

高周波数域での二重防振支持効果

〔 6500m潜水調査船支援 母船「よこすか」への 二重防振支持の適用 〕

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

6500 m 潜水調査船支援母船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。発電機の二重防振支持もそれらの一つである。この二重防振支持に対する Mass-バネ系の理論計算は、高周波数域に適用することは困難である。そこで、特に高周波数域での防振効果を期待する本船にこれを採用するにあたり、二重防振効果を正しく予測し、二重防振支持系の諸元の最適化のため以下の研究を実施した。

まず、BBA法 (Building Block Approach) により二重防振支持系を構成する機器、防振装置、基礎構造の振動応答関係式を求め、次に、実船の発電機装置と相似な縮尺模型により振動実験を行い、これを用いて BBA 法の計算値と一致するよう機器や機器台の動剛性防振ゴムの動バネ定数等理論的には求め難い諸数値を同定した。次に、これらをパラメータとして BBA 法による計算を行い、二重防振支持系諸元の最適化を計った。

キーワード：二重防振支持，BBA 法

Effect of the Double Rubber Mount System in the High Frequency Zone

〔 Application of the Double Rubber Mount System for the JAMSTEC New Support Vessel 「YOKOSUKA」 〕

Tadashi SANO^{*5} Toshiyuki NAKANISHI^{*5}

Hironobu HASHIGUCHI^{*6} Mitsuo YAMAMOTO^{*6}

*1 深海開発技術部

*2 川崎重工業(株)船舶技術室 神戸設計部

*3 川崎重工業(株)船舶技術室 潜水艦設計部

*4 川崎重工業(株)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 noise have been taken for the vessel. One of them is the double rubber mount for the main generator system.

In a high frequency zone, the theoretical mass on spring calculation for this mount system is difficult to apply. Since this effect is especially expected in a high frequency zone in this vessel, a study has been made for accurate estimation of the effect and optimization of the particulars of the mount system.

This paper mainly describes a vibration transmissibility function of the double rubber mount system obtained by BBA (Building Block Approach) method, vibration test using a similar scale model to the actual generator and mount system, explication of dynamic properties of the mount system from the function and the test results, and optimization of the mount system particulars.

Key word: Double rubber mount system, BBA (Building Block Approach)

1. まえがき

現在建造中の6500m潜水調査船支援母船「よこすか」(以下「よこすか」という。)では潜水船との音響通信上支障がないように、自船からの水中放射雑音を極力低く押さえる必要がある。

水中放射雑音の主要因は、船舶に搭載される主機や発電機等の機器で発生する振動が船体構造中を伝搬し海中に放射される固体伝搬雑音とプロペラ雑音に大別出来る。このうち、前者の固体伝搬雑音防止策としては、できるだけ振動源近傍での対策が望ましく、その一つとして機器を防振ゴム等のバネで弾性支持する方法が古くから用いられている。

ところで、機器を剛体質量、防振支持装置をバネ、基礎構造を固定としたMass-バネ理論によれば、固有振動数の2倍以上の周波数域における防振支持の効果は ω^2 (ω :角振動数)にほぼ比例して大きくなるが、機器及び基礎部が弾性構造であることや、防振ゴムの縦振動による波動効果で理論計算程には防振効果は得られない¹⁾。また、バネ支持部を(防振ゴム~中間質量~防振ゴム)に置換えて機器を二重の防振ゴムで支持すると理

論的には中間質量の慣性効果によって通常の一重防振支持の場合よりさらに防振効果が増大し、また、周波数が高い程その効果は大きい結果となるが、上述の理由により、実機では、極端に大きな防振効果を期待できないようである。このように、機器を弾性支持した時の高周波数域での挙動は、定性的には説明されているが、実構造に対する防振効果を定量的に評価した研究は少なく、特に数kHz以上の高周波数域で検討されたものはほとんど見あたらない。

そこで、本研究では、特に高周波数域(5~15kHz程度)での防振効果を期待する「よこすか」において、その発電機に二重防振支持を採用した場合、高周波数域での防振効果がどの程度得られるかを定量的に把握することを目的として、以下に示すような実験及び解析を行った。まず、発電機の縮尺模型(縮尺比 $\frac{1}{2}$)を作り、この模型に圧縮機を設置して別途製作した船体機器台と直付けしたり、防振ゴムで一重防振支持したり、さらには、(防振ゴム+中間質量+防振ゴム)を発電機と機器台の間に挿入した二重防振支持系に組変えて、圧縮機を運転した時の模型や機器台各部の振

動計測を行った。

次に、これらの系を機器部、防振ゴム部、機器台部、中間質量部のブロックに分け、各ブロックのインピーダンス（振動伝達特性）を連結して各組立系全体のインピーダンスを作り、これより各部の振動応答を求めるBBA（Building Block Approach）法を用いて防振支持効果を評価した。この方法は、複雑な組立構造の振動応答を外力作用点やブロック間の結合点、応答の評価点など必要な少数の点で効率的に求めるものである。しかし、この方法に用いるブロック別のインピーダンス特性は特に周波数の高い場合には、解析的に求めることが困難である。そこで、まず、前述の実験系のうち、直付け系及び一重防振支持系に対してBBA法で振動応答を求める計算式を作り、これらの系の実測応答から逆に機器や機器台、防振ゴム等の動剛性や起振力を逆算することを考えた。そして、得られた動剛性などを用いて二重防振支持系の振動応答を予測し、実測値との対比により高周波数域での中間質量の振動特性を検討した。また、同定した実験系各部の動剛性を基準にして、各ブロックのインピーダンスをパラメトリックに変えた解析を行い、高周波数域での二重防振効果に大きな影響をおよぼす因子を整理した。防振ゴムの強度的な制約を考慮して、上述のパラメータ解析の結果から防振性能が向上するための中間質量の大きさや上下に設置する防振ゴムのバネ定数を「よこすか」の発電機で二重防振支持する場合について決定後、実機と模型の振動伝達特性の相似性を用いて実機での防振効果を推定した。計画した防振装置を実船に装備後発電機を運転時に計測した結果、予測値とほぼ一致する防振性能が得られた。

2. 弾性支持系の基礎理論

2.1 剛体理論による振動伝達率¹⁾

振動している機器を地面や床のような基礎上に設置する時は、基礎への振動伝達を極力減らすために、一般には防振ゴム等のバネで支持する方式が用いられる。

弾性支持された機器では、機器を剛体とみなしても並進と回転の6方向の振動系となり、支持バネの配置やその特性によって複雑な挙動をする。

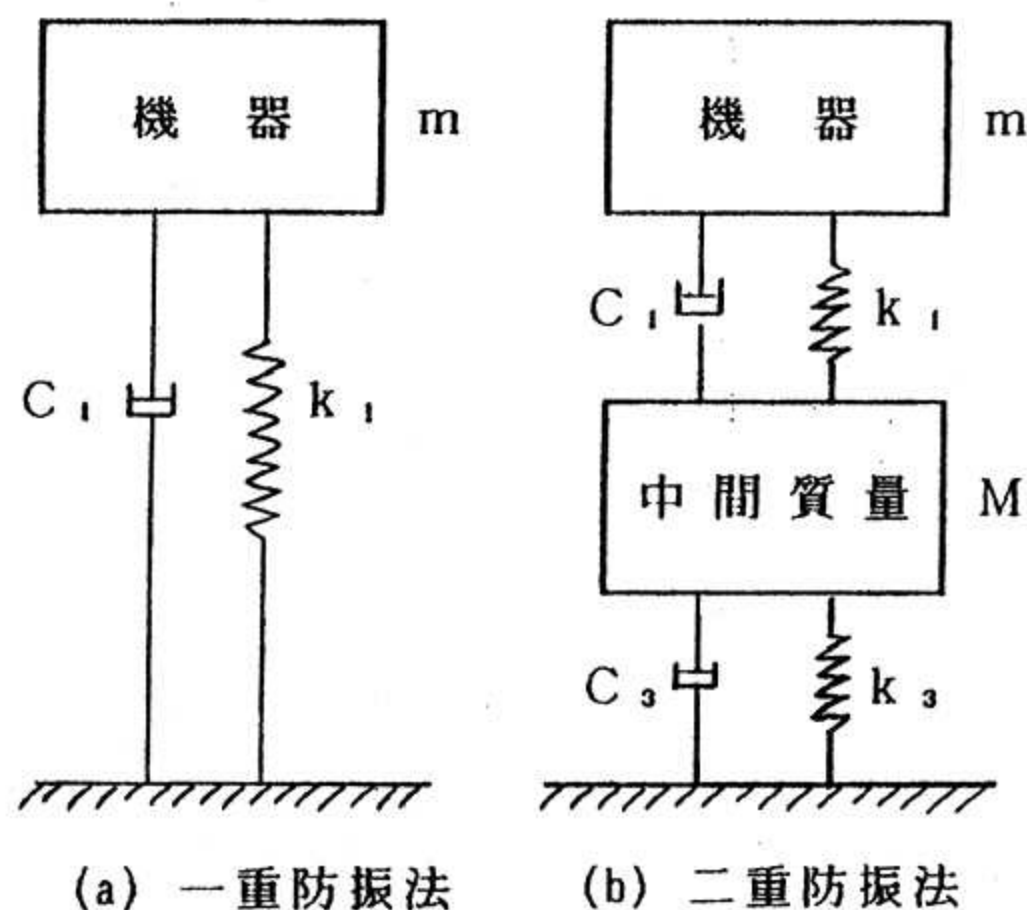


図1 Mass-バネモデル

Fig.1 Theoretical mass on spring model

ところで、弾性支持の初期設計段階では、通常図1(a)に示すような1自由度モデルによる検討がまず行われ、この場合の伝達率（加振力と基礎部への伝達力の比） τ_1 は次のように表せる。

$$\tau_1 = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\omega/\omega_0)^2}}{\sqrt{\{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + (2\zeta\omega/\omega_0)^2}} \quad \dots\dots\dots(1)$$

ただし、 $\omega_0^2 = K_1/m$

$\zeta = C_1/2\sqrt{m \cdot K_1}$ ；減衰比

m ；剛体の質量、 K_1 ；バネ定数、

C_1 ；バネの減衰係数

これより基礎への振動伝達率を極力小さくするには、できるだけ柔らかいバネを用いればよいが、あまり柔らかくすると機器本体の静的安定性が悪くなり、実用上支障をきたすことになる。

そこで、図1(b)のように、基礎部に相当する部位をさらにバネ支持して浮床構造とし、その中間質量の慣性効果によって基礎への振動伝達力をさらに小さくするいわゆる“二重防振支持法”の実用化が考えられる。この場合、基礎への振動伝達率 τ_2 は次式で表される。

$$\tau_2 = \frac{|K_1^* - K_3^*|}{|(K_1^* - m \cdot \omega^2)(K_3^* - M \cdot \omega^2) - K_1 \cdot m \cdot \omega^2|} \quad \dots\dots\dots(2)$$

ただし $K_1^* = K_1 + j \cdot C_1 \cdot \omega$

$K_3^* = K_3 + j \cdot C_3 \cdot \omega$

K_1, C_1 ; 中間質量の上側の防振ゴムのバネ定数, 減衰係数

K_3, C_3 ; 中間質量の下側の防振ゴムのバネ定数, 減衰係数

M ; 中間質量部の質量, j ; 複素記号

図2には, $\beta = M/m$ をパラメータとして τ_2 の周波数変化を示す。これより, 二重防振支持法では, 通常の一重防振支持法に比べ第2次の共振点が存在するが, それより高周波数域での振動伝達率は ω^4 に比例して小さくなるため, 高周波数域程防振支持効果が大きくなる。また, この剛体理論では, 中間質量 M が大きいほど, さらには, 中間質量下側のバネ K_3 を柔らかくするほど, 高周波数域での防振効果が大きくなる。

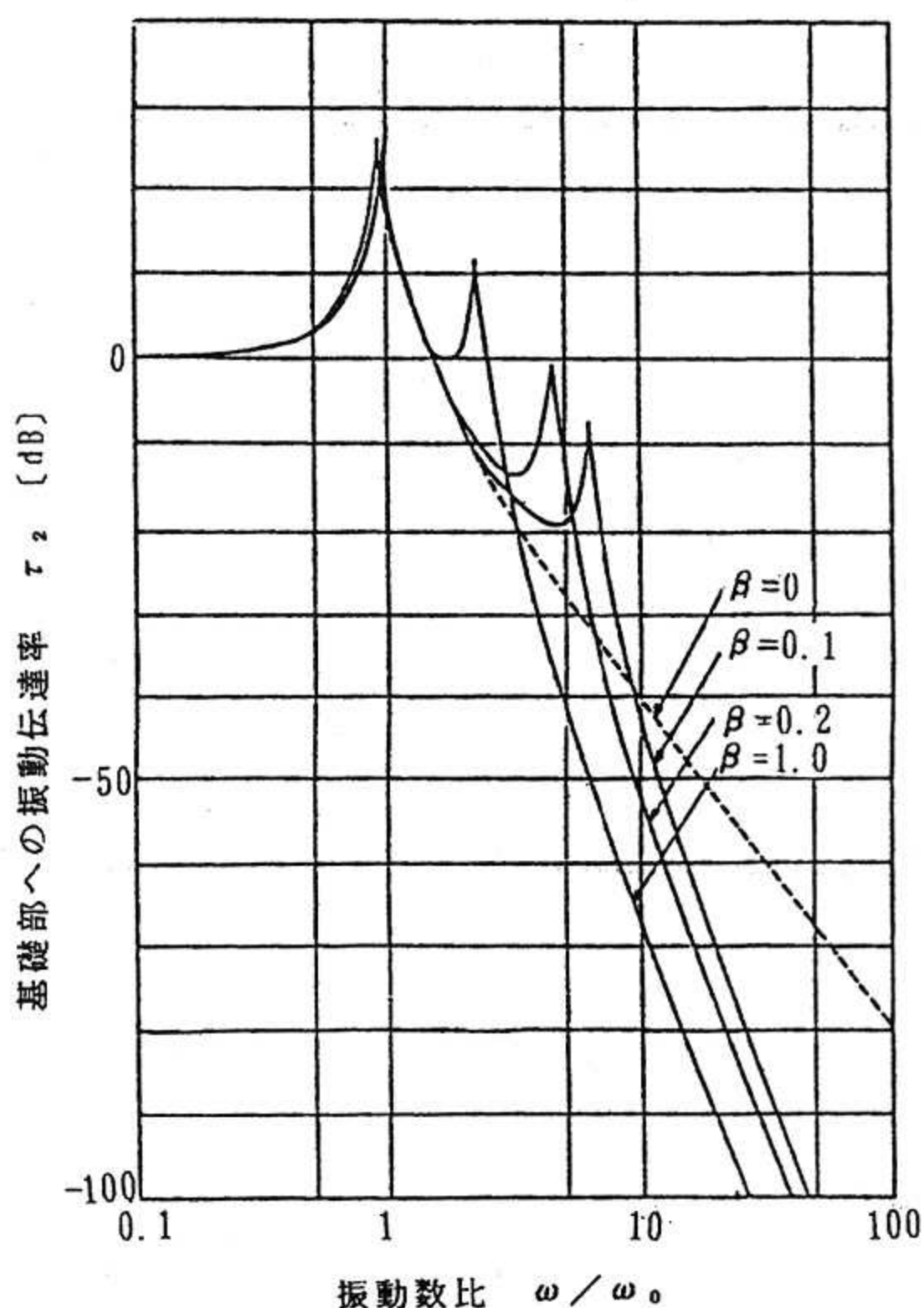


図2 二重防振支持系の振動伝達率¹⁾
(ゴムの損失係数 = 0.05)

Fig.2 Transmissibility of double rubber mount system ($\eta_k = 0.05$)

2.2 高周波数域での振動伝達特性

実際の機器を防振ゴム等で支持した時の振動伝達率は, 一般には図3に示すように高周波数域で

は, 機器を剛体, 防振装置部をバネとするMass

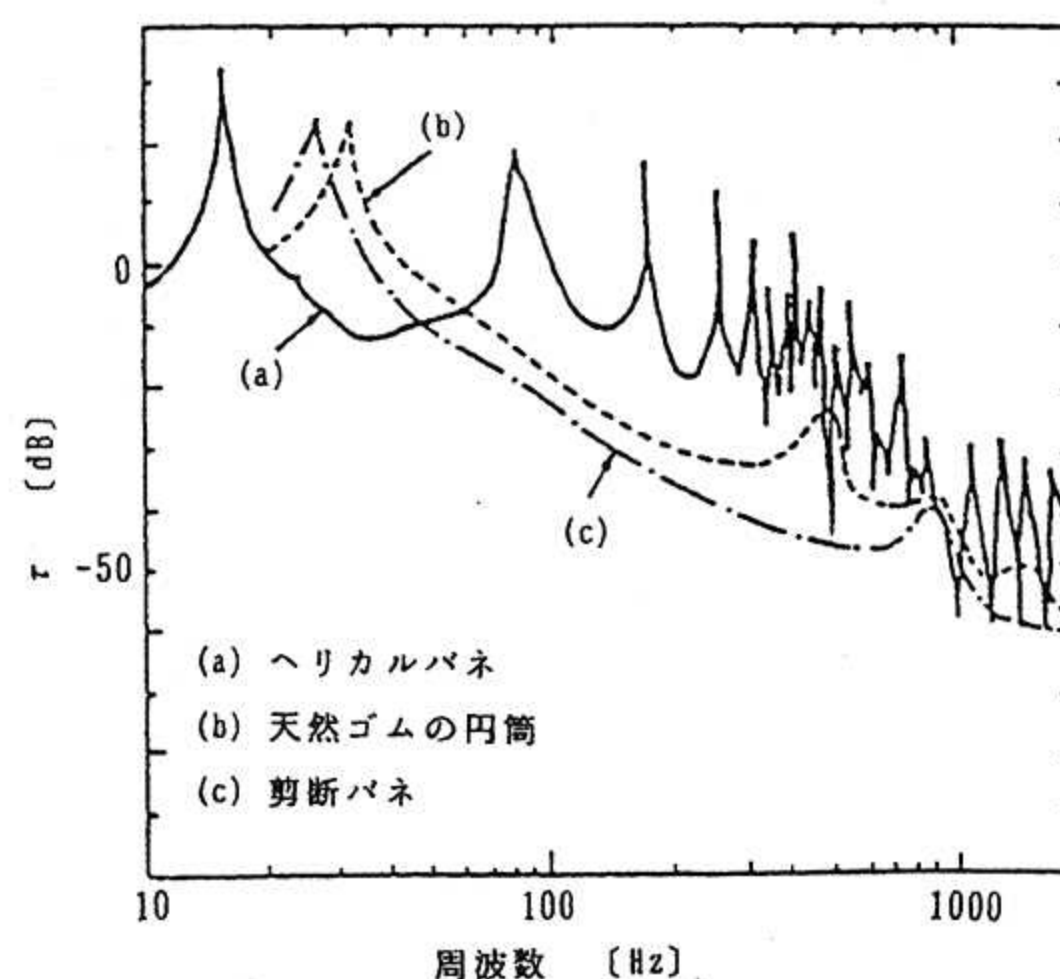


図3 実機の振動伝達率の例¹⁾

Fig.3 Transmissibility of a single rubber mount system incorporate various rubber

ーバネ系の計算値とかなり異なり, Snowdon¹⁾らは, この原因は, ①防振ゴムの波動効果, ②構造の局部振動に起因するとしている。

(1) 防振ゴムの波動効果¹⁾

防振ゴムを断面積が一樣と考え, その縦振動の波動方程式から得られる振動伝達率 τ の計算例を図4に示す。

$$\tau = |(\cos n^* l - \gamma \cdot n^* \cdot \sin n^* l)|^{-1} \dots\dots\dots (3)$$

ただし l ; 防振ゴム長さ

$\gamma = m/m_R$, m ; マウント部の質量,

m_R ; 防振ゴム部の質量

n^* ; 複素波数

これより, 防振ゴム部の波動効果によって振動伝達率が剛体理論による値よりもかなり大きくなることがわかる。

(2) 構造の局部振動¹⁾

機器に防振装置を取りつける場合には, 例えば, 図5に示すようにフランジや脚を張り出す必要があり, この部位が弾性体であると, 2.1項で述べたような機器を剛体とした挙動とは異なるものとなる。このような機器や基礎構造部の局部振動は一般に高周波数域で発生するので, これらの周波数帯域では剛体理論で得られる程の防振効果は得

られない。

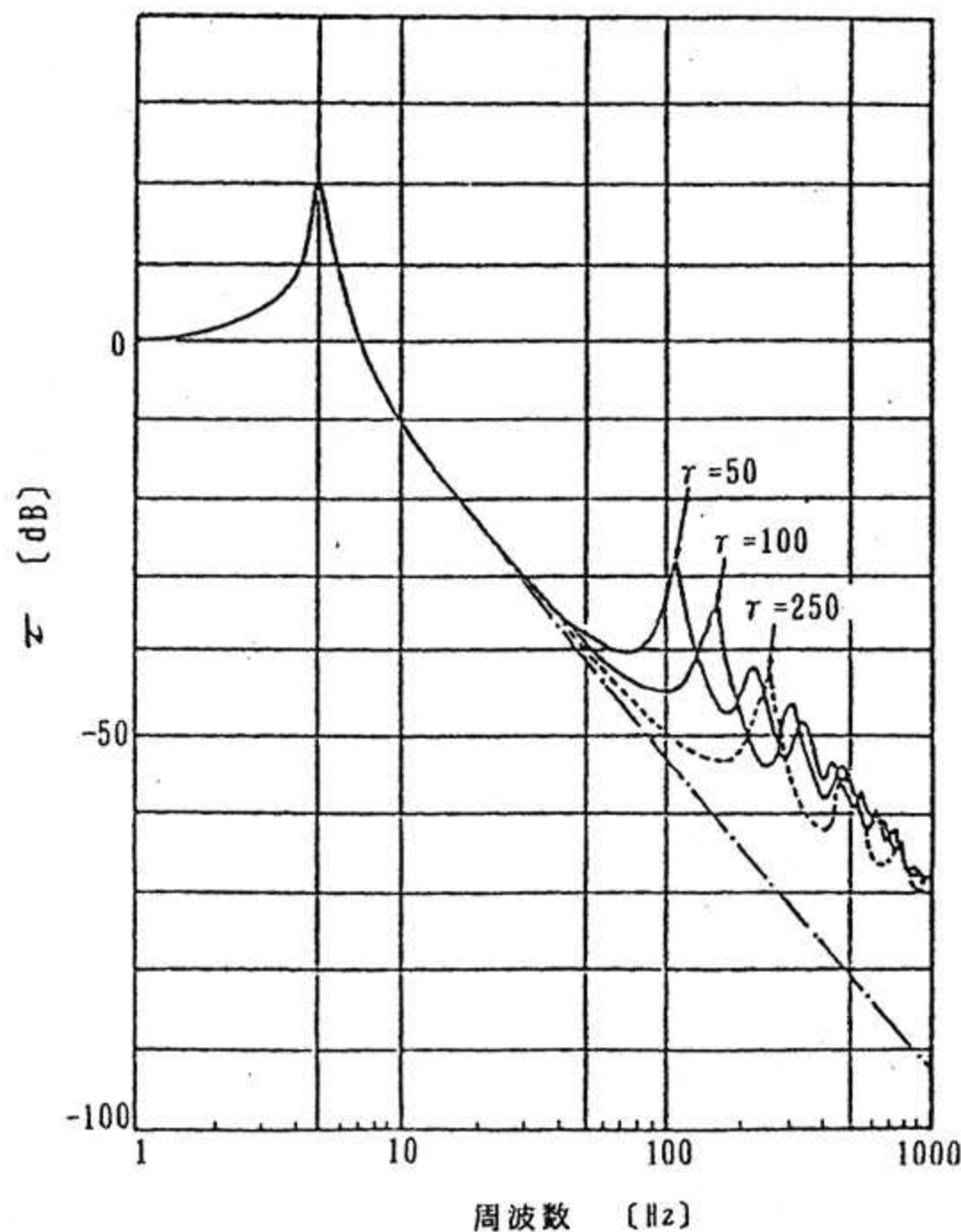


図4 防振ゴムの波動効果を考慮した振動伝達率計算例¹⁾ (ゴムの損失係数 = 0.1)
Fig.4 Transmissibility of a single rubber mount system with wave effect ($\eta_k = 0.1$)

今、図5(a)のように、質量 m がバネ剛さ K_L^* のバネで支持されているものとする。

$$K_L^* = K(1 + j \cdot \eta_k) \quad \dots\dots\dots(4)$$

ただし、 η_k ；防振ゴムの損失係数

図中のシャービーム部での質量やバネ等をも含めて振動伝達率 τ を表すと下式となる。

$$\tau = |\Psi^* - (n^* l) \cdot \Gamma^* \cdot \phi^*|^{-1} \quad \dots\dots\dots(5)$$

ここで、 $\Psi^* = \cos n^* l - \gamma_F(n^* l) \sin n^* l$

$$\phi^* = \sin n^* l - \gamma_F(n^* l) \cos n^* l$$

$$n^* l = (p + j \cdot q)$$

$$\Gamma^* = \Gamma(1 + j \cdot \eta_F) / (1 + j \cdot \eta_k)$$

n^* ；シャービーム部の波数、 l ；シャービーム部の長さ

$$\gamma_F = m / (2M_F), \quad \Gamma = K_F / K$$

M_F, K_F, η_F ；シャービーム部の質量、静的バネ、損失係数

$$p = \frac{n l}{D_F} \cdot \left(\frac{D_F + 1}{2} \right)^{1/2},$$

$$q = \frac{-n l}{D_F} \cdot \left(\frac{D_F - 1}{2} \right)^{1/2}$$

$$D_F = (1 + \eta_F^2)^{1/2},$$

$$n l = (\omega / \omega_0) N_F = \Omega \cdot N_F$$

$$N_F = [(\gamma_F + 1) \Gamma + \gamma_F]^{-1/2}$$

図6は、シャービーム部のバネ K_F と防振ゴムのバネ K_L の比 Γ をパラメータとして(5)式から振動伝達率の周波数特性を求めた例である。高周波数域では剛体理論による τ よりもかなり大きな値となっている様子がわかる。

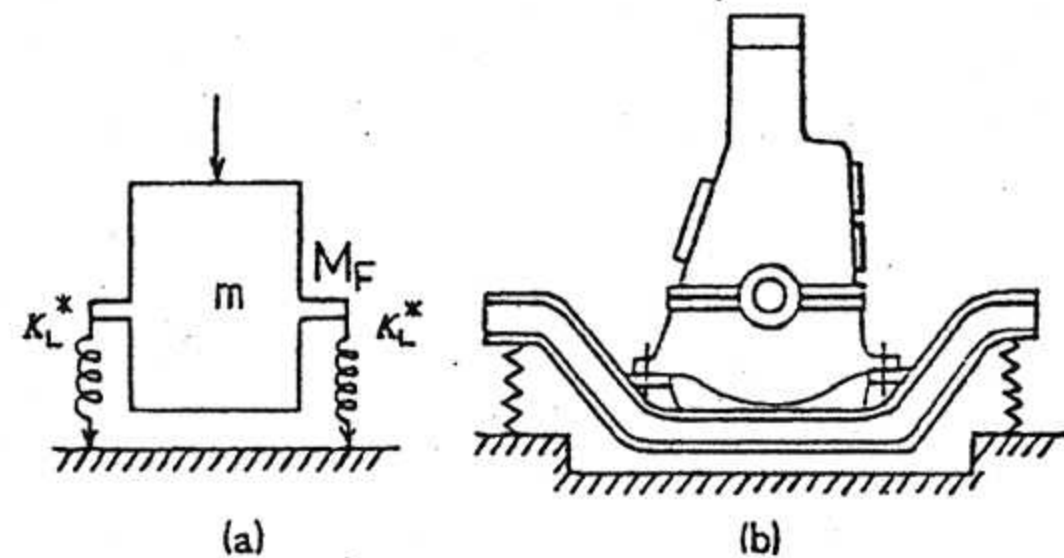


図5 非剛性フランジ部での防振支持例¹⁾
Fig.5 Single rubber mount system with nonrigid flanges of equipment

2.3 BBA法による計算法²⁾

2.1項で述べた剛体理論では、高周波数域の振動伝達特性を十分に表せないで、ここでは、全体系を図7に示すように機器、防振支持装置、基礎構造等のいくつかのブロックに分け、BBA法を用いて各部の振動応答を求めた。この方法は、個々のブロック間の結合点や加振点および応答の評価点等に関する振動伝達特性を別途求めておいて、これらをブロック間の力と変位の連続条件で連結して、全体系の振動応答を必要な少数の点だけで効率的に求める方法で、特に複雑な組立構造の解析に有効である。

(1) モデル化法

機器、防振支持装置、基礎構造のそれぞれを弾性体と考え、個々の弾性体について上下方向の力と変位の入力、出力点に付番(図7参照)し、直付け系や一重防振支持系、二重防振支持系を組立てた時の振動伝達特性を求める。

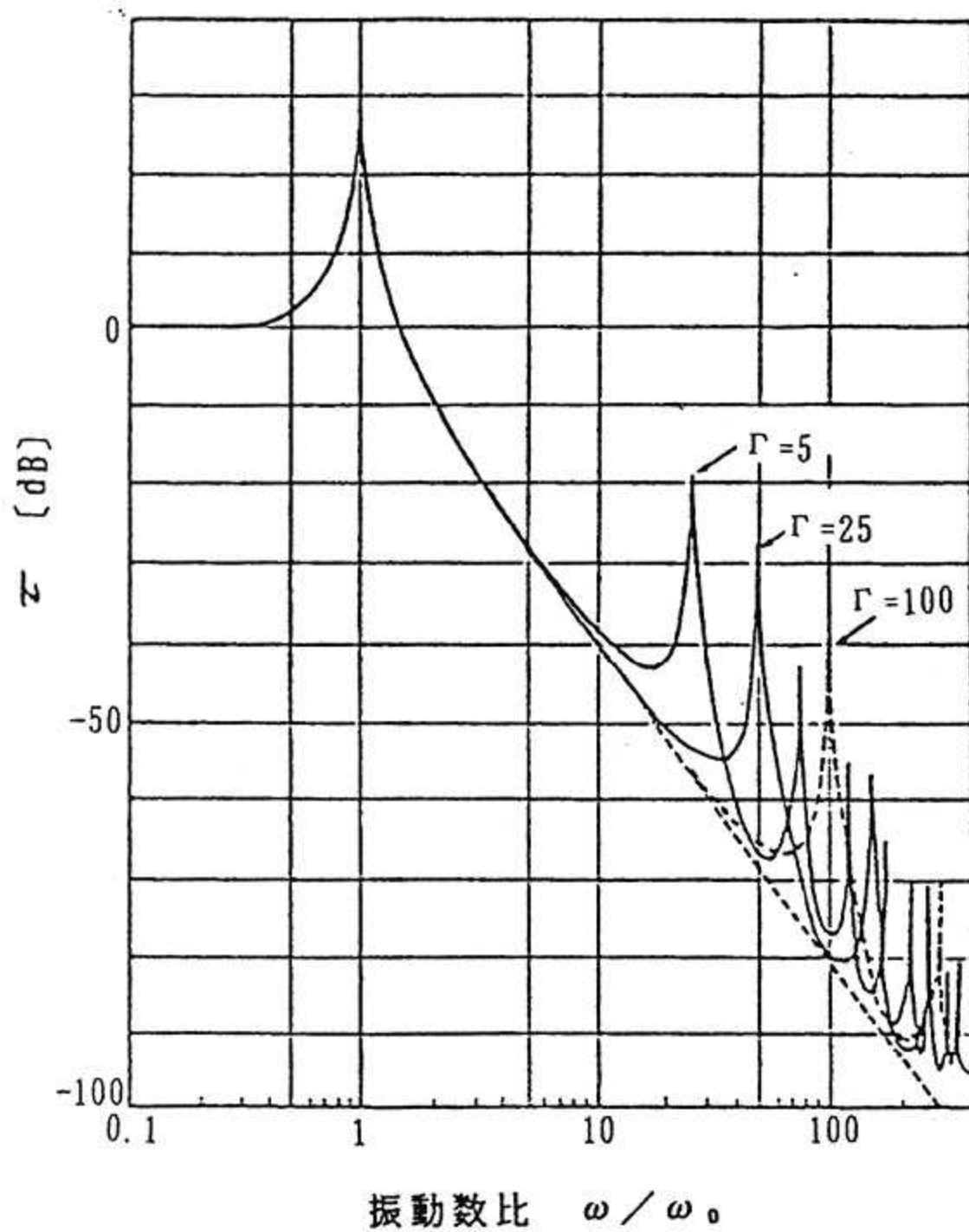


図6 非剛性フランジを有する系での振動伝達率計算例¹⁾
 $(m/2 \cdot M_p = 40, \eta_k = 0.05, \eta_F = 0.01)$
 Fig.6 Transmissibility of a single rubber mount system with shear beam resonance

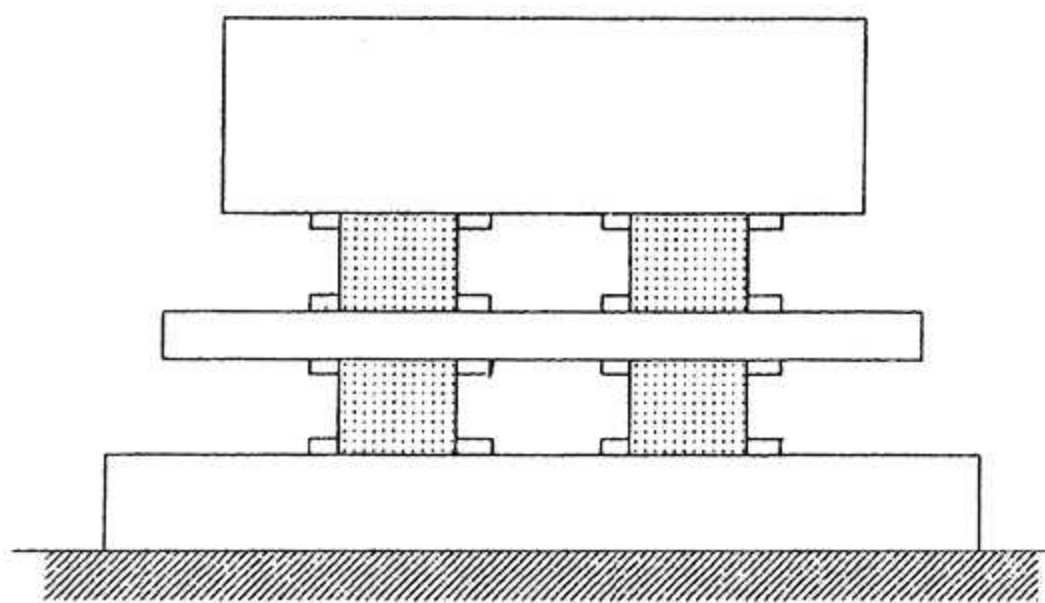


図7 計算モデル
 Fig.7 BBA analysis model

(2) 直付け系

図7の機器本体および基礎構造の力Fと変位Xの関係は次のように表せる。

$$\begin{pmatrix} X_1^{(0)} \\ X_2^{(0)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$X_5^{(0)} = C_{55} \cdot F_5 \quad \dots\dots\dots(7)$$

ただし, $C_{ij} = X_i / F_j$; j 点加振時の i 点の変位
 なお, 以後 $X^{(n)}$ は次のことを表するものとする。
 $X_i^{(0)}$; 直付け系における i 点の変位
 $X_i^{(1)}$; 一重防振系における i 点の変位
 $X_i^{(2)}$; 二重防振系における i 点の変位

機器の出力点2と基礎構造部の入力点5が結合される直付け系では, 変位の連続性および内力のつりあいを考えると下式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} X_2^{(0)} &= X_5^{(0)} \\ F_2 + F_5 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8)$$

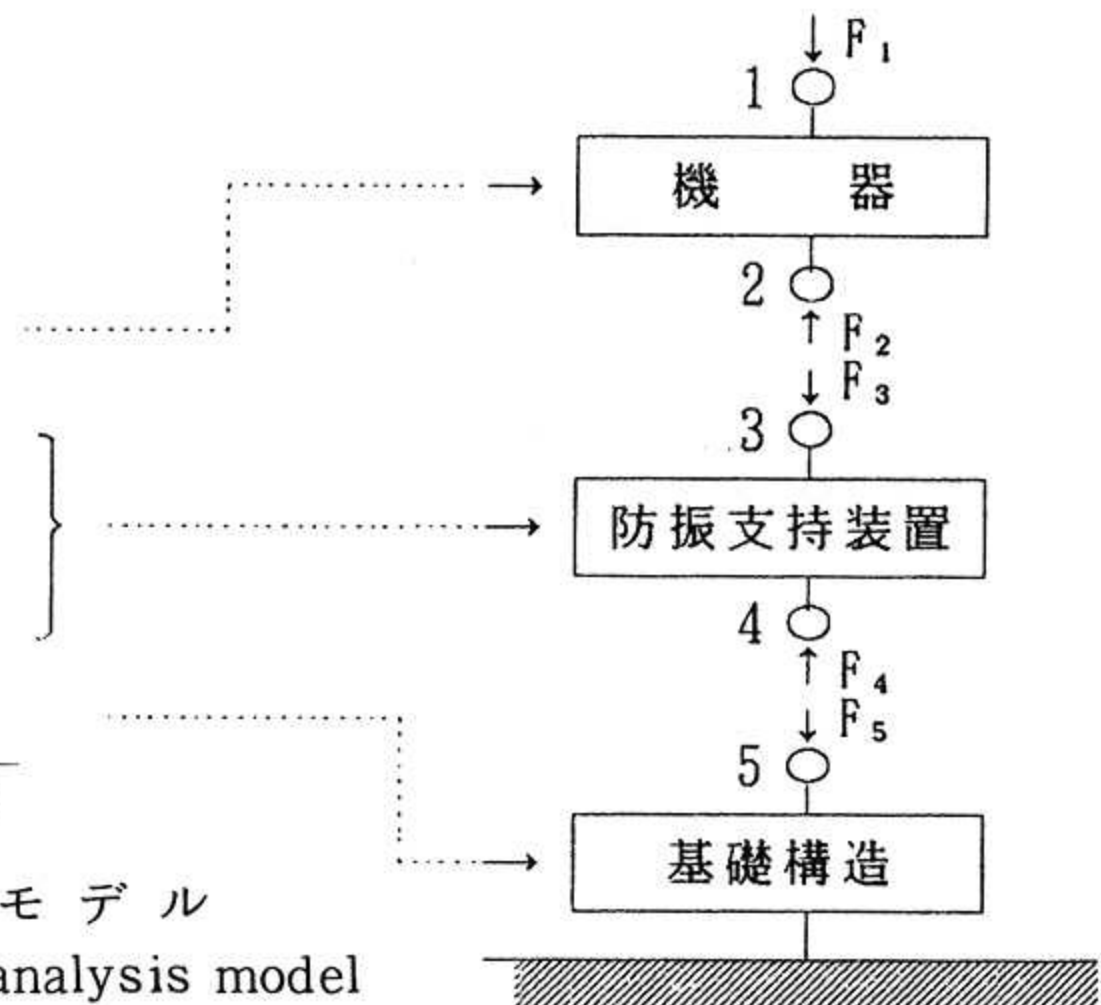
(6), (7)式を(8)式へ代入すると基礎部の応答 $X_5^{(0)}$ は次式で表される。

$$X_5^{(0)} = \frac{1}{1 + C_{22}/C_{55}} X_F \quad \dots\dots\dots(9)$$

ただし, $X_F = C_{21} \cdot F_1$

(3) 一重防振支持系

機器と基礎構造の間に防振支持装置がある一重防振支持系では, まず防振支持装置の入・出力点3,4間の振動特性を四端子パラメータ $\alpha, \beta,$



r, δ を用いて次のように表す。

$$\begin{pmatrix} F_3 \\ X_3^{(1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -F_4 \\ X_4^{(1)} \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots(10)$$

ただし $\alpha = 1, \beta = 0, r = 1/k_1^*, \delta = 1, k_1 = k_1^* + j\omega C_1$
 ここで, 機器と防振支持装置, 防振支持装置と

基礎構造部の連続条件

$$\begin{aligned} X_2^{(1)} &= X_3^{(1)} \\ F_2 + F_3 &= 0 \\ X_4^{(1)} &= X_5^{(1)} \\ F_4 + F_5 &= 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(11)$$

を考え、(6), (7), (10)式の関係式を用いると、機器本体および基礎構造部の応答 $X_2^{(1)}$, $X_5^{(1)}$ それぞれ次のようになる。

$$X_2^{(1)} = \frac{1/K_1^*/C_{55} + 1}{C_{22}/C_{55} + 1/K_1^*/C_{55} + 1} \cdot X_F \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$X_5^{(1)} = \frac{1}{C_{22}/C_{55} + 1/K_1^*/C_{55} + 1} \cdot X_F \quad \dots\dots\dots(13)$$

(4) 二重防振支持系

二重防振支持系の場合には、(防振ゴム+中間質量+防振ゴム)部の四端子パラメータ α , β , γ , δ を

$$\begin{pmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{pmatrix} = [T_1] \cdot [T_2] \cdot [T_3] \quad \dots\dots\dots(14)$$

ただし、

$$[T_i] = \begin{bmatrix} \alpha_i & \beta_i \\ \gamma_i & \delta_i \end{bmatrix} ; \text{四端子行列}$$

$i=1$; 上段防振ゴム

$i=2$; 中間質量

$i=3$; 下段防振ゴム

から求め、(3)項の一重防振支持系と同様の手順をとれば、機器本体および基礎構造部の応答 $X_2^{(2)}$, $X_5^{(2)}$, はそれぞれ次式となる。

$$X_2^{(2)} = \frac{\gamma/C_{55} + \delta}{\alpha \cdot C_{22}/C_{55} + \beta \cdot C_{22} + \gamma/C_{55} + \delta} \cdot X_F \quad \dots\dots\dots(15)$$

$$X_5^{(2)} = \frac{1}{\alpha \cdot C_{22}/C_{55} + \beta \cdot C_{22} + \gamma/C_{55} + \delta} \cdot X_F \quad \dots\dots\dots(16)$$

ただし、 $\alpha = 1 + M/K_3^*$, $\beta = M$,

$$\gamma = \frac{1}{K_1^*} + \frac{1}{K_3^*} + \frac{M}{K_1^* \cdot K_3^*}$$

$$\delta = 1 + M/K_1^*$$

M ; 中間質量の有効質量

$K_i^* = K_i + j\omega C_i$; 上段($i=1$), 下段($i=3$)の防振ゴムの動バネ定数

なお、防振支持装置部の四端子パラメータ α , β , γ , δ を表 1 に示す値をとれば、(2), (3), (4)

表 1 各防振支持系の四端子パラメータ
Table 1 Four pole parameter of various mount system

	直付け系	一重防振支持系	二重防振支持系
α	1	1	$1 + \frac{M}{K_3 + j\omega C_3}$
β	0	0	M
γ	0	$\frac{1}{K_1 + j\omega C_1}$	$\frac{1}{K_1 + j\omega C_1} + \frac{1}{(K_3 + j\omega C_3)}$ + $\frac{M}{(K_1 + j\omega C_1)(K_3 + j\omega C_3)}$
δ	1	1	$1 + \frac{M}{K_1 + j\omega C_1}$

項で示した直付け系，一重防振支持系，二重防振支持系の機器本体および基礎構造部の応答 X_2, X_5 は一般的に(15)，(16)式で表せることになる。

3. 振動実験

本研究では，質量や慣性モーメントが「よこすか」搭載の実物と同程度になるような箱状構造の発電機模型を製作した。そして，定盤上に設置した船体機器台模型に直付けしたり，防振ゴムを介して取りつけた場合について振動実験を行った。

3.1 模型の構造

図8には発電機(D/G)模型の下部に防振ゴムを介して中間質量を設置した二重防振支持方式の組立て状況を示す。二組の発電機を船体中心に対して対称に設置する場合を想定して，船体機器台模型上で二つの発電機模型を同じ方式で防振支持し，一方の発電機上部には起振源としての空気圧縮機と電動機を設置した。発電機模型は，重量や三軸回りの慣性モーメントが実物換算で等価になるような箱状の簡略構造としたが，防振ゴムの取付部のような局部振動発生部位の構造は実物をできるだけ忠実に模擬した。

3.2 振動実験法

次の3ケースについて実験した。

- 直付けモデル：発電機と機器台をボルトで直結
- 一重防振支持モデル：D / G用防振ゴムを用いて発電機を弾性支持
- 二重防振支持モデル：(D / G用防振ゴム + 中間質量 + 中間質量用防振ゴム)を用いて発電機を弾性支持

発電機の上部に設置した空気圧縮機を電動機で定格駆動(1040 rpm)した時に模型各部で発生する振動加速度を同時計測し，1/3オクターブバンドの中心周波数が1 kHz ~ 20 kHzの周波数帯域について各バンド毎のレベルを求めた。図8には，計測位置を示し，計測の方向はすべて上下方向(水平パネルの面外振動)とした。

3.3 実験系の動剛性評価法

2.3項の手法を用いて各種の防振支持系の振動応答を推定するには，機器や機器台の動剛性 C_{22} ， C_{55} や防振ゴムの動バネ定数 K^* ($= K + j\omega C$)，中間質量の大きさ M 及び X_F などの周波数特性が

必要である。

しかし，本研究で対象とするような数 kHz 以上の高周波数域では，これらの値を解析的に求めることは困難である。そこで，ここでは前述の各種組立て系の実測振動応答が BBA 法による計算値と一致するように逆にこれらの値を求めることを試みた。

まず，直付け系の機器台部での応答実測値を， X_A ，また，一重防振支持系の機器部および機器台部の実測応答を X_B ， X_C とすると(9)，(12)，(13)式との対比により次式が成立する。

$$\begin{aligned} X_A &= \frac{1}{G_1 + 1} G_3 \\ X_B &= \frac{G_2 + 1}{G_1 + G_2 + 1} G_3 \\ X_C &= \frac{1}{G_1 + G_2 + 1} G_3 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(17)$$

ただし，

$$G_1 = \frac{C_{22}}{C_{55}}, \quad G_2 = \frac{1}{K_1^*} \cdot \frac{1}{C_{55}}, \quad G_3 = X_F$$

上式を解くと係数 G_1 ， G_2 ， G_3 が X_A ， X_B ， X_C を用いて次のように表せる。

$$\begin{aligned} G_1 &= \frac{X_A - X_B}{X_C - X_A} \\ G_2 &= \frac{X_B - X_C}{X_C} \\ G_3 &= \frac{X_C - X_B}{X_C - X_A} X_A \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(18)$$

従って，1/3オクターブバンド毎に X_A ， X_B ， X_C を与えれば，実験系の動剛性比率等 G_1 ， G_2 ， G_3 を求めることができる。

次にこれらの係数 G_1 ， G_2 ， G_3 と次式で定義する中間質量の有効質量を表す値

$$G_4 = \frac{M \cdot \omega^2}{K_1^*} \quad \dots\dots\dots(19)$$

を用いると二重防振支持系の機器部及び機器台部の応答(15)，(16)は次のように書き直せる。

$$X_2^{(2)} = \frac{(G_2 + G_2 \cdot \gamma_k + G_4 G_2 \cdot \gamma_k + G_4 + 1) \cdot G_3}{(G_4 \cdot \gamma_k + 1) \cdot G_1 + \frac{G_4}{G_2} G_1 + (G_2 + G_2 \cdot \gamma_k + G_4 G_2 \cdot \gamma_k) + G_4 + 1} \quad \dots\dots\dots(20)$$

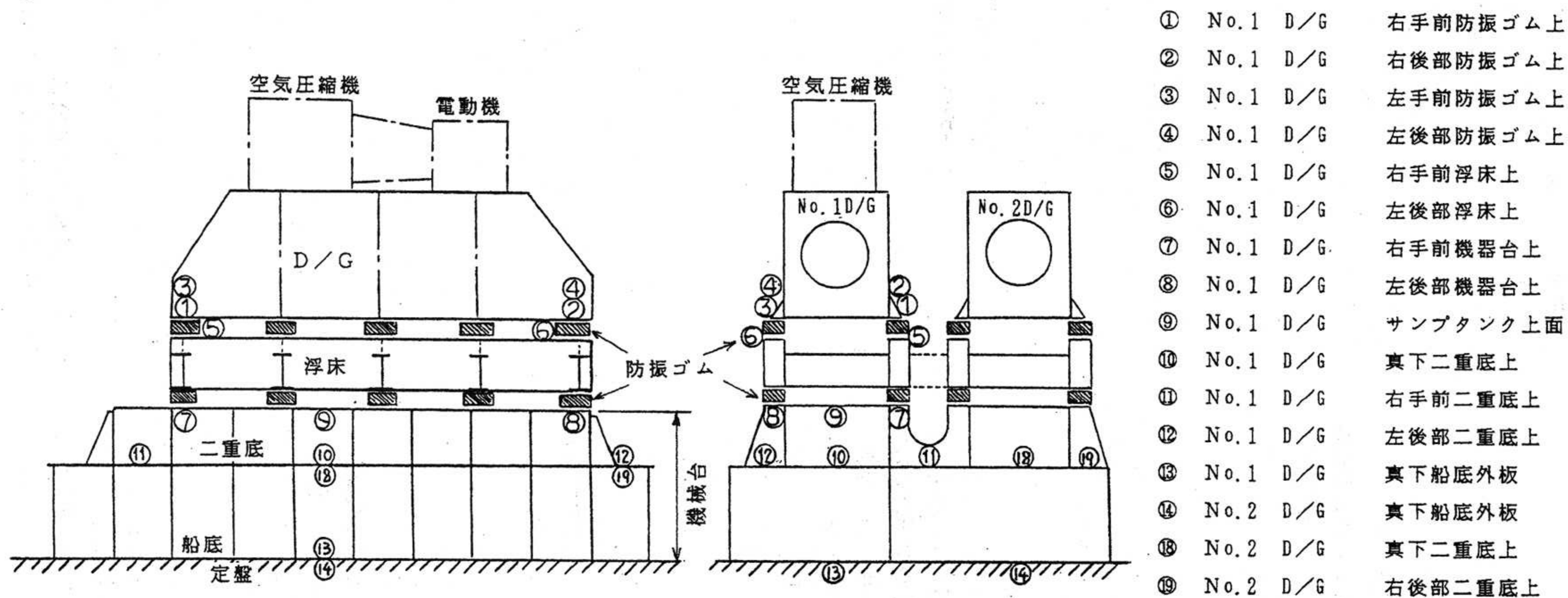


図8 二重防振支持模型と振動の計測点
Fig.8 Vibration test moled and measuring point

$$X_5^{(2)} = \frac{G_3}{(G_4 \cdot \gamma_k + 1) \cdot G_1 + \frac{G_4}{G_2} G_1 + (G_2 + G_2 \cdot \gamma_k + G_4 G_2 \cdot \gamma_k) + G_4 + 1} \dots (20)$$

ただし, $r_K = K_1^*/K_3^*$; 上側と下側の防振ゴムの動バネ定数の比率

(19)式のMは中間質量が振動している時の有効質量を表しており, 極低周波数域では, 中間質量の総質量となるが, 周波数が高くなると非常に小さくなり, その値を解析的に求めることは困難である。本研究では, (18)式から, G_1, G_2, G_3 を同定した後, G_4 をパラメトリックに変化して $X_2^{(2)}$ や $X_5^{(2)}$ を(20)式から求め, 実測応答に合う様な G_4 を推定することによって高周波数域での中間質量の有効質量を評価, 検討した。

3.4 模型の動剛性

前述で示した手法により, 本研究で対象とした発電機模型の動剛性を求めた。図9は, 直付け系及び一重防振支持系における機器や機器台部の振動加速度計測値を示したもので, 図8の各計測位置での実測値を1/3オクターブバンド毎に二乗平均した値である。次に, これらの値を用いて動剛性比率等の係数 G_1, G_2, G_3 を(18)式から計算した結果を図10, 図11, 図12に示す。図10には, 直付け時に実測した機器側応答と機器台側応答の比率も併記した。この値は(19)式から逆算値とほぼ一致することにより, 高周波数域での機器側や機器台側の動剛性は, 固着条件にあまり依存せず非常にLocalな振動で決まることを表し, 前者よりも後者の動剛性の方がやや大きい。図11から本実験に用いた防振ゴムの動ゴムの動バネ定数は, 機器台の動剛性よりかなり小さいが, 数kHz以上になるとその差が小さくなっている。この理由は, 高周波数になるに従って, 機器台の剛性は共振点が増加していくために小さくなるのに対し, 防振ゴムはひずみ速度の依存性が大きくてその動バネ定数は, 逆に大きくなるためと思われる。

図13は, 同定した G_1, G_2, G_3, G_4 の値を用いて二重防振支持系の機器部及び機器台部での応答を(20)式から求め, 振動加速度レベルに変換した実測値と対比したものである。計算では, $r_K = 1/5$ とし G_4 は周波数バンドの中心周波数 f_0 を用いて次式で表される場合の計算値を記載した。なお,

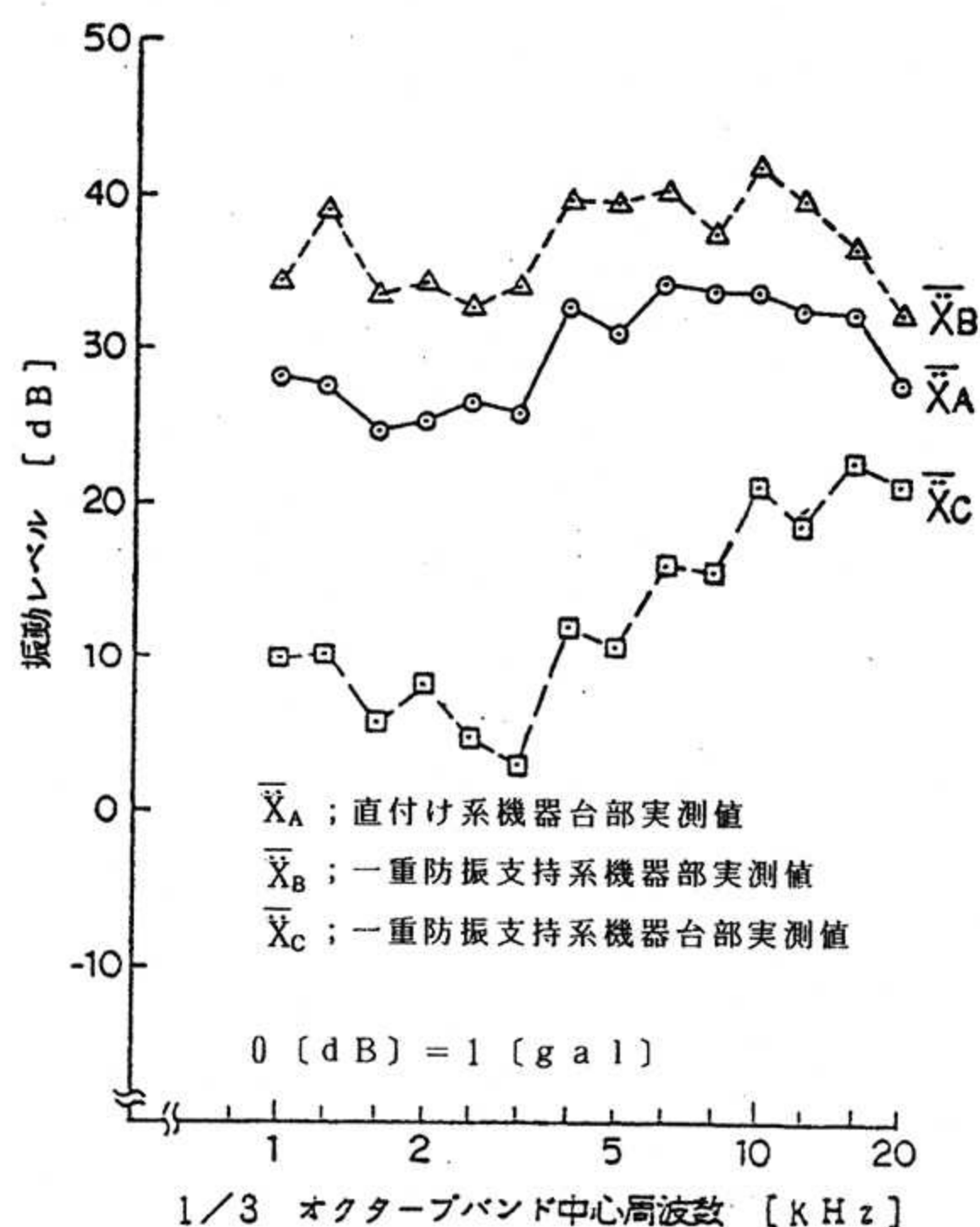


図9 振動加速度の実測値
Fig.9 Vibration test results of direct mount and single rubber mount system

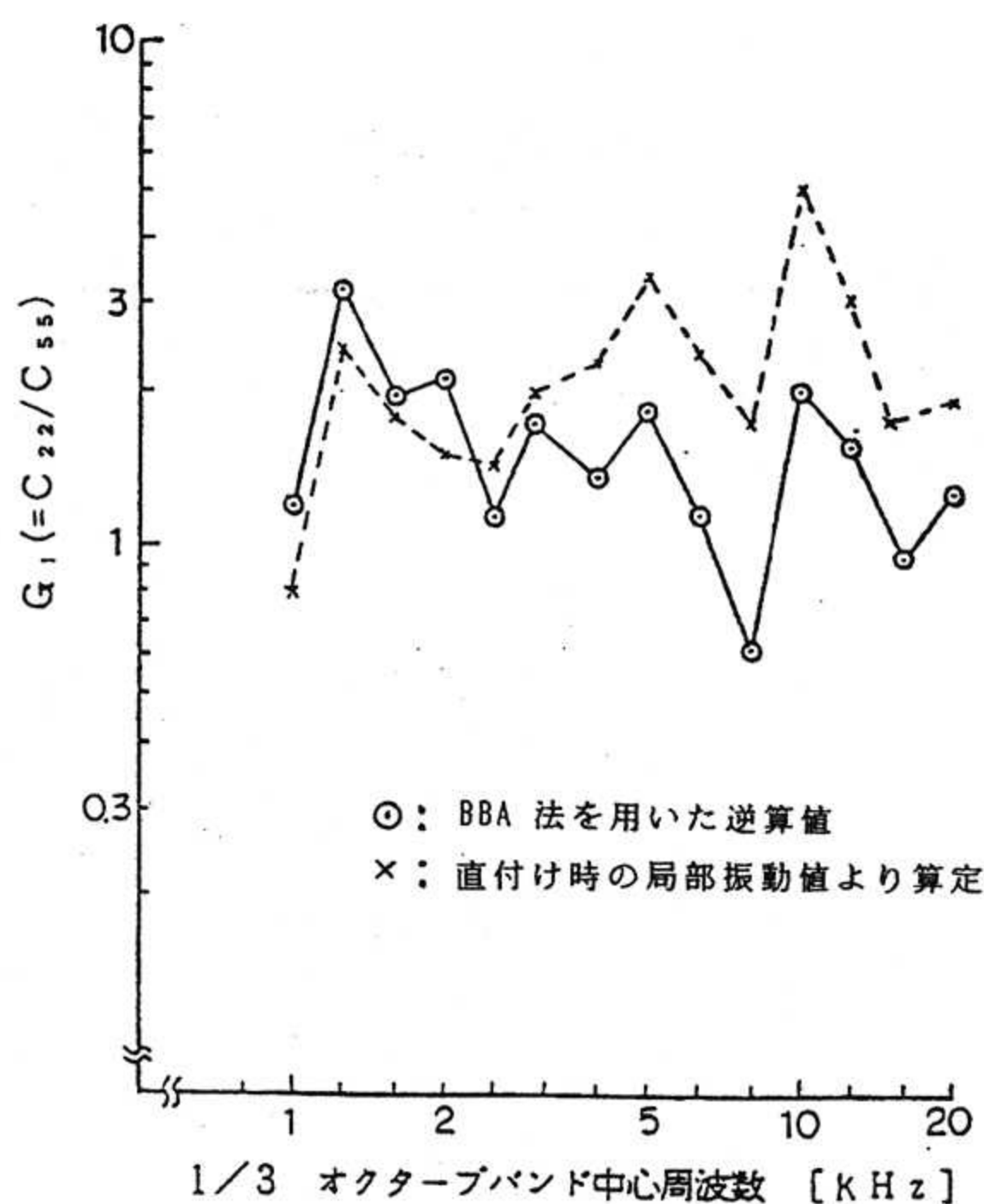


図10 係数 G_1 の逆算値
Fig.10 G_1 Calculated back with test results

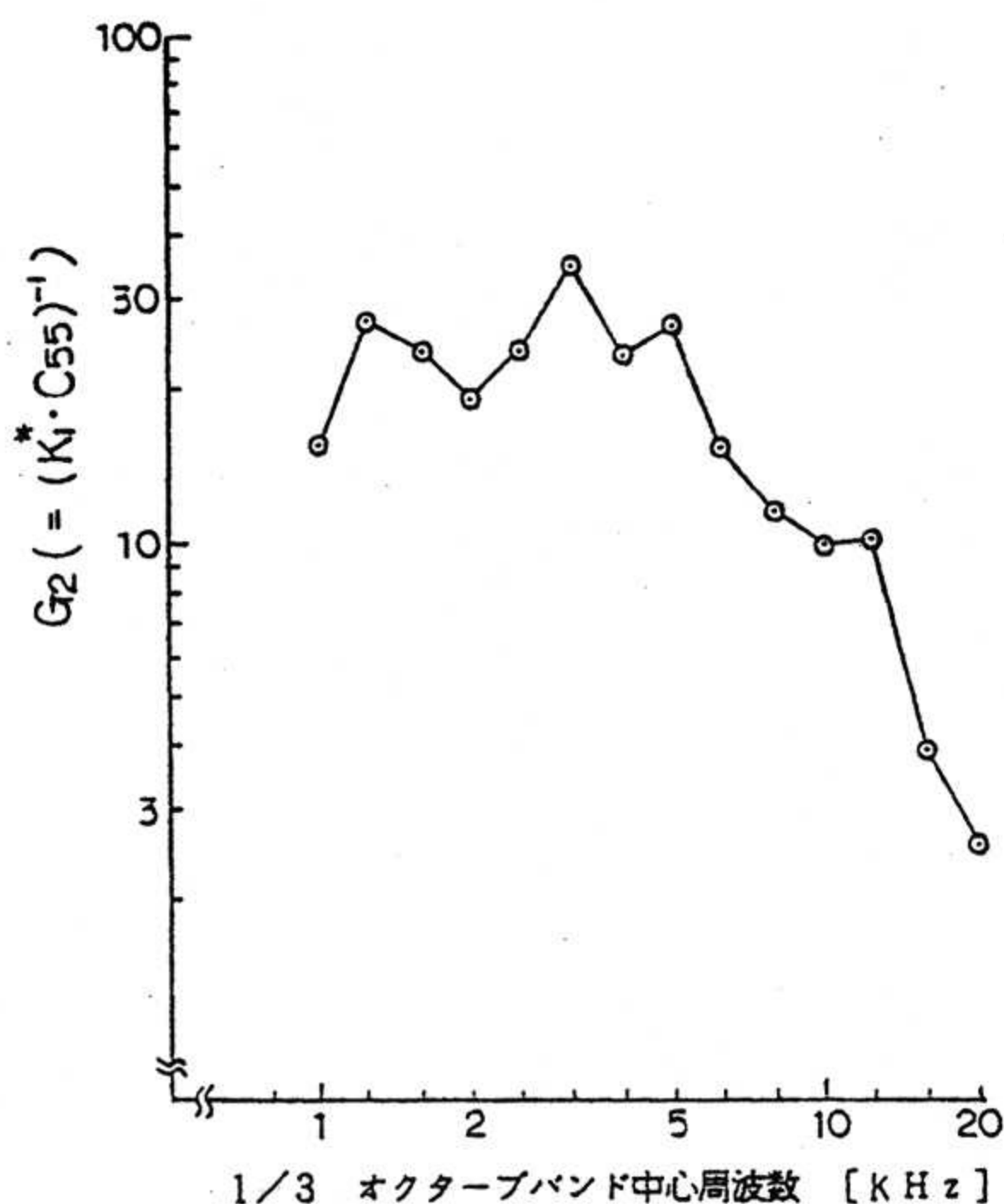


図 11 係数 G_2 の逆算値
Fig.11 G_2 calculated back with test results

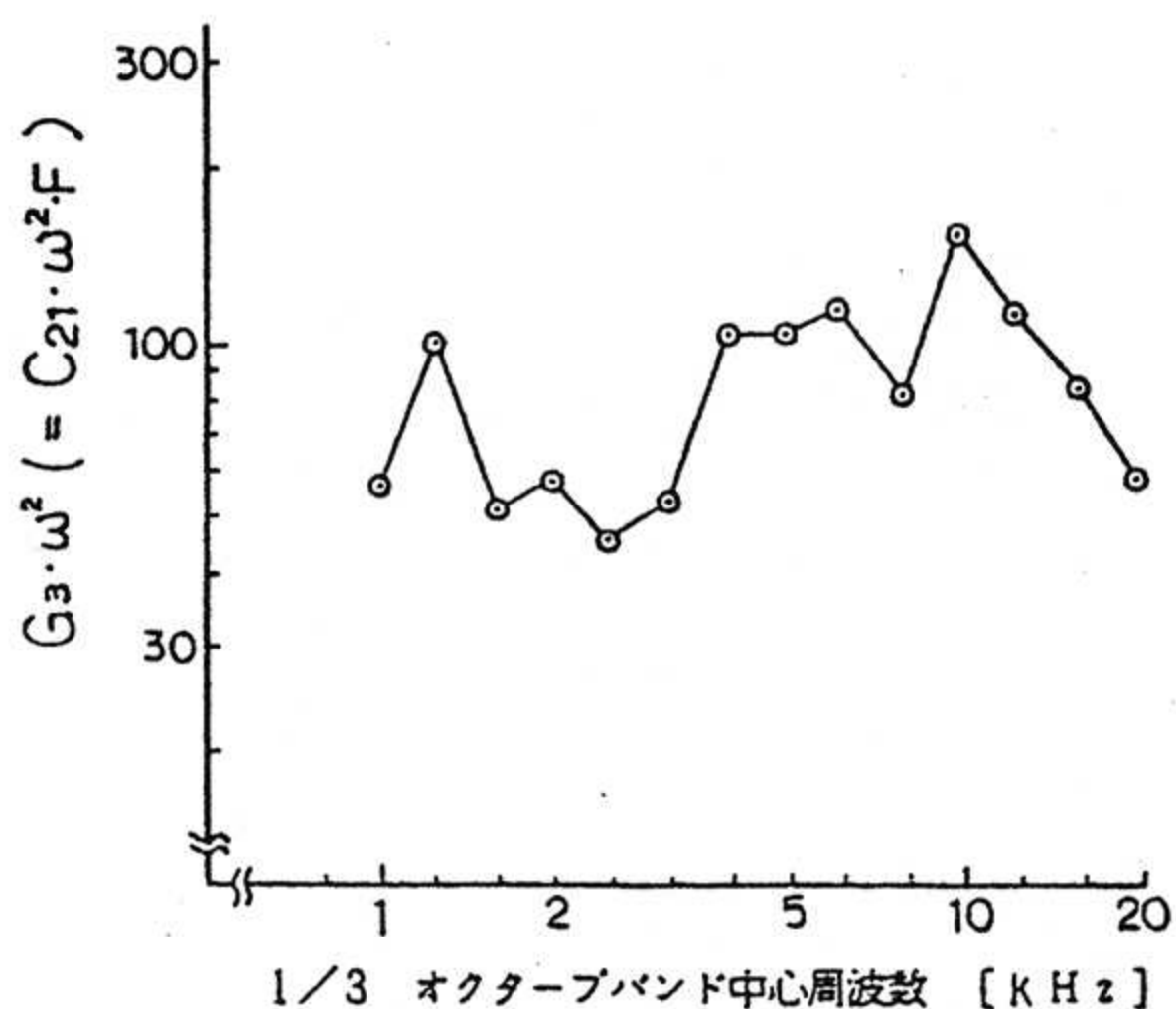


図 12 係数 G_3 の逆算値
Fig.12 G_3 calculated back with test results

G_4 の値は本模型についての実測値と最も良くあうよう ($G=10$) 定めた。

$$G_4 = \frac{M \cdot \omega^2}{K_1^*} = 10 \quad \dots\dots\dots(21)$$

このことから、本研究で用いた模型の中間質量

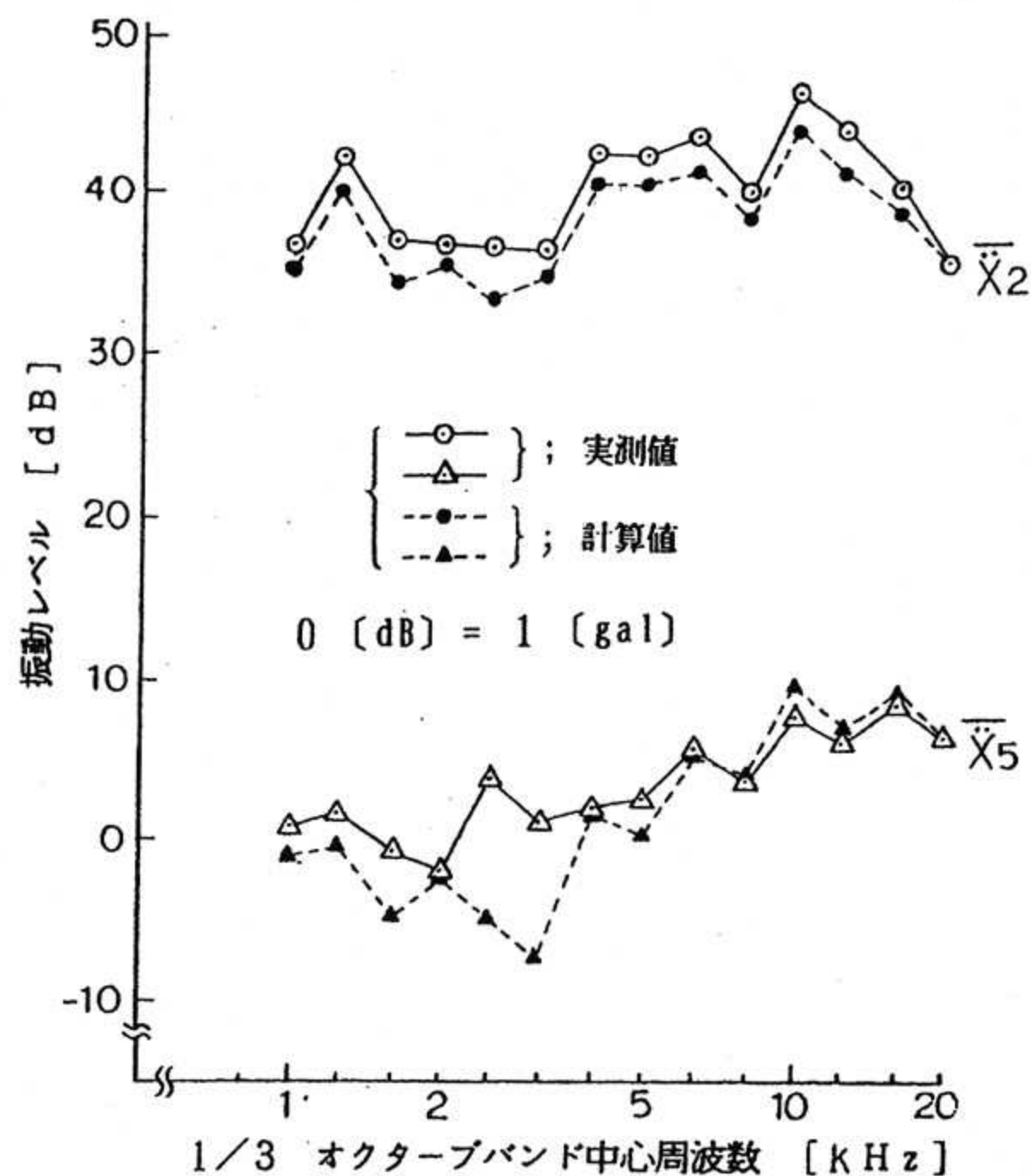


図 13 二重防振支持系の振動加速度レベル
Fig.13 Vibration test results of double rubber mount system

は高周波数域になると周波数に複雑に依存した有効質量をもつことが推測される。

4. 二重防振支持設計

4.1 二重防振支持系のパラメータ解析

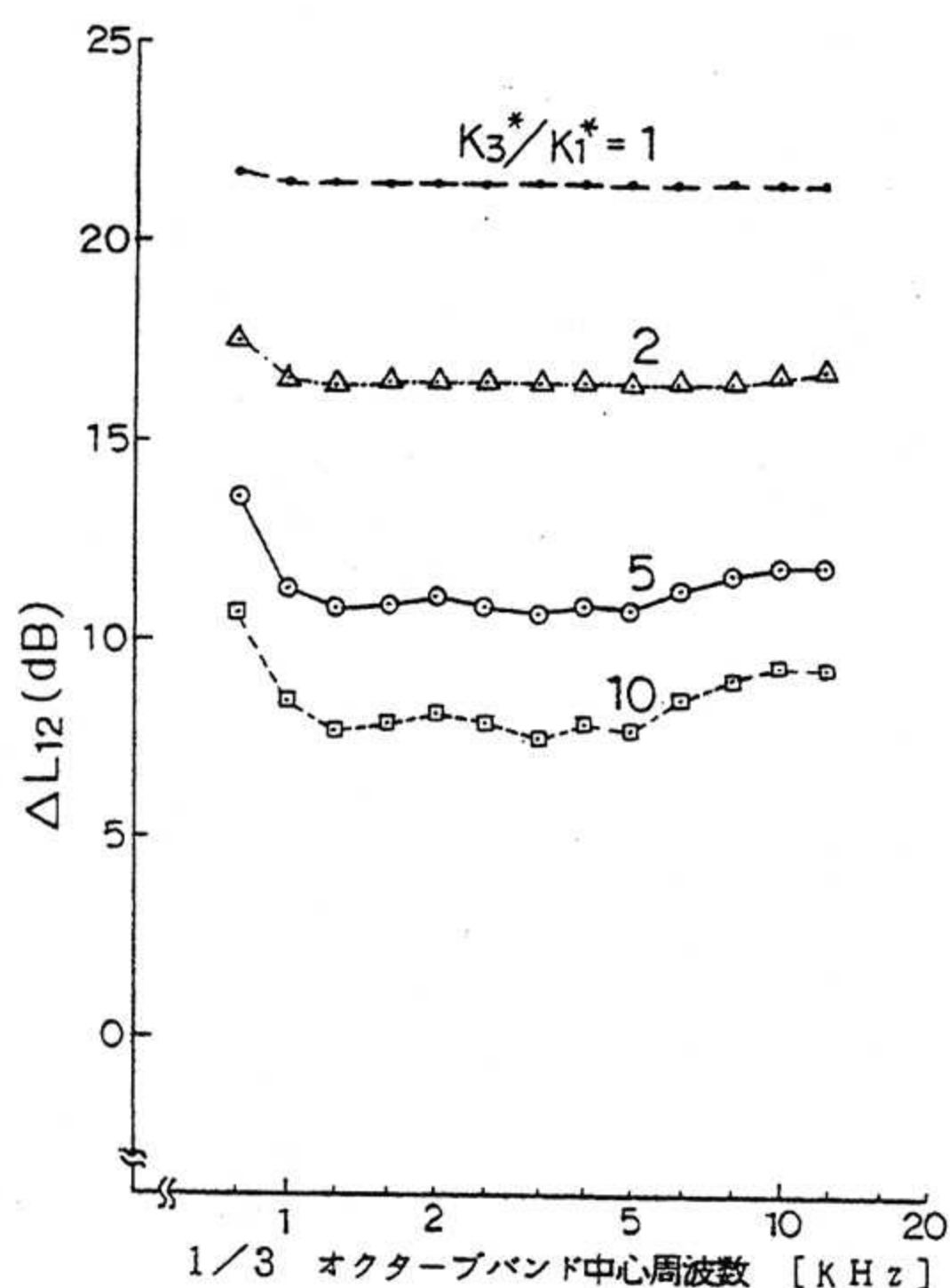
前章で求めた諸係数 G_1 , G_2 , G_3 , G_4 をベースとしてこれらの値をパラメトリックに変化した時の二重防振支持系の応答を(20)式から解析し、防振性能を向上するための支配的なパラメータと防振効果を求めた。この際、二重防振支持による効果は、下式で示す一重防振支持系の基礎部の応答に対する低減量 ΔL_{12}

$$\Delta L_{12} = 20 \log \frac{X_5^{(1)}}{X_5^{(2)}} \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots(22)$$

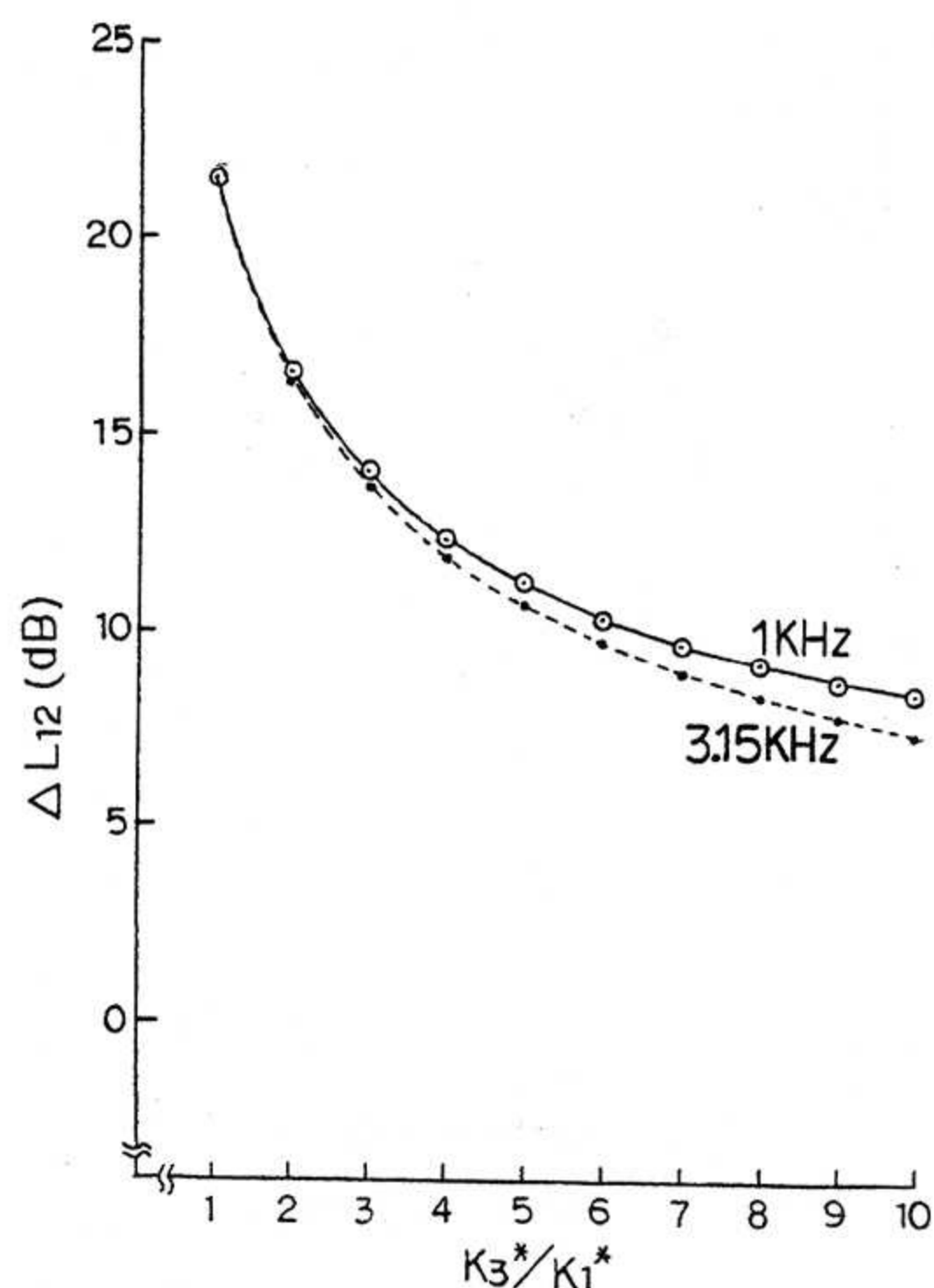
ただし、 $X_5^{(1)}$; 一重防振支持系の基礎部の応答
 $X_5^{(2)}$; 二重防振支持系の基礎部の応答

(1) 防振ゴムの動バネ定数の影響

中間質量の上側に設置する防振ゴムの動バネ定数 K_1^* はそのままとし、下側の動バネ定数 K_3^* を K_1^* の 1, 2, 5, 10 と変えた時の ΔL_{12} の周波数特性を図14(a)に示す。また、図14(b)は、1/3 オク



(a)



(b)

図 14 防振ゴムの動剛性比率が防振効果に及ぼす影響

Fig.14 Influence of dynamic rubber stiffness ratio on isolation effect of double rubber mount system

ターブバンド中心周波数が 1kHz 及び 3.15 kHz での K_3^* を変えた時の ΔL_{12} の変化状況を示したものである。

これより、下側の防振ゴムのバネ定数を小さくすれば、 ΔL_{12} は大きくなり、上側と同程度にすれば、約 20 dB もの二重防振効果がある。しかし、下側の防振ゴムを軟らかくすると機器重心とのレバーが長いことから機器本体の静的変位が大きくなるなど強度上の問題がでてくるので、これらを勘案しながらバネ定数を選ぶ必要がある。一重防振系と同程度の静たわみでかつ防振効果を高めるためには、上側と下側の防振ゴムのバネ定数の比率を 1/5 位にするのが妥当のようである。

図 15 は、現状の防振ゴムのバネ定数より 1 桁大きい場合について ΔL_{12} を計算した結果である。この時、上側と下側の防振ゴムのバネ比率 r_k は、1/5 のままとしたので両方のゴムともバネ定数が変化したことになる。

この結果より、現状の防振ゴムでは約 10 dB の

二重防振効果があるが防振ゴムを軟らかくするとその効果は急増し、硬くすると一重防振の場合より防振効果は悪くなる。

なお、バネ定数は、機器の静的変位に大きく影響するため、配管やストッパー等機器から他構造と連結する部位での強度や許容変位を考慮して決めてゆく必要がある。

(2) 中間質量の影響

図 16 は、 $G_4 (= M \cdot \omega^2 / K_1^*)$ をさらに 10 倍した場合と 1/10 倍した時の ΔL_{12} を求めた結果であり、 G_4 を増加することにより防振効果を高めることが出来る。これを中間質量の大きさで見ると $M \cdot \omega^2$ 即ちその角周波数で運動できる有効質量を大きくする必要があり、このためには、中間質量の重量増よりも、剛性を十分に高めた構造とする方が効果があると考えられる。

4.2 実機の二重防振支持効果

前項で求めたパラメータ計算の結果を参考にし

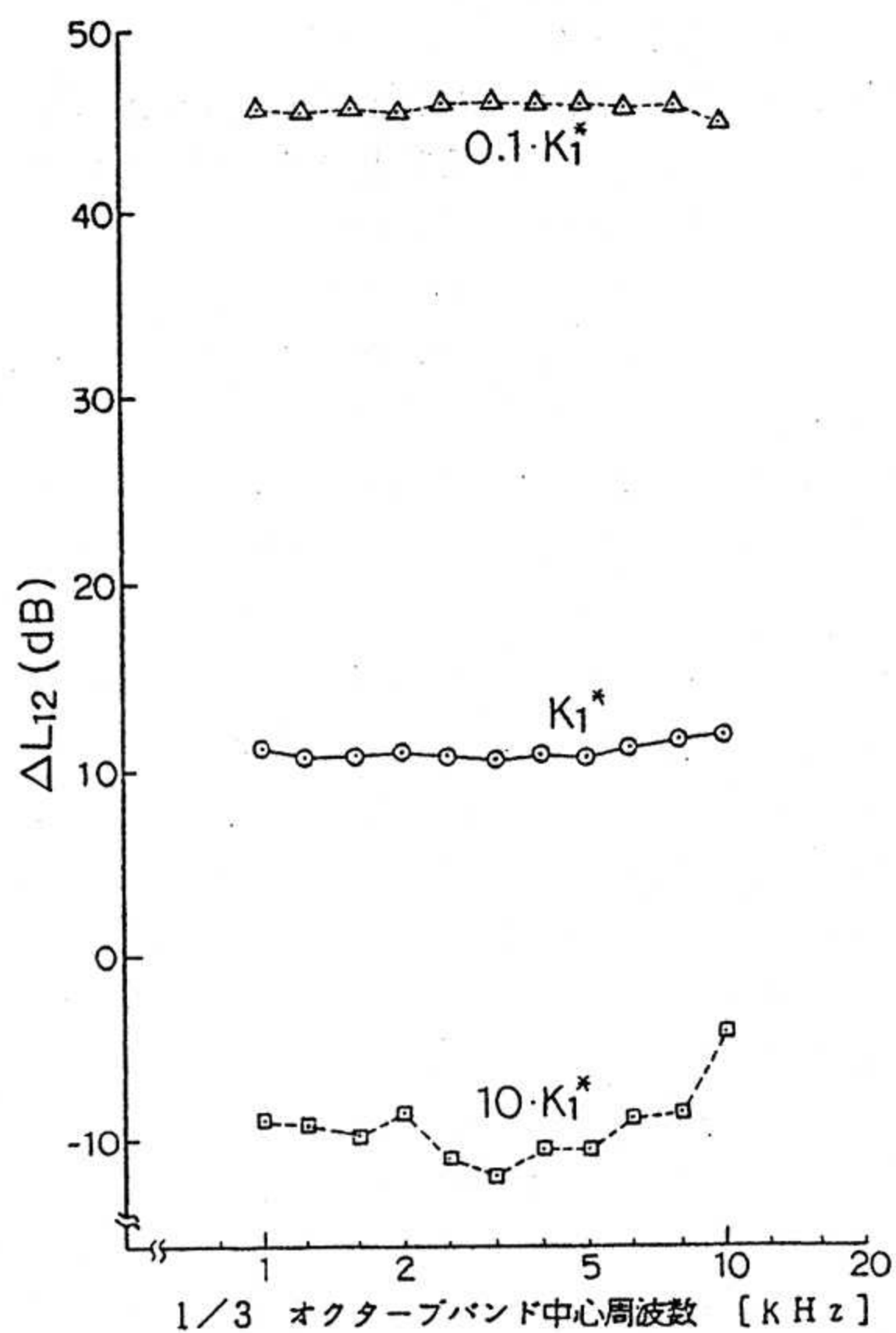


図 15 防振ゴムのバネ定数が防振効果に及ぼす影響

Fig.15 Influence of rubber spring coefficient on isolation effect of double rubber mount system

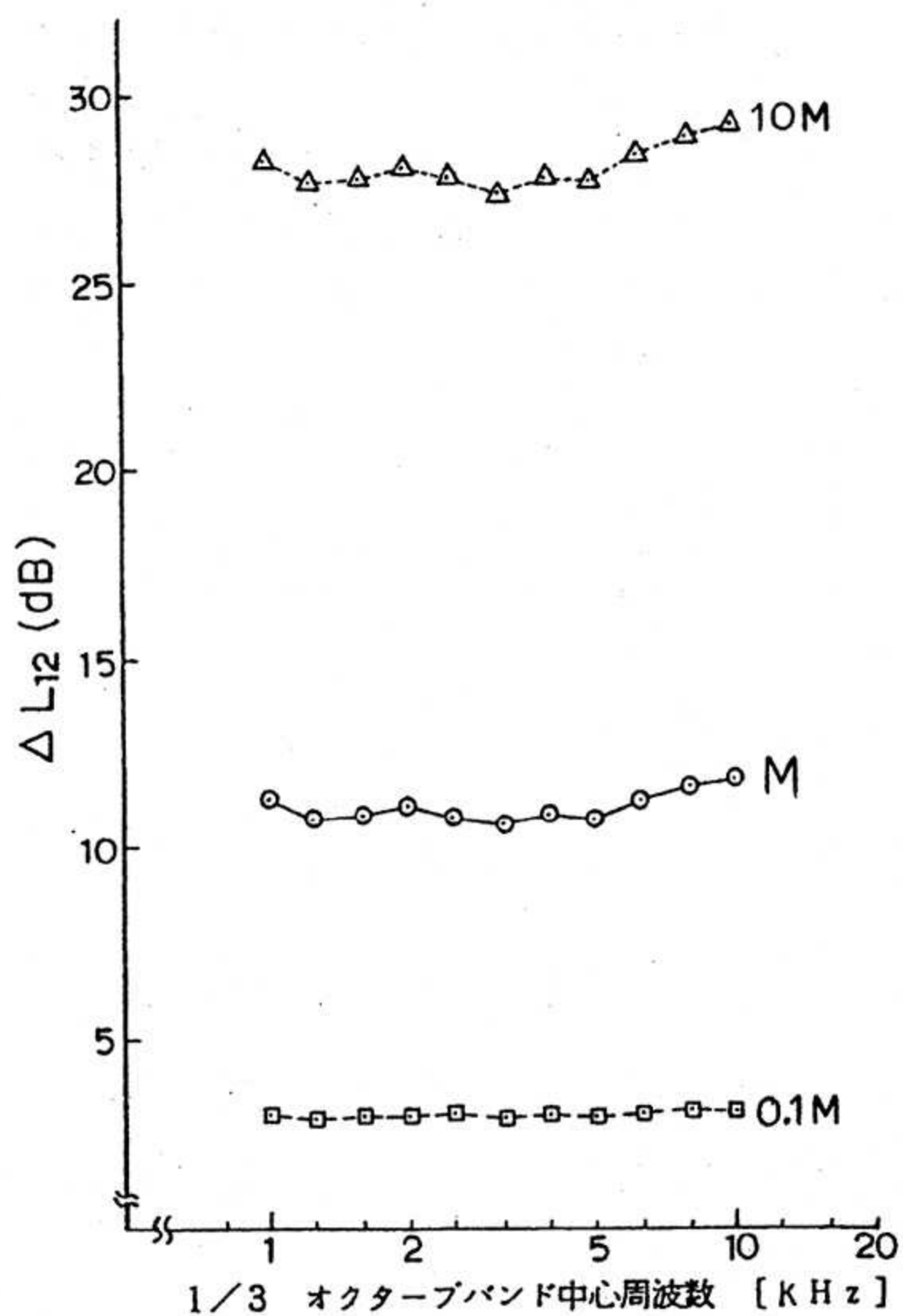


図 16 中間質量が防振効果に及ぼす影響
Fig.16 Influence of incorporated mass on isolation effect of double rubber mount system

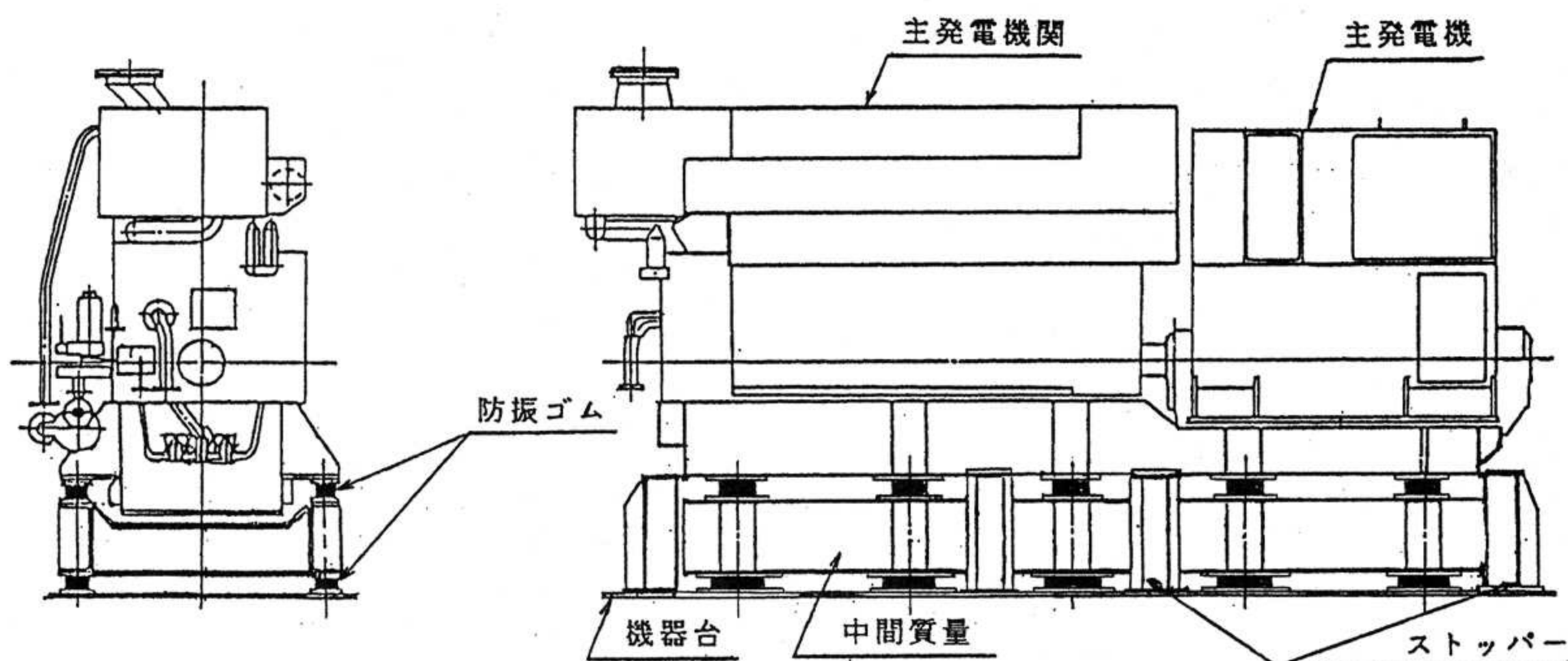


図 17 発電機の二重防振支持例
Fig.17 Double rubber mount system of main generator for 「YOKOSUKA」

て「よこすか」に搭載する発電機の二重防振支持設計を行った。図17にその概略構造を示す。図18には、実船装備後に計測した防振ゴム上下の振動レベル差 ΔL を示す。予測値とほぼ一致しており、類似船「なつしま」での一重防振に比べても防振性能を更に 10 dB 向上できている。

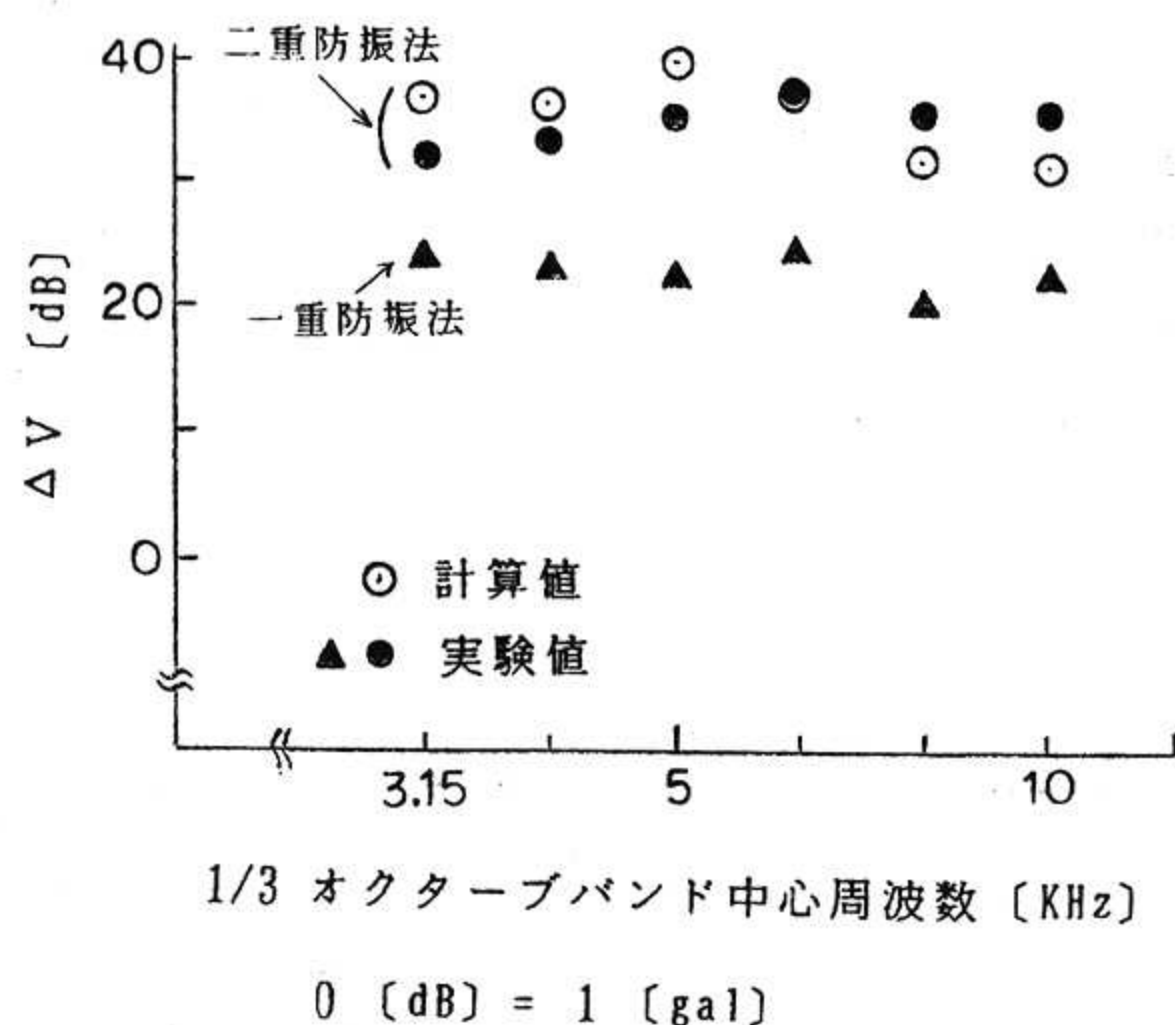


図18 発電機の防振支持効果
Fig.18 Effect on double rubber mount system of main generator for 「YOKOSKA」

5. あとがき

従来、あまり議論されることのなかった数kHz以上の高周波数域での二重防振支持効果について検討した結果次の結果が得られた。

- ① BBA法によって、別途実施した振動試験時の実測応答に合う様な実験系の動剛性比率を逆に求めた。
- ② 得られた動剛性比率をベースとしてパラメトリックに剛性を変化した時の防振効果を解析することにより、現状の構造で二重防振効果をさらに向上させるための指針が得られた。
- ③ ②の結果を考慮して実船の発電機を二重防振支持設計し、運転時に計測した結果二重防振の効果は予測値とほぼ一致することが確認できた。

参考文献

- 1) J.C.Snowdon: Journal of Acoustical Socisetry of America.66.(1979)
- 2) 中町華都雄, 服部一男: 騒音制御(1987), 11(3), 39.
- 3) 中村任男, 山本一雄: 日本騒音制御工業会技術発表会講演論文集(S61/9月), 89.