

# 車両試験台建設への道筋



宮本 昌幸  
Masayuki Miyamoto  
明星大学 名誉教授

[専門分野] 鉄道車両工学, 機械力学, 安全工学

本稿では、①旧車両試験台の当時の状況、新試験台の必要性、新車両試験台建設への取り組み、②ドイツ国鉄車両試験台の調査、③500km/hまでの試験ができること、軌条輪の加振機能があること、本線走行模擬ができること、曲線走行模擬は基本的課題があるので行わないことなど基本機能の決定、④軌条輪半径の影響、軌条輪加振と通り変位模擬との関連などレール上走行との相違点を紹介します。

## 新車両試験台建設への取り組み

1959年に設置された旧車両試験台は、新幹線車両の蛇行対策のための試験に始まり、数多くの試験にその威力を発揮してきました。

しかし、老朽化も進み、その後予想される、自動車、航空機のライバルに対抗しての速度向上などの技術開発を進めるうえで機能の不十分さが目立つようにもなりました。

そこで、1975年に車両性能試験法について調査するグループ研究P901が組織され、日本、外国の総合車両試験装置（車両試験台）の現状、新設が望まれる総合車両試験装置の構想などがまとめられました。

その後、旧車両試験台の故障による修繕費の増大や、周辺民家に対する振動で200km/h以上の試験が難しくなってきた1983年に、渡邊借年所長（当時）を委員長とする「研究設備計画推進委員会」が設置され、その基に三品勝暉企画室調査役（当時）を主査とする「総合車両試験装置分科会」が設置されました。

7人の委員のうち車両運動担当の委員として筆者も加わって、P901のときの調査なども参考に、より深い検討が行われました<sup>1)</sup>。

あわせて、渡邊所長、三品企画室調査役の先輩諸氏がそれぞれのレベルで本社に働きかけられました。三品先輩

は「渡邊所長の、鉄道の基本性能把握のための設備充実に対する執念はすごかった」と述懐されています。

## ドイツ国鉄の車両試験台の調査

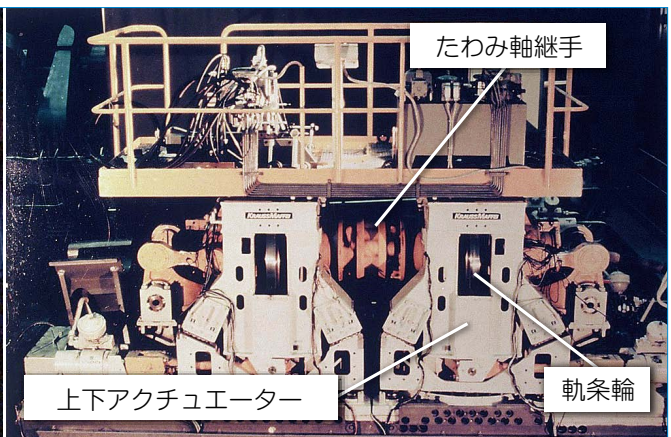
その後、筆者はドイツ国鉄（DB）と日本国鉄（JNR）の交換研修の制度のもと1984年約一か月DBでの研修の機会を得ました<sup>2)</sup>。当時DBでは高速鉄道の開発が積極的に行われている時期で、高速新線も建設中でした。

この研修の目的の一つは、1974年に工事着工、1982年完成のDBの車両試験台の調査でした。

DBミュンヘン中央研究所の車両試験台の建設や運用などを受け持つ部門



2等客車の軌間変位試験（1984.10.11 撮影）



軌条輪装置（DB提供）

図1 ドイツ国鉄車両試験台

のリーダーで、私の研修の担当者でもあったポリフカ氏より、装置の目的や経過など一般的な説明を受けた後、装置の見学をしました。装置は2等客車の軌間の影響の試験準備中でした(図1左)。各部の機構などについては事前調査していた私の方が詳しい点もあるなど十分な説明を聞くことができましたので、再度の訪問をアレンジしてもらいました。

その結果、車両試験台の製作会社であるクラウスマッフアイ社のDr.ハイムと、運営会社のIABGのワインネルト氏との討議の時間を持つことができました。特にDr.ハイムとはIABGの人が皆帰った夜まで、文献で紹介されていなかった装置の基礎部分などの見学や詳しい説明も受けました。

装置の特徴は、図1右に示すように左右の軌条輪が独立にそれぞれ上下、左右、旋回(垂直軸回りの回転)、傾斜(進行方向軸回りの回転)の4方向に軌条輪が回転しながら動的に動けることです。左、右の軌条輪はたわみ軸継手で結ばれていて回転数は同一です。左右の軌条輪ユニットがカント設定用のベッドに載っています。

これだけ複雑な構成としても、後述するように曲線通過や通り変位の実走行は模擬できません。

カント設定ベッドは剛性不足でカント設定機能は使っていないとのこと

でした。軌条輪を静止させておきたいときに動かないこと、動かしたいときには所定の量だけ動かせることという基本性能の実現のために、各部のガタ(振動の原因などとなる部品間接触部の有害な隙間)を無くすこと、剛性を確保することが、非常に重要と感じました。その日は遅くなってしまったので後日改めてクラウスマッフアイ社を訪ね、シミュレーション解析結果と試験結果の対応などの討議をしました。

「ドイツでは理論解析と現車走行試験の2本柱で車両パラメーターの選定を行ってきたが、走行試験は不確定な外乱が多い。それに比べて試験台では不確定な外乱を最小化できるので、理論解析の検証に非常に有効である。しかし、試験台と本線走行は本質的な違いがあり、試験台結果を本線走行結果に関連付けることができるのは、あくまでも理論解析を通してである。試験台だけではその価値は半減する。理論解析があって初めて試験台の有効性が際立ってくる。」とのDr.ハイムの言葉は、筆者も全く同感で、二人で大いに盛り上がったのを思い出します。

そのDr.ハイムがセールスマンの顔になることもあり、「JNRが同じような装置を作る際、私たちが味わった同じ苦勞をするのは無駄であり、初期の計画段階から協力する用意がある。」とも言われました。私の質問が可動部

のガタの縮小法など具体的にになると、「それは協力体制のルールが引かれてから。」と言われることもありました。

### 盛り込むべき基本機能の決定

このような種々の検討をもとに盛り込むべき基本機能を以下のようにしました。

### 500km/hまでの試験ができること

前述の1983年検討では最高速度は350km/hとされていましたが、500km/hに向上されました。本特集の最初の記事で、筆者の文献を引用しこのいきさつが述べられています。

### 軌条輪の加振機構があること

車両試験台の車両運動面での使用目的のまず第一番目は鉄道車両の宿命と言える高速になると必ず生じる蛇行動特性の把握です。この蛇行動が生じる走行速度が、関連部品が故障した状態でも営業速度より十分に上であることの確認です。

二番目は高低、通り(左右)、水準などの軌道変位での車両の揺れをできるだけ小さくする乗り心地の良い車両の開発です。そのためには軌条輪に上下、左右、傾斜(ロール)の振動を与える加振機構が必要になります。

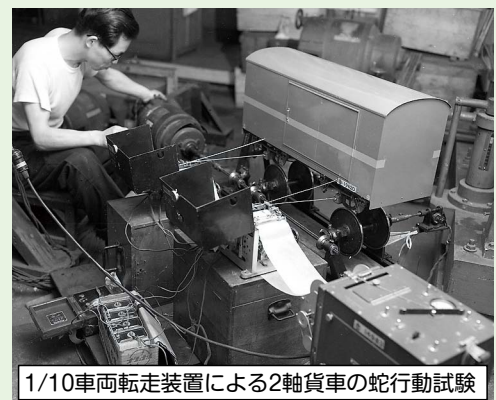
その際、DBの車両振動台のように左右の各軌条輪を独立して各々4方向に加振させる方法(独立加振)と左右の軌条輪を一体として高低、左右、ロール方

#### 蛇行動特性試験用車両試験台は日本オリジナル

海軍で零式艦上戦闘機の主翼のフラッターと呼ばれる振動問題を見事に解決された松平精先輩が、終戦後国鉄鉄道技術研究所に移られたのちD51の脱線事故が起きました。

松平先輩はフラッターと同じ自励振動による脱線で、現場に残されたレールのゆがみは結果だと主張されました。これに対し本社の技師達はゆがんだレールで脱線したと主張しました。

松平先輩は、自励振動であることを示すために航空機の風洞実験をヒントに軌条輪を用いた車両転走装置を世界で初めて考案されました。速度を上げていくと突然車両が激しく振動する自励振動が発生し、松平説への反対は無くなりました。その後1/5車両転送装置にスケールアップ、さらに旧車両試験台へと発展していきました。



1/10車両転走装置による2軸貨車の蛇行動試験

向に加振させる方法（一体加振）が考えられます。前者に較べて後者は加振機構が単純になり、ガタの増大や剛性の不足を招く要因を少なくできます。いずれの場合も高低変位、水準変位の模擬はでき、前者では加えて優先度は低い軌間変位の影響をみる試験が可能です。

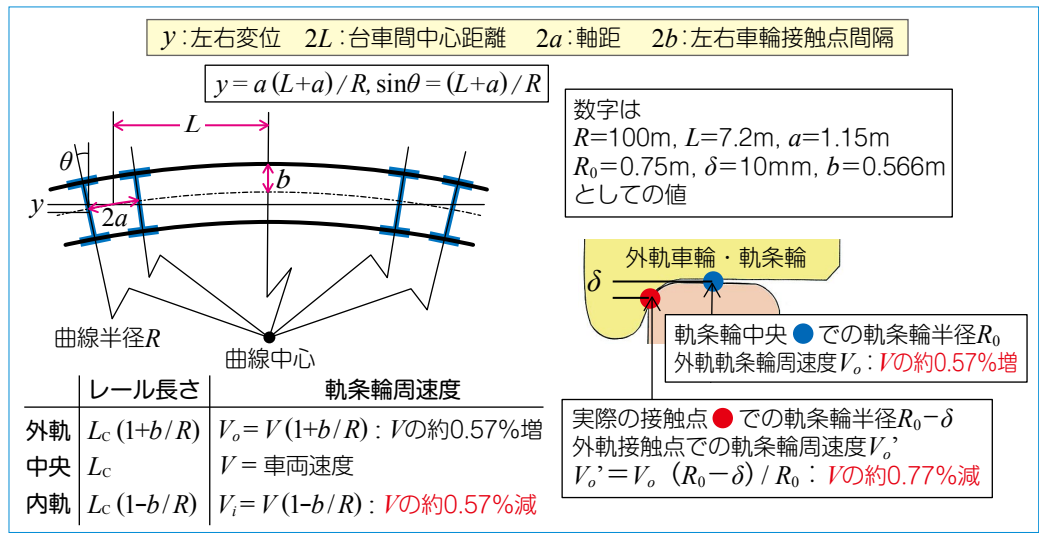


図2 曲線通過模擬

結論としては、蛇行動

特性の試験が確実にできることを優先し、後者の一体加振とすることとしました。その最大加振振幅は、同じ理由で、狩勝峠貨車脱線実験での値などを参考に1983年検討時より小さい値の上下 $\pm 12\text{mm}$ 、左右 $\pm 30\text{mm}$ 、ローリング $\pm 0.011\text{rad}$ としました。

この値は地震動による車両の安全性の検討には小さすぎる値です。例えば震度6弱を想定し加速度 $2.0\text{m/s}^2$ で振動数が $1\text{Hz}$ と控えめな条件で変位振幅を求めてみても $\pm 50\text{mm}$ となってしまいます。地震動で鉄道車両に被害が出る可能性のある大変位地震動の模擬は不可能と判断しました。

### 本線走行模擬ができること

車両のモーターを回し加速し、ブレーキをかけて止まる、この車両の基本と言える走行状態を模擬する機能です。

1980年代になるとメンテナンスや高速走行に難がある直流モーターから交流モーターを用いた車両が登場しました。インバーター制御の交流誘導モーター車両の駆動、回生制動などの制御法を開発する上に必須の機能です。

試験は車両のモーターを回して行われます。車両の慣性力は軌条輪の回転により回転する車両質量に応じて $2t$ 刻みで取り付けられるフライホイールにより与えられます。線路勾配、曲線、トンネルなどの走行抵抗は線路条

件、走行条件をあらかじめ与えることで、軌条輪に負荷として与える制御が行われます。

### 曲線走行模擬は行わないこと

曲線走行を模擬するには、大きく二つのことが必要です。

一つ目は図2左に示すレールの曲がりの再現です。曲線走行中の各輪軸の中心線の基本位置は曲線中心を向く方向です。軌条輪はこれらの各輪軸の基本位置の真下にあることが要求されます。仮に曲線半径 $100\text{m}$ を模擬するには、第1軸の旋回角 $\theta$ は $4.8$ 度、前後台車中心を結ぶ線からの軌条輪軸の左右変位 $y$ は $96\text{mm}$ になります。いずれも構造が複雑にはなるが不可能な値ではありませんでした。

二つ目は曲線外側のレールの長さ、内側のレールの長さが異なることの再現です。そのためには外軌軌条輪の回転数を、内軌軌条輪の回転数より大きくしなければなりません。曲線半径 $R100\text{m}$ 、軌間 $1067\text{mm}$ の場合には外軌軌条輪は走行速度 $V$ の $0.57\%$ 増し、内軌軌条輪は $0.57\%$ 減と非常に高い精度で制御をしなければなりません。

ここまですら仮に実現できたとしても、さらなる関門は、軌条輪と車輪の接触点が左右ずれると軌条輪半径が小さくなり周速度も減少してしまうという問題です。軌条輪半径 $R_0 = 0.75\text{m}$ 、接

触点が軌条輪中央部より $\delta = 10\text{mm}$ 下に移動したとすると、図2右下の式に示したように外軌接触点での軌条輪周速度 $V_o'$ は $0.77\%$ 減になり、内軌軌条輪周速度 $0.57\%$ 減よりさえも遅くなってしまい、意図した内外軌の周速度と大きく異なってしまいます。

これを解決するには接触点の変動に応じ軌条輪回転数を制御することが要求されます。接触点の動的な移動がない定常曲線走行はまだ可能性がありますが、接触点が刻々変化する場合は不可能と考えました。これらのことを総合的に考え曲線通過模擬は止めることにしました。

DBの試験台では左右軌条輪の回転数は同じですが、疑似的な曲線通過が実現できるとされています。その背景には、試験結果を鵜呑みにするのではなく、実走行、試験台のシミュレーションでの検討を行うことが前提になっています。

以上の基本性能の実現のため、製作者メーカーとの綿密な打ち合わせを繰り返して、試験台の完成に至りました。

### レール上走行との相違点

#### 軌条輪半径の影響

①車輪踏面が $50\text{kN}$ の力でレールに押しつけられている場合の接触部の形状は、直径約 $10\text{mm}$ 程度の円に近

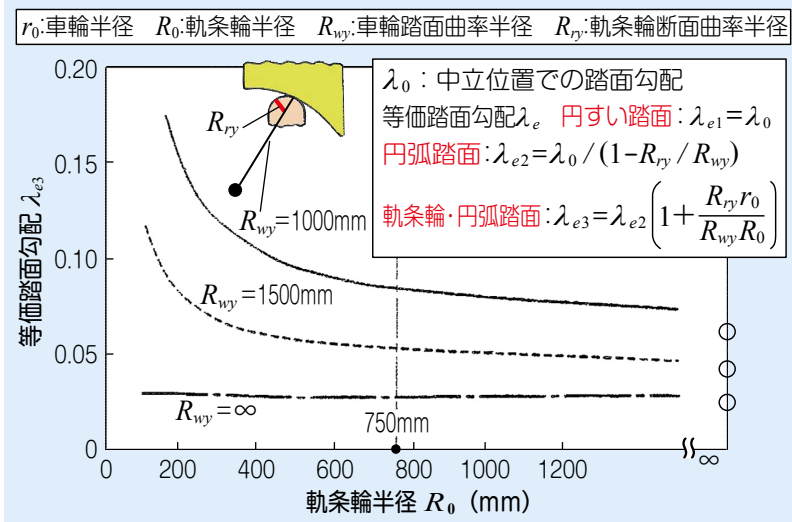


図3 等価踏面勾配に対する軌条輪半径の影響

いだ円形になります。軌条輪の場合には横長だ円になり大きさはやや小さくなります。その結果車輪に働く力もレールの場合より変化します。軌条輪の直径を大きくすることでこの影響を十分小さくすることができます。

②輪軸は軌条輪の頂上に載っているので、輪軸に旋回角(ヨー角)が生じると落下して旋回角を増す力が生じますが、軸箱前後支持剛性による力に比べて十分小さく無視できます。

③軌条輪の場合には車輪の等価踏面勾配は大きくなります。円すい形状踏面形状車輪の場合にはその勾配がそのまま踏面勾配になりますが、円弧状の踏面形状の場合には接触点の移動により勾配は変化します。その場合に等価的な円すい勾配に換算したものを等価踏面勾配と呼びます。等価踏面勾配が大きくなると蛇行動が発生する走行速度が下がるなど蛇行動特性に大きな影響を与えます。

「レールから軌条輪に代わっても、軌条輪断面形状はレール断面形状と同じなので、等価踏面勾配は何ら変わることが無いのではないか」と思われる方もいられるでしょう。

車輪・レール(軌条輪)の接触点が左右に移動しても、レールの場合には走行速度  $V$  は一定です。しかし、軌条

輪の場合には接触点での軌条輪半径が変化し、走行速度に相当する軌条輪周速度が変化してしまいます。

図2右に示したように、輪軸が右により、右車輪のフランジが軌条輪肩部と接触する場合を考えてみましょう。軌条輪接触点での軌条輪周速度は小さくなり、車輪接触点での車輪周速度は大きくなるので、前後の滑り量がレールの場合より大きくなります。このことは等価踏面勾配の増大に相当します<sup>3)</sup>。

図3に軌条輪半径と等価踏面勾配の関係を示します。車輪が円すい踏面の場合には軌条輪半径の影響はありませんが、円弧踏面で踏面曲率半径が小さくなると、軌条輪半径の減少で等価踏面勾配は急激に大きくなります。

このような検討より軌条輪半径は等価踏面勾配への影響が小さくなる750mmとしました。その場合には①の影響も十分小さくできます。

### 通り変位の模擬

軌条輪での左右加振は通り変位の模擬にはなりません。本特集最初の記事でも簡単に触れられていますが少し補足説明をします。

車輪・レール(軌条輪)間の相対的な位置関係で決まる車輪半径やフランジ接触有無などは、レールの場合も軌条輪の場合も同じです。

通り変位関係で異なるのは、接触点

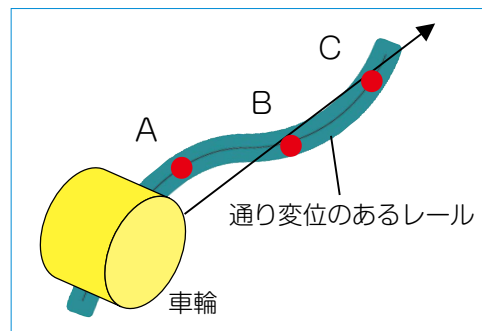


図4 通り変位上走行と軌条輪加振の違いについて

での左右滑りです。図4に示すように通り変位のあるレール上を車輪がまっすぐ進んでいくとします。レール上の通り変位により左右位置が異なる点A, B, Cのいずれの点も、その位置は動いていないので接触部は車輪により左右方向にはこすられません。したがって左右滑りは0です。

軌条輪を左右加振する場合には接触点自身が左右に動いているので、左右滑りが生じ左右力が発生します。

左右に揺れているつり橋上や地震時のレールのようにレール自身が揺れている場合に相当します。

試験台結果のレール上への翻訳にはシミュレーションが不可欠です。

### 車端拘束の影響

この項目に関しては本特集3番目の記事で触れられますので、ここでは省略します。

「理論解析(計算機シミュレーション)があつて初めて試験台の有効性が際立ってくる。」の言葉を再掲し、この稿をおわりにします。 [RRR]

### 文献

- 1) 総合車両試験装置分科会: 総合車両試験装置の構想, 鉄道技術研究所速報, No.B-83-26, 1983
- 2) 宮本昌幸: 西ドイツの高速鉄道の研究・開発についての調査, 鉄道技術研究所速報, No.A-85-104, 1985
- 3) 宮本昌幸: 車両の運動力学入門(第19回車両試験台), 鉄道車両と技術, 19, 39, 1997