

非線形性を考慮した床衝撃音 レベル低減量の予測

関西大学 環境都市工学部 建築学科
建築環境工学第一研究室
建 15-0114 村上 拓哉
指導教官 豊田 政弘 准教授

目次

1	はじめに	
1.1	研究背景	1
1.2	既往研究	3
1.3	研究目的	6
1.4	研究方法	6
2	計算方法	7
3	結果と考察	9
4	おわりに	26
6	参考文献	27
5	総括	29

1 はじめに

1.1 研究背景

国土交通省や統計省のデータによると全国の建て方別住宅割合は 1958 年の戸建て住宅の割合は 80%、集合住宅は 5.6%である。しかし、年々戸建て住宅の割合は減少する一方で集合住宅の割合は増加しており、2013 年の資料では集合住宅の割合は 42.4%にまで至っている。また、都心においては 80%以上が集合住宅で生活をしているため、集合住宅における環境性能に注目が集まっている。阿部ら[1]の調査によれば住宅購入時に検討した項目として音の割合は高く、音が移住環境の中で重要視される要素であると言える(図 1.1)。これに伴い、集合住宅における不具合・クレーム等を見ると、床衝撃音に関する内容が大半をしめている。生活音に関するクレームの上位に「子供の飛びね・走り回る音」、「上階からの足音」がある。このような比較的軽く柔らかい衝撃音のことを重量床衝撃音という。この重量床衝撃音の遮音性能は建物の躯体構造に強く依存するため建設後に改善することは非常に困難である。近年では、床衝撃音の改善策として乾式二重床を設置する住宅が増加している。

乾式二重床は、施工時には他の工事と並行で作業が行えることによる施工期間の短縮や床下空間を配管設備等に利用できことから集合住宅で二重床を用いる事例が増加している。二重床構造の採用により、従来の床仕上げ方法（スラブに仕上げ材を直接貼る直貼り法）よりも重量床衝撃音の遮音性能低下が懸念されている。二重床構造の放射音低減効果の検討において固体伝搬音の観点から Yairi ら[2]は空気層を挟んだ無限大二枚板の遮音特性を理論的、および、実験的に検討した。この結果、中高域で低減効果は得られるが低音域では逆効果であることが示された。この



図 1.1 住宅購入時に考慮した度合い



図 1.2 クレーム

原因は二枚の板の圧縮膨張によるばね的共振により引き起こされ、これは Mass-Air-Mass Resonance として知られている。小林[3]、古賀[4]、内田[5]らの実験的検討によれば、床材と内壁の間に空気抜きを設けることが重要であるとわかる。また、同じ開口率であれば隙間長さが長いほど効果が大きいことが分かっている。また、二重床構造の遮音性能には防振ゴムの特性で変化することが分かっているため、様々な検討が行われてきた。高倉ら[6]は実験的測定に基づいて防振ゴムのゴム硬度、ゴムの形状、支持脚の本数、床高の検討を行い、Takahashi[7]は音響放射の観点から複数の弾性支持脚により連成されたモデルを理論的に考察し、二重床構造の遮音性能が支持脚の設置間隔やばね定数によって大きく変化することを報告した。乾式二重床の床衝撃音に対する低減性能の測定方法に床衝撃音レベル低減量がある。床衝撃音レベル低減量はスラブ素面状態における重量床衝撃音レベルから床施工状態のそれを差し引いた値であり、この値が大きいほど重量床衝撃音の遮音性能が高いことを示している。床衝撃音レベル測定は従来、JIS の規定によりバングマシンが標準重量衝撃源として使用されてきた。しかしこの衝撃源の最大衝撃力が過大なため、構造躯体の損傷を引き起こす可能性等があった。そのため 2000 年の JIS 規格改正より、従来のバングマシンとは異なるゴムボールが第 2 の標準重量衝撃源として新たに追加規定された。ゴムボールはバングマシンと比べて約 1/3 の衝撃力を発生させるもので木造や鉄骨造の建築物での測定にも適している。また、ゴムボール自体が軽量であり持ち運びも容易であるため、短時間で多数箇所を測定できる利点もある。しかし、ゴムボールは今に至るまであまり普及していない。平光ら[8]は遮音関連の業務に関わる担当者にアンケートを行い回答者の 95%は標準重量衝撃源としてゴムボールを認知しているが、普及している割合はほとんど皆無であること報告している。この原因の一つに加振源の違いによる床衝撃音レベル低減量の差があげられる。古賀ら[9]は床スラブと仕上げ材からなる構造体の加振による応答が完全に線形性を維持している限り、加振源がどのようなものであっても二重床構造の有無に起因する床衝撃音レベル低減量は変わらないはずであると提唱しているが、実際にはバングマシンとゴムボールによる床衝撃音レベル低減量に差が生じることが確認された。この差は衝撃力の大きさによって防振ゴムの特性に変化が生じる非線性が要因と考えられている。

1.2 既往研究

石川ら[10]は、加振源の違いによる床衝撃音レベル低減量を報告している。実測に用いた試験体は、施工面積 $3670\text{ mm} \times 2700\text{ mm}$ 、床下空気層は 88 mm である。図 1.3 に試験体の断面図を示す。この実測に際根太は使用していない。図 1.4 に加振源としてタッピングマシン、ゴムボール、バングマシンを用いた床衝撃音レベル低減量を示す。加振源の違いにより低減量に差があることが確認できる。前項でも述べたように、床スラブと仕上げ材からなる構造体の加振による応答が完全に線形性を維持している限り、加振源がどのようなものであっても二重床構造の有無に起因する床衝撃音レベル低減量は変わらないはずである。

葛西ら[11,12]は床衝撃音レベル低減量が一義的に定まらない原因を防振ゴムの非線形性であると仮定し、仕上げ床とスラブの曲げ振動連成を検討するために 1 自由度振動系モデル (図 1.5) を想定して振動伝達率の実測値と理論値の比較を行った。実測値は各衝撃源で、上部床材を打撃し

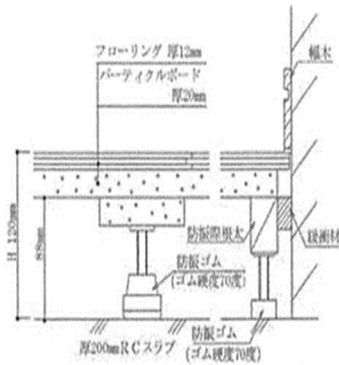


図 1.3 石川らを用いた二重床の断面図

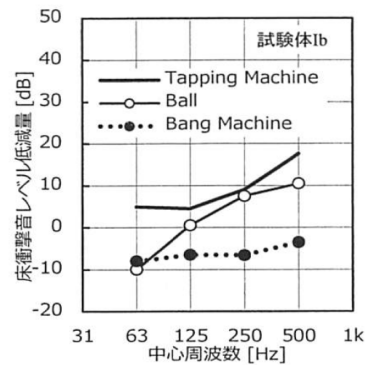


図 1.4 床衝撃音レベル低減量

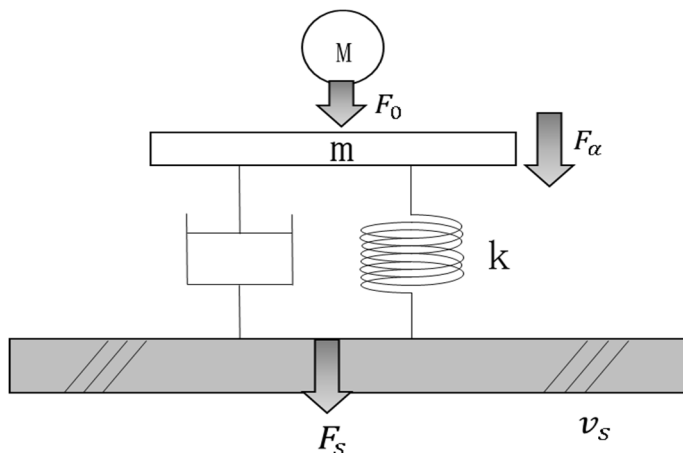


図 1.5 1 自由度振動系

M	加震源質量 [kg]
F_0	衝撃力 [F]
m	上部床質量 [kg]
F_α	上部床の受ける力 [N]
k	動的ばね定数 [N/m]
v_s	スラブ振動速度 [m/s^2]
F_s	スラブに伝達される力 [kg]

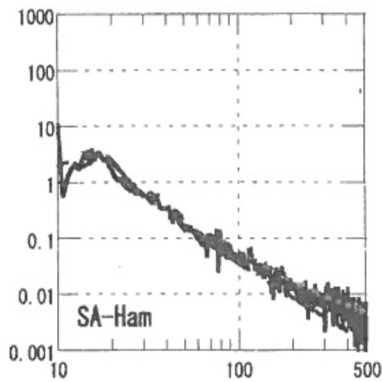


図 1.6 ゴムボールにおける振動伝達率

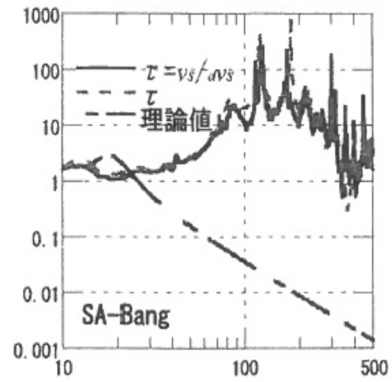


図 1.7 バングマシンにおける振動伝達率

た時のスラブ速度をスラブ素面直接打撃時のスラブ速度で除した値であり、理論値は衝撃力と上部床材を打撃した時にスラブへ入力される力の比から求めた値である。その結果、ゴムボールでは理論値と実測値の一致が見られるが、バングマシンでは固有振動数より高い周波数で理論値より大きくなる傾向があることがわかった（図 1.6、図 1.7）。この原因は衝撃時間内ではばねの連成挙動によって防振ゴム内部の加速度応答が衝撃力の数倍もの逆向きの力を仕上げ床から受けるからであると報告している。そこで仕上げ床に対する静的載荷試験を行い、支持脚 1 本を用いた荷重曲線を図 1.8 に示す。この荷重曲線を用いたばねの力が、仕上げ床にかかる加速度と質量から計算した力に衝撃力を加えた値と一致することが分かった。これにより、防振ゴム内部の加速度応答が衝撃力の数倍もの逆向きの力を仕上げ床から受ける理由は、ゴム内部のばね定数の変化であると結論付けた。

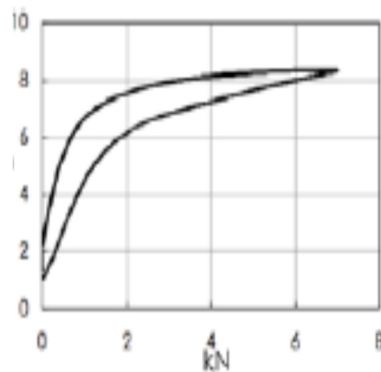


図 1.8 荷重曲線

高橋[13]は、石川ら[10]の実測による結果と葛西ら[11,12]の作成した荷重曲線をもとに解析モデ

ルを用いて計算を行い、床衝撃音レベル低減量の算定と実測値との比較検討をしている。図 1.9 に解析モデルを示し、図 1.10 に解析解法による床衝撃音レベル低減量を示す。高橋の理論値と石川らの実測値による床衝撃音レベル低減量は良好な関係が見られた。しかし、高橋の解析方法は取り扱いが比較的簡易な条件にのみ対応可能である。高橋は計算上、支持脚は仕上げ床、および、スラブから離れることがなく、垂直方向の圧縮、および、引張の双方に対して完全な弾性結合を仮定している。また、スラブの支持条件を単純支持として計算を行っている。本来であればスラブについては固定支持が適当である。また、高橋は荷重曲線（図 1.8）を近似的に二つの一次関数として扱っており、より精度の高い方法で計算を行う必要がある。

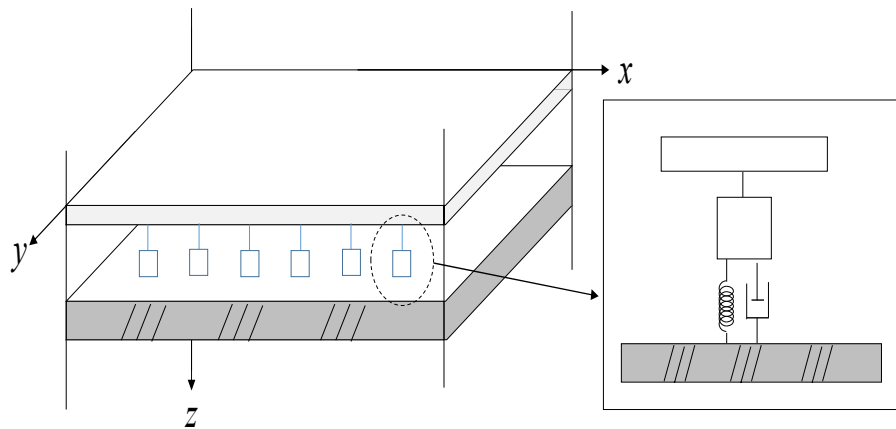


図 1.9 解析モデル

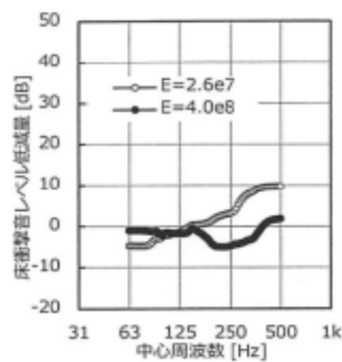


図 1.10 解析解の床衝撃音レベル低減量

1.3 研究目的

二重床の変位による防振ゴムの非線形性が床衝撃音レベル低減量に与える影響を明らかにし、これらを踏まえて、床衝撃音レベル低減量の予測を可能とすることを目的とする。床衝撃音レベル低減量の予測が可能となれば、過去のバングマシンのデータからゴムボールの床衝撃音レベル低減量を推測することも容易になる。

1.4 研究方法

本研究では、朝倉ら[14]の研究をもとに FDTD 法を用いた数値的な検討を行う。高橋[13]が用いた解析モデルの計算手法（解析解法）と FDTD 法を用いた計算手法（数値解法）の結果を比較する。上記でも述べたように解析解法を用いた計算方法では計算上、二枚の板の支持方法を双方とも単純支持とし、荷重曲線を近似的に扱う必要がある。FDTD 法では支持条件の選択の幅が広がるため、二重床構造ではスラブは固定支持、床仕上げ板は単純支持として扱うことができる。

2 計算方法

図 2.1 に解析モデルを示す。仕上げ床 (plate1)、および、スラブ (plate2) は均質な板とし、それらを 1 質点のバネマス系で模擬した複数の支持脚で接続する。スラブの周囲には鉛直方向に無限に続く完全剛の壁面を考え、また、仕上げ床の周辺にもスラブに下した完全剛の仕切りを想定する。ただし、仕上げ床の周囲の空気抜きは無視する。均一な 2 枚の板の振動は厚板理論に基づくものとし、加振力、支持脚から力、および、音圧による力を考慮すれば、

plate 1 の基礎方程式は

$$\begin{aligned}
 & \left\{ D_1 \left(1 + \xi_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) - \frac{\rho_1 h_1^3}{12} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} \left\{ \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) - \frac{D_1}{\kappa_1 G_1 h_1} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} w_1(x, y, t) \\
 & + \rho_1 h_1 \mu_1 \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_2(x, y, t) + \rho_1 h_1 \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_2(x, y, t) \\
 & = \left\{ 1 - \frac{D_1}{\kappa_1 G_1 h_1} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) + \frac{1}{\kappa_1 G_1 h_1} \frac{\rho_1 h_1^3}{12} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} \frac{q_0(x, y, t)}{\Delta S} \\
 & - \left[m_l \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_1(x, y, t) + C_l \frac{\partial}{\partial t} (w_1(x, y, t) - w_2(x, y, t)) + k_l (w_1(x, y, t) - w_2(x, y, t)) \right] / \Delta S \\
 & - p_{\text{I}}(x, y, d, t) + p_{\text{II}}(x, y, d, t)
 \end{aligned} \tag{1}$$

plate 2 の基礎方程式は

$$\begin{aligned}
 & \left\{ D_2 \left(1 + \xi_2 \frac{\partial}{\partial t} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) - \frac{\rho_2 h_2^3}{12} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} \left\{ \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) - \frac{D_2}{\kappa_2 G_2 h_2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} w_2(x, y, t) \\
 & + \rho_2 h_2 \mu_2 \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_2(x, y, t) + \rho_2 h_2 \frac{\partial^2}{\partial t^2} w_2(x, y, t) \\
 & = \left[C_l \frac{\partial}{\partial t} (w_1(x, y, t) - w_2(x, y, t)) + k_l (w_1(x, y, t) - w_2(x, y, t)) \right] / \Delta S \\
 & - p_{\text{II}}(x, y, 0, t) + p_{\text{III}}(x, y, 0, t)
 \end{aligned} \tag{2}$$

となる。

ここで、 D は曲げ剛性 ($= Eh^3 / \{12(1-\nu^2)\}$) [Nm]、 E は板材のヤング率 [N/m²]、 h は板厚 [m]、 ν はポアソン比、 ξ は剛性比例減衰定数、 G はせん断弾性係数 [N/m²]、 w は変位 [m]、 μ は質量比例減衰定数、 q は加振力 [N]、 ΔS は力がかかる要素の面積 [m²] (=板の x 方向の空間離散化幅 \times y 方向空間離散化幅)、 m は支持脚ゴムと支持脚棒の合計質量 [kg]、 c は支持脚ゴムの減衰定数、 k は

支持脚ゴムのばね定数 [N/m]、 p は音圧 [Pa]である。せん断力に関する項を無視すれば、薄板理論と等価となる。板の支持条件（例として x 成分を記述する）は、

固定支持の場合、

$$w = 0, \theta_x = \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \text{ at edges} \quad (3)$$

単純支持の場合、

$$w = 0, M_x = -D \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} = 0, \text{ at edges} \quad (4)$$

自由支持の場合、

$$M_x = -D \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} = 0, F_x = -D \left\{ \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + (2 - \nu) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} \right\} = 0, \text{ at edges} \quad (5)$$

である。

一方、空気を伝搬する音波の支配式は

$$\rho \frac{\partial v_x}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x}, \rho \frac{\partial v_y}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial y}, \rho \frac{\partial v_z}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\kappa \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \quad (7)$$

となる。これらを朝倉[14]の提案する FDTD 法に従って離散化し、逐次的に板の音圧と音圧を求める。

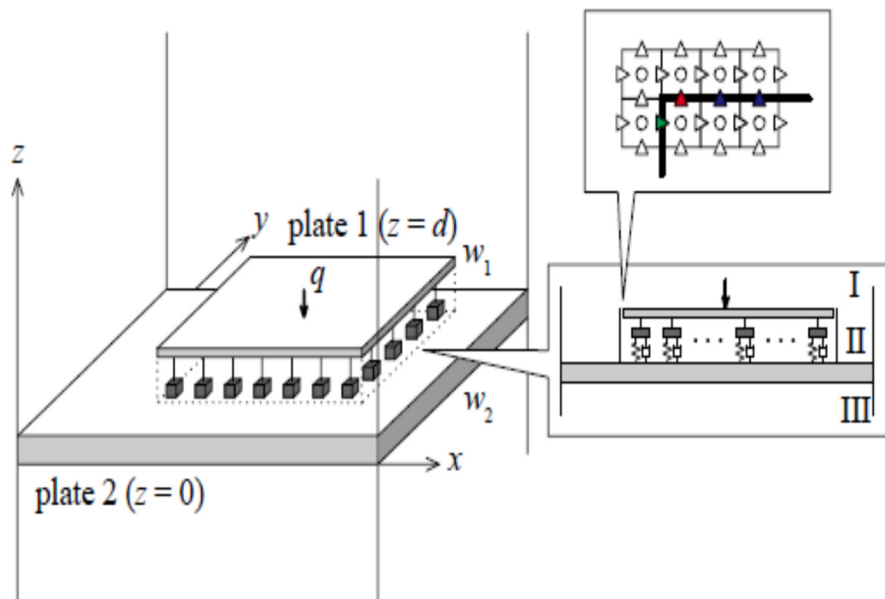


図 2.1 二重床の解析モデル

3 結果と考察

FDTD 法による解析モデルの計算方法の妥当性を確認するため、単純な線形の条件を想定し、解析解と比較する。乾式二重床の仕様を表 1 に示す。加振位置は(2.475 m, 2.475 m, 0.01 m (二重床の場合)、もしくは 0 m (スラブのみの場合))、受振位置は(2.475 m, 2.475 m, 0 m)、受音位置は(2.475 m, 2.475 m, -0.475 m)、板の支持は単純支持とする。空間離散化幅は x, y, z 方向のいずれも 5 cm、サンプリング周波数は 24 kHz、解析時間は 10 s とし、得られた時間応答をフーリエ変換し、周波数特性を算出する。支持脚は x, y 方向ともに 50 cm 間隔で計 81 本、ゴム硬度 50° (質量 0,0279 kg、ばね定数 2.89×10^5 N/m、減衰比 0.05) とする。支持脚の減衰定数は減衰比に質量とばね定数の積の平方根を乗じたものである。また、空気抜きは設けない。空気を無視し、真空中に支持された仕上げ床とスラブを考え、加振を加えた際のスラブのみの振動速度レベル、二重床の振動速度レベル、それらの差である振動速度低減量を図 3.1-3 に示す。良好な結果が得られたが、二重床ではピークディップの違いが確認された。これは解析解と数値解における板の内部減衰の与え方が異なり、数値解で与えた仕上げ床の剛性比例型減衰定数の値が解析解とで与えた減衰よりも小さいからであると思われる。また、共鳴周波数に差異が見られるがこれは離散化による数値解の誤差であると考えられる。しかし、全体の傾向は比較的一致しており、板振動、および、支持脚による接続の妥当性は確認できたと判断される。

表 1 二重床の仕様

	スラブ	床仕上げ板
サイズ [m ²]	5 × 5	5 × 5
厚さ [cm]	20	4
体積密度 [kg/m ³]	2300	600
ヤング率 [N/m ²]	2.7×10^{10}	5.4×10^9
ポアソン比	0.2	0.3
剛性比例減衰定数	6.366×10^{-6}	1.273×10^{-7}
質量比例減衰定数	0	0
支持条件	単純支持	単純支持

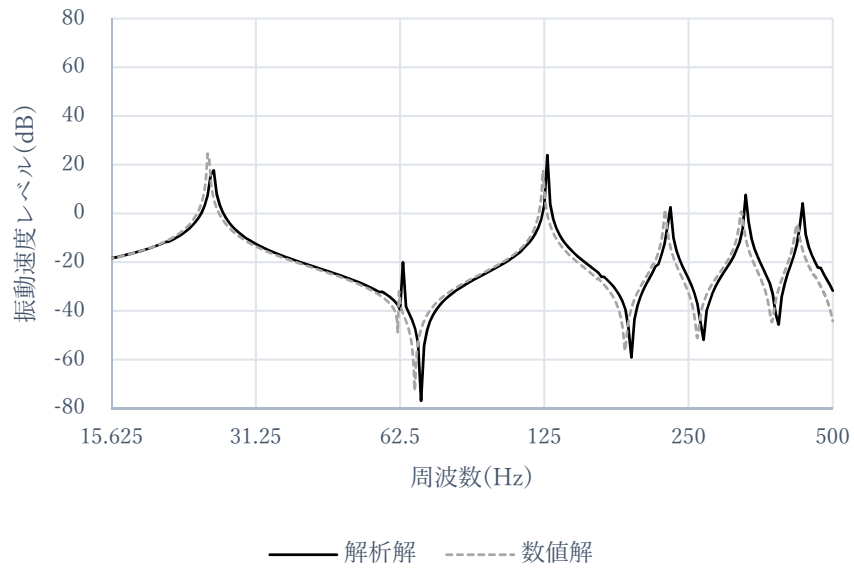


図 3.1 スラブのみの振動速度レベル

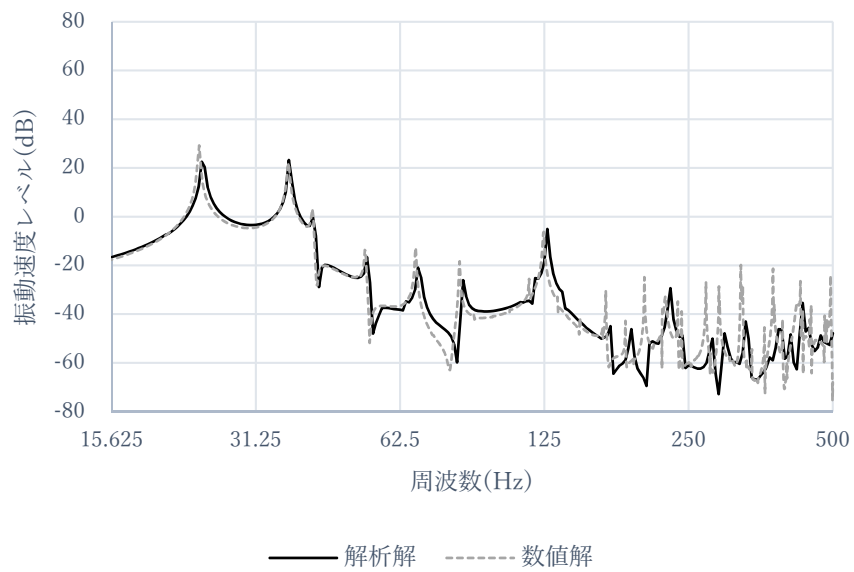


図 3.2 二重床の振動速度レベル

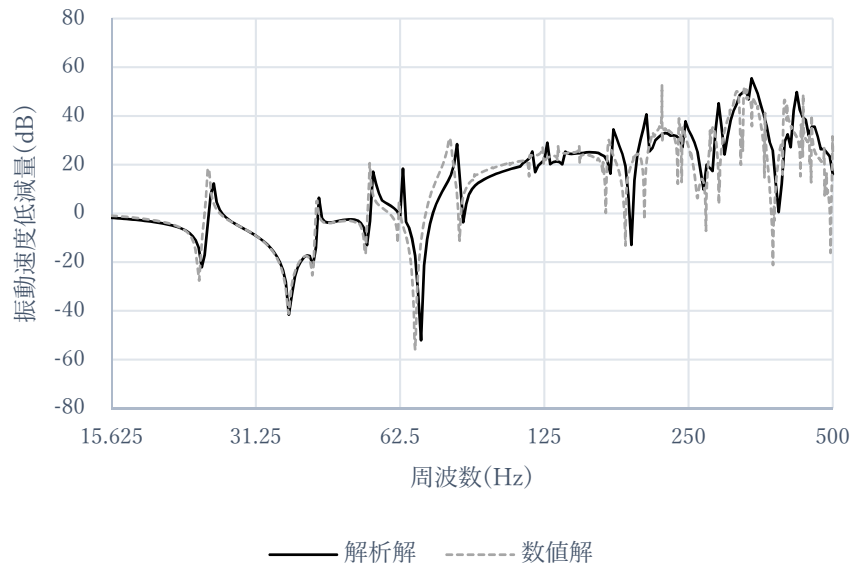


図 3.3 振動速度低減量

次に、同様の二重床を空気中に設置した場合の放射音レベル、および、放射音圧レベル差を図 3.4-6 に示す。振動速度レベルと同様に共鳴周波数に差異が見られたが、ピークディップの鋭さの妥当性に加え、空気との連成の妥当性も確認できたものと判断できる。

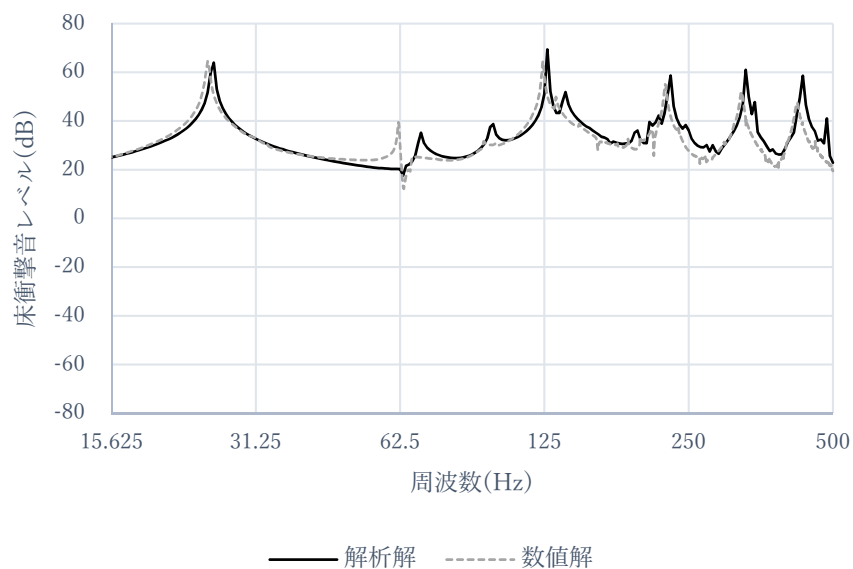


図 3.4 スラブのみの床衝撃音レベル

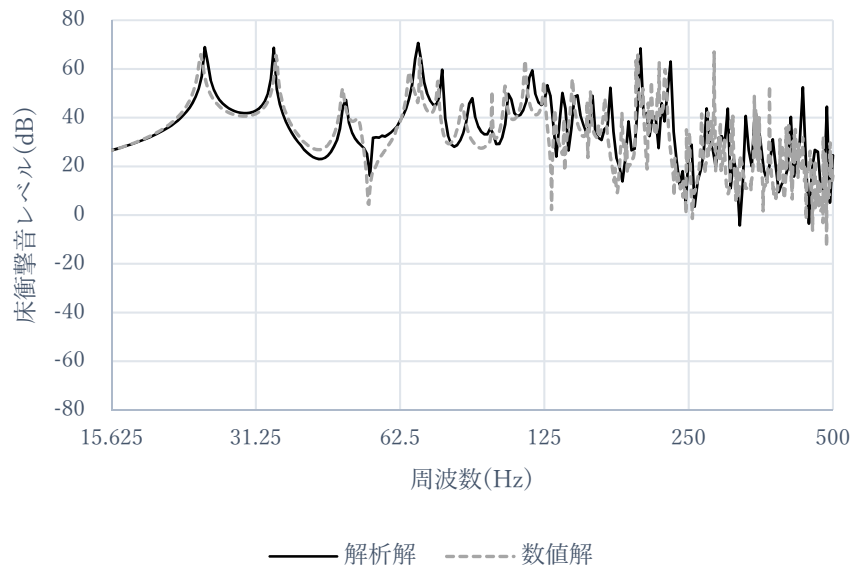


図 3.5 二重床の床衝撃音レベル

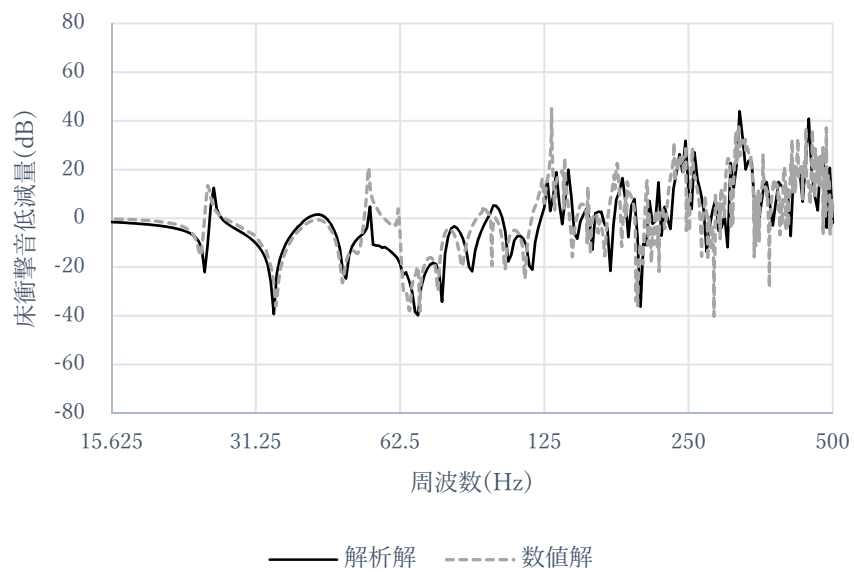


図 3.6 床衝撃音レベル低減量

しかしながら、解析解の加振力波形は周波数領域解法によるデルタ関数であり、数値解では、
 $q(t) = M \exp\{-1 \times 10^7 \times (t - 0.001)^2\}$
 で表されるガウシアンパルスを用いている。 M はパルスの最大値である。実際にはバングマシン、
 ゴムボールの加振力波形を用いることが適当である。そこで実測をもとに作成した、バングマシン
 、ゴムボールの加振力波形を図 3.7-8 に示す。 x 軸は解析時間 [s]、 y 軸は衝撃力 [N]である。解

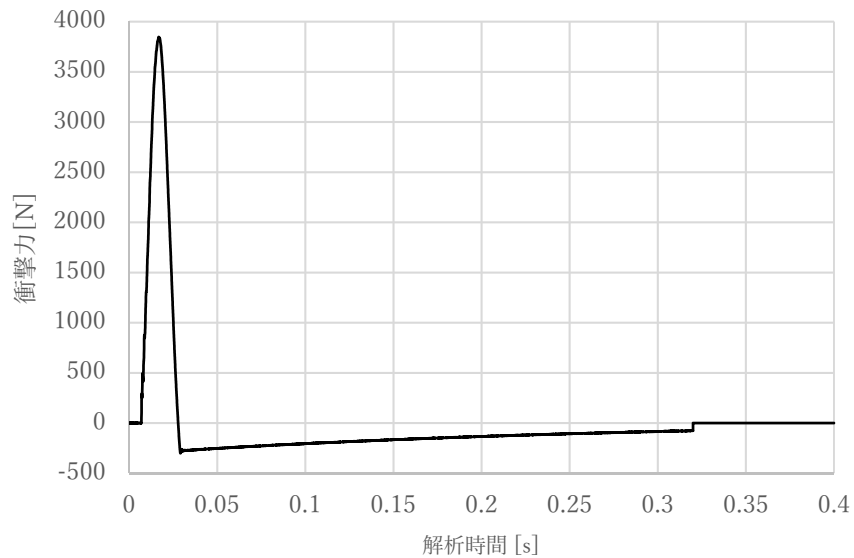


図 3.7 バングマシンの加振力波形

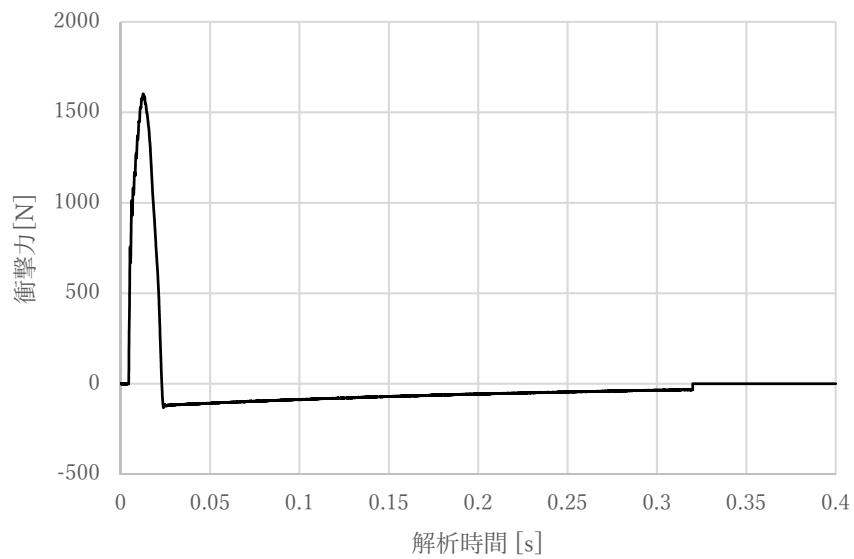


図 3.8 ゴムボールの加振力波形

析時間が 0.32 以降は加振源が仕上げ床から離れると仮定する。バングマシンとゴムボールの加振力波形を用いて床衝撃音レベル低減量を確認する。二重床の仕様を表 2 に示す。支持脚のゴム硬度は 67.5°（質量 0,0257 kg、ばね定数 1.1×10^5 N/m、減衰比 0.021）であり、支持脚は x, y 方向ともに 50 cm 間隔で計 81 本を設置し、防振ゴムのばね定数は線形を考える。空気抜きは設けず、床下空気層は 10 cm とする。板の振動について、仕上げ床は薄板理論、スラブは厚板理論で計算を

表 2 二重床の仕様

	スラブ	床仕上げ板
サイズ [m ²]	5 × 5	5 × 5
厚さ [cm]	23	3.2
体積密度 [kg/m ³]	2300	600
ヤング率 [N/m ²]	2.7×10^{10}	5.4×10^9
ポアソン比	0.2	0.3
剛性比例減衰定数	6.366×10^{-6}	1.273×10^{-7}
質量比例減衰定数	0	0
支持条件	固定支持	単純支持

行い、支持条件をスラブは固定支持、仕上げ床は単純支持とする。加振位置は(2.475 m, 2.475 m, 0.01 m (二重床の場合)、もしくは 0 m (スラブのみの場合))、受振位置は(2.475 m, 2.475 m, 0 m)、受音位置は(2.475 m, 2.475 m, -0.475 m)である。空間離散化幅は x, y, z 方向のいずれも 5 cm、サンプリング周波数は 24 kHz、解析時間は 5 s とする。得られた時間応答をフーリエ変換し、周波数特性を算出する。図 3.9-10 スラブのみ、二重床に床衝撃音レベルを示し、図 3.11 に床衝撃音レベル低減量を示す。ピークディップにより 125 Hz 以降で差を確認できるが、バングマシンとゴムボールの床衝撃音レベル低減量はほとんど一致している。

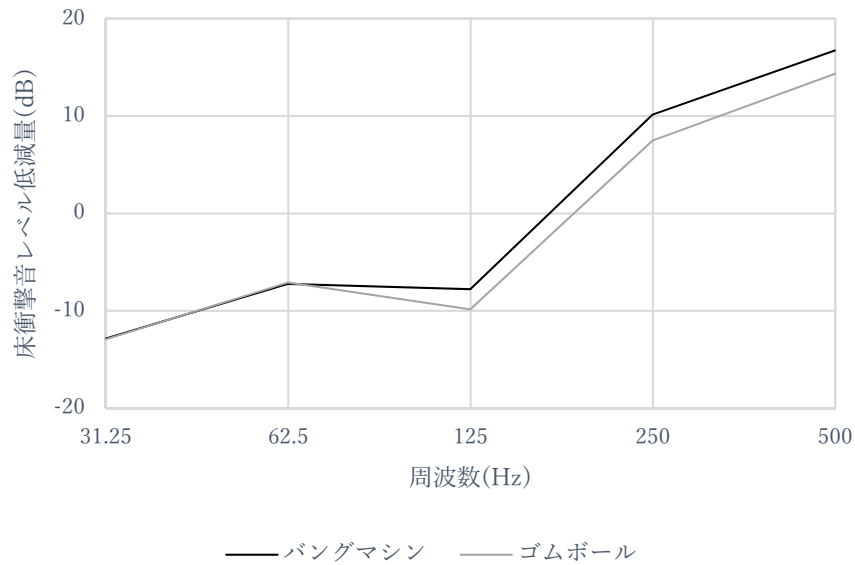


図 3.9 二重床の床衝撃音レベル低減量

実際は加振による二重床の変位によってばね定数が変化する。田中ら[15]が作成した荷重曲線をもとに防振ゴムの非線形性を考慮し、バンダマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量を確認する。田中らが実測に用いた支持脚 1 本に対して静的載荷試験を行い、作成した荷重曲線を図 3.10 に示す。しかし、ここには防振ゴムのばね定数が変化（減少）する二重床の変位の値の具体的な明示がない。そこで、ばね定数が変化（減少）する二重床の変位を 0.6 mm から 0.9 mm まで、0.1 mm 間隔で変化させ、各加振源の床衝撃音レベル低減量を確認する。図 3.11 に解析モデルに用いた荷重曲線を示す。田中らが実測に用いた試験体の平面図、断面図を図 3.12-13 に示す。解析モデルに用いた二重床の仕様は表 2 と同様である。加振位置は (2.475 m, 2.475 m, 0.01 m (二重床の場合)、もしくは 0 m (スラブのみの場合))、受振位置は(2.475 m, 2.475 m, 0 m)、受音位置は(2.475 m, 2.475 m, -0.475 m)である。空間離散化幅は x, y, z 方向のいずれも 5 cm、サンプリング周波数は 24 kHz、解析時間は 5 s とする。得られた時間応答をフーリエ変換し、1 オクターブバンドごとの周波数特性を算出する。支持脚は田中らが実測に用いた支持脚と同様にばね定数が 1.1×10^5 [N/m]の支持脚を用いる。支持脚は x, y 方向ともに 50 cm 間隔で計 81 本を設置する。空気抜きは

設けず、床下空気層は 10 cm とする。板の振動について、仕上げ床は薄板理論、スラブは厚板理論で計算を行い、支持条件としてスラブは固定支持、仕上げ床は単純支持とする。

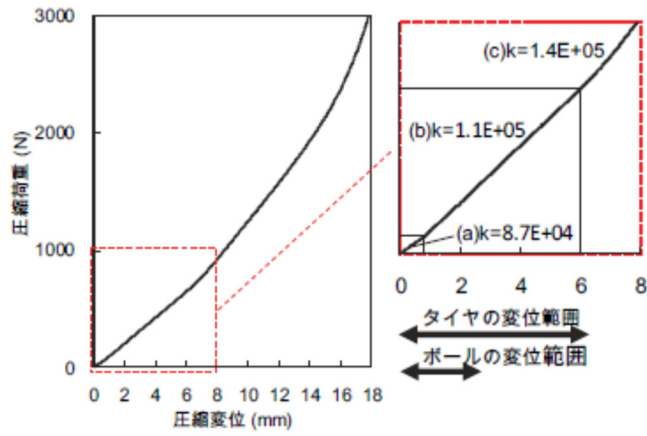


図 3.10 静的載荷試験の結果

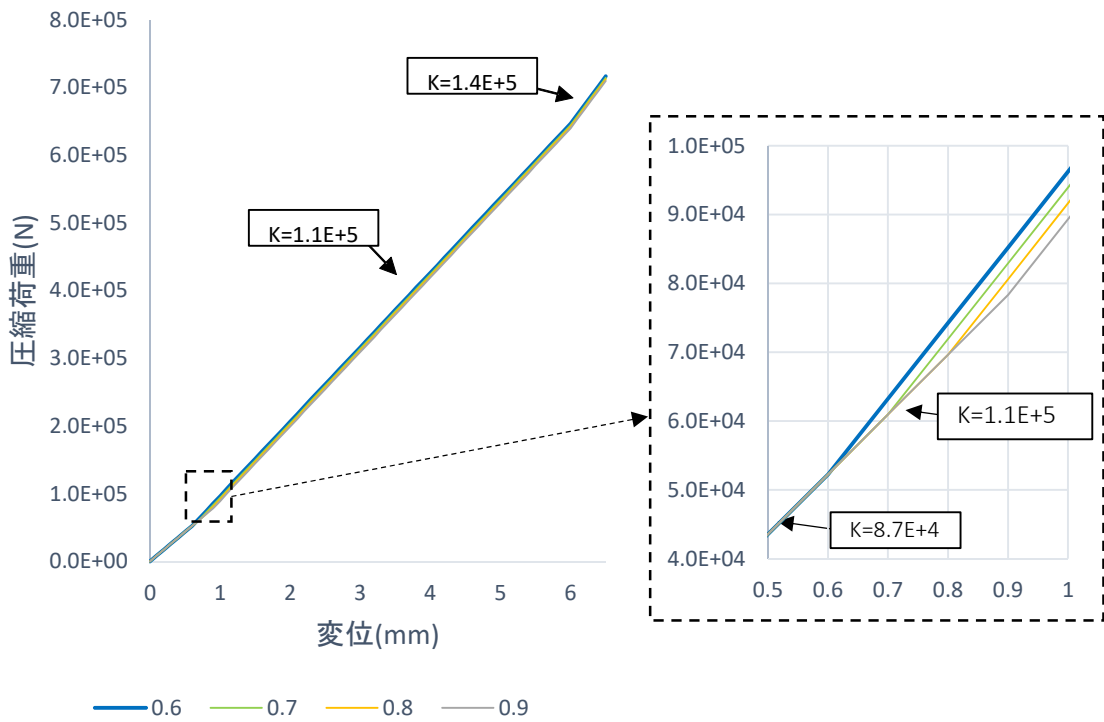


図 3.11 解析モデルに用いた荷重曲線

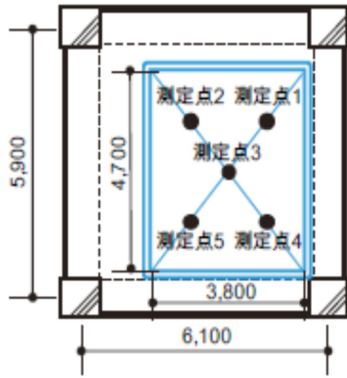


図 3.12 田中らが用いた試験体の平面図

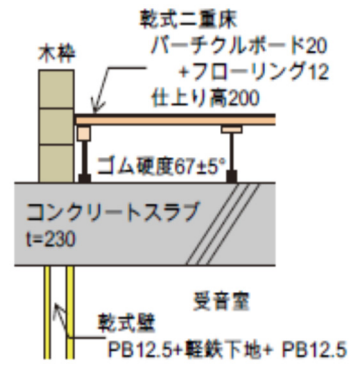


図 3.13 田中らが用いた試験体の断面図

図 3.14-15 に非線形性を考慮したバングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量を示し、図 3.16 に二重床の最大変位を示す。また、図 3.17 に田中らの実測による床衝撃音レベル低減量を示す。ばね定数の変化（減少）による二重床の最大変位の違い（図 3.14-15）は、バングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量に影響を与えなかった。しかし、防振ゴムの線形（図 3.9）と非線形でのバングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量は大きく異なっている。ゴムボールでは床衝撃音レベル低減量の傾向は一致している。一方で、バングマシンは大きく異なっている。これは、葛西[11,12]が報告している加振源の違いによる振動伝達率の違いによるものであると考えられる。しかし、防振ゴムの非線形を考慮した各加振源の床衝撃音レベル低減量と実測値は、周波数ごとに差は見られるが傾向は一致している。

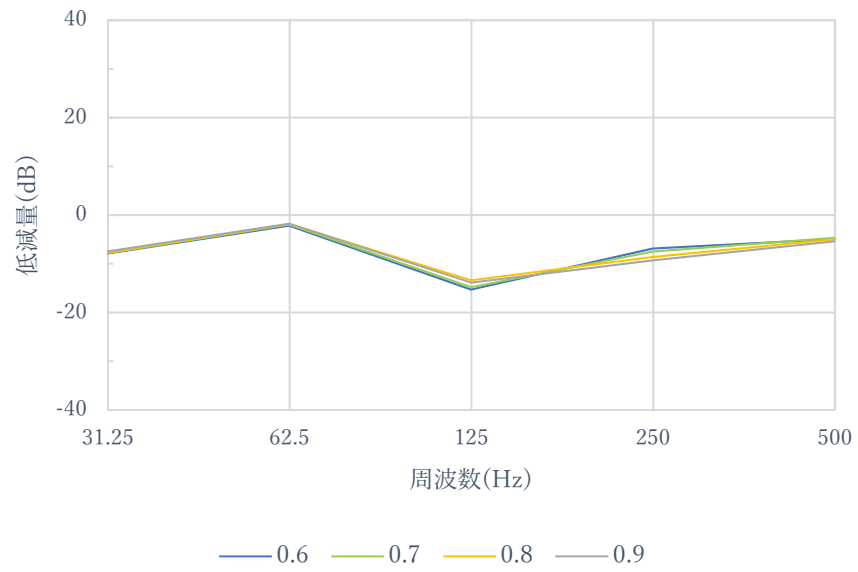


図 3.14 バングマシンの床衝撃音レベル低減量

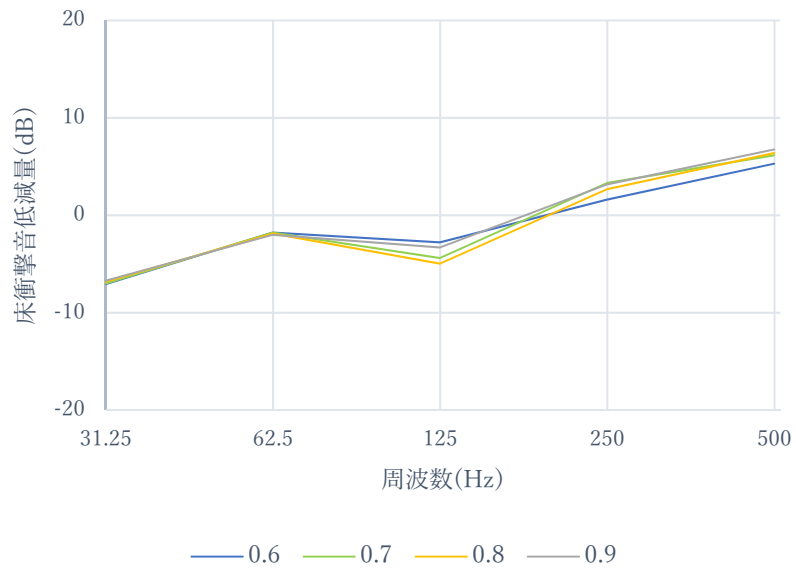


図 3.15 ゴムボールの床衝撃音レベル低減量

	バングマシン [mm]	ゴムボール [mm]
0.6	5.807	2.493
0.7	5.812	2.498
0.8	5.816	2.502
0.9	5.821	2.508

図 3.16 バングマシンとゴムボールの最大変位

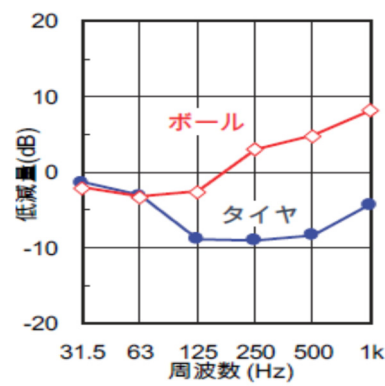


図 3.17 田中らの実測による結果

この検証による二重床の最大変位（図 3.16）と田中らが作成した荷重曲線（図 3.10）を比較すると、バングマシンの最大変位は 6 mm を超えていないことがわかる。そこで、二重床の変位によるばね定数の変化（増加）が、床衝撃音レベル低減量に与える影響を確認する。ばね定数が変化（増加）する二重床の最小変位を 3 mm から 5 mm まで、1 mm 間隔で変化させ、バングマシンを加振源とする床衝撃音レベル低減量と田中らの実測の結果を比較する。ばね定数が変化（減少）する二重床の最大変位は 0.7 mm とする。解析モデルや支持脚の仕様、板の振動理論、支持条件、加振位置、受振位置、受音位置は上記と同様である。

図 3.18 に解析モデルに用いる荷重曲線を示す。図 3.19 にこの荷重曲線を用いてバングマシンを加振源とする床衝撃音レベル低減量を示し、図 3.20 にこのときの二重床の最大変位を示す。各条件における二重床の最大変位は 5 mm を超えているため、二重床の変位によるばね定数の変化（増

加)が行われている。ばね定数の変化(増加)による二重床の最小変位を小さくすることで、

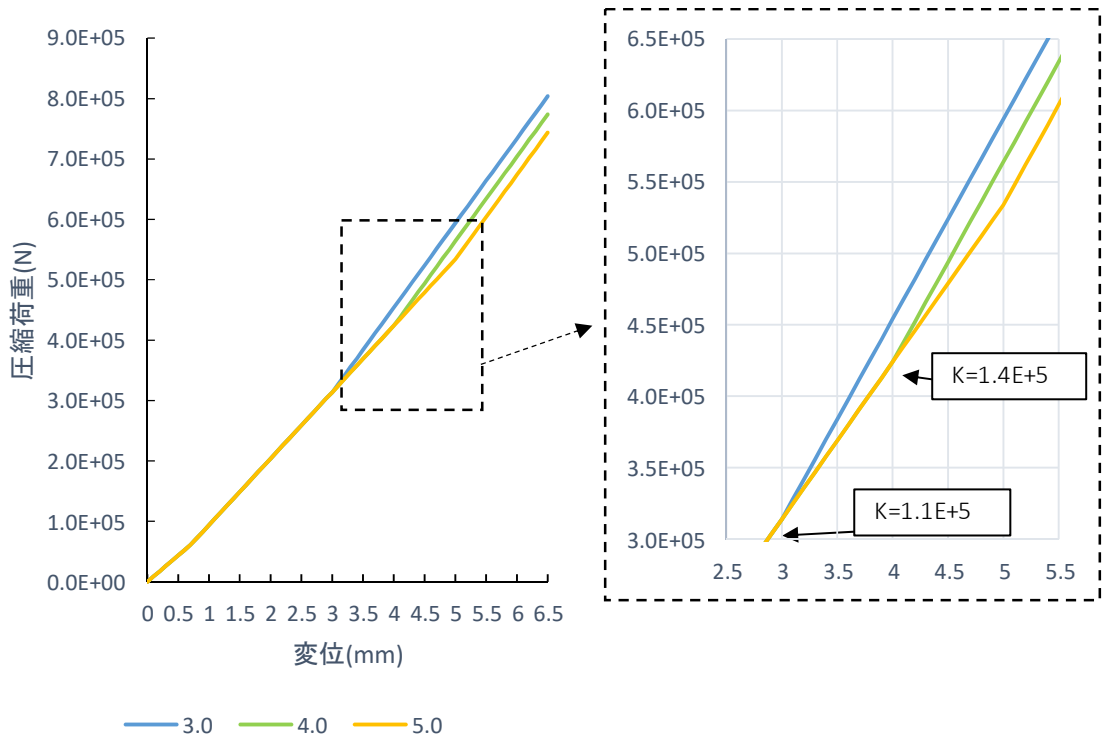


図 3.18 解析モデルに用いた荷重曲線

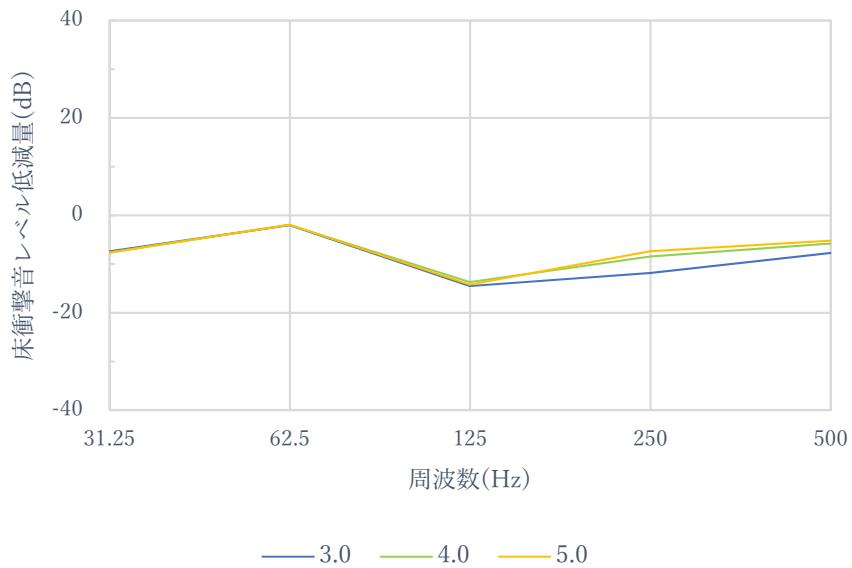


図 3.19 バングマシンの床衝撃音レベル低減量

125 Hz から 500 Hz の低減量が低下し、実測値の傾向とより一致することが確認できる。これは支持脚の防振ゴムが変化（増加）する二重床の適用範囲が広がることで、衝撃力がスラブに伝わりやすくなるため二重床での遮音性能が低下すると考えられる。しかし、これによるバングマシンを加振源とする床衝撃音レベル低減量に大きな影響があるとは言い難い。

	バングマシン [mm]
3.0	5.637
4.0	5.656
5.0	5.698

図 3.20 バングマシンにおける二重床の最大変位

そこで、支持脚の配置間隔が床衝撃音レベル低減量に与える影響を検証する。田中ら[15]の実測による報告書には支持脚の配置間隔も具体的な明示がないため、ここでは x, y 方向に 50 cm 間隔に支持脚を配置していた。そこで、支持脚の配置間隔を 30 cm から 70cm の 10 cm 間隔で変化させ、バングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量を確認する。解析モデルや支持脚の仕様、板の振動理論、支持条件、加振位置、受振位置、受音位置は上記と同様である。図 3.21 に計算に用いる荷重曲線を示す。

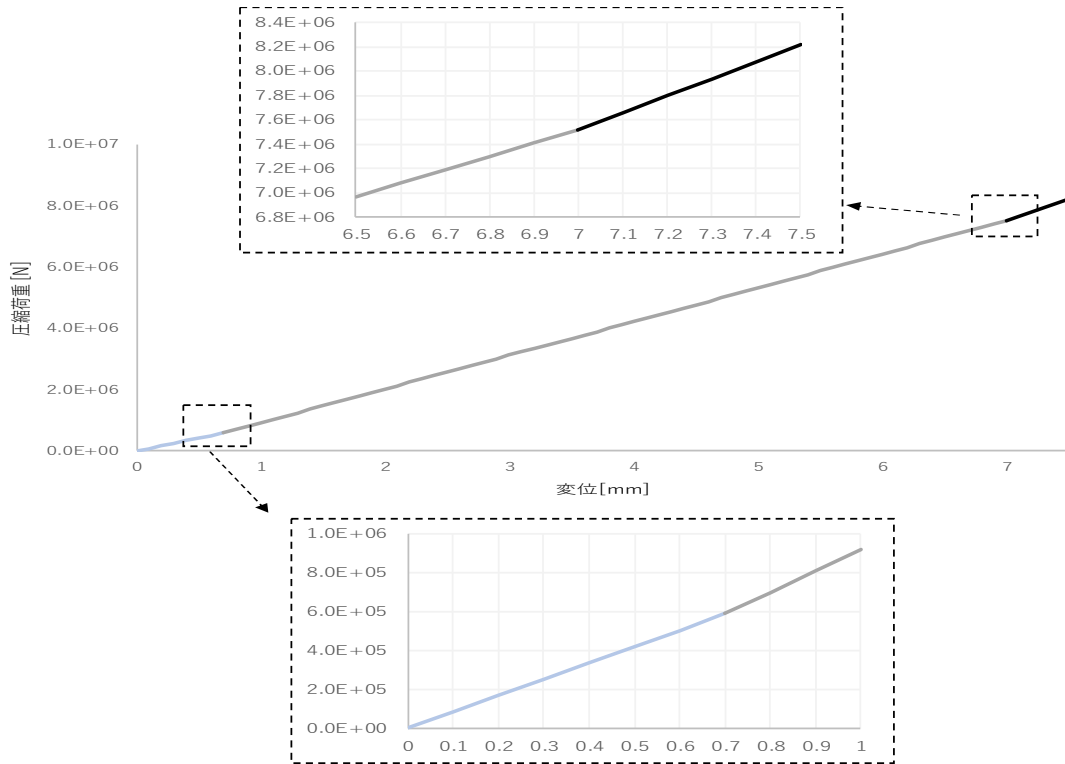


図 3.21 解析モデルに用いた荷重曲線

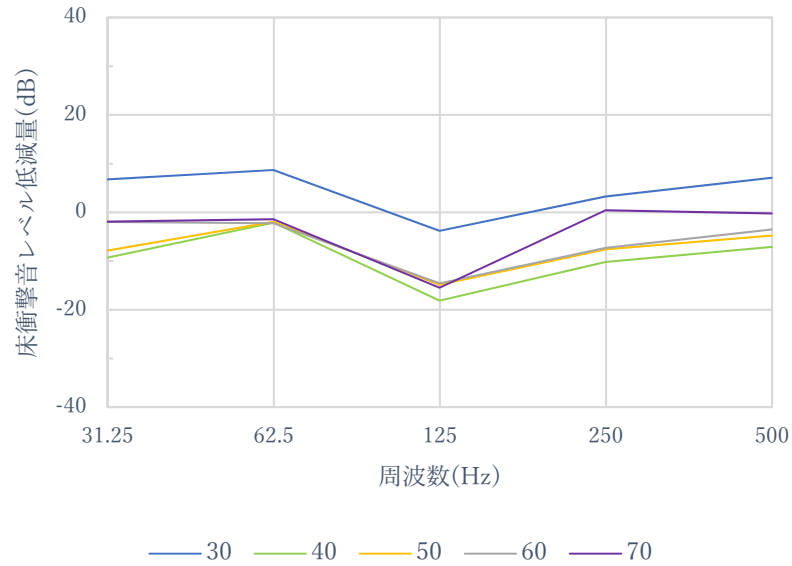


図 3.22 バングマシンの床衝撃音レベル低減量

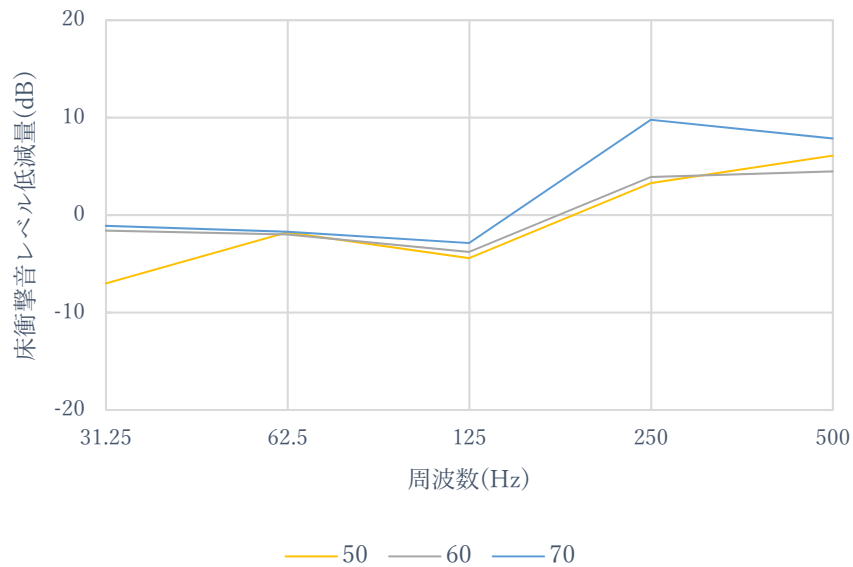


図 3.23 ゴムボールの床衝撃音レベル低減量

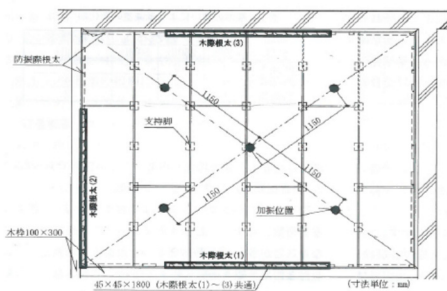


図 3.24 石川らを用いた試験体の平面図

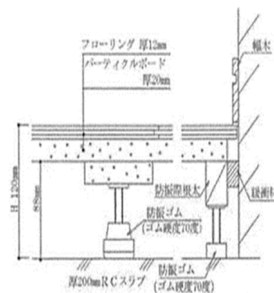


図 3.25 石川らを用いた試験体の断面図

図 3.22-23 に支持脚の配置間隔を変化させたときのバングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量を示す。支持脚の配置間隔を小さくするほど低周波数帯域の床衝撃音レベル低減量が増加し、二重床の遮音性能が高まることが確認できる。配置間隔が小さくなることで、支持脚 1 本当たりが受ける加振力が小さくなり、二重床の放射音レベルが小さくなる。これにより、床衝撃音レベル低減量の向上につながると考えられる。各条件の床衝撃音レベル低減量は周波数ごとで差を確認できるが、全体の傾向に変化はなかった。これらの検証により、防振ゴムのバネ定数の変化、支持脚の配置間隔は床衝撃音レベルに影響に与えることが分かった。

これらを用いて、石川ら[10]の実測によるバングマシン、ゴムボールの床衝撃音レベル低減量

を比較する。石川らが実測に用いた試験体の平面図、断面図を図 3.24-25 に示し、解析モデルに用いた二重床の仕様は表 3 に示す。板の振動理論、支持条件、荷重曲線、加振位置、受振位置、受音位置は上記と同様である。支持脚のゴム硬度は石川らの試験体と同様に 70°（質量 0.0257 kg、ばね定数 1.1×10^5 N/m、減衰比 0.021）を使用し、支持脚は図 3.24 をもとに配置する。

図 3.26 にこの計算による各加振源の床衝撃音レベル低減量を示し、図 3.27 に石川らの実測による低減量を示す。ゴムボールの床衝撃音レベル低減量の傾向は一致しているが、バングマシンは 250 Hz 以降で差が確認できる。これは、田中らの用いた荷重曲線を用いて行ったからであると考えられ、実測ごとの支持脚の荷重曲線が必要であると考えられる。

表 3 二重床の仕様

	スラブ	床仕上げ板
サイズ [m ²]	5 × 5	5 × 5
厚さ [cm]	20	3.2
体積密度 [kg/m ³]	2300	600
ヤング率 [N/m ²]	2.7×10^{10}	5.4×10^9
ポアソン比	0.2	0.3
剛性比例減衰定数	6.366×10^{-6}	1.273×10^{-7}
質量比例減衰定数	0	0
支持条件	固定支持	単純支持

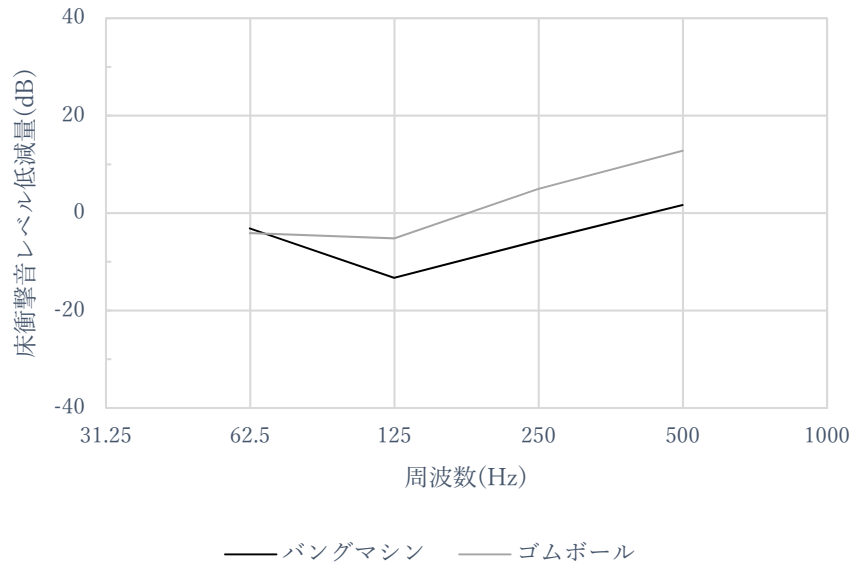


図 3.26 各加振源の床衝撃音レベル低減量

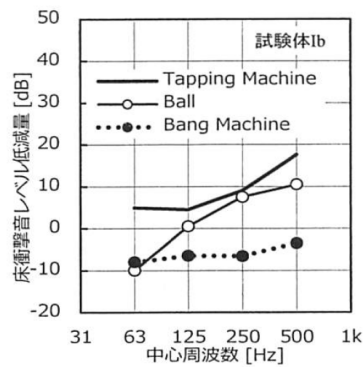


図 3.27 石川らの実測による床衝撃音レベル低減量

また、本研究の解析モデルでは床構造単体からの放射音に着目した検討を行うために床構造から側壁、おそび、側壁から床構造への振動伝搬を無視し、仕上げ床は空気抜きを考慮していない。また、加振点、及び受音点を一か所のみのしか検証していない。本来であれば、衝撃源位置は室の周壁より 50 cm 離れた床平面内で、中央点を含んで平均的に 3 から 5 点で行い、受音位置も同様に行う必要がある。今後はこれらを考慮して検討する必要があると考えられる。

5 終わりに

本研究では、FDTD 法を用いてバングマシン、および、ゴムボールを加振源とする床衝撃音レベル低減量を予測した。まず、解析モデルをもとに FDTD 法による数値解法と高橋の解析解法による床衝撃音レベル低減量を比較した。その結果、良好な関係が得られた。しかし、この比較は加振による防振ゴムを線形と仮定し、標準重量衝撃源とは異なる加振力波形を用いている。そのため、バングマシン、ゴムボールの加振力波形を用いたときの床衝撃音レベル低減量と田中らの実測による結果との比較を行った。この結果ゴムボールは良好な関係が見られたが、バングマシンは実測値と傾向が大きく異なった。これは、二重床の変位による防振ゴムのバネ定数の変化が影響していると考え、田中らが静的载荷試験より作成した、支持脚 1 本の荷重曲線を用いて防振ゴムの非線形性を考慮した床衝撃音レベル低減量を予測した。その結果、各加振源で実測値と良好な関係が確認できたが、周波数ごとの低減量に差が見られた。そこで、支持脚の配置間隔による低減量の変化を確認した。配置間隔を狭くすることで遮音性能の向上が確認できたが、床衝撃音レベル低減量の傾向に変化は見られなかった。しかし、FDTD 法による防振ゴムの非線形性を考慮した床衝撃音レベル低減量と実測値に良好な関係が得られた。しかし、今回の計算は床構造から側壁、および、側壁から床構造への振動伝搬を無視している。また、仕上げ床は空気抜きを考慮していない。また、加振点、および、受音点を一か所のみしか考慮しておらず、本来であれば、衝撃源位置は室の周壁より 50 cm 離れた床平面内で、中央点を含んで平均的に 3 から 5 点で計算を行う必要がある。今後はこれらを考慮した床衝撃音レベル低減量の検討をすることで、より精度の高い床衝撃音レベル低減量の予測が可能であると考えられる。

参考文献

- [1] 阿部 他, “集合住宅の遮音性能に対する移住者要求と住宅性能表示制度”, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1-4, 近畿, 2005.
- [2] Yairi,M. et al.: Sound radiation from a double-leaf elastic plate with a point force excitation: effect of an interior panel on the structure-borne sound radiation, *Applied Acoustics*, Vol. 63, pp. 737-757, 2002.
- [3] 小林 他, 重量床衝撃音の対策に関する研究(二重床の空気層と空気抜きの効果), 日本音響学会講演論文集, pp. 675-676, 1992.3.
- [4] 古賀 他, コンクリートスラブ上に設置された木質系二重床の重量床衝撃音改善量に対する空気ばねの影響に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 546, pp. 9-14, 2001.
- [5] 内田 他, 二重床の周辺拘束と重量床衝撃音レベルとの関係, 日本音響学会講演論文集, pp. 773-774, 1992. 10.
- [6] 高倉 他, “集合住宅における乾式二重床の重量衝撃音レベル低減量に関する研究”, 日本建築学会計画系論文集, No. 524, pp. 1-8, 1999
- [7] Takahashi,D., Sound radiation from periodically connected double-plate structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 90(4), pp. 541-557, 1983.
- [8] 平光 他, 床衝撃音の測定方法, 日本音響学会誌 72 巻 7 号, pp.410-411, 2016
- [9] 古賀 他, 重量床衝撃音遮断性能に対する各種付加材の効果量実測例, 日本音響学会講演論文集, pp. 1009-1010, 1998.
- [10] 石川 他, 乾式二重床の端部仕様が床衝撃音レベル低減量に与える影響について, 日本建築総合試験所 GBRC34(4), pp. 40-47, 2009.
- [11] 葛西 他, 重量床衝撃源と二重床の連成振動系に関する研究, 日本音響学会講演論文集, pp. 801-802, 2006.9
- [12] 葛西 他, “重量衝撃源の違いが二重床の床衝撃音低減量に及ぼす影響に関する研究”, 日本建築学会大会講演梗概集, pp. 41-42, 近畿, 2005.
- [13] 高橋, 衝撃源の違いにより床衝撃音レベル低減量はなぜ変わる?, 建築音響研究会資料, AA2016-29, 京都, 2016.
- [14] Asakura et al., Prediction of low-frequency structure-borne sound in concrete structures using the finitdifference time-domain method, *J. Acoust. Soc. Am* 136(3), pp. 1085-1100, 2014
- [15] 田中 他, 衝撃源の違いによる乾式二重床の重量床衝撃音レベル低減量の変化 その 1 実験による検討, 日本音響学会講演論文集, pp. 997-998, 2017.

謝辞

本研究を進めるにあたり、お忙しい中数々のご指導ご鞭撻を頂いた豊田政弘准教授に御礼申し上げます。また建築環境工学第一研究室の大学院生、同研究室の皆様にも大変お世話になりました。心から御礼申し上げます。