FEM 床振動解析と BEM 音場解析に基づく床衝撃音の 周波数応答関数

低周波数域における床衝撃音のシミュレーション解析に関する研究 その2 FREQUENCY RESPONSE FUNCTIONS FOR THE FLOOR IMPACT SOUND BASED ON FEM FLOOR VIBRATION ANALYSIS AND BEM SOUND FIELD ANALYSIS

Study on simulation analysis for the floor impact sound of low frequency range Part 2

二宮 淳*, 金子 昇**

Atsushi NINOMIYA and Noboru KANEKO

The floor impact sound is evaluated by using both FEM floor vibration analysis and BEM sound field analysis. For FEM floor vibration analysis, frequency response functions against exciting force are computed by modal analytical procedures such as eigenvalue, modal damping and frequency response analysis. And then by giving the results of the floor vibration analysis for boundary conditions of a floor surface on BEM analysis, frequency response functions of sound pressure against exciting force are computed.

Numerical examples are presented to discuss the accuracy of the analysis by comparing with experimental results of a full-scale model.

Keywords : floor impact sound, simulation analysis, finite element method, boundary element method, floor slab, sound field

床衝撃音, シミュレーション解析, 有限要素法, 境界要素法, 床板, 音場

1. 序

低周波数域の床衝撃音は、衝撃源による床板への加振力に対し、床振動場（以下、この系を床板系と呼ぶ）と音場（以下、音場系と呼ぶ）が直列に結合して伝達系を構成し、下室に音圧応答を生じる現象として解析できる。前報¹⁾で述べた通り、折笠ら²⁾、福島ら³⁾は主として実測値を用いた計算により、また、荘ら⁴⁾、橋本⁵⁾は主としてMorseの解析式を適用した音場計算により、この考え方の検証を行い、予測計算手法を示した。

折笠ら²⁾、福島ら³⁾は、床板系および音場系の周波数応答関数の実測値を乗算し、床板上で積分することにより床衝撃音の周波数応答関数を導いている。荘ら⁴⁾の計算方法は、過渡応答現象を時間領域で直接計算する方法である。また、橋本⁵⁾は、計算対象を周波数バンドごとの2乗平均音圧に絞り込むことにより、床振動解析、音場解析において計算効率を工夫した手法を提案している。

以上のように、低周波数域における床衝撃音の予測計算のこれまでのアプローチは、Morseの解析式を用いた音場計算か実測値を用いた検討に限られ、音場計算に境界要素法（BEM）や有限要素法（FEM）の数値計算手法を適用した検討はなされていない。また、実測値を用いない計算のみによるアプローチでは、現行JISに対応する床衝撃音レベルの予測計算に主眼が置かれ、周波数応答関数を精度よく計算するための検討はなされていない。

これに対し、筆者らは、床衝撃音現象を解析し対策方法を検討するための手段として、BEMを適用した床衝撃音のシミュレーション解析手法の検討を進めてきた。現象を物理的に理解し、これに基づいて効果的な対策方法を検討するためには、周波数領域で伝達系の周波数応答関数を計算することが有用と考え、基本的に周波数領域における定常応答解析の計算手法を採用している。時刻歴応答の計算には、逆Fourier変換を適用する。

本論文の一部は1992年度（新潟）、1993年度（八王子）の日本建築学会大会で発表した⁶⁾⁷⁾。

* NKK 基盤技術研究所 主任研究員・工修

Senior Research Eng., Applied Technology Research Center, NKK Corporation, M. Eng.

** NKK 基盤技術研究所 研究員

Research Eng., Applied Technology Research Center, NKK Corporation

図-1に、本研究によるシミュレーション解析と実験のブロックダイアグラムを示す。床板系と音場系とは厳密には連成系として挙動するが、木造床等の軽量で剛性の小さい床を除き、各々独立した線形系とみなし得るとされている。そこで2つの系を独立させ、前報(その1)では、閉空間の音場解析にBEMを適用し、任意の1要素のみを定常加振させ他の要素を剛境界としたケースについて、数値計算手法の精度を検証した¹⁾。本報(その2)では、加振力に対する床板の面外方向の振動速度応答の解析にFEMの適用を検討する。次に、その結果を音場解析の境界条件として与え、2つの系を結合したBEM音場解析を検討する。

FEMによる振動解析は各分野で広く行われているが、解析方法として直接積分法とモード合成法の2つに分けられる。直接積分法は、解析モデルの自由度数と等しい次元を有する大マトリクスの運動方程式を、作用外力に対して時間領域で直接解く方法である。

これに対しモード合成法では、固有値解析に基づいて系の自由度を一般化座標(モード座標)系に変換・縮小し、応答解析を行う²⁾。運動方程式は、固有モードの直交性を利用して1～n次の固有振動に分解され、独立したn個の1自由度系の運動方程式の解法問題に帰着される。固有振動の次数nは自由度数と同数まで計算可能であるが、応答解析には、対象とする周波数域よりいくぶん広い周波数範囲のモードを選択し合成すれば十分であり、振動系の自由度が大きい場合でも計算時間を合理的に縮減できる利点がある。実用的には、定常、非定常どのような外力にも対応でき、周波数領域での計算、時間積分による過渡応答計算いずれも可能である。

このようなFEM振動解析を床振動に適用した解析例について、過去に多くの研究成果が報告されている。しかし、低次の固有振動を検討対象としたものがほとんどで、高次振動に対する検討例は比較的少ない。そのなかで、固体音放射問題を対象とした500Hz近辺までの音響周波数域における解析例として、以下の研究があげられ

る。

橋本³⁾は、小梁付き床板を対象として小梁による補剛効果や、加振力による床板各部の加速度レベルの分布を計算している。解析方法は、直接積分法による過渡応答計算で、各オクターブバンドごとに独立した計算である。加振入力には、重量衝撃源による衝撃力と等価なパワースペクトルをもつランダム信号を用い、計算結果を加速度応答の2乗平均値として整理している。

荘ら⁴⁾は、モード合成法を適用し、時間積分による床板の時刻歴加速度応答を計算している。また、計算結果をDA変換し測定器の周波数分析器による信号処理を施して、オクターブバンドごとの加速度レベルに変換している。加振力は、重量衝撃源による時刻歴測定データである。

さらに、安藤ら¹⁰⁾は、モード合成法に基づく周波数領域での定常応答解析により、加振力に対する床板振動速度の周波数応答関数を計算している。単一の加振周波数ごとに振動系の伝達特性を計算する手法であり、計算方法の簡明さ、利便性の面から有利な方法と考えられる。本研究においても、BEMにつなげるため周波数応答関数の計算が必要であり、基本的にこの計算方法を採用している。

ただし、安藤らの研究の検討課題は、周波数応答関数の絶対値を実務上、要求される精度で捕らえることを主眼にしていると思われ、この計算結果をBEMの境界条件として適用できるかどうかという観点からは、新たな検証が必要と考えられる。また、位相については従来あまり検証された例がなく、安藤らの検討も絶対値のみにとどまっている。従って、この点からもさらなる検討が必要である。

前報と同様に、数値計算手法の検証のため、実大モデルを用いた実験をあわせて実施した。実験は、①インパルス加振に対する床板系の振動応答、②定常空気加振に

図-1 シミュレーション解析と実験のブロックダイアグラム

図-2 床板の振動応答解析のフロー

対する音場系の音圧、③2つの系の結合系であるインパルス加振に対する音圧応答、の各ステップについて行った。このうち、②ステップの予測計算の精度については（その1）で報告した通りであり、本報では①③について数値計算手法の精度を検証した。周波数範囲は20～180Hzを対象とした。

なお、周知の通り、FEM振動解析の大きな問題点として境界条件の処理がある。連続した構造体から床部分のみを切出した解析モデルにいかなる境界条件を与えるべきか。この問題について最近、安藤¹¹⁾、橋本¹²⁾は音響周波数域を対象とした研究成果を発表している。大梁、小梁、戸境壁、間仕切り壁等による床板の拘束の大きさを検討し、境界条件の設定方法を検討したもので、適用事例も比較的多く有用である。本研究の実建物への適用段階では、これら蓄積された資料の応用を考えることにし、ここでは明快な境界条件を有する床構造についてFEM床振動解析と、BEM音場解析に基づく予測計算手法の精度を検証する。

2. モード合成法による床板の振動解析手法

図-2に示すように、床板系の振動応答解析では、床板の物性（ヤング係数、密度等）、寸法、および境界条件を与えてFEMモデルを作成し、(1)式の運動方程式を導く。境界条件としては、床板の支持条件はもとより、支持部から系の外部への振動エネルギーの伝搬に伴う逸散減衰についても考える必要があるが、前述のように、ここでは単純な境界条件についてのみ検討する。すなわち、床板を支持する壁と床板との間に弾性支持材を設け、弾性支持材の下端を固定とした。また、弾性支持材から壁への振動伝搬はないものとし、逸散減衰を無視した。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

ただし $[M]$: 質量マトリクス

$[C]$: 減衰係数マトリクス

$[K]$: 剛性マトリクス

$\{\ddot{u}\}\{\dot{u}\}\{u\}$: 各自由度の加速度、速度、変位ベクトル

$\{F\}$: 外力ベクトル

(1)式において外力を零とすれば自由減衰振動の運動方程式となる。その固有値解析においては2つの方法が考えられる。1つは、減衰項に履歴減衰を採用し剛性項と減衰項を合せて複素剛性マトリクスで表現し、複素固有値解析を適用する方法である。もう1つは、減衰項を零とした非減衰系の実固有値解析によりまず固有振動数と固有モードを計算し、その後で、非減衰系の固有モードの直交性と適合する減衰表現を導入する方法である。後者の実固有値解析に基づく方法の方が、減衰表現の一般性を確保できるので、本研究ではこの方法を採用する。

応答解析においては、(2)式に示すように固有モード $[\phi]$ を用いて変位 $\{u\}$ を一般化座標 $\{q\}$ に座標変換し、(1)(2)式から(3)式を導く。 $[\phi]^T[M][\phi]$ と $[\phi]^T[K][\phi]$ は固有モードの直交性からいずれも対角マトリクスとなり、その対角項は各々一般化質量、一般化剛性と呼ばれる。

$$\{u\} = [\phi]\{q\} \quad (2)$$

$$[\phi]^T[M][\phi]\{\ddot{q}\} + [\phi]^T[C][\phi]\{\dot{q}\} + [\phi]^T[K][\phi]\{q\} = [\phi]^T\{F\} \quad (3)$$

減衰項 $[\phi]^T[C][\phi]$ が対角マトリクスとなる例として、減衰係数を質量マトリクスと剛性マトリクスとの線形和 $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$ で与えるRayleigh減衰が知られている。この他にも減衰項が対角マトリクスに変換される場合があり、T. K. Caugheyはその十分条件として、(4)式を示している¹³⁾。(4)式において、 $k=0$ と $k=1$ の和をとればRayleigh減衰と一致し、 $k=1/2$ の場合には全ての固有モードで減衰定数が等しくなる一定減衰定数に対応する。

$$[C] = [M]\Sigma a_k [M^{-1}K]^k \quad (4)$$

(4)式を満足する減衰特性を採用すれば、その減衰表現にかかわらず(3)式のマトリクスを対角化できる。さらに、固有値解析において一般化質量が1となるよう固有モードの正規化を行っておくことにより、(3)式を(5)式のように変換でき、従って、 $\{q_i\}$ を(6)式のように解析的に表現できる。

$$\begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 1 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{\ddot{q}\} + \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & 2h_i\omega_i & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{\dot{q}\} + \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_i^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{q\} = [\phi]^T\{F\} \quad (5)$$

$$\{q_i\} = \frac{[\phi]^T\{F\}}{-\omega^2 + 2jh_i\omega_i\omega + \omega_i^2} \quad (6)$$

ただし $j^2 = -1$

ω : 加振角振動数

ω_i : i 次固有角振動数

h_i : i 次固有振動のモーダル減衰定数
(臨界減衰比)

現実の床構造では、コンクリート床板、鉄骨梁等、減衰性状や減衰量の異なる異種材料が混在する。実大モデルにおいても、コンクリート、弾性支持材の2種の材料で振動系が構成される。このような系の減衰特性を、R. V. Whitmanらは、(7)式によるWeighted Modal Dampingによって表現している¹⁴⁾。これは、減衰特性の異なる要素から成る系の振動を固有モードに分解できるものと仮定し、全要素の消費エネルギーの総和が等しくなるよう、各固有振動に等価な減衰定数を与える方法である。等価減衰定数は、その固有振動における個々の要素の減衰定数の加重平均と等しく、加重率はその固有振動における各要素の歪エネルギーである。本研究では、この減衰表現を用いることにする。なお、減衰定数 h_i と損失係数

η_i とは $\eta_i = 2h_i \omega / \omega_i$ の関係にあり、固有振動数の近傍では $\eta_i \approx 2h_i$ として互に変換できる。

$$h_i = \frac{\sum_j h_j E_{ij}}{\sum_j E_{ij}} \quad (7)$$

ただし h_j : j 要素の減衰定数

E_{ij} : i 次固有振動における j 要素の歪エネルギー

外力ベクトル $\{F\}$ において、床衝撃音の衝撃位置に対応する自由度 m に単位の加振力 $\exp(j\omega t)$ を作用させ、床板の振動速度を解析する。自由度 k における振動速度の周波数応答関数は最終的に(8)式で計算できる。

$$\frac{\dot{u}_k}{F_m} = j\omega \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{ki} \phi_{mi}}{-\omega^2 + 2jh_i \omega / \omega_i + \omega_i^2} \quad (8)$$

3. FEMモデル化

計算および実験に用いた実大モデルを図-3に示す。

鉄筋コンクリート造で、放射床板は150mm厚、壁は200mm厚である。放射床板と壁との間の全周に、弾性支持材として密度 96kg/m^3 のグラスウールを幅160mm厚さ25mmで敷き詰めている。

各材料の物性値を表-1に示す。コンクリートのヤング係数は、 $100\phi \times 200\text{mm}$ の円柱形テストピースを用い、材令28日の圧縮試験で得られた応力歪曲線において、圧縮強度の $1/3$ の点と原点とを結ぶ割線剛性から算定した。密度は、鉄筋等を含む床板を均質な直方体の板とみなし、実測質量を体積で除算して求めた値である。グラスウールのばね定数は、床板重量の積載を考慮し規格値をもとに設定した。また、コンクリート、グラスウールの材料内部の損失に対応した減衰定数として、ここでは周波数によらず、文献¹⁵⁾¹⁶⁾をもとに各々0.5%、5%を仮定した。

解析では、床板を厚さ方向に1つの立体要素でモデル化し、水平方向については要素幅と曲げ波長との比に着目して要素分割する。用いた要素は、8節点6面体のアイソパラメトリック要素¹⁷⁾で、要素内を補間する変位関数と形状関数は同じ関数で、3方向とも1次である。また、弾性支持材は厚さ方向を1つのばね要素でモデル化し、上端を床板の下面節点と一致させ下端を固定とし

た。精度検討のため、要素幅と質量マトリクスを変化させ、表-2に示す6種のモデルを作成した。

lumped(集中)質量マトリクスとは、要素の全質量を各節点に等分配して導いた近似質量マトリクスで、対角マトリクスとなるが、精度の悪い近似を招く恐れがあるといわれている。これに対し、consistent質量マトリクスは、剛性マトリクスと同一の形状関数に基づいて合理的に導かれる¹⁸⁾¹⁹⁾。非対角項が値を持つ一般形マトリクスとなるが、剛性マトリクスと整合(consistent)しているので、解の精度上有利である。この質量マトリクスの差違が計算精度に及ぼす影響についてもあわせて検討する。

固有値解析の計算には、汎用構造解析プログラムMSC/NASTRANを用い修正Givens法を適用した。モーダル減衰解析および周波数応答解析については、2章の定式化に従いプログラムを作成した。

図-3 実大モデル(単位mm)

表-2 床板系のFEM解析モデル

	標準要素幅	立体要素節点数	ばね要素数	質量マトリクス
モデル1	$\lambda_{B, 180}/3$	$7 \times 10 \times 2 = 140$	22	consistent
モデル1L	"	"	"	lumped
モデル2	$\lambda_{B, 180}/6$	$11 \times 14 \times 2 = 308$	38	consistent
モデル2L	"	"	"	lumped
モデル3	$\lambda_{B, 180}/9$	$15 \times 19 \times 2 = 570$	56	consistent
モデル3L	"	"	"	lumped

注) $\lambda_{B, 180}$: 180Hzの曲げ波長

表-1 実大モデルの材料物性値

コンクリート	
ヤング係数(N/m ²)	2.75×10^{10}
ポアソン比	0.17
密度(kg/m ³)	2.43×10^3
減衰定数	0.005
グラスウール	
ばね定数(N/m ³)	1.72×10^7
減衰定数	0.05

4. 床板系の周波数応答

実験では、床板中央のA点、および対角線をほぼ1/4に分割するP点を各々インパクトハンマで加振し、加振力に対する床板各部の加速度の周波数応答関数を測定した。音場系の解析の境界条件には速度応答が必要となるが、測定系の積分回路の位相特性の影響を回避するため、ここでは加速度で測定し解析値と比較することにした。

数値計算手法の検証の前に、図-4に示すように、吸音材を用いて音場の残響時間を2段階に変化させ、残響時間による周波数応答関数の変化を調べた。図-5はF点の周波数応答関数である。A点加振に対する95Hz近傍では、残響時間の長い場合にのみ小さいピークが認められる。この周波数は音場の(0,2,0)モードの固有振動

数に相当し、音場系の共振により床板系に励振作用を生じた可能性がある。しかし、その差はわずかであり、かつ他の測定点ではこのような差違が認められなかった。従って、実大モデルでは、床板系と音場系の連成振動を無視できると考えてよい。

次に、受振点を床板各部に移動させて測定した周波数応答関数に実験的モード解析法²⁰⁾を適用し、固有振動を求めた。用いたプログラムはSMS社のMODAL 3.0で、1自由度系のカーブフィット法 (polynomial curve fitting) を適用した。加振点A、Pの測定データ各々について解析し、床板中央部で振幅が大きく周辺部で小さいモードについてはA点加振による結果を、逆の傾

表-3 解析モデル3による床板の固有振動

振動 次数	固有振動数(Hz)		減衰定数(%)		固有振動モード
	解析値	測定値	解析値	測定値	
1	13.6	13.6	4.52	2.97	剛体並進
2	18.2	18.2	4.90	3.90	剛体回転
3	19.3	21.2	4.95	2.81	剛体回転
4	35.1	35.6	2.10	2.02	対角線1次
5	37.8	39.7	1.72	1.80	長辺1次
6	61.8	62.1	0.97	1.07	短辺1次
7	68.7	70.9	0.93	1.08	長辺逆位相1次
8	82.9	84.2	0.81	0.87	短辺逆位相1次
9	93.5	96.0	0.65	1.01	長辺2次
10	125.2	126.5	0.63	0.73	長辺逆位相2次
11	132.9	136.7	0.61	0.73	長辺1次+短辺1次
12	164.2	163.0	0.55	0.58	短辺2次
13	182.2	181.4	0.54	0.63	長辺3次
14	184.2	184.4	0.55	0.64	短辺逆位相2次

図-4 音場の残響時間の測定値

(a) A点インパルス加振に対するF点の加速度応答

(b) P点インパルス加振に対するF点の加速度応答

図-5 音場の残響時間による床板の振動応答の変化

図-6 床板の固有振動モードの測定結果

図-8(a) 解析モデル1による周波数応答解析
G点加速度/P点加振力 図-8(b) 解析モデル2による周波数応答解析
G点加速度/P点加振力

向を示すモードについてはP点加振による結果を採用した。この実験的モード解析の結果も測定値と呼ぶことにし、モデル3による固有振動数、減衰定数、振動モードの解析結果と合わせ、表-3に対比させた。両者はかなりよい対応を示している。図-6はモード形状を例示したものである。

図-7に、6種のモデルによる1~14次までの固有振動数の解析値を測定値と対比して示す。図-8は、P点加振によるG点の加速度の周波数応答関数について、各モデルによる解析値と測定値を対比したものである。図-9は、モデル3によるA点加振の駆動点の周波数応答関数の解析値であり、ハンマヘッドを避けた近傍点での測定値と比較している。固有モード合成には各モデル

図-7 解析モデルによる固有振動数の比較

とも1~22次の固有振動(22次固有振動数はモデル3で約330Hz)を用いた。また、周波数ピッチは測定の周波数分解能と同じ0.5Hzとした。

上限周波数における床板の曲げ波長に対し、要素幅を $1/3 \sim 1/6$ としたモデルによる固有値解析では、固有振動数の測定値に対し、lumped質量マトリクスは下限値を、consistent質量マトリクスは上限値を与えている。これは文献19)等で行われている傾向と同様である。定性的には、lumped質量マトリクスによる質量評価は剛性とのバランス上過大で、consistent質量マトリクスでは逆にやや過小といえる。

ただし、consistent質量マトリクスでは $1/6$ 波長モデルでも比較的よい精度を得られているのに対し、lumped

図-8(c) 解析モデル2Lによる周波数応答解析
G点加速度/P点加振力

図-8(d) 解析モデル3による周波数応答解析
G点加速度/P点加振力

図-9 解析モデル3による周波数応答解析
A点加速度/A点加振力

質量マトリクスによる $1/6$ 波長モデルの精度は不十分である。 $1/9$ 波長モデルでは、いずれの質量マトリクスを用いても数値誤差は同程度に小さく、十分なメッシュ分割とみなし得る。また、共振ピークレベルについて、解析値と測定値はかなりよく一致しており、各材料の減衰定数を適切に設定できれば、Weighted Modal Dampingの適用は有用と認められる。

以上の結果は、定常加振による解析値をインパルス加振による測定値と比較したものである。加振方法が異な

っても、系の伝達特性を表わす周波数応答関数は絶対値、位相ともによく一致しており、解析手法は妥当といえる。

5. 床板系と音場系を結合した伝達系の周波数応答

本研究では、BEM解析の音場境界を長方形一定要素でモデル化する。床板部における境界のBEM要素数は、FEM立体要素の下側節点のうち室の内寸法 2.55×3.55 mの内側に位置する節点数と一致させ、かつBEM要素図心をFEM節点の座標と一致させ、両モデルを整合させる。

4章および前報(その1)の要素幅に関する検討結果によれば、FEM解析では曲げ波波長の $1/6 \sim 1/9$ の範囲で、BEM解析では音波長の $1/4 \sim 1/6$ の範囲で精度の検証を行えばよい。実大モデルの150mm厚コンクリート床板では、上限周波数180Hzにおける曲げ波波長の $1/6 \sim 1/9$ は、音波長の $1/5 \sim 1/7.5$ に相当する。表-4に示す解析モデルA、C、Dは以上の関係をもとに作成した。モデルBは、BEMの要素幅を床、周壁部ともに180Hzの音波長の $1/4$ としたモデルである。前述の関係に従えば、この周波数でFEMの要素幅が曲げ波波長の $1/4.8$ で過大となるので、精度確保のため、FEM解析については要素分割を2倍に細分化し、曲げ波波長の $1/9.6$ とした。各モデルともconsistent質量マトリクスを用い、BEM解析では、床板部の境界要素に速度の周波数応答関数の解析結果を与え、周壁部の境界を(その1)と同様に速度零の剛な境界要素とした。

実験は図-4に示した吸音材なしの音場条件で行い、

表-4 床衝撃音伝達系の解析モデル

	床板系のFEM解析		音場系のBEM解析		
	標準要素幅	CPU時間 (分:秒)	標準要素幅		CPU時間 (分:秒)
			床板	周壁	
モデルA	$\lambda_{B,180}/6$	0:45	$\lambda_{S,180}/5$	$\lambda_{S,180}/4$	9:03
モデルB	$\lambda_{B,180}/9.6$	1:23	$\lambda_{S,180}/4$	$\lambda_{S,180}/4$	8:33
モデルC	$\lambda_{B,180}/9$	1:42	$\lambda_{S,180}/7.5$	$\lambda_{S,180}/4$	16:30
モデルD	$\lambda_{B,180}/9$	1:42	$\lambda_{S,180}/7.5$	$\lambda_{S,180}/6$	37:23

注) $\lambda_{B,180}$: 180Hzの曲げ波波長

$\lambda_{S,180}$: 180Hzの音波長

FEM解析は各モデルともconsistent質量マトリクスによる

CPU時間はFACOM VP2100/10 (0.5GFLOPSマシン) による、20~180Hz

0.5Hzピッチの合計演算時間

図-10(a) 解析モデルAによる周波数応答解析
E点音圧/P点加振力

図-10(b) 解析モデルBによる周波数応答解析
E点音圧/P点加振力

図-10(c) 解析モデルDによる周波数応答解析
E点音圧/P点加振力

図-11 解析モデルCによる周波数応答解析
D点音圧/A点加振力

図-12 偏心モデルC'による周波数応答解析
D点音圧/A点加振力

床板のA、P点をインパクトハンマで加振し実大モデル内部の音圧を測定した。図-10にP点加振に対するE点音圧の周波数応答関数を示す。解析の周波数ピッチは測定の分解能と同じ0.5Hzである。

解析モデルA～Dのうち、モデルAでは160Hz以上で測定値に比べ絶対値のレベルが低下した。モデルAのFEM要素幅は上限周波数180Hzの曲げ波長 λ の $1/6$ であり、図-8(b)に示した通り、160Hz以上で固有振動数の精度が若干不足する。このことに起因した精度低下と考えられる。

解析モデルB～Dでは精度上の有意差はほぼないといえる。床板系、音場系ともに減衰が小さく激しい共振現象を示しているが、絶対値、位相ともに現象をかなり良好な精度で予測している。表-4に示すように、CPU時間はBEM解析に大半を要すので、BEMの要素数を少なくするモデルBの考え方が有用といえよう。モデルBのFEM解析のCPU時間は、要素数の少ないモデルC、DのCPU時間より短くなっているが、これは周波数応答関数の計算を要する節点数が少ないためである。

図-11は、解析モデルCによって計算したA点加振に対するD点の音圧の周波数応答関数である。このケースでは、48.0Hzと133.0Hzの2つのピークについて解析値と測定値に乖離がみられる。このうち、解析による133.0Hzのピークは、床板系の132.9Hzの固有振動と音場系の133.5Hzの固有振動が重なり、単一の共振ピークを形成したものである。実験では、両者は136.7Hzと131.4Hzに分離するため、解析値と比べ相対的にピークレベルが小さくなっていると考えられる。

次に、48.0Hzの共振ピークについて考察する。これは

音場系の(0, 1, 0)モードによる共振で、実験のみにみられ解析では認められない。このケースでは、解析モデルは、形状、加振力ともに水平2方向で完全に対称となる。そこで試みに、床板中心と音場中心を水平2方向ともに25mm偏心させ、対称性をくずしたモデルC'を考える。図-3のx方向の場合、音場中心から床板端面までの距離は対称モデルでは1500mmと1500mmであるが、モデルC'ではこれを1475mmと1525mmに偏心させることにした。必ずしも実験条件の厳密なモデル化を考えたわけではなく、対称性をくずしたモデルの1例として解析したものである。結果を図-12に示す。

偏心モデルでは、48.0Hzを含め、音場の固有振動による共振ピークが、新たに多く(図中●印)捕らえられた。対称モデルによる解析では、1次音源となる床板、2次音源となる周壁の各部の寄与が積分され、数学的にバランスする特異な条件が成立し、共振現象を生じなかったものと考えられる。実験では、床板の鉄筋コンクリートの材料組成、厚さ、周壁の直角度、寸法、加振力の作用位置、等の種々の面で厳密な対称性はありません。従って上記のバランスが実現せず、小さいピークやディップを生じているものと考えられる。

なお、各ピークは床板系、音場系の固有振動による共振現象として説明できる。床板系の固有振動としては、A点加振の解析値の38.0Hz、62.0Hz、133.0Hzに長辺、短辺、両辺の1次モードによる共振がみられる。2次モードの励起されやすいP点加振の解析では、93.5Hz、125.0Hz、164.0Hzに長辺、短辺の2次モードによる共振がみられる。他のピークはすべて(その1)で示した音場系の固有振動による共振である。

6. まとめ

モード合成法によるFEM床振動解析、その結果を境界条件に与えたBEM音場解析に基づく床衝撃音の数値計算手法について検討し、以下に示す結果を得た。

(1) 実大モデルの鉄筋コンクリート床板では、加振力による床振動の応答に及ぼす、音場のリアクションの影響を実用上無視できる。従って、文献2)3)等であってのように、床板系と音場系の連成振動を無視でき、各々を独立した線形な系として解析できる。

(2) BEM音場解析の境界条件を与えることを目的としてFEM床振動解析を行う場合、1次の変位関数を用いる要素については、要素幅を上限周波数における曲げ波長 λ の $1/9$ 以下にする必要がある。この制限を緩和し $1/6$ 程度でモデル化する場合には、consistent質量マトリクスの適用が不可欠である。また、BEM音場解析において一定要素を用いる場合、要素幅は、上限周波数における音波長の $1/4$ で十分である。

(3) 床振動解析のモーダル減衰には、R. V. WhitmanらのWeighted Modal Dampingを適用でき、振動系を構成する各材料の減衰定数から妥当なモーダル減衰を推定できる。

(4) 形状、加振力ともに完全に対称な解析モデルでは、床壁各部の寄与がバランスし、音場の固有振動による共振が励起されない特異なケースを生じることがある。実際には、厳密な対称性はあり得ず、特異条件下の特異現象として留意しておけばよい。

以上のように本報では、残響時間3~4秒の音場の周壁を剛境界でモデル化し、床衝撃音の周波数応答関数をかなりよい精度で予測することができた。残響時間のより短い音場への適用性を図るため、次報(その3)では、吸音壁のモデル化について検討することにしたい。

謝辞

本研究の実施にあたり、東京大学・安岡正人教授に貴重な御指導をいただきました。心よりお礼申し上げます。また、日頃から討議に加わっていただきました鋼管計測(株)・真田政信技監に厚くお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 二宮淳, 金子昇, 真田政信: 低周波数域における床衝撃音のシミュレーション解析に関する研究(その1) ピストン振動する単一の境界要素と剛な境界要素で囲まれる音場のBEM解析, 日本建築学会計画系論文集, 第460号, pp.1~10, 1994.6
- 2) 折笠輝雄, 久保田喜八郎: 重量床衝撃音発生器による床衝撃音の実験的解析方法に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第378号, pp.1~9, 1987.8
- 3) 福島寛和, 安岡正人: 波動性を考慮した低音域の床衝撃音に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第405号, pp.1~9, 1989.11
- 4) 荘大作, 日高孝之, 増田定泰: 有限要素法による床スラブの振動解析と床衝撃音の計算, 建築音響研究会資料, A A87-22, 1987.7
- 5) 橋本典久: 建築物床版の振動と音響放射に関する研究(その2) 直方体空間の波動関数を用いた固体音放射計算に関する検討, 日本建築学会計画系論文報告集, 第428号, pp.1~10, 1991.10
- 6) 二宮淳, 真田政信: 境界要素法による床衝撃音のシミュレーション解析(その1)(その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, pp.101~104, 1992.8
- 7) 二宮淳, 金子昇, 真田政信: 実大モデルによる床衝撃音の測定とシミュレーション解析(その1)(その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, pp.181~184, 1993.9
- 8) 田治見宏: 建築振動学, コロナ社, 1965
- 9) 橋本典久: 建築物床版の振動と音響放射に関する研究(その1) 小梁付床版の音響域振動へのFEMの適用とその振動性状について, 日本建築学会計画系論文報告集, 第372号, pp.1~9, 1987.2
- 10) 安藤啓, 麦倉喬次: 固体音領域まで考慮した各種の床構造におけるモビリティ予測方法・鉄筋コンクリート構造床について, 日本建築学会計画系論文報告集, 第391号, pp.1~7, 1983.9
- 11) 安藤啓: 各種床構造の振動応答特性の予測とその応用に関する研究—モビリティに着目した高次振動評価—, 東京大学工学部, 学位論文, 1992年度
- 12) 橋本典久: 建築物床版の振動と音響放射に関する研究, 東京大学工学部, 学位論文, 1993年度
- 13) T. K. Caughey: Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic Systems, J. of Applied Mechanics, Vol. 27, pp.269~271, 1960.6
- 14) J. M. Roesset, R. V. Whitman & R. Dobry: Modal Analysis for Structures with Foundation Interaction, J. of the Structural Division, Proc. of the ASCE, Vol. 99, No. ST3, pp.399~416, 1973.3
- 15) L. Cremer & M. Heckl: Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, 1973
- 16) 日本音響材料協会: 騒音・振動対策ハンドブック, 技報堂出版, 1982
- 17) 鷲津久一郎, 宮本博, 山田嘉昭, 山本善之, 川井忠彦: 有限要素法ハンドブック I 基礎編 II 応用編, 培風館, 1981(I) 1983(II)
- 18) O. C. Zienkiewicz (吉識雅夫, 山田嘉昭監訳): 基礎工学におけるマトリックス有限要素法, 培風館, 1975
- 19) J. S. Archer: Consistent Mass Matrix for Distributed Mass Systems, J. of the Structural Division, Proc. of the ASCE, Vol. 89, No. ST4, pp.161~178, 1963.8
- 20) 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

(1994年5月10日原稿受理, 1994年10月31日採用決定)