1103 防振構造を有する鉄道車両用一軸台車の振動特性

○[機] 須田 義大（東大）、宮本 岳史（鉄道総研）
楠 明（日大）、道辻 洋平 （東大院）

Vibration Characteristics for Single-Axle Bogie with Isolation Structure

Yoshihiro SUDA(The University of Tokyo), Takefumi MIYAMOTO (RTRI)
Akira KUSU(Nihon University) and Yohei MICHITSUJI (The University of Tokyo)

This paper presents improvement of isolation performance of the single-axle truck for railway vehicle. It has several advantages over conventional two-axle bogie in decreasing weight of truck and curve performance. However, it was said that the isolation performance in vertical excitation, such as rail joints had been problem to be solved. The authors propose the modification of vibration system in the single axle truck to improve the reduction of vibration in vertical direction. The two-axle bogie has three degrees of freedom with pitching motion of bogie frame and it is effective to reduce the vibration of the vertical direction. Therefore, the pitching motion of the truck frame is added by modification of the setting of secondary suspension in the single axle truck. The theoretical examination, numerical simulation were made to confirm the effectiveness of the proposed system. Experimental setup is also made and the improved performance are proved by experiments.

Key Words: Isolation performance, Railway vehicle, Single-axle truck, Pitching motion, Secondary suspension

1. はじめに

鉄道車両用一軸台車は通常の二軸台車に比べて台車重量の軽減，低コスト化，車輪など主要な摩耗部品の点数減少にともなうメンテナンス性の向上，横圧低減などによる曲線通過性能の向上などの利点を有している[1-3]．一軸台車の軌道不整に対する応答に関しても，軌道狂いの左右系応答の検討も実施され，その特性と向上手法が求められてきいている[4]．一方，二軸台車ではレール継ぎ目の通過などの上下加振に対して，台車のピッチングにより車体に衝撃が直接伝達されるのを構造的に防止できるのに対し，一軸台車では課題があるといわれてきた．

本研究ではこの点に着目し，従来の一軸台車では，輪軸と台車枠の上下２自由度系であるのに対し，台車枠のピッチング運動を許容した３自由度系で構成する新たな防振一軸台車を提案し，上下方向の防振性能向上効果を検討する．理論検討と実験により振動系の工夫という提案方式による防振性能効果を明らかにする．ここでは，防振一軸台車の実験モデルを構築し，1/4 車体モデルを対象とした数値解析により通常一軸台車との性能比較をおこなう．数値解析結果に基づいて設計した防振一軸台車の車体モデル実験装置を製作し，防振効果を具体的に検討しつつ，最適なダンパの組み合わせについても定性的に検討したのでその内容について報告する．

2. 防振一軸台車のコンセプト

上下方向の動きを半車体一台車で簡略化した通常一軸台車(従来の一軸台車)と防振一軸台車のモデルを図１に示す．防振一軸台車は，主枕ばねの中心軸と軸ばねの中心軸とをずらし，主枕ばねを挟んで軸ばねの中心軸とは反対側に副枕ばねを配置しピッチング運動を可能

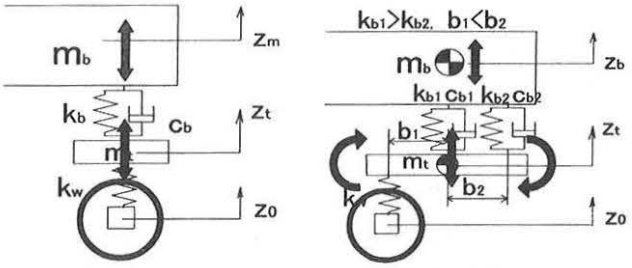

Fig. 1 Normal single-axle and proposed single-axle bogie model

にしたものである．これにより車輪に加わる上向きの力は主枕ばねでは上向きに，副枕ばねでは下向きに作用し，車体側には両枕ばねを剛に受け止める座を用意することで両枕ばねの差分の力のみ作用する．また，主枕ばねに比べて副枕ばねの剛性を小さくとることによって変位の大きくなる副枕ばね側で効果的に振動を減衰することを狙っている．

3. 数値解析による検討

3.1 数値解析モデル

通常の一軸台車と防振一軸台車のモデル諸元を表１に示す．また，数値シミュレーションにおいて用いた防振一軸台車の状態方程式および出力方程式を式(1)にそれぞれ示す．二方式に関する数値シミュレーションにおける共通パラメータは質量，軸ばね剛性，枕ばねたわみ量とし，設計可能なパラメータは枕ダンパ減衰係数とした．また，車体に関しては一車体におけるピッチング運動は小さく無視できるものとして上下運動のみの１自由度とし，台車に関しては上下運動とピッチング運動の２自由度とした．なお，今回の数値シミュレーションはMATLAB/SIMULINK を用いた．

Table1 Specification of Truck Model Parameters

Physical Meaning		Normal Single Axle	Proposed Single Axle
Body Mass [kg]	mb	9.25	9.25
Track Mass [kg]	mt	0.7	0.7
Ttrack Mass Inertial Radius [m]	I	-	0.03
Bolster Spring Rigidity [kgf/mm]	kb	2×0.06	-
Main Bolster Spring Rigidity [kgf/mm]	kb1	-	2×0.2
Sub Bolster Spring Rigidity [kgf/mm]	kb2	-	2×0.06
Axle Spring Rigidity [kgf/mm]	kw	2×1.0	2×1.0
Secondary Suspendory Damping Coefficient [kgf/mm/s]	cb	variable	-
Damping Coefficient(MainBolster) [kgf/mm/s]	cb1	-	variable
Damping Coefficient(Sub Bolster) [kgf/mm/s]	cb2	-	variable
Distance (Axle Spring) [m]	b1	-	0.13
Distance (Sub Bolster Spring) [m]	b2	-	0.13

$$\dot{X} = A \cdot X + B_w \cdot w$$
$$Y = C \cdot X + D \cdot w$$
$$X = \left[z_b, z_t, \theta_t, \dot{z}_b, \dot{z}_t, \dot{\theta}_t \right]^T$$
$$w = \left[z_0 \right]$$
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-(k_{b1}+k_{b2})}{m_b} & \frac{(k_{b1}+k_{b2})}{m_b} & \frac{-b_2 k_{b2}}{m_b} & \frac{-(c_{b1}+c_{b2})}{m_b} & \frac{(c_{b1}+c_{b2})}{m_b} & \frac{-b_2 c_{b2}}{m_b} \\ \frac{(k_{b1}+k_{b2})}{m_t} & \frac{-(k_w+k_{b1}+k_{b2})}{m_t} & \frac{-b_1 k_w + b_2 k_{b2}}{m_t} & \frac{(c_{b1}+c_{b2})}{m_t} & \frac{-(c_{b1}+c_{b2})}{m_t} & \frac{b_2 c_{b2}}{m_t} \\ \frac{-b_2 k_{b2}}{m_t i_t^2} & \frac{(-b_1 k_w + b_2 k_{b2})}{m_t i_t^2} & \frac{-(b_1^2 k_w + b_2^2 k_{b2})}{m_t i_t^2} & \frac{-b_2 c_{b2}}{m_t i_t^2} & \frac{b_2 c_{b2}}{m_t i_t^2} & \frac{-b_2^2 c_{b2}}{m_t i_t^2} \end{bmatrix}$$
$$B_w = \left[0,0,0,0, \frac{k_w}{m_t}, \frac{b_1^2 k_w}{m_t i_t^2} \right]$$
$$C = \left[1,0,0,0,0,0 \right]$$
$$D = \left[0 \right]$$

・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・(1)

3.2 数値解析結果と考察

通常一軸台車の枕ダンパ減衰係数の最適化に関しては，一軸台車の輪軸上下変位を入力とし車体上下変位を出力とした場合における，周波数伝達関数のピーク値を低減することを目標とした．設計パラメータである枕ダンパ減衰係数（比減衰率）に対するピーク値の変化を図2に示す．この図からゲインのピーク値が最小となる減衰係数の値を求めることができる．

防振一軸台車に関しては2つの枕ダンパ減衰係数を変化させた場合の周波数伝達関数を計算することにより最適化をおこなった．2つのダンパ減衰係数を変化させた時のピーク値の変化を図3に示す．この平面の最小値を探索することで適切な減衰係数の組み合わせを選ぶことができる．

図4は，最適化した二方式の周波数応答を比較したものである．図示されるように，通常一軸台車より防振一軸台車の方がピーク値に関して 0.08 減少している．これは防振一軸台車のピッチング運動によって車体への上下振動の伝達が抑制されたものと考えられる．

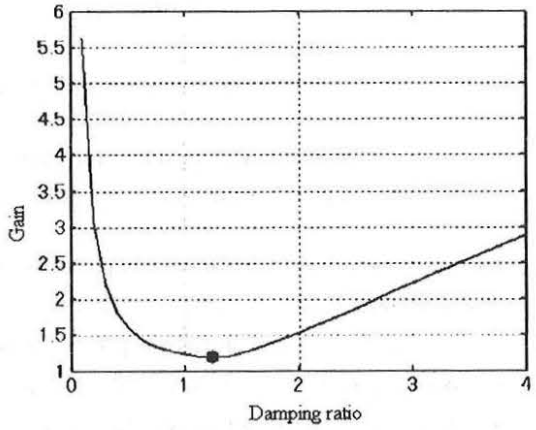

Fig. 2 Variation between gain-peak value and damping ratio for normal single axle (simulation)

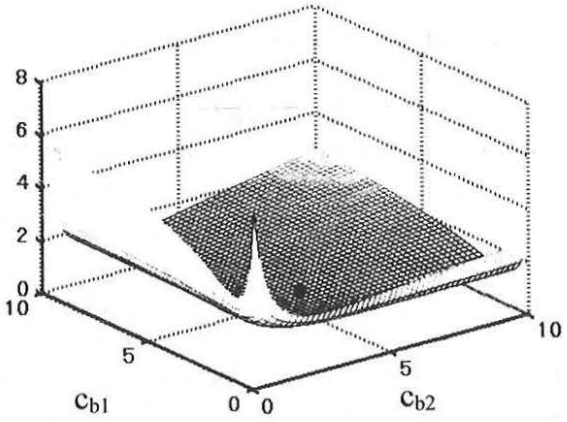

Fig. 3 Variation between gain-peak value and damping ratio for proposed single axle bogie (simulation)

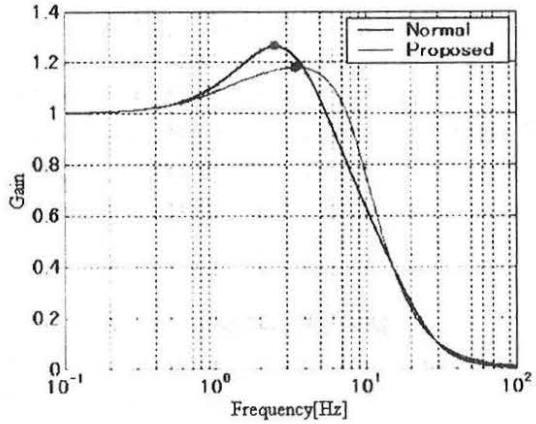

Fig. 4 Comparison of normal single axle and proposed single axle bogie (simulation)

4. 実験装置

4.1 実験装置の構造

実験装置の概観を図5に示す．実験装置開発に際して以下の点を考慮した．

1. 実車の 1/10 スケールのモデルとすること
2. 質量は 1/1000 となるので，ばね定数，ダンパ減衰係数も 1/1000 となるように設定して周波数領域における解析(共振ピークの位置など)が実車と相似になるように設定すること
3. 車体は上下運動のみの１自由度とすること
4. 台車枠は上下運動とピッチング運動の２自由度とすること
5. １台の実験装置で通常一軸台車と防振一軸台車の両方が実験可能であること

車体はスチール製で台車枠と外枠はジュラルミン製である．車体は上下方向に可動なスライダに取り付けられ，車体と台車枠の間には主枕ばね，副枕ばねおよびダンパを，台車枠と加振台の間には軸ばねを取り付けてある．また，台車枠の前後方向の動きを拘束するために車体と台車枠を牽引リンクで結んでいる．各ばねおよびダンパに関しては取り付け位置が可変構造となっている．ダンパには市販の模型用オイルダンパを用い，シリコンオイルの粘度とオリフィスを調整することで減衰力を調整可能である．

計測システムの概観図と各計測装置を図6に示す．外枠に車体上下変位と加振台上下変位を計測するためにレーザ変位計を取り付け，それぞれのレーザ変位計から得られた計測値を FFT アナライザに出力し，周波数伝達関数や時間応答を取得することが可能である．

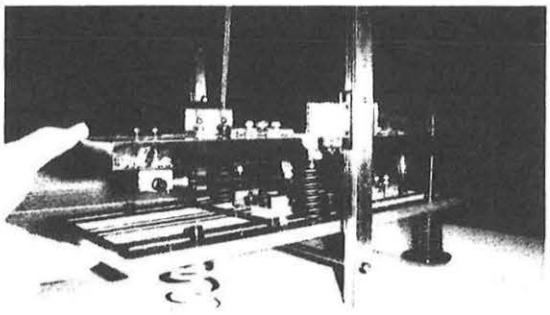

Fig. 5　Outline of experimental setup

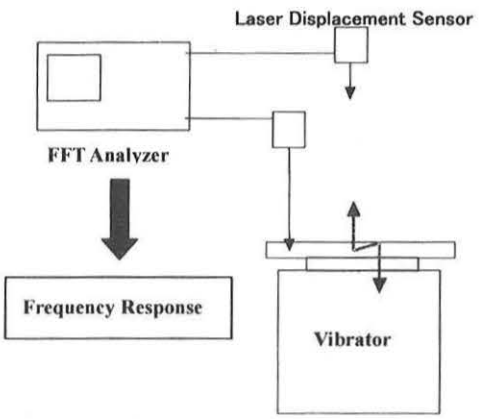

Fig. 6　Measurement system

5. 実験結果

5.1 周波数応答の比較

さまざまなダンパ減衰力の場合で比較した，通常一軸台車と防振一軸台車における周波数応答の計測結果を図7，図8にそれぞれ示す．

図7に示されるように，減衰係数を大きくしていくにつれてピーク値が高周波数側に移動していくことが確認できる．これは一般的な二自由度振動系における，減衰比の拡大にともなう共振ピークの移動である．

図8は防振一軸台車の場合である．主枕ばねと副枕ばねに対応するダンパの組み合わせをソフト-ソフトからハード-ハードとなるにつれてピーク値が小さくなっていくことがわかる．しかし，ピーク値が最小となるのはハード-ミディアムの組み合わせであることが読みとれる．よって定性的に主枕ダンパを固めにし，副枕ダンパを中程度とすることが定性的に適しているといえる．

ピーク値が最小であるときの通常一軸台車と防振一軸台車の周波数応答を比較したものを図9に示す．通常一軸台車よりも防振一軸台車の方がピーク値に関して 0.04 程度低減されていることが確認できる．

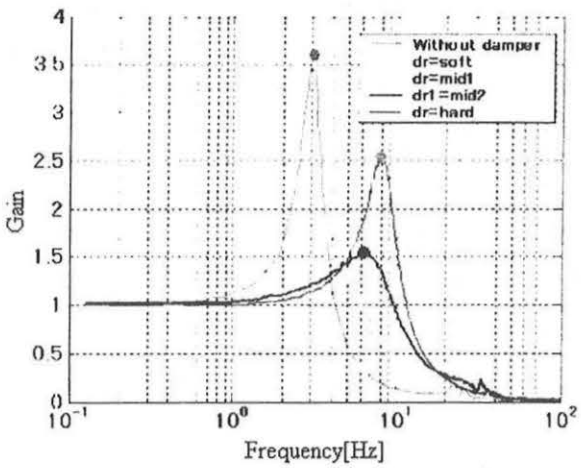

Fig. 7　Frequency response for normal single axle (experiment)

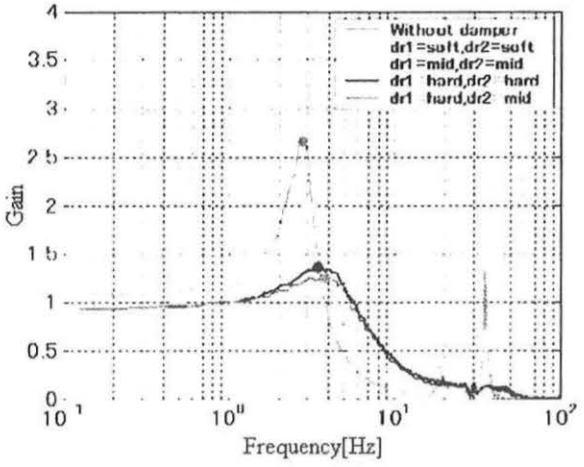

Fig. 8　Frequency response for proposed single axle (experiment)

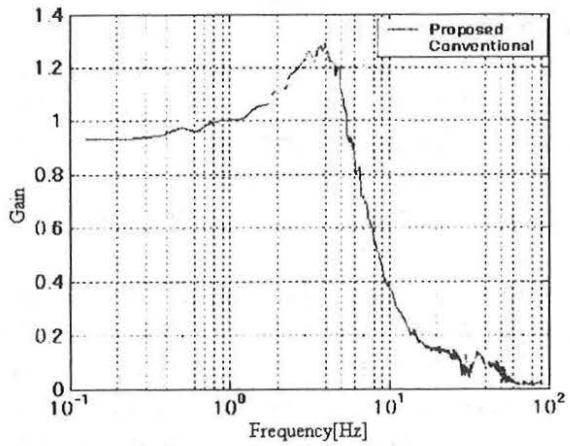

Fig. 9 Comparison between normal and proposed bogie frequency response (experiment)

5.2 インパルス加振応答の比較

レール継ぎ目による加振を想定し，通常一軸台車と防振一軸台車におけるインパルス応答の結果を図 10，図 11 にそれぞれ示す．図 10 よりミディアムの場合が最もピーク値が低く，減衰も速いことがわかる．これは，周波数応答で得た定性的な結果と一致している．

図 11 の防振一軸台車の場合では，最もピーク値が低くなるのはハード-ミディアムの組み合わせであることが確認できる．この場合においても，周波数応答で得た傾向と一致する．

図 12 にピーク値が最小である通常一軸台車と防振一軸台車のインパルス応答を比較したものを示す．二つの場合では固有振動数が異なるため，元卿の収束性は異なるもののインパルス加振におけるピーク低減という点では防振一軸台車の効果が確認できる．

6. 結論

数値解析によって通常一軸台車と防振一軸台車との性能比較をおこない，防振効果を具体的に検討した．結果を以下に述べる．

(1) 数値解析によって二方式台車における二次ダンパの最適化をおこない，比較した．

(2) 1/4 車体モデル実験装置を製作し，防振一軸台車と通常一軸台車の加振実験をおこなった．周波数応答のピーク値を比較すると防振一軸台車の方が通常一軸台車よりも若干低減できることを確認した．

(3) インパルス加振によって同様の比較をおこない，周波数応答同様に防振一軸台車の減衰性向上の効果を確認した．

本報では，単純化モデルに基づく基礎的な検討であった．定量的な効果と，より具体的なパラメータ最適化手法に関する検討は今後の課題である．

参考文献

(1) 須田義大，高性能・低コスト 1 軸台車の開発，JREA, 41, 6, pp38-41, 日本鉄道技術協会 (1998.6).

(2) 須田義大，次世代の鉄道車両用台車―1 軸台車の可能性―，鉄道車両と技術，4-7, 36, pp2-10, レールアンドテック出版 (1998.7).

(3) 須田義大，1 軸台車を持つ鉄道車両の曲線旋回性能，生産研究，50, 5, pp199-202, (1998.5)

(4) 森　聡，佐藤吉彦他，1 軸台車車両振動の軌道狂いとの相関解析，J-RAIL98 講演論文集，p. 579　(1998).

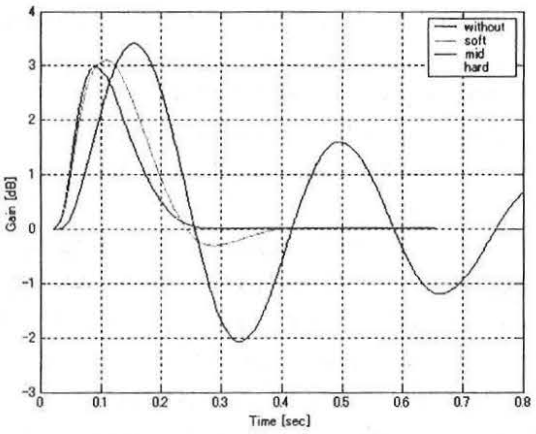

Fig. 10 Frequency response for normal single axle bogie (experiment)

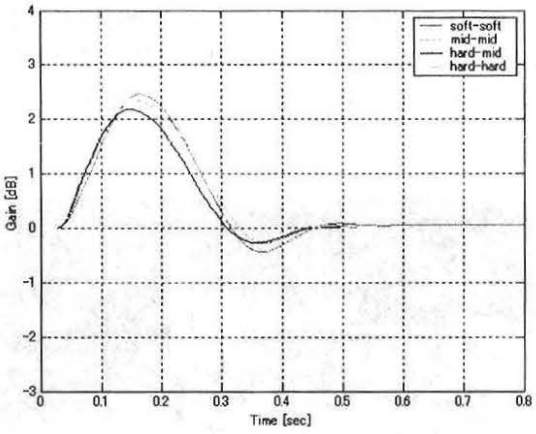

Fig. 11 Frequency response for proposed single axle (experiment)

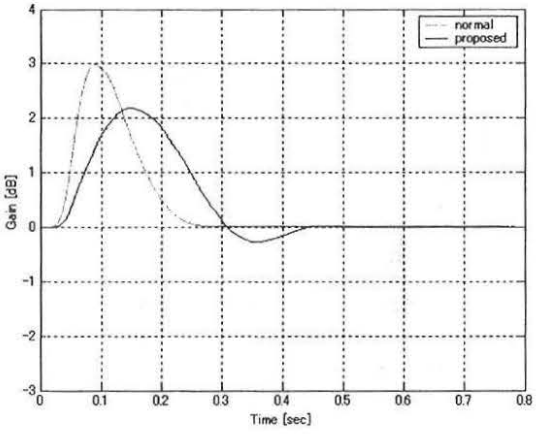

Fig. 12 Comparison between normal and proposed bogie frequency response (experiment)