直接慣性力制御を用いた制振・除振システムに関する研究*

田上 将治^{*1}, 田川 泰敬^{*1}, 安田 正志^{*2}
洞 宏一^{*2}, 野口 保行^{*3}, 加藤 久雄^{*3}Vibration Damping and Isolation Systems
Using Direct Inertia Force ControlMasaharu TAGAMI, Yasutaka TAGAWA^{*4}, Masashi YASUDA,
Hirokazu HORA, Yasuyuki NOGUCHI and Hisao KATO^{*4} Department of Mechanical Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Nakacho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

Recently, active vibration control devices are widely used in many industrial fields. These are categorized into the following two types with their mechanisms. (A) Vibration is controlled by actuators whose one ends are connected to the controlled object and the other ends are connected to "the fixed floor or reaction walls". (B) Vibration is controlled by actuators whose one ends are connected to the controlled object and the other ends are connected to "the movable mass". Typical devices of (A) are active vibration isolation devices. The advantage of type (A) is excellent vibration control performance. However, it is difficult to downsize the devices, because the actuator has to support the controlled object. Meanwhile, typical devices of (B) are active mass dampers (AMD). In type (B), since the actuator doesn't need to support the controlled object, it is possible to realize compact systems. However, the control system design of type (B) tends to be complicated, especially for multi-axis plants. In this paper, we propose a new vibration control system design concept called "Direct Inertia Force Control (DIFC)". By using the DIFC, we can achieve the advantage of the type (A) and (B) simultaneously. Also the DIFC is able to cover the disadvantage of (A) and (B) cited above. Furthermore, the effectiveness of the DIFC is verified by using a newly designed one-degree of freedom active vibration control device, in experiment.

Key Words: Vibration Control, Active Mass Damper, Direct Inertia Force Control

1. はじめに

アクティブ振動制御装置は精密機器の除振、高層ビルの制振や車両の乗り心地の改善など様々な分野で用いられている。このアクティブ振動制御装置を、その基本構造で分類すると、(A)振動制御の対象となる機器をアクチュエータと固定面を用いて支持し、振動制御を行うタイプ、(B)振動制御の対象となる機器に付加質量を取り付け、その慣性力を利用して振動制御を行うタイプ、に大別される^①。(A)タイプの代表にはアクティブ除振装置があり、対象機器と設置環境の振動を絶縁する目的で用いられる。適用例としては半導体露光装置などがある。このタイプはフィードフォ

ワード制御によって、振動絶縁性能を引き上げることが可能であるが^②、対象を支持する構造であるため比較的大型のアクチュエータが必要になり小型のシステムを構成しにくい。(B)タイプはActive mass damper (AMD)と呼ばれる装置がその代表で、一般に対象の共振特性を抑圧するために用いられる。研究報告としては、手術顕微鏡の制振^③やビルの制振などが挙げられる^④。このように(B)タイプは比較的使い勝手よく装置を構成できるが、(A)タイプのような振動絶縁性能を得ることは一般に困難である。また、多軸(対象の運動の方向が単一方向でないこと)への対応も(A)タイプの場合と比べて複雑になる。そこで本論文では、両者の長所を取り込んだ振動制御装置を構成する手法を提案する。本手法は、制御入力として慣性力を用いる方法で(B)タイプに属するが、対象に作用させるべき振動制御力を慣性力制御によって生成して対象に作用させる点が異なる。この慣性力を直接的に制御して振動制御を行う手法を我々は“直接慣性力制御 (Direct Inertia Force Control, 以降 DIFC)”と

* 原稿受付 2008 年 3 月 17 日。

^{*1} 正員, 東京農工大学工学府 (☎ 184-8588 小金井市中町 2-24-16)。^{*2} 正員, 特許機器(株) (☎ 660-0833 尼崎市南初島町 10-133)。^{*3} 特許機器(株)。

E-mail: tagawa@cc.tuat.ac.jp

Fig. 1 Conceptual view of the DIFC

呼ぶ。詳細は後述するが、DIFCにより多軸振動制御系の設計負担を低減でき、また、(A)タイプの長所である振動絶縁性能の向上、さらに著者らが提案する“消振”⁽⁶⁾といった各種の振動制御の実現が容易になる。本論文ではこのDIFCのコンセプトについて紹介するとともに、DIFCに基づく1軸制振・除振システムを試作し、制御性能評価を行った結果について述べる。なお、本論文では制振とは振動制御したい対象（例えばパッシブ除振系）の共振特性を抑圧させることを意味する。また除振とは対象に伝達する設置環境振動を絶縁することを意味する。

2. 直接慣性力制御 (DIFC)

2.1 DIFCのコンセプト DIFCのコンセプトを1軸AMDと対比しながら説明する。AMDによって制振制御を行う場合、図1(a)に示すように対象とする振動系にAMDを設置する。この場合、制振対象が1自由度振動系であったとしても制御器設計は2自由度振動系のモデルで進めなければならない。一方で、DIFCでは振動制御に必要な力を慣性力制御によって生成し、これを対象に直接作用させて振動を制御する。このためDIFCでは、図1(b)に示すようにAMDの代わりに指令した慣性力を迅速かつ正確に発生するデバイスである慣性力発生装置(Inertia Force Generator, 以降“IFG”)を用いる。IFGのハードウェアは基本的にはAMDと同じであるが、IFGは可動質量に加速度センサを搭載しており、加速度制御器により可動質量の加速度を制御することで任意の慣性力を発生する装置である。これにより振動制御系全体の設計ではIFGの動特性を無視でき、直接力が振動制御対象に作用するシステムとして扱うことができる。DIFCの利点をまとめると以下のとおりである。(1) 1軸AMDでは2自由度振動系を基に制御器設計を進めたが、DIFCでは図1(b)のように1自由度振動系を基に制御器設計を進めることができる。これは設計の見通しを改善でき、特に次節で示す多軸制御の場合では顕著である。(2) DIFCを用いた場合、振動制御対象の力学モデルは前章で紹介した(A)タイプと等価となる。よってDIFCを用いれば、アク

Fig. 2 Multi-axis vibration control system

Fig. 3 Schematic view of the 1-DOF active vibration damping and isolation system

ティブ除振装置の特徴的な機能（フィードフォワード制御による除振機能強化など）を比較的簡単に取込める。

2.2 DIFCによる多軸振動制御 図2(a)に示すように複数のAMDを用いて、複数の運動モードの制振制御を行う多軸AMDを設計する場合、AMD自身の動特性によってモデルの次数が増加し、制御器設計が大変複雑になる⁽⁶⁾。一方で、DIFCを用いれば、図2(b)のように直接対象に力が作用するシステムとして扱える。この上で、さらにモード解析を用いれば、多軸振動制御器の設計を複数の1自由度振動系に対する制御器設計に置き換えることができる。この様にDIFCはモード解析と組み合わせることで、多軸振動制御系に対しても強力な効果を発揮する。

3. DIFCによる1軸制振・除振システム

3.1 ハードウェアの構成 本研究では、DIFCの有効性確認のため、DIFCに基づく1軸アクティブ制振・除振システムを試作した。図3、図4に本システムの概略図と概観写真を示す。本システムはパッシブ除振系で支持された簡易定盤(400mm×500mm, 19kg)を対

Fig. 4 Picture of the 1-DOF active vibration damping and isolation system

Fig. 5 Schematic view of the IFG

象として、制振機能と除振機能を実現する。図3中の y_A はIFGの可動質量に発生する加速度、 y_T は定盤上の加速度で、IFGにとっては設置面加速度であり、外乱となる。また y_T は設置環境の振動加速度で、今後、環境外乱と呼ぶ。図5にDIFCを用いる上で重要な役割を果たすIFG（慣性力発生装置）の模式図を示す。IFGは板ばねで支持された可動質量、可動質量に取り付けられた加速度センサ、ボイスコイルモータとその駆動用ドライバで構成される。図5中の u はドライバへの指令電圧である。

3・2 制御系全体の構成 図3を用いて制御系全体の構成を説明する。 y_A は加速度制御器 C_{Acc} で制御される。DIFCを用いる場合、振動制御対象への制御入力とは慣性力であり、この制御された加速度に可動質量の大きさを乗じれば、慣性力となる。しかし、実際には可動質量には案内機構、ばね要素やセンサ周辺の配線など複雑な要素が含まれ、正確な大きさを見積もることは困難である。そこで振動制御系の設計ではプラントへの制御入力は慣性力ではなくIFGが発生する加速度 y_A とした。これにより、可動質量は振動制御対象に含まれ、その値を求める必要はなくなる。制振機能は y_T を入力とするフィードバック制御器 C_{Dmp} により実現される。さらに

 Fig. 6 Frequency response of P_{Au}

除振機能は、加速度センサにて測定した y_T を入力とするフィードフォワード制御器 C_{Iso} で実現される。以上より、試作したシステムの制御系は C_{Dmp} 、 C_{Iso} がIFGに発生させるべき加速度を決定し、 C_{Acc} がその加速度を実現するようにIFGを制御する構成であることが分かる。

4. 制御系設計

前章で述べた1軸アクティブ制振・除振システムを構成する3つの制御器の設計について述べる。

4・1 加速度制御器 C_{Acc} の設計 まずIFGのプラントモデルを導出する。IFGのプラントモデルは P_{Au} と P_{Ad} という2つの伝達関数で表現される。図5において、 P_{Au} は u から y_A までの伝達特性を支配し、 P_{Ad} は y_T から y_A までの伝達特性を支配する。両者はそれぞれ下式のように与えられる。ただし K_A はアンプゲイン、 ξ_A 、 ω_{nA} はそれぞれIFGの減衰比と固有角振動数である。

$$P_{Au} = \frac{K_A s^2}{s^2 + 2\xi_A \omega_{nA} s + \omega_{nA}^2} \quad (1)$$

$$P_{Ad} = \frac{2\xi_A \omega_{nA} s + \omega_{nA}^2}{s^2 + 2\xi_A \omega_{nA} s + \omega_{nA}^2} \quad (2)$$

図6に実測した P_{Au} の周波数応答を示す。この結果より高周波の平坦部のゲインから K_A を、ゲインのピーク値とそのときの周波数から ω_{nA} と ξ_A を同定し、 $K_A=4.97$ 、 $\omega_{nA}=75.37$ rad/s、 $\xi_A=0.0125$ を得た。これらの数値を用いた周波数応答のシミュレーション結果も図6に示す。図より同定したプラントモデルと実際の特性はよく一致することが分かる。

次にDIFCを用いる上で、非常に重要な要素であるIFGの加速度制御器 C_{Acc} の設計について説明する。IFGはパッシブ除振系上で使用されるため、外乱となる y_T の影響が大きいと考えられる。その上で、上位の制御器である C_{Dmp} や

Fig. 7 Block diagram of the acceleration control system for the IFG

Fig. 8 Generalized plant for the IFG acceleration control system

C_{ba} から使いやすいうように優れた追従特性が求められる。そこで、 C_{ba} は図7に示す様な2自由度制御系で構成した。図7中の C_{ba} はフィードバック制御器、 F は指令入力 r から y_A までの実現したい伝達特性である。 C_{ba} が外乱やモデル化誤差を十分抑圧すれば、 r から y_A までの伝達特性はこの F に一致する。また C_{ba} は外乱抑圧性能に着目して、 H_∞ 制御理論によって設計した。設計に用いた一般化プラントを図8に示す。図中の W_S 、 W_T は重み関数、 z_S 、 z_T は評価量、 v は観測ノイズ、 ε は定数、 u は制御入力、 w_A は外乱である。重み関数の設計は以下の指針に基づいて行った。 W_T はロバスト安定性を確保するため、 P_{Au} の乗法的誤差を覆うように定めた。また同時に、IFGのストロークを考慮して低周波での制御ゲインを小さくすること、高周波での観測ノイズの抑圧も目標とした。このため W_T は、DCに近い低周波と観測ノイズの多い高周波で高いゲインを持つように定めた。 W_S は制御帯域内で y_T が y_A に及ぼす影響をなるべく抑圧できる様に定めた。このため W_S にはIFGのストロークが問題となる低周波と観測ノイズが多い高周波では低いゲインを、外乱抑圧が必要な帯域では高いゲインを持たせた。以上の指針に基づき、重み関数を式(3)～式(5)のように定めた。ただし、 $T_{T1} = 1/(2\pi \times 0.01)s$ 、 $T_{T2} = T_{T3} = 1/(2\pi \times 2.7)s$ 、 $T_{T4} = 1/(2\pi \times 4000)s$ 、 $K_{WT} = 24$ 、 $K_{WS} = 400$ 、 $\omega_{n1} = 2\pi \times 0.5 \text{ rad/s}$ 、 $\zeta_{s1} = 0.8$ 、 $\omega_{n2} = 2\pi \times 40 \text{ rad/s}$ 、 $\zeta_{s2} = 0.8$ とした。

$$\varepsilon = 0.002 \quad (3)$$

$$W_T = K_{WT} \frac{T_{T1}}{T_{T2}} \cdot \frac{1+T_{T2}s}{1+T_{T1}s} \cdot \frac{1+T_{T3}s}{1+T_{T4}s} \quad (4)$$

$$W_S = K_{WS} \frac{s^2}{s^2 + 2\zeta_{s1}\omega_{n1}s + \omega_{n1}^2} \cdot \frac{\omega_{n2}^2}{s^2 + 2\zeta_{s2}\omega_{n2}s + \omega_{n2}^2} \quad (5)$$

Fig. 9 Reference tracking performance of IFG

以上の一般化プラントに対して MATLAB を用いて制御器を求めた。求めた制御器を用いた閉ループ外乱抑圧性能と P_{Ad} を周波数応答にて比較した。結果は紙面の都合上省略するが、良好な外乱抑圧特性が確認された。次にフィードフォワード制御器である F と F/P_{Au} の設計について述べる。制御器に課せられる条件は、(1)制御器が安定であること、(2) F 及び F/P_{Au} がDCゲインを持たないこと、(3) r から y_A までの伝達特性が帯域通過特性であること、である。 P_{Au} は与えられるため F/P_{Au} は

$$\frac{F}{P_{Au}} = F \frac{s^2 + 2\zeta_A \omega_{nA}s + \omega_{nA}^2}{K_A s^2} \quad (6)$$

となるが、 P_{Au} の不安定零点は(1)の観点から好ましくない。また、(2)の観点からDCカットのため F には微分特性が必要である。したがって、 F の分子多項式には s^3 を因数に持たせる必要がある。さらに、 F がプロパーであるためには F の分母多項式の次数は3次以上必要となる。この上で(3)を満たすためには、 F は3次の高域通過特性と最低でも1次の低域通過特性を持たなければならぬ。したがって、 F は式(7)のように与えられる。

$$F = \frac{T_{FH} s^3}{(s^2 + 2\zeta_F \omega_{nF}s + \omega_{nF}^2)(1 + T_{FH}s)} \cdot \frac{1}{T_{FL}s + 1} \quad (7)$$

ただし、 $T_{FH} = 1/(2\pi \times 0.5)s$ 、 $T_{FL} = 1/(2\pi \times 350)s$ 、 $\omega_{nF} = 2\pi \times 0.5 \text{ rad/s}$ 、 $\zeta_F = 0.8$ とした。これは必要とする加速度制御の帯域が数ヘルツから数十ヘルツ程度であるため、この帯域内でゲイン特性、位相特性が共に平坦であればよいと考えたためである。

設計した加速度制御器 C_{ac} をDSPに実装して性能を評価した。性能評価ではFFTアナライザを用いて目標値追従特性を実測し、シミュレーションと比較した。結果を図9に示す。図よりシミュレーションとよく一致した意図通りの性能が得られていることが分かる。

Fig. 10 Frequency response of P_{Tu}

4・2 制振制御器 C_{Dmp} の設計 プラントの共振特性を抑圧する, 制振制御器 C_{Dmp} について述べる. まず C_{Dmp} の設計のためにプラントのモデルを導出する. 制振制御器に対するプラントは図3に示すように, 簡易定盤とパッシブ除振系およびIFGで構成される. これより, プラントモデルは y_A から y_T までを支配する伝達関数 P_{Tu} と環境外乱である y_F から y_T までを支配する伝達関数 P_{Td} で与えられる. 式(8), 式(9)にこれらの伝達関数を示す.

$$P_{Tu} = -\frac{K_T s^2}{s^2 + 2\xi_T \omega_{nT} s + \omega_{nT}^2} \quad (8)$$

$$P_{Td} = \frac{2\xi_T \omega_{nT} s + \omega_{nT}^2}{s^2 + 2\xi_T \omega_{nT} s + \omega_{nT}^2} \quad (9)$$

ただし, K_T はゲイン, ω_{nT} , ξ_T はそれぞれパッシブ除振系の減衰比と固有角振動数である. モデルの各パラメータは同定実験により決定した. 同定実験は図3の装置構成で, C_{Dmp} と C_{bo} を用いない, IFG と C_{ac} のみが存在する状態で行った. FFTアナライザで生成したスイープサイン波をIFGの目標加速度として C_{ac} に入力し, 定盤を加振した. このときの y_A と y_T を測定し, FFTアナライザにより y_A から y_T までの周波数応答を取得した. 測定結果を図10に示す. この結果と4・1節のIFGのパラメータ同定に用いた手法を利用して $K_T=0.03$, $\xi_T=0.149$, $\omega_{nT}=33.75 \text{ rad/s}$ を得た. さらに, 式(8)と同定した上記パラメータを用いて周波数応答のシミュレーションを行った. この結果も図10に示す. シミュレーション結果と実測結果はよく一致しており良好なプラントモデルが得られたといえる.

制振制御器 C_{Dmp} は H_∞ 制御理論を用いて設計した. 制御器設計ではIFGの特性は理想的であるとして, その特性は無視して設計を進めた. つまり, C_{Dmp} がIFGに要求した加速度は直ちに発生できるものとして扱っている. このように扱えることにDIFCの利点がある. C_{Dmp} の設計は C_{Pd} と同様に進めたため, 用いた一般化プラントは図8と同様で

Fig. 11 Block diagram of the control system for the active vibration damping and isolation system

ある. 図中の記号も同様であるが, P_{Au} と P_{Ad} がそれぞれ P_{Tu} と P_{Td} に置き換わる点に異なる. また, 重み関数の関数形も式(3)～式(5)と同様であるが, パラメータは $K_{WT}=3$, $T_{T1}=1/(2\pi \times 2) \text{ s}$, $T_{T2}=1/(2\pi \times 1000) \text{ s}$, $T_{T3}=1/(2\pi) \text{ s}$, $T_{T4}=1/(2\pi \times 0.005) \text{ s}$, $K_{WS}=53$, $\omega_{ns1}=2\pi \times 4.5 \text{ rad/s}$, $\zeta_{s1}=0.25$, $\omega_{ns2}=2\pi \times 30 \text{ rad/s}$, $\zeta_{s2}=0.25$, $\varepsilon=0.001$ とした. 以上の一般化プラントと重み関数を基に制御器を求めた. 求めた制御器による制振性能は5章にて示す.

4・3 除振制御器 C_{bo} の設計 除振機能を実現するフィードフォワード制御器 C_{bo} の設計について述べる. C_{bo} の目的は, 定盤に伝播した環境外乱 y_F の影響をIFGによって打ち消すことである. 除振のための制御入力 y_F を基に計算される. 図3及び式(8), 式(9)より制振・除振制御系のブロック線図は図11のようになる. このブロック線図より式(10)が成立する.

$$y_T = \left(\frac{P_{Td} + P_{Tu} C_{Iso}}{1 - P_{Tu} C_{Dmp}} \right) y_F \quad (10)$$

式(10)より, $y_T=0$ とするためには $C_{Iso} = -P_{Td}/P_{Tu}$ が成立すればよい. しかし, P_{Tu} は不安定零点を持つため, このままでは C_{bo} は不安定な制御器となり望ましくない. そこで, $C_{Iso} = -P_{Td}/P_{Tu}$ の分母多項式を擬似積分器で置き換えた次式を実際に使用する除振制御器 C_{bo} とした.

$$C_{Iso} = \frac{2\xi_T \omega_{nT} s + \omega_{nT}^2}{K_T (s^2 + 2\xi_s \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2)} \quad (11)$$

ここで, ξ_s , ω_{ns} はそれぞれ擬似積分器の減衰比と固有角振動数である. 以上より最終的な除振性能は式(11)を式(10)に代入して得られる下式によって与えられる.

$$y_T = \frac{2\xi_s \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2}{s^2 + 2\xi_s \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2} \cdot \frac{P_{Td}}{1 - P_{Tu} C_{Dmp}} y_F \quad (12)$$

上式の $P_{Td}/(1 - P_{Tu} C_{Dmp})$ は, 制振制御性能を意味する. このため, 最終的な除振性能は制振性能に低域通過特性を作用させた関数形となり, 除振性能は擬似積分器の極が大きな影響を与えることになる. このためなるべく虚軸近傍に擬

似積分の極を配置したいが、あまり虚軸に近いと制御ゲインが大きくなり、IFG のストロークの制約を受ける。このため今回は $\omega_{\text{res}} = 2\pi \text{ rad/s}$, $\xi_{\text{res}} = 0.8$ とした。

5. 性能評価

4章で述べた各制御器を実装して、制振・除振性能を実験にて評価した。性能評価は図3の装置を用いて、環境外乱がどの程度定盤に伝達するかを周波数応答にて評価した。実験は以下の手順で行った。

- FFT アナライザで生成するスイープサイン波を指令信号として動作する加振器にて作業台を加振し、仮想的な環境外乱を生成した。
- このときの環境外乱 y_F と定盤上加速度 y_T をそれぞれ加速度センサで測定した。
- 測定した2つの加速度をFFTアナライザに入力して y_F から y_T までの周波数応答を得た。

実験の比較条件は、制御を行わない場合(プラント特性)、制振制御のみを行う場合、制振制御と除振制御両方を行う

Fig. 12 Experimental and simulation results
(P_{Td} vs with C_{Dmp})

Fig. 13 Experimental and simulation results
(with C_{Dmp} vs with C_{Dmp} and C_{Iso})

場合の3つである。図12にプラント特性と制振制御器(C_{Dmp})による制振性能の比較を、図13に制振制御器(C_{Dmp})と制振・除振制御器(C_{Dmp} , C_{Iso})による制振性能の比較を示す。制振制御器は5Hz付近に10dB程度あった対象の共振特性を十分抑圧し(図12)、除振制御器はこの上でさらに環境外乱の伝達を10dB程度抑圧しており(図13)、最大で20dB近い除振性能の向上が実現できた。また、シミュレーション結果もほぼ実験結果と一致している。15Hz近傍の共振特性は今回設計に考慮しなかった運動モードの影響と思われる。これは今後、多軸制御可能なシステムに拡張することで解決できると考えられる。

6. おわりに

本論文では、新たな振動制御手法として直接慣性力制御(DIFC)を提案し、従来困難であった振動制御器の設計を見通しよく進められることを示した。さらに、DIFCを用いた1軸アクティブ制振・除振装置を試作し、実験によりその有効性を確認した。

謝 辞

本研究は、独立行政法人科学技術振興機構における産学共同シーズイノベーション化事業顕在化ステージ課題の一環として実施された。ここに謝意を表する。

文 献

- (1) Seto, K., Vibration Control of Structure, (2006), pp.26-27, CORONA PUBLISHING
- (2) Tagawa, Y., Seino, Y., Yasuda, M., Study of 6-DOF Microvibration Control Using Feedforward Control, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 63, No.608 (1997), pp. 1081-1087.
- (3) Fujita, T., Ikeda, K., Yasuda, M., Matsuura, A., Tsuchiya, M., Microvibration Control of Surgical Microscopes with Active Dynamic Vibration Absorbers, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 66, No.651 (2000), pp. 3607-3612.
- (4) Fujita, T., Bessho, T., Hora, H., Tanaka, K., Nakamura, Y., Control Methods for Active Mass Damper Using Linear Motor for Vibration Control of Tall Buildings, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 64, No.620 (1998), pp. 1154-1161.
- (5) Tagami, M., Yamashita, T., Tagawa, Y., Yasuda, M., Hora, H., Endo, K., Noguchi, Y., Development of an Active Vibration Cancelling System Using Inertial Force Generator, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 73, No.735 (2007), pp. 2948-2954.
- (6) Nogawa, N., Tagami, M., Tagawa, Y., Yasuda, M., Hora, H., Noguchi, Y., Kato, H., Study of an Active Vibration Cancelling and Damping System Using Inertial Force Generator, 50th Automation Control Joint Conference, Abstract book, (2007), pp. 973-978.