

上下振動用アクティブ制御装置(AMD)に関する開発

中村佳也 中山昌尚^{*1}
佐々木聡^{*1}

概 要

近年、事務室床や渡り廊下、意匠的な階段などで、意匠性や機能性を重視することにより、上下振動が増大して居住性能および使用性能に障害を生じる可能性が高まっている。一般に、パッシブ型の振動制御装置である TMD (Tuned Mass Damper) が低価格でメンテナンスフリーという利点を活かして設置され、上下振動を低減し障害の発生を防止している。しかし、要求性能の高度化、設置スペースの問題、複雑な振動への対応など、パッシブ型の振動制御装置の設置では対応できない状況も発生している。そこで、本研究では、床上下振動の制御を目的としたコンパクトで高性能な振動制御装置の実現を目指し、アクティブ制御装置 AMD (Active Mass Damper) の実用化についての検討を行った。

制御効果、制御系設計のし易さなどを意図し、マス重量、固有振動数を容易に変更でき、かつ移動可能なアクティブ制御装置(AMD)を製作した。制御系は制御対象である床加速度を測定し、PLC (Programmable Logic Controller) で制御するだけの簡単なシステムとし、制御器は設計パラメータが明確で誰でも容易に設計できる設計方法を示した。会議室床と渡り廊下を制御対象として、歩行加振、かかと加振、足踏み加振などの制御実験を行った。その結果、質量比の小さなAMD装置で、目標とした高い制御性能、複数モード制御を実現することを確認した。

Development of an active control system for vertical floor vibration

Abstract

In recent years, habitability claims arising from floor vibration in office buildings, passages connecting two buildings and design-oriented staircases have been increasing. Conventionally, a passive type vibration control system called TMD (Tuned Mass Damper) has been used to eliminate or reduce floor vibration. However, installation of TMD requires a significant amount of space, which can be a limitation – especially when vibration control is being retrofitted to an existing building.

Therefore, there is a clear need for an active type vibration control unit (AMD: Active Mass Damper), which is as compact as possible and ensures high vibration control performance. We have developed a new type of AMD for floor vibration control purposes. The advantages of the newly-developed system are: 1) high vibration control performance targeting multi (at least two)-vibration modes. 2) wide-range and simple adjustability of natural frequency of AMD. 3) ease of setting values of design parameters necessary for controller. 4) lightweight and easy transportable.

Vibration control performance of the newly-developed AMD is verified experimentally by application to two existing structures: an office floor and a passage bridge connecting two buildings.

キーワード: 床上下振動 アクティブ制御
マスダンパ 制御系設計方法

^{*1} 建築研究部

§1. はじめに

建物床は、室内空間の意匠性や使用性を重視することにより大スパン化し、上下振動が増大して居住性・使用性に障害が生じる可能性が高まっている。一般にパッシブ型のTMD(Tuned Mass Damper)装置が、安価、メンテナンスフリーの理由で多く適用される。しかし、パッシブ型のTMD装置では、性能不足、大きな設置スペースが必要などの問題で、実際には適用不可能な場合も多くある。一方、アクティブ型装置であれば、大きな効果を発揮することができるのでコンパクト化が可能であり、また多モード制御により高度な振動低減要求にも対応でき、適用可能範囲が広い。

そこで、コンパクトで適用可能範囲が広いアクティブ制御装置の実用化を目指し、床上下振動制御用装置(AMD)を製作した。本報では、製作したアクティブ制御装置(AMD)の概要、制御器の設計方法および実際の床及び渡り廊下に設置して実施した制御実験結果について報告する。

制御対象上に設置する。この構成により、制御対象の応答を測定し、それを基にアクチュエータを駆動し、制御対象の応答を制御する。この測定・演算・出力の制御の一連の作業をすべてPLC(Programmable Logic Controller)でリアルタイムに行う。使用したPLCは、キーエンス製KV-1000で、制御時間刻みは1msecである。

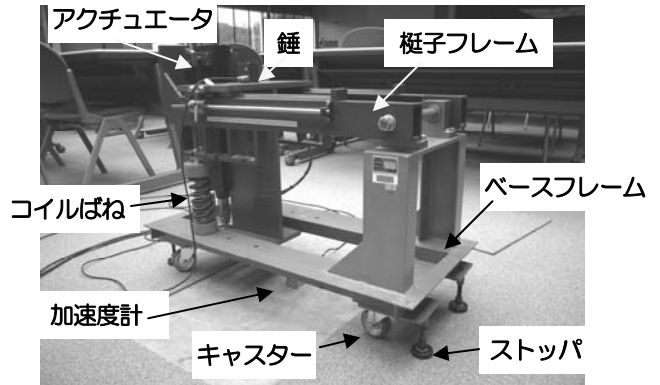


図1 アクティブ制御装置(AMD)外観

§2. アクティブ制御装置の概要

アクティブ制御装置(AMD)の外観を図1に示す。本制御装置は梘子型マスダンパの構造で、ベースフレーム、梘子フレーム、錘、コイルばね、アクチュエータの5部材から構成される。マスダンパのマスは、錘と梘子フレームから成る。錘は梘子フレーム上を移動可動で、かつ付加錘を取り付けることで錘重量も調整可能である。マスダンパのばねは、梘子フレームとベースフレーム間に設置するコイルばねで構成され、設置位置と本数を変更することができる。アクチュエータはベースフレームと梘子フレームの間に設置し梘子フレームを直接駆動する。摩擦抵抗および騒音をできるだけ小さくするため、非接触駆動のリニアモータを使用している。また装置下部には4隅に移動用キャスターと固定用ストッパーを取り付け、任意の場所に移動、設置することが簡単に出来るようにしている。以上、本アクティブ制御装置(AMD)は、①振動特性を容易に変更でき、制御対象に同調させることが出来る、②リニアモータ駆動で、低摩擦、低騒音駆動できる、③可搬容易、などの特徴を有する。

表1に本アクティブ制御装置(AMD)の諸元を示す。

表1 アクティブ制御装置の諸元

制御装置	外形	900mm×430mm×高さ 800mm
	マスダンパ	振動質量：52.5～243.2kg (可変) 固有振動数：3.2～16.3Hz (可変) 減衰定数：0.06
	アクチュエータ	推力：(最大) 1860N、(定格) 255N ストローク：±60mm
	センサ	加速度計 (制御対象上設置)

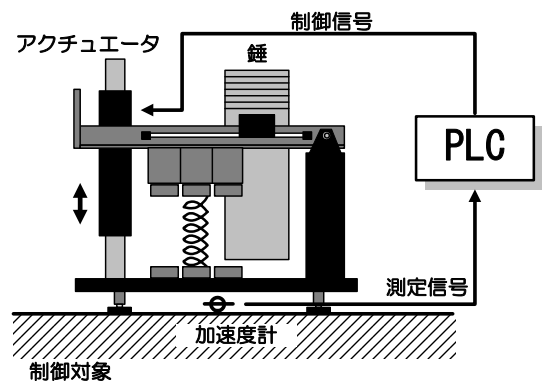


図2 制御システムの構成

§3. 制御システムの構成

制御システムは、実用化を考えて最低限の構成とする。図2に制御システムの構成を示す。制御対象の応答を計測(測定)するための加速度計は、制御装置と同じ位置の制

§4. 制御器の設計

制御系は、制御対象の応答(測定)加速度のみのフィードバック制御である。測定加速度から制御出力を計算する制御器の設計が必要であるが、モデルマッチング法を基にした設計方法¹⁾を用いる。

本設計方法の特徴は、既知の制御装置と制御対象とから成るシステムの伝達関数 $P_{wy}(s)$ に対して、目標とする制御効果を伝達関数表現で設定すれば、プロパーな制御器 $C_{yu}(s)$ が試行錯誤を必要とせず求められることにある。なお、目標とする制御効果の伝達関数を目標感度関数 $S^*(s)$ と定義する。

制御器設計の流れを以下に示す。

① 制御装置と制御対象とからなるシステムの伝達関数 $P_{wy}(s)$ を求める。方法は、制御装置を駆動させその時の制御対象の応答を計測し、制御信号に対する制御対象の応答の伝達関数(実測)を求める。

② 求めた制御信号に対する制御対象の応答の伝達関数 P_{wy} (実測) に対して、(1)式に示すような伝達関数 P_{wy} (モデル) を作成する。分子、分母の各パラメータ (q, τ) は、実測とモデルの特性が一致するように同定する。

$$P_{wy}(s) = \frac{q_m s^m + q_{m-1} s^{m-1} + \dots + q_1 s + q_0}{\tau_m s^m + \tau_{m-1} s^{m-1} + \dots + \tau_1 s + \tau_0} \quad (1)$$

ここで、 m は伝達関数の次数である。次数が高いほどモデルの精度は高いが、制御器の次数も大きくなる。制御する次数を含むように設定する。

③ 制御効果を表す目標感度関数 $S^*(s)$ を、(2)~(4)式のように設定する。

$$S^*(s) = S_1(s) \cdot S_2(s) \quad (2)$$

$$S_1(s) = \prod_i \frac{s^2 + 2H_i \omega_i s + \omega_i^2}{s^2 + 2h_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (3)$$

$$S_2(s) = \frac{s + \omega_H}{s + 1/\alpha \cdot \omega_H} \cdot \frac{s + \omega_L}{s + \alpha \cdot \omega_L} \quad (4)$$

伝達関数 $S_1(s)$ は、ノッチ型伝達関数を L 個直列結合したもの、伝達関数 $S_2(s)$ は、棚状伝達関数で定義する。伝達関数 S_1 の設定については、 S_1 の零点に、 P_{wy} の極と零点がすべて含まれるように設定する。また、直列結合するノッチ型伝達関数の数は $L \geq m$ に設定する。このことにより、目標を実現する制御器を精度良く設計することができる。伝達関数 S_2 のパラメータ ($\omega_H, \omega_L, \alpha$) は任意に設定可能であるが、ここでは設計作業を簡単にする為、次のように固定とした。

$$\omega_H = 2\pi \cdot 1.0, \omega_L = 2\pi \cdot 100, \alpha = 1.01 \quad (5)$$

④ 最後に、伝達関数 P_{wy} (モデル) と設定した目標感度関数 S^* から、制御器伝達関数 C_{yu} が自動的に求められる。なお、得られた制御器と伝達関数(モデル)から計算される感度関数 S と目標感度関数 S^* は完全には一致しない。したがって、求められた感度関数の誤差から、得られた制御器が妥当かどうかを判断して使用する必要がある。

得られた制御器を漸化式表現に変換して PLC に組み込む。制御器の具体的設計例については次章で示す。

§5. 制御系設計結果 & 制御実験結果

制御対象として、会議室床と渡り廊下を想定した。それぞれ制御器設計結果、制御実験結果を以下に示す。

5.1 会議室床(制御対象1)

会議室床を制御対象1とする。構造はデッキスラブで、スラブ厚は 130mm である。床形状及び実験状況を図4に示す。アクティブ制御装置は、振動質量 55kg、固有振動数 9.5Hz とし、床のほぼ中央位置に4隅のストッパーで保持するように設置し、アンカーなどによる固定はしなかった。

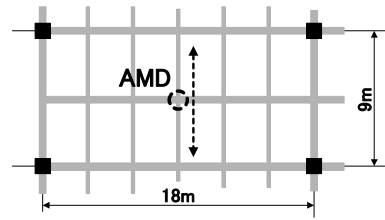


図4(a) 床の形状及び AMD 設置位置



図4(b) 会議室床での制御実験風景

まず、制御装置への制御信号を 1Hz~20Hz の範囲で正弦波スイープさせ、床を加振した。図5に制御信号に対する床の加速度伝達特性を示す。薄細線が実測、濃太線が同定したモデルである。同定モデルは、床を1次モードまで対象とし次数は4とした。図から実測とモデルはほとんど一致していることが確認できる。同定したモデルの床の特性は、固有振動数 7.6Hz、減衰定数 0.03、有効質量 25ton である。

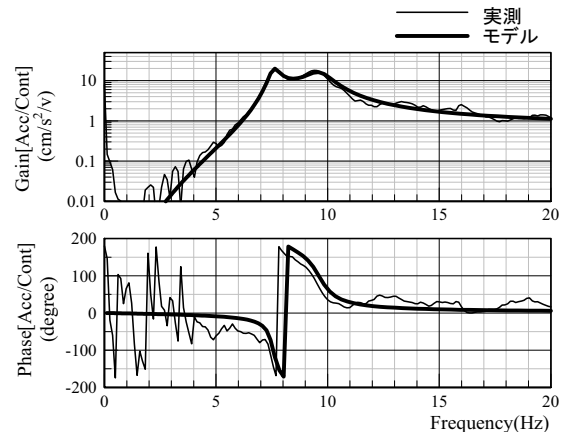


図5 制御対象&制御装置の伝達関数(P_{wy})

図6に目標感度関数 S^* を示す。床の1次モード(固有振動数7.6Hz)の減衰定数を0.03から0.20に向上させることを制御効果の目標とした。感度関数の次数は10次とした。

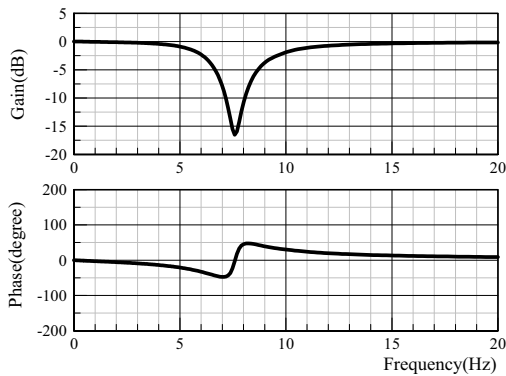


図6 目標感度関数(S^*)

制御装置と制御対象とからなる伝達関数(モデル)と目標感度関数から自動的に得られた制御器の伝達関数 C_{yu} を図7に示す。また、得られた制御器から計算される感度関数 S と目標の感度関数との誤差($S-S^*$)を図8に示す。この図から、誤差は有るが、無視できるほど小さく、目標とした制御効果を発揮する制御器を設計できたことが確認できる。

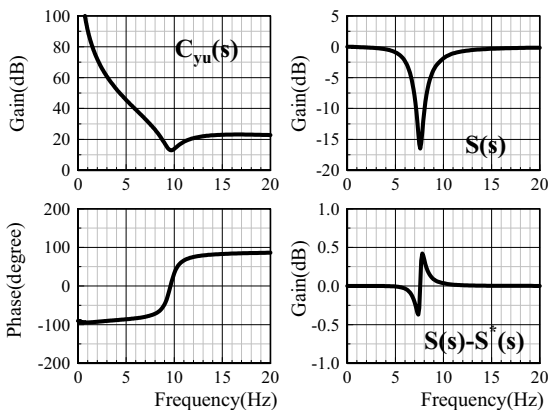


図7 制御器(C_{yu}) 図8 感度関数 S と誤差($S-S^*$)

設計された制御器を用いて制御実験を行った。床中央に起振器を設置し、床を強制的に正弦波加振し、非制御と制御状態の比較を行った。図9に実験結果を示す。図(a)は非制御の状態、床が加速度約 2cm/s^2 の振幅で定常的に揺れている。薄線は解析結果、濃線は実験結果である。図(b),(c)は、それぞれ制御状態の床加速度と制御信号である。これらの図から制御効果は発揮されていることが分かる。しかし解析通りではない。原因は、床の揺れが小さいこと、アクチュエータ発生力の入力レベル依存性、装置の摩擦抵抗などが考えられる。

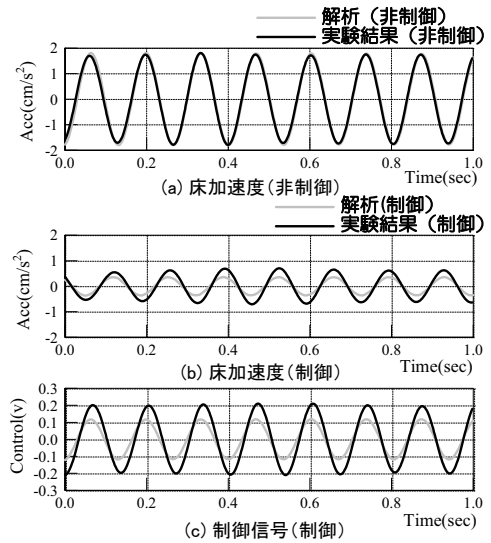


図9 制御実験結果(起振器による正弦波加振)

次に、かかと加振による衝撃を与えた。結果を図10に示す。この場合には、必要な制御信号が $1\sim 2\text{volt}$ と大きかったため、解析と実験結果はほぼ一致しており、目標とした制御効果が実現できた。

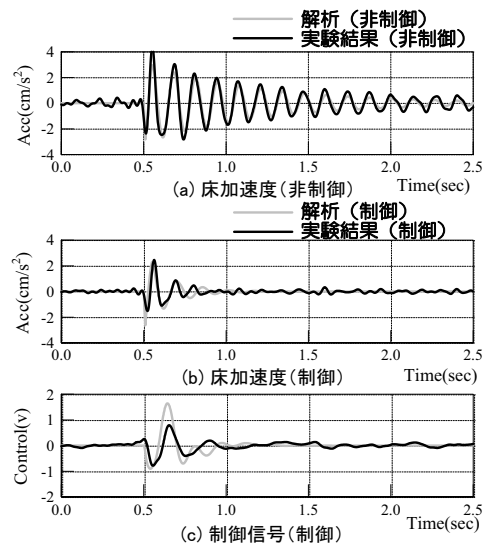


図10 制御実験結果(かかと加振による衝撃加振)

最後に、床中央付近で一人足踏みと連続かかと加振を行った。床上下振動の居住性能評価²⁾を非制御と制御の状態と比較した結果を図11に示す。非制御状態では、 $V-2.5$ (足踏み)、 $V-6.0$ (連続かかと)であるが、制御状態では、 $V-0.75$ (足踏み)、 $V-1.5$ (連続かかと)となった。質量比が $55/25000=0.23\%$ と小さくても、アクティブ制御することで大きな制御効果を発揮できることを実験で確認した。

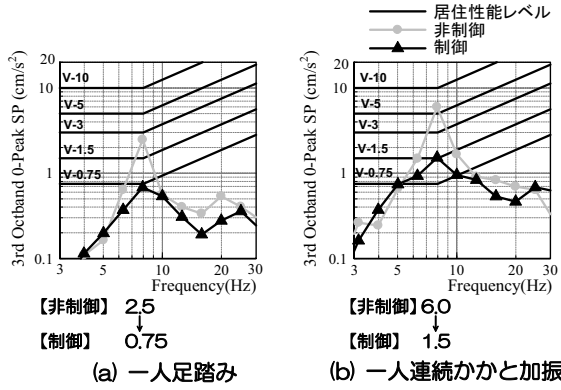


図 11 居住性能の比較(床)

5.2 ブリッジ(制御対象2)

長さ 15.2m の渡り廊下を制御対象2とする。構造は張弦梁で、スラブ厚は 100mm である。

渡り廊下形状及び実験状況を図 12 に示す。制御装置は、振動質量 95kg、固有振動数 5.1Hz の状態とした。渡り廊下のほぼ 1/4 の位置にアクティブ制御装置を設置し、1次モードと2次モードを同時に制御することを目標とした。なお、制御装置は4隅のストッパーで保持して設置した。

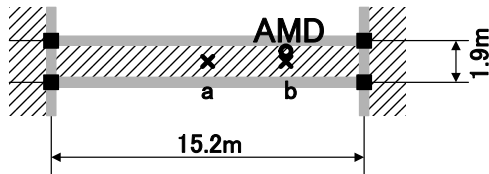


図 12(a) 渡り廊下形状および AMD、測定点位置



図 12(b) 渡り廊下での制御実験風景

渡り廊下 1/4 位置に設置しているアクティブ制御装置により渡り廊下を加振した。図 13 に、制御信号に対する床(1/4 位置)の加速度伝達特性を示す。薄細線が実測、濃太線が同定したモデルである。同定モデルは、渡り廊下の2次モードまで対象とし次数を6とした。図から、実測とモデルはほとんど一致している。同定モデルの特性は、1次モードの固有振動数 2.81Hz、減衰定数 0.012、有効質量 8.57ton、2次モードの固有振動数 10.04Hz、減衰定数 0.016、有効質量 6.67ton である。

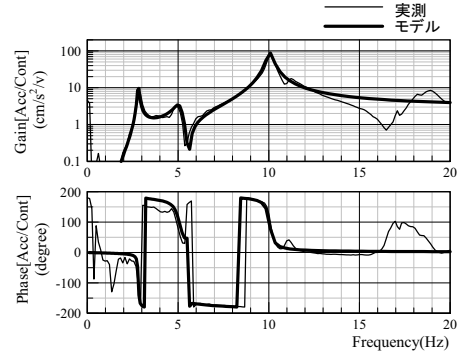


図 13 制御対象&制御装置の伝達関数(P_{wy})

図 14 に目標感度関数 S^* を示す。渡り廊下の1次モード、2次モードの減衰定数を、それぞれ 0.012 から 0.10、0.016 から 0.05 に向上させることを制御効果の目標とした。

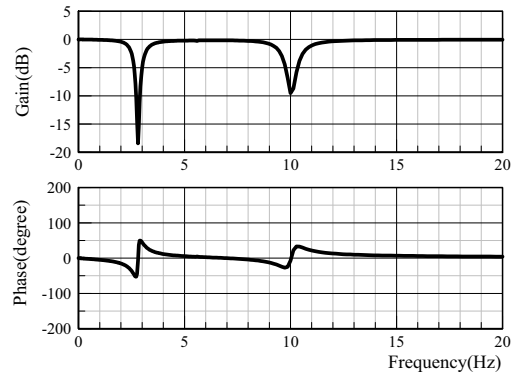


図 14 目標感度関数(S^*)

制御装置と制御対象とからなる伝達関数(モデル)と目標感度関数から自動的に得られた制御器伝達関数 C_{yu} を図 15 に示す。また、得られた制御器から計算される感度関数 S と目標との誤差($S - S^*$)を図 16 に示す。制御対象1の場合と同様、誤差は有るが、無視できるほど小さいことがわかる。

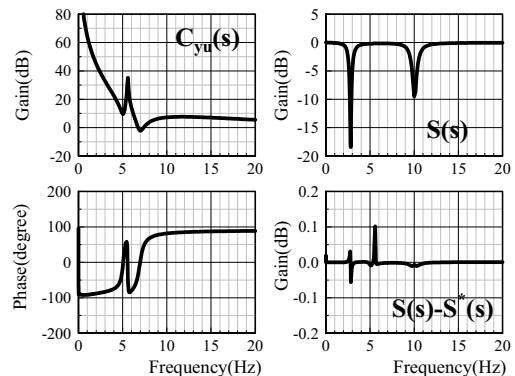


図 15 制御器(C_{yu}) 図 16 感度関数 S と誤差($S - S^*$)

制御効果を検証するため、非制御、アクティブ制御装置による制御との2つの状態で次に示す振動実験を行った。

図 17 に、渡り廊下中央で屈伸を行い加振し、その後自由

振動させた時の床中央位置の加速度および制御信号の時刻歴波形を示す。非制御の状態では減衰定数が非常に小さく揺れがなかなか収まらないが、制御の状態では、制御装置が廊下中央ではなく 1/4 の位置に設置されていても、揺れを素早く低減できることを確認した。

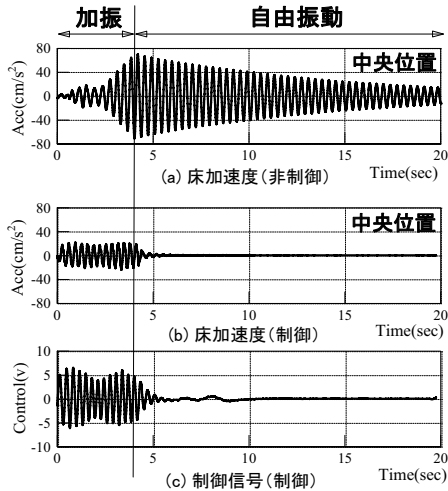


図 17 制御実験結果(屈伸加振及び自由振動)

次に、渡り廊下上で一人歩行を行った時の 1/4 位置の加速度および制御信号の時刻歴波形を図 18 に示す。非制御の場合、歩調の4倍成分と2次固有振動数が共振したため加速度が大きくなり、最大値が約 10cm/s² となっている。一方、制御の場合には、最大約 5cm/s² に抑えられていて、一人歩行の場合にも制御効果が確認できた。

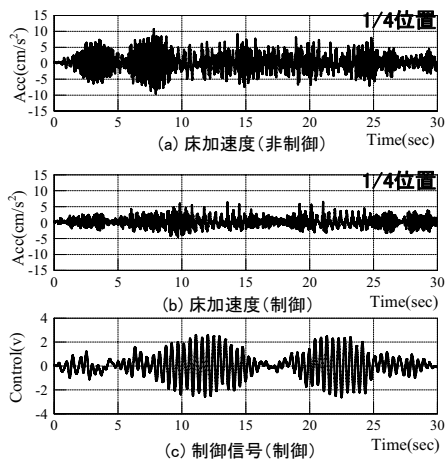


図 18 制御実験結果(一人歩行)

最後に、一人歩行時の廊下中央位置、1/4 位置での床上下振動の居住性能評価を行った結果を図 19 に示す。中央位置は、非制御状態で 2~4Hz成分が V-2.2、10Hz成分が V-1.3 であり、1 次モードの振動の方が大きく、居住性能は V-2.2 である。制御状態では 2~4Hz成分が V-1.6、10Hz成分が V-1.0 で、居住性能は V-1.6 となり、

制御により揺れが約 3/4 になっている。一方 1/4 位置は、2次モードの振動が大きく、非制御状態では居住性能 V-4.5 となるが、制御状態で V-2.0 となり、制御により揺れが約 1/2 以下になっている。一般に1つの TMD 装置では1つのモードの制御しかできないため、本渡り廊下のように、1次モードの揺れだけでなく、歩行で2次モードの揺れも励起されるような場合、居住性能を高めることは難しい。アクティブ制御装置の場合、複数のモードを同時に制御することが可能で、歩行で励起される1次、2次モードの振動を低減させ居住性能を向上できることを確認した。

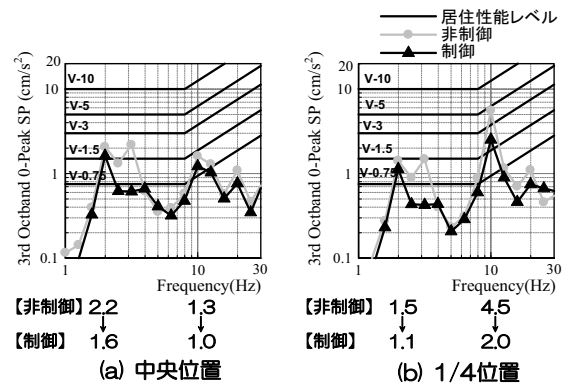


図 19 居住性能の比較(一人歩行)

§6. まとめ

床上下振動を低減するアクティブ制御装置(AMD)について、設計パラメータを明解にかつ簡単にした設計法を示し、実際の床を対象として制御実験を行った。その結果、床加速度フィードバック制御により、パッシブ型装置では実現できない高い制御性能を実現することができた。

参考文献

- 1) 中村佳也、中山昌尚、蔵正幸、笹井克彦:ハイブリッドアクチュエータを用いたアクティブ微振動制御に関する研究, フジタ技術研究報告, 41, p.41-46, 2005
- 2) 日本建築学会:建築物の振動に関する居住性能評価指針・同解説, 1991



中村 佳也

ひとこと

歩道橋を歩いていると変な感じになる時がある。歩行によって橋の上下振動が大きくなって、その上を歩いているからだ。床の上下振動の問題は意外と身近にある。身近な不快な揺れを制御を使って小さくしたいと思う。