

## 資料

有限要素法を用いた木質床壁小型模型の  
振動モード解析および衝撃応答解析

牧野留美\*・上野友紀子・藤井義久\*\*・奥村正悟\*\*

Modal and impulse response analysis of small wooden wall-floor  
construction model using Finite Element Method

Rumi MAKINO\*, Yukiko UENO, Yoshihisa FUJII\*\* and Shogo OKUMURA\*\*

キーワード：有限要素法，木質構造，モード解析，衝撃応答

Key words: Finite Element Method, wooden construction, modal analysis, transient response against impulsive force

## 1. はじめに

住宅の内外で発生した音は，その伝搬経路によって2種類に分類されうる。一方は窓や扉等の開口部や隙間から伝わる空気伝搬音であり，他方は建物に振動として伝わり，室内に音を放射する固体伝搬音である。集合住宅や戸建て住宅で問題となる隣室間での騒音や，上階からの振動によって発生する音は，主に後者である。こうした音の伝搬経路は，境界の隔壁や床-天井構造を通じて伝わる直接伝搬だけでなく，周囲の壁や床などに回り込んで伝わる側路伝搬とがある。

隣接する2室間の一方で発生した音が隔壁にあたると，音による気圧の変動によって隔壁が振動し，その結果，隣室内の空気も振動し，音が伝わる（音の透過）。隔壁の遮音性能は入射音のエネルギー密度と透過音のそれとの比である透過損失で評価され，単一の材料からなる一重壁の場合，壁体の面密度（単位面積あたりの重量）が大きいほど，また周波数が高いほど透過損失が大きくなる（質量則）。すなわち，壁の厚さを増せば遮音効果が大きくなる。質量則の点から見ると，木質材料はコンクリートなどに比べて密度が低いためにその遮音性能は劣る。また木質の床や壁は中空状になっている場合が多く，剛性が低いため低周波数領域で共振しやすく，木質構造体に伝わった振動は音に変わりやすい。木質の戸建て住宅において，床衝撃音のうちコツコツという高い音色の軽量床衝撃音よりも，子供の飛び跳ね時などにドシンドシンと響く重量床衝撃音が問題となる理由がここにある。

る。

遮音性能を向上させるには，境界壁に遮音性能の高い材料や構造を用いたり，吸音率を高めればよい。しかし最終的な遮音性能には，材料，構造，施工技術に関する多数の因子が関与しており，これらの影響を実験的手法で評価するには莫大な時間と経費を要する。また重量床衝撃音については，床そのものの振動だけでなく，それを支持する壁を含めた床壁構造全体の振動挙動を把握する必要がある。

本研究は，有限要素法（以下FEM）を用いて，木質住宅の構造や材料が振動特性に及ぼす影響を明らかにし，これに基づき住宅の音響設計を最適化する手法の開発を目的とする。その手始めとして本報告では，木質床壁構造体の小型模型について，その振動特性を有限要素法によって解析し，実測値と比較し，解析手法の妥当性を検討した。これまで数値計算を伴った床振動の解析例は2，3見られるが<sup>1), 2)</sup>，本研究では，床構造だけでなく，それを支持する壁体を含めた床壁構造全体を対象とした。さらに振動解析については，基本となるモード解析の他に，重量床衝撃音を想定して，衝撃音に直接関与する衝撃加振時の振幅の過渡応答解析を行った。

## 2. 構造体の模型，振動計測法およびFEM手法

## 2. 1. 床壁構造体の模型

6畳間サイズの2階床とそれを支持する1階壁からなる構造物を想定し，その約1/5大の模型を厚さ22mmの

\* 東洋エクステリア株式会社 中央研究所

\* Research Center, Toyo Exterior Co., Ltd.

\*\* 京都大学大学院農学研究科 森林科学専攻

\*\* Division of Forest and Biomaterials Science, Graduate School of Agriculture, Kyoto University

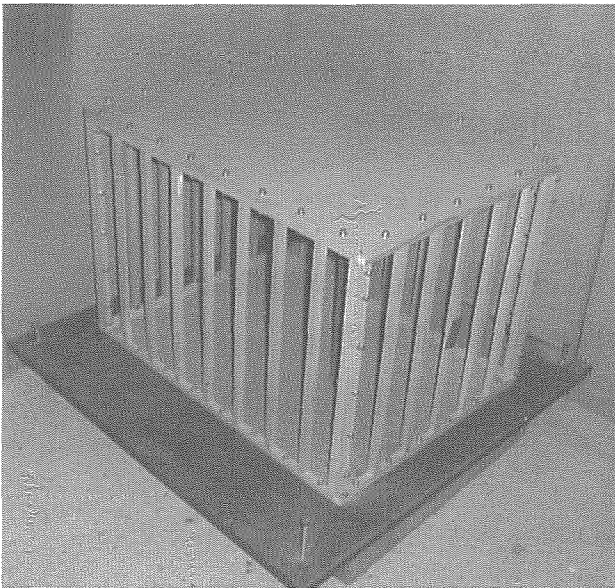


図1 木質床壁構造の小型模型  
Figure 1. Small model of wooden floor-wall construction.

鋼板基礎の上に作製した(図1)。床寸法は720×540mm、壁の高さは490mmとし、両者とも片面張りのパネル構造とした。床の根太、壁のたて枠、上下枠は気乾無節のベイヒ材(断面寸法15mm角)、床の下張り材は合板(厚さ2.5mm、3プライ)で構築した。根太と壁のたて枠は90mm間隔で設け、壁パネルには面材を貼り付けないものを基本モデルとした。床と壁および壁と壁はボルト(M6)により90mm間隔で接合し、床の下張り材と枠は接着剤と丸くぎ(長さ13mm、太さ1.2mm、30mm間隔)で接合した。壁パネルの下枠材(土台)はボルト(M6)で鋼板に固定した。以上が基本となるモデルであるが、根太の影響を知るために床パネルの根太の本数が0本(なし)、1本、3本、7本の計4種類のモデルについて実験を行った。本研究の目的は、木質床壁構造の振動特性のFEM解と実測値を比較し、FEM解析の妥当性を検討することにあるため、部材の構成や寸法は、実際の忠実な縮小模型ではなく、構造も1階部分のみの簡単なものとした。

2.2. 実験振動解析

2.2.1. 振動モードと固有値測定

クラドニ法によって振動モードと共振周波数の同定を行った。床の下面中央部に薄い鋼板を貼り付け、その直下に配置した電磁石に励振電圧を与えて、非接触で床を強制加振した。床上面に細かな砂をまき、振動の節に集まる砂粒子のパターンから共振時の振動モードを特定した(図2)。電磁石にはEMIC社製Type 522-Aを、信号発生器として菊水電子社製MODEL 417Aを、増幅

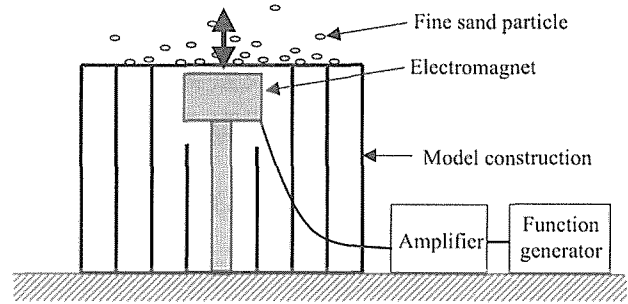


図2 クラドニ図形を用いたモード解析  
Figure 2. Modal analysis using Chladni's figure.

器としてIMV社製MODEL VA-STを使用した。

2.2.2. 衝撃加振時における振動振幅の過渡応答の測定

床の上面中央に加速度ピックアップをとりつけ、その付近の床面をインパルスハンマで加振した(図3)。インパルスハンマにはエクステンダを装着し、先端にはスーパーソフトチップを用いた。インパルスハンマの入力信号と加速度ピックアップの出力信号をFFTアナライザで解析し、インパルスハンマと加速度ピックアップの時間軸信号波形、パワースペクトル、伝達関数を求めた。

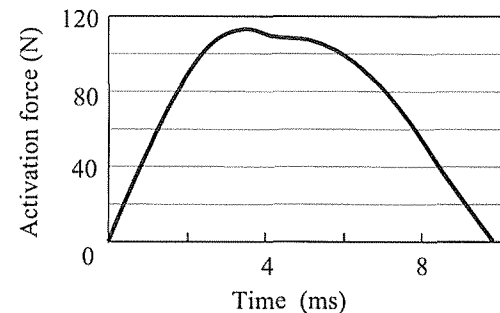
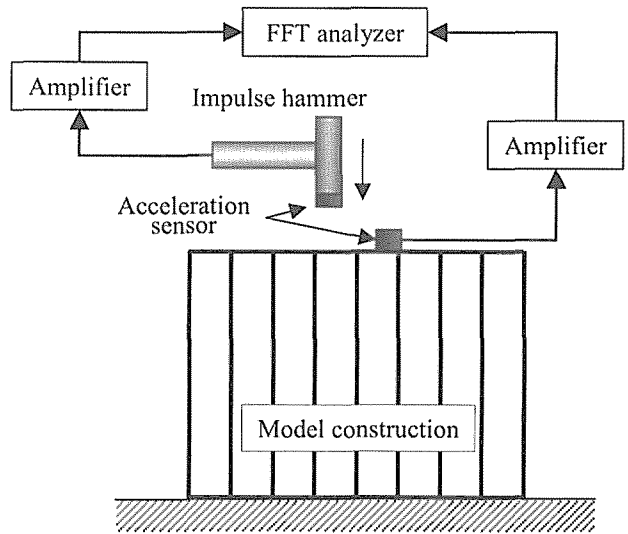


図3 衝撃加振に対する過渡応答解析  
Figure 3. Analysis of transient response against impulsive force.

インパルスハンマには小野測器社製GK-300を、加速度ピックアップにはTEAC社製501FBを、増幅器にはTEAC社製SA-25を、FFTアナライザには小野測器社製CF-5220を用いた。

### 2.3. FEMによる振動解析

#### 2.3.1. モード解析の原理

有限要素法における構造物の運動方程式は以下のよう  
に表せる。

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

ここで、 $[M]$ は構造物の質量マトリックス、 $[C]$ は減衰マトリックス、 $[K]$ は剛性マトリックス、 $\{d\}$ は変位ベクトルで、さらに $\{F\}$ は構造物に作用する動的外力ベクトルである。

固有振動数、モードを求めるには、外力0での自由振動状態について、つまり(1)式の右辺に0を代入して、(1)式の解を求めるが、 $[C]\{\dot{d}\}$ の値は通常の弾性体の振動問題では無視できる。従って、次式を解いて解を求める。

$$[M]\{\ddot{d}\} + [K]\{d\} = 0$$

一般解として $\{d\} = \{\phi\}e^{i\omega t}$ とおくと

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0$$

となる。ここで、 $\{\phi\}$ は固有モードベクトル、 $\omega^2$ は固有振動数である。

$\{\phi\} = 0$ は自明な解で意味をなさないので、

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (2)$$

となり、系の自由度を $n$ とおくと、 $[K]$ 、 $[M]$ は $n \times n$ の正方マトリックスで与えられる。ここで固有振動数 $\omega = \lambda$ とすると、(2)式は $\lambda$ に関する $n$ 次の方程式になる。

$$\lambda^n + C_1\lambda^{n-1} + C_2\lambda^{n-2} + \dots = 0$$

この方程式を解くことによって、 $n$ 個の $\lambda$ と $\{\phi\}$ が得られ、固有振動数の小さい順に1次、2次…と呼ばれる。(2)式より、一般に剛性があがるにつれて固有振動数は大きくなるのがわかる。有限要素法では剛性マトリックス(弾性定数)と質量マトリックス(密度)を与えると、振動モードと固有振動数が求まる。

#### 2.3.2. 衝撃応答解析の原理

モード解析では(1)の運動方程式について外力0として固有モードベクトル $\{\phi\}$ と固有振動数 $\omega^2$ を求めた。しかし、固有モードベクトルはあくまで相対値なので、この時点では、音と直接関連する構造物の振幅を知りえない。そこで、求めた $\{\phi\}$ と $\omega^2$ 、そして新たに外力を(1)式に代入して解くと、変位ベクトル $\{d\}$ が時間の関数として求まる。これが、振幅の時間変化(時刻歴応答)である。通常は外力にインパルス状の加振力を想定し、これに対する構造物の任意の位置での過渡応答を導く。

#### 2.3.3. FEMモデル

上述の模型のFEMモデルを構築した(図4)。模型の柱や根太となる軸材部分には、三次元積層一般化シェル要素を用い、要素の基準寸法15mm角とし、節点次数は1次、厚さは14.8mm(軸材による梁の高さ)とした。また要素の第1軸を材料主軸と定義し、積層数を1とした。これによって、三次元構造体を規定するグローバルxyz座標軸に対して、異なる方向に向いた木材の材料特性軸を任意に規定できる。木材は直交異方性材料としてモデル化し、針葉樹で構成されているものとし、材料定数のうち繊維方向( $l$ 方向)、接線および放射方向( $t, r$ 方向)の縦弾性定数( $E$ )、さらに各方向間のせん断弾性定数( $G$ )には、各々 $E_l = 139$ 、 $E_r = E_t = 6.9$ 、 $G_{lr} = 7.2$ 、 $G_{rt} = 0.33$ 、 $G_{tl} = 7.2$ ( $\times 10^8$  N/m<sup>2</sup>)を、ポアソン比 $NU$ には $NU_{lr} = 0.37$ 、 $NU_{rt} = 0.47$ 、 $NU_{tl} = 0.43$ を文献から採用した<sup>3)</sup>。また材料の密度は、実測値の $0.42 \times 10^3$  (kg/m<sup>3</sup>)を用いた。

床の面材(寸法720×540mm)は、三次元一般化シェル要素で構築し、要素の基準寸法は15 mm角とし、節点次数は1次、厚さは2.38 mmとした。面材は構造用合板とし、その材料定数はグローバルxyz座標に対して定義し、 $E_x = 500$ 、 $E_y = 81$ 、 $G_{xy} = 13.7$ 、 $G_{yz} = G_{zx} = 3.9$ ( $\times 10^7$  N/m<sup>2</sup>)、ポアソン比として $NU_{xy} (= NU_{yz} = NU_{zx}) = 0.12$ とした<sup>3)</sup>。また密度は実測値の $0.69 \times 10^3$  (kg/m<sup>3</sup>)

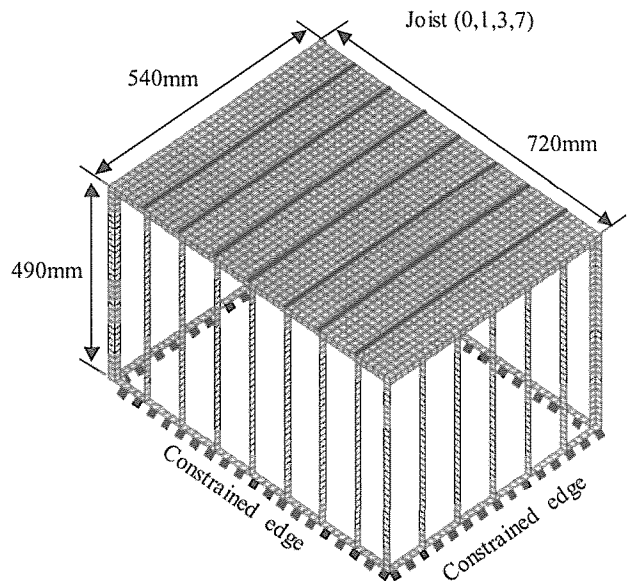


図4 小型の木質床壁模型の有限要素モデル

Figure 4. FEM model for small wooden floor-wall construction. Note: Displacement and rotation of all nodes on the boundaries between joists and flame or the face board are constrained. The same boundary conditions are applied for the nodes on the boundaries between wall flames and the basement, those between wall flames and those between the floor panel and the wall construction, respectively.

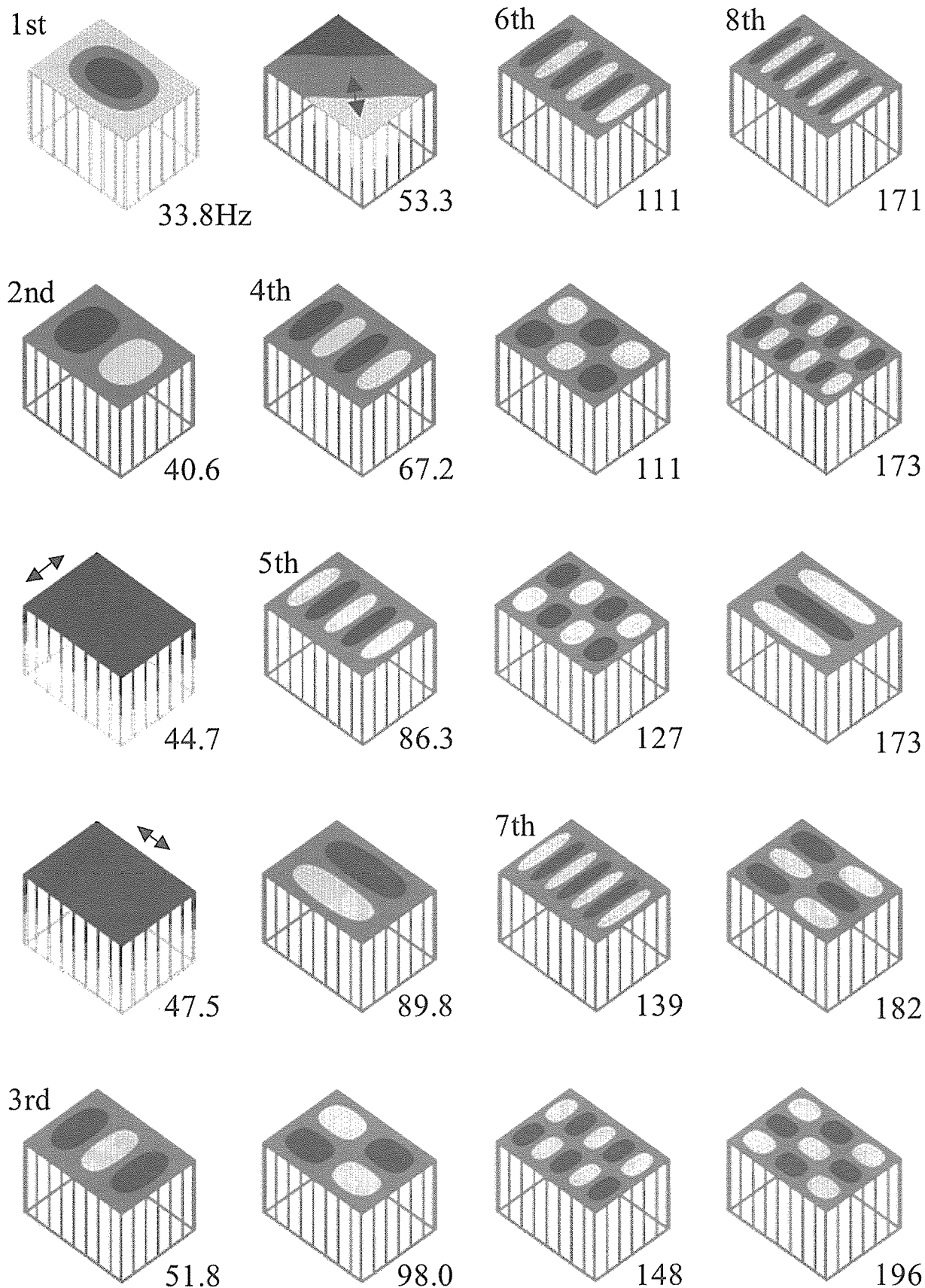


図5 FEMによる木質床壁模型のモード解析結果 (根太0本)  
 Figure 5. Modal analysis of wooden floor-wall construction estimated by FEM ( Floor without joist ).

を採用した。根太と柾材、それらと面材との接合部分は、それに関わる節点どうしがすべて結合しているものとした。また壁下柾の全節点の変位を拘束して、床壁構造体を基礎に固定した。

モード解析では、モード次数20次まで計算した。解析結果には、壁の振動が含まれるのものや、複数の振動の腹の位相が逆転する共役の振動モードが含まれるため、後の解析では、この中から床のたわみ振動が現れているモードのみを抽出して用いた。またインパルス加振時の衝撃応答解析では、インパルスハンマによる衝撃的な打撃力が模型の床の中央に作用するものとして、そこでの振幅の過渡応答を計算した。またその際の振動の減衰比を0.1とした。なお本研究ではFEMモデル構築および解析結果の後処理に解析ソフトウェアDISPLAY III (E.M.R.C. 社製)、FEM解析にNISA II (同社製)を用いた。

### 3. 結果

#### 3.1. 振動モードのFEM解析

図5に根太なしのFEMモデルについて、1から20次までの振動モードの解析結果を示す。モード次数の増加と共に、固有振動数が上昇し、振動の節や腹の数の多い複雑な振動モードが現れている。また根太の本数が異なっても共通して現れるモードとそうでないモードがあった。なお床に振動モードが現れていないモードは、壁が振動しているモードである。重量床衝撃音に関係するのは低次の振動モードと考えられるので、以下ではこれを中心に検討する。根太が1本および3本のモデルでは、床中央に腹が1つだけ現れる1次のモードが現れなかった。これは、これらのモードでは床中央の根太による振動の拘束が、根太無しや7本の場合に比べて相対的に大きいと考えられる。

図6は、振動モードの次数と固有振動数との関係を、

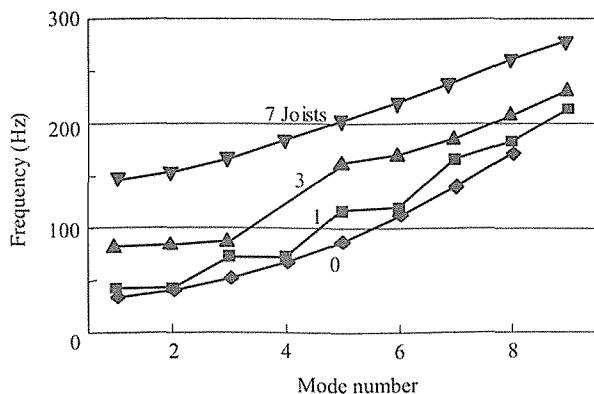


図6 モード次数と固有振動数との関係

Figure 6. Relationships between mode number and resonant frequency.

根太本数の異なる4つのモデル毎に表したものである。ここで、モード次数は図5に示すように、床に現れる振動の腹の数に基づいて便宜的に定義されている。モード次数の増加と共に固有振動数は上昇してゆくが、根太のない場合や7本の場合には、次数に対して滑らかに上昇するが、根太が1本や3本の場合には、断続的に上昇した。これは根太が振動の節に当たる場合には、振動モードが変化しても固有振動数が変化しないためと考えられる。

#### 3.2. 振動モードの実測結果

図7はクラドニ法によって現れた砂紋パターンを、デジタルカメラで撮影し、その映像を2値化したものを、対応するモードでのFEM解析の結果と比較したものである。偶数次の振動モードはクラドニ法ではほとんど同定できなかった。特に根太1本のモデルは1次のモードが同定できず、3次のモードも大きく歪んだモードが現れた。これは、模型を構成している部材の寸法、材質や接合状態のばらつきに因るものと考えられる。一方、根太7本の模型ではほぼきれいな1次のモードが現れることから、このモデルでは根太によって床全体の材質が均質化したためと考えられる。全ての解析を通じて、低次数のモードでは、FEM解析に対応する振動モードがクラドニ法によって確認できた。しかし両者の固有振動数の差については今後の検討課題である。またFEMモデルの方が根太の配置の影響をより大きく受けて振動モードが変化しているのは、根太と床との接触部分の節点が結合状態にあるためと推測される。

次に、インパルス加振に対する応答例を示す(図8)。インパルスハンマによるランダム加振とスペクトル解析

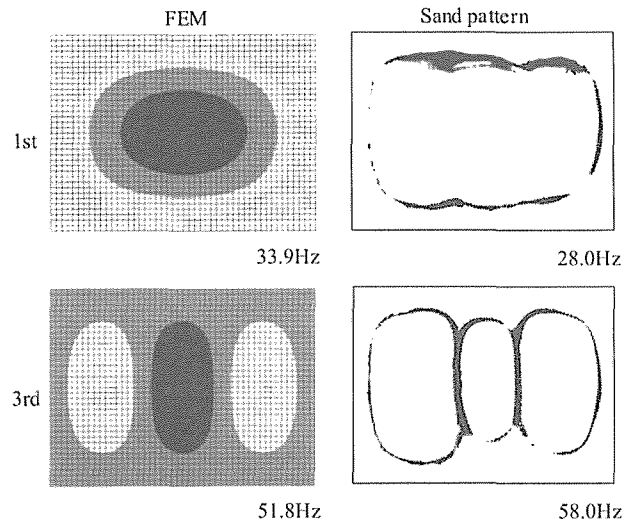


図7 クラドニ図形とモード解析との比較例

Figure 7. Examples of Chladni's figure in comparison with FEM analysis.

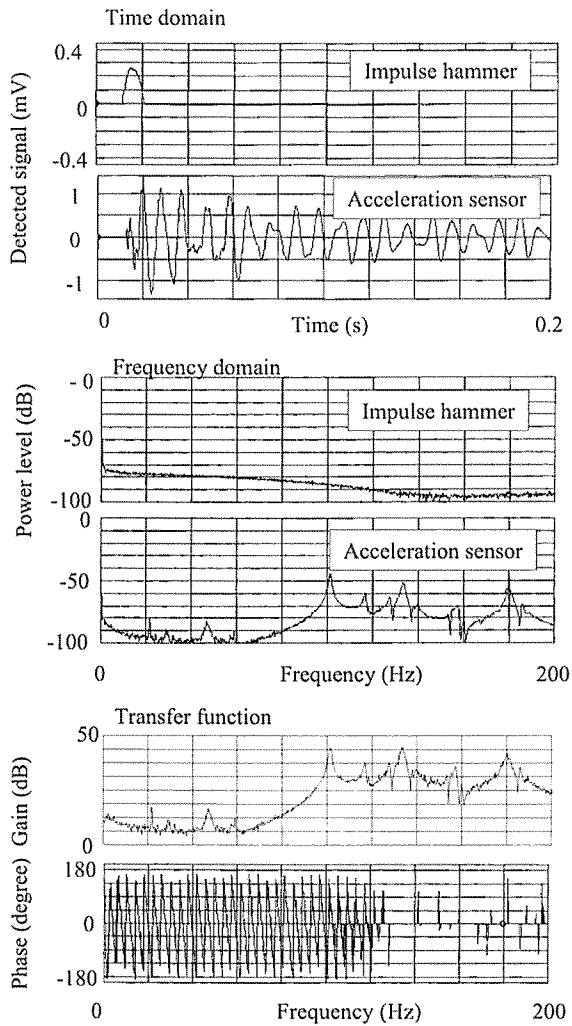


図8 衝撃加振時の過渡応答解析例

Figure 8. Examples of transient response against impulsive force.

により、インパルスハンマと加速度ピックアップの時間軸信号、これらのパワースペクトル、および実験モデルの伝達関数を求めることができた。インパルス加振では衝撃力に全ての周波数での加振力が含まれているので、パワースペクトルには複数のモードにおける共振周波数のピークが現れ、複数の振動モードを確認できた。また伝達関数から優勢なモードを割り出すことができた。

### 3.3. 振動モードの実測とFEM解との比較

図9は、FEM解析結果と、クラドニ法により求めた振動モードを4つの床モデル毎に比較したものである。両者ともモード次数と共に増加するが、その絶対値や増加傾向に差があった。今回の振動モード解析では、床の剛性は線形特性を有しているとして解析したが、次数の増加とともに固有振動数の実測値が曲線的に増加していることから、実際の床の剛性は非線形性を示すものと考えられる。FEM解析値と実測値との差は、根太0本や3本のモデルに比べて、1本や7本のモデルでは大きかった。しかし、両者の差の最大値は実測値に対するFEM解析値の比で1.5倍程度（根太7本モデルの1次モードの場合）であった。この原因として、面材と軸材の結合状態のモデル化や拘束条件の影響が考えられる。

そこで、面材と軸材のモデルの境界にある節点を全て両者に共通する結合節点とした場合、釘またはボルトで接合されている位置の要素についてのみ結合節点とした場合や、ボルトの重量を付加したモデルについても計算した（図10）。その結果、ボルト重量を考慮した場合と結合した場合とも実測との差は最大3割程度あるが、結

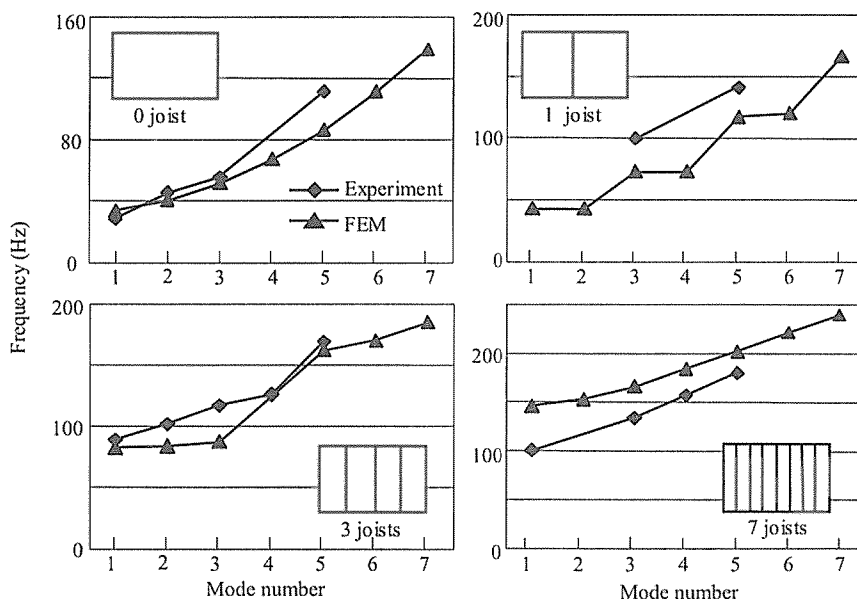


図9 固有振動数のFEM解と実測値との比較

Figure 9. Resonant frequencies estimated by FEM and experiment.

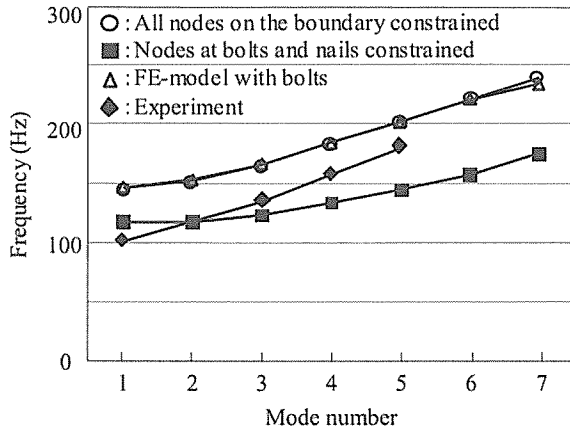


図10 有限要素モデルの拘束条件の振動モードへの影響  
Figure 10. Influence of boundary conditions on vibration modes.

合節点をボルトや釘のみにして、実際の状態に合うように減らすと実測値に近くなった。しかし接合部分の節点のみを結合すると解析作業が複雑になるため、本報告では、剛性が高めに出ることを理解した上で、これらの基本モデルで解析を進めることにした。

重量床衝撃音の検討に際しては低周波数成分が問題になるが、上述の結果から、低次の振動モードについては、FEM解析と実測との間に大きな差はないことが確認できた。

### 3.4. 物性値の変動の影響

模型に採用される木材の材質の変動のFEM解析への影響を検討するため、縦弾性定数（2種類）、せん断弾性定数（1種類）および面材の密度を基準値に対して±20%変動させてFEM解析を行った（図11）。4種類の物

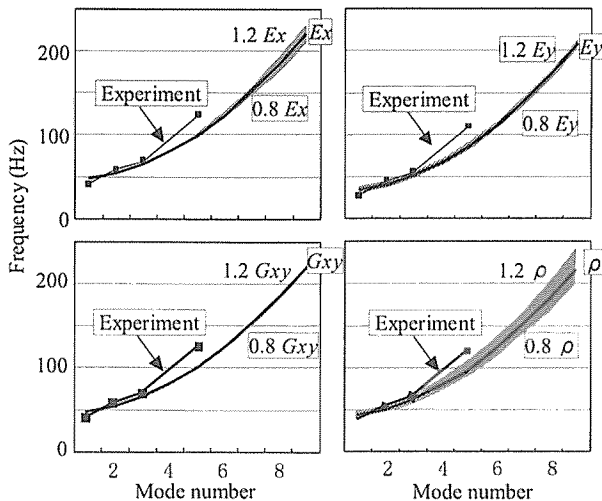


図11 床面材の物性値を変動させた場合の振動モードの変化  
Figure 11. Changes in vibration mode in accordance with material coefficients of face board.

Notes.  $E_x$ : longitudinal modulus of elasticity,  $E_y$ : lateral modulus of elasticity,  $G_{xy}$ : shear modulus,  $\rho$ : density

性値の中で、その変動に対して固有振動数の触れ幅のもっとも大きかったのは、面材の密度であった。3次以下の低次の振動モードでは実測値とFEM解との差は、物性値を変動させたことに由来する影響の範囲内であった。また面材の厚さの増加に対する固有振動数の増加割合は、面材厚さの増加と共に低下した（図12）。

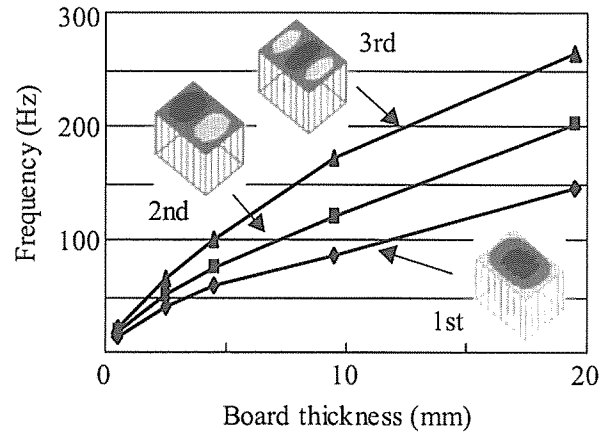


図12 床面材の厚さの固有振動数への影響（FEM解析）  
Figure 12. Influence of face board thickness on resonant frequencies (FEM).

### 3.5. 衝撃加振に対する床の振幅の過渡応答

時刻歴応答解析では上記のスペクトル解析で求められたインパルスハンマの時間軸信号を入力して、あるモードにおける任意の位置での時間軸波形をシミュレーションすることができる。図13に床中央部での衝撃加振に対する過渡応答の結果を根太本数の異なる3種類の模型毎に、5種類の面材厚さについて示す。根太のない床は、

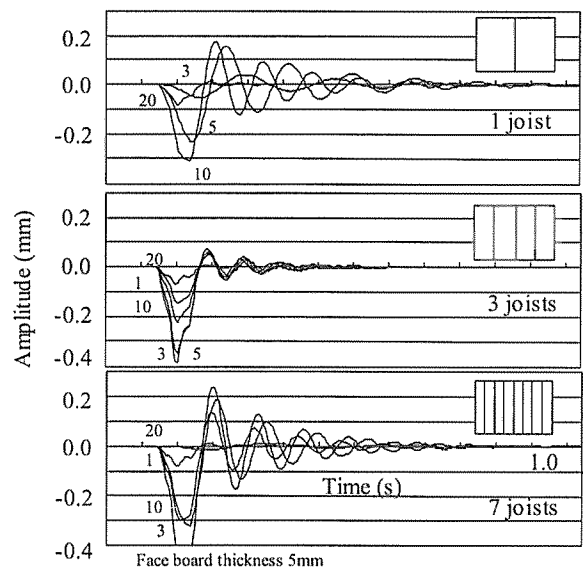


図13 衝撃加振時の床中央における振幅の時間変化の解析例  
Figure 13. Transient analysis of amplitude at floor center against impulsive force.  
Note. Number denotes the mode number.

極めて剛性が低いため、設定した加振力では、線形領域を越える振幅となったため表示していない。また図14は4種類の模型について面材の厚さと最大振幅との関係を示す。

根太1本のモデルでは面材厚さが5mmの時に、3本のモデルでは10mmの時に、そして7本の時には3mmの時に振幅値が最大値となった。これは根太の本数と面材の厚さの特定の組み合わせの時に、特定のモードが強調されるためと考えられる。また最大値は根太数が1本、7本、3本のモデルの順に低下した。この理由は、根太1本や7本の模型では標準的な1次または2次振動モードが現れ、これらの振幅が支配的であるのに対して、3本では床中央の根太が1次モードを分割するような複雑なモードが現れているためと考えられる。これらの結果は、床衝撃音に直接関与する床の振動振幅が、面材の厚さや根太の本数から単純に予想される床の剛性の傾向では予測できないことを示しており、この結果から本研究で採用した衝撃応答解析の有効性が確認できる。

一般に面材の厚さが増すと床の剛性が上がり、振幅は

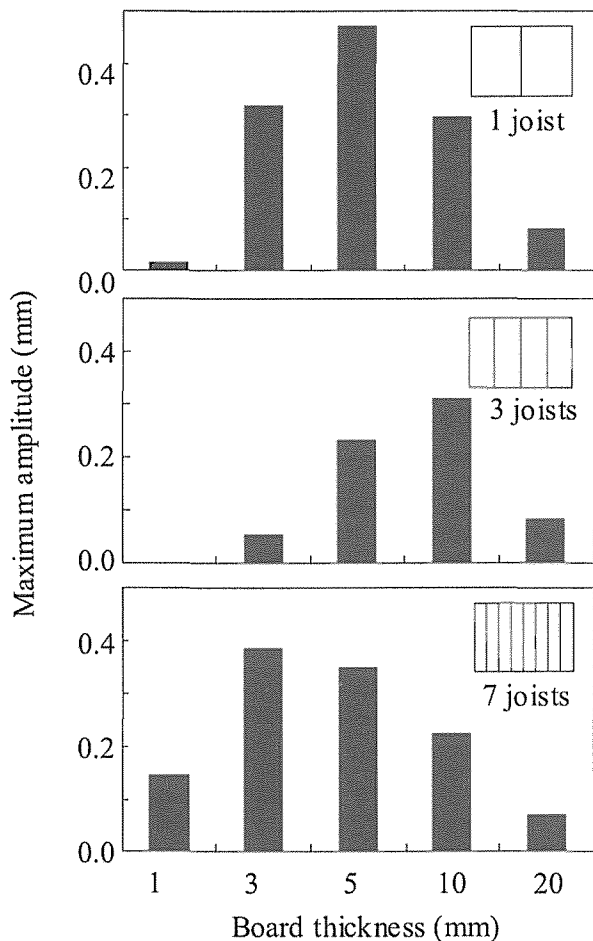


図14 床面材厚さと最大振幅との関係

Figure 14. Relationships between face board thickness and the maximum amplitude in transient analysis.

小さくなると考えられるが、面材の厚さが1mmや3mmでは相対的に振幅が小さくなった。これらの条件では、床の枠組みの剛性に対して面材の剛性がかなり低くなるため、衝撃加振力に対して床全体で反応することがなくなったためと考えられる。

図15は根太の本数を3本として、その配置を変えた場合の衝撃応答を検討した例である。4種類の根太の配置の内、床の長手方向に根太を配置したものが最も振幅が大きく、短辺方向の場合が最小となったが、残る2者の値はその中間になり、それらの間での差は殆どなかった。衝撃応答解析では、床の剛性や静解析から推定される床のたわみではなく、衝撃加振力に対して同時に現れる複数の振動モードの総和として得られる振幅変化が得られ、より床衝撃音の消長に関する床の力学的挙動を推定できる。

このようにFEM解析によって衝撃加振に対する応答に対して床の構成条件が複雑に影響していることが理解できる。実際の床衝撃音の大小は、部屋の大きさや形状によって決まる共鳴特性、床や壁の吸音や遮音特性に左右されるが、本研究で明らかにした衝撃力に対する床の振幅変動に関する情報によって、衝撃音に暴露される人に最も影響の大きな直達音と床構造との関係を明らかにすることができる。

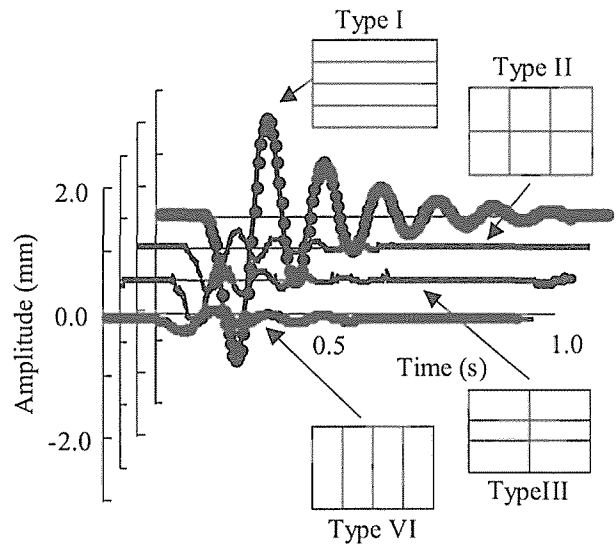


図15 根太の配置の衝撃応答への影響

Figure 15. Influence of joist allocation on transient response.

#### 4. おわりに

本質の床壁模型について、その振動特性をFEMおよび実測によって求めた結果を比較した。両実験方法の条件の相違に由来すると考えられる結果の差は見られるが、低次の振動モードでは両方法の結果は概ね一致した。



またより実大に近い状態での比較検討は必要であるが、解析結果に及ぼす諸因子の影響についても概ね明らかになった。重量床衝撃音で問題となる低周波成分の振動については、本研究の結果から、今回採用したFEM解析の手法の可能性を確認できた。

#### 引用文献

- 1) 中尾哲也ら：木材学会誌, 35(2), 85-89(1989)
- 2) 外崎真理雄, 末吉修三：木材学会誌, 44(1), 33-40 (1998)
- 3) 例えば, 木材工学辞典, 日本材料学会木質材料部門委員会編, 工業出版(株), 1982