

(論文)

## 新幹線向けディンプル補強アルミ防音室内床

### Dimpled Aluminum Interior Floors for Interior Sound Reduction in Shinkansen Train Cars



杉本明男\*  
Akio Sugimoto



杵淵雅男\*\*  
Masao Kinefuchi



中川知和\*(工博)  
Dr. Tomokazu Nakagawa



片岡保人\*(工博)  
Dr. Yasuto Kataoka



竹内久司\*\*\*  
Hisashi Takeuchi

New aluminum interior floor panels were developed to reduce interior noise in Shinkansen (bullet train) cars and were adopted in the new Kyushu Shinkansen 800 series trains. Floor-related sound reduction was increased markedly over conventional floors by using a double wall structure consisting of an upper plate and a dimpled lower plate. This structure decreased the sound radiation ratio of the upper plate. Moreover, the rigidity and strength of the floor was maintained, without affecting sound reduction performance, as the many dimples on the lower plate support the upper plate.

まえがき = 新幹線車両の外部構造は、図1に示すとおり、アルミ押出型材製の屋根・側壁・気密床が連続溶接により一体化され、気密性を確保するとともに、防音材の採用により、車内騒音の低減が図られている。一方、乗客の荷重を支える室内床は、気密床のうえに別途設けられており、これには軽量・高剛性なアルミハニカムパネルが使用され、車体の軽量化と歩行振動の低減に貢献している。しかし、アルミハニカムパネルは、高性能スピーカの振動板として使用されるほど、高い音響放射率を有しており、台車から伝搬してくるわずかな振動でも、パネル表面から騒音として音響放射しやすいという欠点がある。

新幹線では、車内騒音の低減と車両の軽量化を同時に達成せねばならず、騒音低減手法として、部材の板厚を

増加するなどの従来法を適用することができない。そこで、音響放射の原点に立返り、室内床の表面板の曲げ剛性(板厚)をパラメータとした音響放射解析を実施し、表面板の厚さと音響放射出力との関係を評価するとともに、表面板の合理的支持方法を検討した。その結果、室内床に求められる剛性と強度とを確保しつつ、騒音を放射する表面板の音響放射率を低減した「ディンプル補強アルミ防音室内床(以下、ディンプル床)」の開発に成功した。この新しい室内床の設計方法は、質量則に基づいた「板厚を増して音響透過損失を向上させる」という従来の考え方から脱皮したものである。

本文では、第一に、室内床表面板の音響放射解析手法について述べ、表面板の音響放射率低減の有効性を検証するために音響放射出力を計算する。第二に、室内床表

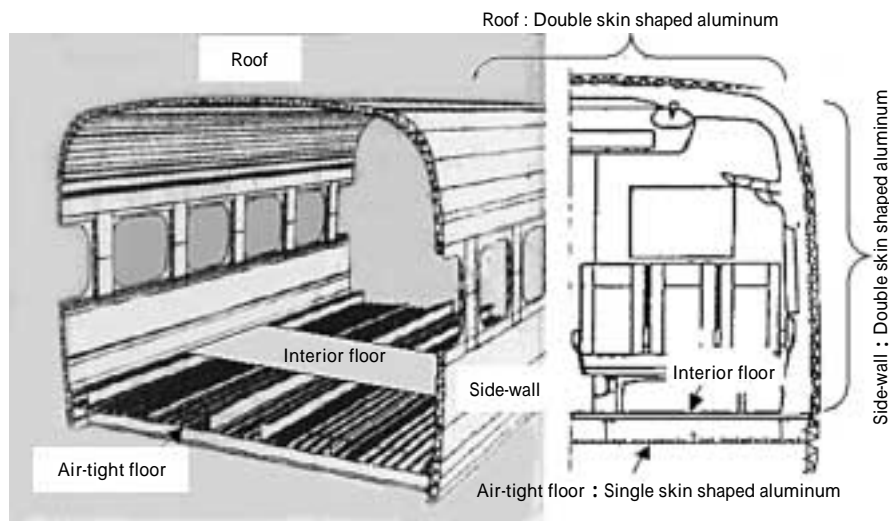


図1 新幹線車両の構造  
Fig. 1 Structure of a train coach " Shin-kan-sen 700 series "

\*技術開発本部 機械研究所 \*\*技術開発本部 材料研究所 \*\*\*アルミ・銅カンパニー アルミ押出・加工品営業部

面板を、補強板に一定間隔で設けた多数の凸部（裏から見るとディンプル）により点支持する2層構造を提案し、実験室での音響試験により提案構造の防音性能を測定した結果について述べる。最後に、提案構造が室内床に求められる構造強度を確保していることを検証するために、構造解析と疲労試験を実施した結果について述べる。

## 1. ディンプル床による防音性能の向上

### 1.1 ディンプル床の構造

図2に、従来の室内床であるアルミハニカムパネルの構造を示す。新幹線に使用されているアルミハニカムパネルは厚さ22mm（上板：アルミ厚1.2mm，中間層：アルミハニカムコア厚20.2mm，下板：アルミ厚0.6mm）であり、騒音放射面である表面板（上板）はアルミハニカムコア（芯材，コアピッチ：1/4インチ＝6.35mm）により下板と強固に一体化されているため，上板のみが局部的に振動することなく，パネル全体が曲げ振動する。これに対し，開発したディンプル床（図3参照）は，平

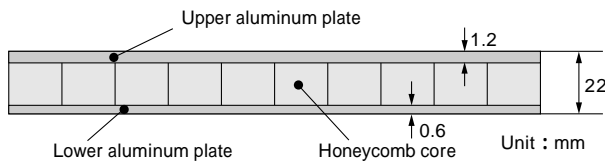


図2 従来の室内床（アルミハニカムパネル）

Fig. 2 Conventional interior floor (aluminum honeycomb panel)

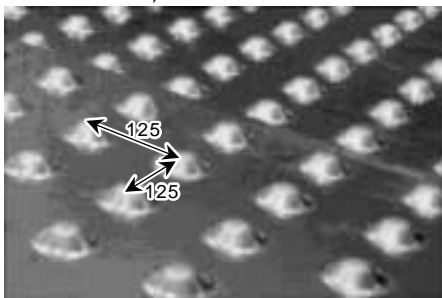
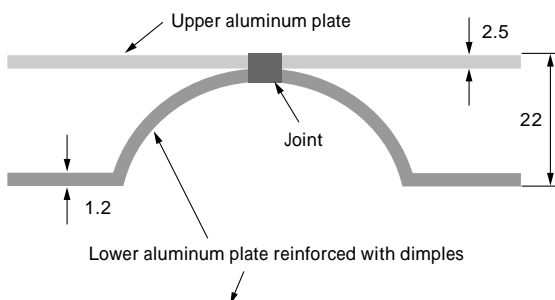


図3 ディンプル補強アルミ防音室内床の構造

Fig. 3 Structure of an aluminum interior floor reinforced with dimples for sound reduction

坦なアルミ表面板と，多数の凸部を125mm間隔で形成させたアルミ補強板（ディンプル補強板と呼ぶ）とで構成され，表面板と補強板とを凸部の頂上部で結合した2重構造を有している。表面板がハニカムコアピッチ（6.35mm）より大きい間隔で支持されるので，局部的に振動して，以下に述べる理由により音響放射率の低減が可能になる。

### 1.2 音響放射率の低減

車輪がレール上を転動する際に生じる転動音や転動振動の作用により気密床に生じた振動が室内床に伝搬し，表面板が振動して室内側に騒音を音響放射する。床表面板から放射される音響出力  $W$  は，表面板の振動速度  $V$  の空間・時間2乗平均を  $V^2$ ，面積を  $S$  とすると，次式により求めることができる<sup>1)</sup>。

$$W = \text{rad} \cdot C \cdot V^2 \cdot S \dots\dots\dots(1)$$

ここで， $C$  はそれぞれ空気密度，空気中の音速であり， $C$  は空気特性インピーダンスと呼ばれ，空気粒子の振動速度  $v$  と音圧  $p$  には  $p = C \cdot v$  なる関係がある。

式(1)において，床の表面振動  $V^2$  が空気粒子の振動  $v^2$  に等しいと仮定すると，右辺のうち  $\text{rad}$  を除く部分は空気粒子の運動エネルギー，すなわち音響出力そのものを表すことになる。したがって， $\text{rad}$  は表面板の振動から空気粒子の振動への変換効率を表すものと考えることができる。このような  $\text{rad}$  は音響放射率 (sound radiation ratio) と呼ばれる。

なお，振動する板の音響放射率を推定する方法には，周辺を単純支持した周長  $P$ ，面積  $S$  の矩形板について  $\text{rad}$  と板の振動周波数  $f$  との関係を近似的に求めた結果が示されており<sup>1)</sup>，コインシデンス周波数  $f_c$  と呼ばれる周波数を境として， $f < f_c$  の周波数領域では， $\text{rad}$  の値は  $f$  に比例して増加し， $f = f_c$  のとき極大値をとり， $f > f_c$  では  $\text{rad}$  は1となる。

これは， $f_c$  において，板に生じる曲げ振動の波長と音波の波長とが一致し，板振動から音波への，または，音波から板振動への変換率が最大となる（コインシデンス現象と呼ぶ）ためであり， $f < f_c$  のとき，板に生じる曲げ波の波長は音の波長に比べて小さくなるので，板に押された空気がすぐ隣の部分に引込まれて体積変化が生じず，板振動から音波への変換率は低い。しかし  $f = f_c$  では，板の曲げ波と音の波長が等しく，板のどの部分でも空気の体積変化が生じ，板振動から音波への変換率はほぼ100%になるというように理解される。ここで， $f_c$  は次式により求めることができる。

$$f_c = C^2 / 2 \cdot \overline{m/B} \dots\dots\dots(2)$$

図2に示した厚さ22mmのアルミハニカムパネルの  $f_c$  は，面密度  $m$ ，曲げ剛性  $B$  を式(2)に代入して393(Hz)となること，トンネル内での新幹線車内騒音は主に1kHz以下であること<sup>2)</sup>から，騒音対策の対象周波数範囲のほとんどの領域を占める  $f_c = 393(\text{Hz}) < f < 1(\text{kHz})$  の範囲でハニカムパネルの音響放射率  $\text{rad}$  が1となることが分かる。したがって，車内騒音の低減対象周波数範囲で音響放射率を低減するには，騒音放射面である表面板のコインシデンス周波数  $f_c$  を1kHz以上に高めればよ

く、大幅な重量増加が認められない新幹線においては、式(2)より表面板の曲げ剛性  $B$  を低減すれば良いことがわかる。つまり、音響放射率の低下は、冒頭で述べたディンプル補強 2 層構造の採用により、表面板の曲げ剛性  $B$  を低減でき、結果的に  $f < f_c$  となることで実現されることが分かる。

ただし、表面板の曲げ剛性  $B$  を低下させると、式(1)における表面振動  $V^2$  が増大する可能性があり、 $v_{rad}$  と  $V^2$  の積が音響出力  $W$  となることから、 $B$  の低下による  $v_{rad}$  の低減が必ずしも、 $W$  の低減につながらない可能性がある。そこで次章では、具体的に室内床表面板の材質と形状を特定して、音響出力  $W$  を計算することにより、表面板の曲げ剛性低下による  $W$  低減の可能性について検討する。

## 2. ディンプル床の防音設計

### 2.1 音響放射出力の数値計算方法

ここでは、表面板の曲げ剛性低減による音響出力低減可能性を探ることを計算の目的とするので、簡単のため図4に示すように、無限バツフル板中に埋込まれた両端支持梁の中央に交番集中荷重  $P$  が作用したときの放射音響出力を 2 次元境界要素法を用いて計算する<sup>3)</sup>。

梁の曲げ振動に関する運動方程式は式(3)で表され、中央に交番集中荷重  $P$  が作用し、両端が単純支持されるという境界条件のもとに解くと、梁の振動速度分布  $v$  は、式(4)のように求められる。

$$E(1+j) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\left. \begin{aligned} y &= Y(x) \exp(j \omega t) \\ Y(x) &= \frac{\sin\{k_b(l-2x)/2\}}{4 A^2 \cos(k_b l/2)} P \\ k_b &= \sqrt[4]{\frac{A^2}{EI\sqrt{1+\frac{A^2}{2}}}} \left\{ \cos\left(\frac{d}{4}\right) - j \sin\left(\frac{d}{4}\right) \right\} \quad \dots\dots\dots(4) \\ d &= \tan^{-1}\left(\frac{A}{2EI}\right) \\ v &= j \omega Y \end{aligned} \right\}$$

ここで、 $x$  は梁の中央を原点とした長手方向座標、 $y$ 、 $Y$  はそれぞれ梁の変位と変位振幅、 $v$  は振動速度振幅を表し、 $E$ 、 $I$  はそれぞれ梁の曲げ剛性、損失係数である。また、 $A$ 、 $l$  は梁の密度、断面積、長さ、 $j$  は、角振動速度、虚数単位である。

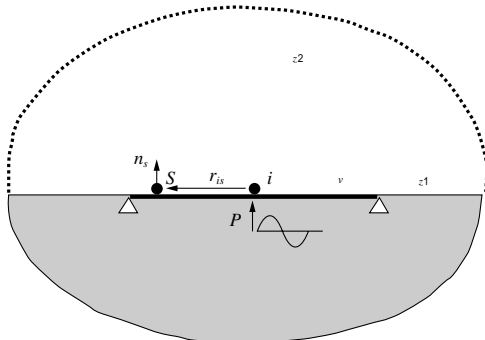


図4 振動梁により生じる音場の境界要素モデルにおける境界  $v$ 、 $z$   
Fig. 4 Boundary  $v$  and  $z$  in BEM model of sound field caused by vibrating beam

図4中、境界  $v$  で囲まれる空間  $v$  の上の点  $s$  と空間内の任意の点  $i$  に関する音場の境界積分方程式は、

$$\left. \begin{aligned} C p_i &= \int_v \left\{ \frac{1}{2j} H_0^{(2)}(kr_{is}) \cos \theta \right\} dV \\ &\quad - \int_{z_1}^{z_2} \left\{ \frac{1}{2} \frac{a p_s}{Z_s} H_0^{(2)}(kr_{is}) \right\} dV \\ &\quad - \frac{1}{2j} \int_v \left\{ v_j \frac{a}{v} H_0^{(2)}(kr_{is}) \right\} dV \quad \dots\dots\dots(5) \\ C &= \begin{cases} 0 & i / ( \text{ or } ) \\ 1 & i \\ 2 & i \end{cases} \end{aligned} \right\}$$

となる。ここで、 $p_i$  は点  $i$  における音圧、 $Z_s$  は点  $s$  における境界のインピーダンス、 $a$  は空気密度である。

また、境界  $v$  を  $n$  個の要素  $e_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ) に離散化し、加振境界  $v$  (要素  $e_i$ ,  $i = 1, \dots, m$ ) と、インピーダンス境界  $z$  (要素  $e_i$ ,  $i = m+1, \dots, n$ ) に分割すると、全ての境界要素  $e_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ) 上の音圧  $p_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ) と粒子速度  $v_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ) の関係は、式(6)で表される。

$$\left. \begin{aligned} p_i &= \sum_{s=1}^n p_s \frac{1}{2} \left\{ H_0^{(2)}(kr_{is}) \cos \theta \right\} dV \\ &\quad - \sum_{s=m+1}^n \frac{a p_s}{2 Z_s} \int_{e_s} H_0^{(2)}(kr_{is}) dV \\ &\quad - \sum_{s=1}^m \frac{a v_s}{2} \int_{e_s} H_0^{(2)}(kr_{is}) dV \quad \dots\dots\dots(6) \end{aligned} \right\}$$

ここで、 $k$ 、 $C$  はそれぞれ、波長定数  $1/C$ 、空気中の音速であり、 $r_{is}$  は領域内の点  $i$  から点  $s$  までの距離、 $H_0^{(2)}$ 、 $H_1^{(2)}$  はそれぞれ零次、1 次の第 2 種ハンケル関数、 $\int_{e_s} dV$  は要素  $e_s$  に関する線積分、 $\theta$  は点  $i$  から要素  $e_s$  へ向かうベクトル  $r_{is}$  と要素  $e_s$  の外向法線  $n_s$  のなす角である。

いま、図4に示すように、点  $i$  を梁上の任意の点とすると、要素  $e_s$  が境界  $z_1$  上のとき、 $\theta$  は常に  $\pi/2$  となり、また、無限遠方にある境界  $z_2$  上で  $p_s$  が零となるので、式(6)右辺第 1 項は零となる。また、バツフル板表面のインピーダンス  $Z_s$  は無限大であるので、第 2 項も零となる。したがって、結局、第 3 項のみを計算すればよいことが分かる。

梁から放射される音響出力  $W$  は、境界要素  $e_s$  上の音圧  $p_i$  と振動速度の複素共役  $v_i^*$  との積の実部に要素長さ  $l_i$  を掛けて、梁の長さについて総和をとることによって、次式により求めることができる。

$$W = \sum_{i=1}^m [ \text{Re} \{ p_i \cdot v_i^* \} ] l_i \quad \dots\dots\dots(7)$$

### 2.2 数値計算結果

式(4) ~ (7) を用いて、厚さ 22mm のアルミニウムパネルと厚さ 2.5mm のアルミ板(ディンプル床の表面板)について音響出力を計算した。ここで、ディンプル床表面板の板厚はヒール強度(ハイヒールによるかかと荷重に対する強度)を満足する板厚下限値から 2.5mm と決定した。計算に際しては、梁の長さを 1 m に固定し、アルミニウムパネルの損失係数は 0.05、アルミ板は 0.05 と 0.1、梁の要素分割数は 80 とした。音響出力  $W$  の計算結果を図5に示す。また、音響出力  $W$  を振動速度の空間・時間 2 乗平均  $V^2$  で除すことにより音響放射率  $\sigma_{rad}$  を

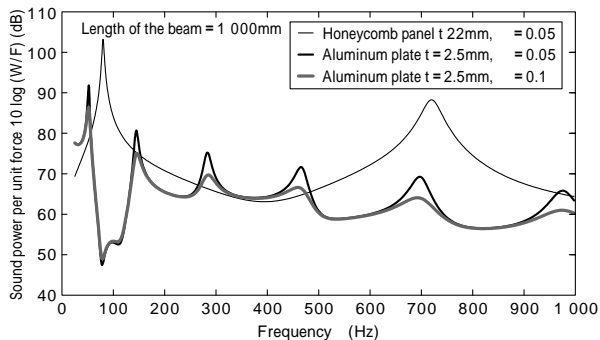


図5 中点加振両端支持梁からの放射音響出力計算結果

Fig. 5 Calculated result of radiated sound power from a simply supported beam excited at the midpoint

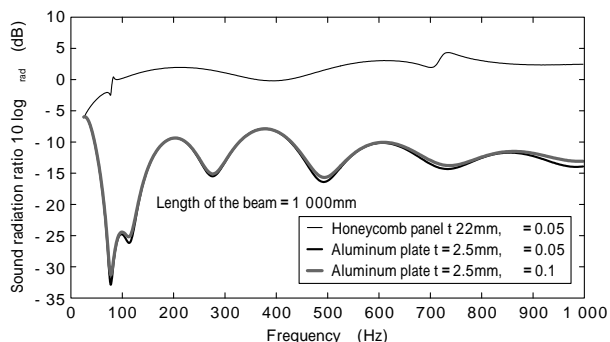


図6 中点加振両端支持梁の音響放射率計算結果

Fig. 6 Calculated result of sound radiation ratio of a simply supported beam excited at the midpoint

計算した結果を図6に示す。

図5より板厚2.5mmのアルミ表面板(損失係数 = 0.05)から放射される音響出力  $W$  は、ハニカムパネルの共振周波数である80, 725Hz近傍で、ハニカムよりもそれぞれ11, 19dB小さいことが分かる。さらに、アルミ板の損失係数を0.1に増大させると、 $W$ の値は、さらに5~6dB低減することが分かる。また、図6よりアルミ板の音響放射率  $rad$  は、50~1kHzの周波数範囲で、ハニカムよりおおむね10dB程度低く、ハニカムの放射率はコインシデンス周波数よりも低い85Hz以上で1を超えていることが分かる。

以上のことから、ハニカムよりも曲げ剛性の低い、厚さ2.5mmのアルミ板でも、音響放射率の低減により音響出力をハニカムより大幅に低減できる可能性があることが分かった。しかしながら、厚さ2.5mmのアルミ板を表面板として用いるだけでは、ハニカムパネルに匹敵する剛性と強度を実現することはできない。そこで、表面板を補強骨などのように線で支持するのではなく点で支持すれば、表面板の曲げ剛性を大幅に増大せずに、低い音響放射率を維持し、床として必要な床全体の曲げ剛性と強度を確保できるのではないかと推定される。具体的には、適切な間隔でプレス加工により成形した多数の凸部を有するアルミ板を下板(図3参照)とし、凸部の頭頂部にて上板(表面板)となる厚さ2.5mm以上のアルミ板を接合した構造(下から見ると多数の凹部、すなわちディンプルが形成されることから、ディンプル補強防音構造と呼ぶことにする)により、防音性能、曲げ剛性、強度の同時達成を目指すこととした。

## 2.3 実験室での防音性能測定結果

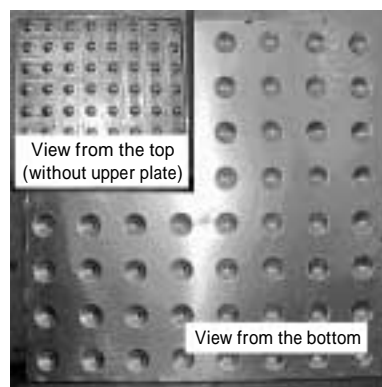
前節で述べた推定により、騒音対策の対象周波数範囲でハニカムよりも10dB程度優れた防音性能をディンプル床により達成できるかどうかを確認するため、幅1m、長さ1mのディンプル床試験体を製作し、残響室を用いて防音性能(機械加振力が作用する場合の放射音響出力、および音圧加振力が作用する場合の音響透過損失)を測定した。

### 1) 試験体

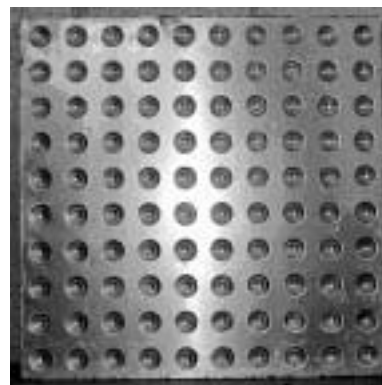
厚さ3mmのアルミ板上板(表面板)、厚さ1.2mmのアルミ板を下板(補強板)とし、下板の上面に底面直径が60mm、上面直径が10mmの円錐台形状の凸部を模擬した成形品を100mm間隔、または、125mm間隔で接着した。なお製品では、プレス成形により1枚のアルミ下板に多数のディンプルを形成することを想定し、下板の凸部直下の直径60mmの円形部分を切断により除去した。上板と下板とは、凸部の頭頂部でスポット溶接により接合した。試験体外観を写真1に示す。

### 2) 防音性能測定結果

加振器により試験体下板周辺の1点を加振したとき(機械加振)の、上面から放射される音響出力を測定し、単位加振力当たりの音響出力を求めた結果を図7に示す。また、残響室内に設置されたスピーカにより試験体を音響加振したときの、音響透過損失を測定した結果を図8に示す。両図より、ディンプルの設置間隔が125mmの場合には、機械加振の場合でも音響加振の場合でも、



a) Specimen with dimples spaced out 125mm



b) Specimen with dimples spaced out 100mm

Thickness : t22mm(upper layer : Al t3, middle layer : none, lower layer : Al t1.2), width : 1000mm, height : 1000mm

写真1 防音性能評価用試験体

Photo 1 Specimens for evaluation of sound barrier performances

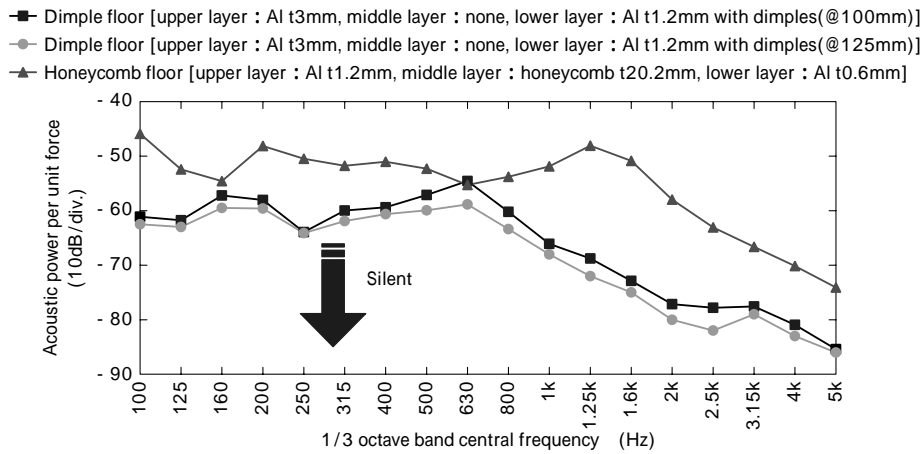


図7 機械加振に対する防音性能（単位加振力あたりの音響出力）測定結果

Fig. 7 Measured result of sound barrier performance to mechanical excitation (acoustic power per unit force)

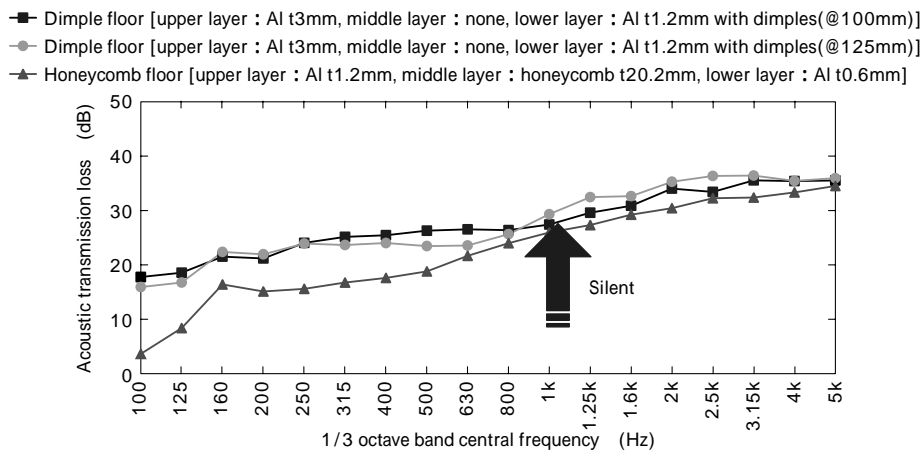


図8 音響加振に対する防音性能（音響透過損失）測定結果

Fig. 8 Measured result of sound barrier performance to acoustic excitation (acoustic transmission loss)

全ての周波数において、ハニカムパネルよりも防音性能が優れていることが確認された。

とくに、先述した新幹線の車内騒音がトンネル内では主に1kHz以下となること<sup>2)</sup>を考慮すると、評価周波数の範囲で波長が長く、一般に騒音対策が最も困難とされる最低周波数100Hzにおいて、機械加振に対して16.6dB、音響加振に対して12.3dBの優れた防音効果改善量を確認することができた。

### 3. ディンプル床の構造検証

ディンプル床を新幹線などの車両に用いる場合、椅子および歩行者荷重に対して、たわみおよび応力を所定の制限値以下に収める必要がある。このために、ディンプル床構造各部の強度データを取得するとともに、たわみと応力を照査できる構造解析ソフトウェアを開発した。

まず、強度試験に関しては種々のものを実施しているが、ここでは、ディンプル板と表面板のスポット溶接部の疲労試験結果を示す。通常、スポット溶接部の強度評価には、引張せん断試験片（せん断荷重）やクロステンション試験片（はく離荷重）などが用いられる。これらの試験データを用いる場合、スポット溶接部に作用する荷重の、せん断成分やはく離成分を同定する必要があるが、スポット溶接位置と載荷位置の相対関係や、ディンプル床のサポート状況などにより変化し、また歩行者の

移動を考慮する必要があるなど、簡単ではない。一方、ディンプル床に作用する荷重は床面に垂直であり、主として床のたわみによりスポット溶接部に荷重が作用すると考えられる。そこで、今回は実物より一部を切出した試験体を用い、床面に垂直に集中荷重を載荷する疲労試験を計画した。用いた試験体の寸法は290×240×20mm（表面板厚さ3.0mm、ディンプル板厚さ1.2mm）で、直径60mmのディンプルが4個配置されている。試験状況を写真2に示す。試験体は2辺で固定し、床のたわみが最大となるよう、4つのディンプルの中央部に集中荷重を載荷した。写真3に、き裂発生状況を示す。板厚の小さなディンプル板側のスポット溶接部に疲労き裂が発生している。図9に得られたS-N曲線を示す。図より10<sup>7</sup>回の繰返しに対しても荷重範囲は2kN以上あり、十分な疲労強度を有しているといえる。

つぎに、開発した構造解析ソフトウェアについて触れる。本ソフトウェアでは、設計時間を短縮するために、ディンプル床を1枚の等価な平面板に置換して、載荷された荷重に対するたわみと応力を有限要素法により求めている。等価板に置換する場合、せん断剛性と曲げ剛性を独立に定義できるようにしているため、ディンプル床特有の変形を考慮することが可能である。この2種類の等価剛性は、実際のディンプル形状を詳細にモデル化した詳細解析結果とほぼ一致するように決定した。専用の

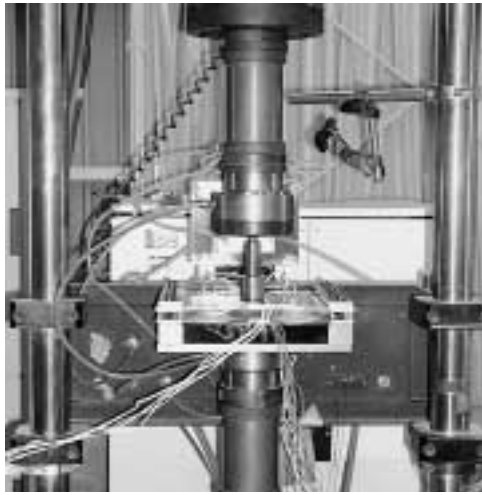


写真 2 疲労試験状況  
Photo 2 Fatigue test of dimple floor

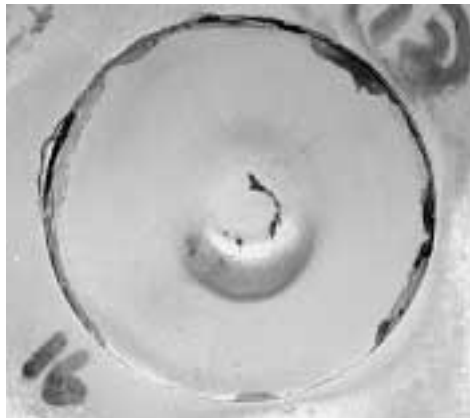


写真 3 デンプル板に発生した疲労き裂  
Photo 3 Fatigue cracks occurred in dimple plate

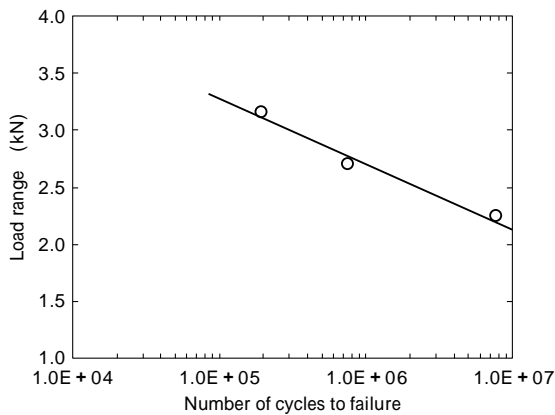


図 9 デンプル床スポット接合部の疲労曲線  
Fig. 9 S-N curve of spot welded joint for dimple floor

GUI を備えているために、パソコンにて1ケース当たり数分間で計算結果が得られる。

以上のような、種々の強度試験データと専用構造解析ソフトウェアによって、軽量かつ構造上問題の無いディンプル床を、短時間で設計することが可能になった。

むすび = 音響放射面である床表面板の剛性を低下させるという、これまでの常識からいえば逆の方法となる、ディンプル補強防音構造の採用により、室内床に求められる構造強度を満たしつつ、従来の室内床を大幅に上回る防音性能を達成することに成功した。本構造は、04年3月に開業した九州新幹線800系つばめの台車上部に室内床としてはじめて採用された。最後に、本技術の実用化に際して、株式会社日立製作所殿より数多くのご指導とご協力を戴いたことに対し、深甚の謝意を表します。

#### 参 考 文 献

- 1) Edited by Leo L. Beranek : Noise and Vibration Control, (1971) p.290, McGraw-Hill book Co.
- 2) 吉村慎一郎ほか：日本機械学会第5回交通・物流部門大会講演論文集, No.96-51 (1996) p.2301.
- 3) 杉本明男ほか：日本機械学会 D&D'97, 21世紀のダンピング技術シンポジウム講演論文集, No.97-10-1 (1997) p.93 .