

1 軸台車を持つ鉄道車両の曲線旋回性能

Curving Performance of Rail Vehicles with Single Axle Truck

須田 義大*

Yoshihiro SUDA

1. はじめに

地球環境問題を解決する一つの方策として、高速鉄道や都市における次世代の路面電車であるライトレールの整備、さらに地方交通線の活性化が、世界的な規模で積極的に推進されている。この一環として近年欧州で開発された新形式車両には、さまざまな新機軸が試みられている。その一つは、車体の軽量化とともに、編成列車中の車軸数を減らすことであり、1軸台車を装備した車両も多く見られるようになってきた。これらの1軸台車は、貨車やレールバスに用いられた従来の2軸車両とは異なり、高速走行安定性、曲線旋回性能、乗り心地を重視した新世代の台車と考えられる。ところが、このように最近開発されている1軸台車については、理論解析が明確に示されておらず、設計手法なども必ずしも確立されていない。

一方、著者は我が国で最も一般的な2軸台車について研究を進め、曲線旋回性能を飛躍的に向上させる新たな操舵台車の理論を構築し、前後非対称方式自己操舵台車や、後輪のみに独立回転車輪を用いた操舵台車を考案し、前者については実用化もなされた¹⁻³⁾。

そこで、これらの操舵台車の理論を1軸台車に適用することによって、1軸台車の走行性能を飛躍的に向上させる可能性がある。本研究は、このような背景の基に、まず、1軸台車の基本特性を把握することを目的に、地方交通線や事業用車として試作された車両を想定して、曲線旋回性能を評価した。計算には、1軸車両が可能なように改良したマルチボディ・ソフトウェア A'GEM⁴⁾を用いて、緩和曲線を通る走行シミュレーションを行った。

2. 解析車両と解析モデル

1軸台車は、海外においては、独立回転車輪を用いたり、油圧やリンク機構による強制操舵機構を持つ場合もあり、

*東京大学生産技術研究所 第2部

これらの検討も今後必要と考えられるが、今回は、通常の輪軸を用いて、油圧などの特別な操舵機構がない場合の検討を行った。

車両のモデルを図1に示す。主要な諸元は以下の通りである。踏面形状は、在来線円弧踏面形状（等価踏面勾配1/7）、ゲージは1067 mm、レールは新品50 Nレールとした。その他の諸元は在来線の小型車両を想定している。

牽引リンク機構については、リンクの運動自由度を考慮

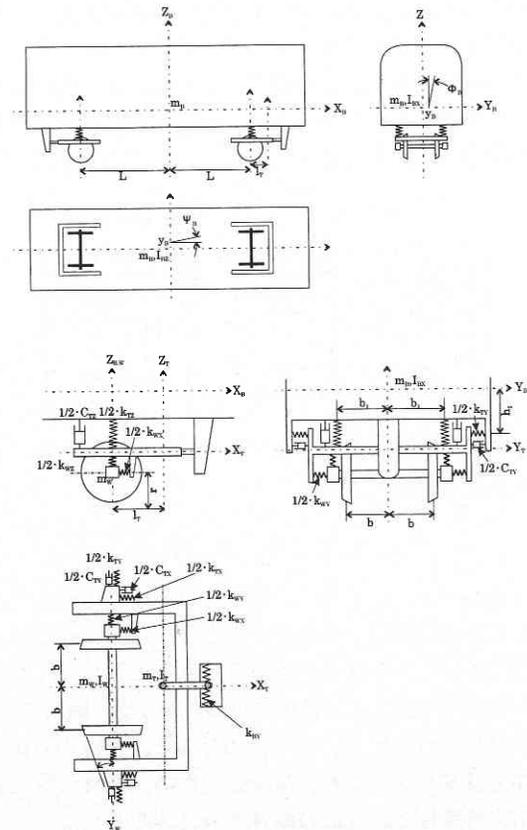


図1 車両の計算モデル

研究速報

したモデルを採用した。また、車輪とレールの接触モデルについては、カルカーの非線形クリープ力モデルを用い、FASTSIMのアルゴリズムを用いた。

考慮した運動の自由度は以下の通りであり、1両21自由度のモデルとした。

- ・ 輪軸：左右，ヨー×2
- ・ 台車枠：左右，ヨー，ローリング×2
- ・ 車体：左右，ヨー，ローリング
- ・ 牽引リンク：左右，ヨー，ピッチング，上下×2

3. シミュレーション条件

表1に示す3通りの走行条件を設定した。いずれもカントと遠心力が釣り合う状態で走行する場合である。超過遠心力が作用する場合も計算したが、超過遠心力分の横圧の増加と、それに伴うアタックアングルの変化が得られたのが、主とした違いであったので、ここでは結果を省略する。

曲線旋回性能の指標には、輪軸の左右変位、アタックアングルおよび車輪に作用する横圧を用いた。左右変位は小さいほどフランジ接触が避けられるため好ましい。横圧とアタックアングルは、アタックアングルが小さいうちはほぼ比例関係を持つため、やはり小さいほど好ましい。理想的にはアタックアングルがゼロであるパーフェクトステアリングが達成されることが望ましい。横圧は一般的に曲線旋回性能の指標として用いられ、軌道破壊や、車輪やレールの摩耗などに影響を与えるため、当然小さな値ほど好ま

表1 シミュレーションにおける走行条件

	R 300 m	R 600 m	R 1000 m
走行速度 V km/h	60	84.5	100
カント Cm mm	100.8	100	84
カント不足量 Cd mm	0	0	0
スラック mm	15	15	15

しい。曲線半径は3通りであり、フランジ接触の状態がそれぞれ異なる場合である。

4. 台車条件

シミュレーションに用いた台車条件を表2に示す。ここでは、台車内の軸箱支持剛性と台車・車体間の枕ばね剛性の2つに着目し、それらが曲線旋回性能にどのような影響を与えるかを検討した。軸箱支持剛性を、柔・剛の2通り、枕ばね剛性についても、柔・剛の2通り、合計4通りの台車条件を設定した。なお、簡単化のため、前後・左右方向の軸箱支持剛性と、枕ばね剛性の値は等しくした。

表2 シミュレーションにおける台車条件

記号	軸箱支持剛性/軸箱 N/m	枕ばね剛性/枕ばね N/m	記号
Case1	2.79x10 ⁶	5.0x10 ⁵	SS
Case2	2.79x10 ⁶	2.0x10 ⁶	SH
Case3	6.00x10 ⁶	5.0x10 ⁵	HS
Case4	6.00x10 ⁶	2.0x10 ⁶	HH

5. シミュレーション結果

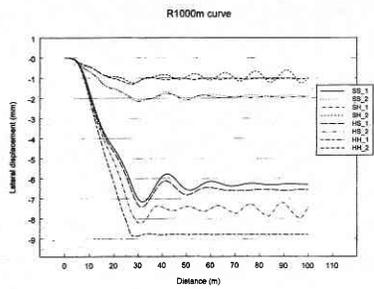
図2～4にシミュレーション結果を示す。図2から4まで、それぞれ曲線半径が1000 m, 600 m, 300 mの場合である。シミュレーション結果として、それぞれの曲線半径において、輪軸の左右変位、アタックアングル、横圧を示した。左右変位は、曲線中心線から内向きを正方向とし、前軸(1と記す)および後軸(同、2と記す)の両輪軸の結果を示す。アタックアングルは、ラジアル方向からの絶対ヨーイング角であり、ステアリング方向が正である。この結果も両輪軸について示してある。横圧については、両輪軸の外軌側(OUT)車輪の結果のみを示してある。

いずれも4つの台車条件(表2のSS, SH, HS, HH)の結果を、同時にプロットしてある。横軸は走行距離を示す。1 mで緩和曲線に進入し、25 mの緩和曲線を通過の後、定常曲線を走行する。カントは緩和曲線において連続的に変化するが、スラックについては計算上の困難さから、すべての走行条件において一定としてある。

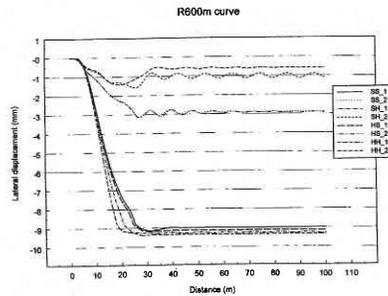
曲線半径が大きいR1000 mの条件では、フランジ接触せずに走行する。すべての台車の条件において、先頭輪軸の左右変位の方が大きく、1軸においては、SS, HS, SH, HHの順に大きくなる。すなわち、剛性が高くなるほど左右変位は大きくなる。また、SHの台車条件(軸ばねは柔、枕ばねは剛)では運動が不安定となり蛇行動作を起していることが分かる。通常の2軸台車では、枕ばね剛性を硬くすると安定化の方向にあるが、1軸台車では、枕ばね剛性が硬くなると不安定となる場合がある⁵⁾ことが、このシミュレーションでも認められた。

アタックアングルについては、前軸は負、後軸は正の方向にヨーイングする。すなわち、前・後軸とも操舵不足の状態である。軸箱支持剛性、枕ばね共に硬い場合(HH)では、操舵性能が悪く、比較的大きなアタックアングルを持つが、その他の台車ではほぼ同等の操舵性能であることがわかる。

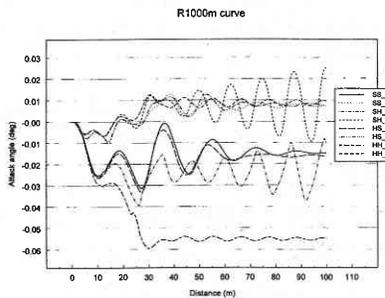
横圧についても以上の結果と同様であり、HHの条件のみ大きな横圧が発生する。その他の台車では、フランジ接触をしていないため、踏面で接触するが、踏面勾配による重力の水平成分と、アタックアングルによる横クリープ力



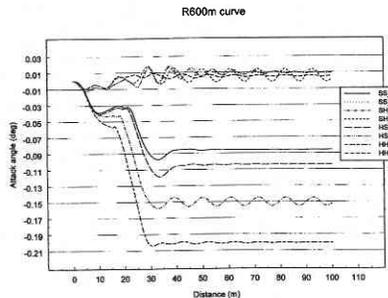
(a) 左右変位



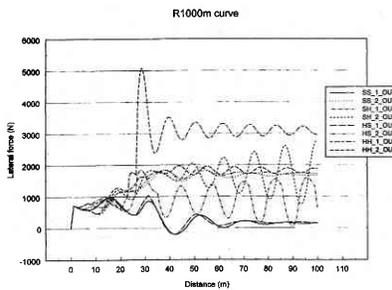
(a) 左右変位



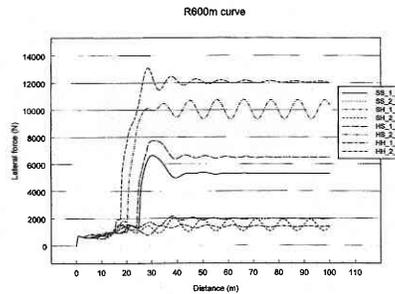
(b) アタックアングル



(b) アタックアングル



(c) 横圧



(c) 横圧

図2 シミュレーション結果 (曲線半径 1000 m)

図3 シミュレーション結果 (曲線半径 600 m)

がほぼ釣り合った状態となり、横圧の値は、1軸の外軌側では、ほとんど発生していない。

R600 mの曲線では、フランジ接触は生じないが、車輪とレールは曲率の大きいフランジ喉部で接触する。操舵性能として、アタックアングルをみると、R1000 mのときと同様に、SS台車をもっとも性能が良く、HH方式が最も悪い。いずれの台車も、前軸のアタックアングルは大きい、後軸はかなり小さくなっている。横圧についても、同様の傾向を示す。フランジ喉部での接触のため、車輪レールの接触角は大きく、そのため1軸の外軌側横圧は内側に作用する。

なお、HH方式の台車では、この速度においても、運動は不安定であり、ほぼ定常的な振動が生じており、ほぼ臨界速度に近い状態と考えられる。

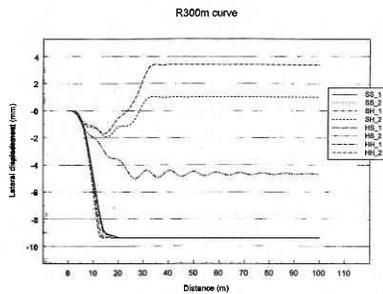
R300 mの小曲線では、すべての条件でフランジ接触が

発生する。一方、R600 m、R1000 mで不安定であったHH台車も、この条件では速度が低いため安定に走行する。フランジ接触が生じると、アタックアングルは、いずれの支持剛性の条件においてもほぼ同程度の値をとり、差が顕著には現れない。横圧が激しく振動しているのは、フランジ接触が定常的に生じずに、接触と非接触を繰り返しているためである。横圧の値もそれぞれの台車間で、ほぼ同程度の値をとるが、最も性能が劣るのは、やはりHHの条件である。

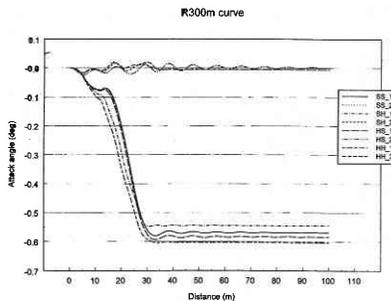
6. 考 察

台車の支持剛性、枕ばね剛性に関して特徴的な点を述べる。操舵性能が最も良好な条件は、今回の設定条件のなかでは、SS、すなわち軸箱支持剛性も枕ばね剛性共に小さい場合である。この結果は、通常の2軸台車においても見

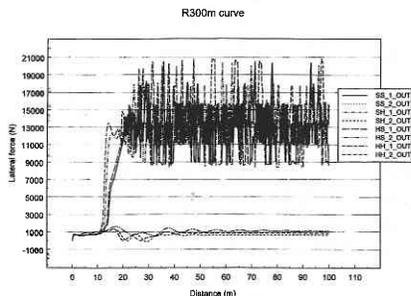
研究速報



(a) 左右変位



(b) アタックアングル



(c) 横圧

図4 シミュレーション結果(曲線半径300m)

られる傾向であり、輪軸の持つ自己操舵機能を阻害しない柔支持が好ましいことになる。軸箱支持剛性、枕ばね剛性共に硬くしたHHでは、安定性こそ確保されたものの、操舵性能は最悪となる。

軸箱支持剛性を柔支持に保ったまま、枕ばね剛性を硬くすると(SH)、高速域で運動は不安定になり、かつ横圧も増加し、最悪の結果となる。一方、剛性の条件を逆にした、枕ばねを柔支持、軸ばねを剛支持とした条件HSでは、SHほどの性能悪化は見られないが、柔支持台車であるSSよりは操舵性能が劣る。すなわち、軸ばね剛性の増加で曲線旋回も悪化する結果となった。

従来の2軸台車では、軸箱支持剛性の方が曲線旋回性能に与える影響は大きく、枕ばねは主として走行安定性に寄与する。今回の結果では、軸ばねの効果は2軸台車の特性と類似しているが、枕ばねの影響は異なる結果となった。

すなわち、枕ばね剛性も、操舵性能に対して大きな影響を与え、さらに、安定性については、剛性が高いと不安定になることもある。

2軸台車と異なる枕ばねの影響について、もう一点、特徴的な事柄は、後台車の左右変位の挙動である。R300mの小曲線をフランジ接触しながら旋回する条件では、枕ばね剛性によって、異なる特性を示す。硬い枕ばねの場合、その他の条件での曲線旋回状態と異なり、後軸の左右変位が正の値をとる。すなわち、後輪軸は内側へ変位することになる。このような挙動は、2軸台車において、軸箱支持剛性が非常に硬い剛体台車が、急曲線を通過するときの挙動に似ている。

以上のことから、1軸台車においては、枕ばねの剛性の選択が非常に重要であり、安定性ばかりか曲線旋回性能にも大きな影響を与えることになる。1軸台車の枕ばねは、2軸台車における軸箱支持剛性と似たような機能を持ちあわせていることであり、見方を変えると、1軸台車を2つ用いた1車両は、2軸台車の1台車と類似した特性を持っていると考えられる。

7. おわりに

1軸台車の曲線旋回特性を調べるために、マルチボディ・ソフトウェアを改良して曲線旋回の数値シミュレーションを行った。3通りの曲線旋回条件、4通りの台車条件での結果から、1軸台車においては、軸箱支持剛性のみならず、枕ばねの剛性も操舵性能に大きな影響を与えることが明らかになった。

今後は、枕ばねの剛性や牽引リンク装置の選択手法をより詳細に検討し、走行安定性と操舵性能の両立を図るための手法について、台車条件の前後非対称化を含めて、検討する予定である。

謝 辞

本研究に関して、財団法人日本財団補助事業である日本鉄道技術協会「高性能・低コスト1軸台車の開発」研究委員会の諸氏にご討論を賜った。関係各位に感謝します。

(1998年3月6日受理)

参 考 文 献

- 1) Suda, Y., JSME Int. National J., III-33-2, 1990, 176-182.
- 2) Suda, Y., Vehicle System Dynamics, 23, 1994, 29-52.
- 3) 須田, 生産研究, 46-4, 1994-4, 225-231.
- 4) Anderson, R. J., Fortin, C., Dynamics Laboratory Report, DL/RJA/90/1, Queen's Univ., 1990.
- 5) 小西・西村・鈴木, 日本機械学会第72期関西支部定時総会講演会, 1997-3.