鉄道車両の車体曲げ振動に及ぼす台車諸元の影響*

鈴木 康文^{*1}, 長 南 征 二^{*2}, 阿久津 勝則^{*1}Influence of Bogie Parameters on Vertical Flexural
Vibration of Railway Carbody

Yasufumi SUZUKI, Seiji CHONAN and Katsunori AKUTSU

A carbody of a highspeed train sometimes vibrates with a bending mode of less than 10Hz, which leads to poor riding quality. This paper describes a method for analyzing the vibration of a truck frame and a carbody taking account of their flexural rigidity. The vertical vibration of a carbody induced by vertical track irregularities is analyzed using the transfer matrix method. The numerical results are compared with the measurements on a Shinkansen train. The results show that this method well simulates the vibration of a carbody at higher frequencies above 10Hz compared with the classical method that disregards the flexural rigidity of the truck frame. Effects of the truck frame rigidity, wheelbase and axle spring characteristics on riding comfort are studied in detail. It is found that the effects of truck frame rigidity on riding quality are not significant but that the vibration characteristics at higher frequencies above 10Hz are affected significantly by the truck frame rigidity.

Key Words: Railway, Vibration of Continuous System, Transfer Matrix Method, Comfortability in Riding, Flexural Vibration, Truck Frame, Flexural Rigidity

1. 緒 言

鉄道車両の高速化に伴い車両の軽量化が進められ、車体、台車の剛性は低下する傾向にある。最近の車両にはこれらの原因と考えられる車体の弾性振動が発生し、乗り心地の点で不都合をきたす事例が見受けられている⁽¹⁾。谷藤ら⁽²⁾および著者ら⁽³⁾はこの車体振動の主たるモードは車体の一次の曲げ(二節点モード)であり、車体をばね支持されたはりとして振動解析を行い、振動乗り心地を概略評価できることを示した。また、車体の軽量性を損なうことなく、車体曲げ振動を制御する方法について研究を進めてきた⁽⁴⁾。

車体曲げ振動の周波数は一般に7~10 Hz程度であり、曲げ振動の発生を防ぐには、台車の支持ばね系の設計、および車体の構造設計をその振動数領域について最適にする必要がある。しかしながらこれまでの支持ばね系の設計は、主として車体の剛体モードの振動数領域すなわち1~2 Hzに着目したものであり、車体の弾性振動まで考慮したものではなかった。松井⁽⁵⁾は車体の曲げ振動の変位関数を台車位置を節とした一

次のモード形で近似して扱い、台車の特性が車体の曲げ振動の周波数応答に与える影響を検討しているが、振動乗り心地や速度との関係などは明らかにされていない。

本報では、車体を弾性体として扱うだけでなく、近年車体と同様に軽量化が進められている台車枠に関してもその曲げ剛性を考慮して、台車、車体の振動応答を求める解析法について検討した。さらに、この解析法に基づき、軌道の高低狂いに対する車体の振動応答を求め、台車枠の曲げ剛性、軸ばね、軸ばねダンパ、軸距(軸間距離)、台車中間質量などが車体曲げ振動、振動乗り心地に与える影響を検討した。

2. 解 析 法

2・1 解析モデル 軌道の高低狂いにより励起される車両の振動のうち、ここでは台車と車体の上下並進、ピッチングおよび上下曲げ振動に関する上下系の振動を解析の対象とする。車体および台車枠を図1(b)に示すような均質断面のはりとしてモデル化する。車体は長さ l_1, l_2, l_3 のはり3本が結合され、台車枠は長さ l' のはり2本が結合され、台車、車体はそれぞればねおよびダンパで支持されている。図1(a)に示す新幹線台車枠には車軸からの張り出し部分があるが、

* 原稿受付 1996年9月18日。

^{*1} 正員、鉄道総合技術研究所(〒185 国分寺市光町2-8-38)。^{*2} 正員、東北大学工学部(〒980-77 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

Fig. 1 Vertical vibration system of railway vehicle

近年の軽量台車ではこの部分がほとんどないものが多いので、解析モデルでは張り出し部を省略し、台車枠の長さを軸距に等しくしてモデル化する。台車枠および車体の振動減衰性については構造減衰を考慮する。

2・2 伝達マトリックス法による解析 車体および台車枠に相当するはりをオイラーはりとして扱い、軌道からの強制変位加振に対する定常振動応答を伝達マトリックス法を用いて解析する。台車および車体の各接続点の左右に格点番号を図1のように付与する。各格点における変位、傾き、モーメント、せん断力をそれぞれ $w = We^{i\omega t}$, $\phi = \Psi e^{i\omega t}$, $m = Me^{i\omega t}$, $q = Qe^{i\omega t}$ とし、これらの大きさを成分とする状態量ベクトル $Z = \{W \ \Psi \ M \ Q\}^T$ を定義する。ここに、 i , ω , t はそれぞれ虚数単位、入力角振動数、時間である。また、上添字 T は転置を表す。

境界条件、力の釣合いを考慮し、各格点間には次の関係式が成立する。

〔前台車〕

$$\text{格点 } 0 \sim 1: Q_1^t = F_j W_1^t - F_j R_1 \quad (1)$$

$$\text{〃 } 1 \sim 2: Z_2^t = H^t Z_1^t \quad (2)$$

$$\text{〃 } 2 \sim 3: Q_3^t = -F_a W_1^t + F_a W_2^t + Q_2^t \quad (3)$$

$$\text{〃 } 3 \sim 4: Z_4^t = H^t Z_3^t \quad (4)$$

$$\text{〃 } 4 \sim 5: Q_5^t = -F_j W_4^t + F_j R_2 \quad (5)$$

〔車体〕

$$\text{格点 } 0 \sim 1: Z_1^b = H^b Z_0^b \quad (6)$$

$$\text{〃 } 1 \sim 2: Q_2^b = F_a W_1^b - F_a W_2^t + Q_1^b \quad (7)$$

$$\text{〃 } 2 \sim 3: Z_3^b = H^b Z_2^b \quad (8)$$

$$\text{〃 } 3 \sim 4: Q_4^b = F_a W_3^b - F_a W_8^t + Q_3^b \quad (9)$$

$$\text{〃 } 4 \sim 5: Z_5^b = H^b Z_4^b \quad (10)$$

ここに、 H ははりの伝達マトリックス⁽⁵⁾、 F は軸ばね、軸ダンパあるいは空気ばねの複素ばね定数であり $F_j = k_j + i\omega c_j$, $F_a = k_a + i\omega c_a$ と表される。 k , c はそれぞればね定数、減衰定数である。上添字 t , b はそれぞれ台車、車体を表し、下添字 j , a はそれぞれ軸ばね、空気ばねを表す。また状態量の添字番号は格点番号を示す。車体はりの伝達マトリックス H^b の下添字番号ははりの区分を表す。 R_1 , R_2 はそれぞれ第1軸、第2軸の位置の軌道高低狂いの大きさである。 R_2 は R_1 に対して走行速度と軸距で定まる時間遅れに対応した位相差をもって入力される。後台車の格点6~11についても式(1)~(5)と同様な関係式が得られる。

以上の式をまとめると振動系全体に関して、各格点における合計36の状態量を未知数とする36個の関係式が導かれ、これらは次式のようにまとめられる。

$$TZ = R \quad (11)$$

ここに、 T は系全体の係数マトリックス、 Z は各格点の状態量を要素とする未知数ベクトル、 R は各軸の高低狂いの大きさに対応した強制力ベクトルである。式(11)を解くことにより軌道の高低狂いにより励起される車両各部の上下振動応答を求めることができる。

車体の応答は例えば $x=0 \sim l_1$ について次のような手順で求められる。式(11)を解いて求められた車体の格点1の状態量ベクトル Z_1^b は

$$Z_1^b = E(l_1) A_1 \quad (12)$$

と表される。ここに、 $E(l_1)$ は次の変位関数 $W_1^b(x)$

$$W_1^b(x) = A_{11} \sin \xi_1 x + A_{12} \cos \xi_1 x + A_{13} \sinh \xi_1 x + A_{14} \cosh \xi_1 x \quad (13)$$

を用いて格点0~1の間の状態量ベクトルを表すときの係数マトリックスにおいて $x=l_1$ としたものであり、その要素は次のように表される。

$$\begin{aligned} e_{11} &= \sin \xi_1 l_1 & e_{31} &= EI_1^* \xi_1^2 \sin \xi_1 l_1 \\ e_{12} &= \cos \xi_1 l_1 & e_{32} &= EI_1^* \xi_1^2 \cos \xi_1 l_1 \\ e_{13} &= \sinh \xi_1 l_1 & e_{33} &= -EI_1^* \xi_1^2 \sinh \xi_1 l_1 \\ e_{14} &= \cosh \xi_1 l_1 & e_{34} &= -EI_1^* \xi_1^2 \cosh \xi_1 l_1 \\ e_{21} &= \xi_1 \cos \xi_1 l_1 & e_{41} &= EI_1^* \xi_1^3 \cos \xi_1 l_1 \\ e_{22} &= -\xi_1 \sin \xi_1 l_1 & e_{42} &= -EI_1^* \xi_1^3 \sin \xi_1 l_1 \\ e_{23} &= \xi_1 \cosh \xi_1 l_1 & e_{43} &= -EI_1^* \xi_1^3 \cosh \xi_1 l_1 \\ e_{24} &= \xi_1 \sinh \xi_1 l_1 & e_{44} &= -EI_1^* \xi_1^3 \sinh \xi_1 l_1 \end{aligned} \quad (14)$$

$\xi_1^4 = (\rho A)_1 \omega^2 / EI_1^*$ であり, $(\rho A)_1, EI_1^* = EI_1(1 + i\eta_1)$ はそれぞれ格点 0~1 間の車体の線密度, 複素曲げ剛性であり, η_1 は損失係数である. また A_1 は次の係数ベクトルである.

$$A_1 = \{A_{11} \ A_{12} \ A_{13} \ A_{14}\}^T \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(12)を解いて A_1 を求め, 式(13)により 0~ l_1 の任意の位置 x の変位を得る.

3. 車体の基本振動特性

3・1 計算諸元 0系新幹線電車 25 形式車(以下, 「標準新幹線」という)を例に計算することとし, 車両の基本諸元を表 1 に示す. ここに, 台車枠の曲げ剛性の値として, 静荷重試験の結果から得られた曲げ剛性値を次のように修正し用いた. すなわち, 図 1(a) に示すように台車枠は輪軸の位置よりも張りだしているが, これを図 1(b)の振動モデルでは省略し台車枠の長さを軸距に等しくしているため, 同一質量で短いのはりの曲げ固有振動数が実際の台車枠の曲げ固有振動数と等しくなるよう静荷重試験の結果より得られた曲げ剛性値を修正し, 台車枠の曲げ剛性とした.

文献(3)における方法と同様に, 空気ばねのばね定数 k_a , 減衰定数 c_a の周波数特性は四要素モデルで表現できるものとして計算を行った. 走行時の車体の振動については軌道高低狂いのパワースペクトル密度(PSD)に対する車体の任意の位置の振動加速度 PSD $P(f)$ を求め, 次式により表される乗り心地レベル⁽⁷⁾ L_T を用いて乗り心地を評価する.

$$L_T = 20 \log_{10}(a_w/a_{ref}),$$

Table 1 Calculation parameters

Carbody	length	ℓ	(m)	24.5
		ℓ_1, ℓ_2	(m)	3.5
		ℓ_2	(m)	17.5
	mass	ρA	(kg/m)	1470
	flexural rigidity	EI	(GNm ²)	1.71
	loss factor	η		0.022
Truck	length	$2\ell^t$	(m)	2.5
	mass	$(\rho A)^t$	(kg/m)	2220
	flexural rigidity	EI^t	(MNm ²)	11.6
	loss factor	η^t		0.01
Air spring [*]	k_{s1}	(N/m)		1.59×10^6
	k_{s2}	(N/m)		-4.32×10^4
	c_{s1}	(Ns/m)		3.00×10^5
	β			0.787
Axle spring	k_1	(N/m)		2.60×10^6
	c_1	(Ns/m)		3.92×10^4

$$*) \quad k_a = k_{s2} + k_{s1} \{ \beta(1 + \beta) + (c_{s1}\omega/k_{s1})^2 \} / \{ (1 + \beta)^2 + (c_{s1}\omega/k_{s1})^2 \}$$

$$c_a = c_{s1} / \{ (1 + \beta)^2 + (c_{s1}\omega/k_{s1})^2 \}$$

$$\alpha_w^2 = \int_{0.5}^{80} W^2(f) P(f) df \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここに, $\alpha_{ref} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ であり, $W(f)$ は人体の振動感覚特性に基づく重み付け係数であり乗り心地フィルタと呼ばれる. 新幹線の高低狂いの PSD として, ここでは東海道新幹線東京~新大阪のデータを統計処理して求めたものを図 2 に示すような数本の直線で近似して用いる.

3・2 車体の基本振動特性 車両の高速化に伴い軌道から台車に加わる加振パワーは増大し, 台車枠の弾性振動も大きくなっている. さらなる高速化のなかで台車枠の曲げ振動が増大し車体振動に影響を与えることが予想される. ここでは, 台車枠の曲げ剛性が車体の振動に及ぼす影響に着目し, 車体の基本振動特性について検討する.

始めに, 四つの各軸が同位相の一定振幅で上下加振される場合の周波数応答について検討する. 以下, 台車枠の曲げ剛性の指標として, 表 1 に示す標準新幹線の台車枠の曲げ剛性に対する比 $\overline{EI^t}$ を導入する.

図 3 に 4 軸を同位相で片振幅 1 mm で加振したと

Fig. 2 PSD of vertical track irregularities

Fig. 3 Acceleration response at carbody center (Excited at 4 axles in phase)

きの車体中央の加速度応答を示す。台車枠の曲げ剛性が標準新幹線と比較し十分に高い場合 ($\overline{EI^t}=10^3$) の本解析の結果は、台車枠を集中質量として扱った従来の解析結果と一致している。標準新幹線の本解析結果 ($\overline{EI^t}=1.0$) と従来の解析結果との差異は 10 Hz 付近までほとんどない。車体の一次の曲げ固有振動数は 6.5 Hz であり、台車の上下並進の固有振動数 5.5 Hz と近く、一次の車体曲げ振動の大きさはこの影響を受けていると考えられるが、台車枠の弾性振動としての影響は小さいことがわかる。これは台車枠の一次の曲げ振動の固有振動数 42.0 Hz が車体の曲げ固有振動数とかなりかけ離れているためである。しかしながら、10 Hz 以上の周波数領域では本解析結果の方が従来の解析結果より全般に大きく、台車枠の弾性振動は高周波領域の車体振動を増大させる方向に影響を与えることがわかる。すなわち、従来の解析では高周波領域の車体振動を小さく見積もることがわかる。

次に、図 2 の PSD で表される高低狂いをもつ軌道上を走行するときの車体の振動応答を検討する。速度 220 km/h で走行するときの車体中央の振動加速度 PSD について、本解析による結果のほか、台車枠を集中質量とした従来の解析結果および走行試験時の測定結果を図 4 に示す。両解析結果と測定結果は車体の一次の曲げ固有振動数 6.5 Hz 付近までは傾向はほぼ一致しているが、10 Hz 以上の領域では大幅に測定結果を下回っている。これは両解析では車体をはりとして扱っているが、実際の車体は多くの部材が結合された半張殻構造であり、車体全体としての振動だけでなく局所的な振動モードも多く存在し、それらの影響が大きく現れていることが考えられる。しかしながら、台車枠の曲げ剛性を考慮した本解析結果と従来の解析結果を 20 Hz 以上の周波数領域で比較すると、本解析結果のほうが応答が大きく測定結果により近い傾向とな

Fig. 4 Acceleration PSD (220 km/h)

っており、台車の弾性振動はこの振動数領域の実際の車体振動の大きさに対して影響を与えているものと考えられる。

4. 台車諸元が振動乗り心地に与える影響

4.1 台車枠の曲げ剛性の影響 標準新幹線が速度 220 km/h で図 2 の軌道狂い PSD 上を走行するときの車体中央の乗り心地レベルを求める。台車枠の曲げ剛性が低下し、標準新幹線の $1/2 (\overline{EI^t}=0.5)$ 、さらに極端に $1/10 (\overline{EI^t}=0.1)$ になった場合の車体中央の乗り心地レベル L_r の速度に対する変化を図 5 に示す。以下、車両の乗り心地を車体中央の乗り心地レベル L_r で代表して評価することとする。図 5 より台車枠の曲げ剛性が $1/2$ に低下しても乗り心地に与える影響は小さく、 $1/10$ で 1 dB 程度の影響である。210 km/h および 400 km/h 付近の速度では車体曲げ振動が励起されて乗り心地レベルが高くなっているが、台車枠の曲げ剛性低下はそこでの車体の曲げ振動に大きな影響を与えていない。

図 6 は台車枠曲げ剛性に対する乗り心地レベルの変

Fig. 5 Riding comfort level (Effect of $\overline{EI^t}$) Fig. 6 Riding comfort level (Effect of $\overline{EI^t}$)

化を速度ごとに示したものである。標準の台車枠の曲げ剛性に対する比が0.2以下に低下するまでは乗り心地レベルに対する影響は小さいことがわかる。

350 km/h やそれ以上の運転速度をめざす車両は、標準新幹線より相当軽量化されたものとなると考えられる。そこで、台車、車体の質量、車体の曲げ剛性、支持ばね系の定数がともに1/2となった車両を想定し、同様の計算を行った。以下、このような諸元の車両を「高速新幹線」とよぶ。標準新幹線の台車枠剛性に対する比 $\overline{EI}^t$ を1.0, 0.5, 0.1とした場合の車体中央の乗り心地レベルを図7に示す。図5と同様、台車枠の曲げ剛性のこの範囲の変化では乗り心地に与える影響は小さいことがわかる。

図8は高速新幹線で $\overline{EI}^t$ が約1/3になり、台車枠の一次曲げ固有振動数42.0 Hzが車体の三次曲げ固有振動数34.6 Hzに近づいたときの310 km/hにおける車体の中央振動加速度PSDである。この条件では台車の前後軸が同位相で加振され、台車枠の一次曲げ固

有振動が励起されやすくなり、台車枠の曲げ振動が車体の振動レベルを増大させているようすがわかる。図4の測定値ではこの周波数領域の振動パワーは現状でもかなり大きく、本計算条件の場合には現実の車両の車体振動応答がさらに大きくなり、乗り心地に影響を与えることも考えられるので、注意が必要である。また、台車枠を集中質量として扱った従来の解析では、この領域の応答を過小に評価することがわかる。

4.2 軸距の影響 近年、高速時の走行性能の向上をねらいとして軸距の長い台車の導入が検討されている。高速新幹線を想定し、軸距 $2l^t$ が現状の2.5 mから3 mに拡大された場合の乗り心地レベルを示したものが図9である。車体の一次曲げ固有振動数6.5 Hzに対応した加振振幅が軸距の拡大により軌道狂いの平均化効果⁽⁸⁾で減少し、車体曲げ振動が励起されやすい速度域(210 km/h 付近)で、乗り心地は2 dB程度改善されることがわかる。

図10は高速新幹線における400 km/h 走行時の車

Fig. 7 Riding comfort level of Highspeed Shinkansen (Effect of $\overline{EI}^t$)

Fig. 9 Riding comfort level of Highspeed Shinkansen (Effect of wheelbase)

Fig. 8 Acceleration PSD of Highspeed Shinkansen (310 km/h)

Fig. 10 Acceleration PSD of Highspeed Shinkansen (Effect of wheelbase, 400 km/h)

体中央の振動加速度 PSD である。高速であるため車体の一次曲げに対応した加振振幅の軌道狂いの平均化の効果は小さくなる。一方台車枠の一次の曲げ振動数は 32 Hz となり車体の三次の曲げ振動に近づくため、この周波数領域で応答が大きくなることがわかる。

4・3 軸ばね省略台車の振動乗り心地 ドイツでは台車枠の軽量化施策として FRP 製の台車枠が試作されている。そこでは軽量化をさらに図るため、台車枠の剛性に軸ばねの機能を持たせ、軸ばねを省略している。このような考え方の台車の実用化を想定して、この台車を用いた車両の振動乗り心地について検討する。

高速新幹線について台車枠単体の剛性によるばねと軸ばねを直列に合わせたばね定数を求め、これと等価なばね定数になるよう台車枠の曲げ剛性を設定すると

Fig. 11 Riding comfort level of Highspeed Shinkansen without axle spring

Fig. 12 Acceleration PSD of Highspeed Shinkansen without axle spring (400 km/h)

$EI^t = 8.07 \times 10^5 \text{ Nm}^2$ となる。これは標準新幹線の台車枠の曲げ剛性との比でみると $\overline{EI^t} = 0.07$ である。軸ばねダンパを省略した場合の減衰については、台車枠の構造減衰により代替することとする。すなわち、損失係数 η は臨界減衰係数との関係より $\eta = c_1 / \sqrt{(\rho A)^t l^t \cdot k_1}$ と表され、これより $\eta = 0.461$ となる。しかしながら、機械構造物として $\eta = 0.4$ 以上を実現することは一般には困難と考えられ、 $\eta = 0.1$ の場合についても合せて計算を行った。その結果を図 11 に示す。図 11 よりこのような方法で軸ばねを省略することは乗り心地上有利とはならず、台車枠の損失係数を高くできたとしても乗り心地は改善できないことがわかる。図 12 に 400 km/h における PSD を示す。図 12 より 6.5 Hz の車体一次曲げに対応した PSD の値は高速新幹線の $0.50 (\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ から軸ばね省略台車の $1.15 (\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ に増大し一次の車体曲げ振動が大きくなり、乗り心地を悪化させていることが理解される。ここで、軸ばね省略の場合 1 Hz 付近の上下並進のパワーが低下しているが、式(16)における乗り心地フィルタ $W(f)$ の効果でこの影響はほとんどなくなり、車体曲げのパワーで乗り心地レベルが決定されている。

4・4 台車枠の質量の影響 台車枠質量(ばね間質量)の変化に対しては、二質点系の振動設計がなされ、軸ばね、空気ばねの支持系の最適なばねおよび減衰定数が定められるが、ここでは台車枠質量が車体曲げ振動に与える影響を見るために、支持系の定数は一定として計算を行う。標準新幹線の台車枠の質量に対する台車枠の質量比 $\overline{\rho A^t}$ を導入する。 $\overline{\rho A^t} = 0.75, 0.5$ と軽量化した場合の乗り心地レベルを図 13 に示す。 $\overline{\rho A^t} = 0.75$ では、台車枠上下並進の固有振動数が台車枠の軽量化により 5.5 Hz から車体一次曲げの振動数

Fig. 13 Riding comfort level (Effect of truck mass)

Fig. 14 Riding comfort level (Effect of axle spring coefficient)

Fig. 16 Riding comfort level (Effect of axle spring damping coefficient)

Fig. 15 Acceleration PSD (Effect of axle spring coefficient, 220 km/h)

Fig. 17 Acceleration PSD (Effect of axle spring damping coefficient, 220 km/h)

6.5 Hz に近づくため、車体曲げ振動が励起されやすくなり、乗り心地が悪くなる。

4.5 軸ばねの影響 軸ばね定数および軸ばね減衰定数の車体曲げ振動に与える影響を標準新幹線について検討する。軸ばねの特性は先の二自由度系の振動理論に基づき、さらに台車部品相互の干渉、連結器高さの変化などの制約を考慮して決定されるが、ここでは単独にばね定数、減衰定数をかなり広い範囲で変化させてそれらの影響を検討する。

図 14 に軸ばね定数の標準に対する比 $\bar{K}$ が 2.0, 1.25, 0.75, 0.5 と変化したときの乗り心地レベルを示す。これより軸ばね定数は小さいほど乗り心地はよくなることがわかり、それは図 15 に示す振動加速度 PSD より車体曲げ振動が抑制されるためであることがわかる。

軸ばね減衰定数の標準に対する比 $\bar{C}$ が 0.1, 0.5, 2, 10 と変化したときの振動乗り心地を図 16 に示す。図より軸ばね減衰定数の減少は乗り心地を悪化させ、増

大は乗り心地を改善させる、その影響度合いは減衰定数の減少するほうが大きく、特に $\bar{C}=0.3$ 以下で大きい。速度 220 km/h, $\bar{C}=0.1, 10.0$ の場合の振動加速度 PSD を図 17 に示す。車体の一次曲げのピークは軸ばね減衰定数の増大により減少するが、高周波領域での振動パワーが増大するので注意が必要である。

5. 結 言

台車枠の曲げ剛性を考慮して台車および車体の振動応答を伝達マトリックス法により求める解析法を示した。新幹線電車を例にとり、軌道高低狂いに対する車体の応答を計算し、台車枠の曲げ剛性が車体の基本振動特性に与える影響について検討するとともに、走行試験結果と比較し、また台車枠を集中質量とした従来の解析結果とも比較した。その結果次のことが明らかとなった。

(1) 台車枠の弾性振動は、新幹線電車についての本計算例では車体の一次曲げ振動の大きさには大きな

影響は与えないが、10 Hz 以上、二次以上の車体の曲げ振動を増大させる方向に大きく影響を与える。

(2) 台車枠を集中質量として扱った従来の解析法でも一次の曲げ固有振動数領域までは、振動加速度パワースペクトル密度について測定試験の結果と同様の傾向を得ることができる。10 Hz 以上の領域では両解析ともに測定結果を下回るが、台車枠の曲げ剛性を考慮した本解析の方がより測定結果に近い。

さらに、本解析法を用いて車体の上下振動応答から乗り心地レベルを求め、台車枠の諸元が乗り心地に与える影響を調べ、以下の結果を得た。

(3) 台車枠の曲げ剛性の低下が乗り心地に与える影響はわずかであるが、高周波領域では速度との関係で乗り心地を悪化させることが考えられ、注意が必要である。

(4) 軸距の拡大は乗り心地を改善する方向となるが、高周波領域での振動増大の可能性もあり注意が必要である。

(5) 軸ばねの省略は乗り心地を悪化させる方向となる。

(6) 台車中間質量、軸ばねのばね定数、減衰係数は車体の一次曲げ振動の大きさに影響を与え、乗り心地を変化させる。新幹線電車についての本計算例では、軸ばねの影響が大きく、ばね定数は小さく、減衰定数は大きいほうが乗り心地がよくなる。

本報では、台車枠の曲げ剛性を考慮して、軌道高低狂いに対する台車、車体の振動応答を求める解析法を示し、台車枠の曲げ剛性など台車諸元が上下系の乗り

心地に与える影響について検討した。軸ばねなどの諸元の決定には従来の二自由度系の振動理論によるほか、本解析法のような車体の曲げ振動を考慮した検討を合わせて行う必要があると考える。このとき車体の一次曲げ固有振動数が本計算事例のように 10 Hz 以下と低い場合には、台車を集中質量として扱う従来の解析法でも十分である。

10 Hz 以上の高周波領域の車体振動応答を検討する際には、台車枠の曲げ剛性を考慮した本解析法がより実際に近い応答を与える。しかしながら、測定値とのかい離は大きく、今後多自由度の解析モデルの導入など改善が必要である。また、軸ばね省略台車はここで検討した新幹線のような高速車両としてではない場合の適用も考えられ、そのときの乗り心地面からの適用可能性については新たな検討が必要である。

最後に、本研究を進めるにあたり有益な御助言をいただいた鉄道総合技術研究所宮本昌幸研究主幹に深く感謝する。

文 献

- (1) 鈴木康文, 鉄道総研報告, 10-5(1996), 7-12.
- (2) 谷藤克也・永井健一, 機論, 56-526, C(1990), 1364-1370.
- (3) 鈴木康文・阿久津勝則, 鉄道総研報告, 3-2(1989), 44-50.
- (4) 鈴木康文・長南征二, 機論, 62-598, C(1996), 2132-2139.
- (5) 松井信夫, 鉄道技術研究報告, Vol. 285(車両編 No. 92), (1962), 82-143.
- (6) Pestel, E.C. and Leckie, F.A., *Matrix Methods in Elastomechanics*, (1963), 380, McGraw-Hill.
- (7) 三芳功達, 鉄道技術研究資料, 38-7(1981), 127-134.
- (8) 谷藤克也・永井健一・長屋幸助, 機論, 56-529, C(1990), 2327-2333.