

102.12.3－102.12.10

出國報告附件資料

臺鐵書面提問&日車公司回覆彙整表

C1	<p>車両列車(編組)の重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C2	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C3	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C4	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C5	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C6	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C7	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C8	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C9	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C10	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C11	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C12	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C13	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C14	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C15	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>
C16	<p>編組重量(トン)はどの程度か?</p> <p>編組重量(トン)はどの程度か?</p>	<p>3010067: 重量(トン)</p>

No	T225 試驗問題(中文)	T225 試驗問題(英文)	T225 試驗問題(中文)	T225 試驗問題(英文)	T225 試驗問題(中文)	T225 試驗問題(英文)
C14	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？	同一曲線，其圓曲線半徑之半徑長不一，則其式列圖位之不同，如何？
C15	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？
C16	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？

No	T225 試驗問題(中文)	T225 試驗問題(英文)	T225 試驗問題(中文)	T225 試驗問題(英文)
C17	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？
C18	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？	試求式列圖位之式列圖位(試求式列圖位之式列圖位)？

102.12.3－102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆
資料 1.

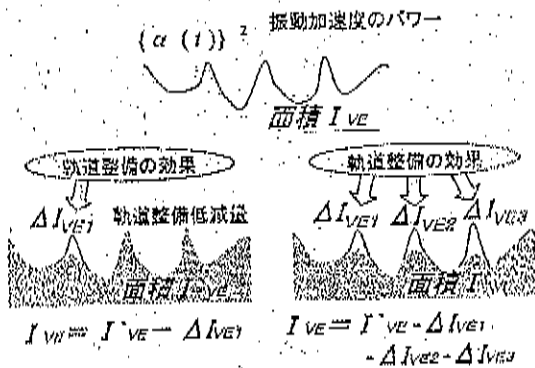


図2 振動低減量の加算

3. 評価方法

3.1 データの取得と処理

軌道変位・車体振動加速度の測定時期を表1に示す。

表1 軌道変位・車体振動加速度の測定時期

軌道変位	車体振動加速度
2004.7.23	2004.7.29
2004.10.26,28	2004.10.13
2004.12.8,9	2005.01.11

(2)軌道変位データ

通常 Eastri は車上で偏心矢を 10m 弦に変換し、地上で 10m 弦データを処理している。しかし今回は、車上 10m 弦出力に伴う打ち切り現象や、10m 弦で検測倍率が 0 となる波長(5m などの点から、精度を上げるために Eastri の偏心矢データを直接復元処理(帯域: 3~150m)した。

(1)車両振動加速度データ

車両間の乗心地測定は、東北新幹線営業列車(最高速度 276km/h)の、東京方最後部車両運転台の台車上で行った。自動揺計が取り付けられている編成を選び、遮断パルスとキロ程信号を合わせて収録した。

本論文では、軌道変位・車体振動加速度とも、0.25m でサンプリングしたものを使用している。また、走行速度は 270km/h 前後の区間を選定した。

3.2 車体振動加速度の予測

車両運動シミュレーションモデル(SIMPACT)における線形応答解析から、高低変位に対する上下振動加速度の応答関数(振幅数)を求め、解析を行った。車体は剛体とした。応答関数の振幅と、実測値との対比を図3に示す。車体剛体振動の共振である低周波領域では、整合性がある。なお今回は、実車両の測定位置に合わせて進行方向後向き台車上の振動加速度応答を用いることにより、実測値のより良い一致を得ている。

車体振動加速度の実測値との対比例を図4に示す。車両運動解析では網羅していない高周波成分を除き、おおむね再

現できている。

本論文で使用した車体振動加速度と軌道変位は、同一日に測定されたものではない。軌道管理システムにより、この間は高低軌道整備が行われていないことを確認している。

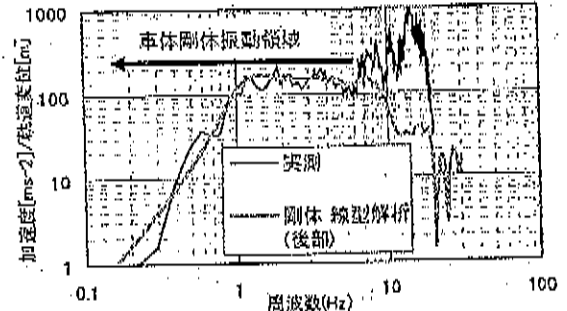


図3 上下振動の応答特性

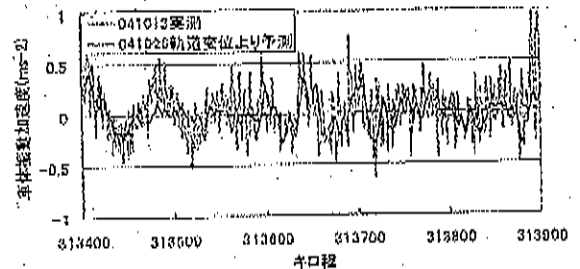


図4 車体振動加速度の実測と予測

3.3 乗心地補正

車両振動加速度の実測値および予測値について、修正 ISO2631 式により乗心地補正を行った。具体的には、区間 1024m で FFT 変換し、振幅を補正して、FFT 逆変換を行った。さらにこれを 2 乗して 20m 移動平均値を算出した。20m は軌道管理システムにおける区間評価延長の一つである。

4. 結果

4.1 ケース1

軌道整備前後の軌道変位(復元)を図5に、実車体振動加速度(細かい変動を除去するため 5m 移動平均した)を図6に示す。軌道整備内容は 40m 弦スラブレール面整平である。軌道整備区間において、軌道変位と車体振動加速度が、ともに低減している。

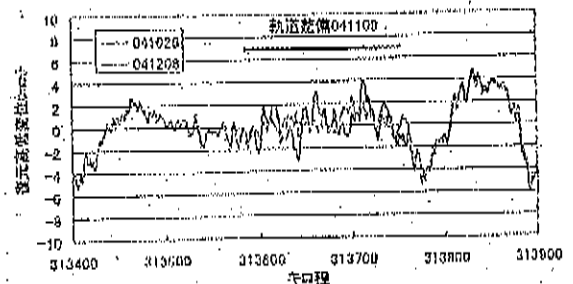


図5 軌道整備前後の軌道変位(復元)

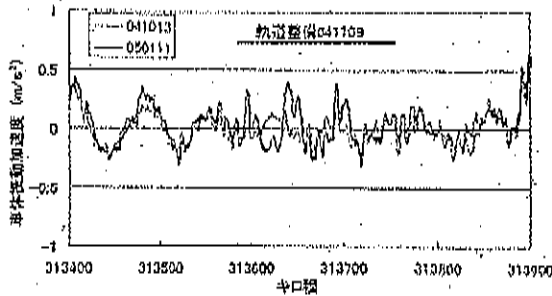


図6 軌道整備前後の車体振動加速度 (実測)

軌道整備前後の、車体振動加速度パワー(20m移動平均)を図7に示す。軌道整備前後の復元高低変位から、車両応答解析より予測した、車体振動加速度パワー(20m移動平均)を図8に示す。軌道整備区間で、明確な低減が認められる。予測の方が、全体としては小さめである。

キロ程 313500m と 313800m の間で軌道整備の効果を評価すると、予測と実測でそれぞれ $0.0259[m/s^2]^2 \cdot s$ 、 $0.0411[m/s^2]^2 \cdot s$ となり、予測より実測が大きかった。

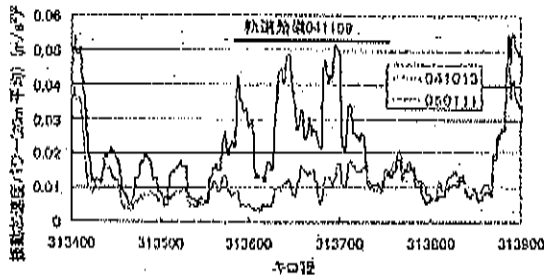


図7 車体振動加速度パワー (実測) の変化

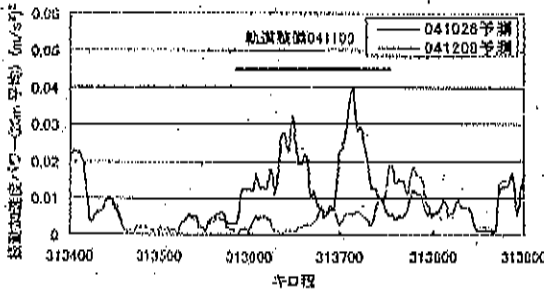


図8 車体振動加速度パワー (予測) の変化

4.2 ケース2

軌道整備前後の軌道変位(復元)を図9に、実車体振動加速度(5m移動平均)を図10に示す。軌道整備内容はむら直し(バラスト)である。軌道整備区間において、軌道変位と車体振動加速度が、ともに低減している。

軌道整備前後の、車体振動加速度パワー(20m移動平均)を図11に示す。軌道整備前後の復元高低変位を解析して求めた、車体振動加速度パワー(20m移動平均)を図12に示す。軌道整備区間で、明確な低減が認められる。解析の方が、全体としては小さめである。

キロ程 446550m と 446700m の間で軌道整備の効果を評価すると、予測と実測でそれぞれ $0.0112[m/s^2]^2 \cdot s$ 、 $0.0158[m/s^2]^2 \cdot s$ となり、予測より実測が大きかった。

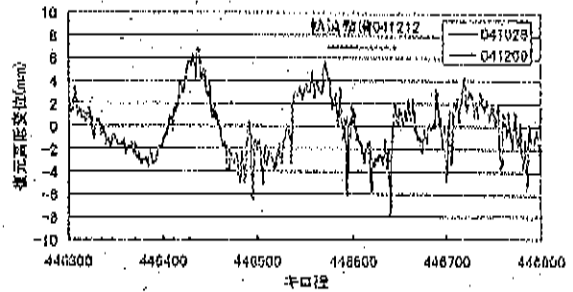


図9 軌道整備前後の軌道変位 (復元)

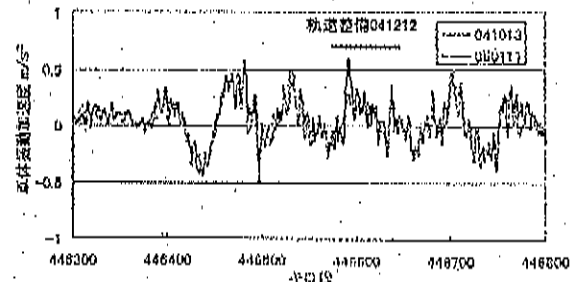


図10 軌道整備前後の車体振動加速度 (実測)

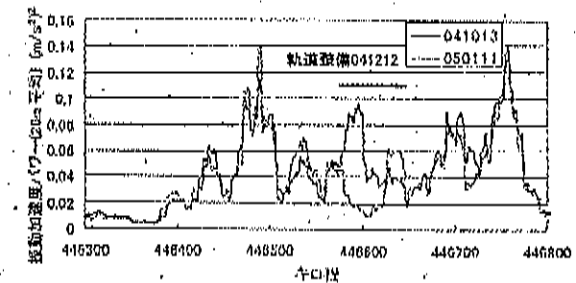


図11 車体振動加速度パワー (実測) の変化

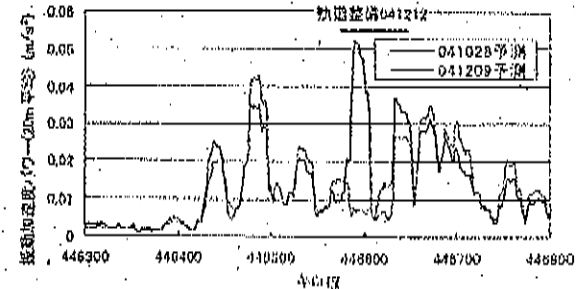


図12 車体振動加速度パワー (予測) の変化

4.3 ケース3

軌道整備前後の軌道変位(復元)を図13に、実車体振動加速度(5m移動平均)を図14に示す。軌道整備内容は40m弦スラブレベル面整正である。

振動加速度に再現性が認められない。当該区間はトンネル内であることから、トンネル内に特有の車両左右動が、上下動を引き起こしたものと推察される。

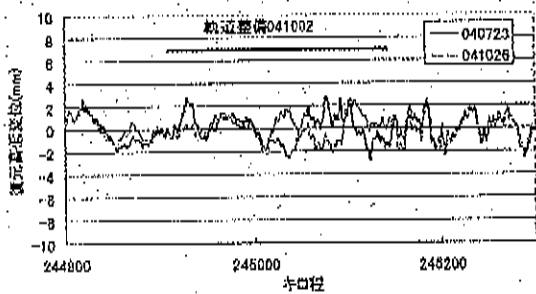


図 13 軌道整備前後の軌道変位 (復元)

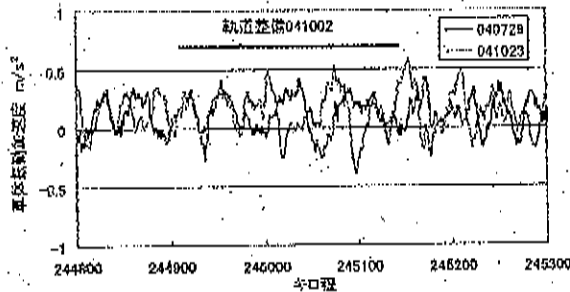


図 14 軌道整備前後の車体振動加速度 (実測)

4.1. 考察

ケース 1 およびケース 2 について、車体振動加速度パワーの低減率に着目して、対数スケールで比較する(図 15、図 16)。特に図 16 において、上下の幅すなわち低減率は実測と予測ではほぼ同程度であることが示される。ケース 1 は 40m 弦整備で、車体剛体振動の低減が主であり、ケース 2 はむしろ直線で、短波長すなわち高周波の振動が低減されたものと理解される。したがって、簡易モデルで把握できない高次の振動を含む全体に対して、車両動的モデルによる低減比と同程度低減される場合があることが判明した。

図 17、図 18 に、6Hz ハイパスフィルタ(HPF)をかけたものに関する軌道整備前後の変化を示す。a) 実測と b) 予測は、軌道整備前後の低減率(グラフ上では、差)がほぼ対応するが、縦軸が 10 倍異なることに注意されたい。これから、車体剛体振動領域にないと考えられた 6Hz 以上の周波数領域において、車体振動モデルによる低減予測値に対し、実測の低減率が 10 倍(10dB)近く大きいことが確認される。

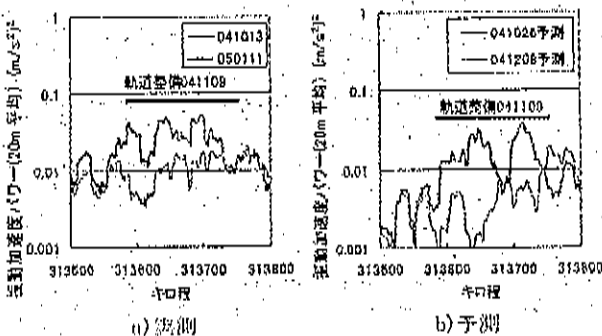


図 15 車体振動加速度パワーの変化(対数、ケース 1)

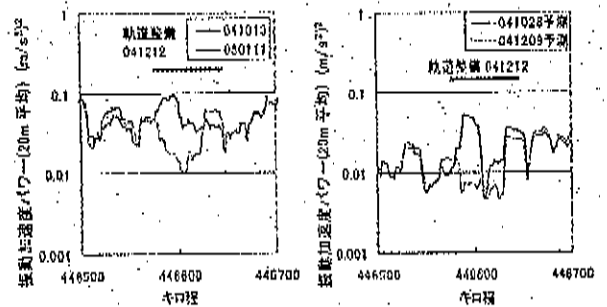


図 16 車体振動加速度パワーの変化(対数、ケース 2)

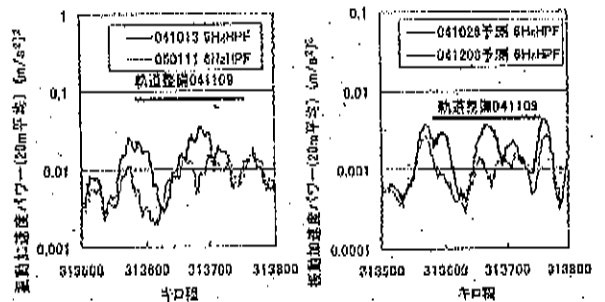


図 17 車体振動加速度パワー(HPF)の変化(対数、ケース 1)

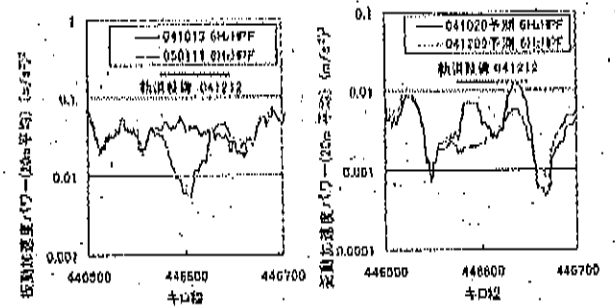


図 18 車体振動加速度パワー(HPF)の変化(対数、ケース 2)

5. 結論

軌道整備の効果を振動加速度パワーの時間積分の低減率で評価すると、車両動的解析による予測よりも実測が上回っていた。車体剛体モデルで把握できない高次の振動についても、一定の効果があるものと判断される。

謝辞

車体振動加速度の測定、位置特定等は(財)鉄道総合技術研究所軌道管理研究室各位による。ここに謝意を表する。

参考文献

- 1) 小野重亮、峰岸大介：走行試験から求めた車体振動特性に基づく軌道管理、J-Rail2003, pp.133-136、2003.12
- 2) 小野重亮：高速列車の道区間乗心地レベルを考慮した軌道管理 J-Rail2004, pp.283-286、2003.12

36. 曲線部の高速化による軌道狂い進みへの影響に関する考察

[土] ○ 内田雅夫 (国鉄道総研) [土] 石川達也 (国鉄道総研) [土] 三和雅史 (国鉄道総研)
発表者連絡先 0425-73-7177 FAX 0425-73-7177

A Study on the effect of Speedup at Curves on Track Irregularity Growth
Masao Uchida (RTRI), Tatsuya Ishihawa (RTRI), Masashi Miwa (RTRI)

Japan Railway(JR) companies are pushing speedup projects at curves of narrow-gauge lines with adoption of tilt trains which permit introduction of high cant deficiency. The following two problems have to be coped with this connection.

(1) Increase of lateral axle loads and enlargement of difference between inner/outer wheel load, resulting from increase of uncompensated centrifugal force.

(2) Increase of wheel/lateral load variation due to enlargement of vehicle vertical/lateral vibration.

At first, we estimated dynamic axle load(wheel/lateral load) at curves. Next, we adopted a quantification method for estimating the plastic deformation of rail road ballast, considering non-linearity of track deformation under train loads, and calculated track irregularities(level, alignment, cross level) at curves. Using the obtained data, we study on the influences of many parameters like curve features, track structure and conditions, vehicle performances.

キーワード：曲線、高速化、軌道狂い進み、列車荷重、輪重・横圧、振子車両

1. はじめに

JRの在来線では、大きなカント不足量を許容する振り子車両の導入による曲線部の高速化が積極的に進められている。振り子車両の曲線部の高速走行時における列車荷重の特徴は、超過遠心力に伴う輪軸横圧の増大と内外軌の輪重差の拡大、ならびに車両揺動や縦目衝撃等に伴う輪重・横圧の変動の増大である¹⁾。このような列車荷重の増大に対する軌道構造強度の評価として、軌道部材の強度・耐久性の確認が必要であることはいままでの間、特に有道床軌道の場合には、列車の繰り返し通過に伴う軌道狂い進みの推定と軌道保守量の予測が重要となる。ここでは、軌道や車両に関する種々の条件に対応した曲線走行時の動的な列車荷重(輪重・横圧)を推定し、荷重強度に対して非線形性を有する道床バラスト部の塑性変形量の定義化手法を適用して、曲線部における軌道狂い進み(高低・通り・水増)を推定する。さらにこれらを通じて、軌道狂い進みに対する速度、曲線諸元、軌道構造、軌道状態、車両性能・諸元等の種々のパラメータの影響度について考察する。

2. 軌道狂い進みの推定方法

2.1 列車荷重の推定方法

動的な列車荷重条件は、軌道面直角方向の上下方向荷重と軌道面平行方向の左右方向荷重に分けて推定する。さらに各々について、車両性能・諸元や曲線諸元に基づく定常分と軌道狂いや縦目衝撃等に伴う変動分を別々に求め、それらの合計により動的荷重(著大値)を推定する。

(1) 上下方向荷重の推定方法^{2), 3)}

直線部における上下方向の動的荷重P(kN)は、次式によ

り算出する。

$$\left. \begin{aligned} P &= (W_0/2) + \Delta P \\ \Delta P &= (W_0/2) \times (3 \cdot \sigma \alpha_v/g + i \cdot V/100) \\ \sigma \alpha_v &= k_v \cdot \sigma_v \cdot V \end{aligned} \right\} \text{---(1)}$$

ここで、

$W_0/2$: 静的輪重(kN) ΔP : 輪重変動分(kN)
 $\sigma \alpha_v$: 車体左右動の標準偏差 (m/s^2)
 V : 速度(km/h) g : 重力加速度($=9.8m/s^2$)
 k_v : 車両動揺係数[上下方向] ($m/s^2/mm/(km/h)$)
 σ_v : 高低狂いの標準偏差(mm)

i : 車両ばね下質量の振動による輪重変動率

曲線部における上下方向荷重についても上式を用いる。ただし、静的輪重としては、次式に示すような超過遠心力による内外軌の定常的な輪重値を用いる。なお、均衡速度以下の場合には、静的輪重($W_0/2$)をそのまま用いる。

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \frac{W_0}{2} \left[\left(1 + \frac{V^2}{gR} \cdot \frac{C}{G}\right) + \frac{H_0^*}{G/l} \cdot \frac{C_d}{G} \right] \\ P_i &= \frac{W_0}{2} \left[\left(1 + \frac{V^2}{gR} \cdot \frac{C}{G}\right) - \frac{H_0^*}{G/l} \cdot \frac{C_d}{G} \right] \\ C_d &= GV^2/gR - C \end{aligned} \right\} \text{---(2)}$$

ここで、

P_0 : 外軌側輪重[定常分](kN)
 P_i : 内軌側輪重[定常分](kN)
 G : 軌間(m) R : 曲線半径(m) V : 速度(m/s)
 C : カント(m) C_d : カント不足量(m)
 H_0^* : 車両有効重心高さ(m)

(2) 左右方向荷重の推定方法^{4), 5), 6)}

曲線部の左右方向の動的荷重として、台車前輪の外軌側側圧 Q_0 (kN)と輪軸横圧 ΔQ (kN)を次式により推定する。

$$\begin{aligned}
 Q_0 &= \overline{Q}_i + \Delta Q \\
 \overline{Q}_i &= \kappa \cdot P_i \\
 \Delta Q &= (2W_0/g) \cdot \alpha_K \cdot K_H + S \\
 \alpha_H &= \alpha_K + \Delta \alpha_H \\
 \alpha_K &= C_d / Q \\
 \Delta \alpha_K &= 3 \times \sigma \alpha_H \\
 \sigma \alpha_H &= k_H \cdot \sigma_s \cdot V \\
 K_H &= 0.6 + 80/R
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

ここで、

- \overline{Q}_i : 内軌側横圧(定常分) (kN)
- κ : 内軌側横圧/輪重比
- α_H : 車体左右動(軌道面平行方向成分) (m/s²)
- α_K : 車体左右動(定常分) (m/s²)
- $\Delta \alpha_K$: 車体左右動(変動分) (m/s²)
- $\sigma \alpha_H$: 車体左右動の標準偏差 (m/s²)
- k_H : 車輪動揺係数[左右方向] (m/s²/mm/(km/h))
- σ_s : 通り狂いの標準偏差 (mm)
- K_H : 車体左右方向慣性力の台車前軸負担率
- S : 構目部付近の衝撃的横圧 (kN)

2.2 軌道狂い進みの推定方法

(1) 高低・水準狂い進みの推定方法^{2), 5), 6)}

上下方向の軌道構造条件と列車荷重条件を用いて、軌道沈下量及び高低・水準狂い進みの推定を図1のフローに従って行う。なお、図中の諸数値は以下により算出する。

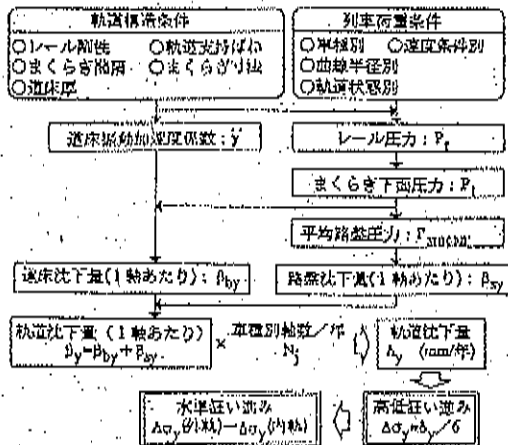


図1 高低・水準狂い進みの推定(フロー)

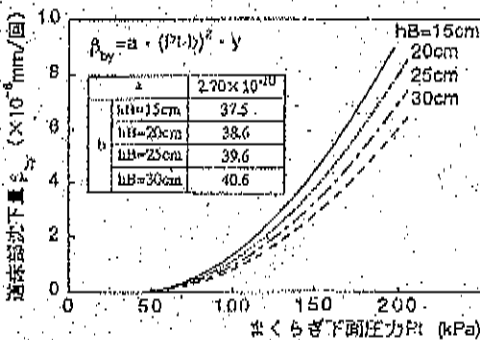


図2 道床沈下量の算定式

表1 道床振動加速度係数

道床厚 (cm)	路盤強度 K_{30} 値 (MN/m ²)		
	30	70	110
15 ≤ 道床厚 < 20	1.65	1.43	1.30
20 ≤ 道床厚 < 25	1.50	1.25	1.14
25 ≤ 道床厚 < 30	1.35	1.11	1.00
30 ≤ 道床厚	1.20	0.97	0.88

まず、連続弾性床上の梁の理論に基づく解析モデルにより、レール剛性、軌道支持ばね係数、まくらぎ間隔等を用いて、内外軌のレール圧力 P_{r1} 、 P_{r2} (kN) を算定する。

次に、上記のレール圧力をまくらぎ有効支持面積で除してまくらぎ下面圧力 P_c (kN) を求め、次式ならびに図2により道床沈下量 β_{by} (mm/1軸あたり) を算出する。

$$\beta_{by} = a \cdot (P_c - b)^2 \cdot \gamma \tag{4}$$

このうち、道床振動加速度係数 γ は表1により算出する。

さらに、内外軌のレール圧力の合計を分布面積で除した平均路盤圧力 P_{mean} (kPa) を用いて、次式により路盤沈下量 β_{sy} (mm/1軸あたり) を算出する。

$$\left. \begin{aligned}
 \beta_{sy} &= a \cdot P_{mean}^2 \cdot q_c \\
 q_c &= 3 \times 10^{0.0115 + K_{30} + 1.192}
 \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

ここで、

- q_c : コーン貫入抵抗値 K_{30} : 路盤強度 (MN/m²)
- 係数: $a = 6.0 \times 10^{-9}$, $b = 3.6$, $\gamma = -1.5$

なお、軌道沈下量 β_y (mm/年) と高低狂い進み $\Delta \sigma_y$ (mm/年) の関係は文献2に示す次式の考え方によるものとする。

$$\Delta \sigma_y = \Delta \sigma_y \times 6 \tag{6}$$

また、水準狂い進みは、内外軌の軌道沈下量の差から求める。

(2) 通り狂い進みの推定方法^{1), 5), 7)}

左右方向の軌道構造条件と列車荷重条件を用いて、軌道の左右変位量及び通り狂い進みの推定を図3のフローに従って行う。なお、図中の諸数値は以下により算出する。

まず、上下方向の場合と同様に、連続弾性床上の梁の理論に基づく解析モデルにより、内外軌のレール圧力を求める。ただし、内外軌の輪重は定常分のみを用いる。

次に、レール圧力を考慮した道床横ばね係数 K_b を求め、左右方向の列車荷重条件と軌道構造条件から、内外軌のレール横圧力 Q_{r1} 、 Q_{r2} 及びまくらぎ横圧力 Q_c (kN) を求め

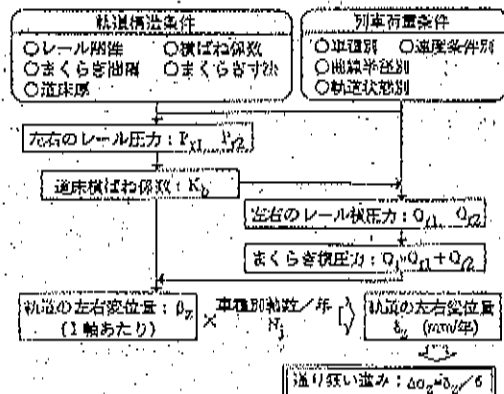


図3 通り狂い進みの推定(フロー)

$$\begin{aligned}
 Q_0 &= Q_1 + \Delta Q \\
 Q_1 &= \kappa \cdot P_1 \\
 \Delta Q &= (2W_0/g) \cdot \alpha_H \cdot K_H + S \\
 \alpha_H &= \alpha_H + \Delta \alpha_H \\
 \alpha_H &= C_1/G \\
 \Delta \alpha_H &= 3 \times \sigma \alpha_H \\
 \sigma \alpha_H &= k_2 \cdot \sigma_z \cdot V \\
 K_H &= 0.6 + 80/R
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

- ここで、
- Q_1 : 内軌側横圧(定常分)(kN)
 - κ : 内軌側横圧/輪重比
 - α_H : 車体左右動(軌道面平行方向成分)(m/s^2)
 - α_H : 車体左右動(定常分)(m/s^2)
 - $\Delta \alpha_H$: 車体左右動(変動分)(m/s^2)
 - $\sigma \alpha_H$: 車体左右動の標準偏差(m/s^2)
 - k_2 : 車両動揺係数(左右方向)($m/s^2/mm$ /(kN/t))
 - σ_z : 通り狂いの標準偏差(mm)
 - K_H : 車体左右方向慣性力の台車前軸負担率
 - S : 継目部付近の衝撃的横圧(kN)

2.2 軌道狂い進みの推定方法

(1) 高低・水準狂い進みの推定方法(2), (5), (6)

上下方向の軌道構造条件と列車荷重条件を用いて、軌道沈下量及び高低・水準狂い進みの推定を図1のフローに従って行う。なお、図中の諸数値は以下により算出する。

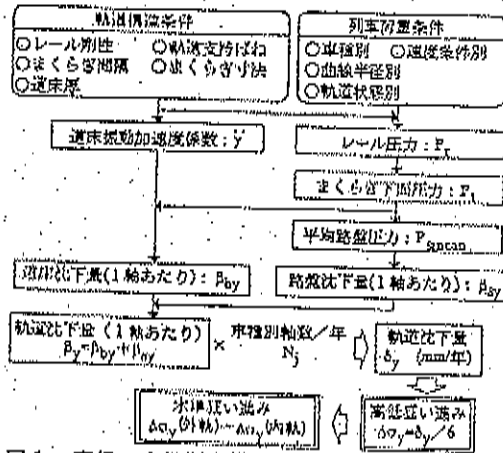


図1 高低・水準狂い進みの推定(フロー)

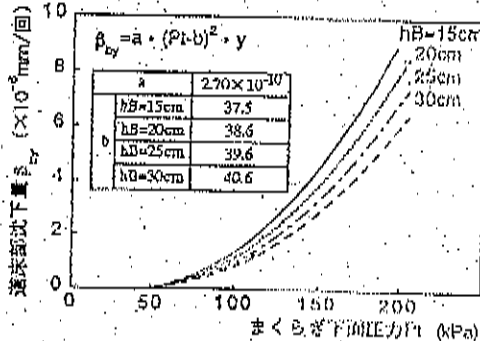


図2 道床沈下量の算定式

表1 道床振動加速度係数

道床厚 (cm)	路盤強度 K_{30} 値 (MN/m^2)		
	30	70	110
15 ≦ 道床厚 < 20	1.65	1.43	1.30
20 ≦ 道床厚 < 25	1.50	1.25	1.14
25 ≦ 道床厚 < 30	1.35	1.11	1.00
30 ≧ 道床厚	1.20	0.97	0.88

まず、連続弾性床上の梁の理論に基づく解析モデルにより、レール剛性、軌道支持ばね係数、まくらぎ間隔等を用いて、内外軌のレール圧力 P_{r1} 、 P_{r2} (kN) を算定する。

次に、上記のレール圧力をまくらぎ有効支持面積で除してまくらぎ下面圧力 P_1 (kN) を求め、次式ならびに図2により道床沈下量 β_{by} (mm/1軸あたり) を算出する。

$$\beta_{by} = a \cdot (P_1 - b)^2 \cdot \gamma \tag{4}$$

このうち、道床振動加速度係数は表1により算出する。

さらに、内外軌のレール圧力の合計を分布面積で除した平均路盤圧力 P_{mean} (kPa) を用いて、次式により路盤沈下量 β_{sy} (mm/1軸あたり) を算出する。

$$\begin{aligned}
 \beta_{sy} &= a \cdot P_{mean}^b \cdot q_c^c \\
 q_c &= 3 \times 10^6 \cdot 0.115 \cdot K_{30}^{0.192}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

ここで、

q_c : コーン貫入抵抗値 K_{30} : 路盤強度 (MN/m^2)

係数: $a = 6.0 \times 10^{-9}$, $b = 3.6$, $c = -1.5$

なお、軌道沈下量 δ_y (mm/年) と高低狂い進み $\Delta \sigma_y$ (mm/年) の関係は文献2に示す次式の考え方によるものとする。

$$\delta_y = \Delta \sigma_y \times 6 \tag{6}$$

また、水準狂い進みは、内外軌の軌道沈下量の差から求める。

(2) 通り狂い進みの推定方法(1), (5), (7)

左右方向の軌道構造条件と列車荷重条件を用いて、軌道の左右変位量及び通り狂い進みの推定を図3のフローに従って行う。なお、図中の諸数値は以下により算出する。

まず、上下方向の場合と同様に、連続弾性床上の梁の理論に基づく解析モデルにより、内外軌のレール圧力を求める。ただし、内外軌の輪重は定常分のみを用いる。

次に、レール圧力を考慮した道床横ばね係数 K_b を求め、左右方向の列車荷重条件と軌道構造条件から、内外軌のレール横圧力 Q_{r1} 、 Q_{r2} 及びまくらぎ横圧力 Q_1 (kN) を求め

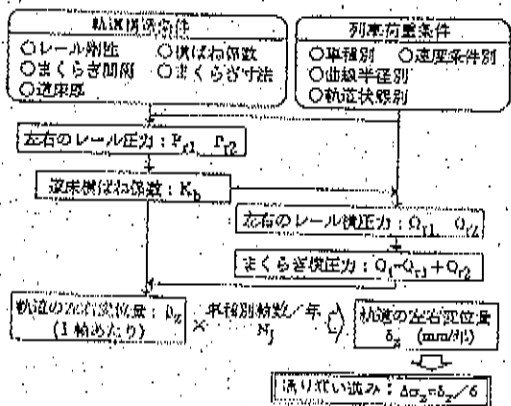


図3 通り狂い進みの推定(フロー)

る。これらを用いて軌道の左右変位量 β_z (mm/1軸当り)を次式により算定する。

$$\beta_z = a \cdot Q_1 / K_v' - (b \cdot P_{r12} - c)$$

$$K_v' = \frac{d}{0 \cdot Q_1 \cdot 10^{-6} + f} + g \cdot P_{r12} + h \quad (7)$$

$$P_{r12} = P_{r1} + P_{r2}$$

なお、上式の係数は以下の通りとする。

$a = 3.90 \times 10^{-5}$, $b = 8.38 \times 10^{-8}$, $c = 1.87 \times 10^{-6}$,
 $d = 21.5$, $e = 1.24 \times 10^{-3}$, $f = 4.27 \times 10^{-2}$,
 $g = 1.30$, $h = -26.4$

なお、軌道の左右変形量 σ_z (mm/年)と通り狂い進み $\Delta\sigma_z$ (mm/年)の関係は上下方向の考え方に準ずるものとする。

表2 曲線諸元・種別別

曲線半径 (m)	カント (mm)	種別	目別
250	105	普通	普通
300	105		普通
400	105	ロング	普通
500	105		普通
600	105	ロング	レール
800	70		レール
1000	60	レール	レール
1200	50		レール
直線	0		

2.3 計算条件

試算対象とする曲線の諸元等を表2に、車種別の速度及びカント不足量を図4に、軌道保守レベル(軌道狂いの標準偏差)を表3に、軌道構造条件を表4に示す。なお、試算は振り車両を中心に、非振り特急、普通列車、貨物列車を対象とし、これらの車種別の車両諸元・性能ならびに輸送量を表5に示す。また、標準的な条件をそれぞれの表中に網かけで示した。

表3 軌道保守レベル

軌道状態	軌道狂いの標準偏差	
	高低 σ_y	通り σ_z
良好	1.5mm	1.5mm
普通	2.5mm	2.5mm
不良	3.5mm	3.5mm

なお、1年間の軌道狂い進みは1カ月毎の軌道狂い進みを考慮した列車荷重条件を用いて算出する。

表4 軌道構造条件

項目	種別	別
レール	50N	60kg
PCまくら	PG3号	PC6号9型
レール締結装置	(R>600)	(R≤600)
まくらき間隔	10.9本/25m	3.7本/15m
道床厚	250cm	200cm
路線強度: K_{40} 値	70 MN/m ²	30 MN/m ² / 110 MN/m ²

表5 車種別の車両諸元・性能及び輸送量

車両諸元・性能・輸送量	振り	非振り	普通	貨物
軸重: W_0 (t)	12.0	12.0	12.0	17.0
有効重心高さ: l_0 (m)	1.5	1.7	1.7	1.7
車両動揺係数	上下: k_v	0.0010	0.0015	0.0015
	左右: k_z	0.0010	0.0015	0.0015
内軌側横圧輪重比: κ	R≤500 R>500		R≤500 R>500	
台車前軸負担率: K_y	0.50		0.50	
輸送変動率:	普通	0.50	0.51	0.51
通過トン数 (万/年)	A: 現況	500	500	1000
	B: 将来	500	500	1000

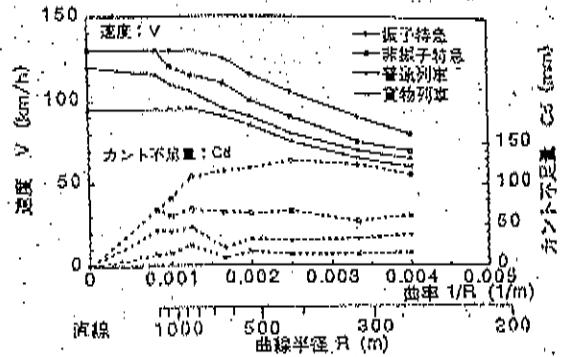


図4 車種別・曲線半径別の速度とカント不足量

3. 列車荷重・軌道狂い進みの試算結果と考察

(1) 曲線半径別の列車荷重・軌道狂い進み

曲線部における列車荷重(外軌側輪重、外軌側横圧、輪軸横圧)ならびに変位進み β (外軌側上下、上下の内外軌の差、左右)の試算結果を、車種別に図5に示す。

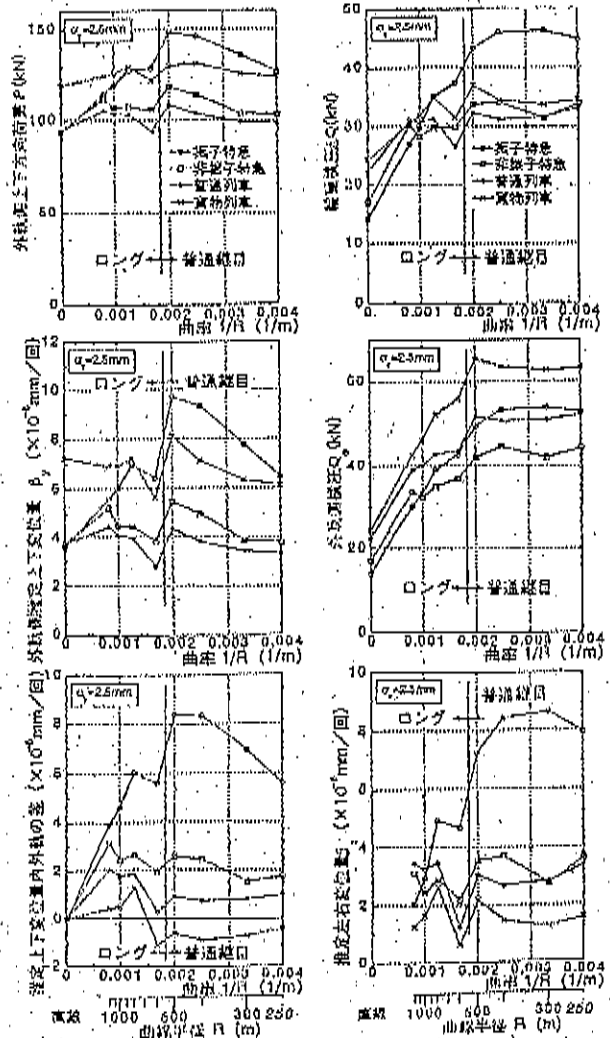


図5 列車荷重と変位進み β の試算結果

これらより、曲線部の外軌側輪距及び輪軸横圧については、振り車両が他車種に比べて大きく、上下変位の内外軌の差と左右変位にその影響が表れている。

さらに、1年間の軌道狂い進み(高低、水準、通り)の試算結果を、車種別に図6に示す。これより、高低狂いでは軸距の重い貨物列車の割合が大きいが、水準・通りでは振り車両の割合が大きくなることがわかる。

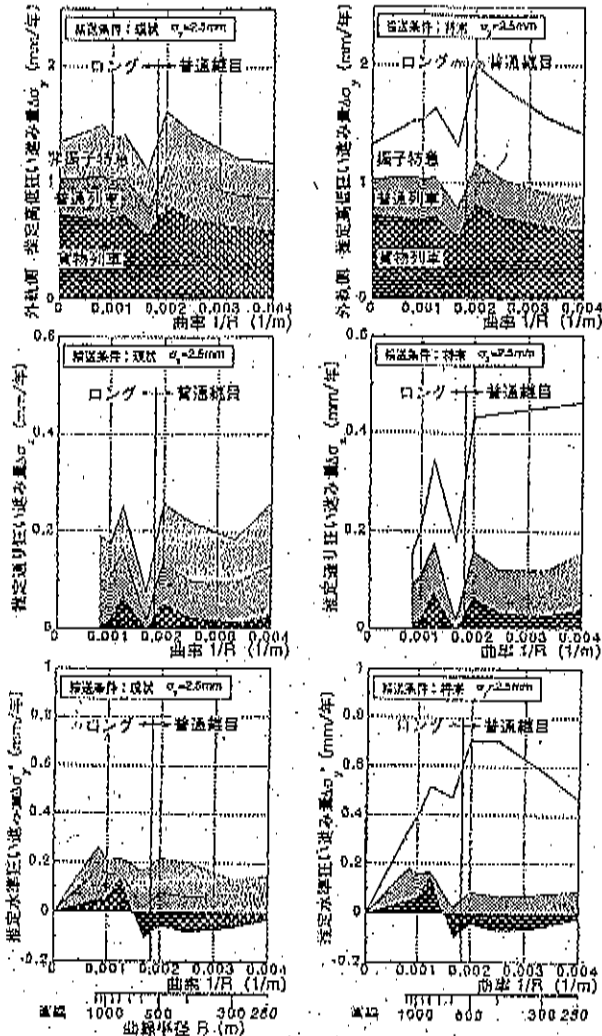


図6 軌道狂い進みの試算結果

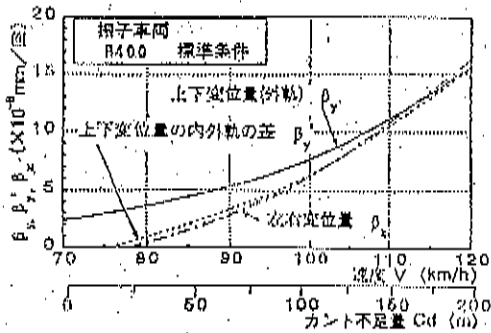


図7 変位進みβに対する速度の影響

(2) 速度の影響

R400における振り車両の変位進みβ(外軌側上下、上下の内外軌の差、左右)と速度の関係を図7に示す。速度の影響は、水準・通りの方に強く表れている。

(3) 軌道構造・軌道状態の影響

R400における振り車両の変位進みβ(外軌側上下、左右)について、軌道構造・軌道状態の条件を変更した場合の試算結果を図8に示す。上下変位には、継目種別、レール種別、道床厚の影響が大きく表れており、左右変位には、継目種別、軌道状態の影響が大きく表れている。

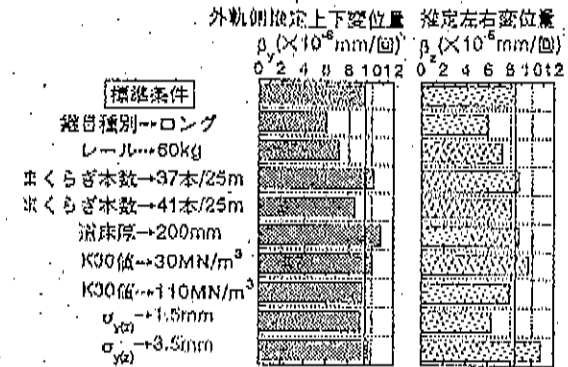


図8 変位進みβに対する軌道構造・軌道状態の影響

6. おわりに

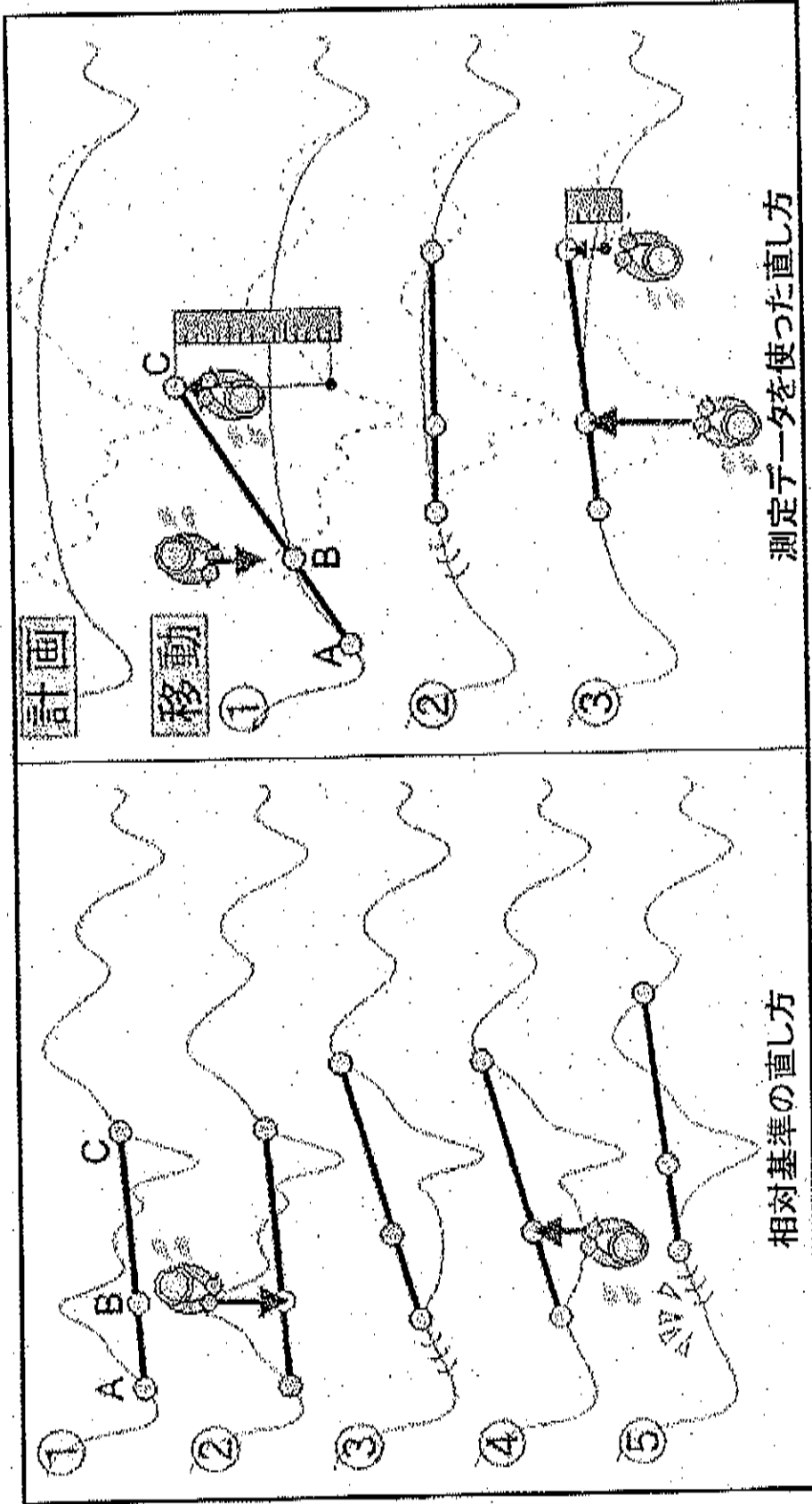
曲線走行時の動的な列車荷重を推定し、これを用いて上下・左右方向の軌道狂い進みを推定して、種々のパラメータの影響度について考察した。軌道の漸進的変位量すなわち軌道狂い進みに着目した軌道強度評価は従来から上下方向が主体であったが、曲線部を高速で走行する振り車両では左右方向の変位も無視できない状況にあり、荷重強度に対して非線形性を有する上下・左右方向の新たな変位算定方法を適用して検討を行ったものである。今後は、実データとの突き合わせによる検証や既往の強度評価手法との比較を行って、本手法の妥当性を高めて行きたい。

【参考文献】

- 1) 内田、長戸、高井、石川：振り車両の導入に伴う急曲線部の軌道管理、J-Rail'94、1994.12
- 2) 内田、石川、名村、高井、三和：軌道狂い進みに着目した有道床軌道の新しい設計法、鉄道総研報告、1995.4
- 3) 内田、小倉：曲線通過時の列車荷重の一般化、鉄道総研報告、1992.4
- 4) 内田、高井、矢澤、三和：曲線部の通り狂い整備目標値の設定方法、鉄道総研報告、1995.12
- 5) 石川、名村：実物大試験による道床バラスト部繰返し変形特性の検討、土木学会論文集、No.512/IV-27、1995.4
- 6) 石川、名村、堀池：道床バラスト部の繰返し変形特性の定量化に関する検討、鉄道総研報告、1994.11
- 7) 石川、内田：道床バラスト部の左右方向の繰返し変形特性の実験的検討、鉄道総研報告、1995.4

對應高速化的軌道管理 ①

高速化に対応した軌道管理

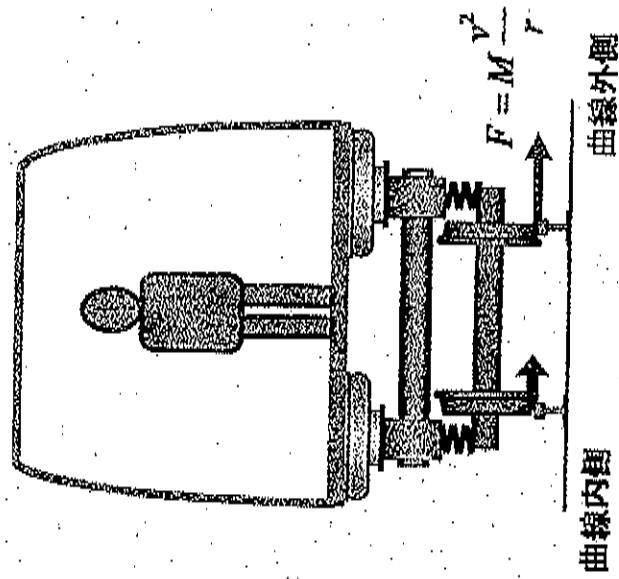
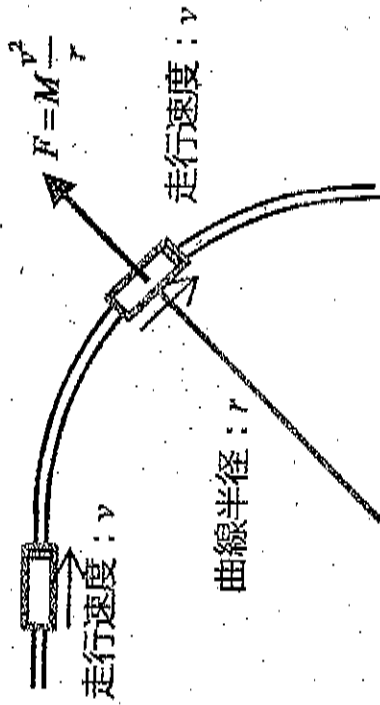


舊來方式/従来の方法

新方式/新しい方法

日本使用綜合硬道機來確保高精度的軌道維護日本ではマルチプロタイタンバによる精
 度の高い軌道保守が行われている

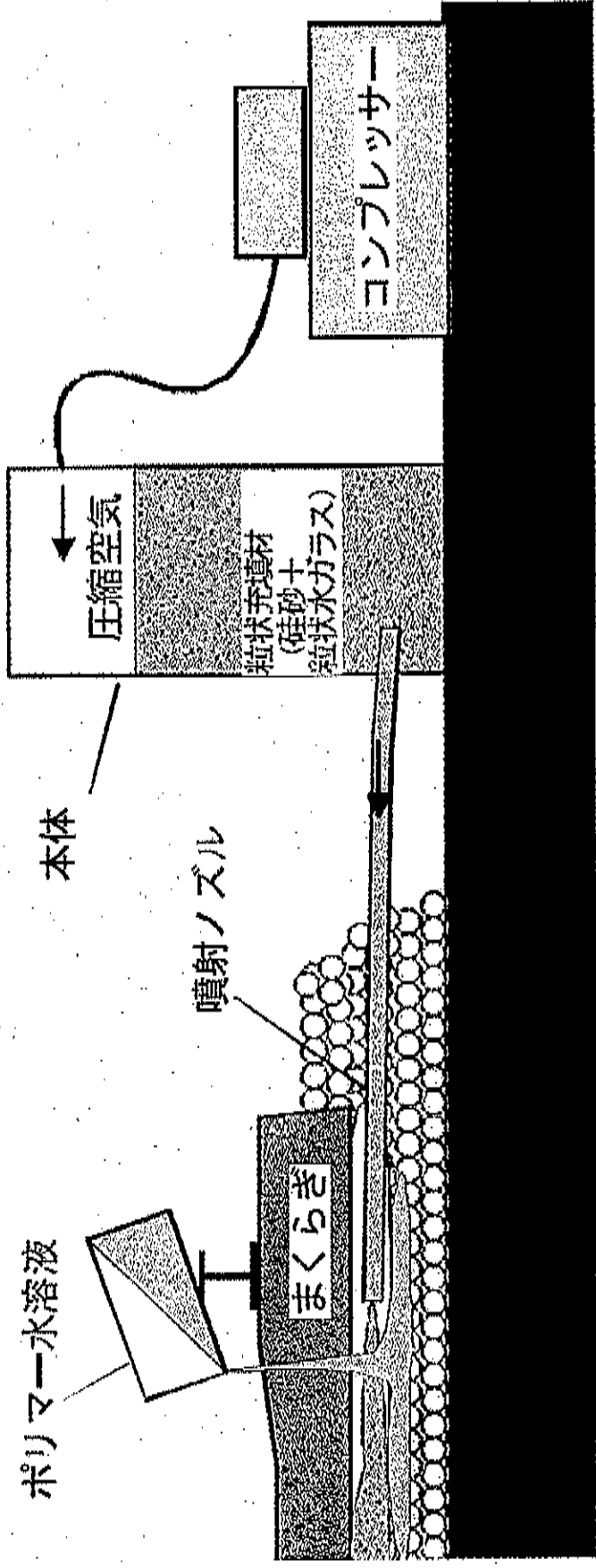
レール継目を痛め易い輪軸横圧(QR+QL)



傾斜の有無・方式に因らず遠心力(速度の2乗)に比例
 110km/h → 130km/h 速度 = 約1.2倍 横圧 = 約1.4倍

對應高速化的軌道管理 ②

高速化に対応した軌道管理



水玻璃/高分子凝膠充填工法 水ガラス・ポリマーゲル充填工法

以不換碴方式達到改善鋼軌接頭沉陷的劃時代方式レール継目落ちをバラスト交換無しに解消する画期的な方法が効果を上げている

取自論文:鐵道軌道の維護(石田誠)論文:鐵道軌道のメンテナンス(石田誠)刊

線路等級

国鉄では昭和 39 年、部内規程として「線路管理規程」を定め、その中で技術的な見地から列車が線路を破壊する力の大きさに従って、線路の「線路等級」(1, 2, 3, 4 級線)を規定した。

その後昭和 52 年 10 月、一部線路の使用条件の変化に伴い改正が行なわれ、今日に至っている。

線路種別と線路等級の関係をみると、甲(特甲)、乙、丙、簡易の各線路とし、2, 3, 4 級



表 1.1 線路等級 (国鉄狭軌線)

線路等級	年間通過トン数 (万トン)	軌道破壊量 (百万トン・km/h)	軌道延長 (km)
1	2000 以上	1600 以上	6020
2	1000~2000	600~1600	6950
3	500~1000	200~600	5640
4	500 未満	200 未満	9580
合計			27300

図 1.1 線路種別と線路等級の関係

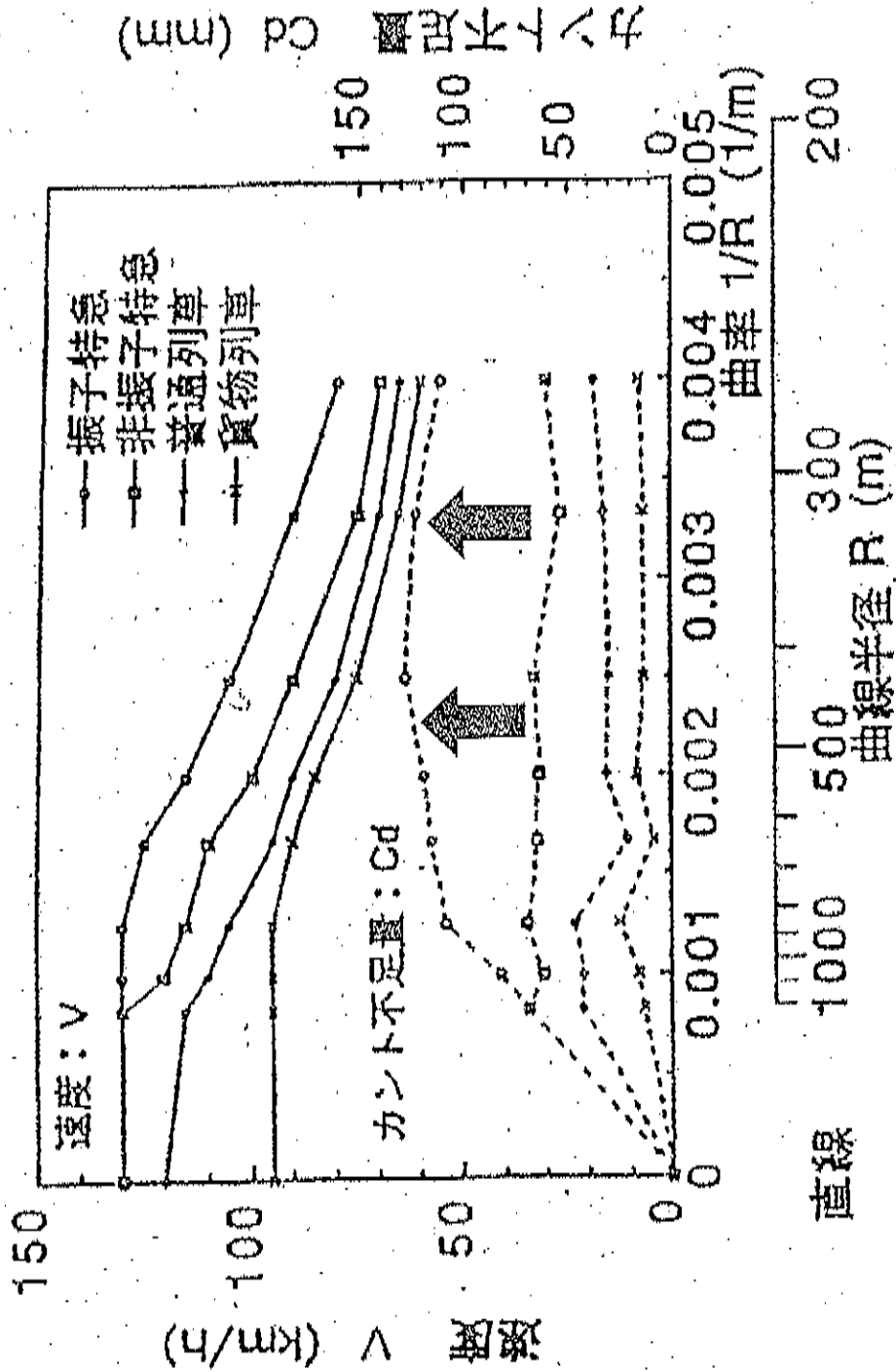
線の線区とは、ほぼ対応しているが、2 級線であっても丙線、逆に甲線でも 3 級線というような線区もある (図 1.1)。

線路等級は、その線区の年間通過トン数を基本に軌道破壊量 (年間通過トン数と平均速度との積) を勘案して定められている (表 1.1)。

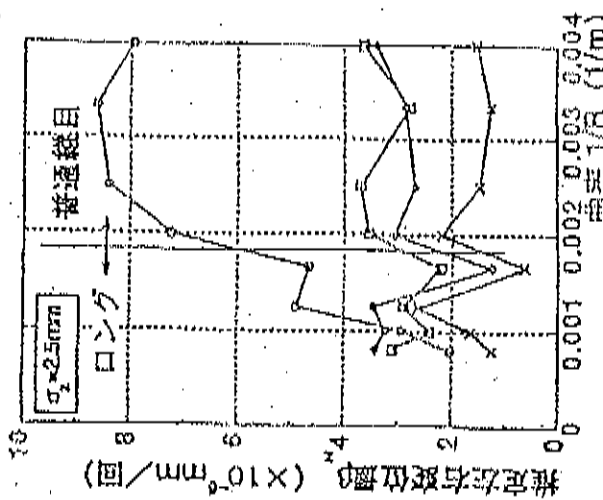
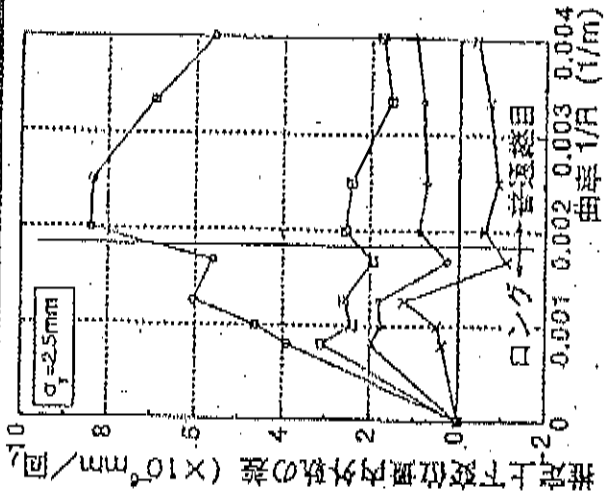
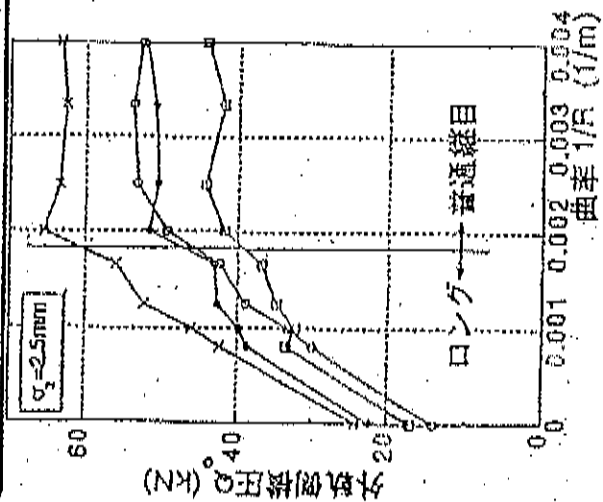
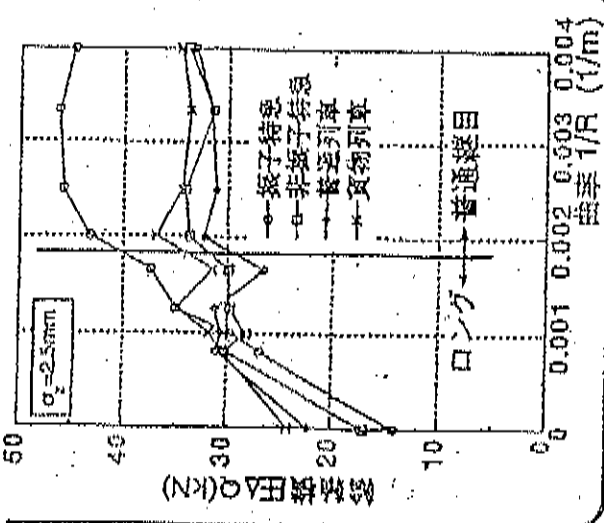
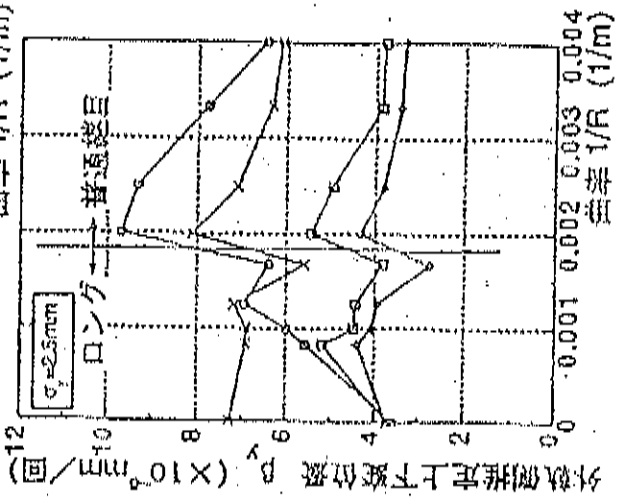
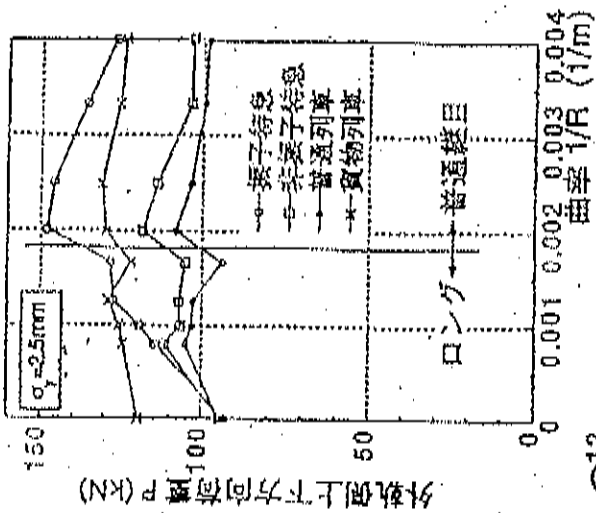
なお、線路等級の決め方から明らかなように、これは線路を破壊する側からの定義であって、線路そのものの品質 (構造強度、線路状態) を必ずしも表わしているとはいえない。

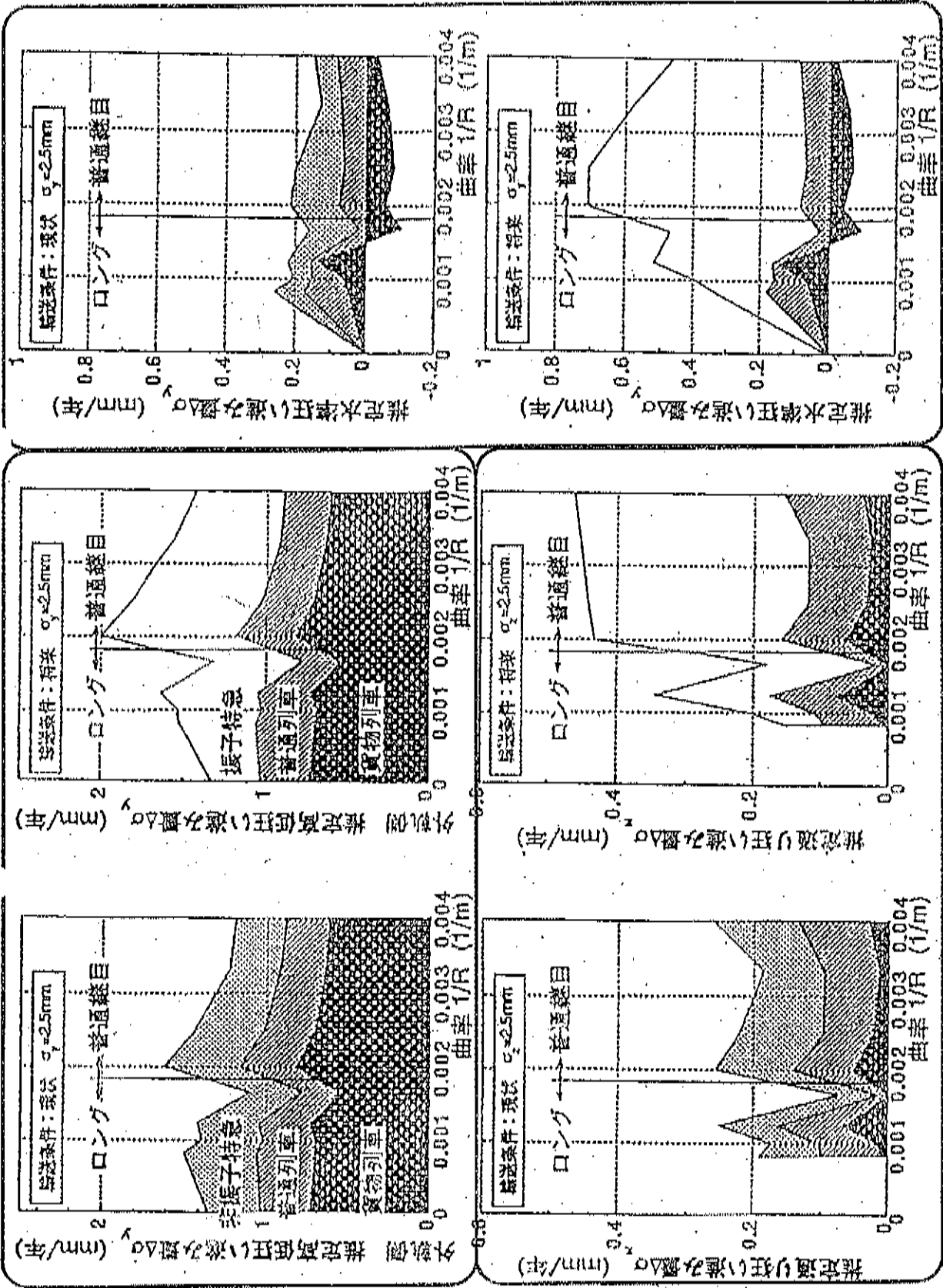
日本の傾斜式車両の走行

資料2



車種別・曲線半径別の速度とカント不足量





ロングレール化の効果

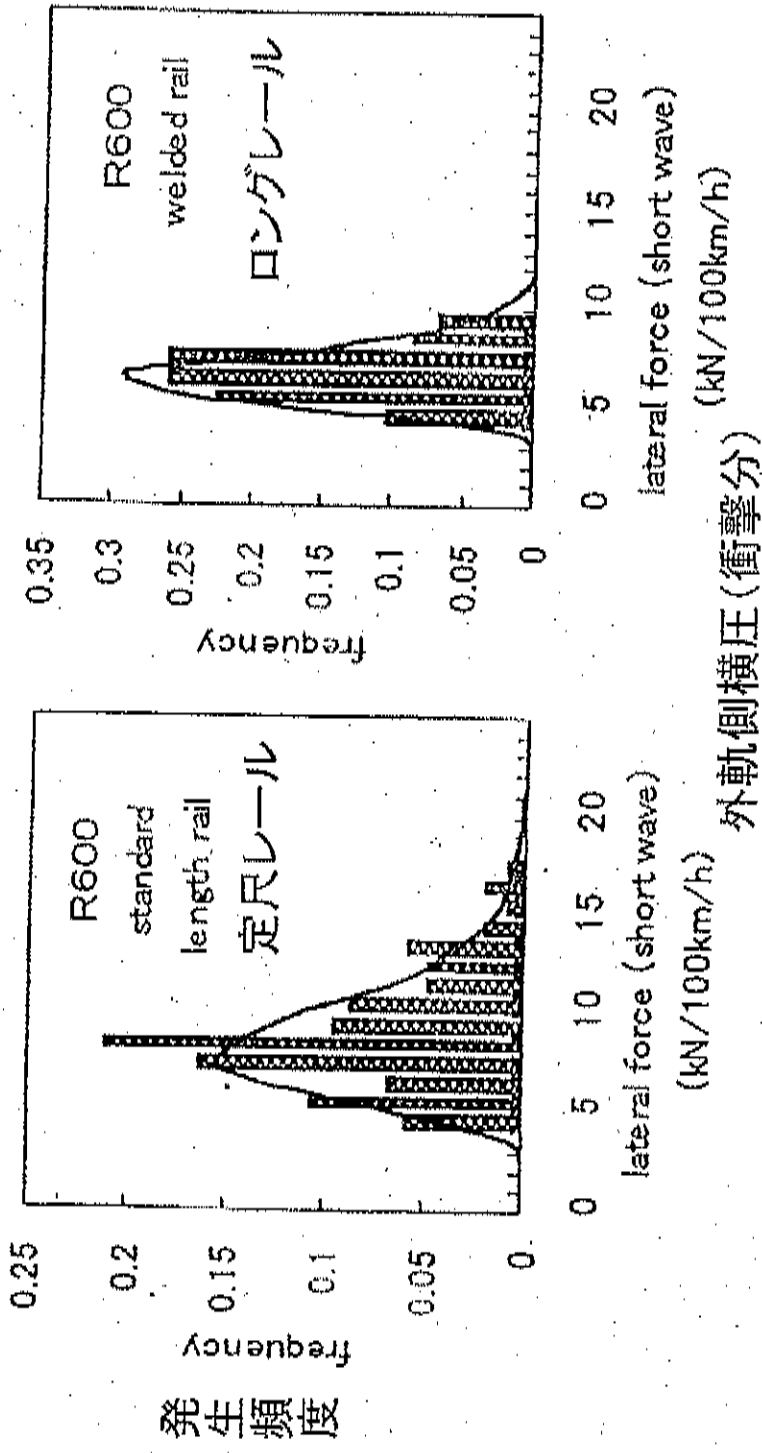


Fig. 9 Frequency of lateral force (short wave length)

定尺レールをロングレールにすると、外軌横圧(衝撃分)が緩和され、通り変位進みが小さくなるため、保守の周期を伸ばすことができる

軌道保守の効果

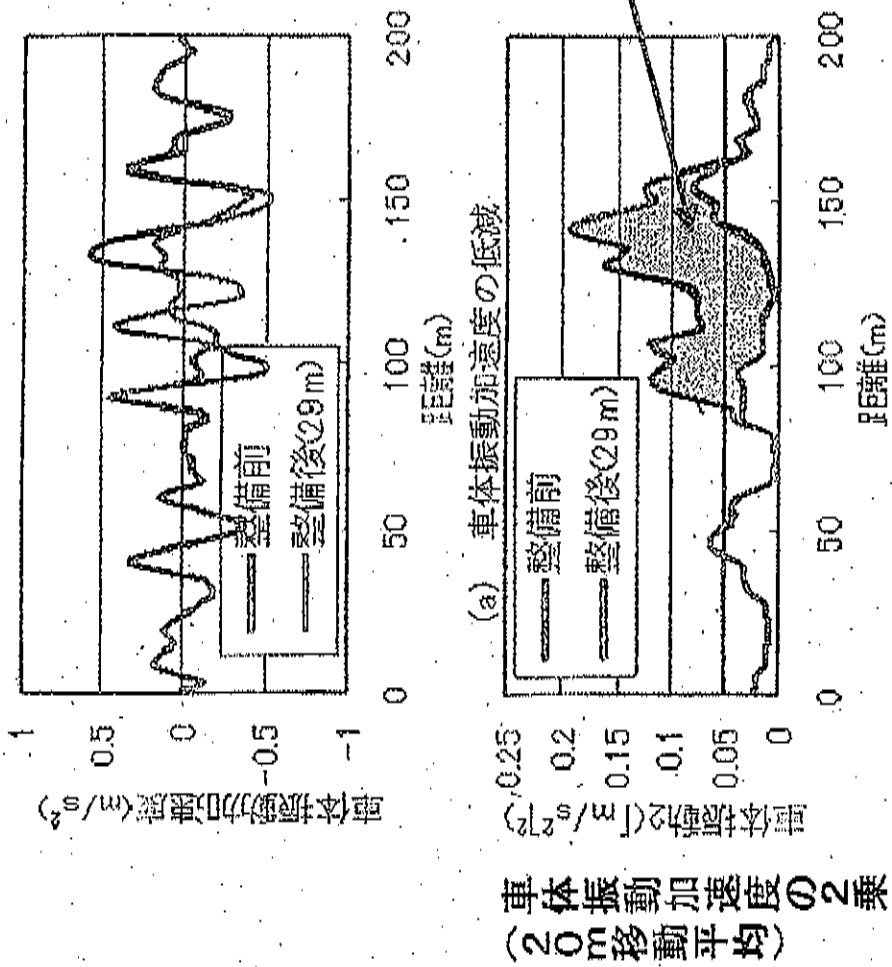
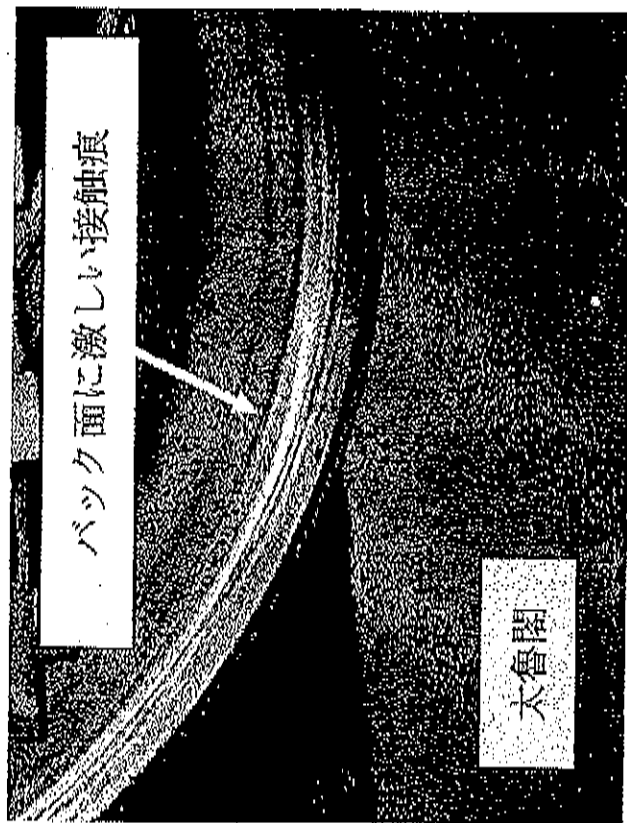


図1 車体振動加速度低減量の概念

1-17

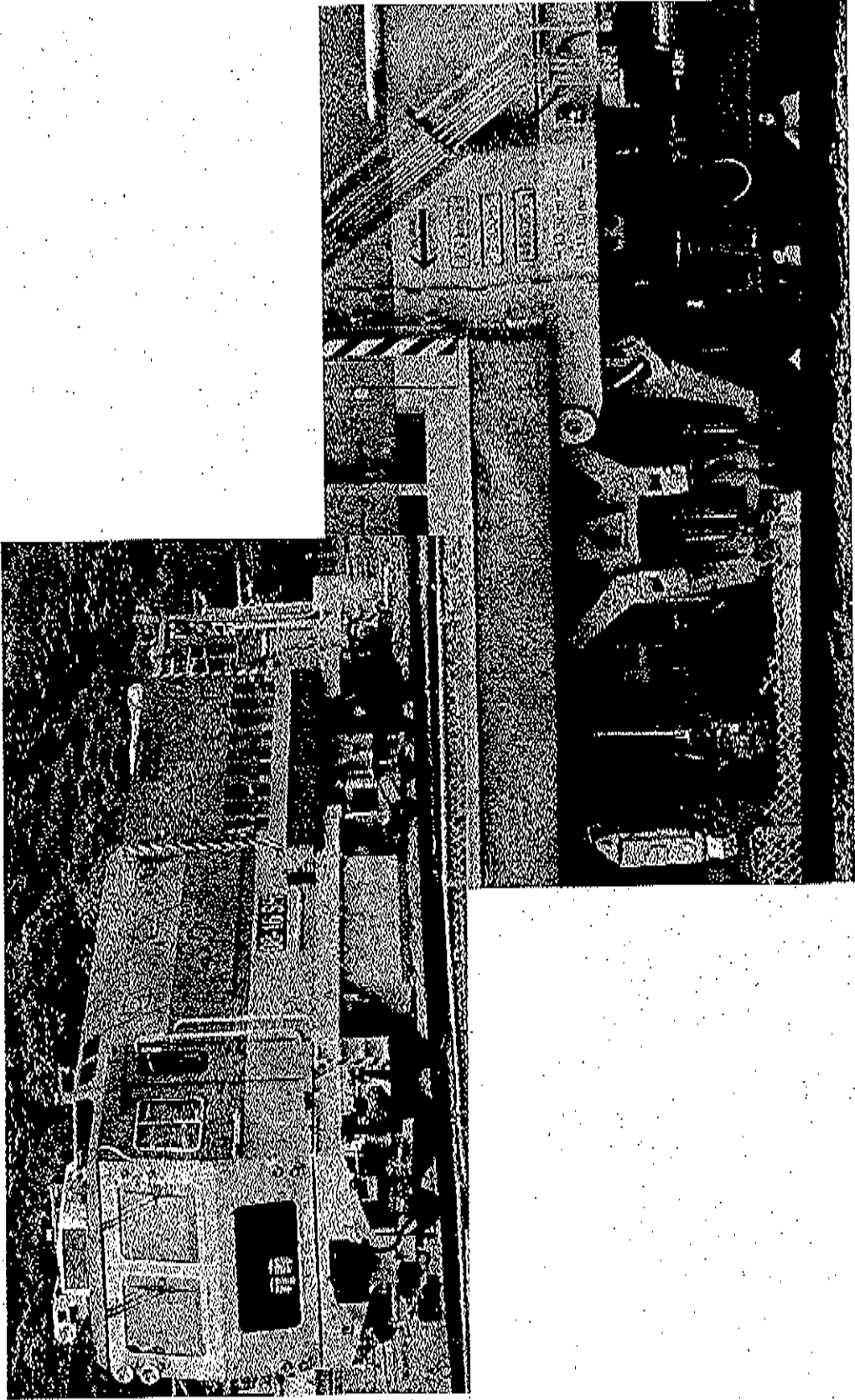
車輪バック面の接触痕



1-18

マルチプルタイタンパ

資料8



102.12.3－102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆

資料 2.

在来鉄道
運転速度向上のための技術方策

推薦のことは

21世紀に向けた総合的な交通体系の整備計画の中で、安全性・確実性・経済性・大量輸送能力等に優れた鉄道輸送に対する期待は益々大きく、高速化により目的地までの到達時間を短縮して、鉄道ネットワークの機能向上を図る必要が生じます。高まっています。これらは、平成3年6月の運輸政策審議会及び運輸技術審議会の答申にも盛り込まれ、在来鉄道では、既存設備の十二分な運用による高速化の推進や営業最高速度の目標値（90年代には160km/h程度、21世紀には200km/h程度）等が示されている。このような社会的要請を踏まえ、多くの鉄道事業者が列車の運転速度向上に取り組んでいる。

そのような状況の中で運輸省に在来鉄道運転速度向上研究会が平成2年度に設置され、在来鉄道の運転速度向上に関する調査を開始し、様々な形態での速度向上を推進していくために必要な事項について調査・分析を行ってきた。その活動の一環として、運転速度向上に関する車両、電車線路、鉄道線路、信号等の各分野にわたる技術開発の動向及び成果の発表等を「速度向上のための技術方策」としてとりまとめることが方針として打ち出され、平成5年度には研究会のもとに技術検討会を設置し、「速度向上試験マニュアル」と併行して「速度向上のための技術方策」の具体的な作成・検討を行うこととなった。

本書「速度向上のための技術方策」は、国鉄道総合技術研究所のワーキング・チームが原案を作成し、技術検討会で検討審議され、研究会の了承を得て刊行されるに至ったものである。当面の目標速度160km/h程度までを対象範囲に含めて、車両、電車線路、鉄道線路、信号等の各分野の現状における技術開発の動向や成果の実施例等を網羅的に紹介した内容は、鉄道事業者の速度向上施策のための参考資料として極めて有用であり、「速度向上試験マニュアル」と併せて大いに活用されることを期待してやまない。

平成5年5月

在来鉄道運転速度向上研究会

委員長 井口 雅一

はじめに

列車の運転速度向上は、目的地までの到達時間の短縮に大きな効果があります。また、速度向上は輸送密度の向上と同様に、鉄道輸送の競争力を高めることとなります。国鉄の民営分割以来、JR各社が鉄道の復権を掲げ速度向上に力を入れてきたことにより、主要な幹線で、鉄道を利用するお客様が増加してきているところもあります。昨今の状況は、JRのみならず民鉄相互の競争意識が鉄道輸送の質を高めてきていると言っても過言ではありません。

これらは、とりも直さず速度向上に対する鉄道事業者の積極的な技術開発の実施と鉄道技術者の努力の結果であります。しかしながら、鉄道事業者が過去の教訓に安住していれば、すぐさまお客様は鉄道から離れてしまうでしょう。また、新しい車両の設計や線路など地上設備の改良の改良のみならず、速度向上を行ったあとにも、それらの保守を行わねばなりません。輸送の安全を確保し、かつコストを抑制するために新しい技術と経験が必要となります。

本書は、運転速度向上を実施しようとする場合に、どのような内容のことやどのような行っていくかとの疑問に的確にお答えできるように、速度向上のための技術方策をまとめたものです。実績があり、実績の上で行っている技術、新しい技術、改良方法の改良、新しい評価方法など、現在有効である方策について概説されていますので、鉄道技術者がそれぞれの必要な速度向上施策を選択し、安全かつ確実に運転向上を遂行していくための参考書として役立てていただきたいと思います。

もとより、技術は新たな創造力と実行力によってさらに発展していくことが望まれるものでありますから、本書に掲載された内容が陳腐化しないように、逐次見直しすることも必要です。より質の高い鉄道技術の構築をめざし、快適な鉄道の発展に資するため、私ども鉄道総研も新たな視点から技術開発に取り組む所存ですので、本書に対するご意見、ご批判などお聞かせ願えれば幸いです。

また、本書の原案作成に関して、運輸省が主催された「在来鉄道運転速度向上研究会」（委員長 井口雅一 東京大学教授）の委員各位から貴重なご意見を賜り、さらにJR及び民鉄の関係各位からご支援を賜りましたことに対しまして、深甚なる感謝の意を表します。

平成5年5月

財団法人 鉄道総合技術研究所
理事長 尾 関 雅 一 副

在来鉄道運転速度向上のための 技術方策執筆者

1. 車両
 - 1.1 走行安全性 豊岡友裕
 - 1.2 台車強度 宮石謙喜
 - 1.3 加速性能 桑川 忍
 - 1.4 ブレーキ性能 熊谷則道 小原孝則 長谷川泉 大野 薫
 - 1.5 乗心地 豊岡友裕 北見成紀
 - 1.6 パンタグラフ 岡本 勲 真鍋克士 長沢広樹
2. 電車線
 - 2.1 標準構造 真鍋克士
 - 2.2 特殊区間の高速化 真鍋克士
 - 2.3 電車線路管理 長沢広樹
3. 鉄道線路
 - 3.1 基本線形 内田雅夫 高井秀之
 - 3.2 軌道構造 三浦 尊 内田雅夫
 - 3.3 分岐器構造 藤澤憲三
 - 3.4 軌道管理 内田雅夫 高井秀之 須永啓一
 - 3.5 路盤・橋梁 南井 一 藤本謙二 関根敏夫
4. 信号
 - 4.1 信号現示 市川和男
 - 4.2 自動列車停止 市川和男
 - 4.3 踏切保安設備 宮地正和
 - 4.4 経てつ装置 櫻井育雄
 - 4.5 新システム 中村英夫 高重哲夫 長谷川豊
 - 4.6 信号視認性 米山信三

目 次

I. 速度向上のための技術的課題	1
1. 速度向上の決定要因	3
2. 速度向上を実現するための技術的課題	5
II. 技術対策	7
1. 車両	9
1.1 走行安全性	9
1.1.1 曲線通過時の横圧低減対策	9
1.1.2 輪重減少防止対策	12
1.2 台車強度	14
1.2.1 台車枠	14
1.2.2 車輪	16
1.2.3 車輪	19
1.2.4 軸受装置	21
1.2.5 駆動装置	22
1.2.6 ブレーキ装置	23
1.2.7 その他の台車部品	23
1.2.8 車体の軽量化	24
1.3 加速性能	25
1.3.1 粘着性能の向上	25
1.3.2 車体の軽量化	31
1.3.3 電機比率の増大	31
1.3.4 交流電動機による主電動機出力の増大	31
1.4 ブレーキ性能	33
1.4.1 ブレーキ性能向上のためのシステムと構造	33
1.4.2 滑走防止のためのブレーキ制御方法	32

1.4.3 非粘着ブレーキの基本構造と性能	51
1.5 乗心地	58
1.5.1 高速走行時の乗心地向上策	58
1.5.2 曲線走行時の乗心地向上	59
1.5.3 環境振動評価基準の現状	60
1.6 パンタグラフ	69
1.6.1 パンタグラフの具備すべき条件	69
1.6.2 追従性能向上	70
1.6.3 空力的性能	73
1.6.4 1列車のパンタグラフ個数、パンタグラフ間隔、パンタグラフバ	76
1.6.5 パンタグラフ支持装置（孩子車用）	78
1.6.6 パンタグラフすり板	80
2. 電車線	83
2.1 標準構造	83
2.1.1 架線の送受特性の概要と一般的性能向上策	84
2.1.2 シンパル架線での速度向上の具体例	85
2.2 管架区間の高速化	92
2.2.1 オーバラップ区間	92
2.2.2 曲線区間	92
2.2.3 トネル区間	93
2.2.4 トロリ棒の不整の管理と異常線路	94
2.2.5 第3軌条乗車における高速化	94
2.3 電車線路管理	95
2.3.1 トロリ線摩擦	95
2.3.2 支持物振動	100
2.3.3 電車線高さや張力の管理	100
3. 鉄道線路	103
3.1 基本線形	103

3.1.1 平面線形	103
3.1.2 縦断線形	108
3.2 軌道構造・軌道材料強度	110
3.2.1 軌道構造と軌道材料強度	113
3.2.2 曲線部の列車荷重と軌道強度	112
3.2.3 ロングレールの運用経緯	116
3.3 分岐器構造	120
3.3.1 レール端目の強化または除去	120
3.3.2 クロッシングの構造及び管理強化	121
3.3.3 ガードの構造及び管理強化	122
3.3.4 分岐側通過速度向上策と乗心地	123
3.4 軌道管理	125
3.4.1 長波長軌道歪い管理	126
3.4.2 レール短波長凹凸管理	127
3.4.3 急曲線部の軌道管理	129
3.5 稀塵・落塵	132
3.5.1 軟弱路盤対策	132
3.5.2 橋梁の補強	137
4. 信号	141
4.1 信号現示	141
4.1.1 高速信号現示追加	141
4.1.2 信号現示制御	145
4.2 自動列車停止	148
4.2.1 点検方式	148
4.3 踏切保安設備	151
4.3.1 踏切障害物検知	151
4.3.2 列車への異常報知と緊急列車停止制御	156
4.4 転てつ装置	158

4.5 新システム	161
4.5.1 情報制御形ATS	161
4.5.2 デジタルATC	164
4.5.3 次世代運転制御システム	168
4.6 信号検索性	172
4.6.1 信号の検索性	172

I. 速度向上のための技術的課題

1. 速達性の決定要因

始発駅と終着駅の2点間を走る列車の到達時間は、図1に示すように、列車の走行時間に運転ダイヤ上のロス時間を加えたものであり、いわゆる表定速度に依存している。列車の走行時間を短縮するためには、移動距離の短縮と移動速度すなわち運転速度の向上の2つのアプローチがある。前者の移動距離短縮のためには、短絡ルート設定が必要となるが、投資コストは極めて大きく、容易に採れる方策ではない。後者の運転速度向上のための方策は、最高速度、曲線通過速度、分岐器通過速度、加減速度等の向上に分類できるが、これらを実現するためには、高性能車両の投入や地上設備の改良等の物理的な機能向上

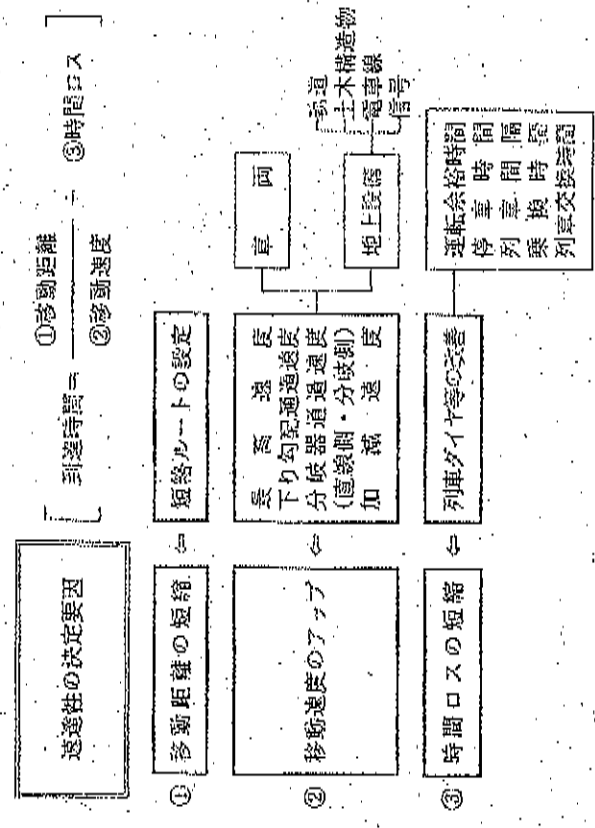


図1 速達性の決定要因

2. 速度向上を実現するための技術的課題

運転速度向上のためには、最高速度、曲線通過速度、分岐器通過速度、加減速度等の向上を実現するためには、車両、線路、電力、信号等の鉄道システム各要素が複縁に絡み合っている速度向上のための技術的課題を検討する必要があります。その概要を、図2に示す。

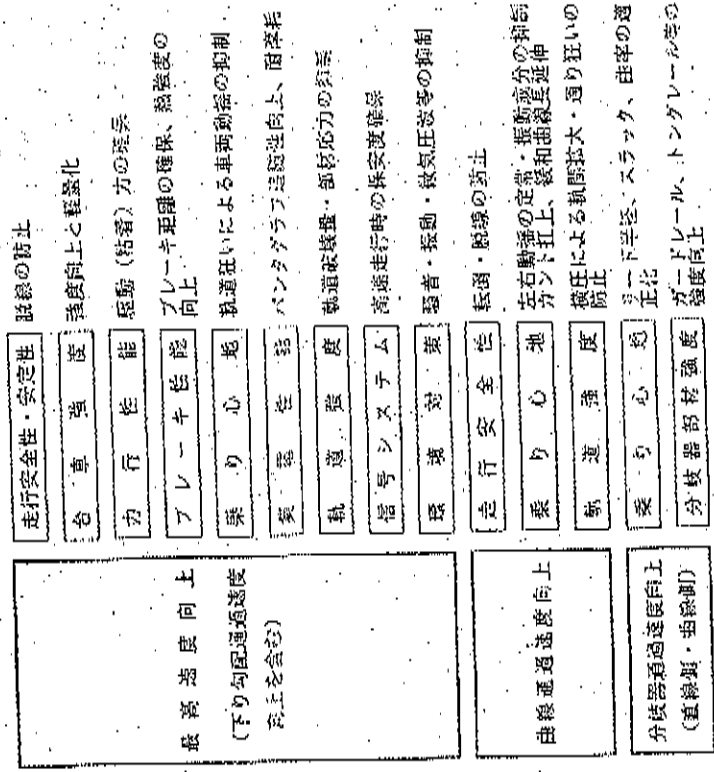


図2 速度向上を実現するための技術的検討課題

4 1. 速度向上の決定要因

が必要となる。また、時間ロスの軽減のためには、列車ダイヤ等の改善により運転余裕時間、停車時間、乗換時間、列車交換時間の削減等のソフト的な機能向上を図る必要があり、そのための設備改善も必要となる。

このように、速度向上の決定要因は大きく3つに分類されるが、ここでは、最高速度、曲線通過速度、分岐器通過速度、加減速度等の向上により運転速度向上を実現するための技術的課題について、車両、線路、電力、信号等の各分野毎に、現状における技術的課題の動向及び成果の実例等をとりまとめ、鉄道事業者の速度向上施策の検討のための参考資料とすることを目的として作成した。

II. 技 術 方 策

1. 車 両

1.1 走行安全性

1.1.1 曲線通過時の横圧低減対策

車両の走行にともなって発生する横圧の主な原因として以下に挙げるものがある。

① 曲線通過時の横圧

カント量の過不足によって車両に超過离心加速度が生じる場合、車輪が外軌側あるいは内軌側に押しつけられることによって生じる横圧。

② 軌道を要因とする横圧

分岐の入射角部やクロッシング部、停輪帯ぎ目など軌道の特異箇所、また軌道不整部分を車両が通過する際に生じる衝撃的な横圧。

③ 車両動揺による横圧

車体や台車の動揺や蛇行動などにより、台車に生じる振動の左右成分による横圧。

④ 転向横圧

曲線進入時など、台車が軌道に案内されて転向する際に発生する横圧。台車が緩和曲線に進入した際に、輪軸の延長線と曲率中心が一致してはいないため、第一軸は外軌側によっていく。このとき、断面の勾配により内外輪車輪に長さ差が生じ、輪軸が自己捻送して台車が転向する。しかし、通常は、走行動安定性との兼ね合いで断面勾配はあまり大きく取れないため、転向時に必要な長さ差が得られず、フランジが外軌側にあたり、その反力によって台車が転向して外軌側に大きな横圧を生じる場合もある。

①②③の横圧の対策のうち、軌道改良や走行安定性向上などについては別項

で述べたため、本項では省略する。④に際しては台車の旋回性の向上が重要で、これについては台車の旋回抵抗の低減と、積極的に自己操舵性を向上させる方法とがある。

従って、車両側で有効な横圧低減策は次のようになる。

(1) 歪量化と軸距の短縮

横圧は軸重に比例して増大し、また軸距が長いと輪軸が歪曲で転向しにくくなるため、車両の歪量化と軸距の短縮が横圧の低減に効果がある。

(2) 軸箱柔支持台車の採用

蛇行時の発生しない軌道で軸箱支持装置の前後・左右支持剛性を小さくし、かつ路面勾配を大きくとることによって輪軸に自己操舵性を持たせて横圧を低減する。

国内では、例えば国鉄時代には205系電動用台車として開発したDT30は、前後・左右に柔支持とした円錐緩衝ゴム式蛇行支持装置と円錐面形状を組み合わせることで輪軸に自己操舵性を持たせており、最近のボルクステン台車は本格的にはこの軸箱柔支持方式を採用している。

(3) 操舵台車

Zリンクやアークニュータなどを用い、強制的に輪軸を曲率中心に向ける機構をもち、曲率中心に向くことによって曲線通過性能を向上する方法も研究され、実用化されているものもある。前述の軸箱柔支持台車は、蛇行安定性との兼ね合いを考慮したものであったが、曲線通過性能を第一に考え、更に低い軸箱支持剛性と大きな路面勾配を持たせたものが自己操舵台車である。この方式では蛇行防止のために台車内の前後の車輪をアンカやフレームで結合し、前後の車輪が勝手に動かないようにしている。この方式としては、南アフリカ国鉄のSchiefel (シェッフェル) 台車、イギリスのDresser DR-1台車、Cross-braced台車などがあり、Schiefel台車についてはすでに実用化され、多数の使用実績がある。

また、強制的に操舵させる例としては、Devine-Scaltes台車のように台車と車体をリンクで結び、台車の旋回角を利用して輪軸を操舵するものや、Supple

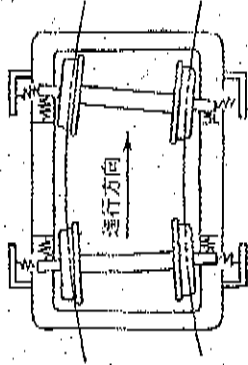


図 1.1.1-1 軸箱柔支持による自己操舵性

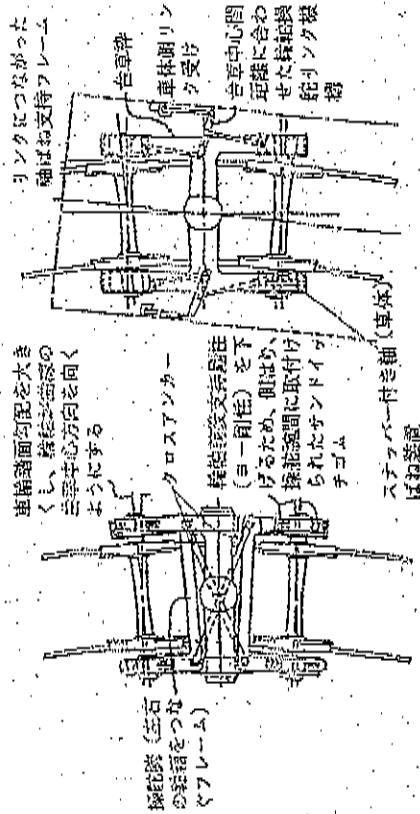


図 1.1.1-2 Scheffel台車 図 1.1.1-3 Devine-Scaltes 台車

台車のような非常に長い軸ばねを用いて八の字型に輪軸を支持し、軸ばねがたわむと軸距が延びるような台車構成とし、曲線通過時の外軌側の軸重増大により外軌側の軸距が長くなることで、輪軸が曲率中心方向を向くようにしたものがあ

これら操舵台車は曲線通過性能向上には効果的だが、蛇行動安定性の低下や台車、特にばね下装置の劣化や構造が複雑になるなどのデメリットも多く、日

本でもクロスリンクの代わりに油圧配管を用い、台車内のスペースの空気が少ない動力台車でも操舵機構を取り付けられるようにしたものを含め、何種類かの新型台車が国鉄時代に試験されている (DTSS) が実用化していない。

その他心連方式の台車では、心皿装置に摩擦係数の小さいスリ板を採用して台車の回転抵抗を小さくしたものや、1台車内で先頭輪の軸重を小さくして第2軸との横圧を平準化し、最大横圧を下げるための心皿移動式台車なども591系や891系で試験しているが実用化するに至っていない。

〔文献〕

- 1) 小野純調：鉄道のスビードアップ—速度向上の理論と実践—、鉄道運輸協会、1987、3
- 2) 大出弘志、深沢嘉壽：土木技術者のための鉄道工学、丸善、1981、11
- 3) 岡本豊：操舵台車の開発、電車（交友社）：1965、12

1.1.2 輪重減少防止対策

輪重減少は脱線や粘着状態の低下につながるため、可能な限り小さくする必要がある。高速走行時の輪重減少の原因としては、曲線通過時の超過离心力や急による輪重減少、カント過減区間や水準圧いなど軌道のねじれによって生じる輪重減少、また軌道の凹凸、縦曲線等、軌道の上下変位による輪重減少などがある。

以下に車両における輪重減少防止策を示す。

(1) はね系の最適化設計

軸ばねの上下ばね定数を小さくしたり、ばね剛性の線形性を良くして軌道不整に対する輪軸の追従性を良くし、高速走行時の輪重減少を少なくする。

(2) 差圧弁

緩和曲線でのカント過減区間や水準圧いなど、軌道のねじれた区間での輪重減少を防ぐため、空気ばねの上下間仕や1台車の左右の空気ばね間を連絡する

差圧弁の動作設定圧を適切に設定する。

軌道面のねじれた区間を車両が通過する際、前後の台車が車体に対してローカルした状態になる。このとき左右空気ばねの内圧差が生じ、台車は車体に対して水平に戻されようとするため、その反力として差重減少が生じ、さらに、長い緩和曲線で高さ調整が滞りやすくなる場合には、強制時に台車ローカルが抑えられ、緩和曲線での差重減少も生じる。したがって、曲線入口のカント過減区間では先頭軸内軌道の軸重が減少することになる。

さて、差圧弁は左右の空気ばね間に設けられ、左右の差圧が設定値以上になると弁が解放されて、差圧の増大を抑える装置で、本来は空気ばねがパンクした際に片側の空気ばねに全荷重がかかることのないように設けられたものだが、上記のように、軌道のねじれた区間では左右の空気ばね内圧に大きな差圧が生じて輪重減少の原因となることがあるため、差圧弁を動作させて左右の空気ばね圧を平準化することで、それ以上の輪重減少が生ずることを防止することができる。

(3) 低重心化

曲線走行時の内軌側の輪重減少を少なくするために、低重心化や重心移動、重心偏倚の少ない車体構成とする。

〔文献〕

- 1) 佐藤国仁：空気ばね車輛の輪重抜け 第1報 静的理論解析の予備、東急車両技報、No.30、1975.11
- 2) 佐藤国仁：空気ばね車輛の輪重抜け 第2報 車体要素に関する静的理論解析、東急車輛技報、No.31、1976.9、No.32、1978.3
- 3) 小柳志郎：空気ばね車両の輪重減少に対する空気ばね装置非線形性の影響、日本機械学会：論文集、54巻5号、1988.12

1.2 台車強度

台車部品の破損は走行安全性に密接に関連するため、台車各部の強度を十分検討したうえで、速度向上の可否を決める必要がある。しかしながら、営業時の台車部品個々の長期的な耐久性を定量的に正確に予測することは至難の技と言ってよい。また、台車部品毎にも速度向上に対する対応が異なるケースが少なくない。

基本的な対応としては、いずれの部品についても、使用条件とともに、従来の定額検査における検査実績、速度向上等の実働荷重や実働応力を十分に把握するほか、設計計算結果、定額試験での耐久性を含めた性能試験結果、製造時の品質、材料特性などに関する情報を収集し、営業運転が実施される前に、安全性に対して十分に検討することが不可欠である。また、それらをフォローする定期検査においても、検査傾向を十分に把握するなど、安全性に対する慎重な対応が望まれる。

以下部品別に速度向上対策について、台車強度の方面から検討した結果をまとめると、なお、ここでは、軽量化などの方策については実用化ないしは実用化に近いものを取り上げており、開発途上のものについては省略した。

1.2.1 台車枠

図 1.2.1-1 に山手線 205 系用台車の構造例を示す。

台車枠は一般的に構造用鋳を用いて、各部材を溶接接合により組立てた盤型構造を採用している。ここでは、それを例にとり述べる。

- (1) 溶接部の強度向上
 - ① グライディング仕上げによる材料表面の溶接欠陥の除去
 - ② 超音波探傷による溶接部の内部欠陥の検査など
- (2) 構造の改良
 - ① 溶接部材による補強
 - ② 板厚の増加

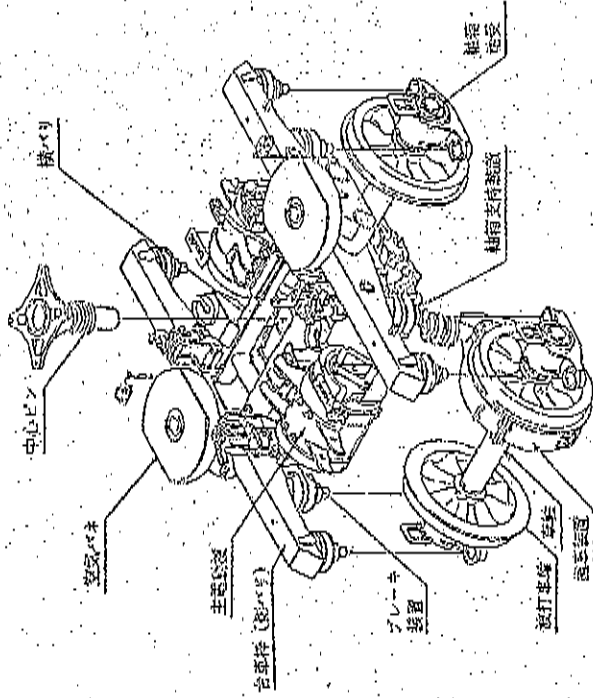


図 1.2.1-1 台車構造の一例 (205系ボルトレス台車)

③材料の高强度化など

最近、(1)の項目はすでに製造時に実施されている例が多い。速度向上の程度がそれほど大きくない場合には、(1)の対策で現用のものをそのまま適用できる例も少なくないと思われる。その場合、現状の定期検査のまき入り実績や、速度向上に伴う応力増加量を十分に勘案したうえで判断することが望ましい。①のグライディング仕上げは溶接による局部的な応力集中を除去し、疲労強度を向上するものである。②の超音波探傷による検査は、溶接溶込不良などの内部欠陥を検出して、再溶接することにより欠陥を除去するものである。

(2)の対策は160km/h以上の速度向上や、曲線通過速度を大程に向上する場合など、主として大規模な強化を強いられる場合の対策である。①の補強部材による強化は比較的簡易であるが、効果もそれほど期待できない場合もあるので、

注意する必要がある。②の板厚の増加については、効果が大い割合が少なくない。ただし、高速になるほど鋳造性の要求が高いため板厚の増加は鋳造に留めることが望ましい。現状の主要材料は、9mmの板厚の例が多いが、強度不足で12mmに変更した例もある。③の材料の高強度化としては、現在使用されている鋳造用圧延鋼 SS400、溶接構造用圧延鋼 SM400 からさらに強度の高い SM490 や SM570 などを使用することが考えられる。この対策は強度向上対策だけでなく、高速化に要求される軽量化対策を兼ねている例が多い。現在、新幹線用試作台車や試験台車に採用されているが、耐久性を要証するには使用実績をさらに蓄積する必要がある。

その他、台車溶接構造に戻して、ボルトストレス台車の普及が著しい。これは、強いたため構造が簡単になり、強度的にも有利な点が多い。前述した図 1.2.1 はボルトストレス台車の一例である。

1.2.2 車 軸

車軸は、台車部品なかでも最も安全性を要求される部品である。強化策としては下記の項目があげられる。

- ①高厚板焼入
- ②車軸径の増加
- ③車輪圧入部の改良

速度向上の程度が小さい時は現用の車軸のままを、上記の対策なしに通用できる例が多いと思われる。台車枠と同様現状の定額積載のきず入り実績や、速度向上に伴う応力増加量を十分に判断したうえで判断することが望ましい。図 1.2.2-1 および図 1.2.2-2 は車軸の負荷とみなされる輪室・横圧について、曲線におけるデータの平均値の速度特性を調査した例である。速度の上昇とともに、外軌側の平均値が増加する傾向が明瞭である。

表 1.2.2-1 は JIS 4501 で推奨している設計荷重の動的付加係数を示したものである。表中のシステムの区分のうち、システム 1 は新幹線などに適用するものであり、在来線車両の場合はシステム 2 に示した数値を採用する。なお、

曲線半径	300m		400m		600m		800m	
曲線番号	No.1	No.2	No.4	No.6	No.7	No.8	No.9	No.10
外 軸	○	○	△	△	▽	▽	□	□
内 軸	●	●	▲	▲	▼	▼	■	■
システム	15	65	105	105	70	75	55	55

381系
DT51A
中央西線

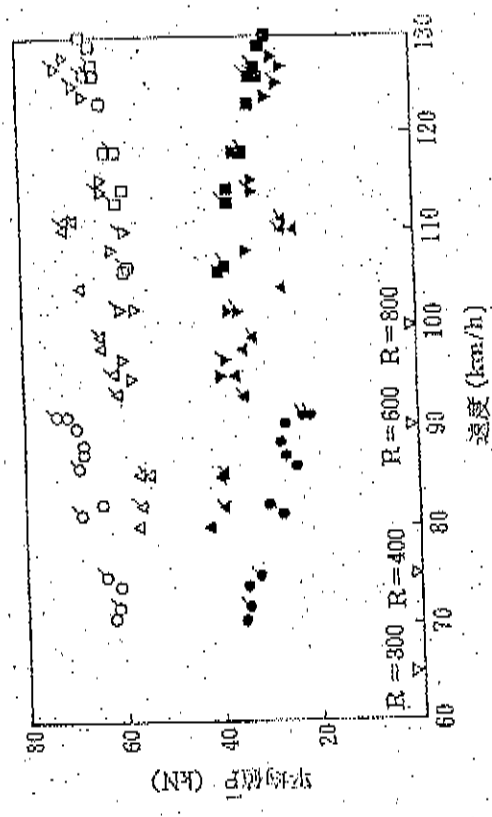


図 1.2.2-1 曲線通過時の輪室平均値の速度特性

適用区分 A、B に分けたのは線路の保守状態などが異なることを考慮したためである。

在来線では 130km/h 運転の実績があるが、それ以上の速度については表 1.2.2-1 に示すように、設計積載の標準が定められていない。今後データを蓄積して定める必要がある。160km/h 以上の速度向上を行う場合は、①の高厚板焼入、あるいは②の車軸径の増加が対策として考えられる。①の高厚板焼入はより高

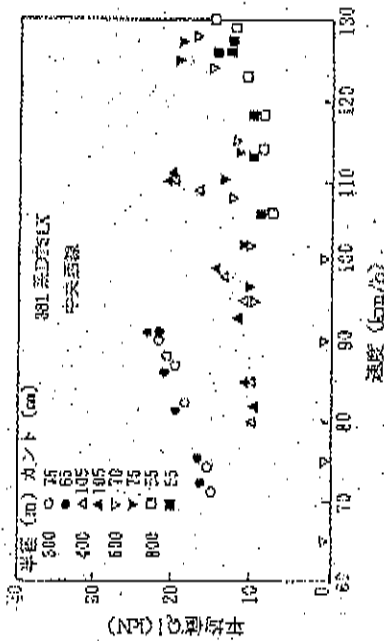


図 1.2.2-2 曲線通過時の外軸試験平均値の速度特性

表 1.2.2-1 上下荷加力 α , 及び水平力 α_c の 1 軸上の質量による荷重に対する割合

鉄道システム	適用区分	V km/h	α_v	α_c
システム 1	-	150 を越え	0.0027V	$0.030 + 0.00085V$
		60 を越え	0.0027V	$0.040 + 0.0012V$
システム 2	A	60 以下	0.16	0.11
		60 を越え	0.0052V	$0.060 + 0.0018V$
	B	60 以下	0.31	0.17

値になるのが欠点であるが、技術的には確立されている。②の車輪径の増加は、ほぼ下質量を大きくすることになるので、その場合には、走行騒音などを通じて輪重、横圧など車軸負荷を決定して、適正な設計荷重を見張り、増加量を最小限に留めることが望ましい。また、中ぐり車輪を採用して、軽量化を図る対策もある。図 1.2.2-2 は旧国鉄時代に開発した中ぐり車輪の例である。

③の対策は、高炭酸鉄入り軸を採用している新幹線車両において実施されており、圧入鋸形の形状改良や焼戻し温度の適正化などが図られている。

また、速度向上の程度が大きい時には台車枠と同様に動的応力の測定を行い、

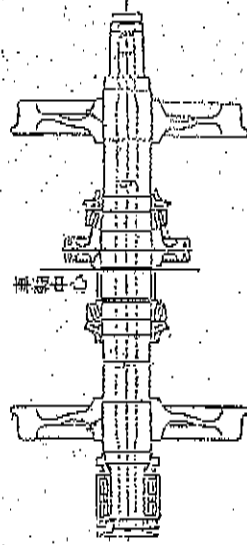


図 1.2.2-3 中ぐり車輪の例 (キハ163)

改良が十分であるか否かを判断することが望ましい。

上記の 3 種類の対策のほか、横圧の低減、輪重変動の低減、車輪フラットの発生防止など、負荷の軽減についての対策があるが、1.2.3 車輪の項で述べる。

1.2.3 車輪

車輪の強化策としては、つぎの項目があげられる。

- ①横圧の低減
- ②輪重変動の軽減
- ③車輪フラットの発生防止
- ④踏面ブレーキ力の軽減と車輪坂部の構造改良

①の対策は、曲線部を通過する時に横圧が発生して、車輪フランジの摩耗が進むため、横圧を低減するものである。近年、新幹線車両では軸箱系支持等により横圧の低減が図られている。

②の対策は、車軸の変動を軽減して、車輪踏面の損傷を防止しようとするのであり、車両の軽量化が最も有効である。

③の対策は、高速化する場合、ブレーキ条件の変化で車輪フラットが生じる回数が増加して、車輪が損傷することを防止するためである。車輪側の対策としては、踏面磨耗装置などがあるが、主として、ブレーキ装置側の対策が決め手となるものとされる。

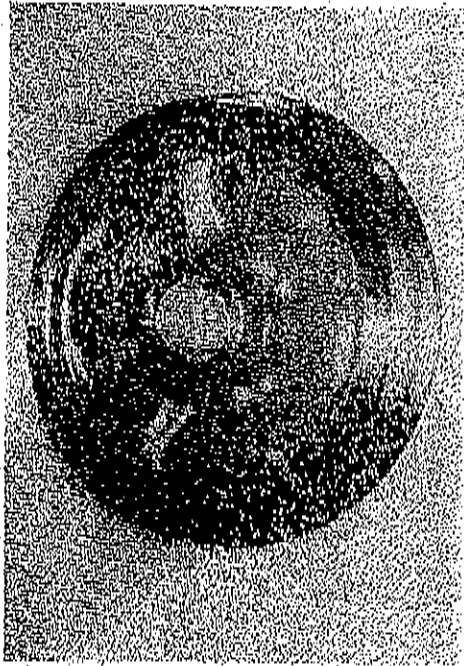


図 1.2.3-1 波打車輪の例

なお、車輪フラットは、車輪だけでなく台車の各製品の強度にも悪影響を与えるので、発生を極力防止することが望まれる。

④の対策は、主として踏面ブレーキ力の増大により、ブレーキ熱による車輪板部の応力が比較的高くなることを考慮したものである。踏面ブレーキ力を軽減する方法は、他のブレーキ方式に頼らざるを得ない。また、ブレーキ条件は、運転条件により大きく左右される。したがって、車輪の強度を検討する場合は、ブレーキ方式や運転条件を十分に勘案して検討する必要があると思われる。車輪部品の形状を改良することにより、その応力を低減する研究がすでに実施され、効果があることが確認されている。図 1.2.3-1 に示す旧国鉄時代に 205 系電車などに採用された波打車輪がはげ星化のほかに、速度向上にも有効である。

130km/h の速度向上については、現在の JR において十分実績があり、運転条件や軌道条件が同程度であれば、現用の車輪でも強度的な問題はないものと思われる。

160km/h の速度向上については、運転条件やブレーキ方式を含めて総合的な

検討が必要である。踏面ブレーキを使用する場合には、上記の 4 種類の対策のうち、③、④の対策が重要であろう。

1.2.4 軸受装置

ここでは代表的なコロ軸受を使用した車軸軸受を例にとる。車輪軸受は強度的な問題が少なく、塗装以外の腐蝕、例えば腐食不良による発熱や発食などによる表面損傷が問題になる例が多い。車輪軸受の構造としては円筒コロ方式あるいは円錐コロ方式、潤滑方法はグリース方式あるいは油浴方式があり、上述の問題に対して、いずれも得失がある。

強度向上策としては次のことがあげられる。

- ①車輪フラットの発生防止
- ②耐荷重性能の高い軸受の採用

速度向上の程度がそれほど大きくない場合には、現用のものをそのまま適用できる例も少なくないと思われる。他の部品と同様、定期検査の実績や、応力増加を十分に勘案したうえで判断することが望ましい。その他、ブレーキ条件変更が車輪フラットの発生に及ぼす影響にも留意することが欠かせない。

速度向上の程度が大きい場合、現用のものをそのまま適用できるかを長

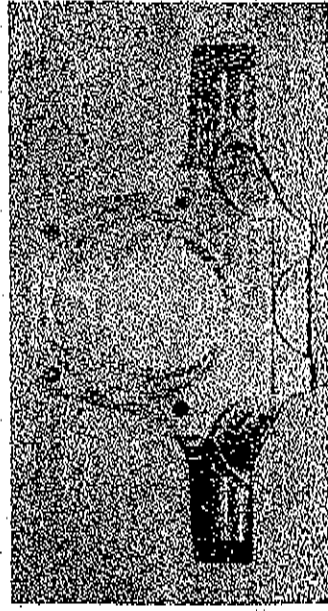


図 1.2.4-1 アルミ合金軸受の一例

術的に判断することは難しい。速度向上時の荷重増加を正確に見取り、事前に耐久試験を十分行なったうえで判断することが望まれる。②の対策を実施する場合には、ばね下質量増になるので、軸箱を現状の様状の鋳製からアルミ合金製にして、軽量化を図る対策もある。現在、アルミ合金製軸箱はJ Rの新幹線試作台車や試験台車に採用されており、長期的な耐久性を裏証するには、実走行での実績を積み重ねることが必要である。図 1.2.4-1 にアルミ合金製軸箱の例を示す。

1.2.5 駆動装置

駆動装置についても強度的な問題となることは少ない。主な強度向上策としては次の項目があげられる。

- ① 歯車の歯幅の増加
- ② 歯車表面の強化

現状の歯車装置においては、すでに大昔車は高周波焼入れによる強化を、小昔車は浸炭焼入れによる強化を行っており、かなり余裕があるものと思われる。したがって、速度向上の程度が小さい場合は採用のもので対応することは十分可能であろう。

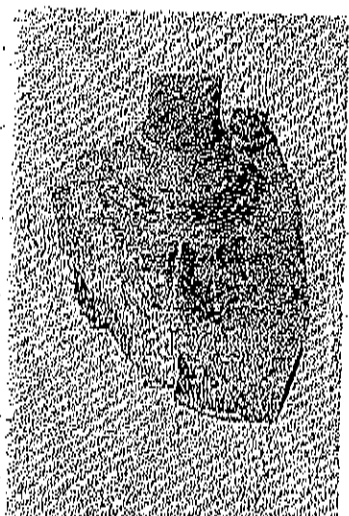


図 1.2.5-1 アルミ合金製歯車の一列

また、速度向上の程度が大きい場合にも、現用のものをそのまま適用できるケースは少なくないと思われるが、適用するに当たっては、走行試験でのデータの取得のほか、試験装置による耐久試験などで性能を確認することが望ましい。

歯車の歯幅の増加などで、ばね下質量増になる場合の対策として、アルミ合金製の歯車軸箱を採用して軽量化を認める対策もある。現在の段階では、アルミ合金製歯車軸箱の耐久性を保証するためには、他の部品の場合と同様、実走行時の実績データを蓄積することが必要である。図 1.2.5-1 にアルミ合金製歯車軸箱の例を示す。

1.2.6 ブレーキ装置

ブレーキ装置についても、最近の電車に採用されているユニットブレーキ方式の場合は構造が簡潔になり強度的な問題は少ない。従来のブレーキ方式の場合は、速度向上の程度が小さくても、ブレーキはやはりブレーキディスク装置などの強度についての検討が必要なる場合があると思われる。160km/h以上の速度では現状のブレーキ力では不十分であり、新方式のブレーキシステムが必要となるが、ブレーキ性能の劣、強度についても検討が必要である。ブレーキ装置については1.4.4項で詳しく述べる。

1.2.7 その他の台車部品

その道の主要な台車部品として、つぎのものがあがる。

- (1) 枕ばりおよび振り車両の振りばり
- 1.2.1の台車軸と同様な考えで対処できる。
- (2) 軸箱および軸箱支持装置

軸箱についても、一種の構造物であり、台車枠と同様な考えで対処できる。また、軸箱支持装置の部品も安全上重要であり、強度的な検討が必要である。例えば軸箱支持板については、走行時の負荷のほか、軸箱や支持板自身の揺動による応力を考慮しなくてはならない。ただし、支持板自身の強度は比較的

いために、160km/h運転でもとくに問題は無いと思われる。

1.2.8 車体の軽量化

車体の軽量化は一般的には速度向上対策を第一の目的として行われるが、台車の強度向上にもまきわめて有効である。

車体の主要な軽量化策としてはつぎの項目がある。

(1) 車体構体の軽量化

軽量化策として、鋼製からステンレス鋼製やアルミ合金製とすることが以前より行われており、今後その傾向は益々進むと思われる。図1.2.8-1にアルミ合金製構体の例を示す。

(2) 窓枠など車内設備の軽量化

腰掛けの軽量化策として、鋼製からアルミ合金製とすることが最近行われるようになってきた。また、内装材についてもFRPなどの新素材の適用が進められている。車体の軽量化とともに電気部品品の軽量化も台車強度に有効である。これについては1.3項において述べる。

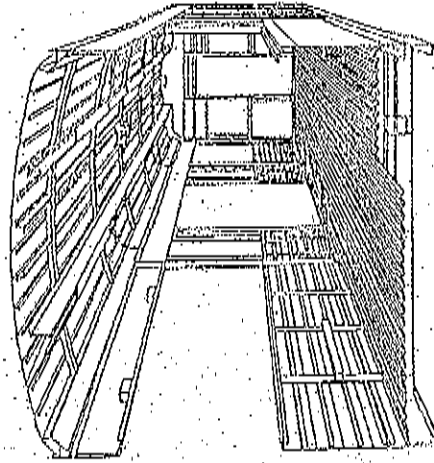


図 1.2.8-1 アルミ合金製構体の例 (200系電車)

(文献)

- 1) 岡本 敏：軽量化は足元から，RRR，Vol.44，No.6，1987.6
- 2) 日本鉄道車両工業会：車両の軽量化における車輪・レール系の研究報告書，1987.1
- 3) 鈴木 池：鉄道，NIPPON NEW MATERIALS，No.158，1991.9
- 4) 軽金属車両委員会：軽金属車両委員会報告書，No.4，1978～1988

1.3 加速性能

1.3.1 粘着性能の向上

車輪・レール間の粘着力は降雨時等に種々の要因によって低下し、空転や滑走が発生する。その場合の車両の粘着性能は、再粘着領域発生後、主回路システムの構成、台車の性能や車両構造等に依存する。したがって、粘着性能のより一層の向上のためには、これらすべてを包含した総合的な検討が必要であるが、台車や車輪構造が粘着性能に及ぼす影響については今後の説明によることが多いので、これを除外した方策について以下に述べる。

1.3.1.1 粘着力のすべり速度に対する特性

車輪・レール間の粘着力は、一般に図1.3.1-1に示すような特性となる。図中の粘着限界(粘着力のピーク値)より左側の微小すべり領域が粘着領域であり、右側の巨強すべり領域が空転・滑走領域である。降雨時等のレール面が湿潤状態においては、粘着限界値が低下する。

粘着力が図1.3.1-1の如き特性を示すことから、粘着性能を向上するためには、制動面からはすべり速度が大きくなるうちに空転(滑走)を速やかに検出して、そのときの車輪・レール間の粘着力が極力粘着限界値近傍の値をとるように電磁発生トルクの制御を行う再粘着制御が必要である。

なお、フランスの文献¹⁾で、多数のブレーキ試験におけるデータを分析した結果、徐々にすべり速度が増大するような滑走が発生した場合には、粘着力の

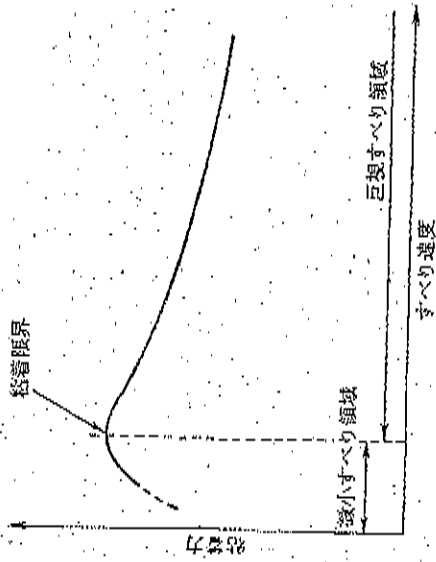


図 1.3.1-1 粘着力のすべり速度に対する変化

ピークが二つ現れると指摘されている。そして、制動が強い第1のピーク値(すべり速度の小さい領域で発生)近傍にすべり速度を維持するよりも、第2のピーク値(第1のピークより大きいすべり速度域で発生)近傍にすべり速度がなるように制御すれば、その後すべりエネルギーの蓄積によって粘着力が増大してくるので、このような制御の方が粘着力の有効利用が図れるとしている。しかし、日本においてはフランスが主張しているような粘着力特性はあまり報告されておらず、また我々の観測結果でも図1.3.1-1に示したような、粘着限界値に対応したすべり速度より大きいすべり速度域では粘着力が単調減少する特性となっており、また車輪踏面に及ぼす影響やこれによって派生する騒音の問題を考えると、やはり前述の如く粘着限界近傍に粘着力を維持する制御が必要であるといえる。

1.3.1.2 空転・滑走検出方式

空転・滑走の検出方法としては、主電動機の発生電圧、軸速度、緊急速度やジョーク値(加速速度の時間に対する積分値)等が用いられている。

(1) 主電動機電圧を用いる方法

直流電動機の発生電圧は、界磁の磁束が一定であるとすると、電動機回転数に比例する。したがって、この主電動機電圧を用いて空転(滑走)の検出が可能で、例えば2台の主電動機の電圧の比較による方法等が用いられている。

この方法は、空転・滑走の検出のために速度センサをわざわざ設ける必要がないので、コストの低減が図れるという利点を有している。しかしその反面、主電動機の特性のばらつきを考慮することや、空転(滑走)検出感度を誤検出防止の観点からあまり高く設定できないことや、同時空転が発生した場合には有効に機能しないこと等により、高い空転・滑走検出性能は期待できない。

(2) 軸速度を用いる方法

主電動機軸や動軸に速度センサを付けて、各動軸の速度を検出する方式が広く用いられている。当初は速度発電機の発生電圧を用いる方式が多く見受けられたが、現在では、速度センサの発生パルスの周波数を検出する方式が一般的に採用され、センサの出力電圧特性に殆ど影響されることがないので、高い精度で軸速度の検出が可能となっている。

このようにして検出された軸速度を用いて、例えば電動車1両の4軸の軸速度の比較によって空転・滑走を検出する方法が用いられている。この方法は、1軸でも空転していない軸が残っている場合には、高い精度で迅速に空転の検出が可能である。しかし、VVVFインバータによって複数の誘導電動機を一括制御する主回路システムで多々みられるように、同時空転が発生した場合には、この方法のみでは迅速な空転検出は望めないもので、他の方法と併用することが多い。

また力行のみ限定すれば、付随車がある場合には、その車両の軸速度と動軸速度を比較する方法によって、高精度の空転検出ができる。もちろんこの場合、付随車の軸速度を伝送する途中におけるノイズの混入によって誤検出することがないように配慮しなければならぬ。なお、この方法をブレーキについても用いるとすれば、滑走が発生しないように、ブレーキ力を低減した車輪を少なくとも1軸は用意することが必要となる。

(3) 軸加速度やジャーク値を用いる方法

上記の如く電動車の軸速度の比較による方法では、再粘空転（滑走）が発生した場合には迅速な空転（滑走）検出が望めない。そこで、検出を早めるためには、軸速度の時間に対する1階微分値である軸加速度や2階微分値のジャーク値を用いる方法も実用されている¹⁾。

検出方法としては、軸加速度やジャーク値がある閾値を超えたことで検出する方法や、特にポイント通過時等における誤検出を防止するために、これらの量がある一定時間以上ある閾値を超えたことで検出する方法²⁾が用いられている。

軸加速度やジャーク値を用いる場合には、軸速度による方法以上に、速度センサの取付け時の偏心量を極力少なくし、また計測誤差が小さくなるような配感を行って、これらの観測値のゆらぎを十分小さく抑制することが必要である。特にジャーク値は軸速度の2階微分であるため、このゆらぎが大きくなる傾向があり、閾値はあまり小さく設定できない。このため、これ単独で用いるのではなく軸加速度等と併用させることが多い。

軸加速度については、これ単独で空転（滑走）の検出に用いる方法のほかに、ジャーク値や前述の軸速度と併用する方法³⁾も用いられている。

1.3.1.3 再粘着制御方式

空転検出した後の再粘着制御については、種々の方法が用いられており、現在、粘着力有効利用の点から最適な制御方法が確立している訳ではないが、本稿には、前述の如く早期に空転検出を行って微小空転の範囲にとどめつつ、電動機トルクの低減量を極力抑制して、平均的な電動機発生トルクを高く維持できる制御方法とする必要がある。

粘着力有効利用のための配慮がなされていると思われる再粘着制御方式について、今までに実用または研究・開発が行われている方式の主なものを示すと以下のとおりである。

- ①空転・滑走中の粘着力を軸加速度（減速度）を用いてほぼ連続的に推定しながらトルクの低減を行って再粘着させるとともに、再粘着直前の粘

着力の推定値を再粘着後に指令する方式⁴⁾。

②インバータ制御車両について、空転・滑走検知時に、ある一定時間軸速度の予測値を用いてインバータ周波数の制御を行うことによつて、インバータ電流がその時点の粘着力相当の値にはほぼ低下するのでその時の電流値から粘着力を推定して再粘着後にその値を指令する方式⁵⁾、および予測速度のかわりに編成中の空転・滑走発生頻度の少ない車両の軸速度を用いて同様の制御を行う方式⁶⁾。

③インバータ制御車両において、軸速度と車両速度の指定値との偏差に応じて電流指令値の制御を行う方式（特に空転・滑走検知は行わない方式）⁷⁾。

④空転検知後短時間間に電流指令値を少し下げ、2秒後空転検知時の0.9の電流指令値に下げた後（この時再空転した場合は $0.9 \times 0.9 = 0.81$ の電流値を指令）その値を20秒間保持する方式⁸⁾、あるいは保持時間は1秒程度であるがほぼ同様の電流指令値制御を行う方式⁹⁾。

⑤インバータ制御車両において、空転検知時にインバータ周波数を再粘着するまで一定値に保持する式¹⁰⁾。

⑥空転検知以降における軸速度差、軸加速度、ジャーク値に応じてトルクの指令値を絞り込む方式¹¹⁾。

⑦空転検知時の軸加速度や、再粘着に向かうときの軸減速度の大きさに応じて電流パターンの絞り込み時定数、復原させるときの時定数を変える方式¹²⁾。

⑧付随車の軸速度から駆軸のすべり速度を算出し、すべり速度とその微分値の大きさに応じて電流パターンの絞り込みを行う方式¹³⁾。

⑨電動機トルク制御にすべり速度をフィードバックすることによつて、電流制御系に本質的な再粘着を付加する方式¹⁴⁾。

1.3.1.4 主回線システムの方式と粘着性能

(1) 電動機制御方式の影響

前述の如く粘着力の有効利用を図るためには、電動機トルクの送電制御がで

きなければならない。この点からは、直流電動機の子ョッパ制御方式やサイリスタの位相制御方式、かご形誘導電動機のVVVF制御（インバータ制御）方式が望ましい。これに対して、直巻電動機の抵抗制御方式では、抵抗カムの操作により主電動機電流の限界値を設定している。トルクの円滑な制御ができない。もし抵抗制御中に粘着係数が急激に低下した直巻電動機の場合、何も対策を講じないと抵抗カムが速やかに進退して大きな空転に至るので、カムを進退停止をかけて電動機特性に従った電流の低下による再粘着を図ることになる。しかし一般に複数の電動機を直列接続して使用するが、この場合一つの軸軸が空転してもその回転に接続された他の電動機の影響で電流が急激に低下せず、このため大空転に発展しやすくなる。大空転を抑制するため抵抗カムを戻して電流を強制低下させる方式が一部の機関車で行われているが、この場合には、一旦落ち込んだ電流を回復するのに時間がかかり、牽引力の損失が大きくなって加速性能を粘着係数の低下分程度上に低下させてしまう。このように抵抗制御方式では電動機トルクの速戻制御ができず、粘着性能には不利な直列システムである。

(2) 一括制御される電動機台数の影響

トルクの速戻制御可能な直列システムを用いる場合でも、例えばインバータ制御車両では、必要な電力変換器の数を減らすために、複数の電動機を一括制御する方式が用いられることが多い。種々の外乱に対して車両の加速性能の変動を抑制する等の目的で、インバータ出力電流を目標値に追随させるためのフィードバック制御が一般に行われているが、この場合、1軸の空転がそれによってその電動機電流の減少分が他の電動機に流入して空転を誘発し、一括制御されている電動機全部の空転に至り、加速性能を低下させるケースが多々観測される。

これに対して、一括制御する電動機数が少なければ、このような影響をあまり受けなくなる。理想的には各電動機の独立制御を行えば、他軸の空転の影響を受けることがなく、また軸重移動に対する補償も適切に行うことが可能となる。しかし、一括制御する電動機数が少なくなれば電力変換器の数が多くなり

コストアップにつながる。コストパフォーマンスの検討が重要となる。

1.3.2 車両の軽量化

電動機出力が同じであれば、粘着性能上の制約がないとすると、車両が設置である程加速性能が良くなる。車両の軽量化は、車体・台車の軽量化と主回路システム等車両格差の軽量化に分けられる。

車体や台車の軽量化については、前節までに述べたとおりである。

一方主回路システムについては、直流電動機を用いた車両では、電子子ョッパ制御、界磁添加励磁制御、界磁子ョッパ制御等を用いた電力回生ブレーキの導入により、抵抗器の省略あるいは分形・軽量化によって、システム全体の軽量化が図れる。さらにかご形誘導電動機のVVVF制御方式（電圧形インバータ）の採用によって、電動機重量をほぼ半減できることと、力行・ブレーキ・前・後速の切替換えに接触器を必要とせず、主回路の無接点化が図れることから、さらなる軽量化が可能である。

1.3.3 電動車比率の増大

特に大きな加速性能が必要となる場合には、列車中の付随車の両数を減らし電動車を多くする方策も考えられ、一帯民鉄では全電動車の電車列車が用いられている。この場合にもコストアップになるので、経営上の判断が求められる。

1.3.4 交流電動機による主電動機出力の増大

粘着性能面での制約を受けない範囲では、電動機出力の増大によって高速域における加速性能の向上が図れる。特に誘導電動機の採用により大出力化が直流電動機に比して容易である。

(文献)

1) M.Boiteux : Le problème de l'adhérence en freinage, Revue Générale

1.4 ブレーキ性能

- des Chemins de Fer, 195, 1956, p69~72
- 2) 弘澤英二, 中村清, 河西省司, 筒井義雄, 斎藤英二: 電気車の新方式高粘着制御, 昭和61年電気学会全国大会, No.906
- 3) 油谷浩助: インバータ制御車の空転滑走制御, 電気車の科学, 44, 1, 1991, p11~16
- 4) 梶川悦伸, 新井正男, 金田順一郎, 松原秀雄: 菅田日比谷線1500V四象限レギュラータッチ制御装置, 第25回鉄道サイバネティクスシンポジウム, 1988, No.809
- 5) 白井誠彦, 金田英孝: 高速域における粘着と制御, JRE-A, 24, 7, 1981, p25
- 6) 保川忍, 大江晋太郎: シミュレーションによるインバータ制御車両の写粘着制御方式の検討, 平成2年電気学会産業応用部門全国大会, 1990, No.6
- 7) 内藤治夫, 鶴田慎一郎, 西尾敦彦, 松長達彦: VVVFインバータ駆動制御電気機関車の再粘着制御, 同上, 1990, No.8
- 8) 東海旅客鉄道株式会社: JR東海新幹線300系 (F), 電気車の科学, 43, 11, 1990, p33
- 9) 島崎勝, 鈴木正太郎, 小尾秀夫, 中本紀明, 藤利昭: 高粘着車両用VVVFインバータ制御装置, 第25回鉄道サイバネティクスシンポジウム, 1988, No.815
- 10) 矢部久久, 田川直人, 酒賀健一: インバータ制御電車の写粘着制御方式, 鉄道総研報告, 3, 5, 1989
- 11) 中塚英敏, 菊池高弘: 菅田日比谷線05系のVVVFインバータ制御装置, 電気車の科学, 44, 12, 1991, p13
- 12) 渡邊純記, 小笠正道: すべり速度超過トルク制御による電気車の再粘着性能改善, 電気学会交通・電気鉄道研究会資料TER-91-49, 1991, p91

1.4.1 ブレーキ性能向上のためのシステムと構造

在来鉄道の運転最高速度を向上するためにはブレーキ性能の向上が必要となる。そこで本節では、ブレーキ性能向上のためのシステム、構造についての抜本的課題および現在の開発状況について述べる。

1.4.1.1 ブレーキ性能向上のための課題

運転速度向上に関わるブレーキ性能向上のための技術的課題を図1.4.1-1に示す。主な項目は、レール・車輪間の粘着力の有効利用、増粘剤方策、ブレーキ制動の高応答性及びブレーキ材の熱強度の増強方策である。

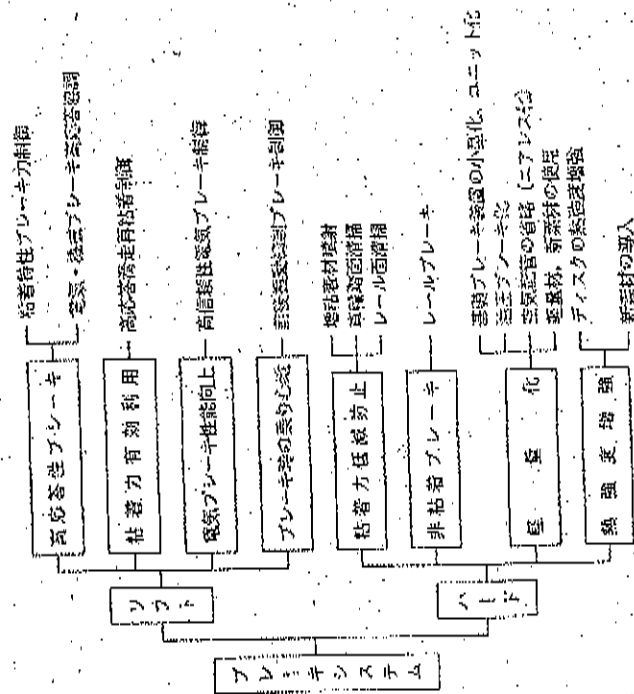


図 1.4.1-1 ブレーキ性能向上のための課題

1.4.1.2 機械ブレーキの軽量化

車両の摩擦ブレーキには摩擦ブレーキが用いられ、構造上から踏面ブレーキとディスクブレーキに分類される。さらに、これら2つを組み合わせたブレーキ機構が採用されている。動作源には主に空気や油が使われる。

空気ブレーキは、動作源として圧縮空気の確保が容易であること、空圧機器の動作の確実性等から、常用ブレーキのみならず非常用ブレーキおよび保安ブレーキとして用いられている。空気源は、一般に0.98MPa(10kgf/cm²)以下の圧縮空気とし、実際には0.7~0.9MPa(7~9kgf/cm²)で蓄積された空気をブレーキ動作源としている。従って、ブレーキシリンダの使用空気圧は、特別な増圧を用いない限り最高0.7MPa(7kgf/cm²)程度である。

油圧を動作源とするブレーキは乗用車、航空機で常用されている。鉄道車両への適用は、牽引線において特殊なシリンダを用いて空気圧を油圧に変換して使用する方法があるが、直接油圧を制御する方法は開発の段階である。航空ブレーキの動作油圧は約20.6MPa(210kgf/cm²)までが使用範囲で、高いブレーキトルクと高い応答性が得られ、車輪ブレーキ装置は小空圧が可能である。軽量化の効果を上げるためには、コンプレッサー、空気管、空気制御弁等を省略し(エアレス化)、電氣指令による油圧の直接制御方法が考えられる。この場合、油圧ブレーキはユニット化され、台車単位のブレーキを受け持つような構成となる。油圧設置のメンテナンス、低コスト化が今後の課題である。

1.4.1.3 摩擦特性と熱の影響

踏面ブレーキに用いられる新輪子の摩擦係数は、ブレーキ初速度が高いほど熱の影響を受け、低くなる傾向がみられる。また踏面ブレーキでは、主に車輪が摩擦熱を吸収する。発生熱量が多くなれば、踏面が局部的に加熱され熱応力が生じることになり、車輪踏面近傍の疲労応力が引張り方向に働くようになると、車輪が割損しやすい状態になりかねない。これまでの実験から、速度160km/hから踏面ブレーキのみを作用させた場合、車輪踏面における熱的な強度は低下するとの結果が出されている。

ディスクブレーキにおいては、吸収熱量を増加させるためにディスクの厚

を増やすこと、ディスクの放熱特性が限られた形状とすること、および摩擦熱強度を強化した材質とすることが必要である。ディスクの摩擦係数は0.3~0.5の範囲で速度に対する変動が少なく、安定したブレーキ力が得られるため、ディスクブレーキは高速車両には欠かせないブレーキである。しかし、ブレーキ力を自在に大きくできるわけではなく、速度向上によるブレーキ力の増大に伴い、滑走防止装置及び増粘剤を講ずる必要がある。

1.4.1.4 車両の減速度と制動距離600m

(1) 最大ブレーキ力と粘着係数

粘着係数(μ)は、レール方向の摩擦係力(粘着力という)を軸重で除した値であり、最大粘着ブレーキ力及び最大制動力を支配する重要な指標である(図1.4.1-1)。粘着係数が高いほど、ブレーキ力を大きくすることができ、車両減速度は高くなる。レール・車輪間の粘着係数 $\mu=0.1$ が持続される時、 $3.59(\text{km/h/s})$ (0.1G)の減速度が確保される。車輪・レール間の粘着力の低下要因は、レール上の雨水をはじめ、雪、霜、治分、さび、泥、落葉等である。これらが復合して粘着力は低下するが、低下の程度は状況によりまちまちであり、粘着係数は、レール乾燥時には0.3以上の値となる一方で、レール状況によってはその十分の一の0.03程度にまで低下することが知られている。

図1.4.1-2は、ブレーキ初速度を定められたブレーキ距離で停止させるために必要な平均減速度の関係を示したものである。制動距離600mに対し、10%の余裕を見込んだ距離に車両を停止させるためには、ブレーキ指令が発せられ

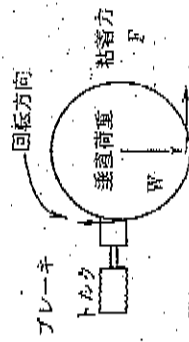
粘着係数 $\mu = F/W$

図 1.4.1-1 車輪・レール間の粘着力と粘着係数

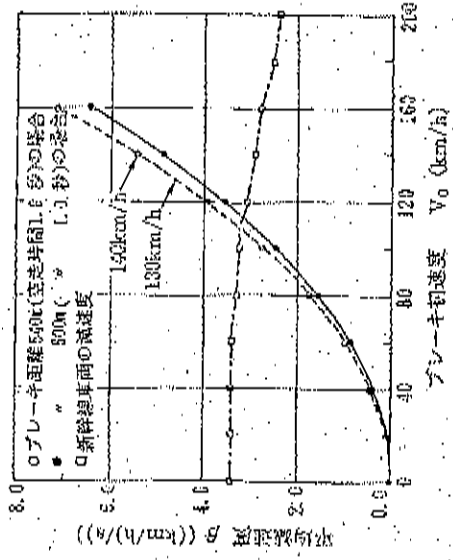


図 1.4.1-2 ブレーキ初速度と実平均減速度

ブレーキ力が立ち上がるまでの時間(空走時間)を1.0秒と仮定すると、ブレーキ初速度130km/hでは4.7(km/h)/s、140km/hでは5.5(km/h)/s、の実平均減速度が確保されねばならない。速度160km/hから停止させるためには、若干の余裕を見込むこととすれば約7.5(km/h)/sの実平均減速度が必要となる。5%の下り勾配では、さらに0.15(km/h)/sの減速度が加えられねばならない。新幹線のブレーキ力は、図示するように速度範囲に対する平均減速度で規定されている。減速度は低速度で高く、高速になるに従って低くなっており、粘着係数の速度依存性(いわゆる粘着パターン)の傾向と類似しており、粘着力を有効に利用するためには合理的な方法といえる。

(2) 利用粘着係数と滑走確率

図1.4.1-3は、ある条件のもとで規定された利用粘着係数(車両として利用する粘着係数であり、付加するブレーキ力の大きさを表す。)と車輪の滑走確率の関係を表したものである。利用粘着係数が平均値(期待値)をとる時、滑走確率を0.5とする。非常制動距離600m以内とするため、実平均減速度 $\bar{\mu}$ (km/h)/s

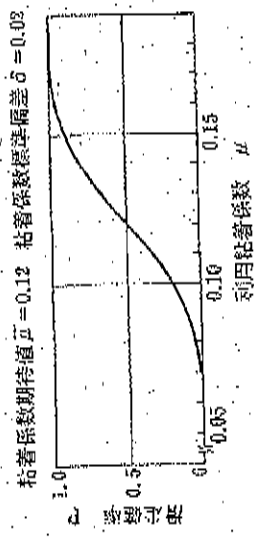


図 1.4.1-3 利用粘着係数と滑走確率の関係(レール湿潤時) (鉄道技術研究所速報 社81-124, 1981, 9, p7)

および5.5(km/h)/sを確保しようとする、利用粘着係数として、それぞれ0.133、0.155が必要となり、いずれも滑走確率は0.5を越えることになる。その結果、列車の先頭に近い車輪の滑走が多くなり、ブレーキ図能が延伸し易い状況となる。速度160 km/hでは、利用粘着係数は0.20を越え、滑走確率は1.0に近づく。このような車輪・レール間の状態では、粘着ブレーキのみでは必要なブレーキ距離が確保されない場合があり、非粘着ブレーキなどを組み合わせた新しいブレーキシステムを導入する必要がある。

(3) 増粘着対策と粘着力の有効利用

前述のように、粘着ブレーキの制動距離の限界は滑走の発生頻度によって変動する。そこで、非常制動距離600m以内の制動を受けて車両の最高速度を向上させるためには、

- ①車輪・レール間の粘着力を向上する増粘着方法の開発
 - ②粘着力を最大限利用する滑走制御方法の開発
 - ③ブレーキ力の不足を補完する非粘着ブレーキ(レールブレーキ)の開発
- の方策が考えられる。
- 増粘着対策は、散砂のように車輪・レール間でくさび効果を生みだせる方法、レール上の水分、汚れを清掃する方法、車輪表面を積極的に粗面化する方法などにより、乾燥時の粘着係数値にできるだけ近づけようとするものである。
- 一方、非粘着ブレーキは、粘着ブレーキのみでは不足するブレーキ力を補う

ための非常ブレーキ用ブレーキとして導入が検討され、システムの一例として吸着式空気ブレーキが開発されつつある。

(4) 滑走制御

ブレーキ力が最大粘着力を上回れば車輪が滑走し、車輪の回転が停止伏騒(固着)になるとフラットが発生する。フラット防止及び車輪滑走防止のため、ブレーキシステムに滑走再粘着(アンチスキッド)装置を組み込んだ車両が多数車両に多くみられる。

滑走はブレーキ距離を延長させるため、車輪・レール間の粘着力の低下を防ぐ方策及び滑走した際に迅速に車輪を再粘着させ、ブレーキ力を有効に車両減速のために使う旅客用の高い高度な滑走制御システムの導入が必要となる。

ブレーキ時の滑走制御については、1.4.2「滑走防止のためのブレーキ制御」で詳述する。

(5) ブレーキ時の乗心地

非常ブレーキ力は、車両事故を未然に防止したり事故の被害を最小限に食い止めるために、できる限り大きい値が設定される。より高い速度で列車を運転するため、滑走再粘着装置や非粘着ブレーキを装着してブレーキ力を増加させる方法を採用することになるが、これに伴って車両の減速度は大きくなくなる。非常ブレーキ時の減速度が大きくなった場合は、

- ① 非常ブレーキ時の乗客への影響
- ② 振動に対する台車部材の強度への影響
- ③ レール長手方向に作用する力の増大

が考えられる。このうち②、③は、設計時に配慮することで対処可能であるが、①については、輸送経路としての安全性を確保しつつ、転倒など乗客への影響を極力少なくする方策を講じる必要がある。

車内の乗客の姿勢には、一般的なものとして座位、立位および歩行中の状態が考えられ、これらについて、減速時に安全が保たれる前後動の範囲を検討する必要がある。また、乗客の年齢による感度にも差があることを考慮する必要がある。

過去、東海道新幹線の開業時期に提出された報告書では、ブレーキ時に「不快」と感ずる減速度と減速度変化率の値が提示されており、振動、衝撃に対する限度の目安となり得るが、30年を経て、乗客が感じる前後振動の限度の目安について、新たな基準点で検証していく必要があると考えられる。

1.4.1.5 粘着低下防止のための散砂方式

(1) 従来方式

車輪・レール間の粘着係数を増すための手段としては、低コストで増粘効果が高いことから、砂の散布が古くから用いられてきた。現在、主に機関車に用いられている散砂装置は、平径径2～5mm程度の粗い砂を充填した砂箱の下部に配管を装着し、この配管内に設けた空気ノズルから空気を噴射することによって砂を多量、管内を落下させ、レール面に砂をまくものである。機関車以外には、落葉、降雪、降霜、昆虫の異常発生などの時に、車輪の空転や滑走を防止するために、電車、気動車に散砂装置を取付けて、これらに対処している。

(2) 散砂方式の課題

これらの手法を高速度からのブレーキ時の増粘着に利用しようとする、以下のような問題がある。

- ① 自然落下に近い状態でレール面に砂を供給するため、高速走行では、落下する砂がレール面に到達する前に走行風によって飛散し、またレール面に落下した砂も大部分がレール面から落ちてしまい、実際に車輪・レールの接触部に供給されて増粘着作用を発揮する砂はきわめてわずかなり、増粘着効果はほとんど期待できない。

② 砂が自然落下に近い状態で供給されるため、スイッチを投入してから実際に砂が落下するまでにある程度の時間を要する。したがって、高速で走行する列車の車輪の滑走を検知し、ただちに砂を散布して再粘着させるような使用形態には不向きである。

- ③ 定常的に砂を散布する区間では、車輪・レールの接触部に実際に必要な量以上の砂が絶えず散布されるため、軌道内に砂が堆積し、道床の巨量

まり等の弊害を生ずる。また砂の粒径が大きいため、レール面に大きなくぼみ状の損傷が生じ、レールの寿命を短くする。

(3) 高速居増粘着材噴射装置

前述のような緩急方式の欠点を改良し、高速時の増粘着効果として有効な増粘着材噴射装置は、天然砂、セラミックス、金属等の10~300 μm程度の比較的小さな粒子を用い、高速(100~300km/h)でこれらの粒子を無駄なく、かつ高い応答性で車輪・レールの接触部に噴射、供給するものである。非常ブレーキ時に連続噴射する方式、滑走信号と連動させて滑走時のみ一定時間噴射する方式等が有効である。

増粘着性能確認のための室内試験では、セラミックスの一種のアルミナを用いた場合、速度100km/h、散水条件で、0.1弱の粘着係数が噴射によって0.3程度にまで増加しており、きわめて高い増粘着効果を示した。必要な増粘着材の噴射量は、非常ブレーキ1回分、毎あたり0.2割り程度(連続噴射条件)である。なおアルミナは化学的に安定なセラミックスであるため、環境等への影響は少なく、また価格も比較的安価であることが特徴である。図1.4.1-4に機能試験に用いた噴射装置の概略を示す。

1.4.1.6 車輪表面清掃とレール面清掃

ブレーキ力は、車輪・レール間の粘着力の制約を受ける。粘着ブレーキ力を向上させるには、粘着力を低下させないか、もしくは増加させるような手法をとることになるが、ここでは車輪表面清掃とレール面清掃について述べる。

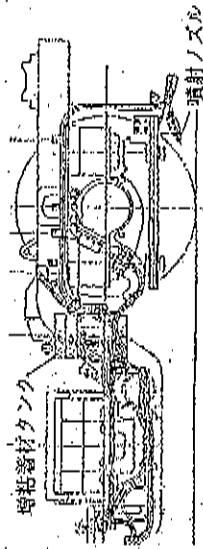


図 1.4.1-4 台車に取り付けた増粘着材噴射装置

(1) 車輪表面清掃

1) 車輪表面清掃の考え方

車輪表面清掃装置は、車輪表面に粘着し粘着を低下させる物質を除去する目的で新幹線用に開発されたものである。清掃装置により車輪表面に塗着が強さを形成させると、電機時でも車輪・レール間の真接面積が大きくなり、粘着係数が増大する。このような目的で使用されているのが増粘着剤粒子である。現在新幹線、一部在来線で使用している踏面清掃装置は増粘着剤粒子を車輪表面に押しつけることにより、清掃効果を得ている。

2) 車輪表面清掃の効果

速度180km/hからのブレーキ試験において、清掃装置を使用しない場合には0.05~0.1の粘着係数が、清掃装置を使用した場合には0.08~0.10程度まで増加している例が報告されている。

(2) レール面清掃

1) レール面清掃の考え方

レール面上に落葉、火山灰、泥等が付着していると粘着が極端に低下することとほ、従来より経験的に知られている。レール面清掃は、レール面上の水を除き、さらに、車輪表面清掃装置のようにレールに塗着が粗さを形成することを目的とする。

2) レール面清掃の効果

粘着ブレーキと吸着うず電流レールブレーキを組み合わせたブレーキ試験において、車輪の実平均減速度は、粘着ブレーキのみでは約3.8 (km/h)/s、レールブレーキのみでは約2.0 (km/h)/s、両者併用では約6.3 (km/h)/sであった(いずれも散水条件)。両者単独の値の合計値は約5.8 (km/h)/sであるが、両者併用の場合の試験結果はそれより約0.5 (km/h)/s大きい値となった。これは、レールブレーキによってレール面上の水が除去されて(レール面清掃効果)、粘着ブレーキ力が上昇したためと考えられる。この効果を粘着ブレーキ時に積極的に活用する方法がレール面清掃である。

〔文献〕

- 1) 木川武彦, 本本栄治, 他: 車輪の熱的損傷とその防止策, 鉄道技術研究報, No. A-87-101, 1987
- 2) 藤谷誠道, 長谷川泉, 川口清: 車輪滑走とフラット発生メカニズムを探る, RRR, 鉄道総研, 42, 1991, p19~24

1.4.2 滑走防止のためのブレーキ制御方法

1.4.2.1 滑走防止のためのブレーキ制御の必要性

在来鉄道においては、「鉄道運転規則」(運輸省令第15号, 第64条)により非常急動距離を600m以下とすることが規定されている。これを満足するため、高速化にともなって列車の高速度変化が必要となる。減速度を高めるための方法として、車輪踏面清掃装置やディスク・踏面ブレーキの空括、増粘剤効果の比較的大きい制輪子(空括形合成制輪子・炭素合金制輪子・特殊鋼鉄制輪子)の採用など、種々の方法が用いられている。

しかし、レールと車輪間の粘着力が低下すると、車輪滑走が頻ぱんに発生し、車輪が固着すると車輪踏面にフラットを生じる。車輪フラットは振動や走行時の騒音を増加させるほか、衝撃的な運動によって台車や軸受の故障を誘発する。また、フラットを取り除くために車輪踏面の砥削が行われ、車輪の寿命を短縮するなど経費面での損失となる。そこで、ブレーキ制御の面から滑走(固着)防止をはかる方策として、滑走防止装置が用いられるようになった。滑走防止装置は、車輪の回転速度から滑走を検知してブレーキを一旦緩め、フラットを防止する装置である。

一方、滑走の発生をブレーキ制御の面から返方抑制するために、ブレーキ力を速度の関数として制御する速度-粘着パターン制御が普及しつつある。また、滑走の発生しやすい編成前部の車両のブレーキ力を低減し、後部車両でその分を確保する編成全体でのブレーキ力制御が開発されつつある。

ブレーキ制御面からの滑走対策は、①滑走の発生を事前に抑制する方策と②滑走が発生した場合に発覚する方策に分類される。

1.4.2.2 滑走の発生を抑制するブレーキ制御方法

(1) 速度-粘着パターン制御の採用

粘着パターンにおいては、ブレーキをかけることによって車輪の回転を抑制し、車両全体を減速・停止させる。粘着パターン方式はレールと車輪間の粘着力に依存しているが、粘着力は天候やレール面、車輪踏面の状態、車両の速度に影響され大きく変化する。このうち、速度と粘着係数との関係をとらえ、速度の増加とともに粘着力が低下する特性に対応してブレーキ力を変化させ、車輪滑走の発生率の低減を図る方式が速度-粘着パターン制御である。

速度-粘着パターン制御は、そのシステム構成上いくつかの方法がある。

1) ブレーキ力を階段状に切り換える方法

速度-粘着パターンに対応して電磁弁を切り換え、階段状にブレーキ力を変化させる方法である。図1.4.2-1に、例として新幹線電車の速度-粘着パターンを示す。

2) ブレーキ力を速度-粘着パターンに対応させて連続的に変化させる方法

最近マイクログリッドを用いたブレーキ制御が一般化しつつあり、速度-粘着係数の速度信号を用いて速度-粘着パターンを演算し、ブレーキ力を速度に対応して連続して変化させる方法が普及しつつある。この制御の例として、新幹線電車の速度-粘着パターンを図1.4.2-2に示す。

3) ブレーキ力の上昇を緩和する方法

非常ブレーキ作用時に動作する電圧用電磁弁に絞りを取付け、高速域でのブレーキシリンダ圧力の上昇を制御する方法を図1.4.2-3に示す。この方法は180km/h運転用車両の非常ブレーキに用いられている。

(2) 滑走の発生しやすい編成前部の車両のブレーキ力を低減し後部車両でその分を補償する編成全体でのブレーキ力制御

雨天等において車輪滑走が発生する車両は、図1.4.2-3に示すように編成前部に集中する。そこで、これらの車両のブレーキ力を若干低減し、その分を

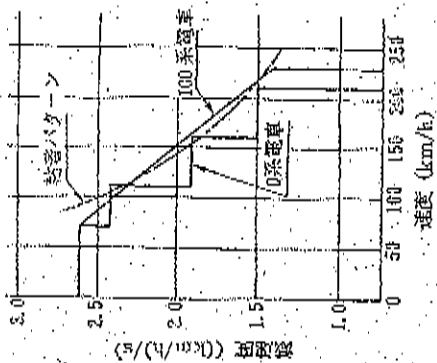


図 1.4.2-1 速度-粘着パターン の例

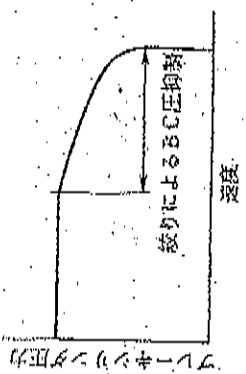


図 1.4.2-2 ブレーキ力の増加を粘着力に対応させて減速させた例

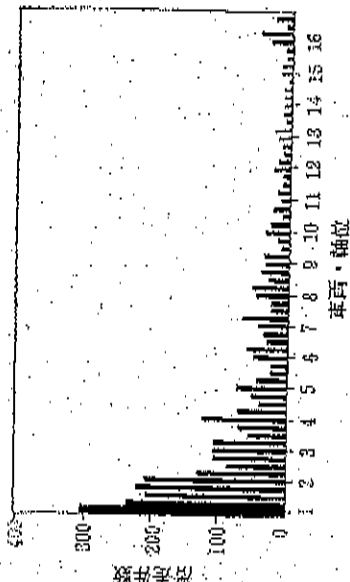


図 1.4.2-3 車台位置による滑走回数の差の例

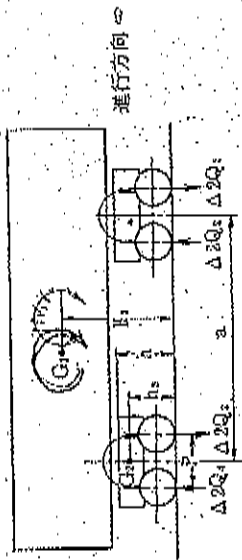


図 1.4.2-4 ブレーキ時の軸重移動の状態

後部車両で補償し、編成全体のブレーキ力は従来以上とする方法の開発、実用化が進められている。

(3) ブレーキ時の軸重移動と粘着力

進行中の車両にブレーキをかけると、車軸および台車の重心回りに図 1.4.2-4 のようなモーメントが発生する。非常ブレーキのように強いブレーキほどこの傾向は顕著になる。シールド車輪間の粘着力は軸重に比例するから、粘着力の減少により、実質的な粘着力は低くなる。

1.4.2.3 滑走再粘着制御

ブレーキをかけた場合に車輪がレールに対してすべりを起こしはじめたとき、すべりの程度を検出し、その値があるしきい値をこえた時に滑走と判断し、ブレーキ力を低減させて再粘着を促進し、再粘着を検知することによってブレーキ力を元の値に復帰させる制御は従前から行われてきた。この制御は滑走再粘着制御といわれ、新幹線電車においては踏切等から居るおそれがある。最近では減速度を高くする必要のある130km/h運転の車両に普及しており、運動用車両にも一部用いられている。

車輪滑走の検出方法は、基準軸速度（列車速度）との速度差にもとづく方法、基準軸速度と滑走中の車輪の速度差の比率、すなわち、すべり率による方法、滑走中の車輪の検出速度を検出し、その値が所定の値を越えたときに滑走と判断する方法があり、これらの方法が併用されている。

滑走検知基準の例として、次の数値が一般的に用いられている。

差戻差 : (基準軸速度 - 車輪速度) $\geq 14 \text{ km/h}$

すべり率 : $\frac{\text{基準軸速度} - \text{車輪速度}}{\text{基準軸速度}} \geq 15\%$

微分値 : 減速度 $\geq 14 (\text{km/h})/\text{s}$

車輪の滑走を検知すると、供給停止電磁弁 (ASKV) が動作し、ブレーキシリンダへの圧縮空気の供給を停止するとともに吐出電磁弁 (RSKV) が動作してブレーキシリンダ内の圧縮空気を排気する (図 1.4.2-5)。

ブレーキ力が低下し再粘着の傾向が生じると、たとえば、減速度が

微分値 : 減速度 $\leq 4 (\text{km/h})/\text{s}$

になると、吐出電磁弁はオフし圧縮空気の排気は停止され、ブレーキシリンダ圧力はその時の値を保持する。

車輪の回転が車頭の速度にほぼ復帰すると、たとえば、

速度差 : (基準軸速度 - 車輪速度) $\leq 4 \text{ km/h}$

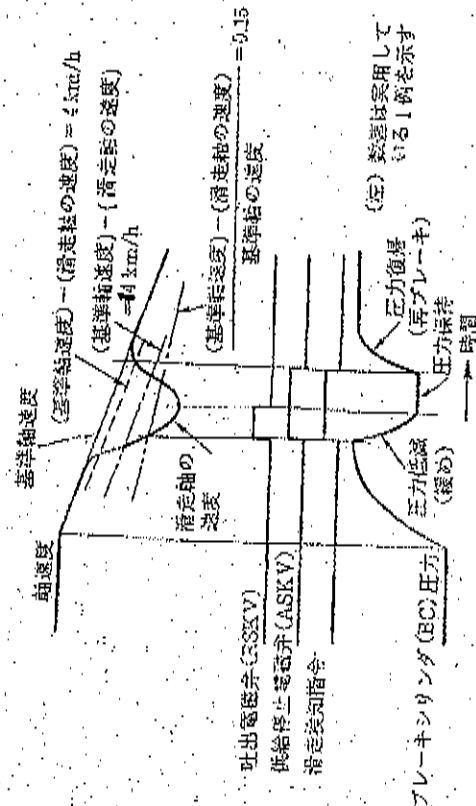


図 1.4.2-5 滑走再粘着制御の例

になると、再粘着と判断し、ブレーキシリンダ圧力を元の値に復帰させる。このような一連の制御を滑走再粘着制御と呼んでいる。

1.4.2.4 高速車両に適用した高粘着力利用の滑走再粘着制御方法と装置

車輪の滑走 (回着) 防止のために、滑走再粘着制御を行うブレーキ制御装置が高速優等車両に導入されてきている。しかし従来の制御方法は、滑走抑制のブレーキシリンダ圧力をほとんど大気圧にまで下げ、かつ圧力の立ち上がり遅延のため必要以上にブレーキ作用を停止・遅延させること及び滑走検知を行うパラメータである車輪減速度の演算時間が350ms以上と制御系としては長い時間を要しているため、すべり率の大きい滑走を誘発するなどの問題点があった。そこで運転最高速度180km/hを超える車両を想定して、このような欠点を補う高性能の滑走再粘着制御方法が必要とされていた。

レールと車輪間との粘着力の挙動についての研究は従来から活発に行われ、最近、実際の車両の車輪が滑走したときの粘着力の変動をとらえることができるようになった。図 1.4.2-6 はその一例で、接線力係数 (粘着係数) をすべり率との関係としてとらえ、1回の滑走の開始から再粘着に至るまでの経過を表している。この例では、滑走中の車輪のすべり率が大きい時、接線力係数は

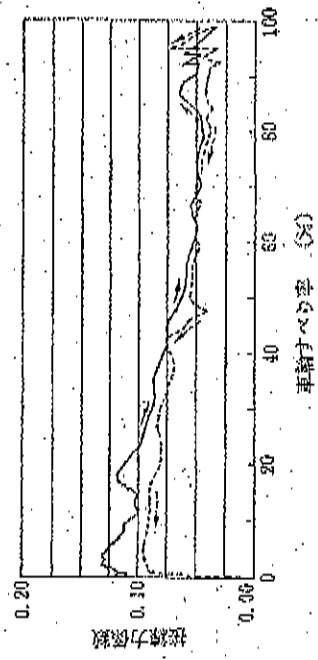


図 1.4.2-6 車輪滑走時のすべり率と接線力係数の関係の例
接線力係数 = (レール方向接線力) / (輪重)
車輪すべり率 = (車両速度 - 滑走車輪速度) / (車両速度)

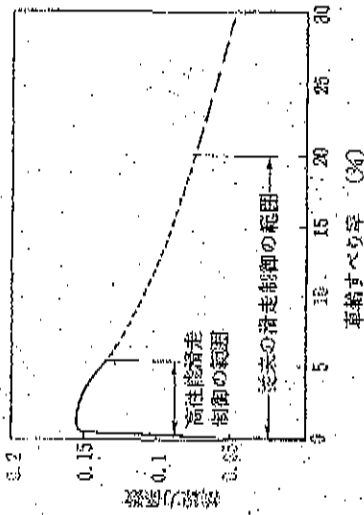


図 1.4.2-7 制御方法による利用粘着力の差
(すべり率制御では、接着力係数が比較的高い範囲を利用)

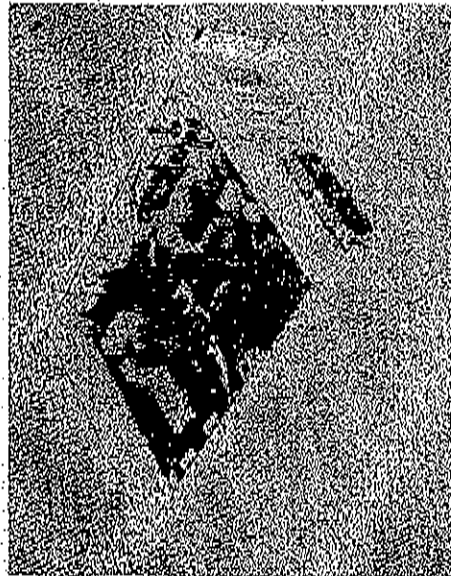


図 1.4.2-8 小形化された高性能滑走再粘着装置

大幅に低下する傾向にある。そこで粘着力有効利用のためには、接着力係数が比較的高いすべり率 5% 程度以内の領域で滑走制御を行うことが望ましいことがわかってきた。図 1.4.2-7 にその概念を示す。

このような概念を基に、検知精度を維持しつつ滑走検知時間を従来の 1/2 に迅速化し、滑走速度を監視しつつ、ブレーキシリンダ圧力の減圧を数段階に分けて行う制御方法などを導入した「高性能滑走再粘着装置」(図 1.4.2-8)が開発されている。図 1.4.2-8 に高性能滑走再粘着方法の概要を示す。減速速度の迅速化のために速度、加減速度は 5ms 毎に演算され出力される。滑走を検知した後、滑走状態を監視してブレーキシリンダ圧力を微小量低下させ、一定時間圧力を保持する。この間、再粘着傾向が見られるとブレーキシリンダ圧力を復起させる。粘着力が小さく滑走が継続する場合は、ブレーキシリンダ圧力をさらに低下させる。このように、滑走の程度的大小に応じてブレーキ力の制御を行い、粘着力の有効利用を目的とするものである。新しい滑走防止装置を用いた走行試験の結果では、車輪滑走が頻発する状況において、図 1.4.2-10 の

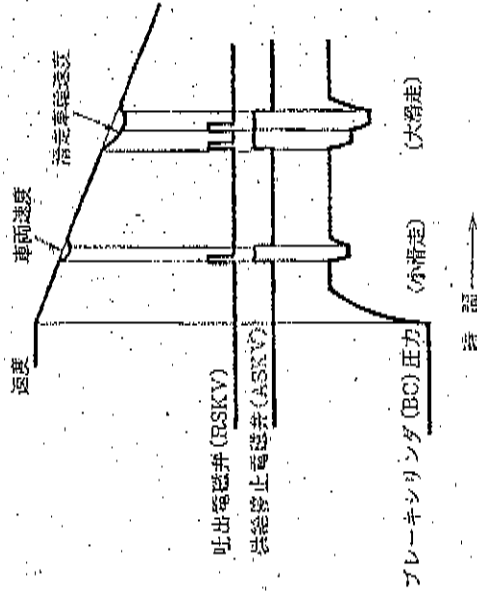


図 1.4.2-9 高性能滑走再粘着制御の動作図

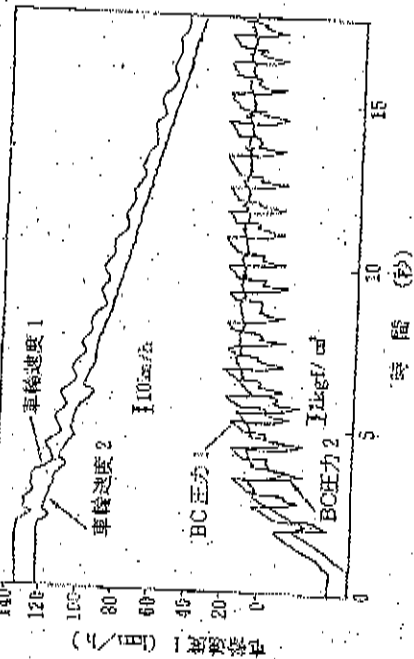


図 1.4.2-16 高性能滑走再粘着装置による滑走状態

実験で示されるように車輪のすべりが小さい程度におさまるようブレーキリング圧力を高成答で段階的に制御していき、車輪のすべり率を小さくしてブレーキ距離の抑制に効果がある見込みが得られている。

〔文献〕

- 1) 内田清五, 小原季郎: 新幹線高速化のためのブレーキシステム, R.R.R., 11, 1982, p.15~20
- 2) 内田弘志, 景山允男: 機械技術者のための鉄道工学, 丸善
- 3) ブレーキ研究会編: わかりやすい電気指令式ブレーキ, 交友社, 1990,
- 4) 熊谷則道, 長谷川泉, 永須和彦: 鉄道車両における車輪滑走時の粘着力, 日本機械学会講演会講演論文集, No. 910-17(1991-3,4), p.516

1.4.3 非粘着ブレーキの基本構造と性能

1.4.3.1 シェールブレーキの概要

在来鉄道で180km/hを超える速度が600m以内に停止できる非常ブレーキシステムとして、現在の粘着ブレーキのみでは不足するブレーキ力を非粘着ブレーキを用いて補う手法がある。その非粘着ブレーキの一つとしてシェールブレーキがあげられる。

シェールブレーキにはいくつものタイプがあるが、国内ではうず電流レールブレーキ、電磁吸着レールブレーキ、そして両者の特徴を生かした吸着うず電流レールブレーキの開発が進められており、それぞれの構造および性能について簡単に紹介する。

1.4.3.2 うず電流レールブレーキ

(1) うず電流レールブレーキの概略

うず電流レールブレーキは、図1.4.3-1に示すように、コイルとレールの間を40mm程度に保ちながら、レール長手方向に対しN、S極が交互になるように励磁する。このコイルがレール上を通過すると交流磁界が生じ、レールにうず電流が発生する。このうず電流による磁力はコイルの進行方向に対し反力となってあらわれ、それがブレーキ力となるように構成されている。

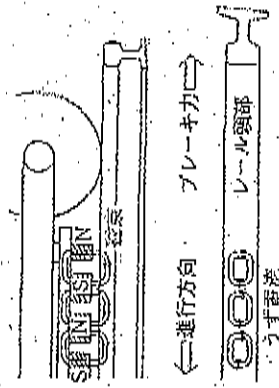


図 1.4.3-1 うず電流レールブレーキの原理

(3) うず電流レールブレーキの特徴

うず電流レールブレーキの特徴はレールに非接触ということである。このため、動作時の吸引力により見かけの輪重が増加するので、粘着ブレーキ力を輪重増加割合だけ大きくすることができ、次に問題点を上げると、

- ①必要なブレーキ力を得るために非常に大きな電流を必要とするので、バッテリー電源のみでは構成できず、架線電圧をそのまま利用しなければならない。
- ②レールブレーキの装架数により、レール温度が上昇し、レールの座席に

1.4.3.3 電磁吸着レールブレーキ

(1) 電磁吸着レールブレーキの概略

電磁吸着レールブレーキは、コイルを磁気吸引力によってレールに吸着させ、レールが両手方向に動く摩擦力をブレーキ力とするものである。レールに接触するため、動作時でも台車ワグに直装架できる(図1.4.3-3.1)。コイルの端極はレール長手方向に平行に配置され(図1.4.3-3.2)、レールに接触するブレーキシューは鉄系の焼結材である。また、通常走行時は空気シリンダにより直装架されて、動作時に空気を排出して落下させる。励磁電流は1コイルあたり直装架である。

(2) 電磁吸着レールブレーキの性能

電磁吸着レールブレーキのブレーキ力の測定結果を図1.4.3-4に示す。図よりブレーキ力がうず電流レールブレーキより下回っていることがわかる。また、この速度の範囲では、速度が大きくなるほどブレーキ力が小さくなる。レールの温度は、通過時にレールブレーキシューあたり最大1°C程度上昇するが、すぐに温度が低下し、問題はない。また、レール磨き目段差通過時の衝撃力は、車輪が通過するときの衝撃力より小さかった。踏切制輪子に及ぼす影響もないことが確認された。さらに、レール頭頂面の摩擦係数は、通過前に比べて通過後に約10%上昇した。

うず電流レールブレーキでは、必要なブレーキ力を得るために大電流(直流300A~400A程度)を要するため、架線電流が直接うず電流レールブレーキ装置のコイルに流れるようなシステムとなっている。また、うず電流レールブレーキは、空気シリンダを用いて台車ワグに直装架され、動作時に空気シリンダの空気を排出して結核上に落下させる。

(2) うず電流レールブレーキの性能

140km/h程度までのうず電流レールブレーキのブレーキ力を図1.4.3-2に示す。この図によれば、90km/hまではブレーキ開始速度が高いほどブレーキ力が大きく、90~140km/hでは、高速になるに従ってブレーキ力が小さくなる傾向であった。以上の他、分岐器通過性、レール近傍の軌道器品への影響、踏切制輪子に対する影響、レールの残留磁気等についての問題は見られない。

ここでレールの温度上昇に関して、列車通過時のレール温度上昇がすべて粘着力増加につながり、11両編成すべての台車にレールブレーキが取り付けられてると仮定して粘着力増加量を推定すると、10.4°Cとなり、表面硬度を越えたと(図1.4.3-7)。

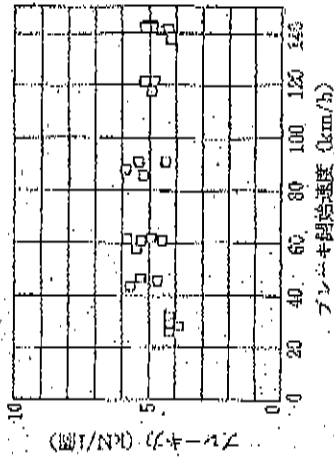
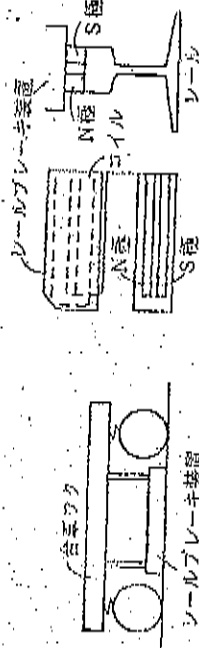


図 1.4.3-2 うず電流レールブレーキのブレーキ力

(3) 電磁吸着レールブレーキの特徴

電磁吸着レールブレーキの特徴は

- ① 励磁電流が比較的小さい。
- ② 動作時、非動作時とも台車ワグタに直接表架できる。
- ③ ブレーキシューの選流によりレールの摩擦係数をあげることができる。
- ④ 磁極となるブレイキシューがレール長手方向に斜し平行に位置しているために、レールとの有効接触面積が小さい。
- ⑤ 磁極であるブレイキシューの飽和磁束量が小さいために吸着力が小さい。



1) レールブレーキの表架方式
2) 磁極の磁極型

図 1.4.3-3 電磁吸着式構造の磁極

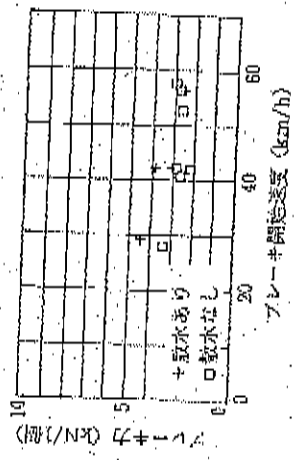


図 1.4.3-4 電磁吸着レールブレーキのブレーキ力

1.4.3.4 吸着うず電流レールブレーキ

(1) 吸着うず電流レールブレーキの概略

うず電流レールブレーキと電磁吸着レールブレーキをそれぞれの問題点を解決するために、電磁吸着レールブレーキのN、S両極をレール長手方向に斜し交互に配置し、うず電流レールブレーキ方をレールに接触させたタイプが吸着うず電流レールブレーキである。吸着うず電流レールブレーキでは、ブレーキ力としてレール・送電線の摩擦力と、レールに生ずるうず電流から得られる磁気反発力の両方の力を利用することができる。また、磁極・レール間のギャップがないので、コイル励磁電流はうず電流レールブレーキと比較して大幅に小さくなり、磁極間の隙間はレール長手方向に斜し直角に位置するので、磁極・レール間の有効接触面積を大きくでき摩擦力の増大が期待される。

実際に吸着うず電流レールブレーキを車両に装着した様子を図1.4.3-5に示す。



図 1.4.3-5 車両に装着した吸着うず電流レールブレーキ

(2) 吸着うず電流レールブレーキの性能

吸着うず電流レールブレーキにおけるブレーキ力とブレーキ終端速度の関係を図 1.4.3-6 に示す。

この図によると、うず電流レールブレーキとは同等のブレーキ力が得られる。また 110~160km/h の速度範囲では速度依存性が小さく、散水条件でもブレーキ力は低下しない。

吸着うず電流レールブレーキ通過時の温度上昇から、15 号編成での軸力増加量を推定しレール平均温度上昇値に換算すると 4.8℃ とした。図 1.4.3-7 に示すように許容温度上昇値 35℃ にその値を加えても最低速度を下げない。

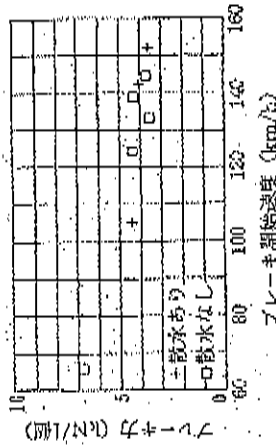


図 1.4.3-6 吸着うず電流レールブレーキのブレーキ力

(3) 吸着うず電流レールブレーキの特徴

吸着うず電流レールブレーキの特徴を以下に述べる。

- ① うず電流レールブレーキの約 1/10 の電流で同等のブレーキ力が得られる。
- ② ブレーキ力は高速 (110~160km/h) で速度依存性が小さく、低速 (70km/h 以下) で大きくなる。

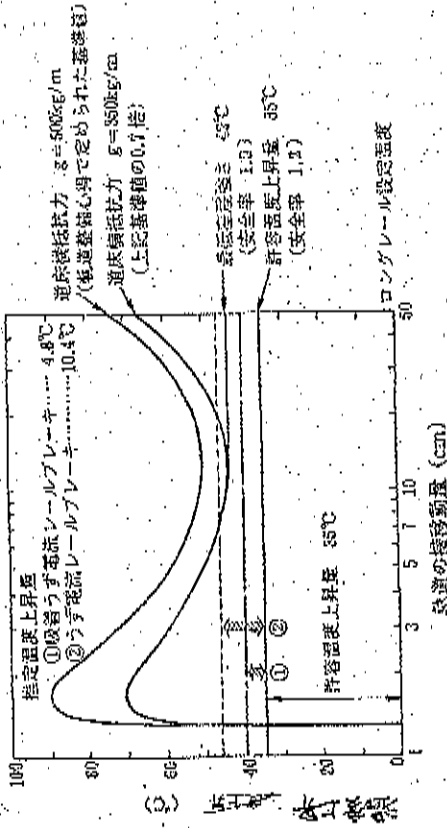


図 1.4.3-7 60kg ロングレール軌道の温度上昇とレールブレーキによる推定温度上昇量の関係

1.4.3.5 今後の課題

150 km/h から粘着ブレーキと併用して非常制動距離を 600m 以下にすることを目的として、うず電流レールブレーキ、電流レールブレーキ、吸着うず電流レールブレーキの諸氏が進められている。

これらのレールブレーキの中で在来鉄道の高速度としては、吸着うず電流レールブレーキの実用可能性が高い。ブレーキ力だけでなく、ブレーキシューの摩擦係数を確保したり、コイルの吸着力を大きくする等が課題となる。

〔文献〕

- 1) 小原孝則, 丸岡昭, 由川透, 滝口敏: 在来線用非常ブレーキシステム, 鉄道におけるサイバネティクス利用国内シンポジウム論文集, 1991, p.252

1.5 乗心地

1.5.1 高速走行時の乗心地向上策

(1) 蛇行動特性の改善

蛇行動が発生すると乗心地が悪くなる。そこで、ばね、ダンパ類の諸元や車輪踏面形状を適正化し、曲線通過性能を悪化させない範囲で軸距、台車中心間距離を短縮することで蛇行動安定性を向上させ、高速走行時の乗心地を改善する。

(2) ばね、ダンパ類の諸元の適正化

車体を支持するばね系は柔らかい方が乗心地は良くなる傾向にあるが、車体の変位は車輪踏面内に規制され、また高速車両では蛇行動特性にも影響が出るため、いたずらにばね定数を下げることができない。そこで蛇行動特性や車輪踏面との兼ね合いをばね定数を下げるから、ばねの剛性やダンパの減衰係数等を適正に設計することで車両の振動乗心地を改善する。

上記のばね剛性やダンパの減衰係数など諸元の決定については、対象とするモデルが多自由度の振動系となり、それぞれの諸元は互いに関連性を持つために目標とする性能を満たすような最適値を見つけるまで試行錯誤を繰り返す作業となる。そのため解析には想定したモデルによる計算が必要となり、コンピュータを使用した解析が不可欠となってきている。

(3) ばね下、ばね間質量軽減

軌道の不整などの外乱に対しては、車輪や歯車箱などのばね下質量、台車枠やモータなどのばね間質量を小さくし、車両質量を車体に集中させることにより走行安定性を向上させ、外乱による車体振動を低減することができる。最近では中ぐり車輪や小径車輪、またアルミ合金製箱形等質量素材の使用によるばね下質量の軽減策やボルスレス車体支持方式、小形誘導電動機の採用等によるばね間質量の軽減策が実用化されており、こうした方策を必要により採用できれば良い。

(4) 輪軸の質量アンバランスの規制、タイヤフラットの防止

車体の前後振動の原因となる輪軸の質量アンバランスを規制し、また車輪の

空気や経道を防止して振動や車体振動の原因となるクイックフラットの発生を少なくすることで、輪軸から発生する振動を防止する。

(文献)

- 1) 小野純明：鉄道のスビードアップー速度向上の理論と実践ー、鉄道運輸協会、1987.3

1.5.2 曲線走行時の乗心地向上

(1) 車体傾斜装置

曲線走行時の通過遠心加速度を小さく抑えて乗心地を向上させる方策として、車体傾斜装置が実用化されている。国内でも、国鉄時代に磁石系電車で実用化したコロ式自然振り方式がある。自然振り方式では、在来線の短い緩和曲線で急激な車体傾斜が発生し、乗心地が悪くなる場合があるため、車体傾斜装置に空気圧シリンダを取付けて車体の傾斜を制御して緩和曲線における乗心地を改良

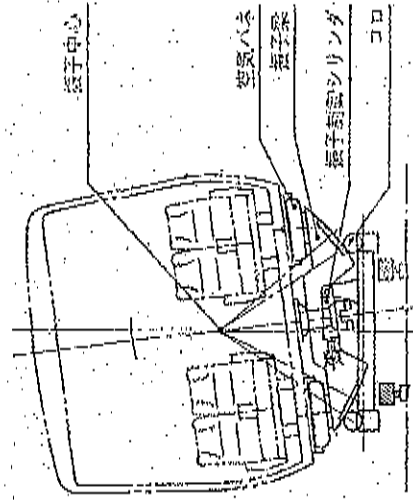


図 1.5.2-1 新潟村科コロ式車体傾斜装置

表 1.5.3-1 環境振動に係わるISO規格

ISO規格名称	内容
ISO 2681/1 (TC/108)	Evaluation of human exposure to wholebody vibration Part 1: General requirements
ISO 2681/2 (TC/108)	Evaluation of human exposure to wholebody vibration Part 2: Evaluation of human exposure to vibration and shock in buildings
ISO 2681/2 (TC/108)	Evaluation of human exposure to wholebody vibration Part 3: Evaluation of human wholebody z axis vertical vibration in the frequency range 0.1 to 0.63 Hz
ISO 2681/2 (TC/108)	Guide for the evaluation of human exposure to wholebody vibration Part 4: Evaluation of crew exposure to vibration on board sea going ships (1-80 Hz)
ISO 5597 (TC/108)	Guide for the evaluation of the occupants of fixed structures, especially buildings and offshore structures, to low frequency horizontal motion (0.063 to 1 Hz)

する制振装置が国鉄時代に開発され、JR四国製の2800系やJR北海道の281系などで実用化されている。

日本では車体傾斜装置としてコロ式が用いられているが、海外ではリンク式の車体傾斜装置やダルゴのようになり、枕ばね位置を重心位置より高くすることに よって自然振子させる方式もある。また車体傾斜制御力として油圧を用いた強制振子も実用化されている。日本でも最近、車体傾斜装置としてペアランググアイドやリンク、油圧回路を用いたものを開発している。

(2) 車体ロール剛性の向上

空気ばね位置を高くしたり、アンテロール機構を設けて車体のロール剛性を上げ、曲線通過時の車体の外傾をおさえることで、乗心地を向上させることができる。

(3) 低重心化

重心を下げて曲線通過時の重心移動を小さくすることで、車体の外傾を抑えて過渡心加減度による乗心地の悪化を防止することができる。

(文献)

- 1) 小野純朗：鉄道のスピードアップと車体傾斜の理論と実践 - 鉄道運転研究会, 1987.3
- 2) 石井幸孝：スピードアップと車体傾斜, 鉄道ジャーナル, 1981.2
- 3) 岡本 勲：鉄道車両におけるアクティブ制御, 日本機械学会第619回講習会教材, 1986.6

1.5.3 環境振動評価基準の現状

1.5.3.1 概要

振動に暴露される人々、すなわち乗り物の乗客や運転士、機械類の作業者などの健康、安全、快適性、作業能率の保持を目的とし、ISO2651が1974年に初

めて国際基準として制定された。1980年に国鉄において新しい乗り心地基準として制定された「等感覚曲線による乗り心地レベル(dB値で表示)」はこのISOの指針に基づいている。ISO2553は、その後1985年に一部追加、改正されて発行されたが、本質的な内容の変更は皆っていない。表1.5.3-1に環境振動に係わるISO規格を示す。この中で特にISO2631/3には、動揺時に関係する任意周波振動の振動暴露基準が示されている。以下、鉄道車両の乗り心地に関連するISO2631/1とISO2631/3について概要を述べる。

1.5.3.2 全身振動暴露評価基準 (ISO2631/1)

この指針は、乗物や機械などから人体に伝わる全身振動のはげしさを評価することに於ける一般的なことを規定化することで、この中では、周波数1~80 Hzの振動についての暴露基準が示されている。なお、この指針の長業改訂作業が現在も継続中である。

(1) 適用の範囲と応用分野

対象：人体へ伝達される1~80Hzの単一振動に適用する。またランダム振動、複合周波数振動(暫定的には連続的衝撃振動も含む)に適用する。

許容値：目的に応じ、その評価には三つのカテゴリが用いられる。

- ・作業競争の確保 …… 疲労耐率減退限界
- ・安全・健康の確保 …… 暴露限界
- ・快適性の確保 …… 快適性暴露限界

人体の応答を考える場合の振動要素として、強さ、周波数、振動方向、暴露時間があるが、これらをパラメータとして、人体固有の振動特性に対する上下方向と水平方向の基準・限界が示される。なお、人体に関する座標系に対応する振動のX、YおよびZ方向を図1.5.3-1に示す。

(2) 振動測定

測定は、基本的には人体の振動入力点で行う。すなわち、振動が人体に伝わる点とする地点に極力近い所で測定する。具体的には、立位姿勢の人間に対しては振動ピックアップを床に至定して測定すればよい。しかし、乗落クッション

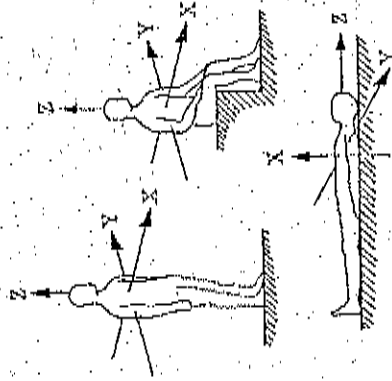


図 1.5.3-1 人体に関する座標系に対応する振動のX、YおよびZ方向

のように振動が人体に入力する途中で変形する場合には、身体とクッションの間に振動ピックアップを挿入して測定する。この場合、ピックアップ固定用の薄い金属板のような硬い板類を使用するのは許されるとしている。

振動の強さは、加速度の乗勢値 (m/s²) とする。したがって、ピーク測定の場合には、適当な手段によりrms値に変換する必要がある。

(3) 振動評価

1) 疲労耐率減退限界 (Fatigue-decreased proficiency boundary)

あらゆる種類の作業競争の明らかな低下に対して規定されるもので、暴露限界は周波数、暴露時間の関数として、図1.5.3-2(上下方向)および図1.5.3-3(水平方向)に示される。これらは等感覚曲線といわれるものである。人間にとって最も敏感な振動の周波数は、Z軸で4~8 Hz、X、Y軸では2 Hz以下である。

1980年に国鉄において策定された新しい乗り心地基準では、図1.5.3-4に示されるように、疲労耐率減退曲線(暴露時間8時間)に、0.5~1.0 Hzの周波数範囲を補充して作成した等感覚曲線を用いて乗り心地レベルを算出している。

2) 暴露限界 (Exposure limit: health and safety)

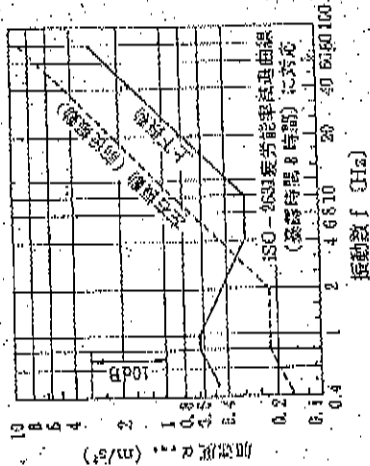


図 1.5.3-4 等感覚曲線 (1980年国鉄)

安全・健康の限界と考えられる基準で、疲労率減退限界の評価で許容される値の2倍したものを基準限界とする。

3) 快適性減退限界 (Reduced comfort boundary)
食事、読書、書き物等のしやすさをよりどころとして決められている。この基準は疲労率減退限界の基準レベルの1/3.15、10dB低い値である。

1.5.3.3 全身振動暴露評価基準 (ISO2631/3)
この指針は、乗物の乗り心地についての評価を基準化しようとするもので、1Hz以下の振動、特に0.1~0.63HzのZ軸についての振動暴露基準が示されている。

1 Hz以下の振動は多くの交通機関に認められ、不快感から動揺病 (motion sickness) 症候群によるはげしい苦痛、そして動揺病や身体に加わる加速後による活動不能状態に至るまでの悪影響をもたらす。この高波数帯域では人体の応答は極めて変化に富み、運動そのものに加えて、感覚情報、臭い、声音、性別などの要素による所も大きいことがあげられる。人体応答と運動入力が明確に関係づけられた有用なデータが極めて少なかったことから、1 Hz以下の振動に対する基準化は遅れていたが、1975年にISO 2631の部の振動への適用基準

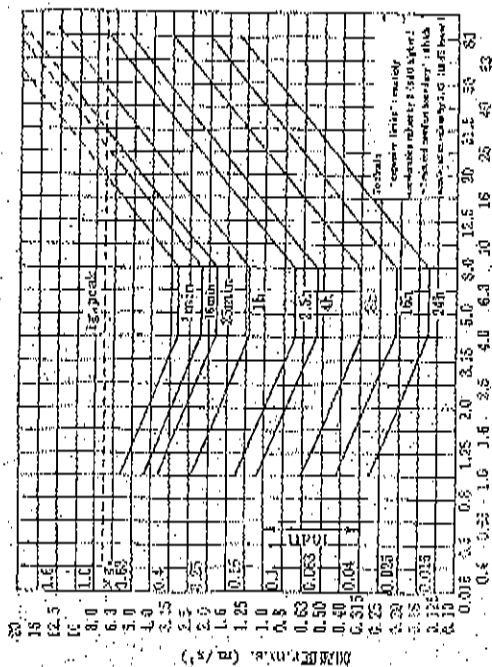


図 1.5.3-4 等感覚曲線 (1980年国鉄)

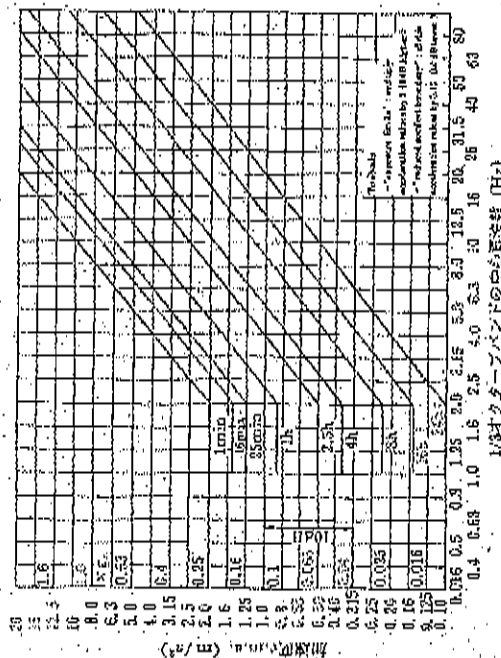


図 1.5.3.3 全身振動暴露評価基準 (ISO2631/3)

が、そして1976年に1 Hz以下のZ軸の基準が提案され、8時間暴露基準の修正がなされて1982年に規格化された。この内容が1985年にISO 2631/3として再編されている。

(1) 適用の範囲と応用分野

対象：人体へ伝達される0.1~0.63 Hzの振動に適用する。また特に不適切あるいは乗客の振動に適用するが、暫定的に特定の周波数域あるいは非周期振動にも適用する。

許容値：過不快域値は動搖病適合症のほげしい不快を最小にしようとする不快限界である。この域値は一登金身振動の暴露限界の延長ではないが、これと若干似た性格がある。なお、暴露限界は否痛に対する保護、あるいは一時的、さらに永久的な傷害を妨ごうとするものである。

(2) 振動評価

1) 過不快域値 (Severe discomfort boundary)
周波数、暴露時間の関数として、30分、2時間、また一時的推奨値として8

表 1.5.3-2 過不快域値 (Z軸, 上下方向加速度: m/s^2)

周波数, Hz 1/3オクターブ バンドの中心周波数	暴 露 時 間		
	30分	2時間	8時間
0.16	4.0	0.5	0.25*
0.125	1.6	0.5	0.25*
0.16	1.0	0.5	0.25*
0.20	1.0	0.5	0.25*
0.25	1.6	0.5	0.25*
0.315	1.0	0.5	0.25*
0.40	1.5	0.5	0.25*
0.50	2.15	1.08	0.375*
0.63	3.15	1.60	0.54*
			0.80*

(注) *は未確定値

時間暴露に対する値を、表 1.5.3-2、図 1.5.3-5に示す。これは、成人健康男子の約10%が動搖病にかかろうという限界を示している。

なお、ピッチやロールなどのモードの運動が共存する場合は、同程度の保護を維持するために加速度域値を約25%程度低くするのがよいであろうとさ

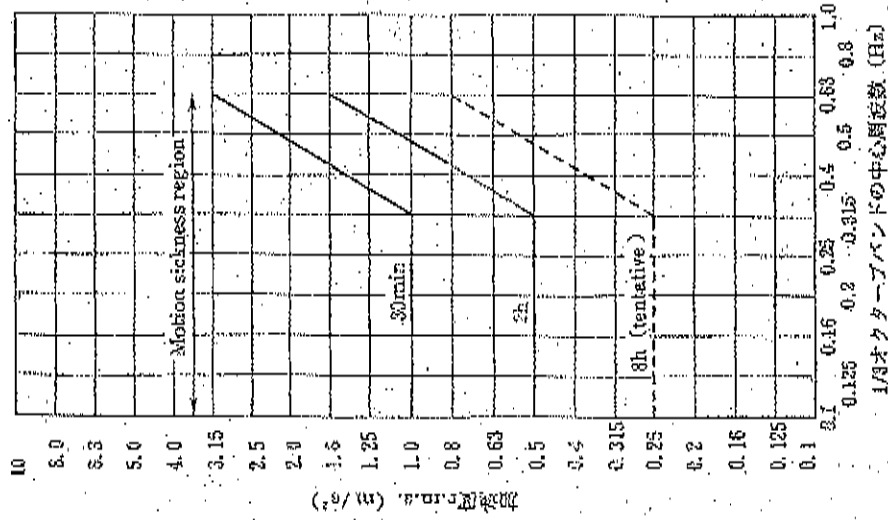


図 1.5.3-5 過不快域値 (Z軸, 上下方向加速度, 0.1~0.63 Hz)

れている。また、女性は男性に比べ、明らかに動揺病にかかりやすく、女性に
対しては、減速を約20%低くする必要があらうとされている。

2) 能率減退 (Decreased proficiency)

資料不足のため、1 Hz以下の疲労・能率減退限界を規定することができな
いことが記されている。

3) 快適性減退 (Reduced comfort boundary)

資料不足と快適性減退症状の多様性のために、0.1~1.0Hzの振動に対し、1
~80Hzの振動に対する減速度減退域値の延長として、域値を特定することは
できないとしている。

(文献)

- 1) ISO2631/1 : Evaluation of human exposure to whole - body vibration -
Part 1, General requirements, First edition, 1985年
- 2) ISO2631/3 : Evaluation of human exposure to whole - body vibration -
Part 3, Evaluation of exposure to whole - body z - axis vertical vibration
in the frequency range 0.1 to 0.63 Hz, First edition, 1985年
- 3) 日本建築学会環境工学委員会環境振動小委員会：建築における振動評価基
準の現状, 1987年
- 4) 後藤大三：ISO 全身振動基準解説シリーズ ISO2631/3 (その1), 騒音と
振動, 9巻, 4号, p10-11, 1986年
- 5) 後藤大三：ISO 全身振動基準解説シリーズ ISO2631/3 (その2), 騒音と
振動, 10巻, 1号, p15-17, 1987年
- 6) 三島俊輔：全身振動の評価法 (ISO7710/8/DIS2631) を中心として, 日
本音響学会誌, 29巻, 4号, 1973年
- 7) H. チュビイ, G. ツェレット：全身振動の生体反応, 名古屋大学出版会,
1989年
- 8) 松沢浩福：旅客車工学概論, レールウェイ・システム・リサーチ, p190 -
195, 1986年

1.6 バンタグラフ

速度向上の懸念すべきバンタグラフの挙動とその改善法について以下に述
べる。実際には個々の条件で必要な改善処方は異なるが、ここでは今まで採ら
れてきた方法について解説する。

1.6.1 バンタグラフの具備すべき条件

バンタグラフは架線から牽引へ電力を供給する車両部品であるから次のよう
な機能を満足する必要がある。

1.6.1.1 追従範囲

先ず線路に沿って高さや偏位が変化するトロリ線の位置範囲に十分追従でき
る大きさをまたはそのための機構をもつ必要がある。普通鉄道修造装置によれば
電車線の高さ、偏位についてそれぞれ5~5.4 m、軌道中心面から250 mm.ス
内と定められている。特殊な箇所(トンネル、こ線橋など)ではトロリ線の高
さはこれより低くできるので表露の設備では上記した以上の動作範囲が必要と
なる場合が多い。これに際しては速度向上に伴って新しく問題になる点はいと
んど無いが、振り子車両の導入による速度向上の場合にはバンタグラフの傾斜、
位置が従来の非振り子車両に比較して大きく変化するのに注意する必要がある。
これに対する方策については1.6.5に述べる。

1.6.1.2 電流容量

次に車両が必要とする電力に亘じて十分な電流が流せる機能を持たなければ
ならない。バンタグラフ当たりの電流道を制限する要因は停車中における接点
点付近のトロリ線の温度上昇と走行中におけるすり板摩擦である。特に直流区
間の速度向上においては後者が問題になる。

1.6.1.3 追従性能

高速になるに従いバンタグラフすり板~トロリ線間の接触力変動が大きくな
り、接触が発生し易くなる。接触はすり板、トロリ線の摩擦を増加し、著しい
場合には車両に良質で十分な電力を供給できなくなる原因となる。追従性能は

乗客設備の性能と関連し、また、1列車上のパンタグラフ個数や配置にも関係するのでパンタグラフ個体だけでは判断できない。

1.6.1.4 強度および空力的特性

パンタグラフにはオーバーラップ区間や区分セグメント等で衝撃的な力が伝わるほか、走行に伴って空気抵抗や揚力が伝わる。このような力に対して十分な強度を有すると同時に異常な揚力が発生しない形状でなければならぬ。

1.6.2 追従性能向上

図 1.6.2-1 に J R で使用されている代表的なパンタグラフ P S 1 6 形式の組み立て平面、側面図を示す。押上方式はばね上昇式であり、主ばねによって2本の主軸を回転させ、下枠を立ち上げる機構である。菱形の頂点にある天井骨の上にすり板付きの舟座が取り付けられる。舟座の取り付け方法は舟支え部といわれ、一般には回転腕またはリンクと前後上下方向のばねとで構成され、荷

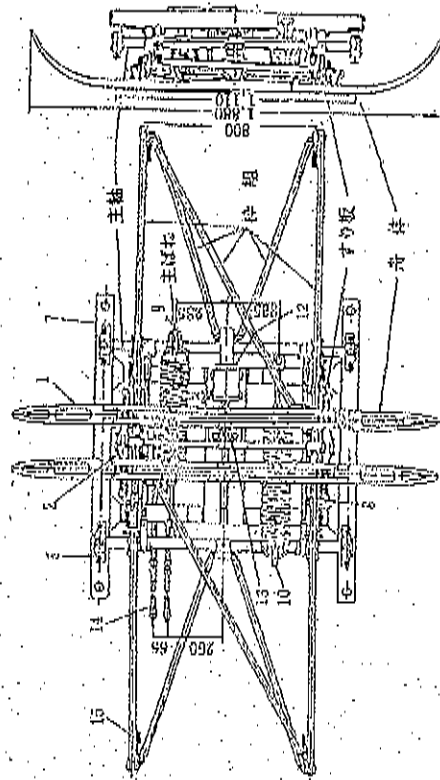


図 1.6.2-1 PS16型パンタグラフ構造

受方向の安定と上下方向の追従性能向上のため種々の構造がある。PS16形式の舟支え機構を示したのが図 1.6.2-2 である。最近では舟座部分を舟体から切り離して舟体の垂直位置を定めたPS21形式等のパンタも開発されている。パンタグラフの押上力は54~64N程度に調整される。

パンタグラフは定常押上力でトロリ線に押しつけられて走行する。走行中に乗車揺動、トロリ線の高さ変化、硬点や波状接触の存在、車両動揺によってパンタグラフは振動するのですり板とトロリ線間の接触力は変動する。一般に接触力変動の振幅は速度に伴って増加し、定常押上力を越えると接触ははじめる。すなわち加振機によってパンタグラフの舟体すり板を上下に加振し、周波数差に共振を生じ始める振幅を計算する。計算結果の一例を図 1.6.2-3 に示す。追従性能はこの振幅が大きいか小さいと判断される。追従性能は一般に速度で大きく高周波で小さくなるが数Hz~十数Hzの間で増減し、ピークを示す。これは復元ばねの作用である。

パンタグラフの追従性能は図 1.6.2-4 に示すようなモデルに基づいて計算される。例として (b) の2元系モデルについてダンパ定数を0として追従振幅 Y_1 を求めると

$$Y_1 = \frac{F_0 (m_2 \omega^2 - k_1)}{m_1 m_2 \omega^2 (\omega^2 - \frac{m_1 + m_2}{m_1} k_2)} \quad (1)$$

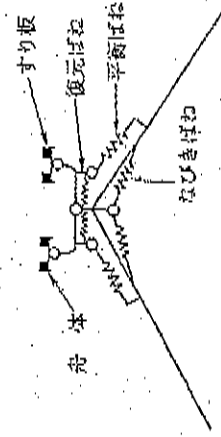


図 1.6.2-2 PS16型パンタグラフ支え構造

となる。これより一般に押上力 P_0 を増加し、壳体や枠組の質量 m_1 , m_2 を減少すると追従振幅を向上できることが分かる。また、分母が0になる周波数すなわち $\omega = 0$ と $\omega = \sqrt{(k_1 + m_2)k_1 / m_1 m_2}$ では追従振幅は無限大となり、 $\omega = \sqrt{k_1 / m_2}$ では0となる。このような振動特性の様子を概念的に示したのが図1.6.2-5である。列車が高速では低周波の乗動が高速では高周波の乗動が問題になるので高速用のバンクでは最上段のばね上質量の軽量化が効果的である。

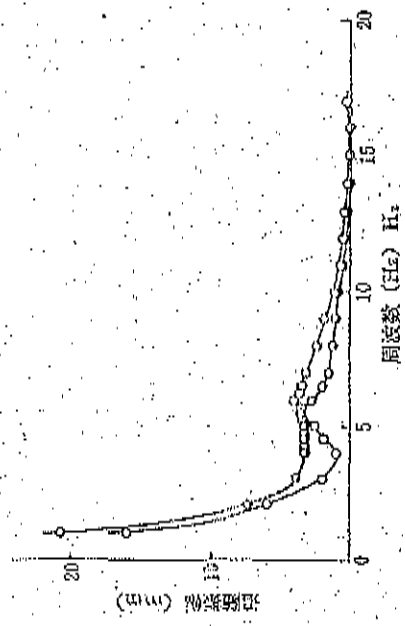
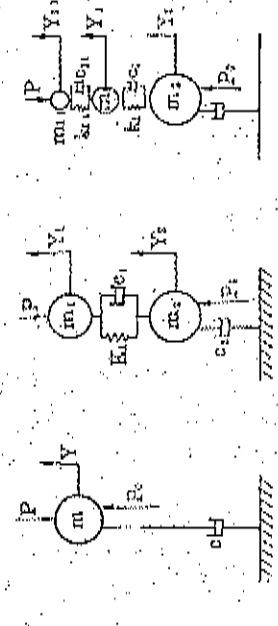


図 1.6.2-3 バンクグラフの追従振幅特性例



(a) 1 質点モデル (b) 2 質点モデル (c) 3 質点モデル

図 1.6.2-4 バンクグラフの力学モデル

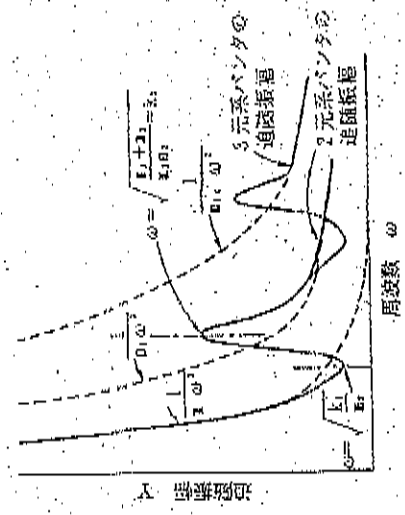


図 1.6.2-5 追従性能説明

ある。

追従振幅が押上力に比例するので懸架を防止するには押上力を上げればよい。かという必ずしもそうではない。通常の架線のようにほぼ押上力に比例した変位を生ずるものでは押上力を大きくすると追従すべき振幅も大きくなるので懸架防止に役立つ場合もある。生じている懸架の主原因が何であるかを把握して対応すべきである。

1.6.3 空力的性能

バンクグラフには列車の走行に伴って空気が当たるので抵抗力や揚力を受け。これらの方は風速の2乗にほぼ比例するので高速では特殊な場合を除いて問題にはならない。しかし、100km/hを越える速度領域では揚力が大きくなりすぎたり、逆に負になってバンクが折り返し傾向になることがあるので高速化に当たっては注意すべき点である。

現在、在来線において使用されている代表的なバンクグラフについて、風洞試験により揚力特性等の空力的特性を調査した結果を図1.6.3-1に示す。PS型やPS60型のように、50m/sで8kgf前後の揚力増加が見られる正の揚力特性

が強いパンタグラフがある。このような特性を有するパンタグラフの使用は、トンネル突入時の強い風を受けて押上力が増加し、トロリ線の相上量が大きくなったたり、トロリ線応力増加等の新たな問題が発生することも考えられる。一方、PT44、PS101Qの各パンタグラフは高速域でも比較的安定しており、揚力増進も新幹線並の性能を有するものである。

パンタグラフの横限下方から風を受けた場合には揚力増進が大きく、強風下の架線・パンタグラフ事故の原因になりうる。

在来線で一時的に用いられているPS16型パンタグラフの場合、狭小トンネル突入時に乗進性能が低下する現象が発生する。風速約150 km/h以上の風が前から当たると、舟体は前かがみとなり、かつトロリ線と接触しているのは前舟の後方すり板のみという不安定な状態となる。しかも舟体が傾くと合わせるように、風速約150 km/hを越えたと揚力が図1.6.3-2に示すように減少し、能率し易い状態となる。

一方、パンタグラフが受ける風速は、トンネル突入後に急激な風速増加となり、その際の値は図1.6.3-3のように、速度が高いほどまた断面の小さいト

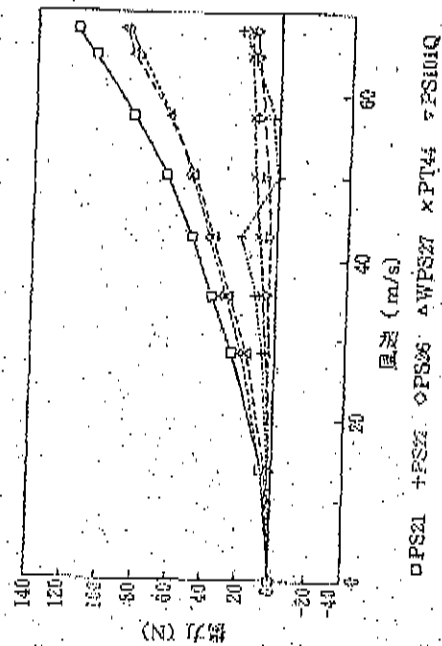


図 1.6.3-1 各種パンタの揚力特性

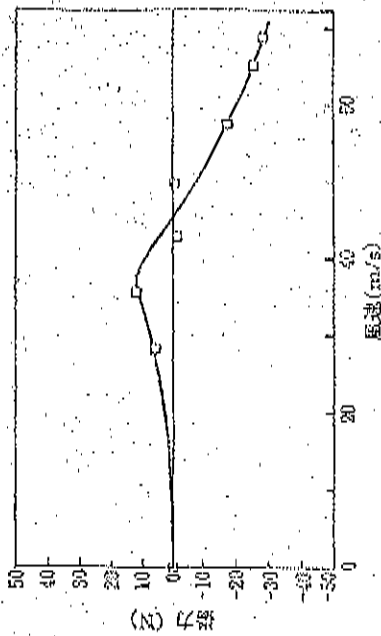


図 1.6.3-2 PS16型パンタの揚力特性

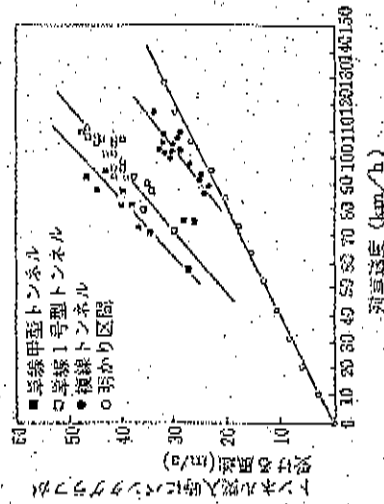


図 1.6.3-3 トンネル突入時の風速増加特性

ンネルほど高い値を示す。

PS16型パンタグラフの狭小トンネル突入時の能率低下は、これらの要因が重なったものであり、トンネル突入時に乗進灯等が消灯する原因となることや、またパンタグラフの塗装、すり板段付摩耗の原因となる。列車の運行に直接影響

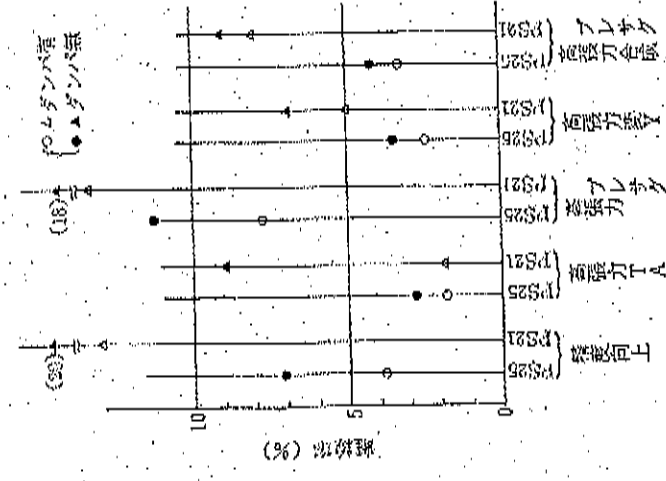


図 1.6.4-1 ダンパ使用による降線の低減効果 (昭和60年関西線試験結果)

[文法]

- 1) 織田 修 監修：電車線とバンタグラフの試験，専友社，昭和61年8月発行
- 2) 大浦 泰，真鍋克士，網干光雄，久須美俊一，伊藤二郎，持永芳文，長沢 広裕，島田健夫三，望月 旭：電車線路の構造と基本事項(1)-(12)，車両と機械，第3巻第10号，平成1年10月より12回連載
- 3) 網干光雄，清水政利：トンネル突入時の集電性能，平成2年電気学会全国大会講演論文集(5)，平成年3月，P8-149~150
- 4) 網干光雄，吉行秀春：在来線用バンタグラフの風洞試験，平成3年電気学

を与える問題であるため、微小トンネルを有する線区での高速運転にはPS16型以外の空力特性の優れたバンタグラフの使用を推奨する。

1.6.4 1列車のバンタ個数、バンタ間隔、バンタダンパ

1列車に多数のバンタグラフが搭載されている場合には一般的に後パンタの振動や騒音が多い。機関車や1両の電車に2個のパンタを上げている場合には架線の垂距が重なる大きな架線の変位を引き起こす。また、間隔の長い多数パンタの場合にはある速度で共振し、この場合にも架線の振動が大きくなる。この共振速度は架線の総張力、総線密度、スパン長およびバンタ間隔によって定まる。そこで目標速度で共振しないようにバンタ間隔を設定することが重要である。一般には集電容量などが許せばできるだけ1列車のバンタ数を減らし、た方が集電性能は良く、高速にも耐えられる。

バンタグラフの降線は、特に直流区間では力行中の降線アークがトロリ線局想摩擦や減速降線、すり板異常摩擦、荒損等の原因となる(すり板やトロリ線の損耗量はアーク電流に比例して増加すると言われおり、集電電流の大きい直流区間ではこの問題は重要である)。そこで直流電車では降線バンタグラフを有する列車の場合には、高圧母線をつないでアーク量を減らすことが、集電系にとって非常に有効と考えている。ただし1車両2バンタ使用は、バンタグラフ間隔が非常に短くなるので、高速列車では避けるべきである。

在来線高速化を推進する上で重要な試験となったのが昭和60年関西線における160 km/h走行試験であった。この試験に際しては、降線を抑制する手法として、軽量のTAトロリ線やトロリ線の高張力化、合成素子の使用等による様々な高速用架線構造を設備して試験が行われた。図1.6.4.1に各架線における降線率を示すが、軽量トロリ線や高張力化の効果を確認するとともに、どの架線に対してもバンタダンパ(150N/m)の効果を確認され、今後の在来線高速化に対するバンタダンパの必要性が示された。

会誌及び専門全国大会講義文集、平成3年8月、p86~89

5) 真鍮壳土、扇井保和：多数パンタグラフ走行に伴う共振現象と対策、鉄道総研報告、Vol.12, No.12, 8, 12, p8~14

1.6.5 パンタグラフ支持装置（振り車両用）

曲線を高速で走行すると、遠心加速度により重心位置が歪くなるため、曲線乗車や走行速度により、車体を曲線の内側に傾斜させる車体傾斜装置付車両が実用化されている。しかし、パンタグラフを屋根上に設置した電気車の場合、車体の傾斜角が大きくなり、傾斜中心が歪むと、パンタグラフが梁線から外れる危険がある。そのため、パンタグラフを車体傾斜に関係しない台車枠から、架台やリンク機構により支持する方式が実用化されており、図1.6.5-1に、イタリア国鉄のETR450で採用しているパンタグラフ支持装置の例を示す。国内では、591系高速試験電車、リンク機構と空気圧シリンダを用いてパンタグラフを車体傾斜に合わせて傾斜制御して一定位置に保持する装置を試験したが、実用化されていない。最近、ワイヤロープとはね機構により、台車枠から

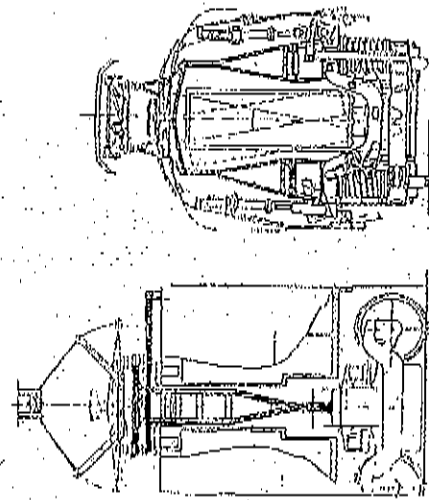


図 1.6.5-1 ETR450のパンタグラフ支持装置

パンタグラフを中立位置に拘束するスライド式パンタグラフ支持装置が鉄道総研により開発されており、図1.6.5-2に構造概略を示す。この装置は、架台やリンク機構によりパンタグラフを支持するETR450などの方式に較べて、拘束用のワイヤロープを車体の外板と内板の間に沿って配置できるため、客室スペースを占有せず客室の縁装が容易で、かつ、ロープで機械的に拘束するため、フェニールの心配がなく安全蓋にも覆れている。

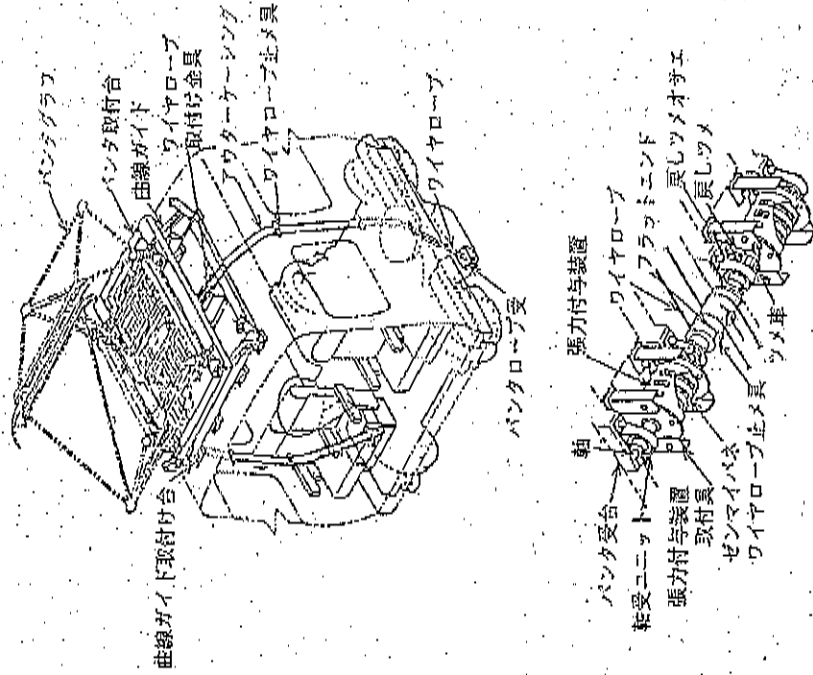


図 1.6.5-2 スライド式パンタグラフ支持装置



(a) 側面の外観



(b) ショウテ平面

図 1.6.6-1 カーボナリ板用パンタグラフ

〔文献〕

- 1) 日本国有鉄道：JRS15121-IG-15ARP9E, 1979
- 2) 日本国有鉄道：JRS15121-7A-15ARP2E, 1982
- 3) 久保俊一・他：鉄道と電気技術, 2, 10, 1991, 23

2. 電車線

2.1 標準構造

電車線路の構造は電気車の直上に設備される架設式、地下鉄等で使用されている第3軌条式、新交通システムの剛体複線式等に分類される。最も多く使用されている架設式にはカタナリ吊架式、直接吊架式、剛体吊架式等があり、その形式と主な用途を図2.1.1-1に示す。本節では最も広く使用されているシノアルカタナリ架設を用いた列車速度向上について述べる。その他の形式の一部については2.2節に記述する。

形式	構造	容量
複線吊架式	鋼材、コンクリート	低容量
シノアルカタナリ	鋼材、コンクリート、パンタグラフ	中容量
ワイヤレスアルカタナリ	鋼材、コンクリート、パンタグラフ	高容量
コンパウンドカタナリ	鋼材、コンクリート、パンタグラフ	高容量
変形複線シノアルカタナリ	鋼材、コンクリート、パンタグラフ	高容量
ワイヤレスアルカタナリ	鋼材、コンクリート	高容量
ワイヤレスアルカタナリ	鋼材、コンクリート	高容量
剛体吊架式	鋼材、コンクリート	中容量

図 2.1.1-1 架設形式と用途

【文献】

1) 西本 眞：在来線高速化に関する技術開発, JRSA, Vol.35, No. 6, 1992, 12

1.6.6 パンタグラフすり板

1.6.6.1 速度向上とすり板の使用環境

速度向上に伴ってパンタグラフが集電する電力量は増加する。さらに、磨耗が発生し易くなるため、すり板の摩耗量は増加することが多い。

また、走行に伴ってパンタグラフが受ける各種の衝撃も大きくなるため、すり板の機械的強度も有る程度必要である。

さらに、速度向上に伴って車体動揺が大きくなり、動的なトロリ線偏位も大きくなる。特に振り電車の場合には偏位量も大きい。そのため、従来はあまりしゅう動しなかった補助すり板の要否が多くなる。アルミ合金補助すり板は主すり板より摩耗率が大きく、主すり板との間に段差が生ずる場合もある。そのような場合には、摩耗の多い部分を主すり板に置きかえる等の対策が必要である。

1.6.6.2 焼結合金すり板

焼結合金すり板の場合には、速度向上による摩耗率の増加はそれほど顕著な位と考えられる。もし、著しく摩耗する場合にはパンタグラフの磨耗が激しいことが多い。電圧系の調整や特性改善、パンタグラフの性能向上が必要である。その他のすり板摩耗対策としては、次の事項がある。

(1) パンタグラフ間の母線引渡し

これは、直流区間で特に有効である。しかし、実施するに当たってはセクション区間で増加する母線導線等を確認することが必要である。

(2) 適切な導流剤の集積

パンタグラフの磨耗が少ないのに摩耗が多い場合には、潤滑不足が考えられる。

(3) すり板列数の増加

(4) すり板の幅を拡大する

現在焼結合金すり板の幅は25mmのタイプが多く使用されているが、幅40mm

のものも新幹線では採用されている。しかし、(3)と(4)は舟体の重量が増加し、磨耗発生等につながる可能性があり、留意すべきである。

(5) すり板材質の変更

焼結合金すり板で耐アーク性の大きなすり板として、例えばJR-Sの3種銅系や寒冷地用がある²⁾。しかし、寒冷地用はトロリ線への攻撃性が強いいため、適切な潤滑剤を塗布するようにすべきである。

1.6.6.3 カーボン系すり板

トロリ線の摩耗軽減を考えると、カーボンすり板が最も望ましい。しかし、カーボンすり板は電気抵抗が高く、機械的強度も小さいため、高速化に当たっては慎重な検討が必要である。

最近、カーボン粉に金属粉を混合して焼結したすり板や、カーボン焼結体に砥粒点金属を含ませたものが開発された。これらのカーボン系すり板の特性は、表1.6.6-1に示すように、電気抵抗、機械的強度とも改善されており、直流区間においても十分使用可能である。カーボン系すり板を装着するパンタグラフは焼結合金すり板用のタイプであり、舟体まわりの変更する程度で使用できる。導入に当たっては電線線やパンタグラフの調整を十分行う必要がある。

図 1.6.6-1にパンタグラフの外観例を示す。

表 1.6.6-1 各種すり板の特性例

すり板種別	密度 (g/cm ³)	抵抗率 ($\mu\Omega \cdot m$)	衝撃強さ (MPa)	シャルピー 衝撃値 (kJ/m ²)
焼結合金 すり板の例	7.7	0.34	—	1.2
純カーボン すり板の例	1.7	3.0	4.0	2.0
カーボン系 すり板の例	3.0	2.7	1.2.0	4.2

2.1.1 架線の速度特性の概要と一般的性能向上策

張力が作用している架線の力学的特性は主に次の2つの要素によって決められる。1つは静押し曲線に代表される静的な架線の変形である。図2.1.1-2にはシングル架線の静押し曲線の例を示す。これはトロリ線の一点を一定の方で上に持ち上げた場合の変位であり、トロリ線の動き易さを表している。図に示られるように静押し量は一般に架線の支持点で小さく、径間中央付近で大きい。すなわち、一定の押し力を持つパンタが非常に低速で走行するとこの曲線に沿って動くので支持点で低く、径間中央付近で高くなるのでパンタグラフは径間周期で上下に動くことになる。静押し量と架線の張力が大きいとパンタグラフの上下運動、接触変動が大きくなるので架線性能向上望ましくない。これを緩和するには

- ①架線待だトロリ線の張力を増加すること、
- ②支持点付近のハンガにはね・ダンパを導入した合成素子を採用すること、
- ③支持点付近のハンガ間隔を長くすること、支持点付近にY線をいれらると、
- ④静押し量の差を逆にトロリ線の設備高さを変更することによって相償することが有効である。

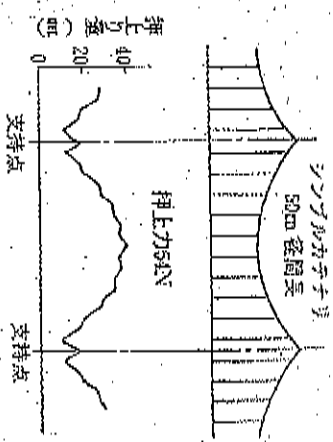


図 2.1.1-2 シングル架線の静押し曲線

第2に重要なパラメータは架線の波動伝播速度であり、これは線の張力と線密度の比の平方根で表される。波動伝播速度は架線の揺動を伝播するが、在来線の速度範囲(100km/h以下)では、吊架線とトロリ線が一体で振動する低周波の現象が主体であるので、これら2本の線の箱体としての波動伝播速度がほぼ等しい。通常のシングル架線(吊架線: 鋼 30mm², 9800N, トロリ線: 鋼 110mm², 9800N)では、波動伝播速度は 600m/s 程度である。周期的確率である架線では、1個パンタグラフが走行しても、ある速度で振動振幅が大きくなる共振が発生する。これは径間に短くない限り、およそ波動伝播速度の0.3~0.5程度であり、波動伝播速度が400km/h程度の場合は130~180km/hになる。また、1列車に複数のパンタグラフが搭載されている場合には多数パンタグラフがあり、その速度は50m/s 径間長でパンタグラフ間隔が40~50m では同じく130~160km/h程度である。

そこで、通常のシングル架線を使用して列車速度を120km/h以上に向上する場合はこれらの共振の発生に特に注意する必要がある。この対策としては上述した①、②、③の外に、

- ④上下運動に効くダンパをパンタグラフに導入すること、

が効果がある。

2.1.2 シングル架線での速度向上の具体例

在来線の速度向上では設備の大幅な改良を行わない手法が望まれており、これまでの研究により使用条件に応じた幾つかの手法が開発されている。ここではこれまでに残られてきた方法を紹介し、参考として示したい。

2.1.2.1 シングルカタナリ架線による120 km/h走行

シングルカタナリ架線の速度特性については、これまで最高速度が100 km/hと規制されていたものを、昭和58~61年度にかけて、当時の国鉄の各線区で速度向上試験が実施された結果、

- ①パンタグラフ間隔40m 以上

②架線勾配3/1000以下、

③わたり線と本線とのトロリ線高低差+0~30mm以内、

④ヒンジダイヤ交差金具の使用

の条件のもとに、120 km/h走行可能な結論が得られ、昭和58年11月ダイヤ改正以降実行されている。

図2.1.2-1は、昭和58年11月信越本線で行われた試験結果であるが、パンタグラフ間隔が短い場合(40m未満)には、100 km/hを越えると支持点におけるトロリ線押上量が大きくなり、金具に衝撃する可能性があることが確認されている。

2.1.2.2 ソノラルカタナリ架線による130 km/h走行

ソノラルカタナリ架線の130 km/hの諸試験で得られた諸特性、集電試験装置における試験及び実車走行試験により、ソノラルカタナリ架線の130 km/hについて、

前記①~④の条件に加えて

⑤ダイヤ走行高性能パンタグラフの使用

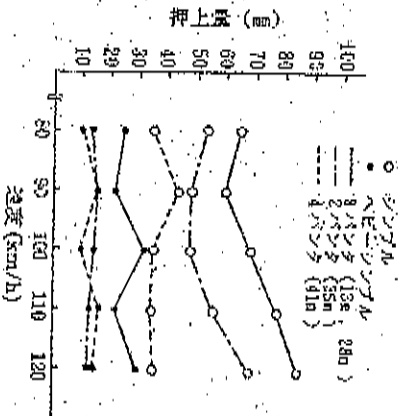


図 2.1.2-1 パンタグラフ間隔とトロリ線押上量 (支持点) 昭和58年信越本線試験結果

により可踏との結論を得た。

図2.1.2-2は、昭和60年12月中央西線における130 km/h走行試験結果であるが、集電率、トロリ線押上量とも望まないことを確認している。また図2.1.2-3は集電試験装置における試験結果であるが、パンタグラフ有り、押上力68Nの条件において良好な結果が示されている。図2.1.2-4は昭和58年6月信越本線で行われた120 km/h走行試験結果であるが、デッドセクションやトロリ線

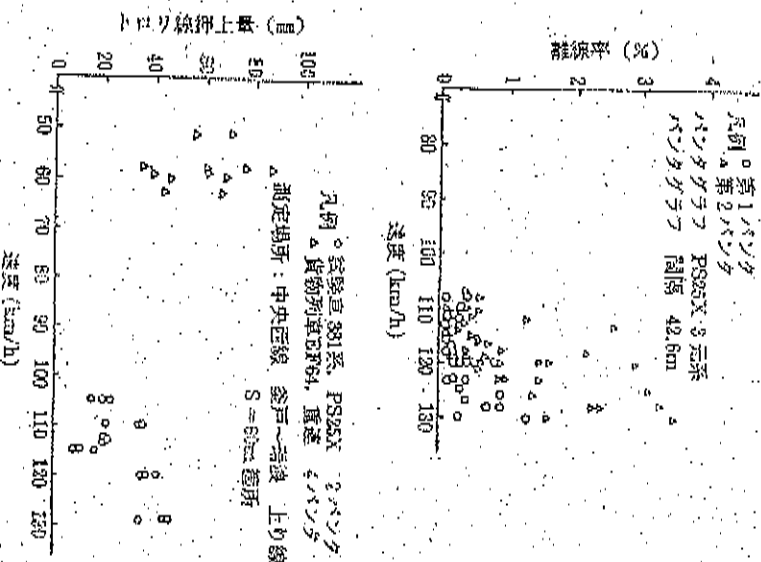


図 2.1.2-2 ソノラル架線 130km/h 走行試験結果 昭和60年中央西線試験結果

架線箇所でのトロリ線歪みが大きく、現状の構造では通過パンタ数を考慮した
 保守管理が必要となっている。なお、交流チーフセラシオンについては軽量化
 を図った高速用セラシオンの開発を行っている。

2.1.2.3 ヘビージンバル架線の160 km/h高速化対応

従来、在来線の高速可能区間の架線には、ヘビージンバルカナナリ架線が多
 く用いられている。170 mm²トロリ線を用いた構造(直流区間に多い)は、質
 量が強力に比べて大きいため、120~135km/h付近から重量が増し、これ以
 上では使用に支えられない状況である。

集電試験装置による試験やコンピュータシミュレーション及び実車走行試験

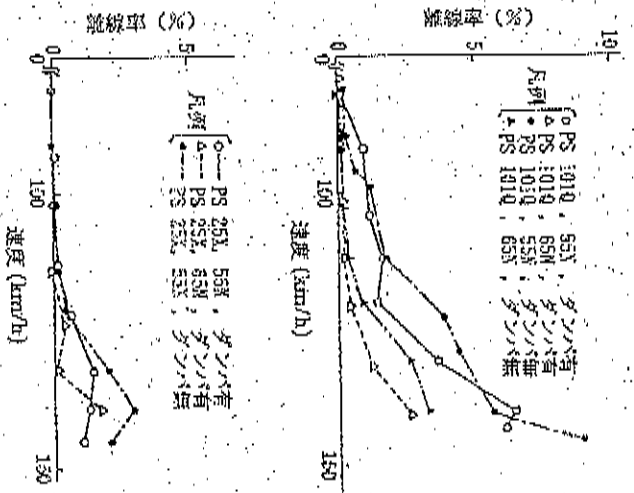


図 2.1.2-3 ジンバル架線の懸架集電
 試験装置による試験結果

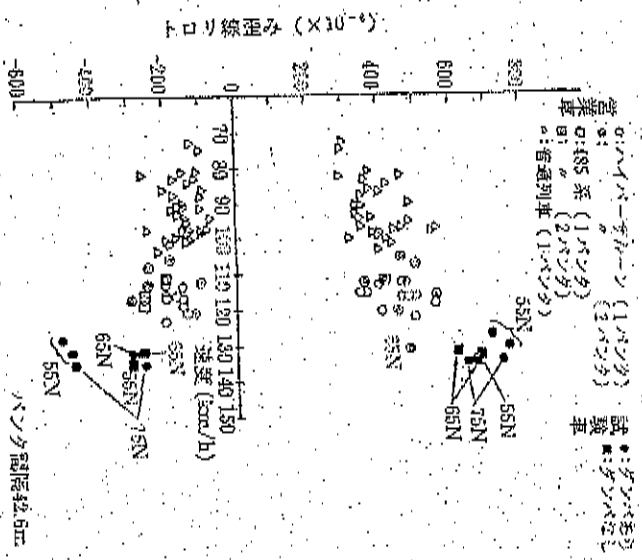
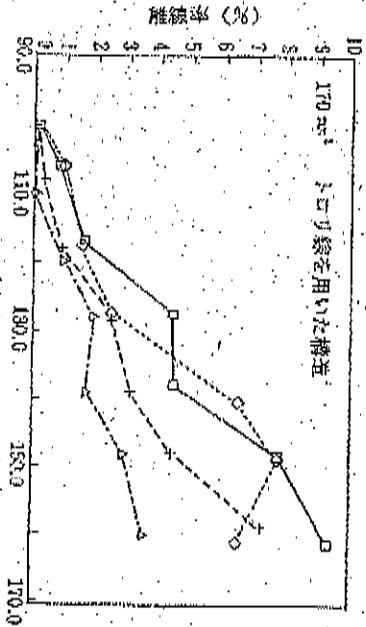


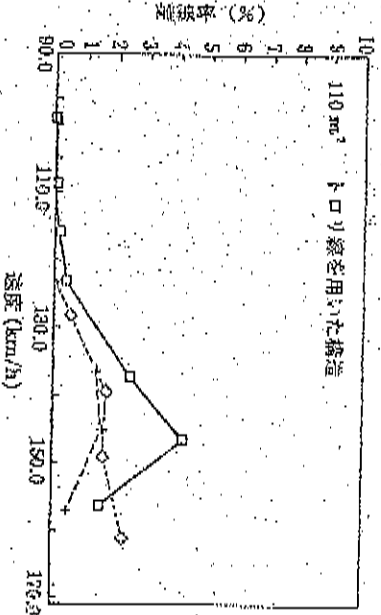
図 2.1.2-4 テットセラシオン装置のトロリ線牽力
 昭和63年度鹿角本線試験結果

- 結果から、前記①~⑤の条件を前提として
- (170mm²トロリ線を使用した構造の場合)
 - ③トロリ線張力を14.7tENに増加
 - ⑦合成素子を付加(高張力合成ヘビージンバル架線)
 - (110mm²トロリ線を使用した構造の場合)
 - ③サテを付加、又は合成素子の付加
- の改良を行うことによりヘビージンバル架線の160 km/h走行が可能との結論
 を得た。

図 2.1.2-5は、集電試験装置による試験結果であるが、いずれの改良架線と



□ 高強度 P=65N + 高強度 P=65N 合成 P=65N △ 高強度合成 P=65N



□ 標準 P=65N + ナゲ付 P=65N ◇ 合成 P=65N

図 2.1.2-5

ヘビーンゾク架線の捕獲率
集電試験装置による試験結果

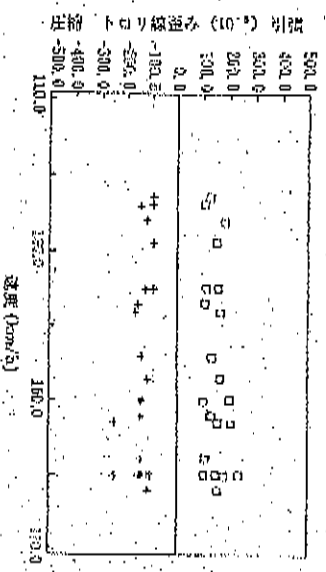
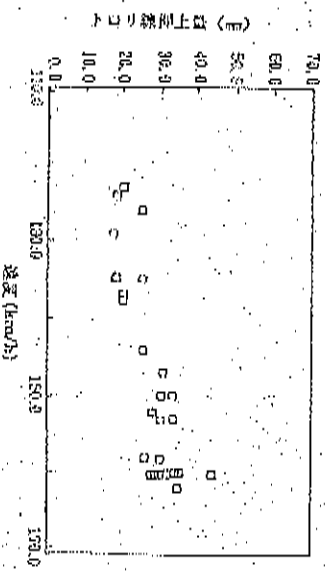
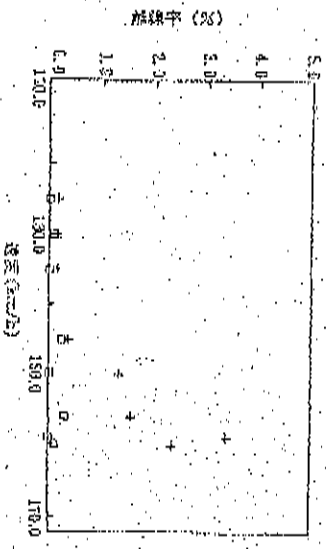


図 2.1.2-6 高強度合成ヘビーンゾク架線の捕獲率
平成 2 年湖沼試験結果

○ 標準 P=65N + ナゲ付 P=65N (5.2%)
+ トロリ線用み (5.2%)

も能率率は低いことを確認した。また図 2.1.2-6は、平成 2 年 5 月 浜西線で行われた 160 km/h 走行試験結果であるが(170mm²) トロリ線を用いた高張力合成ヘビーンソング(架線)、能率率、トロリ線押上量、トロリ線応力とも問題ないことを確認している。

2.2 特殊区間の高速化

2.1 ではトンネル架線の一段区間の速度向上とその具体例について述べた。ここでは架線の特殊区間において速度向上時に問題となりうる要素を挙げ、その対処方について記述する。

2.2.1 オーバラップ区間

エアーショックポイント、エアーセクションなどのオーバラップ区間においてはその構成によってはパンタが静止している次の区間のトロリ線に衝撃するのでトロリ線の局部摩耗の発生やパンタの衝撃荷重の増加につながる。これらは速度の高いほど顕著になるのでオーバラップ区間のトロリ線高さの設定、維持には注意を払う必要がある。

また、架線の引き止め点があるため架線の波動の反射の影響によって多数パンタの共振速度が一段区間と違ってきたり、顕著に生じたりする傾向にある。

2.2.2 曲線区間

半径の小さい曲線においてはトロリ線を曲引き金具によって外側締め上へ強く引く必要があるが、この点が硬点になりやすい。支持点で周期的な雑線を発生したり、局所的な異状の原因となる場合がある。できるだけ水平方向にトロリ線を引くことによって緩和することができる。この場合、曲引き金具がパンタグラフに支障しないように注意を払う必要がある。

2.2.3 トンネル区間

トンネル内等の狭い空間に設備される架線は、架線の設備空間を小さくするため、径間を短く(10~20mm)したり、固体電車線を採用する割合が多い。まず、短径間の架線では、1個パンタグラフによる共振現象が頻発に発生しやすく、共振速度付近において大雑線が発生するなど架線性能は著しく低下する。これを防止するためには、パンタグラフや、架線にダンパ付はなパンタ等を用いて系に減衰効果を付加させることが有効である(図 2.2.3-1参照)。

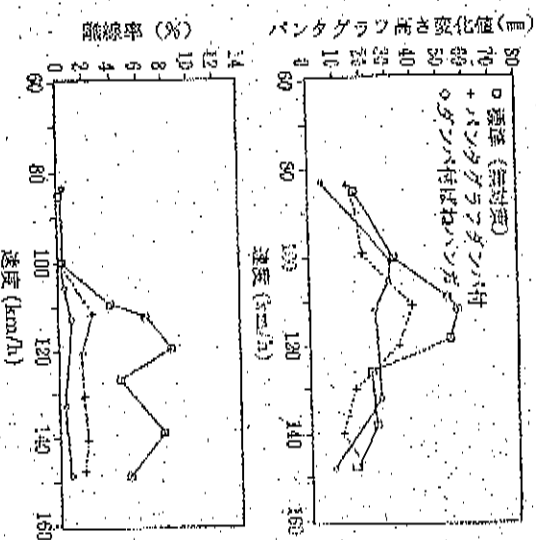


図 2.2.3-1 短径間架線の共振とその対策
架電試験装置による試験結果

2.2.4 トロリ線の不整の管理と異常差線

最近の速度向上試験において異常に高い離線率が観測される場合があるが、これらは架線調整以外の要因が原因となっていることが多い。

例えば、図 2.2.4-1 に示すようなトロリ線の微小な凹凸やトロリ線押上抑制が異常離線の原因となっていた例がある。またトロリ線高さの大きな不整のため、パンタグラフが折り畳まざるの離線を起こしていた例もある。速度向上のためにはトロリ線高さ調整等の架線の適切な保全が必要であることは言うまでもない。

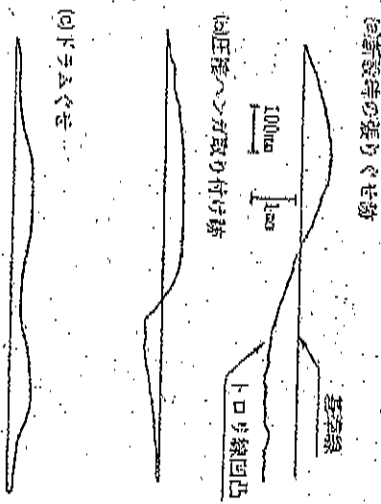


図 2.2.4-1 離線原因となるトロリ線凹凸の例

2.2.5 第3系架集電における高速化

第3系架集電においてはレール接触部における差線やエンドブレード間の集電子の衝撃、脱線が速度向上によって大きくなる。集電子数が多く並列に接続されているのである程差線の増加が直差、集電障害になることは少ないと考えられる。離線や衝撃を抑制するには集電子の緊急化、エンドブレード進入部の傾斜を小さくすることが有効である。

【文献】

- 1) 築田 修 監修：電車線とパンタグラフの解説、研友社、昭和61年8月
- 2) 大浦 泰、久野憲治：ソノバルカテナリ架線の130km/h走行の実用化、鉄道研究報告第2巻第11号、88年11月、P.82~89
- 3) 大浦 泰、清水政利、利根文秋：高速用ソノバルカ架線構造の開発、電気学会交通電気鉄道研究会資料TDR-91-14、1991年5月
- 4) 朝千光雄、清水政利：短絡架線の集電性能とその改善手法、鉄道研究報告、第4巻第12号、1990年12月、p9~16
- 5) 網千光雄：在来線特殊箇所における架線要因と対策、平成4年電気学会全国大会講演論文集、平成4年4月
- 6) 谷 一成、松川秀樹、小田博基、大浦 泰、久須美俊一：サードレール方式の速度向上試験、電気学、交通・電気鉄道研究会、TDR-91-18、1991.5

2.3 電車線路管理

列車の高速化に伴い、電車線路の保全管理の面でも考慮しておく事項がある。それらの状況と可能な方策について述べる。

2.3.1 トロリ線摩耗

2.3.1.1 局部摩耗とその対策

高速化に伴って、トロリ線の局部的な摩耗（局部摩耗）の率を進行速度（摩耗率）が増大することがある。局部摩耗が発生する箇所としては、オーバーラップでパンタグラフが進入する部分や直差のある金具が付いている部分等がある。

これらの箇所では、速度向上に伴ってパンタグラフとトロリ線の接触力が大きくなり、トロリ線のいわゆる機械的摩耗が増大する。直差な場合には、折り節のような光った摩耗粉が線路上に落ちることもある。

局部磨耗の対策は発生箇所によって異なる。オーバーラップの場合には、トロリ線のルール面上からの高さ溝底に問題があることがある。ハンガ点ごとにトロリ線の高さを測定し、高さの急変によって、勾配が大きくなりないようにすることが大切である。

また、金具の取付箇所の場合には、金具の軽量化や、金具をばねで吊ることなどが効果を示すことが多い。トロリ線の材料を耐摩耗性の高いものとするのも有力である。

2.3.1.2 トロリ線の接続

トロリ線を金具によって機械的に接続すると、その箇所は重量が増加してパンタグラフが凹溝に引っ掛かきにくくなる。そのため、新幹線の高速度区間ではトロリ線の接続箇所を設けないこととされている。

在来線も将来の電化を進行の区間ができれば、同様な措置が必要になる可能性があるが、現在では本線においてトロリ線を接続している。図2.3.1-1は、現在使用されている金具と、その接続状況である。グラフライナーという金具を3個使用して、トロリ線の架設張力に耐えるようにしている。

しかし、この接続箇所はトロリ線が重複し、金具の重さも加わって、重量の増加が大きい。トロリ線1本分の他に、約2.5kgの重量増加となっている。また、架設箇所の構造もトロリ線が舟形になっているが、パンタグラフが通過時に衝撃を受けることもある。

そこで、トロリ線を突き合わせて接続するスプラインという金具がある。その形状と外観を図2.3.1-2～2.3.1-3に示す。この種の金具は古くからあるが、図に示すものは特に重量を軽くすることと、残存直径の異なるトロリ線を接続できるように、金具の中央から左右のイヤ一部（トロリ線を把持する部分）に段差を付けることに配慮した。この金具の厚さは約1.3kgであり、グラフライナー接続に比べて負荷される重量は約半減となっている。

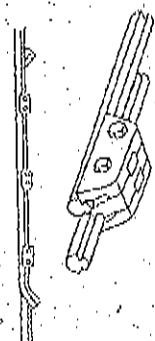


図 2.3.1-1 グラフライナーによるトロリ線接続

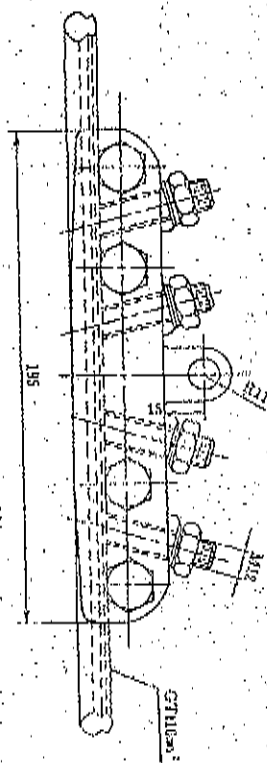
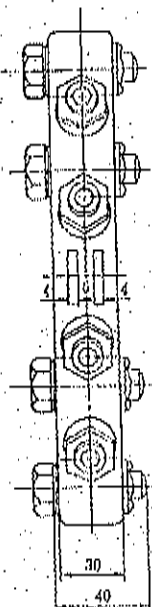


図 2.3.1-2 スプラインの形状

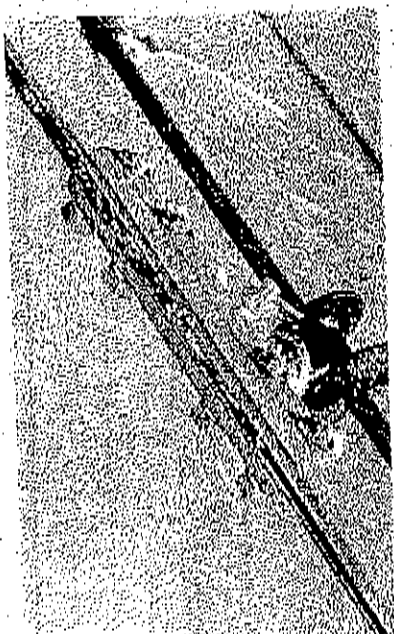


図 2.3.1-3 スプラインでの接続状況

2.3.1.3 耐摩耗トロリ線

トロリ線の摩耗率が大きな箇所の中で、あまり大きなアーケ発生を伴わない区間については、トロリ線の材質を変更することによって、摩耗を軽減できる可能性がある。

耐摩耗トロリ線としては、まずSαトロリ線がある。鋳を0.3%含有した銅合金トロリ線であり、その特性を表2.3.1-4に示す²⁾。導電率は硬鋼トロリ線に比べて約80%と低下するが、硬さが増したため、平均的には摩耗率が硬鋼線より小さくなる。

次に、CS及びCSDトロリ線がある。これは鋼線に銅を被覆したもので、銅心の面積比率によって、CSとCSDの2種がある。銅心がしゅう磨面に濡れることによって、摩耗進行が抑制されるが、その効果はCSトロリ線の方が大きい。しかし、導電率はCS線の方が小さくなるため、負荷条件に応じて選択する必要がある。CS及びCSDトロリ線は、硬鋼線と同じ金具を使用してそのまま置き換えることができる。

また、鋼線をアルミニウムで被覆したTATトロリ線もある。TATトロリ線は軽量であり、高速走行特性は大きく改善されるが、摩耗特性は使用条件によって一律ではない。

表 2.3.1-1 各種トロリ線の特徴 (110mmφ相当)

トロリ線種類	線密度 (110mmφ新線 (kg/φ))	破断荷重 (kN)	出 張 度 ($\frac{kg}{kN}$) φとの比	電 気 抵 抗 (Ω/m)	導電率 (%)	
硬 鋼	0.88	39.2	39.0	1	0.159	98
S α	0.98	48.4	49.4	1.3	0.249	75
T A	0.76	54.4	73.1	1.9	0.189	82
C S	0.84	33.1	77.8	2.0	0.269	80
C S D	0.95	54.3	56.3	1.4	0.192	81

これら複合構造のトロリ線の形状を図2.3.1-4に示す²⁾。また断面写真を図2.3.1-5に示す。

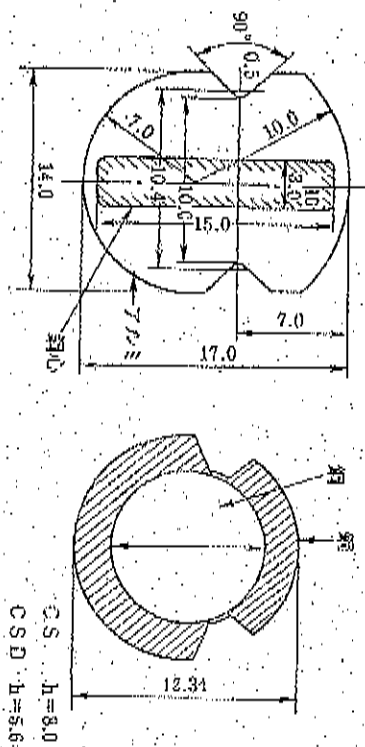


図 2.3.1-4 複合構造のトロリ線の形状。²⁾



図 2.3.1-5 複合構造のトロリ線の断面

〔文献〕

- 1) 鉄道電化協会：電力概論（電車線），1976, p66
- 2) 土屋敦一・藤井保和：電気学会東京支部大会予稿, 1985, 147
- 3) 長沢広樹・青木純久：鉄道と電気, 42, 9, 鉄道電化協会, 1989, p18
- 4) 藤井保和・他：鉄道技術研究報告, No.1309, 1985

2.3.2 支持物振動

速度向上に伴って踏墊が振動し、電車線路の電柱が大きく振動することがある。この現象は特に高架橋の区間に多い。

電柱が振動すると、電車線や他の電線類が大きく振動する。さらにそれらを支持している腕金や、電柱バンドに大きな応力が発生し、疲労破断に至った場合もある。電柱振動の対策は振動する方向によって異なる。線路方向に振動する場合には、隣接電柱に支線を取ることが有力である。線路直角方向に振動する場合には、上下線間にビームを渡すことが考えられる。踏墊の振動によって、コンクリート柱が振動する場合、内部にコンクリートを詰めたり、外周を補強することは、あまり大きな効果を示さない。振動する電柱に取付けられた腕金は電柱バンドとの接触部を補強したり、上下2本のバンドで支持する等の改善が必要ことがある。

電柱振動が激しい場合には、支持物に発生している応力を実測によって確認しておくことが望ましい。幸い、支持物の固定点は大地電位帯であることが多く、高圧帯に比べて測定は容易である。

2.3.3 電車線高さや張力の管理

2.3.3.1 電車線高さの管理

列車の走行速度が高くなるに伴い、トロリ線の高さをなるべく均一に保つように管理することが重要になる。特にトンネルや区間橋の出入口等におけるこ

う凹を小さくする必要がある。これらの状態を確認する上で、パンタグラフの集電状況をビデオカメラで観察することは、離線の発生程度やトロリ線偏位量の確認も含めて有用である。

2.3.3.2 張力の管理

列車の高速走行において、電車線の張力を適正に保つておくことは、パンタグラフの難線を低減するだけでなく、わたり線交差箇所でのトラブンを防止する上からも重要である。夏期・冬期に張力調整装置の動作状態を点検することが、まず基本である。さらに、トロリ線は架設して数年経過するとクレーンによって伸びるため、張力を実測して金具の調整や、切り詰めを行うことが必要な場合もある。

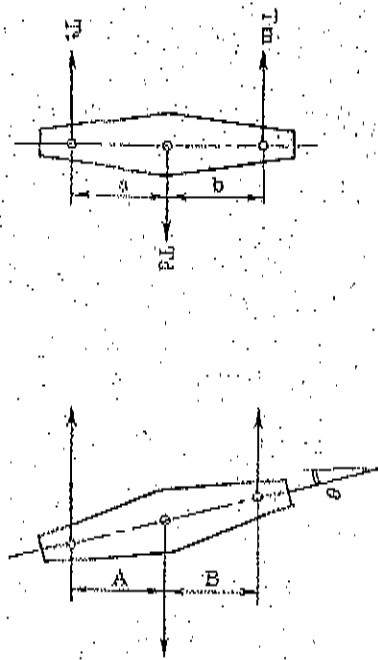
張力は張力計を使用すれば正確に測れるが、電車線の高さを測定することによってもおおよそ推測できる。シノブアル架線の場合には、ちょう架線やトロリ線についてレベル面からの高さを支持点と径間中央で測定する。径間間について測定した値からちょう架線とトロリ線の弛度（ dip ）を求めてみると、ちょう架線の張力が設計値と大きく変化していないか知ることができる。ただし、バンド長さが設計通りであることは確認する必要がある。トロリ線の張力については、バンドを1〜2本はずして dip を測定すれば、推定ができる。

張力を適正に管理する上で、ヨークの形状は重要である。気温の上昇やクレーン等でトロリ線が伸びた場合、ヨークの形状によってはトロリ線の張力が著しく低下する場合がある。それは、例えば図2.3.3-1に示すような三角ヨークの場合である。

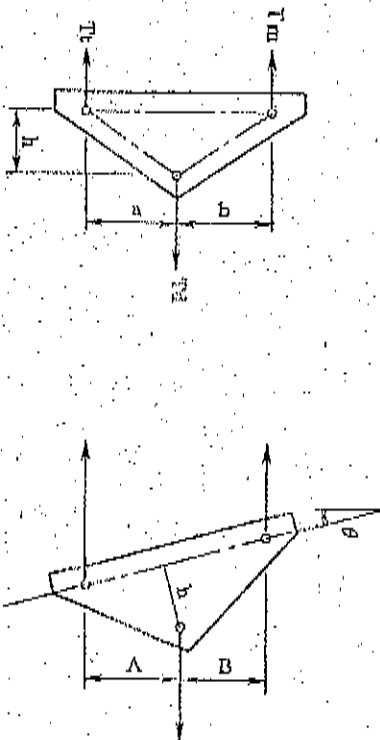
図2.3.3-1(a)のように、ちょう架線とトロリ線の止め穴と、引留係（代用線）の止め穴が直線状にある場合には、ヨークが傾いても、ちょう架線とトロリ線の張力比は一定である。

しかし、同図(b)のように、それらの穴が三角形を構成するように直線状からずれていると、トロリ線が伸びてヨークが傾くことによって、ちょう架線とトロリ線の張力比が変化する。この場合には、バンドが正常に動作していても、トロリ線の張力が大きく低下することがある。

従って、ワイークの穴の位置は、直線上から大きく離れたことが望ましい。



(a) 直線穴の場合



(b) 三角ワイーク

図 2.2.3-1 ワイークの形状と傾き

3. 鉄道線路

3.1 基本線形

3.1.1 平面線形

3.1.1.1 平面線形の決定要因

鉄道線路の建設基準は、想定される列車の最大軸重、最高速度、運転本数、車両走行性能等を考慮して決定される。そのうち、列車速度に関係する最も基本的な建設基準は基本線形であり、その中でも平面線形が特に重要な要素である。また、鉄道建設時の設計最高速度（曲線通過速度を含む）を越える運気速度向上を図る場合には、必要によりその速度に合わせて線路の基本線形を変更することが理想であるが、現実的に基本線形の変更は莫大な費用を要するので、可能な範囲内の線形改良が実施されるにとどまっている。その場合の検討項目は、走行安全性と乗客の乗り心地である。基本線形に別途する事項は以下のとおりである。

(1) 曲線半径

鉄道の線形はできる限り直線であることが望ましいが、地形等の関係で曲線となることが避けられない。高速運転には曲線半径は大きいほど有利である。しかし、一般に曲線半径を大きくすると建設費の自由度が小さくなり、橋梁やトンネルが長くなり、用地買収が困難になったりするので、ある程度半径が小さい曲線まで許容することになる。この場合の主な条件は、曲線通過時に発生する乗重・横圧が車両走行安全性や軌道強度の面から問題がないこと、乗客の乗り心地の面から問題がないこととの2点である。

(2) 設定カント

曲線中では、列車の曲線通過時の离心力の影響を打ち消すためにカントが設定される。最大カントは曲線中に設定したときの曲線外方からの風による転倒に対する安全性から決定される。現在、普通鉄道の建設に関する技術上の標準

の細目を定める告示（以下、「技術基準告示」という。）の第4条では、最大カントは次式により得られる値以下とされている。

$$C = G \cdot \sqrt{0.0008H}$$

ここで、 C ：最大カント (mm)

G ：軌 間 (m)

H ：車両重心高さ (m)

ただし、この式はカント設定区間に列車が停止した時の転倒に対する安全率を1としたものであり、低速走行時の走行安全性や風が作用した場合の転倒に対する安全性については別途確認する必要がある。

(3) カント不足

列車が曲線中をある速度で走行する場合、車両には図3.1.1-1のように、重力に加え、曲線半径と速度に対応した遠心力が作用する。重力と遠心力の合力が軌道中心を通る場合（車体床面または軌道面と直交する場合）には、車体床面方向の遠心力成分は0となる。この時の速度及びカントを均衡速度及び均衡カントといい、均衡カントと実カントの差をカント不足量という。

列車が曲線中を均衡速度以上の速度すなわちカント不足の状態で行く場

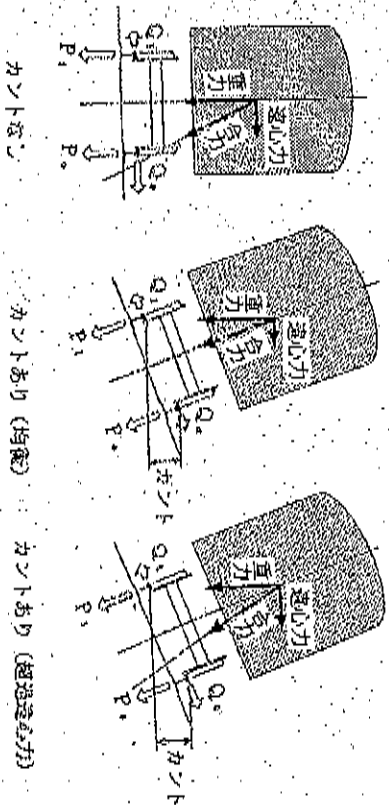


図 3.1.1-1 曲線通過時の車体に作用する力

合、車体床面方向に超過遠心力が作用する。この超過遠心力は横正を増加させ、乗客の乗り心地に影響を与える。

車内の乗客には、超過遠心力に対応した左右定常加速度が作用する。その目安としては立位の乗客の乗り心地をもちとした0.08Gが用いられているが、近年、乗り心地試験等を行って検討した結果、軌道状態が良好で車体の左右振動加速度が小さい場合には左右定常加速度の目安が緩和できる可能性が示されている。

(4) 緩和曲線長

線路が直線と円曲線が直接接続されている場合、その接続点を通過する際に急激な左右動揺を生じ、列車走行の安全性や乗り心地が悪くなる。そこで、直線と円曲線の間に特殊な幾何形の曲線すなわち緩和曲線を導入することにより、できるだけ滑らかな変化ができるようにしている。

緩和曲線にはいろいろな種類があるが、一般的には3次曲線が用いられる。その緩和曲線長は、走行安全性と乗り心地の両から、技術基準告示の第2条で表3.1.1-1により計算される緩和曲線長の最大のもの以上にするように定められている。ここで、 L_1 は2軸ボギー台車または3点支持に於ける安全性、 L_2 はカント変化に対応した車体の回転速度、 L_3 はカント不足量の時間変化率に関するものである。

表 3.1.1-1(1) 緩和曲線長に関する規定（軌間1,067mmの場合）

緩和曲線長	最高速度75km/hを越える区間	その他の区間
L_1	$600C_2$	$400C_2$
L_2	$8C_2 \cdot V$	$7C_2 \cdot V$
L_3	$9C_1 \cdot V$	$9 \cdot \alpha C_4 \cdot V$

表 3.1.1-1(2) 前項の規定にかかわらず増設上等のためやむを得ない場合

緩和曲線長	走行する車両の指定距離が 2.5 m を超える区間	その他の区間
L_1	$400C_0$	$300C_0$
L_2	$7C_0 V$	$7C_0 V$
L_3	$7C_0 V$	$7C_0 V$

ここで、

L_1, L_2, L_3 : 緩和曲線長 (m)

C_0 : 実カント (m)

C_0 : カント不足量 (m)

V : (L_3 を計算する場合)

旅客車以外の車両または車両の回転角速度が $5^\circ/s$ 以下の車両がある時は、これら以外の車両に関する当該曲線を走行する列車の最高速度 (km/h)

(L_3 を計算する場合)

旅客車以外の車両または車両に広がる超過速度の許容変化率が $0.05 G/s$ 以下の車両がある時は、これら以外の車両に関する当該曲線を走行する列車の最高速度 (km/h)

表 3.1.1.1 の最高速度 (V) の定義から、車両の回転角速度の目安値が $5^\circ/s$ 、車両に加わる超過速度の時間変化率の目安値が $0.05 G/s$ であることが示唆される。このうち車両の回転角速度が上記の目安値を超えないという前提で、一部の高性能車両に対して、
 $L_3 = 5C_0 V$
 を許容している例もある。

3.1.1.2 緩和曲線の延伸方法

これまでに提案されている緩和曲線の延伸工法としては、図 3.1.1-2 に示すような各種の工法がある。車両走行シミュレーションにより車両応答を求めて、各々の延伸工法の効果を検討した結果は、以下のとおりである。

①緩和曲線を延伸するには、緩和曲線と円曲線を全線に渡って移動する工法、緩和曲線片断で取りつける工法等があるが、緩和曲線を延伸せずカント打上のみを行う場合と比較して、車両動態知覚速度の面からは効果はあまり見られない。これは、実際に曲線改良を行う場合の線路影響量は

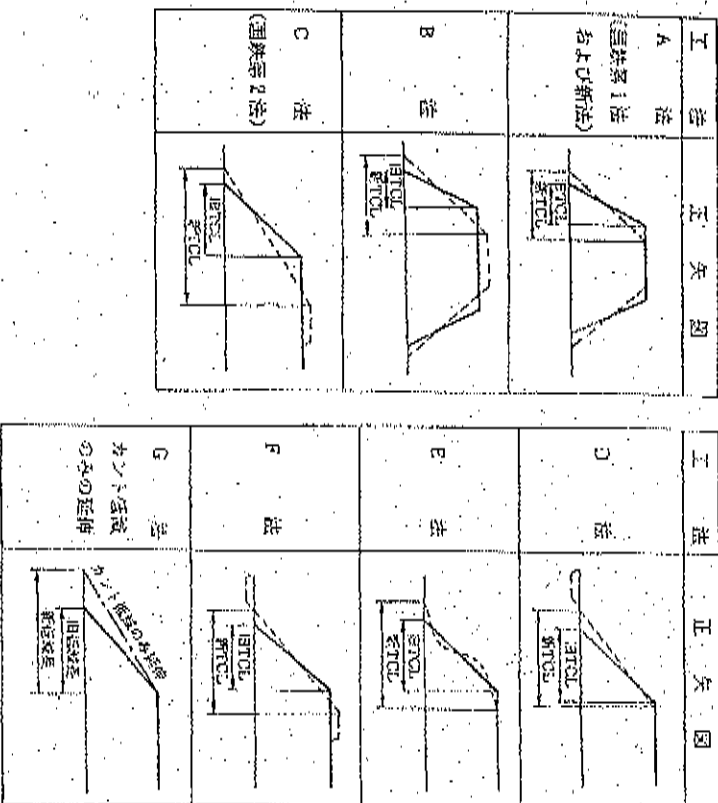


図 3.1.1-2 緩和曲線延伸工法

わずかに数mmの場合が多く、基本線形よりも軌道狂いによる車両動揺への影響が大きいことによるものと考えられる。

②緩和曲線の延伸時に、直線部に反方向曲線あるいは円曲線中に小曲線を挿入する工法は、基本線形に長さ長軌道狂いを設定することと同等になる場合があるため、その適用にあたっては慎重な検討が必要である。

③緩和曲線部での車体動揺加速度の低減のためには、基本線形に近づけるための線形整備と同様に軌道狂いの整圧が重要である。

このほか、曲率変化区間とカント変化区間は一致する方が望ましいため、これらを総合するとA法またはB法の許容が高くなるものと考えられる。

3.1.2 縦断線形

3.1.2.1 勾配

下り勾配では、ブレーキ距離確保の面から列車の運行速度が制限される。普通鉄道構造規則の第17条では、設計けん引重量の区分に応じて、線路の最急勾配を表3.1.2-1のように定めている。

表 3.1.2-1 最急勾配

設計けん引重量	1200t以上	00~1200t	500~1000t	500t未満
最急勾配	1.5%	2.0%	2.5%	3.5%

注) 機関車列車線路以外は、35%とする。

3.1.2.2 縦曲線

勾配が変化する点(勾配変更点)では、列車の揺き上がり防止や乗り心地確保を目的として縦曲線が挿入される。縦曲線を通過する時には、列車速度と縦曲線半径に応じて上下方向の定常加速度が作用する。この加速度は走行安全(揺量の増大・減少)および乗客の乗り心地の面から一定値以内に抑える必要

がある。普通鉄道構造規則第19条では、勾配の変化が10%以上の時に縦曲線を挿入し、縦曲線半径は3,000m(半径500m以下の曲線中では4,000m)、やむを得ない場合は2,000m(半径500m以下の曲線では3,000m)としている。なお、上下定常加速度の乗り心地上の目安は0.05G程度とされている。一般的に凸部の方が凹部よりも乗り心地に対する影響が大きい。縦曲線半径別の列車速度と上下定常加速度の関係を図3.1.2-1に示す。標準的な縦曲線半径3,000mに対する160km/h走行時の上下定常加速度は0.035Gとなる。また、曲線半径は長年の線路保守によって設計値とは異なっている場合もあるため、勾配変化が大きく縦曲線延長が長い勾配変更点に対しては慎重による縦断線形の確認や走行試験による乗り心地面の確認等の配慮が必要である。

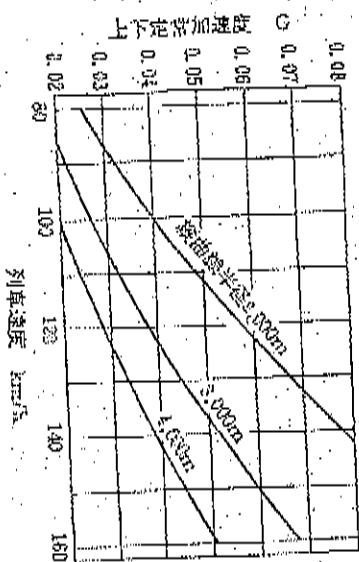


図 3.1.2-1 列車速度と上下定常加速度

[文献]

- 1) 橋本渉一: 緩和曲線の線形と車両動揺の関係解析, 鉄道総研報告, Vol.3, 号. 2, 1989

3.2 軌道構造・軌道材料強度

3.2.1 軌道構造と軌道材料強度

3.2.1.1 高速化と軌道構造

従来から、一定の構造条件に適合する軌道構造の決定に際しては、列車荷重に対する部材強度の面からの応力照査を行い、部材発生応力を許容応力以下に抑えることおよび軌道系線に対する保守の負担の面から、繰り返し列車荷重による軌道疲損を一定値以下に抑えることの両面から検討を行っている。列車の高速化は、前者に関しては、速度衝撃率の増加ならびに部材の発生応力の増大をもたらすし、後者に対しては、軌道破壊量の増加をもたらす。しかしながら、一般に採用されている軌道構造では、前者に対しては十分な余裕を持っているのが普通であり、動的な変形を含む輪重または線圧等の作用力が軌道の設計値以下に抑えられる限り、列車の走行安全に関わる部材強度上の問題を生じることはないと考えられる。

既存の線区で列車速度の向上を行う場合には問題となるのはむしろ軌道保守上の問題であり、高速化の影響は主として以下のような形で現れる。

- ①有床軌道（特にレール露出部）における軌道圧力増大
- ②速度衝撃率の増大に伴う軌道部材の摩耗および更替周期の短縮
- ③曲線等の発生横圧の増大に伴う軌道部材の摩耗および傾斜率の増大

このうち、①に関しては対象線区における軌道条件および保守体制に応じて異なるべき軌道構造が決定されることとなる。なお、軌道構造と軌道破壊量の関係については、従来の軌道破壊理論に基づいて求めることが可能であるが、従来の理論には必ずしも十分でない点もあり、現在、軌道構造の設計に際する技術基準整備に際してその深度化が進められつつある。いずれにしても軌道保守と軌道構造とをどのようにバランスさせるかは経済性の問題であり、技術的な必要条件是定めがたい。

また②および③に関して、これらが直ちに運転安全上の問題に直結するこ

とはならないことから、現用軌道材料の更替時期に、必要に応じて改良品に交換するのが効果的であると考えられる。

3.2.1.2 列車速度向上に対応した軌道構造の強化策

軌道構造は、構造強度以外に軌道保守の要素をも考慮して採用されていることから、高速化に際して、走行安全の観点から必須とすべき軌道の構造要件はすでに満たされているのが普通である。一方、軌道保守上の観点からどのような軌道構造を選択するかは経済性の問題であり、経営上の判断に委ねられるべきであるが、安全に対する余裕、材料寿命の延伸および保守費低減の見地から、高速化に際して軌道強化を行う場合には、材料の更替時期等に以下の方策を採るのが有効である。

(1) レールの重量化

レールの重量化は、レールの変位を小さくし、列車荷重をより広い範囲に分散させる効果があり、レールに発生する応げ応力や衝撃応力を低減させるほか、まくらぎや道床、輪重の負担を軽減し、保安度の向上および保守量の軽減に有効である。しかし、レールの重量化は、温度変化によるレール軸力を増大させるので、軌道の区間に対する安全性の見地から、まくらぎおよび道床の状態についての検討を行い、必要な道床抵抗力が確保できるかをチェックする必要がある。

(2) まくらぎ本数の増加

まくらぎ本数の増加は、まくらぎ直下における道床圧力を低減させ、道床の負担を軽減させるので、保守量の低減に効果がある。しかし、必要以上の増加分は、効果を生じないばかりでなく、道床つき固め作業の妨げとなるので避けるべきである。

(3) まくらぎのPC化・大型化

まくらぎの大型化によるまくらぎ底面積の増大によって道床圧力の低減に効果があるとともに、大型化やPC化に伴う重量化によって衝撃的な荷重による道床気動の伝達に効果がある。これらの結果、軌道下方量が抑制され、軌道保守量を低減させることができる。また、PCまくらぎは木まくらぎに比べて道

床横抵抗力が大きいため、一般にロングレール化に際してはP Cまくらぎ化が望まれている。

(4) 道床厚の増大

道床はまくらぎからの圧力を分散させる効果があり、これを厚くすることにより、路盤面での圧力を低下させることができる。この結果、路盤面の沈下や道床の路盤内へのめり込みによる軌道狂いの発生を少なくし、軌道保守量の低減に効果がある。道床厚が一定の厚さに達すると、それより下等では圧力が同等に分散し、路盤面圧力もほぼ一様となるので、それ以上厚くしても効果はあまり期待できない。

(5) ロングレール化

詳細は第3. 2. 3項参照

(6) 軌道各部の弾性化

軌道各部の弾性化は、レールから軌道の下部に伝えられる衝撃力や振動を低減させ、軌道保守量の低減および乗進振動の低減に効果がある。一般に、軌道各部に弾性をもたせると、それより下部の短絡は伝達するが、上部の振動は若干ながら増加する傾向をもつ。また、弾性を付与する部位よりも下部の弾性係数が低い場合には新たな弾性付与の効果が少なくなる傾向がある。軌道に弾性を付与する具体的な方策には以下のものがある。

- ①レールの締結装置の弾性化 (軌道パッド等)
- ②まくらぎの弾性化 (有造床弾性まくらぎ等)
- ③バラスト下部への弾性材の敷き込み (バラストマット等)

3.2.2 車輪部の列車荷重と軌道強度

曲線通過速度向上に伴う超過遠心力の増加によって、軌道に加わる横圧も加速度的に増加する。このためレール締結装置の損傷や通り狂いの増大につながる恐れがあるため、高速走行時の横圧の発生状況を正確に把握し、軌道強度の歪みかみち目安値以下であることを確認する必要がある。

(1) 横圧発生に寄与する因子

曲線走行中の車両は、軌道狂いが存在しなければ、曲線偏向及び超過遠心力による定常的な横圧を発生するのみであり、常に超過遠心力による横圧は速度の影響を強く受ける。軌道狂い、特に通り狂いが存在する場合には、車体動揺や横圧変動を生じる。このように曲線通過中の発生横圧は、主として曲線諸元や車種種別・特性及び速度が寄与する定常分と、主として軌道狂いと速度が寄与する変動分に分けて考えることができる (表3.2.2-1)と同時、自線通過速度向上に伴う横圧増加が軌道構造に与える影響を検討する場合の最大横圧推定値を、〔定常横圧〕+〔変動横圧〕の形で表すことができる。

表 3.2.2-1 横圧発生に寄与する因子

項目	定常	横圧	変動	横圧
	超過遠心力	曲線偏向	車体動揺	曲線偏向
曲線諸元 (半径・カント)	○	○	△	△
車種諸元・特性 (曲線通過性能/傾斜)	○	○	○	○
列車速度	○	△	○	○
軌道状態 (外軌通り狂い)	-	-	○	△

(2) 横圧に対する軌道の破壊限度

曲線通過速度向上に伴う横圧増加が軌道構造に与える影響を検討する場合の横圧の限界としては、従来から以下の項目が用いられている。

- ①レール締結装置の設計横圧限界
- ②まくらぎの押し出し・抜き上がりに対する横圧限界
- ③軌道の急激な通り狂いに対する横圧限界

①は、従来から曲線部の軌道構造を決定する大きな要素であるとともに速度向上試験時の横圧の著大値の判断の目安となる要素である。特に、横圧受け部の接触による軌間拡大に対する安全性の確保が重要であり、レール締結装置の種類によっては横圧受け部の改良の検討を行うことが望ましい。また、レール押さえばね（緩ばね）等は、発生応力と傾度すなわち疲労破壊の面から設計計算がなされているのが一般的であり、発生横圧等に基づき発生応力及び発生傾度を考慮した検討が必要になる。

②についても①と同様に、曲線部の軌道構造を決定する大きな要素であるとともに速度向上試験時の横圧の著大値の判断の目安となる要素である。大きく劣化の場合には、大きくきの押し出し・抜き上がりに対して、輪重がこれらを勝つる抵抗力になるため、速度向上試験時の横圧の著大値の判断には、その時の輪重値も考慮することになる。

③に関しては、左右の輪重和（軸重）を考慮した左右の横圧差に関する限界式が従来から用いられている。この式によれば、輪重が軽い高性能の車両が、高速走行時に超過中心力が大きく弱いた状態すなわち左右の横圧差が大きい状態では、軌程の横移動に対する抵抗力は小さいことを示している。従って、このような条件の場合には、レール締結装置に対する検討だけでなく、通り狂い等の増大につながる軌程の横移動に関する検討も行うのが望ましい。

(3) 車上測定データを用いた発生横圧状況の把握

(1)の考え方に基づき、曲線通過速度向上試験の車上データを用いて、横圧発生状況を把握する方法の1例を、図3.2.2-1に示す。

この方法による曲線通過速度向上試験のデータの解析結果の一例を図3.2.2-2及び図3.2.2-3に示す。図3.2.2-2は、カット不足をパラメータにして曲線半径と平均横圧（横圧の定常分）との関係を軸重比例の仮定のもとに示したものである。また、図3.2.2-3は、軸重比例の仮定のもとに、軌道状態のパラメータとしての外軌側通り狂いP値と横圧の変動分（標準偏差）とを対比させたものである。いずれにおいても、超過中心力による横圧が卓越した高速走行時には、曲線軌道状態よりも輪重の影響が大きいたことが窺える。

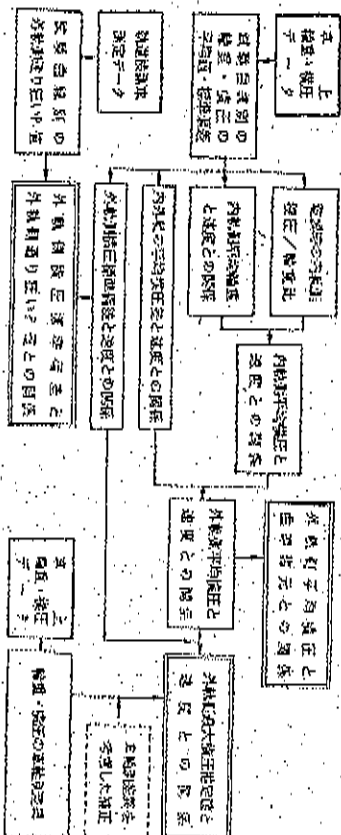


図 3.2.2-1 発生横圧状況把握のフローチャート

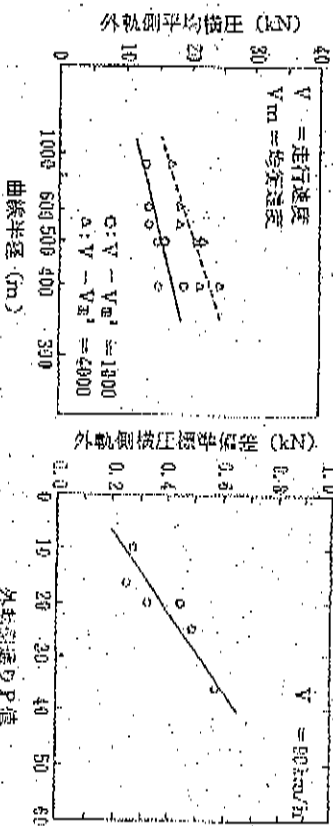


図 3.2.2-2 曲線諸元と平均横圧の関係

図 3.2.2-3 外軌側通りP値と横圧変動の関係

(4) 曲線通過時の発生横圧抑制策
 曲線通過時の発生横圧を抑制するためには、車重・軌道の両面から対策を講ずることが効果的である。

車重側では次の対策が効果的である。

- ①円弧踏面車輪の採用により、内外軌の輪径差を生じ易くして、転向横圧

の減少を図る。

②台車の円盤抵抗を小さくし、転向横圧の減少を図る。

③車軸の前後支持剛性を小さくし、転向横圧の減少を図る。

④車体及び台車の軽量化により、超過遠心力による横圧を抑制する。

一方、軌道側では以下の対策が採られる。

①曲線改良（大半径化、カント打上）により超過遠心力による横圧を抑制する。

②軌道強化（まぐらぎ変更・増設、レール締結装置改良）により、横圧の限度を高める。

③軌道整備状態（特に、レール継目部を中心とした外軌側通り狂い）の改善により横圧変動を抑制する。

〔文獻〕

- 1) 内田雅夫、小倉英章：曲線通過時の列車荷重の一般化に関する検討、鉄道総研報告, Vol.6, No.11, 1992.11

3.2.3 ロングレールの適用範囲

3.2.3.1 高速化とロングレール

レールの継目部では車輛の通過により衝撃を生じ、レールやまくらぎに大きな衝撃応力を発生させるばかりでなく、道床にゆるみを生じ、継目落ちとよばれる軌道の狂いを助長する。この結果、衝撃はさらに大きくなり、車両の乗り心地が悪くなるとともに騒音・振動の発生源ともなる。このような継目部の衝撃は一般に列車速度の増大とともに増大するので、高速走行線区では、線路の保守整備、乗り心地向上および環境保全の見地からレールを連続してロングレールとすることが望ましい。特に、むら直し作業の多くがレール継目部に集中していることを考慮すると、速度向上に伴う軌道保守量の増大に対してロング

レール化は有力な対策であるといえる。ヨーロッパにおける実験では、ロングレール化により、換路の保守費は30%程度低減するといわれている。

我が国におけるロングレールの採用は、ヨーロッパとはほぼ同時期から開始されたが、その後の敷設では大きく遅れをとっている。これは、我が国の線路の多くが狭軌であり、諸外国に比べてまくらぎ寸法が小さく、道床抵抗力が十分に取れないこと、地形の関係上、急勾配が多いことなど、ロングレールの採用に於いて不利な条件が多いことによる。しかし、今後の高速化に於いてはロングレール採用の利点が大きいことから、上記の技術的ハンデイクッキングを克服してさらにその適用を拡大してゆくことが望まれる。

3.2.3.2 ロングレールの採用における注意事項

ロングレールを採用する際の一般的な注意事項としては、以下の点が挙げられる。

①温度変化に伴うレール軸力の増大に対して軌道の歪曲（張り出し）を生じないよう必要な道床抵抗力を確保するとともに、レールの軸力管理を行う。

②急勾配においては、軌道の横方向の安定性が低下するので、ロングレールの適用に際しては曲線半径に制限を設けるか、道床抵抗力の増大を要する。

③分岐器とロングレールを接続する場合には、局部的なレール軸力の増大に準う座屈安定性の低下やトングレールの前後移動による転換不良に対して必要な対策を行う。

④長大橋梁を含むロングレールでは高温時の局所的なレール軸力の増大と、低温時のレール張力弛緩口歪が限度値を超えないよう必要な対策を行う。

3.2.3.3 適用範囲拡大に伴う対策

従来、ロングレールの適用を制限してきた比較的大きな要因としては、上記の急勾配のほか、一般区間における本まくらぎの存在が挙げられる。また、

③はロングレールの敷設を直接に妨げるものではないが、伸縮継目の存在が保守上のネックとなることから、近年分岐器介在ロングレールの可能性が進ま

れている。

このうち②については、最近の研究成果から、半径500m以下の急曲線にロングレールを敷設するための必要道床横抵抗力が表3.2.3-1のように求められている²⁾。同表に示すように、急曲線においては直線部および緩曲線に比べて大きな道床抵抗力が必要とされる。道床抵抗力を増大するための方法としては以下のものが上げられる。

1) 道床厚層の増大、道床余盛

道床厚層および道床余盛の効果に関する実験³⁾の結果によれば、道床肩幅の増大による道床横抵抗力の増大の程度は、まくらぎ端面の高さによって変わり、概ね、まくらぎ高さの3.5倍程度で上限に達するとされ、3号まくらぎで40cmの肩幅を取った場合、上限值に達して約50%の道床抵抗力が得られるとされている。一方、道床余盛の効果については3号まくらぎで道床肩幅増大の場合、10cmの余盛を行うことにより、端面抵抗力が40kgf/本程度増大(増大率約12%)するとされる。使用する砕石の量からすれば、肩幅の増大より余盛の方が効果的である。

2) まくらぎの大型化・重量化

道床抵抗力はまくらぎ端面のほか、側面および底面の寸法、形状の関数となることから、大型化によって増大する。また、重量化は底面の摩擦係数を増大させるほか、列車通過時のアングリアト(車輪荷点からある程度離れた箇所に関与する)による道床抵抗力の減少対策にも有効である。

3) 盛土防止板または翼付きまくらぎの使用

さらに大きな道床抵抗力を必要とする場合は、図3.2.3-1に示すような盛土防止板ないしは翼付きまくらぎ等を使用することもできる。

上記のいずれかまたはこれらを組合わせて、表3.2.3-1の道床横抵抗力を確保することにより半径500m以下の曲線においてもロングレールの敷設が可能となる。

また、主として中、下級線において需要が考えられるまくらぎ区間のロングレールについては、小断面レールと上記の諸方策の組合わせにより実現の可

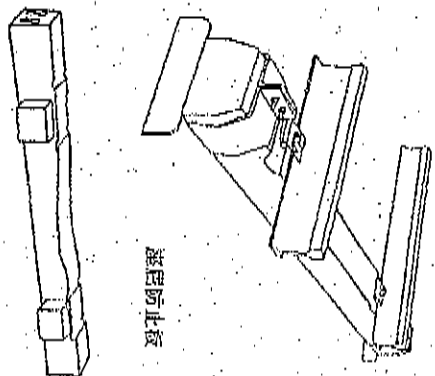


図 3.2.3-1 道床横抵抗力増強策の例

表 3.2.3-1 曲線引必要道床横抵抗力

レール種別 曲線半径 (m)	60kg	50kgGN
600 ≤ R	50 N/cm	40 N/cm
500 ≤ R < 600	55 N/cm	45 N/cm
400 ≤ R < 500	62 N/cm	50 N/cm
300 ≤ R < 400	72 N/c	57 N/cm

能性が考えられるが、定量的な検討については今後の課題である。

今後量産型ロングレールについては、近年その挙動が明かにされており、一般ロングレールに対するレール軸力の増大は直線、分岐側ともにロングレールの場合で約95%、直線側のロングレールの場合で約15%とすることが明かにされており、これに対しては例えば図3.2.3-1のような道床横抵抗力増強策を

120 3 鉄道線路

需ずることにより対処可能である。また、トングレールの磨耗に対してはリーベールと並走レールの粗粒磨粒を防止する方法が提案されており、これらの採用により分岐器介入ロングレールの敷設が進められる。

(文献)

- 1) 三浦 重, 柳川秀明: ロングレールと一体化した分岐器のレール軸力特性 鉄道総研報告, Vol.3, No.1, 1989.1
- 2) 三浦 重, 柳川秀明: 急曲線へのロングレールの適用, 鉄道総研報告, Vol.5, No.6, 1991.6
- 3) 佐藤吉彦, 濱崎深廣: 道床抵抗方向の特性に関する試験結果, 鉄道線路, 第30巻10号, 1982.10

3.3 分岐器構造

3.3.1 レール継目の強化または除去

分岐器内に存在する関節ポイント後端継目、クロッシング前後導線目及び普通線目は、速度向上に伴って衝撃力が増大し、材料損傷の原因となる。そのため分岐器直線型の通過速度を100km/hから120km/hに向上する場合は、関節ポイント後端継目部の床板、まくらぎ、ホルト等の強化を行う必要がある。その例を図3.3.1-1に示す。

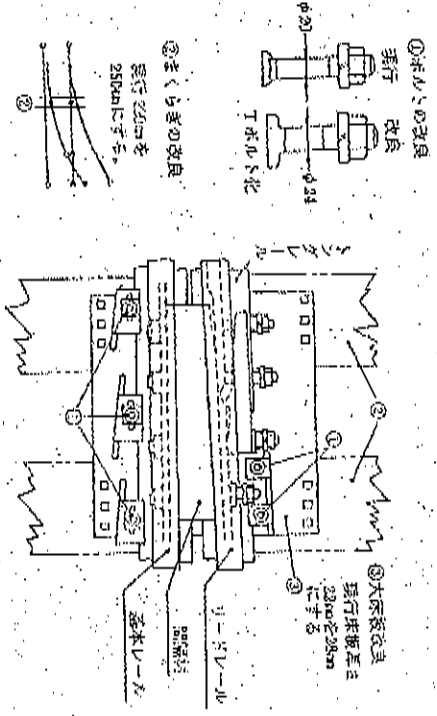


図 3.3.1-1 関節ポイント後端継目の強化方法

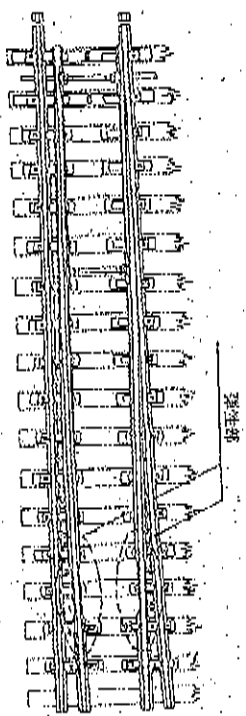


図 3.3.1-2 弾性ポイント

3.3.2 クロッシングの構造及び管理強化

固定クロッシングを車両が対向で通過する際にサイジングレールに発生する背面接触は、通過速度、車輪誘導量、車輪誘導角、クロッシング幅ばね係数、車両条件(重量、ばね係数等)等に影響される。通過速度向上に伴う背面接触の増大に対しては、軌間と接触の整端限度を厳しくして車輪誘導量を小さくし、また、クラッシングワイ幅を45mmとしたクロッシング(図3.3.2-1)を使用することによって車輪誘導角を小さくすることにより背面接触の増大を抑制するこ

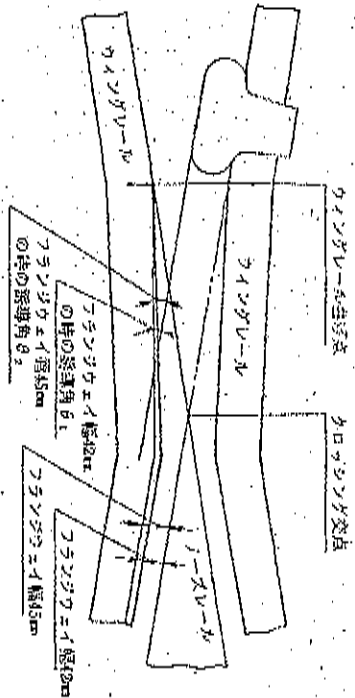


図 3.2.1 クロッシングのライソグレイ幅と誘導角

とができる。120km/h~130km/hまでの速度向上の場合、前者だけ、130km/hを超える速度向上を行う場合は、両者の組み合わせにより対応可能である。なお、軌間と軸軸の整備限度を厳しくする代わりに、ノーズ可動クロッシングを採用して背面張力の発生を排除し、併せてガードを不要とする方法が有効である。

3.3.3 ガードの構造及び管理強化

固定クロッシングを使用した分岐器では、ガードを設置することが不可欠であり、この部分を車輪が通過する際に発生する背面張力は、通過速度、車輛誘導量、車輪誘導角、ガード傾斜係数、牽引条件(質量、ばね係数等)等に影響される。したがって、軌間縮小が発生し易いH形ガードから、構造強化、バックゲージ調整の容易化及び軌間縮小防止を図ったH形ガード(図3.3.3-1)へ改良することが望ましい。

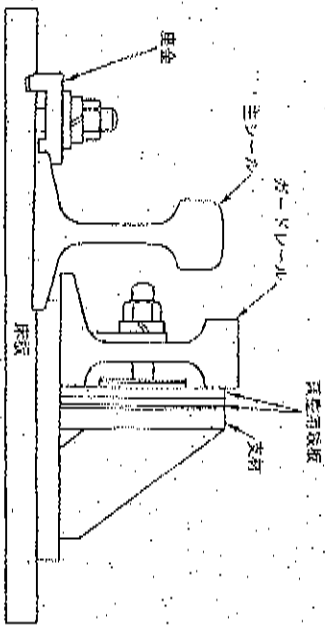


図 3.3.1-1 H形ガードの構造

3.3.4 分岐側通過速度向上策と乗心地

分岐器の分岐側制限速度は、一般に、車両重心高さ、軌間、リード部の三要素半徑等から算出される転覆に対する安全性を考慮して、次のように決定されている。

カントを0、すなわち軌道面が水平であると仮定した場合の曲線外方への転覆に対する安全性は、車両に作用する重力と遠心力の合力が軌間中心から能なる度合いにより評価され、安全率を a とすると、次式のようになる。

$$a \leq G/2D \quad (1)$$

ここで、

G: 軌間(mm)

D: 車両に作用する重力と遠心力の合力の作用線が左右レール踏面を含む平面と交わる点と軌間中心との距離(mm)

また、超過遠心加速度 a (m/s^2)は、車両のばねの影響を考慮せずに簡易な理論計算により、次式が得られる。

$$a = V^2 / 127R \quad (2)$$

ここで、

V: 速度 (km/h)

R : 曲線半径 (m)

さらに式3.3.4.1より、次式が成り立つ。

$$e = D/H \tag{3}$$

ここで、

H : 車両重心高さ (mm)

式(1)に、式(2)及び(3)を代入すると次式が得られる。

$$V_i \leq 1.25GR / (2aH) \tag{4}$$

これに分岐器の場合の安全率 $a = 3.5$ を代入すると、分岐器の制限速度が次式のように得られる。

$$V \leq 3.4 \sqrt{G/H} \times \sqrt{R} \tag{5}$$

従って、上位番数の分岐器を使用すればリード曲線半径が大きくなり、制限時速度向上が可能となるが、用地あるいは有効長などに多大な影響を及ぼすことになる。そこで、リード曲線をクロッシング後端まで導入した曲線クロッシング (図3.3.4.2) を使用することにより、分岐器のスケルトンを変更せずにリード曲線半径を大きくすることが可能となり、制限速度を向上することができる。

分岐側通過時の乗り心地については、主としてリード曲線半径に対応した左右定常加速度に影響されるほか、緩和曲線がない、曲線長が短い、リード終点が多い、分岐器前後に付帯曲線があることが多く、リード曲線との間に十分な直線長が取れないなどによる車体揺動があるため、速度向上にあたっては十分な検討が必要である。分岐側通過時の左右振動加速度の波形状を図3.3.4.3に示す。

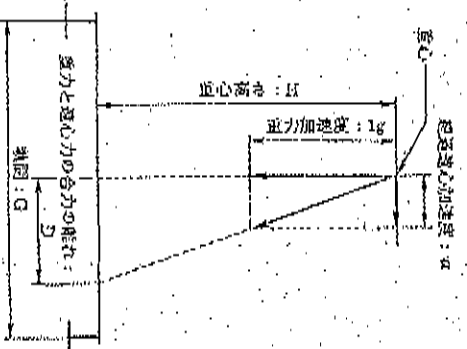


図 3.3.4-1 曲線通過時の車両に作用する力

ている可開き分岐器や振分岐器の通過速度向上を図る場合は、用地に余裕があれば片開き分岐器を使用したい。

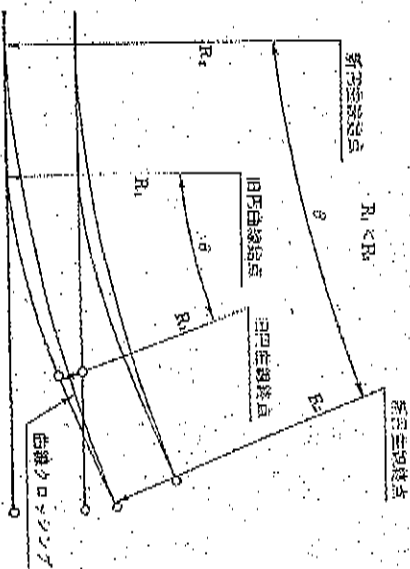


図 3.3.4-2 従来の分岐器と曲線クロッシング使用分岐器のリード曲線の比較

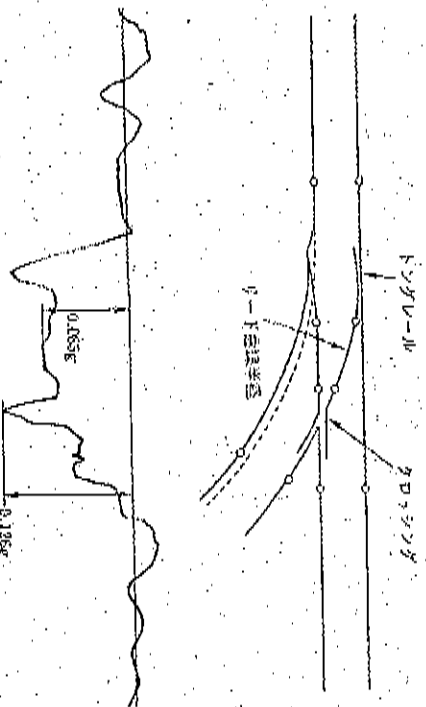


図 3.3.4-3 分岐側通過時の左右振動加速度の測定波形状

3.4 軌道管理

3.4.1 長波長軌道狂い管理

速度向上に伴って軌道狂いによる列車動揺は加速度的に増大する。特に、列車動揺に影響する軌道狂いの波長がより長くなり、約60mの波長域までが管理の対象となる。そのため160km/h領域の高速走行に対しては、従来から軌道狂い検測に用いられてきた10m短正矢軌道狂い管理だけでは不十分であり、長波長軌道狂いの把握に適した20m短正矢軌道狂いによる管理を導入する必要がある。

図3.4.1-1は、営業線に於ける振幅8mmで3波連続、波長20~40mの通り狂いを設定して走行試験を行った時の、左右動揺と通り狂い波長との関係を示したものである。波長30mと40mについては、速度の増加とともに左右動揺増加速度が増加していく傾向が明確に把握できる。従って、これらの長波長通り狂いの検出を可能にするためには、長波長領域の軌道検測特性の良い20m短正矢軌道狂い管理の導入が必要である。

これらの結果を整理すると図3.4.1-2が得られる。20m短正矢軌道狂いの管理目標値は車種、軌道狂いの波長や形状など多くの要素が関係するが、概略値

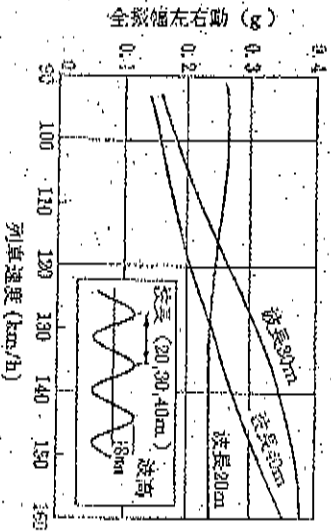


図 3.4.1-1 設定した長波長通り狂い車種別左右動揺の観察

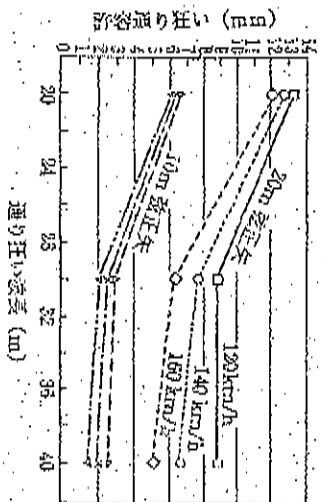


図 3.4.1-2 全種類左右動0.20Eを満足する通り狂い許容値

としては全振幅左右動0.20E以下に維持するためには20m短正矢通り狂い10mm程度とすることが妥当と考えられる。

また、高速走行に付随して軌道検測周期を新築線並りに短縮することは、経済性や運用面から得策でないと考えられる。そのため、高速走行する営業車による列車動揺検測を高頻度で実施し、軌道検測の補間機能とすることも重要であると考えられる。なお、今後の車両設計・製作に際しては、列車動揺そのデータの収集し易いように、測定用電源、車輪回転パルス出力端子、地点信号出力端子などを設置しておくことが望ましい。

3.4.2 レール短波長凹凸管理

高速走行時の衝撃荷重の発生や転動音、短波長動揺などの原因となるのは、軌道側ではレール表面のごく短い波長の凹凸である。特に、レール磨目線などの不連続箇所においては大きな衝撃荷重や騒音、軌道の劣化が著しく発生し成長するため、160km/h領域の高速走行区間においては、ロングレール化による雑音の除去の推進が必要と考えられる。また、ロングレール化した場合でも、レール溶接部におけるレール頭頂面短波長凹凸(図3.4.2-1)が衝撃荷重や騒音の発生源になる可能性があるため、異種溶接箇所の検出方法とレール短正等の

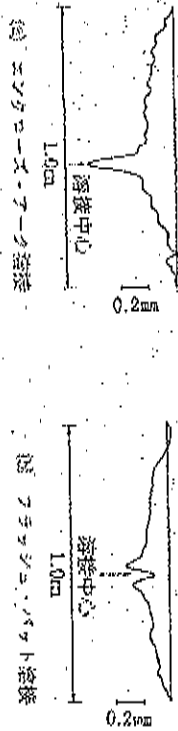


図 3.4.2-1 レール溶接部の短波長凹凸の判

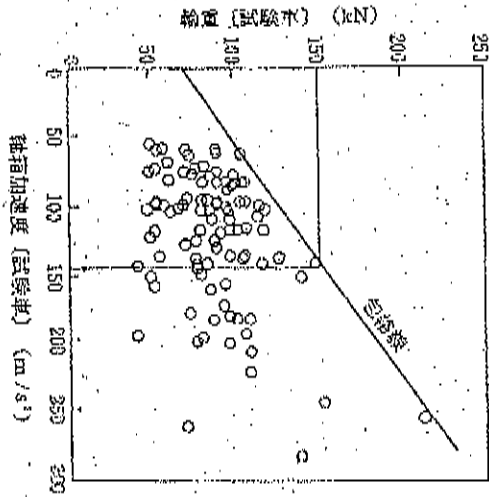


図 3.4.2-2 輪重と軸箱振動加速度の関係の例

適正な補修方法の適用が重要となる。

補修が必要な凹凸の検出には、定期的に走行する軌道検測車に設置した軸箱振動加速度データの活用が有効である。具体的には、走行試験時に車上で測定された輪重値と軌道検測車の軸箱振動加速度との関係を図 3.4.2-2 のように把握し、軌道破綻や軌道部材の損傷を抑制する見地から著大輪重値の閾値を設定して、これに対応する軸箱振動加速度の管理目標を設定するものである。軌道検測車で測定された加速度が目標値を超過した場合に、現地調査と凹凸測定

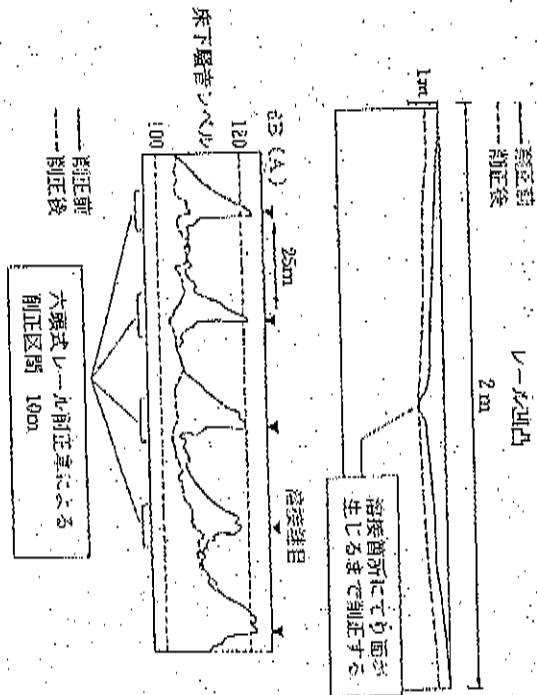


図 3.4.2-3 レール削正前後の凹凸と床下騒音レベル

を行って、補修の必要性を判断することになる。

レール削正による効果を示す事例が在来線にはあまりないので、ここでは新幹線の例を示す。軸箱振動加速度データにより検出された要補修箇所を、例えば六頭式のレール削正車を用いて、1/5000程度の取り付け勾配(凹凸が1mmの場合は前後5mとなる)を設け、数回の往復削正を行う方法が有効である。この方法によるレール削正前後の騒音の低減効果を、軌道検測車の床下騒音レベルの測定結果と比較した例を図 3.4.2-3 に示す。図では、25m毎に生じる溶接部の凹凸に起因した騒音レベルが、削正後には明確に低減している。

3.4.3 急勾配部の軌道管理

急勾配部では、外軌車輪フランジが常に外軌レールに押しつけられた状態で走行しているため、外軌レールの通り圧の影響を受け易い。そのため曲線

通過速度向上に伴って増加する左右影響や橋圧の変動を抑えるために、直線部よりもレベルの高い軌道保線状態を維持する必要がある。

(1) 曲線通過時の左右影響

曲線通過時に乗客に作用する左右方向の加速度は、図 3.4.3-1 に示すように定常成分と振動成分に分けて考えることができる。

従来は、軌道狂いと速度に対応した振動成分をもとにした乗り心地評価と、曲線半径・カントと速度に対応した変動成分の乗り心地評価を別々に行っていたが、最近の曲線通過時の乗り心地評価試験などを通じて、加速度の定常成分と変動成分の両者を考慮した乗り心地評価法の必要性が認められつつある。例えば

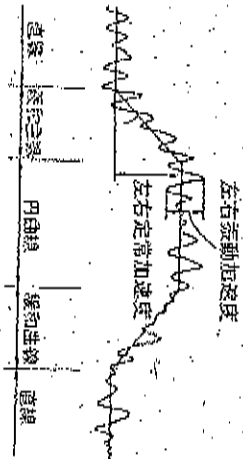


図 3.4.3-1 曲線通過時の左右動揺加速度波形

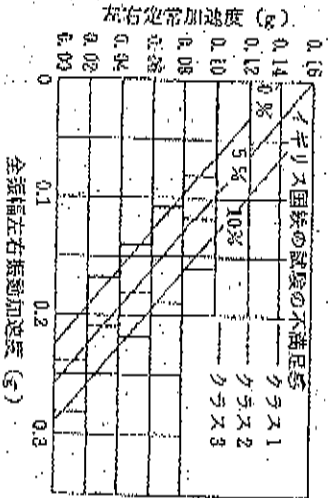


図 3.4.3-2 動揺加速度の定常成分と振動成分を考慮した曲線部における乗り心地評価法

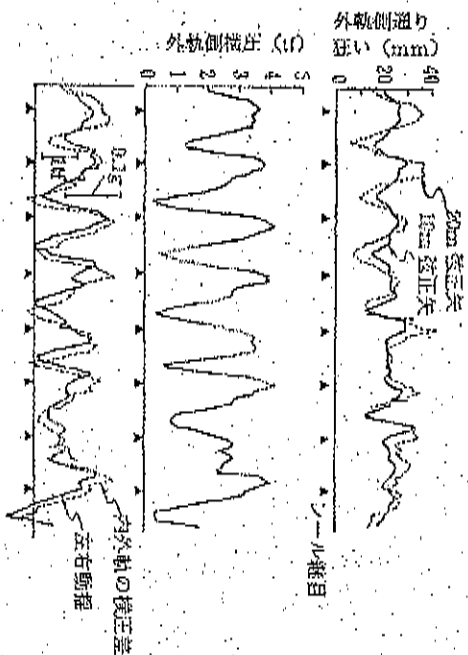


図 3.4.3-3 曲線通過時の横圧発生状況と通り圧

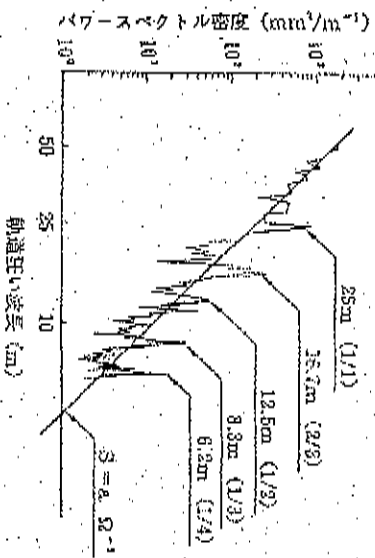


図 3.4.3-4 急曲線定尺レベル区間の通り圧のパワースペクトル

図 3.4.3-2 のような評価法を用いれば、左右動揺が小さく抑制できる場合には大きな左右定常加速度を許容できる可能性が出てくる。

(2) 曲線通過時の横圧の変動

急曲線部の軌道では図 3.4.3-3 に示すように、いわゆる縦目折れや縦目目違いによる衝撃的な横圧の変動が生じる。

また、衝撃的な横圧の繰り返しにより、総目部をヒークとする通り狂いの成長が顕著となる。しかも図 3.4.3-4 に示すように、レール長 (25m) に対応した軌道狂い波長が卓越することになるため、10m 超正矢よりも短い波長の波長がより明確に把握することができる。これらの通り狂いは、曲線通過速度が高くなるほど車体の左右動揺の増大をもたらす、慣性力の変動すなわち横圧の変動につながる。従って、衝撃的な横圧につながる縦目折れや縦目目違いの補修と、レールの縦目間隔を卓越波長とするある程度長波長の通り狂いの整備の両者に対応することが必要となる。

[文献]

- 1) 内田雅夫, 高井秀之, 須永陽一, 小倉英章: 在来線の電送化に対応した軌道管理手法, 鉄道総研報告, Vol.6, No.8, 1992.8
- 2) 高井秀之, 菊地勝彦: 在来線の長波長軌道狂い管理, 鉄道総研報告, Vol.4, No.4, 1990.4
- 3) 内田雅夫, 小倉英章: 曲線通過時の列車荷重の一般化に関する検討, 鉄道総研報告, Vol.6, No.11, 1992.11

3.5 路盤・橋梁

3.5.1 軟弱路盤対策

支持力の小さい路盤、噴霧の発生しているか発生しやすい路盤、路盤下の地盤(砂床)の支持力が小さいものを総称して軟弱路盤という。このような軟弱

路盤上において速度向上を行う場合、以下のような問題が生じる。

①速度向上に伴う衝撃荷重の増加により路盤噴霧が発生し、列車の走行安定性の低下や乗り心地の悪化を招く。

②路盤が軟弱なため、速度向上に伴う路盤圧力の増加から路盤の支持力低下を生じ、路盤への差床めり込みなどにより軌道狂いが増加する。

③路盤下の地盤、特に低盛土下の地盤が軟弱なため、速度向上に伴い路盤に異常な振動を生じ、列車動揺が著しく大きくなって列車の走行安定性の低下や軌道狂いの増加を生ずる。

これらの対策としては、噴霧対策、路盤改良、地盤改良があり、以下にその対策法を示す。また、これらの対策の他に、盛土構造が脆弱な場合は列車の走行安全性が損なわれる場合もあるので、盛土の構造により対処しなければならぬ。

3.5.1.1 噴霧対策

路盤噴霧発生の要因は、路盤に与える湿害条件、路盤土の土質条件、路盤及び道床の排水条件の3つであり、これらの要因を改善するために、図 3.5.1-1 に示す噴霧対策工法を手順により噴霧対策工を規定する。

(1) 路盤置換工法

路盤置換工法は噴霧要因の1つである低盛土質条件を改善して噴霧発生を防止するもので、比較的支持力が大きくとれ、排水を良好にできる粗粒土を主体とした切込砂利またはクランツァン等で現路盤を厚さ30cm置換する工法である。切込砂利、クランツァン等の材料条件(材質、粒径等)は選定物設計標準土構造物編の土路盤の材料条件(第66条)を満足するものとする。また、置換層の下層10cmについてはフイクルター層として、砂または不凝布(厚さ3.5mm以上2枚)を用いることが望ましい。

(2) 路盤面被覆工法

路盤面被覆工法は、路盤表面をシートで覆い、降雨等表面水の路盤への浸入を遮断し、路盤面の排水を促進することにより、路盤噴霧の発生を防止するも

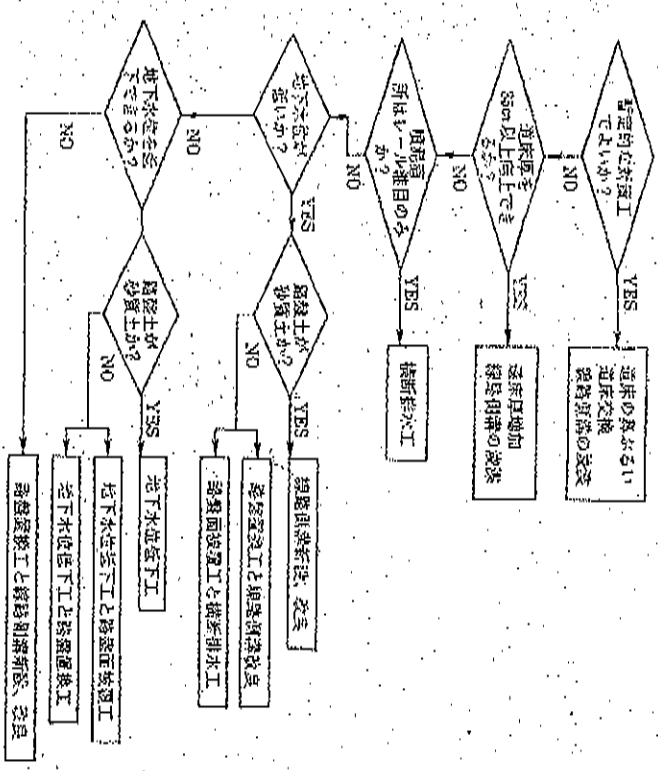


図 3.5.1-1 噴泥対策工選定手順

のである。被覆層の構成は保護層、シート層、排水層の3層からなり、落石にあたっては在来路盤表面を除去し、路盤面の横断勾配を3%程度確保する。被覆各層の材質は次のとおりである。

- 保護層：ピニオン帆布 (厚さ0.85mm以上) または不織布 (厚さ4.0mm以上)
- シート層：含炭ジム (クロロプロレン厚さ1.0mm以上) またはポリエチレン系 (ポリエチレンまたはエチレン酢酸ビニール厚さ1.0mm以上)
- 排水層：路盤が粘性土の場合、砂 (厚さ16cm) または砂 (厚さ8cm) 十不織布 (厚さ3.5mm以上)

路盤が砂質土の場合、砂 (厚さ5cm) または不織布 (厚さ3.5mm以上)

本工法の選定にあたっては、次の条件を満たすことが必要である。

- 改良地下水が無く、地下水位が路盤表面より50cm位深であること
- 道床厚を所定以上確保すること

(3) 線路側溝改良・新設

線路側溝は一帯に路盤と表し、路盤表面排水をよび路盤内排水を行う重要な設備であるが、永年経過すると、泥、車等による流水阻害や、線路側溝底の目的目詰まり等によりその機能が多下する。次に示す条件を満たさない場合は改良を行う必要がある。また新設の場合も次に示す条件を満たす必要がある。

- 排水に必要な縦断勾配がある。
- 所要排水断面積が得られている。
- 路盤内の排水を阻害しない構造である。
- 流床末端で流れを阻害しない。

(4) 線路横断排水工法

線路横断排水工法は、ワール壁目箇所や線路横断勾配変更点における辺溝箇所など、局所的に集水をまわき、噴泥を生じている箇所を適用する。その構造は、在来軟弱路盤を置換した路盤材 (路盤改良工法と同じ材料)、半管孔管 (φ150mm) およびワール材からなる。有孔管は列車荷重に十分耐えられるように、ヒューム管または管をFLIから深さ20cm以上に敷設することが必要である。

(5) 地下水位低下工法

地下水位が高いと噴泥発生を促進する。そこで、地下水位が路盤面より50cm以上の場合に、深い線路側溝、盲溝管、強制排水等の工法により、地下水位を路盤面より50cm以下に低下させる必要がある。

3.5.1.2 路盤改良

路盤改良は、道床の路盤へのめり込みを防止や路盤の支持力の向上を目的とし

で行うものである。その改良の幅は路盤工全幅を標準とする。また、改良の深さは路盤の強度にもよるが、施工性や改良効果等を考慮すると30~50cm程度となる。

ただし、施工上面以下3m程度以内にN値が4程度以下の軟弱層が挟在する場合は、聖装工法、セメント安定改良工法等の地盤改良による対応が望ましい。

3.5.1.3 地盤改良

列車荷重の影響範囲は施工上面以下3m程度までであり、この範囲にN値4程度以下の軟弱層が挟在すると列車荷重により異常な路盤振動を生じ、列車動揺が著しく大きくなって列車の走行安定性の低下や軌道狂いの増加を生ずる。従って、高さが3m以上ある盛土の場合には列車荷重が地盤に及ぼす影響は小さいと考えてよく、ここで対象とする土締造は高さ3m以下の低盛土や切取り、築堤の軟弱地盤である。

地盤改良工法を大まかに分類すると、地盤側方を拘束する工法、軌道直下を改良する工法があり、一般的に盛落注、養果の重から按考の方がすぐれているといえる。別の観点から分類すると物理的、化学的、物理・化学的の3つに分けられる。表3.5.1-1に地盤改良工法の分類を示す。

表 3.5.1-1 地盤改良工法の分類

	物理的改良	化学的改良	物理・化学的改良
側方拘束	スロープ削失板工法		
軌道直下 (深層改良)		梁型埋填混合工法 傘状注入工法 生石灰灰杭工法	注入杭工法

3.5.2 橋梁の補強

3.5.2.1 橋梁上部工における速度向上による影響の検討

橋梁は上部工と下部工に分類されるが、下部工については死荷重が大きいために、列車荷重の影響が小さいこと、さらに均等力等一時的な荷重によって部材断面が決定されることが多く、列車速度が多少増加しようとも、ほとんど影響を受けることはない。そこで一般には上部工について速度向上による影響の検討をすればよい。具体的には、以下のような検討をすればよい。

(1) 許容応力度

橋梁上部工は、列車が走行することによって生じる衝撃力が設計上大きなクエイトを占めていることから、速度向上時にはその衝撃の増大が問題となる。従って、衝撃の増加により強度的に問題があるかどうかについて、次式により検討を行う。

許容応力度 > (現行速度において部材に発生する応力度)

+ (速度向上により増加する衝撃による応力度) …………… (1)

(2) 保守現況力

前項に述べた内容は、健全な橋梁や設計荷重より小さな列車を想定する場合の一般論であり、養修等に見られるように原状により耐力が低下している部や、設計荷重より橋梁に与える影響の大きな列車が高速で入線する場合には、別途詳細な検討が必要である。この場合、式(1)の左辺を、許容応力度に割増係数を乗じた保守現況耐力に置き替えて、安全性を検討することが出来る。

橋梁は設計等に、桁製作時の品質のばらつき、材料の劣化、通過する列車荷重のばらつき等不確定要素を考慮して総耐力を小さく抑えているのに対し、保守上当該時点での橋梁耐力を詳細する場合は、常に入線する列車がばらつきしていること、材料や桁の品質がばらつきしていること等から、設計時の不確定要素をばらつきと考えられ、許容耐力を割増しして橋梁の耐力を大きめに許容している。その割合はおおむね20%であるが、コンクリート桁と鉄桁で多少異なり、また長等の影響の大きい鉄桁については、コンクリート桁によりその割増し

は異なってくる。また、保守実効力以上の発生応力が考えられる場合は補強等の工事を行い耐力アップの措置を行わなければならない。

3.5.2.2 橋梁上部工の補強方法

前節で述べたような検討の結果、橋梁上部工の耐力アップの必要性が確認された場合には、橋梁上部工の補強工事を行うことになる。実際には、速度向上のみに対して補強工事等の措置がとられた例はほとんど無いと考えられるが、高軸重列車の入線や腐食等による耐力低下に対しで実際に行われたり、あるいは規定される補強方法について、以下に紹介する。

(1) コンクリート橋梁

既設のコンクリート橋梁の耐力アップを目的として、コンクリート箱桁材にプレストレスを加える手筈が考えられる。この場合、P.C鋼材を既設のコンクリート桁断面外に配置する「外ケーブル方式」が適している。この方式を採用する場合には、P.C鋼材が腐食等の影響を受けないように保護されているものを用いることが前提となる。

(2) 鋼橋

鋼桁トランスジの腐食等により耐力低下をきたしている場合で、耐力検討の結果では安全性が確保できているものの腐食の進行を防止する目的で、図3.5.2-1のようなトランスジ補修が行われる。具体的には、溶接または高カボルトにより、トランスジに当板をするか、または取り替える方法である。

また、耐力検討の結果、桁耐力アップが必要となる場合には、図3.5.2-2のようなトランスジの補強が行われる。

図3.5.2-2で、(a)は弦橋、(b)は箱型補強、(c)は箱型補強とT型橋梁併用、(d)は山形鋼補強に大別され、これらの補強方法は桁耐力の程度により選別使用される。また、左系桁との取りつけは、(a)(b)(c)は現橋補強、(d)は高カボルトによる。特に、現場溶接を適用する場合は、施工方法いかんによっては、新たに欠陥を作る恐れもあるので注意を要する。

なお、過去においては機関車荷重の増大等に対応するため、図3.5.2-3に示すトランスビーム補強桁(別名、トランス箱強桁)や図3.5.2-4に示す船底補

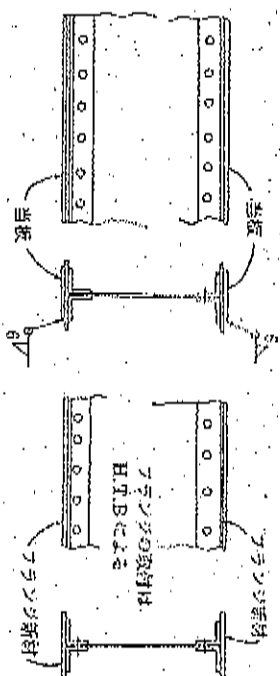


図 3.5.2-1 トランスの補強方法

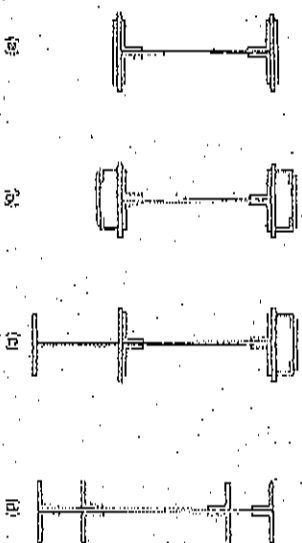


図 3.5.2-2 トランスの補強方法



図 3.5.2-3 トランスビーム補強桁

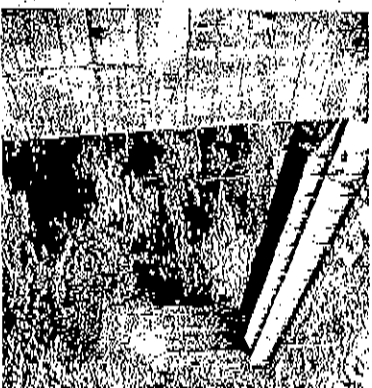


図 3.5.2-4 船底補強

等の工法がとられていたが、最近の施工例はほとんど無いと思われる。

[文献]

- 1) 市川篤司, 宮内政信: スピードブレイク—土木標準物との関連, 日本鉄道施設協会誌, 1987.2
- 2) 建造物保守管理の標準・同解説, 鋼鉄道線新, 1987.7
- 3) 宮本征夫, 斉藤啓一: アウトブレークによるコンクリートはり補強方法に関する基礎試験, 鉄道総研報告, 1991.6
- 4) 新築道線補修・補強・改定の手引, 鋼鉄道線新, 1987.7
- 5) JR東日本歴史館建造物調査委員会: B T (BRIDGES AND TUNNELS), 1990.3

4. 信 号

4.1 信号表示

現在の運転速度を向上して運転する場合、信号表示で指示する速度に従って運転できる表示体系でなければならぬ。したがって従来の信号体系で、向上した最高速度から表示信号に従った減速制御が可能な場合は、表示の変更・変更の改良は必要ない。しかし、この最高速度から下位表示の指示する速度に転換できない場合には表示系統の見直しが必要になる。以下にこれらに対応する技術方策の一羽を述べる。

4.1.1 高速信号表示追加

(1) 地上信号機

向上する最高速度が130km/h程度の場合は、根本的な改良、高度な技術など必要なく比較的容易な改良ですみ、また130km/hを超える場合には、過大な減速制御を強いることなくあらかじめ可能な減速制御ができる現在の信号表示の上位表示すなわち高速表示を追加する方法が方策として考えられる。

- 1) 最高速度130km/h以下の場合
130km/hまでの速度向上では、最高速度から下位表示の速度に減速できるよう。

① 信号機の見直し改良

② YG表示のような中間表示を追加する

等いずれかの改良が必要である。

図4.1.1-1はYG表示を追加する例で、GYRの表示系統において最高速度からY表示の速度に減速できない場合に、その外方信号機にYG表示を追加してあらかじめ減速させる方法である。この方法はJR会社の130km/h運転においてすでに実施している方法であるが、高速運転列車以外の列車に対してはYG表示による減速を強いるため、運転間隔が伸びることには否めない。

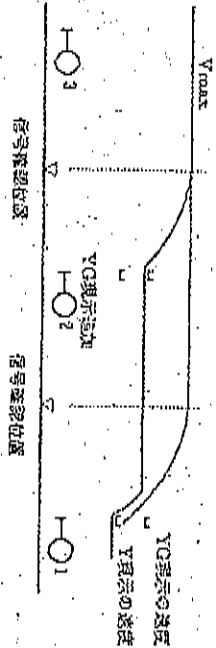


図 4.1.1-1 YG現示の追加

2) 最高速度130km/h以上の場合

130km/h以上の速度向上においては新現示を追加する方法が、最高速度から現在のG現示速度までの減速距離とG現示速度からY現示速度までの減速距離をほぼ均等させることができ、なめらかな運転制御が可能になる。このことから、車両の追大なブレーキ制御も不要になる、大幅な信号機の見直し改良が少なくても同等のメリットがあり、新現示を追加する方法が良いと考えられる。

また、新現示をG現示の上位高速現示とするか、G現示を高速現示とし新現示をG現示相当にする方法があるが、前者は新現示が高速現示と明確であるのに対し、後者は従来のG現示が新現示（最高速度を指示する現示）となり一般の乗務員に対しても認識変更が必要となることから、前者の方法が良いと考える。

図4.1.1.2は従来の現示体系（例ではGYRの3現示）の上位現示として高速現示（GG）を設けた例である。基本的には高速現示できる区間に新現示を追加すれば良い。

新現示追加区間では、前方が開通すれば高速現示が点灯するため、一般列車に対しても高速現示が点灯する。この一般列車の乗務員への影響を避ける方法としては、高速列車の接近を地上で検出（列車選別）して、高速列車に対してのみ高速現示を点灯する方法が考えられる。

以上は乗用設備の改良などで高速現示を実現する一般的な方法であり、改良

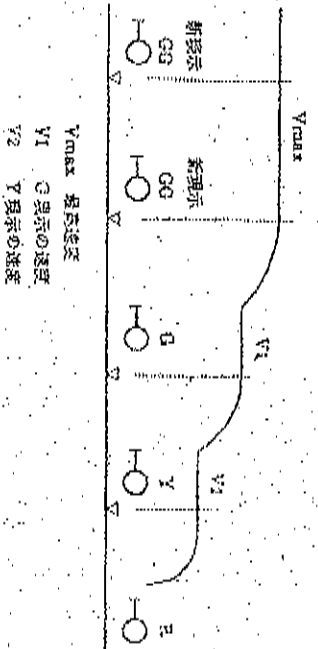


図 4.1.1-2 高速現示の追加

が極めて少ないとか新線建設などの場合には、目標の最高速度に合わせた最適な信号現示系統を設計するほうが良いであろう。なお、本方式では高速現示に対応する中継信号機の現示についても追加等の対策が必要であろう。

(2) 車内信号 (130km/h以上)

1) 車内信号化

車内信号方式は、通常ATCと一体のシステムとして適用される。また、左来線においては、車内信号空間は大都市通勤線区に集中しているが、130km/h

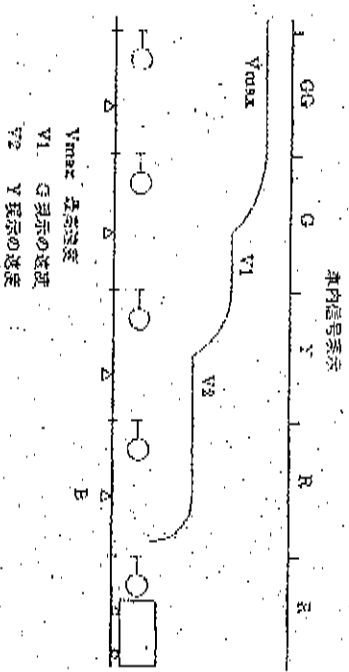


図 4.1.1-3 車内信号の一例

以上の速度向上の実施は今後の課題と思われる。このことから、ここでは前記の地上信号方式との比較例として図4.1.1-3を参考に示す。

図では信号表示の名称を地上信号方式と合わせてあり、ATCの場合には一般に速度信号になっているが、考え方は同じである。

この方式は連続制御であることから、現示変化に対する車内信号の追従性は最も優れており、運転保安度も高い。しかし、現用設備を改良して高速現示を追加する場合、システムに余裕があればATC現示段を追加すれば良いのであるが、そうでない場合は、改修コストが増大することになる。

2) 地上信号と併用方式

この方式は地上信号機と車内信号を併用する案で、図4.1.1-4に示すように地上信号機は現状の現示を点灯し、追加した高速信号のみを車内に表示することで、地上設備の改良数を極力少なくできる方法である。しかし、地上/車内信号を併用することは、普通鉄道構造規則および鉄道運転規則に抵触するため、これを解決しなければ実用できないという問題がある。

高速運転時の乗務員の負担軽減、現示変化時の追従性などに優れており、将来の車内信号化のワンステップになるのではと考える。

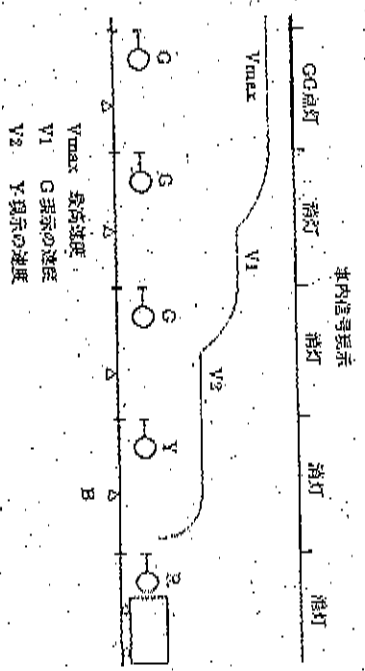


図 4.1.1-4 地上信号・車内中継表示併用

4.1.2 信号現示制御

130km/h以上の速度向上に対応した、遠隔信号現示を制御する長宗例を以下に述べる。

(1) トランスポンダ方式

これはATIS-P形で実用している、トランスポンダとその符号伝送装置を用いて内方の信号現示を外方の信号機に伝え、高速信号現示を制御する方式である。高速信号用システムとしても、実作・現車試験を経て開発を終了している。

地上の機器構成は、図4.1.2-1に示すように、信号機ごとに高速信号機および符号処理器を、信号機からおおよそ600m外方までの間に地上子および中継器を複数設置する、車上装置は送受信器、車上子、車内の制御器、高速車内中継表示灯の外に列車番号設定器が設備される。高速信号機の点灯条件は、内方の符号処理器からのG現示信号と当該符号処理器の現示入力G現示である時に、高速列車が外方の信号機に接近し、外方符号処理器より高速列車番号情報が送られてきた場合に高速信号(GG)を点灯する。

また、データ制御装置は駅に設け、上り線/下り線用伝送回線の逆流/下流への中継装置、取捨装置からの条件入力および線区の運転状況、機器の状態

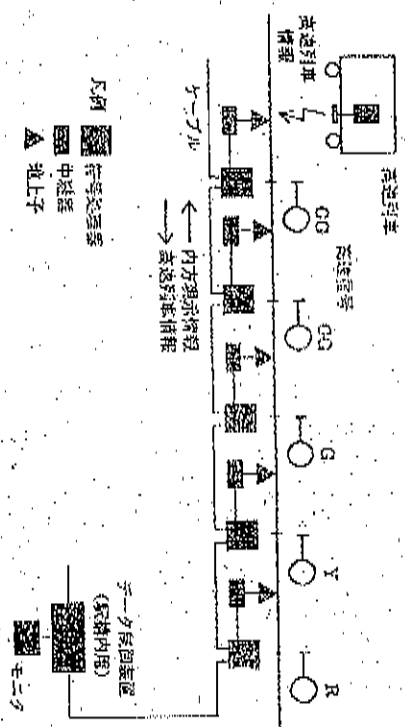


図 4.1.2-1 トランスポンダ式高速信号システム

等のモニク機能がある。このように高速列車接近により高速信号を提示することとで、一般列車にはなから影響がなく、従来通りの運転ができる長所がある。また、トランスポンダを用いていることから、遠距離照査式ATS（後述するATS-P形）を適用でき、停止信号機の冒進や制限速度超過の防止等が図れ、高速運転時の保安度も向上する。さらに、符号処理期間伝送を有効に活用することで線区の運転状況、機器モニク等が可能であり、コストパフォーマンスの良いうえにモニクが構築できる。

(2) 軌道回路伝送方式

この方式は、内方の信号現示種別を外方の信号機までケーブルを敷設することなく伝送する方法として、軌道回路を利用する方法である。軌道回路を用いる方法としてはAR信号を重畳する方法等もあるが、軌道回路伝送方式の一例として軌道回路電流断続方式を図4.1.2-2に示す。

これは適恩厚森鉄道軌道回路の信号電流を現示情報に応じて断続し、軌道回路本来の条件である列車検知と内方現示の伝送を行う方法である。地上設備としては高速信号機、断続器および受信器が追加され、従来の軌道リレー、送信トランスなどはそのまま使用する。一方車上には、高速信号受信器、ATS受信器および高速車内中継表示灯などが設備される。

地上の受信器は断続する受信信号を判定して、当該信号機の現示制御および断続器の制御をする。車上では高速信号情報（図ではf1）を受信すると、高速車内中継表示を点灯する。この高速情報はATSの速度照査の条件にも用いられる。

この方式のメリットは、①ケーブル敷設が不要なことから改良コストを低減できる、②高速運転時では下位現示変化への追従性が優れている、③地上信号機に高速現示を追加せずに、高速現示のみを車内信号化する地上信号・車内表示併用方式へ適用できる、等である。系在、試作・現車試験を通じて開発を急進中である。表4.1.2にその仕様概要を示す。

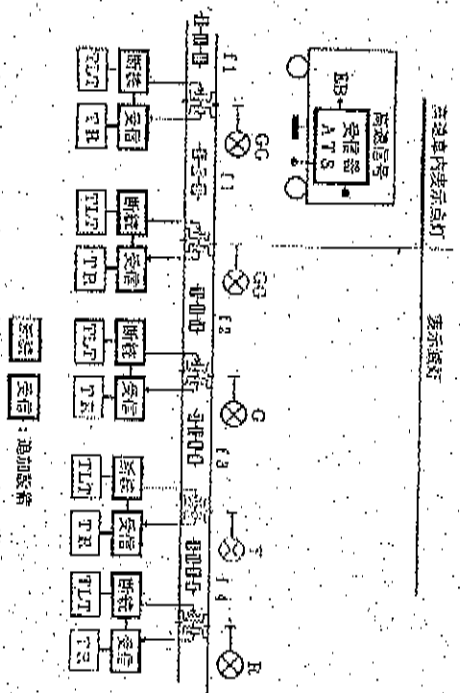


図 4.1.2-2 軌道回路電流断続式高速信号システムの仕様概要

表 4.1.2 電流断続式高速信号システムの仕様概要

項目	内 容
情報種別	GG信号……………系統 f1 (2.5Hz) G信号……………系統 f2 (4.0Hz) Y信号……………系統 f3 (6.0Hz) R信号……………系統 f4 (9.0Hz)
受信器	入力……………60Hz (または50Hz) 受信処理……………デジタル信号処理 処理内容……………搬送周波数・位相、断続周波数の検出 出力……………既設装置レール制御、高速信号灯制御 後方系統制御情報 (GG, G, Y, R)
断続器	断続……………20V, 20A (トライアック) 制御入力……………GG, G, Y, R 接点入力

4.2 自動列車停止

自動列車停止装置 (ATS) について、高速運転に対応する方式例を以下に述べる。

4.2.1 点制御式

(1) ATS-P 形

この方式は、前述のトランスポンダを用いた高速信号システムと一体となるATS方式で、すでにJR会社で実用している車上速度照査式のATS-P形と基本的に同一のシステムである。

図4.2.1-1に、160km/h対応の概略例を示す。図中“L”で示す最速時の地上子位置は、従来の最速速度120km/h対応ではおよそ800m付近であるが、160km/hの場合は減速度4km/h/s、空走1.5秒等を仮定するとおよそ1,000m程度になる。

地上子の位置は、高速列車のブレーキ性能試験の結果を反映して設計することになるが、閉そく長によっては、外方の閉そく区間に入り、新たな地上子は要らない場合もある。

また、従来では外方の閉そく区間以降の地上子により逐次更新する停止信号までの距離情報は、基本的には信号現示に合わせて外方8区間以降の地上子より与えられることになる。

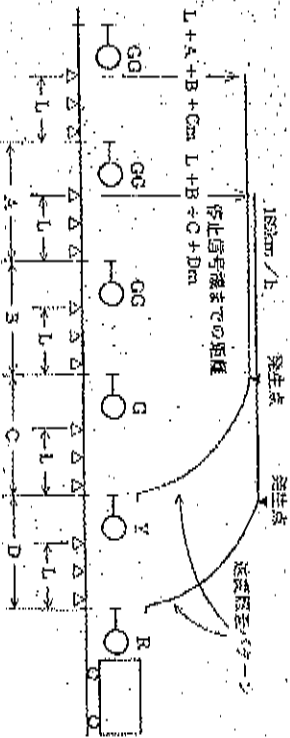


図 4.2.1-1 高速用ATS-P形

このシステムの特長としては、前述のトランスポンダ式高速信号システムの装置を用いて実用でき、従来のATS-P形車両もなんら問題なく併用できるなどが挙げられる。

(2) 軌道回路電流断続式ATS

この方式も、前述の軌道回路電流断続式の高速信号方式と一体となるATS方式である。高速信号システムと共に現在試験中である。160km/h運転に対応したシステムの概要を図4.2.1-2に、仕様を表4.2.1に示す。

ATSの機能は、軌道回路に流れる信号情報と従来の変周式ATSの地上子情報とを基に、高速運転時の速度照査、従来のATS警報などを行う。

QG信号を受信する高速運転時には最高速度のチェックを行い、QG信号受信区間 (高速運転) からG信号受信区間に入ると速度照査装置が動作し、車両のブレーキ性能により定めるT秒後に120km/h (現状の最高速度: 以下120km/hで代表する) に減速していない場合はブレーキを動作させる。現示条件に従った正常な運転では、T秒後には120km/h以下に減速しているのでATSは動作しない。

Q信号を受信して120km/h以下速度で運転する区間では、従来の変周式ATSにより、ATS警報 (確認動作必要) さらに改良形のATS警報である絶対

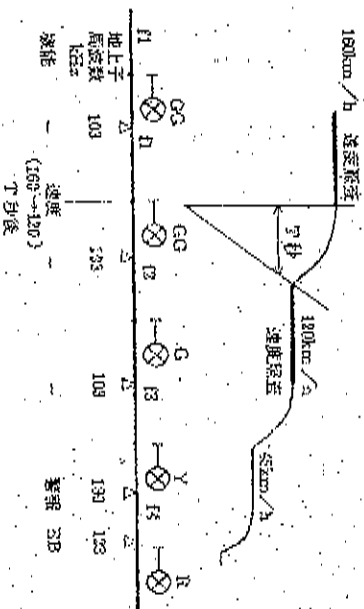


図 4.2.1-2 軌道回路電流断続式ATS

表 4.2.1 軌道回路電流断線式ATSの仕様概要

項 目	内 容
高速信号受信器	入 力……………60Hz (または50Hz) 受信処理……………デジタル受信処理 処理内容……………差送周波数、脈幅周波数の検出 出 方……………差送信号 (車内中継) 表示 (GG, G, Y, R 判別出力)
ATS受信器	発振周波数……………103kHz 変周周波数……………130, 123, 103kHz 検出処理……………デジタル処理 ATS出力……………警報 (130kHz), 5秒後BB SB (123kHz) ……………ATS停止 NB (103 + 123kHz) ……踏切緊急停止 NB (GG→Y, R) ……表示異常停止 速照出力……………高速減速報 (GG→G) T秒後120km/h以上 (NB) 分岐器速照等 (103 + 103kHz)

信号線に対する冒進防護のATS非常停止、および2つの地上子間を通過する
 時間で速度照査する機能などを備えている。

また、受信する信号がGGからYなど通常の変化以上の下位表示になっ
 た場合はブレーキを作動させる、あるいは、地上子の組み合わせ情報を設定し
 踏切緊急停止情報などに使用することも可能である。

このように本システムは、ATSとしての地上設備を改良することなく、高
 速運転区間でのGG信号情報を用いた最高速度のチェック機能、120km/hまで
 の減速チェック機能および120km/h以下では従来のATS地上子を用いた改良
 形ATSの機能などを備え、また、緊急停止の制御も可能である。

〔文献〕

- 1) 市川和男, 宮地正樹: 電形ATSシステムの開発, 技研誌報, A-87-68, 1987. 2
- 2) 市川和男, 長谷川孝明: 高速運転用信号保安システム, 鉄道総研報告, Vol. 3, No. 5, 1988. 5

4.3 踏切保安設備

踏切の安全性の確保は150km/h速度を実施する時の最大課題の一つである。
 衝突時の衝突破壊力は速度の2乗に比例することから、150km/h時の踏切事故
 は極めて悲惨なものになると想定される。踏切事故防止の施策として、1) 障害
 物検知、2) 踏切交差時の列車停止等がある。

4.3.1 踏切障害物検知

(1) 累行の踏切障害物検知方式

光電 (赤外線、レーザー) 方式は表 4.3.1-1 のように踏切道上に数本の光ビー
 ムを張り、障害物がいつたかのビームを遮断することで、障害物を検知する方
 式である。

この方式は積雪区間の踏切へも導入されているが、積雪による誤動作がある
 ため冬季には使用を停止している。さらに、レーザーの近傍に発光器と受光器を
 設置しなければならぬため、ラッセル車では積雪する線区では使用できない欠
 点がある。また、降雪や降雨時の列車風によるレンズ面の汚れのため1〜2回
 /年の清掃作業が必要なこと、LED式の赤外線ビームは降雪や霧に対して減
 衰が大きいため、レーザー式は送受信器間の光軸ズレに弱いことなどの弱点をも
 っている。

ルーブリック方式は表 4.3.1-1 のように踏切道にルーブリックを埋め、ルー
 ブリック上に自動車などの金属物がさしかかると、インダクタンスが変化すること
 で障害物を検知する。積雪線区でも使用可能な全天候型踏切障害物検知装置とし
 て開発され、北海道や日本海側の積雪区間の踏切の数十箇所に設置されている。

表 4.3.1-1 現行の踏切障害物検知方式

方式	光 電 式	ループコイル式
概 説	<p>● 送信機 ○ 受信機</p>	<p>ループコイル</p>
利 害	<p>送受信の間に送受信機が入ることによって障害物検知が行う。</p>	<p>軌道に埋めたループ上に金属はほとんどループのインダクタンスがはたさるのを受け出す。</p>
障害条件による影響	<p>積による積雪が多い、雪が深く積ると検知できない。</p>	<p>湿度変化および地面の水分によって誘導率が変わる。</p>
検 査 周 期	<p>検査</p>	<p>各々、所定</p>
検出不可能と考える理由	<p>なし、ただし、レールの長さ、距離を考慮する必要がある。</p>	<p>なし、ただし、トラクタの積雪など、湿度が小さい、雪は検知できず。</p>
検 査 距 離	<p>踏切幅に相当 (30m)</p>	<p>1ムーブ当たり 80m×2mの範囲</p>
検 査 長 短 比	<p>1:30 (1 ヴォルツ:1.5)</p>	<p>1:5 (その地工作業が深い)</p>
検出装置および検察	<p>踏切幅の長さ 1~5ヶ月に1回</p>	<p>検出装置の設置 1~5ヶ月に1回</p>

しかし、この装置は自動車の金属による信号の変化量が少なく、気温、湿度などの影響を受け易い。このため、自動平衡器により自動補正を突然しているが、急激な温度変化に対する追従が遅く、また補正可能な範囲も小さいため、春先や秋に凍結でまずに装置がダウンすることが多い。また、ループコイルを踏切道に固定・埋設するため、踏切道をコンクリート舗装(凍結防止)にする必要がある。その工事費は築置の設備費用より格段に高い。

(2) 超音波を用いた全天候形踏切障害物検知装置
 超音波アンテナ (以下、アンテナという) は超音波振動子とホーンで構成され、道路交差用途受波器として北海道等の雪国を含め全国で使用されている。超音波反射式は雪国へも適用でき、かつ、現行の光電方式よりも低コストな踏切障害物検知装置を目指して開発されたものである。踏切道の上に設置された

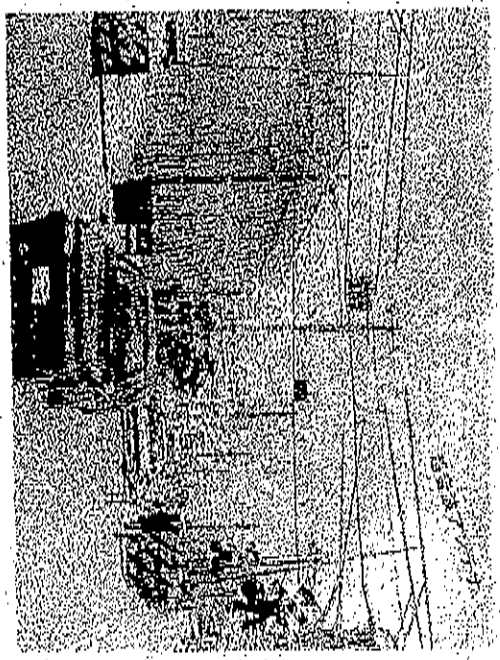


図 4.3.1-1 超音波を用いた踏切障害物検知装置

アンテナからの超音波反射を利用して踏切上の車両を検知する。極自動車以上を検出する点で光電式などと機能は同じであるが、レール近傍の地上にセンサー類を設置しないことが特長である。

1台の処理器に最大16個のアンテナを接続でき、アンテナの接続ケーブルは最大100mまで延伸可能なため、大多数の踏切は1台の処理器で対応できる。処理器はアンテナごとに時分割で超音波の送受信を行い、踏切警報リレーの復帰で障害物検知動作を開始し、終止点リレーの動作で障害物検知動作を終了する。踏切警報等に障害物を検知すると、踏切交差リレーを復帰して踏切交差警報の信号機を発光させる。

表 4.3.1-2に処理器の車両検知特性の概要を示す。アンテナは一般に路面から5~8mの高さに取付けられ、使用周波数は20kHz標準である。アンテナはM形を使用し、アンテナ直下の1.2mの円状の検知エリア内へ車両が進入すると(外周から100mm以上進入)、車両検知する。

表 4.3.1-2 超音波による車両検知装置

項目	内容
検知方式	頭上式に超音波アンテナを取り付けて物体に超音波を投射し、反射波を受信する
超音波周波数	22.1±0.3kHz
パルス変調周期	100ms
パルス幅	2ms
検知対象	整自動車以上の車両
検知距離	超音波アンテナのヘッド先端より直線距離5m～8mの範囲
検知範囲	アンテナヘッドの真下5mの点を中心として M形 直径1.2mの円内
分解能	車両速度がmin/hで0.5m以上の車両距離がある場合は分解可能
検知探知時間	100ms
接続可能な超音波アンテナ数	16個
超音波ビームの指向性	約1度×10度
アンテナ給電ケーブルの長さ	最大100m
検知出力	検知時 H (5V) 未検知時 L (0V) 停電時 故障時

1 アンテナあたり超音波信号の送受信に必要な時間は100ms以下であり、2つのアンテナを同時送受信するため、16個のアンテナで検知全体をサーチする時間（障害物を検出する時間）は0.8秒である。

超音波信号の送受信のモードと検知判定を図4.3.1-2に示す。反射波が路面ゲート内に戻る場合は「車両なし」、反射波が車両検知ゲート内に入った場合は「車両あり」となる。反射波がいずれのゲート内にも入らない場合が3回以上連続した場合は「車両あり」とする。自動車のレーザやホトネットの部分では反射波が車両検知ゲート内に戻ってくる、自動車のフロントガラスのように

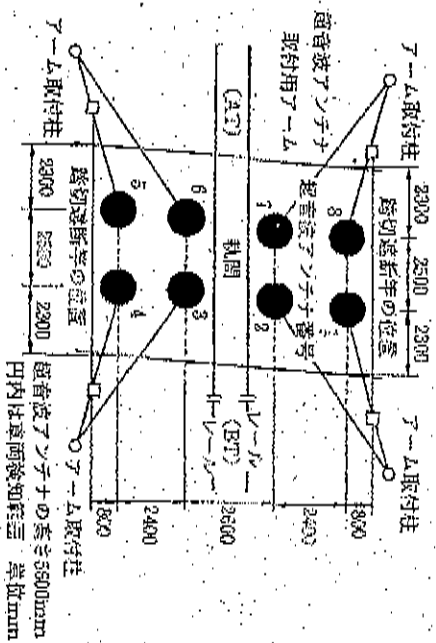
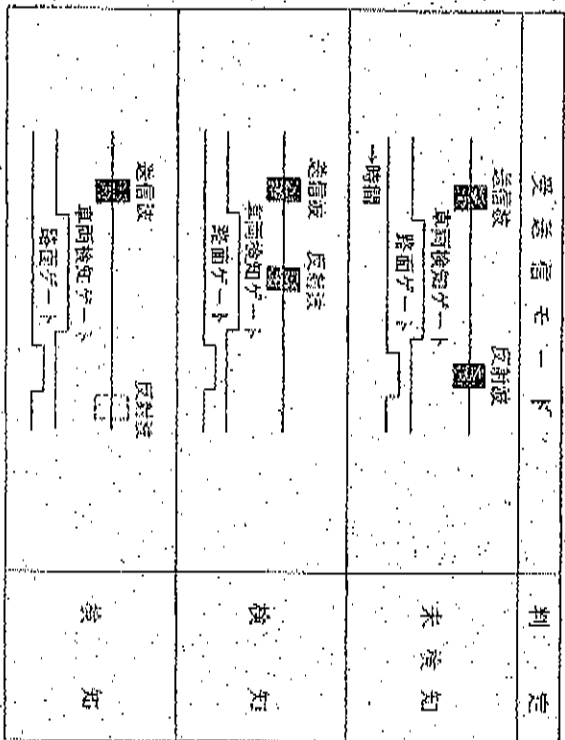


図 4.3.1-3 超音波アンテナの配置例

球面の部分では、送信波が散乱されて反射波が戻らない場合がある。この場合も「車両あり」となる。

図 4.3.1-3に示すように、5個のアソチナを配置した場合、自動車が横断すると少なくとも4個のアソチナが順次「車両あり」を検出する。自動車がエンスドした場合は少なくとも1個のアソチナが「車両あり」を検出し続ける。

北海道で約15か月の試験結果、良好な性能（検出ミスは0）が得られている。

4.3.2 列車への異常発知と緊急列車停止制御

踏切の交障は、信号装置の発光や特殊信号発光機の発光あるいは鉄道回送器による信号機の停止表示として列車に発知される。しかし、160km/hの列車速度では、運転士の状況判断とブレーキ操作に難しさが困難である。

そこで、支障中の踏切の手前に列車を停止させるために、自動的に非常ブレーキを発動させることが必要になる。緊急自動列車停止の方式の一例を表4.3.1に示す。なお、ATS-SPおよびビデングアルATCについては4.5節を、軌道回路断続式については4.2節を参照願いたい。

〔文献〕

- 1) 鈴木純順、山本正宣：光電式踏切障害物検知器，日本信号学会，Vol.2, No. 2, 1978
- 2) 宮地正和：会超音波を用いた踏切障害物検知装置の構成と特性，電気学会，交通・電気鉄道研究会資料，TDR-91-10, 1991

表 4.3.1 緊急列車自動停止方式の一例

	ATS連続制御(注)	ATS-P	ATS-SP	軌道回路断続式ATS	ビデングアルATC	防護無級
検知方式	地上信号	地上信号	地上信号	地上信号	地上信号	-
制御方式	磁気検知	磁気	磁気+電圧	(電圧) 磁気 (電圧) 磁気	磁気	磁気
R表示へ 発知の位置	軌道回路の無電流 または停止信号電流 検出	地上信号電流消失 検出	地上信号電流消失 検出	下位信号への電流 消失を検知	下位表示の電流消失 検知	防護無級受信機 検出
Y表示へ 発知の位置	軌道回路の電流 検出	同上	地上信号電流消失 検出	同上	同上	同上
制御対象列車	接近列車(方向別)	接近列車(方向別)	接近列車(方向別)	接近列車(方向別)	接近列車(方向別)	接近の全列車
システムの位置 付け	バックアップ装置	バックアップ装置	バックアップ装置	バックアップ装置	制御装置	バックアップ装置
設置形態	線路	線路上・地上・車上	線路上	車上の新設 地上の改修(高速度 区間)	車上・地上の新設	原則として変更不要
開発国	日本	日本	中国	中国	中国	日本

4.4 転てつ装置

列車の速度向上に伴い、遠送時の衝撃の多いところではフロントロケットが折損する事故があった。そのため、フロントロケットの形状や加工方法の見直しを行い、念力的にバランスの取れたフロントロケットが完成し、国鉄分割直前に旧 JRS 21415-3G-14AR6C となった。最終化以後は全てのフロントロケットは旧 JRS 21415-3G-14AR6C が供給されており、以後、フロントロケット下の折損についての問題はなくなった。

130km/h 化の考えを想定して、フロントロケットを転てつ棒でさらに補強するための線形の補強転てつ棒が開発されている。

(方策)

①120km/h の場合のフロントロケットは旧 JRS 21415-3G-14AR6C 相当を用いること。

②135km/h 以上は高速分岐器（弾性ポイント）を用いると共にフロントロケットは旧 JRS 21415-3G-14AR6C 相当を用いること。

③130km/h 化の場合、高速分岐器（弾性ポイント）を用いることが困難な箇所についてはフロントロケット（旧 JRS 21415-3G-14AR6C 相当）を用いると共に転てつ棒を補強転てつ棒に取替えることで対応可能。山陽本線にて 130km/h まで試験確認済み。ただし、補強転てつ棒は連結板の付いているメーカねじのポイント用である。

④改良形転てつ棒は平成 2 年度に高山線の高速分岐器（130km/h 通過可能な開き強固ポイント）に実用されている（この場合の補強転てつ棒の役割はトンゲシューム長が長くなったための引き廻り及び異音発生精度の向上が主たる目的である）。

割出し可逆形電気転てつ棒として YS 形電気転てつ棒があり、保安度の面から車庫の分岐器用として用いられている。最近、本線で使用可能な保安度の割出し可能電気転てつ棒を定検台の補助台により開発した。一方、新幹線では分岐線刺を 160km/h で通過可能な 38 号の高速分岐器を開発中で、新幹線用転てつ棒の振換力に比較して約 2 倍の振換力が必要なことからポールねじを振換

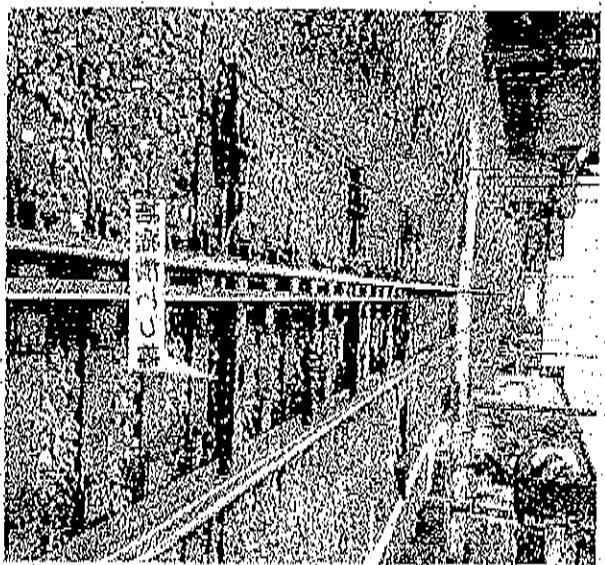


図 4.4-1 補強転てつ棒の実用例

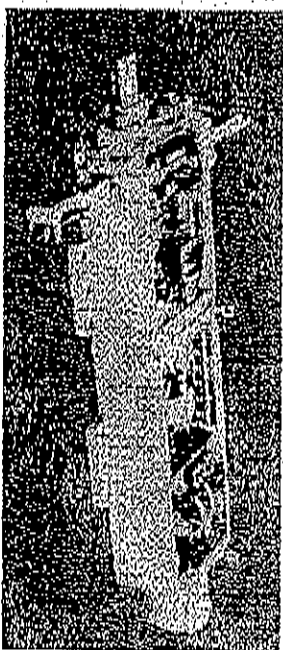


図 4.4-2 ポールねじを保安設備に組込んだ電気転てつ棒

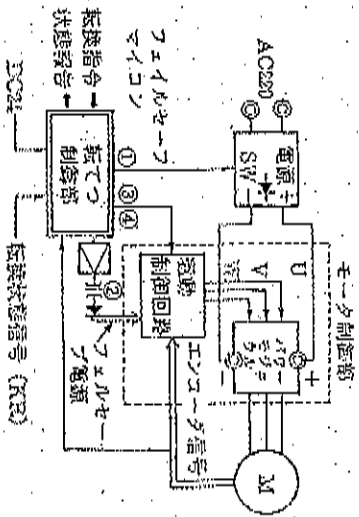


図 4.4-9 高速電気ブレーキの制御回路

機構に組込んだ電気ブレーキを開発している。大きさは新幹線用ブレーキと同様である。

また、信号保安協会が日本鉄道技術者の協力を受けて運転時間短縮のために転換時間2秒以下の高速転換クランプレス化を目的としてモータを電子制御する高速電気ブレーキが開発されている。

【参考文献】

- 1) 星屋重男：JR東海在来線のスピードアップ、鉄道と電気技術、Vol.1, No. 6, 1990.6
- 2) 櫻井育雄、ほか：高速分岐器（38番）用の転換鎖錠装置の開発、第28回鉄道サイエンス論文集、1990.11
- 3) 大野孫治、ほか：電子制御による高速電気ブレーキの開発、電学会研究会資料、TEB-90-85, 1990

4.5 新システム

従来の信号システムでは、送受向上に対して主として次のような設備改善が必要となる。

- ① 信号の明示改良
- ② 踏切警報地点の追加または移設
- ③ 接近鎮静区間の延伸

このような改善が必要になる理由は、列車を区間単位に地上で検知し、それに基づいて段階的な許容速度のみを車上に指示する制御方式をとっているからである。現状は地上主体の制御方式であるといえ、この方式をとる限り速度性能や長さの異なる列車の存在に対する効率的な制御には限界がある。改善の方向としては、地上は走行可能位置や分岐方向等に関する情報を示すにとどめ、列車別の制限速度やブレーキ距離に關する処理を車上に任せる方式である。より具体的にいうと、車上で列車位置を検出して、線路勾配や速度制限、列車検速性能を基に連続的な規制速度パターンを発生して速度超過する方法が最も有効と考えられる。ここで紹介する3つのシステム例は、いずれもこの方向に沿ったものである。ただし、列車検知の方法と車上への情報伝達手段等が異なっており、それに応じて機能と性能に違いがある。

4.5.1 情報制御形ATS

車上に情報処理装置を持つ装置を搭載して既存のATS信号から規制速度パターンを発生する方式である。既存ATSの方式は点制御、連続制御のいずれも対応できる。

4.5.1.1 制御の原理

既存ATSの方式により信号情報の検出方法等に異なる部分を生じるが、ここでは最もシンプルな標準方式の地上手を用いる点制御方式に適用した場合を想定して説明する。設備としては車上に新たな装置を装備することになるが、地上設備は軽微な追加でよい。

車上装置は線路データとして地上子の位置と種別、地上子から信号機までの距離、およびその間の線路勾配に関する情報を持っており、車輪回転と地上子の検出によって列車の走行位置を連続検知している。ATS 地上子を通過したとき、列車の走行位置からいずれの地上子であるかを特定する。そして、地上子が制限時の状態にある時は線路データから速度規制パターンを発生する。制限でないときは、速度規制パターンが発生中であらばそれを消去または修正する。

地上側には現示アンプに対するパターン消去用の地上子を必要に応じて配置する。消去用地上子の設置条件は既設の制御用地上子と同じでよく、新たに作成する必要はない。また、JRで多用している2元3位の軌道回路であれば、車上で軌道回路電流の転流を検出してパターン消去を行い消去用地上子は不要である。

図 4.5.1-1 にシステムの概念を示す。車上で作成する速度規制パターンは図 4.5.1-2 における実線のような1段パターンでもよいし、次の番号機の通過速度まで減速する波線や点線のような多段パターンとしてもよい。

以上が、単発周式の地上子を利用する場合の動作原理であるが、既設の方式が多発周式や軌道回路式の場合には伝送情報種別を多くとれ、より高機能なシステムを構築できる。さらに、軌道回路式ではパターン消去用の地上子も不要である。

4.5.1.2 システムの特長

既設のATS 地上設備を活用でき、経済的にシステムを構築できることが大きな長所である。また、車上装置の線路データと情報処理機能を活用して各種機能を追加できる長所を持っている。

- ①パターン式の制御であり運転効率が上がる。
- ②端末駅の進入速度監視や分岐方向別速度制限を行える。
- ③高速列車のYG、Y信号の通過速度を待避扱いすれば、高速信号の追加を省略できる場合が多い。
- ④運転情報を車上装置に入力することにより誤通過を防止でき、ナビゲーター

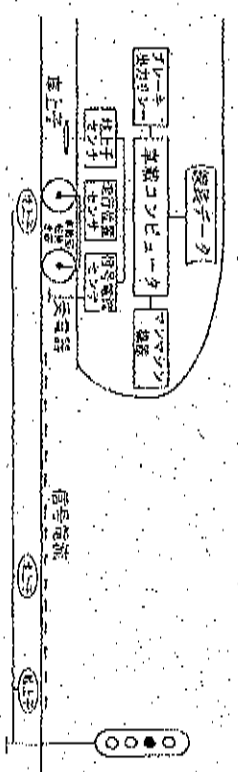


図 4.5.1-1 情報制形式ATSのシステム概念

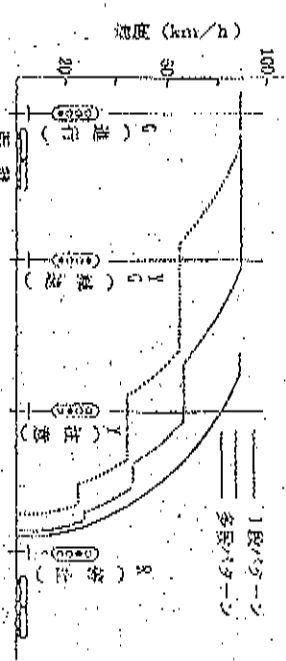


図 4.5.1-2 速度制御パターン

ションや車内自動案内放送へ変更させることができる。

4.5.1.3 適用に際しての考慮点

JRのATS-S形をベースとするシステムについては、設置条件の異なる4線区で100km/hからの緊急制断を含む現車走行試験を終了し、導入可能な段階に達している。ベースとするATS方式が異なる場合には、車上のデータ制御論理(ソフトウェア)を製作して実車試験が必要となるが、ハードウェアを含めた基本部分については新たな開発は必要ない。

【文献】

- 1) 中村英夫、佐々木達也：ATS-SPシステムの開発、鉄道総研報告、Vol.5, No.4, 1991.4

4.5.2 デジタルATC

4.5.2.1 システムの概要

既存の軌道回路を利用したATCの概念を踏襲したシステムである。すなわち、列車検知は軌道回路を流れる軌道回路ごとに行う。車上への情報伝送も軌道回路で行う。ただし、情報内容は従来のような速度信号ではなく、軌道回路ID、開道軌道回路数や駅の到着/出発警報等の情報を数10ビットのAF波(可聴周波数帯)で変調したデジタル信号で伝送する。車上では、地上からの情報と、情報制御形ATSのように車上に記憶した軌道回路ID順序と軌道回路長、分岐警報履歴、監視制限、勾配等の線路データからその地点での走行可能な最高速度を計算し、指示する。ブレーキ操作が必要な場合には、ブレーキパターンを発生し、パターンより速度が高いとブレーキを動作する。ブレーキパターンは列車停止(制限速度)までの1段ブレーキ制御のパターンである。車内には、列車速度、制限速度等を表示するとともに、列車速度が制限速度に接近すると警報音を発生する。

線路データは車上に記憶しておくが、データの更新は管轄区からの途区待や駅のホームトラックで停車中に、地上から車上に伝送することで常に最新データに更新する。この時、臨時の速度制限データも車上に伝送することができる。車上の位置は、軌道回路IDより、どの軌道回路にいるかを常に検知できる。軌道回路内の位置は軌道回路始端からの走行距離を車軸回転出力を計数して検出する。軌道回路境界で地上からの信号の搬送波が変化したことを検出して、列車位置の補正をする。

この方式は、列車検知を軌道回路ごとに行っており、移動距離だけでは不十分で、列車間隔は数100mの軌道回路でも系統別走行区のみを無条件軌道回路により細かく検知することで移動距離と同等の運転間隔が得られる。本システムの概念を図4.5.2-1に示す。

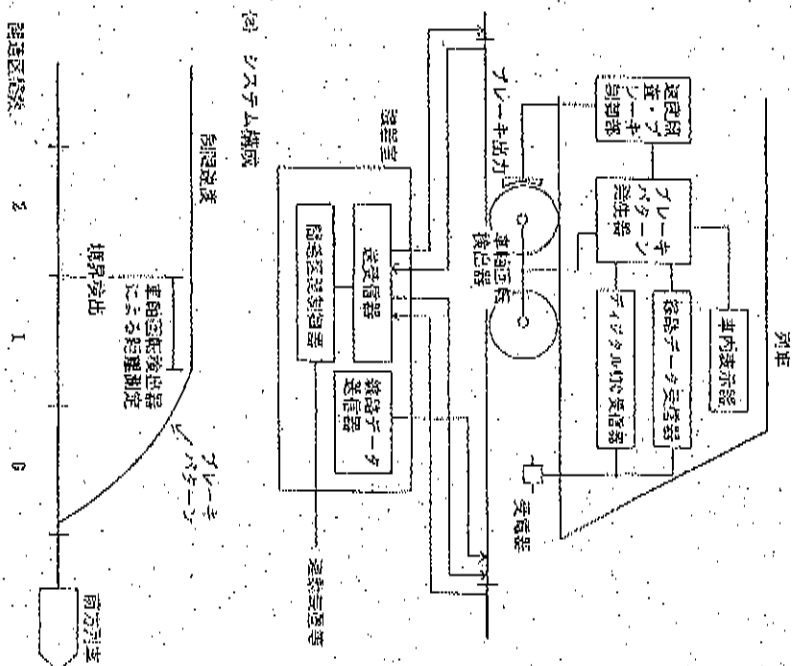


図 4.5.2-1 デジタルATSのシステム概念図

4.5.2.2 システムの特長

このシステムは従来のATCと同じ軌道回路を利用している。そのため、安全は充分確保されている。さらに、列車の位置検知を軌道回路と車上の車軸回転から検出しているため、駅付近のみ細かく検知すればよいから従来のATCよりも平均軌道回路長が長くても移動距離を並みの運転間隔が確保できる。

これらの特長を列挙すると次のようになる。

(1) 仕方の向上

1) 運転時間の短縮

1段ブレーキ制御で、駅付近のみ軌道回路を短かくすることで移動距離と同等の運転時間に行うことができる。

2) 速度向上

現行のATCでは速度向上するために新しい速度信号を割り当てる必要があるが、距離信号のため、高速化に対しても地上装置の改良を必要としない。

(2) コストの低減

1) 平均軌道回路長の増加

駅付近は短かくする必要があるが、駅中間は長くでき、平均の軌道回路長が長くなるので、軌道回路数が削減できる。

2) 機器分散

前方軌道回路の情報のみで後の軌道回路の情報が作成できる。このため、ケーブルによる情報の伝送が必要ないので機器分散をすれば、工事費の削減ができる。

(3) 安全性

1) 軌道回路による列車検知・ATC情報伝送

実績のある軌道回路をベースにしているので安全であり、一部の装置が故障しても列車の存在は常に確認できる。また、ATC情報伝送は連続的に行われる。

2) 軌道回路IDによる位置確認

軌道回路ごとに異なるIDを送信しているので、途中で車上装置が故障し、その後故障復旧すると車上ではすぐだどの軌道回路にいるか確認でき、走行可能である。

3) レール破断検知

軌道回路を使用しているので従来通りのレール破断検知が可能である。

4.5.2.3 適用に際しての考慮事項

デジタルATO方式への変更は、一般には、現行の軌道回路に重畳してデジタルATCを設備して、急上・車止ともに改修し、デジタルATCに移行した後、現行設備を撤去する。原則的には現行の軌道回路の期を区段を変更する必要はない。

機器分散のまま地上信号式から変更する場合は、まず地上装置を改良し、現在の軌道回路装置の代りに本装置により列車検知を行い、リレーで信号機を制御する。車上装置を設備した時点で地上信号機を滅灯してデジタルATCとする。この方法では1軌道回路ごとに変更でき比較容易に更新できる。しかし、現行のATSで軌道回路を使用している場合はこの方法をとることはできない。

新線の場合には、無総線軌道回路の採用が保守を考慮すると好ましい。無総線軌道回路の場合、従来のATCよりも送信帯域が広がるのでLIC(コイルとコンデンサ)による境界短絡式よりも列車検知とATCとを分離した多周波式が簡単である。

現在、装置を試作中で、平成5年度以降に現行走行試験等により性能確認を行う予定である。

【文献】

- 1) 渡辺謙夫、ほか：デジタル軌道回路を利用した統合列車制御 第2回鉄道サイバネ論文集、1991.11
- 2) 田口明夫、ほか：デジタルATCによる新幹線の自動運転システムの研究、電学会論文会資料、TRR-91-41, 1991.12

4.5.3 次世代運転制御システム

4.5.3.1 システムの概要

システム全体は地上と車上の制御装置、およびその間の情報通信を行う無線装置からなっており、地上から各列車に対して走行許可を無線で送信する方式である。

地上から列車への走行許可は位置を逐次の情報からなっており、車上では許可地点で指定速度に減速できる速度パターンを作成し速度照査を行う。また、列車位置を車上で連続検出しており、列車の速度・位置情報を常時地上へ伝送する。

地上は列車からの速度・位置情報に基づいて列車を遮断し、先行列車の位置と構内進捗の状態から列車別に走行許可情報を決定して車上へ伝送する。構内進捗に関しては地上制御装置が従来方式の運転装置から条件を取り込むか、それ自身の運転論理によりシステムを構築して安全を確保する。走行許可の位置情報は、先行列車の移動に応じて連続的に変化し、閉そく方式としては移動閉そくとなる。走行許可の速度情報は通常は停止を示し、車上に記憶されている臨時速度制限が発生したときの各速度を指定する。なお、固定的な速度制限および線路勾配の情報は車上制御装置が線路データとして記憶している。

路切制御に関しては、全く新しい車上制御方法を採用する。線路データを構内に車上で逐次逐次時刻を列車速度から計算し、地上の路切制御装置に列車番号と逐次時刻を伝送するとともに、路切での停止パターンを発生する。地上では警報、遮断の正常終了を確認後に、通過許可を列車に返送する。車上では通過許可を受信したとき停止パターンを消去する。何らかの障害により通過許可を受信できなければ列車は停止パターンに従って緊急停止する。システム全体の概念を図4.5.3-1に示す。

無線伝送には3つの方法がとれる。既設列車無線を活用する方式、準マイクロ波の使用、あるいはLCCX利用の3方式である。方式選定には適用線区の列車密度、駅間距離等の条件が関係する。高密度線区ではLCCXが準マイクロ波

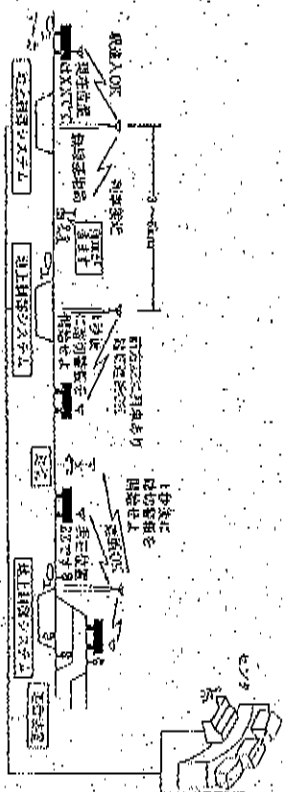


図 4.5.3-1 次世代運転制御システムの概要

方式が必要と見ている。無線伝送の品質に起因する安全上の問題は情報の冗長化と時間遅延で解決する。伝送の見逃し率は10⁻¹²以下にできるうえに、復元回線の誤りが連続しない誤り危険とはならない。これによる事故は実地上無視できる。一方、伝送不良状態に対してはサイクリング伝送と時間監視により交換装置間でクロスオーバーを構成し、不良状態の継続時には安全制動を行わせる。

車上での列車位置検出には車輪回転と地上子を用いる方式をとる。地上子はATS等を使用して既設のものを利用できる。回転を検出する車軸数は少なくとも2軸が必要で、高加速線区では3軸以上とすることが望ましい。車輪の空転滑走による誤差に対しては安全側に制動するため果実上の問題は無い。

4.5.3.2 システムの特長

このシステムは車内信号であり、列車の位置検知を車上で行うため、軌道回路や信号機、およびATS地上子といった地上の信号設備をほとんど必要としない。また、ブレーキ距離の算出は車上で先行列車位置や速度を連続制御することから、高速度への対応のみならず従来の方式では得られなかった多くのメリットを生じる。これらを性能向上、安全性向上、および低コスト化において以下に列挙する。

(1) 性能の向上

1) スピードアップ

速度に対するシステムの性能要求は250km/h以上であり、実質的な制約とはならない。既約約に速度向上を図って行く場合、従来の信号設備はその都度、現示 変更や開始始動点、ATS 地上子の移設等の改修が予想されるが、このシステムではソフトウェアの定数変更プログラムの数回な改修の事で対応できる。

2) 高密度運転

移動閉そく方式となることから、運転時刻の短縮が可能である。現状の東西加減速度の場合、1線着発の停車駅時間を停車時間+30秒程度に出来ると見ている。

3) 待切待発時間の適正化

各列車が踏切接近時の走行速度から通過時刻を計算するため、警報時間は常に必要最小限になり、列車の渋滞時にも警察の不意な伸びが発生しない。特に最高速度の異なる多種類の列車運転線区では大きな効果が得られる。

(2) コスト削減

1) 地上設備の省却

信号装置に関しては線路沿線に点在する機器が少なかったため、保守費が大幅に軽減する。また、軌道の保守や改良に際しても沿線信号装置の少ないことは作業量削減に大きな効果がある。

2) 単線運転

単線運転を行うための追加設備は不要であり、接続区間では単線並列の設備となる。これによって、警備保守や事故時の単線運転が容易に行える。

3) 運行管理の効率化と省エネルギー運転

地上制御装置では連続的な列車追跡を行っているので、この情報を扱えば経済的で効率的な運行管理システムを実現できる。急行列車の位置や速度を考慮した省エネ運転や遅延回復処理が可能になる。

(3) 安全性の向上

1) 踏切事故防止

遮断不良あるいは積雪物検出時に列車を踏切手前へ停止させることが可能であり、踏切の事故防止効果が大きい。また、警報時間が適正化されることにより無き通行が減少する。

2) 列車の緊急停止

沿線の災害検知装置や列車着発スイッチ等の機器と接続することにより、必要な列車に対し適切に緊急停止を指令できる。また、列車の脱線や転覆によるに反対車線の支線に対しても車上装置の緊急発信あるいは無応答検出により、地上装置から対行列車を緊急停止させる等の処置ができる。

4.5.2.3 適用に際しての考慮点

①無線伝送路の悪化と確保がまず必要である。所要チャネル数は無線基地局内に在線する最大列車数によって変わる。

②位置検知用地上サーカとしては、ATS等で使われている梨岡式地上子の利用が経済的である。無電源トランスポンダを用いて位置情報を読み出す方式は、設備費が増えるが位置の検知精度が準線化できる等の利点がある。

③次世代運転制御の車上システムを搭載していない列車を混在運転する線区では、それら列車位置を地上制御装置に取り込む設備が必要となる。④このシステムは列車閉隔、構内保安、踏切等信号全体に関係するだけでなく、運転装置や線路閉鎖等の多くの業務に関連する。導入に当たってはこれら各部門の担当者からなるプロジェクトを組織して取り組む必要がある。

[文献]

- 1) 長谷川豊：無線式列車運転制御システム，鉄道総研報告，Vol. 2, No. 10, 1988, 10
- 2) 熊谷繁雄，平尾裕司，長谷川豊：次世代踏切制御方式，鉄道総研報告，Vol. 4, No. 11, 1990, 11

4. 6 信号視認性

4. 6. 1 信号の視認性

信号（案内信号機、出発信号機および中継信号機を対象とする。以下同じ。）の視認性としては、運転士が信号に目を向けたとき、その信号が十分な明るさと大きさを持っており、その信号機が示す種別を識別できるといふいわゆる物理的な視認性と、運転士が列車を運転しているとき、必要に応じてタイミツクを失することなく信号を確認できる作業上の余裕があるかという、運転士の作業負担からみた視認性がある。信号の視認性を確かめるには、上記二つの点からの検討が必要である。

4. 6. 1. 1 速度と視力

観察者または対象が動いている時にその細部を識別できる能力を動態視力といひ、静止した状態より動態視認能力が低下する。観察者と対象との相対的な移動速度は、観察者の眼を中心とした角速度で表される。これまでの報告によれば、角速度が毎秒20度以上となると動態視力は著しく低下するといわれている。しかしながら、列車の運転中における信号確認は600m程度前方から行われるので、信号機の見かけ上の移動角速度は小さく、動態視力を考慮する必要はない。

4. 6. 1. 2 物理的な信号視認性

図4.6.1-1はG信号とGG信号の識別率が、観察距離が遠ざかるにつれてどのように低下するかを示したものである¹⁾。GG信号については観察距離が遠くなるほど、識別率が低下しているが、見誤ったものほとんどは2灯が正しく分離されて見え、G信号と見誤ったものである。GG信号のような2灯信号については、二つの灯が分離されて視認できるようにするためには、灯の設置間隔を観察者からの視角に換算し3分程度の間隔となるように設置することが望ましい。

また、2灯信号は、光軸をそろえることが重要であり、とくに列車の運転台

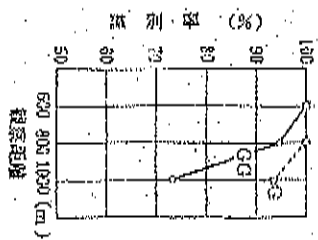


図 4.6.1-1 GGとG信号の識別率

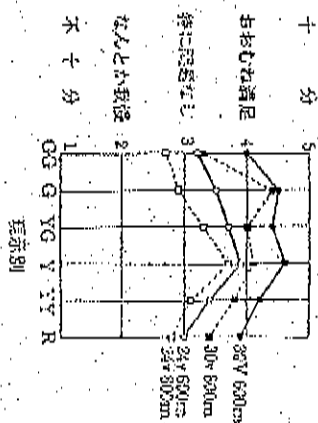


図 4.6.1-2 信号機の明るさの等級

の高さから見で調整することが必要である。

信号灯が点滅するフラッシュ信号は、比較的距離で確認するときは誘目性が高く、視認性を高める効果があるが、確認距離が遠くなり信号灯の明るさが低下すると誘目性を高める効果は期待できない。

信号の視認性を高めるための方策の一つとしては、信号灯の点灯電圧を上げることである。図4.6.1-2にその効果の定数を示した²⁾。

4. 6. 1. 3 速度向上と信号確認タイミツク

列車の高速化により、外界から入手する情報の時間密度が高まれば、運転士の情報処理作業が忙しくなったり、運転操作が忙しくなるので、信号確認のタイミツクが遅れを生じたり遅延待機のばらつきが大きくなるのが予測される。しかし、150km/hで走行した場合（暗視のない線区の場合）を120km/hで走行した場合とを比較すると、速度の影響は認められず、むしろタイミツク待分の大きさの影響が認められた（図4.6.1-3）。

一方、運転中における運転士の注視行動をみると、運転速度が高くなるにつれて信号注視に要する時間割合が増大している（図4.6.1-4）。このことは人間が持つ注意のリソースのうち信号注視に振り向ける分が大きくなり、そのほかの装置や車内装置に振り向ける分が少なくなっていることを示している。列車運転

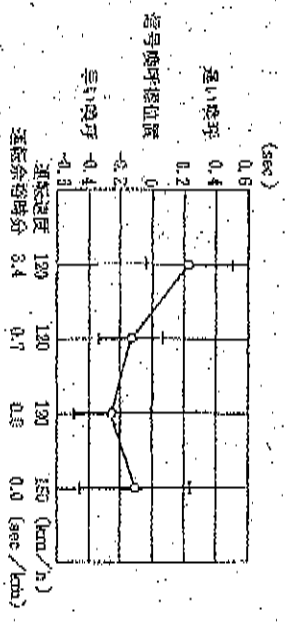


図 4.6.1-3 運転速度、運転余裕時間と信号検出時間

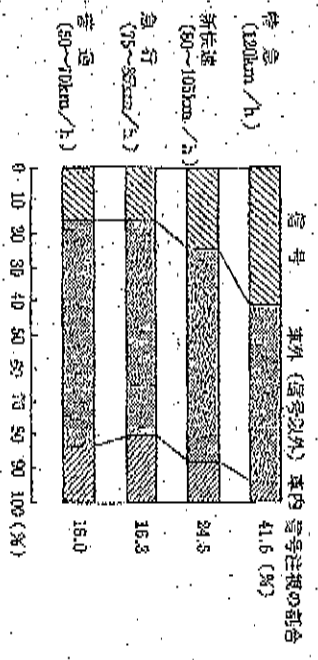


図 4.6.1-4 運転士の視線配分割合の列車別比較

の安全性という点からみると、単に信号が検出できるかどうかということばかりではなく、列車の安全、安定運行に必要な情報がスムーズに入手できるということも重要である。つまり、いくら信号が検出できても、そのことのために注意のリソースを過度に集中しなげなざるを得ないものであるならば、運転システムとしては不都合なものであるといえる。したがって、信号をはじめとする様々な情報の入手が運転士にとって過度の負担となっていないか等について、当該線区を巡察する運転士から意見調査などを行って調べることが必要である。

【文献】

- 1) 人間-環境系構築委員会編：人間-環境系（人間機能データベース）人間と技術社、昭和48年、p165
- 2) 宇賀村清：高速運転のヒューマンファクター、RRR、第4巻第10号、鉄道総合技術研究所、1991.10、p21~24

102.12.3－102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆

資料 3.

鉄道車両の ダイナミクス

最新の台車テクノロジー

日本機械学会編

株式会社 電気車研究会

1.4 上下系・前後系のダイナミクス

鉄道車両が走行すると、一般には軌道の不整によって励振され、上下、前後および左右の各方向の振動が同時に生ずる。車上で測定される各方向の振動としては、それぞれの方向の並進運動のほか上下方向では左右軸回りの回転運動であるピッチングが、また、左右方向では上下軸回りのヨーイングと前後軸回りのローリングが含まれる複雑な波形が得られる。

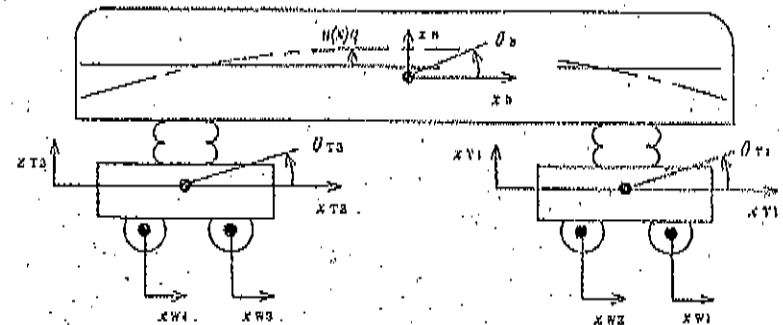


図1-16

鉄道車両の振動を運動方程式で表すと、上記3種の並進運動と3種の回転運動の各々に関する式から構成される連立方程式となる。ここで、形状が前後、左右方向に对称とみなせる一般の鉄道車両の場合、上下動、前後動、ピッチングに関する式には左右動、ローリングおよびヨーイングの変数は現れない。反対に、後者に関する式には前者の変数は現れない。すなわち、上下動、前後動、ピッチング系（上下・前後系）の運動方程式と左右動、ローリング、ヨーイング系（左右系）のそれとが分離される場合が多い。したがって、本節では上下・前後系のダイナミクスについて述べることにし、左右系のダイナミクスについては節を改めて解説する。ただし、実際には車体の形状が対称でなかったり、質量分布の違いが大きい場合、支持ばね系の特性に非対称がある場合などではこれらの分離ができず、全体を一緒に取り扱わざるを得ないケースもあることに留意する必要がある。

1.4.1 運動の自由度

ボギー車を対象として上下方向と前後方向の運動について考える。ボギー車とは、図1-16に示されるように、車体が前・後2台の2軸台車で支持されており、旅客用として一般的に用いられている鉄道車両である。運動の自由度を有する質量は、車体と2台の台車および4本の車輪軸である。車輪が常にレールと接触していることを仮定すれば、各質量の剛体としての自由度は、

- 車体：上下動、ピッチング、前後動 3
- 台車枠：上下動、ピッチング、前後動×2台=6
- 車輪軸：前後動 ×4本=4

である。ほかに弾性体の運動として上下方向の車体曲げを考えなければならない。理論上、弾性体の曲げ運動は

運動の自由度

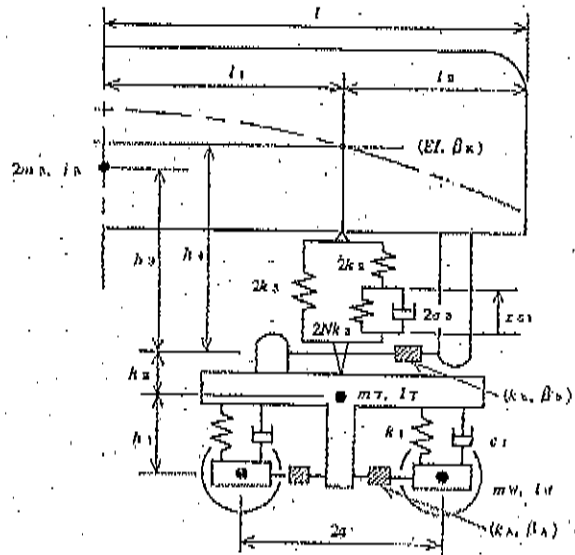


図1-17

全体モデルの構成

無限の自由度（または次数）を有するが、実際の車体曲げ運動で検討の対象となるのは数個の低次モードであり、そのなかでも1次の曲げモードが特に卓越している⁽¹⁾。したがって、車体曲げとして1次モードのみを考慮する方法が従来から用いられている⁽²⁾。この場合、剛体の自由度と合わせ車両全体で14自由度の運動系が構成される。

上下と前後の方向をまとめて一つの運動系としているのは、軌道の上下方向不整が台車ピッチングを介して車体の前後動を励振したり^(3,4)、車輪軸の前後動が台車の前後動を介して車体曲げを励振する^(4,5)など、上下方向と前後方向の運動を完全に分離することが必ずしも適当ではない場合が多いためである。目的により検討対象の運動が限定されるならば、方向別に分離して取り扱

うことも可能であり、普通は方向別の取り扱いは多い。以下では、上記の14自由度すべてが考慮された計算モデルを全体モデル、検討対象の運動を限定して自由度を減じたものを部分モデルと呼ぶことにする。

1.4.2 全体モデルの運動方程式⁽⁸⁾

図1-16に示したボギー車の1車両全体モデルから運動方程式を導出するものとする。前側半車両について台車支持ばね系の構成および寸法を記号で示すと図1-17のようになる。高速旅客車を安定した空気ばね車両のモデルであり、車体支持として上下方向には台車枠を介して1次ばね系と2次ばね系が直列に作用する。1次ばね系が軸ばねとダンパの並列系、2次ばね系(まくらばね)が空気ばねとしてモデル化^(7,8)されている。また、前後方向には車体・台車枠間でボルススタアンカゴムが、台車枠・車輪軸間で軸箱支持ゴムの剛性として作用している。車両の走行振動は上下方向の軌道不整(高低狂い)および車輪軸の質量不平衡(または偏心)によって励振される。

上記の仮定に加え、この計算モデルでは簡単化のために次の仮定を設ける。

- ・車両の形状は車体、台車ともに前後および左右方向に対称である。
- ・ばね系の構成要素は、空気ばねの絞りによる減衰、軸ばねダンパの減衰も含め、すべて線形特性を有する。
- ・台車ピッチングおよび台車ピッチングの回転中心は、それぞれ車体中央、台車中央の垂直線上にある。
- ・車体曲げについては、車体を均一な一様断面はりとする。

また、本節以降で用いる主な記号を以下に列記する。

- $2m_D$: 車体質量
- ρ : 単位長さ当たりの車体質量 ($\approx m_D/l$)
- m_T : 台車枠質量
- m_W : 車輪軸質量
- i_{Dx}, i_{Dy}, i_{Dz} : 車体のローリング, ピッチング, ヨーイングの慣性半径
- i_{Tx}, i_{Ty}, i_{Tz} : 台車枠のローリング, ピッチング, ヨーイングの慣性半径
- i_{Wx}, i_{Wy}, i_{Wz} : 車輪軸のローリング, 回転, ヨーイングの慣性半径
- J_{Dx}, J_{Dy}, J_{Dz} : 車体のローリング, ピッチング, ヨーイングの慣性モーメント
- ($J_{Dx} = 2m_D i_{Dx}^2, J_{Dy} = 2m_D i_{Dy}^2, J_{Dz} = 2m_D i_{Dz}^2$)
- J_{Tx}, J_{Ty}, J_{Tz} : 台車枠のローリング, ピッチング, ヨーイングの慣性モーメント

- ($J_{Tx} = m_T i_{Tx}^2, J_{Ty} = m_T i_{Ty}^2, J_{Tz} = m_T i_{Tz}^2$)
- J_{Wx}, J_{Wy}, J_{Wz} : 車輪軸のローリング, 回転, ヨーイングの慣性モーメント

- ($J_{Wx} = m_W i_{Wx}^2, J_{Wy} = m_W i_{Wy}^2, J_{Wz} = m_W i_{Wz}^2$)
- k_{1x}, k_{1y} : 軸箱の前後剛性, 左右剛性
- k_{1z} : 軸箱上下剛性(1軸当たり)
- k_A : 軸箱前後剛性(1軸当たり)
- β_A : 軸箱支持ゴムの損失係数
- k_2, k_3 : 空気ばねの上下剛性, 空気ばね有効受圧面積の変化率に関する上下剛性
- N : 空気ばね本体と補助空気室の容積比
- k_{2y} : 空気ばねの左右剛性
- k_4 : ボルススタアンカゴムの前後剛性
- β_4 : ボルススタアンカゴムの損失係数
- BI : 車体の曲げ剛性
- β_K : 車体曲げの損失係数
- c_{1x} : 軸ばねダンパの減衰係数(1軸当たり)
- c_2 : 空気ばねの絞りによる減衰係数
- c_{2y} : 車体・台車間の左右動ダンパの減衰係数(台車片側当たり)
- c_4 : ヨーダンパの減衰係数(1本当たり)
- h_1 : 輪軸中心から台車枠重心までの高さ
- h_2 : 台車枠重心からボルススタアンカまでの高さ
- h_3 : ボルススタアンカから車体重心までの高さ
- h_4 : ボルススタアンカから車体曲げ中立軸までの高さ
- h_5 : 台車枠重心から空気ばね左右剛性着力点までの高さ
- h_6 : 空気ばね左右剛性着力点から車体重心までの高さ
- $2L_1$: 台車中心間距離
- l_2 : 車体張出し部の長さ
- $2L$: 車体長さ ($= 2L_1 + 2l_2$)
- $2z_2$: 台車輪軸間距離
- $2b_1$: 軸ばねの左右取付け間隔
- $2b_2$: 空気ばねの左右取付け間隔
- $2b_3, 2b_4$: ボルススタアンカ, ヨーダンパの左右取付け間隔
- r : 車輪半径
- γ : 車輪の等価勾配
- z_0 : 車体重心の上下変位
- z_{T1}, z_{T2} : 台車枠の上下変位(1は前位, 2は後位)
- z_{S1}, z_{S2} : 空気ばねのモデル化のために導入した変位
- x_B : 車体重心の前後変位
- x_{T1}, x_{T2} : 台車枠の前後変位
- $x_{W1}, x_{W2}, x_{W3}, x_{W4}$: 車輪軸の前後変位(1~4はそれ)

（それぞれ第1軸～第4軸を示す）

θ_0 : 車体のピッチング角変位

θ_{T1}, θ_{T2} : 台車枠のピッチング角変位

(1) エネルギー方程式

図の計算モデルについて運動エネルギー T , 位置エネルギー V および散逸関数 D は次式のように得られる。ここで、 $(\dot{\cdot})$ は時間による微分 d/dt を意味する。

・運動エネルギー

$$2T = \int_{-l}^l \rho (\dot{x}_0 + u(x)\dot{q})^2 + \dot{x}_0^2 dx + m_T(\dot{x}_{T1}^2 + \dot{x}_{T2}^2 + \dot{x}_{T1}^2 + \dot{x}_{T2}^2) + m_W(\dot{x}_{W1}^2 + \dot{x}_{W2}^2 + \dot{x}_{W3}^2 + \dot{x}_{W4}^2) + J_B \dot{\theta}_B^2 + J_{T1}(\dot{\theta}_{T1}^2 + \dot{\theta}_{T2}^2) + J_{W1}(\dot{x}_{W1}^2 + \dot{x}_{W2}^2 + \dot{x}_{W3}^2 + \dot{x}_{W4}^2)/r^2 \quad (1.1)$$

・位置エネルギー

$$2V = (1+j \cdot \beta_K) \int_{-l}^l EI \{u_{xx}(x)q\}^2 dx + 2k_z \{(z_0 + l_1 \theta_0 - z_{S1} - z_{T1})^2 + (z_0 + l_1 \theta_0 - z_{S2} - z_{T2})^2\} + 2Nk_z (\dot{z}_{S1}^2 + \dot{z}_{S2}^2) + 2k_z \{(z_0 + l_1 \theta_0 - z_{T1})^2 + (z_0 + l_1 \theta_0 - z_{T2})^2\} + k_{1A} \{(z_{T1} + u \theta_{T1} - z_{R1})^2 + (z_{T1} - \alpha \theta_{T1} - z_{R1})^2 + (z_{T2} + \alpha \theta_{T2} - z_{R2})^2 + (z_{T2} - \alpha \theta_{T2} - z_{R2})^2\} + 2k_s \{(x_0 + h_1 u_x(l_1)q + h_2 \theta_0 - x_{T1} + h_2 \theta_{T2})^2 + (x_0 + h_1 u_x(-l_1)q + h_2 \theta_0 - x_{T2} + h_2 \theta_{T2})^2\} + 2k_A \{(x_{T1} + h_1 \theta_{T1} - x_{W1})^2 + (x_{T1} + h_1 \theta_{T1} - x_{W2})^2 + (x_{T2} + h_1 \theta_{T2} - x_{W3})^2 + (x_{T2} + h_1 \theta_{T2} - x_{W4})^2\} \quad (1.2)$$

・散逸関数

$$2D = 2c_z(\dot{z}_{S1}^2 + \dot{z}_{S2}^2) + c_{1z}(\dot{z}_{T1} + \alpha \dot{\theta}_{T1} - \dot{z}_{R1})^2 + (\dot{z}_{T2} - \alpha \dot{\theta}_{T2} - \dot{z}_{R2})^2 + (\dot{z}_{T1} + \alpha \dot{\theta}_{T1} - \dot{z}_{R1})^2 + (\dot{z}_{T2} - \alpha \dot{\theta}_{T2} - \dot{z}_{R2})^2 \quad (1.3)$$

ここに、 k_s^* と k_A^* は次式の複素剛性を表す。

$$k_s^* = k_s(1+j \cdot \beta_s) \quad (1.4)$$

$$k_A^* = k_A(1+j \cdot \beta_A)$$

ここに、 $j = \sqrt{-1}$ である。

また、 $u(x)$ は車体1次曲げの規準関数であり、 $u(x)q$ が車体中立軸のたわみを表す。 $u(x)$ としては従来から

次の近似式^(1.2)がよく用いられている。

$$u(x) = (\pi/2)(1+x/l_1) \quad : -l \leq x < -l_1$$

$$= \cos\{(\pi/2) \cdot (x/l_1)\} \quad : -l_1 \leq x \leq l_1$$

$$= (\pi/2)(1-x/l_1) \quad : l_1 < x \leq l \quad (1.5)$$

$u_x(x), u_{xx}(x)$ はそれぞれ長手（進行）方向の距離 x による $u(x)$ の1次微分 $du(x)/dx$ および2次微分 $d^2u(x)/dx^2$ を表す。この場合、エネルギー方程式中で $u(x)$ を含む項は次のように書き換えることができる。

式(1.1)の右辺第1項

$$2m_0 \dot{z}_0^2 + 2m_W \dot{x}_0^2 + M \dot{q}^2 + 2L \dot{z}_0 \dot{q}$$

式(1.2)の右辺第1項 $= (1+j \cdot \beta_K) K q^2$

ここに、 $M = \rho l_1 \left\{ 1 + \frac{\pi^2}{6} \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \right\}$

$$K = \frac{\pi^4}{16 l_1^3} EI$$

$$L = \rho l_1 \left\{ \frac{A}{K} - \frac{\pi}{2} \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \right\} \quad (1.6)$$

(2) 運動方程式の導出

式(1.1)～(1.3)のエネルギー方程式を次のラグランジュの運動方程式に代入することにより、対象とする1車両全体モデルの運動方程式が得られる。

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_A} \right\} - \frac{\partial T}{\partial q_A} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_A} + \frac{\partial V}{\partial q_A} = Q_A \quad (1.7)$$

ここに、 q_A は一般座標、 Q_A は一般化力である。

この場合、モデルが有する運動自由度に対応した14の式と空気ばねのモデル化のために導入した変位 z_{S1}, z_{S2} に関する2つの式が得られ、運動方程式は合計16の式から構成される連立方程式となる。ここで、 $\{\dots\}$ は時間による2回微分 d^2/dt^2 を表す。

$$M \ddot{q} + (1+j \cdot \beta_K) K q + 4k_s^* H^2 + L \ddot{z}_0 + 2k_s^* T \{x_{T1} - x_{T2} - h_2(\theta_{T1} - \theta_{T2})\} = 0$$

車体1次曲げ：(1.8)

$$2m_W \ddot{x}_0 + L \dot{q} + 2k_{s1} (2x_{W1} - z_{T1} - z_{T2}) - 2k_{s2} (x_{W1} + z_{S2}) = 0$$

車体上下動：(1.9)

$$m_T \ddot{z}_{T1} + 2c_{1z} \dot{z}_{T1} + 2k_{1z} z_{T1} - 2k_{s3} (z_0 + l_1 \theta_0) + 2k_{s4} z_{S1} = c_{1z} (\dot{z}_{R1} + \dot{z}_{R2}) + k_{1z} (z_{R1} + z_{R2})$$

前台車枠上下動：(1.10)

$$m_T \ddot{z}_{T2} + 2c_{1z} \dot{z}_{T2} + 2k_{1z} z_{T2} - 2k_{s3} (z_0 - l_1 \theta_0) + 2k_{s4} z_{S2} = c_{1z} (\dot{z}_{R3} + \dot{z}_{R4}) + k_{1z} (z_{R3} + z_{R4})$$

後台車枠上下動：(1.11)

$$2m_B \ddot{x}_0 + 4k_s^* x_0 - 2k_s^* (x_{T1} + x_{T2} - 2h_2 \theta_0 - h_2(\theta_{T1} + \theta_{T2})) = 0$$

車体前後動：(1.12)

$$\begin{aligned}
 m_r \ddot{x}_{T1} + (4k_A^* + 2k_s^*) x_{T1} \\
 + 2k_s^* (Hq - x_D - h_s \theta_D) \\
 - 2k_A^* (x_{W1} + x_{W2}) \\
 + (4k_A^* h_1 - 2k_s^* h_s) \theta_{T1} = 0
 \end{aligned}$$

前車軸前後動: (1.13)

$$\begin{aligned}
 m_r \ddot{x}_{T2} + (4k_A^* + 2k_s^*) x_{T2} \\
 - 2k_s^* (Hq + x_D + h_s \theta_D) \\
 - 2k_A^* (x_{W3} + x_{W4}) \\
 + (4k_A^* h_1 - 2k_s^* h_s) \theta_{T2} = 0
 \end{aligned}$$

後車軸前後動: (1.14)

$$\begin{aligned}
 J_{N2} \ddot{\theta}_N + 4(k_{22} l_1^2 + k_s^* h_s^2) \theta_D \\
 - 2k_{22} l_1 (z_{T1} - z_{T2}) - 2k_{22} l_1 (z_{S1} - z_{S2}) \\
 + 2k_s^* h_s (2x_B - x_{T1} - x_{T2} \\
 + h_s (\theta_{T1} + \theta_{T2})) = 0
 \end{aligned}$$

車体ピッチング: (1.15)

$$\begin{aligned}
 J_{T1} \ddot{\theta}_{T1} + 2c_{12} a^2 \dot{\theta}_{T1} \\
 + (4k_A^* h_1^2 + 2k_s^* h_s^2 + 2k_{12} a^2) \theta_{T1} \\
 - 2k_s^* h_s (Hq - x_D - h_s \theta_D) \\
 + (4k_A^* h_1 - 2k_s^* h_s) x_{T1} \\
 - 2k_A^* h_1 (x_{W1} + x_{W2}) \\
 = c_{12} a (z_{N1} - z_{N2}) + k_{12} a (z_{N1} - z_{N2})
 \end{aligned}$$

前車軸ピッチング: (1.16)

$$\begin{aligned}
 J_{T2} \ddot{\theta}_{T2} + 2c_{12} a^2 \dot{\theta}_{T2} \\
 + (4k_A^* h_1^2 + 2k_s^* h_s^2 + 2k_{12} a^2) \theta_{T2} \\
 + 2k_s^* h_s (Hq + x_D + h_s \theta_D) \\
 + (4k_A^* h_1 - 2k_s^* h_s) x_{T2} \\
 - 2k_A^* h_1 (x_{W3} + x_{W4}) \\
 = c_{12} a (z_{N3} - z_{N4}) + k_{12} a (z_{N3} - z_{N4})
 \end{aligned}$$

後車軸ピッチング: (1.17)

$$m_{W1} \ddot{x}_{W1} + 2k_A^* (x_{W1} - x_{T1} - h_1 \theta_{T1}) = p_1$$

第1輪軸前後動: (1.18)

$$m_{W2} \ddot{x}_{W2} + 2k_A^* (x_{W2} - x_{T1} - h_1 \theta_{T1}) = 0$$

第2輪軸前後動: (1.19)

$$m_{W3} \ddot{x}_{W3} + 2k_A^* (x_{W3} - x_{T2} - h_1 \theta_{T2}) = 0$$

第3輪軸前後動: (1.20)

$$m_{W4} \ddot{x}_{W4} + 2k_A^* (x_{W4} - x_{T2} - h_1 \theta_{T2}) = 0$$

第4輪軸前後動: (1.21)

$$2c_2 \dot{z}_{S1} + 2(N+1)k_2 z_{S1} - 2k_2 (z_D - z_{T1} + l_1 \theta_D) = 0$$

[z_{S1}]: (1.22)

$$2c_2 \dot{z}_{S2} + 2(N+1)k_2 z_{S2} - 2k_2 (z_D - z_{T2} + l_1 \theta_D) = 0$$

[z_{S2}]: (1.23)

ここでは、簡単化のために以下の置換が行われている:

$$\begin{aligned}
 h_{22} &= h_2 + k_s, & k_{12} &= k_{11} + k_c + k_{N1} \\
 H &= \frac{\pi h_1}{2l_1}, & m_{Wj} &= m_W \left[1 + \left(\frac{l_W}{r} \right)^2 \right]
 \end{aligned}$$

また、第1軸には車輪軸の質量不平衡による前後方向

の周期的な強制力 p_j が作用している。 p_j の振幅 P_j は輪軸回転数、すなわち走行速度 (秒速) v の関数として次式で与えられる。

$$P_j = m_W \varepsilon (v/r)^2 \tag{1.24}$$

1.4.3 部分モデルの運動方程式

対象とする自由度が限定される場合、車両の運動系を部分モデルに縮小するほうが効率的に検討できることがある。ここでは、1車両のまま上下系の部分モデルと前後系の部分モデルに縮小した例を以下に説明する。

(1) 上下系部分モデルの一例⁽¹⁾
軌道の高低狂いのみによって励振されるものとし、検討する運動の自由度を以下の自由度に限定する。

車体: 1次曲げ, 上下動, ピッチング 3
台車: 上下動 × 2台 = 2

ここでは、図1-17に示すように、各台車の前軸位置と後軸位置の不整量の平均

$$\begin{aligned}
 z_{N12} &= (z_{N1} + z_{N2})/2, \\
 z_{N34} &= (z_{N3} + z_{N4})/2
 \end{aligned}$$

が台車中央位置に作用するものとして、台車ピッチングの自由度を無視することができる。これにより、全体モデルの14自由度から5自由度の系へ縮小することができる。運動方程式は空気ばねモデルに導入した変位 z_{y1} , z_{y2} に関する2つの式と合わせ、合計7つの式で構成される。

$$M \ddot{y} + \{(1+j) \beta_N\} K + 4k_s^* l_1^2 q + L k_B = 0$$

車体1次曲げ: (1.25)

$$\begin{aligned}
 2m_N \ddot{z}_B + L \dot{y} + 2k_{22} (2z_B - \beta_{y1} - z_{T2}) \\
 - 2k_2 (z_{S1} + z_{S2}) = 0
 \end{aligned}$$

車体上下動: (1.26)

$$\begin{aligned}
 m_T \ddot{z}_{T1} + 2c_{12} \dot{z}_{T1} + 2k_{12} z_{T1} \\
 - 2k_{22} (z_B + l_1 \theta_D) + 2k_2 z_{S1} \\
 = 2c_{12} \dot{z}_{N12} + 2k_{12} z_{N12}
 \end{aligned}$$

前車軸上下動: (1.27)

$$\begin{aligned}
 m_T \ddot{z}_{T2} + 2c_{12} \dot{z}_{T2} + 2k_{12} z_{T2} \\
 - 2k_{22} (z_B - l_1 \theta_D) + 2k_2 z_{S2} \\
 = 2c_{12} \dot{z}_{N34} + 2k_{12} z_{N34}
 \end{aligned}$$

後車軸上下動: (1.28)

$$\begin{aligned}
 J_{N2} \ddot{\theta}_N + 4(k_{22} l_1^2 + k_s^* h_s^2) \theta_D \\
 - 2k_{22} l_1 (z_{T1} - z_{T2}) - 2k_{22} l_1 (z_{S1} - z_{S2}) = 0
 \end{aligned}$$

車体ピッチング: (1.29)

$$\begin{aligned}
 2c_2 \dot{z}_{S1} + 2(N+1)k_2 z_{S1} \\
 - 2k_2 (z_D - z_{T1} + l_1 \theta_D) = 0 \quad [z_{S1}]: (1.30)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2c_2 \dot{z}_{S2} + 2(N+1)k_2 z_{S2} \\
 - 2k_2 (z_D - z_{T2} - l_1 \theta_D) = 0 \quad [z_{S2}]: (1.31)
 \end{aligned}$$

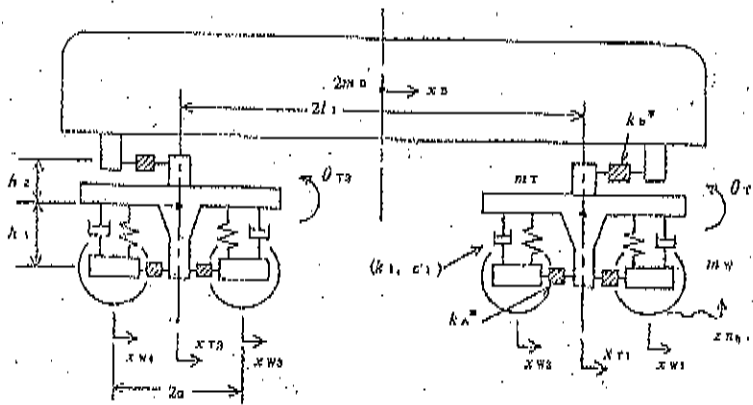


図1-18 前後系部分モデル

$$m_{w1}\ddot{x}_{w1} + 2k_A^*(x_{w1} - x_{T1} - h_1\theta_{T1}) = P$$

第1輪軸前後動: (1.37)

$$m_{w2}\ddot{x}_{w2} + 2k_A^*(x_{w2} - x_{T1} - h_1\theta_{T1}) = 0$$

第2輪軸前後動: (1.38)

$$m_{w3}\ddot{x}_{w3} + 2k_A^*(x_{w3} - x_{T2} - h_1\theta_{T2}) = 0$$

第3輪軸前後動: (1.39)

$$m_{w4}\ddot{x}_{w4} + 2k_A^*(x_{w4} - x_{T2} - h_1\theta_{T2}) = 0$$

第4輪軸前後動: (1.40)

(2) 前後系部分モデルの一例⁽⁹⁾

同様に、軌道の高低狂いにより台車ビッチングを介して励振される前後振動系として、図1-18のような自由度の系を考えることができる。

- 車体: 前後動 1
- 台車枠: 前後動, ビッチング × 2台 = 4
- 車輪軸: 前後動 × 4本 = 4

このモデルは空気ばね(2次ばね)の上下変位を考慮していないので、運動方程式も各自由度に対応する9つの式で構成される。

$$2m_0\ddot{x}_0 + 4k_s^*x_0 - 2k_s^*(x_{T1} + x_{T2} - h_2(\theta_{T1} + \theta_{T2})) = 0$$

車体前後動: (1.32)

$$m_T\ddot{x}_{T1} + (4k_A^* + 2k_s^*)x_{T1} - 2k_s^*x_0 - 2k_A^*(x_{w1} + x_{w2}) + (4k_A^*h_1 - 2k_s^*h_2)\theta_{T1} = 0$$

前台車枠前後動: (1.33)

$$m_T\ddot{x}_{T2} + (4k_A^* + 2k_s^*)x_{T2} - 2k_s^*x_0 - 2k_A^*(x_{w3} + x_{w4}) + (4k_A^*h_1 - 2k_s^*h_2)\theta_{T2} = 0$$

後台車枠前後動: (1.34)

$$J_T\ddot{\theta}_{T1} + 2c_1\alpha^2\dot{\theta}_{T1} + (4k_A^*h_1^2 + 2h_2^*h_2^2 + 2k_1\alpha^2)\theta_{T1} + 2h_2^*h_2^2x_0 + (4k_A^*h_1 - 2k_s^*h_2)x_{T1} - 2k_A^*h_1(x_{w1} + x_{w2}) = c_1\alpha(\dot{x}_{T1} - \dot{x}_{w2}) + h_1\alpha(\dot{x}_{T1} - \dot{x}_{R2})$$

前台車ビッチング: (1.35)

$$J_T\ddot{\theta}_{T2} + 2c_1\alpha^2\dot{\theta}_{T2} + (4k_A^*h_1^2 + 2h_2^*h_2^2 + 2k_1\alpha^2)\theta_{T2} + 2h_2^*h_2^2x_0 + (4k_A^*h_1 - 2k_s^*h_2)x_{T2} - 2k_A^*h_1(x_{w3} + x_{w4}) = c_1\alpha(\dot{x}_{T2} - \dot{x}_{w1}) + h_1\alpha(\dot{x}_{T2} - \dot{x}_{R1})$$

後台車ビッチング: (1.36)

1.4.4 計算法

これまでに導出した各モデルの運動方程式からそれぞれの振動特性を求めることができる。よく計算されるものに周波数応答がある。以下では全体モデルを例として、軌道の高低狂いと車輪軸の質量不平衡により励振される場合についてそれぞれの計算法を説明する。

(1) 高低狂いによる励振⁽¹⁰⁾

定波高 \$Z_R\$、定波長 \$\lambda\$ の正弦波形状の高低狂いが連続する区間を定速度 \$v\$ で車両が走行しているものとして、角周波数 \$\omega = 2\pi v / \lambda\$ の定常運動を考える。このとき、先頭(第1)車輪軸位置の狂い量を

$$z_{R1} = Z_R \exp(j\omega t) \tag{1.41}$$

で表すものとする。第2車輪軸以降の第 \$n\$ 車輪軸位置における高低狂い量 \$z_{Rn}\$ は走行速度とそこまでの距離に対応する時間遅れ、

$$\begin{aligned} \tau_{w2} &= 2a/v, \\ \tau_{T2} &= 2l_1/v, \\ \tau_{w4} &= 2(l_1 + a)/v \end{aligned} \tag{1.42}$$

をもっており、その狂い量は次式で表される。

$$z_{Rn} = z_{R1} \exp(-j\omega \tau_{wn}) \tag{1.43}$$

次に、車両各部も角周波数 \$\omega\$ で定常運動しているので、全体モデルの運動方程式中の16個の各変数を \$x_i\$ (\$i=1 \sim 16\$) により表すものとするれば、それらの運動は次のようになる。

$$x_i = X_i \exp(j\omega t) \tag{1.44}$$

ここに、\$X_i\$ は各変数の複素振幅であり、変数間の位相差を含んだものとなっている。式(1.41)~(1.44)を運動方程式(1.32)~(1.36)に代入することにより、16個の変数の各複素振幅 \$X_i\$ を未知数とする16元の複素連立1次方程式が得られる。これは、\$A\$ を \$16 \times 16\$ の正方行列、\$B\$ を \$16 \times 1\$ の縦ベクトルとして次式の形で表される。

$$AX = B$$

$$X = [Q \ Z_0 \ Z_{r1} \ Z_{r2} \ X_b \ X_{r1} \ X_{r2} \ \Theta_w \ \Theta_{r1} \ \Theta_{r2} \ X_{w1} \ X_{w2} \ X_{w3} \ X_{w4} \ Z_{r3} \ Z_{r4}]^T \quad (1.45)$$

この連立方程式は、たとえばスイープアウト法などを利用して解くことができる。その解は変位の複素振幅となるので、加速度の絶対振幅 α_i は次式により求められる。

$$\alpha_i = |X_i| \omega^2 \quad (1.46)$$

上記の手順で $\omega = 2\pi v/\lambda$ を変えながら次々と計算することにより、車両振動の変位および加速度の周波数応答が得られる。すなわち、走行速度 v が固定された場合、周波数 ω の増大は軌道狂い波長 λ の減少に対応している。

(2) 車輪軸の質量不平衡による励振

この場合には車輪軸の回転数、すなわち走行速度 v と車輪半径 r とに直接関係する周波数 ω の定常運動となる。

$$\omega = v/r \quad (1.47)$$

すなわち、この周波数応答は走行速度 v の増減に対応した特性とみなすことができる。一定速度の走行状態に

おいて、質量不平衡のある車輪軸には式 (1.24) で表される前後方向の周期励振力が作用する。

$$p_i = P_i \exp(j\omega t) \quad (1.48)$$

式 (1.18)~(1.21) ではこの励振力が第1車輪軸のみに作用するとしているが、他の車輪軸に作用する場合も同様である。また、複数の車輪軸に質量不平衡の存在することも考えられるが、その場合は、当該車輪軸相互間で不平衡または偏心の方向に対応して励振力の位相差 ϕ が考慮されなければならない。たとえば、第1および第 n 車輪軸に作用するとした場合は次のようになる。

$$\begin{aligned} \text{第1車輪軸} &: p_{i1} = P_{i1} \exp(j\omega t) \\ \text{第}n\text{車輪軸} &: p_{in} = P_{in} \exp(j(\omega t - \phi)) \end{aligned} \quad (1.49)$$

この計算では、各車輪軸位置の軌道狂い量を $\varepsilon_{rn} = 0$ ($n=1\sim4$) とする。次に前項と同様に運動方程式 (1.8)~(1.28) の各変数に式 (1.44) を代入して16元の複素連立1次方程式が得られ、これを解くことにより各変数に対応する車両振動の変位、さらに加速度を求めることができる。

1.5 左右系のダイナミクス

1.5.1 車輪・レール間の作用力 (クリープ力)

鉄道車両ダイナミクスの重要な因子である車輪・レール間の作用力 (クリープ力) について述べる。

(1) 接触面形状⁽¹⁾

車輪とレールの接触部付近が2次曲面の場合には、その接触部は弾性変形により一般的に楕円形状となる。楕円楕円の大きさや、接触面に垂直に加わる力の分布はHertz理論により求めることができる。

- R_{wz} : 車輪の前後方向の曲率半径
- R_{wx} : 車輪の左右方向の曲率半径
- R_{rz} : レールの前後方向の曲率半径
- R_{rx} : レールの左右方向の曲率半径

とする。曲率半径は円の中心が物体内部にあるときを正と定義しているので、 R_{wx} は通常の輪面形状 (凹形または直線) では負または無限大となる。また R_{rx} は通常のレールでは無限大となる。

これらの曲率半径を用いて、以下の2式を定義する。

$$A+B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wz}} + \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rz}} + \frac{1}{R_{rx}} \right) \quad (1.50)$$

$$B-A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{wz}} - \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rz}} - \frac{1}{R_{rx}} \right) \quad (1.51)$$

接触楕円の縦径および短径の半分 a, b は

$$\left(\frac{a}{m} \right)^2 = \left(\frac{b}{n} \right)^2 = \frac{3N(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \quad (1.52)$$

で与えられる。

ここで、

E : 車輪・レールの縦弾性係数

ν : 車輪・レールのポアソン比

N : 接触面に働く法線方向の力

であり、 m, n は

$$\cos \eta = \frac{(B-A)}{(B+A)} \quad (1.53)$$

により定まる η から求められる定数である (図1-19参照)。式 (1.53) で計算される $\cos \eta$ が

正のときは長半径 a はレールの横方向、

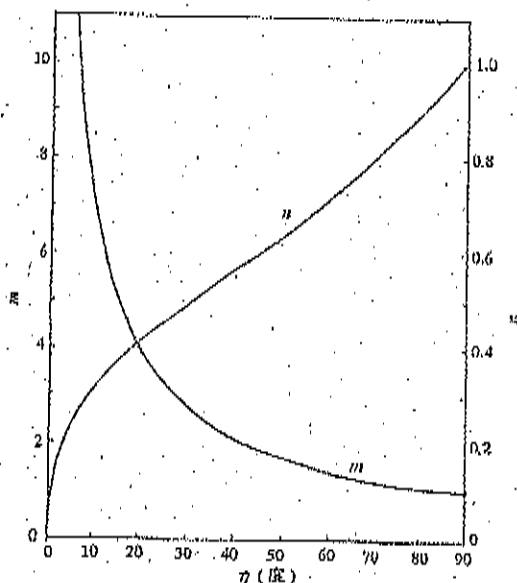


図1-19 ヘルツ (Hertz) の接触楕円定数 m, n

負のときは長半径 a はレールの縦方向となる。

車輪の踏面部分がレールの中央付近で接触するときには、 R_{w1}, R_{w2} が大きいので η は90度に近くなり、比較的円に近い楕円形状となる。車輪のフランジ部分がレールの肩部で接触するときには、進行方向に細長い楕円形状となる。たとえば、半径430mmの円錐踏面車輪が断面半径300mmのレール上で接触し50kNの法線力が働いているときには、 $2a$ は約11mm、 $2b$ は約9mmの縦長の楕円となる。

(2) 接触面のクリープ率

車輪がレール上を運動しながら転走する場合に、この接触楕円部には滑りが生じる。車輪が左右にずれると、左右方向の滑りが生ずる。また、一方の車輪半径は大きくなり、他方の車輪半径は小さくなる。径の大きい車輪は沢山進もうとするが左右の車輪は軸でつながっているので、その平均の速度でしか進めない。その結果、径の大きい車輪は引き戻される方向に、径の小さい車輪は進行方向に滑ることになる。さらに、車輪は垂直軸の回りに加回転運動もする。この加回転運動のために接触面では、たばこの火を靴先でもみけすときのような回転滑り（スピンドルと呼ぶ）も生ずる。

これらの滑りの大小はクリープ率と呼ばれる次の関係で評価される。

前後・左右クリープ率＝

$$\frac{\text{(レールからみた接触楕円の移動速度)} - \text{(車輪からみた接触楕円の移動速度)}}{\text{走行速度}} \quad (1.54)$$

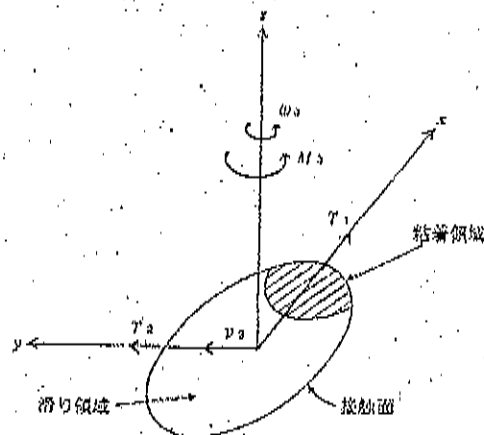


図1-20 接触面での滑り（クリープ率）とクリープ力

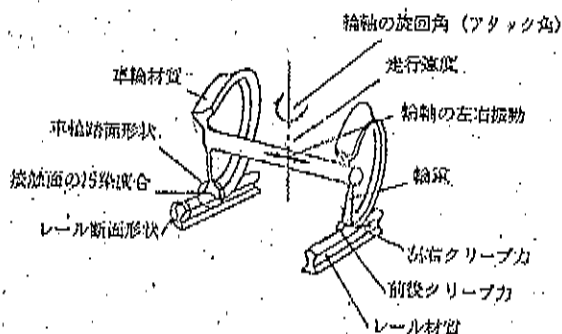


図1-21 車輪・レール間に働く力（クリープ力）に関連する要因

スピンドルクリープ率＝

$$\frac{\text{(接触点法線回りの車輪回転角速度)} - \text{(接触点法線回りのレール回転角速度)}}{\text{走行速度}} \quad (1.55)$$

(3) 接触面に働くクリープ力

このように、接触面には前後クリープ率 ν_1 、左右クリープ率 ν_2 、スピンドルクリープ率 ν_3 が混在する状態となっていて、粘着領域と滑り領域が共存する（図1-20）。これらの滑りにより接触面には前後方向の接線力 T_1 、左右方向の接線力 T_2 と z 軸回りのモーメント M_3 が発生する。

これらの力をクリープ力と呼んでいる。ここで用いているクリープとは「はう」とか「ずれる」という意味であり、材料力学の分野で用いられるクリープとは別の言葉である。前後方向の最大クリープ力は粘着力とも呼ばれている。クリープ力には、図1-21に示すように、多くの要因が関連している。滑りとクリープ力の関係は多くの人々により研究されているが、現在は Kalker の数値解析により、最大成されたといえる⁽²⁾。

クリープ率が小さい場合には、各方向のクリープ力はクリープ率の線形関数として次式で与えられる。

$$T_1 = -Bab C_{11} \nu_1 = -\kappa_{11} \nu_1$$

$$\begin{aligned} T_2 &= -Bab C_{22} \nu_2 - E(ab)^{3/2} C_{23} \omega_2 \\ &= -\kappa_{22} \nu_2 - \kappa_{23} \omega_2 \\ M_3 &= E(ab)^{3/2} C_{33} \nu_2 - B(ab)^2 C_{32} \omega_2 \\ &= \kappa_{33} \nu_2 - \kappa_{32} \omega_2 \end{aligned} \quad (1.56)$$

ここに C_{11} , C_{22} , C_{33} , C_{32} は Kalker の無次元係数であり、図1-22により a/b の関数として与えられる。

接触楕円形状が $11 \times 8 \text{ mm}$ の前述の例の場合には

$$\begin{aligned} \kappa_{11} &= 8.6 \text{ MN} & \kappa_{22} &= 16.8 \text{ MN/mm} \\ \kappa_{33} &= 7.8 \text{ MN} & \kappa_{32} &= 46.1 \text{ MN/mm}^2 \end{aligned}$$

となる。

このように、クリープ係数は車輪、レールの材質である鉄の縦弾性係数 E に比例するので、非常に大きな値となる。

図1-22 Kalker の無次元係数 (式1.56に対応)

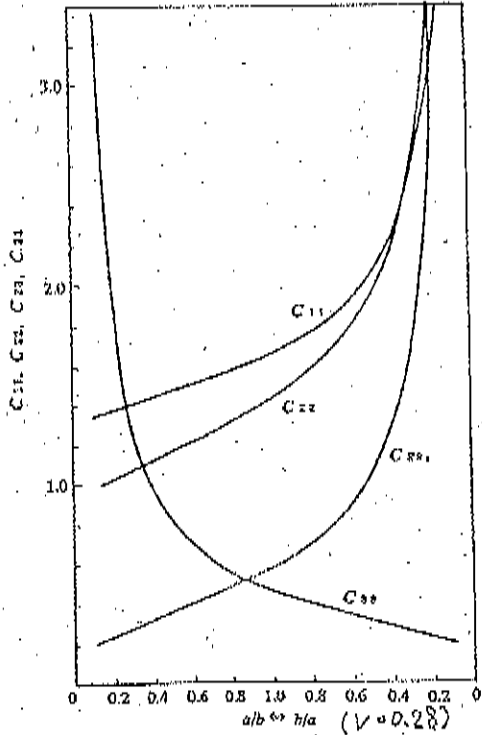


図1-23 アタック角と左右クリープ力(横力)との関係

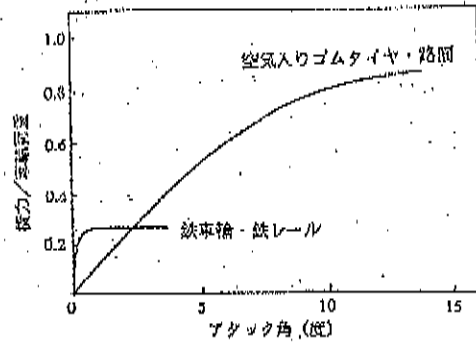
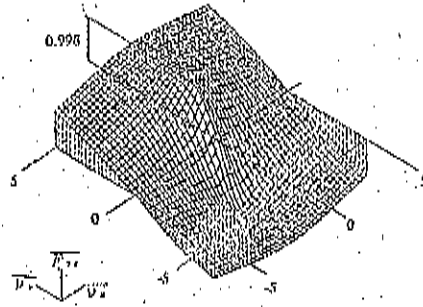
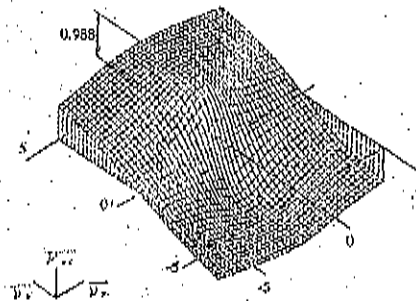
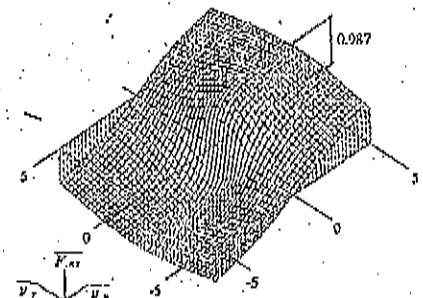
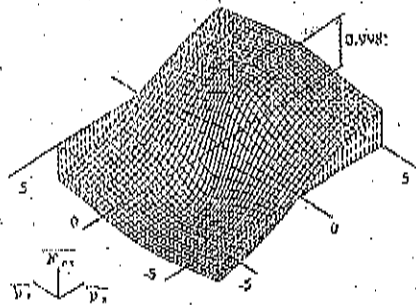


図1-24 各方向クリープ率とクリープ力の関係 (Kalker の単純非線形理論による)

(a) 車輪路面接触時 $a/b = 1.27$, $\omega_r = 0.328$

(b) 半輪フランジ接触時 $a/b = 14.3$, $\omega_r = 0.414$



車輪が旋回角（アック角）をとることにより左右滑りが生じ、その結果どの程度の左右クリープ力（横力）が働くかを、鉄車輪・レールの場合とゴムタイヤ・路面の場合で比較した一例を図1-23に示す。鉄車輪の通常のアック角の範囲は0~0.5°程度であり、その0.5°で左右クリープ力はすでに飽和値に達し、完全な滑り状態となっている。このように、クリープ係数が大きく、非常に小さい滑りで車輪が滑ってしまい、その飽和値が小さいのがゴムタイヤに比べての鉄車輪の特長である。

クリープ率が大きくなると、もはや式(1.56)の線形の関係は成り立たなくなり、図1-24に示すように、逐次摩擦力に漸近していく。図1-24は Kalker の単純化非線形理論⁽³⁾による結果の一例である。各図の両横軸は無次元化された前後、左右のクリープ率

$$\frac{v_x \approx v_1 / (\mu c / \rho)}{v_y \approx v_2 / (\mu c / \rho)} \quad (1.57)$$

で、縦軸は無次元化された前後クリープ力 F_{x1} 、あるいは左右クリープ力 F_{y1} 、

$$\frac{F_{x1} = T_1 / (\mu N)}{F_{y1} = T_2 / (\mu N)} \quad (1.58)$$

である。また、図中に示した無次元化されたスピニング率 ω_s は

$$\omega_s = \omega_3 / (\mu / \rho) \quad (1.59)$$

で定義される値である。

ここで、 μ : 摩擦係数

N : 法線力

$$1/\rho = (A+B)/2 \\ c = \sqrt{aB} \quad \text{である。}$$

図1-24(a)は車輪踏面接触時で、 a/b や有次元スピニング率 ω_s が小さく、図1-24(b)は車輪フランジ接触時で、 a/b や有次元スピニング率 ω_s が大きいときの場合である。

これらの図から、前後クリープ力 F_{x1} は前後クリープ率 v_x だけではなく左右クリープ率 v_y やスピニング率 ω_s にも影響され、左右クリープ率 v_y の存在は前後クリープ力 F_{x1} の絶対値を減少させる方向に働くことがわかる。

左右クリープ力 F_{y1} についても、左右クリープ率だけではなく、前後クリープ率やスピニング率にも影響される。 a/b が小さいときには、前後クリープ力の場合と同様に、前後クリープ率の存在は左右クリープ力の絶対値を減少させる方向に働く。しかし、 a/b が大きくなると、前後クリープ率は、特にその値が小さい領域で、スピニング率による影響と相まって、左右クリープ力を複雑に変化させる。

1.5.2 輪軸の運動方程式⁽⁴⁾

クリープ力の関連する1輪軸の左右、ヨーイングの線形運動方程式は最も基本となるもので、これが理解できれば、より複雑な1車両等への拡張は比較的容易である。図1-25に示すモデルの輪軸が一定速度で進行する際の線形運動方程式を以下に導く。輪軸が取り付けられている枠の質量は無限大で、輪軸と同じ速度で進行していくものとする。

次に本節以降で用いる記号を示す。

r_r, r_l : 右、左車輪の半径

α_r, α_l : 右、左車輪接触点での勾配

r_0 : 車輪平均半径

ω : 車輪回転数

v : 車速

$2d_0$: 平衡位置での左右車輪接触点間隔

$2d_1$: 軸箱前後支持ばね左右取付間隔

k_s : 1輪軸当たりの軸箱前後支持ばねばね定数

k_y : 1輪軸当たりのヨーイングばね定数

($=k_s \cdot d_1^2$)

k_z : 1輪軸当たりの軸箱左右支持ばねばね定数

y : 輪軸の左右変位

ϕ : 輪軸のヨーイング角変位

ψ : 輪軸のローリング角変位

T_x : 輪軸に働く車輪・レール接触面からの進行方向力

T_y : 輪軸に働く車輪・レール接触面からの左右方向力

T_z : 輪軸に働く車輪・レール接触面からの上下方向力

M_x : 輪軸に働く車輪・レール接触面からのヨーイングモーメント

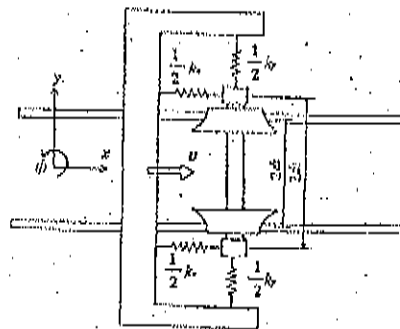
W : 軸重

m : 輪軸質量

l : 輪軸ヨーイング慣性半径

図1-25

輪軸の運動モデル

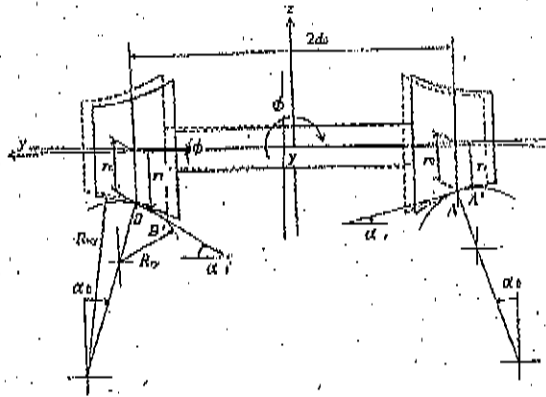


(1) 車輪とレールの接触点情報

図1-26に示すように、断面が円弧状のレール上に置かれた円弧踏面形状の車輪をもつ輪軸が左右変位 y をしたときの

左右車輪の半径差 $r_r - r_l$

図1-26 円弧断面レール上の円弧踏面車輪



左右変位 y により 接触点 $A \rightarrow A'$
 $B \rightarrow B'$ 半径 $r \rightarrow r'$
 接触点勾配 $\alpha_0 \rightarrow \alpha'$
 車輪ローリング角 $0 \rightarrow \phi$

左右車輪の接触角差 $\alpha_r - \alpha_l$
 輪軸のローリング角 ϕ
 は y が小さいときには、 y に比例して次の式で表される。

$$\begin{aligned} r_r - r_l &= -2\gamma_r y \\ \alpha_r - \alpha_l &= -2(\epsilon/d_0)y \\ \phi &= (\sigma/d_0)y \end{aligned} \quad (1.60)$$

ここで γ_r , ϵ , σ は α_0 が小さいときには

$$\begin{aligned} \gamma_r &= \frac{(d_0 + R_{r,y})\alpha_0}{(d_0 - r_0\alpha_0)(1 - (R_{r,y}/R_{r,y}))} \\ &= \frac{\alpha_0}{1 - (R_{r,y}/R_{r,y})} \quad (1.61) \\ \epsilon &= \frac{d_0\{\alpha_0 + (d_0/R_{r,y})\}}{(d_0 - r_0\alpha_0)(1 - (R_{r,y}/R_{r,y}))} \\ \sigma &= \frac{d_0\alpha_0}{d_0 - r_0\alpha_0} \end{aligned}$$

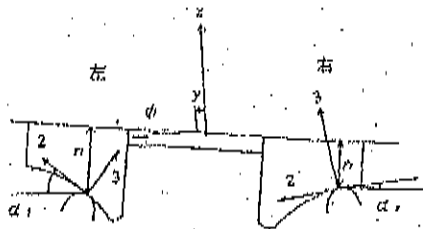
で与えられる。

γ_r は車輪、レール断面の曲率半径が $R_{r,y}$, $R_{r,y}$ のときの等価踏面勾配と呼ばれるものである。

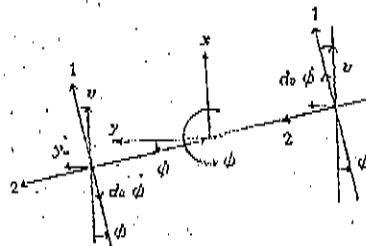
(2) 接触面でのクリープ率, クリープ力

接触面での各方向のクリープ率は前述の定義式(1.54), (1.55)と図1-27に図示するレールと車輪それぞれから

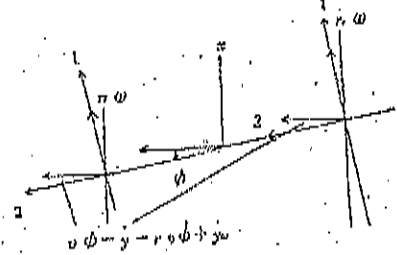
図1-27 各方向のクリープ率



前後, 左右クリープ率 (上からみた図)



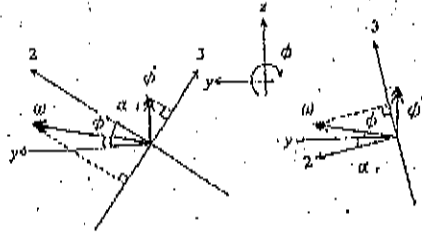
レールからみた接触楕円の移動速度



車輪からみた接触楕円の移動速度

スピニングクリープ率 (後からみた図)

0



接触点法線まわりのレールの回転角速度

接触点法線まわりの車輪の回転角速度

表1-8
各クリープ率の定式化

		レールからみた接触 楕円の移動速度④	車輪からみた接触 楕円の移動速度⑤	クリープ率 $\left(\frac{\text{④}-\text{⑤}}{v}\right)$
前後	右	$v+d_0\dot{\phi}$	$r_r\omega$	$(v+d_0\dot{\phi}-r_r\omega)/v$
	左	$v-d_0\dot{\phi}$	$r_l\omega$	$(v-d_0\dot{\phi}-r_l\omega)/v$
左右	右	\dot{y}_w	$v\dot{\phi}-\dot{y}-r_0\dot{\phi}+\dot{y}_w$	$(-v\dot{\phi}+\dot{y}+r_0\dot{\phi})/v$
	左	\dot{y}_w	$v\dot{\phi}-\dot{y}-r_0\dot{\phi}+\dot{y}_w$	$(-v\dot{\phi}+\dot{y}+r_0\dot{\phi})/v$
		接触点法線まわりの レール回転角速度⑥	接触点法線まわりの 車輪回転角速度⑦	クリープ率 $\left(\frac{\text{⑥}-\text{⑦}}{v}\right)$
スピン	右	0	$\omega(\alpha_r+\phi)+\dot{\phi}$	$[\omega(\alpha_r+\phi)+\dot{\phi}]/v$
	左	0	$-\omega(\alpha_l-\phi)+\dot{\phi}$	$[-\omega(\alpha_l-\phi)+\dot{\phi}]/v$

みた接触楕円の移動速度等より表1-8のように求められる。これらのクリープ率の式を変形することにより、各クリープ率は結局以下の諸式で与えられる。

$$v_{1r} = \frac{v+d_0\dot{\phi}-r_r\omega}{v}$$

$$= \frac{2r_r}{r_r+r_l} + 1 + \frac{\dot{\phi}d_0}{v}$$

$$v_{1l} = \frac{v-d_0\dot{\phi}-r_l\omega}{v}$$

$$= \frac{2r_l}{r_r+r_l} + 1 - \frac{\dot{\phi}d_0}{v}$$

前後クリープ率: (1.62)

$$v_{2r} = \frac{-v\dot{\phi}+\dot{y}+r_0\dot{\phi}}{v}$$

$$v_{2l} = \frac{-v\dot{\phi}+\dot{y}+r_0\dot{\phi}}{v}$$

左右クリープ率: (1.63)

$$\omega_{3r} = \frac{\omega(\alpha_r+\phi)+\dot{\phi}}{v}$$

$$= \frac{2(\alpha_r+\phi)}{r_r+r_l} + \frac{\dot{\phi}}{v}$$

$$\omega_{3l} = \frac{-\omega(\alpha_l-\phi)+\dot{\phi}}{v}$$

$$= -\frac{2(\alpha_l-\phi)}{r_r+r_l} + \frac{\dot{\phi}}{v}$$

スピニングクリープ率: (1.64)

これらの各方向のクリープ率を用いると、接触面に生じるクリープ力 $T_{1r}, T_{1l}, M_{0r},$ および T_{2r}, T_{2l}, M_{0l} は式 (1.62) により定まる。結局、車輪・レール接触面からの力、モーメントにより輪軸に働く x, y, z 各方向の力の総和 T_x, T_y, T_z および、 z 軸まわりのヨーイングモーメントの総和 M_x は次の式で表される。

$$T_x = T_{1r} + T_{1l} = 0 \quad (1.65)$$

$$T_y = T_{2r} + T_{2l}, \alpha_r + T_{2l} - T_{2r}, \alpha_l$$

$$T_z = T_{3r}, \alpha_r + T_{3l}, \alpha_l + \left(T_{2r}, \alpha_r + \frac{W}{2}\right) \alpha_r$$

$$= -\left(T_{2l}, \alpha_l + \frac{W}{2}\right) \alpha_l$$

$$= -2\kappa_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} \cdot \frac{d_0 + \sigma r_0}{d_0} - \phi\right) - 2\kappa_{23} \frac{\dot{\phi}}{v}$$

$$= -\left\{\frac{W\epsilon}{d_0} - \frac{2\kappa_{23}}{d_0 r_0} (\epsilon - \sigma)\right\} y \quad (1.66)$$

$$T_x = -T_{2r}, \alpha_r + T_{2l}, \alpha_l + T_{3r}, \alpha_r + T_{3l}, \alpha_l = W \quad (1.67)$$

$$M_x = d_0 (T_{1r} - T_{1l})$$

$$= \frac{2\kappa_{11} d_0^2 \dot{\phi}}{v} - \frac{2\kappa_{11} \gamma_r d_0}{r_0} y \quad (1.68)$$

式 (1.66), (1.68) を導くにあたって $r_r, r_l, \alpha_r, \alpha_l, \phi$ は式 (1.60) の関係を用いて $\gamma_r, \epsilon, \sigma$ で表している。また、法線力は一応と近似している。スピニングモーメント M_{3r}, M_{3l} は、ヨーイングモーメント M_x の式において前後クリープ力により生じるモーメントより小さいので省略している。

T_z における $(W\epsilon/d_0)y$ の項は左右車輪それぞれの法線力の横方向の分力差から生じる復元力で、重力復元力と呼ばれている。

(3) 輪軸の運動方程式

一定速度で進行する輪軸の運動方程式は、左右とヨーイングの3自由度系として、輪軸を支持するばねによる力と、式 (1.66), (1.68) で与えられるクリープ力を考慮して以下のように表現できる。

$$m\ddot{y} + k_y y = -2\kappa_{22} \left\{ \left(\frac{\dot{y}}{v} \cdot \frac{d_0 + \sigma r_0}{d_0}\right) - \phi \right\} - 2\kappa_{23} \frac{\dot{\phi}}{v}$$

$$= -\left\{\frac{W\epsilon}{d_0} - \frac{2\kappa_{23}}{d_0 r_0} (\epsilon - \sigma)\right\} y$$

$$mi^2 \ddot{\phi} + k_\phi \phi = \frac{2\kappa_{11} d_0^2 \dot{\phi}}{v} - \frac{2\kappa_{11} \gamma_r d_0}{r_0} y \quad (1.69)$$

輪軸の上下、ローリングの運動はレールからの拘束を受け、左右、ヨーイングの運動により一義的に決ってしまう。

輪軸の動きが小さいときには、スピン・クリープ率による力、重力復元力、左右クリープ率への輪軸のローリング角の影響は無視できることが多く、そのときには輪軸の運動方程式は次のように簡単化される。

$$m\ddot{y} + k_y y = -2\kappa_{22} \left(\frac{\dot{y}}{v} - \phi \right)$$

$$m l^2 \ddot{\phi} + k_\phi \phi = -\frac{2\kappa_{11} d_0^2 \phi}{v} - \frac{2\kappa_{11} \gamma_0 d_0}{r_0} y \quad (1.70)$$

(4) 蛇行動特性

[輪軸支持ばねがないとき]

式(1.70)において、 $k_y = 0, k_\phi = 0$ とし、前後、左右のクリープ係数が等しい ($\kappa_{11} = \kappa_{22} = \kappa$) とし、

$$y = Y e^{i t}, \quad \phi = \Psi e^{i t}$$

とおくと、次の特性方程式が得られる。

$$A_0 S^4 + A_1 S^3 + A_2 S^2 + A_3 S + A_4 = 0 \quad (1.71)$$

ここに、 $A_1 = m^2 i^2, \quad A_2 = \frac{2m\kappa}{v} (d_0^2 + i^2)$

$$A_3 = \frac{4\kappa^2 d_0^2}{v^2}, \quad A_4 = 0$$

$$A_0 = \frac{4\kappa^2 d_0 \gamma_0}{r_0}$$

である。

蛇行動の安定性を調べるために、ラウスの判別式をつくらせ

$$\Delta = A_1 A_2 A_3 - A_0 A_2^2 - A_1^2 A_4 = -A_0 A_2^2 < 0$$

となり、運動は常に不安定なことがわかる。

[輪軸の支持ばねがあるとき]

この場合の特性方程式の4個の根 $\bar{S}_1, \bar{S}_2, \bar{S}_3, \bar{S}_4$ は近似的に求めることができ(5)。

$$\bar{S}_1 = -\frac{2\kappa}{m v}, \quad \bar{S}_2 = -\frac{2\kappa d_0^2}{m i^2 v}$$

$$\bar{S}_3, \bar{S}_4 = \alpha \pm j \omega$$

$$\omega = \frac{2\pi v}{S_1} \left(S_1 = 2\pi \sqrt{\frac{d_0 r_0}{\gamma_0}} \right)$$

$$\alpha = -\frac{v}{4 d_0^2 d_0^2} \{ \kappa_2 d_0^2 + \kappa_1 - m(d_0 + i^2) \omega^2 \}$$

$$\text{IF } \kappa = \kappa, d_0 = l \rightarrow \text{不変換} \quad (1.72)$$

となる。

蛇行動に関連する根は \bar{S}_3, \bar{S}_4 で、 ω が固有振動数を、 α が減衰率を示し、 $\alpha > 0$ であれば運動は不安定である。

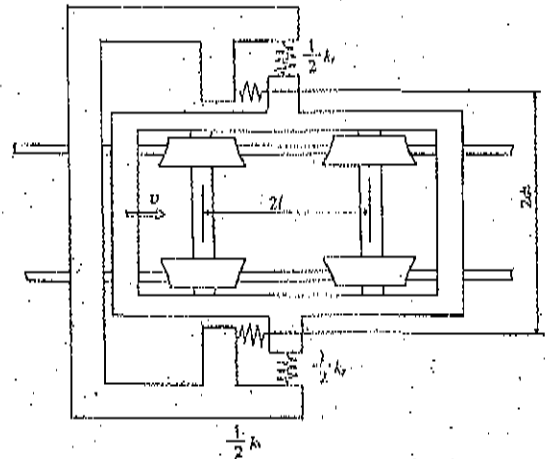


図1-28 2軸剛台車モデル

この結果より、輪軸の運動には一定の波長があり、その長さは幾何学的蛇行動の波長 S_1 に等しい。 α が 0 となるときの速度、すなわち蛇行動が起き始める限界速度 v_c は式(1.72)より、

$$v_c = S_1 \sqrt{\frac{d_0^2 \gamma_0^2 + i^2 \gamma_0^2}{d_0^2 + i^2}}$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_1}{m}}, \quad f_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{m i^2}} \quad (1.73)$$

で与えられる。限界速度を高くするには幾何学的蛇行動波長 S_1 、非連成固有振動数 f_1, f_2 を増せばよいことがわかる。

[台車の蛇行動]

図1-28に示す2個の輪軸が台車に剛に取り付けられた2軸剛台車の場合の運動方程式は、式(1.70)で

$m \rightarrow$ 台車の全質量

$i \rightarrow$ 台車の重心回りの慣性半径

$$\times d_0 / \sqrt{d_0^2 + l^2}$$

$$k_y \rightarrow \kappa_2 d_0^2 d_0^2 / (l^2 + d_0^2)$$

$$\frac{d_0 \gamma_0}{r_0}, \quad \frac{d_0 \gamma_0}{r_0}, \quad \frac{d_0^2}{(l^2 + d_0^2)}$$

と置き換えればよい(6)。

台車の蛇行動の波長 S_2 は

$$S_2 = S_1 \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_0} \right)^2} \quad (1.74)$$

$$\left(\text{ここで、} S_1 = 2\pi \sqrt{\frac{d_0 r_0}{\gamma_0}} \right)$$

で表される。

実際の車両で蛇行動発生の有無を知るためには、走行速度を速くした走行で、一定波長の振動があるかどうか、その波長が輪軸蛇行動の波長 S_1 や台車蛇行動の波長 S_2 と対応するかどうかを調べればよい。

1.5.3 1車両の運動

(1) 1車両の蛇行動

1車両の左右系運動を考えると、通常、車体の左右、ローリング、ヨーイング（3自由度）、各台車枠の左右、ローリング、ヨーイング、（ $3 \times 2 = 6$ 自由度）、各輪軸の左右、ヨーイング（ $2 \times 4 = 8$ 自由度）の計17自由度系として取り扱うことが多い。図1-29に断面のモデルを示す。その場合の運動方程式は文献(7)に示されている。この場合にも、1輪軸のときと同様に特性方程式が得られ、それらの根の実数部から安定性を、虚数部から固有振動数を知ることができる。しかし、1輪軸の場合のように近似的に取り扱ったとしても、解析解が得られないので、計算機の力を借りることになる。通常は1階の $17 \times 2 = 34$ 個の連立方程式に直し、その係数行列の固有値を求める方法がとられる。

計算結果の一例を図1-30に示す。(8) 新幹線車両相当の諸元で、ボルスタアンカゴム剛性だけを小さくし、車体蛇行動を生じやすくした場合である。横軸は走行速度、縦軸は固有値の実数部と虚数部を示している。低速では下心と上心のローリング振動数（ ω_1, ω_2 ）が速度とともに直線的に増加して、一定波長の蛇行動が存在することがわかる。車体上心ローリングの α_3 は約45m/sで、車体ヨーイングの α_4 は約60m/sで正になり、これらの運動は不安定となるが、さらに速度を増すと、再び安定になる。この車体蛇行動は車両諸元を適切に選択することにより生じないようにすることができる。

それに対して、台車蛇行動（ α_1, α_2 ）はそれぞれ約90m/s, 97m/sで不安定になり、その後、速度を増すと不安定性は急激に増大し、再び安定になることはなく、高速化に際しての大きな課題となる。

(2) 1車両非線形系の運動シミュレーション(10)

実際の車両にはクリープ力の飽和特性、車輪・レールの接触幾何学に関連するフランジ接触などの非線形性、各部ばね、ダンパ、ストッパなどの非線形性といったように、数多くの非線形性が存在する。このような場合の安定性や、軌道狂いに対する応答などを求める際には、もっぱら、非線形連立微分方程式の数値積分を行い、各部の動きや力の時系列を求めるシミュレーション手法が用いられている。

ここでは、旅客車用のシミュレーションの一例として、車両運動シミュレータの構成（図1-31）について述べる。

すなわちこのシミュレーションの特徴は、車両の足元である車輪とレール間の現象のモデル化にある。

接触面に働く力を求める部分が車輪・レール間作用力モジュールである。検討目的に応じて、いろいろなモデル

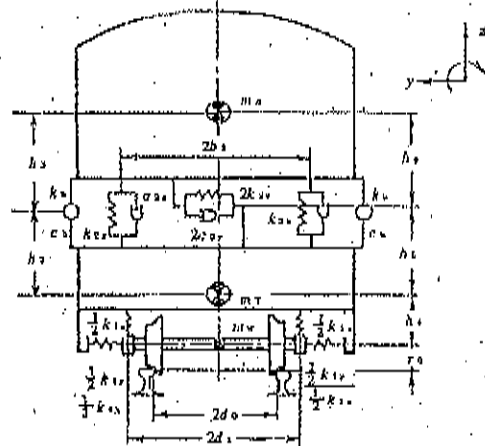


図1-29 左右系計算車両モデル

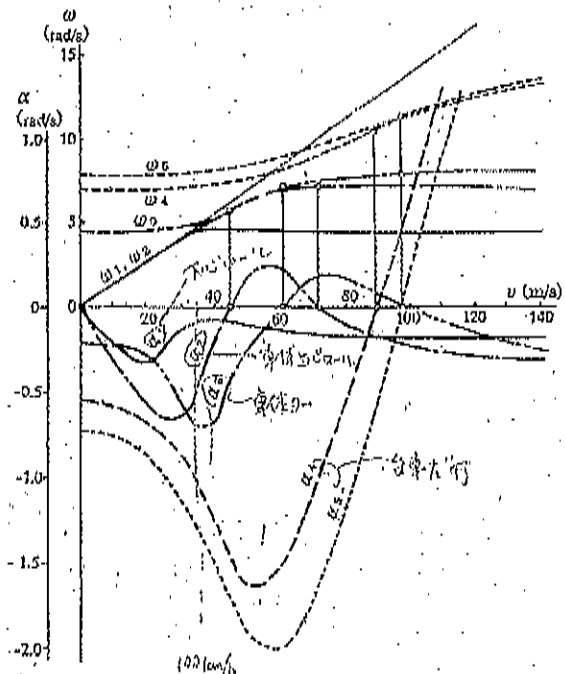
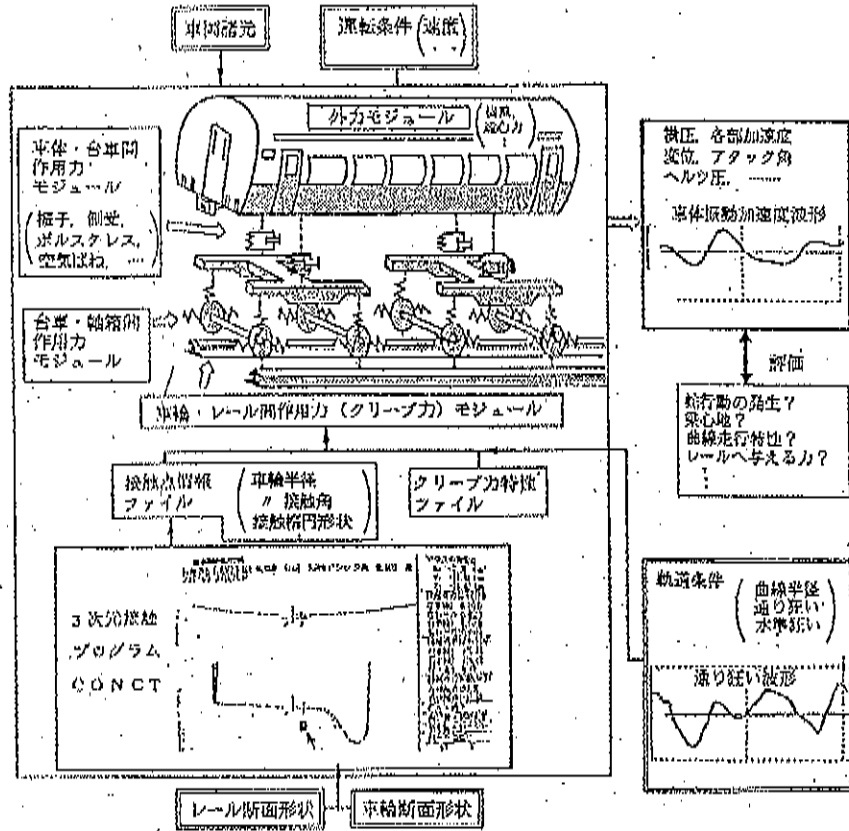


図1-30 特性方程式の根と走行速度の関係一例

ル化レベルを選択し得るようになっているが、最も高いレベルでは、摩耗した車輪やレールの任意の断面形状の場合を扱うことが可能である。車輪、レールの断面形状が与えられると、車輪がレールに対して任意の3次元的位置をとったときの接触位置、車輪半径、接触角等をあらかじめ3次元接触プログラム（CONCT）により計算して、接触点情報ファイルとして計算機上に準備する。

グリップ率とクリープ力との関係については、Levi-Chartet のモデルや Kalker の単純化非線形モデル等の

図1-31
車両運動シミュレータ
の構成例



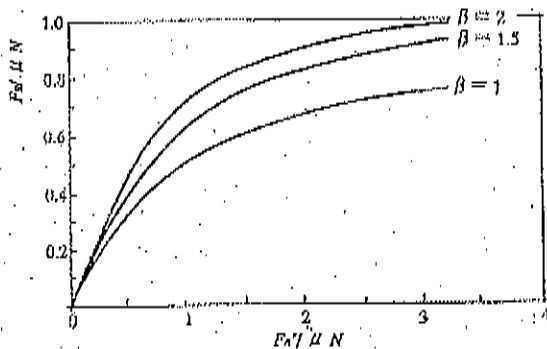
数種類を選択できる。

Levi-Chartet のモデルの場合には、線形の前後、左右の、クリープ力 (T_1, T_2) の合力 $F_R' = \sqrt{T_1^2 + T_2^2}$ とクリープ力の飽和特性を考慮した非線形クリープ力の合力 F_R の関係を次式で与える。

$$\frac{1}{(F_R)^\beta} = \frac{1}{(\mu N)^\beta} + \frac{1}{(F_R')^\beta} \quad (1.75)$$

この関係は図1-32に示すように、 F_R' が大きくなると F_R が摩擦力 μN に漸近していることを取り入れたもの

図1-32 線形クリープ力と非線形クリープ力の関係



で、 β が漸近の度合を決めるパラメータで、 β が大きいほど漸近が早い。 β の値として、Levi は 1.5 を推奨している。Kalker 理論との対比という観点からは、 β は 2.5 程度の値となる⁽¹⁰⁾。

式 (1.76) を変形すると

$$F_R = \frac{F_R'}{\left\{1 + \left(\frac{F_R'}{\mu N}\right)^\beta\right\}^{1/\beta}} = F_R' \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left\{1 + \left(\frac{F_R'}{\mu N}\right)^\beta\right\}^{1/\beta}} \quad (1.76)$$

と表されるので、この ε を用いると、前後、左右の非線形クリープ力 T_{1N}, T_{2N} は

$$\begin{aligned} T_{1N} &= T_1 \cdot \varepsilon \\ T_{2N} &= T_2 \cdot \varepsilon \end{aligned} \quad (1.77)$$

として与える。

Kalker の単純化非線形モデルの場合には、あらかじめ前後、左右、スピンの無次元化クリープ率 v_x, v_y, ω 、接触楕円の長径と短径の比 a/b に対する前後、左右の無次元化クリープ力 F_{x0}, F_{y0} の数値表ファイルを計算機上に準備しておき、この数値表からの補間により求める場合と、計算時間の速い FASTSIM と呼ばれるプログラム⁽¹¹⁾を直接シミュレーションプログラムに組み

込む場合がある。

このシミュレーションは、車輪・レール間作用力モジュールの他に、台車と軸箱間の作用力を計算するモジュール、車体と台車間の作用力を計算するモジュール、車両に加わる風や、曲線での遠心力を計算するモジュールから成り立っている。これに車両諸元、運転と軌道の条件等を入力することにより、車両各部の動きや発生する力を知ることができる。

シミュレーションの中で実行されることは、2階の連立非線形微分方程式の数値積分である。運動方程式の自由度は、モデル化のレベルによっても違うが、1両で17

程度となることが多い。

鉄道車両のシミュレーションでの難しい点は、鉄車輪と鉄レール間の作用力には鉄のヤング率という非常に大きい値が関係する一方、空気ばねのばね定数など小さい値も混在する場合の運動方程式を扱う点や、車輪の一部のフランジ部分がレールに衝突する際の現象なども扱わなければならない点である。

このようなシミュレーションによる幅広い探索を行うことにより、走行実験を行った範囲内での局所的最適値ではなく、真の最適値の把握が可能となる。

1.6 ダイナミクス解析の例

1.6.1 周波数応答による振動特性の計算例

解析にあたっての具体的値を新幹線電車（JR・200系、100系）、在来線特急電車（JR・981系）、通勤電車（近鉄・1400系）について表1-4に示す。

(1) 上下振動

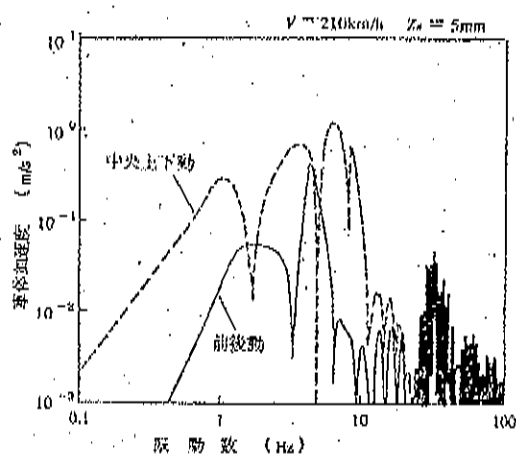
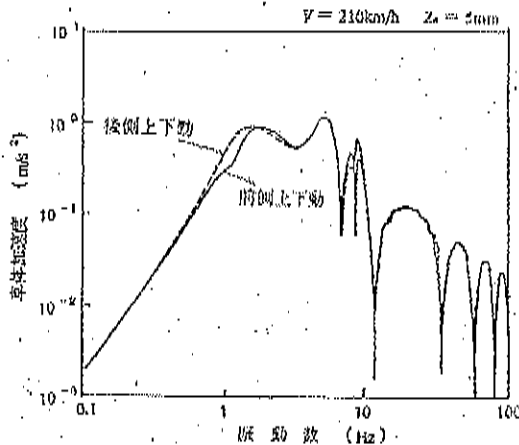
表1-4に示した車両諸元の数値例の中から、200系新幹線電車を想定した車両諸元を用い、全体モデルで計算した車体加速度の周波数応答の一例を図1-33（軌道不整による励振）および図1-34（車輪軸の偏心による励振）に示す。それぞれ上下動については前・後の台車位置と中央の3部位の応答が比較されている。この車両諸元

で各振動モードの固有振動数を近似計算すると、次のようになる（1.4節の文献(9)参照）。

車体上下動	$f_{z0} = 1.1\text{Hz}$
車体ピッチング	$f_{\theta} = 1.5\text{Hz}$
台車上下動	$f_{zr} = 4.0\text{Hz}$
台車ピッチング	$f_{\theta r} = 5.4\text{Hz}$
車体1次曲げ	$f_E = 8.8\text{Hz}$
1次前後動	$f_{x1} = 4.0\text{Hz}$
2次前後動	$f_{x2} = 30.9\text{Hz}$

軌道不整による励振の場合（図1-33）、上記固有振動数の他に多くのピークが現れているが、これらのピークは一定振動数間隔で加速度が落ち込むことによるもので

図1-33 周波数応答の計算例（軌道不整による励振）



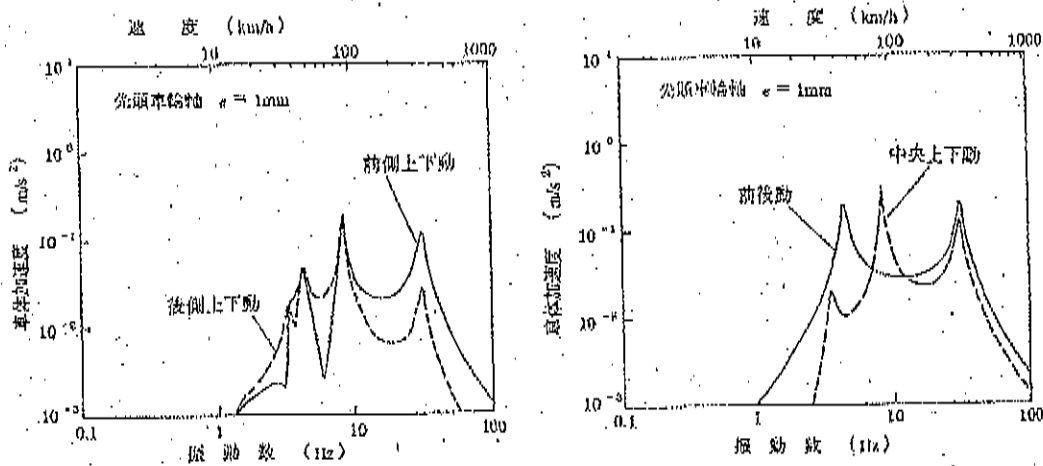


図1-34 周波数応答の計算例(車輪軸の偏心による励振)

表1-4 解析のための車両諸元数値例

記号	単位	新幹線電車	新幹線電車	在来特急電車	通勤電車
$2m_p$	t	46.0	36.0	22.0	24.8
m_y	t	7.0	5.7	3.6	2.9
m_w	t	2.0	1.96	1.6	1.5
l_{2x}	m	1.63	1.56	1.5	1.4
l_{2y}	m	7.22	7.09	6.5	6.0
l_{2z}	m	6.83	6.34	6.0	6.8
l_{1x}	m	0.60	0.61	0.63	0.80
l_{1y}	m	1.06	1.00	0.80	0.75
l_{1z}	m	1.20	1.36	0.78	0.75
l_{0z}	m	0.75	0.75	0.59	0.70
l_{0y}	m	0.29	0.29	0.25	0.25
l_{0x}	m	0.75	0.75	0.69	0.70
k_{1y}	kN/m	17.2×10^3	68.6×10^3	5.59×10^3	5.3×10^3
k_{1x}	kN/m	2.37×10^3	2.37×10^3	2.12×10^3	2.18×10^3
k_{1z}	kN/m	372.4	284.2	131.5	263.5
k_0	kN/m	2.00×10^3	1.43×10^3	355	1.72×10^3
h_0	kN/m	-108	0	0	-20.0
N		0.49	0.494	0.617	0.373
h_1	kN/m	68.8×10^3	34.3×10^3	11.2×10^3	5.3×10^3
β_1		0.1	0.1	0.1	0.1
k_2	kN/m	9.8×10^3	4.9×10^3	ボルクレス	2.35×10^3
β_2		0.1	0.1	ボルクレス	0.1
EI	kN/m	3.60×10^6	2.51×10^6	0.69	1.44×10^6
β_3		0.03	0.03	0.031	0.036
c_2	kNs/m	—	—	53.3	—
c_1	kNs/m	78.4	78.4	78.4	39.2
c_{2y}	kNs/m	70	39.2	53.8	58.8
c_2	kNs/m	113.0	91.6	43.0	82.1
$2l_1$	m	17.5	17.5	14.4	14.1
l_2	m	3.5	3.5	3.2	2.95
$2l$	m	24.5	24.5	20.8	20.0
$2a$	m	2.5	2.5	2.3	2.16
$2b_1$	m	2.84	2.80	—	2.48
$2b_2$	m	—	—	1.7	—
$2b_3$	m	2.12	2.10	1.62	1.955
$2b_4$	m	2.460	2.50	1.70	1.82
h_1	m	0.280	0.280	0.060	0.130
h_2	m	-0.13	-0.13	0.04	-0.11
h_3	m	1.3	1.3	0.84	1.4
h_4	m	1.3	1.3	1.4	1.4
h_5	m	0.315	0.367	0.320	0.377
h_6	m	0.855	0.813	0.467	0.889
r_0	m	0.465	0.455	0.430	0.430
路面形状	rad	円錐	円弧	円弧	円錐
γ		1/40	1/16	1/20	1/40
想定車両		200系	100系	381系試験車	1400系

あり、軌道不整上の走行の特徴でもある。これらの落ち込みは、台車内の軸間隔、および台車中心間距離による軌道不整平均化の影響である。上下振動の一般的な傾向として車体ピッチングの成分が卓越しており、車体上下動との相互関係により車体の前後位置間で振幅に差が生ずる。この傾向はここでの計算例からも読み取ることができ、実際の特性計算における1車両モデルの必要性が示されている。また、この励振条件による10Hz以下の振動数帯においては、前後振動の大きさは上下振動と比較して小さな値にとどまる。

次に、定量的な走行振動特性は車体加速度のパワースペクトル密度(PSD)で把握することができる。図1-35は前側台車位置上の車体上下加速度PSDを実測データの一例と計算結果とで比較したものである。計算では走行対象区間を想定した軌道不整量のPSDを用いることにより、図1-33の加速度周波数応答から求めることができる(1.4節の文献(4)参照)。一般的な特徴として、軌道不整量は波長が長いほど増大するため、走行車両に対しては励振振動数が低くなるほど不整量が增大している。これらのPSDの比較から、上下振動としての車体ピッチング成分の卓越性ととも、10Hz以下の振動数帯域における線形計算モデルの妥当性が示される。

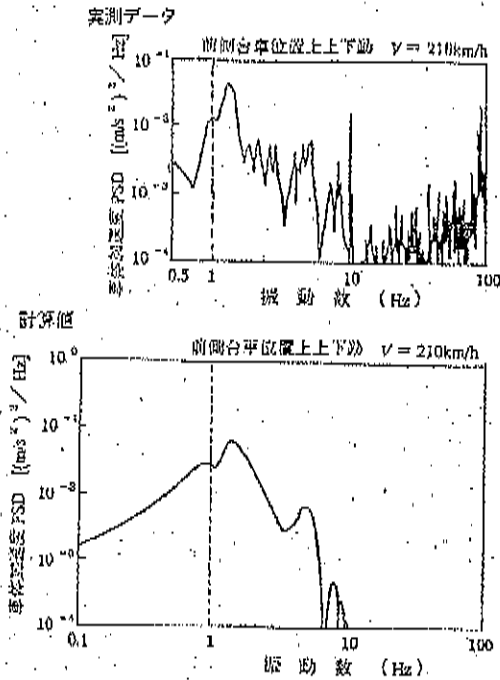


図1-35 PSDによる実測データとの比較

図1-34の車輪軸の偏心による励振の場合、車輪軸の前後動が車体の前後動のみならず上下動までも影響し、特に1次曲げ振動が大きく誘起されることが示される。車輪径 $r=910\text{mm}$ としての振動数に対応する走行速度が横軸に併記される。1次曲げのピークに対応する速度は約90 km/hであり、営業速度が200km/hを超える新幹線電車では加速または減速中一時的にこの車体曲げ振動が発生することがある。一方、営業速度が100km/h付近の在来線車両では、高速での走行中にこのような車体曲げ振動が絶えず現れる可能性もある。

(2) 前後振動

表1-4中の100系新幹線電車を想定した諸数値を用い、前後系部分モデルにより計算した車体前後加速度の周波数応答の一例を図1-36に示す。これは上下方向の軌道不整が台車ピッチングを介して車体前後動を励振する例である。前の例とは別の新幹線電車を想定した車両諸元を用いているため、前後動の固有振動数は次のようになる。

1次前後動 $f_{x1} = 6.8\text{Hz}$

2次前後動 $f_{x2} = 27.6\text{Hz}$

条件1は走行状態として、各車輪軸の不整量 z_{Ri} が時間差をもって入力される実際的な励振である。条件2は走行状態ではあるが、前側と後側の台車で同じ不整条件($z_{R1}=z_{R2}$, $z_{R3}=z_{R4}$)とした、いわゆる半車両モデルの条件である。条件3は前・後側台車同相のピッチング加振($z_{R1}=z_{R2}=-z_{R3}=-z_{R4}$)で、走行速度の影響が

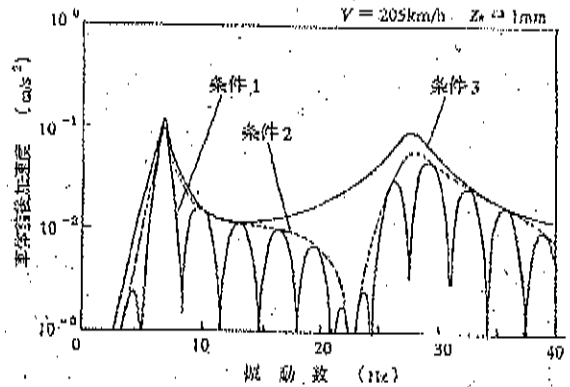


図1-36 前後系部分モデルの計算例

ない仮想的な条件である。条件1および2が示すように、走行実態に近づくほど振動数によって複雑な落ち込みが生じ、加速度は量的に減少する。条件2の場合、この落ち込みは台車内輪軸間隔による不整量平均化の効果であり、さらに条件1では前・後側台車でピッチング角変位が逆位相となるときの励振力相殺の影響が加わっている。

以上のごとく、前後振動の場合も実際的な特性計算のためには1車両モデルが適当であることが示される。ただし、目的範囲が限定された定性的な検討であれば、半車両のような縮小モデルのほうが効率的で見通しの良い検討となる場合もあるので、目的に応じて使い分けることが肝要であろう。

1.6.2 固有値解析による蛇行動特性の計算例

本項では、表1-4の車両諸元を用い、固有値解析による蛇行動特性の計算例を示す。図1-37に100系新幹線電車を規定して計算した結果、図1-38に381系在来線特急電車を想定して計算した結果を示す。

100系新幹線電車、381系在来線特急電車(試験車)とも空気ばねを用いている。まくらばねを図1-11に示す空気ばねモデルから図1-29に示すばね・ダンパ並列モデルに置き換える。 k_{21} , c_{21} は以下の式で示される。

$$k_{21} = k_2 + k_2 \frac{N(1+N) + (2\pi f c_0/k_2)^2}{(1+N)^2 + (2\pi f c_0/k_2)^2}$$

$$c_{21} = \frac{c_0}{(1+N)^2 + (2\pi f c_0/k_2)^2}$$

ここで、 f はローリングの固有振動数で1Hzとした。これらの図の横軸は走行速度、縦軸は固有値の根の虚数部 α (蛇行動の安定性)と虚数部(蛇行動の固有円振動数: $2\pi \times$ 固有振動数)を示している。固有値の根は $\alpha + j \cdot \beta$ で表わされるので、同じ根の虚数部と対応する虚数部は同じ記号で示してある。

100系新幹線の固有値(図1-37)を見ると、走行速度

図1-37
100系新幹線電車の
蛇行動特性計算のた
めの固有値解析例

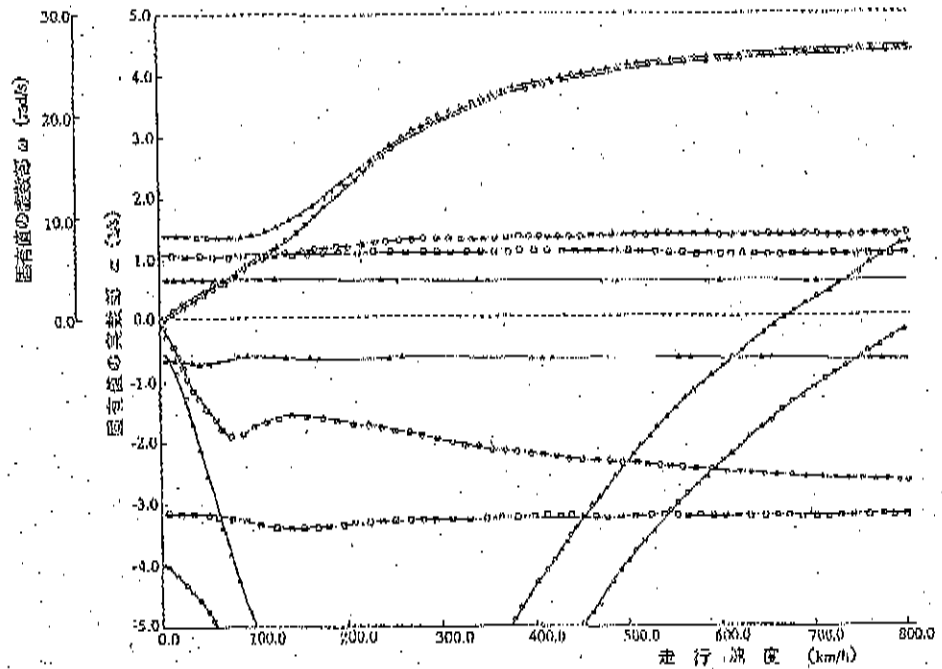
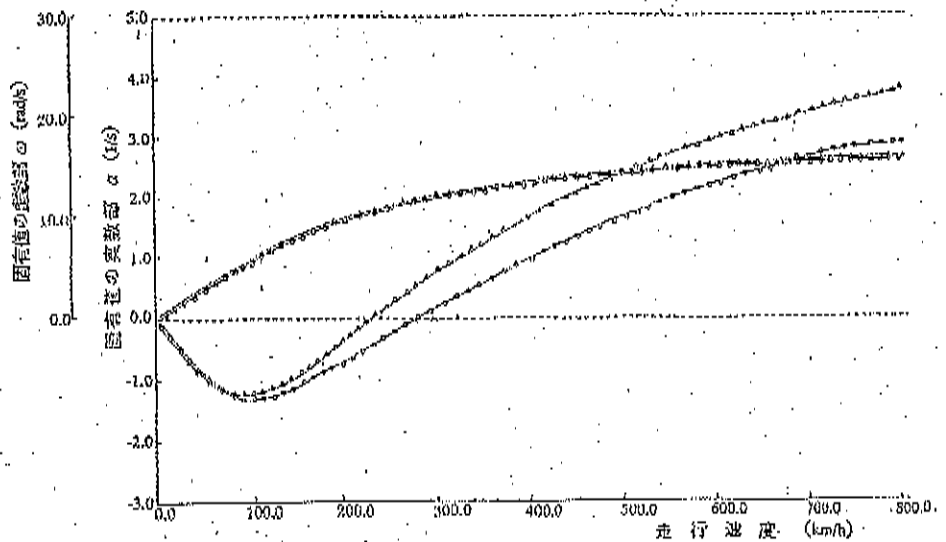


図1-38
381系在来線特急電車
(試験車)の蛇行動特
性計算のための固有値
解析例



が上がって、実数部が最初に負の値から正の値になる速度（蛇行動が起き始める限界速度）は約660km/hで、台車の蛇行動を表す根（A）である。このときの蛇行動の振動数は約4 Hz（ $\beta=25\text{rad/h}$ ）である。蛇行動の限界速度の計算結果はかなり高くなっているが、実際の車両諸元は非線形の要素（たとえば、小さな振動でレールは車輪踏面で接触しているが、振幅が大きくなるとフランジ接触するなど）があるので、この値より低い速度になるものと考えられる。また、限界速度以下でも減衰比（ $\alpha/\sqrt{\alpha^2+\beta^2}$ ）が0.1程度に下がれば、実際には振動

が減衰しにくい状態になっていると考えられる。減衰比が0.1程度に下がる速度は約490km/hである。

381系電車（試験車）の固有値（図1-38）を見ると、蛇行動の起き始める限界速度は約220km/hで、同じく台車の蛇行動を表す根（A）である。このときの蛇行動の振動数は約2 Hz（ $\beta=12\text{rad/h}$ ）である。100系新幹線と比較して低い速度ではあるが、381系電車の営業速度よりはかなり高い速度で蛇行動が発生するという計算結果となっている。

[第1章の参考文献]

[1.1]

- (1) 日本機械学会;「機械工学便覧」改訂第6版, 1989
- (2) Hartog, D.;「Mechanical Vibrations」, Dover, 1985
- (3) 松平;「基礎振動学」, 現代工学社, 1978(復刻)
- (4) 藤枝;「異相機械振動学」, 理工学社, 1984
- (5) 鈴木・曾我部・下坂;「機械力学」, 実教出版, 1984
- (6) Grag・Dukkipati;「Dynamics of Railway Vehicles System」, Academic Press, 1984
- (7) 渡辺・小林・須田;「パソコンによる制御工学」, 海文堂, 1984
- (8) 日野;「スペクトル解析」, 朝倉書店, 1977
- (9) 阿川;「有限要素法による振動解析」, サイエンス社, 1975
- (10) Goads, G.・Hartmanns, J.; Lecture Notes in Computer Science Matrix Eigensystem Routines-ISISP-ACIK Guide Second Edition, Spring-Verlag, 1976
- (11) 佐々木;新幹線電車の乗り心地改善(0系改良台車の開発), 機論C, 57-530, 1991

[1.2]

- (1) 日本機械学会;「機械図集 防振・緩衝装置(下巻)」7章, 1977
- (2) 丸山・景山;「機械技術者のための鉄道工学」, 丸善, 1981

[1.3]

- (1) 松井ほか;「高速鉄道の研究」V, 3章だ行動, 研友社, 1987

[1.4]

- (1) 谷藤・永井;ボギー車の車体上下向け振動解析における高次モードの影響と単一モード近似法の構築性, 機論C, 56-526, 1990
- (2) たとえば大塚;「鉄道車両」7章7節, 日刊工業新聞社, 1957
- (3) 松井;「東海道新幹線に関する研究(第3分冊)」6章, 鉄道技術研究所, 1982
- (4) 小柳;2軸ボギー車の前後振動防止法, 鉄研報告, 1186, 1981
- (5) 松井;輪軸の質量不釣り合いによる車両振動の理論解析, 東急車両技報, 36, 1983
- (6) 谷藤;空気ばねボギー車の上下振動計算プログラム(第2報), 鉄研報, 82-102, 1982
- (7) 小田・西村;空気ばね懸架の振動特性とその設計, 機論J, 35-273, 1969
- (8) 小柳;空気ばね車両の上下振動振動法(絞り流位特性線形化の効果), 鉄研報告, 1137, 1980
- (9) 谷藤;ボギー車の前後振動解析(軌道不整で加振される定振動数の持続振動数), 機論C, 56-532, 1990
- (10) 谷藤;鉄道車両の乗心地管理と強制振動計算法に関する研究, 鉄研報告, 1321, 1986

[1.5]

- (1) たとえば Timoshenko, S.・Goodier, J.N.;「Theory of Elasticity」, McGraw-Hill Book Co. Inc., 1951
- (2) Kalker, J.J.; Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory, Vehicle System Dynamics, 8.4, 1979
- (3) Gorge, J.G. and Law, E.H.; Interaction between Vehicles and Truck Report No. 4, DOT Report, FRA/ORD-78/06, 1977
- (4) Wickens, A.H. (Chairman); ORR Report, C-116 RP4, 1974
- (5) Wickens, A.H.; The Dynamics stability of simplified four-wheeled railway vehicle having profiled wheels, Int. J. of Solids and Structures, Vol. 1, 1966
- (6) 丸山・景山;「機械技術者のための鉄道工学」, 丸善, 1981
- (7) 藤本・宮本;東海道線シミュレーションによる曲線通過特性の解析(車輪・レールの断面形状の違いが荷重に与える影響), 機論C, 58-548, 1992
- (8) 松井ほか;「高速鉄道の研究」V, 3章だ行動, 研友社, 1987
- (9) 宮本;車輪とレール間の基本問題, JRBA, 32-4, 1989
- (10) 宮本・松尾・谷藤;軌道狂いに対する輪軸挙動のシミュレーション(車輪・レール接触力のモデル化レベルの影響), 機論論, 840-16, 1984
- (11) Kalker, J.J.; A Fast Algorithm for Simplified Theory of Rolling Contact, Vehicle System Dynamics, 11, 1982, 1

注) 各章の参考文献名のなかで引用誌名等のうち, 機論C, 機論論, 鉄研, 鉄道機研, P-SC分科会等はそれぞれ, 機論C:日本機械学会論文集C編の略
機論論:日本機械学会講演論文集の略
機論:日本機械学会論文集の略
鉄研資料:鉄道技術研究所資料の略
鉄研速報:鉄道技術研究所速報の略
鉄研報告:鉄道技術研究所報告の略
鉄道総研報告:鉄道総合技術研究所報告の略
P-SC159資料:日本機械学会「P-SC159 鉄道のダイナミクス」研究分科会資料の略
である。

(以下の各章についても同様)

102.12.3—102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆
資料 4.

歡迎

台灣鐵路管理局

日本參訪團

蒞臨

日本車輛豐川製造所

車日本車輛

車體傾斜車輛

車体傾斜車両

2013.12.04

BD130677

日本車輛製造(株)

目次

1. 車體傾斜系統簡介 車体傾斜システム

2. 空氣彈簧傾斜方式的行車安全性

空気ばね傾斜時の走行安全性

3. 乘坐舒適度提高對策 乗り心地の向上対策

4. 軌道的維護管理 軌道の保守管理

目次

1. 車體傾斜系統簡介 車体傾斜システム

2. 空気ばね傾斜時の走行安全性

3. 乗り心地の向上対策

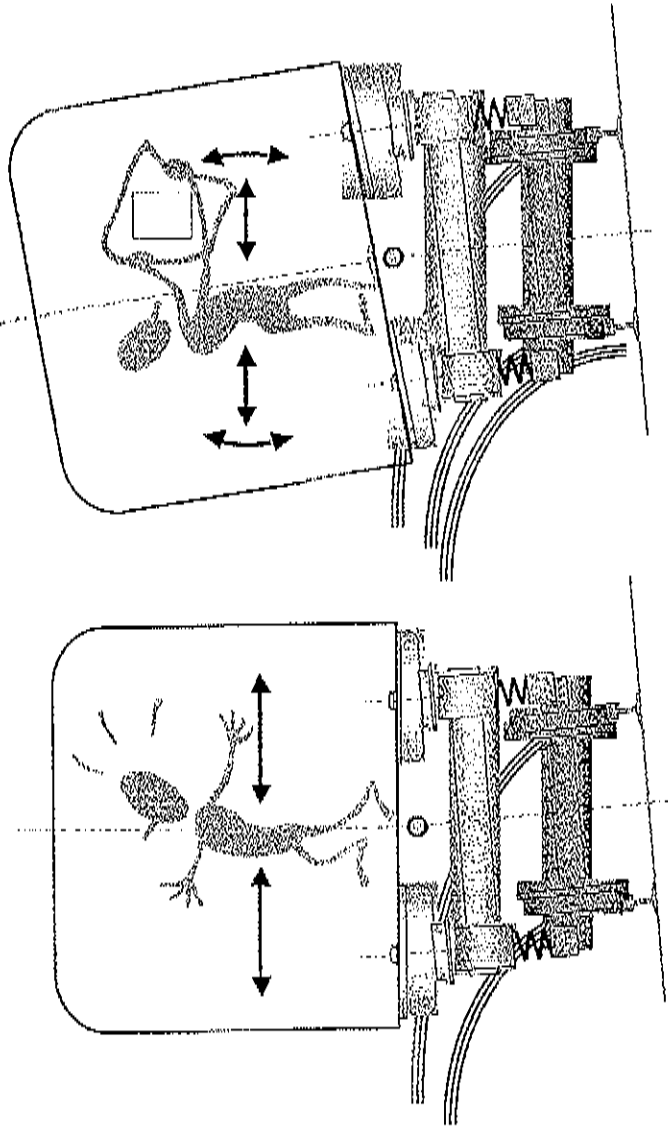
4. 軌道の保守管理

(1) 為何要把車體傾斜なぜ車体を傾けるのか

- 縮短到達時間到着時間の短縮 → 必須提高速度速度向上が必要
- 在曲線區間離心力增加曲線區間で遠心力が増大
- 降低乘坐舒適度乗り心地の低下

○ 對策対策

- 將車體朝曲線內側傾斜車体を曲線の内側に傾ける
- 鐘擺式車輛振り子車両 或 車體傾斜車輛車体傾斜車両



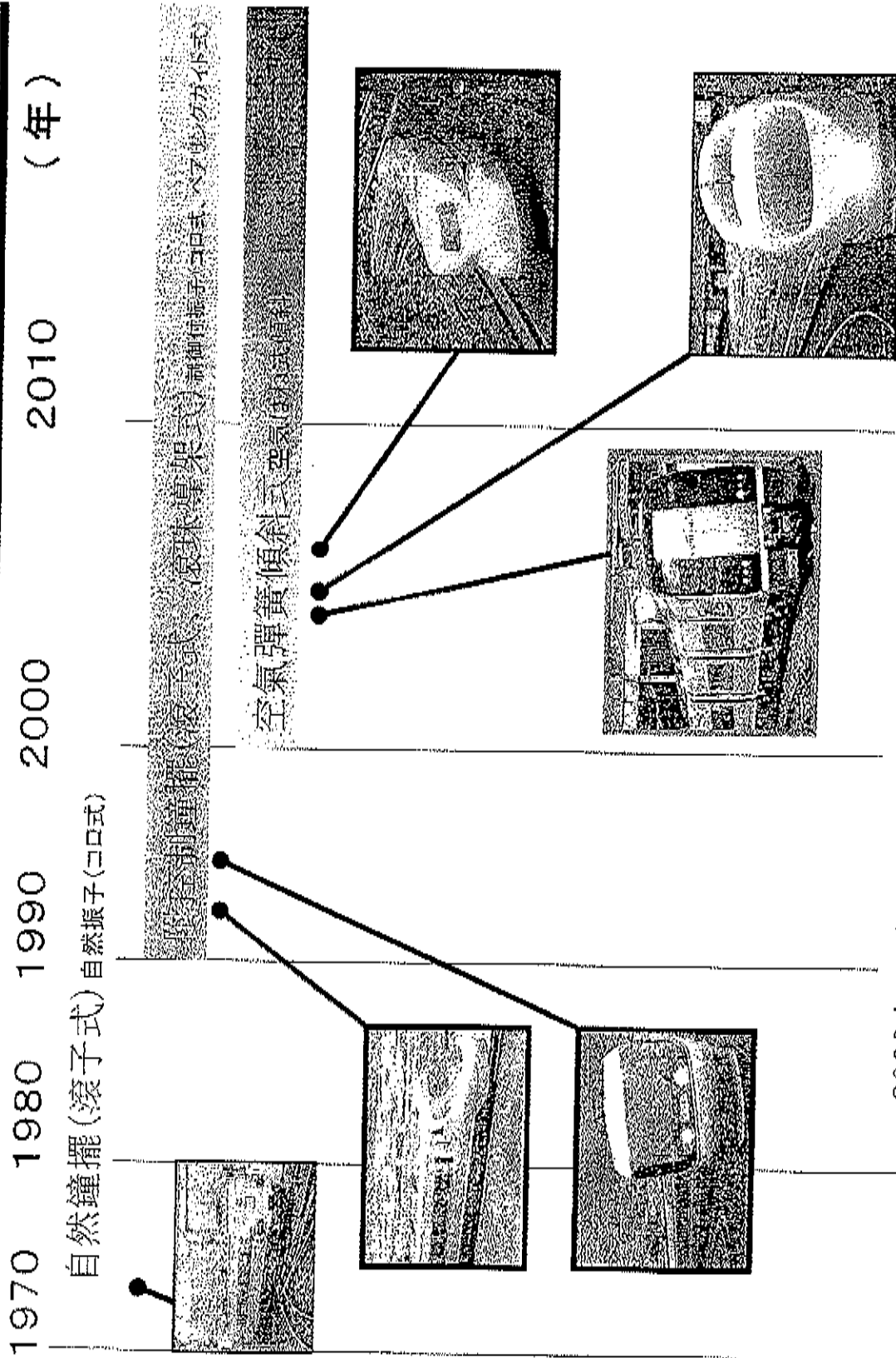
車體傾斜可
有效縮短行
車時間

車體傾斜は
到達時分の
短縮に有効

一般車輛一般車両

鐘擺車輛/傾斜車輛振り子車両・傾斜車両

(2) 從鐘擺技術到傾斜技術 振り技術から傾斜技術へ

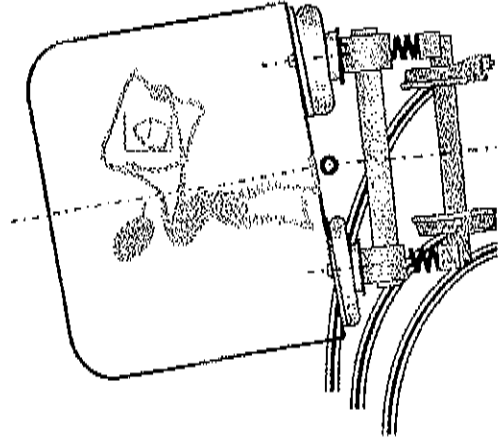
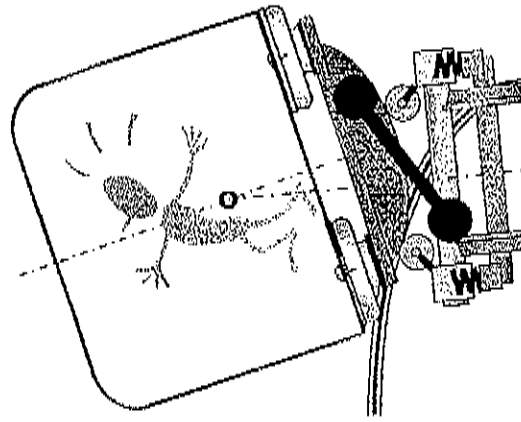


2000年以後空氣彈簧傾斜式成為主流
 2000年以降は空氣ばね式傾斜が主流になって来た

(3) 空氣彈簧傾斜式的優點

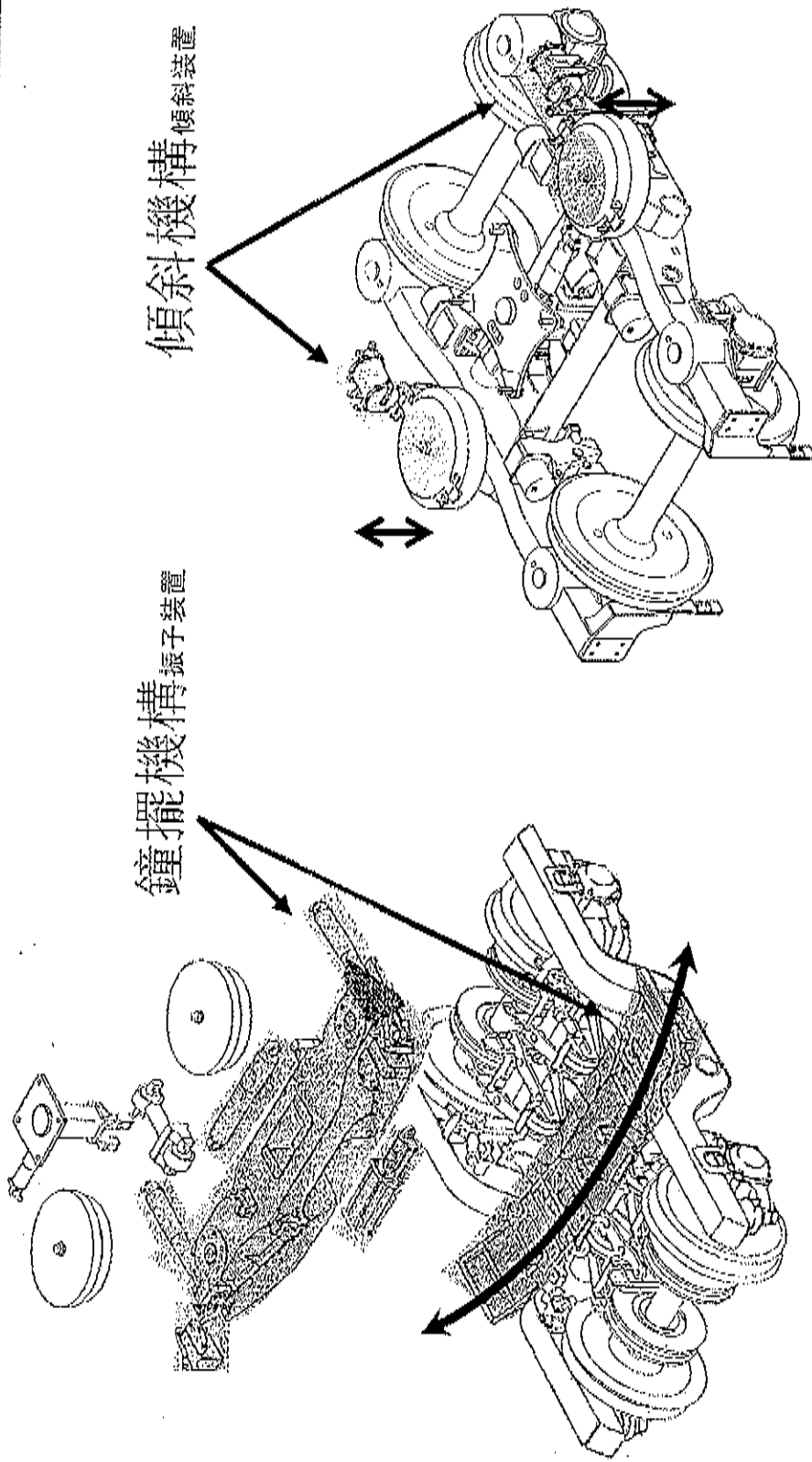
空氣ばね式傾斜車両の優位性

- 機械式振り装置が不要
→ 約減輕2噸/輛 約2t/両の輕量化
- a. 不需機械式鐘擺裝置
→ 不需補油 給油不要
→ 降低維護費用 保守費用減
- b. 沒有滑動部位 摺動部が無い
→ 減少零件數 部品數減
- c. 暈車問題 乗り物酔い
→ 解除 解消
- d. 車體較寬 広い車體幅の車両
→ 舒適的室內空間 快適な室内



空氣彈簧傾斜方式在日本國內頗受鐵路業者及旅客的好評
空氣ばね式傾斜は日本國內で事業者・乗客のどちらにも好評

(4) 轉向架構造比較 台車構造の比較



滾子式鐘擺轉向架 コロ式振り台車

構造複雜 複雑構造

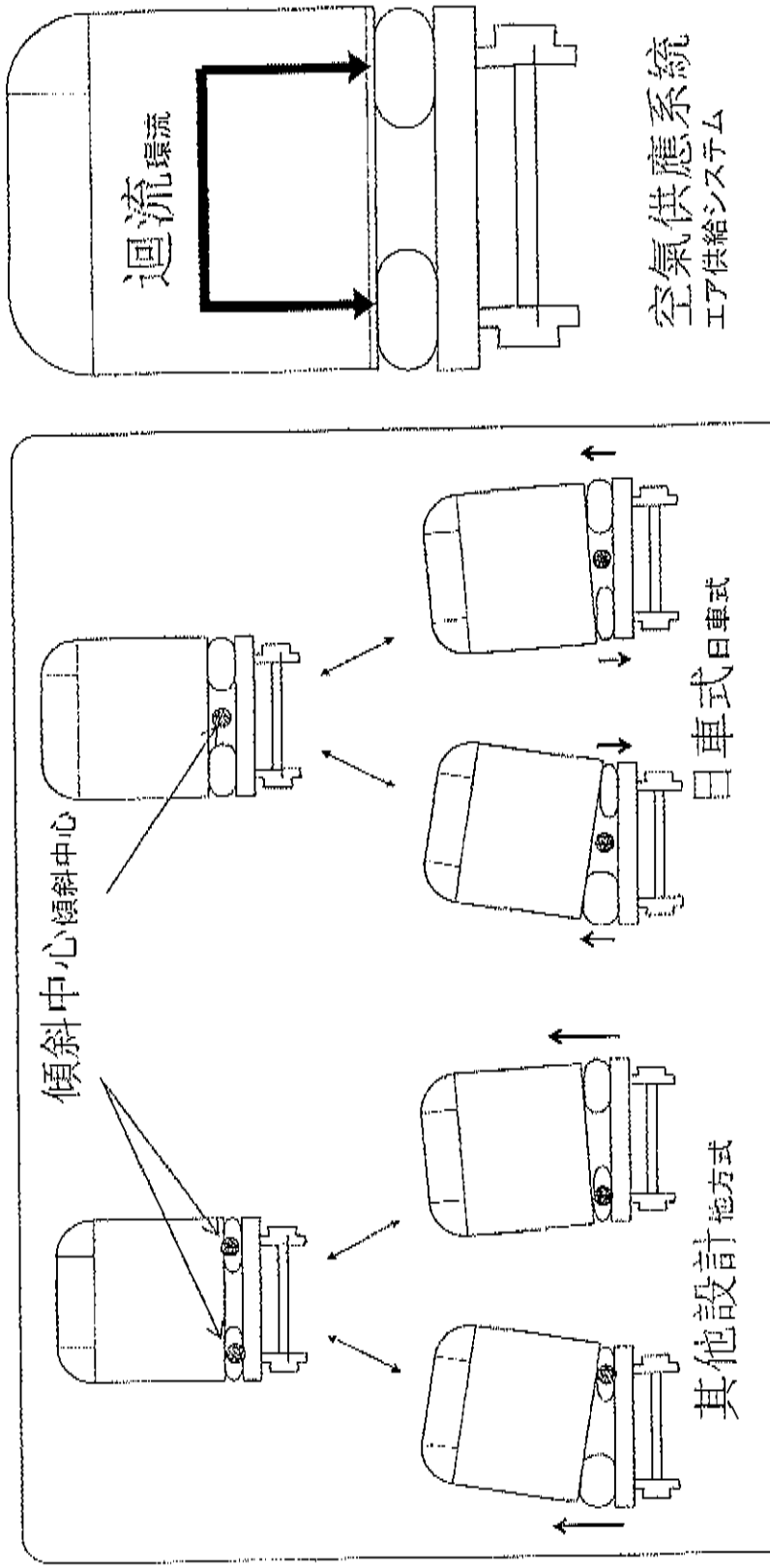
傾斜機構比鐘擺機構更為簡潔輕巧，轉向架維修容易
傾斜裝置は振り装置に較べて輕量で台車の保守が容易

空氣彈簧傾斜式轉向架 空氣ハネ式傾斜台車

構造單純 單純構造

(5) 日車技術的優點與安全系統 日車の車体傾斜技術の優位性と安全システム

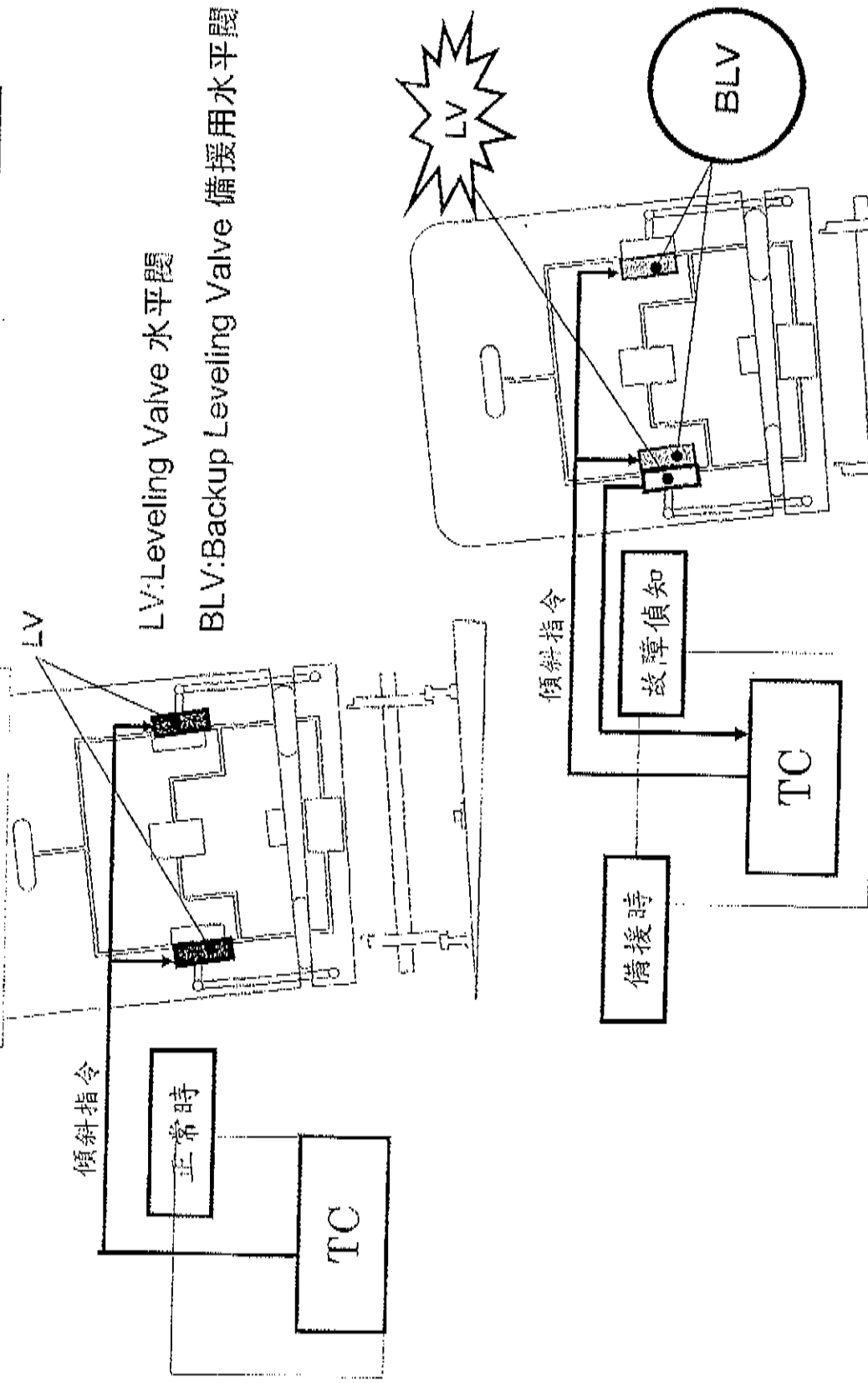
- a. 傾斜中心即車體中心傾斜中心が車體中心 → 傾斜動作快傾斜動作が速い
- b. 抑制壓縮空氣消耗的系統壓縮空氣の消費を抑えるシステム → 節能省エネルギー
- c. 失去電源時電源がダウン → 以備援功能維持傾斜動作バックアップ機能が傾斜動作を継続



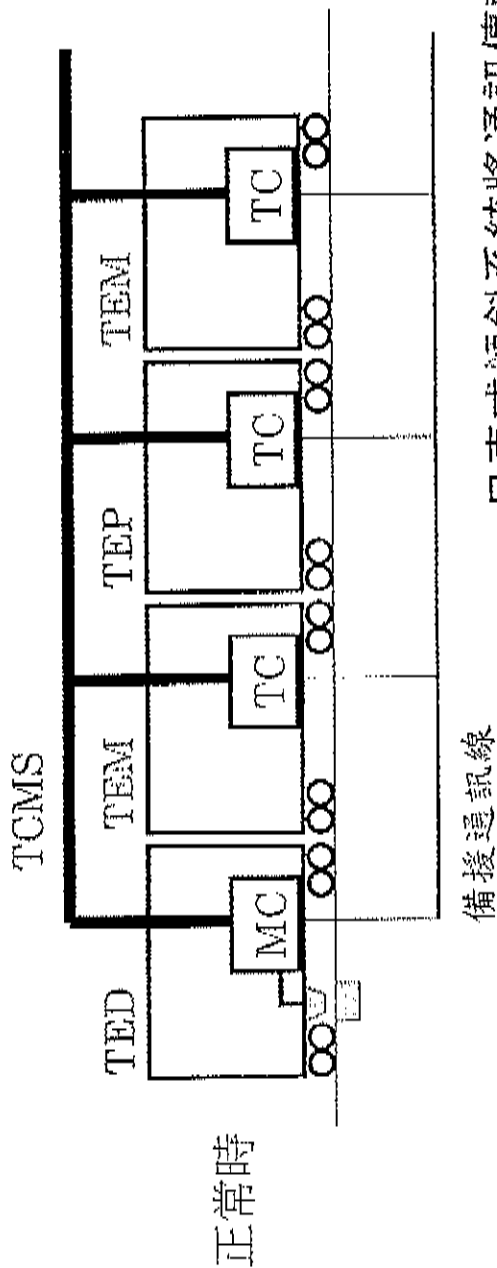
日車式為傾斜機構中最先進之設計 日車式は傾斜装置の中で最も先進的

(6) 車體傾斜裝置的備援功能

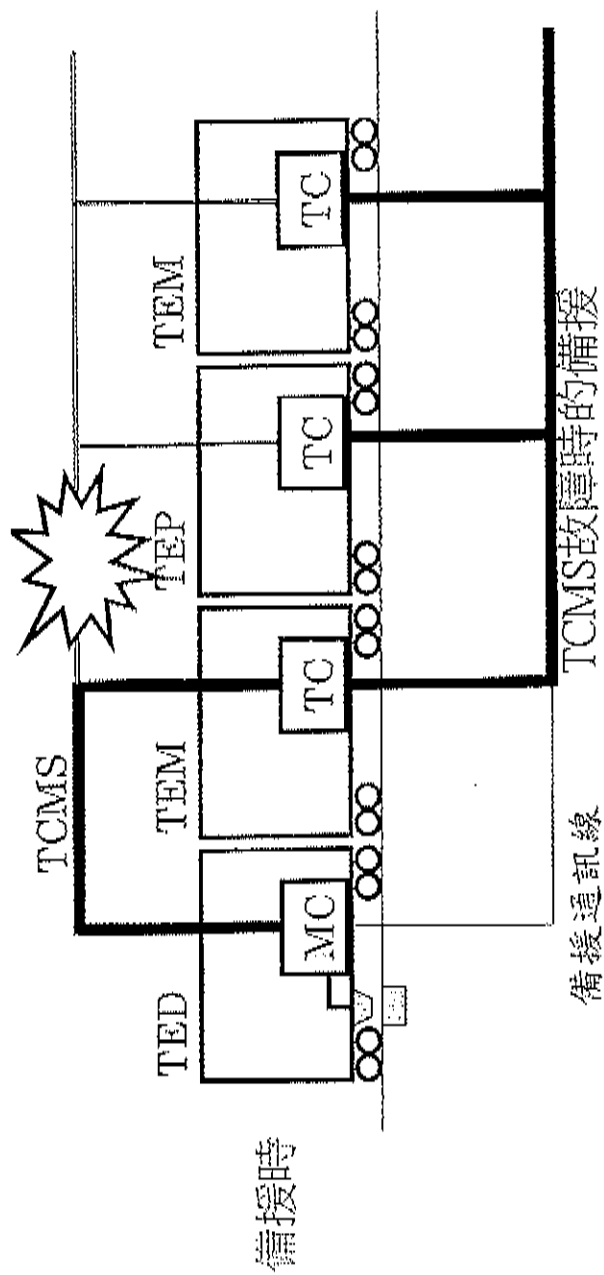
車體傾斜裝置のバックアップ機能

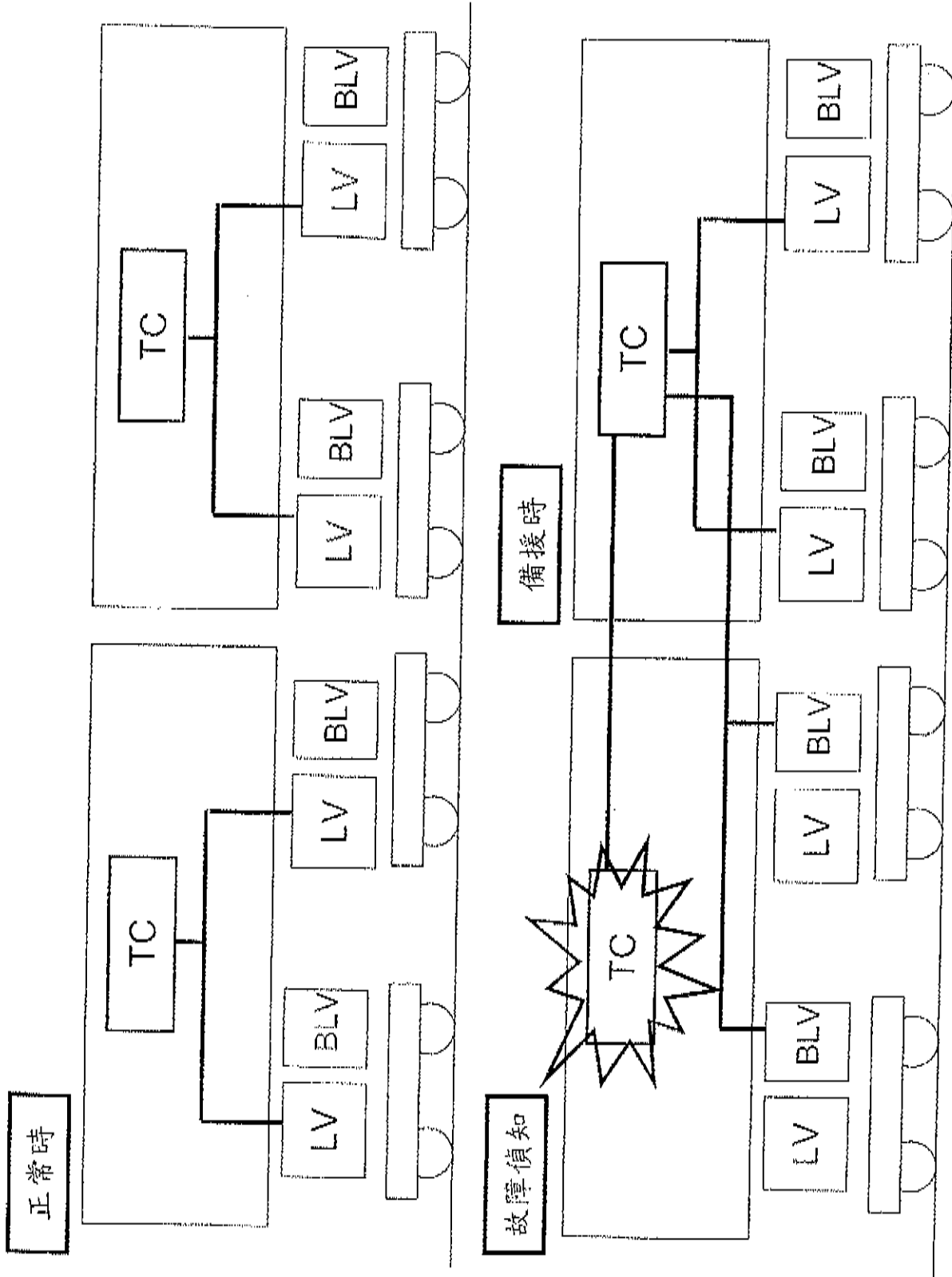


日車式傾斜系統將閥類備援機制進一步強化
將日車式傾斜は弁類のバックアップを強化



日車式傾斜系統將通訊傳輸備援更進一步強化 日車式傾斜は通信のバックアップを強化





日車式傾斜系統將控制備援進一歩強化
 日車式傾斜は制御のバックアップを強化

LV:Leveling Valve 水平閥
 BLV:Backup Leveling Valve 備援用水平閥

目次

1. 車体傾斜システム

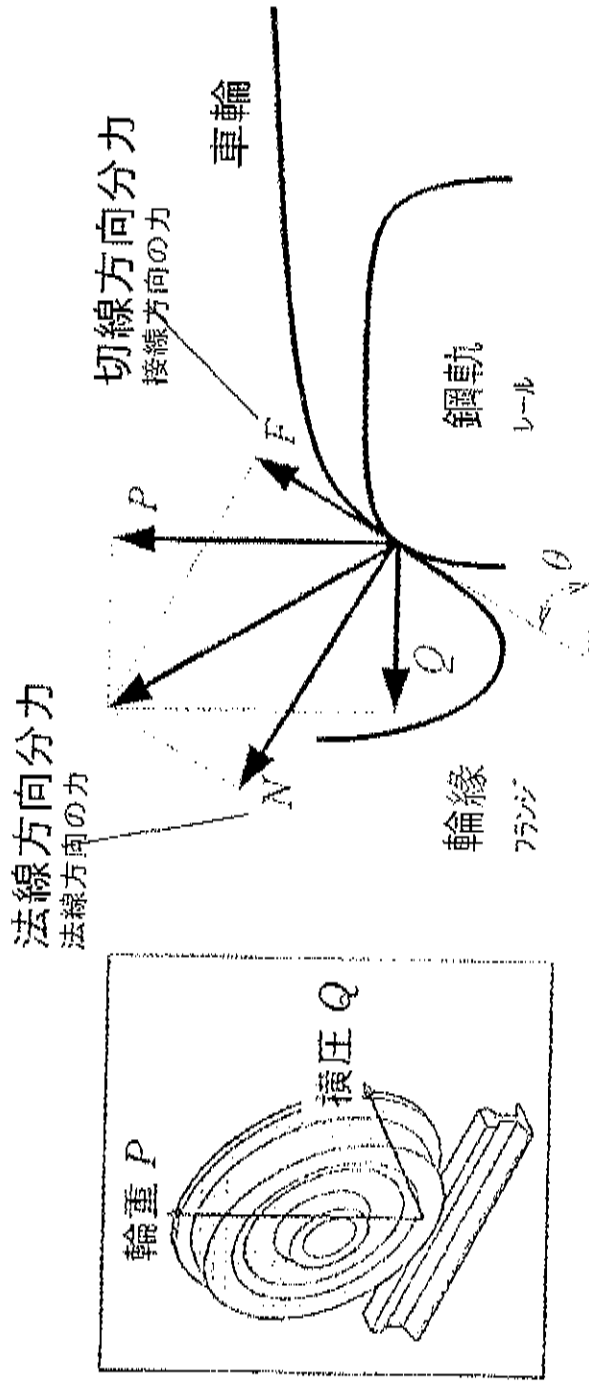
2. 空気彈簧傾斜方式的行車安全性

空気ばね傾斜時の走行安全性

3. 乗り心地の向上対策

4. 軌道の保守管理

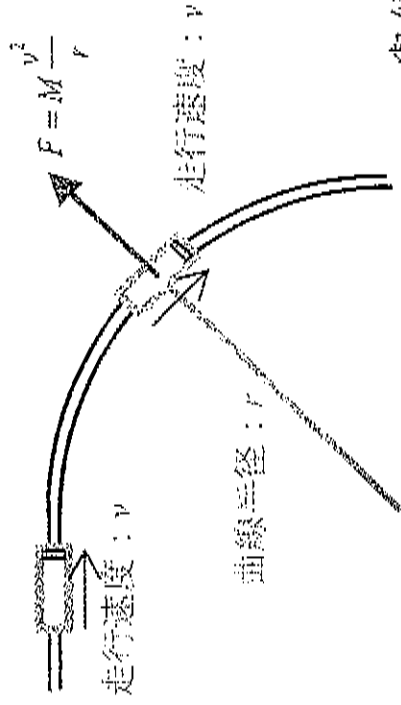
何謂輪重P、橫壓Q、鋼軌Qとは？



輪重P：車輪對鋼軌往下壓的力→此力越大則鋼軌下沉越多
 輪重P：車輪がレールを上下方向に押す力 → 大きいと軌道が沈み込む
 橫壓Q：車輪對鋼軌往側面推的力→此力越大則鋼軌越往外偏移
 橫壓Q：車輪がレールを左右方向に押す力 → 大きいと軌道が外にずれる

隨輪重P增加則橫壓Q亦將變大
 輪重Pが大きいと橫壓Qも大きい

易造成軌道受損的輪軸整體橫壓Q軌道を痛め易い輪軸全体の横圧Q



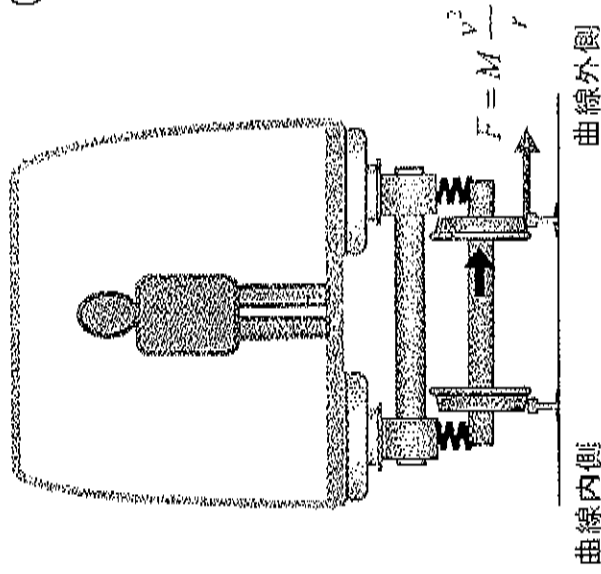
與傾斜有無、方式無關、横壓係與離心力
(速度2次方)成正比

傾斜の有無・方式に因らず遠心力(速度の2乗)に比例

自110km/h → 130km/h

速度 ≈ 約1.2倍 横壓 ≈ 約1.4倍

110km/h → 130km/h 速度 ≈ 約1.2倍 横壓 ≈ 約1.4倍

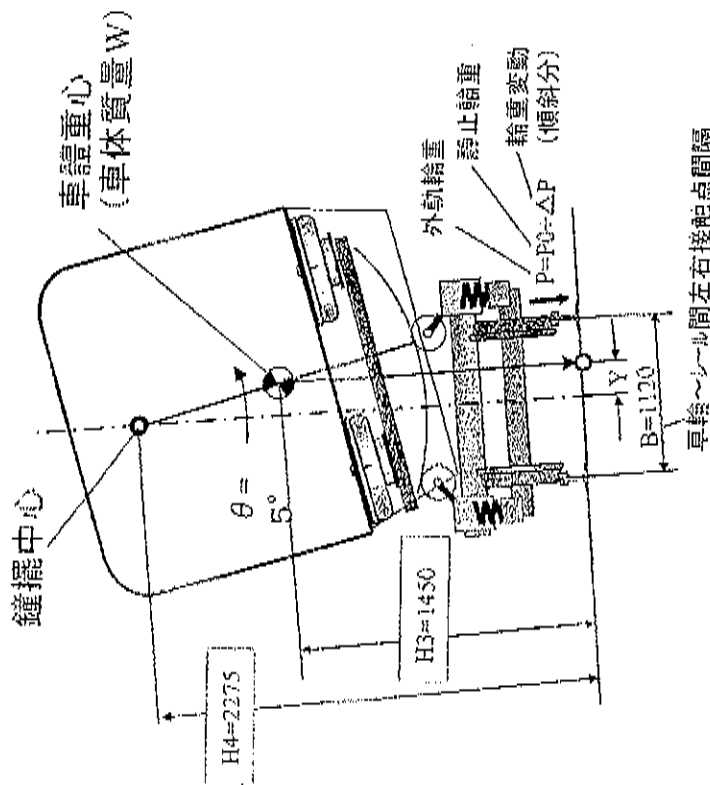


空氣彈簧傾斜式的優點(外軌輪重)

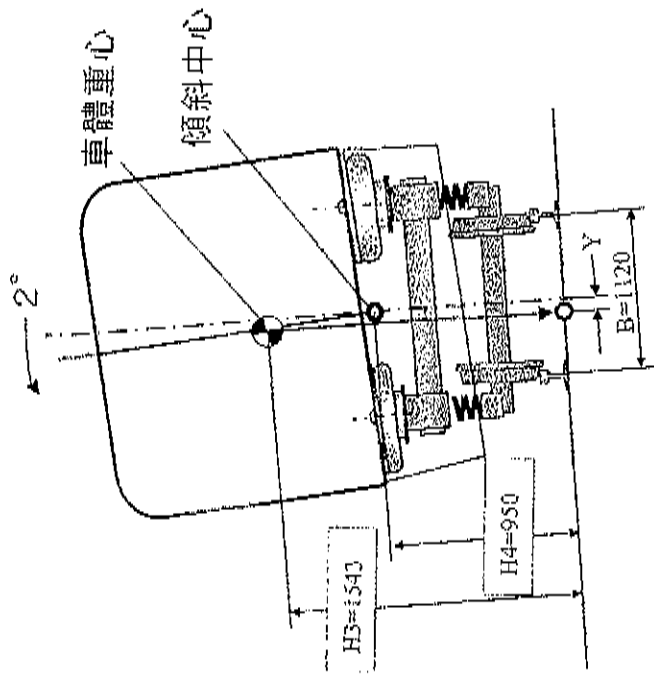
空氣ばね式傾斜車両の優位性(外軌輪重)

註)以下係以假定値(H3)來計算(注)以下は假定値(H3)を用いた計算例である

鐘擺式



空氣彈簧傾斜式



車輪〜レール間左右接点間隔

Y=傾斜動作による車体重心の外軌側移動量

空氣彈簧傾斜式車輛不會發生因傾斜動作造成外軌側輪重增加的情形
傾斜動作による曲線外側の輪重増は傾斜式には発生しない

(鐘擺式=增加9%靜態輪重、空氣彈簧傾斜式=減少3%靜態輪重)
(振り子式=靜止輪重の9%増、傾斜式=同3%減)

傾斜與離心力造成的外軌輪重增加量合計値

傾斜分と遠心力分の合計による(外軌輪重増) 比較例

項目	計算式	5° 振子	2° 傾斜
条件	H4 H3 H2 H=H4+H3 P0 W We=(P0*8-W)/2	2275 mm 1450 mm 500 mm 825 mm 6.0 ton/輪 34.0 ton/bog 7.0 ton/bog	950 mm 1543 mm 500 mm 563 mm 6.0 ton/輪 34.0 ton/bog 7.0 ton/bog
傾斜分	θ $Y=H \cdot \sin \theta$ B $P=(\delta \cdot P_0 - W) / a = W / 4 \cdot (B / 2 + Y) / B$ $\Delta P = P - P_0$ $\Delta P / P_0$	5 deg 72 mm 1120 mm 6.55 ton/輪 0.55 ton/輪 9%	2 deg -21 mm 1120 mm 5.84 ton/輪 -0.16 ton/輪 -3%
遠心力分	α $F_b = W \cdot \alpha$ $F_t = Wt \cdot \alpha$ $M = F_b \cdot H_3 + 2 \cdot F_t \cdot H_2$ $\Delta P' = M / B / 4$ $P' = P_0 + \Delta P'$ $\Delta P' / P_0$	0.1 G 3.4 ton/bog 0.7 ton/bog 5630 ton·mm/car 1.26 ton/輪 7.26 ton/輪 21%	0.1 G 3.4 ton/bog 0.7 ton/bog 5946 ton·mm/car 1.33 ton/輪 7.33 ton/輪 22%
合計	$\Delta P'' = \Delta P + \Delta P'$ $P'' = P_0 + \Delta P''$ $\Delta P'' / P_0$	1.80 ton/輪 7.80 ton/輪 30%	1.17 ton/輪 7.17 ton/輪 20%

「傾斜動作+離心力」造成的外軌輪重增加量在空氣彈簧傾斜式減少達10%(計算値)

「傾斜動作+遠心力」による外軌の輪重増は傾斜式が計算上10%小さい

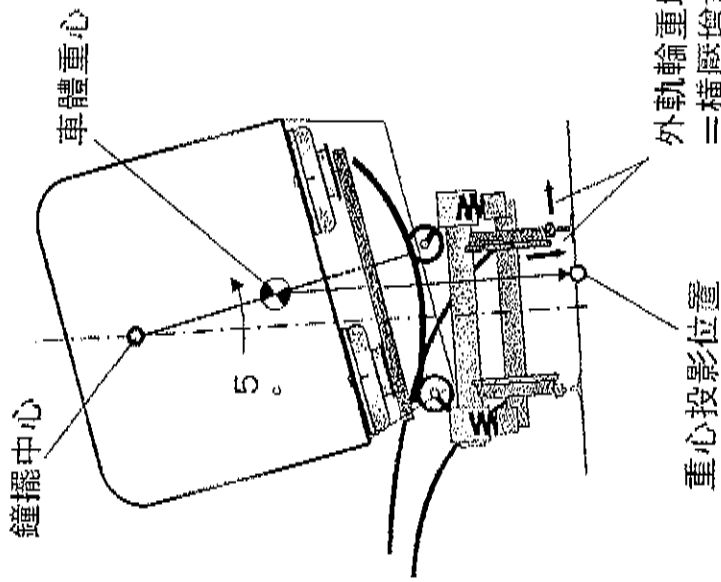
空氣彈簧傾斜式的優點(外軌橫壓) 空氣ばね式傾斜車兩の優位性(外軌橫壓)

車體重心往外移動小

車體重心の曲線外側への移動が小さい
輪重較輕故橫壓變小

輪重が小さいので橫壓も小さい

鐘擺式

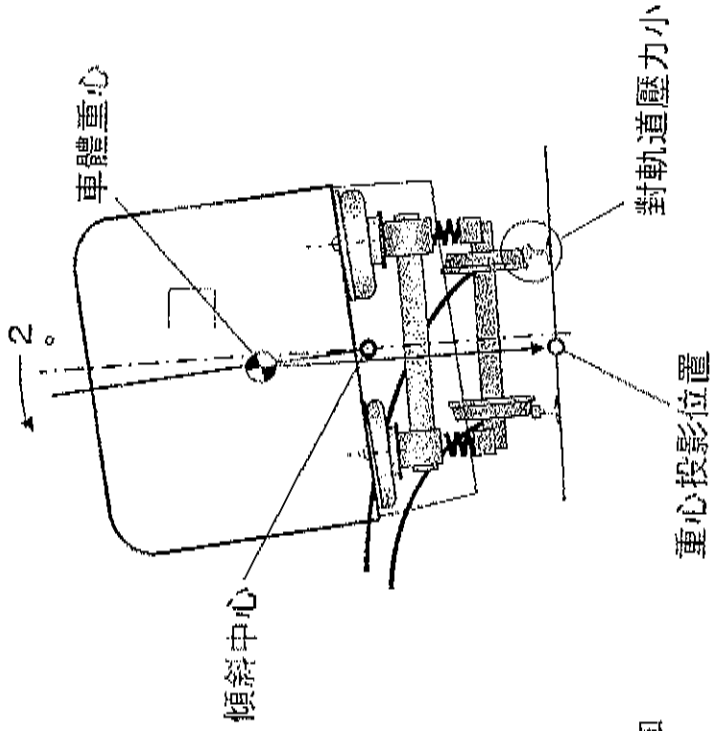


增加軌道維修負擔

傾斜式外軌輪重增加少 = 外軌橫壓增加量比鐘擺式少

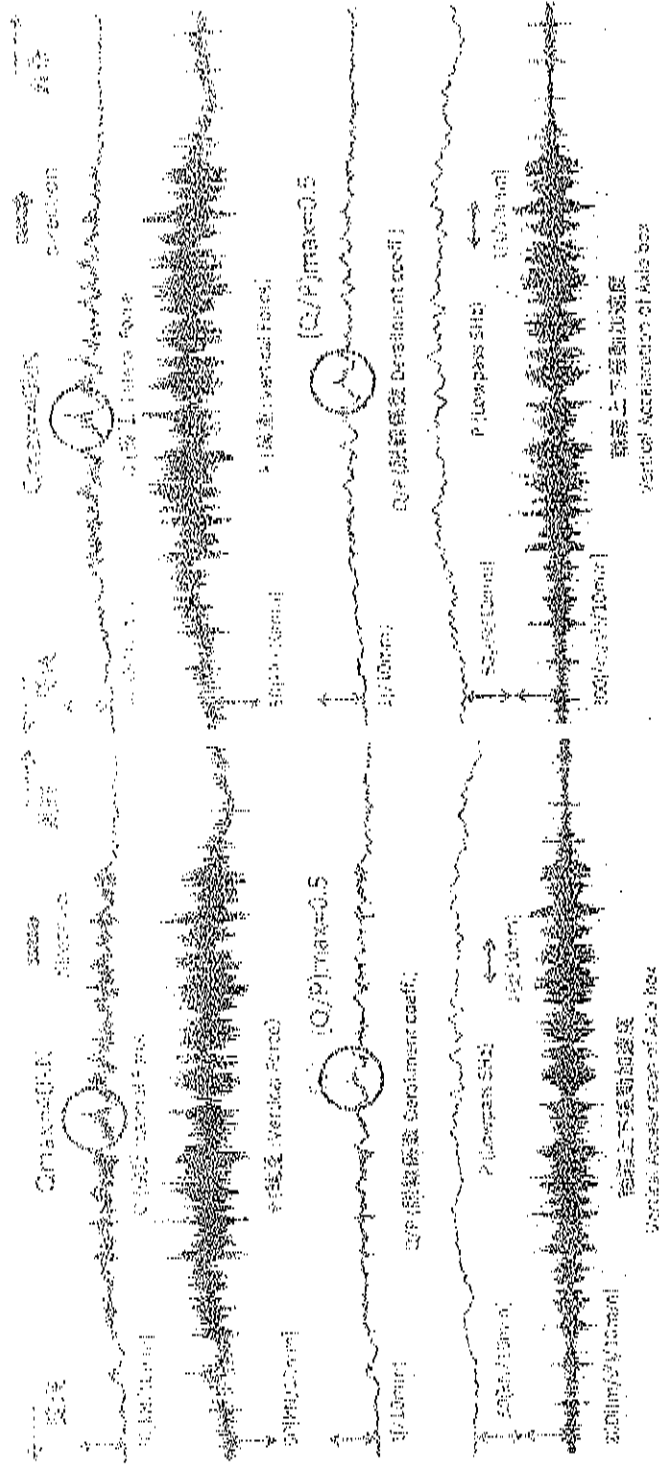
傾斜式は外軌の輪重増が小さい = 外軌の橫壓増も振り式より小さい

空氣彈簧傾斜式



順傾斜與逆傾斜的PQ比較

項次	類別	起迄里程	曲線長度		曲線條件		現場C	設計速度 (km/h)		
			曲線全長	圓曲線長	切線全長	中阻長			半徑	方向
31	B	K26+542 ~ K26+542.80	434.515	234.476	221.957	24.785	600	R	90	100



逆傾斜_左(外軌側) $v=118\text{km/h}$ 順傾斜_左(外軌側) $v=119\text{km/h}$
 (2013.1.23) (2013.1.24)

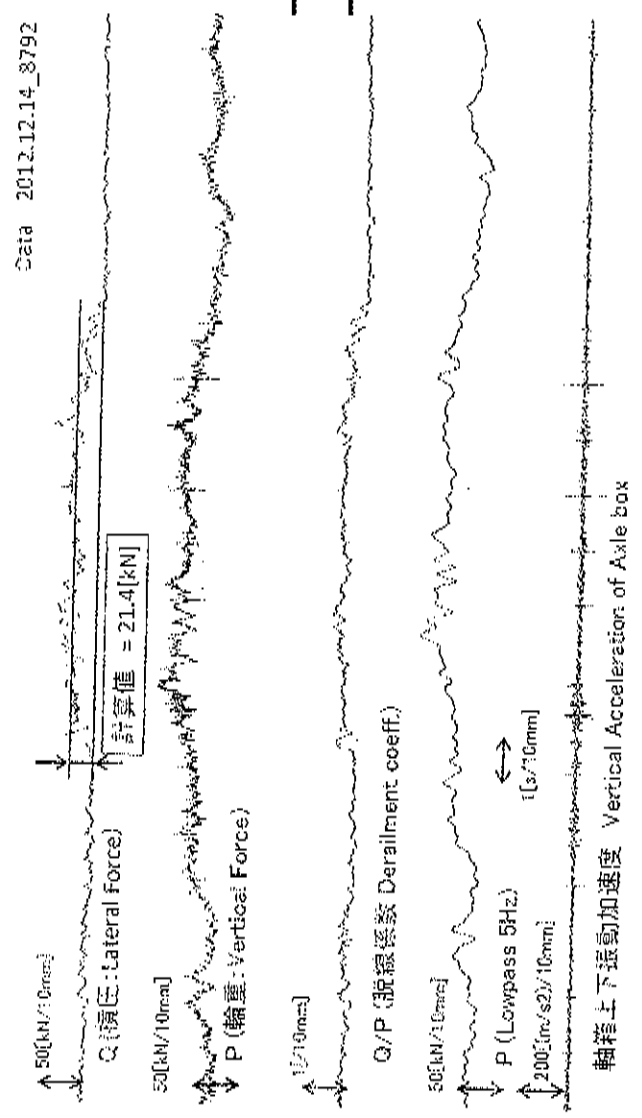
空簧傾斜車順傾斜與逆傾斜並無輪重P與橫壓Q明顯差異順傾斜與逆傾斜到輪重P、橫壓Q的差是無的
 → 萬一發生逆傾斜亦可確保安全無虞 萬一的逆傾斜也安全

理論値與實測值的定常橫壓Q比較理論値と実測値での定常横圧Qの比較

以日本知名鐵道專家國枝正春所擬定的理論公式計算定常橫壓日本の著名な鉄道技術者である國枝正春氏の理論式を元に定常横圧を計算

頂次	種別	區間	起迄里程	曲線全長	三線條件	介曲線	引張
21	E	侯得-三貂嶺	K14+443.43	266.574	半徑 方向	70	81
						R	

選定評價的曲線(宜蘭線)評價対象とした曲線データ(宜蘭線)



以理論公式算出的定常橫壓值為21.4kN理論式における定常横圧の計算結果は21.4kN

←左圖左図:

將此計算值套入PQ實測曲線圖・結果相當吻合この結果を評価対象区間のPQ測定結果に重ねた結果、よく一致している

實測結果與理論値一致・車輛行車安全性與預估相同
理論と計算が一致し車両の走行安全性は想定通り

目次

1. 車体傾斜システム

2. 空気ばね傾斜時の走行安全性

3. 乗坐舒適度提高對策乗り心地の向上対策

4. 軌道の保守管理

3. 乘坐舒適度提高對策 乗り心地の向上對策

乘坐舒適度對策效果 乗り心地の低下度
(樹林～宜蘭)

(宜蘭～花蓮)

普優瑪號問題點
プユマの問題点

曲線=多、不整=小、渦大時々大

曲線=少、不整=嚴重

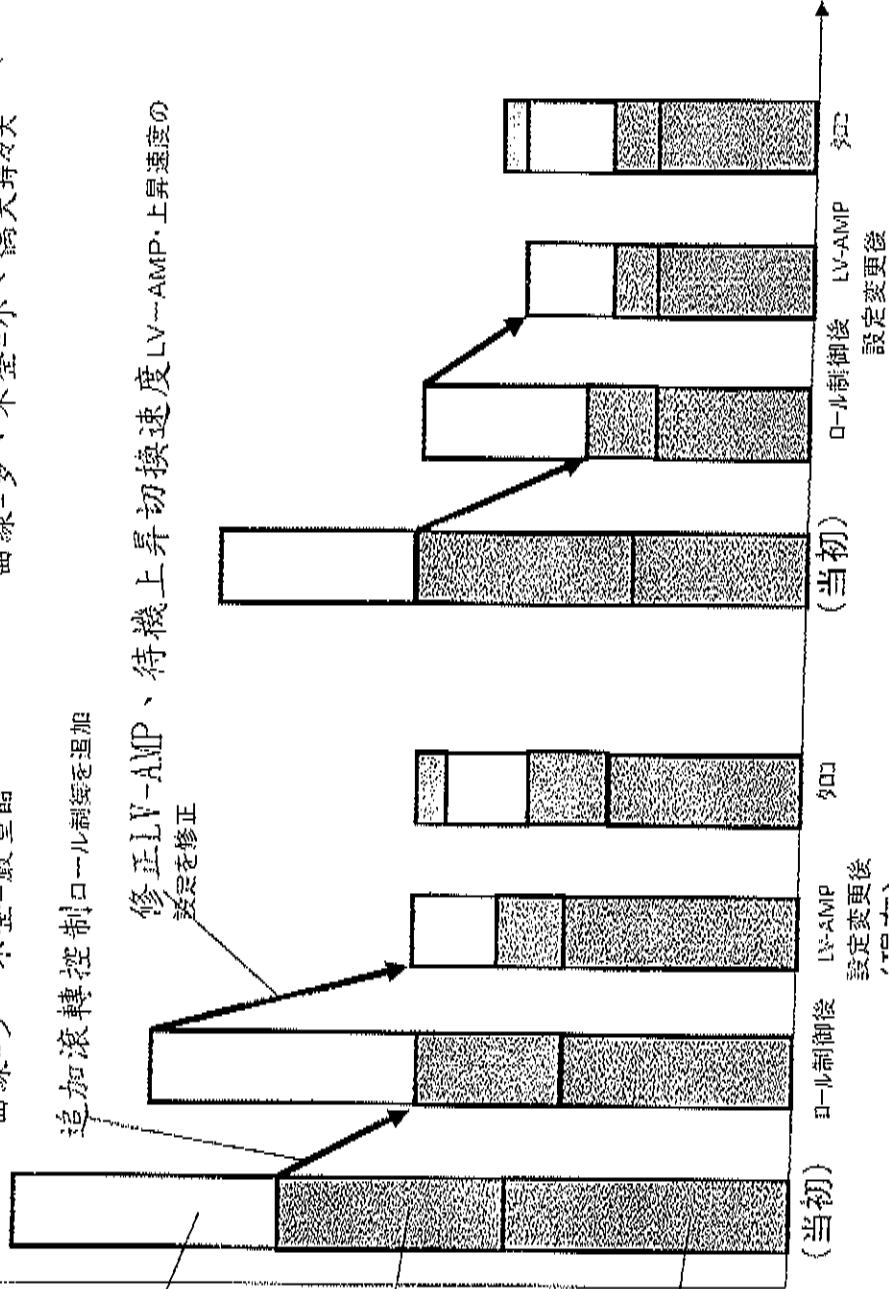
追加滾轉控制ロール制御を追加

修正LV-AMP、待機上昇切換速度LV-AMP・上昇速度の誤差を修正

① 上下揺動上下動揺
對策: LV-AMP・LV-AMP、待機上昇切換速度
對策: LV-AMP、上昇速度
原因: 設定変更

② 滾轉動揺
對策: 在軟體追加滾轉控制
對策: ソフトにロール制御付加

③ 左右衝擊
原因: 軌道方向不整(包括彎軌: 接頭)
原因: 線目を含む軌道通り不整



提高乘坐舒適度與車輛跟軌道兩者皆有影響，只處理單方面是不夠的
乗り心地の向上は早両と軌道の両方が影響する、一方のみでは不十分

①上下揺動的対策_{上下動揺への対策}

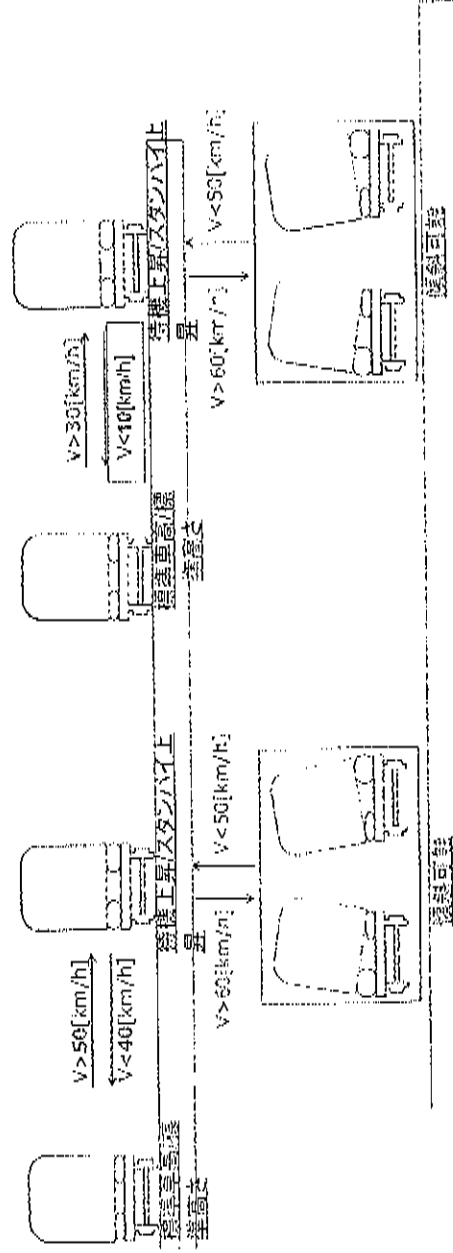
切換到待機上昇状態的行車速度スタンバイ上昇を開始する走行速度

対策前：50km/h

対策後：30km/h

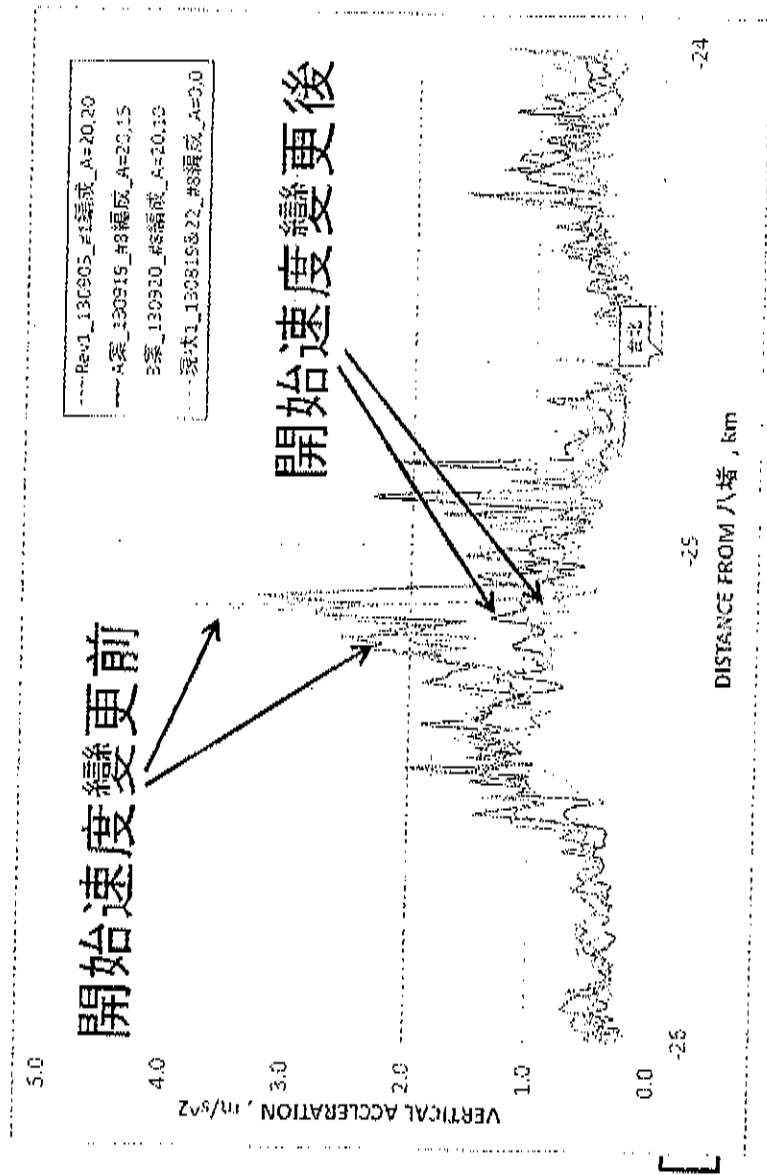
傾斜状態遷移図（変更前）

傾斜状態遷移図（変更後）



已採取垂直方向晃動的対策與確認
上下にフワフワ動揺する対策と確認を行った

①上下揺動對策成效上下動揺への對策効果



待機開始切換速度變更前後地板面垂直G的比較スタンバイ開始走行速度變更前後の床面上下Gの比較
 [台北車站進站時的垂直加速度台北駅進入時の上下加速度]

藉由控制軟體變更已改善垂直方向的乘坐舒適度
制御ソフトの變更により上下の乗り心地が改善した

② 滾轉搖動對策 ロール動揺への対策

輸出可抵消車體滾轉(空簧上下搖動)的控制命令車体ロール
 (空氣バネの上下動揺)を打ち消すための制御指令を出力。

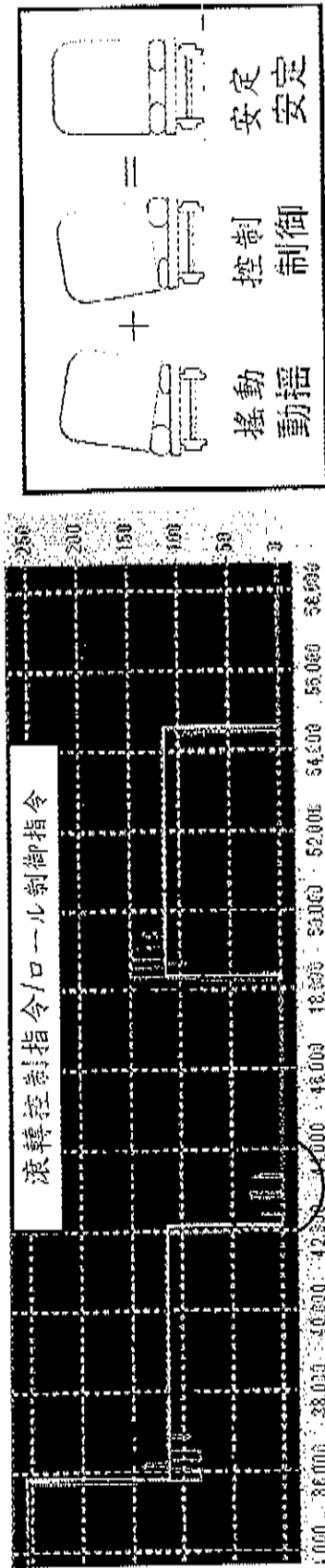


圖1. 控制指令(綠色: 對策前, 紅色: 對策後)

圖1. 制御指令(綠: 對策前、赤: 對策後)

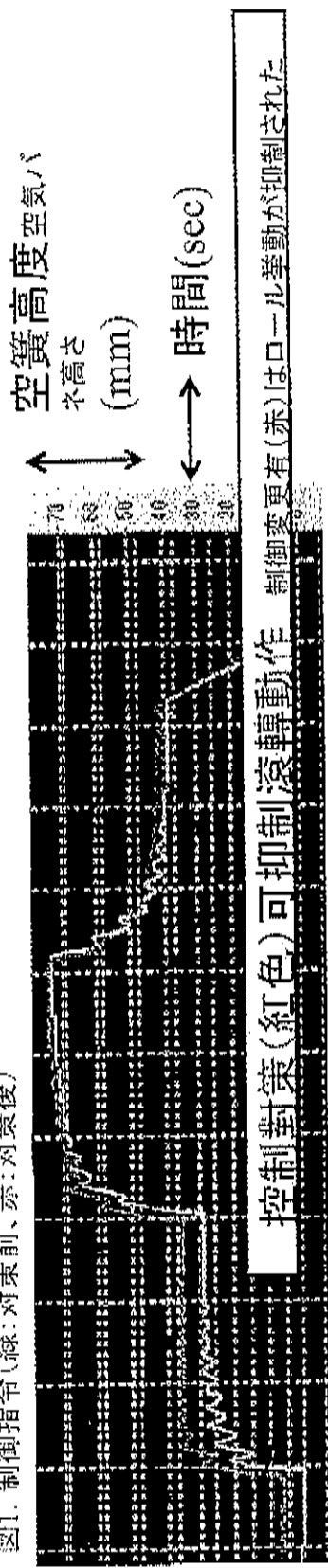
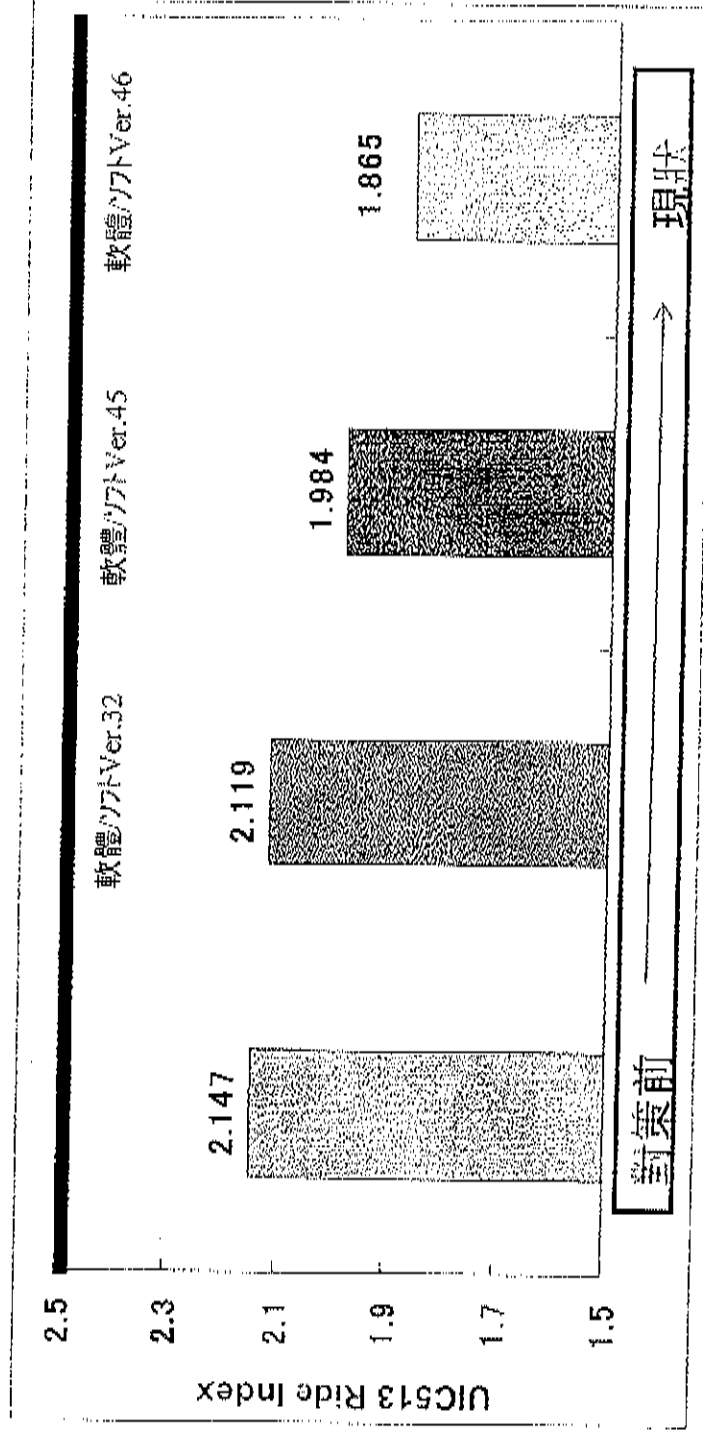


圖2. 空簧高度實測值(綠色: 對策前, 紅色: 對策後)

圖2. 空氣バネ高さ実測値(綠: 對策前、赤: 對策後)

② 滾轉揺動對策成效 ロール動揺への對策効果



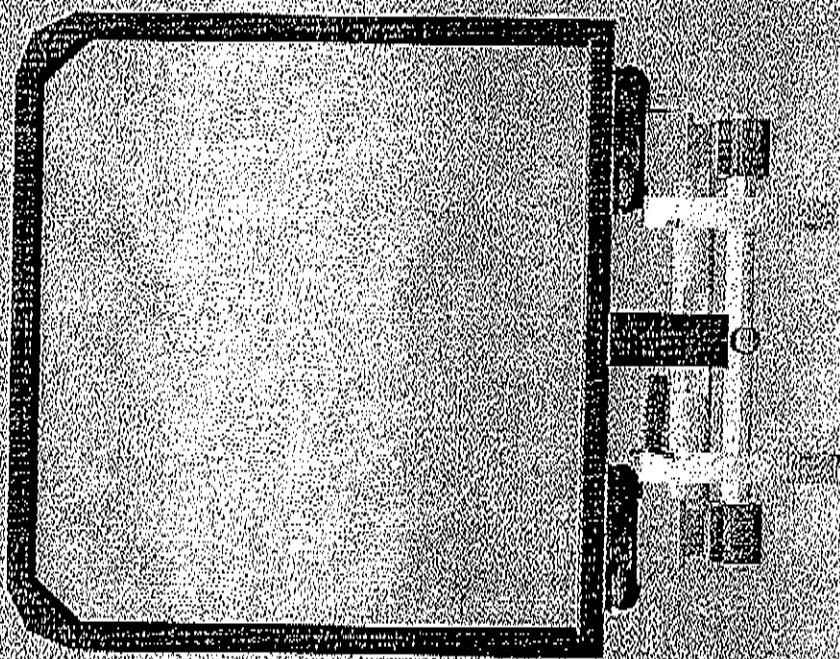
UIC513規定之乘坐指數(Ride Index)比較UIC513による乗り心地係數(Ride Index)の比較
 [臺鐵局規範規定標準:2.5 評價基準値:2.5(SPEC要求値)]

滾轉控制已改善橫向乘坐舒適度

ロール制御により左右の乗り心地が改善した

目次

1. 車体傾斜システム
2. 空気ばね傾斜時の走行安全性
3. 乗り心地の向上対策
4. 軌道的維持管理軌道の保守管理

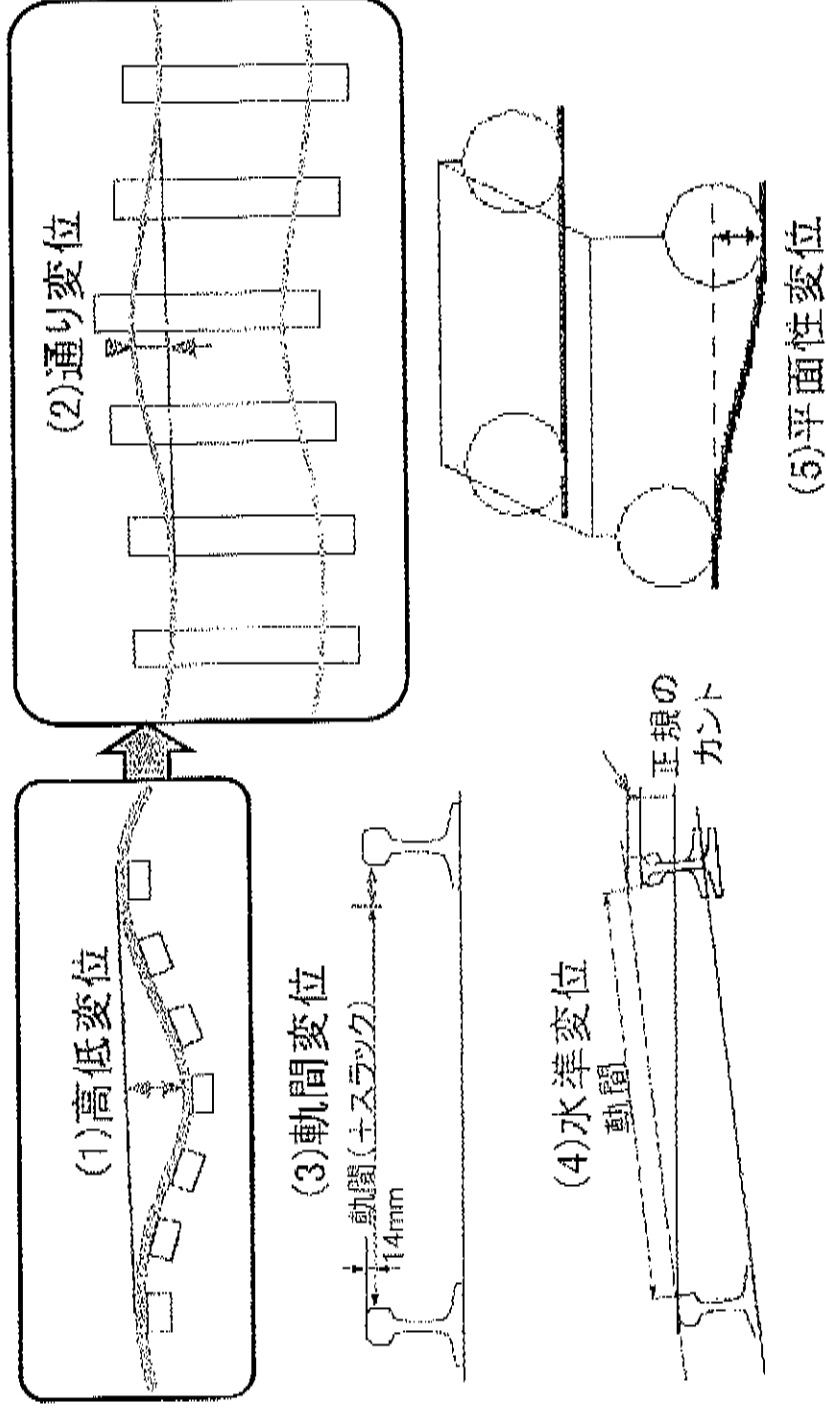


4. 軌道的維護管理

軌道の保守管理

因道床劣化導致鋼軌接頭部份產生較大之高低變位，使得方向變位易急速擴大

道床の劣化によりレール継目部において大きな高低變位が発生している場合、通り變位が急速に拡大し易い



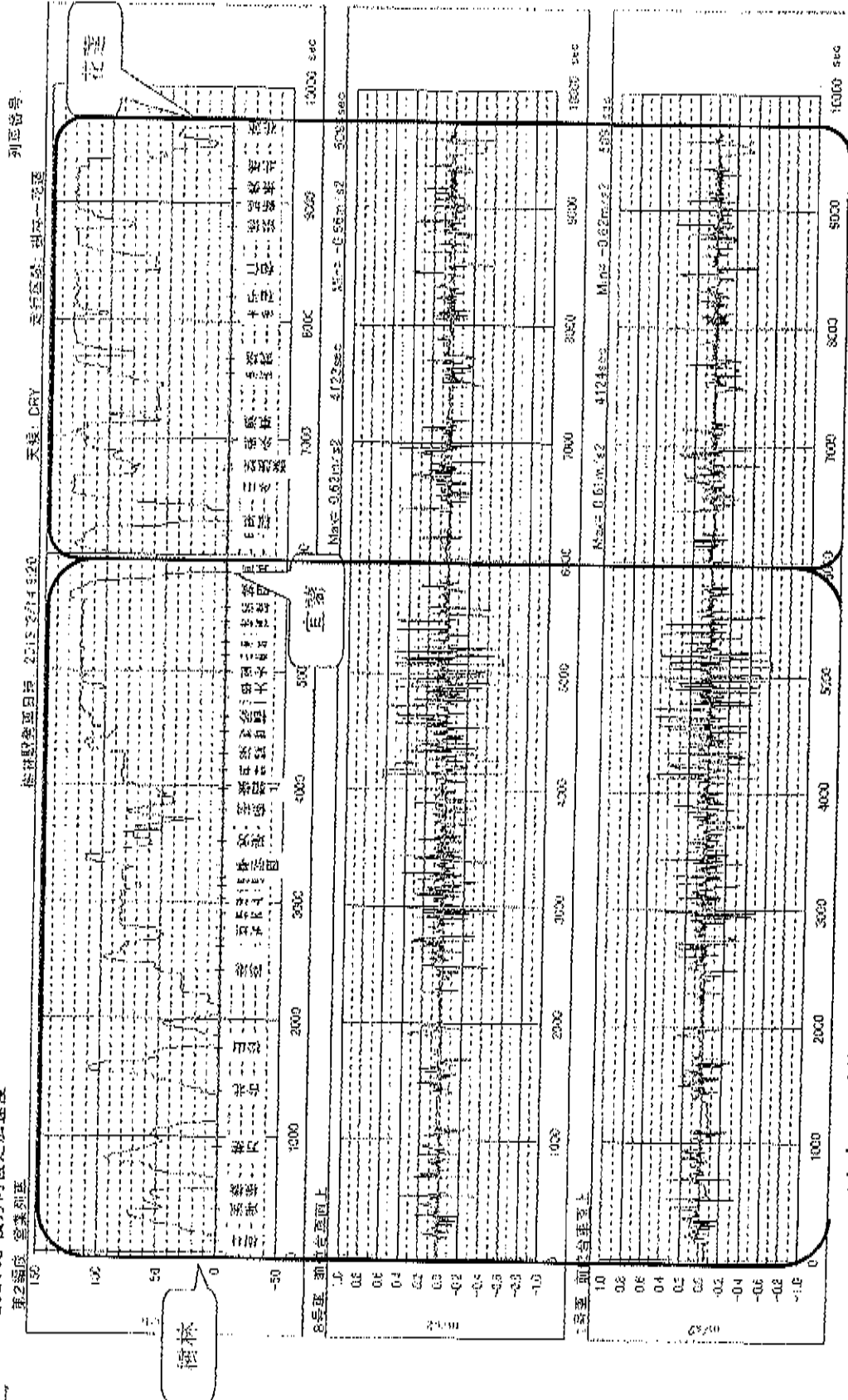
5種變位中以方向變位對提速影響最大

5種類の変位の中で通り變位が最も速度向上に影響が大きい

左右揺動在不同區間差異很大 区間で大きく異なる左右動揺

ED2002 横方向指定加速度
第2編成 窓上列座

総研野分番号 2215-2714-120
天候: DRY
走行区画: 樹林-花蓮



地板面横向振動加速度在樹林宜蘭間較大但宜蘭花蓮間較小

床面左右振動加速度は、樹林～宜蘭で大きく宜蘭～花蓮で小さい

PQ測定數值較大故必須進行軌道修繕的清單一例

PQ值が大きく軌道の修繕が必要なリスト例

No.	線別	工務段	Curve No. 項次	區間	Curve radius 曲線半徑	CANT 超高 (mm)	Base Speed 本則 (km/h)	Target Speed 目標速度 (km/h)	Limit ever item 基準值超過項目	Maximum Value 最大值	Supposed cause 推定原因
順1	臺中線	臺中工務段	72	彰化-成功	650	61	95	120	Lateral force Q 橫壓 Q	75.0kN	Misalignment at rail joint 鋼軌接頭部折損
順2	臺中線	臺中工務段	183km 付近	潭子-豐原	直線	-	120	130	Lateral force Q 橫壓 Q	65.0kN	Misalignment at rail joint 鋼軌接頭部折損
順3	臺中線	臺中工務段	3	造橋-竹南	816	95	120	120	Lateral force Q 橫壓 Q	70.0kN	Lateral track irregularity + Misalignment at rail joint 橫向不整(曲率變動) + 鋼軌接頭部折損
順4	西正線	臺北工務段	148	新豐站	300 401	70 90	70	90	Lateral force Q 橫壓 Q	60.0kN	Lateral track irregularity - Misalignment at rail joint 橫向不整(曲率變動) + 鋼軌接頭部折損
順5	西正線	臺北工務段	87km 付近	湖口-富岡	直線	-	110	130	Lateral force Q 橫壓 Q	84.0kN	Misalignment at rail joint 鋼軌接頭部折損
順6	西正線	臺北工務段	129	埔心-中壢	770	95	110	130	Lateral force Q 橫壓 Q	60.0kN	Lateral track irregularity + Misalignment at rail joint 橫向不整(曲率變動) + 鋼軌接頭部折損
順7	西正線	臺北工務段	110	桃園-鶯歌	400	90	75	100	Lateral force Q 橫壓 Q Wheel unloading 輪重減輕	70.0kN 81.5%	Lateral track irregularity + Rail top corrugation + Misalignment at rail joint 橫向不整(曲率變動) + 波狀磨耗 + 鋼軌接頭部折損 Vertical track irregularity + Rail top corrugation - Misalignment at rail joint 垂直不整 + 波狀磨耗 + 鋼軌接頭部折損

樹林宜蘭間與宜蘭花蓮間的件數比約為11:1

樹林~宜蘭間と宜蘭~花蓮間のリストUP数の比は約11:1

横向揺動與軌道要修繕路段的相關性

左右動揺と軌道要修繕箇所的相关性

樹林～宜蘭間と宜蘭～樹林間のそれぞれの区間での【床面左右加速度が 0.4m/s^2 】を超過した頻度を算出すると以下の表1の結果となる。

表1 床面左右加速度が 0.4m/s^2 を超過した回数

進行方向	測定位置	樹林～宜蘭間 (区間距離：約109km)	宜蘭～花蓮間 (区間距離：約98km)
樹林～花蓮	前台車上	127回	12回
	後台車上	98回	12回
花蓮～樹林	前台車上	138回	37回
	後台車上	157回	27回
平均		129回	22回

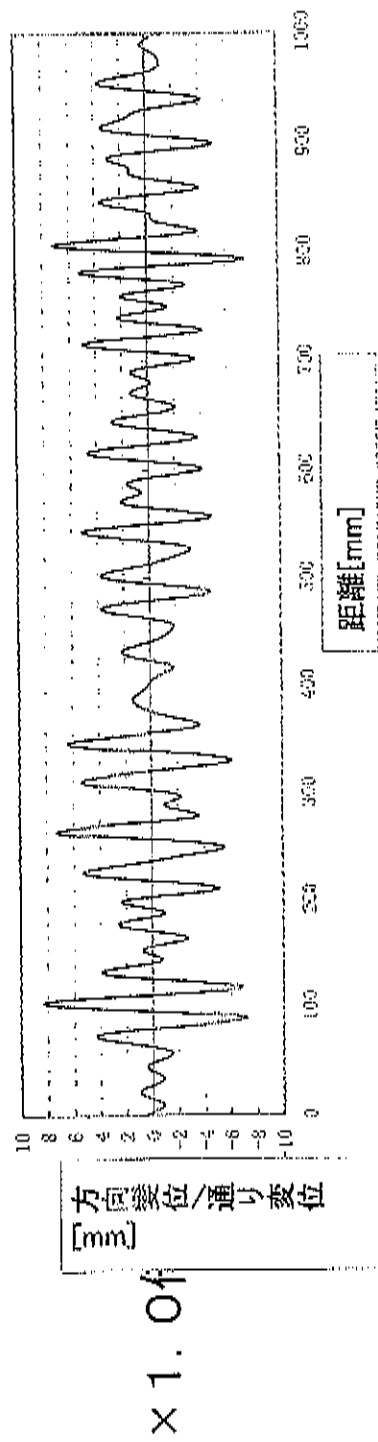
樹林宜蘭間與宜蘭花蓮間の大動揺發生頻率比約6:1
 樹林～宜蘭間と宜蘭～花蓮間の大きな動揺の發生頻度の比は約6:1

從PQ與乘坐舒適度實測值，可看到軌道與横向揺動的相關性

PQと乗り心地の実測から、軌道と左右動揺に相關が見られた

軌道不同状態下之摇晃分析模擬比較(横向方向變位所致
之地板振動/橫壓之比較)一軸向 軌道狀態を変えた揺れの比較シミュ
レーション(左右通り変位による床面振動・横圧の比較)一方向

×0.5倍 (當軌道妥善維護時軌道を適切に保守した場合)



×1.5倍 (當軌道沒有維護時軌道の保守を行わない場合)

以0.5, 1.0, 1.5三者比較方向變位之倍率
通り變位の倍率を{0.5, 1.0, 1.5}の3者で比較

結果①

車體地板面横向G車体
床面左右G

方向變位/通り變位 × 0.5倍

Lt_dB(舒適度位準/乗り心地レベル)
=89.0dB

共通: TEMU2000
普悠瑪/717

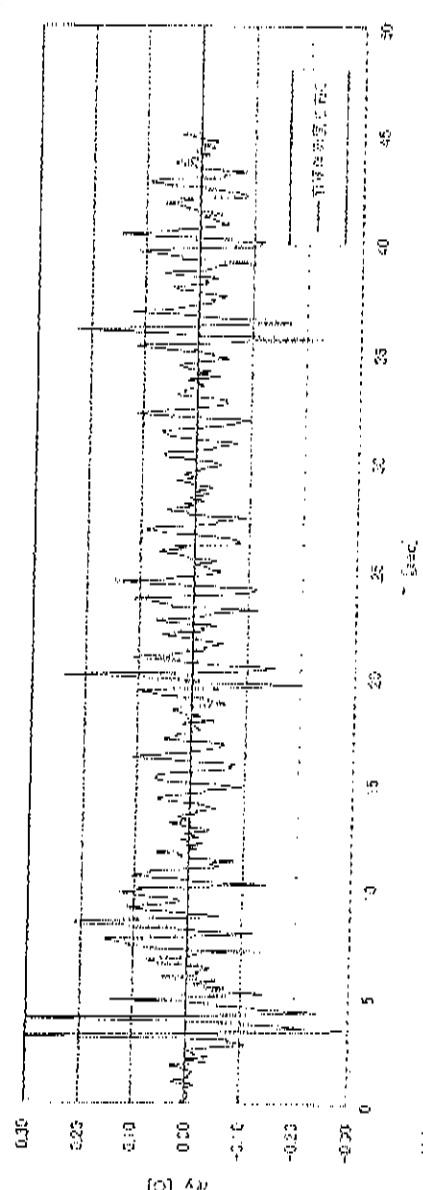
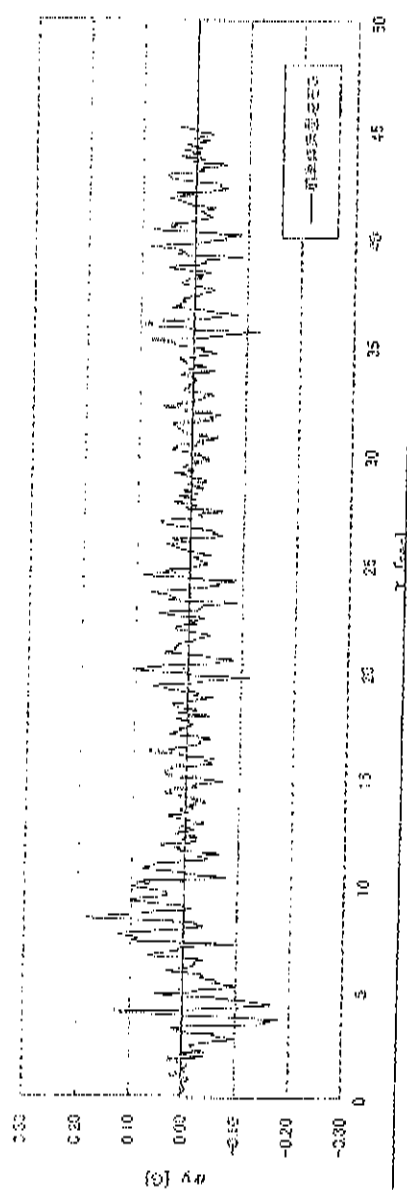
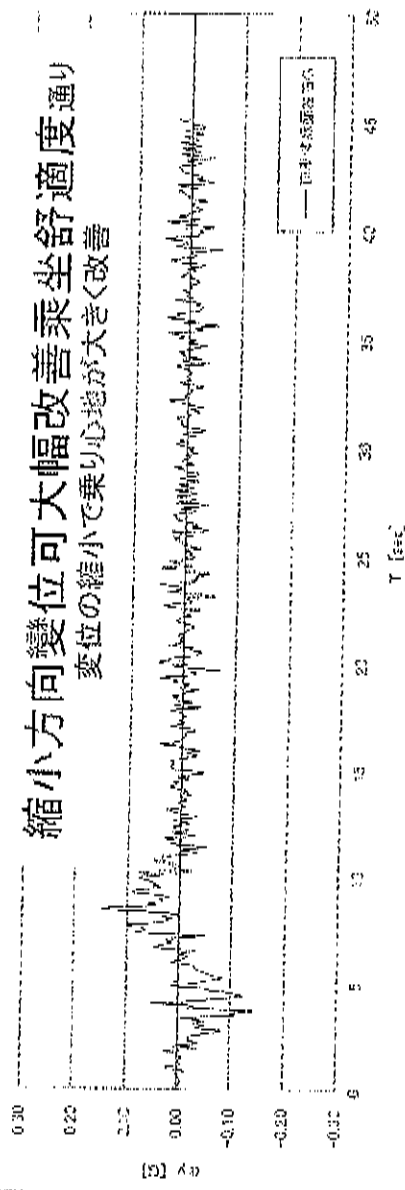
方向變位/通り變位 × 1.0倍

Lt_dB=94.3dB

方向變位/通り變位 × 1.5倍

Lt_dB=98.6dB

縮小方向變位可大幅改善乘坐舒適度
變位の縮小で乗り心地が大きく改善



結果②
第1軸車輪横壓
車輪横圧

方向変位/通り変位 × 0.5倍

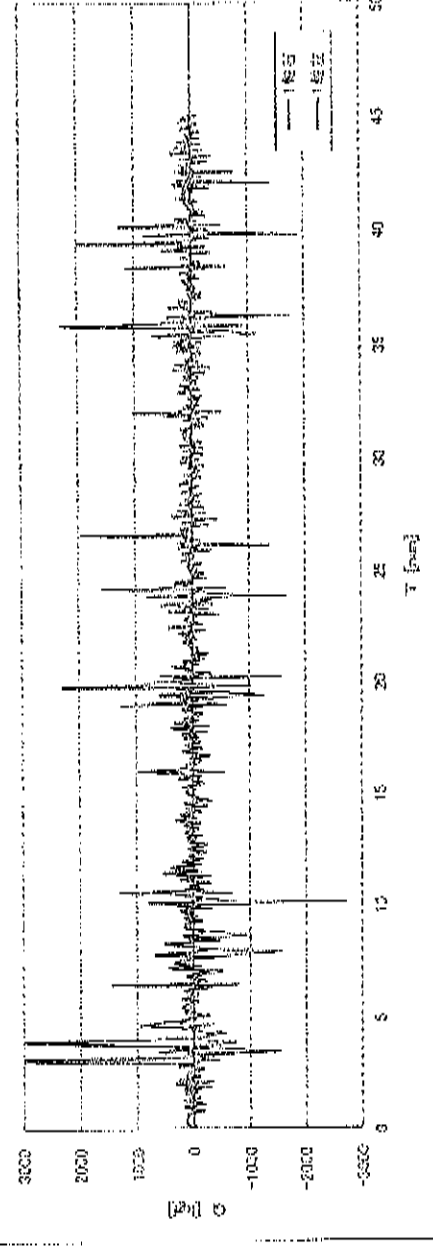
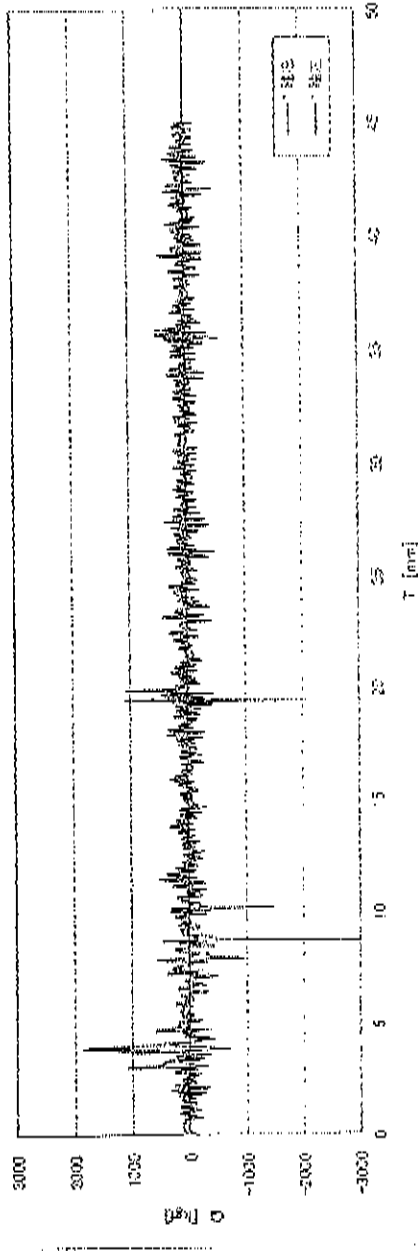
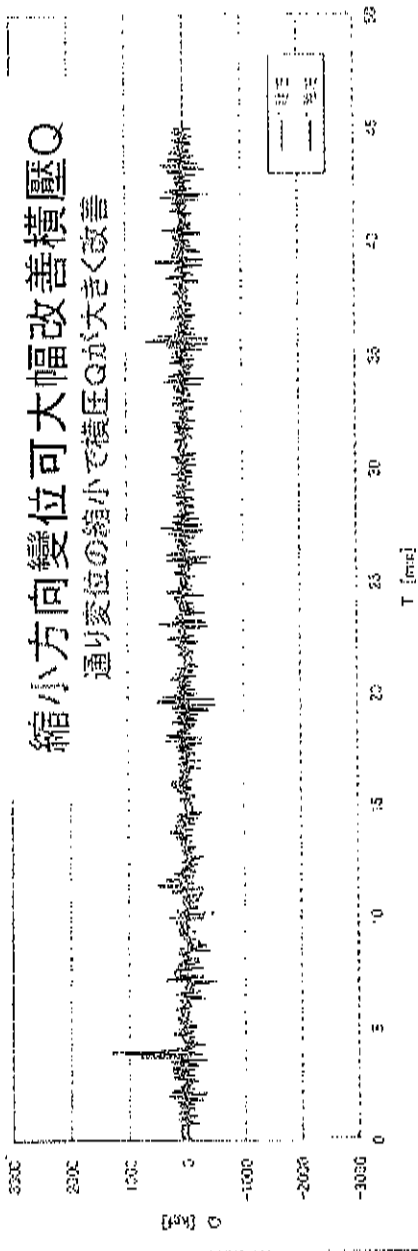
共通: TEMU2000
普悠瑪/717

方向変位/通り変位 × 1.0倍

方向変位/通り変位 × 1.5倍

縮小方向変位可大幅改善横壓Q

通り変位の縮小で横圧Qが大きく改善



模擬結果研討シミュレーション結果の考察

- ・如將軌道方向變位大小縮為0.5倍時，則乘坐舒適度及橫壓均可獲得大幅改善

軌道通り変位の大きさを0.5倍にした場合、乗り心地及び横圧は大幅に改善する結果となった

- ・如將軌道方向變位大小加大為1.5倍時，則乘坐舒適度及橫壓均將大幅擴大

軌道通り変位の大きさを1.5倍にした場合、乗り心地及び横圧は大幅に増大した

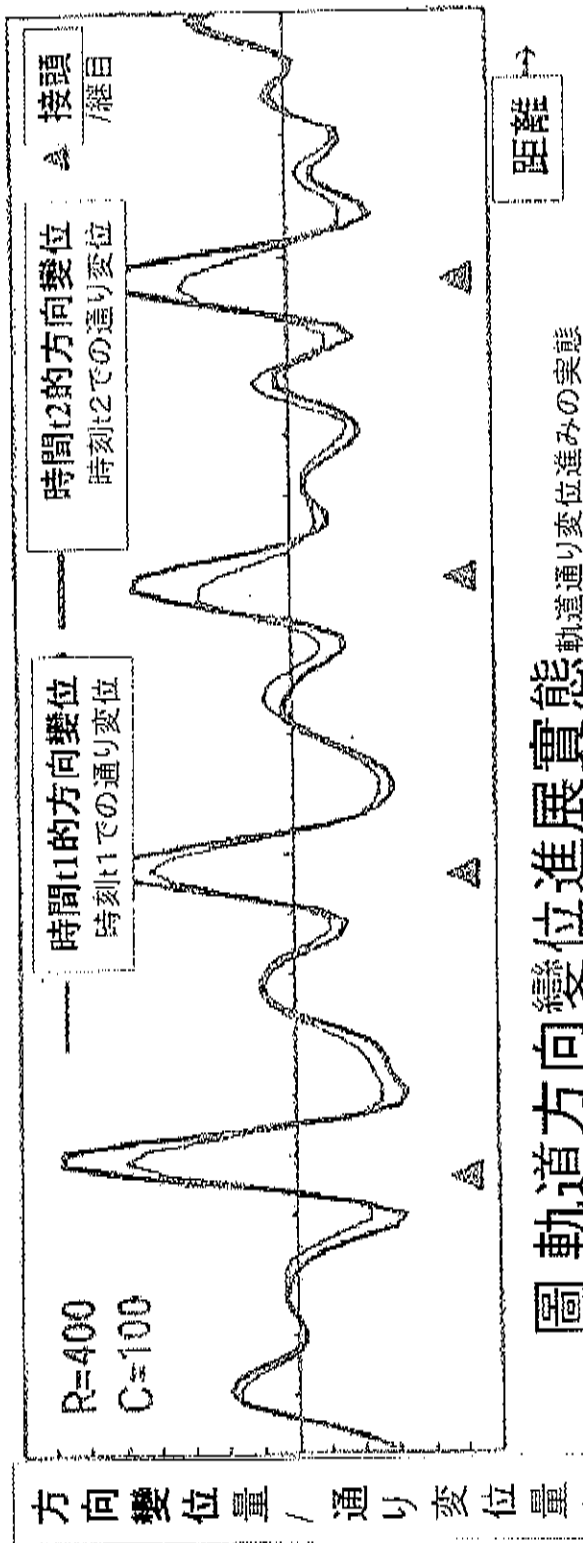
- ・以上並非TEMU2000普悠瑪號所特有，其他的日本國內車種亦同

上記はTEMU2000:ブユマに特有では無く、国内の車両モデルにおいても同様であった

4. 軌道の維持管理(總結)

軌道の保守管理(まとめ)

論文 J-RAIL04-S2-2-5EJ



隨軌道狀態不良程度劣化速度加大

軌道狀態が悪いほど劣化速度は大きくなる



為不讓變位量過大，進行適當維護，保持適當的軌道狀態

尤為重要

變位が大きくなり過ぎないうちに保守を実施適切な状態を維持することがとても重要

全體總結 全体のまとめ

1. 空簧傾斜式列車為最新之系統

空氣ばね式傾斜は最新のシステムである

2. 空簧傾斜式之安全性亦極佳

空氣ばね式傾斜は安全性にも優れている

3. 車輛方面的乘坐舒適度提高效果已有成效

車両側の乗り心地の向上策に効果が出ている

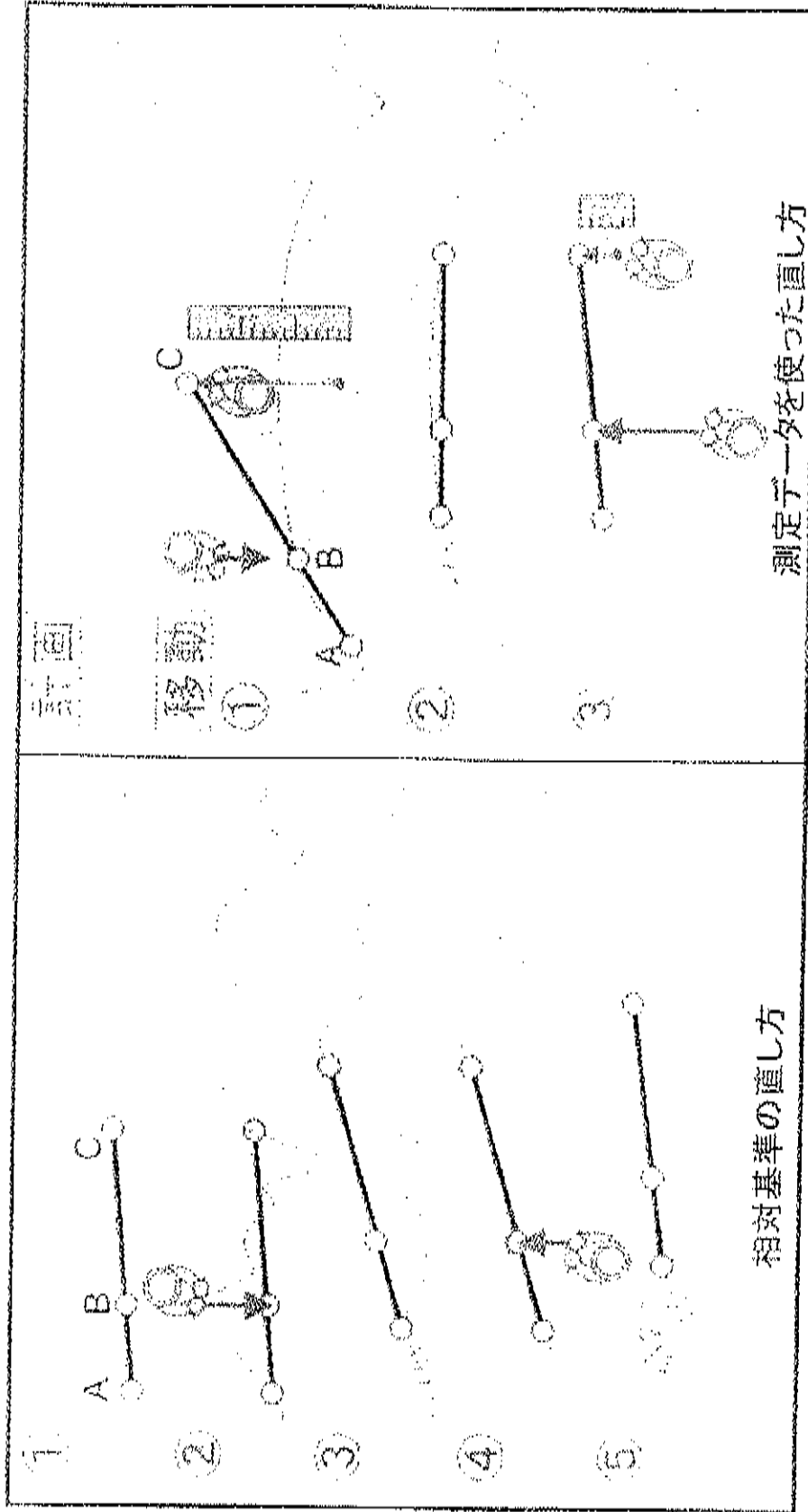
4. 軌道的維護管理也對乘坐舒適度有很大影響

軌道の保守管理が乗り心地に大きな影響を与える

感謝聆聽指導
ご清聴ありがとうございました

對應高速化的軌道管理 1

高速化に対応した軌道管理

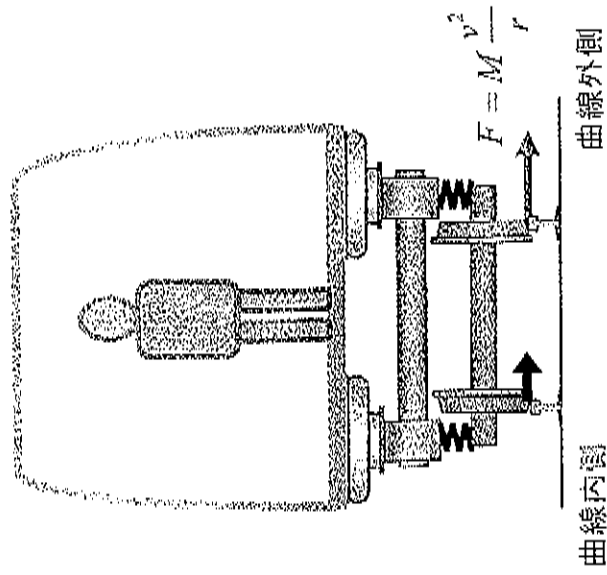
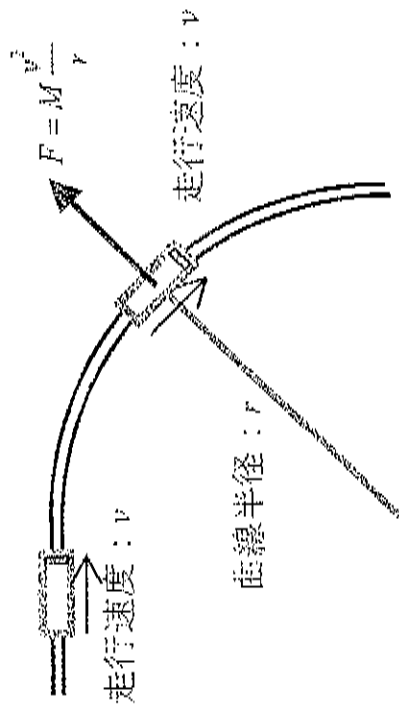


舊來方式/従来の方法

新方式/新しい方法

日本使用綜合硯道機來確保高精度的軌道維護日本ではマルチプロタルタイプによる精度の高い軌道保守が行われている

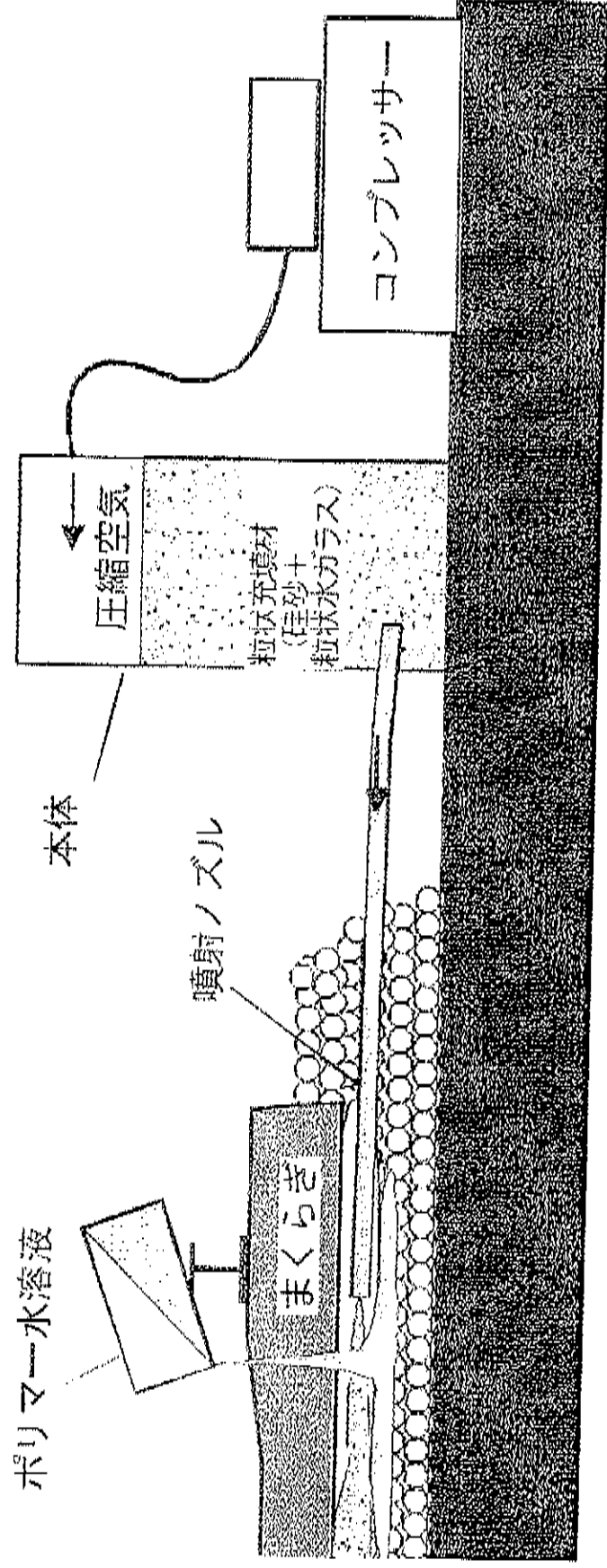
レール継目を痛め易い輪軸横圧(QR+QL)



傾斜の有無・方式に因らず遠心力(速度の2乗)に比例
 110km/h → 130km/h 速度 = 約1.2倍 横圧 = 約1.4倍

對應高速化的軌道管理 2

高速化に対応した軌道管理



水玻璃/高分子凝膠充填工法 水ガラス・ポリマーゲル充填工法

以不換碴方式達到改善鋼軌接頭沉陷的劃時代方式レール継目落ちをバラスト交換無しに解消する
 回期的な方法が効果を上げている

線路等級

国鉄では昭和39年、部内規程として「線路管理規程」を定め、その中で技術的な見地から列車が線路を破壊する力の大きさに従って、線路の「線路等級」(1, 2, 3, 4 級線)を規定した。

その後昭和52年10月、一部線路の使用条件の変化に伴い改正が行なわれ、今日に至っている。

線路種別と線路等級の関係をみると、甲(特甲), 乙, 丙, 簡易の各線路と1, 2, 3, 4 級線の線路とは、ほぼ対応しているが、2 級線であっても3 級線と、逆に甲線でも3 級線と、逆のような線路区もある(図 1.1)。

表 1.1 線路等級 (国鉄狭軌線)

線路等級	年間通過トン数 (万トン)	軌道破壊量 (百万トン・km/h)	軌道延長 (km)
1	2000 以上	1500 以上	6020
2	1000~2000	500~1500	6060
3	500~1000	200~500	5640
4	500 未満	200 未満	9580
合計			27300



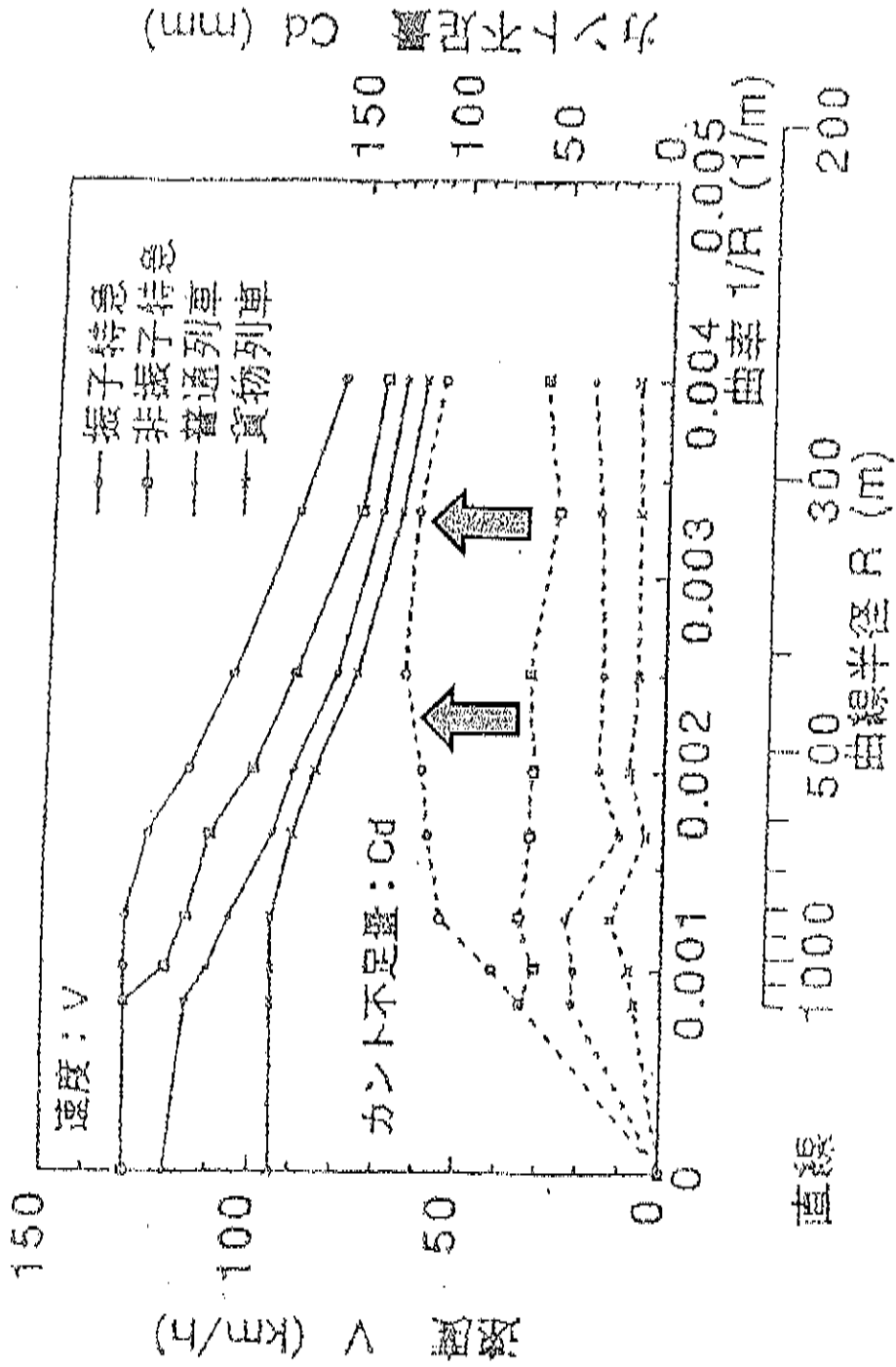
図 1.1 線路種別と線路等級の関係

線路等級は、その線路の年間通過トン数を基本に軌道破壊量(年間通過トン数と平均速度との積)を勘案して定められている(表 1.1)。

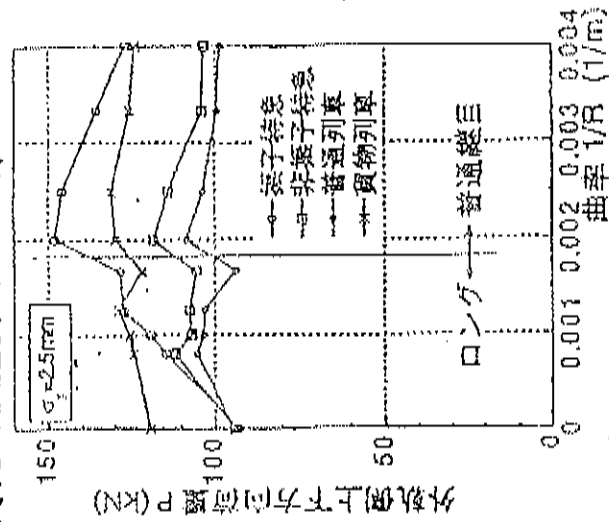
なお、線路等級の決め方から明らかなように、これは線路を破壊する側からの定義であって、線路そのものの品質(構造強度、線路状態)を必ずしも表わしているとはいえない。

日本の傾斜式車両の走行

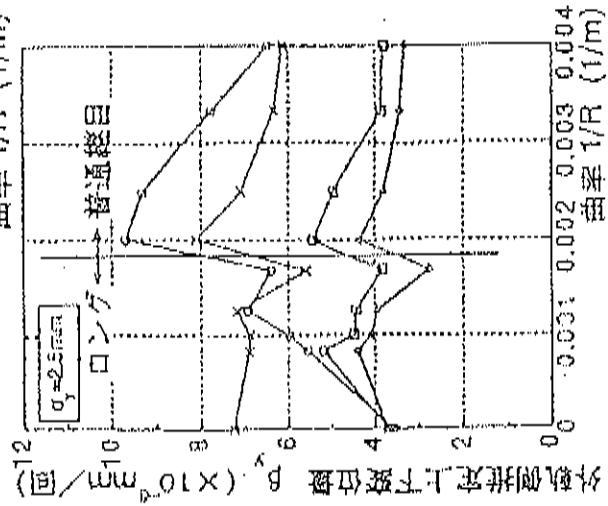
資料2



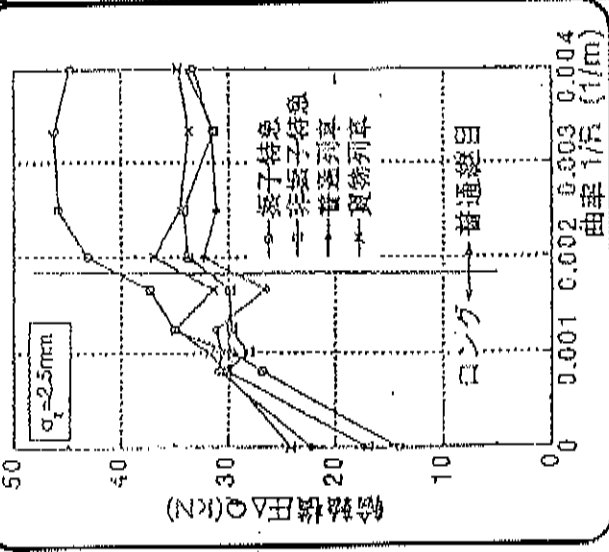
車種別・曲線半径別の速度とカント不足量



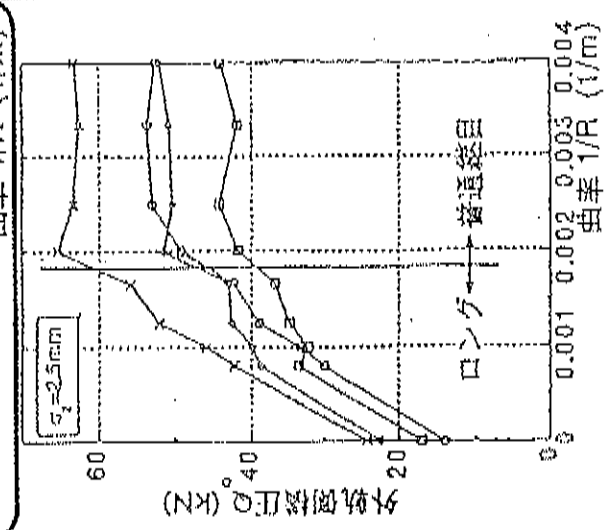
外軌側上下方向荷重 P (kN)



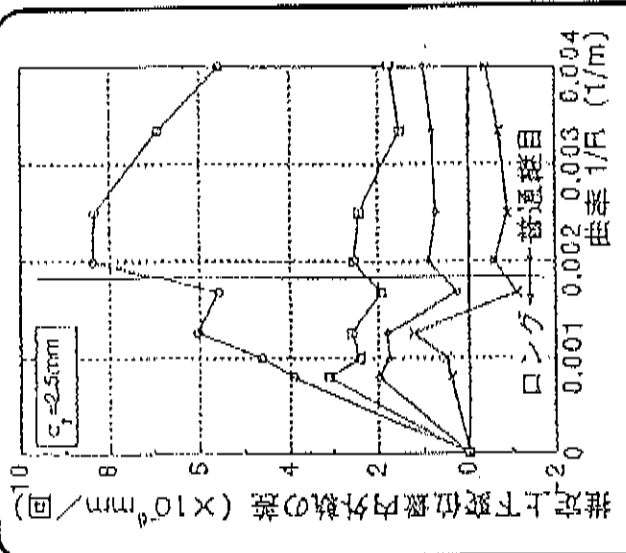
外軌側推定上下変位量 B (mm)



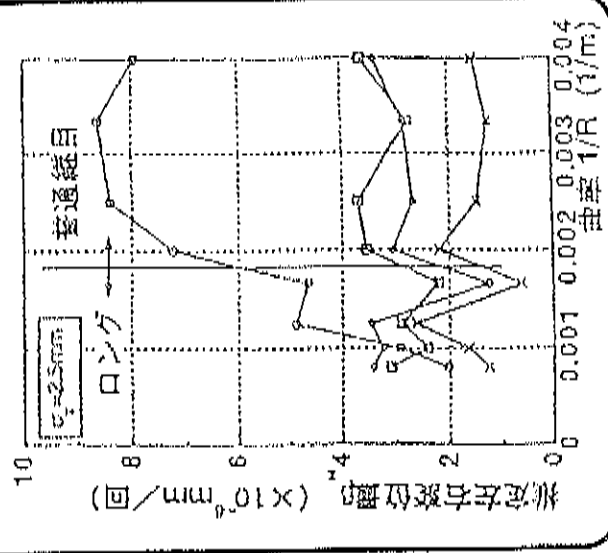
車輪荷重 ΔQ (kN)



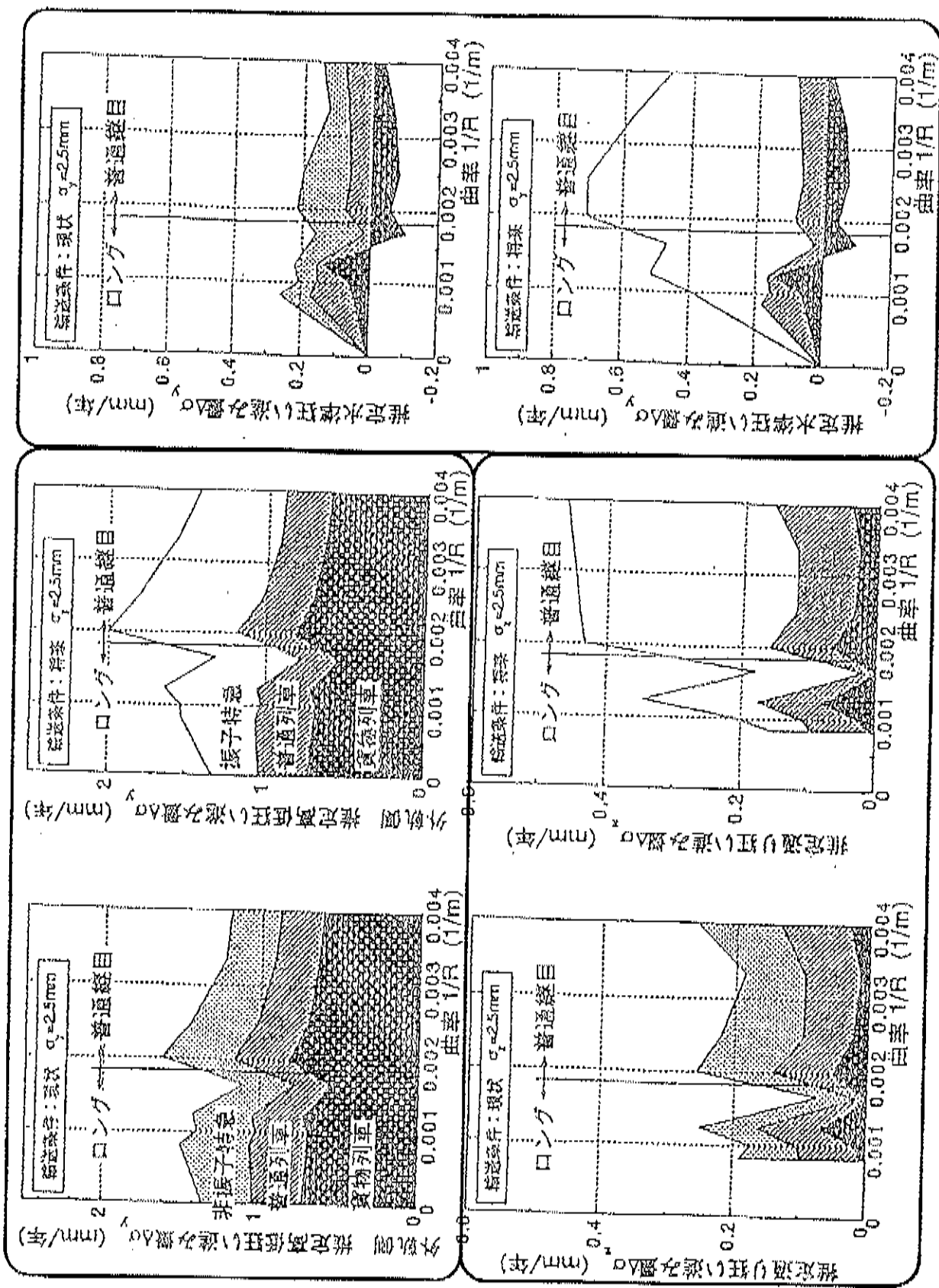
外軌側荷重 Q (kN)



推定上下変位量内外軌の差 (mm)



推定左右変位量 (mm)



ロングレール化の効果

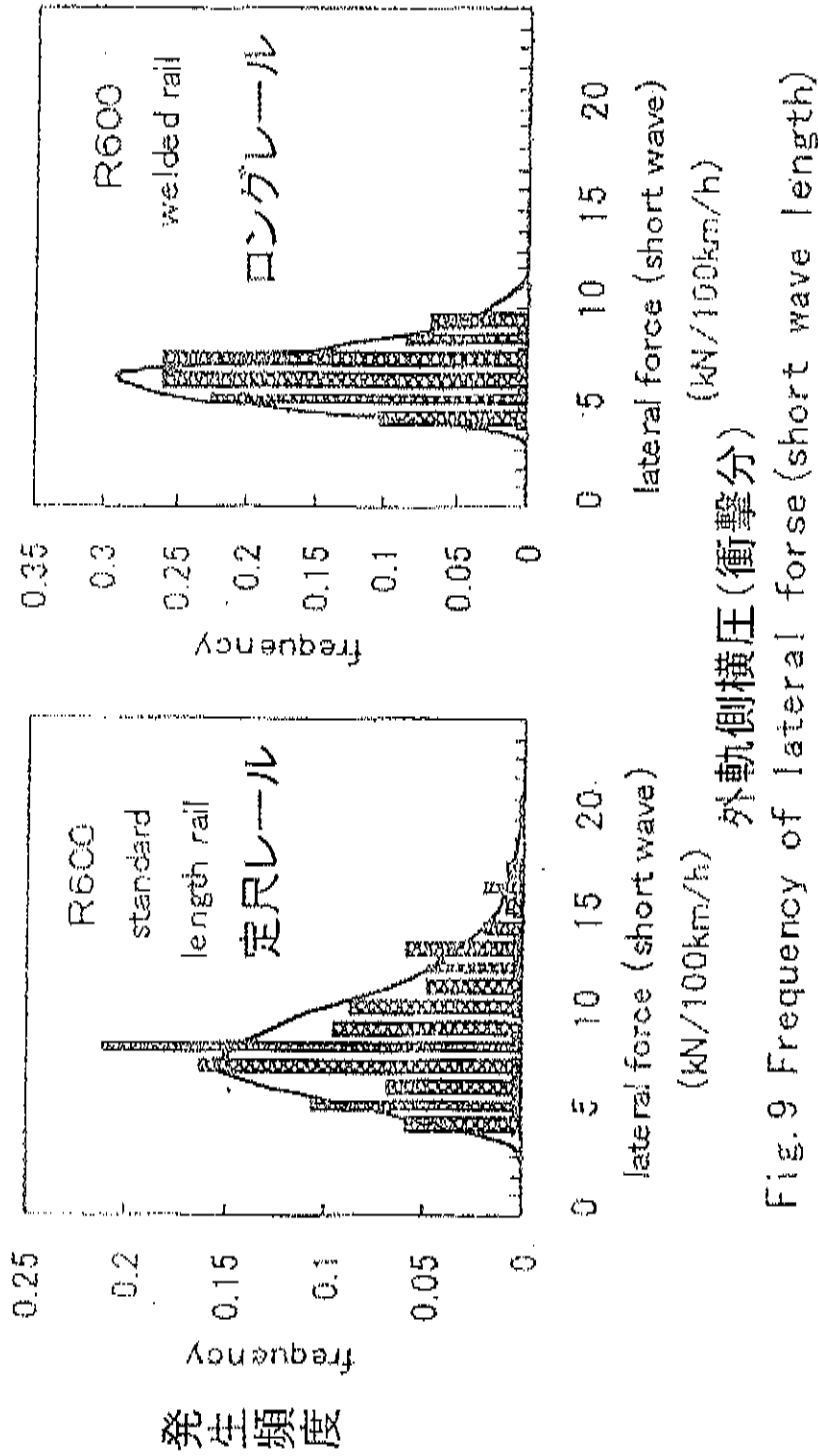


Fig. 9 Frequency of lateral force (short wave length)

定尺レールをロングレールにすると、外軌横圧(衝撃分)が緩和され、通り変位進みが小さくなるため、保守の周期を伸ばすことができる

軌道保守の効果

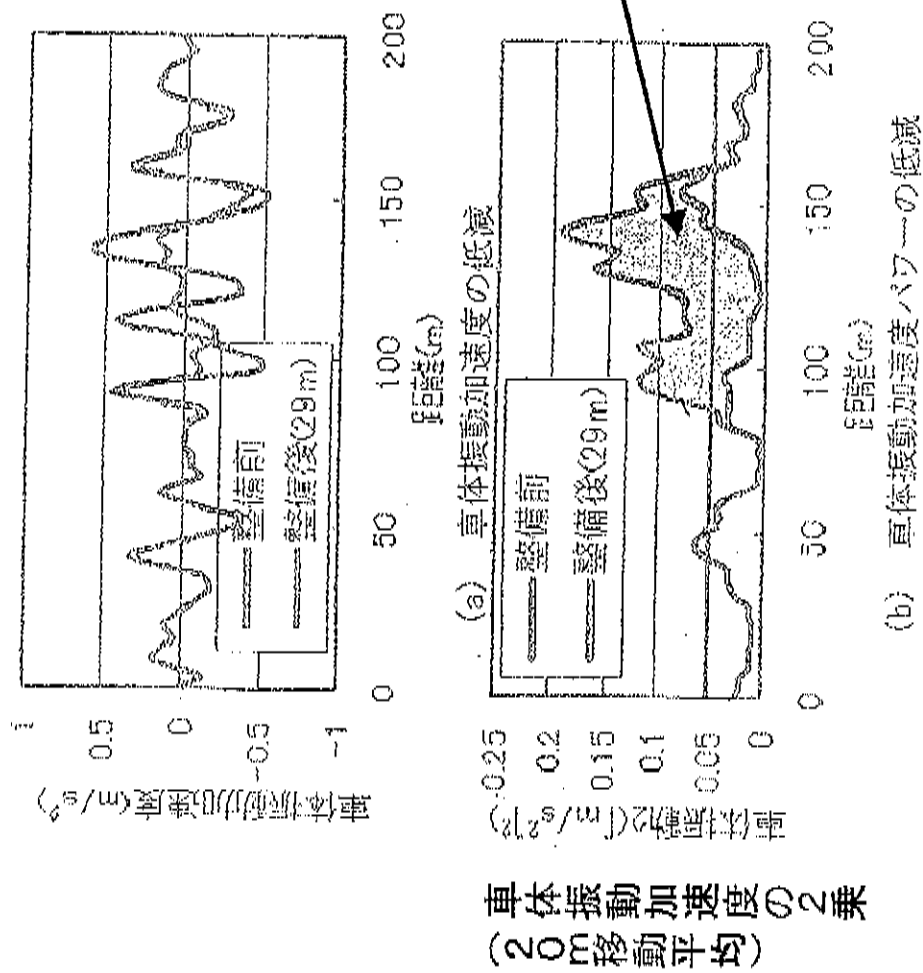
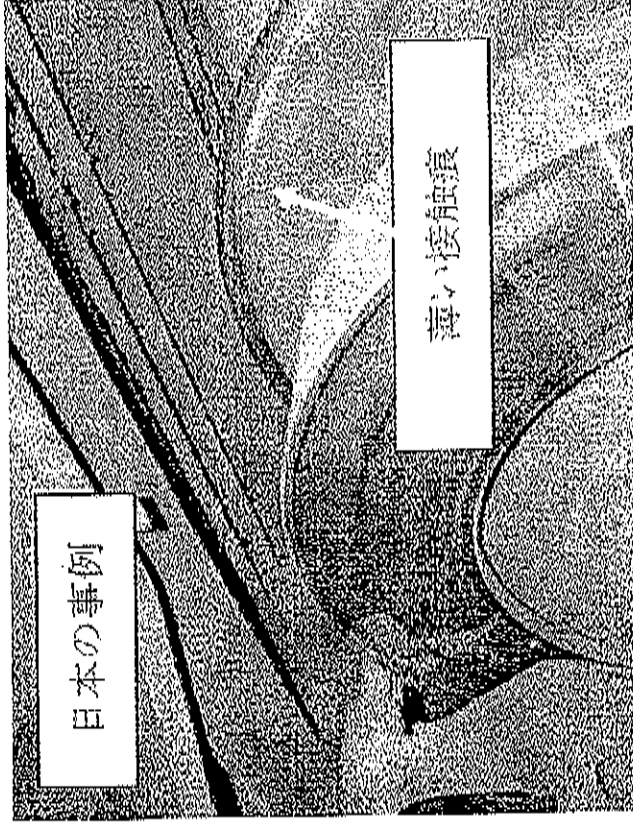
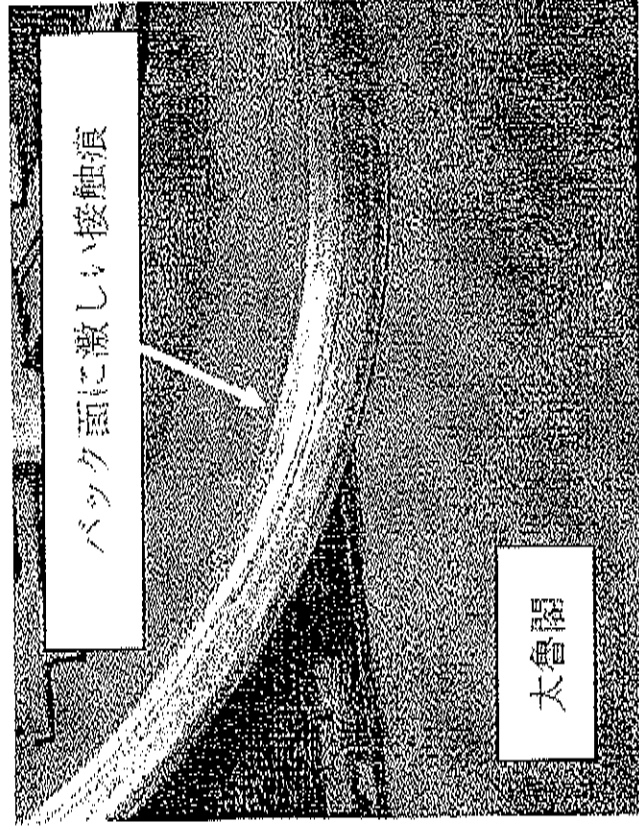
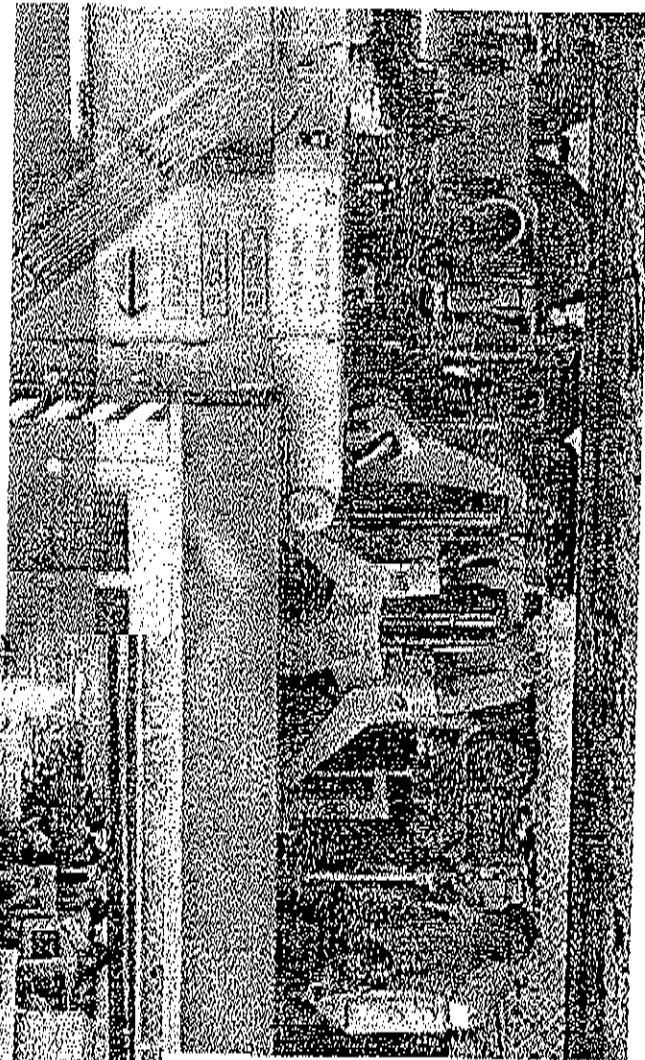
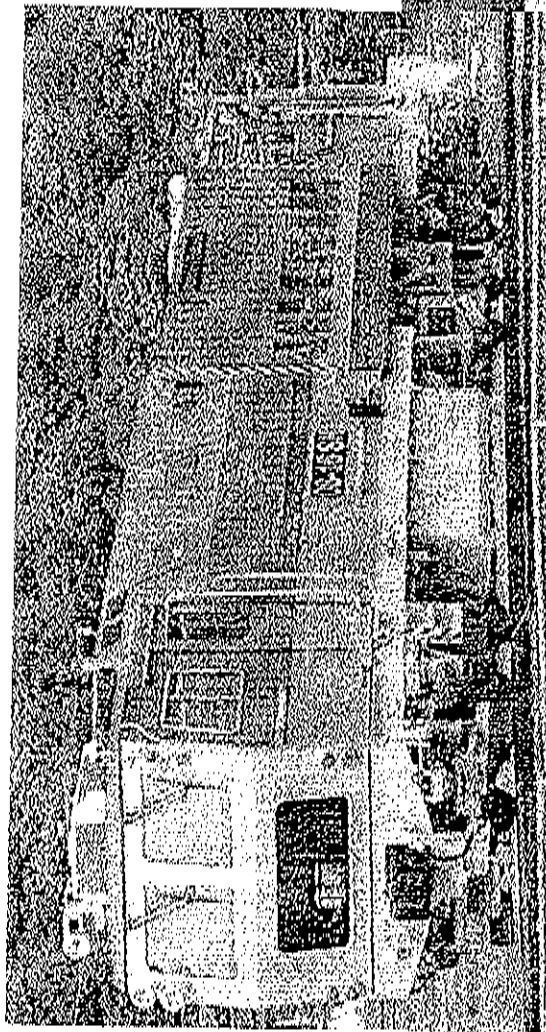


図1 車体振動加速度低減量の概念

車輪バック面の接触痕



マルチプルタイタンパ



102.12.3—102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆
資料 5.

曲線通過速度向上のための軌道管理



ふるかわ けんじ

古川 敦
軌道技術研究部(軌道管理 研究室長)

はじめに

我々の大先輩である広井雄馬氏(元国鉄施設局)は、「鉄道線路」誌の1981年10月号で、以下のように述べられています。「(速度向上について)保線がいつまでも受け身の立場をとらざるを得ないもう一つの原因は、速度と保線との相互関係について、明確に科学的に、自らも納得し、部外も納得させ得るだけの理論体系がないことであろう。速

度の向上がどれだけ軌道狂いの進行を促進し、作業量を増大させるか、線路状態の程度によって、速度の差がどのように列車動揺・輪重・橋圧に影響するか、たったこれだけのことが、未だに、完全に明確になったとは言えないのではなかろうか。」この問いかけに対する現時点の回答を以下に述べようと思います。28年後の我々の技術レベルは、先輩に満足していただけるでしょうか？

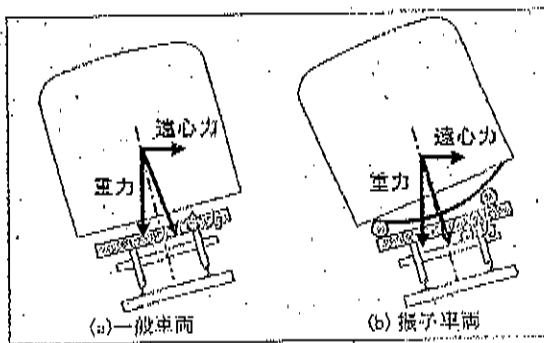


図1 振り車両の仕組み

曲線通過速度向上と軌道

現在日本の鉄道の最高速度は新幹線が300km/h、在来線が160km/hです。といっても、駅で停車している時間以外、全ての区間をこの速度で走行しているわけではありません。日本の、特に戦前に建設された在来線は曲線が多く、たとえ直線区間での速度を向上しても、急曲線での速度制限により目的地到達時はそれほど短縮されません。このため、曲線通過速度の向上が必要となります。

曲線通過速度向上のために、旧国鉄が切り札として投入したのが、1973年に登場した381系振り車両です。振り車両は図1に示すように、円弧状のばりで支持された低重心の車体がコロの上に載る構造となっています。このため、曲線中で大きな遠心力を受けると車体が自然に内側へ傾斜し、客室で感じる遠心力を打ち消すことができます。ただし、振り車両は軌道に作用する力を打ち消せるわけではありません。軌道にとって曲線通過速度向上とは、遠心力にいかに対抗するか、ということに尽きます。

曲線中で軌道に作用する力

ところで、曲線通過速度向上に伴って軌道に作用する力は、遠心力だけではなく、車両から軌道に作用する横方向の力を「横圧」といいます。曲線中で測定された横圧の波形例を図2に示します。おおざっぱに言えば、内軌(曲線内側のレール)の横圧は曲線中でほぼ一定であり、外軌(曲線外側のレール)はある一定の値の回りを複雑に

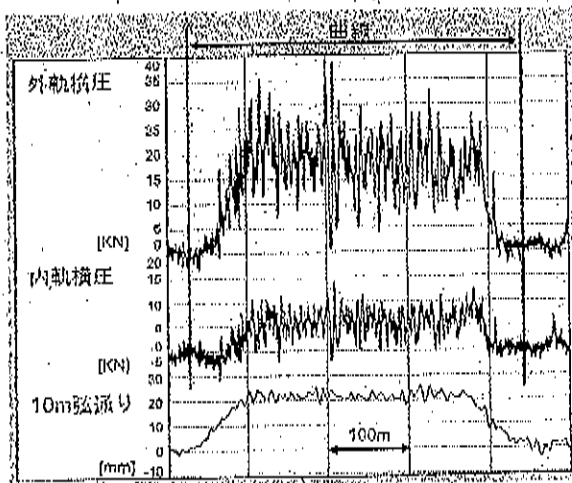


図2 横圧波形の例(半径600m, 105km/h)

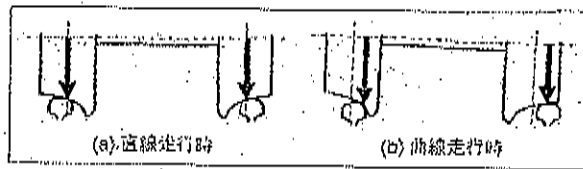


図3 車輪とレールの位置関係

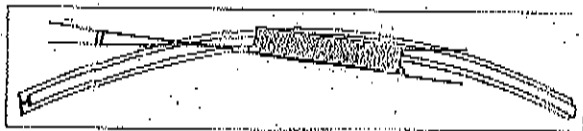


図4 アタック角

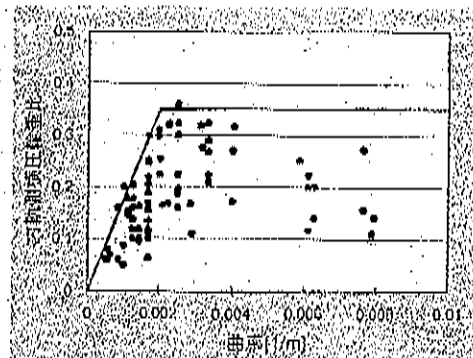


図5 内軌側横圧輪重比の例

変動する波形となります。この横圧は、以下の6種類の成分から構成されます。

- ①曲線通過に伴って発生する転向横圧
- ②遠心力による、曲線外方への力。
- ③カント(軌道面の傾き)による曲線内方への力。
- ④空気ばねのおじれによる力。
- ⑤軌道変位(主として通り変位)による慣性力。
- ⑥レールの継目部や溶接部で発生する衝撃的な力。

以下で、これらの力の正体を詳しくご紹介します。

(1) 転向横圧

鉄道車両にはハンドルがありません。したがって曲線では、車輪はレールに沿って走行します。ただし、単純に車輪のフランジ(つば)がレールと接触して走行するわけではありません。車両の走行方向を舵えていくのは、曲線内側の車輪とレールとの間に作用する横方向の摩擦力です。

図3は、直線と曲線での輪軸とレールの位置関係を示したものです。直線走行時には(a)のように、輪軸は軌道のほぼ中央を走行します。これに対し曲線走行時には、(b)のように輪軸が曲線の外側に寄ります。車輪の断面形状は円弧状ですので、このときの車輪の回転半径は、曲線外側と内側で異なります。狭軌線の場合、内軌と外軌は曲線半径が1.067m異なりますから、両者の長さもわずかに異なります。内外の車輪の回転半径差は、長さの異なる2本のレールを滑らかに走行するために必要なものです。

ところで、車両が曲線に入ると輪軸は自然に図3(b)のような姿勢をとります。自然になるというのは、力が0というわけではなく、輪軸に作用する様々な力が釣り合っ図3(b)の状態となるということです。このうち、輪軸をこのような傾いた状態で保持する力は、おおまかにいえば右側のレール車輪間の摩擦力で近似できます。

摩擦力は、接触面に垂直な力と摩擦係数の積です。鉄道の場合、前者は車輪がレールを上下方向に押す力(「輪重」といいます)です。また後者はレール・車輪間の摩擦係数ですが、厳密には物理的な摩擦係数ではなく、「車輪がレール

上を横滑りすることによって発生する力を輪重で割った値」となります。前述したように鉄道車両にはハンドルが無いので、曲線中では車輪はレールに対し常に一定の角度を持って走行します(図4)。この角度のことを「アタック角」といいます。アタック角が大きくなるほど、すなわち急曲線ほど車輪がレールに対し横滑りする量が大きくなるので、この(見かけ上の)摩擦係数が大きくなります。内軌側の横圧と輪重の比と、曲線半径との関係の例を図5に示します。高速走行時は、内軌側横圧輪重比は最大0.4程度となります。

なお、曲線中で速度が高くなると遠心力で車両が曲線外向きの力を受けるので、曲線内側の輪重は小さくなります。したがって、転向横圧は曲線通過速度が高くなるとともに、小さくなります。

(2) カントと遠心力

曲線中では、遠心力を打ち消すために図1のように外軌を内軌よりも高くします。この高さの差を「カント」といいます。曲線中では遠心力によって車両に曲線外方への力が作用します。これが大きくなりすぎると乗り心地が悪くなり、場合によっては走行安全性にも影響します。これに対し、カントによって遠心力による力を打ち消します。

原則として、カントの大きさは遠心力と重力の合力が車体の床面とちょうど直角となるように定めます。このときのカントを均衡カントといいます。ただし、曲線通過速度は列車の種類によって様々です。最も高い速度の特急列車に合わせてカントを設ければ、普通列車や貨物列車にとってカントが大き過ぎ、かえって曲線内方への力が発生します。したがって、多くの場合、曲線中における各列車の平均速度に対し均衡するよう、カントを設定します。

カントと遠心力による横圧の和は、均衡カントでは0、平均速度より高い速度で走行する場合は外向きに作用します。遠心力は速度の2乗に比例するため、この和も速度の2乗の関数となります。したがって遠心力による横圧は、速度が高くなるとともにまさに加速度的に増加します。

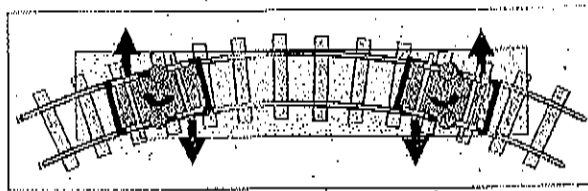


図6 空気ばねのねじれによる横圧

(3) 空気ばねのねじれによる横圧

最近の車両は、ボルスタレス台車と呼ばれる、台車と車体との間が空気ばねを介して接続された構造となっています。曲線中では車体と台車の間に相対的な回転角が発生するため、この空気ばねがねじれ、図6に示すように車両の1, 2軸では曲線外向きに、3, 4軸では内向きの力が作用します。この力は台車の回転角に比例し、速度に関わらずほぼ一定となります。

(4) 軌道変位・継目部による慣性力

円曲線中におけるレールは、完全な円を構成してはならず、数ミリの振幅で上下左右に変位しています。これを軌道変位と言います。ここを車両が高速で走行すると、車両自身が上下左右に揺れ、それに伴う慣性力がレールに作用します。慣性力は質量と加速度の積ですので、軌道変位によって発生する加速度に比例します。加速度は変位の2階微分であるため、軌道変位が単一の正弦波であれば、加速度は速度の2乗に比例します。ただし、車両は軌道変位による加速度を抑制するようばねやダンパが設計されているので、実際の慣性力は速度にほぼ比例します。

継目部における慣性力は、レール継目部を通る際に発生する衝撃的な力ですが、軌道変位による慣性力が車両全体の質量にほぼ比例するのに対し、継目部における慣性力は、輪軸周囲のみの質量に比例し、また作用時間は短いけれどもピーク値が大きいのが特徴です。図2の横圧波形のうち激しく変動している成分が、この慣性力です。

これらの力の総和が、広井先輩が「いまだ明確となっていない」と嘆いた横圧となります。速度と横圧との関係は概ね図7のようになります。速度向上に伴って、遠心力の割合が大きくなるのがわかります。

横圧に対し軌道はどう対処するか？

さて、曲線通過速度の向上に伴って、軌道にどのような力が発生するかがわかりました。次に、この横圧に対し何らかの形で抵抗しなければなりません。横圧の増加による問題点とその対策には以下のようなものがあります。

(1) 横圧によるレール締結装置の破損

横圧が大きくなってもレールが折れることはありませんが、レール締結装置の疲労破損に対する設計荷重を超える

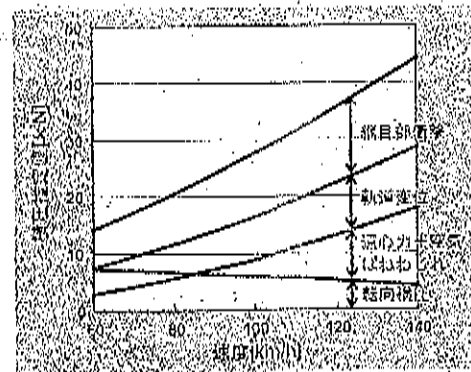


図7 速度と横圧との関係の例
(半径600m, カント105mm)

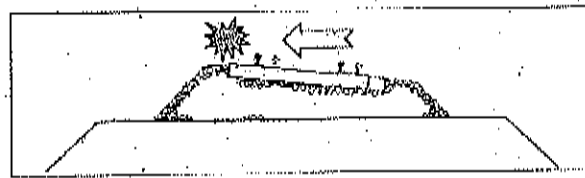


図8 横圧による軌きょうの横変形

横圧が繰り返し作用するとこれが破損することがあります。この対策には以下の3つがあります。

- ①レール締結装置そのものの強度を増す。
- ②レールを太くする。
- ③まくらぎの本数を増やす。

①はレール締結装置を強くなるもので、②、③は一つ一つのレール締結装置に作用する力を小さくすることを目的としたものです。

(2) 軌きょうの横変形

日本の在来線の多くは、道床バラスト(砂利)の上に積まくらぎを並べ、その上にレールを締結した構造となっています。この構造は、保守が容易であるという特徴がある一方、軌きょう(レール+まくらぎ)を支えるバラストの量が不十分な場合、軌きょうを横方向に大きな力で押すとまくらぎが道床バラスト上を横滑りし、大きな変形が発生します(図8)。この対策には、以下の3つがあります。

- ①まくらぎの本数を増やす。
- ②バラストの盛りを多くする。
- ③床版防止板等で、まくらぎと道床バラスト間の噛み合いを強くする。

(3) 横圧そのものの低減

(1)、(2)とは別に、横圧そのものを小さくする工夫も必要です。これには大きく2つの方法があります。

- ①カントの増加
 - ②軌道変位管理の強化
- カントが大きくなるとより大きな遠心力を打ち消すこと

ができるので、①のカント量の増加は曲線通過速度向上に有効です。ただしカントを大きくしすぎると、道床バラストが崩れる、あるいは車両が曲線内側へ転覆する危険性が増す、といった副作用があるため、日本の狭軌線におけるカントは最大105mmとされています。またカントが急激に変化すると、乗り心地が悪くなる、あるいはカント変化区間での輪重減少が大きくなるといった問題が生じますので、カントを大きくする際は、緩和曲線(カント変化区間)を延長する必要があります。

軌道変位については、波長が等しい場合、発生する慣性力はその振幅にほぼ比例します。したがって、軌道変位の管理値を強化するのも対策の一つです。これは、速度向上に伴う乗り心地悪化を防ぐためにも有効です。

曲線中の乗り心地改善

振り車両の性能向上により、乗り心地の上では遠心力を問題とせず速度向上が可能となりました。一方、振り車両では乗り物酔いが多いということが、運行当初から指摘されていました。これに対し最近の研究では、乗り物酔いには0.3Hz付近の低い周波数の持続的な左右振動が影響していることがわかりました。このような低周波の振動の原因となる軌道側の要因をどのように見つけ出せば良いのでしょうか？

よくよく軌道検測データを見ると、低周波の左右振動が大きい箇所は、カントと平面線形にずれが生じていることがわかりました。例を図9に示します。平面曲線(通り10m弦)とカントは曲線中ではほぼ台形状となるのですが、図9では形が崩れているのがわかります。これを定量的に見いだすのは容易ではありませんが、図9の通り10m弦、カントから求められる遠心力(上段赤線の波形)を見ると、その変動が予測できます。低周波の左右振動は結局のところ遠心力の変動が原因ですので、赤線の波形の変動が大きい箇所を保守すれば良いことになります。

おわりに

以上、曲線速度向上のための軌道管理手法を、特に曲線通過時に発生する力に着目して解説しました。広井先輩のエッセイから30年弱が過ぎましたが、この間の曲線通過速度を可能とした、技術的なエポックとして以下のものが挙げられます。

○測定技術の大幅な向上

車上で輪重・横圧を連続的に測定する技術の開発により、

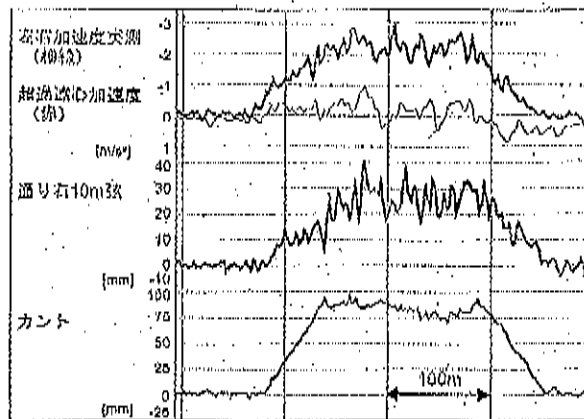


図9 曲線線形と超過遠心加速度の関係

レール/車輪間に作用する力のかんりの部分が解明されてきました。これによって、速度向上時に必要となる軌道強化策等を検討できるようになりました。

○データ処理技術の向上

昔は紙チャートの波形のピークに定規をあてて値を読みとり、グラフ用紙に手書きでプロットしていました。現在では、各種車上測定データや軌道検測データを波形のままパソコン上で処理できるようになり、測者の関係をより詳細に理解できるようになりました。

○軌道状態の改善

もちろん、軌道状態そのものの大幅な改善も忘れてはなりません。軌道強化およびマルタイによる長波長軌道整備により、曲線通過速度向上に耐え得る軌道が実現しました。

○振り車両の開発

最後はやはり振り車両です。JR四国の2000系気動車を嚆矢とする制御付き振り車両は、在来線の曲線通過速度向上に大きく貢献しました。

これらのエポックは、国鉄末期から分割民営化直後に花開き、民営化後の最初の10年間にJR旅客6社全てで振り車両を用いた曲線通過速度向上が実施しました。その後の10年間は、速度向上は一段落した感がありますが、今後エネルギー問題等で地方の都市間輸送が自動車から鉄道にシフトしてくれば、いずれまた到達時分短縮への社会的なニーズが高まってくるものと考えられます。その際は、一段と進化した軌道技術を随先頭に報告したいと思います。

RRR

文献

1) 広井生馬:「速度と保線」雑考, 鉄道線路, 1981.10

鉄道軌道のメンテナンス

石 出 誠

鉄道が誕生して以来、バラスト軌道は改良されつつも基本的な構造を変えず、列車荷重による軌道破損に対し、良好な軌道状態を維持するために、常に保守作業を必要としてきた。一方、そのような保守作業を抜本的に軽減するスラブ軌道等の省力化軌道が開発され、その敷設延長も増加しているが、全体としてはバラスト軌道がまだその多くを占めている。現在、少子高齢化の社会における熟練技術者の不足の面からも、それに応じた新たな保守システムの構築が注目されている。また、車輪とレールの材料保全や乗り心地の問題など、車輪とレールの接触を含む車両と軌道の相互作用をより一層理解した上で、これまで以上の軌道と車両の協調が重要となっている。ここでは、主にバラスト軌道を中心に省力化軌道も含めた鉄道軌道に関わるメンテナンスについて、軌道の保守方法や保守に資した構造の標準を示す維持管理標準などの最近の取り組みも含めて紹介する。

キーワード：鉄道軌道、メンテナンス、転がり接触、ダイナミクス、摩耗、疲労

1. はじめに

鉄道が誕生して以来、バラスト軌道は改良されつつも基本的な構造を変えず、列車荷重による軌道破損に対し、良好な軌道状態を維持するために、常に保守作業を必要としてきた。一方、そのような保守作業を抜本的に軽減するスラブ軌道等の省力化軌道が開発され、その敷設延長も増加しているが、全体としてはバラスト軌道がまだその多くを占めている。現在、特にバラスト軌道に関わる保守コストの削減は極めて重要な課題であり、少子高齢化の社会における熟練技術者の不足の面からも、それに応じた新たな保守システムの構築が注目されている。ここでは、主にバラスト軌道を中心に省力化軌道も含めた鉄道軌道に関わるメンテナンスについて、軌道の保守方法や保守に資した構造の標準を示す維持管理標準などの最近の取り組みも含めて紹介する¹⁾。

2. 軌道状態監視・評価

(1) 軌道検測

軌道は列車荷重を支え、路盤等の下部構造への負荷を軽減するとともに、列車が安全に走行する滑らかな走行路として大きな役割を担っている。したがって、走行路面の滑らかさとしては、安全性を確保した上で、乗心地(車両の動揺を人間の感覚に応じて補正した指標)等の

サービスレベルに応じた保守レベルを維持することが要求される。その保守レベルを維持するためには、実際の状態を監視・評価することが基本となる。軌道の幾何学的な線形等を検査する項目として、基本的には軌間、水準、高低、通り、平面性の5つの軌道変位(印加力に対する変形やたわみの意味ではなく、対象とする線形の基準線形からの離れあるいはそれを数値処理した値を示し、省令等で「軌道狂い」に代わって定義された単語)と呼ばれる指標が用いられている(図-1)。高低と通りは軌道の長さ方向に連続的に測定する必要から、10mの弦をレールに張ってその中央のレールとの離れを測定する「10m弦正矢法」が広く用いられている。この10m弦正矢法による軌道検測を行うために、当初は通常の2台車に測定用の台車を車体の長さ方向の中央に備えた3台

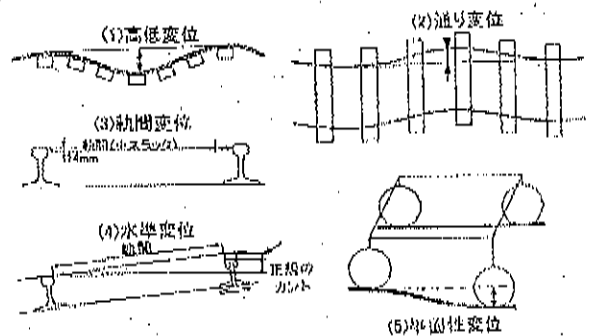


図-1 軌道変位(狂い)の種類

車を有する軌道検測車が用いられたが、その中央台車は高速走行安定性が劣るため、新幹線では営業車両と同じ速度で走行ができなかった。これに対し、2台車の4軸のうち3軸のそれぞれの弦長(間隔)が異なる矢(偏心矢)による検測波形を10m弦正矢に変換する技術を開発し、中央台車を有しない2台車による検測で従来の3台車により得られた10m弦正矢と同等な検測を可能とする2台車軌道検測車が開発された(図-2)。一方、10m弦正矢法の他に、従来から開発を進めてきた加速度を2回積分して変位を求める慣性測定法について、低速域での精度向上を可能にする技術が開発され、さらに測定波形を処理する際に10m弦正矢法の特徴を取り入れた「慣性正矢法」が開発された。現在、台車装架型はJR九州の営業車に搭載され本格的な測定が開始されようとしており、一方、レールからの離れ等の測定条件は厳しくなるが、台車における厳しい振動環境が避けられる車体装架型は長期性能確認試験が行われている(図-3)。

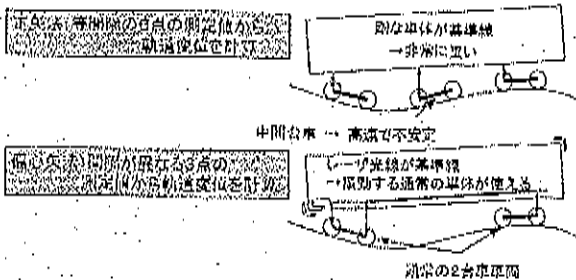


図-2 2台車検測車(正矢法から偏心矢法へ)

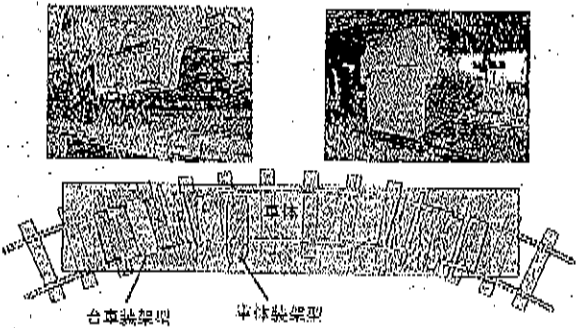


図-3 慣性正矢法のセンサー取付け部(台車装架型、車体装架型)

(2) 軌道管理システム

鉄道車両の多くは1~1.5 Hz付近に車体の上下・左右方向の1次固有振動数を有するため、列車の走行速度が高くなるにつれて振動を励起する軌道変位の波長が長くなるため、それに応じて軌道変位において注目すべき波長域を長くする必要がある。例えば、新幹線270 km/h域では50 m~80 m、在来線130 km/h域では25 m~40 mになる。このような長波長領域の検測倍率が大き

く、かつ10 m弦正矢による検測値からの演算が容易な40 m弦正矢法が開発され、新幹線の高速化とともに採用された。さらに、300 km/h超の速度域においても40 m弦正矢法が有効であることが確認されている。

一方、車両動揺も含め軌道検測データを分析・加工するソフトウェアとして開発された「Micro LABOCS(マイクロボックス)」を利用して、マルチプルタイタンバ(大型演床バラストつき固め機械で、以下「マルチ」と略称する)による整正量を算出する手法が提案されている(図-4)。

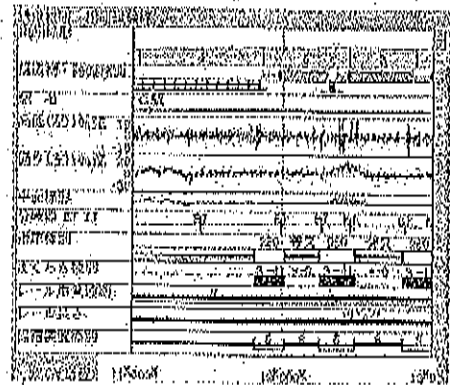


図-4 マイクロボックスによる軌道管理台帳

3. 保守計画支援システム

軌道のメンテナンスコスト低減の面から、効率的な保守作業計画の策定は重要な課題である。特に、道床つき固めに用いる大型機械であるマルチによる軌道保守計画の策定は、制約条件が多いことから熟練した技術者の経験に頼るところが多かった。そこで、計画対象とする区間の軌道状態の他、計画作成上の制約条件を考慮して、マルチの各保守基地への配備時期と配備時に保守する区間を軌道変位保守計画として出力するシステムが開発された。このシステムにおいては、最適化手法として遺伝的アルゴリズムなどの最新的手法が適用されている。さらに、マルチの他に軌道材料等を運搬する保守用モーターカーやレール頭部の表面を研削するレール削正車の運用にも応用されている。

4. 軌道構造

(1) ロングレール

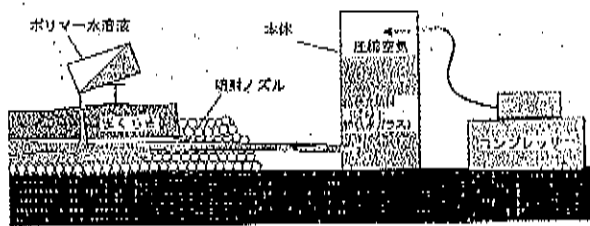
ロングレール化は、軌道の最大の弱点である普通継目を省略できる極めて有効な軌道構造強化策である。しかしながら、軸力に対する座屈安定性の面から、ロングレール適用範囲は半径600 m以上に限られてい

た。この適用範囲を拡大するために、半径 600 m 未満の曲線区間に敷設するための条件として、半径に応じて必要となる道床抵抗抗力を示した。また、さらなるロングレール提供範囲の拡大として、駅構内で分岐器が連続して介在する場合や、高架橋上に直結分岐器を敷設する場合について、ロングレール軸力を計算できる解析手法が開発されている。これらにより、ほとんどすべての軌道構造について、ロングレール化の可否が判断できるようになった。

(2) レール継目

軌道保守上の弱点箇所であるレール継目（ここでは、継目板を用いる普通継目と溶接による溶接継目を主な対象とする）について、その動的応答解析を可能とするモデルを構築し、レール継目における車輪通過時の輪重変動等の動的特性が明らかにされたが、特に高周波数領域の荷重による道床沈下特性が十分に解明されていないため、道床沈下予測に関してはまだ多くの課題が残されている。ただし、溶接継目付近からのレール折損に対する寿命予測手法や普通継目の代表的な破壊現象の一つである継目ボルト穴からのき裂によるレール折損に対する寿命予測手法が構築された。これにより、ある程度想定される条件における溶接継目と普通継目双方の寿命予測が可能になるとともに、研削による平滑化や継目落対策の効果が評価可能になった。

一方、溶接部あるいは継目部の沈下対策として、浮きまくらぎを発生させないあるいは発生後効果的に補修することが考えられるが、細粒分の少ないバラスト中に急結性セメントアスファルトグラウトをまくらぎ下の空隙に注入する「簡易道床強化工法」とアクリル系合成樹脂あるいはセメントアスファルトグラウトを浮きまくらぎ下にてん充する「まくらぎ下間隙てん充工法」が開発され、その後この工法は、継目部に用いる軌道パッドの低ばね係数化と合わせて「まくらぎ弾性化工法」に発展した。また、土砂混入バラストを交換することなしに短い施工間合いでも効果的に浮きまくらぎの補修を行える、水ガラス・ポリマーゲル充填工法が開発された（図一5）³⁾。

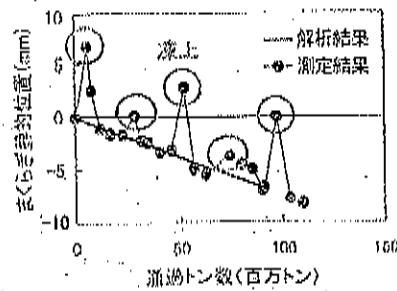


図一5 水ガラス・ポリマーゲル充填工法

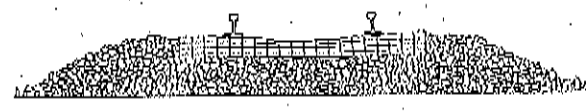
(3) バラスト軌道

従来のバラスト軌道の設計は、旧国鉄において軌道構造別に求められた軌道変位進みとその保守量に関する経験式が導きかれ、それらの建設・保守コストを考慮して最適な軌道構造を定めることであった。そのような背景の下、軌道変位進みとして新たな実験結果と様々な動的な列車荷重を考慮できる動的応答モデルによるシミュレーション結果を用い、軌道変位進みに工学的な解釈を与えて、1997年に新たに有道床軌道設計標準が定められた。その後、鉄道に関する技術基準の性能規定化が進められ、2001年に施行された「鉄道に関する技術上の基準に関する省令」を受けて、バラスト軌道に限らずスラブ軌道等のバラストレス軌道も含めた軌道構造の設計標準の検討が進められている。

一方、道床沈下に及ぼす道床バラストの強度・変形特性に関して、大型三軸試験と実物大軌道模型による繰返し載荷試験を行い、初期剛性、内部摩擦角、見かけの粘着力が大きいバラストは復元ヤング率も大きくなり、道床沈下は相対的に小さくなることなどが明らかになった。また、実際の軌道における道床沈下測定試験が約7年間にわたって行われ、一部凍上現象も発生したが、車両と軌道の動的応答解析モデルと上述した有道床軌道設計標準で定められた道床沈下式を組合わせて構築した道床沈下予測システムによる解析結果とはほぼ一致した（図一6）。ただし、道床沈下メカニズムについてはまだ不明な部分が多く、バラストの動的挙動に着目した個別要素法（DEM）や不連続変形法（DDA）といったバラストを粒状体としてモデル化する手法で検討が進められている（図一7）。



図一6 営業線における道床沈下の実測値とモデルによる予測値



図一7 不連続変形法による道床変形予測

バラスト軌道における保守量軽減と振動低減を目的として、PC まくらぎを弾性化することにより、まくら

ぎから道床への伝達力を和らげる有道床弾性まくらぎが開発された。その後、低炭化を図ったウレタンゴムあるいは加硫ゴムを使用した有道床弾性まくらぎとウレタンゴムを使用した既設 PC まくらぎの弾性まくらぎ化手法や有道床弾性まくらぎと同様に保守量低減が期待できるバラスト・ラダー軌道が開発された (図-8)。

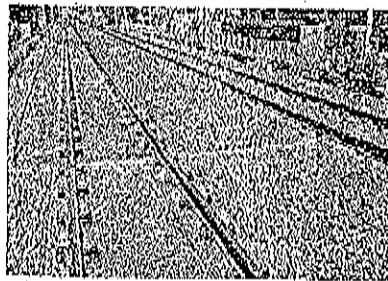


図-8 バラスト・ラダー軌道

(4) バラストレス軌道

スラブ軌道は、山陽新幹線以降本格的に導入され、枠型スラブを含め新設される新幹線の約9割を占める主要な軌道構造として、供用期間は長いもので30年を超えている。これまでは、列車の繰返し荷重による損傷発生の報告はないが、塩水等の過酷な環境下や寒冷地における軌道スラブの塩害や凍害による劣化が報告されている。それらに対して、当面ひび割れに対して樹脂モルタル等による補修も考えられるが、鉄筋を用いない有機系の繊維維補強コンクリートの軌道スラブへ適用に関して見通しが得られている。

弾性まくらぎ直結軌道(以下、「弾直軌道」と略称する)はスラブ軌道と同様に保守の省力化と騒音・振動の低減を目的として開発されてきた。近年、材料を低炭化するために既設計 PC まくらぎを、弾性材として加硫ゴムを用い、まくらぎ下に取り付けた防振箱に設置する D 型が開発された(図-9)。また、1992年に北陸新幹線・高崎～軽井沢間で試験的に敷設され、良好な結果が得られたため、それ以降の整備新幹線で線区の状態に応じて本格採用されている土路盤上スラブ軌道は、保守

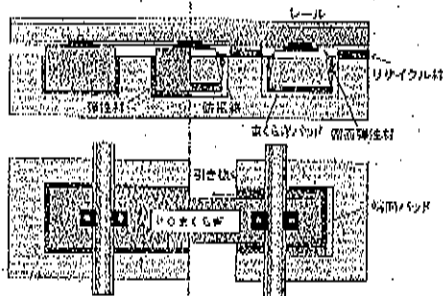


図-9 D型弾直直結軌道

量低減に効果的なスラブ軌道を盛土や切土等の土構造物上に敷設を可能にした。さらに、ラダーマクラギを低剛性ばねの防振材または防振装置で等間隔支持してコンクリート路盤から浮かせた構造の軽量防振軌道として、フローティング・ラダー軌道が開発されている。

(5) 路盤

路盤噴泥は、滞水している路盤上で浮きまくらぎが発生している箇所では起こることが多いとされるが、そのメカニズムとして、路盤の等価剛性が極端に小さい場合に局所的な塑性沈下が生じて浮きまくらぎが発生すると考えられる。その対策として、道床交換、路盤改良、噴泥シート工法等が適切に施工できれば十分な効果が期待されるが、薬剤により道床内の土砂や路盤上の流動を防ぐ工法の開発が進んでいる。この場合、薬剤による強度増加が目的ではなく、滞水を防ぐことが目的であるため、土壌改良材としての生分解性ポリマーなどが注目されている。一方、でん充層と粘性土路盤の境界付近の路盤変状が問題になることがある。そのような変状を防止するために、でん充層と路盤面との間に透水性の高い層を設け、路盤表面に直接作用する水圧を分散する方法、あるいはでん充層と路盤面との間の自由水の移動を5～10mmの厚みを基本とするベントナイト層を路盤に直接散布することにより、ベントナイトの水和性と遮水性が自由水を消滅し外から侵入する水分を防ぐことが期待されている。

5. 軌道材料

(1) レール

レール溶接部やレールシェリング等のレール損傷の検査は、レール折損を未然に防止し、安全・安定輸送を確保する上では極めて重要である。特に超音波探傷技術は、レール探傷車や各種のレール探傷装置に採用されている。

レールのメンテナンスとして基本となるレールの疲労寿命については、初めにロングレールの疲労寿命が検討された。従来は、ロングレールも普通継目レールもレール種別(50Nレールと60レール)ごとに交換する標準としての累積通過トン数が定められていたが、列車からの衝撃荷重が十分に考慮されていなかった。そこで、その衝撃荷重を推定する軌道/車両動的応答解析モデルが開発され、その衝撃荷重を伴う車輪からの転動荷重による溶接部凹凸の成長を考慮した疲労寿命推定法が構築された。その後、溶接部の疲労推定法と同様に、レール欠線部を有する普通継目部

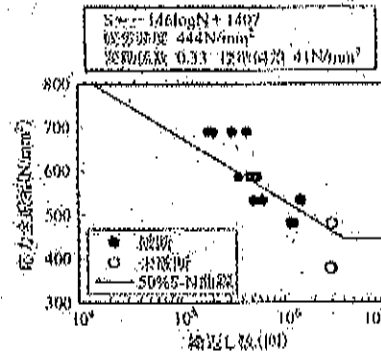
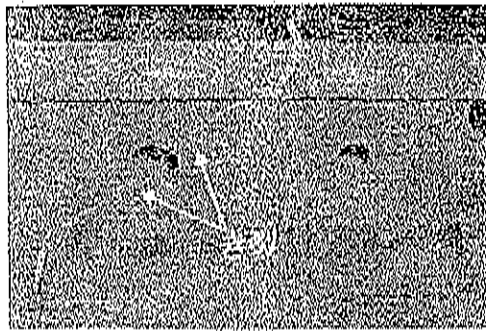
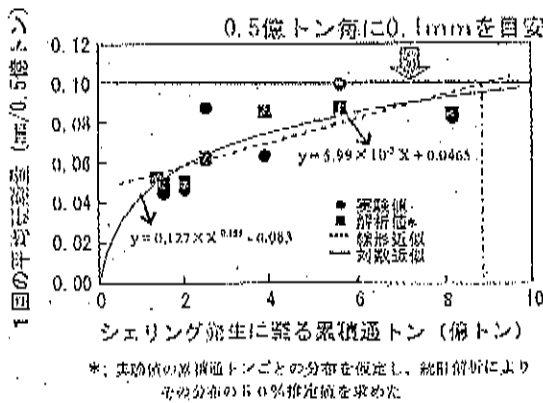


図-10 経年レール継目部の余寿命を表すS-N曲線

の衝撃荷重を推定する動的応答モデルとともに、普通継目部の破端の原因となる継目ボルト穴周りの応力状態を推定する有限要素モデルが構築され、それらのモデルを用いて衝撃荷重とそれにより発生するボルト穴周りの応力状態から破端に至る疲労被害の算定を基本とする疲労寿命推定法が構築された(図-10)。

また、ロングレール溶接部や普通継目部のボルト穴周りの疲労寿命とは異なる転がり接触疲労によるレールシェリングに関しては、その発生メカニズムの検討が喫緊的あるいはレール鋼の結晶学的な面から鋭意進められているが、まだ未解明な点が多く残されている。しかしながら、レールシェリングの予防の面からレール研削手法が検討され、喫緊的な検討から研削周期を通過トン数5000万トンとした場合に約0.1mm研削すると平均的に約8億トン以上レールシェリングの発生を抑制できる可能性が得られた(図-11)。



*: 実験値の累積通トンごとの分布を仮定し、総研削量によりその分布の50%推定値を求めた

図-11 予防研削によるシェリング抑制効果

一方、レール摩耗については、車輪とどのように接触しているか(横圧、アタック角等)に着目し、車両と軌道の動的挙動の摩耗への影響を評価することが注目されている。今後は、効率的な保守と車両・軌道の構築に関する改良を進めるために、摩耗が進む過程における加工

硬化などの材料特性の変化をある程度考慮できる車輪とレールの摩耗予測モデルの開発が大いに期待される。

半径300～400m以下の曲線の内軌頂頂面におけるレール波状摩耗は、騒音と軌道劣化に大きな影響を与えている。また、日本では線曲線内軌波状摩耗とは異なる形態として、曲線外軌、直線における長波長と短波長の3形態の波状摩耗が発生し、様々な問題が起きているため、その原因の究明と対策の検討が進められている。

(2) まくらぎ・レール締結装置

まくらぎは、その材質に着目して、木まくらぎ、PC(コンクリート)まくらぎ、鉄まくらぎおよび合成まくらぎに分類することができる。この中で、合成まくらぎは木まくらぎと同等の重量で現場加工を含め取り扱いの容易さ等の有利な点を活かし、他と比較して最も不利である耐久性を飛躍的に向上させたものである。合成まくらぎは硬質発砲ウレタン樹脂とグラスファイバーで製造されるため、他の材質のまくらぎと比較するとコストの面で不利であるが、無道床橋梁、トンネル内の直結軌道などの保守や交換作業が困難な箇所や、寸法もある程度自由に製造できることから通常よりかなり長い分岐器用まくらぎに多く使用されている。

レール締結装置は基本的にはまくらぎの材質・構造に着目した木まくらぎ用、PC(コンクリート)まくらぎ用、鉄まくらぎ用のタイプに、さらにスラブ軌道など直結軌道用のタイプがある。なお、合成まくらぎには木まくらぎ用の締結装置が用いられる。一方、板ばね・埋込栓・締結ボルトを基本とするタイプに対して、線ばね・シロルギーを基本とし、埋込栓・締結ボルトに関するメンテナンスを省略するタイプが導入されるなど、メンテナンスの面から有効な装置の検討が進められている。

(3) 分岐器

分岐器はレール継目とともに軌道弱点箇所の一つで

あり、多くの保守が投入されている。分岐器検査は、その構造が複雑であり車両脱線の危険性も他の構造と比較して高いことから、摩耗形状の測定を含む信頼性の高い寸法管理およびトングレールやクロッシング等の材料の損傷管理も極めて重要である。そこで、保守量軽減のために、分岐器への合成まくらぎの適用、バラストをスラブに代えたスラブ分岐器あるいはまくらぎを既設コンクリート路盤上に敷設するまくらぎ直結分岐器が開発されている。特に、上越新幹線と北陸新幹線の分岐用として高崎駅付近に敷設された38番分岐器は合成まくらぎを用いたまくらぎ直結分岐器であり、バラストレスの省力化軌道である(図-12)。

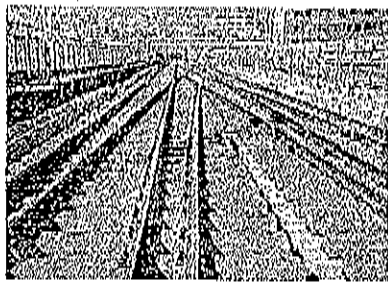


図-12 合成まくらぎ直結分岐器

6. 新たな材料・保守システム

(1) ベイナイトレール

耐シェリングレール開発の試みは1970年代後半より行われてきた。特に、4鋼種(低炭素クロム鋼、中炭素クロム鋼、高炭素クロム鋼、高炭素シリコン鋼)の合金鋼レールが備性試験の後に営業線に敷設されたが、溶接部の欠陥やきしみ割れからのはく離などの発生により、耐シェリング性能を十分に評価できる結果が得られなかった。そこで、耐シェリング鋼として、レール研削による疲労の除去がシェリングの発生を抑制するために効果的であることが明らかになりつつある中で、適度な摩擦の促進によりシェリングの発生要因の金属疲労層を自ら除去するレール鋼が検討され、ベイナイト組織のレールが開発されている。

(2) 車輪/レール摩擦緩和システム

鉄道車両が急曲線走行時に発生する横圧は、乗り上がり脱線の主な要因の一つであるばかりでなく、レールおよび車輪の材料保全の面で、曲線外側レール(以下、「外軌」)、また曲線内側レールを「内軌」と表記する)の側摩耗や内軌頂面に発生する波状摩耗および車輪フランジ直立摩耗の主な原因の一つでもある。また環境面では、きしり音と呼ばれる騒音発生

の要因となり沿線環境に影響をおよぼす場合がある。このような背景の下、鉄道線路では、摩擦を適度に緩和する摩擦緩和材を車輪とレール間に確実に供給する装置である摩擦緩和材噴射装置と組み合わせた車輪/レール摩擦緩和システム「FRiction Moderating System (FRIMOS: フリモスと呼ぶ)」が開発された(図-13)。このシステムの騒音低減効果は、営業線における近傍騒音で確認され、また横圧も大幅に低下する結果が得られた。したがって、このシステムは、きしり音の低減はもとより曲線内軌波状摩耗の発生を予防するとともに、外軌側摩耗および車輪フランジ直立摩耗の低減に大いに貢献することが期待される。

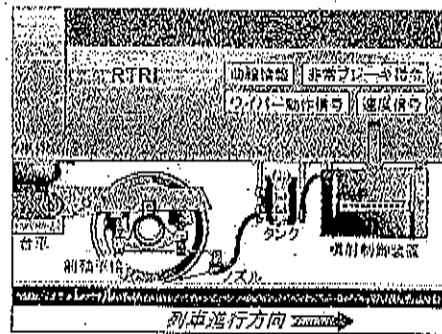


図-13 摩擦緩和システム「フリモス」の模式図

7. 維持管理標準

(1) 維持管理標準の目的と適用範囲

2002年3月に「鉄道に関する技術上の基準を定める省令」(以下、「省令」という)が制定され、鉄道の技術基準が仕様規定から性能規定へと大きく変化した。これに伴い、鉄道施設の維持管理に関する解釈基準の制定作業が進められ、2007年1月に「鉄道構造物等維持管理標準」の土木構造物編と軌道編として国土交通省より通達された。このうち軌道編(以下、「本標準」という)は、性能規定化の観点から、技術的及び経済的実現性を前提とした上で、鉄道事業者が軌道の維持管理を実施する際の標準的な考え方を示すことを目的とする。

(2) 要求される性能

軌道の維持管理において要求される性能は、列車の安全・安定な運行を実現するための性能である。軌道に要求される具体的な機能として示す「性能項目」には、車両の走行空間の確保(車両と地上設備あるいは車両同士が衝突しない)などの事項があるが、実際の維持管理では表-1の評価指標を検査し、性能の有無を判定する。

表-1 軌道の性能項目と評価指標の例

性能項目	評価指標の例	評価指標の例
走行の安全性	軌道の走行安定性 走行中の揺動振幅に対する安全係数	軌道中心間隔 軌道変位、平面位置、高低差、添削量 上下軌間、左右軌間
走行の安定性	揺動振幅に対する安全係数 分岐器通過時の安定性	軌道幅、軌道幅中心からの軌道下り方 レール温度、ロングレール伸縮量、添削量
列車の定時的な運行	レールの滑りに対する安全係数 軌道間隔	添削量、レール温度、ロングレール伸縮量 ロングレールの損傷 左右レールの検出、軌道幅の検出
列車の系統の停止後復旧の迅速性	過速の検出の検出	高低差、通り高さ、添削量 上下軌間、左右軌間

(3) 軌道の検査体系

本標準における検査は定期検査、臨時検査及び随時検査からなる。定期検査は、軌道の一般的な状況を把握するために定期的に実施する検査のことで、さらに軌道状態検査および軌道部材検査に区分する。軌道状態検査は、軌道変位、遊間、レール温度のように列車の走行安全性に影響するが構造的な強度には直接関係しないものの検査であり、軌道部材検査はレール、分岐器、まくらぎ等の軌道を構成する部材に関する検査である。臨時検査は、定期検査の結果、さらに詳細な検査が必要と判断される場合に行う検査で、性能をより高い精度で判定するために行う検査である。随時検査は、地震や大雨、融雪による異常出水等によって軌道が何らかの被害を受けた可能性がある場合、必要と判断された場合に行う検査である。

検査周期は、道トンや軌道構造に応じて次回検査までの軌道の劣化が軌道の性能を損なわないよう定めなければならないが、新幹線では原則として軌道変位を2ヶ月、それ以外を1年、在来線では軌道全般について1年と定めている。検査の結果、軌道が所定の性能を有していないと判定された場合、あるいは次回検査までに性能を有しなくなると判定される場合は、措置を施す。軌道状況と措置の例を表-2に示す。

表-2 軌道の状況と措置の例

軌道の状況	措置の例
添削量が増える軌道	添削量、つき止め、削削
ロングレール、コンクリートのひび割れ	区間、軌行、見直しによる補修、レール交換、レール引換
レール温度	元温度範囲、削削、車間隔による補修、レール交換、レール引換
添削量を増えるレール	レール交換(新レール)の適用可能区間(新レール)
添削量を増える軌道	軌道幅の検出、上下軌間、ロングレール・添削量検査
添削量を増える軌道	添削量検査
添削量を増える軌道	添削量検査

(4) 軌道状態検査

軌道状態の検査項目として、特に軌道変位及び過大な軌道変位の原因となるレール温度伸縮を対象とする軌道変位検査、遊間検査及びロングレール検査とする。走行安全性を直接評価するには、輪重・横圧を測定し

脆線係数や輪重減少率を求める必要があるが、輪重・横圧を定期的に測定するのは実務的ではないので、本標準では、走行状態にある車両の安全性評価指標として軌道変位を用いる。

(5) 軌道部材検査

軌道部材の検査項目は、一つの部材の故障が全体のシステムの故障となる直列系を構成するレール検査、分岐器検査、伸縮継目検査、接着絶縁レール検査及びガードレール類検査と、一つの部材が故障しても全体のシステムは機能する並列系を構成するレール締結装置検査、まくらぎ検査、軌道スラブ検査、道床・路盤検査及びその他材料検査が一般的である。

8. 今後の課題

軌道のメンテナンスの今後を展望する上で重要なことは、車両との相互作用を意識し、お互いの変化が他方にとどのような変化をもたらすかを評価することである。また、例えば具体的にはレールの液状摩耗を予防する車輪/レール摩耗緩和システムは、車両側からの摩耗緩和材散布によりはじめてその効果を十分に発揮できるが、車両と軌道の協調なくしてシステムは成立しない。また、車輪とレールの摩耗対策あるいは断面形状の検討も車両と軌道の相互作用を考慮することなしには十分な成果は期待できない。したがって、車輪とレール間の潤滑やレール研削による車輪/レール接触面の摩擦制御と積極的な断面形状の形成は、今後の軌道と車両のメンテナンスを大きく変えていく可能性がある。また、新たな材料の導入と材料の破壊メカニズムの解明はメンテナンスの基本であり、常に積極的に取り組むことが重要である。

□□□□

(参考文献)

- 1) 石田誠：軌道のメンテナンス、第20回鉄道総合技術研究会要旨集、鉄道総合技術研究所、pp.37-50、2007
- 2) 矢澤英治、他：営業列車で線路を検査する、RRR、66-11、鉄道総合技術研究所、pp.18-21、2009
- 3) 村本勝己、他：洗分解性ポリマーを用いた洋さまくらぎ補修法の試験施工、新報路、63-1、pp.51-53、2009

【筆者紹介】

石田 誠 (いしだ まこと)
 鉄道総合技術研究所
 軌道技術研究部
 部長



102.12.3－102.12.10

出國報告附件

臺鐵書面提問&日車公司回覆
資料 6.



第五節 線路構造

(軌道)

第二十三條 軌道は、次の基準に適合するものでなければならぬ。

一 車両の構造に適合し、車重を所定の方向に案内することができること。

二 予想される荷重に耐えること。

三 車両の安全な走行に支障を及ぼす変形のおそれのないこと。

四 線路に支障を及ぼすおそれのないこと。

2 本線における自線半徑の小さい曲線その他の線路のおそれのある箇所又は脱線した場合に支障を及ぼすおそれのある箇所には、線路の状況、車両の構造等に応じて、脱線防止するための設備又は脱線した場合は脱線した車両の脱線防止するための設備を設けなければならない。

3 リニアモーター推進方式の軌道における動力発生装置の地上設備並びにその附属品及び制御装置は、列車等の運転に必要な力を有し、車両の走行に支障を及ぼすおそれのない位置に設置され、かつ、動力の発生に伴う吸引力等に対して安全な構造でなければならぬ。

[駅界基準]

普通鉄道及び新幹線軌道の軌道は、走行する列車の安全を確保するため、次による設備を有し、かつ、次による分岐器、ガードレールの設置条件を考慮する。

(4) 普通鉄道の軌道（分岐器を含む。）の構造は、次の項目について照査を行い、安全が確認されたものであること。

① 軌道の発生動力及び車重の発生に関する照査

列車走行に伴う車重荷重や繰り返し荷重に対して、軌道構造条件、車両・運搬条件及び軌道状態等を考慮して各軌道部材の発生動力を求め、走行安全性からみた部材の疲労、破壊強度に関する照査を行う。また、急激な左右変位に関する検討は、軌道構造条件及び荷重条件による差異を考慮し、最大荷重によるまくらぎ抵抗力とまくらぎが有する道床抵抗力により、差異発生に対する安全性の照査を行う。

② 軌道の長期安定性に関する照査

列車の繰り返し通過に伴う上下又は左右変位の進行については、軌道構造及び列車荷重条件から求めらるる上下又は左右変位の進行の推定値と車両・運搬条件や保守検入条件ならびに主として走行安全上の保守レベル等から求めらるる上下又は左右変位の進行の許容値との照査を行う。

③ 盛土安定性に関する照査

盛土上に伴うレール軸力増加に対する軌道の盛土安定性の検討を行う。

(2) 特殊軌道の軌道の構造は、次のとおりとする。

- ① 特殊軌道（保線軌道を除く。）の軌道折又は走行路は、列車走行に伴う重大荷重や繰り返し荷重に対して、十分に耐えるものであること。
- ② 特殊軌道（保線軌道を除く。）の軌道折の構造には、岩盤掘削を設けること。
- ③ 新幹線軌道の1000分の50以上のこの配の区間の連続は、コンクリート道床とする。

(3) 無軌条電車以外の軌道における分岐器は、車両の走行装置の構造に適合して、車重を基準又は分岐側に円滑に案内し、通過させることができる線形及び構造を有することとともに、車両重量等による荷重材料に生ずる応力が材料の許容応力度以下であること。

分岐器の設置にあたっては、次の基準に適合するものであること。

① 緩和区間及び線路には、分岐器を設けないものとする。ただし、非線形領域の緩和区間において、運転速度が低く、緩和曲線の曲率及びラングの变化の小さい区間には、分岐器の一部を設けることができる。

② 無道床橋りょうには、分岐器を設けないものとする。ただし、地形上やむを得ない場合であって、列車の安全な走行に支障しないための措置を講じた場合はこの限りでない。

③ 橋りょうの橋台等には、分岐器を設けないものとする。ただし、地形上やむを得ない場合であって、踏踏を強化するための措置を講じた場合はこの限りでない。

(4) 普通鉄道の線路におけるガードレールの設置にあたっては、次のとおりとする。

① 次の式により計算して得た数値が1.2未満となる曲線（貨物列車を除く。）及びその他の脱線のおそれのある箇所には、脱線防止レール又は脱線防止ガード（落石又は積雪の多い箇所その他の脱線防止レール又は脱線防止ガードを設けることが適当でない箇所（以下「落石箇所等」という。）にあつては、安全レール）を設けること。

推定脱線率係数比=限界脱線係数/推定脱線係数

② 無道床橋りょうには、脱線防止レール、脱線防止ガード又は橋上ガードレール（落石箇所等にあつては、橋上ガードレール）を設けること。

③ 高架橋には、脱線防止レール、脱線防止ガード又は安全レール（落石箇所等にあつては、安全レール）を設けること。

④ 交通の頻繁な踏切道には、踏切ガードを設けること。

(5) リニアモーター推進方式の軌道の地上設備は、次の基準に適合するものであること。

① リニアインダクションモーターの1次側設置及び2次側設置（リアクションプレート）は、安全な走行に必要な間隔を保持すること。

② リアクションプレートは、吸引力等に対して十分に安全な構造であり、所要の締結力で締結されていること。

- ③ 地上設備は、動力発生装置の車上設備との間の電磁的作用により、安定した動力を発生する電気回路及び磁気回路を構成することができものであること。
- ④ ③の動力は、車両の重量等に対し十分大きなものであること。

〔解説〕

この条文は、列車の安全運行に直接関係する、一定の整備レベルを前提とした軌道の構造強度、分岐器の設置条件及びガードレールの設置について、定めたものである。

1. 軌道の構造に関する照査

普通鉄道、開業後

1.1 有電軌道の設計に関する基本的な考え方

有電軌道の設計手法については、「鉄道構造物等設計標準」整備の一環として、平成27年7月から「軌道構造の設計に関する学際連携検討委員会」により検討が進められ、その成果は平成29年1月に「鉄道構造物等設計標準—軌道構造（案）」（以下「設計標準」という。）として鉄道事業者に提供されている。

一方、旧国鉄、JRでは、列車荷重により生じるレール及び路盤の作用応力を計算し、それぞれ許容応力度と比較することにより安全性の確認を行い、あわせて極限に対する安全係数も確認してきた。

今回、性能規定では軌道設計の基本的考え方を、また、解釈基準では「部材・軌道の応力度に照らす照査」、軌道の長期安定性に照らす照査、「応風安定性の照査」について規定することを定めた。

実際の軌道設計は、以下に示す第1法（設計標準）又は第2法（車両入線応力照査法）によるものとした。また、軌道構造、輸送条件が単一の編組を有する標準事業者においては、あらかじめ第1法により確認した「設計最高速度」と「設計通過トン数」の互換に対応した標準的な軌道構造を、「表22.2」として示した。

1.2 設計上の荷重条件

応力照査のための荷重条件は、表22.1により行う。部材・軌盤と照風安定性に関しては、各部材の許容応力と設計荷重による発生応力との照査を行うものであり、設計思想としては「許容応力照査法」の考え方に基いているため、基本時には第1法、第2法とも同様である。なお、第1法は、設計手法として列車重量を「最大荷重」と及び「繰り返し荷重」と分け、各応力照査をその双方について行うこととした。

(1) 「最大荷重」に対する照査
対象線区における列車荷重の中で最大の荷重によってもたらされる軌道としての機能を喪失させるような部材や軌盤の破綻に照らす照査

(2) 「繰り返し荷重」に対する照査
対象線区における列車荷重全体の繰り返し荷重によってもたらされる軌道整備や材料交換を必要とするような上下及び応答や部材の疲労、変位に照らす照査

表22.1 設計のための照査と荷重条件

検討項目	荷重条件			
	上下方向荷重 最大荷重	列車荷重		追従荷重 縦方向荷重
		左右方向荷重 最大荷重	繰返荷重	
a 部材・軌盤の発生応力	レール レール締結装置 スクリュー PCまくらぎ 路盤	(C) (C) (C)	(C) (C)	(C)
b 軌道の周期的安定性	軌盤 上下変位 左右変位		(C)	(C)
c 照風安定性				(C)

注) ()内は、表22.2の設計手法のみに適用。

1.3 具体的な設計手法

軌道構造の決定にあたっては、当該線区の軌道種、高度種別、荷重条件を勘案して、その妥当性を検討する。具体的な照査は、前述したように以下の3つの観点で行うこととする。

- ① 部材・軌盤の発生応力に照らす照査（基本時には第2法（照査法）も同様）
- ② 軌道の長期安定性に照らす照査
- ③ 照風安定性に照らす照査（基本時には第2法（照査法）も同様）

ここで、3種類の軌道構造の妥当性について照査する例を以下に記述する。

(注) ③種類の応力等照査について適用した標準条件に対する標準的な軌道構造の考え方を、「参考2」の項で示した。

1.4 第1法による手法

(1) 軌桁・軌底の垂直応力に関する照査

① 著大荷重に対する照査

a. レール曲げ応力に関する照査

著大荷重に対するレール曲げ応力を求め、以下の手順により得られる許容応力に於ける照査を行う。その手順は、次のとおりである。

- (a) 長短断面度及び疲労強度より耐久照査率を求める。
- (b) 残留応力を考慮する。
- (c) 定尺レール、ロングレール類に温度応力を考慮する。
- (d) 耐久照査率から疲労に対する許容応力を求める。
- (e) 積圧による応力増加分を考慮する。
- (f) 軌底に許される応力を求め、0.8を乗じ、許容応力とする。

【計算例】 レール曲げ応力に関する照査

(1) 軌道構造：50N、S型連続装置、3号PCまくらぎ9本、道床厚100mm、ロングレール

(2) 線形条件：半径 R=600m、カント C=100mm

(3) 車時条件：積重 $W_0=16t$ 、有効重心高さ 1.5m ($H_g^*=1.25 \times 1.5=1.875$)

速度 $V=100km/h$

(4) 著大荷重の算出

著大荷重の算定は、式(23.11)及び式(23.3)による。

a. 積重定常分 P_{sa}

a) 外軌定常積重 P_{sa} :

$$P_{sa} = \frac{P_g}{2} \left(1 + \frac{(V/13.6)^2 C}{gR} \right) + \frac{H_g^*}{G/2} \left(\frac{(V/13.6)^2 C}{gR} - C \right) \quad (23.3)$$

$$= \frac{10 \cdot 9.8}{2} \left(1 + \frac{(100/13.6)^2 \cdot 0.105}{9.8 \cdot 600 \cdot 1.067} \right) + \frac{1.875}{1.067/2} \left(\frac{(100/13.6)^2 \cdot 0.105}{9.8 \cdot 600 \cdot 1.067} - 0.105 \right) = 55.3(4N)$$

b) 内軌定常積重 P_{si} :

$$P_{si} = \frac{P_g}{2} \left(1 - \frac{(V/13.6)^2 C}{gR} \right) - \frac{H_g^*}{G/2} \left(\frac{(V/13.6)^2 C}{gR} - C \right) \quad (23.3)$$

$$= \frac{10 \cdot 9.8}{2} \left(1 - \frac{(100/13.6)^2 \cdot 0.105}{9.8 \cdot 600 \cdot 1.067} \right) - \frac{1.875}{1.067/2} \left(\frac{(100/13.6)^2 \cdot 0.105}{9.8 \cdot 600 \cdot 1.067} - 0.105 \right) = 44.0(4N)$$

b. 積重変動分 ΔP

積重変動の算定は、式(23.3)及び式(23.4)による。

ロングレール \Rightarrow 連続装置中 $j=1+0.3V/100=1.3$

a) 外軌積重変動分: ΔP_e

$$\Delta P_e = 3 \times \{0.5 \times P_{sa} \times (j-1)\} = 3 \times \{0.5 \times 55.3 \times (1.3-1)\} = 24.9(4N) \quad (23.5)$$

b) 内軌積重変動分: ΔP_i

$$\Delta P_i = 3 \times \{0.5 \times P_{si} \times (j-1)\} = 3 \times \{0.5 \times 44.0 \times (1.3-1)\} = 19.8(4N) \quad (23.6)$$

c. 著大積重 (①+②) P_{sa}

著大積重の算定は、式(23.5)及び式(23.6)による。

$$a) \text{ 外軌著大積重: } F_{sa} = 55.3 + 24.9 = 80.2(4N) \quad (23.7)$$

$$b) \text{ 内軌著大積重: } P_{si} = 44.0 + 19.8 = 63.8(4N) \quad (23.8)$$

(5) レール曲げ応力の算出

レール曲げ応力の算定は、式(23.7)～式(23.10)による。

a. 平均緊張圧力変動係数 S_p

PCまくらぎ まくらぎ道床厚 $B=0.24m$ 、まくらぎ道床削長さ $L=3m$

道床厚 $h_p=0.2m$ 、カント $C=0.105m$

$$\text{外軌側 } S_{pa} = \{B + (h_p + C - 0.15) \times 2\} \times \{L + (h_p + C - 0.15) \times 2\} \quad (23.9)$$

$$= \{0.24 + (0.2 + 0.105 - 0.15) \times 2\} \times \{2 + (0.2 + 0.105 - 0.15) \times 2\} = 1.27(m^2)$$

$$\text{内軌側 } S_{pi} = \{B + (h_p - 0.15) \times 2\} \times \{L + (h_p - 0.15) \times 2\} \quad (23.10)$$

$$= \{0.24 + (0.2 - 0.15) \times 2\} \times \{2 + (0.2 - 0.15) \times 2\} = 0.71(m^2)$$

b. 著大積重係数 D_p (一般的な係数: $K_p=7(NM/m^2)$)

$$\text{外軌側 } D_{pa} = K_p \times S_{pa} / 2.2 = 70 \times 1.27 / 2.2 = 40.4(4N/m) \quad (23.11)$$

$$\text{内軌側 } D_{pi} = K_p \times S_{pi} / 2.2 = 70 \times 0.71 / 2.2 = 22.5(4N/m) \quad (23.12)$$

c. レール支点間係数 D_w

軌道パッキンの係数 $D_{pi}=110(N/m)$ 、道床間係数 $D_b=300(N/m)$

$$\text{外軌側 } D_{wa} = 1 / (1/D_{pi} + 1/D_b + 1/D_{sa}) \quad (23.13)$$

$$= 1 / (1/110 + 1/200 + 1/40.4) = 25.8(4N/m)$$

$$\text{内軌側 } D_{wi} = 1 / (1/D_{pi} + 1/D_b + 1/D_{si}) \quad (23.14)$$

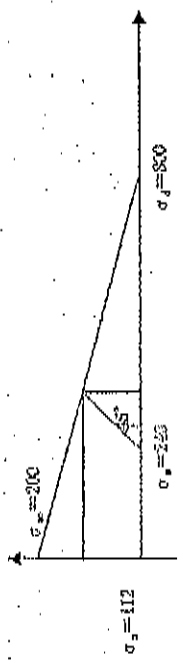
$$= 1 / (1/110 + 1/200 + 1/22.5) = 17.2(4N/m)$$

d. 単位支持長さ係数 k (まくらさ調整) $a=25/39=0.64(\text{m})$ (23.13)
 外軌側 $k_g = D_w/a = 25.5/0.64 = 40.3 (\text{MN/m}^2)$
 内軌側 $k_i = D_w/a = 17.2/0.64 = 26.9 (\text{MN/m}^2)$ (23.14)

e. レール曲げモーメント M_g
 SIN レール垂直曲げ剛さ $EI_x = 4.116 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{m}^2$
 外軌側 $M_{g0} = \frac{P_{g0}}{\sqrt{k_g/4EI_x}} = \frac{80.2}{\sqrt{40.3/(4 \times 4.116)}} = 16.0 (23.15)$
 内軌側 $M_{gi} = \frac{P_{gi}}{\sqrt{k_i/4EI_x}} = \frac{63.8}{\sqrt{26.9/(4 \times 4.116)}} = 14.1 (23.16)$

f. レール曲げ発生応力 M_g
 50N レール断面係数 $D_x = 2.739 \times 10^4 (\text{cm}^3)$
 外軌側 $M_{g0} = 0.001 \times (0.64/D_x) = 0.001 \times 16.9/0.002739 = 58.4 (\text{MPa})$ (23.17)
 内軌側 $M_{gi} = 0.001 \times (0.64/D_x) = 0.001 \times 14.1/0.002739 = 51.5 (\text{MPa})$ (23.18)

g. レール曲げ許容応力の算出
 レール疲労限度 (片振動) $\sigma_{fs} = 200 (\text{MPa})$ (定数)
 レール破断限度 (引張強度) $\sigma_b = 300 (\text{MPa})$ (50N)
 初張応力 $\sigma_0 = 120 (\text{張替高力}) + 120 (\text{調整高力}) = 240 (\text{MPa})$ (ロング) (23.19)
 耐久限度算出より、レール疲労限度 (片振動) $\sigma_{fs} = 112 (\text{MPa})$



レール曲げ許容応力 $\sigma_p = (\sigma \times 2 - \text{調整圧による応力}) \times 0.8 = 131.2 (\text{MPa})$ (23.20)

⑦ 照査
 $M_{g0} = 58.4, M_{gi} = 51.5 < \sigma_p = 131.2$ のため安全

b. PCまくらさのひび割れに関する照査
 PCまくらさのひび割れについては、著大荷重による以下の手順で発生応力を求め、許容応力との照査を行う。

- (a) 道床反力を考慮する。
- (b) 有効ブレストレストレスから荷重による許容応力を求める。

c. 疲労強度に関する照査
 (a) 発生応力に拠する照査は、発生許容支持力と設計荷重から算出される発生圧力により、式(23.21)で照査する。

$$P_{max} \leq q_s \quad (23.21)$$

ここで、

P_{max} : 平均発生圧力
 q_s : 発生許容支持力

(b) 発生許容支持力係数は、土壌構造以外の材料により発生を橋渡する場合には、(a) 項と同等の照査を行うこととする。

d. 急激な左右変位の発生に関する照査

(a) 急激な左右変位に対する安全性の照査は、軌道構造条件および荷重条件による差異を考慮して、著大荷重によるまくらさ横圧力とまくらさ荷重による道床横圧力により照査することとす。

(b) (a) 項によらない場合、設計発生応力の照査式を満足する方法により照査してもよい。

【計算例】 急激な左右変位の発生に関する照査

急激な左右変位の発生に関する照査は、式(23.22)により行う。

$$\frac{Q_{d1} - Q_{d2}}{80 + \mu P_{10}} < 0.85 \quad (23.22)$$

ここで、

Q_{d1} : 外軌側レール横圧力
 Q_{d2} : 内軌側レール横圧力
 μ : 無軌荷時の道床横圧抵抗力
 P_{10} : まくらさ道床間摩擦係数
 P_{max} : 内軌側のレール圧力の

- (1) 軌道半径: 50N, 5型枕形線路, 5号P Cまくらぎ39枚, 道床厚200mm, ロングレール
- (2) 線形条件: 半径 R=600m, サント C=165mm
- (3) 転写条件: 軸重 $W_r=10t$, 有効重心高さ 1.5m ($H_g=1.25 \times 1.5=1.875$)

速度 $V=100\text{km/h}$

(4) 道床横断力の算出
 定常軌道力の算定は、式(23.23)及び式(23.24)による。

道床横断力 (まくらぎ1本あたり) G_0
 係数 $a=0.75$, $b=25$, $c=1.8$ (砕石, P C)

まくらぎ上座重 $W_u=O_w+F_w \div S_w=64.5 \div 21.0+160=245.5(\text{kg})$ (23.23)

50N: レール重量 $50.4(\text{kg})$ まくらぎ1本あたり $O_r=50.4 \times 0.64 \times 2=64.5(\text{kg})$

5型枕: 枕形重量 (1組) $F_w=21.0(\text{kg})$

P C 3号: $S_w=160(\text{kg})$

道床の単位容積重量: $\gamma B=17.0(\text{kN/m}^3)$

まくらぎ上面の上辺回りの断面一次モーメント: $a_1=3.44 \times 10^3(\text{cm}^3)$

まくらぎ側面の上辺回りの断面一次モーメント: $g_1=5.01 \times 10^3(\text{cm}^3)$

$$g_0=a \times W_u \times 0.01 + b \cdot r \cdot B \cdot g_1 + c \cdot B \cdot g_2$$

$$=0.75 \times 246 \times 0.01 + 25 \times 17.0 \times 1.8 \times 10^3 + 1.8 \times 17.0 \times 5.01 \times 10^3=55.5(\text{kN})$$
 (23.24)

(5) 上下方向荷重の算出
 上下方向の荷重算定は、式(23.25)及び式(23.26)による。

a. 定常軌道力 P_{st}
 レール曲げ応力での許算値より, $P_{st}=55.5(\text{kN})$, $P_{st}=44.0(\text{kN})$

b. レール座力 P_{ra}
 等弾性変位座モデルにより計算

レール坐り応力での計算例より, $k_0=40.3$ (kN/cm^2), $k_1=26.9$ (kN/cm^2)

50N レール垂直座面傾き $\alpha=4.116$ (rad)

まくらぎ間隔 $a=25/39=0.64$ (m)

外軌側 P_{ra}

$$P_{ra} = P_{st} \times \left(1 - \cos \left(\sqrt{\frac{k_0}{4EI_x}} \times \frac{l}{2} \right) \right) / \exp \left(\sqrt{\frac{k_1}{4EI_x}} \times \frac{l}{2} \right)$$

$$= 55.5 \times \left(1 - \cos \left(\sqrt{\frac{40.3}{4 \times 4.116}} \times \frac{1}{2} \times 0.64 \right) \right) / \exp \left(\sqrt{\frac{26.9}{4 \times 4.116}} \times \frac{1}{2} \times 0.64 \right) = 21.2(\text{kN})$$
 (23.25)

内軌側 P_{ra}

$$P_{ra} = P_{st} \times \left(1 - \cos \left(\sqrt{\frac{k_0}{4EI_x}} \times \frac{l}{2} \right) \right) / \exp \left(\sqrt{\frac{k_1}{4EI_x}} \times \frac{l}{2} \right)$$

$$= 44.0 \times \left(1 - \cos \left(\sqrt{\frac{26.9}{4 \times 4.116}} \times \frac{1}{2} \times 0.64 \right) \right) / \exp \left(\sqrt{\frac{40.3}{4 \times 4.116}} \times \frac{1}{2} \times 0.64 \right) = 15.3(\text{kN})$$
 (23.26)

$$\therefore P_{ra} = P_{ra} + P_{ra} = 21.2 + 15.3 = 36.5(\text{kN})$$

(6) 左右方向荷重の算出
 左右方向の荷重算定は、式(23.27)~式(23.29)による。

a. 定常軌道力 Q_{st} , Q_{ra}

内軌側 $Q_{st} = \alpha P_{st} = 175/600 \times 44.0 = 12.8(\text{kN})$ (23.27)

外軌側 $Q_{st} = Q_{ra} + W_{cst} \left(\frac{V/3.6}{GR} \right)^2 \frac{C}{G}$

$$= 12.8 + 10 \times 9.8 \times \left(\frac{100/3.6}{9.8 \times 600} \right)^2 \frac{0.105}{1.067} = 16.5(\text{kN})$$
 (23.27)

b. 横断変位分 ΔQ_{ra} (外軌側のみに変位)

左右軌全振幅安全限度 $\sigma_{abr} = 3.00$ (mm)

$\Delta Q_{ra} = 2 \times W_{ra} \times \sigma_{abr} = 2 \times W_{ra} \times (0.25 \times 12 \times 15) = 10.0(\text{kN})$ (23.28)

c. 横断変位分

ロングレール $\Rightarrow 0$ (kN)

d. 著大横圧 Q_{ra}

外軌側 $Q_{ra} = Q_{st} + 3 \times \Delta Q_{ra} = 16.0 + 3 \times 10.0 = 46.0(\text{kN})$ (23.30)

内軌側 $Q_{ra} = Q_{st} = 12.8(\text{kN})$ (23.31)

e. レール座圧力 Q_{ra} , Q_{ra}

等弾性変位座モデルにより計算

5型枕: 線形係ばね定数 $95(\text{kN/mm})$

線形垂直座ばね定数 $k_1=95/0.64=148$ (kN/mm^2)

まくらぎ/道床間摩擦係数 $\mu=0.65$ (定数)

軌道側の道床抵抗力 $g_1 = g_0 + \mu(P_{ra} + P_{ra}) = 5.07 + 0.65 \times 36.5 = 28.8(\text{kN})$ (23.32)

- (d) 締結ばね及び締結ボルトの項張締結応力を考慮する。
- (e) 締結ばねの耐久限度超過の第2次応力限度及び第2へたり限度から荷重に対する締結ばねの許容応力を求める。
- (f) 締結ボルトの耐久限度超過図の疲労強度及び降伏限度から荷重に対する締結ボルトの許容応力を求める。

g. 大きくの押出しに対する照査
 大きくの押出しに対しては最大荷重による発生レール弾圧力と、以下の諸数値を求め、次式により照査を行う。

- (a) 発生するまくらぎにおける大きくの限界押出し力を求める。
- (b) 使用するまくらぎとレールとの間の摩擦係数を求める。
- (c) 外軌側レール圧力を求める。

$$Q_{11} < q \cdot P_{11} + S_1$$

ここで、

Q_{11} : 外軌側レール弾圧力

P_{11} : 外軌側レール圧力

S_1 : 大きくの限界押出し力

q : レール/まくらぎ間摩擦係数

h. 大きくの板上起りに対する照査
 大きくの板上起りに対しては最大荷重によるレール小返り角と、以下の諸数値を求め、式(23.37)により照査を行う。

- (a) 使用するまくらぎにおける大きくの板上起り限度を求める。
- (b) 使用するまくらぎの圧縮係数を求める。
- (c) 外軌側レール圧力を求める。

(ア) タイプレールなしの場合

$$g < (\delta_{12} + P_{11}/D_{12}) / (b_2/2)$$

ここで、

g : レール小返り角

δ_{12} : 大きくの板上起り限度

D_{12} : まくらぎの圧縮係数

b_2 : レール幅

(イ) タイプレールありの場合

$$g < (\delta_{12} + P_{11}/D_{12}') / b_3$$

逆所構ばね係数: $K_b = g_1 = 28.80 \text{ MN/mm}$
 逆所車台支持ばね係数: $k_2 = 28.8 / 0.64 / 2 = 22.50 \text{ MN/mm}^2$
 レール振台剛性: $B_{1y} = 0.6702 \text{ MN}\cdot\text{m}^2$

$$\phi = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{k_1}{4E_1}} \quad \phi_1 = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{k_1 k_2}{4E_1 (k_1 + k_2)}}$$

$$Q_{12} = \frac{1}{2} \{ (Q_{12} - Q_{22}) \lambda_1 - e^{-\phi_1} \cos \phi_1 \} + (Q_{22} + Q_{22}) \lambda_1 - e^{-\phi_1} \cos \phi_1 \} = 29.6 \text{ (kN)} \quad (23.33)$$

$$Q_{22} = -\frac{1}{2} \{ (Q_{12} - Q_{22}) \lambda_1 - e^{-\phi_1} \cos \phi_1 \} - (Q_{22} + Q_{22}) \lambda_1 - e^{-\phi_1} \cos \phi_1 \} = 13.4 \text{ (kN)} \quad (23.34)$$

(7) 照査

照査は、式(23.33)及び式(23.34)による。

$$\frac{Q_{12} - Q_{22}}{80 + 4P_{12}} = \frac{29.6 - 13.4}{1.07 + 0.65 \times 36.5} = 0.56 < 0.85 \quad \text{のため安全} \quad (23.35)$$

$$\frac{Q_{22} - Q_{21}}{10 + 0.35(P_{22} + P_{21})} = \frac{46.0 - 12.8}{10.0 + 0.35 \times (55.3 + 44.0)} = 0.74 < 0.85 \quad \text{のため安全} \quad (23.36)$$

e. レール締結部係数係数領域に対する照査
 最大荷重によるレール締結部係数係数領域、すなわち締結ばね、ばね受台または受台等の発生応力を求め、以下の手順による許容応力との照査を行う。

- (a) 真鍮締結部、疲労強度、降伏限度、降伏限度および降伏限度より締結ばねの耐久限度図を求める。
- (b) 締結ばねおよびばね受台または受台等の発生応力と降伏限度より締結ばねの耐久限度図を求める。
- (c) 耐久限度超過図の第2次応力限度及び第2へたり限度から荷重に対する許容応力を求める。
- (d) ばね受台または受台等の支持係数を求め、この1/2を許容応力とする。

f. レール締結部係数領域に対する照査
 最大荷重によるレール拘束部、すなわちレールの小返りに発生する締結ばね、締結ボルトおよび受台等の発生応力または作用力を求め、以下の手順による許容応力または許容荷重との照査を行う。

- (a) 真鍮締結部、疲労強度、降伏限度、降伏限度および降伏限度より締結ばねの耐久限度図を求める。
- (b) 締結ばねの降伏限度、降伏限度および降伏限度から締結ボルトの耐久限度図を求める。
- (c) 締結部の掛け上げり限界荷重を求め、これに1/4を乗じて許容荷重とする。

ここで、

$$D_{ij} = D_{ij}' = D_{ij} \cdot b_j' : b_j$$

$$b_j' : \text{タイプレートの拡張係数}$$

⑤ 繰り返し荷重に関する定数

a. レール荷重差による延長部の破損に対する定数
 レール荷重差による延長部の破損については、荷重差 σ_{21} についてのみ行い、繰り返し荷重による発生応力を求め、以下の手順による許容応力との定数を算出する。

- (a) 異形断面、疲労強度、時間強度、弾性限度および材料強度より算出される永久変位線図を求め、
- (b) 荷重差 σ_{21} による応力集中係数を考慮する、
- (c) 永久変位線図の第1級変位 σ_{21} 及び第1〜n回までの荷重に対する許容応力を求める。

b. レール荷重差による延長部の破損に対する定数
 レール荷重差による延長部の破損については、荷重差 σ_{21} についてのみ行い、繰り返しによる発生応力を求め、以下の手順による許容応力との定数を算出する。

- (a) 異形断面、疲労強度、時間強度、弾性限度および材料強度より算出される永久変位線図を求め、
- (b) 荷重差 σ_{21} による応力集中係数を考慮する、
- (c) 荷重差 σ_{21} による永久変位線図の第1級変位 σ_{21} 及び第1〜n回までの荷重に対する許容応力 σ_{21} を求める。

c. 軌道パッドに関する定数

(1) 軌道パッドの材質を決定後、通常発生する平均荷重による軌道パッドの平均および最大圧縮応力、平均ひずみを求め、以下の表と照らし合わせる。

(ア) 平均圧縮応力	2.0MPa
(イ) 最大圧縮応力 (弾性)	4.0MPa
(ウ) 平均ひずみ	10.0%

(2) 軌道の長期安定性に関する調査

① 新設上下変位の算出方法

3. 保守作業後の軌道位置の算出

$$\sigma_{21} = G_{21} \times \sigma_{21} \quad (23.38)$$

ここで、

σ_{21} : 上下変位線図の保守下限
 G_{21} : 保守作業後の上下変位線図 (作業種類別 (MT・TT) と製造精度 (ロング・短尺) に依存する係数)
 σ_{21} : 上下変位線図の保守上限

b. 上下変位線図の保守上限の算出

$$\sigma_{21} = \sigma_{21} + c_y \times \sigma_{21} \quad (23.39)$$

ここで、

c_y : 上下変位線図の保守上限に対する上下変位線図の係数
 保守条件①の場合、上下変位線図2.5mm以下
 保守条件②の場合、上下変位線図4.0mm以下
 c_y : 上下変位線図の係数 (0 ≤ c_y ≤ 1)
 保守条件①の場合、 $c_y = 0.3$
 保守条件②の場合、 $c_y = 0.0$

σ_{21} : 上下変位線図の発生量

$$\sigma_{21} = \sigma_{21} - \sigma_{21} = \sigma_{21} - G_{21} \times \sigma_{21}$$

$$\therefore \sigma_{21} = \sigma_{21} / (1 - c_y \times (1 - G_{21})) \quad (23.40)$$

c. 新設上下変位の算出

$$\Delta \sigma_{21} = (\sigma_{21} - \sigma_{21}) / T = (\sigma_{21} \times (1 - G_{21})) / ((1 - c_y \times (1 - G_{21})) / T) \quad (23.41)$$

ここで、

T : 保守周期
 保守周期=許容上下変位/推定上下変位 全線必要保守量=1/保守周期
 全線必要保守量=1/保守周期

【計算例①】

- (1) 計算条件
 ① 軌道条件 PCまくりらぎ39本25m, 50N定尺、砕石道床65mm
 ② 列車速度 V=120km/h
 ③ 車両軸重係数(空気ハネ車両) $k_2=0.001$
 ④ 全振程上下動の安全突度 $a_{ms}=4.0\text{mm}/g^2$
 ⑤ 全振程上下動の乗り心地目盛 $a_{ms}=2.5\text{mm}/g^2$ (5.47mm)
 ⑥ 保守後の上下変位係数 $C_y=0.4$
 ⑦ 上下動の乗り心地目盛超過率 $C_y=0.3$
 ⑧ 保守期間 T=1(年)

(2) 計算結果

① 上下変位係数標準の保守上限 $\sigma_{st} = \sigma_{st} / (1 - C_y) \times (1 - G_y)$
 $= 3.47 / (1 - 0.3) \times (1 - 0.4) = 4.23(\text{mm})$
 ② 上下変位係数標準の保守下限 $\sigma_{st} = G_y \times \sigma_{st}$
 $= 0.4 \times 4.23 = 1.69(\text{mm})$
 ③ 許容上下変位 $\Delta \sigma_{st} = \sigma_{st} - \sigma_{st} = 4.23 - 1.69 = 2.54(\text{mm}/\text{年})$

【計算例②(プログラム適用による。)】

各線区グレード(全線幹線、運送幹線、ローカル線)毎に、次の計算条件を設定し、各線別①と②に算定した結果を以下に示す。

- (1) 計算条件
 ① 高速幹線
 a 通過列車数: 3,000万 t
 b 車両条件: 列車最高速度130km/h, 車両重量40 t
 c 軌道条件: PCまくりらぎ44本25m, 60kgロングレール, 砕石道床250mm (構造係数0.54)
 ② 運送幹線
 a 通過列車数: 3,000万 t
 b 車両条件: 列車最高速度110km/h, 車両重量35 t
 c 軌道条件: PCまくりらぎ39本25m, 50Nロングレール, 砕石道床250mm (構造係数0.96)
 ③ ローカル線
 a 通過列車数: 10万 t
 b 車両条件: 列車最高速度70km/h, 車両重量22 t
 c 軌道条件: PCまくりらぎ34本25m, 37kg定尺レール, 砕石道床150mm (構造係数4.56)

④ 各条件の通項目

- a 算定計算内容: 上下変位のみの、動的荷重は既設面率率により計算
 b 計算モデル: 等弾性連続梁モデル
 c 車重条件: 重心高さ1.5m, 空気はね
 d 軌道条件: 全線幹線、運送幹線、ローカル線
 e 保守条件: ① 上下動乗り心地目盛2.5mm, 乗り心地目盛超過率0.3, MTTによる保守
 ② 上下動乗り心地目盛4.0mm, 乗り心地目盛超過率0.0, MTTによる保守

(2) 計算結果

計算の結果、以下のように保守周期は1年以内の場合も通常考えられるよりも短いことから、想定した軌道構造は妥当と判断できる。

C 上下変位と保守関係

線区グレード	推定上下変位 (mm/年)	許容上下変位 (mm/年)	保守周期 (年)	全線必要保守量 (mm/年)
高速幹線	0.61	2.84 (2.59)	4.7 (5.9)	0.21 (0.17)
運送幹線	0.63	3.36 (4.24)	5.4 (6.8)	0.19 (0.16)
ローカル線	0.19	4.36 (5.71)	32.4 (42.6)	0.33 (0.22)

(注) () 内は全線率のみを算定した値を示す。

② 許容左右変位の算出方法

a. 目標保守レベルの概定

1) 安全突度

$$\sigma_{st} = \frac{C_y \cdot \sigma}{G} (1 + \sigma)$$

ここで、

- σ_{st} : 左定常加速速度(m/s²)
- g : 重力加速度(m/s²)
- C_y : カント不足量(mm)
- G : 軌道係数
- σ : 車体振動係数(車両のばね系の影響を数値係数、通常は0.2~0.3)

全振程上下動の安全突度

$a_{ms} \leq 0.80\text{mm}/g^2$ の場合 $\sigma_{st} = 3.0\text{mm}/g^2$
 $a_{ms} > 0.80\text{mm}/g^2$ の場合 $\sigma_{st} = 4.2 - 2 \times \sigma_{st}$

2) 乗り心地係数

全振幅左右動の乗り心地係数

$\sigma_{11} \leq 0.60 \text{ m/s}^2$ の場合 $\sigma_{11} = 2.1 \text{ km/s}^2$

$\sigma_{11} > 0.60 \text{ m/s}^2$ の場合 $\sigma_{11} = 3.2 - 2 \times \sigma_{11}$ (23.43)

3) 左右動と左右歪の関係

$\sigma_{20} = k_1 \cdot \sigma_1 \cdot V$ (23.44)

ここで、

σ_{20} : 左右動標準偏差(m/s^2)

k_1 : 左右動に対する車体減衰係数

σ_1 : 左右動位相振幅(mm)

V : 列車速度(km/h)

$\sigma_1 = 6 \sigma_{20}$ (全振幅見大値=6×標準偏差) より、 $\sigma_2 = \sigma_1 \sqrt{(6 k_2 \cdot V)}$

b. 保守作業後の軌道状態の算出

$\sigma_{20} = G_{11} \times \sigma_{20}$

ここで、

σ_{20} : 左右動標準偏差の保守下限

G_{11} : 保守作業後の左右動位相振幅

(作業種別 (MT・TT) と軌道構造 (ロング・短尺) に依存する係数)

作業種別	ロング区間	短尺区間
MTT (マルチ作業)	0.4	0.5
TT (単作業)	0.6	0.7

σ_{20} : 左右動標準偏差の保守上限

c. 左右動標準偏差の保守上限の算出

$\sigma_{20} = \sigma_{20} + C_1 \times \sigma_{20}$ (23.45)

ここで、

σ_{20} : 左右動標準偏差の保守下限

C_1 : 左右動乗り心地係数 (0 ≤ C_1 ≤ 1)

σ_{20} : 左右動標準偏差の改善量

$\sigma_{20} = \sigma_{20} + C_1 \times \sigma_{20}$

$\therefore \sigma_{20} = \sigma_{20} / (1 - C_1 \times (1 - G_{11}))$

d. 新築左右動位の算出

$\Delta \sigma_{20} = (\sigma_{20} - \sigma_{20}) / T = (\sigma_{20} \times (1 - G_{11})) / (1 - C_1 \times (1 - G_{11})) / T$ (23.46)

ここで、

T : 保守周期

保守周期=新築左右動位/指定左右動位

全築必要保守量=1/保守周期

【計算例 ①】

0号新左右動位の算出

(1) 計算条件

① 列車速度 $V = 86 \text{ km/h}$

② 軌道構造 (短尺) 減衰係数 $k_1 = 0.001$

③ 半径 $R = 400 \text{ m}$

④ 固定ポイント $C_0 = 105 \text{ mm}$ → カント不足量 $C_0 = 65 \text{ mm}$; 左右動標準偏差 $\sigma_1 = 0.72 \text{ m/s}^2$

⑤ 全振幅左右動の安全係数 $\sigma_{20} = 4.2 - 2 \times 0.72 = 2.76 \text{ m/s}^2$

⑥ 全振幅左右動の乗り心地係数 $\sigma_{20} = 3.2 - 2 \times 0.72 = 1.76 \text{ m/s}^2$

⑦ 左右動乗り心地目標に対する左右動標準偏差 $\sigma_{20} = 1.76 / (6 \times 0.001 \times 90) = 3.26 \text{ mm}$

⑧ 保守後の左右動位相振幅 (MTT, ロングレール); $G_{11} = 0.4$

⑨ 左右動位の乗り心地目標超過率 $C_2 = 0.3$

⑩ 保守周期 $T = 1$ (年)

(2) 計算結果

① 左右動標準偏差の保守上限 $\sigma_{20} = \sigma_{20} \sqrt{(1 - C_2 \times (1 - G_{11}))}$
 $= 3.26 / [1 - 0.3 \times (1 - 0.4)] = 3.98 \text{ (mm)}$

② 左右動標準偏差の保守下限 $\sigma_{20} = G_{11} \times \sigma_{20}$
 $= 0.4 \times 3.98 = 1.59 \text{ (mm)}$

③ 新築左右動位 $\Delta \sigma_{20} = (\sigma_{20} - \sigma_{20}) / T = (3.98 - 1.59) / 1 = 2.39 \text{ (mm/年)}$

(2) ②を定式に換する要算 (第1項、第2項とも共通)

軌道の経路法則については、次の式により算定する。

$$R \geq R_0 \text{ の場合} \\ P_0 = 3.63 J^{0.25} g^{0.55} N_j^{0.25} \quad (23.47)$$

$$R < R_0 \text{ の場合} \\ P_0 = 3.81 J^{0.25} g^{0.55} N_j^{0.25} - 20.2 J^{0.25} N_j^{0.25} / R \quad (23.48)$$

ここで、

- $R_0 = 117.2 J^{0.15} N_j^{0.55} / g^{0.55}$
- P_0 : 各線区間の経路法則による軌道経路法則
- J : レールの長半径
- g : 道床積載能力
- T : 道床抵抗係数
- N_j : 軌きようの曲げ剛さ
- R : 道床半径

【計算例】

① ロングレール区間の安全度
 軌道構造以下の条件で、設置温度が20°Cでレール温度が60°Cに達したときの安全度を求める計算式を示す。

- ① 軌道構造条件: 60kgレール、直線、道床積載能力68g/cm
- ② 最低道床強度

$$P_0 = 3.63 J^{0.25} g^{0.55} N_j^{0.25}$$

ここで、

- J : レールの曲率半径 (cm)
- g : 道床積載能力 (kg/cm)
- N_j : 軌きよう剛さ (t)

③ ロングレールの安全度

安全度 = 最低道床強度 / 発生軸力

上記の②及び③より、①の軌道構造条件について算定すると、最低道床強度は、

$$P_0 = 3.63 \cdot 512^{0.25} \cdot 6^{0.55} \cdot 1.059^{0.25} = 103 \text{ t}$$

【計算例② (プログラム使用による)】

○ 推定左右変位と許容左右変位による保守周期の検討
 各線区(レール、道床、道床強度、道床抵抗) 毎に、次の計算条件を設定し、計算例

- ① ①と同様に算定した結果を以下に示す。
- (1) 計算条件
 - ① 列車重量: 3,000 t
 - ② 通過速度: 40 km/h
 - ③ 道床強度: P.Cまぐらぎ6号9型41本25m、60kgロングレール、砕石道床50mm
- (2) 道床強度
 - a 通過速度: 40 km/h
 - b 車軸条件: 曲線通過速度 R=400m、500km/h、車軸重量40 t
 - c 軌道構造: P.Cまぐらぎ6号9型59本25m、50Nロングレール、砕石道床55mm
- (3) ローカル線
 - a 通過速度: 100 km/h
 - b 車軸条件: 曲線通過速度 R=400m、700km/h、車軸重量32 t
 - c 軌道構造: P.Cまぐらぎ34本25m、37kg短尺レール、多利道床150mm

- ④ 各条件項目
 - a 設計計算条件: 左右変位のみ、動的軸重は速度依存率により算定
 - b 計算モデル: 等弾性連続支承モデル
 - c 車軸条件: 重心荷重1.5m、空知はね
 - d 軌道構造: 固定変位30種は70kN/m
 - e 保守条件: 重心項目変位率0.3、MTTによる保守

(2) 計算結果
 計算の結果、以下のように保守周期は許容変位の場合も通常考えられるよりも長いことから、想定した軌道構造は妥当と判断できる。

○ 左右変位と保守周期

線区(レール)	推定左右変位 (mm/年)	許容左右変位 (mm/年)	保守周期 (年)	全線必要保守量 (回/年)
高速線	0.28	2.39	8.4	0.12
道床線	0.22	3.05	10.5	0.10
ローカル線	0.04	2.80	74.6	0.01

発生軸力 (P)

$$P = EA\beta (t_{max} - (S - S_0) / \beta L) + \gamma L / 4$$

$$= 1.89 \times (60 - (0.513 \times 25 - 7.1) / 0.00114 \times 25) = 74.3 \text{ t}$$

③ 最低圧縮強度の算定方法
最低圧縮強度 P_c は、以下の簡略式で算出する。

$$R \geq R_c \text{ の場合}$$

$$P_c = 3.63 \text{ J}^{0.65} (\alpha \text{ g})^{0.55} \text{ N} / \text{cm}^2$$

$R < R_c$ の場合

$$P_c = 3.81 \text{ J}^{0.65} (\alpha \text{ g})^{0.55} \text{ N} / \text{cm}^2 - (20.2 \text{ J}^{0.65} \text{ N} / \text{cm}^2) / R$$

$$R_c = 12.2 \text{ J}^{0.65} \text{ N} / \text{cm}^2 / (\alpha \text{ g})^{0.55}$$

道床様抵抗が55cm、60kgレール、曲線半径50mの木マクラチゴ区間の最低圧縮強度 P_c を求める。

$$60 \text{ kgレールのレール弾力性は、} 512 \text{ J}^{0.65}$$

$$R_c = 12.2 \times 512^{0.65} / 3^{0.55} = 78.7 \text{ J}$$

$$500 \text{ m} < 78.7 \text{ m} \text{ より、}$$

$$P_c = 3.81 \times 512^{0.65} \times 3^{0.55} - (20.2 \times 512^{0.65}) / 500 = 69.3 \text{ t}$$

④ 安全度

この弾速降下の条件では、安全度は $\alpha = 69.3 / 74.3 = 0.93$ となる。このように、最低圧縮強度から安全度が求められる。

1.5 第2法による平法

(1) 部材・軸荷の発生応力に関する調査

① レールの作用応力

レールの作用応力 (σ) は、式(23.49)により計算し、各材料の許容応力以内であることを確認する。

$$\sigma = (1 + \alpha \cdot V / 100) M / Z \leq \sigma_c \quad (23.49)$$

ここで、

$$M = 2M_1 \text{ (レールの曲げモーメント)}$$

M : 対称率同の軌道型に対応するレールの曲げモーメント (kg-cm)

M_1 : X_i の点で働くレールの曲げモーメント

$$M_1 = W_i / 4 \beta \cdot e^{-\beta X_i} (\sin \beta X_i - \cos \beta X_i)$$

σ : レールの作用応力 (kg/cm²)

σ_a : 許容応力 (kg/cm²)

α : 速度降下率から決まる係数

V : 列車の最高速度 (km/h)

Z : レールの断面係数 (cm³)

② 路盤の作用応力

路盤の作用応力 $(P_{s,v})$ は、式(23.51)により計算し、許容応力以内であることを確認する。

$$P_{s,v} = (1 + \alpha \cdot V / 100) \cdot P_{s,t} \leq P_c$$

ここで、

$P_{s,t}$: 道床圧力

$P_{s,t}$: 路盤の許容支荷力

$$P_{s,t} = \sum P_i$$

$P_{s,i}$: 対称率同の軌道型に対応するレールの圧力 (kg)

P_i : X_i の点で働くレールの圧力 (kg)

$$P_i = W_i / 2 [e^{-\beta(X_i - a/2)} \cdot \cos \beta(X_i - a/2) - e^{-\beta(X_i + a/2)} \cdot \cos \beta(X_i + a/2)]$$

* レール締結装置・木クギ・PCまくらぎの作用応力の確認については、通常の部材 (鉄骨・鉄骨、鋼筋コンクリート) を使用する場合は、計算例から特に問題がないかを確認することができる。ただし、新設材料の導入、既設材料の改修等を行った場合は、第1法により (作用応力) の確認を行う。

【計算例】

最高速度100km/h (平均速度100km/h)、道床厚250mm (砕石) の区間として、線間10m、軌道21m、ボギーセンター間距離41mの車両が入線した区間の最低圧縮強度を求め、問題がないかを確認する。

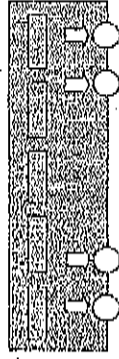


図23.1

(1) 計算条件

- ① 50NレールのEIX: $411.5 \times 10^7 \text{ kg/cm}^2$
- ② 50Nレールの前面係数 Z: 274
- ③ P-Cマクラサ; $b=24\text{cm}$, $L=200\text{cm}$, 配型距離 a : 66cm , 道床厚さ h : 250mm
- ④ 道床係数; $h=250\text{mm}$ の場合, $C=144 \text{ kg/cm}^2$
- ⑤ 軌道パッドのバネ係数 $K1=100\text{kg/cm}$; $C=100,000\text{kg/cm}$
- ⑥ マクラサ分高定率係数; $K2=C \cdot b \cdot L/2 = 34,560\text{kg/cm}$
- ⑦ レール沈下係数; $D=i/(1/K1+1/K2) = 25,684\text{kg/cm}$
- ⑧ レール沈下係数; $K=D/a = 25,684/66 = 389.2\text{kg/cm}^2$
- ⑨ 軌道バネ係数とレール垂直方向の沈下係数; $\beta = (K/4EIL)^{1/3} = 0.0124$

(2) レールの作用応力度に対する安全性の検討

$M = \Sigma M_i$

ここで、

$M_i = W_i / 4 \cdot \beta \cdot e^{-\beta x} \cdot (\cos \beta x + \sin \beta x)$
 $W_i = 5400\text{kgf}$
 $\beta = 0.0124$

M1又M4

1軸	X1	0
	M1	101,873
2軸	X1	210
	M1	-10,224
3軸	X1	1420
	M1	0
4軸	X1	1630
	M1	0
ΣM_i		90,582kg

M2又M3

1軸	X1	210
	M1	-10,224
2軸	X1	100,806
	M1	0
3軸	X1	1210
	M1	0
4軸	X1	1420
	M1	0
ΣM_i		90,582kg

M1またはM4は、1軸から4軸までのΣMi=90,582kg、M2またはM3までのΣMiは90,582kgとなる。

(安全性の検討)

- ・レールに働く作用応力度 $M/Z = 90,582/274 = 330\text{kg/cm}^2$
- ・ロングレールの許容応力度 $\sigma = 1,365\text{kg/cm}^2$
- ・ロングレールの道床定率 $i = 1 + 0.3V/100$
- ・乗車定数 130両

よって、 $(1 + 0.3V/100) \cdot M/Z \leq \sigma$ より
 $(1 + 0.3 \times 130/100) \times 330 = 459 \leq 1,300 \therefore$ 安全

(3) 荷重の作用応力度に対する安全性の検討

$P = \Sigma P_i$
 $P_1 = W_i / 2 (e^{-\beta(x_1 - a/2)} \cos \beta (X_1 - a/2) - e^{-\beta(x_1 + a/2)} \cos \beta (X_1 + a/2))$
 $W_i = 5400\text{kg}$, $\beta = 0.0124$, $a = 66\text{cm}$ から、
 $\Sigma P_i = (P_1 \text{ または } P_4) = 1,389\text{kg}$

(4) 安全性の検討

- ・荷重係数; $\gamma = 38/(10 + h^{1.33}) = 0.6587$
- ・前方マクラサ平均圧力; $P_{tst} = P/(b \cdot L/2) = 0.7871\text{kg/cm}^2$
- ・道床圧力; $P_{bst} = \gamma \times P_{tst} = 0.5240\text{kg/cm}^2$
- ・許容支圧力; $P_a = 2.88\text{kg/cm}^2$
- ・列車速度を130km/hとする。

よって、 $(1 + 0.3V/100) \cdot P_{bst} \leq P_a$ より

$(1 + 0.3 \times 130/100) \times 0.5240 = 0.73 \leq 2.88 \therefore$ よって安全である。

(5) 列車の最高速度と保守量を考慮した軌道の構造強度の検討

a. 軌道強度 (M₀) の算定

軌道構造の設計にあたっては、列車荷重、列車回転、速度等の条件に対応するレール、マクラサ、道床等を使用して、所定の軌道強度 (M₀) を有するものとする。
 軌道強度 (M₀) については、道床沈下係数と道床圧力と道床定率に比例するので、その積によつて表わす。道床定率は輪軸を一定の長さから落下させたときの加速度と車輪による衝撃の大きさを示す衝撃係数の積として表わす。以上により、式(23.48)となる。

$M_0 = P \times \gamma \times S \quad (23.48)$

ここで、

- P: 一定の荷重に対する最大道床圧力
- γ : 一定の車輪荷重に対する最大道床定率
- S: 衝撃係数

b. 最高速度と保守量に対応する構造係数 (C₀) の算定

$M_0 = \alpha / (2.1 \times 10^7 \cdot T^{0.33} \cdot V \cdot B \cdot R) \quad (23.49)$

ここで、

- Ms: 構造係数
- T: 透過トン数 (百万トン)
- V: 平均速度 (km/h)
- B: 軸重係数

1.6 その他の方法

前述した第1法、第2法のほか設計最高速度が100km/h以下の場合には、第1法による計算によって推定した「設計最高速度」「設計通過トン数」の区分に対応した標準的な軌道構造を表23.2に示す。標準構造を参考に、実施基準に定めることができる。ただし、平常の保守において、軌道の上下及び近辺状態が早いなどの事象が見られる場合には、設計標準により確認することが望ましい。

表23.2 標準的な軌道構造の例

設計最高速度	レールの重量、ま くら木の本数及び 道床の厚さ	設計通過トン数		5百万トン/年以 下の通過トン 数
		1000万トンを超え る通過トン数	1000万トン以下 の通過トン数	
110km/hを超え る速度	レールの重量 まくら木の本数 道床厚さ	50・30 33・42 250	50・20 37・37 250	50・50 37・40 250
90km/hを超え 110km/h以下の 速度	レールの重量 まくら木の本数 道床厚さ	50・30 33・42 250	50・20 37・37 250	50・50 37・40 250
70km/hを超え 90km/h以下の速 度	レールの重量 まくら木の本数 道床厚さ	50・30 33・42 250	50・20 37・37 250	50・50 37・40 250
70km/h以下の速 度	レールの重量 まくら木の本数 道床厚さ	50・30 33・42 250	50・20 37・37 250	50・50 37・40 250

- 備考 1) レールの重量はkg、道床の厚さはmm単位とする。
 2) ロングレールを用いる場合は、まくら木の本数は、この表の数値から1を減じて得た数値とする。また、まくら木の重量は、この表の数値に1を減じて得た数値とする。
 3) 標準構造の場合には、まくら木の重量に於いてこの値を減ずることとなる。
 4) 降盤がコンクリート、岩盤又はこれと同等以上の支持力を持つものである場合は、道床の厚さにかぎりこれによらないことができる。

(単位換算)

速度	設計通過トン		備考
	1000万トンを超える	1000万トン以下	
設計速度200km/h以上	レール：60kgロング まくら木：PC41 道床厚：200	レール：50Nロング まくら木：PC37 道床厚：150	

1.7 スラブ軌道等設計手法の適用

- (1) スラブ軌道の概要
 速度向上、輸送量増大などの軌道に対する高速度化と、保守閉塞減少、労働力確保などの軌道保守体制の強化を考慮して、1959年に国鉄内に「新幹線軌道構造研究会」が設立し、新しい省力化軌道のための研究が開始された。この研究会における開発目標は次のとおりであった。
 ① 建設費が有床軌道の2倍以下であること。
 ② 軌道構造の上下、左右方向の強度と弾性が有床軌道のそれと同等以上であること。
 ③ 走行速度が200km/h以上であること。
 ④ 下部構造の改良に対する負担が軽減可能であること(上下±50mm、左右±10mm)。

R: 降盤係数
 α : 上下変位の差(mm/100日)
 A : つきまの率(1.122S, S=上下変位の軌道差(mm/100日))
 ただし、目標P値(線区の見極とすべき許容信頼性を示す信頼度)が、 $10 \leq P \leq 35$ の範囲では

$$\alpha = \frac{A}{2.55 - 0.061P}$$

$$P > 35 \text{ の場合は}$$

$$\alpha = A \cdot 10^{0.117}$$

ここで、

A : つきまの率

a. で決定した軌道構造が当該線区の最高速度に耐え得ることを、 $M_s > M_o$ の関係で確認する。

【計算例】

設計通過トン数が2000万トン/年を越え、平均速度が100km/hの区間及び当該線区の保守を年2回とした場合の、必要な構造条件の計算例を示す。

- (1) 構造係数 $\alpha = 0.33$ (50kgレール; PCまくら木/25m; 道床厚200mm (砕石))
 (2) 降盤係数 M_s
 $M_s = (A/1.122) / (2.1 \times 10^{-4} \cdot T^{0.25} \cdot V \cdot B \cdot R)$ に $T=20, V=100\text{km/h}, B=1.5, R=1.8,$
 $A=20$ を代入すると、

$$M_s = (2/1.122) / (2.1 \times 10^{-4} \cdot 20^{0.25} \cdot 100 \cdot 1.5 \cdot 1.8) = 1.02$$

(3) 降盤係数の確認

よって、 $M_s (=1.02) > M_o (=0.83)$ の算出から、この軌道構造の場合、上記の設計通過トン数、列車速度の場合にも安全であることが確認できる。

一方、同じ構造で当該線区の保守を年1回とした場合には、

$$M_s = (1/1.122) / (2.1 \times 10^{-4} \cdot 20^{0.25} \cdot 100 \cdot 1.5 \cdot 1.8) = 0.52$$

となることから、 $M_s (=0.52) < M_o (=0.83)$ となり、この条件においては、軌道保守レベルを維持することが困難となる。したがって、軌道構造の強化を要するが保守周期を短くすることが必要となる。

これらの条件を満足するものとして、鉄筋コンクリート製の軌道スラブを断面高に振え、軌道スラブと既設との間に鋼筋マットあるいは拡充材を介して支持する基本軌道が提案された。これが「スラブ軌道」と命名された。当時、種々の検討が行われたが、軌道スラブの支持方式によって次の4方式が提案された。

- ① A形軌道スラブ：注入型による全面支保方式
- ② M形軌道スラブ：ゴムマットによる4点支保方式
- ③ L形軌道スラブ：レール下全面支保方式
- ④ RA形軌道スラブ：土置き上スラブ軌道

これらの軌道は旧国鉄鉄道技術研究所（鉄道総研の前身）での基礎試験を経て、東海道新幹線等の主要線において実験建設が行われ、実用化の過程で施工性や経済性等からA形スラブ軌道に統一され、スラブ軌道の定形ができた。その後、在来線新幹線における軌道改良を控えて標準構造となり、東北・上越新幹線では8～9駅がスラブ軌道で建設された。現在では在来線を含めて27駅以上に建設されている。

軌道スラブの設計には「A形軌道スラブ設計指針（案）」（昭和58年2月）が用いられてきた。その後、建造物設計標準の改訂（昭和58年2月）や、急曲線形軌道スラブや低軌道スラブが開発されたことにより改訂され「A形軌道スラブ設計要領」（昭和59年2月）となった。現在、スラブ軌道の設計についてはこの要領に基づいている。

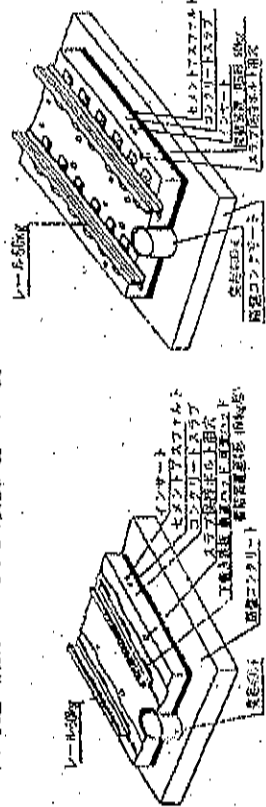


図23.2 スラブ軌道A-5型（断面式）

図23.3 スラブ軌道A-5型（スラブ型）

(2) スラブ軌道の設計概要

軌道スラブの設計においては、軸重、横圧、始動・制動荷重及び温度荷重（ロングマンール荷重、軌道スラブ温度縮減荷重）を考える。

① 軸重

線区別	新幹線 (軸重17tf)	在来線
空重		1・2級線 (軸重16tf)
設計荷重	24.50 tf	27.05 tf
疲労設計荷重	12.45 tf	10.45 tf
最大積重	34.55 tf	36.05 tf

設計荷重：許容積重の3倍
 疲労設計荷重：静止積重の0.45倍、在来線は0.30倍
 最大積重：静止積重の4倍

② 横圧

線区別	新幹線 (軸重17tf)	在来線
横圧		1・2級線 (軸重16tf)
設計荷重	6.8 tf	7.2 tf
疲労設計荷重	3.4 tf	4.8 tf (注1)

設計荷重：積重の0.8倍
 疲労設計荷重：積重の新幹線は0.4倍、在来線は0.6倍
 注1：対象軸重16tf、注2：対象軸重14tf

③ その他の荷重（必要に応じて考慮する。）

荷重	線区別	新幹線 (軸重17tf)	在来線
総区別			
始動荷重	4 + 0.7L		列車重量の15%
始動荷重	2 + 0.3L		列車重量の5%
ロングレール荷重	1.0 tf/m (1軌道当たり)		
軌道スラブ温度縮減荷重		1.0 tf/m (L/2) + 0.9・t・k ₂	

L：軌道スラブの長さ (m)
 q：コンクリートの線膨張係数 $1 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$
 t：軌道スラブと高架橋等の温度差で 10°C とみなす。
 k₂：突起回りの近接係数（ゴム付き銀線で4.0/m）

(2) スラブ軌道の設計方法

スラブ軌道の設計は、軌道スラブ、突起コンクリート、鉄筋コンクリート及びびん芯等の設計に大別される。軌道スラブは当初は鉄筋コンクリート (RC: Reinforced Concrete) 構造のみであったが、美浜線にはびん芯コンクリートの観点からプレストレストコンクリート (P.R.C.: Prestressed Reinforced Concrete) 構造も採用された。また、巨港新線として軌道スラブ下にスラブマットも導入する軌道スラブ軌道が開発された。

① 軌道スラブの設計

軌道スラブの断面力は、異常当りから等重床上的には理論上より求められ、これをもとに設計が行われてきた。しかし、この計算手法には矛盾があることから、山陽新幹線の途中から有限要素法が用いられるようになった。

a) RC軌道スラブの場合

荷重作用時の軌道スラブに発生する応力モーメントを求め、レール方向、レール垂直方向の各断面について、単純梁長方形断面として弾性設計法により必要な断面積を求める。

b) P.R.C軌道スラブの場合

疲労作用時発生するひび割れ幅が0.1mm以下となるよう、鉄筋の許容応力度を 1.0tf/cm^2 として、軌道作用時には、発生するひび割れ幅が0.1mm以下となるよう、鉄筋の許容応力度を 1.0tf/cm^2 として、必要な断面積を計算する限界状態設計法による。

② 突起コンクリートの設計

突起は一般に円形断面であるが、筒りょう及び高架橋上の目標部には半円形断面が用いられる。突起部の設計は、片持ち梁の曲げとして計算し、せん断のチェックを行う。

③ 珪藻コンクリートの設計
珪藻コンクリートは珪藻砂本柱の上に打設され、その不陸を修正し、でん炭を介して軌道スラブを支持する役がある。

④ でん炭材の設計
軌道スラブと珪藻コンクリートの空隙に注入されるでん炭材には、施工の際の高さ調整することのほか、要する強度を付加する機能も求められる。このためでん炭材には、十分な強度と許容性、湿気への耐水性、施工管理の容易さ並びに大気汚染に起因した低酸素性等が要求される。これらの条件を満足するでん炭材として、ゴム系系分子材料は高価で、間隙厚さにより弾性がばらつく。セメントモルタルは強度および耐久性に優れるが弾性が小さい。また、アスファルトモルタルは可塑性、粘着性及び接合性に優れるが耐久性が劣る。このため、セメントとアスファルトを混合し、両者の長所を生かしたセメントアスファルトモルタル (CAモルタル) が開発され、これがスラブ軌道のでん炭材として使われている。これまでに既述されたCAモルタルには埋設地用、寒冷地用、補修用及び道床調整用などがある。

1.8 複線軌道の走行手続
営業線においても電力化軌道導入の準備は大きかったが、スラブ軌道をそのまま営業線に敷設することは遂行して困難なため、1976年頃から現行営業線の有造床軌道を電力化軌道に更新するまでの研究開発が開始された。このようにして開発された電力化軌道にB型複線軌道やE型複線軌道がある。このほかに新線タイプとしてC型複線軌道がある。

① 複線軌道の敷設
軌道の底下を規制するためには以下の点に配慮する必要がある。

- ② 道床のつき固め作業を少なくする必要がある。
- ③ 道床圧力と地床圧縮速度をできるだけ小さくする。
- ④ 雨水が道床や道床に入らないようにする。

①に於いては、雨水を全く別の材料で置き換えるか、道床パラスト内に粘着性材料をでん炭して、その接合力を強めることが考えられる。前者の例がB型複線軌道であり、後者の例が複線軌道及びびでん炭道床軌道である。②が成立すれば大きくもろさを幅広く、かつ重くできるため、③が容易となる。そして、④は軌道表面の積雪により実現できる。このよりなる考えから複線軌道が開発された。最初の1979年にA型複線軌道60mが敷設され、同年これを改良したB型複線軌道100mが試験敷設された。さらに、コスト低減と注入厚さの均一化を目的として、不敷合を用いることにより改良した複線軌道を確保できるE型複線軌道が開発された。また、新線タイプとしてはC型複線軌道がある。

② B型複線軌道
B型複線軌道の構造は図23.4に示すとおりである。施行順については、まず両方の道床軌道のまぐらら及び上パラストを敷き、下パラストを既述した上に注入深さ管理用の小粒砕石を敷布して所定のレベルに仕上げる。次に大板PCまくらぎ (以下「LPC」という。) を前後100mmの間隔をあけて配置する。レールはLPCの上に取付けた積雪除去用調整装置により固定される。LPC軌床をジャッキアップしてレール面を修正し、LPC下層と道床との間に調整装置を設置して特殊アスファルト (PTAC : Paved Track Asphalt Compacted) を注入する。アスファルトはこの調整を充填するとともに、一定厚さまで道床パラスト中に充填され、一体となった回路とする。最後に、道床パラスト表面及びLPC間の道床面を珪藻型アスファルトで防水舗装する。

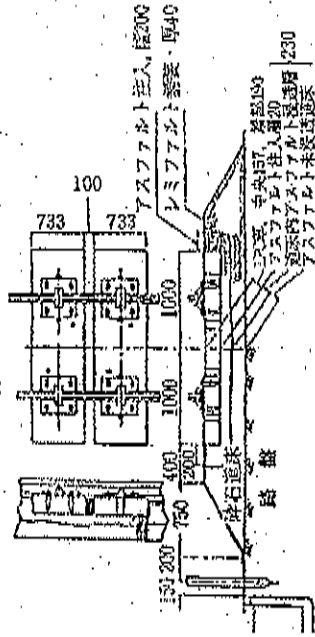


図23.4 B型複線軌道

③ C型複線軌道
C型複線軌道は、営業線用の複線軌道である。その構造は図23.5に示すとおりで、最下層のパラスト層にはパラストと微細砕石を混合したものをとり、これを転圧して安定性を高め、そのうえにアスファルトを塗布して、LPCとの間にはPTACを注入する構造である。この軌道は1979年現在に在りて約50%が敷設された。

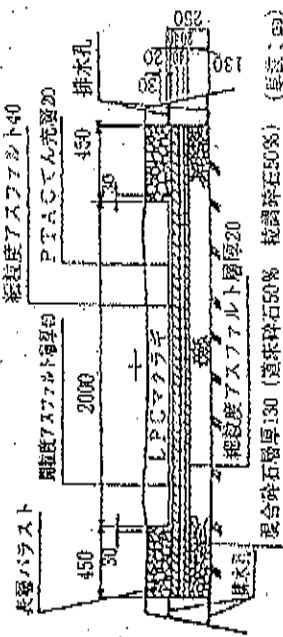


図23.5 C型複線軌道

④ E型複線軌道
1979年現在に在りて約50%が敷設された。その結果、既述B型複線軌道の軌道面は電力化効果は顕著でPTACの軟化作用もほとんど見られなかったが、いくつかの問題点も見られた。そこで次の点を改良したE型複線軌道(図23.6)が開発された。

- ・既述アスファルトを道床の花崗岩系に代るレミマスアスファルトから珪藻アスファルトコンクリートに変更。
- ・LPCの前後調整装置のためにLPC下面に凹凸をつけて抵抗力を向上。
- ・下パラストの透水性として、表面に適切なセメント系モルタルをジョイントにより散布。
- ・軌道面を支持すために、4本ボルト使用の準直軌道用レール調整装置を基本とする。

9 特殊軌道の軌道桁及び走行路

軌道桁及び走行路は、普通軌道の軌道と同様の役割を持つものであり、系車前重等が固定される荷重に耐えて、十分に耐える強度を有する必要がある。
 また、架設、移送、架設後の架設時のたわみは、安全上およびむしり屋の乗入りから定められる。車両の荷重により軌道桁がたわむと継目部に折れ角を生じるため、走行する車両は継目部において傾斜を受ける。この傾斜の大きさは、折れ角と速度の積で表され、乗客に不快感を与えない傾斜は、一般的に式(25.52)で表される。

$$i \leq 1 \quad (25.52)$$

ここで、
 i : 折れ角 (ラジアン)
 v : 車両の走行速度 (m/s)

このように、継目部の傾斜を抑えたいことを考慮するとともに、連続する軌道桁の温度変化等による伸縮を考慮し、伸縮継手を設けることとしている。

車両の走行速度(25.49)については、車両が安定走行できる程度に平滑にするとともに、気象条件が悪い場合でも走行する車両の乗客がスリップすることのないよう、ある程度の差をもちたせられる必要がある。

案内軌条式の走行路(図23.9)は、鉄道ニコンクリートが一般的であるが、表版との合着部分が開く場合等では、列車荷重の特性を考慮して炭素の照直を行う必要がある。また、列車が安定走行できる程度に平滑にするとともに、気象条件が悪い場合等でも走行する車両がスリップすることのないよう、ある程度の差をもちたせられる必要がある。

案内軌条及びびでそれを支持する部材の設計は「中堅軌道輸送システム及びモジュール構造設計基準(案)」設計基準研究会(昭和59年)より「参考」となり、以下に荷重に対する考え方を記述する。案内軌条及びびでそれを支持する部材の設計に考慮する荷重は、遠心荷重・風荷重・車両重量と、遠心荷重・風荷重・車両重量については断面による荷重を差し引いた荷重とする。車両重量は、

- ① 常時の車両重量は一般集中移動荷重とし、作用荷重は案内軌条の位置とする。その大きさは運動案内式の案内方式では積重の20%とし、単純型の案内方式では積重の10%とする。
- ② 走行時の架設、案内荷重の積重、走行時の積重等の異なる場合等に生ずる車両重量は、積重の30%とする。
- ③ 架設を支持する構造には、単線分の車両重量を考慮する。

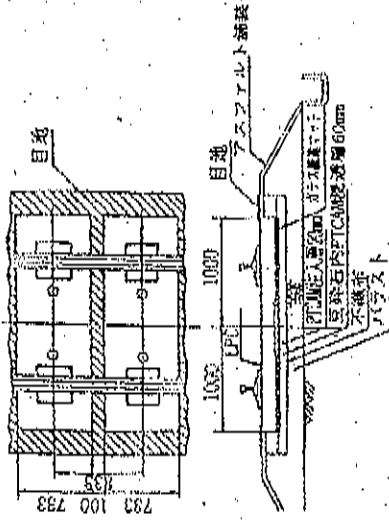


図23.6 三菱電車軌道

(5) ラダー軌道

通常のレール並列方向に敷設する「横まくらぎ」に対して、レール方向に変化する形式のまくらぎを「縦まくらぎ」という。縦まくらぎではレールを連続支持することにより縦重変化が抑えられるので、軌道保持等の効果も期待できる。このため、1960年代までに日本でもヨーロッパで開発されたが、主として小径コンクリート製の円筒から発明化には至らなかった。
 新たに開発されたラダー軌道は、FRS C (Fibre-stressed Reinforced Concrete: プレストレストコンクリート) 構造の2本の縦まくらぎと、左右の縦まくらぎをつなぐゴム線形弾性鋼製の縦材でラダーまくらぎの構造である。「はしご」状の形式であることからラダー軌道と命名された。ラダーまくらぎの長さには、5mを最長として2.5mピッチで選択でき、最長は無理なく連続できる長さとして採用されている。

図23.7は有軌電車軌道タイプ(パラスト軌道前の状態)である。高架橋上に設置装置を介して固定するタイプのフロアインダ・ラダー軌道も開発されている。

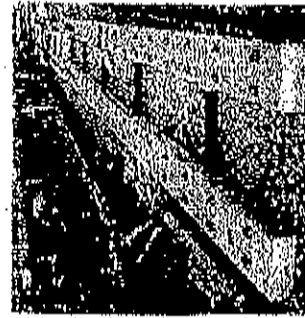
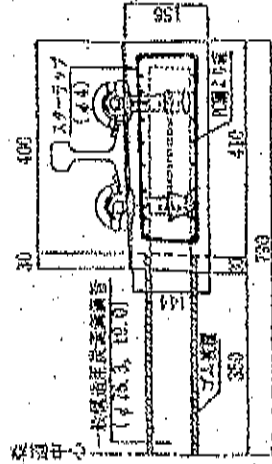


図23.7 ラダー軌道



コンクリート道床は、的確な施工をすればほとんど補修の必要がなく新築鉄道に適合した道床となる。一般に平均厚さ300mm以上として下面には鉄筋を配し、幅はほとんど掘削断面一杯とし、地盤より築築された差同なコンクリート床の上に築ける。

【軌条および付属品】

軌条は既述ほとんど外型を異ならせずなわちギーゼルタイプベルン型とテオドルタイプベルンの3種を併用されてきた。
軌条継目は送込と新築区との間隔がギーゼルタイプベルンで左右合計10mm、テオドルタイプベルンでく6mm差を有する。図23.10に何を示す。

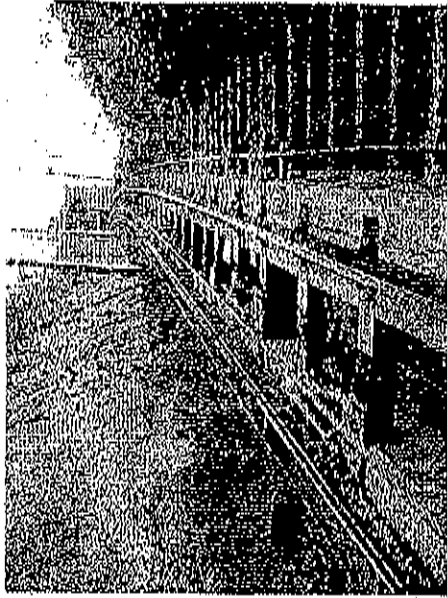


写真23.1 新築鉄道のコンクリート道床

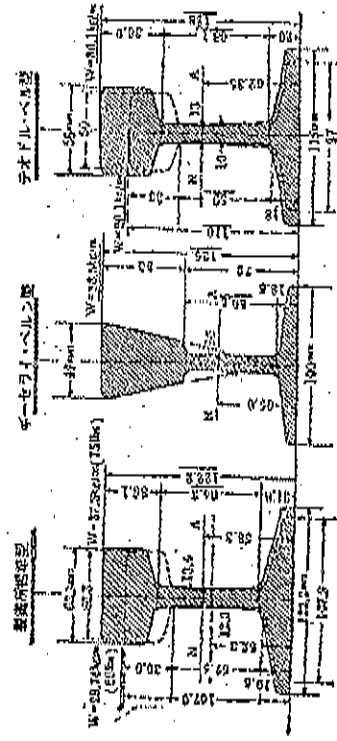


図23.10 軌条継目

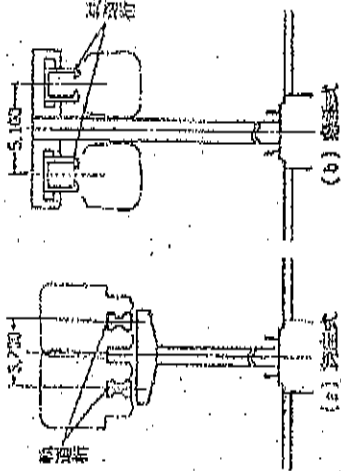


図23.8 両端式、総連式鉄道の軌条継目

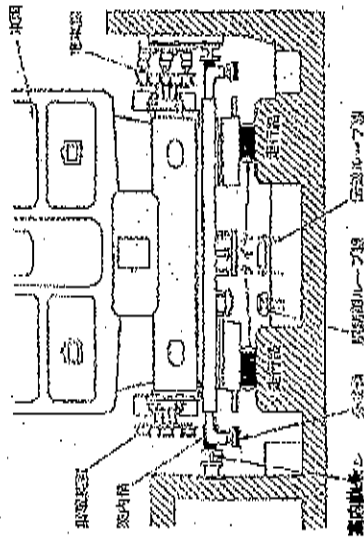


図23.9 案内軌条式鉄道の走行路

1.10 新築鉄道の軌条を構築及びコンクリート道床(写真23.1)
その厚さもまぐら下面より掘削断面まで60mm以上である。ただし、こう記されているためにつき厚みが不十分になる恐れも多く、雨水のために流失することもある。建設当初に十分に鉄筋を徹布して道床の表面を石積で押え、木枠を良好にして凍結による道床の崩上りを防止する構造とするよう注意する必要がある。
形軌道床には普通鉄道まぐらごと同一形状寸法の並まぐらぎぎを用いられ、取付にはネジ釘を使用する。骨より上では骨よりまぐらを使用し、まぐら1本につき2ヵ所、凹形鋼を介して骨がまぐら骨で取付ける。

合は一般的に緩和曲線長が長く曲率の変化が滑らかな曲線連続に限り許容できるとした。ただし、曲線連続は中央部では曲率の変化が大きくなるため、図23.11に示したように、緩和曲線中でもポイントの変化、曲率の変化が少い両端部のみとする必要がある。

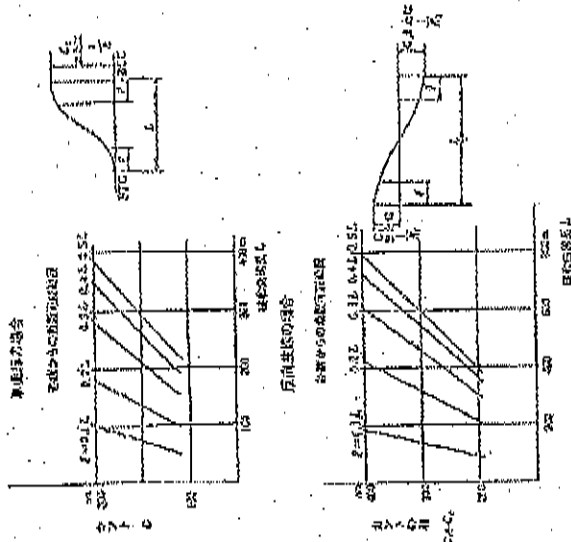


図23.11 緩和曲線中の分岐器設置可能範囲

(2) 車道床より上に分岐器を敷設しようとする時、橋桁のたわみ及び枕木が分岐器に影響しないよう、橋桁の長さ、橋桁の間隔、まくらぎ間隔及び橋桁設置の敷設方法を考慮しなければならぬ。例えば、分岐器の可動部(ポイント部、可動クローッシング部)と桁の支点間距離を、桁間の長さ、角桁の影響を受けて分岐器の不安定を発生させざるおそれもあるため、可動部が桁の支点部からみし、さらに橋桁の間隔を狭くしてたわみを極力抑えるなどの注意が必要である。

(3) 有直線床より上に分岐器を敷設することは問題ないが、橋りょうと土路盤の境界部である場合、敷設など軌道構造が変化する場合、一般的に地区別に比べ道床の沈下や促進され列車の揺揺も大きくなりやすい。したがって、分岐器の設置にあたっては、そのような区間から少なくとも列車動揺に影響しない距離を確保する必要がある。しかし、区間上やむを得ず割合に敷設しなければならない場合は、階層上に設置コンクリート等を打設して、軌道沈下を緩和する方法を用いることも必要である。

2. 分岐器

2.1 分岐器の構造と応力状態

分岐器は、特殊な場合を除いて新たに設計されることはなく、通常は既設計の分岐器の中から、使用条件に適したものを選択することになる。

今後、新設部材の断面を定めるなど筋力分岐器を設計する場合は、次のことを考慮する必要がある。

(1) 部材強度の確認

検討する部材ごとに適当な計算モデルを選定して、部材強度を確認する。想定レールを梁と考えて許容応力片断や梁上を梁上の梁による計算が用いられるが、クローッシングなど複雑な断面体力の計算にはFEM解析が用いられる場合がある。この際、荷重としては、便宜的に一般軌道の設計荷重が用いられることがある。

(2) 床版、付属品の算定

部品の標準化のため、できるだけ既設計部材を使用することを考慮して所要の床版、付属品の算定を行う。

2.2 分岐器の形状

分岐器の形状を決定する場合には、次のことを考慮する必要がある。

(1) 線形の算定

分岐器の線形は、分岐器通過速度などの使用条件からリード曲線半径を決定し、レールの長さとしてスケルトンを算定する。

(2) ポイント、クローッシング、ガードの寸法算定

ポイントの寸法は、リード半径、トンネル長、トンネル後端の長さ、ステッカーの長さ及びレール断面を設計条件として算定する。

クローッシングの寸法は、クローッシング角、クローッシングの前後長さ、フランジウェー寸法、ウィングレールの導入角から幾何学的に算定する。

ガードの寸法は、使用レール、防番範囲、フランジタネー強、ガードレール導入角から幾何学的に算定する。

(3) ポイント、クローッシング、ガードの部材設計

算定された寸法に基づいて、分岐器部材相互の関係及び車輪との接触状態を考慮して、詳細設計する。

2.3 分岐器の敷設条件

分岐器の敷設にあたり、以下の事項について留意すべきとしている。

(1) 緩和曲線部は、曲率及びポイントが常に変化しており、その区間の分岐器を設計、製作及び保守することは難しい。一般に分岐器と緩和曲線の敷設は避けた方がよいが、やむを得ない場

3. ガードレール

3.1 ガードレール設置の目的

ガードレールは、車両が脱線して重大事故となることを防止するために設置されるものであり、乗客の乗り上がりによる脱線自体を防止する、あるいは脱線した乗客を本線レールに沿って誘導することにより乗客の転倒や乗客等への支障を防止することを目的としている。

脱線防止レール、脱線防止ガードは、軌道内側に取付け、乗客の乗り上がりや乗客の乗降を防止する目的で設置されるものである。一方、安全レールは、脱線後の車両の転倒や乗客等への支障を防止する目的で設置されており、乗客転倒は脱線防止レール、脱線防止ガードを設置すべき箇所、それらを空室した場合には乗客が転倒する箇所(乗客又は乗客の多量な転倒)とされている。また、乗客がガードレールに衝突し及び乗客が脱線した列車の乗客を防止する目的で設置されており、乗客ガードレールは乗客転倒に起因する乗客転倒等の発生を防止する目的で設置されている。

また、乗客転倒又は乗客転倒防止は、レールの乗客転倒防止も設置目的のひとつとなっている。

表23.3 ガードレール設置の目的

ガードレールの種類	設置目的
脱線防止レール及び脱線防止ガード	・乗客の乗り上がりや乗客を防止して、乗客が脱線することを防ぐ。
安全レール	・車両が脱線した場合、安全レールに起因して乗客を誘導し、車両の転倒や乗客転倒等の重大事故を防ぐ。
乗上ガードレール	・乗りよう上やその付近で車両が脱線した場合、脱線した車両が乗りよう下に転倒しないよう誘導する。
乗降ガード	・乗降上のフライングウェイを確保する。
その他	・急曲線に取り付け、レールの磨耗を軽減する。
乗降防止ガード	・分岐器トングレールの磨耗を軽減する。

3.2 ガードレールを設けるべき箇所

(1) 急曲線及びその急曲線と認められる箇所

日本国鉄道中目黒駅管内列車脱線事故事例に鑑み、低速時の車両の走行安全性確保を考慮し、当該急曲線の積上、当該急曲線と走行する車両の積上等を併用して積上位置等を決定し、その積上位置を下部となる乗客には、脱線防止ガード等を設置することとした。なお、乗客は「付録2-1」を参照のこと。

また、従来のような急曲線の乗客転倒防止、下り急曲線化点及び乗客転倒防止の積上位置を決定し、急曲線にのみならず急曲線方向にある急曲線位置を決定することを目的として、脱線防止のためのガードレールの設置がなされていた。

【低速時の車両の走行安全性確保を考慮したガードレールの設置】

- (1) 脱線防止ガード又は脱線防止レールを設置する場合は、急曲線の内軌線とする。
- (2) 「出口側急曲線」とは、緩急曲線及びその前後50m程度長さに対応して急曲線に変わる部分という(図23.12)。なお、急曲線間等で走行方向が保たれている線路では、急曲線の出口側のみを、急曲線間等で両方向に走行する線路では、急曲線の両側を対象とする。

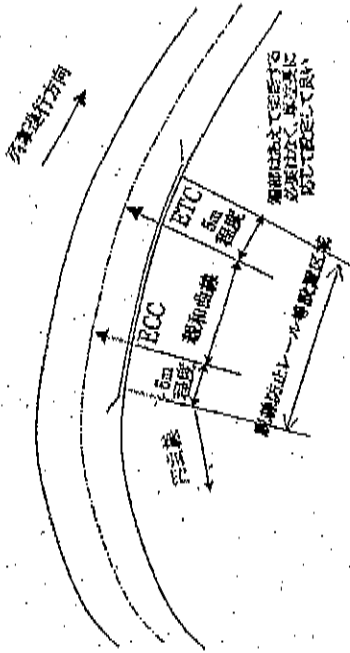


図23.12 「出口側急曲線」のガードレール設置区域

(2) 急曲線より

設置目的が、急曲線した車両を誘導し、乗りよう下に転倒するなど乗客が大きく落ちることを防ぐためであることから、急曲線、急こう配及び積りよう長等の条件等を考慮し、設けるべき積りようを決定する必要がある。

(3) 急曲線

脱線した車両が乗客下に転倒するなど乗客が大きく落ちないことを考慮して、ガードレールの設置箇所を決定する必要がある。

このように、ガードレールを設けるべき箇所については、積上急曲線等とは異なる積上位置で設ける必要があるが、一般的には急曲線の急曲線、脱線した急曲線位置が急曲線となるおそれのある箇所など、急曲線位置の急曲線によってその設置を決定する必要がある。

(1) 急曲線の保守

急曲線で問題になるのは、一般部と比較して保正が大きいことからマクララネ、締結の弛緩、強さを増やす必要である。特にレール摩耗、並行線が著しい。保守期間短縮のため、これらの対策として、通常既設レールの使用、外軌へのレール塗油（並行線の場合は、内軌頭正に塗油）など実施することが望ましい。状況によっては、レール補正などを実施することも一つの方策である（図23.15）。

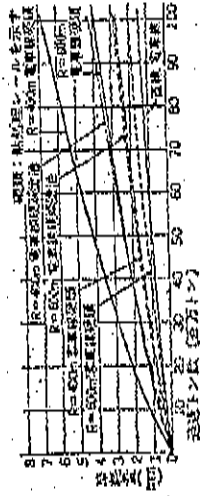


図23.15 並行線保正とレール摩耗

(4) 軌道対策

軌道は、道床状態と並行線の2種類がある。在来線では、一般に並行線区間の道床によるものが多く、並行線の劣化を維持するほか、並行線不良を防止することが必要である。具体的には、分析を行い、図23.16の並行線対策工法の選定を行う。既設改良工法の一冊を図23.17に示す。また、新設線の劣化は、「土質改良対策標準」を基本に並行線改良等を実施することが望ましい。

4. その他の保守管理

(1) 線目構造と保守

線目構造は、一般に「普通線目」、「緩急線目」の2種類がある。また普通線目には、「かけ線目」、「支え線目」の2種類が用いられている。一般的に線目部分の軌道の線目点になっている。そのため、線目部は、マクララネ本線の増加（一般部よりマクララネ同様の線目）、タイプレートの敷設で構造強化を図るのが望ましい。線目構造としては、これまでの緩急線目から「支え線目」の構造が軌道強化が大きい。通常は支え線目を使用することが望ましい。

さらに保守間隔延長を図るうえで、弾性バラスト、線目の定期レール線三、緩急性バッド使用により強度増加する方法もある（図23.13）。

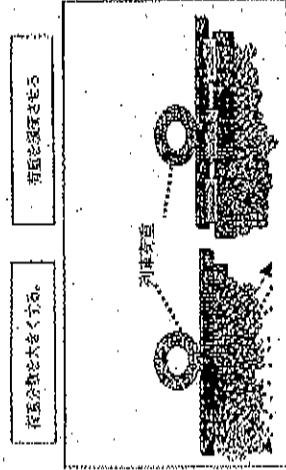


図23.13 新しい線目構造の考え方

(2) 線目構造の保守

線目構造は、ロングレールの基本構造である。これまでの調査によると、普通線目に比較して保守期間の延長効果が2倍強となっている（図23.14）。

添接部は、竣工時の仕上がり標準が「+0.3mm、-0.1mm」であり、かなりの精度を前提としている。

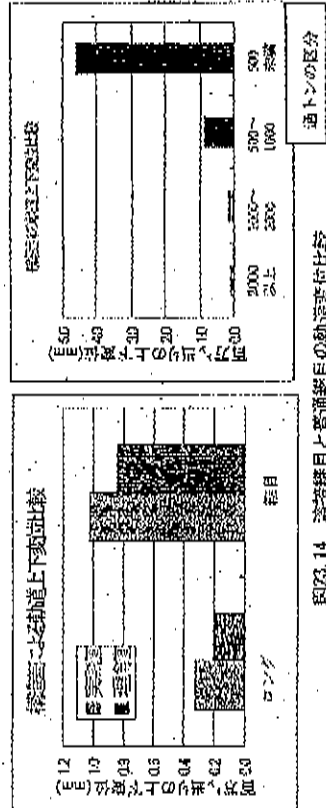
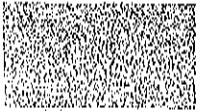


図23.14 普通線目と普通線目の軌道変位比較



S1-4-3

軌道整備の乗心地改善効果の実測

【土】 ○小野 重亮 (JR 東日本)

Full-scale Measurement of Track Leveling in Terms of Ride Quality
Shigeaki Ono, Member of JSCE (East Japan Railway Company)

As a means of quantifying the reduction of vehicle body acceleration with track leveling, the author has proposed to use Vibration Exposure Level, and analyzed the relation with track leveling plans, using vehicle dynamic analysis. On the other hand, within the range of vehicle body elastic vibration, the relation between vehicle vibration and track condition is not clear. Hence the author compared the effect of track leveling, using full-scale data before and after, with the result of analytical prediction.

キーワード: 軌道高低整備、車体上下振動、乗心地、振動加速度パワー、単発振動暴露レベル、車体振動加速度低減量
Keywords: track leveling, vertical acceleration of the vehicle body, ride quality, vibration acceleration power, vibration exposure level, amount of reduction of vehicle vibration acceleration

1. はじめに

乗心地からみた軌道整備は車体剛体振動を念頭に置いたもので、車両運動の応答解析で効果を予測することが可能である。一方で車両床における振動加速度は、車体弾性振動など、より高次のモードの寄与も無視することができず、車体剛体振動の低減だけを期待すると乗心地改善効果は限定される。そこで、軌道整備による乗心地の変化を計算と実測と比較した。

本論文では、高低変位と上下振動の関係を対象とする。

2. 軌道整備効果の振動暴露レベルによる評価

著者は、軌道整備の乗心地改善効果を、修正 ISO2631 式により乗心地補正を施した車体振動加速度の 2 乗 (以下、「振動加速度パワー」と称する) の時間積分の差で評価することを提案した²⁾。車体振動加速度パワーの時間積分は乗客が乗車中に受ける振動加速度の総量であり、これを対数表示したものが単発振動暴露レベルである。図 1(a) は車体振動加速度、図 1(b) は車体振動加速度パワーの、軌道整備前後の変化を概念的に示す。車体振動加速度パワーは、軌道状態を評価する延長 (この場合は 20m) で移動平均している。軌道整備の効果は、図 1(b) のグラフにはさまれた部分 (着色部分) の面積に対応する。

$$I_{VR} = \int_0^T \{ \alpha(t) \}^2 dt$$

I_{VE} = 【車体振動加速度】² (振動加速度パワー) の時間積分

$\alpha(t)$: 車体振動加速度 (乗心地補正)

T : 乗心地評価時間 (0~T)

これを対数表示したものが単発振動暴露レベルである。

$$L_{VE} = 10 \log(I_{VR} / I_{VEref})$$

L_{VR} : 単発振動暴露レベル

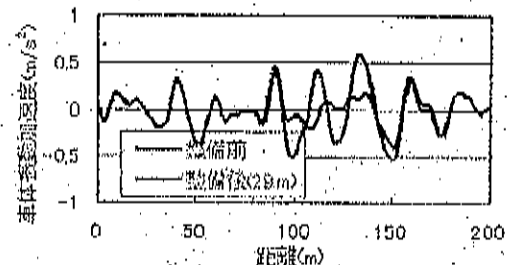
$$I_{VEref} = 10^{-10} \text{ [(m/s}^2\text{)}^2 \cdot \text{s]}$$

$$\Delta I_{VR} = I_{VR} - I_{VR}'$$

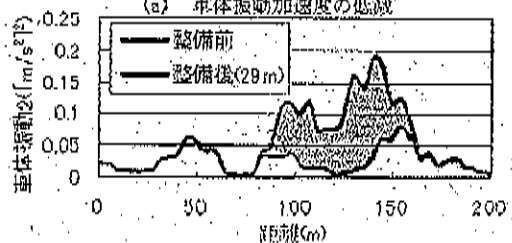
は軌道整備後、'のないものは軌道整備前を示す

ΔI_{VR} : 今回提案する軌道整備の効果指標

車体振動加速度低減量 [(m/s²)² · s]



(a) 車体振動加速度の低減



(b) 車体振動加速度パワーの低減

図1. 車体振動加速度低減量の概念

ΔI_{VE} は、軌道整備箇所相互の距離が離れ、影響し合えなければ、加算が可能である。この概念を図2に示す