乗客質量と弾性車体との連成振動を考慮した鉄道車両の運動解析*

遠竹隆行^{*1}, 吉田秀久^{*1}, 永井正夫^{*1}

Vibration Analysis of Railroad Vehicle by Evaluating the Coupled

Passenger-Carbody Vibration

Takayuki TOHTAKE^{*2}, Hidehisa YOSHIDA and Masao NAGAI^{*2} Department of Mechanical Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture Technology,
2-24-16 Naka-cho, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

Although the weight of passengers can be considered as an increment of carbody mass itself in design of train carbodies, it has been shown that the passengers mass does not behave as a mere increase in mass because of the existing coupled vibration between passengers and carbody. This study clarifies the coupled passenger-carbody vibration, and proposes a new model to design light-weight and comfortable railway vehicles using biomechanics. This paper shows experiment of coupled passenger-carbody vibration with a new simulator that simulates the coupled passenger-carbody vibration. Computer simulation using analytical model shows that the experimental result of vibration characteristics can be identified by the passenger model, which has one degree-of-freedom.

Key Words: Coupled Vibration, Bio-Motion, Comfortability in Riding, Elastic Vibration, Passenger Model

1. 緒言

鉄道車両は高速化, 省エネルギー, 環境負荷の低減等の理由から, 大幅な軽量化が進んでいる。軽量化は軽金属材料の採用や構造の変更により行われ, 従来の鉄鋼製車体に比べ車体剛性の低下を招き, 車体上下方向の弾性振動が増加する傾向が見られる⁽¹⁾。この車体弾性振動の低次の固有振動数は8~14Hz程度に見られ, 乗客が上下方向に敏感な周波数帯と隣接していることから, 乗り心地の悪化の要因となっている。ところで従来の鉄道車両の振動解析における乗客の重量は単純な車体重量の増加として扱われることが多く, 乗客の振動特性までを考慮した振動解析はほとんど行われていない。実車実験において乗客乗車時の車体振動特性は, 乗客を単純な質量増加とみなすことでは説明できない変化を示す報告がされている⁽²⁾。これは乗客自身にダイナミックスの要素があることを示唆しており, 乗客と車体が連成し車体の振動特性を変化させていることが考えられる。新幹線の更なる高速化⁽³⁾や磁気浮上式鉄道の実用化に向けてより一層の軽量化が想定され, この問題が顕著になっていくことが考えられる。

一方で, 乗り心地の向上を図るため効果的な振動の抑制として, 支持系にアクティブサスペンション⁽⁴⁾の適用やスマート構造技術⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いた能動的な弾性振動低減手法が研究されている。これらを検討する際, 従来手法では乗客乗車時の人体・車体の連成振動特性

を前提とした評価はされておらず, より正確な乗り心地の評価のためには新しい評価手法の確立が望まれる。

本研究では, 乗客の影響による弾性車体振動を評価するため, 着座した乗客1人による車体への振動を評価する室内実験装置を作製した。この装置を用いた加振実験とシミュレーションにより乗客が車体の振動特性へどのような影響を与えているかの検討を行った。最後に, 検討した乗客モデルを組み込んだ一車両モデルによるシミュレーションを行い乗客モデルの有無による振動特性の違いについて示した。

2. 実験装置

作製した評価装置の概略図を図1に示す。本装置は車体部の固有振動数及び車体と乗客との質量比を実車と一致させ, 実車相当の乗客と車体との連成振動を再現させることを目標に作製した。装置の構成は, 新幹線で使用されている腰掛けを含めた車体部と加振部から成り, 車体部は加振部に板ばねを介して支持されている。

車体部は, 定員100人の25ton新幹線中間車両を1/100にスケールダウンした質量250kgの構造とした。加振部は加振用の油圧式アクチュエータとリニアガイドにより構成される。板ばねは車体部が実車両での弾性1次モードの固有振動数に近くなるように設計した。これにより実車相当の条件にして乗客と車体との連成振動を評価した。

* 原稿受付 2005年7月5日。

^{*1} 正員, 東京農工大学大学院工学教育部(〒184-0086 小金井市中町2-15-2)。

E-mail: nagai@cc.tuat.ac.jp

Fig.1 Coupled passenger-carbody vibration simulator

Fig.2 Position of acceleration pickups (Side view)

3. 乗客と車体部の加振実験

3・1 実験方法 実験は被験者を腰掛けに着座させた状態で行った。評価は、床面及び乗客の上下方向の加速度を計測し、FFTアナライザを用い加振部から車体部と乗客への周波数応答を求めた。加振系及び測定系の構成を図1に示す。また、被験者の加速度を測定した部位を図2に示す。被験者の加速度は頭、肩、胸、腰、膝の5箇所にセンサを取り付けた。頭は頭部固定式ヘッドホンの上部に加速度計を固定し、膝と肩はアルミ板に固定した加速度計をサポータを介し各部位に固定した。また、腰と胸は胴体にゴムベルトを巻き、膝と同様にアルミ板に固定した加速度計をベルトに接着することで固定した。加振方法は油圧式アクチュエータにより行い、入力波は加振実験中に被験者の姿勢変化が周波数応答に影響を及ぼすことが想定されるため、ランダム波による加振を行った。加振周波数は3～20Hzの広帯域ランダム波を白色雑音を用い作製し、加振部の加速度のRMS値が約0.2m/s²になるように加振を行った。加振時間は20秒とした。

3・2 乗客による車体振動への影響 乗客が車体の振動特性に与える影響を、乗客と同等の質量を持ったダミーウェイトと比較し調べた。評価は加振部から車体部の上下加速度の周波数応答により行った。

Fig.3 Experiment conditions

Fig.4 Frequency response of carbody elastic vibration

本研究は、乗客のバイオメカニクスを人体の各部位の運動を計測するのではなく、人体各部位が乗り心地に与える影響を検討するため、車体部の運動から乗客の運動を検討する。つまり、これまでISO2631¹⁹⁾や多くの研究では、振動に対する乗り心地を検討しており、人体の多自由度モデルの提案がされている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。本研究では乗客乗車時の車体部の運動から乗客モデルを提案することで乗客モデルの低次元化が図れ、車両設計時の振動特性の解析に容易に取り入れることが出来ると思われる。以下、実験条件別の実験結果について示す。

3・2・1 乗客による車体への影響 乗客の振動特性が車体へ与える影響を見るため図3に示す乗車条件で加振実験を行った。図中で(a)は無乗車の場合(以下、空車状態)、(b)は乗客と同一の質量のダミーウェイトを床に設置した場合、(c)は腰掛けの座面にダミーウェイトを載せた場合、(d)は被験者が腰掛けに着座した場合(以下、乗車状態)をそれぞれ模擬する。後述するように合計25名の被験者で実験を行った。

図4は、平均的な体重65kgの被験者の場合で、加振部の加速度に対する車体部加速度の周波数応答の実験結果を示す。まず空車状態は11.5Hz付近に共振ピークが見られる。次に床面にダミーウェイトを載せた場合(b)と空車状態(a)を比較すると、ダミーウェイトを載せた場合は共振ピークの位置が低周波数側に移動しており、質量が増加したことにより固有振動数が低下する傾向が確認された。一方、乗車状態(d)は車体部に掛かる質量が増加しているにもかかわらず、ピーク値

を低減させる傾向を示した。また、腰掛け上にダミーウェイトを載せた場合(c)と乗車状態(d)を比較すると、共に共振周波数は空車状態に比べ若干増加するが、ピーク値は乗客が乗車する場合の方が低減していることが見られた。

これにより、乗客を単純な質量増加とみなすことは適切ではないこと、乗客をダミーウェイトで模擬することはできないことが明らかとなった。つまり、乗客のバイオメカニクスの挙動による影響の把握が重要であることが分かった。

3.3 乗車姿勢の違いによる車体振動への影響

乗客のバイオメカニクスの挙動を調べるため乗車姿勢による車体振動への影響を調べた。乗客の乗車姿勢は足の状態及び背もたれの状態の組み合わせで6種類の姿勢で実験を行った。図5にその概略図を示す。脚部の状態は、床面に足を付けた状態(A) (以下、足下げ)、足を床から浮かせた状態(B) (以下、足上げ)の2種類である。また、背もたれの状態について、普通に着座した状態(a) (以下、背もたれあり)、背もたれに寄りかからない状態(b) (以下、背もたれなし)、リクライニングを倒した状態(c) (以下、リクライニング)の3種類である。これらの条件で10～30代男女25名の被験者の測定を行った。実験方法は3.1節と同様である。

図6に、(A)「足下げ」の状態における背もたれの3つ条件の違いの車体部の周波数応答を示す。また、同様に(B)「足上げ」の場合を図7に示す。両図より、背もたれによる姿勢の差が車体部の振動特性に与える影響は小さい事が分かる。

図8に、足下げ状態と足上げ状態を比較するため、床面の周波数応答を図5の(a)の場合について示す。図より、「足下げ」の状態は「足上げ」の状態に比べ、車体弾性振動のピークを低減する効果大きいことが分かる。

3.4 被験者の違いによる車体への影響の評価

これまで、1人の被験者(体重65kg)を例に挙げ述べてきたが、25人の被験者による違いについて示す。図9(a)に(A)足下げ及び(B)足上げ状態の乗車時の周波数応答の共振ピーク値を、図9(b)に車体部の共振周波数を、各々体重別に示す。図9(a)よりピーク値にばらつきは見られるものの、体重の重い被験者ほど共振ピークを低減させる傾向が見られる。またいずれの被験者においても「足上げ」の状態に比べ「足下げ」の状態の方が車体部の共振ピークを低減させる効果がある。一方、図9(b)によると車体部の固有振動数は乗客の体重に大きく依存しないことが分かる。これは後に述べる乗客の固有振動数も体重に大きく依存しないためと

Fig. 5 Postures of passengers in experiments

Fig. 6 Difference of passenger postures in case (A)

Fig. 7 Difference of passenger postures in case (B)

Fig. 8 Difference of foot positions (A) vs (B)

(a) Peak values

(b) Resonant frequency

Fig.9 Frequency response of carbody vertical acceleration

考えられる。また、固有振動数が若干増加しているのは、乗客質量が車体部に対し動吸振器のような作用をしており、この時の両者の固有振動数が違うためと考えられる。(付録に示す乗客の振動特性の変化による車体振動への影響を参照)

4. 乗客と車体部の連成振動解析

4.1 連成振動を再現する乗客モデル 前節で得られた実験結果を基に、乗客と車体との連成振動を再現する乗客モデルの検討を行う。乗客の姿勢は「足下げ・背もたれあり」の場合とした。鉄道車両は多くの乗客が乗車するため、乗客モデルは自由度が低く扱いやすいものが望ましい。図10に、車体部と乗客をそれぞれ1自由度系とみなしたモデルを示す。表1に示す車体部の k_1 と c_1 は、図4の空車時の周波数応答より同定した。一方、乗客モデルの質量 m_2 、ばね定数 k_2 及び減衰係数 c_2 は25名各々の加振実験により同定した。

4.2 同定結果 図11に、図8で示した「足下げ・背もたれあり」の実験結果とパラメータを同定したシミュレーション結果を重ねて示す。図より、乗客を1

自由度モデルとした場合でも車体部の応答がよく再現できていることが分かる。次に図12に、乗客の各部の振動特性を計測した結果と1自由度の乗客モデルの周波数応答を重ねて示す。図によると、頭と胸、肩の振動特性は4～6Hzの範囲に大きなピークを持ち、腰に比べてピーク値が大きいことから、共振の要因は主に上半身であることが分かる。これは文献⁽¹⁰⁾と同様の傾向を示している。また膝は他の部位と違い明確な共振ピークが見られないことから、脚部は自由度をもつ質量と考えるより、乗客と車体とを結ぶ振動伝達要素と考えられる。図12中の実線は乗客(体重65kg)の胸の応答曲線を同定した結果であり、良く一致しているこ

Fig.10 Simulation model

Table1 Parameters of the carbody part

m_1 [kg]	k_1 [N/m]	Natural frequency [Hz]	c_1 [Ns/N]	Damping ratio
250	1.3×10^6	11.5	795	0.022

Fig. 11 Simulation by equivalent 1 degree of freedom model

Fig. 12 Frequency responses of passenger

Fig. 13 Natural frequency of passenger model

Fig. 14 Damping ratio of passenger model

Table2 Average and standard deviation of natural frequency and damping ratio

Conditions	National frequency [Hz]		Damping ratio	
	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation
foot on floor	5.37	0.45	0.22	0.06

とが分かる。

同様に25人の被験者について同定した。各被験者の体重別に乗客モデルの固有振動数を図13に、減衰比を図14にそれぞれ示す。図中の黒丸は図12の被験者(体重65kg)の例である。図より、乗客モデルの固有振動数と減衰比にはバラつきがあるが乗客の体重に大きく依存しないことが分かる。むしろ乗客の体格、緊張度などによる影響が考えられる。表2に被験者25人の固有振動数及び減衰比の平均値及び標準偏差を示す。

5. 一車両モデルを用いたシミュレーション

5.1 車両モデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽¹¹⁾ 提案した乗客モデルを車両モデルに組み込み、走行シミュレーションを行い乗客の有無の違いを比較する。本研究で用いたシミュレーションモデルを図15に、パラメータを表3に示す。車体は一様なはりとして仮定し、台車枠を集中質量、各支持系は軸ばね、空気ばねとした。外乱は、軌道高低狂いとした。乗客は、一車両あたり20列で5人掛けで100人乗車すると仮定し、図15の各乗客モデル1個につき5人分の質量を持たせ合計20個取り付け付けた。ばね定数

Fig. 15 Analytical model

Table3 Parameters of the vehicle model

Symbol	Value	Unit
m_c	25.4×10^3	[kg]
m_b	2.60×10^3	[kg]
L	24.5	[m]
l_{b1}	21.0	[m]
l_{b2}	3.50	[m]
l_{p1}	2.37	[m]
$l_{p(n+1)} - l_{p(n)}$	1.04	[m]
k_a	3.17×10^5	[N/m]
c_a	4.25×10^4	[Ns/m]
k_j	3.6×10^6	[N/m]
c_j	1.33×10^5	[Ns/m]
EI	1.97×10^9	[Nm ²]

と減衰係数は表2で示した固有振動数と減衰比より求めた。取り付け間隔は実車のシートピッチを参考にした⁽¹²⁾。

5.2 運動方程式⁽⁴⁾ 図15に示すように、車体を両端自由な弾性はりとして仮定し、台車側の力 f_{bi} と人体側の力 f_{ph} が加わるときのはりの微小部分の運動方程式を式(1)に示す。

$$\rho_a \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} + \mu l \frac{\partial^3 z(x,t)}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} = \sum_{i=1}^2 f_{bi}(t) \delta(x-l_{bi}) + \sum_{h=1}^{20} f_{ph}(t) \delta(x-l_{ph}) \quad (1)$$

ただし、 ρ_a は単位長さ当たりの車体質量、 μl は内部粘性減衰係数、 EI は車体の曲げ剛性、 l_{bi} は支持点、 l_{ph} は乗客の位置を示す。この偏微分方程式で表される変位をモード解析法により、車体の剛体モードと曲げ振動モードに級数展開すると式(2)のようになる。

$$z(x,t) = \sum_{m=1}^n Y_m(x) q_m(t) = z_c(t) + (x-L/2)\theta(t) + \sum_{m=3}^n Y_m(x) q_m(t) \quad (2)$$

ここで、右辺の第1項 $Z(t)$ は車体重心の上下変位、第2項の $\theta(t)$ は車体のピッチ角、第3項以降は弾性振動モードであり、 $Y_m(x)$ は m 次固有振動のモード関数、 $q_m(t)$ は m 次のモード座標、 L は車体長である。車体の減衰係数は一般に小さいので固有関数の直交性を仮定すると、各モード別の方程式は式(3)～式(5)になる。

$$m_c \ddot{z}_c(t) = f_{b1}(t) + f_{b2}(t) + \sum_{h=1}^{20} f_{ph}(t) \quad (m=1) \quad (3)$$

$$J \ddot{\theta}(t) = d_{b1} \cdot f_{b1}(t) + d_{b2} \cdot f_{b2}(t) + \sum_{h=1}^{20} d_{ph} \cdot f_{ph}(t) \quad (m=2) \quad (4)$$

$$\ddot{q}_m(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = \sum_{i=1}^2 f_{bi}(t) Y_m(l_{bi}) / m_c + \sum_{h=1}^{20} f_{ph}(t) Y_m(l_{ph}) / m_c \quad (m=3) \quad (5)$$

ただし、

$$m_c = \rho_a L \quad J = m_c L^2 / 12 \quad d_{bi} = l_{bi} - L/2 \quad d_{ph} = l_{ph} - L/2 \quad (6)$$

$$\omega_m = (\lambda_m / L)^2 \sqrt{EI / \rho_a} \quad \zeta_m = \mu \omega_m / 2E$$

また、曲げのモード関数は式(7)となり、 λ_m は両端自由はりの弾性振動の固有値を示す。

$$Y_m(x) = (\cos \lambda_m - \cosh \lambda_m) \left(\cos \left(\lambda_m \frac{x}{L} \right) + \cosh \left(\lambda_m \frac{x}{L} \right) \right) + (\sin \lambda_m + \sinh \lambda_m) \left(\sin \left(\lambda_m \frac{x}{L} \right) + \sinh \left(\lambda_m \frac{x}{L} \right) \right) \quad (7)$$

($\cos \lambda_m + \cosh \lambda_m = 1$)

本論文では、車両が軌道高低狂いのみで加振されると仮定した場合の車体加速度PSDを求める。軌道の高低狂い Z に対する車体の上下加速度 $\ddot{Z}$ の周波数応答は $\omega^2 z_c(j\omega) / z_c(j\omega)$ で求まるので、車体の上下加速度のPSDは式(8)で求まる。

$$P(\omega) = \left| \omega^2 \frac{z_c(j\omega)}{z_c(j\omega)} \right|^2 P_r(\omega) \quad (8)$$

ここで $P_r(\omega)$ は軌道狂いのPSDを固有角振動数 ω の関数で表したもので、式(9)で表される。

$$P_r(\omega) = \frac{A_r V}{\omega^2} \quad (9)$$

ただし、 $A_r (=0.63 \times 10^{-6})$ は軌道不整係数⁽⁴⁾、 $V(=300 \text{ km/h})$ は走行速度を表す。

5.3 シミュレーション結果 軌道高低狂いに対する車体中央部の上下加速度について、乗客モデルの有無の場合の比較を図16に示す。

図より、8Hz付近に弾性1次モード、0.9Hz付近に車体の剛体振動モードの共振ピークがある。乗客モデルを負荷した場合では、弾性1次モードのピークが大きく低減されており乗客には車体の弾性1次の振動を低減させる効果があることが分かる。一方、0.9Hz付近の剛体振動の共振周波数は乗客重量の増加に伴い僅かに減少している。以上から乗客の車体に与える影響としては、弾性1次モードについてはダイナミックダンパの効果があり、剛体振動モードについては質量増加と同等の影響があることが分かる。

乗り心地への影響を評価するためISO2631の等感度曲線を図16に重ねて示す。弾性1次モードが共振する周波数帯では人が不快と感じやすい周波数帯であることを示しており、乗客の振動特性を考慮することが重要であると考えられる。

6. 結 言

本研究では、鉄道車両の軽量化による車体の弾性振

Fig.16 Calculated acceleration PSD at the center of car body with different patterns of natural frequency

動の問題について、乗客と車体間の連成振動に着目した。この連成振動問題に対し、乗客と車体との連成振動を評価できる室内実験装置を作製し加振実験を行い、実験結果から連成振動のモデル化を試みた。更に車両モデルに組み込み一車両モデルのシミュレーションを行った。結果、以下の知見が得られた。

- (1) 乗客は車体の弾性1次の共振ピークを大きく低減させるダイナミックダンパとしての効果がある事を実験と理論により確認した。
- (2) 乗客による車体1次モードの振動への影響は、乗客質量を有する1自由度モデルで再現可能であり、その乗客モデルは被験者実験により上半身（胸部）の応答に近いことを示した。
- (3) 乗客の姿勢の違いを調べた結果、足の上げ下げが1次の共振ピークに与える影響が大きい事が分かった。
- (4) 車体の弾性1次モードの共振振動数の変化は、乗り心地に与える影響が大きく、今後の軽量化車両の乗り心地解析において重要であるとの知見を得た。

謝 辞

本研究の加振実験を行うにあたってご協力いただいた本学大学院生の牧島信吾君に感謝いたします。また、本研究は独立行政法人 鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」の助成を受けており、関係各位に謝意を表します。

文 献

- (1) Takigami, T., Tomioka, T., Vehicle Technology: Elastic Vibration Characteristics of Recent Light-Weight Vehicles, *RTRI Report*, Vol.16, No.5(2002), pp.23-28.
- (2) Tomioka, T. et al., Effect of passenger weight on vibration characteristics of light weight railway vehicle, *Abstracts of Dynamics & Design Conference*, Vol.01, No.5(2001), pp.419-424.
- (3) Watanabe, S., Vision and problem of technological development for Shinkansen to drive at 360km/h(in Japanese), *Rolling Stock & Technology*, No.95, 2004, 2-7.
- (4) Nagai, M., Sawada, Y., Active Suspension Control for the Flexible Structure of an Elastic Vehicle Body, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.53, No.492(1987), pp.1750-1757.
- (5) Tohtake, T. et al., Study on Vibration Control of Elastic Vehicle Body with Smart Structure, *Transportation and Logistics Conference*, No.04-53(2004), pp.167-170.
- (6) Takigami, T. et al., Passive Vibration Suppression of Railway Carbody with Piezoelectric Elements, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.674(2002), pp.189-196.
- (7) International Organization for Standardization, Mechanical vibration and shock-valuation of human exposure to whole-body vibration-Part1:General requirements, ISO/DIS 2631-1.2(1995)
- (8) Tamaoki, G. et al., A Fundamental Study on Dynamics and Modeling of Human Body Exposed to Multidimensional Excitation, *Abstracts of Dynamics & Design Conference*, Vol.B(1994), pp.119-122.
- (9) Matumoto, S., Michael J. GRIFFIN, Study on dynamic response characteristic of human body(in Japanese), *Proceedings of the Japan Society of Civil Engineers*, No.703/1-59(2002.4), pp.185-201.
- (10) Koizumi, T. et al., A study on the evaluation of ride comfort due to human dynamic characteristics, *Abstracts of Dynamics & Design Conference*, Vol.2000, No.Pt.7(2000), pp.1909-1913.
- (11) Tomioka, T., Optimization of the aspecifications of carbody, truck and their connecting elements to improve the riding comfort of railway vehicles, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.671(2002), pp.2106-2113.
- (12) Itou, J., Character of type 700 mass production vehicle and advance of Shinkansen(in Japanese), *Rolling Stock & Technology*, Vol.5-2 No.43(1999), 2-12.

付 録

乗客の振動特性の変化による車体振動への影響

図9より乗客乗車時による車体部のピーク周波数増加について、図10で示した車体・乗客モデルの二自由度モデルを用いて考察する。乗客モデルの固有振動数を変化させた場合のシミュレーションを図17に示す。図より乗客の固有振動数付近の位置に谷が生じ、車体部の共振ピークも大きく低減されるとともに高周波数側へ移動することが分かる。すなわち乗客は車体部に対し動吸振器の効果がみられ、乗客の固有振動数は車体部の共振周波数に比べ小さいため車体部の共振ピークが若干の上昇した考えられる。

Fig.17 Effect of natural frequency f_1 of passenger model