

防振材の防振効果に関する検討 *

平松 友孝 *1・濱田 幸雄 *2・大川 平一郎 *3・子安 勝 *4

(1996年10月7日受付, 1997年4月2日受理)

【ABSTRACT】

It can be said that vibration isolation system is the most useful method reducing vibration and structure-borne noise generated by various kinds of machinery and equipments etc. if proper design and execution were carried out. However, the isolation performances of isolation systems are insufficient and so it is difficult to predict and control these effects according to the theory.

Then in this study, the way of presence of isolation effects was examined. From this examination, we have extracted the insertion loss as a practical vibration isolation effect, and experimental investigations were carried out.

From these investigations the followings were concluded. Insertion loss was influenced of mainly excitation by air-borne sound and vibration characteristics of source and the measured insertion loss was lower than the theoretical value at high frequency range. Also, isolation effect at the frequency range lower than the resonance frequency of isolated base can be calculated by the formula of vibration transmission loss at two-mass model considering vibration characteristics of isolated base.

キーワード : 防振材, 防振効果, 振動, 固体音

: Isolator, Vibration Isolation Effect, Vibration, Structure-borne Sound

1. 緒言

防振工法は、適正な設計・施行を行えば、設備機器等に起因する振動・固体伝搬音を最も簡易に低減できる方法であると言える。しかしながら、これに用いる防振材の防振効果については、不明な点も多く、理論どおりに予測、あるいは低減対策を行うことができないのが現状であると考えている。防振材の防振効果に関する研究報告を見た場合、実際の低減対策への適用を考慮した研究内容は比較的少ない。その中で、田野等は設備機器等の防振系を集中定数

回路モデルに置き換え、実測、あるいは計算により求めた設備機器等と設置床の応答特性を考慮した防振効果の予測方法を検討、報告しており¹⁾⁻³⁾、実務への貢献がうかがえる。

筆者等は、実務に適用する場合に望ましい防振効果を把握できる測定方法と予測方法に関して研究を進めており、それらの結果を報告している⁴⁾⁻¹¹⁾。本論では、防振効果の表し方を整理し、その結果から実務に適用するには防振効果を挿入損失として表すことが望ましいとの判断から、主に挿入損失に関する実験的な検討を行った。その内容は、防振効果の理論値と測定値との比較・検討、防振効果が高周波数領域で低下する原因を明らかにするための検討である。その結果、防振効果の高周波数領域における低下は主に空気音加振と振動源の振動特性の影響であることを明らかにした。また、防振基礎の振動特性を考慮した2質点系振動モデルにおける振動伝達損失の式を算出し、これにより防振基礎の基本固有周波数以下における防振効果を比較的精度良く計算できることを示した。以下にこれらの結果を報告する。

* Vibration Isolation Effect Obtained by Isolator

*1 Tomotaka Hiramatsu : Technology Research Center, Taisei Corporation (大成建設(株)技術研究所)

*2 Yukio Hamada : Department of Architecture, College of Engineering, Nihon University (日本大学工学部)

*3 Heiichiro Ohkawa : Sound Environmental Research Inc. (株)音環境研究所)

*4 Masaru Koyasu : Department of Computer Science, Faculty of Engineering, Chiba Institute of Technology (千葉工業大学工学部)

2. 防振効果に関する基本理論

防振材で支持された設備機器等が完全剛体の1質点で振動方向が1方向であり、設置床を不動の剛体と見なした場合、設備機器等の加振力 F_0 と設置床に伝達する力 F との比の絶対値、すなわち力の伝達率 T_r は、一般的に防振ゴムのように履歴減衰型の防振材の場合(1)式で、またコイルばねと粘性減衰機構の抵抗材を組み合わせた粘性減衰型の防振材の場合(2)式で示される¹²⁾。なお、 T_r をレベル表示して力の伝達損失 TL で表せば、(3)式で示される。

$$T_r = \sqrt{(1+\eta^2) / \{(1-f^2/f_0^2)^2 + \eta^2\}} \quad (1)$$

$$T_r = \sqrt{\{1+(2hf/f_0)^2\} / \{(1-f^2/f_0^2)^2 + (2hf/f_0)^2\}} \quad (2)$$

$$TL = 20\log_{10}(1/T_r) \quad (3)$$

ここに、 η : 履歴減衰型防振材の履歴減衰比、 h : 粘性減衰型防振材の減衰比、 f : 加振周波数 (Hz)、 f_0 : 防振系の基本固有周波数 (Hz)。

また、防振系の基本固有周波数 f_0 は、一般的に(4)式で示される。

$$f_0 = 1/2\pi\sqrt{K/M} \quad (4)$$

ここに、 k : 防振材のばね定数 (N/m)、 M : 防振材で支持する機器等の質量 (kg)。

3. 防振効果の表し方

本論での防振効果とは、防振材単体の防振性能ではなく、設備機器等を防振材により防振支持した系における防振性能を定義している。

防振材の防振効果は、一般的に図-1に示す力、あるいは振動の伝達損失、または挿入損失のいずれかで表わされている。以下にそれぞれに対する説明を加える。

(1) 力、振動の伝達損失

力の伝達率は振動源の加振力と防振材を介した設置床に伝達する力の比で、また振動の伝達率は振動源の振動振幅と防振材を介した設置床の振動振幅の比で定義される。dB表示した場合はレベル差となり、ここでは伝達損失と定義する。

力の伝達損失は、振動源の加振力と設置床への伝達力が正確に把握できれば、有効な防振効果を表していると言える。しかし、振動源である実際の設備機器を防振した系において、測定によって正確な加振力を把握することは難しく、適用は実用的でない。

図-1 防振材の防振効果測定概念図

振動源、設置床の振動振幅はともにそれぞれの振動特性の影響を受けるので、振動の伝達損失は振動源、あるいは床の剛性の違いによって異なってくる。したがって、振動の伝達損失は特定条件の値でしかありえないので、汎用性のある防振効果とは言えない。

(2) 力、振動の挿入損失

力、あるいは振動に対する防振材の挿入損失率は、防振材を挿入しない場合と挿入した場合の設置床への伝達加振力、あるいは設置床の振動振幅の比で定義される。dB表示した場合はレベル差となり、ここでは挿入損失と定義する。

振動の挿入損失では、通常の場合、防振の有無によって床の振動特性は大きく変化しないので、設置床の剛性による影響は相殺され、その振動特性の影響はほとんど表れない。したがって、主に振動源の振動特性だけが挿入損失の低下に影響を及ぼす。

また、通常の場合、防振の有無によって床の駆動点インピーダンスは大きく変化しないので、設置床への伝達加振力の挿入損失と設置床の振動の挿入損失はほぼ同じ値として示される。

したがって、力、振動の挿入損失ともに、設置床の剛性への影響は大きくは受けにくいことが想定される。

こと、また防振材を挿入することにより得られる設置床における伝達力、あるいは振動の低減効果を表していることから、実務的な値ととらえることができる。

4. 防振効果に関する実験的検討

実務に適用するのに望ましい防振効果の表し方としては、設置床等の条件によって大きく異ならない、測定によって把握する場合比較的簡易に測定することができる、振動、固体音の予測体系に適用しやすいことが挙げられる。振動源、防振材、設置床の全体をモデル化した設置床振動の予測体系を考えた場合には、伝達率を採用する必要がある。しかし、低減対策を行うことを対象にした場合には、防振材を挿入することによる実質上の振動低減効果を把握できることが望ましい。また、前記したように、通常の床スラブの場合、設置床への伝達力の挿入損失と設置床の振動の挿入損失はほぼ同じ値として示されることが想定されることから、ここでは主に振動の挿入損失を対象に実験的な検討を行った。

4.1 実験方法

防振材の防振効果に関する実験は、振動源を図-2に示すコンクリート製試験室躯体に4周でボルト締めした設置床板-1と図-3に示すコンクリートブロックで4点支持したコンクリート製の設置床板-2にそれぞれ設置して行った。振動源を防振材を介した場合、及び介さないベタ置き条件で設置した場合それぞれの条件で、振動源駆動時に設置床板において発生振動を、また試験室内で発生音を測定した。さらに、振動測定点において置換法によって加振力を

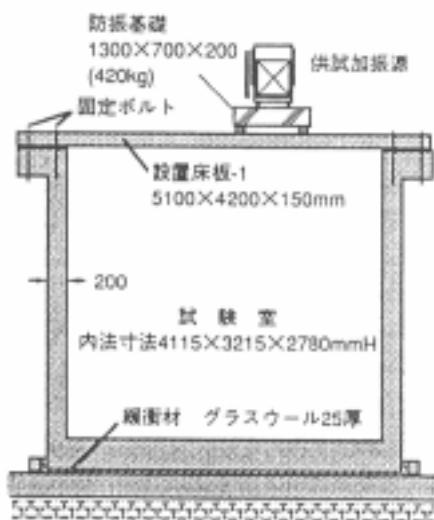


図-2 振動源設置床板-1の概形図

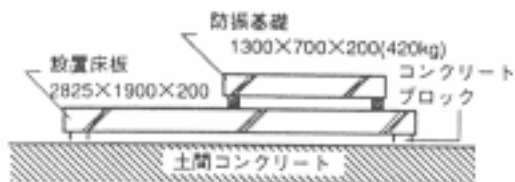


図-3 振動源設置床板-2の外形図

測定した¹³⁾。検出量は、振動・加振力が原則として3.15~630Hzを中心周波数とする1/3オクターブハンドの振動加速度レベル(0dB re 10⁻⁵m/s²)、及び加振力レベル(0dB re 1N)、音が3.15~630Hzを中心周波数とする1/3オクターブハンドの音圧レベルとした。

4.2 実験条件

(1) 振動源

振動源として、呼び番号2 1/2、送風機回転数1,470 RPM、電動機出力1.5 KW、重量80 kgの多翼型送風機と加振力490 N、重量50 kgの電動型加振器の2つを用いた。

(2) 振動源の設置方法

送風機は寸法1,300×700×200 mm、重量420 kgのコンクリート製防振基礎を用いた場合と用いない場合において床板に設置した。また、電動型加振器は上記防振基礎を用いて設置した。

(3) 加振方法

送風機は定格出力で駆動した。電動型加振器による加振は、正弦波による掃引加振、全帯域ランダム波による定常加振、1/3オクターブ帯域ランダム波による定常加振の3方法を用いた。

(4) 防振材

防振基礎を用いない場合はばね定数804 N/cmのコイルばね併用の防振ゴム4個を送風機固定位置に(防振系の基本固有周波数： $f_0 = 10.1$ Hz)、また防振基礎を用いた場合は、ばね定数12,750 N/cmのコイルばね併用の防振ゴム4個を防振基礎の4隅に設置した(送風機： $f_0 = 16.1$ Hz、加振器： $f_0 = 16.6$ Hz)。

(5) 測定点

発生振動、及び加振力の測定点は、防振基礎を用いない場合が送風機架台フレーム支持位置4点、及びその近傍に位置する設置床の4点、防振基礎を用いた場合が防振基礎の4隅4点、及びその近傍に位置する設置床の4点とした。また、試験室内の発生音の測定点は、室内の床上の1.2mに配置した5点とした。

(6) 測定結果の整理

送風機架台フレーム支持位置4点、防振基礎上4

点，試験床上4点における測定結果から，それぞれエネルギー平均値を算出し，それらの結果から図-1に示す各種防振効果を算出した。

4.3 実験結果

実験結果を以下に示すが，コイルばね併用の防振ゴムは粘性減衰型の防振材と仮定し，これを用いた結果の一部には，(2)式による計算結果を併せて表記してある。ここでは，防振材の減衰比 h として 0.05 を用いた。

(1) 検出量の違いによる防振効果の比較

その1 送風機を振動源とし防振基礎を用いて防振した場合の振動の伝達損失，力の伝達損失と振動の挿入損失とを比較して図-4に示した。これによれば，3つの検出量は明らかに異なっている。振動の伝達損失は計算値とは大きく異なっており，送風機，設置床の振動特性の影響を大きく受けていることが想定される。力の伝達損失が計算値と異なる原因としては，送風機架台の剛性が小さく，置換法による送風機の加振力が局部的な値を，すなわち正しい値

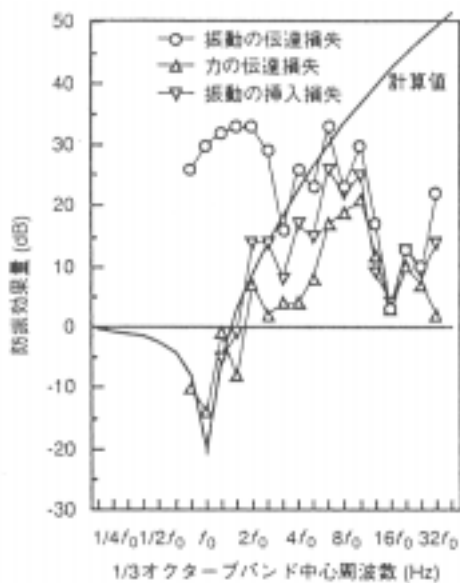


図-4 検出量の違いによる防振効果の比較(その1)

を測定できていないことが挙げられる。振動の挿入損失は，防振系の基本固有周波数 f_0 附近の低周波数領域で計算値との対応が良い。

その2 送風機を振動源とした場合の力，振動，試験室内放射音の挿入損失を比較して図-5に示した。これによれば，周波数により若干の差はあるが，3つの検出量によって整理した挿入損失は比較的同様の傾向を示していると言える。

(2) 防振効果の測定値と理論値との比較

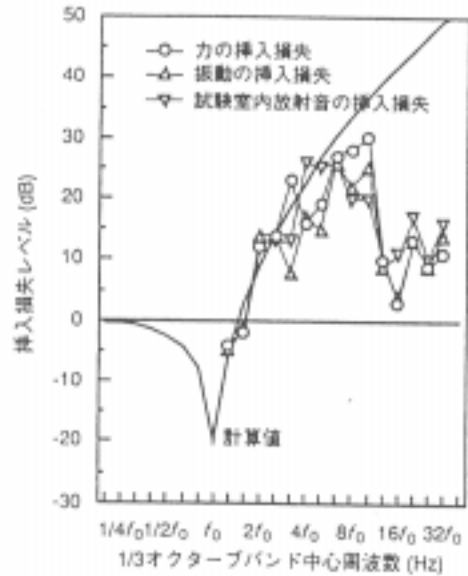


図-5 検出量の違いによる防振効果の比較(その2)

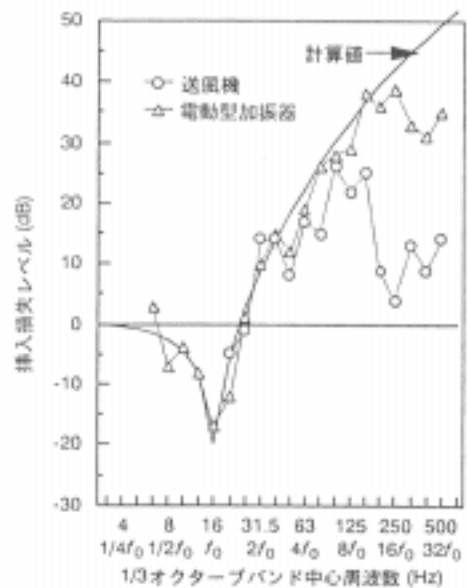


図-6 加振源の違いによる防振効果の比較

振動源の違いが防振効果に与える影響をみるために，送風機加振，加振器による全帯域ランダム波加振の場合を比較して図-6に示した。これによれば，次のことが言える。送風機，加振器共に，防振系の基本固有周波数 f_0 附近の低周波数領域で計算値との対応が良いが高周波数領域では挿入損失は計算値より明らかに低下する傾向が見られる。その低下度合いは，送風機の方が大きい。このことから，設備機器の種類・仕様が異なれば防振効果は大きく異なる可能性が示されたと言える。また，測定結果と(2)式による計算結果を比較してみると，加振器の場合

は f_0 の 16 倍の周波数帯域以下では非常に良く一致しているが、送風機の場合は精々 8 倍の周波数までとなっている。

(3) 防振効果の低下に関する検討

前記したように、挿入損失は、高周波数領域において低下する。そこでこの原因を把握するために、いくつかの実験を行った。なお、コイルばねを防振材とした場合、サージングの影響で中・高周波数の特定周波数で防振効果が低下することが明らかである。しかし、コイルばねを用いた汎用の防振材ではゴム板や粘性液体を併用したり、ゴム材を被服しており、サージングによる低下を低減している。また、以降に示す他の原因による低下があるため、実質上はサージングによる低下はほとんど問題にならないという判断から、ここではサージングの防振効果に与える影響に関しては記述していない。

a. 空気音加振の影響

振動源からの発生音による空気音（音響）加振の影響が高周波数領域における挿入損失の低下に関連するかを検討するために、次に示す実験を行った。図 - 2 に示す設置床板上に防振支持した場合の振動源稼動時設置床の振動と、振動源を試験床板と振動上絶縁したクレーンで支持した場合（振動源と設置床板は振動上絶縁した状態、以降振動絶縁支持と記す）の振動源稼動時設置床の振動を測定し、比較を行った。図 - 7 に振動源が送風機の場合の結果を、図 - 8 に加振器の場合の結果を示した。

送風機の場合は、10Hz 以下と 125 Hz 以上で防振支持と振動絶縁支持で設置床の振動はほぼ同様である。

10Hz 以下は暗振動との差が小さいことから空気音加振の影響があるかは判断できないが、125Hz 以上では SN 比が十分とれていることから設置床の振動は空気音加振の影響で決定されていることが想定される。

一方、加振器の場合は 500Hz 以上で防振支持と振動絶縁支持で設置床の振動はほぼ同様であり、この帯域では空気音加振の影響が想定される。また、低周波数、及び高周波数の一部で差が 10dB 以下となる帯域もあるが、これらの帯域では空気音加振の影響も若干あるが、ほぼ全帯域に渡り設置床の振動は防振材を伝搬してくるエネルギーにより決定されていることが想定される。

すなわち、加振器に対して送風機の場合に挿入損失が 125Hz 以上で大きく低下する原因は、主に空気音加振の影響であることが想定される。ここでの送風機は吸込み側、吐出し側共にダクト接続はしてお

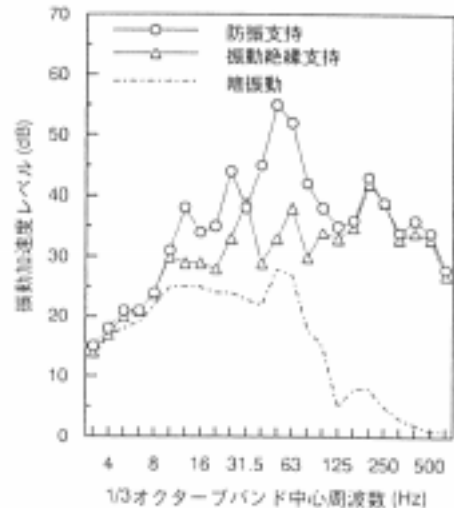


図 - 7 送風機稼動時設置床板の発生振動

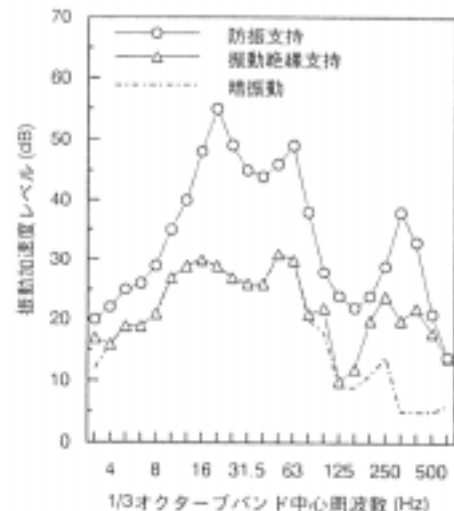


図 - 8 電動型加振器稼動時設置床板の発生振動

らず、特に高周波数領域における発生音が大きいが、ダクト接続する実際の使用条件では、空気音加振の影響はより小さく、ここで示した挿入損失よりも大きくなる可能性はある。一方、加振器では空気音加振の影響が小さいことから、以降では空気音加振以外に着目した挿入損失の低下に関する検討を行った。

b. 振動源の加振特性の違いが防振効果に与える影響

高周波数領域における挿入損失の低下に対して空気音加振の影響が小さい加振器とした場合について、振動源の加振特性の違いが防振効果に与える影響を見るために、振動源を全帯域ランダム波加振、1/3 オクターブ帯域ランダム波加振、正弦波掃引加振の 3 種類の加振における挿入損失測定結果を比較して図 - 9 に示した。これによれば、いずれの加振方法の

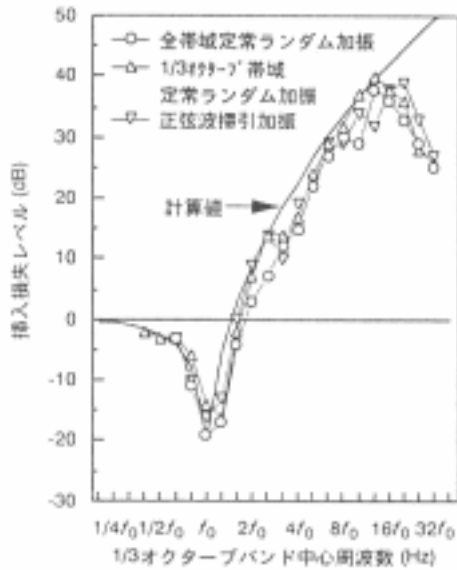


図 - 9 加振器の加振特性の違いによる防振効果の比較

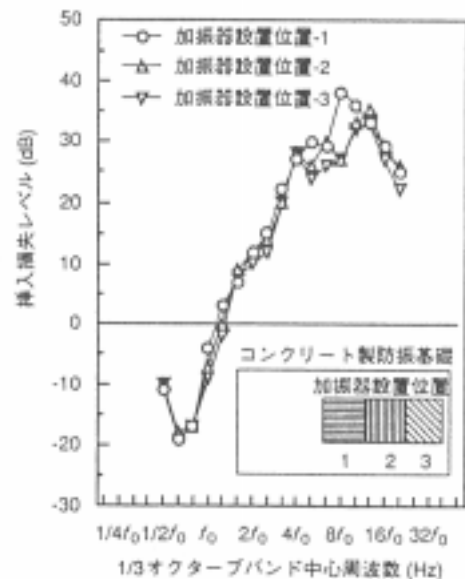


図 - 10 振動源の設置位置の違いによる防振効果の比較

結果とも大きな差異はなく、ほぼ同様な傾向を示している。このことから、振動源によって防振効果が異なる、及び高周波数領域で防振効果が低下する原因は、振動源の周波数成分の影響によるものではないことが想定される。

c. 振動源の設置偏芯が防振効果に与える影響

ここでは、振動源の設置偏芯による振動性状が防振効果に与える影響についての検討結果を示す。

振動源を加振器とした場合について、防振基礎上の加振器の設置位置を替えて防振基礎の振動性状（例えばロッキングの度合）を変化させた場合の挿入損失を測定した結果を図 - 10 に示した。これは全帯域定常ランダム波加振の場合の結果である。これによれば、加振器の設置位置を替えて振動系の振動性状を替えても挿入損失は大きく異なることが示された。

また、上記の結果を検討するために、各振動源・加振方法について、防振系の振動性状を測定した結果を図 - 11、図 - 12 に示した。図 - 11 は防振基礎上の防振支持位置長手方向 2 点間の位相差、図 - 12 は防振基礎上の防振支持位置の 1/3 オクターブ帯域ごとのリサージュ波形である。位相差をみると、加振器中央設置の場合は同位相、加振器端部設置の場合は約 10~250Hz が逆位相、それ以外の周波数が同位相、送風機は周波数によって位相が大きく異なっている。このように、加振器と送風機では防振基礎上の長手方向 2 点間における位相差は大きく異なっている。また、リサージュ波形をみると、31.5Hz

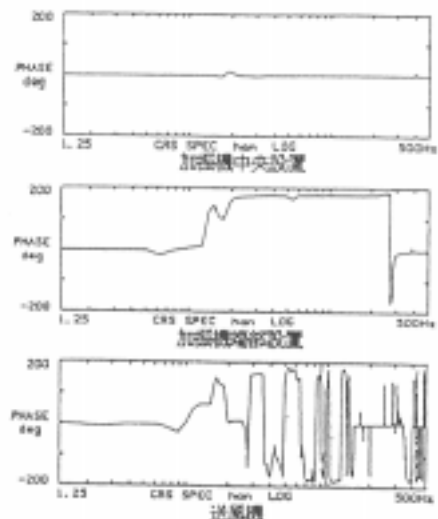


図 - 11 防振基礎上の長手方向防振支持位置 2 点間の位相差

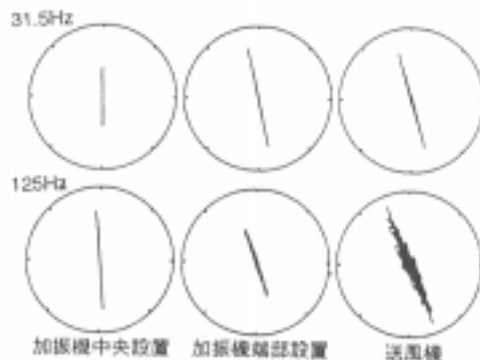


図 - 12 防振基礎防振支持点の長手方向断面リサージュ波形

の周波数帯域（図 - 6 において挿入損失が振動源によってほぼ同様な周波数帯域に相当する）では加振器、送風機ともほぼ上下 1 方向の振動をしているが、125Hz 帯域（図 - 6 において挿入損失が大きく異なる帯域）では微視的には送風機の場合が非常に複雑な動きをしているのが読みとれる。

以上のように、防振支時点における位相、及び振動性状が加振器と送風機では明らかに異なることから、防振材への振動入力状態も両者では異なっていることが想定される。したがって、送風機と加振器で高周波数領域における挿入損失の低下度合いが異なる原因は、空気音加振による影響のほか、防振材への振動入力状態が異なることによると想定される。防振材への振動入力状態が異なる原因としては、送風機は水平成分の加振力を有しているのに対して加振器は鉛直成分だけである、送風機は複雑な質量分布を持つのに対して加振器は比較的 1 点に質量が集中した質点とみなせる、送風機はロッキングを含む多自由度の振動をしているのに対して加振器は上下の 1 自由度の振動が卓越していることが想定される。

d. 防振基礎の振動特性が防振効果に与える影響

挿入損失が高周波数領域において低下する現象に関連して、低下の度合いが小さい加振器を振動源とした場合について、落込み周波数と防振基礎の振動特性との対応を試みた。

挿入損失を求める場合の基準になる防振材無しの場合、すなわち防振基礎直置き条件として、防振基礎ベタ置きと 4 点固定支持を抽出し、それぞれを基準とした挿入損失測定結果を設置床板 - 2 について比較して図 - 13 に示した。これによれば、ベタ置き

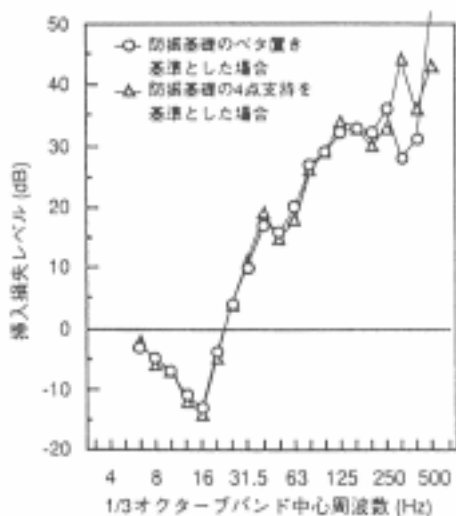


図 - 13 防振基礎直置き条件の設置方法による防振効果の比較

を基準とした場合は 315Hz の周波数帯域で落ち込む傾向が見られるが、4 点固定支持を基準とした場合には見られない。また、ベタ置き、4 点固定支持共に 50Hz の周波数帯域で若干の落込みが示されている。

ここで、防振系を構成している防振基礎、設置床の振動特性を明らかにするために、各設置条件ごとに防振基礎上の駆動点インピーダンスを測定した結果を図 - 14 に、また防振基礎設置床の結果を図 - 15 に示した。

1) 16Hz における落込み

4 点防振支持の場合、挿入損失と同様に 16Hz の周波数帯域で顕著な落込みが見られるが、これは防振材と質点（加振器 + 防振基礎）で構成される防振系の基本固有周波数に対応する。

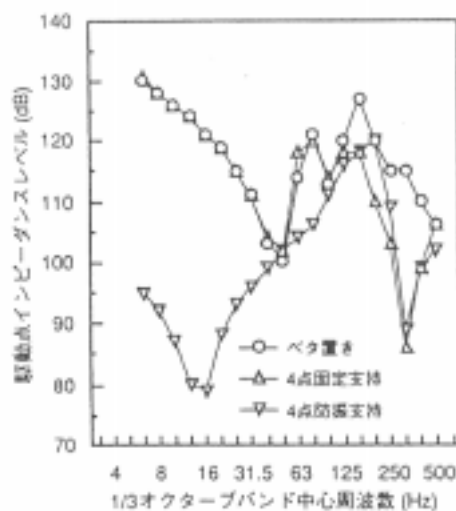


図 - 14 防振基礎設置方法による防振基礎の駆動点インピーダンスの比較

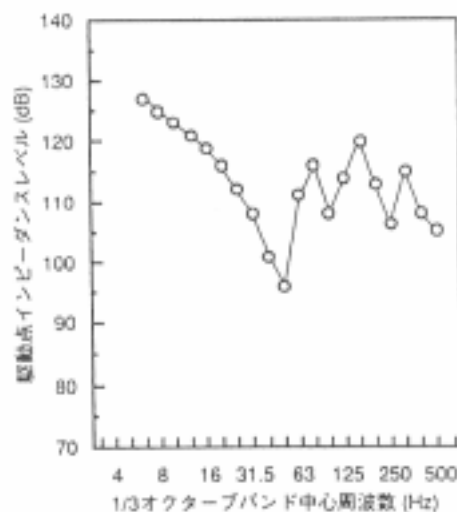


図 - 15 防振基礎設置床の駆動点インピーダンス

2) 50Hz における落込み

ベタ置き, 4点固定支持共, 50Hz の周波数帯域で顕著な落込みが見られるが, これは図 - 15 に示した防振基礎設置床の駆動点インピーダンス測定結果でも表れていることから, 明らかに設置床の基本固有周波数であることが想定される。一方, 図 - 13 の挿入損失測定結果にも, この周波数帯域で若干の落込みが見られる。挿入損失で防振効果を測定する場合には, 設置床が完全な剛体であれば設置床の振動特性の影響は防振効果測定結果に表れないことになるが, 有限の剛性を持った実際の設置床板では, この事例のように振動特性の影響が挿入損失に影響を与えることもあり得るが, 多くの事例から顕著ではないことが明らかである。

3) 315Hz における落込み

315Hz の周波数帯域においては, ベタ置きの場合が落込みが無いのに対して, 4点固定支持, 4点防振支持の場合は共に顕著な落込みが見られる。

ここで, ベタ置きの 315Hz における周波数の落込みに関する検討を行う。防振基礎を両端自由梁とみた場合の曲げ振動の基本固有周波数は(5)式により求められる。

$$f_0 = (\lambda n^2 / 2\pi L^2) \sqrt{EI / \rho A} \quad (5)$$

ここに, λn : 固有値(ここでは両端自由として = 4.73), L : 梁の長さ (m), E : 梁のヤング係数 (N/m^2), I : 梁の断面2次モーメント (m^4), ρ : 密度 (kg/m^3), A : 梁の断面積 (m^2)

これにより防振基礎長手方向の基本固有周波数を計算した結果は 356Hz であり, 挿入損失の落込みの周波数帯域にほぼ一致している。

このことから, ベタ置きを基準とした場合の挿入損失には, 防振基礎の振動特性が関与していることが想定される。これは, 防振材を介さないベタ置きの場合は防振基礎が設置床板に拘束され, 駆動点インピーダンスで示されるように防振基礎自体の振動特性が表れにくいのに対して, 4点防振支持の場合には顕著に表れることから想定がつく。すなわち, 防振材の有無による設置床板の発生振動の差で測定する挿入損失においては, 一方の顕著な特性が表れると言える。

これに対して, 4点固定支持を基準とした場合には, 315Hz の周波数帯域で落込みは見られない。4点固定支持の場合と4点防振支持の場合とでは, 防振基礎の基本固有振動モードに対する支持状態, 結果として振動特性が比較的似かよっているため, 防振

基礎の振動特性が相殺され, 落込みが表れないものと想定される。

これらの結果から, ベタ置きを基準とした場合の挿入損失測定結果の 315Hz 周波数帯域における落込みは, 防振基礎の振動特性が影響していることが確認できたと言える。

5. 防振基礎の振動特性を考慮した防振効果測定方法

防振効果に関する実験結果では, 挿入損失は高周波数領域で落ち込む傾向が認められ, 空気音加振の影響が無い場合には, その主な原因が振動源の振動特性に起因していることを示した。そこで, 振動特性を考慮した実用的な防振効果予測方法について実測結果との比較検討を行った。

5.1 検討防振系モデル

検討を行った防振系は, 図 - 16 に示す2種類のコンクリート製防振基礎上に振動源をそれぞれ取り付け, それらを設置床板(コンクリート床板, もしくは土間床)に設置するモデルとした。

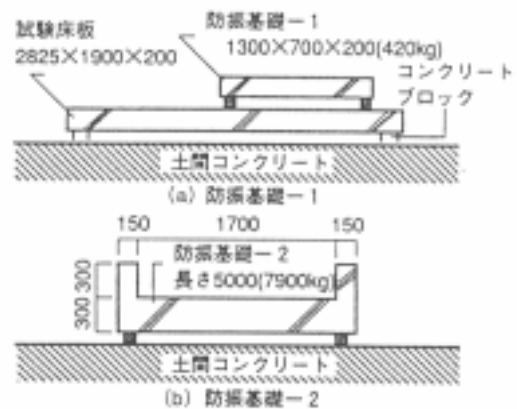


図 - 16 防振基礎の仕様・設置状況

5.2 防振効果の予測方法

防振基礎の振動特性を防振効果の予測に取り入れるために, 振動系を防振基礎の曲げ振動系と, 防振材と支持した質点により構成される振動系に分割し, 図 - 17 に示す2質点系の振動モデルに置換した。このモデルにおける振動伝達率は(6)式で表される。

$$T_r = F/F_0 = \beta^2 \frac{1 + \gamma_1^2 \alpha^2}{\left\{ (1 - \alpha^2)(\beta^2 - \alpha^2) - (m + \beta \gamma_2 \alpha^2) + \left\{ \gamma_1(\beta - \alpha^2) + \beta \gamma_2(1 - \alpha^2) - m \gamma_1 \alpha^2 \right\}^2 \right\} \alpha^2} \quad (6)$$

ただし, $\alpha = f/f_1$, $\beta = f_2/f_1$, $m = m_1/m_2$, $m_1 = Ebh^3 / (4\pi^2 f_1^2 L^3)$

ここに, T_r : 力の伝達率, F : 設置床に伝達する力,

表 - 1 防振基礎の設置条件

設置条件	防振基礎 - 1	防振基礎 - 2
条件 - 1	ベタ置き	ベタ置き
条件 - 2	バネ定数5782N/cmのコイルばね併用の防振ゴムによる4点防振支持	バネ定数46060N/cmのコイルばね併用の防振ゴムによる6点防振支持

図 - 17 防振系のモデル化

F_0 : 設備機器等の加振力, γ_1 : 防振基礎の損失係数 (実測より防振基礎 - 1 は 0.02, 防振基礎 - 2 は 0.03 とした), γ_2 : 防振材の損失係数 (0.01 とした), f_1 : 防振基礎の曲げ振動の基本固有周波数 (Hz), f_2 : 防振系の基本固有周波数 (Hz), m_1 : 防振基礎の曲げ振動の基本固有周波数に寄与する有効質量 (kg), m_2 : 防振材で支持する質量から m_1 を差し引いた質量 (kg), L : 防振基礎の長手方向長さ (m), b : 防振基礎の短手方向長さ (m), h : 防振基礎の厚さ (m), E : 防振基礎のヤング係数 (N/m²).

さらに, レベル表示した伝達損失 ΔL は(7)式で示される。

$$\Delta L = 20 \log_{10} (1/T_r) \quad (7)$$

なお, 防振基礎の曲げ振動の基本固有周波数に寄与する有効質量 m_1 は, 次に示すように算出する。構造系分野では, 部材の曲げ変形に対する等価のばね K を単位の加重を加えた時の変形量 δ から(8)式により算出する方法が概算法として用いられている。

$$K = 1/\delta \quad (8)$$

ここで, 防振基礎の長手方向両端をピン支持した場合に中央に単位加重を与えた時の変形量 δ は(9)式で求められるので, 曲げ変形に対するばね定数 K は(10)式で示される。

$$\delta = 12L^3 / 48Ebh^3 \quad (9)$$

$$K = 48Ebh^3 / 12L^3 \quad (10)$$

次に,(4)に示す1質点系の固有周波数の算出式にばね定数 K を代入して変形すれば, 質量 M は(11)式で表せる。これを防振基礎の曲げ振動の基本固有周波数における有効質量 m_1 と定義する。

$$M = Ebh^3 / 4\pi^2 f^2 L^3 \quad (11)$$

5.3 防振効果の測定方法

振動源は電動型加振器とし, 表 - 1 に示す防振基

礎の2種類の設置条件において設置床支持点の振動加速度レベルを測定し, 両者からの振動の挿入損失を求めた。

5.4 予測, 及び測定結果の比較

防振基礎 - 1 を4点防振支持した系において, 防振基礎を衝撃加振した場合の応答パワースペクトルから読み取った固有周波数 f_1 (305Hz: 防振基礎長手方向の基本固有周波数), 及び f_2 (15.5Hz: 防振系の基本固有周波数) をもとに,(6),(7)式から振動伝達損失を計算により求めた。その結果と振動源を加振器として測定した挿入損失とを比較して図 - 18 に示したが, 両者は比較的良く対応している。

また, 防振基礎 - 2 を6点防振支持した系についても, 同様の方法により求めた計算結果と測定結果の比較を図 - 19 に示した。この事例では, 防振基礎長手方向の基本固有周波数は63Hzであるが, この周波数帯域以下では両者の対応は比較的良好い。

これらの結果から,(6)式は防振基礎の基本固有周波数以下における防振効果の予測に適用できる可能性が得られたと言える。

6. 結 言

本論における防振材の防振効果に関する実験的な

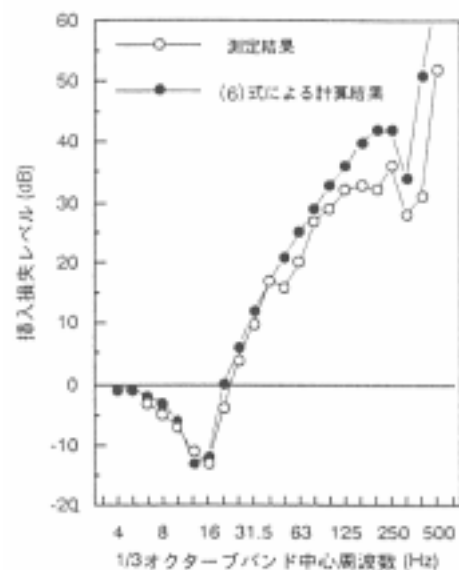


図 - 18 防振効果測定結果と計算結果との比較 1

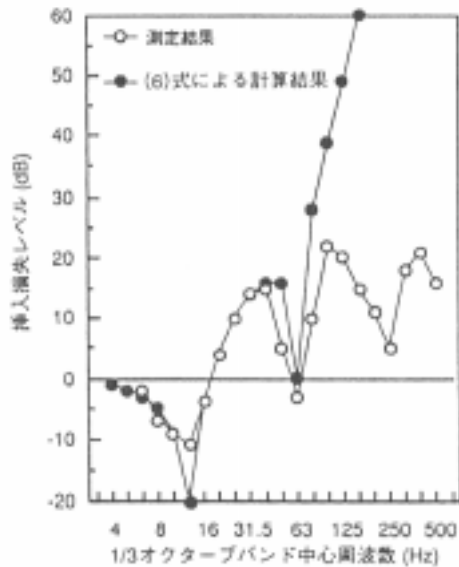


図 - 19 防振効果測定結果と計算結果との比較 2

検討結果から次に示す結論が得られた。挿入損失の測定によりえられた防振効果は、主に空気音加振の影響と振動源の振動特性、振動源から防振材への振動入力状態の影響を受け、高周波数領域で理論値よりも大幅に低下する。その度合いは振動源、設置条件等によって異なる。したがって、防振材の防振効果は、対象とする振動源、及び設置条件ごとに測定を行う必要性が示唆された。

また、防振基礎上に設置した加振器を振動源とした実験では、挿入損失は防振基礎の基本固有周波数で顕著に落ち込むことが確認されたことから、防振基礎の振動特性を考慮した2質点系振動モデルにおける振動伝達損失の式を導出し、これにより防振基礎の基本固有周波数以下における挿入損失を比較的精度良く計算できることを示した。一般的に設備機器等の固体音では63~250Hzの周波数帯域が問題となるが、コンクリート製防振基礎を通常用いているポンプの場合には防振基礎の基本固有周波数がこの帯域かそれ以上であることを考慮すれば、固体音で問題となる周波数領域まで防振効果をおおよそ計算できる2質点系振動伝達損失の式は空気音加振の影響が小さい場合には有用な防振効果予測式であると言える。しかし、基本固有周波数が63Hzより低い場合や、高次の固有周波数における低下を把握する必

要のある場合には、設備機器、架台、防振基礎、設置床等の振動特性のスペクトル情報を考慮した防振効果の予測方法が必要であり、この点に関しては今後の検討課題としたい。

参考文献

- 1) 麦倉, 安藤, 田野, 高久, 峯村: 建築設備用送風機の加振力に関する実験的検討, 日本建築学会計画系論文報告集第389号, 1988. 7.
- 2) 田野, 安藤, 峯村: 設備機器の防振効果に関する研究(防振性能と防振架台の応答の影響について), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1521 ~ 1522. 1994. 9.
- 3) 田野, 安藤, 峯村: 建設機器の防振効果に関する研究(その2. 防振架台の応答の影響について), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 193 ~ 194, 1995. 8.
- 4) 平松, 浜田, 小堺, 大川: 防振材の防振効果に関する一検討, 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp. 249 ~ 252, 1989. 10.
- 5) 平松, 小堺, 浜田, 大川: 防振材の防振効果に関する検討(その2), 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp. 233 ~ 236, 1990. 10.
- 6) 平松, 小堺, 浜田, 大川: 防振材の防振効果に関する検討(その3), 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp. 17 ~ 20, 1991. 10.
- 7) 平松, 河原塚, 小堺, 浜田, 大川: 防振材の防振効果に関する検討その4(防振基礎の振動特性を考慮した防振効果予測手法について), 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, pp. 277 ~ 280, 1992. 10.
- 8) 河原塚, 大川, 平松, 小堺: 防振軌道の防振効果に関する実験的検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 53 ~ 54, 1992. 8.
- 9) 小堺, 平松, 大川: 防振軌道の防振効果に関する実験的検討(トロッコ走行加振による防振効果), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 139 ~ 140, 1993. 9.
- 10) 平松, 小堺, 大川: 防振軌道の防振効果に関する実験的検討(軌道スラブの振動特性の影響について), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 141 ~ 142. 1993. 9.
- 11) 平松, 橋詰, 小堺, Guenter K.Hueffmann: VIBRATION AND STRUCTURE-BORNE NOISE REDUCTION FOR BUILDING WITH ISOLATION SYSTEMS, Inter-Noise 94, pp. 689 ~ 692, 1994. 8.
- 12) 谷口: 振動工学ハンドブック, pp. 811 ~ 813.
- 13) 平松, 大川, 子安: Method for measurement of vibromotive force generated by machinery and equipment installed in buildings, J. Acoustic. Soc. Jpn. (E) 17, 4 (1996), pp. 203 ~ 210.
- 14) R. Breeuwer, J. C. Tukker: Resilient Mounting Systems in Building, Applied Acoustic (9), 1976.