

## 船室の防振内装に関する研究

(第2報：空気音対策による船室の防振内装壁の振動低減効果の向上)

原野 勝博\*・藤井 忍\*

### Experimental Studies on Floating Accomodation System of Ships (2nd Report: Reduction of Vibrations of Lining Walls in a Cabin by a Sound Insulating Technique)

By

Katsuhiko HARANO and Shinobu FUJII

#### Abstract

This paper presents the experimental studies on reducing a vibration level of the lining walls, which are supported resiliently on the steel walls, by using a sound insulating technique.

The following conclusions are obtained:

The vibration level of a light panel, resiliently mounted on a vibrating steel panel, is higher than that of a heavy panel. This is caused by the mechanism that the light panel is easy to be excited by air-borne sound which radiates from the steel panel. The contribution of the excitation of air-borne sound can be estimated by measuring the sound pressure and dynamic response of the panel.

High density rockwool boards, whose density is  $150\text{ kg/m}^3$  and thickness is 50mm, have much the same sound insulating power as the sound insulating sheet with surface density  $3.4\text{ kg/m}^2$  has. These two materials can reduce the vibration level of the lining wall's surface by roughly 10dB in the frequency range 315Hz~4kHz, comparing to the one without the sound insulation. It is proposed that the lining walls are to be supported only on the floating floor and have not any supporting points on the steel walls. As high effect of reducing vibrations of the lining walls as that of the floating floor may be attained by the proposed supporting method of the walls together with enough sound insulation.

#### 1. ま え が き

船舶の居住区における騒音は各種の起振源より鋼板構造中を伝搬してきた固体音が主であるため、その騒音軽減対策として、船室の内装と鋼板の振動絶縁を図るいわゆる防振内装を行うことは理にかなった有力な手段であり、昭和50年ごろより我が国の建造船にも時々試みられるようになってきている。しかし固体音を有効に減ずるための防振内装については、我が国の造船界でこの方面の経験がまだ浅いこと、固体音の理

論的な解析が困難なこと等により、具体的設計指針がまだまだ明確になっていないことが多い。筆者らは、合理的な防振内装の設計指針を確立するために、実験解析を主とする検討を行ってきた。船室の防振内装に関する研究の第一報では単一パネルを弾性支持する場合の防振効果の予測法や防振内装によって達成できる騒音低減効果等について報告<sup>1)</sup>し、従来の防振内装による騒音低減効果が9ホン(=dB(A))程度に留どまっているのは、床面に比べ囲壁、天井面での防振効果(内装面とそれに対応する鋼板面との振動レベルの差)が大幅に低いためであることを示した。本報告ではパネルを弾性支持した際パネルの振動レベルに占める空気音と鋼板からの振動伝達のそれぞれの寄与の大きさを

\*機装部

原稿受付：昭和61年3月3日

実験的に検証し、合板等の軽量パネルの防振支持においては遮音対策が不可欠であることを示す。次にロックウール (R・W) 等の振動緩衝材や市販の遮音シートの遮音力を簡単な装置により測定し、質量則等の計算値と比較する。その後それらを遮音材として用いた場合、パネルの防振効果が大幅に増大することを、ごく小規模なモデルとほぼ実物大モデル実験の結果より示す。最後に空気音対策に加え内装壁を浮床上のみで固定し、鋼壁とは連結部を有しない新方式の内装法の予備実験で、従来の方式に比べ大幅に振動レベルの低い防振内装を行なうことを示す。尚前報と同様文中の計測値は凡て各計測面のパワーレベル平均であり、防振効果 ( $\Delta L$  (dB)) は鋼板面とそれに対応する内装面の振動加速度レベルとの差として定義してある。また、特に断らない限り内装面の振動レベルはパネル中央部 (フレームや支持点から離れたパネルの小区画の中央部) の値を代表値として用いた。加速度、音圧の基準値はそれぞれ  $a_0=10^{-6}g \approx 10^{-5}[m/s^2]$ 、 $p_0=2 \times 10^{-5}[Pa]$  で計測方法は前報と同じである。

2. 弾性支持パネルの振動レベルに  
及ぼす空気音の寄与度の検証<sup>2)</sup>

パネルを振動している鋼板上にロックウール (R・W) やグラスウール (G・W) 等のクッション材で弾性支持した場合の防振効果 ( $\Delta L$ ) は、衆知のマススプリングダッシュポットの一次元振動モデルの振動伝達率を  $\tau$  とすれば面密度の大きいパネルの場合は  $\Delta L$  の測定値と  $\tau$  による計算値とは図-1に示すようにほぼ一致する。図中の  $f_0$  は  $m$  をパネルの面密度、 $k$  をクッション材の単位面積当たりのバネ定数としたとき

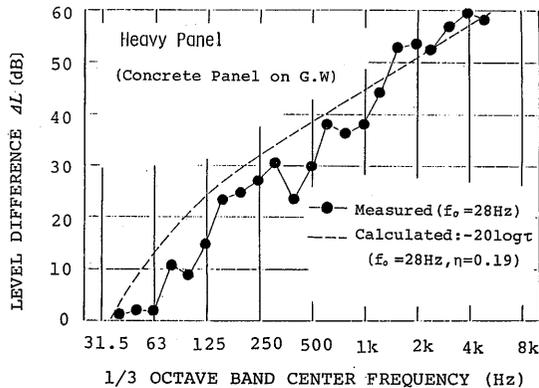


図-1 緩衝材上の重量パネルの防振効果(測定値と計算値の比較)

の  $f_0 = 1/2 \pi (k/m)^{1/2}$  で与えられる固有振動数であり、バネ定数  $k$ 、及び損失係数  $\eta$  は減衰波法により実測した値である。しかしパネルが面密度の小さい合板になるとクッション材を  $k$  の小さい G・W に変えて  $f_0$  を小さくしても防振効果は図-2に示すように高周波域で計算値より大幅に低い値となる。この現象は、鋼板から放射され緩衝材を透過してくる音の作用のためと思われたので、音響加振の影響力の大きさを検証するための実験を行った。

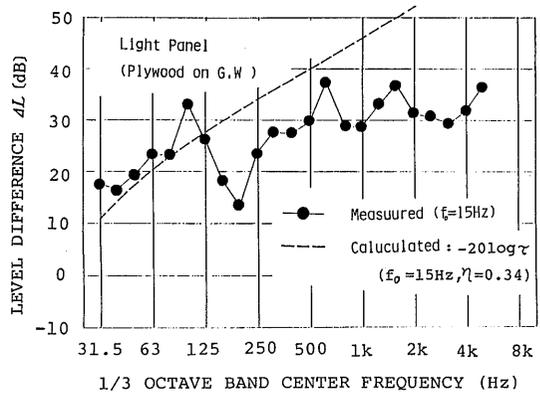


図-2 緩衝材上の軽量パネルの防振効果(測定値と計算値の比較)

音圧を受けるパネルはその音圧により振動を生じ、その振幅の大きさは、パネルの面密度や支持条件等で異なる。しかし通常の音圧の範囲では、加振力(音圧)とそれによるパネルの振動振幅量は比例するから、両者の比は加振音圧に無関係に一定となる。これをレベル表示した  $\Delta R = L_{acc} - L_{sp}$  ( $L_{acc}$ : 平板の振動加速度レベル、 $L_{sp}$ : 音圧レベル) を平板の振動応答量(プレートレスポンス)と定義すれば、この応答特性は平板の種類、支持条件等により定まる一定の曲線となり、残響室におけるスピーカー加振実験により求めることが出来る。供試体寸法による振動応答量はその寸法が極端に小さくない限り大きな差異はなく、対象とする周波数による板の曲屈波の波長の  $1/2$  程度の供試体寸法があればよいようである。図-3につり下げ状態で同一レベルの音圧を加えた場合の供試体の振動レベルの測定例を示す。図-4に9mm厚合板の4つの支持条件における振動応答量の測定例を示す。応答曲線は吊り下げの場合を除き低周波数域では、周波数と共に増大し  $\Delta R$  が0となる125~250Hzからコインシデンス周波数  $f_c$  (音波と板の曲げ波の波長が一致する周波数)ま

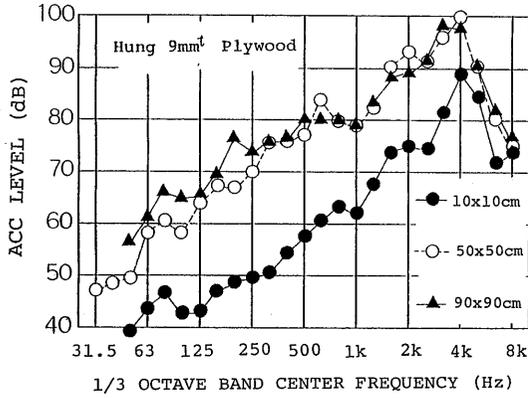


図-3 音響加振時の供試体寸法による振動レベルの相異

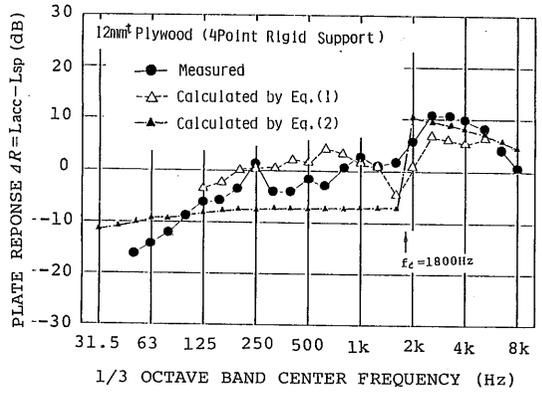


図-5 音響加振時のパネルの振動応答特性の測定値と計算例の比較(12mm厚合板の場合)

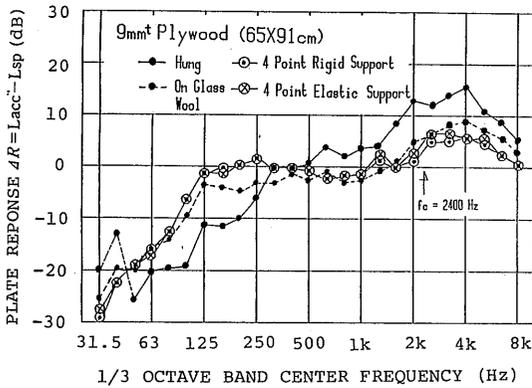


図-4 支持条件による音響加振時の応答特性測定例 (9mm合板の場合)

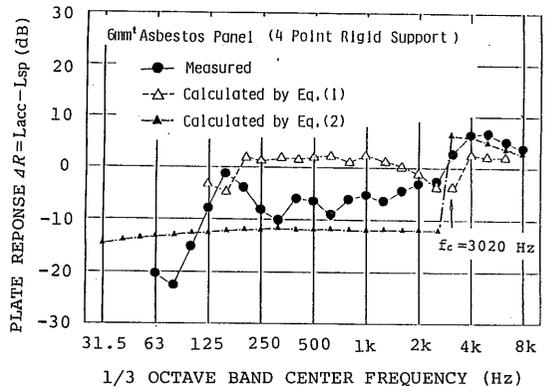


図-6 音響加振時のパネルの振動応答特性の測定値と計算例の比較(6mmアスベスト板の場合)

ではほぼ平坦で、 $f_c$ 付近で急激に増大しその後再び0になる傾向がみられる。応答曲線は剛支持とかなり軟らかなゴムで弾性支持した場合との差は小さい。

任意の支持条件における応答量を予測することは困難であるが、剛支持の場合について  $\Delta R$  を平板の透過損失理論<sup>3)</sup>

$$\langle \alpha^2 \rangle = \langle p^2 \rangle \cdot \frac{\omega^2}{4 \rho^2 c^2} \cdot \frac{\gamma}{\sigma} \quad (1)$$

と放射理論<sup>4)</sup>

$$\langle \alpha^2 \rangle = \langle p^2 \rangle \cdot \frac{2}{\rho_s} \cdot \left( 1 - \frac{2\rho c}{\omega \rho_s} \tan^{-1} \frac{\omega \rho_s}{2\rho c} \right) \dots f < f_c$$

$$\langle \alpha^2 \rangle = \frac{\pi}{2\rho_s^2 \eta} \cdot \frac{c^2}{1.8clf} \dots f > f_c \quad (2)$$

により計算し測定値と比較した例を図-5, 6に示す。ただし  $\alpha$  : 振動加速度 [m/s<sup>2</sup>]  $p$  : 音圧 [Pa]

$\omega$  : 角周波数  $\gamma$  : パネルの音響透過損失  $\sigma$  : パ

ネルの音響放射率  $\rho_s$  : パネルの密度 [kg/m<sup>3</sup>]  $c$  : 音速 [m/s]  $f$  : 周波数 [Hz]  $f_c$  : コインシデンス周波数 [Hz]  $\rho$  : 空気の密度 [kg/m<sup>3</sup>]  $\eta$  : パネルの損失係数  $cl$  : パネルの縦波速度 [m/s]

パネルの透過損失  $\gamma$  と  $\eta$  は便覧<sup>5)</sup>の値を用い音響放射率  $\sigma$  は Maidanic の式<sup>6)</sup>による計算値を用いた。 $\gamma$  の値が1/3オクターブ毎の測定値であったため図中の  $\Delta R$  の計算値も離散値となっている。コインシデンス周波数 ( $f_c$ ) 以上では2つの計算値と測定値は比較的よく一致するが応答量が平坦となる中間周波数帯域では2つの計算値は大きく食い違って、測定値はその中間の値となっており、理論から  $\Delta R$  を実用的な精度で予測することは難かしそうである。

しかし各支持条件における平板の  $\Delta R$  を実験的に求めておけば任意の音圧レベル ( $L_{sp}$ ) のみが作用したときの平板の振動レベル  $L_s$  は前述した様に振動振中は

加振音圧に比例することから  $L_s = 4R + L_{sp}$  で求められる。一方  $L_a$  の振幅で振動している鋼板上に、緩衝材により弾性支持されたパネルの、振動伝達のみ起因する振動レベル  $L_t$  は、図-1に示した様に  $4L$  の測定値が  $\gamma - 20 \log \gamma$  で求められることから、 $L_t = L_a - 4L = L_a + 20 \log \gamma$  と大略推定できる。緩衝材で弾性支持された小規模なモデル実験によると、供試体がコンクリートパネルの場合は、図-7に示すように全周波数域で、測定した供試体の振動レベルと振動伝達による推定値  $L_t$  とは接近しており、音響加振による振動レベル  $L_s$  はパネルの振動にはほとんど寄与していない事がわかる。一方図-8の軽量パネルの場合、測定値は125 Hz以下の低周波数域においては  $L_t$  とほぼ等しいが、500 Hz以上の高周波数域では  $L_s$  とほぼ等しくなっており、高周波数域ではほとんど音響加振のみ起因す

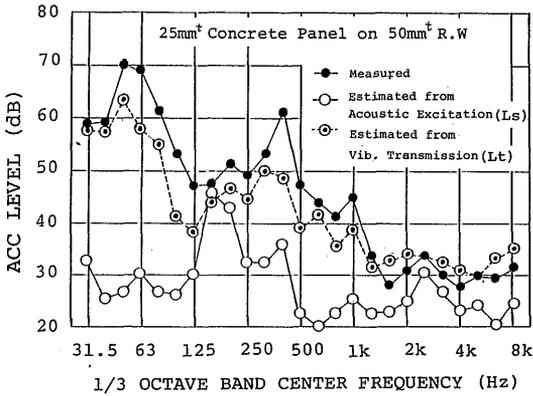


図-7 振動伝達及び音響加振の寄与度の推定値と測定値の比較(重量パネルの場合)

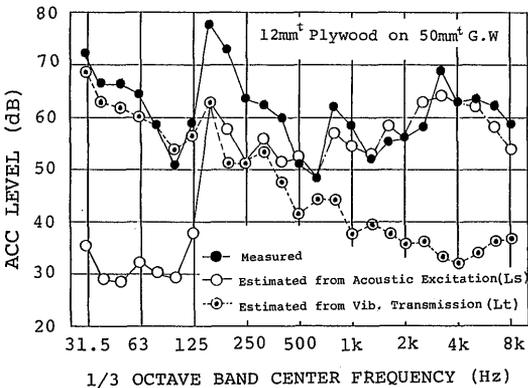


図-8 振動伝達及び音響加振の寄与度の推定値と測定値の比較(軽量パネルの場合)

る振動をしていることがわかる。

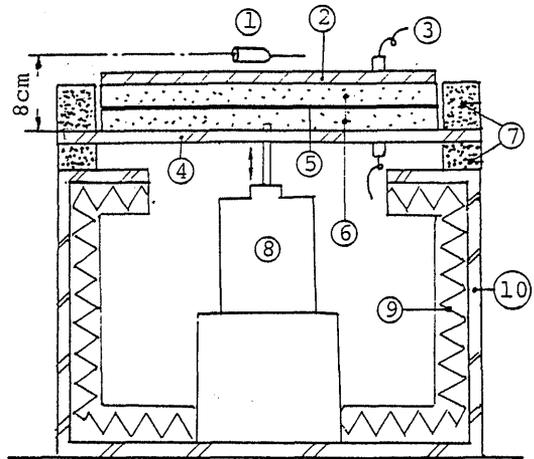
以上の結果から、船室の騒音軽減対策として、軽量パネルを振動している鋼板面に弾性支持する場合は、鋼板面からの放射音の影響を考慮して、遮音等の対策を併せて行わないと振動絶縁の目的が、特に高周波域では全く、達し得ないことが明らかになった。

### 3. 小形モデルによる空気音対策の検討<sup>7)</sup>

船室モデルによる実験のパラメーターを決定するため、極く小規模なモデル実験により、遮音対策として使いそうな材料の遮音力の測定を行なうと共に、G.W上に支持された軽量パネルの防振効果が遮音対策の有無及びパネル面密度の大小によりいかに変化するかを調べた。

#### 3.1 実験方法

実験装置の概要を図-9に示す。R.Wで弾性支持された鋼板の中央部を動電型加振機で加振する。鋼板のテスト部表面(50×50cm)からの放射音のみを測定す



- ① Microphone
- ② Test Panel (50x50cm)
- ③ Vibration Pick Up
- ④ Vibrant Steel Plate (6.5mm<sup>t</sup>)
- ⑤ Sound Insulation Sheet
- ⑥ Rockwool or Glasswool for Test
- ⑦ High Density Rockwool
- ⑧ Exciter
- ⑨ G.W for Sound Absorption
- ⑩ Sound Insulation Box

図-9 小形モデルの実験方法

表-1 小型モデル実験供試体一覧

遮音力測定				パネルの面密度変化による 防振効果の測定 (緩衝材 G.W24kg/m <sup>2</sup> 50mm厚)	
緩衝材	G.W板	24kg/m <sup>2</sup>	25mm厚		
	"	40 "	25 "		
	R.W板	100 "	25mm厚&50mm厚		
	"	150 "	25 "	50 "	
シート	遮音シート	面密度	2.1kg/m <sup>2</sup>		
	"	"	3.4 "		
内装用パネル(50×50cm)	合板	5.5mm厚			
	"	9 "			
	"	12 "			
	—	21 "			
	アスベスト板	6 "			
	"	8 "			

るため、騒音を発生する加振機の周囲は遮音箱で囲むと共に隙間からの漏洩音を小さくするために内部を吸音処理し、鋼板テスト面以外は高密度のR.Wで覆ってある。緩衝材の遮音力は、一定レベルのホワイトノイズで鋼板を振動させておき、鋼板テスト面に何ものせないと、緩衝材(50×50cm)をのせたときの音圧レベルの差として求めた。遮音シートの遮音力は鋼板テスト面上にG.WのみをのせたときとG.Wと遮音シートをのせたときの音圧レベルの差として求めた。

音圧レベルは鋼板上8cmで5点計測しそのパワー平均値とした。

遮音対策の効果については、鋼板テスト面にG.Wで軽量テストパネル(50×50cm)を弾性支持したとき、R.Wや遮音シートの有無により、防振効果がいかに変化するかを調べた。パネルの面密度による防振効果は、テストパネルとして合板5.5, 9, 12, 21mm厚及び

アスベスト板6, 8mm厚の計6種類について計測した。振動加速度(acc)の計測は鋼板面6点、テストパネル面は5点である。この実験に用いた供試体の一覧を表-1に示す。

3.2 振動緩衝材(R.W, G.W), 遮音シートの遮音力の検討

図-10に3.1で示した方法による5種の密度の異なる緩衝材の遮音力の測定結果を示す。緩衝材の密度が大きくなるに伴い、緩衝材上の音圧レベルは低下しており、このような簡単な測定法でも緩衝材の遮音力の大小の判定は可能と考えられる。緩衝材の遮音力は500Hz以下の低周波数域ではほとんどないが音響加振の影響が大となる高周波数域ではかなりの遮音力を有しており、面密度で5kg/m<sup>2</sup>程度あれば内装用の遮音材として有用と思われる。緩衝材の通気抵抗から、音波の伝搬減衰量を

$$\beta = 10.3f/c(R_c/\rho f)^{0.995} \tag{3}$$

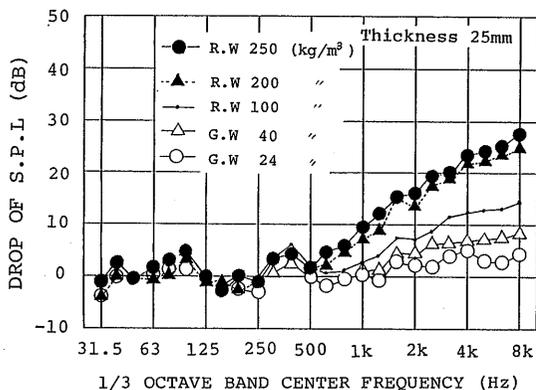


図-10 振動緩衝材の遮音力の測定結果

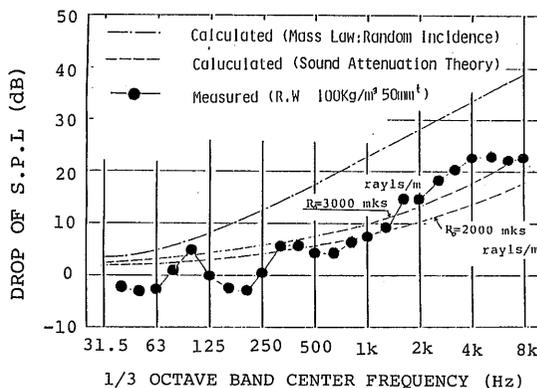


図-11 ロックウールの遮音力の計算例と測定値の比較

により計算し<sup>6)</sup>、密度 $100\text{kg/m}^3$ 、 $50\text{mm}$ 厚の R. W 板の遮音力の測定値と比較した例を図-11に示す。ただし、 $\beta$ : 音波の伝搬減衰量 [dB/m]  $f$ : 音波の周波数 [Hz]  $R_0$ : 緩衝材の通気抵抗 [mks rays/s]

測定値は面密度による質量則の遮音力計算値よりは大幅に小さいが、通気抵抗の値を適当に選んだ(3)式による計算値とは実用上重要な $500\text{Hz}$ 前後より高周波数域で大略一致する。緩衝材の通気抵抗を個々に測定することは、煩雑で実用上無理であるが、密度と通気抵抗の関連がつかめれば(3)式は実用上有用となろう。本実験で用いた遮音シートは鉛の繊維を $1\text{mm}$ 厚程度の塩化ビニールのシートに封入したもので、図-12に遮音シートをセットする位置による遮音力の変化と質量則による遮音力の計算値との比較を示す。シートの

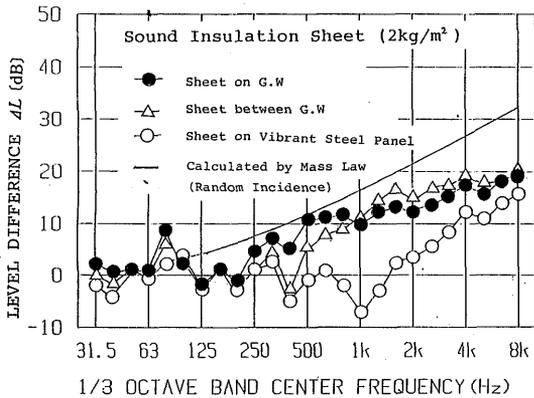


図-12 遮音シートの遮音力とその取付位置による効果の差

遮音力は G. W の上側でも 2 枚の G. W の中間においても大きな差はないが加振板に接触して取り付けの方法では遮音力が大幅に低下するので注意すべきである。シートは空気音を遮断する力はあるが、振動面に密着すると、振動板と一体となって運動して音を放射するためにこの様な現象が生じるのではないかと考えられる。シートの遮音力は大体質量則(ランダム入射時)にのるようであるが本実験では若干小さめになった。

### 3.3 遮音材による防振効果の向上

軽量パネルを振動緩衝材上に弾性支持する場合、 $f_0$  を小さくするためバネ定数の小さい軽密度の G. W 板をバネ材とし、遮音材として高密度の R. W 板や遮音シートと組合せて用いることになる。

遮音力を確保するため R. W 板は $25\text{mm}$ 厚を 2 枚重

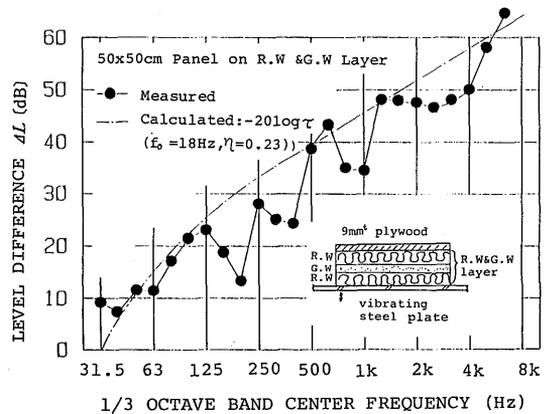


図-13 遮音対策を行なった小型軽量パネルの防振効果(測定値と計算値)

ねとし、 $25\text{mm}$ 厚の G. W 板をバネ材とした 3 枚の緩衝材の組合せのうちテストパネルの振動を最も低くできた組み合わせは、図-13に示す様に G. W 板を中央にその上下を R. W 板ではさむサンドイッチ方式であった。その理由は鋼板に接している R. W は、鋼板の振動レベルを $2\sim 3\text{dB}$ 低下する働きがあることに加え、G. W 板上の R. W 板はそのバネ定数が G. W 板に比べ 1 桁大きいことからバネとしては作用せずパネルと一緒にマスとして作用し、支持系の固有振動数( $f_0$ )を低下するためと考えられる。

図-13に $9\text{mm}$ 厚合板をこの方式で弾性支持したときの防振効果の測定値と、前述の $\Delta L = -20\log\tau$ の計算値との比較を示す。ただし、マスはパネルと R. W $25\text{mm}$ 厚板の面密度の和とし G. W の  $k$ ,  $\eta$  は実測した値を用いている。遮音対策のない図-2の場合に比べ測定値は、かなり山谷はあるものの計算値と傾向的に高周波数域まで一致しており防振効果は $60\text{dB}$ 程度まで大幅に向上して遮音対策の有効性を実証している。

### 3.4 パネルの面密度変化による防振効果の違い

図-14に、G. W 板 $24\text{kg/m}^2$ 、 $50\text{mm}$ 厚上に面密度の異なるパネルを弾性支持したときの防振効果の測定値を示す。パネルの面密度の大きいほうが一般的には防振効果は高いが、多少の板厚の増大では周波数により逆転する帯域もあり、面密度が 3 倍位増大しないと全体的(例えば  $\Delta L$  の各周波数における総和等)にみた場合に、明確な防振効果の向上は認めにくい。

パネルの面密度が増大すると、音響加振によるパネルの振動レベルが低下し、弾性支持部の  $f_0$  も低下する

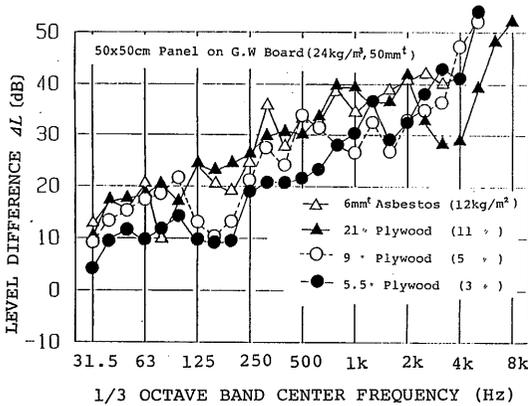


図-14 グラスウール支持時のパネルの面密度の違いによる防振効果の差違

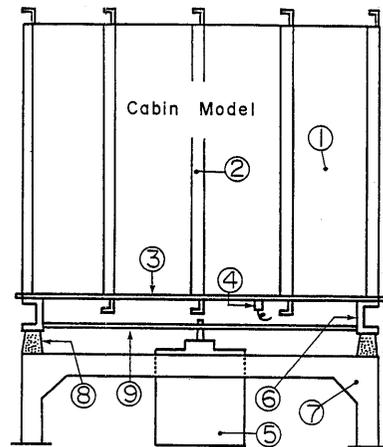
反面、パネルの音響放射率が增大するマイナス面がある。例えば9mm厚合板を21mm厚合板に変えると、125～2kHzの中間帯域で数dB～10dB振動レベルが低減する。しかしコインシデンス周波数( $f_c$ )が2.4kHzから1kHzに低下するのに伴い( $f_c$ 以上の周波数域では対射率はほぼ1となるため)放射率がその(1kHz～2.4kHz)の帯域で大幅に増大することになり、パネル板厚の増大が室内の騒音レベルの低減に寄与するか否かはこれらを総合的に考えないと判断できないことに注意する必要がある。

#### 4 船室モデルによる遮音対策の効果確認実験

##### 4.1 枠なしパネルをゴムで取り付けた場合<sup>7)</sup>

###### 4.1.1 実験方法

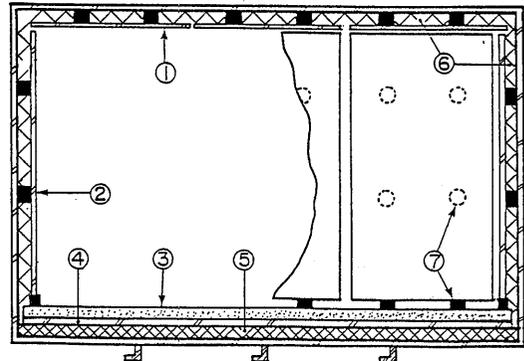
実験は前報の防振内装実験と同様に図-15に示す船室モデルを使って行なった。船室モデル内は前報の実験による図-16に示す防振内装が施されており、かつ内装材の表面からの放射音の影響を小さくするために内装材表面全面を50mm厚のグラスウール板で覆った。この内装面の一部を取除いて約1.7m×1mの鋼壁面を露出し、そこに内装壁用テストパネルとして1.6m×0.9m×9mm厚合板単体を防振ゴムを介して取付けた。テストパネルはその自重を既設の浮床上に防振ゴムを介して2点で支持され、鋼壁には左右対称に4点で取付けられている。テストパネルの遮音対策を全く行わない場合と図-17(a)に示す様に高密度のR.W板を遮音材とし、かつ間に軟かいG.W板を狭んでパネル全面にR.W板が接触する様にした場合、及び図-17(b)に示す様に遮音シート(面密度3.4kg/m<sup>2</sup>)を合板に



- ① Wall 4.5mm<sup>t</sup> (H=1800mm)
- ② Stiffener 100mm×75mm×7mm<sup>t</sup>
- ③ Deck Floor 3000mm×2000mm×4.5mm<sup>t</sup>
- ④ Pick up
- ⑤ Exciter
- ⑥ Fixing Frame
- ⑦ Bed
- ⑧ Rubber Mount
- ⑨ Exciting Load

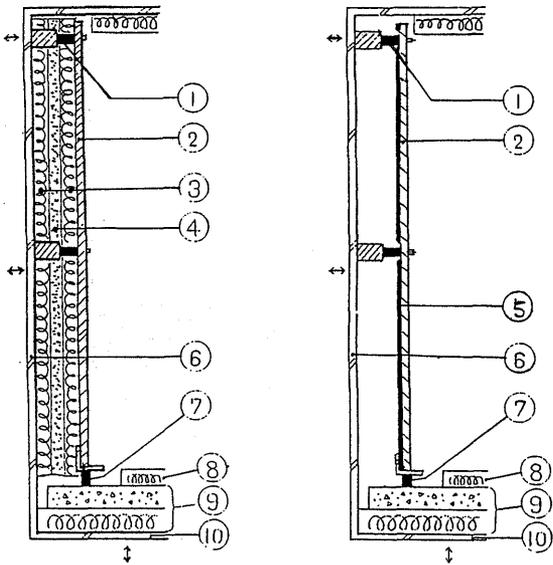
図-15 内装壁モデルを取付けた船室モデル実験装置

##### Resilient Mount Lining System



- ① Ceiling 6mm<sup>t</sup> Plywood
- ② Wall 9mm<sup>t</sup> Plywood
- ③ Floor 30mm<sup>t</sup> Concrete
- ④ Steel Plate 4.5mm<sup>t</sup>
- ⑤ Rockwool 100kg/m<sup>3</sup> 50mm<sup>t</sup>
- ⑥ Compressed 50mm<sup>t</sup> G.W
- ⑦ Rubber for Resilient Mount

図-16 船室モデル内の防振内装の仕様(前報の実験時のもの)



(a) Rockwool Type (b) Insulation Sheet Type

- ① Rubber for Vib. Isolation
- ② Plywood (1.6x.9m x9mm)
- ③ R.W for Sound Isolation
- ④ Compressed G.W for Soft Touch
- ⑤ Sound Insulation Sheet
- ⑥ Steel Wall
- ⑦ Rubber for Support
- ⑧ Sound Absorbent
- ⑨ Floating Floor
- ⑩ Steel Floor

図-17 枠なし内装壁の遮音対策の方法(a)ロックウール方式 (b)遮音シート方式

ピンを止め又は接着剤で貼付けた場合についてのテストパネルの防振効果を調べた。実験方法は前報の場合と同様、定常ランダム信号（ホワイトノイズ）で船室モデルを一定レベルで加振しておき鋼板面と内装パネル面の振動レベルを測定した。測定点は鋼板面が8点で内装パネル面はゴム近傍6点とパネル中央部6点である。

4.1.2 実験結果

緩衝材が内装壁面に全く接していない場合は、内装面の振動レベルは不安定でデータのバラツキが大きくデータの再現性が悪かった。これはゴム取付部の接着面の不具合やパネルの撓み形状がセット毎に微妙に異なるためと考えられる。一方17図(a)の様に緩衝材がパネ

ル全面に接していると振動伝搬経路が無数に増加するため、再現性のよい安定したデータが得られた。緩衝材がパネルと鋼壁の双方に接触することによる面弾性支持が防振効果の向上に寄与するか否かについては、今回の実験では明らかにできなかったが、R.Wによる遮音効果が大きい面支持の効果については余り詮索する必要はないと思われる。遮音シートの取り付けについては、パネル面の動的な質量の増大やパネルの屈曲波の伝搬に対する内部損失係数の増大等の理由によりピン止めよりも接着の方が振動低減効果が高くなると考えられるが、実験上はあまり差が出なかった。図-18に緩衝材(R.W150kg/m<sup>2</sup>, 50mm厚+G.W24kg/m<sup>2</sup>, 25mm厚(ただし遮音力としてはR.Wのみと考えてよい))と遮音シートをそれぞれ遮音材としたときの防振効果を、遮音材なしの場合と比較した例を示す。

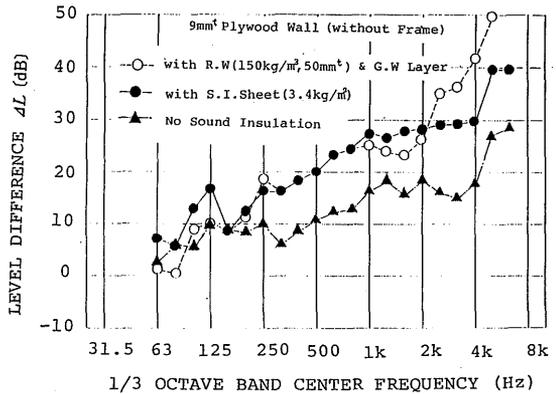


図-18 遮音対策の有無による内装壁の防振効果の比較

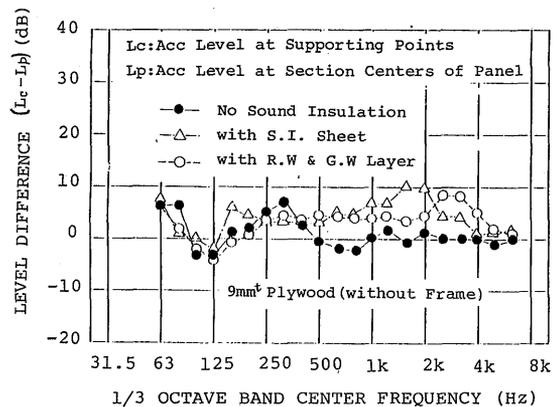


図-19 内装壁の支持点とプレート中央部の振動レベルの差(遮音対策の有無による比較)

遮音対策により250Hz以上では約10dBの防振効果の向上がみられるが、緩衝材型とシート型ではごく高い帯域を除き大きな効果の差はない。図-19にゴム(鋼壁面)取り付け部(4点)と取り付け部より離れたパネル中央部(6点)の振動レベルの差を示す。遮音対策を施さない場合、パネル部の振動は取り付け部に比べ低周波数域では若干増大し高域部ではほぼ両者は等しい。それに対し遮音対策を行った場合は緩衝材(R.W)型と遮音シート型の双方ともパネル部の振動が取り付け部よりかなり低下しており、取り付け部が振動伝搬源になっていることがわかる。

図-20に船室モデルによる遮音対策なし、遮音シート型の内装壁と図-14で示した小形モデルでゴム等の連結部のない(緩衝材支持の)場合の三者の防振効果の

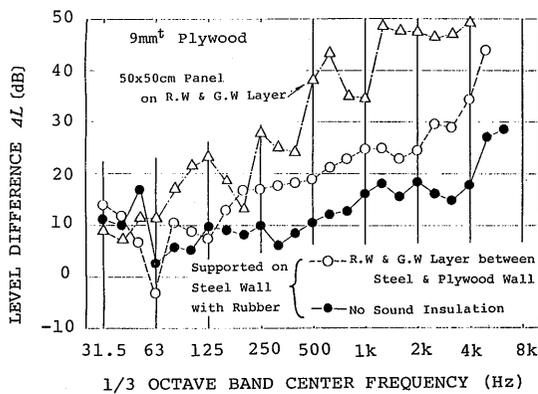


図-20 枠なし内装壁と小形モデルの防振効果の比較

比較を示す。遮音対策の効果は明確に認められるが、鋼壁との連結部(ゴム)を有するため小形パネルの場合に比べると防振効果がなお大幅に低いことがわかる。

## 4.2 枠付きパネルをゴムで取り付けした場合<sup>8)</sup>

### 4.2.1 実験方法

これまでは解析を容易とするためにパネル本体の防振効果の検討を行ってきたが、実際の施工に近い枠付パネルの場合も検討しておくことが必要である。そこで枠の有無及び枠付法の大小によるパネル部の振動レベルの変化を調べるために、図-21に示すように木の角材(断面積 $4.5 \times 3.5\text{cm}$ )で構成されるA, B, C, D, の4つの寸法の異なる枠に木ネジで合板を10cm間隔で固着し、鋼壁とは治具を介して4点で弾性的に取り付けた壁体の防振効果を測定した。遮音対策は $150\text{kg}/\text{m}^2$ 、50mm厚のR.W板と遮音シートを併用し完全を期した。実験の要領は枠なしパネルの場合と同様である。

### 4.2.2 実験結果

本実験時の内装壁の振動レベルは、2章で述べた方法により鋼壁からの放射音による加振レベルより全帯域で10dB以上大きいことを確認している。従って振動レベルは弾性支持部からの振動伝達のみにより決定されていると考えることができる。フレーム付パネルの場合もその支持部における防振効果は前報で述べたように、ゴムに動的に作用する等価質量の考え方を一次元振動モデルに適用することにより推定できる。瀬川らは等価質量の考えを枠付きパネルの防振効果の計算に応用し実験値との対応もよいと報告<sup>9)</sup>している。

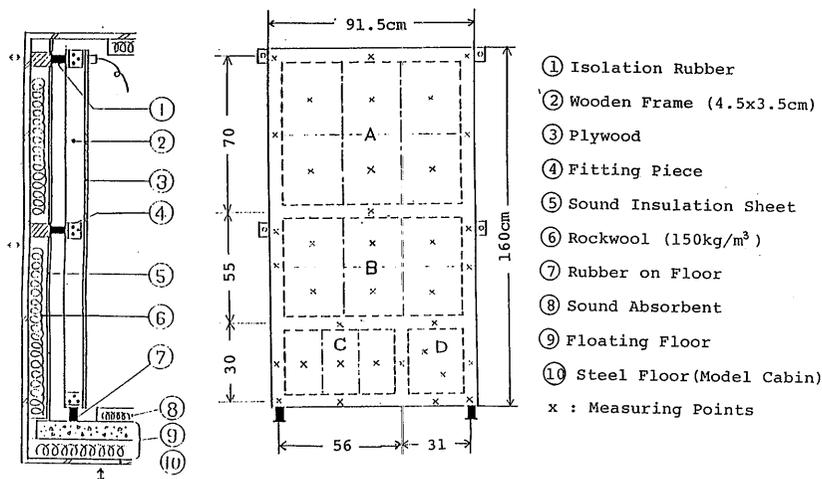


図-21 枠付内装壁の遮音対策時の実験方法

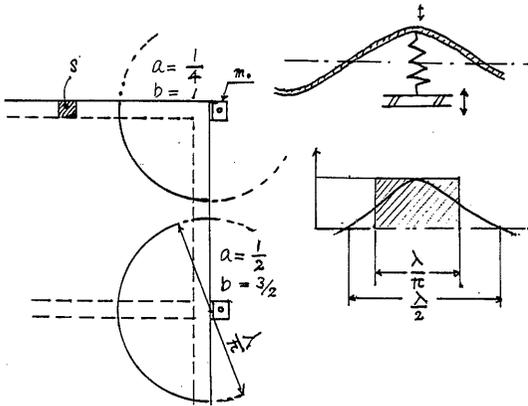


図-22 枠付パネルの支持部における等価質量の求め方

枠付きパネルの支持点における等価質量  $m_e$  を図-22 に示すように簡単のため

$$m_e = m_0 + m_p + m_b \quad (4)$$

とそれぞれの等価質量の和として防振効果を計算し測定値と比較した例(縁部)を図-23に示す。

ただし  $m_p$ : パネル部の等価質量

$$= a \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{\lambda}{\pi}\right)^2 \rho_s h (\pi - 2) \quad [kg]$$

$$m_b: \text{フレーム部の質価質量} = b \cdot \frac{\lambda}{\pi} \rho_s \cdot S \quad [kg]$$

$m_0$ : 治具の質量 [kg]

$\lambda$ : パネル部の曲げ波の波長 [m]

$\rho_s$ : 木材の密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$h$ : パネルの板厚 [m]

$S$ : フレームの断面積 [m<sup>2</sup>]

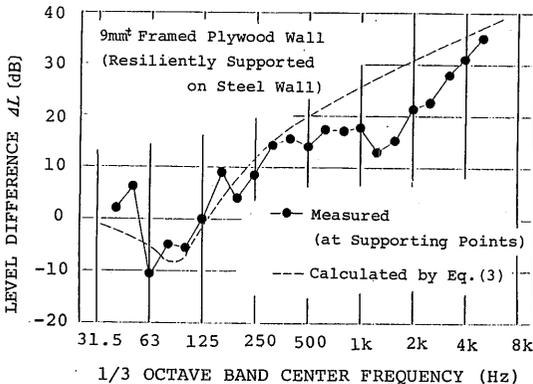


図-23 枠付内装壁の支持部(辺部)の防振効果(計算値と測定値の比較)

(242)

$a, b$ : 定数 コーナー部  $a = \frac{1}{4}$   $b = 1$  縁部  
 $a = \frac{1}{2}$ ,  $b = \frac{3}{2}$

1.25kHzを中心とする測定値の落ち込み部を除外すれば両者は大体一致しているといえよう。計算上等価質量の小さくなる高周波数域では取り付け金具のマス  $m_0$  (剛体と考える) が効いてくるので設計上この値を大きくすることも防振効果を上げるために有効ではないかと考えられる。1.25kHzの落ち込みの原因は今のところ判明しないが実際の設計時にはこの点を解明しておく必要がある。図-24にフレームの寸法を変えた

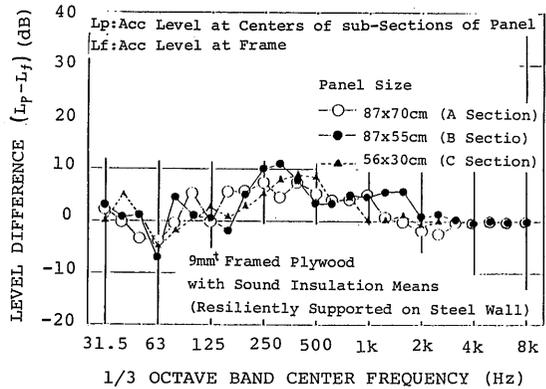


図-24 枠付法の違いによるプレート部とフレーム部の振動レベルの差

ときのフレーム上とパネル部の振動レベルの差を示す。4 kHzの高域を除き125~2 kHzの中間域においてはパネル部の振動はフレーム部より5~10dB程大きく、枠寸法が小さいほど差のピークが高周波数側へ移る傾向が見られる。しかし図-19の右側の図中に示すA, B, Cの大きさに分割された周辺固着の境界条件とした場合の各パネルの固有振動数は、それぞれ約8 Hz, 11Hz, 36Hzとなり図-22の  $L_p - L_f$  がピークとなる周波数250, 315, 400Hzとの関連はつかめず、この点の解明にはモーダル解析等による詳細な解析が必要であろう。

図-25にR.W板と遮音シート、併用による遮音対策を行った9mm厚合板の枠の有無によるプレート中央部での防振効果の比較を示す。2.5kHz以上でフレーム付きの方が防振効果がかなり高くなっているが、全体的にみると、大きな差異はなく、枠をつけることによる内装壁の振動レベルの低減効果は余り大きくはない。

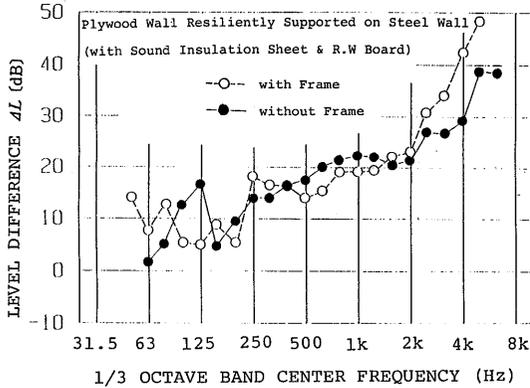


図-25 枠の有無による内装壁プレート中央部の防振効果の比較

4.3 鋼板との連結部を有しない新内装方式の場合<sup>10)</sup>

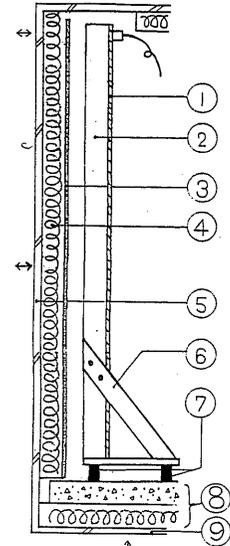
4.3.1 実験方法

これまでの検討からの内装板は柔らかい防振ゴムを使った場合でも鋼壁との連結部からの振動伝達によりその防振効果は浮床面程には大きくならないことが明らかになった。そこで内装壁・天井を箱型に組んで防振効果の高い浮床上で一括支持し、鋼壁とは連結部を有しない方式（これを仮に一括支持法と呼ぶ）を遮音対策と併せて行えば、高い防振効果が得られる事が期待される。一括支持法の効果を確認する予備の実験として図-26に示すように、枠付きパネル(約1.5m×0.9m×9mm厚)にステーをつけて浮床上で支持した場合の防振効果を、浮床との支持部を直結としたときと、図-26に示す様防振ゴムにより弾性支持したとき及び遮音対策の有無の場合について調べた。ただし枠の内部は均等の大きさに分割した。

4.3.2 実験結果

図-27に浮床上に直結(支持)した場合(図-26の⑦)のゴムを除いた状態)の内装壁の防振効果を浮床面と比較した例を示す。浮床の防振効果は床鋼板面と内装浮床面との振動レベル差、内装壁面の防振効果は直接の連結部は有しないが鋼板壁面と内装面との振動レベル差とした。400Hz以下の低周波域では浮床面に比べ内装壁は若干防振効果が低く、内装壁のパネル中央部はフレーム上に比べやや効果がおちるが、全般的に浮床面との差がこれまでの方式より格段に小さい。

図-28に浮床への支持部を、直結としたときと軟かいゴムで弾性支持したときの、プレート中央部の防振効果の比較を示す。浮床上は、鋼板面に比べ十分振動レベルが低いはずであるが、それでも浮床上直結よりも



- ① Test Panel (Plywood)
- ② Wooden Frame (4.5×3.5cm)
- ③ Sound Insulation Sheet
- ④ Rockwool (150kg/m<sup>3</sup>)
- ⑤ Steel Wall (Cabin Model)
- ⑥ Stay
- ⑦ Isolation Rubber
- ⑧ Floating Floor
- ⑨ Steel Floor (Cabin Model)

図-26 鋼壁と連結部を有しない浮床部(一括支持)方式の実験法

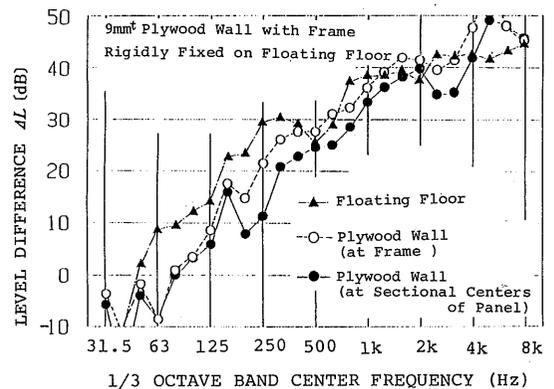


図-27 一括支持方式の内装壁と浮床の防振効果の比較(浮床上直結時)

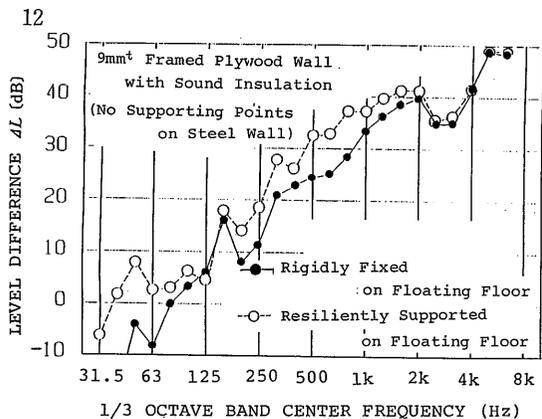


図-28 一括支持方式の浮床上剛支持と弾性支持時の防振効果の比較

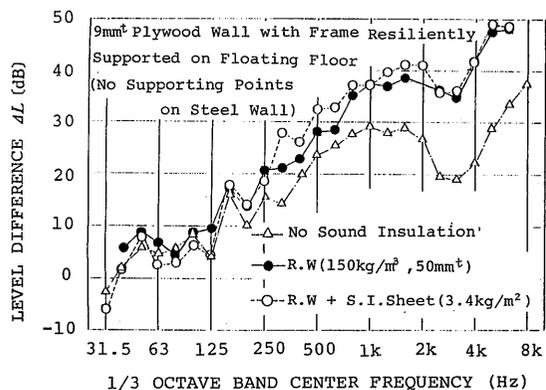


図-29 一括支持方式で遮音対策の有無による防振効果の比較

弾性支持とした方が、若干防振効果が上がる。図-29に一括弾性支持における遮音対策の有無によるパネル中央部での防振効果の違いを示す。遮音対策としてR.Wと遮音シートを併用したほうがR.W単独の場合より中周波数域で若干効果が上がるが、R.W単独の場合でも、遮音対策なしの場合にくらべ、大きな効果のあることがわかる。9mm厚合板の遮音対策としては、150kg/m<sup>2</sup>、50mm厚程度のR.W板でほぼ十分といえよう。

図-30にこれまでの総括として、1)遮音対策の全くない場合、2)遮音対策(遮音シート)はあるが、鋼壁と防振ゴムによる連結部を有する場合(以上いずれも枠なし)、3)一括支持で遮音対策(R.W+シート)がある枠つきパネルの場合の、それぞれパネル中央部にお

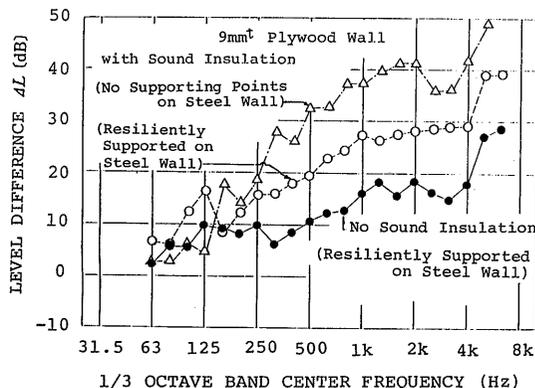


図-30 遮音対策なし、遮音対策、一括支持+遮音対策の内装壁の防振効果の比較

る防振効果の比較を示す。1)~3)とも浮床上は同じ硬さのゴムによる弾性支持である。4kHzまでの主要な帯域において遮音対策のない場合は防振効果が20dBに達しないのに対し遮音対策により約10dB増で、さらに鋼板との連結部をなくした方式ではさらに約10dB増の大きな効果の向上がみられ、この方式で室内全面的内装を行えば従来の実績である9ホンよりはるかに大きな騒音軽減量が達成出来よう。

## 5. 結論

船室の内装(壁、天井面)の防振効果を向上させるための今回の実験的検討結果はそれぞれの章で述べたが記述順に要約すると次のとおりである。

① 通常の弾性支持での防振効果が軽量パネルの場合重量パネル程大きくならないのは、鋼板面から放射される空気音により加振されるためである。

② 対象物の振動レベルのうち空気音加振の寄与度は、その物体の音響加振時の応答特性とその場の音圧レベルを測定することにより推定出来る。

③ 内装壁、天井の遮音対策として高密度のR.W板や遮音シートは有効である。密度150kg/m<sup>2</sup>、厚さ50mm程度のR.Wと面密度3.4kg/m<sup>2</sup>の遮音シートはほぼ同程度の遮音力を有し、内装材が9mm厚合板の場合にそれらを使用することにより、全く遮音対策のない場合に比べ315Hz~4kHzの周波数域において約10dB防振効果を増大させることができた。

④ 内装面を鋼壁に取り付ける従来の方式では十分柔らかな弾性支持と十分な遮音対策を行っても浮床並の高い防振効果は達成できない。

⑤ 内装壁を浮床上のみで支持し鋼板とは連結部を

有しない方式に遮音対策を併用すると、浮床に近い高い防振効果が得られることが確認できた。この方式だと従来実績の9ホンより大幅に大きな騒音低減効果が期待できる。

## 6. 結 び

本報告は内装壁の効果的な防振支持法を開発する目的で筆者らが昭和56～57年度にかけて行った実験結果をとりまとめ、さらに一括支持法の予備実験結果を加えたものである。合板などの面密度の小さいパネルは、空気音により励振される事は、専門家では衆知の事項と考えられるが、どういう訳か船室の防振内装に関しては、この点に留意した対策が行われていないようである。船には断熱材としてグラスウールが使われているので、断熱性に加えて高周波域での遮音性も備えている高密度のロックウール板を、防振内装時に用いる事が当面最も現実的で効果のある方法といえよう。遮音対策を行うことにより、防振内装による船室の騒音低減効果はかなり向上することが期待できるが、さらに内装の各面を浮床並に向上させるには、新しい防振法を考える必要がある。4.3で述べた一括支持はその有力な方法の一つであるが、実施に移す前に共振や船の動揺等による強度的対策等に併せて、現実的な施工法等の問題を解決しておく必要があり、さらに検討を続ける予定である。終わりに本実験に際し、遮音シートの提供をいただいた東レ株式会社殿にお礼を申し上げます。

## 7. 参 考 文 献

- 1) 原野勝博, 藤井 忍: 船室の防振内装に関する研究 第1報 船舶技術研究所報告第22巻第4号 (昭和60年7月) pp 9～23
- 2) 原野勝博, 藤井 忍: 振動緩衝材による軽量パネルの固体音絶縁について 日本音響学会講演文集 I (昭和56-5) pp85～86
- 3) 日本音響材料協会: 騒音対策ハンドブック (昭和41) p282
- 4) Cremer et al: Structure Borne Sound, Springer Verlag, p510
- 5) 日本音響材料協会: 騒音対策ハンドブック (昭和41), p446, p466
- 6) L. L. Beranek: Noise & Vibration Control, McGraw-Hill, p295, p257
- 7) 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集 (昭和56年9月) pp273～276
- 8) 原野勝博: 防振支持されたフレーム付きパネルの振動特性 日本音響学会講演論文集 (昭和57年10月), pp355～356
- 9) 瀬川正人, 宮本孝夫, 水野一二, 真田政信, 中町都雄: 浮き構造による船舶居住区騒音対策 日本鋼管技報 第9巻第4号 (昭和57年) pp108～112
- 10) 原野勝博, 藤井 忍: 空気音対策による船室の防振内装壁の振動低減効果の向上 日本船用機関学会月例講演会前刷 (昭和60年9月), pp21～24