

博士学位論文

防音カバーの吸遮音性能把握と構造最適化

群馬大学大学院 理工学府  
知能機械創製理工学領域

武藤 大輔

2016年2月

## 目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究と課題	4
1.3 本研究の目的	6
1.4 本論文の概要	7
参考文献	10
第2章 防音部材単体の吸遮音性能改善	12
2.1 緒言	12
2.2 モデル化	13
2.3 伝達マトリクス法による吸遮音性能計算	15
2.4 気体を用いた遮音性能改善方法の検討	20
2.4.1 二重壁効果	20
2.4.2 二重壁効果に対する音響抵抗の影響	22
2.4.3 音響インピーダンスと音速による影響	26
2.4.4 実在気体の透過損失増大効果	35
2.4.5 気体を用いた遮音性能改善のまとめ	49
2.5 繊維材料の積層構造最適化による吸音性能改善	50
2.5.1 最適設計手法：多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA)	53
2.5.2 三種3層吸音構造を対象とした MOGA 適用可能性の検証	57
2.5.3 理想的な流れ抵抗分布把握のための MOGA 計算結果	60
2.5.4 繊維吸音材料の積層構造最適化のまとめ	64
2.6 結言	65
参考文献	66
第3章 開口のある防音カバー全体の吸遮音性能	68

3.1 緒言 .....	68
3.2 主な記号 .....	70
3.3 モデル化（問題の定式化） .....	71
3.3.1 内部音源問題 .....	73
3.3.2 外部音源問題 .....	75
3.4 伝達マトリクス法によるカバー構造単体の吸遮音性能の計算 .....	77
3.4.1 音響抵抗に関する実験経験則 .....	77
3.4.2 カバーの吸音率計算の際の終端条件の取り扱い .....	79
3.5 非吸音単層壁，吸音材内封二重壁，内側吸音単層壁の防音性能 ...	80
3.5.1 非吸音単層壁の防音性能 .....	81
3.5.2 吸音材内封二重壁の防音性能 .....	85
3.5.3 内側吸音単層壁の防音性能 .....	90
3.6 各防音構造の吸遮音性能の優劣比較 .....	94
3.7 吸音材内封二重壁の優位性の周波数および開口率依存性 .....	96
3.7.1 吸音材内封二重壁の優位性の開口率依存性 .....	96
3.7.2 吸音材内封二重壁の優位性のカバー内部吸音率依存性 .....	100
3.8 結言 .....	102
参考文献 .....	104
第4章 防音カバー内の音響定在波抑制構造 .....	106
4.1 緒言 .....	106
4.2 防音カバー内の音響定在波 .....	107
4.3 音響管を用いた定在波抑制方法の検討 .....	111
4.3.1 音響管の吸音作用と防音カバー内への効果的な配置法の検討 .....	111
4.3.2 三次元解析を用いた効果の見込み .....	124
4.3.3 実験を用いた音響管の吸音作用の検証 .....	130
4.3.4 音響管を用いた定在波抑制方法のまとめ .....	132
4.4 干渉波導入孔を用いた定在波抑制方法の検討 .....	133
4.4.1 干渉波導入孔の提案 .....	133

---

4.4.2	三次元解析による干渉波導入孔の位置と大きさの最適化 .....	135
4.4.3	実験による干渉波導入孔の効果の検証 .....	152
4.4.4	干渉波導入孔を用いた音響定在波抑制方法のまとめ .....	154
4.5	アクティブノイズコントロールを用いた定在波抑制方法の検討 .	156
4.5.1	アクティブノイズコントロール適用の提案 .....	156
4.5.2	FDTD 法を用いた定在波の確認とアクティブ制御効果の推定	158
4.5.3	残響室試験によるアクティブ制御効果の検証 .....	169
4.5.4	ANC を用いた音響定在波抑制方法のまとめ .....	172
4.6	結言 .....	173
	参考文献 .....	174
第 5 章	結 論 .....	176
5.1	結論 .....	176
5.1.1	防音部材単体の吸遮音性能改善（第 2 章） .....	176
5.1.2	開口のある防音カバー全体の吸遮音性能（第 3 章） .....	177
5.1.3	防音カバー内の音響定在波抑制構造（第 4 章） .....	177
5.2	今後の展開 .....	180
	謝辞 .....	181
	関連論文 .....	183

# 第1章 序 論

## 1.1 研究の背景

近年、機械製品の付加価値の追求が進んでいる。ある程度成熟した製品では、製品自体の基本性能だけでは既存品との差別化が難しくなっているためである。従って、基本性能以外の機能を多数盛り込む「多機能化」や、製品の使い心地を改善・改良する「快適化」などを推進することで、既存品に対する優位性を向上することが求められる。

「快適化」は製品によって様々な形態がある。自動車や鉄道、航空機などの乗り物であれば「室内の意匠性の向上」「振動の低減・乗り心地の改善」「乗り降り・アクセスしやすさの向上」など、情報機器であれば「小型軽量化」「耐久性向上」「取り扱いのしやすさの向上」などであろう。このように「快適化」には多数の施策があるが、「静音化」もそのひとつの尺度として認知され、注目され始めている。この背景を詳しく分析すると、基本性能の向上や多機能化、更には「静音化」を除く快適化の追求が、騒音を増大する要因となりやすいためであると考えられる。

乗り物の例として航空機の室内騒音を例に挙げて考察する。基本性能である高速化のためにエンジンの出力を大きくすれば室内騒音が増大するは明白である。しかし、燃費や運動性能向上のために機体を軽量化すれば、機体の遮音性は一般には質量則に則って悪化し、意匠性・室内からの景観を重視して周囲よりも遮音性の劣る窓部を拡大すれば、更に防音性能は悪化することとなる。またこの対策として制振吸音材を単純に追加・貼付する案は、軽量化や室内空間の拡大と相反するため容認されるのが難しい。実際はむしろ、従来搭載された制振吸音材よりも高性能で且つ軽量・低コストな材料の探査と適用が求められる。これらの傾向は自動車や鉄道車両など、他の乗り物においても基本的には同じである。

同様な事情は情報機器にも当てはまる。昔は大きな会議室にのみ、その天井などに常設されていた液晶プロジェクタは「小型化」に伴って、ミーティングスペースの机の上に非常設で配置されるようになり、「サーバー室」などと称された専用の部屋の中に配置されたサーバーやデータストレージは今ではオフィスの居室の一角に設けられるのが一般的となった。これらにより、情報機器は講演者・聴衆・オフィスワーカーにより身近な存在となったが、一方でそれは、音源からユーザーの耳までの距離が近くなったことを意味している。また、「小型化」によってプロジェクタの光源やサーバー内の集積回路、機械部品などの発熱密度が上昇するため送風冷却ファンの風量

の増加が求められ、これは音源出力の増大を意味するのは明白である。しかも「軽量化」により筐体が薄くなれば遮音性能は悪化する。

このように静音化は新興要求性能であるという背景上、他の性能改善・向上と基本的に背反することが多い。こういった観点に立脚した場合、静音化を達成する目的で、むやみやたらに遮音材や吸音材などを付与して重量や製作コストを増やしたり、またそれによって装置のレイアウトの自由度や防塵性、メンテナンス性を著しく悪化させたりすることは望まれない。つまり「静音化」には、必要最低限の重量、設置スペースや製作コストで、低騒音化の目標を達成するという、いわば「限界設計」あるいは「最適設計」が初めから求められている。

本論文では静音化施策の具体的な例として、防音カバーや防音エンクロージャーなど音源を外側から覆う構造を取り上げる。本論文ではこのような音源を外側から覆う構造を以降まとめて「防音カバー構造」と称す。図 1-1 に本論文で検討対象とする防音カバー構造とその構成要素を示す。防音カバーは内外の音の伝達を防ぐ「防音部」と排熱・換気あるいは配管やダクトなどを通すために設けられた「開口部」で構成される。防音部は一枚の板状の固体であったり、内部に多孔質吸音材を封止して積層させた吸音二重壁構造として構成されたりすることが多い。この防音カバー構造は汎用で最も広く用いられている静音化施策であるが、それを設置しない状態に比べると、既に、設置スペースやコスト、施工性、メンテナンス性など様々な面で不利である。そのため、この防音カバー構造の防音性能を改善するために、更にこれらの不利を助長するのは実際問題として受け入れがたい。現実の設計現場では、どちらかといえば、現状の防音カバー構造において、不必要な部分を削減し、逆に重要な部分に重点的に配置するなどすることで、防音カバー構造未設置時に比べて発生した不利を抑制しつつ、防音カバー性能の改善を図ることが求められる。

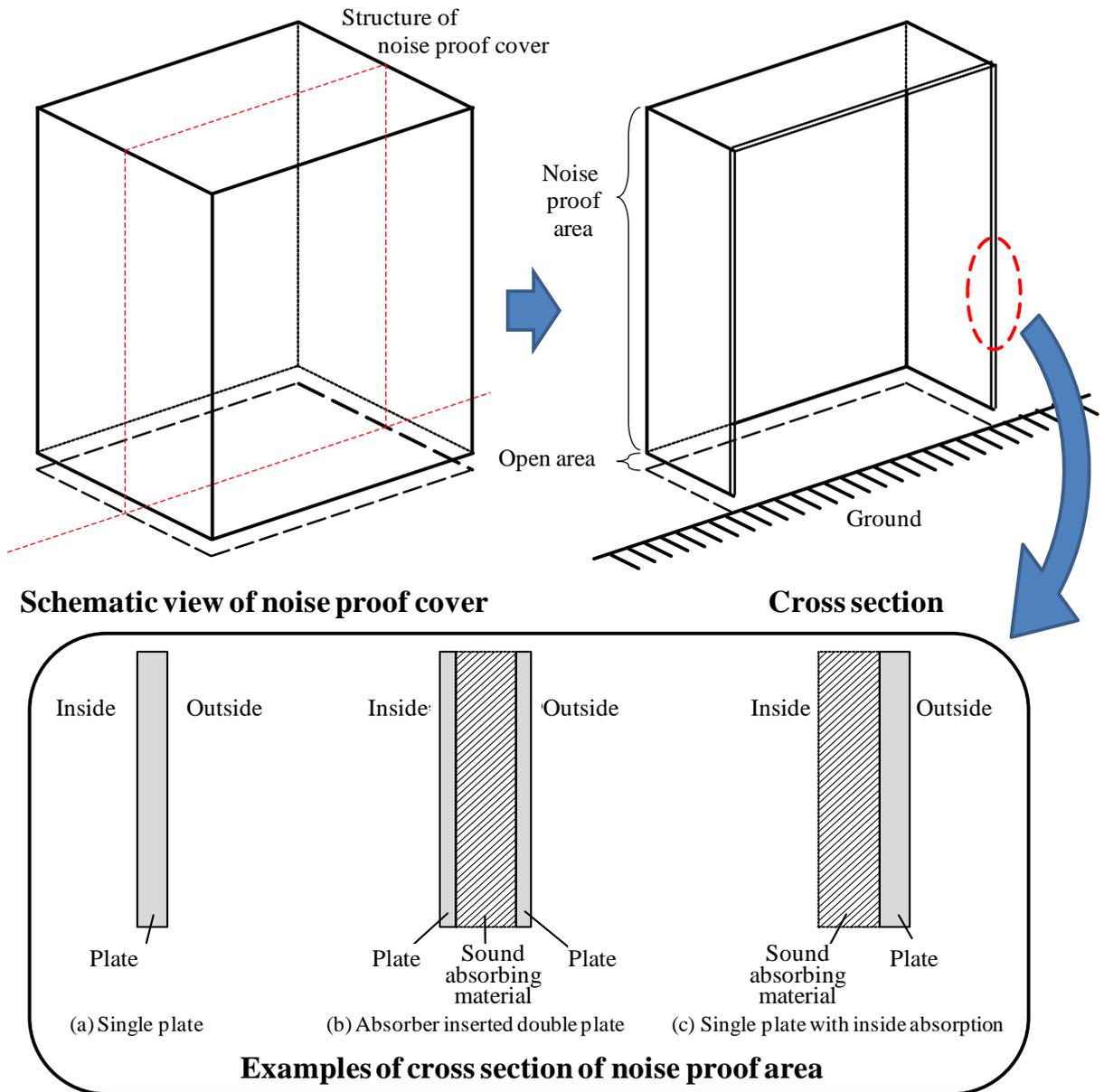


図 1-1 本論文において検討対象とする防音カバー構造

## 1.2 従来の研究と課題

前節で説明のように，製品の静音化以外の性能の向上が騒音を増大させる要因となることが多いが，対して静音化は基本的に他の性能の改善・向上と背反することが多く，そもそも静音化に向けた防音カバー構造を積極的に採用・適用すること自体，実際の設計では抵抗が大きい．よって一度適用された防音カバー構造を見直す場合は，防音性能と他の性能のトレードオフ関係を事前に把握して提案する構造が限界設計であることを示すか，あるいは性能と騒音を盛り込んだ何かしらの評価関数を導入して，提案する構造がこの評価関数を改善する設計であることを示すことが求められる．

この限界設計・最適設計を行うためには，防音性能の事前予測手法が必要となるが，先述の防音カバー構造の性能予測方法としては伝達マトリクス法（詳細は文献[1]）があり，広く用いられている．伝達マトリクス法は，元来は幾何光学の分野で発展した手法であるが，音響学の分野でもダクト内を伝搬する音に関して古くから適用されていた．その後，繊維材料や発泡材料などで構成された多孔質吸音材の音響的な振る舞いを簡単なパラメータを用いて説明する吸音材モデル（[2]～[4]）が考案され始めると，伝達マトリクス法は積層吸遮音構造の性能解析にも積極的に用いられるようになった．

ところで防音カバー構造の性能を示す尺度には，一般に遮音性能と吸音性能がある．遮音性能に関しては，空気層を挟んだ複数の積層板の遮音構造を対象として上述のような手法を展開し系統的にまとめられており，板材料の減衰の取り扱いと同定方法に関しての提案が，文献[5]，[6]などでなされている．また，板構造と吸音材料を多数積層させた構造を対象に，積層枚数と遮音性について先述の伝達マトリクス法を用いて検討した結果，吸音二重壁構造が実用上もっとも有効であるとする知見が文献[7]などで記載されている．この他にも吸音材料と板構造が互いに積層された防音構造の遮音性について多くの議論がなされている．しかし一方で，先述の航空機の窓のように薄さや透光性が求められる場合のカバー構造案の検討については，あまり十分な議論はされていない．

また，先述のように防音カバー構造の性能評価尺度として遮音性能と並んで重要なのが吸音性能である．吸音性能に関しても伝達マトリクス法を用いた吸遮音材料の積層構造の検討が，文献[8]～[11]などでなされており，各適用周波数に対して最適な積層構成の材料が一般に市販されている．しかしながら，任意の周波数に対して最適な積層構成の体系的な知見が纏められているような文献は確認できていない．

ここまでは開口部のない防音カバー構造に関しての遮音性能と吸音性能それぞれに

関して独立した従来の研究を示したが、先述のように、防音カバー構造の設置は他の性能改善・向上と基本的に背反することが多いため、多くの場合は、与えられた厚さや重さの制限の範囲内で遮音性能と吸音性能の両方を満足させる必要が発生する。また、実際の防音カバー構造は、換気や排熱、あるいはケーブルや配管を通す都合上、孔や隙間が無数に明けられている場合が多い。更に防音カバー構造の設置によって防音カバー内部の残響や定在波の発生を促進してしまい、防音性能を悪化させてしまう場合もある。一般的に防音カバー構造そのものの遮音性を重視した場合、先述のように内部に吸音材を挟んだ二重の板で構成される、いわゆる“吸音材内封二重壁構造”が採用される。しかしながら開口率が大きい場合、開口部からの漏洩音により、防音カバー構造全体としての遮音性は、この漏洩音で飽和することが見込まれる。また、吸音材内封二重壁構造はカバー内外の音の伝達を防ぐ“遮音性”は良好であるかもしれないが、吸音の観点から考えた場合では防音カバー内面に対する音の吸収しやすさである“吸音率”が低いため防音カバー内の残響を抑制しにくく、かえって防音性が低下する可能性がある。むしろ、防音カバー構造の防音部内側に対して吸音材を露出させて、二重板の合計した厚さの単層壁を外側に持ってくる“内側吸音単層壁”とする方が吸音の観点からはよいと考えられる。このように、開口を有する防音カバー構造全体として、吸音材内封二重壁と内側吸音単層壁のどちらを選択するのが最良か、という疑問はしばしば発生するが、それに答える知見が得られるような体系的な研究は十分には行なわれていない。

防音カバー構造の設置によって防音カバー構造内部の残響や定在波の発生を促進してしまうことについては既に触れたが、これについては防音カバー構造内部を吸音することで残響を抑制するのが良いとされる。文献[12]、[13]では、閉空間を対象として多孔質吸音材の最適配置に関する検討がなされている。一方で、多孔質材料を用いて吸音を行う場合、抑制したい周波数でできる波長の1/4程度以上の厚さが必要とされるが、抑制対象としている防音カバー内部の音響定在波は、その波長が防音カバー構造の代表長さ程度にも及ぶ。したがって実際に適用する場合には、他の性能である「設置スペースの小型化」と両立させるのが困難な場合が多い。

以上、従来の研究の課題を纏めると以下のようなになる。

- 透光性のある遮音構造の検討が十分になされていない
- 任意の周波数に対して最適な積層吸音構成の体系的な知見が纏められていない
- 開口を有する防音カバー構造全体の吸遮音性能について、内側吸音単層壁と吸音材内封二重壁の優劣判定がなされていない
- 防音カバー構造内音響定在波の抑制方法として設置スペースの小さい構造の検討が十分になされていない

### 1.3 本研究の目的

本研究は，防音カバー構造の吸遮音性能把握と構造最適化を対象として，以下の項目を目的としている．

- 防音部材の単体の吸遮音性能改善
  - ・ 空気以外の気体を封入した透光性のある遮音構造の検討
  - ・ 目的吸音特性別の積層繊維材料の積層方向流れ抵抗最適化
  
- 開口を有する防音カバー構造全体の吸遮音性能把握
  - ・ 内側吸音単層壁と吸音材内封二重壁の優劣判定と開口率，初期内部吸音率依存性の解明
  
- 防音カバー構造内の音響定在波抑制構造の検討
  - ・ 発生する定在波の形態に基づきこれを事前に把握して逆利用した対策の検討（音響管，干渉波導入放出孔，アクティブノイズコントロールの適用）

## 1.4 本論文の概要

本論文の概要を図 1-2 に示す。本論文は 5 章で構成されており、一般的な防音構造である防音カバーについて、そのカバーを構成する部材の吸遮音積層構造や、隙間の開口部も考慮した場合のカバー構成についての考察、さらにカバー内部で発生する音響定在波の抑制について検討を行った結果をまとめたものである。

以下、各章について概要を纏める。

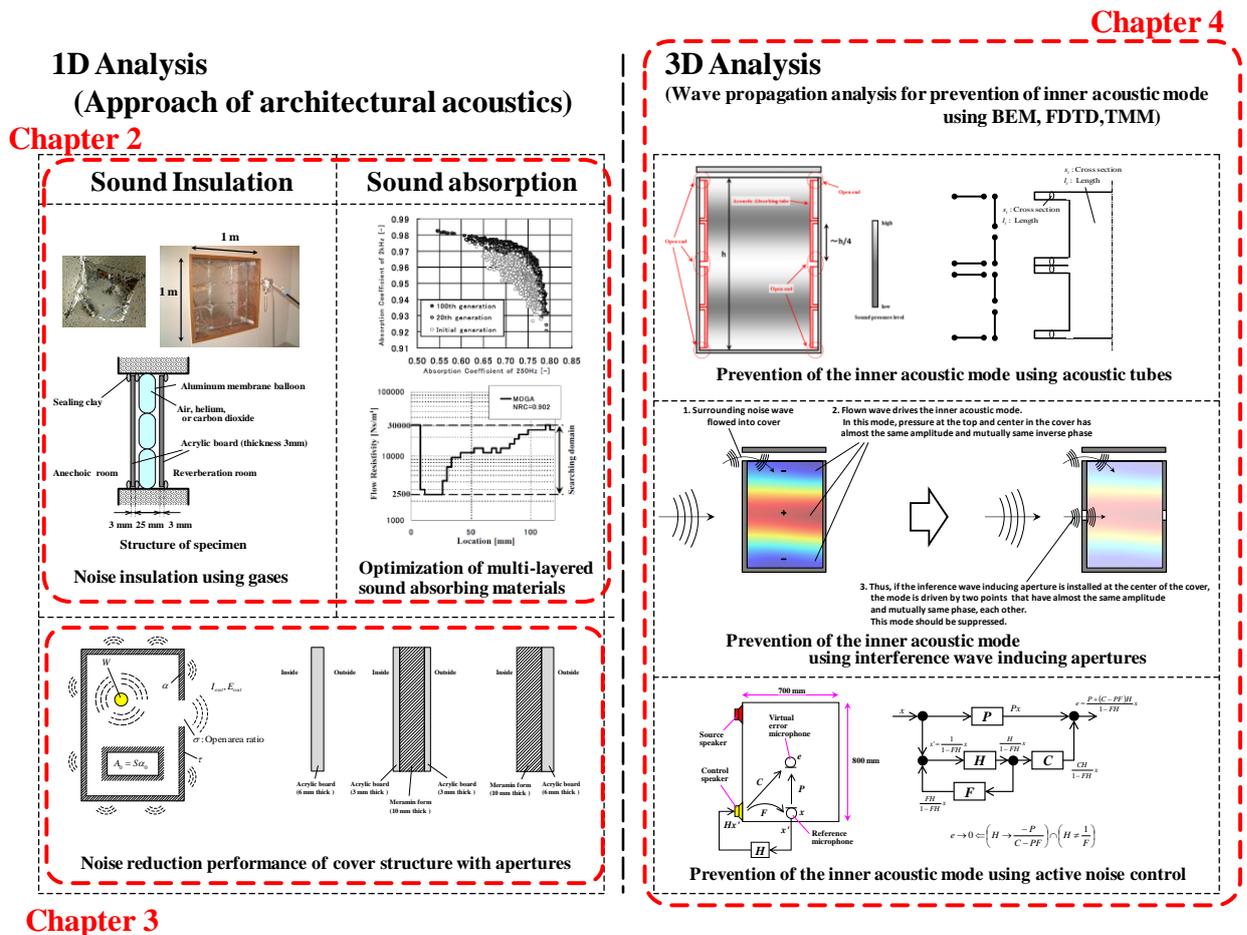
第 1 章は本章であり、静音化の必要性の高まりといった背景から、その一つの方策である防音カバーに求められる条件や従来の課題を説明した後、本研究の目的を述べており、最終項である本項で本論文の概要をまとめている。

第 2 章では、防音カバー構造のうち隙間を含まない防音部材単体の吸遮音性能の改善を目的に、一般に吸音二重壁構造として構成される防音カバーの二重壁内部に対して、空気と違う気体を封入した場合の防音性能変化の検討を行う。また、一般にカバーの内面側に対して設けられる多孔質吸音材に関して、その積層方向の特性の分布の最適化について検討する。この章では建築音響学的なアプローチに立脚し、まず計算方法として、音波の伝搬を準 1 次元的に取り扱う (1D 解析) 伝達マトリクス法 (Transfer Matrix Method : 以降「TMM」と略す) について説明する。次いで性能改善の方策の議論を行う。はじめに遮音性向上の方法として内部に気体を封入した二重壁を考え、内部気体の特性による遮音性改善効果への影響について議論した後、遮音性改善に最適な気体についての考察を行う。その結果、空気よりも音速が速い気体は低周波で、空気よりも音速が遅いか音響インピーダンスが小さい気体は高周波で透過損失が改善することが計算からわかり、実験でもこの効果は確認され、常温常圧の現実的な気体では平均分子量が小さく、比熱比が大きいものがよいとの結論を得る。次に、吸音性向上の方法として、繊維材料の積層構造最適化を考え、多目的遺伝的アルゴリズムを用いて各周波数帯域毎に流れ抵抗分布の最適解とその解釈について考察する。その結果、低周波での吸音率を改善するには吸音構造表面の流れ抵抗を大きくし、逆に高周波での吸音率を改善するには吸音構造表面の流れ抵抗を小さくするのがよいとの結論を得る。また、全周波数的に吸音率を改善するには、表面では流れ抵抗が大きく、奥に向かって一度小さくなった後、再び徐々に流れ抵抗が大きくなるような、ギリシャ文字の「 $\psi$ 」の字のような形となるような分布とするのがよいことを理論的に説明する。

第3章では第2章で取り扱わなかった隙間開口部の影響とカバー内にもともと存在する初期吸音について議論ができるように拡張する。まず、建築音響学的なアプローチに立脚してエネルギー平衡方程式と伝達マトリクス法を用いた吸遮音計算を元に、カバーの防音性能は音源がカバー内部にある問題と音源がカバー外部にある問題が等価であることを示す。次いで、非吸音単層壁、吸音材内封二重壁、内側吸音単層壁の3種類の一般的な吸遮音構造についてそれらの挿入損失の優劣を比較する。その結果、開口が小さくカバー内部の初期吸音が大きい場合は吸音材内封二重壁のほうが優位であるが、逆に開口が大きく、カバー内初期吸音が小さい場合には内側吸音単層壁のほうが優位であると判断できることを示す。

第4章では、防音カバーの設置によって発生するカバー内部の音響定在波について、その抑制を目的に、音響管や干渉波導入放出孔、アクティブノイズコントロールの適用の可能性について検討する。まずはカバー設置の副作用とも言うべき低周波領域で発生するカバー内部の音響定在波について、無響室を用いた実験と境界要素法 (Boundary Element Method : 以下「BEM」と略す)を用いた三次元音響数値解析 (3D解析)により明らかにする。次いでこの音響定在波の抑制について、その一つの方法としてカバー内部に対して音響管を設置する場合のその設置方法および設置箇所の最適化について検討する。その結果、カバー長手方向  $1/4$  の長さの管を、このカバー長手方向の両端と中央部にそれぞれの開口部がくるような配置することで、音響定在波によって発生する防音性能の悪化を約 6dB 低減することを実験により立証する。次に、干渉波導入放出孔を用いた場合のその位置と大きさに関する最適化について、実験と 3D 解析により検討する。その結果、当初開口と同程度の大きさの干渉波導入放出孔をカバー長手方向中央付近に設置することで、音響定在波によって発生する防音性能の悪化を約 4dB 低減することを説明する。最後にアクティブノイズコントロールを用いた場合の定在波抑制効果について、時間領域有限差分法 (Finite Difference Time Domain Method : 以下「FDTD 法」と略す)を用いた解析により見積もり、最終的に残響室を用いた実験によりその効果を検証し、その結果、音響定在波によって発生する防音性能の悪化を約 5dB 低減することを説明する。

第5章では、結論として本研究で得られた成果をまとめ、今後の課題や展開について述べる。



## 参考文献

- [1] Allard, J. F. , Propagation of sound in porous media - Modeling sound absorbing materials, Elsevier Applied Science (1993).
- [2] Delany, M. E. and Bazley E. N. , Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics Vol.3 (1970), pp. 105-116.
- [3] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. I Low frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 168-178.
- [4] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. II Higher frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 179-191.
- [5] 太田光雄, 岩重博文, 一般二重壁の遮音特性に対する系統的一理論と吸音性中空二重壁への実際的適用, 日本音響学会誌, Vol.34, No.1 (1978), pp.3-10.
- [6] 太田光雄, 永井一則, 畠山一達, 一般N重壁の遮音特性に関する系統的一理論, 日本音響学会誌, Vol.35, No.3 (1979), pp.118-125.
- [7] 山口誉夫, 自動車用防音構造の遮音吸音特性シミュレーション, 制振工学研究会 99 技術交流会資料集 SDT99020 (1999), pp. 91-94.
- [8] 霊田青滋, 飯田一嘉, 丸山暉彦, ポリエステル繊維系吸音材の開発 : 複合膜構造を用いた中低周波数帯域の吸音性能向上, 騒音制御, Vol.31, No.6 (2007), pp.450-457.
- [9] 増田潔, 関雅英, 岸 保之, 高性能低周波吸音材の開発, 大成建設技術センター報 第44号(2011). pp 48-1 - 48-4
- [10] 石川和久, 老後哲朗, 平井進, 山添秀敏, 三宅清市, 低周波数用吸音材の開発, 昭和電線レビュー, Vol. 53, No. 1 (2003), pp 41 - 44.
- [11] 木村祐, 木田俊雄, 谷本一浩, 低発塵性低周波吸音材の開発, 昭和電線レビュー, Vol. 58, No. 1 (2008), pp 54 - 56.
- [12] 山口誉夫, 黒沢良夫, 松村修二, 閉空間領域内に吸音体を有する三次元音場の減衰特性の有限要素解析, 日本機械学会論文集(C編), 68巻 665号(2002), pp 1-7.
- [13] 山口誉夫, 閉空間領域内に吸音体を有する三次元音場の減衰特性の有限要素解析, Dynamics and Design Conference : 機械力学・計測制御講演論文集 : D & D 2001(abstract), 208, 2001-08-03

- [14] London, A. , Transmission of Reverberant Sound through Double Walls, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.22, No.2 (1950), pp.270-279.
- [15] 阪上公博, 加納賢一, 森本政之, 矢入幹記, 背後に多孔質吸音層を有する微細穿孔板 (MPP) 吸音体の吸音特性, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.2 (2010), pp.14-19.
- [16] 阪上公博, 小嶋星司, 森本政之, 微細穿孔板 (MPP) と通気性膜からなる 2 重吸音構造の吸音特性 -多孔質吸音材を挿入することによる影響-, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.3 (2011), pp.10-15.
- [17] Ingard, U. and Bolt, R. H. , Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.23 (1951), pp.533-540.
- [18] Utsuno, H. , Tanaka, T. and Fujikawa, T. , Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.86 (1989), pp.637-643.
- [19] 井上尚久, 積層防音材料の吸遮音特性の数値予測に関する研究, 東京大学大学院 新領域創成科学研究科 社会文化環境学専攻 2011 年度修士論文 (2012), <<http://repository.dl.itc.u-tokyo.ac.jp/dspace/bitstream/2261/52349/2/K-03428.pdf>>
- [20] 吉田誠, 釘宮伸太郎, 片山猛, 長林保, ハイビジョン対応液晶プロジェクタ, 日立評論 2004 年 11 月号, Vol.86 (2014), No.11, pp 33-38, <[http://www.hitachi-hyeron.com/jp/pdf/2004/11/2004\\_11\\_06.pdf](http://www.hitachi-hyeron.com/jp/pdf/2004/11/2004_11_06.pdf)>.

## 第2章 防音部材単体の吸遮音性能改善

### 2.1 緒言

製品の静音化には構造各部の遮音性を高めることが必要であり、それには、単層である構造を二重にし（二重壁）、更に二重壁の間に吸音材を詰める方法（吸音二重壁）が一般的である。しかしながら十分な遮音性を得るためには、吸音材の質量と設置スペースが必要となり、製品の軽量化や小型化などと背反するため、むやみに吸音材を多用することは有効ではない。また、窓などのように透光性を確保するために内部に吸音材を封入できない構造もある。そこで、薄く軽量で、かつ透光性があるという上記課題を解決する手段として、筆者は中空二重壁内部の気体に着目し、空気以外の気体を封入することで遮音性を向上できないかと考えた。

また、防音カバーなどの箱型構造の内部には音がこもりやすくなることがあるため、その内部は吸音されていることが望ましい。設計者は世に出回っているさまざまな吸音材の中から許容される重量や設置スペース、コスト、耐火性、防塵性、その他さまざまな性能などを考慮しながら最適な吸音材を選択することとなる。吸音材の中で最も多く用いられているのはグラスウールなどに代表される繊維型吸音材料であろう。これらの繊維型吸音材料は単体（単層）で使用することもあるが、特性の異なる複数の材料を多層に積層させて使用するのが一般的であり、材料の流れ抵抗や、これらの積層順を変えることで吸音性能の周波数特性を制御することが可能であることはよく知られている。そこで筆者は、このような多層積層繊維型吸音構造について、吸音率計算方法と最適化手法を組み合わせることによって、各周波数帯域別の吸音率を最大化する最適な積層構造の検討ができないかと考えた。

以下、本章ではまず遮音性と吸音性の一般尺度である透過損失と吸音率について説明し、さらに吸遮音性能計算方法として、音波の伝搬を準1次元的に取り扱う(1D解析)伝達マトリクス法(Transfer Matrix Method：以降「TMM」と略す)<sup>[1]</sup>について説明する。その後、気体を用いた遮音性能改善方法と繊維材料の積層構造最適化による吸音性能改善の検討結果についてまとめる。

## 2.2 モデル化

本研究では遮音性の尺度としては「透過損失」を、吸音性の尺度としては「吸音率」を用いることとする。どちらも音響工学分野で一般的に用いられる尺度で、国内外の規格でその測定方法が決められている。

防音カバーの構成要素として、図 2-1 に示すような防音部材を考える。防音部材はいくつかの材料が一方向に積層されて構成されており、全体としてこの積層方向を法線とする板状の構造となっている。この全体として板状の防音部材の一方の面からエネルギー  $E_i$  の音が入射したとき（以降これを「入射音」と称す）、そのうちの一部  $E_r$  は反射し（以降これを「反射音」と称す）、一部  $E_t$  は透過する（以降「透過音」と称す）ものとする。ただし、ここで考える防音部材には隙間などの開口部はなく、一方から入射した音が防音部材を構成する材料を通らずに反対側へ到達するいわゆる漏洩（以降その漏洩した音のことを「漏洩音」と称す）はないものとする。このとき、音響反射率  $r$  と音響透過率  $\tau$  は以下のように与えられる。

$$\begin{aligned} r &= \frac{E_r}{E_i} \\ \tau &= \frac{E_t}{E_i} \end{aligned} \tag{2-1}$$

吸音率  $\alpha$  は音響反射率の補数として以下のように表される。

$$\alpha = 1 - r = 1 - \frac{E_r}{E_i} \tag{2-2}$$

透過損失  $TL$  は音響透過率の逆数のデシベル尺度として以下のように表される。

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{\tau} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{E_i}{E_t} \right) \tag{2-3}$$

一般に吸音率  $\alpha$  と透過損失  $TL$  は強い周波数依存性を持ち、積層する材料の音響特性と積層順などに依存してその周波数特性が変化する。次節では材料の音響特性と積層順から、これら吸音率  $\alpha$  と透過損失  $TL$  を計算する手法について詳細に述べる。

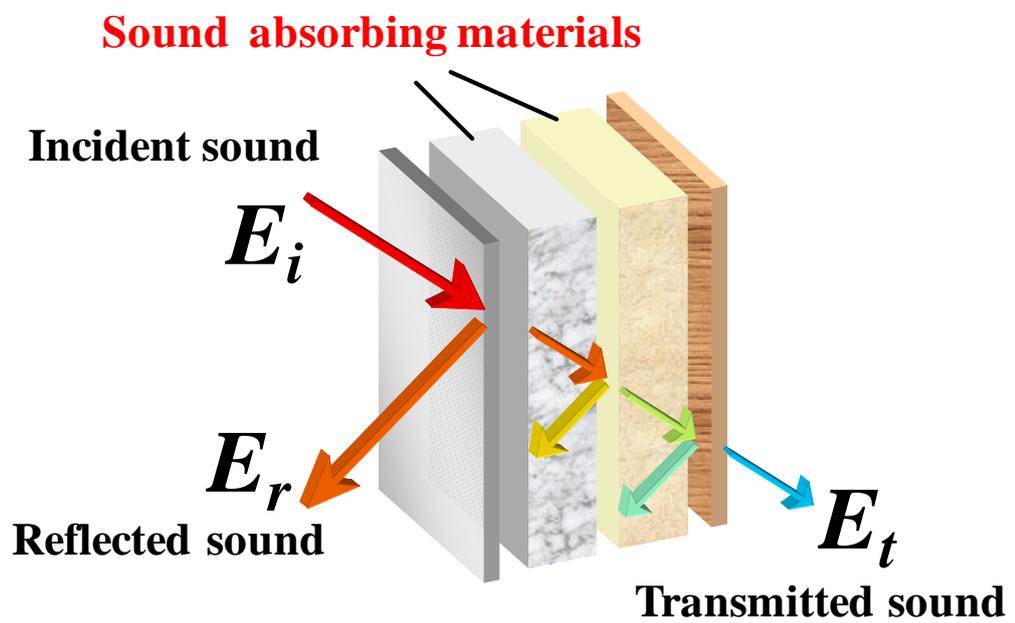


図 2-1 防音部材単体の吸遮音性能とモデル化

### 2.3 伝達マトリクス法による吸遮音性能計算

前節で説明のとおり本研究では遮音性の尺度として「透過損失」を、吸音性の尺度として「吸音率」をそれぞれ用いることとするが、そのどちらも「伝達マトリクス法」と呼ばれる手法で算出することが可能である<sup>[1]</sup>。

伝達マトリクス法は積層吸遮音構造の中を伝搬する音波について、進行波と後退波に分けて考えて各層の音圧と媒質粒子速度（以後単に「粒子速度」と称す）を求めていく手法である。具体的に図 2-2 を用いて説明する。

いま、ある単層の吸遮音材料  $i$  中を音波が伝搬するとき、変数となる物理量は入射側の音圧  $p_i$  と粒子速度  $v_i$  および透過側の音圧  $p_{i-1}$  と粒子速度  $v_{i-1}$  の4つである。ここで、 $i$  は伝搬の方向と逆となるように割り振った層の番号で、層  $i$  に対してその入射側の物理量のインデックスも兼ねることとする。各層を伝達する音波の振る舞いは、連続の式と運動方程式の二つの条件を満たす。従って残り二つの条件が与えられれば、ある条件における4つの物理量に関する問題を解くことができる。伝達マトリクス法<sup>[1]</sup>ではこの残り二つの条件について伝搬の下流側つまり透過側の音圧と粒子速度を与えることとする。図 2-2(a)はこれを示すものであり、層  $i$  の透過側の音圧  $p_{i-1}$  と粒子速度  $v_{i-1}$  を表す列ベクトルを定め、これに層  $i$  の伝搬特性を定める伝達マトリクス  $\mathbf{T}_i$  を左から掛けて、層  $i$  の入射側の音圧  $p_i$  と粒子速度  $v_i$  をあらわす列ベクトルを求めるものである。具体的には以下のような式となる。

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \mathbf{T}_i \begin{bmatrix} p_{i-1} \\ v_{i-1} \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

多層積層された吸遮音材料の場合であっても上記の計算が透過側から単純に反復されることとなり（図 2-2(b)）、後述する透過側の終端条件  $p_0, v_0$  を定めることで、一番入射側の層の音圧  $p_N$  と粒子速度  $v_N$  を算出することができる。

$$\begin{bmatrix} p_N \\ v_N \end{bmatrix} = \mathbf{T}_N \cdot \mathbf{T}_{N-1} \cdots \mathbf{T}_1 \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

各層の伝達マトリクス  $\mathbf{T}_i$  は媒質のタイプによって異なり、気体や吸音材に対する伝達マトリクスは以下の式で表される。

$$\begin{aligned}
 \mathbf{T}_i &= \begin{bmatrix} \cosh(\gamma_{x,i} l_i \cos \theta_i) & Z_{x,i} \sinh(\gamma_{x,i} l_i \cos \theta_i) \\ \sinh(\gamma_{x,i} l_i \cos \theta_i) / Z_{x,i} & \cosh(\gamma_{x,i} l_i \cos \theta_i) \end{bmatrix}, \\
 Z_{x,i} &= \frac{\operatorname{Re}(Z_{C_i})}{\cos \theta_i} + j \frac{\operatorname{Im}(Z_{C_i})}{\cos^2 \theta_i}, \\
 \gamma_{x,i} &= \operatorname{Re}(\gamma_i) + j \frac{2\pi f}{\operatorname{Im}(c_i)}
 \end{aligned} \tag{2-6}$$

ここで、 $l_i$  は層の厚さ、 $\theta_i$  は音波の伝搬角であり、各層における伝搬角 $\theta_i$ と音速 $c_i$ は Snell の法則  $\sin \theta_i / c_i = \text{const.}$  を満たす。また、 $Z_{C_i}$  と  $\gamma_i$  はそれぞれ各層の特性インピーダンスと複素伝搬定数で、 $Z_{x,i}$  と  $\gamma_{x,i}$  はそれらの伝搬方向成分である。なお、特性インピーダンスと複素伝搬定数は、媒質が気体の場合は、密度を  $\rho_i$ 、音速を  $c_i$ 、周波数を  $f$  として

$$\begin{aligned}
 Z_{C_i} &= \rho_i c_i \\
 \gamma_i &= j(2\pi f) / c_i
 \end{aligned} \tag{2-7}$$

であり、媒質がグラスウールなどの繊維材料の場合は、材料の流れ抵抗 $\sigma_i$ の関数として、空気の密度 $\rho_0$ 、空気の音速 $c_0$ を用いて

$$\begin{aligned}
 Z_{C_i}(\sigma_i) &= \rho_0 c_0 \left[ 1 + 0.0571 \left( \frac{\rho_0 f}{\sigma_i} \right)^{-0.754} - j 0.0870 \left( \frac{\rho_0 f}{\sigma_i} \right)^{-0.732} \right] \\
 \gamma_i(\sigma_i) &= \frac{2\pi f}{c_0} \left[ 0.1890 \left( \frac{\rho_0 f}{\sigma_i} \right)^{-0.595} + j \left\{ 1 + 0.0978 \left( \frac{\rho_0 f}{\sigma_i} \right)^{-0.700} \right\} \right]
 \end{aligned} \tag{2-8}$$

としてあらわす Delany-Bazley の実験経験則<sup>[2]</sup>が広く用いられている。

同様に板構造の伝達マトリクスは以下のように表される。

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} 1 & Z_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{2-9}$$

ここで  $Z_i$  は板材料の機械インピーダンスで、空気の音速を  $c_0$ 、板の密度を  $\rho_i$ 、板の板厚を  $t_i$ 、ヤング率を  $E_i$ 、粘性減衰率を  $\eta_i$ 、コインシデンス周波数  $f_{c,i}$  を

$$f_{c,i} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_i t_i}{(1 + j\eta_i)(E_i t_i^3 / 12)}} \tag{2-10}$$

として、

$$Z_i = \frac{2r_{x,i}}{\cos \theta_i} + j2\pi f \rho_i t_i \left( 1 - \frac{f^2}{f_{C,i}^2} \sin^4 \theta_i \right) \quad (2-11)$$

と表される．なお， $r_{x,i}$ は London が導入した音響抵抗で<sup>[3]</sup>，表裏両面の圧力差により加振される板に働く抵抗力を決定する量であり，その実験的な同定方法は太田らにより提案されている<sup>[4],[5]</sup>．筆者らも同様の方法で音響抵抗を同定し計算に用いた．詳細は後述する（2.4.2 および 3.4.1）．

式(2-6)や式(2-9)などで与えられる伝達マトリクスを式(2-5)に代入した上で，伝搬角 $\theta$ で決まる終端条件 $(p_0 \ v_0)^T$ を設定することで入射側の音圧と粒子速度を求めるわけであるが，終端条件は計算内容によって以下の二つが用意されており，一般に，遮音性能，すなわち透過損失を求める際は自由放射端条件を，吸音性能，すなわち吸音率を求める際は固定端条件を用いる．

$$\text{自由放射端条件：} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1/Z_0 \cos \theta \end{bmatrix} p_0 \quad (2-12)$$

$$\text{固定端条件：} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} p_0 \quad (2-13)$$

これらの終端条件を元に以下の式を用いて，ある単一の入射角 $\theta$ に対する音響透過率 $\tau_\theta$ と吸音率 $\alpha_\theta$ を求める．

$$\begin{bmatrix} p_{Ni} \\ p_{Nr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1/Z_0 \cos \theta & -1/Z_0 \cos \theta \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_N \\ v_N \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

$$\tau_\theta = \frac{|p_0|^2}{|p_{Ni}|^2} \quad (2-15)$$

$$\alpha_\theta = 1 - \frac{|p_{Nr}|^2}{|p_{Ni}|^2} \quad (2-16)$$

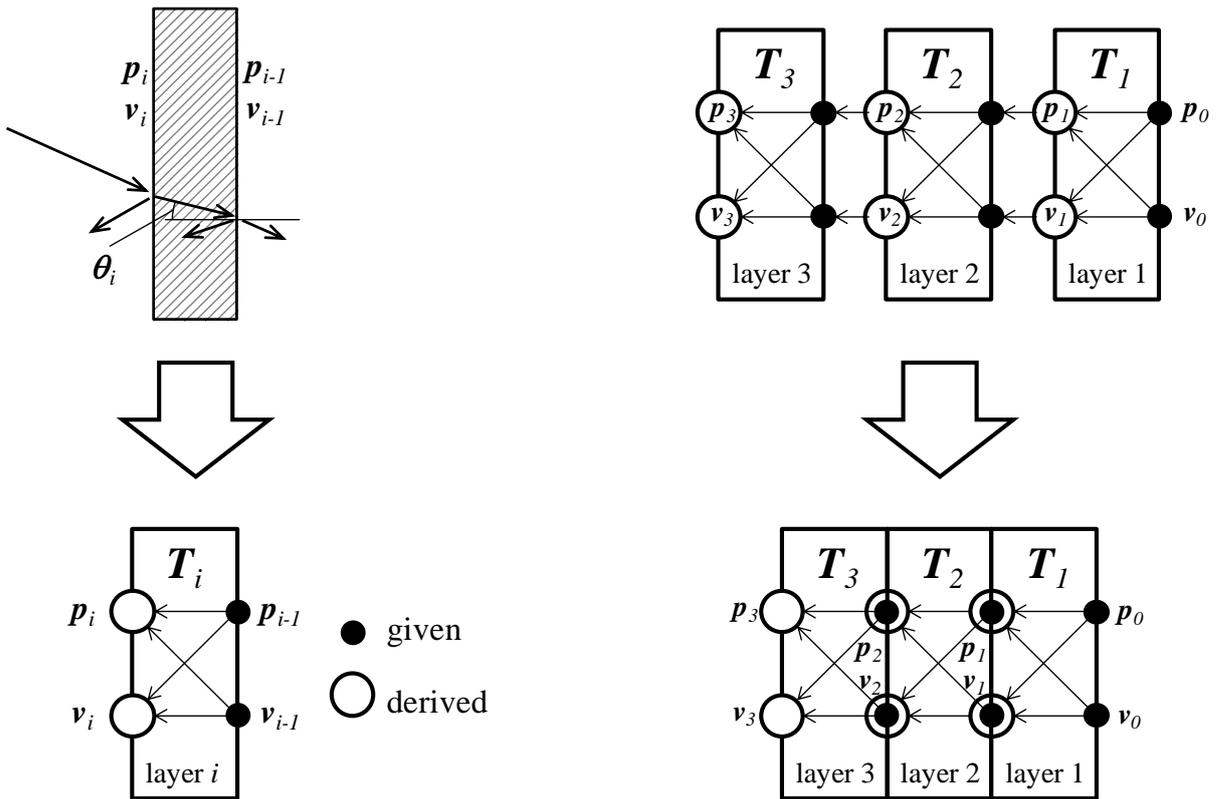
なお，式(2-14)から式(2-16)における $p_{Ni}$ ， $p_{Nr}$ はそれぞれ，音波の入射側端面における入射音と反射音の音圧を表す．

最後に，上記によって得られたある単一の入射角に対する音響透過率 $\tau_\theta$ と吸音率 $\alpha_\theta$ を，入射角 $\theta$ に関して積分すれば，乱入射に対する音響透過率 $\tau$ と吸音率 $\alpha$ を以下のように得ることができる．

$$\tau = \frac{\int \tau_\theta \sin \theta \cos \theta d\theta}{\int \sin \theta \cos \theta d\theta} \tag{2-17}$$

$$\alpha = \frac{\int \alpha_\theta \sin \theta \cos \theta d\theta}{\int \sin \theta \cos \theta d\theta} \tag{2-18}$$

また、乱入射透過損失  $TL$  は上記で得られた  $\tau$  を式(2-3)へ代入することで得られる。

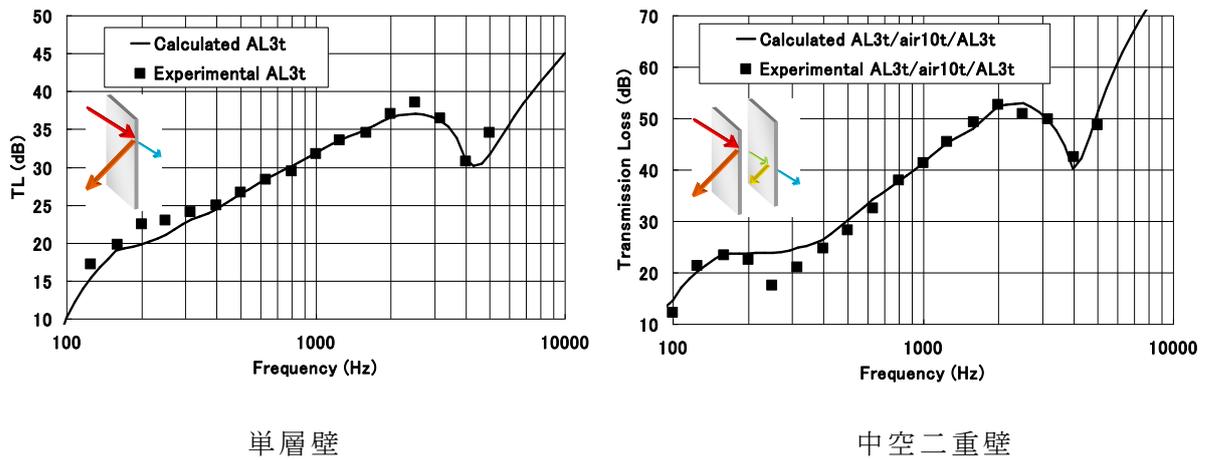


(a) 音響伝搬問題の4端子モデル

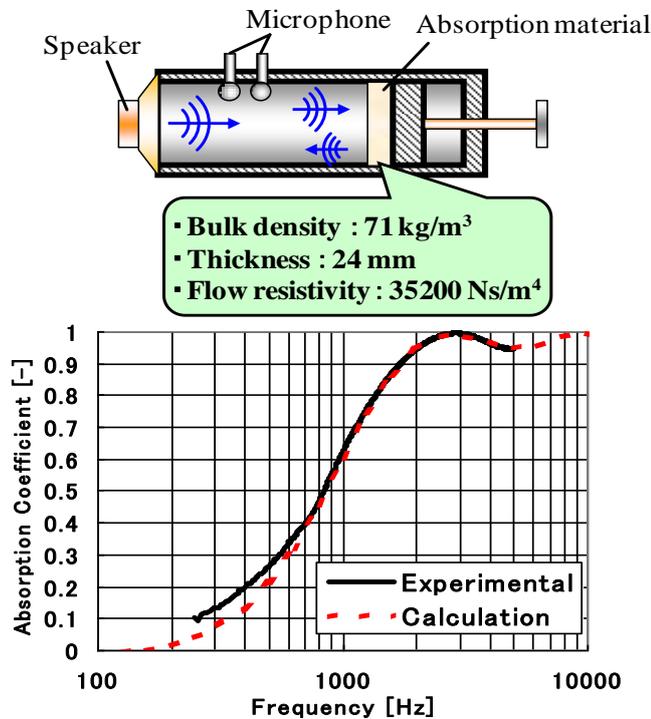
(b) 3層構造の組み合わせの例

図 2-2 伝達マトリクス法を用いた多層積層吸遮音構造の音響伝搬解析

図 2-3 に伝達マトリクス法を用いた単層壁・中空二重壁の透過損失計算，および吸音材の吸音率計算の結果について，実験と比較した精度検証の事例を示す．図のように伝達マトリクス法による計算結果と実験結果は比較的良好な精度で合致しており，伝達マトリクス法は吸遮音性能予測手法として広く一般によく用いられている．



(a) 遮音性能解析精度



(b) 吸音性能解析精度

図 2-3 伝達マトリクス法を用いた吸音遮音計算と実験の結果比較による精度検証

## 2.4 気体を用いた遮音性能改善方法の検討

本章の緒言で説明のように，一般的な吸音二重壁構造では十分な遮音性を得るためには吸音材の質量と設置スペースが必要となるが，これらは製品の別の性能である軽量化や小型化と競合することとなり，むやみに吸音材を多用することは製品設計上，あまり有効ではない．そこで厚さや重量などと背反する積層吸遮音構造の積層構造最適化については様々な検討がされている<sup>[6]</sup>．しかし，航空機や鉄道，自動車あるいは建築構造物の窓など透光性を確保するため，二重壁内部に吸音材を封入できない構造の検討は，制約条件が大きく自由度が少ないためか，遮音性向上の検討はあまりされていない．そこで，上記課題を解決する手段として，筆者は中空二重壁内部の気体に注目し，空気以外の気体を封入することで遮音性を向上できないか検討した．

以下，まずは一般に「二重壁効果」として知られる，同じ重量であれば単層よりも二重にしたほうがよいメカニズムについて説明する．そのあと，板材料の音響抵抗の影響，および中空二重壁内部封入気体の音響インピーダンスと音速による遮音性への影響について，伝達マトリクス法による計算により検討する．次いで，実在気体の透過損失増大効果について解析結果と実験結果を比較しながらまとめ，最後に遮音性向上に向けた現実的な方策について言及する．

### 2.4.1 二重壁効果

一般に，壁の遮音性，すなわち透過損失は，同じ面密度であれば，単層よりも二重にしたほうがよい．例として同じ面密度を持った単層壁と中空二重壁について，透過損失を計算して比較した結果を図 2-4 に示す．図のように，二重壁では内部の空気層が両側の板を繋ぐバネの役割を果たすため，低周波では共振して透過損失が低下するが，その一方でこの共振周波数よりも高い周波数では，二重壁のほうが同じ面密度の単層壁よりも大きな透過損失を得ることができる．この現象は「二重壁効果」と呼ばれ，さまざまな製品において吸遮音構造の透過損失を向上させる手段として利用されている．本節はこの中空二重壁の二重壁効果が壁間の内部気体によってどのように変化するかを解明し，遮音性を確保する上で最も効果的な気体を選定するものである．

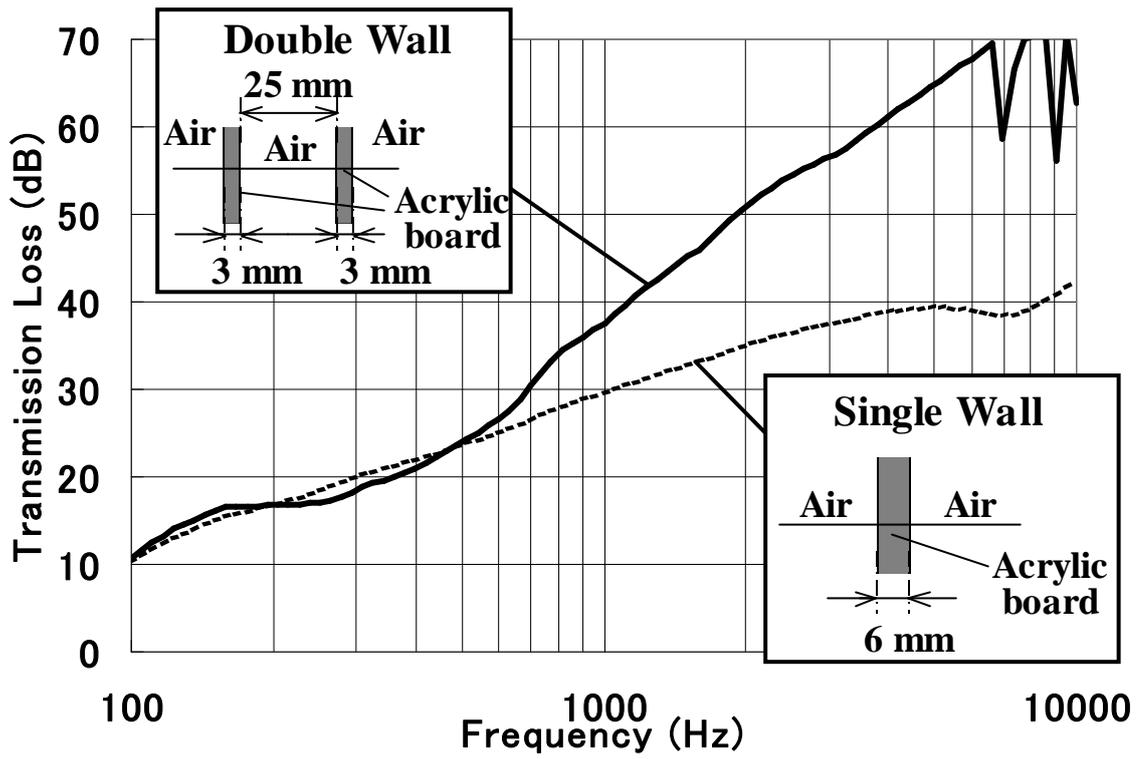


图 2-4 二重壁効果

### 2.4.2 二重壁効果に対する音響抵抗の影響

図 2-5 に本節で評価対象としている気体封入二重壁の計算モデルを示す。計算モデルは、25mm 隔てて配置した厚さ 3mm のアクリル板の間に評価気体を封止した構造を想定している。

図 2-6 に、式(2-11)に示した板材料の機械インピーダンスのうち、London<sup>[3]</sup>が導入した音響抵抗  $r_{x,i}$  を無視( $r_{x,i} = 0$ )し、内部評価気体を常圧常温の乾燥空気とした場合について、単一角度斜入射透過損失を破線で、これらを式(2-17)により入射角に関して積分した乱入射透過損失を実線で示す。また、図 2-7 には同様に音響抵抗を無視した場合の空気封入アクリル中空二重壁と、これと同じ面密度を有するアクリル単層壁の乱入射透過損失の比較を示す。図 2-6 に示すとおり、板の音響抵抗を無視した場合には中空二重壁の単一角度斜入射透過損失は入射角によって決まる周波数で必ず共振が発生して、共振周波数において透過損失が 0 となる。この共振周波数は入射角が  $0^\circ$  のときに最も小さく(以降「最低共振周波数」と呼ぶ)、入射角が大きくなるにつれて共振周波数も大きくなり、入射角が  $90^\circ$  の時には共振周波数は理論上無限大となる。つまり最低共振周波数よりも高い周波数では必ず透過損失が 0 となる入射角が存在することとなり、そのため、図 2-7 に示すように式(2-17)にて入射角に関して積分した乱入射透過損失は同じ面密度を有する単層壁の乱入射透過損失よりも小さくなって、実際の現象と異なる結果を導く。

音響抵抗はこの問題を解決するため London<sup>[3]</sup>によって導入された値で、両面の圧力差により面外方向に駆動される板に対して発生する抵抗力を表現している。なお、音響抵抗の実験的同定方法は太田<sup>[4], [5]</sup>により提案されており、本研究でもこの手法に従って空気封入の中空二重アクリル板の透過損失実験結果を元に同定した。同定した板厚 3mm のアクリル板の音響抵抗を図 2-8 に、これを用いて計算した空気封入二重壁の単一角度斜入射透過損失と乱入射透過損失を図 2-9 に示す。図 2-9 を図 2-6 と比較すると分かるように、単一角度斜入射透過損失の共振による透過損失の低下が音響抵抗の付加により抑制され、特に入射角が大きい場合において透過損失が向上している。これによって乱入射透過損失は共振による低下が認められる 200~700Hz よりも高い帯域では周波数の増加に伴って急激に上昇する。図 2-4 に示した単層壁と中空二重壁の乱入射透過損失の比較は音響抵抗を考慮した場合の計算結果であるが、この図 2-4 と音響抵抗を無視して計算した図 2-7 を比較すると音響抵抗の導入によって二重壁効果を模擬することができることがわかる。

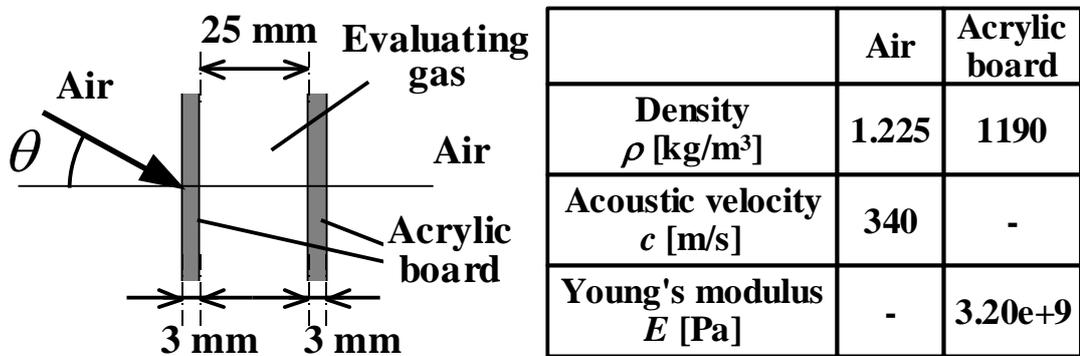


図 2-5 気体封入二重壁の透過損失計算モデル

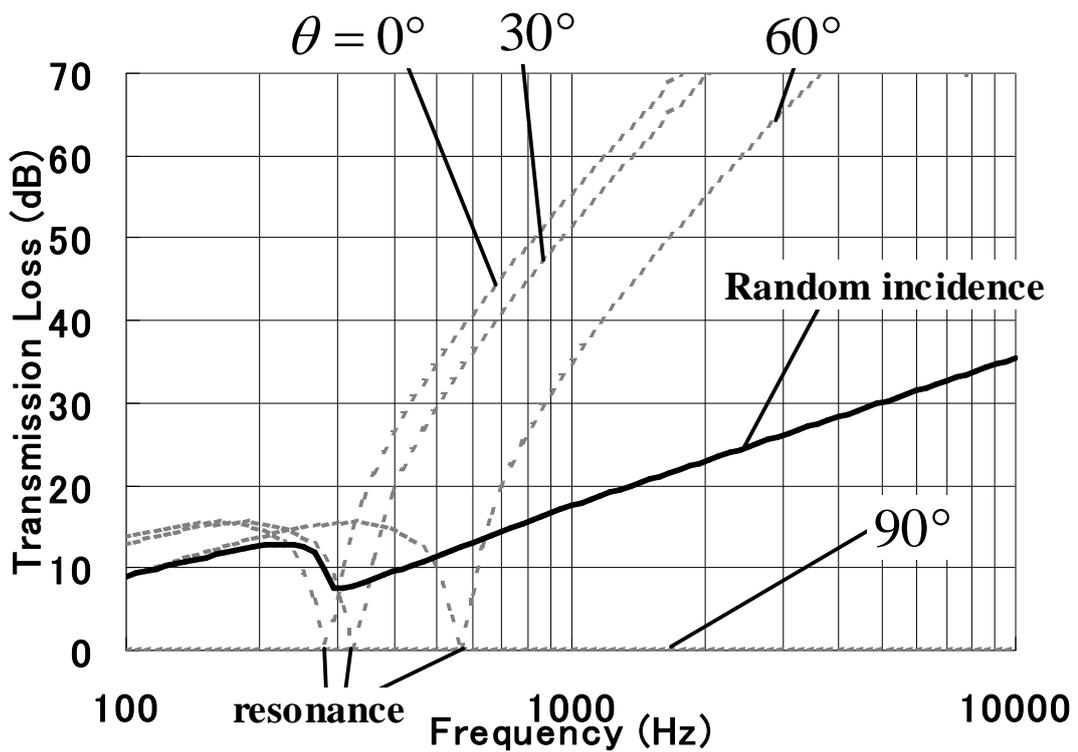


図 2-6 中空二重壁の斜入射透過損失と乱入射透過損失計算結果（音響抵抗無視）

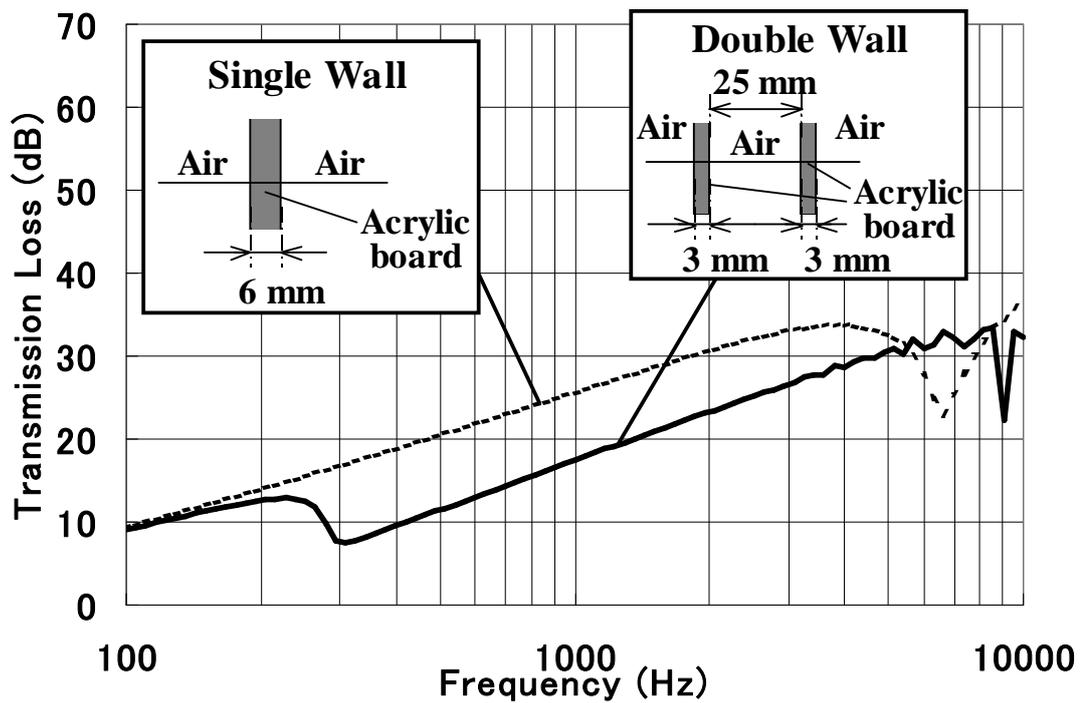


図 2-7 単層壁と中空二重壁の乱入射透過損失の比較（音響抵抗無視）

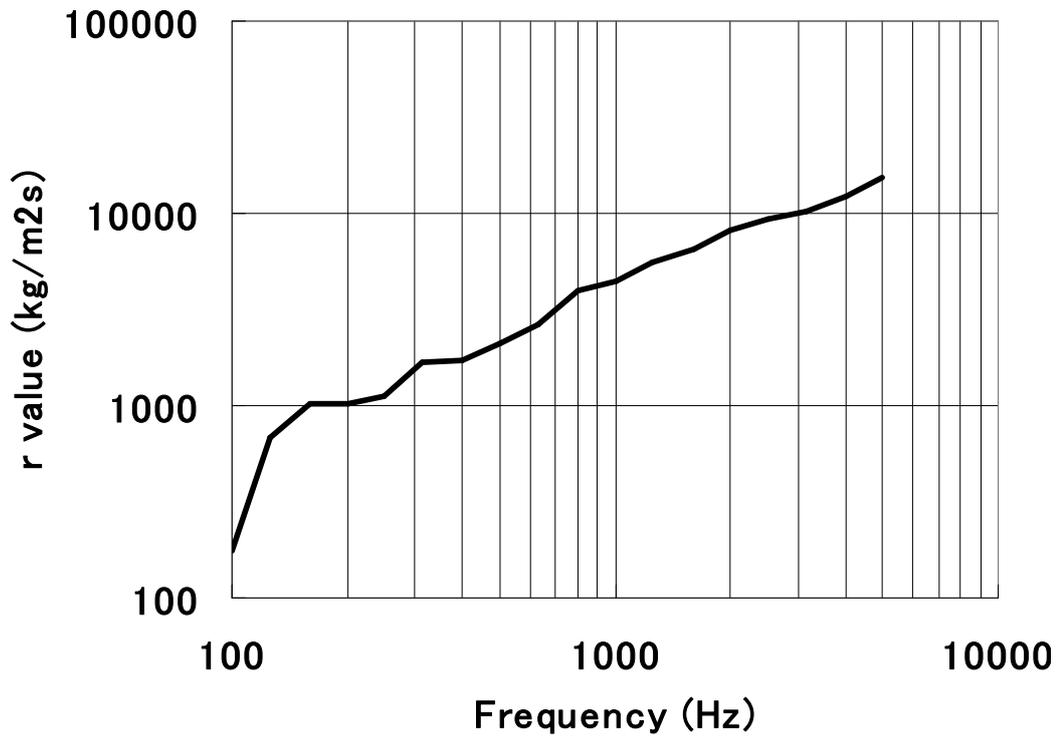


図 2-8 アクリル板の音響抵抗  $r$

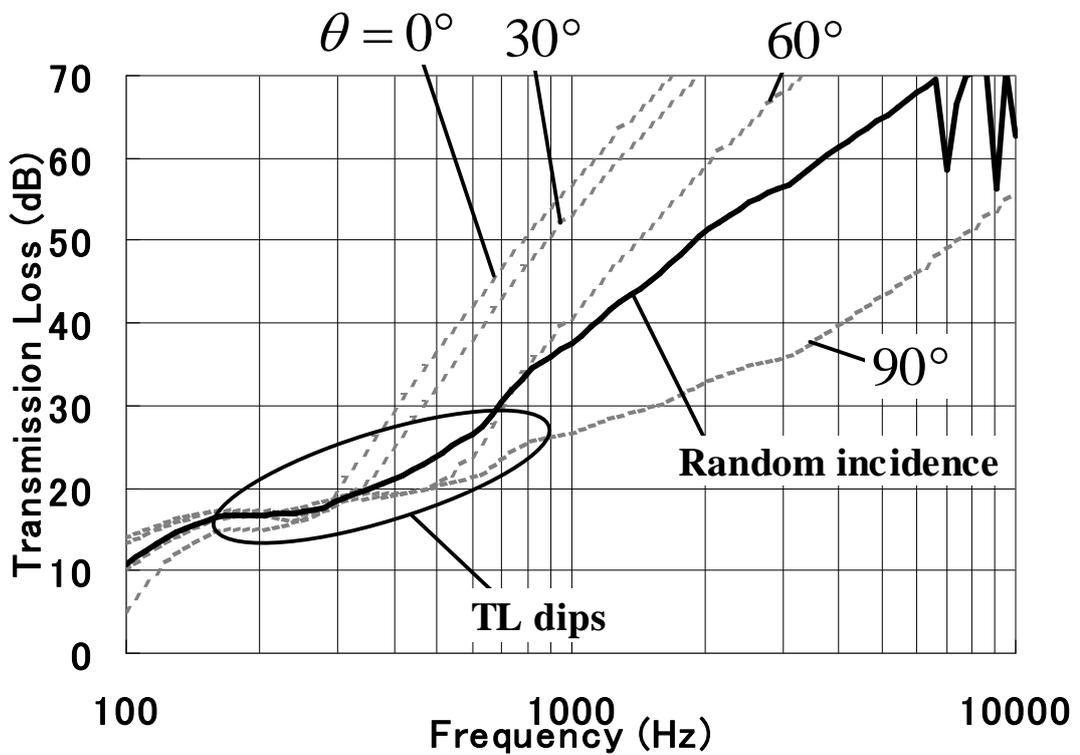


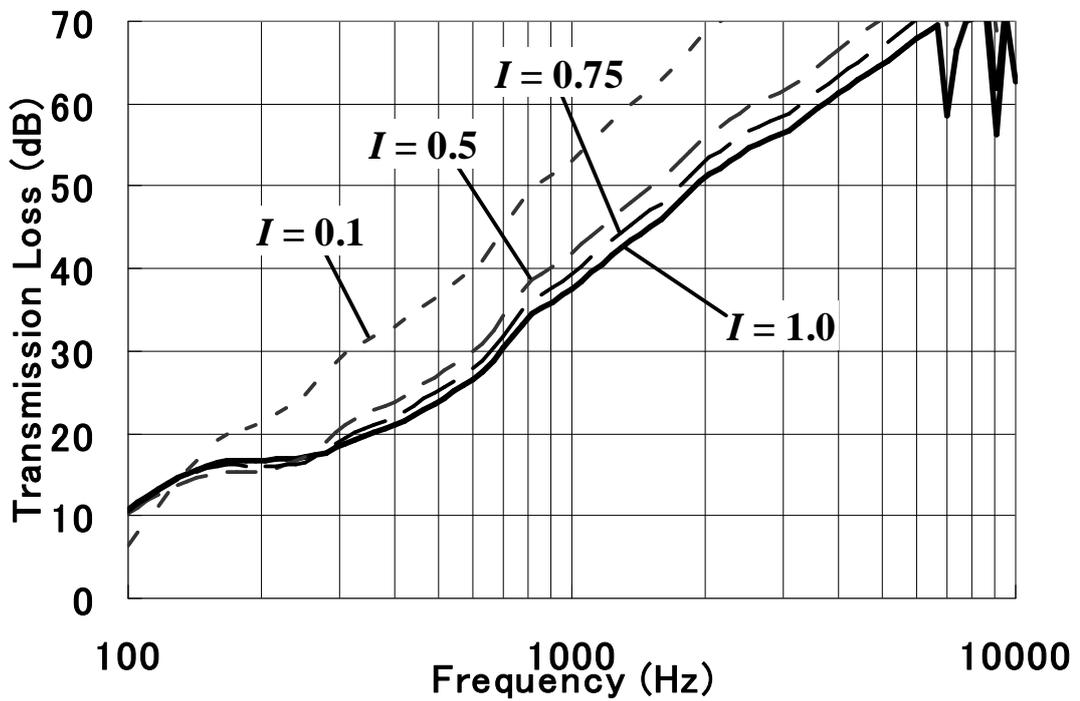
図 2-9 中空二重壁の乱入射透過損失計算結果（音響抵抗考慮）

### 2.4.3 音響インピーダンスと音速による影響

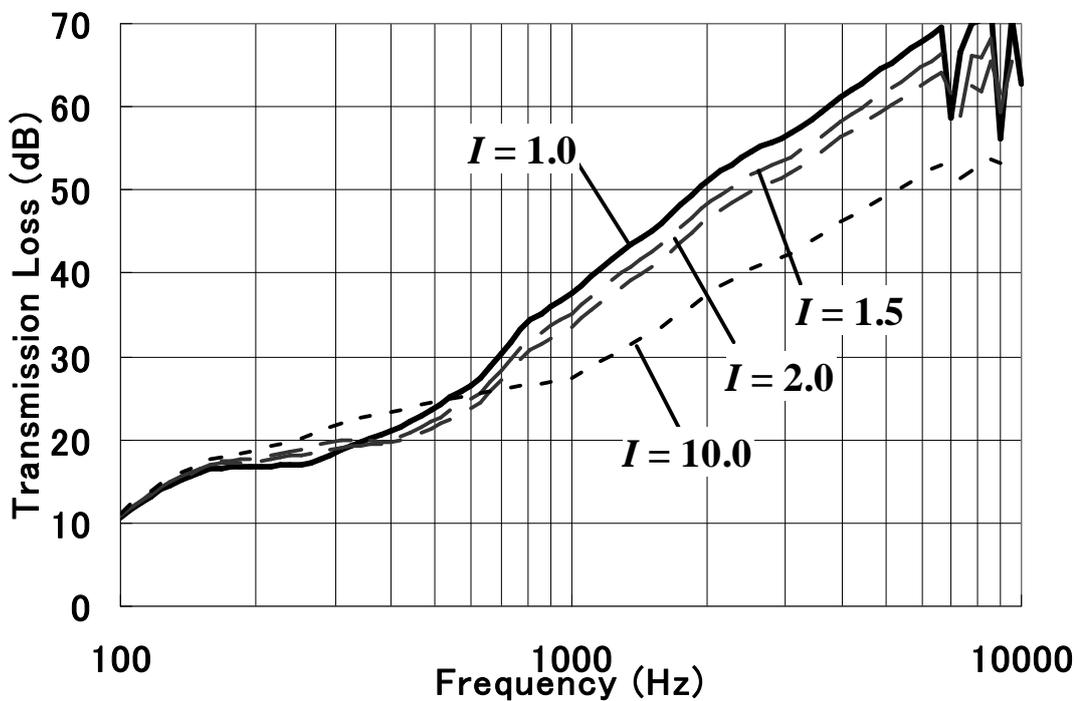
前項で説明のように二重壁の透過損失は同じ面密度の単層壁にくらべて共振周波数近傍では悪化するものの、それよりも高い周波数では周波数の増加に伴って急激に上昇する。従って共振周波数の制御が重要といえるが、これは二重壁内部に封入する気体の特性によって、制御することが可能である。本項では、二重壁内部封入気体の音響インピーダンスと音速が二重壁効果に及ぼす影響について考察する。なお、内部封入気体の音響インピーダンスを空気の音響インピーダンスで除した値を比音響インピーダンスと称することとし、その値を  $I$  として、内部封入気体の音速を空気の音速で除した値を比音速と称することとし、その値を  $M$  として表すこととする。

- 音響インピーダンスの影響

図 2-10 に音速は空気と同じで、音響インピーダンスのみが空気と異なる気体を二重壁内部に封止した場合の乱入射透過損失計算結果を示す。周囲を満たす空気と音速が同じであるため屈折や全反射は発生せず、入射角はその伝搬の過程で変化しない。図に示すように比音響インピーダンス  $I$  が小さい気体を二重壁内部に封入することによって最低共鳴周波数が低域に遷移し、これにより低い周波数から二重壁効果を促進させ、高周波において高い透過損失を得ることができると判断できる。



(a)  $I \leq 1$



(b)  $I \geq 1$

図 2-10 比音響インピーダンス  $I$  の仮想気体を封入した二重壁の乱入射透過損失計算結果 (音響抵抗考慮)

### ● 音速の影響

同様に、今度は二重壁内部封入気体の音速が二重壁効果に及ぼす影響について考察する。なお、周囲の空気と音速が異なるため、屈折や全反射が発生し、入射角はその伝搬の過程で変化する。そこで、更に二重壁内部封入気体の音速が空気よりも遅い場合と早い場合に分けて議論することとする。

#### (1) 音速が遅い場合

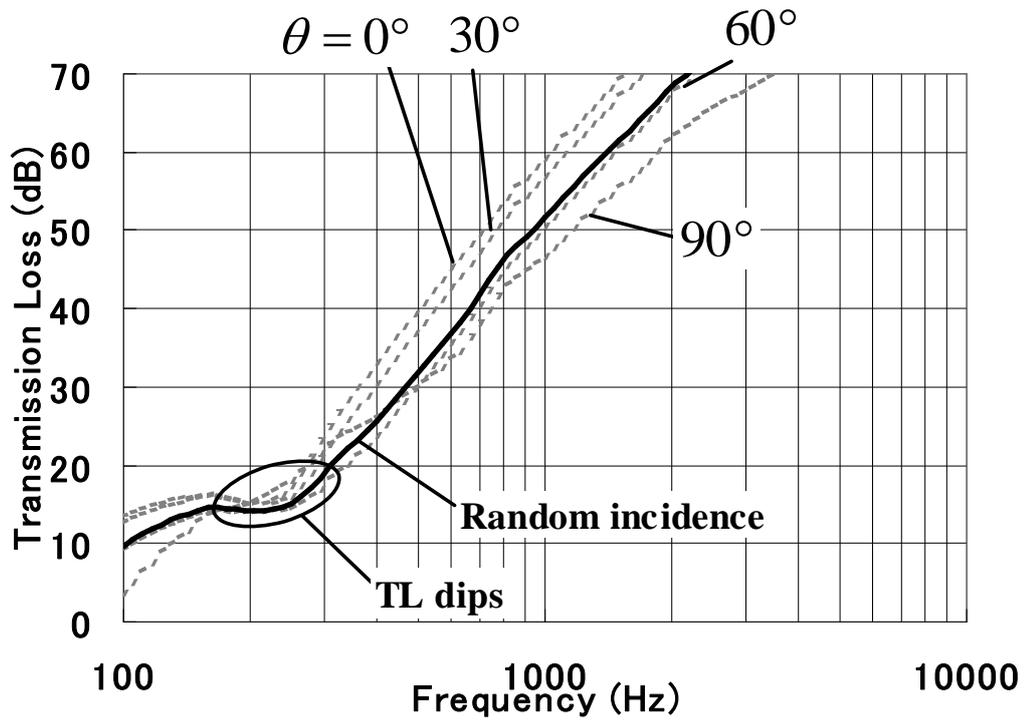
図 2-11 に音響インピーダンスは空気と同じであるが、音速が空気に対して 0.75 倍 ( $M=0.75$ ) の気体を二重壁内部に封止した場合の単一角度斜入射透過損失と乱入射透過損失の計算結果を示す。なお図 2-11(a) は音響抵抗を考慮した計算結果であるが、音響抵抗考慮によって各入射角での共振周波数が分かりにくくなっているため、これを分かりやすくすることを目的に音響抵抗を無視した計算結果を図 2-11(b) に併記して示した。

図 2-9 に示したように空気封入 ( $M=1$ ) の場合に 200~700Hz に存在していた乱入射透過損失の低下帯域が、音速が空気よりも遅い  $M=0.75$  の媒質を封入した場合には透過損失低下帯域が 150~300Hz に低周波側に遷移し、さらに帯域の幅が狭くなっている。これには二つの要因がある。

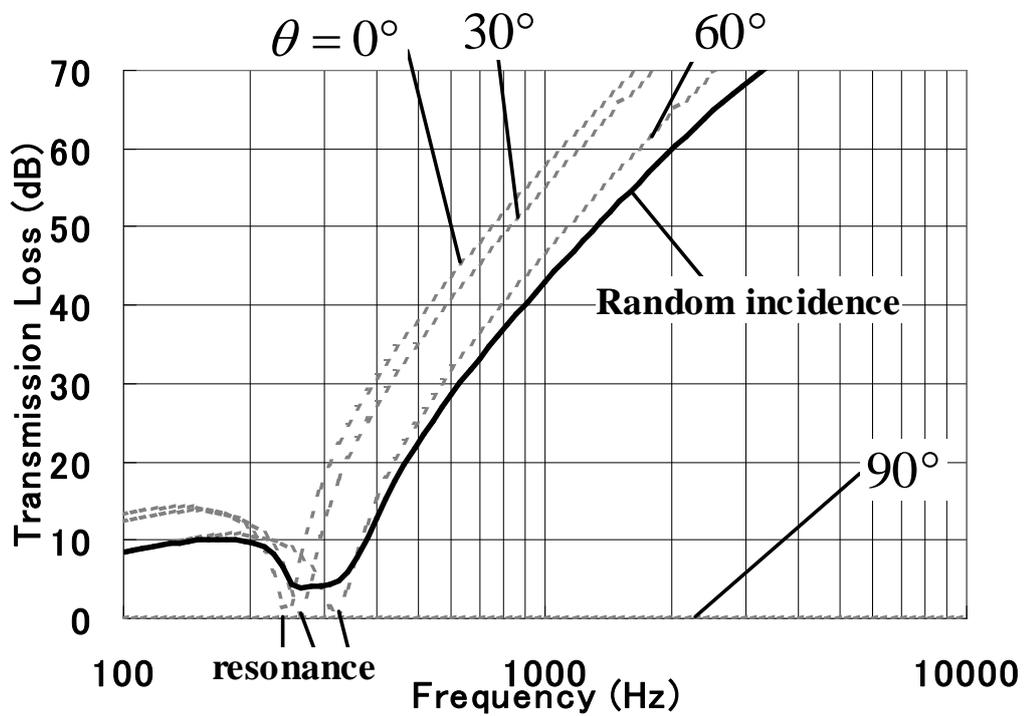
ひとつは二重壁内部封入気体の音速の低下によって二重壁内部を伝搬する音波の波長が短くなるため、これにより気体の厚さと波長の比で決まり、垂直入射時において最も小さくなる、最低共振周波数が低下することである。

もうひとつは空気よりも音速の遅い気体に音波が入射するときに屈折して内部気体を伝搬する音の伝搬角が小さくなるために、どんなに大きな角度で入射した場合であっても内部気体中ではその伝搬角がある範囲に限定されるためである。これによって入射角の増加とともに高くなる共振周波数は、空気の場合では理論上無限大まで広がるのに対して、音速が遅い気体の場合では限られた帯域内に限定される。

これら、「内部気体の厚さに対する波長の比の増加による最低共振周波数の低下」と、「屈折によって伝搬角が小さくなることによる共振(壁間共鳴)帯域の限定」の二つの効果により、音速の遅い気体を封入した中空二重壁の共振による透過損失低下周波数帯域は、空気を封入した場合に比べて、その周波数範囲を狭めながら、より低周波側へ移動する。結果、音速の遅い気体は空気よりも低い周波数から二重壁効果を促進させ、高周波において高い透過損失を得ることができる。



(a) 音響抵抗考慮



(b) 音響抵抗無視

図 2-11 比音速  $M=0.75$  の仮想気体を封入した二重壁の斜入射透過損失と乱入射透過損失計算結果

図 2-12 に音速が空気よりも小さい気体を内部に封入した場合の中空二重壁の乱入射透過損失の計算結果について、比音速  $M$  を 1 よりも小さい場合のみに示したが、図のように  $M$  が 1 よりも小さくなるにつれて透過損失低下帯域が低周波側に遷移しながらその幅を狭め、上記で示したように、より高周波で透過損失が向上するような特性を現すことが分かる。

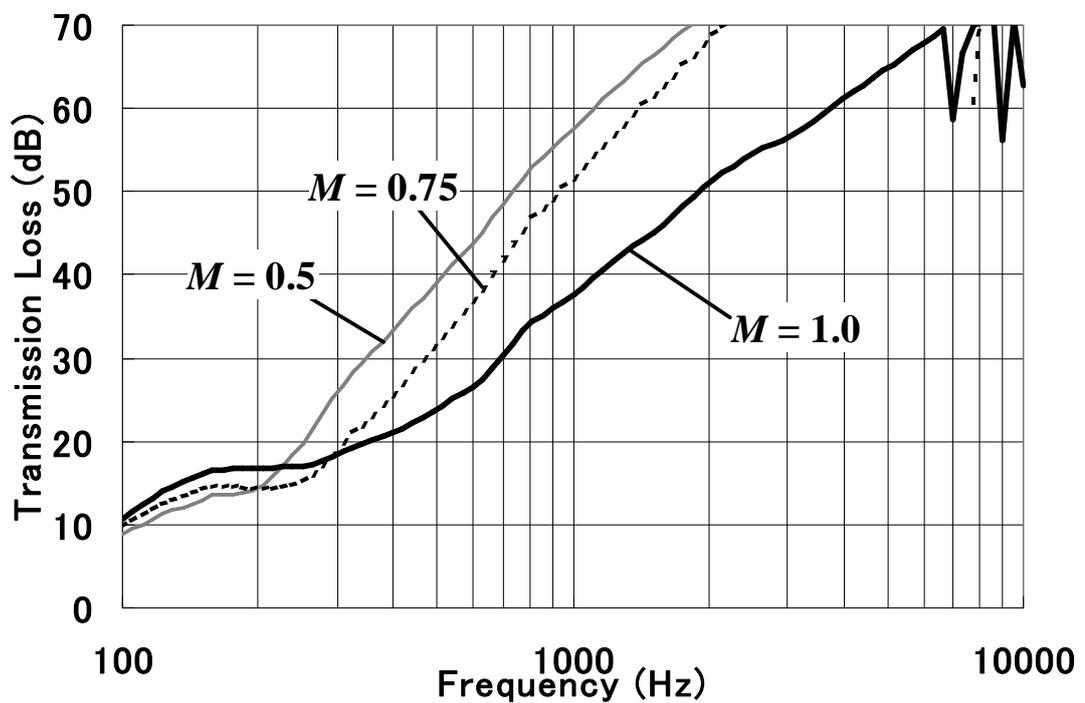


図 2-12 比音速  $M$  の仮想気体を封入した二重壁の乱入射透過損失計算結果  
(音響抵抗考慮)

## (2) 音速が速い場合

図 2-13 に音響インピーダンスは空気と同じであるが、音速が空気に対して 1.5 倍 ( $M=1.5$ ) の気体を二重壁内部に封止した場合の単一角度斜入射透過損失と乱入射透過損失の計算結果を示す。音速が遅い場合と同様に共振周波数を分かりやすくすることを目的に、音響抵抗を考慮した計算結果の図 2-13(a)を、音響抵抗を無視した計算結果の図 2-13(b)と併記させて示す。

図 2-9 に示したに空気封入 ( $M=1$ ) の場合と比較すると、音速が早い気体を封入した場合では音速が遅い気体を封入した場合とは逆に乱入射透過損失の低下帯域が高周波側に遷移し、さらにその帯域幅が広がるように変化することがわかる。これには三つの要因がある。

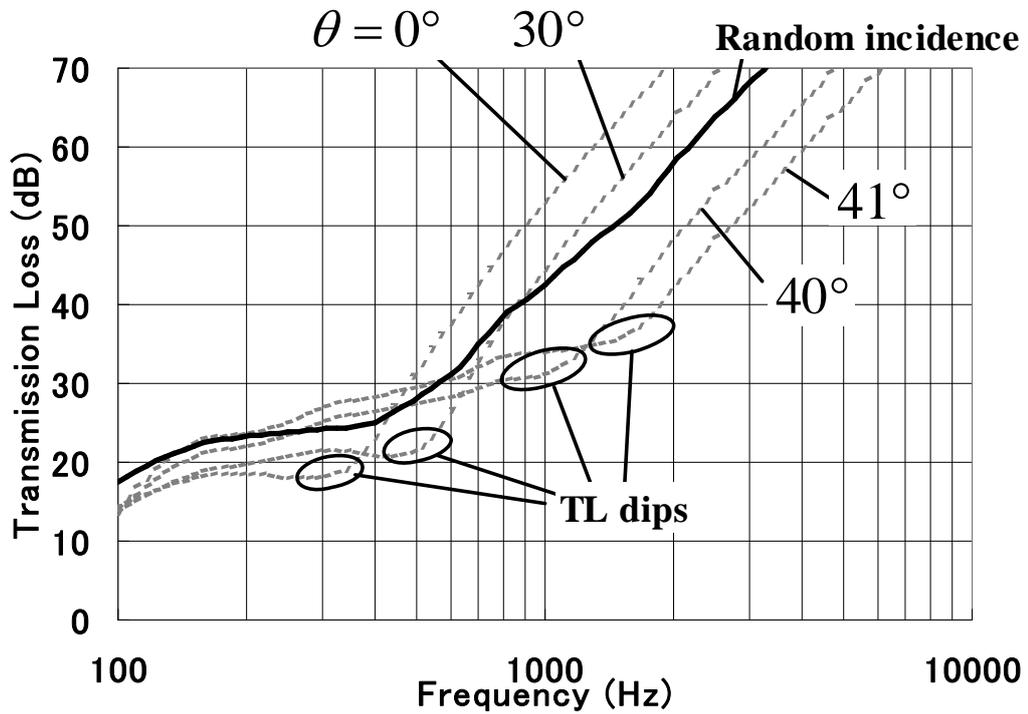
ひとつは先ほどの音速の遅い気体とは逆に音速の増加によって二重壁内部気体を伝搬する音波の波長が長くなり、これにより最低共振周波数が高くなることである。

ふたつめも先ほど同様に屈折の効果であるが、音速が速い気体の場合には、さらに全反射の効果も含まれる。音速が遅い気体から音速の速い気体に音波が入射するときには、臨界角よりも大きな入射角で入射した音波は全反射するため、式(2-17)の乱入射透過損失は周波数によらず全帯域で増加する効果がある。図 2-13 に示す  $M=1.5$  の場合では空気との臨界角は  $41.8^\circ$  である。

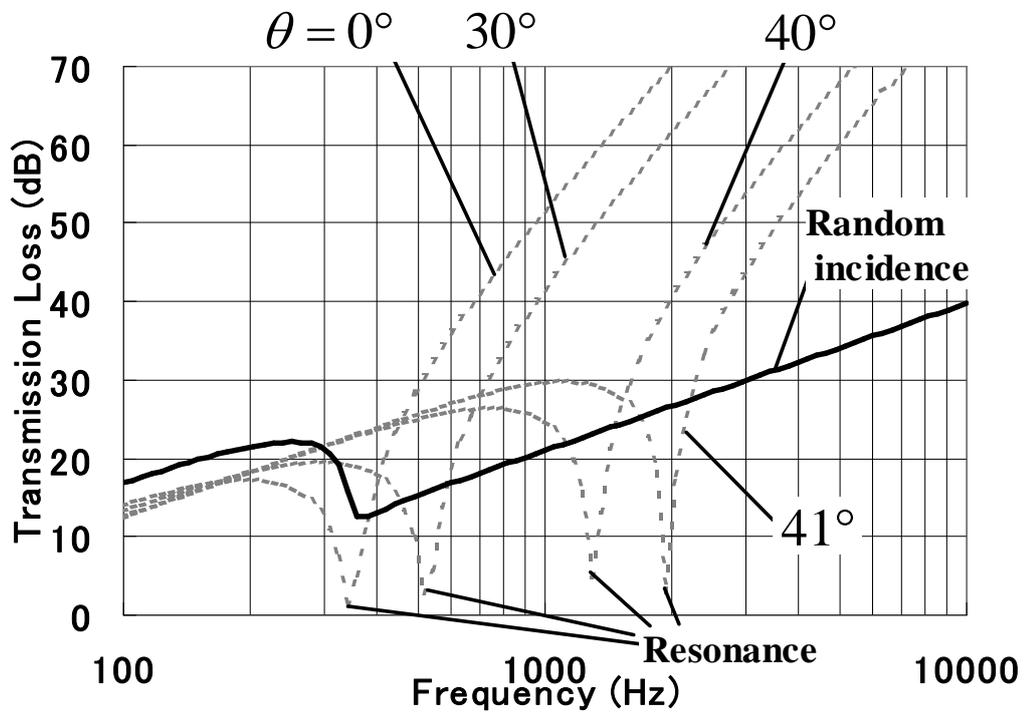
一方、全反射には副作用が発生する。これが 3 つめの要因である。先述のように共振周波数は入射角が  $0^\circ$  の時に最も小さく、入射角の増加に伴って共振周波数も大きくなるが、音速が速い場合は臨界角で入射したときに理論上の共振周波数は無限大となる。つまり音速の遅い気体の場合に発生した透過損失低減帯域の狭小化効果が、音速が早い場合では発生せず。逆に最低共振周波数よりも高い周波数では共振帯域の拡散が発生する。

これら「気体厚さと波長の比で決まる最低共振周波数の上昇」と「全反射」、「共振帯域の拡散」の三つの効果により、音速の早い気体を封入した中空二重壁の透過損失は、低周波では全反射により高い透過損失が得られるものの、高周波では共振周波数の上昇と拡散がこれを打ち消す。

図 2-14 に二重壁内部気体の音速の増加による乱入射透過損失の変化を示すが、上記で説明する現象をよく表しており、二重壁内部気体の音速を速くしても低周波では透過損失が大きく増加するのに対して、高周波ではあまり変化しないことがわかる。



(a) 音響抵抗考慮



(b) 音響抵抗無視

図 2-13 比音速  $M=1.5$  の仮想気体を封入した二重壁の斜入射透過損失と乱入射透過損失計算結果

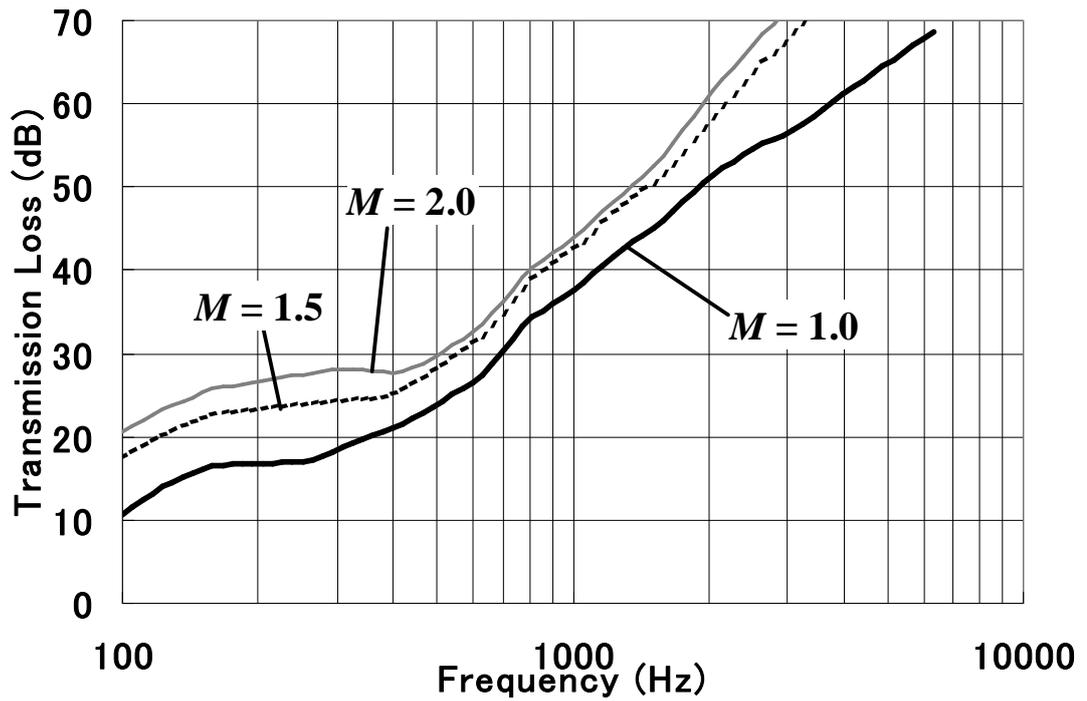


図 2-14 比音速  $M$  の仮想気体を封入した二重壁の乱入射透過損失計算結果  
(音響抵抗考慮)

以上までで議論した二重壁内部に封入する気体の音響インピーダンスと音速の透過損失へ与える影響についてまとめると下記の二つの効果に分類される。

① 二重壁効果の促進

音響インピーダンスまたは音速の小さい気体を封入することにより、共振周波数が低周波側へ移り、更に共振周波数の帯域が狭小化する。これにより二重壁効果がより低周波数領域から発揮されることとなり、高周波において透過損失が増大する。

② 全反射効果の促進

音速の大きな気体を封入することにより、全反射を促進される。これにより低周波において透過損失が増大する。

以上をまとめると表 2-1 のようになる。

表 2-1 二重壁内部封入気体の特性と透過損失の関係

		二重壁内部封入気体の特性		
		音響インピーダンス	音速	
			小	小
項目	共振周波数	音響インピーダンスもしくは音速を小さくすると共振周波数が低下して高周波において二重壁効果促進。		音速を大きくすると <u>共振周波数が向上し帯域が拡散</u> 。結果、高周波で二重壁効果が悪化。
	共振周波数帯域	音響インピーダンスもしくは音速を小さくすると <u>壁間共鳴帯域を狭い範囲に抑制</u> して高周波において二重壁効果を促進。		
	全反射	音響インピーダンスの変化のみでは全反射は発生せず。	音速を小さくしても全反射は発生せず。	
透過損失増大帯域		音響インピーダンスもしくは音速を小さくすると二重壁効果が促進され、高周波で透過損失が増大。		音速を大きくすると低周波で透過損失が増大。

#### 2.4.4 実在気体の透過損失増大効果

前記で示した二重壁内部封入気体の音響インピーダンスと音速による透過損失変化について、実在気体である空気のほか、比較的取り扱いが容易な二酸化炭素、ヘリウムの場合を例にとり、実際にも同様な効果が発現するか実験と解析により確認を行う。実験に先立ち、まず計算結果を算出してそれぞれが音響インピーダンスと音速のどちらに起因するものかを判定する。その後、実験を行って上記計算結果と比較を行い、計算で得られた知見の妥当性を検証する。

- 計算結果

図 2-15 に試験気体として、空気、二酸化炭素、ヘリウムを封入した場合の中空二重壁の乱入射透過損失について、伝達マトリクス法により計算した結果を示す。図のように二重壁内部に二酸化炭素やヘリウムを封入することにより、空気を封入した場合に比べて明確に透過損失が増大するという計算結果が得られた。特にヘリウムでは、ほぼ全帯域にわたって空気にくらべて 10dB 近くも透過損失が増大すると見込まれることが計算結果から得られた。

これらの実在気体の透過損失増大効果が音響インピーダンスと音速いずれに起因するものであるかを判定するため、音響インピーダンスもしくは音速の一方のみが二酸化炭素やヘリウムと等しい仮想気体を設定して計算結果の考察を行った。表 2-2 に考察のために設定した実在気体と仮想気体の音響インピーダンスと音速を、図 2-16 には表 2-2 の諸元で計算した乱入射透過損失の計算結果を示す。なお、図 2-16(a)は二酸化炭素について、図 2-16(b)はヘリウムについてまとめたものである。

図 2-16(a)から、二酸化炭素の透過損失は Gas B とほぼ全帯域に渡って合致していることがわかる。Gas B は音響インピーダンスが空気と同じで音速のみを二酸化炭素と同程度に設定した仮想気体であるから、二酸化炭素の透過損失増大効果は主として二酸化炭素の音速が空気よりも遅いことに起因するものであるということがわかる。

また同様にして、ヘリウムについても考察することができる。図 2-16(b)から、ヘリウムの透過損失は低周波数域では Gas D とほぼ合致し、高周波数域では Gas C と、Gas D の空気に対する透過損失優位差の和にほぼ等しいことがわかる。Gas D は音響インピーダンスが空気と同じで音速のみをヘリウムと同程度と設定させた仮想気体であることを考えると、ヘリウムの低周波数域での透過損失増大効果は主として音速が空気に対して大きいことに起因するもので、高周波数域での透過損失増大効果は音速の増大と音響インピーダンスの低下の両方の影響であると説明することができる。これらの知見は前記までに示した説明と矛盾なく合致する。

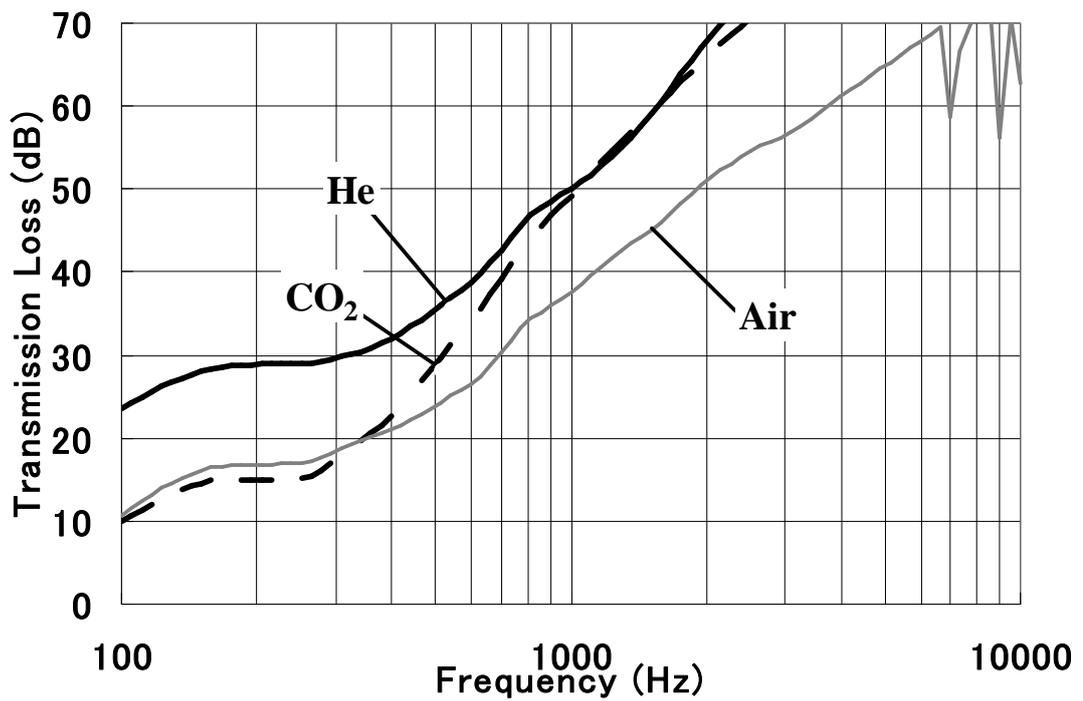
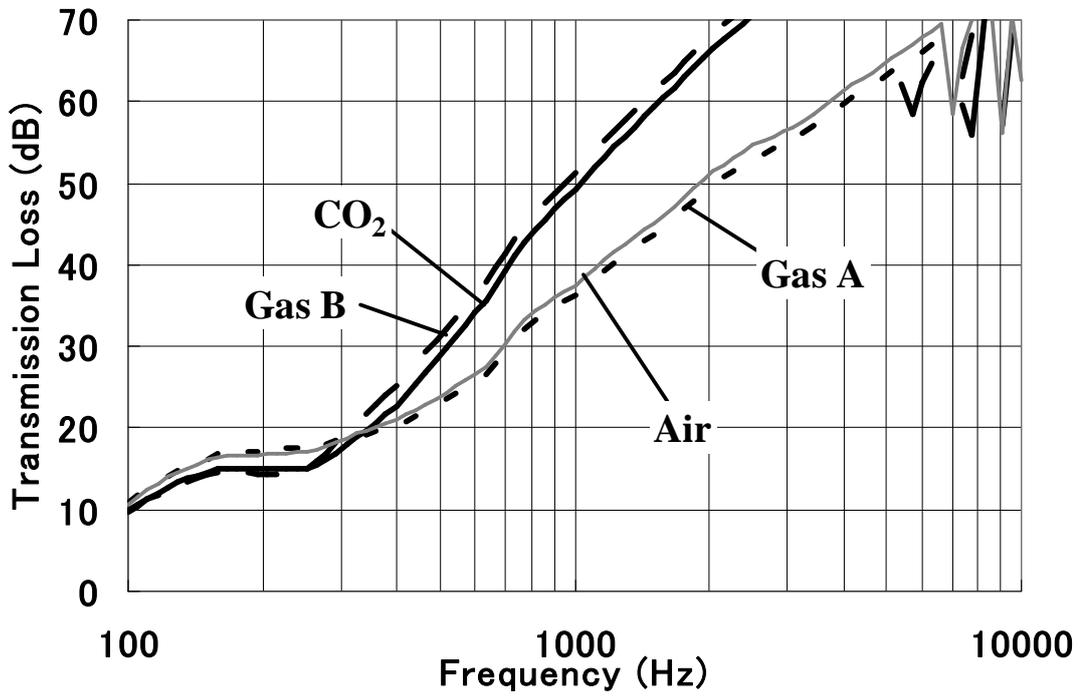


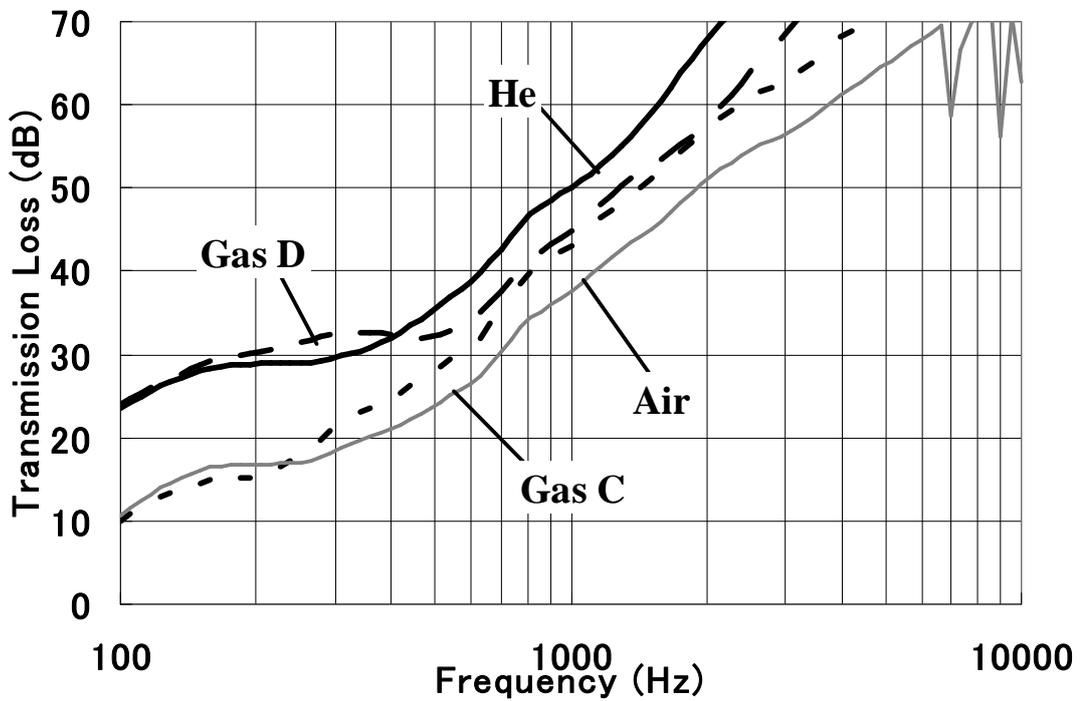
図 2-15 実在気体を封入した二重壁の乱入射透過損失計算結果

表 2-2 透過損失計算に用いた内封気体の密度と音速

Gas	Acoustic Impedance [kg/m <sup>2</sup> ·s]	Acoustic Velocity [m/s]
<b>Carbon dioxide</b>	<b>514.8</b>	<b>260</b>
Gas A	<b>514.8</b>	340
Gas B	416.5	<b>260</b>
<b>Helium</b>	<b>173.1</b>	<b>970</b>
Gas C	<b>173.1</b>	340
Gas D	416.5	<b>970</b>
Air	416.5	340



(a) 二酸化炭素



(b) ヘリウム

図 2-16 乱入射透過損失に与える内封実在気体の密度と音速の効果

- 実験による検証

前記により明らかになった二酸化炭素とヘリウムの透過損失増大効果について、図 2-17 に示す残響室無響室を用いた透過損失測定により検証した。残響室と無響室の間に挿入する試験体の詳細を図 2-18 に示す。試験体は図のように 25mm の間隔を隔てて配置した厚さ 3mm の二枚の亚克力板の間にアルミ風船を配置し、このアルミ風船の内部に空気、二酸化炭素、ヘリウムをそれぞれ充填した。なお、残響室と無響室はともに容積が約 15m<sup>2</sup>の直方体で、供試体の寸法は縦横ともに約 1m である。

実験で得られた結果について、前項で示した計算結果と並べて図 2-19 に示す。結果の絶対値は実験と解析で若干の違いはあるものの、二酸化炭素は高周波で、ヘリウムについてはほぼ全帯域で透過損失を改善するという実験結果について、前項の計算で得られた知見で定性的に説明できる。なお、事前に空気を封入したアルミ風船を二重壁の内部に配置した場合と、アルミ風船を設置せずに単純な空気層を設けて二重壁を構成した場合では透過損失がほとんど同じであることを確認しており、このことからアルミ風船が透過損失へ与える影響は小さいものと考えている。

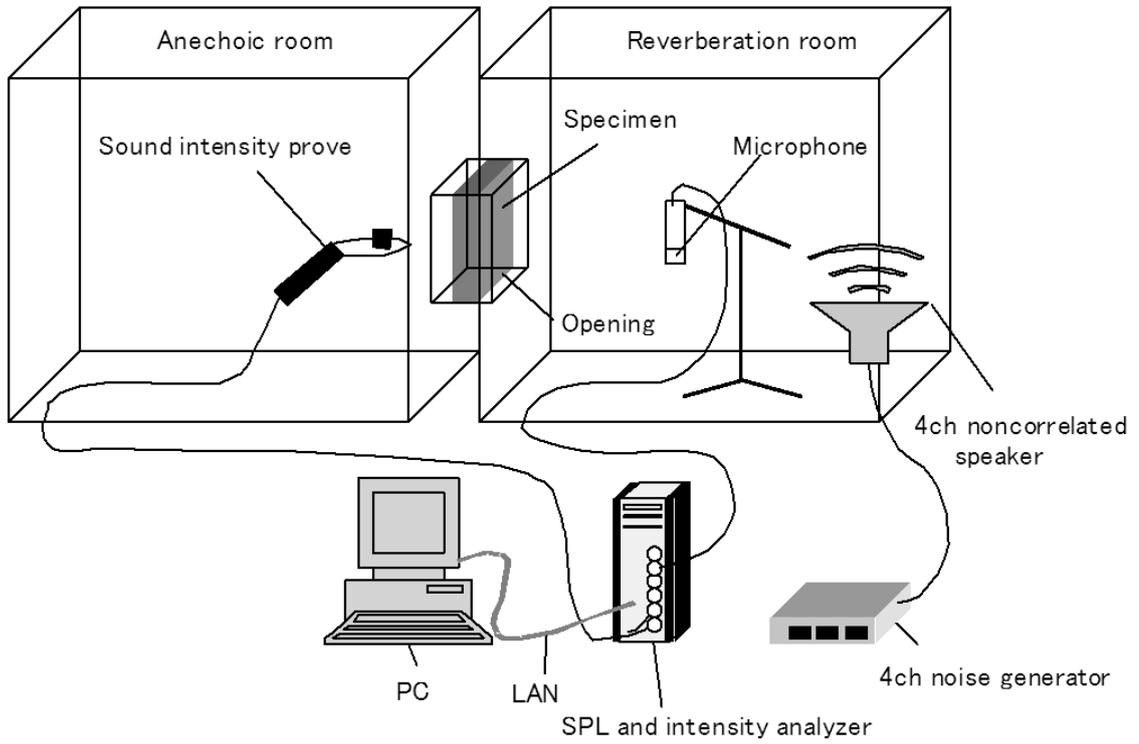


図 2-17 残響室を用いた実験方法

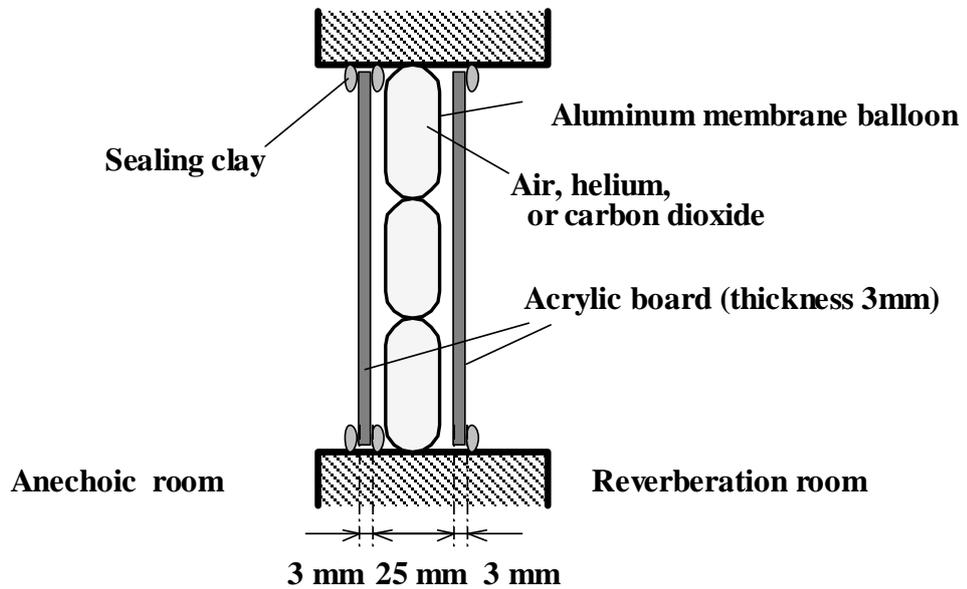
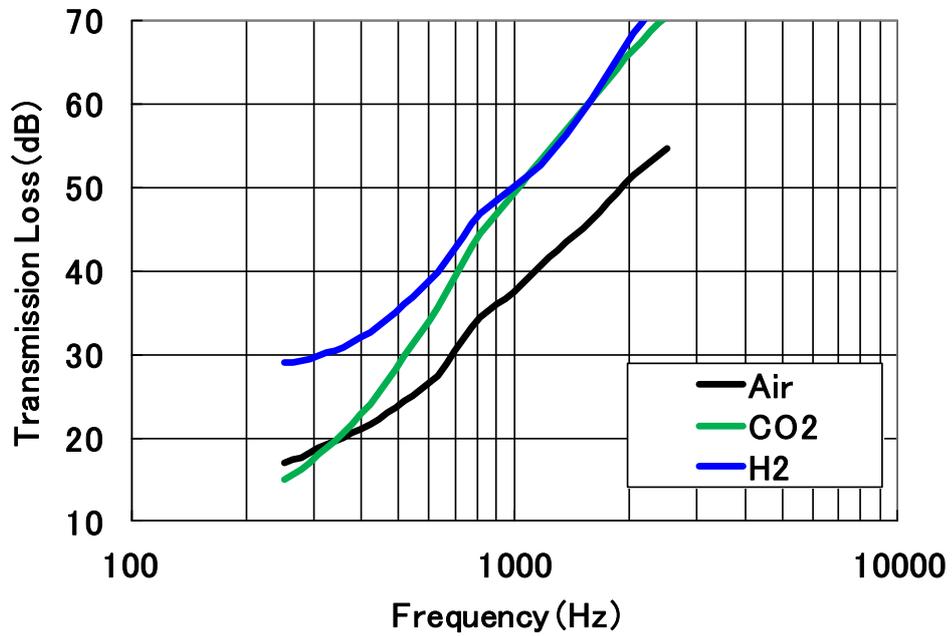
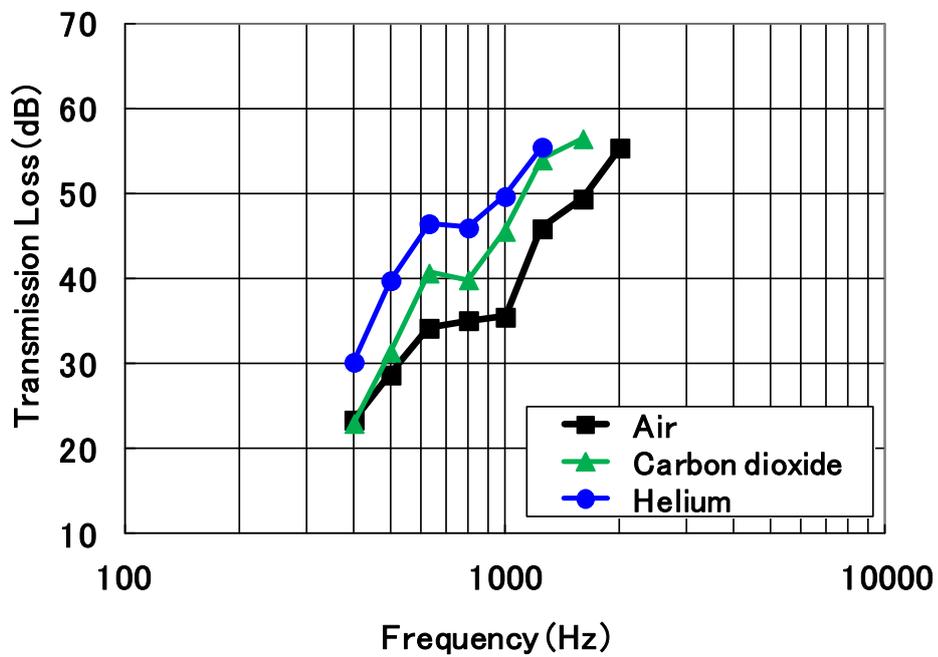


図 2-18 試料の構造



(a) 計算結果



(b) 実験結果

図 2-19 実在気体を封入した二重壁の乱入射透過損失実験結果と計算結果の比較

- 重み付き透過損失での評価

一般に透過損失は周波数依存性を持つ。そのため、遮音による騒音低減量は対象となる音源の周波数特性によって変化し、透過損失だけでその良し悪しを議論することはできない。JIS A 1419-1 (ISO-717)によって定義された重みつき透過損失  $R_w$  は、このような困難を解決するために導入されたもので、(100Hz, 33dB), (400Hz, 51dB), (1250Hz, 56dB), (3150Hz, 56dB)を順に結ぶ線で定められる周波数特性を基準となる透過損失として定め、これを評価したい透過損失の周波数特性と比較することにより遮音性能に関して周波数に依存しない単一数值評価量を提供するものである。詳細な算出法は該当 JIS を参照されたい。なお、 $R_w$  は整数で表され、その値が大きいほど遮音性が良好であることを意味する。図 2-15 に示した空気、二酸化炭素、ヘリウムをそれぞれ封入した二重壁の透過損失計算結果をもとに重みつき透過損失を算出した結果、空気と二酸化炭素の場合で  $R_w = 29$ 、ヘリウムの場合で  $R_w = 41$  となった。図 2-20 に音響インピーダンス  $W$  と音速  $c$  に対する重みつき透過損失  $R_w$  の変化を示す ( $\kappa$  は後述する気体の比熱比である)。

表 2-1 でまとめたとおり、音響インピーダンスまたは音速が小さい場合は二重壁効果が促進されることによって、音速が大きい場合は全反射が促進されることによって、それぞれ重みつき透過損失  $R_w$  が向上することが説明できる。

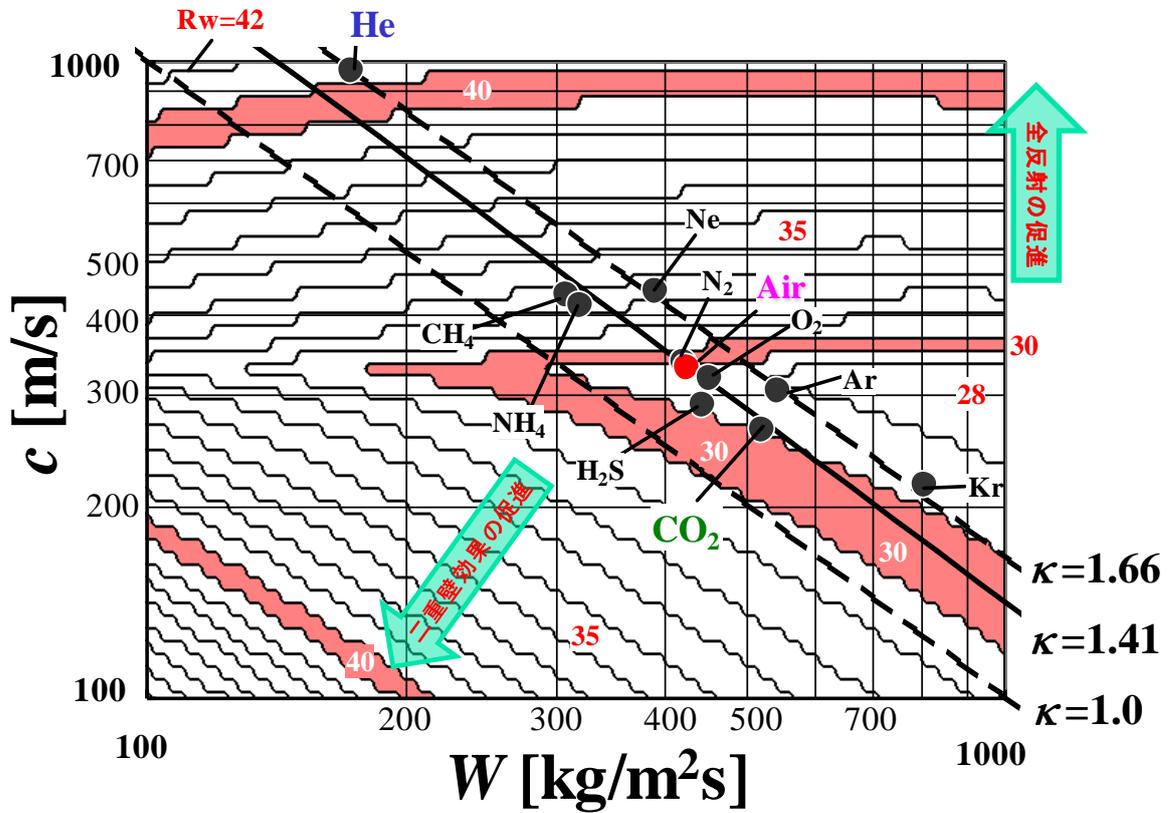


図 2-20 音響インピーダンス  $W$  と音速  $c$ , 重み付き透過損失  $R_w$  の関係

図 2-20 により，二重壁内部気体の音響パラメータが重みつき透過損失へ与える影響について体系的に把握することができる．しかし，実際の気体における音響パラメータは独立ではなく，気体の分子量と比熱比によって決まる．理想気体の場合，常温 298.15 K で，大気圧 1 atm における気体の密度  $\rho$  と音速  $c$  は，気体の平均分子量を  $\overline{M}$ ，比熱比を  $\kappa$  として，以下のように表される．

$$\rho = \frac{\overline{M} [\text{g/mol}]}{1 \times 22.4 [\text{l/mol}]} = \frac{\overline{M}}{22.4} [\text{kg/m}^3] \quad (2-19)$$

$$c = \sqrt{\kappa R \times 298.15}, \quad R = \frac{\mathcal{R}}{M/1000} \quad (2-20)$$

ここで  $\mathcal{R}$  は一般気体定数で  $\mathcal{R} = 8.31447 [\text{J/mol} \cdot \text{K}]$  である．なお，熱力学で一般的に知られる Mayer の関係式から  $1.0 \leq \kappa \leq 1.66$  である．図 2-20 には上記関係式を用いて算出した比熱比  $\kappa$  の等値線を追記している．図のように音響インピーダンスまたは音速が小さい場合に発生する二重壁効果促進による透過損失増大領域のピークは， $\kappa = 1.0$  の線よりも左下にあることから，二重壁効果の促進による透過損失向上は，常温大気圧中の気体においてはあまり期待できないということがわかる．図 2-20 に示した二重壁内部気体の特性と重みつき透過損失の関係について，二重壁内部気体の平均分子量  $\overline{M}$  と比熱比  $\kappa$  の観点から纏め直したものを図 2-21 に示す．図から二重壁内部の透過損失の向上には水素やヘリウムのように平均分子量が小さく，比熱比が大きい気体を二重壁の内部に封入するなどして，全反射を促進するのがよいと判断することができる．

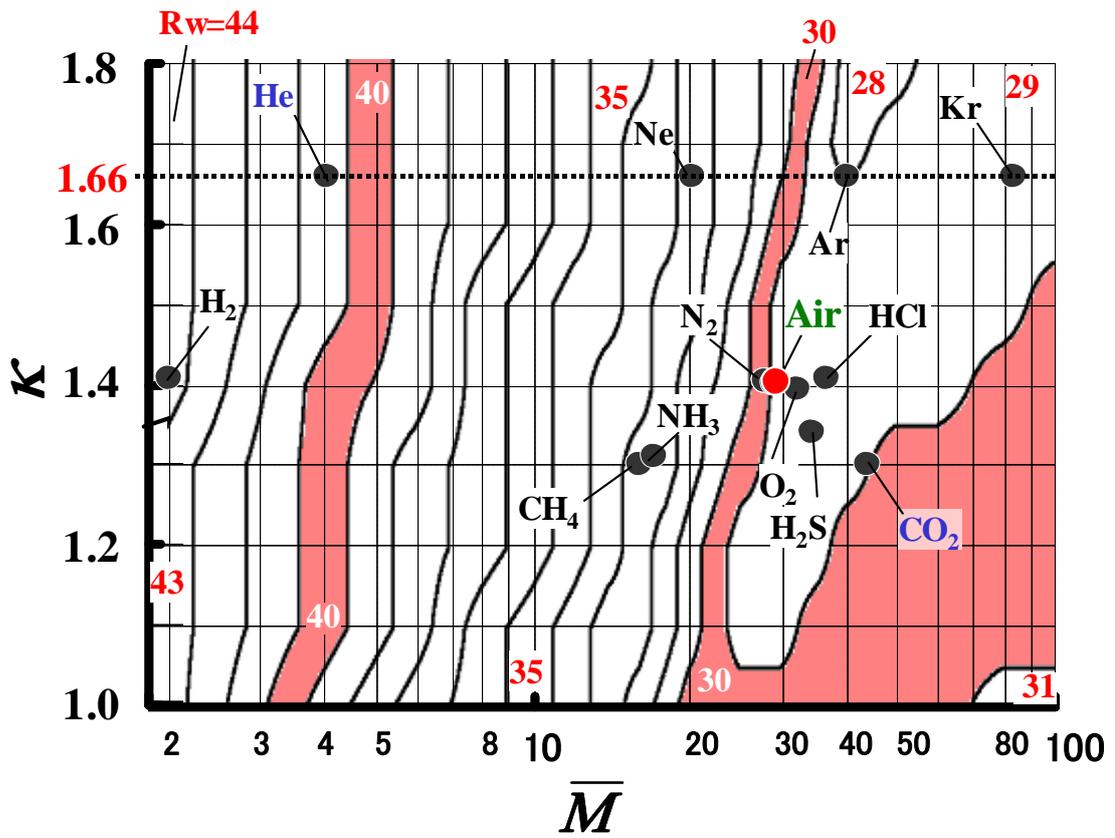


図 2-21 平均分子量，比熱比と重み付き透過損失の関係

- 垂直入射の場合

図 2-21 では、乱入射条件での内部気体による遮音性改善効果について、平均分子量と比熱比の観点から議論した。これを、全反射効果を除去して二重壁効果の促進のみを分離・抽出することを目的に、垂直入射の場合について計算した。計算結果を図 2-22 に示す。図のように、垂直入射の場合では、どちらの効果もあまり見られず、封入する気体による重み付き透過損失の変化は乱入射の場合に比べてかなり小さい。このことから、気体を封入した二重壁の遮音性能改善効果は、音速が大きいことによる全反射促進効果はもとより、音速もしくは音響インピーダンスが小さい場合の二重壁効果促進についても内部での伝搬角の影響による壁間共鳴帯域の抑制、狭小化の寄与が大きいと考える。

特に乱入射の場合では、平均分子量を変化させることで重み付き透過損失が大きく変化したのに対して、垂直入射の場合ではほとんど変化せず、比熱比のみで決まるように読み取れる。図 2-23 に二重壁内部封入気体の平均分子量  $\bar{M}$  と比熱比  $\kappa$  を様々に変えた場合の透過損失の周波数特性を示すが、特に 1kHz 以下では平均分子量  $\bar{M}$  への依存性はほとんど示されず、比熱比  $\kappa$  のみによって変化することがわかる。

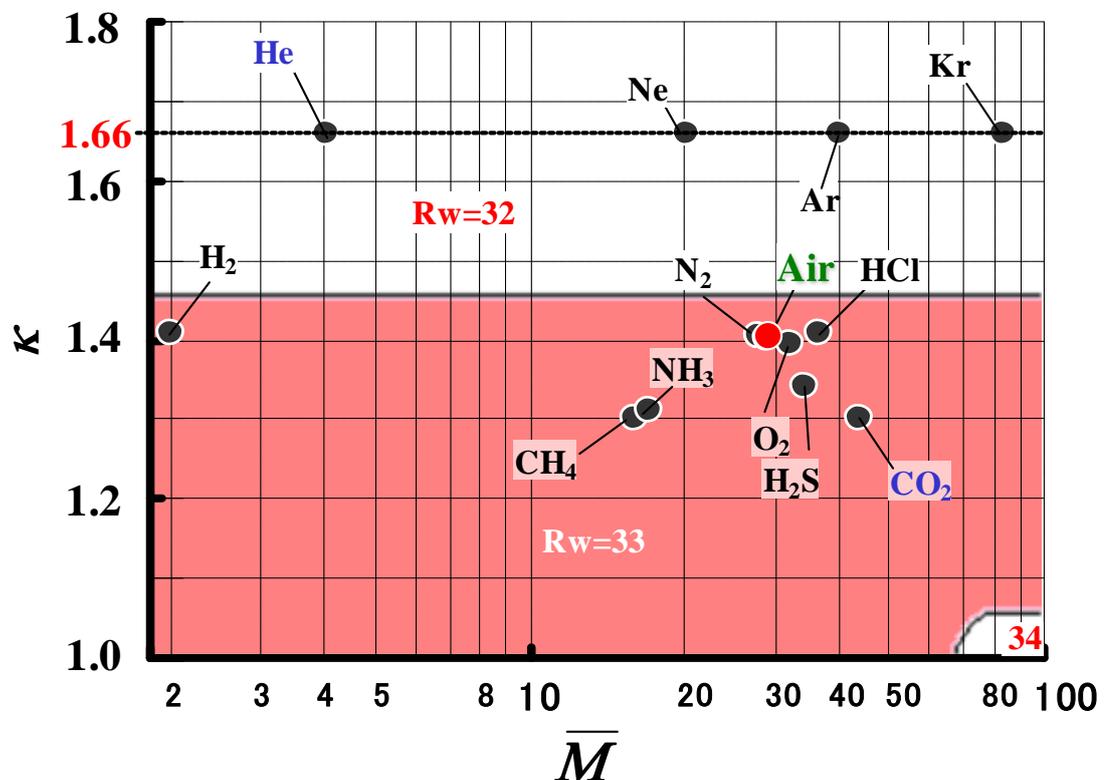


図 2-22 垂直入射の場合の平均分子量，比熱比と重み付き透過損失の関係

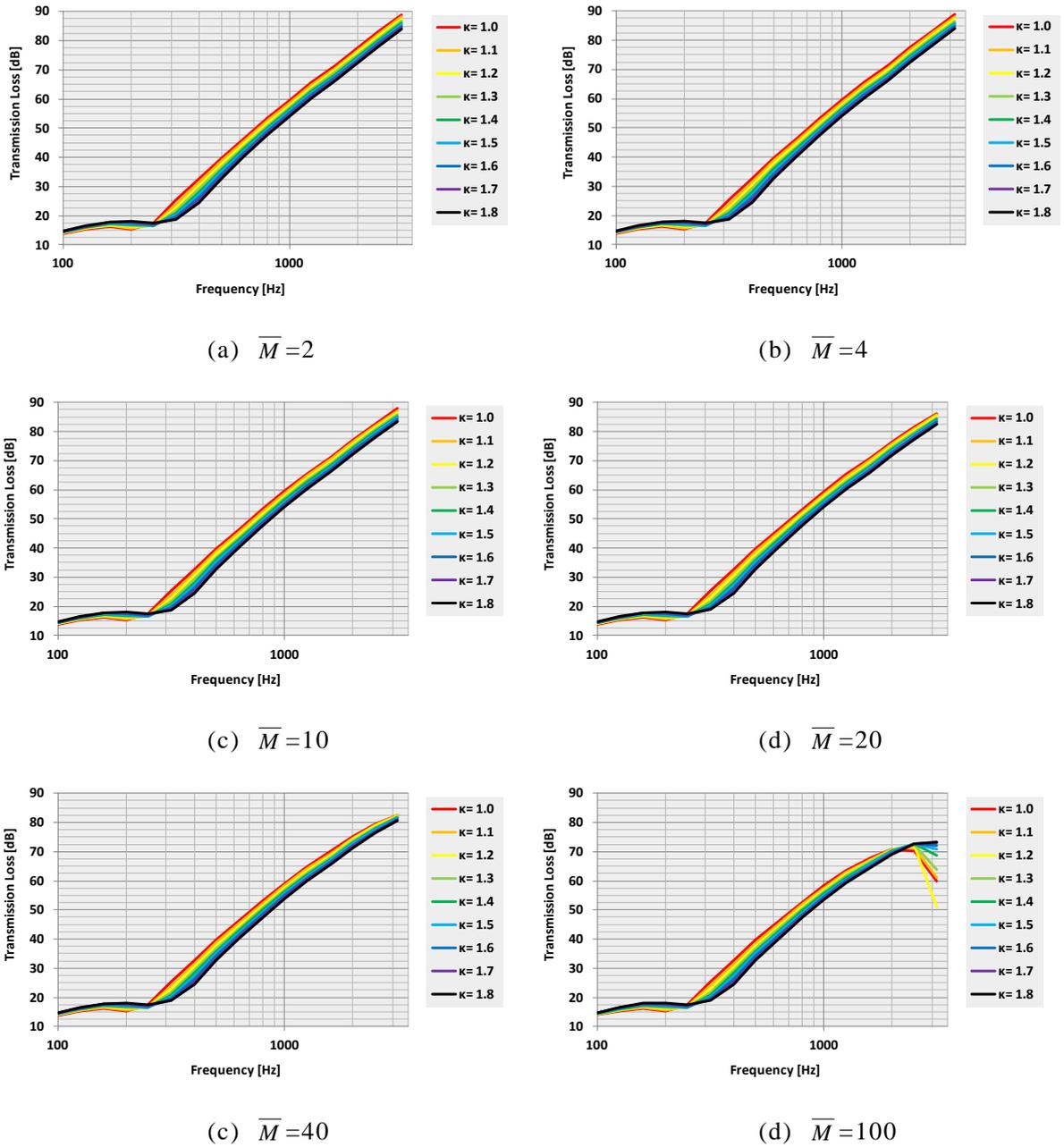


図 2-23 垂直入射の場合の平均分子量，比熱比と透過損失の周波数特性

図 2-23 に示した，垂直入射の場合の透過損失が平均分子量  $\bar{M}$  への依存性はほとんど示されず，比熱比  $\kappa$  のみによって変化することについて，伝達マトリクス法の式を展開して解析的に考える．

簡略化のためパネルの音響抵抗や減衰を無視すると，式(2-4)～式(2-14)より，入射側の入射音圧を  $p_{i3}$ ，反射音圧  $p_{r3}$  は，透過音圧を  $p_0$  として以下のように表される．

$$\begin{pmatrix} p_{i3} \\ p_{r3} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 1 & Z_0 \\ 1 & -Z_0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & Z_s \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cosh(\gamma l) & W \sinh(\gamma l) \\ (1/W) \sinh(\gamma l) & \cosh(\gamma l) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & Z_s \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 1/Z_0 \end{pmatrix} p_0 \quad (2-21)$$

ここで， $Z_0 = \rho_0 c_0$ ：空気のインピーダンス， $Z_s = j2\pi f \rho_s t_s$ ：パネルの機械インピーダンス， $W = \rho c$ ：内部気体の特性インピーダンス， $\gamma = j2\pi f/c$ ：内部気体の複素伝搬定数， $l$ ：内部気体の厚さである．

式を纏め，透過音圧に対する入射音圧の比を求めると以下ようになる．

$$\frac{p_{i3}}{p_0} = \left( 1 + \frac{Z_s}{Z_0} \right) \cosh(\gamma l) + \frac{1}{2WZ_0} \left\{ W^2 + (Z_s + Z_0)^2 \right\} \sinh(\gamma l) \quad (2-22)$$

$\gamma l \ll 1$  の仮定の下， $\cosh(\gamma l) \rightarrow 1$ ， $\sinh(\gamma l) \rightarrow \gamma l$  となり， $W = \rho c$ ， $\gamma = j2\pi f/c$  を用いると，以下ようになる．

$$\frac{p_{i3}}{p_0} \cong \left( 1 + \frac{Z_s}{Z_0} \right) + \frac{j\pi f l}{\rho c^2 Z_0} \left\{ W^2 + (Z_s + Z_0)^2 \right\} \quad (2-23)$$

ここに，式(2-19)，式(2-20)を用いると， $\rho c^2 = 1000\kappa \mathcal{R} T / V$  となり，透過損失  $TL$  は，一般に， $W^2 \ll (Z_s + Z_A)^2$  であることを考えると， $W^2 + (Z_s + Z_A)^2 \rightarrow (Z_s + Z_A)^2$  となり

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{p_{i3}}{p_0} \right| \cong 20 \log_{10} \left| \left( 1 + \frac{Z_s}{Z_0} \right) + \frac{j\pi f l}{Z_A} \left( \frac{V}{1000\kappa \mathcal{R} T} \right) (Z_s + Z_0)^2 \right| \quad (2-24)$$

と表される．ここで  $\mathcal{R}$  は一般気体定数で  $\mathcal{R} = 8.31447 [\text{J/mol} \cdot \text{K}]$ ， $V$  は常温常圧における 1 mol 当りの気体の体積で  $V = 22.4 [\text{l/mol}]$ ， $T$  は常温で  $T = 298.15 [\text{K}]$  である．

ここで注目すべきは，結局，平均分子量  $\bar{M}$  が消えて比熱比  $\kappa$  のみで記載されていることである．従って上記の式の展開で用いたいくつかの仮定の範囲において，垂直入射の場合の透過損失は，封入気体の平均分子量は影響せず，比熱比のみによって決まると説明できる．しかしながら図 2-21 と図 2-22 の比較が示すとおり，いずれにしても乱入射の場合に比べるとその変化量はきわめて小さい．

#### 2.4.5 気体を用いた遮音性能改善のまとめ

以上、本節では二重壁内部に内部に気体を封入することで透過損失が改善することに関して検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 伝達マトリクス法を用いた計算の結果、空気よりも音速が速い気体は低周波数で透過損失を増大させ、空気よりも音速が遅いかもしくは空気よりも音響インピーダンスが小さい気体は高周波数で透過損失を増大させる。
- (2) 残響室無響室を用いた透過損失測定試験により検証した結果は、上記の二重壁内部へ気体を封入することによる透過損失増大効果を説明できる。
- (3) 透過損失の尺度として JIS A 1419-1 で定められる重みつき透過損失  $R_w$  を評価指標として導入した場合、常温大気圧中の気体の中では平均分子量が小さく、比熱比が大きい気体が  $R_w$  を増大させやすい。
- (4) 上記のような効果は乱入射の場合においてのみ発現し、垂直入射の場合ではほとんど観測されない。

## 2.5 繊維材料の積層構造最適化による吸音性能改善

本章の緒言でも説明のとおり，吸音材の設置は静音化を目的とした一般的な施策の一つである．設計者は様々な吸音構造の中から，許容される重量や設置スペース，コストなどを考慮しながら最適な吸音材を選択することとなる．

吸音構造の中で最も多く用いられるのは，繊維型吸音材料で現在では多種多様な製品が提供されている<sup>[7]~[10]</sup>．これらの繊維材料は単体（単層）で用いられたり，図2-24に示すように特性の異なる複数の材料を積層させて使用したりするのが一般的であるが，材料の流れ抵抗や積層順を変えることで吸音性能の周波数特性を制御することが可能である．また，積層繊維材料の吸音率について，それぞれの層の流れ抵抗をもとに計算する方法についても提供されており<sup>[11], [12]</sup>，この計算法を用いることで与えられた吸音特性に関する評価関数を最適化させる最適吸音構造を事前に予測探査することができる．

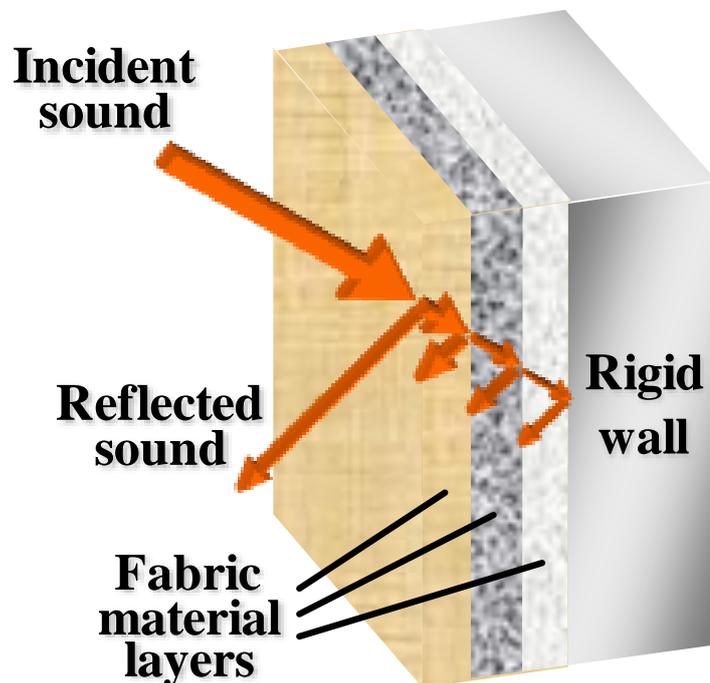


図 2-24 積層繊維材吸音構造

たとえば筆者はまず、任意の厚さの単層繊維材料の場合を対象に、250Hz～2kHzの吸音率について、これを評価関数（最適化の分野では「目的関数」とも称され、以降本論文でも同様に称する）として、これを最大化させる最適な流れ抵抗の値について計算により調査した。

これについて図 2-25、図 2-26 を用いて説明する。図 2-25 は、厚さ 100mm の単層繊維材料について、流れ抵抗を変化させた場合の乱入射吸音率の周波数特性計算結果を示したものである。乱入射吸音率の計算方法については 2.3 節で説明の伝達マトリクス法を用いた。図のように流れ抵抗が小さく  $2500\text{Ns/m}^4$  の場合では 1kHz 以上の高周波数では大きな吸音率が得られるものの、それ以下の低周波数では吸音率は小さい。これに対して、流れ抵抗を  $10000\text{Ns/m}^4$  と大きくすると 1kHz 以下での吸音率が改善する。ところが更に流れ抵抗を大きくとり、 $40000\text{Ns/m}^4$  とすると 300Hz 以下では更に吸音率が改善するものの、300Hz 以上の高周波における吸音率は逆に悪化する。すなわち、ある周波数の吸音率を最大化する最適な流れ抵抗が存在し、たとえば 1kHz の吸音率に対しては上記 3 つの流れ抵抗のうちでは  $10000\text{Ns/m}^4$  が最適である。

単層繊維材料の流れ抵抗の最適値は材料の厚さにも依存する。図 2-26 はこれを示したものであり、横軸に示す厚さと、縦軸に示す流れ抵抗で決まる単層繊維材料について、計算された 1kHz における吸音率を等高線表示させたものである。なお、図の「●」は単層繊維材料の厚さ  $t$  を決めたとき、この単層繊維材料の 1kHz における吸音率を最大化させる流れ抵抗  $\sigma$  の値を示している（なお、ハッチングは式(2-8)で示した Delany-Bazley モデル<sup>[2]</sup>の適用範囲： $2500\text{Ns/m}^4 \leq \sigma \leq 30000\text{Ns/m}^4$  の外であることを意味する）。図のように、単層繊維材料の吸音率を最大化させる流れ抵抗最適値は、繊維材料の厚さによっても変化し、材料が厚いほど最適な流れ抵抗は小さくなる。

以上、単層繊維材料に関する調査結果であるが、これを積層させて各層の流れ抵抗の組み合わせを制御すれば、自由度が増え、より最適な解が得られると考えるのが一般的であろう。また将来、宇宙ステーションに建設されたプラントなどにより、繊維材料の生成が無重力状態で可能となれば、遠心力や電磁場などを用いて流れ抵抗を無段階に分布させることも可能になるかもしれない。そのような場合、繊維材料の厚さ方向の理想的な流れ抵抗分布を予め知っておくことは非常に重要となる。

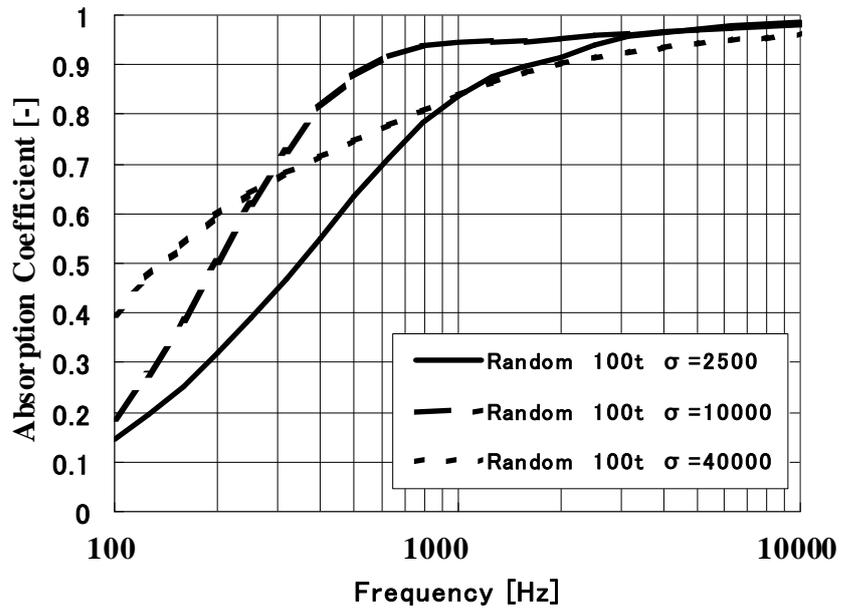


図 2-25 単層繊維材吸音構造の流れ抵抗と乱入射吸音率の関係(厚さ 100mm の場合)

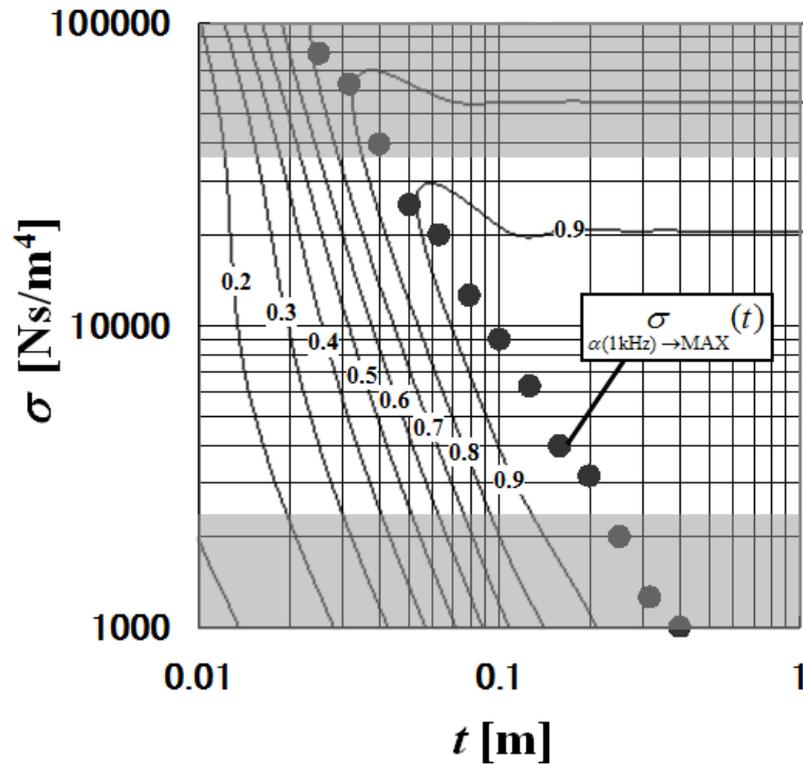


図 2-26 単層繊維材吸音構造の厚さ、流れ抵抗と 1kHz における乱入射吸音率の関係、および厚さを与えた時の 1kHz の乱入射吸音率を最大化させる流れ抵抗

### 2.5.1 最適設計手法：多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA)

前項で説明のように吸音率は一般に周波数特性を持つものであり，たとえば低周波での吸音率が高い構造は，逆に高周波での吸音率が小さくなるようなトレードオフ関係が発生することも想定される．したがって先の例のように，ある帯域における平均吸音率のような単一の目的関数に対する最適解，すなわち単目的最適解はその応用範囲が狭く，目的関数が変わるたびに再計算し直さなければならないという問題がある．

これに対して，上記問題を克服した多目的最適化手法が開発されており，中でも遺伝的アルゴリズム (Genetic Algorithm：以降「GA」と略す) をベースとした多目的GA (Multi-Objective GA：以上「MOGA」と略す) が近年注目を集めている<sup>[11]</sup>．MOGA では多数の目的関数を定めることで，それらの間のトレードオフ関係を把握することが可能で，さらにそのトレードオフ限界をデータベース化した上で，後からそれぞれの目的関数の重みを任意に定めたときの最適解を得ることができる．

本研究で用いた多層繊維材料の積層構造最適設計手法の手順についての概略図を図2-27に示す．図のように本研究で用いた最適設計手法は，大きく「伝達マトリクス法による吸音性能計算手法」(図右部)と「多目的遺伝的アルゴリズムを用いた最適設計諸元探索手法」(図左部)の二つの部分で構成されている．伝達マトリクス法による吸音性能計算手法については2.3節で説明のとおりである．以下，多目的遺伝的アルゴリズムを用いた最適設計諸元探索方法について詳しく説明する．

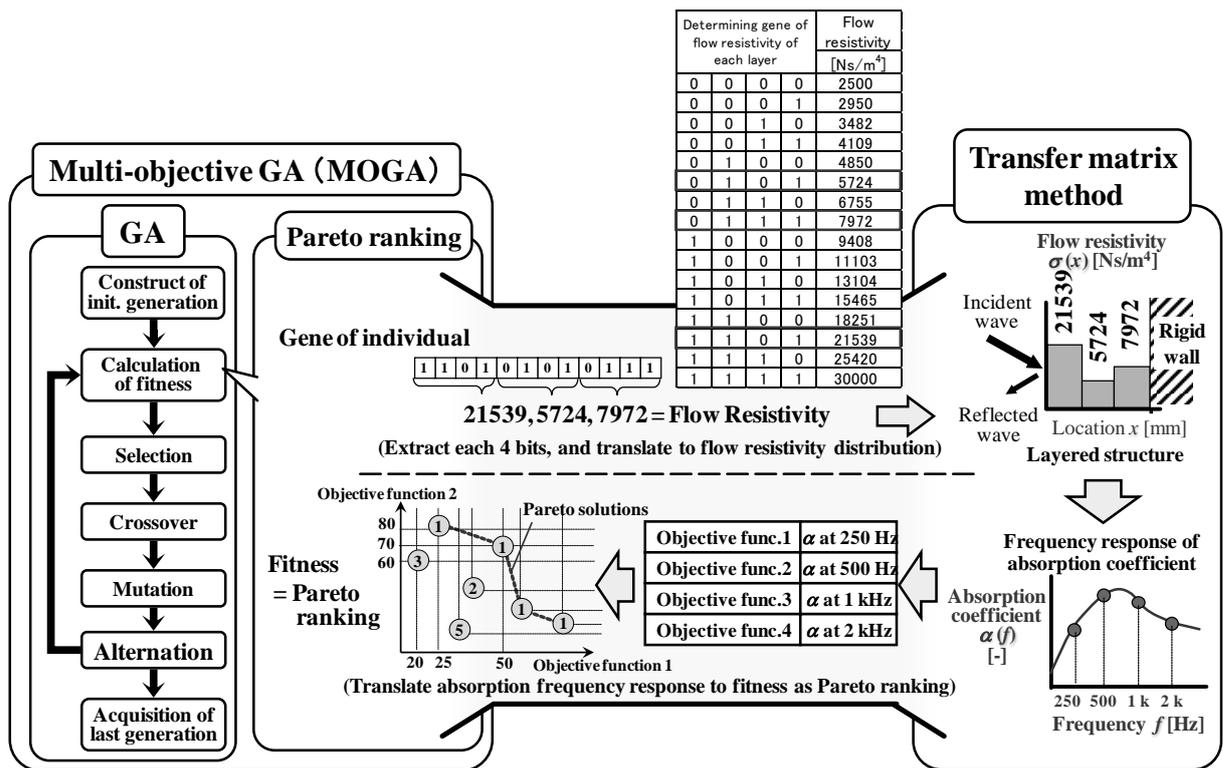


図 2-27 多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA)による最適化と伝達マトリクス方による吸音性能計算の結合

最適解探索には遺伝的アルゴリズム (Genetic Algorithm : GA) が広く用いられる。GA は生物の自然淘汰や進化を模した最適解探索手法で、以下の手順を繰り返すことにより、たとえばある周波数における吸音率など、あるひとつの性能 (目的関数) を最大化させる個体を抽出・判定することができる。

GA ではまず、①設計諸元データを遺伝子で表現した「個体」を多数生成し、これら個体の集合である初期母集団を用意する。②次にこの母集団を「現世代」とし、別途用意した (たとえば先述の吸音率の計算のような) 目的関数計算方法を用いて、現世代中の全個体について、それぞれの遺伝子から目的関数を計算する。③次に、現世代における各個体について、この目的関数の序列を算出し、この順序を適応度とする。④更に、現世代の個体のうち、この適応度の高い個体を優先的に「選択」しながら、「交叉」・「突然変異」などの操作を行って次世代の母集団を形成する。⑤最後に、次世代の全個体を現世代にコピーする。以降上記①から⑤の手順を繰り返す。上記のようにしながら、世代交代を繰り返すことでより適応度の高い、すなわち目的関数の大きな個体を多く出現・保存させた母集団を形成し、最終世代の母集団において最も適応度の高い個体を、目的関数を最大化させる最適解として抽出する。

ところで、実際の工学問題では要求される目的関数は、通常1つだけではなく複数存在することが多く、更にこれらの複数の性能は一般に互いにトレードオフの関係になっている。例えば本論文で取り上げる吸音材料についても、高周波吸音率と低周波吸音率や、吸音構造の省スペース性および製作コストや重量などについて、通常は互いにトレードオフの関係にある。つまり、ある一つの目的関数を最適化させたとしても、別の目的関数が要求にそぐわない程に悪化するために、結局導いた解は実用上適用できないという状況が発生しうる。実用上必要なのは複数の目的関数の間にあるトレードオフ関係の限界を形成する解の集合 (「非劣解集合」とも呼ばれるが、本論文では以後「パレート解」と称す) である。そして理想的な設計とは、このパレート解を把握した上で、後で各目的関数の重要さを鑑みて、パレート解の中の一つの個体を選択する、いわゆる「多目的最適化」である。

そこで、元来単目的であった GA に対して、上記の概念を導入して多目的最適化に適用した「多目定 GA (Multi-Objective GA : MOGA)」が提案されている。MOGA では GA における適応度に関して「パレート解」からの近さの尺度を採用することで、パレート解を形成する個体を優先的に次世代に残しながら、パレート解を真のトレードオフ限界に漸近させる。このパレート解からの近さの尺度として、表 2-3 および図 2-28 に示すような「パレートのランキング」がある。パレートのランキングとは、ある個体を選択したとき、その個体よりもすべての目的関数において勝っている別の個

体の数に1を加えたもので，選択した個体がパレート解上にある場合は1になり，パレート解から遠ざかるにつれて値が大きくなる．例えば表 2-3 および図 2-28 に示す例では，個体 A,B とともに自分よりも目的関数 1，2 のどちらも勝っている個体は存在しないためパレートランキングは1である．一方，個体 C はどちらの目的関数も勝っている別の個体は2つあるため，パレートランキングは3である．本研究では GA の適応との尺度としてこのパレートランキングを採用することとした．

表 2-3 パレートランキングとパレート解

Gene	Objective function				Pareto ranking
	1	2	3	4	
A	0	1	1	0	1
B	1	0	1	0	1
C	0	1	0	1	3

⋮

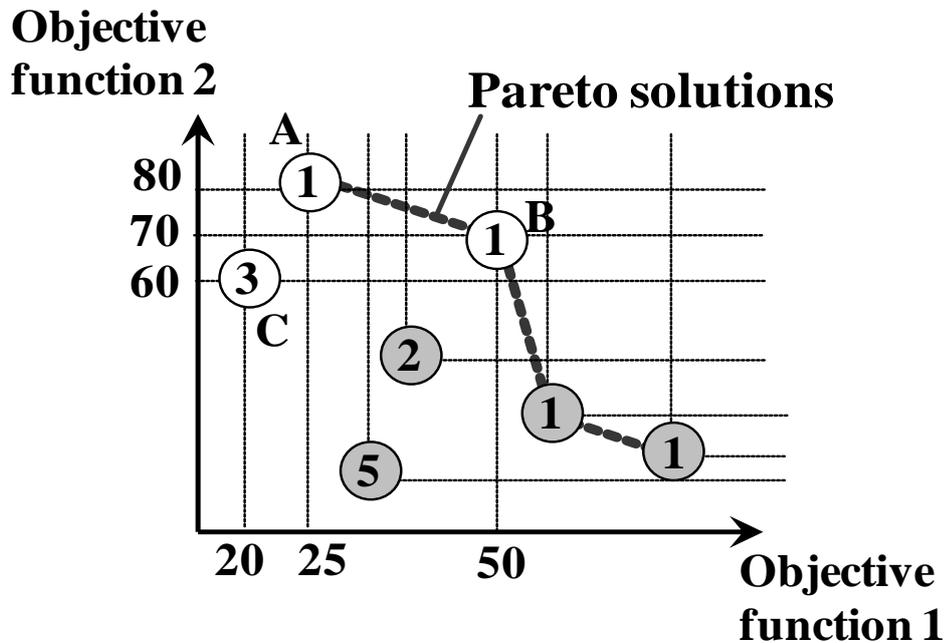


図 2-28 パレートランキングとパレート解

2.5.2 三種 3層吸音構造を対象とした MOGA 適用可能性の検証

本項では，吸音率周波数特性を目的関数とした多目的最適化の前段階として，MOGA の適用可能性を検証することを目的に，検証可能な三種 3層積層繊維吸音構造を対象として吸音性能の計算結果と実験結果を比較する．図 2-29 に検証に用いた三層積層繊維材料の模式図を示す．各層の厚さはどれも 25mm で，流れ抵抗は表 2-4 の中のいずれかを設定した．これにより全 27 通りの組み合わせが実現できる．

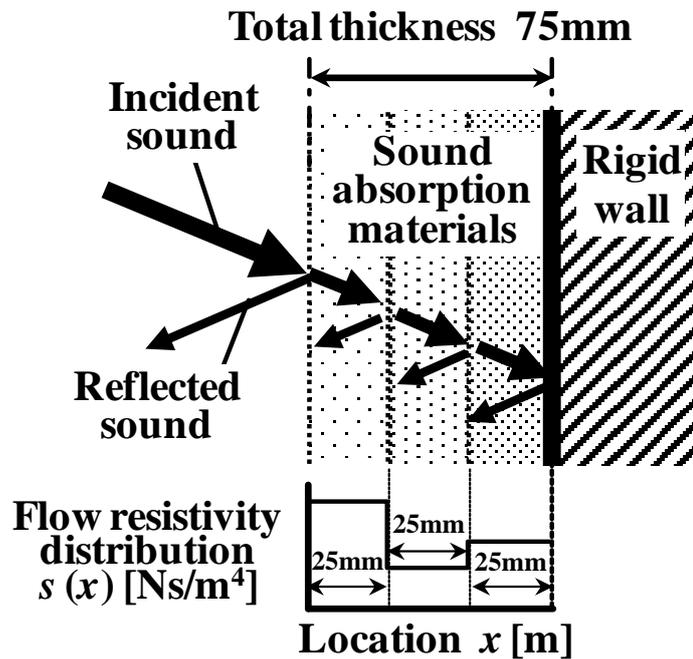


図 2-29 積層繊維吸音構造(3層の場合)

表 2-4 繊維吸音材の諸元

Type	Bulk Density [kg/m <sup>3</sup> ]	Flow Resistivity [Ns/m <sup>4</sup> ]
Low Dens.	32	13450
Mid Dens.	48	22000
High Dens.	64	35200

なお、吸音材のモデルとして、今日では気体部の特性のほか骨格部の固体振動特性も考慮できる Biot モデル<sup>[12],[13]</sup>が最も精度が高いと評価されているが、測定困難なパラメータも多いため取り扱いが難しい。一方で、繊維材料の最も代表的なパラメータは嵩（かさ）密度であるが、この嵩密度と流れ抵抗の間には正の相関関係があることが、一般によく知られている。従って、引き続き流れ抵抗のみで簡便に取り扱うことができる Delany-Bazley モデル<sup>[2]</sup>を採用することとした。

全 27 通りある三種三層積層繊維構造の組み合わせ全てにおいて、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz の各周波数における吸音率の実験結果と計算結果を取得し、それぞれを比較した。表 2-5 に実験と計算それぞれについて各周波数の吸音率の高い順に 5 つずつ示す。実験は音響管 2 マイクロフォン法を用いて垂直入射吸音率を取得した。また、解析は伝達マトリクス法を用いており、実験と同じく垂直入射吸音率を算出した。なお、表中「Layer」は三層繊維材の構造について、それぞれの嵩密度を入射側から順に示している。表からわかるとおり、どの周波数についても計算結果の上位 5 つの組み合わせの中に、実験結果の上位 3 つの組み合わせのうち少なくとも 2 つが含まれている。特に、1kHz に至っては上位 3 つまでが同順で合致している。また、計算・実験ともに第一層の嵩密度を大きく、つまり流れ抵抗を大きくすると低周波での吸音率が高く、逆に第一層の流れ抵抗を小さくすると高周波での吸音率が高くなる傾向が読み取れる。

この傾向をよりわかりやすくするため、全 27 通りの組み合わせの計算と実験の結果について、横軸に 250Hz の吸音率、縦軸に 2kHz の吸音率をとった散布図を図 2-30 に示す。なお、図では第一層の流れ抵抗によってマーカーの形を変えている。この図からも、250Hz の吸音率と 2kHz の吸音率の間には明確なトレードオフ関係があり、第一層の流れ抵抗がそれを決定している点において、計算結果が実験結果とよく合致することがわかる。

これらの結果から、計算が実験をよく模擬でき、吸音率の種類や積層の数を増やして更に自由度を大きくした積層構造に対しても、MOGA を用いることで任意の吸音率の周波数特性に対する最適な解が得られると期待できる。



### 2.5.3 理想的な流れ抵抗分布把握のための MOGA 計算結果

前項では、任意の吸音率の周波数特性に対する MOGA の適用可能性を確認することを目的に、三種三層積層繊維構造を対象として吸音率の実験結果と計算結果を比較し、良好な一致が得られることを示した。本項では、将来、繊維材料の流れ抵抗を厚さ方向に無段階で分布させることが可能になることを想定し、流れ抵抗の水準を 16 段階に、積層の数を 32 層に大幅に増やした構造の多目的最適化計算を実施した。なお、この場合の組み合わせは全部で  $3.4 \times 10^{38}$  となり、前項のように全組み合わせの吸音率を計算して最適解を探すのは現実的に不可能である。

図 2-31 に本項で最適化を実施した積層繊維材料の模式図を示す。全厚さは 120mm でこれを厚さ方向に 32 層に等分した。各層は 4 ビットの遺伝情報を持ち、表 2-6 に示す変換表により 16 段階の水準を持つ流れ抵抗のうちのいずれかを表す。これにより、任意の積層構造を表す各個体は 4 ビット  $\times$  32 層 = 128 ビットの遺伝情報で表される。この個体を 100 個もつ母集団について、前項同様 250Hz, 500Hz, 1kHz, 2kHz の各周波数における吸音率を目的関数として、MOGA を用いた多目的最適化を行った。なお、世代交代の際にはエリート選択率 40%、変異率 30%とし、100 世代目を最終世代とした。

世代交代の途中経過について、250Hz の吸音率と 2kHz の吸音率のトレードオフ関係として表したものを図 2-32 に示す。世代交代によりパレート解の前線が次第に前進し、真のトレードオフ限界に漸近している様子がわかる。

同様に得られた最終世代（第 100 世代）について単層繊維材料の流れ抵抗を変化させた場合にとりうる特性と比較したものを図 2-33 に示す。図から、積層させることによって単層の場合よりもトレードオフ限界が前進し、これにより 250Hz, 2kHz の吸音率および NRC (250Hz, 500Hz, 1kHz, 2kHz の平均吸音率) を最大化させる積層構造は、単層の場合に比べて 1~2%の吸音率向上が認められる。

この 250Hz, 2kHz の吸音率および NRC を最大化させる積層構造について、流れ抵抗分布として図 2-34 に示す。図のように低周波の吸音率を大きくするには表面に近い層の流れ抵抗を大きくするとよく、逆に高周波の吸音率を大きくするには表面の流れ抵抗を小さくするとよい。これは前項で実験と比較して検証・確認した三種三層の知見とよく合致する。また、NRC を最大化させる流れ抵抗の分布は表面で大きく、吸音材内部に向かって一旦小さくなったあと、再び内部に向かって流れ抵抗が徐々に大きくなるような、ギリシャ文字の「 $\psi$ 」の字のような形となるが、これは従来から実験経験則として認識されていた知見と合致する。以上より最適化の結果得られた図 2-33 に示すパレート解は妥当であると判断できる。これにより、各周波数の吸音率

に関する重みを任意に定めたとき，それらの一次結合として算出される評価関数を最大化させる最適解について，このパレート解から抽出することができると判断する．

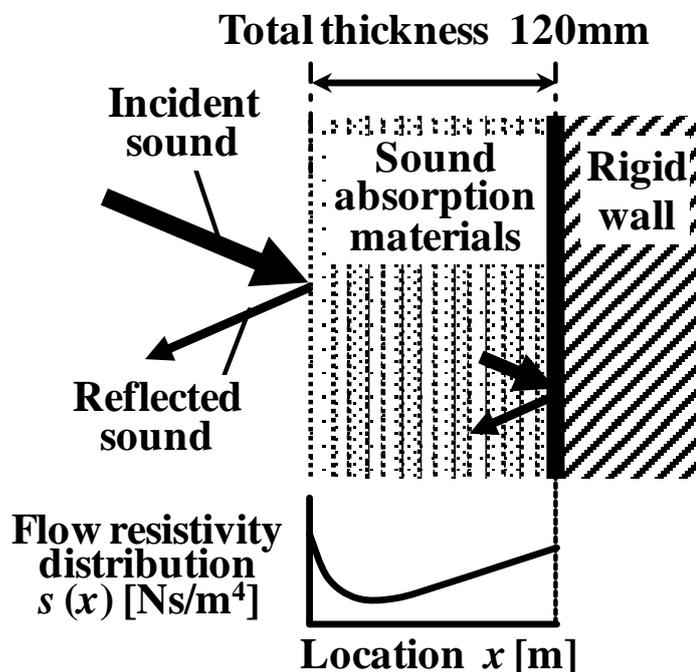


図 2-31 積層繊維吸音構造モデル(32層の場合)

表 2-6 遺伝情報から流れ抵抗への変換表

Determining gene of flow resistivity of each layer				Flow resistivity [Ns/m <sup>4</sup> ]
0	0	0	0	2500
0	0	0	1	2950
0	0	1	0	3482
0	0	1	1	4109
0	1	0	0	4850
0	1	0	1	5724
0	1	1	0	6755
0	1	1	1	7972
1	0	0	0	9408
1	0	0	1	11103
1	0	1	0	13104
1	0	1	1	15465
1	1	0	0	18251
1	1	0	1	21539
1	1	1	0	25420
1	1	1	1	30000

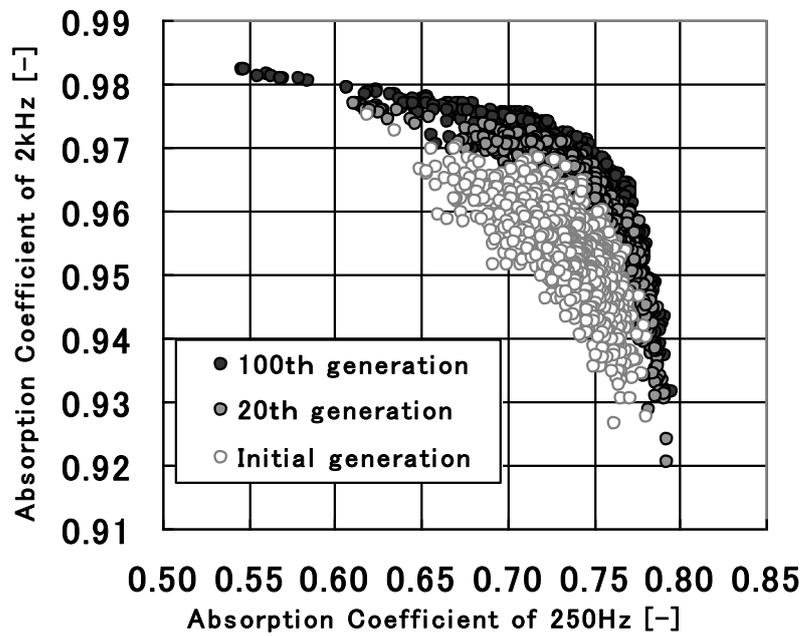


図 2-32 MOGA の世代交代による 250Hz と 2kHz の乱入射吸音率間のトレードオフ曲線の前進

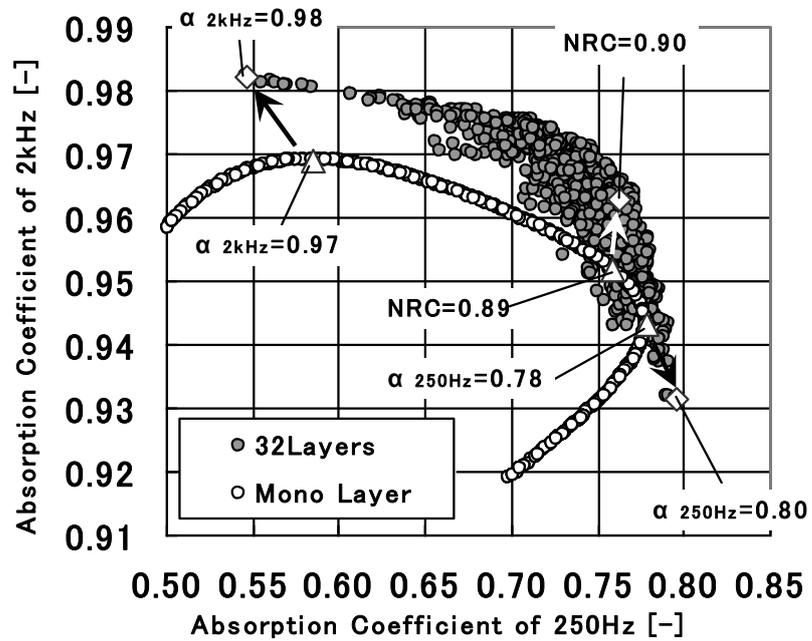
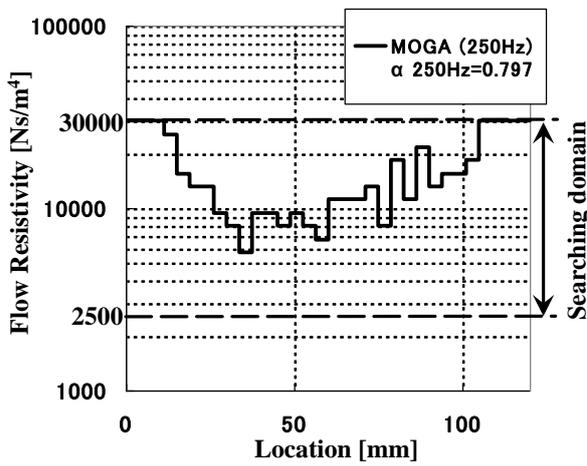
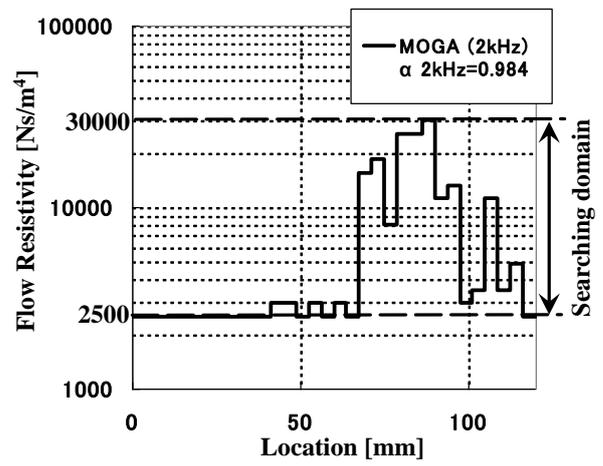


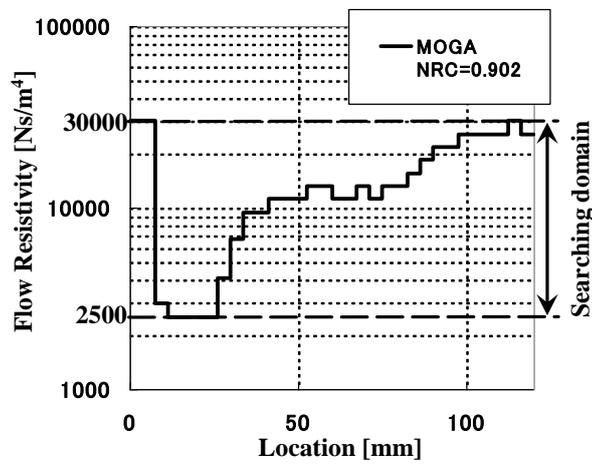
図 2-33 250Hz と 2kHz の乱入射吸音率間のトレードオフ曲線  
(単層の場合と 32 層の場合の比較)



(a) 250 Hz における最適積層パターン



(b) 2 kHz における最適積層パターン



(c) NRC を最大化させる最適積層パターン

図 2-34 各帯域における吸音率を最大化させる積層方向流れ抵抗のパターン

#### 2.5.4 繊維吸音材料の積層構造最適化のまとめ

多層積層繊維材料を対象とした積層吸音構造の最適設計を実現することを目的に、伝達マトリクス法による吸音率計算と多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）による最適解探索手法を組み合わせた。なお、繊維材料の音響特性計算には Delany-Bazley モデルを用いた。その結果以下の結論を得た

- (1) 三種三層の繊維材料を対象とした計算結果について実験結果と比較して検証した。その結果、全 27 通りある組み合わせのうち、ある周波数における吸音率を最大化させる構造について計算結果の上位 5 位以内に実験結果の上位 3 位のいずれか二つが必ず含まれていることを確認した。これにより、計算結果が妥当であり、最適化方法の導入が有効で、これによりほぼ正しい最適解を導くことができる見通しを得た。
- (2) 繊維材料に関して、任意の吸音特性を得るために最適な、積層方向の流れ抵抗分布を知ることを目的に、32 層、全厚 120mm の場合について MOGA を用いて非劣解集合（パレート解）を求めた。その結果、低周波の吸音率を高めるためには表面の流れ抵抗を大きくし、逆に高周波の吸音率を高めるためには表面の流れ抵抗を小さくするとよい点について、前述の三種三層の場合の知見とよく合致することを確認した。また、この全厚さ 120mm の場合に拡張し、例えば 250Hz～2kHz の平均吸音率である NRC を最大化させる流れ抵抗の分布は、吸音材表面では大きく、吸音材内部に向かって一旦小さくなった後、再び吸音材内部に向かって徐々に大きくなるようなギリシャ文字の「 $\psi$ 」のような形となるという従来知見の実験経験則を合理的に説明した。
- (3) 以上により、得られたパレート解が妥当であり、各周波数の吸音率に関する重みを任意に設定したとき、それらの一次結合として算出される評価関数を最大化させる最適解を抽出できることを示した。

## 2.6 結言

防音カバー構造の防音部材単体の吸遮音性能改善方法として、遮音に関しては気体を用いた遮音性能改善方法を、吸音に関しては繊維型吸音材料の積層構造最適化についてそれぞれ伝達マトリクス法による吸遮音計算と残響室無響室による遮音試験および音響管2マイクロフォン法による吸音試験により検討した。その結果以下の結論を得た。

- (1) 二重壁内部に内部に気体を封入することで透過損失が改善することに関して検討を行い、伝達マトリクス法を用いた計算の結果、空気よりも音速が速い気体は低周波数で透過損失を増大させ、空気よりも音速が遅いかもしくは空気よりも音響インピーダンスが小さい気体は高周波数で透過損失を増大させることを説明した。また、実験でも立証した。さらに、より現実的な透過損失の尺度として JIS A 1419-1 で定められる重みつき透過損失  $R_w$  を導入した場合、常温大気中の気体の中では平均分子量が小さく、比熱比が大きい気体が  $R_w$  を増大させやすいことを理論的に説明した。
- (2) 多層積層繊維材料を対象とした吸音構造の最適設計を実現することを目的に、伝達マトリクス法による吸音率計算と多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA) による最適解探索手法を組み合わせた計算を行った。更に計算で得られた最適解探索結果を実験結果と比較して検証した。その結果、解析での最適解探索結果が実験結果とよく合致することを確認した。また、全厚さ 120mm の場合に拡張し、例えば 250Hz~2kHz の平均吸音率である NRC を最大化させる流れ抵抗の分布は、吸音材表面では大きく、吸音材内部に向かって一旦小さくなった後、再び吸音材内部に向かって徐々に大きくなるようなギリシャ文字の「 $\nu$ 」のような形となるという従来知見の実験経験則を合理的に説明した。

## 参考文献

- [1] Allard, J. F. , Propagation of sound in porous media - Modeling sound absorbing materials, Elsevier Applied Science (1993).
- [2] Delany, M. E. and Bazley E. N. , Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics Vol.3 (1970), pp. 105-116.
- [3] London, A. , Transmission of Reverberant Sound through Double Walls, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.22, No.2 (1950), pp.270-279.
- [4] 太田光雄, 岩重博文, 一般二重壁の遮音特性に対する系統的一理論と吸音性中空二重壁への実際的適用, 日本音響学会誌, Vol.34, No.1 (1978), pp.3-10.
- [5] 太田光雄, 永井一則, 畠山一達, 一般N重壁の遮音特性に関する系統的一理論, 日本音響学会誌, Vol.35, No.3 (1979), pp.118-125.
- [6] 山口誉夫, 自動車用防音構造の遮音吸音特性シミュレーション, 制振工学研究会 99 技術交流会資料集 SDT99020 (1999), pp. 91-94.
- [7] 霊田青滋, 飯田一嘉, 丸山暉彦, ポリエステル繊維系吸音材の開発 : 複合膜構造を用いた中低周波数帯域の吸音性能向上, 騒音制御, Vol.31, No.6 (2007), pp.450-457.
- [8] 増田潔, 関雅英, 岸 保之, 高性能低周波吸音材の開発, 大成建設技術センター報 第44号(2011). pp 48-1 - 48-4
- [9] 石川和久, 老後哲朗, 平井進, 山添秀敏, 三宅清市, 低周波数用吸音材の開発, 昭和電線レビュー, Vol. 53, No. 1 (2003), pp 41 - 44.
- [10] 木村祐, 木田俊雄, 谷本一浩, 低発塵性低周波吸音材の開発, 昭和電線レビュー, Vol. 58, No. 1 (2008), pp 54 - 56.
- [11] Sugimura, K., Kriging-Model-Based Multi-Objective Robust Optimization and Trade-Off Rule Mining of a Centrifugal Fan with Dimensional Uncertainty, JSME Journal of Computational Science and Technology, Vol.3, No.1 (2009), pp. 196-211.
- [12] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. I Low frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 168-178.
- [13] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. II Higher frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 179-191.
- [14] 井上尚久, 積層防音材料の吸遮音特性の数値予測に関する研究, 東京大学大学

院 新領域創成科学研究科 社会文化環境学専攻 2011 年度修士論文 (2012), <  
<http://repository.dl.itc.u-tokyo.ac.jp/dspace/bitstream/2261/52349/2/K-03428.pdf>>

## 第3章 開口のある防音カバー全体の吸遮音性能

### 3.1 緒言

騒音を発生させる機器が周囲の環境に影響を及ぼすことが問題となる場合、その対象機器の周りを取り囲むように防音カバーを設置することで、外部に放射する音を抑制する手段がよく採られる。また内部に人が搭乗する鉄道やエレベーター、自動車などの構造物は、乗員の快適性を確保する観点で、外の音を内部に取り入れないようにする防音構造が設計上重要となる。また、近年では超精密機器が環境騒音によって加振されることで、誤動作したり性能が低下したりする場合があります。これを防ぐ目的で外部環境音から内部の超精密機器を防護する防音カバーが設置されることがある。

これらの防音カバーや防音構造などでは、許容される厚さや重さの範囲内で、目的の防音性能を最大限に引き上げる構造の探査が求められるが、それには防音構造内外のエネルギーの伝達を極力小さくし、且つ防音構造内部のエネルギーを積極的に吸収するような構造とするのが望ましい。前者のエネルギーの伝達し難さを高めるのが遮音であり、その程度を示す指標として、一般にエネルギー伝達率の逆数のデシベル尺度である音響透過損失が用いられる。また、後者のエネルギーの吸収の度合いを高めるのが吸音であり、一般に吸音率で評価される。

遮音に関しては、古くは太田<sup>[1], [2]</sup>らが一般的な多層壁の遮音特性に関する理論的な検討を行っており、前章の通り筆者も、中空二重壁の内部にヘリウムや二酸化炭素など空気以外の気体を封入することによりインピーダンスや音速の違いで反射屈折させて、遮音性を改善できることを示した<sup>[3]</sup>。

吸音に関しては一般に多孔質吸音材が用いられ、Delany と Bazley が一般的な繊維材料の音響特性について流れ抵抗の関数として算出する実験経験則を提案<sup>[4]</sup>しており、前章で説明の通り筆者も多層積層された繊維材料について、吸音率を最大化させる積層方向の流れ抵抗分布について最適化を検討した<sup>[5]</sup>。このほか、最近では吸音材の骨格部と内部の気体部分の両方の振る舞いを記述する Biot モデルがよく用いられている<sup>[6], [7]</sup>。また、共鳴器型吸音機構もよく適用され、近年では発塵性が少なくクリーンな材料であることと、設計しやすさなどの観点から、共鳴器型吸音機構の一種である多孔板吸音機構の研究が盛んである<sup>[8], [9]</sup>。

前章での説明のように遮音と吸音はそれぞれ独立した検討がなされることが多いが、一方で先述のような防音カバーや防音構造の場合、厚さや重さの制限から一連の積層構造でこのどちらも、つまりカバー内外の音の遮断（遮音）とカバー内部の音の吸収

(吸音)の両方の性能が求められる。また、遮音の観点からはカバーは孔や隙間がなく密閉されており、内側と外側が完全に遮断されていることが理想であるが、実際のカバーには換気や排熱の目的で、あるいはケーブルや配管などを通すための孔や隙間が無数に開けられている場合が多い。さらに、カバーの設置によってカバー内部の残響や定在波の発生を促進してしまい、防音性能を悪化させてしまう懸念もある。このような、カバーで周囲を囲ってしまうことによって、低周波帯域で発生するカバー内の音響定在波については次章でくわしく説明する。

具体的な例として、開口を有するカバーの積層構造を検討する場合を考える。カバーとして許容できる厚さ・重さが与えられた時に、板材と吸音材で構成される積層構造に対して、防音性能を最大化させることを目的とした積層枚数と積層順番を最適化させる問題である。一般的にカバーそのものの遮音性を重視した場合、内部に吸音材を挟んだ二重の板で構成される、いわゆる“吸音材内封二重壁構造”が採用される。しかしながら開口率が大きい場合、開口部からの漏洩音により、カバー全体としての遮音性は、この漏洩音で飽和することが見込まれる。また、吸音材内封二重壁構造は遮音性については良好であるかもしれないが、吸音の観点から考えた場合ではカバー内面に対する吸音率が低いためカバー内の残響を抑制しにくく、かえって防音性が低下する可能性がある。むしろ、カバー内側に対して吸音材を露出させて、二重板の合計した厚さの単層壁を外側に持ってくる“内側吸音単層壁”とする方が吸音の観点からはよいと考えられる。

このように、開口を有するカバー構造として、吸音材内封二重壁と内側吸音単層壁のどちらを選択するのが最良か、という疑問はしばしば発生するが、それに答える知見が得られるような体系的な研究は十分には行なわれていない。

本章では防音カバー用吸遮音構造の最適選定を目的に、吸音材内封二重壁と内側吸音単層壁の優劣に関する、周波数や開口率、カバー内部構造物の平均吸音率への依存性について、建築音響学的アプローチによるエネルギー平衡計算と伝達マトリクス法を用いた積層構造の吸遮音計算を元に算出した結果について纏める。

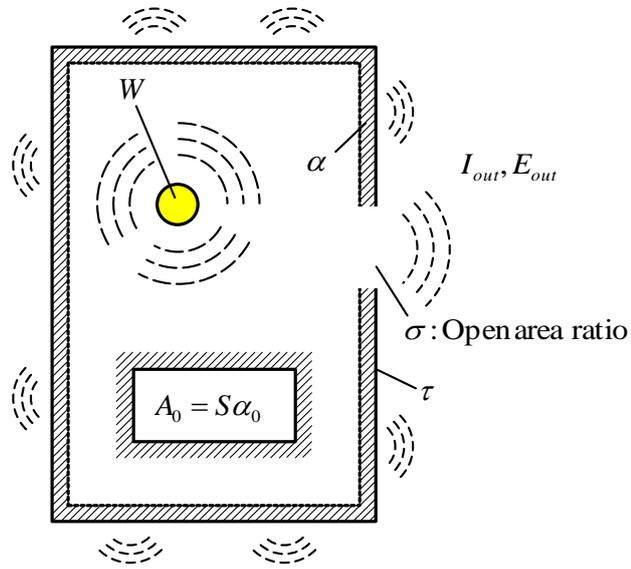
## 3.2 主な記号

本章は数式と記号を多用するため、用いる記号を以下のように纏める。

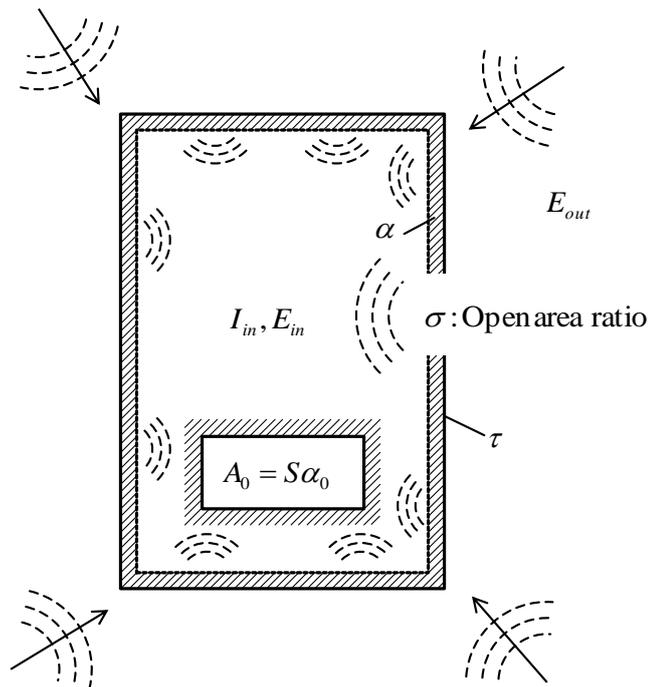
- $S$  : 隙間部を含めたカバーの表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $A_0$  : カバー内構造物の平均吸音力 [m<sup>2</sup>]  
 $\alpha_0 = A_0/S$  : カバー内構造物の平均吸音率 [%]  
 $\tau$  : カバー部を外側から内側、あるいは内側から外側に透過する音響透過率 [%]  
 $\alpha$  : カバー部内面の吸音率 [%]  
 $\bar{\tau}$  : 隙間を含めたカバーの平均音響透過率 [%]  
 $\bar{\alpha}$  : 隙間を含めたカバー内面の平均吸音率 [%]  
 $\sigma$  : カバーに開けられた隙間の開口率 [%]  
 $A_{in}$  : カバー内部の吸音力 [m<sup>2</sup>]  
 $E_{in}$  : カバー内部の音響エネルギー密度 [J/m<sup>3</sup>]  
 $I_{in}$  : カバー内部音響インテンシティ [W/m<sup>2</sup>]  
 $L_{in}$  : カバー内部の音圧レベル [dB]  
 $E_{out}$  : カバー外部の音響エネルギー密度 [J/m<sup>3</sup>]  
 $I_{out}$  : カバー外部音響インテンシティ [W/m<sup>2</sup>]  
 $L_{out}$  : カバー外部の音圧レベル [dB]  
 $W$  : 音源の出力 [W]  
 $L_W$  : 音源のパワレベル [dB]  
 $IL$  : カバー設置による防音効果（挿入損失） [dB]  
 $W_{out}$  : カバー内部から音響加振した際にカバー外側に透過するパワ [W]  
 $W_t$  : カバー外部から音響加振した際にカバー内部に透過するパワ [W]  
 $W_{abs}$  : カバー外部から音響加振した際にカバー内部で散逸するパワ [W]

### 3.3 モデル化（問題の定式化）

本節では、初めに図 3-1(a)に示すようなカバー内側に音源があつて外へ放射する音を低減させる“内部音源問題”と、同じく図 3-1(b)に示すような外側からの音響加振に対してカバー内部の音を低減させる“外部音源問題”のそれぞれの場合について、拡散音場の過程に基づく建築音響学的なアプローチから、カバー防音効果を示す式を導出し、それらが互いに同じであることを示す。次いで、カバーの吸遮音性能の計算方法として前章でくわしく説明した伝達マトリクス法について再度簡単に説明する。なお、カバーそのものの音響透過率を $\tau$ 、カバー内面の吸音率を $\alpha$ とし、カバー内にはカバー設置前からあらかじめ平均吸音率 $\alpha_0$ の吸音があるものとする。さらにカバーには開口率 $\sigma$ の隙間が開けられているものとし、この隙間部分の透過率・吸音率はともに1とする。また、隙間部も含めたカバー全体の面積を $S$ とする。



(a) 内部音源問題



(b) 外部音源問題

図 3-1 内部音源問題と外部音源問題

### 3.3.1 内部音源問題

本項では、図 3-1(a)に示したカバー内にある出力  $W$  の音源によって定常的に放射される音をカバーによって低減する“内部音源問題”に関するカバーの挿入損失の計算式の導出を建築音響学的アプローチから行う。

図 3-1(a)に示すような内部音源問題の場合、波長に対してカバーの寸法が大きく、且つカバー内の吸音が小さいという仮定のもと、Sabine の残響理論<sup>[10]</sup>が適用できる。このとき、カバー内の吸音力は  $A_{in} = (1-\sigma)S\alpha + S\sigma + A_0$  で、カバー内にある出力  $W$  の音源によって励起されるカバー内部の音響エネルギー密度は  $E_{in} = 4W/(A_{in})$  であるから、カバー内部インテンシティ  $I_{in}$  は音速を  $c$  として以下のように表わされる。

$$I_{in} = \frac{c}{4} E_{in} = \frac{W}{S\{(1-\sigma)\alpha + \sigma + \alpha_0\}} \quad (3-1)$$

一方、カバー外側に放射されるインテンシティ  $I_{out}$  は、問題としている現象が比較的高周波で、音波の波長が開口部の大きさよりも小さいとの仮定のもと、以下のように表わされる。

$$I_{out} = I_{in} \{(1-\sigma)\tau + \sigma\} = W \frac{\{(1-\sigma)\tau + \sigma\}}{\{(1-\sigma)\alpha + \sigma + \alpha_0\}S} \quad (3-2)$$

ここで、隙間も含めたカバー全体の平均音響透過率と、カバー内の平均吸音率を以下のようにまとめる。

$$\begin{aligned} \bar{\tau} &= (1-\sigma)\tau + \sigma \\ \bar{\alpha} &= (1-\sigma)\alpha + \sigma + \alpha_0 \end{aligned} \quad (3-3)$$

すると、カバー外側に放射される音のパワ  $W_{out}$  はカバー平均音響透過率とカバー内平均吸音率で次のように表わされる。

$$W_{out} = I_{out}S = W \frac{\bar{\tau}}{\bar{\alpha}} \quad (3-4)$$

したがって、カバー外側遠方の音源から距離  $r$  [m]の位置で観測される放射音圧レベル  $L_{out}$  [dB]は距離減衰も考慮して以下のように表わされる。

$$L_{out} = L_W - 10 \log_{10} \bar{\alpha} + 10 \log_{10} \bar{\tau} - 10 \log_{10} 4\pi r^2 \quad (3-5)$$

カバー設置の効果の dB 差，すなわち挿入損失  $IL$  [dB]は，開口率  $\sigma$  が 1 の場合の  $L_{out}$  に対する差分として

$$IL = L_{out}(\sigma = 1) - L_{out}(\sigma = \sigma) \quad (3-6)$$

となり，結局，

$$IL = 10 \log_{10} \bar{\alpha} - 10 \log_{10} \bar{\tau} - 10 \log_{10} (1 + \alpha_0) \quad (3-7)$$

と表わされる．この右辺第 1 項は  $\bar{\alpha}$  が 0 から 1 の間の値であることを考えると負の値となる．これは，カバー設置によってカバー内音源で放射されたエネルギーが閉じ込められてカバー内部の音圧が上がり，防音性能が逆に悪化する現象を表わすもので，一般に“ビルドアップ効果”と呼ばれる．また，第 2 項は  $\bar{\tau}$  もまた 0 から 1 の間の値であることを考えると，符号も含めて正の値となる．これはいわゆる“総合透過損失”であり，カバーの遮音性能を表わす量である．第 3 項はカバー内部構造物の吸音によるカバー設置前の利得を考慮した防音性能の補正量を表わす．なお， $\alpha_0$  もまた 0 から 1 の値であることを考えると，符号も含めた上記第 3 項の補正量は -3~0 [dB]であり， $\alpha_0 = 10\%$  の場合で -0.4 [dB]， $\alpha_0 = 50\%$  の場合で -1.8 [dB]で，第 1 項，第 2 項と比べるとその絶対値は比較的小さい．すなわち，挿入損失はビルドアップ効果と総合透過損失でほぼ表現される．

カバー部の吸遮音性能，即ち，カバー内面の吸音率  $\alpha$  と，カバーを外側から内側へ透過する音響透過率  $\tau$  が，たとえば伝達マトリクス法などの手法によって求まり，更には隙間部開口率  $\sigma$  とカバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  が判れば，式(3-3)により隙間も含めたカバー全体の平均音響透過率  $\bar{\tau}$  とカバー内面の平均吸音率  $\bar{\alpha}$  が算出される．更に，これを式(3-7)に代入すれば，カバー設置の効果である挿入損失  $IL$  が求まる．

なお，本研究で用いた Sabine の残響理論が適用できるのは，カバー内の吸音が小さく， $-\ln(1 - \bar{\alpha}) \cong \bar{\alpha}$  と近似できるときのみであり，カバー内の吸音が大きい場合には Eyring の残響理論<sup>[11]</sup>に切り替えなければならない．また，開口部の寸法が波長と同程度かそれよりも小さい場合には，開口部での空気振動の抵抗による音の反射などを考慮しなければならないが，このような微小開口の取り扱いに関する考え方については Ingard らが与えている<sup>[12]</sup>．これら Eyring の残響理論や Ingard の開口部の取り扱いの考慮については今後の課題である．なお，カバーの大きさが波長に比べて同程度以下となると，カバーの中で発生する音響定在波の影響も考慮しなければならないが，これについては次章でくわしく述べる．

### 3.3.2 外部音源問題

本項では、図 3-1(b)に示した外部から照射される音をカバーで抑制する“外部音源問題”に関するカバーの挿入損失の計算式の導出と、これが内部音源問題と同じであることを示す。

いま、図 3-1(b)に示すようにカバー外側の音響エネルギー密度が  $E_{out}$  であったとすると、カバー外表面に入射する音響インテンシティは  $I_{out}=cE_{out}/4$  である。したがって隙間部も含めてカバー外側からカバー内部に透過するパワ  $W_t$  は以下のように表わされる。

$$W_t = I_{out} \{(1-\sigma)S\tau + \sigma S\} = \frac{cE_{out}S}{4} \{(1-\sigma)\tau + \sigma\} \quad (3-8)$$

同様に、カバー内の音響エネルギー密度が  $E_{in}$  であったとすると、カバー内の音響インテンシティは  $I_{in} = cE_{in}/4$  であるから、カバー内面で散逸するパワ  $W_{abs}$  は以下のように表わされる。

$$W_{abs} = I_{in} \{(1-\sigma)S\alpha + \sigma S + A_0\} = \frac{cE_{in}S}{4} \{(1-\sigma)\alpha + \sigma + \alpha_0\} \quad (3-9)$$

エネルギー平衡状態を考えると、 $W_t = W_{abs}$  であるので、

$$E_{in} = \frac{(1-\sigma)\tau + \sigma}{(1-\sigma)\alpha + \sigma + \alpha_0} E_{out} \quad (3-10)$$

となり、先ほどの内部音源問題と同様に、式(3-3)で示した隙間部も含めたカバー全体の平均音響透過率  $\bar{\tau}$  とカバー内面の平均吸音率  $\bar{\alpha}$  を用いてまとめると、カバー内の音圧レベル  $L_{in}$  はカバー外側の音圧レベル  $L_{out}$  を用いて以下のように表わされる。

$$L_{in} = L_{out} - 10 \log_{10} \bar{\alpha} + 10 \log_{10} \bar{\tau} \quad (3-11)$$

また、カバー設置の効果である挿入損失  $IL$  についても、先ほどの内部音源問題と同様に求められ、最終的に

$$IL = 10 \log_{10} \bar{\alpha} - 10 \log_{10} \bar{\tau} - 10 \log_{10} (1 + \alpha_0) \quad (3-12)$$

となって、式(3-7)と全く同じ形で表わされる。先述同様にこの右辺第 1 項はビルドアップ効果で、外部音源の場合は外部から流入した音が、カバー内部で多重反射して

なかなか減衰しないため、カバー内部の音圧がかえって上昇してしまう現象を表わすものである。また、内部音源問題と同様に、第2項は総合透過損失、第3項はカバー内部構造物の吸音による利得の補正量である。

### 3.4 伝達マトリクス法によるカバー構造単体の吸遮音性能の計算

前節までの説明で、カバーそのものの吸遮音性能が求めた時の隙間も含めたカバー全体としての防音性能を計算する方法を示した。これに対してカバーそのものの吸遮音性能を求める方法としては2.3節で詳しく説明した伝達マトリクス法<sup>[13]</sup>がある。本節では、本章での以降の議論を進める上で必要な「音響抵抗に関する実験経験則」と「カバーの吸音率計算の際の終端条件の取り扱い」について説明し、2.3節の説明を補足する。

#### 3.4.1 音響抵抗に関する実験経験則

板の伝達マトリクスを計算する際に必要な、板の機械インピーダンスは式(2-11)に示す通りで、再掲すると、

$$Z_i = \frac{2r_{x,i}}{\cos \theta_i} + j2\pi f \rho_i t_i \left( 1 - \frac{f^2}{f_{C,i}^2} \sin^4 \theta_i \right) \quad (3-13)$$

となる。ここで、 $t_i$  は板材料の板厚、 $\theta_i$  は音波の伝搬角度、 $\rho_i$  は板の密度、 $f$  は解析周波数、 $f_{C,i}$  はコインシデンス周波数である。

ところで  $r_{x,i}$  は London が導入した音響抵抗<sup>[14]</sup>で、2.3 節で説明したようにその実験的な同定方法は太田らにより提案されている<sup>[1]</sup>。この方法では、対象となる板材料について空気層を挟んで構成させた“中空二重壁構造”を用意し、カップルドルームによる透過損失測定を行った実験結果と  $r_{x,i}$  をいろいろと変化させて計算した結果を比較することで  $r_{x,i}$  を同定する。本研究でも複数の材料について、これに則った同定を行った（図 3-2）。その結果、質量則を示す機械インピーダンスの虚数部の 0.17 倍となるようにする ( $r_{x,i} = 0.17 \times 2\pi f \rho_i t_i$ ) と、空気層厚さをいろいろ変えて実施した実験結果の平均値とよく合致することを把握しており（図 3-3）、今回もこの経験則を用いた。改めて本研究で用いた  $r_{x,i}$  に関する経験則を示すと下記のようになる。

$$r_{x,i} \cong 0.17 \times 2\pi f \rho_i t_i \quad (3-14)$$

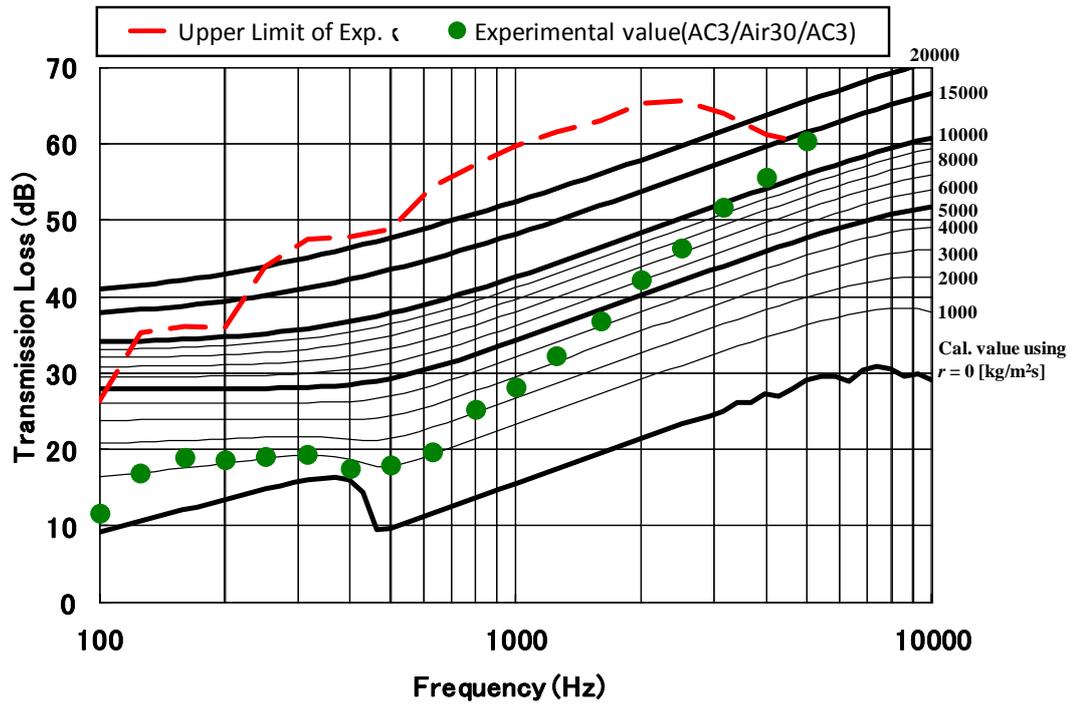


図 3-2 太田の方法による音響抵抗  $r$  の同定方法

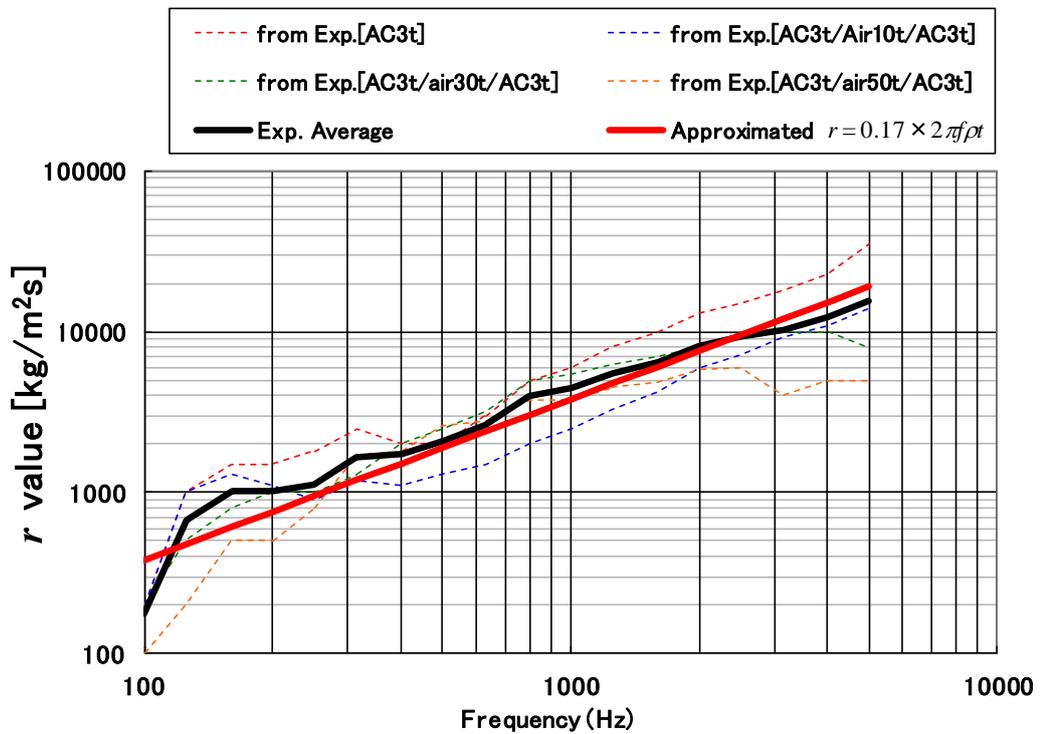


図 3-3 同定された音響抵抗  $r$  と実験経験則： $r = 0.17 \times 2\pi f\rho t$  .

### 3.4.2 カバーの吸音率計算の際の終端条件の取り扱い

2.3 節で説明のように，伝達マトリクス法では終端条件  $(p_0 \ v_0)^T$  を設定することで入射側の音圧と粒子速度を逐次的に求めるわけであるが，終端条件は計算内容によって以下の二つが用意されており，一般に，遮音性能，すなわち透過損失を求める際は自由放射端条件を，吸音性能，すなわち吸音率を求める際は固定端条件を用いる．

それぞれの条件を以下に再掲する．

$$\text{自由放射端条件：} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1/Z_0 \end{bmatrix} p_0 \quad (3-15)$$

$$\text{固定端条件：} \begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} p_0 \quad (3-16)$$

吸音率計算の際に固定端条件を用いるのは，これは吸音率の一般的な取り扱いとして，吸音材そのもののエネルギー吸収能力を評価することを目的に，完全反射の剛壁を背後に設置した積層吸音材を想定して，その入射音成分と反射音成分を算出・比較するためである．しかし，本研究で取り扱う問題では，カバー内面の吸音率を計算する際，カバーの内側から入射した音がカバーの外側へ透過して逃げていくことを許容する必要がある．そのため，吸音率の計算でも音響透過率の計算と同じく自由放射端条件を用いることとした．これにより，透過損失の小さいカバーは遮音性能は小さいものの，カバー内の吸音率が大きくなってビルドアップを抑制でき，逆に透過損失の大きいカバーは遮音性能は大きいものの，ビルドアップ効果が悪化するという，本研究で着目したい現象を再現することができる．

なお，透過率は内部音源問題では内側から外側，外部音源問題では外側から内側への伝搬方向で計算を行うが，後述する本研究で用いた3つの防音構造では，相反則が成立し，どちらでも同じとなることを確認している．

### 3.5 非吸音単層壁，吸音材内封二重壁，内側吸音単層壁の防音性能

本節では図 3-4 に示す 3 つの防音カバー用の吸遮音構造（図 3-4 (a)：非吸音単層壁，図 3-4 (b)：吸音材内封二重壁，図 3-4 (c)：内側吸音単層壁）について，これらを用いた時の防音効果（挿入損失）を前節までで説明した計算方法で算出した結果を示す．さらに，それぞれの特徴とその要因について“ビルドアップ効果”と“総合透過損失”，およびそれらを構成する各要因という観点から分析する．なお，本節での計算ではカバーの開口率  $\sigma$  を 0.0001% とし，カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  を 10% とする．

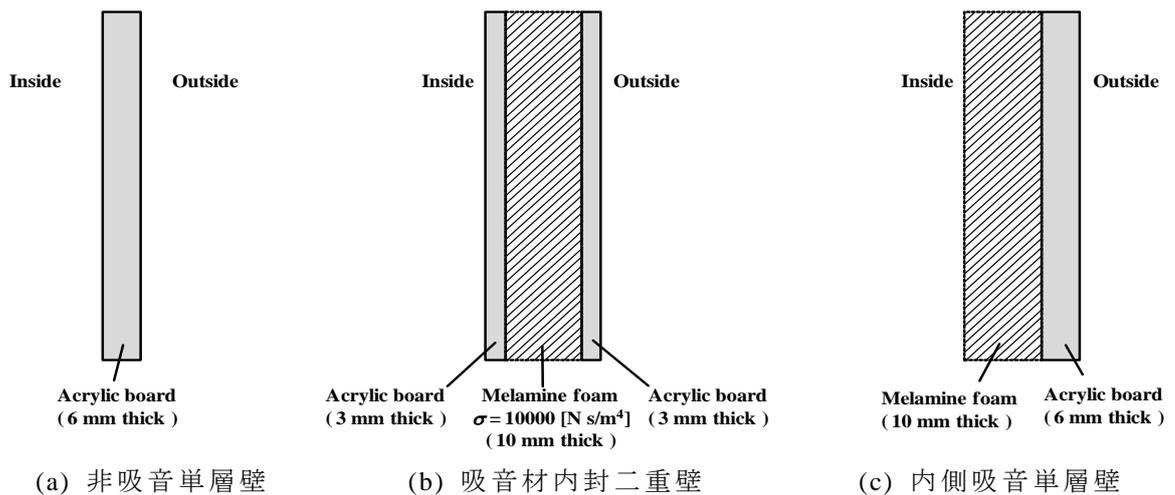


図 3-4 本章で取り扱う 3 種類のカバー構造

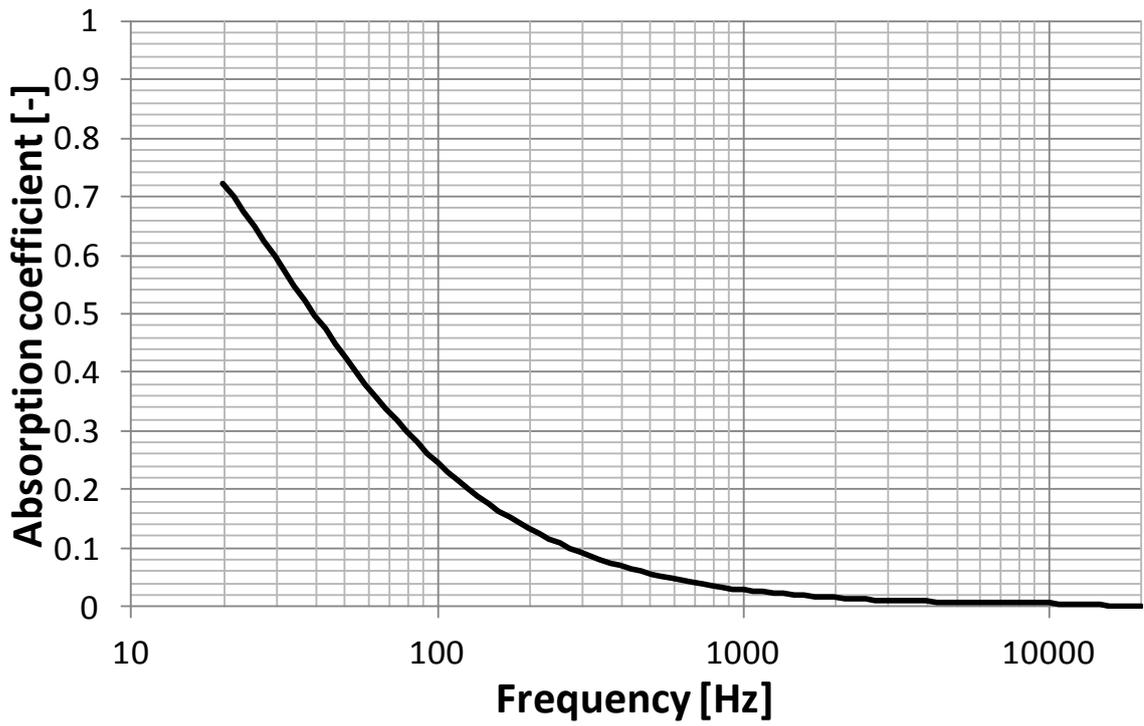
### 3.5.1 非吸音単層壁の防音性能

図 3-4 (a)に示した非吸音単層壁は防音カバーに適用できる構造として最も単純で基本的な構成である。この最も基本的な構成である非吸音単層壁を防音カバー構造に使用した場合について、カバーそのものの吸音率と透過率を図 3-5 に、ビルドアップ効果による影響(グラフでは上ほどビルドアップ効果が小さく良好)と総合透過損失(同様にグラフでは上ほど総合透過損失が大きいく良好)を、図 3-6 に示す。

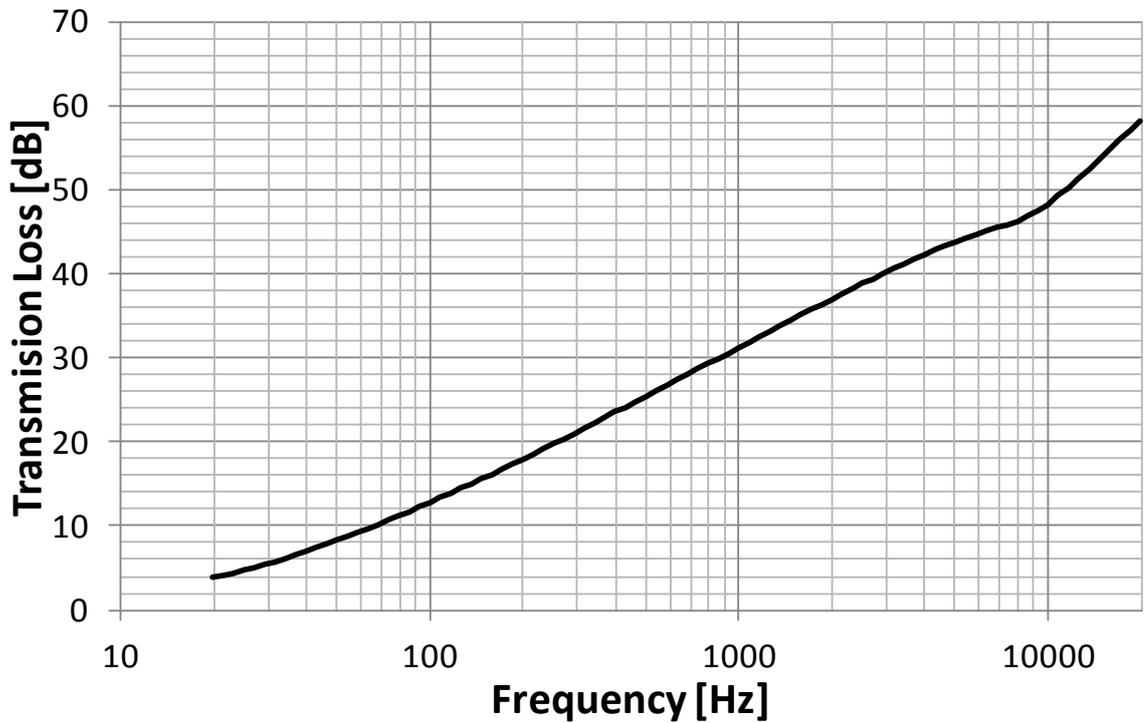
図 3-6(a)の桃色線は非吸音単層壁であるカバー構造の遮音性そのものが低周波においては低いために、入射した音を透過しやすくなる効果によって見かけの吸音率が大きくなる影響を表している。つまり、低周波では遮音性が低いことによって音がカバーを透過しやすいため、カバー内部での反響が抑制されて、ビルドアップ効果による挿入損失の低減効果はそれほど悪化しない。一方で高周波では周波数の増加とともに遮音性が大きくなり、これに伴って逆に見かけの吸音効果は低減するためにビルドアップ効果が悪化して、挿入損失の低減効果が大きくなる。しかしながら、カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  を 10%としているため(図 3-6 (a)の橙色線)、ビルドアップ効果による挿入損失低減効果は最悪でも 10dB となる(図 3-6 (a)の赤線)。

他方、透過損失に関しては、単層壁そのものの透過損失は図 3-6 (b)の水色線で示すように周波数とともに増加し、いわゆる“質量則”を示す。しかしながら、カバーの開口率  $\sigma$  を 0.0001%としており、この隙間からの音の漏れがあるため(図 3-6 (b)の緑線)、結果的に総合透過損失は高周波において 60dB で飽和する(図 3-6 (b)青線)。

これらの総合的な作用の結果としての、挿入損失を図 3-7 に示す。総合透過損失(図 3-6 (b)、図 3-7 の青線)による挿入損失改善効果を、カバー設置による吸音低下であるビルドアップ効果(図 3-6 (a)、図 3-7 の赤線)が相殺するようにはたらき、結果、最終的な挿入損失は図 3-7 の黒線のようになる。

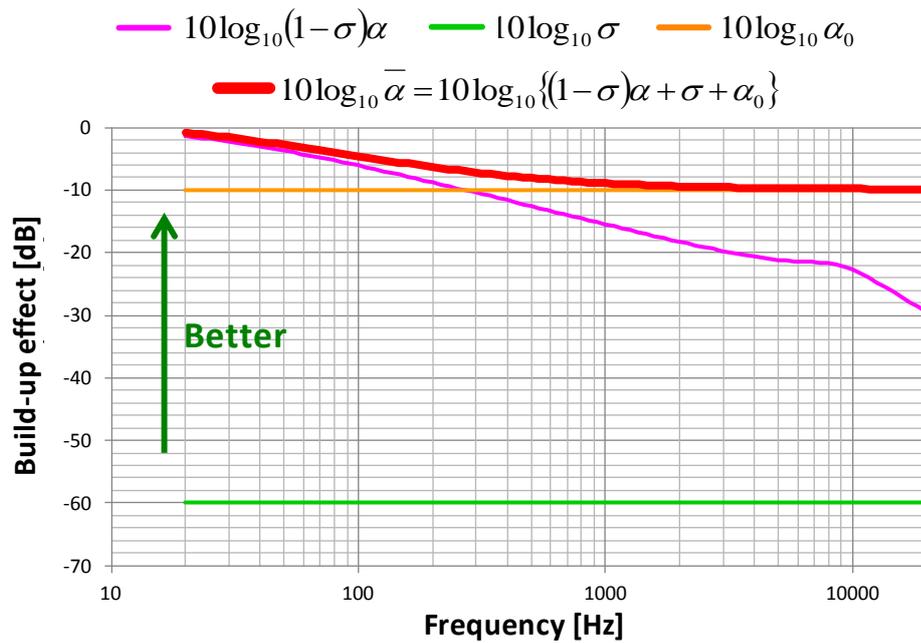


(a) 吸音率

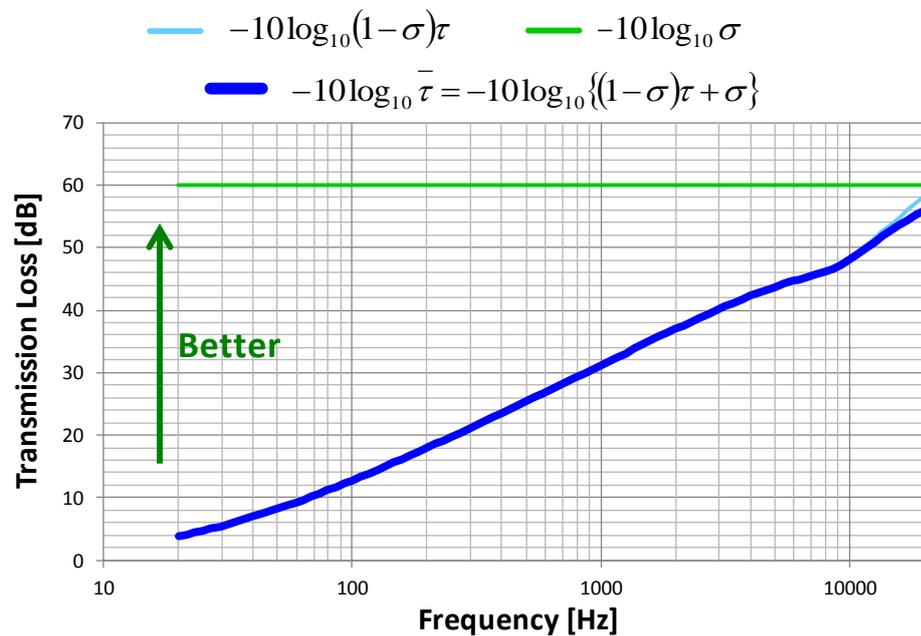


(b) 透過損失

図 3-5 非吸音単層壁単体の内面吸音率と透過損失



(a) ビルドアップ効果



(b) 総合透過損失透過損失

図 3-6 非吸音単層壁のビルドアップ効果と総合透過損失  
( $\sigma = 0.0001\%$ ,  $\alpha_0 = 10\%$ の場合)

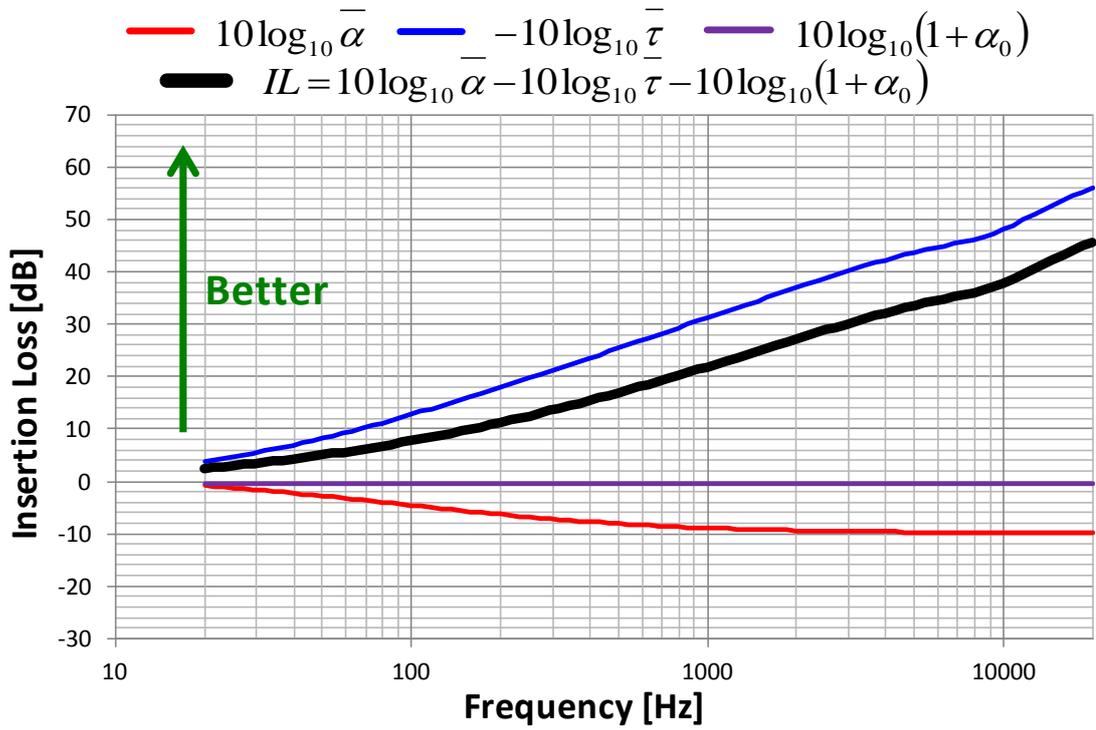


図 3-7 非吸音単層壁の挿入損失

### 3.5.2 吸音材内封二重壁の防音性能

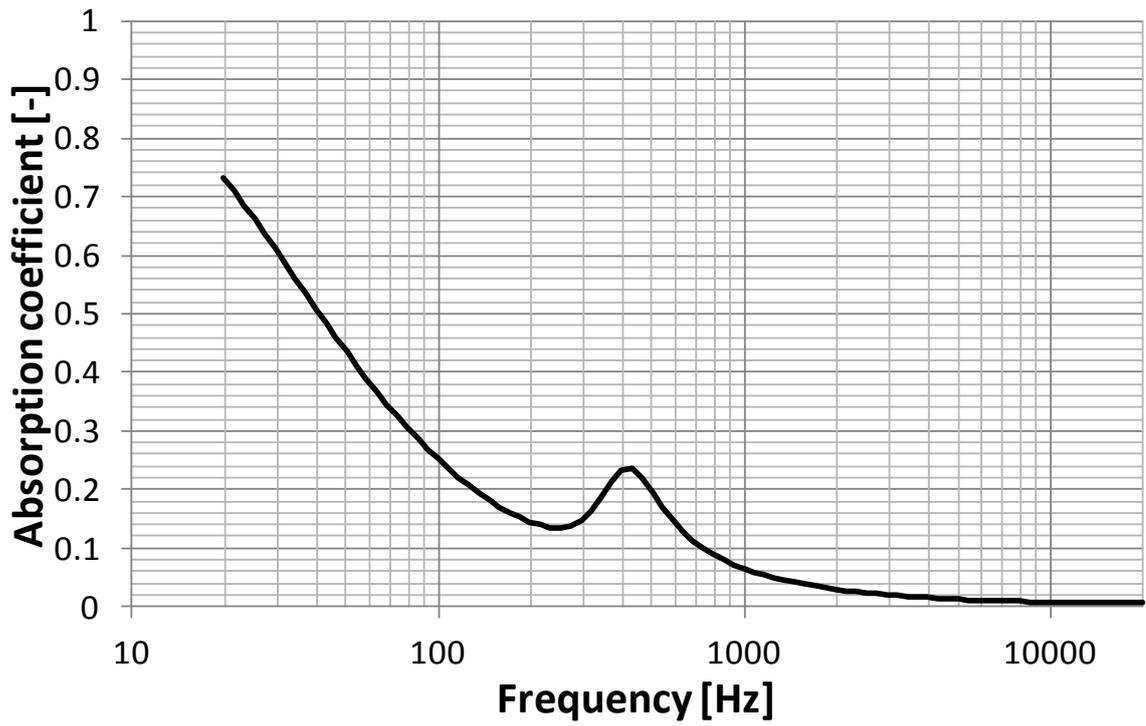
非吸音単層壁が適用されていた従来の防音カバーに対し、設計的制約条件が変更されてある程度の厚さの増加と吸音材の適用が許容されたとする。ただし一方で、大幅な重量増加は許容されなかったとする。この場合、カバーそのものの遮音性を改善する観点からは、従来の単層壁の半分の厚さの二枚の板を用意し、これで吸音材を挟みこむ“吸音材内封二重壁構造”とするのがよい。図 3-4 (a)で示した非吸音単層壁に対して上記の方針で変更されたカバー構造の例を示したのが、図 3-4 (b)に示した吸音材内封二重壁構造である。本項ではこの吸音材内封二重壁の防音性能について、前項と同様にビルドアップ効果と総合透過損失、およびそれらの影響因子についてまとめた。なお、用いた吸音材はメラミンフォームを想定し、その流れ抵抗は  $10000[\text{Ns}/\text{m}^4]$  として計算した。

吸音材内封二重壁構造そのものの吸音率と透過損失を図 3-8 に、隙間やカバー内部構造物の吸音の影響も考慮した挿入損失に対する影響因子についてまとめた図を、図 3-9 に示す。図 3-9 (a)の桃色線に示すように、前項同様、防音構造自体の音響透過の影響で低周波ではビルドアップ効果が抑制されているが、高周波では悪化する。一方で、カバー内部構造物の平均吸音率の影響でビルドアップ効果による挿入損失悪化は最大でも 10dB となる。ただし、単層壁と異なる点として、400Hz 近辺にビルドアップ効果が急に改善されている帯域がみられる。これは後述するとおり二重壁の内部共鳴によるエネルギー伝達促進の影響で、見かけの吸音効果が増大してビルドアップ効果が改善される。

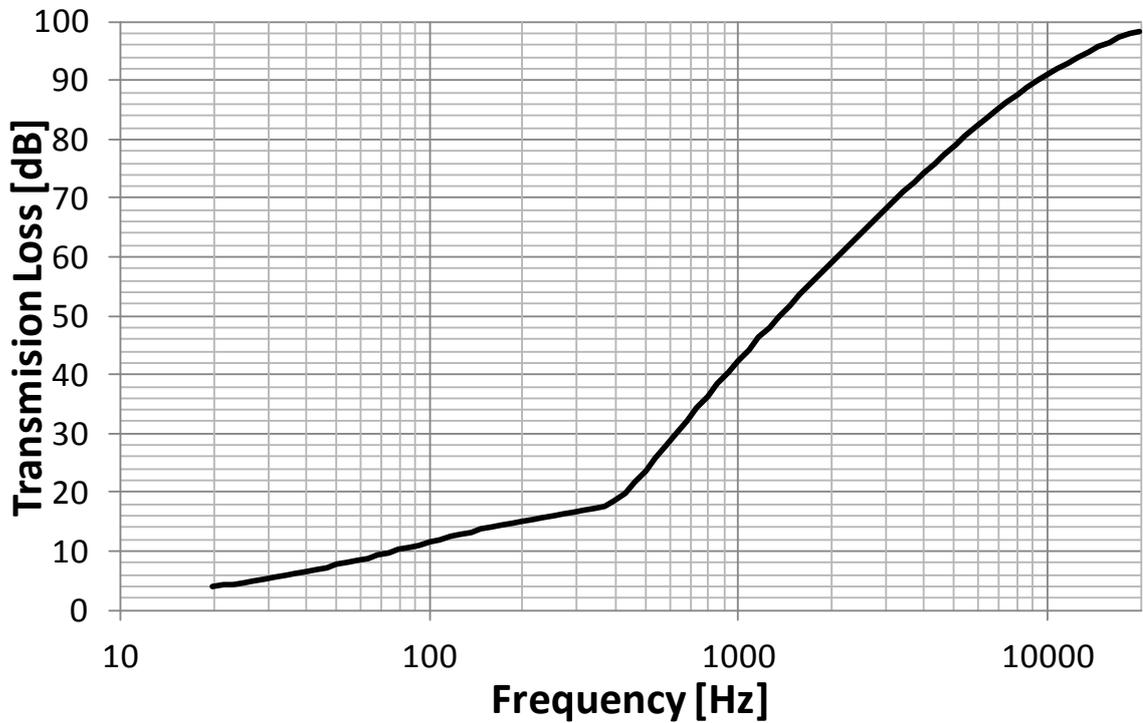
逆に、図 3-9 (b)の水色線で示すように、透過損失に関しては 400Hz 近辺で明確な極小値がみられ、これよりも低い周波数では単層壁よりも透過損失が小さい。これは前述の二重壁内部の共鳴によるものであり、この共鳴周波数近辺においては遮音性が著しく悪化する。つまりこのあたりの帯域では、カバー内外のエネルギー伝達が非常に活性化され、遮音性は低いですが、代わりに内部の音も透過しやすく、結果吸音率も高くなると解釈される。一方で、共鳴周波数よりも高い周波数では透過損失が急激に増大し、いわゆる“二重壁効果”を示して単層壁よりも圧倒的に遮音性が改善する。しかしながらさらに周波数が高くなると、単層壁同様、カバーの開口からの音の漏れがあるため、結果的に総合透過損失は高周波において開口率で決まる値（今回の場合では 60dB）で飽和する。

これらの総合的な作用の結果としての、挿入損失を図 3-10 に示す。総合透過損失（図 3-9 (b), 図 3-10 の青線）による挿入損失改善効果を、カバー設置による吸音低

下であるビルドアップ効果（図 3-9 (a), 図 3-10 の赤線）が相殺するようにはたらかず、結果、最終的な挿入損失は図 3-10 の黒線のようになる。詳細は後述するが、結果的に共鳴帯域よりも低周波では非吸音単層壁の方が挿入損失が高く、逆に共鳴帯域よりも高周波では吸音材内封二重壁の方が挿入損失が高い。

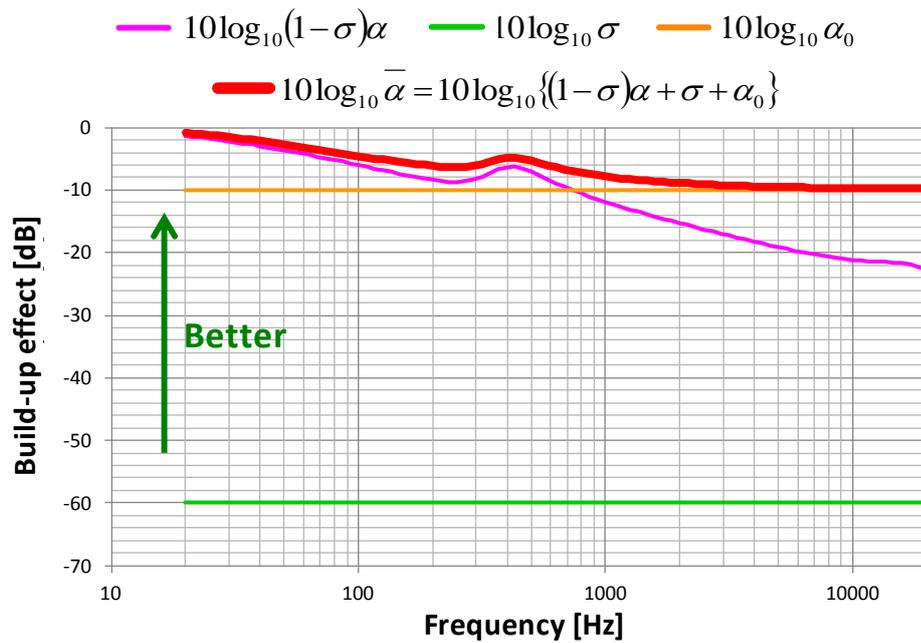


(a) 吸音率

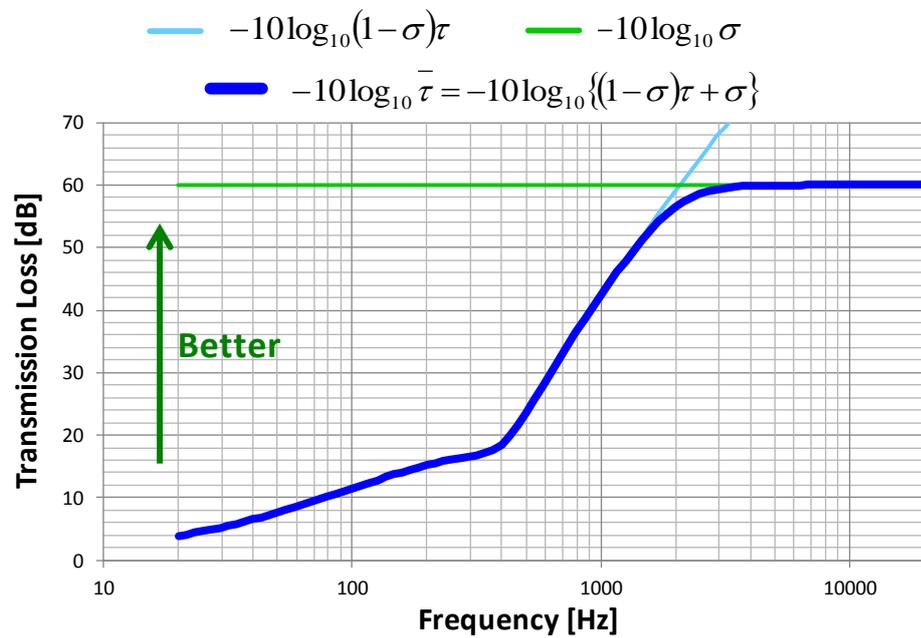


(b) 透過損失

図 3-8 吸音材内封二重壁単体の内面吸音率と透過損失



(a) ビルドアップ効果



(b) 総合透過損失透過損失

図 3-9 吸音材内封二重壁のビルドアップ効果と総合透過損失  
 ( $\sigma = 0.0001\%$ ,  $\alpha_0 = 10\%$ の場合)

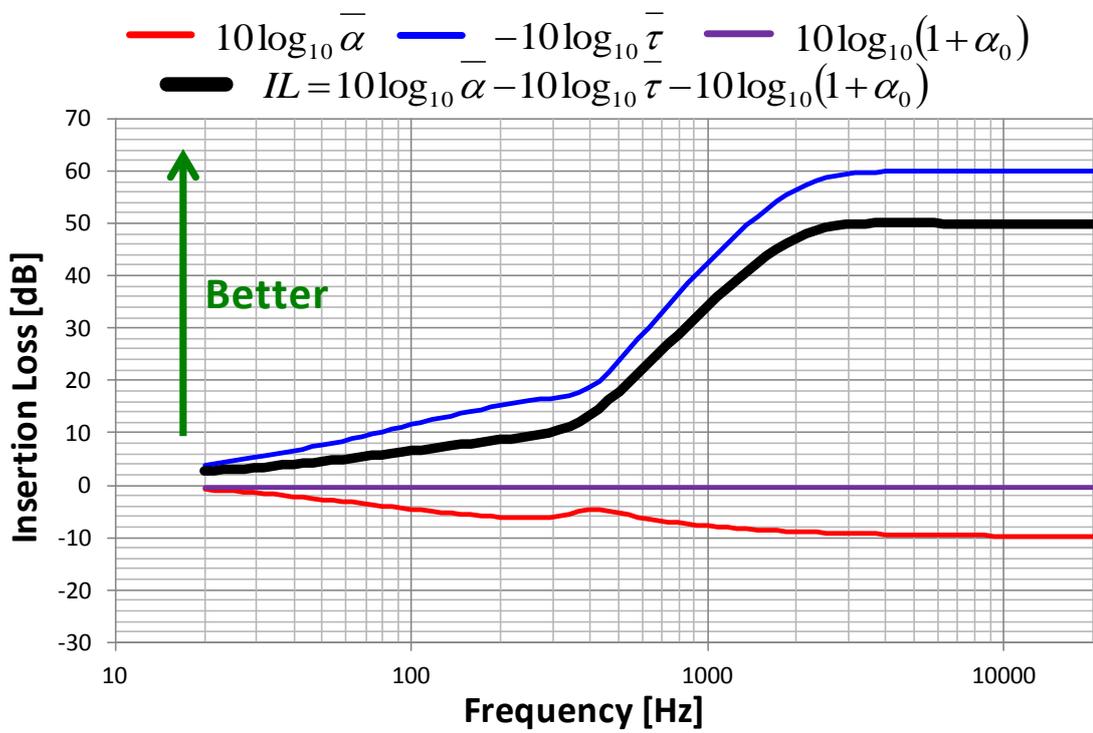
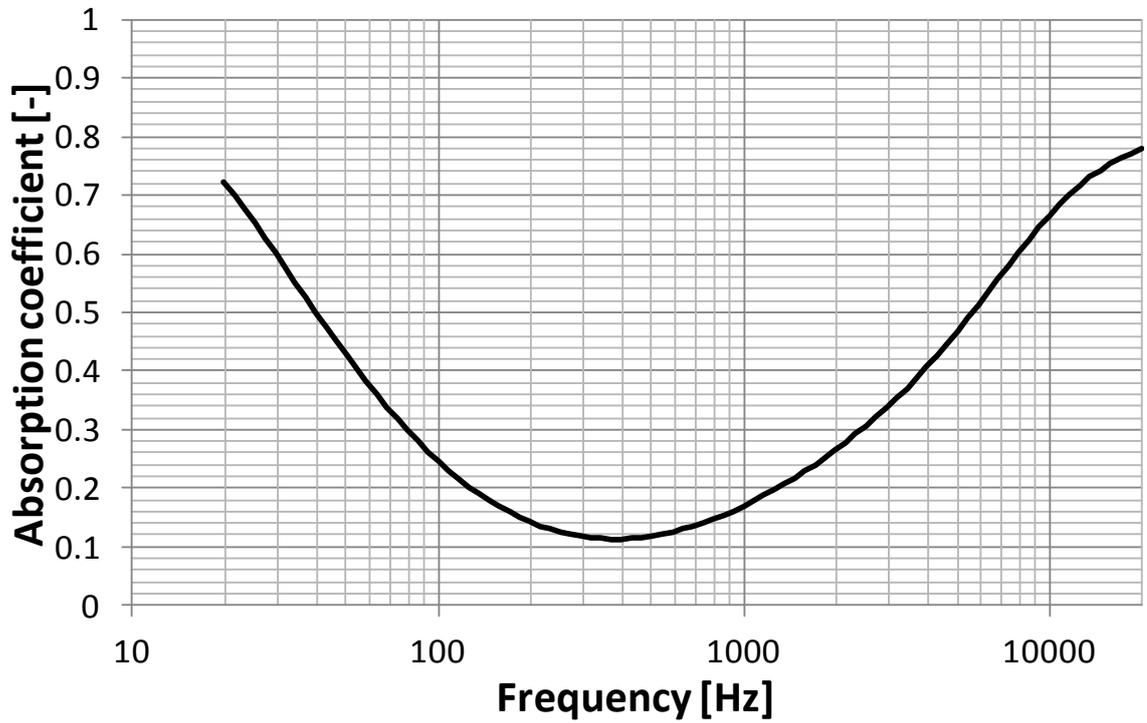


図 3-10 吸音材内封二重壁の挿入損失

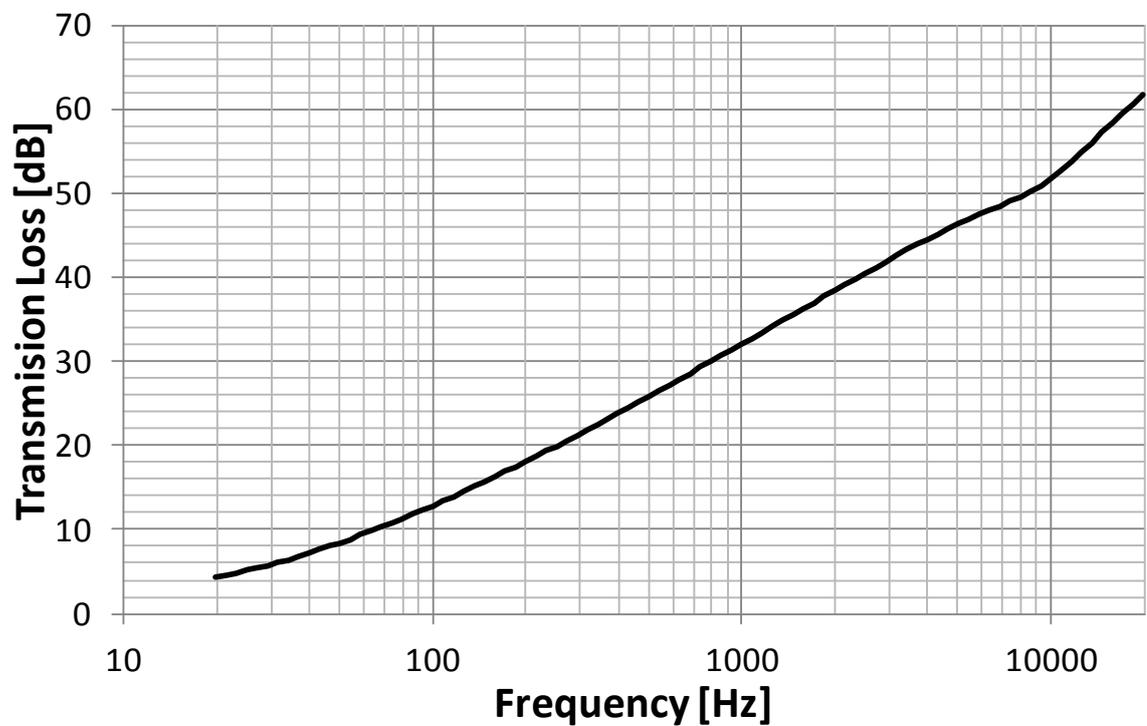
### 3.5.3 内側吸音単層壁の防音性能

前項では厚さの増加と吸音材の適用が許容された場合のカバー構造変更案として、遮音性の改善の観点から吸音材内封二重壁を採用した場合について議論したが、カバー内部の吸音性の観点からすると、当初の単層壁そのものに対して吸音材をカバー内面側に露出するように貼付した方が、内部に対して吸音材が露出しない吸音材内封二重壁構造よりも良好であるかもしれない。この方法を採用したのが図 3-4 (c)で示した内側吸音単層壁である。本項ではこの内側吸音単層壁の防音性能について、非吸音単層壁や吸音材内封二重壁と同様に、ビルドアップ効果と総合透過損失の観点からまとめる。

内側吸音単層壁そのものの吸音率と透過損失を図 3-11 に、隙間やカバー内部構造物の吸音の影響も考慮した挿入損失に対する影響因子についてまとめた図を、図 3-12 および図 3-13 に示す。内側に露出した吸音材は遮音には殆ど寄与しないため、総合透過損失は図 3-12 (b)に示す通り、非吸音単層壁（図 3-6(b)）と比べて殆ど変化しない。一方で当然、内側に露出した吸音材は高周波でよく吸音し、ビルドアップ効果の抑制作用があるため（図 3-12 (a)），結果的に挿入損失は全周波数帯域、特に高周波で非吸音単層壁よりも改善する（図 3-13）。

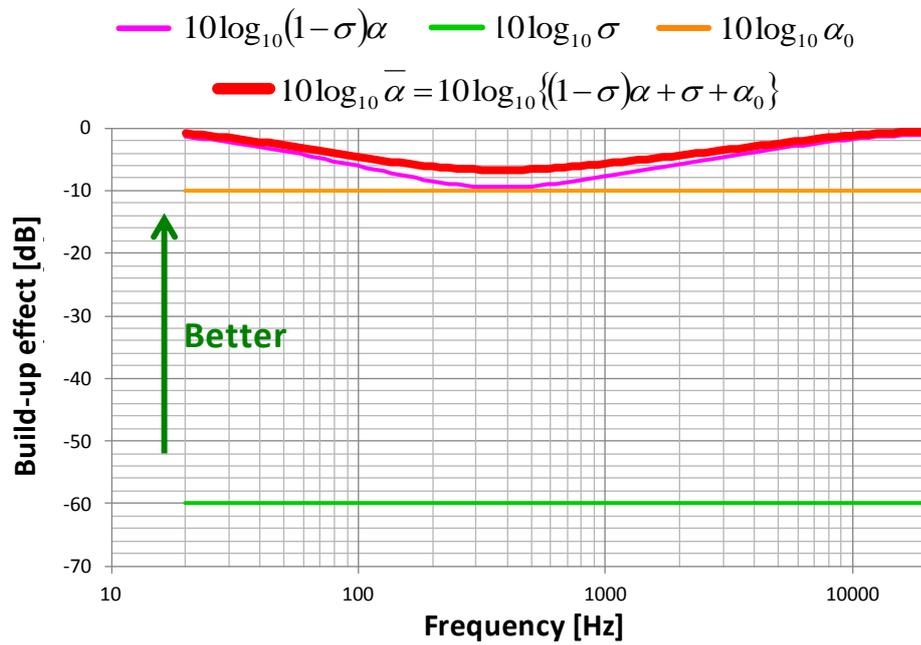


(a) 吸音率

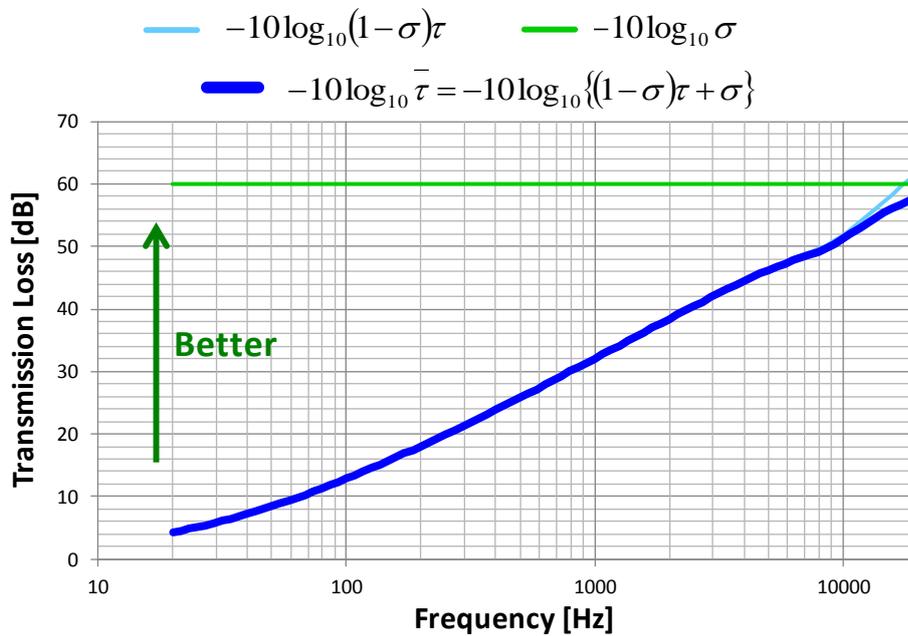


(b) 透過損失

図 3-11 内側吸音単層壁単体の内面吸音率と透過損失



(a) ビルドアップ効果



(b) 総合透過損失透過損失

図 3-12 内側吸音単層壁のビルドアップ効果と総合透過損失

( $\sigma = 0.0001\%$ ,  $\alpha_0 = 10\%$ の場合)

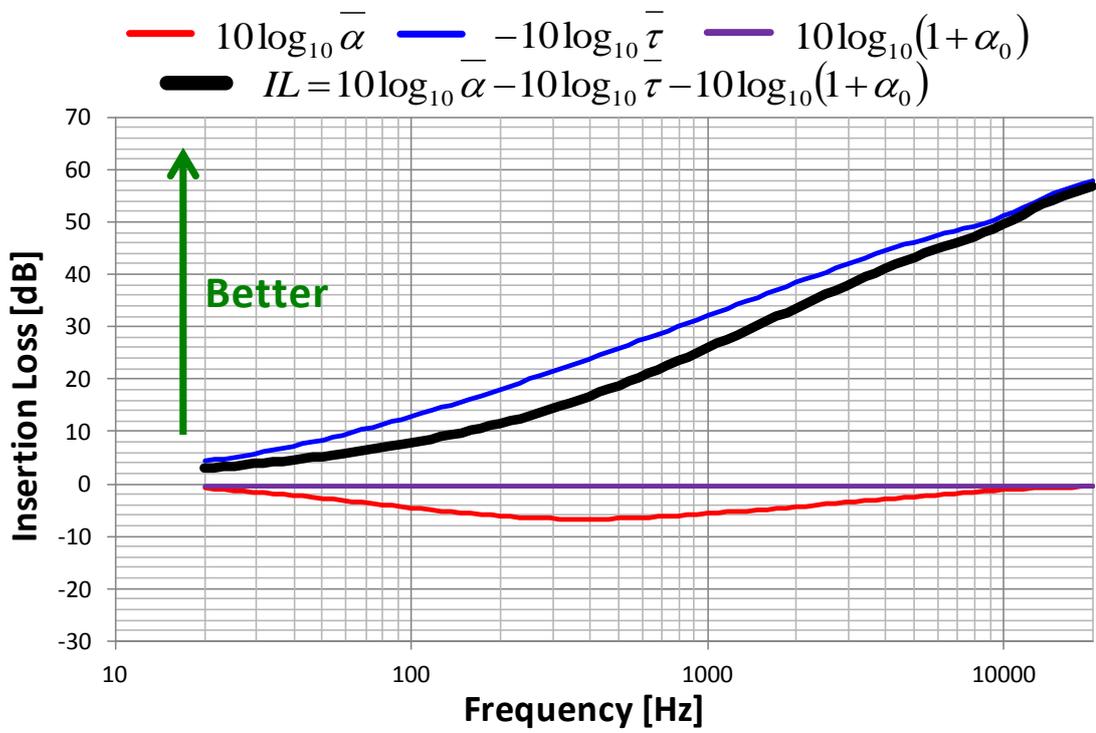


図 3-13 内側吸音単層壁の挿入損失

### 3.6 各防音構造の吸遮音性能の優劣比較

本章の目的は、従来、図 3-4 (a)に示したような非吸音単層壁を用いていたカバー構造に対し、厚さの増加と吸音材の適用が許容された場合の構造変更案として、図 3-4 (b)のような吸音材内封二重壁と、図 3-4 (c)のような内側吸音単層壁のどちらを採用する方が妥当であるかについて、その判定指針を得ることである。そこで、前節までで得られた各防音構造を採用した場合の挿入損失について比較した。比較を図 3-14 に示す。比較結果から以下のことが言える。

- (1) 非吸音単層壁の挿入損失はどの周波数においても内側吸音単層壁に劣る。従って、本研究で検討した三つの中で、ある目的周波数において挿入損失を最も高められる構造は、吸音材内封二重壁と内側吸音単層壁のどちらかである。
- (2) 低周波では内側吸音単層壁が最も挿入損失が大きい。これは吸音材内封二重壁の共鳴による透過損失悪化の影響で、この周波数では吸音材内封二重壁の挿入損失は非吸音単層壁よりも悪く、今回検討している3つの中で最低である。
- (3) ある周波数 ( $f_{c1}$ : これを以降、二重壁優位性下限周波数とよぶこととする) よりも大きくなると、吸音材内封二重壁の二重壁効果が発現され、吸音材内封二重壁が最も挿入損失が高くなる。
- (4) 一方でさらに周波数を上げると、また別のある周波数 ( $f_{c2}$ : これを以降、二重壁優位性上限周波数とよぶこととする) で再び内側吸音単層壁のほうが挿入損失が大きくなる。これは吸音材内封二重壁では開口部からの漏洩音で総合透過損失が伸び悩む一方で、吸音材が内部に露出していないためにビルドアップ効果によって防音効果が抑制されているためである。一方の内側吸音単層壁では、漏洩音が支配的のため総合透過損失が高周波で飽和している点では同じだが、内部に吸音材が露出しているため同じく高周波ではビルドアップ効果を抑制することができており、結果的に挿入損失は吸音材内封二重壁よりも大きくなる。

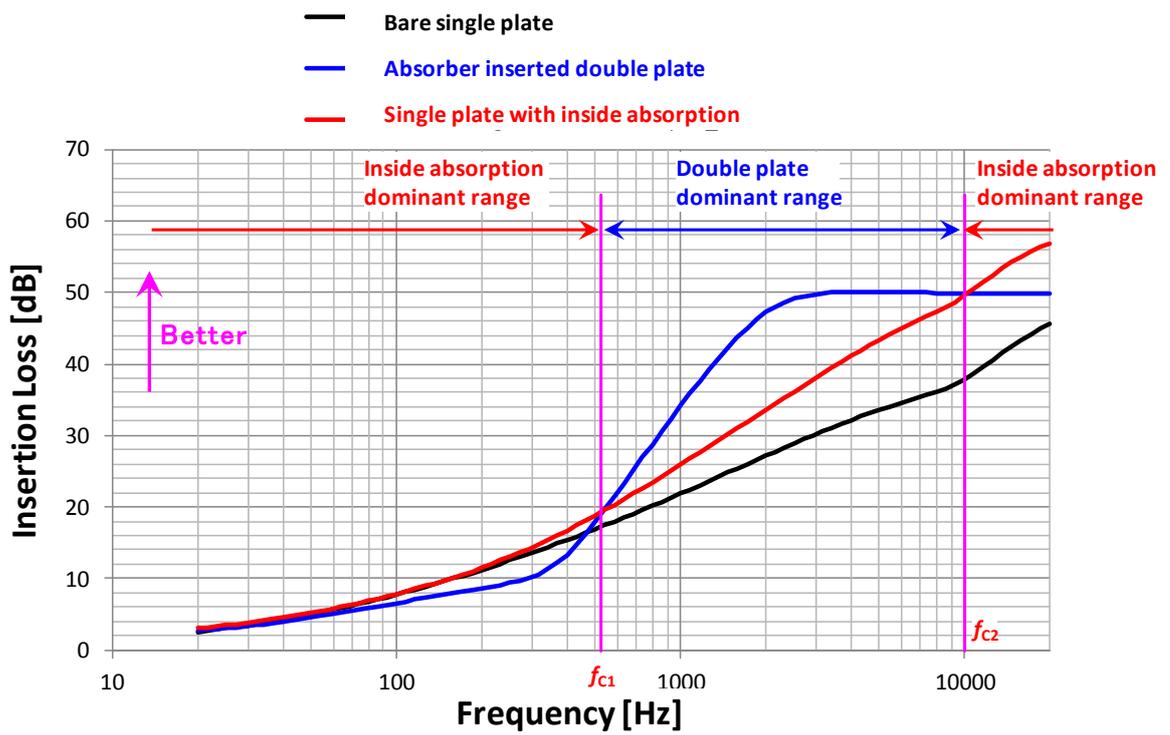


図 3-14 3 種類のカバー構造の挿入損失の比較 ( $\sigma = 0.0001\%$ ,  $\alpha_0 = 10\%$  の場合)

### 3.7 吸音材内封二重壁の優位性の周波数および開口率依存性

前節では，開口率  $\sigma = 0.0001\%$ ，カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0 = 10\%$  の場合の例として，検討した3つの吸遮音構造について，その挿入損失の比較を行った．本節では開口率やカバー内部構造物の平均吸音率が変化した際の特性の変化，特に内側吸音単層壁に対する吸音材内封二重壁の防音性能の優位性の変化について議論する．

#### 3.7.1 吸音材内封二重壁の優位性の開口率依存性

前節の計算結果に対して，開口率  $\sigma$  を大きくするという事は，開口による吸音効果を示す図 3-6(a)，図 3-9(a)，図 3-12(a)の緑線を引き上げる一方で，開口による漏洩音の増大を示す図 3-6 (b)，図 3-9 (b)，図 3-12 (b)の緑線を引き下げることを意味する．カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  を 10%としている現在の設定では開口による吸音率の上昇は，上記の開口によるカバー内の吸音効果と比べて非常に小さいためほとんど見込めず，ビルドアップ効果はほとんど変化しない．従ってビルドアップ効果は，特に高周波において依然として内側吸音単層壁の方が良好である．一方で，漏洩音が支配的となることによる総合透過損失の飽和はそれに比べると顕著となる．つまり，開口部からの漏洩の影響が支配的となるために，高周波におけるカバー構造そのものの透過損失の違いは極めて小さくなる．これらを総合すると，高周波における挿入損失の内側吸音単層壁の吸音材内封二重壁に対する優位性は，開口率を大きくすると更に大きくなる．

開口率  $\sigma = 0.1\%$ ，カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0 = 10\%$  として計算した，3つの吸遮音構造の挿入損失の比較を図 3-15 に示す．図 3-14 に示した開口率  $\sigma = 0.0001\%$ として計算した結果と比べると，開口率が大きくなることで漏洩音が支配的となり，これによって高周波における総合透過損失の飽和がより低い周波数で発生し，それによる挿入損失の限界が，内側吸音単層壁，吸音材内封二重壁ともに同程度に低下する．図 3-15 はこのように説明され，吸音材内封二重壁が内側吸音単層壁よりも優位となり始める周波数である二重壁優位下限周波数  $f_{c1}$  は殆ど変わらない一方で，再び内側吸音単層壁の方が優位となる周波数である二重壁優位上限周波数  $f_{c2}$  は低周波側に遷移する．このようにして，開口率  $\sigma$  が大きくなるにつれて，吸音材内封二重壁が内側吸音単層壁に対して優位性を持った周波数帯域が次第に狭まり，やがてある開口率において，吸音材内封二重壁の挿入損失が内側吸音単層壁よりも大きくなる帯域が極小となる．以後この開口率を二重壁優位性最小化開口率と称すこととする．

吸音材内封二重壁の挿入損失から内側吸音単層壁の挿入損失を差し引いた値，すなわち挿入損失に関する吸音材内封二重壁の優位性について，カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0 = 10\%$  として計算した開口率に対する依存性を図 3-16 に示す．また，二重壁優位性下限周波数  $f_{c1}$  および二重壁優位性上限周波数  $f_{c2}$  の開口率に対する変化をわかりやすくするため，吸音材内封二重壁の挿入損失優位性について周波数と開口率の関数としてコンターで示したものを図 3-17 に示す．図 3-17 の領域(b)は吸音材内封二重壁が優位である領域を，領域(c)は内側吸音単層壁の方が優位である領域を示す．上記のように，開口率を大きくしていくと  $f_{c2}$  が低周波側に遷移していく一方で， $f_{c1}$  は殆ど変化しないことがわかる．遂には開口率が 0.5%程度になると， $f_{c1}$  と  $f_{c2}$  の差が最も小さくなり，吸音材内封二重壁の方が優位となる周波数領域が極小となる．しかしながら，更に開口率が大きくなると，今度は  $f_{c1}$  が低周波数へ遷移し，一方で  $f_{c2}$  は停滞するようになる．

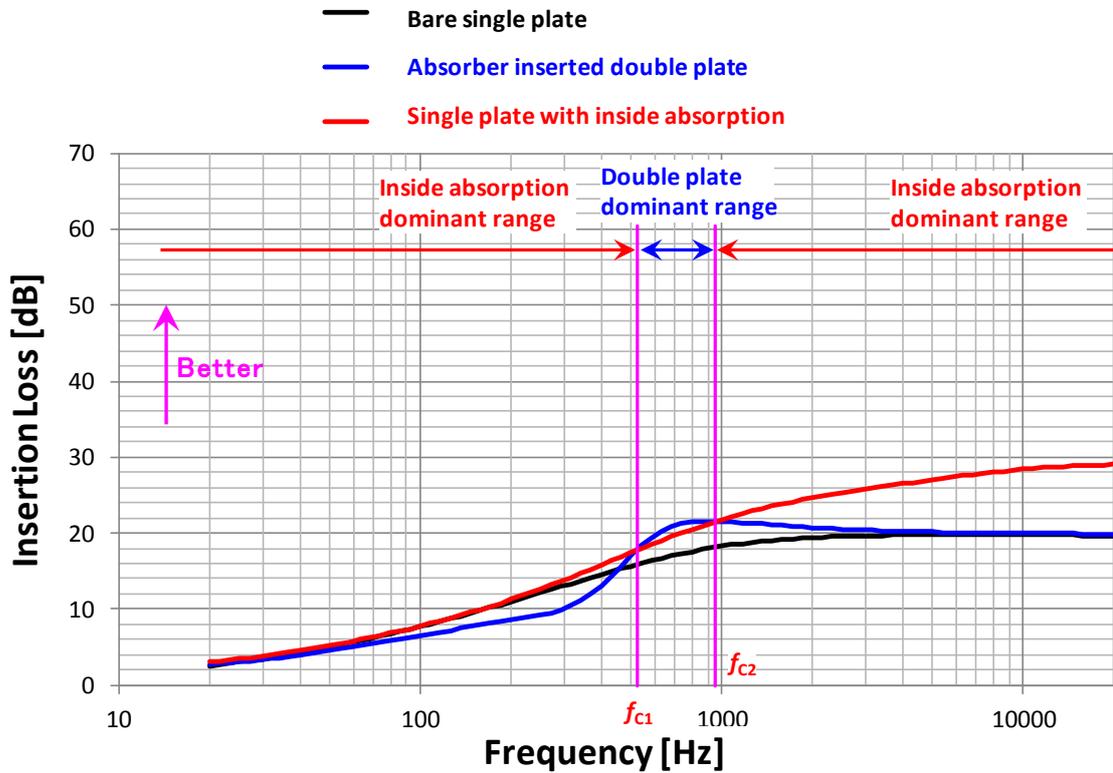


図 3-15 3種類のカバー構造の挿入損失の比較( $\sigma = 0.1\%$ ,  $\alpha_0 = 10\%$ の場合)

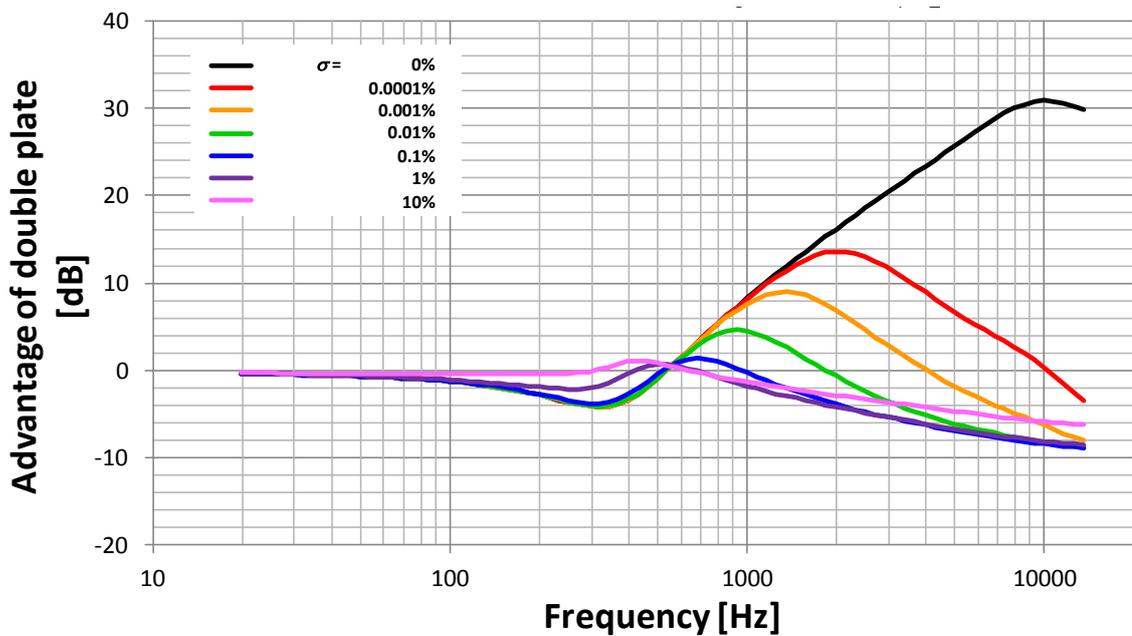


図 3-16 内側吸音単層壁に対する吸音材内封二重壁の優位度の開口率 $\sigma$ 依存性 ( $\alpha_0 = 10\%$ の場合)

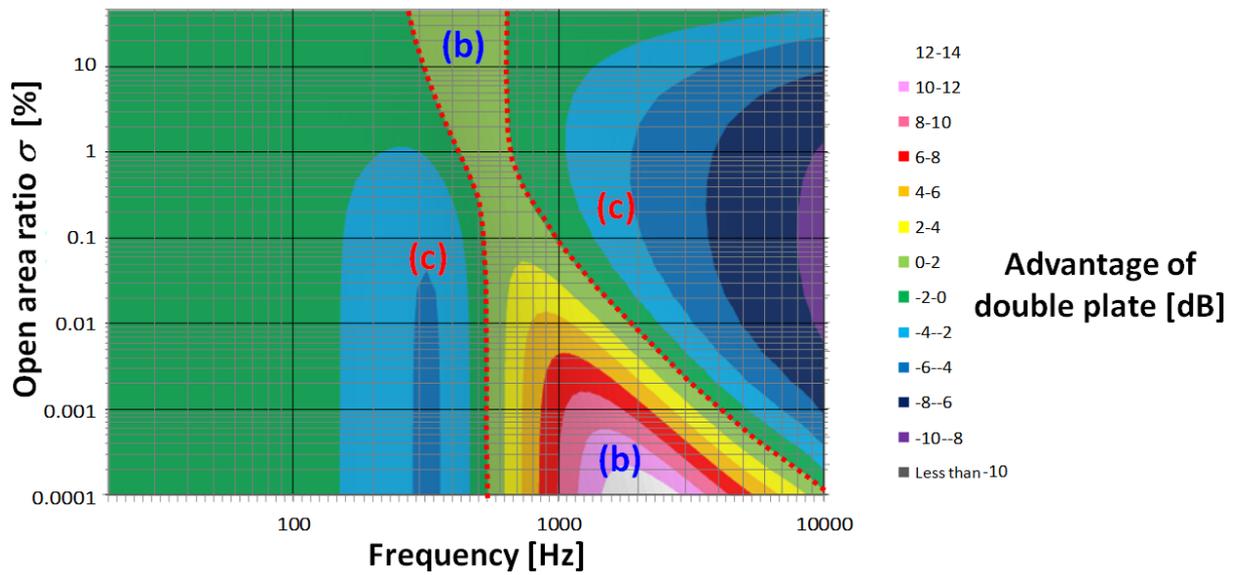


図 3-17 内側吸音単層壁に対する吸音材内封二重壁の優位度の開口率  $\sigma$  と周波数依存性関係 ( $\alpha_0 = 10\%$  の場合)

### 3.7.2 吸音材内封二重壁の優位性のカバー内部吸音率依存性

図 3-17 ではカバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0 = 10\%$  として、開口率  $\sigma$  への依存性について調べた。同様にカバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  への依存性を調べることを目的に、挿入損失に関する吸音材内封二重壁の優位性について  $\alpha_0 = 0\%$  と  $\alpha_0 = 50\%$  との場合について計算した結果を図 3-18 および図 3-19 に示す。

図のように、カバー内部構造物の平均吸音率  $\alpha_0$  への依存性は、開口率  $\sigma$  と比べるとそれほど小さくなく、挿入損失に関する吸音材内封二重壁の優位性に関する振る舞いは定性的にはほとんど変化しない。ただし、カバー内部構造物の吸音率が大きくなるにつれて、二重壁優位性最小化開口率（吸音材内封二重壁の優位性を示す帯域が極小となる開口率）が大きくなるため、開口率が大きくても二重壁効果が発現しやすくなることが分かる。すなわち、二重壁の防音効果はカバー内部構造の吸音が大きく、隙間の開口率が小さいほど効果的に発現する。

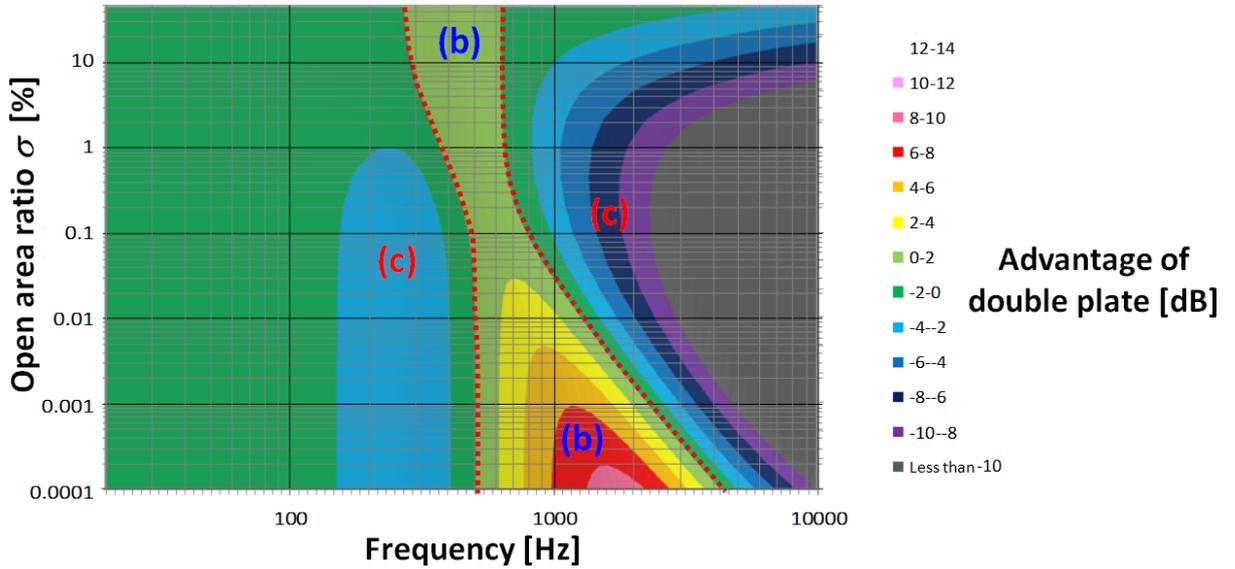


図 3-18 内側吸音単層壁に対する吸音材内封二重壁の優位度の開口率  $\sigma$  と周波数依存性関係 ( $\alpha_0 = 0\%$  の場合)

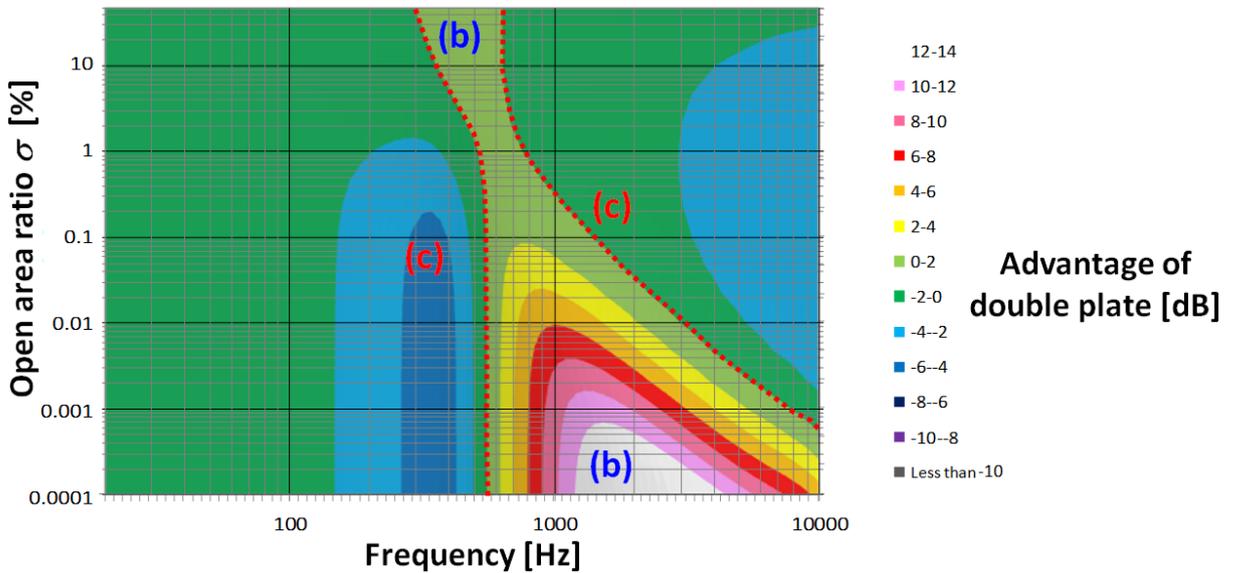


図 3-19 内側吸音単層壁に対する吸音材内封二重壁の優位度の開口率  $\sigma$  と周波数依存性関係 ( $\alpha_0 = 50\%$  の場合)

### 3.8 結言

隙間を有する防音カバーの吸遮音構造の最適選定を目的に、非吸音単層壁、吸音材内封二重壁、および内側吸音単層壁の3種類の吸遮音構造について、それらの挿入損失を建築音響学的アプローチによるエネルギー平衡計算と伝達マトリクス法を用いた吸遮音計算をもとに算出した。この結果を、カバー内吸音の不足によるカバー内音圧上昇（ビルドアップ効果）と開口を考慮したカバーの遮音性（総合透過損失）の観点で隙間の開口率とカバー内部構造物の吸音率への依存性を調査した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 内側吸音単層壁の挿入損失は、全周波数帯域で非吸音単層壁よりも大きい。特に高周波では、内側に添付した吸音材によってビルドアップ効果が抑制され、吸音材内封二重壁よりも良好であり、3つの吸遮音構造の中で最も挿入損失が大きい。
- (2) 吸音材内封二重壁は、ある二つの周波数（二重壁優位性下限周波数と同上限周波数）の間では二重壁効果によって、3つの構造の中で最も挿入損失が大きい。一方で、二重壁優位性下限周波数よりも低い周波数では二重壁の間の内部共鳴の影響による遮音性の不足によって、逆に二重壁優位性上限周波数よりも高い周波数ではカバー内部の吸音の不足によるビルドアップ効果によって、内側吸音単層壁に劣る。
- (3) 開口率が0.1%以下の場合、上記二重壁優位性下限周波数は開口率の変化に対してはほとんど依存しない。これに対して二重壁優位性上限周波数は開口率を大きくするにつれて、より低周波側に遷移する。このため吸音材内封二重壁が優位となる周波数範囲は開口率の増加に伴って次第に狭まり、やがてある開口率（二重壁優位性最小化開口率）に達すると、吸音材内封二重壁の挿入損失が内側吸音単層壁より大きくなる周波数帯域が極小となる。更に開口率を大きく(1%以上)すると、今度は二重壁優位性下限周波数が低域へ遷移する一方で二重壁優位性上限周波数は停滞するようになる。
- (4) 二重壁優位性に関するカバー内部構造物の平均吸音率への依存性は開口率ほどは小さくなく、挿入損失に関する吸音材内封二重壁の優位性に関する振る舞いは定性的にはほとんど変化しない。ただし、カバー内部構造物の吸音率が大きくなるにつれて、吸音材内封二重壁の優位性が最小化する開口率である二重壁優位性最小化開口率が大きくなり、カバー内部構造物の吸音率が小さい場合に比べて開口率が比較的大きくても二重壁効果が発現しやすくなる。

以上纏めると、開口が小さく、カバー内部構造物の吸音が大きい場合は吸音材内封二重壁の方が優位であるが、逆に、開口が大きく、カバー内部構造物の吸音が小さい場合は内側吸音単層壁の方が優位であると判断できる。

## 参考文献

- [1] 太田光雄, 岩重博文, 一般二重壁の遮音特性に対する系統的一理論と吸音性中空二重壁への実際的適用, 日本音響学会誌, Vol.34, No.1 (1978), pp.3-10.
- [2] 太田光雄, 永井一則, 畠山一達, 一般N重壁の遮音特性に関する系統的一理論, 日本音響学会誌, Vol.35, No.3 (1979), pp.118-125.
- [3] 武藤大輔, 高野靖, 二重壁内部気体の音響特性が透過損失へ及ぼす影響, 日本機械学会論文集C編, Vol.74, No.746 (2008), pp.2495-2503.
- [4] Delany, M. E. and Bazley E. N. , Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics Vol.3 (1970), pp. 105-116.
- [5] 武藤大輔, 高野靖, 杉村和之, 多目的遺伝的アルゴリズムによる多層繊維材料の積層構造最適化, 日本機械学会論文集C編, Vol.79, No.802 (2013), pp.1849-1858.
- [6] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. I Low frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 168-178.
- [7] Biot, M.A. , Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. II Higher frequency range, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.28 (1956), pp. 179-191.
- [8] 阪上公博, 加納賢一, 森本政之, 矢入幹記, 背後に多孔質吸音層を有する微細穿孔板 (MPP) 吸音体の吸音特性, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.2 (2010), pp.14-19.
- [9] 阪上公博, 小島星司, 森本政之, 微細穿孔板 (MPP) と通気性膜からなる 2 重吸音構造の吸音特性 -多孔質吸音材を挿入することによる影響-, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.3 (2011), pp.10-15.
- [10] Sabine, W. C., COLLECTED PAPERS ON ACOUSTICS, Cambridge Harverd University Press, (1922).
- [11] Eyring, C. F., Reverberation Time in "Dead Rooms, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.1 (1930), pp.217-241.
- [12] Ingard, U. and Bolt, R. H. , Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.23 (1951), pp.533-540.
- [13] Allard, J. F. , Propagation of sound in porous media - Modeling sound absorbing

materials, Elsevier Applied Science (1993).

- [14] London, A. , Transmission of Reverberant Sound through Double Walls, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.22, No.2 (1950), pp.270-279.

## 第4章 防音カバー内の音響定在波抑制構造

### 4.1 緒言

前章までで説明の通り，機器から発生した騒音が外部に伝わらないようにすることを目的として，機器の周囲を取り囲むように防音カバーや防音エンクロージャーが設置される．また，建物や乗り物の外からの音を防いで室内騒音を低減するための防音構造が快適性向上の観点から重要視される．どちらも防音カバー・防音構造の内外の音響エネルギー伝達を防ぐものであり，孔や隙間がなく密閉されて，内側と外側が完全に遮断されていることが理想である．しかしながら，一般的な防音構造は，換気や排熱，配線・配管などの都合から各所に隙間が設けられており，遮音部分そのものを透過する音よりも，これらの隙間からの漏洩音が支配的であることがある．そこで前章では，隙間を有する一般的な防音カバーについて，カバー内外のエネルギー伝達のしにくさである遮音性能と，カバー内エネルギーの吸収のしやすさである吸音性能の二つの観点から調査した結果，想定通り隙間の開口率が大きく防音構造内部の吸音性能が低い場合は，遮音部の遮音性能そのものの向上を追求するよりも遮音部内面の吸音性能の改善が有効であり，これは特に低周波で顕著となることを示した<sup>[1]</sup>．

吸音性能の向上にはグラスウールやスポンジなどの多孔質材料を使用するのが一般的であるが，抑制したい周波数で決まる波長の 1/4 程度以上の厚さが必要となる．そのため，低周波用吸音材を薄く作ることが課題であり，第2章では材料の積層方向密度分布の最適化の検討を行った<sup>[2]</sup>．このほか，一般的には金属や樹脂などの異種材料を積層するなどの工夫がなされ<sup>[3]</sup>，また近年では微細穿孔板<sup>[4],[5]</sup>や Helmholtz 共鳴器を利用した薄型吸音機構の開発研究<sup>[6]</sup>も盛んである．

ところで，低周波においては防音カバー内に音響定在波が発生し，これもまた防音性能悪化の要因となる．この場合にもカバー内の吸音が重要となり，吸音材の最適配置などの検討も行われているが<sup>[7]</sup>，低次の定在波の波長はカバーの代表寸法程度にも及ぶため，先述のような新しい吸音手法でさえも十分な対処は困難となる．一方でカバー内における音響定在波の発生は，現象を予測可能で制御しやすい領域に限定しているとも捉えることもでき，これを逆手に取った対処が可能である場合がある．

本章ではこのようなカバー内に発生する音響定在波について，その発生形態が予測可能であるとの前提のもと，音響管<sup>[8]</sup>，干渉波導入孔<sup>[9]</sup>，アクティブノイズコントロール<sup>[10]</sup>の3つの施策により音響定在波を抑制する方法について検討した結果を纏める．

## 4.2 防音カバー内の音響定在波

本節では外部から音響加振した時のカバー内部の音圧を測定した実験について説明し、この音響伝達率の周波数特性について考察する。なお、本研究では実験の取り扱いのしやすさの観点から外部から音響加振した際のカバー内部への音響伝達に関して評価する「外部音源問題」を想定しているが、基本的に相反定理が成立するため、前章で説明のように音源と音圧評価点を入れ替えてカバー内部の音が外に伝わる「内部音源問題」としても理論的には結果は同じとなる。

実験の概略図について図 4-1 に示す。実験は周囲からの反射音を無視するために無響室内にて行った。設置した直方体のカバーに対して、この最も大きな面積を有する面の外側 1m の位置にそのノズルの先端がくるように体積加速度音源を配置し、ここから音響加振した際のカバー内の位置  $i$  における音圧  $p_i[\text{Pa}]$  を測定して、音源の体積加速度  $Q_B[\text{m}^3/\text{s}^2]$  に対する伝達率  $P_i/Q_B[\text{Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^3]$  を算出した。カバー内音圧は高さ方向に延びる軸に固定した複数のマイクで測定し、この軸を図中青矢印方向に移動させて逐次測定することで、図中黄色でハッチングする面内の音圧分布も把握可能とした。なお、カバーは厚さ 10mm のアクリル板で制作し、高さ 800mm、幅 700mm、奥行き 500mm の直方体を形成した。この最小面積となる 2 面(700mm×500mm)の一方をスペーサーで 10mm の隙間ができるように配置することで、この隙間から音がカバー内に流入するようにした。

まずは現象把握するべき周波数の特定を目的に、カバー内中央を含む 5 点の音圧の音響伝達率について考察する。測定点と実験結果を図 4-2 に示す。図 4-2 (b)に示す通り、図 4-2 (a)で示した 5 つの点における音響伝達率は 245Hz, 362Hz, 445Hz, 573Hz, 653Hz に特徴的なピークを有していることが分かるが、これはカバー内に発生している音響定在波の影響である。図 4-3 に図 4-2 の音響伝達率の周波数応答におけるピーク発生周波数でのカバー内音圧分布を示すが、この図からもカバー内に特徴的な音圧分布、例えば 245Hz では高さ方向 1 次、445Hz では高さ方向 2 次などの音響定在波が発生していることが分かる。

ところで内部音源問題を考えた場合、カバーの体積効率の観点から、その音源は、一般にはカバー内中央付近に配置されることが多い。相反定理によれば、カバー内中央付近に音源が配置されている場合のカバー外側への放射音伝達率は図 4-2(b)中の黒太線と等価である。この場合、つまりカバー内中央付近に音源が設置されている場合のカバー外側への放射音伝達率を低減するには、発生しているすべての音響定在波を抑制する必要はなく、カバー中央で音圧の腹となっている 445Hz の高さ方向 2 次の

音響定在波を優先して対策するべきであると判断される。なお、高さ方向というのは即ちカバー長手方向であり、長手方向の2次の音響定在波ではこの方向に対してその代表長さと同じ波長の音波が往来している。

これらの結果から、カバー内中央付近に音源が設置されるという前提のもので、優先的に対策するべきはカバー長手方向二次の音響定在波であり、その発生周波数  $f$  は、カバー長手方向の寸法を  $l$ 、音速を  $c$  (標準状態で 340 m/s) とすれば  $f = c / l$  [Hz] と導かれる。今回のカバーは長手方向寸法が 800mm であるから、長手方向 2 次の音響定在波の発生周波数は理論的には 425Hz と算出され、これは実験結果の 445Hz と誤差 5%以内の精度で合致する。

このように、カバー内に発生する音響定在波について、その発生周波数と形態が予測可能である場合、これは現象を予測可能で制御しやすい領域に限定しているとも捉えることもでき、これを逆手に取った対処が可能である場合がある。

以下本章では、音響管<sup>[8]</sup>、干渉波導入孔<sup>[9]</sup>、アクティブノイズコントロール<sup>[10]</sup>の 3 つの方法を用いた、この音響定在波の抑制方法について検討した結果を報告する。

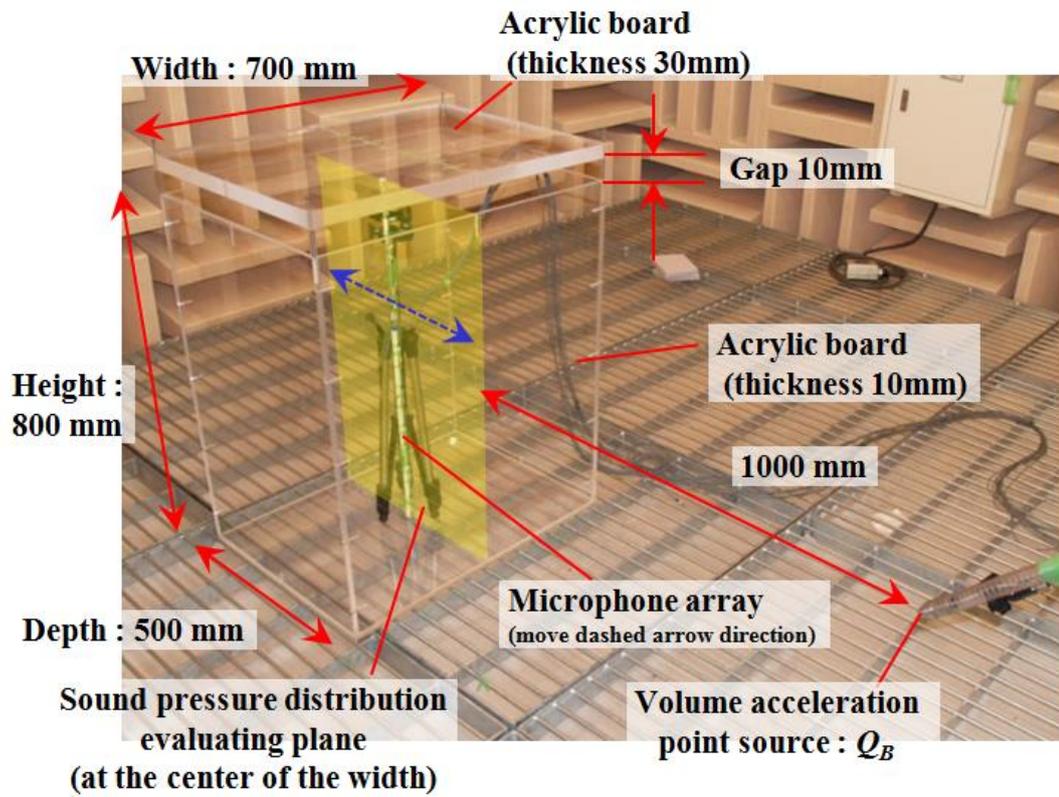


図 4-1 音響定在波判定用実験の概観

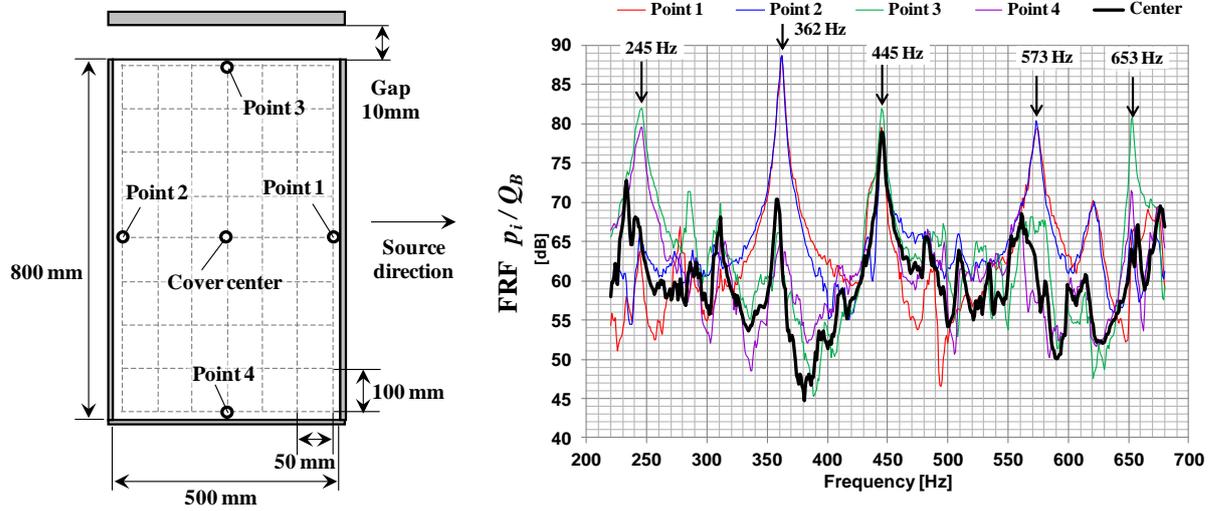


図 4-2 防音カバー内各点の音圧周波数特性

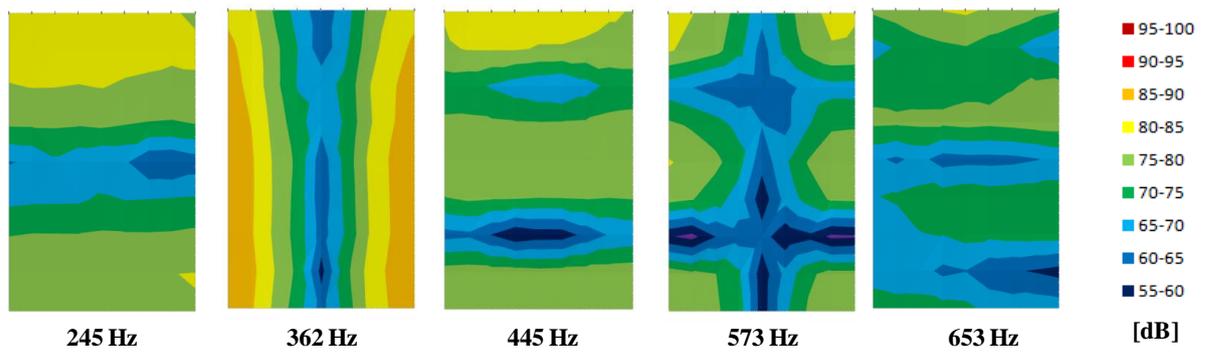


図 4-3 音響定在波に起因する防音構造内の音圧分布

### 4.3 音響管を用いた定在波抑制方法の検討

本節では前節で対策対象と設定した長手方向 2 次の音響定在波の対策方法として、Helmholtz 共鳴器の一種である音響管をカバー内部に配置することを考え、その効果的な配置方法について検討した結果について纏める。

#### 4.3.1 音響管の吸音作用と防音カバー内への効果的な配置法の検討

- 音響管

主としてダクト内の低周波音を対象とした吸音手法として、枝分け管（サイドブランチ）がよく知られる。これは対象となるダクトに対し、問題としている周波数で決まる音波の波長の  $1/4$  の長さの別のダクトを枝分けすることで、枝分け管の内部で往來する音波の干渉によって問題となる周波数の音を打ち消すものである。

ところで、この枝分け管はダクトに接続された場合のみに上記のような効果を発現するものではなく、この枝分け管の部分のみを抜き出して、それ単体を音場中においての場合でも周囲の音場を消音する効果を有し、吸音機構としては共鳴器型に分類される。以下、この枝分け管のみを抜き出した吸音構造を本研究では「音響管」と称することとする。

音響管による周囲音圧低減効果のメカニズムについて図 4-4 を用いて改めて説明する。図のように音場中に音響管が配置されると周囲音場によって励振された音響管内部の空気は、音響管の管長の 4 倍の長さの波長で決まる周波数で定在波を発生させ、開口端から周囲音場と逆位相の音を再放射する。再放射された音波は周囲音場と干渉して前記周波数で周囲音圧を低減する。

このようにして音響管はカバー内長手方向 2 次の音響定在波の発生によって引き起こされるカバーの防音性能の悪化に対する一つの対策となりうると考える。次項ではこの音響管についてカバー内への効果的な配置について検討する。

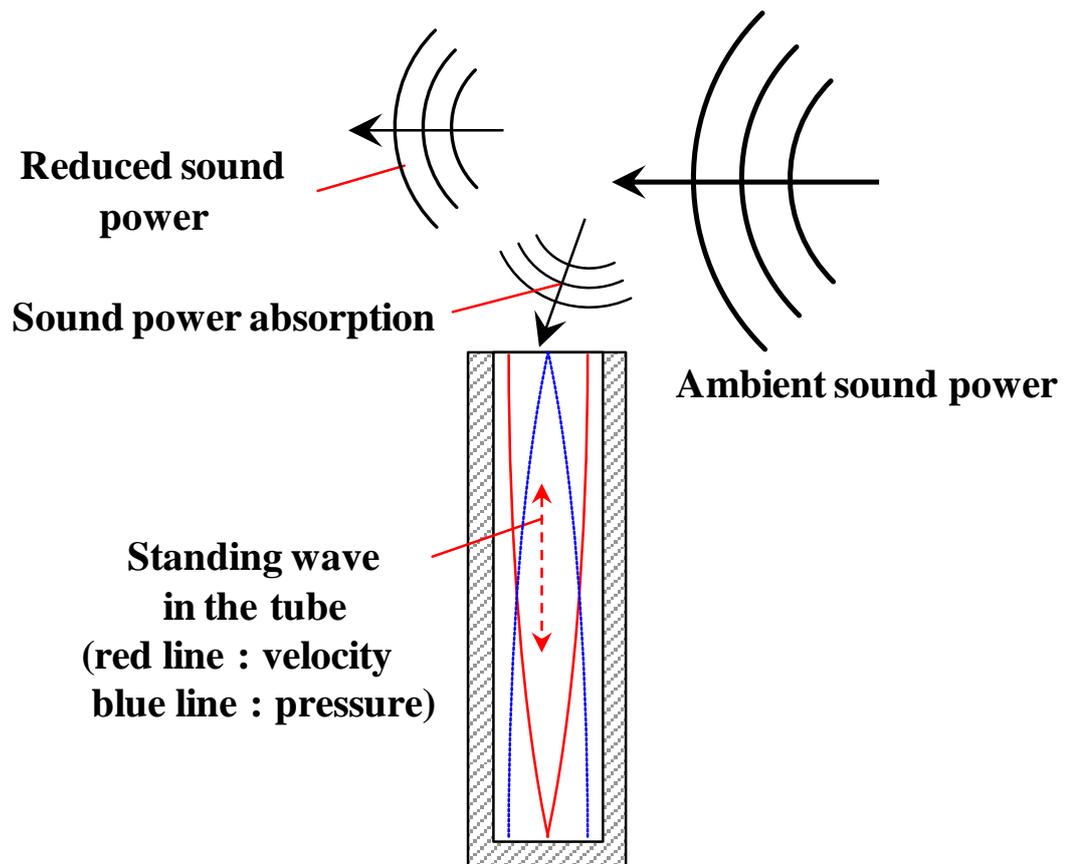


図 4-4 音響管による周囲音圧低減のメカニズム

- 音響管の防音構造内への効果的な配置

前節のとおり，445Hzにおけるカバーの防音性能の悪化はカバー内長手方向2次の音響定在波によって引き起こされる．長手方向2次の音響定在波とは，その方向のカバー寸法と同じ長さの波長の音波が，その方向で往来して発生する定在波で，カバー内長手方向の両端および中央に音圧の腹が形成される．この定在波を効果的に吸音する音響管の長さはこの定在波の波長の1/4であり，定在波の波長はカバー長手方向寸法と同じであるから，カバー内壁に対してカバー長手方向に並べれば図4-5に示すように，ちょうど4つ格納される．音響管の吸音原理が開口端から周囲と逆位相の音を放射することに起因することを考えれば，カバー長手方向に4つならべた音響管の各々の開口部は音圧の腹となるカバー長手方向の両端と中央にくるように並べるのが効果的であると推測される．次項では，このようにして考案した断面が図4-5のような音響管の配置について，これが最適であるかどうか，単純次元解析を用いて評価・検証を行う．

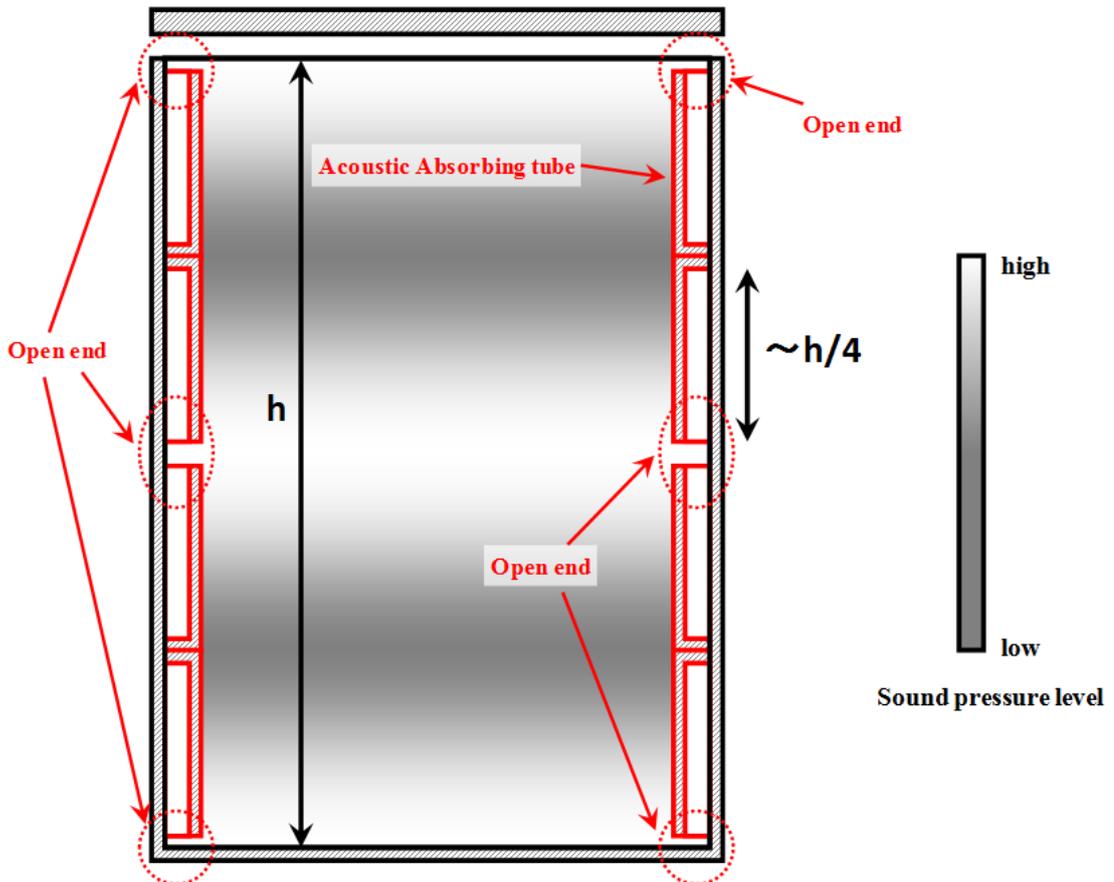


図4-5 防音カバー内への音響管の配置方法

● 単純一次元解析を用いた音響管の配置最適化

本項では音響管の配置パターンの最適解探索を目的に、伝達マトリクス法を用いた単純1次元解析を導入することとした。図4-6は実際の3次元形状を1次元モデルへの単純化を示したもので、カバー内部の空気は図に示すように管形状のいくつかの要素に分割・モデル化される。この図に示すように、カバー内の気体はカバー内に追加する音響管も含めてすべての曲げ部を無視しながら、いくつかの単純な管の形状をした一次元音響要素に分割される（図4-6の右図において丸端線分がそれぞれの要素を表わしている）。図4-7は図4-6の右図において丸端線分で示したそれぞれの1次元要素の形状パラメータと物理量を示したものであり、図4-7に示すようにそれぞれの管状1次元要素*i*は2つの形状要素（断面積  $s_i$  と長さ  $l_i$ ）および4つの物理量（両端における音圧  $p_1, p_2$  と内向きの気体粒子速度  $v_1, v_2$ ）を有している。

伝達マトリクス法<sup>[11]</sup>を用いると、これらの物理量は以下の式を満たす。

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cosh(\gamma_i l_i) & \rho_i c_i \sinh(\gamma_i l_i) \\ -\frac{1}{\rho_i c_i} \sinh(\gamma_i l_i) & -\cosh(\gamma_i l_i) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} \quad (4-1)$$

ここで、 $c_i$ は音速、 $\rho_i$ は密度、 $\gamma_i = \alpha + 2j\pi f/c_i$ は管内の媒質の複素伝搬定数である。また  $\gamma_i$ を表す式の中の $\alpha$ は単位距離伝搬あたりの波動減衰率、 $f$ は周波数である。Harris<sup>[12]</sup>によると波動減衰率 $\alpha$ は周波数と媒質の温度および湿度に依存し、温度 20℃・湿度 5%の空気では 2kHz で 0.012 [1/m]、4kHz で 0.02 [1/m]である。本研究では議論を簡単にするため、波動減衰率は周波数一律  $\alpha = 0.01$  [1/m]とした。

ところで、前記の式(4-1)は1次元有限要素法（1D-FEM）によく似た以下のような式に置き換えられる。

$$\mathbf{B}_i \mathbf{p} = \mathbf{u} \quad (4-2)$$

$$\mathbf{B}_i = \frac{1}{\rho_i c_i \sinh(\gamma_i l_i)} \begin{pmatrix} -\cosh(\gamma_i l_i) & 1 \\ 1 & -\cosh(\gamma_i l_i) \end{pmatrix}, \quad \mathbf{p} = \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix}$$

ここで、 $\mathbf{B}_i$ は要素*i*のアドミッタンス行列、 $\mathbf{p}_i$ は要素*i*の圧力ベクトル、 $\mathbf{u}_i$ は要素*i*の内向きの気体粒子速度ベクトルである。

図4-8に示されるような、二つの接続された要素は以下のような適合条件を満たす。

$$\begin{cases} p_{2'} = p_{2''} = p_2 \\ s_1 u_{2'} + s_2 u_{2''} = 0 \end{cases} \quad (4-3)$$

したがって、上記適合条件のもと式(4-2)を変形すると、以下のようになる。

$$\begin{pmatrix} b_{111} & b_{112} & 0 \\ b_{121} & b_{122}+b_{211} & b_{212} \\ 0 & b_{221} & b_{222} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_1 \\ 0 \\ u_3 \end{pmatrix} \quad (4-4)$$

ここで、 $b_{ijk}$ は要素  $i$  のアドミッタンス行列  $\mathbf{B}_i$  の  $j$  行  $k$  列要素を表わす。

このようにして適合条件を考慮しながら全体系のアドミッタンス行列を構築することができ、最終的な全体系の支配方程式は、以下のよう表わされる。

$$\mathbf{C}\mathbf{p}=\mathbf{u} \quad (4-5)$$

ここで、 $\mathbf{C}$  は各要素のアドミッタンス行列  $\mathbf{B}_i$  で構成された全体系のアドミッタンス行列で、 $\mathbf{p}$  は全体系の音圧ベクトル、 $\mathbf{u}$  は全体系の内向き粒子速度ベクトルである。

式(4-5)を、内向き粒子速度ベクトル  $\mathbf{u}$  で示される適切な境界条件のもとで解くことにより、圧力ベクトル  $\mathbf{p}$  が得られる。

図 4-9 は音響管を設置しない場合のカバー内領域を 8 分割にしたモデル化の例を示したもので、このモデルで計算されたカバー内中央付近 3 点の音圧の周波数応答を図 4-10 に示す。なお、加振はカバーの上面側を 1m/s の速度で加振した。ここで図 4-10 に示す「正規化周波数」とは長手方向 2 次の音響定在波発生周波数  $c/L$  に対する解析周波数  $f$  の比率を表しており、「正規化 SPL」とは音源速度から算出される等価音圧  $\rho c u_0$  を底とする音圧レベルをあらわすものである（これは 1 次元的に伝搬する音波の圧力は音源速度に比例するという理論から導かれる。一方で 3 次元的に伝搬する音波の圧力は音源の加速度に比例することに注意が必要である）。図 4-10 に示す計算結果は、カバー中央における音圧周波数特性はカバー長手方向 2 次の音響定在波に起因する周波数においてただ一つのピークを有し、これは定性的には図 4-2 に示した実験結果の黒太線に相当する。一方で、カバー中央から少しずれた点における音圧の周波数特性は、カバー内長手方向 1 次、2 次、3 次の音響定在波発生周波数に対応した周波数においてそれぞれピークを有し、結果的に 3 つのピークをもつ。このように長手方向 2 次の音響定在波に起因するピークのみが、今回評価した 3 つの音圧評価点全てにおいてピークを持つこととなり、長手方向 2 次の音響定在波が最も抑制されるべきで、その評価点はカバー内中央が妥当であると判断できる。

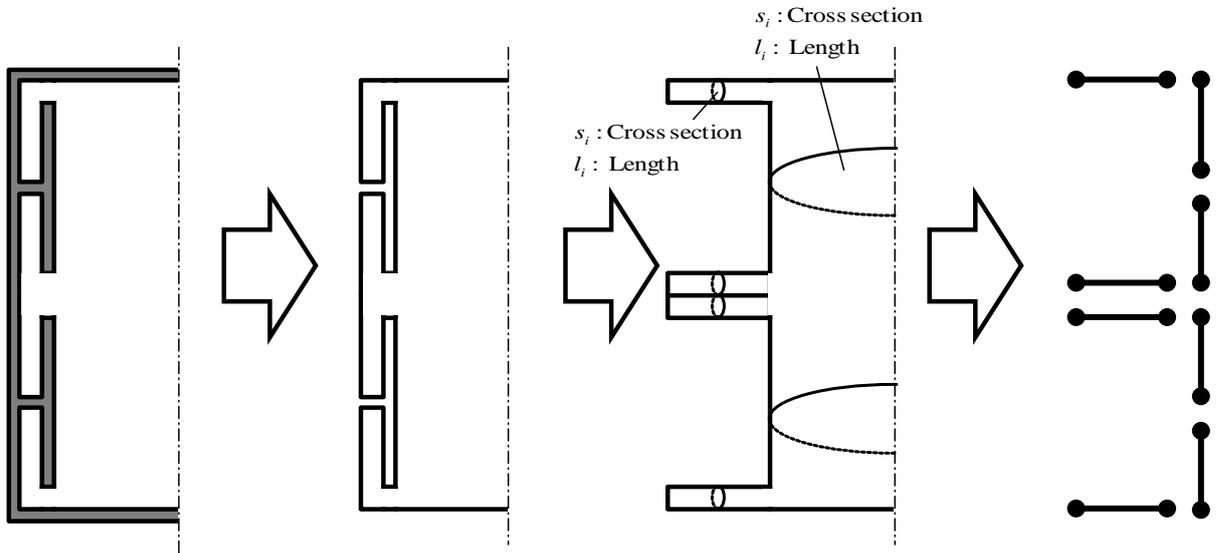


図 4-6 防音カバー内への配置した音響管の単純一次元モデル化

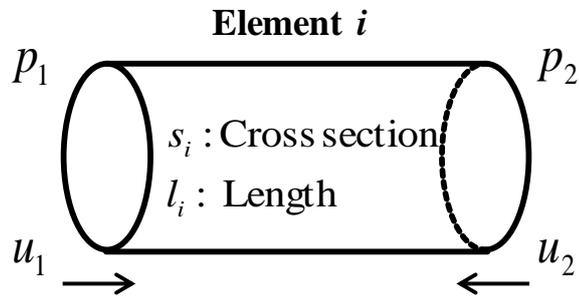


図 4-7 音響管の単純一次元モデル

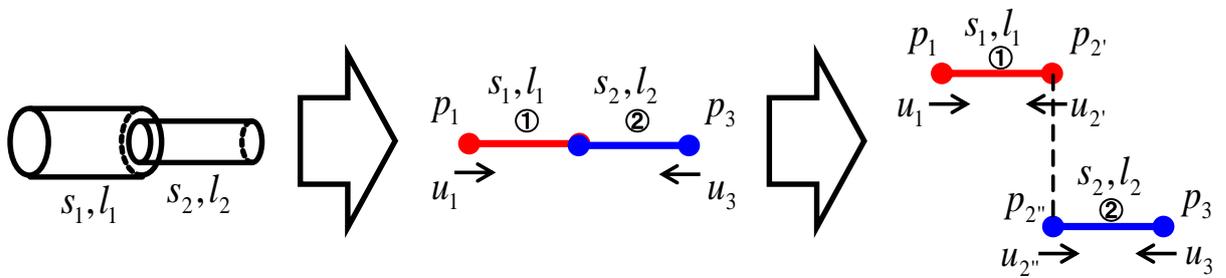


図 4-8 接続部の適合条件

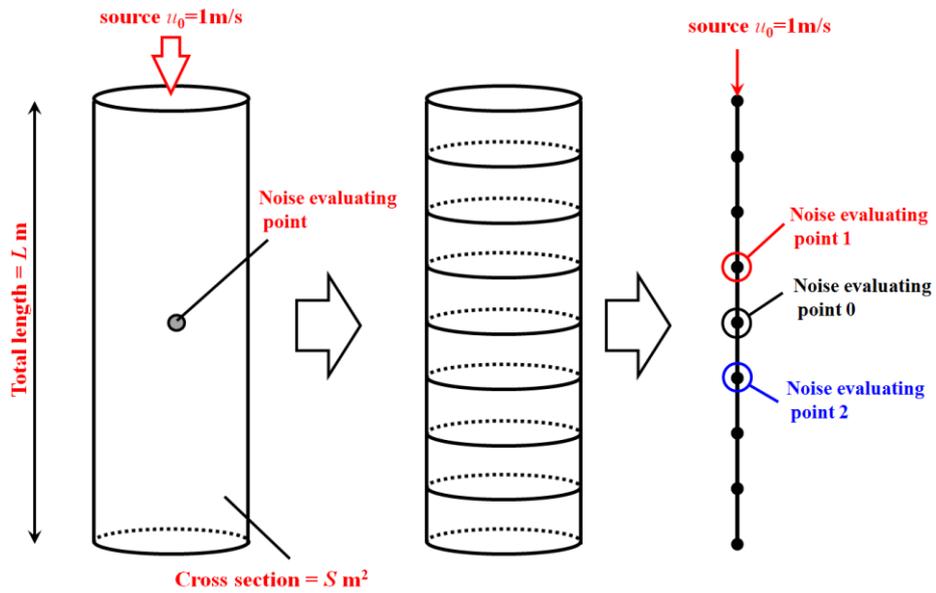


図 4-9 音響管の無いカバー内部空間のモデル化 (8 分割モデル)

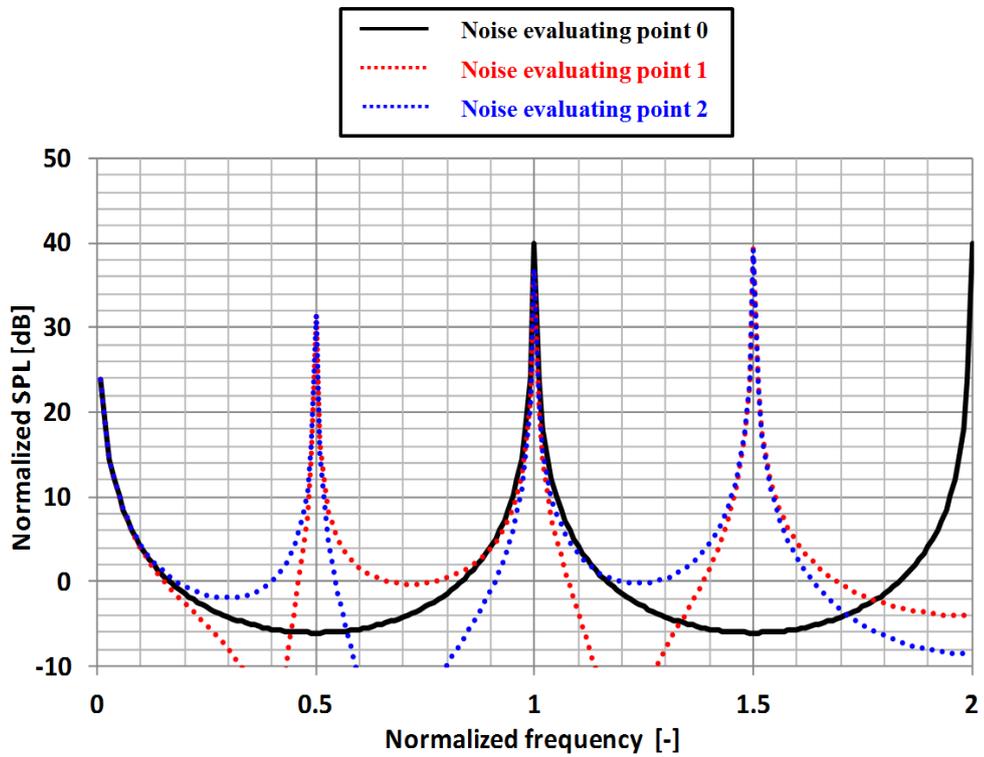


図 4-10 カバー中央評価点における音圧の周波数特性の計算結果

音響管を設置した場合の効果の算出に関する例として、図 4-11 は 3 つの音響管設置形態を模擬するモデルと、それぞれのモデルにおける 3 つの評価点の音圧周波数特性の算出結果を示す。本研究では主系となるカバー内音場は 8 分割されており、設置・導入する音響管はカバー長手方向の 1/4 の長さで、設置する音響管の断面積は主系となるカバー内音場の断面積の 10%とし、音源・加振源はカバーの上面側を 1m/s の速度で加振するものとしている。図 4-11 に示すように、音響管の設置・追加により、もともとあった長手方向 2 次の音響定在波に起因する周波数特性のピークは二つ以上の小さなピークに分裂し、それらのピークレベルはどの 3 つの観測点においても元のピークのレベルに比べて大幅に低下することが確認できる。図 4-11 に示すように正規化周波数 0.9~1.1 における音響管設置によるピークレベル低減効果は、音圧評価点の位置が長手方向長さ  $L$  の  $1/8$  ( $=L/8$ ) 程度変化したぐらいでは、そう大きくは変化しない。しかしながら、正規化 SPL の低減する周波数範囲は音響管の配置パターンに大きく依存し、ダイナミックダンパーの技術分野において一般に「副作用」として知られる二つの分裂したピークレベルに支配される。これらの二つに分裂したピークは、抑制するべき元の音響定在波が別の周波数で弱まって発生するためである。例えば、音響管の追加が二つの副作用ピークの周波数軸上での間隔を広める効果があるため、幅広い正規化周波数の範囲 (0.85 から 1.15) に対しては図 4-11(c)に示す Model C の音響管の配置が最も効果的であると判断できる。しかしながら音響管の追加は元のピーク発生周波数の近辺で別の小さなピークを発生させるため、Model C に示す音響管の配置では比較的狭い正規化周波数の範囲 (0.95 から 1.05) に対しては図 4-11(a)に示す Model A に劣る。このように音響管の配置は要求されるターゲット周波数範囲に対して最適解が存在すると考えられる。Model C の周波数特性から副作用ピークは元のピーク周波数に対して±25%の範囲で発生するものと考えられる。したがって本研究では、音圧レベル低減に関するターゲット周波数範囲は 25%よりも狭い範囲で設定することとした。

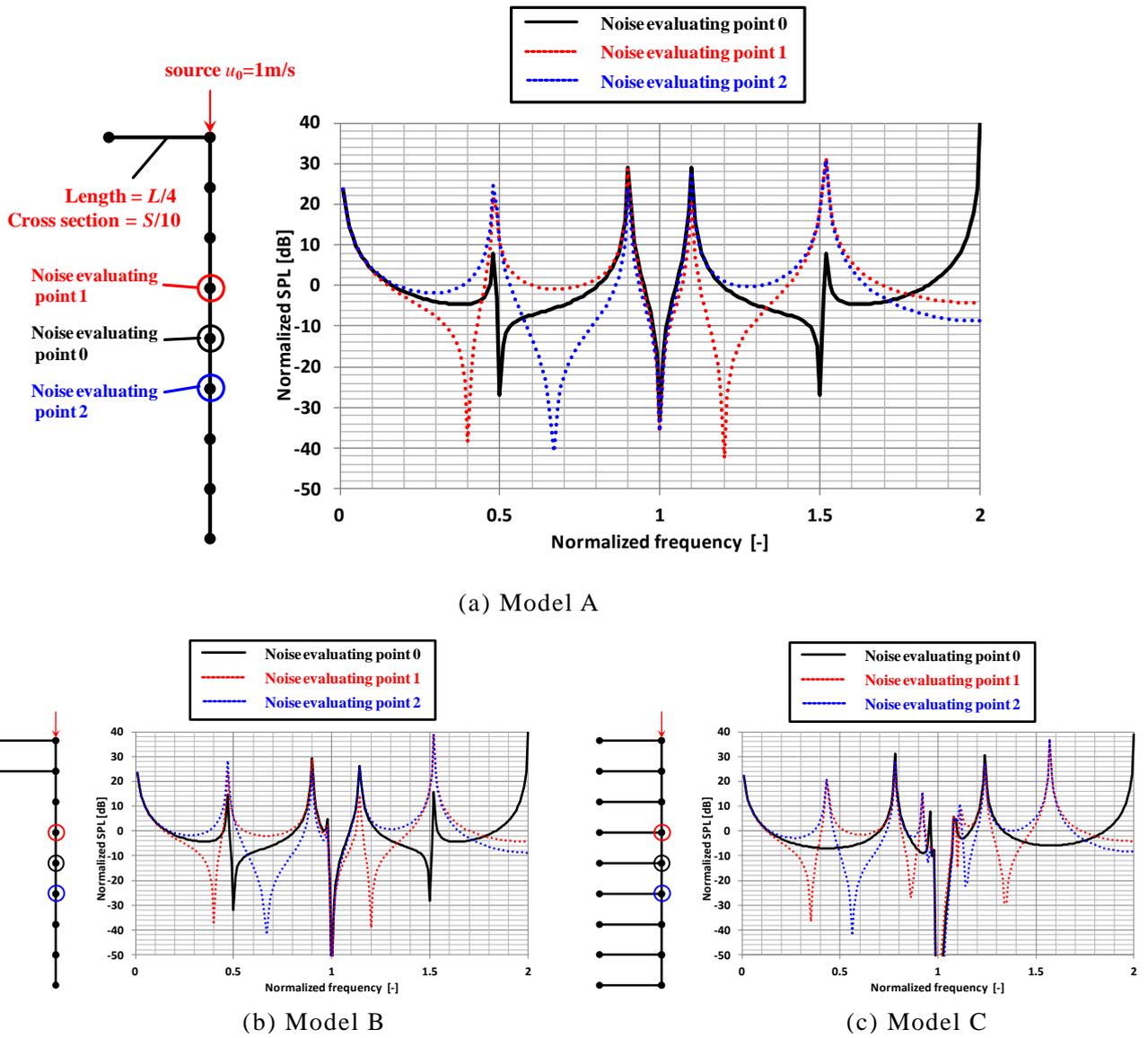


図 4-11 音響管の追加による評価点音圧周波数特性変化の計算例

主系となるカバー内音場を8分割し、音響管の長さが全て同じとした場合の考えられる音響管配置パターンは、 $2^9=512$ 通りとなる。これら512通り全ての音響管配置パターンに対するカバー内中央の音圧の周波数特性について先述の単純化次元解析手法により計算した。

図4-12に追加する音響管の長さを $l = L/4$ とした場合の、いくつかのターゲット周波数範囲に対する最適な音響管配置パターンとそのときのカバー中心における音圧の周波数特性を示す。ターゲット周波数範囲は元のピーク発生周波数に対して $\pm 0\%$ 、 $\pm 5\%$ 、 $\pm 10\%$ 、 $\pm 20\%$ 、 $\pm 25\%$ の5通りを設定した。なお、図中赤の破線は、設置する音響管内部へ音波を取り入れるために音響管の長さを10%短く( $l = 0.9L/4$ )とした場合のカバー内中央音圧の周波数特性を示したものである。また、表4-1に音響管の長さが $l = L/4$ 、 $l = 0.9L/4$ の両方の場合に関しての最適な音響管配置について、その音圧低減効果をまとめる。図4-12に示すとおり、元のピーク発生周波数の音圧を下げたい場合には、 $l = L/4$ となる長さの音響管を主系となるカバー内の長手方向両端と上部半分に設置するのが最もよい。一方でより広い周波数範囲についてカバー内中央音圧を低減したい場合、カバー上部周辺にのみ配置するのがよく、カバー底部には配置しないほうがよい。ターゲット周波数範囲が $\pm 5\% \sim \pm 20\%$ の範囲では、図4-5に示したように音響管はカバー内の上下両端と中央付近に配置するのがよい。また図4-12の赤破線で示すように、音響管の長さが10%短い場合は最も音圧周波数特性が低減する周波数は約10%高周波数側にシフトする。そのため、ターゲット周波数範囲は音響管長さの短縮比率分狭まることが計算結果として得られる。

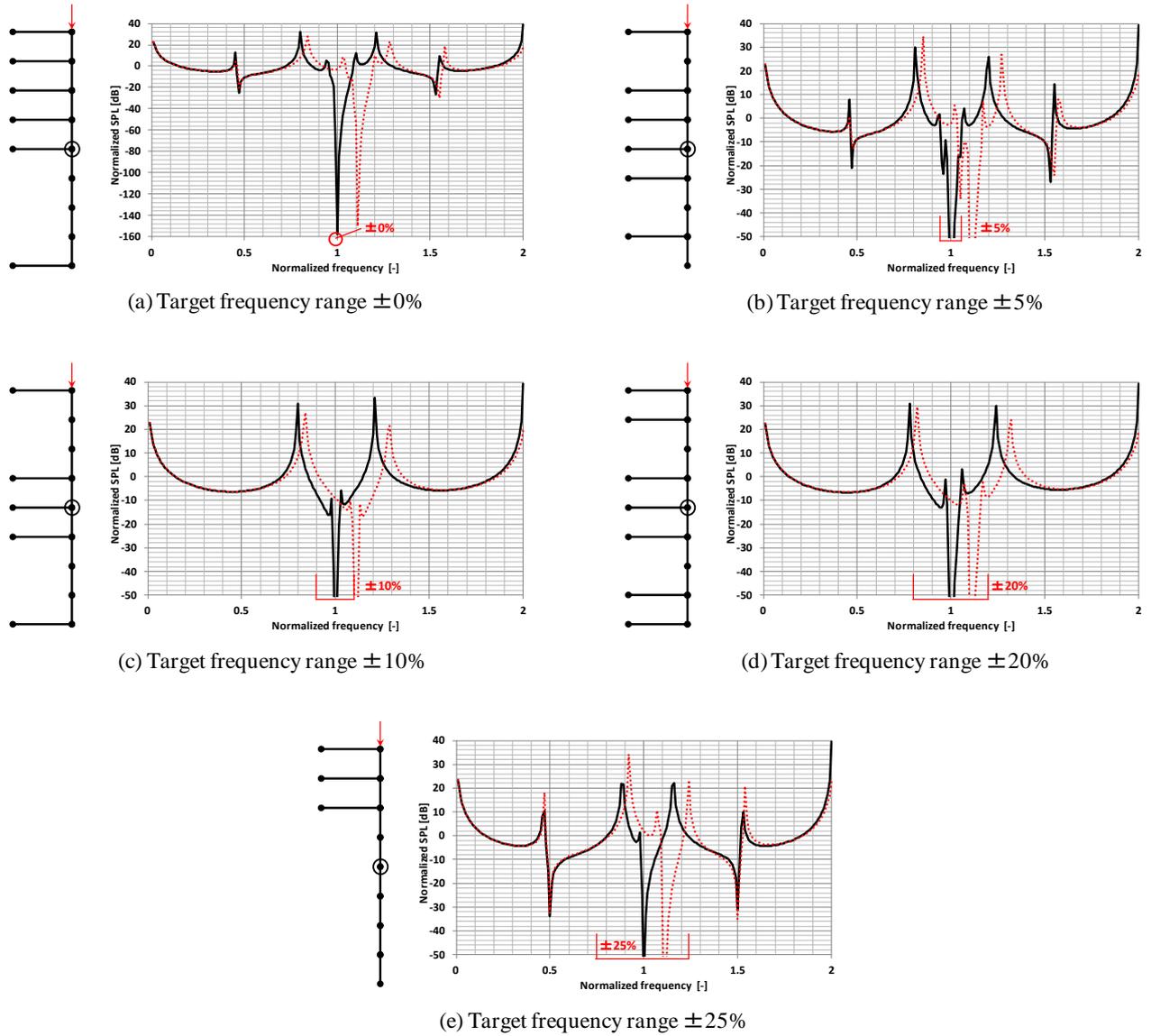


図 4-12 いくつかの低減目標周波数帯域幅に対する最適化モデルとそのモデルにより計算された音圧周波数特性の結果  
 (黒実線：音響管長が  $L/4$ ，赤破線：音響管長が  $0.9L/4$ )

表 4-1 最適解の音圧低減効果

Target Frequency range	Original	Optimized (original tube length)		Optimized (10% shorten length)	
	Over-all pressure in the target range [dB]	Over-all pressure in the target range [dB]	Reduction effect [dB]	Over-all pressure in the target range [dB]	Reduction effect [dB]
±0%	40.0	-157.6	197.6	-26.6	66.6
±5%	40.3	-6.9	47.2	-0.5	40.8
±10%	40.3	2.6	37.7	6.6	33.8
±20%	40.3	15.6	24.7	27.3	13.0
±25%	40.3	28.5	11.8	27.6	12.7

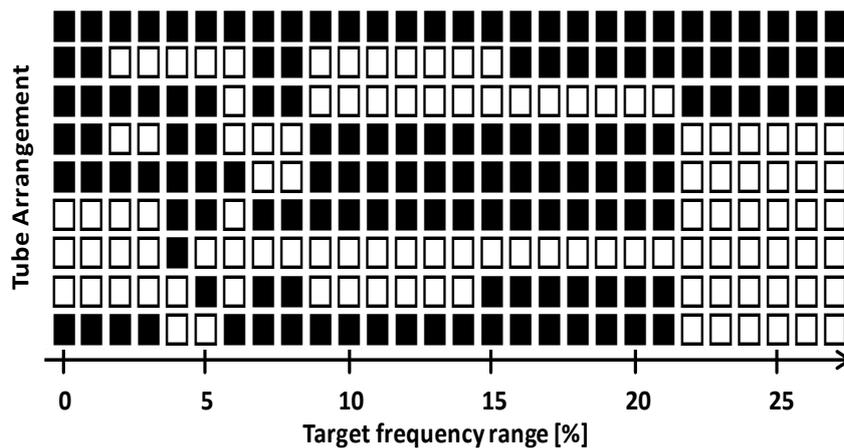
算出されたターゲット周波数領域と音響管最適配置パターンとの関係を図 4-13 に示す。図中の黒塗り四角は音響管の設置位置を表わし、白抜き四角は音響管を設置しない個所を示す。また、図 4-13(a)は音響管の長さを  $l = L/4$  とした場合の結果で、図 4-13(b)は同じく音響管の長さを 10%短くした ( $l = 0.9L/4$ ) 場合の結果である。たとえば、音響管の長さを  $l = L/4$  とした場合のターゲット周波数範囲 0%における音響管配置パターンは図 4-12(a)で示すものと同じである。音響管配置位置とターゲット周波数範囲に関する解像度は粗いものの、最適な音響管配置位置のターゲット周波数範囲に対する変化・遷移は把握することができる。

図 4-13(a)に示すように、音響管の長さを  $l = L/4$  とした場合の最適な音響管配置位置は、ターゲット周波数範囲が 9%以下の場合ではターゲット周波数範囲に非常に敏感である。これは元のピーク周波数近辺に発生する小さな副作用ピークの影響が大きく表れたためととらえることができる。これに対してターゲット周波数範囲が 9~21%の範囲では安定して、音響管の効果的な配置法の検討で示した図 4-5、前頁の図 4-12 では図 4-12(c)~図 4-12(d)に示したような上下端部と中央付近に集中的に音響管を配置させたパターンが最適であると判定される。一方で、周波数ターゲット範囲を 22%よりも大きくすると最適な音響管配置パターンは突然、図 4-12(e)で示すようなパターンとなる。これは以下のように説明される。図 4-12(d)の音響管配置パターンでは正規化周波数 0.78 と 1.23 に確認できる二つに分離した元のピークの周波数軸上での幅の広がり限界に達している。そこにターゲット周波数範囲が 22%を超えると、これら最大限に広がった二つに分離したピークを含むようになる。するとターゲット周波数範囲内の音圧の総和が最小化する音響管配置パターンは、さらに広いターゲット周波数範囲に対して音圧の総和が最小化となる図 4-12(e)で示すようなパターンに急激に変化すると考えられる。

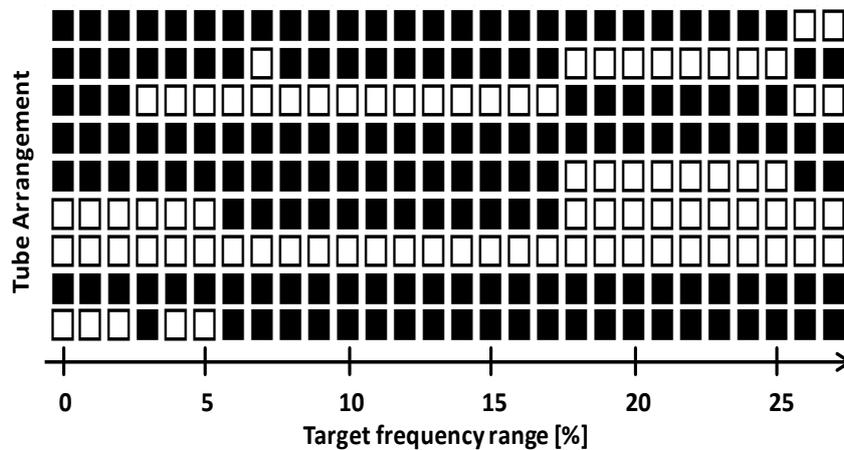
これらの結果はこのように説明され、音響管の効果的な配置法の検討で示した図4-5に示すような音響管配置パターンは、ターゲット周波数範囲が9~21%の場合に対して最適であると説明される。

一方、音響管の内部に音波を導入するためには、開口部に対して隙間が必要であり、管の長さ  $l$  は  $l = L/4$  よりも小さくなくてはならない。図4-13(b)の結果はこのような事情を考慮したものであり、音響管の長さを10%短く ( $l = 0.9L/4$ ) した結果を示したものである。先述のとおり、音響管の長さが短くなると、最も音圧周波数特性が低減する周波数は約10%高周波数側にシフトし、ターゲット周波数範囲は音響管長さの短縮比率分狭まる。

いずれにしても図4-13(a)および(b)に示す通り、 $l = L/4$ ,  $l = 0.9L/4$  どちらの場合であっても音響管の効果的な配置法の検討で示した図4-5に示すような音響管配置パターンはターゲット周波数範囲が10~17%の場合に対して最適であると説明される。



(a) In case of the tube length  $l = L/4$



(b) In case of the tube length  $l = 0.9L/4$  (10% shorter than (a))

図4-13 低減目標周波数帯域と最適な音響管配置の関係

(■ : 音響管設置位置, □ : 音響管非設置位置)

### 4.3.2 三次元解析を用いた効果の見込み

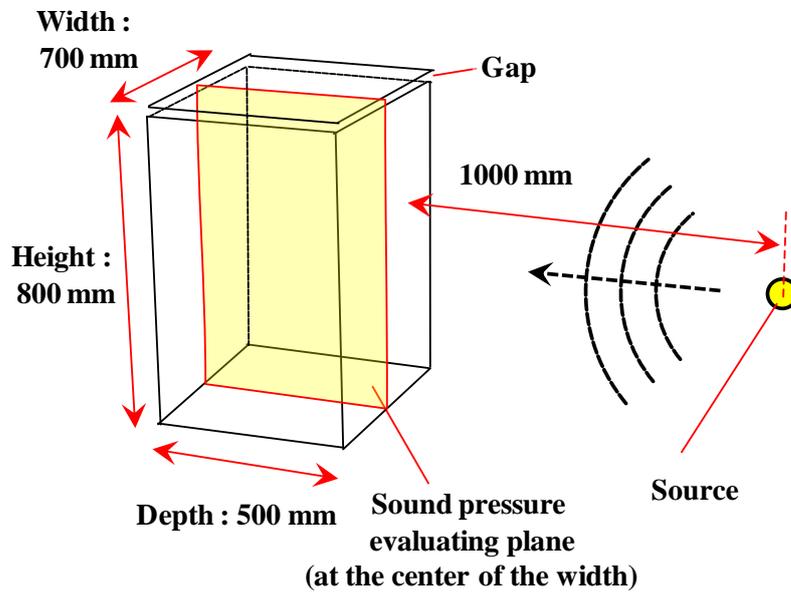
本項では前項までで得られた最適な音響管配置パターンについて三次元境界要素法解析と実験による効果検証を行った結果についてまとめる。

まずは音響管の設置されていないカバー単体の防音性能について、三次元解析により算出し、4.2節で説明した実験結果と比較して検証する。

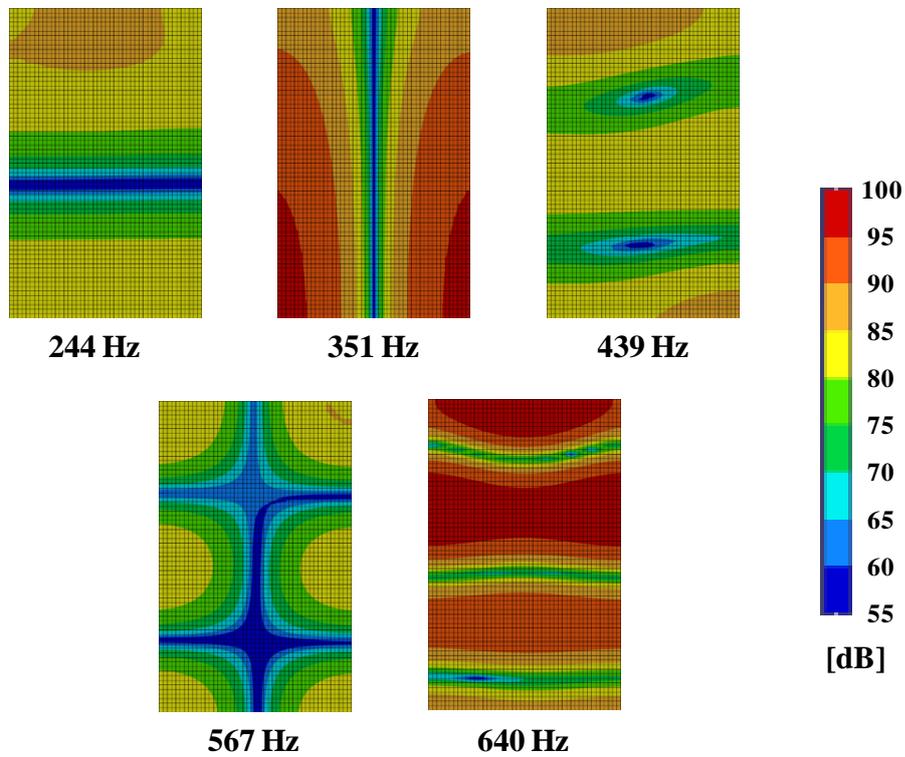
図 4-14 に音響管を搭載しないカバー単体の防音性能を境界要素法により解析する解析モデルと、計算されたカバー内音圧分布計算結果についていくつかの特徴的な周波数に関して示す。ここで、カバーの寸法や音源の位置、音圧評価点は 4.2 節で説明した実験結果と同じとしており、音源の出力は体積加速度  $1 \text{ [m}^3/\text{s}^2]$  としている。さらに、空気の密度は  $\rho = 1.225 \text{ [kg/m}^3]$ 、音速は  $c = 340 \text{ [m/s]}$  としている。カバー内音圧分布計算結果の図 4-14(b)を実験結果の図 4-3 と比較すると、音響定在波による音圧分布とその発生周波数に関して解析結果は実験結果とよく合致しており、この音響定在波の発生周波数の誤差は 3%以下であることが確認できる。

カバー内中央における音圧周波数特性に関して、解析結果と実験結果の比較を図 4-15 に示す。図のように実験において 445Hz に存在していた抑制対象であるピークがよく模擬されており、計算結果では 439Hz で発生しその誤差は 1%程度である。図 4-14(b)と図 4-15 を定在波発生周波数の観点から比較すると、周波数応答計算結果の 439Hz のピークは高さ方向 2 次の音響定在波に起因することが分かり、この点についても実験結果とよく合致する。

これらの計算結果と実験結果の比較から、境界要素法による計算結果は抑制対象である高さ方向 2 次の音響定在波の発生形態と発生周波数において検証されたと判断できる。



(a) 音響管非搭載防音カバーの解析モデル



(b) カバー内音圧分布計算結果

図 4-14 音響管非搭載防音カバーの解析モデルとカバー内音圧分布計算結果

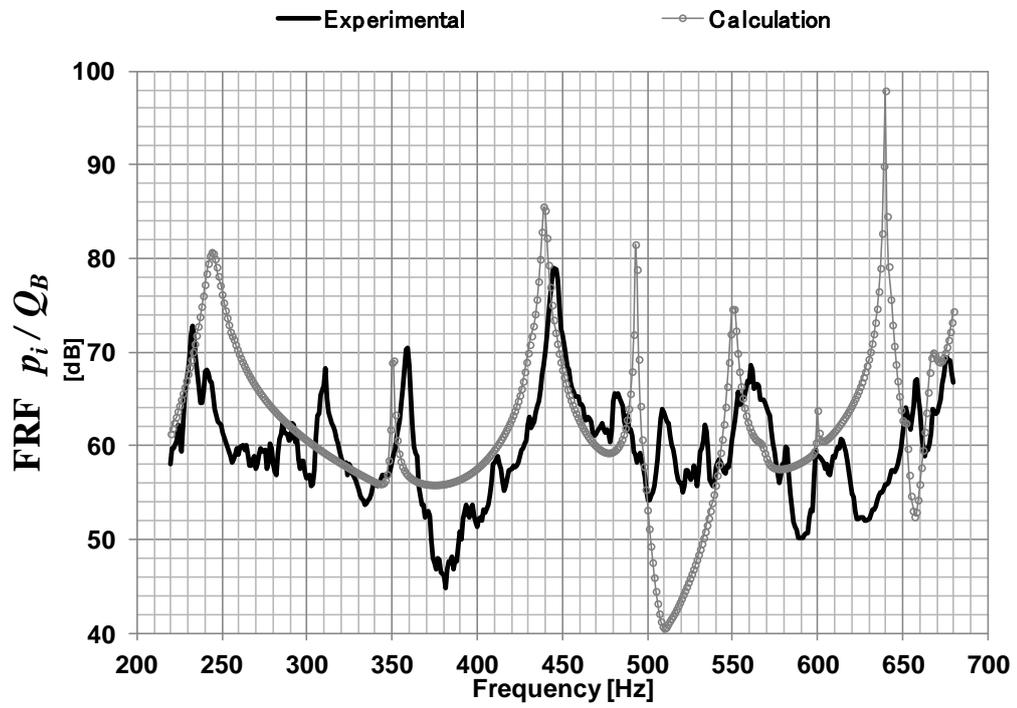


図 4-15 カバー内中央評価点における音圧周波数特性の実験結果と計算結果の比較

前項で最適化された提案する音響管配置方法の効果について境界要素法を用いた計算により算出する。音響管を適用したカバーの効果を計算するための計算モデルの各部寸法の詳細を図 4-16 に示す。ここで音響管の断面は一辺が 50mm の正方形であるとし、それぞれの管は 180mm とし、音波の導入孔となるバックラッシュクリアランスを 20mm（理想的な管長 200mm の 10%）設けた。さらに図 4-5 に示したように、音響管はカバー内部の壁面を埋め尽くすように配置し、それぞれの開口部はカバー内上下両端面と中央部にくるように配置した。そのほか、音源や音圧評価点の位置、音源の出力などは音響管非搭載カバーモデルと同じとした。

カバー中央音圧の周波数特性について音響管搭載・非搭載のそれぞれのモデルの解析結果について図 4-17 に比較を示す。また図 4-17 に示したいくつかの周波数における音響管搭載モデルのカバー内音圧分布解析結果について図 4-18 に示す。図 4-17 は音響管非搭載モデルの 439Hz に存在していた周波数応答のピークが音響管の搭載により消滅し（図 4-18 からカバー内の音圧は搭載した音響管内に凝縮されていることが分かる）、逆に 400～600Hz にかけて大きな谷を形成していることが分かる。図 4-17 のピンク線で示す音響管搭載モデルの周波数特性の谷の最下点である 472Hz（波長 $\lambda = 720\text{mm}$ ）は音響管の長さ $\lambda/4 = 180\text{mm}$ に対応し、バックラッシュを設けて管長を短縮したことによって元の周波数よりも高周波側にシフトしている。この周波数応答の谷は、この周波数近辺で音響管が音響ダイナミックダンパーとして機能していることを表わしており、カバー内の音響エネルギーを音響管それ自身の内部へ積極的に導き入れていることにより発生する。

一方で、521 Hz と 380 Hz に対して別のピークが発生している。このうち 521Hz に発生しているピークは先述のダイナミックダンパーの副作用として発生したものである。ダイナミックダンパーに関する一般的な知見によると、抑制対象となる定在波はダイナミックダンパーの適用によりその副作用として元の周波数の高周波側と低周波側の二つの周波数に分割して発生する。図 4-18 は音響管非搭載モデルにおいて 439Hz に発生していた高さ方向 2 次の音響定在波が、音響管の搭載によって 330Hz と 521Hz に発生していることが読み取れる。図から、計算結果では 521Hz とは別のピークが 330Hz に発生しているであろうと説明される。

計算結果をまとめると、音響管非搭載モデルで 439Hz に発生していた周波数応答のピークは音響管の搭載により大幅に抑制されるが、一方で音響管搭載による副作用として発生するいくつかのピークがについて注意を払わなければならないことが分かった。

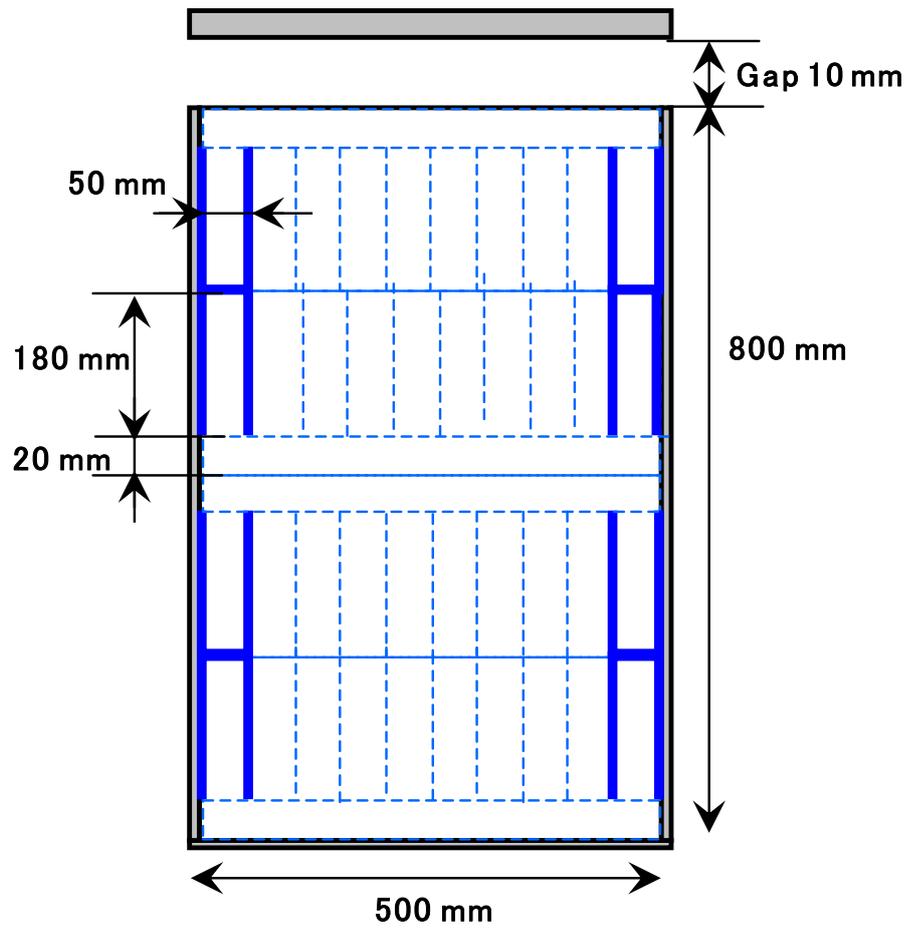


図 4-16 音響管搭載カバーの解析モデル

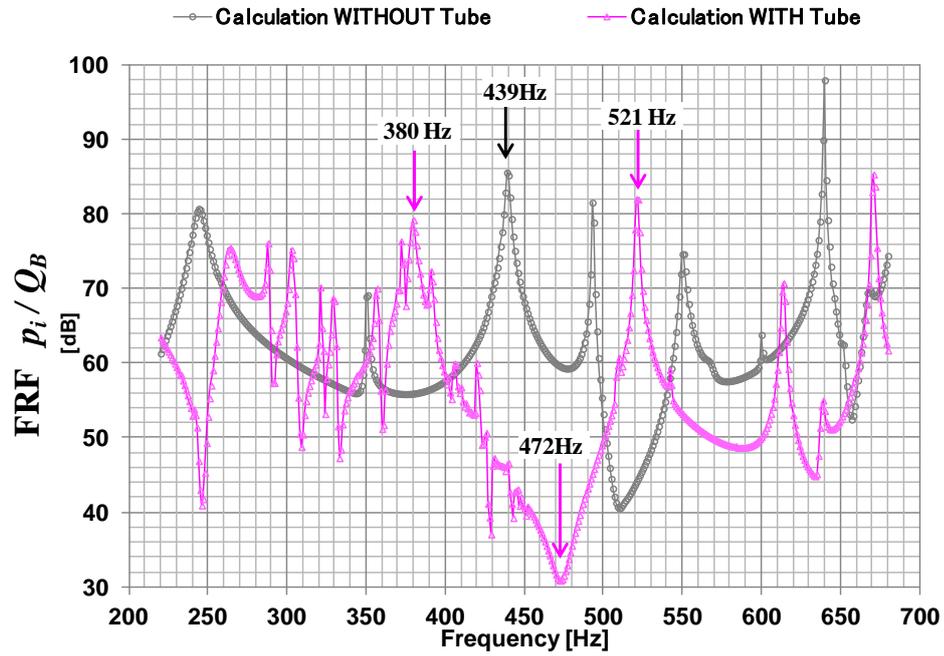


図 4-17 カバー内中央評価点における音圧周波数特性の解析結果に関する音響管有無の比較

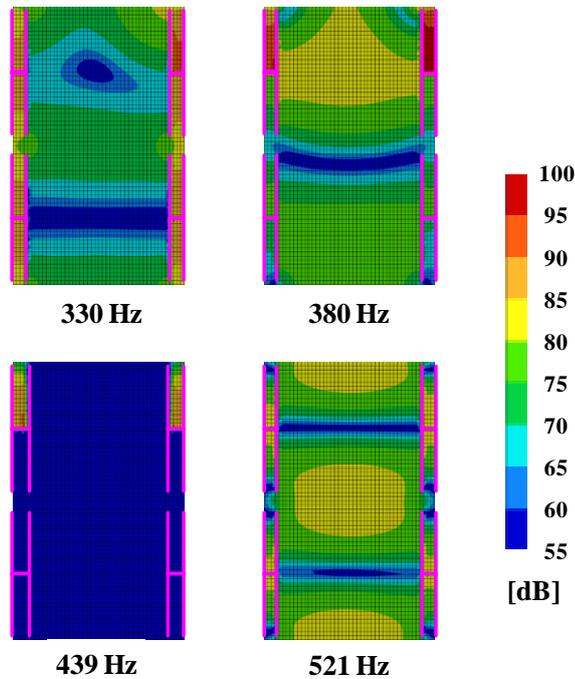


図 4-18 音響管搭載カバー解析モデルのカバー内音圧分布解析結果

### 4.3.3 実験を用いた音響管の吸音作用の検証

先述の音響管搭載の効果に関する三次元境界要素法解析結果について実験的に検証するため、音響管を搭載したカバーを新たに試作し、無響室での実験を行った。

実験用に試作した音響管搭載カバーの試作物の写真を図 4-19 に示す。試作カバーは 10mm 厚の亚克力板で構成し、音響管部分は 2mm 厚の同じく亚克力板で構成した。このほかの寸法は前記の境界要素法計算モデルと同じように設定し、音響管の断面は一辺が 50mm の正方形、音響管の長さは 180mm として 20mm のバックラッシュを設けた。

音響管を搭載した場合としない場合のカバー内中央音圧の周波数応答に関する測定結果の比較を図 4-20 に示す。図のように解析で得られた 450Hz 近辺のピーク抑制・低減の効果は実験でも同様に観測される。赤線で示す周波数応答の谷底の周波数は 468Hz (波長 $\lambda = 726$  mm)で、音響管の長さ 180mm ( $\cong \lambda/4 = 181.5$ mm) にほぼ対応している。さらに、解析で予測された音響管搭載による副作用の二つのピークについても、357Hz と 524Hz に確認されたが、これらのピークレベルはもとの 445Hz にあったピークに比べて 10dB 近く小さいことも分かった。

周波数範囲 220~680Hz におけるカバー内中央音圧のパーシャルオーバーオール (限定周波数内のエネルギー総和) は、音響管非搭載時 91dB に対して、音響管の設置により 85dB となった。これにより本研究で提案する音響管配置パターンによるカバー内中央音圧低減効果は 6dB と判定された。



図 4-19 音響管搭載カバーの実験用試作物

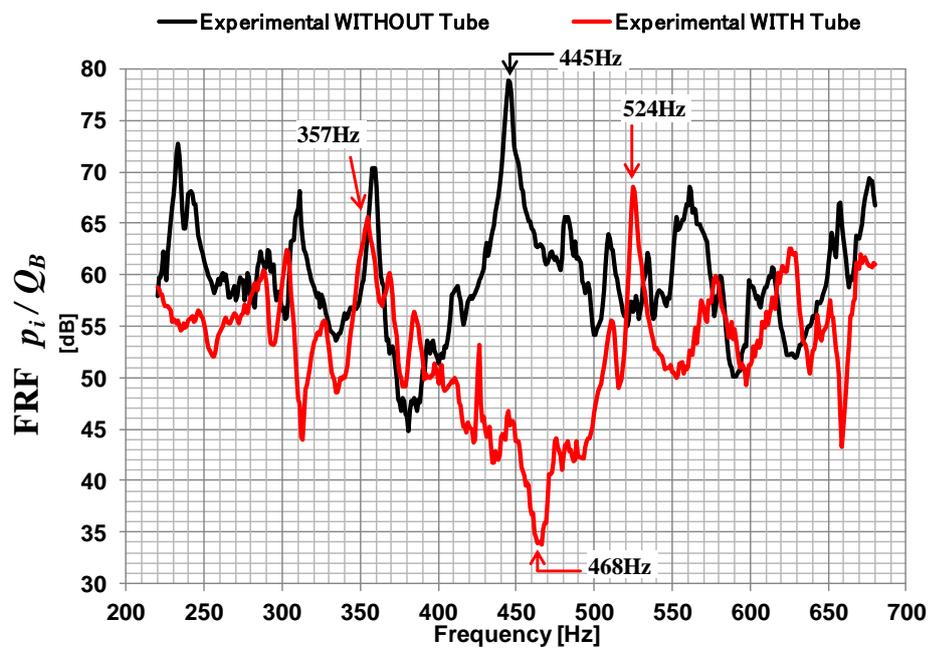


図 4-20 カバー内中央評価点における音圧周波数特性の実験結果に関する音響管有無の比較

#### 4.3.4 音響管を用いた定在波抑制方法のまとめ

高性能防音カバーの構成として、カバー内で発生する音響定在波を抑制することを考え、カバー内に複数設ける音響管のカバー内への配置方法について単純化した一次元伝達マトリクス法を用いた解析で検討した。その結果、効果的な配置方法は低減すべきターゲット周波数範囲に依存することがわかった。ターゲット周波数範囲を音響定在波の発生周波数の前後 10~17%と設定した場合では、最も効果的な音響管の配置パターンは、カバー長手方向 1/4 の長さの管を、このカバー長手方向の両端と中央部にそれぞれの開口部がくるような配置であることが最適化計算結果より得られた。最後にこの音響管配置パターンの効果について三次元境界要素法により求め、最終的に実験で検証した。その結果、境界要素法の計算結果は実験結果と非常によく合致しており、カバー中央の音圧低減効果は元の音響定在波発生周波数の前後 50%の周波数範囲でのパーシャルオーバーオールにておよそ 6dB であることがわかった。

## 4.4 干渉波導入孔を用いた定在波抑制方法の検討

本節では前節で音響管を用いて抑制した長手方向 2 次の音響定在波の別の対策方法として、カバーに対して漏洩音流入個所となる隙間とは別の穴（以後、干渉波導入孔と称する）を追加することを考え、この干渉波導入孔の配置方法と大きさの最適化について検討した結果について纏める

### 4.4.1 干渉波導入孔の提案

前節でも説明の通り、音源や音圧評価点が一般にカバー内中央に配置されることを考えると、最優先で抑制されるべき音響定在波はカバー長手方向 2 次である。また一般にカバーには換気や排熱、配線・配管などの都合から隙間が設けられているが、筆者の経験上この隙間はカバーのどちらかの端面に集中して配置されていることが多く、本研究ではカバー高さ方向上部に対してこの隙間があるとの想定で議論する。すると先述のカバー高さ方向 2 次の音響定在波は、この高さ方向上部に設けられた隙間から流入する音波によって励振されると捉えることができる。この高さ方向 2 次の音響定在波では、カバー上部の初期開口部とカバー上下方向中央部付近の音圧が互いにほぼ同振幅逆位相となるが、仮にこの 2 点を完全に同振幅同位相で加振することができれば、理論的にはこの音響定在波は励起されないこととなる。筆者はこのことに着目して、一般的な防音カバーの指針である「極力密閉する」とは逆に、初期開口とは別の新たな開口「干渉波導入孔」を追加することで高さ方向 2 次の音響定在波の発生を抑制できないかと考えた。

図 4-21 この「干渉波導入孔」のコンセプトを示す（図中のコンターは瞬時音圧を示す）。左図のように干渉波導入孔がなく初期開口のみの場合では、この初期開口から流入した音波が加振源となってカバー内の複数の音響定在波を励起する。励起されたこれら複数の音響定在波のうち、カバー内中央にて音圧の腹を形成する最低次となる高さ方向 2 次の音響定在波では、定在波の加振源となっている初期開口部分のカバー上端とカバー内高さ方向中央付近が音圧の腹となり、これら 2 つの音圧の腹は互いに同振幅逆位相となる。一方、音源がカバー側面の遠方であり、音源から放射された音波がカバー側面のどの位置に対してもほぼ同振幅同位相で照射されると仮定すれば、カバー側面の任意の 2 点に開口部を設けることにより、カバー内部の音場をこの 2 点で同振幅同位相で加振することができる。したがって、先述の高さ方向 2 次の音響定在波に関して、初期開口位置と互いに逆位相の音圧の腹となる、カバー高さ方向中央

に別の新たな開口「干渉波導入孔」があれば、この定在波は励起されにくいと考える。

ここで重要なのは、初期開口と逆位相となるための干渉波導入孔の位置と、初期開口と同振幅の加振が得られるための干渉波導入孔の大きさであると考えられる。そこで、この「干渉波導入孔の位置」と「干渉波導入孔の大きさ」に関する最適値の探索について数値解析を用いた検討を行った。

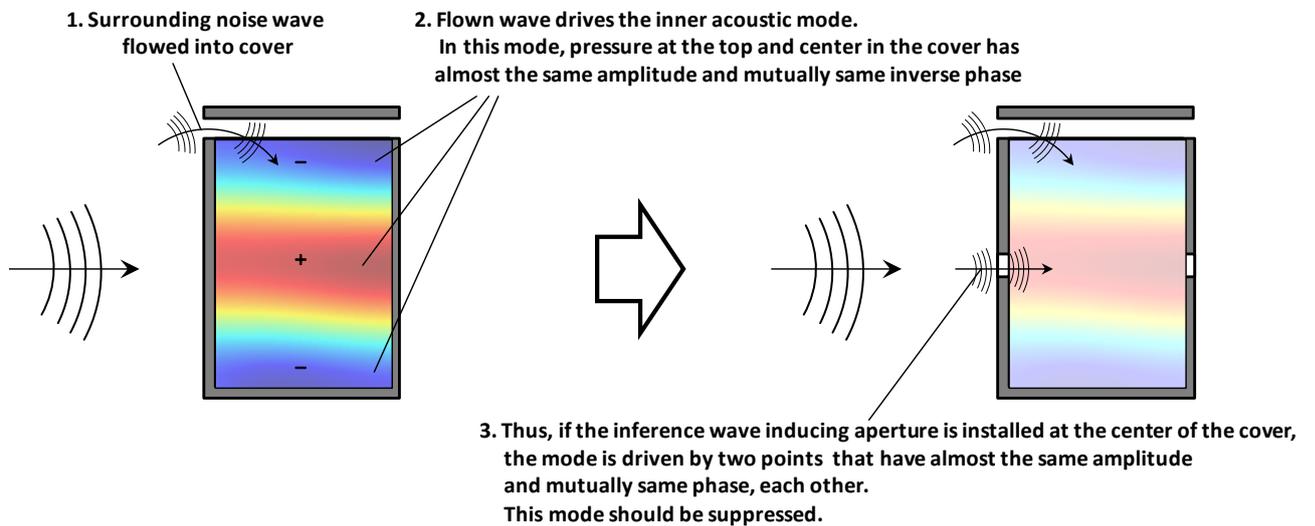


図 4-21 干渉波導入孔による騒音低減効果の概念図

#### 4.4.2 三次元解析による干渉波導入孔の位置と大きさの最適化

三次元数値音響解析により干渉波導入孔の位置と大きさについての最適化の検討を行った。検討では、まず解析でカバー外側から音響加振した際の干渉波導入孔非導入時のカバー内音圧の解析結果について、実験と比較することで解析方法の検証を行った。その上で検証された解析方法にて干渉波導入孔の位置と大きさによってカバー内中央音圧評価点の音圧レベルの周波数特性がどのように変化するかを観測した。

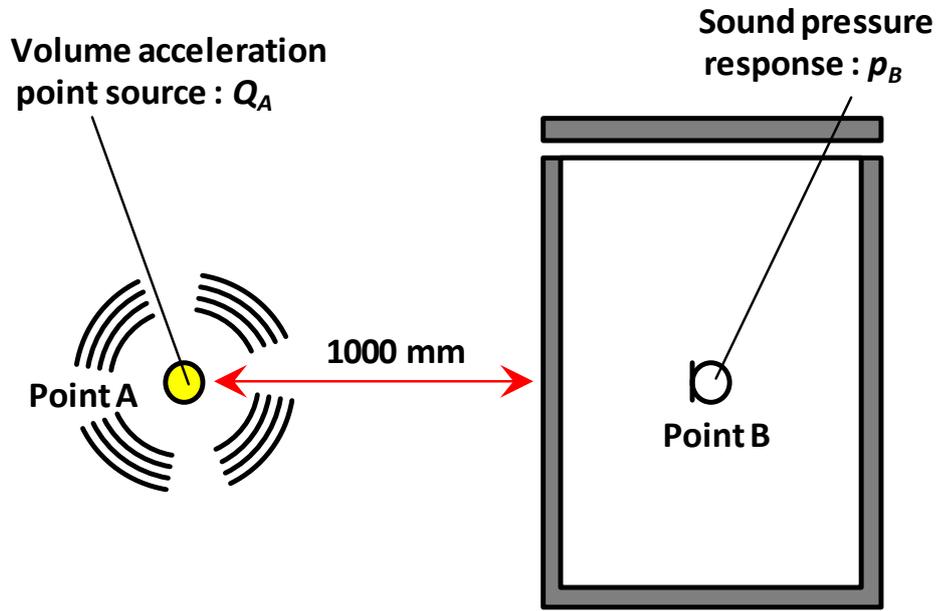
- 解析の検証（干渉波導入孔非導入時のカバー内音圧比較）

解析を用いた干渉波導入孔の位置と大きさの最適化に先立ち、まずは干渉波導入孔を設けない場合のカバー中央内音圧の周波数特性およびカバー内音圧について実験を行い、同じ現象を解析で模擬して結果を比較することで解析モデルと解析方法（条件設定など）の検証を行った。なお、これらの実験および解析は4.2節の図4-1に示した実験および4.3節の図4-14に示した解析と全く同じであるが、測定用の計測機や処理装置および解析モデルのメッシュ密度が異なるため結果が若干異なる。しかし、定性的にはほぼ同じ結果となっている。以下、本節の説明用に改めて行った実験と解析の概要と結果を示す。

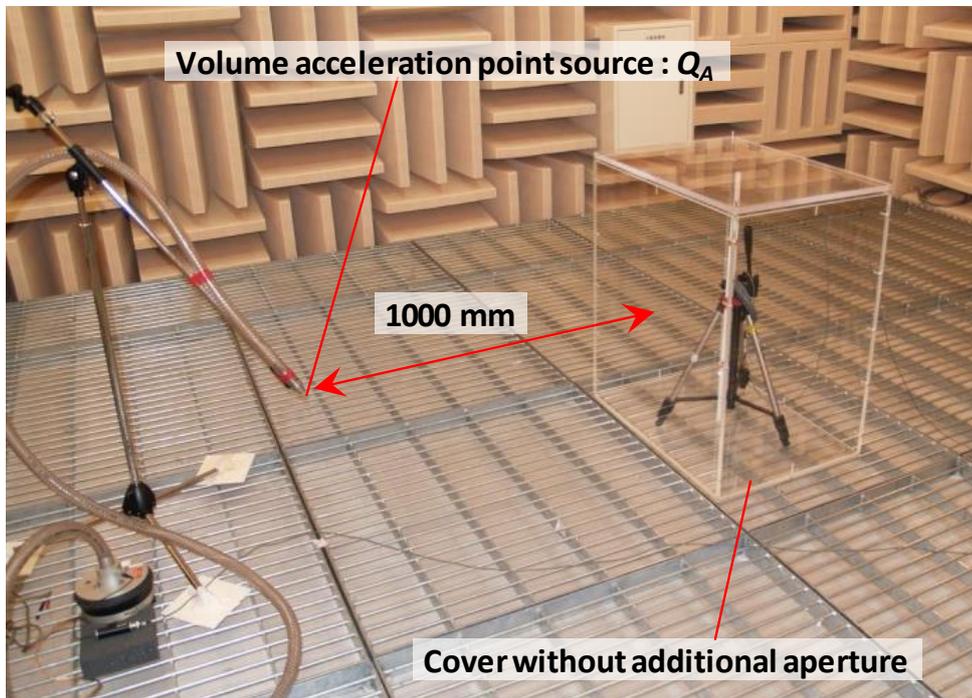
実験の概略図（図4-22 (a)）と実際の実験風景の写真（図4-22 (b)）を示す。実験は周囲からの反射音を無視するため無響室内にて行った。設置した直方体のカバーに対して、この最も大きな面積を有する面の外側1mの位置にそのノズル先端がくるような体積加速度音源を配置し、ここから音響加振した際のカバー内中央における音圧  $p_B$  [Pa]を測定して、音源の体積加速度  $Q_A$  [ $\text{m}^3/\text{s}^2$ ]に対する伝達率  $p_B/Q_A$  [ $\text{Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^3$ ]を測定した。なお、カバー内中央を評価点としたのは、一般に音源や評価点のカバー内中央に設定されることを想定したため、カバーから1mの位置を音源としたのは、「内部音源問題」の評価点として「機側1m」が用いられることを想定したためである。図4-23に実験に使用したカバーの寸法諸元を示す。カバーは厚さ10mmの亚克力板で製作し、高さ800mm、幅700mm、奥行き500mmの直方体を形成した。この最小面積となる2面（700mm×500mm）の片側を、スペーサーを設けて10mmの隙間ができるように配置することで、この隙間から音がカバー内に流入するようにした。

図4-24に実験結果を示す。なお、縦軸の単位は伝達率  $p_B/Q_A$  について基準値を  $2 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^3$  としたデシベル尺度 [dB] で表しており、すなわち  $1\text{m}^3/\text{s}^2$  の体積加速度で加振した場合の音圧レベルを表している。図のように、音響伝達関数は200～

600 Hzの間では、240, 350, 440, 490, 550 Hzに顕著なピークが確認できる。カバーを設置しない状態の場合、音源とカバー中央の音圧評価点までの距離（1250 mm）により算出される伝達率の理論値（いわゆる距離減衰）は71.8 dBとなる。つまり防音カバー設置時の伝達率はこれよりも小さくなることが期待される。しかしながら先述のように、音響伝達率はいくつかの周波数において顕著なピークが現れ、特に、440, 490 Hzなどでは、カバー非設置時の伝達率の理論値よりも悪化していることとなる。これはカバー内で発生する音響定在波の影響であり、対処しなければならない現象であるが、緒言で述べたように、防音カバー内面に対する一般的な吸音処理での対処は難しく、このカバー内の音響定在波抑制方法の検討は、重要な課題とされる。



(a) 実験概略図



(b) 実験風景

図 4-22 防音性能測定試験

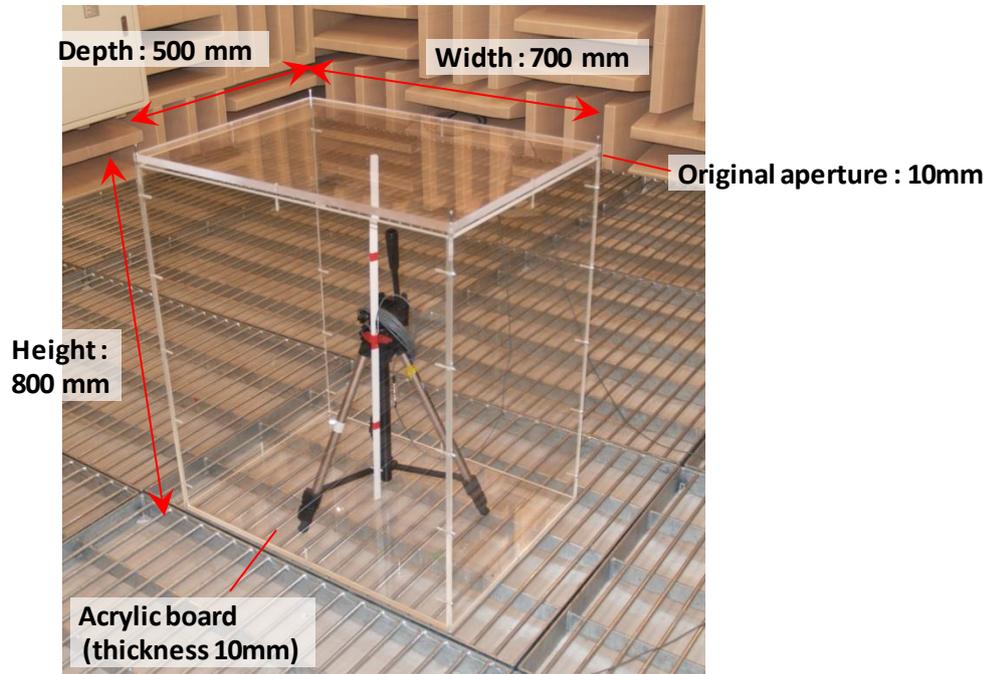


図 4-23 実験用防音カバーの寸法諸元

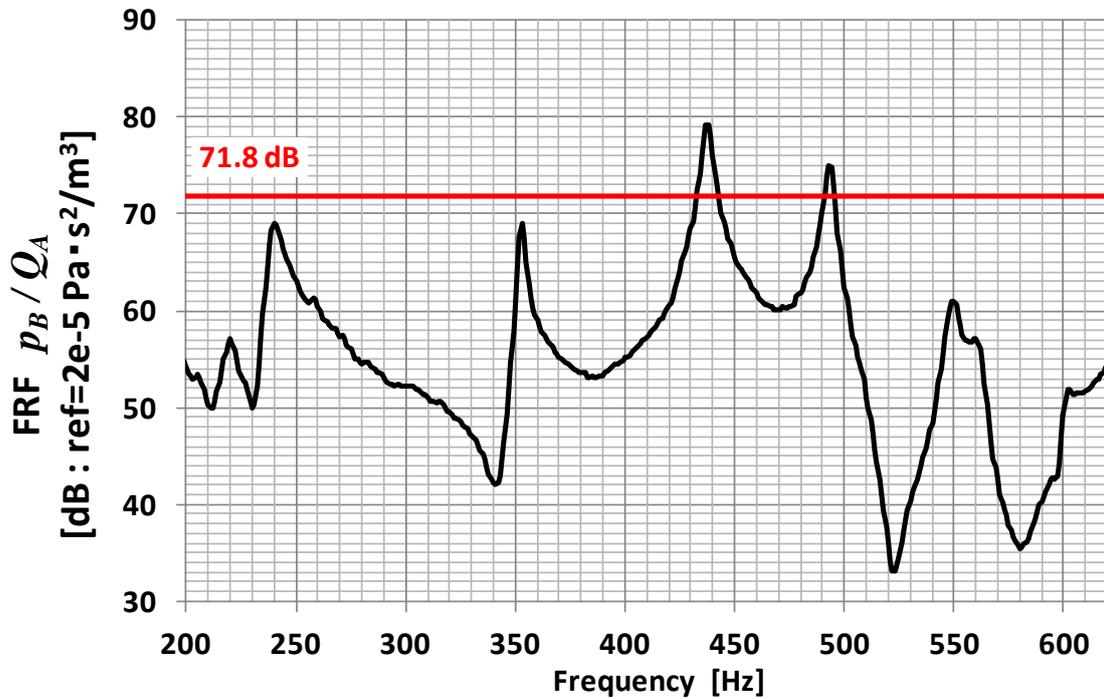


図 4-24 カバー防音性能の実験結果

上記実験結果について解析で模擬した場合，どの程度再現するかを検証するため図 4-25 に示すような解析モデルを構築して計算を実行した．実験と同様に，上部に 10 mm の隙間（以降，この当初から設けられている隙間を，後で説明する干渉波導入孔と区別して「初期開口」と称する）を設けながら，高さ 800 mm，幅 700 mm，奥行き 500 mm の直方体でカバーを形成し，この面積が最大となる面の外側 1 m の位置から  $1 \text{ m}^3/\text{s}^2$  の体積加速度で点音源加振したときのカバー内中央の音圧の周波数特性と，そのピークにおけるカバー内の音圧分布を評価した．なお，境界要素法での解析ではカバーは一枚の板で表現されており，厚さは考慮していない．また，また解析上での減衰の設定はせず，境界面はすべて完全反射境界としている．

図 4-26 にカバー内中央における音圧の周波数特性解析結果を灰色破線で示す．また，図には受音点位置を音源から遠ざける方向に 10 mm ずらした場合を赤色破線で示し，図 4-24 に示した実験結果を黒実線で表示して比較して示している．図のように，解析結果と実験結果はほぼ合致し（最大ピークレベル再現精度 5.2 dB，220～600 Hz のパーシャルオーバーオール再現精度 3.1 dB），実験で発生していたピーク発生周波数（246，352，442，492，552 Hz）についても 5 %以内で合致する．また，352 Hz ではカバー内中央が音圧の節となるために，正確にカバー中央音圧を評価した解析結果（図 4-26 の灰色破線）ではピークが発生しなかったが，実験（図 4-26 の黒実線）では測定点の位置のずれなどからピークが発生したことが，評価点位置をずらした解析（図 4-26 の赤色破線）から説明することができる．このことから解析はほぼ実験での現象を再現できていると考えることができる．

図 4-27 に解析の各ピーク周波数におけるカバー内の音圧分布解析結果を示す．図のように，246 Hz では上下方向 1 次，352 Hz では奥行き方向 1 次，442 Hz では高さ方向 2 次，492 Hz では幅方向 2 次，552 Hz では上下 1 次・幅方向 2 次の音響定在波が発生していることがわかる．

以上により，実験で発生した各周波数ピークと，それぞれに影響したカバー内音響モードの関係が明らかになった．実験・解析ともにカバー内中央音圧の伝達率が，カバー非設置時の理論値である 71.8 dB を越えるのは，第一に高さ方向 2 次の音響定在波に起因する 440 Hz 近辺のピークで，次いで幅方向 2 次の 490 Hz 近辺のピークである．即ち，これらの音響定在波を優先的に抑制することが，音響伝達率の低下，すなわち防音性能改善に有効であると判断することができる．

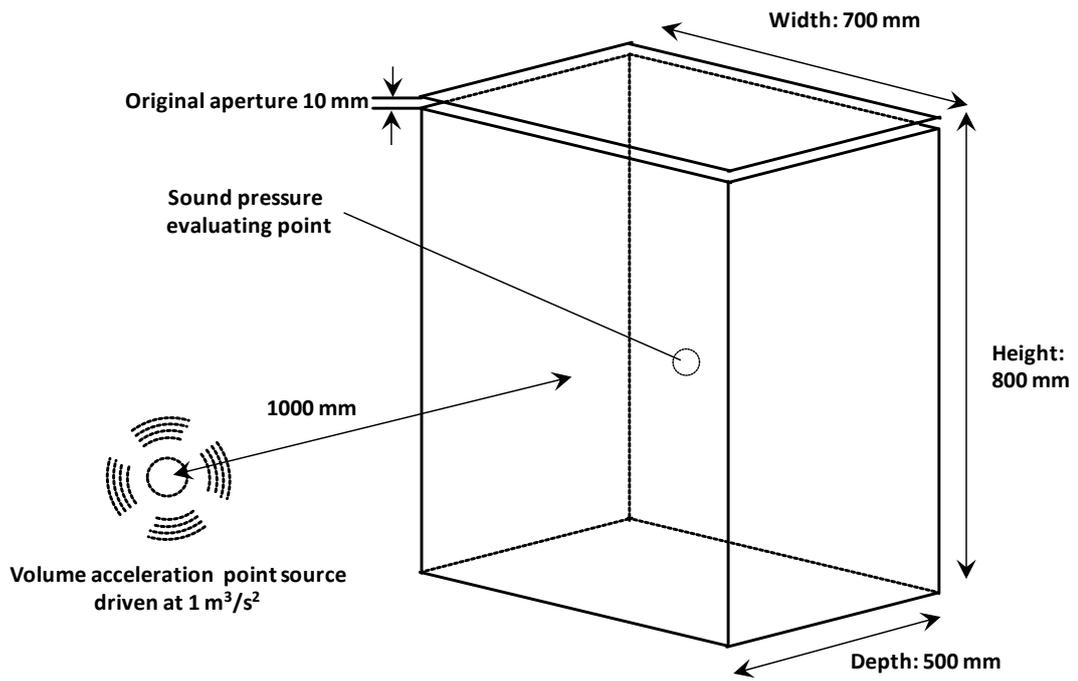


図 4-25 カバー防音性能の計算モデル（干渉波導入孔非搭載時）

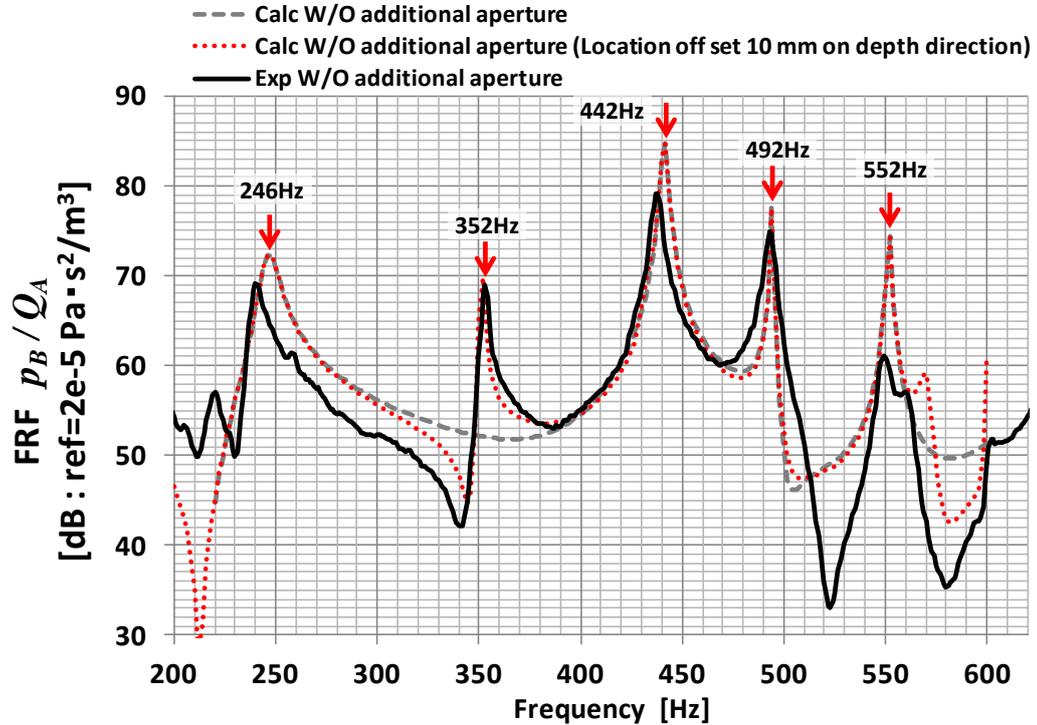


図 4-26 カバー防音性能の実験結果と解析結果の比較

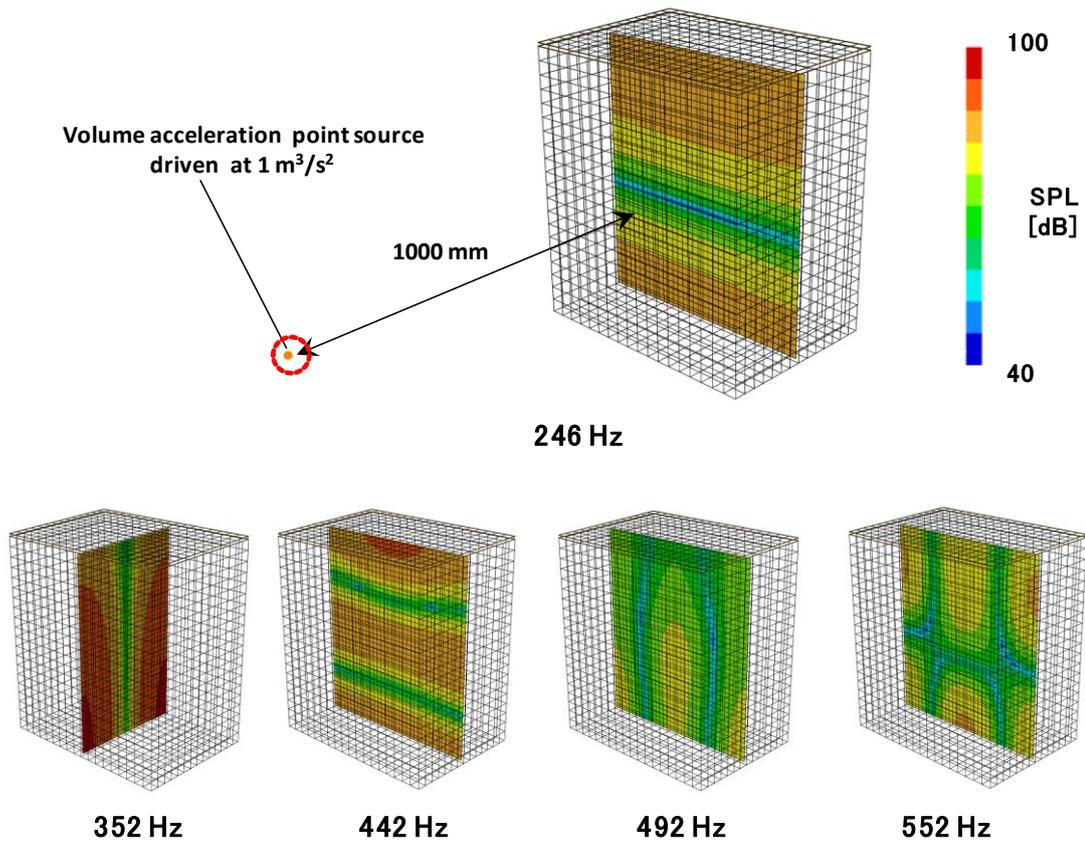


図 4-27 カバー内音響モード解析結果（音圧振幅レベル分布）

- 干渉波導入孔の位置の最適化

図 4-28 に干渉波導入孔の開口位置最適化のための解析モデルの概略図を示す。干渉波導入孔はカバーを高さ方向に垂直な面で切断して形成し、その幅を  $b$  とし、カバー上端の初期開口から開口幅  $b$  の中線までの距離を  $a$  とする。なお、カバーの寸法や初期開口の大きさ、音源の位置および出力の大きさは図 4-25 と同じである。

本項では最適な開口位置を選定することを目的に、干渉波導入孔の開口幅  $b=10$  mm として、干渉波導入孔の位置  $a$  を変化させたときのカバー内中央に対する音響伝達率の周波数特性の各ピークがどのように変化するかを計算した。

計算結果を、図 4-29 に示す。なお、図 4-29 は干渉波導入孔の開口位置が初期開口に近い場合（図 4-29(a) :  $a \leq 400$ mm）と遠い場合（図 4-29(b) :  $a \geq 400$ mm）に分けて表示している。

図 4-29(a)のように干渉波導入孔を設置しない場合では 440 Hz 近辺に高さ方向 2 次の音響定在波に起因するピーク（約 85dB）が発生する。これが、干渉波導入孔の開口位置が初期開口に近い場合では、 $a=200$ mm 程度では殆ど変化しないが、 $a=300$  mm では約 77 dB まで、 $a=400$  mm（カバー中央）では 76dB まで低減する。また、その発生周波数は次第に高周波側にシフトする（図中ピンク破線）。一方、490 Hz 近辺に発生していた幅方向 2 次の音響定在波に起因するピークは、高周波側にシフトする点は同じであるが、そのピークレベルについては上記の高さ方向 2 次の定在波のような規則的な変化は見られない。

さらに干渉波導入孔の開口位置を初期開口から遠ざけると、図 4-29(b)のように  $a=400$  mm（カバー中央）のときに 460 Hz で 76dB 辺りに発生していた高さ方向 2 次の定在波に起因するピークは、今度は  $a$  の増加とともに次第に周波数を低周波側に戻しながら、いったん  $a=500$  mm においてそのレベルは極小（約 72 dB）となり、 $a=600$  mm では、ほぼ元通りの 440 Hz で約 83dB となる（図中ピンク破線）。また、 $a = 400$  mm（カバー中央）のときに 510 Hz で 76 dB 辺りに発生していた幅方向 2 次の音響定在波に起因するピークは、周波数を殆ど変化せずにそのピークレベルを増大させる。

これら、高さ方向 2 次および幅方向 2 次のピーク発生周波数とピークレベルについて、考察しやすくするため、干渉波導入孔の位置  $a$  をより細かく設定してその変化を纏めた結果について図 4-30 に示す。図 4-30 はどちらも横軸を干渉波導入孔の位置  $a$  として、図 4-30(a)は縦軸が高さ方向 2 次および幅方向 2 次それぞれの定在波に対するピーク発生周波数を、図 4-30(b)は同じくそれぞれの定在波のピークレベルを示す。

干渉波導入孔の位置に対する、高さ方向二次の定在波のピーク発生周波数（図 4-30(a)の青線）とピークレベル（図 4-30(b)の青線）の変化については次のように考

察する。まず、高さ方向二次の定在波のピークレベル（図 4-30(b)の青線）は、想定に反して解析結果からは  $a=400\text{mm}$ （カバー高さ方向中央）ではなく、 $a=540\text{mm}$  のときが最もピークレベルが小さくなる。これは第一に音源から初期開口および干渉波導入孔までの距離に関係すると考える。本研究で検討した図 4-25 に示す解析モデルでは、音源の位置を、面積最大となるカバー面中央から外側  $1\text{m}$  の位置に設定している。このため、音源と初期開口および音源と干渉波導入孔の距離が同じになるのは、干渉波導入孔がカバー下端にある場合である。しかしながら干渉波導入孔をカバー下端に設置したのでは、これは低減対象とするカバー内上下方向 2 次の定在波の同振幅同位相の音圧の腹をカバー上端にある初期開口とともに加振することとなり、ピークレベルは低減できない。一方でカバー内高さ方向 2 次の定在波において初期開口と逆位相の音圧の腹となるカバー高さ方向中央に干渉波導入孔を設けた場合では、初期開口と干渉波導入孔で音源からの距離が微妙に異なるため、完全に同位相の加振とはならない。これらのことから、ちょうどカバー内の音響定在波の音圧の腹の位置（カバー内音響固有ベクトル）と、音源から二つの開口部までの距離（加振力ベクトル）を鑑みたときに、 $a=540\text{mm}$  のときが最も、カバー内音響固有ベクトルと加振力の内積で示されるいわゆるモード刺激係数が小さくなって、ピークレベルが小さくなったものと考察する。

この、開口位置の最適値が  $a=400\text{mm}$ （カバー高さ方向中央）ではなく、 $a=540\text{mm}$  となったことに関して、音源からの距離の影響であるとする考察を検証するため、音源の位置をカバー上下方向初期開口側に  $200\text{mm}$  ずらし、両開口からの距離を等しくして解析した場合の、高さ方向二次の定在波のピークレベルに関する干渉波導入孔の位置に対する依存性を図 4-31 に示す。図のように  $a=280\sim 500\text{mm}$  の広い範囲にわたってピークレベルは小さくなり、想定どおりカバー高さ方向中央付近に干渉波導入孔を設けることで高さ方向二次の定在波が低減できるとする考察の妥当性が伺える。なお、図をさらに詳しく分析すると、 $a=280\text{mm}$  の場合に高さ方向二次のピークレベルが最低となるが、これは外部音波が開口部へ流入しようとする時の音の入射角度が影響すると考える。すなわち初期開口がカバー端部にあり、ここへの入射音は  $270^\circ$  の入射角度で入射されるのに対して、干渉波導入孔への入射角度は  $180^\circ$  で初期開口と条件が異なる。いずれにせよ、音波の入射角度も含めた更に詳細な最適開口位置の検討は今後の課題である。

次に、同じく高さ方向二次の定在波のピーク発生周波数に関してであるが、 $a=400\text{mm}$ （カバー高さ方向中央）のときが最もピーク発生周波数が高くなることは、カバー中央に干渉波導入孔を設ける場合が、抑制対象となる音響定在波に関するカバー内の空気の弾性が最も高くなっている（ある定在波を励起するにはカバー内空気の弾性

が大きいため定在波発生周波数が高周波側に遷移する) ことを表しており, これは直感的にも理解できる。

これらのように高さ方向二次の定在波の発生周波数とピークレベルについては比較的容易に考察することができる。一方で, 幅方向2次の定在波に起因するピークの振る舞いに関しては高さ方向2次に比べてその考察は難しい。結果だけを簡単にまとめると, まず発生周波数についてであるが干渉波導入孔の位置を初期開口から離すほど高周波になる。また, ピークレベルは全体的には  $a=400\text{mm}$  (カバー高さ方向中央) で極小となるような分布となる。また, ほぼどの場合においても, 高さ方向2次のピークと幅方向2次のピークでは, 幅方向2次のピークのほうが大きくなる。これらの原因についての考察も今後の課題である。

いずれにせよ, 以上の計算結果から, 高さ方向2次と幅方向2次の定在波のピークレベルの観点から判断すると,  $a=400\text{mm}$  すなわち干渉波導入孔がカバー中央のときにある場合, これらのピークレベルの合算値を最も小さく抑えることができると判断できる。

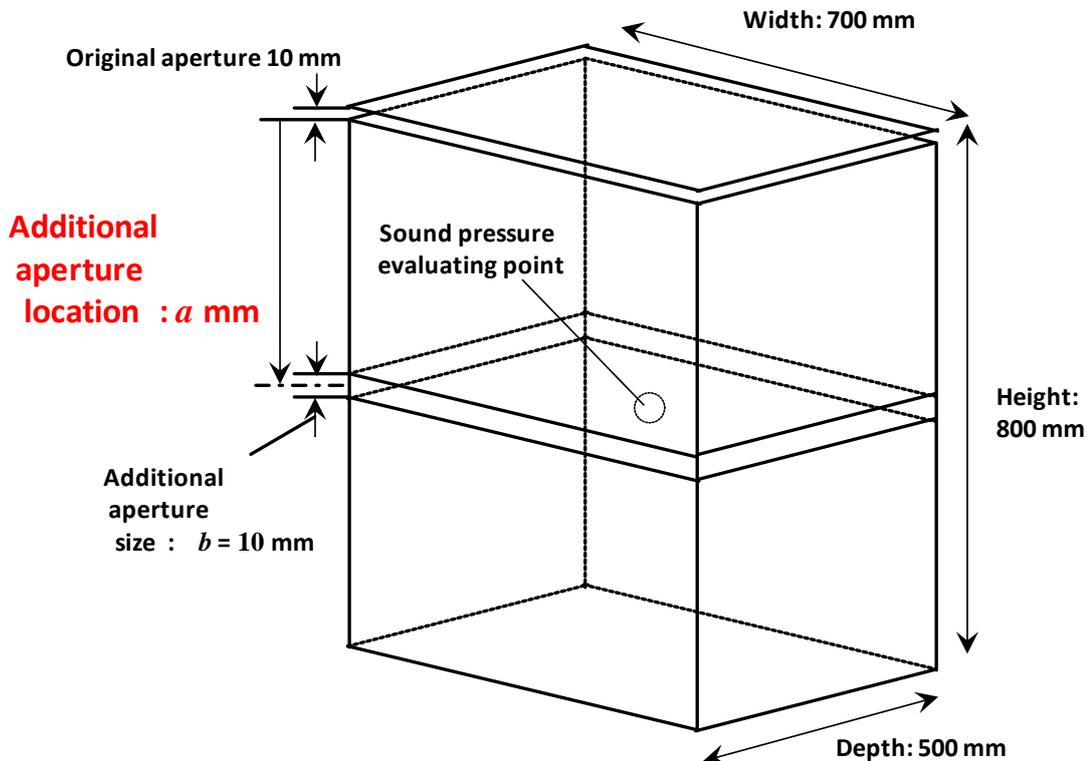
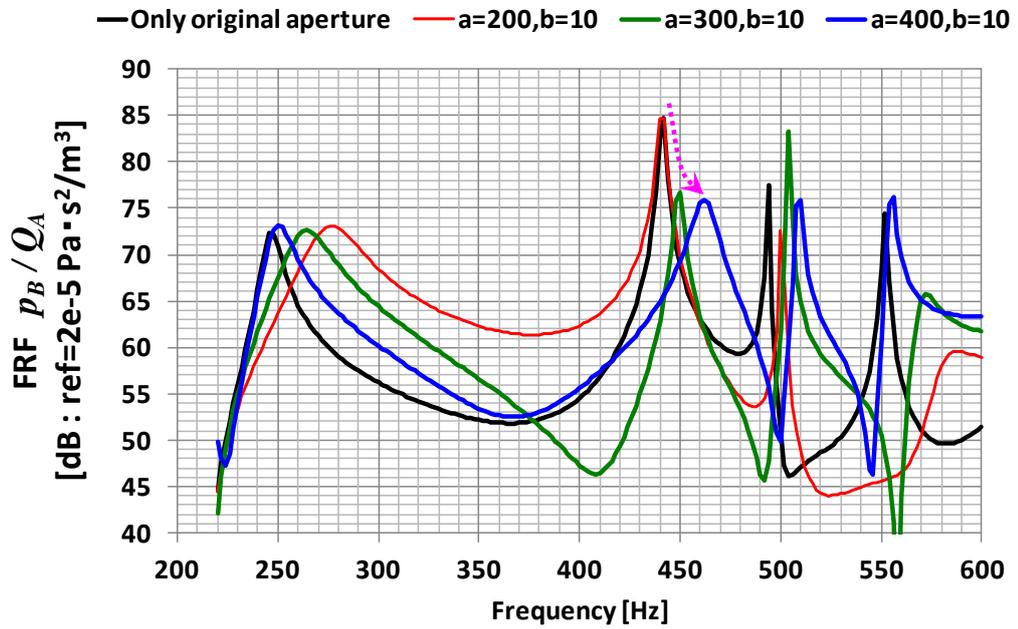
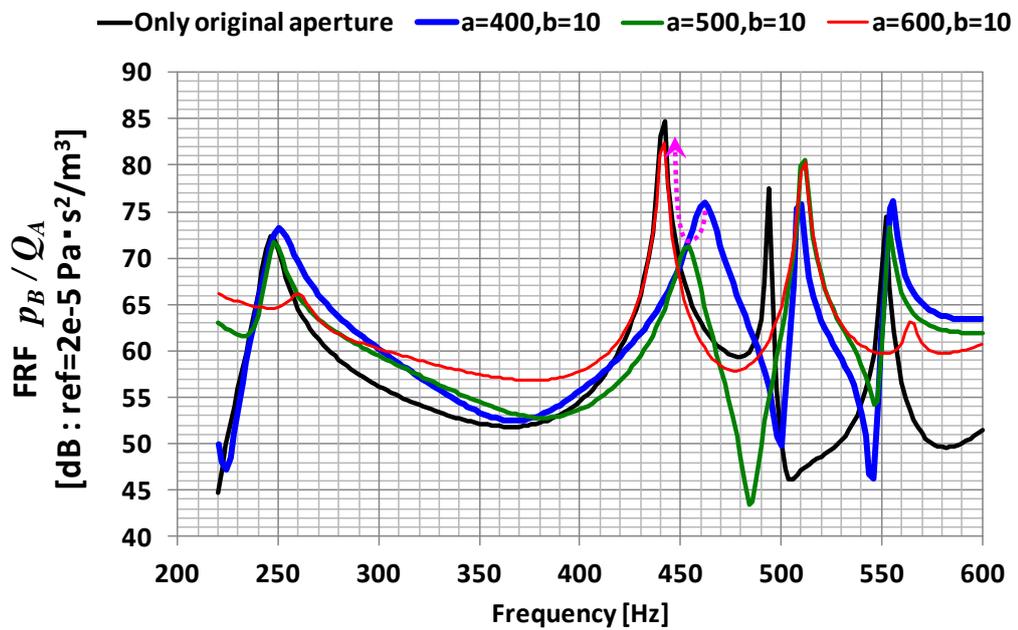


図 4-28 干渉波導入孔の位置の影響評価用計算モデル

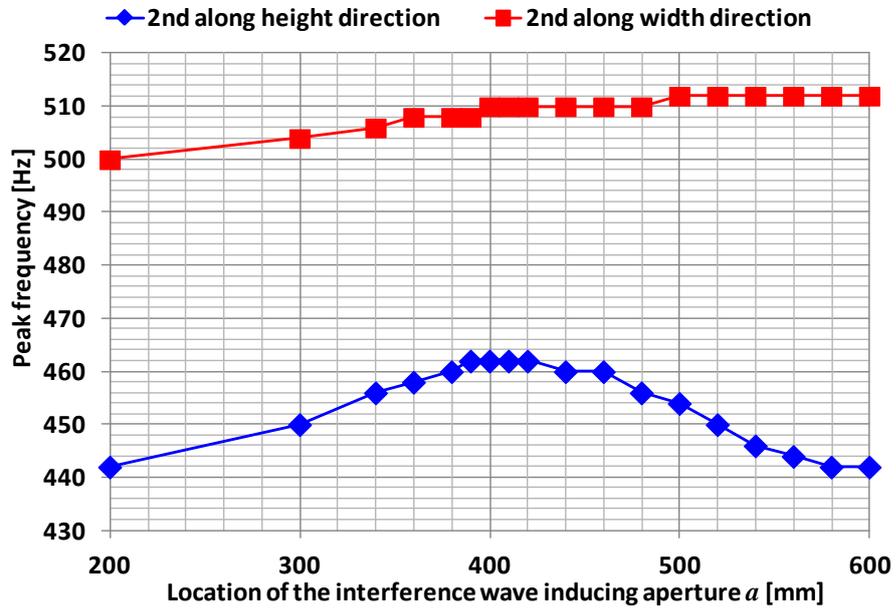


(a) 干渉波導入孔の位置  $a$  が 400 mm より小さい場合

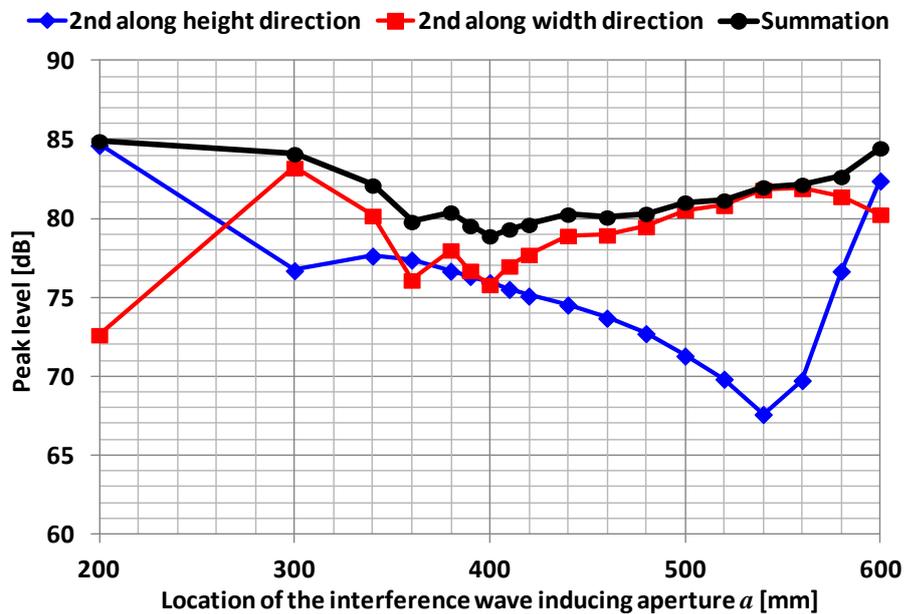


(b) 干渉波導入孔の位置  $a$  が 400 mm より大きい場合

図 4-29 干渉波導入孔の位置の影響の計算結果



(a) 干渉波導入孔の位置とピーク周波数の関係



(b) 干渉波導入孔の位置とピークレベルの関係

図 4-30 干渉波導入孔の位置と周波数応答のピークの変化に関する計算結果

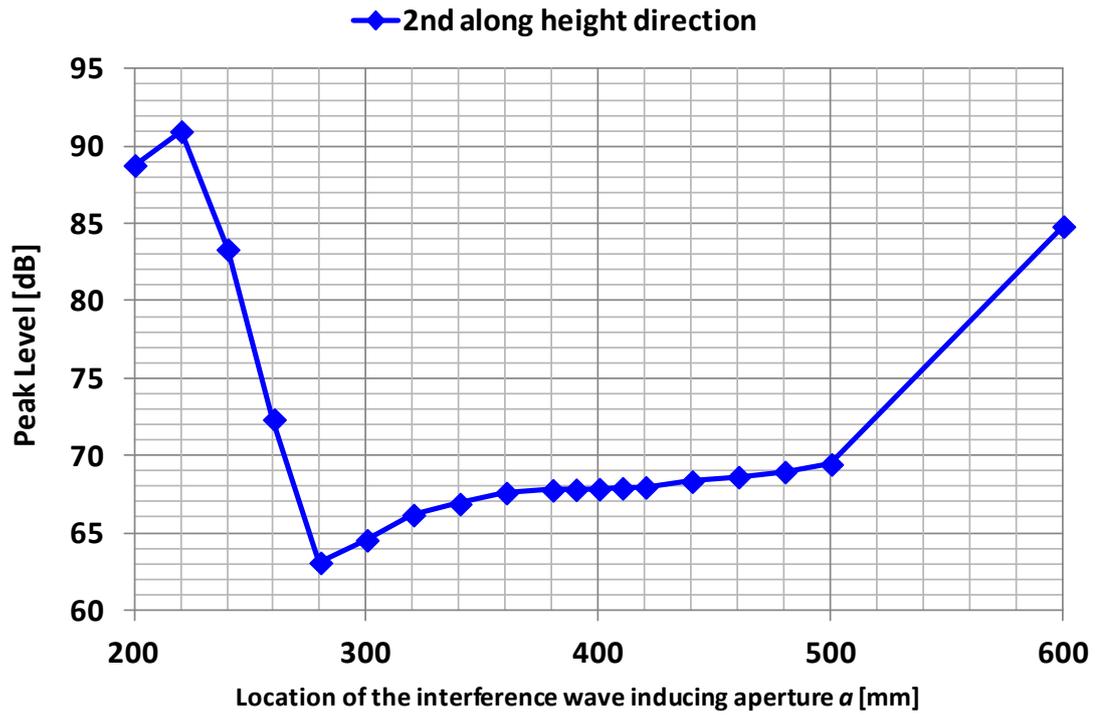


図 4-31 音源位置を 200mm 上方に移した場合の干渉波導入孔の位置と周波数応答のピークレベルの関係に関する計算結果

- 干渉波導入孔の大きさの最適化

ここまでは干渉波導入孔の開口位置  $a$  について、高さ方向 2 次と幅方向 2 次の音響定在波のピークレベルの解析結果から判断した結果、カバー高さ方向中央に設置するのがよいと結論付けた。本項では、干渉波導入孔の位置  $a=400\text{mm}$  として、干渉波導入孔の開口の大きさ  $b$  についての最適値について解析により探査・把握した結果についてまとめる。

図 4-32 に干渉波導入孔の開口大きさ  $b$  の最適解探査に用いた解析モデルを、図 4-33 にその計算結果を示す。なお、図 4-33 は干渉波導入孔の大きさが初期開口の大きさ (10 mm) と同程度以下 (図 4-33(a) :  $b \leq 10\text{mm}$ ) の場合と、同程度以上 (図 4-33(b) :  $b \geq 10\text{mm}$ ) の場合に分けて表示している。図 4-33(a) のように干渉波導入孔の開口幅が 10mm 以下では伝達率の周波数特性は殆ど変わらない。一方で図 4-33(b) のように、開口幅が 10mm よりも大きい場合は、開口幅の増大に伴って高さ方向 2 次の定在波に起因するピークレベルが裾野を広げながら大きくなり、やがて幅方向 2 次の定在波に起因するピークと一緒になる。

ただし、実際の微小開口部では Ingard<sup>[13]</sup> が示しているような空気の粒子速度に比例する粘性抵抗が発生すると考えられるが、本研究で用いた境界要素法ではこの効果は考慮されず開口部でのカバー内外の音圧の跳躍・不連続は発生しない。しかしながら後述のように、開口幅を 10mm とした場合の実験結果は、解析結果とほぼ合致することを確認した。微小開口部での抵抗の考慮に関する詳細については今後の課題であるが、本研究ではピークレベルが悪化しない範囲で最も開口が大きいと考える  $b = 10\text{mm}$  を最適値と設定することとした。

以上、本章で行った解析による干渉波導入孔の位置と大きさに関する最適値探査の結果をまとめると、位置に関してはカバー高さ方向中央 (初期開口から 400mm) が、大きさに関しては初期開口と同じ (10mm) が最もよいと判断された。なおこの場合 ( $a=400\text{mm}$ ,  $b=10\text{mm}$ ) の解析結果を、干渉波導入孔を設置しない場合の解析結果と比較して図 4-34 に示す。解析の結果、干渉波導入孔の設置により、ピーク低減効果で約 9 dB, 220~600 Hz のパーシャルオーバーオールで約 1 dB 低減できる見通しを得た。

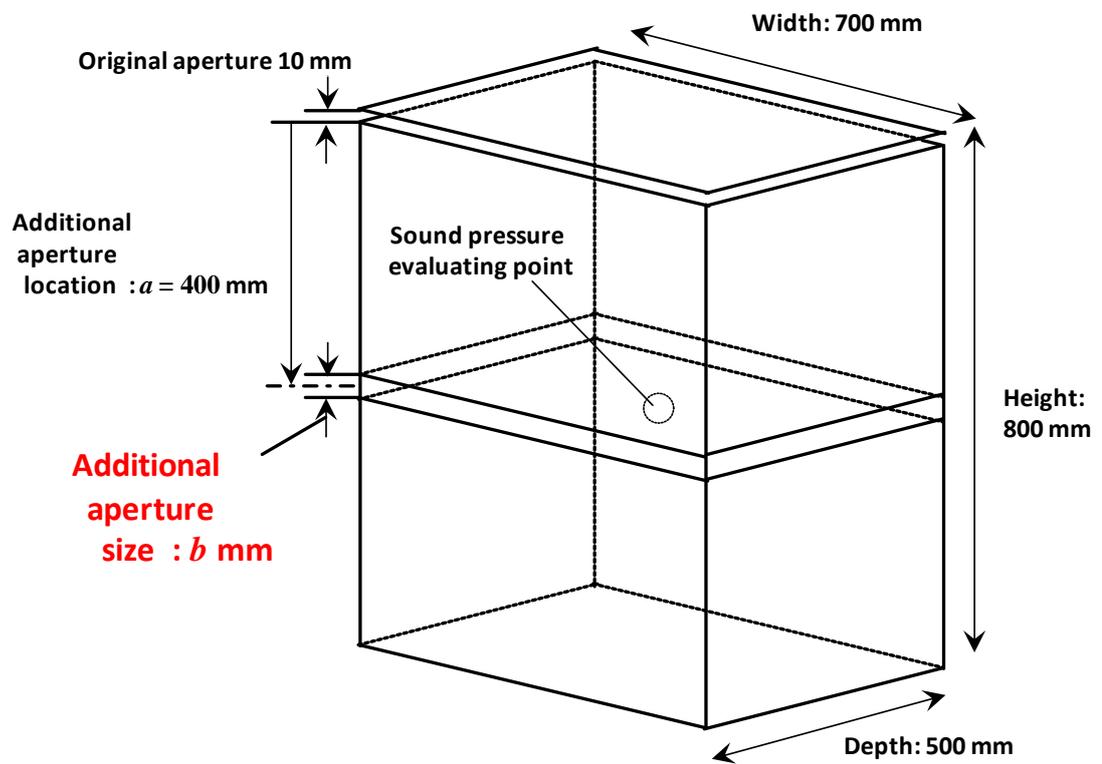
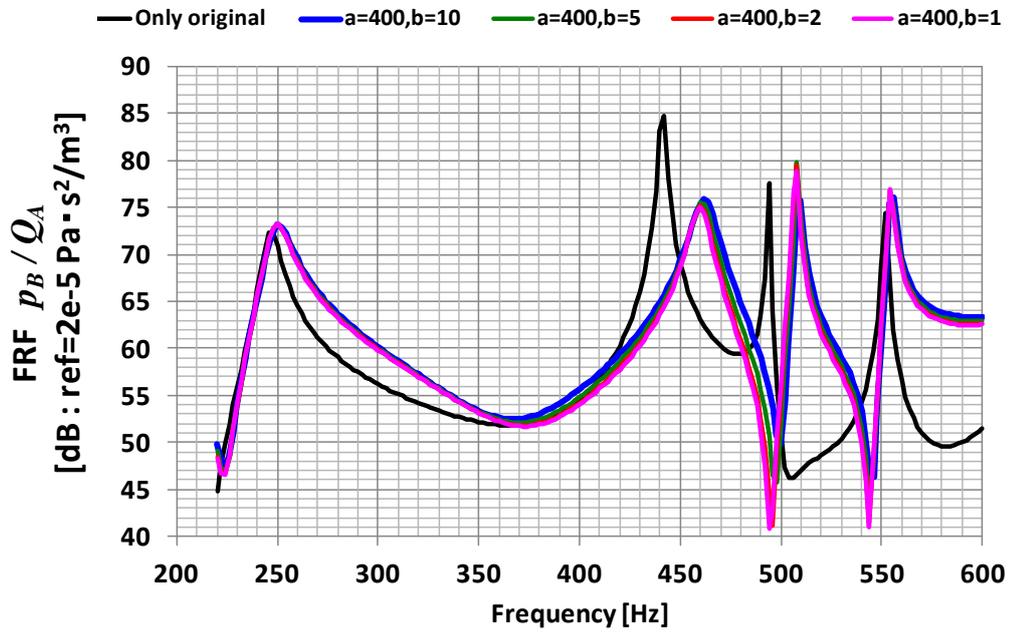
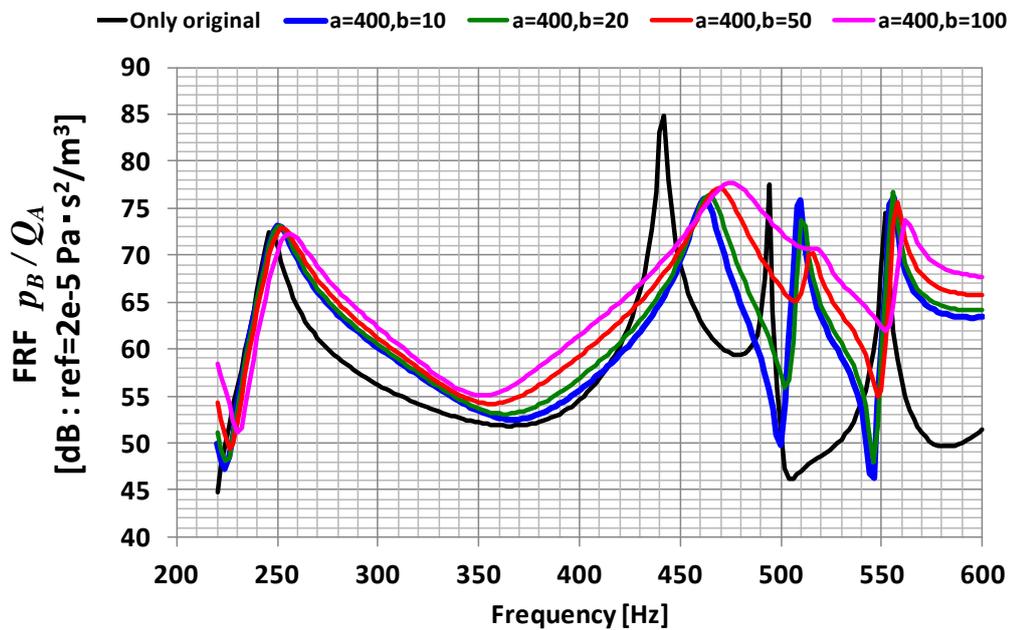


図 4-32 干渉波導入孔の大きさの影響評価用計算モデル



(a) 干渉波導入孔の大きさ  $b$  が 10 mm より小さい場合



(b) 干渉波導入孔の大きさ  $b$  が 10 mm より大きい場合

図 4-33 干渉波導入孔の大きさの影響の計算結果

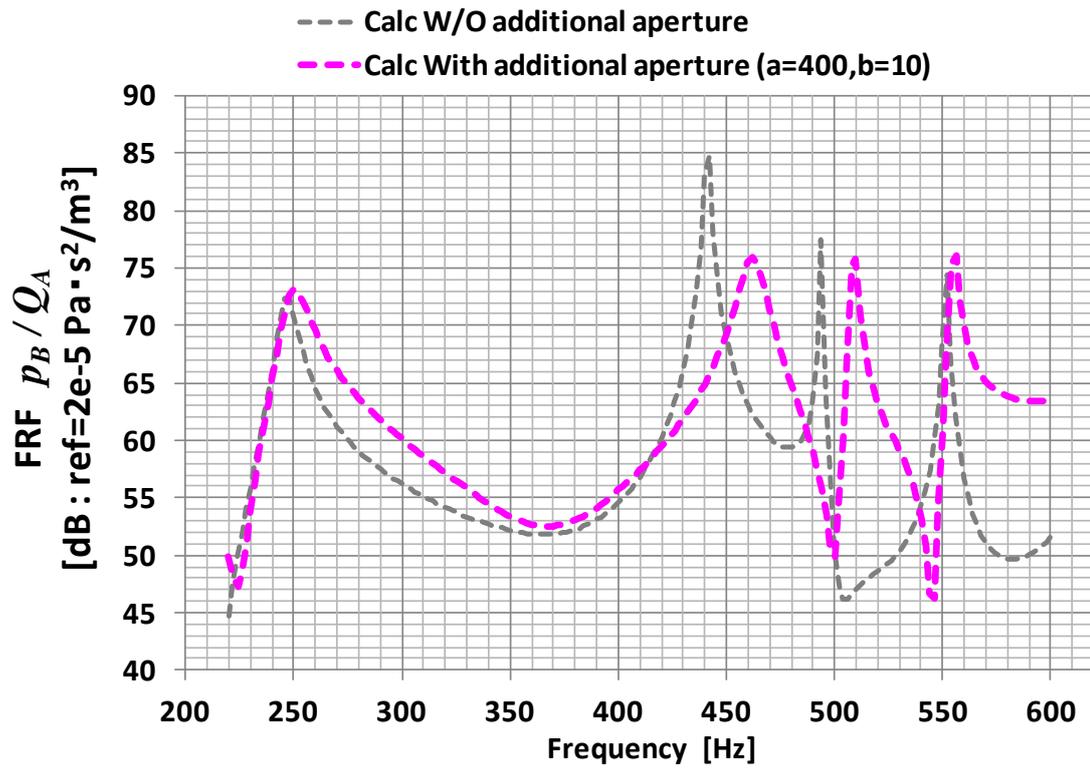


図 4-34 最適化モデル ( $a = 400 \text{ mm}$ ,  $b = 10 \text{ mm}$ ) の計算結果と  
干渉波導入孔非搭載時の計算結果の比較

#### 4.4.3 実験による干渉波導入孔の効果の検証

前項にて解析で得られた最適な位置と大きさを有する干渉波導入孔について、その効果を実験にて検証を行った。実験風景を図 4-35 に示す。図 4-23 に示した干渉波導入孔を有しないカバーと同じ大きさのカバーを用意し、解析と同様にその中央部、即ち初期開口から 400mm の位置に幅 10mm の干渉波導入孔を設けた。なお、解析上では高さ方向に垂直な面で全周に渡って開口したが、実際はカバー上部と下部を接合する部分が必要となるため、その接合部は角部に設けることとした。この他、音源の位置や出力、音圧評価点の位置などは、これまで説明した実験や解析と同じである。

実験による測定結果について、図 4-24 に示した干渉波導入孔非設置時の結果と比較して図 4-36 に示す。図 4-34 に示した解析による効果見通しと比較すると、干渉波導入孔の設置による高さ方向 2 次および幅方向 2 次の定在波のピーク発生周波数の推移やピーク低減効果について、定性的に合致していることが分かる。実験結果からピーク低減効果で約 11 dB、220~600 Hz のパーシャルオーバーオールで約 4 dB の低減が確認できた。なお、先述のように厳密には微小隙間では Ingard が示した抵抗<sup>[13]</sup>が発生し、内側と外側で圧力の不連続が発生するものと想定され、本来は解析でもこの効果を考慮しなければならないと考えるが、図 4-36 に示す実験結果と図 4-34 に示した解析結果の比較から 10mm 程度の開口ではその影響を考慮しなくとも、比較的精度よく解析が実際を模擬できるものとする。

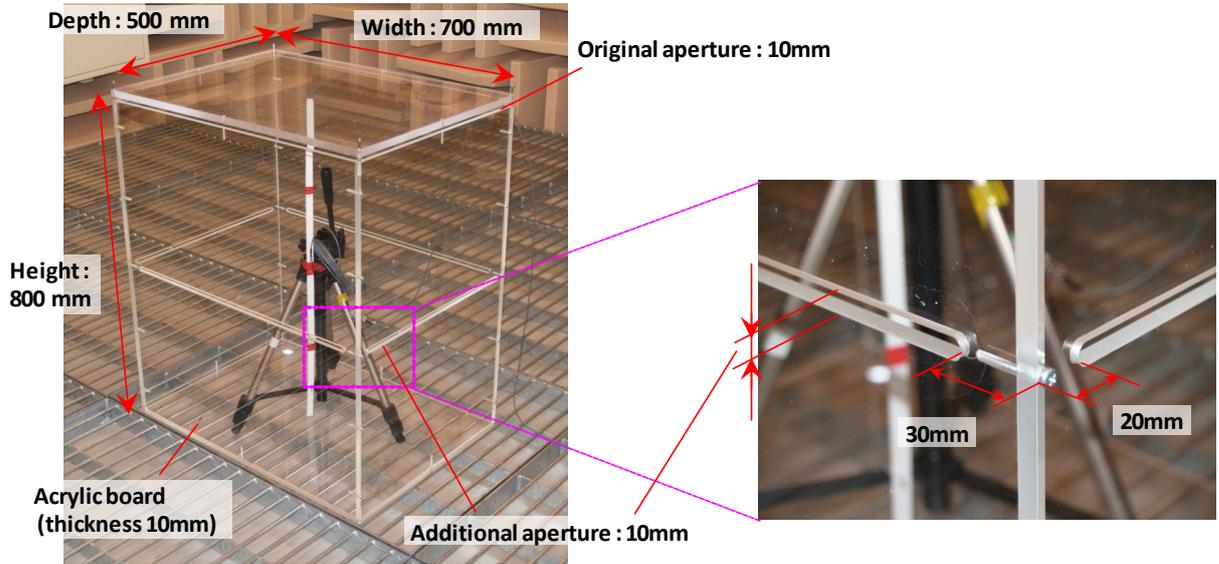


図 4-35 実験用カバーと干渉波導入孔の寸法諸元

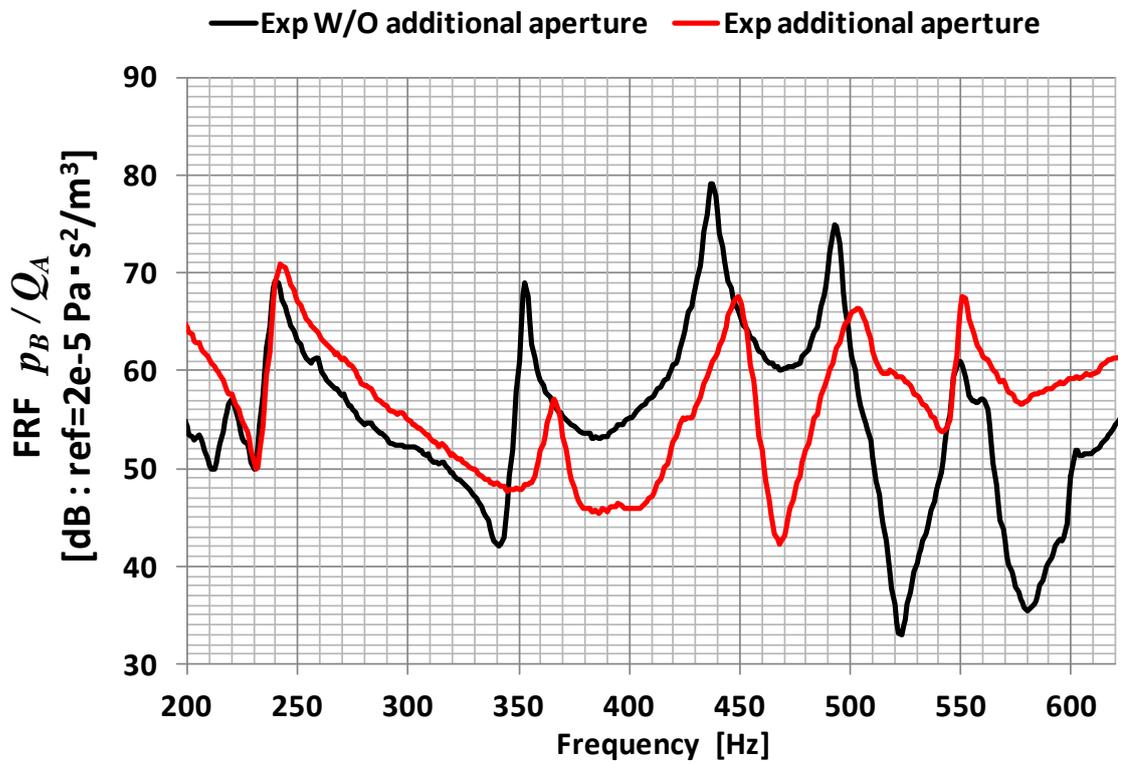


図 4-36 干渉波導入孔の効果の実験結果

#### 4.4.4 干渉波導入孔を用いた音響定在波抑制方法のまとめ

隙間を有する防音カバーの防音性能改善には、低周波においてカバー内で発生する音響定在波の抑制が課題である。この音響定在波の抑制方法として干渉波導入孔の設置を提案し、その開口位置と開口寸法について、端部に開口のあるカバー外側からの音響加振に対するカバー内音圧評価点とする場合を対象として、解析を用いた最適値の探査と実験による検証を行い以下の結論を得た。

- (1) カバー外側からの音響加振に対するカバー内音圧評価点としてカバー内中央を設定したとき、低周波において支配的となる音響定在波を調査した。その結果、カバー内中央音圧の周波数応答のピークレベルが最大となる最も支配的な音響定在波は高さ方向 2 次であり、次いで幅方向 2 次であることを明らかにした。また、この最も抑制するべき高さ方向 2 次の定在波ではカバー高さ方向中央と初期開口で逆位相の音圧の腹となることがわかった。したがって干渉波導入孔はカバー高さ中央に位置しているべきであると考えた。
- (2) 干渉波導入孔の開口位置と開口寸法、およびそれらの音響伝達率への影響について解析を用いて調査した。その結果、カバー高さ方向中央に初期開口と同じ大きさの干渉波導入孔を設けると、上記高さ方向 2 次、幅方向 2 次の音響定在波がともに抑制され、解析の結果ピークレベル低減効果で約 9 dB、220～600 Hz のパーシャルオーバーオール低減効果で約 1 dB の低減が見込めることがわかった。
- (3) 上記の解析結果に基づき、カバー中央部に初期開口と同じ大きさの干渉波導入孔を設けたカバーを試作して、その音響伝達率について干渉波導入孔を設けない場合と比較した結果、解析で想定された低減効果がほぼ同様に発現し、ピークレベル低減効果で約 11 dB、220～600 Hz のパーシャルオーバーオール低減効果で約 4 dB の低減が確認できた。

以上より、干渉波導入孔の適用効果が確認され、これに従来の多孔質吸音材によるカバー内の吸音処理を組み合わせれば、全周波数帯域での防音性能改善が期待できる。なお、本研究はカバー側面 1m におかれた「外部音源問題」を対象としているが、相反定理に則れば、音源をカバー内中央に設定し、受音点をカバー外側 1 m の位置に設定した「内部音源問題」に対しても基本的には同じ結果となる。図 4-37 および図 4-38 は相反定理を説明する音圧分布解析結果の図である。相反定理によれば図 4-37 の外部音源問題を図 4-38 のように入出力を入れ替えても伝達関数は変化しない。つまり、これまで外部音源問題として干渉波導入孔によりカバー内定在波の逆位相の音

圧の腹となる点を同位相で加振することにより抑制すると説明されていたメカニズムは、相反定理を用いた内部音源問題では干渉波放出孔から放射される音波が、初期開口から放射されるのと逆位相となることによって干渉して打ち消すと翻訳され、より理解が深まる。なお、このような「内部音源問題」は機械騒音測定に関する JIS(たとえば、JIS B 8616, JIS B 8005, JIS B 8325, JIS Z 8737 など)で規定されている機械側面 1m での評価に相当し、一般的な評価方法として妥当であることから、本研究にて提案する騒音低減構造は、内部音源問題においてもその適用範囲は広いと考える。

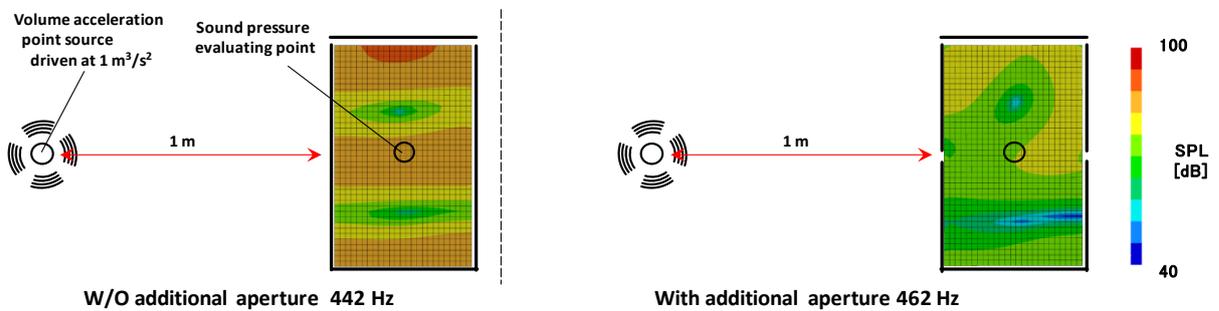


図 4-37 外部音源問題として捉えた場合の干渉波導入孔の効果

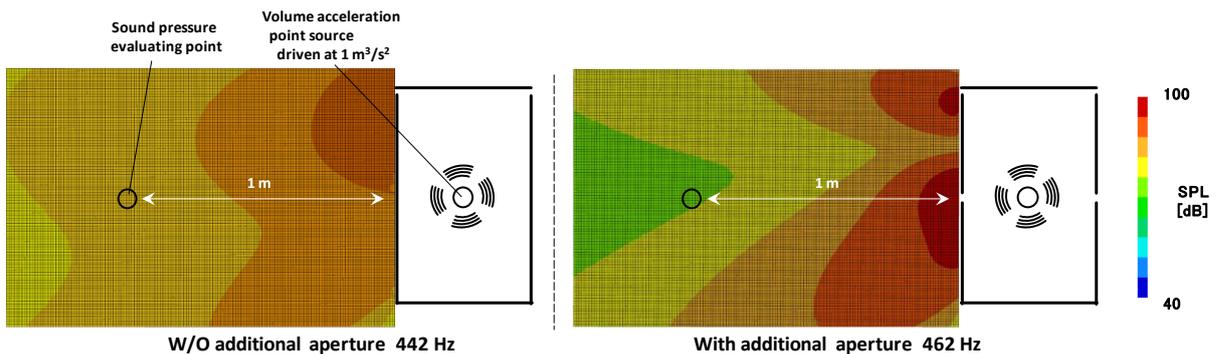


図 4-38 内部音源問題として捉えた場合の干渉波導入孔の効果

## 4.5 アクティブノイズコントロールを用いた定在波抑制方法の検討

本節では前節および前々節にて音響管や干渉波導入孔を用いて制御した長手方向 2 次の音響定在波の別の対策方法として、カバー内に対してアクティブノイズコントロール (Active Noise Control : 以降「ANC」と略す)<sup>[14]</sup>を適用することを考え、この ANC の適用効果を見積もる数値解析方法と、実験による効果の検証に関して纏める。

### 4.5.1 アクティブノイズコントロール適用の提案

これまで説明の通り、一般に音源や音圧評価点が防音カバー内中央に配置されることを考えると、最優先で抑制されるべき音響定在波はカバー内中央において音圧の腹となるものであり、その中でも最低次であるカバー長手方向 2 次である。一般に音響定在波の発生を抑制するにはカバー内に対して吸音処理を施すのがよいとされる。ところで一般的な多孔質材料を用いて吸音処理を実施しようとする場合、必要とされる吸音材の厚さは抑制したい周波数で決まる音波の波長の 1/4 程度とされる。従って、上記のような低次の音響定在波の抑制する場合は、必要な吸音材の厚さはカバーの代表寸法程度にも及ぶため、設置スペースや施工性、コストなどの観点から適用するのは現実的でない場合が多い。一方でこのような音響定在波の発生は、カバー内の音響現象を予測可能で制御しやすい領域に限定しているとも捕らえることもでき、このような局所的に相関の高い音場の制御としては ANC の適用範囲とされる。

そこで、著者はカバー内音響定在波の抑制方法のひとつとして ANC の適用を考えた。図 4-39 にカバー内音響定在波抑制用として考案した ANC システムを示す。図のようにカバー内のある位置の音圧をマイクロフォンで測定し、この音圧データを制御装置で適切に処理した信号をカバー内の別の場所にあるスピーカーから音として放出するものである。これにより、カバー内で発生している支配的な音響定在波を抑制して、定在波の発生に起因して低下したカバーの防音性能を改善しようと試みるものである。

次項以降、この ANC の効果を事前に見積もる手法として時間領域有限差分法<sup>[15]</sup> (Finite Difference Time Domain Method : 以降「FDTD 法」と略す)を用いた検討と、実際に拡散音場加振にさらされたカバーの内部音場の ANC の効果について、実験的検証を行った結果を報告する。

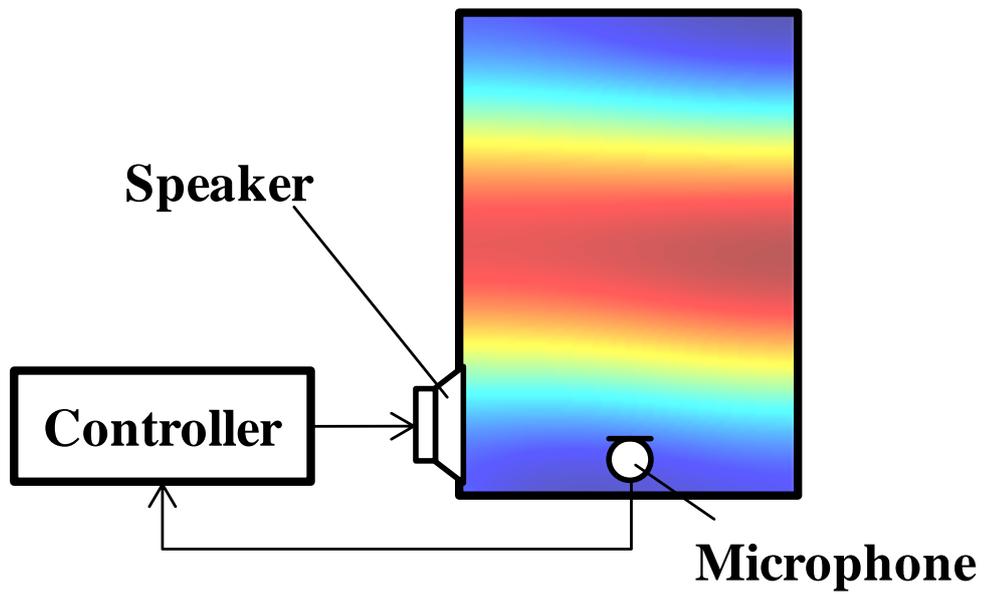


図 4-39 防音カバー内定在波抑制に向けたアクティブノイズコントロール

### 4.5.2 FDTD 法を用いた定在波の確認とアクティブ制御効果の推定

#### (1) FDTD 法の定式化

前記で説明のように、ANC はある点の音圧情報を元に作成した制御信号を別の点からスピーカーで放射するものであるから、その効果予測を行うには、①時間領域計算が必要で、更に、②境界条件を逐次設定できるという二つの条件を満足する必要がある。FDTD 法はこのどちらの条件も満足するものであり、解析領域が矩形であればコーディングも比較的容易である。

そこで本研究では ANC の効果の事前予測法として、この FDTD 法を採用することとした。

FDTD 法では、図 4-40 に示すような音圧  $p$  と粒子速度  $u$  が互い違いに配置される Leap-frog スキームを用いて、以下の式により時間ステップ上でも互い違いに計算しながら時間発展させる<sup>[15]</sup>。

$$\begin{cases} p_i^{n+1} = p_i^n - \Delta t \cdot \kappa \frac{u_{i+1/2}^{n+1/2} - u_{i-1/2}^{n+1/2}}{\Delta x} \\ u_{i+1/2}^{n+3/2} = u_{i+1/2}^{n+1/2} - \Delta t \left( \frac{1}{\rho} \cdot \frac{p_{i+1}^n - p_i^{n+1}}{\Delta x} + \zeta \cdot u_{i+1/2}^{n+1/2} \right) \end{cases} \quad (4-6)$$

ここで、 $\rho$  は密度、 $i$  は空間のインデックス、 $n$  は時間のインデックスを表す。また、 $\Delta t$  は時間分解能、 $\Delta x$  は空間分解能で  $\kappa$  は体積弾性率、 $\zeta$  は空気の粘性に起因する音の減衰を示す量<sup>[1]</sup>である。

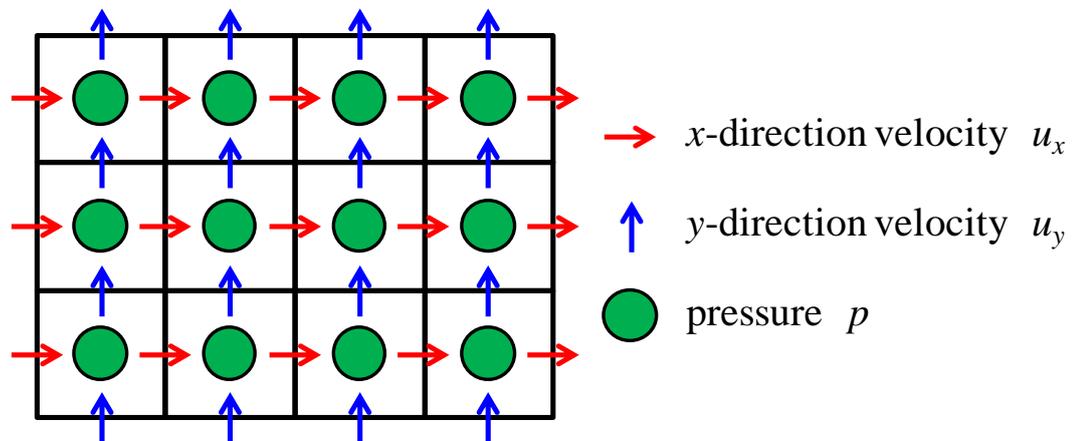
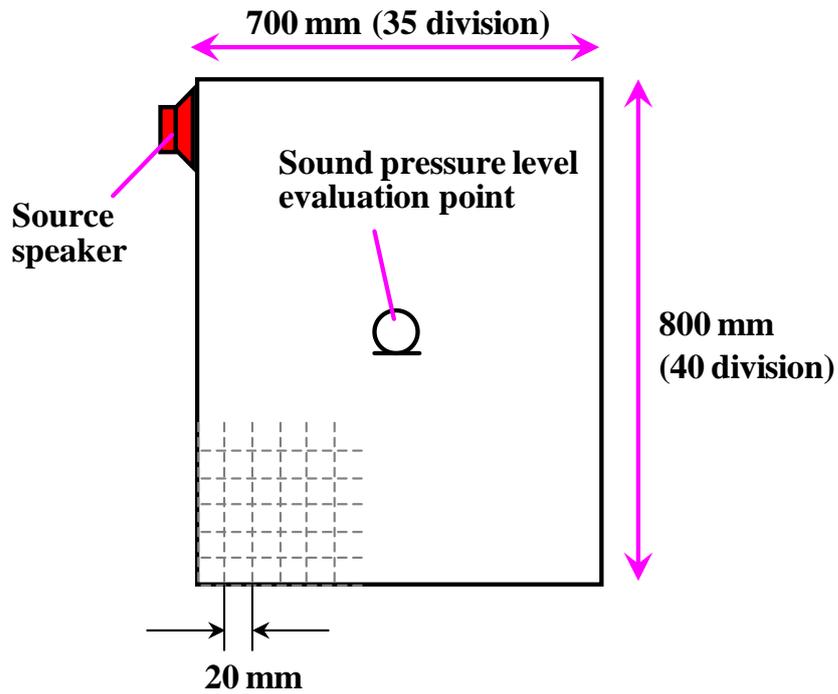


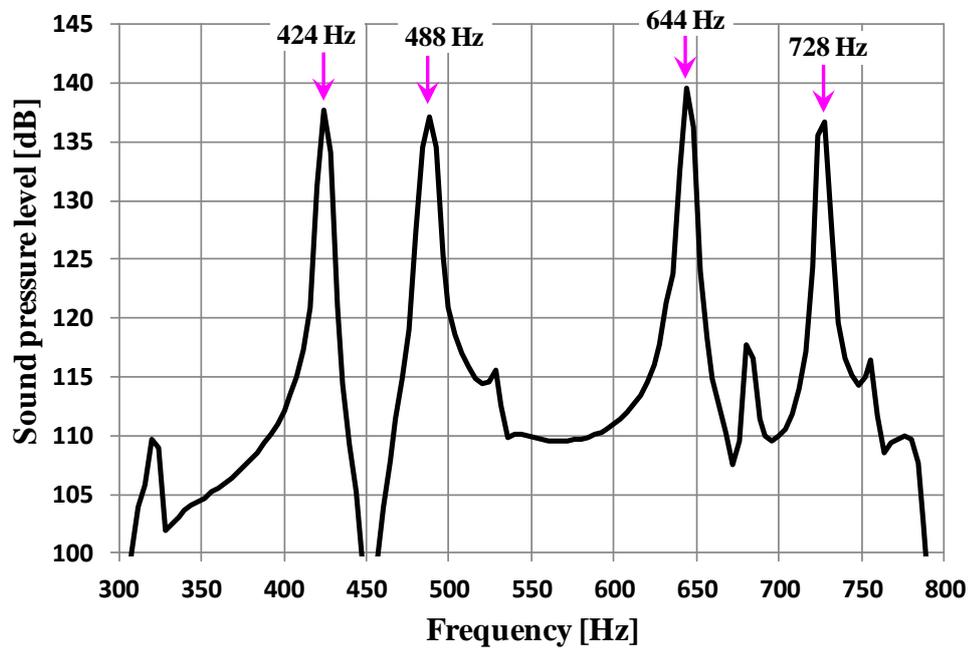
図 4-40 FDTD 法で用いられる Leap-frog スキーム

## (2) FDTD 法を用いた定在波の確認

FDTD 法を用いた計算では、まず、閉空間内で発生する定在波を模擬するかどうかの確認を行った。定在波模擬検証用の解析モデルと、その解析結果を図 4-41 に示す。図 4-41 (a)に示すような幅 700mm、高さ 800mm の 2 次元矩形領域の音場解析モデルを構築し、領域左上の 1 メッシュ分を 1m/s の速度で加振したときの領域内中央の音圧を評価した。なお空間分解能は 20mm、時間分解能は 1/81920sec とし（クーラン数は 0.2 程度）、左上の 1 メッシュ分加振するときの加振信号は 300～800Hz までを 20 秒間でスウィープするスウェプトサイン信号とした。また空気の粘性に起因する減衰係数は 5 [1/sec]とした。このように計算した計算結果は領域内中央音圧の時間波形として得られるが、この結果をフーリエ変換し、領域内中央音圧のパワースペクトルとしてあらわしたのが図 4-41 (b)である。図のようにいくつかの周波数でピークを有するような特性となり、それぞれピークは矩形空間内の定在波に起因するものであることを別途確認している。



(a) 計算モデル (二次元)



(b) カバー内中央評価点における音圧レベル周波数特性計算結果

図 4-41 FDTD 法を用いたカバー内定在波の計算モデルと計算結果

## (3) FDTD 法による ANC 制御効果の算出

## ● ANC 用フィルタの算出方法

図 4-41 (a)に示した 2 次元矩形領域内の音場に対してフィードフォワード型 ANC を適用する場合の一例について図 4-42 に示す. 図 4-42(a)は構成を示す伝達経路モデルを表したものであり, ここで  $x$  はリファレンスマイクで取得する参照信号を,  $e$  は仮想エラーマイクで取得する誤差信号を表し,  $P$  は非制御時における参照信号から誤差信号への伝達である一次伝達経路,  $C$  は制御スピーカーから誤差信号への伝達である二次伝達経路,  $F$  は制御スピーカーから放射された音が再び参照信号として取り込まれるフィードバック経路を表している.  $H$  は制御回路を表し, この問題は, 誤差信号  $e$  を最小化するには制御回路の制御関数がどのようにあるべきかを解く問題と捉えることができる. 図 4-42(b)は上記の信号伝達に関してブロックダイアグラムで示したものであり「 $f$ 」の付いた関数が, それぞれの経路の伝達関数すなわち周波数応答関数 (Frequency Response Function : FRF) を表している. このブロックダイアグラムを書き下すと, 制御時の参照信号に対する誤差信号の伝達関数が以下の式で与えられる.

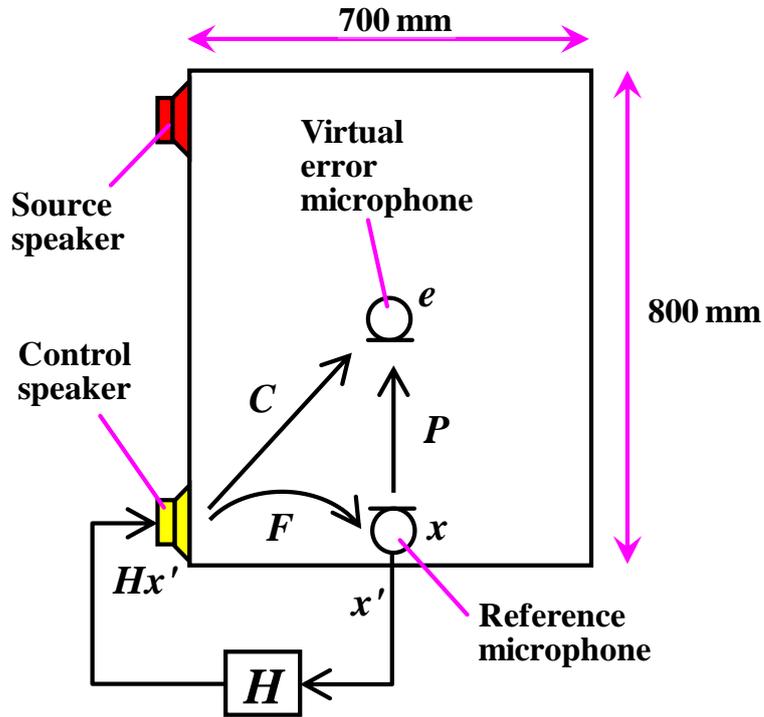
$$\frac{e}{x} = \frac{P(f) + (C(f) - P(f)F(f))H(f)}{1 - F(f)H(f)} \quad (4-7)$$

従って, 制御の誤差信号  $e$  を最小化するための制御関数  $H$  の条件は, 以下のよう  
に求まる.

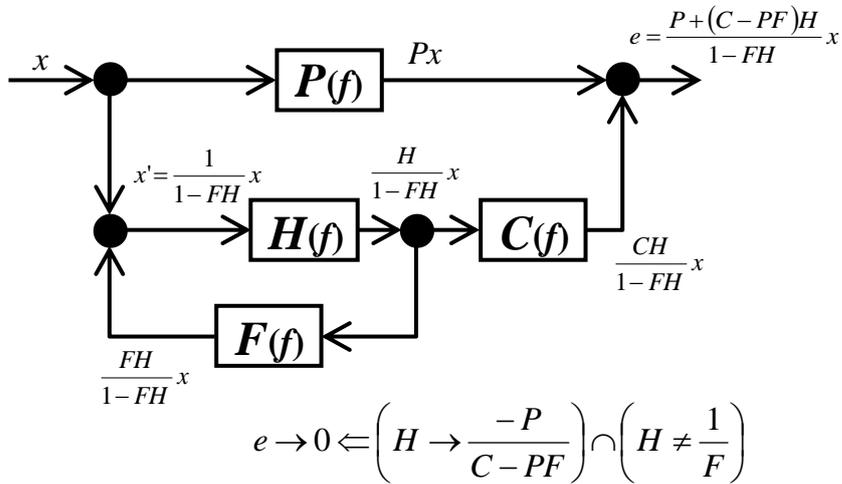
$$e \rightarrow 0 \Leftrightarrow \left( H(f) \rightarrow \frac{-P(f)}{C(f) - P(f)F(f)} \right) \cap \left( H(f) \neq \frac{1}{F(f)} \right) \quad (4-8)$$

従って, 一次経路伝達関数  $P(f)$ , 二次経路伝達関数  $C(f)$ , およびフィードバック経路伝達関数  $F(f)$ が FDTD 法を用いて予め予測できれば, 上記の式を用いて制御関数  $H(f)$ を算出することができ, その制御効果も FDTD 法を用いて見積もることができるという見通しがつく.

制御関数の算出手順を図 4-43 に示す. 図に示すように, 1)一次経路伝達関数  $P(f)$  の定義, 2)2 次経路伝達関数  $C(f)$ , およびフィードバック経路伝達関数  $F(f)$ の同定, 目標とする制御関数  $H(f)$ の算出, 4)制御関するから制御フィルタの調整, というような手順に従って進められる. 以下この手順に従って詳細を説明する.



(a) 信号伝達モデル



(b) ブロック線図

図 4-42 カバー内定在波抑制用アクティブノイズコントロールの信号伝達モデルとブロック線図

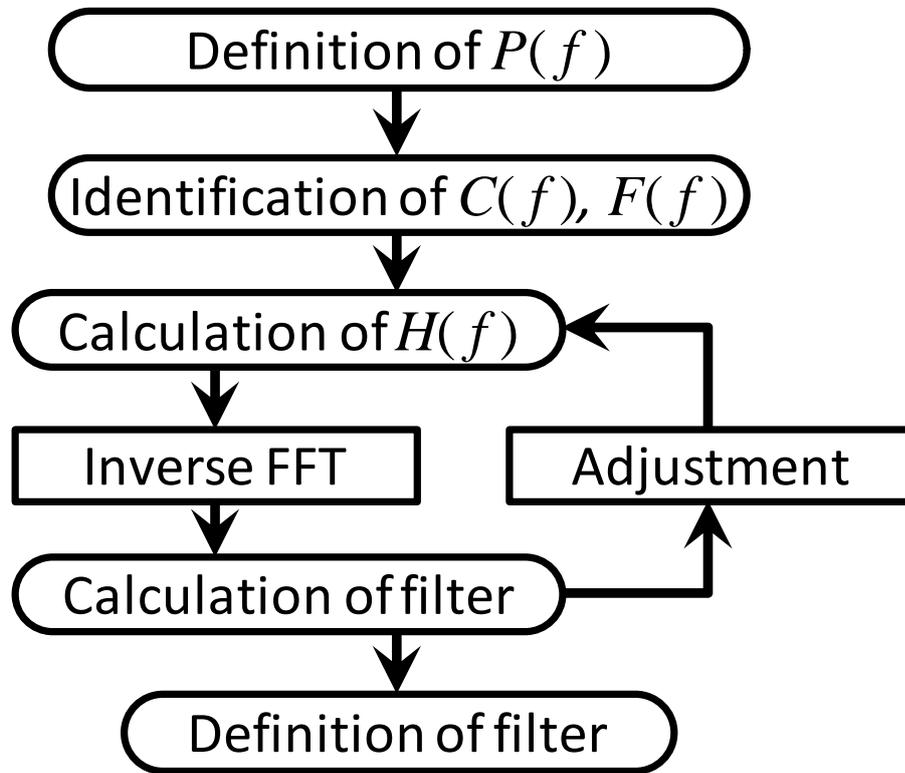


図 4-43 制御用フィルタ設計に向けたフローチャート

- 一次経路伝達関数  $P(f)$  の設定

矩形領域内中央に置かれた評価点の音圧が、空間内の定在波に起因してその周波数特性にピークを有している場合、そのピーク発生周波数では領域内の別の点に配置したリファレンスマイクで取得した音圧と、ほぼ同振幅同相もしくは同振幅逆相となっているものと想定される。図 4-44 はこれを確認するために行った解析で、音源をどこに置いた場合でも、リファレンスマイクから仮想エラーマイクまでの一次経路伝達関数  $P_n$  は必ずある点（図中の赤丸）を通り、それぞれの周波数は図 4-41 (b) に示したピーク周波数と一致する。また、この各周波数において  $P_n$  の虚数部はゼロで実数部は 1 か -1 のいずれかである。これは、それぞれの定在波発生周波数で、リファレンスマイクと仮想エラーマイクで取得された音圧が、互いに同振幅同位相、もしくは同振幅逆位相であることを表す。

そこで一次経路伝達関数  $P(f)$  に関しては、この定在波発生周波数のみに着目して制御を行うことを考え、前記 4 点のみ非零とし、それ以外を零となる関数を設定・定義した。

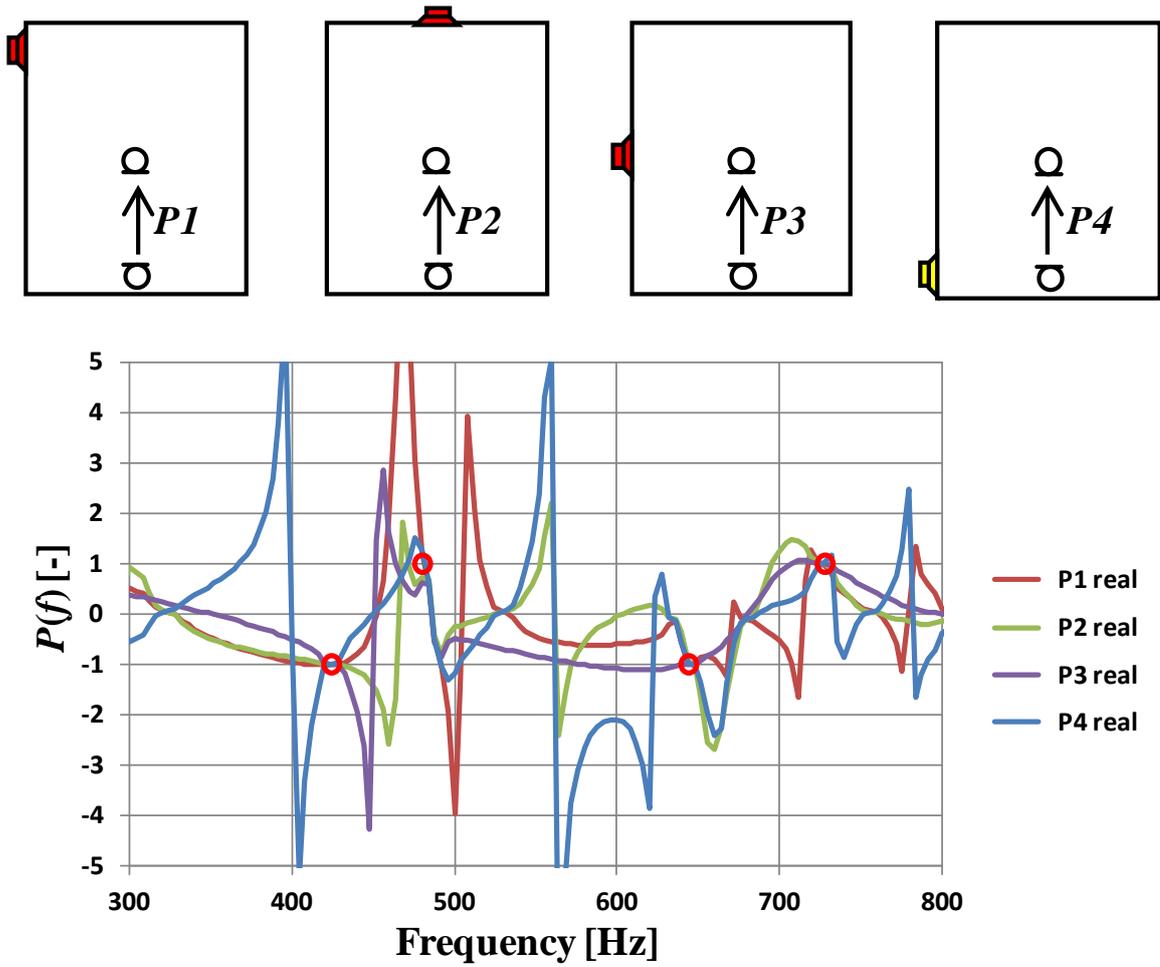


図 4-44 一次経路伝達関数の設定

- 二次経路伝達関数  $C(f)$ ，フィードバック経路伝達関数  $F(f)$  の同定

次に，上記の一次経路伝達関数  $P(f)$  と同様に，二次経路伝達関数  $C(f)$ ，およびフィードバック経路  $F(f)$  を FDTD 法を用いた解析により同定した．同定した結果を図 4-45 に示す．

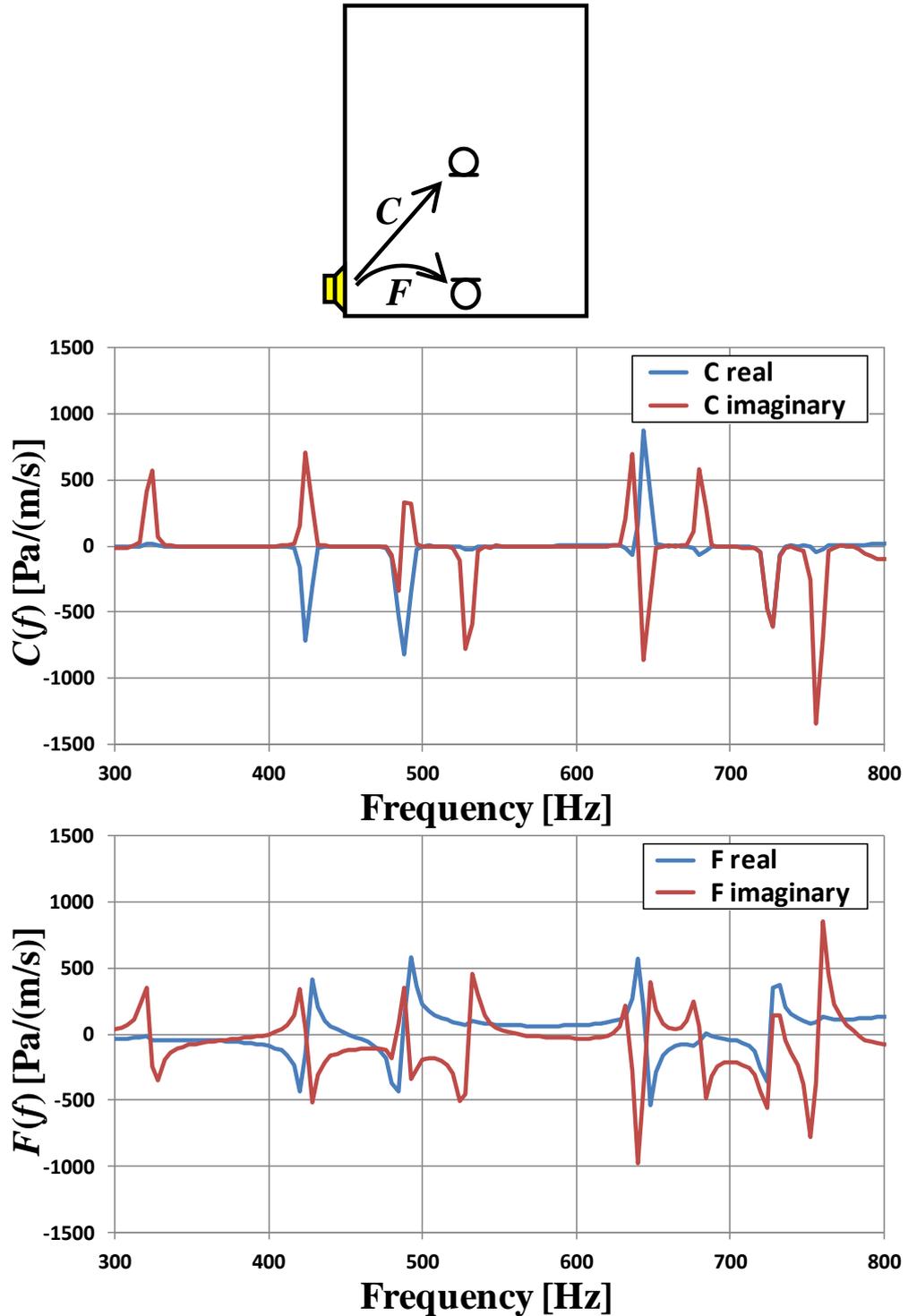


図 4-45 二次経路伝達関数およびフィードバック経路伝達関数の同定

● 目標制御関数  $H$  の算出とフィルタの設定

設定した一次経路伝達関数  $P(f)$ ，および同定された二次経路伝達関数  $C(f)$ ，フィードバック伝達経路  $F(f)$  から目的制御関数  $H(f)$  を以下の式により算出する．

$$H(f) = \frac{-P(f)}{C(f) - P(f)F(f)} \quad (4-9)$$

最後に，算出された  $H(f)$  を逆フーリエ変換して制御フィルタを形成するが，有限タップ長とするために窓関数で切り出して打ち切る処理を行い，調整・修正する．この操作で得られたフィルタの伝達関数を Modified  $H(f)$  と称すこととすると，この上記  $H(f)$  と比較は図 4-46 のようになる．

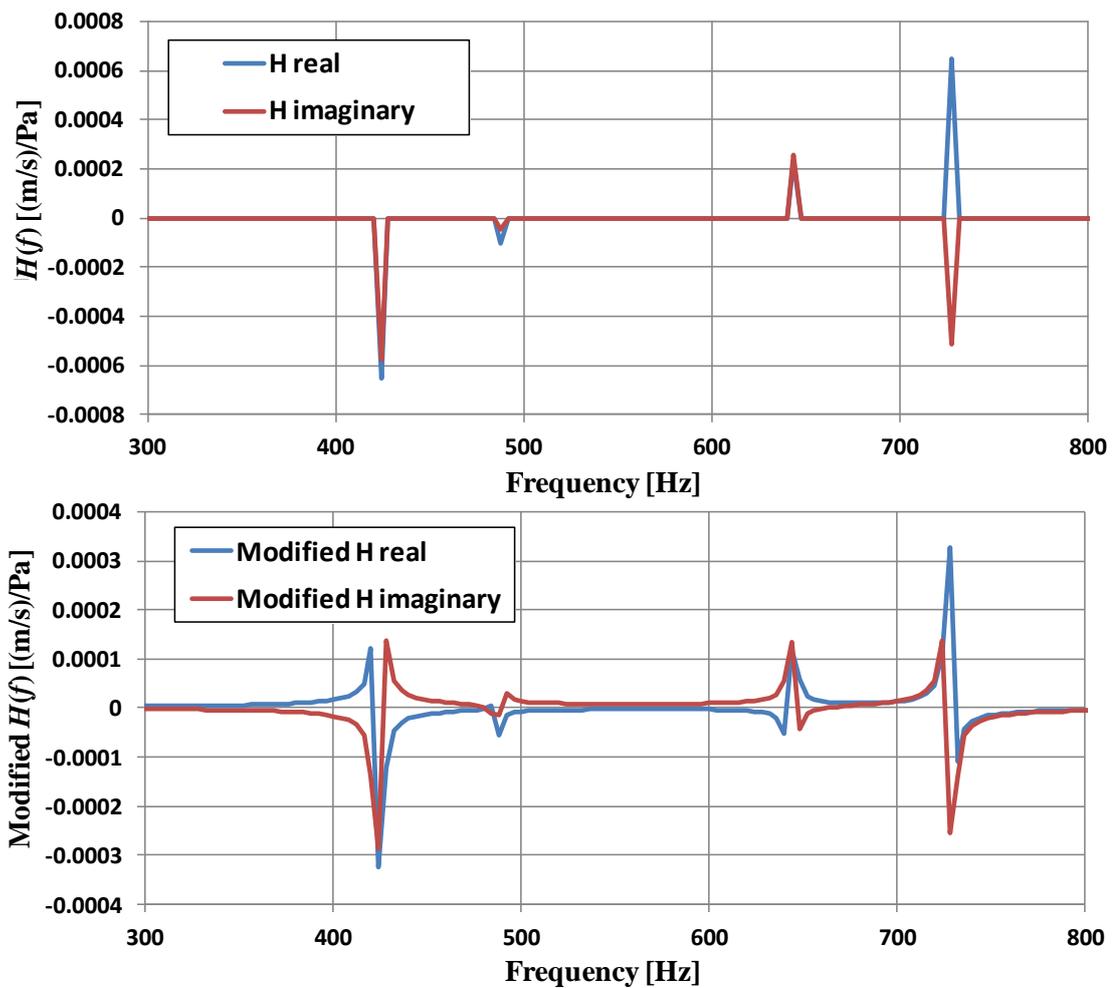


図 4-46 算出された制御関数とタップ長を考慮してモデル化された制御関数

- ANC 制御効果の算出

FDTD 法を用いた音場解析において、リファレンスマイクで得られた音圧を、前記のように調整されたフィルタ (Modified  $H(f)$ ) を通して制御信号を作り、これを制御スピーカーから出力することで、解析上で ANC を実現した。

図 4-47 に制御有無による結果の比較を示す。図のように定在波に起因するピークが低減し、オーバーオールで約 2dB の低減効果が期待できることが解析により得られた。

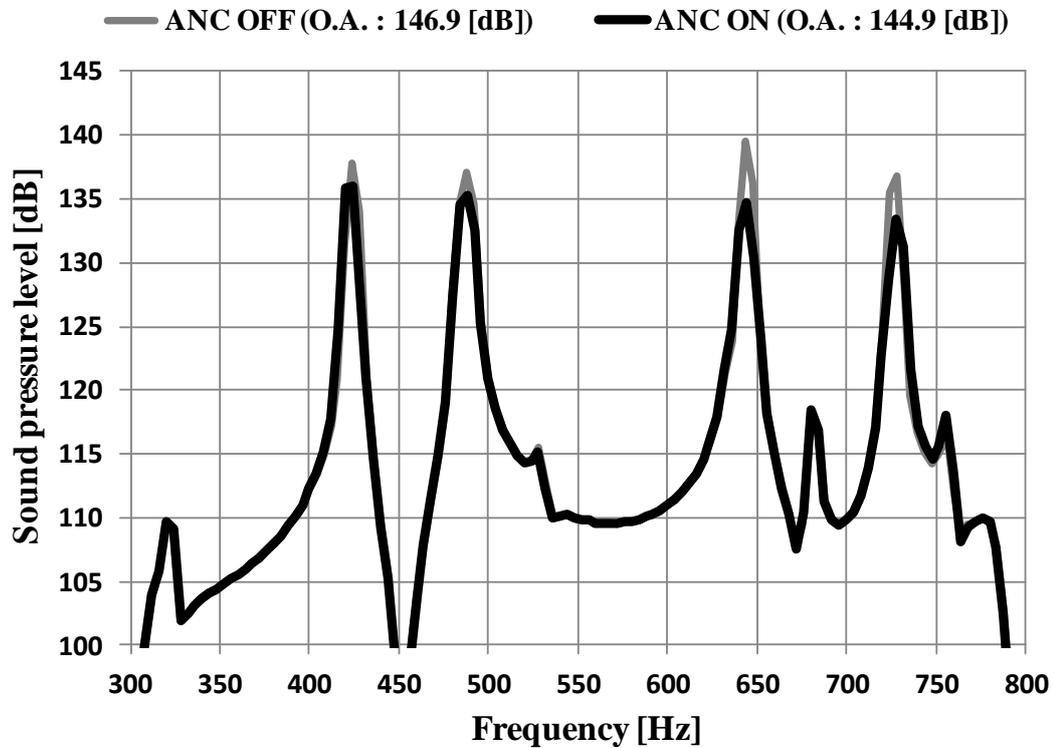


図 4-47 FDTD 法による ANC 効果の推定結果

### 4.5.3 残響室試験によるアクティブ制御効果の検証

#### ● 実験方法

前記の数値解析にて見通しの得られた閉空間内の ANC について、その効果を実験で検証することを目的に、図 4-48 に示すような実験を行った。用いた実験用カバーは前節および前々節で用いたものと同じであり、厚さ 10mm のアクリル製で、高さ方向および幅方向の大きさは解析と同じく 800mm×700mm としている。なお、解析は 2 次元であったが、実験用カバーは当然のことながら奥行きがあり、この奥行きは 500mm である。また、カバー内部へ音波を導入するため、上部に 10mm の隙間を設けている。この実験用カバーの内部にリファレンスマイク、仮想エラーマイク、および制御スピーカーを、カバー外部に図 4-49 に示すような制御装置を設置して、互いに結線して残響室内に配置し、周囲から拡散音場加振を行って、カバー内音圧が ANC の制御でどのように変化するか測定した。

#### ● 実験結果

ANC の制御効果として、仮想エラーマイクで測定した音圧について制御有無の比較を図 4-50 に示す。図のように ANC の制御を行わない場合では、解析で想定されたのと同様のように、438Hz、494Hz にカバー内の定在波に起因するピークが発生する。これに対して ANC の制御を行った場合では、このピークが最大で 5dB 低減することを確認した。なお、実験では 438Hz の定在波に起因するピークを制御することを目的として、それに特化するようにフィルタを設定した。また、図 4-51 に 438Hz における音圧レベル分布の制御有無の変化を示すが、カバー内のどの場所も、ほぼ満遍なく低減できていることが確認できる。

一般に ANC は拡散音場加振のようなランダムノイズの低減には不向きとされる。しかしながら、本研究で取り扱ったような内部に音響定在波が発生する防音カバーの場合では、カバー内各点の音圧の相関が高いため、むしろ ANC は大変有効であり、リファレンスマイクと制御スピーカーを適切に配置することで閉空間内の騒音低減が可能であることが分かった。今後、防音カバーの内部音響定在波に起因した防音性能悪化の改善方法として ANC の適用が期待できると考える。

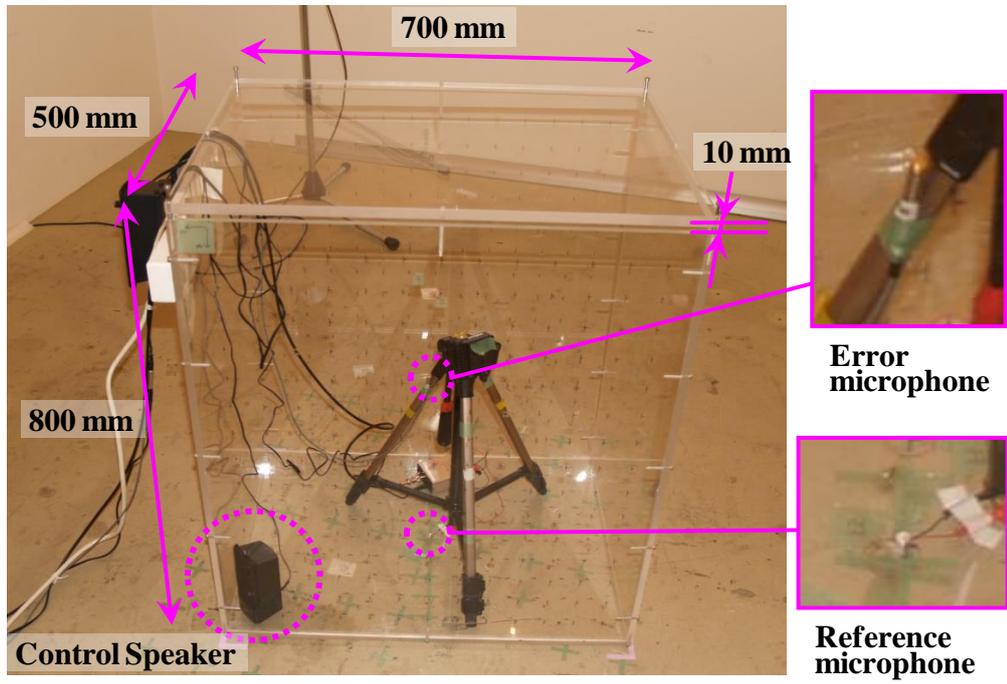


図 4-48 実験状況概観

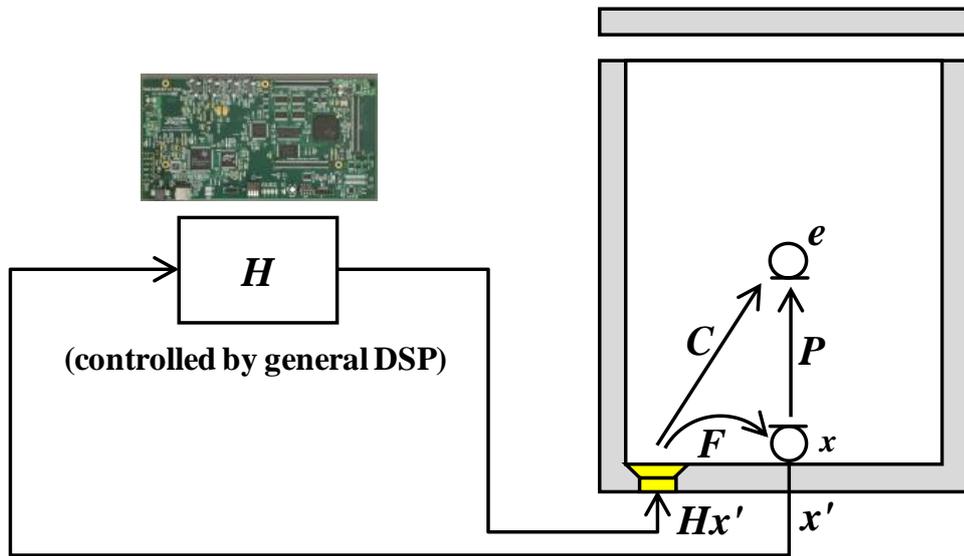


図 4-49 機器接続図

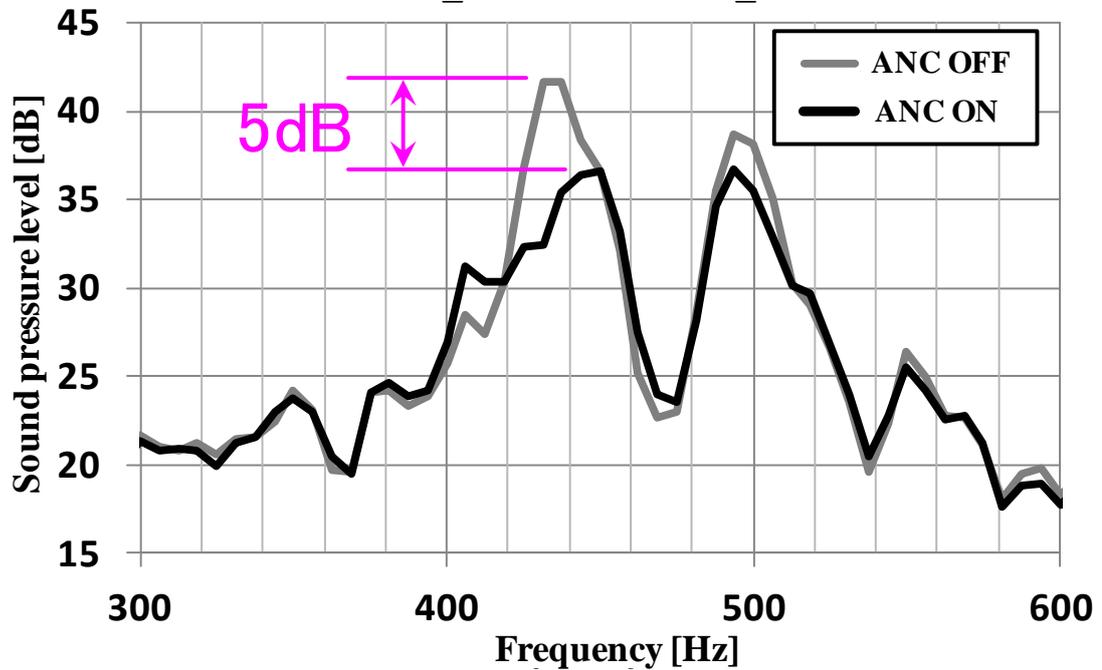


図 4-50 ANC 効果の実験結果 (カバー中央評価点の音圧レベル周波数特性)

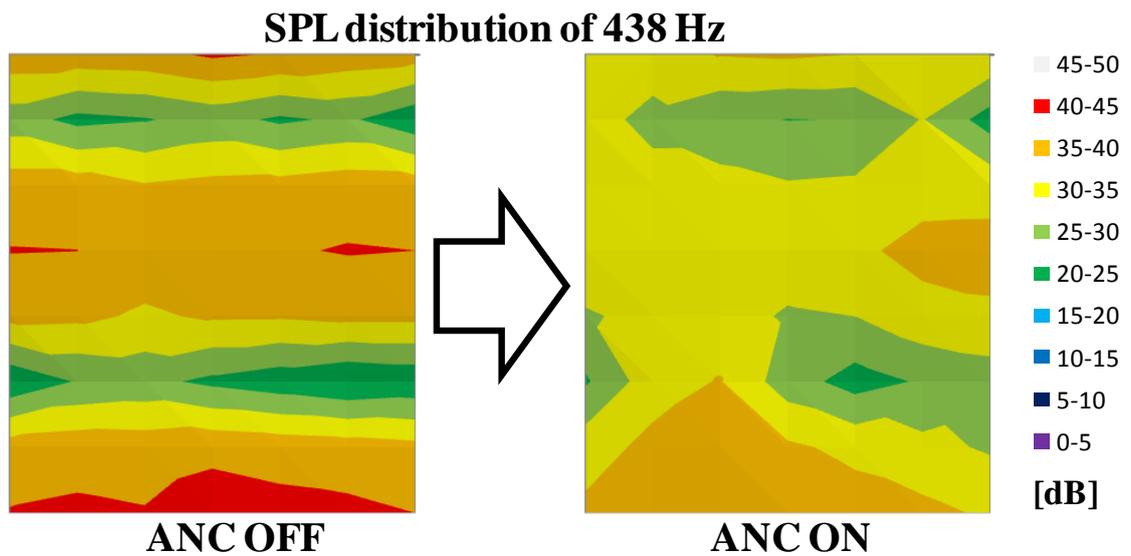


図 4-51 ANC 効果の実験結果 (438Hz におけるカバー内音圧レベル分布)

#### 4.5.4 ANC を用いた音響定在波抑制方法のまとめ

防音施策のひとつとして防音カバーが設けられるが、カバーなどの閉空間内で発生する音響定在波によってその防音性能が悪化することがしばしばある。筆者はアクティブノイズコントロールを用いた音響定在波抑制手法について、その効果を時間領域有限差分法による数値解析で見積もり、残響室を用いた実験で効果検証を行った。その結果、音響定在波に起因するピークを 5dB 低減できることを確認した。

## 4.6 結言

騒音の伝達を抑制することを目的として防音カバーが設置される。しかし、防音カバー設置によってカバー内部に音響定在波が発生し、これがカバーの防音性能を悪化させる場合がある。しかしながらカバー内に発生する音響定在波の発生周波数と発生形態が予め予測可能であるならば、これは現象をある予測可能な制限された領域に限定できていると捉えることもでき、それを逆手に取った対処が可能である場合がある。

そこで筆者は、このカバー内で発生する音響定在波の抑制を目的として、カバー内に音響管を用いた構造や、カバーに干渉波導入孔を設けた構造、およびカバー内の音をアクティブに制御するアクティブノイズコントロールについて検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) カバー内に複数設ける音響管の、カバー内への配置方法について、単純な 1 次元伝達マトリクスモデルを用いて検討を行った。その結果、最も効果的な音響管の配置パターンは、カバー長手方向 1/4 の長さの管を、このカバー長手方向の両端と中央部にそれぞれの開口部がくるような配置であることが分かった。このようにして得られた音響管の配置パターンの効果について、3 次元境界要素法により求め、最終的に実験で検証した結果、境界要素法の計算結果は実験結果と非常によく合致しており、カバー中央の音圧低減効果は元の音響定在波発生周波数の前後 50%の周波数範囲でのパーシャルオーバーオールにておよそ 6dB であることが分かった。
- (2) カバーに漏洩音侵入箇所（初期開口）とは別の穴（干渉波導入孔）を設けて、これらの音の干渉でカバー内の音を低減することを考え、干渉波導入孔の位置と大きさについて境界要素法による数値解析を用いた最適解探索と、無響室での実験による効果検証を行った。その結果、カバー長手方向中央部に初期開口と同じの大きさの干渉波導入孔を設けるのがもっともよく、その場合、元の定在波に起因する周波数ピークの周辺のパーシャルオーバーオールはおよそ 4dB 低減することを実験で確認した。
- (3) カバー内で発生する定在波を打ち消す音場を積極的に作り出す「アクティブノイズコントロール」を適用することを検討し、その効果を時間領域有限差分法による数値解析で見積もり、残響室を用いた実験で効果検証を行った。その結果、音響定在波に起因するピークを 5dB 低減できることを確認した。

## 参考文献

- [1] 武藤大輔, 山内源太, 高野靖, 山口誉夫, 開口を有するカバーの防音特性の開口率依存性 (内側吸音単層壁と吸音材内封二重壁の比較), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.822 (2015), pp. 1-17.
- [2] 武藤大輔, 高野靖, 杉村和之, 多目的遺伝的アルゴリズムによる多層繊維材料の積層構造最適化, 日本機械学会論文集C編, Vol.79, No.802 (2013), pp.1849-1858.
- [3] 霊田青滋, 飯田一嘉, 丸山暉彦, ポリエステル繊維系吸音材の開発: 複合膜構造を用いた中低周波数帯域の吸音性能向上, 騒音制御, Vol.31, No.6 (2007), pp.450-457.
- [4] 阪上公博, 加納賢一, 森本政之, 矢入幹記, 背後に多孔質吸音層を有する微細穿孔板 (MPP) 吸音体の吸音特性, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.2 (2010), pp.14-19, available from <[http://www.terrapub.co.jp/e-library/kobe-u\\_memoirs/pdf/2010/2010002.pdf](http://www.terrapub.co.jp/e-library/kobe-u_memoirs/pdf/2010/2010002.pdf)>, (参照日 2014年8月8日).
- [5] 阪上公博, 小島星司, 森本政之, 微細穿孔板 (MPP) と通気性膜からなる2重吸音構造の吸音特性 -多孔質吸音材を挿入することによる影響-, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要, No.3 (2011), pp.10-15, available from <[http://www.terrapub.co.jp/e-library/kobe-u\\_memoirs/pdf/2011/2011005.pdf](http://www.terrapub.co.jp/e-library/kobe-u_memoirs/pdf/2011/2011005.pdf)>, (参照日 2014年8月8日).
- [6] 白幡桂子, 岩瀬昭雄, ネックの埋め込み型ヘルムホルツ共鳴器の音響特性の解明, 日本建築学会北陸支部研究報告集, Vol. 54, No. 4-1 (2011), pp. 267-270.
- [7] 山口誉夫, 黒澤良夫, 松村修二, 空間領域内に吸音体を有する三次元音場の減衰特性の有限要素解析, 日本機械学会論文集C編, Vol.68, No.665 (2002), pp.1-7.
- [8] Muto, D. , Takano, Y. and Kamide, E. , High-performance noise proof cover using acoustic tube, Mechanical Engineering Journal, Vol. 1, No. 5 (2014), pp.1-17.
- [9] 武藤大輔, 西岡明, 高野靖, 山口誉夫, 干渉波導入孔を用いた防音カバー内の音響定在波の抑制, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.827 (2015), pp.1-17.
- [10] 武藤大輔, 高野靖, 山口誉夫, FDTD法を用いた閉空間内アクティブノイズコントロールの制御効果の検討と実験検証, 日本音響学会2015年秋季研究発表会, 発表番号 1-6-8, 会津大学(福島県会津若松) (2015), 日本音響学会.
- [11] Allard, J. F. , Propagation of sound in porous media - Modeling sound absorbing materials, Elsevier Applied Science (1993).

- [12] Harris, C.M., Absorption of Sound in Air in the Audio – Frequency Range, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.35, No.1, (1963), pp 11-17.
- [13] Ingard, U. and Bolt, R. H. , Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.23 (1951), pp.533-540.
- [14] 西村他, アクティブノイズコントロール, 音響テクノロジーシリーズ / 日本音響学会編 第9巻, コロナ社, 2006.
- [15] 佐藤, FDTD 法による弾性振動・波動の解析入門, 森北出版, 2003.
- [16] Utsuno, H. , Tanaka, T. and Fujikawa, T. , Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.86 (1989), pp.637-643.
- [17] 武藤大輔, 高野靖, 二重壁内部気体の音響特性が透過損失へ及ぼす影響, 日本機械学会論文集C編, Vol.74, No.746 (2008), pp.2495-2503.

## 第5章 結論

### 5.1 結論

本研究は、防音カバー構造の吸遮音性能把握と構造最適化を対象として、以下の項目を目的としている。

- 防音部材の単体の吸遮音性能改善
  - ・ 空気以外の気体を封入した透光性のある遮音構造の検討
  - ・ 目的吸音特性別の積層繊維材料の積層方向流れ抵抗最適化
- 開口を有する防音構造全体の吸遮音性能把握
  - ・ 内側吸音単層壁と吸音材内封二重壁の優劣判定と開口率、初期内部吸音率依存性の解明
- 防音構造内の音響定在波抑制構造の検討
  - ・ 発生する定在波の形態を逆手に取った対策の検討（音響管，干渉波導入孔，アクティブノイズコントロールの適用）

以下、本研究で得られた結論を各目的・項目別に示す。

#### 5.1.1 防音部材単体の吸遮音性能改善（第2章）

防音カバー構造の防音部材単体の吸遮音性能改善方法として、遮音に関しては気体を用いた遮音性能改善方法を、吸音に関しては繊維型吸音材料の積層構造最適化についてそれぞれ伝達マトリクス法による吸遮音計算と残響室無響室による遮音試験および音響管2マイクロフォン法による吸音試験により検討した。その結果以下の結論を得た

- (1) 二重壁内部に気体を封入することで透過損失が改善することに関して検討を行い、伝達マトリクス法を用いた計算の結果、空気よりも音速が速い気体は低周波数で透過損失を増大させ、空気よりも音速が遅いかもしくは空気よりも音響インピーダンスが小さい気体は高周波数で透過損失を増大させることを説明でき、これは実験でも立証できた。また、より現実的な透過損失の尺度として JIS A 1419-1 で定められる重みつき透過損失  $R_w$  を導入した場合、常温大気圧中の気体の中では平均分子量が小さく、比熱比が大きい気体が  $R_w$  を増大させやすいことを理論的に説明した。

(2) 多層積層繊維材料を対象とした吸音構造の最適設計を実現することを目的に、伝達マトリクス法による吸音率計算と多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA) による最適解探索手法を組み合わせた計算を行った。更に計算で得られた最適解探索結果を実験結果と比較して検証した。その結果、解析での最適解探索結果が実験結果とよく合致することを確認した。また、全厚さ 120mm, 32 層の場合にも拡張し、例えば、250Hz~2kHz の平均吸音率である NRC を最大化させる流れ抵抗の分布は、吸音材表面では大きく、吸音材内部に向かって一旦小さくなった後、再び吸音材内部に向かって徐々に大きくなるようなギリシャ文字の「 $\psi$ 」のような形となるという従来知見の実験経験則を合理的に説明した。

### 5.1.2 開口のある防音カバー全体の吸遮音性能 (第3章)

隙間を有する防音カバーの吸遮音構造の最適選定を目的に、非吸音単層壁、吸音材内封二重壁、および内側吸音単層壁の3種類の吸遮音構造について、それらの挿入損失を建築音響学的アプローチによるエネルギー平衡計算と伝達マトリクス法を用いた吸遮音計算をもとに算出した。この結果を、カバー内吸音の不足によるカバー内音圧上昇 (ビルドアップ効果) と開口を考慮したカバーの遮音性 (総合透過損失) の観点で隙間の開口率とカバー内部構造物の吸音率への依存性を調査した。その結果、開口率が小さくカバー内部構造物の吸音が大きき場合は、吸音材内封二重壁の方が優位であるが、逆に開口率が大きくカバー内部構造物の吸音が小さい場合には内側吸音単層壁のほうが優位であると判断できることがわかった。

### 5.1.3 防音カバー内の音響定在波抑制構造 (第4章)

防音カバー設置によってカバー内部に音響定在波が発生し、これがカバーの防音性能を悪化させる場合がある。しかしながらカバー内に発生する音響定在波の発生周波数と発生形態が予め予測可能であるならば、これは現象をある予測可能な制限された領域に限定できていると捉えることもでき、それを逆手に取った対処が可能である場合がある。そこで筆者は、このカバー内で発生する音響定在波の抑制を目的として、カバー内に音響管を用いた構造や、カバーに干渉波導入孔を設けた構造、およびカバー内の音をアクティブに制御するアクティブノイズコントロールについて検討を行い、以下の結論を得た。

(1) カバー内に複数設ける音響管の、カバー内への配置方法について、単純な1次元伝達マトリクスモデルを用いて検討を行った。その結果、最も効果的な音響管の配置パターンは、カバー長手方向  $1/4$  の長さの管を、このカバー長手方向

の両端と中央部にそれぞれの開口部がくるような配置であることが分かった。このようにして得られた音響管の配置パターンの効果について、3次元境界要素法により求め、最終的に実験で検証した結果、境界要素法の計算結果は実験結果と非常によく合致しており、カバー中央の音圧低減効果は元の音響定在波発生周波数の前後 50%の周波数範囲でのパーシャルオーバーオールにておよそ 6dB であることが分かった。

- (2) カバーに漏洩音侵入箇所（初期開口）とは別の孔（干渉波導入孔）を設けて、これらの音でカバー内の音を低減することを考え、干渉波導入孔の位置と大きさについて境界要素法による数値解析を用いた最適解探索と、無響室での実験による効果検証を行った。その結果、カバー長手方向中央部に初期開口と同じの大きさの干渉波導入孔を設けるのがもっともよく、その場合、元の定在波に起因する周波数ピークの周辺のパーシャルオーバーオールはおよそ 4dB 低減することを実験で確認した。
- (3) カバー内で発生する定在波を打ち消す音場を積極的に作り出す「アクティブノイズコントロール」を適用することを検討し、その効果を時間領域有限差分法による数値解析で見積もり、残響室を用いた実験で効果検証を行った。その結果、音響定在波に起因するピークを 5dB 低減できることを確認した。

最後に、防音カバーの一般的な防音性能（挿入損失）の周波数特性と、本研究で提案する構造の位置づけを図 5-1 にまとめる。

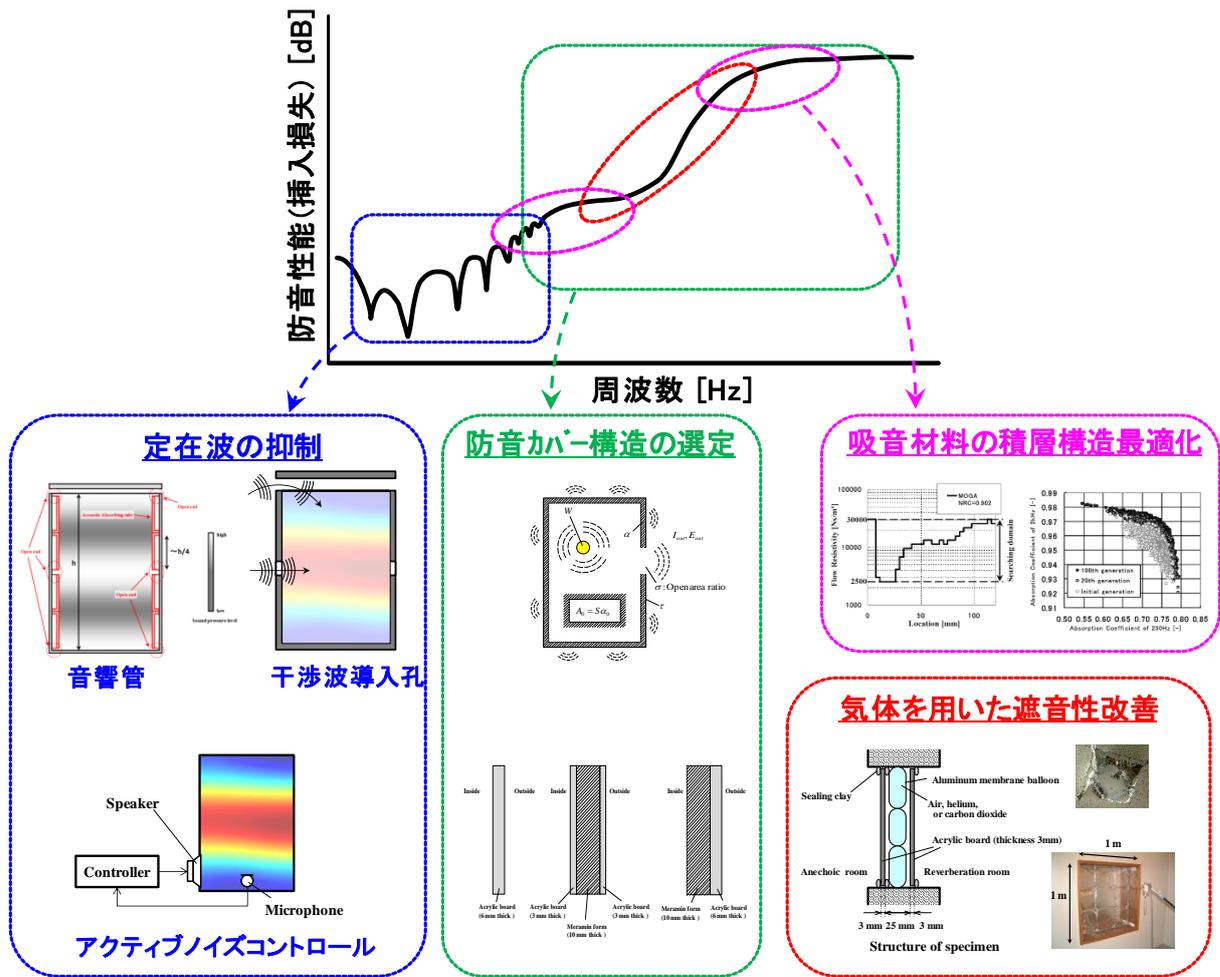


図 5-1 防音カーの一般的な防音性能(挿入損失)と本研究で提案する構造の位置づけ

## 5.2 今後の展開

今後の展開として、解析精度の高度化を考えている。具体的には、本研究においては防音カバー部材単体の吸遮音性能は伝達マトリクス法による1次元解析を行っている一方で、カバー内部の定在波の把握や施策による低減効果の検討は境界要素法や時間領域有限差分法などの3次元解析を行っている。このように1次元解析と3次元解析の明確な接合が現時点でできていない。また、開口のある防音構造の吸遮音性能の検討では積層カバー構造内部の定在波を無視している。本来は、カバー内部の定在波は開口寸法や大きさの検討の際に少なからず影響があると考えられ、これらの相互作用については今後の課題である。さらに、防音構造内部の定在波の抑制では防音構造の厚さを無視している。本来は開口部における空気の粘性抵抗も考慮されるべきであろう。

今後はこれらの課題を克服するべく、1次元と3次元を結ぶ多重解像度解析や空気の粘性抵抗も考慮する Ingard モデルの導入などを行うことで、本研究の守備範囲を拡張していく予定である。

---

## 謝辞

群馬大学大学院 理工学府 知能機械創製理工学領域 山口 誉夫 教授には，本研究の実施にあたり，多くのご指導とご助言を賜りました．心より感謝申し上げます．山口 誉夫 教授には，2006年に著者が所属する日立製作所と共同研究を行わせていただいた頃から，およそ10年の長きにわたり，暖かいご指導を賜りました．著者が振動音響の研究を現在まで遂行できるのは，先生のご指導の賜物であり，特に先生よりご指導いただいた伝達マトリクス法による吸遮音解析手法は，あれから10年近くが経った現在でも広く社内で活用されている大変有効な技術であります．心より厚く御礼申し上げます．

また，群馬大学大学院 理工学府 知能機械創製理工学領域 天谷 賢児 教授，松村 修二 客員教授には社会人博士課程の授業を通じて，機械科学に関する幅広い知識をご教示いただきました，心より感謝申し上げます．さらに，藤井 雄作 教授，山田 功 教授，丸山 真一 准教授，村上 岩範 准教授には学位論文を纏めるにあたり大変貴重なご意見を賜りました．感謝いたします．

なお，本研究の全ては，著者が日立製作所において実施したものであり，博士号取得を推奨する企業風土と論文発表の機会を与えてくださった，東原 敏昭 社長，小豆 畑 茂 研究開発グループ フェロー，小島 啓二 研究開発グループ長，西野 由高 テクノロジーイノベーション統括本部長，大曾根 靖夫 機械イノベーションセンタ長に感謝申し上げます．また，論文をまとめるにあたり，北野 誠 技術顧問，佐々木 直哉 技師長，有坂 寿洋 研究主幹には，多くのご指導とご助言を賜りました．

著者のかつての上司である，福山 満由美 日立研究所 機械研究センタ長（現 研究開発グループ 技術統括センタ長），梅北 和弘 輸送システム研究部長（現 日立中国研究開発有限公司 副总经理），鈴木 敦 輸送システム研究部 TS1 ユニットリーダー（現 輸送システム研究部長），杉村 和之 高度設計シミュレーション研究部長，石井 英二 高度設計シミュレーション研究部 SI2 ユニットリーダー（現 高度設計シミュレーション研究部 機械 A2 ユニットリーダー），西岡 明 輸送システム研究部 TS1 ユニット 主任研究員（現 高度設計シミュレーション研究部 機械 A3 ユニット 主任研究員），本多 武史 高度設計シミュレーション研究部 SI2 ユニット研究員（現 高度設計シミュレーション研究部 機械 A2 ユニット研究員）におかれましては，研究の機会と多くのご指導・ご鞭撻を賜りました．

また現在の上司である，玉本 淳一 信頼性科学研究部長，太田 博之 主管研究員，

---

本白水 博文 信頼性科学研究部 機械 S5 ユニットリーダーにおかれましては，論文をまとめるにあたり，ご指導いただくとともに激励を頂き，日頃の業務に種々のご配慮をいただきました．ここに記して謝意を表します．さらに，筆者の現在の同僚である，信頼性科学研究部 機械 S5 ユニット 吉澤 尚志 研究員，上出 英輔 研究員，山内 源太 研究員には研究内容に対して貴重な討論させて頂き，本研究に反映させて頂きました．

また特に，著者の入社当時の指導員で，現在も上司である高野 靖 主管研究員には，本研究のみならず著者が入社以来 16 年もの長きにわたり振動・音響技術全般や研究の進め方など細部にわたって惜しみないご協力とご指導をいただきました．特記して深甚なる謝意を表します．

最後に，いつも暖かく見守ってくれた妻 涼子，父親が博士になるのをとても楽しみにしていたくれた長男 智希，そしてどんなに遅くに帰宅してもいつも愛嬌を振りまきながら出迎えてくれた我が家の愛犬 ココに感謝します．

---

## 関連論文

### ● 発表論文

- [1] Muto, D. , Takano, Y. and Kamide, E. , High-performance noise proof cover using acoustic tube, *Mechanical Engineering Journal*, Vol. 1, No. 5 (2014), pp 1-17.
- [2] 武藤大輔, 山内源太, 高野靖, 山口誉夫, 開口を有するカバーの防音特性の開口率依存性 (内側吸音単層壁と吸音材内封二重壁の比較), *日本機械学会論文集*, Vol.81, No.822 (2015), pp1-20.
- [3] 武藤大輔, 西岡明, 高野靖, 山口誉夫, 干渉波導入孔を用いた防音カバー内の音響定在波の抑制, *日本機械学会論文集*, Vol.81, No.827 (2015), pp1-17.

### ● 研究発表

- [1] Muto, D., Takano, Y., Kamide, E., and Yamaguchi, T., High-performance noise-proof cover using acoustic wave interference, *International Workshop on Environment & Engineering 2014 (IWEE2014)*, presentation No.107, Tsukuba, Ibaraki, Japan (2014), The Japan Society of Mechanical Engineers.
- [2] 武藤大輔, 高野靖, 山口誉夫, FDTD 法を用いた閉空間内アクティブノイズコントロールの制御効果の検討と実験検証, *日本音響学会 2015 年秋季研究発表会*, 発表番号 1-6-8, 会津大学(福島県会津若松) (2015), 日本音響学会.