Kobe University Repository : Kernel

PDF issue: 2025-04-28

# 防音扉による低周波音の遮音特性に関する基礎的研究

阪上，公博
柏谷，旭彦
森本，政之
高田，重隆

(Citation)
神戸大学大学院工学研究科紀要,1:22-28

(Issue Date)
2009

(Resource Type)
departmental bulletin paper

(Version)
Version of Record

(URL)
https://hdl.handle.net/20.500.14094/81002718

神戸大学大学院工学研究科紀要　第 1 号　22～28 頁　2009 年
doi:10.5047/gseku.j.2009.003

# 防音扉による低周波音の遮音特性に関する基礎的研究

阪上　公博[1*]・柏谷　旭彦[1]・森本　政之[1]・高田　重隆[2]

[1] 工学研究科建築学専攻

[2] 弘進商事神戸営業所

（受付：November 30, 2009　受理：January 12, 2010　公開：January 18, 2010）

キーワード：　防音扉，遮音性能，トンネル発破，低周波音

トンネル工事における発破騒音は，低周波音による代表的な騒音問題である．これに対して用いられる防音扉の遮音特性については研究事例が少なく，問題は未整理の部分が多い．本研究では単純なモデルによる単一板の遮音理論を用い，基礎的な検討を試みた．理論計算結果を実際の防音扉の遮音特性実測値と比較し，その遮音特性の形成機構について解釈を試みた．また，理論計算に基づいて，防音扉の諸定数が遮音特性に及ぼす影響を検討し，遮音性能改善のための基礎的な知見を得ることを試みた．防音扉が単一板として挙動しているとみなせる場合については，本研究で用いた単純なモデルによって，実際の防音扉の遮音特性の形成メカニズムをおおよそ解釈できるが，扉の構造や形式によっては説明できない場合も見られた．また，諸定数の影響については，扉の支持部分の弾性は共振周波数以下に影響し，損失係数は共振周波数のディップに影響するため，これらを適切に選択することで高い遮音性能が得られる可能性が示された．

## はじめに

低周波音とは100Hz以下の音波を言い，工場・事業場等の大型機械や，橋梁等の構造物，交通機関や近隣の商店・施設の設備機器等から生じる．また規模は小さいが，家庭用機器や風などの自然現象からも発生しており，知覚はされないものの身近に存在する．その低周波音による被害には，建具をガタつかせる「物的影響」や，睡眠障害・圧迫感・振動感・頭痛・吐き気をもたらす「心理的・生理的影響」がある．近年，建物の遮音性能が向上したことにより高い周波数の音は遮音されるが，低周波は遮音されにくいため，室内で際立った影響を生じ，圧迫感等を感じることもあり問題になっている．

代表的な被害の例として，トンネル掘削工事の発破作業時に発生する低周波音が原因となるものがあり，トンネル工事場所近傍の住民から，家の建具がガタガタ揺れるなどの苦情が発生する．低周波音による被害には防音対策が必要であるが，前述したトンネル発破工事における低周波音発生への対策には，トンネル坑口に防音扉を設置する方法が用いられている．

しかし，トンネル設計時に，発破音の防音対策に必要な防音扉の種類及び設置台数を判断する基準はいまだ未整理で，防音扉を設置してもトンネル発破工事を開始すると苦情が発生する場合も多く見られる．

苦情が発生した場合は工事を中断し，現地調査を行い，調査結果から必要対策量を求め防音対策の改善を行わねばならず，工事を行う立場としても，時間とコストを余計に費やす結果となる．

したがって，あらかじめ予測された必要な遮音性能を十分に実現する防音扉を設計することが，被害を防ぐために重要である．また，被害が発生した場合に防音対策の改善を適確に行うためにも，防音扉による低周波音の遮音特性について基礎的な研究が必要となっている．

トンネル発破工事における防音扉による低周波音の遮音に関連する従来の研究には以下のものがある．

トンネル発破工事において発生する低周波音の予測は縄岡ら[1)]，田矢ら[2)]が試み，実測値と計算値を比較することで，予測式の妥当性を示している．

鈴木[3)]は低周波音の発生について，事例を用いて民家のガラス窓への影響，構造物への影響，人体への影響について説明し，対策を示している．

瀬川ら[4)]は環境省が公表した「低周波音問題対応の手引き書」と「低周波音測定評価方法講習会」の概要を紹介することで，低周波音に関係する苦情をスムーズに解決するための指針を示している．

高田ら[5)]はトンネル発破工事に用いられる防音扉についての現状をまとめた報告を行っている．現在多く用いられている防音扉の形状，構造の種類，設置方法について説明し，それら防音扉の減音量の実測データと，その測定方法について述べている．また，発破工事によって苦情が発生した場合と，それを改善した場合の減音量の実測値を示し，環境省が定めた「建具のがたつき閾値」以下の測定値になると，苦情が改善される傾向にあることを示した．

従来の参考書等[6)]では，低周波音に対する透過損失が質量則と剛性則（スティフネス制御）の２つの領域に分けられることを説明している．質量則については広く知ら

れ，低周波音に対する予測式が提案されているのに対し，スティフネス制御に関しては，透過損失が剛性のみに関係し，周波数とともにオクターブ当り6 dB減衰することが述べられるにとどまり，実用的な予測式は示されていない．

楠田ら[7]はスティフネス制御を考慮した透過損失を導出する式を用いて，３種類の単板材料（ＧＲＣパネル，ＲＣコンクリート，窓ガラス）の遮音特性の実測値と理論計算値の比較検討を行っている．結果，質量則のみで遮音性能を考えた場合は，低周波域の遮音は期待できないが，実際にはスティフネス制御のため，遮音が期待できることを確認している．

上記のような研究が報告されているが，防音扉による低周波音の遮音特性の形成についての詳細な検討や，理論的な解釈は見られない．また，防音扉の構造やパラメータの違いによる遮音特性への影響について扱ったものはなく，防音扉の設計方法については不明な部分が残っている．

本研究では，防音扉による低周波音の遮音特性の形成及び，防音扉の構造やパラメータが遮音特性に及ぼす影響についての基礎的な知見を得ることを目的とする．

そこで Fahyの理論[8]を用い，防音扉を板としてモデル化して音響透過特性を解析する．理論計算結果と，防音扉による低周波音の減音量の実測値を比較検討することで，防音扉の遮音特性の形成メカニズムを理論的に解釈する．

また，理論計算値によって防音扉の各パラメータの変化が遮音特性に及ぼす影響を示し，防音扉の遮音特性が各パラメータによって，どのように調整できるかを考察する．

以上の検討から，防音扉の設計及び減音量の予測法の確立に向けての基礎的な知見を示す．

## 1.　板の音響透過理論

ここでは，防音扉の遮音特性について，Fahy[8]による単一板をモデル化した音響透過理論を紹介する．このモデルでは，通常の質量則に基づいた理論と異なり，支持部分の剛性と減衰係数を考慮しており，スティフネス制御領域での振る舞いについて考慮することが出来る．

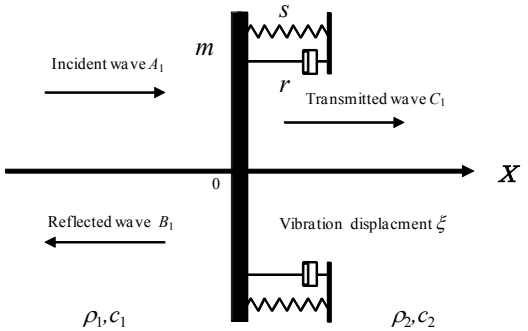


**Fig. 1** Model of a single-leaf panel for sound transmission analysis. The surface density of the panel is *m*. The panel is supported by the stiffness *s* with damping *r*.

Figure1 に示す均一な無限大板に，平面波が入射する場合の１次元音場を解析する．板は剛体であり，面密度は *m* とする．この板が，弾性係数 *s*，減衰係数 *r* によって弾性支持され，音波入射によってピストン振動するものと仮定する．入射波の音圧振幅を $A_1$，反射波を $B_1$，透過波を $C_1$，板の振動変位を$\xi$とする．一般化のため，入射側の媒質の固有インピーダンス（密度×音速）を$\rho_1 c_1$，透過側を$\rho_2 c_2$とする．

入射音圧と反射音圧は次のように書ける．ここで $k_1$ は波長定数（$=\omega/c_1$，$\omega$は角周波数）である．

$$p_i(x,t) = A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)} \tag{1}$$

$$p_r(x,t) = B_1 e^{j(\omega t + k_1 x)} \tag{2}$$

板表側表面での音圧と粒子速度（$=j\omega\xi$）及び機械インピーダンスの関係式より，次のように書ける．

$$A_1 - B_1 = j\omega\rho_1 c_1 \xi \tag{3}$$

変位$\xi$による $x$ 軸の負方向と正方向へ放射される音圧場（各々$p^+$，$p^-$とする）は次のように書ける，ここで $C_2 = -j\omega\rho_2 c_2 \xi$，$k_2 = \omega/c_2$である．

$$p_r^-(x,t) = C_1 e^{j(\omega t + k_1 x)} \tag{4}$$

$$p_r^+(x,t) = C_2 e^{j(\omega t - k_1 x)} \tag{5}$$

Equations (1)～(3)より板の表側の音場全体は，

$$\begin{aligned} p_r^-(x,t) &= A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)} + \left(A_1 - j\omega\rho_1 c_1 \xi\right) e^{j(\omega t + k_1 x)} \\ &= 2A_1 \cos k_1 x e^{j\omega t} - j\rho_1 c_1 \xi e^{j(\omega t + k_1 x)} \end{aligned} \tag{6}$$

となり，Eq. (4)を用いて書き直され次式のようになる．

$$p_r^-(x,t) = 2A_1 \cos k_1 x e^{j\omega t} - C_1 e^{j(\omega t + k_1 x)} \tag{7}$$

また板の運動方程式は次式で表せる．

$$m\ddot{\xi} + r\dot{\xi} + s\xi = p(0^-,t) - p(0^+,t) \tag{8}$$

上式に Eqs.(5) (6)を代入すると次式となる．

$$\left(-\omega^2 m + j\omega r + s\right)\xi = 2A_1 - j\omega\xi(\rho_1 c_1 - \rho_2 c_2) \tag{9}$$

これを板の振動速度 $v = j\omega\xi$で整理すると次式になる．

$$\left[ j\left(\omega m - \frac{s}{m}\right) + (r + \rho_1 c_1 + \rho_2 c_2) \right] v = 2A_1 \tag{10}$$

ここで $z_p = j(\omega m - s/m)$と $z_f = r + \rho_1 c_1 + \rho_2 c_2$とおけば，各々，板の機械インピーダンスと，板両側の媒質への放射音に関する音響放射インピーダンスと解釈できる．

Equation (10)より $A_1$を求め，これを用いて $C_2$を求めれば，透過平面波の振幅は次式のように書ける．

$$\begin{aligned} C_2 &= \rho_2 c_2 v = \frac{2A_1 \rho_2 c_2}{z_p + z_f} \\ &= \frac{2A_1}{\dfrac{j(\omega m - \frac{s}{\omega})}{\rho_2 c_2} + \left(\dfrac{r}{\rho_2 c_2} + \dfrac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} + 1\right)} \end{aligned} \tag{11}$$

透過率$\tau$は入射エネルギーと透過エネルギーの比として次のように書ける．

$$\tau = \frac{\dfrac{|c_2|^2}{2\rho_2 c_2}}{\dfrac{|A_1|^2}{2\rho_2 c_2}} = \frac{4n}{\left[\dfrac{(\omega m - \frac{s}{\omega})}{\rho_2 c_2}\right]^2 + (\dfrac{\omega_0 m \eta}{\rho_2 c_2} + n + 1)^2} \tag{12}$$

式中の $n$，支持部の損失係数$\eta$，系の共振周波数$\omega_0$は次式を用いて各パラメータで表すことができる．

$$n = \frac{\rho_1 c_1}{\rho_0 c_0} \tag{13}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{s}{m}} \tag{14}$$

$$r = \omega_0 m \eta \tag{15}$$

Equation (12)より透過損失 $R$ は次式のように書ける．

$$R = 10\log_{10}\frac{1}{\tau} = 10\log_{10}\left\{\frac{\left[\dfrac{(\omega m - \frac{s}{\omega})}{\rho_2 c_2}\right]^2 + (\dfrac{\omega_0 m \eta}{\rho_2 c_2} + n + 1)^2}{4n}\right\} \tag{16}$$

## ２．現場実測値との比較考察

### 2.1 測定の状況

まず，前述の理論と比較するための，トンネル発破工事に用いられる防音扉の減音量実測データについて，測定状況を述べる．坑内（扉から 40～60 m の地点）で発破を行い扉の前後（坑内側，および外部，各々防音扉から 5 m の地点）で各々音圧レベルを測定し，その差を減音量とした．受音点は地面から 1.5 m の高さとした．測定には実時間分析器を用い，動特性は Slow とした．

Figure 2 に，実測された防音扉の種類を，Table 1 に各々の面密度を示す．扉の形状や寸法はトンネルごとに若干異なるが，トンネルの断面形状に合わせて設置され，周辺はスチール製のアングルで固定されている．

**Table 1**　Surface densities of the sound insulation doors.

| 構造 | 面密度 [kg/m²] |
|---|---|
| グラスウール充填型 | 76 |
| コンクリート充填型 | 478 |
| 水充填型 | 442 |
| グラスウール充填＋コンクリートパネル型 | 434 |
| 水充填＋コンクリートパネル型 | 815 |

### 2.2 理論計算結果との比較

2.2.1 グラスウール充填型

Figure 3 はグラスウール充填型防音扉のトンネルＡ及びトンネルＢでの実測値である．横軸は周波数[Hz]，縦軸は減音量（透過損失と等価とみなす）$R$ [dB]であり，プロットされた点は実測値，実線は実測値の算術平均値である（以下の図でも同様）．グラスウール充填型は Figure 2 に示す通り，2 枚の鉄製パネルにグラスウールを充填したものであり，構造上は 2 重板とみなせる．しかし，グラスウール層の厚さから考えて低周波領域ではほとんど 2 重板としての挙動を見せず，単一構造としてのふるま

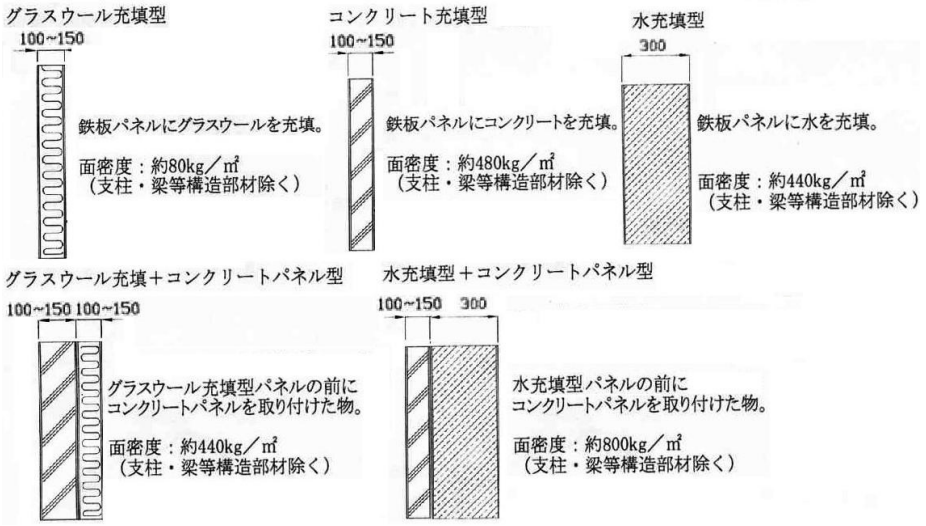


**Fig. 2** Types of the sound insulation doors used in the tunnel construction.

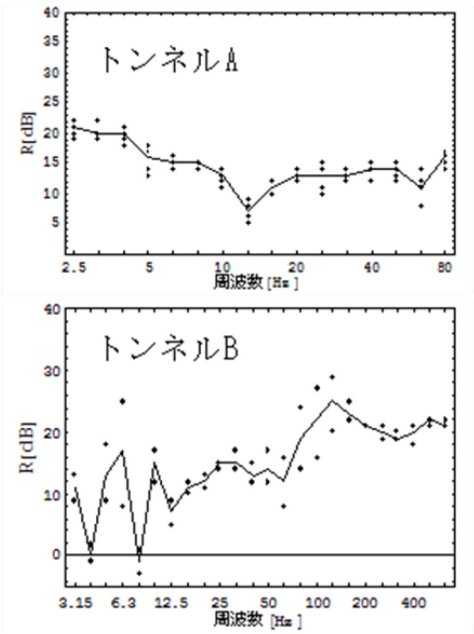


**Fig. 3** Sound insulation characteristics of fiberglass-filled double-leaf steel panel type doors in Tunnels A and B.

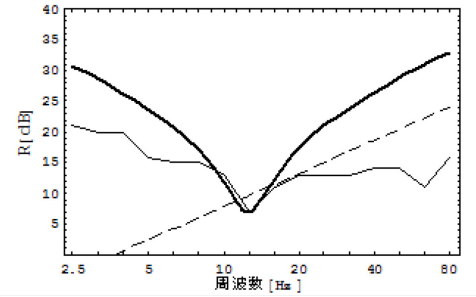


**Fig. 4** Comparison of the measured and calculated sound insulation characteristics of fiberglass-filled type doors in Tunnels A. Thick line: Calculated value; Thin line: Measured value; Dashed line: Calculated value by mass-law for 76 kg m$^{-2}$.

いが支配的となる可能性が高いと推論される [8].

トンネルAでは 12.5 Hz で最小値 7 dB のディップをとるV字型のグラフになり，前述の通り単一板の挙動に近い．これは低域側でのスティフネス制御，12.5 Hz で共振，高域での質量則によるものと推測できる．

一方，トンネルBではトンネルAと異なり 4 Hz と 8 Hz の２箇所でディップが生じている，この原因は明らかでないが，グラスウールをはさむ 2 枚の鉄板それぞれと弾性支持の共振によるものである可能性が一応推測される．ディップより高域で右肩上がりになっているのは明らかに質量則によるものと考えられるが，この低域での変動の原因は明確ではなく，単なる実測値のばらつきの可能性も高い．これと比較するとAは全体が一体として挙動していたのではないかと推測できる．そこで，トンネルAのみについて，理論との比較を行うこととする．

Figure 4 はトンネルAの実測値と理論値の比較である．これを単一構造として扱えば，面密度 $m$＝76 kg m$^{-2}$，共振周波数 12.5Hz で最小値 7 dBより Eqs. (14) (15)を用いて剛性 $s$＝4.69×10$^5$ kg s$^{-2}$，損失係数 $\eta$＝0.17 と求まる．それらを用いた理論計算結果を Figure 4 の太線に示してある．また参考のために面密度 $m$＝76 kg m$^{-2}$ から質量則による値も併せて示した．

理論値と実測値は両方とも 12.5Hz で最小値 7 dB をとるV字型の同じ挙動を示しているため，実測値のディップは共振によるもので，それより低域はスティフネス制御，高域は質量則の領域であることがわかる．

理論値の方が実測値より約 1.5～2 倍高い値をとっている．理由は明確でないがトンネルと防音扉の間の隙間からの音漏れや，トンネルの天井，壁，地面を伝搬するフランキングパスが考えられる．

質量則と実測値を比べると，ディップより高域ではともに右肩上がりの同じ挙動を示し値も近い．しかし，質量則では剛性や損失係数を考慮していないため，スティフネス制御や共振による共振周波数以下の右肩下がりの部分が現れていない．すなわち，質量則ではこの特性の挙動を十分に説明することができない．

2.2.2 グラスウール充填＋コンクリートパネル型

Figure 5 は，グラスウール充填＋コンクリートパネル型防音扉のトンネルCでの実測値である．12.5 Hz で最小値 3 dB のディップをとるV字型のグラフになっている．したがって，この場合もトンネルAのグラスウール充填型と同様，単一構造としての挙動が支配的であることが推測できるため，本理論との比較対象とする．なお，この場合もトンネルAと同様に低域でのスティフネス制御，12.5 Hz で共振，高域での質量則によるものと推論できる．

Figure 6 はトンネルCの実測値と理論値の比較である．前述のように，この場合は実測値の挙動から見て単一板として扱うのが適当であると考えられる．面密度 $m$＝434 kg m$^{-2}$，共振周波数 12.5 Hz で最小値 3 dB より単一板の Eqs. (14)(15)を用いて剛性 $s$＝2.68×10$^6$ kg s$^{-2}$，損失係数$\eta$＝0.01 と求まり，これらを用いて計算した．質量則による計算結果も求めた．

理論値と実測値は両方とも 12.5 Hz で最小値 3 dB をとるV字型の同じ挙動を示しているため，実測値のディッ

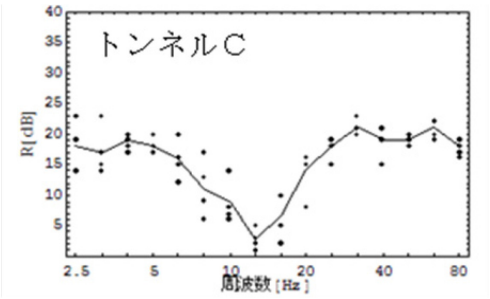


**Fig. 5** Sound insulation characteristics of fiberglass-filled double-leaf steel panel with concrete panel type door in Tunnels C.

プは共振によるもので，それより低域はスティフネス制御，高域は質量則の領域であることがわかる．

理論値の方が実測値より約 2.5～3 倍高い値をとっている．理由は明らかでないがトンネルと防音扉の間の隙間やフランキングパスと推測される．

Figure 5 と同様に，質量則ではディップよりも低域側の挙動が異なり，この特性の特徴を説明できないことがわかる．

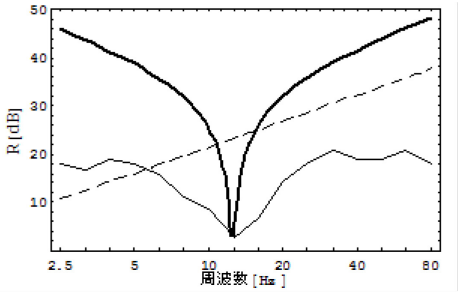


**Fig. 6** Comparison of the measured and calculated sound insulation characteristics of fiberglass-filled double-leaf steel panel with concrete panel type door in Tunnels C.. Thick line: Calculated value; Thin line: Measured value; Dashed line: Calculated value by mass-law for 434 kg m$^{-2}$.

2.2.3 その他の構造の防音扉について

その他の構造の場合については，コンクリート充填型の実測値を Figure 7 に，水充填型の実測値を Figure 8 に挙げておく．いずれの場合も，一見して分かる通り明確なディップを示しておらず，質量制御，スティフネス制御についても明確でないため，本理論の適用は困難であり，本理論による解釈は難しいと考えられる．これらについては，扉自体の構造とともに支持部分の構造も上述のものとは異なるふるまいを示している可能性も推測され，構造全体についての詳細な検討が別途必要であろう．そのため，ここでは実測値を示すにとどめ，考察の対象外としておく．

2.2.4 比較結果のまとめ

以上，単一板とみなせる挙動を示す実測値については，本理論による計算結果と比較を行い，実測値のふるまいについて検討を行った．その結果，扉と支持部分の共振周波数を境にスティフネス制御領域と，質量制御領域にわかれ，V字型の周波数特性を示す点で，実測と理論は定性的に一致し，実測のふるまいが本理論である程度解釈できることが分かった．ただし，定量的な一致については共振周波数のディップ付近を除いて得られておらず，これは実測値におけるフランキングパスの影響も考えられるが，透過損失の低い部分は精度が高く，透過損失が高いほど測定誤差が大きいという一般的な遮音測定の精度の傾向から考えればある程度説明しうるであろう．なお，他の構造の防音扉については，ふるまいが全く異なるため，本理論による解釈は難しいことが分かった．

## ３．理論計算による検討

ここでは理論計算値によって各パラメータの変化が遮音に及ぼす影響を示し，考察する．

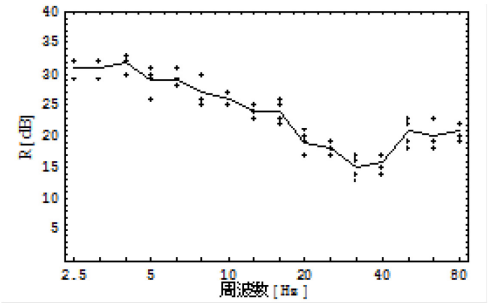


**Fig. 7** Sound insulation characteristics of concrete-filled double-leaf steel panel with concrete panel type door.

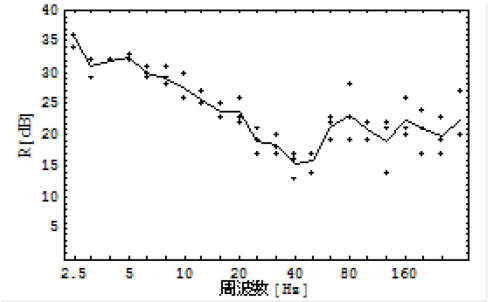


**Fig. 8** Sound insulation characteristics of water-filled double-leaf steel panel with concrete panel type door.

Figure 9 はグラスウール充填型防音扉の剛性 $s$ をパラメータとして変化させた場合の透過損失である．

$s$ が大きくなると共振周波数が高くなりディップが高域に移動し浅くなる．また，共振周波数より低域では $s$ が大きくなるほど透過損失は大きくなる（$s$ が 2 倍で約 6dB 増加）．なお，$s$ は共振周波数より高域にはあまり影響しない．

Figure 10 はグラスウール充填型防音扉の損失係数 $\eta$ をパラメータとして変化させた場合の透過損失である．この結果から，以下のことがわかる．まず，$\eta$ が大きくなると共振周波数でのディップが浅くなる．また，$\eta$ が変化しても共振周波数は一定である．なお，$\eta$ は共振周波数より低域及び高域にはほとんど影響しない．

Figure 11 はグラスウール充填型防音扉の面密度 $m$ をパラメータとして変化させた場合の透過損失である．

まず，$m$ が大きくなると共振周波数は低くなるためディップは低域に移動し浅くなる．また，共振周波数より高域では $m$ が大きくなると透過損失が大きくなる（$m$ が 2 倍で約 6 dB 増加する．いわゆる質量則）．さらに，$m$ は共振周波数より低域にはあまり影響しない．

以上の結果から考えると，共振周波数以下の極めて低い周波数範囲での遮音特性を改善するためには，支持部分の剛性を高くすることが効果的であると考えられる．一方，一般に質量を大きくした方が遮音上は有利であると言われるが，特に低周波域を対象として考えた場合には一概にそうとは言えず，特に共振周波数よりも低い周

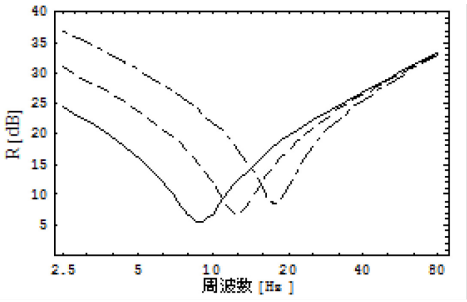


**Fig. 9** Effect of the stiffness of the support on the sound insulation index of an elastically supported panel. $m$ = 76 kg m$^{-2}$, $\eta$=0.17. $s$ = 2.35×10$^5$ kg s$^{-2}$ (solid line), 4.69×10$^5$ kg s$^{-2}$ (dashed line) and 9.38 × 10$^5$ kg s$^{-2}$ (dashed-dotted line).

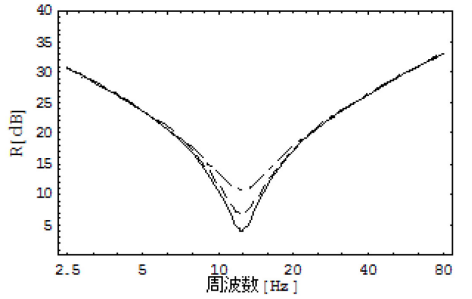


**Fig. 10** Effect of the loss factor of the support on the sound insulation index of an elastically supported panel. $m$ = 76 kg m$^{-2}$ , $s$ = 4.69×10$^5$ kg s$^{-2}$. $\eta$ = 0.085 (solid line), 0.17 (dashed line) and 0.34 (dashed-dotted line).

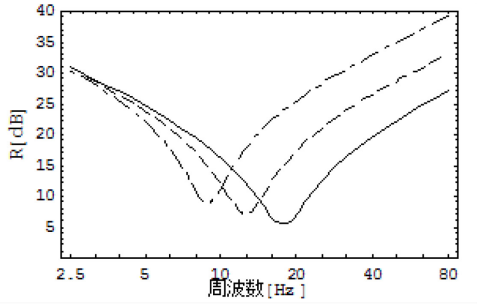


**Fig. 11** Effect of the surface density of the panel on the sound insulation index of an elastically supported panel. $s$ = 4.69×10$^5$ kg/s$^{-2}$. $\eta$ = 0.17. $m$ = 38 kg m$^{-2}$ (solid line), 76 kg m$^{-2}$ (dotted line) and 152 kg m$^{-2}$ (dashed-dotted line).

波数範囲においては大きな効果を示さない場合もあることがわかる．

支持部分との共振により，共振周波数にディップを生じることが現場においては問題となることも多いと考えられるが，これについては支持部の損失係数を大きくする，すなわち減衰を導入することにより，ディップによる遮音欠損を軽減できる可能性があることがわかる．

## まとめ

本論文では，単一板の遮音に関する Fahy の理論[8)]を用い，トンネル発破による低周波音に対する防音扉の遮音特性およびその形成機構についての解釈を試みた．その結果，防音扉が単一板としての挙動を示す場合については，定量的な一致は共振によるディップ周波数付近を除いて得られないものの，全体的な挙動についてはおおむね定性的な解釈が可能であることが分かった．また，扉と支持部の弾性による共振系の共振周波数を境として，質量制御領域とスティフネス制御領域に分けられることが明確に示された．また，理論計算結果から，各パラメータが，各々の領域にどのように影響をするかを検討した．防音扉の質量は質量制御領域となる周波数範囲，すなわち，支持部との共振周波数より高域で影響する．一方，支持部の弾性はそれより低域で影響する．支持部の損失係数は共振周波数におけるディップに影響することが示された．これらは，防音扉の遮音性能向上のための基礎的な知見として，設計の際の指針を得るうえで有用となると思われる．

防音扉の種類によっては，単一板として扱うことが出来ないと思われる複雑な挙動を示すものもあり，これらに対しては別途さらなる検討が必要である．

### Literature Cited

1) 縄岡好人，横田考俊，橘秀樹；”トンネル発破音の予測方法”，日本音響学会講演論文集，1439-1442 (2008)

2) 田矢晃一，山本貢平，新田恭士，村松敏光；”トンネル発破施工時に発生する低周波音”，日本音響学会講演論文集，685-686 (1999)

3) 鈴木昭次；”超低周波音の発生と対策”，日本機械学会誌，86，50-54 (1983)

4) 瀬川敏郎，由衛純一，平野高司，齋藤輝彦；”低周波音問題対応の手引き書の公表と今後の展望”，日本機械学会第 15 回環境工学総合シンポジウム 2005 講演論文集，49-52 (2005)

5) 高田重隆，野町雅紀，石原勝博，森本英盟；”住宅近傍で行われたトンネル工事における発破低周波音対策例”，日本騒音制御工学会研究発表会講演論文集，189-192 (2003)

6) 楠田真也，井上保雄；”剛性則による低周波音の遮音性能”日本機械学会第 15 回環境工学シンポジウム 2005 講演論文集，39-42 (2005)

7) Frank Fahy; Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission, Response -, Academic Press, London, UK, pp.143-149 (1985)

8) 前川純一，森本政之，阪上公博；”建築・環境音響学（第 2 版）”共立出版，東京，p.82　(2000)

# A Basic Study on the Low Frequency Sound Transmission Characteristics of a Sound Insulation Door Used in Tunnel Constructions

Kimihiro SAKAGAMI[1], Teruhiko KASHITANI[1], Masayuki MORIMOTO[1] and Shigetaka TAKADA[2]

[1]*Graduate School of Engineering, Department of Architecture*
[2] *Kobe Office, Koshin Shoji, Co. Ltd.*

***Key words:*** Sound insulation door, Sound insulation performance, Tunnel construction, Blasting, Low frequency sound

**The low frequency sound caused by a blasting in tunnel constructions is one of typical low frequency noise problems. A sound insulation door is often used at the mouth of the tunnel under construction to reduce the noise, but the sound transmission characteristics of the doors have little been studied so far, and its design principle has not yet been established. In this paper, using a sound transmission theory of a single panel based on a simple model is used to analyse the low frequency sound transmission of the sound insulation doors. The theoretical results are compared with in-situ measurement values to interpret the mechanism of the sound transmission of the sound insulation doors. When the door behaves as a single-leaf structure the theory can qualitatively agree with the measured results, and the sound transmission characteristics can be interpreted by the theory. Also, a parametric study using the theory is made to demonstrate the effects of the parameters of the sound insulation doors, which can provide a basic understanding for designing them.**