

# 駆動点インピーダンスを用いた31.5Hz帯域の重量床衝撃音レベル予測に関する検討

## An Empirical Study in Predicting Heavy-Weight Floor Impact Sound Levels in the 31.5 Hz Octave Band Using Driving Point Impedance

岡野 利行 Toshiyuki Okano\*<sup>1</sup> 小柳 慎一郎 Shinichiro Koyanagi\*<sup>2</sup>

### 梗概

近年、重量床衝撃音の評価に31.5Hz帯域を含める重要性が示されている。31.5Hz帯域の床衝撃音レベルについて、インピーダンス法の2つのモデルの予測誤差を比較検討した。受信室を拡散音場と仮定する一般的なモデルと、受信室に音響モードが生じないと仮定するモデルである。その結果、両モデルを受音室の最大寸法によって使い分ける混成法によって、予測値と測定値の相関は向上できなかったが、最大誤差を低減できた。また、スラブ端部の拘束条件によって混成法の予測残差を統計的に補正できたことから、インピーダンス法の予測誤差を生む主な要因は、スラブの振動・放射特性の評価にあると推察される。

キーワード：重量床衝撃音, 31.5Hz帯域, インピーダンス法, 予測誤差, 受信室

### Summary

Recently, the importance of the 31.5 Hz octave band is suggested in the evaluations of floor impact sounds. The accuracy of two types of 'impedance' methods is investigated for the purpose of predicting heavy-weight floor impact sound levels in the 31.5 Hz octave band, the usual method in which the sound field of the receiving room is assumed to be diffuse; and a possible variation in which no acoustical mode is assumed in the receiving room. It is indicated that a hybrid of the two models minimizes the maximum error, however, is unable to improve the general correspondence between measured and calculated values. Further, an effective statistical correction corresponding to the clamping condition of the slab edges is determined. It is supposed that the evaluation of the vibration transmission characteristics within a slab would be the primary error factor.

Keywords: floor impact sound, 31.5 Hz band, impedance method, prediction error, receiving room

## 1 はじめに

欧米においては、住宅などの床衝撃音評価において、タッピングマシンを標準衝撃源として用いてきた。この方法は、100Hz以上の周波数領域を対象としているが、近年は100Hzより低い周波数領域に関心が高まっている。日本においては、タッピングマシンに加えてタイヤ衝撃源が、1978年に標準衝撃源に追加された<sup>1)</sup>。以来、子供の走行や飛び跳ねを対象とした重量床衝撃音の評価に、タイヤ衝撃源とL等級曲線<sup>2)</sup>を組合せた方法が用いられてきた。L等級曲線は63Hz以上の周波数帯域を対象としているが、タイヤ衝撃源を用いると、ほとんどの場合は、63Hz帯域の音圧レベルで評価が決定する。

欧米においても、特に軽量な木造建物の歩行音を想定した場合に、100Hzより低い周波数領域を考慮する必要性が、この20年間に議論されるようになった<sup>3)~5)</sup>。国内では、JIS A 1418-2:2000<sup>6)</sup>に、ゴムボール衝撃源が重量床衝撃音評価のための2つ目の重量衝撃源として規定された。この衝撃源は、タイヤ衝撃源よりも小さい衝撃力をもち、その後の研究によって重量床衝撃音の評価における有効性が確認された<sup>7)~11)</sup>。近年、ゴムボール衝撃源と最大A特性床衝撃音レベルの組合せが、主観的评价と対応が良いことが示されている。そのデータは、ゴムボール衝撃源に

\*1 技術研究所 高度空間制御部 音響計画グループ長 博士(情報科学) Group Leader, Research & Development Institute, Ph.D.

\*2 技術研究所 研究主任 博士(工学) Associate Chief Researcher, Research & Development Institute, Dr. Eng.

よる床衝撃音が100Hzより低い周波数成分を多く含み、また50Hzより低い周波数成分も無視できないことを示している。したがって、住宅の設計段階において重量床衝撃音レベルを予測する際、31.5Hz帯域も重要な周波数帯域となる。

特に低い周波数領域の重量床衝撃音レベルの予測には、有限要素法（FEM）などの数値解析手法が有効であるが、実務においては、手間と費用の問題からほとんど利用されていないのが実情である。集合住宅プロジェクトにおいてはインピーダンス法の適用性が高いため、設計者に広く用いられている。インピーダンス法は、簡便な音響エネルギーモデルに基づいて、音圧レベルを導く方法である。スラブの振動場と受音室の音場の双方を十分なモード密度をもつ拡散場と仮定している。この観点から、予測計算の周波数帯域幅として、欧米の評価方法で用いられることが多い1/3オクターブ幅よりもオクターブ幅の方がむしろ適切であると考えられており、インピーダンス法では通常オクターブ帯域が用いられる。しかし、インピーダンス法を31.5Hz帯域に適用する場合、音波の半波長はおよそ5m前後となり、受音室の寸法と同程度か、場合によってはそれより大きくなる。そのような場合は、音場は拡散しているとはみなされず、拡散音場の仮定が成り立つとは必ずしもいいきれない。

ここでは、31.5Hz帯域の床衝撃音レベルを予測するために2つのモデルを検討する。ひとつは一般的なインピーダンス法であって、受音室を拡散音場と仮定するモデルである。もうひとつは、別のタイプのインピーダンス法として可能性が考えられる、受音室に音響モードが含まれず音圧分布が生じないモデルである。実建物で測定した駆動点インピーダンスレベルと床衝撃音レベルの一連のデータを用いて、これら2つのタイプのインピーダンス法を31.5Hz帯域に適用し、予測誤差を検討する。

## 2 床衝撃音レベルと駆動点インピーダンスレベルの関係

一般に、いわゆるインピーダンス法<sup>12)</sup>は、受音室を拡散音場とみなす。この方法によれば、床衝撃音レベルを基本インピーダンスなどのスラブと受音室等の諸変数と下記の(1)式で関係づけることができる<sup>13)</sup>。

$$L_{i,Fmax,1} = 10\log_{10}|F_E|^2 - 20\log_{10}(Z_{\infty}/(\chi_{C_i} \cdot \chi_R)) + 10\log_{10}(\sum(\chi_{T_{ij}} \cdot \chi_{C_j})^2 dS_j) + 10\log_{10} 4\rho c\kappa - 10\log_{10} A + 120 + \Delta C_1 \quad (1)$$

ここで、 $F_E$ は標準加振源の加振力； $Z_{\infty}$ は無大スラブの基本インピーダンス； $\chi_{C_i}$ と $\chi_{C_j}$ は、それぞれ、駆動点*i*と受振点*j*における梁のスラブ端部拘束の影響補正值； $\chi_R$ はスラブ共振の影響補正值； $\chi_{T_{ij}}$ は駆動点*i*から受振点*j*までの伝搬による減衰； $dS_j$ は点*j*近傍の微小面積； $\rho c$ は空気の特性インピーダンス； $\kappa$ は放射係数； $A$ は受音室の吸音力； $\Delta C_1$ は音圧レベル計の速い動特性によるピーク値（Fmax）に対する補正值である。実建物で測定できる駆動点インピーダンス $Z_i$ は(2)式で表される。

$$Z_i = Z_{\infty} / (\chi_{C_i}^2 \cdot \chi_R) \quad (2)$$

(1)式の第2項の変数は、(2)式に示す駆動点インピーダンスレベルの実測値 $Z_i$ に、端部拘束の補正 $\chi_{C_i}$ が1となるスラブ中央部の駆動点インピーダンスレベル実測値と基本インピーダンスレベルから算定したスラブ共振の補正值 $\chi_R$ を用いて求めた $\chi_{C_i}$ を乗じ、(3)式により算出することができる<sup>14)</sup>。

$$Z_{\infty} / (\chi_{C_i} \cdot \chi_R) = Z_i \cdot \chi_{C_i} \quad (3)$$

(1)式の第3項の変数は、ここでは有効放射面積と称するが、参考文献14)の(3.11)式で与えられ、スラブが拡散振動しているとの仮定のもとにスラブ内伝搬の減衰を無視して伝搬減衰補正 $\chi_{T_{ij}}$ を1とし、梁の区分ごとに予め実測値から求めた $\chi_{C_i}$ の値を放射面全体に積分した値を用いる。 $\chi_{C_j}$ の値は、曲げ波の波長で規準化した端部からの距離を変数とした回帰式を、いくつかのスラブに対する測定値から作成して求めた。梁の区分は、耐震壁がある大梁（タイプW）、耐震壁がない大梁（タイプB）、および成が500mm以下の扁平梁または梁なし（タイプN）の3区分とした。受音室の吸音力 $A$ は、31.5Hzにおける平均吸音率の実測値が得られた受音室5室の平均値である0.1に室内表面積を乗じて求めた。放射係数の値は、等価スラブ厚さが320mm以上の場合は0dB、230~320mmの場合は-1dB、160~230mmの場合は-2dBとした。これらの値は文献15)の63Hz帯域における推奨値と同じ値である。文献16)の放射係数近似方法によれば、音速の3倍を放射面の周長で除した参照周波数以下において、放射係数は一定値と

みなされる。受音室内のスラブを放射面とみなすと、参照周波数は40～101Hzの間に分布している。これは概ね63Hz帯域の周波数領域に相当するので、31.5Hz帯域と63Hz帯域の放射係数の差は無視できると判断した。

上記の検討から、定数と31.5Hz帯域において一定値をとる変数を $C_1$ にまとめると、(1)式は(4)式に簡略化される。左辺の添え字‘A’は、床衝撃音レベルがA特性補正後の値であることを示す。

$$L_{iA,Fmax,1} = -L_{Zc} + 10\log_{10} S_{Rn} + 10\log_{10} \kappa - 10\log_{10} A + C_1 \quad (4)$$

ここで、 $L_{Zc} = 20\log_{10}(Z_i \cdot \chi_{C_i})$ 、 $S_{Rn} = \sum(\chi_{C_i})^2 dS_i$ 、 $C_1 = 10\log_{10}|F_{E1}|^2 + 152 + \Delta C_1 - 10\log_{10} W_A + \Delta L_A$ である。 $W_A$ は受音室のWaterhouse補正値の平均値<sup>14)</sup>、 $\Delta L_A$ はA特性補正値を示す。(4)式を用いれば、駆動点インピーダンスレベルの測定値から床衝撃音レベルを求めることができる。

もうひとつの方法は、受音室のモードがない周波数領域において、室容積の変化に伴う圧力変化によって音圧が生じるモデルである。(5)式は、剛壁で囲まれた容積 $V$ の受音室に速度 $v$ で振動する面積 $S$ のピストンによって生じる音圧 $p$ を示す<sup>17)</sup>。ここでは受音室の境界を剛壁と仮定し、スラブの変形による容積変化の体積速度を伝達インピーダンスを用いて表し、(6)式のように変形した。

$$p = \rho c^2 \cdot Sv / \omega V, \quad (5)$$

$$L_{i,Fmax,2} = 20\log_{10} (\rho c^2 / p_0 2\pi f) + 20\log_{10} (\sum |F_{E1}| / |Z_{T,ij}| dS_i) - 20\log_{10} V + \Delta C_2 \quad (6)$$

(5)式が定常加振状態を仮定しているのに対して、重量床衝撃音レベルは衝撃加振であるため、音圧レベルの瞬時の最大値を観測することになる。本検討においては、瞬時の最大値にも(5)式を同様に適用できると考え、時間重み特性に応じて決まる瞬時値の補正項として $\Delta C_2$ を(6)式に加えた。(6)式を更に、(1)式に類似した(7)式に変形すると、床衝撃音レベルを駆動点インピーダンスレベルの実測値から算出することができる。(7)式の第3項の変数は駆動点インピーダンスから(3)式を用いて求め、第4項の変数はスラブ内伝搬による減衰を無視して伝搬減衰補正 $\chi_{T,ij}$ を1とし、(1)式を用いる方法と同様に算出すればよい。

$$L_{i,Fmax,2} = 10\log_{10}|F_{E1}|^2 + 20\log_{10} (\rho c^2 / p_0 2\pi f) - 20\log_{10} (Z_{\infty} / (\chi_{C_i} \cdot \chi_R)) + 20\log_{10} (\sum (\chi_{T,ij} \cdot \chi_{C_i}) dS_i) - 20\log_{10} V + \Delta C_2 \quad (7)$$

(1)式から(4)式への変形と同様の手順によって、(7)式を(8)式に変形することができる。

$$L_{iA,Fmax,2} = -L_{Zc} + 20\log_{10} V_D - 20\log_{10} V + C_2 \quad (8)$$

ここで、 $V_D = \sum \chi_{C_j} \cdot dS_j$ 、 $C_2 = 10\log_{10}|F_{E1}|^2 + 181 - 20\log_{10} f + \Delta C_2 + \Delta L_A$ である。 $V_D$ の値は、(4)式で $S_{Rn}$ の値を求めると同様に、 $\chi_{T,ij}$ を1として求めた。この場合、受音室の寸法に比べて波長が大きいため、 $C_1$ に含んでいたWaterhouse補正値は無視した。

### 3 実建物の測定調査

上記2つの方法による床衝撃音レベルと駆動点インピーダンスレベルの関係を、実建物における測定値に当てはめて比較検討するために、JIS A 1418-2<sup>6)</sup>に従った測定調査をおこなった。Table 1の集合住宅11棟50居室において、居室の乾式壁等施工後、かつ加振室の二重床施工前および受音室の吊り天井施工前に、スラブ素面時の測定をおこなった。測定項目は、駆動点インピーダンスレベル、ゴムボール衝撃源による重量床衝撃音レベルである。加振点および受音点位置をFig. 1に示す。測定対象室の平面の中

Table 1 調査対象建物の概要  
Summary of the measured residual buildings

名称	建物の概要			測定室数
	スラブ面積 (m <sup>2</sup> )	スラブ種別	戸境壁種別	
A	65～85	均質単板スラブ	RC, 乾式	5室
B	105, 110	同上	RC	5室
C	55～105	楕円ボイドスラブ	RC	5室
D	55～65	均質単板スラブ	乾式	5室
E	30～40	穴あきPC板合成スラブ	乾式	5室
F	55	同上	乾式	2室
G	45, 80	同上	乾式, RC	5室
H	221	同上	乾式	5室
I	57	均質単板スラブ	RC	5室
J	63, 68	穴あきPC板合成スラブ	RC	5室
K	73	均質単板スラブ	RC	3室

中央点と4分点の5か所にサイの5の目状に配置した。受音点の高さは0.6~1.8mの範囲で0.3mきざみに変化させた<sup>18)</sup>。床衝撃音レベルの分析においては、時間重み付け特性Fast、周波数重み付け特性Aを用い、当該周波数帯域のピーク値を求めた。また、受音室の隅角部に設置したスピーカからスイープパルスを発生させ、他の隅角部と上記受音点において観測した周波数応答特性から、受音室のモード周波数を確認した。

対象建物の躯体は、等価スラブ厚さ220~350mm、面積30~221m<sup>2</sup>でその大半は面積が45m<sup>2</sup>以上のいわゆる大型スラブに該当する。スラブ種別は、穴あきPC板合成スラブ、均質単板スラブ、楕円ボイドスラブの3種類である。各スラブには、一部を除いて1つのスラブに1住戸が配置されている。受音室の諸元は、平面形の短辺長さが1.9~5.5m (平均3.1m)、長辺長さが2.6~8.3m (平均4.8m)、辺長比が1.0~2.2 (平均1.6)、天井高さ(吊天井施工前)が2.63~2.86m (平均2.75m)、床面積が6.2~44.6m<sup>2</sup> (平均16.2m<sup>2</sup>)であった。50室のうち24室がLDまたはLDK、残りの26室は寝室であった。内装仕上げの様子は概略下記のとおりである。天井はせっこうボード(9.5mm厚さ)1枚貼りで懐寸法はおよそ80~200mm、床仕上げは建物A~HのうちAにおいては直貼りフローリング(クッション裏地付き)、その他においては乾式二重床の上にフローリングである。本論と直接の関連はないが、乾式二重床を用いた場合の床下懐は130mm程度であり、E建物およびF建物においては比重が重い遮音シート(4mm厚さ)および下地合板(12.5mm×2枚)をフローリング下に敷き込んだタイプを用いている。

#### 4 床衝撃音レベル測定値と駆動点インピーダンスレベル測定値からの計算値の比較

(4)式は、受音室を拡散音場と仮定している。この過程を満たすには、音響モード密度が十分に大きくなくてはならないが、小さな矩形室において、特に低い周波数帯域では、室内の平均音圧レベルに対する個々のモードの影響が無視できない。実際には、室の概形が矩形であっても、開口部や壁面の凹凸、それに壁材料の弾性などによって、個々のモードの影響は緩和され、想定するほど顕著には現れない場合がある。一般には、矩形室の音響モードは、軸波、接線波、斜め波で構成され、そのうち最長辺に沿った軸波モードが最も低い周波数となる。この最も低いモード周波数が31.5Hz帯域の上限周波数より高くなると、受音室に含まれる音響モードはなくなる。この条件が(8)式の仮定に相当する。

(4)式および(8)式と床衝撃音レベル測定値の対応を調べるために、回帰分析によって、(4)式のC<sub>1</sub>および(8)式のC<sub>2</sub>に相当する値を、推定誤差を含む形で求めた。Fig. 2は、(4)式によって回帰予測したL<sub>iA,Fmax,1</sub>の予測誤差を、Fig. 3は、(8)式によって回帰予測したL<sub>iA,Fmax,2</sub>の予測誤差を、それぞれ、示したものである。横軸は、受音室平面の長辺に対応する軸波モー

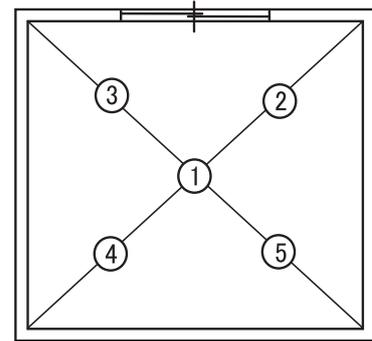


Fig. 1 受音点の配置。高さは、①600mm, ②900mm, ③1200mm, ④1500mm, ⑤1800mm。  
 Configuration of the measuring points The heights are, ①600 mm, ②900 mm, ③1200 mm, ④1500 mm, ⑤1800 mm, respectively.

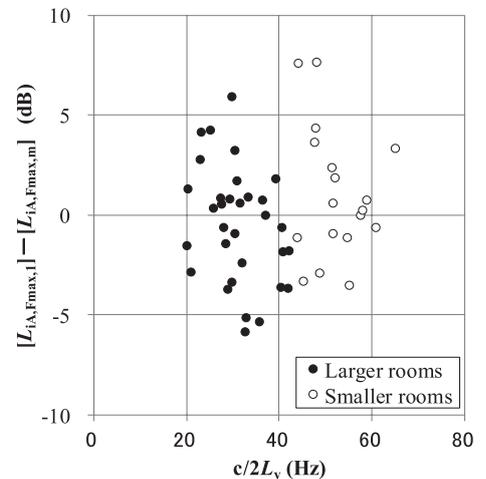


Fig. 2 (4)式によるL<sub>iA,Fmax,1</sub>の予測誤差。横軸は受音室の長辺に相当する軸波モードの周波数を示す。L<sub>iA,Fmax,m</sub>は測定値を示す。  
 Plots of estimation error for L<sub>iA,Fmax,1</sub> by Eq. (4). The abscissa indicates the frequency of the axial modes corresponding to the longer side of the plan in the receiving room. L<sub>iA,Fmax,m</sub> indicates measured value.

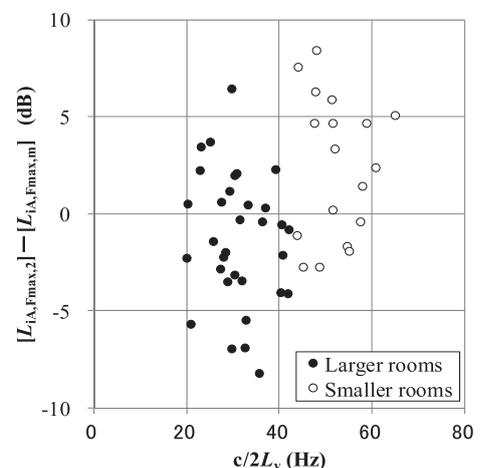


Fig. 3 Fig. 2と同じ。但し(8)式によるL<sub>iA,Fmax,2</sub>の予測誤差。  
 Same as Fig. 2, but for L<sub>iA,Fmax,2</sub> by Eq. (8).

ドの周波数を示す。白抜きのプロットは、受音室の隅角部における室の31.5Hz帯域の応答に音響モードが観測されなかったケースを示している。これらの室は、その他の室よりも平面の長辺寸法が小さいので、ここでは“Smaller rooms”，その他の室は“Larger rooms”と表記している。塗りつぶしたプロットで示された“Larger rooms”に該当する室は、いずれも、31.5Hz帯域に一つ以上の音響モードを含んでいる。“Smaller rooms”のプロットが18，“Larger rooms”のプロットが32あり、横軸におけるそれら2グループの境界値は31.5Hzの上限周波数にほぼ一致している。

“Smaller rooms”と“Larger rooms”の予測誤差平均値の差は、Fig. 2では有意でない（有意水準5%）が、Fig. 3では有意（有意水準1%）である。これらの図から、床衝撃音レベルは、受音室が一つ以上の音響モードを含む場合に、(8)式による床衝撃音レベルの予測値よりも有意に大きくなるのが解る。(4)式は、十分な音響モードが確保されていると仮定しているのので、この違いに対応しない。Fig. 4の縦軸は、(4)式と(8)式による予測値の差を示している。横軸はFig. 2と同様である。この図から、“Smaller rooms”においては(8)式による予測値が(4)式による予測値より大きくなり、“Larger rooms”においてはその逆になることが解る。

上記から、(8)式は“Smaller rooms”のみに適用し、“Larger rooms”には(4)式を適用すべきであると結論付けた。それぞれの受音室グループに対する回帰分析によって、 $C_1$ および $C_2$ の値を再度求め、それぞれ、151.0、および158.8の値を得た。ただし、床衝撃音レベルの値にはA特性補正を含んでいる。これらの値の妥当性は付録で確認された。この混成法によって、予測誤差が最小化されると考えられる。

Fig. 5に、混成法による予測値と測定値の散布図を示す。相関係数と平均二乗誤差（dB値）は、それぞれ、0.77と3.1dB、最大誤差は6.5dBであった。Fig. 6はすべての受音室に対して(4)式を適用したときの散布図であり、最大誤差は7.6dBである。これよりも混成による最大誤差の方が小さいので、混成法は最大誤差の低減に有効と考えられる。(4)式では考慮していない、受音室におけるモードの有無の影響が正しく評価された結果と考えられる。しかし、相関係数と平均二乗誤差の比較においてはほとんど差がみられない。先行研究において、衝撃源の周波数特性を考慮したFEMを用いることによってインピーダンス法よりも予測誤差を低減できることが示された<sup>14)</sup>。この結果から、スラブの振動特性の評価モデルが、予測誤差の支配的な要因と推察される。予測誤差を更に最小化するためには、(7)式および(1)式における $\chi_{Tij}$ の特性を詳細に評価する必要がある。

予測誤差の最小化に有効な要因を探るために、混成法の残留誤差に対する受音室とスラブの要因との相関を分析した。検討した要因をTable 2に示す。番号1～11は受音室に関する要因、番号12～16は受音室内のスラブの端部拘束条件に関する要因、番号17はスラブに関する要因、番号18～20は受音室

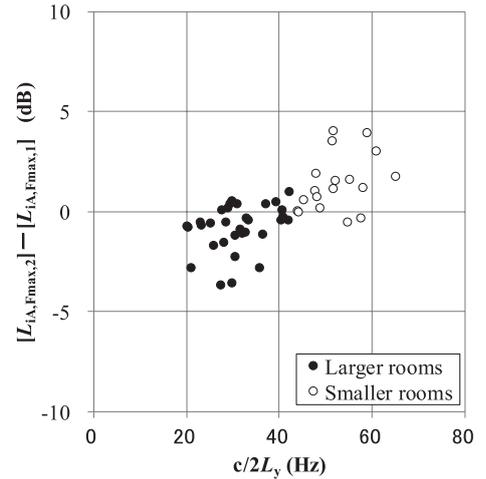


Fig. 4  $L_{IA,Fmax,1}$ と $L_{IA,Fmax,2}$ の予測値の差. 横軸はFig. 2と同じ  
 Plots of difference in estimated values of  $L_{IA,Fmax,1}$  and  $L_{IA,Fmax,2}$ .

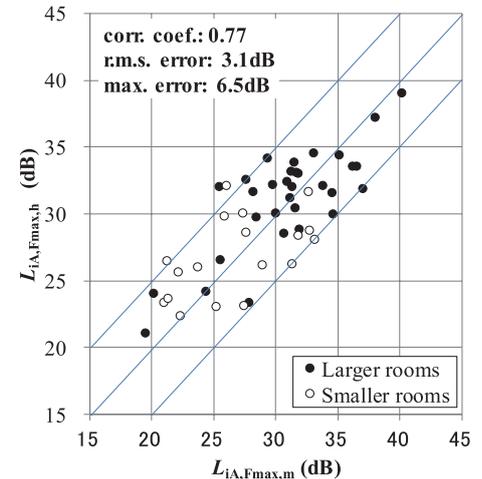


Fig. 5 混成法による予測値 $L_{IA,Fmax,h}$ と実測値 $L_{IA,Fmax,m}$ の散布図. Scatter diagram of the value predicted by the hybrid method  $L_{IA,Fmax,h}$  and the measured values  $L_{IA,Fmax,m}$ .

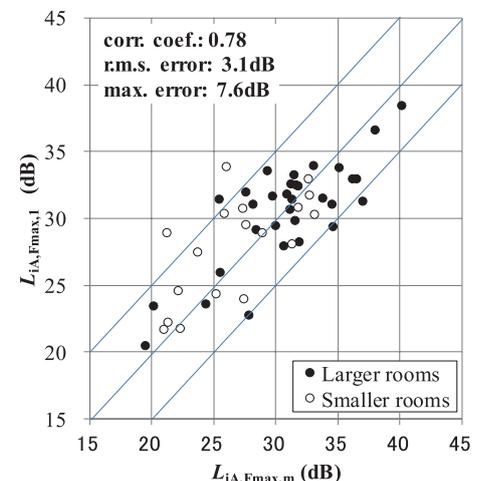


Fig. 6 (4)式による予測値と実測値の散布図  
 Same as Fig. 5, but the predicted value is from Eq. (4).

とスラブの固有振動数の比に関する要因である。 $f_x$ ,  $f_y$ ,  $f_z$  は、それぞれ、受音室の幅、長さ、高さ に逆比例する。ただし、幅は平面の短辺 (添え字の 'x' に相当)、長さは平面の長辺 (添え字の 'y' に対応)、高さはスラブtoスラブの高さ寸法 (添え字の 'z' に対応) を示す。いくつかの受音室では、 $f_y$  や  $f_x$  の値が31.5Hz帯域 (21.5~45Hzの範囲) に入るが、 $f_z$  は59.4~64.6Hzの範囲に分布しており、いずれも63Hz帯域の周波数領域の中央付近に限られている。 $f_{xy}$ ,  $f_{xz}$ ,  $f_{yz}$  は、各辺の中点を結ぶ長さに逆比例し、多くの受音室においては63Hz以上の周波数帯域に入る。従って、31.5Hz帯域のモードに違いを生じる主な要因は、平面の寸法に関連すると推察される。

上記の要因について因子分析をおこなった (バリマックス回転後) と、5つの有意な (有意水準5%) 因子が抽出された。各要因の因子負荷量と抽出された因子の寄与率をTable 3に示す。5つの因子の累積寄与率は0.93と高い数値であった。 $f_x$ ,  $f_{xy}$ ,  $f_{xz}$ ,  $f_y$ ,  $f_{yz}$ ,  $A$ ,  $V$ ,  $n_{mode}$  は第1因子に対する因子負荷量が0.7以上である。この因子は受音室の大きさを示すと解釈される。 $n_{cw}$ ,  $r_{cw}$ ,  $f_z$  は第2因子に対する因子負荷量が0.7以上である。この因子はタイプW (躯体壁付の大梁) による端部拘束とよく対応している。 $r_{x0}$ ,  $r_{z0}$ ,  $f_{s0}$  は第3因子に対する因子負荷量が0.7以上である。この因子はスラブの固有振動数に対応すると考えられる。 $n_{cbw}$ ,  $n_{cb}$ ,  $r_{cb}$  は第4因子に対する因子負荷量が0.7以上である。この因子はタイプB (大梁) による端部拘束または全タイプによる端部拘束とよく対応している。 $r_{yx}$  は第5因子に対する因子負荷量が0.97である。これらの要因のうち、 $f_z$ ,  $n_{cw}$ ,  $r_{cw}$  のみが残留誤差と有意な (有意水準5%) 相関を示した。 $f_z$  と残留誤差との相関係数は0.43とそれほど大きい値ではない。また、対応する天井高さのレンジは2.63~2.86の範囲に限られているので、両者の関係については更なる検討が必要と思われる。 $n_{cw}$  と  $r_{cw}$  の残留誤差に対する相関係数は、それぞれ、0.36と0.41とそれほど大きな値ではないが、この関係は、スラブの振動特性のより詳細な評価が重要との見方<sup>14)</sup> と一致する。タイプWの要素によってスラブが強い端部拘束を受ける場合、予測値は測定値に対して大きくなる傾向を示す。従って、拘束要素のタイプによって生じるモード形状の違いが、必ずしも十分に評価されていないことを暗示している。その他の要因と残留誤差の相関係数は概ね0.2以下であり、予測誤差を低減しうる他の要因は見出されなかった。

Table 2 検討した受音室とスラブの要因  
 The considered dimensions of the receiving rooms and slabs

No.	記号	説明	レンジ
1	$f_x$	3つの軸波モードの周波数; 添え字の 'x' と 'y' は、それぞれ、平面の短辺方向と長辺方向、'z' は高さ方向に相当する。	30.9 - 88.1 Hz
2	$f_y$		20.4 - 65.4 Hz
3	$f_z$		59.4 - 64.6 Hz
4	$f_{xy}$	3つの接線波モードの周波数; 添え字の 'xy' は x-y 平面、'xz' と 'yz' は、それぞれ x-z 平面と y-z 平面に沿うモードを示す。	41.4 - 100.8 Hz
5	$f_{xz}$		64.5 - 90.8 Hz
6	$f_{yz}$		67.3 - 106.8 Hz
7	$A$	受音室の吸音力の常用対数を10倍したもの	5.9 - 12.5 dB
8	$V$	受音室の要請の常用対数を20倍したもの	24.3 - 42.1 dB
9	$r_{yx}$	受音室平面の長辺と短辺の比	1.04 - 2.19
10	$n_{mode}$	31.5Hz帯域のモードの有無	有りまたは無し
11	$T_R$	居室の種別	LD/LDK または BR
12	$n_{cbw}$	受音室内スラブ4辺のうち、タイプB またはタイプW の拘束辺の数	0, 1, 2 or 3
13	$n_{cw}$	受音室内スラブ4辺のうち、タイプW の拘束辺の数	0, 1 or 2
14	$r_{cw}$	受音室内スラブの周長に対する、タイプW の拘束辺の長さの比	0, 0.2 - 0.39
15	$n_{cb}$	受音室内スラブ4辺のうち、タイプB の拘束辺の数	0, 1 or 2
16	$r_{cb}$	受音室内スラブの周長に対する、タイプB の拘束辺の長さの比	0, 0.17 - 0.52
17	$f_{s0}$	測定した駆動点インピーダンスから抽出したスラブの1次固有振動数	17.5 - 48.8 Hz
18	$r_{x0}$	$=f_x / f_{s0}$	0.63 - 3.07
19	$r_{y0}$	$=f_y / f_{s0}$	0.96 - 4.69
20	$r_{z0}$	$=f_z / f_{s0}$	1.25 - 3.57

Table 3 抽出された5つの因子に対する各要因の因子負荷量  
 Factor loading values for the five extracted factors

要因	因子				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
$f_x$	-0.7760*	-0.0267	-0.1306	0.0330	-0.6073
$f_y$	-0.9711*	-0.0862	-0.0042	0.1001	0.1668
$f_z$	-0.1753	0.8880*	0.0347	-0.0104	-0.1835
$f_{xy}$	-0.9767*	-0.0674	-0.0598	0.0842	-0.1434
$f_{xz}$	-0.7509*	0.1541	-0.1502	0.0480	-0.6067
$f_{yz}$	-0.9739*	0.0190	-0.0207	0.0901	0.1481
$A$	0.9313*	0.0023	0.0404	-0.1197	0.2855
$V$	0.9452*	-0.0029	0.0319	-0.1253	0.2520
$r_{yx}$	0.0875	0.0090	0.1223	0.1171	0.9679*
$n_{mode}$	0.7122*	0.0425	0.2226	0.0502	0.3873
$T_R$	0.5449	0.2518	-0.1740	-0.3438	0.0117
$n_{cbw}$	0.2820	0.3444	0.1611	-0.8561*	-0.0165
$n_{cw}$	0.1718	0.9377*	-0.0808	0.0954	0.0907
$r_{cw}$	0.0622	0.9596*	0.0600	0.1994	0.0393
$n_{cb}$	0.0817	-0.4008	0.2194	-0.8692*	-0.0605
$r_{cb}$	0.0840	-0.3829	0.2506	-0.8721*	-0.0271
$f_{s0}$	-0.0390	-0.0076	0.9574*	-0.1347	0.1192
$r_{x0}$	-0.6098	-0.1135	-0.7391*	0.2264	0.0305
$r_{y0}$	-0.5466	-0.0660	-0.6286	0.1811	-0.4937
$r_{z0}$	0.0417	0.0646	-0.9649*	0.1899	-0.0812
寄与率	0.3708	0.1569	0.1539	0.1315	0.1176

\* 因子負荷量が0.7以上であることを示す

上記の分析結果から、混成法による予測誤差は、主に、スラブの振動性状評価に起因すると考えた。上述の通り、そのような詳細な評価には有限要素法のような数値解析法が適しているが、ここでは、 $r_{cw}$ と残留誤差の線形回帰分析による簡便な補正法を導いた。予測値から減算する補正值 $\Delta Corr$ は(9)式で与えられる。

$$\Delta Corr = 8.4300 r_{cw} - 1.4713 \quad (9)$$

係数と切片の双方とも有意（有意水準5%）である。Fig. 7は、(9)式による補正後の混成法による予測値と測定値の散布図を示す。Fig. 5と比べて、少しではあるが、相関が向上している。

## 5 まとめ

63Hz以上の周波数帯域の重量床衝撃音レベルの予測に適用されてきたインピーダンス法を、31.5Hz帯域に適用する場合の予測精度について検討した。衝撃源として、いわゆるゴムボール衝撃源を想定した。

2つのタイプのインピーダンス法を混成した方法によって、予測誤差の最大値を低減することができた。それらの一つは受音室を拡散音場と仮定した一般的なインピーダンス法であり、もう一つは、受音室音場が音響モードを含まず様な音圧分布を仮定した、変形タイプのインピーダンス法である。混成法では、受音室平面の長辺寸法に対応する最低モード周波数が、31.5Hz帯域に含まれるか、または63Hz以上の帯域に含まれるかによって2つのタイプを使い分ける。当該周波数帯域に音響モードが含まれるか否かが、床衝撃音レベルに無視できない差を生じる。

駆動点インピーダンスレベルが正確な場合の比較において、一般的なインピーダンス法と混成法による予測値と測定値の相関は同程度である。このことから、2つのタイプで共通しているスラブの振動モデルが、全体としての予測誤差に支配的であると推察される。しかし、混成法は受音室のモードの有無の影響を考慮することによって、一般的なインピーダンス法よりも最大誤差を低減できるという利点がある。

更に、受音室とスラブの要因と残留誤差の対応関係を統計的に分析した。その結果、躯体壁付の大梁で強く拘束された受音室内スラブの辺長と受音室内スラブの全辺長の比と、残留誤差との間に有意な相関がみられた。この比を用いた簡便な線形補正によって、予測値と測定値の相関が向上することが示された。この結果は、スラブの振動性状の評価がインピーダンス法の主な予測誤差の要因となっているという見方を補強するものである。

## 付録

本文に示した通り、(4)式の $C_1$ および(8)式の $C_2$ は以下の式で決定される：

$$C_1 = 10\log_{10}|F_E|^2 + 152 + \Delta C_1 - 10\log_{10} W_A + \Delta L_A \quad (A.1)$$

$$C_2 = 10\log_{10}|F_E|^2 + 181 - 20\log_{10} f + \Delta C_2 + \Delta L_A \quad (A.2)$$

文献6)によるゴムボール衝撃源の衝撃力暴露レベルの値(39dB)を $F_E$ に、損失係数を4%、受音室の平均吸音率を0.1として計算した $\Delta C_1$ の値(4.2dB)<sup>19)</sup>、受音室のWaterhouse補正の平均値(-5.8dB)<sup>14)</sup>、帯域の中心周波数におけるA特性補正值(-39.4dB)を(A.1)式に代入すると、 $C_1$ の値は150となる。 $\Delta C_2$ の値は、パルスに対する動特性‘fast’の実効値とピーク値の差から9dBとなる<sup>20)</sup>ので、 $C_2$ の値159.6が得られる。これらの値は31.5Hz帯域における平均的な特性を示すものであるが、測定値に対する回帰分析によって得られた値と1dB以下の精度で一致する。

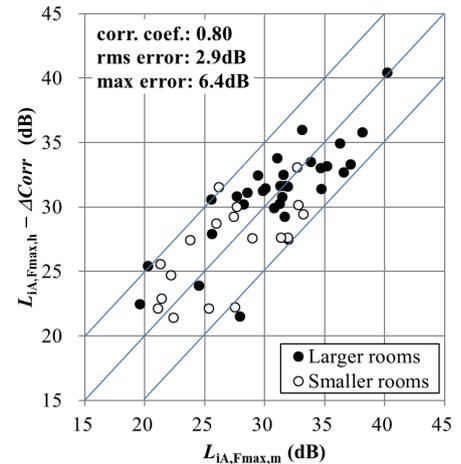


Fig. 7 Fig. 5と同様、但し予測値は(9)式による補正值を考慮  
 Same as Fig. 5, but the predicted value is corrected by  
 the correction value from Eq. (9)

## 参考文献

- 1) JIS A 1418: 建築物の現場における床衝撃音レベルの測定方法, 日本規格協会, 1978.
- 2) JIS A 1419: 建築物のしゃ音等級, 日本規格協会, 1979.
- 3) Blazier W. E. and DuPree R. B., Investigation of low-frequency footfall noise in wood-frame, multifamily building construction, *J. Acoust. Soc. Am.*, 1994; 96: 1521-1532.
- 4) Rasmussen B. and Rindel J. H., Concepts for evaluation of sound insulation of dwellings – from chaos to consensus?, In: *Proceedings of the Forum Acusticum 2005*, Budapest.
- 5) Kylliäinen M., The measurement uncertainty of single-number quantities for rating the impact sound insulation of concrete floors, *Acta Acustica united with Acustica*, 2014; 100: 640-648.
- 6) JIS A 1418-2: 2000, 建築物の床衝撃音遮断性能の測定方法 – 第2部: 標準重量衝撃源による方法, 日本規格協会, 2000.
- 7) Jeon J. Y., Ryu J. K., Jeong J. H. and Tachibana H., Review of the impact ball in evaluating floor impact sound, *Acta Acustica united with Acustica*, 2006; 92: 777-786.
- 8) Jeon J. Y., Lee P. J. and Sato S., Use of the standard rubber ball as an impact source with heavyweight concrete floors, *J. Acoust Soc. Am.*, 2009; 126: 167-178.
- 9) Hamada Y., Hiramatsu T., Nakazawa S. and Inoue K., Evaluation of heavy-weight floor impact sound with maximum A-weighted sound pressure level, In: *Proceedings of inter-noise 2011*, Osaka.
- 10) 永澤 駿, 濱田幸雄, 中澤真司, 稲留康一: 重量床衝撃音遮断性能の評価に関する研究 – 最大A 特性床衝撃音レベルによる評価の検討一, *日本建築学会大会学術講演梗概集 (北海道) 2013*; 347-348.
- 11) Späh M., Liebl A. and Leistner P., Acoustics in wooden buildings – Correlation analysis of subjective and objective parameters, Project report by Fraunhofer-Institute for Building Physics, 2014.
- 12) Kimura S. and Inoue K., Practical calculation of floor impact sound by impedance method, *Appl Acoust*, 1989; 26: 263-292.
- 13) 古賀貴士: RC造建物における重量床衝撃音の実用的予測方法, 東京大学博士論文, 2003.
- 14) Okano T. and Koyanagi S., A quest for error factors in predicting heavy weight floor impact sound levels using measured data in existing residential buildings, *Appl. Acoust.*, 2014; 76: 329-336.
- 15) 日本建築学会編: 建物の床衝撃音防止設計, 技法堂出版, 2009.
- 16) Ver I. L. and Holmer C. I., Interaction of sound waves with solid structures, Chapter 11 of *Noise and Vibration Control*, revised edition (edited by Beranek, L. L.) Institute of Noise Control Engineering, 1988.
- 17) Nefake D. J. and Sung S. H., Sound in small enclosures, Chapter 6 of *Noise and Vibration Control Engineering*, second edition, John Willy & Sons, Inc., 2006.
- 18) 山本耕三, 赤尾伸一, 田野正典, 稲留康一, 漆戸幸雄: 重量床衝撃音測定法に対する提案, *日本騒音制御工学会平成16年秋季研究発表会講演論文集*, 2004; 245-248.
- 19) 古賀貴士: 重量床衝撃音の実用的予測方法, *日本音響学会誌*, 2004; 60: 741-746.
- 20) 矢野博夫, 橘秀樹: 衝撃性騒音・振動の測定方法, *騒音制御*, 1982; 6: 303-308.