台上走行試験における軌道不整模擬のための新しい加振方法*

足立 雅和^{*1}, 鈴木 貢^{*2}, 飯田 忠史^{*1}

New Method for Realizing Track Irregularities on Railway Vehicle Test Stand

Masakazu ADACHI^{*3}, Mitsugi SUZUKI and Tadanobu IIDA

^{*3} Railway Technical Research Institute (RTRI),
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

The rolling stock test plant at RTRI is used to test railway vehicles by forcefully oscillating its rotating rail wheels in the lateral direction to simulate actual track irregularities. However, the lateral vibration acceleration of car body measured on the test plant is different from that observed when a car runs on actual lines. This phenomenon is conspicuous in particular when the irregularity wavelength is short. It is difficult to predict actual characteristics of vehicle dynamics at high precision, therefore, from the tests to use actual irregularity data as it is. Thus, we numerically determined a weighting function to be applied to the track irregularity data to reproduce the actual car body response characteristics on the test plant and developed a system to oscillate the rail wheels accordingly.

Key Words: Rolling Stock Test Plant, Simulation, Weighting Function, New Rolling Stock Test System, Stand Test Method, Vehicle Dynamics

1. はじめに

鉄道総合技術研究所が所有する車両回転試験装置は、定置で軌道上を走行する鉄道車両の特性を調査する装置である。この装置では、実物の車両を用い、実際の軌道不整を模擬して、その応答を調べることが可能である。しかし、軌条輪上を走行する試験装置の応答特性から、本線上を走行した場合の応答特性を十分に予測できないという問題点があった。これは、レール上と軌条輪上ではクリープ力特性が異なることが原因である⁰⁾。

そこで、本研究では、車両回転試験装置で、本線上の車両応答特性を精度よく再現する方法を開発することを目的とした。

2. 車両回転試験装置

2-1 車両回転試験装置の概要 図1に車両回転試験装置の外観を示す。レールに相当する円盤状の軌条輪の上に試作台車、試作車体を設置した状態である。

図2に車両回転試験装置の模式図を示す。軌条輪上に車両を設置し、軌条輪を回転、加振することにより、軌道上の走行状態を模擬することができる。

車両回転試験装置では、固定軸距、台車中心間距離および速度から定まる位相差を考慮して各軌条輪に強制変位を与え、軌道の通り不整を模擬する。

実際の軌道に存在する各種の不整のうち、まくらぎ方向の不整すなわち通り不整が、車両の左右方向の振動乗り心地等に主として影響を及ぼす。そのため、通り不整のある軌道上を走行する車両の車体左右振動加速度を把握することが、乗り心地等を改善するために重要である。

* 原稿受付 2005 年 10 月 5 日。

^{*1} 正員、(財)鉄道総合技術研究所車両構造技術研究部 (〒185-8540 国分寺市光町 2-8-38)。

^{*2} (財)鉄道総合技術研究所車両構造技術研究部。

E-mail: masakazu@rtri.or.jp

Fig.1 The appearance of the rolling test plant

Fig.2 A cross section of the rolling stock test plant

Fig.3 Calculated wave forms of the lateral vibration acceleration of car body on rail wheels of the test plant and those on rails of actual tracks (V=300km/h)

2-2 車両回転試験装置と本線のちがい 図3は、実軌道通り不整データをもとにシミュレーションによって、前台車直上の車体左右振動加速度を求めたものである。上図が車両回転試験装置の軌条輪上、下図が本線上の車体左右振動加速度である。

両者の比較から明らかなように、軌条輪上では本線上に比べ高周波成分が認められる。

レール上の車両と試験装置上の車両について運動が異なるのは、本線と軌条輪について相違点があるためである。本線と軌条輪の相違点は大きく以下の2つが考えられる。

[1]軌条輪は車両の走行方向に曲率半径をもつ。したがって、実際のレール上と軌条輪上では車輪とレールの接触状態が異なるため、接触楕円の形状やクリープ力特性が異なる。また、軌条輪半径の影響で、軌条輪上では等価路面勾配が本線上よりも大きくなる。

ここで、等価路面勾配 λ は、

γ : 車輪とレールの接触点での等価路面勾配

ρ_T : 車輪路面曲率半径

ρ_R : 軌条輪断面曲率半径

r_T : 車輪半径

r_R : 軌条輪半径

とすると、(1) のようにあらわすことができる⁽¹⁾。

$$\lambda = \gamma \frac{1 + \frac{\rho_R \cdot r_T}{\rho_T \cdot r_R}}{1 - \frac{\rho_R}{\rho_T}} \quad (1)$$

ここで、本線上では軌条輪半径 $r_R = \infty$ となるので、等価路面勾配は、軌条輪の方が本線上よりも

$$\gamma \frac{\rho_R \cdot r_T}{\rho_T \cdot r_R} \text{ だけ大きくなる。}$$

[2]軌条輪の左右加振では、軌条輪が左右方向に絶対速度を持つため、速度を持たない実際の軌道の通り不整の場合と異なったクリープ力が作用する。車輪～レール間に作用する左右クリープ力は左右クリープ率の影響を受ける。車輪～レールの接触点近傍の左右クリープ率は、(2) のように定義される。

左右クリープ率

$$= \frac{(\text{レール(軌条輪)の接触楕円の絶対速度} - \text{車輪の接触楕円の絶対速度})}{\text{走行速度}} \quad (2)$$

いま、軌条輪の場合、「レール(軌条輪)の接触楕円の絶対速度」の項は、軌条輪を強制的に左右変位させ

るとき、軌条輪の接触楕円が絶対速度を持つ。一方、本線上ではこの速度が発生しないため、左右クリープ率はレール上を走行する場合と軌条輪を強制的に変位する場合で異なる。

車両回転試験装置には、高低不整を模擬する上下加振、通り不整を模擬する左右加振、水準不整を模擬するロール加振の機能がある。これらの機能のうち、クリープ力が関与しない上下、ロール加振については、不整量と同等の加振振幅により軌道不整の模擬が可能であるのに対し、左右加振については、不整量と同等の加振振幅では通り不整を模擬できない。

以上2つの相違点を考慮し、軌条輪上と本線上の等価路面勾配を等しくし、接触楕円の形状と軌条輪頭頂面の左右絶対速度の差を考慮した場合について、シミュレーションにより車両応答特性を調べた。本計算では、振幅 $\pm 5\text{mm}$ で、一定波長の通り不整が存在する軌道上を速度 300km/h で走行した場合を対象とした。車両応答特性は、通り不整のある軌道上を走行したときにおける車体左右振動加速度振幅の定常成分を比較した。これをケース1とする。次に、等価路面勾配および接触楕円の形状を等しくし、軌条輪頭頂面の左右絶対速度の差のみが車両応答特性に与える影響を調べた。これをケース2とする。

ケース1及びケース2の計算結果を、それぞれ図4及び図5に示す。これによると、どちらのケースも本線上と軌条輪上の車体応答特性の差は、通り不整の波長が約 30m 以下のものに対して、顕著である。そして、本線上と軌条輪上の車体応答特性の差は、等価路面勾配や接触楕円形状によらず、主として軌条輪の左右絶対速度の有無に依存するということが明らかになった。

Fig. 4 The relation of the lateral vibration acceleration of car body to wave length of lateral track irregularity ($V=300\text{km/h}$) (case1)

Fig. 5 The relation of the lateral vibration acceleration of car body to wave length of lateral track irregularity ($V=300\text{km/h}$) (case2)

3. 車両回転試験装置の新加振システム

3.1 新加振システムによる試験方法 車両回転試験装置の加振システムは、従来は、駆動装置と加振装置、それらを制御する制御装置から構成されていた。今回開発した新加振システムは、図6に示すように、シミュレーション装置を従来のシステムに結合した。

駆動装置は、指令した速度で軌条輪を回転させる装置である。制御装置は、駆動装置による軌条輪の回転速度や加振装置から加えられる振動振幅等を制御する。シミュレーション装置は、任意の波長で加振される軌条輪上における車体左右振動加速度と、通り不整が存在する本線上における車体左右振動加速度を算出する。そして、これら2つの車体左右振動加速度の比から、通り不整の波長をパラメータとする重み付け関数を求め、これを用いて不整量を補正した加振振幅を制御装置に与える。

Fig. 6 Constitution of the new system to oscillate the test plant

図7に、新加振システムによる試験方法を示す。シミュレーション装置は、一定振幅の通り不整がある本線上を車両が走行した場合の車体左右振動加速度を算出する。同時に、本線上を車両が走行した場合と同じ波長と振幅で軌条輪が強制変位した場合の車体左右振

動加速度を算出する。そして、波長毎に、本線上と軌条輪上の車体左右振動加速度を比較する。軌条輪の加振振幅に対する補正係数 η を(3)式から算出し、これを近似する図8に示すような重み付け関数を導出する。なお、重み付け関数は補正係数の各点を近似する多項式となり、車両諸元や走行速度によって異なる。

軌道上の通り不整の検測は軌道検測車で行われる。検測車の検測データは、通り不整の波長ごとに通り不整振幅に検測倍率をもって測定される⁽²⁾。そこで、先に求めた重み付け関数を用いて、検測データの検測倍率を補正することによって、通り不整振幅の波長毎に補正後の加振振幅を算出し、軌条輪の強制変位指令値を出力する。そして、この指令値を用いて、軌条輪上で試験を実施すれば、本線上と同等の車体応答特性が得られる。

Fig. 7 Flowchart of new rolling stock test way

$$\text{補正係数} = \frac{\text{本線上の車体左右振動加速度}}{\text{軌条輪上の車体左右振動加速度}} \quad (3)$$

Fig. 8 A weighting function

3.2 計算モデルと運動方程式

3.2.1 計算モデル

本研究の計算に用いた1車両の左右系のシミュレーションモデルを図9に示す。車体と台車は、左右、ローリング、ヨーイング、前後の4自由度、輪軸は、左右、ヨーイング、前後の3自

由度、中間自由度としてヨーダンパストローク、空気バネ上下変位、左右動ダンパストロークを考慮し、合計34自由度である。車体左右振動加速度は、前台車直上車体床面上の左右振動加速度データを用いた。

Fig. 9 The simulation model

3.2.2 運動方程式

車両の進行方向をX軸、まくらぎ方向で進行方向右側を正としてY軸、上下方向は上を正としてZ軸とする。運動方程式の記号は、以下のとおりである。なお、シミュレーションに用いる諸元は設計値を使用した。

M_w : 輪軸質量(kg)

F_{Y1} : 左右方向の線形クリープ係数

K_{wy} : 軸ばね左右ばね定数/軸箱(N/m)

C_{wy} : 軸ばね左右減衰係数/軸箱(Ns/m)

$2A$: 軸距(m)

$AL1$: 軸はり長さ(m)

$2B$: 車輪とレールの左右接触点間隔(m)

RAD : 等価踏面勾配

R_0 : 車輪半径(m)

V : 速度(m/s)

Y_{wi} : 輪軸左右変位(m)

Y_{Tj} : 台車枠左右変位(m)

ϕ_{wi} : 輪軸ヨー角(rad)

ϕ_{Tj} : 台車枠ヨー角(rad)

ϕ_{Tj} : 台車枠ロール角(rad)

Y_{Ri} : 軌条輪左右変位(m)

H_j : ばね間重心から台車重心までの高さ(m)
ただし, $i=1\sim 4$ (軸), $j=1\sim 2$ (台車) とする。

ここで, 車体と台車の運動方程式, および, 輪軸のヨーイング, 前後方向の運動方程式は, 本線上と軌条輪上を走行する場合で同様であるので, 付録として後述する。したがって, 輪軸の左右方向の運動方程式のみを以下に示す。

$$\begin{aligned} M_w \cdot \ddot{Y}_{w_i} = & + K_{wy} \{ Y_{Tj} + (A - AL1) \phi_{Tj} + H_j \cdot \phi_{Tj} - Y_{w_i} + \phi_{w_i} \cdot AL1 \} \\ & + C_{wy} \{ \dot{Y}_{Tj} + (A - AL1) \dot{\phi}_{Tj} + H_j \cdot \dot{\phi}_{Tj} - \dot{Y}_{w_i} + \dot{\phi}_{w_i} \cdot AL1 \} \\ & + 2F_{r1} \cdot \phi_{w_i} \\ & - 2F_{r1} (B + RAD \cdot R_0) / V \cdot B (\dot{Y}_{w_i} - \dot{Y}_{R_i}) \end{aligned} \quad (4)$$

この(4)式において, 本線上では $\dot{Y}_{R_i} = 0$ となるの

で, 本線上と軌条輪上では, 輪軸の左右方向の運動方程式が異なる。

3.3 新加振システムによる車両試験のシミュレーション 一定振幅の通り不整が存在する本線上を車両が走行した場合の車体左右振動加速度と, 補正前および補正後の振幅で軌条輪上加振した場合の車体左右振動加速度を, シミュレーションによって求めた結果を図10に示す。(a)は, 補正前の振幅で加振した場合であるが, 波長約30m以下で車体応答特性は異なるが, (b)に示すように, 補正後の振幅で加振すると両者が通り不整の全波長に亘って等しくなることがわかる。

また, 重み付け関数の補正係数が1になる点が存在し, この場合は波長約30mである。この補正係数が1となる場合の波長は, 表1に示すように, 走行速度や通り不整振幅によらず, ほぼ一定になることがわかった。

(a) Without compensating

Fig. 10 The relation of the lateral vibration acceleration of car body to wave length of lateral track irregularity ($V=300\text{km/h}$)

(b) With compensating

Fig. 10 The relation of the lateral vibration acceleration of car body to wave length of lateral track irregularity ($V=300\text{km/h}$)

Table. 1 Wave length (m) for the case when compensating factor is 1

		V(km/h)		
		200	300	400
Amplitude (mm)	±1	28	27	30
	±3	28	27	25
	±5	28	27	25

		V(km/h)		
		100	130	160
Amplitude (mm)	±1	30	30	30
	±3	30	30	35
	±5	30	30	30

3.4 車両回転試験装置による試験結果 試験に用いた試作台車を図11に示す。試作台車の諸元を用いたシミュレーションから, 重み付け関数を算出し, 通り不整を補正した実軌道加振試験を実施した。

Fig.11 The appearance of trial manufacture bogie

図 12 の上図は補正前の、中図は補正後の通り不整を用いた場合の車体左右振動加速度の波形例である。下図に、シミュレーションにより求めた本線上を走行した場合の車体左右振動加速度を示す。補正後の通り不整を用いて車両回転試験装置で試験を行ったときの車体左右振動加速度は、補正前の通り不整を走行した場合に比べて高周波成分が除去され、本線上の波形とかなり近い。

また、それぞれについて、1 軸の輪軸左右変位の波形例を図 13 に示す。上図は補正前の、中図は補正後の通り不整を用いた場合の結果で、下図は、本線上を走行した場合のシミュレーション結果である。車体左右振動加速度と同様に、補正後の通り不整を用いた場合は、本線上の結果にかなり近い。

4. 結 論

(1) 車両回転試験装置上における走行試験において本線上の通り不整を模擬する場合、約 30m 波長以下の成分では、本線上と車両回転試験装置上の車両の応答が異なることがわかった。

(2) シミュレーションにより得られた本線上の応答特性と車両回転試験装置上の応答特性を比較検討し、軌条輪の左右絶対速度の影響を重み付け関数の形で補正することにより、車両回転試験装置における走行試験において、本線上を走行する車両の応答特性を精度よく再現できる方法を開発した。

付録 運動方程式の補足

運動方程式で用いる記号は以下のとおりである。

- M_B : 車体質量(kg)
- M_T : 台車枠質量(kg)
- Y_B : 車体左右変位(m)
- X_B : 車体前後変位(m)
- X_{Tj} : 台車枠前後変位(m)
- X_{Wi} : 輪軸前後変位(m)
- Y_{DjF} : 左右動ダンパ中間自由度(前位側)(m)
- Y_{DjR} : 左右動ダンパ中間自由度(後位側)(m)
- X_{0jL} : ヨーダンパ中間自由度(前位側)(m)
- X_{0jR} : ヨーダンパ中間自由度(後位側)(m)
- ϕ_{0Tj} : 空気ばね上下中間自由度(m)
- ϕ_B : 車体ヨー角(rad)
- ϕ_{β} : 車体ロール角(rad)
- I_{BZ} : 車体ヨー慣性半径(m)
- I_{BX} : 車体ロール慣性半径(m)

- I_{TX} : 台車ロール慣性半径(m)
 - I_{TZ} : 台車ヨー慣性半径(m)
 - I_{WZ} : 輪軸ヨー慣性半径(m)
 - K_{WX} : 軸ばね前後剛性/軸箱(N/m)
 - C_{WX} : 軸ばね前後ばね定数/軸箱(Ns/m)
 - K_{BX} : 空気ばね前後剛性/空気ばね(N/m)
 - K_{BY} : 空気ばね左右剛性/空気ばね(N/m)
 - K_2 : 空気圧縮によるばね上下剛性/個(N/m)
 - K_3 : 有効受圧面積変化による空気ばね上下剛性/個(N/m)
 - K_0 : ヨーダンパ直列剛性/本(N/m)
 - K_D : 左右動ダンパ直列剛性/本(N/m)
 - K_J : 連結器剛性/車体(N/m)
 - K_L : 1 本リンク剛性/本(N/m)
 - C_J : 連結器減衰係数/車体(Ns/m)
 - C_{KL} : 1 本リンク減衰係数/本(Ns/m)
 - $2A1$: 左右動ダンパ取付間隔(m)
 - $2B_0$: ヨーダンパ取付間隔(m)
 - $2B_1$: 軸ばね取付間隔(m)
 - $2B_2$: 空気ばね取付間隔(m)
 - $2B_{1D}$: 軸ダンパ取付間隔(m)
 - D : BC 間距離(m)
 - H_2 : 台車重心から左右動ダンパまでの高さ(m)
 - H_3 : 台車重心から空気ばね下面までの高さ(m)
 - H_5 : 空気ばね上面から左右動ダンパまでの高さ(m)
 - H_6 : 空気ばね上面から車体重心までの高さ(m)
 - F_{xi} : 前後方向の線形クリープ係数
- ただし、 $i=1\sim 4$ (軸)， $j=1\sim 2$ (台車) とする。

車体と台車に関しては、左右、ヨー、ロールおよび前後方向の運動方程式を示す。輪軸に関しては、左右方向の運動方程式を前述したので、ヨーおよび前後方向の運動方程式を示す。

式(5)～(8)に車体の運動方程式を示す。

車体の左右方向の運動方程式

$$M_B \cdot \ddot{Y}_B = -2K_{BY}(2Y_B + 2H_6 \cdot \phi_B - Y_{T1} - Y_{T2} + H_3 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2})) - K_D \{4Y_B + 4(H_5 + H_6)\phi_B - 2(Y_{T1} + Y_{T2}) + 2H_2 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) - Y_{D1F} - Y_{D1R} - Y_{D2F} - Y_{D2R}\} \quad (5)$$

車体のロール方向の運動方程式

$$M_B \cdot \ddot{\phi}_B \cdot I_{BX}^2 = +2H_6 \cdot K_{BY} \{-2D \cdot \phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} - H_3 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2})\} - 2B_2^2 \cdot K_2 (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2} - \phi_{0T1} - \phi_{0T2}) - 2B_2^2 \cdot K_3 (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) + (H_5 + H_6) \cdot K_D \{-4D \cdot \phi_B + 2(Y_{T1} - Y_{T2}) - 2H_2 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) + Y_{D1F} + Y_{D1R} - Y_{D2F} - Y_{D2R}\} \quad (6)$$

Fig. 12 Wave forms of the lateral vibration acceleration of car body
(on rail wheels with and without compensation and on actual tracks)

Fig. 13 Wave forms of the lateral displacement of journal box
(on rail wheels with and without compensation and on actual tracks)

車体のヨー方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_B \cdot \ddot{\phi}_B \cdot I_{BZ}^2 = & + 2D \cdot K_{BY} \{ -2D \cdot \phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} + H_3 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) \} \\ & - 2B_2^2 \cdot K_{BX} (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ & + (D + A1) \cdot K_D \{ -2(D + A1)\phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} \\ & - H_2 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) + A1 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) + Y_{D1F} - Y_{D2R} \} \\ & + (D - A1) \cdot K_D \{ -2(D - A1)\phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} \\ & - H_2 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) - A1 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) + Y_{D1R} - Y_{D2F} \} \\ & - B_0 \cdot K_0 \{ 2B_0 \cdot (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ & + X_{01L} - X_{01R} + X_{02L} - X_{02R} \} \end{aligned} \quad (7)$$

車体の前後方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_B \cdot \ddot{X}_B = & - 2K_{BX} (2X_B - X_{T1} - X_{T2}) \\ & + K_0 \cdot \{ -4X_B + 2(X_{T1} + X_{T2}) \\ & + X_{01L} + X_{01R} + X_{02L} + X_{02R} \} \\ & - K_L \cdot (2X_B - X_{T1} - X_{T2}) \\ & - C_{KL} \cdot (2\dot{X}_B - \dot{X}_{T1} - \dot{X}_{T2}) \\ & - K_J \cdot X_B \\ & - C_J \cdot \dot{X}_B \end{aligned} \quad (8)$$

次に、台車についての運動方程式を式(9)～(12)に示す。以下は、前台車についてのみの式を示している。後台車は T_1 を T_2 とし、 W_1 、 W_2 を、それぞれ W_3 、 W_4 として得ることができる。

前台車の左右方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_T \cdot \ddot{Y}_{T1} = & + 2K_{BY} (Y_B + D \cdot \phi_B + H_6 \cdot \phi_B - Y_{T1} + H_3 \cdot \phi_{T1}) \\ & + K_D \{ 2Y_B + 2D \cdot \phi_B + 2(H_3 + H_6)\phi_B \\ & - 2Y_{T1} + 2H_2 \cdot \phi_{T1} - Y_{D1F} - Y_{D1R} \} \\ & - K_{wy} \{ 2Y_{T1} + 2H_7 \cdot \phi_{T1} - Y_{W1} - Y_{W2} + AL1 \cdot (\phi_{W1} - \phi_{W2}) \} \\ & - C_{wy} \{ 2\dot{Y}_{T1} + 2H_7 \cdot \dot{\phi}_{T1} - \dot{Y}_{W1} - \dot{Y}_{W2} + AL1 \cdot (\dot{\phi}_{W1} - \dot{\phi}_{W2}) \} \end{aligned} \quad (9)$$

前台車のロール方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_T \cdot \ddot{\phi}_T \cdot I_{TX}^2 = & - 2H_3 \cdot K_{BY} (Y_B - D \cdot \phi_B + H_6 \cdot \phi_B - Y_{T1} + H_3 \cdot \phi_{T1}) \\ & - H_2 \cdot K_D \{ 2Y_B + 2D \cdot \phi_B + 2(H_3 + H_6)\phi_B \\ & - 2Y_{T1} + 2H_2 \cdot \phi_{T1} - Y_{D1F} - Y_{D1R} \} \\ & - H_7 \cdot K_{wy} \{ 2Y_{T1} + 2H_7 \cdot \phi_{T1} - Y_{W1} - Y_{W2} \\ & + AL1 \cdot (\phi_{W1} - \phi_{W2}) \} \\ & - H_7 \cdot C_{wy} \{ 2\dot{Y}_{T1} + 2H_7 \cdot \dot{\phi}_{T1} - \dot{Y}_{W1} - \dot{Y}_{W2} \\ & + AL1 \cdot (\dot{\phi}_{W1} - \dot{\phi}_{W2}) \} \\ & - 2K_{WZ} \cdot B_1^2 \cdot \phi_{T1} - 2C_{WZ} \cdot B_{1D}^2 \cdot \dot{\phi}_{T1} \\ & + 2B_2^2 \cdot \{ K_2 (\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{0T1}) + K_3 (\phi_B - \phi_{T1}) \} \end{aligned} \quad (10)$$

前台車のヨー方向の運動方程式

$$M_T \cdot \ddot{\phi}_{T1} \cdot I_{TZ}^2 =$$

$$\begin{aligned} & + 2B_2^2 \cdot K_{BX} (\phi_B - \phi_{T1}) \\ & + A1 \cdot K_D \{ 2A1(\phi_B - \phi_{T1}) - Y_{D1F} + Y_{D1R} \} \\ & + B_0 \cdot K_0 \{ 2B_0 \cdot (\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) + X_{01L} - X_{01R} \} \\ & + (A - AL1) \cdot K_{wy} \{ -2(A - AL1)\phi_{T1} + Y_{W1} - Y_{W2} \\ & - AL1 \cdot (\phi_{W1} + \phi_{W2}) \} \\ & + (A - AL1) \cdot C_{wy} \{ -2(A - AL1)\dot{\phi}_{T1} + \dot{Y}_{W1} - \dot{Y}_{W2} \\ & - AL1 \cdot (\dot{\phi}_{W1} + \dot{\phi}_{W2}) \} \\ & - B_1 \cdot K_{WX} (2\phi_{T1} - \phi_{W1} - \phi_{W2}) \\ & - B_1 \cdot C_{WX} (2\dot{\phi}_{T1} - \dot{\phi}_{W1} - \dot{\phi}_{W2}) \end{aligned} \quad (11)$$

前台車の前後方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_T \cdot \ddot{X}_{T1} = & + 2K_{BX} (X_B - X_{T1}) \\ & + K_0 \{ 2(X_B - X_{T1}) - X_{01L} - X_{01R} \} \\ & + K_L \cdot (X_B - X_{T1}) \\ & + C_{KL} \cdot (\dot{X}_B - \dot{X}_{T1}) \\ & - B_1 \cdot K_{WX} (2X_{T1} - X_{W1} - X_{W2}) \\ & - B_1 \cdot C_{WX} (2\dot{X}_{T1} - \dot{X}_{W1} - \dot{X}_{W2}) \end{aligned} \quad (12)$$

次に、輪軸についての運動方程式を式(13)～(14)に示す。ここで、 $i=1$ または $i=2$ のときは $j=1$ 、 $i=3$ または $i=4$ のときは $j=2$ である。

輪軸のヨー方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_W \cdot \ddot{\phi}_{W1} \cdot I_{WZ}^2 = & - K_{wy} \cdot AL1 \cdot \{ Y_{Tj} + (A - AL1)\phi_{Tj} + H_7 \cdot \phi_{Tj} - Y_{W1} + \phi_{W1} \cdot AL1 \} \\ & - C_{wy} \cdot AL1 \cdot \{ \dot{Y}_{Tj} + (A - AL1)\dot{\phi}_{Tj} + H_7 \cdot \dot{\phi}_{Tj} - \dot{Y}_{W1} + \dot{\phi}_{W1} \cdot AL1 \} \\ & + K_{WX} \cdot B_1 \cdot (X_{Tj} - X_{W1}) \\ & + C_{WX} \cdot B_1 \cdot (\dot{X}_{Tj} - \dot{X}_{W1}) \\ & - 2F_{X1} \cdot B \cdot RAD \cdot (Y_{W1} - Y_{R1}) / R_0 \\ & - 2F_{X1} \cdot B^2 \cdot \dot{\phi}_{W1} / V \end{aligned} \quad (13)$$

輪軸の前後方向の運動方程式

$$\begin{aligned} M_W \cdot \ddot{X}_{W1} = & + K_{WX} (X_{Tj} - X_{W1}) \\ & + C_{WX} (\dot{X}_{Tj} - \dot{X}_{W1}) \\ & - 2F_{X1} \cdot \dot{X}_{W1} / V \end{aligned} \quad (14)$$

文 献

- (1) The Japan Society of Mechanical Engineers, The dynamics of rolling stock, pp76～82,1994
- (2) Japan Railway Civil Engineering Association, A new track, pp495～501