

# 非線形な空気ばね特性を考慮した車両の 曲線通過シミュレーション

Curving Simulation of Vehicles with non linear Air Suspension

須田 義大\*・熊木 誠一郎\*

Yoshihiro SUDA and Seiichiro KUMAKI

## 1. はじめに

近年、鉄道の高速度およびメンテナンスの低減が大きな課題となっており、特に急曲線の多い在来線においては曲線通過速度の向上および横圧の低減を目的に車体傾斜装置や操舵台車等の研究・開発が盛んに行われ、それと同時に均衡速度以上の走行速度における車両の曲線通過シミュレーションも行われている。

しかし、通勤列車においては過密な列車運行ダイヤにより朝夕のラッシュ時にはしばしば低速走行となる。また安全性という観点からみれば低速でも大きな横圧が発生し、脱線係数も高くなることから低速での曲線通過シミュレーションも重要であると考えられるが、その検討例は少なく、特に急曲線においては実測結果をうまく説明できない場合がある。鉄道車両にはLV (Leveling Valve) とよばれる車体床面の高さや連結器の高さを自動的に一定に保つための高さ調整装置が付いている。また、万が一が一方の空気ばねがパンクすると左右の高さが変わり、車体が大きく傾く恐れがあるので、それを防ぐ目的で差圧弁(Differential Pressure Valve: DPV) とよばれる安全装置が取り付けられている。一般に均衡速度やそれ以上の高速走行におけるシミュレーションの場合にはLVや差圧弁の影響を無視できるが、低速走行の場合には無視できないと考えられる。しかし、汎用の曲線通過シミュレーションプログラムの車両モデルにはそれらが含まれていない場合が多い。それが計算値と実測値がなかなか合わない原因のひとつであると考えられる。

そこで今回マルチボディ・ダイナミクス・ソフトウェア「A'GEM」<sup>1)</sup>を改良し、空気ばねモデルを従来の線形なばね・ダンパ並列モデルからLVおよび差圧弁を含む非線形な特性をもつ空気ばね系モデルに変更した。その改良した

\*東京大学生産技術研究所 第2部

「A'GEM」を用いて曲線通過シミュレーションを行い、その計算結果を実測結果と比較した。

## 2. 計算モデル

### 2.1 記号

本論文で使用する主な記号は以下の通りである。

- $A$  : 絞り開口面積
- $A_S$  : 空気ばね有効受圧面積
- $C_d$  : 絞り部の流量係数
- $F$  : 空気ばね上下力
- $g$  : 重力加速度
- $M_B$  : 車体質量
- $P_0$  : 中立高さでの空気ばね本体の圧力
- $P_{AT}$  : 大気圧
- $P_D$  : 絞り下流(低圧側)圧力
- $P_S$  : 空気ばね内圧
- $P_U$  : 絞り上流(高圧側)圧力
- $Q_1$  : 補助空気室から空気ばね本体へ流入する空気質量
- $Q_2$  : LVから空気ばね本体へ流入する空気質量
- $Q_3$  : 差圧弁から補助空気室へ流入する空気質量
- $q$  : 絞りを通過する質量流量
- $V_A$  : 中立高さでの空気ばね本体の体積
- $V_B$  : 補助空気室の体積
- $Z_S$  : 空気ばね上下たわみ
- $\kappa$  : 空気の比熱比
- $\rho_0$  : 中立高さでの空気ばね本体の空気密度
- $\rho_U$  : 絞り上流空気密度

### 2.2 車両モデル

対象とする車両は通勤型車両で台車はボルスタレス式のもの考える。車両モデルは1車両モデルとし剛体数は車体、台車×2、輪軸×4の計7とした。また自由度数は以下のように17自由度とした。

研究速報  
 車体・台車：左右，ヨーイング，ローリング  
 輪軸：左右，ヨーイング

空気ばね上下方向以外のばね，ダンパはすべて線形とした。また空気ばね上下方向のモデルについてであるが，Fig. 1のように従来の線形なばね，ダンパ並列系のうちダンパのみ線形なダンパとしてそのまま残し，ばねは新たに非線形な特性を持った外力としてモデルに加えることにした。

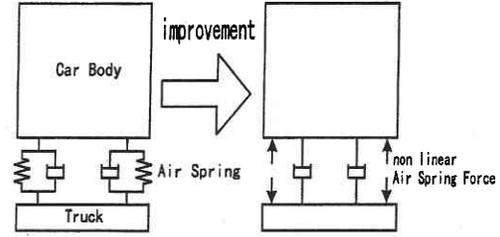


Fig. 1 Dynamic model of vehicle

2.3 空気ばねモデル

2.3.1 空気ばね系

空気ばね系の概略図を Fig. 2に示す。空気ばねは本体と補助空気室からなり，空気ばねのたわみ量を一定範囲内にするためにLV（高さ調整弁）がつけられている。LVは空気ばねのたわみが設定値を越えると給・排気弁が開き，給・排気して空気ばねたわみは設定値以内に返されるもので振動に応答しないように不感帯と片効きダンパによる時間遅れ特性をもつ。不感帯を越す空気ばね伸縮が作動遅れ時間以上継続した場合のみ給・排気を行う。しかし給・排気中に空気ばねたわみが不感帯に入った場合には時間遅れは生じずに，瞬時に給・排気動作は停止する。また左右の空気ばねは差圧弁（DPV）を通じてつながっている。差圧弁は左右2つの空気ばねの圧力差が差圧弁設定圧以上になると弁が開き，高圧側から低圧側に空気が流れることによって圧力差を設定値以下に保つ。

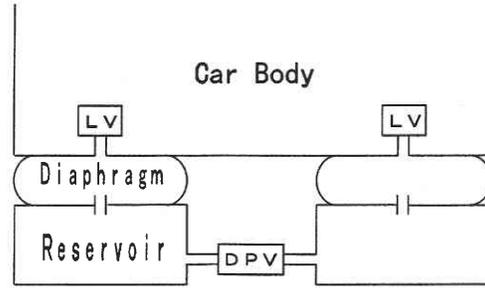


Fig. 2 Air suspension system model

2.3.2 空気ばね内圧および空気ばね上下力

中立高さでの空気ばね本体の体積，空気質量，圧力をそれぞれ  $V_A$ ， $\rho_0 V_A$ ， $P_0$ とする。いま Fig. 3のように空気ばねが  $Z_s$  だけ伸びたとき空気ばね本体には補助空気室から質量  $Q_1$ の空気が流入し，またLVからは質量  $Q_2$ の空気が流入したとする。このとき空気ばね本体の内圧  $P_0 + P_1$ は次式で表される<sup>2),3)</sup>。

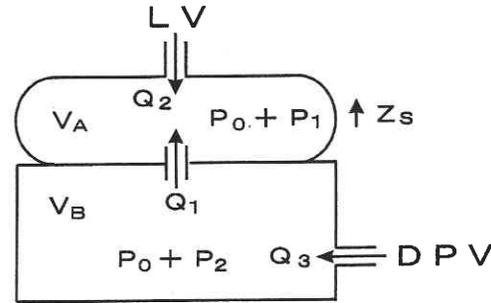


Fig. 3 Air spring model

$$P_0 + P_1 = P_0 \left\{ \frac{\rho_0 V_A + Q_1 + Q_2}{\rho_0 (V_A + A_s Z_s)} \right\}^\kappa$$

また補助空気室には差圧弁から質量  $Q_3$ の空気が流れ込むので，このとき補助空気室の内圧は次式で表される。

$$P_0 + P_2 = P_0 \left\{ \frac{\rho_0 V_B - Q_1 + Q_3}{\rho_0 V_B} \right\}^\kappa$$

定常状態では空気ばね本体内圧 = 補助空気室内圧となるので  $P_0 + P_1 = P_0 + P_2 = P_s$ とくと空気ばねの内圧  $P_s$ は

$$P_s = P_0 \left\{ \frac{V_A + V_B + (Q_2 + Q_3) / \rho_0}{V_A + V_B + A_s Z_s} \right\}^\kappa$$

となり，この空気ばね内圧から空気ばね上下力  $F$ が以下

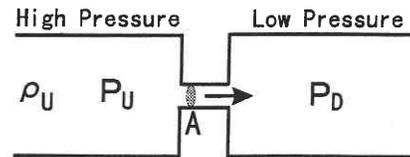


Fig. 4 Air flow of LV and DPV

の式で求められる。

$$F = A_s (P_s - P_{AT}) - M_{BG} / 4$$

2.3.3 LV および差圧弁を流れる空気流量

LV および差圧弁を流れる空気流量は Fig. 4のように絞りを通る空気として扱う。絞りを通過する空気流量は絞りの上流圧力  $P_U$ と下流圧力  $P_D$ の比  $P_D/P_U$ によって決まる。このとき質量流量  $q$ は次式で求められる<sup>4)</sup>。

$$(1) \frac{P_D}{P_U} \geq \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \text{ の場合}$$

$$q = CdA \sqrt{P_U \cdot \rho_U \cdot \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left(\frac{P_D}{P_U}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_D}{P_U}\right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right\}}$$

$$(2) \frac{P_D}{P_U} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \text{ の場合}$$

$$q = CdA \sqrt{P_U \cdot \rho_U \cdot \kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}}$$

### 3. 曲線通過シミュレーション結果

「A'GEM」を改良し、2.3に示したような非線形な空気ばね系モデルを追加して曲線通過シミュレーションを行った。軌道、車両走行速度、およびLV、差圧弁作動条件を以下のように設定し、計算を行った。また車両の計算諸元は一般的な通勤型車両のものをを用いた。

(1) 軌道条件：

- 0~20m : 直線
- 20~80m : 緩和曲線
- 80~150m : 円曲線
- 曲線半径403 m, カント100 mm, スラック 5 mm  
(均衡速度69 km/h)

なお、レール断面形状には50Nレールを使用し、車輪・レール間摩擦係数は第1軸内軌側脱線係数の実測値から推定した値を用いた。

(2) 車両走行速度：20km/h, 40km/h, 70km/h

(3) LV 不感帯：± 5 mm, LV 作動時間遅れ：3 sec

差圧弁設定圧：0.08 MPa

計算結果のうち走行速度20 km/hの場合における空気ばねたわみ（縮む方向を正）、空気ばね内圧、車体および台車のローリング角（曲線内側方向を正）、第1軸・第3軸輪重についてのシミュレーション結果をFig. 5に示す。図の凡例中、NO.1・NO.2はそれぞれ前台車・後台車を、#1・#3はそれぞれ第1軸・第3軸を示している。またINSIDE・OUTSIDEはそれぞれ内軌側・外軌側を示している。

空気ばねたわみであるが緩和曲線内の軌道ねじれによる影響で前台車の場合緩和曲線から円曲線に入るところ(80m付近)で伸び縮みが入り替わる。一方、後台車は前台車よりも大きなたわみが生じ、伸び縮みが入り替わるような変化はない。空気ばね内圧は対角方向に変化し、前台車外軌側と後台車内軌側が高くなり、前台車内軌側と後台

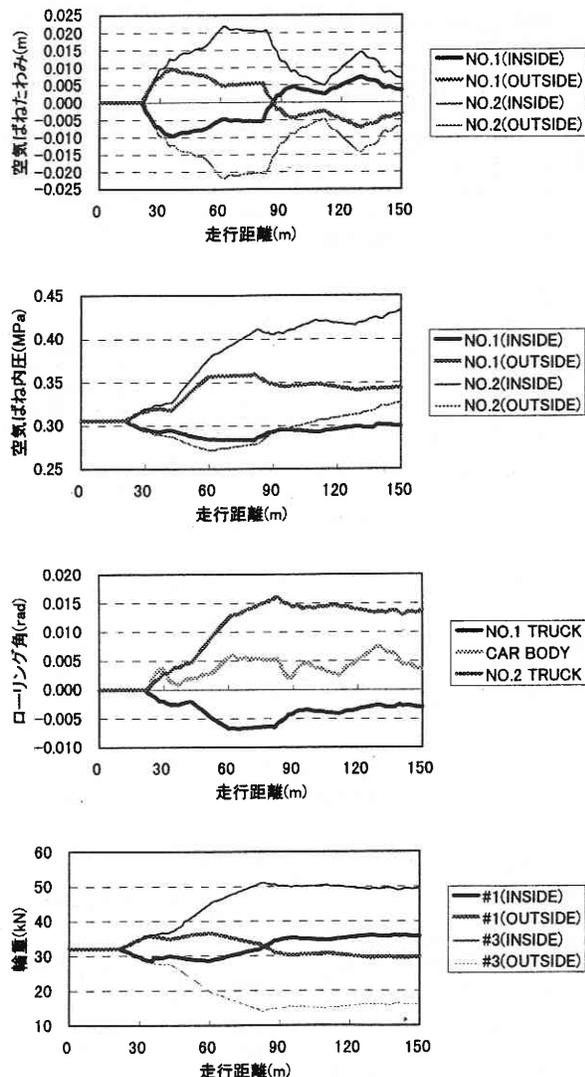


Fig. 5 Simulation Results (With LV and DPV)

車外軌側が低くなる。また後台車では左右空気ばねの内圧差が大きくなり、差圧弁設定圧をこえるため差圧弁が緩和曲線内から継続的に開いている。車体のローリング角はLV、差圧弁の非線形性の影響で不規則な波形になり、オーバカントのための曲線内側方向に傾斜している。一方、台車の前後で反対方向にロールし、前台車は曲線外側に、後台車は曲線内側にロールする。輪重は空気ばねたわみ同様に1軸（前台車）では緩和曲線から円曲線に入るところで内・外軌の輪重変動が逆になる。また3軸（後台車）では内・外軌の輪重アンバランスが非常に大きく、特に外軌側では約50%の輪重抜けを生じている。

次にLV不感帯および差圧弁設定圧を十分大きくし、LV、差圧弁が動作しないようにした場合のシミュレー

研究速報

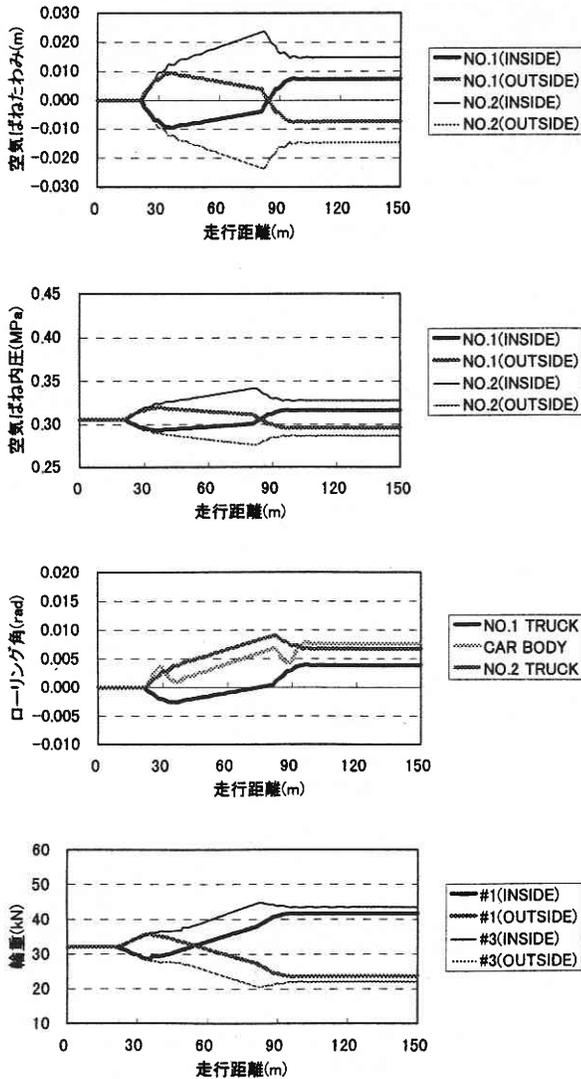


Fig. 6 Simulation Results (Without LV and DPV)

シオン結果を Fig. 6に示す。

空気ばねたわみはLV, 差圧弁が作動する場合と同じ傾向であるが全体的に若干大きくなっている。空気ばね内圧の変化は空気ばねたわみが大きいにもかかわらず、空気ばね内の空気質量が変化しないためにLV, 差圧弁が作動する場合に比べ小さくなっている。台車のローリング角は空気ばね力が小さくなるために大幅に減少するが、車体のローリング角は若干大きくなる。また、円曲線内では、前・後台車ともに曲線内側にロールしている。輪重は円曲線においては1軸・3軸つまり前・後台車間の輪重アンバランスはほぼなくなる。このため後台車における内・外軌の輪重アンバランスは減少し、3軸外軌側の輪重抜け率は約30%となる。このことからLVは前台車の輪重抜け防止

には効果があるが、後台車では逆に輪重抜けを増大してしまうことがわかる。一般的にこれを防ぐには差圧弁の設定圧を低くすることが有効である。

さらに第1軸外軌側横圧の計算値と実測値の比較を Fig. 7に示す。なお、比較のため改良前の線形なばね・ダンパ並列系モデルでの計算結果も示す。

均衡速度 (70 km/h) においては計算モデルによる差はなく計算値と実測値がほぼ一致している。しかし低速走行になるほど改良前のモデルおよびLV, 差圧弁が作動しないモデルの計算値が増大するのに対し、LV, 差圧弁が作動するモデルでは実測値と同様に走行速度によらずほぼ一定の値となっている。このことから低速走行における曲線通過シミュレーションにおいてはLV, 差圧弁を含む非線形な空気ばね系を考慮しなければならないことがわかる。

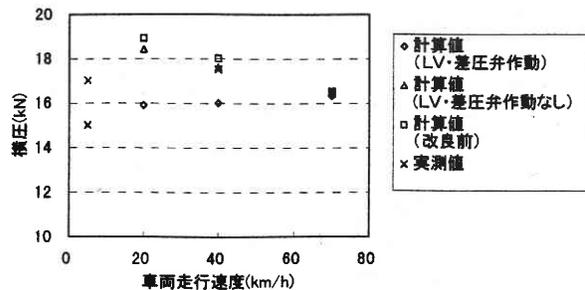


Fig. 7 Comparison of Lateral Force

4. 結 論

本研究をまとめると以下ようになる。

- (1) 今回マルチボディ・ダイナミクス・ソフトウェア「A'GEM」を改良し、非線形な空気ばね系をモデルに追加した。
  - (2) 非線形性を考慮したことにより実際の車両の挙動を物理的に説明できるようになった。
  - (3) 低速走行における曲線通過シミュレーションにはLV, 差圧弁を含む非線形な空気ばね系モデルを用いた計算が必要であることを実測値と比較することにより明らかにした。
- (1997年2月28日受理)

参 考 文 献

- 1) Ronald. J. Anderson, A'GEM Rail Vehicle Dynamics Software Package Users Manual (1994).
- 2) 小柳, 機論, 52-480 (1986), 2084.
- 3) 小柳, 機講論, No 860-13 (1986), 73.
- 4) 佐藤・平林, 東急車輛技報, 45 (1995), 2.
- 5) 弘津・他3名, 機構論, No940-57 (1994), 269.
- 6) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス (1994).