

鉄道高架橋防音壁の吸遮音性能の違いを反映した騒音低減評価に関する研究

佐藤, 大悟

<https://hdl.handle.net/2324/4110415>

出版情報 : Kyushu University, 2020, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

鉄道高架橋防音壁の吸遮音性能の違いを
反映した騒音低減評価に関する研究

Study on Noise Reduction for Noise Barrier of Railway Viaduct
in Consideration of Sound Insulating and Sound Absorbing Effects

佐藤 大悟

Daigo Sato

2020年6月

目次

第1章 序論	4
1.1 研究背景	4
1.1.1 鉄道騒音と防音壁による対策	4
1.1.2 従来の防音壁の騒音低減効果の評価手法とその課題	5
1.1.3 壁体からの透過音の影響に関する評価	6
1.2 本論文の目的	7
1.3 本論文の構成	7
第2章 複素波数に基づく減衰効果の付与	9
2.1 緒言	9
2.2 単層壁体の遮音モデル	9
2.3 媒質中での減衰による遮音のモデル化	11
2.3.1 媒質中における音場	12
2.3.2 複素波数による減衰効果	13
2.3.3 3層媒質による検証モデル	15
2.3.4 平面波による検証（媒質中で反射がない場合）	18
2.3.5 媒質中で反射を伴う場合	23
2.3.6 平面波による検証（媒質中で反射がある場合）	27
2.4 結言	32
第3章 有限要素法による音響解析	33
3.1 緒言	33
3.2 波動数値解析手法の種類と特徴	33
3.3 有限要素法による音響解析	34
3.4 有限要素法の開領域問題への対応	41
3.5 無限要素の導入	42
3.6 解析の妥当性検証①	44
3.6.1 理論解との比較	44
3.6.2 解析モデル	45
3.6.3 解析結果	46
3.7 解析の妥当性検証②	50
3.7.1 線音源と点音源の距離減衰に関わる補正	50
3.7.2 検証モデル	51
3.7.3 検証条件	52
3.7.4 解析結果	53
3.8 結言	56
第4章 鉄道高架橋を対象とした透過音の影響評価	57
4.1 緒言	57
4.2 鉄道高架橋構造	57

4.3	解析モデル	58
4.4	無限要素内での距離減衰の補正	60
4.5	縮尺模型実験による検証	61
4.5.1	実験の概要	61
4.5.2	実験用音源	64
4.5.3	実験方法	67
4.5.4	解析結果と縮尺模型実験との比較	69
4.6	透過音の影響評価	75
4.6.1	解析モデルおよび解析条件	75
4.6.2	解析結果および考察	78
4.7	結言	81
第5章	吸音材のモデル化	82
5.1	緒言	82
5.2	音響解析における吸音材の扱い	82
5.3	吸音材のモデル化	83
5.4	流れ抵抗に基づく実験近似式	84
5.4.1	対象とする吸音材	84
5.4.2	特性インピーダンス, 伝搬定数, 垂直入射吸音率の測定	87
5.4.3	特性インピーダンスおよび伝搬定数の流れ抵抗に基づく実験近似式	89
5.4.4	平面波モデルによる垂直入射吸音率の算出方法	90
5.5	検証結果	92
5.5.1	流れ抵抗に基づく実験近似式の算出結果	92
5.5.2	垂直入射吸音率の比較	98
5.6	結言	101
第6章	鉄道高架橋防音壁の吸遮音対策への応用	102
6.1	緒言	102
6.2	解析モデル	102
6.3	解析条件	104
6.3.1	防音壁条件の概要	104
6.3.2	媒質への特性付与	108
6.3.3	音源	112
6.4	解析結果	112
6.4.1	嵩上げの効果	113
6.4.2	吸音の効果	114
6.4.3	嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合	115
6.4.4	代表点における周波数特性	117
6.5	結言	134
第7章	総括	135
	謝辞	138
	参考文献	139

第1章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 鉄道騒音と防音壁による対策

1956年、旧日本国有鉄道に設置された「東海道線増強調査会」に端を発する東海道新幹線の建設計画から60年以上経過した現在、日本の主要都市を結ぶ新幹線は日本の旅客輸送に不可欠な交通機関となっている。最高速度210km/hであった1964年の東海道新幹線開業時以来、社会の新幹線の高速化に対するニーズの高まりとともに現在は320km/hでの営業運転が行われている。新幹線のさらなる高速化の実現のためにも環境と調和することが必要であり、そのためにも騒音対策技術の高度化が必要不可欠である。

新幹線の走行に伴う騒音は開業直後から問題となり、1970年代に入ってからは大気汚染や水質汚濁などの公害等とともに社会問題としてクローズアップされるようになった[1-1]。1975年、環境庁は「新幹線鉄道騒音に係る環境基準」を告示し、「関係行政機関及び関係地方公共団体の協力のもとに、新幹線鉄道の沿線区域の区分ごと」に「達成され、又は維持されるよう努める」ことを求めた。同時期に測定された新幹線騒音(1列車通過時の時間重み特性Sでの騒音レベル最大値)について近接側軌道中心から25m離れ、地上高さ1.2mの観測点では80dB近い値が報告され[1-2, 1-3]、今日まで、鉄桁防音工の設置・改良等の伝搬対策からレール踏面の平滑化(削正によるレール凹凸の除去)、車両の改良(車両外周の平滑化、低騒音パンタグラフの開発、先頭部への流線型形状の導入、台車カバーの導入)等の音源側対策により、沿線騒音の改善に向けた取り組みが行われてきた。

特に、防音壁には支柱として一定間隔で配置されたH型鋼の間にコンクリート板を落とし込むものや、場所打ちコンクリート製のものが採用されており、その多くは高さがレール頂部から2m程度である。近年では、より大きな減音効果を要する場合には、防音壁の全高を1m程度高くするための嵩上げも実施されている。防音壁は高さが高いほど高架橋外への音の放射を抑制する効果が高くなる。しかし、鉄道高架橋においては、防音壁自体の重量や、強風に伴う風荷重の影響等による構造物強度に配慮し単純に嵩上げを実施することが困難な場合がある。そのため、同じ高さでもより効果的に減音効果を得るための防音壁の開発も行われてきた。長倉らは、新幹線の音源特性を考慮した傾斜部やY型形状、T型形状を有する場合、および吸音材を

併用した場合の騒音低減効果を報告している [1-4~1-6]。また、直型防音壁の頂部から軌道側へ水平に突き出した逆 L 型防音壁およびその改良型の開発 [1-7] や、高さの変更を伴わず先端部の構造を干渉型とした騒音低減装置も開発、実用化されている [1-8, 1-9]。こうした防音壁の先端構造に着目した研究では、特殊な溝形状を有する水車型の構造が提案され、道路交通騒音を対象とした実物大防音壁でその効果が報告された例もある [1-10, 1-11]。

1.1.2 従来の防音壁の騒音低減効果の評価手法とその課題

防音壁は、通常、音源と受信点を直接遮蔽するような位置関係で設置される。このとき、減音効果は主として光学分野の回折理論に基づき、実験データによる近似計算から得られた計算図表から算出される [1-12, 1-13]。しかし、鉄道の場合には防音壁の高さに対して車体の高さが上回る場合が一般的である。また、鉄道騒音は台車等の走行装置に起因する音のほかにも、パンタグラフ等の集電系装置、高速走行時に車体周りの凹凸部付近で発生する空力音等、複雑な音源で構成されている。そのため、計算図表の単純な適用では正確な減音効果の算出は困難である。こうした背景から、防音壁の開発では縮尺模型実験や数値解析が活用される。縮尺模型実験では、車体や防音壁のそれ自体の形状を容易に変更できるほか、それら位置関係に応じて高架橋周囲での音圧レベル分布および騒音低減効果を評価することが可能である [1-14, 1-15]。

ところで、こうした評価では防音壁は反射性の非透過な剛壁として扱われることが多い。防音壁自体から透過音が生じている場合には十分な遮蔽効果が得られない場合があるが、通常、防音壁の開発段階ではこうしたことは想定されず、防音壁が十分な遮音性能を有していることが前提となっている [1-16]。

鉄道高架橋では高さ 2m、厚さ 90mm~160 mm のコンクリート製防音壁と比較して厚さ 1/10 程度の平板を用いて、既設防音壁の嵩上げやコンクリート製防音壁の代替として設置されることがある [1-17]。こうした平板の音響透過損失は、コンクリート製防音壁と比べて低いのが実際である。そのため、設置した場合の騒音低減効果を予測する場合、コンクリート製防音壁と同様に剛壁として扱うと実際の効果よりも高く評価されてしまうといった課題がある。また、平板を用いた防音壁の音響透過損失は、材料や構造によって周波数特性も変化することが想定されるため、評価の際にはこうした防音壁の音響透過損失の違いを考慮することが望ましい。

1.1.3 壁体からの透過音の影響に関する評価

防音壁のような壁体からの透過音については、壁体自体の振動に伴う放射音問題として考えることができる。こうした放射音問題としては、振動解析に基づく弾性体の振動面の情報をもとに音場解析を実施する方法 [1-18, 1-19] や、空間中に置かれた弾性体に対して、弾性体表面の音圧差を加振力として弾性体を薄板の曲げ振動問題として壁体の遮音性能を予測する手法が提案されている [1-20]。しかし、前者は音の放射面となる弾性体の振動源が弾性体と結合された構造物からの固体伝搬力となっており、空気伝搬音等による加振は想定されていない。また、後者は曲げ振動モデル系の中に損失係数の実測に基づく損失項が導入されており、壁体の構造や形状の違いに応じて損失係数を決定する必要があるほか、弾性体からの放射音問題というよりは構造の違いによる壁体の遮音性能の予測を目的としたものである。

防音壁からの透過音の影響として、防音壁に生じた隙間からの音の漏洩が防音壁の遮音性能の低下に与える影響を2次元数値解析によって示した報告がある [1-21]。ただし、これは防音壁の音響透過損失等の材料特性に着目したものではなく、構造上の不具合が生じた場合の影響を評価したものである。また、防音壁および防音壁が設置された構造物の振動解析とそれをもとにした放射音場解析によって、防音壁を音源とした音圧レベル分布を示した報告もある [1-22]。しかし、振動解析には構造物の振動モードを正しく再現するためにばね要素等を適切に配置するなど、適切な振動モデルを構築することが求められると同時に、ヤング率や損失係数などの材料特性を適切に設定することが求められる。

日本音響学会が示す道路交通騒音の予測モデル [1-23] では、防音壁自体を透過する音の寄与を考慮するため、防音壁部を通過する音のエネルギーをスリット回折に関する補正量として算出し、この補正量から防音壁の音響透過損失を減じた値を、透過音の影響を考慮した回折補正量として求めることを推奨している。しかし、通常、自動車と比較して鉄道車両の形状は大きく、また、防音壁の高さに対しても車体高さが上回ることが多い。また、防音壁と車体間の多重反射の影響等により音源とみなされる領域が大きいため、鉄道高架橋防音壁による騒音低減効果を単純な回折減衰量で評価することは難しい [前出 1-14]。

1.2 本論文の目的

前節に示したように、防音壁は音の伝搬を遮蔽することを目的としている一方、評価の段階でその音響透過損失の違いに着目した評価が行われることは少ない。これは、騒音対策材として、実用上は十分な音響透過損失を有するものが選択されるためであると考えられる。一方、鉄道高架橋に設置されたコンクリート製防音壁上に、厚さ 1/10 程度の樹脂板などの平板を用いて嵩上げを実施する場合や、コンクリート製防音壁自体を、それよりも音響透過損失が低いものに変更するような場合、高架橋外の音圧レベル分布に与える影響を事前に評価することは重要である。

そこで、本論文では、有限要素法による音響解析手法を活用し、防音壁を構成する材料の音響透過損失の違いを反映し、透過音の影響が考慮可能な評価手法を提案することを目的とする。具体的には、解析空間中で透過音を考慮する防音壁の該当領域において音響透過損失に基づく減衰効果を付与する手法を提案する。また、鉄道高架橋防音壁を対象に、壁面へ吸音パネルが設置されることを考慮して吸音材自体を音場として扱い、上記の手法を用いて防音壁の嵩上げおよび壁面の吸音化による騒音低減効果への違いを明らかにすることを目的とする。

1.3 本論文の構成

本論文の構成は、以下のとおりである。

第 2 章では、平面波が一様な媒質中を伝搬するモデルを対象に、媒質長さと同素波数によって、平面波に任意の減衰効果が付与可能なことを示す。また、その減衰を有する媒質が、異なる特性インピーダンスを有する媒質と境界を有し、媒質中で反射波が生じた状況においても、媒質間での反射の影響を考慮し、減衰効果を付与した媒質の入射側表面および透過側表面で任意の音圧レベル差が付与可能なことを示す。

第 3 章では、第 2 章で示した手法を、有限要素法による数値解析手法へ適用することを検討する。有限要素法を用いるにあたっては、本論文では開領域問題を対象とするため、無限要素を導入した解析手法を活用する。そこで、まず理論解との比較によって有限要素領域および無限要素内で妥当な解が得られることを確認する。また、本論文では鉄道高架橋周囲の音圧レベル分布を 3 次元での音響解析手法を用い円筒波に基づく 2 次元モデルとして評価を行う。このとき、高架橋周囲を有限要素領域、高架橋外を無限要素内の領域として評価を行うと、無限要素内の領域では球面波に基づく評価となり、音の減衰は有限要素領域とは異なる特性を示す。

そこで、両音源の距離減衰の相違を考慮した補正を導入することを検討する。

第4章では、鉄道高架橋防音壁を対象に、コンクリート製防音壁上に厚さ8mmのポリカーボネート板が嵩上げ設置される事例に対して、この嵩上げ部に音響透過損失に基づく遮音性能を反映した解析を行う。まず初めに、鉄道高架橋防音壁を評価対象とする無限要素を導入した有限要素法による解析の妥当性について、縮尺模型実験で得られる音圧レベル分布と比較検証する。続いて、嵩上げ部を反射性の非透過な剛壁とした場合との比較によって、透過音が高架橋外の音圧レベル分布へ与える影響について評価を行う。

第5章では、鉄道高架橋防音壁で壁面へ吸音パネルの設置による吸音対策が実施される事例に対して、解析では吸音材自体を音場として扱うことを検討する。そこで、吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数を流れ抵抗をパラメータとした実験近似式で表現し、その妥当性を検証する。

第6章では、鉄道高架橋防音壁を対象に、防音壁の嵩上げ対策、吸音対策およびそれらを併用した場合の騒音低減効果について、嵩上げ高さの違いとあわせて評価を行う。前章までの手法により、嵩上げ部には音響透過損失に基づく遮音性能を、吸音材には特性インピーダンスと伝搬定数に基づく材料特性を反映する。

最後に、第7章では本論文の総括と今後の課題について述べる。

第2章 複素波数に基づく減衰効果の付与

2.1 緒言

騒音の伝搬経路は、主として空気中を伝わる空気伝搬音と、構造物中を伝わる固体伝搬音に分類される。このうち、防音壁は前者に対して音源と受音点を遮るように設置され、受音点に到達する音のエネルギーを減少させることを目的とした騒音対策手法である。

防音壁の遮音性能は、一般には重量の増加とともに高くなるほか、形状等の構造に依存して曲げ剛性や内部摩擦の影響等によって変化する。防音壁の検討段階では、必要とされる遮音性能を周波数ごとに算出し、これを満足する材料や構造が選択される。また、強度や施工性等への配慮も必要となる。防音壁は音源に対して十分な遮音性能を有するものが使われる一方で、通常それらは個々に異なるものである。そのため、評価の段階においては、防音壁の遮音性能の違いが周囲の音圧レベル分布へ与える影響を把握することが重要である。

そこで、本論文では有限要素法による音響解析手法を活用し、防音壁の遮音性能の違いを反映した評価手法を提案する。本章では、音場を規定する Helmholtz 方程式において、方程式中の複素波数によって対象とする音場中で任意の音圧レベルの減衰効果が与えられることを示し、その減衰効果を防音壁の音響透過損失に応じて付与することを検討する。

2.2 単層壁体の遮音モデル

ガラス板、樹脂板、鋼板あるいはコンクリート製の薄い壁体は防音壁材料として多用される。こうした壁体は最も単純な遮音構造であり、材料の密度が高く、板厚が厚いほど遮音性能が高くなる。

図 2-1 に示すように、ある壁体へ音が入射すると壁体表面および背面では反射と透過が生じる。このとき、入射音の強さを I_i 、透過音の強さを I_t とすると、透過率 τ は式(2-1)で定義され、音響透過損失 R は式(2-2)で定義される。

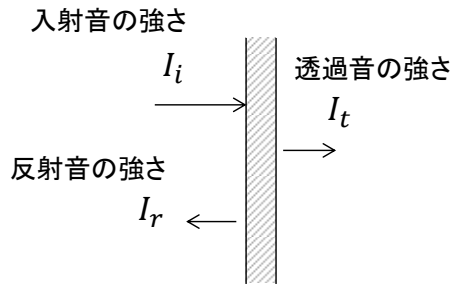


図 2-1 壁体への入射と透過

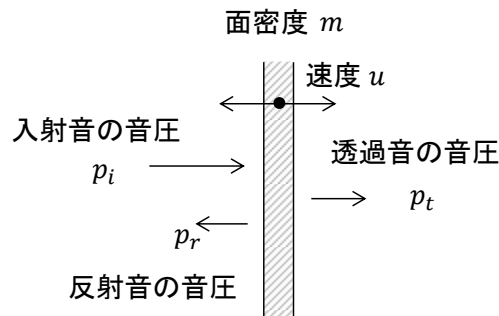


図 2-2 遮音の力学モデル

$$\tau = I_t/I_i \quad (2-1)$$

$$R = 10\log_{10}(1/\tau) \quad (2-2)$$

音響透過損失は、壁体の単純な力学モデルでも説明することができる。図 2-2 に示すように、壁体に入射する音圧によって壁体にピストン振動が生じ、その振動が壁面近傍の空気粒子を駆動し、壁体の反対側で放射音が生じることを考える [2-1]。つまり、面密度 m の無限大の壁体に角振動数 ω の音が音圧 p_i で壁面に鉛直に入射し、音圧 p_r の反射波、音圧 p_t の透過波を生じるとする。ただし、壁体自体の減衰特性は無視するものとする。

このとき、壁体が速度 u で振動すると、単位面積あたりの運動方程式は式(2-3)のように表される。

$$\begin{aligned} (p_i + p_r) - p_t &= m \frac{du}{dt} \\ &= j\omega mu \end{aligned} \quad (2-3)$$

(ただし、 $j = \sqrt{-1}$)

また、壁体表裏での粒子速度は、その連続性から壁体の速度 u に等しく、式(2-4)の関係が成り

立つ。

$$\frac{p_i}{\rho c} - \frac{p_r}{\rho c} = \frac{p_t}{\rho c} = u \quad (2-4)$$

(ただし, ρ は空気の密度, c は音速)

式(2-3), 式(2-4)から式(2-5)が得られる。

$$\frac{p_i}{p_t} = 1 + \frac{j\omega m}{2\rho c} \quad (2-5)$$

平面波においては, 音の強さ I と音圧 p の関係 $I = p^2/\rho c$ より式(2-6)が得られ, これを式(2-2)に代入して音響透過損失 R は式(2-7)のように導かれる。

$$\begin{aligned} \frac{1}{\tau} &= \frac{I_i}{I_t} = \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 \\ &= 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho c} \right)^2 \end{aligned} \quad (2-6)$$

$$R = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho c} \right)^2 \right\} \quad (2-7)$$

このように, 壁体の遮音性能を示す音響透過損失は材料の面密度に依存した音のエネルギーの遮断効果を示す。上述した壁体表裏の音圧差を加振源とした力学モデルを用い, 朝倉らは壁体の曲げ振動方程式中に損失項を導入し, 振動エネルギーの損失に基づく遮音性能の評価手法を提案し, 振動と音響の連成解析による壁体の音響透過損失の予測モデルを示している [2-2]。

2.3 媒質中での減衰による遮音のモデル化

本論文では, 壁体の音響透過損失が既知であることを前提とする。防音壁の音響透過損失の違いは, 前節の説明に従えば透過音の違いとして生じる。そこで, 本論文では壁体が空気とは異なる媒質で構成されることを仮定し, 媒質中を伝搬する音に対して音響透過損失に基づく減衰効果を付与することを考える。

2.3.1 媒質中における音場

まず、媒質中での音場が Helmholtz 方程式で表現できることを示す。

吸音材を剛な骨格構造と、互いに連なった細孔で構成され、かつ等方均一であると仮定する。このとき、内部における音の伝搬を表す波動方程式は、速度ポテンシャルを Φ_m とすると以下のように表される [2-3, 2-4]。

$$\nabla^2 \Phi_m = \kappa_m \rho_m \theta \frac{\partial^2 \Phi_m}{\partial t^2} + \kappa_m \theta \sigma \frac{\partial \Phi_m}{\partial t} \quad (2-8)$$

ここで、 κ_m は圧縮特性を表す係数、 ρ_m は実効密度、 θ は多孔度、 σ は流れ抵抗である。定常状態を考え、

$$\Phi_m = \phi_m e^{j\omega t} \quad (2-9)$$

とすると、式(2-8)は式(2-10)のように書ける。

$$\begin{aligned} \nabla^2 \phi_m e^{j\omega t} &= -\omega^2 \kappa_m \rho_m \theta \phi_m e^{j\omega t} + j\omega \kappa_m \theta \sigma \phi_m e^{j\omega t} \\ \therefore \nabla^2 \phi_m &= -\omega^2 \kappa_m \rho_m \theta \left(1 - \frac{j\sigma}{\omega \rho_m}\right) \phi_m \end{aligned} \quad (2-10)$$

複素波数 k_e と複素実効音速（以下、複素音速） c_e の関係

$$k_e = \frac{\omega}{c_e} \quad (2-11)$$

において、 c_e を

$$c_e = (\kappa_m \rho_m \theta)^{-1/2} \cdot \left(1 - \frac{j\sigma}{\omega \rho_m}\right)^{-1/2} \quad (2-12)$$

と定義すると [2-3, 2-4]、式(2-10)は、式(2-13)のように書ける。

$$\begin{aligned}
\nabla^2 \phi_m &= \frac{\omega^2}{c_e^2} \phi_m \\
&= -k_e^2 \phi_m \\
\therefore \nabla^2 \phi_m + k_e^2 \phi_m &= 0
\end{aligned} \tag{2-13}$$

以上のように、媒質を空気とした場合と同じく Helmholtz 方程式で表すことができる。

媒質中での音圧 p_m は式(2-14)、粒子速度 \mathbf{u}_m は式(2-15)で表される。

$$\begin{aligned}
p_m &= \rho_e \frac{\partial \Phi_m}{\partial t} + \sigma \Phi_m \\
&= j\omega \rho_m \Phi_m + \sigma \Phi_m \\
&= j\omega \rho_e \Phi_m \quad (\because \text{式(2-9)})
\end{aligned} \tag{2-14}$$

ただし、 $\rho_e = \rho_m \left(1 - \frac{j\sigma}{\omega \rho_m}\right)$ である。

$$\mathbf{u}_m = -\text{grad} \Phi_m \tag{2-15}$$

式(2-14)において、 ρ_e は媒質の実効密度を表し、 ρ_e の導入によって速度ポテンシャルと音圧の関係についても空気と同じ形式で表現することができる [2-5]。

2.3.2 複素波数による減衰効果

以下では、平面波が媒質中を伝搬する状況を考える。前節にならい、内部減衰を有する媒質中を伝搬する平面波について、複素波数を k_m (添え字 m は内部減衰を有する媒質中であることを示す) とし、あらためて速度ポテンシャル ϕ に関する Helmholtz 方程式として式(2-16)のように表す。

$$\nabla^2 \phi + k_m^2 \phi = 0 \tag{2-16}$$

式(2-16)の一般解のうち、媒質中で進行波のみが存在すると、式(2-17)のように表される。

$$\phi = A e^{-jk_m x} \tag{2-17}$$

(ただし、 A は振幅を表す実数)

ここで、 k_m を実数部と虚数部に分けて式(2-18)のように表す。

$$k_m = k'_m - jk''_m \quad (2-18)$$

(ただし、 k'_m 、 k''_m はそれぞれの実数部、虚数部とともに実数)

式(2-17)は、式(2-18)より

$$\begin{aligned} \phi &= Ae^{-j(k'_m - jk''_m)x} \\ &= e^{-k''_m x} \cdot Ae^{-jk'_m x} \end{aligned} \quad (2-19)$$

と変形でき、 $e^{-k''_m x}$ の減衰を伴いながら伝搬することが示される。

続いて、図 2-3 に示すように、平面波が x 軸に沿って厚さ Δx の等方均質な媒質中を進行することを考える。ただし、ここでは媒質中では反射波はないものとする。このとき、媒質は内部減衰を有し、この減衰効果によって平面波が媒質の入射側表面の音圧 p_{in} が透過側表面で音圧 p_{out} に低下し、その音圧レベル差を TL' とすると、式(2-20)の関係が得られる。

$$-TL' = 10 \log_{10} \frac{|p_{out}|^2}{|p_{in}|^2} \quad (2-20)$$

式(2-20)を、速度ポテンシャルを用いて表記すると式(2-21)のように表される。

$$-TL' = 10 \log_{10} \frac{|\phi_{out}|^2}{|\phi_{in}|^2} \quad (2-21)$$

平面波が距離 Δx 伝搬する際の音圧レベル低下量との関係について、式(2-17)と式(2-21)より式(2-22)が得られる。

$$-TL' = 10 \log_{10} |e^{-jk_m \Delta x}|^2 = 10 \log_{10} |e^{-j(k'_m - jk''_m) \Delta x}|^2 \quad (2-22)$$

ここで、式(2-22)において $e^{-k''_m x}$ が距離に応じた減衰を示すことを考慮すると $k'_m = 0$ となり、式(2-23)の関係が得られる。

$$k''_m = \frac{TL' / \Delta x}{20 \log_{10}(e)} \quad (2-23)$$

式(2-23)は、減衰を有する媒質中を平面波が伝搬する場合の媒質厚さあたりの音圧レベル低下量を示し、同式によって媒質中での減衰量を任意に付与することができる。

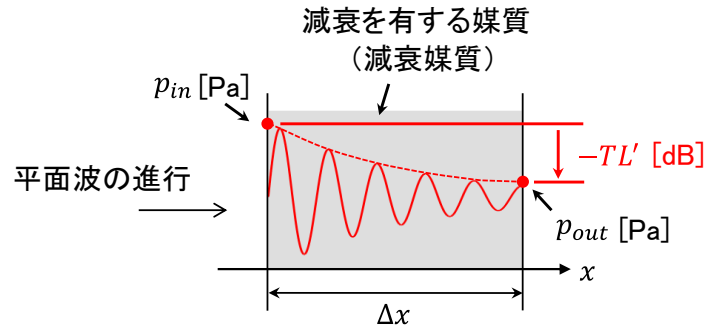


図 2-3 減衰を有する媒質中を伝搬する平面波

2.3.3 3層媒質による検証モデル

本節では、平面波を対象に式(2-23)によって媒質の複素波数によって媒質中での減衰が付与可能なことを示す。まず、3つの異なる媒質が積層した状態を仮定した検証モデルについて説明する。

検証モデルとして、図 2-4 に示すように媒質 1~3 がそれぞれ x 軸に垂直な面で接した状態を考える。平面波が媒質 1 から x 軸に沿って伝搬し、媒質 2 中で減衰すると仮定する。媒質 1 と媒質 2、および媒質 2 と媒質 3 の境界をそれぞれ $x = x_1$ 、 $x = x_2$ とし、媒質 1 および媒質 3 は半無限長とする。

各媒質中での平面波について、媒質 n での速度ポテンシャルを $\phi^{(n)}(x, t)$ 、媒質 n での入射波の速度ポテンシャルを $\phi_i^{(n)}(x, t)$ 、反射波の速度ポテンシャルを $\phi_r^{(n)}(x, t)$ と表す。また、 $\phi_i^{(n)}(x, t)$ と $\phi_r^{(n)}(x, t)$ の振幅をそれぞれ $\phi_{i0}^{(n)}$ 、 $\phi_{r0}^{(n)}$ とし、媒質 n での波数を k_n とする。

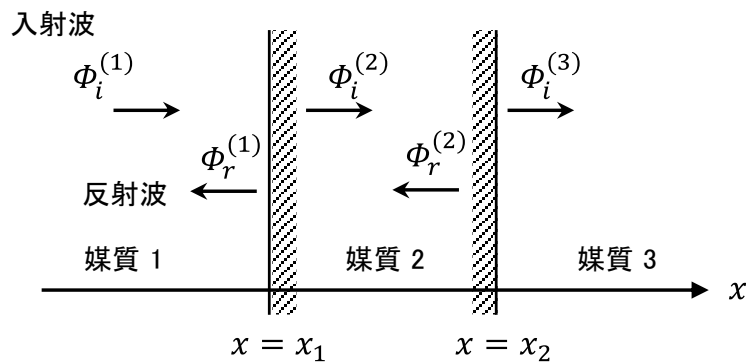


図 2-4 3層媒質の検証モデル

まず、媒質 1 中の入射波の速度ポテンシャル $\phi_i^{(1)}(x, t)$ は、式(2-24)で表される。

$$\phi_i^{(1)}(x, t) = \phi_{i0}^{(1)} e^{-jk_1x+j\omega t} \quad (2-24)$$

ただし、 $e^{j\omega t}$ は時間項を表し、 ω は角振動数[rad/s]である。

また、媒質 1 中の反射波の速度ポテンシャル $\phi_r^{(1)}(x, t)$ は、式(2-25)で表される。

$$\phi_r^{(1)}(x, t) = \phi_{r0}^{(1)} e^{jk_1x+j\omega t} \quad (2-25)$$

よって、媒質 1 中での速度ポテンシャル $\phi^{(1)}(x, t)$ は、入射波および反射波の重ね合わせから式(2-26)となる。

$$\phi^{(1)}(x, t) = \left(\phi_{i0}^{(1)} e^{-jk_1x} + \phi_{r0}^{(1)} e^{jk_1x} \right) e^{j\omega t} \quad (2-26)$$

同様に、媒質 2 中の速度ポテンシャル $\phi^{(2)}(x, t)$ は、媒質 2 での入射波および反射波の重ね合わせから式(2-27)となる。

$$\phi^{(2)}(x, t) = \left(\phi_{i0}^{(2)} e^{-jk_2x} + \phi_{r0}^{(2)} e^{jk_2x} \right) e^{j\omega t} \quad (2-27)$$

媒質 3 中の速度ポテンシャル $\phi^{(3)}(x, t)$ は、入射波のみで式(2-28)となる。

$$\phi^{(3)}(x, t) = \phi_{i0}^{(3)} e^{-jk_3x+j\omega t} \quad (2-28)$$

一方、媒質 n 中の音圧 $p^{(n)}(x, t)$ は各媒質の密度 ρ_n ($n=1\sim 3$)を用いて、速度ポテンシャル $\phi^{(n)}(x, t)$ との関係から以下のように表される。

$$\begin{aligned} p^{(1)}(x, t) &= j\omega\rho_1 \left(\phi_{i0}^{(1)} e^{-jk_1x} + \phi_{r0}^{(1)} e^{jk_1x} \right) e^{j\omega t} \\ &= \left(p_{i0}^{(1)} e^{-jk_1x} + p_{r0}^{(1)} e^{jk_1x} \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2-29)$$

$$\begin{aligned} p^{(2)}(x, t) &= j\omega\rho_2 \left(\phi_{i0}^{(2)} e^{-jk_2x} + \phi_{r0}^{(2)} e^{jk_2x} \right) e^{j\omega t} \\ &= \left(p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2x} + p_{r0}^{(2)} e^{jk_2x} \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2-30)$$

$$\begin{aligned}
p^{(3)}(x, t) &= j\omega\rho_3\phi_{i0}^{(3)}e^{-jk_3x+j\omega t} \\
&= p_{i0}^{(3)}e^{-jk_3x+j\omega t}
\end{aligned} \tag{2-31}$$

また、媒質 n 中の粒子速度 $u^{(n)}(x, t)$ は

$$\begin{aligned}
u^{(n)}(x, t) &= -\text{grad}\phi^{(n)} \\
&= jk_n \left(\phi_{i0}^{(n)} e^{-jk_n x} - \phi_{r0}^{(n)} e^{jk_n x} \right) e^{j\omega t}
\end{aligned} \tag{2-32}$$

であり、音圧と速度ポテンシャルの関係

$$p^{(n)} = j\omega\rho_n\phi^{(n)} \tag{2-33}$$

から

$$\begin{aligned}
u^{(n)}(x, t) &= jk_n \left(\frac{1}{j\rho_n\omega} p_{i0}^{(n)} e^{-jk_n x} - \frac{1}{j\rho_n\omega} p_{r0}^{(n)} e^{jk_n x} \right) e^{j\omega t} \\
&= \frac{1}{Z_0^{(n)}} \left(p_{i0}^{(n)} e^{jk_n x} - p_{r0}^{(n)} e^{-jk_n x} \right) e^{j\omega t}
\end{aligned} \tag{2-34}$$

が得られる。ただし、

$$Z_0^{(n)} = \frac{\omega\rho_n}{k_n} (= \rho_n c_n) \tag{2-35}$$

は媒質 n の特性インピーダンスで、 ρ_n と c_n はそれぞれ媒質 n の密度および音速である。

よって、媒質 1~3 の粒子速度はそれぞれ式(2-36)~式(2-38)で表される。

$$u^{(1)}(x, t) = \frac{1}{Z_0^{(1)}} \left(p_{i0}^{(1)} e^{-jk_1 x} - p_{r0}^{(1)} e^{jk_1 x} \right) e^{j\omega t} \tag{2-36}$$

$$u^{(2)}(x, t) = \frac{1}{Z_0^{(2)}} \left(p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2 x} - p_{r0}^{(2)} e^{jk_2 x} \right) e^{j\omega t} \tag{2-37}$$

$$u^{(3)}(x, t) = \frac{1}{Z_0^{(3)}} p_{i0}^{(3)} e^{-jk_3 x + j\omega t} \tag{2-38}$$

各媒質間での境界条件は、音圧および粒子速度の媒質間での連続性から以下のとおりとなる。

なお、以下では、簡単のため $t = 0$ の定常状態とする。

媒質 1 と媒質 2 の境界($x = x_1$)では

$$p_{i0}^{(1)} e^{-jk_1 x_1} + p_{r0}^{(1)} e^{jk_1 x_1} = p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2 x_1} + p_{r0}^{(2)} e^{jk_2 x_1} \quad (2-39)$$

$$p_{i0}^{(1)} e^{-jk_1 x_1} - p_{r0}^{(1)} e^{jk_1 x_1} = \frac{Z_0^{(1)}}{Z_0^{(2)}} (p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2 x_1} - p_{r0}^{(2)} e^{jk_2 x_1}) \quad (2-40)$$

媒質 2 と媒質 3 の境界($x = x_2$)では

$$p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2 x_2} + p_{r0}^{(2)} e^{jk_2 x_2} = p_{i0}^{(3)} e^{-jk_3 x_2} \quad (2-41)$$

$$p_{i0}^{(2)} e^{-jk_2 x_2} - p_{r0}^{(2)} e^{jk_2 x_2} = \frac{Z_0^{(2)}}{Z_0^{(3)}} p_{i0}^{(3)} e^{-jk_3 x_2} \quad (2-42)$$

である。

式(2-39)～式(2-42)より、媒質 2 表面の音圧反射係数 r_{12} および媒質 2 の音圧透過係数 t_{13} は式(2-43)、式(2-44)のとおりとなる。

$$r_{12} = \frac{(Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}) + (Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)}) e^{-j2k_2(x_2 - x_1)}}{(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}) + (Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)}) e^{-j2k_2(x_2 - x_1)}} \quad (2-43)$$

$$t_{13} = \frac{4Z_0^{(2)} Z_0^{(3)} e^{-j(k_2 - k_3)(x_2 - x_1)}}{(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}) + (Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)}) e^{-j2k_2(x_2 - x_1)}} \quad (2-44)$$

2.3.4 平面波による検証（媒質中で反射がない場合）

式(2-23)による媒質での減衰効果の検証として、図 2-4 の媒質 2 に対して付与した場合の計算例を示す。ここでは、媒質 1 と媒質 3 を空気 (ρ_1 と ρ_3 は 1.205kg/m^3 , c_1 と c_3 は 343.7m/s) とし、このとき、媒質 1～3 の特性インピーダンスが等しく媒質 1 および媒質 2 中で反射波が無いと仮定する。図 2-4 において、媒質 1 と媒質 2 の境界は $x_1 = 2.2$ 、媒質 2 と媒質 3 の境界は $x_2 = 2.5$ とし、媒質 2 の厚さ Δx は 0.3m とする。媒質 1 の入射波振幅は 2Pa 、媒質 3 の右端は無遠とす

る。表 2-1 に、媒質 2 の減衰効果として TL' を 5dB , 10dB , 15dB としたときの 200Hz , 500Hz での

各媒質の k_n , ρ_n ($n=1\sim 3$) の各値を示す。表 2-1 において、 k_2 は式(2-23)において $\Delta x = 0.3$ とし TL' に各値を代入して算出した。式(2-23)からもわかるように、 Δx が一定であれば k_2 は周波数には依存せず、 TL' の値によってのみ定まる。

ρ_2 は式(2-35)より媒質 2 の特性インピーダンスが媒質 1 および媒質 3 の特性インピーダンスと等しくなる値、つまり、 $Z_0^{(1)} = Z_0^{(2)} = Z_0^{(3)}$ として算出した。そのため、媒質 2 では、式(2-23)より k_2 は純虚数となる一方、 ρ_2 も純虚数となる。このように、 ρ_2 は便宜的に決定されたものである。

図 2-5～図 2-10 に、各条件での $0 \leq x \leq 3$ での音圧（実数部、虚数部、絶対値）および音圧レベルの分布を示す。図中、左側から伝搬した平面波の音圧絶対値は媒質 1 中では一定である一方、媒質 2 中で減衰している様子が確認できる。また、媒質 2 の左端および右端での音圧レベル差は、いずれの条件においても付与した減衰効果 TL' と一致していることが確認できる。このように、媒質中で反射波が無い場合、式(2-23)によって媒質の複素波数から任意の減衰効果が等価的に付与できることが示された。

表 2-1 媒質 2 での減衰効果 TL' における各計算条件

TL' [dB]	5		10		15	
周波数 [Hz]	200	500	200	500	200	500
k_1 [m^{-1}]	3.656	9.141	3.656	9.141	3.656	9.141
ρ_1 [kg/m^3]	1.205		1.205		1.205	
k_2 [m^{-1}]	0-1.919j		0-3.838j		0-5.756j	
ρ_2 [kg/m^3]	0-0.632j	0-0.253j	0-1.265j	0-0.506j	0-1.897j	0-0.759j
k_3 [m^{-1}]	3.656	9.141	3.656	9.141	3.656	9.141
ρ_3 [kg/m^3]	1.205	1.205	1.205	1.205	1.205	1.205

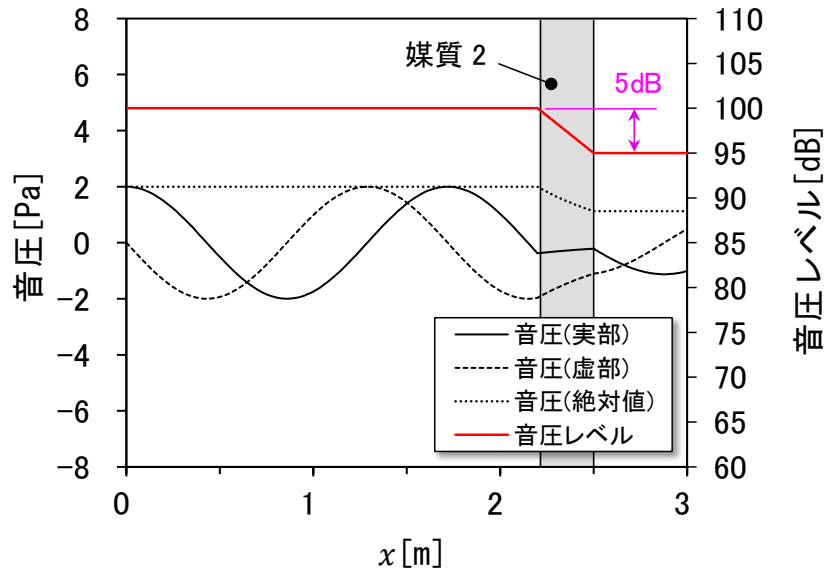


図 2-5 検証例 (減衰効果 5dB, 200Hz)

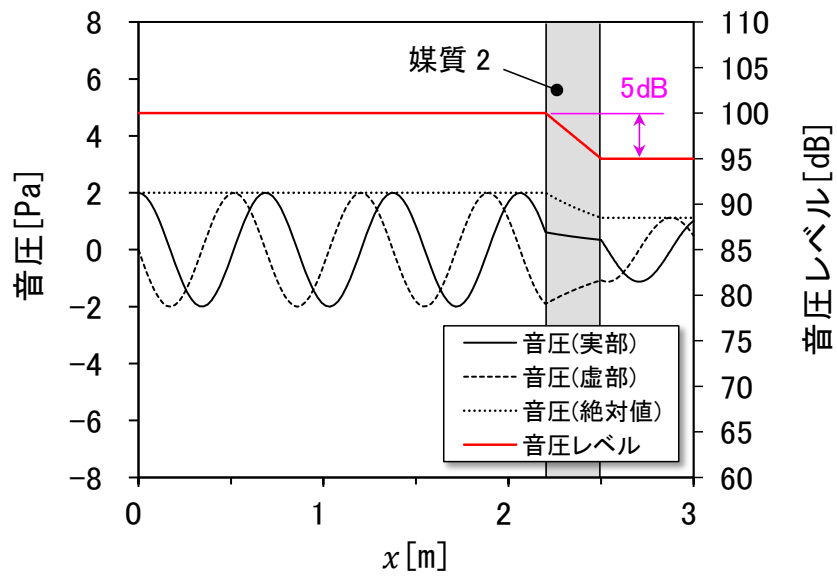


図 2-6 検証例 (減衰効果 5dB, 500Hz)

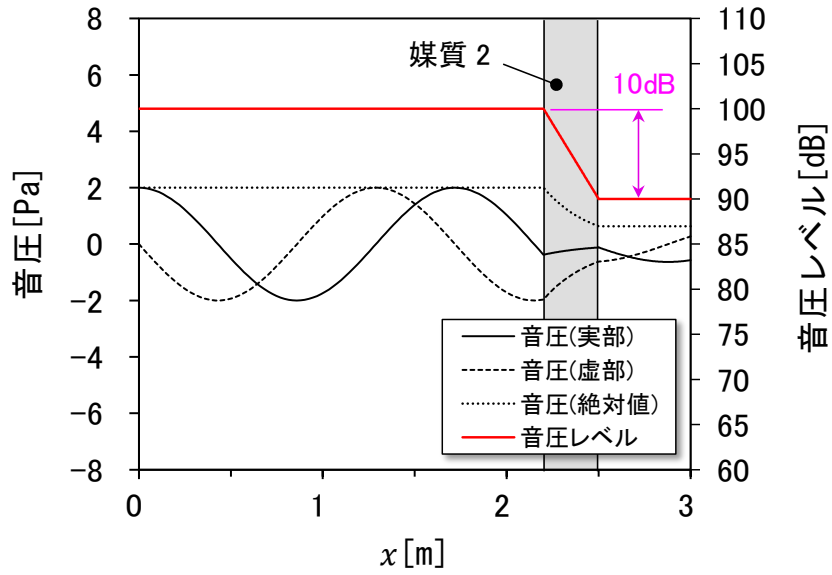


図 2-7 検証例 (減衰効果 10dB, 200Hz)

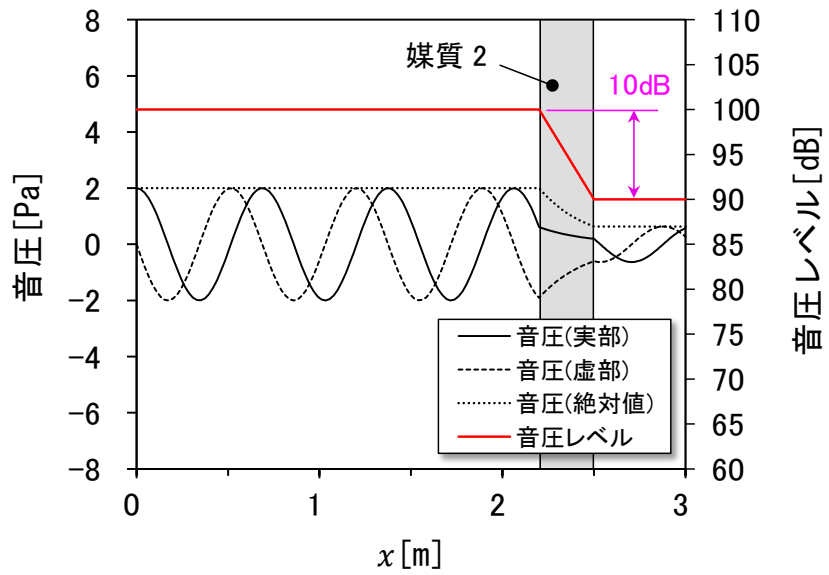


図 2-8 検証例 (減衰効果 10dB, 500Hz)

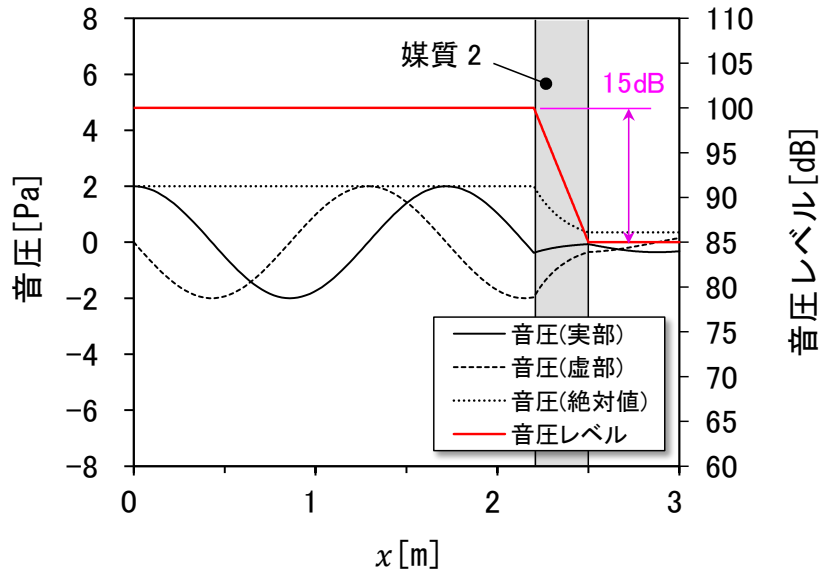


図 2-9 検証例 (減衰効果 15dB, 200Hz)

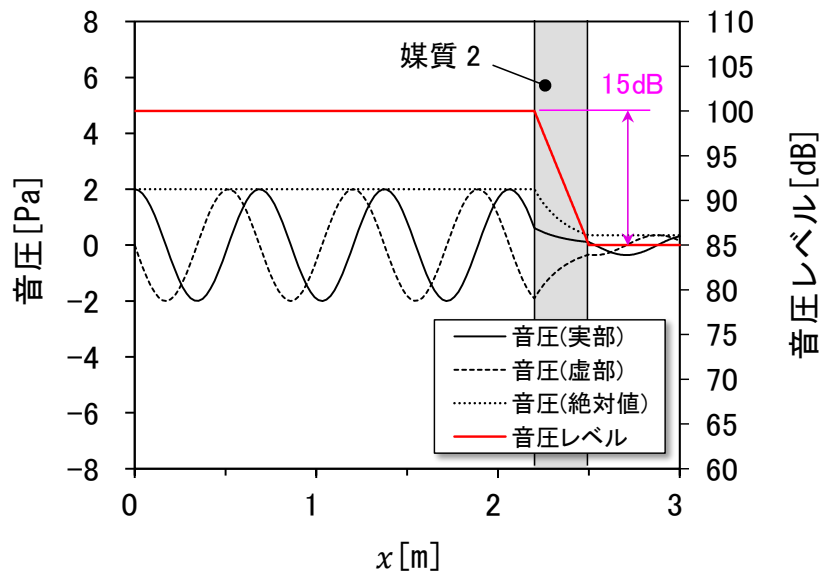


図 2-10 検証例 (減衰効果 15dB, 500Hz)

2.3.5 媒質中で反射を伴う場合

前節では、平面波が媒質中を伝搬する過程において式(2-23)に基づく複素波数によって任意の減衰効果 TL' が付与可能なことを示した。

ただし、媒質中で反射波が存在する場合には減衰効果は入射波と反射波それぞれに作用することになり、実際に観察される合成波の減衰は TL' とは異なった値となる。

そこで本節では、図 2-4 の媒質 2 中で反射波が存在することを考え、図 2-11 に示すように、あらためて媒質 2 の合成波に対する減衰効果として、媒質 2 の入射側表面と透過側表面において任意の音圧レベル差 ΔL を得ることを考える。特に、本論文では、図 2-4 において媒質 2 中の反射波を媒質 1 と媒質 2 間、および媒質 2 と媒質 3 間での音圧反射係数 r_{12} および r_{23} によって規定することを考える。

2.3.3 項に示したように、音圧反射係数 r_{12} は

$$r_{12} = \frac{(Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}) + (Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)})e^{-j2k_2(x_2-x_1)}}{(Z_0^{(2)} + Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}) + (Z_0^{(2)} - Z_0^{(1)})(Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)})e^{-j2k_2(x_2-x_1)}} \quad (2-43) \quad \text{再掲}$$

であり、 r_{23} は特性インピーダンスの異なる媒質間での反射として式(2-45)で表される。

$$r_{23} = \frac{Z_0^{(3)} - Z_0^{(2)}}{Z_0^{(3)} + Z_0^{(2)}} \quad (2-45)$$

図 2-12 を参考に、まず、減衰効果を付与する媒質 2 の透過側表面($x = x_2$)において、式(2-45)で $Z_0^{(2)}/Z_0^{(3)} = j$ となるように媒質 2 中での複素密度 ρ_2 を決定する。このとき、 $x = x_2$ では常に $r_{23} = -j$ となる。従って、複素音圧反射率 $|r_{23}|^2$ は常に 1 となり、媒質 2 中の入射波および反射波は $x = x_2$ において音圧が等しく、媒質 2 の透過側表面における合成波の音圧レベルは入射波音圧レベルに対して常に $10\log_{10}(2)$ dB を加えた値となる。

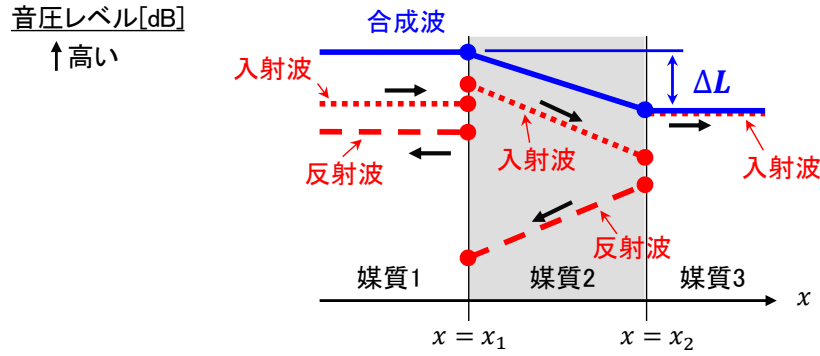


図 2-11 各媒質での入射波，反射波，合成波の音圧レベルの関係

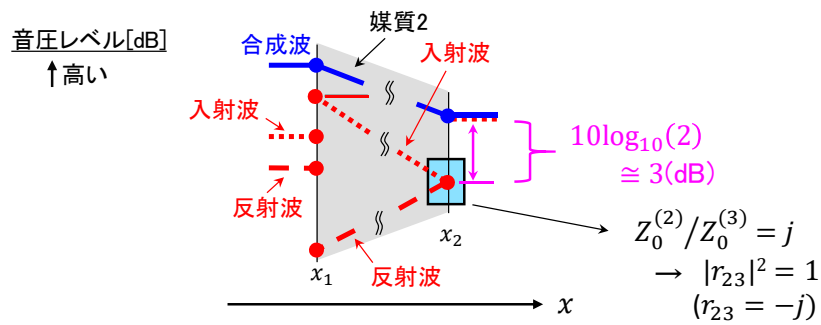


図 2-12 媒質 2 の透過側表面 ($x = x_2$) での関係

次に，媒質 n 中の位置 x における入射波音圧レベルを $L_{i,x}^{(n)}$ とすると，媒質 2 の入射側および透過側表面での音圧レベル差 ΔL は，図 2-13 を参考に式(2-46)の関係として得ることができる。

$$\left(L_{i,x_1}^{(1)} + \Delta L_{i,x_1}^{(1)}\right) - \left(L_{i,x_2}^{(2)} + 10\log_{10}(2)\right) = \Delta L \quad (2-46)$$

ここで， $\Delta L_{i,x_1}^{(1)}$ は媒質 1 中の $x = x_1$ における合成波と入射波の音圧レベル差で， $r_{12} = p_r^{(1)}/p_i^{(1)}$ より

$$\Delta L_{i,x_1}^{(1)} = 10\log_{10}(1 + |r_{12}|^2) \quad (2-47)$$

である。

媒質 2 中の入射波に対する $x = x_1$ と $x = x_2$ 間での減衰量をあらためて TL' とすると，

$$L_{i,x_1}^{(2)} - L_{i,x_2}^{(2)} = TL' \quad (2-48)$$

であるから，式(2-46)より

$$TL' = \Delta L + 10\log_{10}(2) - \left\{ \left(L_{i,x_1}^{(1)} + \Delta L_{i,x_1}^{(1)} \right) - L_{i,x_1}^{(2)} \right\} \quad (2-49)$$

の関係が得られる。

以上より、本手法では内部減衰を有する媒質前後での音圧レベル差を ΔL とするには、式(2-23)中の TL' を式(2-49)によって決定すれば良いことが示された。なお、式(2-43)における k_2 は式(2-23)で決定されるため、複素音圧反射係数 r_{12} は周波数および媒質厚さとは無関係に TL' のみに依存する。そのため、式(2-47)より式(2-49)中の $\Delta L_{i,x_1}^{(1)}$ も TL' に依存せず、図 2-11 のような 3 層媒質を考える場合は、 ΔL と TL' の関係が一意に決定される。

図 2-14、図 2-15 に図 2-11 の 3 層媒質を対象とした式(2-49)の関係を示す。図中、プロットは式(2-49)によって求めた値であり、破線は $TL' = \Delta L + 10\log_{10}(2)$ を示す。 TL' は ΔL が大きくなると $TL' = \Delta L + 10\log_{10}(2)$ に漸近することが確認できる。これは、媒質 2 の減衰効果が大きくなると $x = x_1$ での合成音圧レベルに対する媒質 2 の反射波音圧レベルの寄与が相対的に小さくなり、式(2-49)の右辺{ }内が 0 に近づくためである。図 2-14、図 2-15 より、実用上は $\Delta L > 7$ とする場合においては TL' は ΔL に $10\log_{10}(2)$ dB 加えれば良いと判断される。

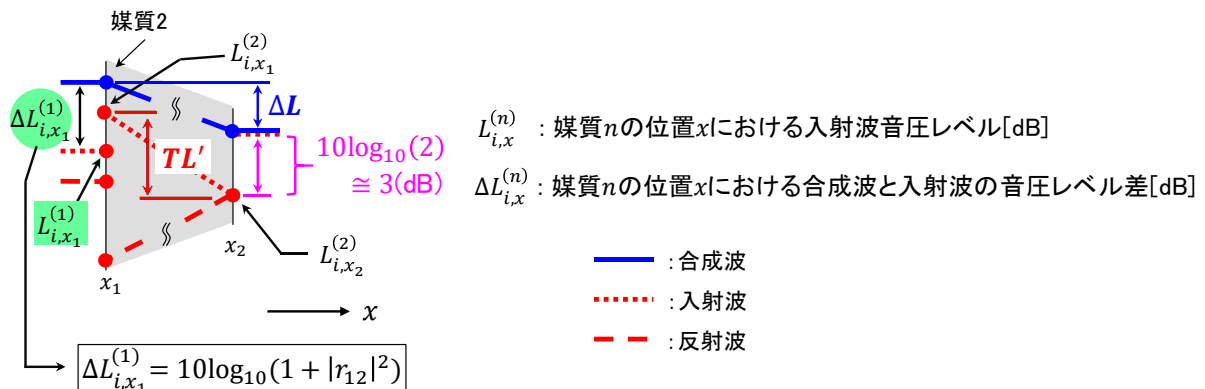


図 2-13 媒質 2 で減衰を付与した場合の音圧レベルの関係

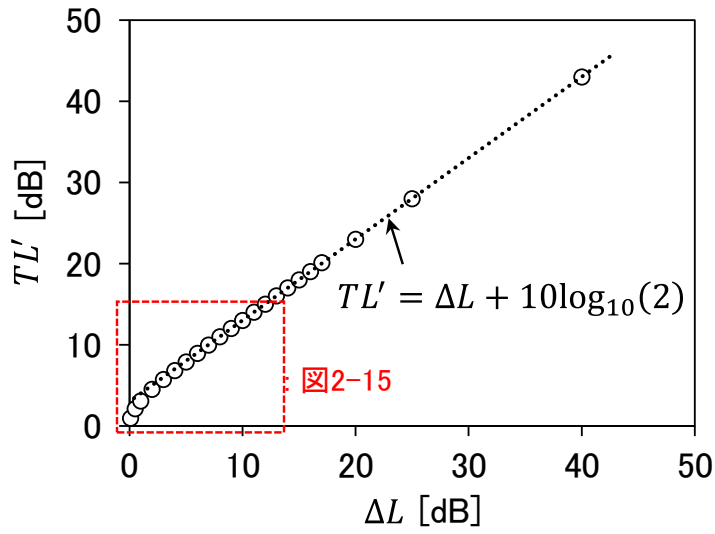


図 2-14 ΔL と TL' の関係

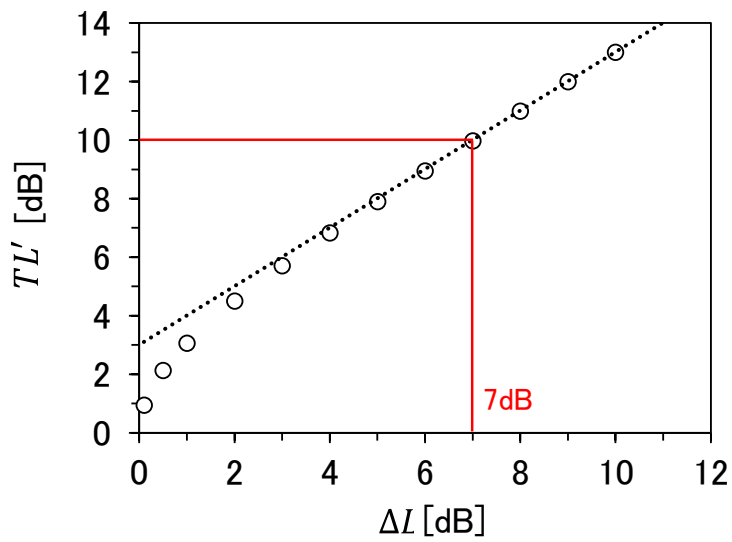


図 2-15 ΔL と TL' の関係 ($\Delta L \leq 12\text{dB}$)

2.3.6 平面波による検証（媒質中で反射がある場合）

減衰を付与する媒質中で反射波を考慮する場合について、媒質の入射側表面および透過表面で任意の音圧レベル差 ΔL が得られることを示す。

ここでは検証例として、媒質 2 の減衰効果として ΔL を 5dB, 10dB, 15dB と設定することを考える。媒質 1 と媒質 3 を空気 (ρ_1 と ρ_3 は 1.205kg/m^3 , c_1 と c_3 は 343.7m/s) とし, $x_1 = 2.2$, $x_2 = 2.5$ としたときの 200Hz, 500Hz での媒質および媒質間の各特性値を表 2-2 に示す。表 2-2 中の TL' は式(2-49)に基づいて設定した ΔL から求め, k_2 は式(2-23)に TL' を代入し求めた。 ρ_2 は式(2-45)において, $Z_0^{(2)}/Z_0^{(3)} = j$ の条件より決定され, r_{12} , t_{13} は式(2-43), 式(2-44)より算出した。

本手法の特徴として、表 2-2 からも確認できるように式(2-50)の関係が成り立つ。つまり、媒質の減衰効果を任意に設定した場合において、反射のエネルギーと、減衰を含めた透過のエネルギーは保存される。

$$|r_{12}|^2 + |t_{13}|^2 = 1 \quad (2-50)$$

減衰を付与した媒質表面での反射について、図 2-16 に TL' と $|r_{12}|^2$ の関係を示す。図に示すように、減衰が大きいほど媒質表面での反射は大きくなり、 $|r_{12}|^2$ 自体は 1 に収束する。これは、本論文においては、防音壁の遮音性能が大きい場合、表面での反射が再現されることを示す。

図 2-17～図 2-22 に、表 2-2 に示す条件で媒質 1 での入射音圧を 2Pa としたときの各媒質での音圧（実部および虚部）および音圧レベル分布を示す。各図とも $x < 2.2$ の媒質 1 中では、媒質 2 の入射側表面からの反射波と干渉して音圧レベル分布は顕著な山谷を示し、媒質 2 透過後の $x > 2.5$ では音圧レベルは一定値を示していることがわかる。媒質 2 の入射側表面と透過側表面の音圧レベル差に着目すると、各条件とも設定した ΔL (5dB, 10dB, 15dB) と等しい値を示しており、媒質による減衰効果が適切に付与されたことが確認できる。この結果は、任意に設定した媒質の減衰効果 ΔL に基づいて式(2-49)より TL' を決定し、さらに式(2-23)から媒質の複素波数を決定すれば、減衰を付与した媒質前後で音圧レベル差 ΔL が反映されることを示している。

表 2-2 媒質 2 での減衰効果と各計算値

ΔL [dB]	5		10		15	
Frequency [Hz]	200	500	200	500	200	500
TL' [dB]	7.898		13.000		18.010	
k_2 [m^{-1}]	0-3.031j		0-4.989j		0-6.912j	
ρ_2 [kg/m^3]	0.999	0.400	1.644	0.658	2.278	0.911
$r_{12}, r_{12} ^2$	0.721j, 0.520		0.904j, 0.818		0.969j, 0.939	
$r_{23}, r_{23} ^2$	-j, 1					
$\tau_{13}, \tau_{13} ^2$	0.693, 0.480		0.426, 0.182		0.247, 0.061	
$\Delta L_{x_1}^{(1)}$	1.818		2.594		2.876	

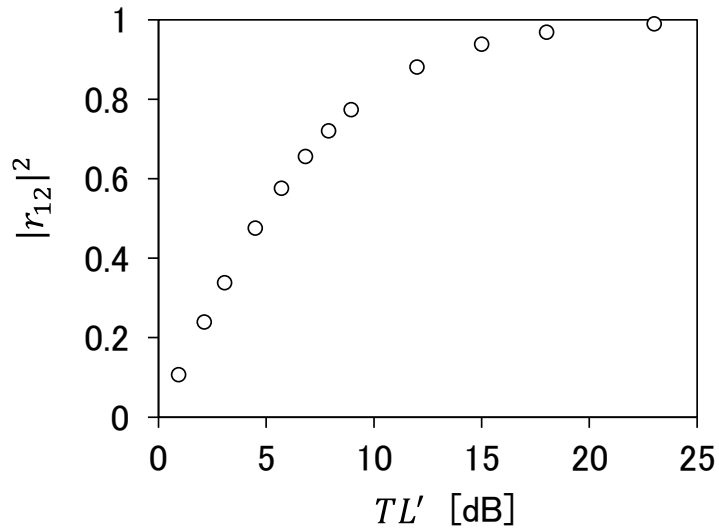


図 2-16 TL' と $|r_{12}|^2$ の関係

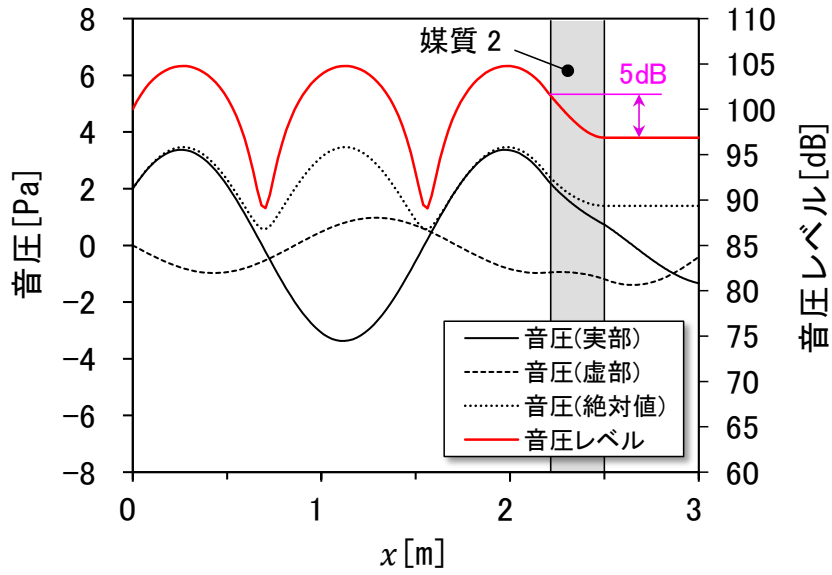


図 2-17 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 5\text{dB}$, 200Hz)

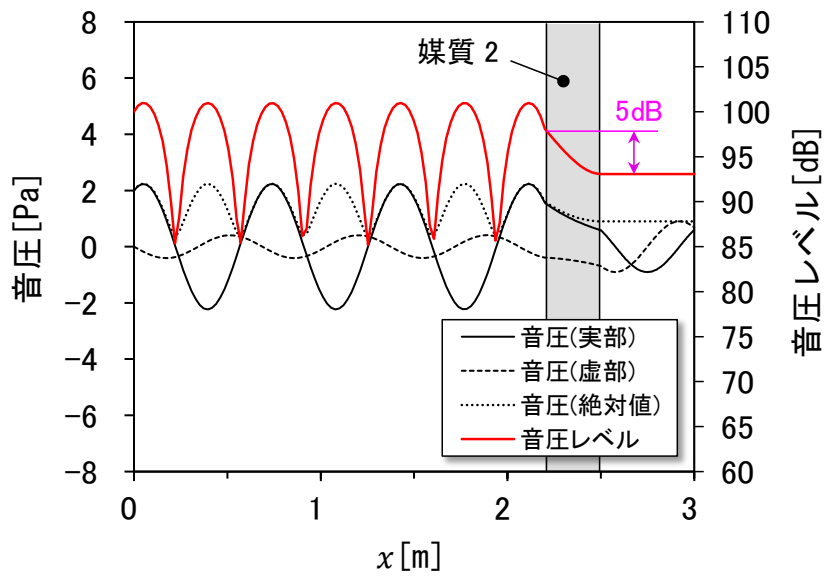


図 2-18 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 5\text{dB}$, 500Hz)

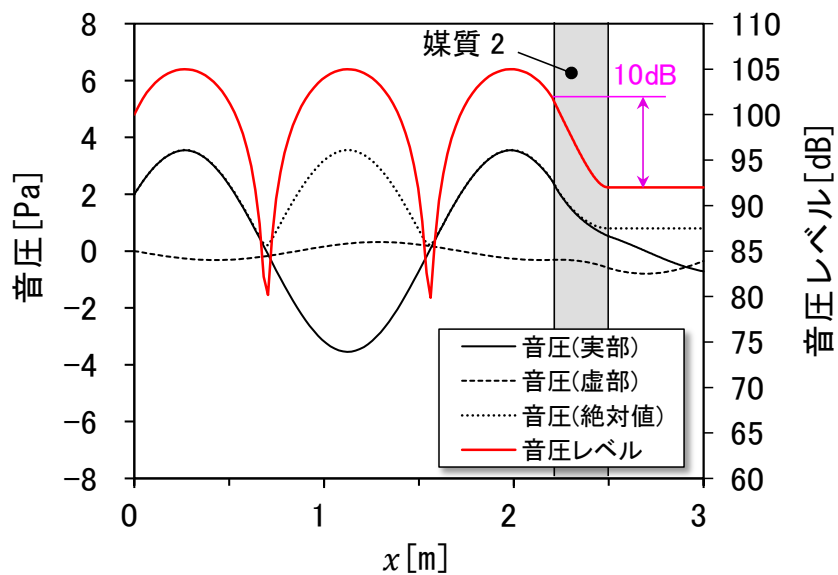


図 2-19 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 10\text{dB}$, 200Hz)

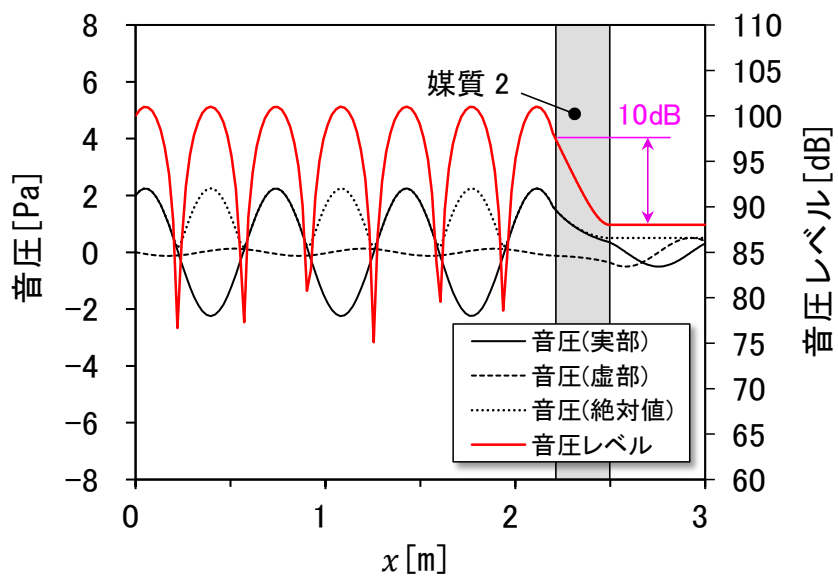


図 2-20 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 10\text{dB}$, 500Hz)

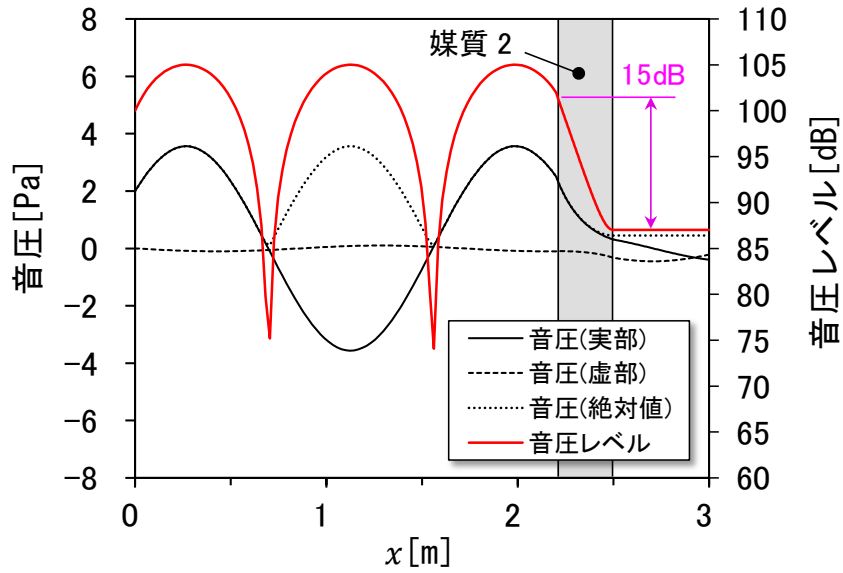


図 2-21 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 15\text{dB}$, 200Hz)

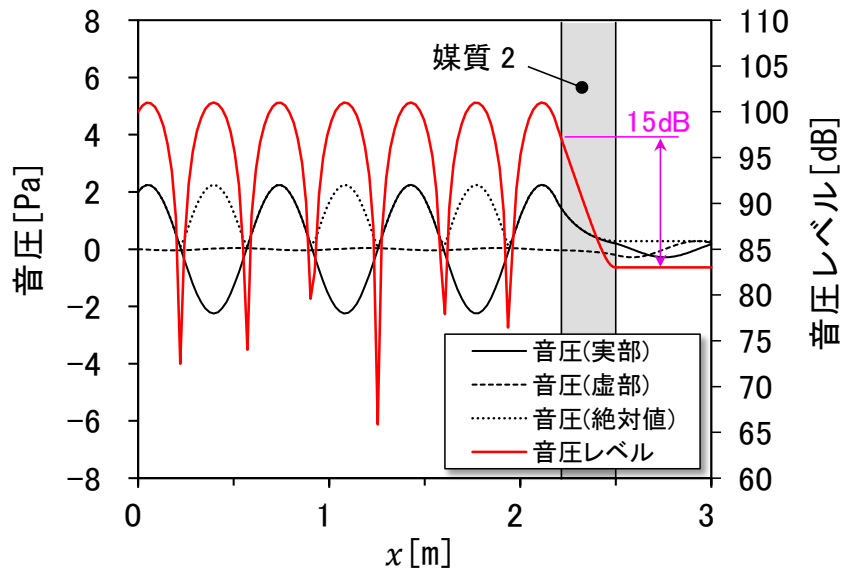


図 2-22 検証例 (減衰効果 $\Delta L = 15\text{dB}$, 500Hz)

2.4 結言

本章では、音場を規定する Helmholtz 方程式において、方程式中の複素波数によって対象とする音場中で任意の減衰を付与することを検討し、平面波による検証を行った。本章で得られた知見は、以下のとおりである。

- (1) 減衰効果を付与する媒質において媒質中での進行波のみを仮定すると、媒質の長さで付与する減衰量に基づいて複素波数を決定し、媒質中で任意の減衰効果が付与可能なことを確認した。
- (2) 減衰効果を付与する媒質において入射側表面および透過側表面で反射がある場合、各表面での反射波による音圧の増加を考慮して、媒質中での入射波の減衰量と合成波の減衰量の関係性を導いた。合成波の減衰量を目的とする任意の媒質前後の音圧レベル差とを一致させ、それをもとに媒質の複素波数を決定することで、媒質による減衰量として媒質前後で任意の音圧レベル差が反映されることを確認した。

第3章 有限要素法による音響解析

3.1 緒言

前章では、平面波を対象に媒質の複素波数によって、減衰効果として媒質前後で任意の音圧レベル差が付与可能なことを示した。本論文では、同手法を適用した数値解析を活用して鉄道高架橋防音壁を対象とした評価を行う。その際、解析領域全体を分割された複数の領域で扱うことが容易な有限要素法の利点に着目し、有限要素法による周波数領域での波動音響解析手法を活用する。

有限要素法による解析は、通常、閉領域を対象とするため単純に鉄道騒音のような開領域問題を扱うことは難しく、十分な遠方まで解析対象とすると、その規模に応じた計算負荷の増大が課題となる。そこで、本論文では高架橋外の単純な音の放射空間を無限要素による領域とし、距離減衰による音場空間として扱うことを検討する。

本章では、まず、解析的手法に対する有限要素法による音響解析の位置づけを概説するとともに、無限要素を導入した有限要素法による解析の妥当性について検証する。

3.2 波動数値解析手法の種類と特徴

防音壁周囲の音場は、同一の断面形状が十分に長い距離にわたって設置された状況と仮定でき一方、音は車体や構造物の形状等に応じて複雑に伝搬する。こうした音場に対しては、数値解析が実用的な評価手法となる [3-1~3-3]。

数値解析による音場の評価手法は、幾何音響解析と波動音響解析に分類される [3-4]。幾何音響解析は音の周波数や位相といった波動性を考慮せずエネルギーの伝搬過程から幾何学的に解析を行うもので、音線法や虚像法が知られる [3-5~3-7]。

一方、波動音響解析は、音場の基礎方程式である波動方程式に基づき時間領域あるいは周波数領域で連続系を離散系に置き換えて解析を行う手法である。音の回折や干渉等の伝搬過程における波動性を考慮しつつ、音場が複雑な形状を扱いやすい。代表的な離散化手法としては、境界要素法、有限差分法、有限要素法が挙げられる。境界要素法、有限要素法は周波数領域解法として特定の周波数を対象とした定常解を求めるのに用いられるのに対し、有限差分法は時々刻々変化する音の伝搬性状を求めるのに用いられる時間領域差分法が主流となっている [3-8]。

境界要素法は波動方程式を解析空間の境界面における積分方程式に変換して解く手法であり、境界上のみで節点が配置され、領域分割型の有限要素法や有限差分法と比較して節点数が大幅に少なくなる。数値計算上、特異積分や解の一意性に関して配慮が必要であり、不均質媒質の扱いも複雑なものとなるが、散乱問題や放射問題等の解析に向く [3-9]。

時間領域差分法は基礎方程式を空気の粒子に関する運動方程式（オイラーの式）と質量保存則を表す連続の式とし、空間および時間領域において差分化した近似式を数値的に解く。解析空間の離散化では直交座標系格子が用いられ、複雑な形状を対象とする場合には解析精度保持のため空間離散化間隔を小さくする必要があり、計算コストの増大を招く。そのため、形状の複雑な領域については、解析空間を局所的に小さな格子で表現するサブグリッドを導入する方法が提案され [3-10, 3-11]、計算の効率化が図られている。同時に、有限差分法特有の課題である空間幅と時間幅の関係に起因した求解時の発散性やサブグリッド周囲の領域での反射影響を検証し、音の伝搬現象としての有限差分法の有用性を向上するための研究も進められている [3-12~3-14]。また、解析空間全体を計算対象とし離散化することから、不均質媒質の取り扱いも可能である。

有限要素法は、解析空間全体を有限個の要素に分割して要素毎に定義された節点において音場を表現する。領域積分方程式を離散化し、系の振る舞いは質量行列および剛性行列によって記述され、解析規模に応じて自由度は大きくなり計算負荷も増大する。汎用性の高さから構造、熱、流体等の分野での研究も盛んであり、音響分野では 1970 年代頃から研究が行われている [3-15, 3-16]。不均質な媒質を対象とした研究 [3-17, 3-18] や、放射音問題等を扱うための種々の手法 [3-19, 3-20] も提案されている。

3.3 有限要素法による音響解析

有限要素法は、解析対象となる音場を小さな部分要素に分割し、各分割領域について状態変数となる音圧や粒子速度、あるいは速度ポテンシャルについての連立方程式を導出する。以下、Galerkin 法を用いた離散化手法による有限要素法の音場解析過程を示す [3-21]。

解析音場を境界 Γ で囲まれた内部領域 Ω とする。音場内の速度ポテンシャル ϕ についての波動方程式は式(3-1)で表される。

$$\nabla^2 \phi - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = 0 \quad (3-1)$$

ここで、 c は音速であり、音場内に音源は無いものとする。

音源のある音場内については、式(3-2)のように書ける。

$$\nabla^2 \phi - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = q \quad (3-2)$$

ただし、 q は音源の分布関数である。

式(3-2)に重み関数 w を乗じ、Galerkin法により定式化された式(3-3)を得る。

$$\int_{\Omega} \left(\nabla^2 \phi - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \right) w d\Omega = \int_{\Omega} q w d\Omega \quad (3-3)$$

式(3-3)左辺の第1項に対してGreenの定理を用いると式(3-4)を得る。

$$\int_{\Omega} \nabla^2 \phi w d\Omega = - \int_{\Omega} \text{grad} \phi \cdot \text{grad} w d\Omega - \int_{\Gamma} \frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{n}} d\Gamma \quad (3-4)$$

式(3-4)を式(3-3)に代入すると、式(3-5)を得る。

$$- \int_{\Omega} \text{grad} \phi \cdot \text{grad} w d\Omega - \int_{\Gamma} \frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{n}} d\Gamma - \frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} w d\Omega = \int_{\Omega} q w d\Omega \quad (3-5)$$

さらに領域境界での速度ポテンシャルの法線方向微分は、境界表面の法線方向の音響インピーダンス Z_n を用いて、式(3-6)のように書ける。

$$\frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{n}} = -u_n = -\frac{p}{Z_n} = -\frac{\rho}{Z_n} \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3-6)$$

ただし、 u_n は粒子速度、 ρ は媒質密度、 p は音圧である。

この関係を用いて式(3-5)を整理すると、式(3-7)の基礎積分方程式が得られる。

$$\int_{\Omega} \text{grad}\phi \cdot \text{grad}w \, d\Omega + \frac{1}{c^2} \int_{\Omega} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} w \, d\Omega - \rho \int_{\Gamma_z} \frac{1}{Z_n} \frac{\partial \phi}{\partial t} w d\Gamma = - \int_{\Omega} qw \, d\Omega \quad (3-7)$$

離散化の手順は以下のとおりである。

まず、領域全体を N 個に分割し、 n 番目の要素について考える。 n 番目の要素内で試験関数を式(3-8)のように設定する。

$$\phi = \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \quad (3-8)$$

ただし、 $\phi_{n,i}$ は n 番目の要素の i 番目の節点の速度ポテンシャル、 N_i は形状関数、 I は要素の節点数である。Galerkin法を適用し、重み関数 w を式(3-9)のように設定する。

$$w = \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \quad (3-9)$$

以降、式(3-7)の各項をマトリクス形式に分解する。

まず、左辺の第1項目は、

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} \text{grad}\phi \cdot \text{grad}w \, d\Omega &= \int_{\Omega} \text{grad} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \cdot \text{grad} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} \, d\Omega \\ &= \int_{\Omega} \left(\sum_{i=1}^I \frac{\partial N_i}{\partial x} \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I \frac{\partial N_j}{\partial x} \phi_{n,j} + \sum_{i=1}^I \frac{\partial N_i}{\partial y} \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I \frac{\partial N_j}{\partial y} \phi_{n,j} \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^I \frac{\partial N_i}{\partial z} \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I \frac{\partial N_j}{\partial z} \phi_{n,j} \right) d\Omega \end{aligned} \quad (3-10)$$

と書け、マトリクスで表現すると、

$$\begin{aligned}
& \int_{\Omega} \text{grad}\phi \cdot \text{grad}w \, d\Omega = \\
& [\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}] \begin{bmatrix} \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial x} \frac{\partial N_1}{\partial x} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial x} \frac{\partial N_2}{\partial x} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial x} \frac{\partial N_I}{\partial x} d\Omega \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial x} \frac{\partial N_1}{\partial x} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial x} \frac{\partial N_2}{\partial x} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial x} \frac{\partial N_I}{\partial x} d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x} \frac{\partial N_1}{\partial x} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x} \frac{\partial N_2}{\partial x} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial x} \frac{\partial N_I}{\partial x} d\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{n,1} \\ \phi_{n,2} \\ \vdots \\ \phi_{n,I} \end{bmatrix} \\
& + [\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}] \begin{bmatrix} \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial y} \frac{\partial N_1}{\partial y} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial y} \frac{\partial N_2}{\partial y} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial y} \frac{\partial N_I}{\partial y} d\Omega \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial y} \frac{\partial N_1}{\partial y} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial y} \frac{\partial N_2}{\partial y} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial y} \frac{\partial N_I}{\partial y} d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial y} \frac{\partial N_1}{\partial y} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial y} \frac{\partial N_2}{\partial y} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial y} \frac{\partial N_I}{\partial y} d\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{n,1} \\ \phi_{n,2} \\ \vdots \\ \phi_{n,I} \end{bmatrix} \\
& + [\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}] \begin{bmatrix} \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial z} \frac{\partial N_1}{\partial z} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial z} \frac{\partial N_2}{\partial z} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_1}{\partial z} \frac{\partial N_I}{\partial z} d\Omega \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial z} \frac{\partial N_1}{\partial z} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial z} \frac{\partial N_2}{\partial z} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_2}{\partial z} \frac{\partial N_I}{\partial z} d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial z} \frac{\partial N_1}{\partial z} d\Omega & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial z} \frac{\partial N_2}{\partial z} d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \frac{\partial N_I}{\partial z} \frac{\partial N_I}{\partial z} d\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{n,1} \\ \phi_{n,2} \\ \vdots \\ \phi_{n,I} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3-11}$$

と書ける。すなわち、マトリクス \mathbf{K}_n , Φ_n を

$$\begin{aligned}
& \mathbf{K}_n \\
& = \begin{bmatrix} \int_{\Omega} \text{grad}N_1 \cdot \text{grad}N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega} \text{grad}N_1 \cdot \text{grad}N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \text{grad}N_1 \cdot \text{grad}N_I \, d\Omega \\ \int_{\Omega} \text{grad}N_2 \cdot \text{grad}N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega} \text{grad}N_2 \cdot \text{grad}N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \text{grad}N_2 \cdot \text{grad}N_I \, d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega} \text{grad}N_I \cdot \text{grad}N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega} \text{grad}N_I \cdot \text{grad}N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega} \text{grad}N_I \cdot \text{grad}N_I \, d\Omega \end{bmatrix} \tag{3-12}
\end{aligned}$$

$$\boldsymbol{\Phi}_n = [\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}]^T \quad (3-13)$$

と定義すると、式(3-11)は

$$\int_{\Omega} \text{grad}\phi \cdot \text{grad}w \, d\Omega = \boldsymbol{\Phi}_n^T \mathbf{K}_n \boldsymbol{\Phi}_n \quad (3-14)$$

と表わせる。ここで、 \mathbf{K}_n は対称行列である。

次に、第2項は、式(3-15)のように書ける。

$$\int_{\Omega_n} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} w \, d\Omega = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_{\Omega_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} \, d\Omega \quad (3-15)$$

マトリクスで表すと、

$$\int_{\Omega_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} \, d\Omega =$$

$$[\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}] \begin{bmatrix} \int_{\Omega_n} N_1 N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_1 N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_1 N_I \, d\Omega \\ \int_{\Omega_n} N_2 N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_2 N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_2 N_I \, d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega_n} N_I N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_I N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_I N_I \, d\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{n,1} \\ \phi_{n,2} \\ \vdots \\ \phi_{n,I} \end{bmatrix} \quad (3-16)$$

と書ける。ここで、マトリクス \mathbf{M}_n を

$$\mathbf{M}_n = \frac{1}{c^2} \begin{bmatrix} \int_{\Omega_n} N_1 N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_1 N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_1 N_I \, d\Omega \\ \int_{\Omega_n} N_2 N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_2 N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_2 N_I \, d\Omega \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \int_{\Omega_n} N_I N_1 \, d\Omega & \int_{\Omega_n} N_I N_2 \, d\Omega & \cdots & \int_{\Omega_n} N_I N_I \, d\Omega \end{bmatrix} \quad (3-17)$$

と定義すると、式(3-16)は、第1項と同様に式(3-18)のように書ける。

$$\frac{1}{c^2} \int_{\Omega_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} d\Omega = \boldsymbol{\Phi}_n^T \mathbf{M}_n \boldsymbol{\Phi}_n \quad (3-18)$$

ここで、 \mathbf{M}_n は対称行列である。

続いて、第3項は、

$$\int_{\Gamma_n} \frac{1}{Z_n} \frac{\partial \phi}{\partial t} w d\Gamma = \frac{\partial \phi}{\partial t} \int_{\Gamma_n} \frac{1}{Z_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} d\Gamma \quad (3-19)$$

と書くことができ、

$$\int_{\Gamma_n} \frac{1}{Z_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} d\Gamma =$$

$$[\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \cdots \quad \phi_{n,I}] \frac{1}{Z_n} \begin{bmatrix} \int_{\Gamma_n} N_1 N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_1 N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_1 N_I d\Gamma \\ \int_{\Gamma_n} N_2 N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_2 N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_2 N_I d\Gamma \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ \int_{\Gamma_n} N_I N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_I N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_I N_I d\Gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{n,1} \\ \phi_{n,2} \\ \vdots \\ \phi_{n,I} \end{bmatrix} \quad (3-20)$$

と表すことができる。ここで、マトリクス \mathbf{C}_n を

$$\mathbf{C}_n = -\frac{1}{Z_n} \begin{bmatrix} \int_{\Gamma_n} N_1 N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_1 N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_1 N_I d\Gamma \\ \int_{\Gamma_n} N_2 N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_2 N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_2 N_I d\Gamma \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ \int_{\Gamma_n} N_I N_1 d\Gamma & \int_{\Gamma_n} N_I N_2 d\Gamma & \cdots & \int_{\Gamma_n} N_I N_I d\Gamma \end{bmatrix} \quad (3-21)$$

とすると、式(3-20)は、

$$\int_{\Gamma_n} \frac{1}{Z_n} \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} \sum_{j=1}^I N_j \phi_{n,j} d\Gamma = \boldsymbol{\Phi}_n^T \mathbf{C}_n \boldsymbol{\Phi}_n \quad (3-22)$$

と表現することができる。ここで、 \mathbf{C}_n は対象行列である。

音源の分布関数 q については、

$$\int_{\Omega_n} qw d\Omega = \int_{\Omega_n} q \sum_{i=1}^I N_i \phi_{n,i} d\Omega = [\phi_{n,1} \quad \phi_{n,2} \quad \dots \quad \phi_{n,I}] \begin{bmatrix} q_1 \int_{\Omega_n} N_1 d\Omega \\ q_2 \int_{\Omega_n} N_2 d\Omega \\ \vdots \\ q_I \int_{\Omega_n} N_I d\Omega \end{bmatrix} \quad (3-23)$$

とマトリクスを用いて表現できる。ベクトル \mathbf{q}_n を

$$\mathbf{q}_n = \left[q_1 \int_{\Omega_n} N_1 d\Omega \quad q_2 \int_{\Omega_n} N_2 d\Omega \quad \dots \quad q_I \int_{\Omega_n} N_I d\Omega \right]^T \quad (3-24)$$

と定義すると、

$$\int_{\Omega_n} qw d\Omega = \Phi_n^T \mathbf{q}_n \quad (3-25)$$

と書ける。

点音源を仮定し、ある節点 i 上だけ体積速度 Q_i で駆動する場合は

$$\mathbf{q}_n = [0 \quad \dots \quad 0 \quad Q_i \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T \quad (3-26)$$

と書ける。

要素内のすべての項をマトリクス方程式として書くと、

$$\frac{1}{c^2} \mathbf{M}_n \ddot{\Phi} - \rho \mathbf{C}_n \dot{\Phi} + \mathbf{K}_n \Phi = -\mathbf{q} \quad (3-27)$$

となる。

各マトリクスに対し、領域内で重複した節点に対するマトリクス要素を重ね合わせると、音場全体のマトリクス方程式として式(3-28)が得られる。

$$\frac{1}{c^2} \mathbf{M} \ddot{\Phi} - \rho \mathbf{C} \dot{\Phi} + \mathbf{K} \Phi = -\mathbf{q} \quad (3-28)$$

各周波数 ω の純音で駆動された定常状態の音場を考えると、

$$(-\omega^2 \mathbf{M} - j\omega\rho\mathbf{C} + \mathbf{K})\Phi = -\mathbf{q} \quad (3-29)$$

となり、

$$\Phi = (\omega^2 \mathbf{M} + j\omega\rho\mathbf{C} - \mathbf{K})^{-1}\mathbf{q} \quad (3-30)$$

とすれば、各節点の速度ポテンシャルが求まり、音圧は式(3-31)の関係から求まる。

$$p = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} = j\omega\rho\Phi \quad (3-31)$$

3.4 有限要素法の開領域問題への対応

有限要素法は閉領域を対象とした解析手法であり、外部境界における領域内への反射影響（疑似反射）を抑制することが必要となる。鉄道騒音に関わる音の評価点（評価基準点）は、列車が走行する軌道中心から 25m 離れの地上 1.2m 点であるほか、沿線で増加する高層住居への影響を評価することが必要である。しかし、高架橋外の広範囲にわたって解析領域を設定すると計算負荷の増大につながるといった課題が生じる。

疑似反射の課題に対しては、PML（Perfectly Matched Layer）として、解析領域である閉空間の周囲に解析領域と特性インピーダンスが一致した吸収層を設ける方法が知られ、主に FDTD 法で活用されている [3-22, 3-23]。Dirichlet-to-Neumann 法（DtN 法）は人工境界を導入し、無限領域となる解析対象を有限要素領域と半無限要素領域に分割する手法である。半無限領域における解を求めた後、人工境界における解と法線微分の関係から、有限要素領域における解を求める [3-24]。

また、広大な領域を有限要素法による解析領域の対象とせず、無限要素を用いて無限遠における解を求める手法も提案されている [3-25～3-27]。無限要素は有限要素法における要素の概念を無限領域に拡張したものであり、無限空間を有限個の半無限要素に分割し、有限要素法と同様に形状関数によって半無限要素が定義される。無限要素の形状関数は、無限遠における放射条件を満たすように決定される。無限要素を導入した解析では、有限要素領域と無限要素の接続面となる境界面（仮想境界）において、有限要素での内挿関数と無限要素での内挿関数は異なる一方で、双方での物理量（速度ポテンシャル）は一致する必要がある [前出 3-26]。物理

量の漸近特性および波動の周期性も適切に選択する必要があり, Bettess と Zienkiewicz によって形状関数に指数関数型の減衰項を導入する手法等が提案されている [3-28]。

3.5 無限要素の導入

高架橋周囲は複雑な音の伝搬領域である一方, 高架橋外は単純な音の放射空間と考えられる。そのため, 本論文では無限要素を導入した有限要素法による音響解析を活用し, 高架橋外については無限要素内の領域として扱うこととする。

無限要素は, 図 3-1 に示すように有限要素領域の外側に形成され, 無限要素の形状は有限要素領域の仮想境界を形成する有限要素の一面を無限遠に引き延ばした形状となる。形状関数には, 無限遠でのポテンシャルが 0 に近づくものが採用され, 要素領域に関する積分値が有限となるよう設定される。

以下, 極座標系 (r, θ, φ) を考える。無限要素における積分方程式の導出は, 式(3-32)の Helmholtz 方程式に対して, 式(3-33)に示す無限遠での境界条件となる Sommerfeld の放射条件を課した形が基礎となる。

$$\nabla\phi^2 + k^2\phi = 0 \quad (3-32)$$

$$r\left(\frac{\partial\phi}{\partial n} + jk\phi\right) \rightarrow 0 \quad r \rightarrow \infty \quad (3-33)$$

式(3-33)は, 音源から十分に離れた位置 $r = R$ において,

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = -jk\phi \quad R \rightarrow \infty \quad (3-34)$$

を表す。

無限要素を含む離散化は, 通常有限要素法と同様の手順となる。式(3-32)について, 重み関数 w を乗じて無限要素内で積分を行うと式(3-35)のように表される。

$$\int_{\Omega} (\nabla^2\phi + k^2\phi) w d\Omega = 0 \quad (3-35)$$

式(3-35)において, 第一項に Green の定理を適用すると, 式(3-36)を得る。

$$\int_{\Omega} \nabla^2 \phi w d\Omega = - \int_{\Omega} \nabla \phi \cdot \nabla w d\Omega + \int_{\Gamma} w \frac{\partial \phi}{\partial n} d\Gamma \quad (3-36)$$

よって、式(3-35)は式(3-34), 式(3-36)より

$$- \int_{\Omega} \nabla \phi \cdot \nabla w d\Omega + k^2 \int_{\Omega} \phi w d\Omega = jk \int_{\Gamma} w \phi d\Gamma \quad (3-37)$$

となり、積分方程式が得られる。

以下、式(3-37)の離散化における形状関数について述べる。形状関数については、仮想領域より外側で得られる物理量 $A(\mathbf{r})$ が、式(3-38)の形で得られることを利用する [3-29, 3-30]。

$$A(\mathbf{r}) = \frac{e^{jkr}}{r} \sum_{i=0}^{\infty} \frac{A_n(\theta, \varphi)}{r^n} \quad (3-38)$$

無限要素内での速度ポテンシャル $\phi(x)$ を、波動項 e^{jkr} とラグランジュ多項式を組み合わせ、無限要素内の節点 i における形状関数 $N_i(x)$ を導入した以下の式を考える。

$$\phi(x) = \sum_{i=1} \phi_i N_i(x) e^{jk(r-r_i)} \quad (3-39)$$

ここで、 ϕ_i は、無限要素内の節点 i における速度ポテンシャルであり、 r は無限要素の中心から点 x までの距離である。 r_i は無限要素内の節点 i と無限要素の中心までの距離である。

また、形状関数 $N_i(x)$ を、 $\phi(x)$ が式(3-38)を満たす形として

$$N_i(x) = \frac{r_i}{r} \prod_{i \neq l} \left(\frac{\frac{1}{r} - \frac{1}{r_l}}{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_l}} \right) \quad (3-40)$$

とし、式(3-40)を次数 q で打ち切ると

$$N_i(x) = \left(\frac{r_i}{r} \right)^q \prod_{i \neq l} \frac{(r_l - r)}{(r_l - r_i)} \quad (3-41)$$

と変形できる。ここで、 q は多項式次数を表し、無限要素の放射方向での分割数である。

なお、補間関数として、無限要素では無限遠での波動が 0 となる条件を盛り込む必要があるが、式(3-39)は $r \rightarrow \infty$ でこれを満たす。

本研究では、以上の条件が適用されたアドバンスソフト（株）製の 3 次元音響解析ソフトウェア Advance/FrontNoise を活用し、以降に示す無限要素を導入した有限要素解析を行う [3-31]。

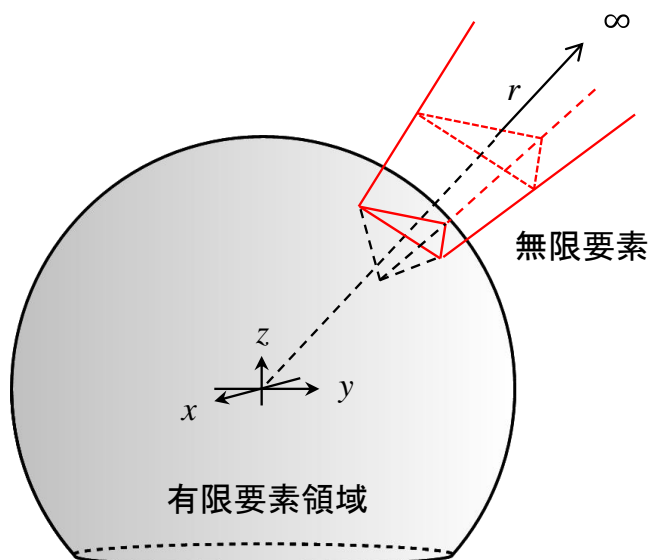


図 3-1 有限要素領域外における無限要素

3.6 解析の妥当性検証①

3.6.1 理論解との比較

無限要素内で得られる解の妥当性を検証するため、点音源からの放射音を対象に理論解による検証を行う。

基礎方程式(3-42)に対して、式(3-43)の極座標系表示を考える。

$$\nabla^2 \phi + k^2 \phi = 0 \quad (3-42)$$

$$\frac{\partial^2 (r\phi)}{\partial r^2} + k^2 (r\phi) = 0 \quad (3-43)$$

式(3-43)に対して、音源から外向きに進む発散波は式(3-44)で表される理論解が得られる [3-32, 3-33]。

$$\phi(r) = \frac{q_0}{4\pi} \frac{e^{-jkr}}{r} \quad (3-44)$$

ここで、 q_0 は体積速度であり、ここでは、 k は実数とする。本章では、解析によって得られる解について、式(3-44)との比較を行う。

3.6.2 解析モデル

図 3-2 に、解析モデルを示す。解析対象は原点 $(0, 0, 0)$ を中心とする半径 1.5m の球状の有限要素領域と、球の外側における無限要素内の領域である。図 3-2 中、有限要素領域の外側に設定された平面は、有限要素領域を取り囲むように構成された原点 $(0, 0, 0)$ から距離 4.5m の領域において原点 $(0, 0, 0)$ から半径 1.52m の領域を除外した円盤状の平面である。ただし、この無限要素内に設定した平面は、球状の有限要素領域に対して任意の位置に設定できる。有限要素領域の半径 1.5m の球面は仮想境界となり、Sommerfeld の放射条件に基づく音の透過面となる。

原点を音源とし、有限要素領域では間隔 0.03m の節点を配置し、無限要素内でも 0.03m 間隔で観測点を設けて各点での速度ポテンシャルを求めた。計算では、体積速度 $1\text{m}^3/\text{s}$ 、音速 $300\text{m}/\text{s}$ 、密度 $1.0\text{kg}/\text{m}^3$ とし、解析対象周波数は $100\text{Hz} \sim 800\text{Hz}$ に対して 100Hz 刻みの計 8 通りとした。

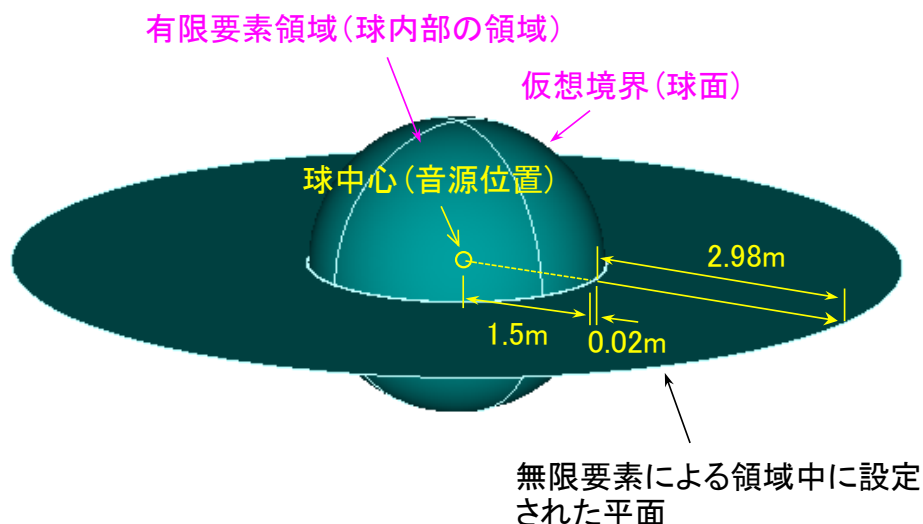


図 3-2 理論解との比較検証モデル

3.6.3 解析結果

図 3-3～図 3-10 に、100Hz～800Hz を対象とした有限要素領域および無限要素内での速度ポテンシャル実数部および虚数部について、理論値と解析解の比較結果を示す。この結果、各周波数とも原点からの球面波としての解は、音源から距離が増加するにつれて減衰する特性を示すとともに、有限要素領域での速度ポテンシャルおよび無限要素内での速度ポテンシャルとも理論値と一致することが確認された。

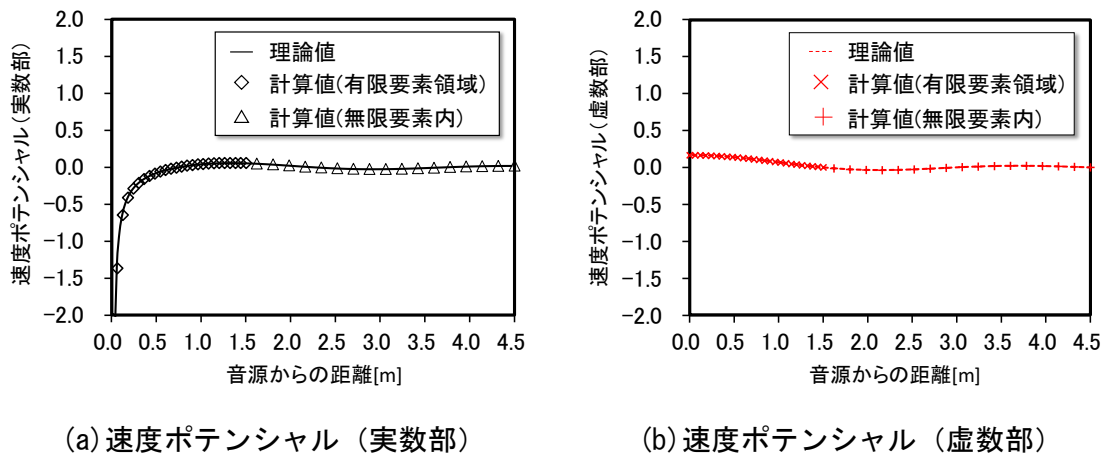


図 3-3 理論解との比較結果 (100Hz)

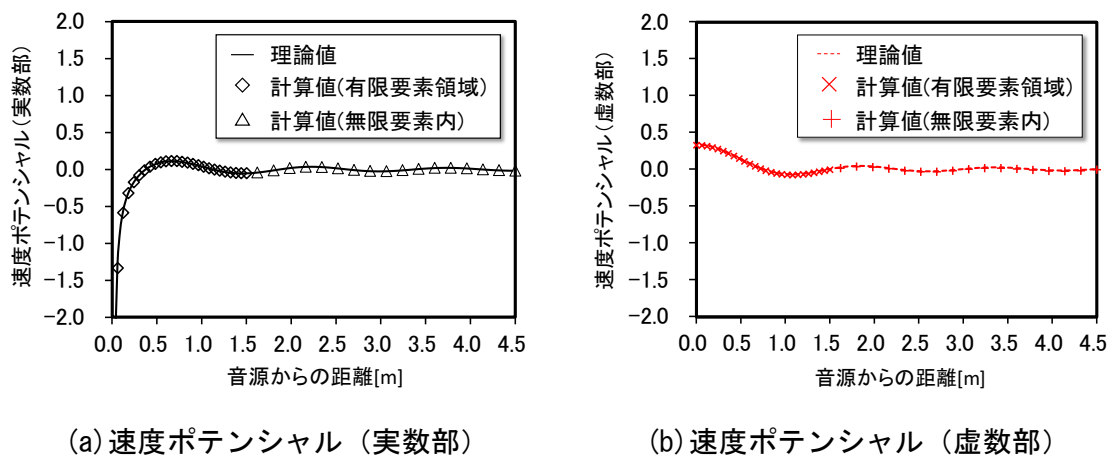
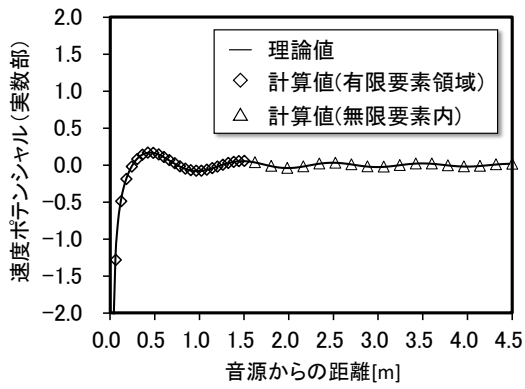
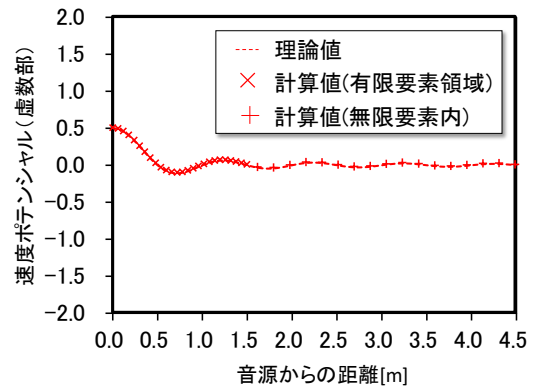


図 3-4 理論解との比較結果 (200Hz)

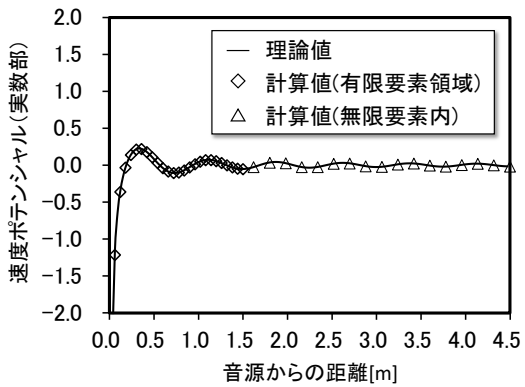


(a) 速度ポテンシャル (実数部)

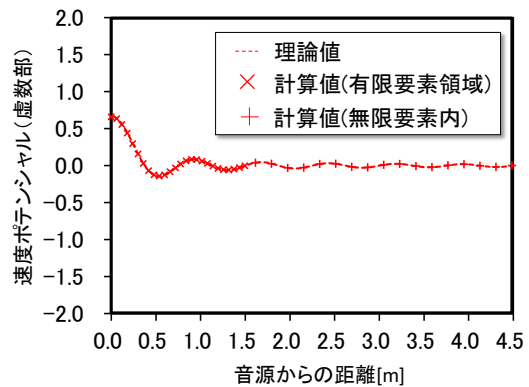


(b) 速度ポテンシャル (虚数部)

図 3-5 理論解との比較結果 (300Hz)

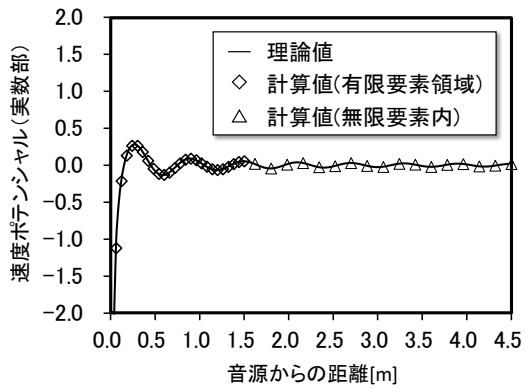


(a) 速度ポテンシャル(実数部)

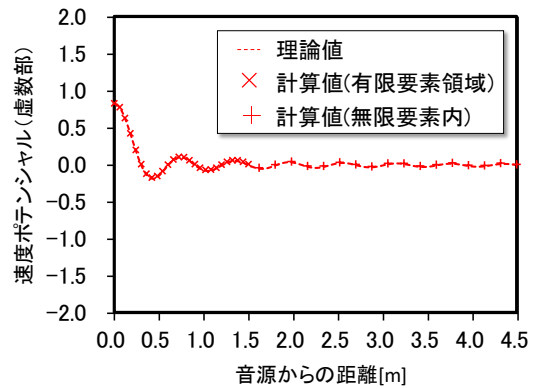


(b) 速度ポテンシャル(虚数部)

図 3-6 理論解との比較結果 (400Hz)

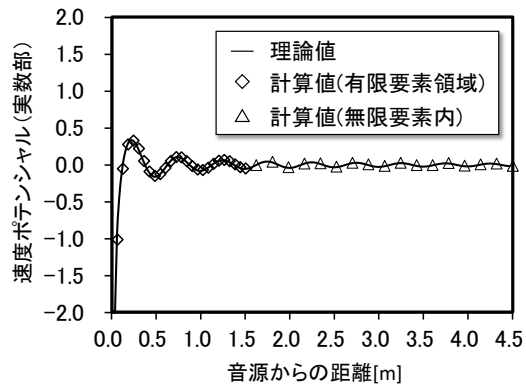


(a) 速度ポテンシャル (実数部)

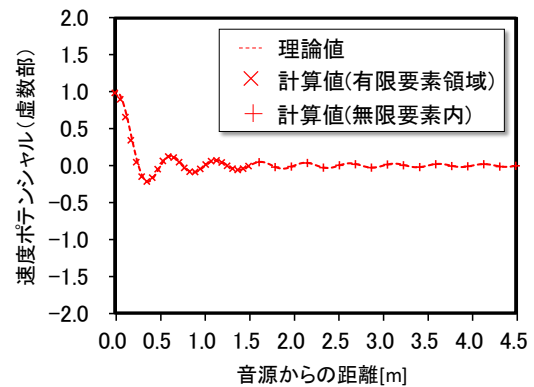


(b) 速度ポテンシャル (虚数部)

図 3-7 理論解との比較結果 (500Hz)

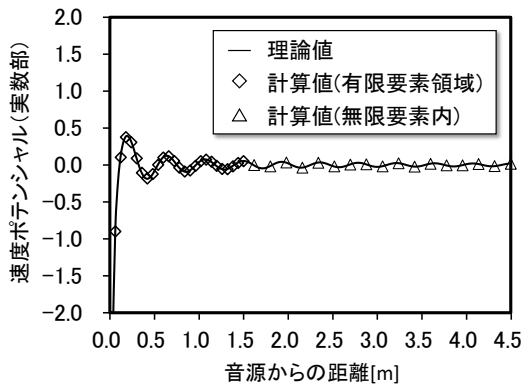


(a) 速度ポテンシャル (実数部)

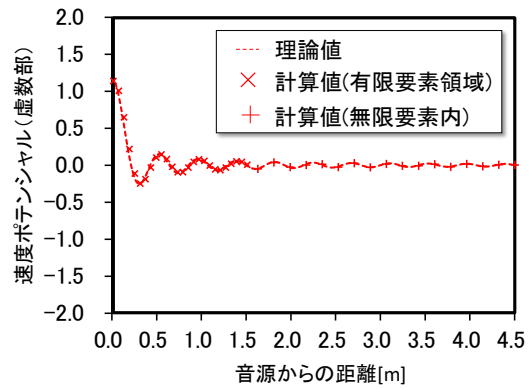


(b) 速度ポテンシャル (虚数部)

図 3-8 理論解との比較結果 (600Hz)

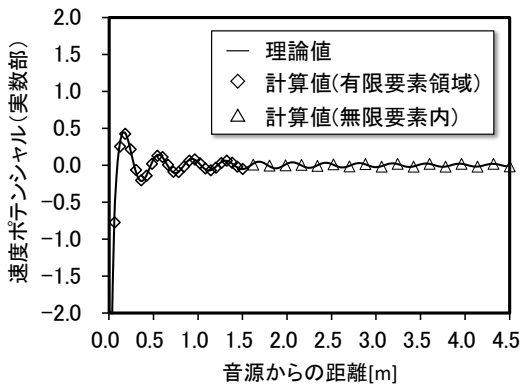


(a) 速度ポテンシャル (実数部)

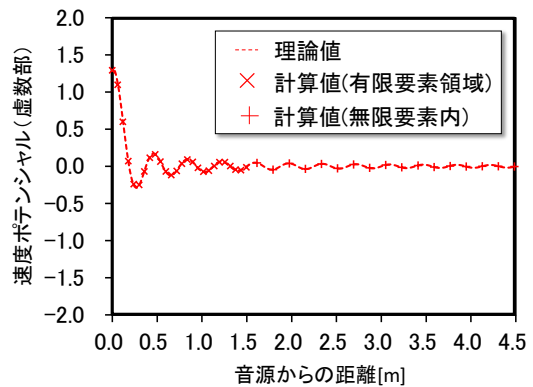


(b) 速度ポテンシャル (虚数部)

図 3-9 理論解との比較結果 (700Hz)



(a) 速度ポテンシャル (実数部)



(b) 速度ポテンシャル (虚数部)

図 3-10 理論解との比較結果 (800Hz)

3.7 解析の妥当性検証②

本論文で用いる音響解析ソフトウェアは、3次元空間を解析対象とする。ただし、本論文では、同一の断面形状を有する車体や防音壁が無限に続くと仮定した上で、車体や防音壁まわりを有限要素領域とし円筒波に基づく2次元での評価を行う。一方、高架橋外では、新たに評価領域を設定し領域内に設けた観測点に対して無限要素内の音圧として計算を行う。このとき、無限要素内では有限要素領域の境界に設定した仮想境界からの球面波に基づく評価となる。そのため、高架橋外の評価領域で有限要素領域と同様に円筒波に基づく評価を行うには、音源の距離減衰の相違に関する補正が必要となる。

西田らは、反射性の地面上に設置された直立型障壁等を対象に、障壁周りの音圧レベル分布を境界要素法に基づく2次元解析、3次元解析および模型実験による結果と比較し、その妥当性について検証している [3-34]。このとき、模型実験は点音源を用いて実施し、2次元解析結果については点音源と線音源の距離減衰の相違に関する補正を行い、両者がよく一致したことを報告している。

本節では、この知見を参考に点音源と線音源の距離減衰の特性に基づく補正を行い、文献 [前出 3-34] で示された音圧レベル分布との比較によって補正の妥当性について有限要素領域で得られる解の妥当性ととも検証する。

3.7.1 線音源と点音源の距離減衰に関わる補正

自由空間において、点音源から距離 r_1 、 r_2 離れた2つの点での音圧レベルをそれぞれ L_{p1} 、 L_{p2} とすると、式(3-45)の関係が得られる [3-35]。

$$L_{p1} - L_{p2} = 20 \log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (3-45)$$

同様に、線音源の場合には、距離 r_1 、 r_2 離れた2つの点での音圧レベルをそれぞれ L_{l1} 、 L_{l2} とすると式(3-46)の関係が得られる。

$$L_{l1} - L_{l2} = 10 \log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (3-46)$$

ここで、音源から距離 r_1 の音源近傍点を参照値とし、観測点が音源からの距離 r_2 に位置することを考える。式(3-45)、式(3-46)において L_{p1} と L_{l1} がともに音源近傍点で、その音圧レベルが等し

いとすると、観測点において式(3-47)の関係が得られる。

$$L_{p2} = L_{l2} - 10\log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (3-47)$$

式(3-47)の第2項は距離減衰に関する補正を示し、式(3-47)により、観測点において線音源に基づく音圧レベル L_{l2} を点音源に基づく音圧レベル L_{p2} へ変換することが可能となる。

3.7.2 検証モデル

点音源と線音源の距離減衰の相違に関わる補正の妥当性について、文献 [3-34] との比較により検証を行う。図 3-11 に、検証モデルとした防音壁と音源の断面の位置関係を示す。音源、防音壁とも反射性の地面上に設置される。音源は直径 0.01m の半円筒形状とし、円筒面から放射音とする。防音壁は、音源の円筒中心から音源側表面までの距離を 0.3m とし、高さは 0.45m、厚さは 0.03m である。また、壁面は全て反射性とする。

図 3-12 に、解析モデルの詳細を示す。有限要素領域は図 3-12 に示すように原点を中心とした半径 7m の半球とし、球面は Sommerfeld の放射条件による音の透過面とした。地面は球中心を通る XY 平面上とし、音源の半円筒面の中心線は半径 7m の球中心を通り、かつ XY 平面上の直線上とした。実際の解析対象は、計算規模を考慮して音源および防音壁と垂直な球中心を通る厚さ 0.024m に薄く切り出した領域（図 3-12 中、半球内に示された濃い領域）とした。このとき、球中心は解析領域厚さ方向の中央である。要素分割は 4 面体一次、節点間距離は 0.016m で、節点間距離は 1000Hz の波長に対して 1/10 以下とした。解析対象周波数は、文献と同様に 500Hz、1000Hz とした。

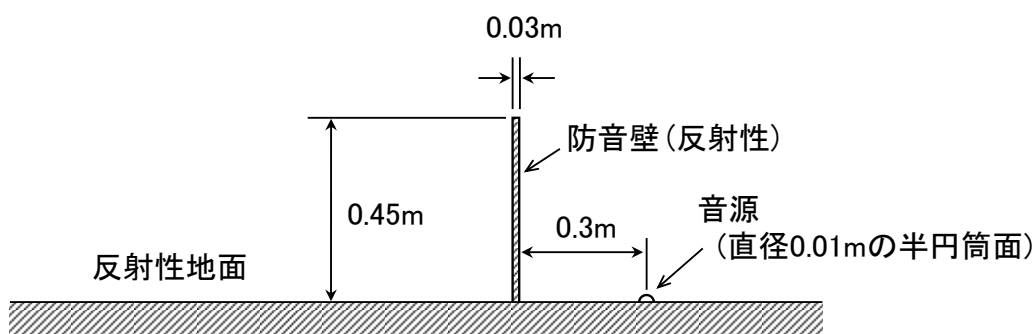


図 3-11 音源と防音壁の位置関係

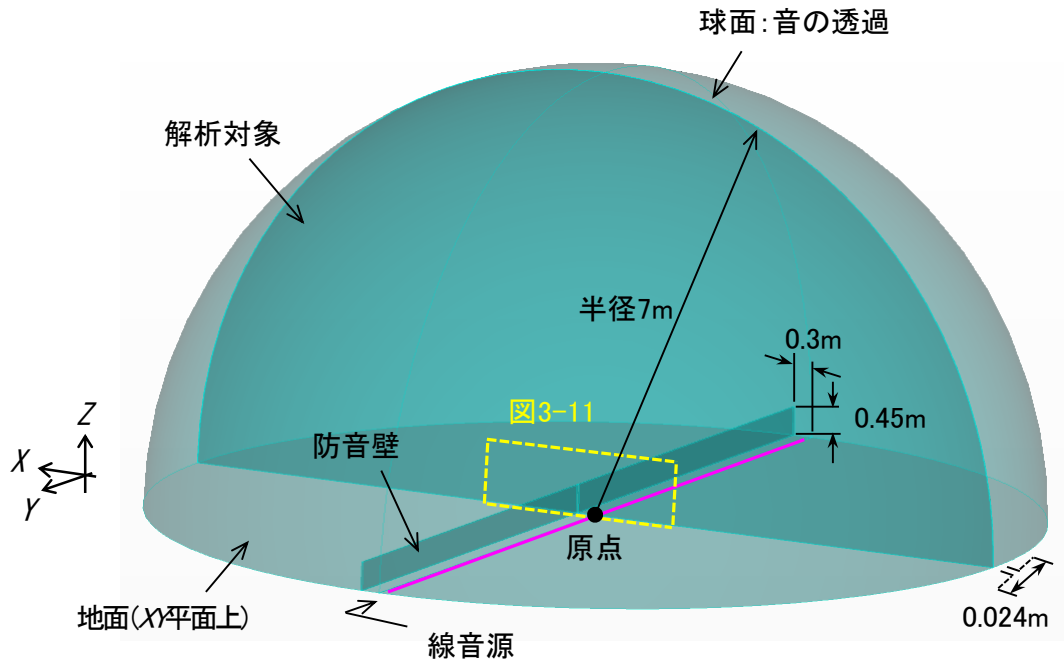


図 3-12 解析モデル

3.7.3 検証条件

西田らは、図 3-11 に示した検証モデルに対し、図 3-13 に示す模型実験を行っている [前出 3-34]。音源として、地面に見立てた板に直径 10mm の円孔を設け、円孔に設置したスピーカによる音響加振によって円孔部の法線方向に粒子速度 1m/s を与えている。一方、2次元解析でも同様の条件で計算を行い、得られた結果に対して式(3-45)および式(3-46)において円孔上方の $r_1=20\text{mm}$ の点を音源近傍での参照値、 r_2 を参照点と観測点の距離として、 $L_{p1}=L_{11}$ として線音源に基づく音圧レベル分布を点音源に基づく音圧レベル分布へと変換を行っている。一方、本論文では音源の円筒中心から円筒面までの距離（線音源の半径 0.005m に等しい）を r_1 とし、円筒面に任意の音圧を与えて解析を行った。その後、各節点位置で式(3-47)の補正を行い、線音源に基づく音圧レベルを点音源に基づく音圧レベルへと変換し、音源に対する相対音圧レベル分布を求め文献に示された結果と比較した。

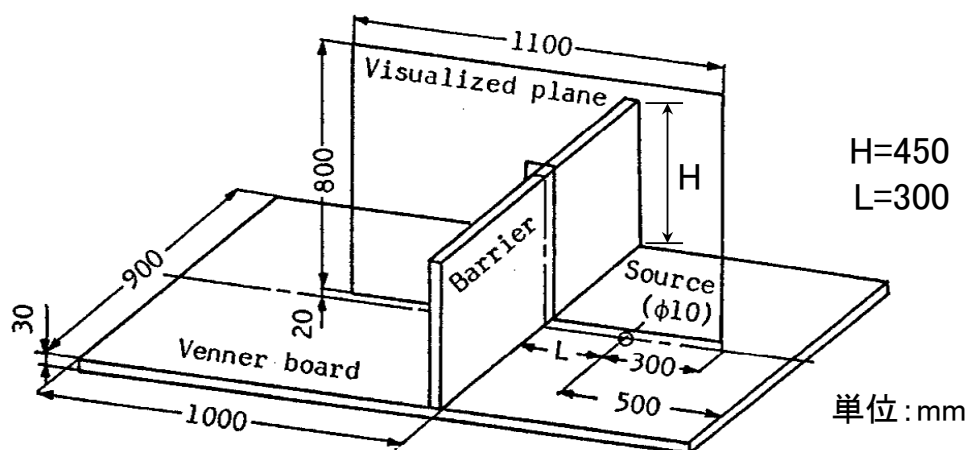


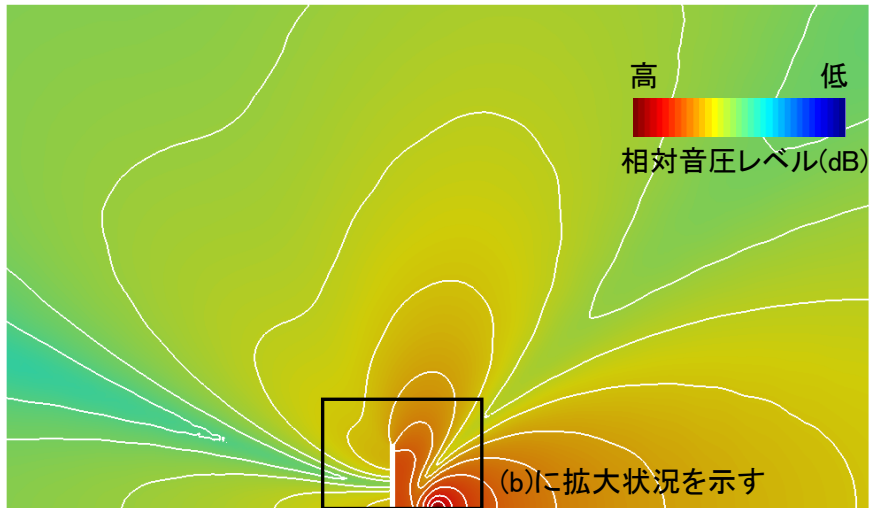
図 3-13 文献^[3-34]の検証モデル

3.7.4 解析結果

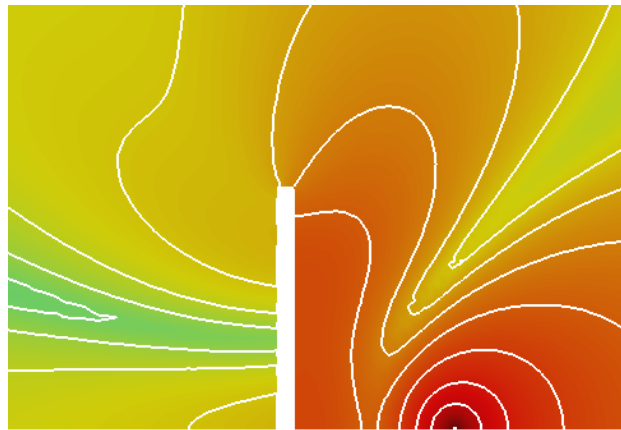
図 3-14, 図 3-15 に, それぞれ 500Hz と 1000Hz を対象とした解析結果に対して音源の距離減衰の相違に基づく補正を実施し, 点音源に基づく評価として得た音圧レベル分布を示す。また, 比較のため文献に示された点音源に基づく音圧レベル分布の結果を併せて示す。両図(a)および(b)中のコンター境界は, 音圧レベルの 5dB 間隔の分布を示す。

この結果, 500Hz と 1000Hz とともに音源から後方および防音壁の音源側から鉛直方向に音圧レベルが高い分布を示すと同時に, 5dB 間隔のコンター境界の分布状況が両図(c)の文献で示された傾向と良く一致していることが確認できる。これは, 式(3-47)によって, 音源の距離減衰の相違に関する補正が妥当であることを示しているほか, 無限要素を導入した 3 次元での有限要素解析によって, 2 次元の評価が十分に可能であることを示していると判断される。

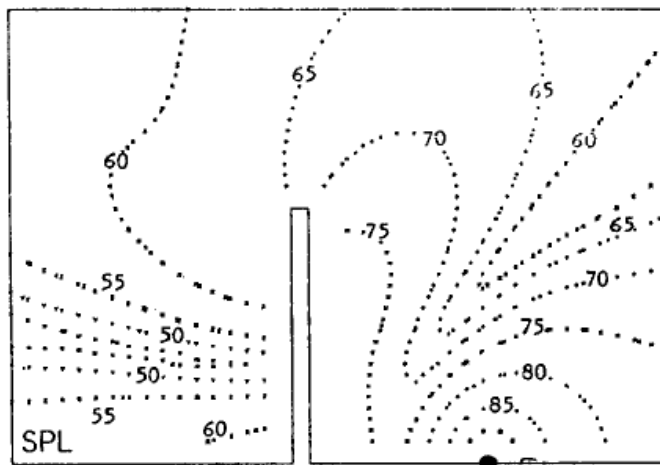
以上より, 本論文で用いる有限要素法による無限要素を導入した音響解析では, 高架橋外においては無限要素内の音圧として計算を実行し, 本節で示した方法とは逆に, 式(3-47)によって点音源に基づく音圧レベルを線音源に基づく音圧レベルへ変換することとした。



(a) 解析結果 (5dB/コンター境界)

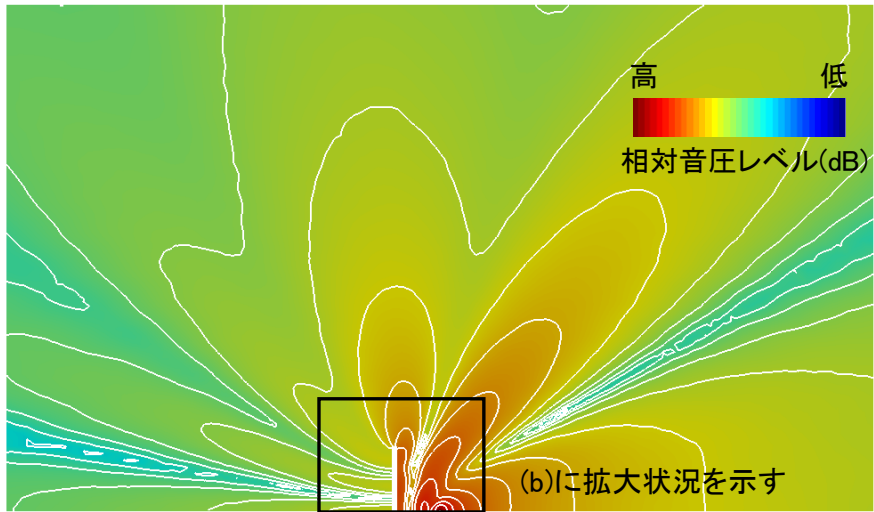


(b) 解析結果 (防音壁まわりの詳細) (5dB/コンター境界)

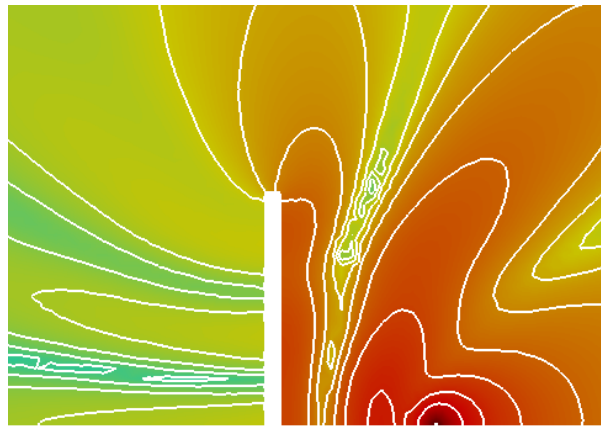


(c) 文献に示された解析結果

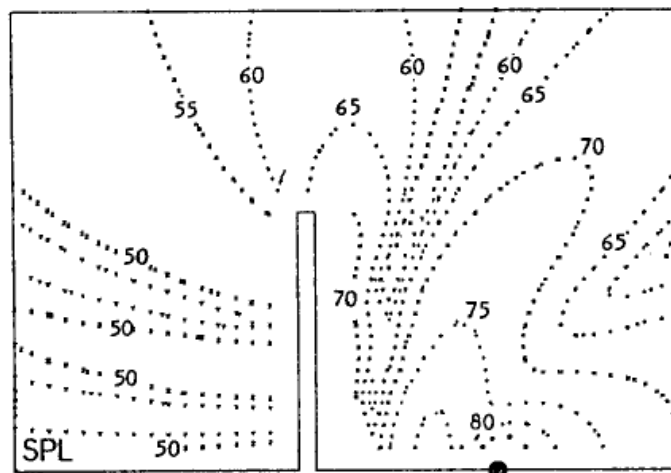
図 3-14 500Hz での比較結果



(a) 解析結果 (5dB/コンター境界)



(b) 解析結果 (防音壁まわりの詳細) (5dB/コンター境界)



(c) 文献に示された解析結果

図 3-15 1000Hz での比較結果

3.8 結言

本論文では、無限要素を導入した 3 次元の有限要素法による音響解析手法を活用して鉄道高架橋周囲を音源とした放射音問題を扱う。複雑な音の伝搬領域となる高架橋周囲を有限要素領域とする一方、高架橋外は単純な音の放射領域になると考え、無限要素内に新たに観測点を設け評価を行うこととした。そこで、本章では、有限要素領域と無限要素内で得られる解の妥当性について評価を行った。得られた知見は以下のとおりである。

(1) 点音源を対象に、有限要素領域と無限要素内で求めた解が理論解と一致することを確認した。

その結果、有限要素領域においては外部境界からの反射の影響を伴わずに評価が可能であり、無限要素内では単純な放射音領域としての扱いが可能であると判断された。

(2) 本論文で用いる解析手法では、無限要素内での音圧は点音源に基づく距離減衰特性を示す。

そこで、有限要素領域を 2 次元で評価することを前提に、点音源と線音源の距離減衰の相違を考慮して距離減衰に関わる補正を導入した。防音壁まわりの音圧レベル分布を扱った過去の報告を参考に、文献と同様に 2 次元評価による解析結果を距離減衰の補正によって点音源に基づく評価へ変換した。その結果、得られた音圧レベル分布は両者で良好な一致を示し、距離減衰に関わる補正は十分妥当であると判断された。

第4章 鉄道高架橋を対象とした透過音の影響評価

4.1 緒言

本章では、第2章に示した媒質の複素波数による音の減衰効果を付与する手法について、鉄道高架橋防音壁を対象に、既設のコンクリート製防音壁上に厚さ8mmの透明なポリカーボネート板が嵩上げ設置される例に対して適用し、高架橋内外の音圧レベル分布へ与える影響について評価を行う。

高架橋周囲の複雑な音の伝搬空間を有限要素領域とするにあたり、車体や防音壁表面での反射の影響等が十分に有限要素領域内で完結するとともに、計算規模を考慮して適切に解析領域を設定する必要がある。

そこで本章では、まず、縮尺模型実験との比較により、無限要素を導入した有限要素解析の鉄道高架橋防音壁を対象とした解析モデルおよび解析結果の妥当性について検証する。続いて、嵩上げ部からの透過音の影響を考慮した解析結果について、嵩上げ部を反射性壁面として行った解析結果と比較する。

4.2 鉄道高架橋構造

本論文での評価は、鉄道高架橋上で列車が走行する状況を対象とする。図4-1に車体および防音壁を含めた鉄道高架橋の代表的な構造を示す。レールは高架橋（床版）上に敷設された軌道スラブに対して左右対称に位置する。防音壁高さは、本論文ではレールの頭頂面の高さ（レールレベル，R.L.）から防音壁上端までの距離と定義する。車体幅、車体高さおよび軌道中心と防音壁間の距離は車両の種類や高架橋の構造によって異なる。本章では、こうした代表的な高架橋構造を用いた縮尺模型を製作し、解析結果との比較を行う。

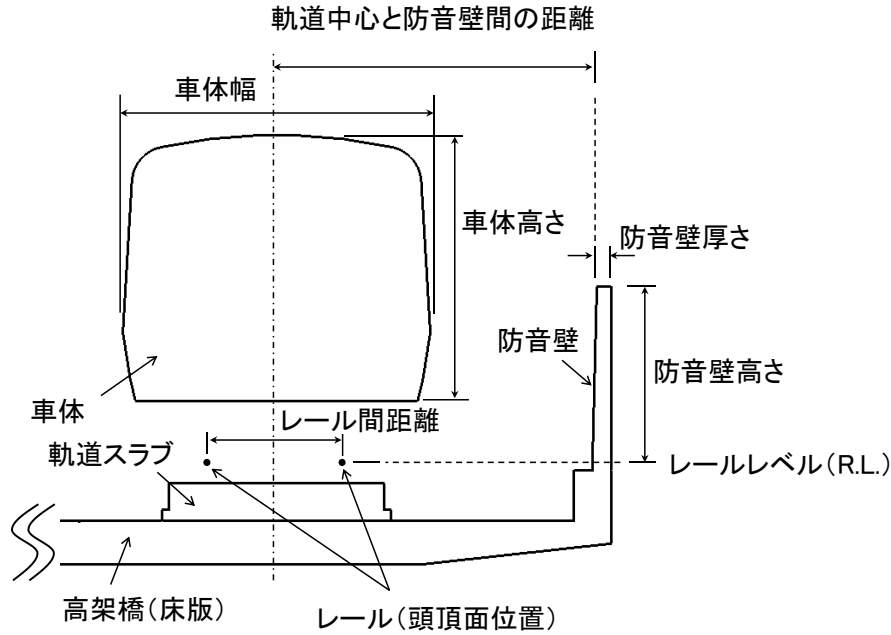


図 4-1 車体および鉄道高架橋の概要

4.3 解析モデル

本論文では、図 4-1 で示した車体および鉄道高架橋について、奥行方向に同一の断面形状が続くと仮定する。そのため、3次元の有限要素法による音響解析により、以下に示す解析モデルを用いて2次元での評価を行うこととする。

図 4-2 に示すように高架橋上を列車が走行した状況を考える。防音壁周囲とその外側の領域での音圧レベル分布を評価することを目的とし、本論文では列車が走行する高架橋の片側半分を解析対象とした。解析では無限要素を導入し、車体や防音壁を含む高架橋周囲の複雑な伝搬音の空間を有限要素領域とする一方、高架橋外については無限要素内に別途評価領域を設定し、有限要素領域と無限要素の接続面（仮想境界面）からの単純な放射音領域として評価を行う。このとき、仮想境界面は球面である必要性から、まず、図 4-3 左図に示すように車体と防音壁を含めた構造物を内部に納めた球状の領域を考える。さらに、図 4-3 右図に示すように、球状の領域に対して、球中心を厚さ方向中央とした図 4-1 の断面形状を有し厚さ 0.01m で切り出した領域を作成し、この領域を有限要素領域とした。このとき、球の直径は 14m とした。本論文では高速走行時の発生音の寄与が大きい車両下部音を対象とし [4-1]、音源は左右のレール頭頂部を中心とした直径 0.01m の円筒状の切り欠きを設け、円筒面に音圧境界条件を設定した。

高架橋外の評価領域は、有限要素領域の奥行方向中央との同一断面上において、図 4-4 に示

すように軌道中心からの距離 12.5m~30m, レールレベル (R.L.) に対して高さ±12m とした。

有限要素領域での節点間距離は解析規模および精度を考慮して 0.022m, 0.0119 m の 2 種類とし, それぞれ後述の解析対象周波数 (前者は 228Hz~1755Hz の 1/15 オクターブバンド中心周波数を対象とし, 後者は 1823Hz~4387Hz の 1/15 オクターブバンド中心周波数を対象) に応じたモデルとした。高架橋外の評価領域については単純な距離減衰のみの計算領域として, 一辺 0.12m で格子状に配置した観測点を設け, 観測点毎に無限要素内での計算によって音圧を求めた。

なお, 図 4-4 において車体および高架橋等の形状および位置関係は, 次節の縮尺模型と一致させた。

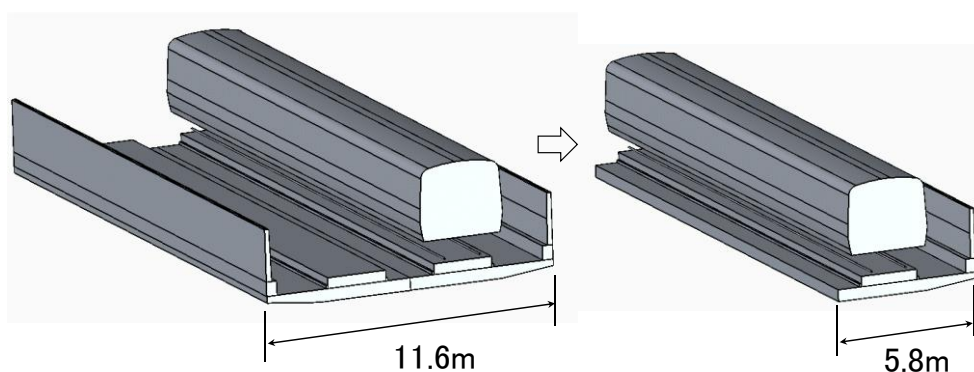


図 4-2 解析対象とする車体および構造物

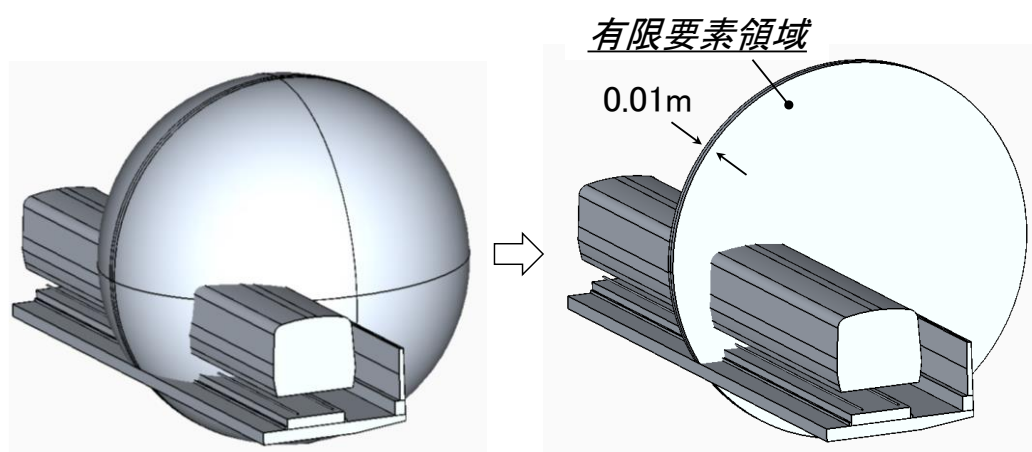


図 4-3 有限要素領域の設定

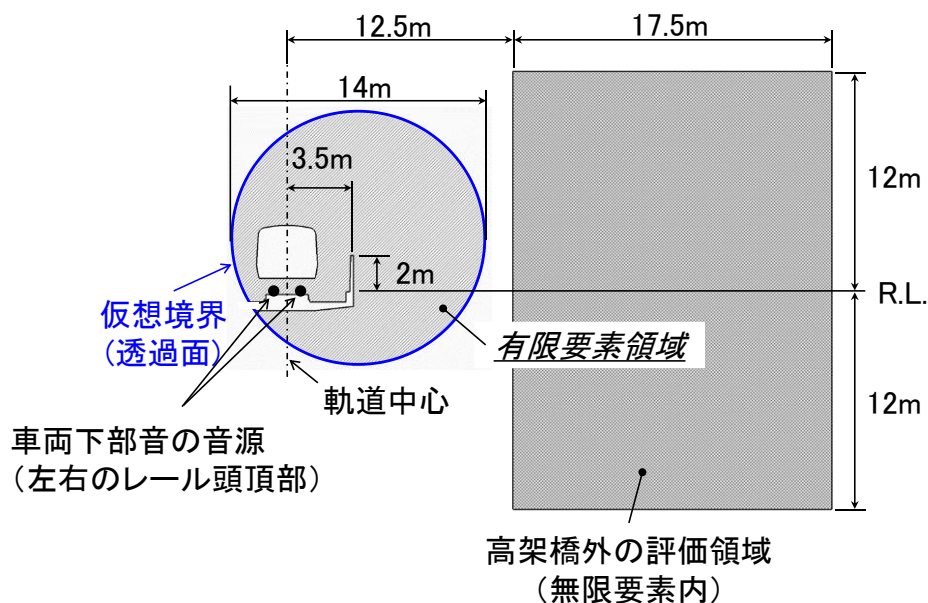


図 4-4 有限要素領域と高架橋外の評価領域の位置関係

4.4 無限要素内での距離減衰の補正

前節の解析条件で得られる音圧分布レベルについて、有限要素領域では線音源に基づく評価となる一方で無限要素内では仮想境界面に対する球中心からの点音源に基づく評価となり、それぞれの領域での距離減衰の特性が異なる。そこで、前章で述べたように点音源と線音源の距離減衰の相違に関して、以下のとおり、無限要素内で得られる音圧レベルを線音源に基づく音圧レベルに変換するための距離減衰の補正を行う。

第3章の3.7.1項において、 r_1 を無限要素の球中心と仮想境界まで距離、 r_2 を無限要素の球中心と無限要素内の観測点との距離とする。有限要素領域と無限要素の仮想境界上の任意の参照点において L_{p1} と L_{i1} が等しいとすると、式(3-47)は、あらためて式(4-1)のように表される。

$$L_{i2} = L_{p2} + 10 \log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (4-1)$$

式(4-1)により、点音源の基づく距離減衰として計算された無限要素内の任意の観測点での音圧レベルは、線音源に基づく音圧レベルへ変換可能となる。本論文では、解析によって得られた無限要素内の n 番目の観測点での音圧レベルに対して、式(4-1)をもとに式(4-2)に基づく距離減衰補正值 ΔL_{i_n} を加え、有限要素領域と同じく線音源に基づく音圧レベル分布を得ることとした。

$$\Delta L_{i_n} = 10 \log_{10} \frac{r_{i_n}}{r_{e_n}} \quad (4-2)$$

ただし、 r_{i_n} は無限要素内の n 番目の観測点と仮想境界面の球中心との距離、 r_{e_n} は仮想境界面の球中心と仮想境界面との距離で、 r_{i_n} と r_{e_n} は同一線上にあるものとする。

4.5 縮尺模型実験による検証

前節までに設定した解析条件の妥当性を検証するため、高架橋外の評価領域での音圧レベル分布について、自由音場を再現した無響室（68.2 m³）で実施した 1/25 縮尺模型実験による結果との比較を行う。以下、縮尺模型実験の詳細を述べる。

4.5.1 実験の概要

縮尺模型は、解析モデルと同様に、高架橋片側半分を対象とする。車体、軌道、防音壁、高架橋等の各構造物は、1/25 の相似則に従っていずれも反射性のある金属板で製作したものをを用いた。図 4-5 および図 4-6 に、模型の断面図と側面図の詳細を示す。設置長は 4m である。縮尺模型は、床面を含め全ての面が吸音楔で覆われた無響室内へ設置した。図 4-7 および図 4-8 に設置状況を示す。図 4-7、図 4-8 に示すように、防音壁を設置した反対側の高架橋下面には、高架橋下方から音が回り込むのを防止するため遮音板によって十分な遮蔽を行った。図 4-9 に各模型の設置状況を示す。

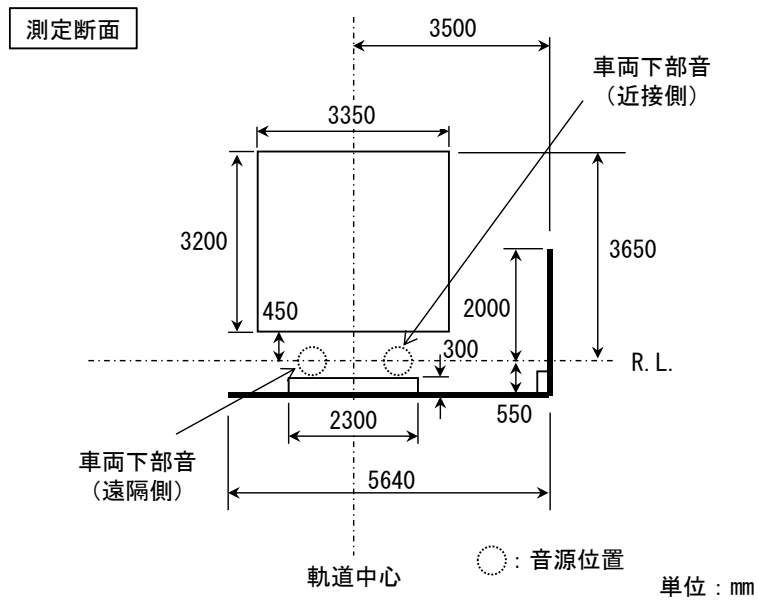


図 4-5 模型の詳細 (断面図)

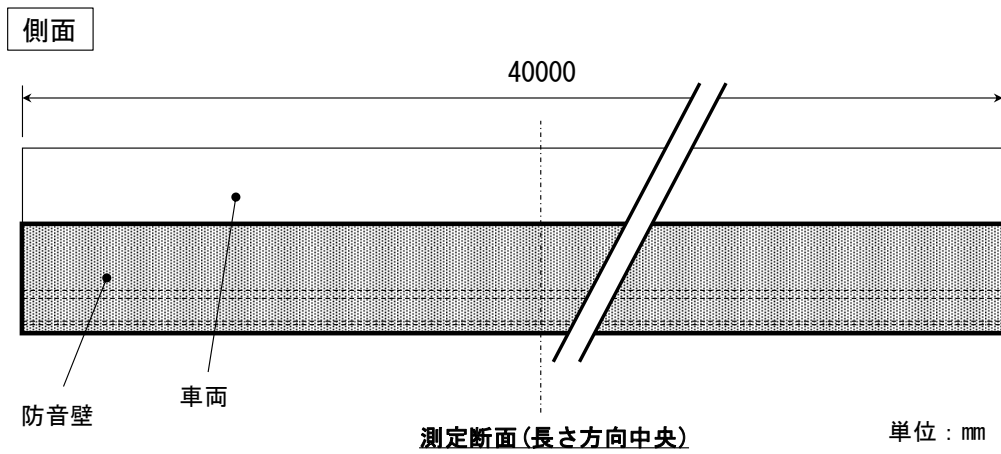


図 4-6 模型の詳細 (側面図)

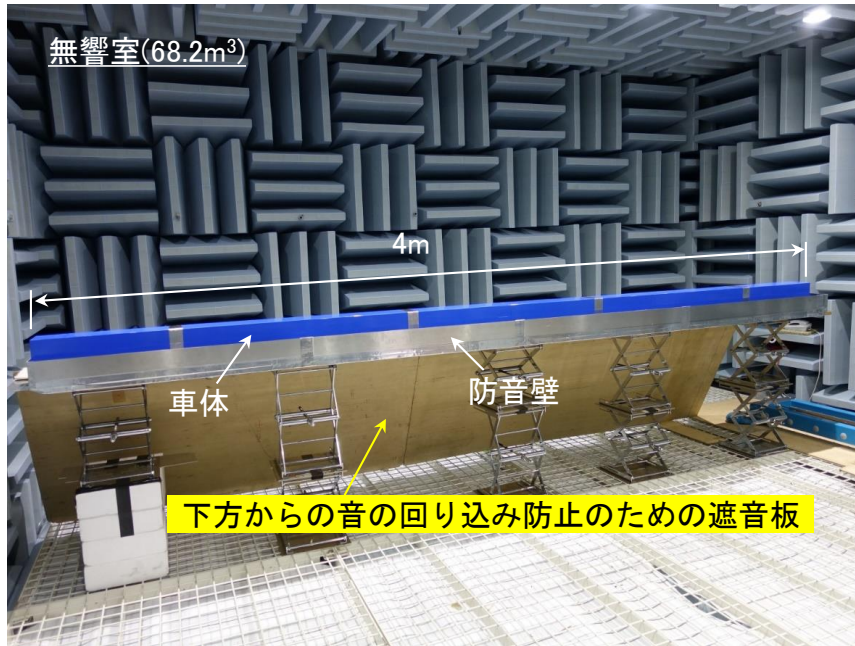


図 4-7 無響室への模型の設置状況（測定側）

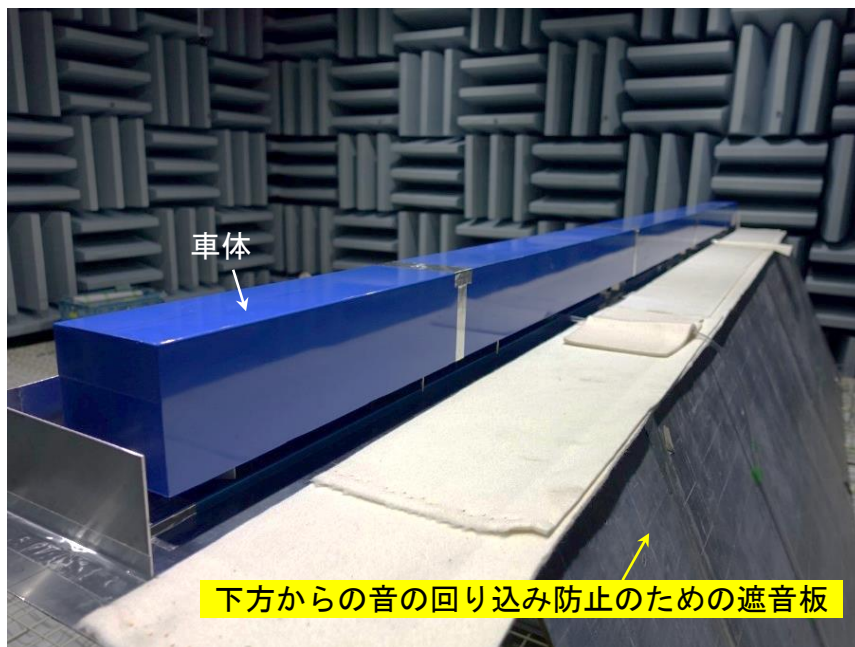


図 4-8 無響室への模型の設置状況（模型背面）

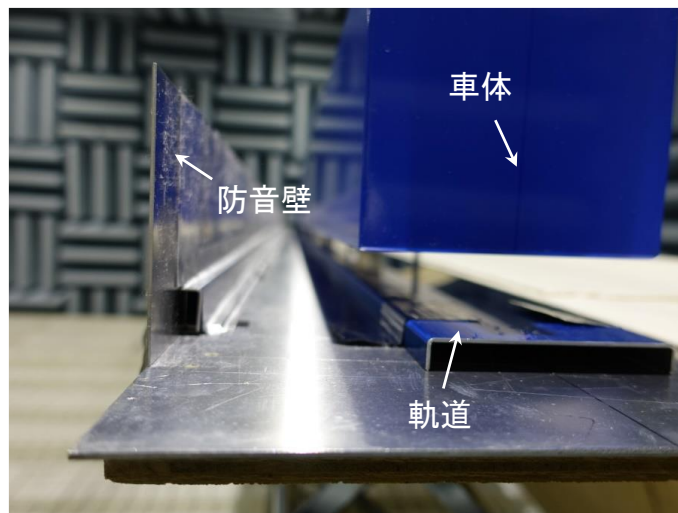


図 4-9 模型の設置状況

4.5.2 実験用音源

定常状態での評価を行うため、模型実験用音源には圧縮空気を利用したエアジェット一様有限長線音源（直径 20mm）を用いた。図 4-10 に実験に用いた線音源の外観を示す。圧縮空気を用いた線音源の特徴として、中心部に圧縮空気流路となるパイプが設けられている。パイプの径方向には、らせん状に圧縮空気が吹出するための孔が設けられており、吹出した空気は多数の微細孔が設けられた保護管の内側に高速で衝突し、さらに保護管の微細孔を通して外に音が放射するものである。そのため、保護管内は音が拡散した場が形成され、保護管の外側ではほぼ均等な指向性を得ることができる [4-2]。本研究では、安定して出力を保持できるように圧縮空気貯蔵用タンクおよびコンプレッサーが付属されたものを用いた。

まず初めに、線音源特性の測定を行った。試験に用いた線音源について、図 4-11 および図 4-12 にそれぞれ音源からの距離が実測値 100mm 離れた点で測定した音圧レベルのパワースペクトル、および 6.3kHz~100kHz（実寸換算で 250Hz~4kHz）の全帯域値（OA 値）での距離減衰（実測値 100mm~1600mm）の結果を示す。この結果、音源は低周波側から 20kHz にかけて周波数の増加とともに増加し、20kHz から 40kHz にかけて緩やかなピークを有する特性であることを確認した。

音源の距離減衰は長さ 4m の線音源長に対しておおよそ 1/10 となる 800mm 以下（実寸換算で 20m）の距離で-3.3~-3.7dB/倍距離の関係を示した。線音源の特性として、無限長の場合には

-3dB/倍距離の関係を示すが、音源長が短くなるにつれ、音源より遠方での減衰量は大きくなる [4-3]。本線音源の特性については、文献 [4-3] に記された列車長 100m 時の距離減衰特性の類似しており、音圧の測定範囲を考慮すると、縮尺模型実験に供する音源として十分妥当なものだと判断した。模型実験では、線音源を模型長と 4m の長さで図 4-13 に示すように設置した。

音の伝搬における空気吸収の影響について、周波数の増加とともに空気吸収による減衰量は増加する [4-4]。そこで、空気吸収の影響を考慮して、後述のように解析結果と縮尺模型実験の比較では、1/3 オクターブバンド帯域合成値として 250Hz~1250Hz および 250Hz~4000Hz の 2 通りで行った。

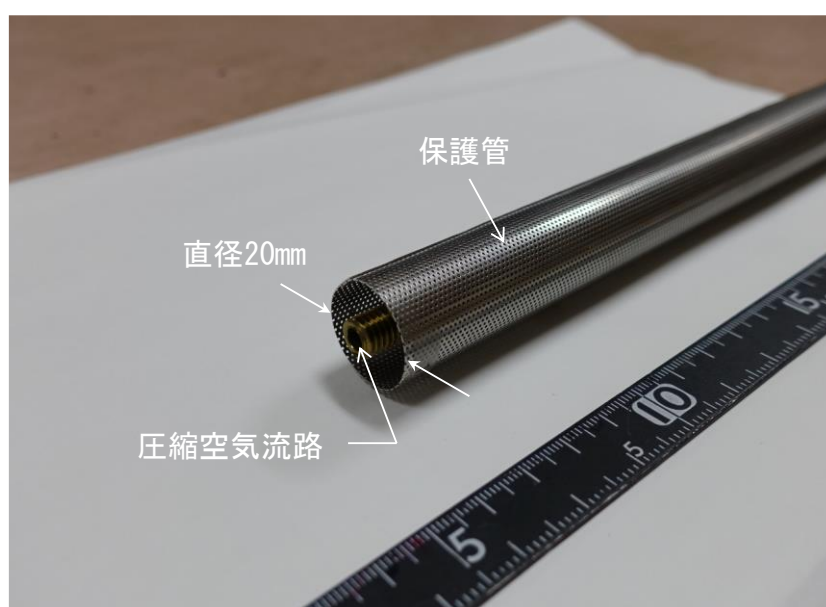


図 4-10 模型実験に用いた線音源

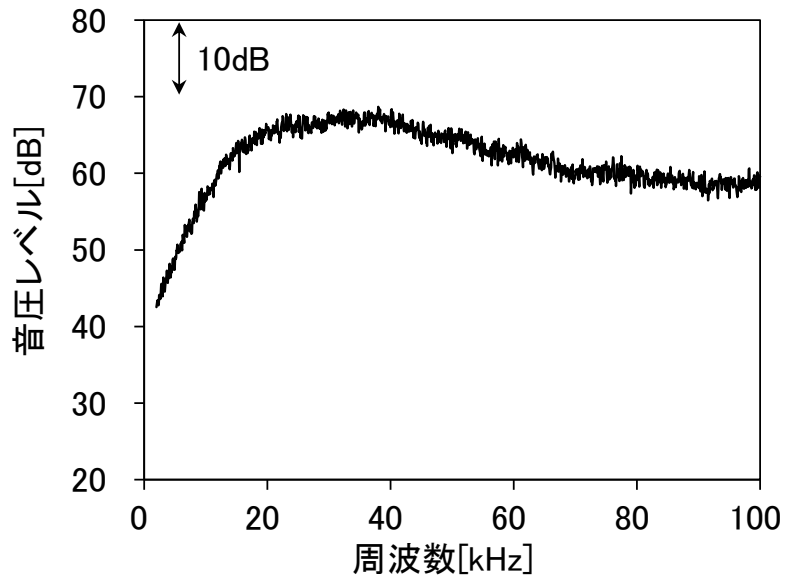


図 4-11 線音源のパワースペクトル

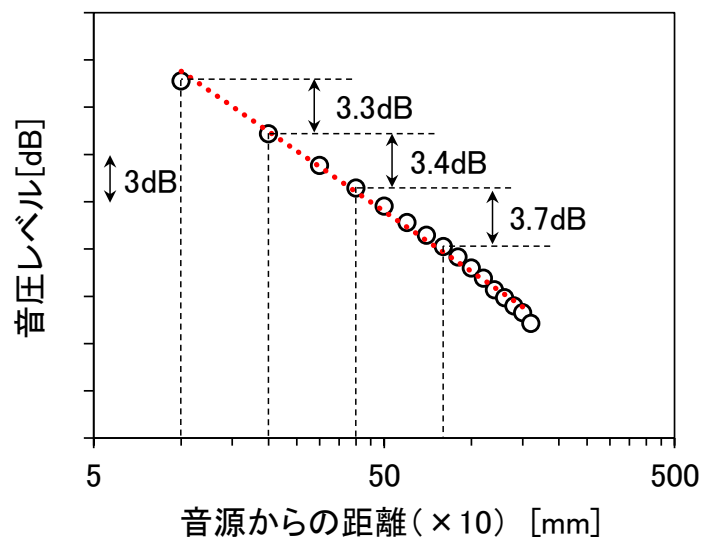


図 4-12 線音源の距離減衰特性

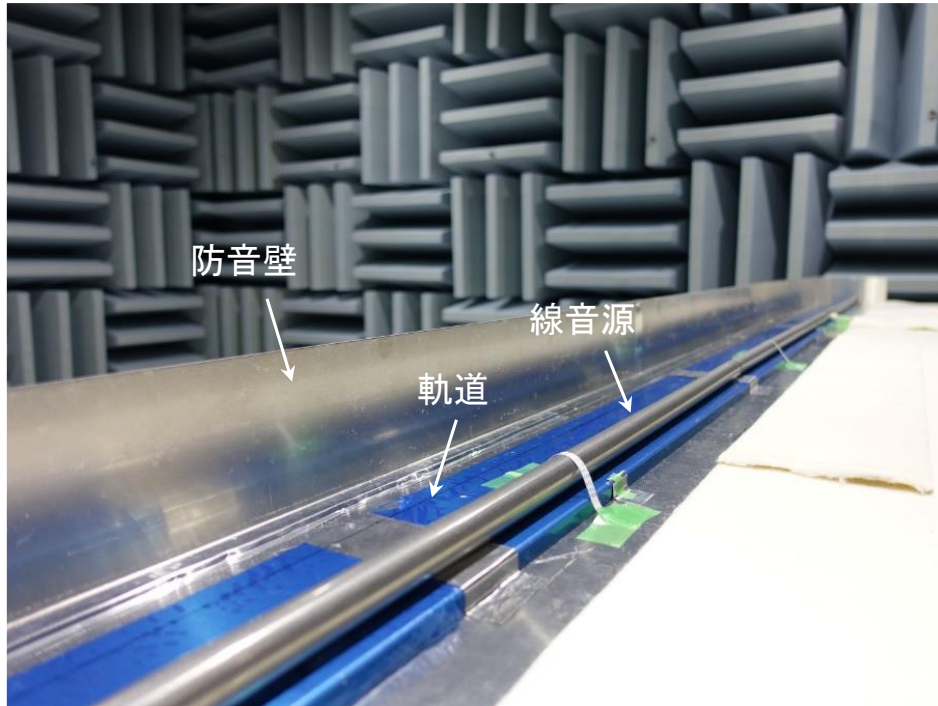


図 4-13 音源の設置状況

4.5.3 実験方法

実験では、車両下部音を対象とし、防音壁に対して遠隔側と近接側の各レール頭頂面（レールレベル，R.L.）付近に音源を設置した。実験では、音源を遠隔側と近接側で独立して設置し、片側終了後にもう片側へ移動させた。測定点は模型長中央の高架橋外の同一断面上において、軌道中心から 12.5m～30m、高さが R.L.±12m の範囲とした。図 4-14 に測定点の詳細を示す。

図 4-15 に測定系の概要を示す。測定には 1/4 インチマイクロホン UC-29（リオン（株）製）を用い、トラバース装置によってマイクロホンを各測定点間で移動させた。前項で示した音の伝搬における空気吸収の影響を考慮して、測定点ごとに得られた測定音を対象に周波数分析器 DS-3200（（株）小野測器製）を用いて 250Hz～1250Hz および 250Hz～4000Hz を対象に 1/3 オクターブバンド分析を行った。その後、音源の周波数特性を考慮して 1/3 オクターブバンド中心周波数ごとの音圧レベルが一定となるように図 4-16 に示すような補正値を加えた。さらに、各測定点で各音源に対してパワー和を求め最終的にそれらを合成して OA 値を算出した。

解析での音源については 228Hz～4387Hz の 1/15 オクターブバンドの周波数ごとにすべて同じ大きさの音圧とし、各音源位置で 65 通り、計 130 通りの計算を行った。その後、模型実験の評価対象周波数に合わせ、228Hz～1371Hz の計 80 通り、および 228Hz～4387Hz の計 130 通り

と解析結果を合成し OA 値を算出した。

実験中は、実験開始 48 時間以上前から空調管理によって室温約 23°C に、湿度 35~50% に保った。

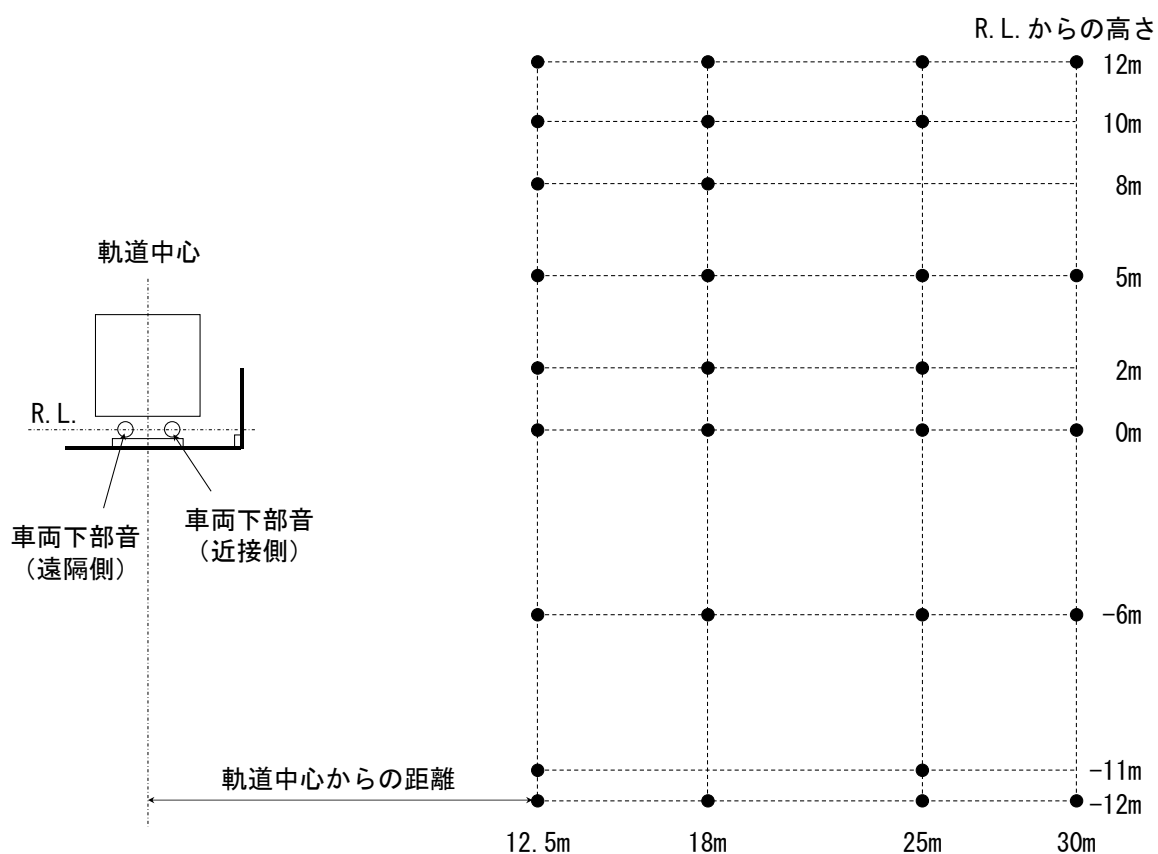


図 4-14 模型実験での測定点 (図中の黒点)

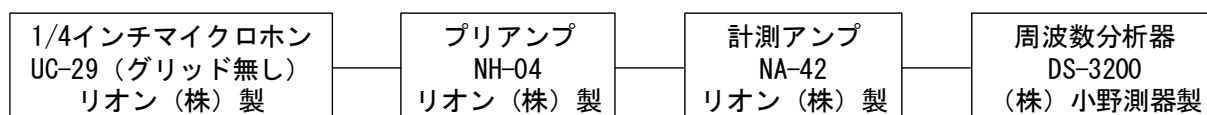


図 4-15 測定系の概要

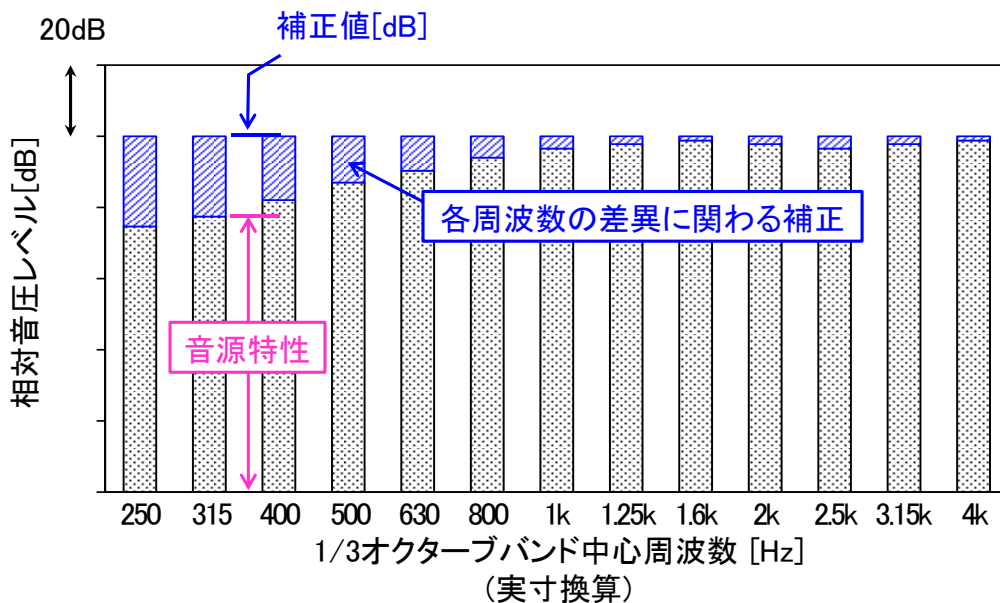


図 4-16 模型実験での音源音圧レベルの補正

4.5.4 解析結果と縮尺模型実験との比較

図 4-17, 図 4-18 にそれぞれ解析および縮尺模型実験で得られた 250Hz~1250Hz 帯域の OA 値での音圧レベル分布を示す。同様に, 図 4-19, 図 4-20 にそれぞれ解析および縮尺模型実験で得られた 250Hz~4000Hz 帯域の OA 値での音圧レベル分布を示す。なお, ここではいずれも音圧レベルが高かった軌道中心から 12.5m, R.L.から高さ 10m の点 (基準点とする) を 0dB とした 1dB 間隔での相対音圧レベルを示す。

まず, 各図の特徴として, 防音壁先端から斜め上方に音圧レベルが高い領域が生じており, 基準点から水平および下方方向に離れるに従って音圧レベルが徐々に低下する傾向が確認できる。これは, 車体下部の音源からの直接音と防音壁と車体側面での反射音が防音壁の上方から放射し, 伝搬距離の増加とともに減衰したためと考えられる [4-5]。

続いて, 解析と縮尺模型実験の結果を比較する。その結果, 以下の点を確認された。

- ① R.L.より上方に関して, 図 4-17 と図 4-18 (250Hz~1250Hz 帯域での OA 値) に着目すると, 解析, 縮尺模型実験の結果とも軌道中心から 25m, R.L.+2m の高さにおける相対音圧レベルは約-12dB であるなど, 音圧レベル分布の傾向はほぼ一致した。同様に, 図 4-19 と図 4-20 (250Hz~4000Hz 帯域での OA 値) でも, 同位置における相対音圧レベルは約-13dB である

など、音圧レベル分布の傾向はほぼ一致した。

② R.L.より下方に関して、図 4-17 と図 4-18 (250Hz～1250Hz 帯域での OA 値) では、例えば軌道中心から 25m, R.L.の高さでは、相対音圧レベルは解析、縮尺模型実験とも約-13dB であるのに対し、それよりも下方の領域あるいは軌道中心に近い領域においては解析結果の方が音圧レベルは小さく、減衰が大きい傾向を示した。図 4-19 と図 4-20 (250Hz～4000Hz 帯域での OA 値) でも、例えば軌道中心から 25m, R.L.の高さにおいては解析、縮尺模型実験の結果とも約-14dB であったのに対し、それより下方あるいは軌道中心に近い領域においては、図 4-17 と図 4-18 (250Hz～1250Hz 帯域での OA 値) の場合と同様に音圧レベルは解析結果の方が小さく、減衰が大きい傾向を示した。

①について、解析結果と縮尺模型実験による結果は、R.L.より上方においてはよく一致したと判断される。一方、②については、解析結果と縮尺模型実験の結果でやや相違が生じていると判断される。この点については、解析と縮尺模型実験での音源特性の違いによると考えられる。つまり、解析では干渉性線音源に基づく評価となる一方、縮尺模型実験は非干渉性線音源に基づく評価となることが原因と考えられる。図 4-21 は、図の奥行方向に対して無限長の防音壁と線音源の断面の位置関係を示したものである [4-6]。図中、領域 1 は障壁での幾何的な反射波が到達する領域、領域 2 は音源からの直接波が到達するが防音壁での幾何的な反射波は到達しない領域、領域 3 は直接波も幾何的な反射波も到達しない領域を示す。音源の干渉性と非干渉性の違いによる評価結果への影響として、図 4-21 中の領域 3 において干渉性線音源を用いた場合、防音壁の挿入損失が大きくなる傾向が示されている。これは、図 4-21 の領域 3 中の観測点に対して、線音源が点音源を図の奥行き方向に一直列に配置した点音源列であると仮定すると、観測点では直近の点音源からの寄与が大きい一方、観測点から離れた位置の音源からの寄与は干渉により減衰するためである。その影響は領域 3 の時計回りに角度が大きくなるほど増加し、最大 5dB と報告されている [前出 4-6]。本結果の場合、回折角が最も大きくなる軌道中心から 12.5m, R.L.-12m において図 4-17 と図 4-18 の差異 (250Hz～1250Hz 帯域の OA 値) は 2dB～3dB、図 4-19 と図 4-20 の差異 (250Hz～4000Hz 帯域の OA 値) は 3dB～4dB と、いずれも干渉性線音源による評価である解析の結果の方が小さい値を示し、その傾向は上記の知見と一致する。一方、防音壁による挿入損失に着目した評価を行う場合には、音源の干渉性、非干渉性の違いとしての差異は 1～2dB 程度との報告もある [4-7]。

以上の点を考慮すると、図 4-4 に示した解析モデルの設定、および式(4-2)による無限要素内

の観測点に対する音源の距離減衰に関わる補正によって得られる音圧レベル分布は、R.L.より上方では十分に妥当な結果を得ていると判断される。R.L.より下方においては、防音壁の挿入損失の違いに着目した評価であれば干渉性線音源による評価は可能と考えられ、無限要素を導入した3次元の有限要素法による音響解析は、鉄道高架橋防音壁を対象とした騒音低減評価手法として有効であると判断される。

なお、R.L.より下方での音圧レベル分布の傾向は②に示したとおりであるが、250Hz～1250Hz帯域のOA値と250Hz～4000Hz帯域のOA値での差異に着目すると、解析と縮尺模型実験の結果とも、減衰の傾向は250Hz～4000Hz帯域のOA値の方が大きかった。これは、以下に示すように防音壁の挿入損失に対する周波数の違いの影響のほか、縮尺模型実験の場合には音の空気吸収の影響であると考えられる。図4-22に、非干渉性線音源を対象とした防音壁の減衰特性を示す[4-8]。同図によれば250Hz、1250Hz、4000Hzでの減衰量は軌道中心から25m、R.L.-6m点においてそれぞれ18.1dB、19.3dB、21.5dBであり、周波数が高いほど減衰量は大きくなる。音の空気吸収の影響については、250Hzでは0.1dB/m未満であるのに対し1250Hzでは約0.9dB/m、4000Hzでは約3dB/m（ただし、いずれも実寸換算の場合）であり、高周波数で顕著に大きくなる[4-9]。縮尺模型実験結果の図4-17（250Hz～1250Hz帯域のOA値）と図4-19（250Hz～4000Hz帯域のOA値）で後者の減衰の方が大きかったのは、高周波成分の減衰の影響が大きかったためと考えられる。

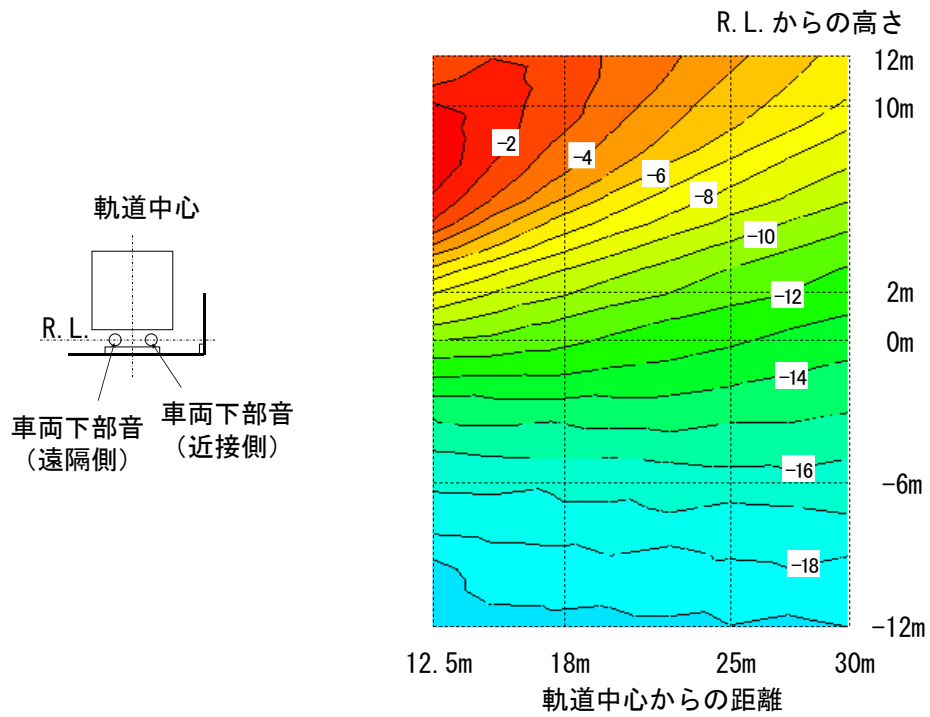


図 4-17 解析結果 (250Hz-1250Hz 帯域の OA 値)

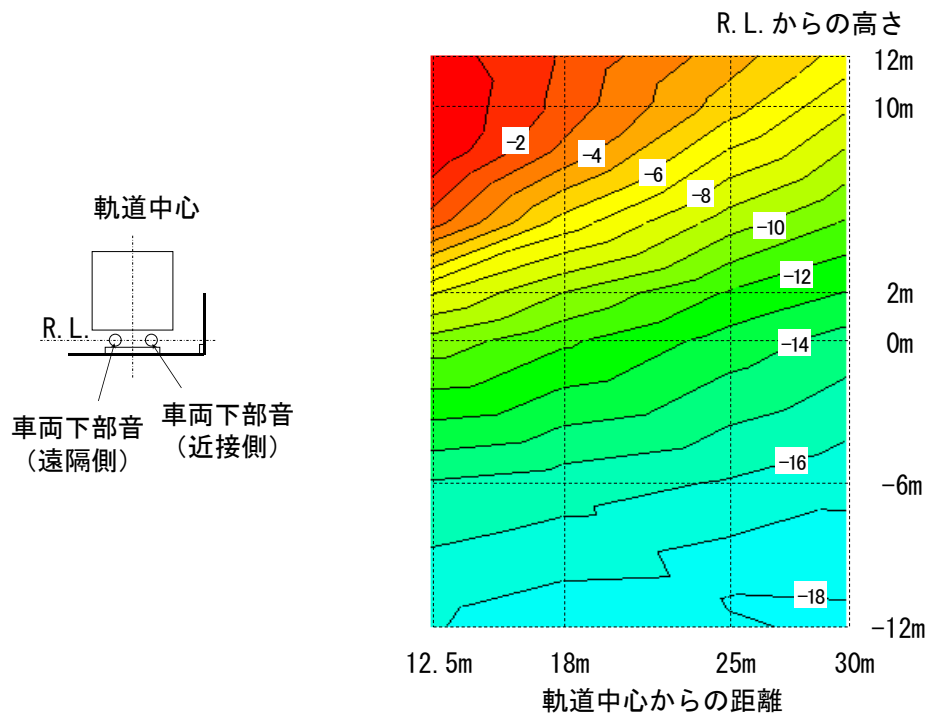


図 4-18 縮尺模型実験の結果 (250Hz-1250Hz 帯域の OA 値)

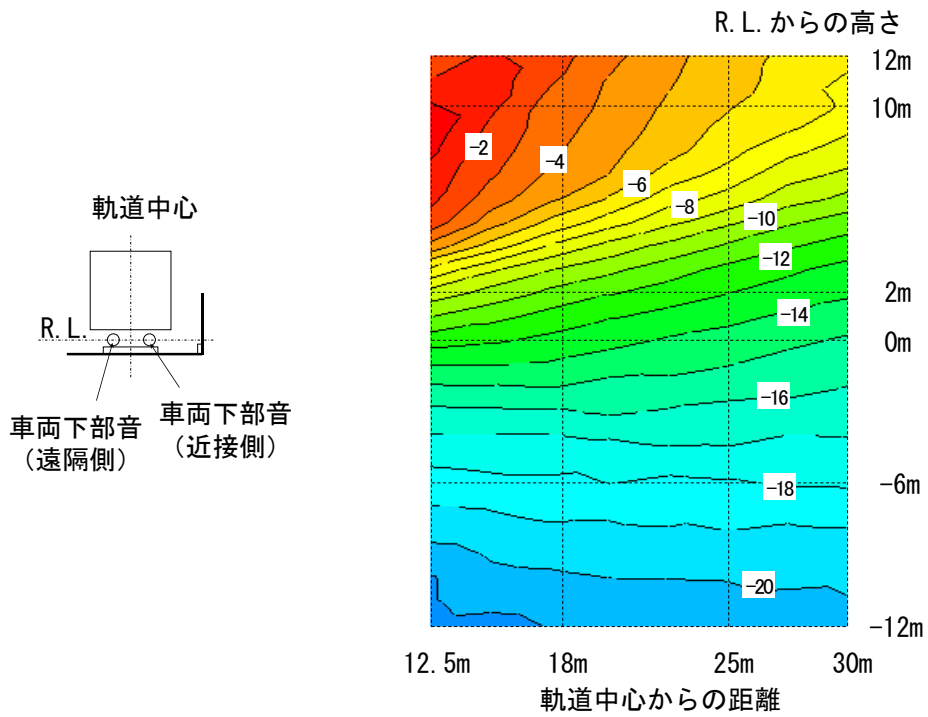


図 4-19 解析結果 (250Hz-4000Hz 帯域の OA 値)

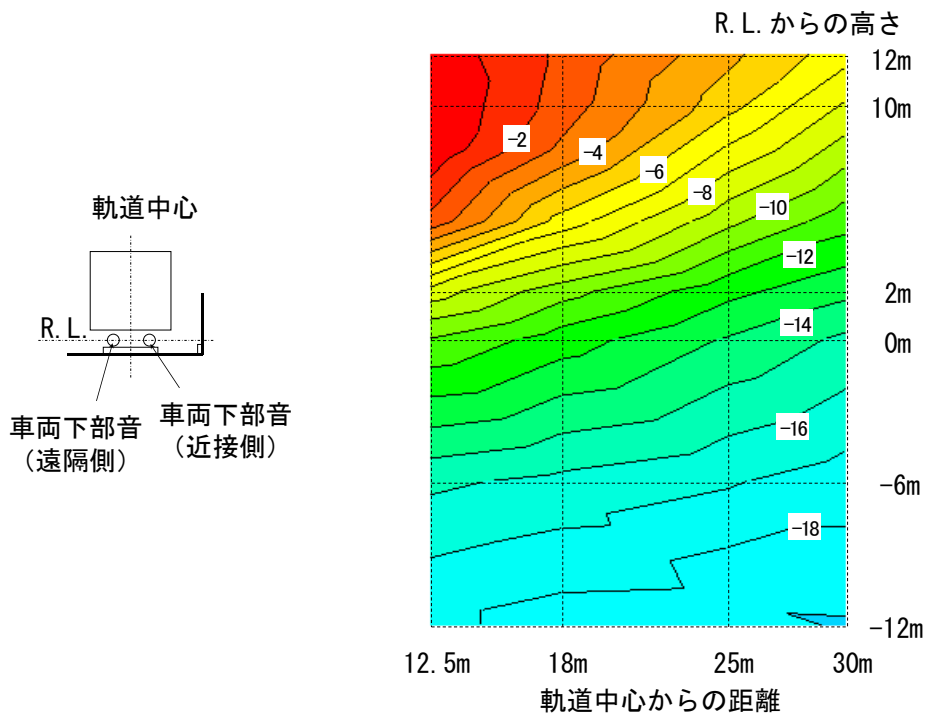
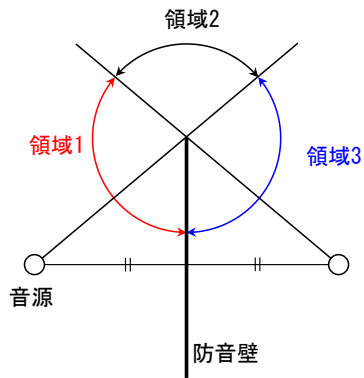


図 4-20 縮尺模型実験の結果 (250Hz-4000Hz 帯域の OA 値)



領域1	障壁での幾何的な反射波が到達する領域（反射領域）
領域2	音源からの直接波が到達するが防音壁での幾何的な反射波は到達しない領域（入射領域）
領域3	直接波も幾何的な反射波も到達しない領域（遮蔽領域）

図 4-21 防音壁に対する音源位置と音の伝搬領域の分類 [4-6]

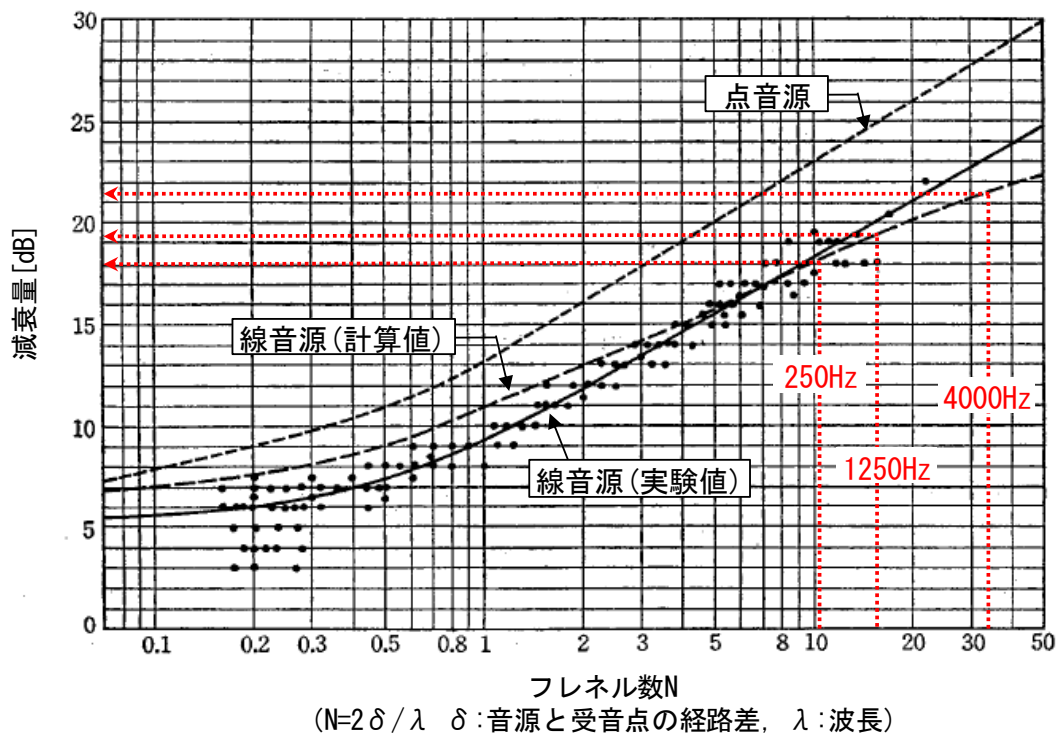


図 4-22 非干渉性線音源を対象とした防音壁の減衰特性 [4-8]

4.6 透過音の影響評価

4.6.1 解析モデルおよび解析条件

続いて、無限要素を導入した有限要素解析によって、鉄道高架橋を対象に既設のコンクリート製防音壁上に厚さ 8mm のポリカーボネート板が設置された状況に対し、ポリカーボネート板による嵩上げ部からの透過音が高架橋外の音圧レベル分布へ与える影響について評価を行う。評価では、嵩上げ部を剛壁として非透過な反射性とした場合（以下、条件 1）と、第 2 章で示した手法によってポリカーボネート板の音響透過損失に基づく遮音性能を反映した場合（条件 2）とを比較する。

解析モデルは図 4-4 のとおりとし、車体および防音壁を含む直径 14m の空間を有限要素領域とし、無限要素内に軌道中心より 12.5m～30m、高さが R.L.±12m の空間を高架橋外の評価領域として設定した。図 4-23 に、車体および防音壁等の位置関係を示す。ポリカーボネート板は、鉄道分野での実績 [4-10] を参考に厚さを 8mm、高さを 1m とした。条件 1 では、嵩上げ部に境界条件として完全反射面を設定した。条件 2 では嵩上げ部の領域を空気とは異なる媒質として設定し、以下のとおり減衰効果を与えた。ただし、条件 2 において嵩上げ部の領域全てを空気とは異なる媒質と設定すると、例えば図 4-24(a)に示すように回折点となる嵩上げ部上端からも媒質中へ音が入射することになる。条件 1 では図 4-24(b)に示すように嵩上げ部の上端が反射性であることを考慮すると、この回折点の反射性の違いが本節の目的とする嵩上げ部からの透過音の影響とは異なる要因として評価に影響を及ぼすことが考えられる。そのため、条件 2 においては、図 4-24(c)に示すように嵩上げ部の上端より下方の高さ 0.01m 分については剛壁とし、境界条件によって完全反射面とした。なお、条件 1、条件 2 とも嵩上げ部の全高さおよび厚さは同一である。

表 4-1 に、厚さ 8mm のポリカーボネート板の音響透過損失 [4-11]、および媒質の特性として付与するため 2.3.5 項で示した方法により算出した複素密度と複素音速の周波数特性を示す。複素音速は、表 4-1 に示すポリカーボネート板の音響透過損失がいずれの周波数でも 15dB 以上であることを考慮し、第 2 章の図 2-14 を参照して、各周波数の音響透過損失に $10\log_{10}(2)$ を加えた TL をもとに式(2-23)によって複素波数を求め、式(4-3)の関係より算出した。

$$k_m = \frac{\omega}{c_m} \quad (4-3)$$

ただし、 k_m ：媒質の複素波数

c_m ：媒質中での複素音速

音源については、車両下部音を対象に図 4-25 に示す高速列車の走行音の周波数特性とした[4-12]。評価対象周波数域は 250Hz～3150Hz (1/3 オクターブバンド中心周波数) とし、解析は 228Hz～3455Hz の 1/15 オクターブバンド中心周波数で行った。音源を左右のレール頭頂面としたそれぞれ 60 通りで解析を行った後、全 120 通りの解析結果を合成して高架橋周囲の音圧レベル分布を求めた。

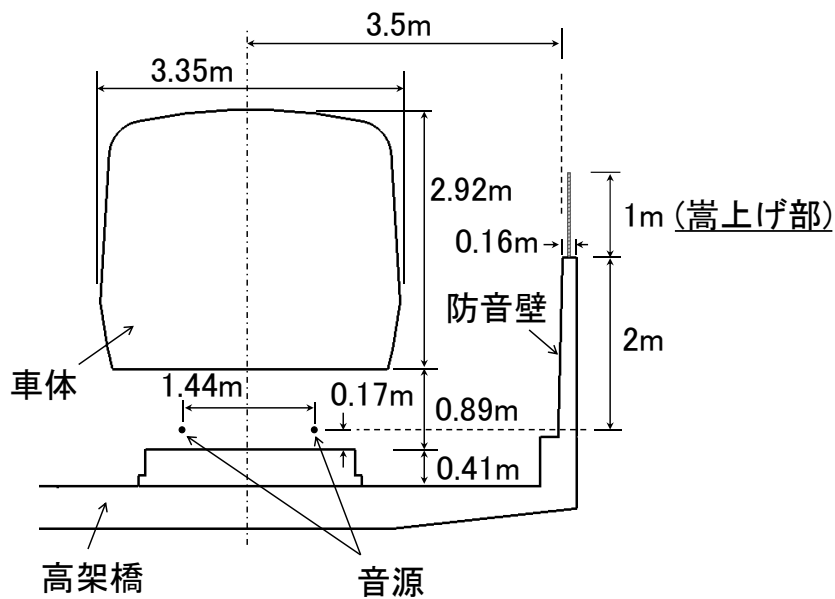


図 4-23 嵩上げ部からの透過音の影響評価のための解析モデル

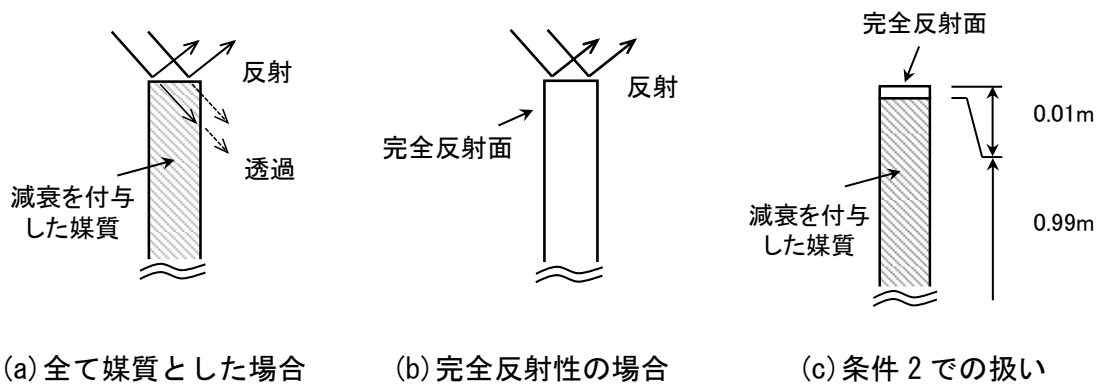


図 4-24 嵩上げ部上端の反射性の影響

表 4-1 嵩上げ部での複素密度と複素音速(条件 2)

周波数 [Hz]	音響透過損失 ^[4-11] [dB]	複素密度 [kg/m ³]		複素音速 [m/s]	
		実数	虚数	実数	虚数
200	21.9	118.101	0.000	0.000	3.507
250	21.9	94.480	0.000	0.000	4.384
315	23.1	78.598	0.000	0.000	5.269
400	25.4	67.350	0.000	0.000	6.149
500	26.5	55.967	0.000	0.000	7.400
630	28.5	47.430	0.000	0.000	8.732
800	29.7	38.774	0.000	0.000	10.681
1000	31.2	32.442	0.000	0.000	12.766
1250	32.6	27.016	0.000	0.000	15.330
1600	34.1	21.996	0.000	0.000	18.829
2000	35.9	18.450	0.000	0.000	22.447
2500	37.4	15.329	0.000	0.000	27.017
3150	39.2	12.708	0.000	0.000	32.590
4000	39.4	10.055	0.000	0.000	41.189
5000	36.2	7.437	0.000	0.000	55.689

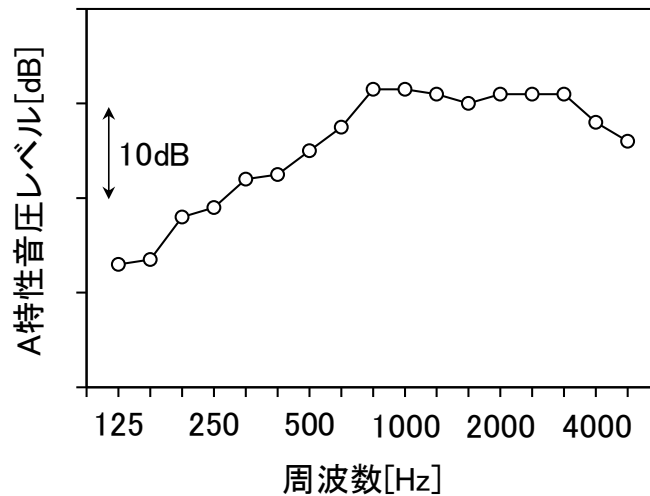


図 4-25 音源の周波数特性^[4-12]

4.6.2 解析結果および考察

図 4-26 と図 4-27 に、それぞれ条件 1 と条件 2 における計 120 通りの計算結果を合成して得られた高架橋周囲および高架橋外での A 特性相対音圧レベル分布を示す。図中の高架橋外の領域については一辺 0.25m の格子状に配置した各観測点で無限要素内の音圧として求めた結果である。コンター境界は 2dB 間隔の差異を示す。また、図中の高架橋外の領域に示した数値は、代表的なコンター境界における音源の音圧レベル（250Hz～3150Hz の 1/3 オクターブバンド中心周波数の合成値）との差異を示す。

この結果、まず、高架橋内に着目すると両図の比較から車両周囲や防音壁の車両側、および嵩上げ部上方での音圧レベル分布は良く似た傾向を示した。特に、嵩上げ部での車両側への反射影響について、表 4-1 に示したように嵩上げ部の音響透過損失はいずれの周波数でも 20dB 以上であり、表 2-2 および図 2-16 に示したように、例えば $TL' = 18.0 \text{ dB}$ ($\Delta L = 15 \text{ dB}$) のとき、減衰を付与した媒質表面での複素音圧反射率が 0.939 であることを考慮すると、完全反射とした条件 1 と比較して、実用上、音圧レベル分布へ与える差異は小さいと判断される。

高架橋外の領域においては、防音壁より上方部分ではほぼ同様の音圧レベル分布を示した一方、条件 2 では高架橋から斜め下方の領域で、例えば -38dB の等音圧レベル線がやや遠方まで広がるような特徴的な分布を得た。これは、図 4-26 中に紫線で示したように、コンター境界線が不連続となった位置の延長上に嵩上げ部が位置していることから、嵩上げ部からの透過音の影

響と考えられ、本手法によって嵩上げ部での遮音性能の違いが反映された結果であると考えられる。嵩上げ部からの透過音の影響は防音壁上方でも確認できると推測されるが、本結果からは、防音壁上方では直接音や回折音と比較して透過音の影響は相対的に小さいと考えられる。嵩上げ部からの透過音が実用上与える影響について、例えば軌道中心から 25m, R.L.-9m における A 特性相対音圧レベルは条件 1 で約-39.5dB, 条件 2 で約-38.0dB であり, R.L.-6m では条件 1 で約-38.5dB, 条件 2 で約-38.0dB と, 透過音を考慮した場合には最大 1.5dB 程度高い値を示した。嵩上げ部を厚さ 2 倍, あるいは面密度が 2 倍となるような材料へ変更すると音響透過損失は 5dB~6dB 増加するが, 本結果を参考にすると騒音低減効果は 1dB 未満と推定され, 実用上は厚さ 8mm のポリカーボネート板によって十分な音の遮蔽効果が得られているものと判断される。

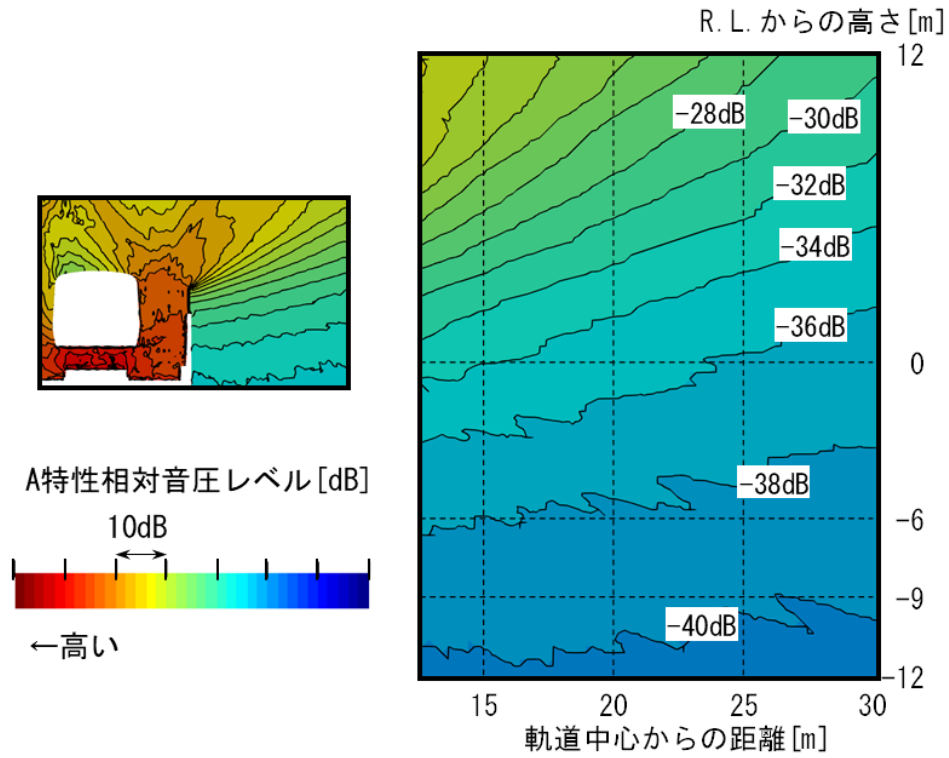


図 4-26 条件 1（嵩上げ部を剛壁とした場合）の結果

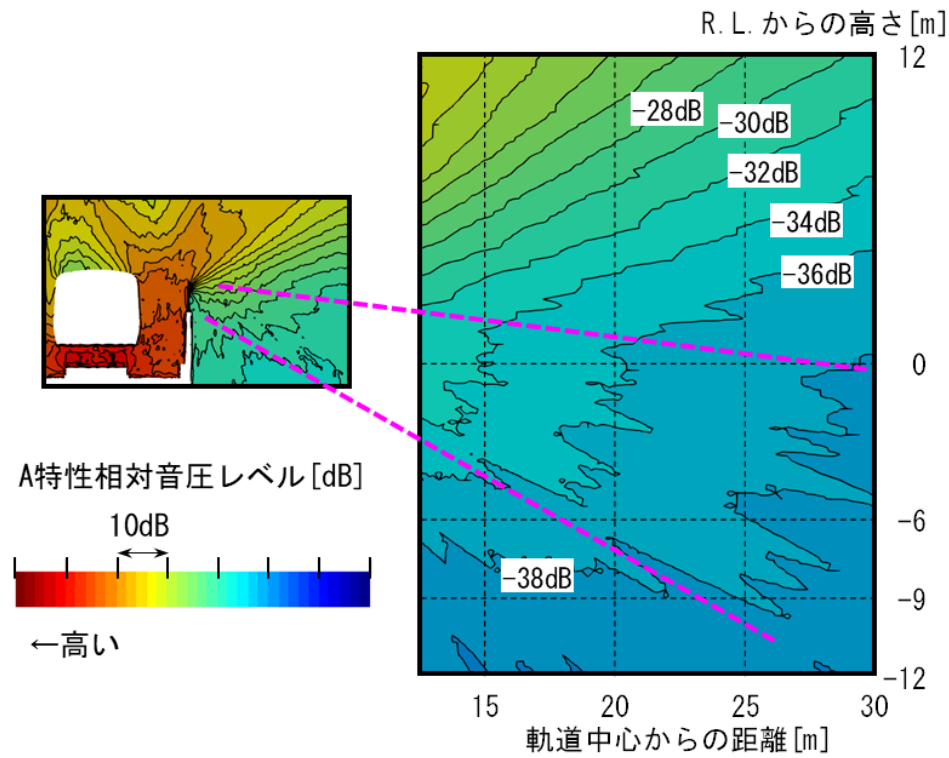


図 4-27 条件 2（嵩上げ部からの透過音を考慮した場合）の結果

4.7 結言

本章では、媒質の複素波数による音の減衰効果を付与する手法について、無限要素を導入した3次元の有限要素法による音響解析により鉄道高架橋防音壁を対象に既設のコンクリート製防音壁上に厚さ8mmのポリカーボネート板が嵩上げ設置される例に対して適用した。本章の知見は、以下のとおりである。

- (1) 車体や防音壁を含めた高架橋周囲の複雑な音の伝搬空間を有限要素領域とし、高架橋外の評価領域では無限要素内の観測点として音圧を求めた。また、無限要素内の観測点に対しては、線音源と点音源の距離減衰の相違に関わる補正を行った。高架橋外の評価領域で得られる音圧レベル分布について縮尺模型実験との比較を行った結果、R.L.より上方では解析と縮尺模型実験で得られた音圧レベル分布の傾向は良く一致した。一方、R.L.より下方においては音源の干渉性と非干渉性の違いによる差異が認められたものの、防音壁の挿入損失の違いに着目した評価であれば干渉性線音源による評価は可能と考えられた。以上より、無限要素を導入した3次元の有限要素法による音響解析は、鉄道高架橋防音壁を対象とした騒音低減評価手法として有効であると判断された。
- (2) ポリカーボネート板による嵩上げ部からの透過音の影響について、嵩上げ部を剛壁とし非透過な反射性とした場合との比較から、嵩上げ部背後の斜め下方の領域で音圧レベル分布の高い領域が遠方まで広がる結果を得た。嵩上げ部背後の上方の領域では、直接音や回折音に対する透過音の寄与が小さく嵩上げ部を完全反射性とした場合との差異は小さかった。また、嵩上げ部からの透過音の影響は、例えば軌道中心から25m、R.L.-9m～-6mでは最大1.5dB程度であった。嵩上げ部を厚さ2倍、あるいは面密度が2倍となるような材料へ変更した場合でも得られる騒音低減効果は1dB未満と推定され、実用上は厚さ8mmのポリカーボネート板によって十分な音の遮蔽効果が得られているものと判断された。

第5章 吸音材のモデル化

5.1 緒言

前章までは、防音壁の遮音性能を反映した評価手法として、音響透過損失に基づく遮音性能とそこからの透過音の影響を考慮するために、空気とは異なる媒質による領域を設定し、伝搬する音に対して減衰効果を作用させる方法を提案した。さらに、鉄道高架橋防音壁で厚さ 8mm のポリカーボネート板を用いて嵩上げされる事例を対象に、同手法を用いて、嵩上げ部に厚さ 8mm のポリカーボネート板の音響透過損失を反映し、嵩上げ部からの透過音が高架橋外の音圧レベル分布へ与える影響について考察した。

鉄道高架橋防音壁においては、第 1 章でも示したように防音壁の騒音低減性能を向上させるため、嵩上げ対策以外にも吸音対策として防音壁の壁面に吸音パネルが設置されることが多い。吸音パネルは、主として吸音パネル表面での反射を抑制することを目的とし、数値解析による評価では、その効果として吸音パネルの設置面に吸音率に応じた吸音性の境界条件が設定されることが多い。しかし、その扱いは非透過面となる。

そこで、本論文では、音響解析において吸音パネルで用いられる吸音材自体を音場として扱う。そのため、本章では吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数を流れ抵抗をパラメータとした実験近似式で表し、複素密度と複素音速に変換し吸音材の効果を反映することを検討する。なお、本論文で扱う吸音材は繊維材料で構成される多孔質材料を対象としており、以下、繊維系吸音材を前提とする。

5.2 音響解析における吸音材の扱い

上述のとおり、音響解析で吸音パネルの設置効果を扱うには、設置した部分の解析領域境界で局所作用を仮定して吸音性境界を付与することが一般的である。このときの吸音効果は、材料表面での比音響インピーダンス比（複素数）として解析における境界条件として設定され、付与する比音響インピーダンス比の妥当性については、垂直入射吸音率の実測値と比較検証される。また、第 2 の方法として、材料中での音の伝搬をモデル化し、音に対する材料内部の作用をモデル化する手法が考えられる。この方法によれば、吸音パネルが複雑な表面形状を有している場合の扱いが可能となるほか、吸音材の厚みの影響や背面からの透過を考慮することが

可能となる。

宇津野らは、多層形の吸音材を対象として吸音材の複素密度と複素音速の実測値をもとに吸音材をモデル化し、解析的に求めた垂直入射吸音率が実測値と良好な程度で一致したことを示している [5-1]。また、山口は体積弾性率と複素密度によって材料中の減衰を考慮し空気と材料内部の音場をモデル化する手法を提案している [5-2]。材料の吸音率が実測と良好に一致するとともに、材料中での音場のモデル化の妥当性を詳細に検証している一方で、そのモデル化は複雑であると同時に、減衰項や、体積弾性率と複素密度の周波数依存性の扱いに課題があることを報告している。

5.3 吸音材のモデル化

吸音材は材料中に多数の小孔を有し、吸音作用は音波による空気粒子の運動が小孔を通過して伝搬する過程で空気粒子と孔壁との摩擦によって運動エネルギーが次第に失われることで生じる [5-3]。こうした吸音材中の音の振る舞いや吸音機構は、材料中を微小断面の円筒管の集合とみなし、円筒管内での流体運動および材料の微細構造因子を加えて、円筒管内の空気の複素密度と複素体積弾性率の変化に着目しモデル化されている [5-4]。一方、吸音材中の伝搬音の特性は、電気分野の分布定数回路で定義される特性インピーダンスと伝搬定数を用いても説明される。音響管試験によって計測可能であると同時に、上記の複素密度と複素体積弾性率とも体系的に説明されている [5-5, 5-6]。

吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数は、流れ抵抗をパラメータとした実験近似式として得られることが知られている。これらは、Delany-Bazley モデル [5-7]、および Delany-Bazley モデルに対して低い周波数成分での改善を行った Miki モデル [5-8]、さらにこれらに対して実験近似式を改良した Komatsu モデル [5-9] が代表的である。Komatsu は改良した実験近似式によって、低流れ抵抗と高流れ抵抗の吸音材を用いた場合（目安として、 $f/\sigma < 0.01 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $f/\sigma > 0.1 \text{ m}^3/\text{kg}$ ）、特性インピーダンスおよび伝搬定数の各計測値との誤差が改善することを示しているが、必ずしも予測の精度が高いわけではない [前出 5-5]。

以上のように、従来から吸音材の複素密度と複素体積弾性率、あるいは特性インピーダンスと伝搬定数といった材料特性をもとに吸音材の吸音性能の予測に関する研究が行われてきた。本論文では、こうした知見を活用して空気と同様に吸音材をも音場の解析対象とし、その性能差の違いが周囲の音圧レベル分布へ与える影響を評価する。本章では、吸音材の特性インピー

ダンスおよび伝搬定数を流れ抵抗に基づく実験近似式として得た上で、複素密度と複素音速へ変換し、解析モデルとして反映することを検討する。

5.4 流れ抵抗に基づく実験近似式

本論文では、前節に基づき、吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数を Miki モデルによって流れ抵抗をパラメータとした実験近似式で表す。ここでは、以下に示す代表的な繊維系吸音材であるグラスウールおよびポリエステル繊維材を対象に特性インピーダンスと伝搬定数の実験近似式を得たのち、2.3.3 項で示した 3 層媒質の平面波モデルによって求めた垂直入射吸音率を実測値と比較し、モデル化の妥当性を検証する。以下、詳細を示す。

5.4.1 対象とする吸音材

表 5-1 に、試験に用いたグラスウールおよびポリエステル繊維材（以下、試料 A および試料 B と称する）を示す。試料 A は JIS A 9504（人造鉱物繊維保温材）で規定された密度区分 32K に準拠したグラスウールである。密度、繊維径はそれぞれ実測で 31kg/m^3 、 $20\mu\text{m}\sim 40\mu\text{m}$ である。試料 B は、東京防音社製ホワイトキューオン（品番 ESW-1800-1）で、全ての繊維がポリエステル製で、密度、繊維径はそれぞれ実測で 29kg/m^3 、 $20\mu\text{m}\sim 40\mu\text{m}$ である。図 5-1～図 5-4 に各試料の外観および繊維構造の拡大観察結果を示す。試料 A、試料 B とも個々の繊維が複雑かつ不規則に絡み合い、適度な繊維弾性により立体的な構造を保持している。試料 A、試料 B とも厚さ 50mm の板状製品から直径 63.5mm の円筒形状に切り出して試験に供した。

表 5-1 吸音材の概要

試料	製品名	材料	密度*1 [kg/m ³]	繊維径*2 [μm]	厚さ [mm]	備考
試料 A	旭ファイバーグラス(株)社製 品番:GCCHW32	グラスウール	31	20~40	50	JIS A 9504 区分 32K
試料 B	東京防音(株)社製 ホワイトキューオン 品番:ESW-1800-1	ポリエステル	29	20~40	50	

*1) 実測に基づく

*2) 図 5-3, 図 5-4 の拡大観察に基づく

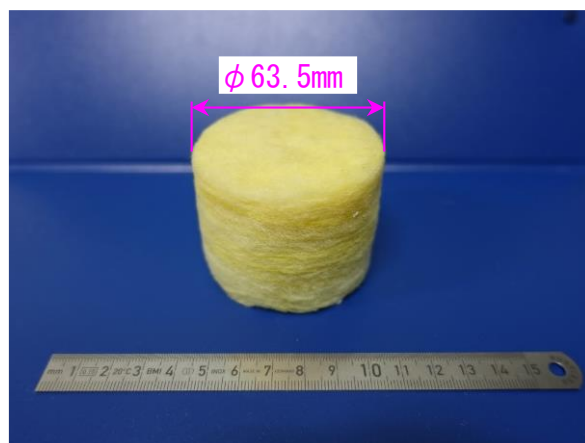


図 5-1 試料 A(グラスウール)の外観

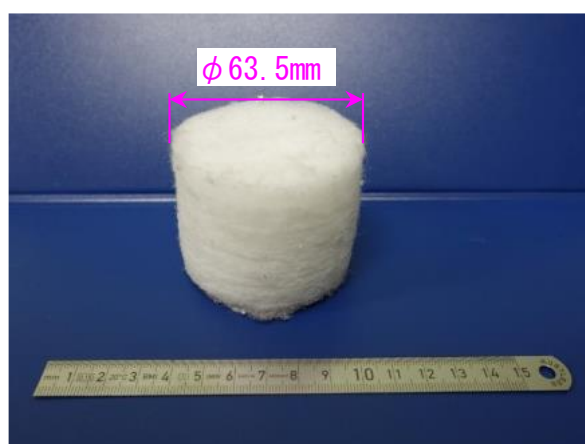


図 5-2 試料 B(ポリエステル繊維材)の外観

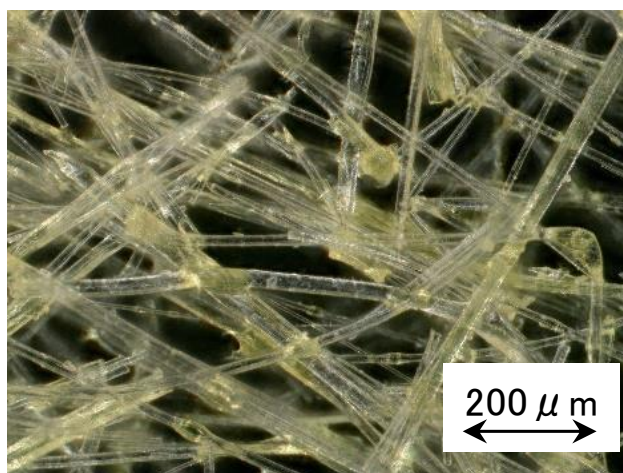


図 5-3 試料 A(グラスウール)の繊維構造

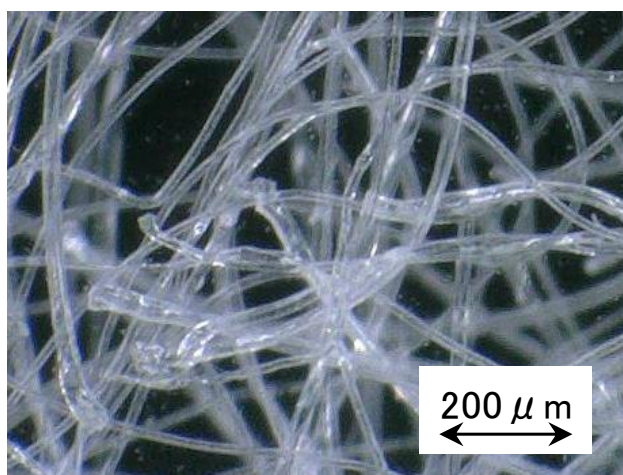


図 5-4 試料 B(ポリエステル繊維材)の繊維構造

5.4.2 特性インピーダンス, 伝搬定数, 垂直入射吸音率の測定

JIS A 1405-2 (音響管による吸音率及びインピーダンスの測定 -第2部: 伝達関数法) に基づき, 音響管試験により各試料の特性インピーダンス Z_c , 伝搬定数 γ および垂直入射吸音率 α_0 を測定した。

特性インピーダンス Z_c と伝搬定数 γ は, 試料厚さを d , 背後空気層厚さを t' , t'' とし式(5-1), 式(5-2)より算出した [5-10]。

$$Z_c = \pm \sqrt{\frac{Z'_F Z''_F (Z'_R - Z''_R) - Z'_R Z''_R (Z'_F - Z''_F)}{(Z'_R - Z''_R) - (Z'_F - Z''_F)}} \quad (5-1)$$

$$\gamma = -\frac{1}{2d} \ln \left(\frac{Z'_F - Z_c}{Z'_F + Z_c} \cdot \frac{Z'_R + Z_c}{Z'_R - Z_c} \right) \quad (5-2)$$

ここで, Z'_F , Z''_F は試料表面の比音響インピーダンス, Z'_R , Z''_R は試料裏面の比音響インピーダンスであり, 空気密度 ρ_0 , 空気中の音速 c_0 を用いて

$$Z'_R = -j\rho_0 c_0 \cot(k_0 t') \quad (5-3)$$

$$Z''_R = -j\rho_0 c_0 \cot(k_0 t'') \quad (5-4)$$

である。ただし, $k_0 = \omega/c_0$, $j = \sqrt{-1}$ である。

垂直入射吸音率 α_0 は, 音響管壁面に設置した2台のマイクロホンを用いて式(5-5)による複素音圧伝達関数 H_{12} から式(5-6)より複素音圧反射係数 r_0 を求め, 式(5-7)より算出した。

$$H_{12} = H_r + jH_i \quad (5-5)$$

ただし, H_r : H_{12} の実数部
 H_i : H_{12} の虚数部

$$r_0 = \frac{H_{12} - H_I}{H_R - H_{12}} e^{2jk_0 x_1} \quad (5-6)$$

ただし, H_I : 入射波のみに対する伝達関数
 H_R : 反射波のみに対する伝達関数
 x_1 : 試料表面と試料に対して遠方側のマイクロホンとの距離

$$\alpha_0 = 1 - |r_0|^2 \quad (5-7)$$

図 5-5 に音響管試験の実施状況を, 図 5-6 に試料の設置状況を示す。試験では管内に試料を封

入後、スピーカよりホワイトノイズを発生させ、各マイクロホンにて管内の音圧レベルを測定した。管径は 63.5mm とし、このときの評価可能周波数は 100Hz～3200Hz である。



図 5-5 音響管試験の実施状況

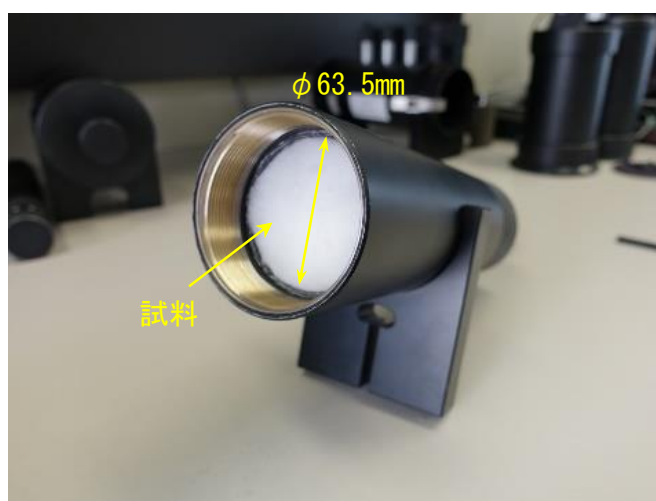


図 5-6 音響管試験での試料の設置状況

5.4.3 特性インピーダンスおよび伝搬定数の流れ抵抗に基づく実験近似式

文献 [5-8] に基づき、各試料を対象に特性インピーダンス、伝搬定数の実験近似式を求めた。各試料の特性インピーダンス Z_c 、伝搬定数 γ の各実数部、虚数部を周波数 f 、流れ抵抗 σ 、定数 $a\sim d$ および $p\sim s$ を用いて以下のように表す。

$$R(f) = \rho_0 c_0 \left\{ 1 + a \left(\frac{f}{\sigma} \right)^b \right\} \quad (5-8)$$

$$X(f) = -\rho_0 c_0 \left\{ c \left(\frac{f}{\sigma} \right)^d \right\} \quad (5-9)$$

$$\alpha(f) = \frac{\omega}{c_0} p \left(\frac{f}{\sigma} \right)^q \quad (5-10)$$

$$\beta(f) = \frac{\omega}{c_0} \left\{ 1 + r \left(\frac{f}{\sigma} \right)^s \right\} \quad (5-11)$$

本論文では、まず、特性インピーダンスと伝搬定数の測定結果をもとに式(5-8)～(5-11)の各定数 ($a\sim d$, $p\sim s$) を決定し、実験近似式の妥当性を検証した。続いて、式(5-12)と式(5-13)より試料表面の音圧反射係数 r_0 を求めた。また、式(5-13)と式(5-7)の関係から垂直入射吸音率 α_0 を求め、測定結果と比較した。

$$Z_1 = Z_c \frac{Z_c \sinh(\gamma d) + Z_2 \cosh(\gamma d)}{Z_c \cosh(\gamma d) + Z_2 \sinh(\gamma d)} \quad (5-12)$$

$$r_0 = \frac{Z_1 - \rho_0 c_0}{Z_1 + \rho_0 c_0} \quad (5-13)$$

ここで、式(5-12)において Z_1 は試料前表面（入射側）のインピーダンス、 Z_2 は試料背面のインピーダンスで、試料背面が剛壁の場合 $Z_2 \rightarrow \infty$ である。

流れ抵抗は、図 5-7、図 5-8 に示すように静的流れ抵抗測定装置（Mecanum 社製 Sigma-X）を用いて求めた。静的流れ抵抗測定装置では、厚さ L 、表面積 A の試料に対し、基準抵抗 R_c （装置の既知値）による相対圧力 ΔP_c （試料無しの時）と試料設置時の相対圧力 ΔP_s を読み取り、式(5-14)より流れ抵抗を算出した。

$$\sigma = R_c \frac{\Delta P_s A}{\Delta P_c L} \quad (5-14)$$

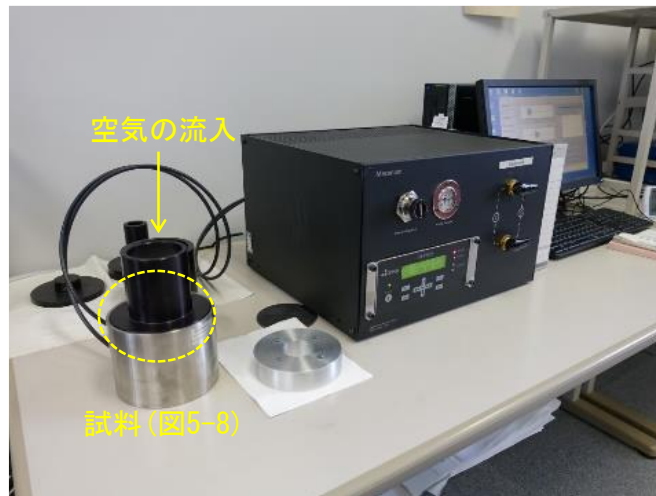


図 5-7 流れ抵抗の測定状況



図 5-8 試料の設置状況

5.4.4 平面波モデルによる垂直入射吸音率の算出方法

本項では、2.3.3 項で示した 3 層媒質による平面波モデルを用いた垂直入射吸音率の算出過程を示す。

まず、前項で求めた特性インピーダンスと伝搬定数を、以下のとおり吸音材を想定する媒質へ付与する複素密度と複素音速へ変換する。ここでは、吸音材中での複素密度 ρ_m および複素音速 c_m をそれぞれ式(5-15)、式(5-16)で表す。

$$\rho_m = \rho'_m + j\rho''_m \quad (\text{ただし, } \rho'_m \text{は実数部, } \rho''_m \text{は虚数部}) \quad (5-15)$$

$$c_m = c'_m + jc''_m \quad (\text{ただし, } c'_m \text{は実数部, } c''_m \text{は虚数部}) \quad (5-16)$$

複素密度について、特性インピーダンスが複素密度と複素音速の積であることを考慮すると、式(5-17)が得られる。

$$\begin{aligned} \rho_m &= \rho'_m + j\rho''_m \\ &= \frac{1}{c_m}(R + jX) \end{aligned} \quad (5-17)$$

また、複素音速については、伝搬定数 γ に関わる式(5-18)の関係

$$\begin{aligned} \gamma &= jk_m \\ &= j\frac{\omega}{c_m} \\ &= \alpha + j\beta \end{aligned} \quad (5-18)$$

から、式(5-19)が得られる。

$$\begin{aligned} c_m &= c'_m + jc''_m \\ &= \frac{j\omega}{\alpha + j\beta} \\ &= \frac{\omega}{\alpha^2 + \beta^2}(\beta + j\alpha) \end{aligned} \quad (5-19)$$

式(5-17)、式(5-19)より、2.3.3項に示した3層媒質モデルの第2層の特性として付与し、式(2-43)より複素音圧反射係数 r_{12} を求め、式(5-20)より垂直入射吸音率を算出した。

$$\alpha_0 = 1 - |r_{12}|^2 \quad (5-20)$$

5.5 検証結果

5.5.1 流れ抵抗に基づく実験近似式の算出結果

まず、各試料を対象に、式(5-8)～式(5-11)に実験近似式を決定した。特性インピーダンスは、式(5-8)、式(5-9)をそれぞれ式(5-8')、式(5-9')のように変形し、特性インピーダンスの実数部および虚数部の実測値から各係数 $a\sim d$ を決定した。

$$\frac{R(f)}{\rho_0 c_0} - 1 = a \left(\frac{f}{\sigma} \right)^b \quad (5-8')$$

$$-\frac{X(f)}{\rho_0 c_0} = c \left(\frac{f}{\sigma} \right)^d \quad (5-9')$$

同様に、伝搬定数について、式(5-10)、式(5-11)をそれぞれ式(5-10')、式(5-11')のように変形し、伝搬定数の実数部および虚数部の実測値から、各係数 $p\sim s$ を決定した。

$$\frac{c_0 \alpha(f)}{\omega} = p \left(\frac{f}{\sigma} \right)^q \quad (5-10')$$

$$\frac{c_0 \beta(f)}{\omega} - 1 = r \left(\frac{f}{\sigma} \right)^s \quad (5-11')$$

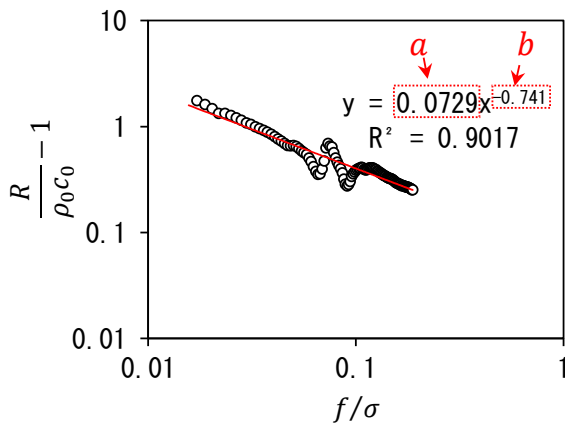
表 5-2 に、各試料の流れ抵抗の実測値を示す。

図 5-9～図 5-14 に、各試料の特性インピーダンスと伝搬定数の実験近似式の算出結果と、特性インピーダンスおよび伝搬定数の実測値と実験近似式による算出値の比較結果を示す。図 5-9 と図 5-12 (a)～(d)のプロットは各測定値で、赤線は累乗近似式を示す。このとき、累乗近似式の各係数が決定すべき $a\sim d$ および $p\sim s$ の各係数を示す。このとき、式(5-8')～式(5-11')中の流れ抵抗 σ は表 5-2 の値を用いた。表 5-3 に、各試料における各係数 $a\sim d$ および $p\sim s$ の一覧を示す。

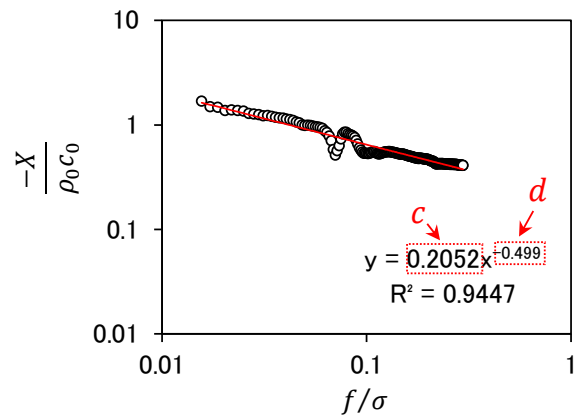
この結果、図 5-10、図 5-11、図 5-13、図 5-14 より、各試料とも実験近似式により算出した特性インピーダンスと伝搬定数は、実数部、虚数部とも実測値と良く一致したと判断され、流れ抵抗に基づく特性インピーダンスと伝搬定数は吸音材の特性を十分に示していると判断される。

表 5-2 各試料の流れ抵抗

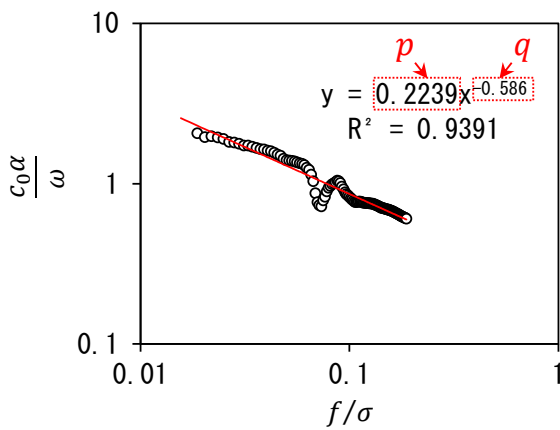
試料	流れ抵抗 σ [N・s/m ⁴]
試料 A(グラスウール)	6.4×10^3
試料 B(ポリエステル繊維材)	7.4×10^3



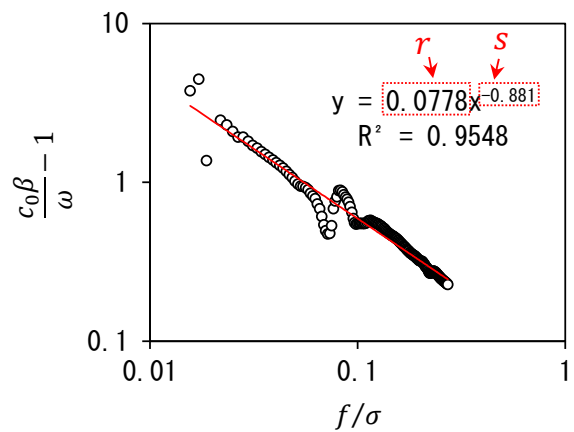
(a) 特性インピーダンス(実数部)



(b) 特性インピーダンス(虚数部)



(c) 伝搬定数(実数部)



(d) 伝搬定数(虚数部)

図 5-9 試料 A(グラスウール)の実験近似式の係数算出

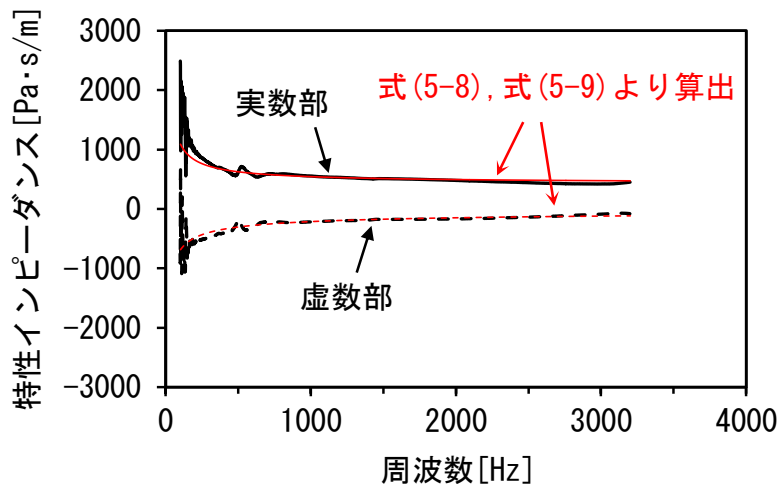


図 5-10 試料 A(グラスウール)の特性インピーダンス

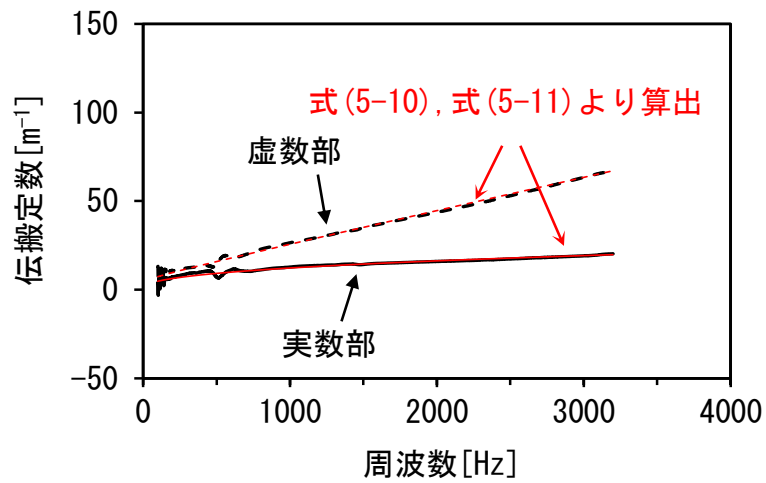
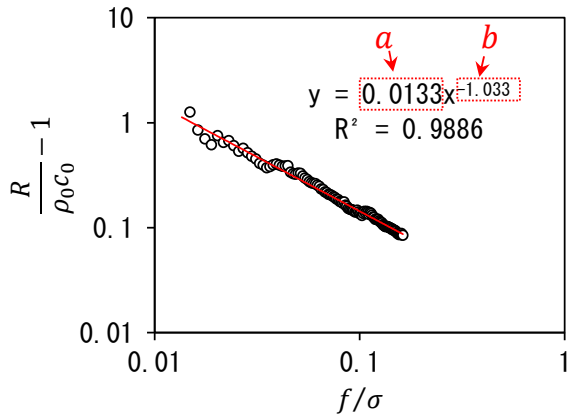
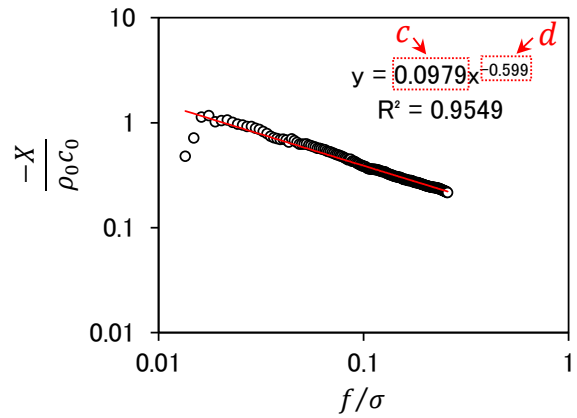


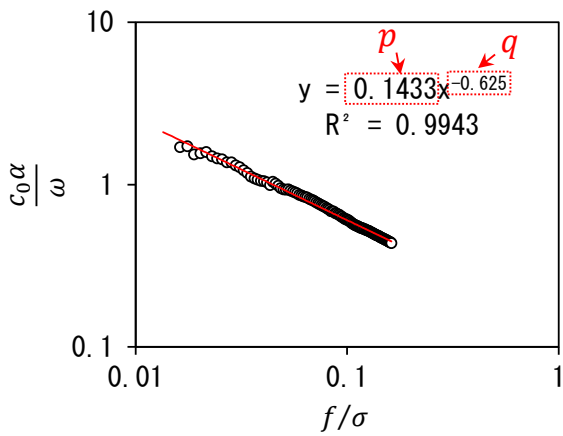
図 5-11 試料 A(グラスウール)の伝搬定数



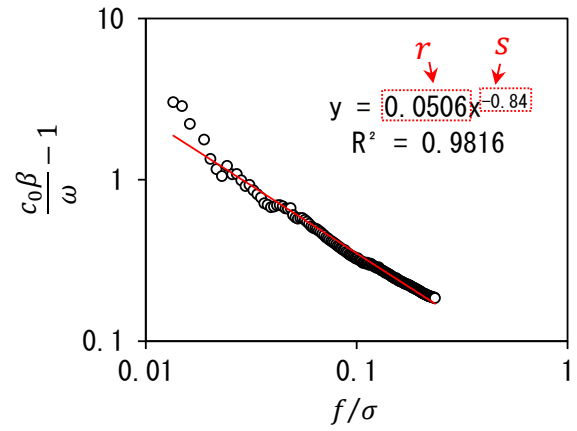
(a) 特性インピーダンス (実数部)



(b) 特性インピーダンス (虚数部)



(c) 伝搬定数 (実数部)



(d) 伝搬定数 (虚数部)

図 5-12 試料 B (ポリエステル繊維材) の実験近似式の係数算出

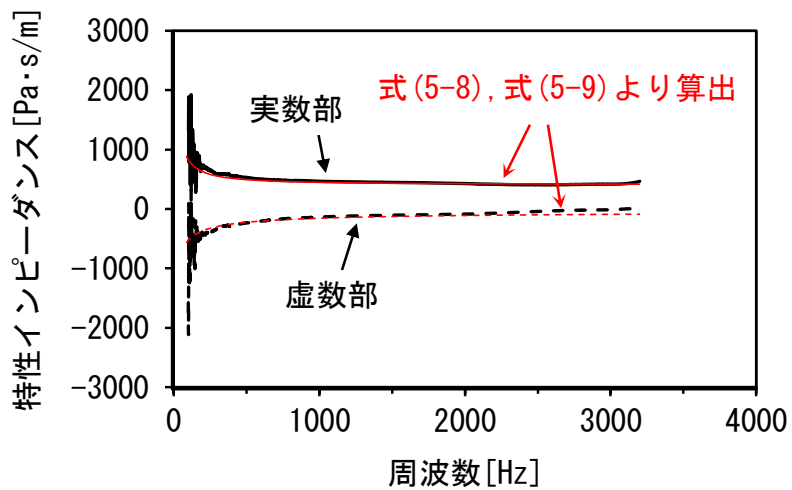


図 5-13 試料 B(ポリエステル繊維材)の特性インピーダンス

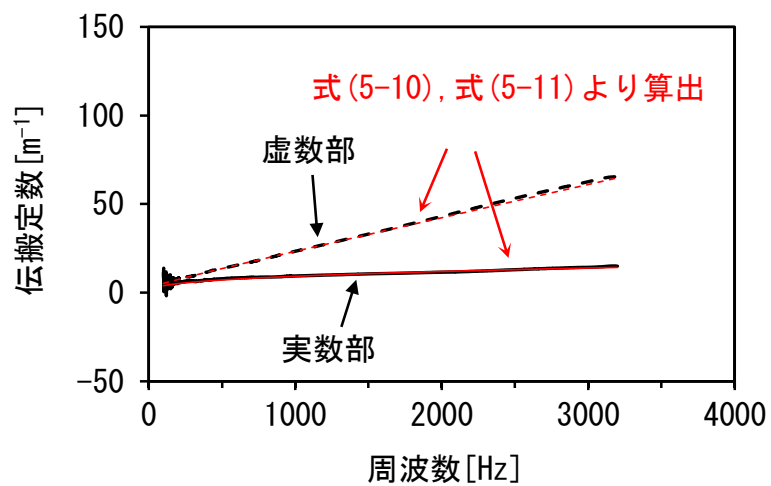


図 5-14 試料 B(ポリエステル繊維材)の伝搬定数

表 5-3 流れ抵抗をパラメータとした実験近似式の係数

係数	値	
	試料 A(グラスウール)	試料 B(ポリエステル繊維材)
<i>a</i>	0.0729	0.0133
<i>b</i>	-0.741	-1.033
<i>c</i>	0.2052	0.0979
<i>d</i>	-0.499	-0.599
<i>p</i>	0.2239	0.1433
<i>q</i>	-0.586	-0.625
<i>r</i>	0.0778	0.0506
<i>s</i>	-0.881	-0.84

5.5.2 垂直入射吸音率の比較

表 5-4, 表 5-5 にそれぞれ試料 A と試料 B の式(5-17), 式(5-19)および式(2-43)による複素密度, 複素音速および複素音圧反射率の算出結果を示す。また, 図 5-15, 図 5-16 にそれぞれ試料 A と試料 B の垂直入射吸音率の測定値, 実験近似式および平面波モデルによる算出値の比較結果を示す。

図 5-15 の試料 A について, 測定値では 500Hz 付近の測定値に変動 (ディップ) が生じている。これは試験に用いた音響管内径と試料の外径に起因し, 試料の外径がわずかに大きく試料が共振した影響と考えられる。各算出値は 2000Hz 付近の第一ピークまでは測定値と良く一致した一方, 2000Hz 付近の第一ピーク以上では, 測定値と各算出値にわずかに乖離が生じ, 各算出結果の吸音率はわずかに測定値を下回る傾向を示した。

図 5-16 の試料 B について, 2000Hz 付近の第一ピークまでは測定値と各算出値が良く一致した。一方で, 第一ピーク後の吸音率の低下の傾向について, 測定値は 3000Hz 付近を境に吸音率が再び上昇する傾向を示しているのに対し, 各算出結果は 3500Hz 付近を境に再び上昇する傾向を示すなど, 曲線の傾向がやや異なる結果となった。

このように, 試料 A, 試料 B とも第一ピーク付近までは測定結果と各算出結果は良く一致したと考えられる一方, 第一ピーク後は, やや異なる傾向が認められた。しかし, 第一ピーク後の吸音率に関して, 例えば 3150Hz における試料 A の測定結果が 0.95 であるのに対して各算出結果は 0.93 であり, 試料 B の場合には測定結果が 0.93 であるのに対して 0.92 であり, いずれもその差はわずかであると考えられる。

以上より, Miki モデルに基づき流れ抵抗 σ をパラメータとして吸音材の特性インピーダンスおよび伝搬定数の実験近似式で表すことが可能であり, 特性インピーダンスと伝搬定数によって吸音材の特性が十分再現されることが確認された。

表 5-4 試料 A(グラスウール)の複素密度, 複素音速および複素音圧反射率

周波数 [Hz]	複素密度 [kg/m ³]		複素音速 [m/s]		$ r_{12} ^2$
	実数	虚数	実数	虚数	
200	3.86	-7.73	91.52	58.97	0.867
250	3.27	-6.22	103.74	65.98	0.812
315	2.82	-5.00	117.59	73.06	0.739
400	2.47	-4.03	133.11	79.85	0.642
500	2.23	-3.33	148.58	85.40	0.533
630	2.03	-2.75	165.37	90.05	0.405
800	1.88	-2.27	183.24	93.38	0.267
1000	1.76	-1.91	200.03	94.99	0.149
1250	1.67	-1.62	216.55	95.07	0.059
1600	1.59	-1.36	234.09	93.44	0.007
2000	1.53	-1.17	248.94	90.57	0.005
2500	1.48	-1.01	262.61	86.58	0.037
3150	1.44	-0.87	275.34	81.55	0.073
4000	1.40	-0.74	286.91	75.70	0.053
5000	1.37	-0.65	296.26	69.90	0.003

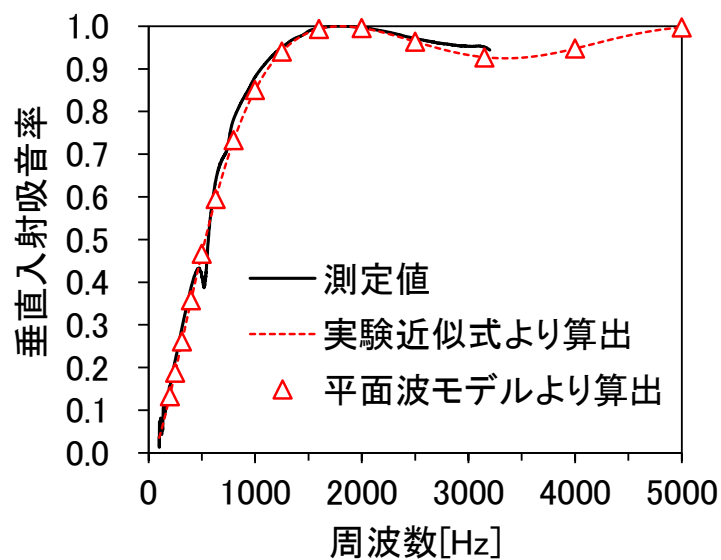


図 5-15 試料 A(グラスウール)の垂直入射吸音率

表 5-5 試料 B(ポリエステル繊維材)の複素密度, 複素音速および複素音圧反射率

周波数 [Hz]	複素密度 [kg/m ³]		複素音速 [m/s]		$ r_{12} ^2$
	実数	虚数	実数	虚数	
200	2.45	-4.69	115.71	77.24	0.862
250	2.19	-3.76	130.48	83.03	0.819
315	1.99	-3.03	146.85	88.12	0.761
400	1.84	-2.44	164.64	92.09	0.684
500	1.73	-2.02	181.71	94.37	0.597
630	1.64	-1.67	199.47	95.16	0.492
800	1.56	-1.38	217.45	94.25	0.372
1000	1.50	-1.17	233.51	91.92	0.259
1250	1.46	-0.99	248.53	88.32	0.157
1600	1.41	-0.83	263.67	83.17	0.074
2000	1.38	-0.71	275.87	77.75	0.038
2500	1.35	-0.61	286.62	71.88	0.044
3150	1.33	-0.52	296.25	65.60	0.080
4000	1.31	-0.45	304.71	59.12	0.082
5000	1.29	-0.39	311.35	53.26	0.025

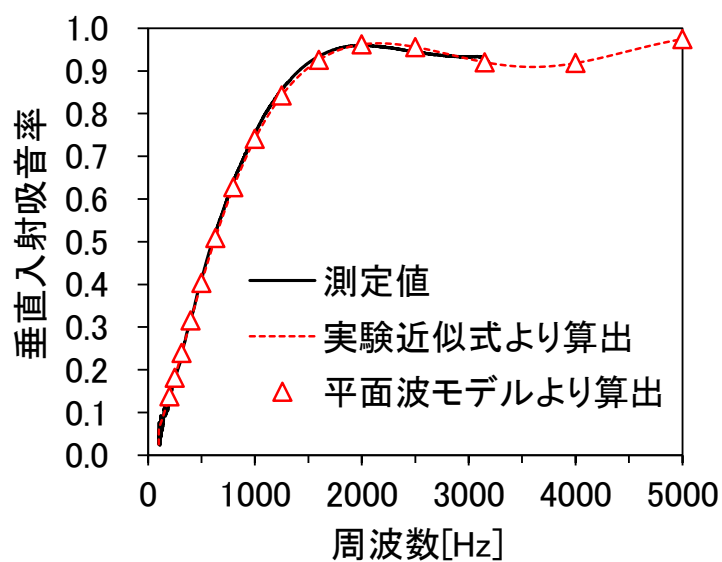


図 5-16 試料 B(ポリエステル繊維材)の垂直入射吸音率

5.6 結言

本章では、音響解析中で吸音材による音への効果を反映するため、吸音材中での音の伝搬が特性インピーダンスと伝搬定数によって規定されることに着目し、これらを解析領域中の媒質の特性として付与することを検討した。まず、吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数を流れ抵抗をパラメータとした実験近似式で表現した。得られた実験近似式から算出される特性インピーダンスと伝搬定数について、実測した特性インピーダンスと伝搬定数と比較した結果、両者は共に良好な一致を示すことを確認した。続いて、実験近似式による特性インピーダンスと伝搬定数を媒質の特性として付与するため、複素密度と複素音速へと変換し音への効果の検証として平面波による理論モデルによって求めた吸音率を垂直入射吸音率の実測値と比較した。その結果、それらは良好な一致を示すことを確認した。

以上より、吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数から複素密度および複素音速を求め、媒質によって吸音材の材料特性を反映するモデル化手法は、十分妥当であると判断された。

第6章 鉄道高架橋防音壁の吸遮音対策への応用

6.1 緒言

本章では、鉄道高架橋防音壁を対象に、防音壁の嵩上げ対策、壁面の吸音対策および嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合の各対策による騒音低減効果への影響について評価を行う。評価に際して、嵩上げ部については第2章で示した手法により使用する材料の音響透過損失に基づく遮音性能を反映する。吸音対策については、第5章で示した手法により吸音材の吸音効果の違いを特性インピーダンスと伝搬定数によって反映する。

6.2 解析モデル

解析対象は、第4章と同様に鉄道高架橋上を走行する列車を想定する。図6-1に車体および防音壁等の構造物の代表的な寸法を示す。新幹線車両を想定し、車体の幅は3.35m、高さは2.92m、車体中央から防音壁内側までの距離は3.5mである。車体と軌道上面間は0.96mである。防音壁の高さはレール頭頂面高さ（レールレベル，R.L.）から2m、先端の厚みは0.16mである。音源は、高速走行時の寄与が大きい車体下部からの音を対象として、音源位置は左右のレール頭頂部とした。

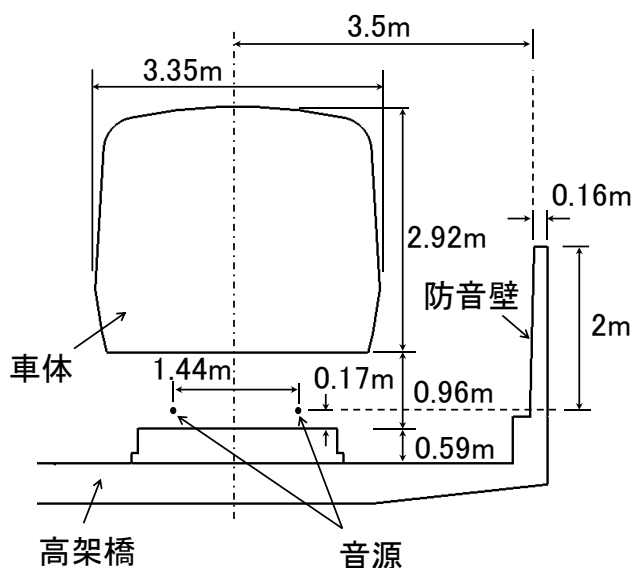


図6-1 車体および防音壁の位置関係

第4章と同様に、解析は3次元で行う一方、評価は図6-1の断面を対象とした2次元に基づいて実施した。本章においても、図6-2に示すように、図6-1の同一断面を奥行方向に有する3次元モデルを作成した。解析では無限要素を導入し、列車が走行する高架橋の片側半分を含む高架橋周囲の直径14mの球を厚さ0.01mで切り出した領域を有限要素領域とした。このとき、球中心は厚さ方向の中央とした。有限要素領域の外部境界のうち、直径14mの球面を仮想境界面とし、無限要素内に高架橋外の評価領域を設けた。この評価領域は、有限要素領域の厚さ方向中央の断面上における軌道中心からの距離を12.5m~30m、高さはR.L.±12mとした。音源は、図6-1の音源位置において厚さ方向に直径0.01mの円筒状の切り欠きを設け、円筒面を音圧境界として、後述の周波数特性を反映した。

有限要素領域での節点間距離は解析規模および精度を考慮して0.016m、0.0119mの2種類とし、それぞれ後述の解析対象周波数（前者は228Hz~1755Hzの1/15オクターブバンド中心周波数を対象とし、後者は1823Hz~4387Hzの1/15オクターブバンド中心周波数を対象）に応じたモデルとした。

無限要素内の評価領域では、干渉性線音源に基づく評価となるよう、4.4節と同様に式(4-2)によって距離減衰に関わる補正を行った。

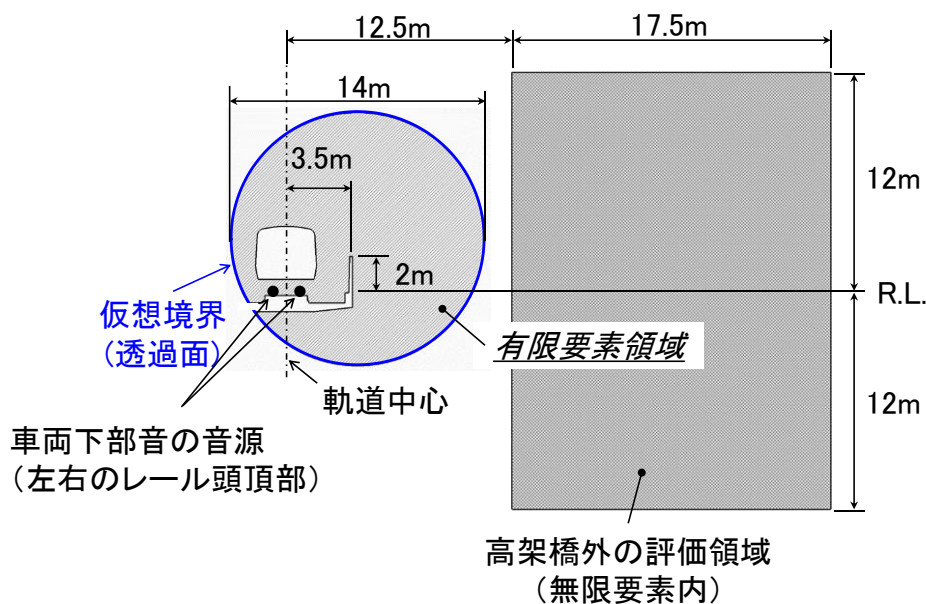


図6-2 有限要素領域と高架橋外の評価領域の位置関係

6.3 解析条件

6.3.1 防音壁条件の概要

解析条件とした嵩上げ対策と吸音対策の概要を示す。

表 6-1 に、既設防音壁（条件 1）に対する各対策（条件 2～条件 6）の概要を、図 6-3、図 6-4 にそれぞれ嵩上げ対策（条件 2～条件 4）および吸音対策（条件 5、条件 6）の詳細を示す。

条件 1 は、既設防音壁のみで未対策を想定した条件である。条件 2、条件 3 は条件 1 に対して厚さ 8mm のポリカーボネート板を用いて嵩上げ高さをそれぞれ 1m、1.5m とした条件である。条件 4 は、条件 2 や条件 3 と比較してさらなる嵩上げを可能とした風荷重低減型防音壁 [6-1] を用いて 3m 嵩上げすることを想定した条件である。風荷重低減型防音壁は、遮音板として厚さ 8mm のポリカーボネート板を用いており、左右に設けた軸受構造によって風荷重 1.5kN/m² で遮音板が風下方向に開くことを特徴としたものである。図 6-5 に、風荷重低減型防音壁の外観を示す。なお、各嵩上げ対策の条件では、4.6 節に示したように上端を反射性とするため、上端から高さ 0.01m は剛壁とし周囲を完全反射の境界条件とした。

吸音対策として、条件 5 は吸音材として多用される厚さ 50mm のグラスウールを用い、低周波側での性能向上を図るなど実使用状況を考慮して 10mm の背後空気層を設けた条件である。条件 6 は、車体下部からの発生音のうち寄与率が高い 1000Hz～3150Hz（1/3 オクターブバンド中心周波数）の帯域での吸音率が 0.9 以上（800Hz～3150Hz で同 0.96 以上）を有する理想的な吸音材（以下、理想吸音材）を設置することを仮定した条件である。図 6-6 に条件 2～条件 4 で用いた嵩上げ対策材の音響透過損失を、図 6-7 に条件 5 および条件 6 で用いた吸音対策材の垂直入射吸音率を示す。

表 6-1 既設防音壁への嵩上げ対策および吸音対策の概要

条件	対策の種類	詳細
条件 1	対策無し	既設防音壁のみ
条件 2	遮音板の設置による嵩上げ対策	ポリカーボネート板による 1m の嵩上げ
条件 3		ポリカーボネート板による 1.5m の嵩上げ
条件 4		風荷重低減型防音壁 ^[6-1] による 3m の嵩上げ
条件 5	吸音パネルの設置による壁面の吸音対策	厚さ 50mm のグラスウールの設置 背後空気層厚さ 10mm
条件 6		厚さ 70mm の吸音率改良品（理想吸音材） 背後空気層無し

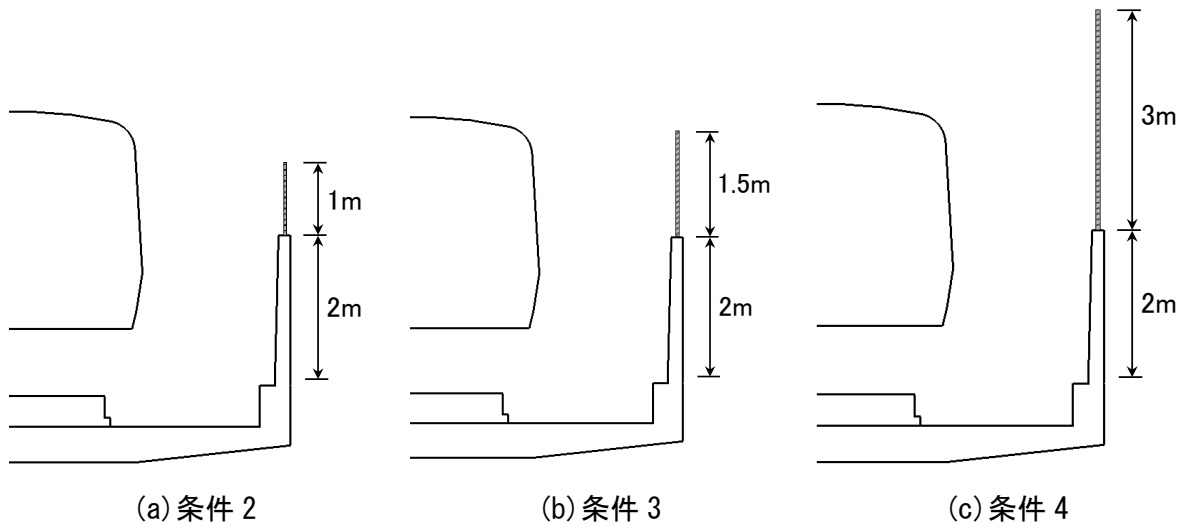


図 6-3 嵩上げ対策の概要

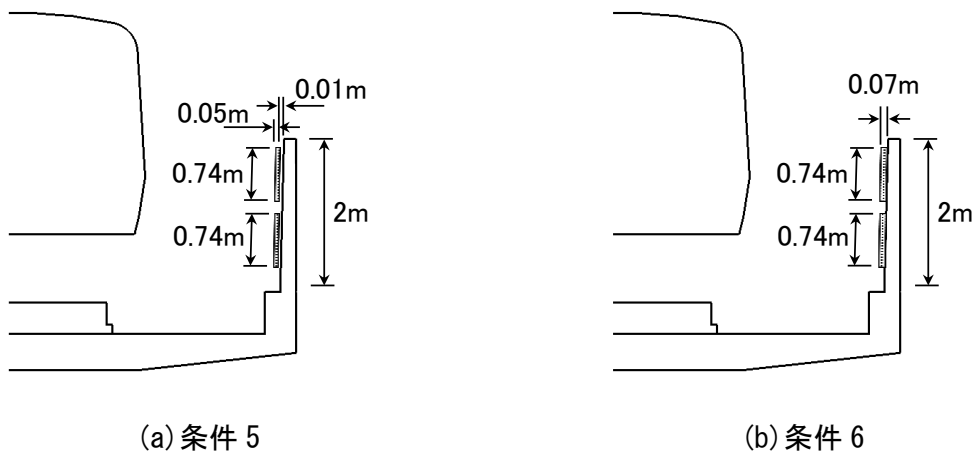
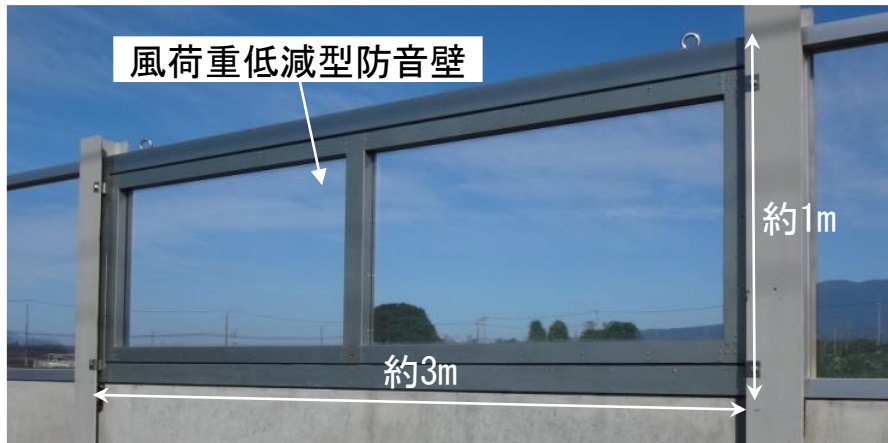
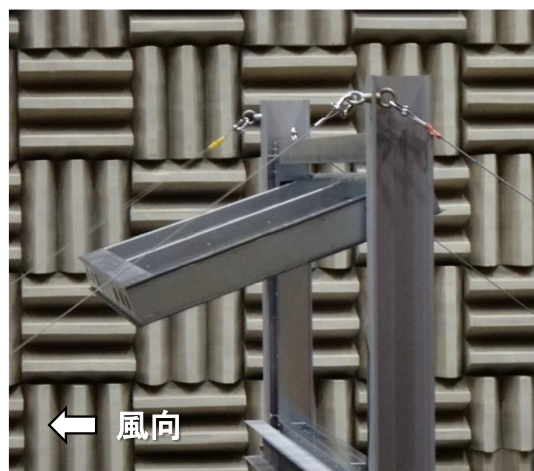


図 6-4 吸音対策の概要



(a) 外観



(b) 風荷重 (1.5kN/m² 以上) の作用による遮音板の動作状況

図 6-5 風荷重低減型防音壁^[6-1]の概要

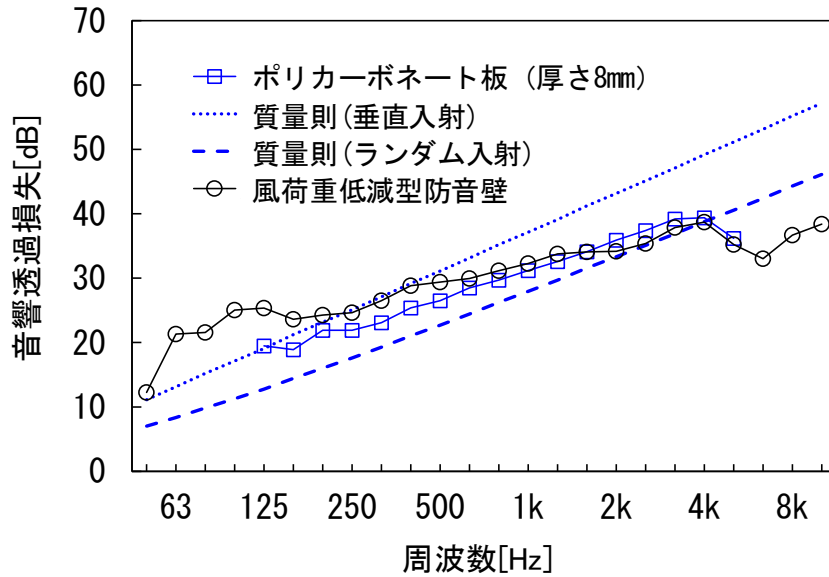


図 6-6 音響透過損失^[6-1, 6-2]の比較

(質量則は厚さ 8mm のポリカーボネート板の特性を示す)

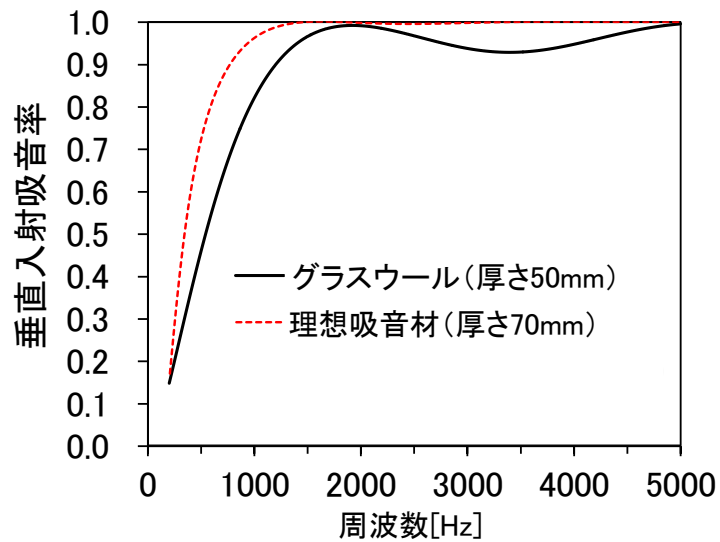


図 6-7 吸音材の吸音率の比較 (背後空気層無し)

6.3.2 媒質への特性付与

解析では、有限要素領域における嵩上げ部と吸音材設置部に、空気とは異なる媒質による領域を設け、嵩上げ部の領域には図 6-6 に示した各条件での音響透過損失を、吸音材設置部の領域には特性インピーダンスと伝搬定数をもとに複素密度と複素音速を求め解析へ反映した。

条件 2～条件 4 では、4.6.1 項と同様に図 6-6 の各条件での音響透過損失を図 2-14 の ΔL として式(2-49) (あるいは図 2-14) より TL' を求め、式(2-23)から式(4-3)の関係によって各周波数での複素音速を決定した。条件 5 のグラスウールの特性インピーダンスと伝搬定数は、第 5 章の表 5-4 を参照した。条件 6 について、図 6-7 に示した理想吸音材の垂直入射吸音率は、第 5 章で示した特性インピーダンスと伝搬定数の各実数部と虚数部の実験近似式から各係数を便宜的に決定して求めたものである。式(6-1)～式(6-4)に特性インピーダンスと伝搬定数の各実数部および虚数部を示す。また、図 6-8 と図 6-9 に式(6-1)～式(6-4)で得られた周波数特性を示す。ただし、 $\rho_0 c_0$ は $414\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$ 、 σ は $7.6\times 10^3\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^4$ である。

表 6-2～表 6-4 に、条件 2～4 および条件 6 で付与した媒質の複素密度および複素音速の具体的な値を示す。

$$R(f) = \rho_0 c_0 \left\{ 1 + 0.007 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.34} \right\} \quad (6-1)$$

$$X(f) = -\rho_0 c_0 \left\{ 0.031 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{0.97} \right\} \quad (6-2)$$

$$\alpha(f) = \frac{\omega}{c_0} \left\{ 0.35 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.38} \right\} \quad (6-3)$$

$$\beta(f) = \frac{\omega}{c_0} \left\{ 1 + 0.1 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0.01} \right\} \quad (6-4)$$

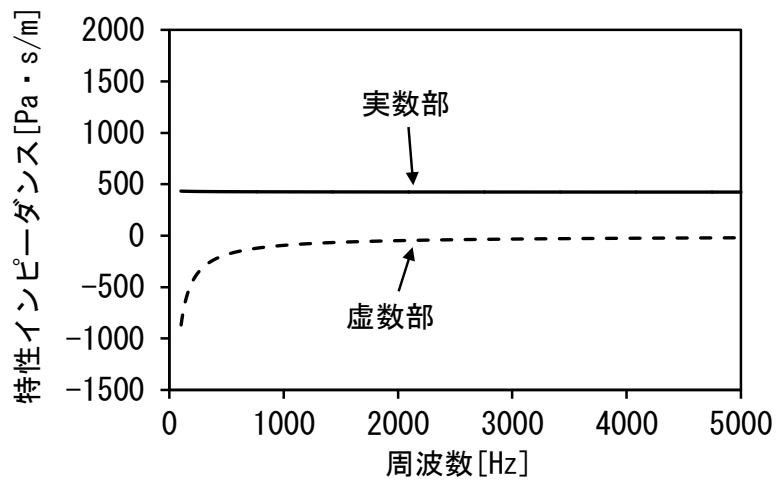


図 6-8 理想吸音材（条件 6）の特性インピーダンス計算値

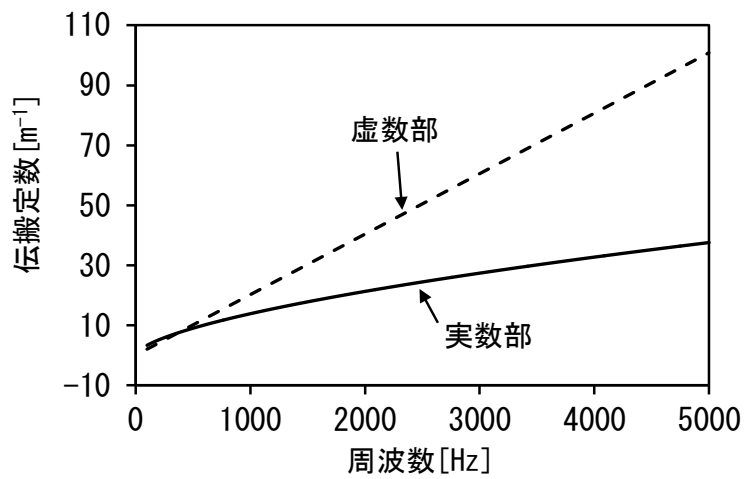


図 6-9 理想吸音材（条件 6）の伝搬定数計算値

表 6-2 ポリカーボネート板（条件 2, 条件 3, 表 4-1 と同様）の複素密度と複素音速

周波数 [Hz]	複素密度[kg/m ³]		複素音速[m/s]	
	実数	虚数	実数	虚数
200	118.101	0.000	0.000	3.507
250	94.480	0.000	0.000	4.384
315	78.598	0.000	0.000	5.269
400	67.350	0.000	0.000	6.149
500	55.967	0.000	0.000	7.400
630	47.430	0.000	0.000	8.732
800	38.774	0.000	0.000	10.681
1000	32.442	0.000	0.000	12.766
1250	27.016	0.000	0.000	15.330
1600	21.996	0.000	0.000	18.829
2000	18.450	0.000	0.000	22.447
2500	15.329	0.000	0.000	27.017
3150	12.708	0.000	0.000	32.590
4000	10.055	0.000	0.000	41.189
5000	7.437	0.000	0.000	55.689

表 6-3 風荷重低減型防音壁（条件 4）の複素密度と複素音速

周波数 [Hz]	複素密度[kg/m ³]		複素音速[m/s]	
	実数	虚数	実数	虚数
200	129.294	0.000	0.000	3.203
250	104.860	0.000	0.000	3.950
315	88.809	0.000	0.000	4.663
400	75.502	0.000	0.000	5.485
500	61.440	0.000	0.000	6.741
630	49.589	0.000	0.000	8.352
800	40.515	0.000	0.000	10.222
1000	33.462	0.000	0.000	12.377
1250	27.894	0.000	0.000	14.847
1600	21.984	0.000	0.000	18.839
2000	17.630	0.000	0.000	23.492
2500	14.568	0.000	0.000	28.430
3150	12.310	0.000	0.000	33.645
4000	9.892	0.000	0.000	41.867
5000	7.253	0.000	0.000	57.102

表 6-4 理想吸音材（条件 6）の複素密度と複素音速

周波数 [Hz]	複素密度[kg/m ³]		複素音速[m/s]	
	実数	虚数	実数	虚数
200	-0.408	-3.094	119.706	151.234
250	0.046	-2.682	132.400	153.704
315	0.392	-2.323	145.889	155.158
400	0.652	-2.012	159.988	155.422
500	0.829	-1.766	173.102	154.522
630	0.963	-1.549	186.427	152.458
800	1.064	-1.359	199.728	149.194
1000	1.133	-1.206	211.562	145.216
1250	1.183	-1.074	222.707	140.467
1600	1.223	-0.948	234.131	134.480
2000	1.250	-0.850	243.584	128.562
2500	1.269	-0.763	252.185	122.306
3150	1.283	-0.685	260.203	115.608
4000	1.293	-0.613	267.567	108.588
5000	1.300	-0.554	273.645	102.046

6.3.3 音源

音源について、本章では第4章と同様に列車の高速走行時の車体下部での発生音として、図6-10に示す周波数特性を用いた[6-3]。解析では、6.2節に示したように、各音源位置に設けた円筒面に音圧境界条件として設定した。

解析は、左右レールの各音源位置で228Hz～4387Hzの1/15オクターブバンド中心周波数(計65通り)で実施した。

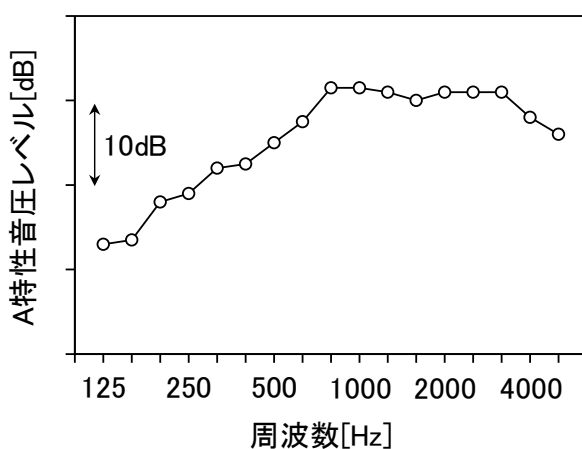


図 6-10 車両下部音の周波数特性 [6-3]

6.4 解析結果

図6-11～図6-22に、解析によって得られた各条件での車体と防音壁周囲および高架橋外におけるA特性音圧レベル分布を示す。各図は、左右の各レール頭頂部を音源としてそれぞれ周波数ごとに別々に計算した65通りの計算結果に対して、両音源による計130通りの計算結果を合成して得たものである。コンター境界は2dB間隔である。図6-23～図6-27に、軌道中心から15m, 20m, 25m, 30mだけ離れた位置での高さ方向における各条件の嵩上げ対策、吸音対策およびそれらを併用した場合の条件1に対する音圧レベルの差異を騒音低減効果として求めた結果を示す。また、図6-28, 図6-29に軌道中心から25m, R.L.から9mおよび12m下方の位置を地上付近の評価点と仮定し、各評価点における音圧レベルの周波数特性の比較結果を示す。なお、図6-11～図6-22中の高架橋外での音圧レベル分布内に示した数値は音源の音圧レベル(OA値)に対する差異を示す。以下、各結果について考察する。

6.4.1 嵩上げの効果

まず、条件1（対策無し）に対して嵩上げを行った条件2～条件4について、図6-11～図6-14および図6-23に着目する。その結果、以下の傾向が認められた。

(1) 各条件の音圧レベル分布について、図6-11～図6-14（条件1～条件4）に着目すると軌道中心から12.5m以上、R.L.+2m以上の高架橋外で防音壁の先端から斜め上方に向かって音圧レベル分布の高い領域が形成され、水平および下方へ離れるに従って音圧レベルが低下する様子が確認できる。この領域において、例えば図中の-38dBや-36dBの各条件の等音圧レベル線（コンター境界）に着目すると、嵩上げ高さの増加とともにその分布はより高架橋近くに位置すると同時に、条件1（嵩上げ無し）と比較してその傾き自体も大きくなっている様子が確認できる。

(2) 条件1に対する騒音低減効果について図6-23に着目すると、例えば図6-23(a)の軌道中心から15mの距離において条件2（1mの嵩上げ）では2.3dB～6.0dB低下した。条件3（1.5mの嵩上げ）では条件2に対してさらに0.5dB～3.3dB、条件4（3mの嵩上げ）では条件3に対してさらに0.5dB～11.4dBの騒音低減効果の増加が確認された。同様に、軌道中心からの距離が20m、25m、30m（それぞれ図6-23(b)～(d)）の場合も嵩上げ高さの増加とともに騒音低減効果の増加が確認された。

(3) 騒音低減効果の高さ方向での違いについて、軌道中心から15m（図6-23(a)）においてはR.L.+8m付近で最も高い値を示したのに対し、軌道中心から25m（図6-23(c)）や軌道中心から30m（図6-23(d)）の距離ではR.L.+12m付近で最も高い値を示すなど、防音壁より上方では軌道中心からの距離によって高さ方向で異なる傾向を示した。

(1)について、条件2および条件3でコンターの傾きが大きくなる傾向を示した点に関しては、嵩上げ部によって防音壁の全高が車体高さに近づくとつれて車体側面の上部付近から高架橋外へ向かう音を直接遮蔽する効果が大きくなり、高架橋外での特に水平方向の成分が低減したためと考えられる。これに対して、図6-11～図6-14より、嵩上げに伴って嵩上げ部から車体側への反射の影響によって嵩上げ高さの増加とともに車体上部付近の音圧レベルが増加している様子が確認できる。

(3)について、防音壁より上方における騒音低減効果が軌道中心からの距離によって異なる傾向を示したのは、嵩上げによる効果が、主として防音壁と車体側面での反射音に対して直接遮

蔽された嵩上げ部の背後領域が中心になるためと考えられる。つまり、嵩上げ高さが 1.5m 程度であれば、高架橋に近くかつ高所空間では騒音低減効果が期待できない領域が発生することを示唆している。一方で、図 6-23 より、3m の嵩上げ（条件 4）では防音壁全高が車体高さを上回ることによって、直接音や反射音を直接遮蔽する効果が顕著となり軌道中心から 15m や 20m の防音壁より上方の領域においても顕著な騒音低減効果が得られると考えられる。

6.4.2 吸音の効果

条件 1（対策無し）に対して吸音材を設置した条件 5、条件 6 について、図 6-11、図 6-15、図 6-16 および図 6-24 に着目する。その結果、以下の傾向が認められた。

- (1) 防音壁への吸音材の設置効果として、図 6-11 に対して図 6-15、図 6-16 を比較すると防音壁と車体側面で挟まれた領域での音圧レベルの低下が確認できる。高架橋外においては、6.4.1 項と同様に、例えば図中の -38dB や -36dB の各条件の等音圧レベル線（コンター境界）が吸音材の設置によって高架橋近くに位置し、傾きも大きくなっているほか、高架橋外の領域全体での音圧レベルの低下が認められる。
- (2) 条件 1 に対する騒音低減効果について、例えば図 6-24(a) の軌道中心から 15m の距離において条件 5（グラスウール）では 1.8dB～5.2dB 低下し、条件 6（理想吸音材）では条件 5 に対してさらに 0.1dB～1.3dB の騒音低減効果の増加が確認された。軌道中心からの距離が増加した場合でも、条件 5 に対して条件 6 の騒音低減効果の方が大きい。
- (3) 騒音低減効果の高さ方向での違いについて、軌道中心から 15m（図 6-24(a)）においては R.L.+8m 付近で最も高い値を示したのに対し、軌道中心から 25m（図 6-24(c)）や軌道中心から 30m（図 6-24(d)）の距離では R.L.+12m 付近で最も高い値を示すなど、防音壁より上方では軌道中心からの距離によって高さ方向で異なる傾向を示した。

(3) について、過去に実施された縮尺模型実験によると、直立型防音壁へ吸音材を設置した場合の高架橋外での騒音低減効果は防音壁上端付近から水平方向と斜め上方に向かう直線に囲まれた領域が最も高く、その領域は防音壁と車体側面の反射音の高架橋外への放射方向と一致することが示されている [6-4]。この領域は、防音壁の高さや車体と防音壁の位置関係等によって変化すると考えられるが、本解析においては少なくとも軌道中心から 15m 以内の R.L.+8m 以上

の高さでは徐々に吸音材による騒音低減効果が低下していくものと推察される。条件 5 と条件 6 の差異については、図 6-24 より、高架橋外での騒音低減効果はいずれも条件 5 より条件 6 の方が大きく、図 6-7 に示したように吸音材の性能差が反映された結果を示した。

6.4.3 嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合

①1mの嵩上げ時

嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合について、条件 2（1mの嵩上げ）への吸音材の設置効果に関して以下の点が確認された。

- (1) 高架橋周囲および高架橋外での音圧レベル分布について、図 6-17（条件 2 へのグラスウールの設置）と図 6-18（条件 2 への理想吸音材の設置）は、図 6-12（条件 2，1mの嵩上げのみ）と比較して防音壁と車体側面で挟まれた領域での音圧レベル分布の低下が確認された。高架橋外においては、6.4.1 項や 6.4.2 項と同様に、例えば図中の-38dB や-36dB の各条件の等音圧レベル線（コンター境界）が高架橋近くに位置し、傾きも大きくなっているほか、高架橋外の領域全体での音圧レベルの低下が認められる。
- (2) 条件 2 に対する騒音低減効果について、図 6-25 に着目すると、例えば軌道中心から 15m の距離（図 6-25(a)）では、グラスウールの設置（条件 2+5）によって騒音低減効果が 0.7dB～5.1dB 増加し、理想吸音材（条件 2+6）ではさらに最大 1.3dB 増加することが確認された。軌道中心から離れた場合（図 6-25(b)～図 6-25(d)）でも同様の傾向である。一方、騒音低減効果の高さ方向の違いについては 6.4.1 項、6.4.2 項と同様に図 6-25(a)では R.L.+8m での騒音低減効果が最も高くなる等、軌道中心に近いと上方での騒音低減効果は小さくなる傾向を示した。

(1)、(2)の結果は、6.4.1 項、6.4.2 項を参考にすると音源からの直接音および車体側面等からの反射音に対して嵩上げによって防音壁自体が高架橋外への放射を直接遮蔽する領域が増加したのに加え、吸音材によって反射音自体が抑制された結果と考えられる。嵩上げ対策と吸音対策による騒音低減効果については、(2)に示したように嵩上げによる騒音低減効果に対して吸音対策による低減効果が上積みされる傾向であった。

②1.5mの嵩上げ時

嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合について、条件3（1.5mの嵩上げ）への吸音材の設置効果に関して以下の点が確認された。

- (1) 高架橋周囲および高架橋外での音圧レベル分布について、図6-19（条件3へのグラスウールの設置）と図6-20（条件3への理想吸音材の設置）は、図6-13（条件3、1.5mの嵩上げのみ）と比較して①の1mの嵩上げ時と同様に防音壁と車体側面で挟まれた領域での音圧レベルの低下が確認された。高架橋外においても①の1m嵩上げ時と同様に吸音対策の併用によって各条件の等音圧レベル線（コンター境界）が高架橋近くに位置し、傾きが大きくなっているほか、高架橋外の領域全体での音圧レベルの低下が認められる。
- (2) 条件3に対する騒音低減効果について、図6-26に着目すると、例えば軌道中心から15mの距離（図6-26(a)）では、グラスウールの設置（条件3+5）によって騒音低減効果が0.7dB～5.0dB増加し、理想吸音材（条件3+6）ではさらに最大1.1dB増加するなど、①の1mの嵩上げ時と同様の傾向が確認された。軌道中心から離れた場合（図6-26(b)～図6-26(d)）でも同様である。騒音低減効果の高さ方向の違いについても図6-26(a)ではR.L.+8mでの騒音低減効果が最も高くなる等、概ね①の1mの嵩上げ時と同様の傾向を示した。ただし、図6-25と図6-26を比較すると、軌道中心からの距離およびR.L.からの高さが同じ位置での騒音低減効果は①と比較して大きい。

(1)、(2)に示したように、1.5mの嵩上げ対策と吸音対策の併用効果は、①の1mの嵩上げ時と同様であった。ただし、各位置における騒音低減効果は①と比較して増加した。これは、6.4.1項に示したように嵩上げ高さの増加によって高架橋外への放射を直接遮蔽する領域が増加するなど、嵩上げ対策の騒音低減効果への寄与の違いであると考えられる。

③3mの嵩上げ時

嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合について、条件4（3mの嵩上げ）への吸音材の設置効果に関して以下の点が確認された。

- (1) 高架橋周囲および高架橋外での音圧レベル分布について、図6-21（条件4へのグラスウールの設置）と図6-22（条件4への理想吸音材の設置）は、図6-14（条件4、3mの嵩上げのみ）と比較して①の1mの嵩上げ時や②の1.5mの嵩上げ時と同様に防音壁と車体側面で挟まれた領域での音圧レベルが低下した。特に、防音壁に面した車体側面上方での低下が顕著であ

った。一方、高架橋外においては音圧レベル分布の差異は小さく、①の 1m の嵩上げ時や②の 1.5m の嵩上げ時とは異なる傾向を示した。

(2) 条件 4 に対する騒音低減効果について、図 6-27 に着目すると、例えば軌道中心から 15m の距離（図 6-27(a)）ではグラスウールの設置（条件 4+5）による騒音低減効果は最大 0.8dB の増加であるなど変化は小さかった。また、理想吸音材（条件 3+6）との差異も小さく、吸音対策による音圧レベルの変化は非常に小さい結果となった。これらは、軌道中心からの距離および R.L.からの高さに関わらず同様の傾向であった。

(1), (2)より、3m の嵩上げ対策と吸音材の併用効果については、吸音材の設置による高架橋外での騒音低減効果への影響は小さいと考えられた。この原因については、6.4.1 項で述べたように 3m の嵩上げ（条件 4）によって防音壁全高が車体高さを上回り、直接音や反射音を直接遮蔽する効果が顕著となったことに加えて、防音壁の高さに対する吸音材の設置高さが影響していると考えられる。湯沢らは、防音壁の壁面吸音化による騒音低減効果について、吸音材の吸音性能のほかに音源位置、受音点、防音壁の位置関係にも依存することを示している [6-5]。特に、音源が防音壁先端より下方に位置する場合には防音壁の上端付近を吸音化することで騒音低減効果が向上する一方、上端付近が反射性の場合には防音壁の下方を吸音化しても騒音低減効果への寄与は小さいことを示している。本結果に当てはめると、鉄道高架橋においては防音壁と車体側面での反射が生じ、既設防音壁部の吸音材の設置はこの反射音の抑制に効果的である。しかし、嵩上げによって防音壁全体の高さが車体高さを上回る場合には、音源が嵩上げ後の防音壁先端より下方にあるとみなせるようになり、防音壁自体の遮蔽効果による低減効果に対して吸音対策による低減効果が相対的に小さくなったと考えられる。

6.4.4 代表点における周波数特性

図 6-28, 図 6-29 に、高架橋外での代表点として軌道中心から 25m の距離における R.L.-9m 点および R.L.-12m 点における嵩上げ対策、吸音対策および嵩上げ対策と吸音対策の併用の各条件での音圧レベルの周波数特性を示す。各図を比較すると、いずれも 800Hz~1250Hz (1/3 オクターブバンド中心周波数) 付近にピークを有するなど、定性的であるものの過去の知見と同様の結果を示した [6-6]。各図の周波数特性の変化に着目すると、例えば図 6-28-1(c)や図 6-29-1(c)に示すように、条件 1 (嵩上げ無し) に対して吸音材を設置した場合には 400Hz 以上の帯域で音

圧レベルが低下する等、吸音材による効果と考えられる変化を示した。また、図 6-28-1(f)や図 6-29-1(f)に示すように、条件 4 (3m の嵩上げ) に対して吸音材を設置した場合には周波数特性はほとんど変化せず、本結果は 6.4.3 項③に示したように吸音材による影響が小さいと考えられた点とも一致した。

一方で、図 6-28-1(d)の 800Hz や 1600Hz のように、一部の周波数では音圧レベルの変化が他と比較して小さくなる点も認められた。この点については、以下のことが原因として考えられた。つまり、各代表点では、代表点が属する無限要素内の音圧として、無限要素を構成する仮想境界上の音圧に関する距離減衰として計算されるのに対し、有限要素領域では音源からの直接音や反射音の回折や干渉等の波動性を考慮した音圧分布が各音源で 65 通り得られる。このとき、干渉等の影響は音源と反射面の位置関係に依存し特定の周波数での音圧分布が代表点での音圧の大小に影響を及ぼしたことが考えられる。そのため、こうした波動性の影響を軽減しつつ評価を行うには、例えば計算周波数をより小さく分割することや、音源の位置を左右のレール頭頂部以外にも台車中央や軸箱位置等にも複数設定することが適切であると考えられる。

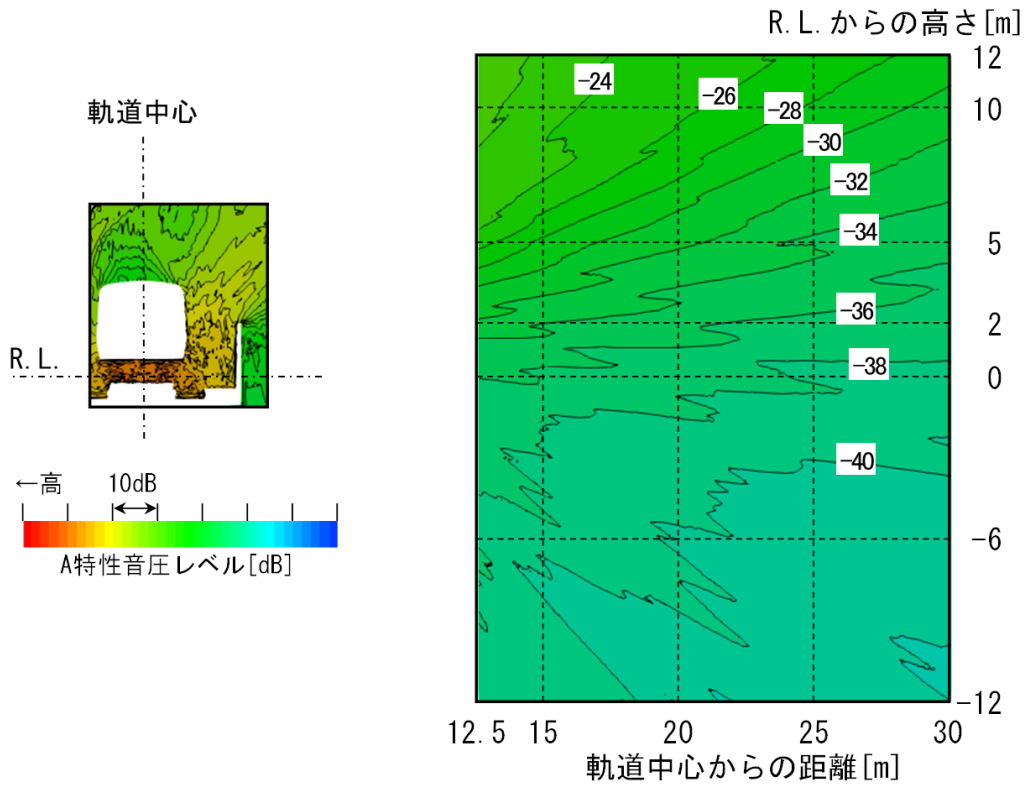


図 6-11 条件 1 (既設防音壁のみ) の音圧レベル分布

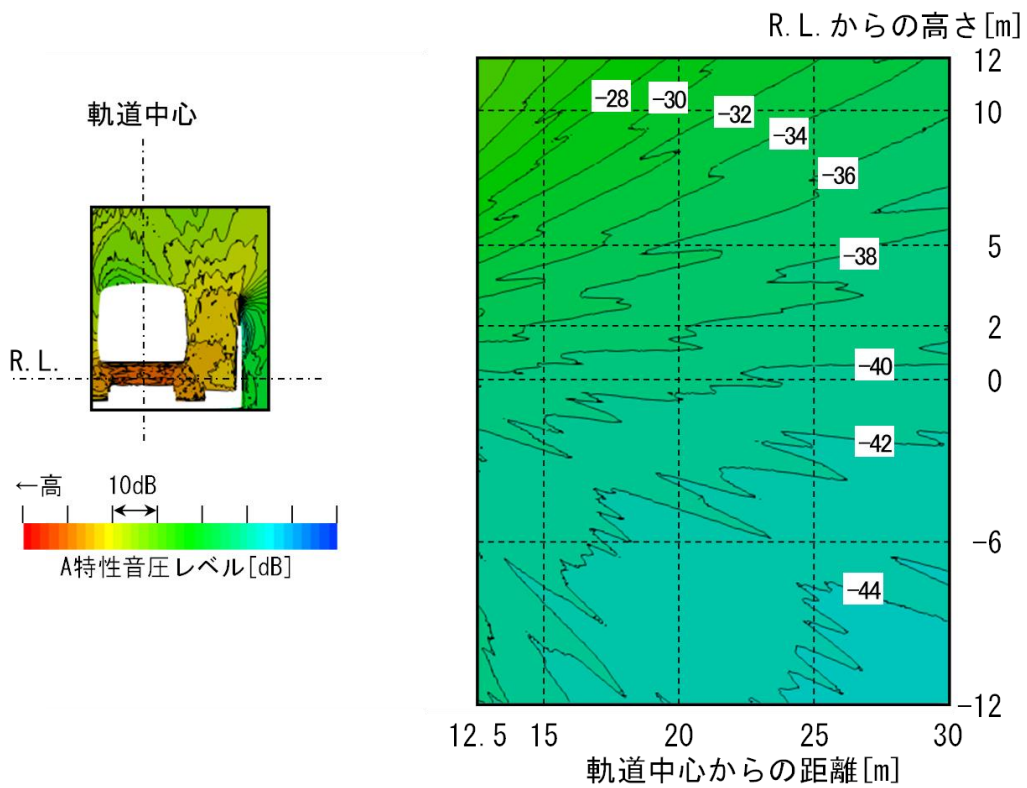


図 6-12 条件 2 (1m の嵩上げ) の音圧レベル分布

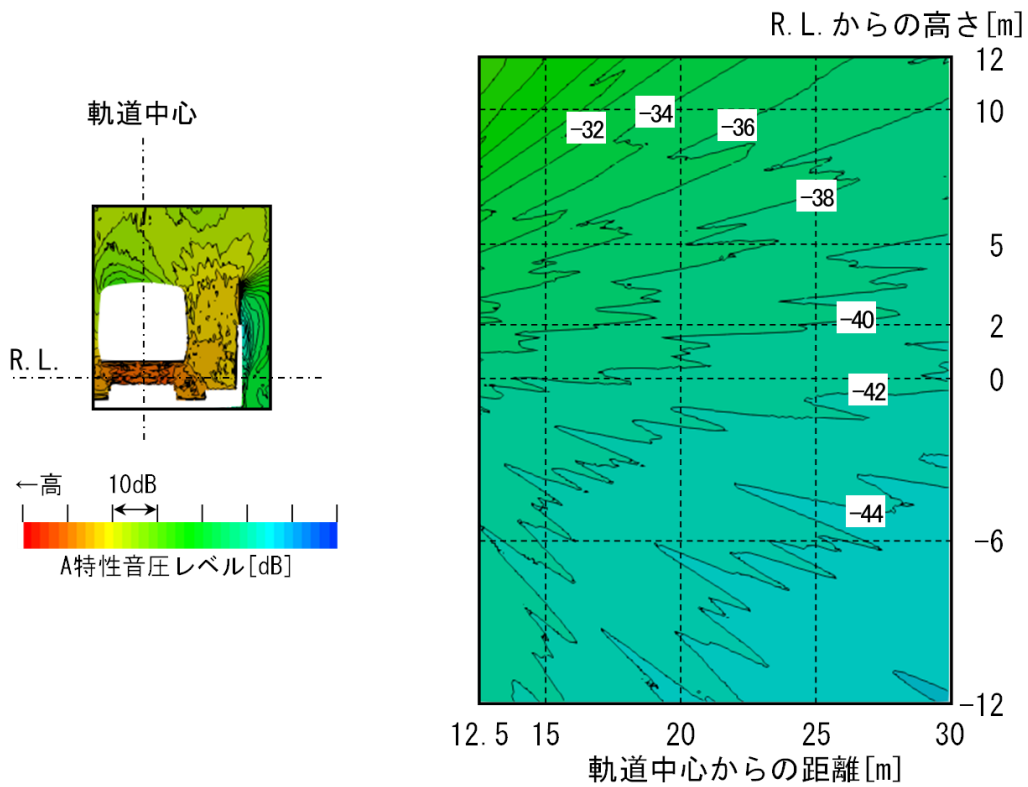


図 6-13 条件 3 (1.5m の嵩上げ) の音圧レベル分布

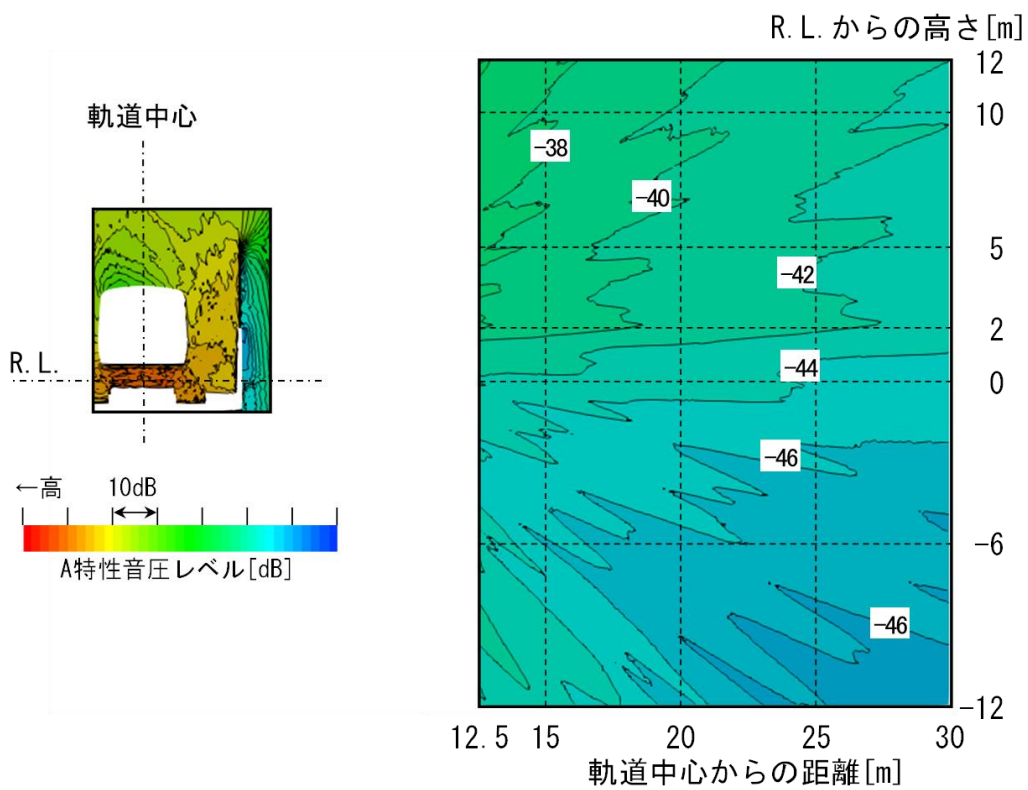


図 6-14 条件 4 (3m の嵩上げ) の音圧レベル分布

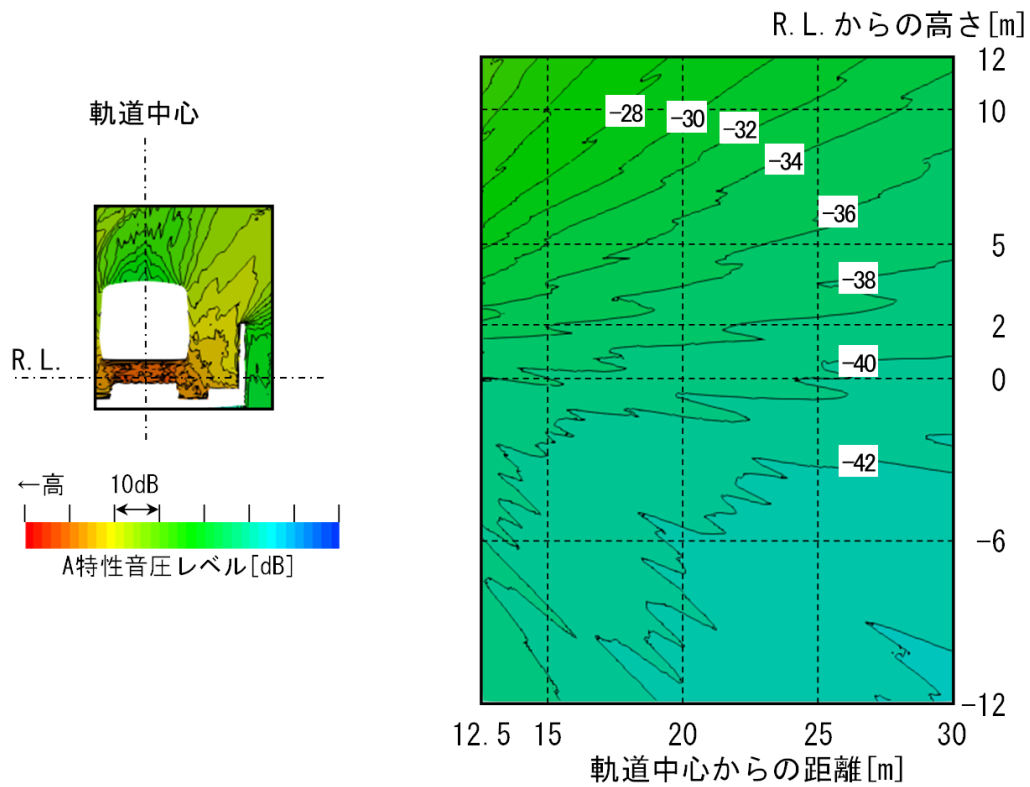


図 6-15 条件 5 (グラスウール) の音圧レベル分布

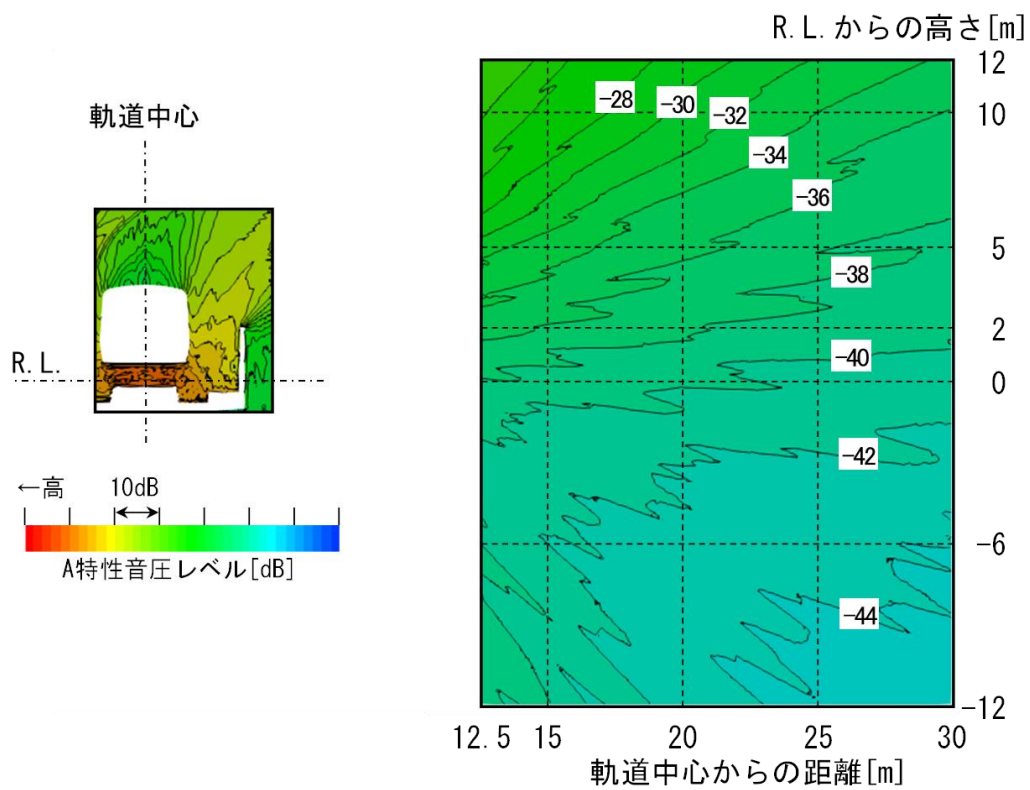


図 6-16 条件 6 (理想吸音材) の音圧レベル分布

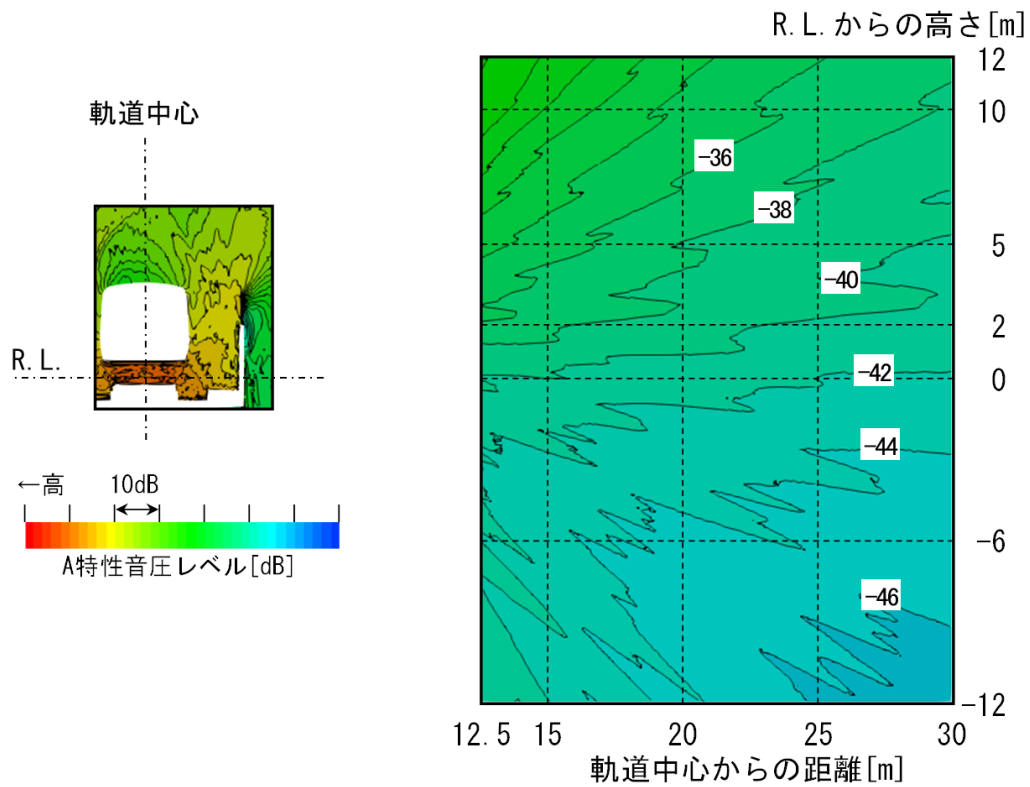


図 6-17 条件 2+条件 5 (1m の嵩上げとガラスウールの併用) の音圧レベル分布

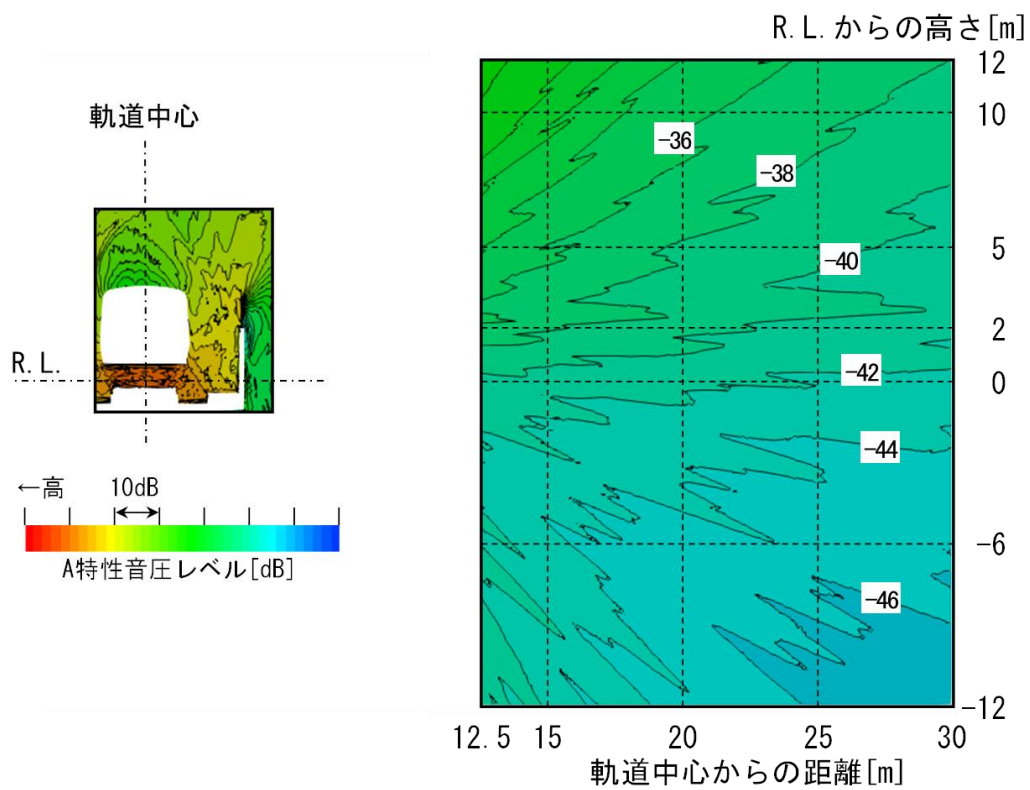


図 6-18 条件 2+条件 6 (1m の嵩上げと理想吸音材の併用) の音圧レベル分布

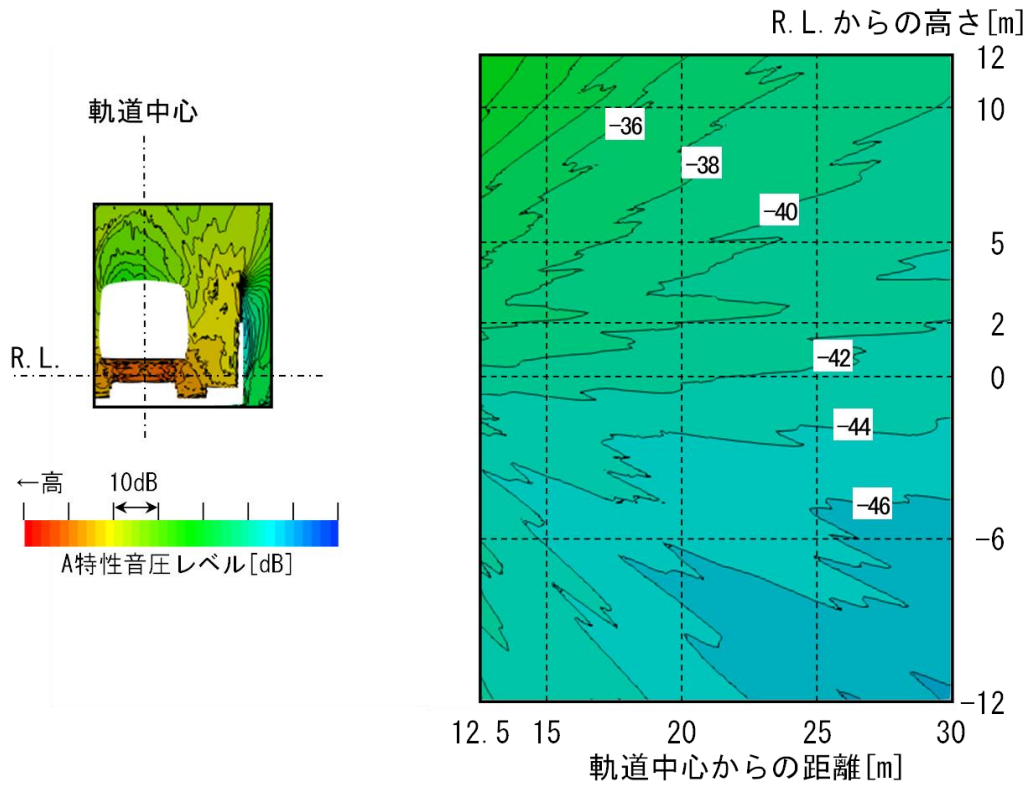


図 6-19 条件 3+条件 5 (1.5m の嵩上げとグラスウールの併用) の音圧レベル分布

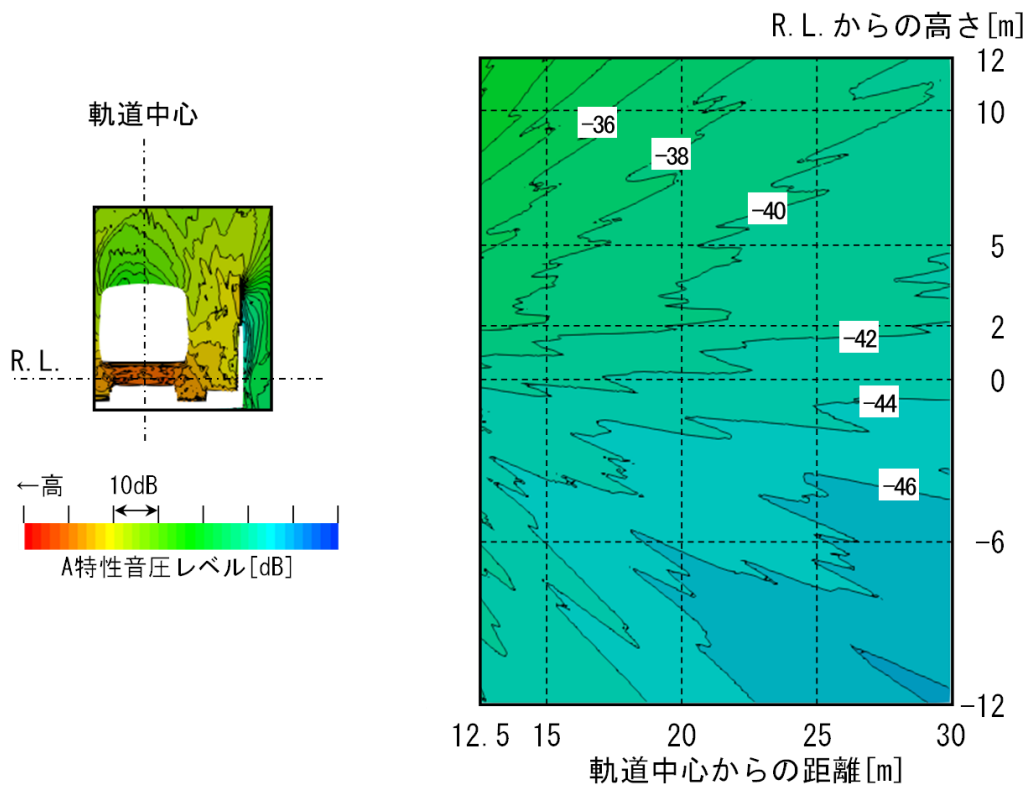


図 6-20 条件 3+条件 6 (1.5m の嵩上げと理想吸音材の併用) の音圧レベル分布

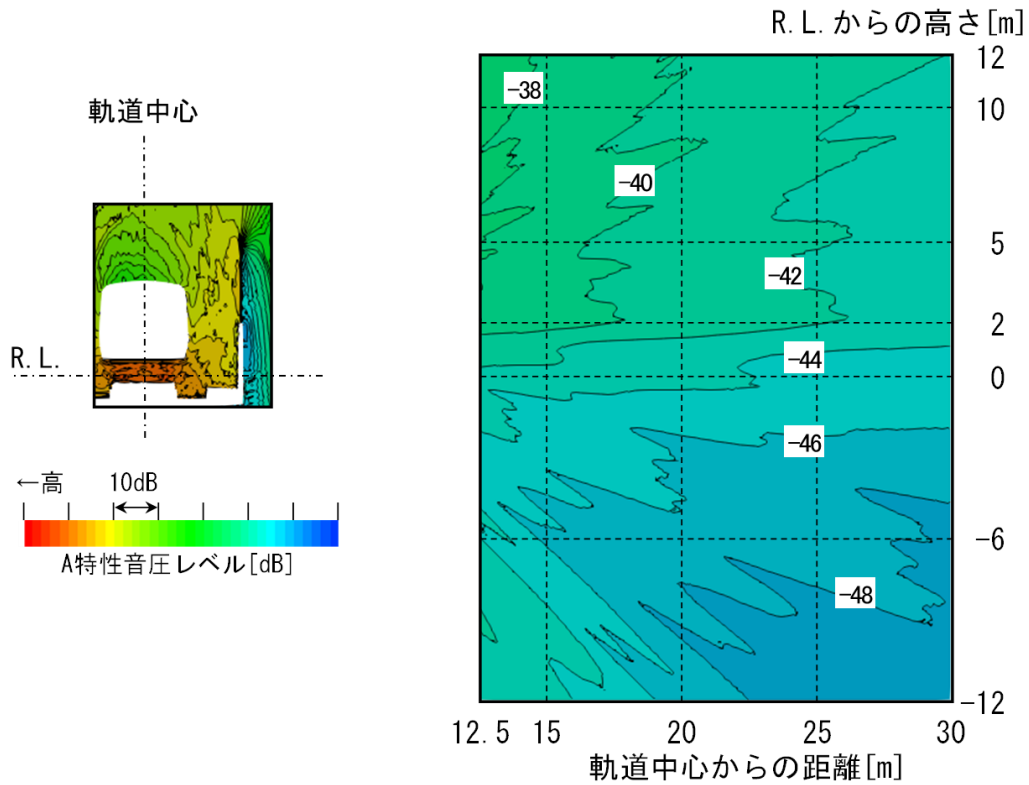


図 6-21 条件 4+条件 5 (3m の嵩上げとグラスウールの併用) の音圧レベル分布

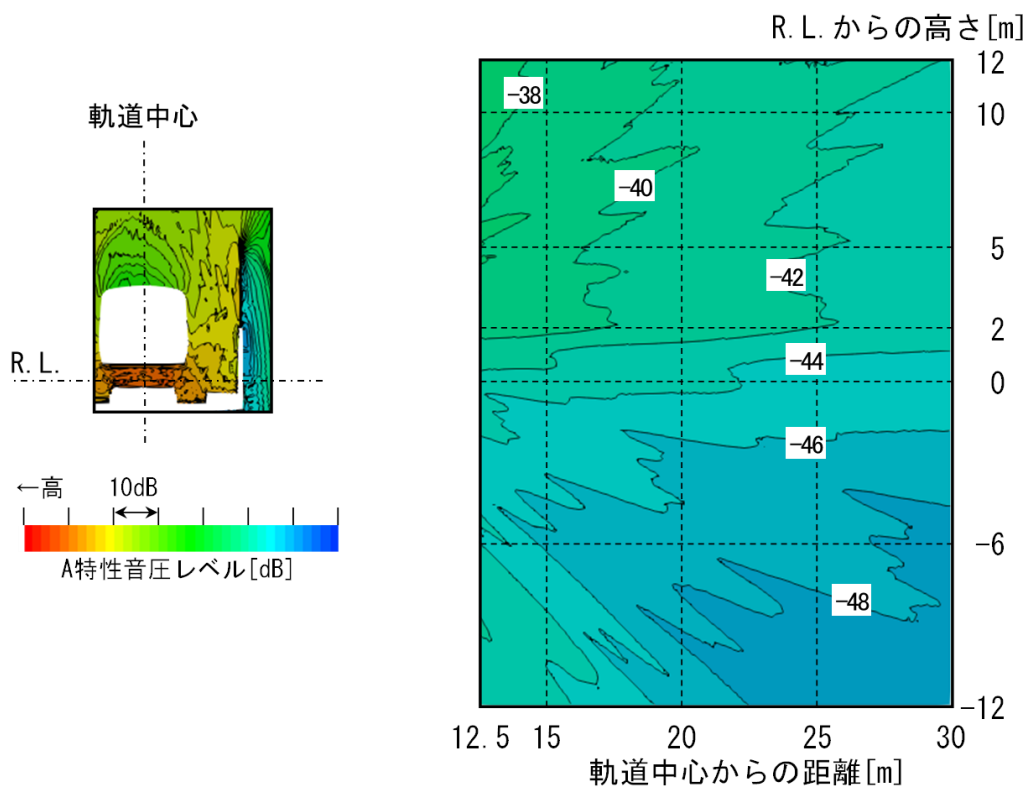


図 6-22 条件 4+条件 6 (3m の嵩上げと理想吸音材の併用) の音圧レベル分布

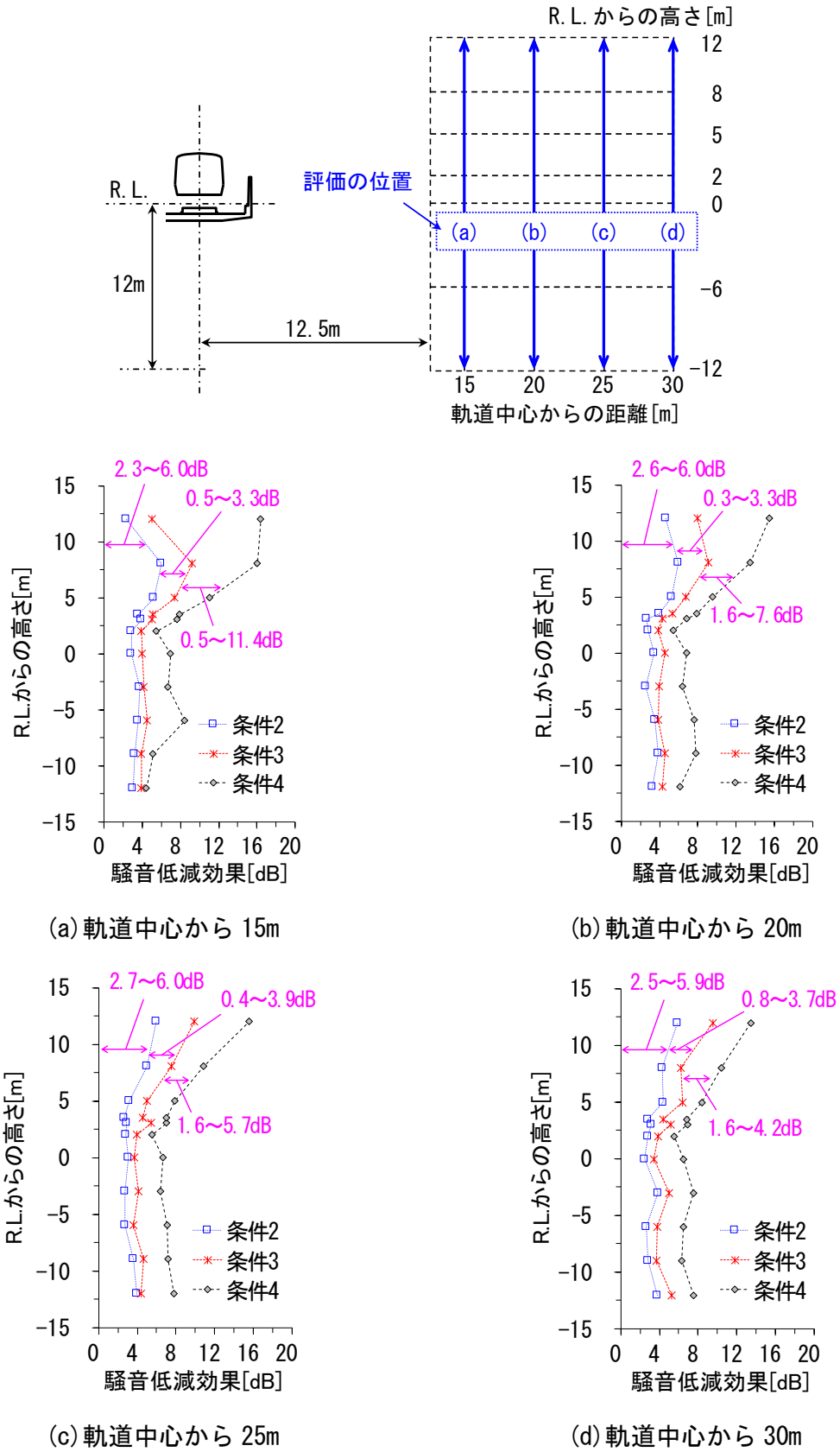
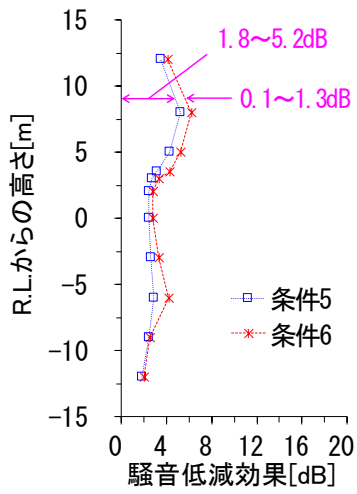
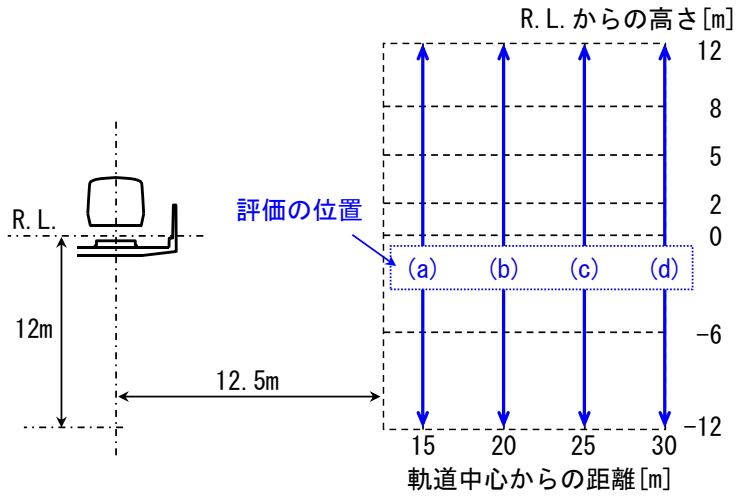
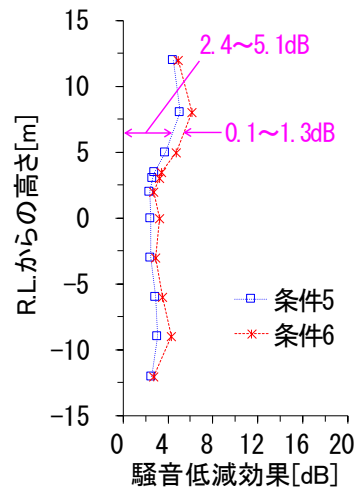


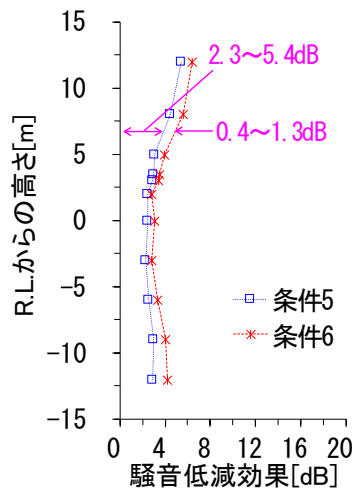
図 6-23 嵩上げ対策の効果



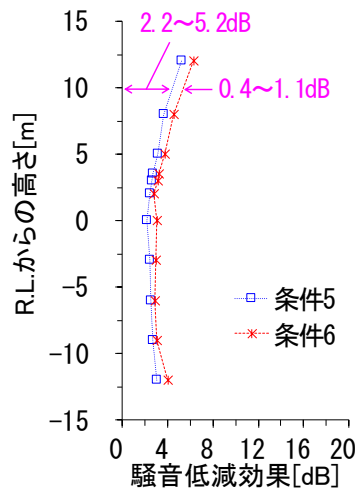
(a) 軌道中心から 15m



(b) 軌道中心から 20m

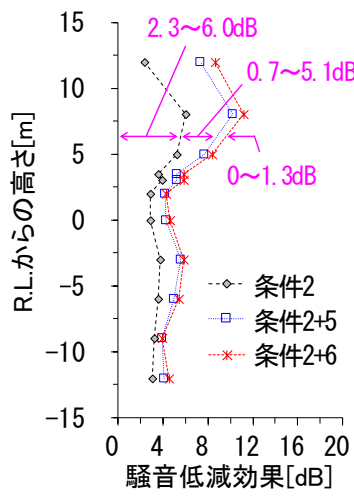
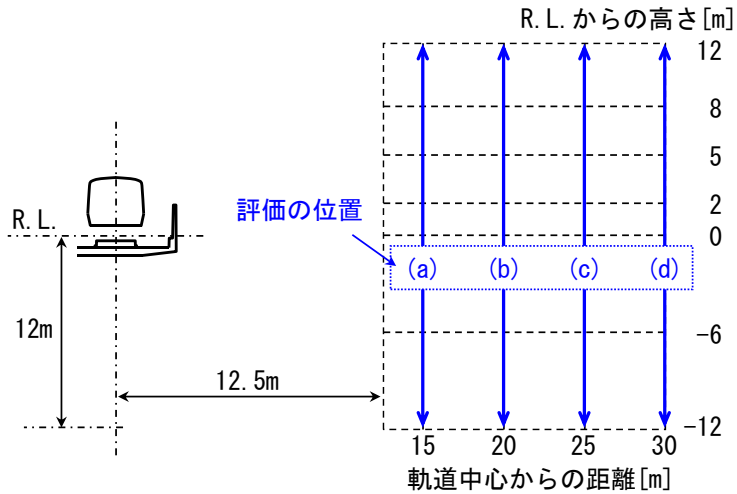


(c) 軌道中心から 25m

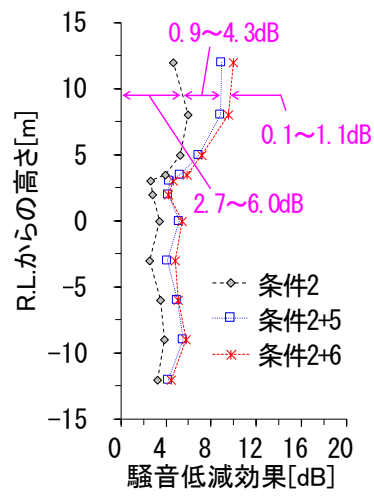


(d) 軌道中心から 30m

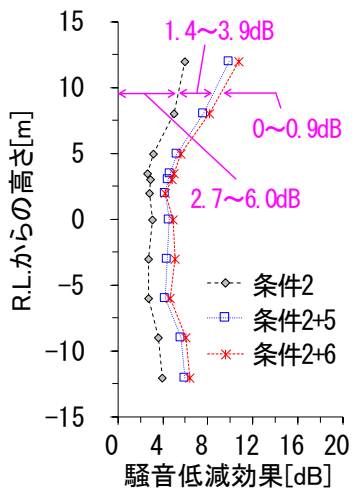
図 6-24 吸音対策の効果



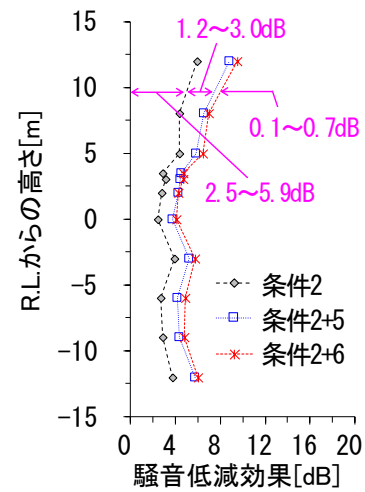
(a) 軌道中心から 15m



(b) 軌道中心から 20m



(c) 軌道中心から 25m



(d) 軌道中心から 30m

図 6-25 嵩上げ 1m と吸音材の併用効果

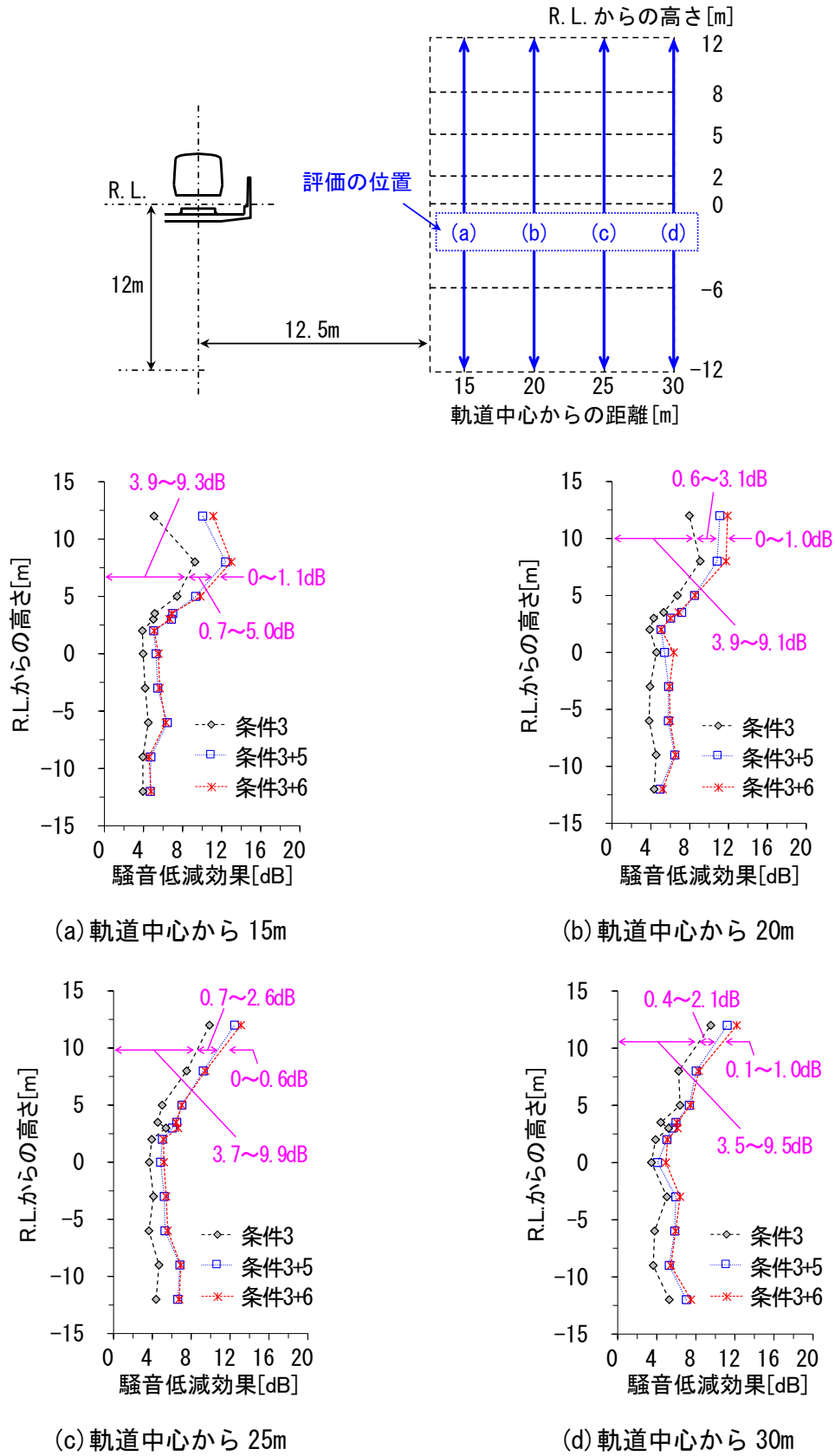
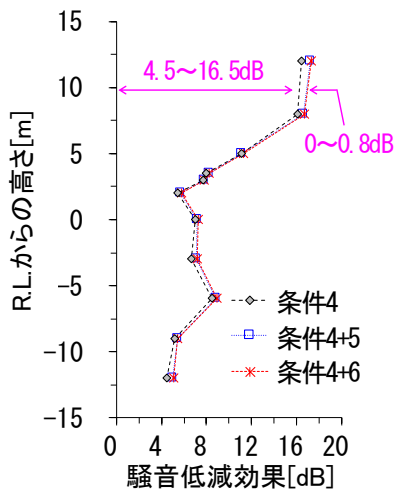
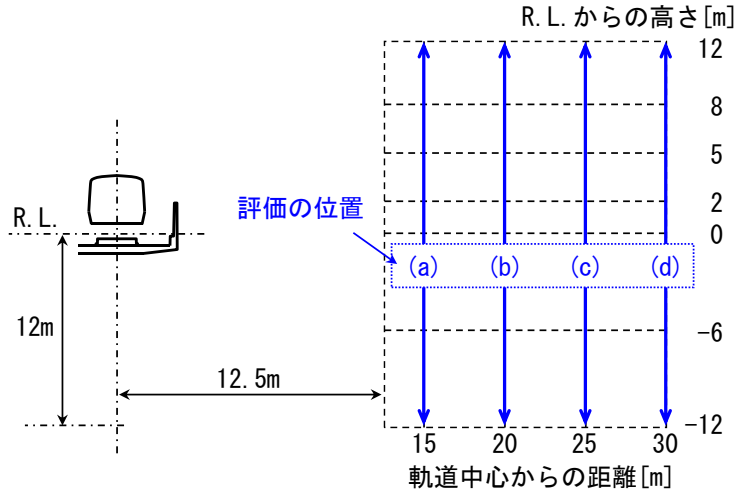
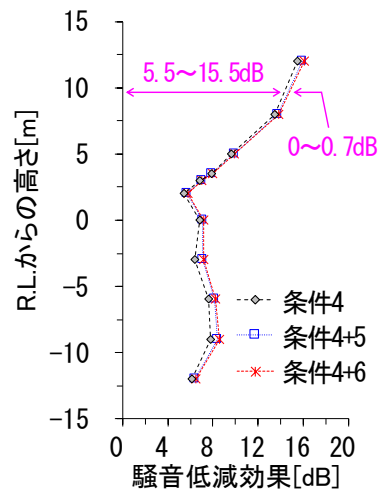


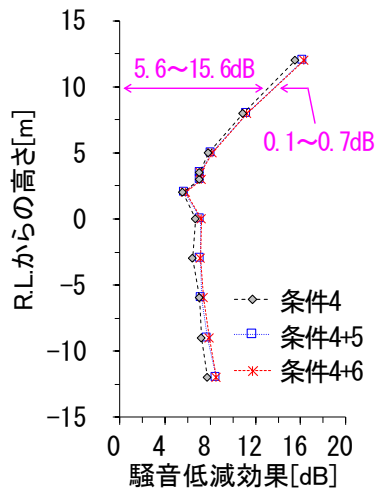
図 6-26 嵩上げ 1.5m と吸音材の併用効果



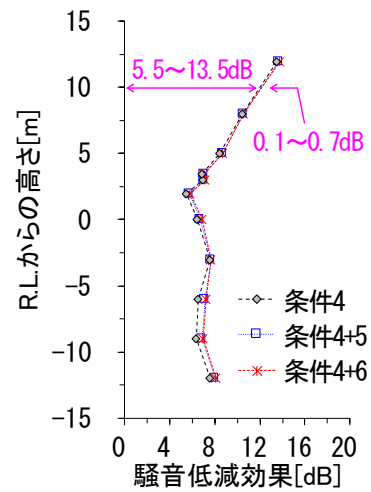
(a) 軌道中心から 15m



(b) 軌道中心から 20m

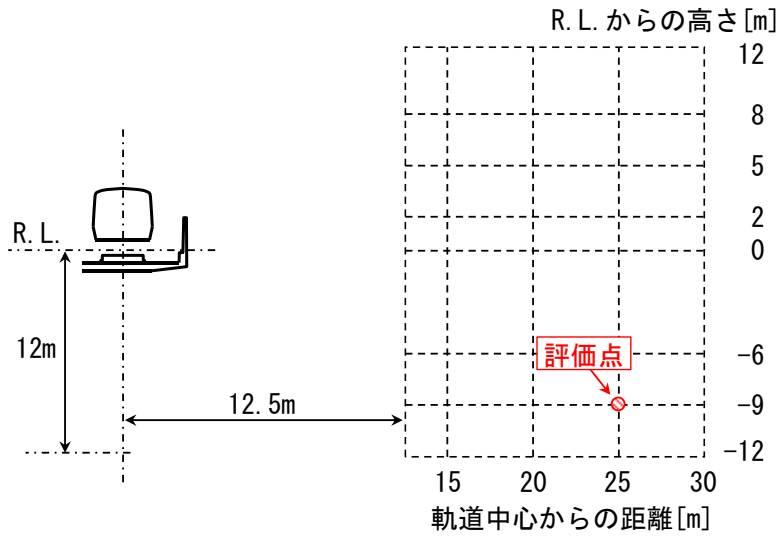


(c) 軌道中心から 25m

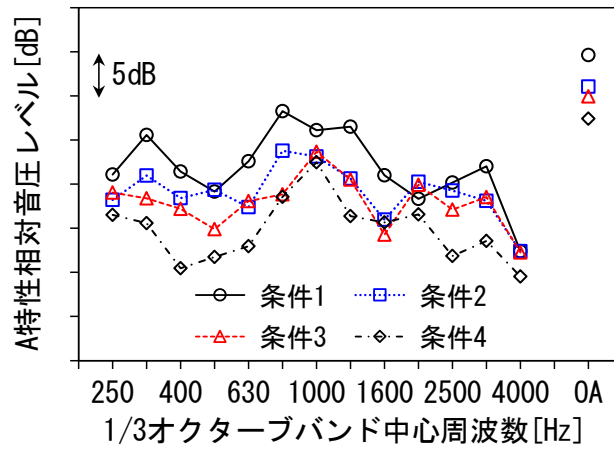


(d) 軌道中心から 30m

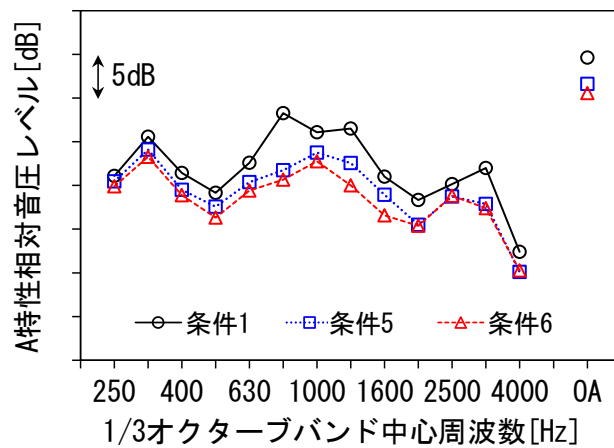
図 6-27 嵩上げ 3m と吸音材の併用効果



(a) 評価点

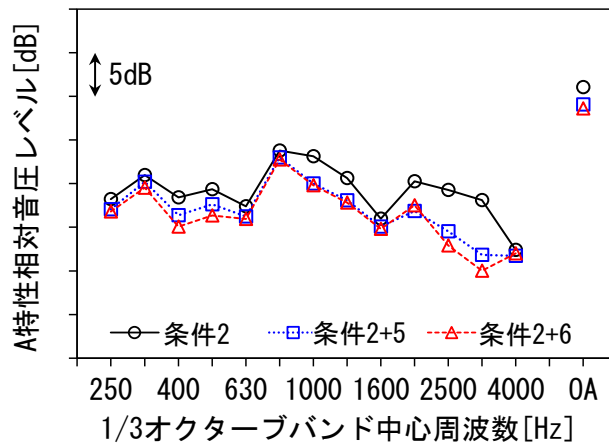


(b) 嵩上げ対策

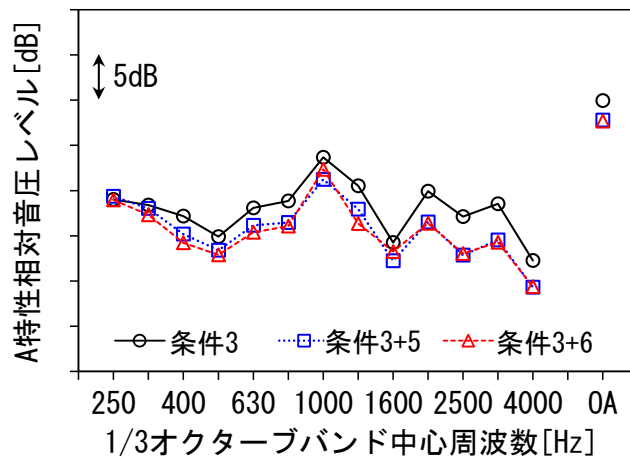


(c) 吸音対策

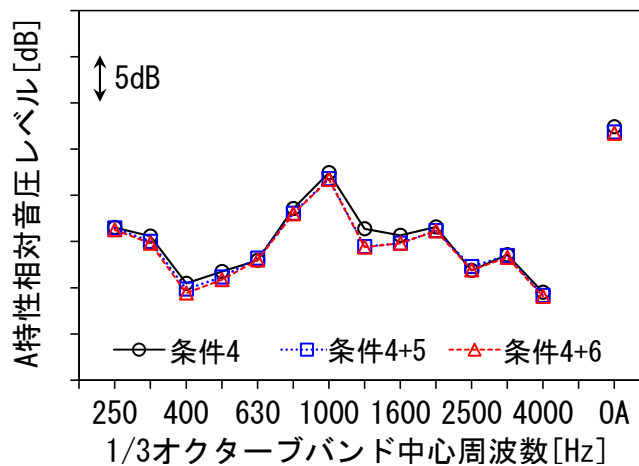
図 6-28-1 軌道中心から 25m, R.L. -9m 点での周波数特性の比較



(d) 条件 2 (嵩上げ 1m) に対する吸音対策の併用

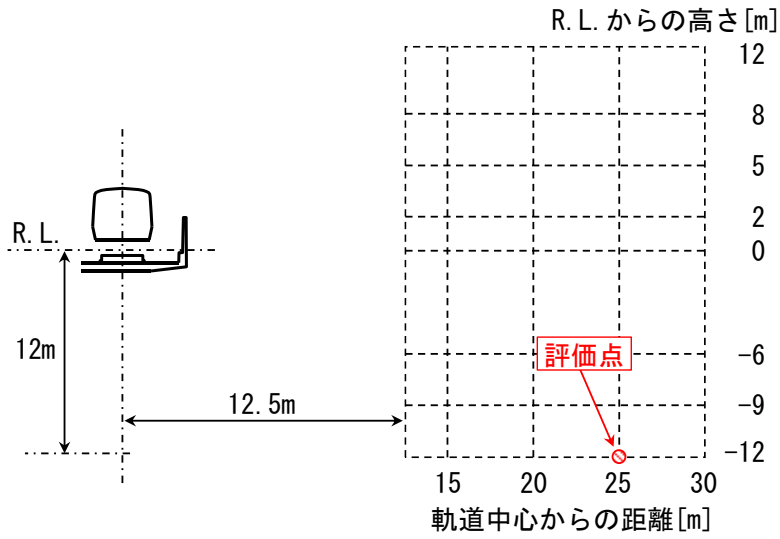


(e) 条件 3 (嵩上げ 1.5m) に対する吸音対策の併用

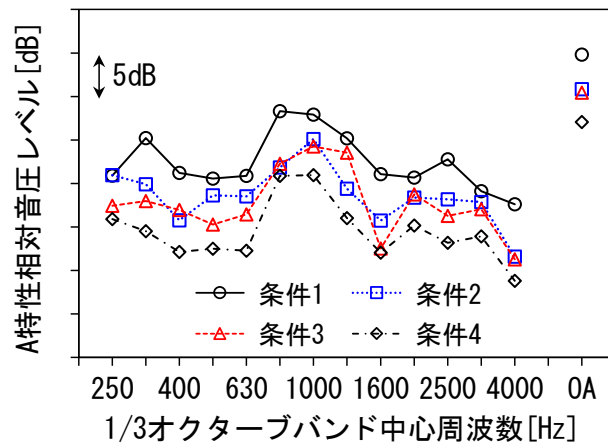


(f) 条件 4 (嵩上げ 3m) に対する吸音対策の併用

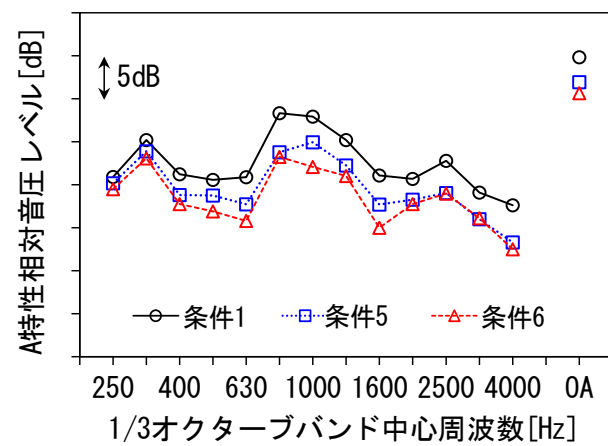
図 6-28-2 軌道中心から 25m, R. L. -9m 点での周波数特性の比較



(a) 評価点

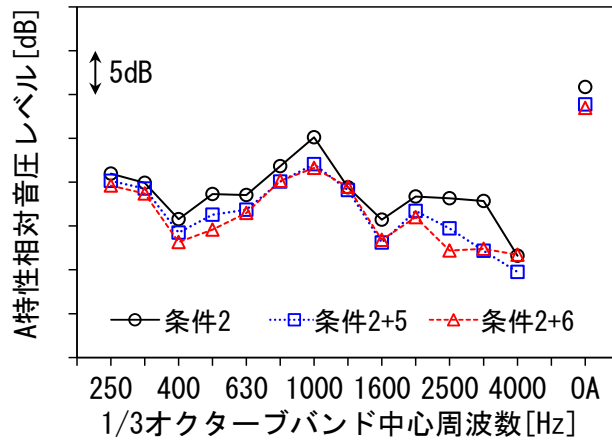


(b) 嵩上げ対策

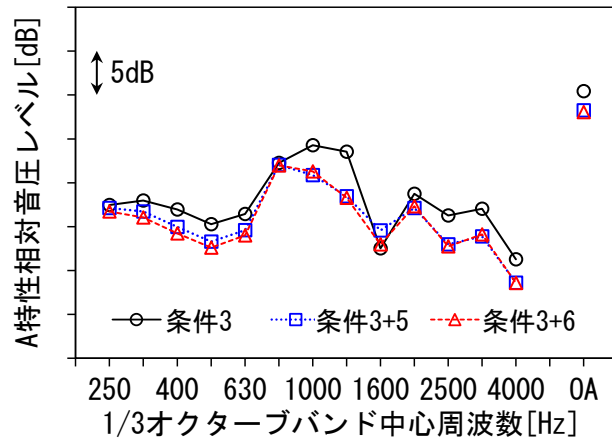


(c) 吸音対策

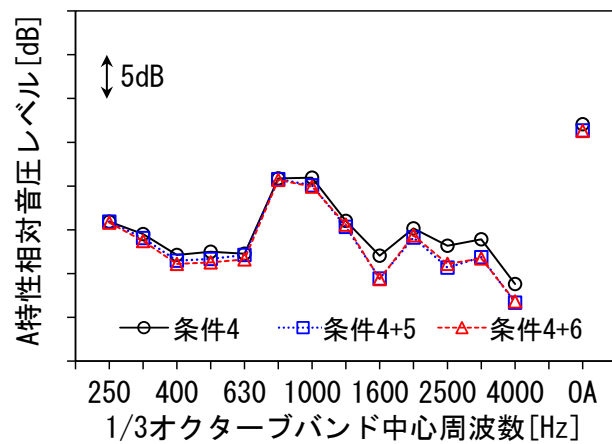
図 6-29-1 軌道中心から 25m, R.L. -12m 点での周波数特性の比較



(d) 条件 2(嵩上げ 1m)に対する吸音対策の併用



(e) 条件 3(嵩上げ 1.5m)に対する吸音対策の併用



(f) 条件 4(嵩上げ 3m)に対する吸音対策の併用

図 6-29-2 軌道中心から 25m, R. L. -12m 点での周波数特性の比較

6.5 結言

本章では、鉄道高架橋防音壁を対象に、防音壁の嵩上げ対策、壁面の吸音対策および嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合の各対策による騒音低減効果への影響について評価を行った。嵩上げ対策については、嵩上げ高さを 1m, 1.5m, 3m の 3 通りとするとともに、嵩上げ部では材料の音響透過損失に基づく遮音性能を反映した。吸音対策として用いる吸音材については、厚さ 50mm のグラスウールを背後空気層 10mm で設置した場合と、走行音の寄与が高い 800Hz ~ 3150Hz (1/3 オクターブバンド中心周波数) での垂直入射吸音率が 0.9 以上 (1000Hz ~ 3150Hz で同 0.96 以上) の理想吸音材を仮定し、各吸音材の効果は特性インピーダンスおよび伝搬定数によって反映した。本章における知見は以下のとおりである。

- (1) 防音壁の嵩上げ対策による高架橋外での騒音低減効果は、防音壁より上方の領域での効果が大きく、特に、嵩上げによって音源からの直接音や車体側面からの反射音を直接遮蔽する領域となる防音壁上端から斜め上方において顕著となる。防音壁より下方においては、防音壁上方ほどの騒音低減効果は得られない一方、嵩上げ高さの増加とともに騒音低減効果は増加する。
- (2) 防音壁の壁面の吸音対策による高架橋外での騒音低減効果は、防音壁より上方の領域での効果が大きく、特に、壁面の吸音化によって車体側面からの反射音が放射する領域となる防音壁上端から斜め上方において顕著となる。防音壁より下方においては防音壁上方ほどの騒音低減効果は得られない一方、吸音材の吸音性能の向上により高架橋外の領域全体で騒音低減効果が向上する。
- (3) 嵩上げ対策と吸音対策を併用する場合の騒音低減効果は、嵩上げ対策による低減効果に対して吸音対策による低減効果が上積みされる傾向となる。ただし、嵩上げ後の防音壁全高が車体高さを上回ると吸音対策の低減効果は顕著に小さくなる。これは、嵩上げによって防音壁全体の高さが車体高さを上回ると防音壁による音の遮蔽効果が顕著となり、吸音対策による低減効果への寄与が相対的に小さくなるためと考えられた。
- (4) (1)~(3)を考慮すると、防音壁の嵩上げ高さが制限される場合には、吸音材の性能を向上させることが重要と考えられる。

第7章 総括

本論文で得られた研究成果は、以下のとおりである。

第1章では、鉄道高架橋用防音壁をはじめ、防音壁を設置した際の騒音低減評価では、通常は、防音壁が十分な遮音性能を有していることが前提となっており、防音壁からの透過音の影響が考慮されることが少ないことを述べた。そのため、例えば厚さ100mm程度のコンクリート製防音壁と比較して1/10程度の厚さの平板を用いる場合、反射性の非透過な壁として扱々と実際の騒音低減効果よりも高く評価されてしまうといった課題があり、評価の際には防音壁の音響透過損失の違いを考慮することが望ましいことを述べた。

第2章では、防音壁の音響透過損失の違いと防音壁背面からの透過音の影響が考慮可能な評価手法として、音場を規定する Helmholtz 方程式において、方程式中の複素波数によって対象とする音場中で任意の減衰効果を付与することを提案し、平面波を対象に検証を行った。その結果、媒質中での入射波を対象に、媒質の長さで付与する減衰量に基づいて複素波数を決定し、媒質中で任意の減衰効果が付与可能なことを示した。また、媒質の入射側および透過側表面で反射がある場合を対象に、各表面での反射波による音圧の増加を考慮して、媒質中での入射波の減衰量と合成波の減衰量の関係性を導いた。合成波の減衰量について、目的とする任意の媒質前後の音圧レベル差とを一致させ、それをもとに媒質の複素波数を決定することで、媒質による減衰量として媒質前後で任意の音圧レベル差が反映されることを示した。

第3章では、第2章に示した手法を有限要素法による音響解析へ適用し、鉄道高架橋防音壁を対象とした開領域問題を扱う前段として、無限要素を導入した有限要素法による音響解析の妥当性について検証した。その結果、球面波を対象に有限要素領域と無限要素内の観測点で求めた解が理論解と一致することを確認し、有限要素領域においては外部境界からの反射の影響が無く評価可能であり、無限要素内の観測点では単純な放射音領域としての扱いが可能であることを示した。また、本論文の解析では、無限要素内は点音源に基づく評価となるため、有限要素領域で線音源に基づく評価を行うと減衰特性が異なる結果を得る。そこで、点音源と線音源の距離減衰の相違に関わる補正を導入し、文献に示された結果と比較した。その結果、両者は良く一致し、導入した補正が妥当であることを示した。

第4章では、鉄道高架橋防音壁を対象に、無限要素を導入した3次元の有限要素法による音響解析に基づき高架橋内外の音圧レベル分布へ与える影響について、車体下部からの走行音を対象として評価を行った。まず、車体や防音壁を含めた高架橋周囲の複雑な音の伝搬空間を有

限要素領域とし、高架橋外の評価領域を無限要素内の観測点として縮尺模型実験との比較を行った。その結果、レールレベルより上方では解析と縮尺模型実験で得られた音圧レベル分布の傾向は良く一致した一方、レールレベルより下方においては音源の干渉性と非干渉性の違いによる差異が認められた。ただし、防音壁の挿入損失の違いに着目した評価であれば干渉性線音源による評価は可能と考えられ、無限要素を導入した3次元の有限要素法による音響解析は、鉄道高架橋防音壁を対象とした騒音低減評価手法として有効であると判断された。続いて、既設のコンクリート製防音壁上に厚さ8mmの透明なポリカーボネート板が嵩上げ設置される例に対して、第2章で示した手法によって嵩上げ部でポリカーボネート板の音響透過損失を反映した場合と反射性の非透過面とした場合とを比較した。その結果、音響透過損失を反映した場合、嵩上げ部の背後から斜め下方の領域で音圧レベル分布の高い領域が遠方まで広がる結果を得た。これは嵩上げ部からの透過音の影響と考えられた一方、嵩上げ部の上方では透過音の寄与が音源からの直接音や回折音に対して相対的に小さいと考えられた。厚さ8mmの透明なポリカーボネート板を用いることについては、例えば軌道中心から25m離れたレールレベルから6m～9m下方で最大1.5dB程度音圧レベルが高い結果となったが、実用上は十分な音の遮蔽効果が得られていると判断された。

第5章では、防音壁の壁面に吸音パネルが設置されることを考慮し、音響解析中で吸音材による音への効果を反映するため、吸音材中での音の伝搬が特性インピーダンスと伝搬定数によって規定されることに着目し、これらを解析領域中の媒質の特性として付与することを検討した。まず、吸音材の特性インピーダンスおよび伝搬定数について流れ抵抗をパラメータとした実験近似式で表現し、それらが実測値と良好に一致することを確認した。続いて、実験近似式で表現された特性インピーダンスと伝搬定数から複素密度と複素音速を求め、平面波による理論モデルによって求めた吸音率を垂直入射吸音率の実測値と比較した結果、両者が良好に一致することを確認した。以上により、吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数から複素密度と複素音速を求め、媒質によって吸音材の材料特性を反映するモデル化手法が、十分妥当であることを示した。

第6章では、防音壁の嵩上げ対策、吸音対策および嵩上げ対策と吸音対策を併用した場合の各対策による騒音低減効果への影響について、車体下部からの走行音を対象に評価を行った。前章までの手法により嵩上げ部には音響透過損失に基づく遮音性能を、吸音対策では吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数に基づく材料特性を反映した。その結果、騒音低減効果として、嵩上げ対策では嵩上げに伴って音源からの直接音や車体側面からの反射音を直接遮蔽する領域、

吸音対策では車体側面からの反射音が放射する領域となる高架橋外の防音壁上端から斜め上方での効果が顕著であることを示し、嵩上げ高さの増加と吸音性能の向上によって騒音低減効果が向上することを示した。嵩上げ対策と吸音対策を併用する場合には、嵩上げ対策による低減効果に対して吸音対策による低減効果が上積みされる傾向となることを示した。また、嵩上げ後の防音壁全高が車体高さを上回ると吸音対策の騒音低減効果への寄与が顕著に小さくなる一方、嵩上げ高さが制限される場合には吸音材の性能を向上させることが重要であることを示した。

以上のように、本論文では鉄道高架橋防音壁を対象に防音壁の音響透過損失を反映するとともに、透過音の影響が考慮可能な評価手法を提案した。また、有限要素法による音響解析手法を活用し、吸音材の音への効果を吸音材の特性インピーダンスと伝搬定数をもとに解析中へ反映することを示し、高架橋防音壁の嵩上げ対策と吸音対策、およびその併用による騒音低減効果への影響について考察した。

一方、今後の課題として、以下の点が考えられる。まず、本論文で示した媒質の複素波数によって音響透過損失に基づく減衰効果を付与する手法について、平面波による理論的な検証に留まっている点が挙げられる。遮音現象を、従来の振動と音響の連成解析とは異なり媒質中での減衰として扱っており、本手法の実用上の課題を把握することが必要と考えられる。その検証として、例えば極端に音響透過損失の小さい平板等を用い、背面での透過音の分布と定量的に比較すること等が考えられる。また、減衰効果を付与した媒質表面での反射の影響についても同様である。今後、こうした検証を行いつつ、本手法を活用して防音壁の開発を進めていく予定である。

謝辞

本論文は、著者が公益財団法人鉄道総合技術研究所に在職中、九州大学大学院芸術工学府において取り組んだ研究成果をまとめたものである。

本研究を進めるにあたり、著者に大学での研究機会を提供いただき、入学以来、労を厭わずご指導いただいた九州大学大学院芸術工学研究院の尾本章 教授に深甚なる謝意を表します。本論文をまとめるにあたり、ご専門の立場から貴重なご助言をいただきました九州大学大学院芸術工学研究院の鮫島俊哉 准教授と高田正幸 准教授に厚く御礼を申し上げます。

著者の所属する公益財団法人鉄道総合技術研究所 材料技術研究部長 上田洋 博士をはじめ、防振材料研究室長 伊藤幹彌 博士には日中の業務に務める傍ら、社会人博士課程として大学での研究機会を与えていただいたことに心より感謝申し上げます。また、材料技術研究部 主管研究員 曾根康友 博士、前防振材料研究室長 半坂征則 博士には、著者が音響分野の研究に取り組み始めるきっかけを与えていただいたことに、心より感謝申し上げます。

日本環境アメニティ株式会社の木山雅和 博士には、著者の入学以前より、会社業務での共同研究をはじめ、様々な場面で情報交換の機会を提供いただくなど、著者の研究活動の長きにわたりご指導とご鞭撻をいただきました。心より感謝申し上げます。

同社の木元氏、小笹氏には入学以前の共同研究をはじめ、常日頃より職場の関係者以上に交流いただき、研究を進める上で励ましの言葉をいただきました。心より感謝申し上げます。

有限要素法プログラムの開発元であるアドバンスソフト株式会社の関係各位には、プログラムにおける著者の要望に対応いただくとともに、技術的な議論の場を設けていただきました。深く御礼申し上げます。

職場である防振材料研究室の各位には、日常業務において多くのご配慮をいただきました。深く御礼申し上げます。

最後に、社会人博士課程としての著者の取り組みに理解を示し、心の支えとなった妻 智恵 に心から感謝するとともに、まだ幼い長女 滯 と長男 航希 の存在も多くの場面で著者の心の支えとなったことを、ここ記します。

参考文献

第1章

- [1-1] 山之内秀一郎：新幹線がなかったら，東京新聞出版局，1998
- [1-2] 長倉清：新幹線鉄道沿線の環境を騒音から守る，Railway Research Review (RRR), Vol.8, pp.2-5, 鉄道総研，2009
- [1-3] 樋田昌良，大宮正昭，久野和宏：新幹線鉄道騒音・振動の変遷，日本音響学会誌，Vol.58, No.12, pp.761-766, 2002
- [1-4] 長倉清，北川敏樹：新幹線用防音壁の形状に関する研究，鉄道総研報告，Vol.16, No.12, pp.17-22, 2002
- [1-5] 長倉清，北川敏樹：新幹線用防音壁に関する模型実験，騒音制御，Vol.28, No.5, pp.356-360, 2004
- [1-6] 長倉清，善田康雄：新幹線沿線騒音予測手法，鉄道総研報告，Vol.14, No.9, pp.5-10, 2002
- [1-7] 森圭太郎，黒崎文雄，高桑靖匡，野澤伸一郎：高性能逆 L 型防音壁の開発，JR EAST Technical Review, No.7, pp.57-63, 2004
- [1-8] 森圭太郎，高桑靖匡，野澤伸一郎，島広志，渡辺敏幸：鉄道用新型騒音低減装置の効果検証実験，土木学会論文集 G, Vol.62, No.4, pp.435-444, 2006
- [1-9] 加藤格，篠原良治：新幹線高速化に伴う地上側環境対策について，JR EAST Technical Review, No.44, pp.73-76, 2013
- [1-10] 大久保朝直，藤原恭司：ソフトな円筒エッジを持つ防音壁の遮音性能，日本音響学会誌，Vol.52, No.12, pp.957-966, 1996
- [1-11] 藤原恭司，尾本章，鳥原秀男，大久保朝直，金 哲煥：ソフトな円筒状エッジを持つ実物大防音壁の遮音性能，騒音制御，Vol.25, No.6, pp.400-406, 2001
- [1-12] 前川純一：障壁（塀）の遮音設計に関する実験的研究，日本音響学会誌，Vol.18, No.4, pp.187-196, 1962
- [1-13] 山下充康，子安勝：線状音源に対する障壁の遮音効果，日本音響学会誌，Vol.29, No.4, pp.207-213, 1973
- [1-14] 北川敏樹：防音壁に関する模型実験と数値シミュレーション，鉄道総研報告，Vol.14, No.9, pp.11-16, 2000

- [1-15] 村田香, 長倉清, 北川敏樹, 田中慎一郎: Y型形状をベースにした新幹線用防音壁の遮蔽効果, 鉄道総研報告, Vol.20, No.1, pp.11-16, 2001
- [1-16] 前川純一: 騒音の伝搬と塀による遮音, 環境技術, Vol.2, No.10, pp.27-33, 1973
- [1-17] 佐藤清一, 伊藤昭夫: 列車風圧とアルミニウム枠防音工の強度特性, SED (JR 東日本構造技術プロジェクト), No.12, pp.64-73, 1995
- [1-18] Fiala, P., Degrande, G. and Augusztinovicz, F.: Numerical modelling of ground-borne noise and vibration in buildings due to surface rail traffic, Journal of Sound and Vibration, Vol. 301, pp.718-738, 2007
- [1-19] 高橋大弐, 豊田政弘, 加畑典利: 建物構造体の波動伝搬解析と音響放射, 日本建築学会環境系論文集, Vol.73, No.632, pp.1155-1162, 2008
- [1-20] Asakura, T., Ishizuka, T., Miyajima, T., Toyoda, M. and Sakamoto, S.: Finite-difference time-domain analysis of structure-borne sound using a plate model based on the Kirchhoff-Love plate theory, Acoustical Science and Technology, Vol.35, No.3, pp. 127-138, 2014
- [1-21] 堀内章司, 藤原恭司: 隙間漏洩音とパネル放射音の影響がある遮音壁の性能評価, 日本音響学会誌, Vol.65, No.3, pp.121-129, 2009
- [1-22] 山川啓介, 藤原恭司: 遮音壁の構造と材料の違いによる鉄道構造物騒音の放射性状比較, 日本音響学会誌, Vol.63, No.8, pp.425-427, 2007
- [1-23] 日本音響学会道路交通騒音調査研究委員会: 道路交通騒音予測モデル"ASJ RTN-Model2018", 日本音響学会誌, Vol.75, No.4, pp.188-250, 2019

第2章

- [2-1] 社団法人日本騒音制御工学会編: 騒音制御工学ハンドブック [基礎編・応用編], p.148, 技報堂出版, 2001
- [2-2] 朝倉巧, 坂本慎一: FDTD法による音響振動連成解析を用いた遮音性能のシミュレーション, 生産研究, Vol.61, No.4, pp.793-796, 2009
- [2-3] Philip M. Morse and K.Uno Ingard: Theoretical Acoustics, pp.252-255, McGraw-Hill, Inc., New York, 1968
- [2-4] 石塚崇: 特殊エッジ形状をもつ防音壁の遮音性能に関する研究, pp.22-24, 九州芸術工科大学博士論文, 2004
- [2-5] Beranek,L.L.: Noise and vibration control, McGraw-Hill, pp.255-256, 1971

第3章

- [3-1] K.S.Yee: Numerical Solution of Initial Boundary Value Problems Involving Maxwell's Equations in Isotropic Media, IEEE Transactions on Antennas and Propagations, Vol. 14, No.5, pp.302-307, 1966
- [3-2] G.M.L. Gladwell: A finite element method for acoustics, Proceedings of the 5th International Congress on Acoustics, 1965
- [3-3] G.M.L. Gladwell and G. Zimmerman: On energy and complementary energy formulations of acoustic and structural vibration problems, Journal of Sound and Vibration, Vol.3, pp.233-241, 1966
- [3-4] 日本騒音制御工学会編：騒音制御工学ハンドブック音 [基礎編・応用編], p.98, 技報堂出版, 2001
- [3-5] A.Krokstad, S.Strom and S. Sorsdal: Calculation the acoustical room response by the use of a ray tracing technique, Journal of Sound and Vibration, Vol.8, pp.118-125, 1968
- [3-6] 日本建築学会編：はじめての音響数値シミュレーションプログラミングガイド, p.166, コロナ社, 2012
- [3-7] 中川清：散乱波を考慮した幾何音響設計法による室内音響物理量の予測, 日本音響学会誌, Vol.45, No.12, pp.934-941, 1989
- [3-8] 日本建築学会編：音環境の数値シミュレーション, pp.3-5, 丸善出版, 2011
- [3-9] 佐久間哲哉：境界要素法による音場の数値解析, 騒音制御, Vol.31, No.4, pp.248-254, 2007
- [3-10] I.S. Kim and W.J.R Hoefler: A local mesh refinement algorithm for the time-domain finite-difference method using Maxwell's curl equations, IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques, Vol.38, pp.812-815, 1990
- [3-11] S.S. Zivanovic, K.S. Yee and K.K. Mei: A subgridding method for time-domain finite-difference method to solve Maxwell's equations, IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques, Vol.39, pp.471-479, 1991
- [3-12] 千葉雄樹, 柏達也：FDTD 解析における subgrid 技術について, 電子情報通信学会北海道支部インターネットシンポジウム 2000, Feb., pp.1-8, 2001
- [3-13] M.W.Chevalier, R.J.Luebbers and V.P. Cable: FDTD local grid with material traverse, IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques, Vol.38, pp.812-815, 1990

- [3-14] 朝倉巧, 坂本慎一: サブグリッド法を適用した時間領域差分法による音響解析, 日本音響学会誌, Vol.68, No.12, pp.605-615, 2012
- [3-15] A.Craggs: The use of simple three-dimensional acoustic finite elements for determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures, Journal of Sound and Vibration, Vol.23, No.3, pp.331-339, 1972
- [3-16] 加川幸雄, 山淵瀧夫, 森聰: 任意の吸音壁を持つ音響フィルタの有限要素シミュレーション, 日本音響学会誌, Vol.33, No.5, pp.259-266, 1977
- [3-17] A.Craggs: The transient response of a coupled plate-acoustic system using plate and acoustic finite elements, Journal of Sound and Vibration, Vol.15, No.4, pp.509-528, 1971
- [3-18] A.Craggs: A finite element model for rigid porous absorbing materials, Journal of Sound and Vibration, Vol.61, No.1, pp.101-111, 1978
- [3-19] F.Ihlenburg: Finite element analysis of acoustic scattering, Springer, 1998
- [3-20] 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
- [3-21] 日本建築学会編: はじめての音響数値シミュレーションプログラミングガイド, pp.32-39, コロナ社, 2012
- [3-22] L. Ting and M. J. Miksis: Exact boundary conditions for scattering problems, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.80, pp.1825-1827, 1986
- [3-23] 鶴秀生, 廣澤邦一: 差分法と境界積分を用いた騒音解析, Dynamics and Design Conference 2006(CD-ROM), 日本機械学会, 2006
- [3-24] 日本建築学会編: 音環境の数値シミュレーション, p.67, 丸善出版, 2011
- [3-25] 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
- [3-26] 守屋一政: 三次元無限領域問題の有限要素解析のための無限要素, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.50, No.451, pp.495-503, 1984
- [3-27] 加川幸雄, 山淵竜夫, 川上勝巳: 無限要素を用いたポアソン, ヘルムホルツ開領域問題の解析, 電子通信学会論文誌 A, Vol.65, No.12, pp.1262-1269, 1982
- [3-28] P.Bettess and O.C.Zienkiewicz: Diffraction and refraction of surface waves using finite element, International journal for numerical methods in engineering, Vol.11, pp.1271-1290, 1977
- [3-29] F.Ihlenburg: Finite element analysis of acoustic scattering, Springer, p.31, 1998
- [3-30] George Dassios: The Atkinson-Wilcox theorem in ellipsoidal geometry, Mathematical analysis and applications, Vol.274, pp.828-845, 2002

- [3-31] 松原聖, 尾川慎介: 音響解析ソフトウェア Advance/FrontNoise への無限要素の導入, アドバンスシミュレーション, Vol.23, pp.55-87, 2016
- [3-32] 伊藤毅: 音響工学原論 (上巻), p.197, コロナ社, 1968
- [3-33] 太田光雄: 基礎物理音響工学, p.90, 朝倉書店, 1990
- [3-34] 西田公至, 藤塚桂男: 有限長障壁による音波回折の境界要素解析, 日本音響学会誌, Vol.44, No.11, pp.815-823, 1988
- [3-35] Beranek,L.L.: Noise and vibration control, McGraw-Hill, pp.164-169, 1971

第4章

- [4-1] Kurita, T., Wakabayashi, Y., Yamada, H. and Horiuchi, M.: Reduction of wayside noise from Shinkansen high-speed trains, Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics, Vol.4, No.1, pp.1-12, 2011
- [4-2] 松本敏雄: 騒音に関する縮尺模型実験の施設・装置, 日本音響学会誌, Vo.63, No.9, pp.537-542, 2007
- [4-3] 子安勝: 騒音・振動 (下), p.81, コロナ社, 1982
- [4-4] 白木万博: 騒音防止設計とシミュレーション, p.443, 応用技術出版, 1987
- [4-5] 長倉清, 安部由布子, 北川敏樹, 小方幸恵: 鉄道沿線における高所空間に適用可能な騒音予測手法, 鉄道総研報告, Vol.23, No.7, pp.23-28, 2009
- [4-6] 福島昭則, 藤原恭司: 線音源の干渉性/非干渉性が障壁の挿入損失に及ぼす影響, 日本音響学会誌, Vol.58, No.1, pp.10-19, 2002
- [4-7] 廣江正明, 加来治郎, 森圭太郎, 高桑靖匡, 野澤伸一郎: 差分法を用いた台車騒音に対する逆L型防音壁の遮蔽効果の解析, 騒音制御, Vol.31, No.4, pp.322-332, 2007
- [4-8] 山下充康, 子安勝: 線状音源に対する障壁の遮音効果: 模型実験による検討, 日本音響学会誌, Vol.29, No.4, pp.207-213, 1973
- [4-9] 吉久光一: 屋外の音の伝搬における空気吸収の計算 (ISO 9613-1 について), 騒音制御, Vol.21, No.3, pp.130-135, 1997
- [4-10] 佐藤清一, 伊藤昭夫: 列車風圧とアルミニウム枠防音工の強度特性, SED(JR 東日本構造技術プロジェクト), No.12, pp.64-73, 1995
- [4-11] 住友ベークライト株式会社: ポリカエース技術資料, p.18, 2013
- [4-12] 長倉清: 新幹線騒音の予測手法に関する研究, 東京大学学位論文, p.111, 2003

第5章

- [5-1] 宇津野秀夫, 田中俊光, 森沢吉孝, 吉村登志雄: 多層形吸音材垂直入射吸音率の境界要素法による予測, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.532, pp.88-92, 1990
- [5-2] 山口誉夫: 多孔質材を充填した閉音場の減衰特性の解析 (モード減衰と減衰応答の高速計算法の提案) 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.648, pp.93-99, 2000
- [5-3] 社団法人日本騒音制御工学会編: 騒音制御工学ハンドブック [基礎編・応用編], p.140, 技報堂出版, 2001
- [5-4] C.Zwikker and C.W.Kosten: Sound Absorbing Materials, Elsevier, 1949
- [5-5] 加藤大輔: 多孔質材料内伝搬音の粘性減衰と熱伝導減衰に関する波動論的考察, 日本音響学会誌, Vol.72, No.7, pp.374-382, 2016
- [5-6] 加藤大輔: 音響管計測の原理と計測量, 日本音響学会誌, Vol.68, No.9, pp.463-468, 2012
- [5-7] M.E.Delany and E.N.Bazley: Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics, Vol.3, Issue 2, pp.105-116, 1970,
- [5-8] Yasushi Miki: Acoustical properties of porous materials -Modifications of Delany-Bazley models-, Journal of the Acoustical Society of Japan(E), Vol.11, pp.19-24, 1990
- [5-9] Takeshi Komatsu: Improvement of the Delany-Bazley and Miki models for fibrous sound-absorbing materials, Acoustical Science and Technology, Vol.29, No.2, pp. 121-129, 2008
- [5-10] 大井克洋, 木村正輝: 音響管による垂直入射吸音率測定規格, 日本音響学会誌, Vol.68, No.9, pp.469-473, 2012

第6章

- [6-1] 佐藤大悟, 半坂征則, 間々田祥吾, 木山雅和, 小笹武史: 鉄道高架橋用風荷重低減型防音工の開発, 騒音制御, Vol.39, No.4, pp.110-119, 2015
- [6-2] 前出 [4-11]
- [6-3] 前出 [4-12]
- [6-4] 長倉清, 北川敏樹: 新幹線用防音壁に関する模型実験, 騒音制御, Vol.28, No.5, pp.356-360, 2004
- [6-5] 湯沢睦茂, 鈴木博司: エッジに平行な狭い領域を吸音処理した障壁の減音効果, 日本音響学会誌, Vol.41, No.4, pp.248-255, 1985
- [6-6] 川口二俊, 北川敏樹: 新幹線沿線騒音に対する吸音板による低減効果に関する検討, 第24回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2017, CD-ROM), 2017