

スラックが二軸ボギー車の曲線通過に及ぼす運動学的影響*

森山 淳^{*1}, 谷藤 克也^{*2}An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle
Considering the Effect of Gauge WideningAtsushi MORIYAMA^{*3} and Katsuya TANIFUJI^{*3} East Japan Railway Company, 2-2-2 Yoyogi, Shibuya-ku, Tokyo, 151-8578 Japan

According to the decrease of the three-axle bogie for locomotives, the need for diminution of the gauge widening in curved track has been pointed out by rail maintenance division. Meanwhile, bolsterless bogies which have no side bearer are employed in many railway vehicles recently, and it is expected that various steering bogies will be employed in the near future. For vehicles which have these bogies, the gauge widening keeps its effect on curve negotiation even now. In this study, the dynamical analysis is carried out about the relationship between the gauge widening and the track load, considering the bogie mechanism. Numerical simulation is used for the analysis, and the effectiveness of gauge widening is summarized from dynamical viewpoint of two-axle bogie vehicles. Further, wear indices are introduced, and the wear tendency of flange and tread is estimated quantitatively.

Key Words: Railway, Vibration of Mechanism, Forced Vibration, Curve Negotiation, Gauge widening, Bogie Mechanism, Simulation

1. 緒 言

1・1 はじめに スラックは、曲線および分岐器において、車両をスムーズに通過させる目的で軌間を内軌側に拡大しているものである。これは、かつて機関車に多く存在した三軸台車の通過を前提として設定されており、三軸台車の中間輪軸が曲線部においては台車に対して相対的に内側に偏いするため、これに対応して設定量が決められたものである。

しかし、近年は三軸台車の数そのものが減少しているのでスラックの設定量は実態にそぐわないものとなり、かえって横圧の増大を招いているという報告⁽¹⁾がみられる。また、スラックは曲線において軌間をごくわずかに拡大するものなので、緩和曲線中の軌道管理はより煩雑なものとなる。こうした事情から、軌道管理の立場からはスラック量の縮小が求められてきており、過去にもスラック量の見直しが行われている⁽²⁾。

一方、従来の台車設計では直線部での安定性が重視

されてきたので、台車の前後一次支持剛性が大きく、車輪に設けられた踏面こう配による輪軸の自己操舵機能は発揮され難かった。これに対し、近年では側受摩擦のないボルスタレス台車の採用が増えているほか、曲線部において輪軸を曲線の半径方向に向ける操舵性台車も一部で実用されている。こうした台車構造をもった車両では、輪軸にある程度の自己操舵機能が期待されるため、スラックの有効性が維持される。

本研究では、こうした変化を踏まえ、シミュレーションを主体とした検討により、スラック量と軌道負荷の関係について、台車構造を考慮した運動学的な考察⁽³⁾を試みる。ここでは、まず旧来の台車構造であるボルスタ付き台車を取上げ、普通旅客列車を想定した走行条件の下でシミュレーションを行い、過去に行われたスラック量縮小の運動学的な影響を検討する。次いで、近年採用例が増えているボルスタレス台車、および速度向上に伴って応用が見込まれる操舵台車の一例としてリンク式強制操舵台車を取上げ、普通旅客列車および特急列車を想定した条件の下でシミュレーションを行い、台車構造の変化に伴うスラックが及ぼす影響の違いについて検討する。さらに、摩耗の傾向を定量的に評価できる摩耗指標を導入し、台車構造による摩耗挙動の変化についてもあわせて考察する。

* 原稿受付 2000年4月24日。

^{*1} 正員, JR 東日本(株) (☎ 151-8578 東京都渋谷区代々木2-2)。^{*2} 正員, 新潟大学工学部 (☎ 950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

E-mail: moriyama@tm.eng.niigata-u.ac.jp

1・2 過去のスラック縮小の経緯⁽²⁾ 旧国鉄から現 JR にかけて、これまでにスラックの縮小は 2 回行われており、その変遷を表 1 に示す。1943 年に決められたスラック量は、固定軸距の大きい三軸台車の通過を考慮し、幾何学的な余裕を付け加えて決定されている。一方、1960 年代後半に入って脱線事故が多発するようになり、その対策の一つとしてスラック量の縮小が検討された。1972 年のスラック量縮小はこれを踏まえたもので、半径 170 m 以下の急曲線においてスラック量が 5 mm 縮小されている。

さらに、三軸台車の減少に伴う固定軸距の短縮を踏まえ、実車による走行試験を実施したところ、スラックをさらに縮小しても悪影響を及ぼす要素は見あたらず、保守上の効果も期待されたことから、1985 年にはスラック量が一律 5 mm 縮小されることとなった。現行のスラック量は、この 1985 年に決められた値を踏襲して付設されている。以下、本報中でのスラック縮小とはこの 1985 年のスラック縮小を指すものとする。

記 号

y_B, y_{Tn}, y_{wi} : 左右動変位 (添字 B は車体, T は台車枠, n は台車番号 1・2, W は輪軸, i は輪軸番号 1~4, 以下同じ)

$\phi_B, \phi_{Tn}, \phi_{wi}$: ヨー角変位

ϕ_B, ϕ_{Tn} : ロール角変位

m_B, m_T, m_w : 車体, 台車枠, 輪軸の質量

$2l_T$: 台車中心間距離

$2a$: 軸間距離

$2b$: 車輪-レール接触点間隔

c_{2x} : ヨーダンパの減衰係数

r : 車輪の転動半径

Γ : 踏面こう配

δ : フランジ遊間

T_{wxi}, T_{wyi} : クリープによる縦, 横方向の力

γ_{xi}, γ_{yi} : 縦, 横クリープ率

M_{wzi} : クリープによるヨー方向のモーメント

F_{Fi}, F_{Ri} : フランジ摩擦力, レール反力

S_i : 各輪軸におけるスラック

μ : フランジ摩擦係数

α : フランジ角度

k_R : レールの有効横剛性

f_{1N}, f_{2N} : 非線形クリープ係数 (1: 縦, 2: 横)

y_{Ri} : 各輪軸における軌道不整

V, v : 走行速度 (時速, 秒速)

F_{LB}, F_{LTn}, F_{Lwi} : 車体, 台車枠, 輪軸に作用する遠心力

F_{CB}, F_{CTn}, F_{Cwi} : 車体, 台車枠, 輪軸のカントによる重力の横方向成分

R_B, R_{Tn}, R_{wi} : 車体, 台車, 輪軸位置における曲線半径

C_B, C_{Tn}, C_{wi} : 車体, 台車, 輪軸位置におけるカント量

G : 軌間

g : 重力加速度

P : 輪重

2. 解析モデル

2・1 運動の自由度 計算に用いた一車両モデルは図 1 に示す通常の左右系モデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾であり、その自由度は、輪軸の左右 (4 自由度), ヨー (4 自由度), 台車の左右 (2 自由度), ロール (2 自由度), ヨー (2 自由度), 車体の左右, ロール, ヨーの計 17 自由度である。なお、曲線走行シミュレーションではおのおのの質量が軌道中心に沿った移動座標系を用いるため、車体・台

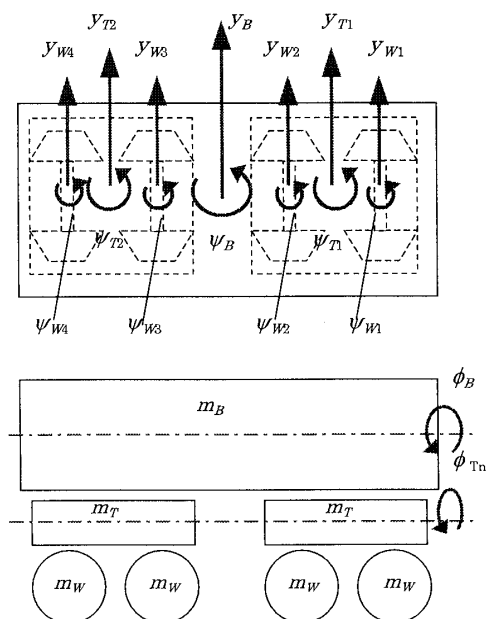


Fig. 1 Vehicle model (17 degrees of freedom)

Table 1 The diminution of gauge widening in past

Range of curve radius, R (m)	Gauge widening (mm)		
	established in 1943	modified in 1972	modified in 1985
R < 170	30	25	20
200 ≤ R < 240	20	20	15
240 ≤ R < 320	15	15	10
320 ≤ R < 440	10	10	5
440 ≤ R < 600	5	5	0

車間および台車・輪軸間の幾何学的相対ヨー角を考慮する必要がある。

2.2 作用力のモデル化 曲線走行の数値シミュレーションでは以下の(1)~(4)の作用力が考慮される。

(1) 車輪・レール間のクリープ力

急曲線に付設されるスラック S_i を考慮した横クリープ力と縦クリープモーメントは、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} T_{wyi} &= -2f_{2N}\gamma_{yi} \\ &= -2f_{2N}\left(\frac{\dot{y}_{wi}}{v} - \phi_{wi}\right) \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{wzi} &= bT_{wxi} = -2bf_{1N}\gamma_{xi} \\ &= -2f_{1N}b\left[\pm\frac{\Gamma}{r}\left(y_{wi} + \frac{1}{2}S_i + \frac{S_i y_{wi}}{2b} + \frac{S_i^2}{2b}\right)\right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{v}\left(b + S_i + \frac{S_i^2}{2b}\right)\phi_{wi} \mp \frac{1}{R_{wi}}\left(b + S_i + \frac{S_i^2}{2b}\right)\right] \\ &\dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

ここで、ヨー方向モーメント M_{wzi} の右辺中の複号±, ∓は、右回り曲線の場合に上号, 左回り曲線の場合に下号を用いる。なお、クリープ力の飽和特性は、Levi-Chartet の式(指数 1.5)⁽⁴⁾ に従うものとする。

(2) レール反力

輪軸の左右変位がフランジ遊間 δ とスラック S_i からなる可動範囲をこえると、車輪フランジがレール側面と接触し、レール反力 F_{Ri} とフランジ摩擦力 F_{Fi} が発生する。ここで、スラックは内軌側に付設される。レール反力は、次式で与えられる。

(a) 右回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= -k_R(y_{wi} - \delta - y_{Ri}) : y_{wi} > \delta + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= k_R(y_{wi} + \delta + S_i - y_{Ri}) : y_{wi} < -\delta - S_i + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= 0 : -\delta - S_i + y_{Ri} \leq y_{wi} \leq \delta + y_{Ri} \\ &\dots\dots\dots(3) \end{aligned}$$

(b) 左回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= -k_R(y_{wi} - \delta - S_i - y_{Ri}) : y_{wi} > \delta + S_i + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= k_R(y_{wi} + \delta - y_{Ri}) : y_{wi} < -\delta + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= 0 : -\delta + y_{Ri} \leq y_{wi} \leq \delta + S_i + y_{Ri} \\ &\dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

また、フランジ摩擦力 F_{Fi} は、フランジ角度 α の場合、次式で与えられる。

$$F_{Fi} = \mu F_{Ri} \sin \alpha \dots\dots\dots(5)$$

(3) 横圧

横圧 Q_{wi} は、レールと車輪の間に働く横方向の力であり、フランジ接触する車輪の横クリープ力とレール反力の和として与える。

$$Q_{wi} = T_{wyi}/2 + F_{Ri} \dots\dots\dots(6)$$

(4) 遠心力

車体、台車および輪軸の各質量には式(7)の遠心力が曲線外方に作用する。また、各質量には曲線中に設けられたレールのカントによって、式(8)で与えられる重力の横方向成分が曲線内方に作用する。

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} F_{LB} &= \pm m_B v^2 / R_B \\ F_{LTn} &= \pm m_T v^2 / R_{Tn} \\ F_{Lwi} &= \pm m_W v^2 / R_{wi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7) \\ \left. \begin{aligned} F_{CB} &= \mp m_B g C_B / G \\ F_{CTn} &= \mp m_T g C_{Tn} / G \\ F_{Cwi} &= \mp m_W g C_{wi} / G \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8) \end{aligned}$$

ここで右辺中の複号±, ∓は、右回り曲線の場合に上号, 左回り曲線の場合に下号を用いる。

2.3 車体・台車間の作用力

ボルスタ付き台車においては、文献(6)に基づいた側受の滑りを考慮した台車旋回抵抗モーメント M_{Tn} が、車体・台車間に作用する。ただし、ボルスタアノカのたわみ角 $\Delta\phi_{bn}$ は車体・台車間の幾何学的相対ヨー角を考慮し、次式で計算される。

$$\Delta\phi_{bn} = \phi_{Tn} - \phi_B \mp \frac{l_T}{R_{Tn}} - \phi_{sn} \dots\dots\dots(9)$$

ここで、 ϕ_{sn} は側受滑り角であり、右辺中の複号∓は、 $n=1$ の場合に上号, $n=2$ の場合に下号をとる。

ボルスタレス台車および操舵台車においては、この台車旋回抵抗モーメントは作用せず、車体・台車間に減衰係数 c_{2x} のヨーダンパが挿入される。

2.4 踏面とフランジの輪重分担

フランジ接触のない範囲ではすべての輪重が踏面で負担されるものとするが、フランジ接触した後は、踏面とフランジの輪重分担に関して、次に示す二つの場合を考える。

(a) 踏面ですべての輪重を分担する場合

この場合、すべてのクリープ力が引き続き踏面接触点で負担されているものとする。

(b) 踏面とフランジで輪重を分担する場合

この場合、フランジで分担する輪重 P_{fi} は次式で算出される⁽⁷⁾。

$$P_{fi} = F_{Ri} \frac{1 + \mu \tan \alpha}{\tan \alpha - \mu} \dots\dots\dots(10)$$

したがって、踏面对フランジの輪重分担比 R_i は

$$R_i = \frac{P - P_{fi}}{P} \bigg/ \frac{P_{fi}}{P} \dots\dots\dots(11)$$

となる。クリープ力はこの比に応じ、踏面接触点とフランジ接触点で分担されているものとする。

3. 解 析

3.1 計算に用いた基本値 解析にあたり、その

諸元はボルスタ付き台車については在来線通勤電車のもの、ボルスタレス台車および操舵台車については在来線特急列車のものをそれぞれ参考にした⁽⁸⁾。検討に關係する車両および軌道の諸元値を、以下に示す。

(1) ボルスタ付き台車に關係する諸元値

$$\begin{aligned}
 m_B &= 24.8 \text{ t}, \quad m_T = 2.8 \text{ t}, \quad m_W = 1.5 \text{ t} \\
 2l_T &= 14.1 \text{ m}, \\
 2a &(\text{軸間距離}) = 2.15 \text{ m} \\
 2b_1 &(\text{軸ばね左右取付間隔}) = 1.96 \text{ m} \\
 2b_2 &(\text{空気ばね左右取付間隔}) = 1.92 \text{ m} \\
 k_{Wx} &(1 \text{ 輪軸あたりの前後剛性}) = 5000 \text{ kN/m} \\
 k_{Wy} &(1 \text{ 輪軸あたりの左右剛性}) = 10600 \text{ kN/m} \\
 k_{2x} &(\text{空気ばねの前後剛性}) = 269.5 \text{ kN/m} \\
 i_{B\psi} &(\text{車体のヨーイング慣性半径}) = 5.8 \text{ m} \\
 i_{T\psi} &(\text{台車枠のヨーイング慣性半径}) = 0.75 \text{ m} \\
 i_{W\psi} &(\text{輪軸のヨーイング慣性半径}) = 0.70 \text{ m} \\
 i_{B\phi} &(\text{車体のローリング慣性半径}) = 1.4 \text{ m} \\
 i_{T\phi} &(\text{台車枠のローリング慣性半径}) = 0.90 \text{ m} \\
 h_T &(\text{車軸中心と台車枠重心の距離}) = 0.130 \text{ m} \\
 h_A &(\text{台車枠重心と空気ばね中心の距離}) = 0.377 \text{ m} \\
 h_{AB} &(\text{空気ばね中心と車体重心の距離}) = 0.889 \text{ m} \\
 k_1 &(1 \text{ 輪軸あたりの上下剛性}) = 2180 \text{ kN/m} \\
 k_{2y} &(\text{空気ばねの左右剛性}) = 269.5 \text{ kN/m} \\
 k_{2z} &(\text{空気ばねの上下剛性}) = 504.3 \text{ kN/m} \\
 c_1 &(1 \text{ 輪軸あたりの上下減衰係数}) = 39.2 \text{ kNs/m} \\
 c_{2y} &(\text{左右動ダンパの減衰係数}) = 58.8 \text{ kNs/m} \\
 c_{2z} &(\text{空気ばね上下減衰係数}) = 41.6 \text{ kNs/m}
 \end{aligned}$$

(2) ボルスタレス台車、操舵台車に關係する諸元値

$$\begin{aligned}
 m_B &= 22.0 \text{ t}, \quad m_T = 3.6 \text{ t}, \quad m_W = 1.6 \text{ t} \\
 2l_T &= 14.1 \text{ m}, \quad 2a = 2.3 \text{ m}, \quad 2b_1 = 1.62 \text{ m} \\
 2b_2 &= 1.7 \text{ m}, \quad k_{Wx} = 1870 \text{ kN/m} \\
 k_{Wy} &= 5600 \text{ kN/m}, \quad k_{2x} = 131.3 \text{ kN/m} \\
 c_{2x} &= 58.8 \text{ kNs/m}, \quad i_{B\psi} = 6.0 \text{ m} \\
 i_{T\psi} &= 0.78 \text{ m}, \quad i_{W\psi} = 0.59 \text{ m}, \quad i_{B\phi} = 1.5 \text{ m} \\
 i_{T\phi} &= 0.53 \text{ m}, \quad h_T = 0.060 \text{ m}, \quad h_A = 0.32 \text{ m} \\
 h_{AB} &= 0.467 \text{ m}, \quad k_1 = 2120 \text{ kN/m} \\
 k_{2y} &= 131.3 \text{ kN/m}, \quad k_{2z} = 358.6 \text{ kN/m} \\
 c_1 &= 78.4 \text{ kNs/m}, \quad c_{2y} = 58.8 \text{ kNs/m} \\
 c_{2z} &= 16.9 \text{ kNs/m} \\
 2b_d &(\text{ヨダンパの左右取付間隔}) = 3.0 \text{ m} \\
 h_f &(\text{車体重心と車体床面の距離}) = 0.147 \text{ m}
 \end{aligned}$$

(3) 各台車共通の諸元値

$$\begin{aligned}
 r &= 0.43 \text{ m}, \quad \Gamma = 1/20, \quad \delta = 0.006 \text{ m} \\
 \mu &= 0.2, \quad \alpha = 70^\circ, \quad k_R = 19600 \text{ kN/m} \\
 G &= 1.067 \text{ m}, \quad g = 9.8 \text{ m/s}^2
 \end{aligned}$$

Table 2 Conditions of curved track

Curve radius (m)		400	300	200
Speed (km/h)	Regulation	75	65	50
	+5 km/h	80	70	55
	+25 km/h	100	90	75
Cant (mm)		95	95	85
Gauge widening (mm)		0~10	0~15	0~20

$$f_{1L}(\text{線形クリープ係数(縦)}) = 10200 \text{ kN}$$

$$f_{2L}(\text{線形クリープ係数(横)}) = 9100 \text{ kN}$$

3・2 曲線条件 シミュレーションに用いた条件を、まとめて表2に示す。今回の検討では、200 m, 300 m, 400 m の3種類の曲線半径を取上げる。曲線通過速度は基本速度より5 km/h高い速度(以下、基本速度+5 km/hのように表す)および基本速度+25 km/hの2種類を想定している。前者は普通旅客列車、後者は車体傾斜機構をもつ特急列車においてそれぞれ実用されている運転速度である。曲線軌道に設定するスラックの量は実状に応じて5 mm刻みとし、各曲線半径とも表1の現行付設量より5 mm大きい範囲まで計算を行うものとする。

曲線軌道では、その半径に応じたカント、緩和曲線が設けられる。カント量は基本速度+5 km/hにおける均衡カント量の70%、緩和曲線長は $X_{TC} \text{ m} = 0.005 \times \text{カント量 mm} \times \text{基本速度 km/h}$ である⁽⁹⁾。これらの量は定常円曲線中では一定であるが、緩和曲線中では、その曲線半径とともに変化する。各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ 、スラック S_i およびカント C_{wi} は次式で与える。

$$1/R_{wi} = [\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \dots\dots (12)$$

$$S_i = S_0[\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots (13)$$

$$C_{wi} = C_0[\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots (14)$$

ここで、 R_0 、 S_0 、 C_0 は定常円曲線中での曲線半径、スラックおよびカントの値であり、 x_{wi} は各輪軸の緩和曲線入口からの進行方向距離を表す。

3・3 摩耗指標の計算 摩耗指標とは、摩耗量の傾向を表そうとする目的で導入されるものである。その計算方法はこれまでいくつか報告されているが、本報ではフランジの摩耗を表すフランジ摩耗指標 FWI_i と車輪踏面の摩耗を表す踏面摩耗指標 TWI_i の二つについて検討する。これらはおの次の示す式で算出される⁽¹⁰⁾。

$$FWI_i = K_F \mu F_{Fi} \psi_{wi} \dots\dots (15)$$

$$TWI_i = K_T (T_{Wxi} \gamma_{1i} + T_{Wyi} \gamma_{2i}) \dots\dots (16)$$

ここで、 K_F 、 K_T は無次元化定数である。

3・4 車体振動の計算 スラックの付設は軌間を

増大することになるため、軌道不整が存在した場合に車体振動の増加が懸念される。そこで、スラックの有無による前台車中心上の車体床面振動加速度 a_B への影響を検討する。 a_B は次式で示される。

$$a_B = \ddot{y}_B + l_T \ddot{\phi}_B + h_f \ddot{\phi}_B \dots\dots\dots (17)$$

4. 計算結果と考察

4.1 輪重分担方法の比較 ボルスタ付き台車において、基本速度+5 km/hで曲線半径 400 m, スラック 5 mm の軌道を走行したときの第1軸横圧を、2.4節で述べた輪重に関する二つの場合について計算した。結果を図2に示す。踏面とフランジで輪重を分担するモデルでは、踏面ですべての輪重を分担する場合に比べて横圧がやや小さく計算される。これは、輪重を分担することによって踏面に加わる輪重が小さくなり、横クリープ力が小さくなったためと考えられる。

以後の検討では、フランジ接触が発生した後のモデルをより正確なものとするために、輪重は踏面とフランジで分担されるものとして計算を進める。

4.2 過去のスラック縮小量との比較 ボルスタ付き台車について、スラック縮小前後での横圧、アタック角、輪軸左右変位の変化を、基本速度+5 km/hのときについておのおの図3(a)~(c)に示す。図中、矢印の始点がスラック縮小前、終点がスラック縮小後の値をそれぞれ表している。

第1軸についてはすべての曲線半径においてフランジ接触が発生しているが、第2軸にはフランジ接触が発生せず、曲線半径が小さくなるにつれて内軌側に変位していることがわかる。これは、台車旋回抵抗モーメントによって台車枠のヨー運動が制限され、急曲線になるにつれて曲線に追従した変位ができなくなっているためと考えられる。この挙動は、松井による定常走行時の解析解⁽¹¹⁾から算出される傾向とも一致する。

横圧、アタック角、左右変位いずれの値をみても、各半径ともスラック量縮小による大きな変化はなく、この縮小が行われた当時は台車構造の主流がまだボル

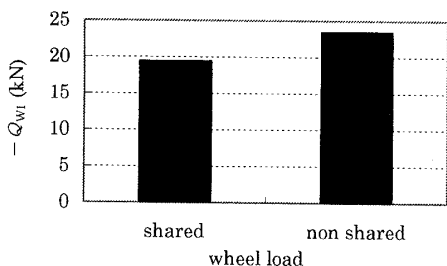


Fig. 2 Comparison of lateral forces calculated with two models (R=400 m, +5 km/h)

スタ付き台車であったことを考えれば、この縮小は運動学的にも妥当なものであったといえる。

4.3 台車構造の相違が及ぼす影響

(1) 台車姿勢

ボルスタ付き台車、ボルスタレス台車、操舵台車について、スラック付設置量によるアタック角、輪軸左右変位の変化を図4, 5に示す。走行速度は基本速度+5 km/hであり、曲線半径については、在来線の本線区間に多く存在する、400 mを取上げた。

ボルスタ付き台車に比べると、ボルスタレス台車、操舵台車では第1軸のアタック角が減少しており、ま

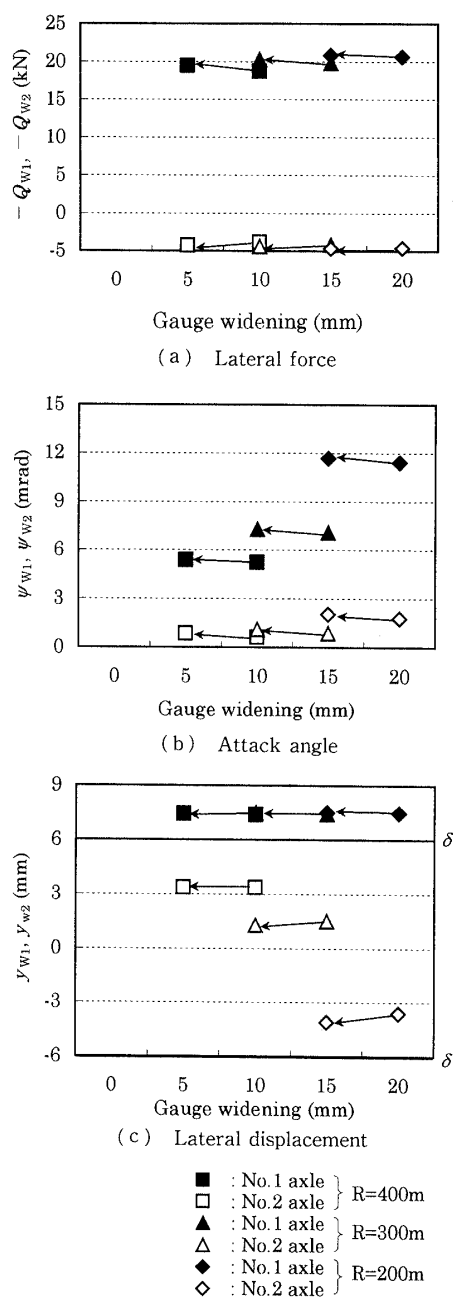


Fig. 3 Results of calculation (truck with bolster)

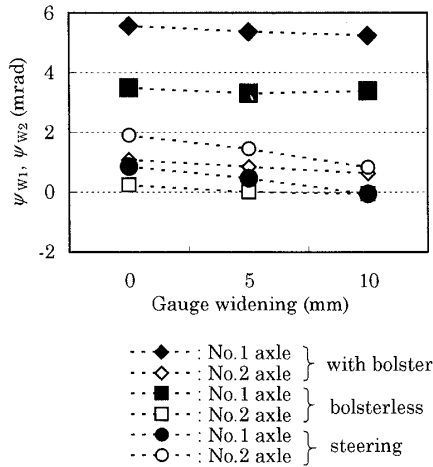


Fig. 4 Comparison of attack angle ($R=400$ m, $+5$ km/h)

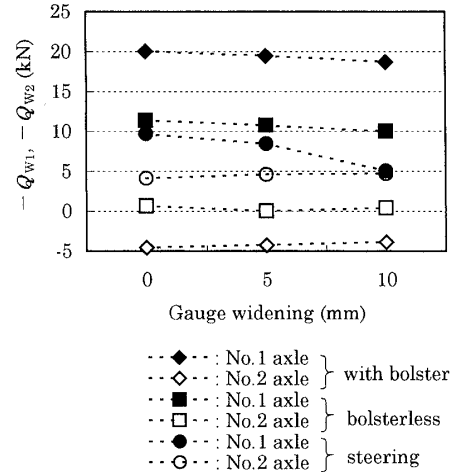


Fig. 6 Comparison of lateral force ($R=400$ m, $+5$ km/h)

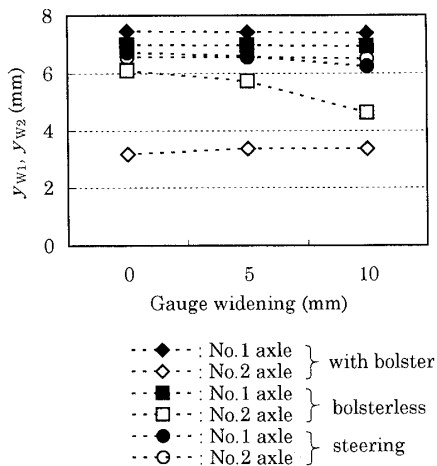
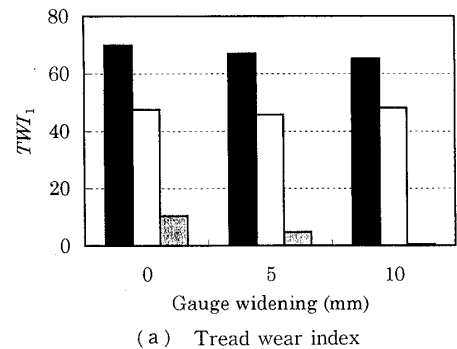
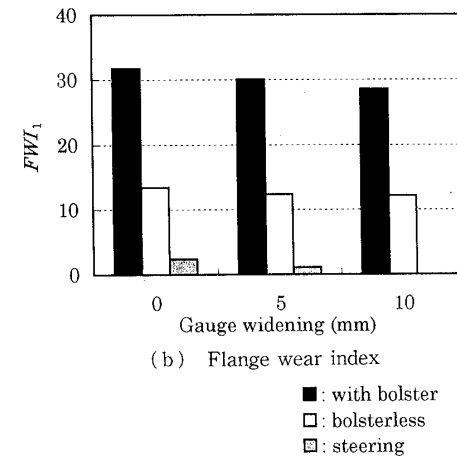


Fig. 5 Comparison of lateral displacement ($R=400$ m, $+5$ km/h)



(a) Tread wear index



(b) Flange wear index

Fig. 7 Comparison of wear index ($R=400$ m, $+5$ km/h)

た第2軸の変位は外軌側に大きくなっている。これは、側受摩擦による台車旋回抵抗モーメントがなくなったことによって台車枠がよりラジアルに変位し、輪軸も曲線に追従した姿勢をとっているためである。また図4から、操舵台車においてはスラックの付設による第1軸のアタック角の低減が他の台車に比べて大きく、輪軸が曲線半径方向にさらに操舵されていることが示される。

(2) 横圧

スラック付設量による横圧の変化を図6に示す。(1)と同様、曲線半径は400 m、走行速度は基本速度+5 km/hを取上げた。(1)で考察した台車の挙動が反映され、第1軸の横圧はボルスタ付き台車、ボルスタレス台車、操舵台車の順に低減し、操舵台車においてはスラックによる横圧低減効果も他の台車に比べて大きいことがわかる。なお、操舵台車の第2軸の横圧が他の台車に比べて大きくなっているが、これは操舵

によってアタック角が大きくなっているためであり、リンク式強制操舵台車に一般的に見られる傾向である。

(3) 摩耗指標

スラック付設量による第1軸の踏面摩耗指標、フランジ摩耗指標の変化をおのおの図7(a), (b)に示す。ここで、無次元化定数 K_F, K_T は単位量として計算した。曲線半径は400 m、走行速度は基本速度+5 km/hである。

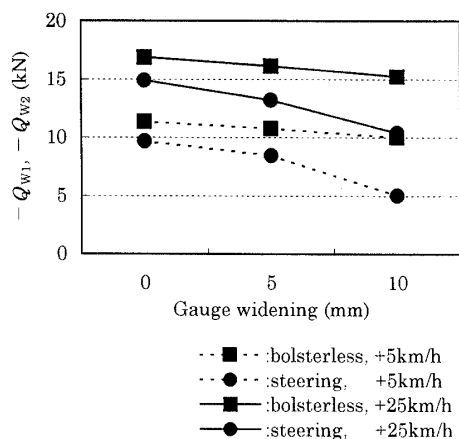


Fig. 8 Comparison of lateral force concerning running speed ($R=400$ m)

横圧と同様、踏面摩耗指標、フランジ摩耗指標はボルスタ付き台車、ボルスタレス台車、操舵台車の順に低減している。本条件においてはフランジ接触はいずれの台車構造においても発生するが、アタック角はボルスタレス台車、操舵台車では減少しているため、式(1)の横クリープ率 γ_{vi} が小さくなり、踏面摩耗指標が小さく計算される。

これらの結果より、台車構造の変化によって車輪摩耗が低減する可能性が示される他、操舵台車ではスラック付設による摩耗の低減効果も大きいことがわかる。

4・4 速度を向上した場合の影響 ボルスタレス台車、操舵台車において、走行速度を基本速度+25 km/h としたときのスラック付設量による横圧の変化を、走行速度が基本速度+5 km/h の時のものとともに図8に示す。曲線半径は400 mである。

速度が向上することによって横圧の値はいずれの台車でも大きくなるが、スラックの付設による低減量は速度向上の前後で変化しておらず、速度向上をした後も引き続きスラックの効果が維持されることがわかる。

4・5 スラックの設定による効果 4・4節までの考察により、今後主流となる台車構造がボルスタレス台車、操舵台車であることを踏まえると、スラックの有効性はなお存在し、速度向上を考え合せても将来的にスラックの付設による横圧、アタック角の低減効果が見込まれることがわかった。

一方、ボルスタレス台車において、軌道不整が存在するときの車体床面振動加速度の波形を、スラックが0 mmと10 mmのときについて図9に示す。ここで、曲線半径は400 m、走行速度は基本速度+25 km/hであり、解析に用いた軌道不整の波形は、通り狂いのパワースペクトル密度からフーリエ変換を行い生成し

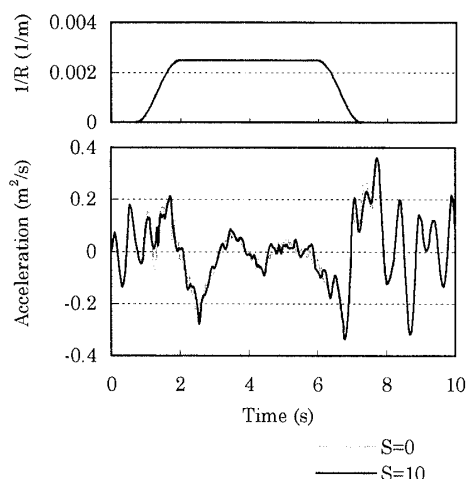


Fig. 9 Body vibrational acceleration

た⁽¹²⁾。

スラックの付設による定常曲線中での車体床面振動加速度の変化はほとんどないことが示される。これは、定常曲線走行中は車両に一定の遠心力が加わり、輪軸が外軌側に押し付けられる形になっているためと考えられる。

5. ま と め

鉄道車両の曲線通過におけるスラック量と軌道負荷の関係について、台車構造を考慮した運動学的な考察を行った結果、以下のような事項が明らかとなった。

(1) ボルスタ付き台車のスラック付設による横圧低減効果を検討し、過去のスラック縮小量と比較したところ、この縮小は運動学的にも妥当なものであった。

(2) ボルスタ付き台車、ボルスタレス台車、操舵台車の3種類の台車構造について、スラック付設による挙動の変化を検討した結果、台車構造の変化によって曲線通過における挙動が改善され、特に操舵台車においてはスラック付設による効果が期待できる。

(3) 摩耗指標を用い、摩耗に関する検討を行った結果、台車構造の改善によって車輪摩耗が低減され、特に操舵台車を導入することにより、摩耗がより低減する可能性がある。

(4) 走行速度によるスラック付設効果の変化を検討した結果、普通旅客列車のみならず、特急列車の速度範囲においても、スラック付設の有効性は変わらない。

(5) スラック付設に伴う軌間の拡大により、車体振動の増加が懸念されるが、曲線中では遠心力により車両が曲線外側に押し付けられる形になるため、車体振動に大きな差異は見られない。

文 献

- (1) 佐藤吉彦・梅原利之, 線路工学, (1987), 239-245, 日本鉄道施設協会.
 - (2) 小山内政広, 鉄道線路, 33-5 (1986), 233-236.
 - (3) 森山 淳・谷藤克也, J-Rail' 99 講演論文集, (1999), 165-168, 土木学会.
 - (4) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 20-29, 電気車研究会.
 - (5) 藤本 裕・宮本昌幸, 機論, 58-548, C (1992), 1067-1074.
 - (6) 谷藤克也, 機論, 55-512, C (1989), 940-949.
 - (7) 弘津哲二・ほか5名, 機論, 65-637, C (1999), 3531-3538.
 - (8) 文献(4)の30ページ.
 - (9) 文献(1)の249-255ページ.
 - (10) Kumar, S. and Rao, D. L. P., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 106 (1984), 319-326.
 - (11) 松井信夫, 東急車両技報, No. 34 (1980), 2-10.
 - (12) 谷藤克也・吉岡 博・宮下 智, 機論, 56-523, C (1990), 574-581.
-