

船室の防振内装に関する研究

(第1報: パネル防振法の基礎的検討と船室モデル実験
による騒音低減効果の確認)

原野勝博*・藤井 忍*

Experimental Studies on Floating Accommodation System of Ships
(1st Report : Fundamental Studies on Resilient Mounting of
Panels and Confirmation of Noise Reduction Effect by Cabin Model Test)

By

Katsuhiro HARANO and Shinobu FUJII

Abstract

Experiments were carried out to obtain useful knowledge how to attach a panel resiliently to vibrating ship structures in order to isolate vibration effectively and to confirm the noise reduction effect by good resilient mount lining system in a cabin model.

The results obtained are as follows.

Vibration isolation mats, such as Rockwool boards, have much greater vibration isolation performance than isolation rubbers for elastic mount of panels and the reason is explainable. The isolation effects predicted by the presented method, replacing the static mass of panel by effective dynamic one which acts on the mounting rubber, are compared with experimental data. Agreement with experimental results is much better than those of the static mass method.

Light weight panels used for inner walls and ceilings, such as plywood thinner than 9mm thick can not be isolated vibration effectively compared with heavy floor panels, and this causes the poor noise reduction effect ($\leq 10\text{dB(A)}$) for floating accommodation system.

Average radiation ratio of resiliently mounted lining shows several dB higher than that of rigidly attached lining.

1. ま え が き

船内騒音はその対象が船舶の乗組員に限定されているため、空港周辺の航空機騒音や市街地区の新幹線騒

音の様に大きな社会問題となることはなかったが、昭和50年頃、船内騒音規制の動きが世界的に高まり、騒音の少ない船を造ることが要求される様になって、我が国でも日本造船研究協会の第156研究部会(SR-156)を中心に、船舶の騒音とその対策に関する大規模な調査や研究が行われ、多くの成果が発表¹⁾された。この部会の活動により我が国造船業の騒音対策技術は

* 機装部

原稿受付: 昭和60年5月7日

大きく進展したが、無論それによって全ての問題が解決した訳ではなく、なお大小様々な技術的問題が未解決のまま残されている。

船舶は振動減衰の極めて少ない鋼板構造物であるため、船員の居住区における騒音は、主機等の騒音源から空气中を伝わってくる空気伝搬音よりも、鋼構造の船体を伝搬してきた振動により居室囲壁が振動して放射する音（固体音）の方が卓越しており、技術的な騒音対策としては、固体音対策が不可欠となっている。固体音対策としては、主機や推進器等の起振力を減ずる対策がより根本的であるが、技術的経済的制約があり、騒音対策を主眼とする取組は大きな困難が伴う。

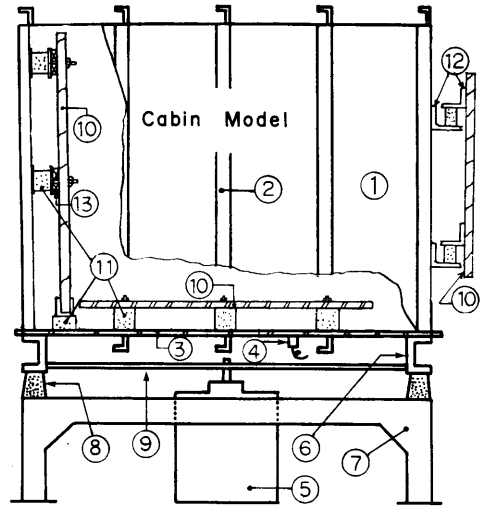
受音側対策の一つとして、船室内装材を鋼板より振動絶縁する、いわゆる「防振内装」があり、我が国でも昭和50年頃より本格的な防振内装を試みた船が現われるようになった。この方法は起振源対策に較べ小規模に、艤装段階で行える事、騒音トラブルが生じた後の事後処理としても行える事から、我が国で行われる固体音対策の主流であったが、当部で行った実船調査²⁾や、SR-156部会の報告³⁾では、防振内装の効果の判定は、対策を行わない類形船や、隣室の騒音値との比較によるしかなく、それは10ホン前後で期待された程には大きくはなく、防振内装の設計法も明確なものはない様であった。

そこで筆者らは防振内装法に関する実用的な知見を得る事を目的とし、その第一歩として合板等のパネル単体を防振ゴムやロックウールで防振支持する際、どの程度の防振効果が見込め、防振仕様の違いでそれがどの程度変化するかを実験的に調べて、防振効果の簡便な推定法について考察した。次に船室モデル内にごく普通の内装材を用いて、その時点で最も防振効果が高いと考えられた防振支持を行って、通常の内装時との比較から、防振内装による騒音低減効果と、その限界値を確認すると共に、内装材の振動と室内の騒音との関連について検討を加えた。本報ではそれらについて報告する。その後の検討から、合板等の面密度の小さいパネルを内装材として用いる場合は、鋼板からの放射音に対する対策も防振支持と併せて行う必要がある事が判明⁴⁾したが、これについては次の機会に報告する。

2. 実験方法

2.1 実験概要

パネル類の防振実験は模型実験と実物実験との対応



- | | |
|------------------------------------|------------------------|
| ① Wall 1.8m ^H | ⑧ Rubber |
| ② Stiffener | ⑨ Exciting Load |
| ③ Deck Floor 2.8×1.8m ^L | ⑩ Test Panel |
| ④ Pick up | ⑪ Vib Isolation Rubber |
| ⑤ Exciter | ⑫ Fitting Piece |
| ⑥ Fixing Frame | ⑬ Spacer |
| ⑦ Base | |

図一 実験装置概要

が明らかでないため、できるだけ実物に近い寸法で行うこととし、図一に示す様に床面積 2.8×1.8m 高さ 1.8m のスティフナ付（スティフナ間隔約65cm）鋼板（板厚 $t=4.5\text{mm}$ ）の溶接構造の船室モデルを製作した。船室モデルは内装工作及び振動計測用に開閉のできる扉を有している。船室モデルは、各面が均等なレベルで振動するように、床面の周辺を船室モデルに較べ剛性の高い取付枠上に固定され、取付枠はその四辺の中央部を加振棒を介して動電形加振機で加振される。取付枠はセットの容易さと加振機のパワーを有効に使うため、ゴムを介して架台上に取付られている。図一に示す様に、船室モデルの床面や壁面に防振ゴム等で内装用のパネルを弾性的に取付けた状態で船室モデルを定常ランダム信号（ホワイトノイズとピンクノイズ）で加振し、鋼板面とパネル面の振動を計測した。計測中は、加振力を一定に保つ必要があるが、発振器とパワーアンプの出力つまみを一定にセットした

2.2 実験項目

2.2.1 パネル単体の防振支持実験

防振効果に影響するパラメータを少なくする意味で、防振ゴムとパネルは道具や根太を介さずなるべく取付ボルトによる直結とし、鋼甲板面には瞬間接着剤で取付けた。船室モデルの床面に表-1に示す比較的面密度の大きいテストパネルを防振ゴムで弾性支持する場合、ゴムの鋼甲板面上の設置箇所による防振効果上の得失と、テストパネルに取付けるゴムの支持間隔による得失を明らかにするために、図-1の床面に示す様に防撓材上のみゴムが配置された場合と防撓材の中間部に配置された場合、及びゴムの支持個数を表-2に示す様に変わった場合の防振効果の変化を調べた。

表-1 床モデル用テストパネル諸元

寸法 170 ^t cm×91.5 ^w cm				
諸元	板厚 (mm)	質量 (kg)	面密度 (kg/m ²)	
材	鋼板	3.2	39.5	25
	鋼板	4.5	53.0	35
質	合板	21.0	17.6	11

表-2 防振ゴムの支持個数とテストパネル支持点の f_0

支持個数	4個	6個	15個	24個	
※動バネ定数 (N/mm)	529	304	147	83	
支持点の f_0 (Hz)	3.2t鋼板	36.8	34.2	37.6	35.8
	4.5t鋼板	31.8	29.5	32.5	30.9
	21t合板	55.2	51.2	56.3	53.6

※ゴムの動バネ定数はカタログ値による。

ロックウールやグラスウール等の振動緩衝材は足音等の床衝撃音を吸収するために高層住宅等に用いられ始めていたが、船舶用としては余り実績がなかったのでその防振効果を調べた。床面の場合には内装材の自重で緩衝材を圧縮できるので、船室モデルの床面に緩衝材を敷き、内装床材として9mm厚鋼板(面密度70kg/m²)をその上に載せた方式の防振効果を測定した。実験条件は、ロックウール密度が100, 150, 250 kg/m³、厚さが25, 50, 75 mmの各々3段回の計9通りである。

内装壁の実験はテストパネルとして9mm厚合板を用

い、図-1の室内側に示す様に、パネル重量を床上的のゴムで受け、振動絶縁は壁側のゴムで受ける「床置型」と、室外側に示す様に、一つのゴムの圧縮方向でパネルの重量を受け、振動絶縁はバネの軟かい剪断方向で受ける「壁掛型」の2通りについて、ゴムのバネ定数を変えて、防振効果を測定した。

2.2.2 船室モデルの騒音低減量の確認実験

内装面の振動低減による室内の減音効果とその限界値を実験的に確認するため、一般に用いられる内装材を使ってモデル船室内を通常の内装(剛支持)をした場合と、2・2・1の実験終了後その時点で最も防振効果が高いと考えられた方式で防振内装した場合の同一の加振力における室内の音圧レベルを比較した。

防振内装時と剛支持内装時とでは、室内の吸音力に相違がありそうに思われたので、残響法により、それぞれの内装時における室内の平均吸音力を測定した。

剛支持内装の場合は図-4(a)に示すように、パネルは根太組(約90cm×55cm, 根太断面4.5cm×4.0cm)に木ネジで固定し、根太は接着剤で船室鋼板に直接取付けた。鋼板と内装壁との間は、空間の音響的な共鳴を避ける意味で軽密度(16kg/m³)のグラスウールマットを内装板に接触しない程度に鋼板側に取付けた。

防振内装の場合は図-4(b)に示す様に床面は4.5mm厚鋼板上に30mm厚のコンクリートを打ちそれを密度100kg/m³の50mm厚のロックウールで受けたが、内装壁の重量を浮床上で受ける方式のため、床の周縁部(外縁から約15cmの幅の部分)は硬め(密度150kg/m³)のロックウールとした。

内装壁・天井はパネル毎に独立して、実用性を犠牲にしたできるだけ軟かなゴムで支持し、内装面と鋼板面の空間には全面に軟かい(密度16kg/m³)グラスウール50mm厚を少し圧縮状態にして充填した。

3. 実験結果と考察

3.1 パネル単体の防振支持効果

3.1.1 防振ゴムの防撓材上配置の効果

床鋼板面でも防撓材上と防撓材中間部とでは図-5に、示す様に、振動レベルはかなり防撓材上が小さく、内装面の振動もそれに応じて小さくなる。しかし防撓材中間部にゴムを配置した場合は、内装床の重量により鋼甲板面の振動が抑制されることも考えられる。

そこでこの効果を調べるため内装床材上にウェイトを加えることにより、1m²当り35kg~95kg迄内装床の質量(m')を変化させたが4.5mm厚鋼板(面密度35kg/m²)

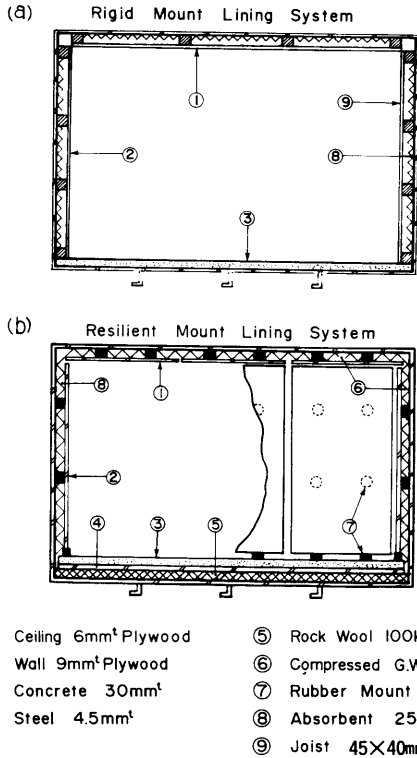


図-4 船室モデルの内装仕様
(剛支持内装と防振内装の比較)

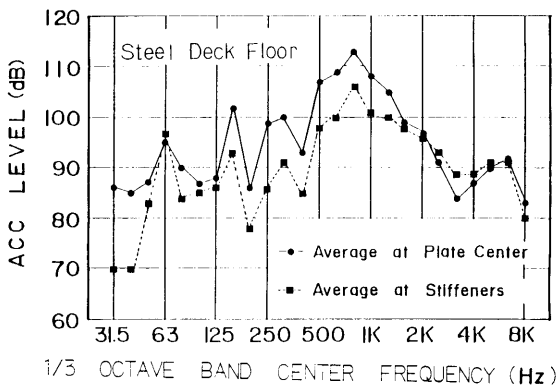


図-5 床鋼板の振動スペクトル

の床鋼板面の振動レベルは図-6 に示す様にほとんど変化がなく、内装材による鋼甲板の制振効果はゴム支

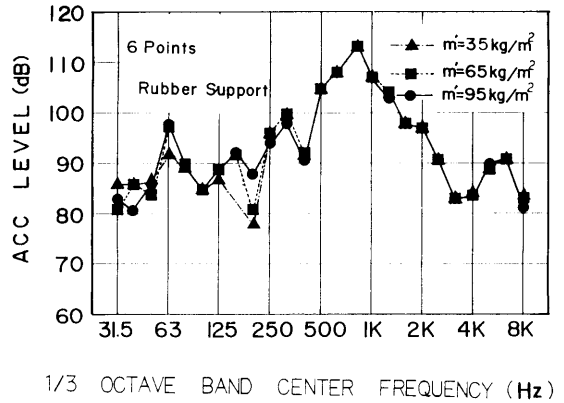


図-6 内装材重量による鋼甲板面の制振効果
(防振ゴム使用時)

持の場合には期待できない事がわかった。従って防振ゴムはなるべく防撓材上を選んで設置するのが有利でそれにより内装面の振動レベルを数dB低減できる。場合によっては、騒音対策として浮床施工する鋼甲板面には防撓材を格子状に配置することも考えられる。

3.1.2 支持個数の多寡による防振効果の相違

筆者らの知る限りでは、防振ゴムによる防振設計指針は、

$$m = M/N \dots \dots \dots (1)$$

M: パネルの質量 [kg]

N: ゴム支持点数

と示す様にパネルの質量を、各支持点で均等に受けるとし、次式

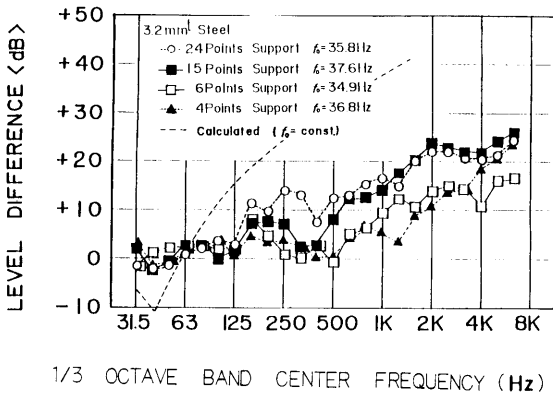
$$f_0 = (K/m)^{1/2} / 2\pi \text{ [Hz]} \dots \dots \dots (2)$$

K: ゴムの動バネ定数 [N/m]

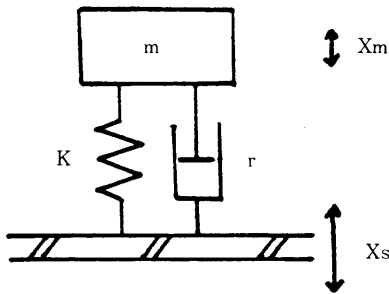
で決定される支持点の固有振動数 f_0 を加振力の周波数より低く設定することのみで、支持間隔の防振効果への影響は不明であった。

硬い少数のゴムで支持する場合と軟かい多数のゴムで支持する場合の f_0 が等しい時、防振効果も差異がなければ前者の方がコスト上有利なことは明白である。

しかし表-2 に示す様に f_0 をほぼ一定に保ちながら、支持個数 N を増していくと図-7 に示す様に、高周波域において明らかに ΔL は増大した。図-8 に示すマサースプリング系の振動で m をゴム1個当りにかかる内装材の質量とし、鋼甲板の振動による上下方向



図一七 防振ゴムの支持個数によるパネルの防振効果の変化と従来の計算法による計算値の比較



図一八 マススプリング系振動モデル

の強制変位が防振ゴムを介して内装面に伝達されるとしたときの防振効果 ΔL は

$$\tau^2 = |X_m/X_s|^2 = |\alpha_m/\alpha_s|^2 = \{1 + (\eta f/f_0)^2\} / \{(1 - f/f_0)^2 + (\eta f/f_0)^2\} \dots\dots\dots(3)$$

$$\Delta L = -10 \log \tau^2 \text{ [dB]} \dots\dots\dots(4)$$

- | | |
|------------------------------|-----------|
| X : 変位振幅 [m] | 添字 |
| α : 加速度振幅 [m/s^2] | m : 内装面 |
| η : ゴムの損失係数 | s : 鋼板面 |

により計算されるが図一七に示す様に、この方法で求めた ΔL の計算値 ($f_0 \approx 38 \text{ Hz}$) と大幅にかけ離れており、(1)~(4)式による防振設計計算法は実用上全く役に立たない事がわかった。

3.1.3 防振ゴム支持時の防振効果計算の改良法

前述の計算で実験値と計算値の大幅な食違いの原因の一つは、パネルを完全剛体として m を(1)式で求めた

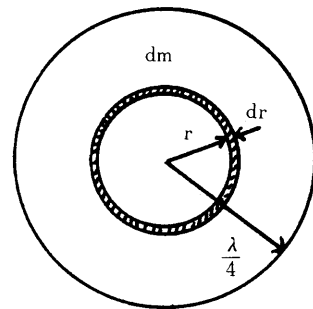
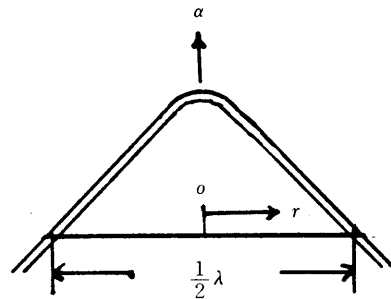
(324)

ことにあるように思われた。ゴムを介してパネルに振動が伝わりパネルに曲げ波が生じたとき、ゴムに動的に作用するパネルの質量は、曲げ波の等価長 (λ/π , λ : 曲げ波の波長) の考え方⁶⁾ を応用すると次の様に求められる。

デッキ鋼板の曲げ振動に伴う強制変位により内装パネルに防振ゴムを中心に曲げ波が生じ、ゴムと同じ位相で動くパネルは図一九に示す様に曲げ波の半分の部分で、次式

$$\alpha = \alpha_0 \cos \frac{\pi}{\lambda/2} r \dots\dots\dots(5)$$

に示す様に、支持点をピークに正弦波状の加速度分布をすと考えられる。



図一九 曲げ波が支持点を中心に同心円状に生ずる場合の等価質量の考え方

マススプリング系の振動モデルでは、マスは完全剛体で一体となって運動する部分であるから、この部分を全体が中心部と同じ加速度 α_0 で動く部分、即ち等価質量 m_e に換算する必要がある。曲げ波が図一九の

様に同心円状に伝搬する場合は等価質量は次式

$$\alpha_0 m_e = 2 \pi \alpha_0 \rho h \int_0^{\frac{\lambda}{2}} r \cdot \cos \frac{\pi r}{\lambda} \cdot dr \dots\dots\dots(6)$$

により解析的に求められて

$$m_e = \frac{\pi}{4} \left(\frac{\lambda}{\pi}\right)^2 (\pi - 2) \rho h \text{ [kg]} \dots\dots\dots(7)$$

となる。ただしパネルの曲げ波の波長 λ は

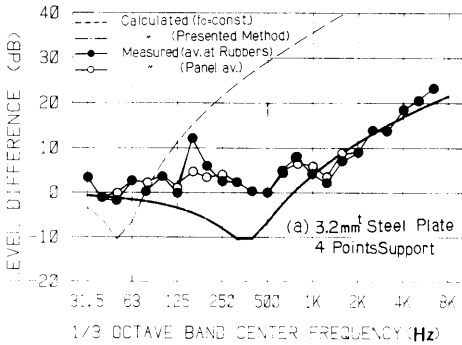
$$\lambda = (1.81 C_e \cdot h / f)^{\frac{1}{2}} \text{ [m]} \dots\dots\dots(8)$$

C_e : パネルの縦波の伝搬速度 [m/s]

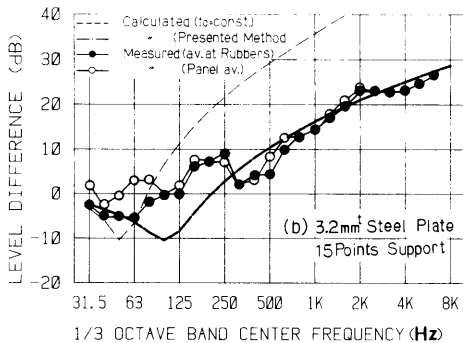
ρ : パネルの密度 [kg/m³]

h : パネルの板厚 [m]

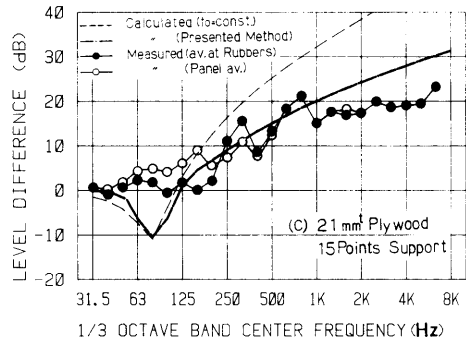
f : 周波数



図一10(a) 等価質量を考慮したマサースプリング系モデルによる防振効果(ΔL)の計算値と実験値の比較 (a) 3.2mm鋼板—4点支持



図一10(b) 等価質量を考慮したマサースプリング系モデルによる防振効果(ΔL)の計算値と実験値の比較 (b) 3.2mm鋼板—15点支持



図一10(c) 等価質量を考慮したマサースプリング系モデルによる防振効果(ΔL)の計算値と実験値の比較 (c) 21mm合板—15点支持

(7)式により等価質量 m_e を、又(2)式により f_0 を、1/3 O. B. 中心周波数毎に計算し、その後は従来の様に(3)、(4)式で求めた ΔL の計算値を実験値と比較した例を図一10(a), (b), (c) に示す。参考までに(1)式の m による ΔL の従来の計算値も併記した。ただしゴムの動バネ定数は、共振時の減衰波形法により実測した値(カタログ値の1.1~1.9倍)を用い、15点支持の計算値は中央部(上下、左右を他の支持点で囲まれた位置)での計算値である。等価質量による計算値は低周波域では大きく実験値と食違うものの、高周波域ではかなりよく一致しており従来の計算法より ΔL の予測精度が大幅に向上している事が認められる。実験値の支持点の近傍の平均値とパネル平均値とは、低周波域で若干食違うものの高周波域でほとんど差がなく、パネルの材質による違いも明確には表われなかった。以前の報告⁷⁾では等価質量をパネルの曲げ波の等価長 (λ/π) を直径とする円の面積部の質量として計算していたが、この場合でも m_e の値は(7)式の値と14%しか異ならず ΔL の計算値の相違は1dB以内で実用上は以前の計算法でもさしつかえはないと思われる。瀬川らはこの計算方法を根太付パネルの場合に拡張し、実験値との対応もよいと報告⁸⁾している。

図一11は ΔL の計算を1/3 O. B. の中心周波数 f_c で行った場合と、 m_e 及び τ の計算を、信号を通過させる計測フィルターのバンド幅 $\Delta f \approx f_c (2^{\frac{1}{3}} - 2^{-\frac{1}{3}})$ の平均値 (Δf の分割数80) で求めた場合の相違を示す。 f_c における計算値の方がやや大き目に出るものの、両者に大きな相違はなく、バンド幅平均を求めても予測精度の

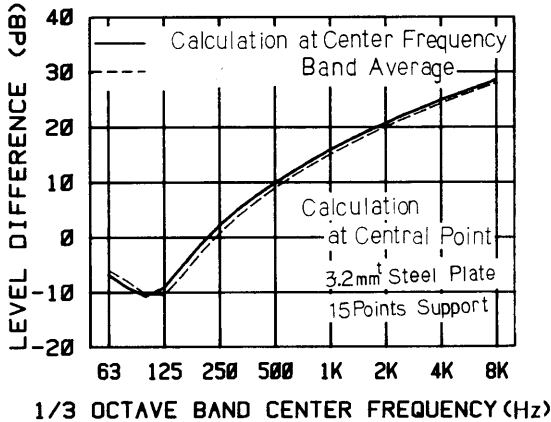
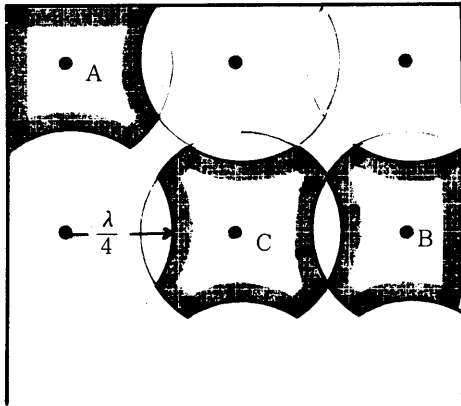


図-11 防振効果計算をバンド中心周波数で行った場合とバンド平均で行った場合の比較 (3.2mm 鋼板15点支持中央部の計算例)



● Supporting Point

図-12 低周波域における等価質量を求める領域のとり方 (A) コーナー部 (B) 縁部 (C) 中央部

向上には余り寄与しない事がわかった。加振周波数が低くなり、防振ゴムと同位相で動く部分が板の境界や他の支持点からの曲げ波と重なり合う様になると、等価質量の部分は、円形の部分より小さくなると考えられる。低周波における m_e の計算領域を図-12の太線

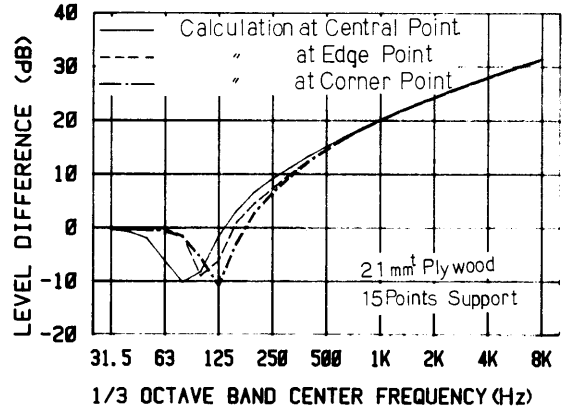


図-13 支持部位による防振効果計算値の違い (21mm 合板15点支持の場合)

で囲む部分として、数値積分により m_e を求め ΔL を計算した。15点支持の場合のコーナー部、縁部、中央部における計算例を図-13に示す。低周波域では支持部位により、 ΔL の極小値をとる周波数 (共振点) が $2/3$ O.B. の幅にまたがっており、図-10(b), (c) の実験値の共振点が明瞭に表われない理由の一つの説明になるかも知れない。4点支持の場合、支持点間のパネルの撓みが大きい事が、実験値が計算値と大きく相違する原因の一つと思われる。

3.1.4 ロックウールの防振効果

ロックウール等の振動緩衝材は、パネル全面で接触しているため、 m と K をそれぞれパネルの面密度、緩衝材の単位面積当りのバネ定数にとれば、パネルの曲

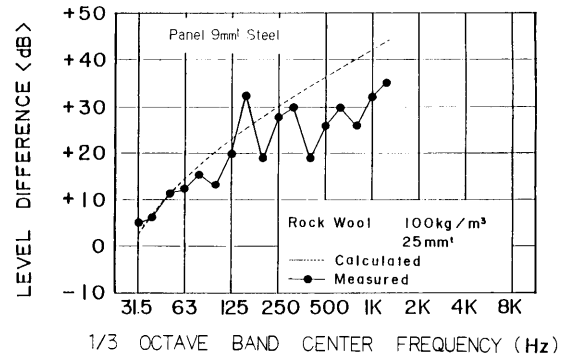
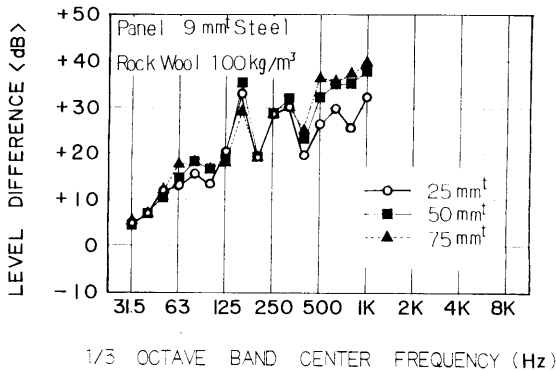


図-14 ロックウール支持の防振効果 (ΔL) の実験値と計算値

げ波の波長が変化しても、それに対応して受圧面も変って、(2)式の f_0 は周波数に無関係に一定となるから、図一七に示した従来の計算値の様に大きな防振効果が期待できる。図一四に(2)~(4)式による ΔL の計算値と実験値の比較の一例を示す。 K の値は文献の値を用いたものだが、高周波域でやや相違があるものの傾向的には合っており ΔL の推定法として使えそうであった。1 kHz以上の実験データがないのは2.1の実験概要で述べた様に、経験の不足から ΔL が測定できてなかったからである。図一五に示す様に緩衝材が厚くなるに伴い ΔL も大となるが、厚さの増加に対する ΔL の割合及び ΔL の値がゴムの場合に較べ大きい事から緩衝材厚さは50mm程度が適切と思われる。緩衝材の密度は、パネルの面密度に応じて決定すべきであるが、内装材の面密度が70~100kg/m²程度では100~150kg/m³が適当であろう。



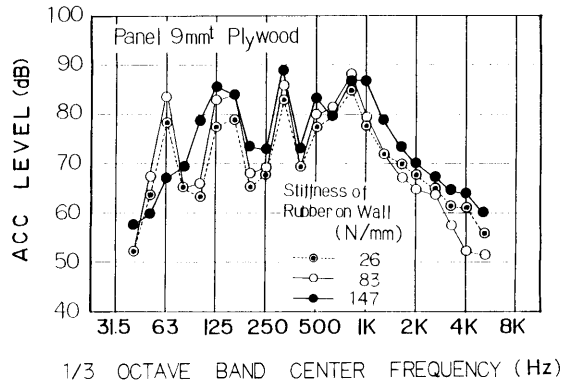
図一五 ロックウールの厚さによる防振効果 (ΔL) の変化

3.1.5 内装壁 (軽量パネル) の防振効果

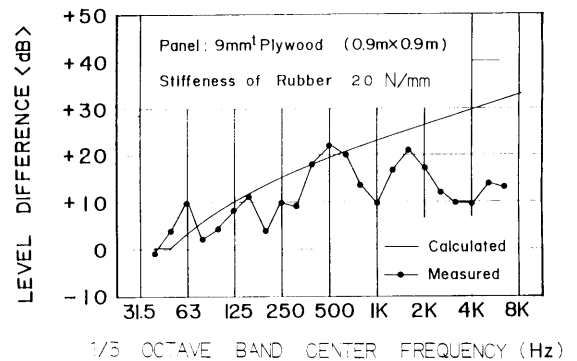
垂直壁の防振は、パネルの自重を受ける垂直方向と曲げ振動方向 (水平) の2方向からの振動伝搬を考える必要あり複雑になるが、実験結果を簡単に述べれば、垂直方向のバネが極端に硬くない限り水平方向のバネを軟かくすれば ΔL は一般に増大する傾向にある。しかし結論をいえば、内装壁の実験は空気音の影響のために明確な結果を導くことができなかった。

床置き型で曲げ方向のバネ定数を変化したとき、内装パネルの加速度レベルの変化の一例を図一六に示す。

内装壁材は面密度が小さいから、ゴムもバネ定数の小さい剪断方向で曲げ振動の絶縁を図る壁掛型の方が防振効果も高いであろうとの予測に反して、実験結果は床置き型と壁掛型とでは大差はなかった。それ故後の実験



図一六 床置き型内装壁の壁ゴムのバネ定数による振動レベルの変化



図一七 軽量パネルの防振効果の実験値と計算値 (等価質量法) の比較 (壁掛型防振ゴム方式の場合)

では取付けの容易な床置き型のみで行った。内装壁の場合問題となるのは、床材の場合と較べ防振効果が大幅に低下することである。図一七に壁掛型の場合の防振効果をパネルの有効質量を考慮した計算値と実験値を比較した例を示す。図一八に同じ軽量パネルを極く軟かいグラスウールで床上に防振支持した場合の ΔL の計算値を示すが、両図共、床パネルの場合の様なよい一致は見られず実験値と計算値が大きく食違っている。この原因は鋼板面の振動からでる放射音の加振に因るものであったが、当時は原因がわからず、防振ゴムによる点支持に加え、クッション材の面支持の効果を期待して、鋼板と内装壁間に軟かいグラスウールを少し

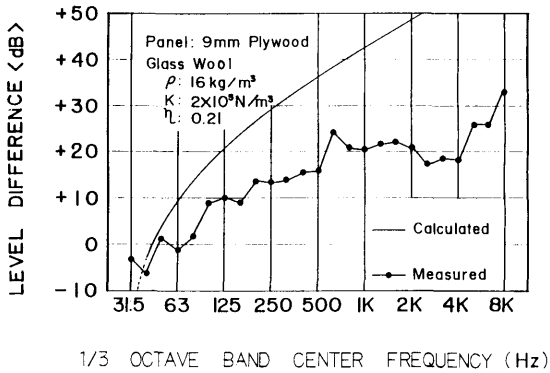


図-18 軽量パネルの防振効果の実験値と計算値 (等価質量法の比較 (グラスウール支持の場合))

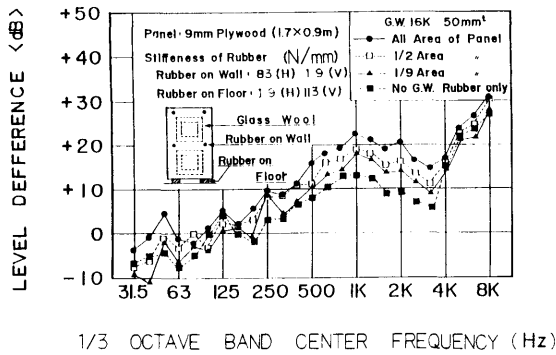


図-19 グラスウール圧縮装着による内装壁の防振効果の向上

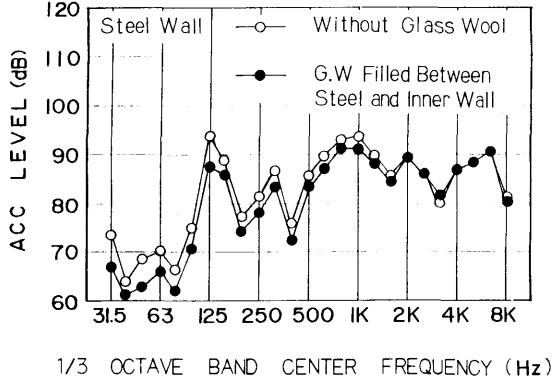


図-20 グラスウール装入による鋼板面の振動レベルの変化

圧縮した状態で入れたところ、図-19に示す様に ΔL が増す効果が認められた。グラスウールの圧縮量は ΔL にあまり影響を与えないが、グラスウールを入れる面積はパネルの1/9でも、ゴムだけの場合に比べ250~4kHzの帯域において、かなりの効果があった。図-19の(V)(H)はそれぞれ垂直、水平方向を表す。鋼板面の振動のグラスウールを全面に入れた場合は図-20に示す様に、グラスウールのない場合に比べ若干振動レベルが低下する事が認められた。これはグラスウールが接することにより鋼板の振動減衰率が増大したためと思われる。

3.2 船室モデルの騒音低減効果

3.2.1 鋼板面と内装面の振動レベル差

内装のない状態では、鋼板各面はほぼ同一レベルで同形のスペクトルで振動しているが、剛支持内装時に床全面に30mm厚のコンクリートを打つことにより、鋼板面の振動レベルが周波数単純平均で床面で10.3dB 囲壁、天井面でもそれぞれ9.5~8dB の低下が認められた。しかし剛支持内装の場合、鋼板面との振動加速度のレベル差は図-21に示す様に、床面のみが1kHz 以上の帯域で10dB程度減少しているものの、囲壁、

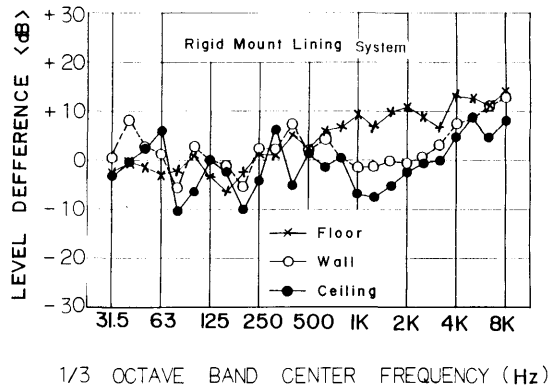


図-21 剛支持内装時の (鋼板面-内装面) の振動レベル差

天井面ではほとんど減少はなく、特に板厚の薄い天井面は広い帯域で振動が増幅されており、防振しない場合内装材による振動減衰は極く高い周波数域以外は、ほとんど期待できないといえよう。防振内装の場合は図-22に示す様に、床面の振動レベルが壁、天井面に比べ大幅に低く、図-23に示す様に、防振効果も床面は顕著であるが壁、天井面はこれに比べ大幅に低い。

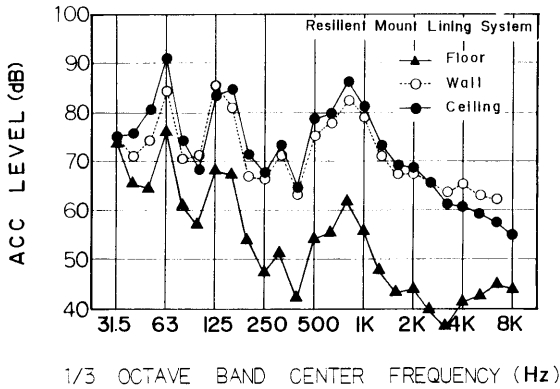


図-22 防振内装時の内装面の振動レベル

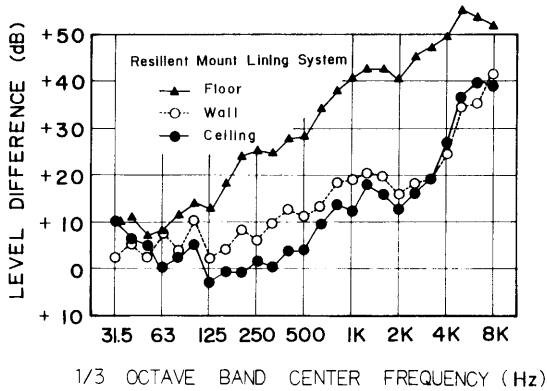


図-23 防振内装各面の防振効果 (ΔL)

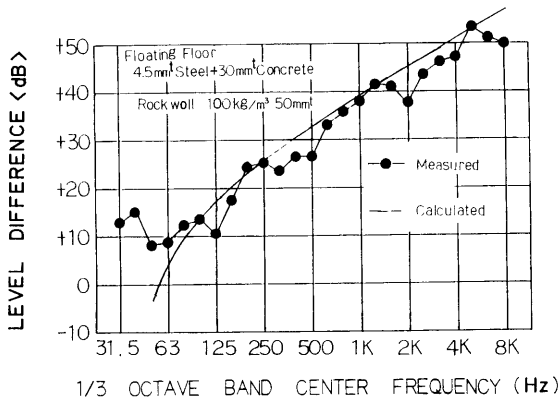


図-24 浮床の防振効果 (ΔL) の実験値と計算値の比較

実船における計測²⁾でも同様の傾向を示しており、防振効果を向上するには、囲壁、天井面での大幅な改善を図る必要があるが、図-17、図-18から明らかな様に合板を内装材として使用する場合、支持点のゴムを軟かくするだけでは目的は達成できない。ロックウール式浮床における防振効果の実験値と計算値との比較を図-24に示す。この時は2.1で述べた様に実験方法の改善でΔLが50dB以上迄計測できている。共振周波数は一致しないが、全体的な防振効果は両者ほぼ一致しており、前述の計算法は大体の予測式として使えよう。

但し計算は、ロックウール密度100kg/m²のみの場合とし、K、ηは、文献⁹⁾に準拠した方法で実測した値を用い、内装床の面密度は単純に4.5mm鋼板とコンクリートの面密度の和とした。

3.2.2 防振内装による騒音低減効果

図-25に各内装時における室内の音圧レベルの比較を示す。内装なし(鋼板ベア状態)に較べ通常(剛支持)内装、防振内装となるにつれ、室内の音圧レベル

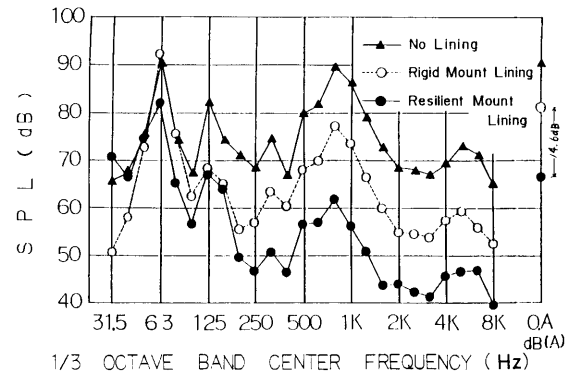


図-25 各内装時の室内の音圧レベルの変化

が低下しており、防振内装時は通常内装時に較べかなりの効果が認められる。しかし音圧レベル¹⁰⁾は

$$P_R^2 = 4W\rho_0 C_0 / R [P_a]^2 \dots \dots \dots (9)$$

P_R : 拡散音の音圧

R : 室定数 (m²) = $A\bar{\gamma} / (1 - \bar{\gamma})$

A : 室内の総表面積 (m²)

$\bar{\gamma}$: 室内の平均吸音力

ρ_0, C_0 : 空気の密度 [kg/m³] と音速 [m/s]

から明らかな様に室内の吸音力の影響を受け、防振内

表一 3 モデル船室内の平均吸音率・室定数の測定値

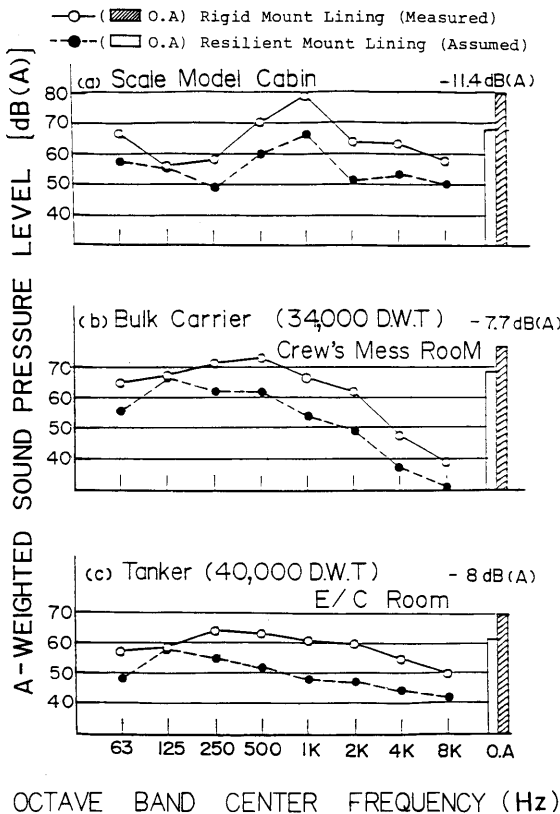
バンド 中心 周波数	内装なし		剛支持内装		防振内装	
	$\bar{\gamma}$	R	$\bar{\gamma}$	R	$\bar{\gamma}$	R
125 Hz	0.0059	0.15	0.033	0.76	0.041	0.90
250 "	0.0088	0.22	0.038	0.88	0.071	1.6
500 "	0.013	0.33	0.050	1.15	0.083	1.9
1K "	0.018	0.44	0.055	1.29	0.12	2.9
2K "	0.021	0.53	0.062	1.46	0.10	2.3
4K "	0.029	0.74	0.071	1.69	0.12	2.9

$$R = A\bar{\gamma} / (1 - \bar{\gamma}) \text{ [m}^2\text{]}$$

R : 室定数

$\bar{\gamma}$: 室内の平均吸音率

A : 室内の総表面積 (m²)



図一 26 防振内装による騒音低減効果 (a) モデル実験結果 (b), (c) : (a)の結果を実船に当てはめた場合の減音効果推定値

装時と非防振内装時では、かなりの吸音力の違いが予想されたので、各内装時の平均吸音率を1オクターブ毎に測定した。その結果を表一3に示す、

防振内装による騒音低減量を、剛支持と防振時の音圧レベルの各周波数バンド毎の差に、吸音力(室定数)の差による補正值 $10 \log R_r/R_s$ (添字 r は防振時、 S は剛支持時を示す) を差し引いて、本実験の場合の減音効果を示したのが、図一26(a)である。騒音低減効果は通常音圧レベルに聴感補正のAウェイトをかけたオーバーオール(O.A.)値、 $\text{dB(A)} = \text{ホン}$ で示すことが多いので、本件もホン値で表示すると、室定数の補正をしない場合は、図一24に示す様に、14.6ホンあるが補正した場合は図一26(a)に示す様に、11.4ホンとなった。このホン値は室の騒音のスペクトルの形状により異なるので、図一26の(b), (c) に白丸で示す騒音スペクトルを有する実船の計測例に本実験での騒音低減量を適用してみると、同図に示す様に、減音効果は約8ホンとなり、従来の実績値とほぼ同程度となった。以上から、合板等の軽量パネルを用いる従来の防振内装法では、今以上に大幅な騒音低減効果は達成できないといえよう。

3.2.3 内装面の振動レベルと室内音圧レベルとの関連

内装面の振動レベルから室内の音圧レベルを推定する前に、本実験の様に、面音源で囲まれた音場の拡散音と直接音の寄与の大きさを検討してみた。拡散音は前述の(9)式で求められ、放射音出力 W は次式

$$W = \sum w_i S_i \quad (W) \dots \dots \dots (10)$$

w_i : パネル i の単位面積当りの音響放射出力

S_i : i 番目のパネル面積

$$w_i = \sum = \rho_o C_o \langle v_i^2 \rangle \sigma_i \text{ [W/m}^2\text{]} \dots \dots \dots (11)$$

$\langle v_i^2 \rangle$: パネル i の時間・空間 2 乗

平均振動速度 $\text{[m}^2\text{/s}^2\text{]}$

σ_i : パネル i の音響放射率

により放射率 σ が求まれば計算できる量である。拡散音圧 P_R を音圧レベルで表示すれば

$$\text{SPL}_R = 10 \log (\sum w_i S_i) + 126 - 10 \log R \text{ [dB]} \quad (12)$$

となる。一方図一27に示す様に、指向性のない均等な放射パワーを有する面音源から d の距離にある受音点のエネルギー密度は

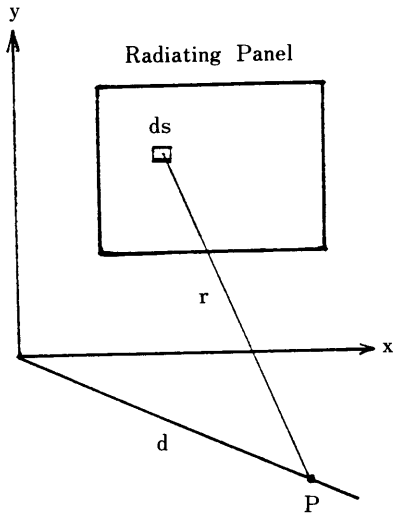


図-27 面音源と受音点の位置関係

E_i = パネル i の放射音を受ける
音場のエネルギー密度 [$W \cdot s/m^3$]

$$E_i = \iint_{S_i} \frac{w_i}{2\pi r^2 C_o} dS \quad [W \cdot s/m^3] \dots\dots\dots(13)$$

で与えられる¹⁰⁾から、各面音源から受音点に直接到達する音のレベルは、音源と受音点のみで決定される量 ψ_i

$$\psi_i = \iint_{S_i} \frac{dx dy}{d^2 + x^2 + y^2} \quad [\text{無次元}] \dots\dots\dots(14)$$

と、次式

$$I = C_o \sum_i w_i \psi_i \quad [W/m^2] \dots\dots\dots(15)$$

から

$$SPL_D = 10 \log I/I_o$$

$$= 10 \log (\sum w_i \psi_i) + 112 \text{ [dB]} \dots\dots\dots(16)$$

- SPL_D : 直接到達音の音圧レベル
- I : 音の強さ [W/m^2]
- I_o : I の基準値 10^{-12} [W/m^2]

で求められる。
拡散音と直接音のレベル差は

$$SPL_R - SPL_D = 10 \log \frac{\sum w_i S_i}{\sum w_i \psi_i}$$

$$+ 14 - 10 \log R \text{ [dB]} \dots\dots\dots(17)$$

となり簡単のため単位面積当りの放射出力 w_i が各パネルで等しいと仮定すると(17)式は

$$SPL_R - SPL_D \doteq 10 \log \frac{\sum S_i}{\sum \psi_i}$$

$$+ 14 - 10 \log R \text{ [dB]} \dots\dots\dots(17')$$

となる。

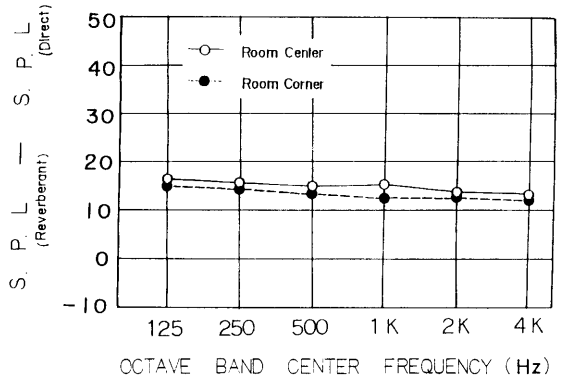


図-28 船室内の拡散音と直接到達音の大きさの比較計算例

受音点がコーナー（両壁と天井面から各50cmの位置）と室中央の2つの場合について、 ψ_i を数値積分により(17')式を計算した例を図-28に示す。

w_i が床以外の各面でほぼ等しいという仮定は剛支持の場合ほぼ妥当なものと考えられる。両者の差は各周波数域で10dB以上あり、船室の場合は吸音力が極端に大きい室でない限り、直接音成分は無視してさしつかえないことが明らかになった。

室内の音圧は(9)式による拡散音のみと考えてよいから、(11)式のなかの音響放射率 σ_i が求めれば、内装面の振動レベルと室定数 R から室内の SPL が求められる。

パネルの放射率の計算式としてよく知られている Maidanik¹¹⁾の式を用いて、内装面の振動加速度レベルの測定値より各内装時の音圧レベルを計算した例を図-29に示す。パネルの寸法は、スティフナや根太付の場合はそれらに囲まれた寸法として求めた放射率の値を

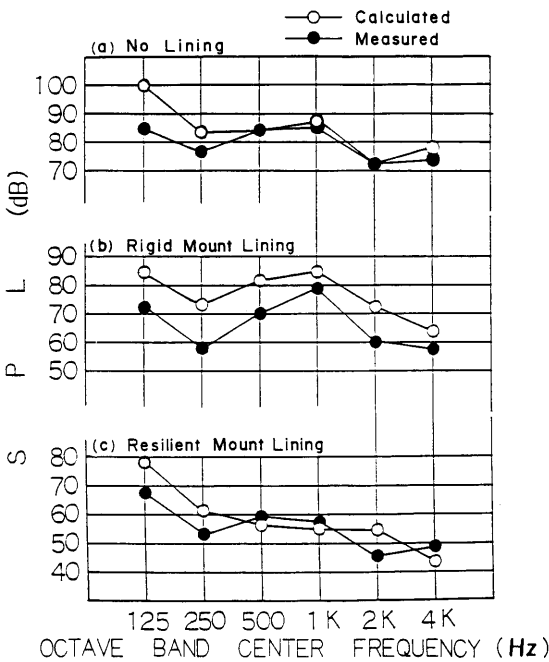


図-29 Maidanikの放射率を用いた場合の室内音圧レベルの計算値と実験値との比較

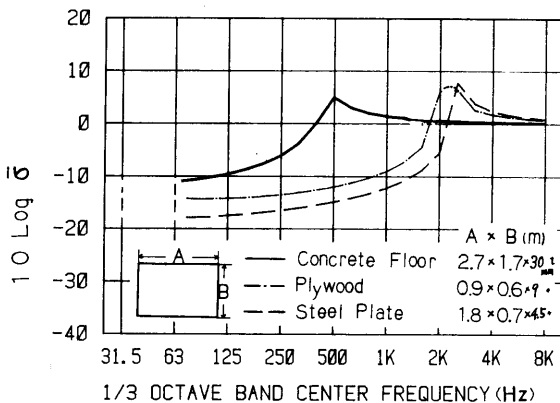


図-30 Maidanikの式による供試体の音響放射率の計算例

参考までに図-30に示す。Maidanikの計算式は周辺単純支持の場合であり、周辺固着条件の場合は $10 \log \sigma$ が約3 dB大となるといわれているが、図からは剛支持内装と低周波域を除き、実験値と計算値は周波数に

よって交叉しているから、単純支持の条件でもよいように思われる。

傾向的にはSPLの計算値は実験値と合っているが実用的な精度とは言い難く、実際の取付条件に応じた放射率のデータを蓄積してゆく必要がある。

放射率 σ を1としたときの(12)式によるSPLの計算値 SPL_c と実験値 SPL_m より全内装面の平均値な放射率は

$$10 \log \bar{\sigma} = SPL_m - SPL_c \dots \dots \dots (18)$$

により求められる。

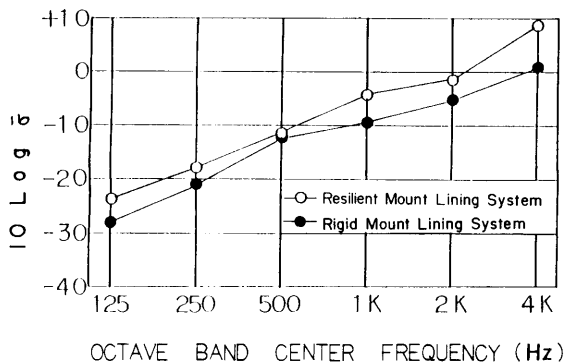


図-31 剛支持時と防振支持時の内装面の平均放射率の相異

防振内装時と非防振内装時の平均放射率を較べてみると、図-31に示す様に、防振内装時の方が全帯域で数dB放射率が高くなっている。防振内装時はパネル間に隙間があり、鋼板からの放射音がグラスウールを通じて漏れてくる影響が考えられたので、隙間を全て遮音テープ(粘着剤付のアルミ箔テープ)でシールしたが、結果は同じであった。防振時に放射率が向上する理由は不明であるが、放射率が増大した量だけ、防振支持による効果を減ずるからパネルの防振支持に際して注意すべきことである。

4. 結 論

今回の実験の検討による結論は、前章で個々に述べたが、主な点を要約すると次の通りである。

- ① パネルを防振ゴムにより弾性支持して加振する際、パネルはまず支持点で局部変形を生じると考えられる。その場合、ゴムに動的に作用するパネルの等価質量を考えることにより、防振効果の高周波域におけ

る予測精度を、パネルを剛体とした計算法より大幅に改善できる。

② 前述の理由から、パネルを弾性支持する際は軟かいゴムを密な間隔で支持する事が高周波域において防振効果を増すために必要で、その極限として、ロックウール等の弾性層による面支持は、ゴム等による点支持より防振効果が高く有利である。

③ 厚さが9mm以下の合板などの面密度の小さいパネルは、振動絶縁を図るのみでは、浮床面より遥かに小さな防振効果しかあげ得ず、このために防振内装全体の効果が低く押えられている。

④ 通常の船室では、内装面の振動による騒音は、拡散音成分が直接音成分より10dB以上大であるから、騒音レベルの予測は拡散音のみを考えればよく、従って減音対策として、室の吸音力を増す事も効果的である。

⑤ 防振内装による船室の騒音低減効果は、今迄の実績及び今回の実験結果からみて壁、天井の内装法を大幅に改善しない限り、10dB(A)程度が限度と考えられる。室内の騒音レベルは、内装面の音響放射率のデータを蓄積すれば、内装面の振動レベルにより、かなりの精度で予測できよう。

⑥ 内装面の平均音響放射率($10 \log \bar{\sigma}$)は、弾性支持時は、通常の剛性支持時より、全周波数域で数dB増大した。防振設計に際しては、その量だけ所要振動低減量を多く計画することが必要であり、注意すべきことである。

5. 結 び

本報告は効果的な防振内装技術の知見を得る目的で筆者らが昭和52～55年にかけて行った実験結果⁷⁾¹²⁾をとりまとめて再検討したものである。最近は海運業界の不況や丸シブの増加などにより、船の騒音問題は一時棚上げされた感があるが、その対策が技術的に十分解決された訳ではなく、現に今でも効果の悪い壁や天井の防振内装が昔ながらの方法で行われることがあると聞いている。本報告で述べたことは初等的解析であり、効果的な防振内装技術を確立するには、内装壁、天井面の効果的な防振支持法と実用的な音響加振対策、浮床の低周波域での ΔL の向上や防振効果計算の精度向上等、なお解決すべき課題が残っており、引き続き検討していく予定である。終りに本実験に際し御協力頂いた当部桐谷伸夫技官並びに朝日石綿株式会社防音技術部の方々に深謝する。

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会第156研究部会 調査研究報告書(1976～1979)
- 2) 原野勝博, 小黒英男, 藤井忍: 北斗丸の浮構造教室の防音性について, 船舶技術研究所 第28回講演集(1976—12) pp. 18～19
- 3) S R 156研究部会: 船内騒音に関する調査報告書(その2)(1978—3) pp. 133～136
- 4) 原野勝博, 藤井忍: 空気音対策による軽量防振支持パネルの振動低減効果, 日本騒音制御工学会講演論文集(1981—9) pp. 273～276
- 5) 原野勝博, 藤井忍: ピックアップの付加質量による振動加速度レベルの補正值について, 日本音響学会講演論文集(1980—5) p. 418
- 6) 安岡正人: 床衝撃音防止設計法, 音響技術第6巻4号(1977), p. 277
- 7) 原野勝博, 桐谷伸夫, 藤井忍: 船内居室の浮構造床の設計に関する2—3の実験, 日本騒音制御工学会講演論文集(1978—9) pp. 171～174
- 8) 瀬川正人, 宮本孝夫, 田中徳昭, 水野一二, 真田政信, 中町華都雄: 浮き構造による船舶居住区騒音対策, 日本鋼管技報第94号(1982) pp. 108～112
- 9) 木村翔: 浮床用緩衝材のJIS化, 音響技術第6巻4号(1977), pp. 58～59
- 10) 日本音響材料協会: 騒音対策ハンドブック, 技報堂, 初版(1966), p. 255, p. 456
- 11) L.L.Beraneck: Noise and Vibration Control, Mc Graw-Hill First edition (1971) pp. 295～296
- 12) 原野勝博, 藤井忍: 防振内装による船室の騒音軽減効果, 日本音響学会講演論文集(1980—10) pp. 167～168