

# 宇宙航空研究開発機構研究開発資料

## JAXA Research and Development Memorandum

---

### フェアリング部材の垂直・斜入射音響透過簡易試験による 数値解析手法の妥当性確認 —アルミ板の場合—

高橋 孝, 金田 英和, 青山 剛史,  
関藤 大樹, 藤井 健司, 中川 博

2014年3月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

# フェアリング部材の垂直・斜入射音響透過簡易試験による 数値解析手法の妥当性確認 —アルミ板の場合—<sup>\*</sup>

高橋 孝<sup>\*1</sup>、金田英和<sup>\*2</sup>、青山剛史<sup>\*1</sup>、関藤大樹<sup>\*3</sup>、藤井健司<sup>\*3</sup>、中川 博<sup>\*3</sup>

## Validation of the Numerical Prediction Method by Fundamental Normal and Oblique Incidence Sound Transmission Experiments for Fairing Materials: Aluminum Plates

Takashi TAKAHASHI<sup>\*1</sup>, Hidekazu KANEDA<sup>\*2</sup>, Takashi AOYAMA<sup>\*1</sup>,  
Daiki SEKITO<sup>\*3</sup>, Kenji FUJII<sup>\*3</sup> and Hiroshi NAKAGAWA<sup>\*3</sup>

### ABSTRACT

The mechanical vibration is applied to a spacecraft via the interface to a launch vehicle at lift-off. The spacecraft is also exposed to acoustic pressure with wide frequency range. Lightweight and large area structures, such as solar paddles, antennas, and components with relatively high natural frequencies, are sensitive to acoustic load. Although the acoustic tests are usually conducted for components and system of the spacecraft, acoustic tests and analysis of the spacecraft mounted in a fairing have not been sufficiently done. It is expected that numerical analysis can be applied to the prediction of acoustic environment inside of fairings. Japan Aerospace Exploration Agency (JAXA) has been developing a vibroacoustic prediction tool by the wave based method (WBM), which is one of the deterministic approaches and is proposed for numerical prediction up to the mid-frequency range. The existing deterministic approaches cannot accurately solve vibroacoustic problems in this range. In this report, numerical prediction results of normal and oblique incidence sound transmission through an Aluminum plate by the 3D WBM and FEM are compared with those by an experiment, and the 3D WBM is validated.

**Keywords** : Sound Transmission, WBM, FEM

### 概 要

ロケットで打ち上げられる宇宙機には、ロケットとの間のインターフェイスを通じて機械振動が加わる。さらに、広い周波数成分をもつ音圧がフェアリングを透過して宇宙機表面に加わるにより振動する。太陽電池パドルやアンテナなど軽量で大きな面積をもつ構造や、比較的高い固有振動数をもつコンポーネントは、音響荷重に影響されやすい。しかし、衛星のコンポーネントやシステムの音響試験は行なわれているが、フェアリングまでを含めた衛星の十分な音響試験及び解析は行なわれていないのが現状である。そこで、解析によって、事前に全系の検討が十分に行われることが期待されている。JAXA では、フェアリングまでを含めた衛星の音響解析手法の確立を目指し、今までに2次元 WBM をフェアリング内部の衛星の音響連成問題に適用し、その応用性について検討してきた。また、解析コードの妥当性確認を目的として簡易フェアリング部材を用いた音響透過実験を行ってきた。本報告では、3次元に拡張された WBM の解析結果の妥当性を確認するため、アルミ板の垂直及び斜入射音響透過実験結果及び既存手法である FEM の解析結果との比較を行った。

---

\* 平成 25 年 12 月 19 日受付 (Received 19 December, 2013)

\*1 航空本部 数値解析技術研究グループ  
(Numerical Simulation Research Group, Institute of Aeronautical Technology)

\*2 (株) 計算力学研究センター  
(Research Center of Computational Mechanics, Inc)

\*3 日東紡音響エンジニアリング株式会社  
(NITTOBO ACOUSTIC ENGINEERING CO.,LTD.)

## 1. はじめに

ロケットで打ち上げられる宇宙機には、ロケットとの間のインターフェイスを通じて機械振動が加わる。さらに、広い周波数成分をもつ音圧がフェアリングを透過して宇宙機表面に加わるにより振動する。太陽電池パドルやアンテナなど軽量で大きな面積をもつ構造や、比較的高い固有振動数をもつコンポーネントは、音響荷重に影響されやすい。しかし、衛星のコンポーネントやシステムの音響試験は行なわれているが、フェアリングまでを含めた衛星の十分な音響試験及び解析は行なわれていないのが現状である。実際、フェアリング内では、局所的に音圧レベルが不均一となる現象（フィル・エフェクト（fill effect））が起こると報告されている。このように地上試験で十分に再現できない現象を含め、解析によって事前に十分な検討が行われることが期待されている。

一般に音響振動の解析手法に着目すると、既存の手法としては、低周波側では有限要素法（FEM）等の決定論的手法、高周波側では統計的エネルギー法（SEA）等の確率統計的手法が適用される。しかし、両手法では信頼性の高い解析のできない中間周波数帯が存在する。そこで、中間周波帯を含む領域での解析が可能な波動ベース法（WBM）が提案されている<sup>1)</sup>。これは、支配方程式を厳密に満たす特異でない解（波動関数）の重ね合わせで解を表現するアプローチであり、FEM等の要素ベース手法で問題となる数値分散誤差<sup>2)</sup>を含まないため、小さな自由度のモデルで高精度な予測結果が得られると期待できる。ここで、数値分散誤差とは、厳密で連続な支配方程式から得られる解と、離散化された数値的な支配方程式の解の波数が異なることで認識される誤差である。つまり、空間等を離散化するあらゆる数値解法には必ず存在する誤差のひとつである。

著者ら<sup>3)</sup>は、フェアリングまでを含めた衛星の音響解析手法の確立を目指し、まずは2次元（以下、2D）WBMをフェアリング内部の衛星の音響連成問題に適用し、その応用性について検討してきた<sup>4)</sup>。そして、3次元WBMの妥当性確認を目的として、まずはアルミ平板を介した垂直入射による音響透過解析及び実験との比較検討を行なった<sup>5)</sup>。

本報告では、垂直及び斜入射モデルでの定常音響構造連成問題に対する3D WBMと既存のFEM及び実験との比較を行なうことにより、さらに3D WBMの妥当性及び応用性について検討を進める。

## 2. 音響透過実験

### 2.1 実験装置

WBMを主とする数値解析法の妥当性確認を目的として、図2.1に示す実験装置を用いて音響透過実験を行なった。この装置は、音源室にあるスピーカーから音波を放射し、部屋の連結部に固定された弾性板（弾性板は、図2.2に示すようにボルト締めしている）を通じて受音室へ透過する音を測定する物である。このとき、音源スピーカー（以下、「SP」と略す）を置く位置は3ケースあり、それぞれ弾性板から垂直方向、30°斜め方向、45°斜め方向に2m離れた位置にある。SPと弾性板との距離については、2.2節に示す予備実験により算定した。

弾性板（以下、「試験体」と呼ぶ）の材質はアルミニウムA5052（ヤング率  $E=69.3[\text{GPa}]$ 、ポアソン比  $\nu=0.33$ 、密度  $\rho_s=2680[\text{kg/m}^3]$ ）であり、大きさは700mm×1000mm、厚さは10mmと15mmの2種類である。また、全ての部屋は空気（密度  $\rho=1.2[\text{kg/m}^3]$ 、音速  $c=340[\text{m/s}]$ ）で満たされているものとする。

音響透過実験における、開口面の様子を図2.3に、計測システムを図2.4に、計測機器を表2.1に、分析方法を表2.2に示す。

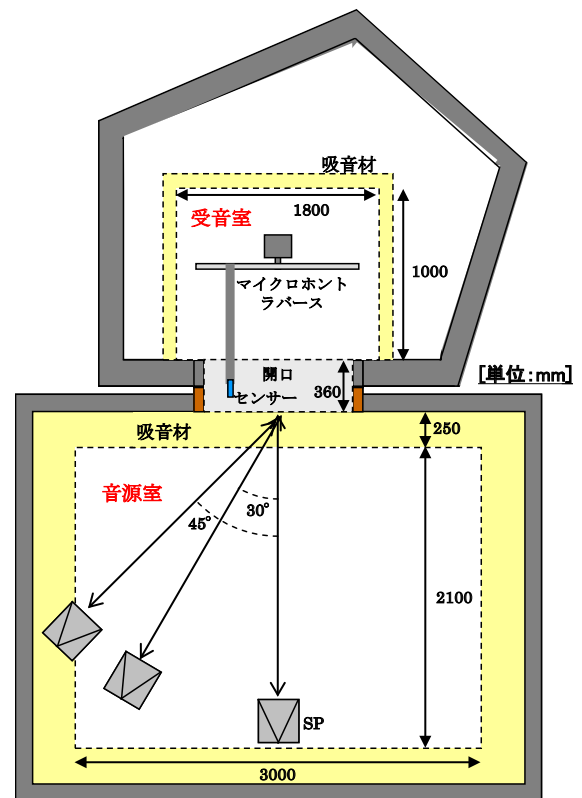


図 2.1 実験装置概略図

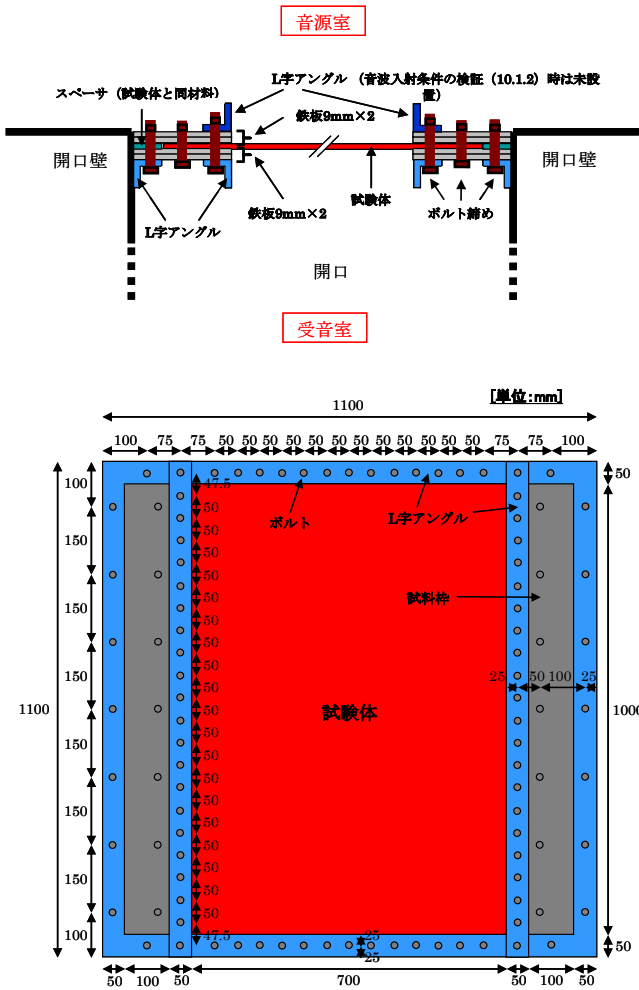


図 2.2 弾性板固定図

補足

- ・ 試料枠を固定する際に使用したボルトのサイズは M10 であり、計 102 個使用している。
- ・ ボルト固定時は、トルクレンチを用いて全てのボルトに対し約 60 N・m のトルクがかかるように締めたが、実際は多少ばらつきがあると思われる。

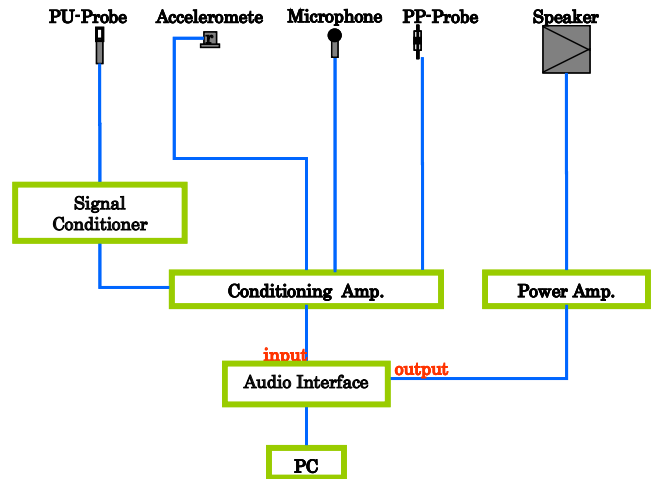
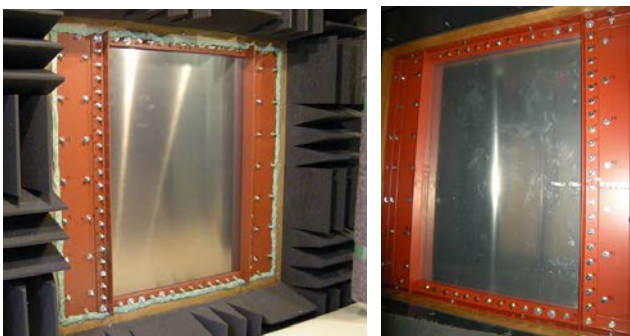


図 2.4 計測システム

表 2.1 計測機器

PU-Probe (粒子速度センサー)	Microflown 社 PU-regular (1 軸)
Accelerometer	リオン社 PV-90B
Microphone	B&K 社 4190 (プリアンプ Type2669)
PP-Probe (インテンシティプローブ)	B&K 社 4197 (プリアンプ Type2683)
Speaker	日東紡音響製 (20cm フルレンジ)
Signal Conditioner	Microflown 社 (PU-regular 付属品)
Conditioning Amp.	(音響用)B&K 社 2690-0S (振動用)B&K 社 2692-1
Power Amp.	Roland SRA-2500
Audio Interface	RME Fireface800



(a) 音源側

(b) 受音側

図 2.3 開口面の様子

表 2.2 分析方法

出力音源	Pink Noise
サンプリング周波数	32000Hz
FFT 長	16384
$\Delta f$	約 1.95Hz
窓関数	hanning 窓
オーバーラップ率	75%
分析対象周波数	100Hz ~ 2000Hz

## 2.2 予備実験

### 2.2.1 音源と試験体との距離の検討

本実験を行うにあたり、SP を点音源としてみなすためには、少なくともどの程度、試験体との距離を確保しておけばよいかを把握する必要がある。そこで、図 2.5 に示す完全無響室(自由音場)にて SP からの音圧レベル距離減衰特性(音源中心軸方向)を測定し、音源と試験体との距離を検討した。

その結果、図 2.6 に示す測定結果および自由音場における距離減衰特性の理論値(逆二乗則)から、少なくとも 1000mm 以上確保しておけば SP を点音源とみなせることが分かった。

また、点音源から遠ざかるほどその波面は平面波に近づくことから、本実験では SP を試験体から 2000mm 離れた位置(実験設備における物理的に設置可能な最大距離)に設置することにした。

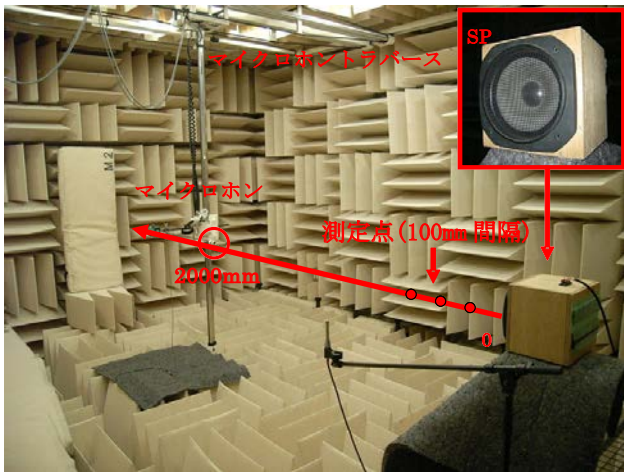


図 2.5 完全無響室(自由音場)内で音源距離検討時の様子

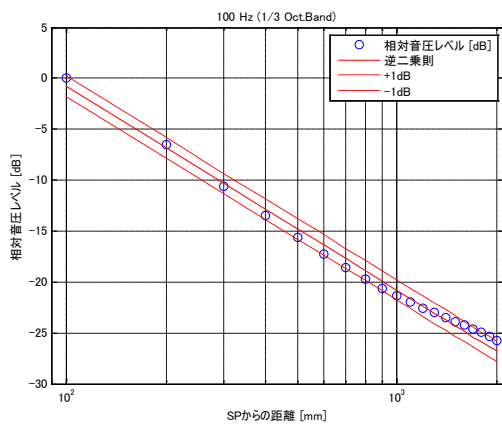


図 2.6 (a) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 100 Hz (1/3 Oct. Band) ]

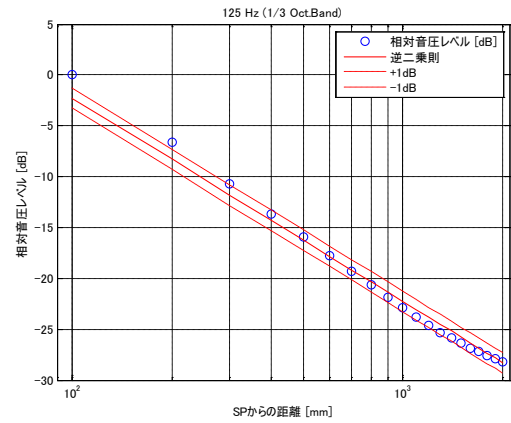


図 2.6 (b) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 125 Hz (1/3 Oct. Band) ]

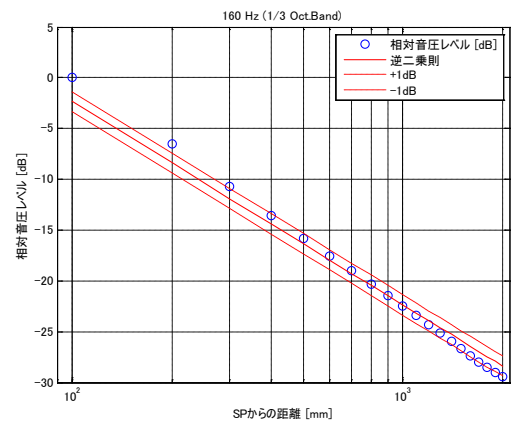


図 2.6 (c) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 160 Hz (1/3 Oct. Band) ]

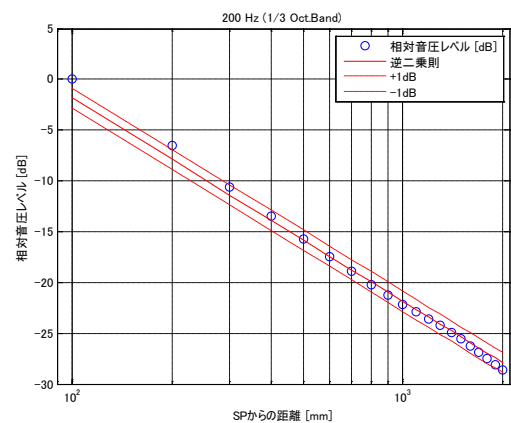


図 2.6 (d) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 200 Hz (1/3 Oct. Band) ]

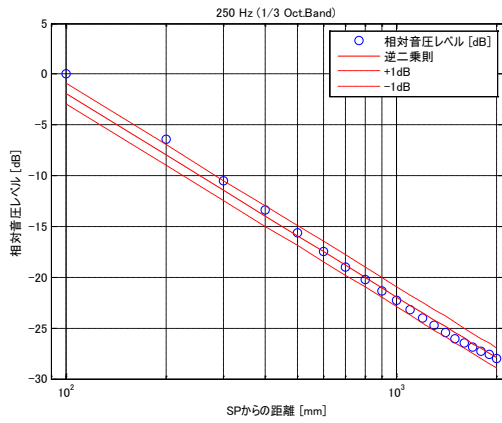


図 2.6 (e) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 250 Hz (1/3 Oct.Band) ]

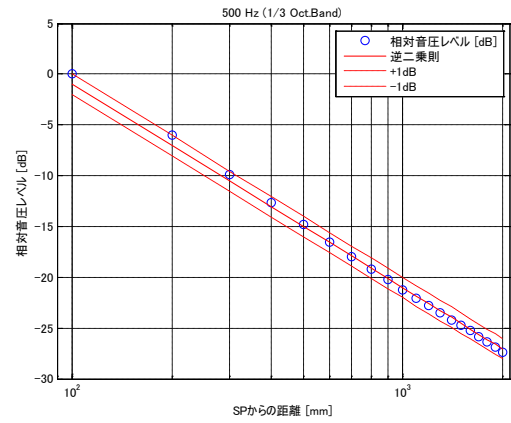


図 2.6 (h) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 500 Hz (1/3 Oct.Band) ]

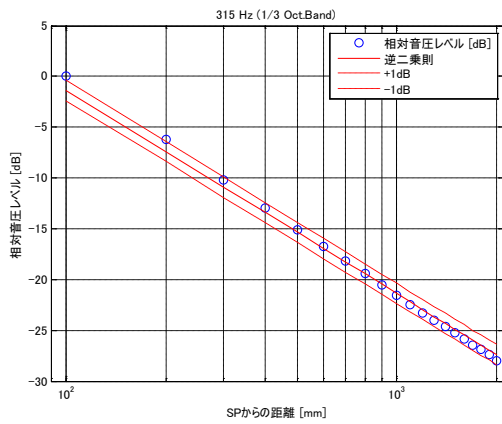


図 2.6 (f) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 315 Hz (1/3 Oct.Band) ]

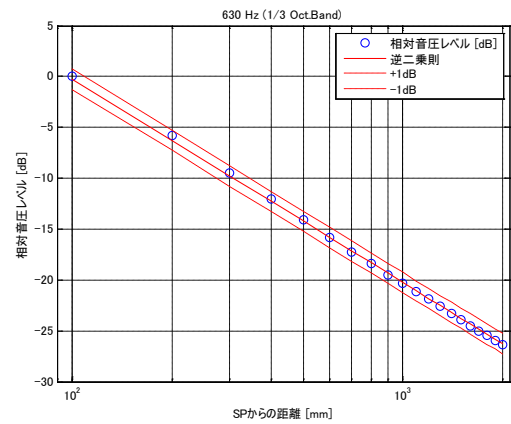


図 2.6 (i) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 630 Hz (1/3 Oct.Band) ]

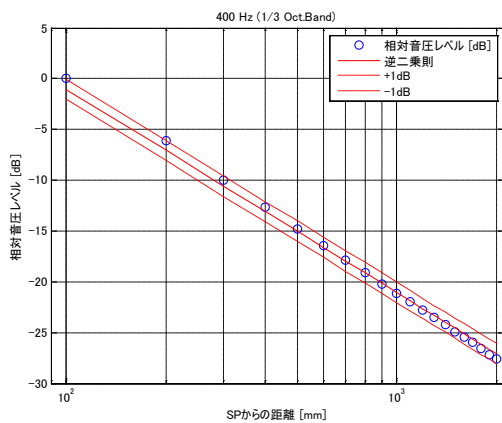


図 2.6 (g) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 400 Hz (1/3 Oct.Band) ]

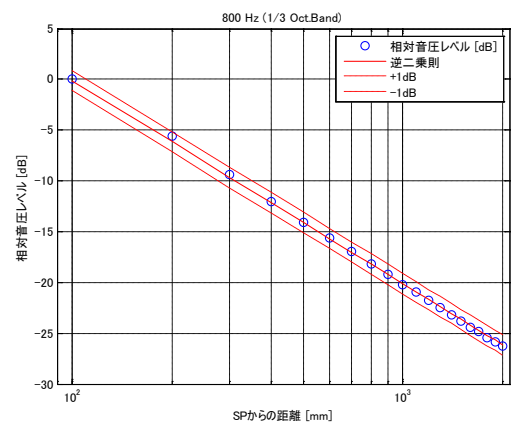


図 2.6 (j) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 800 Hz (1/3 Oct.Band) ]



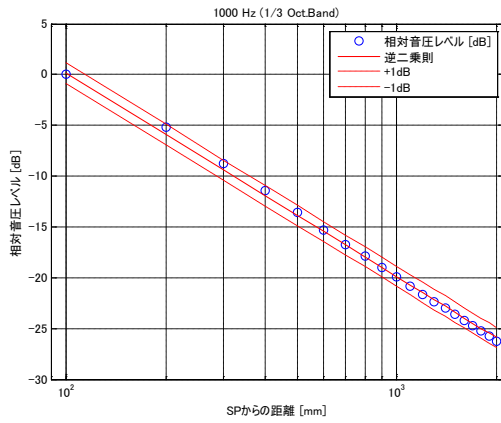


図 2.6 (k) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 1000 Hz (1/3 Oct. Band) ]

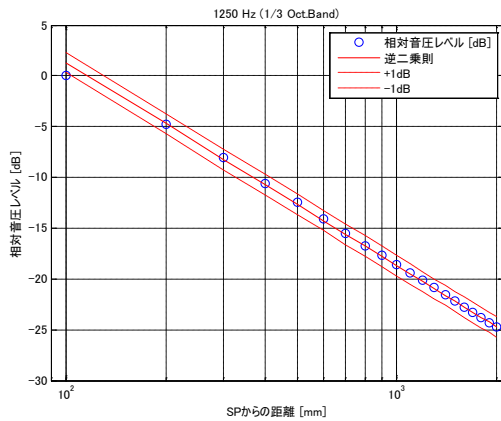


図 2.6 (l) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 1250 Hz (1/3 Oct. Band) ]

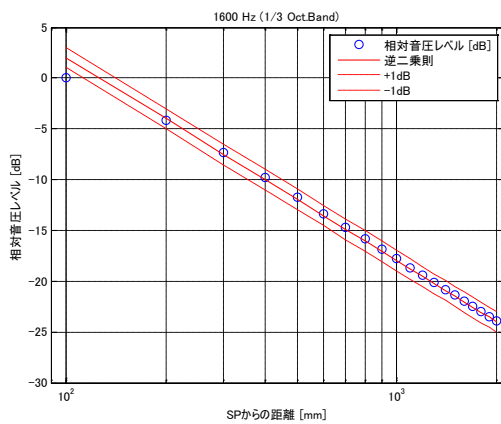


図 2.6 (m) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 1600 Hz (1/3 Oct. Band) ]

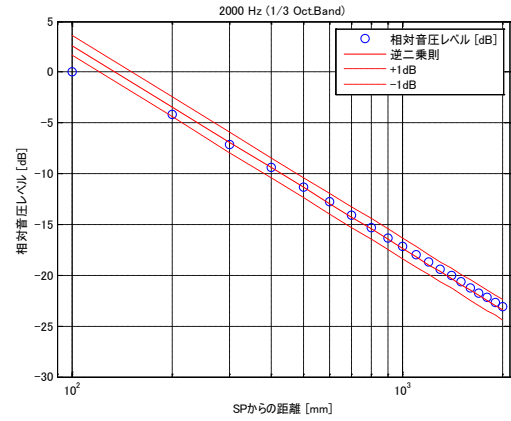


図 2.6 (n) 音圧レベル距離減衰特性  
[ 2000 Hz (1/3 Oct. Band) ]

## 2.2.2 音源室音波入射条件の検証

### 2.2.2.1 試験体未設置時の音波入射面位置での音圧分布測定(測定面位置比較)

試験体への音波入射状況を把握するために、試験体を設置していない状態での試験体入射面の音圧分布を測定した。なお、試験体を設置する室間開口の奥行きは約 360mm あるため、開口端（音源室側）からの距離  $d$  が 20mm および開口中央 ( $d=150\text{mm}$ ) 付近の計 2 平面の音圧分布を測定した。また SP は開口面中心を通る法線上、かつ各測定面から 2000mm 離れた位置に設置した。図 2.7 に測定の様子、図 2.8 に測定結果を示す。

音圧分布図をみると、音の干渉の影響を受けたと思われる模様が生じていることが分かる。これは測定面において音源からの直接音と開口部からの反射音によるものと考えられる。従って本測定では、この影響を低減するために試験体を開口面の音源側に設置することにした。

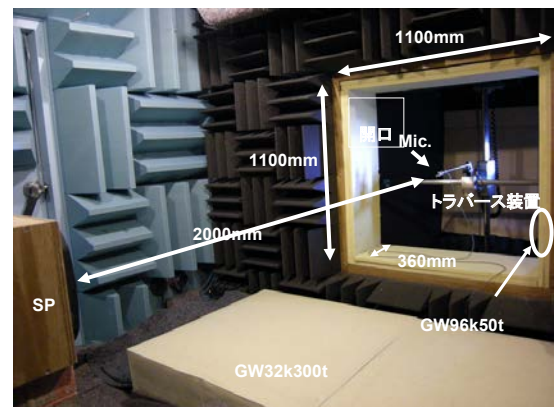


図 2.7 音波入射面位置での音圧分布測定の様子

[図 2.8 における、音圧レベルコンターマップの読み方]

マップは全て受音室側から見た図であり、全体で 1100mm×1100mm の開口を表している。

カラーバーの値は、隣り合う 2 つのマップに共通し、単位は dB 値である。

マップはそのマップ内の最大音圧レベルの値を 0dB とした場合の相対値で表している。

マップ内の黒線は試験体の音波透過面を示す。

測定点数は開口面 900mm×800mm を 50mm 間隔で測定した計 323 点である。

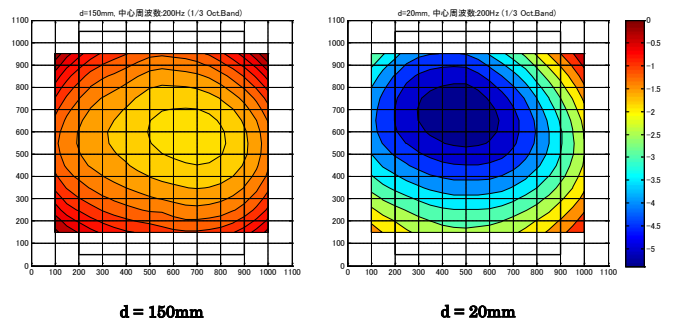


図 2.8(d) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 200 Hz (1/3 Oct.Band) ]

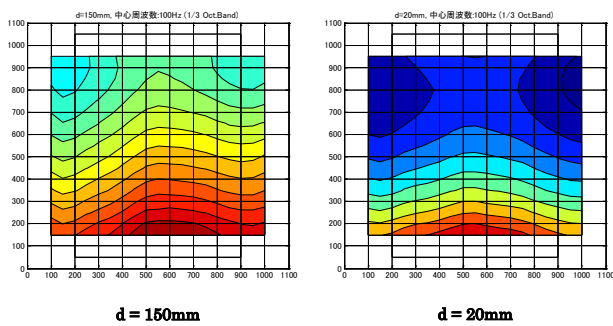


図 2.8(a) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 100 Hz (1/3 Oct.Band) ]

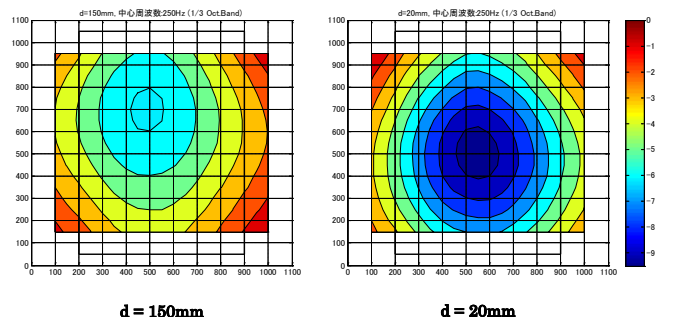


図 2.8(e) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 250 Hz (1/3 Oct.Band) ]

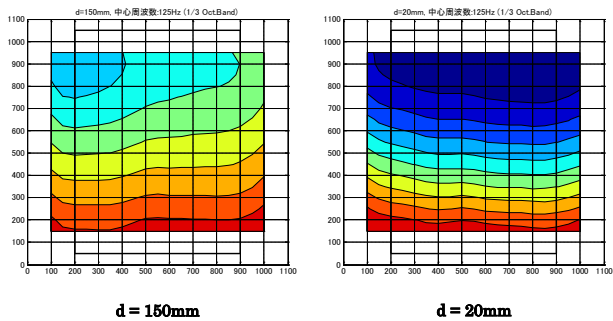


図 2.8 (b) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 125 Hz (1/3 Oct.Band) ]

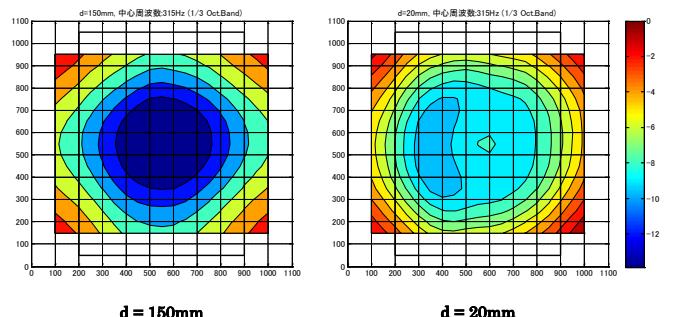


図 2.8(f) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 315Hz (1/3 Oct.Band) ]

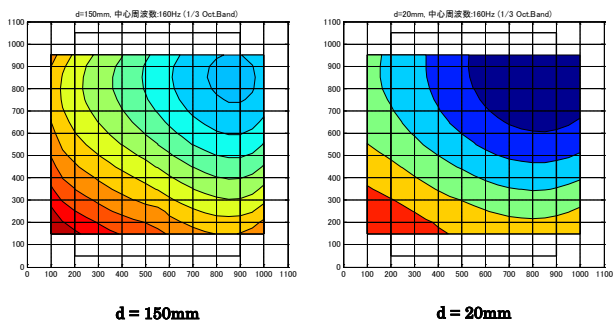


図 2.8(c) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 160Hz (1/3 Oct.Band) ]

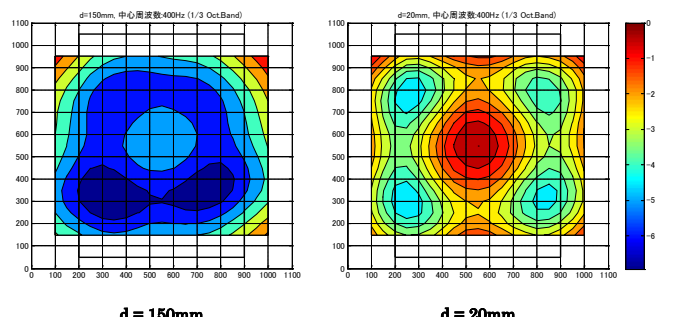


図 2.8(g) 試験体未設置時の開口面音圧分布 (測定面位置比較) [ 400 Hz (1/3 Oct.Band) ]



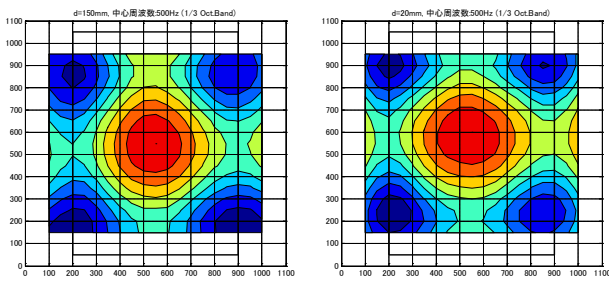
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(h) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 500 Hz (1/3 Oct. Band) ]

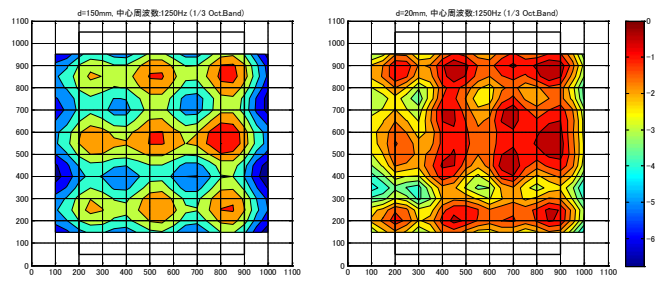
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(l) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 1250 Hz (1/3 Oct. Band) ]

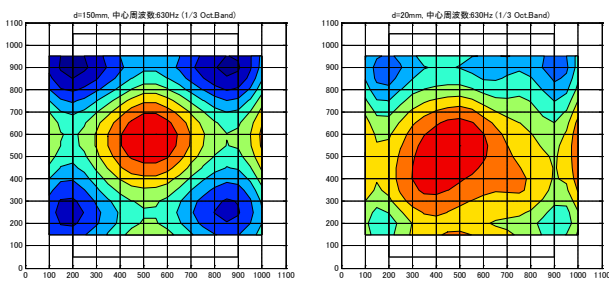
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(i) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 630 Hz (1/3 Oct. Band) ]

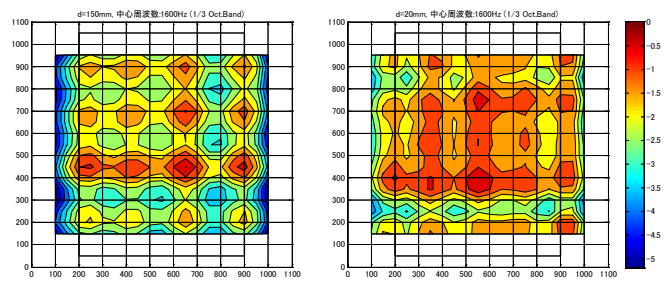
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(m) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 1600 Hz (1/3 Oct. Band) ]

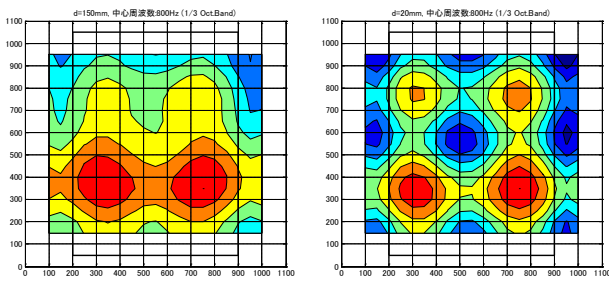
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(j) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 800 Hz (1/3 Oct. Band) ]

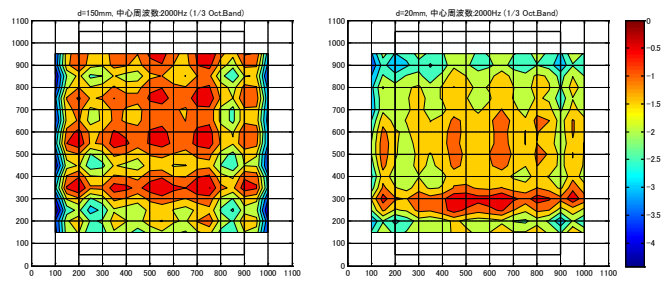
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(n) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 2000 Hz (1/3 Oct. Band) ]

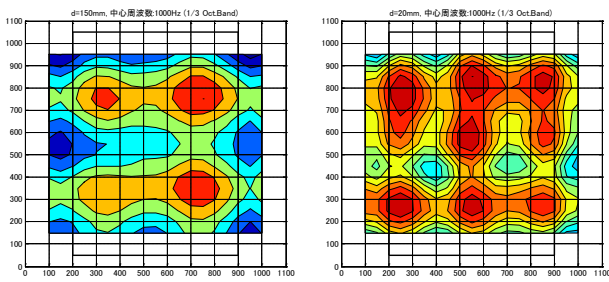
**d = 150mm****d = 20mm**

図 2.8(k) 試験体未設置時の開口面音圧分布  
(測定面位置比較) [ 1000 Hz (1/3 Oct. Band) ]

### 2.2.2.2 試験未設置および設置時の音波入射面での音圧分布比較

開口に試験体を設置した状態で試験体の音波入射面近傍の音圧レベル分布を測定し、2.2.2.1 節における試験体未設置時の結果と比較した。試験体は 10mm 厚を使用した。図 2.9 に SP 及びマイクの配置、図 2.10 に音圧分布比較を示す。

測定結果から、試験体を開口面音源側に設置することにより、測定面の音圧分布のレベル差が小さくなっていることが確認された。

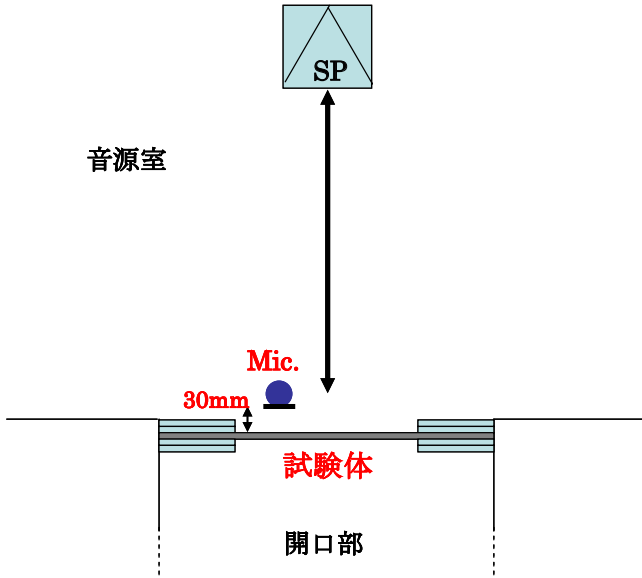


図 2.9 SP および Mic.の配置図

[図 2.10 における、音圧レベルコンターマップの読み方]

マップは全て受音室側から見た図であり、全体で 1100mm × 1100mm の開口を表している。

カラーバーの値は、隣り合う 2 つのマップに共通し、単位は dB 値である。

マップはそのマップ内の最大音圧レベルの値を 0dB とした場合の相対値で表している。

マップ内の黒線は試験体の音波透過面端を示す。

試験体設置時の測定点数は、音波透過面内の 700mm × 1000mm を 100mm 間隔で測定した計 70 点である。

測定点は試験体表面(音源側)から 30mm 離れた点である。

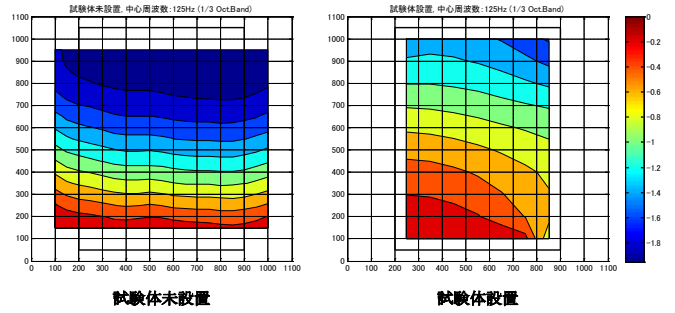


図 2.10(b) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[125 Hz (1/3 Oct.Band)]

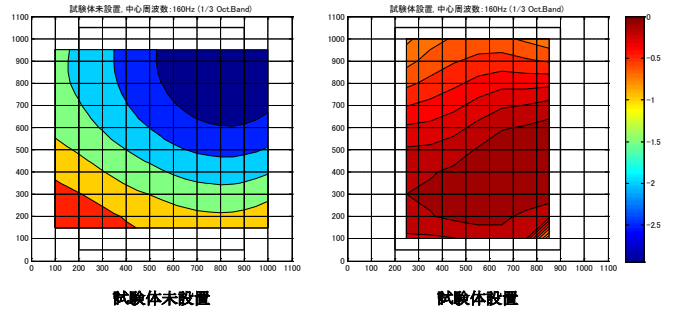


図 2.10(c) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[160 Hz (1/3 Oct.Band)]

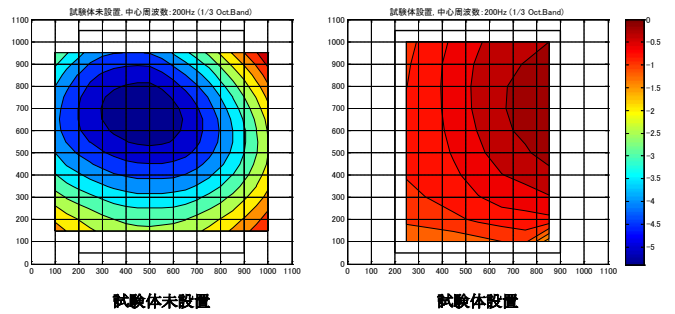


図 2.10(d) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[200 Hz (1/3 Oct.Band)]

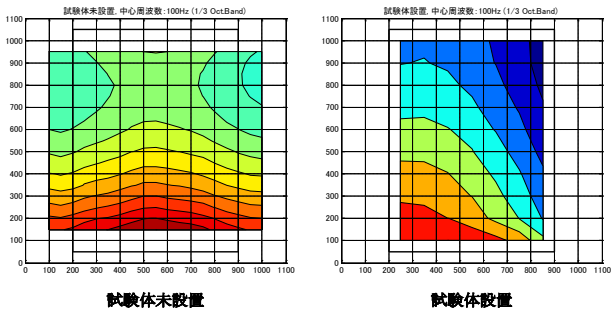


図 2.10(a) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[100 Hz (1/3 Oct.Band)]

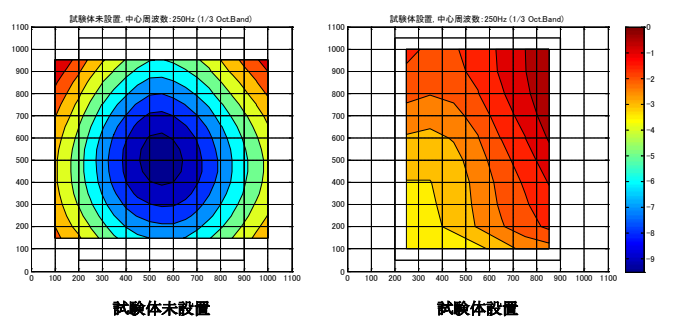
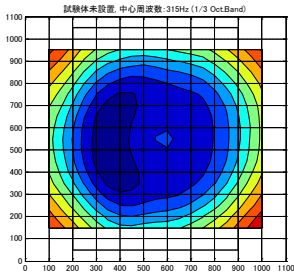
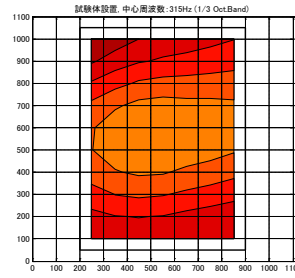


図 2.10(e) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[250 Hz (1/3 Oct.Band)]

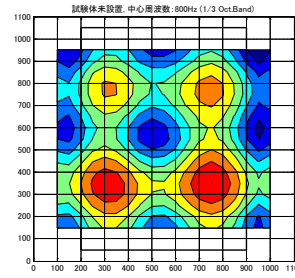


試験体未設置

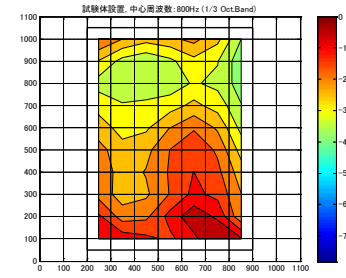


試験体設置

図 2.10(f) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[315 Hz (1/3 Oct.Band)]

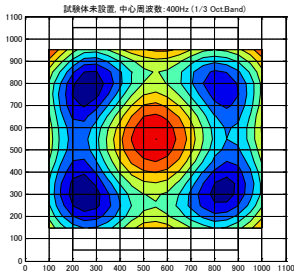


試験体未設置

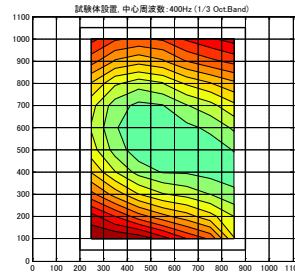


試験体設置

図 2.10(j) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[800 Hz (1/3 Oct.Band)]

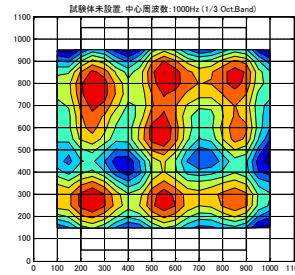


試験体未設置

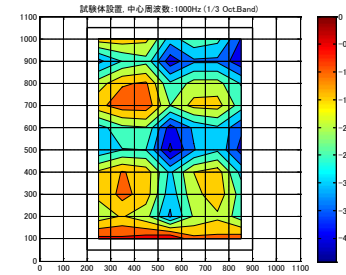


試験体設置

図 2.10(g) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[400 Hz (1/3 Oct.Band)]

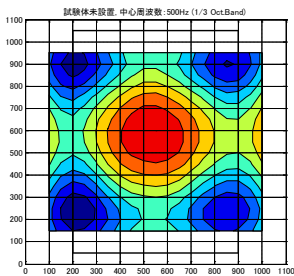


試験体未設置

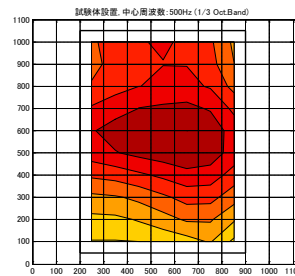


試験体設置

図 2.10(k) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[1000 Hz (1/3 Oct.Band)]

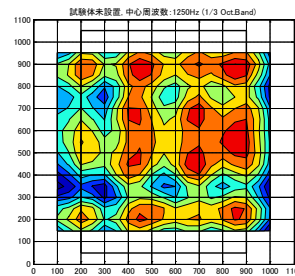


試験体未設置

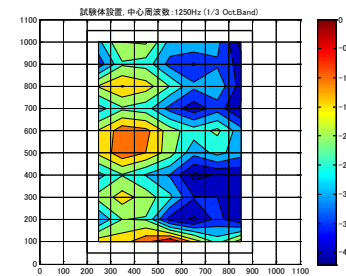


試験体設置

図 2.10(h) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[500 Hz (1/3 Oct.Band)]

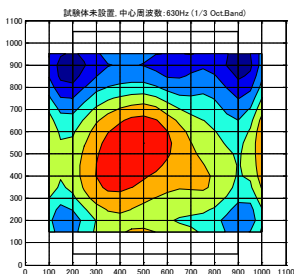


試験体未設置

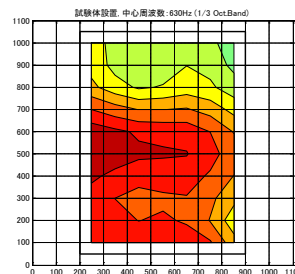


試験体設置

図 2.10(l) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[1250 Hz (1/3 Oct.Band)]

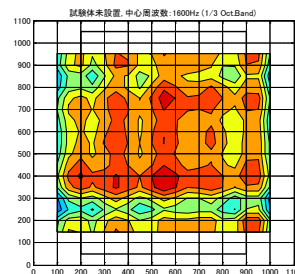


試験体未設置

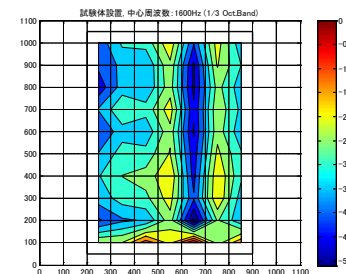


試験体設置

図 2.10(i) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[630 Hz (1/3 Oct.Band)]



試験体未設置



試験体設置

図 2.10 (m) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[1600 Hz (1/3 Oct.Band)]

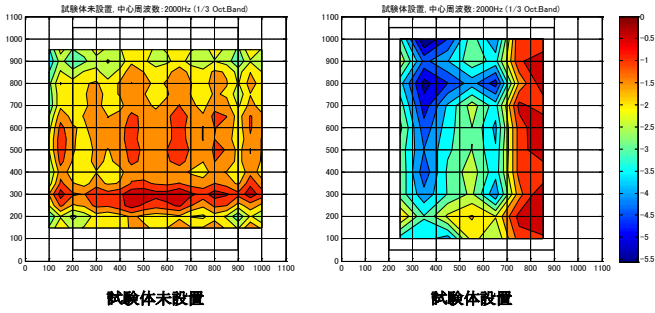


図 2.10 (n) 試験体設置・未設置時の開口面音圧分布比較  
[2000 Hz (1/3 Oct.Band)]

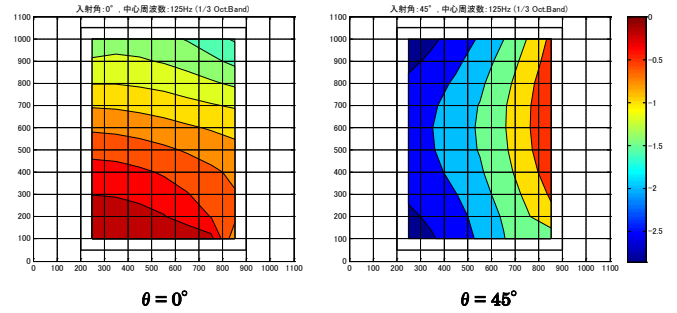


図 2.12 (b) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[125 Hz (1/3 Oct.Band)]

### 2.2.2.3 試験体設置時の音波入射面近傍の音圧分布測定 (入射角比較)

試験体に対し、音波が斜め入射した際(入射角=45°)の入射面近傍の音圧分布を測定し、2.2.2.2節における垂直入射の結果と比較した。図 2.11 に SP 及びマイクの配置、図 2.12 に音圧分布比較を示す。(コンターマップの読み方は図 2.10 と同じ。) 試験体は、10mm 厚を使用した。

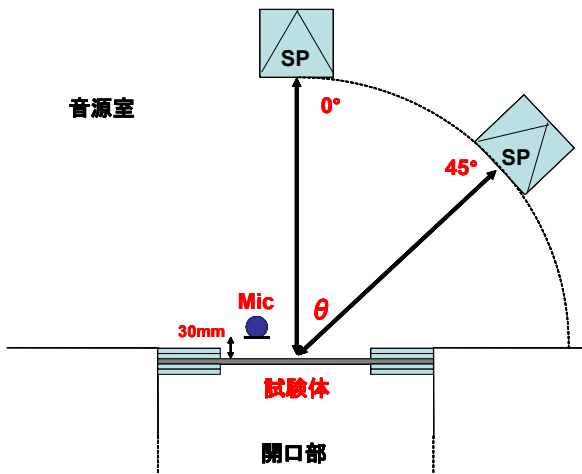


図 2.11 SP および Mic の設置図

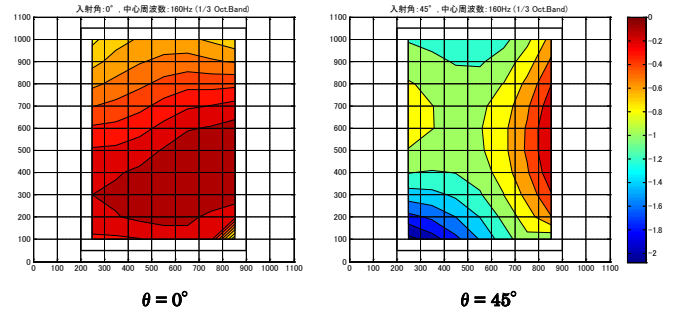


図 2.12 (c) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[160 Hz (1/3 Oct.Band)]

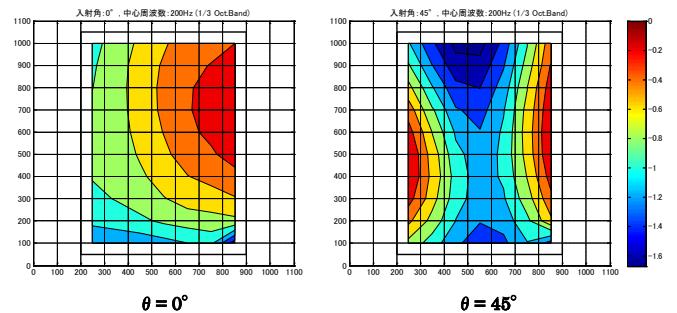


図 2.12 (d) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[200 Hz (1/3 Oct.Band)]

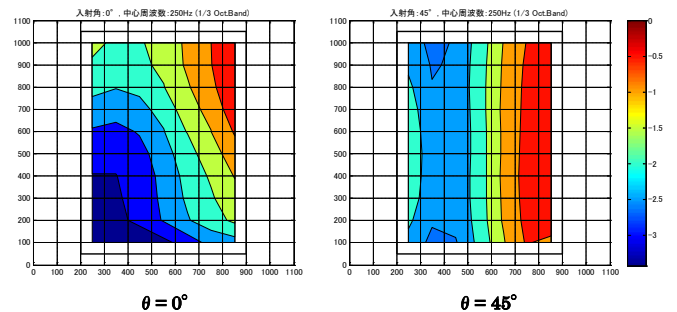


図 2.12 (e) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[250 Hz (1/3 Oct.Band)]

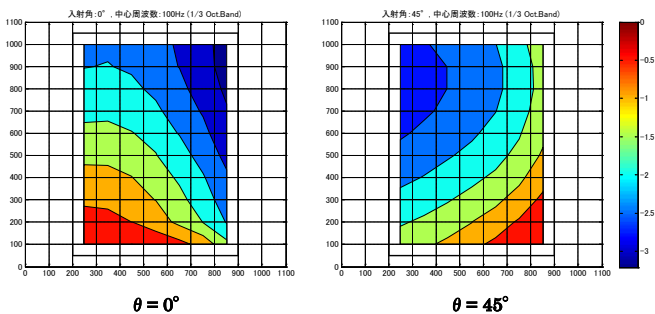


図 2.12 (a) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[100 Hz (1/3 Oct.Band)]

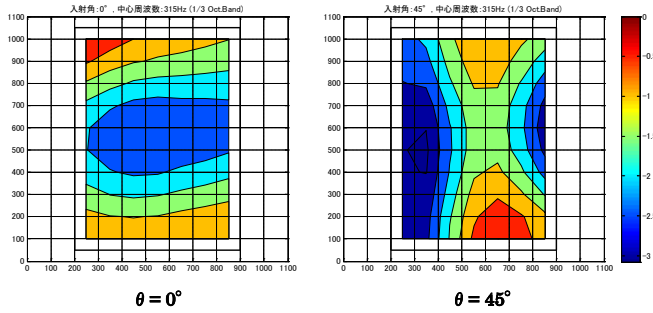


図 2.12 (f) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[315 Hz (1/3 Oct.Band)]

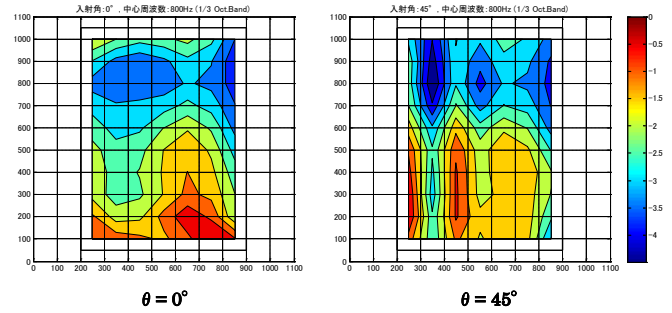


図 2.12(j) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[800 Hz (1/3 Oct.Band)]

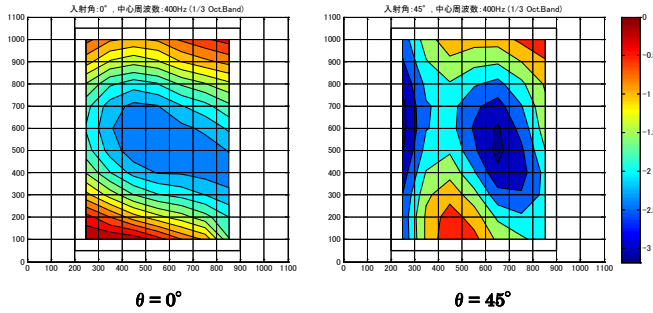


図 2.12 (g) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[400 Hz (1/3 Oct.Band)]

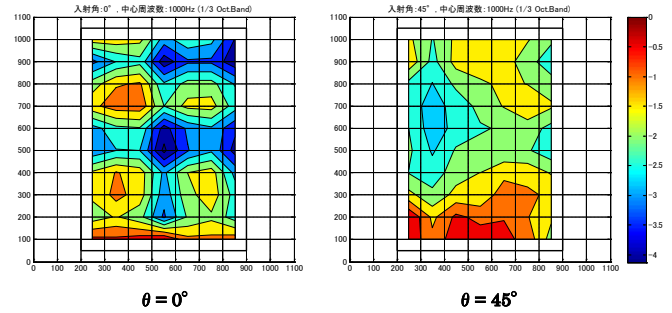


図 2.12(k) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[1000 Hz (1/3 Oct.Band)]

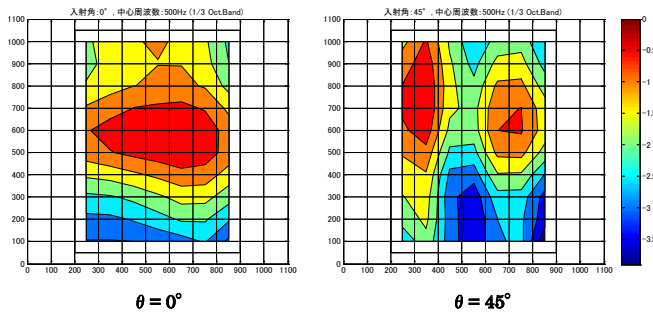


図 2.12 (h) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[500 Hz (1/3 Oct.Band)]

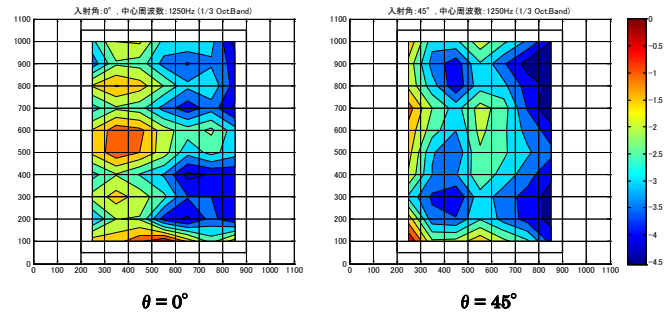


図 2.12(l) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[1250 Hz (1/3 Oct.Band)]

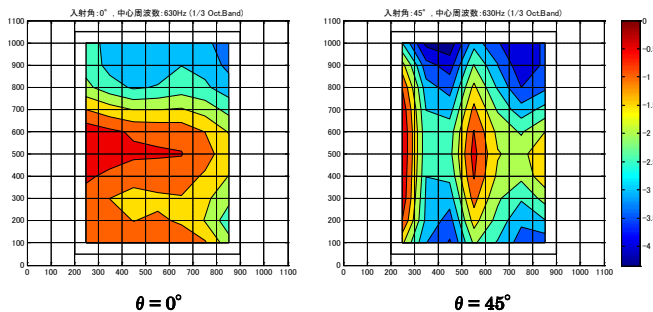


図 2.12 (i) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[630 Hz (1/3 Oct.Band)]

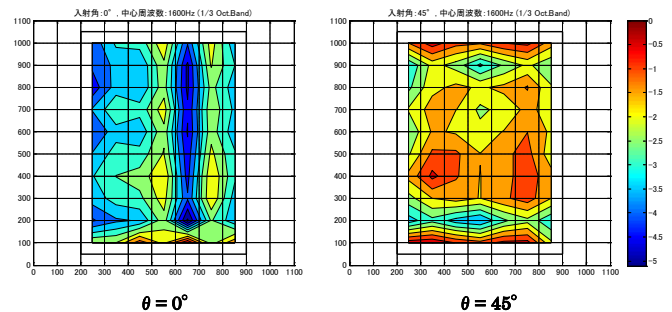


図 2.12(m) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[1600 Hz (1/3 Oct.Band)]



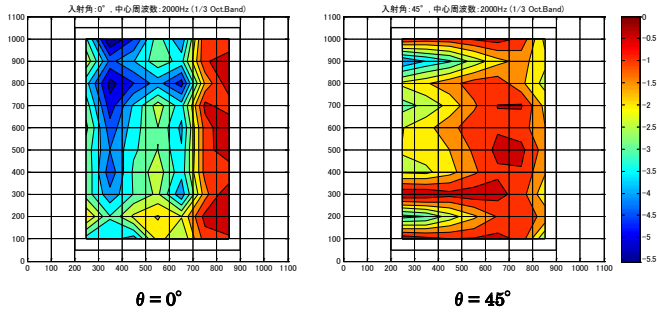


図 2.12(n) 試験体設置時の開口面音圧分布比較(入射角比較)  
[2000 Hz (1/3 Oct. Band)]

### 2.2.3 試験体取付け状態(支持条件)の検証

試験体の取付け状態(支持条件)を確認するために、図 2.13 に示す OX、OY 軸方向の振動の様子を振動加速度センサーを用いて測定した。図 2.14 に、振動の距離特性を方向別および試験体の 1 次～3 次までの固有振動数と一致すると思われるピーク周波数別に示す。

固有振動数は、2.3 節の本試験で得られた平均粒子速度レベル周波数特性結果の値を用いた。

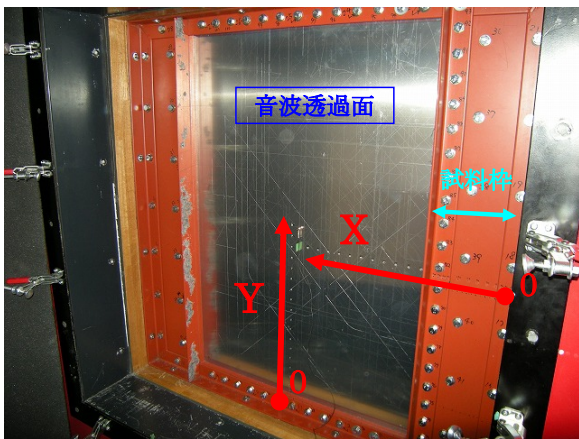


図 2.13 振動分布の測定軸

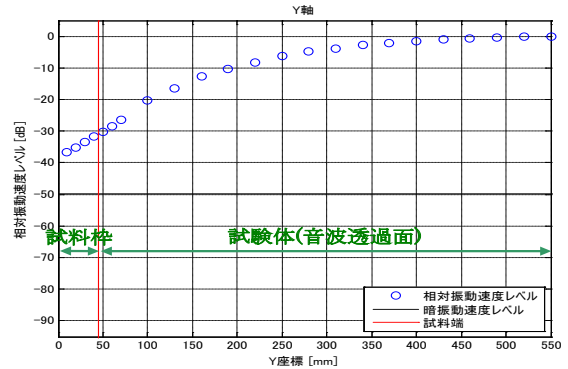
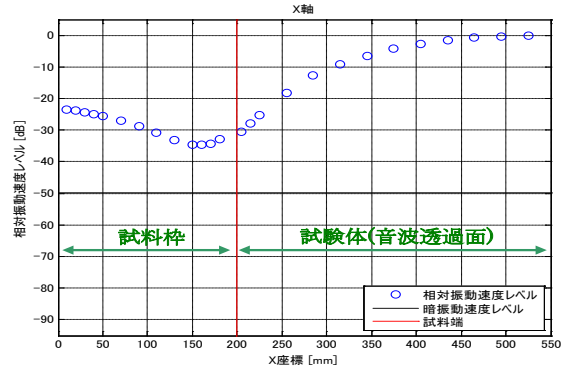


図 2.14(a) 相対振動速度レベル分布  
[10mm 厚 128.9 Hz]

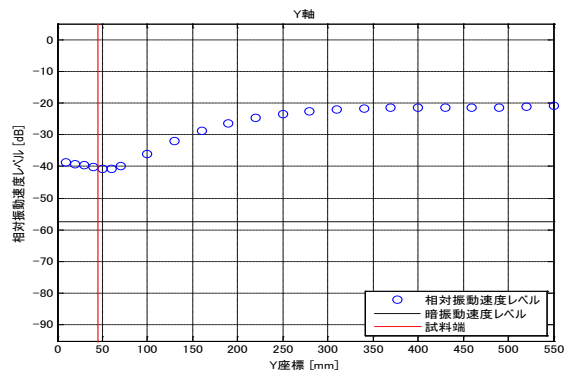
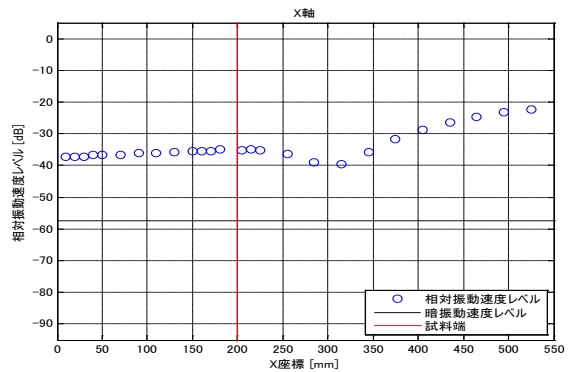


図 2.14(b) 相対振動速度レベル分布  
[10mm 厚 207.0 Hz]



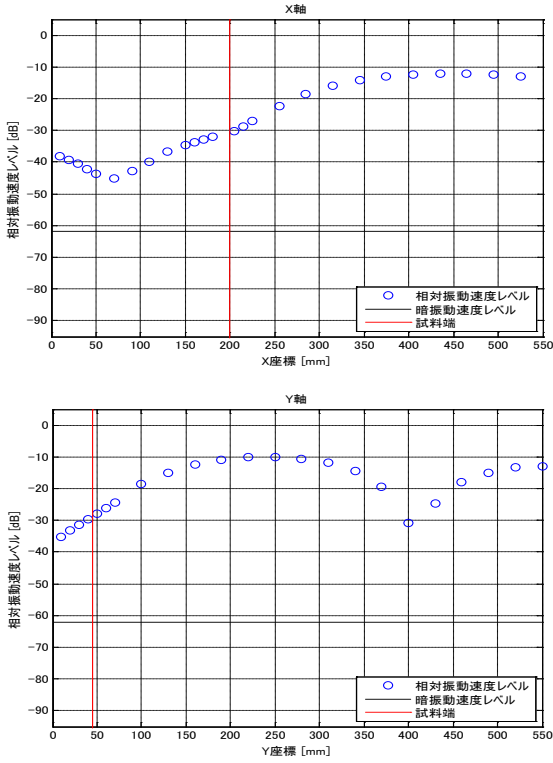


図 2.14(c) 相対振動速度レベル分布  
[10mm 厚 332.0 Hz]

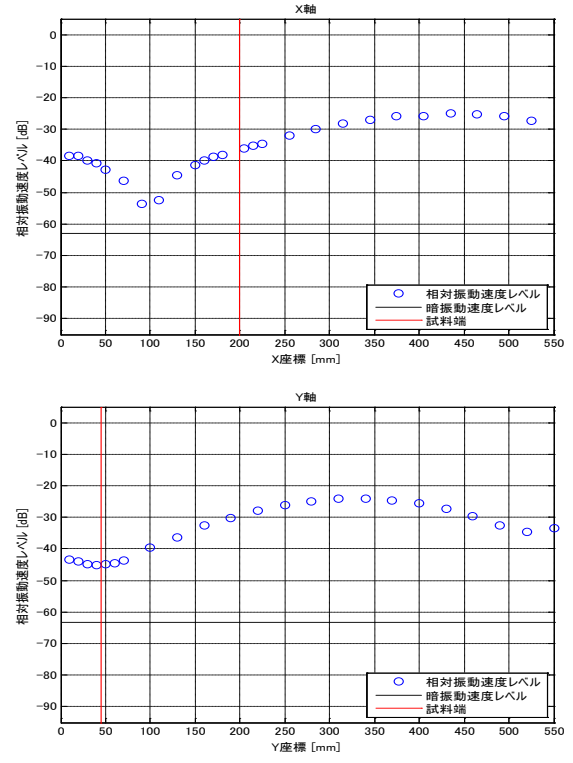


図 2.14(e) 相対振動速度レベル分布  
[15mm 厚 755.9 Hz]

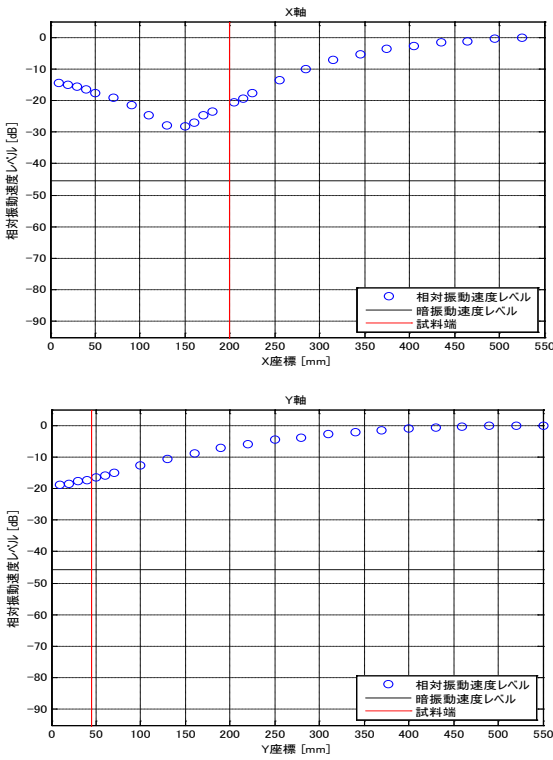


図 2.14(d) 相対振動速度レベル分布  
[15mm 厚 160.2 Hz]

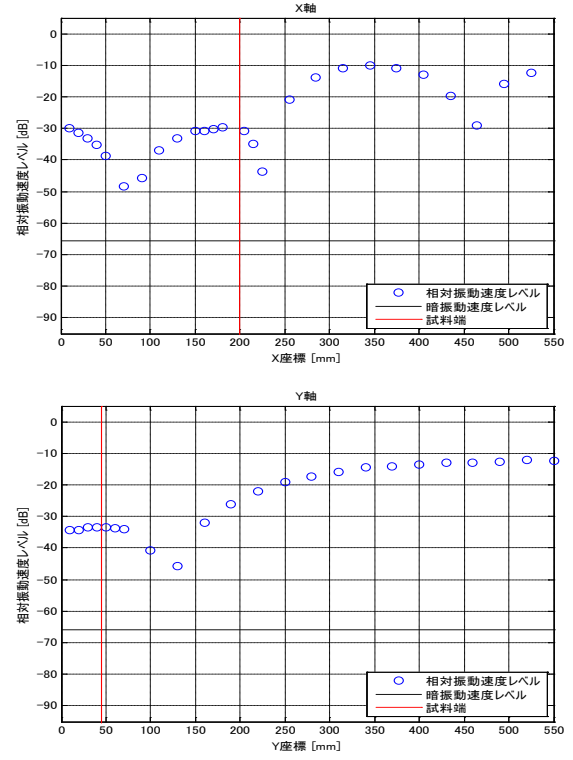


図 2.14(f) 相対振動速度レベル分布  
[15mm 厚 970.9 Hz]

### 2.2.4 試験体の振動速度特性と試験体近傍の粒子速度特性の比較

試験体透過面上(受音室側)のある1点において、振動加速度センサーを用いて得られた振動速度レベルと透過面から法線方向に15mm離れた点で測定した粒子速度レベルの周波数特性を比較した結果を次項に示す。試験体は10mm厚を用いた。

この結果から、少なくとも100Hz以上1kHz以下では、両者はほぼ一致していることが分かる。これにより、粒子速度センサーを用いれば対象物に非接触な状態で振動の測定が可能のため、試験体に何らかの質量が付加されることになる振動加速度センサーを用いた振動測定よりも対象物本来の振動の様子を捉えられると考えられる。従って、本実験では粒子速度センサーを用いて、試験体の振動の様子を測定することにした。



図 2.15 試験体近傍に設置した粒子速度センサー

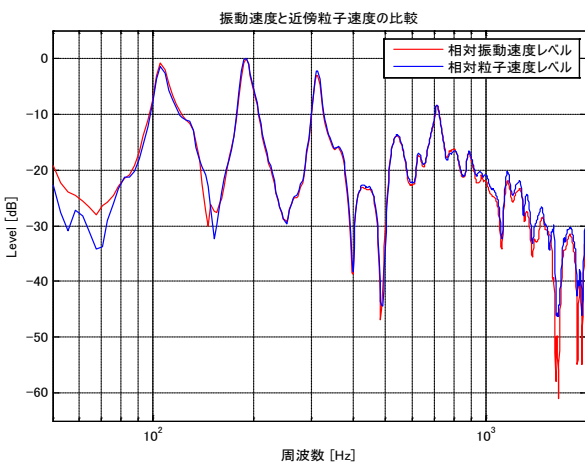


図 2.16 試験体表面の振動速度レベルと近傍粒子速度レベルの周波数特性の比較

### 2.3 本試験

#### 2.3.1 近傍粒子速度

粒子速度センサーを用い、試験体に音波が入射している時の試験体近傍の粒子速度レベル分布を測定した。測定エリアは音波透過面に対し物理的に測定可能なエリア(透過面全体に対し3/4程度のエリア)とし、入射角度は0°、30°、45°とした。センサーの透過面からの距離は15mmとし、測定点数は測定エリアを30mm間隔で測定した計540点(20×27)とした。図2.17に粒子速度エリアを、図2.18にSPと試験体の位置関係を示す。

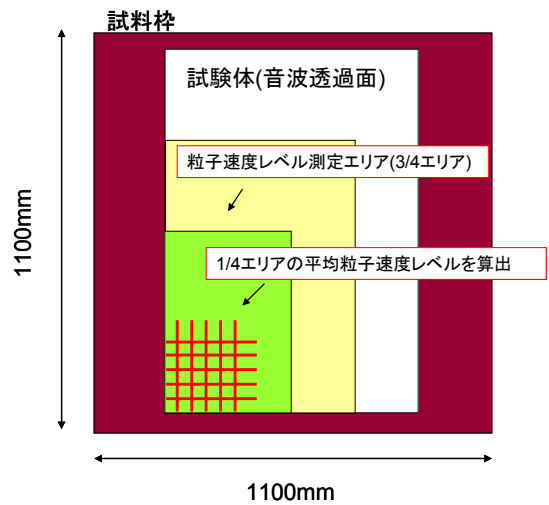


図 2.17 粒子速度の測定エリア

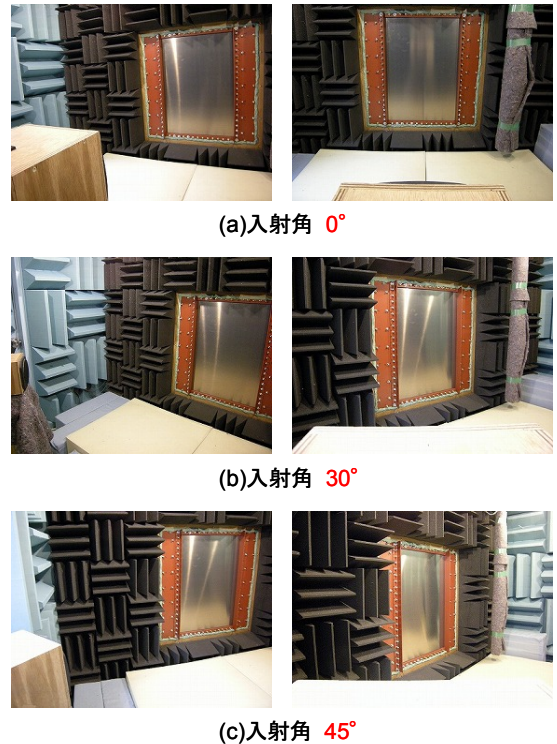


図 2.18 SP と試験体の位置関係

測定後、音波透過面の 1/4 エリアの平均粒子速度レベル周波数特性および測定面の粒子速度分布を周波数ごとに算出し、それらから固有振動モードと思われる周波数(100~2000Hz の範囲内)を試験体および入射角度ごとに目視で抽出した。表 2.3 に固有振動モードと思われる周波数を、図 2.19 に試験体および入射角ごとの平均粒子速度レベルの周波数特性(最大値を 0dB とした相対レベル)を、図 2.20 に励起された固有振動モードが最も多かった 10mm 厚の入射角 30°の時の粒子速度分布(最大値を 0dB とした相対レベル分布)を示す。

表 2.3 から、験体および入射角度によって励起されたりされなかったりする固有振動モードが存在することが分かった。また、板厚が大きくなると励起されるモードが極端に少なくなることが分かった。これは、測定当初より試料枠の剛性が大きくなるよう可能な限り対策(試料端近傍に L 字アングルおよび固定用ボルトを増設)をしたものの、それでも剛性が足りなかったためと考えられる。

表 2.3 固有振動モードと思われる周波数

mode	10mm 厚			15mm 厚		
	0°	30°	45°	0°	30°	45°
( 1, 1 )	128.9	128.9	127.0	160.2	160.2	160.2
( 1, 2 )	207.0	207.0	205.1	-	-	-
( 2, 1 )	-	-	-	-	-	-
( 1, 3 )	332.0	332.0	330.1	-	-	-
( 2, 2 )	392.6	392.5	390.5	-	-	-
( 2, 3 )	-	523.5	523.5	755.9	755.9	755.9
( 3, 1 )	664.1	664.1	664.1	970.7	970.7	970.7
( 1, 5 )	-	-	-	1060.5	-	-
( 3, 3 )	806.6	806.6	804.7	-	-	1117.2
( 2, 5 )	-	945.3	-	-	-	-
( 4, 1 )	1033.2	1031.3	1031.3	-	1523.0	1505.9
( 4, 3 )	-	1171.9	1168.0	-	-	1783.2
( 3, 5 )	1205.1	1205.1	1205.1	1753.9	1753.9	-
( 4, 4 )	-	1357.4	-	-	-	-
( 5, 1 )	1502.0	1500.0	1500.0	-	-	-
( 4, 5 )	-	1584.0	1582.0	-	-	-
( 5, 3 )	1642.0	-	1658.0	-	-	-
( 3, 7 )	1769.5	1783.2	-	-	-	-

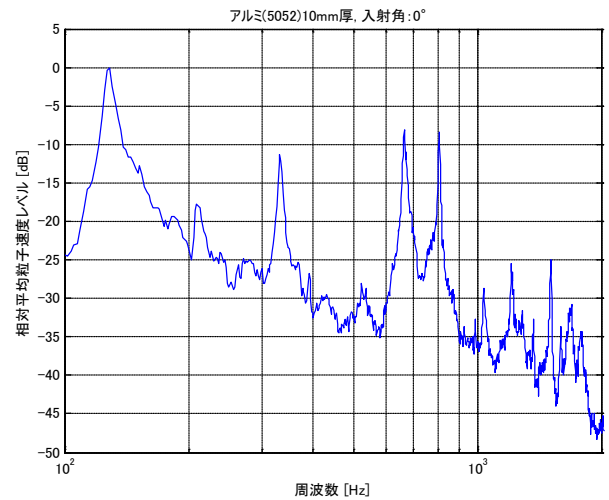


図 2.19(a) 平均粒子速度レベル(10mm 厚、入射角:0°)

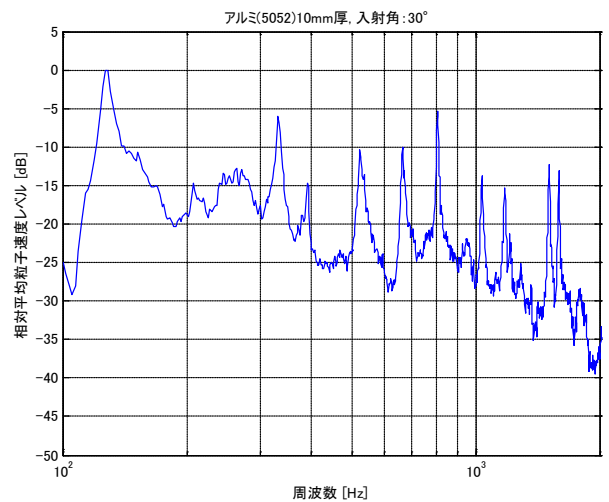


図 2.19(b) 平均粒子速度レベル(10mm 厚、入射角:30°)

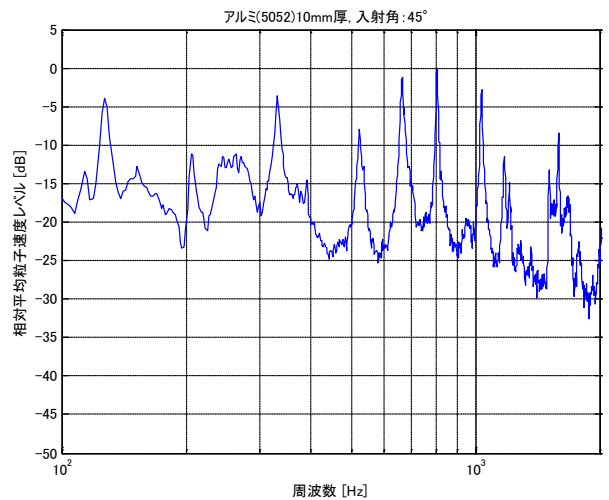


図 2.19(c) 平均粒子速度レベル(10mm 厚、入射角:45°)

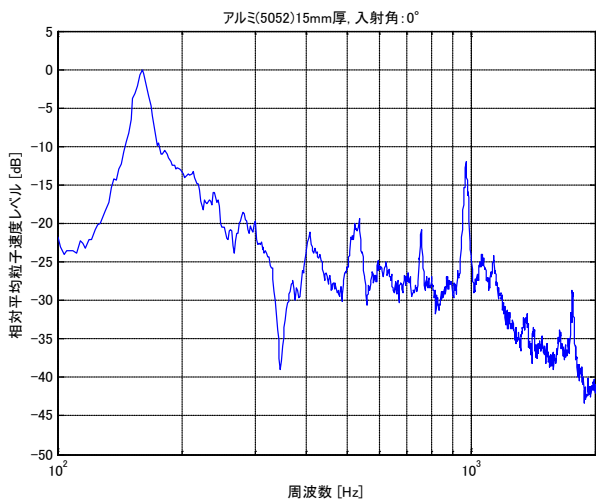


図 2.19(d) 平均粒子速度レベル(15mm 厚、入射角:0°)

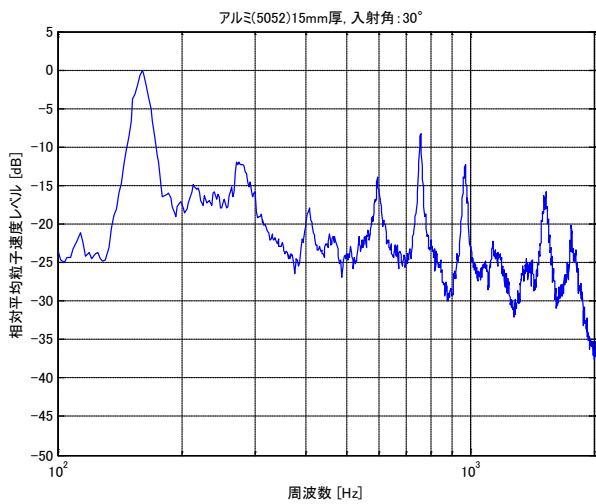


図 2.19(e) 平均粒子速度レベル(15mm 厚、入射角:30°)

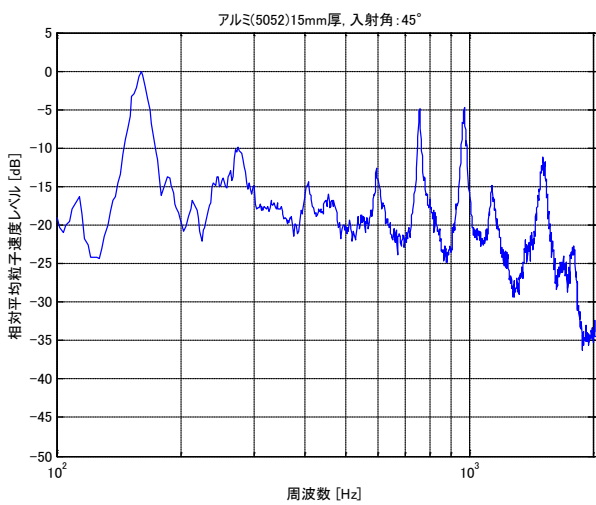


図 2.19(f) 平均粒子速度レベル(15mm 厚、入射角:45°)

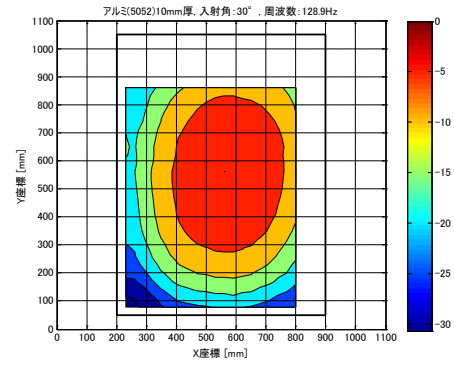


図 2.20(a) 粒子速度分布(128.9 Hz [ Mode : (1,1) ])

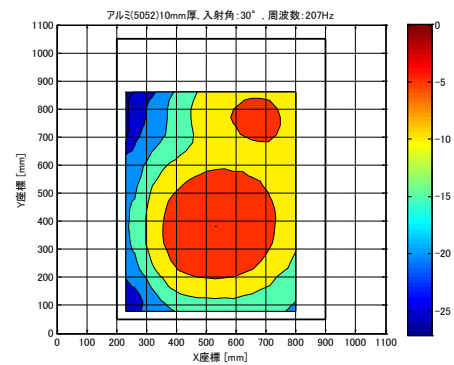


図 2.20(b) 粒子速度分布(207.0 Hz [ Mode : (1,2) ])

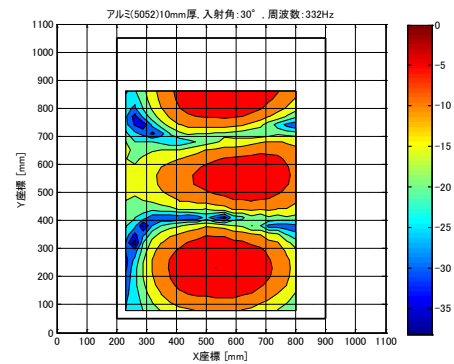


図 2.20(c) 粒子速度分布(332.0 Hz [ Mode : (1,3) ])

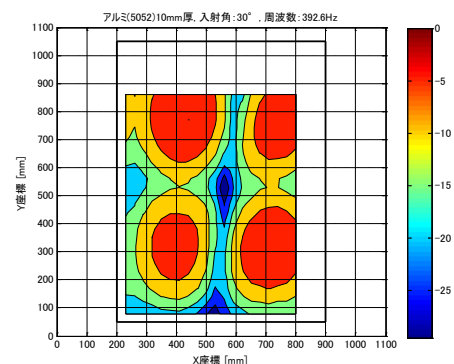


図 2.20(d) 粒子速度分布(392.5 Hz [ Mode : (2,2) ])

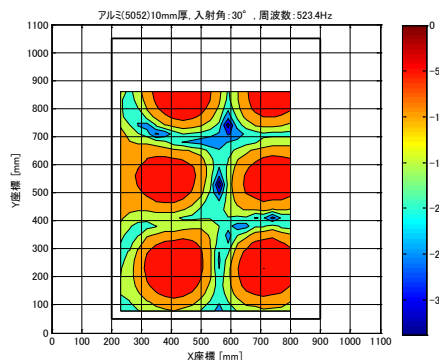


図 2.20(e) 粒子速度分布(523.5 Hz [ Mode : (2,3) ])

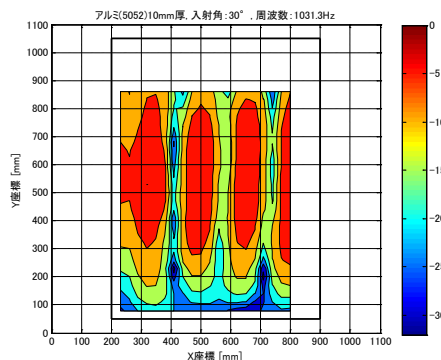


図 2.20(i) 粒子速度分布(1031.3 Hz [ Mode : (4,1) ])

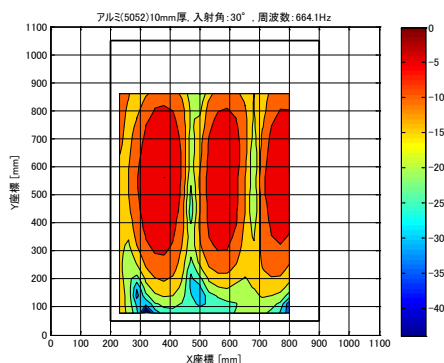


図 2.20(f) 粒子速度分布(664.1 Hz [ Mode : (3,1) ])

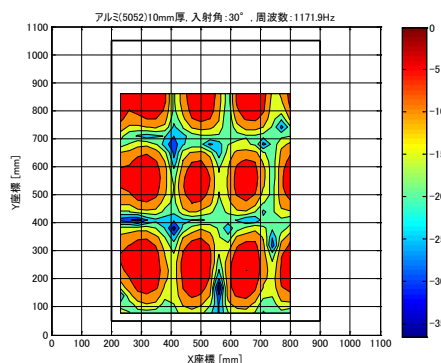


図 2.20(j) 粒子速度分布(1171.9 Hz [ Mode : (4,3) ])

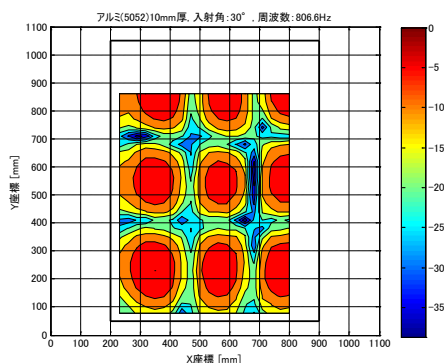


図 2.20(g) 粒子速度分布(806.6 Hz [ Mode : (3,3) ])

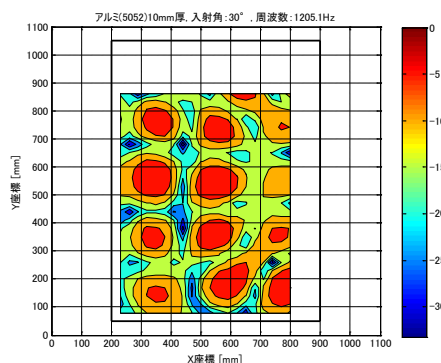


図 2.20(k) 粒子速度分布(1205.1 Hz [ Mode : (3,5) ])

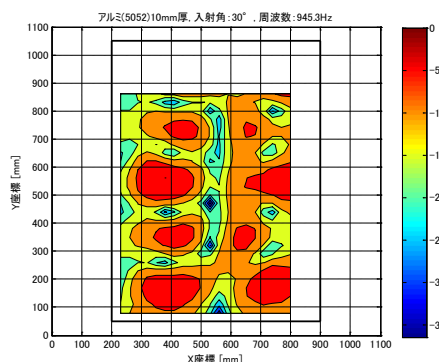


図 2.20(h) 粒子速度分布(945.3 Hz [ Mode : (2,5) ])

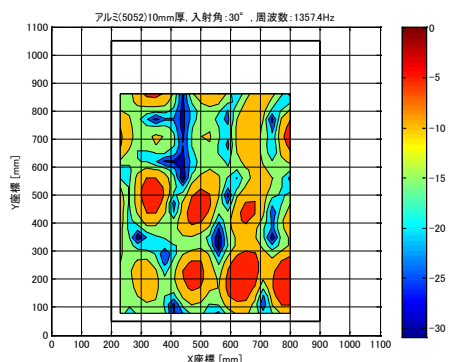


図 2.20(l) 粒子速度分布(1357.4 Hz [ Mode : (4,4) ])



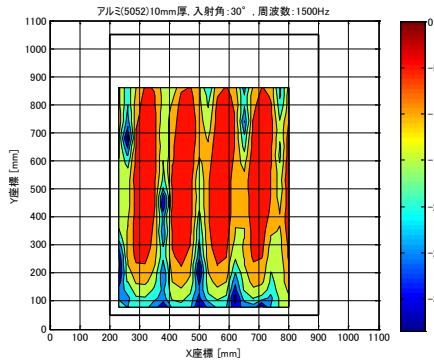


図 2.20(m) 粒子速度分布(1500.0 Hz [ Mode : (5,1) ])

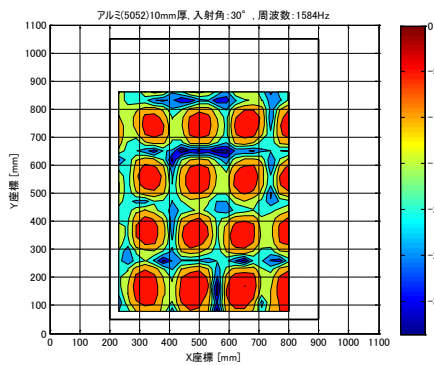


図 2.20(n) 粒子速度分布(1584.0 Hz [ Mode : (4,5) ])

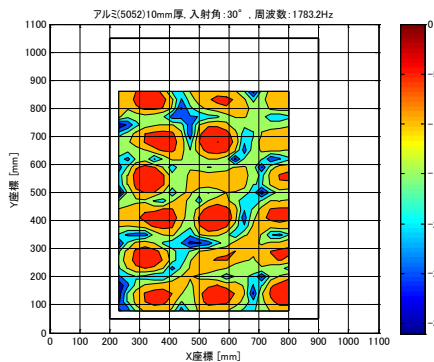


図 2.20(o) 粒子速度分布(945.3 Hz [ Mode : (3,7) ])

## 2.3.2 透過損失

### 2.3.2.1 算出式

本測定での透過損失は、次式から算出した。

$$TL = PWL_i - PWL_t$$

ここで、 $PWL_i$ 、 $PWL_t$  はそれぞれ、入射音響パワーレベル、透過音響パワーレベル、である。また、 $PWL_i$ 、 $PWL_t$  はそれぞれ次式から算出した。

#### ① 入射音響パワーレベル

予備測定で検討したとおり、試験体を音源面開口部分に

設置し、SP を 2000mm 離すことで試験体にはほぼ一様に音響加振されていると仮定し、試験体に入射する音響パワーは 2.2.1 節で得られた音圧データ(音源から 2000mm の距離)を用い、次の算出式から求めた。

$$\text{入射音響パワーレベル} = 10 \times \log_{10} \left( \sum_i^{N_{in}} I_{i-in} \times S_i \right)$$

$$I_{i-in} = \frac{\bar{P}_i^2}{\rho c} = \frac{P^2}{\rho c}$$

ここで、 $I_{i-in}$  は入射面を幾つかの部分入射面に分割した場合の  $i$  番目の面の入射音響インテンシティ、 $N_{in}$  は入射面分割数、 $S_i$  は  $i$  番目の分割面の面積、 $\bar{P}_i$  は  $i$  番目の面の平均入射音圧、 $\rho$  は媒質密度、 $c$  は音速、 $P$  は 2.2.1 節で得られた平均音圧を表す。

#### ② 透過音響パワーレベル

測定面を幾つかの部分測定面に分割し、各面の中央部のノーマル音響インテンシティを測定し、次の算出式から求める。

$$\text{透過音響パワーレベル} = 10 \times \log_{10} \left( \sum_i^{N_{out}} I_{i-out} \times S_i \right)$$

ここで、 $I_{i-out}$  は各測定点でのノーマル音響インテンシティ、 $N_{out}$  は測定面の分割数、 $S_i$  は各測定面の面積を表す。

### 2.3.2.2 透過音の測定方法

測定面は、試験体からの透過音を漏れなく捕捉するため透過面より大きめに設定したかったが、インテンシティプローブが移動時に試験体端にある L 字アングルに接触してしまうため、本測定では透過面を総測定面とし、透過面 70 等分したエリアの中央部のノーマル音響インテンシティを測定した。なお、この場合、入射面と透過面の各面積は等しいため、透過損失は次式で求められる。

$$\begin{aligned} \text{透過損失} &= 10 \times \log_{10} \left( \sum_i^{N_{in}} I_{i-in} \times S_i \right) - 10 \times \log_{10} \left( \sum_i^{N_{out}} I_{i-out} \times S_i \right) \\ &= 10 \times \log_{10} \left( S_0 \times N_{in} \times \bar{I}_{in} \right) - 10 \times \log_{10} \left( S_0 \times N_{out} \times \bar{I}_{out} \right) \\ &= 10 \times \log_{10} \left( \bar{I}_{in} \right) - 10 \times \log_{10} \left( \bar{I}_{out} \right) \end{aligned}$$

ここで、 $S_0$  は各分割入射面および各測定面の面積、 $\bar{I}_{in}$  は入射音の平均音響インテンシティ、 $\bar{I}_{out}$  は透過音の平均ノーマル音響インテンシティを表す。

図 2.21 に測定分割図、図 2.22 にインテンシティプローブの位置を示す。なお、インテンシティプローブのマイク間のスペーサは 12mm のものを使用し、マイク間中央位置から試験体までの距離は 100mm とした。



## 2.4 実験の考察

### 2.4.1 実験室について

本測定を行なった実験室は、試験体を設置する音源室と受音室の間の開口に奥行きがあり、その開口内部では干渉音場となっていることが実験により確認できた。今回の試験ではできるだけ平面波に近い入射条件が望ましいので、試験体を可能な限り音源室側に設置した。試験体近傍の音圧分布より、試験体への入射音圧の分布のばらつきを抑えることができた。また、1000Hz 以上の高周波では試験体近傍の音圧分布に試験体未設置の状態とは明らかに異なる分布が見られた。これは、入射波、試験体からの反射波、試験体の振動することによる音波の再放射等が影響していると思われる。

### 2.4.2 試験体設置について

本試験での試験体の支持方法は、数値解析との比較を行うために固定支持を目標とし、理想的な固定支持を実現するために出来る限りの対策を行ったが、試料枠および試験体の振動速度分布から、試験体の厚みが大きく（特に 15mm）なるとより一層試料枠も一体となって振動していることが確認された。また試験体近傍の粒子速度レベル分布結果からも周辺固定条件での固有周波数よりもやや低い周波数で各モードが励起されていることが確認された。

これらのことから本試験では、試験体によっては理想的な固定支持を実現できていないことが推測された。今後、厚い試験体を固定支持するためには、少なくとも今回よりもはるかに頑強な補強が必要であることが分かった。

### 2.4.3 粒子速度センサーについて

今回粒子速度センサーを用いて試験体近傍の粒子速度の分布を測定し、そのレベルのコンターマップを作成したことで、励起されている振動モードをより鮮明に、かつ精度良く判別することができた。この方法のメリットは、振動センサーという付加質量を試験体に与えないで済むので試験体の真の振動の挙動を把握できる（振動センサーが付加質量として付くことで試験体の振動挙動が変化する影響を避けることができる）ことと、今回の試験で行ったように移動装置を用いることで空間分布を自動測定することができる。（振動センサーのようにその都度貼り替える必要がない）

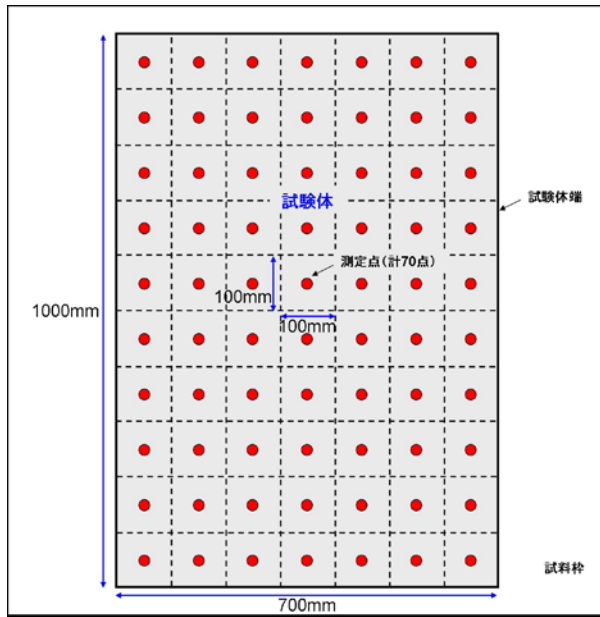


図 2.21 測定分割図

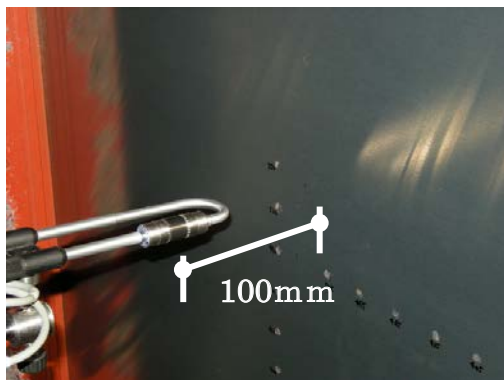
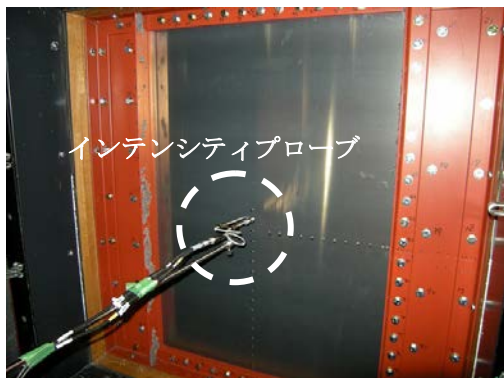


図 2.22 インテンシティプローブの位置

### 3. 音響透過解析

前章で示した音響透過実験から得られた結果を、定常音響構造連成問題に対する 3D WBM の解析結果と比較し、解析の妥当性を検討する。また、実験データに加えて、解析の信頼性の高い（しかし、高い周波数領域では計算コストの高い）既存の FEM による解析結果とも比較を行う。

#### 3.1 解析モデル

図 3.1 に、前章で示した音響透過実験設備に基づいた 3D 解析用モデルの幾何形状を示す（形状は、3D WBM と FEM で共通）。この装置では、音源室と受音室の 2 つの部屋を壁で仕切り、音源室にあるスピーカーから音波を放射し、部屋の連結部に固定された弾性板（弾性板は、前章に示すようにボルト締めしている）を通じて受音室へ透過する音を測定した実験設備に基づいてモデル化した。このとき、スピーカーを置く位置は 3 ケースあり、それぞれ弾性板から垂直方向、30°斜め方向、45°斜め方向に 2m 離れた位置にある。弾性板の材質はアルミニウム A5052（ヤング率  $E=69.3[\text{GPa}]$ 、ポアソン比  $\nu=0.33$ 、密度  $\rho_s=2680[\text{kg/m}^3]$ ）であり、大きさは  $700\text{mm}\times 1000\text{mm}$ 、厚さは 10mm と 15mm の 2 種類である。また、全ての部屋（入射モデルの無響室、透過モデルの音源室及び受音室）は空気（密度  $\rho=1.2[\text{kg/m}^3]$ 、音速  $c=340[\text{m/s}]$ ）で満たされているものとする。

実験設備の内壁は楔型の吸音材で覆われているが、前章に示すように弾性板の取り付け部付近は吸音材で覆われていない。解析モデルでは、これらに対する境界条件として次のように、別々のインピーダンス境界を適用している。インピーダンスは、正確には実験で値を同定する必要があるが、ここでは簡単のため吸音材で覆っている壁は理想的な吸音材であると仮定して、空気の音響インピーダンス  $Z=pc$ （自由境界）を適用し、一方、吸音材で覆っていない壁には、音響インピーダンス  $Z=\infty$ （完全反射）を適用する。

また、部屋の連結部に設置している弾性板の損失係数  $\eta$  には周波数依存性があり、正確には実験で値を同定する必要があるが、損失係数は文献 5) で弾性板の共振周波数付近以外に与える影響が少ないことが分かったため、損失係数  $\eta$  は 0% を用いて解析を行なった。

実験に基づいた解析は、2 種類の弾性板について、それぞれ音源位置を変えて全部で 6 ケース行なった。実験及び解析ケースを表 3.1 に示す。

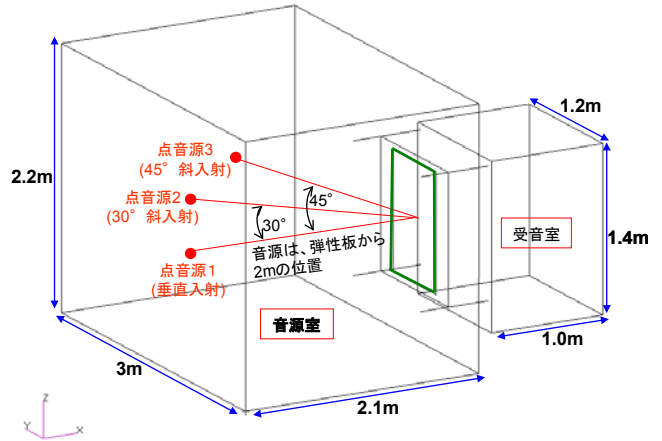


図 3.1 3次元解析モデル

表 3.1 実験及び解析ケース

弾性板の厚さ	ケース	音源の弾性板からの角度	実験	WBM	FEM
10mm	1	0°	○	○	○
	2	30°	○	○	○
	3	45°	○	○	○
15mm	4	0°	○	○	
	5	30°	○	○	
	6	45°	○	○	

○は、実験または解析を行なったケース

図 3.1 の幾何モデルを WBM で解析するためには、まず、解析領域を凸形状の部分領域に分割する必要がある。今回は、弾性板が取り付けられる部分のキャビティのくびれを考慮して、音源室と受音室の両キャビティ領域をそれぞれ 2 つの 3D 凸部分領域に分割し、合計 4 個の音響部分領域を使用することとした。そして、上記の比音響インピーダンス境界条件に加えて、部分領域間に圧力と法線方向速度の連続性条件が課される（実際には、数値粘性を含むインピーダンス連成手法を適用した）。一方、弾性板は、あらかじめ 2D の凸形状（矩形）なので分割する必要はない。また、弾性板の周囲の構造境界条件は、理想的な固定境界とした。このとき、各音響部分領域と構造領域に用いる波動関数の数は、文献 5) の補遺 A の A4.1 節と A4.2 節でそれぞれ示した指標に基づいて解析周波数ごとに自動的に決められる。そして、弾性板表面の振動と 2 つの部屋のキャビティの振動は、インハウスで構築した WBM の解析ツールを用いて完全に連成するように解かれる（詳細は、文献 5) の補遺 A を参照）。

一方、WBM の比較対象として実施する FEM 解析のモデルは、 $240[\text{Hz}]$ までの周波数応答解析の解を保証する数値分散誤差を想定<sup>2)</sup>したメッシュを用いて、MSC.Nastran で解析した。このメッシュは、構造部分のシェル要素とキャビティ部分の音響ソリッド要素の 2 種類から成り、合計約 53 万節点、

約 55 万要素である。全解析周波数にわたって音響波長よりも構造の曲げ波長のほうが小さいので、音響要素のサイズは、構造から離れるにつれて徐々に大きくなるように構築した。このメッシュを用いて、実際には 1500[Hz]まで解析を行うが、計算時間と計算リソースの制約から、この程度のメッシュに留めている。ちなみに、FEM の補間誤差を考慮すると、1 次要素の場合、応答波長を（解析周波数に依らず）最低 6 等分しなければならないという簡単な指標が得られ、通常はこの指標に基づいてメッシュを構築することが多い。一方、数値分散誤差の指標によると、さらにメッシュを細かく切らなければならない、1 波長あたりに必要な最低要素数も周波数依存となる。ここで用いるメッシュに関しては、1500[Hz]において、音響の 1 波長あたり最小で約 6 個、構造曲げの 1 波長あたり最小で約 7 個の要素に切られており、320[Hz]から 1500[Hz]（実際には構造に近い音響要素はさらに細かく切られているので、もう少し高い周波数）までの周波数領域における FEM の解析誤差は、ほぼ数値分散誤差であると考えられる。

### 3.2 3次元 WBM の妥当性確認

WBM と FEM の解析結果及び実験結果を、次式で定義される TL を用いて比較することにする。

$$TL = PWL_i - PWL_t$$

$$= 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{70} (I_{i\_in} \times S_i) - 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{70} (I_{i\_out} \times S_i)$$

ここで、 $PWL_i$ 、 $PWL_t$ 、 $I_{i\_in}$ 、 $I_{i\_out}$ 、 $S_i$  はそれぞれ、入射音響パワーレベル、透過音響パワーレベル、面番号  $i$  での入射音響インテンシティ、面番号  $i$  での透過音響インテンシティ、面番号  $i$  での面積である。面番号  $i$  は、図 2-2 に示す弾性板を 70 分割した場合における各面の面番号である。各面は 100mm 四方の正方形で、透過音響インテンシティ観測点は各面の中心点である。また、 $I_{i\_in}$ 、 $I_{i\_out}$  はそれぞれ次式で定義される。

$$I_{i\_in} = \frac{\rho c k^2}{32\pi r^2} Q_s^2$$

$$I_{i\_out} = p_{i\_out} \times v_{i\_out}$$

ここで、 $p_{i\_in}$ 、 $\rho$ 、 $c$ 、 $k$ 、 $\pi$ 、 $r$ 、 $Q_s$ 、 $p_{i\_out}$ 、 $v_{i\_out}$  はそれぞれ、予備実験の音源から 2m 離れた位置での音圧、空気の密度、音速、波数、円周率、点音源からの距離 (2m)、点音源の強さ、音響透過解析モデル音響インテンシティ観測点での音圧、

音響透過解析モデル音響インテンシティ観測点での粒子速度である。

以上のことを考慮して、WBM と FEM を利用した解析を実施した。図 3.2 と図 3.3 に、それぞれ厚さ 10mm および厚さ 15mm 弾性板を用いたときの固有モード、そして図 3.4 と図 3.5 にそれぞれ、厚さ 10mm および厚さ 15mm 弾性板を用いたときの実験と解析の透過損失比較を示す。このとき解析結果と実験結果を比較すると、解析結果は TL が極小値になる周波数と弾性板の固有振動数が一致するが、実験結果は TL が極小値になる周波数が弾性板の固有振動数より低めにでる。これは、両者とも弾性板の取り付けはクランプを想定しているが、解析は理想的なクランプを実現しているのに対し、実験はボルト締めしており理想的なクランプより拘束が緩めになっているためである。前章における粒子速度センサーを用いた速度分布の結果が、この考察の妥当性を補足する。特に厚さ 15mm 弾性板を用いた場合に、この傾向が顕著にでる。

また文献 5)では、垂直入射の場合は弾性板の固有モードのうち対称モードのみが励起され、この周波数のみ TL に極小値が出ることを報告したが、今回の解析結果では垂直入射の場合、非対称モードの周波数（ケース 1 とケース 4 の 2 次モード）において TL の極小値がでる。この理由として次のことが考えられる。文献 5)のモデルでは、弾性板の寸法が 200mm 四方で狭いためスピーカーからの音が弾性板に届いたときは平面波（球面の弧が狭いため平面波とみなせる）になっていた。これに対して本報告書のモデルは、弾性板の寸法が 700mm×1000mm と広く、スピーカーからの音が弾性板に届いたときに、厳密な平面波ではなく若干ではあるが球面波（弾性板に当る音圧が非一様）になっていたために非対称モードが励起され極小値がでたと考えられる。また斜入射のケースでは、明らかに弾性板に当る音圧が非一様になるので、非対称モードの周波数において TL の極小値が生じる。

WBM と FEM の結果を比較すると、1420Hz を超えた辺りから、EFM 結果の TL の低下する周波数が高めに出ていることが分かる（図 3.4 の 22 次モード）。実際の系では、音響と構造が連成するのでそのモードは純粋な構造のモードとは若干異なるとはいえ、WBM は、より高い周波数領域においても、構造の共振振動に起因する現象を正確にとらえていることが分かる。これは、WBM において、解析領域を細かなメッシュに離散化する必要がなく、数値解を展開する際に用いる波動関数が連続系の支配方程式を厳密に満たすことから、数値解に本質的に数値分散誤差が含まれないためである。一方、FEM では、解析領域を小さな要素に分割しなければならない、連続系（無限自由度）から自由度を打ち切った離散系（有限自由度）は、一般に、連続系よりも剛性の高い硬い系となる。つまり、数値分散誤差によって FEM の解析で得られる固有周波数は、一般に、解析周波数が増えるほど高くなる傾向を示す。3.1 節の FEM のメッシュに関して説明したよ



うに、1500[Hz]程度までの FEM の解析誤差は、ほぼ数値分散誤差と考えると良いので、少なくとも 22 次モードのずれに関しては FEM の数値分散誤差が悪影響を与えているといえる。さらに、今回用いた FEM のメッシュは、240[Hz]までの数値分散誤差を考慮したに過ぎないので、さらに高い周波数領域における連成解析のためにはメッシュが粗すぎる（これを克服するためには、さらに詳細なメッシュが必要であり、計算コストや消費リソースの上昇に繋がる）。

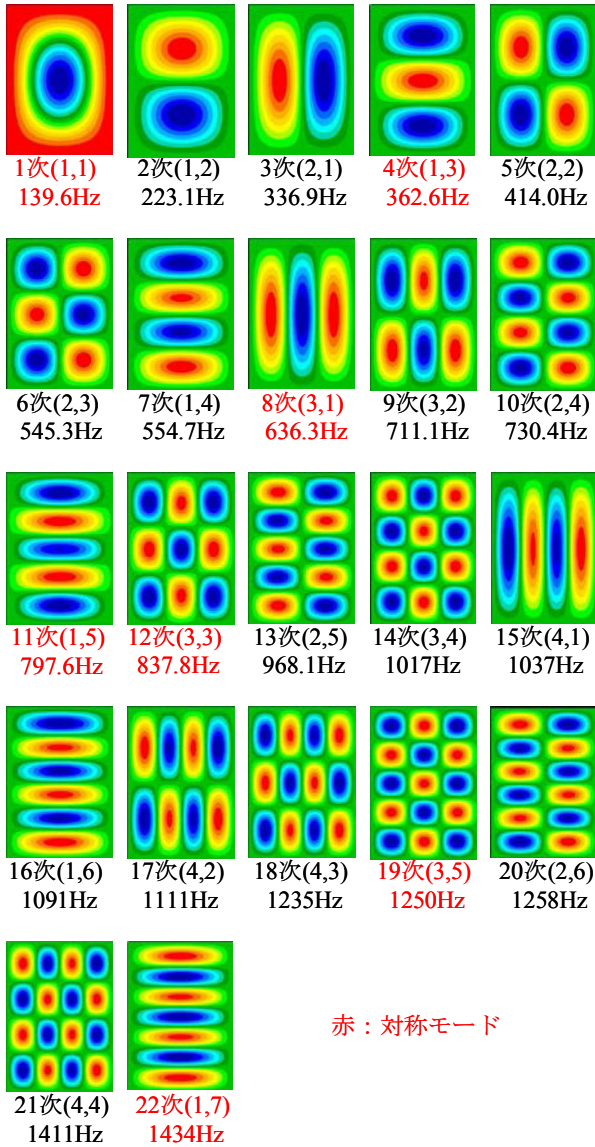


図 3.2 厚さ 10mm 弾性板の固有モード

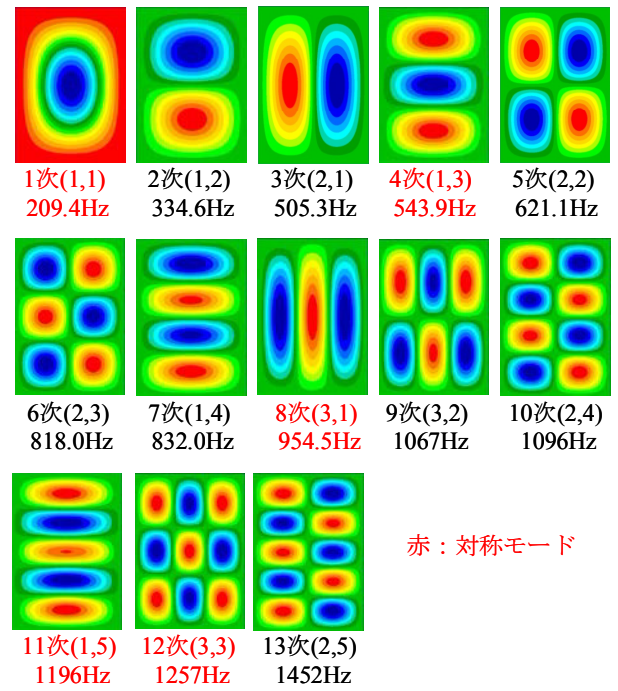


図 3.3 厚さ 15mm 弾性板の固有モード

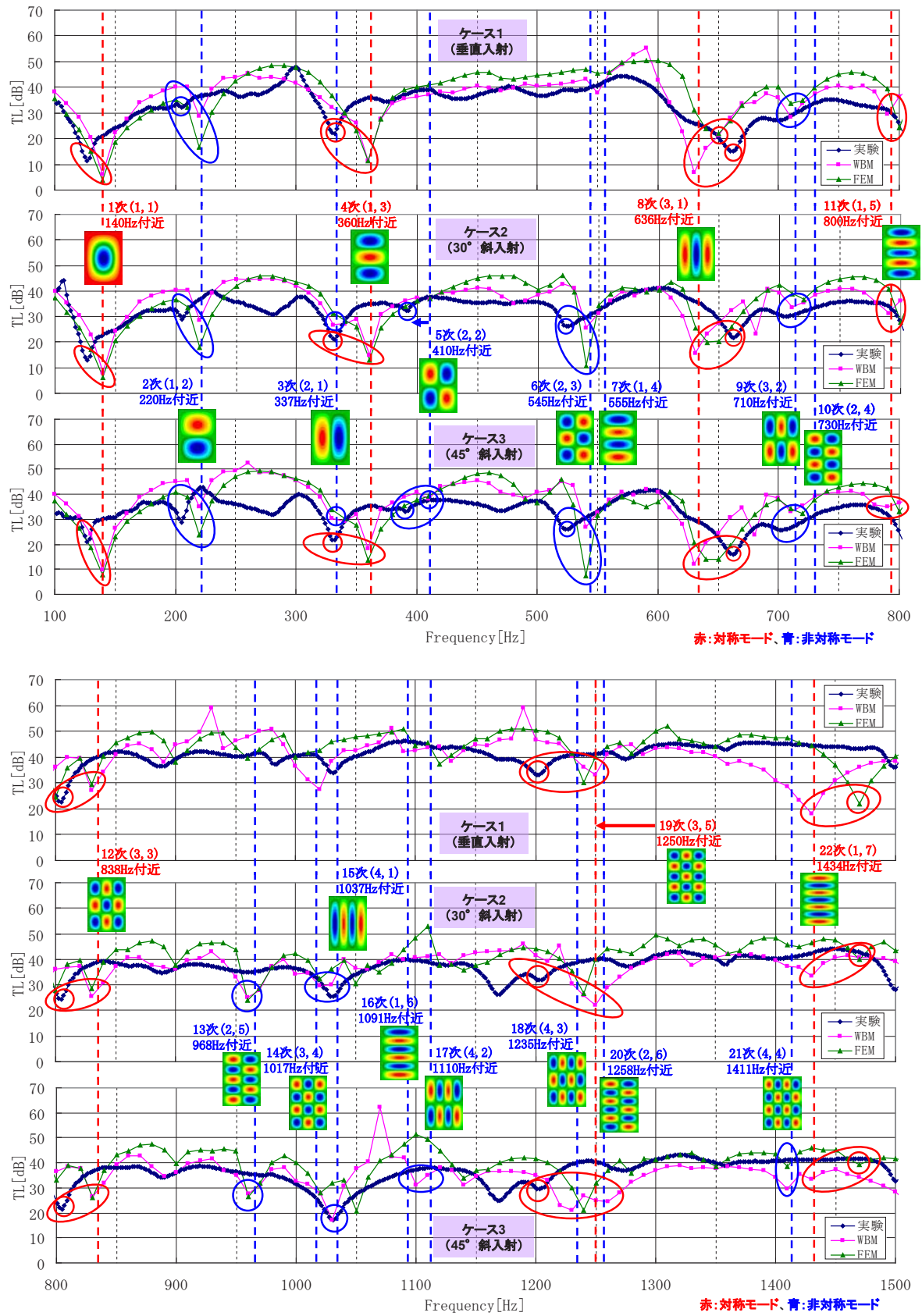


図 3.4 解析結果と実験結果の透過損失比較 (板厚 10mm 弾性板モデル)

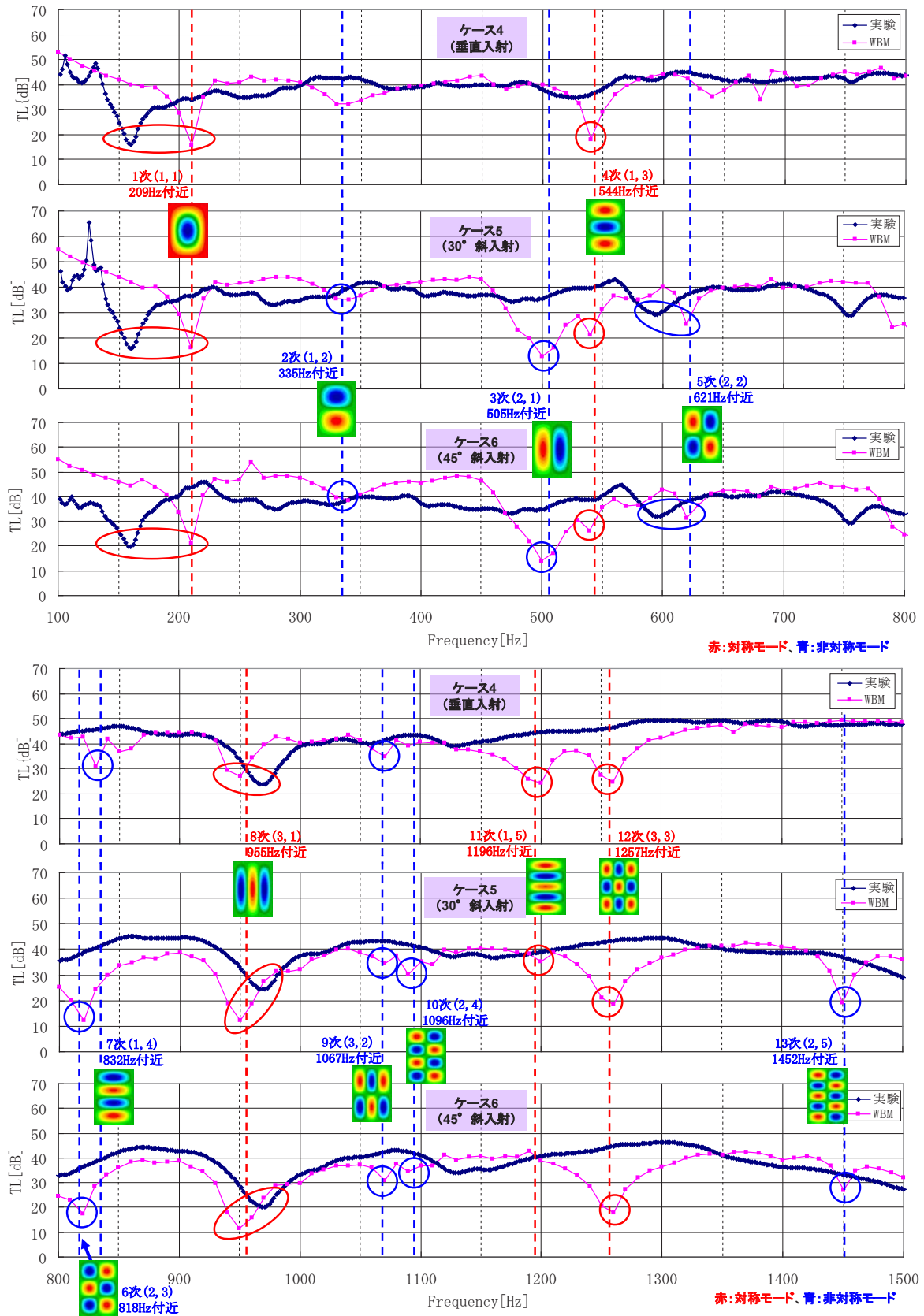


図 3.5 解析結果と実験結果の透過損失比較 (板厚 15mm 弾性板モデル)



#### 4. まとめ

3D WBM 解析コードの妥当性を確認するために、音響透過問題に対して、WBM の解析結果と、信頼性が高い（ただし、高い周波数領域では計算コストの大きい）FEM の解析結果、及び実験結果との比較を行なった。TL の比較から、実験と両解析結果に同様の傾向を示すことが分かったため、3D WBM の妥当性が確認された。ただし、高い周波数領域において WBM と FEM の解析結果を比較すると、TL が低下する周波数にずれが生じている。このとき、WBM が構造の共振に起因する現象を正確にとらえているのに対し、FEM の解析結果は、数値分散誤差によって汚染されていることが分かった（本研究で用いたメッシュでは、1500[Hz]以上になると補間誤差も含まれるが、少なくとも 1500[Hz]あたりまでは数値分散誤差のみの影響である）。この点から、数値分散誤差を本質的に含まない WBM は、特に高い周波数の解析における解析精度において、メッシュの切り方が解析結果に影響する FEM よりも安全で信頼性が高いといえる。

WBM の FEM に対する優位性を示すためには、今後さらに計算速度や必要な計算リソースについても比較する必要がある。解析解への収束速度は、FEM よりも WBM のほうが優れていることは指摘されているものの、ほぼ完全に最適化されている商用の FEM コードと計算速度等を比較するためには、インハウスの WBM コードのさらなる高速化を進めなければならない。

#### 参考文献

- 1) Pluymers B., Van Hal B., Vandepitte D., and Desmet W., Trefftz-based methods for time-harmonic acoustics, *Archives of Computational Methods in Engineering*, DOI: 10.1007/s11831-007-9010-x, pp.343-381, 2007.
- 2) Ihlenburg, F. and Babuska, I., Finite Element Solution of the Helmholtz Equation with High Wave Number Part I: The h-version of the FEM, *Computers and Mathematics with Applications*, Vol.30, pp.9-37, 1995.
- 3) 高橋 孝, 村上桂一, 青山剛史, 相曽秀昭, 音響振動解析のための数値計算法に関する研究, JAXA-RR-07-012, 2008.
- 4) 高橋 孝, 金田英和, 村上桂一, 橋本 敦, 青山剛史, 古賀 豊, 宮 信大, モハメド・カリル, 森 浩一, 中村佳朗, 2次元波動ベース法による音響透過及び伝播解析に関する研究, JAXA-RR-09-008, 2010.
- 5) 高橋 孝, 金田英和, 村上桂一, 橋本 敦, 青山剛史, モハメド・カリル, 村橋慶紀, 森 浩一, 中村佳朗, フェアリング部材の音響透過簡易試験と解析法の検証—アルミ平板の場合—, JAXA-RR-09-009, 2010.

