

# 1311 高速鉄道車両用アルミ合金製中空型材の振動特性

Vibration characteristics of aluminum alloy double skin structure

for car bodies of high-speed railway vehicles

学 ○杉本 茂基 (山口大院) 正 [機] 中野 公彦 (山口大院)  
正 [機] 斉藤 俊 (山口大院) 正 [機] 牧野 俊昭 (佐世保高専)  
正 [機] 中村 英之 (日立製作所) 正 [機] 木下 慎二 (日立製作所)

Shigeki SUGIMOTO, Yamaguchi University, 2-16 Tokiwadai, Ube

Kimihiko NAKANO, Yamaguchi University, 2-16 Tokiwadai, Ube

Takashi SAITOU, Yamaguchi University, 2-16 Tokiwadai, Ube

Toshiaki MAKINO, Sasebo National College of Technology, 1-1, Okishin, Sasebo

Hideyuki NAKAMURA, Hitachi, Ltd., 794 Higashitoyoi, Kudamatsu

Shinji KINOSHITA, Hitachi, Ltd., 794 Higashitoyoi, Kudamatsu

This study treats aluminum alloy double skin structures, utilized for car bodies of high-speed railway vehicles. The vibration characteristics of the structure are calculated using the Finite Element Method to obtain transmissibility and mode shapes. To simplify the calculation, the authors propose to treat the structures as elastic beams. The comparison with the calculation results using a shell model and experimental results show that the proposed method is valid for analysis of low-frequency vibration under 1kHz.

*Keyword:* Railway, Vibration of Continuous System, Finite Element Method, Modal Analysis, Noise.

## 1. はじめに

近年、鉄道車両の省エネルギーが進められている。その省エネルギーの1つに車両の構体にアルミニウム合金製中空型材(ダブルスキン構造)が使われている。このことは、車両の高速化、軽量化に貢献した<sup>(1)(2)</sup>。一方で、車内の快適性が重要視されるようになった<sup>(3)</sup>。床下機器などからの振動による固体音放射や車外騒音を原因とすることが知られている車内騒音が快適性を妨げる可能性がある。周波数 200Hz 付近, 800~1.5kHz は、それぞれ固体伝播音, 空気伝播音として車内へ騒音として伝わっていることが知られている。

振動低減の対策として、中空型材の内部に制振材(ダンシェーブ)を貼り付けることにより構体の固体音を低減しているが、車両製造後に追加対策に行われていることが多い<sup>(4)(5)</sup>。車両設計時に、音響特性までも考慮した中空型材の最適指標を得ることは重要であり、さらなる低減化を考えると振動特性の理論的な解析をすることが必要となってくる。

ダブルスキン構造は同じ質量でも、その形状によって音響特性や静的耐荷重が変化する。音響特性の厳密な解析をすると計算モデルが複雑になりすぎ、わかりやすい設計指標が得られにくくなることが考えられる。議論を簡略化するため、本研究では機械的加振による振動特性のみに着目し、有限要素法によって解析をする。ここで、中空型材を梁としてモデル化し、固有振動数、固有モードの同定を行う。また、シェルモデルを使用した解析も行い、実験結果と2種類の計算結果を比較し、適切なモデル化手法を検討する。

## 2. 解析モデル

解析対象としたアルミ合金製中空型材を図1に示す。三角形の1つ分の幅をスパンと呼ぶ。車両構体における中空型材には多数のスパンが存在するが、本研究では4スパン分の中空型材を使用する。100Hz~1.5kHzの解析に十分である。図2に示すように、上下の曲げと軸方向応力を考慮した梁を組み合わせた構体を解析対象とした。梁同士は剛結合である。傾いている梁をリム部、それ以外の部分をプレート部と呼ぶ。また、境界条件は両端単純支持としている。

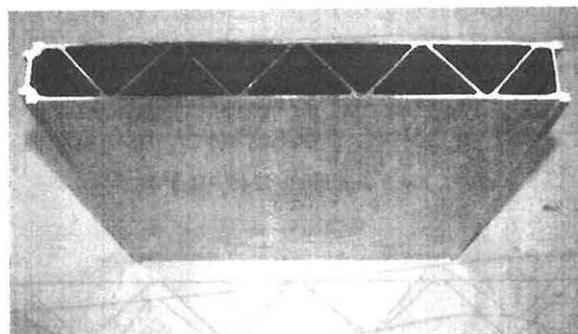


Fig.1 A photograph of the double skin structure

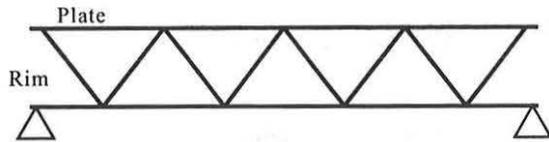


Fig.2 Double skin structure

### 3. 数値解析

図3に解析モデルを示す。中空形材を有限要素解析より固有振動数・固有モードを求める。図中に示す黒点は、節点を表す。節点間が要素となる。上下の曲げと軸方向圧縮のみを考慮した梁モデルである。材質は均一なアルミ合金と考え、縦弾性係数および密度は、68.6GPa および  $2690\text{kg/m}^3$  とした。

試験辺の諸数値は、以下のようにになっている。

試験辺高さ : 38 mm (上下板中心線間距離)

試験辺幅 : 400mm

1 スパンの幅 : 91mm

上板, 下板厚さ : 3.2mm

リム部厚さ : 2.1mm

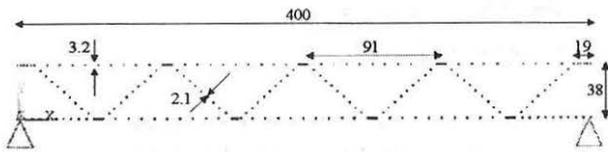


Fig.3 FEM model of the double skin structure

図3の解析モデルから求められた固有振動数・固有モードを図4から図10までに示す。固有振動数は、1次から 0Hz, 245.9Hz, 380.6Hz, 980.3Hz, 1032.1Hz, 1158Hz, 1410.8Hz である。プレート部とリブ部において、リブ部はあまり振動モードが見られない。このことから中空形材の内部に制振材を貼付する時、同じ質量の制振材においても貼付箇所によって減衰効果の違いが見られる<sup>(6)</sup>。

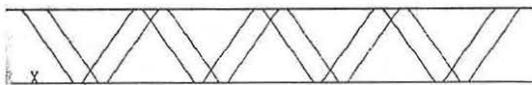


Fig.4 1st mode (0Hz)

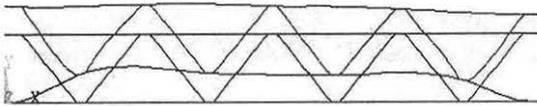


Fig.5 2nd mode (245.9Hz)

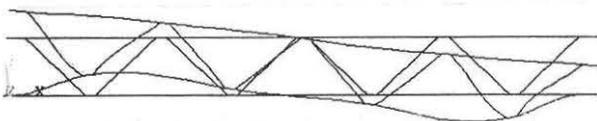


Fig.6 3rd mode (380.6Hz)

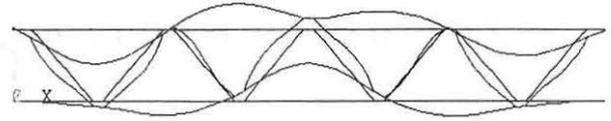


Fig.7 4th mode (980.3Hz)

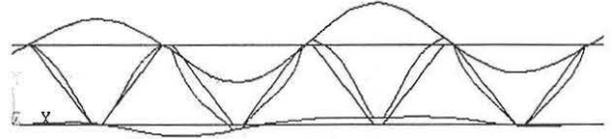


Fig.8 5th mode (1032.1Hz)

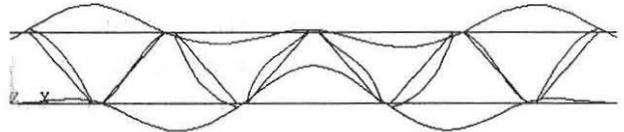


Fig.9 6th mode (1158.0Hz)

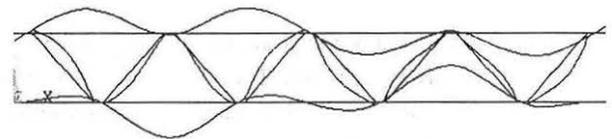


Fig.10 7th mode (1410.8Hz)

### 4. シェルモデルでの解析

断面形状は図3に示す断面形状と同様にし、中空形材をシェルモデルとして解析を行った。ここで、汎用有限要素解析プログラム ANSYS を用い、モーダル解析を行った。シェルの要素タイプは曲げと面内変形を考慮した弾性シェル要素を使用した。また、境界条件は両端単純支持とした。数値計算により求められた 1.5kHz までの固有振動数を表1に示す。また、図11から図21に示す。シェルモデルと梁モデルを比較すると、シェルモデルでの1次(0Hz), 2次(230Hz), 3次(360Hz), 5次(1001Hz), 6次(1060Hz)は梁モデルの1次(0Hz), 2次(245.9Hz), 3次(380.6Hz), 5次(980.3Hz), 6次(1032.1Hz)に相当すると考えられる。1kHz 付近以下の振動に対しては梁モデルとシェルモデルはほぼ同じ固有振動数・固有モードが求められたが、例外的にシェルモデルの4次(814Hz)は梁モデルには表れなかった。これは、4次モードではねじれが主なモードになっているため曲げ方向と軸方向圧縮のみを考慮した梁モデルでは表せないためである。また、7次(1110Hz)以上になると、長手方向のモードが主となり、梁モデルとの整合性は見られなかった。しかし、1kHz 以下の振動に対しては、梁モデルでの解析に有効であると考えられる。

Table.1 natural vibration frequency by FEM(shell model)

	Natural frequency (Hz)			Natural frequency (Hz)
	Shell	Beam		Shell
1 次	0	0	10 次	1227
2 次	230	245.9	11 次	1267
3 次	360	380.6	12 次	1277
4 次	814		13 次	1329
5 次	1001	980.3	14 次	1356
6 次	1060	1032.1	15 次	1385
7 次	1110		16 次	1436
8 次	1120		17 次	1475
9 次	1176		18 次	1504

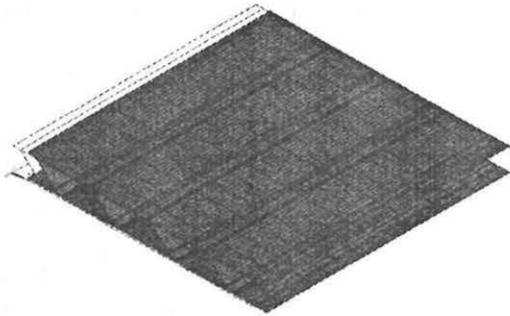


Fig.11 1th mode (0Hz)

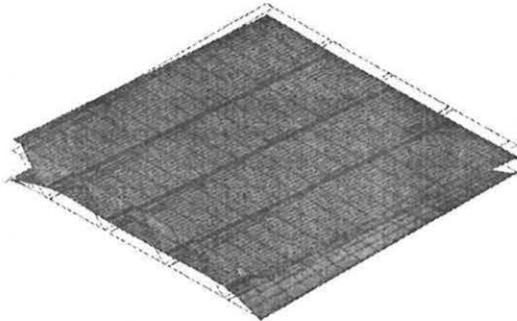


Fig.12 2th mode (230Hz)

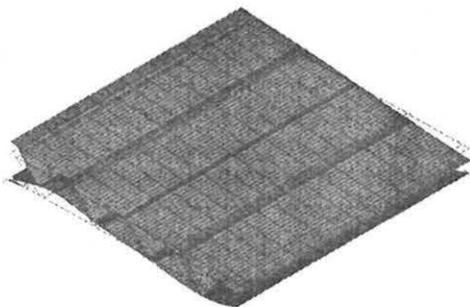


Fig.13 3th mode (360Hz)

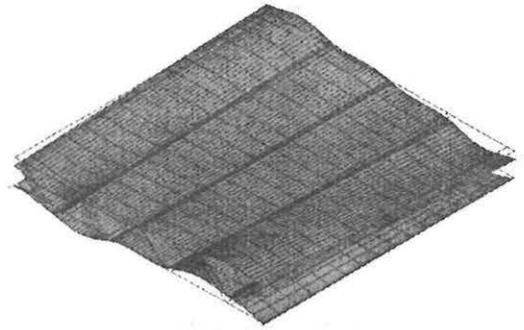


Fig.14 4th mode (814Hz)

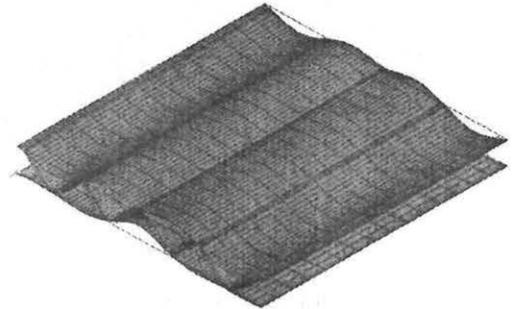


Fig.15 5th mode (1001Hz)

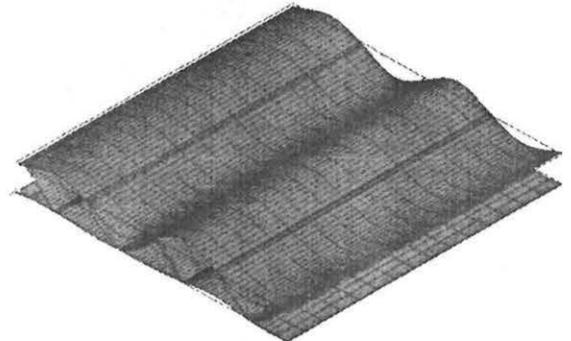


Fig.16 6th mode (1060Hz)

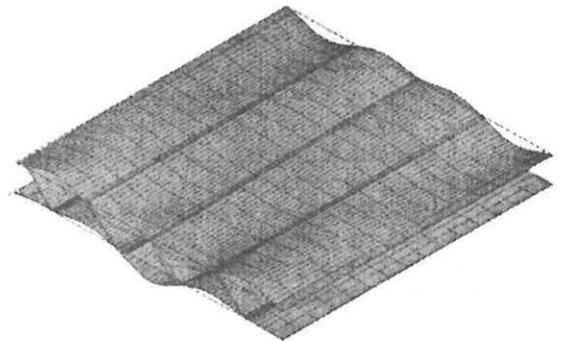


Fig.17 7th mode (1110Hz)

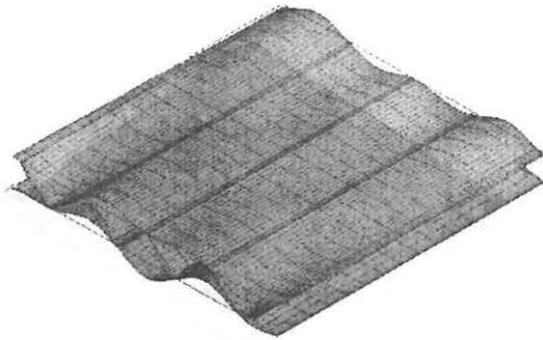


Fig.18 9th mode (1176Hz)

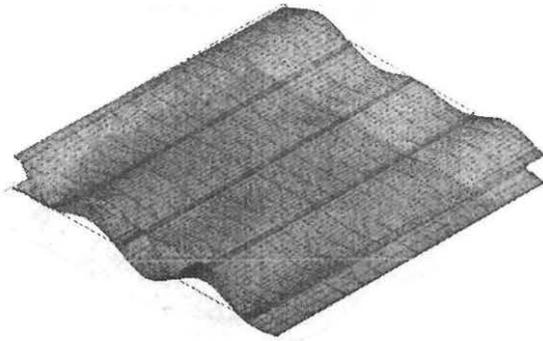


Fig.19 10th mode (1227Hz)

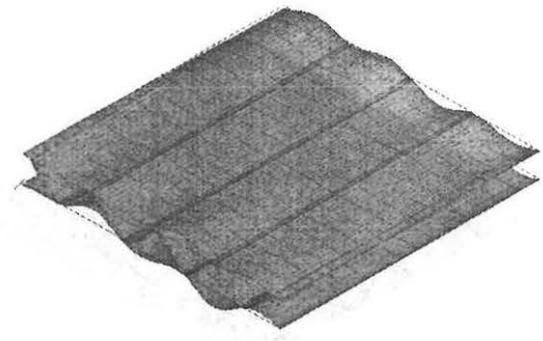


Fig.20 17th mode (1475Hz)

## 5. 実験

数値計算の整合性を検証するため、打撃実験を行った。図1に示してある試験片を実験対象とした。加速度計は、図21に示す中空型材の裏面の中心となる箇所に取り付けた。またインパルスハンマで表面の中心となる箇所に打撃を行い、加速度計の値をFFTアナライザに取りこむことにより固有振動数を求めた。試験片の寸法は、全て有限要素モデルと同一である。

表2に20回打撃試験を行った実験結果の一例を示す。

梁モデルの2次(245.9Hz)、3次(380.6Hz)、4次(980.3Hz)、5次(1032.1Hz)はそれぞれ実験結果の2次(240Hz)、3次(375Hz)、5次(940Hz)、6次(975Hz)に相当すると思われる。1kHz付近以下に関しては、梁モデルとの整合性がとれていると考えられる。

誤差の原因としては、中空型材の板厚を一定にして計算したこと、図1の写真に示すような両側の縦リブ部を除いて解析したことが考えられる。

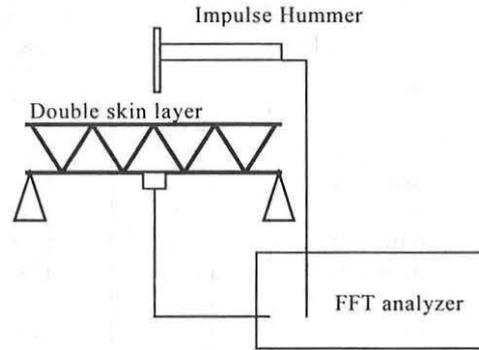


Fig.21 The schematic view of the experimental setup

Table. 2 natural vibration frequencies(experimental results)

	Natural frequency (Hz)		Natural frequency (Hz)
1次	0	8次	1145
2次	240	9次	1185
3次	375	10次	1220
4次	785	11次	1275
5次	940	12次	1310
6次	975	13次	1345
7次	1045	14次	1475

## 6. 結論

高速鉄道車両用アルミ合金製中空型材を有限要素法により解析して、以下のことが分かった。

- ・ 梁を組み合わせたモデルによって、車両用アルミ合金製中空型材の振動特性を有限要素法によって求めた。
- ・ 梁モデルによる計算結果と実験結果は1kHz付近以下まででは一致することが多い。
- ・ 汎用有限要素解析プログラムANSYSを使用し、中空型材をシェルモデルとして解析を行った。梁モデルと比較したところ、シェルモデルの4次(814Hz)を除いては2つのモデルの整合性が見られた。
- ・ 1kHz以下の振動に対しては、梁モデルでの解析が有効である。

## 7. 参考文献

- 1) 服部守成：鉄道車両用構体の変遷，金属，pp.137-148, 70-2(2000)
- 2) 島村昭治，宮入裕夫：サンドイッチ構造，日刊工業新聞社，pp.20-25, (1974)
- 3) 鳥居昭彦：700系新幹線電車の快適性工場，JREA, pp20-25, 42-11(1999)
- 4) 田中俊光：高速鉄道アルミ車両の車内音質設計，機構論，pp13-17, 99-12(1999)
- 5) 田中俊光：高速車両の低騒音化のための支援要素技術とその適用，機構論，pp.37-43, 940-57(1994)
- 6) 杉本茂基，中野公彦，齊藤俊，牧野俊昭，武市通文，奥野澄夫：車両構体用アルミ合金製中空型材の振動特性，VSTech, 振動・音響新技術シンポジウム，pp.179-182, 03-2(2003)