

1416 2次ばね系の油圧ダンパの減衰力制御による車体上下振動の低減

○正[機] 小島 崇 (鉄道総研) 正[機] 菅原能生 (鉄道総研)
森下隼人 (鉄道総研) 正[機] 風戸昭人 (鉄道総研)

Suppression of vertical vibration in railway car bodies by damping control of secondary suspension oil dampers

Takashi Kojima, Railway Technical Research Institute, 2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo
Yoshiki Sugahara, Railway Technical Research Institute
Hayato Morishita, Railway Technical Research Institute
Akihito Kazato, Railway Technical Research Institute

This study presents a vibration suppression system by controlling the damping force of vertical oil dampers mounted parallel with air springs for improving vertical riding quality in railway vehicles. The controller controls four variable coefficient vertical dampers based on skyhook control theory by using accelerometers attached on cabin floor. The developed system including the dampers has been installed onto an existing vehicle, and a running test for its validation has been carried out in a service line. The damping control has reduced significantly the vibration of the natural frequency of the car body. This reducing effect has been higher than the effect obtained with passive dampers. The riding quality L_T during the control has been improved by 1.3 dB compared to without the control, in a section with rail joints which causes remarkable vibration. The result demonstrates this system is effective in improving vertical riding quality.

Keywords: railway, vibration control, riding quality, semi-active suspension, skyhook control

1. はじめに

鉄道車両の台車と車体の間には、車体荷重を支持しつつ台車から車体へ伝わる振動を絶縁するために、まくらばねが設けられている。古くは金属のコイルばねと油圧ダンパを組み合わせたものを使用していたが、近年では空気ばねが用いられる。空気ばねは、金属ばねに比べて柔らかいばね特性を実現でき、高周波のびびり振動の吸収に優れ、また、空気ばねと補助空気室の間に適当な絞りを設けることによって減衰を得ることができ、油圧ダンパが省略できる利点を持つ。しかし、1~2 Hz付近にある車体-空気ばね系の上下固有振動が乗客に“ふわふわ”とした不快な感覚を与えることがある。

このような車体の固有振動を抑制する方法の一つに、空気ばねの絞り径を調整することがあげられるが、空気ばねは、絞り径を小さくするほど空気圧縮性により高周波域の減衰性能が著しく悪くなるため、一定の絞り径では広い周波数域に対して良好な減衰性能が得られない。筆者らは、絞りを可変にして制御することにより車体上下振動を低減するシステムを開発し、走行試験等によりその効果を示した⁽¹⁾。しかし、空気圧によって、より優れた制振効果を得ることは難しい。

油圧を利用して台車-車体間の上下ばね系を制御し、車体の固有振動を低減する検討は過去に行われ、油圧アクチュエータのアクティブ制御⁽²⁾や、可変減衰ダンパを内蔵した空気ばねを用いたセミアクティブ制御⁽³⁾などがある。いずれも走行試験により高い制振効果を得ているが、コストやメンテナンス性に不利があった。

本研究では、簡易で実用的なシステムとして、空気ばねに並列して取り付ける上下方向の油圧ダンパ (以下、縦ダンパ) の減衰力を制御することにより、車体上下振動を低減し乗り心地を向上するシステムを開発する。特に、不快を感じる車体の剛体モードの固有振動の低減をはかる。本稿では、その制振制御システムと実車走行試験による検証について述べる。

2. システム構成

2.1 制御システム

制御システムの構成を図1、図2に示す。縦ダンパコントローラは、車体床面に取り付けた4つの加速度センサの情報にもとづいて制振に必要な減衰力を計算する。バルブドライバは、4つの可変減衰縦ダンパへの指令電流値を制御する。制御装置の健全性の監視は、切り替え器に内蔵された

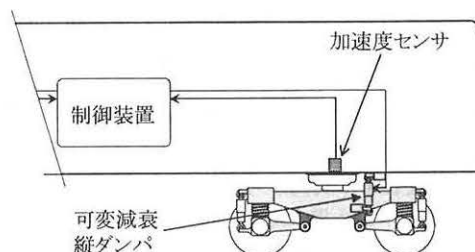


図1 制振制御システムの概略

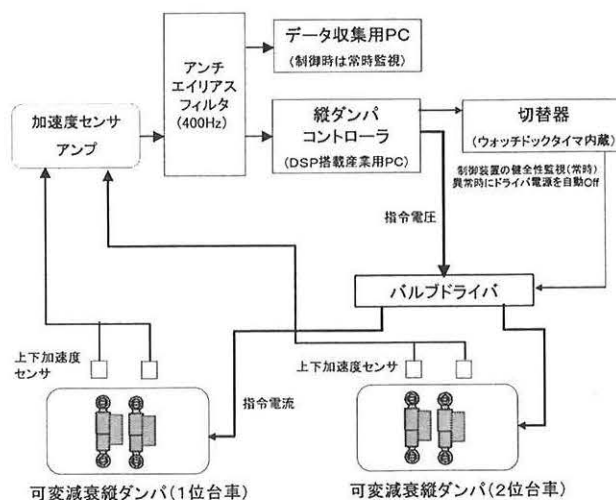


図2 制御システムの構成

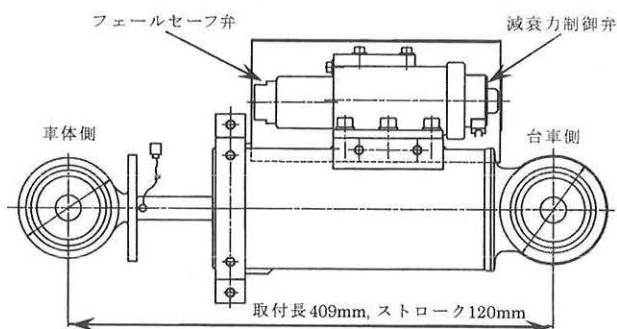


図3 可変減衰縦ダンパ

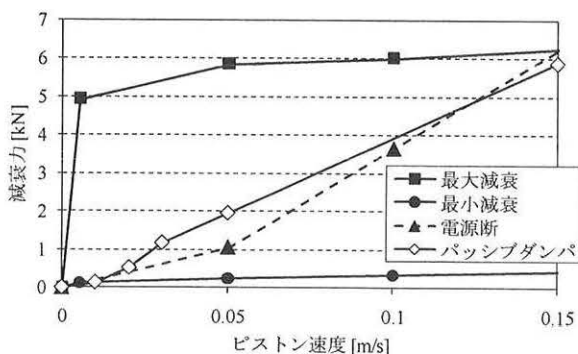


図4 可変減衰縦ダンパの減衰力特性

ウォッチドッグタイマによって行う。

2.2 可変減衰縦ダンパ

可変減衰縦ダンパは、通常のパッシブダンパの側面に制御弁（減衰制御弁およびフェールセーフ弁）を追加したような構造となっている（図3）。1次ばね系減衰制御システムにおいて実績のある可変減衰軸ダンパ⁽⁴⁾と同様の構造である。

可変減衰縦ダンパの減衰力特性を図4に示す。このダンパは、最小減衰（●印）から最大減衰（■印）まで、減衰力制御弁への指令電流により減衰力を連続的に制御でき、また、負の減衰係数が要求されるときに最小減衰にする構造（Karnoppの切替則）を持っている。そのため、ダンパのピストン変位を測定せずに制御が可能となっている。

システム電源未投入時には、切替弁により片効きのパッシブダンパに近い特性（▲印）となるようにし、フェールセーフ性を考慮している。

また、減衰力制御弁のほかに安全弁に相当するリリーフ弁がダンパに内蔵されており、減衰力制御弁が故障した場合でも6kN程度で油圧がリリーフするようになっている。

2.3 制御則

車体の各振動モードに対してスカイフック制御則を適用する。車体床面に取り付けられた4つの加速度センサで測定される上下加速度から、車体の上下並進加速度、ピッチング加速度、ローリング加速度を求め、それぞれフィルタにより積分、スカイフックゲインを乗じた各モードの必要な減衰力から、各可変減衰縦ダンパへの指令値を算出する。

3. 実車走行試験による検証

可変減衰縦ダンパと制御システムを実車両に取り付け、営業線を試験走行し、効果を検証する。

3.1 試験方法

使用した車両は、長さ20mのステンレス鋼製車体の在来線電車で、台車中心間距離は13.8mである。可変減衰縦ダンパを車両に取り付けた状況を図5に示す。

加速度センサを車体床面に図6のように配置する。この

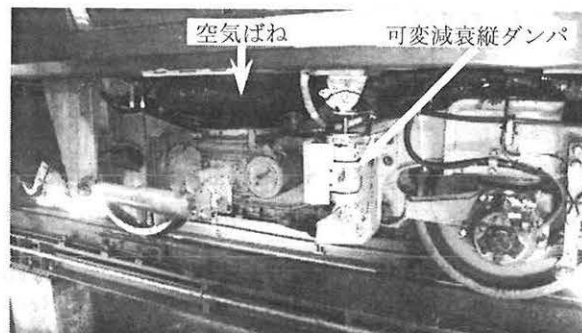


図5 車両に取り付けた可変減衰縦ダンパ



図6 車体床面の加速度センサの配置（平面図）



図7 車体床面に取り付けた加速度センサ

うち、可変減衰縦ダンパの制御に用いるセンサは、S1～S4（■印）であり、その他は評価用である。図7に、制御用の加速度センサを床面に取り付けた状況を示す。

優れた振動低減効果を得るためには、2次ばね系全体の減衰力可変範囲を極力広くとれることが望ましい。そこで、空気ばねと補助空気室の間に設けられている絞りを取り外し、2次ばね系の減衰要素を可変減衰縦ダンパに負担させるようにした。

試験走行区間のうち、特徴的な線路条件を持つ評価区間をいくつか設定し、縦ダンパの条件ごとに複数回定速走行し、同じ評価区間における結果を比較する。縦ダンパの条件は、可変減衰縦ダンパの電源断状態（非制御）、制御状態、およびパッシブ縦ダンパの3種類を用意する。このパッシブ縦ダンパは、図4（◇印）に示すような減衰係数40kN/(m/s)の一般的な油圧ダンパであり、可変減衰縦ダンパ電源断状態よりも高い減衰係数である。本検討では減衰の小さい電源断状態を基準として可変減衰縦ダンパの制振システムによる振動低減効果を評価する。

振動乗り心地を評価するために、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) ⁽⁵⁾を用いる。 L_T 値は、人間の振動感覚特性で補正した振動加速度の実効値を、基準振動加速度に対する比で表したものである。値が小さいほど乗り心地がよいことを表す。本論文では、電源断状態を基準とした相対値 ΔL_T を示す。

3.2 測定結果

3.2.1 一般的なロングレール区間

緩やかな曲線、橋梁、踏切を含む一般的なロングレール区間(長さ 2.3 km)を、一定速度 110 km/h で走行した 77 s 間の車体上下加速度のパワースペクトル密度 (PSD) を図 8 に示す。台車直上は、進行前側の台車中心上であり図 6 の C6 の位置、車体中央は C4 の位置を示す。制御ありは、車体の上下並進モードの振動のみを制御した結果である。

いずれの加速度 PSD においても 1.5 Hz 付近が卓越している。次項に述べる異なる走行速度の結果(図 10)と比べても周波数が変わらないことと、車体上下振動の固有振動数に近いことから、この卓越した振動は、車体の剛体モードの固有振動である。

車体中央(図 8(b))の加速度 PSD において 1, 3, 5 Hz 前後に谷が存在する。走行速度 110 km/h において前後の台車の振動が幾何学的に逆相となる周波数を計算すると、1.1, 3.3, 5.5, ... Hz であり、これらの PSD の谷は空間フィルタ効果⁽⁶⁾によるものである。

可変減衰縦ダンパ非制御(電源断)とパッシブ縦ダンパを比較すると、台車直上において、可変減衰縦ダンパ非制御よりも減衰の大きいパッシブ縦ダンパの方が、車体剛体モードの振動である 1~2 Hz 付近の振動が小さいが、2 Hz 以上の高周波振動が大きい。車体中央においては、パッシブ縦ダンパによる車体剛体モードの振動低減はわずかであるのに対して高周波振動が増大している。その結果、乗り心地レベル (L_T) は、可変減衰縦ダンパ非制御よりパッシブ縦ダンパの方が大きくなっている。

可変減衰縦ダンパの非制御時と制御時を比較すると、車体剛体モードの振動は、制御を行うことで顕著に小さくなっている。2 Hz 以上の振動は、制御時に若干増大しているが、車体剛体モードの振動低減が十分に大きいので、 L_T 値は減少している。

図 9 は、図 8 に示した区間のうち、直線区間の 10 s 間の車体上下加速度である。4~6 s 付近において、加速度の振幅が、非制御時よりも制御時の方が小さくなっており、車体剛体モードの振動が制御によって低減されていることがわかる。また、車体中央(図 8(b))よりも台車直上(図 8(a))の方がその効果が大きい傾向がある。

可変減衰縦ダンパの制振システムは、高周波振動の増大を抑えつつ車体剛体モードの振動を低減し、パッシブダンパでは得られない振動低減効果を提供することを確認した。

3.2.2 定尺レールの曲線区間

定尺レールの R500 の曲線区間(長さ 0.5 km)を、一定速度 100 km/h で走行した 18 s 間の車体上下加速度の PSD を図 10 に示す。非制御時における 1~2 Hz 付近の車体剛体モードの振動は、前項のロングレール区間(図 9)よりも大きい。制御によって、台車直上、車体中央いずれにおいても顕著に小さくなっている。その結果、定尺レール区間の L_T 値低減量はロングレール区間(図 9)と比較しても大きく、振動低減効果が高いことがわかる。

その他の区間についても比較した結果、車体剛体モードの振動が顕著な区間において制御による振動低減効果が高くなる傾向があった。軌道整備にコストのかけられない閑散線区など、軌道状態の良くない区間において高い乗り心地向上効果が得られる可能性がある。

3.2.3 分岐器通過時のロール振動

分岐器の分岐側を速度 40 km/h で通過した際の車体のロール角速度、左右加速度、ダンパのピストン速度、減衰力を図 11 に示す。制御ありは、車体のロール振動のみを制御し

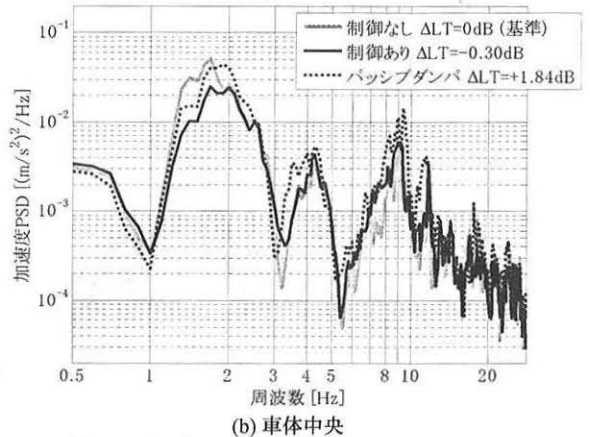
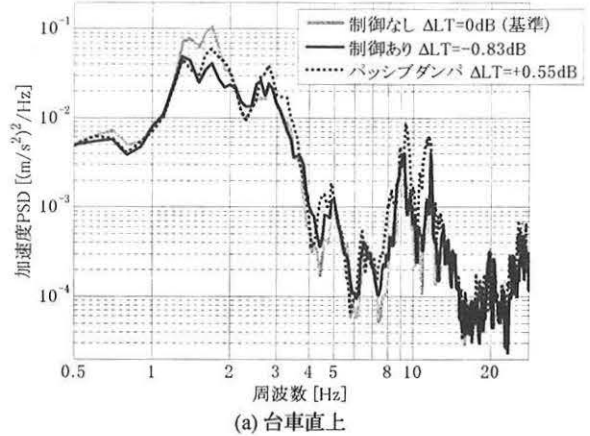


図 8 ロングレール区間の車体上下加速度 PSD

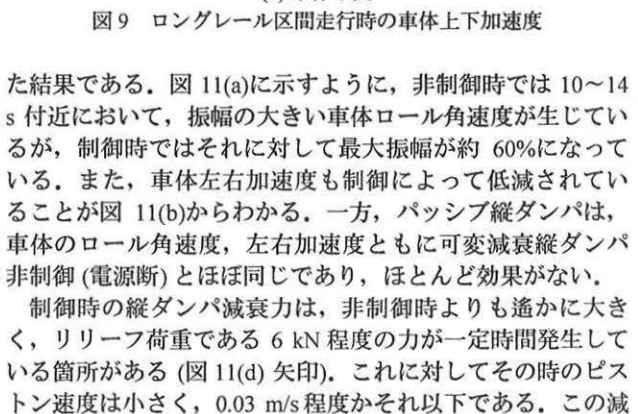
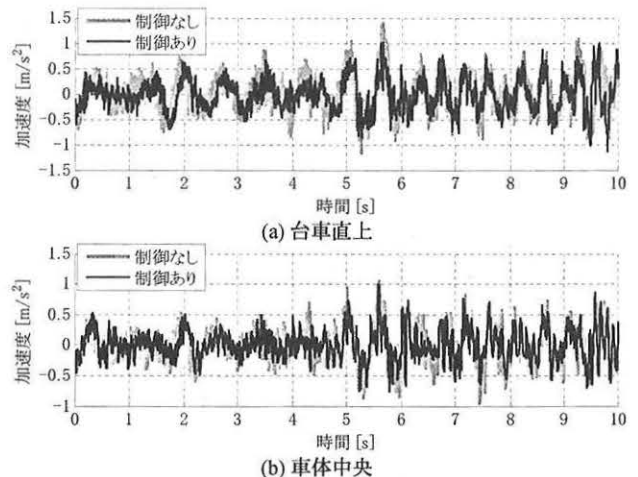


図 9 ロングレール区間走行時の車体上下加速度

た結果である。図 11(a)に示すように、非制御時には 10~14 s 付近において、振幅の大きい車体ロール角速度が生じているが、制御時にはそれに対して最大振幅が約 60% になっている。また、車体左右加速度も制御によって低減されていることが図 11(b)からわかる。一方、パッシブ縦ダンパは、車体のロール角速度、左右加速度とともに可変減衰縦ダンパ非制御(電源断)とほぼ同じであり、ほとんど効果がない。

制御時の縦ダンパ減衰力は、非制御時よりも遙かに大きく、リリーフ荷重である 6 kN 程度の力が一定時間発生している箇所がある(図 11(d) 矢印)。これに対してその時のピストン速度は小さく、0.03 m/s 程度かそれ以下である。この減

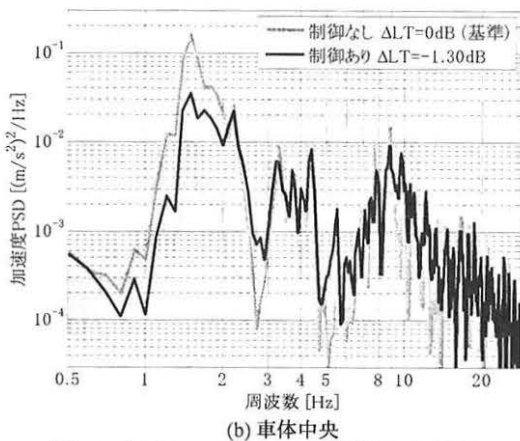
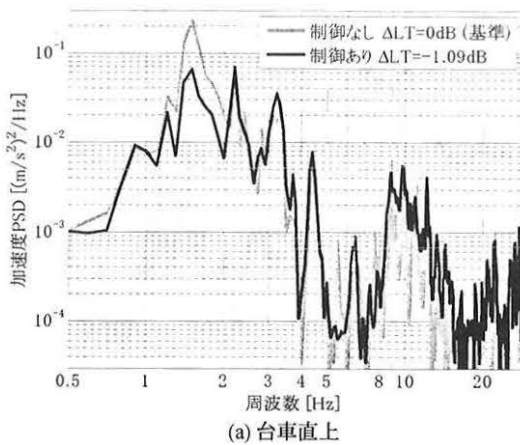


図 10 定尺レール曲線区間の車体上下加速度 PSD

衰力をパッシブダンパで得るには、200 kN/(m/s) 程度の減衰係数が必要になるが、このような非常に高い減衰係数は高周波振動を著しく増加させることが推測される。したがって、図 11 に示すような振動低減は、単に減衰係数の高いパッシブダンパでは実現することは困難であり、減衰力を制御することによってはじめて可能になると考えられる。ただし、ロール振動低減には特別に高い制御ゲインを用いるため、走行速度により分岐器通過時に制御パラメータを切り替えるなどの方法が必要になると考えられる。

4. ま と め

鉄道車両の車体剛体モードの上下固有振動を低減して乗り心地を向上する簡易で実用的な方法として、空気ばねと並列して取り付けられる可変減衰縦ダンパとその制御システムを提案、試作を行い、在来線電車で適用し走行試験を行った。結果を以下にまとめる。

- (1) 可変減衰縦ダンパにスカイフック制御を適用することにより、高周波の振動の増大を抑えつつ 1~2 Hz 付近の車体剛体モードの上下固有振動を低減でき、パッシブダンパでは得られない高い振動低減を実現することができた。
- (2) 車体剛体モードの固有振動が大きい場合に、減衰力制御による振動低減および乗り心地向上の効果は大きくなる傾向があることがわかった。軌道状態の良い線区において高い乗り心地向上効果が得られる可能性がある。
- (3) 分岐器分岐側を通過する際のロール振動および左右振動が減衰力制御により低減できた。ただし、高い

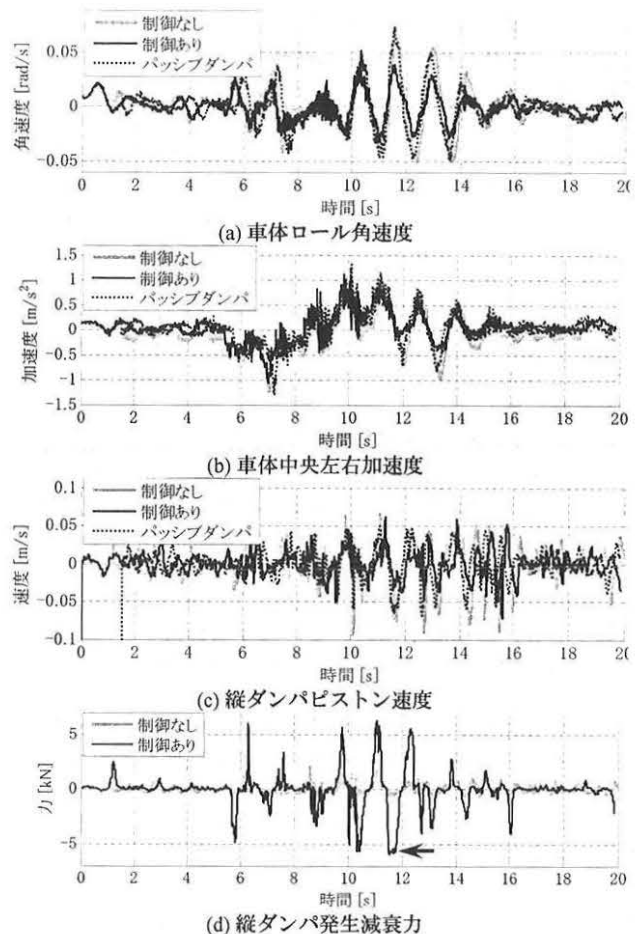


図 11 分岐器通過時の結果

制御ゲインを必要とするため、通常走行時と制御パラメータを切り替えるなどの方法が必要になると考えられる。

今後は、軌道整備基準の低い線区において走行試験を行い効果を確認する予定である。

本走行試験は、西日本旅客鉄道(株)に貴重なフィールドをご提供、ご協力いただき実施した。また、可変減衰縦ダンパの開発に日立オートモティブシステムズ(株)にご尽力いただいた。ここに記して感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) 風戸昭人ほか、絞り制御弁内蔵型空気ばねを用いた鉄道車両の車体上下振動低減、平成 19 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集、pp. 91-93, 2007
- (2) 上林賢治郎ほか、上下系アクティブ制振制御装置の開発 (300X 新幹線電車での走行試験結果)、平成 10 年鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL'98)、pp. 499-502, 1998
- (3) 菅原能生ほか、鉄道車両用上下セミアクティブサスペンションの実車走行試験、平成 14 年鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL2002)、pp. 155-158, 2002
- (4) 菅原能生ほか、鉄道車両の一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)、日本機械学会論文集 (C 編)、74 巻 741 号、pp. 1222-1230, 2008
- (5) 谷藤克也、乗り心地管理のための振動解析システムの開発 (第 1 報、振動解析システムの概要)、日本機械学会論文集 (C 編)、52 巻、481 号、pp. 2405-2408, 1986
- (6) 谷藤克也ほか、高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動 (台車間隔による軌道不整量平均化の影響)、日本機械学会論文集 (C 編)、56 巻 529 号、pp. 2327-2334, 1990