

3513 車体支持装置による車両運動性能向上に関する解析

Analysis of Improvement of Running Performance by Secondary Suspension

正 [機] 足立 昌仁(JR 東海)

Masahito ADACHI, Central Japan Railway Company, 1545-33 Oyama Komaki-shi Aichi, JAPAN

The main purpose of this study is to investigate how to improve the running performance by the secondary suspension of the railway vehicle with the aim of high speed curving. In this paper the analysis and the simulations about ride comfort on curves and running stability are conducted. On ride comfort on curves, it is confirmed that how much the stationary lateral acceleration is reduced by new method of adding the auxiliary lateral springs between the car body and the bogie without changing the lateral and the vertical vibrations of the car body. On running stability, it is confirmed that how effective yawing rotational stiffness and lateral damping between bogie and car body are in running stability, and it is concluded that the lateral damper can heighten running stability without yaw dampers between bogie and body, even if the yawing rotational stiffness is smaller than conventional one.

Keyword : ride comfort, running stability, curving performance, bogie, lateral damper, yaw damper

1. はじめに

鉄道において、到達時間の短縮を行うためには、車両の曲線通過速度を向上することが必要である。このためには、高速で曲線通過する際の車体の左右定常加速度の低減、高速走行安定性（特にヨーダンパフェイル時）の確保、急曲線通過時の横圧低減などを実現することが重要である。最近では、左右定常加速度や横圧の低減策として、振り子式や操舵台車が国内の在来線特急車両で採用されているが、重量増を考慮すると、高速車両に必ずしも適しているわけではない。しかし、現実的には、それ以外の方法で、曲線通過性（特に急曲線）と高速走行安定性を更に向上することは、難しい課題である。

ここでは、曲線通過性および走行安定性の向上を目指し、新幹線車両の2次サスペンションに新たに左右ばねを追加した場合や、車体支持装置のばね・減衰特性を変更した場合について、曲線挙動や蛇行動に関する理論解析とシミュレーション解析を実施している。

2. 研究目的

本研究は、台車～車体間の車体支持装置による、車両運動性能の向上可能性を見極めることを主眼としている。ここでの車両運動性能とは、以下の3つである。

- (1) 曲線乗心地（左右定常加速度の低減）
- (2) 走行安定性（ヨーダンパフェイル時の蛇行動速度向上）
- (3) 曲線通過性（急曲線通過時の定常横圧の低減）

但し、(2)と(3)については、互いに相反する性質であることから、両者を両立する方法について検討している。

上記の性能を向上する方法については、次の通りである。

- (1) 曲線乗心地においては、空気ばねの他に、新たに左右方向に補助的なばね（以下、補助ばね）を追加している。
- (2) 走行安定性と曲線通過性の両立については、台車～車体間のヨー回転方向の減衰と剛性を対象とし、左右動ダンパの取付位置と空気ばね剛性に注目している。

3. 解析条件

3.1 解析モデル

本研究では、2種類の解析を実施している。一つは、単純化した断面モデルによる定性分析、もう一つが、1車両モデルによる時刻歴シミュレーションである。

定性分析に用いた断面モデルは、曲線乗心地については、Fig.1、走行安定性については、Fig.2の通りである。補助ばねは、Fig.1とFig.2に示すように、台車側より上に置かれている。

Fig.1の台車～車体間の左右剛性は、2モデルとも同じとなるように、補助ばねモデルでは、空気ばねと補助ばねの両方で左右剛性を分担している。補助ばねの剛性と高さは、 n と m の2つのパラメータで表現している。

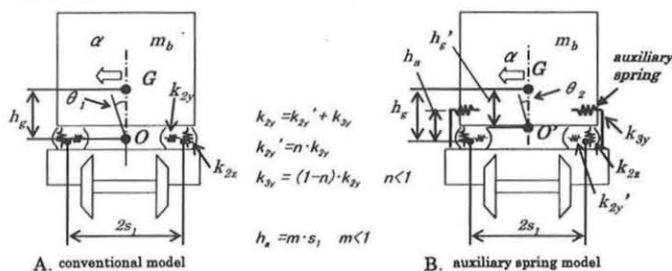


Fig.1. Cross section model on ride comfort on curves

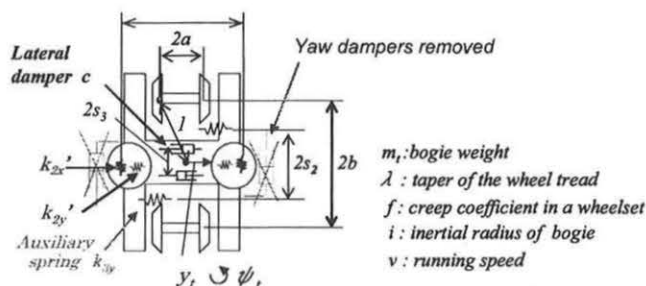


Fig.2. Cross section model on running stability at high speed

Fig. 3に、時刻歴応答シミュレーションに用いた1車両モデルを示す。シミュレーション解析には、英国の解析プログラム「VAMPIRE」を使用している。1車両モデルは、1車体2台車4輪軸で、車体と台車は各6自由度、輪軸はピッチを除く5自由度の計38自由度である。車輪とレールのクリアランス力は、新幹線の円弧踏面と60kgレールの接触データを使用し、カルカーの非線形クリープ理論を用いて計算している。

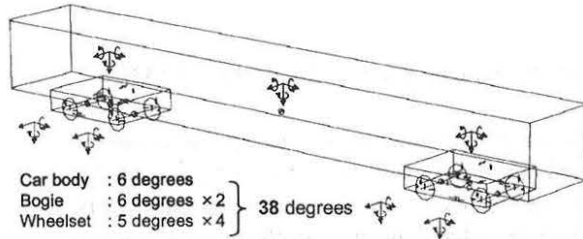


Fig. 3. One vehicle model on time domain simulation

3.2 シミュレーション条件

高速曲線通過時の左右定常加速度に関する解析については、R3000、カント160、走行速度230km/hとしている。横圧低減に関する解析については、R400、カント160とし走行速度は90km/hとしている。

走行安定性の解析については、直線軌道上に3つの正弦波上の通り狂いを設定しており、片振幅は3mm、波長は83.3mとしている。

4. 曲線乗心地の向上

4.1 断面モデルによる車体傾斜角の検討

ここでは、簡略化した断面モデル Fig. 1 を使用し、曲線通過時の車体傾斜角の低減効果に関する検討を行なっている。この断面モデルでは、車体のロール方向のみを考慮し、車体の左右方向、および1次サスペンションについては考慮していない。

Fig. 1において、車体重心位置に加速度 α を与えた場合の車体傾斜角（車体～台車間）は、ロールモーメントの静的つりあいから、式(1)、式(2)により示される。式(1)、式(2)は、それぞれA.従来モデルとB.補助ばねモデルの車体傾斜角を表す。

$$\theta_1 = \frac{m_b \cdot \alpha_y \cdot h_g}{2 \cdot k_{2x} \cdot s_1^2} \quad (1)$$

$$\theta_2 = \frac{m_b \cdot \alpha_y \cdot h_g'}{2 \cdot \left(k_{2x} \cdot s_1^2 + \frac{k_{2y} \cdot k_{3y}}{k_{2y} + k_{3y}} \cdot h_a^2 \right)} \quad h_g' = h_g \cdot \frac{k_{3y}}{k_{2y} + k_{3y}} \cdot h_g \leq h_g \quad (2)$$

また、上式(1)、(2)の比は、次式(3)で示される。

$$p = \theta_1 / \theta_2 = \left\{ 1 + n \cdot (1-n) \cdot \frac{k_{2y}}{k_{2x}} \cdot m^2 \right\} \cdot \left\{ \frac{h_g}{h_g - (1-n) \cdot m \cdot s_1} \right\} \geq 1 \quad (3)$$

上式(3)において、パラメータの n と m を適切に選定することにより、補助ばねモデルの車体傾斜角の減少効果を概算することができる。

例えば、 $n=0.4$ 、 $m=0.2$ とした場合、 $\theta_2 = 0.81 \cdot \theta_1$ となり、車体傾斜角を、約20%減少することができる。これは、A.従来モデルの車体傾斜係数を1.25とすると、B.補助ばねモデルの車体傾斜係数は、1.2 ($1+0.25 \times 0.81$)となることを意味する。

4.2 曲線通過時の時刻歴応答シミュレーション

ここでは、1車両モデルによる時刻歴応答シミュレーションにより、高速曲線通過時の乗心地向上効果を確認する。

Fig. 4に、補助ばね($n=0.4$ 、 $m=0.2$ の場合)モデルと従来モデルについて、車体左右定常加速度と車体ロール角(対地面)を比較した結果を示す。

この結果、補助ばねモデルの左右定常加速度は、従来モデルの場合に比べ約8%低減している。これは、従来モデルの車体傾斜係数が1.25であるとする、補助ばねモデルでは1.15($=1.25 \times 0.92$)に相当する。

この補助ばねによる性能向上効果は、4.1の断面モデルの場合よりも大きくなっている。この理由として、断面モデルでは、1次サスペンションを考慮していないこと、車体重心の左右移動により発生するロールモーメントを考慮していないことなどが挙げられる。

次に、Fig. 5に、同じく補助ばね($n=0.4$ 、 $m=0.2$ の場合)モデルと従来モデルについて、車体の上下・左右動揺を比較した結果を示す。ここで使用した軌道条件は、Fig. 4のシミュレーションで使用した軌道線形に、軌道狂いを重ね合わせたものである。この結果、2つのモデルにおいて、車体の上下・左右方向の動揺成分はほとんど同じである。

以上より、補助ばねを新たに追加することで、計算上は、車体の動揺成分をほとんど変えることなく、曲線通過時の定常的な車体傾斜角を小さくし、曲線乗心地を向上することが可能であると結論づけることができる。

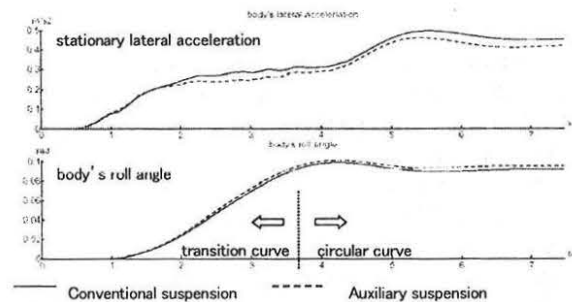


Fig. 4. The comparison on ride comfort on curves. (radius 3000m, cant 160mm, 230 km/h)

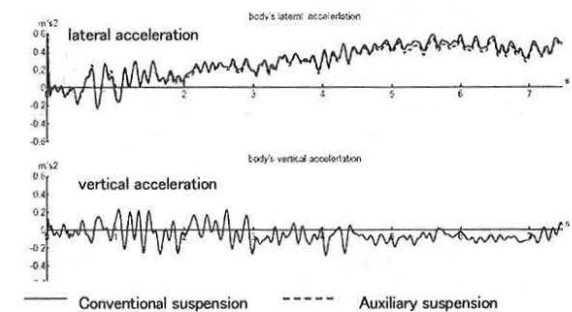


Fig. 5. The comparison on the car body's accelerations.

5. 走行安定性と曲線通過性の両立

5.1 断面モデルによる走行安定性分析

ここでは、非常に簡略化した断面モデル Fig. 2 を使用し、高速走行時の走行安定性に関する分析を行なっている。この断面モデルでは、台車のヨー方向と左右方向のみを考慮し、輪軸と台車枠は剛結合、車体は平面に固定され動かないものとする。また、ヨーダンパは、2本とも無い状態としている。このとき、台車蛇行の運動方程式は、次式(4)と(5)で表現できる¹⁾。

$$m_i \cdot \ddot{y}_i + 2 \cdot \left(c + \frac{f}{v} \right) \cdot \dot{y}_i + 2 \cdot (k_{zy} + k_{y_i}) \cdot y_i = 2 \cdot f \cdot \psi_i \quad (4)$$

$$m_i \cdot \ddot{\psi}_i + 2 \cdot \left(c \cdot s_i^2 + \frac{f \cdot l^2}{v} \right) \cdot \dot{\psi}_i + 2 \cdot (k_{zs} \cdot s_i^2 + k_{y_i} \cdot s_i^2) \cdot \psi_i = -2 \cdot f \cdot \frac{a \cdot \lambda}{R} \cdot y_i \quad (5)$$

上式(4)、(5)に、 $y_i = Y_i e^{pt}$ $\psi_i = \Psi_i e^{pt}$ を代入し整理すると、以下の4次の特性方程式が得られる。

$$A_4 \cdot P^4 + A_3 \cdot P^3 + A_2 \cdot P^2 + A_1 \cdot P + A_0 = 0 \quad (6)$$

$$A_4 = m_i^2 \cdot l^2 \quad A_3 = 2 \cdot \left\{ m_i \cdot l^2 \cdot \left(c + \frac{f}{v} \right) + m_i \cdot \left(c \cdot s_i^2 + \frac{f \cdot l^2}{v} \right) \right\}$$

$$A_2 = 2 \cdot \left\{ m_i \cdot l^2 \cdot (k_{zy} + k_{y_i}) + 2 \cdot \left(c \cdot s_i^2 + \frac{f \cdot l^2}{v} \right) \cdot \left(c + \frac{f}{v} \right) \right\}$$

$$A_1 = 4 \cdot \left\{ \left(c \cdot s_i^2 + \frac{f \cdot l^2}{v} \right) \cdot (k_{zs} \cdot s_i^2 + k_{y_i} \cdot s_i^2) + (k_{zs} \cdot s_i^2 + k_{y_i} \cdot s_i^2) \cdot \left(c + \frac{f}{v} \right) \right\}$$

$$A_0 = 4 \cdot \left\{ (k_{zs} \cdot s_i^2 + k_{y_i} \cdot s_i^2) \cdot (k_{zy} + k_{y_i}) + f^2 \cdot \frac{a \cdot \lambda}{R} \right\}$$

ここで、Routh-Hurwitzの安定性判別式は、

$$\Delta = A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 - A_0 \cdot A_3^2 - A_1^2 \cdot A_4 \quad (7)$$

で表現される。

この系が安定であるためには、(7)式にて $\Delta \geq 0$ である必要があるが、走行速度 v がある値を超えると $\Delta < 0$ となる。これは、元来勾配のある路面を持つ車輪軸は、幾何学的に定常的な蛇行動をする性質を持っており、慣性力が作用すると更に不安定となるためである²⁾。また、ある速度を超えると不安定となる第一の要因は、 A_2 の第2項の減衰項が、速度の増加につれて小さくなるためである。

したがって、安定性を高めるには、 A_2 を高めることが効果的であり、このためには、左右動ダンパの減衰係数 c と前後間隔 $2s_3$ を大きくすれば良い。但し、減衰係数は、左右乗心地に影響を及ぼすため、あまり大きくできないのが現状である。

一方、台車～車体間のヨー一回転剛性や左右剛性の増加も、走行安定性に寄与するが、それぞれ急曲線横圧や左右乗心地に不利であり、且つ、走行安定性への寄与度も小さいことから、現実的ではない。

以上より、次の点に着眼し、走行安定性と曲線通過性の両立可能性の検討を実施することとした。

- ・左右動ダンパの前後間隔拡大による走行安定性向上
- ・空気ばね前後剛性の低下による急曲線通過性向上

検討にあたっては、より厳密に蛇行動の評価を行なう必要があるため、次項 5.2 において運動シミュレーションを実施している。

5.2 走行安定性と曲線横圧に関するシミュレーション解析

ここでは、左右動ダンパの前後間隔拡大と空気ばねの前後剛性の減少が、走行安定性と曲線横圧に及ぼす影響について、解析検討した結果を示す。

Fig.6 に、走行安定性解析の手順を示す。まず、車両モデルについては、補助ばねモデルではなく従来モデルとし、先頭台車の2本のヨーダンパを取外した状態としている。

また、軌道については、3.2で前述した通り、直線軌道上に3つの正弦波上の通り狂いを設定している。その軌道上に、車両を一定速度で走行させ、5km/hごとに第1軸の輪軸左右変位波形を確認し、波形が発散した場合を発散速度とする。

次に、Fig.7に、走行安定性解析に使用した車両モデルを4ケース示す。パラメータは、左右動ダンパの前後間隔 $2s_3$ 、

空気ばね前後剛性 k_{2x} 、左右動ダンパの上下位置としている。

左右動ダンパの前後間隔 $2s_3$ については、0の場合と軸距の半分の場合の2ケースとしている。前後間隔0については、本来の前後間隔と若干異なるが、効果を比較しやすいことから、この値を採用している。

車体支持空気ばねの前後剛性 k_{2x} については、従来値と従来の半分の値の2ケースとしている。これは、急曲線通過時の横圧を減少するための一例として、従来の半分の値を採用している。

左右動ダンパの取付高さ h_d については、従来位置とより高い位置（ここでは4項で検討した補助ばね高さと同じ）の2ケースとしている。

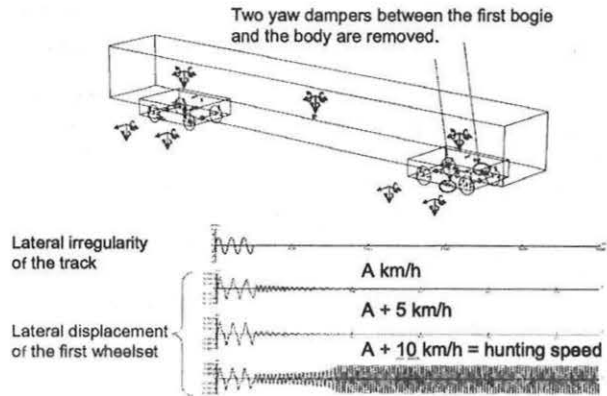


Fig.6. Procedure of simulation on running stability

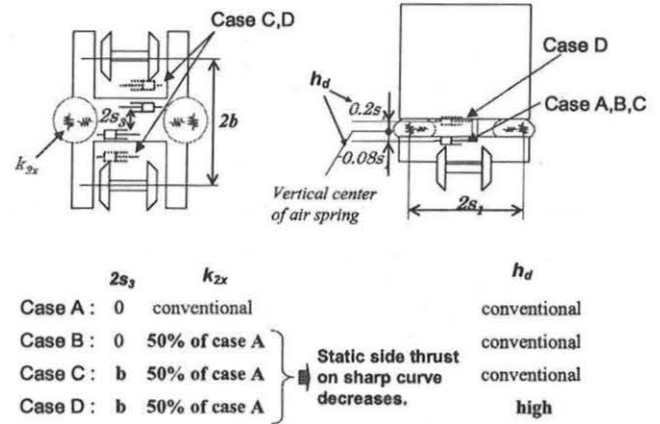


Fig.7. Cases of simulation model on running stability

Fig.8 に、輪軸左右変位のシミュレーション結果の一例を示す。走行速度は、 V_{lim} km/h と $V_{lim} - 10$ km/h の2ケースとしている。また、 V_{lim} は、caseAの発散速度を意味している。

速度 V_{lim} 時において、caseA、caseBの変位とも発散しているが、caseC、caseDとも発散していない。

caseAとcaseBでは、若干caseBの方が発散速度が低いと考えられるが、両者に大きな差は見られない。すなわち、従来よりも台車ヨー剛性を小さくしても、走行安定性にはほとんど影響しない。

また、caseCとcaseDの発散速度に関しては、それぞれ V_{lim} に対し+5km/h、+20km/h高い結果が得られている。これは、左右動ダンパの前後間隔 $2s_3$ を拡大したことにより、台車のヨー方向の減衰力が高まったためである。ただし、caseCでは、微小な非減衰振動が発生しており、caseDと比べ発散速度が低い結果となっている。

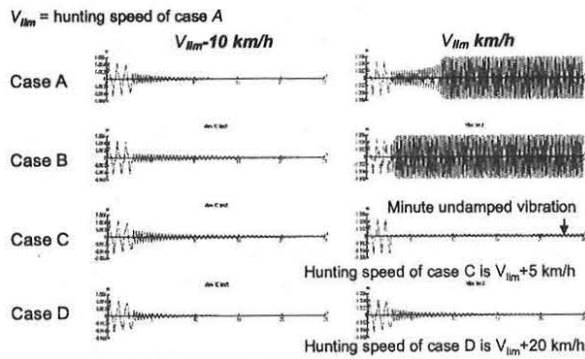


Fig. 8. Lateral displacements of the first wheelset in hunting motion

caseC の微小の非減衰振動について調べるため、Fig. 8 を周波数分析した結果を、Fig. 9 に示す。この結果、caseC の V_{lim} において、2Hz 付近に非減衰振動があることが分かる。この周波数は、発散時の半分以下であり、台車の幾何学的な蛇行動波長より求められる周波数よりも小さい。この周波数は、台車のみではなく車体の動きにも起因していると想定される。

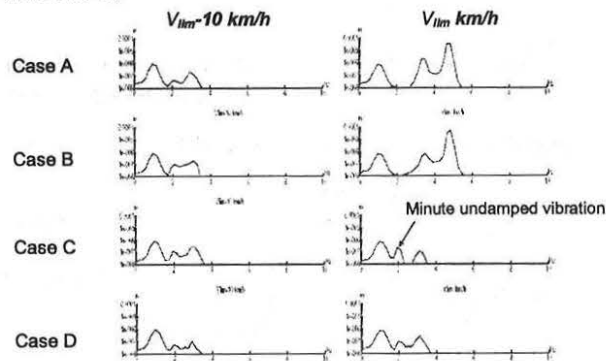


Fig. 9. Frequency analysis of lateral displacements of the first wheelset

このため、車体運動の影響についても調査を行なっている。Fig. 10 にその結果の一例を示す。

Fig. 10 は、caseC と caseD の速度 V_{lim} km/h 時の輪軸左右変位と車体ロール角を示している。この結果、caseC では、車体ロール角にも、微小の非減衰振動が発生していることが分かる。そこで、 h_d に着目し、caseD よりも更に高めた結果、更に発散速度が高まることが分かった。これは、左右動ダンパの取付高さ h_d が高くなることで、左右動ダンパによる車体重心まわりのロールモーメントが小さくなったことが影響していると考えられる。また、左右動ダンパ取付高さに関し、最適値を求めてはいないが、おそらく適切な取付高さが存在すると考えられる。

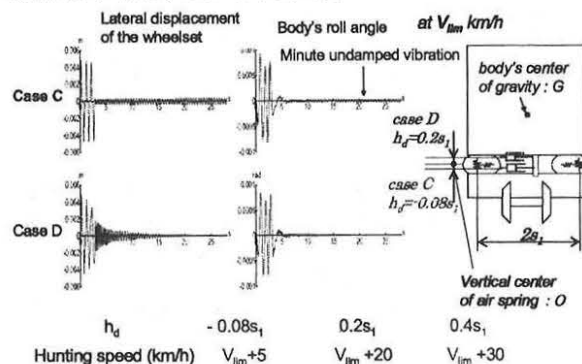


Fig. 10. Investigation of influence of body's roll

すなわち、台車蛇行動の安定性は、左右動ダンパの前後間隔および取付高さを選定することで高めることが期待できる。このことは、ヨーダンパフェイル時のロバスト性を高めるとともに、ヨーダンパを持たない車両においても、有効であると考えられる。

また、Fig. 11 に急曲線区間の横圧シミュレーション結果の一例を示す。この結果、caseD の横圧 (caseB, caseC と同等) は、caseA と比較し約 5% 減少している。このことから、空気ばねの前後剛性 k_{2x} の低減、すなわち台車ヨー回転剛性の減少は、走行安定性にあまり寄与せずに、急曲線の定常横圧を低下することが可能であるため、有効な手段であると考えられる。

以上より、左右動ダンパ取付位置と空気ばね前後剛性を適切に選定することによって、従来よりも走行安定性と曲線通過性の両方を向上可能であるということを把握することができた。

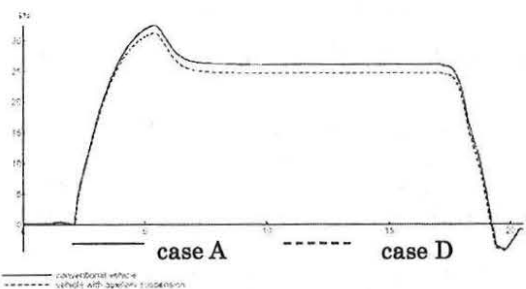


Fig. 11. Comparison of static side thrust on sharp curve

6. 結論

これまでの分析およびシミュレーションから、以下のことが結論づけられる。

- (1) 左右方向に補助ばねを追加することにより、台車～車体間の左右・上下の動揺を変更することなく、高速曲線通過時の車体左右定常加速度 (すなわち車体傾斜係数) を小さくすることが可能である。
- (2) 走行安定性 (ヨーダンパのない場合) を高めるためには、台車～車体間のヨー回転剛性を高めるよりも、左右動ダンパによりヨー方向の減衰力を高める方が効果的である。
- (3) 走行安定性 (ヨーダンパのない場合) と曲線通過性の両性能を現行よりも高めるには、左右動ダンパの取付位置と空気ばね前後剛性を適切にセッティングすることで、実現可能である。
- (4) 今後は、走行安定性と曲線通過性をより高いレベルで実現するため、1 次サスペンションのスペックや、摩耗路面形状なども考慮に入れて、解析の進捗化およびベンチ試験を進めていく予定である。

参考文献

- 1) 松平 精、新井清之助、横瀬景司：台車の回転に対する弾性および摩擦モーメントが台車蛇行動に及ぼす影響、鉄道技術研究報告第 512 号 車両編 第 154 号、1965. 12.
- 2) 松平 精：車輪軸のだ行動、鉄道業務研究資料 第 9 巻 第 19 号、p16-26、1952. 10.