

前後に非対称な操舵てこ比を利用した鉄道台車の曲線通過*

谷藤克也*¹, 今田亮一*²Curving Performance of Railway Steering Truck
with Asymmetric Leverage RatioKatsuya TANIFUJI*³ and Ryoichi IMATA*³ Niigata University, 8050 Ikarashi 2-nocho, Niigata, 950-2181 Japan

For the shortening of journey time on railway, many kinds of steering truck have been developed to improve the curving performance and some of them are in practical use at present. However, in the previous report, it was shown that the truck with forced steering mechanism can not reduce the lateral wheel force on sharp curves. This paper deals with a study of a forced steering truck with three axles that has an asymmetric steering lever. In the steering mechanism, the 1st axle in each truck, front and rear, has a larger leverage ratio than the 3rd one, because the lateral force of the leading wheelset is greater than the ones of the other wheelsets on the sharp curve. In the analysis, it is shown that the asymmetric steering mechanism is effective for the reduction of the lateral force of the leading wheelsets in both trucks on the curve sections of radius down to a certain value. For sharp curves of radius less than that, it is confirmed that the addition of self-steering ability to the forced steering truck can make the curving performance better, and it is made clear that the existence of slack affects much to the self-steering ability.

Key Words: Railway, Motion Control, Curving Performance, Forced Steering, Three-Axle Truck, Asymmetric Leverage Ratio

1. はじめに

近年, 在来線の鉄道輸送においては, 曲線通過性能の向上による到達時分の短縮が図られている。そこでは, 曲線中の軌道に対する負荷を軽減するため, “操舵台車”の開発がなされており, 現在までに, 自己操舵ならびに強制操舵方式のさまざまな台車が提案されている⁽¹⁾。ここで, 強制操舵台車として, リンク機構を用いたボギー角連動方式⁽²⁾⁻⁽⁶⁾のものが多く報告されており, 我が国においても, 実用化がなされている⁽⁷⁾。しかしながら, これら強制操舵台車においても, 曲線半径が小さくなるにつれ, 曲線通過中に生ずる車輪・レール間の横圧を低減することが難しくなるため, 急曲線における性能改善が必要と考えられる。

また, 強制操舵台車の効果を考える場合, 台車両端の輪軸間距離が長いものほどその効果の有用性は高いものとなる。そこで, 本報では3輪軸を有する強制操舵台車を検討の対象とする。三軸台車については, 軸重の軽減と床下スペースの活用などの面から機関車へ

の採用が考えられており, それに対する強制操舵機構の適用が検討されている⁽⁸⁾。

前報⁽⁹⁾の検討範囲では, 半径200m以下の急曲線において, 強制操舵による横圧の低減効果が十分に得られず, 台車前軸の横圧が中間軸および後軸の横圧に比べて大きいものとなった。

本報では, この改善を目的として, 強制操舵による各台車前軸の操舵量を後軸のそれよりも大きくすること, すなわち, 前後に非対称な操舵てこ比を利用することで急曲線における横圧低減を検討する。ここでは, 操舵てこ比のほかに, 車輪踏面こう配の増加による自己操舵性の付加, 曲線中の軌間拡大量であるスラックの有無が曲線通過性能に与える影響についても考察する。

記号の説明

本文で用いられるおもな記号は以下のとおりである。

y_B, y_{Tn}, y_{wi} : 左右動変位(添字 B は車体, T は台車, W は輪軸を表し, n は台車番号1~2, i は輪軸番号1~6を表す。以下も同様である。)

$\Psi_B, \Psi_{Tn}, \Psi_{wi}$: ヨー角変位

$\phi_B, \phi_{Tn}, \phi_{wi}$: ロール角変位

* 原稿受付 1999年3月25日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。*² 学生員, 新潟大学大学院。

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

- θ_{Ln} : 操舵リンクてこの回転角
- x_{Dn} : ヨーダンパのピストン変位
- k_{LU}, k_{LL} : 操舵リンク上部ばねおよび下部ばねの剛性
- l_{LU} : 操舵リンク上部てこ長さ
- l_{LLf}, l_{LLr} : 操舵リンク下部てこ長さ(添字の f は前軸側を, r は後軸側を表す.)
- l_{rf}, l_{rr} : 操舵リンクてこ比
- $2l_r$: 台車中心間距離
- $2a$: 台車両端軸の軸間距離
- $2b$: 車輪・レール間接触点の左右間隔
- r : 中正位置における車輪の転がり半径
- γ : 車輪の踏面こう配
- δ, α : フランジ遊間, フランジ角度
- μ : 車輪・レール間の摩擦係数
- k_R : レールの有効横剛性
- f_j : 線形クリープ係数
($j=1$: 縦, $j=2$: 横)
- f_{nji} : 飽和を考慮した非線形クリープ係数
- T_{wyi} : クリープによる横方向の作用力
- M_{wzi} : クリープによるヨー方向のモーメント
- F_{ri}, F_{ri} : レール反力およびフランジ摩擦力
- v, V : 走行速度(秒速および時速)
- R_i, S_i, C_i : i 輪軸位置における曲線半径, スラック, カント
- h_{wi} : i 輪軸位置における曲線の弧の高さ

2. 強制操舵機構

操舵性を有しない台車の場合, 曲線軌道走行中に, 輪軸の進行方向と曲線の接線方向との間にアタック角と呼ばれる相対角を生じる。その結果, 車輪フランジがレールと接触し, 横圧の増大を招く。この傾向は, 曲線半径が小さくなるほど強まる。そこで, このアタック角をなくするように, 強制的に輪軸の進行方向を軌道接線方向に向けることにより横圧の低減を図ろうとするのが強制操舵である。

本報では, 強制操舵方式として車体・台車間の相対旋回角(ボギー角)を利用する, 図1に示すような, リンク機構によるボギー角連動方式を用いる。この場合, 強制操舵は両端軸のみに加えるものとし, 中間軸については元々横圧が低いことから自己操舵にまかせている。なお, 本報では, 前軸と後軸の操舵量が異なることを前提としているため, 前軸に対する操舵リンク下部てこ長さ l_{LLf} と後軸に対するそれをそれぞれ l_{LLf} , l_{LLr} として区別する。これに伴う, 前・後軸に対する操舵てこ比は次式になる。

$$l_{rf} = l_{LLf} / l_{LU}$$

$$l_{rr} = l_{LLr} / l_{LU} \dots\dots\dots (1)$$

この操舵機構では, 操舵リンクてこの回転角が一つの補助レバーと2本のトーションバーを介して対面側の二つの補助レバーに伝えられる。図1の場合, 内軌側にある操舵リンクてこでは, トーションバーの上側に後軸と結合される下部てこ長さ l_{LLr} , 下側が前軸と結合される l_{LLf} があり, 上側の l_{LLr} で補助レバーとリンクされる。一方, 対面の外軌側補助レバーでは, トーションバーの上側が l_{LLf} , 下側が l_{LLr} になり, 補助レバー間は上側の l_{LLf} でリンクされている。

この場合, 前進と後進で切り替えが必要となる下部てこ長さの転換機構については別途検討を要する。

3. 解析モデル

3.1 車両モデルと運動の自由度 本報で用いる車両モデル⁽⁹⁾を図2に示す。モデルの運動自由度は, 車体と前・後の台車でそれぞれ左右動, ヨーおよびロールの9自由度, 六つの輪軸でそれぞれ左右動とヨーの12自由度, ばね・ダンパの直列結合としてモデル化したヨーダンパのピストン変位が前・後の台車で1自由度ずつ, 操舵リンクのてこ回転角が前・後の台車で1自由度ずつ, 合計25自由度である。

3.2 作用力のモデル化 本報の検討は, 基本的に文献(9)のモデル化に基づいているが, いくつかの点でモデルの変更を行っているので, 以下に示す。

(1) 車輪・レール間のクリープ力 i 輪軸における横クリープ力 T_{wyi} とスラック S_i を考慮したヨー方向の縦クリープモーメント M_{wzi} は次式で与えられる。

$$T_{wyi} = -2f_{n2i}(\dot{y}_{wi}/v - \Psi_{wi}) \dots\dots\dots (2)$$

$$M_{wzi} = -2b_i f_{n1i}[(\gamma/r_i)(y_{wi} \pm S_i/2) + (b_i/v)\dot{\Psi}_{wi} \mp b_i/R_i] \dots\dots\dots (3)$$

ここで,

$$b_i = b + S_i/2$$

$$r_i = r - \gamma S_i/2 \dots\dots\dots (4)$$

であり, 複号は右回り曲線では上号を, 左回り曲線で

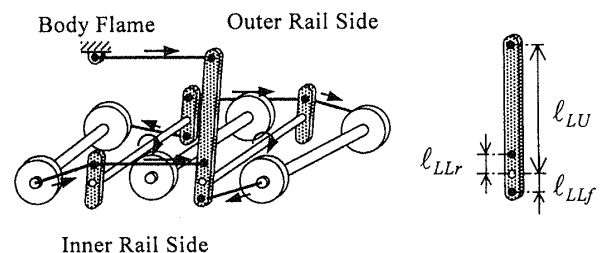


Fig. 1 Steering mechanism

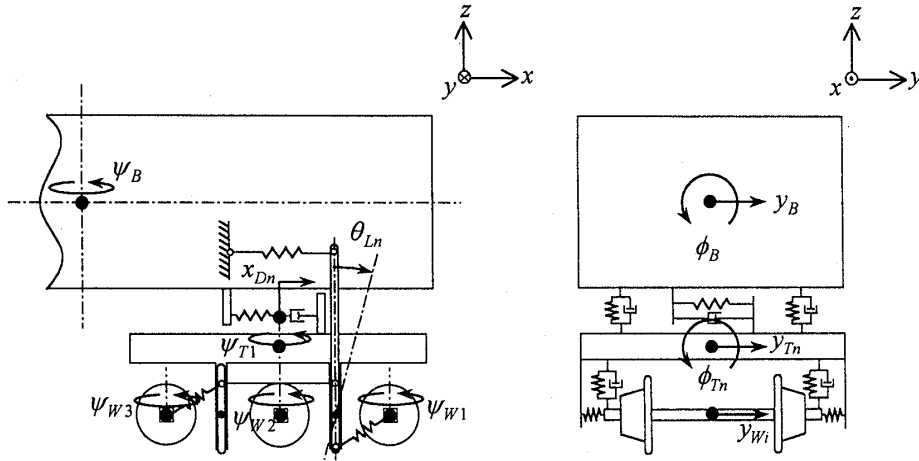


Fig. 2 Analytical model of the vehicle with forced steering three-axle trucks

は下号を用いる。また、縦および横のクリープ係数 f_{nji} は、指数 $\beta=1.5$ を用いた Levi-Chartet の式⁽¹⁰⁾ により摩擦力への飽和特性を考慮している。なお、線形要素のみで行われる固有値解析においては、クリープ係数 f_{nji} を線形クリープ係数 f_j で置き換える。

(2) 曲率・スラック・カント 曲線軌道では、その半径に応じてカントとスラックが設けられている。これらの量は定常曲線中においては一定であるが、直線との境界にある緩和曲線中では、そこでの走行距離とともに変化する。緩和曲線中での各輪軸中心位置における曲率 $1/R_i$ 、スラック S_i およびカント量 C_i は次式で表される。

$$\begin{aligned} 1/R_i &= [\sin(x_i/X_{TC} \pm 1/2)\pi + 1]/2R_0 \\ S_i &= S_0[\sin(x_i/X_{TC} \pm 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots\dots (5) \\ C_i &= C_0[\sin(x_i/X_{TC} \pm 1/2)\pi + 1]/2 \end{aligned}$$

ここで、 R_0 、 S_0 、 C_0 は定常円曲線内での曲線半径、スラックおよびカント量であり、 x_i は各輪軸の緩和曲線入口からの走行距離、 X_{TC} は緩和曲線長を表す。また、曲線区間入り口における緩和曲線では土の下号を、曲線区間出口における緩和曲線では上号を用いる。

(3) 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超えると、車輪フランジがレール側面と接触し、レール反力 F_{Ri} が発生する。

(a) 右回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} - \delta): y_{Wi} > \delta \\ F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} + \delta + S_i): y_{Wi} < -\delta - S_i \dots\dots\dots (6) \\ F_{Ri} &= 0: -\delta - S_i \leq y_{Wi} \leq \delta \end{aligned}$$

(b) 左回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} - \delta - S_i): y_{Wi} > \delta + S_i \\ F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} + \delta): y_{Wi} < -\delta \dots\dots\dots (7) \\ F_{Ri} &= 0: -\delta \leq y_{Wi} \leq \delta + S_i \end{aligned}$$

また、車輪フランジがレール側面と接触した際に、接触面で発生するフランジ摩擦力 F_{Fi} は、フランジ角度 α の場合に次式で与える。

$$F_{Fi} = \mu |F_{Ri}| \sin \alpha \dots\dots\dots (8)$$

(4) 曲線の弧の高さの考慮 三軸台車の曲線通過では、両端軸と中間軸の間に曲線の「弧の高さ」を考慮する必要がある。すなわち、三軸台車の場合、曲線中において両端軸と中間軸に反対向きのばね力が生ずることがある。この曲線の弧の高さ h_{wi} は次式のようなになる。

$$h_{wi} = R_i - \sqrt{R_i^2 - a_{Ri}^2} \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 a_{Ri} は i 輪軸について考慮すべき曲線の弦長の半分であり、次のように決定する。

前軸 ($i=1, 4$)

$$\begin{aligned} a_{Ri} &= x_i: 0 \leq x_i < a \\ a_{Ri} &= a: a \leq x_i < 2X_{TC} + X_{SC} \\ a_{Ri} &= a - (x_i - 2X_{TC} - X_{SC}) \\ &: 2X_{TC} + X_{SC} \leq x_i < 2X_{TC} + X_{SC} + a \end{aligned} \dots\dots\dots (10)$$

後軸 ($i=3, 6$)

$$\begin{aligned} a_{Ri} &= x_{(i-1)}: 0 \leq x_{(i-1)} < a \\ a_{Ri} &= a: a \leq x_{(i-1)} < 2X_{TC} + X_{SC} \dots\dots\dots (11) \\ a_{Ri} &= a - (x_{(i-1)} - 2X_{TC} - X_{SC}) \\ &: 2X_{TC} + X_{SC} \leq x_{(i-1)} < 2X_{TC} + X_{SC} + a \end{aligned}$$

ここで、 X_{SC} は円曲線長であり、 $2X_{TC} + X_{SC}$ で曲線区間全長となる。弧の高さ h_{wi} は、台車枠中心位置に対する両端軸の y 座標原点のずれとして運動方程式で考慮される。

4. 数値解析

4.1 曲線通過性能 曲線上の車両走行状況を数

値シミュレーションにより検討する。この数値シミュレーションは、3章で述べた解析モデルから導出される運動方程式を Runge-Kutta-Gill 法により数値積分をすることで得られる。数値積分の刻み時間は 0.1 ms である。検討対象の曲線半径を $R=160$ m および 250 m, 400 m, 600 m, 800 m, 1 000 m とし、そこでの走行速度 V , スラック S_0 , カント量 C_0 はそれぞれ図 3 に示すとおりである。また、曲線通過時にフランジ接触する車輪とレール間に生じる横圧は次式で与えられる。

$$Q_i = T_{wvi}/2 - F_{Ri} \dots\dots\dots(12)$$

ここでは、円曲線に入って定常的となった後の値で各輪軸の横圧を評価する。

4.2 走行安定性 走行安定性は固有値解析によって検討する。固有値解析は線形計算であるため、解析モデルの運動方程式において曲線に関わる作用力を無視し、クリープ係数も線形のものを用いる。ここでは、解析モデルの運動自由度(25 自由度)に対応する固有値を求める。

$$\lambda_m = a_m + j\omega_m (m=1\sim 25) \dots\dots\dots(13)$$

各固有値から次式で得られる減衰比 ζ_m の値がすべて正の場合が安定となる。

$$\zeta_m = \frac{\alpha_m}{\sqrt{\alpha_m^2 + \omega_m^2}} \dots\dots\dots(14)$$

4.3 計算に用いた諸数値 本報の検討に関連する車両および軌道の諸数値は以下のとおりである。

$$k_{LU} = 596 \text{ kN/m}, k_{LL} = 321 \text{ MN/m}, l_{LU} = 0.33 \text{ m}$$

$$l_r = 4.75 \text{ m}, \alpha = 1.9 \text{ m}, b = 0.56 \text{ m}, r = 0.56 \text{ m}$$

$$\delta = 7.5 \text{ mm}, \alpha = 1.222 \text{ rad } \{70^\circ\}, \mu = 0.2$$

$$k_R = 19.6 \text{ MN/m}, f_1 = 19.2 \text{ MN}, f_2 = 17.7 \text{ MN}$$

なお、本文の説明に現れない、その他の諸元については付録に掲載する。

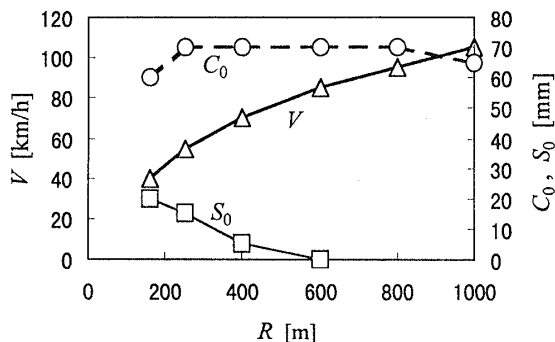


Fig. 3 Condition for curved track

5. 計算結果

本報では、操舵性能に対するスラックの効果を別途検討事項として取上げるため、5.5 節まではスラックを考慮しないものとする。

5.1 てこ比の選択と走行安定性 現実的な運用を考慮すると、操舵てこ比は対称を保ったまま前・後両軸のてこ比の値を大きくすることが望ましいが、急曲線での横圧の低減を目的とする場合は、各台車前軸のてこ比が大きいほど横圧低減効果の向上が期待される。ここでは、まず、選択可能なてこ比の範囲を調べる必要がある。

図 4 は、前軸および後軸のてこ比平面上で、走行速度を $V=160$ km/h {44.44 m/s} とする走行安定性の区分をみたものである。この図から、前・後両軸のてこ比をともに大きくすることよりも、一方の軸のてこ比を低めの値に設定することにより他方の軸でてこ比の選択範囲をより大きくできることがわかる。すなわち、急曲線での横圧低減を目的とするてこ比の前後非対称化を考える場合、例えば、図 4 中の○印で示すように、後軸てこ比を基本値の 0.3 に固定し、前軸てこ比をさらに増加させることが、走行安定性の面で妥当な選択である。

5.2 前軸側てこ比増大の効果 図 5 は、前軸側の操舵リンクてこ比を大きくした場合の横圧低減効果をまとめたものである。この検討では、スラックを無視し、踏面こう配は前報⁽⁹⁾で基本値とした $\gamma=0.17$ としている。図 5(a) は前台車の前軸横圧、(b) は後台車のそれであり、それぞれの図では、後軸てこ比を 0.3 に固定し、前軸てこ比を 0.3 から 0.6 まで変化させ、異なる曲線半径での横圧が比較される。なお、×印の従来台車とは、 $\gamma=1/20$ の非操舵の三軸台車である。

前台車の前(1位)軸横圧を比較した図 5(a) では、

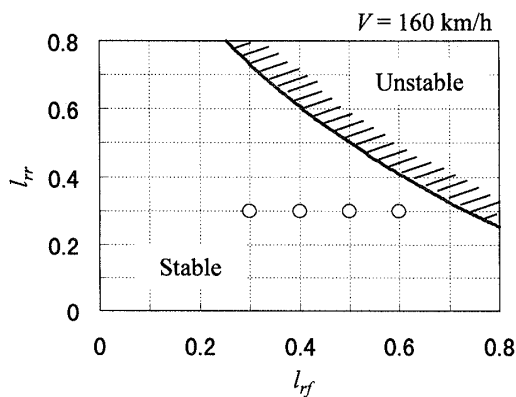
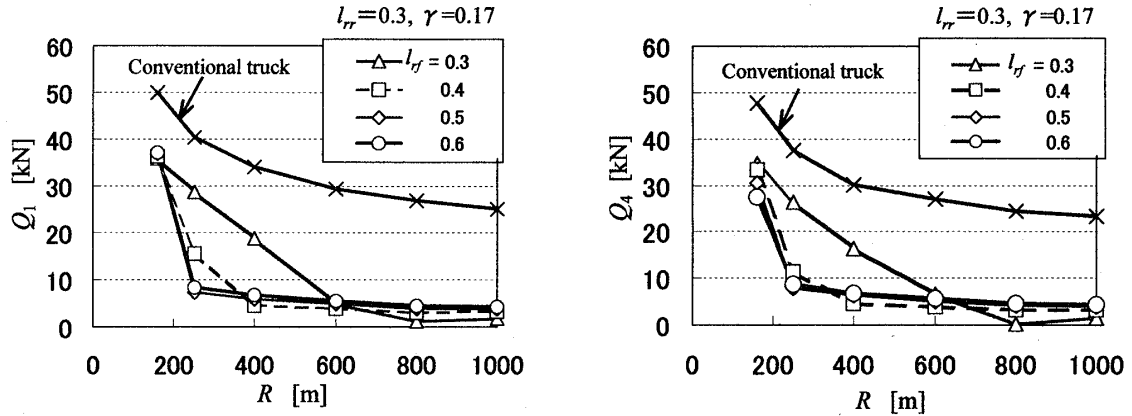


Fig. 4 Effect of asymmetric leverage ratios on stability



(a) Lateral force of 1st wheelset

(b) Lateral force of 4th wheelset

Fig. 5 Effect of front leverage ratio on lateral force

前・後軸対称のてこ比 0.3 の場合、すでに半径 600 m 以上の曲線で横圧が低減されている。前軸側のてこ比を 0.3 からさらに大きくすることにより、半径 250~400 m の曲線で横圧の低減効果が得られることがわかる。しかしながら、てこ比の増大による横圧低減はてこ比 0.5 の段階でほぼ飽和状態になっており、てこ比を 0.6 としても半径 160 m の曲線での横圧低減には至らない。なお、半径 800 m 以上の曲線では、前軸のてこ比を大きくすることにより、多少の横圧増大となっている。

また、後台車の前(4位)軸横圧を比較した図 5(b) では、曲線半径 160 m での横圧が多少低減できてはいるものの、全体として前台車前軸の横圧と同様の傾向を示している。

5.3 急曲線における強制操舵の限界 曲線半径 160 m において横圧の低減がなされない原因を以下に考察する。図 6 は、前軸前(1位)軸の操舵角 θ_{s1} 、前軸側てこ比が 0.3 と 0.6 の場合で比較したものである。ここで、 θ_{s1} は次式から得られる。

$$\theta_{s1} = \psi_{w1} - \psi_{T1} - a/R_1 \dots \dots \dots (15)$$

これより、前軸側の操舵てこ比が 0.6 の場合には、曲線半径 160 m においても前軸の操舵角は幾何学的に必要な角度を超えている。しかし、これは台車・輪軸間の相対角にすぎず、フランジ遊間の存在により輪軸が必ずしも曲線の接線方向を向いているとは限らない。図 7 は先の二つの条件に対する前位台車とその前(1位)軸のヨー角(ψ_{T1} , ψ_{w1})を比較したものである。図 6 では、前軸側のてこ比を 0.3 から 0.6 とすることでその操舵角が幾何学的な必要量に達することを示した。しかし、図 7 では、半径 160 m で 1 位軸のヨー角 ψ_{w1} 、すなわちアタック角は減少しているものの、正の大きな値を残している。つまり、輪軸の姿勢

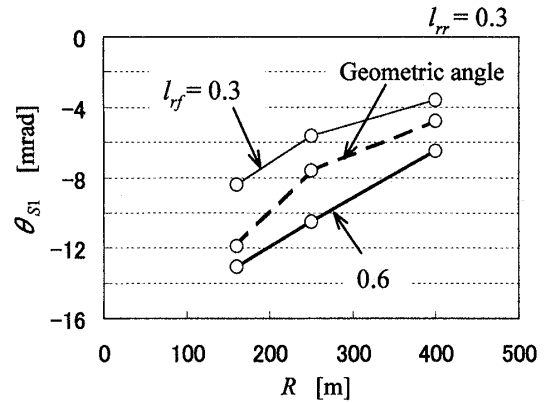


Fig. 6 Comparison of steering angles

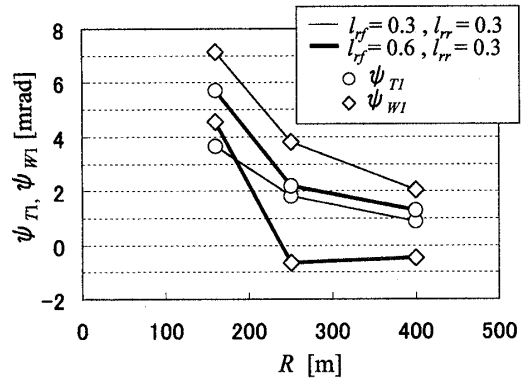


Fig. 7 Comparison of yaw angles

はまだ外軌側へ向いたままである。この理由は、てこ比を大きくすることで操舵角自体は台車内で幾何学的に必要な角度にはあるものの、台車のヨー角 ψ_{T1} が正の状態からさらに増加したためである。これが、曲線半径 160 m において横圧が低減されない原因と考えられる。

次に、図 5 において操舵てこ比の増大により横圧の低減効果が飽和した理由を考える。図 8 は、前軸操舵てこ比の増加に対する前台車での操舵の状況を操舵て

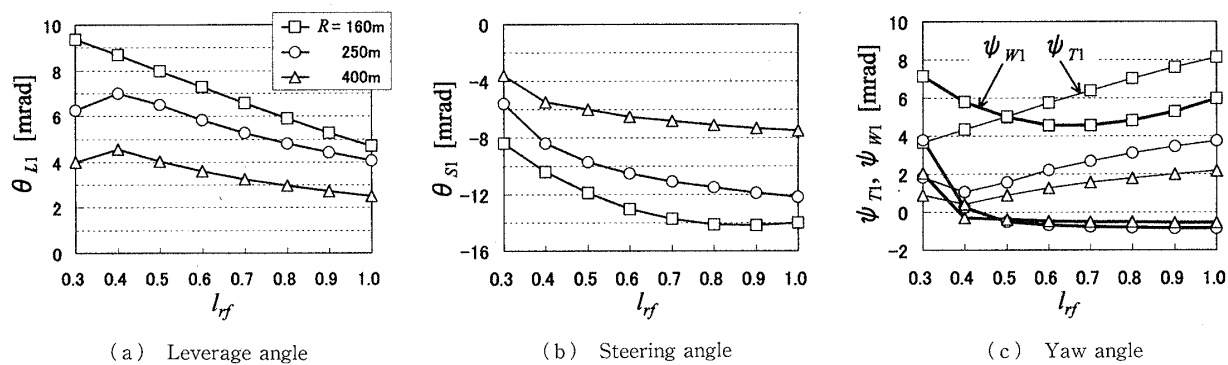


Fig. 8 Change of steering parameters under the increase of front leverage ratio ($l_{rr}=0.3, \gamma=0.17$)

この回転角 θ_{L1} , 操舵角 θ_{S1} , ヨー角 ψ_{T1} , ψ_{W1} によりまとめたものである。ここでは、急曲線側の3つの曲線半径 ($R=160\text{ m}, 250\text{ m}, 400\text{ m}$) について比較する。図8(a)では、いずれの曲線条件でも、操舵てこ比 l_{rf} を0.4以上に大きくすると、操舵リンクの回転角 θ_{L1} が小さくなることが示される。図8(b)では、いずれの曲線条件においても、 l_{rf} が大きいほど操舵角 θ_{S1} の絶対量は増大の傾向にある。一方、図8(c)では、 l_{rf} が0.4以上に大きくなると、前軸車ヨー角 ψ_{T1} が増加し、操舵角 θ_{S1} の増加傾向が1位軸ヨー角(アタック角) ψ_{W1} の低減にはほとんど寄与していない。

これが、操舵てこ比を大きくしても、操舵効果が飽和する原因であり、強制操舵単独による横圧低減の限界と考え、以下に自己操舵性も含めた改善を検討する。

5.4 踏面こう配増加の効果 自己操舵性を考える上で、車輪踏面のこう配とフランジ遊間は重要な要素である。ここでは、踏面こう配 γ に着目し、先の検討で課題とされた曲線半径 160 m における横圧低減を検討する。曲線半径 R の曲線においてフランジ遊間 δ で純粋転がり線が得られる γ は次式で与えられる。

$$\gamma = br/\delta R \dots\dots\dots (16)$$

$R=160\text{ m}$, $\delta=7.5\text{ mm}$ として、スラックを無視すれば、 $\gamma=0.26$ という値が得られる。踏面こう配 γ の値については、基本値の 0.17 ですがすでに大きな値となっているが、横圧低減の可能性を見るためにあえてこの値を用いて検討を進める。

図9は、先頭(1位)軸の横圧を以下の三つの条件で比較したものである。(i)前軸側てこ比を基本の0.3のままで $\gamma=0.26$ とする場合、(ii)前軸側てこ比を0.6に大きくした上で、踏面こう配を $\gamma=0.17$ および、(iii) $\gamma=0.26$ とした場合である。なお、後軸側てこ比は0.3に固定している。

まず、前後のてこ比が0.3の対称な操舵条件では、

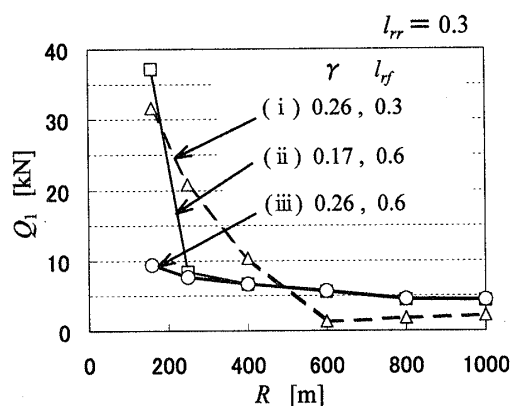


Fig. 9 Effect of tread conicity on lateral force

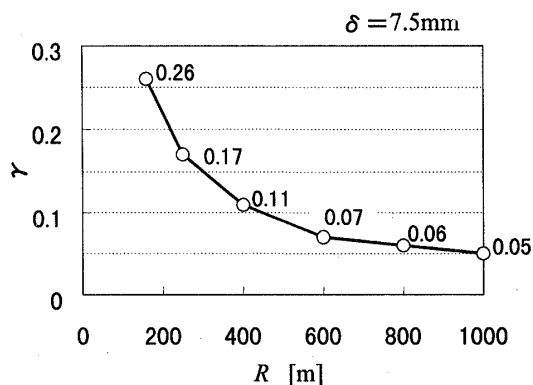


Fig. 10 Required tread conicity for self-steering performance; without slack

踏面こう配を $\gamma=0.26$ としても横圧の低減効果は小さい。しかし、前軸側でこ比を0.6に大きくした二つの条件を比較すると、 $\gamma=0.26$ の場合には自己操舵性を追加したことにより、曲線半径 160 m での横圧が低減できることが示される。このことから、前軸側でこ比を大きくした上で、さらに自己操舵性が機能するような条件を加えることにより、急曲線での横圧低減効果が得られるものと考えられる。

5.5 曲線半径と踏面こう配 5.4節の検討では、操舵てこ比の増大に加えて自己操舵性を考慮した踏面こう配を用いることにより、曲線半径 160 m において

横圧の低減が可能となった。そこで、他の曲線半径について同様の検討を行う。図10は、式(16)により、各曲線半径においてフランジ遊間 δ で純粋転がり線が得られる踏面こう配を求めたものである。これら○印で示される値を用いて計算した各曲線半径における前(1位)軸と後(3位)軸の横圧を図11に示す。ここでは、前軸側てこ比を0.6、後軸側てこ比を0.3としている。

図11(a)の前(1位)軸での横圧では、各踏面こう配に対し、それぞれ自己操舵性が確保されるような曲線半径においては横圧が低減されているが、それ以下の半径においてはその効果が得られていない。また、図11(b)の後(3位)軸横圧については、踏面こう配の影響がほとんどないといえる。

よって、急曲線で強制操舵の効果をしようとする場合、その曲線半径で自己操舵性能を実現する踏面こう配も合わせて考えることが重要である。

5・6 スラックの効果 鉄道車両の曲線通過を取り扱う際に、これまで「スラックは3軸台車のスムーズな通過を考慮するものである。」という認識がなされてきた⁽¹¹⁾。そこでは、フランジ接触による拘束を緩和するという認識が主体であり、縦クリープモーメントでの効果が十分に考慮されていないように思われる。

そこで、本報では、スラックによる縦クリープモーメントの増加が操舵効果へ及ぼす影響を調べる。スラ

ック S_0 を考慮した場合の踏面こう配 γ は次式で与えられる。

$$\gamma = \frac{(2b + S_0)r}{2\delta R + (R + b - \delta)S_0} \dots\dots\dots (17)$$

図12は、各曲線半径でスラックを考慮したときに純粋転がり線が得られるような踏面こう配をまとめたものである。この図から、スラックを考慮することにより、より小さい踏面こう配でも自己操舵性の得ることが示される。

図13は、スラックを考慮した場合に各曲線半径で必要とされる踏面こう配ごとに前(1位)軸の横圧をまとめたものである。スラックを無視した図11の結果

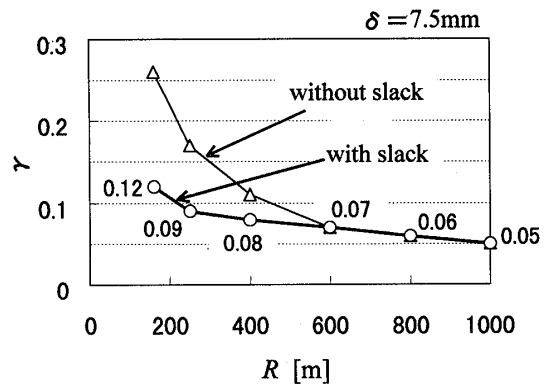
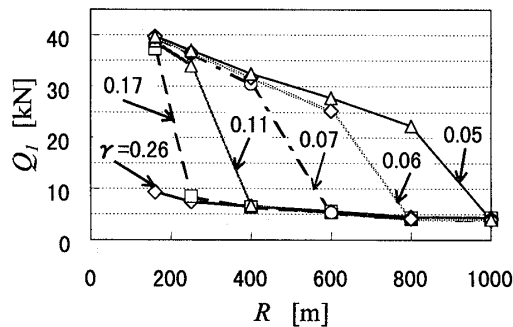
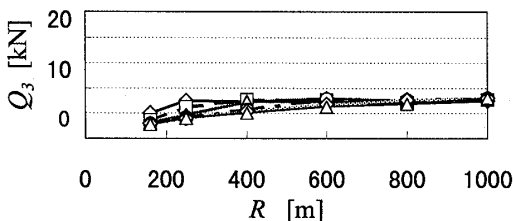


Fig. 12 Required tread conicity for self-steering performance; comparison between with and without slack

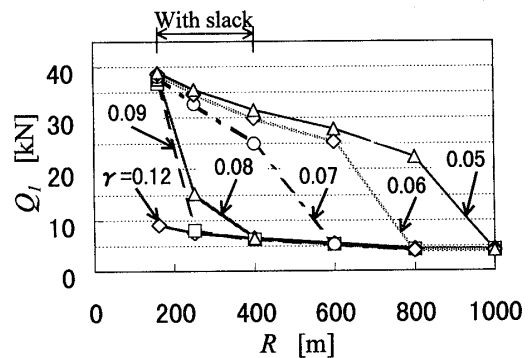


(a) Lateral Force of 1st wheelset

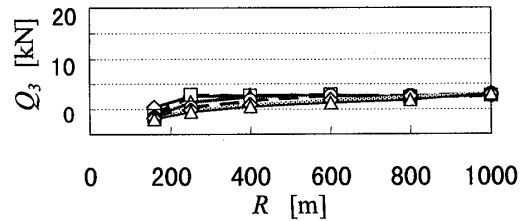


(b) Lateral Force of 3rd wheelset

Fig. 11 Effect of tread conicity on curving behavior; without slack



(a) Lateral Force of 1st wheelset



(b) Lateral Force of 3rd wheelset

Fig. 13 Effect of tread conicity on curving behavior; with slack

と比較することにより、スラックの存在が自己操舵性の付加に必要とされる踏面こう配の値を小さなものとしている。また、踏面こう配の増加による自己操舵性付加が強制操舵性能の改善に及ぼす効果はスラックの有無にはかかわらないことが示される。

6. ま と め

急曲線におけるボギー角連動方式強制操舵台車の横圧低減効果を改善するため、前後に非対称な操舵てこ比を利用した曲線通過性能の向上について検討を行い、次の結果を得た。

(1) 台車前軸に対する操舵てこ比を後軸のそれよりも大きくすることにより、操舵性能を改善することができる。

(2) 急曲線の場合、強制操舵のみでは操舵効果が飽和し横圧の低減には限界がある。その際、車輪踏面こう配を大きくして自己操舵性を付加することが有効である。

(3) スラックの存在は、自己操舵性の増大効果を有するため、本強制操舵方式が急曲線において必要とする踏面こう配を小さなものとすることができる。ここで、強制操舵方式における自己操舵性付加の効果はスラックの有無にはよらない。

本報では、急曲線通過時の特性改善の可能性を主体に操舵てこ比非対称化を検討した。しかし、前進時の非対称な操舵てこ比のまま後進すると、操舵効果が大幅に減少するため、前進・後進でてこ比の切り換えを可能にするような可変機構が必要であり、その具体化のための検討が必要である。

付 録

本報の検討に用いた車両モデルの諸元⁽⁹⁾の中で、本文中に記述されていないものは以下のとおりである。

$m_B=61.7 \times 10^3$ kg：車体質量
 $m_T=9.57 \times 10^3$ kg：台車枠質量
 $m_W=3.33 \times 10^3$ kg：輪軸質量
 $m_L=0.1 \times 10^3$ kg：操舵リンクの質量
 $i_{Bz}=4.98$ m：車体のヨーイング慣性半径
 $i_{Bx}=0.875$ m：車体のローリング慣性半径

$i_{Tz}=0.88$ m：台車枠のヨーイング慣性半径
 $i_{Tx}=0.535$ m：台車枠のローリング慣性半径
 $i_{Wz}=0.54$ m：輪軸のヨーイング慣性半径
 $k_{2x}=390$ kN/m：枕ばねの前後支持剛性
 $k_{2y}=390$ kN/m：枕ばねの左右支持剛性
 $k_{2z}=580$ kN/m：枕ばねの上下支持剛性
 $c_{2y}=40$ kN・s/m：枕ばねの左右減衰係数
 $c_{2z}=40$ kN・s/m：枕ばねの上下減衰係数
 $k_1=4880$ kN/m：軸ばねの上下支持剛性
 $c_1=36.7$ kN・s/m：軸ばねの上下減衰係数
 $k_{Wx}=205$ kN/m：両端軸の軸箱前後支持剛性
 $k_{Wy}=1580$ kN/m：両端軸の軸箱左右支持剛性
 $k_{Wxm}=2000$ kN/m：中間軸の軸箱前後支持剛性
 $k_{Wym}=1580$ kN/m：中間軸の軸箱左右支持剛性
 $k_D=20$ MN/m：ヨーダンパ取付部の剛性
 $c_D=800$ kN・s/m：ヨーダンパの減衰係数
 $b_1=0.835$ m：軸ばねの左右間隔の半分
 $b_2=0.9$ m：枕ばねの左右間隔の半分
 $b_3=1.1$ m：操舵リンクの左右間隔の半分
 $b_D=1.1$ m：ヨーダンパ取り付け位置の左右間隔の半分
 $h_T=0.01$ m：台車中心から台車枠重心までの高さ
 $h_A=0.49$ m：台車枠重心から枕ばね中心までの高さ
 $h_{AB}=0.75$ m：枕ばね中心から車体重心までの高さ

文 献

- (1) 佐藤栄作・ほか10名, 鉄道車両運動・振動・制御研究分科会成果報告書, P-SC 253(1997), 91-107, 日本機械学会.
- (2) Bell, C. E. and Hedrick, J. K., VSD, 10(1981), 357-386.
- (3) 松尾雅樹, 車両と電気, 42-11(1991), 18-23.
- (4) 米田源司郎・広沢賢, 機論, 59-564, C(1993), 2494-2500.
- (5) 藤本裕・佐藤栄作・石黒康豊, 鉄道総研報告, 8-3(1994), 23-28.
- (6) 谷藤克也・松嶋亨, 機論, 61-587, C(1995), 2846-2853.
- (7) 玉置俊治, 鉄道車両と技術, 2-7(1996), 29-32.
- (8) 斉間亨・山城義治, 特開平 9-11899, (1997-1).
- (9) 谷藤克也・鈴木剛史・斉間亨, 機論, 64-617, C(1998), 110-117.
- (10) 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.
- (11) 佐藤吉彦・梅原利之, 線路工学, (1987), 239-245, 日本鉄道施設協会.