部分構造合成法による振動解析*

(第6報, 音響解析への応用)

長池 勝^{*1}, 長松 昭男^{*2}, 雉 本 信 哉^{*3}

Analysis of Vibration by the Substructure Synthesis Method

(6th Report, Application to Acoustic Analysis)

Masaru NAGAIKE, Akio NAGAMATSU, and Shinya KIJIMOTO

Substructure synthesis methods, which are applicable to the vibration analysis of large complex machine structures, are applied to acoustic analysis. At first, the frequency response spectra of sound pressure emitted from a flat rectangular steel plate in a cubical steel box are analyzed by the finite element method or by the boundary element method. Comparing the calculated results with experimental ones, their accuracy is discussed. Next, the reduced impedance method and the component mode synthesis method, which are the substructure synthesis methods previously proposed by the authors for the vibration analysis of machine structures, are applied to acoustic analysis. The sound pressure frequency response spectra calculated by these methods are quite close to experimental ones.

Key Words: Vibration, Numerical Analysis, Mode Analysis Substructure Synthesis, Acoustic Analysis

1. ま え が き

公害防止や作業環境改善の観点から各種機械構造物の振動騒音低減が強く要求されている。新たな機械構造物を開発するとき、定められた開発期間の中でその要求とともに他の仕様をも同時に実現するためには、従来のように試作試験の繰返しに頼るのではその実現は困難であり、どうしても設計段階においてその機械構造物の振動音響特性を予測する必要がある。構造体の振動特性予測には有限要素法(以下 FEM と略記)などに代表される数値解析法がさかんに用いられており、また音響特性予測にも FEM⁽¹⁾や境界要素法⁽²⁾(以下 BEM と略記)などが用いられ始めている。しかし、これらの数値解析法は大規模な行列演算を必要とするため、複雑な機械構造物の解析に際しては計算機容量あるいは計算時間が膨大となり、その計算実行が困難となる場合が多い。

そこで本研究の前5報では、直接 FEMなどを適用

するよりも少容量短時間で解析できる各種の部分構造合成法(以下 SSM と略記)を提案し、構造体の振動解析に応用してきた。これと同様に本報では SSM を音響解析に応用することを試みる。また、前5報で提案した SSM は FEM を基礎としたものであったが、本報では新たに BEM を基礎とした SSM の計算手法を示す。

まず最初に、立方体閉空間を供試空間として FEM と BEM により音響解析を行い、両者の計算精度の比較や有限要素分割方法が計算精度に及ぼす影響についての考察を行う。次に、FEM を基礎とした SSM として、構造体の振動解析において用いられている区分モード合成法(以下 CMS と略記)⁽³⁾⁽⁴⁾を立方体閉空間の音響解析に応用することを試みる。また、BEM に関しても計算時間と計算機容量を節約する計算手法⁽⁵⁾があるが、著者らもこれと同様な BEM による SSM を独自に示し、立方体閉空間の音響解析を行い実験結果と比較することによりその有効性を示す。

2. 区分モード合成法

CMS は FEM や伝達行列法などの従来の数値解析法の適用が困難である複雑な構造体の振動解析に用いられている SSM の一つであり、音響解析へも容易に

* 昭和62年4月3日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年10月13日。

^{*1} 正員、松下電器産業(株)生産技術研究所(〒571 大阪府門真市松葉町2-7)。

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

^{*3} 学生員、東京工業大学大学院。

応用できる。

CMSの概略は次のとおりである。まず全空間の有限要素分割を行い、解析可能な自由度を有するいくつかの部分空間に分ける。各部分空間の固有モードをFEMにより求め、それらを用いて物理座標系における各部分空間の運動方程式をモード座標系における運動方程式に変換する。モード座標系において、すべての部分空間の運動方程式を合成し全空間の運動方程式を作成する。境界条件を与え、これを解いて音圧を求める。作成したモード座標系における全空間の運動方程式は、各部分空間の固有モードだけを自由度とするため物理座標で表現するよりも自由度が大幅に減少している。したがって複雑な空間の音響解析をFEMにより直接行うよりも計算時間と計算機容量が少なくて済む。ただし、開空間問題に対してCMSを適用することは困難であり、また閉空間問題の場合でも吸音材などの減衰が存在するときには、それを粘性減衰に近似する必要がある。

音響解析の場合のCMSの定式化は、構造体の振動解析の場合とほとんど異ならない。したがって、ここでは紙面の都合もあり具体的な定式化の説明は省略する。

3. 境界要素法による部分構造合成法

問題とする物体が不均質な材料特性を持つ場合や物体の大きさの次元が極端に違う場合などにBEMでは領域分割法⁽⁶⁾という方法が用いられている。この領域分割法と、構造体の振動解析において著者らが提案した縮小インピーダンス合成法⁽⁷⁾(以下RIMと略記)を応用してBEMの計算時間と計算機容量の節約を試みる。

説明を簡単にするために図1に示すように唯一の境界Sを持つ三次元閉空間Vを考える。ここでは閉空間Vを図2に示すように三つの部分空間に分ける。部分空間Iについて、もともと境界Sであった境界を境界1とし、部分空間に分けることにより生じた境界を境界2とする。部分空間IIとIIIについても同様に、もともとの境界をそれぞれ境界3と境界5、新たに生

じた境界を境界2と境界4とする。各境界の有限要素分割を行い各部分空間についてBEMにより方程式を作成する。部分空間Iに関しては境界1の音圧 $\{P_1\}$ 、境界2の音圧 $\{P_2\}$ および境界2の音圧の法線方向微係数 $\{q_2^I\}$ を未知数とした次の方程式ができる。

$$\begin{bmatrix} A_{11}^I & A_{12}^I & A_{13}^I \\ A_{21}^I & A_{22}^I & A_{23}^I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ q_2^I \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} B_1^I \\ B_2^I \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (1)$$

ここで $[A]$ と $\{B\}$ はBEMにより作成される既知行列と既知ベクトルである。同様に部分空間IIに関して

$$\begin{bmatrix} A_{11}^{II} & A_{12}^{II} & A_{13}^{II} & A_{14}^{II} & A_{15}^{II} \\ A_{21}^{II} & A_{22}^{II} & A_{23}^{II} & A_{24}^{II} & A_{25}^{II} \\ A_{31}^{II} & A_{32}^{II} & A_{33}^{II} & A_{34}^{II} & A_{35}^{II} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ q_2^{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} B_1^{II} \\ B_2^{II} \\ B_3^{II} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2)$$

部分空間IIIに関して

$$\begin{bmatrix} A_{11}^{III} & A_{12}^{III} & A_{13}^{III} \\ A_{21}^{III} & A_{22}^{III} & A_{23}^{III} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_4 \\ P_5 \\ q_4^{III} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} B_1^{III} \\ B_2^{III} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3)$$

領域分割法では

$$\begin{aligned} \{q_2^I\} &= -\{q_2^{II}\} \\ \{q_4^{III}\} &= -\{q_4^{II}\} \end{aligned} \dots\dots\dots (4)$$

であることを考慮して式(1)～(3)の方程式を連立して解く。しかし、その際の未知数は $\{P_1\} \sim \{P_5\}, \{q_2^I\}$ および $\{q_4^{III}\}$ であり領域分割を行う前より未知数は増えている。そこで、この方程式の自由度をRIMと同様な手法により縮小する。式(1)においてガウスの消去法の前進過程を $\{P_1\}$ に関する列にのみ適用すると

$$\begin{bmatrix} A_{11}^I & A_{12}^I & A_{13}^I \\ 0 & A_{22}^I & A_{23}^I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ q_2^I \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} B_1^I \\ B_2^I \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

となる。ここで $[A_{11}^I]$ は上三角行列である。式(4)と式(5)により

$$\begin{aligned} \{q_2^I\} &= [A_{23}^I]^{-1} [A_{22}^I] \{P_2\} - [A_{23}^I]^{-1} \{B_2^I\} \\ &= [D^I] \{P_2\} - \{E^I\} \end{aligned} \dots\dots\dots (6)$$

式(3)についても同様な操作を行うことにより次式が

図1 三次元空間

1～5: 境界番号, I～III: 空間番号

図2 部分空間への分割方法

得られる。

$$\{q_1^{\text{II}}\} = [A_{11}^{\text{III}}]^{-1} [A_{11}^{\text{III}}] \{P_4\} - [A_{13}^{\text{III}}]^{-1} \{B_1^{\text{III}}\} \\ = [D^{\text{III}}] \{P_4\} - \{E^{\text{III}}\} \dots\dots\dots (7)$$

式(6)と式(7)を式(2)に代入すると

$$\begin{bmatrix} A_{11}^{\text{II}} + A_{14}^{\text{II}} D^{\text{I}} & A_{12}^{\text{II}} & A_{13}^{\text{II}} + A_{15}^{\text{II}} D^{\text{III}} \\ A_{21}^{\text{II}} + A_{24}^{\text{II}} D^{\text{I}} & A_{22}^{\text{II}} & A_{23}^{\text{II}} + A_{25}^{\text{II}} D^{\text{III}} \\ A_{31}^{\text{II}} + A_{34}^{\text{II}} D^{\text{I}} & A_{32}^{\text{II}} & A_{33}^{\text{II}} + A_{35}^{\text{II}} D^{\text{III}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{Bmatrix} \\ = \begin{Bmatrix} B_1^{\text{II}} + A_{14}^{\text{II}} E^{\text{I}} + A_{15}^{\text{II}} E^{\text{III}} \\ B_2^{\text{II}} + A_{24}^{\text{II}} E^{\text{I}} + A_{25}^{\text{II}} E^{\text{III}} \\ B_3^{\text{II}} + A_{34}^{\text{II}} E^{\text{I}} + A_{35}^{\text{II}} E^{\text{III}} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (8)$$

式(8)に示す方程式の未知数は $\{P_2\}, \{P_3\}$ および $\{P_4\}$ であり、方程式の自由度は部分空間IIの節点数に縮小されている。式(8)を解くことにより $\{P_2\} \sim \{P_4\}$ が求まる。 $\{q_2^{\text{II}}\}$ と $\{q_1^{\text{II}}\}$ はそれぞれ式(6)と式(7)により求めることができる。 $\{P_1\}$ は式(5)より

$$\{P_1\} = [A_{11}^{\text{I}}]^{-1} (\{B_1^{\text{I}}\} - [A_{12}^{\text{I}}] \{P_2\} + [A_{13}^{\text{I}}] \{q_2^{\text{II}}\}) \\ \dots\dots\dots (9)$$

同様に $\{P_5\}$ は

$$\{P_5\} = [A_{22}^{\text{II}}]^{-1} (\{B_2^{\text{II}}\} - [A_{21}^{\text{II}}] \{P_4\} + [A_{23}^{\text{II}}] \{q_1^{\text{II}}\}) \\ \dots\dots\dots (10)$$

となる。

通常の BEM により全空間の方程式を作成し、それを一挙に解くよりも本報のように部分空間ごとに方程式を作成し処理を進めるほうが一般には計算機容量は少なく済む。また、本報で示した方法では部分領域に分けることにより新たに生じた境界上の未知数が増えるが、全空間に関する方程式を部分ごとに解いていくため計算時間は逆に短くなる。さらに、空間内部の音圧計算、例えば部分空間 I の内部の音圧計算の際には、通常の BEM ならば境界 S すべてについて積分を行う必要があるが、本報で示した方法では境界 1 と 2 についてのみ積分を実行すればよく、この過程においても計算時間を節約できる。部分空間 I あるいは III について内部の音圧を求める必要がなければ式(9)あるいは式(10)の計算は省略でき、さらに計算時間を節約できる。逆に、部分空間 I あるいは III 内部の音圧だけを知りたい場合は、その部分空間だけに縮小された方程式を作成し、それを解けばよい。部分空間が同じ形状をしていれば、例えば図 2 の場合、部分空間 I と III が同じ形状であれば式(7)の計算と式(10)の逆行列計算は省略でき、それぞれ式(6)と式(9)の結果を座標変換するだけでよく計算時間を節約できる。

以上のように、本報で示した方法によれば計算機容量と計算時間を節約できるが、部分空間への分割方法に若干の注意を要する。まず、全空間をできるだけ直

列に部分空間に分割するほうが望ましい。直列でない場合にもこれと同様な方法の適用は可能であるが、計算機容量と計算時間の節約はあまり望めない。また、直列に分割する場合でも、あまり分割数を多くすると計算時間が逆に長くなる場合もある。

4. 立方体閉空間の解析

FEM と BEM による音響解析において要素分割方法が計算精度に及ぼす影響や両者の計算精度などを検討するために、図 3 に示す厚さ 10 mm の鋼板でできた箱の内部空間の音響解析を行う。

図 3 に示す箱の内部は一辺 480 mm の立方体閉空間となっている。箱の一面の中央に 205×305 mm の窓を開け、そこに 200×300 mm、厚さ 4 mm の鋼板をはめ込む。ただし、その平板は箱に触れないようにやわらかいばねで箱に吊り下げる。そして、図 3 に示す平板上の点 F を z 方向に 1 N の力で正弦波励振したときの箱内部の音圧を FEM と BEM により計算し、実験結果と比較する。

4.1 計算方法 音圧計算に用いる振動板の変位は実験により測定し、周囲の箱は剛壁と考える。振動板と箱の間などのすきまは無視する。FEM による計算はモード解析により行い、内部空間の固有振動数と音圧伝達関数を求める。BEM による計算は、まず粗い周波数間隔で音圧伝達関数を計算する。次に、伝達関数曲線の形が認識できる程度に共振周波数と反共振周波数付近を細かく計算して音圧伝達関数を求める。音圧伝達関数曲線よりおよそその固有振動数を読取り、その付近において固有値探索法により 1 Hz 間隔で固有振動数を求める。なお、FEM と BEM とともに壁面の減衰と空気減衰は考慮に入れず不減衰計算を行う。

4.2 実験方法 音圧計算に用いる振動板の振動伝達関数(コンプライアンス)と内部空間の音圧伝達関数は自動掃引正弦波励振試験により測定する。振動板上の点 F を箱外部より動電形加振器により励振し、有限要素分割したとき節点となる振動板上の点に加速度計を取付けて振動伝達関数を測定する。また、音圧

図 3 立方体箱の概略図

伝達関数の測定は加速度計を騒音計に取り換え、振動伝達関数の測定と同様に行う。

4.3 解析結果 まず、箱内部の立方体空間に対し、図4に示すような3通りの有限要素分割を行い、FEMにより立方体閉空間の固有振動数を計算し厳密解および実験結果と比較する。表1に立方体閉空間の1100 Hzまでの固有振動数(0 Hzを除く)の厳密解、実験値、FEMによる計算結果およびBEMによる計算結果を示す。なお、それぞれの固有振動数の結果は固有モードを比較することにより対応させている。厳密解において重根は省略している。また、実験とBEMでは重根を判断するのが困難なため省略している。図4のmodel 1は三次元六面体一次要素を使用、要素数315、節点数480であり、すべての要素は直方体となっている。FEMとBEMともに振動面の体積加速度を求める都合上、振動面上にはできるだけ節点が多いほうがよい。図4の立方体前面中央部が振動板である。また、要素形状はいびつでないほうがよいため、まずmodel 1のような分割を行う。表1のmodel 1の結果をみると重根となるべき固有振動数にばらつきが見られる。これはかなり細長い直方体要素が多く存在するためと考えられる。次に、model 2のような分割を試みる。model 2は節点数、要素数ともにmodel 1と同じであり、図4の立方体前面の要素はいびつな形状となっているが、それ以外の要素の形状はほぼ立方体となっている。表1をみるとmodel 1に比べ重根のばらつきは若干減っている。また、固有振動数は全体的に低くなり厳密解へと近づいている。model 3は要素数343、節点数512であり、すべての要素がほぼ立方体となっている。表1のmodel 3の結果をみると重根のばらつきはあまりなく、他のmodelに比べ誤差が少ない。しかし、振動板上の節点が少ないため体積加速度計算の誤差が大きくなる可能性がある。BEMによる

計算結果は立方体閉空間表面を図4のmodel 3のように四角形要素を用いて分割(要素数294、節点数296)し計算した結果である。BEMの結果はFEMのmodel 3の結果より低い値となっており、より厳密解に近づいている。

次に、箱内部の音圧伝達関数の解析結果を示す。FEMもBEMもともに図4のmodel 3の分割を行い計算する。図5に示す点2における音圧伝達関数の解析結果を図6に示す。実線がFEMによる計算結果、点線が実験結果であり、縦軸は聴感補正を行っていない音圧のdB値である。計算結果は採用モード数を130として2 Hzおきに計算したものであり、不減衰計算であるため空間の固有振動数において音圧は無限大となっている。伝達関数において230 Hz、270 Hzおよび540 Hz付近の共振峰は振動板の固有振動数で

表1 立方体閉空間の固有振動数(単位: Hz)
()内の数字は厳密解に対する誤差(%)

EXACT	EXPERIMENT	F.E.M.			B.E.M.
		MODEL1	MODEL2	MODEL3	
354.2	366	358.0 (1.1) 359.8 (1.6) 365.3 (3.3)	356.1 (0.5) 357.9 (1.0) 359.7 (1.0)	357.1 (0.8) 357.1 (0.8) 357.2 (0.8)	355 (0.2)
500.9	514	507.6 (1.3) 511.8 (2.2) 513.1 (2.4)	504.7 (0.8) 506.5 (1.1) 508.6 (1.5)	505.1 (0.8) 505.1 (0.8) 505.2 (0.8)	503 (0.4)
613.4	626	625.6 (2.0)	620.5 (1.2)	618.6 (0.8)	617 (0.6)
708.3	716	733.6 (3.6) 753.6 (6.4) 754.1 (6.5)	723.5 (2.1) 734.6 (3.7) 753.3 (6.4)	732.3 (3.4) 732.3 (3.4) 732.8 (3.5)	711 (0.4)
791.9	803	817.1 (3.2) 819.7 (3.5) 834.4 (5.4) 834.8 (5.4) 835.1 (5.5) 838.2 (5.8)	806.7 (1.9) 808.8 (2.1) 815.7 (3.0) 820.6 (3.6) 834.8 (5.4) 837.9 (5.8)	814.7 (2.9) 814.7 (2.9) 814.8 (2.9) 815.0 (2.9) 815.0 (2.9) 815.7 (3.0)	797 (0.6)
867.5	883	895.2 (3.2) 908.6 (4.7) 911.4 (5.1)	884.1 (1.9) 893.1 (3.0) 910.6 (5.0)	889.6 (2.5) 889.8 (2.6) 890.1 (2.6)	882 (1.7)
1001.7	1016	1051.7 (5.0) 1052.1 (5.0) 1066.1 (6.4)	1031.0 (2.9) 1046.3 (4.5) 1056.5 (5.5)	1035.5 (3.4) 1035.8 (3.4) 1036.7 (3.5)	1003 (0.1)
1062.5	1078	1111.5 (4.6) 1113.9 (4.8) 1124.0 (5.8)	1095.2 (3.1) 1107.1 (4.2) 1112.5 (4.7)	1095.6 (3.1) 1096.0 (3.2) 1096.1 (3.2)	1092 (2.8)

図4 立方体閉空間の有限要素分割

O: 原点, 1~6: 測定点, 座標の単位は mm

図5 立方体閉空間の音圧伝達関数測定位置

あり、他の共振峰はすべて空間の固有振動数である。計算結果と実験結果はよく一致しているが、若干の誤差の原因として振動板と箱の間などのすきまを無視したこと、箱を剛壁と近似したこと、音圧計算に用いる変位の測定と音圧の測定を同時に行っていないこと、内部空間に騒音計を挿入していることなどが考えられる。また、model 3 の場合、分割粗さにより決まる解析上限周波数は約 900 Hz であり、そのため 900 Hz 以上では誤差が大きくなっている。model 3 では図 4 に示すように振動面の分割が粗いが本例の場合、200~1000 Hz の範囲では振動板の振動モードが比較的単純であったため、体積加速度計算にあまり誤差を生じなかったようである。

図 7 に BEM により計算した点 1 の音圧伝達関数を示す。計算は粗いところで 25 Hz おきに、細かいところでは 5 Hz おきに行っている。BEM の場合も空間の固有振動数において音圧は無限大となっている。点 1 の音圧伝達関数の FEM と BEM による計算結果を図 8 に重ねて示す。実線が BEM、点線が FEM による計算結果である。低次においては両者は一致しているが、高次においては BEM の固有振動数のほうが低めになっており実験結果に近い。

最後に、model 2 の分割を行い FEM により計算した点 1 付近の音圧伝達関数を図 9 に示す。model 2 では重根となるべき空間の固有振動数にばらつきがあるため、高次では伝達関数の誤差が増大している。本例

のように問題とする周波数範囲において振動板の振動モードが比較的単純な形となっている場合は、振動板上に節点を集めるより要素形状ができるだけいびつにならないようにするほうが望ましい。

計算時間については、FEM では特性行列の作成から音圧伝達関数の計算まで 1 分 (HITAC-M 280 H による) である。それに対し BEM では約 40 分 (1 周波数点あたり約 20 秒) を要している。

5. 直方体閉空間の解析

SSM を FEM あるいは BEM による音響解析に応用することの有効性と可能性を示すために図 10 に示す箱内部の直方体閉空間の音響解析を行う。

図 10 に示す箱は 4 章で用いた箱と全く同じ構造であり、寸法が異なるだけである。厚さ 10 mm の鋼板により作製した外寸 1660×430×430 mm の直方体の箱であり、その側面の中央付近に立方体箱と全く同様にして振動板を設ける。箱内部は 1640×410×410 mm の直方体閉空間となっている。振動板上の点 F を 1 N の力で正弦波励振したときの箱内部の音圧を FEM による SSM として CMS, BEM による SSM として RIM を用いて計算し実験結果と比較する。

5・1 計算方法 計算方法は立方体箱の場合とほぼ同じである。音圧計算に用いる振動板の変位は実験により測定する。振動板は完全に箱と絶縁されているとし箱を剛壁と考える。また、振動板と箱の間などの

実線：FEM, 点線：実験

図 6 立方体閉空間の音圧伝達関数 (点 2)

実線：BEM, 点線：FEM

図 8 立方体閉空間の音圧伝達関数 (点 1)

実線：BEM, 点線：実験

図 7 立方体閉空間の音圧伝達関数 (点 1)

実線：FEM(model 2), 点線：実験

図 9 立方体閉空間の音圧伝達関数 (点 1)

すきまは無視する。CMS, RIM とともに不減衰計算を行う。

まず, CMS により解析する場合は直方体閉空間を図 11 に示すように三次元六面体要素を用いて分割する。節点数 1 176, 要素数 828 である。次に, 直方体閉空間を図 12 に示すように三つの部分空間に分ける。部分空間 I と III は $410 \times 410 \times 565$ mm の直方体閉空間, 部分空間 II は $410 \times 410 \times 510$ mm の直方体閉空間である。以上のように有限要素分割と部分空間への分割を行い CMS により固有振動数と音圧伝達関数を求める。

RIM の場合も直方体空間を CMS と同様に三つの部分空間に分け, 各部分空間の表面を図 12 に示すように四角形要素を用いて分割する。部分空間 I と III は節点数 266, 要素数 264, 部分空間 II は節点数 242, 要素数 240 である。RIM による計算は 3 章で述べた説明と同様に部分空間 II だけに関する方程式へと縮小して解く。また, 本例の場合は部分空間 I と III が同じ形状となっているため, 式 (7) の計算と式 (10) の逆行列計算はそれぞれ式 (6) と式 (9) の結果を座標変換するだけでよい。空間の固有振動数は固有値探索法により 1

図 10 直方体箱の概略図

図 11 直方体閉空間の有限要素分割

図 12 部分空間への分割方法

Hz 間隔で求め, 音圧伝達関数はその曲線形状がほぼ認識できる程度の周波数間隔で計算を行い求める。

なお, 実験方法は立方体箱の場合とまったく同様である。

5・2 解析結果 表 2 に直方体閉空間の 700 Hz までの固有振動数の厳密解, 実験値, CMS による計算結果および RIM による計算結果を示す。単位は Hz であり, () 内は厳密解に対する誤差を示す。厳密解では重根を省略している。また, 実験と RIM では重根を見つけることが困難なため省略している。実験結果において, 厳密解 611.2 Hz に対応する固有振動数は振動板がこのモードの節付近にあり, このモードが励

表 2 直方体閉空間の固有振動数 (単位: Hz)
() 内の数字は厳密解に対する誤差 (%)

PLATE			
EXACT	EXPERIMENT	CMS	RIM
106.4	118	106.4 (0.0)	107 (0.6)
212.8	226	213.4 (0.3)	213 (0.1)
319.2	329	321.3 (0.7)	321 (0.6)
425.6	435	430.3 (1.1) 430.3 (1.1) 430.7 (1.2)	429 (0.8)
438.7	447	443.2 (1.0) 443.2 (1.0)	441 (0.5)
475.8	486	480.3 (0.9) 480.3 (0.9)	478 (0.5)
532.0	540	537.0 (0.9) 537.0 (0.9) 542.2 (1.9)	536 (0.8)
601.9	611	608.5 (1.1) 608.8 (1.1) 608.8 (1.1)	605 (0.5)
611.2	—	617.8 (1.1)	615 (0.6)
638.4	646	644.8 (1.0) 656.1 (2.8)	640 (0.3)
681.3	685	688.3 (1.0) 692.2 (1.6) 692.2 (1.6)	685 (0.5)

COORDINATE

- 1 (68 , 205 , 1357)
- 2 (205 , 205 , 1357)
- 3 (205 , 205 , 1146)
- 4 (205 , 342 , 1146)
- 5 (205 , 273 , 929)
- 6 (342 , 205 , 282)

O: 原点, 1~6: 測定点, 座標の単位は mm

図 13 直方体閉空間の音圧伝達関数測定位置

起されなかったため検出することができなかった。CMS と RIM の計算結果は両者とも厳密解と実験結果によく一致しているが、SSM の場合も BEM を基礎にしている RIM のほうが厳密解に近い値となっている。

次に、図 13 に示す箱内部の点 2 と点 3 における音圧伝達関数の解析結果を図 14～17 に示す。図 14 と図 15 は CMS による計算結果であり、それぞれ点 2 と点 3 の音圧伝達関数である。図 16 と図 17 は RIM による計算結果であり、それぞれ点 2 と点 3 の音圧伝達関数である。いずれの図においても実線が計算結果、点線が実験結果、縦軸は聴感補正を行っていない音圧の dB 値であり、CMS では 2 Hz おきに、RIM では 3～25 Hz おきに音圧計算を行っている。また、不減衰計算であるため空間の固有振動数において計算結果の音圧は無限大となっている。CMS と RIM の計算結果を比較すると音圧計算の周波数間隔が異なるため若干の相違は見られるが、大きな相違はなく両者とも実験結果と良好な対応を示している。計算結果と実験結果の間に見られる若干の誤差は CMS あるいは RIM の理論から生じるものではなく、4 章の立方体箱の場合と同じ理由によるものと考えられる。

音圧伝達関数の計算時間は CMS では約 3 分、RIM では約 60 分 (1 周波数当たり約 41 秒) で済んでいる。

通常の FEM や BEM ではこれ以上に計算時間を要する。ちなみに、節点数 418 で分割したある空間について通常の BEM により各節点の音圧 (未知数 418) を求めるために 1 周波数当たり計算時間が約 59 秒であるのに対し、本例の場合 (未知数 748) は 1 周波数当たり約 41 秒で済んでいる。また、計算機容量も大幅に節約できる。

6. ま と め

構造体の振動解析において、計算時間と計算機容量の節減のために用いられている部分構造合成法を音響解析に応用することを試みた。

まず、部分構造合成法の応用に先立ち、立方体閉空間の音響解析を有限要素法と境界要素法により行い計算精度、計算時間、有限要素分割方法などについて基礎検討を行った。

次に、部分構造合成法にはいくつかの手法があるが本報では有限要素法には区分モード合成法を、境界要素法には縮小インピーダンス合成法を適用し立方体閉空間の音響解析を行った。計算結果は実験結果と良好な対応を示しており、部分構造合成法により短時間かつ少容量で精度よく音響解析できることを示した。

実線：CMS、点線：実験

図 14 直方体閉空間の音圧伝達関数 (点 2)

実線：RIM、点線：実験

図 16 直方体閉空間の音圧伝達関数 (点 2)

実線：CMS、点線：実験

図 15 直方体閉空間の音圧伝達関数 (点 3)

実線：RIM、点線：実験

図 17 直方体閉空間の音圧伝達関数 (点 3)

文 献

- (1) 加川, 有限要素法による振動・音響工学/基礎と応用, (昭56), 培風館.
 (2) 神谷, 有限要素法と境界要素法, (昭57), サイエンス社.
 (3) 大熊・長松, 機論, 49-443, C (昭58), 1120.

- (4) 大熊・長松, 機論, 50-450, C (昭59), 251.
 (5) 田中, 境界要素解析の基礎, (昭59), 280, 培風館.
 (6) Brebbia, C. A., ほか1名, (田中訳), 境界要素法の基礎と応用, (昭56), 159, 培風館.
 (7) 長松・大熊, 機論, 46-407, C (昭55), 703.

討 論

〔質問〕 長 安 克 芳 [(株)東芝総合研究所]

立方体閉空間の固有振動数については, 厳密解, 実験値, FEM および BEM による計算値, 直方体閉空間の固有振動数については, 厳密解, 実験値, CMS および RIM による計算値を求めて比較しているが, それぞれの固有モードについては求めて比較しておられるのか. もし求めているのなら示していただきたい.

それは, 固有モード形状によっては分割方法による影響が出て誤差が大きくなる可能性もあるからである. この点についてどうお考えか. 検討されているならば示していただきたい.

〔回答〕 付図1に直方体閉空間の固有モード (CMS による計算結果) を示す. 厳密解, 実験および RIM でも固有モードを求めたが, ほぼ CMS による計算結果に一致している. 立方体閉空間の固有モードも同様なモード形状となっている.

立方体あるいは直方体閉空間の場合, 高次になるにつれて節の数が増大し複雑なモード形状となる. したがって, 高次になるにつれて若干誤差は増大するが, モード形状と分割方法の間に特に相関は見られない.

付図1 直方体閉空間の固有モード