九州大学学術情報リポジトリ Kyushu University Institutional Repository

Research on broadbanding, miniaturization and its application of a silencer which have acoustically soft boundaries

川**瀬, 康彰** 財団法人成田国際空港振興協会

https://doi.org/10.15017/17122

出版情報:九州大学,2009,博士(芸術工学),課程博士 バージョン: 権利関係:

第5章 ソフトダクトの防音壁開口部への適用

騒音対策方法の一つに防音壁による伝搬経路対策があり,道路交通騒音や鉄道騒音,設備機 器などの対策に良く用いられているが,近年は交通量の増加や車両の高速化に伴う騒音源増大, 住宅地域の拡大や住宅の高層化などにより,防音壁の高さは増す一方である。防音壁の嵩上げ は日照権の問題や電波障害,風圧加重増加といった構造的な問題点のほかにも,運転手や乗客 の視界阻害によるストレス負荷や排気ガス・排熱などの換気障害という防音壁内側における問 題を新たに生じさせるが,これらの問題に対する検討は決して十分ではない。騒音低減という 本来の目的を達成するとともに,これらの問題も並行して検討されるべきである。

上記問題の対策方法の一つとして,防音壁に開口部を設ける方法が考えられるが,開口部を 設けることは防音壁本来の防音性能を損なうことになる。その点に関して,黄らにより新幹線 騒音を対象にした開口付き防音壁の遮音性能について基礎的な調査がなされている[19]。そこ では開口を伝搬する騒音を遮断するために,開口部にソフトダクトを配列する方法について検 討されているが,広帯域化の検討など実用に向けては検討の余地が残されている。本論文では, 防音壁内側の問題として視界確保や換気の効率化に主眼を置いて,これまでの3章及び4章に おける検討結果を基に,ソフトダクトの防音壁開口部への適用について検討する。

5.1 防音壁開口部へ設置するソフトダクトの減音効果

まず,防音壁開口部にソフトダクトを設置した場合についても,3章で得られた結果と同様の 傾向となるのかどうかを確認するため,二次元境界要素法を用いた数値計算による検討を行っ た。なお,傾向の確認という意味から,計算の効率のため計算周波数間隔は1/15オクターブ毎 とした。

3章の検討結果より,防音壁開口部の幅(ダクト幅)は設計周波数の波長に応じたものにする 必要があるため,制御対象周波数を高周波にすると開口を波長相応に狭くしなければならなく なる。制御対象周波数を2kHzまで考慮した場合,開口の幅は許容される最大の幅でもその1/2 波長とした85mmとなり,視界確保や換気の効率化といった本来の目的からするとあまり実用 的ではない。従って,ここでは制御対象周波数の上限を500Hzとし,開口の幅は設計周波数を 2/3オクタープ高周波へシフトした周波数の半波長とした。設計周波数に対する配列長を半波



図 5.1: 開口を有する防音壁の計算諸元

長,ダクトの幅を 1/3 波長としたソフトダクトの場合は,3章の図 3.5 に示した計算結果から ディップ周波数は少し低域へずれるが,20dB以上の効果が得られる帯域幅が約 1/3 オクターブ となっている。このことから,防音壁の開口部へ適用した場合も一定の帯域で効果を得ること が出来ることが期待できる。また,このように設定することで開口の幅は設計周波数の 0.315 波 長となり,制御対象周波数の上限である 500Hz に対する開口の幅は 210mm となる。なお,音 響管の幅および配列長はそれぞれ設計周波数の 1/6 波長および 1/2 波長に設定する。

計算にあたり,音源および受音点の位置は図 5.1 の通りとし,音響管はすべて開口部の受音 点側への配列とした。開口中心の高さは,後に新幹線向け防音壁への適用を検討するため,車 窓の高さに合わせたものである。なお,防音壁の音源側壁面は完全吸音とし,それ以外は剛と した。

5.1.1 単一設計周波数の音響管を配列する場合

まず1種類の音響管配列による計算を行った。設計周波数は200Hzから1/3オクターブごと に500Hzまでの4種類とした。音響管配列寸法の例として,設計周波数315Hzと500Hzのも のを図??に示す。開口からの伝搬音が十分に遮断されていれば,受音点での音圧レベルは単純 障壁の場合と等しくなるはずである。計算結果を開口のない単純障壁の結果とともに図5.3に 示す。設計周波数200Hzの場合は170~250Hz,設計周波数250Hzの場合は215~280Hz,設 計周波数315Hzの場合は275~395Hz,設計周波数500Hzの場合は380~550Hzの範囲で概ね 単純障壁の場合と同じ結果になっており,開口からの伝搬音がほぼ遮断される周波数帯域はい



図 5.2: 防音壁開口部に配列する単一設計周波数音響間配列の寸法例



図 5.3: 防音壁開口部に単一設計周波数の音響管を配列した場合の計算結果

ずれの設計周波数に対しても 1/2 オクターブ程度になることがわかった。3 章の図 3.5 で開口 の幅が 1/3 波長の場合に 20dB 以上の効果が得られる帯域幅より広い帯域での効果が確認され るが,防音壁の開口部に適用する場合は,ソフトダクトからの漏洩音だけではなく防音壁先端 部を回折する伝搬経路も存在することや,ソフトダクトからの漏洩音についても回折減衰の効 果が含まれるということを考慮する必要がある。図 5.1 の位置関係では,高さ 5m の単純障壁 の挿入損失は 250Hz で 12.5dB,500Hz で 16.2dB であるのに対して,開口部中心に当たる高さ 2.37m の単純障壁の挿入損失は 250Hz で 8.4dB,500Hz で 12.0dB であることから,ソフトダ クトの遮音量 14dB あれば開口部からの漏洩音は上方回折音より 10dB 以上小さくなることに なる。再び図 3.5 で得られた結果に照らし合わせてみると,14dB 以上の効果が得られる帯域幅 は 0.44 オクターブであり,防音壁に適用した場合に見られる結果と概ね一致していることがわ かる。

5.1.2 2種類の設計周波数の音響管配列を組み合わせた場合

単一設計周波数のソフトダクトを配置した際に得られた図 5.3 の結果から,設計周波数 500Hz の場合と開口からの伝搬音が遮断される周波数がクロスオーバーするのは 315Hz である。しか し,4.3 節の検討において異なる設計周波数の音響管を組み合わせる場合は,単独に配列した場 合以上の効果が期待される。そこで,設計周波数 500Hz の音響管配列に 315Hz,250Hz,200Hz の音響管配列の一つを組み合わせて計算を行った。結果を図 5.4 に示す。

設計周波数 500Hz の音響管配列に 315Hz および 250Hz の音響管配列を組み合わせた場合は, それぞれ単独に配列した場合に効果が得られる周波数がクロスオーバーする付近で開口からの 伝搬音が十分に遮断されてないと思われる帯域が一部現れるが,概ね単独に配列した場合の効 果が連続して足し合わされた結果となっており,その幅はいずれも1オクタープ以上になった。 一方,200Hz の音響管配列を組み合わせた場合は,両設計周波数の中間付近で開口からの伝搬 音が遮断されない周波数が約 1/2 オクタープ幅に渡って現れた。従ってこの設定条件において は,防音壁開口部に異なる設計周波数のソフトダクトを組み合わせる場合,設計周波数シフト 幅を1オクタープ以内に収めることが一つの目安になるものと考えられる。

5.1.3 設計周波数を連続的に変化させた場合

前節でクロスオーバー周波数付近で見られた不具合を解消するため,4.4節と同様に6本の音響管の設計周波数を連続的に変化させる音響管配列について数値計算により検討した。音響管設計周波数の上限を500Hzとし,6本の音響管の設計周波数を1/5オクターブずつ変化さて最低設計周波数を250Hzとする。また,効果の得られる周波数帯域を広げるため,設計周波数の



図 5.4: 防音壁開口部に2種類の設計周波数の音響管を組み合わせて配列 した場合の計算結果

変化幅を同様に 1/4, 1/3 及び 3/7 オクターブとした場合についても検討する。各音響管配列 の設計周波数範囲の下限周波数は,変化幅が 1/4 オクターブの場合 210Hz,変化幅が 1/3 オク ターブの場合 160Hz,変化幅が 3/7 オクターブの場合は 113Hz となる。音響管配列は,音源側 から外部が広く見渡せるように設計周波数の高い音響管を音源側に配列する。各シフト幅の音 響管配列形状と外形寸法を図 5.5 に示す。

計算結果を図 5.6 に示す。設計周波数変化幅が 1/5 及び 1/4 オクターブの場合は,設計周波 数範囲で開口からの伝搬音が概ね遮断されている。変化幅が 1/3 オクターブの場合は,伝搬音 が十分に遮断されてないと思われる周波数が一部に現れる。しかし不具合が現れる周波数での 単純障壁とのレベル差は,前節の設計周波数 500Hz と 250Hz とを組み合わせた場合の結果と比 べて小さくなっており,設計周波数を連続的に変化させた効果は得られているものと考えられ る。なお,変化幅 1/3 オクターブとした場合に効果の得られる周波数帯域は約 3/2 オクターブ となる。一方で変化幅が 3/7 オクターブの場合は,設計周波数範囲内で遮断が不十分であると 思われるピークが 4 カ所見られるが,これらは全て各音響管設計周波数のクロスオーバー周波 数と一致する。そのピークの単純障壁とのレベル差は周波数が低くなるほど大きくなっており, それに従い遮断が不十分となる周波数帯域も広くなっている。これらのことより,設計周波数 に対してダクト幅を 0.315 波長,音響管幅を 1/6 波長とした場合,防音壁開口部へ配列する音 響管の設計周波数を連続的に変化させる場合は,その変化幅を 1/3 オクターブ以内に収めることが必要であることがわかる。





Design frequency change width 1/5 oct.

Design frequency change width 1/4 oct.



Design frequency change width 1/3 oct.

Design frequency change width 3/7 oct.

図 5.5: 設計周波数を連続的に変化させた音響管配列の形状と外形寸法



図 5.6: 防音壁開口部に設計周波数を連続的に変化させた音響管を配列し た場合の計算結果

5.2 新幹線騒音に対する効果

前節で得られた音響管配列形状の具体事例への適用の対象として,新幹線騒音に対する効果 について検証した。車両の大きさを考慮することにより,防音壁と車両との間で複雑な反射が 生じることになるが,そのような条件においてどのような効果が得られるか検証した。

新幹線騒音の予測評価手法 [25] では,新幹線騒音の音源モデルの設定として以下の四つの音源に分類している。

- 車両下部騒音
- 構造物騒音
- 車両上部空力騒音
- 集電系騒音

新幹線は東海道新幹線を除いて高架橋・橋梁区間が大半を占めるため,検討の対象を高架橋と するが,ここでは防音壁の効果が検討対象なので構造物騒音を除いた三つの音源を検討対象と する。なお防音壁開口部への音響管配列は前節の周波数変化幅 1/3λを基本とするが,防音壁 外部への張り出しが 1m を超えるものは現実的ではない。そこで,新幹線車両側面からの基礎 限界 500mm[26]を侵さない範囲まで音響管を防音壁内部へ配列することとし,更に防音壁外部 への張り出しを 500mm 程度に抑えるため,寸法が一番大きい最低設計周波数の音響管を取り 除き,5本の音響管配列とすることにした。形状は図 5.7 の通りとなり,設計周波数範囲は 200 ~500Hz となる。



図 5.7: 新幹線向けの防音壁開口部音響管配列形状

5.2.1 数値計算による検証

はじめに数値計算による検証を行った。計算に際しての位置関係を図 5.8 に示す。各音源に対 する計算点での基準化音圧レベルを求めたのち,各音源の周波数特性とパワーレベルにより計算 点での 1/1 オクターブバンドごとの音圧レベルを求めた。車両下部騒音パワーレベル $L_1(v)$,車 両上部空力騒音パワーレベル $L_2(v)$,集電系騒音パワーレベル $L_3(v)$ はそれぞれ式 (5.1) ~ (5.3) で与えられる [25]。ここで v は列車速度 (km/h), $L_n(200)$ は基準速度 (200km/h) におけるそ れぞれの騒音のパワーレベルであり,その値は車両形式,構造物条件および軌道条件に依存す る。ここでは,車両形式を 700 系,軌道条件をバラスト軌道とした。基準速度におけるパワーレ ベルはそれぞれ, $L_1(200) = 108.5$ dB(A), $L_2(200) = 88$ dB(A), $L_3(200) = 97$ dB(A) である。 各音源の周波数特性については,700 系新幹線のレール近傍音と集電装置近傍音の実測データ [27] を車両下部騒音と集電系騒音にそれぞれ適用した。車両上部空力騒音のスペクトルデータ は,特殊な場合を除いて集電系騒音のスペクトルとほぼ等しいということが知られているため [25],集電装置近傍音のデータを代用した。

$$L_1(v) = L_1(200) + 30\log(v/200) \tag{5.1}$$

$$L_2(v) = L_2(200) + 60\log(v/200)$$
(5.2)

$$L_3(v) = L_3(200) + 60\log(v/200)$$
(5.3)

計算結果を図 5.9~図 5.11 に示す。比較の対象として高架面高さ 2m 及び 5m の単純障壁,高 さ 5m の単純障壁の高架面から 2.37m の高さを中心に幅 210mm の開口 (Slit) を設けたもの,こ れらの計算結果を併せて示す。またオーバーオール値の一覧を表 5.1 に示す。

車両下部騒音に対しては,250Hz 帯域で開口部伝搬音が音響管配列によって遮断されている ことがわかるが,それ以外の周波数では良好な効果が見られなかった。また 500Hz 帯域では, 開口のみを設けたものに対し音響管を配列した場合は3.6dB 音圧レベルが減少しており,音響

Barrier Shape || Rolling Noise Aerodynamic Noise Bow Collector Noise Plane H=2m 73.8 82.3 88.1 Plane H=5m 64.162.174.6with Slit 76.6 74.3 66.8 with 5Tubes 74.7 65.375.2

表 5.1: 新幹線の各騒音源に対する計算点でのオーバーオール値 [dB(A)]

管配列の効果が得られていることがわかる。車両上部空力騒音と集電系騒音に対しては,防音 壁の高さを 2m から 5m にすることで受音点から音源の位置が直接見渡せなくなるため,防音 壁の形状によらず嵩上げの効果が得られている。集電系騒音はその位置により,受音点におけ る音圧レベルが上方回折音に支配されているため,開口の有無や音響管配列の有無による違い が見られないものと考えられる。車両上部空力騒音は 250Hz から 2000Hz にかけて開口のみの 場合に比べて音響管を配列した場合の方が音圧レベルが小さくなっているが,設計周波数以外 の周波数帯域においては,音響管配列が車両側へ張り出したことによる多重回折の効果が現れ たものであると考えられる。



図 5.8: 新幹線高架橋部を対象にした数値計算による検証の位置関係



図 5.9: 新幹線車両下部騒音に対する計算結果







図 5.11: 新幹線集電系騒音に対する計算結果

5.2.2 模型実験による検証

次に模型実験による検証を行った。2次元無響室内に 1/10の模型を配置して実験を行った。 2次元無響室はアクリル板により 27mm 厚の空間を設け,周囲に密度 32kg/m³ と 48kg/m³の グラスウール 2 層からなる楔を配置したもので,使用可能な上限周波数は 6.3kHz である。実験 は 2 次元無響室内寸による制約などから,高架の条件ではなく車両及び防音壁を仮想地面上に 配置した。また音源は車両下部騒音のみ検証の対象とした。防音壁の音源側には吸音材として フェルト貼り付けた。実験にあたっての配置図を図 5.12 に示す。



図 5.12: 模型実験配置図

実験は防音壁設置前後のインパルスレスポンスを測定し,周波数分析をした後に防音壁の挿 入損失を求めた。音源信号としてサンプリング周波数48kHz,信号長2¹⁴(約0.34秒)のM系 列信号を用いた。同期加算回数は10回とした。測定は単純防音壁と開口部へ音響管を配列した 防音壁の2種類について行った。測定系は4章で行った実験の図4.17と同じものを用いた。結 果を図5.13に示す。また比較のため同条件での数値計算結果を図5.14に示す。なお実験結果の 周波数は実スケールに変換して表示する。

多重反射や干渉に起因すると思われるピークディップが見られるが,実験及び計算結果とも 音響管の設計周波数範囲で両防音壁に大きな性能差はなく,音響管配列が大体設計通りに機能

106

しているものと考えられる。音響管の設計周波数範囲である 200~500Hz のオーバーオール値 での挿入損失値は,単純防音壁の 27.9dB に対して開口部に音響管を配列した防音壁は 26.9dB であった。なお,実験結果と数値計算結果との比較において両者の傾向は類似しており,特に 音響管を配列した場合は 125Hz 付近を除いて両者の値,特にピークが出現する周波数は良く一 致している。このことは数値計算が正しく行われていることの裏付けにもなる。

以上のように,防音壁に設けた開口からの伝搬音を音響管配列により遮断するため,新幹線 から発生する騒音を対象に3章での検討結果に基づき最適な音響管配列について検討した。そ の結果,防音壁開口部へソフトダクトを適用するという開空間問題においても,閉空間問題で あるダクト内音場で見られたソフトダクトの振る舞いと同様の傾向が見られた。しかし,広帯 域騒音である新幹線騒音に対しては,数値計算及び模型実験においてソフトダクトの設計周波 数範囲で効果が確認できたものの,全周波数帯域で評価した場合は良好といえる効果は得られ なかった。広帯域騒音に対応するためには,吸音材を併用したソフトダクトなど広帯域にわたっ て効果が得られるものが必要であるが,騒音制御システムとしてコンパクトさが要求される新 幹線や道路ではその設置が難しく,現状としては適用に限界があるといわざるを得ない。



図 5.13: 各防音壁の挿入損失:実験結果



図 5.14: 各防音壁の挿入損失: 数値計算結果

5.3 変電設備騒音に対する効果

電気は電圧が低いほど送電効率が悪くなるため,変圧器などの変電施設は住宅街からさほど 遠くない場所に設置されることが多い。しかし,近年は住宅地の拡大により変電所に近接して 住宅が建てられることが増えてきており,騒音の対策が必要となるケースが増えている。変圧 器の騒音対策は,金属製のケースやパネルで設備機器そのものを覆うこともあるが,防音壁に よる対策が多く行われている。しかし,変圧器の稼働には熱の発生が伴うため,変圧器そのも のを覆う場合はファンなどによる強制換気が行われるが,防音壁の場合はそのほとんどが変圧 器全体を自然換気に頼るのみである。変圧器の周囲に用地の余裕がない場合は,設備直近に防 音壁を設置せざるを得ないが,その際は図 5.15 の左側に示すようなショートサーキットにより 熱交換が不十分となる可能性に注意しなければならない。このことから防音壁を近接して設置 する場合は,図 5.15 右側のように防音壁下部に外部冷気取り入れのための開口が設けられるこ とが多いが,そのようにした場合は防音壁の効果が大きく低下することになる。そこで,変圧 器向けの防音壁下部開口からの漏洩音をソフトダクトにより制御することについて検討する。



図 5.15: 変圧器近傍に防音壁を設置した場合に発生するショートサーキット及び防音壁に下部開口を設けた場合の空気循環の概念図

変圧器から発せられる騒音は,供給電源周波数の2倍を基音とする整数倍の高調波が卓越す るという特徴を持つ。図5.16は,供給電源周波数が60Hzの西日本地域にある某変電所におい て実際に稼働している防音壁に囲まれた変圧器について,防音壁のすぐ外側で天端から1.5m上 方の変圧器が直接見通せる場所において,普通騒音計を用いた1分間 L_{eq}の測定データである。 なお,1/3オクタープ分析は騒音計付帯のバンドフィルタを用いている。図5.16のように,変 圧器から発生する騒音は,特定の周波数帯域が卓越した周波数特性であることがわかる。

更に同じ変圧器について,普通騒音計を用いて録音されたデータをFFTにより周波数1Hz



図 5.16: 変圧器近傍で観測された周波数特性

間隔で解析した結果のうち,卓越周波数が含まれている 50~500Hzの範囲のものを図 5.17 に示 す。なお,測定点は図 5.16 と同じく防音壁のすぐ外側ではあるが,測定された高さが防音壁と 同じのため変圧器が直接見通せない場所となっている。FFT 解析結果から,供給電源周波数で ある 60Hz の 2 倍となる 120Hz,それを基音とする二次高調波となる 240Hz と三次高調波とな る 360Hz が卓越していることがわかり,いずれも含まれる成分は非常に狭い帯域であることが わかる。

ここでは,使用可能なデータの制約から図 5.17 の周波数特性を変圧器からの発生騒音と見な すこととし,パワーレベルも不明なため大きさについては相対値を考慮することとする。この 周波数特性を持つ騒音源を防音壁で囲み,その防音壁に下部開口を設けることを想定し,下部 開口からの漏洩音をソフトダクトで制御することを考える。特定の周波数付近で狭い帯域を含 む騒音源特性であることから,卓越周波数を設計周波数とする音響管を1対ずつ配列すること で良好な効果が得られるものと考えられる。そこで,配列する音響管はFFT解析結果の周波数 である120Hz,240Hz及び 360Hz のものをそれぞれ1対ずつ配列することとした。ダクトの幅 は,より効率的な熱交換のためには広い方が良いが,4.2.1節の検討結果より設計周波数付近で 効果を得るためにはダクト幅を設計周波数の半波長より十分に小さくする必要があるため,こ こでは設計周波数の1/5波長とした。また,音響管の幅は4.2.3節において設計周波数の1/6~



図 5.17: 変圧器周辺で録音されたデータの FFT 分析結果

1/4 波長とするのが望ましいという結論を得ており,ソフトダクト全体の寸法を出来るだけ小 さくする目的から 1/6 波長とした。

配列する音響管の形状は,従来型のみで構成する場合と CD-type テーパー型音響管を含む場 合の2種類について検討した。従来型のみで構成する音響管配列の形状は,設計周波数と音響 管を構成する寸法を上記の通り設定すれば一意に決まる。CD-type テーパー型音響管を含む場 合は,音響管の寸法が一番大きくなる設計周波数 120Hz のものについて CD-type とし,設計 周波数 240 及び 360Hz のものは音響管中心軸の長さが設計周波数の 1/4 波長となるような折れ 曲がり音響管とした。なお,折れ曲がりが 90 度の音響管において,共鳴周波数が音響管中心軸 を 1/4 波長とする周波数よりやや高めにシフトするとの報告もある [15]。ここでは設計を単純 化するため,折れ曲がり角をあまり大きくさせないようにすることで,設計上はその影響を考 慮しないこととした。従って,CD-type テーパー型音響管の形状は,折れ曲がり角が大きくな らないように開口と管底の幅の比を 1:3 とした。その深さについては,共鳴周波数が 120Hz に なるように,はじめに式(4.6)でおおよその深さを計算で求めた。それによって得られた形状に ついてダクト内に1対配置した場合の共鳴周波数を 1/54 オクターブ毎の数値計算により確認し ながら,深さを微調整するという手順を経て,最終的に 500mm の深さとした。なお,熱交換 効率化の観点から,防音壁外側から内側の音源側に向かってソフトダクトの幅が狭くなるよう



Composition of straight sound tubes

Composition of the tubes containing CD-type

図 5.18: 変圧器騒音を対象として設計した音響管配列

な配列とした。実際に防音壁開口部へ配列した音響管の形状と寸法を図 5.18 に,また防音壁の 効果を計算するにあたっての音源・受音点及び防音壁の位置関係図を図 5.19 に示す。 音源と計 算点は,防音壁中心軸からそれぞれ 2.5m 及び 15m 離れた地面上とした。また,騒音源である 変圧器の大きさは考慮していない。このような設定としたのは,地面との反射や変圧器と防音 壁との多重反射の影響により結果が複雑になることを排除するためである。なお,変圧器の大 きさを考慮しないため,防音壁との多重反射の影響がないことから防音壁表面は全て剛とした。 計算の結果を高さ 5m の単純障壁の結果と併せて図 5.20 に示す。

開口部にソフトダクトを設置した場合の周波数特性は,一部に境界要素法の解の非同一性問題 に起因すると思われる急激な値の変化が含まれるなど不規則に変動するものの,音響管の設計周 波数付近ではいずれも周波数特性が凸型となっており,各設計周波数での挿入損失値は CD-type テーパー型音響管を含んだ場合の 360Hz を除いて,単純障壁の場合とほぼ同等である。

図 5.17 の周波数特性から図 5.20 の挿入損失値を差し引いて 50~500Hz のオーバーオール値 を算出したところ,単純障壁の 46.5dB に対して,防音壁開口部に従来型のみで構成したソフト ダクトを設置した場合は 45.4dB, CD-type テーパー型音響管を含むソフトダクトを設置した場 合は 45.1dB となり,いずれも単純障壁と同等の結果となった。このように,変圧器騒音のよう



図 5.19: 変圧器を対象とした下部開口ソフトダクトと数値計算配置図



図 5.20: 変圧器を対象とした下部開口ソフトダクト付き防音壁の挿入損失

な狭帯域成分が卓越する騒音源に対しては,防音壁に開口が設けられた場合であってもソフト ダクトを用いた騒音制御が非常に有効であることがわかった。