消費電力低減を考慮した高速エレベーター用
アクティブ制振装置の開発*宇都宮 健 児^{*1}, 岡 本 健 一^{*1}
湯 村 敬^{*1}, 佐久間 洋 一^{*2}Vibration Control of High-speed Elevators Taking Account of
Electricity Consumption ReductionKenji UTSUNOMIYA^{*3}, Kenichi OKAMOTO,
Takashi YUMURA and Yoichi SAKUMA^{*3} Mitsubishi Electric Corporation Advanced Technology R & D Center,
8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-8661 Japan

We have developed an active roller guide system to suppress the lateral vibration of high-speed elevators. Lateral vibration is mainly caused by guide rail deformation and guide rail alignment error. We proved that the active roller guide system is theoretically better than other active vibration isolation methods from a point of electric consumption view. We have developed an original digital-filtering algorithm that enables to avoid waste of electric power due to low frequency noise of accelerometers. These optimum designs enable the development of low electricity consumption system. We manufactured an active roller guide and conducted experiments with actual elevators in experimental towers. Experimental results show that the active roller guide system is capable of reducing the lateral vibration of elevator cars to nearly half with low power consumption.

Key Words: Elevator, Vibration Control, Electricity Consumption, Filter, Electromagnetic Actuator

1. 緒 論

エレベーターの乗り心地指標の一つとして, かご横振動がある. かご横振動は, 昇降路内に設置されるガイドレールの曲がりや継ぎ目部据付誤差により, かごが強制加振されて生じる. 現在の高速エレベーターでは, かごの上下左右 4 箇所にはけられるローラーガイドのばね剛性と減衰を適正に調整することで横振動を低減している. しかし, エレベーターが高速化すると, このような剛性・減衰の最適化だけでは横振動を抑えることが難しくなるため, 振動源であるレール曲がりを加工時と据付時に厳しく管理することで良好な横振動性能を達成している. しかしこの方法は非常に高レベルの加工・据付技術を要するため, 据付熟練者の不足する海外で国内と同等な性能を維持することが難しいといった問題がある. また, レールの経年変化により乗り心地が悪化するという問題もある.

このような背景からエレベーターの横振動を低減する新技術へのニーズは大きく, これまでにも多くの手法が検討されている. 特に, かご振動をセンサで検出し, 外部からかごに力を付加して振動を低減

するアクティブ制振技術が振動低減に有効な方法として注目されており, かご下部に設けたボールねじとモータによりかご振動を低減する手法^{(1)~(3)}や, ガイド部に設けた電磁石の吸引力によりかご振動を低減する手法⁽⁴⁾や, アクティブマスダンパを用いた手法^{(5)~(9)}などが検討されている. 一方, 工業的に広く使用するためには, 既存のエレベーター設備仕様を変更せずに設置可能でなければならないという課題がある. そのためには, 消費電力を抑え電源設備の負担を減らすとともに, 他機器との干渉防止の観点から小型であることが必要となる. そこで本報では, 必要エネルギーの最小化に着目したアクティブ制振技術開発結果について示す.

2. 基本構成

2.1 エレベーターの構成 乗り場正面から見たエレベーターかご断面モデルを図 2.1 に示す. 昇降路内のガイドレールに沿って, かご枠に取り付けられたローラーガイドが案内されることで昇降を繰り返す. かごは, ローラー支持ばね, 振れ止めゴム, 防振ゴムで支持されている. この支持機構は, レールから伝わる振動を緩和する防振機構としての役割と, レールに対するかご傾きを抑える支持機構としての役割を有し, 両者のトレードオフで剛性が決められている. 本章では定性的な検討を行うため, 図 2.1 に示すモデルを簡

* 原稿受付 2006 年 2 月 2 日.

^{*1} 正員, 三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661 8661 尼崎市塚口本町 8-1-1).^{*2} 正員, 三菱電機(株)稲沢製作所.

E-mail: Utsunomiya.Kenji@db.MitsubishiElectric.co.jp

易化した図 2.2 の 2 慣性モデルを用いる（簡単のため減衰は無視した）。高速エレベーターの代表的な値を表 2.1 に示す。また本論で指す高速エレベーターは、定格昇降速度が 5~10[m/s] の間のものを指す。

Fig2.1 Elevator model

Fig2.2 2DOF model

アクティブ制御の考え方の一つとして、制御対象の特性をアクティブ制御しやすいように再設計する制御器と制御対象の同時設計がある⁽¹⁰⁾。しかし、かごの剛性パラメータはエレベーターに設置された各種安全装置の設定や荷重条件の兼ね合いで最適に決定されているため、仮に制御が停止した場合にもフェイルセーフな構成となるように、かごのパラメータは変更しない。

Table2.1 Parameters of 2DOF model

m_1 : Mass of cabin	2300[kg]
m_2 : Mass of frame	3500[kg]
k_1 : Stiffness of rubber	1.8e7[N/m]
k_2 : Stiffness of guide spring	5.9e5[N/m]

2.2 レール外乱特性 最適な制御方法を検討する場合に、制御対象の特性と合わせて重要になるのが外乱特性であり、通常の高速度エレベーターで振動要因となるのはガイドレールの曲がりや据付誤差である⁽¹¹⁾。代表的なものを表 2.2 に示す。

(1) レール 1 本の一次曲り

ガイドレール 1 本の加工誤差に起因するもので、およそレール 1 本分が 1 周期の正弦波で近似され

る。レール 1 本分の長さ l_r は 4~5[m] が代表的な値であるから、昇降速度 v_h の範囲が 5~10[m/s] とすると、その加振周波数 f_r は式 (2.1) のようになる。

$$f_r = v_h / l_r = 1.0 \sim 2.5 [\text{Hz}] \quad (2.1)$$

(2) く字曲がり

ガイドレール継ぎ目端面の加工誤差や据付誤差に起因するく字形状の曲がりでは三角波で近似される。レール 2 本で 1 周期となるため、基本加振周波数 f_r は式 (2.2) のようになる。

$$f_r = v_h / 2l_r = 0.5 \sim 1.25 [\text{Hz}] \quad (2.2)$$

(3) 段差

レール継ぎ目部の据付誤差に起因するステップ状の外乱である。高速エレベーターでは、ローラ表面のゴムで吸収されほとんど問題になることがない。

Table 2.2 Main characteristics of guide rail disturbance

Name	Bending	Skew at joint	Level difference
Shape			
Factor	Rail deformation	Alignment error Rail deformation	Alignment error

2.3 アクティブ制御方式別性能検討

制御方式として以下の 4 種類を考える。制御の安定性を考慮し、センサとアクチュエータの配置がコロケートな方式で検討した。

- (1) かごの状態を観測して、かご・かご枠間に取り付けたアクチュエータで制御する方式。
(以下、かご・かご枠間方式、Case1)
- (2) かご枠の状態を観測して、ガイド部に取り付けたアクチュエータで制御する方式。
(以下、ガイド方式、Case2)
- (3) かごの状態を観測して、かごに取り付けたアクティブマスダンパで制御する方式。
(以下、かごマスダンパ方式、Case3)
- (4) かご枠の状態を観測して、かご枠に取り付けたアクティブマスダンパで制御する方式。
(以下、かご枠マスダンパ方式、Case4)

また、制御目標及び制約として以下を考える。

- (A) 乗り心地の改善 (1 次モードの制振性能)

レール外乱の主成分周波数は0.5～2.5Hzである。
この周波数帯域にある1次振動モードの低減が主目的となる。評価量は、レール変位外乱 x_0 からかご変位 x_1 までの伝達特性 (図 2.3) の1次モードピークとする。

(B) 制御エネルギーの低減

本論の主命題である制御エネルギーの低減。特に外乱の主成分が存在する低周波域でのエネルギー低減を実現するため、評価量は外乱→制御力伝達特性 (図 2.4) の低周波ゲイン値とする。

(C) 偏荷重に対するロバスト性

エレベーターでは、乗客荷重の不均一性や、ケーブル等の周辺機器重量に起因して傾きが生じる。通常アクティブ制振の振動検出には加速度センサを用いるが、偏荷重による傾きは加速度センサに重力加速度に起因した大きな低周波外乱を発生させ、無駄なエネルギー消費やアクチュエータのストロークオーバーの原因となる。エネルギー評価量は (B) と同じとし、ストローク評価量は外乱→ストローク伝達特性 (図 2.5) を考える。1次モード周波数が比較的低いため、ハイパスフィルタ等による大幅な低周波ノイズ除去は難しいと考え、伝達特性の低周波域での傾きが正であることをストロークオーバー防止の仕様とする。

(D) 巻上機負荷の軽減 (装置重量の制約)

制振装置の重量増大は巻上機負荷増の原因となり、大きくなると本論の趣旨に対して本末転倒となる。方式3～4のマスダンパ方式は付加マス重量が大きいほど有利であるが、一般に付加マスの質量比が主系の数%程度であることを考慮し100kgとした。

Fig 2.3 Frequency response of cage displacement

Fig 2.4 Frequency response of control force

Fig 2.5 Frequency response of actuator stroke

Table 2.3 Comparison of performance

	Structure	Equation	(A)Efficiency	(B)Force	(C)Stroke
1		$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) = K_p \dot{x}_1$ $m_2 \ddot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 (x_2 - x_0) = -K_p \dot{x}_1$	× (20dB)	× (140dB)	○ (+20dB/dec)
2		$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) = 0$ $m_2 \ddot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 (x_2 - x_0) = K_p \dot{x}_2$	○ (-5dB)	○ (115dB)	○ (+20dB/dec)
3		$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) = -K_p \dot{x}_1$ $m_2 \ddot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 (x_2 - x_0) = 0$ $m_3 \ddot{x}_3 = K_p \dot{x}_1$	○ (-5dB)	○ (115dB)	× (-20dB/dec)
4		$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) = 0$ $m_2 \ddot{x}_2 - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 (x_2 - x_0) = -K_p \dot{x}_2$ $m_3 \ddot{x}_3 = K_p \dot{x}_2$	○ (-5dB)	○ (115dB)	× (-20dB/dec)

なお本検討では、制振制御への実用例の多いスカイフック制御（速度フィードバック制御）を制御則として適用し、そのゲインは $Kp=1.0 \times 10^5$ に統一した。(A)～(C) に示した評価量の伝達特性を図 2.3～2.5 に示し、各制御方式の構成図、運動方程式、評価結果を表 2.3 に示す。

- ・ かご・かご枠間方式 (Case1) はアクチュエータ設置位置がモードの節となるため、1 次モードの制振効果とエネルギー効率の点で問題がある。
- ・ ガイド方式 (Case2) は 1 次モードの制振効果、エネルギー効率ともに優れ、低周波での制御ストロークもレール変位外乱と同等以下となる。
- ・ かごマスダンパ方式 (Case3) は理論上完全なスカイフック特性を実現できるため、1 次、2 次モードともに制振効果に優れ、エネルギー効率も良い。しかし低周波域における制御ストローク特性が $40 \sim 20 \text{ dB/dec}$ となっており、かご偏荷重に対するロバスト性の面で問題がある。
- ・ かご枠マスダンパ方式 (Case4) は制振効果とエネルギー効率の点ではガイド方式と同等であるが、かごマスダンパ方式と同様に制御ストロークの点で問題がある。

以上の考察より、制御目標である (A) 乗り心地、(B) エネルギー効率、(C) 偏荷重へのロバスト性の全てを満たすガイド方式 (Case2) を採用した。

3. アクチュエータの最適化

3.1 アクチュエータの基本仕様 前章の検討でアクチュエータをかご枠とレールとの間、つまりガイド部に設けたほうが、必要制御力を小さくできることが分かった。本章ではガイド部に設置するアクチュエータ構造の消費電力最小化設計を考える。

Fig. 3.1 Arrangement of Actuator

ローラーガイドの拡大図を図 3.1 に示す。エレベーターの他機器との干渉を考えると、追加するアクチュエータは図 3.1 の点線部に示すように従来のローラーガイドの寸法内に入ることが一つの重要な設計仕様となる。また、寿命、信頼性、メンテナンス性を考慮すると非接触な構造であることが必要となる。

アクチュエータの駆動方向は上下方向で、アームを介してローラを揺動することでガイドレールに対し水平方向の力を伝達するような構成とする。

実際のレール曲がりデータを使用した数値シミュレーションより、本構成でのアクチュエータストロークは $\pm 2 [\text{mm}]$ 程度であった。しかし、かご内にかかる偏荷重による変位分を考慮すると $\pm 10 [\text{mm}]$ のストロークが必要となる。

以上より条件を

- ・ 非接触駆動方式であること。
 - ・ 駆動ストローク $\pm 10 [\text{mm}]$
 - ・ 外形寸法は $\text{WHD}=100 \times 140 \times 100 [\text{mm}]$ 以内
- として、アクチュエータ検討を行う。

3.2 方式検討 非接触式アクチュエータの代

表例として電磁石とボイスコイルモータ（以下 VCM）がある。そこでまず既定の寸法条件下で、消費電力最小化の観点から両方式の比較を行う。

Table 3.1 Actuator comparative table

	Electric magnet	Voice coil motor
Structure		
Force	$F_m = \frac{\mu_0 S_y}{4} (NI)^2 \left(\frac{1}{z}\right)^2$ <p>... eq. (3.1)</p>	$F_v = IB_g NL \quad \dots \text{eq. (3.2)}$
Force const.	$\frac{F_m}{P} = \frac{\mu_0 \sigma}{4 \rho_r} \cdot \frac{S_y S_c}{l_a} \left(\frac{1}{z}\right)^2$ <p>... eq. (3.3)</p>	$\frac{F_v}{P} = \frac{\sigma}{F_0 \rho_r} \cdot \frac{S_c (B_g L)^2}{l_a}$ <p>... eq. (3.4)</p>

表 3.1 はその比較を示したものであり、上段より、構成概略図、発生力の基本式、基本式から導出される

一定電力に対する力定数の式である。各記号の意味は次のとおりである。

μ_0 : 空気の透磁率, N : コイルターン数, I : 電流
 S_y : ヨーク断面積, S_c : コイル断面積
 z : 磁気ギャップ, B_g : ギャップ部磁束密度
 L : コイル有効長, l_a : 1ターン平均コイル長さ
 σ : 占有率, ρ : 抵抗定数

必要電力最小化問題は単位電力あたりの力定数、式(3.3) (3.4)の最大化問題に置き換えられる。式(3.3)及び(3.4)の右辺はターン数 N が消えており、コイル形状やヨーク形状が一定であれば、力定数はターン数 N に依存しないことが分かる。つまり力定数の最大化問題は、外形寸法条件下でのコイル、ヨーク、磁石の形状最適化問題となる。

アクチュエータストロークに対する力定数最適設計結果を図 3.2 に示す。電磁石方式では力定数がストロークの 2 乗に反比例するため、ストロークが短い場合に有利である。一方、VCM 方式は力定数がストロークにほとんど依存しないため、ストロークが長い場合に有利となる。図 3.2 より、ストローク ± 10 [mm] の条件下では、VCM が電磁石と比較して力定数が 6~7 倍となっている。以上より長ストローク条件下でのエネルギー効率に優れた VCM 方式を選択する。

Fig 3.2 Result of Optimum Design

3.3 VCM の最適設計 VCM の力定数最適設計についてもう少し詳細に述べる。図 3.3 に、日の字形ヨークを持つショートコイル式 VCM の概要図を示す。この VCM を規定条件下で、単位電力量あたりの発生力が最大となるような最適設計を行う。

表 3.1 に示したように、VCM の発生力 F_v は、ローレンツ力として式 (3.2) のように与えられる。ギャップ部の磁束密度 B_g はパーミアンス法⁽¹²⁾ などを用いて計算されることが多い。しかしパーミアンス法における漏洩磁束経路の推定は経験的なものによるとこ

ろが大きく、最適設計計算に用いるには多少煩雑である。そこで、本検討では以下のような仮定を置くことで磁束の漏れ係数 ρ を推定した。

【磁束漏れに対する仮定】

- ・ ヨーク材の飽和磁束密度を $B_{y\max}=1.6$ [T] とする。
- ・ ヨーク中の磁束密度 B_y が $B_{y\max}$ 以下の時は漏れ係数は $\rho=1.1$ で固定とする。
- ・ B_y が $B_{y\max}$ に達している場合は、磁束漏れはヨークの磁束飽和にのみ起因すると仮定し他の漏れは無視する。

Fig 3.3 Structure of Voice Coil motor

また、永久磁石の減磁特性は式 (3.5) のように直線近似できるものとし、起磁力損失係数 f は 12 で固定であるとした。

$$H_m = -a_{bh} B_m + b_{bh} \quad (3.5)$$

H_m : 磁石表面での磁界強さ, B_m : 表面磁束密度

なお今回、永久磁石として(株)NEOMAX 製のネオジウム系磁石 NEOMAX-46BH の使用を仮定しているが、その減磁曲線はパーミアンス係数 p が非常に小さい場合 (p が 0.1 以下) を除けばほぼ直線特性となっており、式 (3.5) による仮定はほぼ問題ない。

以上の条件で漏れ係数 ρ を計算すると式 (3.6) が得られる。

$$\rho = \begin{cases} 1.1 & \text{if } \frac{1}{a_{bh} K_p} \left(\frac{b_{bh} K_p K_{by}}{B_{y\max}} - 1 \right) \leq 1.1 \\ \frac{1}{a_{bh} K_p} \left(\frac{b_{bh} K_p K_{by}}{B_{y\max}} - 1 \right) & \text{if } \frac{1}{a_{bh} K_p} \left(\frac{b_{bh} K_p K_{by}}{B_{y\max}} - 1 \right) > 1.1 \end{cases} \quad (3.6)$$

ただし、 K_p 、 K_g は磁石やヨークの形状によって決まる変数である。漏れ係数 ρ が決まると永久磁石の動作点を示すパーミアンス係数 p の関係式(3.7)と減磁特性式(3.5)とから表面磁束密度 B_m が決定される。

$$(p) = \frac{B_m}{H_m} = \mu_0 \frac{A_g}{l_g} \cdot \frac{l_m}{A_m} \cdot \frac{\rho}{f} \quad (3.7)$$

A_g : ギャップ部面積, l_g : ギャップ長

A_m : 磁石面積, l_m : 磁石厚さ

さらに磁気回路の基礎式である式(3.8)よりギャップ部の磁束密度 B_g が導き出される。

$$A_m B_m = \rho A_g B_g \quad (3.8)$$

ここで発生力 F_v の式(3.2)に戻る。VCMの発生力 F_v は電流に比例するため、力定数 F/P [N/W]は電流依存となる。そこで本検討では、 $F_v = F_0 (=100\text{ [N]})$ となるような電流 I が生じる場合の力定数 F_v/P [N/W]を最大にすることを設計目的とする。この F_0 は数値シミュレーションによって導き出された、通常走行時に必要な最大制御力に近い値である。

ターン数 N の式(3.9)とコイル抵抗の式(3.10)を式(3.2)に代入し整理すると式(3.4)を得る。

$$N = \frac{S_c \sigma}{\pi(\phi/2)^2} \quad (3.9)$$

$$R = \rho_r \frac{N l_g}{\pi(\phi/2)^2} \quad (3.10)$$

ϕ : コイル線径

式(3.4)で示した単位電力あたりの力定数を、ストローク10[mm]として計算した結果を図3.4に示す。設計の自由度は2となり、ここでは横軸にヨークの厚さ、縦軸にコイルの厚さをとっている。最適点は図中の×印であり、最大力定数4.9[N/W]を得た。

Fig 3.4 Optimum Design of VCM

図3.4は以下のように説明される。

- ・ 磁束密度 B_g はコイル厚さが薄いほど大きくなるが、逆に有効長 Nl は小さくなる。そのトレードオフにより最適点が存在する。
- ・ 図3.4中、左下部分は磁石厚さは厚いが漏れ磁束が多く効率の悪い領域である。逆の右上部分は寸法制限上磁石が薄くなるためパワーが出ない領域である。単位電力あたりの力定数(3.4)の極大領域はこのトレードオフとしてパーミアンス係数がほぼ1となる付近に存在する。

アクチュエータのストロークを1~10[mm]の間でふった場合の最適計算結果を示したものが既出の図3.2である。

3.4 VCMの試作 以上の消費電力の観点から見た最適計算に基づき高効率なVCMを開発試作した。ただしコイル線径は0.6[mm]で設計している。写真を図3.5に示す。なお試作数20個の平均力定数は4.99[N/W]で計算結果とほぼ一致しており、最適計算の妥当性を示している。

Fig 3.5 Voice coil motor

Table 3.2 VCM characteristics

Resistance	12.3 [Ω]
Force constant	4.99 [N/W] (61.4 [N/A])
Turn of coil	1013
Diameter of coil	0.6 [mm]

4. 信号処理技術

4.1 基本制御アルゴリズム 基本的な制御則としては、鉄道や自動車のアクティブ制振装置などに適用例の多いスカイフックダンパ方式を用いた。制御基本ループのブロック線図を図4.1に示す。

かご枠に設置された加速度センサで検知された振動信号はコントローラに送信され、初段のローパスフィルタとハイパスフィルタによって制御しない高周波数

Fig. 4.1 Block diagram of active roller guide

域と低周波数域のノイズを除去される。さらに、無駄な電力消費を防止するためのレベルカットフィルタ（詳細は後述する。）により微小ノイズをカットされた後積分される。このようにかご枠の絶対速度に比例した力を VCM で加えることでスカイフック特性を付加し、エレベーターかごに加えられるレール変位外乱に対する感度を小さくしている。

4.2 レベルカットフィルタ これまで微小振動 (mG レベル) 制御用には、高精度なサーボ式加速度計が用いられることが多かった。しかしサーボ加速度計は一般に高価であるため、本システムでは近年半導体技術の進展により進歩が著しい半導体型静電容量式の加速度センサを適用した。これらのセンサは自動車制御用として適用範囲が広がっているが、エレベーターは自動車と比較して小さな振動を検知、制御する必要があるため、適用には新たな信号処理技術が必要とした。図 4.2 左下に静電容量式加速度センサ信号の一例を、右下の破線でそれを積分した信号を示す。このようにフィルタによって除去しきれない低周波ノイズが積分により拡大され大きな信号となって現れている。このような低周波ノイズによる制御指令は、かご静止時のフワフワ感として乗り心地に悪影響を及ぼすだけでなく、電力を無駄に消費してしまうため、これを防止する技術としてレベルカットフィルタを開発、適用した。

Fig. 4.2 Effect of level cut filter

従来の低周波ノイズを低減する方法として、ハイパスフィルタの次数を上げる、カットオフ周波数を上げることが考えられる。しかしかごの1次振動モード周波数が低いため、位相まわりによる制御の不安定化の観点から両方法ともに適用は難しい。

一方、レベルカットフィルタでは、加速度信号に対して一定レベル以下の信号を図 4.2 上段のようにゼロ出力する。その後に低域カットを含めた積分を行うと図 4.2 右下実線のように停止中の信号は必ずゼロに収束する。このときの低域カット周波数は非常に低い周波数で良いため、制御の安定性には悪影響を及ぼさないというメリットがある。また、微小成分のみ除去するため走行中の信号には大きく影響しない。

このようにレベルカットフィルタと積分後のハイパスフィルタを組み合わせることで、安定性を確保しつつ、無駄な電力消費を防止することを可能とした。

5. 実機試験

消費電力最小化の観点から実施した検討をもとに、アクティブローラーガイドを試作した。写真を図 5.1 に示す。

またアクティブ制振装置の性能を確認するため、実機試験を実施した。ただしこの実機試験では、一回り大きなローラーガイドを使用したため VCM はその寸法に合わせた最適設計を行っている。したがって3章の設計結果とは若干異なる仕様となっている。試験条件を表 5.1 に示す。

実機試験のかご振動波形を図 5.2 に示す。図 5.2 より、かご振動を 23cm/s^2 から 9cm/s^2 と良好に低減できている。また、この試験での消費電力量は最大で 70W、最下階から最上階までの走行における平均では 6W 程度と非常に小さかった。以上より、本アクティブ制振装置が少ない消費電力で、レール外乱によるかご振動を効果的に低減できることを実機試験においても確認することができた。

Table 5.1 Specifications of test system

Elevator	Velocity : 420m/min Capacity : 1600kg
Voice coil motor	Force constant : 75N/A (MAX : 150N) Coil resistance : 11.3Ω
Amplifier	PWM, bi-polar Maximum input voltage : $\pm 3V$ Maximum output current : $\pm 2A$
Accelerometers	Sensitivity : 50V/1G Frequency region : 0.1Hz~160Hz Noise level : 4.5cm/s ² (p-p)
Controller	32bit DSP board : ADSP32400A Sampling frequency : 1kHz

Fig 5.1 Active roller guide

Fig5.2 Experimental results

6. 結論

以下に示す手段により、消費電力の非常に小さな高速エレベーター用アクティブ制振装置を開発することができた。

- かご特性と外乱特性を考慮に入れた定性的な評価により、制御力最小化の観点から最適なアクチュエータ配置を決定した。
- 単位電力量に対する発生力が最大となるアクチュエータ方式を一定の寸法制約の下で最適設計する手法を示し、高効率な VCM 式アクチュエータを開発した。
- 低周波の加速度センサドリフトノイズに起因する無駄な消費電力を防止するデジタルフィルタ処理技術を開発した。

また、かご振動低減性能と必要消費電力の少なさを実機試験により確認した。

文献

- (1) Yamazaki, Y. et al., Vibration Control of Super-High-Speed Elevators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.60, No.579 (1994), pp.3776-3781.
- (2) Okada, K. et al., Vibration Control of Super-High-Speed Elevators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.60, No.579 (1994), pp.3782-3788.
- (3) Yamazaki, Y. et al., Vibration Control of Super-High-Speed Elevators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.61, No.581 (1995), pp.15-21.
- (4) Mutoh, N. et al., Horizontal Vibration Suppression Method Suitable for Super-High-Speed Elevators, *Transactions of the Institute of Electrical Engineers of Japan, Series D*, Vol.118, No.3, (1998), pp.353-362.
- (5) Teshima, N. et al., Vibration Control of Ultra High Speed Elevator by Active Mass Damper, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.65, No.637, (1999), pp.3479-3485.
- (6) Teshima, N. et al., Vibration Control of Ultra High Speed Elevator by Active Mass Damper, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.66, No.647, (2000), pp.2181-2186.
- (7) Hirai, M. et al., Improvement of Control Stability of Active Mass Damper used in Super High Speed Elevator, *Proceedings of the 7th Motion and Vibration Control Conference*, No.01-6 (2001-4), pp.200-203.
- (8) Saeki, J. et al., Vibration Control for High-Speed Elevator using Active Mass Damper, *Proceedings of the 10th Transportation and Logistics Conference*, No.01-36 (2001-12), pp.305-308.
- (9) Itoh, S. et al., Vibration Control for High-Speed Elevator using Active Mass Damper, *Proceedings of the 12th Transportation and Logistics Conference*, No.03-51 (2003-12), pp.151-154.
- (10) Obinata, G. et al., Simultaneous Optimization of Structure / Control Systems, *Proceedings of the 76th Fall Annual Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.98-3 (1998-10), pp.270-271.
- (11) Utsunomiya, K. et al., Lateral Vibration Simulator for High-speed Elevators, *Proceedings of the Asia-Pacific Vibration Conference Vol.2*, pp.632-635.
- (12) Yamakawa, K. et al., *Design and Application of the Magnetic Circuit using Permanent Magnets* (in Japanese), (1979), p.46-81, Sogo Electronics Press.