リニア車両の振動制御システム*

佐倉 潔** 大西 慶三***
広江 隆治**** 大島 浩*****

Vibration Control System for Maglev Vehicles

By Kiyoshi Sakura, Keizoh Ohnishi, Takaharu Hiroe, Hiroshi Ohshima

An active vibration control system has been developed for JR maglev vehicles. The system consists of six hydraulic actuators, four for vertical and two for lateral control forces, six accelerometers as co-located sensors and an electric controller. The actuators are inserted between the bodies and bogies of articulated cars. Random shake tests were conducted with a half-scale model of one bogie-two body system. Comparison between active control with actuators operating and passive vibration isolation with oil dampers showed the superior effect of the active system. Through evaluation of the calculations and tests, it is expected that the active system will give a better ride quality for maglev vehicles than existing Shinkansen bullet trains.

リニア車両の高速走行時の乗り心地を向上するためのアクティブ振動制御システムを開発した。本システムは、各台車に1組搭載され、上下方向4本、左右方向2本の合計6本の油圧アクチュエーターと加速度センサー及び制御コンピューターから構成されている。制御系設計には、車体弾性モードを励起しないような所望の周波数応答が得られるよう配慮したLQG制御を用いた。

本システムの効果を確認するために、1台車2車体の実車相似模型を作製して実証試験を行った。解析及び試験の結果を通して、本システムにより、従来のパッシブなサスペンションに比べ乗り心地レベルが大幅に改善できる見通しを得た。

1. はじめに

近年、鉄道輸送の高速化に伴い、走行中の振動低

減が重要な技術課題のひとつとなっている。そのような背景のもと、リニア車両を対象に、高速走行時の乗り心地を向上するためのアクティブ振動制御システムを開発した。

振動制御システムは、各台車に1組搭載され、上下方向4本、左右方向2本の合計6本の油圧アクチュエーターとそれらと同じ位置に取付けられた加速度センサー及び制御コンピューター（コントローラー）から構成されている。油圧アクチュエーターは、車体と台車の間の従来はパッシブなダンパーが取付けられている位置に搭載する。システム構成の概要を図1に示す。

本稿では、本振動制御システムの制御系設計と、制御効果を確認するために実施した実車の1/2スケールの1台車2車体試験供試体による実証試験の概要について述べる。

2. 制御系設計

2.1 制御対象モデル 制御対象としては、1台車2車体をFEM解析ツールNASTRANを用いてモデル化した。

車体は、構体と等価な質量及び曲げ・ねじり剛性

*原稿受付 平成8年7月11日

9月月例講演(平成6年9月30日)

**三菱重工業(株)(名古屋)

***三菱重工業(株)(高砂)

****三菱重工業(株)(神戸)

*****東海旅客鉄道(株)(東京)

をもつはりで近似した。台車は機器杵とSCM (Superconducting Magnet) 杵に分け、両者の間は上下方向に弾性支持、左右方向に剛支持とした。機器杵・SCM杵共、簡単なフレーム構造とし、必要な質量・慣性モーメントを付加した。

車体と台車は実車相当のバネとダンパーで結合し、車両全体を支持する磁気バネは、SCM杵と軌道(地盤)との間に上下・左右・ローリングの各方向のバネを、左右とローリングの連成も考慮して、モデル化した。

NASTRANによる構造モデルを図2に示す。モデル全体の自由度は640となった。

図2 NASTRAN構造モデル

2.2 制御の目標とする振動伝達特性 リニア車両走行中の主な振動要因は軌道不整であり、従って、乗り心地を向上させるには、サスペンション・システムにより、この軌道不整の振動が車体に伝わらないようにしなければならない。一方、軌道不整の周波数成分は地形に依存するため、低い周波数では車体が軌道に沿って運動するよう必要がある。

これは、一般のサスペンション・システムに求められる特性である。

従来のパッシブなサスペンション・システムはバネとダンパーを用い、バネが高周波領域の振動を絶縁し、ダンパーがバネの共振ピークを抑える。しかし、低周波数の軌道不整振動を絶縁するためには、より柔らかいバネが必要となりその共振ピークは高くなるので、それを抑えるためにダンパーの減衰を大きくすると高周波領域の振動絶縁効果が劣化してしまう。このようなジレンマから、従来のパッシブ・サスペンション・システムの効果には限界があった。一方、アクティブ・サスペンション・システムでは、希望する周波数に減衰を与えることができるので、上記のバネ共振点に大きな減衰を与え、高周波数の減衰を小さくすることが可能となる。本振動制御システムの目標とするこのような振動伝達特性を、図3に模式的に示す。

2.3 制御系設計手法 本振動制御システ

図1 振動制御システムの概要

図3 目標とする振動伝達特性

表1 振動解析結果

上下振動		左右振動	
モード形	振動数(Hz)	モード形	振動数(Hz)
車体上下 B	0.72	車体ロール A	0.56
車体上下 A	0.80	車体左右 B	0.67
車体ピッチ B	0.92	車体左右 A	0.76
車体ピッチ A	1.45	車体ヨー B	0.86
台車ピッチ C	3.26	車体ロール B	1.11
台車上下	4.47	車体ヨー A	1.27
SCMピッチ	5.87	台車ロール	1.67
車体上下曲げ B	7.31	台車ヨー	2.62
車体上下曲げ A	7.33	機器枠ロール C	3.04
SCM上下	8.26	機器枠ロール	7.06
台車ピッチ	8.39	車体左右曲げ B	7.74
—	—	車体左右曲げ A	7.47
—	—	SCMロール	9.48
—	—	SCMヨー	11.8
—	—	車体ねじり	12.1

注 A:前後車体が同相 B:前後車体が逆相 C:高心モード

図4 周波数特性：計算結果

(Linear Quadratic Gaussian) 制御を適用した。設計は以下の式を用いて行った。

状態方程式：

$$\dot{x} = Ax + B_1 U_1 + B_2 U_2$$

$$y = Cx$$

(1)

x ：状態ベクトル（各自由度の速度と変位）

U_1 ：軌道の変位速度

U_2 ：アクチュエーター制御力（6自由度）

y ：アクチュエーター取付点の変位（6自由度）

A, B_1, B_2, C ：モード座標の運動方程式

$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = \phi F$ から導かれる係数行列

評価関数：

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + U_2^T R U_2) dt \quad (2)$$

評価関数 J に含まれる Q と R は、それぞれ状態量 x と制御力 U_2 に対する重みで、これらの値は ZED (ZEro addition Decoupling) 法¹⁾ により決定する。その際、高周波領域でのモデル化誤差の影響を小さくするために、制御対象にローパス・フィルターを付加し、それを新たな制御対象とみなして制御系を設計する。

このような拡大系に ZED 法を用いることによっ

に用いた制御則の設計手法の概要を以下に述べる。

最初に、FEM 解析モデルに対する振動解析を実施し、制御対象のモデルをモード分解する。制御系設計のモデルとしては自由度が大きすぎるので、制御前の振動特性を検討し、どの振動モードまで考慮するかを決める。

今回は、制御すべき車体剛体モードへの影響を勘案して、12Hz（車体ねじり 1 次）までを考慮した。この結果、制御対象の系の自由度は車体の弾性モードを含め全部で 32 モードとなった。

解析によって得られたリニア車両全体モデルの振動特性（固有振動数）を表 1 に示す。磁気バネ剛性は走行速度に依存するが、表 1 の解析では 500km/h とし、以下の解析は、このモデルを用いている。

このようにして得られたモード座標表示の制御対象の運動方程式を状態方程式の形に変換し、LQG

表2 乗り心地レベルの計算結果

	上下加振	左右加振
車体端部乗り心地 [dB]	80.3 (83.4)	78.1 (86.2)
車体中央乗り心地 [dB]	79.1 (84.1)	84.9 (89.7)
アクチュエーター 制御力rms [N]	#1 331 #2 0 #3 331	267 589 267
消費電力 [W/台車]	rms : 2168 最大 : 6504	

()内はオイル・ダンパーによるパッシブ応答

て、高次の弾性モードに対してロバスト安定性を確保するための周波数応答を得ることができる。

この段階でコントローラーの次数は追加したフィルター等のために依然65次と大きいので、系の入力特性に影響の小さい自由度を取り除いて、実現可能な大きさまで更に低次元化することとした。

2.3 乗り心地の評価 設計したアクティブ振動制御系について、シミュレーション計算を実施して解析的に乗り心地の評価を実施した。

(1) 周波数応答

定常な加振に対する応答解析結果を図4に示す。

図4では、車体端部の応答をパッシブ・サスペンションの場合と比較している。これにより、全体としてアクティブ制御の場合の応答が小さくなっており、特に低周波のピークが抑えられていることが分かる。

(2) PSD応答

軌道不整のPSDより車体上の乗り心地を計算することができる。²⁾ 本振動制御システムに対するPSD応答から求めた乗り心地レベル及び制御パラメーターの計算結果を表2にまとめる。

図5は振動数による振動体感の違いを考慮した計算結果である。図5から、ほぼ全周波数域にわたってアクティブの応答がパッシブの応答を下回っており、その結果、表2の乗り心地レベルも向上していることが分かる。

3. 模型試験

本アクティブ振動制御システムの効果を確認するため、1台車2車体模型による振動試験を実施した。模型のスケールは、実車に対して長さ1/2、質量1/5、時間1/1であり、動力学的に相似となっている。

3.1 アクチュエーター 本試験用に6本のアクチュエーターを試作した。油圧式の両ロッド

—アクティブ
----パッシブ

図5 PSD応答：計算結果

タイプ（バランス方式）のシリンダーは、航空機搭載部品と同様の設計思想により高強度アルミ合金で作られている。高周波領域の振動を絶縁するための直列バネと、制御力フィードバック用の荷重センサーが取り付けられ、また、万一の場合にパッシブなオイル・ダンパーとして機能させられるように、サーボ・バルブとの間には切換バルブを装備している。

アクティブ制御試験に先立って、アクチュエーターの基本的な静特性・動特性を確認する機能試験を実施した。最大荷重、周波数応答等が計測され、いずれも良好な特性を示した。ただし、若干のヒステリシス（2～4 kg）が見られた。

上下用・左右用各アクチュエーターの概要(断面)を図6に示す。

3.2 試験供試体 試験供試体の概観を図7に示す。試験供試体は、上述のように実車と相似の動特性となるような、車体及び台車（機器枠・SCM枠）のスケール模型である。車体・台車共、実車相似の質量及び慣性モーメントを有し、相互に空気

バネで結合されている。

空気バネによる剛体の固有振動数は実車に合うようにした。車体構造は鉄骨ビーム構造で、縦曲げ・

横曲げ及びねじり剛性は、弾性モードの固有振動数が実車に合うように設計した。台車と反対側の車体端は、台車支持とほぼ等価となるように空気バネのみで支持した。1台車2車体の供試体全体で長さ20m、重量約8tonである。

SCM棒は、磁気バネを模擬したコイルバネで加振ベッドに取り付けられている。加振ベッドの下には、加振器となる大型油圧アクチュエーターが置かれており、その方向を変えることにより、上下・左右いずれの方向の加振も可能である。

振動制御試験の前に、供試体の振動特性を計測して、制御系設計に用いた。得られた供試体の主な固有振動数は設計どおり実車等価であった。

3.3 試験結果 軌道不整のPSDを模擬したランダム信号を加振ベッドにより発生させ、車体ビームにおける加速度応答を計測した。計測データからFFT解析装置によりPSD応答が得られる。試験はアクティブ制御をした場合と、比較のためのパッシブなオイル・ダンパーを装着した場合の、両方を実施した。

試験結果をアクティブとパッシブで比較して、図8に示す。なお、同図は人体の振動体感を考慮した値である。これらの結果より、パッシブの場合に比べて、アクティブ制御の場合の方が全体的に応答が小さく、特に低周波のピークが抑えられていること

図6 試作アクチュエーター概要

図7 試験供試体概観図

表 3 試験での乗り心地レベル(実車換算値)

		上下加振	左右加振
試 験	車体端部 (dB)	82.9 (84.7)	84.0 (85.7)
	車体中央 (dB)	88.7 (89.8)	—
解 析	車体端部 (dB)	79.6 (83.0)	86.0 (89.4)
	車体中央 (dB)	—	—

()内はオイル・ダンパーによるパッシブ応答

車体端部・上下方向

車体端部・左右方向

図 8 PSD 応答：試験結果

が分かる。

PSD 応答を積分して実車換算し、乗り心地レベルを計算した結果を、試験供試体に対する解析値と合わせて、表 3 に示す。試験結果において、アクティブ制御により、車体端部でパッシブの場合に比べ 1 ～ 2 dB 程度の改善が見られる。

試験結果が解析による改善量（約 3 ～ 4 dB）にまで達していないのは、主に制御アクチュエーターのヒステリシスによるものと考えられる。試験における 1 / 5 スケールの制御力の rms 値は 5 ～ 10 kg（アクチュエーター最大荷重の 2 ～ 4 %）で、既に述べたように、アクチュエーターの摩擦によるヒステリシスが 2 ～ 4 kg であることより、その影響は無視できない。実車アクチュエーターの場合は、制御力が大きくなり、ヒステリシスの影響も相対的に小

さくになると考えられるが、制御性能を低下させないように、摩擦を極力小さくする設計が重要である。

また、今回の試験において、試験供試体に高周波の弾性モードが存在するにもかかわらず、不安定振動が発生しなかったことから、制御系のロバスト性が確認された。

4. 結 論

リニア車両のアクティブ振動制御システムの開発について、制御系設計及び模型試験の概要を述べた。

実車の 1 / 2 スケールの 1 台車 2 車体試験供試体を作製し、ランダム振動試験によるシステムの実証試験を行った。アクティブ制御を行った本振動制御システムの効果とオイル・ダンパーによるパッシブ制御の効果を比較した結果、本システムの大幅な振動低減効果が確認された。解析及び試験の結果を通して、本システムにより、パッシブなサスペンションに比べ乗り心地レベルが大幅に改善できると考えられる。今後はアクチュエーターのヒステリシスの改善等、本システムの実車適用に向けて詳細な検討を実施する。

参 考 文 献

- 1) 広江，森元：最適レギュレーターの設計における重み行列の新しい選定方法，第 34 回自動制御連合講演会前刷り，1991
- 2) 谷藤：乗り心地管理のための振動解析システムの開発，日本機械学会論文集 C 集，Vol. 52No.481，PP. 2405 - 2408，1986 年 9 月