音響ビルディングブロック法の開発と その適用 (第1報)*

—数値モデルによる検証および実験の基礎的考察—

大久保 信行** 竹内 克則***

Development of Acoustic Building Block Approach and its Application
(1st Report)

— Verification by Numerical Models and Basic Consideration on Experimental Methods —

Nobuyuki OKUBO and Katsunori TAKEUCHI

Due to compact and light-weight design, modern machines are strongly suffering from vibration and induced noise. In order to solve the noise problem, the structure of machine is so complex as to be accurately modeled, therefore an Acoustic Building Block Approach (ABBA) is developed where the structure is divided into several components and the total acoustic characteristics of the machine in terms of natural frequencies and acoustic mode shapes can be predicted based on the individual acoustic characteristics of each component. Numerical models for pipe structure using acoustic Finite Element Analysis are used to verify the effectiveness of ABBA. Also the basic consideration on experimental methods is discussed to provide accurate measurement on acoustic characteristics of component.

Key words: noise, acoustic building block approach, acoustic mode shape, acoustic finite element analysis, acoustic measurement

1. はじめに

最近の機械設計においては、小型軽量、薄形化が強く望まれている。一方、実際の機械の動作時では高速、高精度化が要求され、このために振動、さらには騒音が発生し、大きな問題となっている。しかし、機械は一般に複雑な構造のため、全体を一度に解析し、低振動・騒音化をはかることは困難である。

このため振動の分野では、全体を解析が容易な各コンポーネントに分解し、それぞれのコンポーネントについて数値あるいは実験的に振動特性を求め、いわゆるビルディングブロック法により、全体振動特性を予測する手法が広く利用されている¹⁾。この手法によれば、有限要素モデルなどで表現することが困難なコンポーネントについても、実験的なモーダル解析の結果を利用するなど数値および実験モデルの混合もでき、いったん全体振動特性が予測できれば、一部のコン

ポーネントを変更した際に全体にどのような影響を与えるかが、非常に効率良く検討できる。

しかし、騒音の分野においてこのようなビルディングブロック法的な適用を試みた例は極めて少ない。そこで本論文では、いくつかのコンポーネントからなる音響空間において、各コンポーネント単体の音響特性から全体システムの特性を予測する音響ビルディングブロック法 (Acoustic Building Block Approach, 略して ABBA と表す) の開発について述べ、第1報では数値モデルにより ABBA の有効性を検証すると共に、どのような実験手法が適用しているかについての基礎考察に触れる。さらに第2報では、この実験手法を用いた簡単な構造について適用した結果と、数値モデル化が困難な複雑な構造についての結果を述べる²⁾³⁾。

なお、本研究では複雑な音響空間の数値モデル化は実用上困難であることから、主に実験的なコンポーネント音響特性の適切な測定方法の確立およびその結果の利用法に主眼をおいている。さらに、振動ビルディングブロック法ソフトウェアはいくつか既に利用されており、また後述するように専用の音響解析ソフトウェアを用いなくとも、汎用の振動解析ソフトウェア

* 原稿受付 平成4年5月22日

** 正会員 中央大学理工学部 (東京都文京区春日1-13-27)

*** 学生会員 中央大学大学院

Fig. 1 Basic concept of ABBA

を用い音響特性が計算できることを考慮して、既存の振動関係のソフトウェアの流用を目指している。

なお、ここで対象とする構造としては、形状の異なるいくつかの音響空間が連結した排気管系、ダクト、コンプレッサの内部空間などを想定している。

2. ABBA の基本概念

騒音に関して検討する際には、全体システムの音響空間においてどのような固有周波数を持つ音圧モード（音圧の粗密分布）が支配的であるかを知ることが重要である。

そこで、ABBA では図 1 のように全体システムの音響空間をいくつかの解析容易なコンポーネントに分解して考える。この際問題となるのは、各コンポーネント単体の音響特性を求める際、どのような境界条件を設定すべきかである。

いま、振動および音響に関する支配方程式を簡単のため 1 次元 (x 方向) について記述すると次のようになる。

$$\text{音響系} \quad \frac{1}{K} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (1)$$

$$\text{振動系} \quad \rho_s \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = E \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \quad (2)$$

ただし、 p は音圧、 K は体積弾性率、 ρ_a は空気密度、 ξ は x 方向の変位、 ρ_s は構造材料の密度、 E は縦弾性係数である。

音響の境界条件としては、コンポーネントがある音響インピーダンス Z_n に接しているとする、次に示す条件式となる。

$$p = j \frac{1}{\rho_a \omega} Z_n \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

従って、一般的には次の境界条件式が用いられる。

(a) ACOUSTIC

(b) STRUCTURE

Fig. 2 Analogy between acoustic and structural boundary condition

$$\left. \begin{array}{l} \text{開口端境界} \quad p=0 \\ \text{剛壁境界} \quad \frac{\partial p}{\partial x}=0 \\ \text{インピーダンス境界} \quad p = j \frac{1}{\rho_a \omega} Z_n \frac{\partial p}{\partial x} \end{array} \right\} \quad (4)$$

一方、振動の境界条件としては、コンポーネントがばね定数 k および減衰定数 c からなる要素に接続されているとすると次式が成り立つ。

$$k\xi + j\omega c\xi = EA \frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (5)$$

ただし、 A は断面積である。

従って、一般的には次の境界条件式が用いられる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{完全自由端} \quad \frac{\partial \xi}{\partial x}=0 \\ \text{完全拘束端} \quad \xi=0 \\ \text{ばね・減衰支持端} \quad \xi = \frac{EA}{k+j\omega c} \frac{\partial \xi}{\partial x} \end{array} \right\} \quad (6)$$

振動ビルディングブロック法では、各コンポーネント単体の特性を求める際の境界条件としては、他のコンポーネントと結合する部分は、コンポーネント間の力の釣り合い、変位の適合条件を満たすために自由支持条件とし、他のコンポーネントと結合しない部分は組立て後と同一の境界条件で解析を行っている。

従って、音響においては式 (4) および (6) を比較することにより、他のコンポーネントと結合する部分は剛壁境界すなわち閉口端とすればよいことになる。これらの境界条件のアナロジーは図 2 のようにまとめられる。

そこで、ABBA では各コンポーネントに関して、他のコンポーネントと結合する部分は閉口端として単体で解析し、それぞれの固有周波数と対応する音圧モードを求めておく。なお、式 (1)~(6) で示したアナロジーが成立するため、専用の音響解析ソフトウェアがなくとも、既存の振動解析ソフトウェアを流用することが可能である。

Fig. 3 Acoustic mode shapes of large component under closed-closed end condition

このようにすれば全体システムへの組立は、振動の場合のモード合成法と同一であるため、既存の振動ビルディングブロック法ソフトウェアがそのまま利用できる。

3. 全体システムと各コンポーネント

本論文では径の異なる円筒形コンポーネント2つを組み合わさる図1のような音響空間を対象とする。この全体システムは図中のように大（長さ200 mm，直径94 mm）および小音響管コンポーネント（長さ150 mm，直径36 mm）から構成されている。

この例では全体システムを一括して有限要素モデルで表現し，その固有周波数および音圧モードを計算することもできるが，ここで提唱するABBAの有効性を検討するため，個々のコンポーネントについて計算された固有周波数および音圧モードを用いて全体システムの予測を行った。

前述したように，この全体システムでは組立て後も両端が閉口端であるとする，各コンポーネント単体としては両端閉口条件での解析を行うことになる。

図3には大音響管コンポーネント単体について3次元有限要素モデルにより計算された音圧モード中代表的な結果を示す。この図からわかるように音圧モードとしては，軸長手方向に節が存在するモード(a)，断面内に節(b)，またそれらが組み合わさったモード(c)がある。さらに，断面内に節があるモードは重根（固有周波数は同一で，音圧モードが円周上45°ずれた形となる）を持っている。なお，ここで利用した音響有限要素プログラムはSYSNOISE（NIT社製）で

Fig. 4 Assembly model for large and small pipe

ある。

小音響管コンポーネント単体についても同様の計算を行った結果，ここで対象とする周波数範囲（4000 Hz以下）では，径が小さいため軸長手方向に節が存在するモードのみが存在していた。

4. ABBA適用結果

振動分野におけるビルディングブロック法では各コンポーネントの結合条件として，結合点間のばね定数，結合点数などをどのように設定するかによって，予測される全体システムの精度が大きく影響されることが指摘されている¹⁾。従ってABBAにおいても同様の検討を行った。なお，ここで使用したビルディングブロック法のプログラムは振動に関するI-DEASシステム内SYSTAN（SDRC社製）を流用しているため，結合点間は[N/m]の単位をもつばねで結合される。

まず，大および小音響管コンポーネントの結合部においては結合する端面の節点において図4中のように6点間（小音響管コンポーネント結合面外周上均等に6点）の音圧が結合後は等しいと考える。従って，これらの結合点間の結合条件としては非常に大きなばね定数を設定すれば6点間の音圧が等しいことになり，具体的には1000 N/mの値を用いた。なお，これは振動ビルディングブロック法ソフトウェアを流用しているためにこの条件となり，音響に関しては音響インピーダンスを小さく設定していることに対応している。

この結合条件でのABBAによる全体システムの固有周波数予測結果を表1に示す。なお，この計算では大音響管コンポーネント単体では計算された30個の音圧モードを，小音響管コンポーネントでは20個用いた。表から全体システムを一度に有限要素モデルにより計算した結果を正解値として比較し，非常に良く一致していることが分かる。

また，音圧モードに関しても図5のように全体システムを一括して有限要素モデルで解析した結果(a)とABBAにより予測した結果(b)との比較を示す。ただし，ABBAでの音圧モードの表示は，振動ビルディングブロック法ソフトウェアを流用しているた

Table 1 Predicted natural frequencies by ABBA under proper connecting condition

	Frequency Hz		Error %
	ABBA	F. E. M.	
MODE 1	0.0	0.0	0.00
MODE 2	533.7	524.3	1.79
MODE 3	888.1	886.9	0.14
MODE 4	1 582.6	1 565.2	1.11
MODE 5	1 830.3	1 817.5	0.70
MODE 6	2 204.5	2 212.7	0.37
MODE 7	2 204.5	2 212.7	0.37
MODE 8	2 364.0	2 381.7	0.74
MODE 9	2 364.0	2 381.7	0.74
MODE 10	2 588.9	2 582.7	0.24

Table 2 Predicted natural frequencies by ABBA under improper connecting condition

	Frequency Hz		Error %
	ABBA	F. E. M.	
MODE 1	0.0	0.0	0.00
MODE 2	322.9	524.3	38.4
MODE 3	866.4	886.9	2.31
MODE 4	1 245.5	1 565.2	20.4
MODE 5	1 737.9	1 817.5	4.38
MODE 6	2 206.1	2 212.7	0.30
MODE 7	2 206.1	2 212.7	0.30
MODE 8	2 363.3	—	—
MODE 9	2 367.0	2 381.7	0.62
MODE 10	2 367.0	2 381.7	0.62

Fig. 5 Comparison between correct and predicted acoustic mode shapes **Fig. 6** Acoustic frequency response function by ABBA under closed-closed end condition

め、音圧を変位として表現しているが、良い一致が得られることが分かる。

さらに、図6には全体システムのある点における伝達関数に関してABBAによる予測と、全体システムを一度に計算した結果との比較を示す。ただし、減衰に関しては、ABBAによる全体システムの固有周波数および音圧モードの予測の際には考慮していないが、この伝達関数を算出する際には、実験によって求

Fig. 7 Acoustic mode shapes of large component under closed-open end condition

められた全体システムの各音圧モードに対する減衰比に基づいて適当な値を設定してある。これらの図から分かるように固有周波数、音圧モードだけでなく、伝達関数としてもABBAにより良い予測が可能なが分かる。

一方、結合点間のばね定数を変化させ、ばね定数が1 N/mの場合には予測精度は低下しなかったが、0.01 N/mとすると表2のように予測精度も悪く、実際とは異なる固有周波数を計算してしまうことが分かる。この予測精度が低下するばね定数の値は、もちろんコンポーネントの大きさなどによって変化するが、ここで論議しているコンポーネントの大きさ程度ではばね定数を1 000 N/mとすれば十分である。

なお、組立て後大音響管コンポーネント端面(図4中左側)が開口となる場合については、大音響管コンポーネント単体計算時に片端開口としてその端面の音圧を0とする境界条件を考えれば、図7のような音圧モードが計算され、最終的にABBAにより、閉口時と同様良い予測結果が得られた。図8はこの際の全体システムの伝達関数の正解値との比較を示し、組立て

Fig. 8 Acoustic frequency response function by ABBA under closed-open end condition

後の固有周波数、音圧モードなどを境界条件が異なっても、精度良く予測できることが分かる。

一方、結合部の結合点数に関しては図3のように大音響管コンポーネント結合端面では面中心に音圧モードの節が位置する場合もあり、最も単純化して、大および小音響管コンポーネント結合面間の中心点のみを1本のばねで結合した結果では、やはりこれらに対応する全体システムの特性を予測することができなかった。従って、結合点数としては対象とする音圧モードに対してモードの節に位置しない点が少なくとも必要である。

5. ABBA のための実験手法

実際に問題となる複雑な音響空間では、数値モデルによって表現できないコンポーネントが多くあり、第2報ではそのような場合についてのABBA適用結果について述べるが、ここでは適切な結果が得られる実験的な音響特性測定的基础考察を行う。

音圧モードを計測する実験手法は、ピストン板や音響機器のスピーカをそのまま利用して音圧を与える方法が通常であるが⁴⁾、前述の例で述べたように結合部において何点かの測定点が必要となることを考えると、これらの通常の手法は結合面全体に音圧を与えることとなりABBAには適していない。

そこで図9のようにスピーカからの出力をいったん細いパイプ（図中斜線部）に導くような方法で音圧加振した。なお、左側は前述の大音響管コンポーネントに対応している。実際の音圧加振では、スピーカに入力する信号についての考察を行った。通常のようなランダム波を用いた場合のマイクロホンで計測した細いパイプ中の音圧と大音響管コンポーネント中の一点における音圧間の音圧比関数およびコヒーレンス関数を図10に示す。図中音圧比関数のピーク（音圧モードが存在する）および1500～2000 Hz付近のコヒーレ

Fig. 9 Experimental setup for large component

Fig. 10 Measured acoustic ratio function with random signal

Fig. 11 Modified fast sine sweep input signal

ンスが落ちていることが分かる。音圧比関数のピークにおけるコヒーレンスの低下は、信号処理の際のリーケージ誤差によるものであり¹⁾、一方、1500～2000 Hz付近ではスピーカからの出力を細いパイプに導いているために出力自体が低下していることが分かった。

そこで、リーケージ誤差を防ぐためにランダム波の代わりに高速サインスイープ波を、さらにその周波数成分中1500～2000 Hzを増幅した図11のような波形を用いた。この波形をスピーカに入力した際の結果を図12に示し、図10に比べコヒーレンスも上がり、大幅な測定精度の改善ができたことが理解できる。なお、音圧比関数中の谷におけるコヒーレンスの低下は

Fig. 12 Improved acoustic ratio function with modified input signal

1点の音圧加振では基本的に改善できず、多点音圧加振を適用しなければならないが、本論文では音圧モードを主に計測する目的であるので問題はない。

一方、音圧加振の位置に関しては、振動の場合振動モードの節にあたる位置で加振すると適切な結果が得られないと同様、この大音響管コンポーネントにおいても、図9のように結合面の中心点に細いパイプを挿入すると、このセットアップでは細いパイプがこのモードの節に位置するため問題が生じる。すなわち、図3の計算結果で示したように断面内の中心点に節をもつ音圧モードが存在し、このセットアップではこれらを適切に測定できない。

そこで、音圧加振用の細いパイプを中心点から15 mmずらすと、図13のように断面内に節がある音圧モード(図中▼印)も精度良く計測できることがわかる。

6. 結 論

- (1) 複雑な構造物の音響特性を効率よく予測することができる音響ビルディングブロック法を開発し、数値モデルを用い個々のコンポーネント単体

Fig. 13 Measured acoustic ratio function excited at off-center point

の特性が与えられれば、精度よく全体システムの固有周波数、音圧モードなどを予測できることを検証した。

- (2) この音響ビルディングブロック法に適した実験手法について基礎的考察を行い、測定精度を向上する工夫を提案した。

謝 辞

本研究の一部はダイキン工業(株)のご協力によるもので謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 大久保信行：機械のモーダルアナリシス，中央大学出版部，(1982)。
- 2) 竹内克則，大久保信行：音響ビルディング・ブロック法の開発，1991年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(1991) 881。
- 3) 竹内克則，大久保信行：音響モーダル解析における音響ビルディング・ブロック法の開発，1992年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，(1992) 531。
- 4) 一宮亮一，遠藤岳美，石川 淳：音響信号を利用した体積測定の研究，日本機械学会論文集 (C編)，57, 541 (1991) 2888。