

タイトル	木造戸建住宅の隣室間における床衝撃音の伝搬性状とグラスウールによる低減効果
著者	廣田，誠一； HIROTA, Tomohito； 佐藤，哲身； SATO, Tetsumi
引用	工学研究：北海学園大学大学院工学研究科紀要(16): 11-19
発行日	2016-09-30

## 研究論文

# 木造戸建住宅の隣室間における床衝撃音の伝搬性状と グラスウールによる低減効果

廣田 誠一\*・佐藤 哲身\*\*

Characteristics of the Floor Impact Sound Propagation between Adjacent Rooms in Detached  
Wooden House and the Effects of Glass Wool Insertion on Transmission Sound Reduction

Tomohito HIROTA\* and Tetsumi SATO\*\*

## 要 旨

木造住宅における床衝撃音の隣室への伝搬性状を、実大の試験体を用いた実験により検討し、隣室間の固体伝搬音の大きさや各部位内へのグラスウール断熱材の有無による音の伝達状況の変化について検討した。この結果、以下の点が明らかになった。

- ① 音源室床を加振した際の受音室における「隣室間床衝撃音レベル」は、「断熱仕様」の場合に、タイヤ衝撃源で4 dB～9 dB, ゴムボール衝撃源で3 dB～8 dB, タッピングマシン衝撃源で2 dB～6 dB 小さくなった。
- ② 音源室の床を加振した際に受音室内へ放射される各部位からの音響放射パワーレベルは、「無断熱仕様」「断熱仕様」ともに、重量床衝撃源では低音域で「天井」と「床」が、中高音域では「床」が大きくなった。また、軽量床衝撃源では「床」の音響放射パワーレベルが特に大きかった。各部位にグラスウールを入れることで各部位とも音響放射パワーレベルを低減することができた。
- ③ 各部位にグラスウールを入れることにより、インピーダンス（ばね定数）が増加し、音源室の床を加振した際の受音室各部位の衝撃力に対する振動速度の比が大きくなった。

## 1. はじめに

木造住宅の固体伝搬音に関する研究は、床衝撃音遮断性能を向上するためのものが多い。固体音の伝搬は上下階間のみではなく、隣室間においても生じているが、国内では隣室間についての研究はほとんど行われていない。一方、ISOには側路伝搬音に関する予測手法の規格<sup>1),2)</sup>があることから、海外では関連する多くの研究<sup>3),4),5)</sup>が行われている。

木造枠組壁工法の分譲共同住宅が数多く建設されている北米では、B. Zeitlerらが、側路伝搬音対策のための実験施設を用いた研究を報告している<sup>6)</sup>。この研究は、日本と韓国でのみ規格化され

ている重量床衝撃源のタイヤ衝撃源を用いて行われ、床衝撃音レベルを直接伝搬音と側路伝搬音に分解して評価し、隣室間（床-床）の側路伝搬音が125 Hzから1,000 Hz帯域で直接伝搬音に匹敵するレベルであることなどを示している。

近年、戸建住宅において、歩行音を始めとする生活音が響くと言った指摘が聞かれるようになり、階間の天井内や間仕切壁にグラスウールを施工する等の対策が行われている<sup>7)</sup>。この指摘の背景には、床構造の変化があると考えられ、特に床下空間を熱的に室内側とする基礎断熱工法<sup>8)</sup>の影響が考えられる。この工法は、図1に示すように床根太や大引間に繊維系断熱材を施工する「床断熱工法」に対し、床の断熱材を無くし、布基礎外

\* 地方独立行政法人北海道立総合研究機構建築研究本部 博士（工学）

Local Independent Administrative Agency Hokkaido Research Organization Building Research Department. Dr. Eng.

\*\* 北海学園大学大学院工学研究科建設工学専攻（建築系）教授・博士（工学）

Graduate School of Engineering (Architecture and Building Eng.), Hokkai-Gakuen University

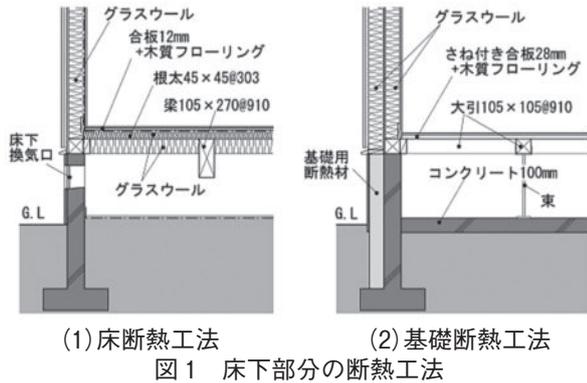


図1 床下部分の断熱工法

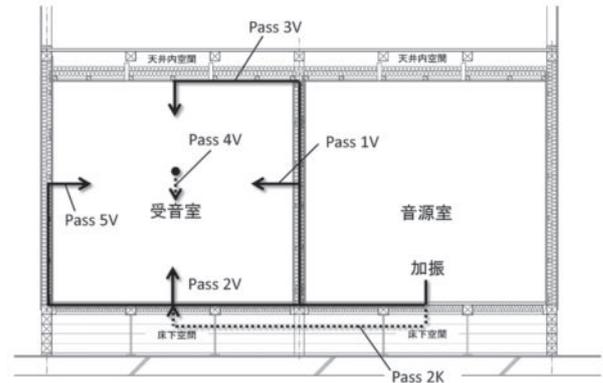


図2 隣室間の床衝撃による音の伝搬経路

周部にプラスチック系断熱材を施工し、床下空間は外気と遮断して熱的に室内側とする工法である。

床下空間を構成する各面は、床の大引部分のグラスウールが無くなることにより、床下空間の吸音力が小さくなり、響きやすい空間になっていると考えられる。

本論は、このような背景に基づき、木造住宅における床衝撃音の隣室への伝搬性状を、実大の試験体を用いた実験により検討し、隣室間の固体伝搬音の大きさや各部位内への断熱材の有無による音の伝達状況の変化について明らかにする。

なお、使用した断熱材は、北海道において広く普及しているグラスウールとした。また、「床衝撃音」という用語は、歩行、家具の移動、子供の飛びはねなど、床に衝撃を与えることによって、「主として直下階に放射される音」（建築学用語辞典、日本建築学会編）と定義されているが、本論ではその意味を拡張し、隣室に伝搬する音についても使用することとする。また、その音を「隣室間床衝撃音レベル」と表記する。

## 2. 実験概要

### 2.1 側路伝搬音の経路

隣室間の床衝撃音の伝搬は、

- ① 床を加振した際の振動が各部位を伝搬して受音室に放射する経路（図2のPass 1V～5V）
  - ② 床下に放射された音が床下空間を經由して受音室床から室内に放射される経路（図2のPass 2K）
- に分けることができる。

表1 各部位の仕様

部位名	仕様	断熱材
外壁	外側 OSB 9 mm + 内側 PB 9.5 mm	高性能 GW <sup>(注1)</sup> 16 K-100 mm
間仕切壁	PB 9.5 mm + PB 9.5 mm	GW 14 K-85 mm (袋入 <sup>(注2)</sup> )
天井	PB 12.5 mm + 野縁(垂木 45×45)	GW 14 K-85 mm (袋入)
床	合板 28 mm (さね付), 大引 105 × 105 @ 910	GW 24 K-80 mm

GW：グラスウール（○Kは密度(kg/m<sup>3</sup>), 次の数字は厚さ(mm)を示す)

PB：せっこうボード, OSB：Oriented Strand Board, 柱及び大引はスプルー集成材

註1) 繊維径が従来のグラスウール(7~8μm)に比べ細く(4~5μm), 熱伝導率が小さいもの

註2) グラスウールを50μmのポリエチレンフィルムで覆ったもので、温暖地において使用されている。北海道ではほとんど使用されていないが、音的な性能はほとんど差がないと考え使用した

### 2.2 試験室の概要

試験室は図3~5に示すように木造在来構法で2室が連続した構成である。各部位の仕様を表1に示す。

試験室は建築研究本部北方建築総合研究所のアトリウム空間内に設置した。試験室の床下は、実際の基礎断熱工法の仕様であるコンクリート面を想定し、アトリウム空間の床そのままとした。

床は、根太を省略した大引工法とした。床下地合板は厚さ28mmを使用した。間仕切壁、外壁は大壁工法、天井は梁から天井を吊る工法とした。

### 2.3 試験室の各部位の構成

各部位に挿入したグラスウールは、外壁部分は高性能グラスウール（密度16 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ100 mm）、間仕切壁は、ポリエチレン袋入のグラスウール（密度14 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ85 mm）を使用し、いずれも軸組間に充填した。なお、軸組間の厚さ

は 105 mm であるが<sup>8</sup>、グラスウールは圧縮梱包からの復元厚さを 20% 程度確保<sup>9</sup> して出荷されており、85 mm の製品でも間仕切壁内部に空気層は生じず面材に接触している状態で納まっている。

天井は、野縁上にグラスウール（密度  $14 \text{ kg/m}^3$ 、厚さ 85 mm）を並べて敷設した。このグラスウールとせっこうボードとの間には 18 mm から 45 mm の空気層がある。

床は、ボード状のグラスウール（密度  $24 \text{ kg/m}^3$ 、厚さ 80 mm）を使用した。これは、グラスウールに不織布が付いており、床合板との間に空気層を生じさせずに施工できる。

なお、それぞれの部位はグラスウールを挿入した場合としない場合で部材の追加や構造的な変化は無い。

なお、床は、測定に際して床面材の取り外しを伴うため、木質フローリングを省略した。布基礎部分は試験室の室内設置のためスプールの集成材 105 角を積層したものとし、隙間が生じないように床下内側からプラスターを塗布した。

全ての部位にグラスウールが使用されている場合を「断熱仕様」、使用されていない場合を「無断熱仕様」と定義した。

## 2.4 測定概要

### 2.4.1 測定項目

測定項目は、受音室の「隣室間床衝撃音レベル」、受音室各面の「振動速度レベル」、音源室床面加振時の「衝撃力」と受音室各面の「振動速度」の比とした。各物理量の測定位置を図 3～5 に示す。

### 2.4.2 隣室間床衝撃音レベルの測定方法

隣室間床衝撃音レベル測定用のマイクロホンは、受音室に 5 点（高さは  $H=600 \text{ mm}$  から  $1,800 \text{ mm}$ ）設置した。

衝撃源は、JIS A 1418-1:2000 に規定されている標準軽量床衝撃源（以下、タッピングマシン衝撃源と呼ぶ）及び JIS A 1418-2:2000 に規定されている標準重量衝撃源 2 種類（以下、タイヤ衝撃源、ゴムボール衝撃源と呼ぶ）の計 3 種類とした。加振位置は床の振動を代表すると考えられる中央の 1 点とした（図 3～5 参照）。隣室間床衝撃音レベルの測定対象周波数は、重量床衝撃源の場合は 63 Hz から 2,000 Hz 帯域、軽量床衝撃源の場合は 125 Hz から 2,000 Hz 帯域とした。隣室間床

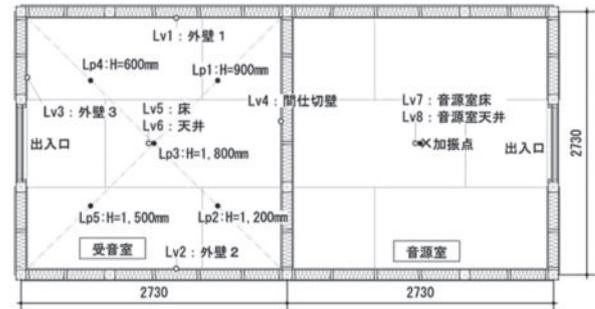


図 3 平面図及び各物理量の測定位置と加振点位置

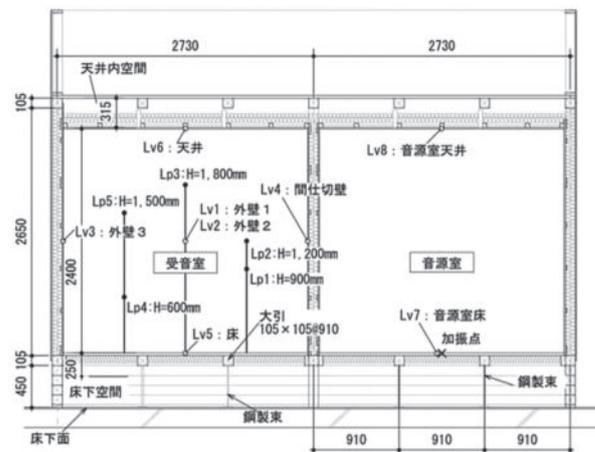


図 4 縦断面図（長辺方向）及び各物理量の測定位置と加振点位置

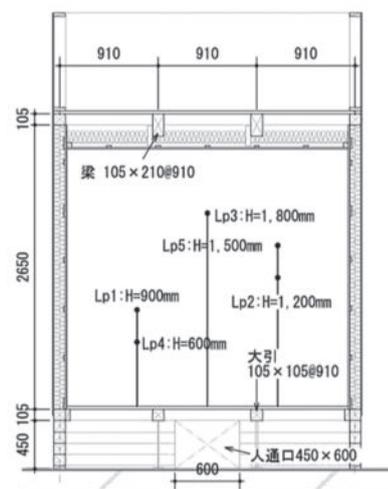


図 5 縦断面図（短辺方向）及び各物理量の測定位置と加振点位置

衝撃音レベルの等級評価については JIS A 1419-2:2000 附属書 1 に示されている床衝撃音遮断性能の周波数特性と等級（等級曲線）を準用した。

各マイクロホンは多チャンネル分析器に接続して測定を行い、重量床衝撃源の隣室間床衝撃音レベルは時間重み特性 F の最大値、軽量床衝撃源の

隣室間床衝撃音レベルは20 s間のエネルギー平均値とし、測定点5点の値を算術平均して求めた。

### 2.4.3 振動速度の測定方法

振動速度は、加速度ピックアップを各部位の測定点に取り付け、チャージアンプを介して前述の多チャンネル分析器に接続し、PCのプログラムを用いてFFT変換した。計測値は、タイヤ衝撃源及びゴムボール衝撃源は衝撃源を3回落下させた場合の各パワースペクトルの最大値をエネルギー平均した値、タッピングマシン衝撃源は10 sのパワースペクトル測定値のエネルギー平均値とした。測定対象周波数は、重量床衝撃源を使用した場合に63 Hzから2,000 Hz帯域、軽量床衝撃源の場合に125 Hzから2,000 Hzとした。振動速度レベルは式(1)により算出した。振動速度の測定点は各面中央部の下地間1点とした。

$$L_v = 10 \log_{10} \frac{v^2}{v_0^2} \quad (1)$$

ただし、 $L_v$ ：振動速度レベル[dB]

$v$ ：振動速度測定値[m/s]

$v_0$ ：振動速度の基準値 ( $2 \times 10^{-8}$ [m/s])

### 2.4.4 衝撃力と振動速度の比の測定方法

衝撃力と振動速度の比の測定は、加振点をインパルスハンマで加振し衝撃力を測定し、その際の受振点に設置した加速度ピックアップで振動速度を測定する方法とした。

インパルスハンマはシグナルコンディショナを、加速度ピックアップはアンプを介して前記の多チャンネル分析器に接続した。衝撃力と振動速

度の比のレベルは式(2)により算出した。駆動点インピーダンスの算出も同式で行った。

$$T_f = 10 \log_{10} \frac{F^2 / v^2}{a_0^2} \quad (2)$$

ただし、 $T_f$ ：衝撃力と振動速度の比のレベル[dB]

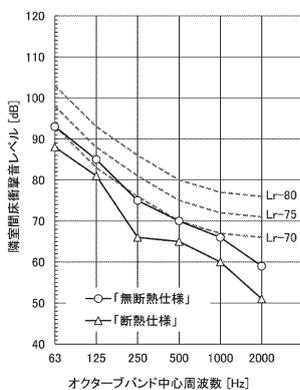
$F$ ：加振力[N]  $v$ ：振動速度[m/s]

$a_0$ ：衝撃力と振動速度の比の基準値 ( $a_0 = 1$ ) [kg/s]

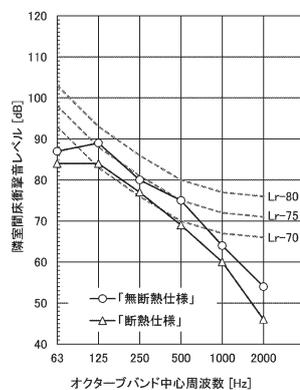
## 3. 測定結果

### 3.1 隣室間床衝撃音レベルの測定結果

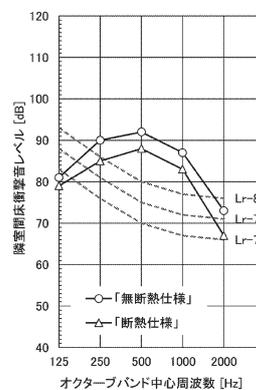
隣室間床衝撃音レベルの測定結果を図6に示す。「無断熱仕様」では、タイヤ衝撃源が  $L_{i,Fmax,r,H(1)}-70$ 、ゴムボール衝撃源が  $L_{i,Fmax,r,H(2)}-75$ 、タッピングマシン衝撃源が  $L_{i,r}-80$  を超え (L数92)、「断熱仕様」では、タイヤ衝撃源が  $L_{i,Fmax,r,H(1)}-70$ 、ゴムボール衝撃源が  $L_{i,Fmax,r,H(2)}-70$ 、タッピングマシン衝撃源が  $L_{i,r}-80$  を超えた (L数88)。両者の周波数特性は概ね一致しているが、いずれも「断熱仕様」の方が、タイヤ衝撃源の場合に各周波数帯域で4 dB~9 dB、ゴムボール衝撃源では3 dB~8 dB、タッピングマシン衝撃源では2 dB~6 dB小さい値が得られた。125 Hz帯域から500 Hz帯域にかけて、タイヤ衝撃源よりゴムボール衝撃源の隣室間床衝撃音レベルが大きくなっているが、これはそれぞれの衝撃力暴露レベルの影響であると考えられる。



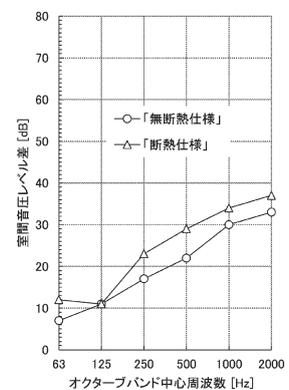
(1) タイヤ衝撃源



(2) ゴムボール衝撃源

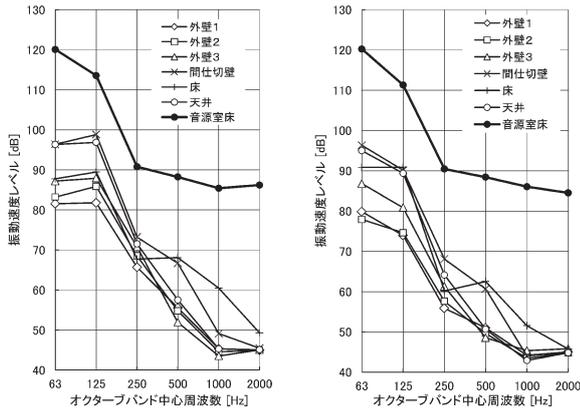


(3) タッピングマシン衝撃源



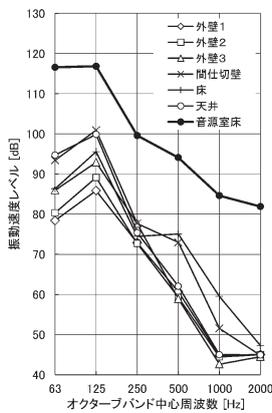
(4) 室間音圧レベル差

図6 音源室の床を各衝撃源で加振した場合の隣室間床衝撃音レベル（音源室における衝撃発生音の透過を含む）



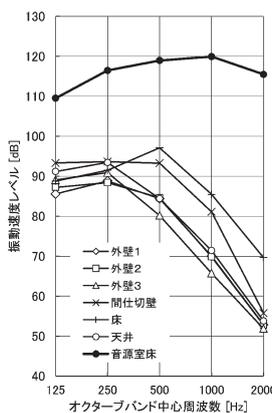
(1) タイヤ衝撃源 (無断熱仕様)

(2) タイヤ衝撃源 (断熱仕様)



(3) ゴムボール衝撃源 (無断熱仕様)

(4) ゴムボール衝撃源 (断熱仕様)



(5) タッピングマシン衝撃源 (無断熱仕様)

(6) タッピングマシン衝撃源 (断熱仕様)

図7 受音室における各部位の振動速度レベル

### 3.2 受音室の各部位の振動速度レベル

各衝撃源で加振した際の振動速度レベルの測定結果を図7に示す。

部位別にみると、「間仕切壁」「床」「天井」の振

動速度レベルが比較的大きく「外壁1~3」は比較的小さい。周波数特性をみると重量床衝撃源の「無断熱仕様」の場合に、全ての部位で125 Hz帯域にピークが見られた。これは床合板の固有周波数や間仕切壁の共鳴透過周波数が100 Hz付近となっているためと考えられる。参考に式(3)<sup>10)</sup>により算出した各部位の面材下地間での固有周波数 $f_n$ の計算結果を表2に、式(4)<sup>10)</sup>により算出した共鳴透過周波数 $f_{rmd}$ の計算結果を表3に示す。本床構成では125 Hz帯域の振動伝搬が特徴になるといえる。

$$f_n = \frac{\pi}{4\sqrt{3}} \left[ \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right] c_l h \quad (3)$$

ただし、 $a$  : 面材の短辺長さ[m]

$b$  : 面材の長辺長さ[m]

$c_l$  : 面材の縦波伝搬速度[m/s]

$h$  : 面材の厚さ[m]

表2 各部位の面材の固有振動数(周辺単純支持条件)

部位	面材の種類	$a$ (m)	$b$ (m)	$c_l$ (m/s)	$h$ (m)	$f_n$ (Hz)
外壁及び間仕切壁	せっこうボード 9.5 mm	0.3875	0.41	1500	0.0095	81.5
天井	せっこうボード 12.5 mm	0.41	0.41	1500	0.0125	101.2
床	合板 28 mm	0.805	0.805	3200	0.028	125.4

$$f_{rmd} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \cdot \frac{\rho c^2}{d}} \quad (4)$$

ただし、 $m_1$  : 面材1の面密度[m]

$m_2$  : 振動速度測定値[m]

$\rho$  : 空気の密度(1.2[kg/m<sup>3</sup>])

$c$  : 音速[340(m/s)]

$d$  : 中空層厚さ[m]

表3 間仕切壁の共鳴透過周波数

部位	面材の種類	$m_1$ (kg/m <sup>2</sup> )	$m_2$ (kg/m <sup>2</sup> )	$d$ (m)	$f_{rmd}$ (Hz)
間仕切壁	せっこうボード 9.5 mm(両面)	7.0	7.0	0.105	98

### 3.3 音響放射係数の測定

各部位から放射される音響放射パワーレベルを比較するために、各部位の音響放射係数の測定を行った。

音響放射係数は、部位毎に違うため「外壁1」

「間仕切壁」「天井」及び「床」の4箇所について測定した。なお、「外壁2」「外壁3」は下地、面材ともに「外壁1」と同じため同一と見なし測定対象から外した。

測定方法は、受音室の各部位の代表測定点1点に加速度ピックアップを取り付け、その点の室外側からインパルスハンマで加振した際の振動速度を測定し、同時に受音室に設置したマイクロホン5点で音圧レベルを測定した。

音響放射係数の計算式は次のとおり導出した。

$$E = \frac{4W}{cA} \quad (5) \quad E = \frac{p^2}{\rho c^2} \quad (6)$$

$$W = \sigma_{rnd} \cdot \rho c \cdot v^2 \cdot S \quad (7)$$

式(5)に式(6)、(7)を代入して変形すると式(8)が得られる。

$$p^2 = \frac{4}{A} \cdot \sigma_{rnd} \cdot \rho^2 \cdot c^2 \cdot v^2 \cdot S \quad (8)$$

式(8)を式(9)に代入して式(10)が得られる。これに式(1)を代入して式(11)、(12)が得られる。これを変形して音響放射係数の計算式(13)が得られる。

$$L_P = 10 \log_{10} \frac{p^2}{p_0^2} \quad (9)$$

$$L_P = 10 \log_{10} \left[ \frac{S}{A} \cdot \sigma_{rnd} \cdot \frac{v^2}{v_0^2} \cdot \rho^2 \cdot c^2 \cdot v_0^2 \cdot \frac{4}{p_0^2} \right] \quad (10)$$

$$L_P = 10 \log_{10} \frac{S}{A} + 10 \log_{10} \sigma_{rnd} + L_V + 10 \log_{10} \left[ \rho^2 \cdot c^2 \cdot v_0^2 \cdot \frac{4}{p_0^2} \right] \quad (11)$$

$$L_P = 10 \log_{10} \frac{S}{A} + 10 \log_{10} \sigma_{rnd} + L_V - 1.7 \quad (12)$$

$$10 \log_{10} \sigma_{rnd} = L_P - L_V - 10 \log_{10} (S/A) + 1.7 \quad (13)$$

ここで、 $W$ ：音響放射パワー[W]

$E$ ：音のエネルギー密度[W・s/m<sup>3</sup>]

$\sigma_{rnd}$ ：音響放射係数

$L_P$ ：受音室の平均音圧レベル[dB]

$p$ ：音圧[N/m<sup>2</sup>]

$p_0$ ：音圧の基準値 =  $2 \times 10^{-5}$  [N/m<sup>2</sup>]

$L_V$ ：振動速度レベル[dB]

$v$ ：振動速度[m/s]

$v_0$ ：振動速度の基準値 =  $2 \times 10^{-8}$  [m/s]

$S$ ：振動面の面積[m<sup>2</sup>]

$A$ ：吸音面積[m<sup>2</sup>]

$\rho$ ：空気の密度[kg/m<sup>3</sup>] ( $\rho = 1.2$ )

$c$ ：空気の音速[m/s] ( $c = 340$ )

測定はグラスウールの有無の双方について行った。測定結果を図8に示す。「床」の音響放射係数が比較的大きいが、これは床合板の剛性が他の部位の面材と比較して高いことから放射面積が大きくなったためといえる。また、グラスウールの有無による違いについては、グラスウールを入れた方が小さくなる傾向を示した。

### 3.4 衝撃源別の各部位から放射される音響放射パワーレベル

音響放射パワーレベルは式(7)及び式(14)を用いて、各面の振動速度、音響放射係数から算出した。計算結果を図9~11に示す。

$$L_W = 10 \log_{10} \frac{w}{w_0} \quad (14)$$

ただし、 $L_W$ ：音響放射パワーレベル[dB]

$w$ ：音響放射パワー[W]

$w_0$ ：音響放射パワーの基準値

( $1 \times 10^{-12}$  [W])

#### 3.4.1 重量床衝撃源で加振した場合

図9及び図10において63Hz帯域と125Hz帯域に着目すると、「無断熱仕様」では、「天井」「間仕切壁」「床」のレベルが大きいがわかる。また、「断熱仕様」をみると「天井」と「床」のレ

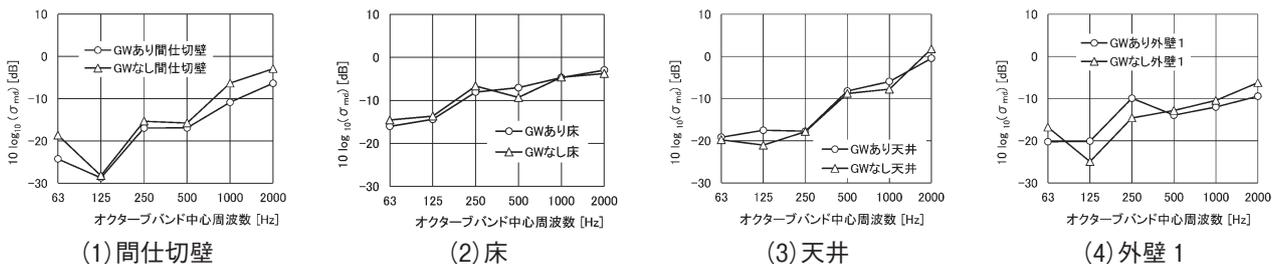


図8 各部位の音響放射係数の算出結果（図中のGWはグラスウールの略）

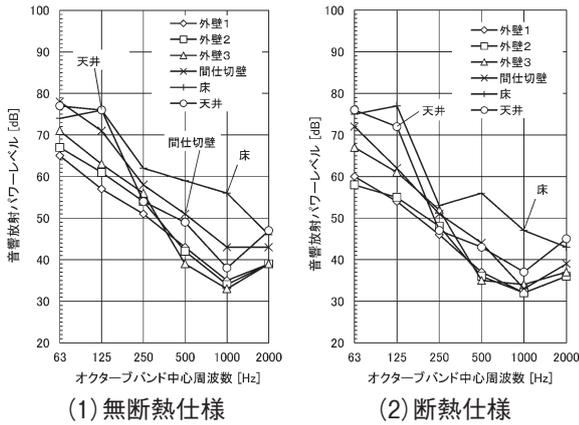


図9 タイヤ衝撃源の各部位からの音響放射パワーレベル

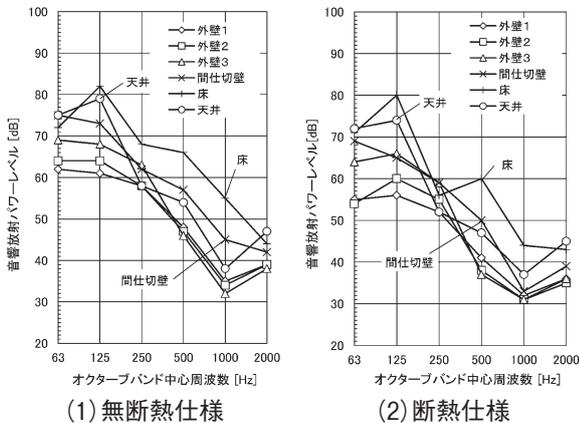


図10 ゴムボール衝撃源の各部位からの音響放射パワーレベル

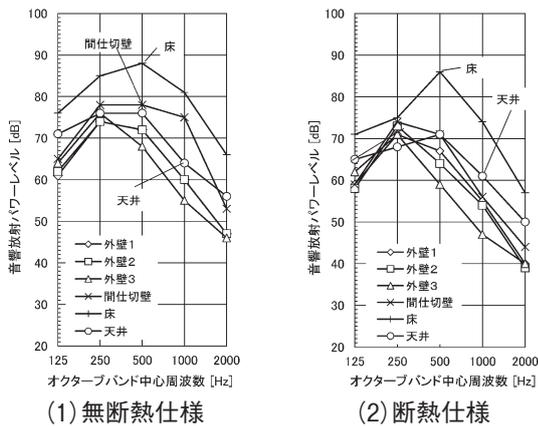


図11 タッピングマシン衝撃源の各部位からの音響放射パワーレベル

ベルが大きく、「間仕切壁」は小さくなっていることがわかる。

250 Hz 帯域に着目すると、「無断熱仕様」と「断熱仕様」の双方とも谷ができており、断熱仕様の方が「床」及び「天井」のレベル低下が大きいこ

とがわかる。また部位間での差が小さい傾向がみられる。これは、この帯域において「床」及び「天井」が振動しにくいことを示している。

500 Hz から 1,000 Hz の周波数帯域では、「床」のレベルが他の部位に比べて 10 dB 程度大きくなっている。

天井からの音響放射パワーレベルは低音域ほど大きくなるのがわかる。これは、天井の剛性が他の部位より小さいため振動しやすいからと考えられる。

グラスウールの有無で比較すると、「無断熱仕様」では、重量床衝撃源で加振した場合は、主に「床」「間仕切壁」「天井」から音が放射されるが、断熱化することで、低音域において「間仕切壁」からの放射がやや減少することがわかる。

### 3.4.2 軽量床衝撃源 (タッピングマシン衝撃源) で加振した場合

図 11 にタッピングマシン衝撃源で加振した場合の受音室における各部位の音響放射パワーレベルを示す。

「無断熱仕様」と「断熱仕様」のいずれも全ての周波数帯域で「床」の割合が最も大きくなった。断熱化することにより、「間仕切壁」の音響放射パワーレベルの低減量は大きくなるが、「床」では小さくなった。

## 4. 各部位にグラスウールを入れた場合の効果

### 4.1 部分模型による効果の確認

音源室の床を加振することにより床が振動し、その振動が床等を伝搬して受音室に伝わり、各部位が振動し、受音室内へ音が放射される (図 12)。

グラスウールを壁内や床下、天井内へ挿入すると、面材とグラスウールが接触する場合は、抵抗 (R1 や R2) が増加する。また、振動系でばねの役割を果たす空気層は、グラスウールの挿入により

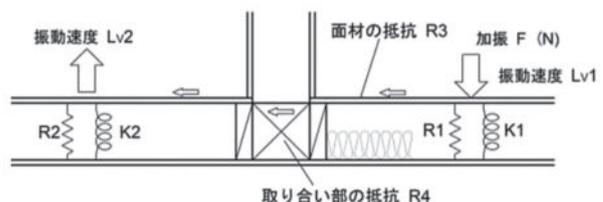


図 12 床等の振動伝搬の模式図

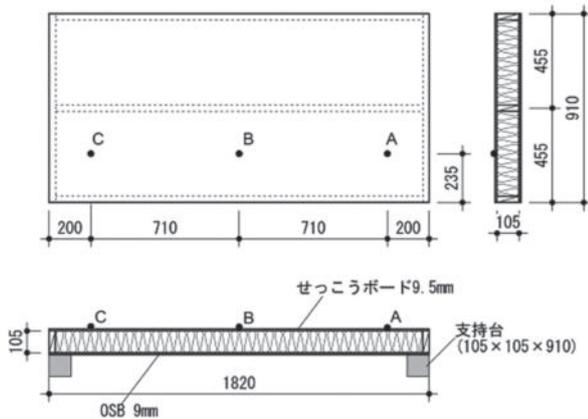


図13 振動伝搬試験体概要

ばね定数 (K1 や K2) が増加する。

これらの入力側と出力側の振動系をつなぐ床や壁等には部材自体の伝達抵抗があり、加えて床と間仕切壁の取り合い部分などでも伝達損失が生じる。ここではグラスウールの挿入による振動伝達の低下について考察することとし、取り合い部の抵抗については詳細な検討は行っていない。

実大試験体を用いて実験を行い、グラスウールの有無による振動速度の変化を示したが、壁体内などのグラスウールと面材との接触状況や面材の脱着による測定値のばらつきが少なからず認められた。そこで、精度を上げるために図13に示す部分的な試験体を作成し、グラスウールの有無や種類、面材との接触状況を変化させた場合の振動特性を分析した。グラスウールの出し入れは裏面のOSB側から行い、せっこうボードは脱着していない。

使用したグラスウールは、高性能グラスウール (密度 16 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ 50 mm) と高性能グラスウール (密度 16 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ 100 mm), グラスウール (密度 14 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ 85 mm (袋入)) の3種類である。グラスウール 50 mm 品はせっこうボードとグラスウールの間に 40 mm 程度の空隙がある。85 mm 品は軽く、100 mm 品は少し強めにせっこうボードと接触している (前述の復元厚さがあるため)。

図14は、図13のA点に加速度ピックアップを取り付け、その近傍をインパルスハンマで加振 (衝撃周波数: 116 Hz (グラスウールの面への接触が無い場合, 104 Hz (グラスウールの面への接触のある場合)) して振動速度を測定し、式(2)により駆動点インピーダンスレベルを求めた結果である。

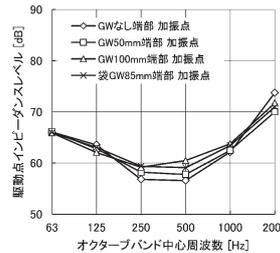


図14 試験体端部のインピーダンスレベル

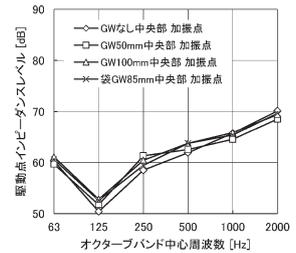


図15 試験体中央部のインピーダンスレベル

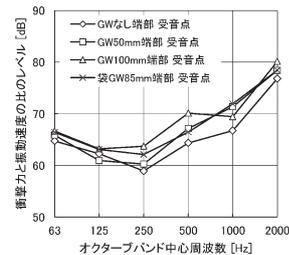


図16 試験体端部の衝撃力と振動速度の比のレベルの変化 (図14~16中のGWはグラスウールの略)

グラスウールを厚くするほど、インピーダンスレベルが大きくなり 250 Hz 帯域と 500 Hz 帯域で顕著になった。

グラスウールとせっこうボードが接触していない「高性能グラスウール (密度 16 kg/m<sup>3</sup>, 厚さ 50 mm)」の場合もレベルの向上が見られる。これは接触による抵抗増の他に内部のばね定数が増加するためと考えられる。

図15は、試験体中央のB点における駆動点インピーダンスである (インパルスハンマの衝撃周波数: 64 Hz~67 Hz (試験体中央のため試験体のたわみの影響で低くなっている))。グラスウール挿入効果は全周波数帯域でA点よりも小さくなっている。これは、試験体全体の振動が加わり、効果が潜在化したと考えられる。

図16は、A点をインパルスハンマで加振し、C点に加速度ピックアップを取り付けた場合の効果である。加振点と受振点が離れているため、面材の曲げ波の減衰特性が加わり、同じ点を加振し受振したA点やB点よりもレベルが大きくなった。グラスウールの有無及び種類による差は、図14や15よりも大きくなっており、単に距離があるだけではなく、グラスウールを壁内などに入れた効果は、面材の曲げ波の減衰に寄与していることがわかった。

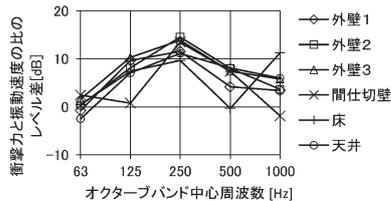


図 17 グラスウールの有無による各部位の衝撃力と振動速度の比のレベル差（グラスウール有・グラスウール無し）

## 4.2 試験室における効果の確認

部分模型で明らかになったことを試験室で確認するため、試験室の音源室床中央部をインパルスハンマで加振した際の、グラスウールの有無による各部位の衝撃力と振動速度の比のレベル差を図 17 に示す。125 Hz 帯域で約 8 dB、250 Hz 帯域では 10 dB を超える効果が見られた。

## 5. まとめ

以上、木造戸建住宅の隣室間における床衝撃音の伝搬性状とグラスウール断熱材の挿入による伝搬音の低減効果について検討し、以下の点が明らかになった。

- ① 音源室の床を加振した際に受音室内へ放射される各部位からの音響放射パワーレベルは、「無断熱仕様」「断熱仕様」とともに、重量床衝撃源では低音域で「天井」と「床」が、中高音域では「床」が大きくなった。また、軽量床衝撃源では「床」の音響放射パワーレベルが特に大きかった。各部位にグラスウールを入れることで各部位とも音響放射パワーレベルを低減することができた（図 9, 10, 11）。
- ② 各部位にグラスウールを入れることにより、インピーダンス（ばね定数）が増加し、音源室の床を加振した際の受音室各部位の衝撃力に対する振動速度の比が大きくなった（図 16, 17）。
- ③ 音源室床を加振した際の受音室における「隣室間床衝撃音レベル」は、「断熱仕様」の場合に、タイヤ衝撃源で 4 dB～9 dB、ゴムボール衝撃源で 3 dB～8 dB、タッピングマシン衝撃源で 2 dB～6 dB 小さくなった（図 6）。

## 謝辞

本論を実施するにあたり多大なるご支援を頂いた旭ファイバーグラス株式会社及び同社の長谷川氏、馬場氏、光林氏に感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) EN 12354-1:2000 Building acoustics – Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements – Part1: Airborne sound insulation between rooms
- 2) EN 12354-2:2000 Building acoustics – Estimation of acoustic performance of buildings from the performance of elements – Part1: Impact sound insulation between rooms
- 3) T. Nightingale; I. Bosmans: Expressions for First-Order Flanking Paths in Homogeneous Isotropic and Lightly Damped Buildings, *Acustica*, Volume 89, Number 1, January/February 2003, pp.110-122(13)
- 4) Stefan Schoenwald: Prediction of Flanking Sound Transmission in Lightweight Building Structures with SEA-Conclusions for a Standardized Prediction Model, *Inter Noise 2009*
- 5) Jeffrey Mahn, John Pearse: The Propagated Uncertainty of EN12354-1 for Lightweight Building Construction, *Inter Noise 2009*
- 6) B.Zeitler, T.Nightingale, F.King: Methods to control low frequency impact noise in wood-frame construction, *Acoustics'08*, pp.5591～5596, 2008.7
- 7) 廣田誠一, 田中学, 平光厚雄, 佐藤洋: 木造枠組壁工法住宅の遮音性能に関するビルダーのアンケート調査結果, *日本建築学会北海道支部研究報告集*. 82号, pp. 201～204, 2009. 7
- 8) 福島明, 池田裕雅, 立松宏一, 高倉政寛, 鈴木大隆: 北方型住宅 ECO モデル住宅建設事業者の建物性能に関する調査, *日本建築学会大会学術講演梗概集*. F-1, 都市計画, pp.1395～1396, 2010. 7
- 9) 鈴木大隆, 廣田誠一, 福島明: シート状防風材を用いた木造断熱壁における通気層空隙の確保に関する実験的研究, *日本建築学会計画系論文報告集*, 第 480 号, pp. 123～128, 1996. 2
- 10) 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