

軌間の拡大・縮小が鉄道車両の走行に及ぼす影響* (軌道狂い設定現車試験結果との比較に基づくシミュレーションによる検討)

藤本 裕*¹, 谷藤克也*², 宮本昌幸*³

Influence of Track Gauge Variation on Rail Vehicle Dynamics (An Examination Based on Comparison between Data from Test Train Running on Track with Irregularity Artificially Set and Numerical Simulation)

Hiroshi FUJIMOTO, Katsuya TANIFUJI and Masayuki MIYAMOTO

Comparison between responses of test train running on track irregularities artificially set on SHINKANSEN and those of vehicle dynamics simulation was made at the speed up to 210 km/h. In comparison between the measurements and simulation using basic parameters, the response to line irregularity of the measurements and simulation for the wave length longer than 40 m is nearly identical, although that of simulation becomes apparently larger than that of measurements for wave length of 20 m. Then the state of track irregularity artificially set was precisely investigated and an enlargement of gauge in the section of 20 m wave length was found. And simulation of the response assuming the gauge enlargement was nearly identical with that of measurements. In this report, the influence of wave length and gauge variation on the response to track irregularity mentioned above due to comparing measurements and simulation is analyzed. Besides, by using same simulation program, the influence of gauge variation on carbody hunting motion of new high speed SHINKANSEN train which has soft suspension between carbody and bogie due to bolsterless bogie is studied.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Vibration of Moving Body, Simulation, Track Irregularity, Acceleration, Side Thrust, Gauge Variation, Hunting Motion

1. ま え が き

軌道狂いが車両運動に与える影響を数値シミュレーションを用いて評価するには、実測データによりシミュレーションモデルを検証する必要がある。比較する実測データは、軌道の狂い量と車両の運動の双方が正確に測定されたものでなくてはならない。さらに軌道狂いの波長、振幅、波数などと車両運動の関係を調べるためには、軌道の狂いをあらかじめ設定して試験することが望ましい。

軌道狂いの設定を営業線で実施することは困難であるが、開業前の上越新幹線に軌道狂いを設定して車両の走行試験が行われている⁽¹⁾。この現車試験では、波長10~80 mで半波または3波の通り狂い、通りと水準の複合狂い、および高低狂いを設定した区間を速度70~210 km/hで走行したときの車体振動加速度、左右動ダンパ減衰力、横圧などが測定された。この軌道狂い設定試験での実測値とシミュレーションとの比較

による車両運動特性の研究としては、これまでに側受け摩擦力と車両振動の関係が検討され⁽²⁾、各波長の通り狂い区間における加速度応答への側受け摩擦力の影響が示された。ここでは、摩擦力の増大によって車体振動加速度が低下し、特に20 m以下の短波長の通り狂いに対して顕著な低下となっている。

上記の関係をシミュレーションと実測値で比較すると、波長40 m以上の通り狂いに対する応答については両者がほぼ一致するのに対し、波長20 mの狂いについては、シミュレーションが実測値よりも大きくなった。そこで、実際の20 mの狂い設定状態を詳しく調べてみたところ、狂い設定区間に軌間の拡大があることが判明した。その軌間拡大を想定した計算を行ったところ、シミュレーションと実測値とがほぼ一致することを確認した。

本論文では、シミュレーションと実測値との比較に基づいて、上記の通り狂いに対する応答特性とその軌間拡大に対する影響を検討する。さらに、新形新幹線ボルスタレス車両の走行シミュレーションを行い、車体から柔支持された台車の通り狂い応答および車体蛇行動特性に及ぼす軌間の拡大・縮小の影響を考察する。

* 原稿受付 1997年5月12日。

¹ 正員, (財)鉄道総合技術研究所(☎185-8540 国分寺市光町2-8-38)。

² 正員, 新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

³ 正員, 明星大学理工学部(☎191-8506 日野市程久保2-1-1)。

2. シミュレーションモデル

検討に用いたシミュレーションモデルは、試験車両である200系電車の1両モデルであり、文献(3)で用いたモデルを基本としている。車両諸元は文献(2)で用いられた値を用いた。さらに、このシミュレーションでは、横圧の模擬をより精度よく実行するために、図1のようにレールに左右および上下の支持剛性($k_{cy}=29.4 \text{ MN/m}$, $k_{cz}=58.8 \text{ MN/m}$), および減衰 [$c_{cy}=65 \text{ kN/(m/s)}$, $c_{cz}=92 \text{ kN/(m/s)}$] を考慮している。車輪・レール間の摩擦係数は0.25であり、側受けの摩擦係数も基本値を0.25とした。また、レール・車輪踏面間の接触は1点のみとし、クリープ力の飽和特性はレビ・シャルテの式(指数 $\beta=1.5$)⁽⁴⁾を用いた。上記によりモデル化された200系新幹線車両が3章で述べる通り狂い設定区間を速度 $V=210 \text{ km/h}$ で走行する場合の車両振動がシミュレーションされ⁽¹⁾、車体振動加速度と車輪横圧を主体に解析が行われる。

3. 試験で設定された軌道狂いとシミュレーションの軌道狂い入力

3.1 試験で設定された軌道狂い シミュレーションと比較するための、設定された通り狂いの中から、

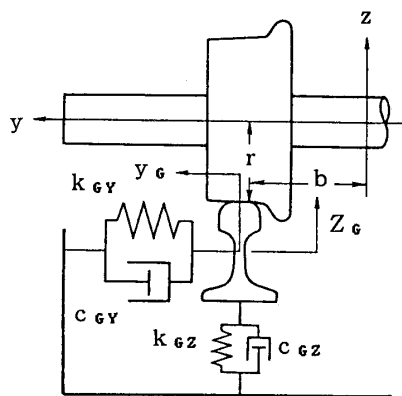


Fig. 1 Rail suspension model for simulation

波長 λ が 20, 40, 60 m の 3 波の区間を選んだ。これらの区間のマヤチャート(軌道検測車で測定した狂い波形出力)から狂い波長 20 m および 40 m の区間について、軌間、通り(復元)の狂い波形を図2の(a), (b)に示す。右・左レールの横方向の狂いの平均で表される通り狂い振幅は3波でばらついているが、波長20, 40, 60 m に対してそれぞれ平均の片振幅が 6.2, 7.2, 6.7 mm となっている。軌間については波長 20 m の設定区間で最大 2 mm まで拡大していることがわかる。

3.2 計算で用いた軌道狂い入力 シミュレーションで入力とした軌道狂いは、波長 20, 40, 60 m の 3 波の正弦波状通り狂いである。その振幅としては、3.1 節で述べた実測値の平均を考慮して、すべての狂い波長に対して片振幅 $a=6 \text{ mm}$ (フランジ遊間 $\delta=5.5 \text{ mm}$) とする。また、シミュレーションと実測値を比較するときは、振動の実測値を狂い振幅 6 mm 相当に換算した。なお、事前に実際の波形、振幅に合せたシミュレーションもを行い、上記軌道狂い入力の妥当性を確認している⁽²⁾。

4. 軌道狂い設定現車試験の実測値とシミュレーションとの比較

4.1 軌間の変動を無視した場合 速度 $V=210 \text{ km/h}$ の走行で波長 20, 40, 60 m の通り狂いに対する応答を計算し、軌道狂い設定試験における実測値と比較した。図3は三つの台車位置上での車体左右振動加速度全振幅を、図4は先頭軸の横圧を最大値で比較したものである。また図5, 6は、それぞれ波長 40 m と波長 20 m の狂い設定区間における車体振動加速度のシミュレーション波形と実測波形の比較を示している。

波長 40 m 以上の区間では、車体振動加速度、横圧ともに実測値とシミュレーションとがかなりよく一致している。しかし、波長 20 m の区間では、いずれもシミュレーションのほうが実測値より大きな値になり、両者は大きく異なる。そこで、波長 20 m の狂い設定区間におけるシミュレーションと実測値と

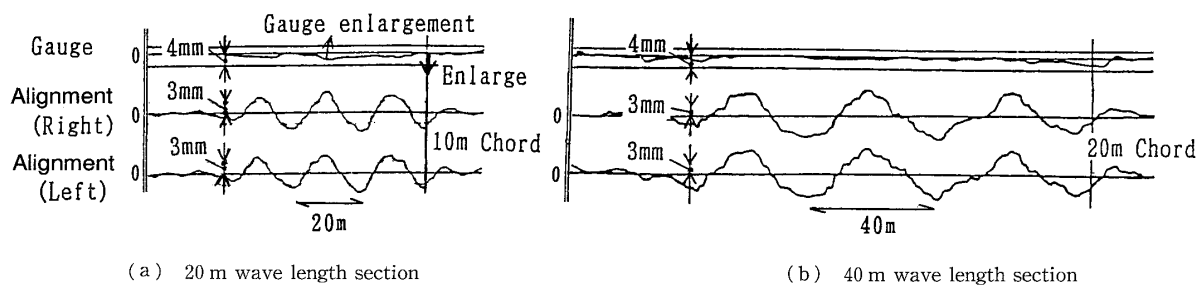


Fig. 2 Wave form of track irregularity

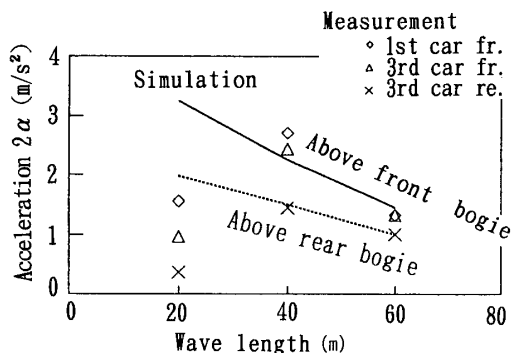


Fig. 3 Comparison between simulation and measurement for carbody lateral acceleration above bogies ($V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

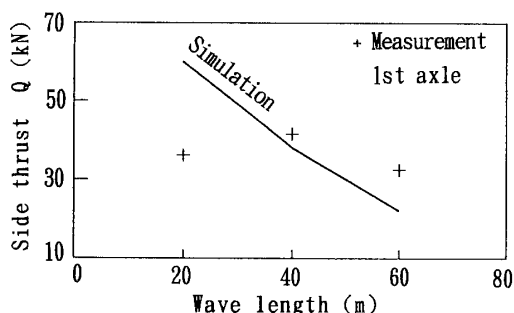


Fig. 4 Comparison between simulation and measurement for side thrust of first axle ($V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

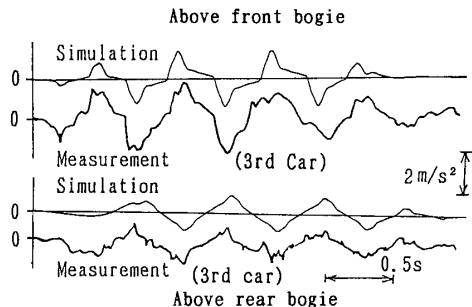


Fig. 5 Comparison between wave form of simulation and measurement for 40 m wave length (Carbody lateral accel., $V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

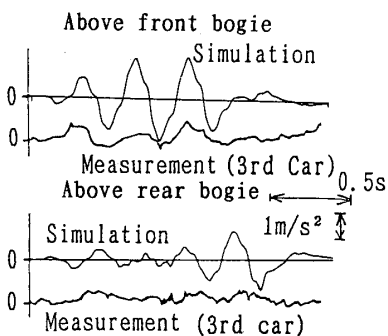


Fig. 6 Comparison between wave form of simulation and measurement for 20 m wave length (Carbody lateral accel., $V=210$ km/h, $a=6.2$ mm, without gauge enlargement)

のくい違いの原因を次節で検討する。

4.2 軌間の拡大による影響 軌道狂い設定試験の波長 20 m の通り狂い設定区間について狂い波形だけでなく、関係する軌道データを詳しく調べた結果、波長 20 m の狂い設定区間に最大 2 mm の軌間拡大のあることがわかった [図 2(a)参照]。そこで当該の狂い設定区間について軌間の拡大を想定したシミュレーションを行った。軌間が拡大したことによる影響を、波長 20, 40, 60 m の狂い設定区間について図 7, 8 に示す。図 7 は前台車位置の車体振動加速度、図 8 は先頭輪軸の横圧についてシミュレーションと実測値を最大値と比較している。また、図 9 は、軌間拡大 2 mm における波長 20 m の通り狂いに対する車体加速度のシミュレーション波形と実測波形を比較してい

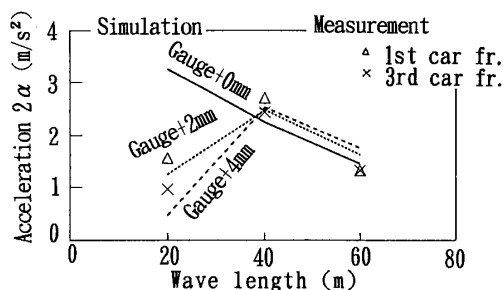


Fig. 7 Influence of gauge enlargement on lateral accel. above front bogie ($V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

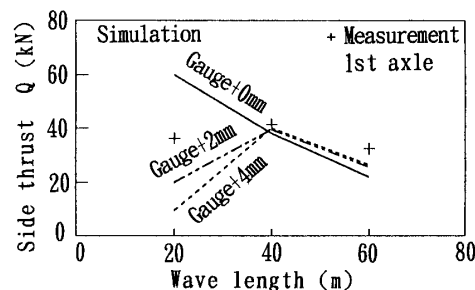


Fig. 8 Influence of gauge enlargement on side thrust of first axle ($V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

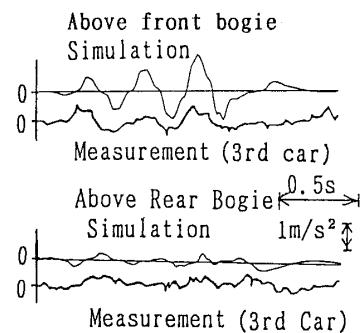


Fig. 9 Comparison between wave form of simulation and measurement for 20 m wave length in 2 mm gauge enlargement (Carbody lateral accel., $V=210$ km/h, $a=6.2$ mm)

る。

これらの図から、軌間が2mm拡大することにより、波長20mの通り狂いに対する加速度の応答はシミュレーションで急激に低下し、実測値に近づく傾向となることがわかる。軌間のわずかな拡大によって波長20mの通り狂いに対する応答が急激に低下する理由として、以下のように考えられる。

波長20mの通り狂いの場合、波長40mの場合と異なり、軌間拡大なしでは、輪軸左右変位がフランジ遊間を越えるのに対し、軌間拡大があるとフランジ遊間を越えることはない(図10左図)。すなわち、軌間の拡大により、フランジ衝突に起因する台車の旋回モーメントも減少する。このとき、側受けの滑りによって生じる台車旋回角が小さくなるため、相対するレールへの衝突角度が浅くなり、衝突が緩和する。

軌間拡大がない場合に、波長40mより波長20mの区間で輪軸の変位振幅が大きくなる理由は、波長20m区間のほうが輪軸の左右速度が大きく、フランジがレールと衝突する時点の速度も高いためである(図10右図)。

4.3 軌間拡大と側受け摩擦の増大との関係 文献(2)では側受け(通常ボルスタと台車の間にあるスリ板で、車体の上下方向の荷重を支持し、車体に引力

を伝えたり、車体のヨーイングの拘束を与える)部の摩擦係数の増大によっても、波長20mの通り狂い区間における車体加速度は低下することが示された。そこで、軌間の拡大による影響と側受け摩擦係数の増大による影響を比較して、両者の寄与について考察する。図11は、両者の影響について、前台車位置上の車体加速度によりシミュレーションと実測値を比較したものである。

この図から、側受け摩擦係数が基本値の0.25から1.5倍の0.38まで増加するよりも、軌間を2mm拡大するほうが実測値との対応はよいことがわかる。ただし、側受け摩擦係数が大きくなると、軌間の拡大がなくても車体加速度は実測値に近づく傾向が示されており、実測値には両者の影響が混在していたことも考えられる。

側受けの摩擦係数の増大によっても軌間拡大と同様の傾向が現れるのは、次のように考察される。

側受け摩擦が大きいと、フランジがレールに衝突しても、台車・車体間の旋回抵抗が大きく、側受けすべりによって生じる台車旋回角が生じにくくなる。これにより、軌間拡大時と同様に、相対レールへの衝突角度が浅くなり、衝撃が緩和する。

5. 軌間の拡大・縮小がボルスタレス車両の運動へ及ぼす影響

最近の高速新幹線車両は以下のような特徴を有している。

- (1) 最高速度が270 km/h以上である。
- (2) ボルスタレス構造の台車を採用し、車体・台車間のばね剛性は柔らかい。
- (3) 円弧踏面車輪を用いる。

そこで、4章までに論じた車体と台車間に側受けを有する車両に代わり、最近の高速新幹線車両が同様な軌道狂い上を走行した場合に、軌間の拡大・縮小がどのように影響するかを検討する。

検討に当たっては、ボルスタレス式の新幹線車両を想定した諸元⁽⁵⁾を用い、4章と同じように3波の通り狂い(片振幅 $a=3$ mm, 6 mm)に軌間の拡大または縮小を付加して、車両の振動応答をシミュレーションで求めた。なお、軌間の変動はフランジ遊間 δ の増減に相当するものと見なすことができる。以下では、新形新幹線車両が270 km/hで通り狂い上を走行する場合の、振動応答ならびに車体蛇行動を中心に論じる。

5.1 通り狂いに対する応答へ及ぼす影響 速度270 km/hで片振幅6 mmの通り狂い区間をボルスタレス式車両が走行する時に、軌間の拡大・縮小が前

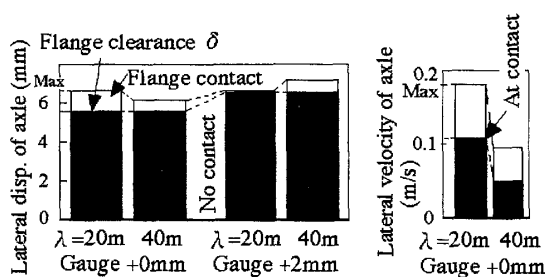


Fig. 10 Influence of gauge variation and wave length on lateral displacement and velocity of first axle when wheel flange contacts to rail (Simulation, $V=210$ km/h, $a=6.0$ mm)

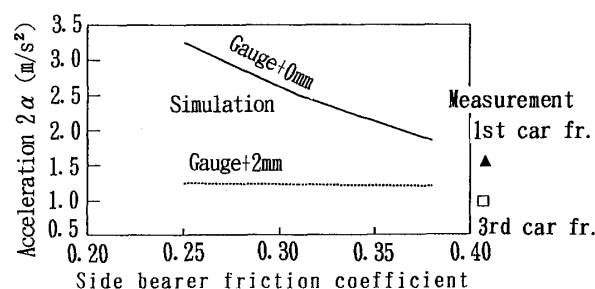


Fig. 11 Influence of side bearer friction coefficient on carbody lateral accel. above front bogie ($V=210$ km/h, $a=6.0$ mm, $\lambda=20$ m)

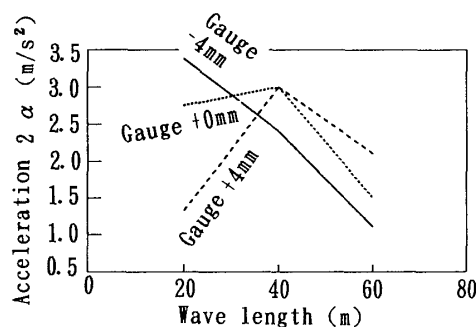


Fig. 12 Influence of gauge variation on alignment irregularity response for new type bolsterless SHINKANSEN (Simulation, lateral accel. above front bogie, $V=270$ km/h, $a=6.0$ mm)

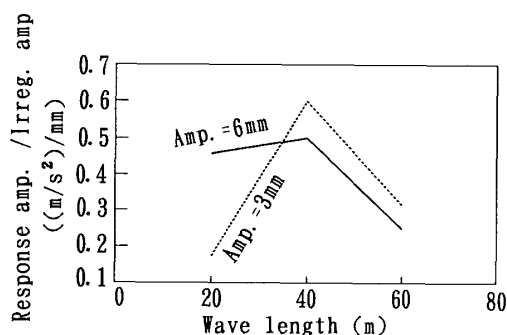


Fig. 13 Influence of irreg. amplitude on alignment irreg. response for new type bolsterless SHINKANSEN (Simulation, lateral accel. above front bogie, $V=270$ km/h)

車位置上の車体左右振動加速度応答に与える影響を図12に示す。側受け式の試験車両の応答(図7)と比較すると、通り狂いに対する応答へのフランジ遊間の影響は、車両諸元および速度が異なるにもかかわらず、40m以上の波長域で両者はほぼ同様の傾向を示している。しかし、短波長20mの区間に注目すると、軌間変動がない場合に波長40m区間の応答より減少する傾向が見られる。この理由は以下のように考察される。

側受け式車両では、大きなフランジ衝突力により側受けが滑って台車旋回角が生じて、車体・台車間のサスペンションによる復元力を期待できない。これに対しボルスタレス車両は空気ばね等による復元力が台車旋回角を減少させる。この効果が波長20mの狂い区間の影響に反映している。

次に通り狂い突入時にフランジ接触しないような小さい狂い振幅として $a=3$ mm(フランジ遊間5.5mm)の条件でシミュレーションを行った。図13は、振幅3mmと6mmの通り狂い上を走行する場合のシミュレーション結果から、通り狂い振幅単位当たりの前台車位置上车体左右振動加速度を求めたものであ

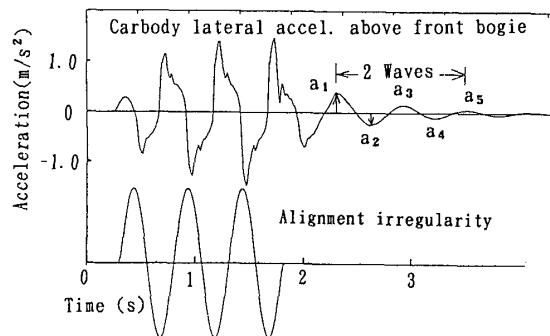


Fig. 14 Simulation wave form of alignment irregularity response for new type bolsterless SHINKANSEN (Carbody lateral accel. above front bogie, $V=270$ km/h, $a=6.0$ mm, $\lambda=40$ m)

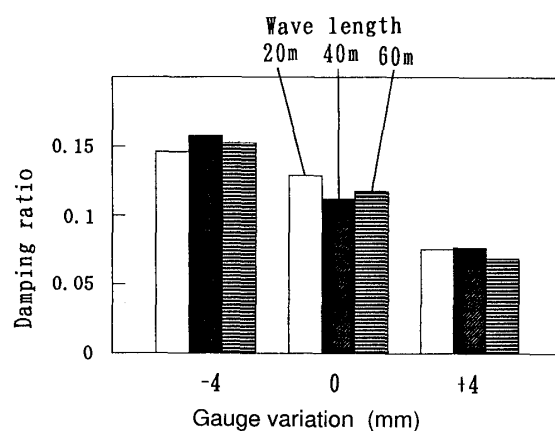


Fig. 15 Influence of gauge variation and irreg. wave length on damping ratio (Simulation, lateral accel. above front bogie, $V=270$ km/h, $a=6.0$ mm)

る。この図から、波長20m区間においては、狂い振幅6mmに対する応答は3mmに対するものよりかなり大きい。一方、波長40m以上の区間においては、狂い振幅6mmに対する応答は3mmに対するものと同程度かむしろ小さい。これらの傾向は軌間変動の影響とも似ている。すなわち、図12の軌間拡大時の応答が図13の狂い振幅3mmでの応答に、また軌間変動なしでの応答が狂い振幅6mmでの応答に近い。すなわち、狂い振幅6mmの場合、フランジがレールに衝突する機会が多く、軌間変動のないフランジ遊間が狭い条件に相当する。狂い振幅3mmの場合、反対に軌間が拡大してフランジ遊間が広い条件に相当している。

5・2 蛇行運動に及ぼす影響 次に、5・1節と同じ諸元を用いて、通り狂い区間通過後の過渡応答を検討した。ここでは、図14に示すような減衰波形中の2周期分の振幅から、式(1)を用いて減衰比を求める⁽⁶⁾。式(1)は小さな減衰(減衰比 $\zeta < 0.2$ 程度)に適

合するものであり、この減衰比 ζ を用いて車体蛇行動に対する軌間拡大・縮小の影響を評価することができる。

$$\zeta = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{a_1 - a_2}{a_1} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 a_1 は最初の振幅、 a_2 は半周期後の振幅である。また、2周期分の振幅からは式(1)で4個の ζ を計算できる。図15はこの4個の平均値により減衰比の傾向をまとめたものである。

この図から、前台車上の左右振動加速度の過渡応答波形から求めた減衰比は、20 m、40 m および 60 m のいずれの狂い波長においても、軌間縮小時のほうが拡大時より高く、振動の減衰がよくなることが示される。すなわち、軌間の拡大が車体蛇行動の減衰を減少させ、軌間の縮小が減衰を増やしている。したがって、軌間拡大によるフランジ遊間の増大が、車輪の可動領域を広げ、変位振幅そして加速度振幅を大きくして、車両の減衰を低下させていると考えられる。軌間縮小の場合はこれとは逆の状況となる。

以上、フランジ遊間の違いに着目して通り狂いに対する応答および蛇行運動の特性を解析した結果、軌間拡大が通り狂い応答を小さくするものの、蛇行運動に対してはむしろ減衰を悪くする傾向を与えることが明らかになった。

6. あとがき

軌道の通り狂いによって励振される新幹線車両の振動を軌道狂い設定試験のデータとシミュレーションの比較に基づいて検討した。主要な結果をまとめると以下ようになる。

(1) 波長 40 m 以上の通り狂い区間の応答は、シミュレーションと実測値とがほぼ一致するのに対し、

波長 20 m の狂い区間では、シミュレーションと実測値の間に大きな差が生じた。これについて、波長 20 m の通り狂い区間に存在が判明した軌間拡大を考慮した結果、シミュレーションと実測値とのくい違いがほとんどなくなり、短波長区間における軌間拡大の影響が明らかにされた。

(2) 波長 20 m の通り狂い区間の実測値に対する軌間変動と、側受け摩擦の寄与を比較した結果、側受け摩擦係数が基本値 0.25 に近い場合は軌間拡大の寄与が大きい。

(3) 近年、多くなっているボルスタレス構造の新形新幹線車両の場合、通り狂い応答に対する軌間拡大の影響は、40 m 以上の長波長の狂い区間で側受け式車両とほぼ同様の傾向を示すものの、20 m の短波長区間においては異なる傾向を示す。

(4) 軌間拡大は通り狂いに対する応答を小さくするが、蛇行運動に対してはむしろ減衰を悪くする傾向がある。

最後に本検討に対し、ご助言いただいた鉄道総研・石田(弘)研究室の石田弘明室長に、また、軌道狂い設定現車走行試験について有益なご教示をいただいた岐阜高専 三芳功達教授(前国鉄鉄道技術研究所・車両運動研究室長)に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 試験グループ, 鉄道技術研究所報告, 1240 (1983), 4-205.
- (2) 谷藤克也, 機論, 55-512, C(1989), 940-949.
- (3) 藤本裕・宮本昌幸, 機論, 58-548, C(1992), 1067-1074.
- (4) 車両力学に関する研究分科会, 車両力学に関する研究分科会成果報告書, (1984), 16-17, 日本機械学会.
- (5) 鉄道車両ダイナミクス研究分科会, 鉄道車両ダイナミクス研究分科会成果報告書, (1991), 155-156, 日本機械学会.
- (6) 国枝正春, 実用機械振動学, (1984), 25-30, 理工学社.