非線形な空気ばね系を考慮した車両の曲線通過特性の研究*

須田 義大^{*1}, 熊木 誠一郎^{*2}

Study on Curving Characteristic of Vehicles with non linear Air Suspension

Yoshihiro SUDA and Seichiro KUMAKI

This paper presents the dynamic analysis of curving behavior of railway vehicles. Curving simulation of vehicles running at low speed is important from a point of view of safety. But it haven't often been done and results of simulation usually different from measured them. Though the influence of leveling valves and differential pressure valves can be generally ignored in the case of simulation of vehicles running at high speed, the effects of them must be considered at low speed. Therefore we improved A'GEM which is multibody dynamics software to add non linear air suspension with leveling valves and differential pressure valves. The results of curving of simulation were compared with experiments with good agreement.

Key Words: Railway, Dynamics of Machinery, Modeling, Transient Response, Railway Vehicle, Curving Simulation, non linear Air Suspension, Leveling Valve, Differential Pressure Valve, Multibody Dynamics

1. 緒言

近年、鉄道的高速化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。鉄道車両には自動高さ調整弁 (Leveling Valve : LV) とよばれる車体床

面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、万が一片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空気ばねモデルでは線形なばね・ダンパ振動モデルが用いられていて、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」⁽¹⁾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モデルに変更した。その改良した「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。

* 原稿受付 1997年3月5日。

^{*1} 正員, 東京大学生産技術研究所(〒106 東京都港区六本木7-22-1)。^{*2} 正員, 東急車輛製造(株)(〒236 横浜市中区大川3-1)。

2. 記号

本論文で用いる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_1 : 空気ばね本体の圧力変動
- P_2 : 補助空気室の圧力変動
- 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
- κ : 空気の比熱比
- ρ_0 : 中立高さでの空気ばね本体の空気密度
- ρ_u : 絞り上流空気密度

3. 計算モデル

3.1 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方式のものを考える。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。

- 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、図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

3.2 空気ばねモデル

3.2.1 空気ばね系 空気ばね系モデルの概略図を図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。反対に、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。

このように従来のばね・ダンパ並列モデルでは一定のばね定数を用いて空気ばねのたわみ量のみで空気ばね力が決められていたが、LVおよび差圧弁を空気ばね系モデルに組み込むことにより、空気ばねたわみ量、空気ばね内圧、時間をパラメータとした非線形な空気ばね力を計算でき、より現実的な空気ばねの挙動を再現できると考えられる。

Fig.2 Air suspension system model

3. 2. 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。いま図 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 L V 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^(2,3)。

$$P_0 + P_1 = P_0 \left\{ \frac{\rho_0 V_A + Q_1 + Q_2}{\rho_0 (V_A + A_s Z_s)} \right\}^{\kappa} \quad (1)$$

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。

$$P_0 + P_2 = P_0 \left\{ \frac{\rho_0 V_B - Q_1 + Q_3}{\rho_0 V_B} \right\}^{\kappa} \quad (2)$$

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

$$P_s = P_0 \left\{ \frac{V_A + V_B + (Q_2 + Q_3) / \rho_0}{V_A + V_B + A_s Z_s} \right\}^{\kappa} \quad (3)$$

となり、この空気ばね内圧から空気ばね上下力 F が以下の式で求められる。

$$F = A_s (P_s - P_{AT}) - M_{Bg} / 4 \quad (4)$$

Fig.3 Air spring model

3. 2. 3 L V および差圧弁を流れる空気流量

L V および差圧弁を流れる空気の流量は図 4 のように絞りを流れる空気として扱う。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⁽⁴⁾。

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

$$q = C_d A \sqrt{P_U \cdot \rho_U \cdot \frac{2 \kappa}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{P_D}{P_U} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_D}{P_U} \right)^{(\kappa + 1)/\kappa} \right\}} \quad (5-a)$$

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

$$q = C_d A \sqrt{P_U \cdot \rho_U \cdot \kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa + 1)/(\kappa - 1)}} \quad (5-b)$$

Fig.4 Air flow of LV and DPV

4. 曲線通過シミュレーション

4. 1 計算条件 「A'GEM」を改良し、3.2 に示した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 L V、差圧弁作動条件を以下のように設定し、計算を行った。また今回の計算に用いた車両の諸元を表 1 に示す。

(1) 軌道条件：

0～20m : 直線

20～80m : 緩和曲線

80～150m : 円曲線

曲線半径 403m、カント 100mm、スラック 5mm

(均衡速度 69km/h)

なお、レール断面形状には 50 N 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。また、後に出てくる横圧の実測値はこの軌道条件と全く同一の軌道を実際の車両が走行した際の走行試験データである。

(2) 車両走行速度：20km/h、40km/h、70km/h

(3) L V 不感帯：±5mm、L V 作動時間遅れ：2sec

差圧弁設定圧：0.08MPa

4.2 シミュレーション結果

4.2.1 LV、差圧弁が作動する場合

以下図5に4.1の計算条件を用いて曲線通過シミュレーションを行った結果の一例を示す。ここでは車両走行速度 20km/h の場合における計算結果 6 項目について示す。順に空気ばね上下たわみ（縮む方向を正）、空気ばね内圧、LV 空気流量、差圧弁空気流量、空気ばね内空気質量の変化、車体・台車ローリング角（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である。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。

Table1 Specification of Calculation Model

Name	Unit	Value
Carbody mass	kg	18535
Truck mass	kg	1589.5
Wheelset mass	kg	1104
Inertial radius of car body mass in roll	m	1.391
Inertial radius of car body mass in yaw	m	5.687
Inertial radius of truck mass in roll	m	0.635
Inertial radius of truck mass in yaw	m	1.135
Inertial radius of wheelset mass in yaw	m	0.54
Height of center of gravity of car body mass	m	1.788
Height of center of gravity of truck mass	m	0.6
Wheel radius	m	0.43
Height of secondary suspension	m	0.948
Height of secondary lateral damper	m	0.85
Height of trailing equipment	m	0.41
Wheelbase	m	2.1
Center distance between trucks	m	1.38
Distance between contact points of wheels and rail	m	1.12
Distance between primary suspensions	m	1.64
Distance between secondary suspensions	m	1.93
Longitudinal stiffness of primary suspension per wheelset	N/m	36×10^7
Lateral stiffness of primary suspension per wheelset	N/m	34×10^7
Vertical stiffness of primary suspensions per wheelset	N/m	1.52×10^6
Longitudinal stiffness of secondary suspension per truck	N/m	1.6×10^5
Lateral stiffness of secondary suspension per truck	N/m	2.7×10^5
Lateral damping of secondary suspension per truck	Ns/m	8.0×10^4
Vertical damping of secondary suspension per truck	Ns/m	4.82×10^4
Longitudinal stiffness of trailing equipment per truck	N/m	7.65×10^6
Wheel conicity		1/20
Volume of air spring	m ³	0.022
Volume of auxiliary air tank	m ³	0.047
Effective area of air spring	m ²	0.222
Pressure in main reservoir	Pa	8×10^5
Flow coefficient at choke of leveling and differential valves		0.7
Choke area of leveling and differential valves	m ²	7.07×10^{-6}

Fig.5 Simulation Results (With LV and DPV)

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)で伸び縮みが入れ替わる。一方、後台車は円曲線内で伸び縮みが入れ替わり、同区間では前台車よりもたわみ量は小さくなる。また、たわみが不感帯をこえるために緩和曲線内では前・後台車とも、円曲線内では前台車のみLVによる給・排気が行われている。空気ばね内圧は緩和曲線に入ると対角方向に変化し、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車外軌側が低くなる。前台車に比べて後台車の左右空気ばねの内圧差は大きくなり、差圧弁設定圧をこえるため差圧弁がわずかな間開いている。そして円曲線に入ると前台車の左右空気ばねの内圧差は小さくなるが、後台車では内圧差が大きいままである。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、オーバーカントのため曲線内側方向に傾斜している。一方、台車は緩和曲線内では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。しかし円曲線に入ると前台車も曲線内側方向にロールするようになる。輪重は1軸(前台車)では緩和曲線内で内・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40%の輪重抜けを生じている。

4.2.2 LV、差圧弁が作動しない場合 次にLV不感帯および差圧弁設定圧を十分大きくし、L

V、差圧弁が作動しないようにした場合のシミュレーション結果の一例を図6に示す。ここでは同様に車両走行速度20km/hの場合における計算結果を示すが、LV、差圧弁に空気は流れないので空気流量および空気質量に関する結果は省略する。

この計算条件においてはLV、差圧弁に空気は流れないので、空気ばね系モデルとしてはLV、差圧弁がない封じ込めの空気ばねである。したがって、この場合の空気ばね系モデルは従来の線形なばね・ダンパ並列モデルと等価であると考えられる。

Fig.6 Simulation Results (Without LV and DPV)

空気ばねたわみはLV、差圧弁が作動する場合に比

べてかなり大きくなっていて、円曲線内では前・後台車のたわみは同じになる。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。車体のローリング角はLVによる高さ調整がないためかなり大きくなることがわかる。一方、台車のローリング角は空気ばねたわみと同様に円曲線内では前・後台車で等しくなる。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。

5. 考察

シミュレーション結果の妥当性を判断するために実測値との比較を行う。第1軸外軌側横圧の計算値と実測値の比較を図7に示す。計算値にはLV、差圧弁が作動する場合(LV・DPV-ON)と作動しない場合(LV・DPV-OFF)を示す。ここで、比較する横圧の実測値は既述の通り、シミュレーションの軌道条件と全く同一の軌道を実際の車両が走行した際の走行試験データである。

Fig.7 Comparison of Lateral Force

均衡速度(70km/h=19.4m/s)においては計算モデルによる差はほとんどない。これは車両が短時間で曲線を通過することからLVの作動時間も短くなり、結果としてLV、差圧弁による影響が小さくなるためである。しかし、低速走行になるほど両者の差は大きくなり、極低速ではLV、差圧弁が作動するモデルの方

が実測値に近い値となっていて、実測結果をうまく説明できるようになった。これは低速になるほどLV、差圧弁の作動による空気ばねの非線形性の影響が輪重等の計算結果に大きく反映するために、LV、差圧弁が作動するモデルでは実測値と同様に極低速で横圧が大きくならないと説明できる。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。

今後の展開であるが、本報においては実測値との比較は横圧のみであったが、さらに走行試験を行い、空気ばね内圧や車体ロール角等の他の項目についても実測値との比較を行う必要があると考えられる。また、それを行うことによって空気流量係数等の諸元値を同定することが可能になる。また、今後プログラムに制御アルゴリズムを組み込み、アクティブサスペンションをもった車体傾斜制御装置付車両への適用なども考えられる。

6. 結言

本研究の結論は以下の通りである。

- (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、非線形な空気ばねシステムをモデルに追加したことにより、今後アクティブサスペンション等のモデル化も可能であることを確認した。
- (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。

文献

1. Ronald J. Anderson, A'GEM Rail Vehicle Dynamics Software Package Users Manual (1994)
2. 小柳、機論, 52-480, C (1986), 2084-2089.
3. 小柳、機講論, No860-13 (1986), 73-76.
4. 佐藤・平林、東急車輛技報, 45 (1995), 2-16.
5. 弘津・他3名、機講論, No940-57(1994), 269-272.
6. 日本機械学会編、鉄道車両のダイナミクス (1994)