スラック拡大による鉄道車両の走行性向上効果に関する検討* (都市鉄道向け車輪踏面における直進安定性と曲線通過性能の改善)

足立 雅和^{*1}, 松本 陽^{*2}

Improvement of Running Performance of Railway Vehicles by Gauge Widening (Progress of Stability and Curving Performance in Wheel Treads for Urban Railways)

Masakazu ADACHI^{*3} and Akira MATSUMOTO

^{*3} National Traffic Safety and Environment Laboratory (NTSEL),
7-42-27 Jindaiji-Higashi-machi, Chofu-shi, Tokyo, 182-0012 Japan

In order to run safely and smoothly though curved tracks, the gauge of track has been widened in curved sections. In recent years, however, the gauge widening (GW) was reduced due to some causes, such as, the decrease of three-axle bogies, the increased accuracy of track maintenance, etc. But the GW has the original purpose that gives the rolling radius difference of inner/outer wheels which produces the steering effect. The reduction of GW may lead to the decrease of running ability, especially curving performance, and increase of abnormal wear, such as rail corrugation. In this study the authors examine how GW affects running performance by using numerical simulations and full-size stand tests. Through these results we conclude; (1) the increase of GW produces more rolling radius difference and improves curving performance, and these tendencies become more remarkable for large value of GW, (2) for more than some value of GW, the running stability also increases according to GW expansion because of the reduction of the equivalent conicity of wheels.

Key Words: Railway, Vehicle Dynamics, Curving Performance, Gauge Widening, Wheel Tread, Simulation, Stand Test

1. はじめに

鉄道車両の輪軸では、左右の車輪は車軸に固定されており同一回転数で回転していくので、曲線区間において、内外軌のレール間に生じる行路差のために、そのままでは車輪・レール間に縦方向（レール方向）のすべりが生じてしまう。このため、こうしたすべりを生じないように車輪の踏面にはレール直角方向に勾配がつけられており、外軌側車輪は回転半径の大きい部分でレールに接触し、内軌側車輪は回転半径の小さい部分で接するように設計されている（以下、この回転半径の差を「輪径差」と呼ぶ。）。この踏面勾配によ

って輪軸は自己操舵性を持つが、踏面勾配の大小は直進安定性と曲線通過性能に影響し、かつ、これらは一般的に相反する性質を持つため、実用上、踏面勾配の取りうる値は限られてくる。このため急曲線では、車輪・レール間に著大な相対角（「アタック角」と呼ぶ。）や著大な横方向の接触力（「横圧」と呼ぶ。）が生じ、異常摩耗や脱線事故の原因ともなる。よって、鉄道車両が曲線上を安全かつ円滑に走行するためには、アタック角や横圧を低減させる必要がある⁽¹⁾。

一方、曲線においては、車輪の通過を円滑にするために軌間を拡大することが一般的である（この拡大量を「スラック」と呼ぶ。）。スラックは、もともとは固定軸距の長い3軸ボギー台車が曲線を通過できるように考慮して付与されたものであり、近年の車両はほとんどが2軸台車になってその本来の目的が失われたこと⁽²⁾やスラックによる弊害も一部で指摘されたこ

* 原稿受付 2008年9月3日。

^{*1} 正員, (独)交通安全環境研究所(〒182-0012 調布市深大寺東町7-42-27)。

^{*2} 正員, フェロー, (独)交通安全環境研究所[現:国土交通省(〒100-8918 千代田区霞が関2-1-2)]。

E-mail: m-adachi@ntsel.go.jp

ともあってスラックは縮小される傾向にある⁽⁵⁾。しかしながら、スラックの縮小は曲線における操舵に必要な輪径差を減少させることから、曲線通過性能の低下につながるるとともに、すべりも増大する可能性があることから、波状摩耗等の異常摩耗を助長するおそれがある⁽³⁾⁽⁴⁾。

スラックが鉄道車両の曲線通過に及ぼす影響についてのこれまでの研究としては、谷藤らの報告^{(5)~(8)}がある。谷藤らは国鉄からJRにおいて用いられてきた踏面形状を基本に、シミュレーションに基づく解析を行い、現行の踏面ではスラック拡大による顕著な改善は見られないものの、操舵台車や踏面形状の変更により改善効果が期待できることを示唆している。

筆者らは、これまで、直線走行での走行安定性と曲線走行での操舵機能の両立性を実現するため、新しい踏面形状や独立回転車輪を使用した台車の研究を行ってきた⁽¹⁾⁽⁹⁾が、在来構造の台車においてもスラックを従来範囲を超えて拡大することにより、曲線通過性能等の向上が期待できると考え、スラック量が走行性に与える影響について、数値シミュレーションと実台車を用いた台上試験により検討した。この結果、地下鉄に用いられている現行の車輪踏面（急曲線用円弧踏面⁽¹¹⁾）でも、スラック拡大の効果があることを検証できたので報告する。

2 車輪・レール間接触特性の解析

2・1 接触特性の解析方法 車両運動シミュレーションを行う準備として、車輪とレールの接触幾何学計算から、輪軸の横変位によって得られる内外軌輪径差などの接触特性値を算出した。車輪とレールの接触特性解析には、筆者らが開発した接触特性評価システム⁽¹⁰⁾を用いた。本検討で用いた車輪の踏面形状は、図1に示す、急曲線用円弧踏面（地下鉄銀座・丸の内線で使用）⁽¹¹⁾であり、レールは50kgNレール⁽¹¹⁾を対象とし、軌間を1435mm、スラックは0~35mmの間で5mm毎に変化させた。

2・2 スラックと獲得可能な内外軌輪径差との関係

図2に、輪軸の左右変位に対して内外軌間で得られる車輪半径差の関係を示す。スラックが拡大するにつれて、フランジ遊間が広くなり、また、内外軌車輪の半径差が大きくなることがわかる。さらに、図2において、車輪半径差が急激に変化する位置が車輪とレールがフランジ接触する位置になるが、そのときのスラックと内外軌車輪の半径差との関係を図3に示す。ス

ラックを拡大することにより、内外軌の車輪間で獲得できる輪径差は大きくなる。特に、スラックが25mm以上になると、顕著に輪径差が大きくなる傾向を示しているのが、この踏面の特徴である。

Fig. 1 Arc-shaped wheel tread for subway lines with severe curves

Fig. 2 Relation of rolling radius difference and lateral displacement of wheelset (gauge widening 0~35 mm)

Fig. 3 Relation of gauge widening and rolling radius difference (for design shape)

2・3 車輪とレールの接触特性 前述の図3に示した車輪とレールの接触解析結果によれば、スラックが0~20mmの間では、外軌フランジ接触までに、内外軌の輪径差は大きくは変わらないが、スラックが

20mmを超えると輪径差は大きくなる。これにより、縦方向のすべりなしに通過できる最小曲線半径（以下、「純粋転がり曲線半径」と呼ぶ。）は小さくなり、急曲線を通しやすくなる。スラック量と純粋転がり曲線半径との関係を計算したものを図4に示す。この図は車輪とレールの組合せにおいて、内外軌の輪径差により、どの程度の急曲線まで縦方向すべりを生じないで曲線を通過できるかを示すものである。図はスラック量が20mmを超えると純粋転がり曲線半径はかなり小さくなる傾向を示しており、スラック拡大により、急曲線まですべりを生じないで通過できるようになることを示している。例えば、スラック0mmの時は半径400m以下の曲線ですべりを生じていたのに対し、スラック30mmに拡大すると半径160mの曲線まですべりを生じないで通過できるようになるので、急曲線におけるレール波状摩耗などの防止に寄与する可能性がある。

Fig. 4 Relation of gauge widening and radius of curvature in perfect rolling (measured data)

3. 車両運動解析の計算条件

3・1 計算モデル シミュレーション計算に用いる1車両の左右系のシミュレーションモデルを図5および図6に示す。また、曲線通過時の座標を図7に示す。シミュレーションモデルについては、車体と台車は、左右動、ヨーイング、ローリング、前後動の4自由度、輪軸は、左右動、ヨーイング、前後動の3自由度、懸架系におけるものとしてヨーダンパ・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自由度のモデルを用いた。

3・2 運動方程式 車両の進行方向をX軸、まくら木方向をY軸（進行方向右側を正）、上下方向をZ軸（上を正）とする。運動方程式に用いる記号は、

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。

ただし、 $i=1\sim4$ （軸）、 $j=1\sim2$ （台車）とする。

Fig.5-(a) Simulation model
(a car body and bogies of XY plane)

Fig.5-(b) Simulation model
(a bogie and wheelsets of XY plane)

Fig.6 Simulation model (YZ plane)

Fig. 7 Coordinates in curving

I_{Bz}, I_{Tz}, I_{Wz} : 車体, 台車, 輪軸のヨー慣性半径(m)

I_{Bx}, I_{Tx}, I_{Wx} : 車体, 台車, 輪軸のロール慣性半径(m)

K_{Wx}, K_{Wy}, K_{Wz} : 軸ばね前後, 左右, 上下支持剛性/軸箱(N/m)

C_{Wx}, C_{Wy}, C_{Wz} : 軸ばね前後, 左右, 上下ダンパ減衰係数/軸箱(Ns/m)

K_{Bx}, K_{By} : 空気ばね前後, 左右剛性/空気ばね(N/m)

C_{Bx}, C_{By} : 空気ばね前後, 左右減衰係数/空気ばね(Ns/m)

K_0, K_D : ヨーダンパ, 左右動ダンパ直列剛性/本(N/m)

$2B$: 車輪とレールの左右接触点間隔(m)

α_i : 輪軸の重心位置における遠心加速度(m/s^2)

V : 速度(m/s)

Q_{iR} : 外軌輪横圧(N)

Q_{iL} : 内軌輪横圧(N)

F_{XiL}, F_{XiR} : 縦方向クリープ力(N)

F_{YiL}, F_{YiR} : 横方向クリープ力(N)

$\varepsilon_{iL}, \varepsilon_{iR}$: 接触パラメータ

F_{Xb}, F_{Yb} : 縦方向, 横方向の線形クリープ係数

S_{XiL}, S_{XiR} : 縦クリープ率

S_{YiL}, S_{YiR} : 横クリープ率

R_0 : 円曲線半径(m)

R_{Ti} : 緩和曲線での曲線半径(m)

r_0 : 中立位置の車輪半径(m)

r_{iL}, r_{iR} : 左右変位時の左右車輪半径(m)

μ : 車輪~レール間の摩擦係数

N_{iL}, N_{iR} : 車輪レール接触時の法線力(N)

α_{iL}, α_{iR} : 車輪踏面の左右接触角(rad)

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, 輪軸に関しては, 左右, ヨーおよび前後方向の運動方程式をたてる。

例えば, 車体に関しては, 左右方向の運動方程式は

$$M_B \cdot \ddot{Y}_B = -2K_{BY} \{2Y_B + 2H_6 \cdot \phi_B - Y_{T1} - Y_{T2} + H_3 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2})\} - 2C_{BY} \{2\dot{Y}_B + 2H_6 \cdot \dot{\phi}_B - \dot{Y}_{T1} - \dot{Y}_{T2} + H_3 \cdot (\dot{\phi}_{T1} + \dot{\phi}_{T2})\} - K_D \{4Y_B + 4(H_5 + H_6) \phi_B - 2(Y_{T1} + Y_{T2}) + 2H_2 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) - Y_{D1F} - Y_{D1R} - Y_{D2F} - Y_{D2R}\} - M_B \cdot g \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2})/2 - M_B \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4)/4 \quad (1)$$

ヨー方向の運動方程式は

$$M_B \cdot \ddot{\phi}_B \cdot I_{Bz}^2 = +2D \cdot K_{BY} \{-2D \cdot \phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} - H_3 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2})\} + 2D \cdot C_{BY} \{-2D \cdot \dot{\phi}_B + \dot{Y}_{T1} - \dot{Y}_{T2} - H_3 \cdot (\dot{\phi}_{T1} - \dot{\phi}_{T2})\} - 2B_2^2 \cdot K_{BX} (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) - 2B_2^2 \cdot C_{BX} (2\dot{\phi}_B - \dot{\phi}_{T1} - \dot{\phi}_{T2}) + (D + A1) \cdot K_D \{-2(D + A1) \phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} - H_2 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) + A1 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) + Y_{D1F} - Y_{D2R}\} + (D - A1) \cdot K_D \{-2(D - A1) \phi_B + Y_{T1} - Y_{T2} - H_2 \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2}) - A1 \cdot (\phi_{T1} + \phi_{T2}) + Y_{D1R} - Y_{D2F}\} - B_0 \cdot K_0 \{2B_0 \cdot (2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) + X_{01L} - X_{01R} + X_{02L} - X_{02R}\} - M_B \cdot g \cdot D \cdot (\phi_{T1} - \phi_{T2})/2 - M_B \cdot D \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4)/4 \quad (2)$$

となる。同様に, ロール方向, 前後方向の運動方程式も求められる。

また, 台車については, 左右方向の運動方程式は

$$M_T \cdot \ddot{Y}_{T1} = +2K_{BY} (Y_B + D \cdot \phi_B + H_6 \cdot \phi_B - Y_{T1} + H_3 \cdot \phi_{T1}) + 2C_{BY} (\dot{Y}_B + D \cdot \dot{\phi}_B + H_6 \cdot \dot{\phi}_B - \dot{Y}_{T1} + H_3 \cdot \dot{\phi}_{T1}) + K_D \{2Y_B + 2D \cdot \phi_B + 2(H_5 + H_6) \phi_B - 2Y_{T1} + 2H_2 \cdot \phi_{T1} - Y_{D1F} - Y_{D1R}\} - K_{wy} \{2Y_{T1} + 2H_7 \cdot \phi_{T1} - Y_{W1} - Y_{W2} + AL1 \cdot (\phi_{W1} - \phi_{W2})\} - C_{wy} \{2\dot{Y}_{T1} + 2H_7 \cdot \dot{\phi}_{T1} - \dot{Y}_{W1} - \dot{Y}_{W2} + AL1 \cdot (\dot{\phi}_{W1} - \dot{\phi}_{W2})\} + M_B \cdot g \cdot \phi_{T1}/2 - M_T \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)/2 \quad (3)$$

ヨー方向の運動方程式は

$$M_T \cdot \ddot{\phi}_{T1} \cdot I_{Tz}^2 = +2B_2^2 \cdot K_{BX} (\phi_B - \phi_{T1}) + 2B_2^2 \cdot C_{BX} (\dot{\phi}_B - \dot{\phi}_{T1}) + A1 \cdot K_D \{2A1(\phi_B - \phi_{T1}) - Y_{D1F} + Y_{D1R}\} + B_0 \cdot K_0 \{2B_0 \cdot (\phi_B - \phi_{T1}) + X_{01L} - X_{01R}\} + (A - AL1) \cdot K_{wy} \{-2(A - AL1) \phi_{T1} + Y_{W1} - Y_{W2} - AL1 \cdot (\phi_{W1} + \phi_{W2})\} + (A - AL1) \cdot C_{wy} \{-2(A - AL1) \dot{\phi}_{T1} + \dot{Y}_{W1} - \dot{Y}_{W2}\}$$

$$C_{BX}=16 \text{ Ns/m}, C_{BY}=16 \text{ Ns/m}$$

4 シミュレーションによる車両運動解析の結果

4・1 直線走行解析結果 直線部において通常はスラックを付与しないが、軌間拡大による影響を調べるため、軌間拡大（便宜的にスラックと呼ぶ。）の違いによる車輪とレールの接触特性解析結果を用いて、通り不整が存在する直線軌道を走行した場合における、前台車直上の車体左右振動加速度の最大値を算出した。軌道不整に関しては、車体蛇行動に影響があると思われる 1Hz 前後の軌道不整による車体左右振動への影響を調べるため、1Hz 前後に相当する軌道不整（走行速度 70km/h に対して、波長 10m, 20m および 30m、すなわち周波数 1.9, 1.0 および 0.65Hz に相当）がある場合を対象とした。計算結果を図 8 に示すが、スラックがない場合で 1Hz 相当の軌道不整があるときの左右振動加速度の値を 1 として、各片振幅の比率を縦軸で示している。この図によると、軌道不整の周波数により、左右振動の程度は変化するが、スラックを付けない場合に比して、大きく増大することはない。また、図 9 に、接触解析により算出したスラック量と等価踏面勾配との関係を示す。図より、スラックが増加することにより等価踏面勾配は減少することがわかる。よって、スラックの拡大によって左右振動が減少するなど直進安定性が改善される傾向にあるのは、等価踏面勾配が事実上低減されることが原因と考えられる。

Fig. 8 Relation of gauge widening and amplitude of lateral vibration acceleration

Fig. 9 Relation of gauge widening and equivalent conicity

4・2 曲線走行解析結果

曲線走行解析結果より得られた先頭軸外軌側横圧を図 10 に示す。図より、スラックが 0~20mm の間、横圧値はスラックを拡大しても大きな変化がないが、スラックが 20mm を超えると、曲線半径の増加に伴う横圧の低下が顕著になる。これは、図 3 に示すように、スラックの増加に伴う内外軌車輪径差の増加量が 20mm を超えると大きくなるからであると考えられる。一方で、スラックが 20mm を超えた場合でも、図 4 に示す純粋転がり曲線半径より曲線半径の小さい急曲線では、スラック拡大による横圧低減効果は認められなくなる傾向が見られる。よって、車輪とレールがフランジ接触するまではスラック拡大による横圧低減効果があるが、フランジ接触後はスラック拡大によるそれ以上の横圧低減効果が生じないと考えられる。また、図 1 に示すように、本車輪踏面において 1/5 の勾配の踏面部分では、1/17.5 の勾配の踏面部分と比較して、曲線通過時には左右輪径差が大きく獲れ、スラックを 25mm 以上に設定した場合は、車輪とレールの接触位置が 1/17.5 の勾配の踏面部分から 1/5 の勾配の踏面部分に移動すると考えられる。以上より、曲線通過時の横圧値を低減するためには、スラックの大幅な増加による内外軌車輪径差の獲得が有効であることがわかる。

Fig. 10 Relation of lateral force and radius of curvature - Simulation results; Front bogie with lateral acceleration -

5 実台車による台上試験の結果

5・1 台上試験の概要

交通安全環境研究所所有の台車試験機は、半車体・一台車を軌条輪上に設置し、軌条輪を回転させることにより実際の走行状態を再現できる試験機であり、軌条輪にヨー角を付与し、左右軌条輪に回転数差を付与することにより、車両の曲線通過状態を模擬することができる⁽⁹⁾。図 11 に示すように、本試験機を用いて実台車により、スラック量が

横圧値に与える影響を調べた。本試験機に使用した台車は、ボルスタレス台車であり、車輪とレールは解析に使用したものと同形式のもの、すなわち、車輪踏面形状は地下鉄用円弧踏面、軌条輪は 50kgN レールである。

Fig. 11 Stand test of gauge widening by using a real subway bogie

5・2 試験条件 試験は、台車が直線走行状態から所定の曲線に入り、再び直線走行に戻る走行状態で実施した。曲線ではカント過不足がない状態、すなわち遠心力などの横方向力が作用しない状態で、走行速度は 30km/h、円曲線に入り定常状態に達したときの先頭軸外軌側横圧を測定した。スラックは、0～35mm の間 5mm 毎に設定した。

5・3 試験結果 台上試験に使用した車輪と軌条輪を形状計測装置により計測し、接触特性解析を行った。接触解析より算出した左右車輪半径差最大値とスラックの関係を図 12 に示す。図より、スラックが 25mm を超えると、車輪半径差の増加量は顕著に大きくなる傾向が認められる。また、図 13 にスラック量と純粋転がり可能な半径との関係を示す。スラックが 5mm 以上の場合、スラックが増加するにつれて、純粋転がり半径は同程度の割合で小さくなった。これらの結果は図 3、図 4 の解析結果と同様の傾向を示しているが、スラック 15～20mm 付近の変化がなめらかとなっている。これは、踏面形状の変化点の形状が走行による摩耗等により平滑化されたためと考えられ、実際の車輪においてもこれに近い状態になるものと考えられる。

次に、曲線通過試験時の先頭軸外軌側横圧の測定結果を図 14 示す。図より、スラックが 30mm、35mm においては、曲線半径の増加に伴う横圧の低下が、他のスラックに比べて顕著である。これは、スラックの増加に伴う輪径差の増加量が 25mm を超えると大きくなるからであり、曲線走行時の横圧低減に内外軌間の輪径差獲得が有効であることが示された。この結果を、シミュレーションによる解析結果と比較すると全体の傾向は似ているが、横圧の絶対値は実験値の方が小さ

い。これは、台上試験を後半車体の状態で、さらに横方向力が作用していない状態で行ったための差異と考えられるので、台上試験と同様の条件にしてシミュレーション解析した例を図 15 に示す。これらを比較すると、スラック拡大が一定値以上になると横圧が低下していくという傾向についてはシミュレーション結果と台上試験結果とは一致しているが、スラック量の違いによる横圧変化の程度は台上試験結果の方が小さい。シミュレーションと台上試験結果の数量的差違は、半車体と 1 車体モデルによる差や設計値と実態値との差違などにより生じたものと考えられる。

Fig. 12 Relation of gauge widening and rolling radius difference (measured data)

Fig. 13 Relation of gauge widening and radius of curvature in perfect rolling (measured data)

Fig. 14 Relation of lateral force and radius of curvature - Measured data by stand tests; Rear bogie with no lateral acceleration -

Fig. 15 Relation of lateral force and radius of curvature
-Simulation results; Rear bogie with no lateral acceleration -

6 結 論

地下鉄用円弧踏面と 50kgN レールの組み合わせを用いて、スラックの拡大による曲線通過性能などの走行性の向上について、シミュレーションと台上試験による検討を行った結果、以下のような結論が得られた。

- 1) 車輪とレールとの接触特性解析の結果によれば、スラックの増加につれて内外軌の輪径差は増加し、より小さな曲線半径まで純粋ころがりで通過できるようになり、曲線通過性能は向上する。
- 2) この傾向は、スラックを特に大きくする (20mm ~ 35mm) と顕著になる。
- 3) シミュレーション結果と台上試験結果は、どちらも上記の傾向を示している。
- 4) 一定値以上のスラックを付与すると、スラックの拡大によって直進安定性が改善される傾向があり、これは、等価踏面勾配が事実上低減されるためと考えられる。
- 5) 以上によれば、一定値以上のスラックの付与により、直進安定性、曲線通過性能ともに向上する可能性がある。

これらにより、従来より大きなスラック拡大を行った場合の問題点について検討し、解決できれば、台車構造等の変更なしに曲線通過性能を向上させる有効な方策になると考えられる。なお、以上のようなスラック拡大による効果が得られたのは、今回の解析に用いた地下鉄で使用されている急曲線用円弧踏面が、谷藤らが文献^{(6)~(8)}で指摘している反フランジ側を跳ね上げる踏面形状に近い形状であることも寄与しているものと考えられる。

謝 辞

台上試験の実施等に当たっては、交通研佐藤安弘氏、大野寛之氏ら関係者のご協力を得た。ここに謝意を表する。

文 献

- (1) Matsumoto A. et al, Compatibility of curving performance and hunting stability of railway bogie, *Vehicle System Dynamics*, Vol.33, supplement (1999), pp.740-748.
- (2) Research committee of technical standards of civil engineering issues, "Manual for railway technical standards; Civil engineering field; 2nd edition", Ministry of land, Infrastructure Transport and Tourism, (2007), pp.115-127.
- (3) Hakoda, A. et al, Rolling-slipping friction in passing curve and rail corrugation, *Proceedings of Transportation and Logistics Conference of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.97, No.13 (1997), pp.141-146.
- (4) Matsumoto A. et al, Formation mechanism and countermeasures of rail corrugation on curved track, *Wear*, Vol.253 (2002), pp.178-184.
- (5) Moriyama, A. and Tanifuji, K., An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle Considering the Effect of Gauge Widening, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Series C, Vol.66, No.652 (2000), pp.3903-3910.
- (6) Tanifuji, K. and Moriyama, A., An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle Considering the Effect of Gauge Widening, 2nd Report, In case of Profiled Wheel, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Series C, Vol.68, No.673 (2002), pp.2620-2626.
- (7) Moriyama, A. and Tanifuji, K., An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle Considering the Effect of Gauge Widening, 3rd Report, Reevaluation due to the Improvement of the Contact Model between Wheel and Rail, *Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers Hokuriku Shin-etsu branch*, Vol.1, No.38 (2001), pp.153-154.
- (8) Moriyama, A. and Tanifuji, K., An Analysis of Curve Negotiation for Two-Axle Bogie Vehicle Considering the Effect of Gauge Widening, 4th Report, The effectiveness by modification of wheel tread, *Proceedings of Transportation and Logistics Conference of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.1, No.10 (2001), pp.165-168.
- (9) Matsumoto A. et al, Study on curving performance of railway bogies by using full-scale stand test, *Vehicle System Dynamics*, Vol.44, supplement (2006), pp.862-873.
- (10) Adachi, M., Shimomura, T. and Sato, E., Development of Evaluation System of Geometrical Characteristics of Contact Point between Wheel and Rail, *Railway Technical Research Institute Report*, Vol.20, No.6 (2006), pp.17-22.
- (11) Japan Society of Mechanical Engineers, *Dynamics of Rolling Stock*, 2nd printing, Denkishu-kenkyukai, (1996) pp.242-244.