

独立回転車輪のトルク差制御による鉄道車両の曲線通過*

小幡 亮^{*1}, 谷藤 克也^{*2},
相馬 仁^{*2}, 増田 敏幸^{*3}Curving Performance of a Rail Vehicle with
Independently Rotating Wheels by Torque Difference ControlRyo OBATA, Katsuya TANIFUJI^{*4},
Hitoshi SOMA and Toshiyuki MASUDA^{*4}Department of Mechanical and Production Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no-cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

Trucks with independently rotating wheels (IRW) are expected for the use in gauge changeable trains and light rail vehicles. The truck with IRW lacks for self-guidance ability, and then it needs some additional mechanism for running along the track. One of them is active steering mechanism using traction torque difference between two driving wheels on a non-rotational axle. This paper deals with a simulation study that examines a potential of the curving performance of a vehicle with IRW by means of torque difference control between left and right IRWs. The proposed control law, which is composed of a guidance control for tangent track and a steering control for curved one, has a potential to reduce the lateral force of IRW over the wide range of curve radius, especially in sharp curves. In the steering control, the front and rear axles in a truck are steered in the same direction.

Key Words: Railway, Modeling, Motion Control, Curve Negotiation, Independently Rotating Wheel, Torque Difference Control

1. はじめに

鉄道車両には、走行安全と保守作業の両面から急曲線の通過性能向上が望まれている。一般に鉄道車両では、二つの車輪が同一の車軸に固定された、いわゆる一体車輪軸が用いられている。しかし、一体車輪軸の車両では、急曲線になると車輪・レール間の横方向に作用する力(以下では、横圧と呼ぶ)が急激に増大するため、通過特性の改善には限界があると考えられる。

一方、回転しない車軸上の軸受を介し、左・右それぞれの車輪が自由に回転する独立回転車輪⁽¹⁾(以下では単に IRW と記す)が存在する。IRW は走行安定性の高いことが特長であり、近年、その構造を利用して軌間可変車両への応用⁽²⁾や低床化車両への応用⁽³⁾が検討されている。しかし、一体車輪軸とは異なり、IRW は車両を軌道に沿って案内する機能に欠けるため、文献(2)の軌間可変車両では車体・台車間の相対ヨー角(ボギー角)に連動するリンク式の強制操舵機構

を付加することにより曲線通過性能の向上が図られた。ただし、ボギー角連動のリンク機構の場合、半径 200 m 未満の急曲線においては操舵がむしろ車輪・レール間の横圧を増大させる可能性が指摘されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

本報では、IRW の特長を生かすとともに、急曲線でも通過特性が大幅に低下しない輪軸操舵法の可能性を数値シミュレーションによって検討する。そこでは、左右の各 IRW を駆動するダイレクトドライブモータ(以下では DDM と記す)の出力を制御して左右の車輪間にトルク差を与え、IRW と車軸の全体を操舵する方式が採用される。左・右車輪間のトルク差を利用する操舵制御は Powell らの検討⁽⁶⁾があるが、左右の各 IRW それぞれが操舵回転の支点を有する片持ロータの構造となっており、本報が対象とする同一車軸上で回転する IRW とは異なる。

今後、在来線鉄道と路面鉄道の相互乗り入れも考えられている。このような比較的急曲線の介在率の大きい路線を走行する DDM 駆動の IRW 車両を想定し、トルク差制御による曲線通過特性を明らかにすることは、鉄道車両設計のための有用な基礎資料になるものと考えられる。

* 原稿受付 2005年1月25日。

^{*1} 学生員, 新潟大学大学院自然科学研究科(〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。^{*2} 正員, 新潟大学工学部。^{*3} 正員, 新潟トランス(株)(〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港)。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

記号の説明

本報で用いる主な記号を以下に示す。

- m_{ws} : 車輪と車軸を合わせた車輪軸としての質量
- I_{wsz} : 車輪軸としてのヨーイング慣性モーメント
- I_{wy} : 車輪の車軸回りの慣性モーメント
- k_{wx} : 輪軸の前後支持剛性
- k_{wy} : 輪軸の左右支持剛性
- $2b_0$: 車輪・レール間接触点間隔
- b_f : 車軸中心からフランジ接触点までの左右間隔
- $2b_1$: 軸ばね左右取付間隔
- F_{1l}, F_{1r} : 車輪・レール間に働く縦クリープ力(添字の l, r はそれぞれ左と右の車輪を表す)
- F_{2l}, F_{2r} : 車輪・レール間に働く横クリープ力
- V, v : 走行速度(時速および秒速)
- μ_f : 車輪フランジ・レール間の摩擦係数
- K_r : レール横方向の等価ばね定数

2. 解析モデル

2.1 独立回転車輪モデル 鉄道車両の独立回転車輪(IRW)モデルとしては、これまでもさまざまな検討が行われてきた⁽¹⁾⁽⁷⁾。その中には、一体車輪軸モデルのまま縦クリープを無視することにより、IRWの特性を模擬するモデルも使用されている。その場合、左・右車輪の回転角を自由度として増やすことなく、トレーラとしてのIRW車両の特性を解析することができる。しかし、駆動車輪やフランジ接触を取扱う場合には、左・右車輪の回転角の自由度を考慮する必要がある。

本報で使用するIRWの輪軸単体モデルを図1に示す。左右の車輪はそれぞれDDMと一体となり、回転しない車軸に軸受を介して取付けられる。車輪はそれぞれ独立に回転するものの、左右とヨー方向においては車軸とともに一体で動くものとする。これにより、

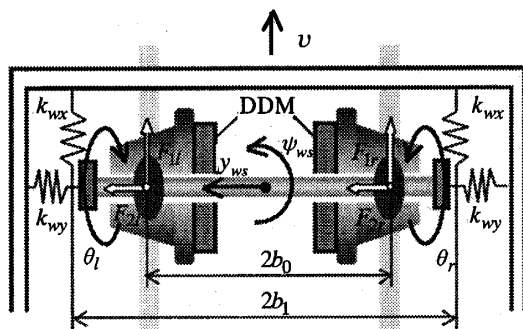


Fig.1 Analytical model of independently rotating wheels

その自由度は左右動(変位 y_{ws}), ヨー回転(角変位 ψ_{ws}), 左・右車輪の回転(角変位 θ_l, θ_r)の計4自由度となる。さらに、DDMが左・右の車輪に出力するトルク T_{Al}, T_{Ar} とし、直線軌道上を走行する1車輪当たりの走行抵抗を R_{sw} とすると独立回転車輪の運動方程式は式(1)~(4)となる。

$$\begin{aligned}
 m_{ws} \ddot{y}_{ws} + 2k_{wy} y_{ws} &= F_{2r} + F_{2l} \dots\dots\dots (1) \\
 I_{wsz} \ddot{\psi}_{ws} + 2k_{wx} b_f^2 \psi_{ws} &= b_0 (F_{1r} - F_{1l}) \dots\dots\dots (2) \\
 I_{wy} \ddot{\theta}_l &= -R_{sw} \cdot r_l + T_{Al} \dots\dots\dots (3) \\
 I_{wy} \ddot{\theta}_r &= -R_{sw} \cdot r_r + T_{Ar} \dots\dots\dots (4)
 \end{aligned}$$

ここに、 r_l, r_r は車輪転がり半径である。一定速度で走行する場合、 $F_{1l} + F_{1r} = 2R_{sw}$ の関係が成り立つ。また、クリープ力が摩擦力に飽和しない滑り率の範囲では、 $F_{1l} = T_{Al}/r_l, F_{1r} = T_{Ar}/r_r$ とおける。

IRWのクリープ率は次のようになる。まず、横クリープ率 v_2 は、左・右の車輪が左右、ヨー方向においては一体で動くため、一体車輪軸と同様になる。

$$v_{2l} = v_{2r} = \frac{\dot{y}_{ws} - v \psi_{ws}}{v} \dots\dots\dots (5)$$

一方、縦クリープ率 v_1 は、車輪が独立に回転するため、左・右車輪の回転角 θ_l, θ_r を考慮して次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned}
 v_{1l} &= \frac{v - b_0 \dot{\psi}_{ws} - r_l \dot{\theta}_l}{v} \\
 v_{1r} &= \frac{v + b_0 \dot{\psi}_{ws} - r_r \dot{\theta}_r}{v}
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

2.2 車両モデル 本報で用いるIRW車両の解析モデルを図2に示す。一体車輪軸の二軸ボギー車で用いられる17自由度の左右系一車両モデル⁽⁸⁾を基本

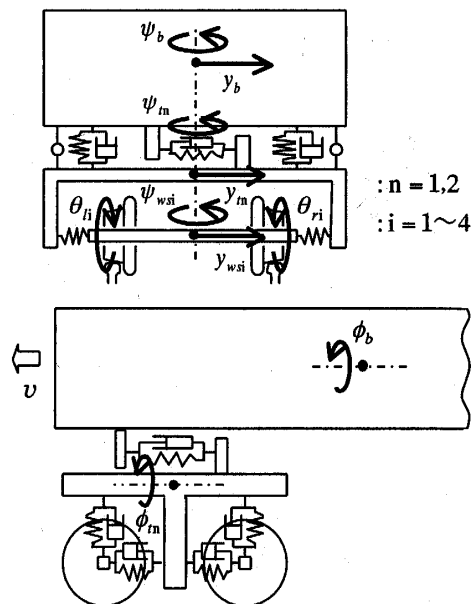


Fig.2 Analytical model of full vehicle

とし、その4本の車輪軸を8個のIRWで置換えたものである。これにより、各輪軸にそれぞれ左・右車輪の回転角が自由度として加わり、合計25自由度となる。さらに、走行抵抗と駆動力が前後方向に作用することを考慮し、車両全体の重心の前後動(変位 x_c)を自由度に加える。これにより、走行速度の変化が $v = \dot{x}_c$ として模擬される。

3. 走行抵抗と駆動トルク

本報が対象とする独立回転車輪(IRW)の台車は、DDMと一体の駆動車輪を有しているため、車輪が負担する走行抵抗を以下のように考える。走行抵抗は、こう配はないものとし、直線区間における抵抗と曲線区間固有の抵抗に分けられる。

3.1 直線区間における抵抗 列車が水平の直線路を走行する場合の抵抗については、実験式⁽⁹⁾が報告されている。これにより、一車両が走行する場合の抵抗 R_{EC} を次式とする。

$$R_{EC} = (16.2 + 0.242V)M_c + 0.275V^2 \dots\dots(7)$$

ここに、 M_c は車両総質量 [t]、 V は走行速度 [km/h] である。式(7)は、車両全体が受ける抵抗を表しており、直線区間における1車輪当たりの抵抗 R_{sw} は次式となる。

$$R_{sw} = R_{EC}/8 \dots\dots\dots(8)$$

なお、上述の走行抵抗の実験式は、一体車輪軸車両で求められたものである。IRW車両の場合、駆動機構が複雑でないために機械部分の抵抗が減少し、走行抵抗はこれより小さいと考えられるが、ここではこの

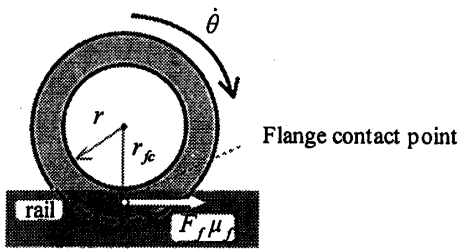


Fig. 3 Resistance due to flange contact

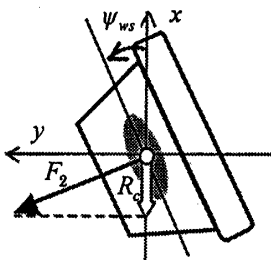


Fig. 4 Resistance due to lateral creep force

走行抵抗式のままで用いることとする。

3.2 曲線区間固有の抵抗 曲線では、外軌側車輪のフランジがレールに接触する場合がある。また、曲線中で生じる輪軸ヨー角は大きな横クリープ力の要因となる。これらは曲線固有の抵抗として作用するため、別途考慮しなければならない。検討の対象とするDDM駆動のIRW車両の場合、フランジ接触による抵抗の増加は、接触した側の車輪のDDM出力で補われる。そのため、フランジ接触の有無により車輪ごとの抵抗を必要とするので、一体車輪軸車両の実験式をそのまま利用することはできない。そこで、これら二つの抵抗を次のようにモデル化する。

3.2.1 フランジ接触による抵抗 輪軸の左右変位 y_{ws} がフランジ遊間 δ を超えると、車輪フランジとレール側面が接触する。このとき、左・右車輪が受けるフランジ反力 F_f はレールの横剛性 K_r を考慮して次のように表す。

$$\text{左車輪: } F_f = -K_r(y_{ws} - \delta), y_{ws} \geq \delta \dots\dots(9)$$

$$\text{右車輪: } F_f = -K_r(y_{ws} - \delta), y_{ws} \leq \delta \dots\dots(10)$$

フランジ接触が生じると、図3に示すように、フランジ摩擦力 $F_f \mu_f$ が車輪の回転を妨げる方向に作用する。フランジ接触点の半径を r_{fc} 、車輪転がり半径を r とすれば、このフランジ接触による抵抗 R_f はモーメントの関係から次式となる。

$$R_f = \frac{F_f \mu_f (r_{fc} - r)}{r} \dots\dots\dots(11)$$

3.2.2 横クリープ力による抵抗 ヨー角 ψ_w を持った車輪では、横クリープ力 F_2 が図4のように作用する⁽¹⁰⁾。この F_2 の反進行方向成分が輪軸の走行を妨げる力 R_c となる。

$$R_c = F_2 \sin \psi_{ws} \dots\dots\dots(12)$$

3.3 制御に使用できるトルク 半径 r の車輪が速度 v で走行するとき、定格出力 P のDDMにより出力可能な駆動トルクは $T_{Max} = (P/v)r$ である。一方、走行抵抗 R_w を負担しながら定速走行するのに必要な駆動トルクは、 $T_D = R_w r$ である。したがって、制御に使用できる駆動トルク T_C は次式となる。

$$T_C = T_{Max} - T_D \dots\dots\dots(13)$$

4. トルク差制御の方法

左右各車輪のDDMが出力するトルクは、それぞれの車輪で進行方向の駆動力として作用する。ここで、左右両車輪間でDDMが出力するトルクが異なれば、輪軸にはヨー方向のモーメントが作用する。したがって、左右車輪間でトルク差が生じるようにモータ出力を制御することにより、輪軸が操舵される。

4・1 制御則 左・右車輪のDDMが等しいトルクを出力している場合、輪軸がいったん横方向に変位すると、左・右車輪の転がり半径に差が生じ、変位をさらに増大させる方向にヨーモーメントが作用する。そこで、輪軸を軌道中心方向へ戻すための案内制御が必要である。さらに、曲線においては、曲線通過性を容易にするための操舵制御を行う。

4・1・1 案内制御 直線路で輪軸を軌道中心方向へ案内するために、左・右車輪の回転速度を等しくするようなトルクを出力させる。案内制御のトルク T_C は、左・右車輪の回転速度差 $\Delta\omega = \theta_r - \theta_l$ を観測することによりゲイン K_C でフィードバックされ、左・右車輪の駆動トルクへ加えられる。

$$\left. \begin{aligned} T_{Cl} &= K_C \Delta\omega \\ T_{Cr} &= -K_C \Delta\omega \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

4・1・2 操舵制御 車体と台車の相対ヨー角であるボギー角 ϕ_{BT} は、曲線の状態に応じて変化する。そこで操舵制御のトルク T_S は、ボギー角 ϕ_{BT} を観測することによりゲイン K_S で4・2節のようにフィードバックされる。

4・2 前・後輪軸の操舵方式 本報では、制御トルク T_S によって輪軸を操舵する方向として、次の二つの方式について比較・検討する。

4・2・1 逆方向 一体車輪軸の操舵台車と同様に、

前・後の輪軸を逆方向に操舵するようなトルクを与える。このとき、駆動トルクは次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \text{前軸: } T_{Sl} &= K_S \cdot \phi_{BT} \\ T_{Sr} &= -K_S \cdot \phi_{BT} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{後軸: } T_{Sl} &= -K_S \cdot \phi_{BT} \\ T_{Sr} &= K_S \cdot \phi_{BT} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

4・2・2 同方向 IRW 台車の特徴を生かし、台車としての旋回を目的に前・後の輪軸を同方向に操舵するようなトルクを与える。このとき、前・後の輪軸とも式(15)を用いる。

5. トルク差制御の効果

5・1 シミュレーション条件 シミュレーションに用いた車両諸元の値は、在来線の電車を想定したものである。曲線半径は100~600mの範囲とし、曲線半径ごとの走行速度 V [km/h]、カント C [mm] を図5に示す。DDMの定格出力は40kW、車両総質量は42.6tである。これらの数値より、1車輪当たりの走行抵抗 R_w と制御に使用できるトルク T_C が曲線半径ごとに計算される。 R_w を直線区間における抵抗 R_{sw} と曲線固有の抵抗 $R_{cw} = R_c$ に分けて図6に示す。また、図7には出力可能なトルク T_{Max} と曲線半径ごとに必要な駆動トルク T_D を示しており、この差が制御に使用できるトルク T_C を表す。

5・2 案内制御 すべての輪軸に初期変位5mmを与え、直線走行を想定した速度 $V=100$ km/h で直線走行させ案内制御の効果を調べる。フィードバックゲイン K_C の大きさを変化させたときの先頭軸の左右変位 y_{ws1} を図8に示す。 $K_C=0$ のときは左・右車輪に等しい駆動トルクが出力されているため、さらに変位を増大させている。しかし、 K_C を大きくすることにより、中心方向への案内効果を生じることが示される。ここで K_C を大きくしすぎると、IRWの長所である走行安定性と次に述べる操舵制御を阻害するため、ここでは、先頭軸の左右変位 y_{ws1} が中正位置近傍

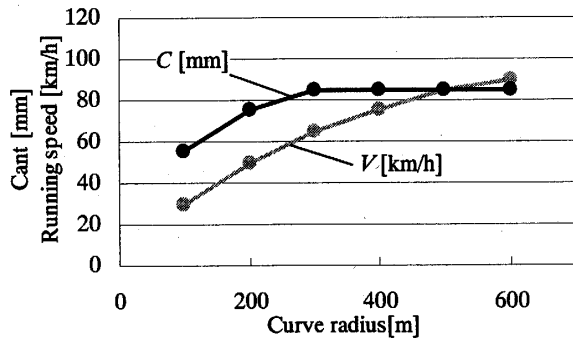


Fig. 5 Conditions of curved track

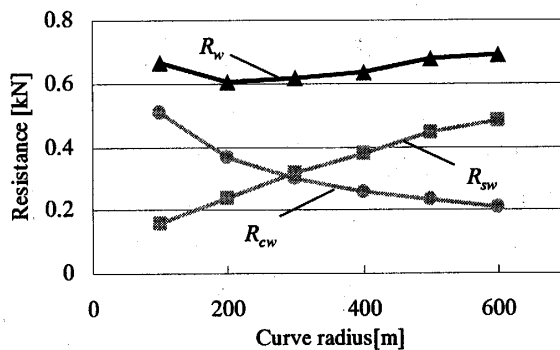


Fig. 6 Resistance force acting outer wheel

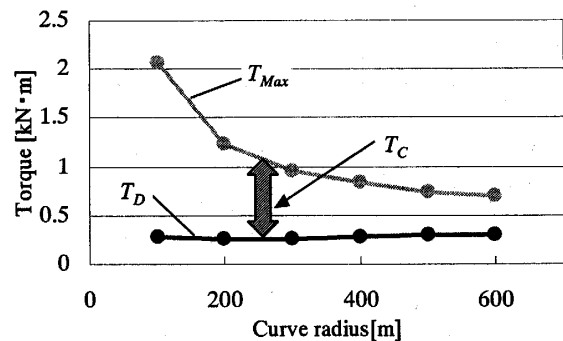


Fig. 7 Usable torque for control of outer wheel

に静定するまでの時間から適度の効果(約 10 s)と認められる $K_G=1 \text{ kN}\cdot\text{m}/(\text{rad}/\text{s})$ を選ぶ。このゲインによる左・右車輪の回転角速度の変化を図 9 に示す。時間の経過とともに左・右車輪の回転が同じ角速度に収束する。

ゲイン K_G が異なる場合も、それぞれ y_{ws1} がほぼ中正位置近傍に静定する時点で左・右の車輪は同じ角速度となる。

5.3 操舵制御 車輪横圧 Q は次式で求められ、曲線通過性能を表す指標となる。

$$Q = F_f + F_2 \dots\dots\dots (17)$$

ここに、 F_f はフランジ反力 F_2 は車輪の横クリープ力である。

操舵制御に用いるフィードバックゲイン K_S については、検討する条件の中で横圧が最大となる半径 100 m の曲線において、台車内の前軸と後軸に対する K_S の値を試行錯誤的に変えながら通過シミュレーションを行い、円曲線中における先頭軸の車輪横圧を主に比較することにより決定する。軌道不整など外乱に対する余裕を考慮し、制御トルクが使用可能なトルク T_c の 9 割程度(1.5 kNm)を超えないように制限した結果、 K_S の値としては前軸で $30 \text{ kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 、後軸で 25

$\text{kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$ が得られた。これらの値を用い、各曲線の円曲線中における車輪横圧を、前・後軸逆方向と同方向の操舵方式で比較する。

図 10 に前台車前・後軸の横圧を二つの制御方式で比較して示す。前・後軸同方向の操舵により全体的に横圧が低減され、曲線半径が小さくなるほど低減効果が大きくなっている。なお、後軸については、曲線半径 $R=100 \text{ m}$ で内軌側車輪がフランジ接触している。

上記より、IRW 台車の場合、一体車輪軸台車のように前・後の輪軸を逆方向に操舵するのではなく、同方向に制御モーメントを加えた操舵がより効果的であることが示される。ここでは、前・後軸同方向の操舵のほうが、図 11 に曲線半径 $R=100 \text{ m}$ の例で示されるように、台車枠のヨー角を減少させている。台車枠ヨー角は台車進行方向と曲線の接線とがなす角(台車のアタック角)であり、それが減少することは台車がより大きく旋回し、ポギー角を増大させたことを意味する。すなわち、同方向の操舵方式が台車を全体として旋回させ、曲線に追従することで輪軸横圧を低減することが示される。

なお、急曲線で大きな横圧低減効果が得られたのは、図 7 に示したように、制御に使用できるトルク T_c が大きいことが挙げられる。また、本報で用いた DDM の出力が比較的大きいこともその一因であると考えられる。曲線半径ごとに使用された全駆動トルク T_A を図

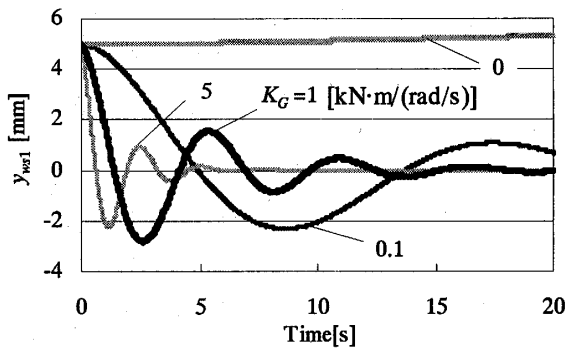


Fig. 8 Lateral displacement of wheel (V=100 km/h)

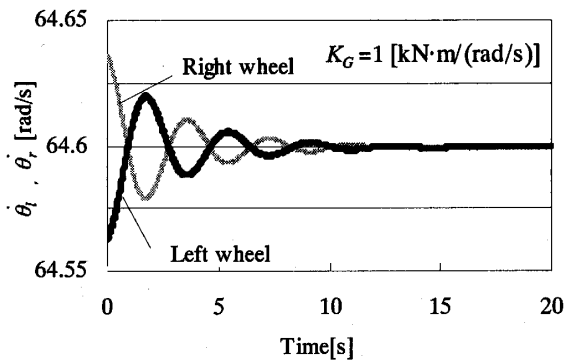


Fig. 9 Angular velocity of wheel rotation (V=100 km/h)

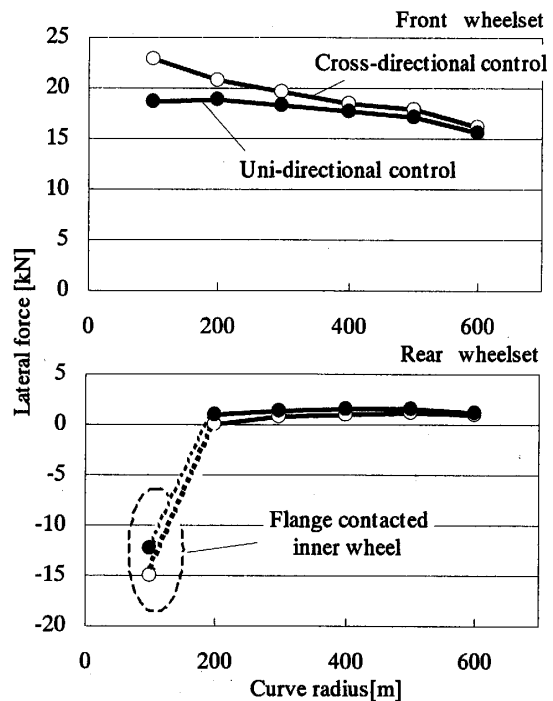


Fig. 10 Comparison of wheel lateral force between the control methods

12に示す。ここに、 T_A は走行抵抗に対抗して一定速度で走行するためのトルク(T_b)、案内制御のトルク(T_c)、操舵トルク(T_s)の和である。図12から示されるように、全曲線半径において T_A は出力可能なトルク T_{Max} の範囲内である。

5・4 一体車輪軸との比較 一体車輪軸、およびIRWの制御の有無により、円曲線中の先頭軸横圧を比較したものを図13に示す。曲線半径の小さい範囲においては、一体車輪軸車両より非制御のIRW車両のほうが横圧は小さくなる。操舵制御のあるIRW車両では、横圧がさらにより低減されることが示される。

一体車輪軸台車の場合、曲線半径が小さくなると後軸が内軌側に偏移し、その縦クリープ力によるヨーモーメントが台車枠を介して前軸を外軌レールに押付けるように作用する⁽¹¹⁾。一方、非制御のIRW台車では縦クリープ力による後軸からの押付けはない。このことが、半径の小さい曲線で非制御IRW台車の横圧が一体車輪軸台車よりも小さくなる要因と考えられる。

5・5 定格出力による比較 本制御による横圧の低減効果を定格出力をパラメータとして比較する。図14に30~50 kWまで定格出力を変化させたときの横圧を示す。図14より、定格出力の増大は急曲線にな

るほど制御トルクの余裕となり、横圧を低減する可能性が示される。

6. ま と め

同一車軸上で駆動される二つの独立回転車輪で構成される鉄道輪軸をモデル化し、左・右車輪間のトルク差を制御して輪軸を操舵する独立車輪車両の曲線通過特性を数値シミュレーションで検討した。得られた結果は以下のとおりである。

(1) 独立車輪のトルク差制御では、曲線通過のための操舵制御だけでなく、直線で輪軸を軌道中心方向へ戻すための案内制御が必要である。その際、案内制御のトルクが曲線の操舵制御を阻害しない範囲に留まるよう調整しなければならない。

(2) 一体車輪軸の車両のように、台車内の前後の輪軸を反対方向に操舵しても横圧の低減効果は小さい。独立車輪車両では、台車内の前後の輪軸を同方向に操舵することにより、台車全体の旋回が促進され横圧が低減する。また、低速ほど操舵に利用できる駆動トルクに余裕が生じるため、横圧の低減効果は急曲線でも大きい。

(3) 半径の小さい曲線区間では、非操舵の独立車

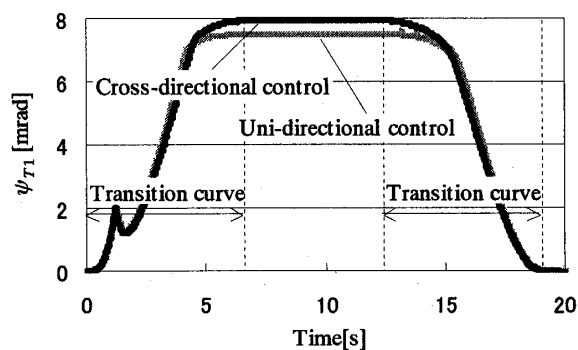


Fig. 11 Yaw angle of front truck frame ($R=100$ m)

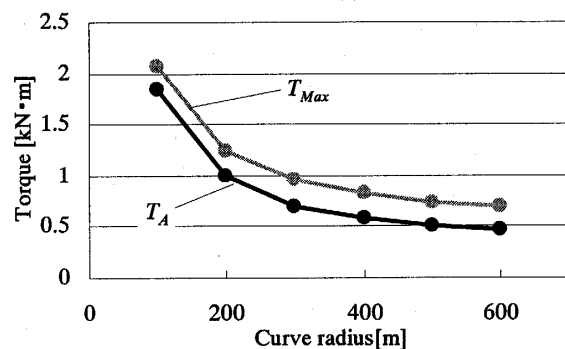


Fig. 12 Torque used for control

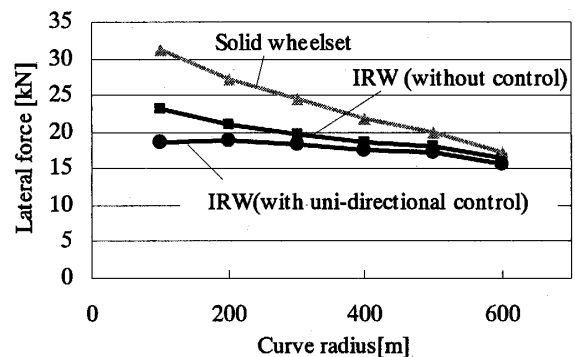


Fig. 13 Comparison of wheel lateral force among IRWs and solid wheelset

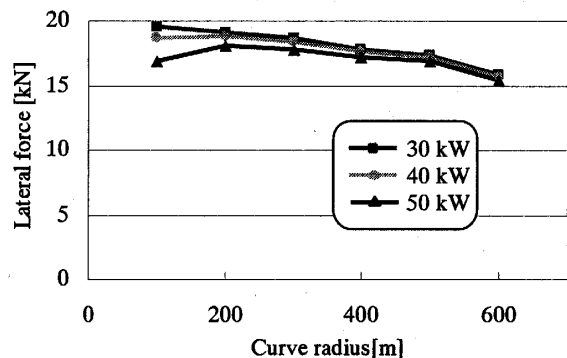


Fig. 14 Comparison of wheel lateral force among rated power outputs

輪車両であっても、一体車輪軸車両より横圧が小さい。

以上、モータ出力の具体的な制御法については検討を残すものの、独立回転車輪のトルク差を制御することにより鉄道車両の曲線通過性能を改善する可能性が示され、急曲線の介在率が大きい路線を走行する車両について設計上の有用な知見を提供するものと考えられる。

付 録

本研究で用いた代表的な諸元値を次に示す。

車体質量：26 t, 台車質量：3.3 t
 車輪質量：0.5 t, 車輪軸としての質量：2.5 t
 車体のヨーイング慣性半径：6.0 m
 車体のローリング慣性半径：1.5 m
 台車のヨーイング慣性半径：0.78 m
 台車のローリング慣性半径：0.53 m
 車輪軸としてのヨーイング慣性半径：0.59 m
 車輪の車軸回りの慣性半径：0.3 m
 輪軸の前後支持剛性：6 000 kN/m
 輪軸の左右支持剛性：6 000 kN/m
 空気ばね前後剛性：131.3 kN/m
 空気ばね左右剛性：131.3 kN/m
 空気ばね上下剛性：358.6 kN/m
 空気ばねの上下減衰係数：16.9 kN・s/m
 左右動ダンパの減衰係数：58.8 kN・s/m
 ヨーダンパの減衰係数：58.8 kN・s/m
 軸ばねの上下剛性：2 000 kN/m
 軸ダンパの上下減衰係数：39.2 kN・s/m
 空気ばねの左右取付間隔：1.62 m
 車輪・レール接触点間距離：1.12 m
 軸ばねの左右取付間隔：2.1 m
 ヨーダンパの左右取付間隔：1.7 m
 空気ばね中心からの車体重心高さ：0.467 m
 台車枠重心からの空気ばね中心高さ：0.32 m
 輪軸中心からの空気ばね中心高さ：0.06 m
 台車内輪軸間距離：2.3 m
 台車中心間距離：14.4 m

中立位置での車輪半径：0.43 m

踏面こう配：1/20

輪軸中心からフランジ接触点までの距離：0.55 m

車輪踏面・レール間の摩擦係数：0.3

車輪フランジ・レール間の摩擦係数：0.24

縦クリープ係数(線形)：9 500 kN

横クリープ係数(線形)：8 500 kN

レール横方向の等価ばね定数： 19.6×10^3 kN/m

文 献

- (1) Dukkipati, R. D. et al., Independently Rotating Wheel System for Railway Vehicles: A State of the Art Review, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 21 (1992), pp. 297-330.
- (2) Tokuda, N. et al., Development of Gauge Change Bogies, *RTRI Report*, Vol. 14, No. 20 (2000), pp. 19-24.
- (3) Japan Society of Rolling Stock and Machinery ed., *Research on Development of New Light Rail Vehicles being Gentle with People: Interim Report* (in Japanese), (1997), pp. 77-84.
- (4) Fujimoto, H. et al., Development of Steering Bogies for Speed-up of Freight Train, *RTRI Report*, Vol. 8, No. 3 (1994), pp. 23-28.
- (5) Saitoh, A. and Tanifuji, K., Comparison of Curving Characteristics of Rail Vehicle with Independently Rotating Wheels between Steering Methods, *Proceedings of the 11th TRNSLOG of JSME*, No. 02-50 (2002-12), pp. 139-142.
- (6) Powell, A. J. and Wickens, A. H., Active Guidance of Railway Vehicles Using Traction Motor Torque Control, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25 (1996), pp. 573-584.
- (7) Sato, E., Study on Dynamics of an Independent Wheel Bogie with Steering Device for Railway Vehicle, *RTRI Report*, Special, No. 37 (2000), pp. 125-136.
- (8) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Railway Vehicle Dynamics* (in Japanese), (1994), p. 20, Denkisha-kenkyukai.
- (9) Maruyama, H. and Kageyama, N., *Railway Engineering for mechanical engineers* (in Japanese), (1981), p. 28, Maruzen.
- (10) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Dynamics and Control of Vehicle System*, (1999), p. 17, Yokendo.
- (11) Suda, Y. et al., Steering Ability of Self-steering Truck with Independently Rotating Wheels in Trailing Axle, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Series C, Vol. 64, No. 628 (1998), pp. 4764-4769.