

振動の位相差に着目した上下ばね系の異常検出手法の開発

車両構造技術研究部 走り装置研究室

副主任研究員 小島 崇

1 はじめに

車両の上下系の振動乗り心地を向上する方法の一つとして、可変減衰機能を持つ油圧ダンパを用いて1次ばね系や2次ばね系の上下方向の減衰力を制御することにより、車体の振動を低減する制振制御システムを開発している⁽¹⁾⁽²⁾。実用化にあたっては、システムに何らかの異常が発生した場合に、それを検出して制御を停止する機能が必要になる。異常検出機能には、制御システム特有の故障に加え、油圧ダンパ本体の機械的故障の検出も求められる。ダンパ本体が正常に機能しているかどうかのモニタリングは、例えばひずみゲージなどをダンパに組み込み減衰力を直接計測すれば比較的容易に行えるが、ダンパにそのようなセンサを設けることは、センサの信頼性やコストの観点から実用には望ましくない。そこで、制振制御に使用する加速度センサで取得できるばね上質量の運動を用いてダンパの減衰力異常を検出する手法について検討し、上下並進運動とピッチングの両者の位相差を評価することによって、軸ダンパ(1次ばね系)およびまくらばねダンパ(2次ばね系)の減衰力異常を検出する手法を開発したので報告する。

2 上下並進運動とピッチングの位相差によるばね系の異常検出の原理

車体の上下系の運動は、台車の運動を無視すると図1に示すような単純なモデルで表現できる。台車中心間距離を $2l$ とし、走行速度 v を一定としてある周波数 ω に注目すると、軌道の上下変位 z_{R1}, z_{R2} は次式で表すことができる。

$$z_{R1} = A \sin \omega \left(t + \frac{l}{v} \right), \quad z_{R2} = A \sin \omega \left(t - \frac{l}{v} \right)$$

これを、車体に対する上下並進入力 z_R とピッチ入力 θ_R に変換すると次式が得られる。

$$z_R = \frac{z_{R1} + z_{R2}}{2} = A \cdot \cos \omega \frac{l}{v} \cdot \sin \omega t$$

$$\theta_R = \frac{z_{R2} - z_{R1}}{2l} = -\frac{A}{l} \cdot \sin \omega \frac{l}{v} \cdot \cos \omega t$$

この式から、 z_R と θ_R の位相差は、軌道変位(振幅) A によらず $\pm 90^\circ$ となることがわかる。

これらの入力に対する車体の上下並進変位 z 、ピッチ角 θ は、図2に示すブロック線図で表される。ここで、図中の各伝達関数は次式で定義され、車両の特性によって決まるものである。

$$G_z = \frac{(c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)}{ms^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)}, \quad G_{\theta r} = \frac{l(c_2 - c_1)s + l(k_2 - k_1)}{ms^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)}$$

$$G_{z\theta} = \frac{l(c_2 - c_1)s + l(k_2 - k_1)}{Js^2 + l^2(c_1 + c_2)s + l^2(k_1 + k_2)}, \quad G_\theta = \frac{l^2(c_1 + c_2)s + l^2(k_1 + k_2)}{Js^2 + l^2(c_1 + c_2)s + l^2(k_1 + k_2)}$$

ばね系が正常である状態を $k_1 = k_2, c_1 = c_2$ と仮定すると、 $G_{\theta z} = G_{z\theta} = 0$ となるので、上下並進運動とピッチングは独立する。したがって、車体の振動 z, θ の位相差は、軌道変位と走行速度によらず、入力 z_R, θ_R の位相差(すなわち $\pm 90^\circ$)と、車両の特性 $G_{zz}, G_{\theta\theta}$ の各位相遅れによって決まる。もし、

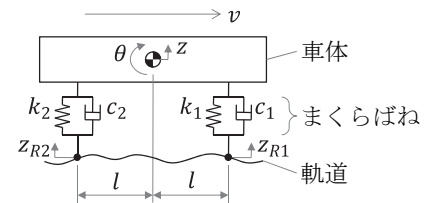


図1 車体の運動の単純モデル

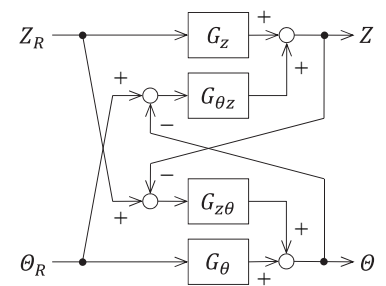


図2 ブロック線図

ばね系に異常が発生し、 k_1, k_2 や c_1, c_2 の一方が変化した場合、 $G_{zz}, G_{\theta\theta}$ の変化に加え、特に $G_{\theta z} \neq 0, G_{z\theta} \neq 0$ となることにより、 z と θ の位相差が正常時から変化すると考えられる。

以上は車体とまくらばねに注目したものであるが、台車枠と軸ばねに注目し、まくらばねの影響を無視すると、台車枠の上下系の運動も同様に図1のモデルで表現できる。したがって本手法は、注目する対象物を変えることによって、軸ダンパとまくらばねダンパの両者の異常検出に適用できると考えられる。

3 まくらばねダンパの異常検出

3.1 異常検出システムの構成

本異常検出手法を、可変減衰上下動まくらばねダンパを用いた制振制御システム⁽²⁾に適用したシステム構成を図3に示す。制振制御および異常検出共用の複数の加速度センサを、上下方向を感度軸として車体に取り付ける。各センサからの上下加速度の加減算により、異常検出に必要な車体の上下並進運動およびピッチングを求める。

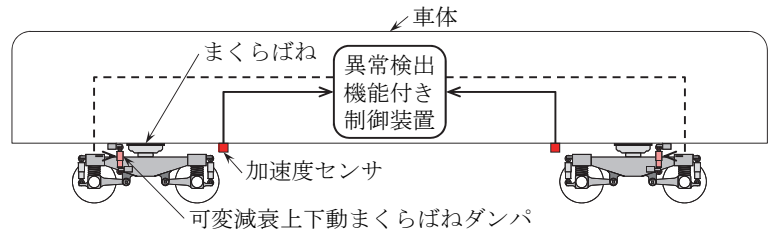


図3 制振制御システムに適用したまくらばねダンパの異常検出システムの構成

3.2 実験方法

制振制御システム⁽²⁾を適用した在来線車両を用いて本線走行試験を行った。試験車両の台車は、まくらばねにコイルばねを用いた揺れまくら吊り方式の台車である(図4)。制振制御システムは、車体に取り付けた4つの加速度センサ(図5)からの信号にもとづいて可変減衰上下動まくらばねダンパ(図4)の減衰力を制御する。4本すべてのダンパが制御された状態を正常とし、このうち1本のダンパの減衰を最小にすることによりダンパの減衰力異常を模擬した。正常、前台車左側ダンパ異常、後台車左側ダンパ異常の3条件で走行し、それぞれ加速度センサの信号を取得した。

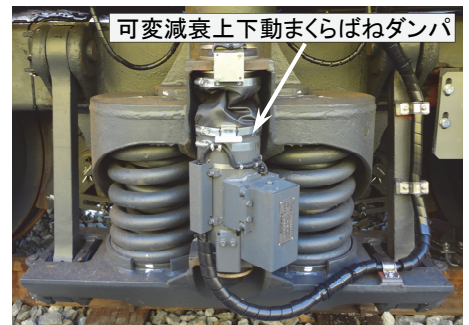


図4 可変減衰上下動まくらばねダンパ(異常検出対象)



図5 加速度センサ

3.3 結果

75 km/h 走行時の車体の上下並進加速度とピッチ角加速度を図6に示す。まくらばねダンパの正常時と異常時とを区別できるような明確な差異は生じないことがわかる。

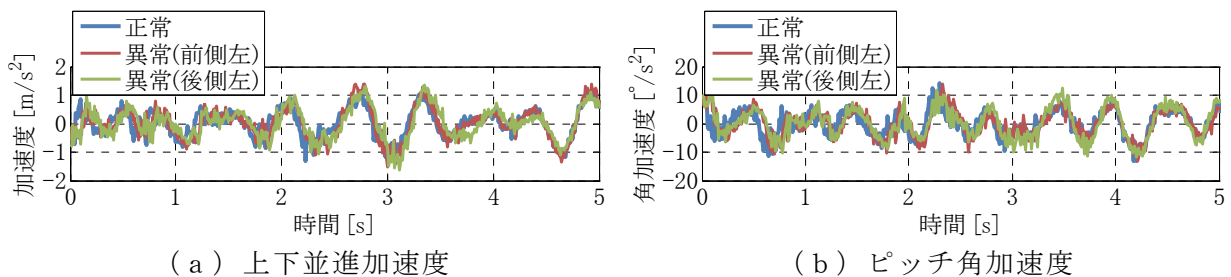


図6 車体の振動加速度の時刻歴

車体の上下並進運動とピッチングの位相差と、走行速度を図7に示す。この位相差は、各加速度信号の1.5 Hz前後の周波数成分をフィルタにより抽出した後、両者の符号（正負）を比較することによって近似的に求めたものである。また、走行速度が60 km/h以上の場合のみ位相差を計算するようにした。走行位置2 km付近において、走行速度が60 km/hになり位相差の計算が開始された。正常時の近似位相差は、60～65°の間でおおむね一定であるのに対し、前側ダンパ異常時では上昇、後側ダンパ異常時では下降した。

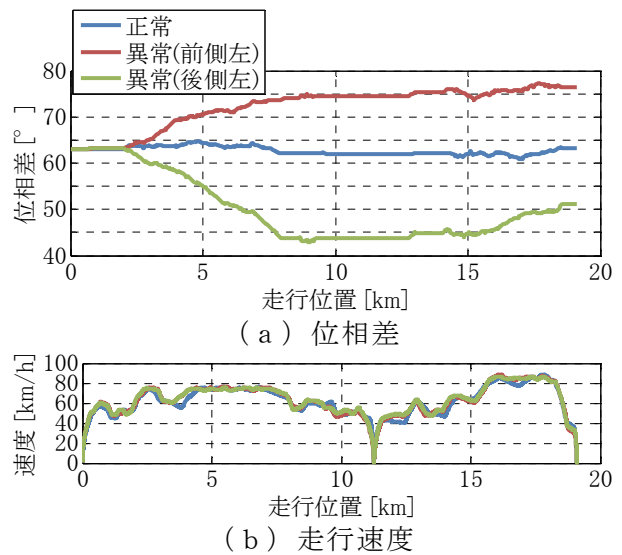


図7 車体の上下並進運動とピッチングの位相差

このように算出した位相差に対して、正常範囲（この場合、例えば55～70°）を設定し、正常範囲を上回ったときに前側ダンパ異常、下回ったときに後側ダンパ異常と判定すれば、まくらばねダンパの異常検出と、その異常ダンパの部位（前側または後側）の特定が走行中に可能になると考えられる。

3. 4 本異常検出手法を適用した制振制御システムの実用化

本異常検出手法は、制振制御システム⁽²⁾に組み込み実用化した。その制御装置を図8に示す。制御装置は、制振制御と並列して、車体振動加速度、走行速度、進行方向の情報にもとづいて位相差計算としきい値判定処理を行う。位相差がしきい値を一定時間以上超過した場合にダンパ異常と判定し、制振制御を停止して通常のパッシブまくらばねダンパとして動作させる。また、制御装置に取り付けられたLEDに異常ダンパ部位などの異常種別を表示するとともに、イベントログを保存する機能を持つ。



図8 制御装置

4 軸ダンパの異常検出

4. 1 異常検出システムの構成

本異常検出手法を、可変減衰軸ダンパを用いた制振制御システム⁽¹⁾に適用したシステム構成を図9に示す。各台車枠に、制振制御および異常検出共用の2つの加速度センサを取り付ける。各センサからの上下加速度の加減算により、異常検出に必要な台車枠の上下並進運動およびピッチングを求める。

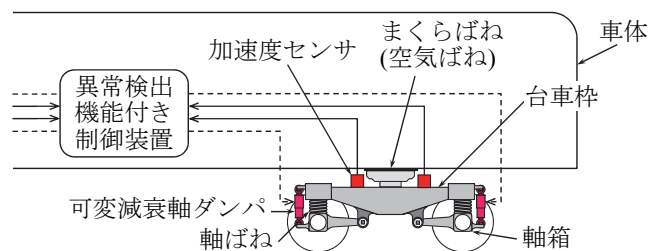


図9 制振制御システムに適用した軸ダンパの異常検出システムの構成

4. 2 実験方法

鉄道総研の車両試験台において、新幹線電車相当の試験車両1両を用いて試験を行った。本線で測定した軸箱振動加速度を用い、320 km/h 走行時の車両の振動を模擬する加振を行った。試験車両には、制振制御システム⁽¹⁾を適用し、各台車枠に取り付けた加速度センサからの信号にもとづいて可変減衰軸ダンパ（図10）の減衰力を制御した。

4. 3 結果

前位台車枠の上下並進運動とピッチングの位相差を図11(a)に示す。第1軸のダンパ異常時の位相差は正常時より大きく、第2軸ではその逆になっている。後位台車に位置する第3軸のダンパ異常時では、前位台車は正常であるため、その位相差は正常時とほぼ同じである。

後位台車枠の上下並進運動とピッチングの位相差を図11(b)に示す。第3軸のダンパ異常時の位相差は正常時より小さく、前位台車に位置する第1, 2軸のダンパ異常時の位相差は、正常時とほぼ同じになっている。

位相差が、正常時より小さければ台車の前軸、大きければ後軸のダンパ異常とする判定を各台車で行えば、異常が発生した軸ダンパの部位が車軸単位で特定できると考えられる。

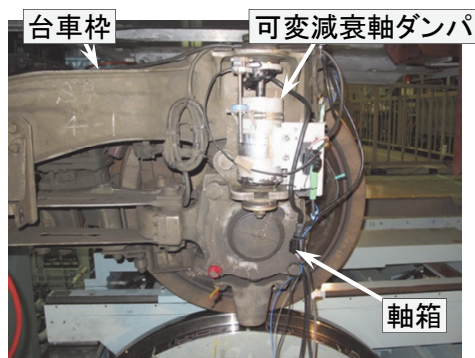


図10 可変減衰軸ダンパ（異常検出対象）

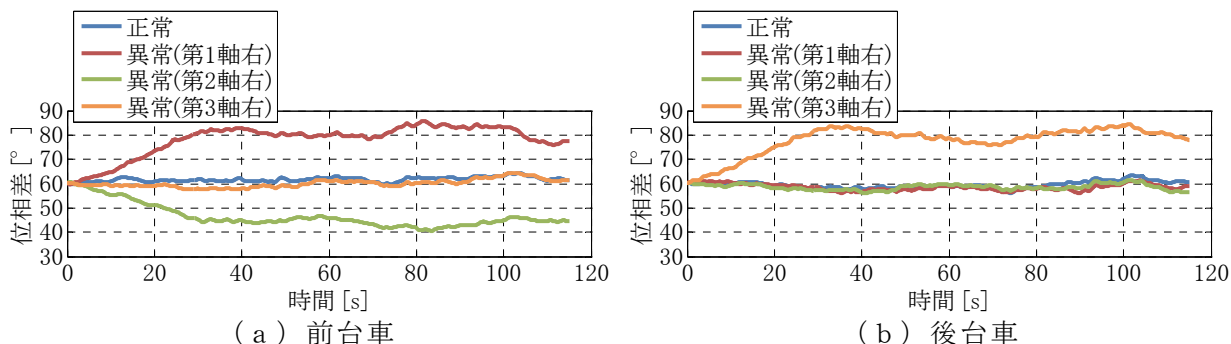


図11 台車枠の上下並進運動とピッチングの位相差

5 まとめ

軸ダンパおよびまくらばねダンパの減衰力異常を検出する方法として、対象ダンパが接続されるばね上質量の上下並進運動とピッチングの両者の位相差に着目した手法を開発した。まくらばねダンパ異常時と正常時とで車体の上下並進運動とピッチングの位相差に明確な違いが生じ、位相差がダンパ異常検出と異常部位（前側または後側）の特定に有効であることを確認した。さらに、可変減衰上下動まくらばねダンパを用いた制振制御システムに本手法を組み込み実用化した。また、軸ダンパの減衰力異常時と正常時の加振試験を行い、まくらばねダンパの異常検出と同様の結果が得られ、対象物を台車枠に変えることによって本手法が軸ダンパの異常検出にも有効であることを示した。

文献

- (1) 菅原能生, 風戸昭人, 富岡隆弘, 三平満司, “鉄道車両の1次ばね系の減衰制御による上下振動低減”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 74, No. 741 (2008), pp. 1222-1230
- (2) 菅原能生, 小島崇, 風戸昭人, 森下隼人, “空気ばね並列油圧ダンパの減衰力制御による車体上下振動低減”, 鉄道総研報告, Vol. 24, No. 6 (2010), pp. 17-22