

# シミュレーションによる 車両の運動特性

下村 隆行

車両構造技術研究部(車両運動 主任研究員)



しもむら たかゆき

## はじめに

走行安全性や快適性などを追求するためには、鉄道車両の運動特性を詳細に把握する必要があります。この場合、実車による走行試験や定置試験などの他にシミュレーションを用いることがあります。

ここでは、鉄道車両の設計や走行安全性などの評価に用いられる一般的な車両運動シミュレーションと、車輪～レールの幾何学的な接触位置を探索し、接触面で発生する面圧などを車両運動シミュレーションに反映し、車輪踏面の摩耗特性を調査するための計算例などについて紹介します。

## シミュレーションとは

車両運動シミュレーションとは、より実車に近い運動を模擬することです。その際、力学モデルを仮定し、これにより得られる運動方程式、すなわち微分方程式を解くことによって、知りたい部位の変位量などの応答値を知ることができます。図1に示すような単純モデルの場合は、解析的に応答1, 2(変位量, 加速度振幅など)を得ることができますが、車両の運動のように複雑な場合はコンピュータを用いて数値的に解くことが一般的です。

時間に対する運動状態を調べる数値解法として、ルンゲ・

クッタ・ギル法やオイラー法などの時間積分法があります。車両が曲線を通ると、車輪のフランジ部がレールに接触し、車輪～レール間に作用する力が急に変化する場合があります。このような非線形現象が想定される場合は、ルンゲ・クッタ・ギル法を用いることが多いようです。

## 出口緩和曲線における輪重抜け

車両が急曲線を走行すると、車体と台車において3点支持傾向が現れ、先頭軸外軌側の輪重減少が顕著になり、走行安全性が低下する場合があります。この現象を再現するために、ルンゲ・クッタ・ギル法を用いて実施した一両モデルによる曲線通過シミュレーションの結果を図2に示します。この計算例では、図3に示すように、輪軸が台車枠を上下方向に支持する軸箱上下支持剛性を100, 150, 200kgf/mm/軸箱の3種類とし、軸箱上下支持剛性が先頭軸外軌側の輪重に与える影響を調べました。これによると、軸箱上下支持剛性が大きいほど出口緩和曲線における先頭軸外軌側の輪重が小さくなるのがわかります。従って、輪重抜けを抑制し、走行安全性を確保するためには、軸箱上下支持剛性を可能な範囲で小さく選定することが望ましいと言えます。

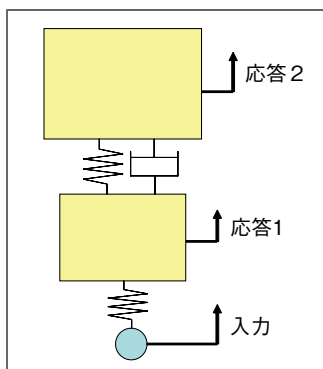


図1 単純なモデル化の場合の応答例

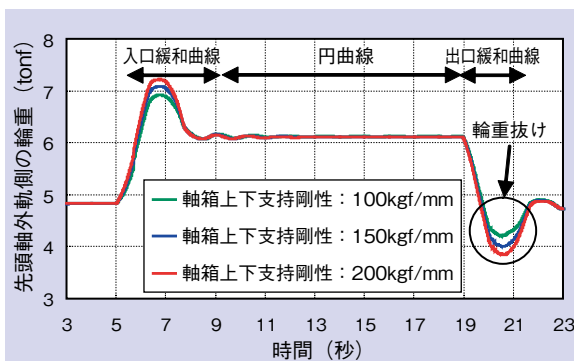


図2 曲線における輪重抜けのシミュレーション例  
(曲線半径：300m, カント：105mm, 速度：80km/h)

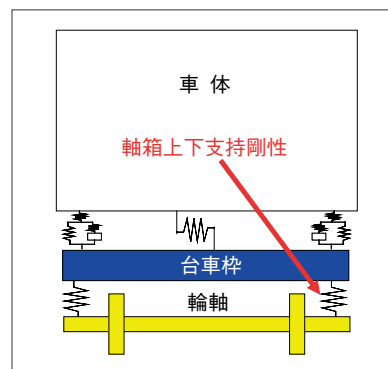


図3 軸箱上下支持剛性の配置

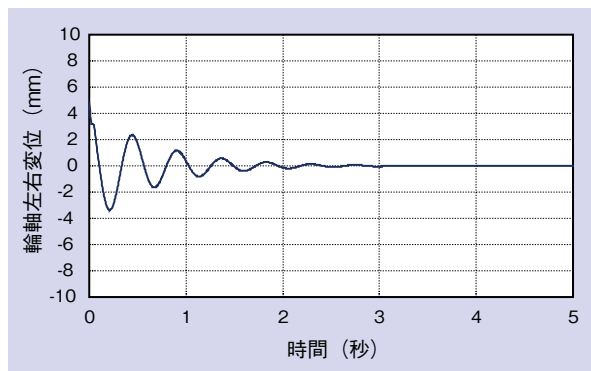


図4 速度200km/hのシミュレーション例  
(ヨーダンパなし)

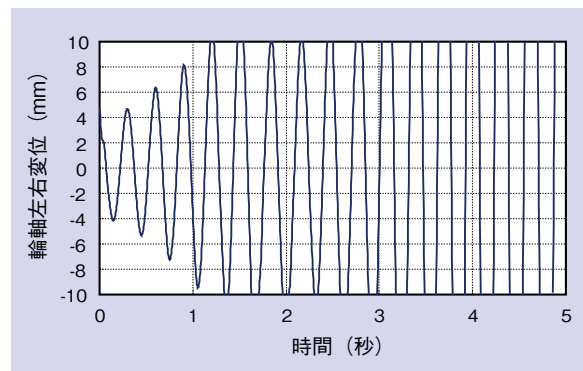


図5 速度350km/hのシミュレーション例  
(ヨーダンパなし)

### 走行安定性

車両が高速で走行する場合、自励振動の一つである蛇行動が現れないこと、すなわち不安定な振動が発生しないことが前提となります。蛇行動には、1次蛇行動と2次蛇行動があります。前者は大きな車体の運動（下心ロール、上心ロール、ヨーイング）を伴うもので、低速で発生し易い性質があり、車体蛇行動と呼ばれています。後者は台車蛇行動と呼ばれ、高速走行時に発生し易く、乗心地を悪化させるだけでなく、蛇行動発生時の横圧（車輪がレールに与えるまくらぎ方向の力）が軌道を破壊し、激しい場合は脱線するなどの危険性も考えられます。この蛇行動が現れ難い状態を『走行安定性が高い、あるいは走行安定性が良い』と言います。従って、実用上の速度域において走行安定性が充分に高くなるように台車を設計する必要があります。

走行安定性の良否を説明するために実施した一両モデルによる時刻歴シミュレーションの例を図4～図6に示します。ここでは、レールに対する輪軸の初期左右相対変位を与え、その後の自由振動が収束する場合と発散する場合の2条件の速度で計算を行いました。これらの図に示すように、ヨーダンパを装備しない200km/hの場合は収束しますが、350km/hの場合は発散し、速度が高くなると走行安定性が低下することを知ることができます（図4、図5）。

350km/hの場合にヨーダンパを装備すると、振動が直ちに減衰し、ヨーダンパが蛇行動防止に有効であることがわかります（図6）。

### 左右振動乗心地

走行安定性が良い車両であっても、通り不整が存在するレール上を車両が走行すると、その影響を受けて車体がまくらぎ方向に振動

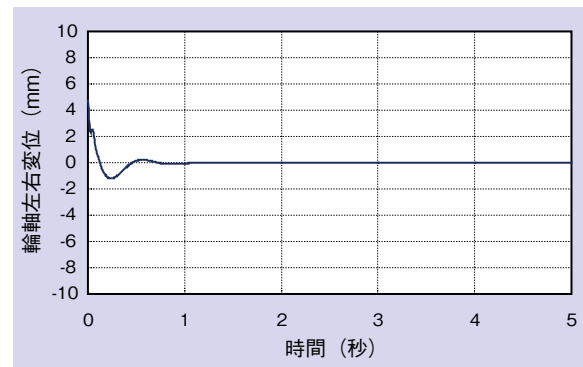


図6 速度350km/hのシミュレーション例  
(ヨーダンパ装備)

します。このような場合の振動振幅を抑制し、左右振動乗心地を良くするためには、台車に装備されたまくらばねの左右剛性（図7）を可能な範囲で小さくすることが有効であることが知られています。そこで、通り不整を用いた一両モデルによる直線走行シミュレーションを行い、まくらばねの左右剛性が前位台車直上の車体左右振動加速度振幅に与える影響を調べました。まくらばねの左右剛性を、10、30kgf/mm/ばね1個の2種類とし、その結果を図8に示します。この図から、まくらばね左右剛性と共に車体の左右振動加速度振幅が大きくなり、左右振動乗心地が悪化することがわかります。

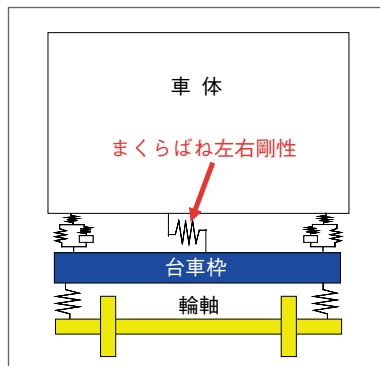


図7 まくらばね左右剛性の配置

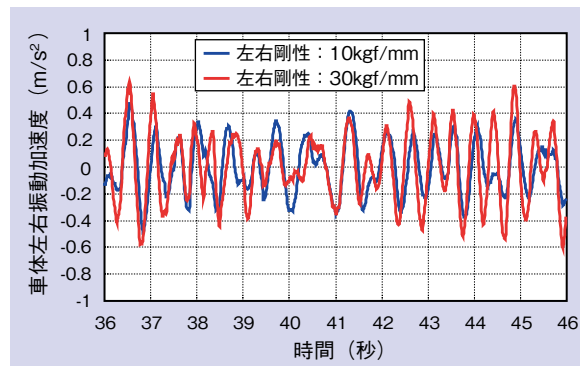


図8 通り不整を用いたシミュレーション例  
(速度：130km/h)

一方、まくらばね左右剛性を小さくし過ぎると、曲線走行中に車体～台車枠間の左右相対変位を制限する左右動ストoppに車体が当たり、その影響が乗心地に現れる場合があります。最近の車両では、この左右動

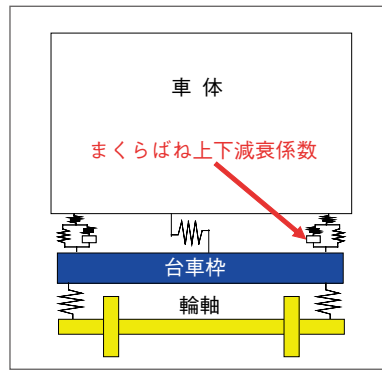


図9 まくらばね上下減衰係数の配置

ストoppあたりを回避するため、ストoppに当たるまでの間隔(左右動ストopp隙間)を従来の2倍以上としたものもあります。

### 上下振動乗心地

高低不整が存在するレール上を車両が走行すると、その影響を受けて車体が上下方向に振動します。このため、図9に示すまくらばねの上下方向の減衰係数を適切に定める必要があります。そこで、高低不整を用いた一両モデルによる直線走行シミュレーションを行い、まくらばねの上下減衰係数が前位台車直上の車体上下振動加速度振幅に与

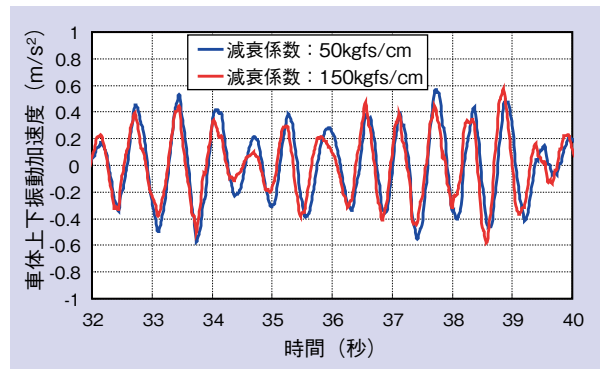


図10 高低不整を用いたシミュレーション例 (速度：130km/h)

える影響を調べました。減衰係数を50, 150 kgfs/cm/片側の2種類とし、その結果を図10に示します。この図から、まくらばねの上下減衰係数が小さいと車体の上下振動加速度振幅が概ね大きくなり、上下振動乗心地が悪化することがわかります。この減衰係数を大きくすると、この程度の低周波振動には効果がありますが、高周波振動に対する絶縁性能が劣ることに注意が必要です。

### 車輪踏面摩耗

一般に、累積走行距離と共に車輪踏面が摩耗し、踏面形状に変化が生じます。これにより、車輪～レールの接触特性、すなわち転がり車輪半径、接触角度およびフランジ遊間などが変化します。これらの中で最も車両の運動特性に影響を与えるのは、車輪～レールの左右相対変位と転がり車輪半径の関係です。そこで、車輪～レールにおける幾何学的な接触位置を探索し、設計形状の車輪踏面と摩耗した車輪踏面それぞれの場合の転がり車輪半径の増分と車輪～レールの左右相対変位の関係を求めた計算例を図11、図12に示します。

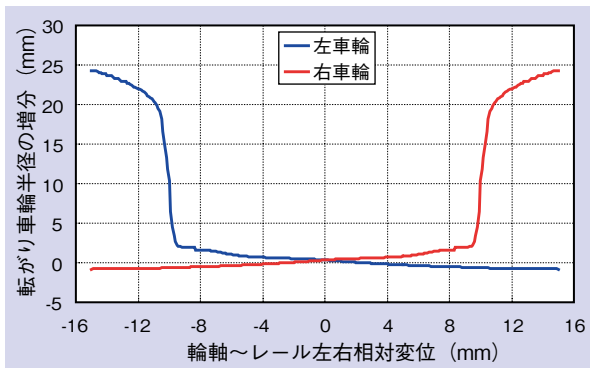


図11 車輪～レールの左右相対変位と転がり車輪半径の関係 (設計形状の車輪踏面の場合)

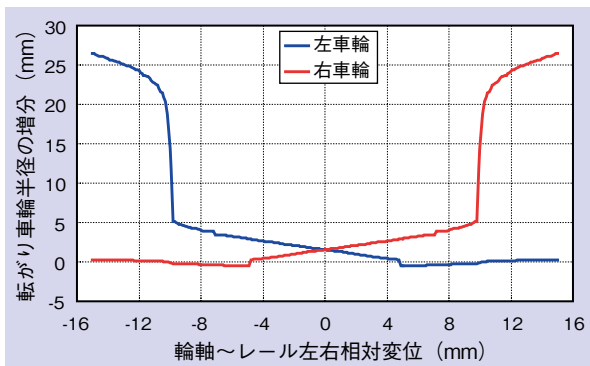


図12 車輪～レールの左右相対変位と転がり車輪半径関係 (摩耗した車輪踏面の場合)

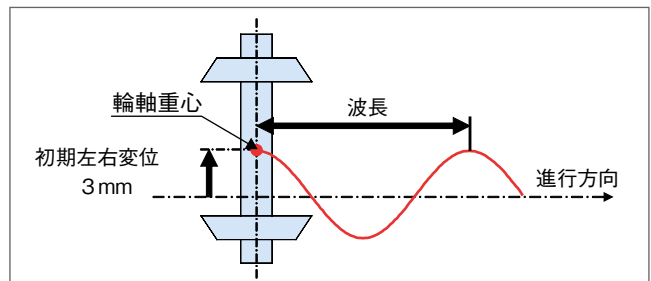


図13 輪軸の転がり波長

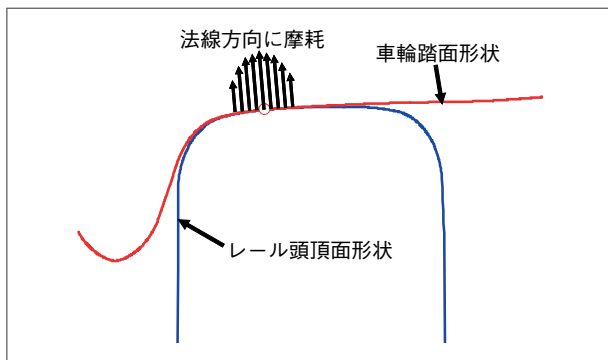


図14 接触面における車輪踏面の摩耗方向例

よって車輪踏面の形状変化の傾向が異なります。車両条件から見ると、踏面ブレーキを装備した場合は電気ブレーキと機械ブレーキの負担割合や制輪子の材質、踏面ブレーキを装備しない場合は車輪～レールの接触面圧の影響が大きいと考えられます。従って、累積走行距離と共に車輪踏面が摩耗すると、等価的な接触勾配が大きくなると断言することができないのが現状です。

車輪踏面の摩耗形状を予測するため、一般的な摩耗則に基づいて、車輪～レールの接触位置におけるすべり率と面圧 (Hertzの接触論) に比例して車輪踏面が接触面に対して法線方向に摩耗する (図14) と仮定したアルゴリズムを組み込んだ一両モデルによる曲線通過シミュレーションを行いました。ここでは、車輪踏面の形状が修正円弧踏面と円弧踏面の2種類の場合について、カント量が105mm、半径が400mの曲線を90km/hで20回通過して摩耗した踏面形状を算出し、設計形状と比較した例を図15、図16に示します。

これによると、修正円弧踏面の場合は車輪背面から30mm～100mmの範囲でほぼ均一に摩耗するのに対して、円弧踏面の場合は40mm～60mmの範囲が大きく摩耗し、両踏面形状の摩耗傾向に差が認められました。そこで、両踏面形状について、曲線を走行した回数と等価的な接触勾配の関係性を求めた結果を、図17に示します。この図から、円弧踏面の等価的な接触勾配の最大値が修正円弧踏面の2倍程度となり、踏面形状によって摩耗特性が異なることがわかります。

一般に、等価的な接触勾配が大きくなると、曲線走行におけるアタック角が小さくなって横圧が小さくなる利点がある一方で、走行安定性が低下する欠点があります。従って、車輪踏面の摩耗による等価的な接触勾配を見極めた上で、走行条件を満足するように台車のばね系諸元を決定する必要があります。

## おわりに

近年、車両運動シミュレーションなどのために欧米で開

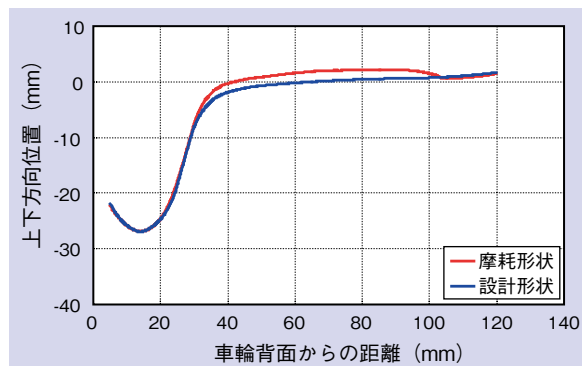


図15 計算による摩耗形状(修正円弧踏面の場合)

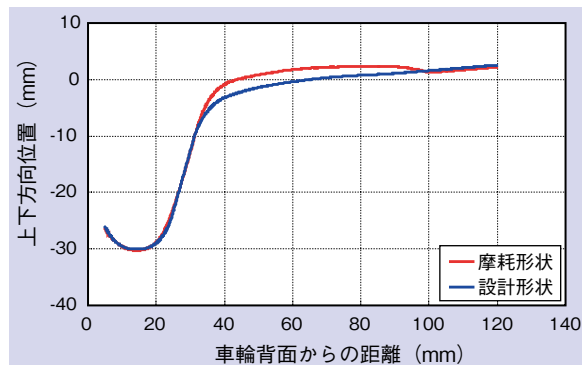


図16 計算による摩耗形状(円弧踏面の場合)

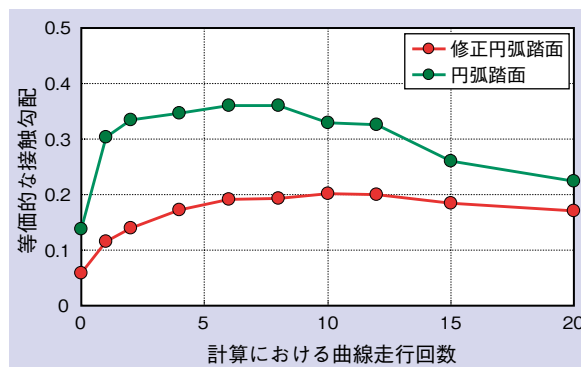


図17 計算による曲線走行回数と等価的な接触勾配の関係

発されたパッケージソフトウェアが普及しつつあります。一般的な運動を解析する場合は問題ないと思いますが、特殊な場合、パッケージソフトウェアがどこまでの現象をターゲットにしているかによって、これの使用の可否を判断する必要があります。ご紹介しましたように、鉄道総研でも車両に関する様々なシミュレーションを行っていますが、実験結果との比較による妥当性の検証が重要であることは言うまでもありません。

今後も車両に関するシミュレーション精度を向上させるため、海外での技術動向を調査し、併せて研究の深度化を図る予定です。RRR