数値部分モデルと部分実構造を併用した自動車用 ハイブリッド振動シミュレータの開発*

戸井 武司^{*1}, 島村 旭^{*2}, 大久保 信行^{*1}

Development of Hybrid Vibration Simulator for Automobiles using Substructure Synthesis Method Based on FE Component and Real Substructure Model

Takeshi TOI, Akira SHIMAMURA and Nobuyuki OKUBO

A vibration simulator was utilized to evaluate the dynamic characteristics of a complicated mechanical system, which requires the total structures to be available. However, in the design stage, only one component is generally under consideration to improve the system dynamics. Therefore, it is useful to develop a hybrid vibration simulator using only the ready-made component which is called a real substructure, as if it behaves as in the total system. In this work, a hybrid model is built by the substructure synthesis method using the FE component model which was obtained by numerical analysis using the finite element method without a real structure, and an experimental model which was obtained by experimental modal analysis of the real substructure. This hybrid model was reduced to the degree of freedom of the connecting point, and we determined a few deciding numbers of excitation and excitation location based on the error ratio and by computing the virtual transmitted force. The real substructure was excited by a hybrid vibration simulator for realizing the vibration behavior in a total system with a modified excitation force, which compensated for the electrical and mechanical characteristics of the vibration simulator.

Key Words: Substructure Synthesis Method, Finite Element Method, Experimental Modal Analysis, Computer Aided Analysis, Vibration Simulator, Virtual Transmitted Force, Error Ratio

1. 緒 言

現在の機械製品に期待されるものは、従来の基本的な性能や耐久性に加えて、さらなる付加価値として安全性や快適性など多岐にわたっている。このような要求に対応するために設計および開発において、振動や騒音対策がますます重要になってきている。

実稼働時の振動や騒音挙動を再現する方法として、自動車用ロードシミュレータ⁽¹⁾がある。これらの方法は、一般に製品全体の試作品が必要であるため、全部品が揃わなくてはならないので、開発期間の最終段階でないと実験ができないことが多い。また、一部品の構造変更に対しても同規模の実験となる。部分構造を用いた振動試験⁽²⁾も開発されているが、加振台への拘束条件に対する検討⁽³⁾などが必要であり、境界条件を任意に設定できない問題がある。

設計および開発の現場ではCAEの環境が整い、各部品の数値シミュレーションが行われている。いったん、正確な数値モデルが得られれば、構造変更後の振動予測などを短時間で検証できる長所をもつ。しか

し、境界条件や減衰を完全に表現することが難しく、すべての挙動を同時に評価するには至っていない。

一方、実験モード解析は、はん用のソフトウェアも充実しており、加振実験から構造物の振動および騒音挙動を得る⁽⁴⁾。しかし、対象とする構造物が多く部品から構成される場合や形状が大型となると、実験モード解析が難しい場合もある。

製品開発では、自動車ボディとエンジンやシートのように、既存の部品と新規に設計または設計変更による部品との組合せとなる場合が多い⁽⁵⁾。もし、部品単位の設計変更を行った時点で、既存あるいは試作した部品(以下、部分実構造と呼ぶ)を用いて、システム内における実際の使用条件下の振動試験が行えれば、これらから発生する騒音や疲労などの評価が容易に行えるようになる。

そこで、本論文では有限要素解析から得た数値部分モデルと、部分実構造の実験モード解析から得た実験部分モデルより構成されるシステムに対するハイブリッド振動シミュレータを提案する。まず、実構造がない数値部分モデルと、部分実構造の実験による実験部分モデルから、部分構造合成法⁽⁶⁾⁽⁷⁾を用いてハイブリッドシステムモデルを作成する。次に、このシステムモデル内の結合部における自由度を縮小し、少数の仮

* 原稿受付 1997年2月4日。

^{*1} 正員, 中央大学 (〒112 東京都文京区春日 1-13-27)。

^{*2} 中央大学大学院。

想的な内力(以下、仮想伝達力と呼ぶ)により振動挙動を再現するための加振数や加振位置を決定する。最後に、振動シミュレータの電気的および機械的補正を行った仮想伝達力を加振器より部分実構造へ与えることで、システム内で実際に稼働している状態を再現する。

ここでは、部分実構造の振動挙動を少数の加振で仮想的に再現するための、仮想伝達力の予測理論について述べ、解析モデルおよび自動車エンジンブロックに本手法を適用し有効性を確認する。

なお、ハイブリッド振動シミュレータは、システムにおいて既存の一部の部品のみを用いることで、その部品がシステム内に組み込まれたときと同じ振動挙動が得られ、全部品からなる試作品を準備する必要がない。そのためコストが削減でき、また開発期間の早い時期に行うことが可能となる。また、一般の加振設備で所有している少数の加振器を用いて行えることも利点の一つである。

2. 仮想伝達力の予測理論

機械構造物の全体をシステムとし、各部品をコンポーネントとして考える。そこで、実構造がすでにあるコンポーネントは、実験モード解析により実験部分モデルを、また、実構造がないコンポーネントは、有限要素解析により数値部分モデルを作成し、システムのコンポーネントをいずれかの方法でモデル化する。これらを部分構造合成法を利用して、システムのモデル化を行う。

ここで、数値部分モデルのコンポーネント内に振動源があるとき、力は結合部を介して実験部分モデルのコンポーネントへ伝達する。もし、このとき結合部に生じる内力が把握できると、実験部分モデル単体でシステム内における振動挙動が再現できることになる。しかし、一般に部品同士は複数のボルト等で固定されており、結合部の自由度は大きい。実験部分モデル単体を用いて、振動挙動を正確に再現するには、結合部の自由度と同じ数の加振器が必要となり大規模な実験となってしまう。そこで、結合部の自由度を縮小した仮想伝達力を用いて、実験部分モデルがシステム内における振動挙動と等価になることを考える。

仮想伝達力の算出方法は、説明を簡単にするために二つのコンポーネント A, B からなるシステムとする。数値部分モデルをコンポーネント A とし、ハイブリッド振動シミュレータに使う部分実構造の実験部分モデルをコンポーネント B とする。エンジンから生じる力のように、システムに作用する入力既知と

なる⁽⁸⁾と、振動応答は予測できる。システムの状態方程式は、各コンポーネントの合成より次式で表せる。

$$\{X_{\text{Sys}}\}_{i \times 1} = [H_{\text{Sys}}]_{i \times i} \{F_{\text{Sys}}\}_{i \times 1} \cdots \cdots \cdots (1)$$

ここで、

$\{X_{\text{Sys}}\}$: システムの応答ベクトル

$[H_{\text{Sys}}]$: システムの周波数応答関数マトリックス

$\{F_{\text{Sys}}\}$: システムに与えられる力ベクトル

i : システムの自由度

また、システムの応答ベクトルは次式で表せる。

$$\{X_{\text{Sys}}\} = \begin{Bmatrix} X_{\text{SysA}} \\ X_{\text{SysB}} \end{Bmatrix} \cdots \cdots \cdots (2)$$

ここで、

$\{X_{\text{SysA}}\}$: システム内のコンポーネント A の応答ベクトル

$\{X_{\text{SysB}}\}$: システム内のコンポーネント B の応答ベクトル

一方、コンポーネント B 単体の状態方程式は、次式で表せる。

$$\{X_{\text{SysB}}\}_{j \times 1} = [H_B]_{j \times j} \{F_B\}_{j \times 1} \cdots \cdots \cdots (3)$$

ここで、

$[H_B]$: コンポーネント B の周波数応答関数マトリックス

$\{F_B\}$: コンポーネント B に与えられる力ベクトル

j : コンポーネント B の結合部の自由度

いま、システム内のコンポーネント A からコンポーネント B へ伝達される力に着目すると、仮想伝達力ベクトル $\{F_B^*\}$ を用いて、次式が成り立つ。

$$\{X_{\text{SysB}}\}_{j \times 1} \cong [H_B]_{j \times k} \{F_B^*\}_{k \times 1} \cdots \cdots \cdots (4)$$

ここで、

k : 仮想伝達力ベクトルの自由度

仮想伝達力とは、既存の一部の部品(コンポーネント B)における結合部の自由度を縮小した際のその点を伝達する少数の仮想的な内力である。仮想伝達力は、コンポーネント B の結合部の自由度と仮想伝達力ベクトルの自由度が等価な場合、コンポーネント A, B 間の真の内力となり、自由度が縮小されている場合、実際に伝達する内力と異なる。

式(1)によるシステムの応答予測から求めた応答関数を正解値として、次に仮想伝達力ベクトルの自由度、すなわち加振器の数を変更した場合の仮想伝達力を算出する。

式(4)において、 $k=j$ のときコンポーネント B の周波数応答関数マトリックスは正方行列になるので力ベクトルは求められるが、多くの場合 $k \ll j$ となる。式(4)から仮想伝達力を得るために最小二乗法を使って、次式で求められる。

$$\{F_B^*\}_{k \times 1} \cong ([H_B]_{j \times k}^h [H_B]_{j \times k})^{-1} [H_B]_{j \times k}^h \{X_{SysB}\}_{j \times 1} \dots \dots \dots (5)$$

ただし、 h は共役複素転置マトリックスを表す。

式(5)より算出した仮想伝達力は、逆フーリエ変換して時間軸のデジタル波形とし、D-A変換器を通して加振器から出力する。これより、部分実構造であるコンポーネントBを仮想伝達力で加振することができ、システム内に組み込まれたときと同じ振動挙動がハイブリッド振動シミュレータにより再現できる。

3. 解析モデルによる 振動シミュレーション

提案する手法を検証するための解析モデルは、図1に示す1自由度の質量と剛性からなる16自由度のシステムである。節点1～7をコンポーネントAとし、節点8～16をコンポーネントBとする。二つのコンポーネントは、4節点4自由度で結合されている。質量はモデルが上下対象とならないように、図1の黒丸で示す節点5と節点10のみ2kgとし、他の各節点の質量は1kgである。剛性はコンポーネントAで 1.4×10^5 N/m、コンポーネントBで 1.2×10^5 N/m、結合部で 1.0×10^5 N/mとしている。減衰は各モードに対して、減衰比0.005と設定している。

いま、このシステム的一端、図1に矢印で示すコンポーネントAの節点1, 3が同相、節点2が逆相の振幅1Nの正弦波を0～100Hzまで掃引で与える。このとき、図1に矢印で示すコンポーネントBの節点12の加速度応答は図2実線であり、入力が一一定であるのでシステムの固有振動数40.7, 55.5, 74.9, 78.1, 91.3Hzに共振がみられる。

そこで、このシステム内のコンポーネントBの振動挙動をコンポーネントB単体を用いて再現することを試みる。まず最初に、仮想伝達力を考慮せず、システムに加えた入力をそのままコンポーネントBの結

Fig. 1 Analytical model for virtual transmitted force

合部の節点9～11に与えてみる。そのときの節点12の加速度応答は、図2破線で示すようにコンポーネントBの固有振動数55.3, 69.1, 87.7Hzで共振し、システム内での挙動を示していない。

次に、2章で述べたコンポーネントBに対する仮想伝達力を求める。結合部は4自由度あるので、1入力の場合の仮想伝達力は四とおり、2入力の場合は六とおり、3入力の場合は四とおりある。4入力の場合は一とおりでコンポーネント間の真の内力となる。そこで、どの仮想伝達力を用いた場合が最もよくシステム内でのコンポーネントBの振動挙動を再現できるか評価する。仮想伝達力をコンポーネントBに与えたときの加速度応答と、真の加速度応答との誤差率を次式で定義する。

$$\varepsilon_k^* = \frac{\sum_{i=8}^{16} \left[\sum_{\omega=1}^n |a_{Bi}^*(\omega) - a_{SysBi}(\omega)| \right]}{\sum_{i=8}^{16} \left[\sum_{\omega=1}^n |a_{SysBi}(\omega)| \right]} \dots \dots \dots (6)$$

ここで、

ε_k^* : 仮想伝達力による誤差率

$a_{SysB}(\omega)$: システム内でのコンポーネントBの加速度
応答の振幅

$a_B^*(\omega)$: コンポーネントB単体に仮想伝達力を与えたときの加速度応答の振幅

ω : 周波数

n : データ数

i : 節点番号

誤差率は加振数や加振位置を決定するための評価関数として用いることができる。

図1に示した解析モデルに対して、コンポーネントBに与える入力は、表1に示す入力の数(A行)と選択した節点の組合せ(B列)である。仮想伝達力を一つの節点に与えたときの誤差率は図3に示すA1行であり、節点8の場合はB1列で誤差率56.9%と最大である。以下、これを[A1, B1]と記す。また、一つの入力で節点10の場合は、[A1, B3]で誤差率24.3%と最小である。入力数を増やせば誤差率は小

Fig. 2 Acceleration response of component B with analytical model

さくなるが、同じ入力の数でもばらつきが生じることがわかる。四つの節点に入力したとき [A 4, B 1] は、結合部の自由度が正確に再現されるため誤差率は零となる。

実際のハイブリッド振動シミュレータでは、入力の数だけ加振器が必要となり、加振設備の制約から容易に多くできない。そこで、2 節点で加振する場合を想定すると、図 3 から [A 2, B 3] で誤差率が最小となり、3 節点で入力する場合の誤差率に近いことがわかる。そこで、節点 8 と節点 11 からコンポーネント B 単体に仮想伝達力を入力する。節点 12 の加速度応答は図 4 破線となり、図 4 実線で示すシステム内での加速度応答と固有振動数および振幅ともにほぼ一致していることがわかる。

以上より、コンポーネント単体を用いてシステム内における振動挙動が、仮想伝達力を用いて再現できることを数値モデルで確認できた。また、仮想伝達力を入力する節点の組合せを誤差率により評価し、加振数

Table 1 Number of input versus input combination of analytical model

Input combination Number of input	Node No.					
	B1	B2	B3	B4	B5	B6
A1	8	9	10	11	—	—
A2	8, 9	8, 10	8, 11	9, 10	9, 11	10, 11
A3	8, 9, 10	8, 9, 11	8, 10, 11	9, 10, 11	—	—
A4	8, 9, 10, 11	—	—	—	—	—

Fig. 3 Error ratio of analytical model by various input combination calculated by numerical simulation

Fig. 4 Acceleration response of component B by virtual transmitted force with analytical model

や加振位置を適切に選択することが必要であることがわかった。

4. エンジンブロックのモデル化と仮想伝達力

自動車用直列 3 気筒ガソリンエンジンのハイブリッドモデルを作成し、本手法を適用する。ここでは、シリンダライナ、ウォータジャケット外壁、トランスミッション結合部、バルクヘッド、スカート部、オイルパンレール等からなるシリンダブロックと、クランク主軸を下部から支えるベアリングキャップおよびベアリングビームからなるクランクケースを併せてエンジンブロックとする。

4.1 ハイブリッドシステムモデルの作成 シリンダブロックは、境界条件を自由として実験モード解析し、周波数応答関数からモーダルパラメータを算出し実験部分モデルを作成する。

測定点は 3 方向 37 点、2 000 Hz までに四つの固有振動数 983.3, 1 194.7, 1 271.8, 1 589.1 Hz がある。クランクケースは、実構造がない場合を想定し、有限要素解析を用いて数値部分モデルを作成する。要素数 1 095, 節点数 1 443, 2 000 Hz までに三つの固有振動数 761.1, 1 173.1, 1 230.9 Hz がある。

この実験部分モデルのシリンダブロックと数値部分モデルのクランクケースは、8 本のボルトで固定され

Fig. 5 Substructure synthesis model of engine block

Fig. 6 Frequency response function of engine block by substructure synthesis method

るので8節点24自由度で結合するとし、2部品からなるエンジンプロックのハイブリッドシステムモデルを作成する。図5にモデルの外観図を示す。また、図6にハイブリッドシステムモデルの周波数応答関数を実線で、確認のため実際のエンジンプロックを境界条件は自由として実験モード解析し、測定した周波数応答関数を破線で示す。二つの関数はほぼ一致しており、結合部の自由度を並進成分のみとしたハイブリッドシステムモデルが正確にできていることがわかる。

4.2 仮想伝達力の推定 さて、実構造がない状態を想定したクランクケースの二つの節点617Y+方向と586Z-方向から、3気筒エンジンの回転によって励起される1.5次成分ごとに高調波15次までと、その振幅に対して5%の各周波数に一定なランダムノイズが与えられるとする。この入力を図7に示す。このとき、エンジンプロック内におけるシリンダブロックの振動挙動を単体で再現することを目的として、仮想伝達力を算出する。

まず、エンジンプロックの結合部24自由度の中から加振点を決定するために、3章と同様にして1入力と2入力の場合の誤差率を求める。2入力の場合は、加振器の設置が困難な組合せを除き、六十六とおりの組合せについて算出した誤差率を図8に示す。誤差率

Fig. 7 Original force for crank case (Calculation)

Fig. 8 Error ratio of cylinder block by various input combination calculated by numerical simulation

は1自由度より2自由度のほうが低くなり、図8に矢印で示す節点22Y-方向と28Z-方向の2箇所を加振点とすることが適切であると判断できる。

5. エンジンプロックによる振動シミュレーション

シリンダブロック単体の実験状況は、境界条件が自由になるよう鉄棒からゴムひもを介してつるし、22Y-方向と28Z-方向に加振器を取付ける。算出した仮想伝達力を、D-A変換器からアンプを通して加振器へ出力し、振動挙動を再現する。

5.1 仮想伝達力の修正 加振器への算出出力が構造物へ同じ波形で伝わらない問題がしばしば生じる⁽⁹⁾。その原因は、アンプや加振器などの加振システムの電気的特性や、構造物自身の振動挙動による影響が考えられる。そこで、仮想伝達力を修正(以下、修正加振力と呼ぶ)し、これらの特性を補正する必要がある。まず、補正のための信号と、加振器と構造物の間に取付けた力センサから加振特性を求める。次に、加振器への算出出力と加振特性の逆数を乗じることにより、修正加振力を求める。

図9に仮想伝達力として測定周波数範囲で一定(1×10^{-3} N)のランダムな算出出力(実線)を与えたときの、力センサで測定された入力(点線)を示す。構造物への入力は、測定周波数範囲で一定となっておらず、900, 1000 Hz付近にピークが生じている。修正加振力を与えたときの力センサで測定された入力(破線)であり、加振器への算出出力とよく一致しており、修正の有効性が確認できる。

5.2 ハイブリッド振動シミュレータ エンジン回転数に対応した次数成分を含む力がエンジンプロックに作用するときの振動挙動を、シリンダブロック単体を用いて修正加振力により再現する。

まず、システムの挙動を検証するために、シリンダブロックとクランクケースをボルトで固定し、境界条件は自由として回転次数成分を含む力を加振器からエンジンプロックに与える。そのときのシリンダブロッ

Fig. 9 Excitation force for exciter (Measurement)

(a) Cylinder block built in total system

(b) Only cylinder block by direct force

(c) Only cylinder block by virtual transmitted force

Fig. 10 Acceleration response of cylinder block (Measurement)

クの加速度応答は、図 10(a)である。各回転数において、図 10(a)に矢印で示すエンジンプロックの三つの固有振動数 983.3, 1 194.7, 1 271.8 Hz が顕著に現れる。また、エンジンの回転に伴う次数成分と、固有振動数が重なる周波数では振幅の増大が確認できる。

次に、エンジンプロックに与えた力を、シリンダブロック単体にそのまま与えたときの加速度応答は、図 10(b)である。図 10(b)に矢印で示すシリンダブロック単体の二つの固有振動数 761.1, 1 230.9 Hz が顕

著となり、図 10(a)とは異なった傾向を示しており、エンジンプロックに組み込まれた場合の特徴が現れない。

そこで、ここで提案するように、式(5)を用いて仮想伝達力を算出し、修正加振力としてシリンダブロック単体に与えたときの加速度応答は、図 10(c)である。図 10(c)に矢印で示すエンジンプロックの三つの固有振動数が顕著に現れており、回転次数成分と重なるときの振幅の増大も、図 10(a)と一致した傾向であることがわかる。ここで、図 10(a), (c)の加速度応答の差異は、加振器を 2 台にするために仮想伝達力の自由度を 24 から 2 としたことに起因している。

このように、仮想伝達力を用いたシリンダブロック単体のハイブリッド振動シミュレータより、エンジンプロック内における振動挙動が再現できることを確認できた。

6. 研究 成 果

(1) 部分実構造に仮想伝達力を入力することで、複数の部品からなるシステム内における振動挙動が再現できるハイブリッド振動シミュレータを開発した。

(2) 誤差率の導入により、加振数や加振位置が適切に決定でき、仮想伝達力を算出するための定量的な指標が得られた。

(3) 加振システムの挙動を補正する修正加振力を用い、自動車用エンジンプロックで本手法の実用性が確認できた。

文 献

- (1) Hakansson, H., Lago, T. and Olsson, S., A Non-Tachometer Based Order Analysis Method for Interior Noise Measurements in Cars, *Proc. 12th Int. Modal Anal. Conf.*, (1994), 1419-1495.
- (2) 中川正紀・ほか 3 名, 機論, **60**-570, C(1994), 48-53.
- (3) Sinapius, J. M., Identification of Free and Fixed Interface Normal Modes by Base Excitation, *Proc. 14th Int. Modal Anal. Conf.*, (1996), 23-31.
- (4) 戸井武司・金子格三・大久保信行, 機論, **61**-587, C(1995), 2882-2887.
- (5) 例えば, 三浦登・福田水穂, 自動車設計と解析シミュレーション, (1990), 91-94, 培風館.
- (6) 長松昭男・大熊政明, 部分構造合成法, (1991), 123-143, 培風館.
- (7) 長松昭男・ほか 3 名, 機論, **49**-447, C(1983), 1914-1922.
- (8) 中島泰夫・村中重夫, 新・自動車用ガソリンエンジン, (1994), 140-141, 山海堂.
- (9) Tsujiuchi, N. and Toi, T., A Multi-Point Excitation Technique Based upon Corrected Excitation Forces using an Adaptive Filter, *Proc. 10th Int. Modal Anal. Conf.*, (1992), 1115-1121.