

# DE 50 形ディーゼル機関車用 3 軸台車の横圧と蛇行動

## Lateral Force and Nosing of 3-Axle Bogie for DE 50-Diesel Hydraulic Locomotive

白井伸明\*  
Nobuaki Shirai

### 要 旨

日本国有鉄道納め DE 50 形ディーゼル機関車(以下, DE 50-DL とする)用 3 軸台車は, 曲線通過時の横圧を低減するため, 各軸をリンクとゴムで連結することにより相対変位の可能な構造としてある。この 3 軸台車の曲線通過時の横圧および蛇(だ)行動について理論解析を行ない, 両者が互いに相反する関係にあることを確かめ, 各軸連結のリンク傾角とゴム剛性の最適仕様を設定し, 現車試験により DE 50-DL の 3 軸台車形式は 2 軸台車と同等の横圧性能を有することを確かめた。

### 1. 緒 言

3 軸台車の曲線通過時の横圧は, 2 軸台車に比べて一般に大きいとされているため, 国鉄では近年はほとんど 2 軸台車を採用している。DE 50-DL は新構想の 3 軸台車と 2 軸台車から構成され, 3 軸台車は各軸がリンクとゴムによって連結され, 互いに相対変位の可能な構造である。しかし, 3 軸を相対運動できるようにすれば, 曲線通過時の横圧は低減されるが, 逆に蛇行動を起こしやすくなり走行が不安定になるという相反する関係がある。これをいかにバランスさせるかが問題である。そこで, 曲線通過時の横圧は小さく蛇行動の安定性もよいという仕様を見いだすため, 理論解析を行ない, さらに日立製作所水戸工場構内線などにおいて現車性能試験を行なった結果, DE 50-DL の 3 軸台車形式は 2 軸台車と同等の横圧性能を有することが確認できたので以下に概要を報告する。

### 2. DE 50-DL 3 軸台車の説明

DE 50-DL の 3 軸台車の構造は図 1 に, 機能モデルは図 2 に示すとおりである。ここで車体荷重は車体台わく(14), まくらバネ(8), 横ばり(7), 側ばり(3), 減速機支持ゴム(4), 減速機(2), 車輪(1)の順に伝達される。側ばり(3)は両端軸の減速機(2)に支持ゴム(4)を

介して乗ると同時に, 先端は中間軸の減速機(2)に側ばり支持ゴム(5)を介して乗っているが, 軸重を等しくするためまくらバネ(8)の位置は,  $l:2l$  の関係におかねばならない。中間軸の引張力は中間軸車輪(1), 減速機(2), リンク(6)を介して両端側ばり(3)に伝達され, 両端軸の引張力といっしょになってボルスタアンカ(9), 中間リンク(10), クランク(11), クランク受(13), 車体台わく(14)に伝達される。車体と台車の回転は, クランク(11)の回転により点 O を中心に動作する。また, 各軸連結のリンク(6)が平行配置なら, 各軸は平行移動しかできないが, 図 2 のように傾斜させれば各軸は互いにある角度で傾くことができるので, 車輪のレールへのアタックアングルが小さくなり横圧低減に有利となる。また, 側ばり支持ゴム(5)の剛性が大きいと, 3 軸固定台車に近くなり横圧は大きくなる。

図 3 は, この 3 軸台車の動作機構を示すものであるが, 実線は正常時を示し, 点線は変位時を示している(記号は以下の解析に使用する寸法を表わす)。

### 3. 3 軸台車の横圧理論解析

横圧の発生要因には, 車体の左右動, 台車の蛇行動, 曲線通過時の車両転向, 軌道の通り狂いなどが考えられるが, 特に 3 軸台車の場合には, 軸間距離が長い関係で曲線転向時の横圧が問題となる。

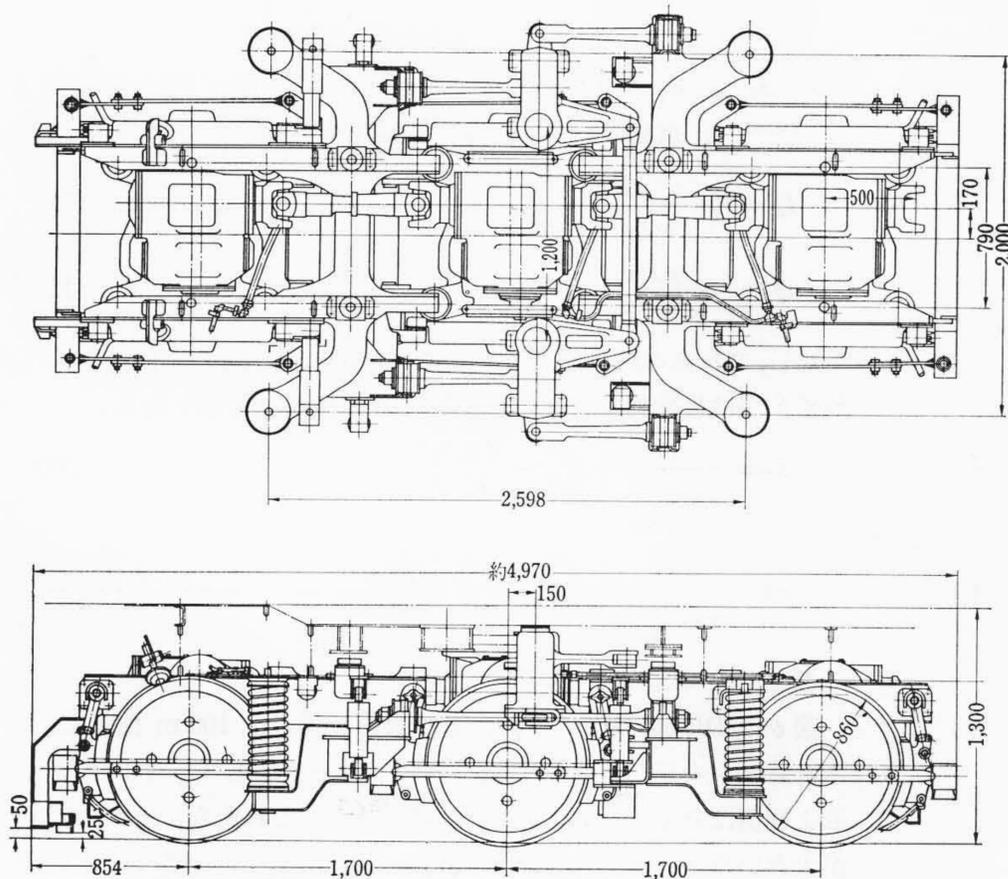


図 1 DE 50-DL 3 軸 台 車

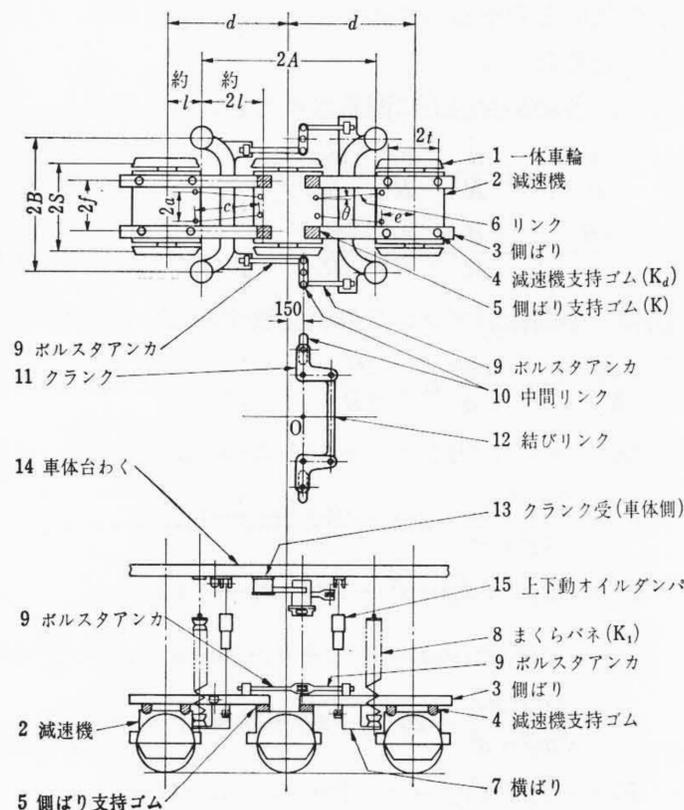


図 2 3 軸 台 車 機 能 モ デ ル

\* 日立製作所水戸工場

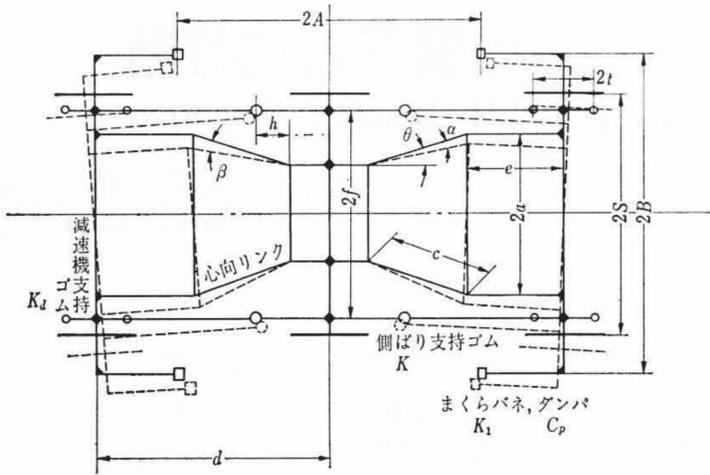


図3 3軸台車動作機構

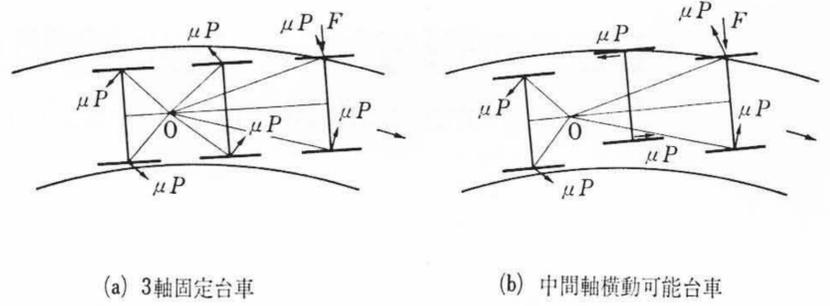


図4 従来方式の3軸台車の曲線通過状況

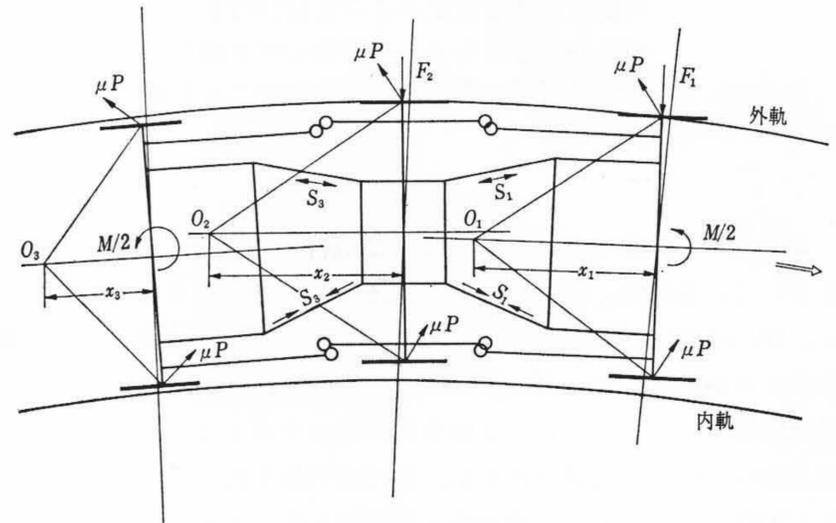


図5 3軸台車の曲線通過状況

従来の3軸台車の曲線通過時の状況は図4(a)に示すとおりである。通常の3軸固定台車の場合には、先頭軸のみ外軌にフランジ接触し、レールよりフランジ外力  $F$  を受けると同時に、各車輪は回転摩擦中心  $O$  を中心にスリップしながら向きを変えて曲線走行を行なう。Heumann氏によれば、このフランジ外力  $F$  とスリップ摩擦力  $\mu P$  との力とモーメントのつりあいより各車輪の横圧を求めることができる。

横圧低減を目的とした3軸台車のひとつに、中間軸に横動を許すような構造のものがある。この場合図4(b)に示すように、先頭軸のほかに中間軸もフランジ外軌接触しながら曲線走行を行なう。これは、中間軸のスリップ摩擦力には横方向成分がないため、その分だけフランジ外力  $F$  が小さくなり、先頭軸横圧も小さくなることをねらったものである。

次に、DE 50-DL 3軸台車の曲線通過時の状況は図5に示すとおりである。車両は曲線上を同じ姿勢で定常的に進行しているものとして静的つりあいの関係から横圧解析を行なうことにする。

ここで、 $P$ : 輪重、 $\mu$ : 摩擦係数、 $F_i$ : フランジ外力、 $S_i$ : リンク作用力、 $Q_i$ : 横圧、 $\alpha, \beta$ : リンク動作角、 $l_i$ : 側ばり支持ゴム変位、 $x_i$ : 摩擦中心距離、 $R$ : 曲線半径、 $K$ : 側ばり支持ゴム剛性、 $\theta$ : リンク傾角を表わす。計算を単純化するため、車体、台車間の前後方向の力は摩擦力に比べて小さい、すなわち、引張力0の場合とする。レールと車輪間の摩擦係数は一定で、各車輪は完全なスリップの状態と考える(曲線半径の大きい場合には、クリープ<sup>(1)</sup>を考えねばならない)。

まず、各軸が曲線上に配置されるという条件から、

$$-\frac{c\theta}{a} \cdot \alpha + \frac{d}{R} - \frac{x_1}{R} - \frac{x_2}{R} = 0 \quad \dots\dots(1)$$

$$\frac{c\theta}{a} \cdot \beta - \frac{d}{R} + \frac{x_2}{R} - \frac{x_3}{R} = 0 \quad \dots\dots(2)$$

前軸、中間軸がフランジ外軌接触するという仮定から、

$$\frac{dx_2}{R} - c\alpha - \frac{ec\theta}{a} \alpha + \frac{d^2}{2R} = 0 \quad \dots\dots(3)$$

各軸について、力とモーメントのつりあいを考えれば、

$$F_1 - \frac{2\mu P x_1}{\sqrt{x_1^2 + s^2}} - 2\theta s_1 - 2kl_1 \sin \rho = 0 \quad \dots\dots(4)$$

$$F_1 x_1 - 2\mu P \sqrt{x_1^2 + s^2} - 2\theta s_1 (x_1 - e) + 2a s_1 - 2kl_1 \sin \rho (x_1 - e - c + h) - 2kf l_1 \cos \rho - \frac{M}{2} = 0 \quad \dots\dots(5)$$

$$F_2 - \frac{2\mu P x_2}{\sqrt{x_2^2 + s^2}} + 2\theta (s_1 + s_3) + 2k \sin \rho (l_1 + l_2) = 0 \quad \dots\dots(6)$$

$$F_2 x_2 - 2\mu P \sqrt{x_2^2 + s^2} + 2\theta s_1 (x_2 + d - e - c) + 2\theta s_3 (x_2 - d + e + c) + 2(-s_1 + s_3)(a - c\theta) + 2k \sin \rho [l_1 (x_2 + d - e - c + h) + l_2 (x_2 - d + e + c - h)] + 2kf \cos \rho (l_1 - l_2) = 0 \quad \dots\dots(7)$$

$$-\frac{2\mu P x_3}{\sqrt{x_3^2 + s^2}} - 2\theta s_3 - 2kl_2 \sin \rho = 0 \quad \dots\dots(8)$$

$$-2\mu P \sqrt{x_3^2 + s^2} - 2\theta s_3 (x_3 + e) - 2a s_3 - 2kl_2 \sin \rho (x_3 + e + c - h) + 2kf l_2 \cos \rho - \frac{M}{2} = 0 \quad \dots\dots(9)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \tan \rho &= \frac{a - (c - h)\theta}{f\theta}, \\ n_1 &= \sqrt{\left[ c - (c - h) \frac{c\theta}{a} \right]^2 + \left[ c\theta + (f - a) \frac{c\theta}{a} \right]^2} \quad \dots\dots(10) \\ l_1 &= n_1 \alpha, \quad l_2 = n_1 \beta \end{aligned} \right\}$$

$F_i, x_i, s_i, \alpha, \beta$  の9個を未知数として、(1)~(9)を解けばよい。ただし、車輪のレールに与える横圧は外内軌側で、

$$Q_i = F_i - \frac{\mu P x_i}{\sqrt{x_i^2 + s^2}} \quad \dots\dots(11)$$

$$Q_i = -\frac{\mu P x_i}{\sqrt{x_i^2 + s^2}} \quad \dots\dots(12)$$

ただし、これらの関係が成り立つのは、 $\beta_1 < \beta < \beta_2$  の範囲であって、 $\beta_2 \leq \beta$  では後軸内軌接触、 $\beta \leq \beta_1$  では後軸外軌接触となる。

$$\beta_1 = \frac{1}{c + \frac{ec\theta}{a}} \left[ \frac{d^2}{2R} - \frac{dx_2}{R} \right] \quad \dots\dots(13)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{c + \frac{ec\theta}{a}} \left[ \frac{d^2}{2R} - \frac{dx_2}{2R} + \delta \right] \quad \dots\dots(14)$$

ここで、 $\delta$ : スラック

図6はDE 50-DLの3軸台車の数値を用いた100m曲線における計算結果を示したものである。パラメータとして、リンク傾角 $\theta$ および側ばり支持ゴム剛性 $K$ を考慮した。これから、リンク傾角 $\theta$ が大きいほど、ゴム剛性 $K$ が小さいほど、横圧は小さくなること、またリンク傾角 $\theta$ があまり小さいと曲線走行形態の区分範囲が狭く不安定なため、横圧の面から考えれば、ある程度、角度を持たせたほうがよいことがわかる。

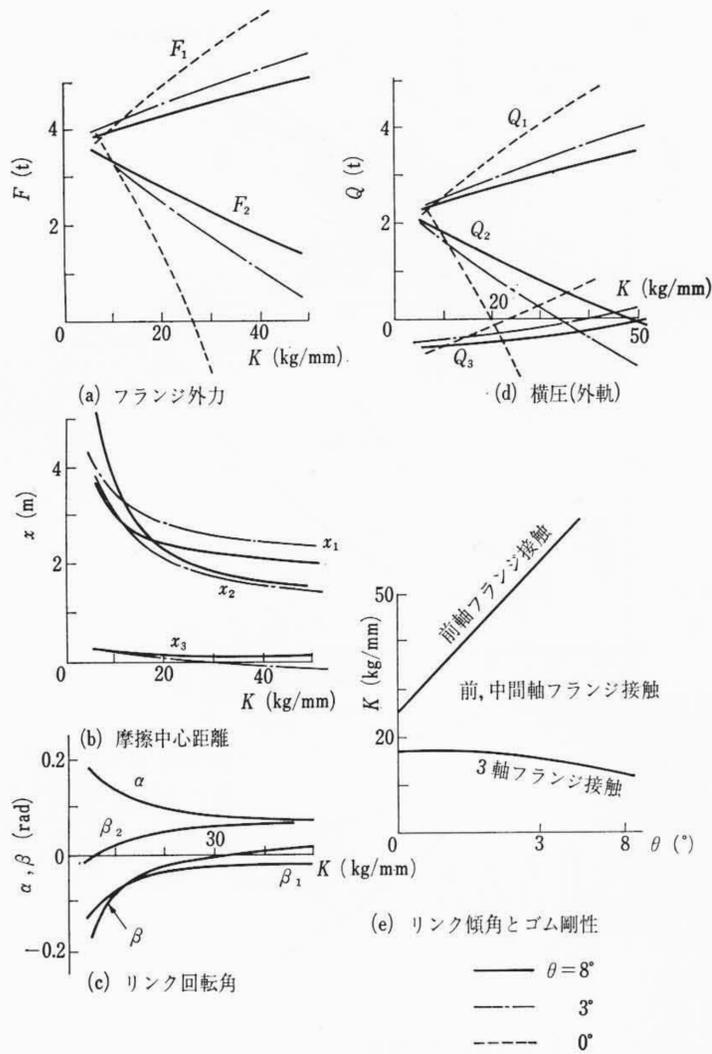


図6 横圧計算例

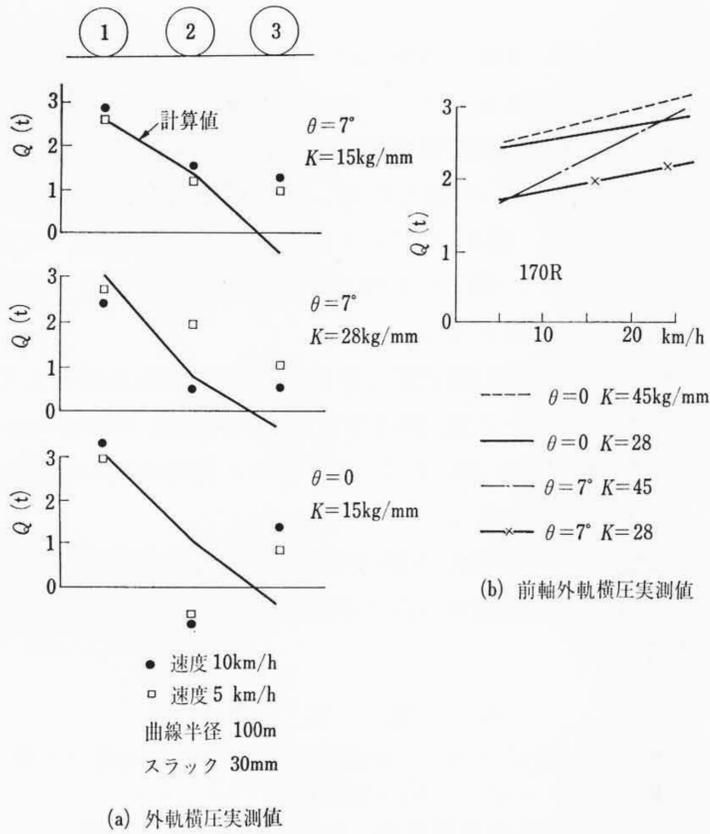


図7 横圧実測値と計算値

4. 横圧実測値

図7は、リンク傾角  $\theta$  と側ばり支持ゴム剛性  $K$  をいろいろ変えた場合の試験結果と計算値の比較を示したものである。(国鉄大船渡線にて DE 50-DL と類似構造を有する DE 10-DL によるレール側からの測定)<sup>(2)</sup>。計算値は傾向的には測定値とよく一致しており、リンク傾角  $\theta$  とゴム剛性  $K$  の横圧に及ぼす影響が確認された。

これらの計算と実測結果より、DE 50-DL 3 軸台車では、 $\theta=7^\circ$ 、 $K=28\text{ kg/mm}$  の仕様が設定された。

図8は、DE 50-DL と DD 51-DL とを水戸工場構内線で、全く同

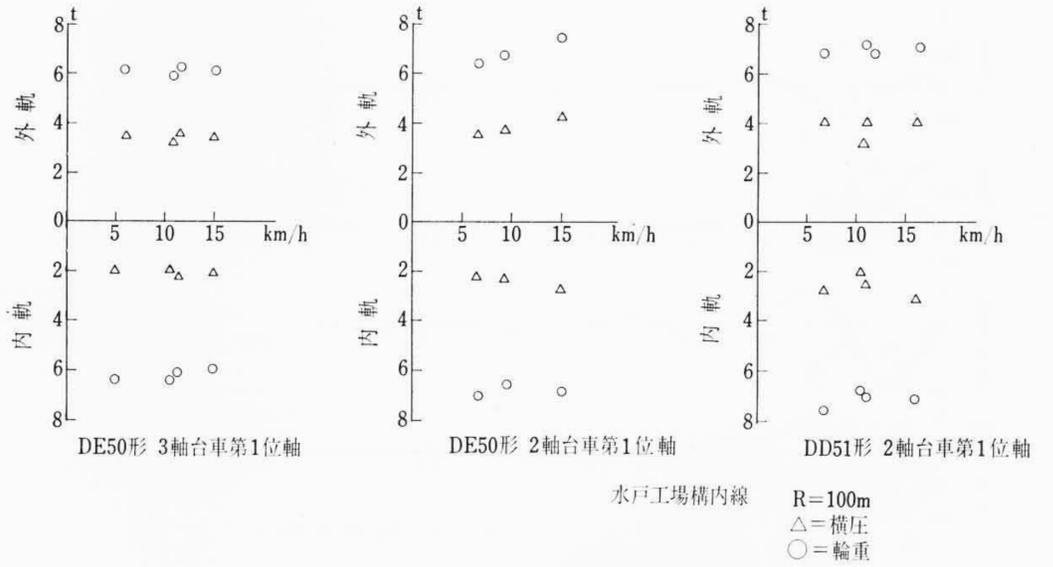


図8 横圧輪重測定結果 (100m)

一条件のもとに走行させたときの横圧と輪重の測定結果である。これより、この3軸台車の横圧は2軸台車と同程度で、かつ、脱線係数(横圧/輪重)も妥当な値であり、この3軸台車は2軸台車に匹敵する横圧性能を有することが確認された。

5. 3 軸台車の蛇行動

前述のように、この3軸台車の横圧低減には、リンク傾角  $\theta$  を大きく、支持ゴム剛性  $K$  を小さくすることが有効であるが、行き過ぎると各軸間の拘束が弱められるため蛇行動の心配がある。

蛇行動解析にあたっては、線形クリープ理論<sup>(3)</sup>の成り立つ微小変位の範囲でのみ考え、車体質量はじゅうぶんに大きく、台車の横変位に影響を及ぼさないと仮定している。ここで、 $m_1$ : 台車わく質量、 $i_1$ : 台車わく回転半径、 $m_2$ : 輪軸質量、 $i_2$ : 輪軸回転半径、 $l$ : リンク傾角による仮想回転中心までの距離、 $F$ : クリープ係数、 $v$ : 速度、 $\lambda$ : 踏面こう配、 $r$ : 車輪半径とする。 $y_i$ : 左右変位、 $\phi_i$ : 回転変位とし、添字  $i$  はそれぞれ、前輪軸、後輪軸、前台車わく、中間輪軸、後台車わくについて、 $A, B, 1, 2, 3$  とするとき、幾何学的関係より、

$$y_1 = y_2 - (l-d)\phi_2 + l\phi_1 \dots\dots\dots (15)$$

$$y_3 = y_2 + (l-d)\phi_2 - l\phi_3 \dots\dots\dots (16)$$

運動方程式は、

$$m_2 \ddot{y}_A = -\frac{F}{v} (\dot{y}_A - v\phi_A) - K_d (y_A - y_1) \dots\dots\dots (17)$$

$$m_2 i_2^2 \ddot{\phi}_A = -\frac{F}{v} \left( s^2 \dot{\phi}_A + \frac{\lambda sv}{r} y_A \right) - K_d (\phi_A - \phi_1) (t^2 + f^2) \dots\dots\dots (18)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -2K(l-e-c+h)(\phi_1 - \phi_2) - 2K_1 \{y_1 - (d-A)\phi_1\} - 2C_p \{\dot{y}_1 - (d-A)\dot{\phi}_1\} - K_d (y_1 - y_A) \dots\dots\dots (19)$$

$$m_1 i_1^2 \ddot{\phi}_1 = 2K(l-e-c+h)(e+c-h)(\phi_1 - \phi_2) + 2K_1(d-A)\{y_1 - (d-A)\phi_1\} + 2C_p(d-A)\{\dot{y}_1 - (d-A)\dot{\phi}_1\} + K_d(\phi_A - \phi_1)(t^2 + f^2) - 2as_1 \dots\dots\dots (20)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -\frac{F}{v} (\dot{y}_2 - v\phi_2) + 2K(l-e-c+h)(\phi_1 - \phi_2) + 2K(l-e-c+h)(\phi_2 - \phi_3) \dots\dots\dots (21)$$

$$m_2 i_2^2 \ddot{\phi}_2 = -\frac{F}{v} \left( s^2 \dot{\phi}_2 + \frac{\lambda sv}{r} y_2 \right) + 2K(l-e-c+h) \times (d-e-c+h) \{(\phi_1 - \phi_2) - (\phi_2 - \phi_3)\} + 2C_p(l-e-c+h)(d-e-c+h) \times \{(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3)\} + 2a(s_1 - s_3) \dots\dots\dots (22)$$

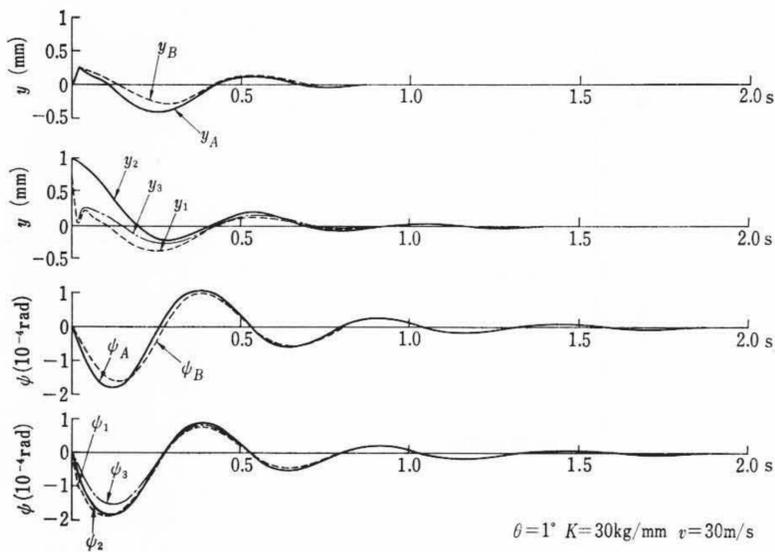


図9 蛇行動計算例

$$m_2 \ddot{y}_B = -\frac{F}{v} (\dot{y}_B - v \dot{\phi}_B) - K_d (y_B - y_3) \quad (23)$$

$$m_2 i_2^2 \ddot{\phi}_B = -\frac{F}{v} \left( s^2 \dot{\phi}_B + \frac{\lambda s v}{r} y_B \right) - K_d (\phi_B - \phi_3) (t^2 + f^2) \quad (24)$$

$$m_1 \ddot{y}_3 = -2K(l - e - c + h) (\phi_2 - \phi_3) - 2K_1 \{ y_3 + (d - A) \phi_3 \} - 2C_p \{ \dot{y}_3 + (d - A) \dot{\phi}_3 \} - K_d (y_3 - y_B) \quad (25)$$

$$m_1 i_1^2 \ddot{\phi}_3 = -2K(l - e - c + h) (e + c - h) (\phi_2 - \phi_3) - 2K_1 (d - A) \{ y_3 + (d - A) \phi_3 \} + 2C_p (d - A) \{ \dot{y}_3 + (d - A) \dot{\phi}_3 \} + K_d (\phi_B - \phi_3) (t^2 + f^2) + 2a s_3 \quad (26)$$

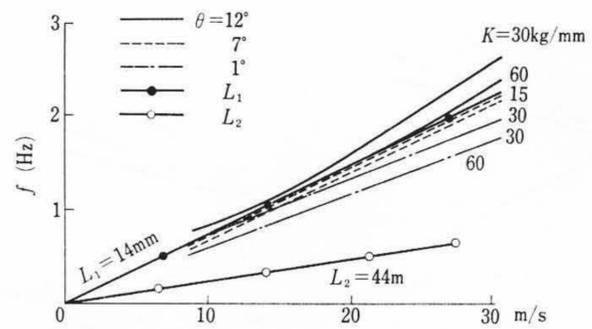
方程式(15)~(26)式の12個を未知数  $y_i, \phi_i, s_i$  の12個で解くのに、 $t=0$ にて、 $y_1=y_2=y_3=1\text{mm}$ 、以外はすべてゼロという条件を与えてルンゲクッタギル法によりその挙動を求めた。図9はDE50-DL 3軸台車の数値を用いた場合の計算例で、蛇行動に対して安定な場合である。

図10は、リンク傾角  $\theta$  と側ばり支持ゴム剛性  $K$  をパラメータとして、速度に対する蛇行動振動数と蛇行動の発散度合を表わす安定度を示したものである。ここで、 $L_1, L_2$  は1軸および2軸の幾何学的蛇行動<sup>(4)</sup>の波長である。これから、このような3軸台車では、蛇行動振動数は速度に比例し(すなわち、波長一定)各軸ともある程度の自由度を持つため、1軸蛇行に近く、かつ、リンク傾角  $\theta$  が小さく、側ばり支持ゴム剛性  $K$  の大きいほど、波長は長く、蛇行動に対して安定となることがわかる。

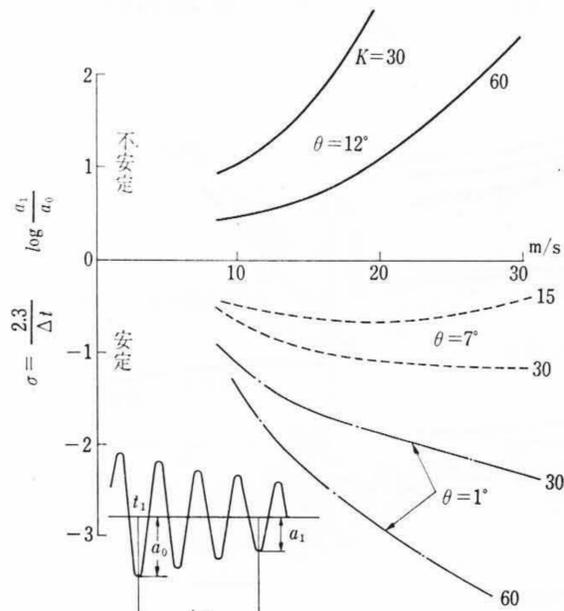
実際に高速走行状態を観測してみると、速度80 km/hあたりから3軸台車先頭軸の蛇行によると思われる横圧変化が認められることがあったが、特に問題となるものではなかった。

### 6. 結 言

DE 50-DL 3軸台車の横圧と蛇行動について、理論解析と実車測定結果との対比を行ない次の結果を得た。



(a) 蛇行動振動数計算値



(b) 蛇行動安定度計算値

図10 蛇行動計算結果

- (1) DE 50-DL 3軸台車形式は、リンク傾角を大きく、側ばり支持ゴム剛性を小さくすれば、前軸、中間軸は曲線転向時にフランジ外軌接触を起し、横圧を低減できる。
- (2) 蛇行動の点から考えれば、蛇行動振動数は速度に比例し(すなわち、波長一定)、1軸蛇行に近く、かつ、リンク傾角が小さく、側ばり支持ゴム剛性の大きいほど、蛇行動波長は長く安定となる。
- (3) 横圧低減と蛇行動安定とは互いに相反する立場にあるが、リンク傾角を7度、側ばり支持ゴム剛性を28 kg/mmに設定したDE 50-DLでは、2軸台車と同等の横圧性能を示すことが確認された。

終わりに臨みDE 50-DL 3軸台車の設計にあたり、懇切なご指導を賜った日本国有鉄道車両設計事務所の各位に深く謝意を表する次第である。

### 参 考 文 献

- (1) 日本国鉄技術研究所：高速鉄道の研究 263 (昭-42 研友社)
- (2) 出井：ディーゼル 43 (1967-5)
- (3) 松平：鉄道業務研究資料 9-19, 16 (Nov. 1952)  
F. W. Carter: Proc. Roy. Soc. Vol. 112, 583 (1928)
- (4) 横瀬：鉄道技術研究資料 26-10, 485 (1969-10)