実験データ参照による有限要素モデルの改良* (物性定数による感度の考慮)

孫 國 一^{*1}, 大熊政明^{*2}, 長松昭男^{*2}

Correction of Finite-Element Models using Experimental Modal Data (Consideration of Sensitivity with Respect to Material Constants)

Kukil SOHN, Masaaki OKUMA and Akio NAGAMATSU

This paper presents a practical application of a method for correction of finite-element models to an actual component, called a "center beam", of automotive bodies. The applied method for correction of finite-element models is improved from a method which was previously proposed by the authors, by introducing sensitivities of natural frequencies and natural modes of interest with respect to not only thicknesses of finite elements but also material constants. The initial finite-element model of the specimen was successfully corrected, or improved in other words, with respect to the dynamic characteristics up to over 200 Hz by referring some of the lowest natural frequencies and natural modes to the experimentally obtained modal parameters under the free-free boundary conditions. It was certified that the corrected finite-element model was able to represent its dynamic characteristics well, even under boundary conditions different from the free-free conditions. From the certified results, it can be said that the correction is valid in terms of the physical considerations.

Key Words: Finite-Element Method, Correction of F.E. Model, Sensitivity Analysis, Least Squares Method, Experimental Modal Data, Material Constant, Curve Fitting

1. 結 論

機械構造物を振動実験して求められるモード特性(固有振動数および固有モード)を目標値として用い、有限要素解析モデルのモデル化精度を改良する研究が行われはじめている^{(1)~(5)}。著者らはすでに前報⁽⁶⁾を通じて、固有値および固有モードの感度解析と最小二乗法を組合せた反復計算法が、実験データ参照による有限要素解析モデルの改良において、物理的に妥当な設計変数の変更を行うことを数値シミュレーションおよび簡単な実物への適用例で示した。

しかしながら、感度解析と最小二乗法を組合せた方法を適用して複雑な実機械構造物の有限要素モデルを改良する場合には次のような難点が考えられる。まず、(1)板厚などを設計変数とする場合には、有限要素モデルの要素分割規模(メッシュ)は初期状態からまったく変化しないので、最初から解析周波数帯域に対して適切な規模のメッシュモデルを作成しなければならないこと⁽⁷⁾、(2)振動実験から求められるモード特性を目標値として反復改良を行うが、それらは実験およ

びデータ処理上の誤差の影響により必ずしも完全に正確な目標値ではないこと、(3)機械構造物の製造上のばらつきなどにより実物の物性値は物性定数表どりの値とは異なっている可能性もあり得る(計測センサの感度の誤差による結果という面も考えられる)。特に、薄板の複雑な機械構造物の有限要素モデル改良の際に設計変数として板厚のみを採用すると、一般に板厚に対する固有値と固有モードの感度は小さいために、非常に大きな板厚変更量を生じさせ、物理学的には考えられない構造変更を行ってしまう危険性がある。さらに、かなり高精度の初期モデルを作成しなければ、反復計算において解が発散しやすくなる。このような難点から感度解析と最小二乗法を組合せた方法による複雑な実機械構造物の有限要素モデル改良解析が成功していないのではないかと考えられる。

そこで、本報告では、板厚に対する固有値および固有モード感度とともに材料の物性定数(密度と縦弾性係数)に対する感度をも採用することによって、最小二乗法を用いた反復改良法はその適用限界をかなり拡大できることを示す。まず、物性定数に対する特性行列の感度と固有値および固有モードの感度について説明する。次に、複雑な実機械構造物の一例として、自動車の車体部品であるセンタビームに対してその方法を

* 原稿受付 平成4年2月7日。

^{*1} 正員, 東京工業大学大学院 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*2} 正員, 東京工業大学。

適用して、有限要素解析モデルの改良を試みることに
よって手法の実用性を示す。改良された有限要素モデ
ルの物理学的妥当性の検証はセンタビームの境界条件
を変えた場合の実験と解析における動特性の一致具合
を調べることによって行った。

2. 理論的背景

**2.1 物性定数に対する固有値および固有モードの
感度** 平板要素⁽⁸⁾の質量行列 $[M]_E$ は要素内の面積
分として次式のように得られる。

$$[M]_E = \rho t \int_A [N]^T [N] dA \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$

ここで、 ρ は密度、 t は板厚、 $[N]$ は形状関数、 A は面
積をそれぞれ表す。また、面内変形における剛性行列
 $[K_P]_E$ と面外変形における剛性行列 $[K_B]_E$ はそれぞれ
次式で求める。

$$[K_P]_E = \frac{Et}{1-\nu^2} \int_A [H]^T [L] [H] dA \quad \cdots \cdots \cdots (2)$$

$$[K_B]_E = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \int_A [H]^T [L] [H] dA \quad \cdots \cdots \cdots (3)$$

ここで、 E は縦弾性係数、 ν はポアソン比、 $[H]$ はひ
ずみ・変位行列、 $[L]$ はひずみ・応力行列である。この
ような平板要素により構成される有限要素モデルを n
自由度の不減衰振動系として仮定すれば、その特性方
程式は次式のようになる。

$$([K] - \lambda_r [M]) \{\phi_r\} = \{0\} \quad \cdots \cdots \cdots (4)$$

ここで、 λ_r は固有値、 $\{\phi_r\}$ は固有モードを表し、

$$[M] = \sum_{E=1}^m [M]_E$$

$$[K] = \sum_{E=1}^m ([K_P]_E + [K_B]_E)$$

例えば、設計変数として有限要素モデルの密度 ρ を採
用すれば、固有値感度 λ'_r は式(4)を ρ で偏微分し、前
から $\{\phi_r\}^T$ を掛けて整理することにより次式で求める
ことができる⁽⁹⁾。

$$\lambda'_r = \frac{\partial \lambda_r}{\partial \rho} = \frac{-\lambda_r \{\phi_r\}^T \frac{\partial [M]}{\partial \rho} \{\phi_r\}}{\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\}} \quad \cdots \cdots \cdots (5)$$

ここで、

$$\frac{\partial [M]}{\partial \rho} = \sum_{E=1}^m \left(t \int_A [N]^T [N] dA \right)_E$$

また、有限要素モデルの密度に対する固有モード感度
 $\{\phi'_r\}$ は次のように求める。まず、固有モード感度を固
有モード行列とモード座標上のモード感度 $\{\xi_r\}$ を用
いて、次式のように変換する。

$$\{\phi'_r\} = \frac{\partial \{\phi_r\}}{\partial \rho} = [\Phi] \{\xi_r\} \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

次に、式(4)を密度 ρ について偏微分し、式(6)の関
係を代入した後、各項の前方より $[\Phi]^T$ を掛ければ、

$\{\xi_r\}$ の k 番目の成分 ξ_{rk} は、 $k \neq r$ の場合には

$$\xi_{rk} = \frac{\lambda_r}{(\lambda_k - \lambda_r)} \{\phi_k\}^T \frac{\partial [M]}{\partial \rho} \{\phi_r\} \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

また、 $k=r$ の場合は固有モードの直交性を表す関係
式 $\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} = 1$ を ρ で偏微分し、次式で求める。

$$\xi_{rk} = -\frac{1}{2} \{\phi_k\}^T \frac{\partial [M]}{\partial \rho} \{\phi_r\} \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

式(7)と(8)から求められる $\{\xi_r\}$ を式(6)に代入す
れば、有限要素モデルの密度に対する固有モード感度
が得られる。また、有限要素モデルの縦弾性係数に対
する固有値および固有モード感度についても同様な手
順で求めることができる。

2.2 構造変更の手順

設計変数の微小変更量を $\{\Delta t\}$ 、各設計変数に対して着目する動特性の一次感度
行列を $[Z]$ とすれば、実験的モード解析により得られ
る固有値および固有モードを縦に並べたモード特性ベ
クトル $\{\Phi_E\}$ は、初期有限要素モデルからのモード特
性ベクトル $\{\Phi_F\}$ を用いて

$$\{\Phi_E\} = \{\Phi_F\} + [Z] \{\Delta t\} \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

のように近似できる。

式(9)の変更量 $\{\Delta t\}$ は重み付き線形最小二乗法に
よって、物理的に妥当な改良値⁽⁶⁾として次式で求めるこ
とができる。

$$\{\Delta t\} = ([Z]^T [W] [Z])^{-1} [Z]^T [W] (\{\Phi_E\} - \{\Phi_F\}) \quad \cdots \cdots \cdots (10)$$

ここで、 $[W]$ は重み行列であり、実験と解析との固有
振動数の差のベクトルと固有モードの差のベクトルの
最大値が同じ値になるように設定する。初期値の有限
要素モデルの設計変数の値に式(10)から求められる変
更量 $\{\Delta t\}$ を加えて改良された改良有限要素モデルは
動特性の1次感度のみを採用した近似であるため、実
物の振動特性に十分には一致しない。そこで、改良さ
れた有限要素モデルを新たな初期値として、板厚およ
び物性定数に対する感度解析と最小二乗法を組合せた
本手法を適用する。このように目標値に収束するまで
反復計算する。

薄板で作られている複雑な機械構造物の有限要素解
析モデルにおいては、各有限要素の板厚に対する感度
はかなり小さい。そのために板厚変更のみでは、実際
の動特性に適合する改良モデルを求めることは大変難
しい。また、かなり高精度の初期モデルを作成しなけ
れば、解が発散するか、物理学的には考えられないよ
うな構造変更を行ってしまう可能性が高い。そこで、
反復計算の際に有限要素の板厚に対する固有値および
固有モード感度とともに、物性値に対する固有値およ
び固有モード感度を取入れる。図1に、本報告で提案

する反復計算のアルゴリズムの概略をフローチャートで示す。すなわち、板厚の変更による反復計算を優先して有限要素モデルの改良を試みた後、縦弾性係数と密度のような機械構造物の全体にわたって一様なパラメータを1回修正する手順で有限要素モデルの反復改良を行う。このアルゴリズムによれば、実験データ参照による有限要素モデル改良の適用限界をかなり拡大できることが期待される。このことの具体的事例を以下に示す。

3. 解析対象物（センタビーム）の有限要素モデル化

本報告では、複雑な実機械構造物の一例として自動車の車体部品であるセンタビームを取上げる。図2および4に示すように、センタビームはコの字形の構造をしている上部薄板と下部薄平板、さらにリアエンジンマウントブラケット部とフロントエンジンマウントブラケット部で構成され、互いにスポットまたはガス溶接で結合された構造をしている。このようなセンタビームは、エンジンからの振動が2箇所のエンジンマウントブラケットを通して車体に伝達される経路とし

て、自動車の動力伝達系の特性を左右する重要部品である。このようなことを考えれば、センタビームの動特性を精度よく表現できる有限要素モデルの作成は、自動車全体の振動解析を行いたいという視点から重要である。しかし、自動車全体系を部分構造に分けてモデル化する場合、センタビームの有限要素モデルが自動車全体の有限要素モデルに対する割合から、あまり莫大な有限要素モデルとして構築することは望ましくない。

そこで、本研究では解析の注目周波数帯域との適合性を考慮⁽⁷⁾して、センタビームを三角形平殻要素を用いて221節点、461要素の有限要素モデルに分割した。有限要素分割に際しては、設計図面どおりの座標値と板厚になることを心がけた。また、パンチ部と凸凹部は簡単のために省略し、フロントエンジンマウントブラケット部は、その板厚が薄く、センタビームの全体の動特性にあまり影響しないとみて、要素分割を省略した。センタビームモデルの寸法および要素分割全体の概要を図3に示す。

図1 反復計算のアルゴリズム

図2 解析対象物（センタビーム）

図3 センタビームの有限要素モデル

このように作成された有限要素モデルを、提案する反復改良手法の初期値として用いた。ところが、各有限要素の板厚に着目した反復改良において、461個の全要素の板厚をすべて独立の設計変数とすると、式(9)の目標モード特性ベクトル $\{\Phi_e\}$ の次元が最低でも462以上の莫大な数となる。これは、例えば、1次と2次の固有モードを採用した場合、230箇所以上の実測モードデータが必要なことになり、非実用的になってしまう。そこで、本研究ではセンタビームモデルを図4に示すような9箇所(3箇所×3箇所)のグループ領域に分け、各グループ領域の板厚を設計変数として反復改良を行った。また、密度および縦弾性係数のように有限要素全体の動特性に関与する物性定数に関しては、センタビームモデル全体にわたるグローバルなパラメータとして扱った。

4. 振動実験

4・1 振動実験の概要 本報告では、(1)提案する反復改良手法の目標値として用いるモードパラメータ(固有値と固有モード)を求めるための加振実験と、(2)改良されたセンタビームモデルが物理的に妥当な実物の動特性を表すものかを検証するために、供試体の境界条件を変えた状態での加振実験を行う。

まず、反復改良の目標値として用いる固有値と固有モードを測定するための振動実験の様子を図5に示す。センタビームに付着されている小形加速度計からの応答信号と加振機のインピーダンスヘッドで測定される加振力信号はチャージアンプを通してシグナルスペクトルアナライザに入力され、FFT演算により加振点と測定点との間の伝達関数が求められる。ここで、加振波形としてはマルチサイン波を用いる。反復計算

図 4 センタビームモデルのグループ領域への分割

の目標値として用いる固有モードを求めるとき、測定点の数および測定位置を適切に選定する必要がある。すなわち、解析対象物全体の動的挙動を万遍なく表現できる程度の測定点数および一部に偏らないように測定点を分布させることが重要である。本研究では、図6の●点に示すような位置で合計46箇所を測定点を選定した。

次に、反復改良されたセンタビームの有限要素モデルは次のような手順でその物理的な妥当性を確かめる。まず、実物の境界条件を変化させたときの動特性の変化が、反復改良された有限要素モデルを用いた解析においても同様に現れれば、その改良された有限要素モデルは物理学的に妥当なものであると考えられる。そこで、本報告では、図 6 の固定点 (Clamped Points) 部を万力で固定し、支持条件を周辺自由状態から一端固定状態に変えた場合と、周辺自由状態のまま点 1 と 2 に質量を付加した場合の二つの境界条件を変えた加振実験を行って得られた結果を比較検討の基準として用いる。

4.2 実験的モード解析

周辺自由条件における各測定点と加振点との間の伝達関数データについて、

図 5 加振実験の概要

図 6 各振動実験時の加振点、応答点、固定点および質量付加点の表示

実験的模式解析(カーブフィット)手法を適用し、センタビームの固有振動数と固有モードを求める。実験的模式解析手法としては、1自由度モード分離法⁽¹⁰⁾を基本とした曲線適合法を用いる。

曲線適合の適用の一例として、周辺自由状態での図6の加振点1と測定点Aとの間の伝達関数を取上げる。まず、実験データと曲線適合した結果を比較して図7に示す。実線が実験データ、点線が曲線適合による結果であり、解析対象周波数範囲内において両者はよく一致していると考えられる。このような曲線適合を図6に示す●の各点について行えば、周辺自由状態の固有振動数および固有モードを求めることができる。表1に得られた固有振動数、モード減衰比および固有モード形をまとめて示す。図7の伝達関数および表1の固有モード形などから、次のようなことが考察できる。すなわち、(1)3次以上の固有モードはセンタビームのリアエンジンマウントブラケットの局部モードの作用が大きく、固有モード形が不明りょうである、(2)3次以上のモードはそのピークが小さい、(3)狭い周波数範囲に隣接している、また、(4)ここ

表1 実験的振動解析により得られたモード特性

Mode	Natural Freq.	Damping	Mode Shape
*1	133.101 (Hz)	0.92%	1st Torsional Mode
*2	151.300 (Hz)	0.33%	1st Bending Mode
3	236.092 (Hz)	0.47%	Loc. Bending+E.B. (1st)
4	258.299 (Hz)	0.51%	Loc. Torsion+E.B. (1st)
5	265.793 (Hz)	0.27%	Loc. Torsion+E.B. (2nd)
6	291.874 (Hz)	0.92%	E.B. (3rd)
7	305.906 (Hz)	0.26%	Bending+E.B. (2nd)
8	337.391 (Hz)	0.22%	Torsion+E.B. (4th)
9	374.766 (Hz)	0.53%	2nd Torsional Mode

R.E.M.B : Mode of Rear Engine Mount Bracket

* : Adopted Mode

図7 曲線適合の結果の一例

での供試体を使用するような大きさの自動車車体の解析においては、現状の実用性から考えると200 Hz程度までの周波数帯域を対象にできれば、ほぼ十分と考えられる。以上の考察から、3次以上のモードを反復改良の目標値として用いると局部に偏ったモデル改良を行ってしまう危険があり、また、反復計算中にモードの逆転など不都合が生じやすい。そこで、本研究では実験的模式解析から得られる固有モードの中から、図8に示すような1次と2次モードを反復改良の目標値として用いることにする。この周波数帯域に合わせて要素分割規模は決定する。

5. 解析事例

本報告で採用する解析対象物であるセンタビームに対し、実験的模式解析から得られる採用モードと初期解析モデルの対応モードを比較し、表2にまとめる。表2の固有値およびモード相関関数の比較から、固有モード形同士の対応性はある程度取れているものの固有振動数の誤差がかなり大きいことがわかる。従来、このような低次の固有振動数を実験に合せるためには、要素分割を細かくやり直し、理論解析を繰返すしかなかった。しかし、提案する方法によれば、有限要

表2 採用モードの固有振動数およびモード相関関数

Mode	Experiment	F.E.Model	*M.A.C.
1	133.1 (Hz)	216.8 (Hz)	0.9227
2	151.3 (Hz)	240.6 (Hz)	0.8893

M.A.C. : Modal Assurance Criterion

図8 反復計算の目標値として採用された固有モード

素の板厚に対する感度とともに物性定数のようなグローバルパラメータに対する感度解析を適用し、初期有限要素モデルのモデル化規模のまま有限要素モデルの精度を改善することができる。

5.1 センタビームモデルの改良例 まず、反復改良の結果として得られた各領域別の板厚および物性定数をまとめて表3に示す。これは図1に示したアルゴリズムを7回反復して得られた結果であり、密度およびヤング率のような物性定数は最大約58%、板厚については最大約5.2倍、変化した値となっている。また、質量については、実測値の5.8 kgと比べて初期有限要素モデルが5.1 kg、また、改良有限要素モデルは8.3 kgとなっている。このように、板厚の反復改良値の変化率が大きく、質量が増大した原因として、板厚に対する固有値および固有モード感度が比較的小さいため大きな変化量を生じさせたことと、反復改良解析の過程でセンタビームが有する多くの溶接部や突出部または複雑形状部分を平殻要素で近似モデル化した影響が板厚の増減として見積もられた結果であると考えられる。

次に、伝達関数による振動の伝達特性の側面で本改良結果を考察する。まず、本手法により改良された有限要素モデルの周波数応答関数と実験データとを比較し、図9および10に示す。図9は加振点(図6の加振

点1)と測定点B(図6)、図10は加振点(図6の加振点1)と測定点C(図6)間の伝達関数をそれぞれ比較したものであり、実線が実験データ、点線が初期モデルからの伝達関数、また、破線が反復改良モデルからの伝達関数をそれぞれ表す。図9および10から初期モデルの伝達特性が大幅に改善され、少なくとも約200 Hzまでの領域にわたって、実験データとかなりよく

表4 実験データに対する誤差の変化

	Initial	Updated
Err. Norm of Eigen Value	15000 (rad/sec)	9.4 (rad/sec)
Err. Norm of Eigen Mode	2000	1670
Total Err. of F.R.F (50Hz to 300Hz)	10.705 (mm/N)	6.398 (mm/N)
Total Err. of F.R.F (50Hz to 400Hz)	11.087 (mm/N)	7.09 (mm/N)

図9 伝達関数による比較(加振点1, 応答点B)

図10 伝達関数による比較(加振点1, 応答点C)

表3 設計変数の初期値と改良値

			Initial Value		Opt. Value	
Density			7.9E-05 (kg/mm**3)		1.2E-04 (kg/mm**3)	
Young's ratio			206000 (N/mm**2)		130000 (N/mm**2)	
*Gr.	*I (mm)	*U(mm)	*Gr.	*I (mm)	*U(mm)	
1	2.00	1.54	21	1.39	2.18	
2	2.00	1.87	22	1.39	2.50	
3	2.00	2.99	23	1.39	4.66	
4	2.00	1.24	24	1.39	2.81	
5	2.00	2.68	25	1.39	1.63	
6	2.00	2.41	26	4.00	0.76	
7	2.00	1.29	27	4.00	2.57	
8	2.00	2.19	28	2.00	4.48	
9	2.00	2.36	29	2.00	1.94	
10	2.00	1.54	30	2.00	1.53	
11	2.00	1.84	31	2.00	1.71	
12	2.00	1.99	32	1.39	3.14	
13	3.00	4.11	33	1.39	0.80	
14	3.00	1.98	34	1.39	1.72	
15	3.00	3.31	35	1.39	2.00	
16	2.00	1.81	36	4.00	4.01	
17	2.00	1.36	37	4.00	4.37	
18	2.00	2.08	38	4.00	3.34	
19	1.39	1.22	39	4.00	3.48	
20	1.39	1.50	40	4.00	3.66	

*G: Group,

*I: Initial Value,

*U: Updated Value

一致させることができています。実験データと有限要素モデルとの誤差値は初期モデルと改良モデルにおいて表4に示すようにかなり大幅に減少している。特に、固有振動数の誤差は採用モードにおいては初期誤差に対して99.9%低減し、それ以上のモードにおいても表5に示すように改良された値となっている。また、固有モードに際しては、初期モデルと反復改良モデルの有限要素分割規模が同じであり、反復改良の際に板厚を各グループに分けたことを考えても、ある程度改善されている値になっている。さらに図6の各測定点(●点)における周波数応答関数の誤差和も表に示すように、約40%まで大幅に減少した値となっている。以上の解析結果に対する考察から、物性定数の感度を考慮した反復改良手法は、本センタビームのような複雑な機械構造の有限要素モデル改良に有効であることが認められる。

5.2 境界条件の変化に対する追従性 ここでは、提案する手法により改良された有限要素モデルが物理学的な妥当性を損なわないものであることを検証する。構造物の振動特性は、支持条件の変更および質量の付加のような境界条件の変化により異なる。そこで、改良有限要素モデルが示す振動特性が、解析対象実物の境界条件を変えた実験データに追従していけば、改良有限要素モデルは物理的に妥当であると考えられる。

まず、実物の支持条件を周辺自由状態から図6の右端を固定した状態に変えた場合に、加振点2と応答点Cとの間の伝達関数の比較を図11に示す。実線が一端固定時の実験データ、点線が反復改良有限要素モデルの境界条件を一端固定にして得られた解析結果を表し、両者は3次までの固有モードにわたって、比較的良好一致を示している。この結果から、改良有限要素モデルは、実物の本支持条件の変化による動特性を正確に表せる物理学的に妥当なモデルであると考えられる。

次に、センタビームの表面に質量を付加することによる動特性の変化に対する検証を行う。付加質量とし

ては730 gと700 gの円柱形重りを図6の各質量付加点に付けた場合を取上げる。解析に際しては、実測と計算により質量と慣性モーメントをそれぞれ求めて、有限要素モデルの質量マトリックスに直接加算し、強制振動応答解析から周波数応答関数を計算した。このときの振動特性の一例として、図6の加振点1と応答点D間の伝達関数を図12にて比較する。実線が実験データ、点線が有限要素モデルからの解析結果であり、両者は少なくとも約200 Hzまでの周波数領域にわたってかなり良く一致している。

以上から、センタビームの改良有限要素モデルは、実物の支持条件の変化および質量付加などの境界条件の変化による、動特性の変化を比較的良好精度で予測していることが認められ、物理学的な妥当性が示せると思われる。

図11 一端固定時の伝達関数

図12 質量付加時の伝達関数

表5 固有振動数の比較

Mode	Exp. (Hz)	Initial (Hz)	Updated (Hz)
1	133.10	216.8	135.7
2	151.30	240.6	149.6
3	236.09	435.9	275.7
4	258.30	596.3	380.3
5	265.79	750.6	462.6

6. 結 論

本報告では、振動実験データの参照による有限要素モデルの改良において、有限要素の板厚に対する固有値および固有モード感度とともに材料の物性定数（密度と縦弾性係数）に対する感度を採用した反復改良法を提案した。また、本手法が複雑な機械構造物の有限要素モデルに実用的に適用できることを自動車の車体部品の一つであるセンタビームへの適用例で明らかにした。この考察においては、センタビームの境界条件を変えた2通りの検証により、本手法が有限要素モデルの物理学的な妥当性を損なわないものであることを示した。提案する手法によれば、かなり複雑な実機に対するモデル化精度の改良法において、その適用限界をかなり拡大できることが期待される。

最後に、本研究において、供試体を提供してくださった(株)いすゞ中央研究所の岩原光男氏およびいすゞ自動車(株)の高田博氏に心より感謝の意を表する。

文 献

- (1) Baruch, M., *AIAA J.*, 20-11 (1982), 1623.
- (2) Caesar, B. and Peter, J., *AIAA J.*, 25-11 (1987), 1494.
- (3) Wei, J. C., ほか3名, *Proc. 7th IMAC II*, (1989), 1231.
- (4) O'callahan, J. C. and Chou, C. M., *Int. J. Anal. & Exp. Modal Analysis*, 4-1 (1989), 8.
- (5) Zhang, Q., ほか3名, *Int. J. Anal. & Exp. Modal Analysis*, 4-2 (1989), 39.
- (6) 孫・ほか2名, 機論, 57-537, C (1991), 1591.
- (7) 孫・ほか3名, 機論, 57-544, C (1991), 3741.
- (8) Zienkiewicz O. C., *The Finite Element Method*, (1977), 329, McGraw-Hill.
- (9) Fox, R. L. and Kapoor, M. P., *AIAA J.*, 6-12 (1968), 2426.
- (10) 長松, モード解析, (1985), 118, 培風館.