

MBD シミュレーションに基づく車輪径差による電動機トルクの把握

○ [電] 門脇 悟志 (鉄道総合技術研究所)

Analysis of the motor torque with the different wheel diameter
based on Multi Body Dynamics simulation

○ Satoshi Kadowaki (Railway Research Technical Institute)

The author constructs the cooperation simulation system by Multi Body Dynamics analysis tools and electrical control simulation analysis tools. This paper reports the torque imbalanced analysis result between each traction motors, when one inverter drive four traction motors and wheel diameters differ in the vehicles.

キーワード：マルチボディダイナミクス，シミュレーション，電動機トルク，車輪径，複数台駆動

Key Words：Multi Body Dynamics, Simulation, Motor torque, Wheel diameter, Parallel drive

1. はじめに

近年，鉄道分野においてもマルチボディダイナミクス (MBD) 解析ツールを用いた研究が広く行われるようになっていく。これらの解析ツールでは，複雑な多自由度を有する系の運動解析を比較的容易に取り扱えるほか，車輪・レール間の非線形な接触問題についても取り扱うことができる¹⁾。

これまでの研究では，車両の運動解析を主眼とするもの^{2),3),4)}，弾性体解析と連成させた事例が報告されている⁵⁾。今回，車両の電気系に着目して MBD 解析ツールとの連成シミュレーションを構築した。本稿では，多くの通勤電車に採用されている 1 インバータで複数台誘導電動機駆動する主回路方式の車両で，同一車両内で車輪径を有するような場合に，どの程度のトルク差が生じるかを定量的に捉えるとともに，その差が車両運動特性にどのような影響を及ぼすのか解析を行ったので報告する。

2. 解析対象のモデル化

2.1 車両のモデル化

M 車と T 車から成る通勤電車 1 編成を M 車 1 両に換算したモデルで解析を行う。主な車両諸元及び軌道条件を表 1，表 2 に，今回シミュレーションの条件とした車輪径差を表 3 に示す。これらの条件で，汎用の MBD 解析ツール SIMPACK 上に図 1 に示すモデルを構成した。ここで，2 次バネは空気バネで構成し，主電動機の回転子から輪軸への駆動装置も簡易にモデル化している。また，250% 乗車の満車状態を想定して荷重は 20t とする。

表 1 車両諸元

車体長	19500 mm
車体幅	2950 mm
車体高	3675 mm
台車中心間距離	13800 mm
軸距	2100 mm
車体質量	19.9 t
台車質量	2.4 t
荷重条件	250 %
総重量	49.7 t
車輪踏面形状	修正円弧踏面

表 2 軌道条件

軌間	1067 mm
レール形状	50N レール (新品形状)

表 3 設定した車輪径

第 1 軸	830 mm
第 2 軸	830 mm
第 3 軸	827 mm
第 4 軸	824 mm

2.2 主電動機制御系のモデル化

1 インバータで 4 台の誘導電動機駆動する 1C4M 主回路

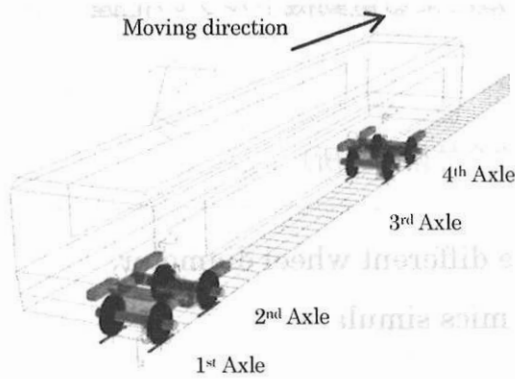


図 1 M車モデル

構成を対象とする。図2に電気車のベクトル制御系とMBD解析ツールとの構成の概略を示す。シミュレーションに用いた誘導電動機の状態方程式は以下の通りであり ω_1 , 回転角速度 ω_1 で回転する d-q 座標上の値として演算する。

$$\frac{d}{dt} \Phi_2 = -\frac{r_2}{L_2} \Phi_2 - j\omega_s \Phi_2 + \frac{r_2 M}{L_2} i_1 \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} i_1 = -\frac{R}{\sigma L_2} i_1 + \frac{r_2 M}{\sigma L_1 L_2} \Phi_2 - j\frac{M}{\sigma L_1 L_2} \omega_{re} \Phi_2 - j\omega_1 i_1 + \frac{1}{\sigma L_2} V_1 \quad (2)$$

$$T_q = p \frac{M}{L_2} (\phi_{2d} i_{1q} - \phi_{2q} i_{1d}) \quad (3)$$

$$R = r_1 + \frac{M^2}{L_2^2} r_2 \quad (4)$$

$$\sigma = 1 - \frac{M^2}{L_1 L_2} \quad (5)$$

ここで、 i_1 : 一次電流ベクトル、 V_1 : 一次電圧ベクトル、

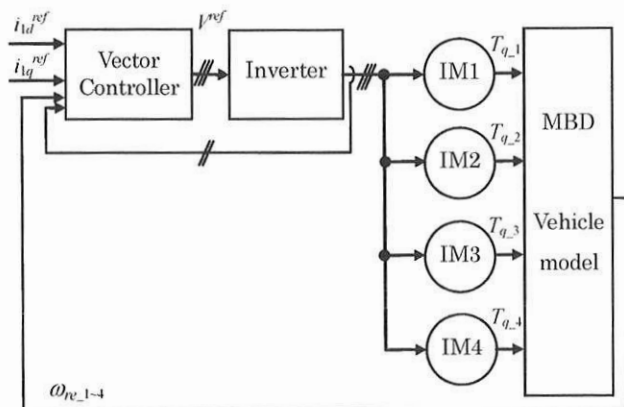


図 2 制御系の構成

Φ_2 : 二次鎖交磁束ベクトル、 r_1 : 一次抵抗、 r_2 : 二次抵抗、 L_1 : 一次インダクタンス、 L_2 : 二次インダクタンス、 ω_1 : 電源角速度、 ω_{re} : 回転子角速度、 ω_s : すべり角速度、 σ : 漏れ係数、 T_q : 電動機トルク、 p : 極対数。

ベクトル制御により、インバータに並列接続された 4 台の誘導電動機に流れる一次電流 i_{1d} i_{1q} が一定となるように定電流制御される。なお、ベクトル制御器へのフィードバック速度は 4 台の平均速度を用いる。また、主電動機特性は、最近の通勤電車に用いられている 100kW 級の電動機と同等とした。

3. シミュレーション結果

3.1 直線走行シミュレーション

構築したモデルで計算機シミュレーションを行った。シミュレーションでは、図 1 に示す通り第 4 軸を先頭に第 1 軸を最後尾とする方向に走行する。はじめに、直線軌道における走行シミュレーション結果を示す。比較のために図 3 は 1C1M の場合、図 4 は 1C4M の場合に起動加速した結果である。

ここで上から順に、 V_1 : 車輪速度[km/h]、 ω_{re} : 回転子角速度 (電気角) [rad/s]、 i_{1d} : 磁束分電流[A]、 i_{1q} : トルク分電流[A]、 ω_s : すべり角速度 (電気角) [rad/s]、 T_q : 電動機トルク[Nm]である。下付添字の数字 1~4 は、軸に対応したそれぞれの電動機を意味し、ref は指令値を意味する。すなわち、 $T_{q,1}$ ならば第 1 軸 IM1 の電動機トルクであり、 $i_{1q,ref}$ ならば q 軸電流指令値である。

図 3、図 4 どちらの結果とも第 1・2 軸と、第 3 軸、第 4 軸の車輪径差があるために、僅差ではあるが回転子角速度が異なっている。図 3 の 1C1M のときは、それぞれの主電動機 1 機に対して 1 対のインバータがあるため、既定の電動機トルクが出力されている。一方、図 4 に着目すると速度の上昇とともにトルク差が拡大していく様子が確認できる。速度 20km/h では最大 100Nm 程度の差となった。しかし、車両内 6mm、台車内 3mm 程度の車輪径差では走行性能に影響を及ぼすほどではない。

3.2 曲線走行シミュレーション

次に、曲線軌道における走行シミュレーション結果を示す。線路形状は最初の 20m を直線、次の 36m 区間を緩和曲線、以後は R300m の右曲線とし、曲線部のカント量は 90mm とした。

図 5 は 1C1M の場合、図 6 は 1C4M の場合の起動から定トルク域終端速度までの加速結果である。速度の上昇とともに電動機トルク差が乖離していき、直線走行のシミュレーション結果と同様の傾向を示した。図 7 は、1C1M と 1C4M の先頭第 4 軸と後方台車の先頭軸となる第 2 軸の外軌側となる左側車輪の走行位置に対する脱線係数 Q/P と横圧を表している。1C4M の場合、図 6 に示す通り各軸で電動機トルクが異なるものの、この差が脱線係数と横圧に殆ど影響しないことを確認できた。

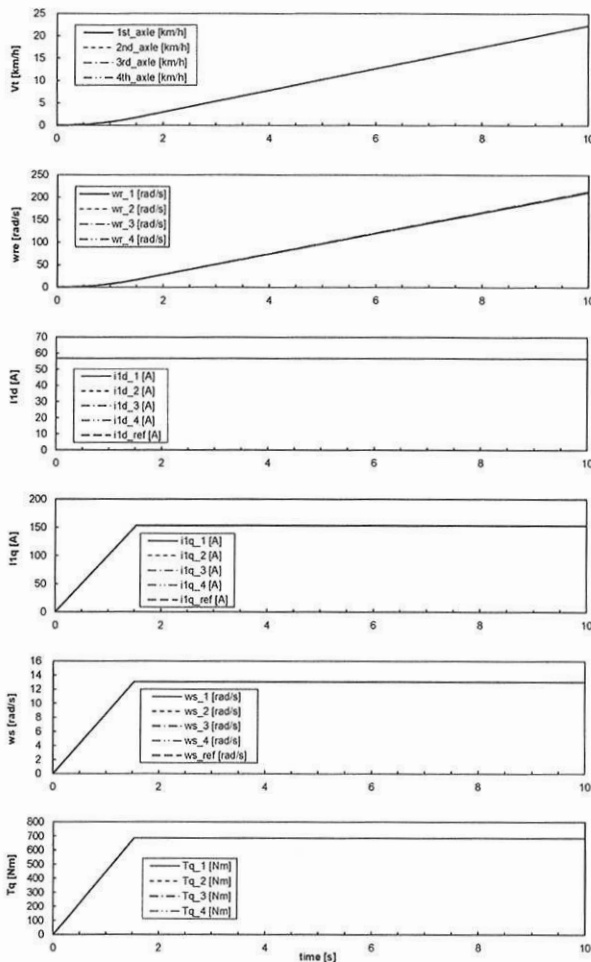


図3 1C1Mのシミュレーション結果
(直線走行)

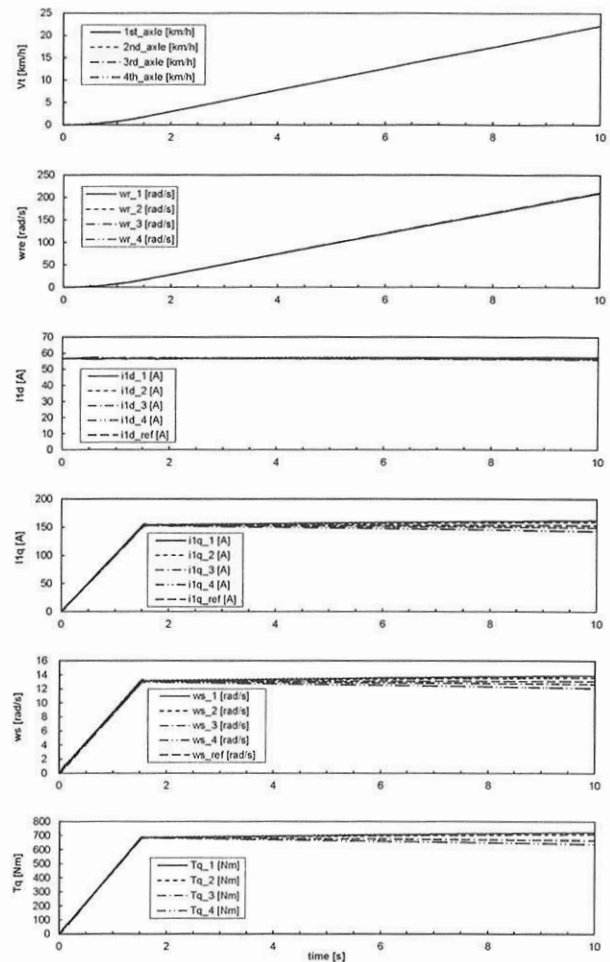


図4 1C4Mのシミュレーション結果
(直線走行)

4. まとめ

MBD 解析ツールを用いた力学系と主電動機制御系の連成シミュレーションを構成し、1C4M 主回路構成で同一車両内の車輪径差がある場合に生じる主電動機トルク差及びその影響を明らかにした。得られた知見を以下にまとめる。

- ・ 最大 6mm の車輪径差ならば、速度 20km/h で最大 11% 程度のトルクアンバランスが生じる。
- ・ 同条件における曲線走行シミュレーションの結果、1C1M でも 1C4M でも脱線係数や横圧に大きな差異は見られず、走行性能に大きな影響は及ぼさないことを確認した。

今後はこのシミュレーションツールを活用して、S 字曲線、縦曲線などの複雑な線形や軌道不整を考慮した条件での検討や、車輪およびレールの摩耗形状での検討など、より現実に近い様々な条件を加味した解析に役立てていきたいと考えている。

参 考 文 献

1) 宮本岳史：マルチボディダイナミクスによる車両運動シ

ミュレーション, RRR, 2008 年 10 月号, pp.2-5, 2008

2) 須田義大, 野村薫樹：マルチボディ・ダイナミクスによる車両運動解析, J-RAIL'95, pp.175-178, 1995

3) 柳川航一, 綱島均, 丸茂喜高, 松本陽, 佐藤安弘, 大野寛之：マルチボディダイナミクスを用いたライトレール車両の運動に関する研究, J-RAIL2006, pp.333-336, 2006

4) 道辻洋平, 仁科穰, 須田義大, 王文軍：マルチボディシミュレーションに基づく自己操舵性独立回転車輪台車の操舵系パラメータの設計, J-RAIL2007, pp.343-344, 2007

5) 宇治田寧, 沖野友洋, 舟津浩二：編成車両衝突解析に対するマルチボディダイナミクスの適用, 日本機械学会 2006 年度年次大会講演会, 2006

6) 渡邊朝紀, 山下道寛：複数台誘導電動機駆動電車の速度センサレス再粘着制御における車輪径差の影響, 電気学会交通・電気鉄道研究会, TER-00-65, pp.31-34, 2000

7) 渡邊朝紀, 山下道寛：車輪径差を考慮した複数台誘導電動機駆動電車の速度センサレス再粘着制御, 平成 13 年電気学会全国大会講演論文集, Vol.5, pp.2105-2106, 2001

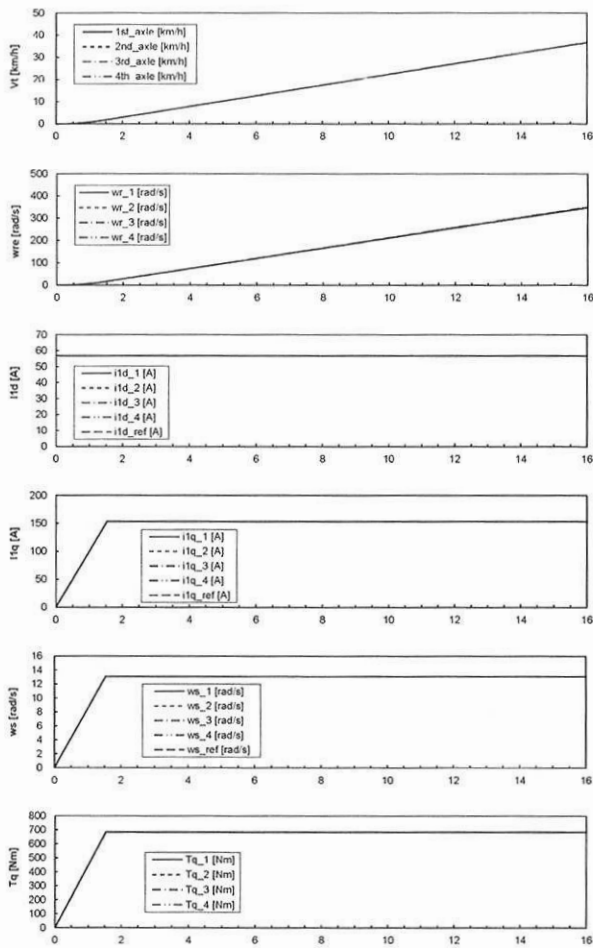


図5 1C1Mのシミュレーション結果
(曲線走行)

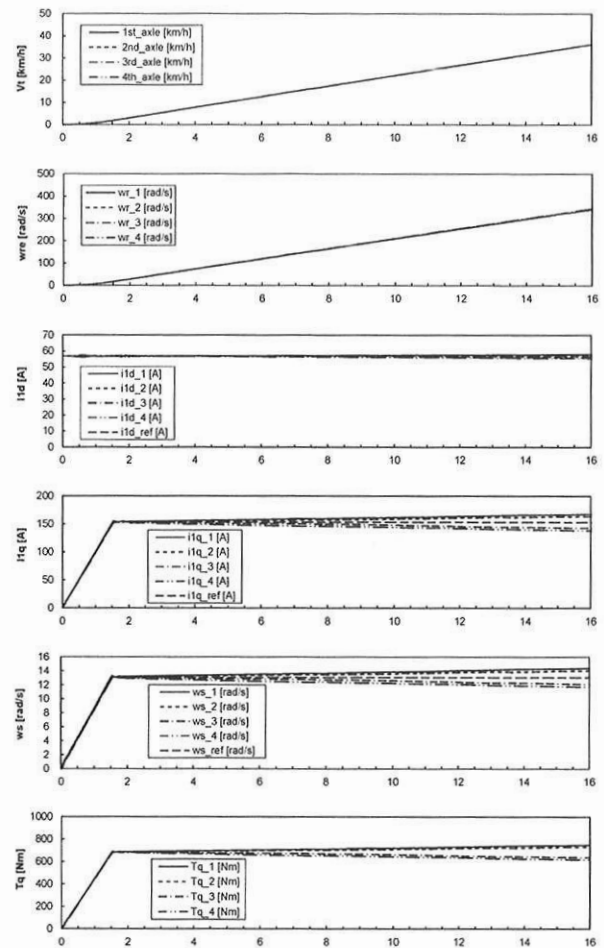


図6 1C4Mのシミュレーション結果
(曲線走行)

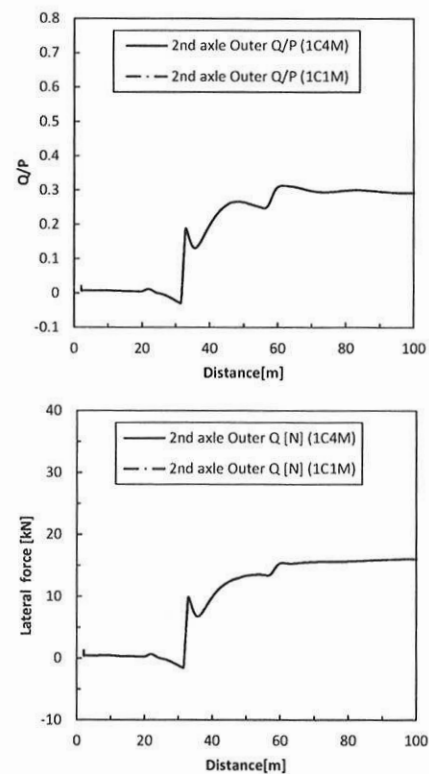
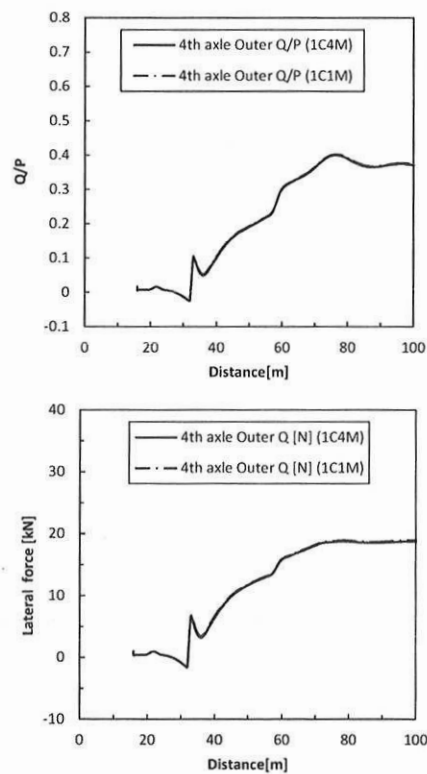


図7 第2軸・第4軸外軌側車輪の脱線係数・横圧比較 (曲線力行中)