

投稿論文(和文ノート)

**TECHNICAL
NOTE**

風の抵抗の低減を考慮した防音壁の基礎的研究

渡辺義則¹・吉田 勇²・久保喜延³・加藤九州男⁴

¹正会員 工博 九州工業大学助教授 工学部設計生産工学科 (〒804 北九州市戸畑区仙水町1-1)

²非会員 筑豊工業高等学校教諭 (〒822 直方市大字頓野4019の2番地)

³正会員 工博 九州工業大学教授 工学部設計生産工学科

⁴正会員 九州工業大学助手 工学部設計生産工学科

防音壁の構造はこれまで主に減音効果を高めることに着目して研究されていて、風の抵抗を低減するという観点に乏しい。橋梁部に設置された防音壁に作用する風の抵抗を低減することは、橋梁設計上重要な課題であると同時に、建設費の減少にもつながる。本研究で着目したのは、堀割構造の道路の開口部に採光及び換気のために設けられるルーバーである。吸音材料を張り付けたダブルルーバーを道路の開口部に装着すれば、斜め上方に伝播する騒音を減少できることは既に報告されている。このことは所期の目的を持つ防音壁の開発に重要なヒントを提供するが、防音壁にしては寸法が大き過ぎる。それゆえ本研究では寸法を既存の防音壁に近づけるとともに、様々な部材間隔(隙間)を変えた実験を行い、減音効果の維持と風の抵抗の低減という相反する現象が折り合える障壁を追求した。

Key Words: noise barrier, reduction of wind load, transportation noise

1. はじめに

市街地やその付近を通過する自動車専用道路の構造として高架形式が採用されることが多い。その場合、自動車騒音対策のために、高架橋には高さ1.5~3.0 m程度の防音壁が設置されるのが通常である。そしてそれは橋梁部の桁高と同程度の高さの平板を取り付けたのと同じことであり、桁に作用する風荷重は桁のみの場合の約2倍にも達する。特に長径間高架橋の場合には、橋脚部に加わる風荷重は地震荷重にも匹敵するほどのものとなる。従って、このような風荷重の低減を可能にすることは、橋梁設計上重要な課題であると同時に、建設費の減少にもつながる。同様に防音壁の支柱及び基礎部分の設計に対しても風荷重の低減は有利に働くことになる。そこで、本研究では風荷重の低減を考慮した防音壁を開発するための基礎的な検討を行った。

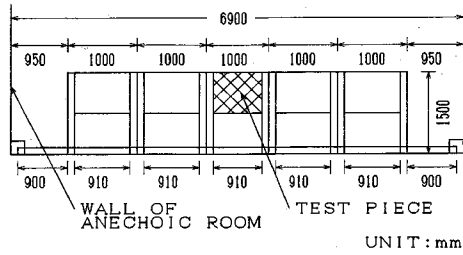
防音壁の構造は、これまでどちらかと言えば減音効果を高めることに着目して研究開発されてきている。そしてその形状は障壁の頂部がナイフエッジのように尖りかつ透過損失の大きな半無限長の板に始まり、吸音性の表面を有する障壁や多重障壁、逆L字型防音壁など様々であるが、いずれも風荷重の低減という観点からは研究されていない。本研究では、風荷重の小さい防音壁として、堀割構造の道路の開口部に採光及び換気のために設けられるブラインド状のルーバーに着目した。堀割構造の道路の開口部に吸音材料を張り付けたダブルルーバーを装

着すれば、斜め上方のビルディングに伝播する騒音を減少できることが報告されている^{1),2),3)}。このことは所期の目的を持つ防音壁の開発に重要なヒントを提供するが、防音壁にしては羽根部材の寸法(特に厚さ)が大き過ぎるし、風荷重の低減という観点からの検討はされていない。それゆえ、本研究では、寸法を既存の防音壁に近づけるとともに、部材間隔を広げた実験を行って減音量を、さらには、風洞実験で風荷重をそれぞれ測定することにより、減音効果の維持と風荷重の低減という相反する現象が折り合える障壁を追求した。

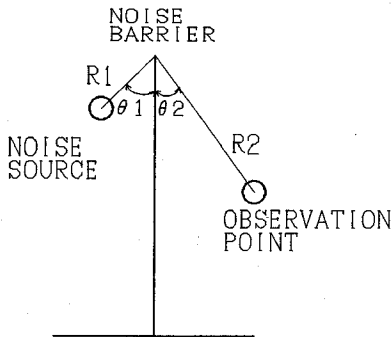
2. 無響室での模型防音壁の減音量の測定

(1) 無響室での実験の概要

実験は無響室(内のり寸法:6.9×6.6×3.3 m, 暗騒音NC-15以下)の歩廊床上に図-1に示すような縮尺比1/4の模型防音壁を設置して行った。斜線の部分に試験すべき壁を取り付け、他の部分は厚さ2.4 cmの合板である。更に、図-2と表-1に音源と受音点の詳細な位置関係を示す。実験周波数は2, 4, 8 KHZ(実寸では0.5, 1, 2 KHZに対応)である。音源としてはスピーカー(FOSTEX H-T 926)を使用した。各受音点の音は精密騒音計で測定し、それから1/3オクターブバンド実時間分析器で各周波数の音のレベル(バンドレベル)を求めた。本研究では、音源からの音が点音源的に減衰して受音点に到達すると仮定して計算したバンドレベル



図一 無響室内における模型防音壁並びに試験した壁の設置要領



図二 音源と受音点と壁の配置

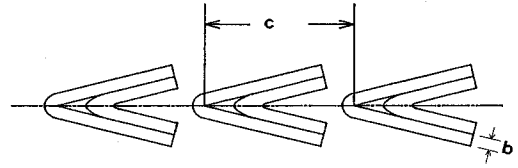
表一 音源と受音点の位置

θ_1 (度)	θ_2 (度)	R_2 (cm)					
		20	30	40	50	60	80
90	80	○	○	○	○	○	○
	60	○	○	○	○	○	○
	40	×	○	○	○	×	×
60	80	○	○	○	○	○	○
	60	○	○	×	×	×	×

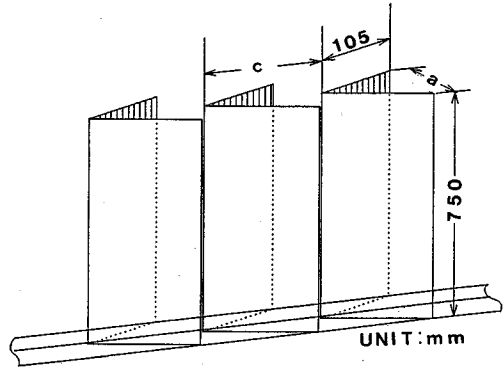
注) ○: 測定する, ×: 測定しない, R_1 は50cm

と、壁を挿入した場合の受音点のバンドレベルの測定値との差をインサージョンロスと呼び、これにより壁の減音量を測る。なお、この無響室では実験周波数範囲内で逆二乗則が成立し、さらには、模型の壁の頂部がナイフエッジの合板(厚さ2.4cm)の場合の回折減音量 L (dB)は、ほぼ式(1)⁴⁾(前川の測定値を近似した式)に一致することは確認している。

$$\begin{aligned}
 L &= 10 \log_{10} N + 13 (1 \leq N) \\
 &= 5 \log_{10} N + 13 (0.1 \leq N < 1) \\
 &= 2 \log_{10} N + 10 (0.01 \leq N < 0.1) \quad (1)
 \end{aligned}$$



(a) 鉄板に吸音材料を張り付けた状態の壁を上から見た場合



(b) 鉄板だけの状態の壁を正面から見た場合

図三 試験した壁の形状

表二 実験ケース

実験ケース	羽根部材の幅 a	吸音材料の厚さ b	羽根部材の間隔 c
A-1	150	5	75.0
A-2	150	10	37.5
A-3	150	10	75.0
A-4	150	10	100.0
A-5	150	10	125.0
B-1	55	--	100.0
B-2	55	10	100.0
B-3	55	10	125.0
B-4	55	10	150.0
B-5	55	10	175.0

注) 部材幅と間隔は吸音材料を張付けない鉄板間の寸法(単位はmm)で示している。

$$= 5 \quad (N=0)$$

ただし、式(1)中の N はフレネル番号であり、壁がある場合と無い場合の音の伝播経路の差 δ と音の波長 λ を用いて $N=2\delta/\lambda$ で表される。

(2) 模型防音壁の諸元と実験ケース

実験に用いたダブルルーバーの諸元と、それに対応する実験ケースを図三と表二に示す。羽根部材は厚さ1.2mmの鉄板の両面に吸音材料としてモルトプレージ

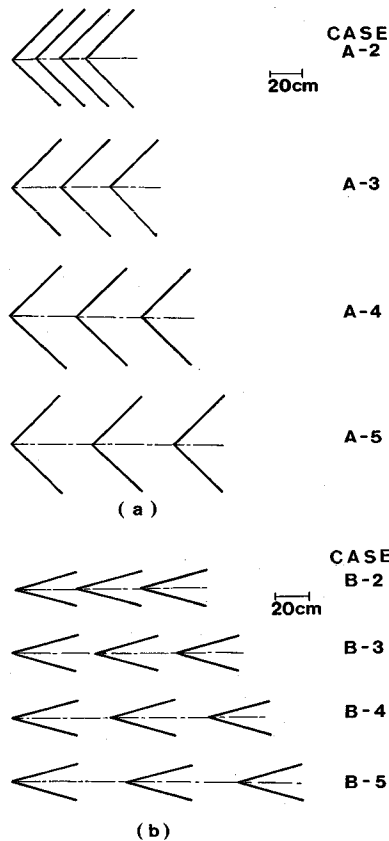


図-4 各実験ケースに対応する羽根部材の形状と重なりの様子

を張り付けて製作した。なお、モルトプレーンは市販されている材料であり、その吸音率（残響室法）もカタログに示されているので、この吸音材料の説明は省略する。更に、図-4に各実験ケースに対応する羽根部材の形状や隙間の様子をまとめて示す。実験ケースAとBは羽根部材の幅は15, 5.5 cm（実寸で60, 22 cm）と差があるが、部材の隙間は同程度になるように実験を計画した。つまり、部材の重なりという視点で見れば、図-4に示すように実験ケースAの3, 4, 5が実験ケースBの2, 3, 4にそれぞれ対応する。

(3) 羽根部材の幅、間隔、吸音材料の厚さと減音量

まず、最初に図-1の斜線部に設置する模型の壁の部分を取りはずした時の減音量（インサージョンロス）を求めて図-5に示す。これより、多少のばらつきはあるものの減音量は充分小さいと判断してよいと思われる。なお図-5中の減音量は後掲の図-6, 7との比較を容易にするために、図-1の斜線部に壁が設置されていると仮想した場合のフレネル番号に対応させて示している。次に、厚さの異なる吸音材料をダブルルーバーに張

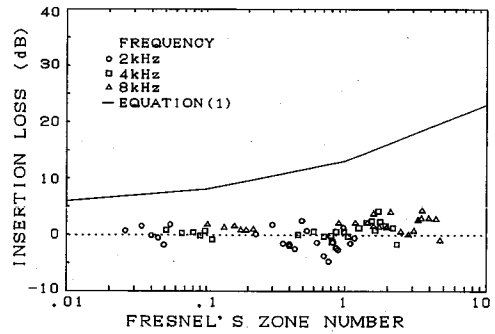


図-5 模型の壁の部分を取りはずした時の減音量

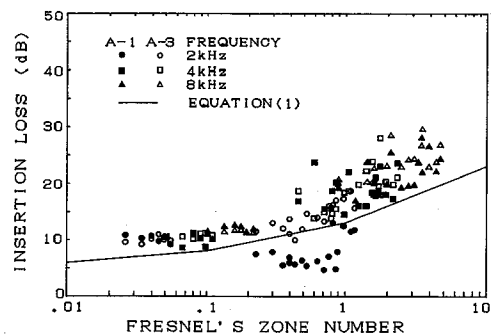


図-6 吸音材料の厚さの違い（実験ケースA-1（厚さ0.5 cm）と実験ケースA-3（厚さ1 cm））による減音量の差

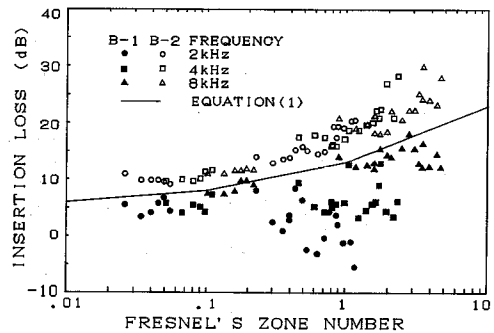
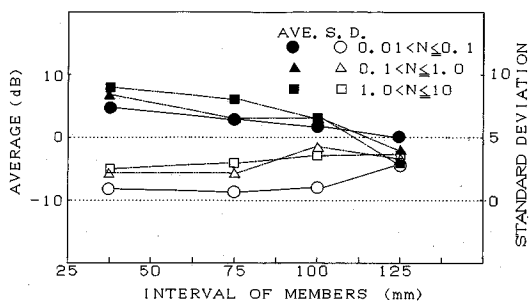
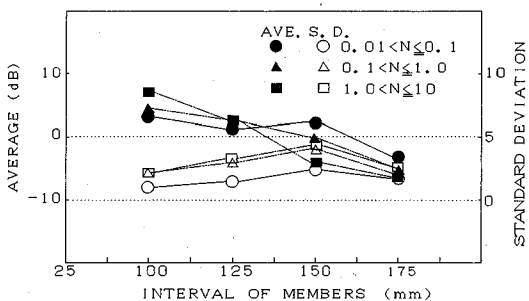


図-7 吸音材料の有無（実験ケースB-1（吸音材料なし）と実験ケースB-2（厚さ1 cm））による減音量の差

り付けて減音量を測定した結果を図-6, 7に示す。なお、図中の実線は式(1)を計算したものである。式(1)は透過損失が充分大きい壁の回折減音量を求める式であり、減音量がこの式の値を上回るといことは防音壁として十分な能力を持つことを意味する。これから、①吸音材料がない場合には減音量が小さく、かつ、ばらつくが、ルーバーに厚さ1 cmの吸音材料を張り付ければ、減音量が大きくなり、かつ、ばらつきも小さくなる（図-7）。



図一八 式(1)と減音量測定値の差の平均値と標準偏差(実験ケースA-2~A-5, 部材の幅15cm)



図一九 式(1)と減音量測定値の差の平均値と標準偏差(実験ケースB-2~B-5, 部材の幅5.5cm)

②特に、吸音材料の厚さが0.5cmより1cmの方が、フレネル番号 N が0.2~1での減音量もほぼ式(1)の値を上回る(図一六)。

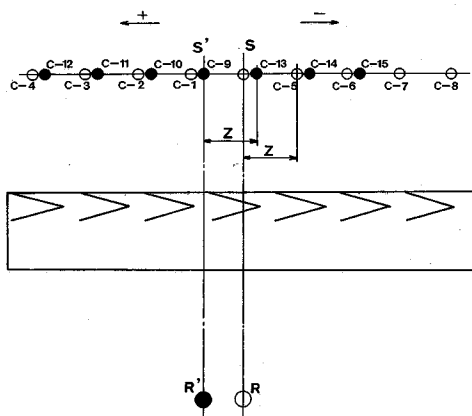
③実験ケースA-3, B-2ともに、減音量が式(1)の値を上回っており、本実験の範囲内ではルーバーの両面に厚さ1cmの吸音材料を張り付ければ、防音壁として十分な減音効果が得られると判断される。

次に、吸音材料の厚さを1cmとして、羽根部材の間隔(すなわち、部材の重なり)を変えて測定した結果を図一八、九に示す。例えばケースB-2では、図一七の○□△が測定値として得られるが、同じ N に対する測定値と実線との差は N の範囲を限定すればかなり近い値を示す。それゆえ、減音効果は、減音量の測定値と式(1)の差をとり、図一八、九に示した N の区分範囲での平均値および標準偏差として求めて示してある。その結果、

①図一八、九ともに羽根部材の間隔が広がる(つまり、部材の重なりが少なくなる)と減音量の平均値が低下するとともに、ばらつきも大きくなる傾向が認められる。

②図一八では間隔100mm、図一九では間隔125mmより大きな所では平均値が急激に変化したり、負の値が発生しており、このあたりが、防音壁として使用する一つの目安と考えられる。

③羽根部材の重なりという視点でみれば、図一八の間隔75, 100, 125mmが図一九の間隔100, 125, 150mmに対応し、それぞれ部材の重なりは同程度である。両者を



図一〇 音源を壁と平行に移動させた時の音源と受音点の位置関係

比較すれば、結果に大きな差は認められない。つまり、部材の幅が15cmから5.5cmに薄くなっても、減音量に大差がないことが認められる。部材の幅5.5cmは実寸に換算すれば22cmであり、既存の防音壁の寸法に近い。

以上の結果から、減音量の測定値が式(1)(前川の実験値)に近く、かつ、ばらつきが小さいという条件を考えて、最も適当と判断される羽根部材の間隔、部材の幅、そして吸音材料の厚さは、実験ケースB-3(部材の間隔125mm, 幅5.5cm, 吸音材料の厚さ1cm)であると考えられる。これらの条件では、減音量は、ほぼ式(1)に近い値となり、また、羽根部材の間隔もある程度開いているので風による荷重も低減できると考えられる。本研究で検討したのは、1/4縮尺模型の防音壁であるから、これらの条件を実寸に換算すると防音壁の高さ3m, 羽根部材の間隔50cm, 幅22cmとなる。

なお、部材の間隔が狭く、より減音量が大きい防音壁を用いて、そのかわり風を受ける面積を小さくするという視点からの検討も必要かも知れないが、筆者らとしては、車両走行実験などのより現実に近い条件で減音効果を確かめる方がこれに優先すると考えており、その後、より精緻な検討にはிரいたい。

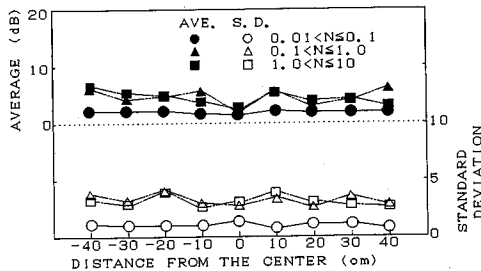
(4) 音源を模型防音壁と平行に移動させた時の減音量の測定

本研究で製作した模型防音壁は、平板のように構造的にはほぼ一様とみなせるものとはなっていない。そのために、模型防音壁に入射してくる音の角度が異なれば、減音量に有意な差が生じる可能性がある。それゆえ、ここでは、音源を模型防音壁に平行に移動させた時の減音量を測定した。検討の対象とした壁は羽根部材の幅5.5cm, 間隔12.5cm, 吸音材料の厚さ1cm(つまり、表一

表一 3 音源を壁と平行に移動させた時の音源と受音点の位置関係

実験 ケース	ずれ Z (cm)		実験 ケース	ずれ Z (cm)	
	$\theta_1=90$ 度	$\theta_1=60$ 度		$\theta_1=90$ 度	$\theta_1=60$ 度
C-1	8.5	8.5	C-9	0	0
C-2	18.5	18.5	C-10	10.0	10.0
C-3	28.5	30.5	C-11	20.0	20.0
C-4	38.5	40.5	C-12	30.0	32.0
C-5	-11.5	-11.5	C-13	-10.0	-10.0
C-6	-21.5	-21.5	C-14	-20.0	-20.0
C-7	-31.5	-33.5	C-15	-30.0	-32.0
C-8	-41.5	-43.5			

注) θ_1 は図-2に示している。C-1~C-8はS、Rを基準とし、一方、C-9~C-15はS'、R'を基準とする。



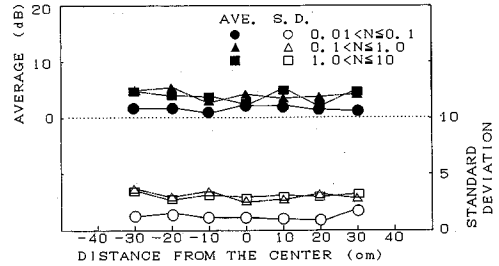
図一 11 式(1)と減音量測定値の差の平均値とその標準偏差 (実験ケース C-1~C-8)

中の実験ケース B-3) である。

この実験で、音源は防音壁と平行に移動させたが、この場合の音源の位置と受音点の位置関係を図-10に示す。図中の○は基準となる点として、音源と受音点を模型防音壁の中心(つまり、S、R)に設置した場合であり、一方、●は基準となる点として、音源と受音点を模型防音壁の中央部分の羽根部材の隙間(つまり、S'、R')に設置した場合である。つまり、実験は基準となる点を、

- ①模型防音壁の中心に音源と受音点を設置する、
- ②模型防音壁の中央部分の羽根部材の隙間に音源と受音点を設置する、

の2通り考え、それから約10 cm づつ音源を移動させたものについて行った。また、図中の記号は、それぞれの音源の位置での実験ケース(表一 3 参照)である。表一 3 に各実験ケースの基準とした音源からのずれをまとめて示す。例えば、図-10中のC-5は、基準となる点(模型防音壁の中心)より11.5 cm 程、一方向にずれた位置に音源を設置し、その減音量を求めた実験である。なお、前掲の表一 1 に示した実験では、音源と受音点を結んだ線と模型防音壁が直交する。それに対して、表一 3 にはそれが直交しない場合の実験が多数含まれている。表一 3 に示す各実験ケース毎に図-6、7と同様な結果が



図一 12 式(1)と減音量測定値の差の平均値とその標準偏差 (実験ケース C-9~C-15)

得られるので、図-8、9を求めた時と同じ手順で図-11、12を求めた。この結果から明らかな様に、全ての実験ケースにおいて減音量に有意な差は認められない。

3. 二次元風洞での風荷重の測定

防音効果が判明した防音壁形状の風荷重の測定を行った。風荷重の測定には九州工業大学工学部設計生産工学科所有の空力弾性試験用風洞を用いた。風洞の測定部断面面積は1070 mm×1070 mmで、模型による閉塞率が5%以内となるようにして三分力天秤を用いて抗力を測定した。抗力測定に際しては、端板の効果が重要な働きをするため、端板効果の現れない端板の大きさを選ぶこと、端板と風洞壁面との間の模型支持部からの渦の発生による抗力への影響を小さくするため、翼状カバーを用いることなどの細心の注意を払った⁹⁾。模型としてはアルミニウム製アングル(15×15×1.5×790 mm)を図-13に示すような隙間Sを設けて重ねた形状とし、この隙間Sを変化できるようにしたもので、4段重ねたものである。図-14にS/h(hは図-13中で定義)に対して、抗力を投影面積を用いて無次元化した抗力係数 C_D を示す。

$$C_D = 2D/\rho V^2 A \quad (2)$$

D: 抗力 (kgf)

A: 投影面積 (m²)

ρ : 空気密度 (kgs/m³)

V: 風速 (m/s)

これによると、隙間が狭くなるに従い、鉛直平板の抗力係数($C_D=2.2^9$)に漸近することがわかる。すなわち、従来の防音壁に用いられた鉛直平板形式のものに比較すると、隙間のある防音壁は抗力係数が $C_D=2.2$ から $C_D=1.34$ に減じ、抗力係数で約40%の低減が可能になる。このことは、防音壁に作用する風荷重を40%程度減少させることになり、防音壁基礎部をより経済的に設計できると同時に、橋梁に作用する横荷重を低減させ、桁の設計もそれだけ経済的に行えることになる。

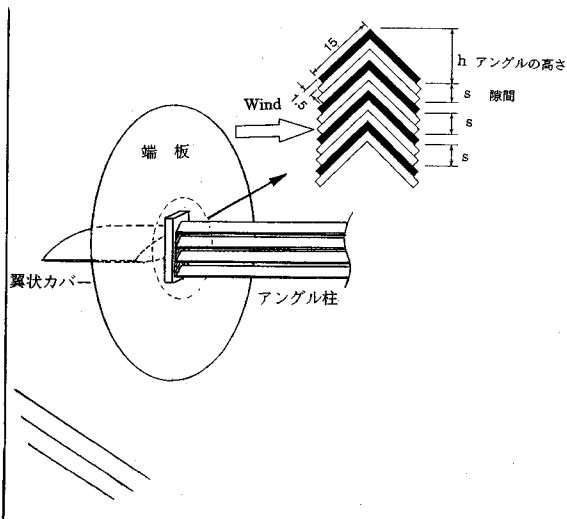


図-13 アンゲル列柱模型

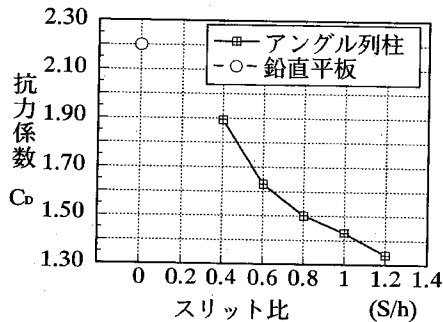


図-14 スリット比と抗力係数の関係

4. まとめ

本研究では風荷重を低減する防音壁の構造として羽根部材に吸音材料を張り付けたダブルルーバーに着目した。そして、その寸法を既存の防音壁に近づけるとともに、部材間隔を広げた実験を無響室や風洞を用いて実施

し、減音効果の維持と風荷重の低減という相反する現象が折り合える障壁を追求した。

以下にその結果をまとめて示す。

(1) 減音量の測定値が式(1)(前川の実験値)に近く、ばらつきが小さい。そのうえ、羽根部材の重なりもできるだけ少なくして風による荷重も低減できるという条件を考えて、最も適当と判断される羽根部材の間隔、部材の幅、そして吸音材料の厚さは、実験ケース B-3(間隔 12.5 cm, 幅 5.5 cm, 厚さ 1 cm; 実寸では間隔 50 cm, 幅 22 cm, 厚さ 4 cm)である。

(2) 本研究で製作した模型防音壁は、平板のように構造的にほぼ同様とみなせるものとはなっていないが、音源が防音壁に平行に移動して受音点との相対的位置関係が変わっても減音量が著しく低下することはない。

(3) 風洞実験の結果より、平板型の防音壁に比べて上記の防音壁は風による荷重を 40%程度低減できると考えられる。

謝辞：本研究に対してご助力いただいた九州工業大学工学部 浦英樹氏に感謝します。

参考文献

- 1) 太田義和, 坂田豊: 自動車道ルーバーに関する騒音模型実験, 土木学会誌 6月号, pp.42-47, 1983.
- 2) 山本貢平, 山下充康: 自動車道ルーバーの音響効果, 日本騒音制御工学会技術発表会講演会論文集, pp.205-208, 1985.
- 3) 谷奥洋一, 小西一生: 騒音対策法としてのルーバーの形状について, 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp.189-192, 1988.
- 4) 金安公造, 金泉 昭: 道路交通騒音の予測計算方法に関する研究, 土木研究所報告第 156 号, 1981.
- 5) Y. Kubo and K. Kato: The Role of End Plates in Two Dimensional Wind Tunnel Tests, *Proc. of JSCE* No. 368/I-5, pp.179-186, 1986.

(1995.4.13 受付)

A BASIC STUDY ON A NOISE BARRIER FOR REDUCTION OF WIND LOAD

Yosinori WATANABE, Isamu YOSIDA, Yoshinobu KUBO
and Kusuo KATO

In this paper, forms and dimensions of noise barrier which is able to reduce not only road traffic noise but also wind load placed on a bridge is investigated. Through one-fourth scale model experiments in anechoic room, it was concluded that louver made of steel must be covered with absorptive materials of 1 cm thickness and the intervals of its members must be less than 50 cm in order to get enough noise reduction. And the scale model tests in two dimensional wind tunnel indicated that the proposed noise barrier decreased the amount of wind load to about 60%.