

## 高速で走行する案内式独立車輪台車の振動\* (案内方式と案内ばね剛性の影響に関する基礎的検討)

谷 藤 克 也\*<sup>1</sup>, 渡 辺 晋 輔\*<sup>2</sup>

### Vibration of a Truck with Independently Rotating Wheels Running at High Speeds (Fundamental Study on the Effects of Guiding Forms and Guide-Spring Stiffness)

Katsuya TANIFUJI and Shinsuke WATANABE

Trucks with independently rotating wheels are applicable for speedup on railways. However, the truck has no steering function in itself, so that it needs some additional guiding mechanism for steering. This paper deals with fundamental analyses of the vibration characteristics of such a truck with independently rotating wheels, which has guide-wheels to provide the steering function. Running stability and forced vibration excited by guide-rail irregularities are examined numerically. Effects of guiding forms, such as a front & rear side guide and a front side one, and of guide-spring stiffness on the kinematic characteristics are clarified, and an allowable stiffness range of the guide spring is specified for the expected operation speed of 400 km/h.

**Key Words:** Stability, Forced Vibration, Coupled Vibration, Railway, Speedup, Independently Rotating Wheel, Guiding Mechanism

#### 1. ま え が き

今後の鉄道に期待される大幅な高速化を実現するために、さまざまな方法が検討されている。その一つに独立車輪台車の採用があげられる<sup>(1)</sup>。独立車輪とは一つの輪軸について左右二つの車輪が別個に回転するもので、車輪と輪軸が一体となった従来の車輪軸とは大きく異なる。独立車輪では従来の一体車輪軸のように走行が不安定化しない代わりに、軌道中心に沿って走行するための十分な追従性が得られない。鉄道車両には、この軌道追従機能(以下では案内機能という)が不可欠であり、この機能の欠如は持続的なフランジ接触による車輪の不均一な摩耗とそれに伴う振動増大をもたらす。そのため、新たに何らかの案内機能を付加することが必要となる。独立車輪台車に案内機能をもたせる方法として、例えば、車輪に大きな踏面こう配を与えて重力復元力を利用する方法<sup>(2)</sup>や台車に案内装置を別途付加する方法<sup>(3)</sup>等があげられる。

近年、走行速度 300~400 km/h を目標として独立車輪台車を利用する新方式の鉄道システムが提案されている<sup>(4)(5)</sup>。速度 300 km/h 以上の高速鉄道を目標とするため、この台車は鉄車輪・鉄レールによる支持方式とリニアモータ駆動を採用し、台車に付加した案内装置(案内輪)と軌道中央に設けた案内レールとにより軌道追従性を得ることが前提である。しかし、走り装置としての具体的な台車構成は検討の段階にあり、その案内方式および案内レールの不整に起因する振動特性も十分に把握されているとはいえない。

本論文では、上に述べた高速走行を前提とする案内式独立車輪台車について、その案内方式と案内装置ばね系が左右方向運動特性に及ぼす影響を数値計算により明らかにし、台車設計上の基礎資料を得ることを目的としている。

#### 2. 案内式独立車輪台車のモデル化

**2-1 記号の説明** 本報で用いるおもな記号は次のとおりである。

$y_T, y_{wi}$ : 左右動変位(添字  $T$  は台車枠,  $W$  は車輪軸,  
 $i=1, 2$  は軸配置番号を表す, 以下同じ)

$\psi_T, \psi_{wi}$ : ヨー角変位

$\phi_T$ : ロール角変位

\* 平成4年4月3日 第69期通常総会講演会, および平成4年11月26日 第1回交通・物流部門大会講演会において講演, 原稿受付 平成5年4月14日。

\*<sup>1</sup> 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

\*<sup>2</sup> 学生員, 新潟大学大学院 [現: (株)新潟鉄工所 (〒950 新潟市秋葉1-2-1)]。

- $\omega_{di}$  : 左右車輪の回転速度変動差
- $m_T, m_w, m_{wD}$  : 台車枠, 車輪軸(支持車輪の質量を含む)および支持車輪のみの質量
- $i_{Tz}, i_{wz}$  : 台車枠, 車輪軸のヨーイング慣性半径
- $i_{Tx}$  : 台車枠のローリング慣性半径
- $i_{wD}$  : 支持車輪回転軸まわりの慣性半径
- $J_{Tz}$  : 台車枠のヨーイング慣性モーメント  
 $= m_T i_{Tz}^2$
- $J_{Tx}$  : 台車枠のローリング慣性モーメント  
 $= m_T i_{Tx}^2$
- $J_{wz}$  : 車輪軸のヨーイング慣性モーメント  
 $= m_w i_{wz}^2$
- $J_{wD}$  : 車輪回転方向の慣性モーメント  
 $= m_{wD} i_{wD}^2$
- $k_{CF}, k_{CR}$  : 前側および後側案内ばね剛性
- $k_1, 2k_{wx}, 2k_{wy}$  : 1車輪軸あたりの軸ばね上下剛性, 軸箱前後および左右支持剛性
- $c_1$  : 1車輪軸あたりの軸ばねダンパの減衰係数
- $2l_c, 2a$  : 前後案内輪間隔, 支持車輪軸間隔
- $2b, 2b_1$  : 車輪・レール接触点間隔, 軸ばね左右間隔
- $h_c, h_r$  : 案内輪から台車枠重心までの高さ, 輪軸中心から台車枠重心までの高さ
- $r$  : 支持車輪の回転半径
- $f_1, f_2$  : 縦および横の線形クリープ係数
- $V, v$  : 走行速度(時速および秒速)

**2.2 独立車輪台車** 案内式独立車輪台車の計算モデルを図1に示す。これは、外見上の違いはあるものの、文献(4)の提案に基づいて左右振動系としてモデル化したものである。台車枠は、前・後2本の輪軸により1次ばね系(剛性  $k_1, k_{wx}, k_{wy}$ )を介して支持される。走行と重量支持に供される独立車輪は踏面こう配のない円筒形であり、回転しない2本の輪軸の左右両端にベアリングを介して装着される。よって、左右の車輪はべつべつに回転できるが、ヨー角変位は等しいものとなる。なお、台車枠には永久磁石が案内レール

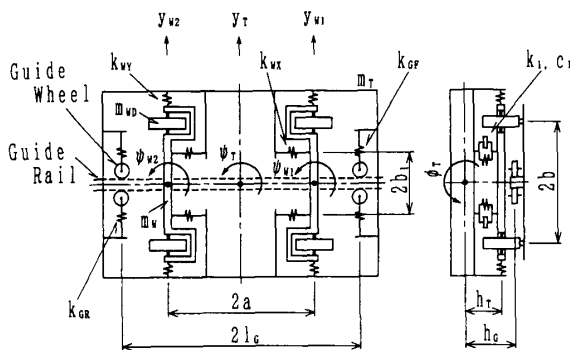


図1 案内式独立車輪台車の左右振動計算モデル

ル上部の電磁コイルをはさむ形で配置され、これらでリニアモータを形成する。

このモデルでの運動の自由度は、台車で左右動 ( $y_T$ ), ヨー ( $\psi_T$ ) およびロール ( $\phi_T$ ), 前後車輪軸で左右動 ( $y_{w1}, y_{w2}$ ), ヨー ( $\psi_{w1}, \psi_{w2}$ ), そして前後2本の車輪軸における左右の車輪の回転速度変動差 ( $\omega_{d1}, \omega_{d2}$ ) の計9自由度である。

**2.3 案内方式** 案内機能は、台車枠の前・後にはばね(剛性  $k_{CF}, k_{CR}$ )を介して取付けられた案内輪により得られる。案内輪は案内レールを左右から弾性的にはさむ形で配置される。したがって、台車枠は案内レールの通り狂いにより左右方向に励振される。ここでは、可能性のある案内方式として次の2種類を考える。一つは、台車枠の前後に案内輪を装備した前後両側案内方式であり、もう一つが前側のみに案内輪を有する前側案内方式である。本報では、これら二つの案内方式を比較・検討の対象とする。なお、後者については、図1に示す計算モデルの後側案内輪のばね剛性  $k_{CR}$  を零とすることでモデル化が実現される。

**2.4 運動方程式** 図1の計算モデルから次の運動方程式が導出される。

台車枠の左右動, ヨー, ロールに関する三つの式

$$m_T \ddot{y}_T + 2k_{CF}(y_T + l_c \psi_T + h_c \phi_T) + 2k_{CR}(y_T - l_c \psi_T + h_c \phi_T) + 2k_{wy}(2y_T + 2h_r \phi_T - y_{w1} - y_{w2}) = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$J_{Tz} \ddot{\psi}_T + 2k_{CF} l_c (y_T + l_c \psi_T + h_c \phi_T) - 2k_{CR} l_c (y_T - l_c \psi_T + h_c \phi_T) - l_c \phi_T + h_c \phi_T + 2k_{wx} b^2 (2\psi_T - \psi_{w1} - \psi_{w2}) + 2k_{wy} a (2a \psi_T - y_{w1} + y_{w2}) = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$J_{Tx} \ddot{\phi}_T + 2k_{CF} h_c (y_T + l_c \psi_T + h_c \phi_T) + 2k_{CR} h_c (y_T - l_c \psi_T + h_c \phi_T) + 2k_{wy} h_r (2y_T + 2h_r \phi_T - y_{w1} - y_{w2}) + 2k_1 b^2 \phi_T + 2c_1 b^2 \dot{\phi}_T = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

前後の車輪軸の左右動, ヨーに関する四つの式

$$m_w \ddot{y}_{wi} - 2k_{wy}(y_T \pm a \psi_T + h_r \phi_T - y_{wi}) + 2f_2(\dot{y}_{wi} - v \psi_{wi})/v = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$J_{wz} \ddot{\psi}_{wi} - 2k_{wx} b^2 (\psi_T - \psi_{wi}) + 2f_1 b (r \omega_{di} + b \dot{\psi}_{wi})/v = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

左右の車輪の回転速度変動差に関する二つの式

$$J_{wD} \dot{\omega}_{di} + f_1 r (r \omega_{di} + b \dot{\psi}_{wi})/v = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、前位車輪軸には  $i=1$  と土の上号, 後位輪軸には  $i=2$  と土の下号を用いる。

計算に使用する台車諸元の諸数値を以下に列記する。これは、車両の計画質量<sup>(5)</sup>に基づいた値であるが、支持ばね系の剛性等いまだ計画値が存在しないものについては、従来形台車とのばね上質量の比較からその

質量比換算により基本値を想定した。

$$\begin{aligned}
 m_T &= 2.73 \text{ t}, m_w = 0.25 \text{ t}, m_{wD} = 0.10 \text{ t}, \\
 i_{Tz} &= 1.73 \text{ m}, i_{Tx} = 0.17 \text{ m}, i_{wz} = 0.43 \text{ m}, \\
 i_{wD} &= 0.16 \text{ m}, k_{wX} = 9.01 \text{ MN/m}, k_{wY} = 2.26 \\
 &\text{MN/m}, k_1 = 593.8 \text{ kN/m}, c_1 = 10.3 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \\
 r &= 0.23 \text{ m}, a = 1.35 \text{ m}, l_G = 2.0 \text{ m}, b = 0.75 \text{ m}, \\
 b_1 &= 0.50 \text{ m}, h_T = 0.20 \text{ m}, h_G = 0.35 \text{ m}, \\
 f_1 &= 3.37 \text{ MN}, f_2 = 3.00 \text{ MN}
 \end{aligned}$$

なお、案内ばね剛性については  $k_{GF} = k_{GR} = 1000$  kN/m を仮の基本値とする。

### 3. 走行安定性

まず、独立車輪台車の走行安定性を固有値解析により調べる。ここでは、運動特性に大きな影響を及ぼすと考えられる走行速度と台車枠に付加した案内ばね剛性による影響を検討の対象とする。走行安定性の評価量は、モデルの自由度に対応する各振動モードの固有値  $\lambda_i = \alpha_i + j\omega_i$  から算出される減衰比  $\zeta_i$  である。

$$\zeta_i = -\alpha_i / \sqrt{\alpha_i^2 + \omega_i^2} \quad (i=1\sim 9) \dots\dots\dots(7)$$

この  $\zeta_i$  が負の値をとる場合、そのモードは不安定であることを意味する。

**3.1 走行速度  $V$  の影響** 前後両側案内および前側案内の二つの方式の独立車輪台車について、台車枠の左右動  $y_T$ 、ヨー  $\psi_T$  およびロール  $\phi_T$  の減衰比  $\zeta_i$

をまとめたものが図2である。走行速度は、目標の 400 km/h を含む 100~600 km/h の範囲である。

前後両側案内方式では、目標を超える速度 600 km/h においても不安定化するモードは存在しない。一方、前側案内方式ではヨー・モード  $\psi_T$  の減衰比がおおよそ 350 km/h で負の値となり、それ以上の速度範囲において走行は不安定になる。目標速度の 400 km/h は、この不安定な範囲内に含まれており、前側案内方式においては不安定化する可能性のあることが示される。

図3は、比較のために計算した一体車輪軸台車単体の一例である。台車諸元、運動方程式等については、文献(6)に従っている。図示されるように、従来形の一体車輪軸を有する台車単体ではおおよそ 130 km/h で  $\psi_T$  のモードが不安定化する。これは、従来形台車固有

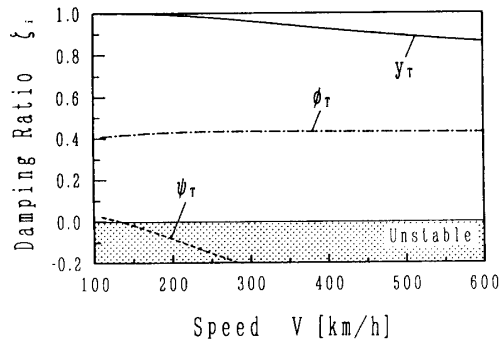


図3 走行速度と減衰比の関係(一体車輪軸台車)

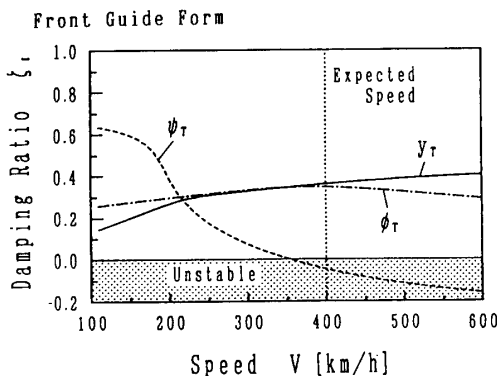
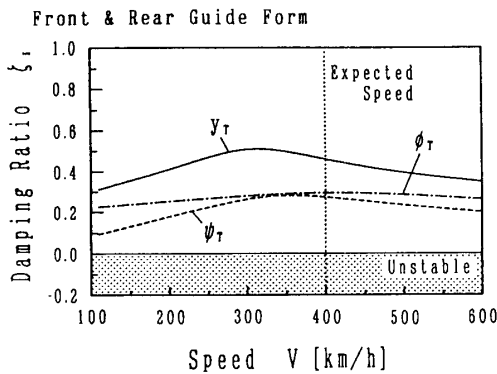


図2 走行速度と減衰比の関係(独立車輪台車)

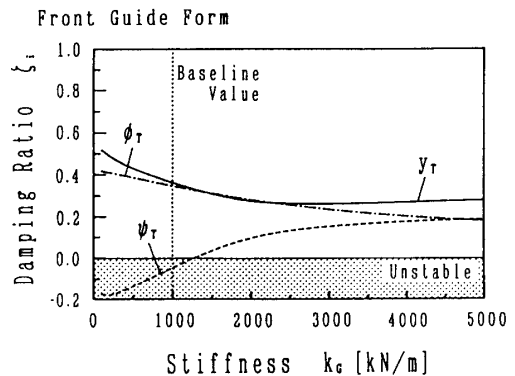
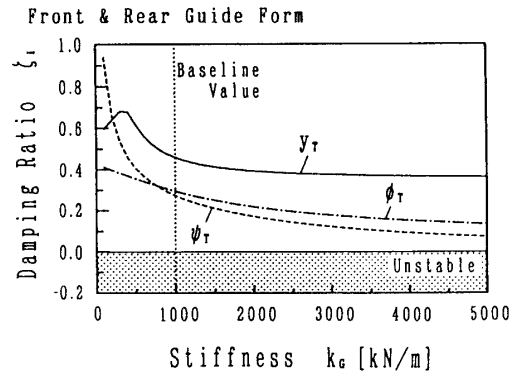


図4 案内ばね剛性と減衰比の関係

の蛇行運動に起因する現象である。

以上の結果、いずれの案内方式においても独立車輪台車は従来形の一体車輪軸台車より不安定化する限界速度が高く、走行安定性において優れた特性を有することが示される。なお、ここでの限界速度は、車体から拘束されない台車単体としてであり、現実的な条件ではない。実際には、車体からの拘束によりいずれの限界速度もここでの結果より高いものとなる。

**3・2 案内ばね剛性の影響** 図4は目標速度の400 km/hにおいて、案内方式別に台車枠各振動モードの減衰比 $\zeta_i$ に対する案内ばね剛性 $k_{GF}$ と $k_{GR}$ の影響をまとめたものである。ここでは、前後両側案内方式での $k_{GF}$ と $k_{GR}$ の値を同一とすることにより、両方式の剛性を $k_C$ で代表させる。

前後両側案内方式では、 $k_C$ が増大するといずれのモードも $\zeta_i$ は減少の傾向となる。これは、 $k_C$ の増大により台車枠各モードの振動数 $\omega_i$ が増大するためである。しかし、いずれも不安定化することはない。

これに対し、前側案内方式では $k_C$ の増大によりヨー・モード $\psi_T$ で減衰比が増加する。目標速度400 km/hの場合、 $k_C$ をおよそ1250 kN/m以上とすれば $\psi_T$ の減衰比は正の値となり、基本値では不安定なモードを安定化させることができる。これにより前側案内方式の場合は、案内ばね剛性 $k_C$ の選択が走行安定性にとって極めて重要であることが示される。

4. 強制振動特性

3章では、目標速度400 km/hにおける案内式独立車輪台車の安定性、または安定化の可能性を示した。本章では、案内レールの通り狂いに起因する同台車の強制振動特性について、案内ばねのたわみと台車加速度の両面から検討する。

**4・1 案内ばね剛性の影響と適用範囲** 計算モデルの運動方程式(1)~(6)のラプラス変換から得られ

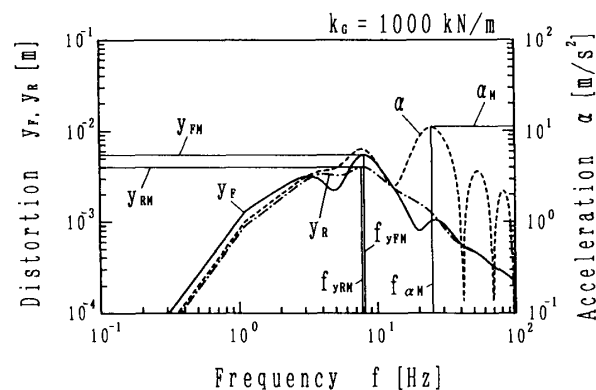


図5 周波数応答の出力例(前後両側案内方式)

る複素連立一次方程式を用い、周波数応答解析を行う。この解析では、案内レールの通り狂いは波長 $\lambda$ の正弦波であり、走行速度 $v$ により決定される周波数 $f(=v/\lambda)$ が励振周波数となる。また、狂い波高 $a_R$ については、次式の波長特性を仮定する。

$$\left. \begin{aligned} a_R &= 0.2 \times 10^{-3} \lambda \text{ m} & : \lambda \leq 100 \text{ m} \\ a_R &= 20 \times 10^{-3} \text{ m} & : \lambda > 100 \text{ m} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

加振方法は走行条件加振とする。これは、前後の案内輪間隔 $2l_C$ と狂い波長 $\lambda$ による位相差 $\phi_d=4\pi l_C/\lambda$ を考慮する加振方法である。計算の出力パラメータは、前後の案内輪位置における台車枠・案内レール間の相対変位 $y_F, y_R$ (案内ばねのたわみ量に相当)、および台車枠重心の左右加速度 $\alpha(=\ddot{y}_T)$ とする。この $y_F, y_R$ については、複素連立一次方程式の解より次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} y_F &= |y_T + l_C \psi_T + h_C \phi_T - y_{FR}| \\ y_R &= |y_T - l_C \psi_T + h_C \phi_T - y_{RR}| \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 $y_{FR}, y_{RR}$ は案内輪位置における案内レールの狂い量である。

前後両側案内方式の台車での周波数応答の出力例を図5に示す。ここでは、案内ばね剛性 $k_C$ の値ごとの周波数応答から各出力パラメータの最大値( $y_{FM}, y_{RM}, \alpha_M$ )とこれら最大値を生ずる周波数( $f_{yFM}, f_{yRM}, f_{\alpha M}$ )を用いて結果をまとめるものとする。

(1) 前後両側案内方式 図6の上図は案内ばね剛性 $k_C$ に対する前後の案内ばねたわみ $y_F, y_R$ の最大値および台車枠左右加速度 $\alpha$ の最大値を、下図はそれら最大値を生ずる周波数を示す。 $k_C$ の増大に対し、 $y_{FM}, y_{RM}$ は減少、 $\alpha_M$ は増加の傾向を示す。また、これ

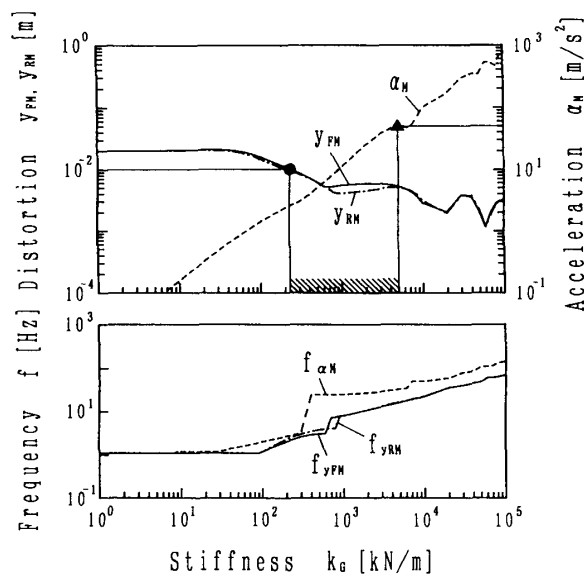


図6 案内ばね剛性の適用範囲(前後両側案内方式)

らの最大値を生ずる周波数は、それぞれ  $k_c$  の増加とともに増大する。

$k_c$  の適用範囲を特定するため、 $y_{FM}$ 、 $y_{RM}$  の許容値を設定する。ここでは、電磁レールと永久磁石で作られるリニアモータの界磁遊間を考慮して 10 mm とする。また、 $a_M$  の許容値を  $50 \text{ m/s}^2$  とする。これは、文献(7)に報告される同じ駆動方式の台車による実験結果を参考にしたものである。図示のごとく、これらの許容条件を満足する  $k_c$  の値としては、 $250 \sim 5000 \text{ kN/m}$  のような範囲が特定される。なお、この範囲では  $k_c$  が減少するほど、 $a_M$  も小さくなり、加速度特性において有利となる。

図7は、 $k_c$  に許容される範囲の下限  $250 \text{ kN/m}$  および上限  $5000 \text{ kN/m}$  を用いて計算した周波数応答を比較したものである。前後の案内ばねたわみ量  $y_F$ 、 $y_R$  は、 $k_c$  が小さな場合に低振動数域で、 $k_c$  が大きな場合には高振動数域で大きくなる。上述のごとく、台車枠の左右加速度  $\alpha$  は、 $k_c$  の増大により高振動数域で顕著に増加することが示される。

(2) 前側案内方式 同様に、前側案内方式について前側の案内ばねのたわみ量  $y_F$  の最大値、後側台車枠・案内レール間相対変位  $y_R$  の最大値、台車枠左右加速度  $\alpha$  の最大値およびそれら最大値を生ずる周波

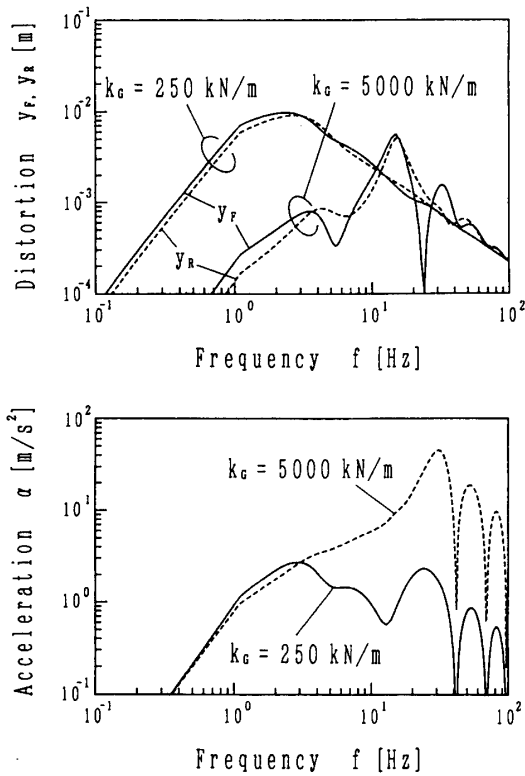


図7 案内ばね剛性が周波数応答に及ぼす影響 (前後両側案内方式)

数をまとめたものが図8である。前側案内方式では、前後両側案内方式に比較して  $k_c$  に対する変動が複雑なものとなり、 $k_c$  が  $2 \sim 10 \text{ kN/m}$  の範囲および  $1000 \text{ kN/m}$  付近にピークが現れている。

前側案内方式についても前項と同様な手順で  $k_c$  の適用範囲の特定を試みる。 $y_{FM}$ 、 $y_{RM}$  そして  $a_M$  の許容値は、前後両側案内方式と同様に  $10 \text{ mm}$ 、 $50 \text{ m/s}^2$  とする。この場合、 $y_{RM}$  は  $k_c$  の増加に対して  $y_{FM}$  よりも次第に大きくなってしまい、 $y_{RM}$  を  $10 \text{ mm}$  以下とする  $k_c$  の範囲はおおよそ  $15000 \text{ kN/m}$  以上となる(●印)。一方、 $a_M$  を  $50 \text{ m/s}^2$  以下とする  $k_c$  の範囲は  $6000 \text{ kN/m}$  以下となり、両者を満足する  $k_c$  の範囲は存在しない。したがって、前側案内方式では、 $y_{RM}$  の許容値をさらに大きく設定する必要がある。仮に、 $y_{RM}$  として  $15 \text{ mm}$  まで許容されるとした場合、 $k_c$  の最小値はおおよそ  $3500 \text{ kN/m}$  となる(○印)。この場合、前側案内方式に許容される  $k_c$  の値は  $3500 \sim 6000 \text{ kN/m}$  の適用範囲が得られる。しかし、台車加速度が比較的大きい範囲に限定されるため、前後両側案内方式に比較して不利と考えられる。なお、前章での固有値解析の結果より、 $k_c$  が  $1250 \text{ kN/m}$  以上であれば前側案内方式の振動系は安定である。

4.2 支持ばね系の剛性の影響

4.1節では、案内ばね剛性  $k_c$  が強制振動特性に及ぼす影響とその適用範囲の特定について示した。次いで、案内ばねの剛性以外でこの強制振動特性に強く関与すると考えられる軸箱前後支持剛性  $k_{wx}$  および左右支持剛性  $k_{wy}$  の影響を調べる。ここでは、4.1節までの検討においてより優れた特性を示した前後両側案内方式を検討の対象と

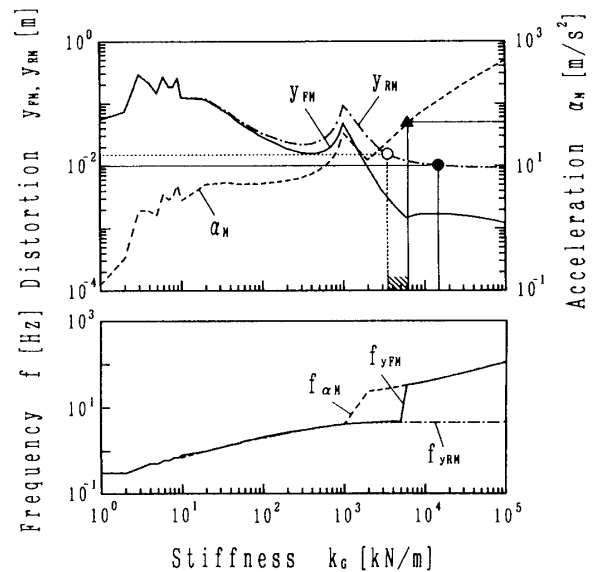


図8 案内ばね剛性の適用範囲(前側案内方式)

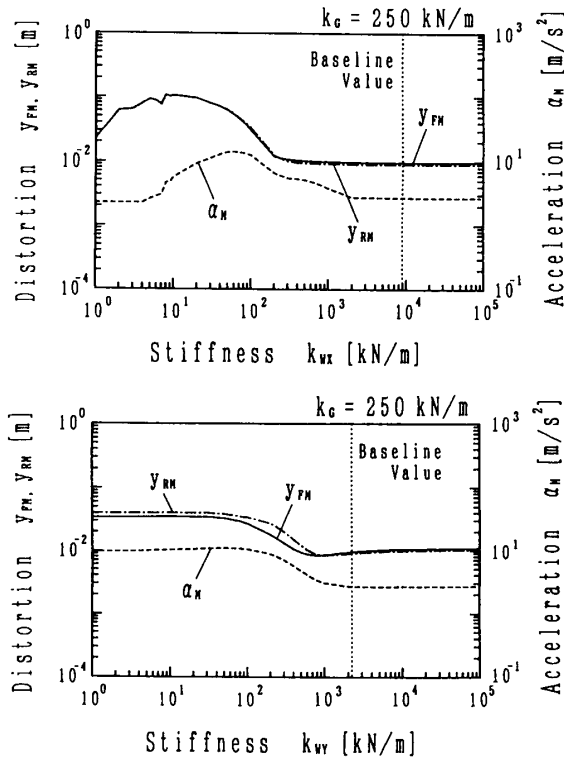


図9 支持ばね系剛性による影響(前後両側案内方式)

する。

軸箱前後支持剛性  $k_{WX}$  および左右支持剛性  $k_{WY}$  の変化が前後の案内ばねたわみの最大値  $y_{FM}$ ,  $y_{RM}$  と台車枠重心の加速度最大値  $\alpha_M$  に及ぼす影響をまとめたのが図9である。ここで、案内ばね剛性  $k_C$  としては4・1節で特性した範囲の下限 250 kN/m を用いる。これは、特定された範囲において、台車加速度の面で最も有利な値である。図示されるように、 $k_{WX}$  が 10 kN/m の付近に  $y_{FM}$  と  $y_{RM}$  の極大、 $k_{WX}$  が 100 kN/m の付近に  $\alpha_M$  の極大が現れる。 $k_{WX}$  をさらに増大すると  $y_{FM}$ ,  $y_{RM}$  および  $\alpha_M$  は各々ほぼ一定の値に収束する。また、これまでの検討で用いた  $k_{WX}$  の基本値は、これらたわみと加速度が一定となる範囲内にあり、振動特性に対して望ましい値であったと判断される。

また、 $k_{WY}$  を変化させた場合、 $y_{FM}$ ,  $y_{RM}$  および  $\alpha_M$  の応答は、 $k_{WY}$  が 100~1 000 kN/m の範囲を境に減少する。さらに  $k_{WY}$  が増大すると、同様にほぼ一定の値となる。ここでも、 $k_{WY}$  の基本値は応答がほぼ一定値に収束する範囲内にあり、振動特性に対して望ましい値である。

以上のように強制振動特性の面では、 $k_{WX}$ ,  $k_{WY}$  として大きな値を選択することが望ましい。ただし、 $k_{WY}$

の増大による振動低減は支持車輪・レール間の摩擦力(クリープ力)による減衰効果に関連するものであり、車輪踏面の摩耗を増大させるものと考えられる。したがって  $k_{WY}$  の選択については、別途支持車輪踏面の摩耗性との兼ね合いを検討することが必要となろう。

## 5. ま と め

速度 400 km/h の高速走行を目標とする案内式独立車輪台車を対象に、走行安定性と強制振動特性について数値計算により比較、検討を行った。おもな結果をまとめると以下のとおりである。

(1) 本報で対象とした台車形状と用いた諸元値の場合、前後両側案内方式では目標速度の 400 km/h を超えても振動系が不安定化することはない。なお、前側案内方式では台車枠ヨー・モードが高速域で不安定化することがある。この場合、案内ばね剛性  $k_C$  の選択により安定化が可能である。

(2) 案内ばねたわみ量および台車枠加速度の許容値を設定することにより、両者を満足する案内ばね剛性  $k_C$  の範囲が特定される。そこでは、適用可能な  $k_C$  の範囲の幅、および加速度最大値の両面から前後両側案内方式の有利性が示される。

以上、本研究は提案される新方式鉄道の具体化に向けて車両設計を進めるための基礎資料となるものである。なお、本研究では車輪・レール間に作用するクリープ力の線形性を仮定して行ったが、強制振動解析のように車輪軸が大振幅で変位するような場合、線形性の範囲を越える可能性もあることに留意しなければならない。

終わりにあたり、本研究に対し有益なご助言とご助言をたまわった(社)日本鉄道電気技術協会・FFLM システムの基礎的検討会委員および同検討会車両分科会委員の各位に厚く謝意を表する次第である。

## 文 献

- (1) Dukkipati, R. V., Narayana, S. S. and Osman, M. O. M., *Vehicle System Dynamics*, 21(1992), 297.
- (2) 佐藤・ほか3名, 機講論, No. 900-44 A(1990), 311.
- (3) 小柳, 鉄道技術研究報告, No. 1129(1979), 1.
- (4) FFLM システムの速度域毎の基礎的研究会報告書(第1年度), (1991), 1, 日本鉄道電気技術協会.
- (5) FFLM システムの基礎的検討会報告書(第2年度), (1992), 1, 日本鉄道電気技術協会.
- (6) 谷藤, 機論, 55-512, C(1989), 940.
- (7) 永久磁石界磁式走行台車の試作試験, (1992), 32, JR 鉄道総研・磁石輸送システム開発.