高速鉄道車両における乗客・腰掛モデルを用いた振動乗り心地解析*

斉藤 聡太郎^{*1}, ポンサトーン・ラクシンチャランサク^{*2}, 永井 正夫^{*3}, 林 隆三^{*4}
島宗 亮平^{*5}, 水口 昌彦^{*6}, 玉槻 晃^{*6}

Vibration and Ride Comfort Analysis by Using Passenger-Seat Dynamics Models in High Speed Railway Vehicle

Sotaro SAITO^{*1}, Pongsathorn RAKSINCHAROENSAK, Masao NAGAI, Ryuzo HAYASHI
Ryohei SHIMAMUNE, Masahiko MIZUGUCHI and Akira TAMATSUKI

^{*1} Department of Mechanical Systems Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology
2-24-16 Naka-cho Koganei Tokyo, 184-8588 Japan

The objective of this research is to analyze vibration mechanisms for developing a seat of high speed railway vehicles which provides good ride comfort to passengers in the sitting state. Therefore, this paper describes the modeling of dynamics model of the seat and the passenger in the sitting state and the vibration simulation using the model. First, seat excitation experiments are carried out to acquire high frequency vibration characteristic of the passenger and the seat. Then, a passenger-seat dynamics model is synthesized. Next, vibration simulations are conducted to clarify the relationship between seat model's parameters and passenger's vibration characteristics by using the synthesized passenger-seat dynamics model. Finally, the seat design guideline for ride comfort improvement of high speed railway vehicle was proposed.

Key Words : Railway Vehicle, Vibration Analysis, Passenger-Seat Model, Dynamics, Simulation, Ride Comfort

1. 緒 言

近年、高速鉄道車両に対し、更なる高速化や乗り心地向上、軽量化をめざした技術開発が進められている⁽¹⁾。そのため、高速鉄道車両用の腰掛にも、軽量化を実現しつつ、乗客の振動乗り心地を考慮した設計が要求されている。また、これまでの研究により高速走行時の車両には、車輪のアンバランスによる 30Hz 以上の高周波振動が発生することが確認されている⁽²⁾。この高周波振動はびびりとして乗客に感知され、振動乗り心地に影響を与える可能性が示唆されている⁽³⁾。これまで、この振動を低減する腰掛を設計するために、実際の腰掛の振動特性を再現する腰掛モデルの構築が行われ、シミュレーションにより設計指針の提案がされてきた⁽⁴⁾。しかしながら、腰掛の振動特性は、空席と着席で大きく変化することが明らかになっている⁽⁵⁾。そのため、空席の振動特性に着目して得られた知見では、着席時の乗客に対する振動を低減するには不十分であると考えられる。著者らの研究報告のほかに、国外における乗客を考慮した乗り心地解析モデルの研究報告として、Pennati らによる乗用車の乗り心地の客観的評価用人体モデルの提案および 0~30Hz までの周波数帯域の上下・前後振動の解析があるが、乗り心地改善のための腰掛の設計指針に対する考察が行われていない⁽⁶⁾。また、Shahzad らによる座席・クッション・人体モデルを用いた 20Hz までの上下振動解析が報告されているが、農業用や建設車両用の上下方向のみである⁽⁷⁾。

* 原稿受付 2013 年 5 月 13 日

^{*1} 学生員, 東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻 (〒184-8588 東京都小金井市中町 2-24-16)

^{*2} 正員, 東京農工大学大学院工学府先端機械システム部門

^{*3} 正員, フェロー, 東京農工大学大学院工学府先端機械システム部門

^{*4} 正員, 東京理科大学工学部機械工学科

^{*5} 正員, 東日本旅客鉄道(株) (〒331-8513 埼玉県さいたま市北区日進町 2-479)

^{*6} 東日本旅客鉄道(株)

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

これらの研究報告に対し、本研究では腰掛の設計指針に関する知見を得るための乗客・腰掛モデルの構築を目的とする。

そこで、本研究では、着席時における腰掛と乗客の高周波振動特性の解析を行い、乗客の乗り心地を向上させる腰掛設計の検討を目的とする。具体的に、まずは実際の乗客と腰掛が持つ振動特性を再現する力学モデルの構築を行った。次に、提案する乗客・腰掛モデルを用いて腰掛設計のためのシミュレーションを行った。最後に、腰掛のパラメータを変化させながら乗客の振動特性の変化を調べた結果より、腰掛の質量や剛性と乗客の振動特性の関係について得られた知見をまとめる。

2. 乗客・腰掛の振動特性

2・1 加振台試験

着席時における乗客と腰掛の振動特性を把握するために、2人掛け新幹線用腰掛と加振台を用いた加振試験を行った。評価対象とする腰掛は東日本旅客鉄道株式会社の新幹線高速試験電車におけるグリーン車用の腰掛である。被験者は日本人の平均的な体型の20歳代の男性1名(身長175cm、体重65kg)とした。加振周波数が0.2~40Hz、加速度PSDが $10^{-3} \text{ (m/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$ 一定のスイープ波を前後方向と上下方向にそれぞれ300秒間加振した。試験の概要を表1に、測定風景を図1に示す。また図2に示すように、床面は前後、上下方向、座面は上下方向、背もたれは前後方向、被験者は頭部、両肩部、腹部、両大腿部の前後、上下方向の加速度を測定した。背もたれはアルミ板に固定した加速度計を背もたれ背面に固定し、座面は座ぶとん下の台枠フレーム上に加速度計を固定した。頭部はキャップ帽子上部に加速度計を固定し、肩部、腹部、大腿部は布テープで巻きつけ、各部位に加速度計を取り付けた。

Fig. 1 Experiment scene

Table 1 Conditions of the shaking table test

Measured object	Shinkansen seat (two-seater)
Excitation input wave	Sweep wave with uniformed acceleration amplitude (0.2~40Hz)
Direction of excitation	Longitudinal, Vertical
Seat condition	Occupied (Height 175cm, Weight 65kg)
Angle of backrest	9 degrees

Fig. 2 Measurement points of seat and passenger

2・2 試験結果

加振試験を行った結果より、床面上下振動に対する各部位の周波数応答曲線を図3に、床面前後振動に対する各部位の周波数応答曲線を図4に示す。なお、肩部と大腿部は左右の平均とした。また、背もたれ前後振動 x_b 、座面前後振動 x_s 、座面上下振動 z_s も合わせて示し、それぞれ以下の式(1)～式(3)によって算出した。

$$x_b = (x_{b3} + x_{b4}) / 2 \quad (1)$$

$$x_s = (x_{b1} + x_{b2}) / 2 \quad (2)$$

$$z_s = (z_{s1} + z_{s2} + z_{s3} + z_{s4}) / 4 \quad (3)$$

図3より、乗客の上下方向は、頭部、肩部、腹部は6Hz付近に、大腿部は13Hz付近に共振ピークが確認できる。乗客はその他に目立った共振ピークは存在せず、共振ピークより高周波になるとゲインは減少する。また、座面の上下方向は約12Hz以上の高周波領域でゲインがゆるやかに増加している。図4より、乗客の前後方向は4Hz付近に共振ピークが存在する。また、頭部、肩部は34Hz付近にゆるやかなピークを確認できる。大腿部は15Hz付近まで頭部、肩部、腹部と同様のゲインを示すが、15Hz以上になるとゆるやかに増加する。座面については目立ったピークは存在せず、15Hzまでゲインは減少する。15Hz以上の高周波域は、大腿部と同様に、ゆるやかに増加することがわかる。背もたれは4Hz、15Hz、33Hzに共振ピークを持つことが確認できる。

以上の実験データの解析によって得られた知見をまとめる。上下方向に関しては、頭部、肩部、腹部といった体の上半身の6Hz付近の共振ピークを示しているのに対し、大腿部といった体の下半身の13Hz付近の共振ピークを示している。また、前後方向の振動伝達特性に関しては、高周波領域では上半身と下半身が異なるゲインを示している。このことから、人体を一つの集中質量 (Lumped mass) としてモデル化した場合は、実験データで示している振動特性を十分に表現できないことがわかった。そのため、実験で得られた振動特性を再現できるように、人体モデルを下半身と上半身の部分の2つのバネ・マス・ダンパ系に分けて人体をモデル化する必要がある。

Fig. 3 Frequency responses in vertical vibration

Fig. 4 Frequency responses in longitudinal vibration

2・3 13 自由度乗客・腰掛モデル

乗客と腰掛の振動を再現する力学モデルを構築する。解析結果より、乗客に関しては頭部、肩部、腹部からなる体の上半身と大腿部で、振動特性が大きく異なることがわかる。そこで、提案する乗客モデルは上半身と下半身に分けたモデルとする。また高速鉄道車両用の腰掛は多くの乗客が着席するため、乗客のモデルは自由度が低く取り扱いやすいものが望ましい。乗客を上半身と下半身の集中質量に分け、前後・上下方向にそれぞれ1自由

度系とみなした 4 自由度乗客モデルと 9 自由度腰掛モデル⁽⁴⁾を組み合わせた様子を図 5 に示す。また、13 自由度を持つ乗客・腰掛モデルの運動方程式を導出するにあたりラグランジュの方程式を用いた。運動方程式の導出に用いた式を以下の式(4)～式(17)に示す。 θ_{b0} , θ_{s0} は背もたれ、座面の初期ピッチ角度、 θ_{l1} , θ_{l2} , θ_{r1} , θ_{r2} は背もたれのピッチ角度、 x_s , z_s は座面の変位、 ϕ_s , θ_s , ψ_s は座面のロール、ピッチ、ヨー角度、 x_u , z_u は乗客上半身の変位、 x_l , z_l は乗客下半身の変位を表す。また、 I_r , I_l は左右の振子の慣性モーメント、 I_{sp} は座面のピッチの慣性モーメント、 I_{sr} , I_{sy} は背もたれと座面を合わせた腰掛のロール、ヨーの慣性モーメントを表す。乗客のパラメータについて、質量は加振試験の被験者(身長 175cm, 体重 65kg)を対象に推定法⁽⁸⁾を用い算出した。ばね定数と減衰係数は前節で得られた周波数応答曲線より同定した。腰掛のパラメータは市倉ら⁽⁴⁾の試験結果を参考にした。腰掛と乗客のパラメータをそれぞれ表 2 と表 3 に示す。

Fig. 5 13 degree-of-freedom model of passenger-seat system

・ 背もたれ－座面間の拘束条件

[左座席右背もたれ前後方向]

$$X_{Gr1} = x_s - w_{br} \cdot \psi_s + l(\sin\theta_{b0} - \theta_{r1} \cdot \cos\theta_{b0}) \quad (4)$$

[左座席左背もたれ前後方向]

$$X_{Gl1} = x_s - w_{sl} \cdot \psi_s + l(\sin\theta_{b0} - \theta_{l1} \cdot \cos\theta_{b0}) \quad (5)$$

[右座席右背もたれ前後方向]

$$X_{Gr2} = x_s + w_{sr} \cdot \psi_s + l(\sin\theta_{b0} - \theta_{r2} \cdot \cos\theta_{b0}) \quad (6)$$

[右座席左背もたれ前後方向]

$$X_{Gl2} = x_s + w_{br} \cdot \psi_s + l(\sin\theta_{b0} - \theta_{l2} \cdot \cos\theta_{b0}) \quad (7)$$

[左座席右背もたれ上下方向]

$$Z_{Gr1} = z_s - w_{br} \cdot \phi_s + l\{1 - (\cos\theta_{b0} + \theta_{r1} \cdot \sin\theta_{b0})\} \quad (8)$$

[左座席左背もたれ上下方向]

$$Z_{Gl1} = z_s - w_{sl} \cdot \phi_s + l\{1 - (\cos\theta_{b0} + \theta_{l1} \cdot \sin\theta_{b0})\} \quad (9)$$

[右座席右背もたれ上下方向]

$$Z_{Gr2} = z_s + w_{sr} \cdot \phi_s + l\{1 - (\cos\theta_{b0} + \theta_{r2} \cdot \sin\theta_{b0})\} \quad (10)$$

[右座席左背もたれ上下方向]

$$Z_{Gl2} = z_s + w_{br} \cdot \phi_s + l\{1 - (\cos\theta_{b0} + \theta_{l2} \cdot \sin\theta_{b0})\} \quad (11)$$

・ 座面重心位置への座標変換

[座面前後方向]

$$X_{Gs} = x_s - l_s \{1 - (\cos\theta_{s0} + \theta_s \cdot \sin\theta_{s0})\} \quad (12)$$

[座面上下方向]

$$Z_{Gs} = z_s - l_s (\sin\theta_{s0} - \theta_s \cdot \cos\theta_{s0}) \quad (13)$$

運動エネルギー

$$\begin{aligned}
T = & \frac{1}{2} m_s (\dot{X}_{Gs}^2 + \dot{Z}_{Gs}^2) + \frac{1}{2} m_r (\dot{X}_{Gr1}^2 + \dot{Z}_{Gr1}^2) + \frac{1}{2} m_l (\dot{X}_{Gl1}^2 + \dot{Z}_{Gl1}^2) \\
& + \frac{1}{2} m_r (\dot{X}_{Gr2}^2 + \dot{Z}_{Gr2}^2) + \frac{1}{2} m_l (\dot{X}_{Gl2}^2 + \dot{Z}_{Gl2}^2) + \frac{1}{2} m_{pu} (\dot{x}_u^2 + \dot{z}_u^2) \\
& + \frac{1}{2} m_{pl} (\dot{x}_l^2 + \dot{z}_l^2) + \frac{1}{2} I_{sr} \dot{\phi}_s^2 + \frac{1}{2} I_{sp} \dot{\theta}_s^2 + \frac{1}{2} I_{sy} \dot{\psi}_s^2 \\
& + \frac{1}{2} I_{br} (\dot{\theta}_{r1}^2 + \dot{\theta}_{r2}^2) + \frac{1}{2} I_{bl} (\dot{\theta}_{l1}^2 + \dot{\theta}_{l2}^2)
\end{aligned} \tag{14}$$

ポテンシャルエネルギー

$$\begin{aligned}
U = & \frac{1}{2} k_{tr} \{(\theta_{r1} - \theta_s)^2 + (\theta_{l2} - \theta_s)^2\} + \frac{1}{2} k_{tl} \{(\theta_{l1} - \theta_s)^2 + (\theta_{r2} - \theta_s)^2\} \\
& + \frac{1}{2} k_{rl} \{(\theta_{r1} - \theta_{l1})^2 + (\theta_{r2} - \theta_{l2})^2\} + \frac{1}{2} k_{x1} (x_s - x_{f1})^2 + \frac{1}{2} k_{x2} (x_s - w_{sl} \cdot \psi_s - x_{f2})^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{z1} \{z_s + L_s (\sin \theta_{s0} - \cos \theta_{s0} \cdot \theta_s) - z_{f1}\}^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{z2} \{z_s + w_{sl} \cdot \phi_s + L_s (\sin \theta_{s0} - \cos \theta_{s0} \cdot \theta_s) - z_{f2}\}^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{z3} (z_s - z_{f3})^2 + \frac{1}{2} k_{z4} (z_s + w_{sl} \cdot \phi_s - z_{f4})^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{uz} \left\{ z_u - \left(\cos \theta_{s0} \cdot z_s + \frac{w_{sl}}{2} \cdot \phi_s - \frac{l_s}{2} \cdot \theta_s \right) \right\}^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{lz} \left\{ z_u - \left(\cos \theta_{s0} \cdot z_s + \frac{w_{sl}}{2} \cdot \phi_s - L_s \cdot \theta_s \right) \right\}^2 + \frac{1}{2} k_{lx} (x_l - x_s)^2 \\
& + \frac{1}{2} k_{ux} \left\{ x_u - \left(x_s + \frac{l(\theta_{r1} + \theta_{l1})}{2} \right) \right\}^2 + \frac{1}{2} k_{ul} (x_l - x_u)^2
\end{aligned} \tag{15}$$

散逸関数

$$\begin{aligned}
D = & \frac{1}{2} c_{tr} \{(\dot{\theta}_{r1} - \dot{\theta}_s)^2 + (\dot{\theta}_{l2} - \dot{\theta}_s)^2\} + \frac{1}{2} c_{tl} \{(\dot{\theta}_{l1} - \dot{\theta}_s)^2 + (\dot{\theta}_{r2} - \dot{\theta}_s)^2\} \\
& + \frac{1}{2} c_{rl} \{(\dot{\theta}_{r1} - \dot{\theta}_{l1})^2 + (\dot{\theta}_{r2} - \dot{\theta}_{l2})^2\} + \frac{1}{2} c_{x1} (\dot{x}_s - \dot{x}_{f1})^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{x2} (\dot{x}_s - w_{sl} \cdot \dot{\psi}_s - \dot{x}_{f2})^2 + \frac{1}{2} c_{z1} (\dot{z}_s - L_s \cos \theta_{s0} \cdot \dot{\theta}_s - \dot{z}_{f1})^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{z2} (\dot{z}_s + w_{sl} \cdot \dot{\phi}_s - L_s \cos \theta_{s0} \cdot \dot{\theta}_s - \dot{z}_{f2})^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{z3} (\dot{z}_s - \dot{z}_{f3})^2 + \frac{1}{2} c_{z4} (\dot{z}_s + w_{sl} \cdot \dot{\phi}_s - \dot{z}_{f4})^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{uz} \left\{ \dot{z}_u - \left(\cos \theta_{s0} \cdot \dot{z}_s + \frac{w_{sl}}{2} \cdot \dot{\phi}_s - \frac{l_s}{2} \cdot \dot{\theta}_s \right) \right\}^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{lz} \left\{ \dot{z}_u - \left(\cos \theta_{s0} \cdot \dot{z}_s + \frac{w_{sl}}{2} \cdot \dot{\phi}_s - L_s \cdot \dot{\theta}_s \right) \right\}^2 + \frac{1}{2} c_{lx} (\dot{x}_l - \dot{x}_s)^2 \\
& + \frac{1}{2} c_{ux} \left\{ \dot{x}_u - \left(\dot{x}_s + \frac{l(\dot{\theta}_{r1} + \dot{\theta}_{l1})}{2} \right) \right\}^2 + \frac{1}{2} c_{ul} (\dot{x}_l - \dot{x}_u)^2
\end{aligned} \tag{16}$$

・ ラグランジュの方程式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (17)$$

$$q_i = [x_s \quad z_s \quad \phi_s \quad \theta_s \quad \psi_s \quad \theta_{r1} \quad \theta_{l1} \quad \theta_{r2} \quad \theta_{l2} \quad x_u \quad z_u \quad x_l \quad z_l]^T$$

Table 2 Values of seat and backrest parameters

Definition	Symbol	Value	Unit
Backrest mass	m_r, m_l	4.2	kg
Seat mass	m_r, m_l	4.2	kg
Length of backrest	L	900×10^{-3}	m
Length from hinge to center of backrest	l	430×10^{-3}	m
Length of seat	L_s	550×10^{-3}	m
Length from hinge to center of seat	l_s	240×10^{-3}	m
Width of seat	w_{sr}, w_{sl}	595×10^{-3}	m
Distance to backrest	w_{br}	65×10^{-3}	m
Backrest inertia moment of pitching	I_b, I_r	0.434	kgm ²
Seat base inertia moment of rolling	I_{sr}	1.95	kgm ²
Seat base inertia moment of rolling	I_{sp}	13.5	kgm ²
Seat base inertia moment of rolling	I_{sy}	8.94	kgm ²
Spring constant of right hinge spring	k_{tr}	4.71×10^3	Nm/rad
Spring constant of left hinge spring	k_{tl}	5.32×10^3	Nm/rad
Spring constant of torsion spring	k_{rl}	12.0×10^3	Nm/rad
Damping coefficient of right hinge damper	c_{tr}	83.4	Nms/rad
Damping coefficient of left hinge damper	c_{tl}	148	Nms/rad
Damping coefficient of torsion damper	c_{rl}	355	Nms/rad
Spring constant of longitudinal direction between floor and seat	k_{x1}	503×10^3	N/m
Spring constant of longitudinal direction between floor and seat	k_{x2}	795×10^3	N/m
Damping coefficient of longitudinal direction between floor and seat	c_{x1}	1.91×10^3	Ns/m
Damping coefficient of longitudinal direction between floor and seat	c_{x2}	1.21×10^3	Ns/m
Spring constant of vertical direction between floor and seat	k_{z1}	482×10^3	N/m
Spring constant of vertical direction between floor and seat	k_{z2}	106×10^3	N/m
Spring constant of vertical direction between floor and seat	k_{z3}	434×10^3	N/m
Spring constant of vertical direction between floor and seat	k_{z4}	167×10^3	N/m
Damping coefficient of vertical direction between floor and seat	c_{z1}	4.07×10^3	Ns/m
Damping coefficient of vertical direction between floor and seat	c_{z2}	1.91×10^3	Ns/m
Damping coefficient of vertical direction between floor and seat	c_{z3}	4.76×10^3	Ns/m
Damping coefficient of vertical direction between floor and seat	c_{z4}	4.20×10^3	Ns/m

Table 3 Values of passenger parameters

Definition	Symbol	Value	Unit
Upper body mass	m_{pu}	38.4	kg
Lower body mass	m_{pl}	15.4	kg
Spring constant of longitudinal direction of upper body	k_{ux}	15.0×10^3	N/m
Spring constant of vertical direction of upper body	k_{uz}	55.0×10^3	N/m
Spring constant of longitudinal direction of lower body	k_{lx}	60.0×10^3	N/m
Spring constant of vertical direction of lower body	k_{lz}	60.0×10^3	N/m
Spring constant between upper body and lower body	k_{ul}	97.0×10^3	N/m
Damping coefficient of longitudinal direction of upper body	c_{ux}	1.52×10^2	Ns/m
Damping coefficient of vertical direction of upper body	c_{uz}	1.16×10^3	Ns/m
Damping coefficient of longitudinal direction of lower body	c_{lx}	9.61×10^2	Ns/m
Damping coefficient of vertical direction of lower body	c_{lz}	7.69×10^2	Ns/m
Damping coefficient between upper body and lower body	c_{ul}	3.25×10^2	Ns/m

3. 乗客・腰掛モデルの検証

13 自由度乗客・腰掛モデルを用いてシミュレーションを行った結果を以下に示す。モデルへの入力とは 2-1 節の加振台試験と同じ床面入力である。また、本報告では、乗客の振動のみでなく、背もたれ前後振動と座面の前後、上下振動も考慮して比較解析を行う。

上下加振における乗客の振動を比較した結果と、座面の振動を比較した結果をそれぞれ図 6、図 7 に示す。図 6 より、上半身モデルは腹部、肩部とよく一致しており、下半身モデルは大腿部とよく一致している。図 7 より、座面は約 12Hz 付近からのゲインの増加は再現できなかったが、全体的によく一致している。

前後加振における乗客の振動を比較した結果と、腰掛の振動を比較した結果をそれぞれ図 8、図 9 に示す。図 8 より、上半身モデルは腹部、肩部とよく一致している。また、下半身モデルも大腿部とよく一致している。これは乗客－腰掛間と上半身－下半身間の二箇所にはばねとダンパを設けることによって、5Hz 付近の共振ピークと 15Hz 以上のゆるやかなゲインの増加を再現できたと考えられる。また、図 9 より、座面の前後方向 $\ddot{x}_s$ は、10Hz 以上の周波数域において、シミュレーション結果は実験結果よりも大きいゲイン値をとっているものの、15Hz におけるゲインの落ち込みと、15Hz から高周波になるにつれてのゆるやかなゲインの増加が再現できていることがわかる。背もたれの前後方向 $\ddot{x}_b$ は、約 4Hz の共振ピークは再現できたものの、15Hz と 33Hz の共振ピークを再現することができず、実験結果とシミュレーション結果はあまり一致していないことがわかる。背もたれが一致しなかった原因として、背もたれのモデル構造が考えられる。本研究では、空席時の振動特性に基づくモデル⁽⁴⁾を使用しているが、今後は、着席時に対応した腰掛モデルを検討することで、シミュレーションの精度が向上できると考えられる。

以上より、提案する乗客モデルは乗客の高周波振動を再現でき、乗客の振動特性を解析するために有効であることを示した。

Fig. 6 Vertical acceleration gain of the passenger

Fig. 7 Vertical acceleration gain of the seat

Fig. 8 Longitudinal acceleration gain of the passenger

Fig. 9 Longitudinal acceleration gain of the seat

4. 腰掛のパラメータ変化に対する乗客の乗り心地解析

着席時の乗客の乗り心地を向上させる腰掛を設計するには、腰掛のどの部分に手を加えれば効果的なのかを調べるために、乗客・腰掛モデルの腰掛のパラメータと乗客の振動特性の関係を調査する。パラメータの変化による振動特性への影響は、床面加速度に対する乗客加速度の振動伝達率の変化によって調査する。さらに、どの程度乗り心地を向上できるのかを中川らが提案する新乗り心地レベル⁹⁾を用いることで検討を行った。乗り心地レベルは値が低いほど乗り心地が良いことを意味する。

なお、乗り心地フィルタは本来、床面の加速度を評価することを想定したものである。しかし、提案するモデルは床面を入力し、腰掛のパラメータを変化させても床面に影響を及ぼさないため、パラメータ変化による振動特性の影響を床面加速度によって評価することができない。そこで、乗り心地レベルの値とそれに対応する評価が必ずしも一致しないことが考えられるが、乗客の振動に対して乗り心地レベルの算出を行う。ただし、算出される乗り心地レベルはあくまでも振動特性評価のための参考値として扱う。

腰掛の全パラメータを変化させ、最も乗り心地レベルが改善された条件における振動伝達率と乗り心地レベルを以下に示す。なお、加振条件は、2.1 節の加振台試験と同様である。

座面上下方向のばね(k_z)を基準値から 3 倍に変化させたとときと 3 分の 1 に変化させたとときの、上半身と下半身の上下方向の振動伝達率を図 10、図 11 に、乗り心地レベルを表 4 に示す。グラフより、座面上下方向のばね定数を小さくする、つまり低剛性化すると、上半身、下半身ともに 10Hz 以上の振動を低減することがわかる。さらに、下半身に関しては、13Hz の共振ピークも低減していることがわかる。下半身の乗り心地レベルの低下は、このピークの影響を受けたものであると考えられる。

Fig. 10 Vertical acceleration gain of the upper body

Fig. 11 Vertical acceleration gain of the lower body

Table 4 Ride comfort level change influenced by rigidity of seat's vertical direction

$k_{z1}, k_{z2}, k_{z3}, k_{z4}$ [N/m]	Ride comfort level L_{TN} [dB]	
	Upper body	Lower body
$\frac{1}{3}k_{z1}, \frac{1}{3}k_{z2}, \frac{1}{3}k_{z3}, \frac{1}{3}k_{z4}$	82.9 (-0.5)	85.8 (-1.4)
$k_{z1} = 482 \times 10^3$ $k_{z2} = 106 \times 10^3$ $k_{z3} = 434 \times 10^3$ $k_{z4} = 167 \times 10^3$ (Baseline)	83.4	87.2
$3k_{z1}, 3k_{z2}, 3k_{z3}, 3k_{z4}$	83.5 (+0.1)	87.6 (+0.4)

次に座面前後方向の減衰係数(c_{x1}, c_{x2})を基準値から2倍に変化させたときと4倍に変化させたときの、前後方向の振動伝達率を図12、図13に、乗り心地レベルを表5に示す。

グラフより、座面前後方向の減衰係数を大きくすると、上半身、下半身ともに15Hzから20Hzの周波数帯域でゲイン値が増加しているものの、8Hzから13Hzと25Hz以上の周波数帯域でゲイン値が減少していることがわかる。このため、表5に示すように、乗り心地レベルは低下する結果となった。

本章では、着席時の乗客の乗り心地向上を目指した腰掛の改良を行う際に、腰掛のどの部分に手を加えれば効果的なのかという、腰掛の振動特性を考慮した設計指針を得るためのシミュレーションを行った。その結果、乗客の前後振動は、背もたれ前後方向の減衰を強くすることによって抑制することができ、乗客の上下振動は、座面上下方向の低剛性化によって抑制することができるとわかった。

Fig. 12 Longitudinal acceleration gain of the upper body

Fig. 13 Longitudinal acceleration gain of the lower body

Table 5 Ride comfort level change influenced by viscous damping of seat's longitudinal direction

c_{x1}, c_{x2} [Ns/m]	Ride comfort level L_{TN} [dB]	
	Upper body	Lower body
$c_{x1} = 1.91 \times 10^3$ $c_{x2} = 1.21 \times 10^3$ (Baseline)	85.7	84.0
$2c_{x1}, 2c_{x2}$	85.5 (−0.2)	83.4 (−0.6)
$4c_{x1}, 4c_{x2}$	85.2 (−0.5)	83.3 (−1.6)

5. 結 言

本論文では、高速鉄道車両のさらなる乗り心地の向上を目指し、着席時における乗客の40Hzまでの周波数帯域の振動解析のための乗客・腰掛モデルの提案と、そのモデルを用いた腰掛の設計指針を検討した結果について述べた。まず、腰掛と乗客に対する加振試験から得られた知見に基づき、乗客モデルを2つの集中質量で表現し、腰掛と乗客の振動特性を再現する13自由度乗客・腰掛モデルを構築した。このモデルは、乗客・腰掛を集中質量、剛体、ばねとダンパから構成されている。構築したモデルに床の振動を入力し、乗客と腰掛の各部分の振動シミュレーションを行い、加振台試験結果と一致することを確認した。

次に、腰掛部分のモデルのパラメータを変化させたときの乗客の振動伝達率と乗り心地レベルの算出を行い、腰掛のパラメータと乗客の振動特性の関係を調べた。その結果、座面上下方向の低剛性化や座面前後方向の高減衰化が乗客の振動乗り心地向上に効果的であるという知見を得た。

今後の課題として、実際の腰掛設計への適用が考えられる。また、様々な乗客、腰掛に対しての妥当性の検証が必要である。今回提案した乗客・腰掛モデルの対象は、平均的な体型の男性で、新幹線高速試験電車におけるグリーン車用の腰掛という限定的条件である。実際の鉄道車両内には様々な腰掛が存在し、そこに様々な乗客が着席する。様々な乗客と腰掛によるパラメータの変化を調査することで、モデルの普遍性、妥当性の検証を行っていく予定である。

文 献

- (1) 遠藤知幸, “E5系新幹線電車の概要”, 鉄道と電気技術, Vol. 21, No. 10 (2010), pp. 36-40.
- (2) 鷹瀬俊夫, 高尾忠明, 林田聡, 田口均, “高速車両の高周波振動”, 第3回交通・物流部門大会講演論文集 (1994), pp. 277-280.
- (3) 中川千鶴, 島宗亮平, 水上直樹, 渡邊健, 星野宏則, 鈴木江里光, “高周波振動が乗り心地に及ぼす影響に関する基礎的検討”, 鉄道総研報告, Vol. 22, No. 11 (2008), pp. 11-16.
- (4) 市倉優太, 永井正夫, 林隆三, 島宗亮平, 安井義隆, 横山義彦, 富岡隆弘, “高速鉄道車両用腰掛の振動解析モデルを用いた設計指標の検討”, 第18回交通・物流部門大会講演論文集, (2009), pp. 109-112.
- (5) 島宗亮平, 富岡隆弘, 渡辺清一, 橋本克史, 横山義彦, 永井正夫, “鉄道車両用腰掛の高周波振動特性について”, 第14回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, (2007), pp. 295-298.
- (6) Pennati, M., Gobbi, M. and Mastinu, G., "A Dummy for the Objective Ride Comfort Evaluation of Ground Vehicles", *Vehicle System Dynamics*, Vol.47, No.3 (2009), pp. 343-362.
- (7) Shahzad, F., Qiu Y. and Griffin, M.J., "Multi-Body Dynamic Model of a Suspension Seat with Occupant for Predicting Seat Transmissibility in the Vertical Direction", *Proceedings of 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (CD-ROM)*, No.8-3, Manchester, UK (2011), pp. 1-7.
- (8) 阿江通良, 湯海鵬, 横井孝志, “日本人アスリートの身体部分慣性特性の推定”, バイオメカニズム学会誌, Vol. 11, (1992), pp. 23-33.
- (9) 中川千鶴, 島宗亮平, 高見創, 渡邊健, 横山義彦, “高周波振動を考慮した乗り心地評価法”, 鉄道総研報告, Vol. 26, No.1 (2012), pp. 33-38.