

自動車用防音材料の開発

Development of Noise Control Materials for Automobiles

山下 剛* 中村 光 勇*
Tsuyoshi Yamashita Mitsuo Nakamura

要 旨

車室内騒音の低減を目的とした防音材は、重量と性能との比例関係が強く、軽量化は重要な課題となっている。今回、防音材の開発に際し、吸音層のノーマル音響インピーダンスと制振材の厚み比に着目し、音響性能との関連を明確にし、材料の特性改良を行った。

その結果、ダッシュボード遮音材としては、新しく開発したポリウレタンフォームを吸音層とし、またフロア制振材としては、アスファルトをベースとした発泡化技術の開発により、軽量化をはかると同時に性能の向上が得られた。

ABSTRACT

The purpose of noise control materials is to reduce the interior noise level in automobiles. Weight reduction is an important aspect, as the performance of the materials is strongly related with the weight of the materials used.

In the process of developing noise controlling materials with enhanced performance, we identified the effect of ratio of normal impedance of the absorption layer to its thickness on the acoustic performance of the material. As a result, we were able to develop a series of light and effective noise/resonance-control materials. These include, among others: polyurethane foam to absorb noise for dashboard; and foamed asphalt sheet to damp vibration for the floor.

1. ま え が き

自動車の商品性の中で、静粛性は乗員の快適性の確保という意味で、近年その向上がますます求められ、さらには車室内音の音質の改善にまで至っている。この傾向は、高級車のみならず大衆車にまで及んでいるのが現状である。

自動車の静粛性を確保する方法として、騒音・振動源とその伝達経路での対策および、侵入・伝達を肯定したうえでの防音材を含めたボディ側での対策の二種類に分けられる。特に防音材の適用に関しては、重量パラメータが効果に対する大きな影響因子であることから、防音材のより厳格な重量管理が求められている。また一方では、より静粛性の優れた車の開発も商品ニーズであり、この結果、軽量で性能の優れた防音材の開発が必要

となっている。

ここでは、軽量化と性能向上を目的とした自動車用防音材料として開発した遮音材と制振材について、性能面からの試験データとともに、実車への適用例を報告する。

2. 車室内音と防音材の位置づけ

図1に示すように、車室内音は現象面から、こもり音・エンジン中高周波音・ロードノイズ・風騒音等に分類することができる。これらは振動源から様々な伝達系を介在して車体に伝わり音として放射するもの(固体伝播音)、及び隔壁・隙間等を通してくるもの(空気伝播音)の二つに大きく分けることができる。これら車室内音の防音材による低減対策として、振動伝達による固体

* 栃木研究所

音の放射についてはダンピング材の適用、透過侵入音に対しては遮音材・吸音材の適用が一般的であり、これらの適用例を図2に示す。

エンジンルームとキャビンとの隔壁部（ダッシュボードパネル）には、キャビン側にダンピング材と遮音材が、フロア部にはダンピング材、カーペット裏にはクッション材を兼ねた吸・遮音材が適用され、また、一部の車によっては、ルーフ、エンジンルーム内等に吸音材が適用されている。これらの防音材料も音源の寄与率、及び性状等を的確に把握し、これを念頭において材料選択を行

わなければ、必ずしも十分な効果を得られないこともあるので注意が必要である。

3. 防音材開発

今回、防音材の開発・適用に際し

- (1) ダンピング性能・遮音性能・吸音性能の向上の為には材料として、どのような性質をもつべきか
- (2) その材料のもつ性能を十分発揮させるためにはどういう構造をとる必要があるかの二点に着目して、特にダッシュボード遮音材と

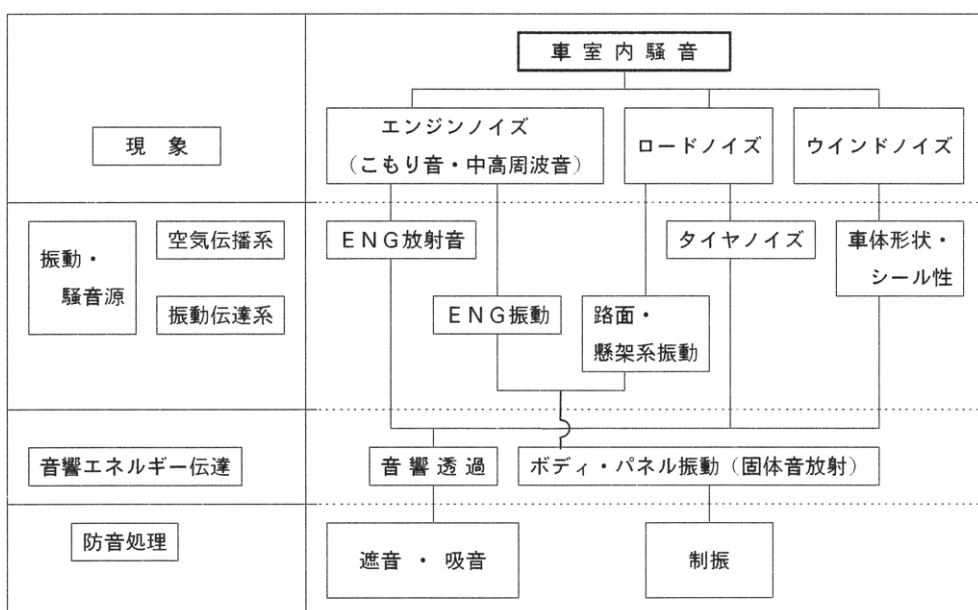


図1 車室内騒音要因と防音材の位置づけ

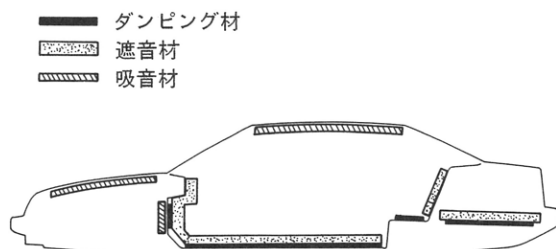


図2 防音材の適用例

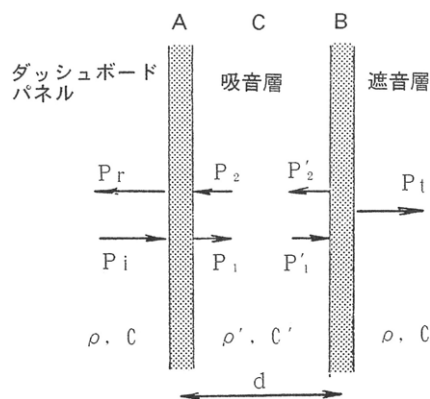


図3 ダッシュボード3層遮音構造モデル

フロアのダンピング材についての性能向上を行った。

3.1. 遮音材の性能

ダッシュボードの遮音構造は、図3に示すように、部分的にダンピング材が施工されたダッシュボードパネル(A)、吸音層(C)及び遮音層(B)の3層構造をとっているのが通例である。これを次に示す様な単純モデルにて、遮音性能予測を試みた。

距離dを隔てた、薄い均質壁A、Bのサンドイッチ構造を想定する。音圧Piの平面波が、隔壁Aに垂直に入射するとき、A面においては反射波Prと透過波P₁、B面で反射してもどった波P₂が存在する。B面においては、媒質C中の伝搬波P'₁、反射波P'₂が働き、透過波Ptを生ずる。

音圧のつり合い条件から

$$A \text{ 面では } (P_i + P_r) - (P_1 + P_2) = Z_A u_A \quad \cdots \textcircled{1}$$

$$B \text{ 面では } (P'_1 + P'_2) - P_t = Z_B u_B \quad \cdots \textcircled{2}$$

u_A , u_B , Z_A , Z_B は、隔壁A、Bでの粒子速度、音響インピーダンス密度

粒子速度の連続条件から

$$A \text{ 面では } \frac{P_i - P_r}{\rho C} = \frac{P_1 - P_2}{\rho' C'} = u_A \quad \cdots \textcircled{3}$$

$$B \text{ 面では } \frac{P'_1 - P'_2}{\rho' C'} = \frac{P_t}{\rho C} = u_B \quad \cdots \textcircled{4}$$

ρ , C , は媒質C以外、 ρ' , C' は、媒質Cの

密度と音速

A, B 面に対しては質量効果のみ考えれば、運動方程式から

$$Z_A = i\omega m_A, \quad Z_B = i\omega m_B \quad \cdots \textcircled{5}$$

m_A , m_B は隔壁A, Bの質量

とおいてよい。

さらに、媒質C中での減衰を考慮するために、

P'_1 , P'_2 を

$$P'_1 = P_1 e^{-(ad + ikd)}, \quad P'_2 = P_2 e^{(ad + ikd)} \quad \cdots \textcircled{6}$$

a: 減衰定数, k: 波長定数, d: AB間距離

とおいて、①～⑥式より

$$TL = 10 \log |P_i / P_t|^2 \quad \cdots \textcircled{7}$$

により、サンドイッチ構造の透過損失 (Transmission Loss; TL) を算出した。⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

車に使用されている一般的なダッシュボード遮音材をこれにより計算した結果の一例 (隔壁Bの重量の影響、隔壁間媒質Cの厚みの影響) を図4、5に示す。

これらの結果より判る様に媒質Cが、バネの作用をし、中周波領域に、マス・バネ系の共鳴透過域をもち、これより上の周波数帯域では、TLは大きくなる。隔壁Bの重量の増加、媒質Cの厚みの増加とともに共鳴周波数は低周波数側に移動し、高周波領域のTLは向上する。また、この遮音性能は隔壁Aの質量、媒質Cの密度、減衰率によっても変化する。

自動車用遮音材として、国内では約20年前にフェルトに遮音層が付いたタイプのものが出現して

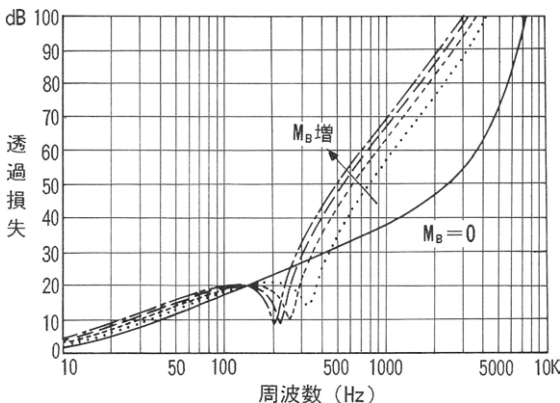


図4 遮音量計算予測 ～(1)
(隔壁Bの重量 M_B の影響)

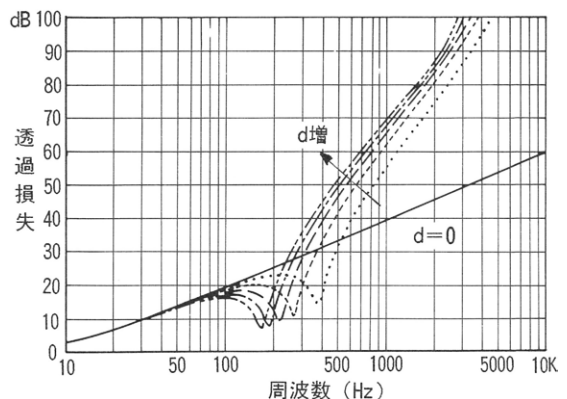


図5 遮音量計算予測 ～(2)
(隔壁間媒質Cの厚さdの影響)

以来、コスト、性能面の優位性から、現在でもこのタイプが主流となっている。一方、ヨーロッパ等においては、これ以外にウレタンフォームを吸音層にしたものが使用されており、各メーカーによりその使用状況が異なっている。実例として、現在使用されているこれらの遮音材の遮音性能の一例を図6に示す。フェルトを吸音層に用いたタイプは、共鳴周波数が低周波域に存在し、ウレタンフォームを吸音層に用いたタイプは、フェルトタイプに比べると共鳴周波数は高周波側にあり、高周波領域での性能が低下している。これは従来のウレタンフォームは、フェルトに比べ弾性率が高く、また音響インピーダンスも高いため、(図7)その結果として、マス・バネ系の共鳴周波数が、高周波側に移動し、同時に高周波領域の遮音性能が低下している。

また、面密度一定のものをプレス成形する様なフェルトタイプでは厚みが減少すると密度が増加し、さらに厚み減少分が加わって共鳴周波数が上り、高周波領域での性能が大巾に低下する。(図8)

以上述べてきた如く三層タイプの遮音構造の場合、吸音層の性能で遮音性能が決定される。この結果、吸音層にフェルトを用いた場合、面密度に

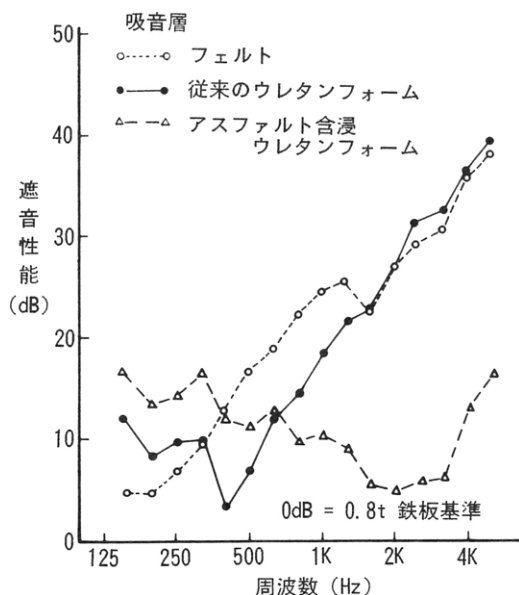


図6 ダッシュボード遮音材の遮音性能～(1)
(市場における代表的使用材料例)

よるチューニングが性能を支配する主要因となるのに対し、ウレタンフォーム材を用いた場合、密度、粘性(ダンピング)、弾性率等、音響特性に対する自由度は大きい。(表1)

一例として、硬度を変化させた場合の遮音性能結果を図9に示す。硬度を約4倍変化させた場合、高周波域の性能が大巾に低下することが判る。

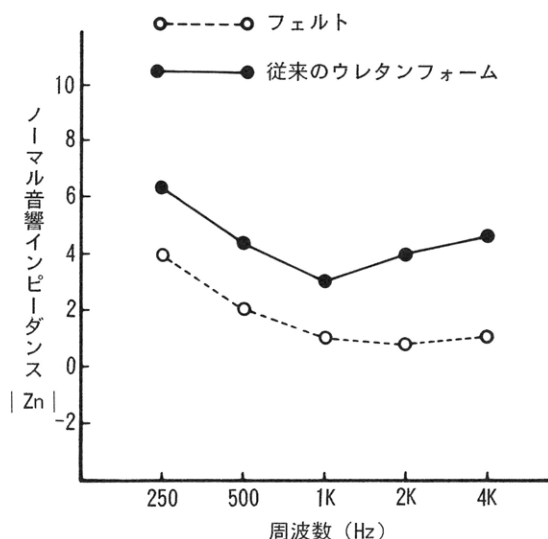


図7 吸音層のノーマル音響インピーダンス

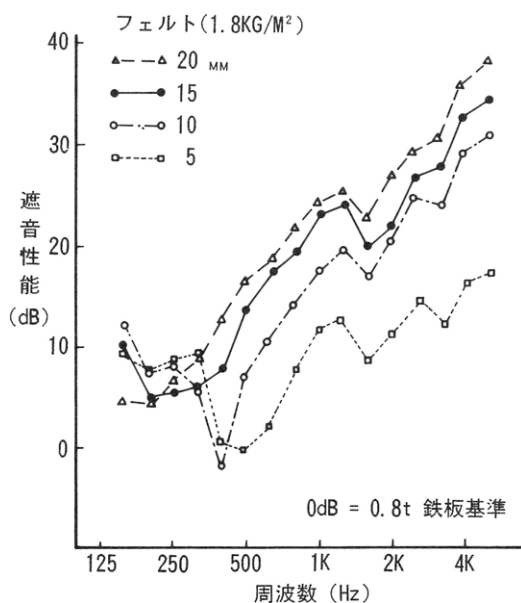


図8 ダッシュボード遮音材の遮音性能～(2)
(厚さの影響)

表1 吸音層による音響特性因子対比表

フェルト	ウレタンフォーム
密度	密度
厚み	厚み
	弾性率
	粘性 (ダンピング)
	硬 度
	連泡率
	セルサイズ
	etc.

今回はダッシュボード遮音材に使用される材料として

- (1) ダンピング付与による中周波の共鳴透過領域の改善
- (2) 吸音層の厚みの小さい部位の遮音性能低下の改善

の二つを目標に上記因子を種々変化させた結果、最終的に新しく開発したウレタンフォーム材により、目標を達成できる材料が得られ、加えて軽量化を図ることができた。(図 10, 11)

また、ダンピング性を有するウレタンフォーム材では、フェルト材に比べ制振性能が格段に高く

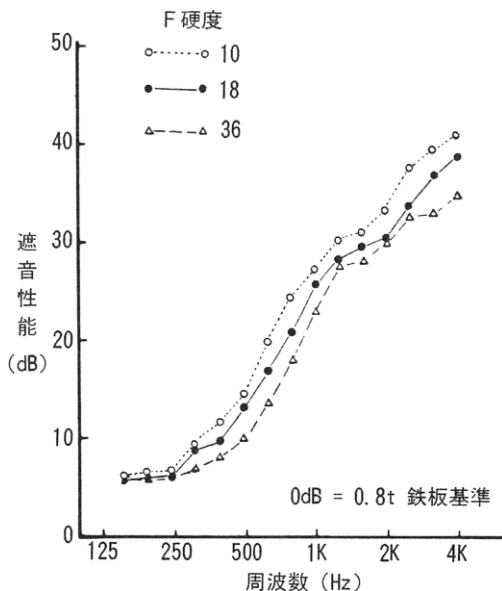


図9 ウレタンフォーム遮音材の遮音性能～(3) (硬度の影響)

(図 12)、密着性を確保しつつ施工すれば制振による固体音の低減も得られる。

3.2. ダンピング材の性能

ダンピング材には図 13 に示す様に、非拘束型、拘束型の 2 種類があり、これら振動のメカニズムは異なる。また、ダンピング性能も各構成材料の

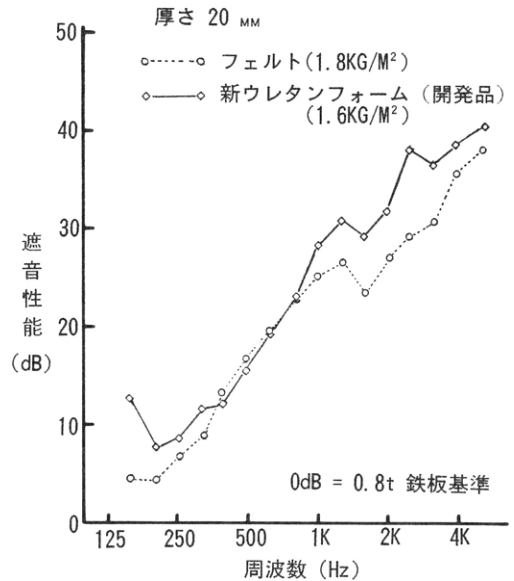


図 10 ダッシュボード遮音材の遮音性能

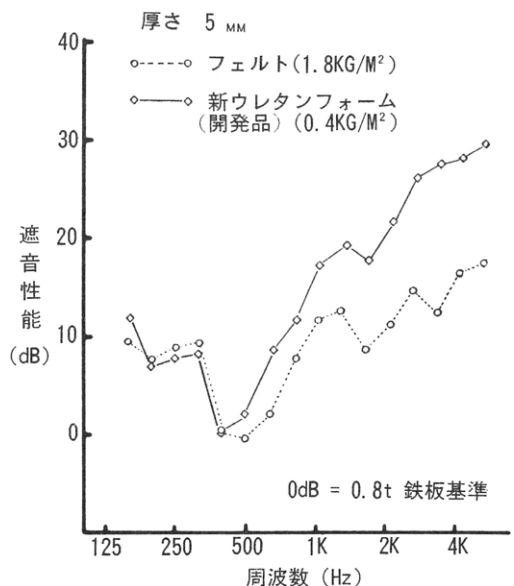


図 11 ダッシュボード遮音材の遮音性能

もつ性能により異なり、図 14 に示す様な温度特性を有するものが一般的である。

今回はこのうち非拘束型制振材の開発を行った。制振材の特性は、一般に損失係数で表され、非拘束型では次式で近似できる。⁽¹⁾⁽⁴⁾

$$\eta \approx 14 \eta_2 \cdot \frac{E_2}{E_1} \cdot \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^2 \dots\dots\dots (8)$$

η : 複合材としての損失係数

η_2 : 制振材の損失係数

E_1, E_2 : 基板と制振材のヤング率

h_1, h_2 : 基板と制振材の厚さ

本式から判る様に制振性の向上は $\eta_2 \cdot E_2$ 即ち制振材自身の損失弾性率 (Loss Modulus) の向上、または、厚み比の向上を狙うことにより達成できる。 $\eta_2 \cdot E_2$ の向上としては充填剤、主剤等の配合変更による方法が一般に行われ、鱗片状充填剤の混入等が効果的である。また、一部の高級車に

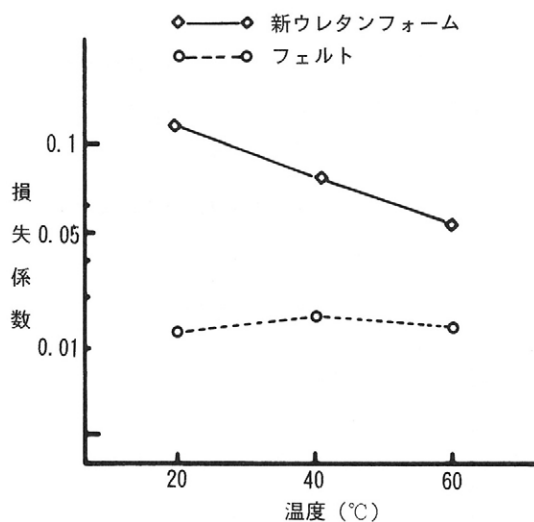


図 12 2層構造型遮音材の損失係数

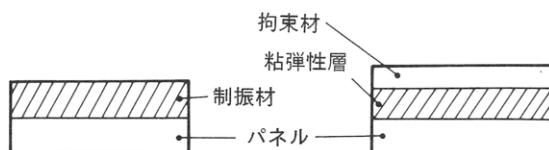


図 13 制振材の種類

用いられている様な、主剤としてアスファルトの他に樹脂をブレンドしたものもある。これらの性能例を図 15 に示す。ただし、これらはいずれも原材料が高価なために製品としてもコストが高くなっている。また、後者の厚み比向上は、単純には厚みを上げることにより図 16 に示す様に性能は向上するが、重量が増えるという欠点がある。

しかし、密度を大巾に下げ、結果として厚み比を

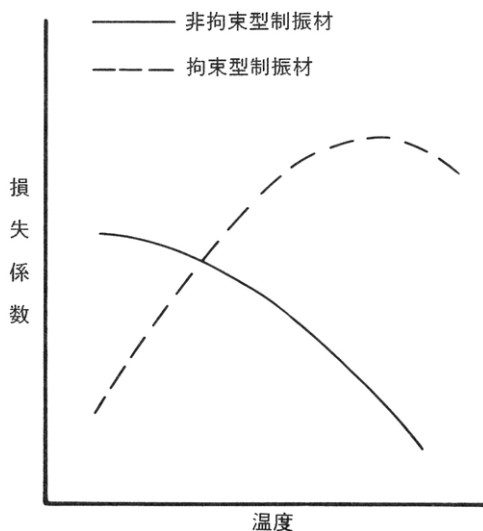


図 14 制振材の損失係数

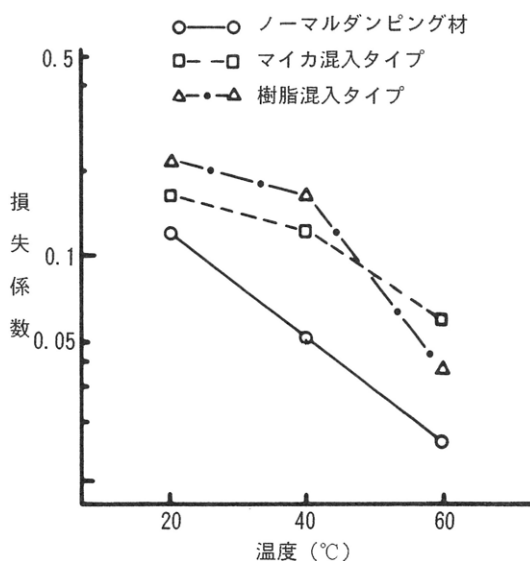


図 15 非拘束型制振材の損失係数

上げることができれば重量増加なしに制振性の向上が達成できる。

上記の観点から今回はアスファルトダンピング材に対して、低比重化による厚み比向上を目的として材料に改良を行った。

具体的には、アスファルト系制振材に発泡剤を加えラインの塗装炉熱により発泡、厚み比向上をはかるタイプを開発した。発泡倍率と性能との関係を図 17 に示す。発泡倍率の増加とともに性能は向上し、ほぼ 1.5～1.6 倍で十分な性能が得られコ

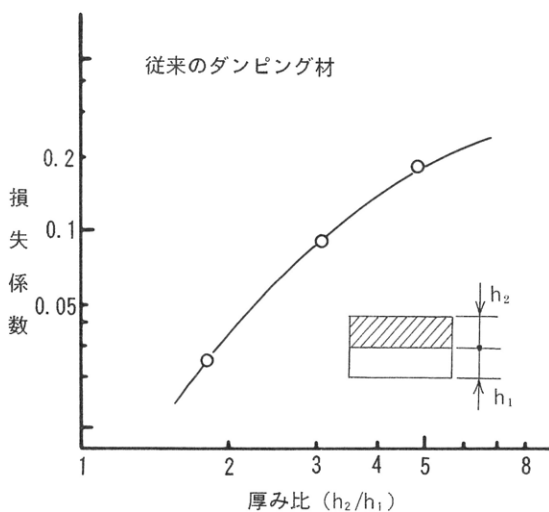


図 16 非拘束型制振材の損失係数
(厚み比の影響)

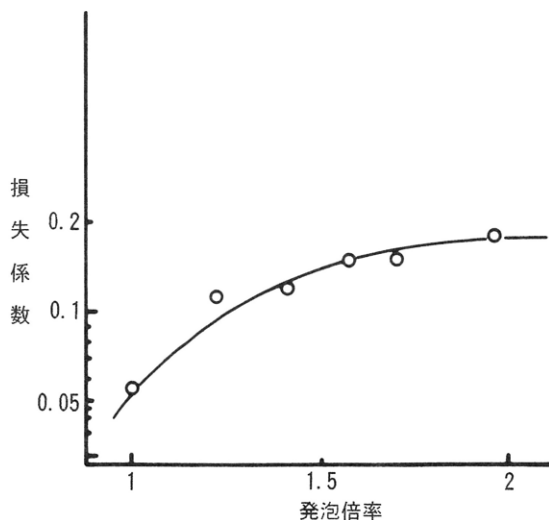


図 17 非拘束型制振材の損失係数
(発泡倍率による差)

スト面からもこの倍率を採用した。従来品との性能比較例を図 18、19 に示す。重量比較でみると従来品に比べ大巾に性能は向上しており、従来品と同性能を得るとすれば、約 50% の軽量化が達成できた。

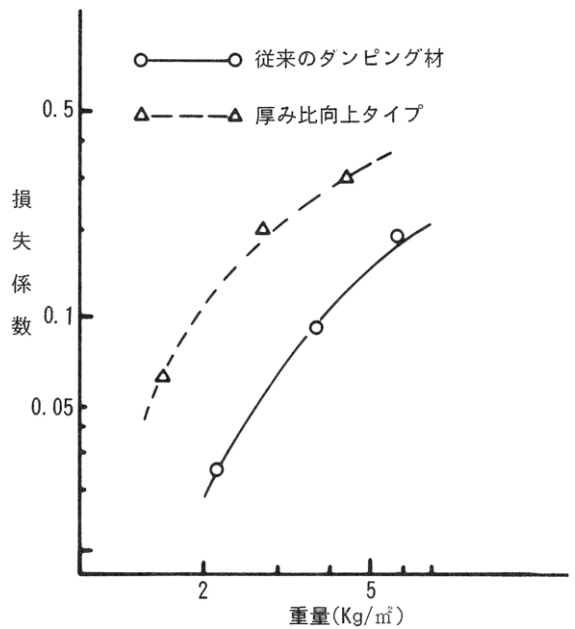


図 18 非拘束型制振材の損失係数

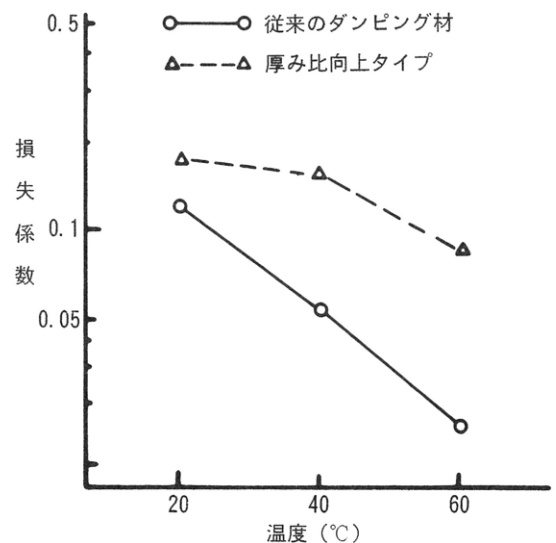


図 19 非拘束型制振材の損失係数

4. 実車への適用

ここでは、今回開発した防音材を、大衆車に適用した一例を紹介する。

防音材適用にあたっては、まずその車のもつ音響的性状を把握する必要がある。そこで車室内の音場把握を行うためにエンジンからの室内放射音と、足廻りの入力に起因した室内放射音(ロードノイズ)の二例に関して音響インテンシティ法を用い解析した。エンジンノイズによる車室内音響インテンシティベクトルの一例を図20に示す。

中周波音の音響エネルギーは、ダッシュボードから放射されりや席に向かって流れているのが判る。そこでダッシュボード遮音材としては、中周波で遮音性能のすぐれた新開発の軽量ウレタンフォームタイプを適用した。また、ロードノイズに起因した音響インテンシティベクトルを図21に示す。音響エネルギーは、フロアからりや席に向かって流れているのが判る。フロアは面積も大きいことか

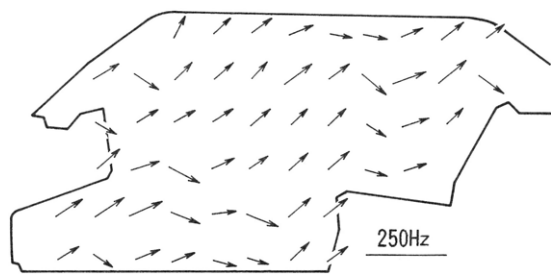


図20 エンジンノイズに起因した
車室内音響インテンシティベクトル

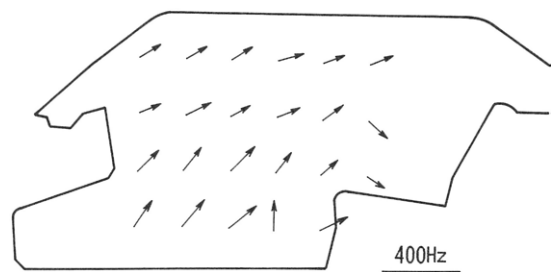


図21 ロードノイズに起因した
車室内音響インテンシティベクトル

ら軽量で高ダンピングな制振材が要求され、今回開発の厚み比向上タイプを適用した。

この結果、今回開発の防音材を適用することにより、エンジンノイズ成分を1dB、ロードノイズ成分を1dB低減でき、最終的には他の対策(騒音・振動源での対策等)を含め、従来車に比べ車室内騒音を2dB低減できた。(図22)

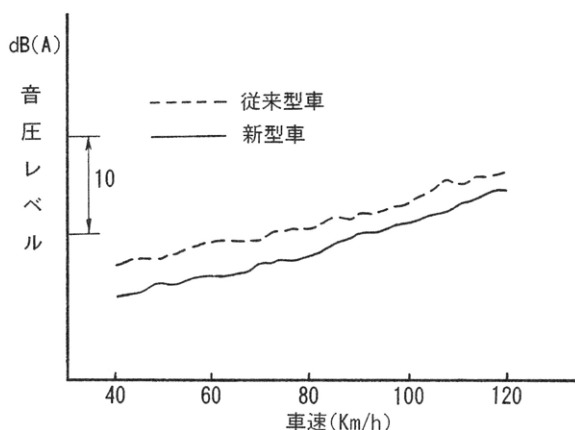


図22 走行時車室内騒音

5. まとめ

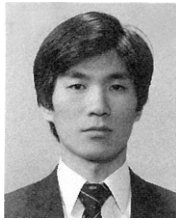
車室内音の低減手法として、防音材の材料面からの改良アプローチを行い、軽量化と性能向上という、防音材にとっての相反する要素を満足する新しい遮音材、制振材を開発することができ、今後順次、量産車へ適用して行く。

また今後とも、自動車の軽量化と性能向上は重要な技術課題であり、防音材料においても、従来の製品にとらわれることなく目標性能を明確にし、原材料の選定を含め改良・開発を行っていく必要がある。

参考文献

- (1) 日本音響材料協会編, “騒音・振動対策ハンドブック”; 技報堂出版
- (2) 久我新一, “遮音材料”; 技報堂出版
- (3) 子安勝, “吸音材料”; 技報堂出版
- (4) LEO L. BERANEK, “NOISE AND VIBRATION CONTROL”; McGraw-Hill Book Co.

■著 者■



山 下 剛



中 村 光 勇