

# 電気機関車の軸重移動とその補償法 (第1報)

— FA 形 42t 完全粘着機関車について —

## Weight Transfer and its Compensation in Electric Locomotive

森 脇 斌 夫\* 高 橋 忠 太\*  
Ayao Moriwaki Chuta Takahashi

### 内 容 梗 概

最近、電気機関車の主電動機出力増大に伴い、機関車粘着力を100%有効に使わざるを得なくなってきたが、このためには起動時の軸重移動を軽減することが望ましい。ここにわれわれはまず軸重移動を理論的に解析し、次いで実測を行い比較検討した。さらに東武鉄道株式会社納FA形完全粘着機関車に採用した軸重移動補償法を紹介し、スリップ試験による在来形機関車との引張力および粘着係数の比較を行った。この比較でいかに軸重移動補償法の効果が現われたかを明らかにしている。

### 〔I〕 緒 言

電気機関車が列車を引いて起動するとき発揮できる最大引張力は、機関車の動輪上重量に軌条と車輪間の摩擦係数を乗じた値に等しくなるはずである。しかし実際にはこのような理想的状態にはならず、軸重移動と呼ばれる現象により先頭軸の軸重が著しく減少するため、この軸がスリップを開始しこれ以上ノッチを進めることができなくなる。したがってこの最初にスリップを始める軸の引張力が全体の引張力を決定することになる。

従来の電気機関車ではこの軸重の移動量が軸重の15~20%にも達している。最近、主電動機製作技術の進歩に伴い出力が増大し、起動時引張力は粘着引張力により左右されるようになってきた。したがってもしこの軸重移動を完全に消滅させることができれば、完全粘着機関車として最大の引張力を発揮できるわけである。

本稿は従来まであまり研究の対象として取り上げられなかつたこの軸重移動現象について、まずその理論的解析を行い、その機械的軽減方法のみを考察し、さらに1台車1モータ歯車連結式の台車採用により著しく引張力を増大した東武鉄道株式会社納42t電気機関車について、いかに軸重移動補償方法の効果が現われたかを、各種試験で得られた資料により説明することとする。

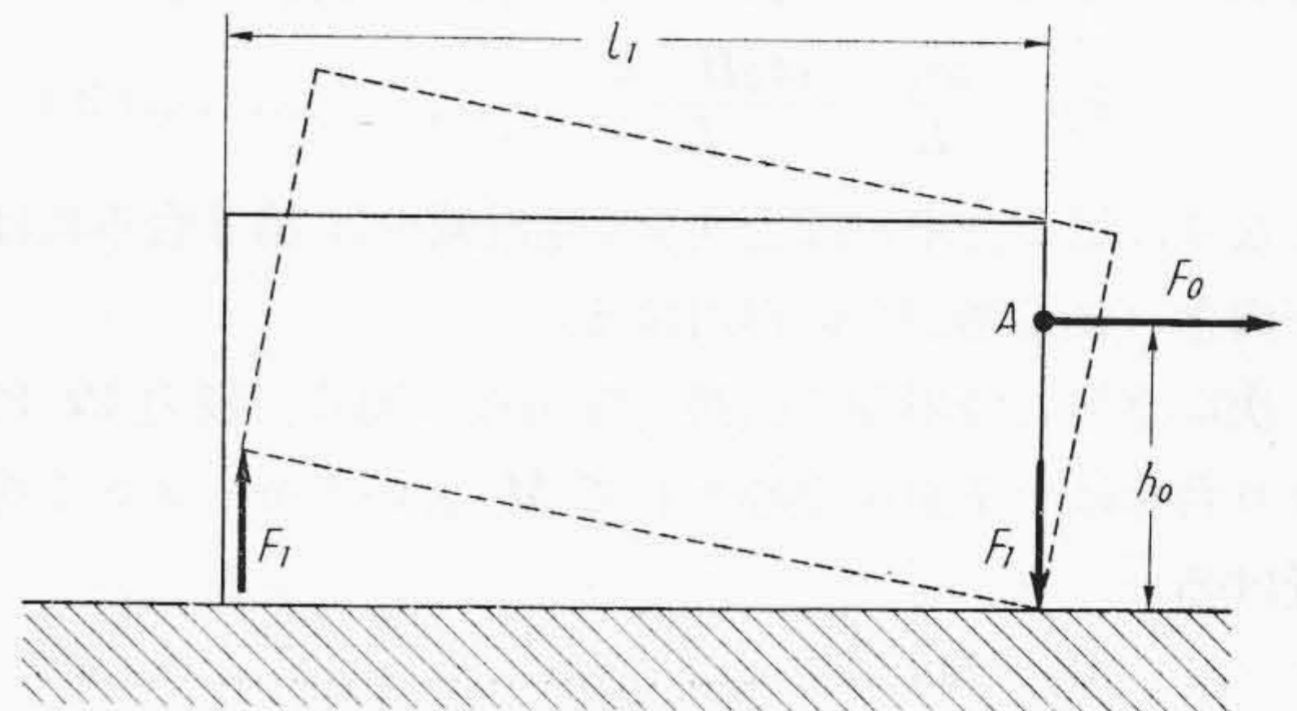
### 〔II〕 軸重移動現象の理論的解析

軸重移動現象をきわめて簡単に考えると、次のようになる。すなわち第1図のように直方体を机の上に置いて、高さ $h_0$ のA点で $F_0$ という力で右方にひっぱると、点線のように直方体が浮上り次の $F_1$ という力で左端は持ち上げられ右端は押下げられる。

$$F_1 = \frac{F_0 h_0}{l_1} \dots\dots\dots (1)$$

直方体の両端に車軸があると考えれば、左端軸は $F_1$ だけ軸重が減り、右端軸は $F_1$ だけ軸重が増すことになる。

\* 日立製作所水戸工場



第1図 軸重移動の原理

これが軸重移動現象の原理である。この原理は2軸貨車のような簡単な車輛にはそのまま適用できるが、電気機関車のようにボギー台車を持ち、さらに台車内には駆動モータがあるという複雑な構造に対してはこのまま適用するわけにはいかない。電気機関車の軸重移動の計算としては、次の両式が代表的である。

#### (1) Jacquemin 氏の方法<sup>(4)</sup>

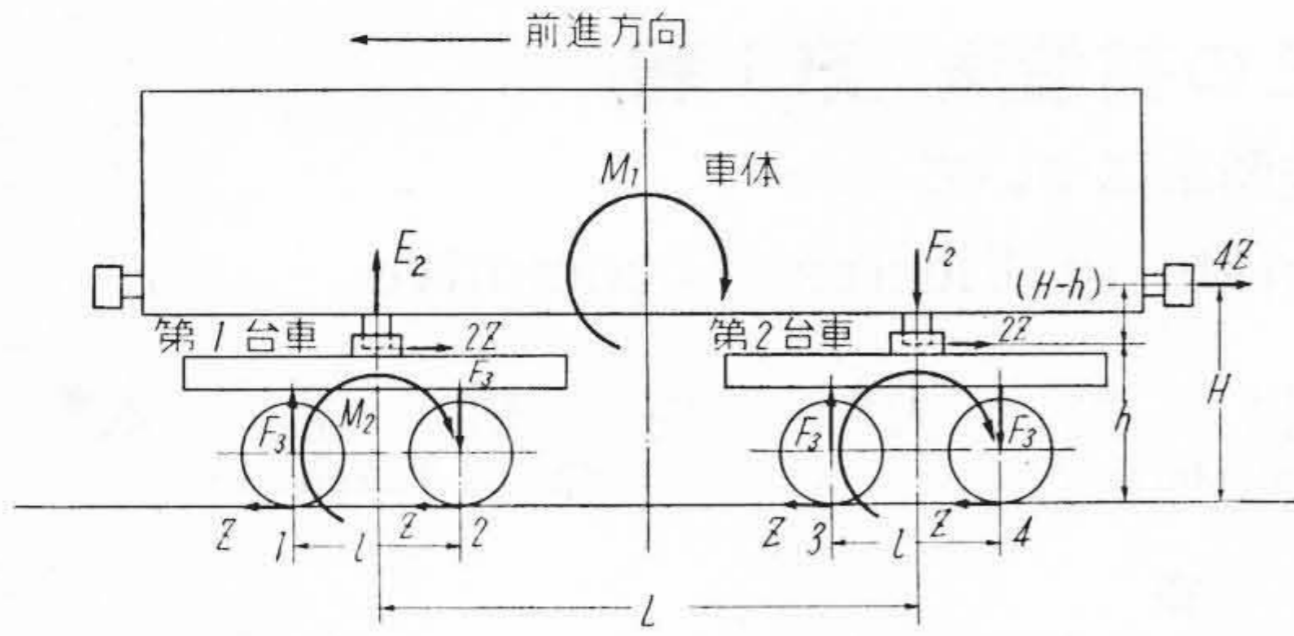
この解析の基本的考え方は次の項目であると推定される。すなわち

- (i) 機関車を巨視的に扱い、台車内のモータトルクによる影響は考えず、この影響はすべて台車内で完全にバランスしているとする。
- (ii) 車体と台車間の引張力伝達点を車体浮上りの回転中心と考える。この伝達点は普通は心皿である。
- (iii) 車体回転のほかに、台車自身の回転を考え、この中心は軌条面上にあるとする。

第2図のような2軸ボギー台車を持つ機関車において、次のように記号を定める。

- $z$  : 1軸当り引張力
- $H$  : 車体の引張力の軌条面からの作用高さ
- $h$  : 車体と台車間の引張力作用点の高さ
- $L$  : 台車間距離
- $l$  : 台車固定軸距

車体と台車間の引張力作用点 (普通は心皿と考えてよ



第2図 Jacquemin 氏法説明図

い) を中心とする車体の回転モーメント  $M_1$  は

$$M_1 = 4z(H-h) \dots\dots\dots (2)$$

であり、したがって各台車ごとの軸重移動量  $F_2$  は

$$F_2 = \frac{M_1}{L} = \frac{4z(H-h)}{L} \dots\dots\dots (3)$$

となり、第1台車には上向き(軸重減少)、第2台車には下向き(軸重増加)に作用する。

次に車体と台車間の引張力作用点に働く引張力  $2z$  により台車は軌条面を中心として  $M_2$  というモーメントを受ける。

$$M_2 = 2zh \dots\dots\dots (4)$$

したがって各軸に対しては軸重移動量  $F_3$  が生ずる。

$$F_3 = \frac{M_2}{l} = \frac{2zh}{l} \dots\dots\dots (5)$$

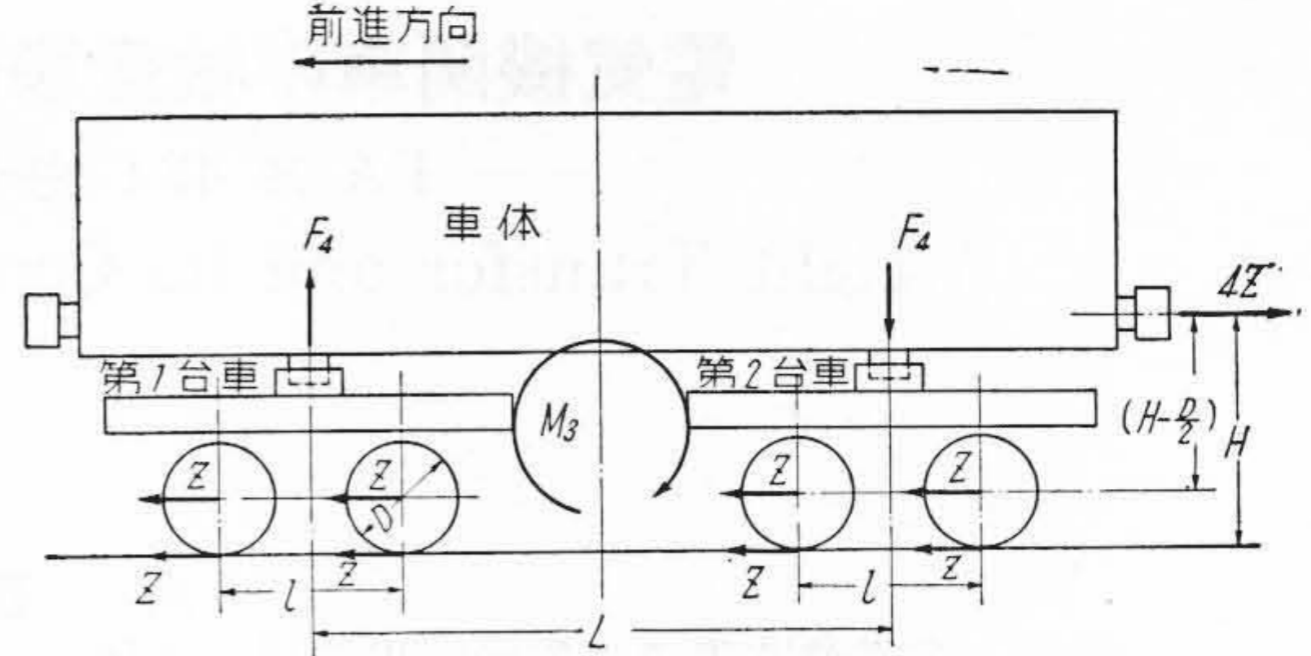
$F_3$  は第1軸と第3軸に対しては上向き(軸重減少)、第2軸と第4軸に対しては下向き(軸重増加)に働く。 $F_2$  および  $F_3$  による各軸の軸重移動量を集計すると第1表のとおりとなる。この表で+は増加、-は減少を示す。実際の数値を想定してみると、通常は明らかに、

$$\left| \frac{h}{l} \right| > \left| \frac{H-h}{L} \right| \dots\dots\dots (6)$$

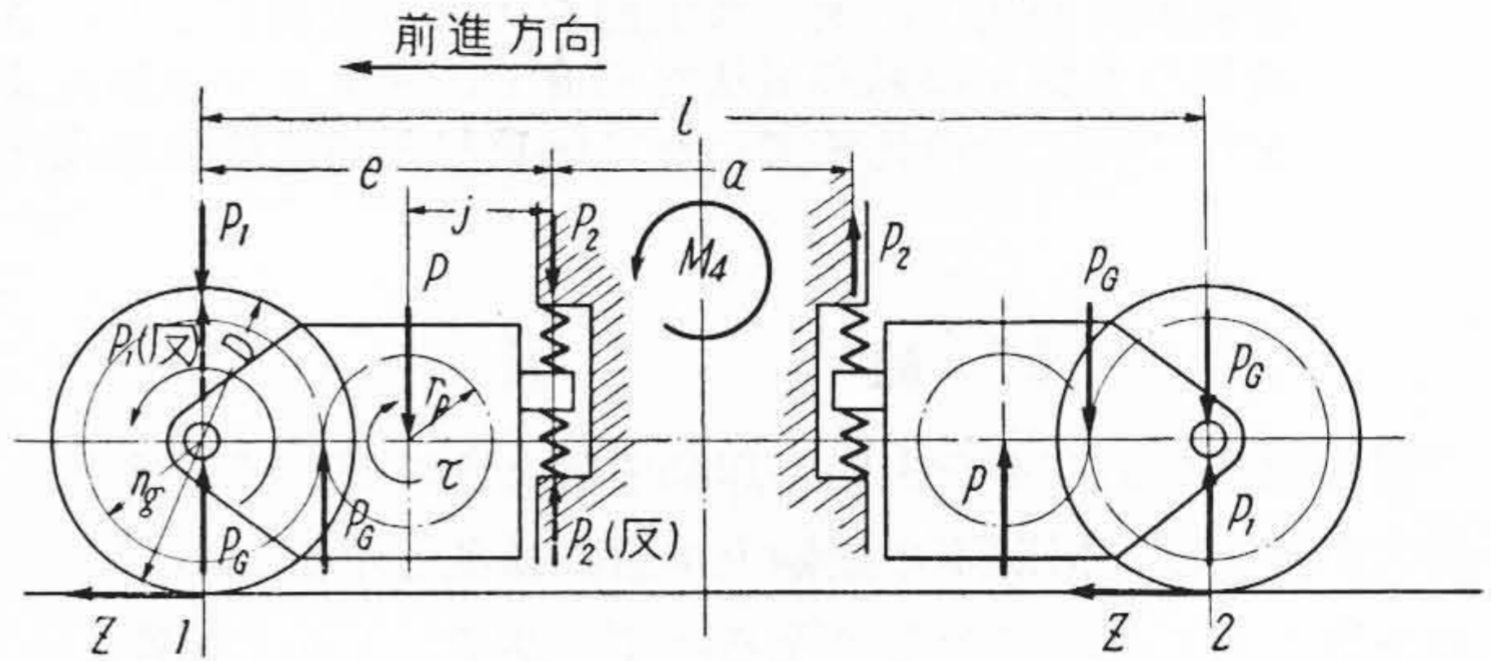
である。したがって第1表から容易に各軸の移動量の向きが判定される。すなわち、第1軸と第3軸は軸重減少、第2軸と第4軸は増加であり、第1軸が最も軸重が減少し、第4軸が最も増加する。また明らかに第1軸と第4軸、第2軸と第3軸はそれぞれ移動量の絶対値は等しい。この結果は実際のスリップ現象発生の順序とよく一致している。

第1表 Jacquemin 氏法による軸重移動量

| 軸番号 | 軸重移動量   |
|-----|---|
| 1   | $-\frac{F_2}{2} - F_3 = 2z \left( -\frac{H-h}{L} - \frac{h}{l} \right)$ |
| 2   | $-\frac{F_2}{2} + F_3 = 2z \left( -\frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right)$ |
| 3   | $+\frac{F_2}{2} - F_3 = 2z \left( +\frac{H-h}{L} - \frac{h}{l} \right)$ |
| 4   | $+\frac{F_2}{2} + F_3 = 2z \left( +\frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right)$ |



第3図 山下氏法説明図(その1)



第4図 山下氏法説明図(その2)

(2) 山下氏の方法<sup>(3)</sup>

この解析の基本的な考え方は次の項目であろう。

- (i) 台車内のモータトルクによる効果を重視する。
- (ii) 車体浮上りの回転中心は車軸中心である。
- (iii) 引張力による台車の回転を考えない。

第3図および第4図において、次のように記号を定める。

$H, l, L, z$ : 第1,2図と同じ

$D$ : 動輪直径

$r_p$ : ピニオン刻み円径

$r_g$ : ギャー刻み円径

$j$ : ノーズと電機子中心距離

$e$ : ノーズと車軸中心距離

$\tau$ : モータトルク

$\tau_f$ :  $\tau$  の反動でモータ枠が電機子軸を中心として回転しようとするトルク =  $\tau$

$P_G$ : ギャーのかみ合力

$P$ : 電機子軸がその軸受を通じてモータ枠を押す力 =  $P_G$

$P_1$ : モータ枠の車軸受金を通じて車軸に働く  $P$  の分力

$P_2$ : モータノーズを通じ台車枠に働く  $P$  の分力

$P_1(\text{反})$ :  $P_1$  の反力

$P_2(\text{反})$ :  $P_2$  の反力

以上の諸力間には次式が成り立つ。

$$P_1(\text{反}) \times e = \tau_f + Pj$$

$$\therefore P_1 e = \tau + Pj = P_G r_p + Pj = P r_p + Pj$$

$$\therefore P_1 = \frac{P(r_p + j)}{e} = \frac{P(e - r_g)}{e} = P \left( 1 - \frac{r_g}{e} \right)$$

$$\dots\dots\dots (7)$$

第2表 山下氏法による軸重移動量

| 軸番号 | 軸重移動量                      |
|-----|----------------------------|
| 1   | $(-P_G+P_1)-\frac{F_A}{2}$ |
| 2   | $(+P_G-P_1)-\frac{F_A}{2}$ |
| 3   | $(-P_G+P_1)+\frac{F_A}{2}$ |
| 4   | $(+P_G-P_1)+\frac{F_A}{2}$ |

また  $P_2=P-P_1$  .....(8)

したがってモータトルクによるものとしては、第1軸に対しては  $P_G$  が上向きに、 $P_1$  が下向きに働く。このほかに台車枠に働く  $P_2$  により

$M_4=P_2a$  .....(9)

なるモーメントを生ずる。ここで  $a$  は第1軸と第2軸の  $P_2$  の距離である。しかし山下氏は、

(i) 実際には  $a$  寸法が小さいのでモーメントは小。

(ii) 心皿面積が広いので回転はおさえられる。

という理由でこのモーメントの効果を省略している。

以上は台車内の軸重移動であるが、車体浮上りによるものとしては、次のように考えている。

モーメント  $M_3=4z\left(H-\frac{D}{2}\right)$  .....(10)

すなわち回転中心は車軸中心である。

ゆえに、 $M_3$  による各台車の軸重移動は  $F_4$  でありその向きは第3図のようになる。

$F_4=\frac{M_3}{L}=\frac{4z\left(H-\frac{D}{2}\right)}{L}$  .....(11)

これらの各値を各軸について集計すると第2表となる。この場合も実際の数値を想定してみると、第1軸と第3軸は軸重が減り、第2軸と第4軸は軸重が増し、また明らかにこの各群内ではその絶対値は等しく、第1軸が最も軸重が減り、第4軸が最も増すことになる。これも実際のスリップ順序とよく一致する。

〔III〕 軸重移動量の補償法

軸重の移動量を補償するため、前節で求めた計算式の各項を検討することとする。そのためには台車間と台車内の両方に分けて考えて行く方がよい。

(1) 台車間の軸重移動補償法

Jacquemin 式の (3) 式によれば  $L$  を大に、 $(H-h)$  を小にすればよく、山下氏の式 (11) によれば、 $L$  を大に、 $\left(H-\frac{D}{2}\right)$  を小にすればよい。台車間距  $L$  を大とすることは構造上の制約からあまり多くを望み得ず、しいて行えば車体全長を増し不得策であるから、実際には考えられない。 $h$  を大にすることは (5) 式からわかるように台車内の軸重移動量を直接増大させるのでまずいわけ

である。直径  $D$  を変えることも考えられない。したがって  $H$  を小にするより方法がないが、実際には連結器高さ  $H$  は国鉄または私鉄においても規定があり一定値であるから、勝手に変えるわけにはいかない。すなわち台車間軸重移動を減少させるのは困難であるといえよう。しかしこの台車間の軸重移動量は Jacquemin 氏の式でも山下氏の式でも絶対値としては、台車内の軸重移動量と比較して著しく小さいので、現実の問題としてこの軽減を計つても効果は少ないものと考えられる。

(2) 台車内の軸重移動補償法

Jacquemin 氏法と山下氏法に分けて検討する。

(a) Jacquemin 氏法のと看

Jacquemin 氏の (5) 式からわかるように  $l$  を大にし、 $h$  を小にすればよい。しかし固定軸距  $l$  を大にすることは台車重量が不必要に増大するわけで得策ではない。したがって  $h$  を小にするのみである。しかもこの方法は比較的簡単に実現できる。この実例としてフランスの交流電気機関車の Jacquemin 台車、日本国有鉄道向 ED 4521 形交流電気機関車および目下設計中の新 ED 60 形電気機関車がある。

(b) 山下氏法のと看

山下氏の計算では第2表に示されるように、たとえば第1軸に対しては台車内の移動量が  $-P_G+P_1$  である。この値を書き替えると、次のとおりである。

$$P_G=\frac{zD}{2r_g}, \quad P_1=P_G\left(1-\frac{r_g}{e}\right)$$

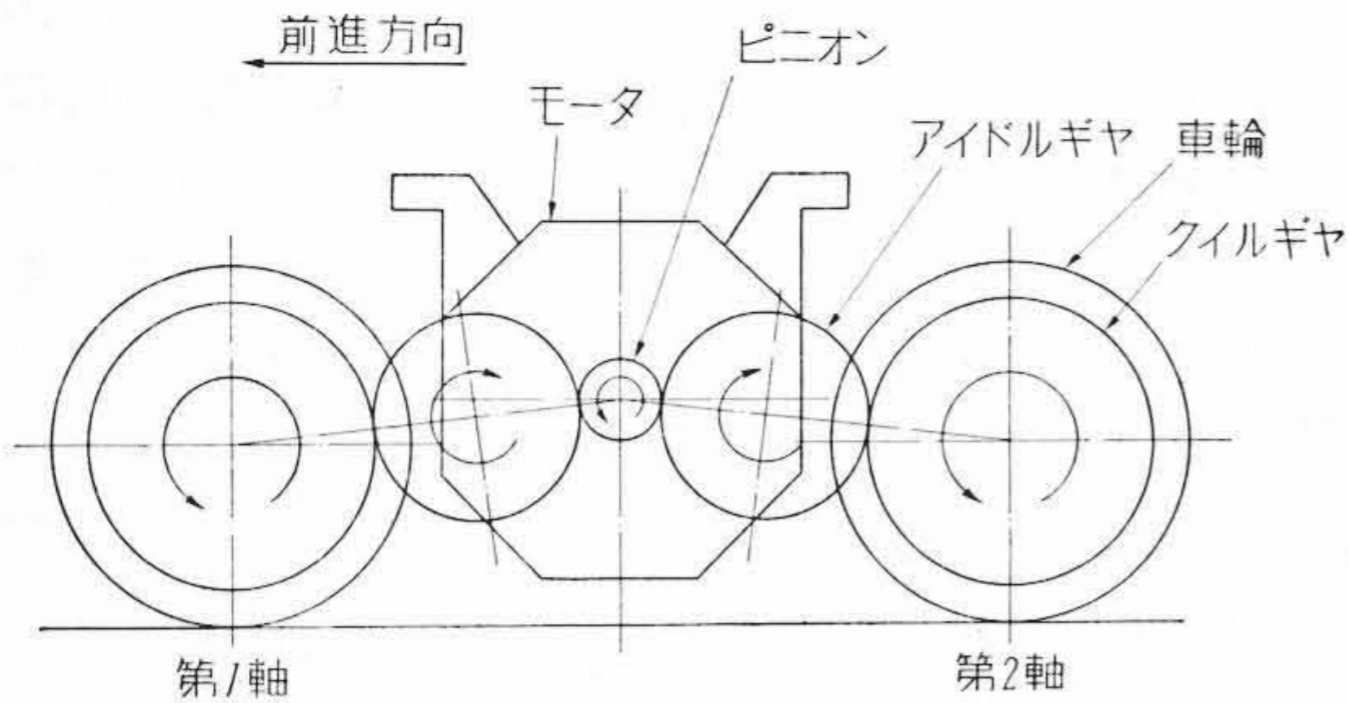
$$\therefore -P_G+P_1=\frac{zD}{2r_g}\left(-1+1-\frac{r_g}{e}\right)$$

$$=-\frac{zD}{2e} \dots\dots\dots(12)$$

車輪直径  $D$  は一定として (12) 式から明らかに  $e$  を大とすれば軸重移動が減ることがわかる。しかしこれはモータ枠の寸法を大きくすることであり好ましくない。

〔IV〕 FA 形完全粘着機関車の軸重移動補償法

前節では理論的解析を根拠として軸重移動補償法を考察したが、直接軸重移動を消滅させるのと同等の効果を持つ方法がある。それは一台車内において2軸を機械的に連結してしまうことである。連結は連結棒によるかまたは歯車によるかいずれにせよ一台車内の各軸がスリップを単独で起せなくなる。したがって台車内の軸重移動量は見かけ上零となつたと考えてよい。このとき台車間の軸重移動量は残るがこの値は小さいので問題とするに足りない。東武鉄道株式会社納 FA 形 42t 完全粘着機関車は歯車連結式を採用している。以下その構造および理論的な効果について述べる。



第 5 図 歯車連結式単モータ台車説明図

(1) 歯車連結式単モータ台車について

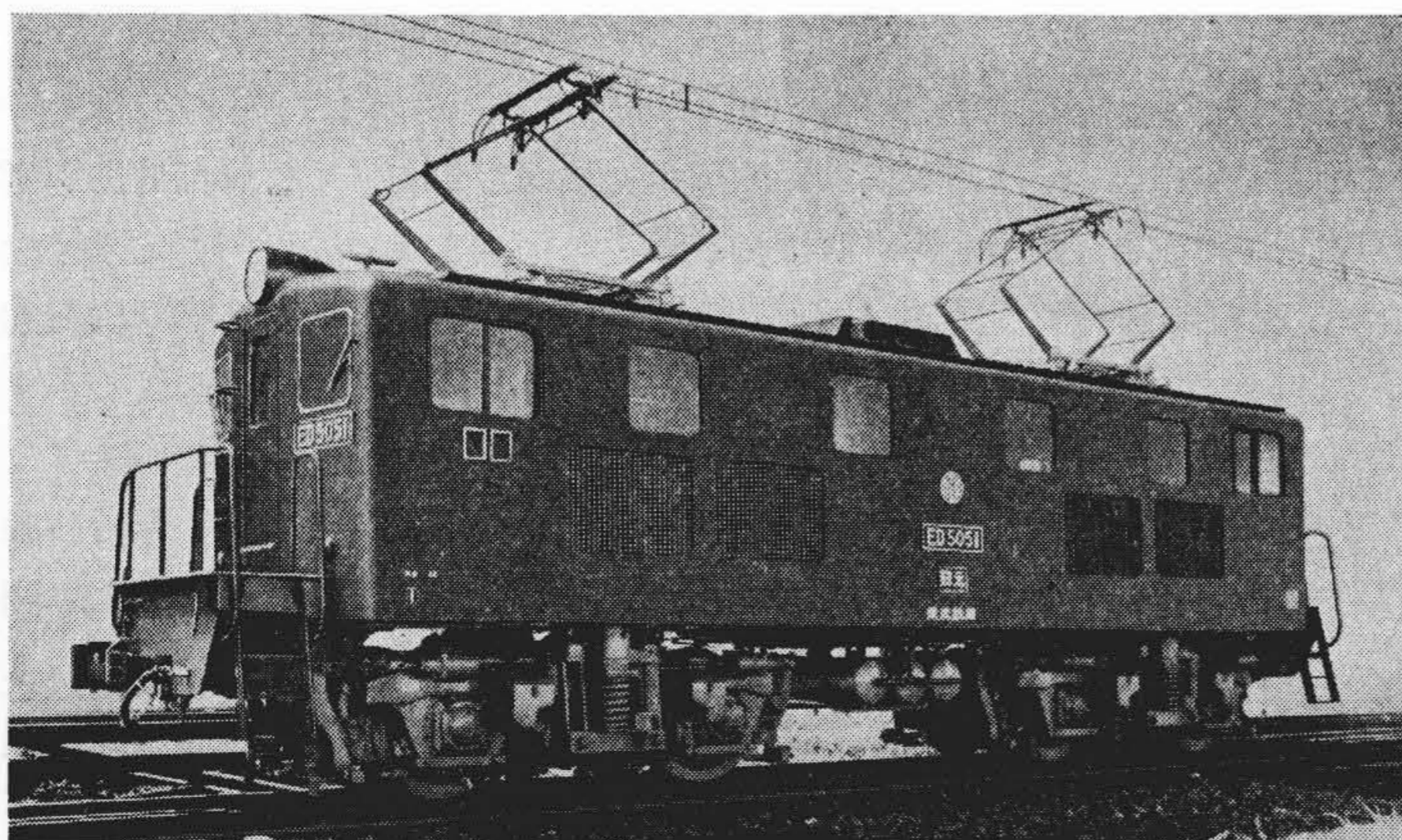
この台車構造は第 5 図に示されるように 1 台車の中央に 1 個のモータ（台車装荷，中空軸駆動）を置き，前後の車軸をアイドルギヤを通じて歯車連結としたものである。モータおよびギヤケースは直接台車枠に固定され，アイドルギヤ，中空軸，クイルギヤはギヤケースに支持されている。この構造では前軸と後軸が常に同一の回転数で回転することになり，一軸のみがスリップを始めることが不可能である。

(2) 理論上の効果

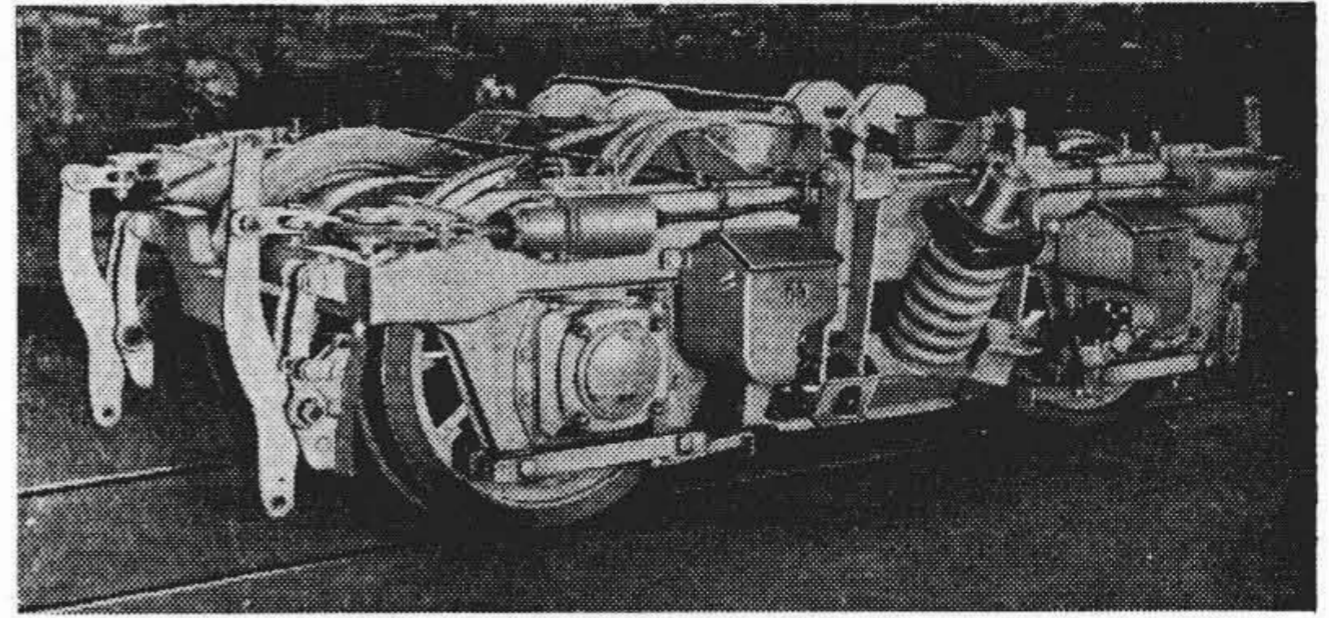
第 5 図の構造では 1 軸のみのスリップはなく 2 軸が同時にスリップする。この直前の状態を考えると，図において第 1 軸は軸重が減少し，その減った分だけ第 2 軸は増しておりこの異なった軸重と粘着係数の積に等しい引張力をそれぞれ発揮している。したがって平均すれば台車内の軸重移動がないときの平均軸重に相応する引張力を発揮するわけであつて，言い方を換えれば台車内の軸重移動が打消されたわけである。これを Jacquemin 式により表わせば次のとおりである。すなわち

まったく軸重移動を補償せぬときは第 1 軸の有効軸重は，

$$\frac{W}{4} - 2z \left( + \frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right)$$



第 6 図 FA 形 42 t 完全粘着機関車 (ED 5050 形)



第 7 図 CG-1 形歯車連結式単モータ台車

$$= \frac{W}{4} - 2 \left( \frac{\mu W}{4} \right) \left( + \frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right) \dots \dots \dots (13)$$

ここで  $W$  : 機関車重量 (4 軸車と仮定する)

$\mu$  : 真の粘着係数 (最大引張力を  $W$  で除した見かけの粘着係数ではなく，軸重の移動がまったくないときの車輪と軌条間の摩擦係数である。

機関車全体の有効最大引張力は，

$$\left\{ \frac{W}{4} - 2 \left( \frac{\mu W}{4} \right) \left( + \frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right) \right\} \times \mu \times 4$$

$$= \mu W \left\{ 1 - 2 \mu \left( \frac{H-h}{L} + \frac{h}{l} \right) \right\} \dots \dots \dots (14)$$

次に歯車連結式台車では (14) 式の ( ) 内の第 2 項が零となる。したがって有効最大引張力は，

$$\mu W \left\{ 1 - \frac{2 \mu (H-h)}{L} \right\} \dots \dots \dots (15)$$

となる。式 (15) から式 (14) を差引けばこの台車による引張力増大の効果が求められる。すなわち

$$2 \mu^2 W \cdot \frac{h}{l} \dots \dots \dots (16)$$

一例として  $H=880$  mm,  $h=750$  mm,  $L=5,600$  mm,  $l=2,450$  mm,  $\mu=0.3$  として，(14) 式を算出すると， $0.24 W$ ，(16) 式は  $0.055 W$  となり，この比をとると 23% という値が得られる。

これは著しく大きな効果であり，表現を変えると同一引張力を発揮する普通形機関車よりも FA 形完全粘着機関車は自重を 23% 減少できるということになる。

〔V〕 軸重移動測定および

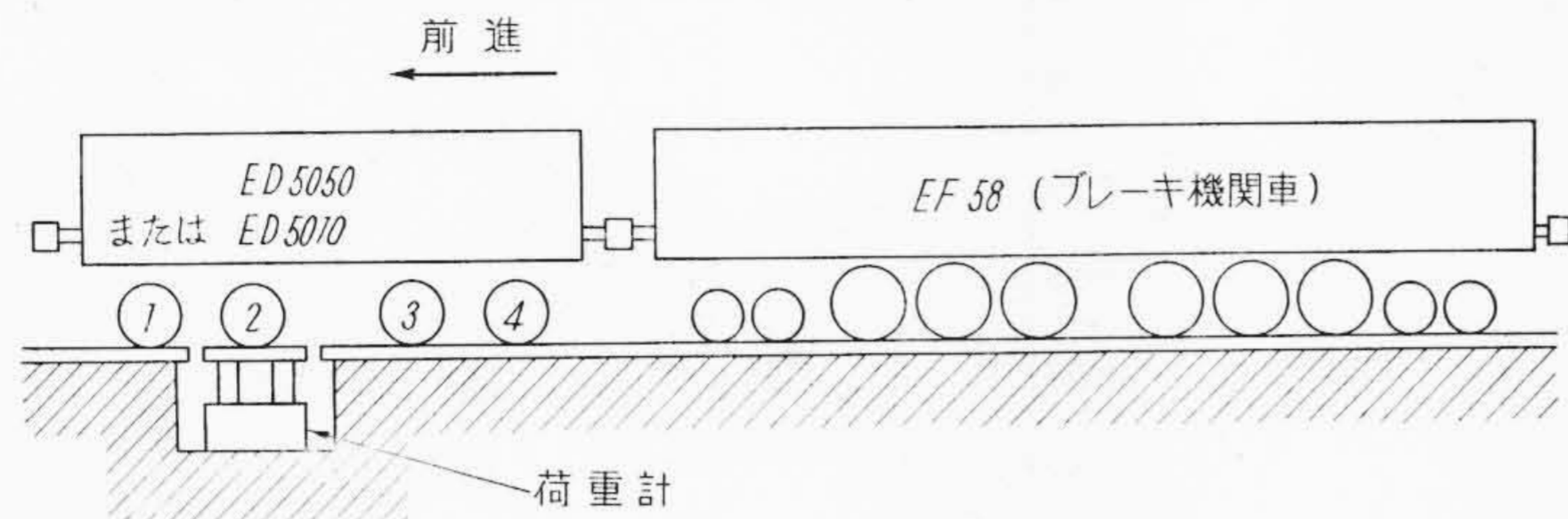
スリップ試験と結果の検討

東武鉄道株式会社納 FA 形完全粘着機関車 (ED 5050 形) および同時に納入した従来の形式の各軸駆動機関車 (ED 5010 形) について，起動時の軸重測定とスリップ試験を行つたので，この結果に基づいて，計算式の検討と歯車連結式単モータ台車の効果も検討することとする。第 6 図は FA 形完全粘着

機関車の外形を示し、第7図はその台車である。

(1) 軸重測定

第8図に示すように、小スパンに分割された軌条の下に荷重計(抵抗線歪計により軸重を測定する)を置き、この上に1軸ずつ乗せて起動時の軸重測定を行うものである。引張荷重としては図のようにEF58形電気機関



第8図 軸重測定説明図

第3表 完全粘着機関車 ED 5050 形軸重移動測定値

| 軸番号 | 機関車引張力 (t) | 軸重移動量 (t) | 軸重に対する軸重移動量の比 (%) |
|-----|------------|-----------|-------------------|
| 1   | 4.40       | -0.75     | - 7.2             |
|     | 7.00       | -1.38     | -13.2             |
|     | 10.60      | -1.94     | -18.5             |
| 2   | 4.60       | +0.73     | + 7.0             |
|     | 7.00       | +1.11     | +10.6             |
|     | 11.20      | +1.87     | +17.9             |
| 3   | 4.40       | -0.71     | - 6.8             |
|     | 7.40       | -1.10     | -10.5             |
|     | 10.40      | -1.77     | -16.9             |
| 4   | 4.40       | +0.69     | + 6.6             |
|     | 11.00      | +2.01     | +19.2             |
| 計   |            | +2.19     |                   |

注: [-] は減少, [+] は増加

第4表 各軸駆動機関車 ED 5010 形軸重移動測定値

| 軸番号 | 機関車引張力 (t) | 軸重移動量 (t) | 軸重に対する軸重移動量の比 (%) |
|-----|------------|-----------|-------------------|
| 1   | 2.48       | -0.51     | - 4.5             |
|     | 3.44       | -0.68     | - 6.0             |
|     | 5.56       | -1.19     | -10.5             |
|     | 5.72       | -1.07     | - 9.5             |
|     | 7.52       | -1.25     | -11.1             |
| 2   | 2.48       | +0.43     | + 3.8             |
|     | 3.44       | +0.51     | + 4.5             |
|     | 5.56       | +0.66     | + 5.8             |
|     | 7.32       | +1.04     | + 9.2             |
| 3   | 2.48       | -0.32     | - 2.8             |
|     | 3.44       | -0.43     | - 3.8             |
|     | 5.72       | -0.69     | - 6.1             |
|     | 7.32       | -0.85     | - 7.5             |
| 4   | 2.48       | +0.48     | + 4.2             |
|     | 3.44       | +0.59     | + 5.2             |
|     | 5.72       | +0.96     | + 8.5             |
|     | 7.52       | +1.23     | +10.9             |
| 計   |            | -1.00     |                   |

注: [-] は減少, [+] は増加

車を使用し、起動時にはブレーキをかけておくわけである。引張力は電流計の読みからモータ特性曲線を参照して求めることとした。

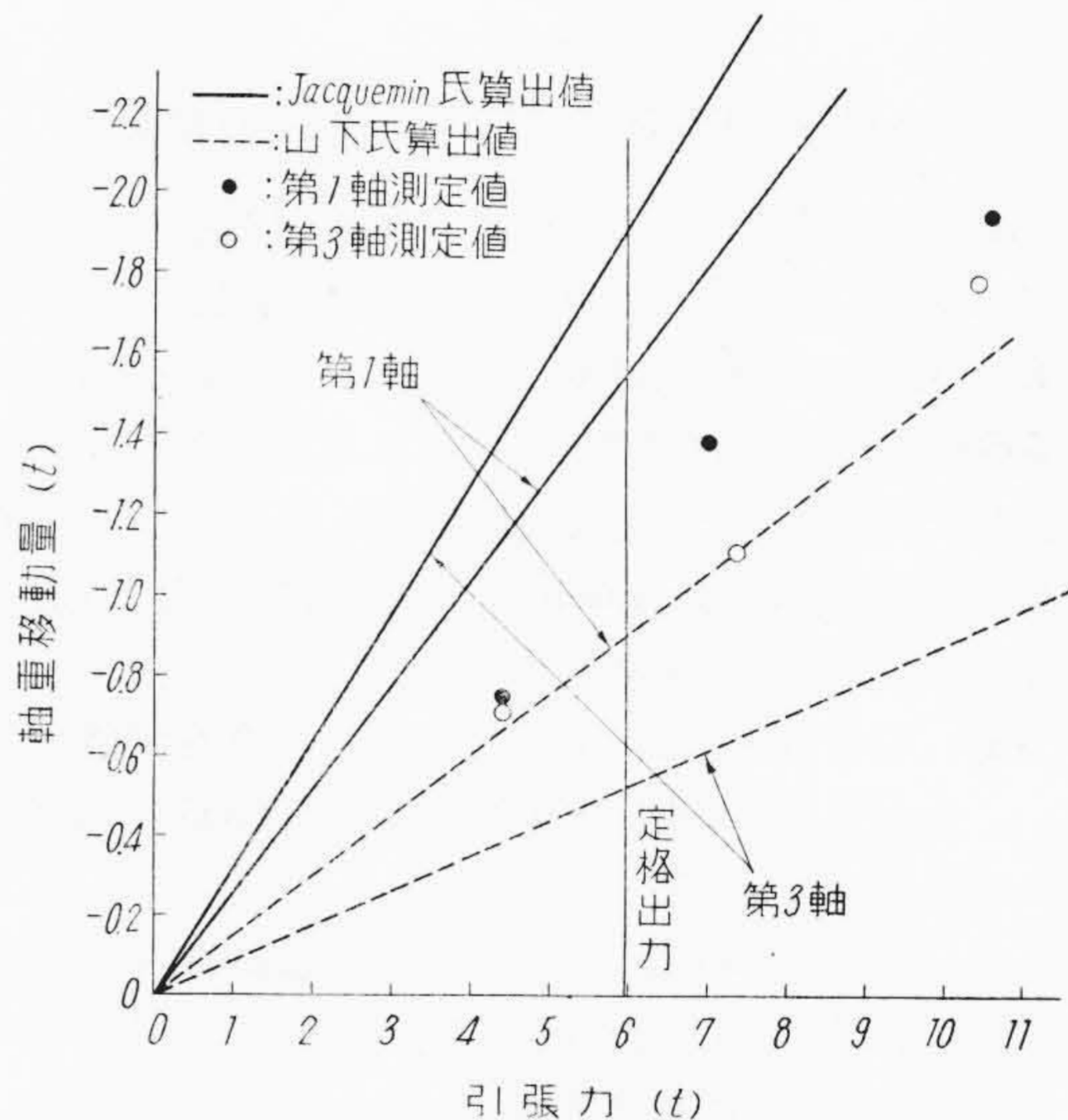
(a) 軸重測定結果

測定値を第3~4表に示している。横軸に引張力をとつてこれをプロットすれば第9~12図のようになる。

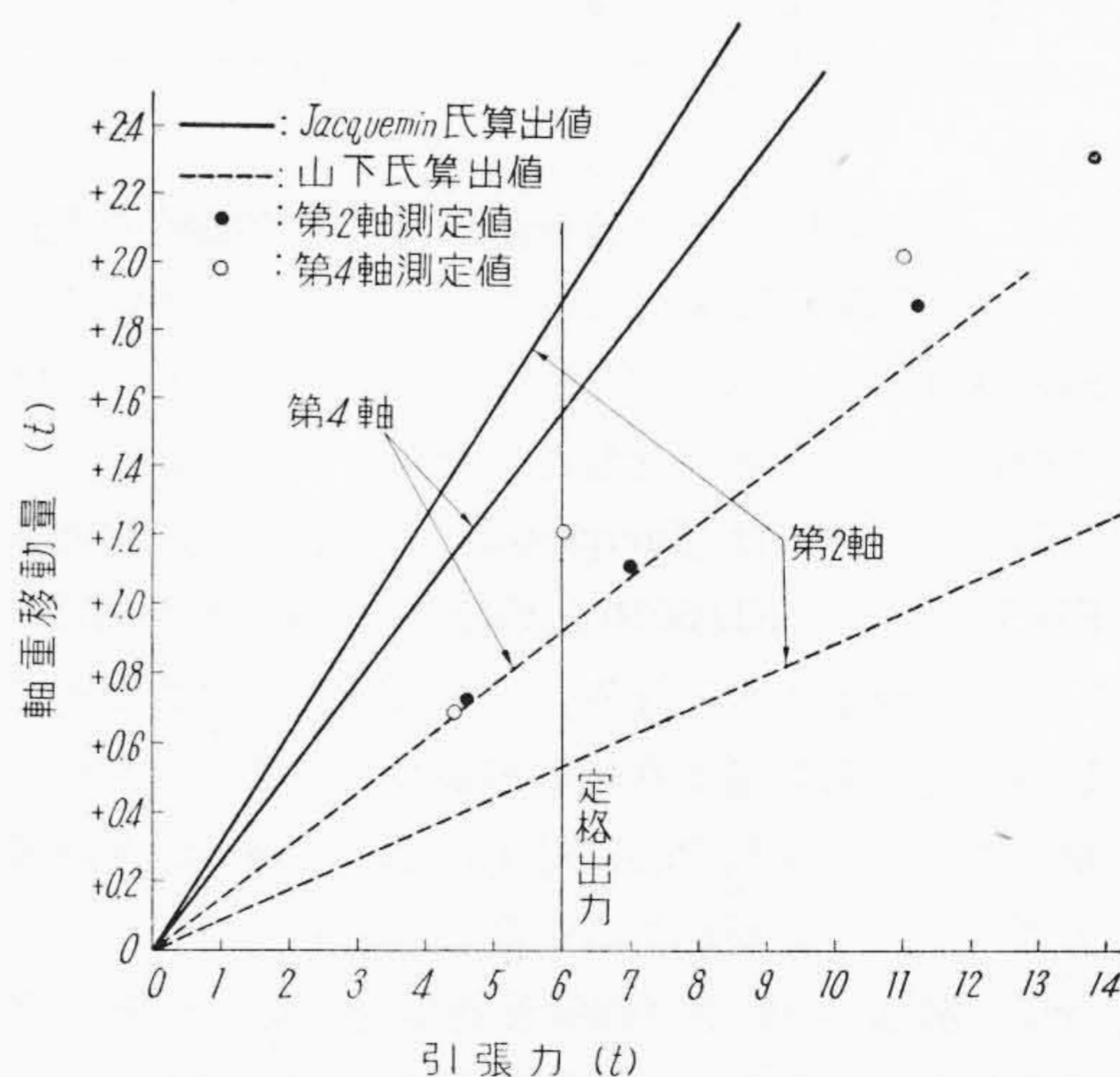
(b) 軸重測定結果の考察と計算式の検討

測定結果について検討すれば次のことがいえよう。

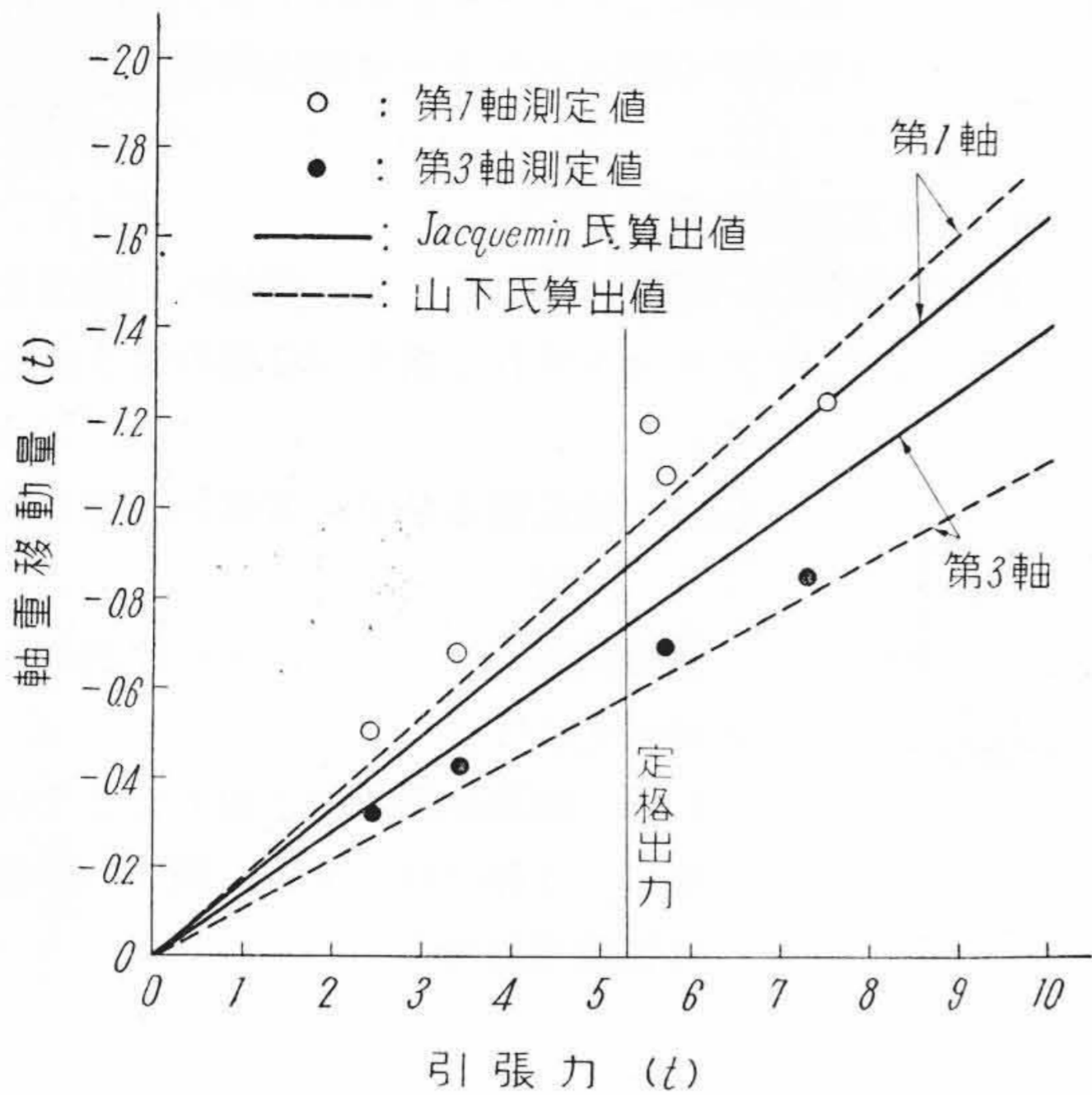
(i) 理論的解析で予想したように第1, 3軸は軸重減少, 第2, 4軸は軸重増加である。



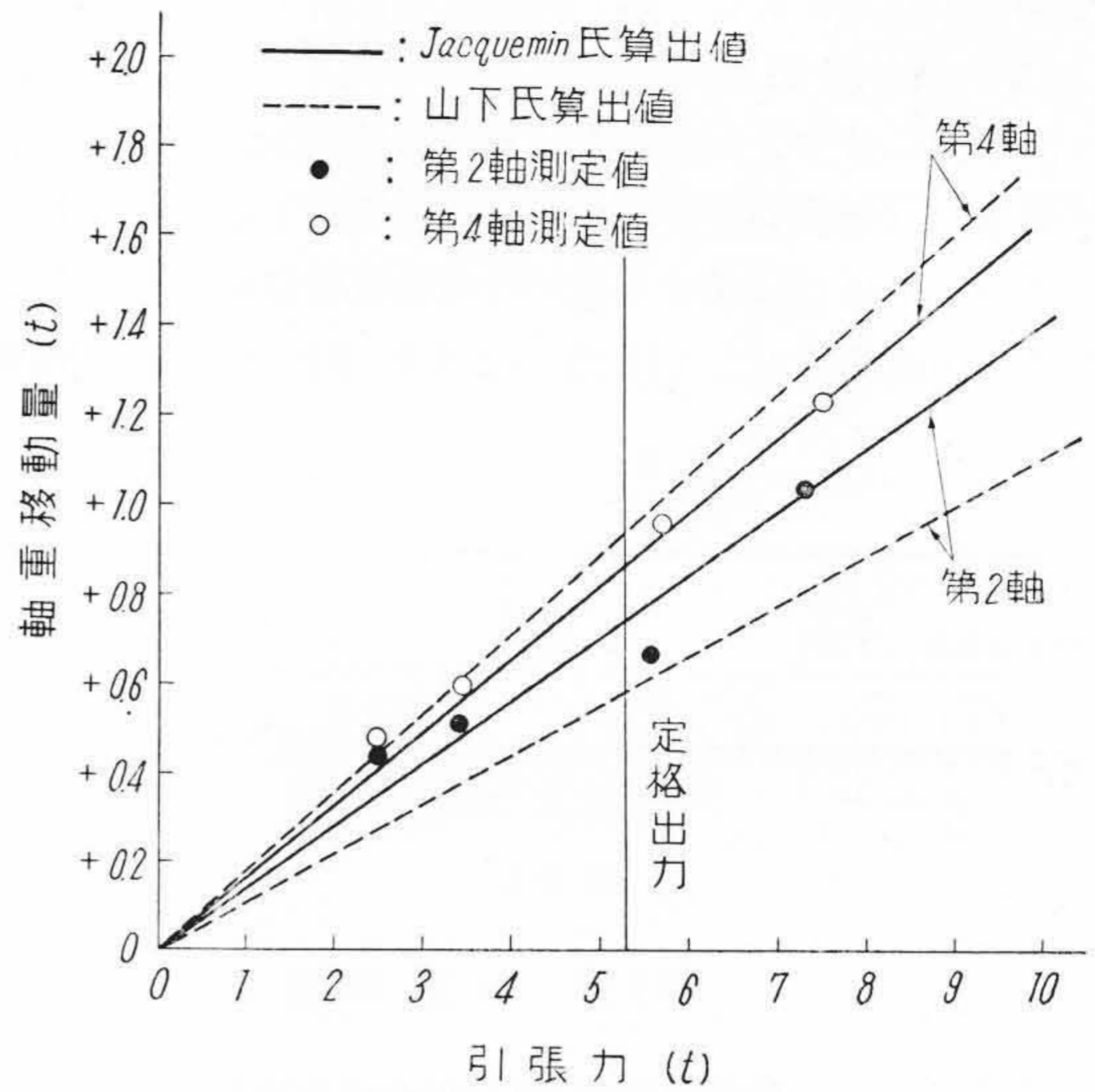
第9図 ED 5050 形第1, 3軸々重移動



第10図 ED 5050 形第2, 4軸々重移動



第11図 ED 5010 形第1, 3軸々重移動



第12図 ED 5010 形第2, 4軸々重移動

(ii) 理論式で求めた計算値を第9~12図へ記入すると図中の原点から放射される直線となる。この計算に必要な主要数値は第5表のとおりであるが、ED 5050形については特殊台車であることを考慮し、山下氏式に一部修正を加えて使用している。さて、この直線の中、実線は Jacquemin 氏式、点線は山下氏式であるが、どちらも実測値とは一致していない。

(iii) しいていえば、山下式の方がやや実測値に近い。しかし ED 5010 の第2軸とか ED 5050 の第2, 3軸は相当の実測値との差がある。

(iv) Jacquemin 算出値では、各軸同志の絶対値の差が少ない。すなわち台車内の移動量が大で、台車間の移動量が小さめに算出されるためである。山下式ではこれが逆となり（もちろん台車内の方が台車間より大きい値ではあるが）各軸ごとの絶対値の差が大きい。これは各放射直線を図中で観察して認められることである。

(v) ED 5010 形では比較的計算値と実測値の差が少ないが、ED 5050 形ではこの差がかなり大きい。この ED 5050 形の台車は特殊構造なので計算式としてはやや複雑な条件を多く含むためであるといわれる。

(vi) 計算値では (Jacquemin 式) 台車間の移動量は ED 5050 形は ED 5010 と異なり  $h > H$  のために、第2台車がマイナスとなる。しかし実測値はこの逆で第1軸の方が第3軸より軸重が減っている。したがって車体浮上りの回転中心に対する Jacquemin 氏の考え方に再検討の必要があるかもしれない。

(vii) 第3, 4表中の軸重移動測定値をそれぞれ集計すると零にならない。機関車重量に変化はないはずであるから零になるべきである。この原因として本測定

第5表 数値表 (単位 mm)

|       | ED 5010 | ED 5050 |
|-------|---------|---------|
| $H$   | 880     | 880     |
| $h$   | 750     | 1,215   |
| $L$   | 5,600   | 5,900   |
| $l$   | 2,450   | 2,080   |
| $D$   | 1,000   | 1,000   |
| $e$   | 864     |         |
| $r_g$ | 360     |         |

は第8図に示すような1軸ごとの測定を行つたものであるからこの誤差が現われたのであろう。全軸を同時に測定する方法が最も望ましい。

以上を要約すれば

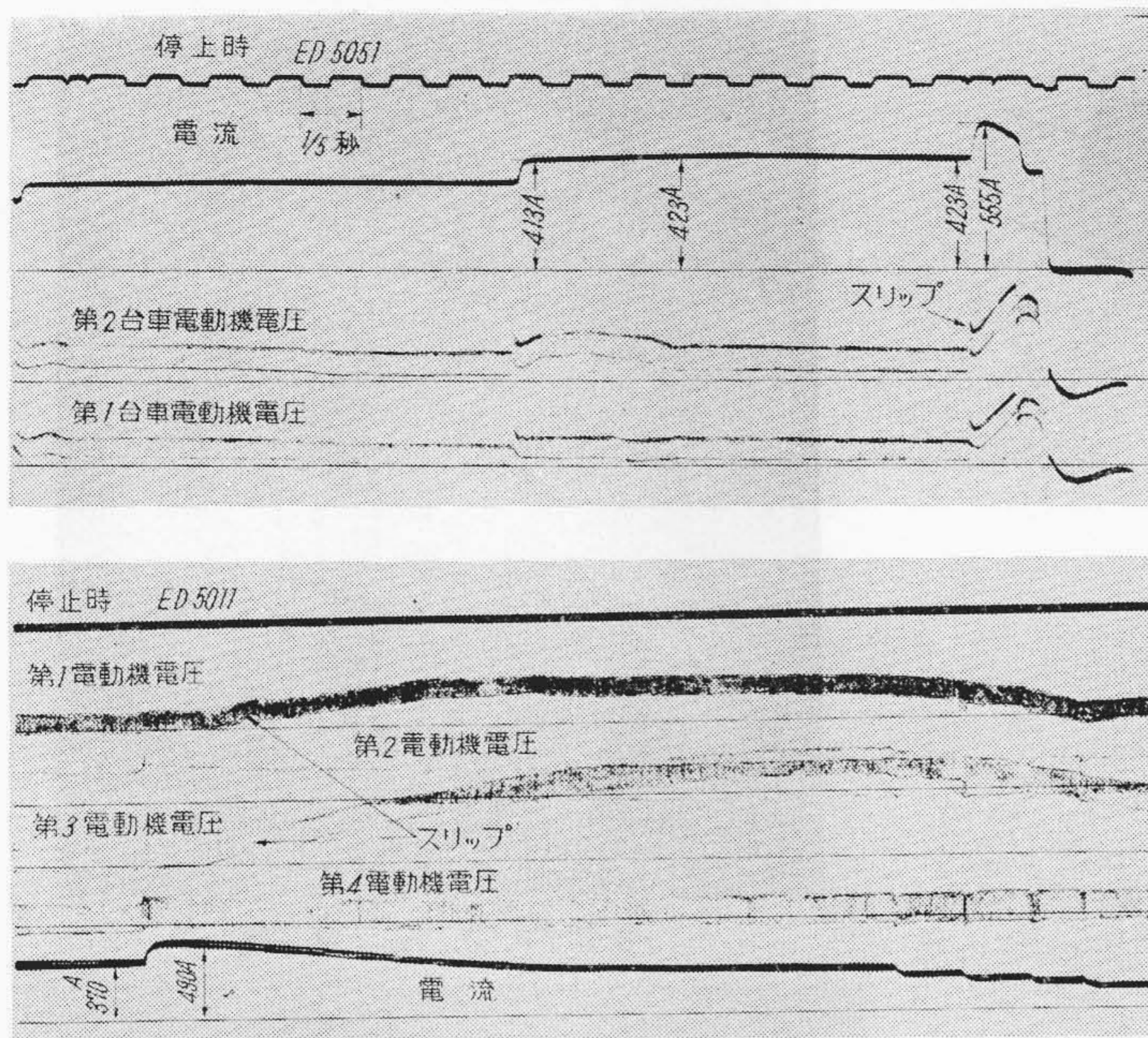
(i) 計算式をさらに検討する必要がある。軸重移動の現象はかなり複雑な不静定とも考えられるものであり、これを簡単な Jacquemin 氏または山下氏の式ないしはこれに類する式で算出することに問題がある。今後さらに研究を進めたい。

(ii) 測定方法についてはより正確な方法を考え、今後は全軸を同時に測定するようにすべきである。また引張力を求めるにも電流計の電流値から求めるのではなく直接引張棒において力を測る方法を使つた方が誤差が少なくなると考えられる。

(2) スリップ試験

第8図の軸重測定と同様に EF 58 形機関車にブレーキをかけて荷重とし（ただし2軸を引張つたもの）起動させた。このときモータ電流およびモータ電圧を電磁オシログラフで記録した。

(a) スリップ試験結果



第13図 スリップ試験オシログラム

第6表 スリップ試験結果比較表

| 完全粘着機関車 ED 5050 形 |                        |          | 各軸駆動機関車 ED 5010 形 |                        |          |
|-------------------|------------------------|----------|-------------------|------------------------|----------|
| 重量                | 41,880 kg              |          | 重量                | 45,300 kg              |          |
| 軌条状態              | スリップ直前のノッチのときの引張力 (kg) | 粘着係数 (%) | 軌条状態              | スリップ直前のノッチのときの引張力 (kg) | 粘着係数 (%) |
| 乾                 | 13,600                 | 32.5     | や                 | 11,200                 | 24.7     |
|                   | 13,600                 | 32.5     |                   | 11,200                 | 24.7     |
|                   | 11,900                 | 28.4     |                   | 11,200                 | 24.7     |
|                   | 12,100                 | 28.9     |                   |                        |          |
| 湿 (雨天)            | 13,460                 | 32.1     | 湿                 |                        |          |
|                   | 13,200                 | 31.5     |                   |                        |          |
| 平均                | 12,980                 | 30.98    | 平均                | 11,200                 | 24.7     |

測定結果を第13図(オシログラム)および第6表に示している。スリップを生じたときは電圧が急上昇し、電流は減少するわけで第13図には明らかに現われている。第6表中の粘着係数とは表中のスリップ直前のノッチにおける引張力を機関車重量で割った値である。

(b) スリップ試験結果の考察

ED 5050 形の場合は1台車内2軸は歯車で連結されておるから、1軸のみスリップせず1台車2軸同時にスリップするのは当然であるが、その上第13図で見られるように2台車すなわち4軸同時にスリップする現象がしばしば観察された。これは軸重移動の影響を消滅させて粘着力を極限まで利用したことを物語っておるので、これが完全粘着機関車 (FULL ADHESION LOCOMOTIVE) (F. A. ロコ) と称するゆえん

である。4軸同時スリップの理由は前後台車間の軸重移動量はごく少ないのでこれが軟条面の状況の変化に消されたものと考えられ ED5050 形にて歯車連結方式の採用と第2図における  $h$  の高さの選定がそれぞれ台車内および台車間の軸重移動の影響を事実上消滅させたものと考えられる。

この結果第6表のように粘着係数は平均0.247から0.3098まで実に25%も向上され引張力の平均と比較しても ED 5010 形で 12,980 kg の引張力を出すためには 52.5 t を要することになりこれが 41.88 t ですむから 25% 重量が軽減されたことになり式 (14) および (16) で算出した値と一致する。

しかしなお厳密に考えると第6表の粘着引張力はスリップを発生する直前のノッチにおける値でこれを次のノッチに移せば制御段数の関係から引張力が約35%も急増するのでスリップするわけである。したがってノッチ刻みを微細に調整しうる制御方式、たとえばバーニヤ制御方式などを採用すると粘着値はさらに向上することが期待できる。

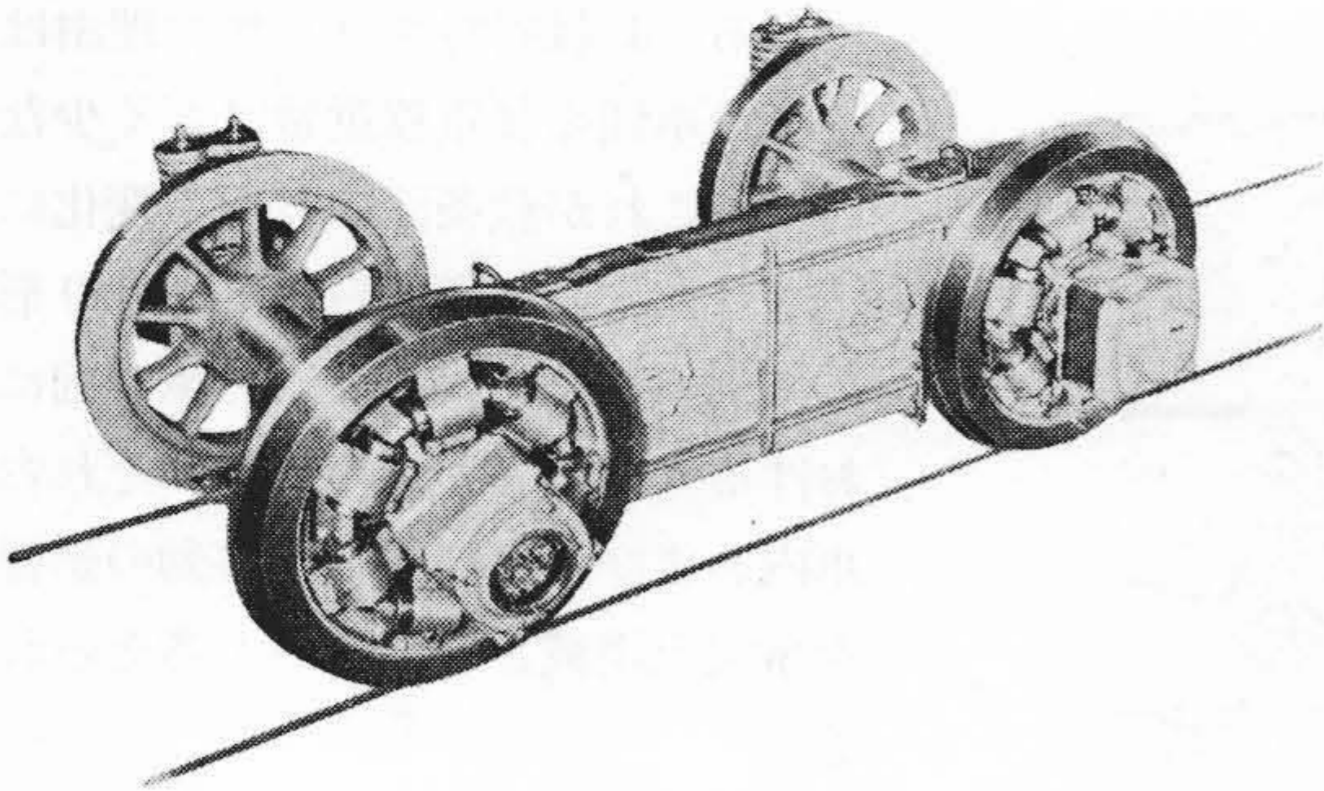
〔VI〕 FA 形完全粘着機関車の仕様とその特長

以上述べたように、この機関車は軸

重移動を軽減し引張力を増大することを目的に新しく設計されたものであるが、同時に幾多の新機軸を盛り込んで画期的な高性能機関車となつた。以下これらの内容について述べる。

(1) 概略仕様

- 車輛限界 地方鉄道法規による
- 軌間 1,067 mm
- 機関車重量 (運転整備時) 42 t
- 電気方式 直流 1,500 V
- 機関車形状 箱形両運転室デッキ付
- 軸配置 B-B
- 機関車主要寸法
  - 長×幅×高 12,000 mm (連結面間) × 2,700 mm × 3,450 mm (車体屋根まで)
  - 動輪径 1,000 mm



第14図 歯車箱と輪軸

|          |                                 |
|----------|---------------------------------|
| 固定軸距     | 2,080 mm                        |
| ボギー中心間距離 | 5,900 mm                        |
| 全軸距      | 7,980 mm                        |
| 機関車容量    |                                 |
| 一時間定格出力  | 330 kW × 2 = 660 kW             |
| "    速度  | 39.6 km/h                       |
| "    引張力 | 5,960 kg                        |
| 電動機形式    | HS. 860—Ar                      |
| "    仕様  | 1,500 V, 330 kW, 238 A, 980 rpm |
| "    台数  | 2台 (1台車当り1電動機にて歯車を介し2軸を駆動する)    |
| 動力伝達方式   | 平歯車一段減速, 台車装荷バネ入中空軸駆動式          |
| 歯数比      | 70 : 15 = 4,666                 |
| 制御方式     | 非重連, 2段組合わせ弱界磁制御                |
| ブレーキ装置   | EL 14 A 空気ブレーキ, 手ブレーキ           |

## (2) 特長

## (a) 歯車連結式駆動装置としたこと

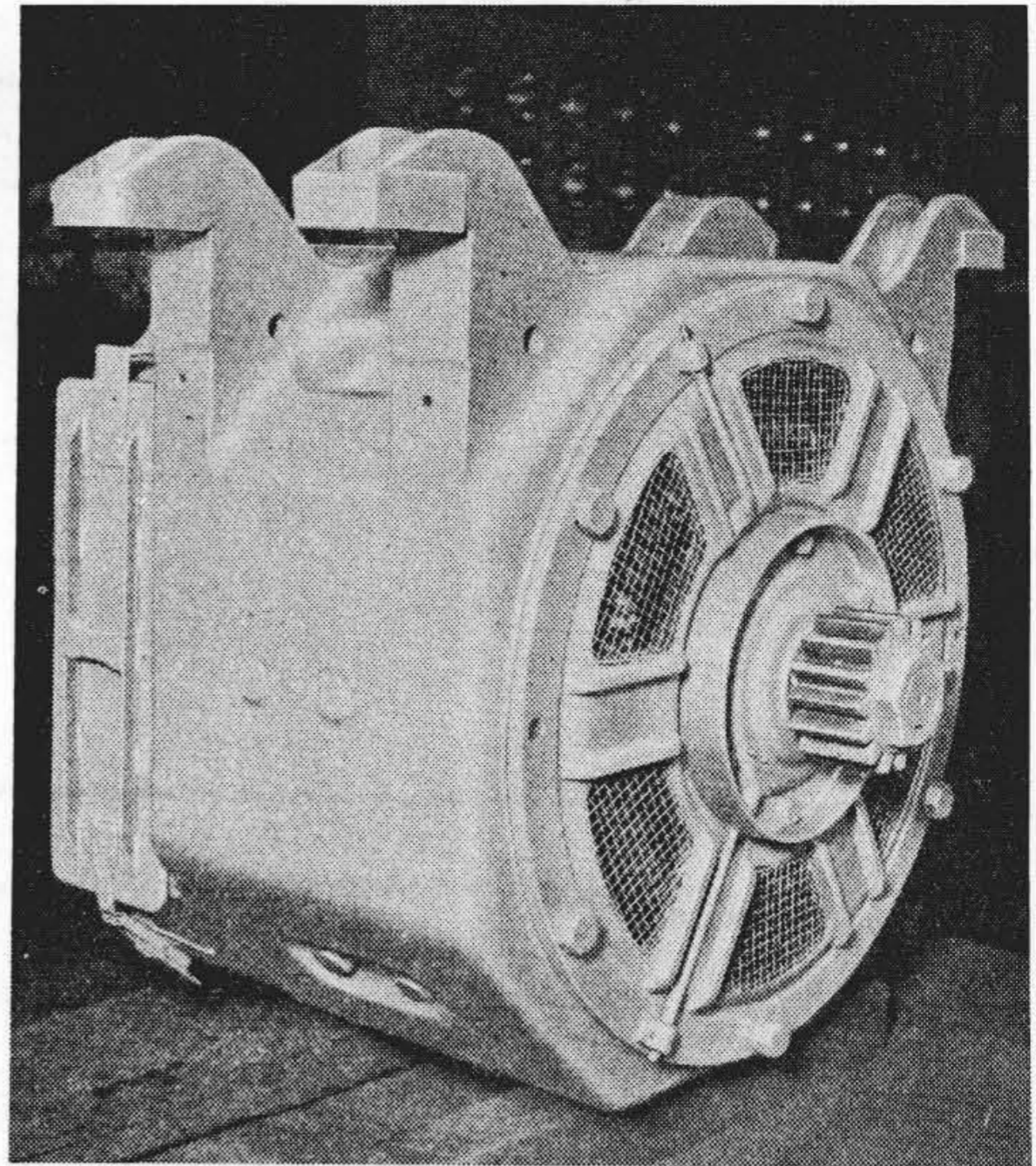
上述のように1台車内2軸を歯車で連結したので、軸重移動の悪影響をほとんどなくしたばかりでなく5個の駆動歯車がすべて密閉された強固な歯車箱(第14図)に取り付けられているので、歯当り状況は在来の釣掛式に比べて格段に良好で長年月の使用が期待できる。

## (b) 主電動機を台車装荷にしたこと。

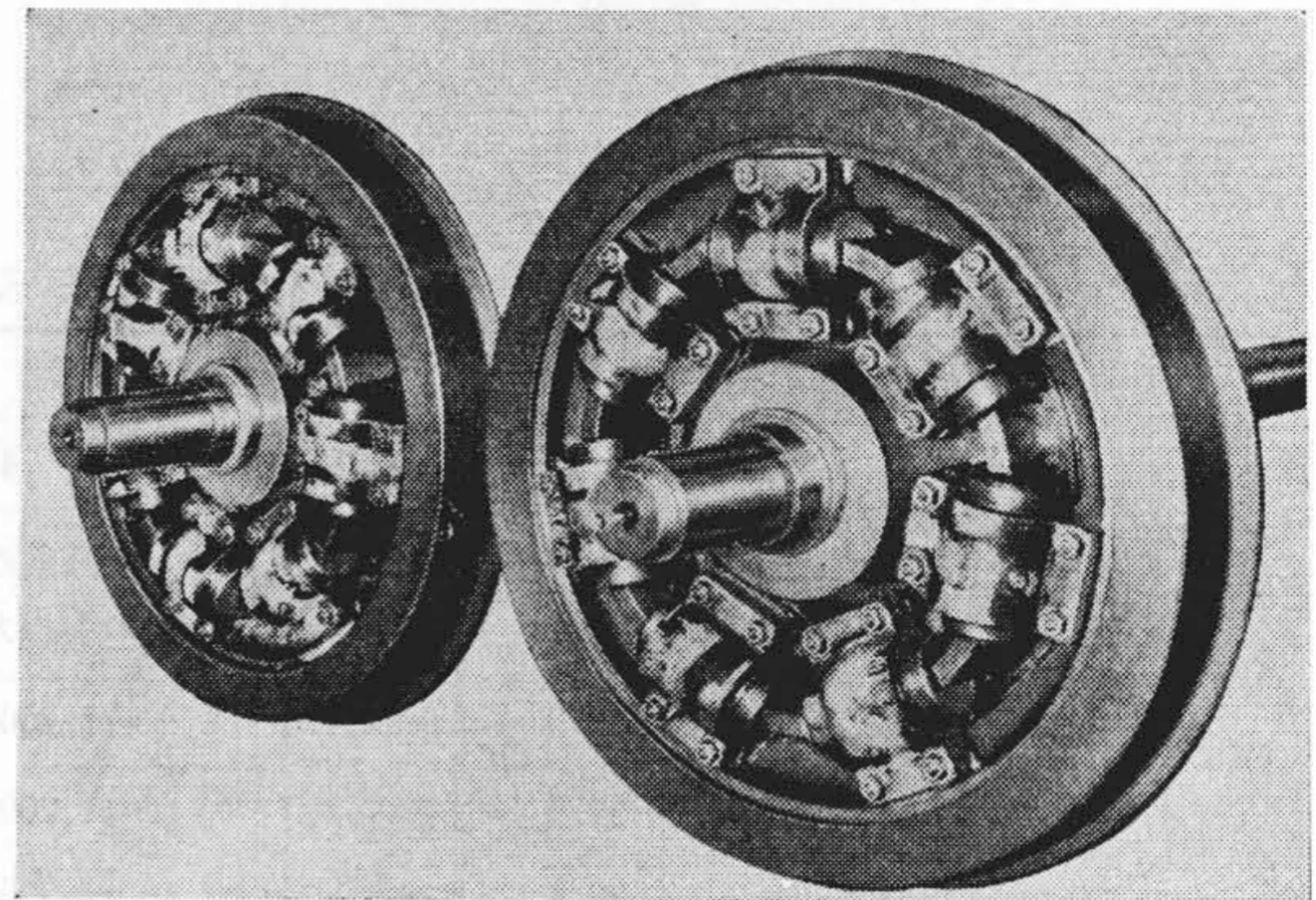
主電動機(第15図)および駆動歯車箱は台車装荷にしてあるため、バネ下重量が軽減されてレールに対する衝撃も軽減される。主電動機はささえ軸受を有せず、かつバネ上支持のため衝撃が緩和されるので、保守上著しく有利となる。

## (c) 1台車1電動機としたこと

歯車連結式駆動方式と相まって、1台車当り1電動機としたので、1輛当りの主電動機の数が在来の4個に対して2個となり重量を軽減し保守が容易となった。すなわち在来形主電動機165 kW × 4台の8,200 kgに対し330 kW × 2台で4,800 kgとなり3,400 kg(41.5



第15図 主電動機



第16図 輪軸側面

%)を減じた。主電動機の端子電圧は1,500 V(在来形は750 V)でその絶縁にはF級を使用しているからきびしい使用に耐えられる。

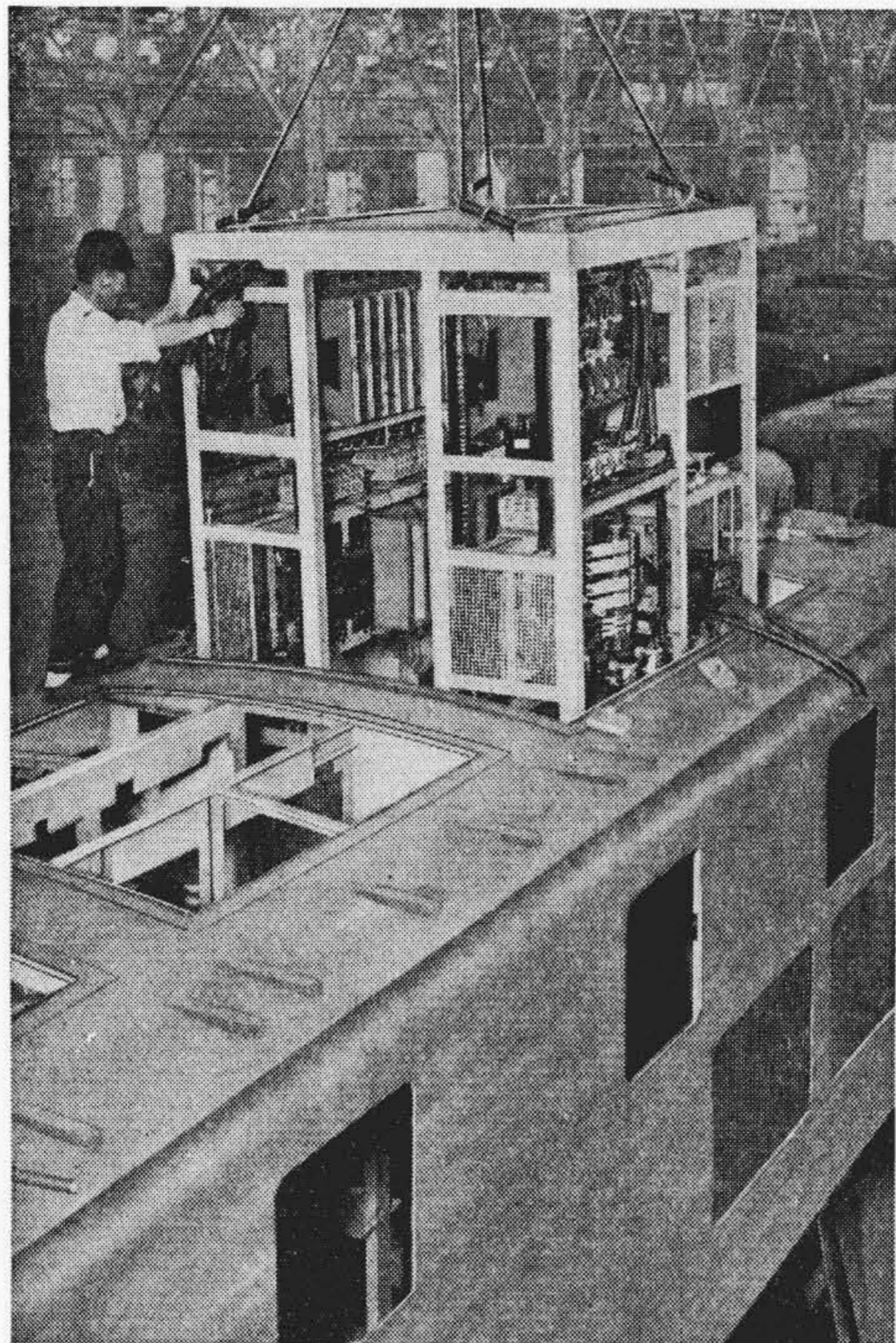
## (d) 全側受支持方式をとつたこと(第8,9図)。

在来のものは心皿支持または荷重の10~30%を側受にかける半側受支持であつたが、本機関車には心皿なしの全側受支持を採用し車体台車ともに重量を軽減した。なお引張力を車体から台車に伝えるためには側受によらずに別に設けた中心ピンを介して行われる。台車枠は鋼板プレス品の熔接式とし鋳鋼製に比し90%の重量を軽減し得た。

## (e) クイル駆動装置のバネカップを外部に出したこと(第16図)

在来のこの種のクイル方式ではクイルバネ、バネカップ、スパイダの摺動部がすべてギヤ内部に収められているので、外部から点検したり、破損したバネや摩耗したバネカップの取り替えがきわめて困難であつたが、本機ではこれらを輪心の外側に取り付けたので





第17図 キュービクル取付作業

困難が解消された。またスパイダおよびバネカップの摺動面はそれぞれ高周波焼入および特殊耐摩耗材料を使用するなど特に考慮されている。

(f) 機器艙装にキュービクル方式を採用したこと  
(第17図)

車体内の機器はできるかぎり一つのキュービクル内にまとめて艙装し配線の連結にはキャノンコプラを使って各ブロックごとに簡単に車外に搬出できるようにしてあるので、一般修繕の際は特に便利である。また、機器への配線端子には圧着端子を全面的に使用している。

(g) 送風機の故障警報

万一送風電動機が故障のときには、無電流リレーが働いてブザーで警報し自動的に遮断器を開くので送風なしで機関車は走れないようになっている。もしも途中で故障を起したがどうしても単機もしくは軽荷重で車庫まで帰りたいときは、このリレーを短絡して運転することもできる。ただしこのときは「非常力行」の

赤ランプがついて警報している。

(h) 高速度減流遮断方式の採用

機関車の軽量化を目的として日立小形高速度遮断器による高速度減流遮断方式を採用し主回路短絡事故に対し完全な保護を行つている。

(i) スティールグリッドおよび日立ミニバルブの採用

同じく軽量化のため主抵抗器にはスティールグリッドを、各機器用電磁弁には日立ミニバルブ (VMN 10 SS) を採用している。

## 〔VII〕 結 言

軸重移動現象を解析しその計算方法を2種紹介したが、いずれも複雑な台車構造に適応し得ない点があるためか実測値と完全に一致するといにくい。今後さらに多数の正確な実測値を得て計算式を確立してゆきたい。

軸重移動補償に関しては、東武鉄道株式会社納 42 t FA 形電気機関車に実施した方式が満足すべき効果を発揮して、軸重移動をほとんど完全に補償し得たのみでなく、時には4軸同時スリップという理想的な状態を現出した。この結果同一の粘着引張力をもつための機関車の重量を20%以上も軽減しうる事が証明され、また粘着係数は約25%も向上し雨中でさえ0.31を実測した。しかしこの値は制御段数の関係でスリップの限界値までは実測できず、将来、バーニヤ制御方式を採用すればさらに粘着係数の向上が期待できる。終りに各種新機軸を盛つた本機関車を進んで採用された東武鉄道株式会社関係者各位に深甚の敬意を表するとともに本報告を作成するにあたり御援助を賜わつた日立製作所日立工場関係者各位および水戸工場関係各位に厚く感謝の意を表するものである。

### 参 考 文 献

- (1) 横堀 進: 機械学会誌 60, 209~210 (昭32-2)
- (2) K. Sachs: Elektrische Triebfahrzeuge
- (3) 山下善太郎: 電気車工学(下), 550~567
- (4) 電気学会: 電気動力車の新しい技術講演会予稿 (昭31-11)
- (5) H. I. Andrews: The adhesion of electric locomotives
- (6) M. Lothon: Science et industrie, 46, 47
- (7) 並木 裕: 電気鉄道便覧, 351~356 (昭-31)