自動車外板曲げ振動の周辺構造による振動特性改良*

安達 瑛二^{*1}, 小島 直樹^{*2}Bending Vibration Improvement of Automotive Outer Shell
by Modifying Inner StructureEiji ADACHI^{*3} and Naoki KOJIMA^{*3} Dept. of Mechanical Systems Engineering, Toyota Technological Institute,
2-12-1 Hisakata, Tenpaku-ku, Nagoya-shi, Aichi, 468-8511 Japan

Bending vibrations of outer shells often cause serious problems. The shells cannot be always reshaped because the product style depends on them, and it is necessary to deal with coupled vibrations with inner structures to eliminate the problems. This paper demonstrates a FEM analysis of adjusting the coupled vibrations. In case of an automotive roof panel, FEM model determined by drawings, welding stiffness rate, and stamping thickness rate are contrived to simulate the roof vibration experiments. The analyses indicate that modifying rear inner structures contributes natural frequency increase more than 10%, and reinforcement and closed section of the rear inner panel and the outer panel is the most effective.

Key Words: Coupled Vibration, Vibration of Continuous System, Finite Element Method, Automobile, Computer Aided Design

1. 緒 言

外板シェルと周辺内部部材とからなる構造は外形意匠面には一般的な構造である。外板シェルの外形が大きくかつ板厚が薄い場合には、低周波数かつ大変位の曲げ振動が発生し、大きな振動または騒音問題となる。そのような場合には、意匠部品であるために、外板シェルの直接対策は不可能で、多くの場合に外板シェルの板厚または材質変更、防振材貼付などの質量増加の割には効果の少ない対策に頼らざるを得なかった。また、周辺構造の連成振動を利用する外板シェルの制振対策も経験的には知られている。

本研究は、周辺構造の連成振動を利用する外板シェルの振動特性改良法を数値解析的に示すもので、外形意匠部品である自動車ルーフの曲げ振動について、実車状態を模擬できる FEM モデルを設計図面より構築し、周辺構造と周辺部材の変更が外板シェルの固有振動周波数の増加に有効であることを FEM 解析により示し、設計段階における振動特性改良の可能性を示す

ものである。

自動車ルーフの場合にはさらにルーフパネルの曲げ振動が車室の定在波共鳴を引き起こし、こもり音という騒音問題を生じる。こもり音の対策にも自動車ルーフやフロアなどのシェルの曲げ振動の変更が有効である。自動車の車室共鳴と構造との連成振動解析には寺沼らの FEM および BEM 解析があり⁽¹⁾、トラックキャブこもり音とフロアパネルの連成振動には星野らの FEM 解析があり⁽²⁾、ドアパネルの張り剛性解析に八幡らは内板を含めているが⁽³⁾、周辺構造の連成振動を利用する外板シェル振動改良の解析例はほとんど報告されていない。

2. 外板シェルと周辺構造の振動

外板シェルと周辺内部部材とからなる構造として自動車ルーフ(前後長さ 740 mm, 左右幅 1200 mm, 高さ 100 mm, 質量 11.3 kg, 小形トラック用)を用いる。自動車ルーフはルーフパネル(前後長さ 600 mm 間で高さ 17 mm の湾曲, 左右幅 1130 mm 間で高さ 31 mm の湾曲を持つプレス成形シェル, 板厚 $t=0.8$), ルーフ端部外板(ルーフパネル周辺の大曲率部より外側部分で, 曲率半径 $R=40$, 板厚 $t=0.8$ 以下, ルーフ端部外板と呼ぶ)と内板(プレス成形部材でルーフ端部外板

* 原稿受付 2000 年 9 月 13 日。

^{*1} 正員, 豊田工業大学工学部(☎ 468-8511 名古屋市天白区久方 2-12)。^{*2} トヨタ車体(株)(☎ 448-8666 刈谷市一里山町金山 100)。

E-mail: adachi@toyota-ti.ac.jp

と点溶接され、ルーフ周辺構造を形成する。板厚は前部内板 $t0.7$ 、側部内板 $t0.7$ 、後部内板 $t0.65$ とからなる開き断面構造を持ち、前後左右の四隅には周辺部材から下方に伸びる柱(柱外板 $t0.7$ と柱内板 $t0.7$ との閉じ断面構造で、結合部には補強板 $t1.4$ を持つ)を持つ(図1)。ルーフ端部外板、内板、および柱のフランジ部の結合は点溶接(ピッチ約 100 mm)である。

実車状態を模擬する自動車ルーフの振動特性(1~7 次の固有振動)は、実車の自動車ルーフを四隅の柱(高さ 60 mm に切断)で固定ジグにボルト固定し、ルーフパネル右後部を一定加速度加振して得る実験値によるものとする(図2)。その実験値によると、自動車ルーフの固有振動(1~7 次)の中でルーフパネルの曲げ振動を主体とするものは3次、5次、6次、7次のものである(表1)。表中の右図には曲げ振動モードを平面図上の+で示す。

3. 外板シェル曲げ振動の FEM モデル

外板シェル(ルーフパネル)は小さな曲率の三次元曲面、周辺部材も三次元曲面で、それぞれをアイソパラメトリック板要素の四角形要素(一部は三角形要素)の

Fig. 1 Automotive roof structure

Fig. 2 Experimental system

FEM モデルにより近似する(図3)。入力データはすべて設計図面より採寸するものとする。FEM 解析には POPLAS/FEM 5 プログラム、名古屋大学大型計算機センターの Fujitsu-VPP 500/42 を用いる。

FEM モデルが実車状態を模擬できるように、FEM 解析値と実験値とがほぼ近い値になるように、FEM モデルの要素数、固定条件、ルーフ端部外板と内板との点溶接の結合剛性、プレス成形による板厚減少に配慮する。すなわち、点溶接には全面結合ではないとして等価的な結合剛性率を考え、ルーフパネル、ルーフ端部外板、内板にはプレス成形による板厚減少(15%以下)が生じるとして等価的な板厚減少率を考える。

予備解析の結果、要素数は 1950(その内、三角要素数 166、ルーフパネルおよびルーフ端部外板の要素数 714)、四隅柱の固定条件は FEM モデルの前二柱内板の 4 節点の 6 自由度および後二柱外板の 6 節点の 6 自由度の拘束、ルーフ端部外板と内板との点溶接の結合剛性率 0.1(剛性値で全面結合の 0.1 倍、図4参照)、プレス成形による板厚減少率 0.85(元の板厚の 0.85 倍、図5参照)、が最も実験値に近い解析値を与えることがわかる。この修正を加えた FEM モデルの解析値は、1~7 次の固有振動について、固有周波数では $\pm 10\%$ 以内の差(ルーフパネル曲げ振動では、3次では $+1.5\%$ 、5次では -1.7%)、固有振動モードでは6次と

Table 1 Natural vibration of an automotive roof (experiment)

No.	Frequency [Hz]	Vibration mode	
1	61.5	Horizontal bending of rear member	
2	74.5	Vertical bending of front member	
3	100.0	Roof panel bending	
4	103.0	Horizontal bending of rear member with a node	
5	127.5	Roof panel bending with a lateral node	
6	129.5	Roof panel bending with a longitudinal node	
7	137.5	Roof panel bending with a central node

Fig. 3 FEM model of an automotive roof

7次との入れ替わりなどのわずかの違いで実験値とほぼ一致し、FEMモデルが実験値をほぼ近似できる。FEMモデルによる固有振動解析では、ルーフパネルの曲げ振動を主体とするものは、3次(ルーフ曲げ)、5次(ルーフ左右一節曲げ)、6次(ルーフ中央一節曲げ)、7次(ルーフ前後一節曲げ)の固有振動である(表2)。表中の右図には曲げ振動モードを平面図上の+で示す。以下、FEMモデルによる固有振動を基準として、周辺構造の変更による振動特性改良を検討する。

4. 外板曲げ振動の周辺構造による固有周波数増加

自動車振動問題の多くは振動変位および弾性パネルの二次輻射による騒音・こもり音によるので、特殊な

Fig. 4 Welding stiffness rate and natural frequencies

Fig. 5 Stamping thickness rate and natural frequencies

Table 2 Natural vibration of an automotive roof (FEM)

No.	Frequency [Hz]	Vibration mode	
1	66.8	Horizontal bending of rear member	
2	81.8	Vertical bending of front member	
3	101.5	Roof panel bending	
4	111.1	Horizontal bending of rear member with a node	
5	125.3	Roof panel bending with a lateral node	
6	127.3	Roof panel bending with a central node	
7	128.4	Roof panel bending with a longitudinal node	

共振以外では、一般に固有周波数の増加が振動レベルの低下につながる。そのため、振動特性改良を固有周波数増加で評価することとする。

ルーフパネルの曲げ振動(ルーフ曲げ、ルーフ左右一節曲げ、ルーフ中央一節曲げ、ルーフ前後一節曲げ)への周辺各部材の影響度をFEMモデルを用いて調べる。各部、各部材の剛性値を増加させると、固有周波数は剛性値10倍までは急上昇し、剛性値100倍でほぼ飽和する。そこで、各部、外部材の剛性値の影響度を仮に剛性値100倍の場合の固有周波数増加率で評価することとする。その影響度解析によると、影響度の大きな部位は後部、また後部において影響度の大きな部材は後部ルーフ端部外板であることがわかる(図6)。

後部内板の板厚の効果は、 $t 0.65$ から $t 1.2$ 以上への板厚増加でも固有周波数増加率は最大+3%(ルーフ中央一節曲げ)であり、小さい。以下に、ルーフパネルの曲げ振動の固有周波数増加に対する後部構造変更の効果を検討する。

4.1 後部ルーフ端部外板の曲率半径の増減 ルーフパネル後部から後部ルーフ端部外板にかけての湾曲部の曲率半径増減の効果は、 $R 40$ から $R 0 \sim 80$ の増減でも固有周波数増加率は最大+2%($R 80$, ルーフ曲げ)であり、小さい(図7、枠外右図は本構造のFEM断面を示す)。

4.2 後部内板への補強部材の追加 後部内板($t 0.65$)は開き断面構造であるが、後部内板に補強部

Fig. 6 Influence of stiffness increase on natural frequency

Fig. 7 Roof corner radius and natural frequencies

材を追加し、後部内板と補強部材とによる閉じ断面構造へと構造変更し、その剛性増加がルーフパネルの曲げ振動の固有周波数増加に及ぼす効果を調べる。補強部材の板厚 t 0.65~ t 2.0 の場合では、固有周波数増加率は補強部材の板厚 t 0.65 以上で+9% (ルーフ曲げ)、+6% (ルーフ中央一節曲げ)、その他のモードでは不変となり、固有周波数増加への効果は大きい(図 8、枠外右図は本構造の FEM 断面を示す)。

図 1 に示す後部内板、前部内板、側部内板を含むルーフの全周にわたり同様の閉じ断面構造を採る場合(図 9)では、固有周波数増加率は補強部材の板厚 t 0.65 以上で+13% (ルーフ曲げ)、+8% (ルーフ中央一節曲げ)となり、固有周波数増加への効果はいっそ

Fig. 8 Rear reinforcement and natural frequencies

Fig. 9 Cross sections and reinforcements

Fig. 10 Full reinforcement and natural frequencies

う大きい(図 10)。

4・3 後部内板と後部ルーフ端部外板との閉じ断面構造 後部内板と後部ルーフ端部外板の湾曲部とを点溶接し閉じ断面とする構造は一部の自動車にすでに実用されている。この構造では、外板溶接部を隠すための外板形状変更と意匠部品(モール飾り)の追加が必要となる。ルーフパネルの曲げ振動の固有周波数増加への効果を見るために、後部内板と後部ルーフ端部外板との閉じ断面構造を採用する。後部内板の板厚 t 0.65~ t 2.0 では、固有周波数増加率は後部内板の板厚 t 0.65 以上で+9% (ルーフ曲げ)、+3% (ルーフ左右一節曲げ)、+7% (ルーフ中央一節曲げ)、その他のモードでは不変となり、固有周波数増加への効果は大きい(図 11、枠外右図は本構造の FEM 断面を示す)。

4・4 後部内板、補強部材および後部ルーフ端部外板の閉じ断面構造 ルーフパネルの曲げ振動の固有

Fig. 11 Rear closed section and natural frequencies

Fig. 12 Rear closed section with reinforcement and natural frequencies

Fig. 13 Natural frequency increase and roof weight increase (roof panel bending)

周波数増加に効果の大きい、後部内板と補強部材との閉じ断面(4・2節参照)と後部内板と後部ルーフ端部外板との閉じ断面構造(4・3節参照)とを併せて採用する。この構造変更により、後部内板板厚 $t 0.65$ 以上かつ補強部材板厚 $t 0.65$ 以上の場合では、ルーフパネルの曲げ振動の固有振動数増加率は+11%(ルーフ曲げ)、+5%(ルーフ左右一節曲げ)、+7%(ルーフ中央一節曲げ)、その他のモードでは不変となり、固有周波数増加への効果は非常に大きい(図12、枠外右図は本構造のFEM断面を示す)。

4・5 ルーフパネル板厚増加との比較 ルーフパネルの板厚増加によるルーフパネルの曲げ振動の固有周波数増加率は、板厚 $t 0.8$ の場合を基準に板厚 $t 0.8 \sim t 2.0$ で検討すると、板厚 $t 2.0$ で+8%(ルーフ曲げ)、+14%(ルーフ左右一節曲げ)、+17%(ルーフ中央一節曲げ)、+23%(ルーフ前後一節曲げ)となる。後部構造変更の+9~11%(ルーフ曲げ)、+3~5%(ルーフ左右一節曲げ)、+6~7%(ルーフ中央一節曲げ)の場合(4・2節の全周補強部材追加を除く)に対し、同等かそれを上回る。しかし、それぞれのルーフ質量増加をルーフ曲げの場合で比較すると、ルーフパネル板厚増加では+99%(11.1 kg, $t 2.0$ の場合)、後部構造変更では+5~31%(0.6~3.5 kg)、となり(図13)、ル

ーフパネル板厚増加の対策は現実には不可能であること、したがって周辺構造による振動特性改良に頼らざるを得ないことがわかる。

5. 結 言

外形意匠に関わる外板シェルの曲げ振動は大きな問題、制御し難い問題である。外形意匠を傷つけずに外板シェルの振動を改良するには、周辺構造との連成振動を利用し、連成振動を介して改良することで望ましい。本研究は複雑な周辺構造との連成振動の利用の可能性を数値解析的に示し、また設計図面からの入力データによるFEM解析法を用い設計段階での振動特性改良を可能にした。本研究の適用例によれば、自動車用ルーフパネルの曲げ振動において固有振動数を+3~11%(質量+5~31%, +0.6~3.5 kg)とすることができ、その方法が外板シェルの振動特性改良に有効であることがわかった。

文 献

- (1) 寺沼潤・ほか2名, 自動車技術, 44-12(1990), 43-48.
- (2) 星野裕昭・ほか3名, 自動車技術会論文集, 30-3(1999), 61-66.
- (3) 八幡重太郎・ほか3名, 自動車技術会論文集, 31-1(2000), 51-56.