鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減*

(新幹線電車による高速走行試験結果)

菅 原 能 生^{*1}, 風 戸 昭 人^{*2}
富 岡 隆 弘^{*1}, 三 平 満 司^{*3}

Vertical Vibration Suppression of Railway Vehicle by Primary Suspension Damping Force Control (Results of Running Tests Using Shinkansen Vehicle)

Yoshiki SUGAHARA^{*4}, Akihito KAZATO,
Takahiro TOMIOKA and Mitsuji SAMPEI

^{*4} Vehicle Noise and Vibration Lab., Railway Technical Research Institute,
2-8-38 Hikari-cho Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

Suppression of the vertical bending vibration of carbodies has recently become an essential issue to improve the ride comfort of railway vehicles. For suppressing this vibration, the primary suspension damping force control system with variable axle damper is being developed, which can control its damping force continuously by command current to the damping force control valve. This paper reports the results of numerical simulations for running test applying this system to Shinkansen vehicle, and the results of the running test on Sanyo-Shinkansen line using an actual Shinkansen vehicle fitted with newly-developed variable axle dampers. The control algorithm which controls axle dampers is based on skyhook control theory in one case and LQG control theory in another case. The results of both the simulations and the running tests demonstrate that the vertical vibration of the trucks and the carbody decreased. In the running tests in particular, the system reduced the vertical vibration acceleration PSD peak value due to the natural vibration in the first bending mode by almost 20% compared with the case of using conventional passive axle dampers. As the result, the value of ride quality level (L_r) was reduced by about 3 dB or more.

Key Words: Railway, Vibration Control, Bending Vibration, Semi-Active Suspension, Comfortability in Riding

1. 緒 言

近年の鉄道車両では、サービス向上・高付加価値化をめざした様々な取り組みが行われている。この取り組みのひとつに上下振動乗り心地のさらなる向上がある。上下振動乗り心地の向上のためには、人間が上下振動を敏感に感じる4~8 Hzの周波数帯に近接した固有振動数を有する車体の弾性振動(特に車体1次曲げ振動)の低減を必要とする場合が多い⁽¹⁾。そのため、制振材の車体への貼付⁽²⁾や車体台車間の結合要素の特性最適化⁽³⁾などのパッシブ系による対策が提案され、走行試験によってその効果が検証された。

一方、パッシブ系による対策よりさらに高い振動低減効果を得るために、車体一台車間(2次ばね系)のアクティブサスペンション⁽⁴⁾⁽⁵⁾、アクティブマスダンパ⁽⁶⁾など様々な制御技術を用いた方策が提案されている。しかし、実際の走行試験によって優れた弾性振動

低減・乗り心地向上効果が実証された例はあまりみあたらない。例えば、2次ばね系の制御による車体上下振動低減手法はいくつかの研究が行われ、シミュレーションでは良好な振動低減効果が示されている⁽⁴⁾⁽⁷⁾。しかし、実際にこの方式を車両に適用して安定した振動低減効果を得るためには、以前よりアクチュエータの性能向上が必要であることが指摘されている⁽⁴⁾。そして、実際に行われた走行試験においてもこの点が原因となって、一部の周波数帯域(3~5 Hz)において振動の増加がみられたことが報告されている⁽⁵⁾。

一方、筆者らはこれらのアプローチと異なる独自の手法として、2次ばね系ではなく、車軸軸受を収めた軸箱と台車枠間(1次ばね系)の制御による車体振動低減手法を提案している⁽⁸⁾。これは、車両の1次ばね系を制御して車体への主要な加振源である台車振動を抑制することによって車体の振動を低減するもので、車体や2次ばね系には一切手を加えないという特徴がある。1次ばね系の制御方法として、アクチュエータを用いて能動的に力を制御する方式⁽⁹⁾と、可変減衰ダンパを用いて発生減衰力を制御する方式が挙げられる。制振性能面では前者が有利であると考えられるが、装

* 原稿受付 2007年10月19日。

^{*1} 正員, (財)鉄道総合技術研究所車両振動研究室(☎185-8540 国分寺市光町2-8-38)。

^{*2} 正員, (財)鉄道総合技術研究所走り装置研究室。

^{*3} 正員, 東京工業大学理工学研究科(☎152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

E-mail: sugahara@rtori.or.jp

置の堅牢性、制御時の安全性確保の容易さ、コストパフォーマンスなど実用性の観点から、後者を採用し開発を進めている。現在までに、数値シミュレーション、原理実証・制御則検討のための車両試験台における加振試験などを実施し良好な結果を得ている⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾。

これらの成果を受け、実走行が可能な1次ばね系減衰制御システムを開発し、新幹線営業線における走行試験を実施したところ、良好な振動低減効果が得られたので報告する。この走行試験の目的は、複雑に変動する鉄道車両の走行条件の下で本システムが安定かつ有効に機能すること、およびこのような条件の下で車両モデルに基づく制御則と基づかない制御則を適用し、1次曲げ振動を主体とした車体振動の低減効果、および乗り心地向上効果がいずれの制御則によっても得られることを実証することである。

以下、試験に使用した制御システムと制御則、試験結果の妥当性を確認するために実施した当該走行区間・車両を対象としたシミュレーション結果、そして走行試験結果について述べ、本手法の有効性を示す。

2. システム構成

2.1 全体構成 本システムの構成を図1に示す。制御に用いる可変減衰軸ダンパは図に示すように1次ばねと並列に取り付け、1両あたり8本使用する。計測・制御系は、台車枠および車体に設置した加速度センサ、アンチエイリアスフィルタ、計算機(DSP)、および可変減衰軸ダンパの制御弁へ指令電流を供給する電流ドライバにより構成する。なお、車体側の加速度センサは後述する4.1節に示す制御則では使用しない。

2.2 可変減衰軸ダンパ 試作した可変減衰軸ダンパを図2に示す。この可変減衰軸ダンパは取り付け寸法370mm、最大減衰力は6~8kNであり、従来品のパッシブ軸ダンパとほぼ同等である。

この可変減衰軸ダンパの減衰制御機構には、反転式電磁比例リリーフ弁⁽¹¹⁾を採用した。ピストン速度を一定とした場合の指令電流-減衰力特性を図3に示す。

Fig. 1 Primary suspension damping control system

一般に、セミアクティブ制御を行う際にはカルノップ近似⁽¹²⁾と呼ばれる手法を用いることが多い。これは、ダンパの伸縮方向によっては、可変減衰ダンパに要求される力に対して逆方向の力しか出せない場合があり、その際には極力ダンパの減衰力を出さないようにするという近似則である。開発した可変減衰軸ダンパにはこのカルノップ近似則がハードウェア的に組み込まれている。すなわち、このダンパは、指令電流が小さいときには(0.3A程度)、伸び行程(図中Reboundと記述)では減衰力を発生するが、縮み行程(図中Compressionと記述)では最小減衰となる。そして、指令電流を大きくすると(1.3A程度)この逆となり、中間の電流(0.8A程度)では伸び・縮みいずれの行程に対しても減衰力を発生しない。このように、このダンパは指令電流のみによってダンパの減衰力発生方向を制御することができるため、コントローラ側でダンパの伸縮方向を考慮する必要がない。したがって、ダンパ変位を測定せずに制御が可能である。なお、指令電流0.3A未満および1.3A以上の領域は使用しない。

指令電流を一定としたときの可変減衰軸ダンパのピストン速度-減衰力特性を図4に示す。最小減衰(0.9A)と最大減衰(0.3A)の間の領域が減衰力可変範囲である。ごく低速のピストン速度領域を除いて5kN程度の可変範囲を有し、従来品パッシブ軸ダンパ(図中Passive damper)の減衰力の変域のほぼ全てを可変減衰軸ダンパの減衰力可変範囲として網羅している。

営業線での高速走行試験実施にあたり、制御システ

Fig. 2 Variable axle damper for Shinkansen vehicle

Fig. 3 Characteristic of variable axle damper between command current and damping force

Fig. 4 Characteristic of passive/variable axle damper between piston speed and damping force

ムにはフェールセーフ性が求められた。既報⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾で
使用した可変減衰軸ダンパは、電源未投入時に伸び側
の減衰力が最大の状態（指令電流 0.3A と同じ特性）で
固定される。軸ダンパの減衰力が最大のまま固定され
ると、走行中の車輪とレールの接触力変動（輪重変動）
等に悪影響を及ぼす恐れがあるため望ましくない。そ
こで、システム電源と連動して動作する切替弁を設け
（図 2 Fail-safe valve）、システム電源未投入時の軸ダン
パの減衰力特性を従来品のパッシブ軸ダンパに極力近
づけるように配慮した（図 4 Power off）。これにより、
制御システムに故障が発生した場合は、電源を切るこ
とでほぼ通常の車両条件で走行することができる。

3. 車両および可変減衰軸ダンパのモデル

3.1 車両の 7 自由度モデル 図 5 にシミュレ
ーションおよび制御系設計時に使用する車両モデルを示
す（記号表を付録に記載）。変位は軸箱上下変位 z_{wij}
以外はすべて相対量で記述し、軸ばね変位 z_{Trij} 、空
気ばね変位 z_{Bri} 、1 次曲げモード変位 q_B である。こ
こに、添字 i, j は台車および輪軸の位置を示し、 $i=1$ （前
台車）、 2 （後台車）、 $j=1$ （前側輪軸）、 2 （後側輪軸）
である。また、 $(\cdot)$ は時間微分を表すものとする。

以下の条件のもとに車両モデルを作成する。

- 質量 m_B 、ピッチング慣性モーメント J_B なる車体
は、空気ばねによって 2 カ所で支持されている両
端自由の均一な弾性はりとする。
- 台車枠を支持する 1 次ばね部は軸ばねと軸ダンパ
により構成されるが、力学モデルはばね k_{wij} と
減衰 c_{wij} 、そして可変減衰軸ダンパの 1 軸分（左
右各 1 本で計 2 本）の発生減衰力 f_{dij} を表す仮想
的なアクチュエータが並列に取り付けられている
ものとする。
- 各軸箱は上下のみに運動し、台車枠は質量 m_{Ti} 、
ピッチング慣性モーメント J_{Ti} をもつ剛体とする。
- 特に乗り心地に大きな影響を与える台車枠の上下
並進およびピッチング運動、車体の上下並進、

Fig. 5 7-DOF railway vehicle model

ピッチングおよび 1 次曲げモードのみを扱う。

すると、車体および台車の運動方程式は以下の式 (1)
のような形で表すことができる。なお、車体・台車そ
れぞれの運動方程式については、文献⁽¹⁰⁾に示されて
いる。

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}_v \mathbf{z} &= \mathbf{W}_v \mathbf{w} + \mathbf{D}_v \mathbf{f} \quad (1) \\ \mathbf{z} &= [z_{Tr11} \ z_{Tr12} \ z_{Tr21} \ z_{Tr22} \ z_{Br1} \ z_{Br2} \ q_B]^T \\ \mathbf{w} &= [\ddot{z}_{w11} \ \ddot{z}_{w12} \ \ddot{z}_{w21} \ \ddot{z}_{w22}]^T \\ \mathbf{f} &= [f_{d11} \ f_{d12} \ f_{d21} \ f_{d22}]^T \end{aligned}$$

ここに、 $\mathbf{M}_v$ は車体および台車枠の質量などからなる
慣性マトリクス、 $\mathbf{C}_v$ は 1 次および 2 次ばね系の粘性
減衰および車体の内部減衰からなる粘性減衰マトリク
ス、 $\mathbf{K}_v$ は 1 次および 2 次ばね系の剛性と車体の曲げ
剛性からなる剛性マトリクスである。 $\mathbf{W}_v$ および $\mathbf{D}_v$
はそれぞれ外乱および制御力に関する実定数行列であ
る。また、 $\mathbf{z}$ は車両各部の相対変位を成分に持つベク
トル、 $\mathbf{w}$ は軸箱位置から入力される外乱加速度を成分
に持つベクトル、 $\mathbf{f}$ は仮想的なアクチュエータの発生
力 f_{dij} を成分に持つベクトルである。

観測量 $\mathbf{y}$ を車体床面 3 点（前位および後位台車直上、
車体中央）の上下振動加速度、および各台車枠の軸箱直
上の上下振動加速度とすると、式 (1) より $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}, \mathbf{G}$
を実定数行列として、以下の状態方程式が得られる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{f} + \mathbf{G}\mathbf{w} \quad (2)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{f} \quad (3)$$

$$\mathbf{x} = [z^T \ \dot{z}^T]^T$$

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \sum_j (\ddot{z}_{w1j} + \ddot{z}_{Tr1j}) + \ddot{z}_{Br1} + \phi_1(l_{T1})\ddot{q}_B \\ \frac{1}{2} \sum_j (\ddot{z}_{w2j} + \ddot{z}_{Tr2j}) + \ddot{z}_{Br2} + \phi_1(l_{T2})\ddot{q}_B \\ \frac{1}{4} \sum_i \sum_j (\ddot{z}_{wij} + \ddot{z}_{Trij}) + \frac{1}{2} \sum_i \ddot{z}_{Bri} + \phi_1(l_C)\ddot{q}_B \\ \ddot{z}_{w11} + \ddot{z}_{Tr11} \\ \ddot{z}_{w12} + \ddot{z}_{Tr12} \\ \ddot{z}_{w21} + \ddot{z}_{Tr21} \\ \ddot{z}_{w22} + \ddot{z}_{Tr22} \end{bmatrix}$$

3.2 可変減衰軸ダンパのモデル 減衰力の制御モデルとして、ダンパのピストンとアクチュエータとの間にオリフィスと電磁比例リリーフ弁の並列回路を接続したものを考える。電磁比例リリーフ弁の応答遅れを時定数 T_{cd} なる1次遅れ、 α_d, β_d を定数、中間変数を u_{dij} とすると、減衰力指令値 u_{drij} およびダンパピストン速度 v_{dij} からダンパ発生力までの関係は以下のようにモデル化できる⁽⁸⁾。なお i, j は前節と同様に軸ダンパの取り付け位置を示す。

$$f_{dij} = \begin{cases} -\text{sign}(v_{dij}) \cdot \min(\alpha_d v_{dij}^2, u_{dij} + \beta_d v_{dij}) & (u_{dij} \cdot v_{dij} < 0) \\ -\text{sign}(v_{dij}) \cdot \min(\alpha_d v_{dij}^2, \beta_d v_{dij}) & (u_{dij} \cdot v_{dij} \geq 0) \end{cases} \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} u_{dij} = -u_{dij}/T_{cd} + u_{drij}/T_{cd} \quad (5)$$

4. 制 御 則

車体1次曲げ振動を低減するための制御則は、以下に示す2通りの制御方針に基づいてそれぞれ選定した。

- (1) 車体側の振動モードを考慮することなく台車枠の振動を低減し、車体への加振力を低減することによって結果的に車体の振動を抑制する。
- (2) 上下方向の振動乗り心地に対する影響が大きい車体1次曲げ振動の低減に重点をおき、この振動を選択的に低減するために車両の力学モデルに基づいた制御を行う。

(1)の例として台車枠のスカイフック制御を、(2)の例としてLQG制御則を適用した。なお、2.2節で述べたようにカルノッブ近似則は可変減衰軸ダンパ側に実装されているため、制御則側に組み込む必要はない。

4.1 台車枠スカイフック制御 台車枠の振動制御は、車体上下振動への寄与が大きい台車枠上下並進およびピッチング成分について行う。台車枠上下並進振動加速度 $\ddot{z}_{Ti}$ 、およびピッチング加速度 $\ddot{\theta}_{Ti}$ 、($i=1,2$)をそれぞれフィルタによって積分して台車枠上下速度 $\dot{z}_{Ti}$ およびピッチング速度 $\dot{\theta}_{Ti}$ を算出する。上下並進およびピッチングの各モードに対するスカイフックゲインを $c_{sz}, c_{s\theta}$ として、可変減衰軸ダンパへの指令値 u_{drij} は以下のように求められる。

$$u_{drij} = \begin{cases} (-c_{sz}\dot{z}_{Ti} + c_{s\theta}\dot{\theta}_{Ti}l_{wi}/2)/2 & (i=1,2, j=1) \\ (-c_{sz}\dot{z}_{Ti} - c_{s\theta}\dot{\theta}_{Ti}l_{wi}/2)/2 & (i=1,2, j=2) \end{cases} \quad (6)$$

4.2 車両モデルに基づいたLQG制御 コントローラ設計時の車両のモデルは、前節で導出した7自由度モデル(図5)を用い、可変減衰軸ダンパは1次遅れ特性のみを考慮し、式(4)で表される速度依存性や

リリーフ特性を無視できるアクチュエータとみなす。これは式(5)において $u_{dij} = f_{dij}$ とすることに相当する。すると、式(5)および式(2)を次に示す線形な状態方程式にまとめることができる。

$$\dot{\mathbf{x}}_c = \mathbf{A}_c \mathbf{x}_c + \mathbf{B}_c \mathbf{u} + \mathbf{G}_c \mathbf{w} \quad (7)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_c \mathbf{x}_c \quad (8)$$

$$\mathbf{x}_c = [\mathbf{z}^T \dot{\mathbf{z}}^T \mathbf{f}^T]^T$$

$$\mathbf{u} = [u_{dr11} \ u_{dr12} \ u_{dr21} \ u_{dr22}]^T$$

このモデルにおける外乱 $\mathbf{w}$ は1~4軸の軸箱上下振動加速度であるが、これを白色雑音とみなしLQGコントローラを適用して振動制御を行った。システムのブロック線図を図6に示す。状態量 $\mathbf{x}_c$ の推定値 $\hat{\mathbf{x}}_c$ は、車体3点および各台車枠2点ずつの上下振動加速度を成分とする $\mathbf{y}$ 、およびアクチュエータへの指令値 $\mathbf{u}$ からカルマンフィルタにより求める。最適制御器は、出力重み付きの最適制御器とした。

ただし、観測方程式(8)の出力 $\mathbf{y}$ は車体上3点の加速度および台車枠加速度であり、このままでは振動モード別に重みを設定することができない。そのため、 $\mathbf{y}$ の代わりに車体の上下並進加速度 $\ddot{z}_B$ 、台車直上での車体ピッチング成分上下加速度 $l_{TC}\ddot{\theta}_B$ 、車体中央での車体1次曲げモード成分上下加速度 $\phi_1(l_C)\ddot{q}_B$ 、台車枠上下並進加速度 $\ddot{z}_{Ti}$ 、軸箱直上での台車枠ピッチング成分加速度 $l_{wi}\ddot{\theta}_{Ti}/2$ 、($i=1,2$)を要素にもつ観測方程式 $\mathbf{y}_m = [\ddot{z}_B, l_{TC}\ddot{\theta}_B, \phi_1(l_C)\ddot{q}_B, \ddot{z}_{T1}, \ddot{z}_{T2}, l_{w1}\ddot{\theta}_{T1}/2, l_{w2}\ddot{\theta}_{T2}/2]^T$ $\mathbf{y}_m = \mathbf{C}_m \mathbf{x}_c$ (9)

を考え、これと式(7)で表されるシステムに対して、評価関数

$$J = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \frac{1}{t_f} E \left(\int_0^{t_f} (\mathbf{y}_m^T \mathbf{Q} \mathbf{y}_m + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt \right) \quad (10)$$

を最小とするような状態フィードバック $\mathbf{K} \mathbf{x}_c$ を与える $\mathbf{K}$ を求めた。ここに、 $E()$ は期待値を表す。これより、LQGコントローラの指令値は、

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K} \hat{\mathbf{x}}_c \quad (11)$$

となる。なお、コントローラの設計パラメータである式(10)の重み行列 $\mathbf{Q}$ は、乗り心地に影響が大きい1次曲げモードに対して大きな重みを持つように設定し、重点的にこの振動モードの振動低減を図る。

Fig. 6 Block diagram of LQG controller

5. シミュレーションによる検証

5.1 シミュレーション条件 走行試験を実施する新幹線車両を対象としたシミュレーションを、車両モデルの状態方程式(式(2)), 可変減衰軸ダンパモデル(式(4),(5)), および観測方程式(式(3))を用いて行った。加振外乱 w (式(2) 参照) は、試験区間を 300km/h で走行した車両で測定した軸箱上下振動加速度を用い、約 60 s 間(走行距離約 5 km に相当)のデータを 300km/h 走行に相当する位相差をもって各軸箱に入力した。

シミュレーションに用いたパラメータは、従来品パッシブ軸ダンパ使用時の試験対象車両が、試験区間を 300km/h で走行した際に取得したデータから同定した(表 1 と付録の記号表参照)。同定したモデルにより計算した 300 km/h 走行時の車体中央上下振動加速度パワースペクトル密度(PSD)と、実測した振動加速度 PSD の比較を図 7 に示す。この車両モデルにより、車体の剛体モードおよび 1 次曲げモードの固有振動による 1.1 Hz, 8.2 Hz, 付近のピークなどの特徴を表現できていることがわかる。なお、モデルを用いた計算では、各軸に対し完全に同一の加振波形を速度 300 km/h に相当する位相差で正確に入力するため、2.4 Hz, 7.1 Hz, 11.9 Hz に車体支持点間隔(=17.5 m)の空間フィルタ効果⁽¹³⁾に起因する鋭い落ち込みが生じる。

式(4)における軸ダンパ特性は $\alpha_{dij} = 3.14 \times 10^8$ N/(m/s)², $\beta_{dij} = 1.48 \times 10^4$ N/(m/s), 最大減衰力 $1.18 \times$

10^4 N, 軸ダンパの応答遅れは $T_{cd} = 25$ ms とした。この最大減衰力は従来品パッシブ軸ダンパのピストン速度 0.15 m/s 時の 1 輪軸あたりの減衰力に相当し、実用的な設定である。スカイフックゲインは $c_{sz} = 3.0 \times 10^5$ N/(m/s), $c_{s\theta} = 5.0 \times 10^4$ N/(m/s), LQG コントローラの Q, R (式(10) 参照) は、以下の通りである。

$$Q = \text{diag}(10, 0.131, 6.77 \times 10^5, 100, 100, 64, 64)$$

$$R = \text{diag}(1.0 \times 10^{-4}, 1.0 \times 10^{-4}, 1.0 \times 10^{-4}, 1.0 \times 10^{-4})$$

なお、LQG コントローラ設計に用いる車両モデルのパラメータは、可変減衰軸ダンパの減衰を最小としたときのものを用いた。

また、制御則を問わず指令値が 0 のときは可変減衰軸ダンパの減衰が最小となるよう減衰最小を基準として制御を行った。これは、1 次曲げ振動が顕著でない場合は軸ダンパの減衰を小さくし、高周波振動を極力台車枠側に伝えないよう配慮したためである。

いずれのコントローラも制御周期は 5 ms とし、4 節で設計したものを離散化して用いた。

5.2 シミュレーション結果 前述の外乱を軸箱上下振動加速度 w として加えたときの台車枠および車体上下振動加速度パワースペクトル密度(PSD) 計算結果を図 8 に示す。FFT 計算条件は、フレーム長さ 10 s, 1/2 重ね合わせ, Hanning 窓を使用した。

台車枠上下振動加速度 PSD (図 8(a)) に着目すると、台車枠スカイフック制御を行うと(図中 Sky-hook), 従来品パッシブ軸ダンパを用いた場合(図中 Passive)に比較して 4~12Hz 付近で全体的に振動が減少した。その結果、車体中央上下振動加速度 PSD (図 8(b)) は制御なしに比べて 8.2Hz のピークが約 1/3 に減少し、その付近の周波数帯の振動も全体的に減少した。この傾向は台車直上においても同様である(図 8(c))。

一方、LQG 制御によって車体の 1 次曲げ振動を選択的に低減した場合の結果を図 8 に併記する(図中 LQG)。台車枠振動加速度 PSD (図 8(a)) は、車体 1 次曲げ固有振動数である 8.2Hz 付近が選択的に低減されているが、8.2Hz の振動加速度 PSD 値はスカイフック制御よりも LQG 制御の方が若干大きい値となった。しかし、車体中央上下振動加速度 PSD (図 8(b)) では 8.2Hz のピークが約 1/9 に減少しスカイフック制御以上の効果を示した。これは、文献⁽¹⁰⁾に示されているように、LQG 制御が車体 1 次曲げ振動の原因となる前後台車同相の上下振動加速度を選択的に低減しているためである。本シミュレーションにおいても、8.2Hz における前後台車の上下振動加速度の同相成分の PSD を計算すると、従来品パッシブ軸ダンパ使用時は $0.28(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$, スカイフック制御は $0.077(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ であるのに対し、

Table 1 Specification parameters of carbody & truck

parameter	value	parameter	value
m_B	27,000 kg	J_B	$1.38 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
m_{Ti}	2,860 kg	J_{Ti}	$3.40 \times 10^2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
k_{Wi}	$1.78 \times 10^7 \text{ N/m}$	c_{Wi}	$1.23 \times 10^5 \text{ N/(m/s)}$
k_{Ai}	$1.07 \times 10^6 \text{ N/m}$	c_{Ai}	$5.88 \times 10^4 \text{ N/m}$
l_{Wi}	2.50 m	l_B	24.5 m
l_{TC}	8.75 m	l_C	12.25 m
ζ_1	0.83	ω_1	$2\pi \times 8.2$

Fig. 7 Comparison of acceleration PSD at the floor of carbody center between simulation (using 7-DOF model) and running test

LQG 制御は $0.032(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ であり、この振動成分は LQG 制御を使用した場合に最小となった。

鉄道車両の代表的な乗り心地評価指標である乗り心

地レベル (L_T) による比較を行った。周波数 f 、車体振動加速度パワースペクトル密度 P_a 、乗り心地フィルタの周波数重みを $W_{LT}(f)$ とすると、 L_T は

$$L_T \text{ (dB)} = 10 \log_{10} \frac{1}{\alpha_{ref}} \int_{f_1}^{f_2} W_{LT}^2(f) P_a df \quad (12)$$

で与えられる。ここに、 $\alpha_{ref} = 1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$ 、 $f_1 = 0.5 \text{ Hz}$ 、 $f_2 = 80 \text{ Hz}$ である。 W_{LT} は振動に対する人間の感度を表し、上下方向に関しては $4 \sim 8 \text{ Hz}$ に大きな重みがかけられている⁽¹⁴⁾。 L_T は値が小さいほど乗り心地が良いことを表し、 L_T 値で $3 \sim 5 \text{ dB}$ 以上差異があれば乗客が乗り心地の差を体感できるといわれている⁽¹⁵⁾。

L_T 値の計算結果を図中凡例に記載する。制御を行うことにより従来品パッシブ軸ダンパを用いた場合と比較して車体中央で $2.5 \sim 3 \text{ dB}$ 程度 L_T 値を改善できた。

6. 実車走行試験による検証

6.1 試験条件 走行試験は、西日本旅客鉄道(株)の協力を得て山陽新幹線において実施した。試験対象車両は車体長さ 24.5 m の新幹線車両であり、諸元の同定結果は表 1 に示したとおりである。

6.2 定置加振試験による車体の固有振動モード測定 車体の振動モードを把握するため、走行試験に先立ち試験対象車両に試験機材を積載した状態で定置加振試験を実施した。測定点は、床面 17 点(上下方向)、天井 13 点(上下方向)、側面 6 点(左右方向)とし、圧電式加速度センサを用いて振動加速度の測定を行った。車体の加振は、最大出力約 1 kN の動電型加振器を用い、空気ばね直近をロードセルを取り付けた加振棒を介して加振した。加振波形は、 $5 \sim 30 \text{ Hz}$ の周波数成分を持つバンドランダム波を用いた。

試験結果より線形予測モデルを用いて同定した⁽¹⁶⁾車体の振動モードのうち、とくに乗り心地に影響が大きいと考えられる $4 \sim 8 \text{ Hz}$ 帯に近い固有振動数を持つものを図 9 に示す。図 9(a) は制振対象である車体 1 次曲げモード、図 9(b)(c) は車体のねじれを伴ったモードである。なお、これらの振動モードについて実走行時の乗り心地 (L_T 値) への影響を調査したところ、図 9(a) の振動モードに比べて、図 9(b)(c) の振動モードの影響は比較的小さかったため、制御に際してこれら

(a) Acceleration PSD of the rear truck

(b) Acceleration PSD at the floor of carbody center

(c) Acceleration PSD at the floor above the rear truck

Fig. 8 Simulated acceleration PSD with/without controlling the force of axle dampers

Fig. 9 Mode shapes of the Shinkansen vehicle carbody

の振動モードはとくに考慮しないこととした。

6.3 走行試験による振動低減効果の検証 走行試験では同一区間（試験区間長さ約50km）を同一速度で数回走行し、軸ダンパの条件（従来品パッシブ軸ダンパ／開発品可変減衰軸ダンパ）、制御則および制御ゲインの変更を行って振動測定を実施した。実車への可変減衰軸ダンパの取り付け状況を図10に示す。走行安全性を監視するため、制御中は車輪の輪重および横圧を常時測定しながら走行した。なお、試験区間には、曲線／直線、トンネル／橋梁／駅、バラスト軌道／スラブ軌道、など様々な軌道条件が含まれている。

300km/h等速走行区間のうち約5km（約60s）について、車両の上下振動加速度PSD計算結果を図11(a)～(c)に示す。FFT計算条件は5節と同様である。

スカイフック制御を行うと（図中Sky-hook）、台車枠上下振動加速度（図11(a)）は制御なし（図中Passive）の場合に比べて5～12Hz付近の成分が全体的に減少した。その結果、車体中央の上下振動加速度PSD（図11(b)）の車体1次曲げ振動による8.2Hzのピーク値は、制御なしの場合の約1/5に減少し、その付近の周波数帯の振動も全体的に低減することができた。この傾向は台車直上（図11(c)）においても同様である。

一方、LQG制御によって車体の1次曲げ振動を選択的に低減するよう制御を行うと、9Hz付近の台車枠上下振動加速度が選択的に減少し（図11(a) LQG）、その結果車体中央の上下振動加速度PSD（図11(b)）の8.2Hzのピーク値を制御なしの場合の約1/5に低減できた。ただし、LQG制御では車体1次曲げ振動を選択的に低減しているため、その前後の周波数帯の振動の低減効果はあまりみられなかった。この傾向は台車直上（図11(c)）においても同様である。

以上の制振効果は、5.2節のシミュレーション結果と同様の傾向を示しており、制振対象とした1次曲げ振動以外の振動の増加も特に認められず、概ね意図した通りの制御を行うことができたと考えられる。ただし、LQG制御を行った場合の車体1次曲げ振動低減

Fig. 10 Installation of variable axle damper

効果はシミュレーションによる結果と比較して若干小さくなった。この原因として、モデル化誤差や可変減衰軸ダンパの速度依存性による入出力変換係数（図3のグラフの傾きに相当）の誤差などが考えられる。

6.4 走行試験による乗り心地改善効果の検証 それぞれのケースに対して乗り心地レベルを計算した。制御なしの場合を基準とした L_T 値の差を図中凡例に ΔL_T として示す。車体中央での L_T 値低減量は、制御なしの場合に比較してスカイフック制御で3.2dB, LQG

(a) Acceleration PSD of the rear truck

(b) Acceleration PSD at the floor of carbody center

(c) Acceleration PSD at the floor above the rear truck

Fig. 11 Acceleration PSD at running test with/without controlling the force of axle dampers

制御では2.6dBとなり、とくにスカイフック制御による L_T 値改善効果が高かった。台車直上における L_T 改善効果は、いずれも1.6dB低減でありほぼ同等である。

各周波数帯域の振動の L_T 値への寄与度を調べるため、図11(b)(c)に示した車体上下振動加速度PSDに対して L_T 計算の際に用いる乗り心地フィルタ⁽¹⁴⁾を適用して感覚補正を行い、オクターブバンドごとの感覚補正振動加速度パワーを計算した結果を図12に示す。

車体中央(図12(a))では、8Hz帯の振動成分の L_T 値への寄与が大きく、制御によってこの成分が約1/3に減少した結果、 L_T 値が大幅に低減したことがわかる。一方、台車直上(図12(b))では、8Hz帯以外にも、32Hz帯と2Hz帯の振動成分の L_T 値への寄与が大きいため、8Hz帯の振動を低減しても L_T の低減効果は車体中央ほど大きくないことがわかる。

走行試験区間全体での乗り心地改善効果を確認するため、試験区間全体(約50km)に対して車体中央における0.5km刻み20秒間の L_T 値(短時間 L_T 値と呼ぶ)を計算した結果を図13に示す。制御を行うことにより全区間において短時間 L_T 値が減少し、とくに走行速度300km/hの区間では概ね3dB程度の L_T 値改善効果がみられ、本システムが区間によらず安定した乗り心地改善効果を発揮していることがわかる。

(a) at the floor of carbody center

(b) at the floor above the rear truck

Fig. 12 Octave band weighted acceleration power at the running test

7. 走行試験結果のまとめ

1次ばね系の減衰制御システムによる振動低減効果・乗り心地改善効果について、新幹線車両による主要な走行試験結果を以下にまとめる。

- 台車枠のスカイフック制御則(モデルに基づかない制御則)、およびLQG制御則(モデルに基づく制御則)のいずれによっても車体1次曲げ振動を制御なしの場合の約1/5に低減できた(車体中央振動加速度PSDピーク値比)。制御による他の周波数帯の振動の増加はとくに認められなかった。
- L_T 値(乗り心地評価指標)は制御によって最大3.2dB改善し、乗り心地改善効果が体感できるレベルに達した。なお、今回の試験ではとくにスカイフック制御の L_T 値改善効果が高かったが、これはスカイフック制御が車体1次曲げモード以外の振動成分も低減したことが寄与している。
- 走行試験を実施した全区間を対象に短時間 L_T 値を計算したところ、制御則によらず全区間に対して乗り心地改善効果がみられ、とくに車体中央では、300km/h走行時には区間によらず概ね3dB程度の L_T 値改善効果があった。

なお、制御則による振動低減・乗り心地改善効果の優劣については、車両諸元や走行条件に依存する可能性が高いため、他の車両や線区での試験結果をふまえて改めて検討を行う予定である。

8. 結 言

新幹線車両の営業線における1次ばね系の減衰制御システムの走行試験は今回が初めての試みであったが、優れた振動低減・乗り心地改善効果を実証できた。

このシステムは比較的単純な構成および制御則によって車体1次曲げ振動の低減が可能であり、既存車両に対してもダンパ交換とセンサ・制御装置搭載により車両側の大きな改造をすることなく実装できるため、

Fig. 13 Short-time riding quality level at the running test with/without control at the floor of carbody center

実用性が高いと考えられる。今後、今回の車両と諸元の異なる車両を用いた走行試験による評価や、本システムの実用化に向けた検討を実施する予定である。

最後に、貴重なフィールドを提供し試験にご協力頂いた西日本旅客鉄道(株)、可変減衰軸ダンパ開発にご尽力頂いた(株)日立製作所オートモティブシステムグループの関係各位に心より感謝の意を表する。

付 録

本文中で用いた記号およびその意味を以下に記す。

z_{wij}	軸箱上下変位
z_{Trij}	軸ばね上下変位
z_{Bri}	空気ばね上下変位
z_B, θ_B	車体の上下並進変位, ピッチング角
q_B	車体の上下1次曲げモード変位
m_B, J_B	車体質量, ピッチング慣性モーメント
$\phi_1(\)$	車体の1次曲げモード固有関数
ζ_1, ω_1	車体の1次曲げモード減衰係数, 固有角周波数
m_{Ti}, J_{Ti}	台車枠質量, ピッチング慣性モーメント
z_{Ti}, θ_{Ti}	台車枠の上下並進変位, ピッチング角
k_{wij}	軸ばねのばね定数 (1軸あたり)
c_{wij}	軸ダンパの減衰定数 (1軸あたり)
k_{Ai}	空気ばねのばね定数 (1台車あたり)
c_{Ai}	空気ばねの減衰定数 (1台車あたり)
l_B, l_C	車体長, および車端から車体中心までの距離
l_{T1}	車端から前位台車中心までの距離
l_{T2}	車端から後位台車中心までの距離
l_{wi}, l_{TC}	車軸中心間距離, 台車中心間距離
v_{dij}	軸ダンパのピストン速度 (上下速度)
u_{dij}	可変減衰軸ダンパへの力指令値
T_{cd}	可変減衰軸ダンパの応答遅れ時定数
u_{drij}	可変減衰軸ダンパの応答遅れ T_{cd} を考慮した中間変数
α_d, β_d	可変減衰軸ダンパの特性を表す定数
c_{sz}	台車枠上下並進成分スカイフックゲイン
$c_{s\theta}$	台車枠ピッチング成分スカイフックゲイン

文 献

- (1) Suzuki, Y. and Akutsu, K., A Method for Theoretical Analysis of Flexural Vibration of Car Body Structure – A study on relationship between flexural rigidity of car body structure and riding comfort –, *RTRI Report*, Vol.3, No.2(1989), pp.44-50.
- (2) Suzuki, Y., Study on Analytical Method for Vibration of Railway Vehicle and its Damping Method, *RTRI Report, Special Issue*, No.16(1997).
- (3) Tomioka, T. and Takigami, T., Suppression of Bending Vibration of Railway Vehicle Carbody by using Carbody-Truck Interaction, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.70, No.696(2004), pp.2419-2426.
- (4) Nagai, M. and Sawada, Y., Active Suspension Control for the Flexible Structure of an Elastic Vehicle Body (Theoretical Analysis for Control of Rigid Body Motion and Elastic Vibration), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.53, No.492(1987), pp.1750-1757.
- (5) Kambayashi, K., Usui, S., Ohtsuka, T., Matsushima, H. and Dambata, K., Development of an Active Vibration Control Systems for High Speed Railway Vehicles (in Japanese), *Proceedings of the 5th Jointed Railway Technology Symposium (J-Rail'98)*, (1998), pp.499-502.
- (6) Miyajima, A., Nishigaito, T., Higaki, H., Makino, K., Todor, S., Hiraishi, M. and Yoshida, K., Development of an Electric Active Mass Damper for Reducing the Vertical Bending Vibration of a Railway Car Body (Outline and Result of Experiment), *Proceedings of the 7th Transportation and Logistics Conference (Translog '98)*, (1998), pp.353-354.
- (7) Umehara, R., Ono, N. and Yoshida, K., Bilinear Optimal Control of Semi-Active Suspension Taking Account of Coupled Vibration of Elastic Carbody and Truck, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.69, No.686(2003), pp.2572-2579.
- (8) Sugahara, Y., Takigami, T. and Sampei, M., Vertical Vibration Suppression of Railway Vehicle by Using Variable Coefficient Axle Dampers, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.72, No.721(2006), pp.2770-2778.
- (9) Sugahara, Y. and Takigami, T., A Basic Study on Suppressing Vertical Vibration of Railway Vehicle by Controlling Force of Axle Dampers, *Proceedings of the 12th Transportation and Logistics Conference (Translog 2003)*, (2003), pp.103-106.
- (10) Sugahara, Y., Takigami, T., Kazato, A., Koganei, R. and Sampei, M., Suppression of Vertical Vibration in Railway Vehicles by Damping Force Control of Primary Suspension Using an LQG Controller, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.2, No.1(2008), pp.251-262.
- (11) Kimura, T., Development of Semi-Active Suspension System, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.58, No.4(2004), pp.76-80.
- (12) D. Karnopp, M.J. Crospy, and R.A. Harwood, Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Engineering for Industry*, (1974-5), pp.619-626.
- (13) Tanifuji, K., Nagai, K. and Nagaya, K., Vertical Body-Bending Vibration of a Bogie Car Running at High Speed (Effects of Averaged Track Roughness due to the Length between the Trucks), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.56, No.529(1990), pp.2327-2334.
- (14) Tanifuji, K., The Development of Car-Vibration Analyzing System for Maintenance of Riding Quality (1st Report, Outline of the Vibration Analyzing System), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.52, No.481(1986), pp.2405-2408.
- (15) Yamazaki, K., Kobayashi, I., Sampei, S., Nishimoto, Y. and Kuramata, T., A study on the evaluation of ride comfort (in Japanese), *Bulletin of Railway Labor Science Research Institute*, Vol.36, pp.57-73 (1982), ISSN 0285-8657.
- (16) Takigami, T. and Tomioka, T., Analysis of Vehicle Vibration Using Linear Prediction Model, *RTRI Report*, Vol.15, No.5(2001), pp.35-40.