

舗装版切断機騒音に対する先端改良型遮音壁の効果

Effect of Edge-Improved Noise Barrier on Paving Slab Cutting Machine Noise

比江島慎二*・一色威輝**

Shinji Hiejima and Takeki Isshiki

*正会員 工博 岡山大学准教授 環境学研究科資源循環学専攻 (〒700-8530 岡山市津島中 3-1-1)

** 非会員 岡山大学学生 環境理工学部環境デザイン工学科 (〒700-8530 岡山市津島中 3-1-1)

In order to reduce the noise of paving slab cutting machines, several types of edge-improved noise barriers are investigated through numerical simulation. The acoustic field around the noise barriers is computed using the finite element method with Element-by-Element conjugate gradient algorithm. The noise barrier with the improved Y-shaped edge is proposed and its sound shielding efficiency is found to be equivalent to the noise barrier with the active soft edge. It is also found that the sound shielding efficiency of a noise barrier changes drastically according to the distance between the noise barrier and the sound source.

Key Words: edge-improved noise barrier, paving slab cutting machine, FEM

1. はじめに

近年、都市機能の高度化に伴い、様々なライフライン設備が地下に埋設されている。その多くは道路地下部分に埋設され、老朽化や定期的なメンテナンスのため、舗装版切断機による路面の切断がしばしば行われる。しかし、舗装版切断時には非常に大きな騒音を発し、特に夜間の工事などでは近隣に不快な騒音公害をもたらす。騒音源である舗装版切断機そのものへの防音対策も行われるが、それだけでは不十分である。

一方、交通騒音などの防音対策として、従来、遮音壁が多く用いられている。その中でも先端改良型遮音壁は、低い壁高でより高い壁高の遮音壁と同等な遮音効果が得られるため、近年多く用いられている。遮音壁先端の形状を工夫すれば、可搬性のあるコンパクトな遮音壁であっても高い遮音性能が期待できるため、舗装版切断機騒音に適した現場設置型のコンパクトな遮音壁を実現できる可能性がある。ただし、交通騒音に対しては、すでに様々な形状の先端改良型遮音壁が提案されているが、周波数特性などが交通騒音とは異なる舗装版切断機騒音に対して、必ずしも同様な形状で効果が得られるとは限らない。舗装版切断機の騒音特性に応じた最適な先端形状を選択することが重要である。

制御スピーカーを用いて騒音源と逆位相の音響を発生させ、より効率的な制御を行うアクティブ制御型の遮音壁なども提案されているが、コストが高くなる。パッシブ制御型である先端改良型遮音壁であっても、騒音源の特性に合わせた先端形状によっては、アクティブ制御に匹敵する

遮音効果が得られる可能性がある。本研究では、舗装版切断機騒音に適した遮音壁先端形状を探る第一段階として、単純壁、アクティブ制御型遮音壁の1つであるアクティブソフトエッジ (ASE) 遮音壁、交通騒音などに導入された実績のある Y 型遮音壁、さらに今回新たに提案する変形 Y 型遮音壁を取り上げ、それぞれの遮音効果について音響伝搬数値シミュレーションにより検討する。

なお、従来、屋外などのいわゆる半無限領域における音響伝搬解析には境界要素法 (BEM) が多用されているが、先端改良型遮音壁のような複雑な形状の物体周りや周囲の地形形状が複雑な空間での音響伝搬解析、あるいは屋外の地表面付近と上空の気温差による音響伝搬性状の違いなどを考慮する場合には有限要素法 (FEM) が有利である。ただし、本来、有限領域での解析を目的とした FEM を半無限領域の音響伝搬解析に適用するには、無限領域へのスムーズな音響伝搬を仮想的に実現する無反射境界の処理法や大規模化する連立一次方程式の効率的解法を導入する必要がある。われわれは解析領域周辺にハイブリッド型無限要素¹⁾を導入し、Element-by-Element 法²⁾を用いた共役勾配法を連立一次方程式ソルバーとする大規模音響伝搬解析手法³⁾を開発しており、本研究の2次元半無限領域における音響伝搬解析に用いた。

2. 屋外音響伝搬の数値解析法

2.1 音場の支配方程式と無限境界の処理

音場のヘルムホルツ方程式をリッツ・ガラーキン法により離散化すると以下の周波数領域における有限要素方程

式が得られる。

$$([M] - k^2[K] + ik[G])\{p\} = i\omega v_0\{W\} + \{Q\} \quad (1)$$

ここで、 k : 波数、 ω : 角周波数、 v_0 : 駆動速度、 $[M]$: イナータンス行列、 $[K]$: エラスタンス行列、 $[G]$: 減衰行列、 $\{p\}$: 節点音圧ベクトル、 $\{W\}$: 駆動ベクトル、 $\{Q\}$: 点音源ベクトル、 i : 虚数単位である。

有限要素法により屋外の半無限領域の音場を解析するためには、有限領域の終端に無限領域への接合を表現するための無限境界の処理が必要になる。本解析では、取り扱いの容易さから、ハイブリッド変分原理にもとづくハイブリッド型無限要素¹⁾を導入する。ハイブリッド変分原理では、隣接する要素間境界におけるフラックスの連続条件を多少ゆるめることを前提に定式化が行われる。

解析領域を有限領域 Ω_F と無限領域 Ω_I に分け、その境界を仮想境界 Γ とし、 Ω_F では通常の有限要素法を適用して、 Ω_I では無限要素を考える (図-1)。無限領域でヘルムホルツ方程式が満たされるものとすれば、 Ω_I におけるハイブリッド型汎関数は、 p, q を Ω_I 内の音圧とフラックス、 p_Γ を境界上で定義される未知音圧として次式で与えられる。

$$\pi_I = \int_{\Gamma} p_\Gamma q d\Gamma - \frac{1}{2} \int_{\Gamma} p q d\Gamma \quad (2)$$

次に、仮想境界 Γ を境界要素 Γ_e に分割し、境界上の音圧の内挿関数 $\{L\}$ として、 p_Γ を次式のように表現する。

$$p_\Gamma = \{L\}^T \{p\}_{\Gamma_e} \quad (3)$$

p と q はヘルムホルツ方程式の級数展開された一般解を用いる。

$$p = \{\beta\}^T \{A\} \quad (4)$$

$$q = \{\beta\}^T \{A_n\} \quad (5)$$

ここで、 $\{A\}$ は一般解ベクトル、 $\{\beta\}$ は係数ベクトル、 $\{A_n\}$ は $\{A\}$ の法線方向微分ベクトルである。これらを式(2)に代入すれば、仮想境界上の線分要素 Γ_e に関して、汎関数は以下になる。

$$\pi_{I_e} = \{\beta\}^T [G]_{\Gamma_e} \{p\}_{\Gamma_e} - \frac{1}{2} \{\beta\}^T [H]_{\Gamma_e} \{\beta\} \quad (6)$$

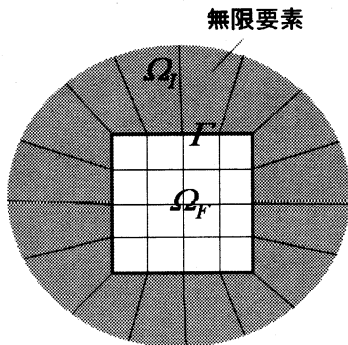


図-1 無限境界の処理

ただし、

$$[G]_{\Gamma_e} = \int_{\Gamma_e} \{A_n\} \{L\}^T d\Gamma \quad (7)$$

$$[H]_{\Gamma_e} = \int_{\Gamma_e} \frac{1}{2} (\{A\} \{A_n\}^T + \{A_n\} \{A\}^T) d\Gamma \quad (8)$$

式(6)の第1変分の停留性から $\{\beta\}$ と $\{p\}_{\Gamma_e}$ の関係が得られ、 $\{\beta\}$ は消去されて最終的なハイブリッド型無限要素の要素行列 $[S]_{\Gamma_e}$ が次のように求められる。 $[S]_{\Gamma_e}$ は境界 Γ_e から無限領域 Ω_I をみたアドミッタンスマトリクスに対応する。すなわち有限領域の境界がこのアドミッタンスによって終端されることで無限境界が表現される。

$$[S]_{\Gamma_e} = [G]_{\Gamma_e}^T [H]_{\Gamma_e}^{-1} [G]_{\Gamma_e} \quad (9)$$

2.2 大規模有限要素方程式の解法

無限境界の導入により、有限要素法による屋外音響伝搬解析が可能となるが、それでもなお、音源から離れた受音点での音圧などを予測するためには、広い空間の解析が必要となる。また、その空間スケールに比べて音の波長のスケールは数オーダー小さく、それを解像可能な小サイズの有限要素を用いれば、式(1)の連立一次方程式は極めて大規模で必要とされる計算容量は膨大となる。

大規模な連立一次方程式の解法としては、共役勾配法などの反復解法が有利である。本解析では、収束性の早さなどから、積型反復解法の1つであるGPBi-CG法⁴⁾を用いる。図-2のアルゴリズムに示すように、反復計算の中で頻繁に全体マトリクス A に関する内積計算が現れる。本解析で

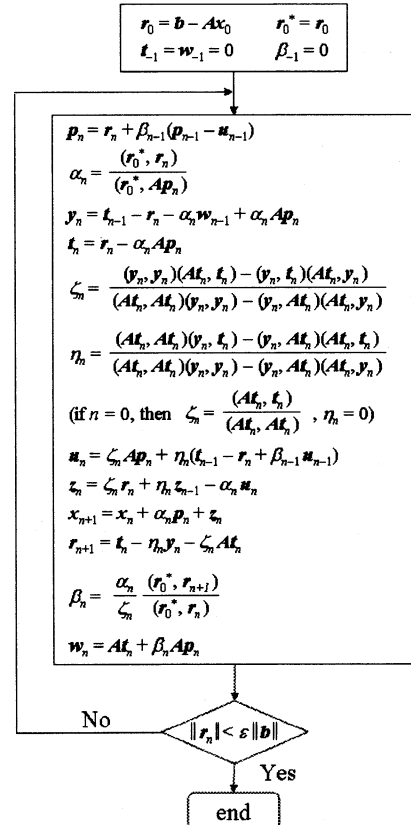


図-2 GPBi-CG法のアルゴリズム

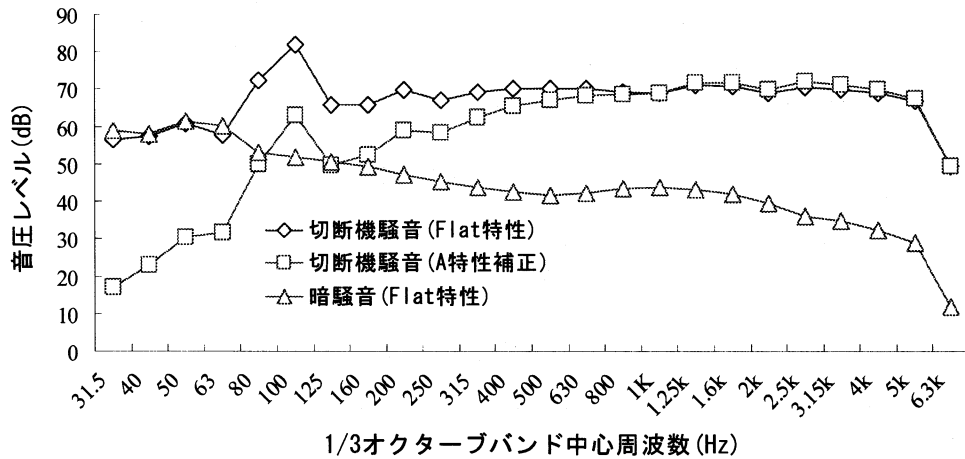


図-3 切断機騒音の周波数特性

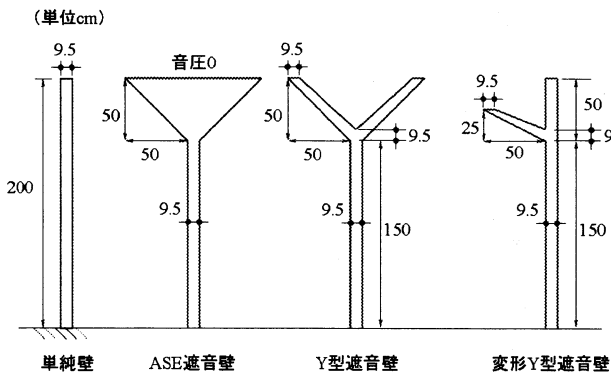


図-4 遮音壁モデル

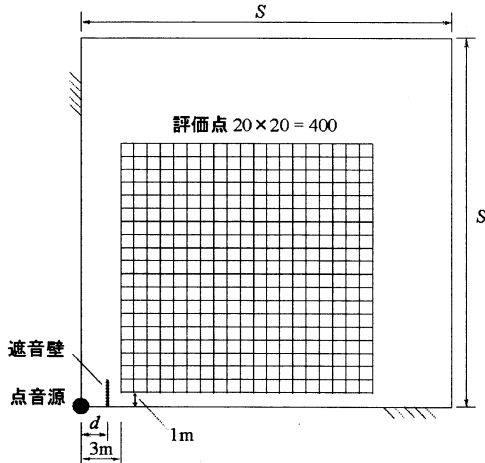


図-5 解析領域全体図

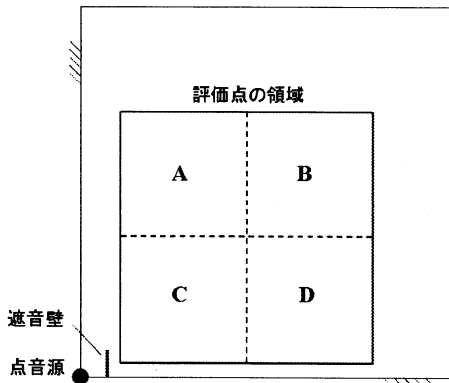


図-6 評価点領域の分割

は、さらなる計算容量の低減を図るため、以下のように、全体マトリクスを作成せずに要素マトリクス A_e を用いて要素ごとに内積計算を処理する Element-by-Element 法²⁾を導入する。全体マトリクスを作成しないため、計算容量を大幅に削減できるとともに、要素ごとの計算処理であるため、並列計算などにも有利である。

$$Ax = \sum_e A_e x_e \quad (10)$$

3. 騒音源および遮音壁の解析モデル

3.1 音源モデル

国土交通省中国地方整備局によって実物の舗装版切断機（クライム NO-40T）により実測された 1/3 オクターブバンド音圧レベルを図-3 に示す。測定は音源中心から半径 4m 離れた半球上の 6 点に設置した騒音計で行われ、それらのパワー平均により求めた音圧レベルをプロットしている。実測されたのは Flat 特性による 1/3 オクターブバンドレベルであるが、便宜的にバンド中心周波数ごとに A 特性補正値を与えたレベルも図中に示している。低周波数領域の 100Hz に卓越周波数成分が見られるが、A 特性補正した値で見ると、高周波数成分のレベルの方が高くなる。人間の聴覚は 1kHz~4kHz 付近が最も感度が高いと言われることから、Flat 特性と A 特性のいずれも高いレベルでほぼ一定値を示す 500Hz 以上の音の対策が重要になると考えられる。

高周波数になるほど有限要素解析におけるメッシュサイズを小さくする必要があるが、計算機容量の制限から、本解析では 80Hz~1600Hz の範囲の全 14 バンドを対象とするとともに、各バンドの中心周波数だけで代表させて解析する。また、解析では、遮音壁を設置しない半無限空間に置かれた音源から 4m 離れた地点で図-3 の音圧レベルになるように、式(1)の音源ベクトルの中の音源に対応する節点成分の大きさを決定する。なお、実測結果には暗騒音が含まれるが、図中に示すように、暗騒音の音圧レベルは切断機騒音の音圧レベルに比べて 10dB 以上小さかったため、暗騒音に関する補正は行っていない。

3.2 遮音壁モデル

解析対象とする単純壁、ASE 遮音壁、Y 型遮音壁、変形 Y 型遮音壁の各モデルの概要を図-4 に示す。いずれも、遮音効果と現場への可搬性を考慮して全高を 2.0m としている。通常、ASE 遮音壁先端部に設置される制御用スピーカにより、ASE 遮音壁先端部は常に音圧 0 になるようにアクティブ制御される。実際にはこの制御用スピーカが発する音場が全体の音場にも多少影響すると思われるが、その音場の強さは全体のそれに比べて小さいと仮定して無視し、解析においては単に ASE 先端部に音圧 0 の境界条件を与えることでソフトエッジを表現する。なお、今回新たに提案した変形 Y 型遮音壁は、都市部の高い建物上層部などでも高い騒音低減効果が得られることを期待して、遮音壁先端での多重回折効果がより高い位置の受音領域にまで及ぶように Y 型遮音壁の分岐方向を改良したものである。

3.3 解析領域と騒音評価点

遮音壁は騒音源を中心に左右対称に設置すると仮定して、鏡像の原理により騒音源から右半分の領域だけを解析する。解析領域の概要を図-5 に示す。騒音源は点音源と見なして正方形の解析領域の左下端に置き、左右対称軸である正方形左辺および地表面である底辺は完全反射境界、上辺と右辺は無限領域への無反射伝搬を仮定する無限境界として扱う。遮音壁表面はすべて完全反射である。完全反射境界上の節点では、境界法線方向の粒子速度 = 0 という条件になるが、音圧に対する条件は何も与えず、内点と同じ未知音圧として計算することで音圧値が得られる。遮音壁の設置位置は騒音源に近いほど高い遮音効果が期待できるが、切断機の作業のしやすさを考慮して、音源からの水平距離 $d = 1.5\text{m}$ 、 2.0m の 2 通りとした。音響媒質である空気は気温 18°C 、密度 1.2kg/m^3 、音速 340m/s で与えた。

なお、本解析は 2 次元解析であるため、3 次元的に見れば奥行き方向に無限に続く遮音壁を仮定することになり、点音源も 3 次元的には線音源に相当する。したがって、実際の舗装版切断機の音場条件とは必ずしも等価ではない。しかし、本解析では遮音壁先端形状の違いによる基本的な性能の違いの把握が目的であること、3 次元解析ではさらに膨大な計算容量を必要とすることなどから、このような 2 次元解析で検討することにした。

遮音効果を評価するため、図-5 に示すように、音源からの水平距離 3m、鉛直距離 1m の位置を起点として 1m ごとに水平・鉛直の各方向に 20 分割した合計 400 点の格子状の評価点を設定した。遮音効果はこれら 400 点の評価点における挿入損失で評価する。挿入損失とは、遮音壁設置前後の音圧レベル差から求めた音圧レベル低下量であり、その評価点に対する遮音壁の遮音性能を表す。なお、評価点は 400 点もあることから、図-6 に示すように A~D の 4 つの領域に分け、1 領域あたり 100 個の評価点における挿入損失の算術平均により遮音効果を評価した。

別途行った予備解析では、安定した解を得るためには音の波長の 20 倍程度以上の広さの解析領域を確保することが望ましいことが分かっている。また、最低でも 400 点の

評価点が含まれる領域広さを確保する必要があることなどから、解析領域の 1 辺の距離 S は解析する音の周波数ごとに変化させた。同じく予備解析において、十分な精度の解を得るためには、FEM 解析に用いる有限要素分割は、音の 1 波長に対して 20 分割程度の分解能が必要であることも判明している。高周波数音ほど波長が短いため、所要の分解能を得るためには多くの節点数を必要とする。周波数ごとに設定した領域広さ S 、節点数、ならびにおよその分解能（波長/要素サイズ）を表-1 に示す。本解析では、概ね 20 分割程度の分解能は確保するものの、800Hz 以上の周波数では計算機メモリ容量の制約から、10 分割以下の分解能を用いており、800Hz 以下の周波数のケースの分解能と比べると解の精度が 1/4 ~ 1/2 程度に低下する。また、FEM における三角形要素分割の例を図-7 に示す。

表-1 周波数ごとの解析条件

周波数 (Hz)	$S(\text{m})$	節点数	分解能
80	150	400000	17.9
100	130	400000	16.5
125	80	400000	21.3
160	50	400000	26.6
200	50	400000	21.5
250	50	400000	17.2
315	40	500000	19.1
400	30	500000	20.2
500	30	800000	20.0
630	30	1000000	18.0
800	30	400000	9.0
1000	30	400000	7.1
1250	30	400000	5.7
1600	30	400000	4.4

注) ただし、Y 型遮音壁($d = 2\text{m}$)の 1000Hz と変形 Y 型遮音壁の 250Hz では節点数を 500000 とした

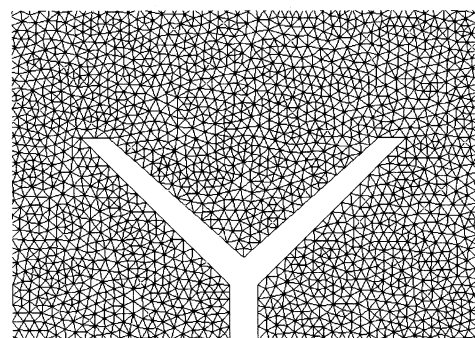
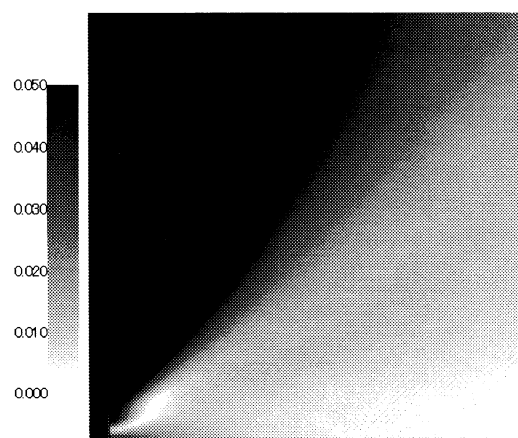


図-7 Y 型遮音壁先端周辺の要素分割 (630Hz)

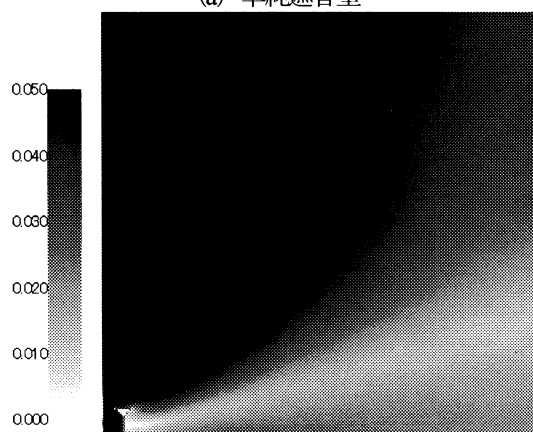
4. 遮音壁周辺の音響伝搬解析結果

4.1 周波数ごとの遮音効果

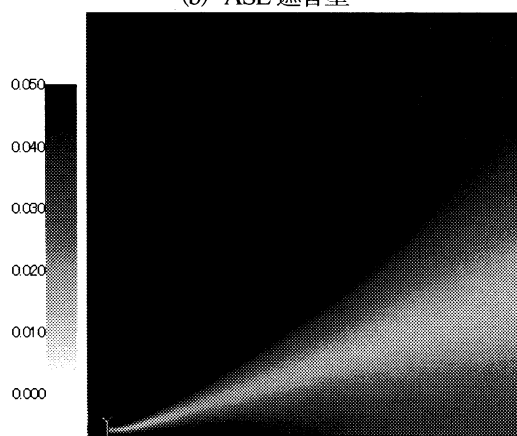
解析から得られた遮音壁周辺の音圧分布について、例として 100Hz と 500Hz の結果を図-8、9 に示す。いずれも、遮音壁の設置位置 $d = 1.5\text{m}$ のとき、音源から $30\text{m} \times 30\text{m}$ 程度の領域の音圧分布図である。舗装版切断機の卓越周波数である 100Hz では、単純壁や変形 Y 型遮音壁を用いた場合に、地上からの高さがより高い領域まで遮音効果が及んでいるのが分かる。より高い周波数域では、500Hz の音



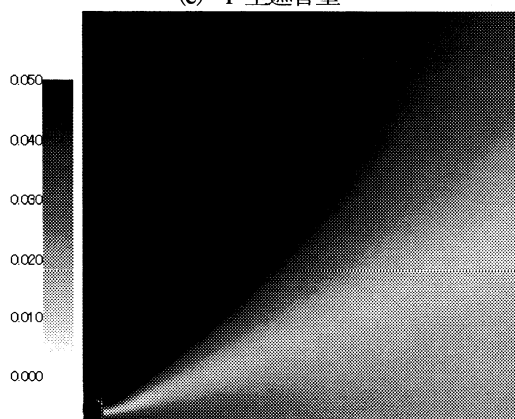
(a) 単純遮音壁



(b) ASE 遮音壁

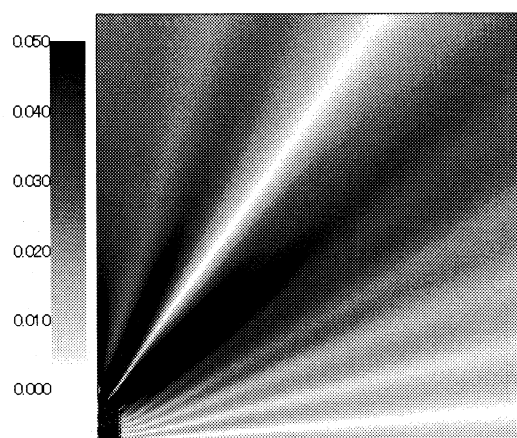


(c) Y 型遮音壁

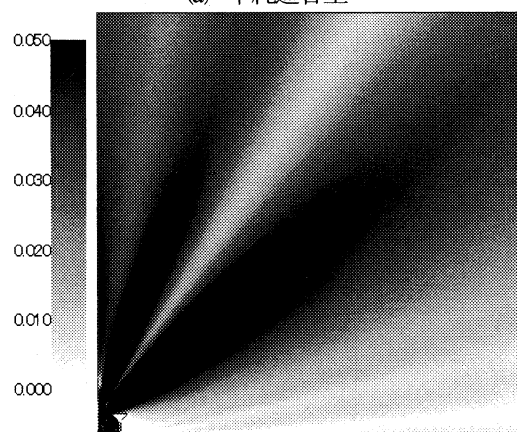


(d) 変形 Y 型遮音壁

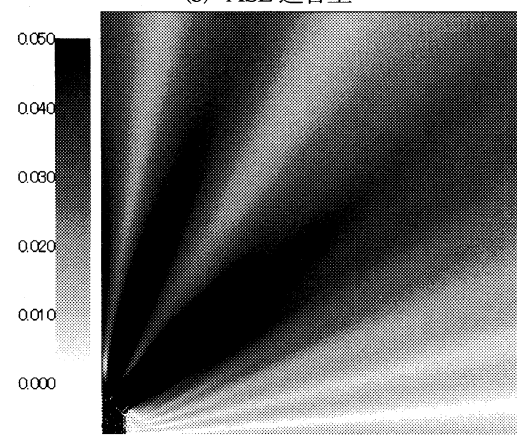
図-8 音圧分布 (100Hz, 単位 Pa)



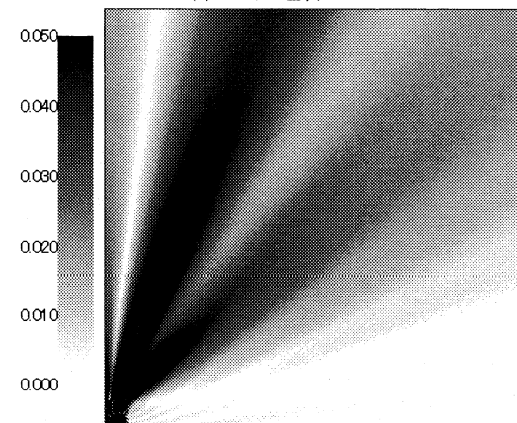
(a) 単純遮音壁



(b) ASE 遮音壁



(c) Y 型遮音壁



(d) 変形 Y 型遮音壁

図-9 音圧分布 (500Hz, 単位 Pa)

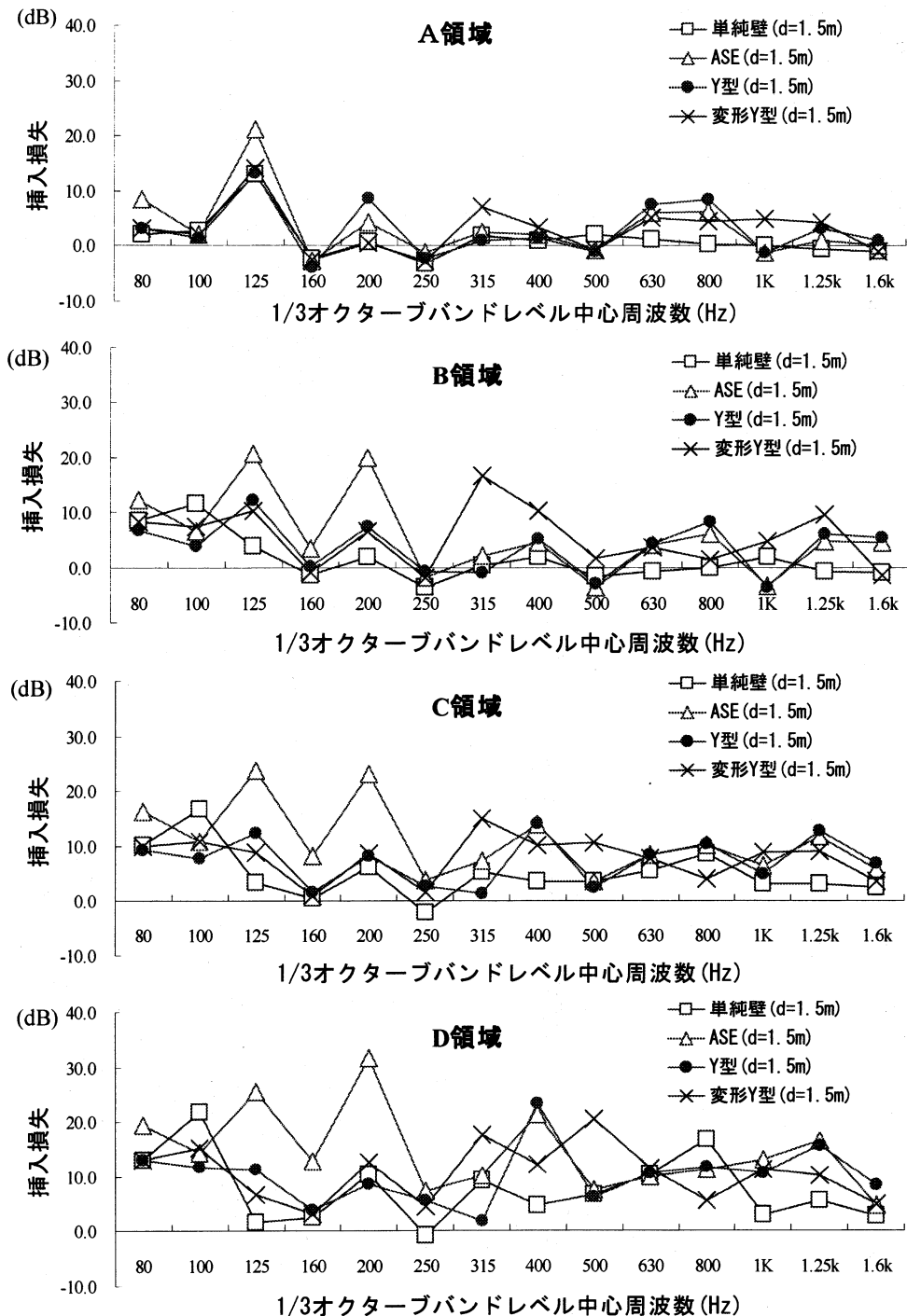


図-10 周波数ごとの挿入損失 ($d=1.5\text{m}$)

圧分布に見られるように、遮音壁先端を回り込む回折音とそれが地表面で反射した反射波とで生じる干渉縞が見られるようになる。ASE 遮音壁や変形 Y 型遮音壁ではこの干渉縞の強さが弱く、遮音壁先端を回り込む回折音に対する遮音効果が高いことを示している。

各遮音壁の遮音効果を定量的に評価するため、図-10 に $d=1.5\text{m}$ のときの周波数ごとの挿入損失を示す。およそ 200Hz 以下の周波数域では ASE 遮音壁の遮音性能が高いが、315~630Hz 付近の周波数域に対しては変形 Y 型遮音壁の遮音性能が高い傾向が見られる。また、図-8 で示したように、卓越周波数である 100Hz では、むしろ単純壁の

遮音効果が高い。なお、 $d=2.0\text{m}$ の場合も同様な傾向を示すが、高周波数域における ASE 遮音壁の遮音性能がより高くなる。

4.2 オーバーオール値での遮音効果

1/3 オクターブバンド中心周波数の各周波数成分のパワー和から求めたオーバーオール値による挿入損失を図-11 に示す。Flat 特性と A 特性、および解の精度が多少低い 800Hz 以上を含めた場合と含めない場合の各ケースを示している。全般的に見ると、Flat 特性の場合は 800Hz 以上の周波数成分の有無による挿入損失の違いは小さいが、

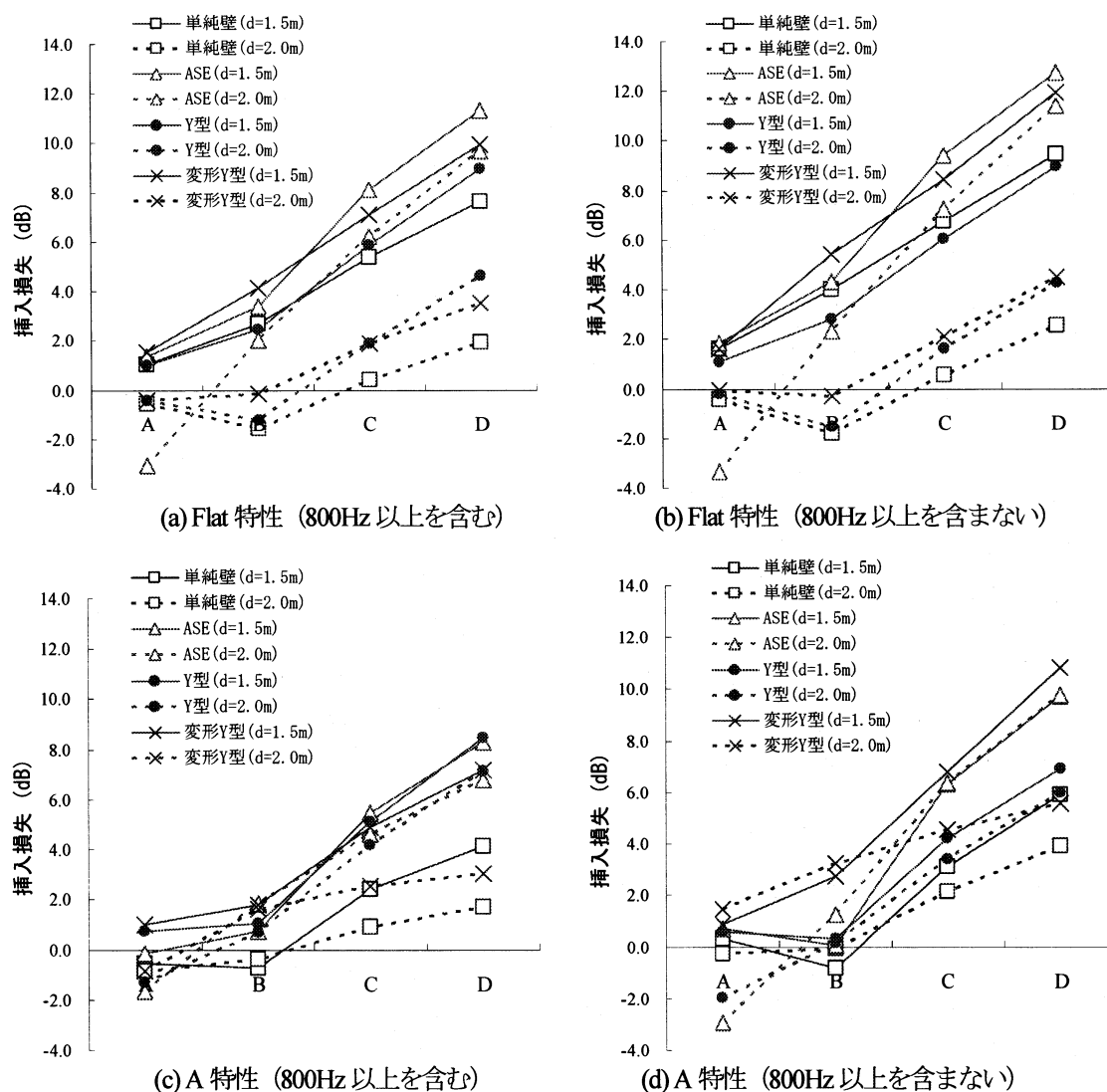


図-11 オーバーオール挿入損失

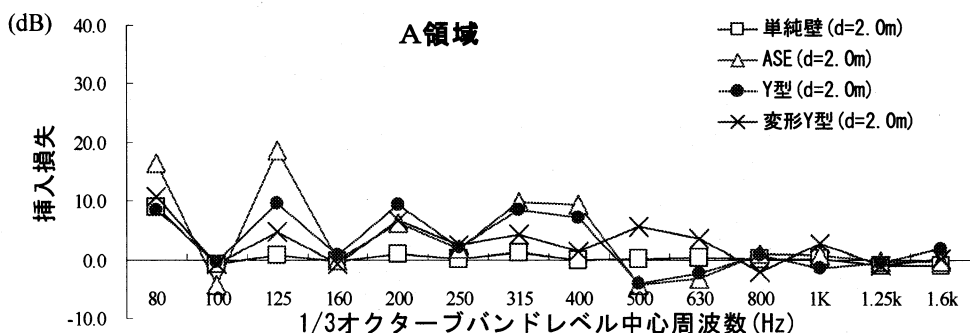


図-12 周波数ごとの挿入損失 ($d=2.0m$)

A 特性の場合には卓越周波数である 100Hz 成分の寄与が小さくなるため、800Hz 以上の周波数成分の有無による違いが少し大きく現れている。また、全体的に評価点領域 A, B, C, D の順で遮音効果が高くなる傾向が見られることから、音源から見て遮音壁の陰となる低い高さの位置ほど、あるいは音源から水平方向に離れるほど遮音効果が高まる傾向が見て取れる。

図-11 において、音源から遮音壁までの距離 d による

遮音効果の違いを見ると、わずか 50cm の位置の違いではあるが、遮音壁位置がより音源に近い $d=1.5m$ の方が $d=2.0m$ よりも遮音効果が高い。特に 100Hz を中心とした低周波数域の寄与が大きい Flat 特性の場合にその傾向が強いことから、低周波数域の騒音を低減するためには、なるべく音源に近い位置に遮音壁を設置することが望ましい。なお、本解析では遮音壁を完全反射境界として扱っているが、実際の遮音壁では壁を透過する音も多少存在し、低周

波数域の音は透過率が大い。よって、低周波数域の音に対しては同時に、透過率が低い遮音壁を用いることも重要と考えられる。

単純壁は、図-11のFlat特性で見たとき $d=1.5\text{m}$ での遮音効果が高く、アクティブ制御であるASE遮音壁に近い挿入損失を示す。このことから、騒音源に近い位置に設置した場合に、主に100Hzを中心とした低周波数域の騒音に対する遮音性能が高いと言える。しかし、 $d=2.0\text{m}$ の結果に見られるように遮音壁の設置位置が騒音源から離れた場合やA特性の結果に見られるように高周波数成分の寄与が大きい場合には遮音性能が低下し、受音場所によっては挿入損失が負となって騒音を強めてしまう恐れがある。

アクティブ制御であるASE遮音壁は、やはり全般的に高い遮音効果を示している。特に、遮音壁設置位置が $d=1.5\text{m}$ から $d=2.0\text{m}$ に離れても、他の遮音壁ほどの遮音性能の低下が見られないのが特徴である。しかし、A領域に対する遮音性能はそれほど高くなく、特に $d=2.0\text{m}$ の場合は挿入損失が大きく負となり、遮音性能が他の遮音壁に比べて極めて劣る。これに関して、図-12に示す $d=2.0\text{m}$ のときのA領域での周波数ごとの挿入損失によると、卓越周波数である100HzにおいてASE遮音壁の遮音性能が他の遮音壁よりもわずかに劣るのが分かる。図-11でA特性よりもFlat特性で見たときの方が、ASE遮音壁の遮音性能の低下が顕著であることから、卓越周波数である100Hzに対する遮音性能の低さが、オーバーオール値で見たときのASE遮音壁の遮音性能の低下につながっていると考えられる。また、このようなASE遮音壁の遮音性能の低下はA領域に対してのみであり、B、C、D領域に対する遮音性能は高い。これは、B、C、D領域への音の伝搬が抑制された分、音響エネルギーの伝搬方向が遮音壁先端上方に位置するA領域に集中したためと考えられる。

Y型遮音壁は、卓越周波数である100Hzが支配的となるFlat特性の場合には、単純壁と同等な遮音性能を示す。しかし、100Hzの成分の影響が弱く高周波数成分の寄与が強いA特性で見ると、図-11(c)に見られるように、ASE遮音壁に匹敵する高い遮音性能を示す。すなわち、高周波数域での遮音性能が高いと言える。

今回新たに提案した変形Y型遮音壁の場合、図-11によれば、100Hz成分が支配的なFlat特性で見ると、 $d=2.0\text{m}$ のときにはA領域を除いてASE遮音壁ほどの性能は得られないものの、単純壁やY型遮音壁よりも高い性能を示しており、 $d=1.5\text{m}$ のときはASE遮音壁と同等な高い遮音性能が得られる。A特性で見たときも高い遮音性能を示し、特に、800Hz以上を含まない図-11(d)の場合には、ASE遮音壁を越える極めて高い遮音性能を示している。このことは100Hzよりも大きく、800Hzよりも小さい周波数域での遮音性能が特に高いことを示唆しており、図-10からも315~630Hz付近の遮音性能が高いことを確認できる。

5. まとめ

舗装版切断機の騒音対策として、コンパクトな現場設置型の先端改良型遮音壁を提案し、様々な先端形状の遮音壁の遮音性能について数値シミュレーションにより検討した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 切断機の卓越周波数である100Hz付近を中心とした低周波数域の騒音に対しては、遮音壁の設置位置 $d=1.5\text{m}$ 、 2.0m のわずか50cm程度の違いが遮音効果の大きな低下につながるため、遮音壁はなるべく騒音源に近い位置に設置するのが望ましい。
- (2) 単純壁は、騒音源からの距離 $d=1.5\text{m}$ に設置した場合、切断機の卓越周波数である100Hz付近の低周波数域騒音に対する遮音性能が高く、アクティブ制御であるASE遮音壁に近い遮音性能を示した。しかし、設置位置を音源から遠ざけた $d=2.0\text{m}$ の場合や高周波数の騒音に対しては遮音性能が低下するとともに、受音場所によっては騒音が強まる恐れがある。
- (3) ASE遮音壁は、 $d=2.0\text{m}$ の場合も他の遮音壁のような遮音性能の顕著な低下が見られず、全般的に高い遮音性能を示す。しかし、遮音壁先端上方の受音領域に対する遮音性能は他の遮音壁に比べて低く、特に $d=2.0\text{m}$ のときにはその受音領域の騒音を著しく強めてしまった。これは、卓越周波数である100Hz付近の音の遮音壁先端からの回り込みが抑制された分、その伝搬方向が遮音壁真上方向に集中したのが原因である。
- (4) Y型遮音壁は、低周波数域では単純壁と同等な遮音性能しか示さないが、高周波数域ではASE遮音壁に匹敵する高い遮音性能を示した。
- (5) 変形Y型遮音壁は、単純壁やY型遮音壁よりも高い遮音性能を示し、 $d=1.5\text{m}$ の場合や高周波数成分に対してはASEと同等な高い遮音性能が得られた。特に、315~630Hz付近の騒音に対しては、ASE遮音壁を越える極めて高い遮音性能を発揮した。

謝辞：本研究は国土交通省中国地方整備局の受託研究により行われるとともに、舗装版切断機騒音の実測データを提供していただきました。ここに深く謝意を表します。

参考文献

- 1) 加川幸雄：開領域問題のための有限/境界要素法，サイエンス社，1983。
 - 2) Barragy, E. and Carey G. E. : A parallel element-by-element solution scheme, Int. J. Numerical Methods in Eng., Vol. 26, pp.2367-2382, 1988.
 - 3) 比江島慎二：構造物周辺の屋外音響伝搬に関する有限要素解析，構造工学論文集，Vol.53A, pp.299-305, 2007..
 - 4) 藤野清次，張紹良：反復法の数理，朝倉書店，2002。
- (2008年4月14日 受付)