

制振材料の効果予測について

6500m 潜水調査船支援母船「よこすか」への制振材料の適用

佐野 正^{*1} 中西 俊之^{*1} 橋口 寛信^{*2}
山本 三夫^{*3} 古池 治孝^{*4} 松本 潔^{*2}
 織田 光秋^{*4} 沼田 伸一^{*2}

6500m 潜水調査船「よこすか」の技術的最重要課題は低雑音化であり、これを達成するために種々の対策を実施している。船体構造への制振材料の適用もそれらの一つであり、主として起振源機器から船体構造に伝達された振動を伝搬過程で減衰させる目的のものである。

本論文では、「よこすか」へ制振材料を適用するにあたり実施した以下の研究について述べる。

まず、制振材適用効果を SEA (Statistical Energy Analysis) 法を用いて精度よく予測するため、模型実験により複合材料としての内部損失率等を同定し、更にこれを用いた予測値と箱型模型による実験値との比較検証を行うとともに、適用諸元の最適化を計った。次に、実船に対し制振材適用前後の振動雑音計測を実施し、予測した効果が得られたかどうかを確認した。

キーワード：制振材料, SEA 法

Estimation Method of the Effect of Vibration Damping Materials

Application of Vibration Damping Material for the JAMSTEC New Support Vessel 「YOKOSUKA」

Tadashi SANO^{*5} Toshiyuki NAKANISHI^{*5}
Hironobu HASHIGUCHI^{*6} Mitsuo YAMAMOTO^{*6}
Harutaka KOIKE^{*6} Kiyoshi MATSUMOTO^{*6}
Mitsuaki ODA^{*6} Shin-ichi NUMATA^{*6}

*1 深海開発技術部

*2 川崎重工(株)船舶技術室神戸設計部

*3 " " 潜水艦設計部

*4 " " 技術研究所強度研究室

*5 Deep Sea Technology Department

*6 Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

The most important technical item is to achieve low noise control for the JAMSTEC new support vessel 「YOKOSUKA」. Thus, various countermeasures to reduce the underwater radiated noise have been taken for the vessel. One of them is, for the hull structure, the application of vibration damping material, which damps the vibration on transmission path from machines to bottom plate. In the application of the material, it is necessary to accurately estimate the effect.

This paper mainly describes the following study to apply the vibration damping materials for 「YOKOSUKA」.

- ① Theoretical and experimental approach to determine damping coefficient of the vibration damping material with steel plate.
- ② Comparison between vibration measurements by simple model and the estimation by SEA.
- ③ Optimization for particular of the vibration damping material to apply for 「YOKOSUKA」.
- ④ On board noise and vibration measurement of the cases without and with the vibration damping material for 「YOKOSUKA」.

Key word: Vibration damping material, SEA (Statistical Energy Analysis) ..

1 まえがき

6500m潜水調査船支援母船「よこすか」では、同種船である「なつしま」¹⁾より大型化、高馬力化されており、また、潜水船の潜航深度も増加するため、搭載音響機器の性能確保の観点から自船の水中放射雑音はより厳しいレベルに押さえる必要がある。

船舶が放射する水中雑音の主要因は、主機や補機等搭載機器で発生する振動が船体構造を伝搬して船底外板で放射する固体伝搬雑音とプロペラ雑音に大別される。このうち、前者の固体伝搬雑音を低減する方策として船体構造の振動伝搬経路に制振材料を用いて振動エネルギーを熱エネルギーに替えて消費させる方法がある。

ところで、制振材料には、材料自身が制振性能をもつものや、鋼板に貼付けてその界面の摩擦を利用してエネルギーの変換を行うものなど種々のタイプがある。貼付け型の場合、貼付け面と反対側の制振材料部を拘束する場合と拘束しない場合があり、これらを施工する時には、貼付けによる重量アップや費用の増大等の問題があるので費用対効果を計画段階から十分に検討しておく必要がある。そこで、本研究では、「よこすか」の船体構造に貼付け型の制振材料を適用した時の水中放射雑音

低減量を施工前から定量的に推定することを目的として以下の項目を実施した。

- ① 制振材料単体の減衰係数を求めるのが難しいため、鋼板に制振材料を貼付けた短冊試験片をハンマリングして求めた内部損失率と複合材料の理論を用いて制振材料単体の内部損失率を周波数バンド毎に求めた。
- ② 次に、制振材料及び鋼板がそれぞれ任意の厚さで接合された時の全体の等価なヤング率や密度、内部損失率等をそれぞれ単体の材料定数を用いて複合材料の理論で求めることを考えた。
- ③ そして、制振材料を貼付けた部分は②で得られた等価な物性値を有するものとして、「なつしま」における実船計測でその精度を検証してきたSEA (Statistical Energy Analysis) 法による振動伝搬解析プログラム^{2),3)}に組込んで制振材料の適用効果が予測できるようにした。
- ④ 更に、板で組立てられた箱状の模型を制作し、制振材料を部分的に貼付けた種々のモデルで加振試験を行い、加振点からの振動減衰傾向の実測値とSEA法による計算値とを比較することにより制振材料適用効果予測法の妥当性を検討した。
- ⑤ また、「よこすか」で制振材料を用いる場合の

効果的な適用範囲や制振材料厚さなどをSEA法により検討した後、実船で制振材料適用前後の振動計測を実施し、実船におけるその効果を確認した。

2 制振材料の種類と特徴

制振材料は大別すると表1のように金属材料自体の内部でのエネルギー損失を大きくする合金系のもものと、高分子材料などを鋼板に貼付けて用いる複合型のものに大別できる。このうち、複合型

の制振材料は、2枚の鋼板の間に非常に薄い粘弾性高分子材料をサンドイッチ状にした拘束型と片面に鋼板を用いない非拘束型に分けられ、それらのダンピング機構は、図1のように説明されている。図2には、主な制振材料の内部損失率の大きさを示す。合金系材料の内部損失率は一般にあまり大きくなく、しかも高価であるなどの理由から特殊な用途以外はあまり実用化されておらず、複合型の方がよく用いられている。

表1 制振材料の分類⁴⁾

Table 1 Category of vibration damping materials

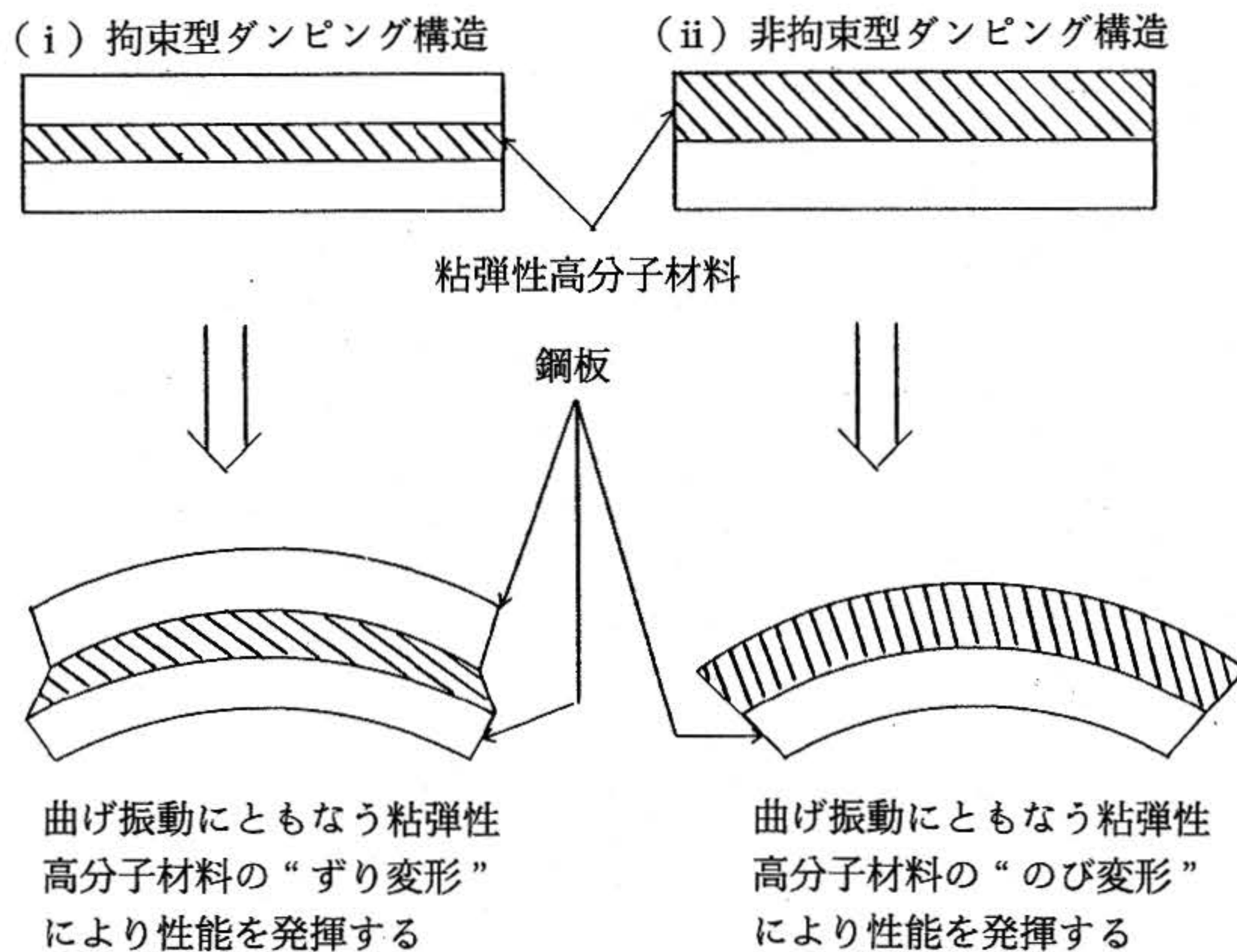
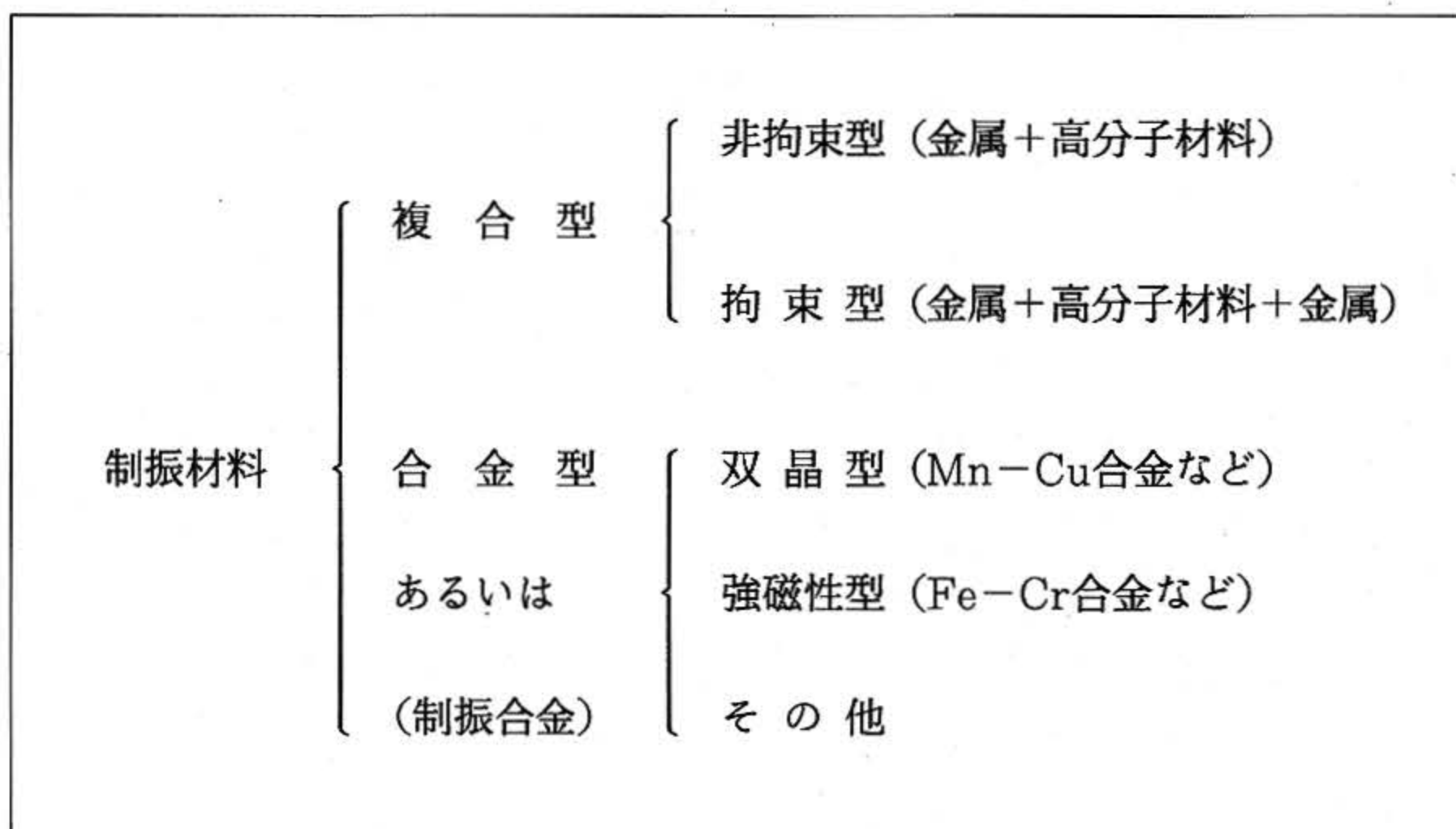


図1 複合型制振材料の振動減衰機構⁴⁾

Fig. 1 Damping mechanism of vibration damping material

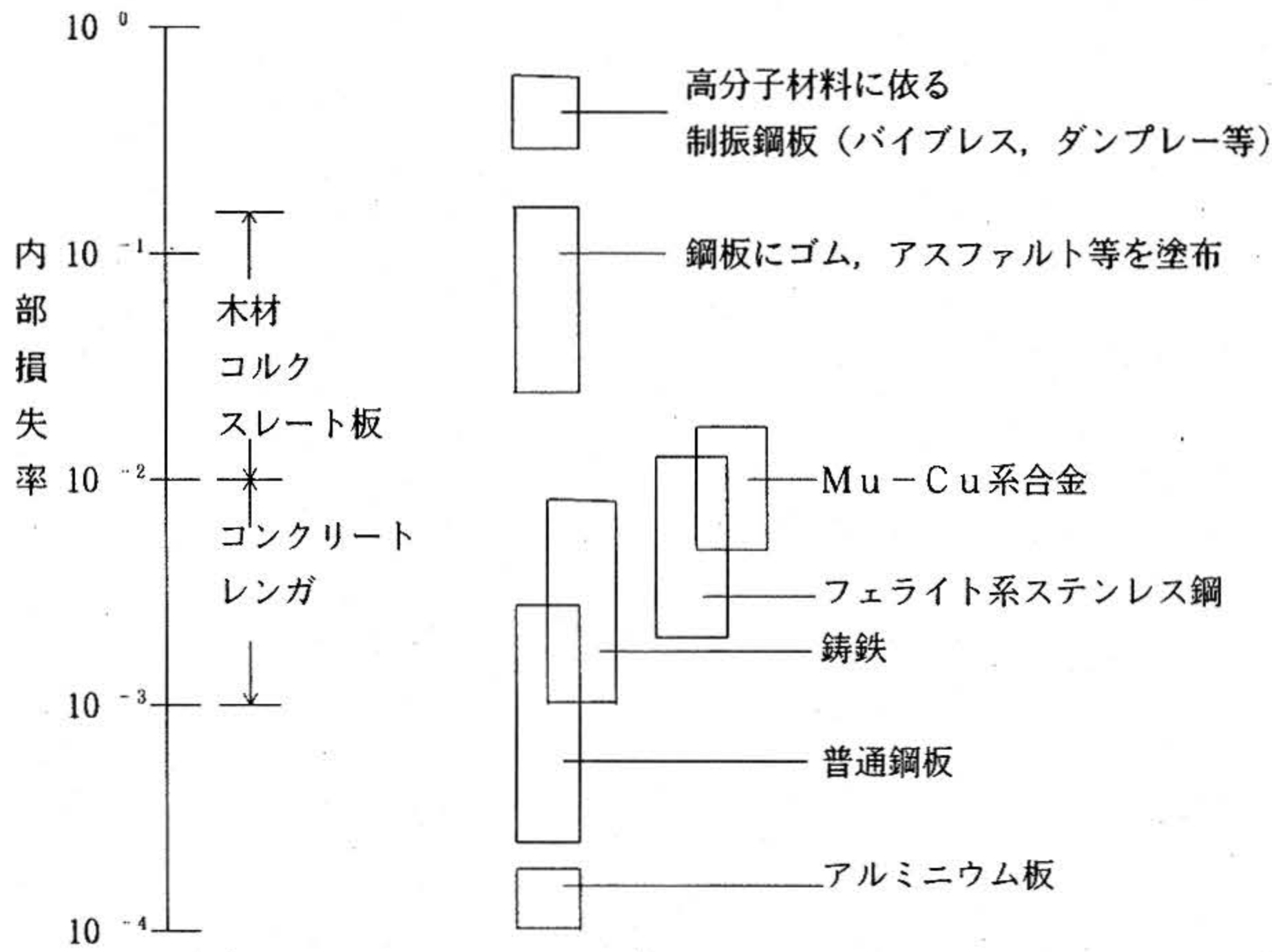


図 2 各種材料の内部損失率⁵⁾

Fig. 2 Damping coefficient of the various vibration damping materials

3 制振材料適用効果の予測法

図 1 のうち鋼板の片面に制振材料を貼付けた非拘束型の制振鋼板（以下制振材料を貼付けた鋼板を制振鋼板という。）を考える。この制振鋼板は基板である鋼板で強度を保ちながら曲げ振動の減衰をはかる点に特徴がある。

制振鋼板の板厚は、曲げ波の波長より充分小さく、また、基板の内部損失率は無視できるものとするれば、制振鋼板は、次式で示す剛性 \bar{B} 、内部損失率 $\bar{\eta}$ 、面密度 \bar{m} を有する板と等価であることが知られている（図 3）。⁶⁾

$$\bar{B} = \frac{1+2a(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+a^2\xi^4}{1+a\cdot\xi} \cdot \frac{E_1 h_1^3}{12}$$

$$\bar{\eta} = \frac{a\cdot\xi}{1+a\cdot\xi} \cdot \frac{3+6\xi+4\xi^2+2a\xi^3+a^2\xi^4}{1+2a(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+a^2\xi^4} \eta_2$$

$$\bar{m} = (1+b\xi)\rho_1 h_1 \dots\dots\dots(1)$$

ここで \bar{B} ; 制振鋼板の等価剛性
 $\bar{\eta}$; 制振鋼板の等価内部損失率
 \bar{m} ; 制振鋼板の等価面密度

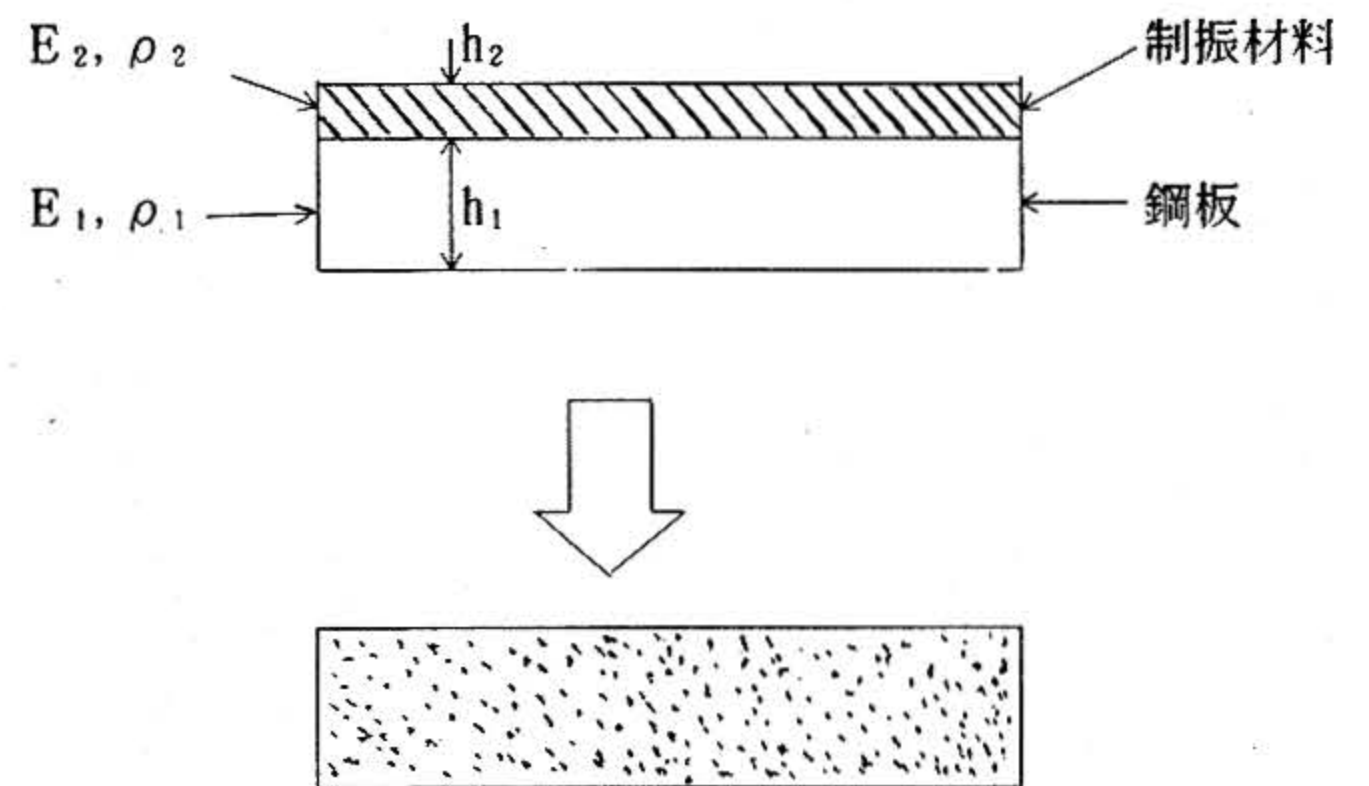


図 3 非拘束型制振鋼板のモデル化

Fig. 3 Calculation model of element with vibration damping material

$$a = E_2/E_1, \quad b = \rho_2/\rho_1, \quad \xi = h_2/h_1$$

E ; ヤング率, ρ ; 密度, h ; 板厚, η ; 内部損失率
 添字 1, 2 は鋼板及び制振材料を表す。

従って鋼板及び制振材料単体のヤング率や密度、内部損失率等の物性値及び板厚が与えられれば、制振鋼板全体の物性値を求めることができる。

構造部材の一部に制振材料を用いた時の振動低減効果を予測するには、SEA法を用いた。このSEA法は、立体的に板で組合された構造物の固体振動伝搬解析法として有用な方法であり、船体の振動伝搬解析用としてプログラムの開発をおこない、「なつしま」による実船振動計測によりその精度を検証してきた。^{2), 3)}そして、このプログ

ラムを使用して制振材料を適用した場合にも、その振動伝搬解析が実施できるようにした。すなわち、制振材料適用箇所の板要素では、制振材料の厚さを別途入力すれば、等価な密度や内部損失率、曲げ剛性等が計算され、これらを用いてSEA解析ができるようにした。図4には、その解析のフローを示す。

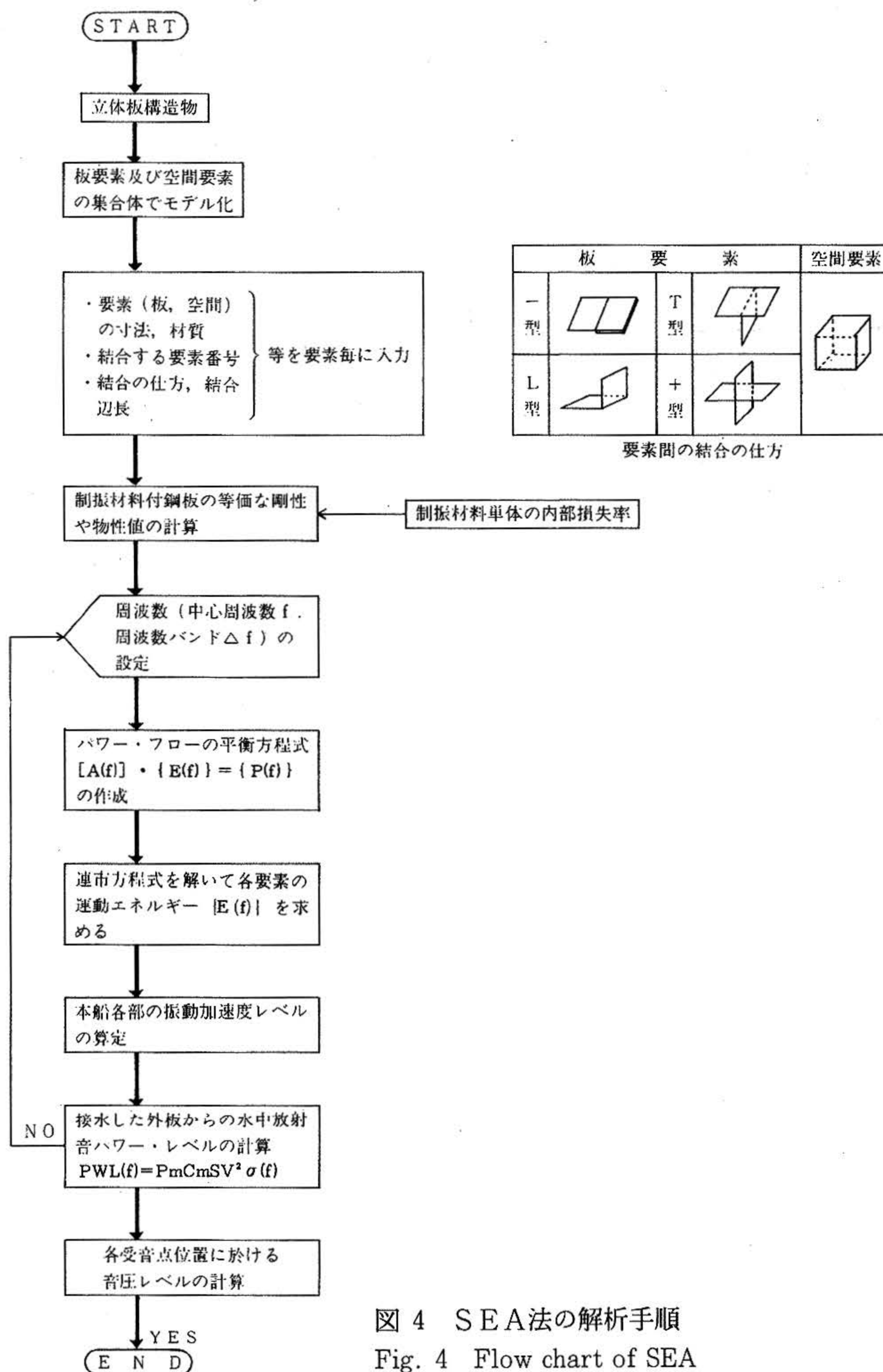


図4 SEA法の解析手順
Fig. 4 Flow chart of SEA

4 実験

4.1 貼付け型制振材料短冊試験片

3章で述べた制振材料適用効果の予測法では、鋼板及び制振材料単体のヤング率、密度、板厚の他に制振材料単体の内部損失率が必要である。このうち、制振材料単体の試験片から減衰を求めるには、試験片の製作や振動実験がむずかしいという問題があるので、本研究では、鋼板に制振材料を貼付けた状態で短冊状試験片を切り出し、この試験片を加振して、複合材料としての内部損失率をまず実験的に求め、これを(1)式に代入して逆に制振材料単体の内部損失率 η_2 を求めることを試みた。

厚さ9mmの鋼板の片面に横浜ゴム(株)製で常温塗布型の制振材料を13mm貼付けた短冊試験片を図5に示すように加振機にとりつけ、周波数が5~5000Hzの範囲でランダム加振した時の試験片の振動加速度を計測した。得られた応答曲線の共振ピーク部についてカーブフィットさせて、複合材料としての内部損失率 η を次式から求めた。

$$\eta = \Delta f / f_0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

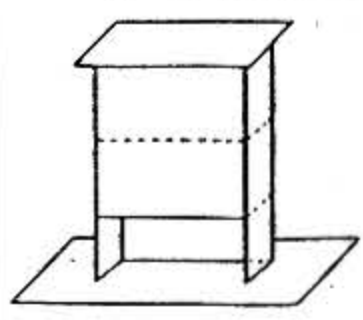
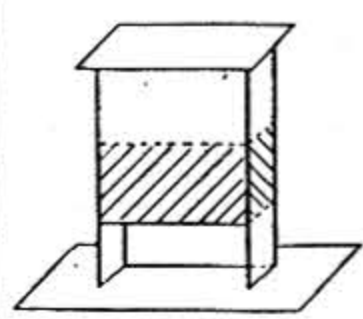
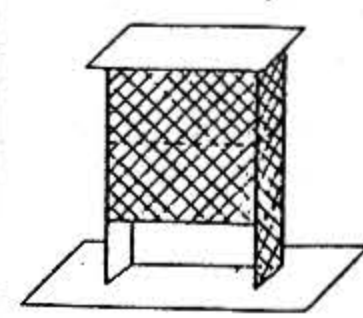
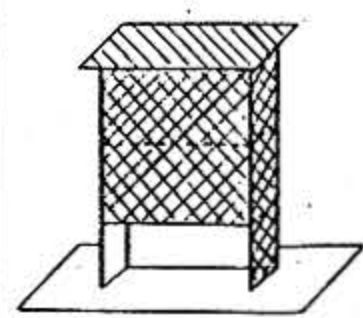
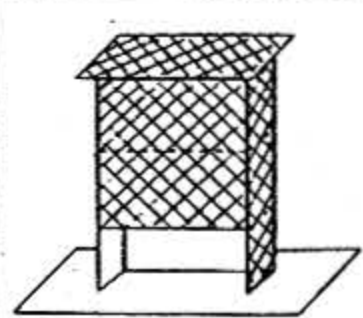
ただし、 f_0 ; 共振周波数,
 Δf ; 半減値周波数巾

得られた η の値を内挿してオクターブバンドの中心周波数毎に求めた後、(1)式に代入して η_2 の値を逆算した結果を図6に示す。図6によれば、本実験に用いた制振材料(貼付け型)は1kHz

まではほぼ一定の内部損失率を示すものの、それより高い周波数では漸減傾向があることがわかる。

表2 実験ケース

Table 2 Test cases of box model

| ケース番号 | 制振材料の塗布面 |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ① |  無塗布 |
| ② |  塗布厚さ $t = 6\text{mm}$ |
| ③ |  塗布厚さ $t = 12\text{mm}$ |
| ④ |  塗布厚さ $t = 6\text{mm}$ 塗布厚さ $t = 12\text{mm}$ |
| ⑤ |  塗布厚さ $t = 12\text{mm}$ |

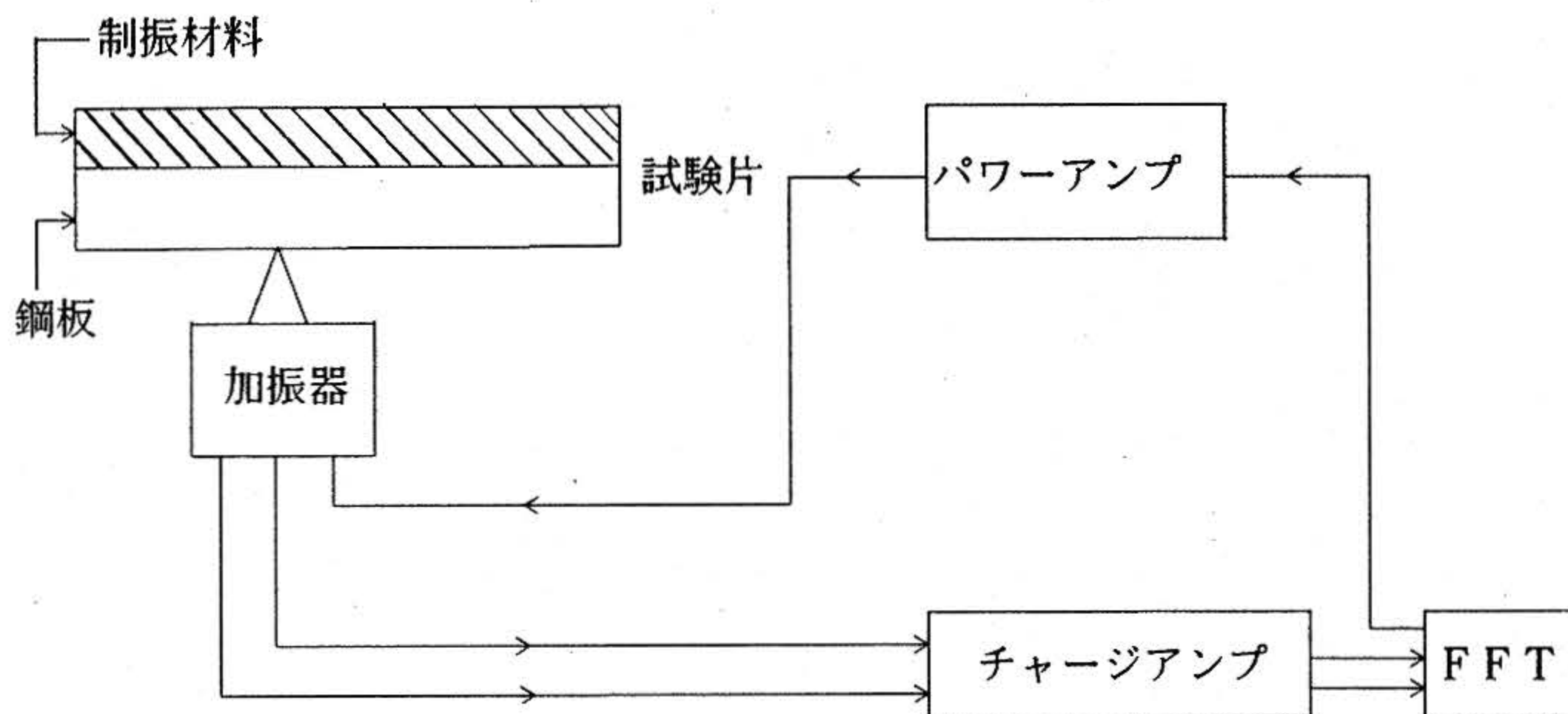


図5 短冊試験片の加振試験法
 Fig. 5 Diagram of vibration excitor test

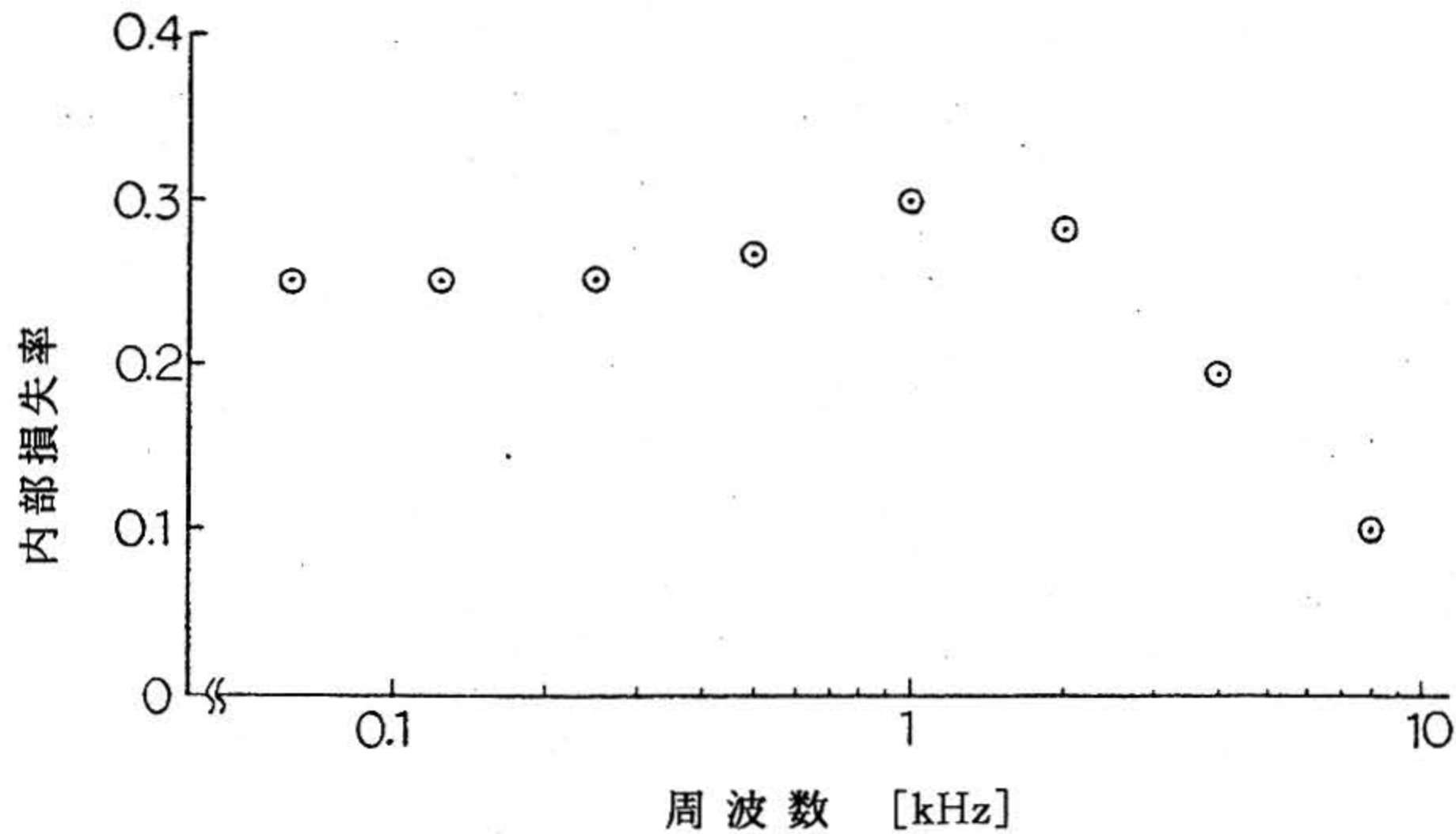


図 6 制振材料自身の内部損失率逆算値

Fig. 6 Damping coefficient of vibration damping material

4.2 箱状模型による振動実験

前節までで示した制振材料を適用した場合の SEA法による効果予測法の精度確認, 及び制振材料の適用場所や厚さなどが振動減衰に及ぼす影響を調べ, 実船への制振材料適用指針を得ることを目的として, 箱型模型による振動実験を実施した。模型形状は図 7 に示す通りであり, これを定盤上に設置して模型上面を加振した時の振動伝搬実験を表 2 のケースについて行った。この際, 模型から定盤への振動伝達を極力少なくするために, 模型と定盤との間にゴムパッドを挿入した。模型の側面には開口部を設けて側面や上面の振動加速度ピックアップが内面から取付けられるようにした。また, 箱型模型には前節の短冊試験片による実験で用いたのと同じ制振材料をあらかじめ板状に硬化成形したものをこの模型各部の表面に貼付けた。実験では, 図 8 に示すように模型の上面をインパルスハンマーで打撃加振し, その時の加振力と模型各部の応答加速度 (面外方向) を同時計測した。

得られた値をそれぞれ周波数分析して, 各計測点でのイナータンス $G(\omega) = \ddot{x}(\omega)/F(\omega)$ を求め, 制振材料による振動の減衰傾向を評価した。

図 9 は, 表 2 の各実験ケースについて 1/3 オクターブバンドの中心周波数が 500, 1000, 4000 Hz の各バンド周波数毎に加振点から計測点迄の振動減衰量の実測結果を示したもので, 実験ケース①の減衰量を 0 [dB] とした。

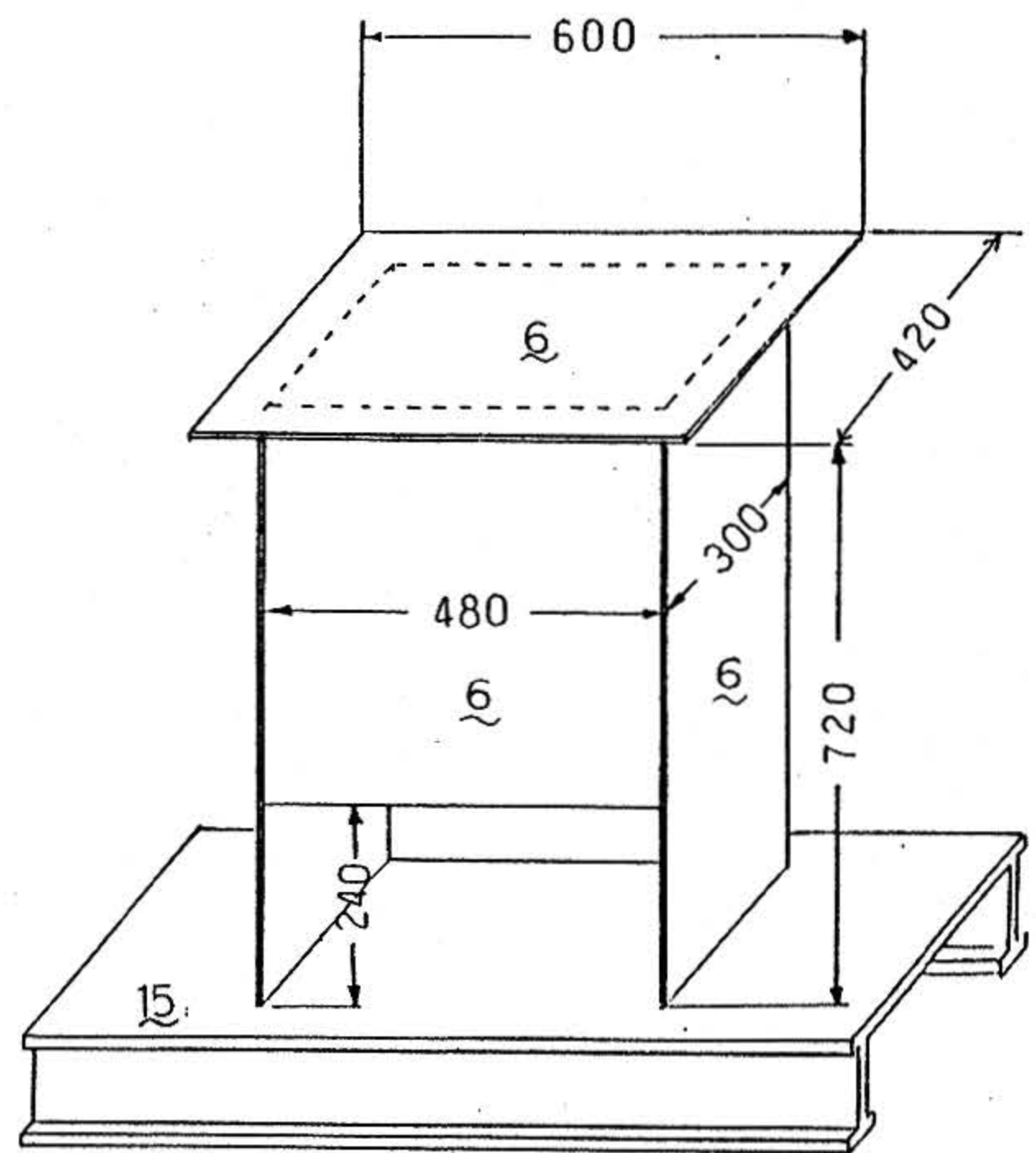


図 7 箱形模型の形状, 寸法

Fig. 7 Configuration of box model for vibration test

これより, 制振材料を貼付けるとその部位は, 塗布厚さ及び面積を増やしていく程制振効果と質量効果のにより振動レベルが下がっていく傾向がみられる。(図 9 左図) 一方, 制振材料を貼付けていない底板は, 塗布厚さ及び面積を増やしていくと振動減衰量も増大するが最大 10 dB 程度で飽

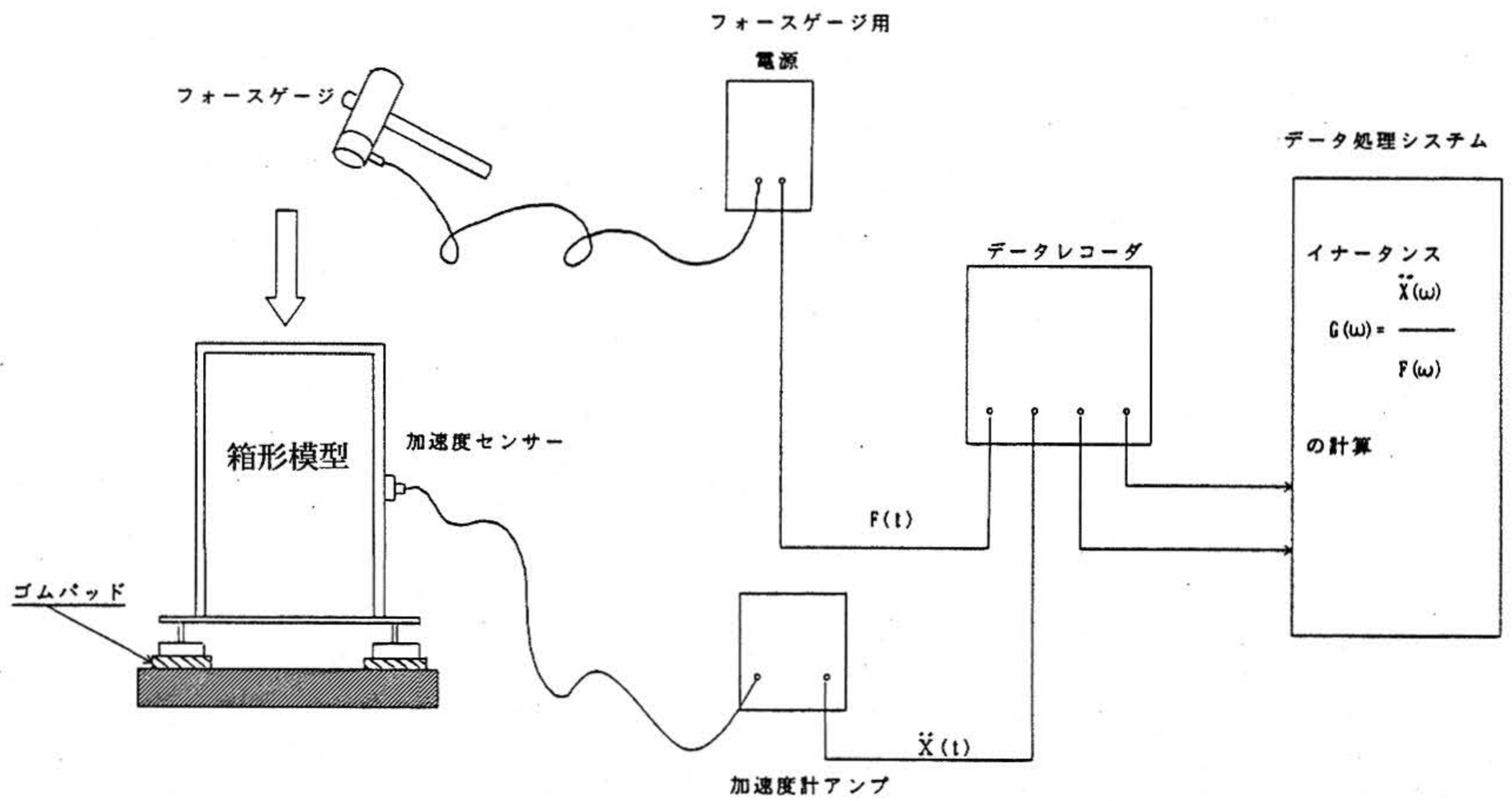


図 8 イナータンスの計測法
Fig. 8 Diagram of box model test

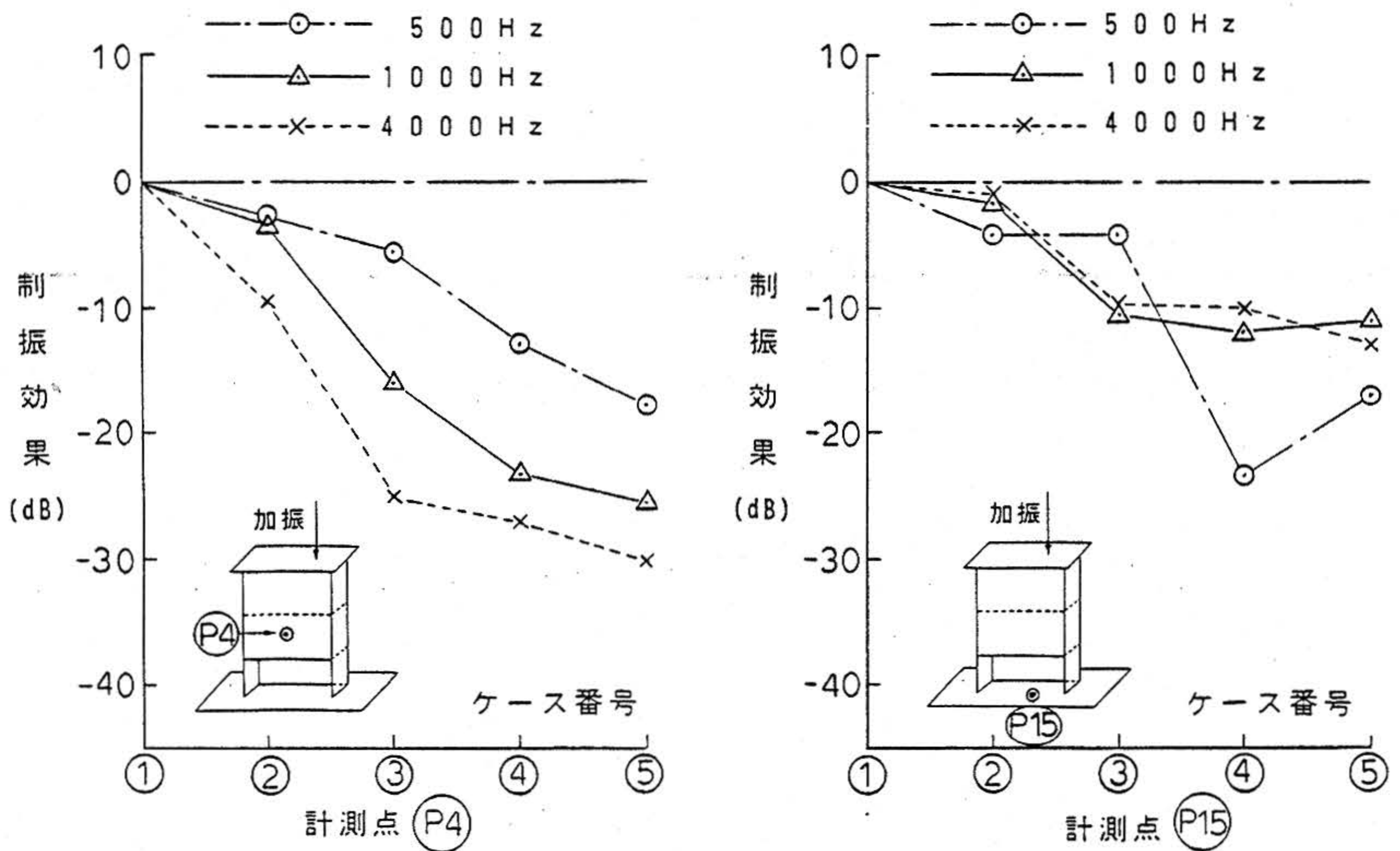


図 9 箱形模型による制振材の効果
Fig. 9 Effect of vibration damping material by box model test

和する傾向がみられる。(図9右図)

図10は、側板と底板の振動レベルの実測値と計算値をイナータンスの値で実験ケース④について対比したものである。低周波数域では模型の共振による腹・節が明瞭に現れるため計測する位置によってレベルの差が生じ、モードが数多くあり平均的なレベルとして得られるSEA法の計算値とかなり差異がみられるが、周波数が高くなると実測値と計算値はかなり近い。

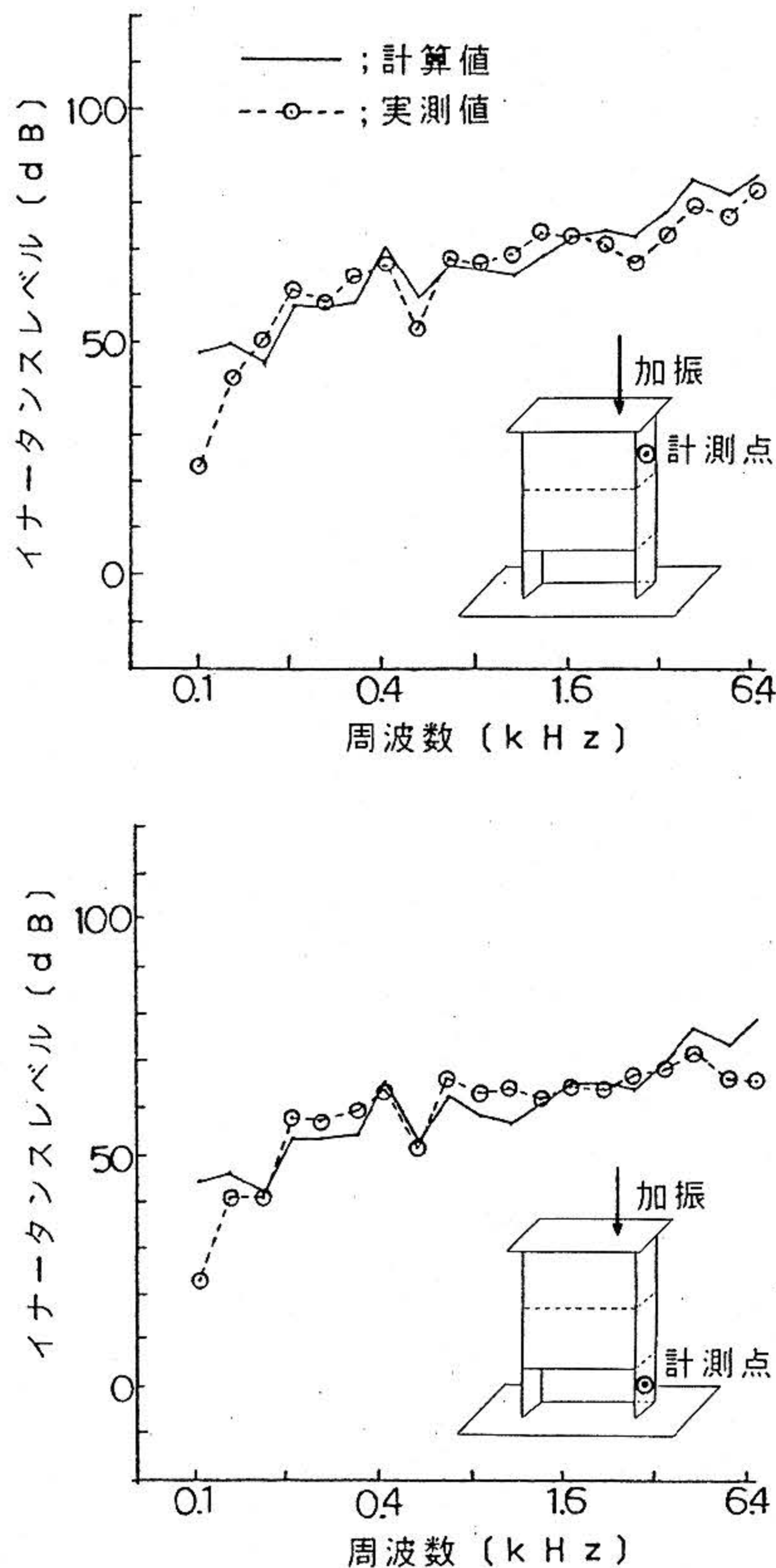


図10 箱形模型のイナータンスレベル
(実験ケース④)

Fig.10 Inertance level of box model
(case No.④)

5 「よこすか」への制振材の適用

「よこすか」では、船体から放射される水中放射雑音を少しでも低減させる必要があるため、振動エネルギーを減衰させる制振材を、固体伝搬雑音として放射される直前までの振動伝搬経路に施工した。

以下に、制振材として横浜ゴム(株)製EX-16を選定した理由と、制振材の鋼材に対する厚み比、制振材施工範囲について述べた後、制振材適用効果を確認するため、制振材施工前後の計測を行ったバラスタ振動計測結果について示す。また、機関室内二重底及び船底外板について、制振材適用効果を予測するSEA法による計算結果と計測結果との比較についても述べる。

5.1 制振材の選定、厚み比及び施工範囲

本船に採用する制振材として、特に次の観点より評価を行い、エポキシ樹脂系の貼付け型制振材を選定した。

- (1) 常温付近で高い減衰性能を有すること。
- (2) 狭隘でかつ曲面を有する船内での施工が容易であること。(塗りが可能であること。)
- (3) 耐油、耐水性に優れていること。
- (4) 船底外板にも施工するため鋼板の音響放射効率に関する臨界周波数を低下させないこと。すなわち、ヤング率が大きくないこと。(音響放射効率は臨界周波数で最大となるが、本船のように高周波数域が対象となる場合は、臨界周波数とその周波数の近くにあり、ヤング率が大きい制振材を使用するとその臨界周波数を低下させるため、音響放射効率の点で不利となる。)
- (5) 比重はあまり大きくないこと。(比重が大きい方が臨界周波数は高くなるが、一方比重が大きいと重量増となり載貨重量の確保等、船としての性能上不利となる。)
- (6) 対象とする周波数帯域で減衰効果を有すること。また、制振材の鋼材に対する厚み比は、一般的に1~2倍が実用的と言われており、本船では、約2倍とした。また、制振材は下記に示す部位に施工した。その範囲を図11に示す。

- ① 機関室内二重底上(主機関及び主発電機装置回り)
- ② 主機関台及び主発電機装置台
- ③ 空調機室内甲板上及び空調機台

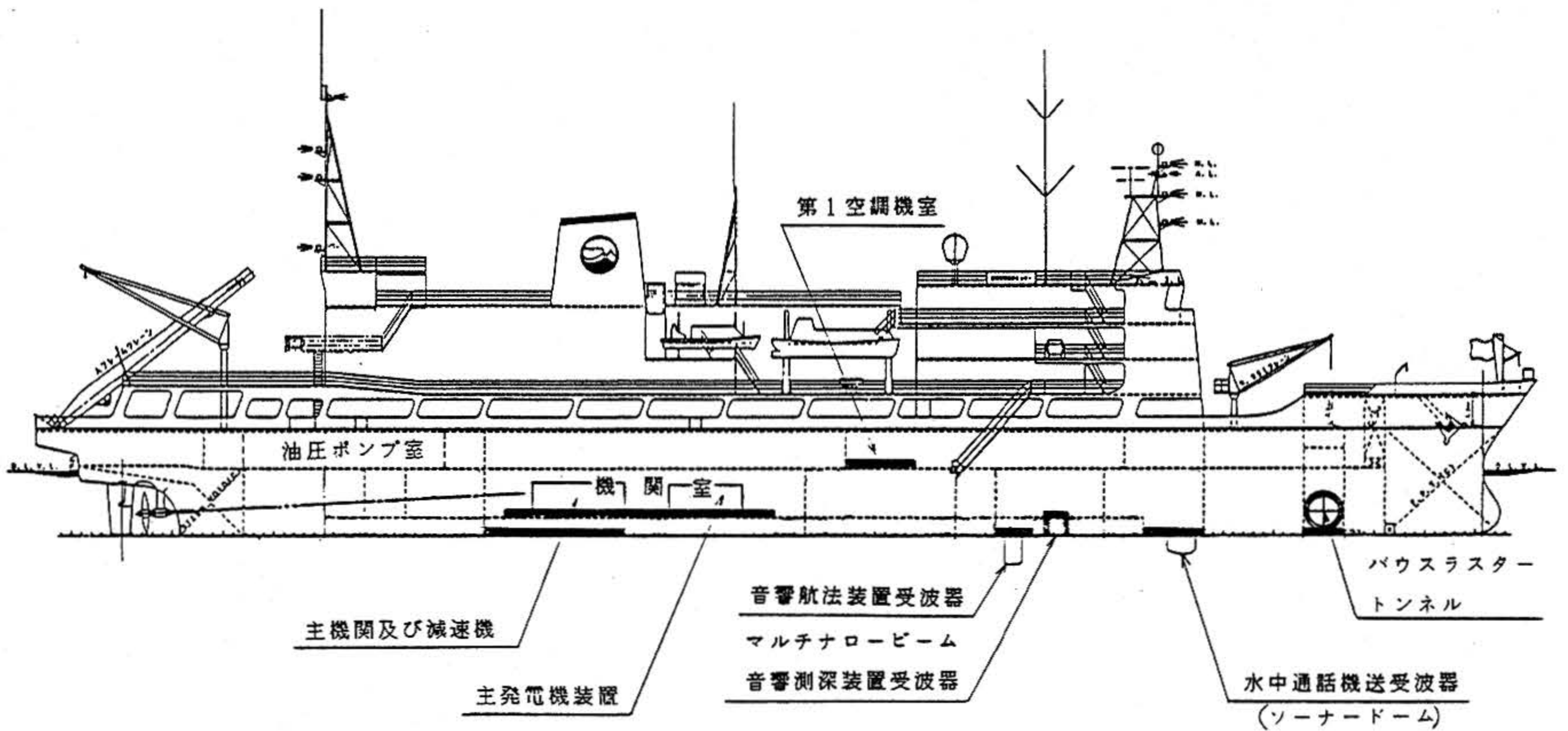


図 11 制振材施工範囲

Fig.11 Application scope of vibration damping material

- ④ パウ斯拉スタートンネル
- ⑤ 機関室内船底外板 (主機関下ボイドスペース)
- ⑥ パウ斯拉スタ下部船底外板
- ⑦ 音響航法装置受波器付近の船底外板
- ⑧ マルチナロービーム音響測深装置受波器付近の船底外板
- ⑨ ソナードーム付近の船底外板

なお、上記 ①～④は振動伝搬経路での振動減衰をねらったものであり、④～⑨は雑音放射面となる船底外板での振動減衰をねらったものである。

5.2 制振材施工前後のパウ斯拉スタートンネル部振動計測結果

「よこすか」が進水及び艀装工事完了後、岸壁係留状態でパウ斯拉スタートンネル部及び同近傍の船底外板に対し、制振材料施工前後について振動計測を実施した。計測時のS/Nを確保するため船内の全ての機器を停止し、陸上より電力を供給してパウ斯拉スタのみを運転して計測を実施した。

パウ斯拉スタ近傍の計測点A10 (パウ斯拉スタートンネル部) 及びABO (Fr121α, パウ斯拉スタ直下の船底部) での、制振材施工前後の振動計測結果を図13に示す。(計測点は図12参照。)

これより、4kHz以上において、A10点では約5d

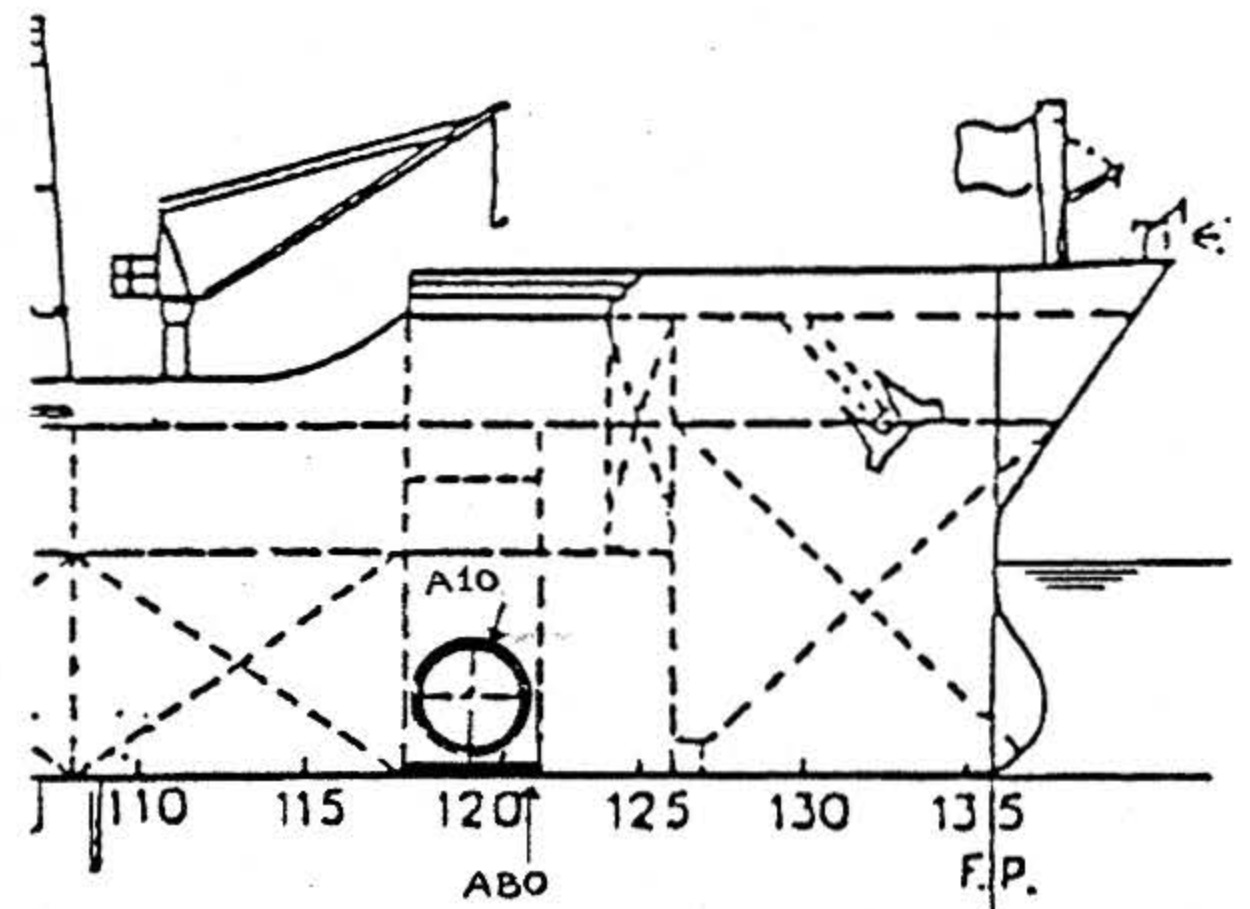


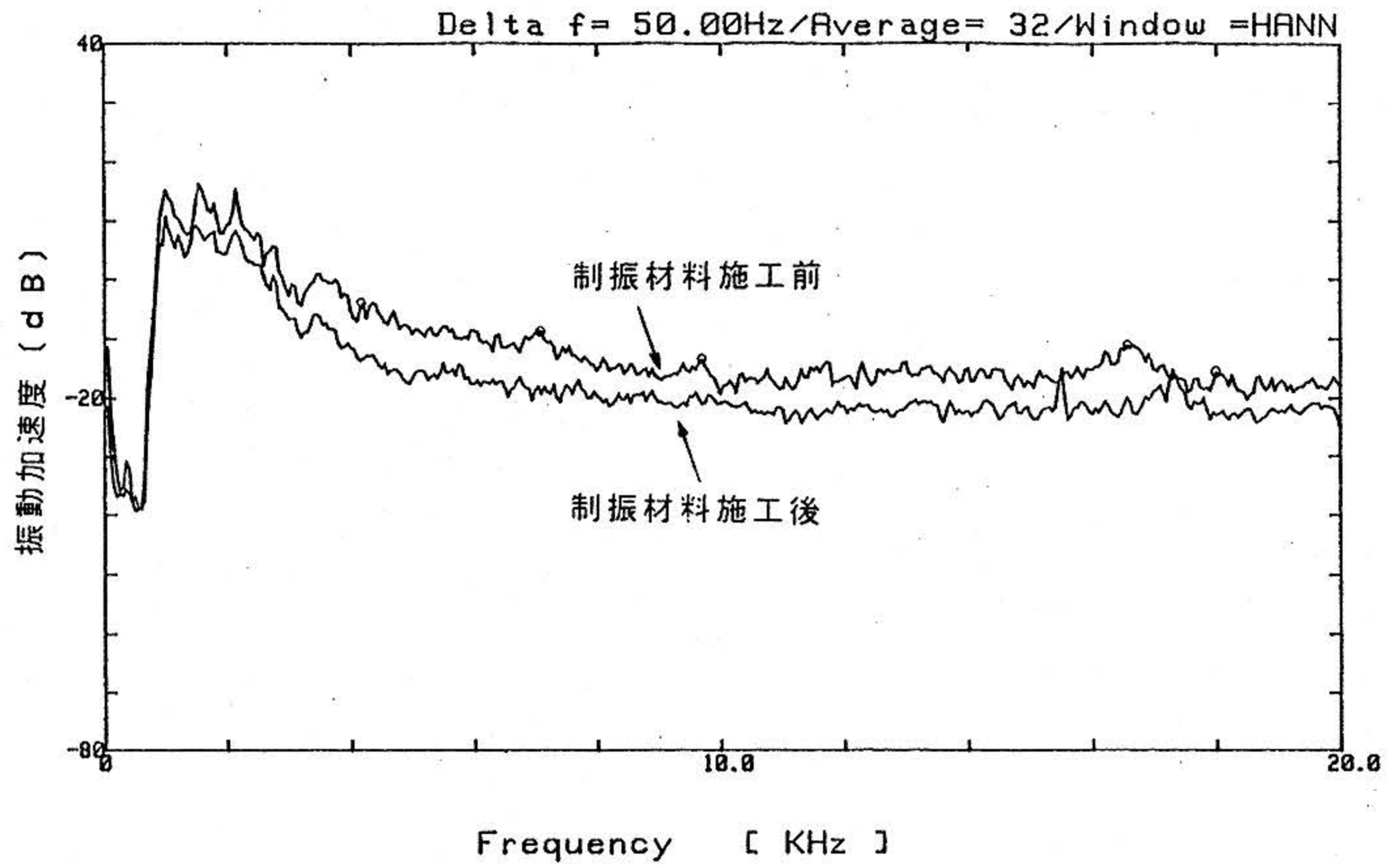
図 12 パウ斯拉スタ計測位置

Fig.12 Measuring point of bow thruster

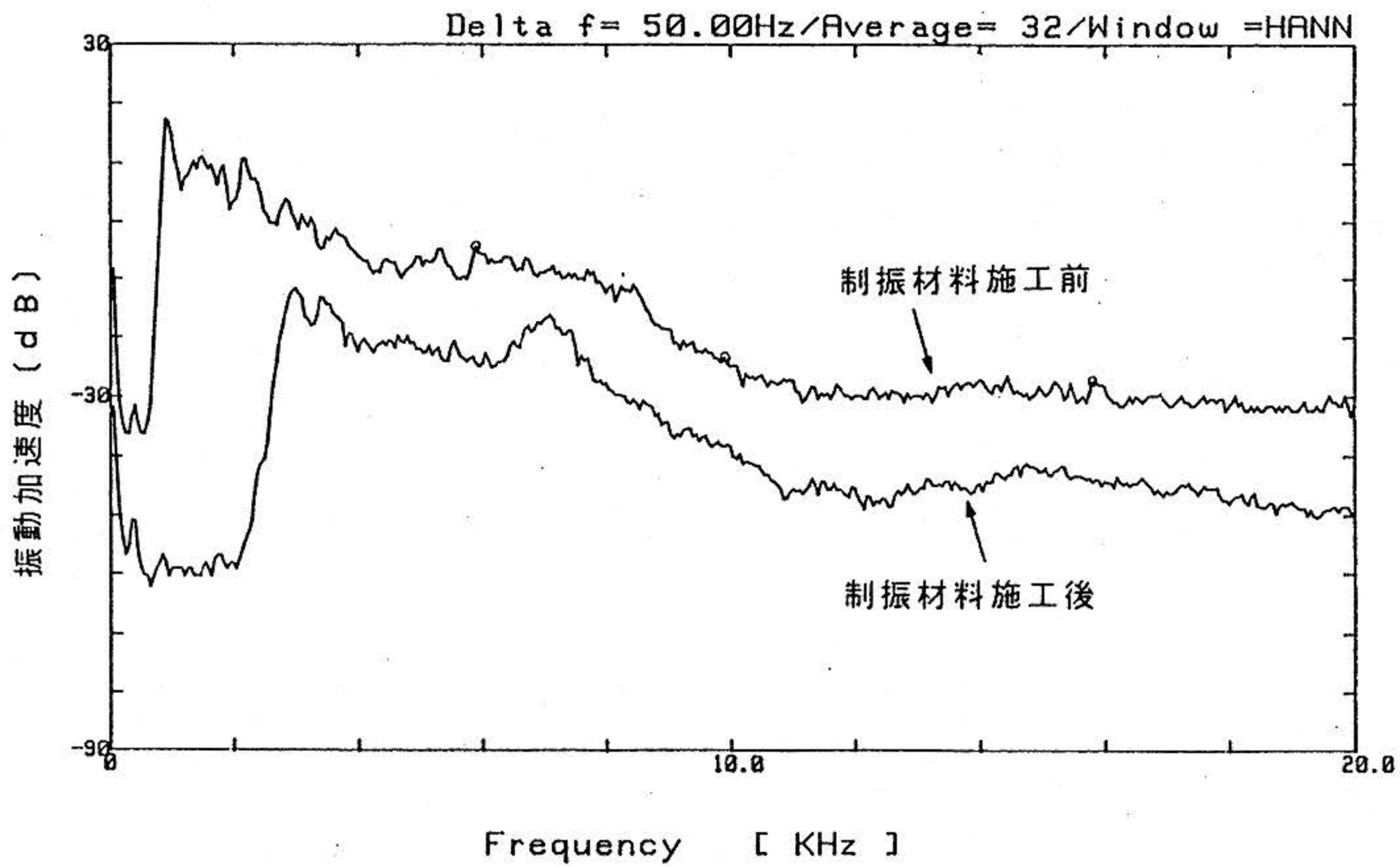
B, ABO点では約15dBの制振材効果があることが判る。

5.3 機関室内二重底及び船底外板の制振材適用効果 (予測値と計測値の比較)

図14は、沖停泊モード (プロペラ雑音を除く主として固体伝搬雑音を把握するモード) における、SEA法による振動伝搬予測値であり、実線は機関室内二重底及び船底外板に制振材料を適用した場合の、破線は適用しない場合の予測値である。



(1) A 1 0 点 (バウスラストトンネル部) 計測値



(2) A B O 点 (Fr 1 2 1 α 船底部) 計測値

図 13 バウスラスト部の制振材料施工前後での計測結果

Fig.13 Vibration test results at pre and post application of vibration damping material

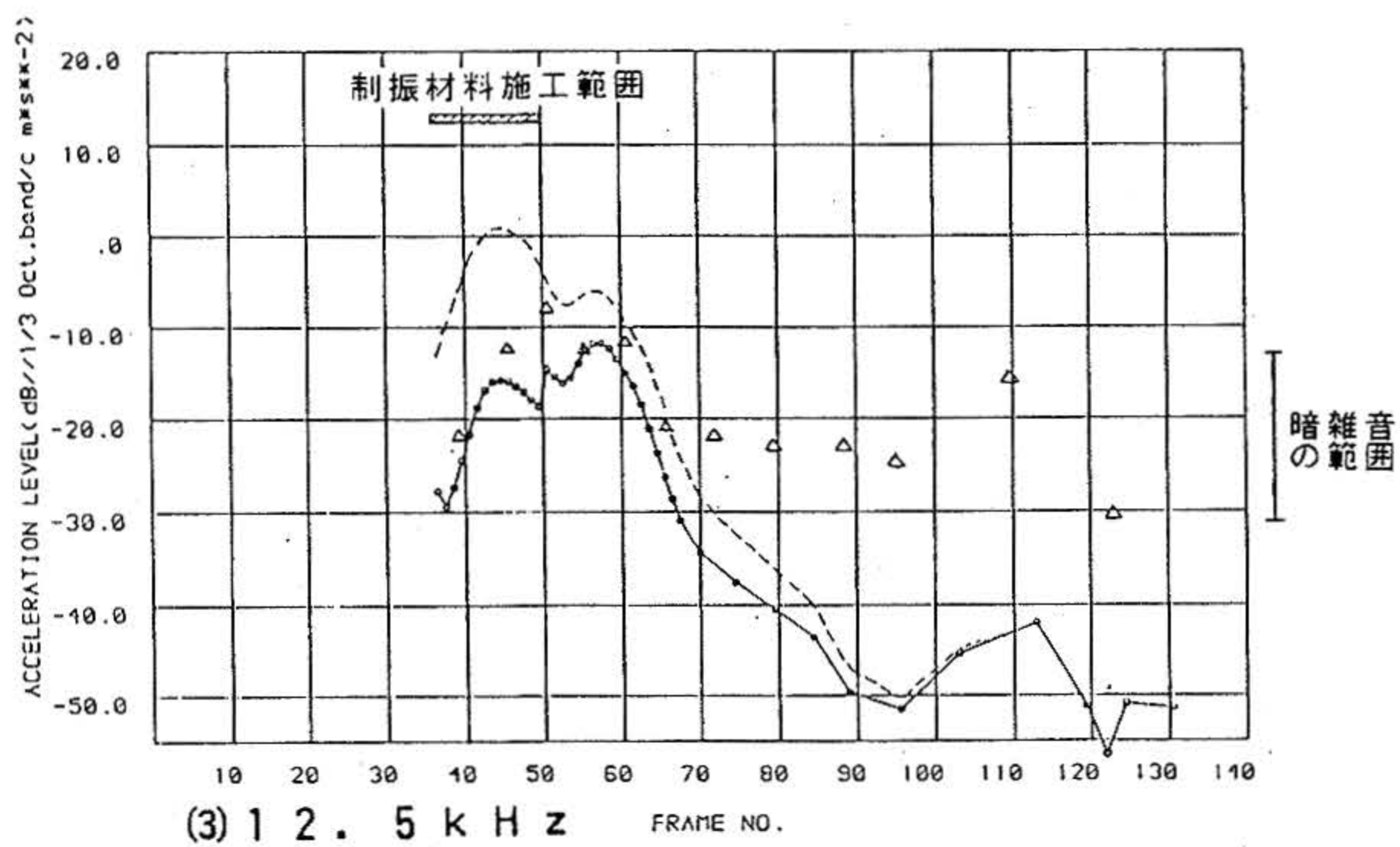
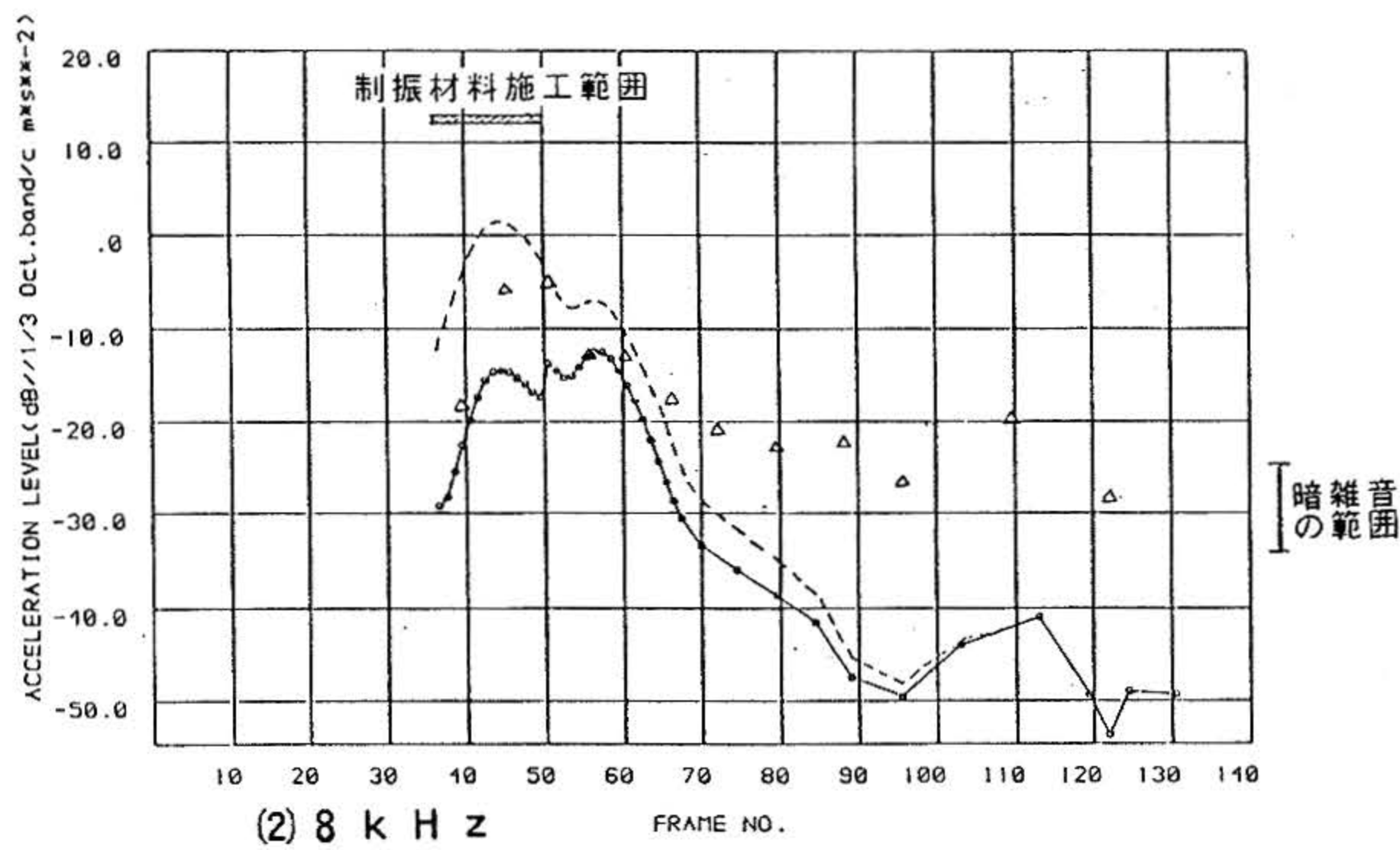
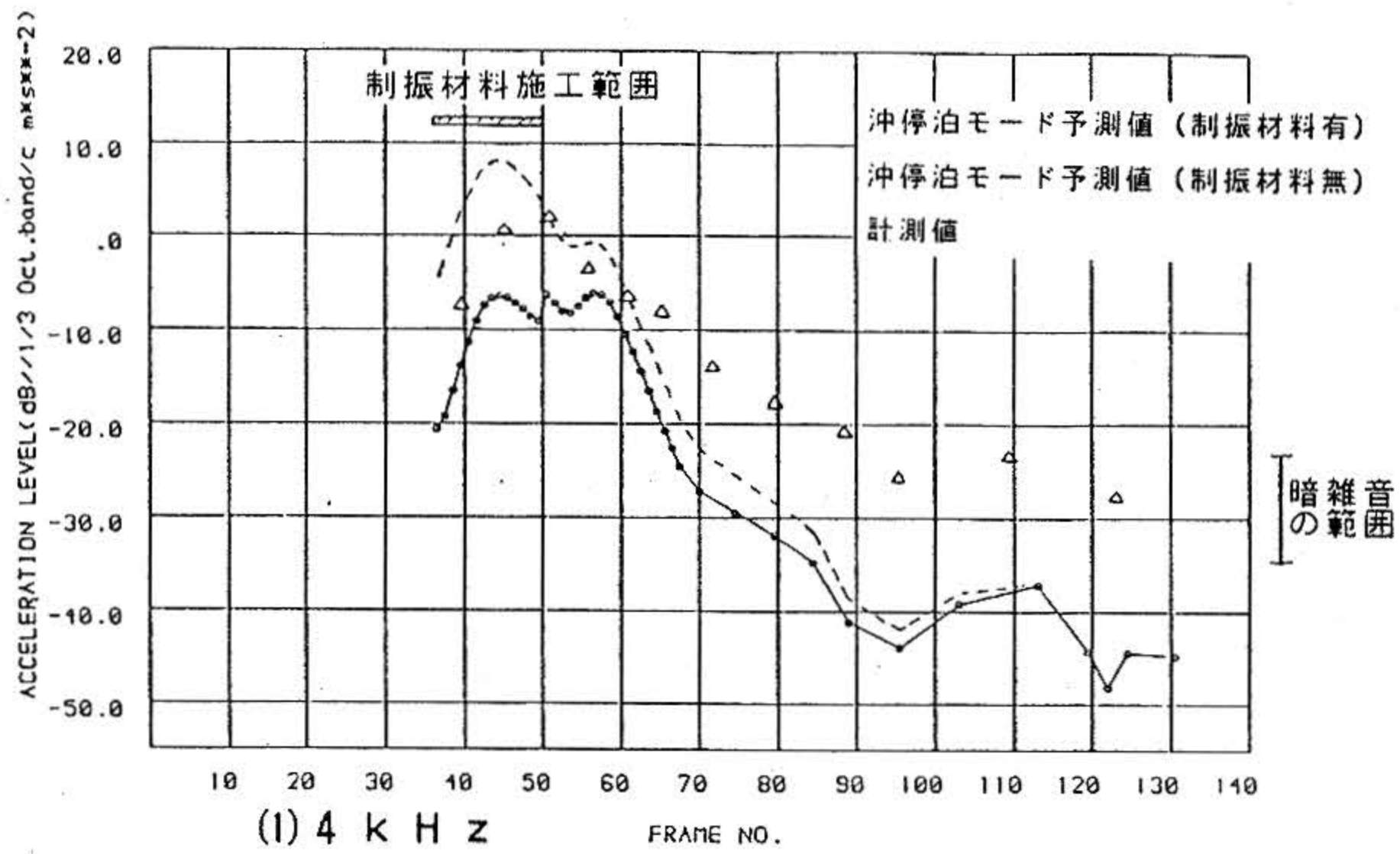


図 14 沖停泊モードにおける船底振動伝搬予測値（制振材料有無）と計測値

Fig.14 Vibration comparison between SEA estimation and measurement of bottom plate (at drift condetion)

また、図中の△印は、本船の海上試運転時に実施した沖停泊モード（尾鷲湾沖においてプロペラを停止し、主機及び発電機等を運転した状態で振動計測を実施）における船底外板の振動計測値である。予測値と計測値で、やや差が見られるのはFr45～50部二重底フロアに主潤滑油関係の内管があり、この振動（予測計算では起振力として考慮されていない。）がFr45～50船底部の振動を押し上げたと考えられる。

制振材効果としては、バウスラストのA B O点と同様15dB程度あるものと思われる。

6 あとがき

以上の研究により、貼付け型制振材料を適用する場合のS E A法による効果予測法が確立でき、また、模型及び支援母船「よこすか」による振動計測で予測値との比較、検証により、その予測法が十分実用に供しえることを確認した。

また、「よこすか」のように水中放射雑音の低減をめざした船舶への制振材料の適用が効果的であることが同時に確認できた。

「よこすか」のように極限的な雑音低減をめざした船舶においては、むろん制振材料の適用のみではおのずと限界があり、固体伝搬雑音低減対策についてみても振動源対策、機器防振支持対策、振動伝搬経路対策、水中雑音放射面対策等があり、これらが系統的かつ効果的に実施される必要がある。

「よこすか」では、制振材料の適用を含む固体伝搬雑音低減対策のみならず、プロペラ雑音低減対策についても徹底的に実施した結果、海上試運転における雑音計測において本船の雑音低減目標レベルを十分満足していることがわかり、搭載音響機器が雑音に阻害されることなく存分にその威力が発揮できることを確認した。

参考文献

- 1) 海洋科学技術センター編，“2000メートル潜水調査システム開発建造の記録”，（1984）
- 2) 佐野, 中西, 網谷, 松本, 織田, “固体伝搬雑音予測法の検討及び新母船への適用”，海洋科学技術センター試験研究報告, 第19号, 69-85, (1988)
- 3) 蔦, 織田, “多層立体構造物の振動伝搬解析法”，日本機械学会論文集, 48巻425号, (1982)
- 4) 新日本製鉄株, “制振鋼板; バイブレス”, SC306
- 5) 日本機械工業連合会, “制振材の動的特性の計測法標準化に関する研究” 報告書, (1988)
- 6) 日本音響材料学会, 騒音対策ハンドブック 442, 技報堂, (1975)

(原稿受理: 1989年11月27日)