

1 台車 1 電動機式台車の特性

Characteristics of Mono-Motor Bogie

油 井 兄 朝* 三 木 雅 雄*
Shigetomo Yui Masao Miki

中 村 貫 太 郎** 弘 津 哲 二***
Kantarō Nakamura Tetsuji Hirotsu

要 旨

1 台車に 1 台の電動機を配し 2 軸へ歯車によって連結駆動する、いわゆる 1 台車 1 電動機式台車は、昭和 37 年日本国有鉄道向の EF 80 形交直流機関車に量産車として納入され、つづいてインド国有鉄道向の大容量交流機関車 45 両にも採用された。両者の実績や多くの試験、理論解析によりこの方式の特長すなわち 2 軸への動力不等配、駆動系および歯車の応力挙動、粘着性能と空転時の自励振動の関係が明らかになったのでこれらを設計データとしてとりまとめ述べている。

1. 緒 言

1 台車 1 電動機式台車とは、2 軸以上の動軸を歯車およびたわみ継手で組み合わせて、これらを共通の電動機より駆動するものを指す。

このような例にはディーゼル機関車のように集中動力源を持ち、各軸に動力を機械的に伝達する方式のものがあげられるが、近年電気車にもこの傾向があらわれ 1 台車に電動機 1 台を配し、2 軸へ歯車により連結駆動を行なう方式が採用されている。

国内では日立が 1957 年に 2 両の直流機関車に採用したのをはじめ電気機関車に多くの適用例が見られるようになり、輸出向大形交流機関車にも採用されるに至った⁽¹⁾⁽²⁾。

本方式は各軸駆動式に比べて軽量、小形化および粘着性能の向上に効果があり、外国ではフランスで電気機関車、ディーゼル電気機関車に多く採用されている⁽³⁾⁽⁴⁾。しかしこれらの効果を最大限に生かすためには次の諸点に十分留意する必要がある。

- (1) 駆動系に生ずる動力不等配
- (2) 駆動系に生ずるトルクの動的特性
- (3) 粘着特性と駆動系の関連

われわれはこれらの点に関し 1958 年以降、現車試験、理論解析などにより検討・考察を行なってきたので、ここに取りまとめて報告する。

2. 1 台車 1 電動機式台車の構造

1 台車 1 電動機式の代表的な実施例として図 1 に日本国有鉄道(以下国鉄という)に納められた EF 80 形交直流機関車の駆動装置外形を示す⁽¹⁾。図 2 は構造の主要部を模型的に示したものであるが、動力は台車中央に設置された主電動機から軸端に焼ばめされた小歯車に伝達され、さらに両側の中間歯車を経て大歯車に伝えられる。中間歯車と大歯車はそれぞれ剛性の高い歯車箱にコロ軸受を介して支持され、さらにこれらは完全バネ上に支持されている。大歯車から車輪への動力伝達はたわみ継手によっており、EF 80 形では筒形防振ゴムをリング状に配置した継手を 2 組使って大歯車と輪軸の相対変位を逃げながら円滑に動力伝達が行なわれる構造となっている。

国内で製作された 1 台車 1 電動機式の実施例を表 1 に示すが、その大半は日立製作所が製作している。表の最下欄はインド国鉄向 2,400 kW 交流機関車に適用されたもので、1 台車当たり 1,200 kW、

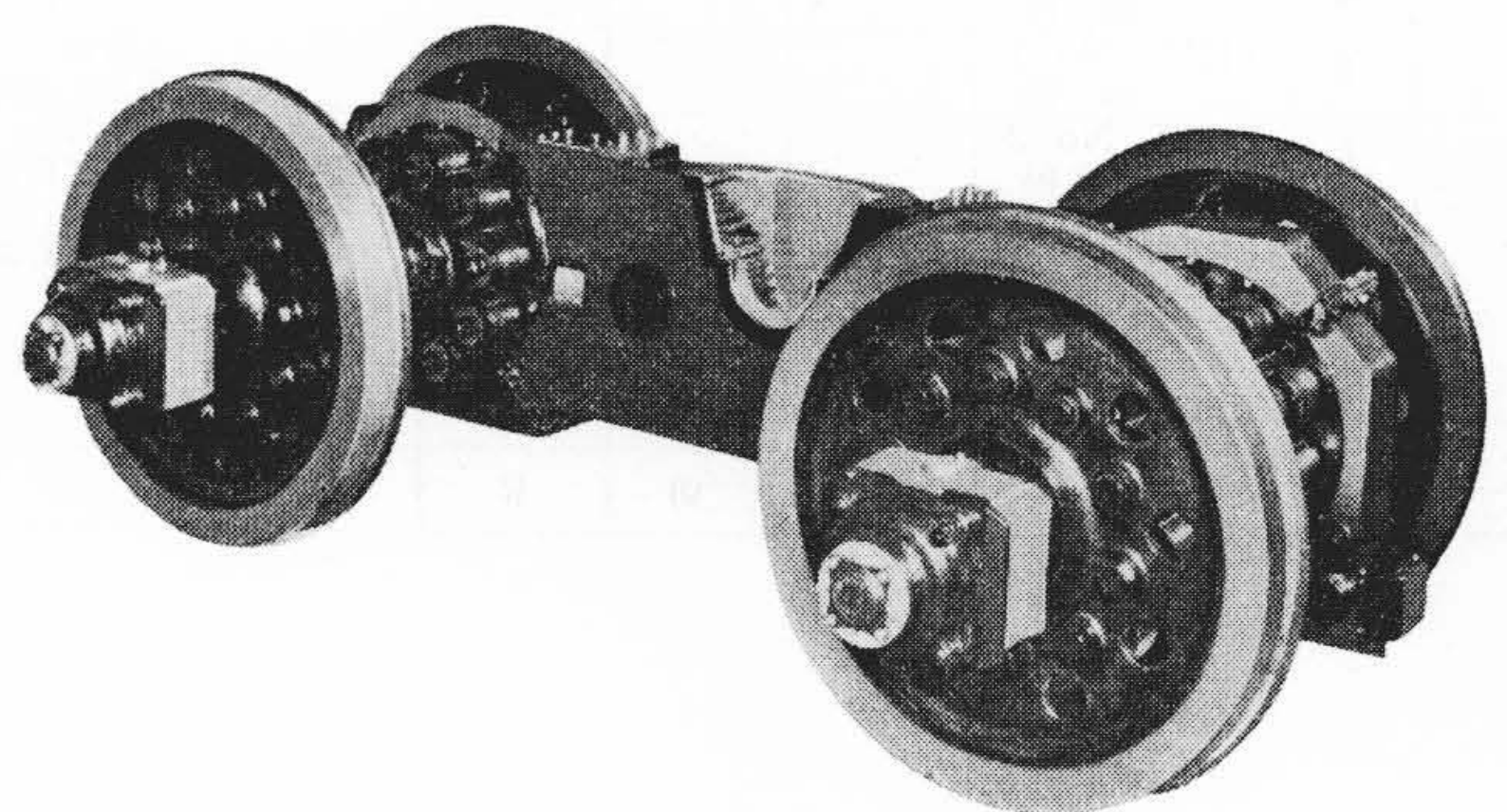


図 1 EF 80 形 駆 動 装 置

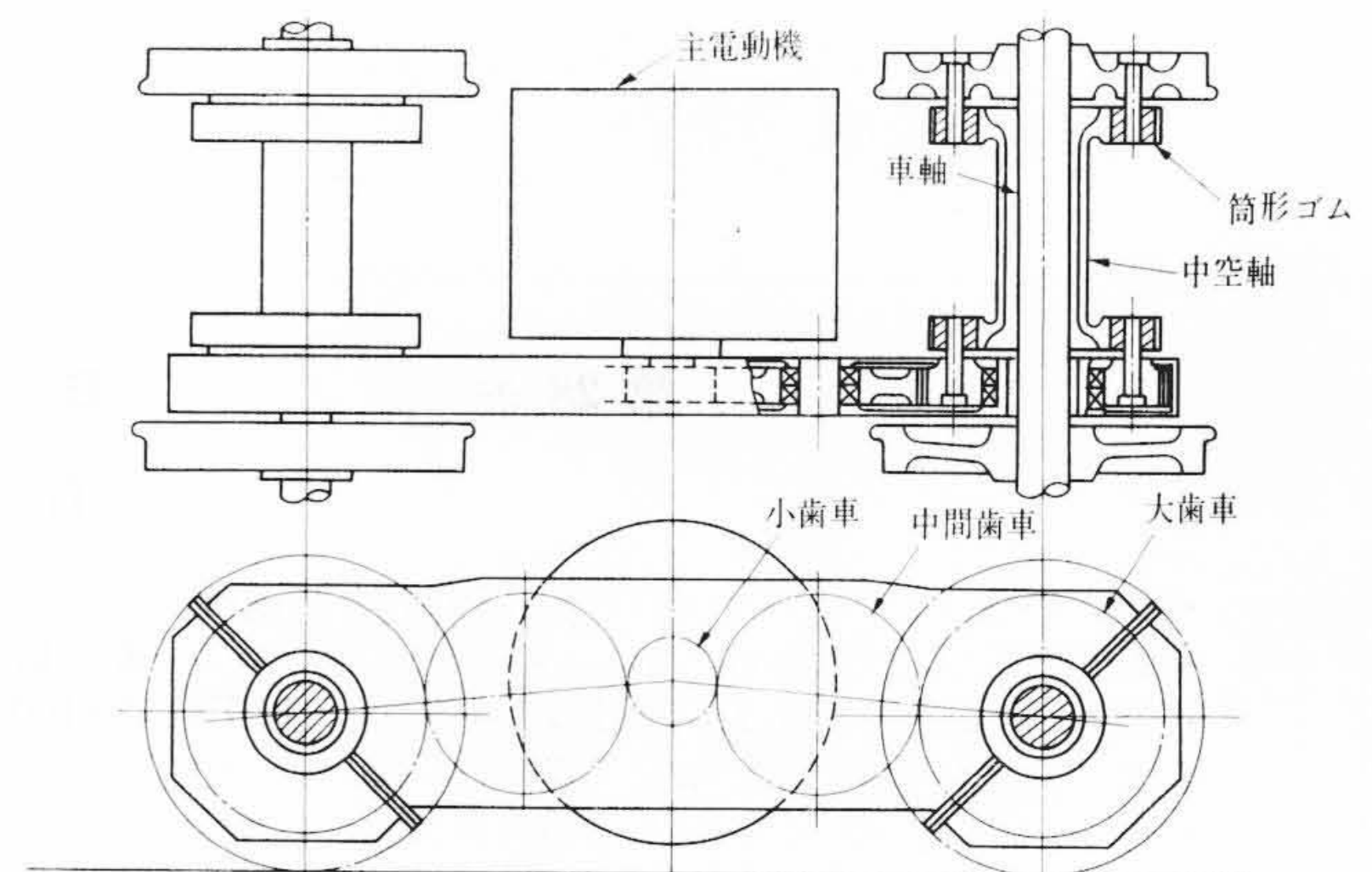


図 2 1 台車 1 電動機式台車の模型的図示

表 1 1 台車 1 電動機式の国内製作実績(1965年現在)

車 種	製造年	電 気 方 式	機 関 車 重 量 (t)	出 力 (kW)	納 入 先	製 作 両 数	
						日 立	国 内
ED5050	1957年	DC1,500V	42	660	東武鉄道	2	2
ED921	1959年	{ AC 20kV DC1,500V	64	1,400	国 鉄	1	1
EF30	1960年	{ AC 20kV DC1,500V	96	1,800	国 鉄	5	18
EF80	1962年	{ AC 20kV DC1,500V	96	1,950	国 鉄	40	50
WAG2	1965年	AC 25kV	85.2	2,400	インド国鉄	18	45
計						66	116

軸重 21.3 t と出力、軸重ともに最大である。図 3 はその外形である。

国外ではおもにフランスにおいて開発されている。フランス国鉄に納められた Alstom 社製の代表的なものは図 4、5 に示すとおりである。図 4 は 2 軸連結駆動で BB 16500 形交流機関車に⁽³⁾、図 5 は 3 軸連結駆動で CC 40100 形 4 電気式機関車⁽⁵⁾にそれぞれ適用さ

* 日立製作所水戸工場

** 日立製作所中央研究所

*** 日立製作所日立研究所

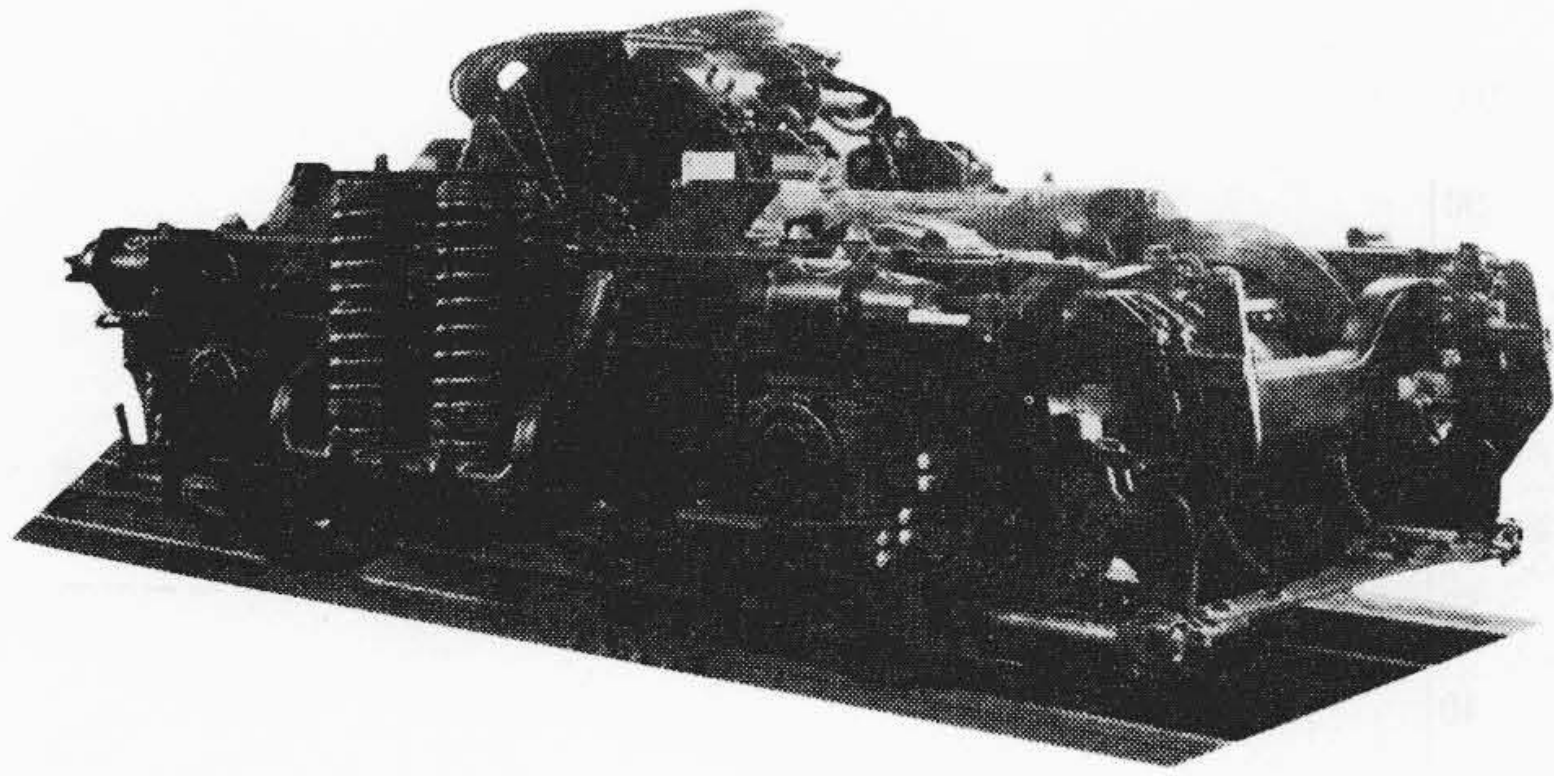


図3 インド国鉄向 2,400 kW 交流機関車用台車

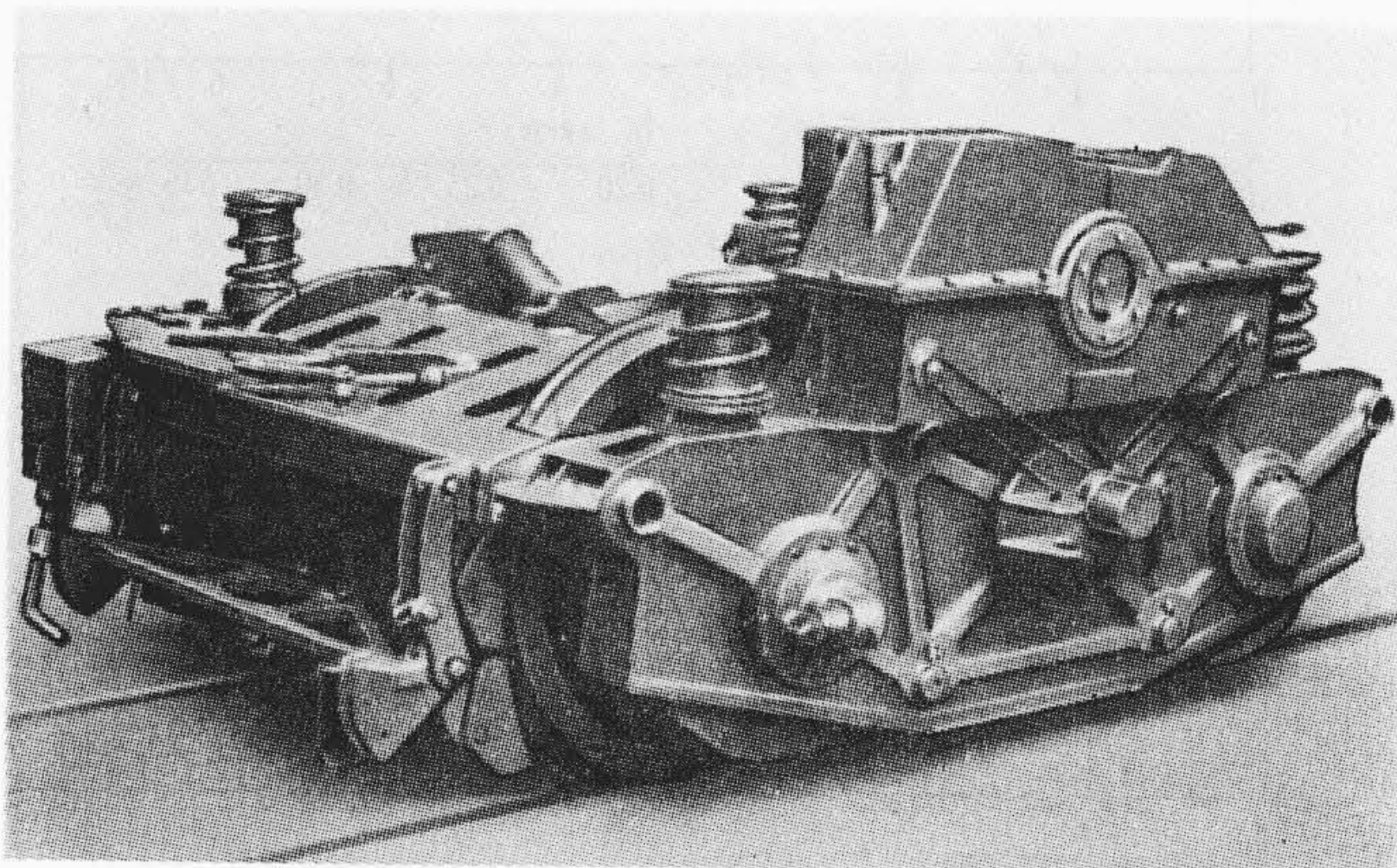


図4 BB 16500 形台車

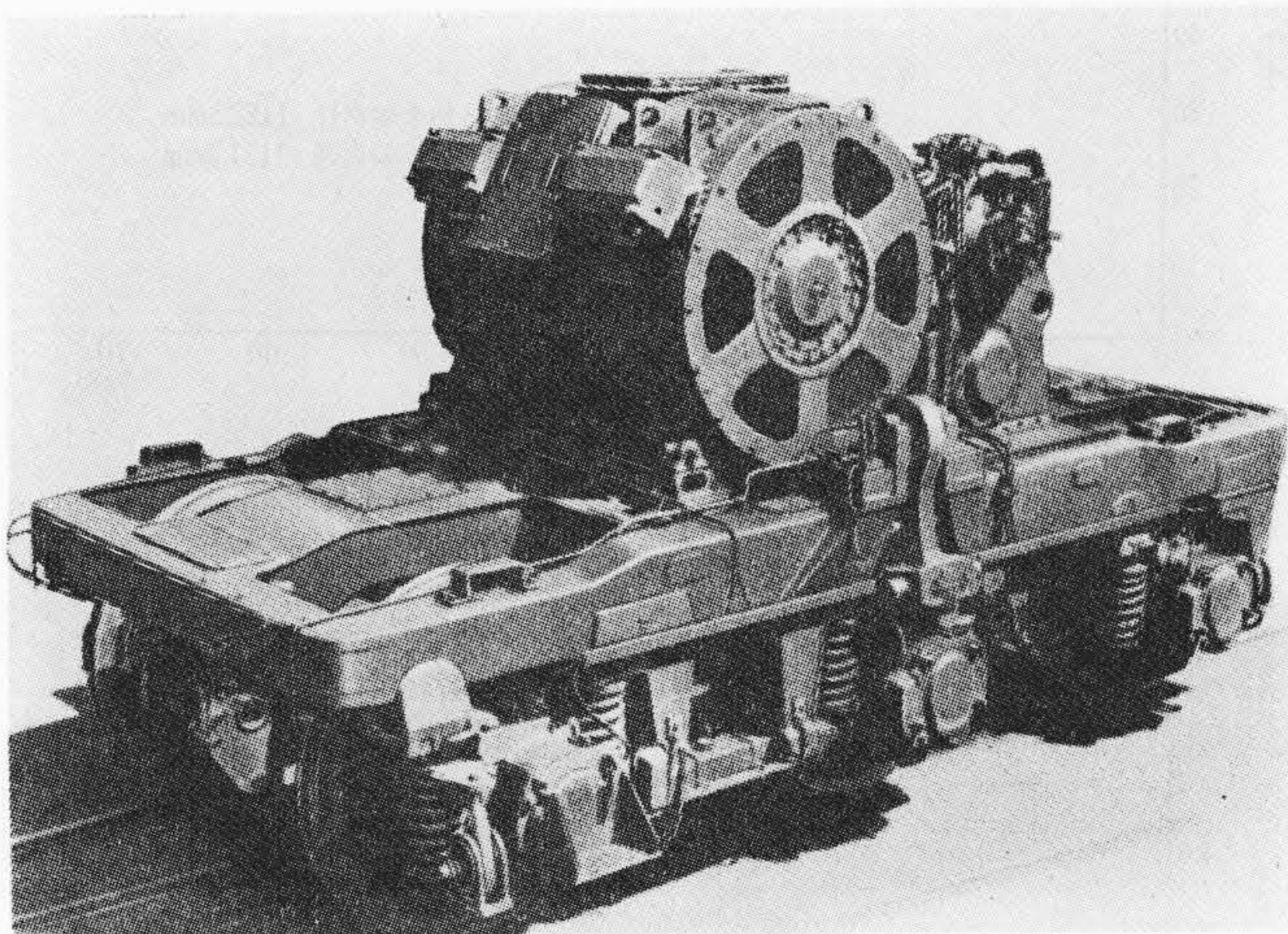


図5 CC 40100 形台車

れているものであり、これらはいずれも停止中歯車切換が可能で客貨両用の特性が得られる構造となっている。

以上いずれも平行駆動のものを紹介したが液圧式ディーゼル機関車に見られるような直角駆動も多用されているが、今回の対象は平行駆動のみにつき検討を進めることとする。

3. 1 台車 1 電動機式台車の特長

電気車において連結駆動式が各軸駆動式に比して有利と考えられる点を記すと次のとおりである。

(1) 台車、駆動装置の小形、軽量化

各軸駆動における2軸分の主電動機を1個にまとめることにより軽量化されるが、駆動装置は2軸を連結するため大きい歯車箱、中間歯車などを要する。しかし台車の固定軸距離が短縮できること、車輪直径を小さくできることなどの理由で主電動機と台車、駆動装置を含めた場合にはこれら全体の重量に対して10~20%の軽減が可能である。表2⁽⁶⁾に日本とフランスの代表例の比較を

表2 駆動方式別による重量比較

項 目	日本国鉄の例		フランス国鉄の例	
	EF70 (各軸駆動式)	EF80 (1T1M式)	BB12000 (各軸駆動式)	BB16500 (1T1M式)
機関車重量(t)	96(AC)	96(AC, DC)	82.6(AC)	68(AC)
軸配置	B ₀ -B ₀ -B ₀	B-B-B	B ₀ -B ₀	B-B
連続定格出力(kW)	2,550	1,800(2,550*)	2,460	2,570
重量	主電動機(t)	17,100	12,080	9,250
	台車駆動装置(t)	29,420	28,200	21,850
	計(t)	46,520	40,280	31,100
単位重量当り出力 (kW/t)	54.8	44.1(62.5)*	61.0	82.6

* EF80は1,800 kWであるが、これはAC, DC用のため主電動機電圧が1,500Vと高いため、出力が低下している。AC専用の場合は電圧を低く選べるため、このときの推定出力を()内に記した。

表3 粘着係数の改善率

粘着のバラツキ	$100 \times \frac{\mu\sigma}{\mu_m}$ (%)	粘着改善率 $\Delta\mu_k$ (%)
2		0.6
5		1.6
10		3.3
15		5.3

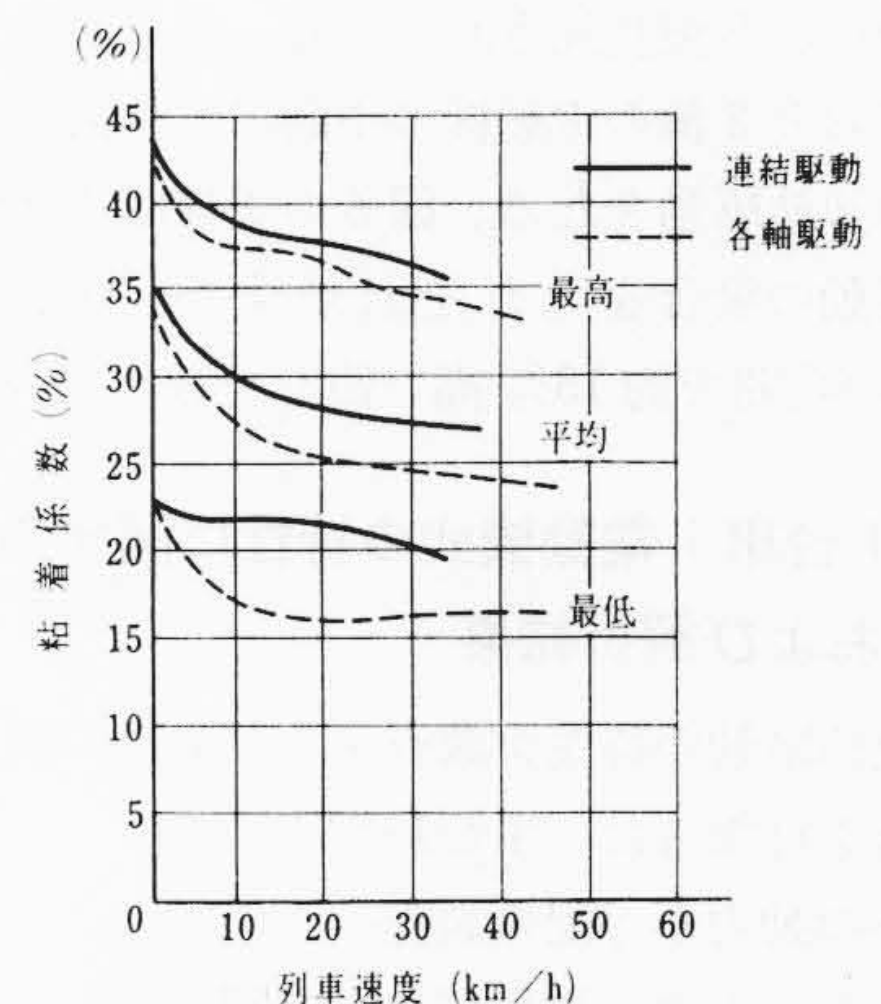


図6 BB 12006における連結駆動と各軸駆動の比較

示す。おのおの出力、重量が異なっているためやや比較しにくい点もあるが軽量化の傾向は十分認めることができる。このほか主電動機の個数が半減するため制御機器および取付わくなどで省略しうるものもあるので車体長さの短縮も可能である。

(2) 粘着性能の向上

粘着性能の向上する理由の一つに軸を連結することによる粘着係数 μ のバラツキの減少が考えられる。粘着係数はある一定の条件の下では一般に正規分布をすると推定されるが、いま2軸を連結駆動した場合について考えると各軸の粘着係数の平均値として得られる。すなわち母集団の分散を σ とし、抽出数を N 、抽出した標本の平均値の分散を $\sigma_{\bar{x}}$ とすれば

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma / \sqrt{N} \quad \dots\dots\dots (1)$$

で示される。各軸駆動の μ の分布は正規母集団そのものと考えられるが、連結駆動とした場合はその軸数が標本抽出数 N に相当し、たとえば2軸連結では μ のバラツキは1/1.4に減少する。粘着係数の改善率は次のように示される⁽⁷⁾。

$$\Delta\mu_k = \frac{(1-k) \frac{\mu\sigma}{\mu_m}}{1 - \frac{\mu\sigma}{\mu_m}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 μ_m : 平均の粘着係数

$\mu\sigma$: 平均からのバラツキ

k : 縮小係数 ((1)式の $1/\sqrt{N}$)

$k=0.7$ のときのバラツキと改善率の関係を表3に示す。この傾

表4 EF80, WAG2, 概略仕様

車種	EF80	WAG2
納入先	日本国鉄	インド国鉄
機関車重量(t)	96 (B-B-B)	85.2 (B-B)
軌間(mm)	1,067	1,676
電気方式	AC. 50~20 kV DC. 1,500V	AC. 50~25 kV
機関車性能		
連続定格出力(kW)	1,940	2,400
連続定格速度(km/h)	48.3	38
連続定格引張力(kg)	14,400	22,600
最高速度(km/h)	105	80
動輪直径(mm)	1,120	1,140
固定軸距離(mm)	2,220	2,400
主電動機		
定格出力・電圧・電流	650 kW, 1,500 V, 465 A (1時間)	1,200 kW, 1,250 V, 1,020 A(連続)
個数	3	2
歯車比	72/20=3.6:1	42/22×59/22=3.88:1

向は連結軸数が増すほどバラツキが減少することを示す。

次にフランスにおける各軸駆動と連結駆動の比較例を図6に示す。使用された試験機関車 BB 12006⁽⁸⁾ は 84 t 交流整流器式で主電動機は 1 台車に 2 個装備されている。歯車箱は 2 個電動機分が共通になっており 2 個の電動機の中間に連結歯車を取り付けることにより歯車連結駆動となる。図6の実線は連結駆動の場合を、点線は各軸駆動の場合をそれぞれ示すが、前者は後者に比べて 5~50 km/h の範囲で約 15% 高い値を記録している⁽⁴⁾。

4. 1 台車 1 電動機式の特性に関する調査 および解析結果

われわれは連結駆動の特性を調査するため次の項目に対する実測および理論解析を行なった。すなわち

- (1) 2 軸への動力不等配の調査
- (2) 駆動系のトルクと歯車応力との関係
- (3) 空転時の自励振動と動的トルク
- (4) 粘着特性

これらの調査は EF 80 形およびインド国納向 WAG 2 形において行なわれた。これらの仕様概略を表4に示す。

4.1 2 軸への動力配分

台車中央に設置された主電動機より、連結された 2 軸への動力配分は理想的には 50% ずつ伝達されるはずであるが、実際には軸重移動、車輪直径差、駆動系の剛性などの影響により不等配分が誘起される。この状況を走行時および起動空転時につき測定した結果は次のようである。

4.1.1 走行中の動力不等配

走行中の測定は EF 80 形により国鉄常磐線において行なわれた。図7はトルク分配率と全トルクとの関係を示したもので、全トルクの増大に伴ってトルク分配率が増加の傾向を示している。トルク分配率の増加は後軸の負担トルクの増大を示しこの原因はおもに軸重移動(静的)の傾向と大略一致するがトルクの絶対値の小さい範囲ではかなりのバラツキが見られる。

次に車輪直径差の影響を調べるため⁽⁹⁾前進、後進の各場合につきトルク分配率を求めてみた。図8は電流値 500~700 A ($\mu=0.16\sim0.23$) の範囲で力行中における前後進のトルク分配率を示したもので、5 軸先頭のときは 50% 付近へ、6 軸先頭のときは 70% 付近へ速度にほとんど無関係に集中化している。電流 600 A に見合う静的軸重移動率は約 60% に相当し、これを中心に前後進がおのおの 10% ずつの差を生じており、この原因は車輪直径によるもので車輪径の大きいほうが常に余分にトルクを負担する傾向と見なしうる。

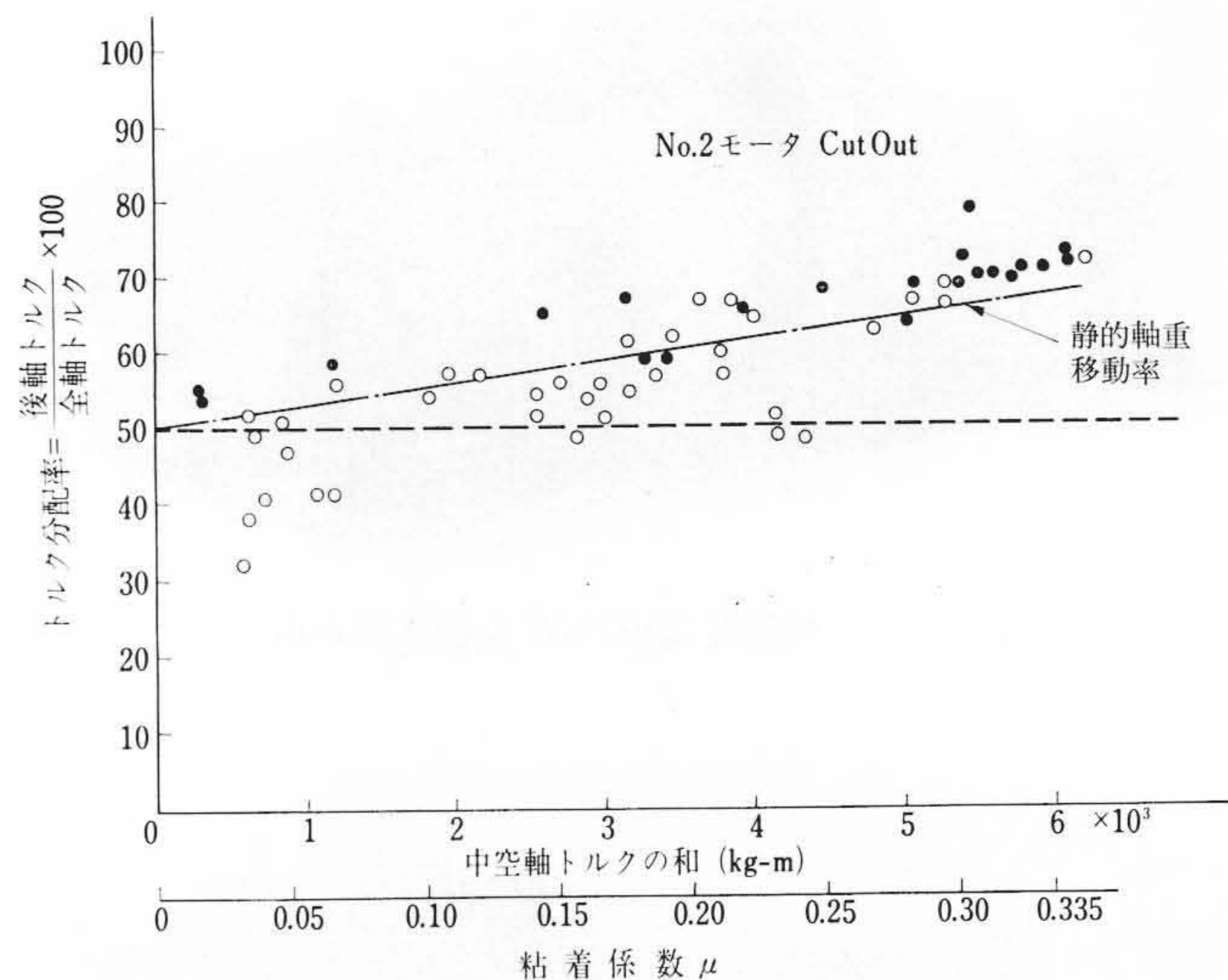


図7 トルク分配率と全トルクとの関係

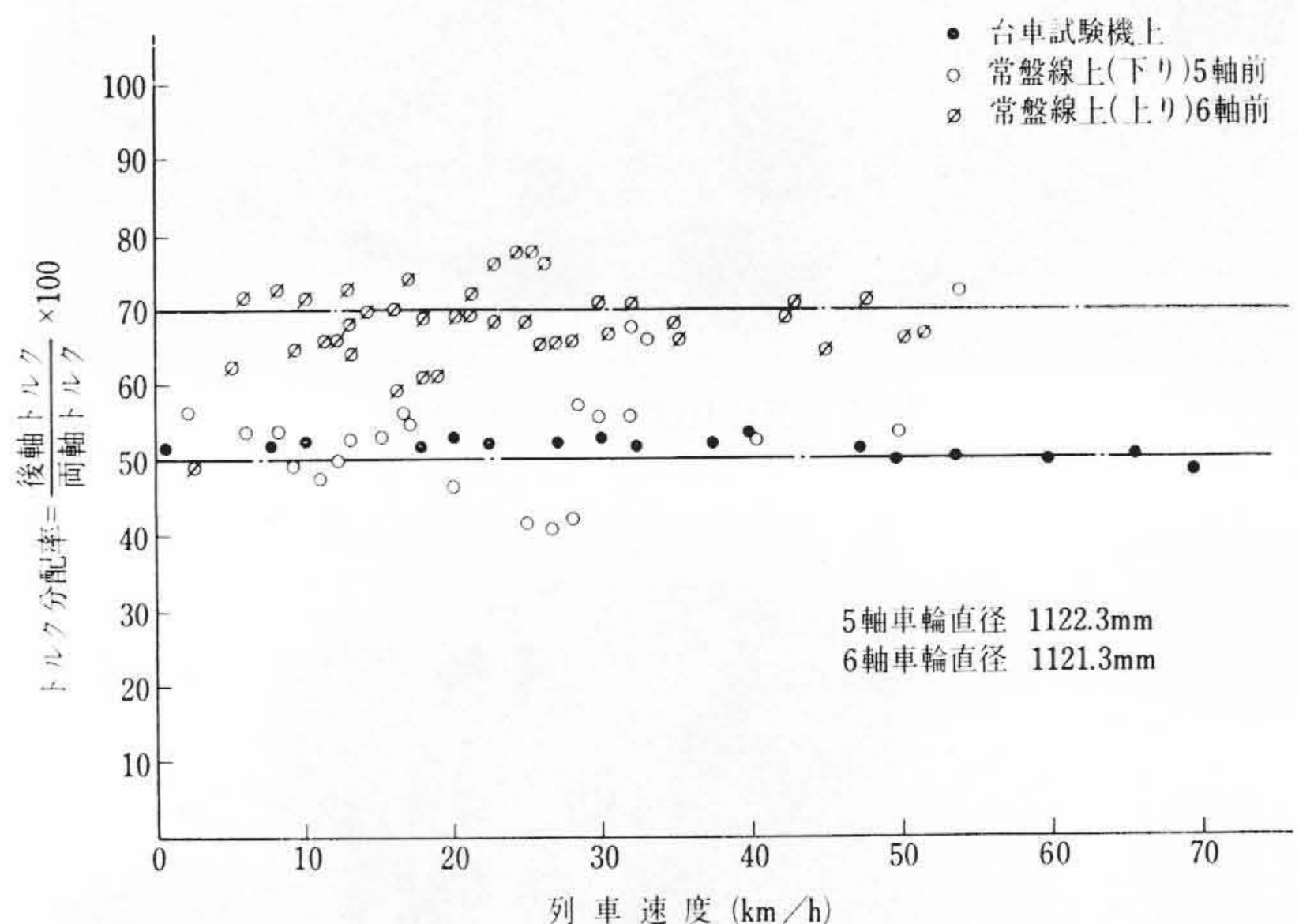


図8 前後進別によるトルク分配率の差

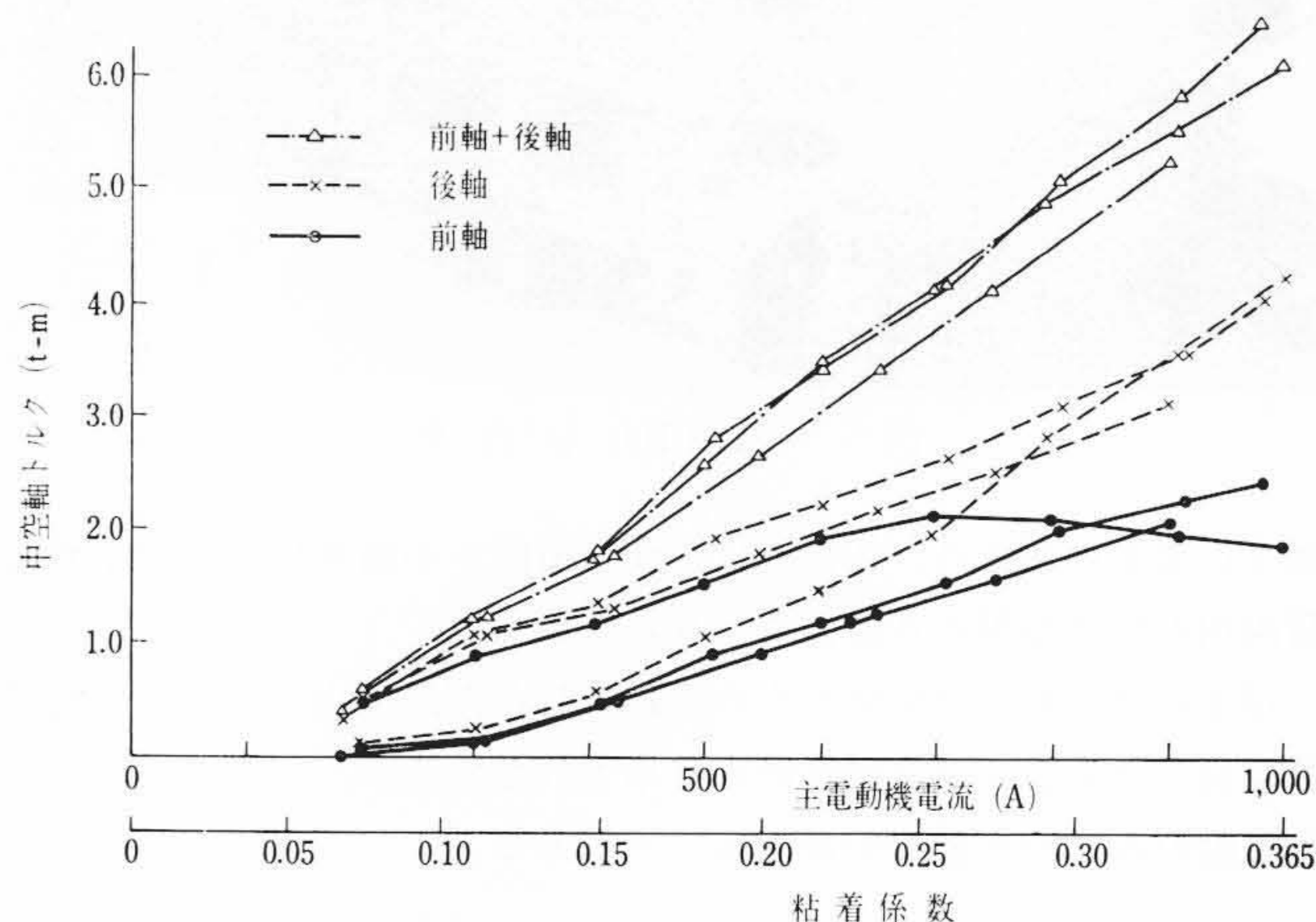


図9 空転直前までの動力不等配

4.1.2 起動時の動力不等配

列車速度 0 km/h における空転直前までの動力不等配の状況を調べるため、WAG 2 形台車を用いて主電動機電流を徐々に上げながら空転に達するまでの各軸のトルクを測定した。各軸へのトルク分配状況は図9に示すようで静的軸重移動に忠実な傾向とみることはむずかしいが、各車輪は切線力により踏面部でクリープを生じつつ⁽¹⁰⁾軸重に見合ったトルクを分担する様相を呈する。しかしトルクの絶対値が粘着限界値に比べて小さいときは各軸は必

表 5 EF80 形 歯 車 仕 様

項 目	小 歯 車	中 間 歯 車	大 歯 車
歯 数	20	57	72
モジュール	11	11	11
圧 力 角 (°)	20	20	20
転 位 (mm)	+4	-1.5	+1.5
歯 幅 (mm)	110	110	110
材 質	SNM23	S45C	S45C
熱 処 理	浸炭焼入	高周波焼入	高周波焼入
精 度	JIS 3 級	JIS 3 級	JIS 4 級

ずしも軸重に見合ったトルクを示さないこともあるが、粘着限界近いトルクが加わった場合は大略静的軸重移動量に見合ったトルク分配が得られる。

4.2 駆動系のトルクと歯車応力の関係

駆動系のトルク測定と同時に大歯車の歯元応力測定が行なわれ、ひずみゲージは歯幅方向 5 点にいずれも歯先より 2 m の位置に取り付け、中空軸トルクとの関連よりかみ合中の動荷重、歯幅方向片当たり応力分布などを中心に調査した。表 5 は EF80 形歯車の仕様であるが特に中間歯車はクラウニング、レリービング、歯形修正が行なわれており、図 10 にその詳細を示す。

図 11 は歯元応力実測値とトルクとの関係であるが、トルクの増加に対して必ずしも直線的な関係ではなく、トルクの小さいところで比較的大きい応力値を示している。

これには次の原因が考えられる。

- (1) 歯形修正のため最悪荷重点の位置が荷重の大きさによって変化すること。
- (2) トルクの小さいところ、すなわち周速の大きいところでは動荷重成分が大きいこと。

いま引張側にあらわれる歯元応力を σ_T 、圧縮側の応力を σ_c とすると

$$\sigma_T = \alpha_T (\sigma_b - \sigma_c)$$

$$\sigma_c = \alpha_c (\sigma_b + \sigma_c)$$

ここに、 α_T 、 α_c ： 引張側および圧縮側の応力集中係数

σ_b 、 σ_c ： 曲げおよび圧縮による応力

であり

$$\sigma_b = \frac{6 P_n l \cos w}{b S_F^2} \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$\sigma_c = \frac{P_n \sin w}{b S_F} \quad \dots \dots \dots (4)$$

で与えられる。諸記号は

P_n ： 法 線 力

$l^{(1)}$ ： 作用線と歯形中心線の交点から歯の危険断面（有効歯元円と歯形との交点を結ぶ線を危険断面と考える）におろした垂線の長さ

$w^{(1)}$ ： 作用線と歯形中心線のなす角の余角

$S_F^{(1)}$ ： 危険断面（有効歯元円）上の歯厚

b ： 歯 幅

応力集中係数には Dolan の値を用い、歯元応力計算に当たっては各荷重ごとに最悪荷重点を求め（歯形修正を含めた総合誤差を考慮して）中空軸トルクとの関連を示すと図 11 のようである。図中の実線は σ_c' 、 σ_T' を組み合わせたものを示しこれは中間歯車に修正が施されているので、非レリービング区間に等分布荷重が作用した場合の曲げモーメント分布を Moment Image 法⁽¹²⁾により求め、これにより σ_c 、 σ_T を補正した値である。実測値は大略 $\alpha\sigma_c$ 、 $1/2\alpha(\sigma_c' + \sigma_T')$ の 2 曲線の間にはさまれ、定格トルク付近からそれ以上のトルク範囲においては中空軸トルクと歯元応力との関係は計算値とよく一致しており、連結駆動なるがために生ずる特異現象は認められな

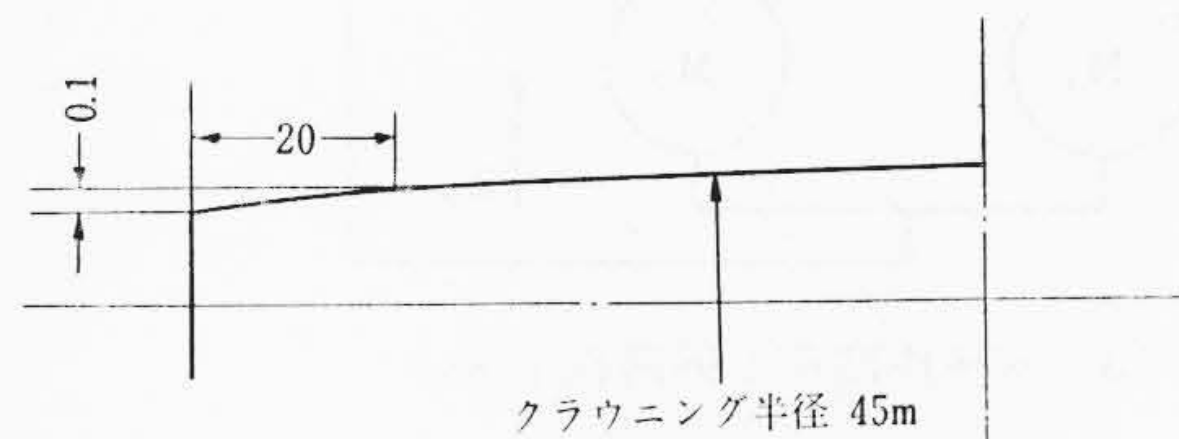
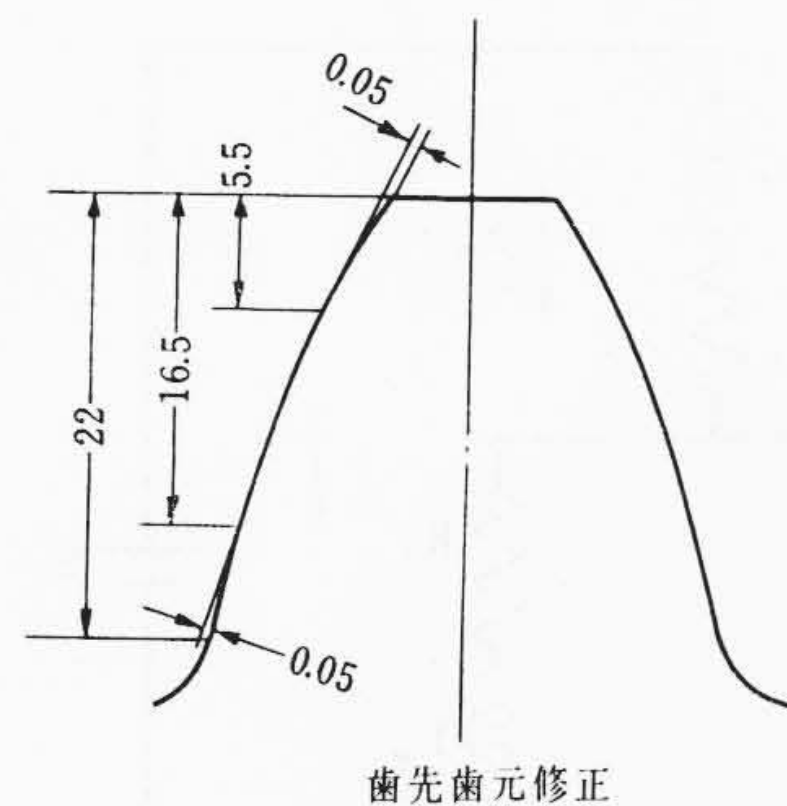


図 10 中 間 歯 車 歯 形

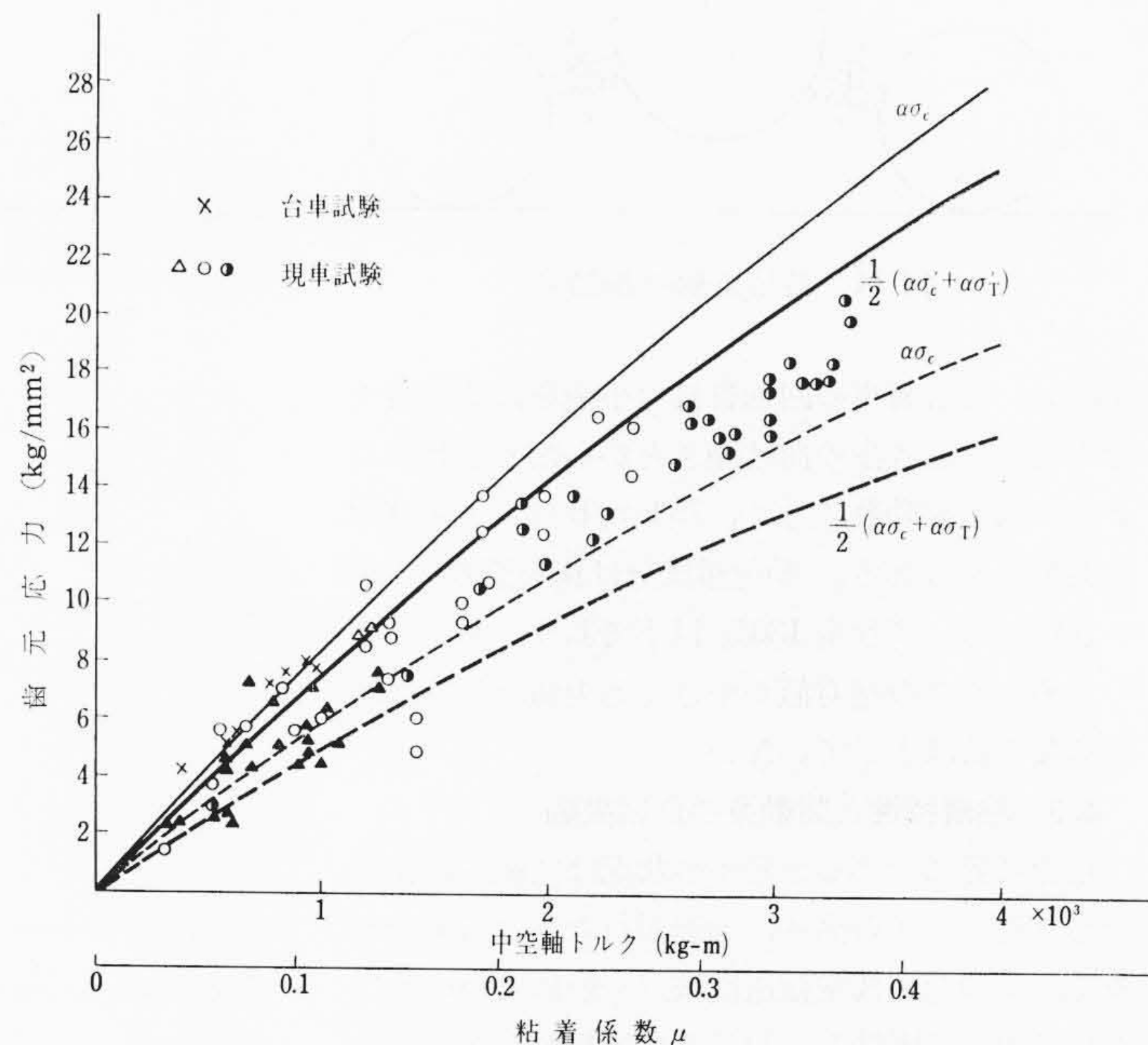


図 11 歯元応力実測値と中空軸トルクとの関係

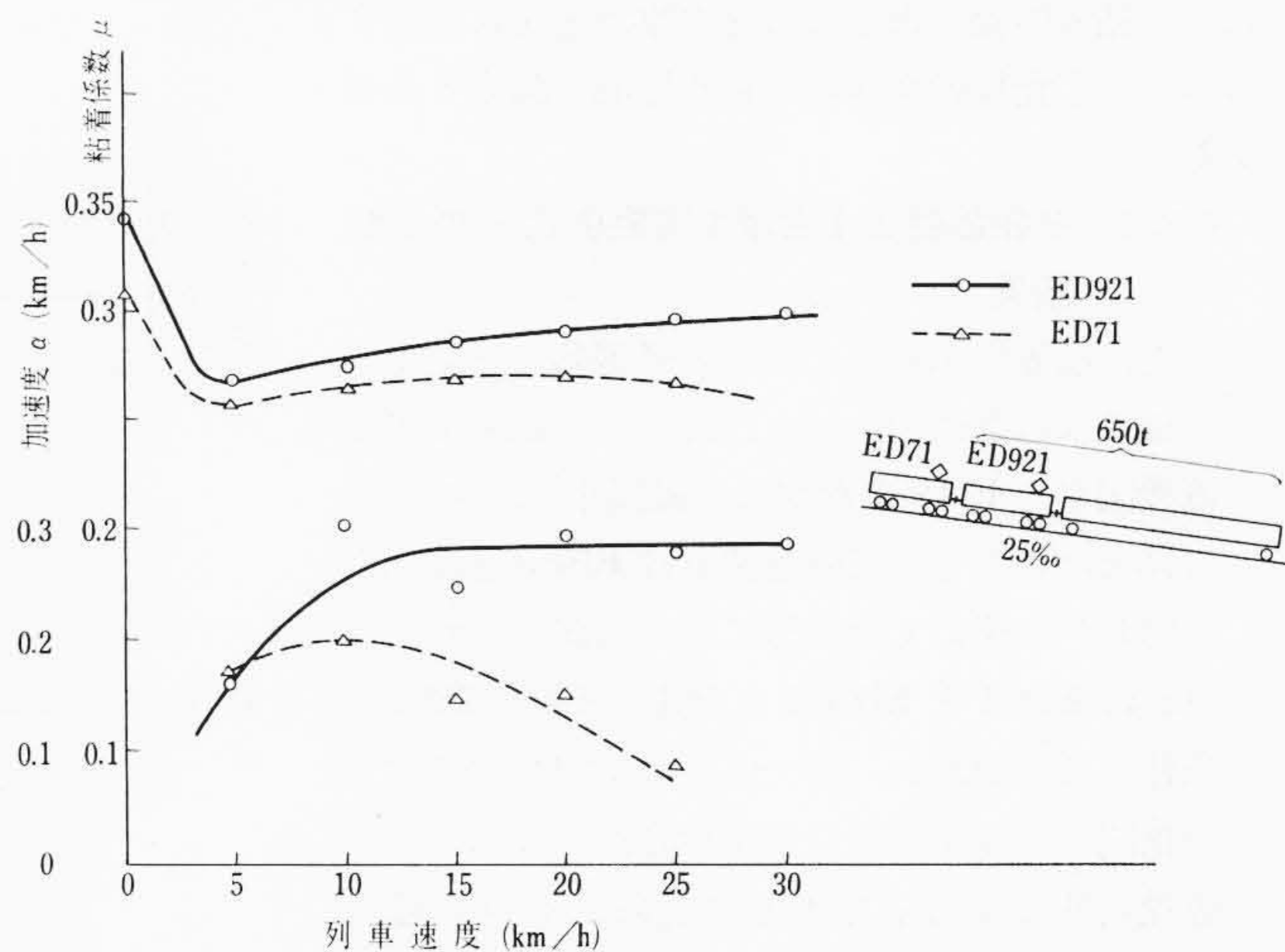


図 12 ED 71, ED 921 の粘着性能比較

かった。

動荷重は 75 km/h 付近から現われており、かみ合時の応力波形上に約 920 c/s の小波が変動荷重として加わっている。これは本駆動

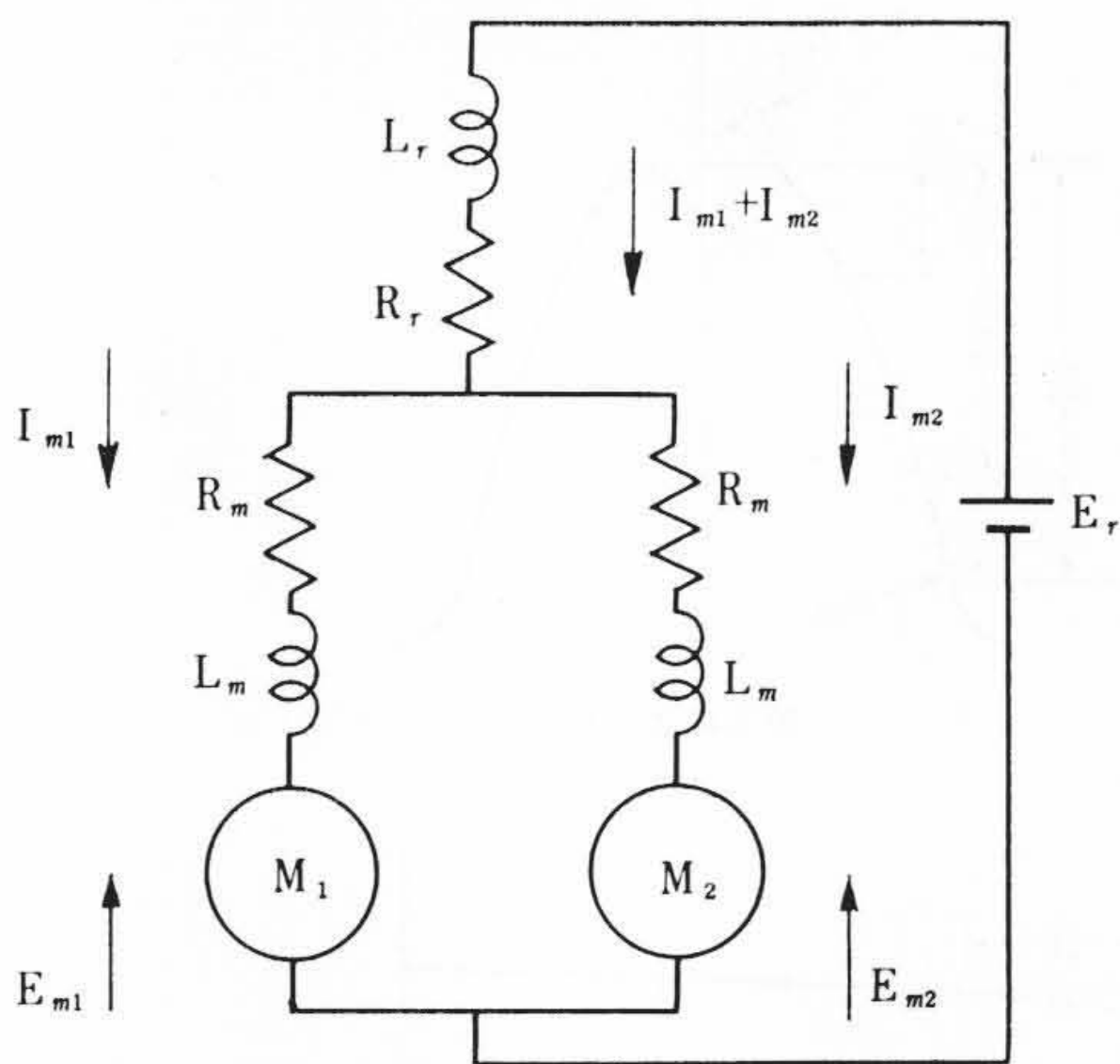


図 13 交流機関車主回路模型図示

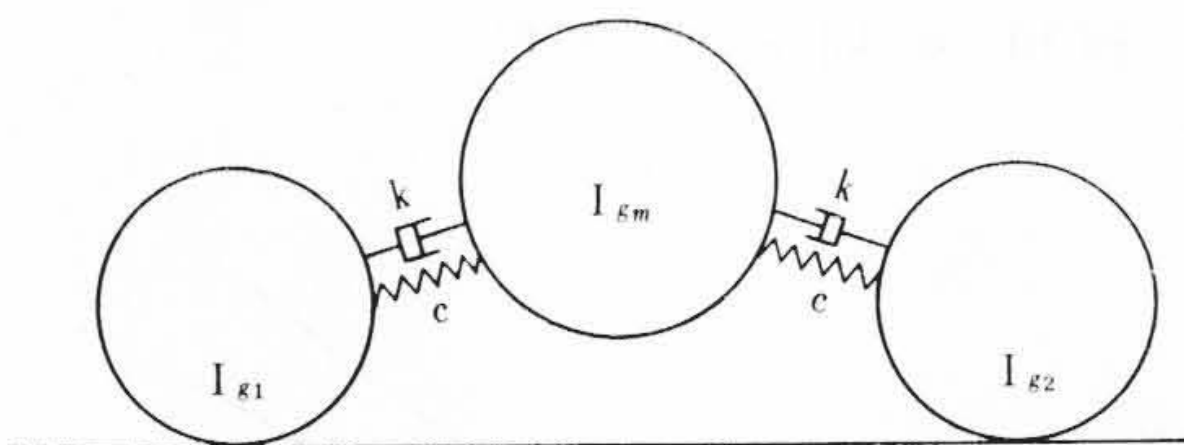


図 14 連結駆動の振動系

系において各歯車の回転質量（小歯車には電機子分も含む）と各歯の曲げ剛さとからなる振動系の 2 次の固有振動数に近く、75 km/h はその 1/2 次共振とみられる。動荷重成分は歯形誤差⁽¹³⁾が小さいためいずれも 130% 以下であり、かつ高速のためトルクの絶対値が小さく応力値としては問題になる値は生じていない。

4.3 粘着特性と駆動系の自励振動

粘着限界における起動時の状況は空転と再粘着をくり返ししながら徐々に加速が行なわれる場合が多く、このため低空転速度域（一般に 7 km/h 以下）において駆動系にねじり自励振動が誘発される。この自励振動は駆動系に過大なトルクを生じたり、粘着性能を害することの原因となったりするので、空転振動も含めて粘着性能を論ずる必要がある。

4.3.1 各軸駆動と 1 台車 1 電動機式との比較結果

先に図 6 に示したような各軸駆動と連結駆動の比較は国鉄においても行なわれ、ED 71 形交流機関車と ED 921 形交直流機関車 (EF 80 形の母体となったもので駆動装置は EF 80 とほとんど同じ) を用いて東北線において試みられた。試験は ED 71 と ED 921 を重連し 650 t、25‰ の条件下で行なわれ、同一区間を毎回交代に片方の機関車のみを使用して引出しが行なわれた。乾燥状態における結果をまとめたものを図 12 に示す。この結果からわかるように連結駆動は各軸駆動に比べて全般的に 5~10%，粘着性能が向上しているとみることができ、特に速度 20~30 km/h の範囲における加速特性がまさっている。ただし電氣的にも機械的にも完全な同一構

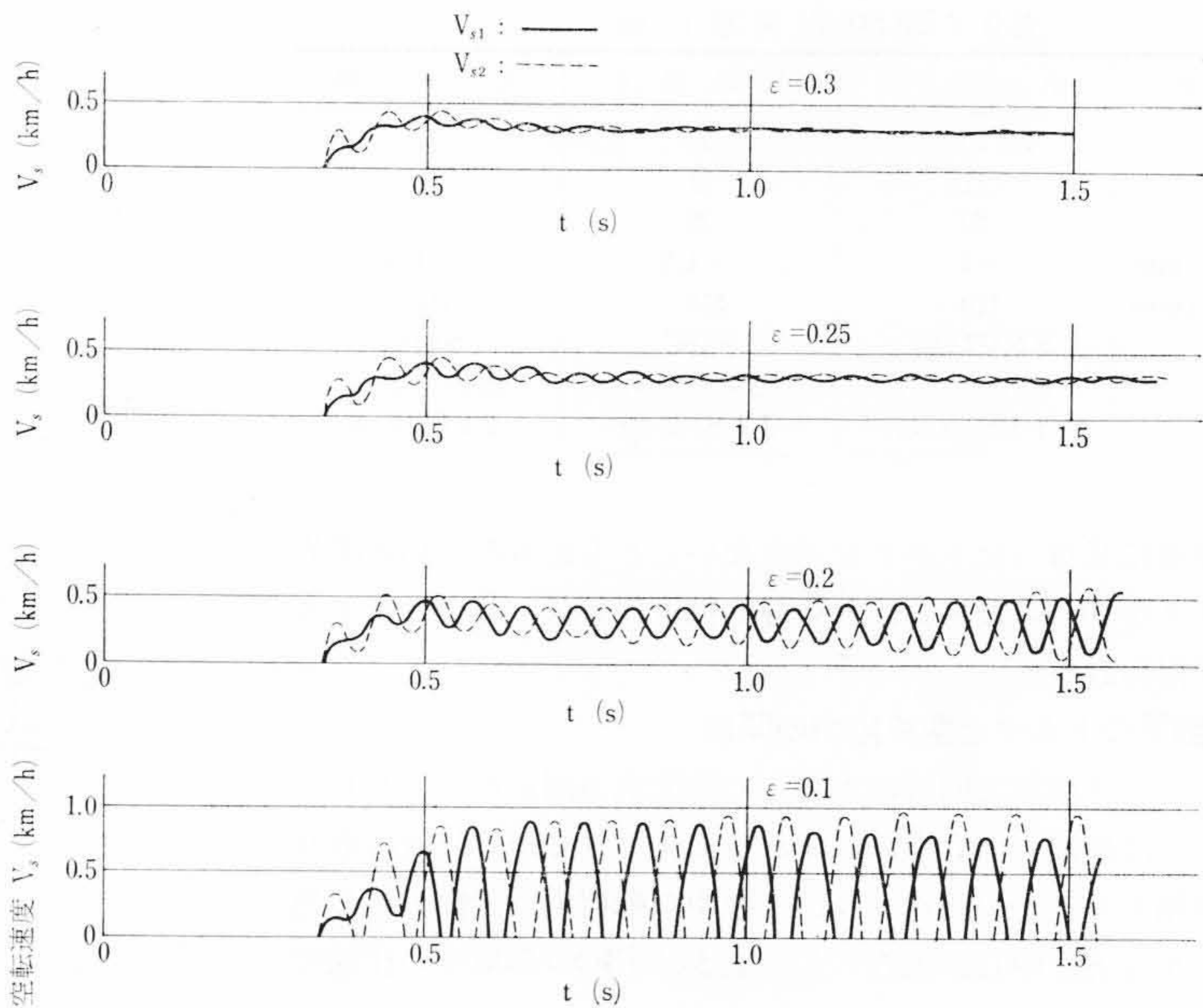


図 15 空転現象の解析 (a)

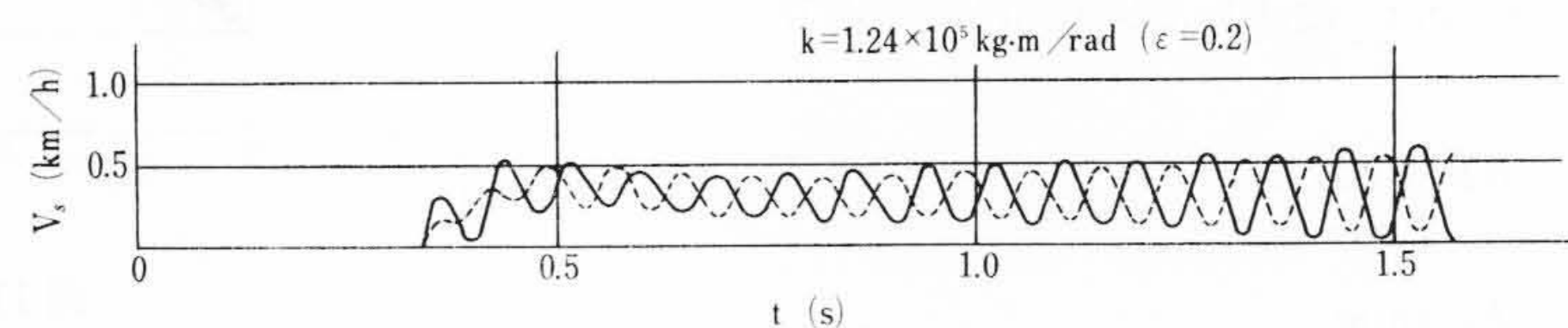
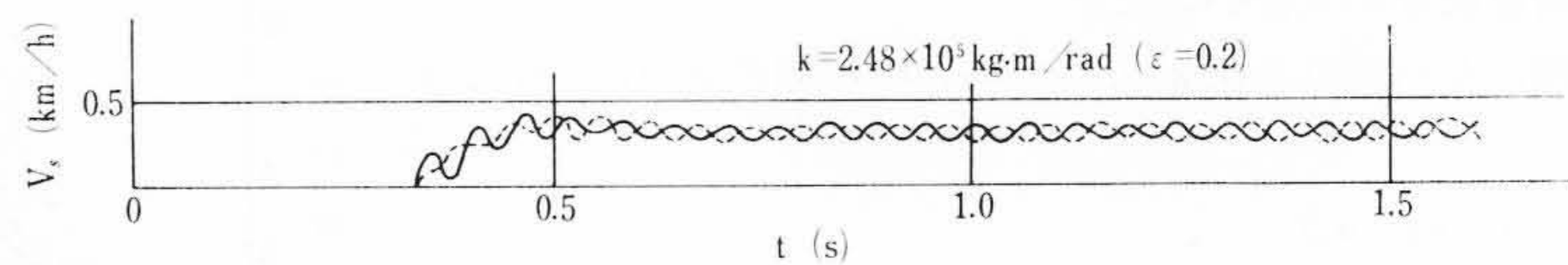
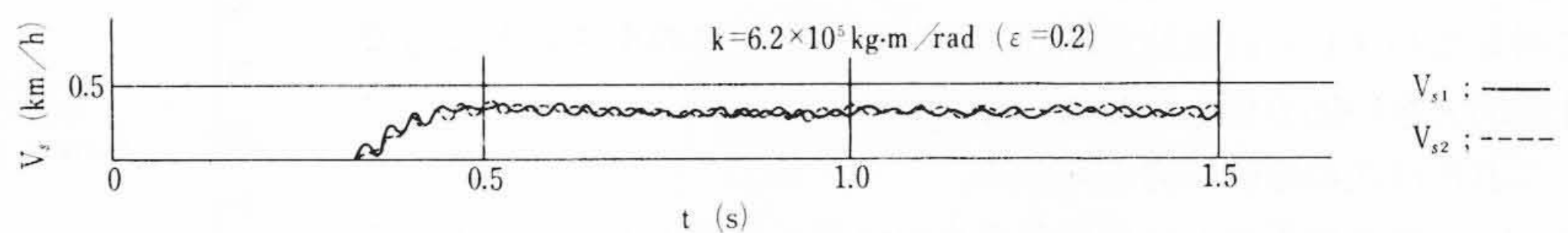


図 16 空転現象の解析 (b)

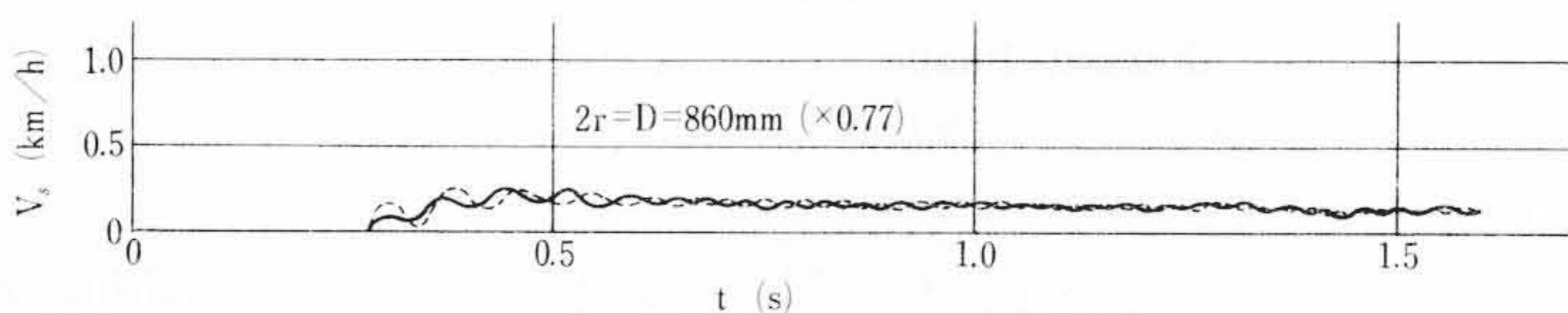
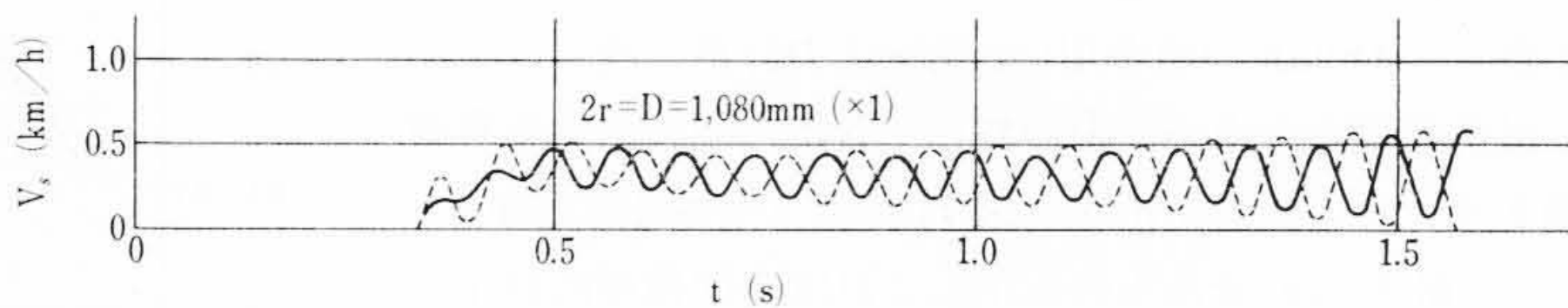
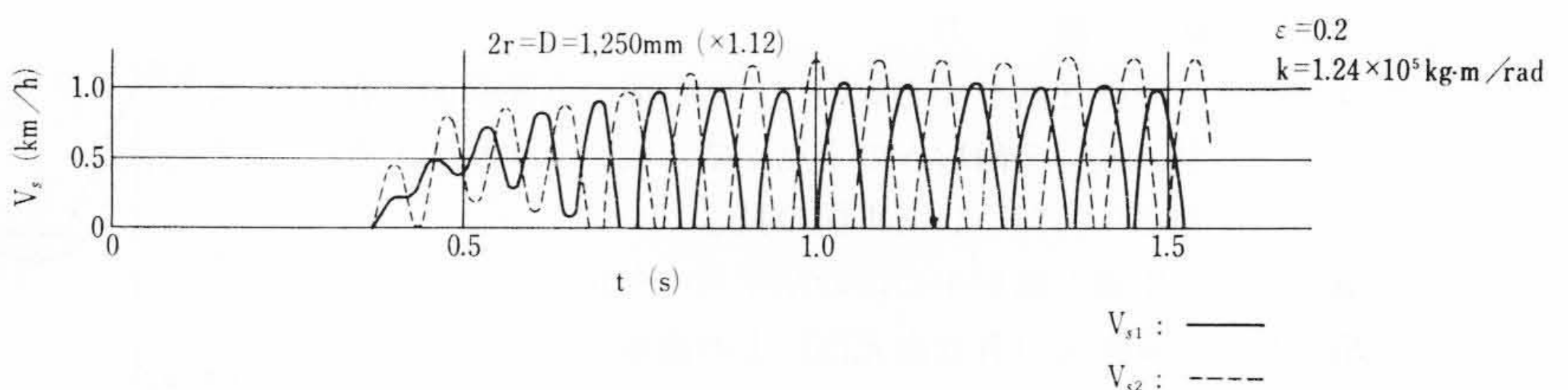


図 17 空転現象の解析 (c)

造ではなく今回実測の結果がそのまま各軸駆動と連結駆動の差と見るのは早計であるが得がたい比較試験の資料といえよう。

4.3.2 解析による粘着性能の検討

1 台車 1 電動機式の電気系を含めて運動方程式をたてデジタル計算機を用いて空転のシミュレーションを行なってみた。

空転を伴わない場合の粘着係数 μ_t と列車速度 V_t との関係は

$$\mu_t = \mu_0 - \alpha V_t \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 μ_0 は静止摩擦係数、 α は正の比例定数である。

空転を伴うすべり粘着係数 μ_s を求めるには Metzkwow⁽¹⁴⁾ の式を用い、さらに走行中粘着より空転に至るきっかけを与えるものとして粘着係数の微小な減少 $\Delta\mu$ を考えることにして (実測結果より確認された) 双曲線で表わし空転速度 $V_s \leq 0$ に対して

$$\mu_s = \pm \left\{ C_0 + \frac{C_2}{1 + C_1 |V_s|} - \alpha V_t - \Delta\mu \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 C_0, C_1, C_2 は定数である。

次に主電動機回路は直列と並列が考えられ交流機関車においては後者の場合が多く、いま 4 軸 1 台車 1 電動機式に対して図 13 の回路を考える。空転時前後台車の主電動機電流 $I_{m1,2}$ は次式により求められる。

$$\begin{aligned} \dot{I}_{m1} = & \{ [E_r - E_{m1} - (R_r + R_m) I_{m1} - R_r I_{m2}] (L_r + L_m) \\ & - \{ E_r - E_{m2} - R_r I_{m1} - (R_r + R_m) I_{m2} \} L_r \} / \\ & (L_m^2 + 2L_r L_m) \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_{m2} = & \{ [E_r - E_{m2} - R_r I_{m1} - (R_r + R_m) I_{m2}] (L_r + L_m) \\ & - \{ E_r - E_{m1} - (R_r + R_m) I_{m1} - R_r I_{m2} \} L_r \} / \\ & (L_m^2 + 2L_r L_m) \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

(7), (8) 式中の諸記号については図 13 を参照されたい。

主電動機逆起電力は単位磁束 Φ と主電動機回転数の積で与えられる。 Φ と電流との関係は粘着限界付近の電流の大きい範囲においては直線的に次のように示される。

$$\Phi = B_0 + B I_m \quad \dots\dots\dots (9)$$

主電動機トルク T_m は

$$T_m = \frac{1}{9.8} \Phi \cdot I_m = \frac{1}{9.8} (B_0 + B I_m) I_m \quad \dots\dots\dots (10)$$

B_0, B は主電動機単位回転磁束の定数項および係数である。

図 14 に示すような連結駆動系において運動方程式を導くと $V_{s1} > 0, V_{s2} > 0$ (1, 2 軸とも空転) のとき

$$\left. \begin{aligned} I_{gm} \ddot{\theta}_m &= -k(\theta_m - \theta_1) - k(\theta_m - \theta_2) \\ &\quad - C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) - C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_2) + S \cdot \eta \cdot T_{m1} \\ I_{g1} \ddot{\theta}_1 &= k(\theta_m - \theta_1) + C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) - r W_1 \mu_{s1} \\ I_{g2} \ddot{\theta}_2 &= k(\theta_m - \theta_2) + C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_2) - r W_2 \mu_{s2} \\ M \dot{V}_t &= W_1 \mu_{s1} + W_2 \mu_{s2} + S \cdot \eta \cdot T_{m2} / r - R_t \\ E_{m1} &= S(B_0 + B I_{m1}) (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{m0}) \\ E_{m2} &= S(B_0 + B I_{m2}) (V_t - V_{t0}) / r \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、式中の記号は次のようである。

- I_{gm} : 駆動系におけるクイルバネより電動機側の歯車を含んだ回転質量
- $I_{g1,2}$: 駆動系のクイルバネ下の回転質量 (輪軸に相当)
- $\theta_m, \theta_1, \theta_2$: 駆動系各質量の回転角 (θ_{m0} は粘着限界での θ_m)
- k : 駆動系のねじりバネ定数
- C : 駆動系のねじり減衰係数
- $W_{1,2}$: 1, 2 軸の軸重
- r : 車輪半径
- S : 歯車比
- η : 効率
- M : 全列車質量
- R_t : 全列車走行抵抗

以上の方程式に初期条件を与え EF80 形の諸定数を用いて解析した結果を図 15~17 に示す。図 15 は駆動系の粘性減衰を変化させた効果を示すもので、減衰力が増すと自励振動の発散は見られなくなる。図 16 は駆動系のバネ定数、図 17 は車輪直径をそれぞれ変化させたもので自励振動、収束速度に大きい影響を示すことがわかる。

粘着性能を向上させるには自励振動をおさえ空転の収束速度を小さくすることが効果的であり解析結果から次の方法が考えられる。

- (1) 駆動系のバネ定数、減衰係数を極力大きくする。
- (2) 車輪直径を小さくする。
- (3) 駆動系の回転慣性質量を大きくする。

しかし実用上空転時の自励振動はほかの再粘着装置の効果により短時間で中断することも可能であり、駆動系の性能は機関車全体の特性、要求にあわせて選定されるべきで総合的見地に立った検討が必要であろう。

各軸駆動に比べて粘着性能上有利と思われる点は構造上車輪径を小さくすること、回転質量を増すことが比較的容易に実現しうること、また連結された 2 軸がいっせいに空転する場合に与えられる $\Delta\mu$ の各軸ごとの換算値が小さいことなどが考えられる。

5. 結 言

以上 1 台車 1 電動機式台車につき種々調査した結果を述べてきたがこれらを取りまとめると次のようである。

- (1) 駆動系に生ずる動力不等配は静的軸重移動によるものと車輪直径差によるものとからなり、引張力に見合う軸重移動と許容車輪径差を知ることにより不等配の絶対量を推定することができる。
- (2) 駆動系のトルクと歯車応力の関係はトルクより求めた歯元応力計算値の傾向とよく一致し、連結駆動による特異な現象は認められない。また動荷重は駆動系の固有振動数付近の速度域で 130% に達したが、歯形誤差が大きくなるとさらに増大するので注意を要する。
- (3) 粘着性能は各軸駆動に比べ実測結果より 5~10% 向上しうるといえよう。また解析結果より車輪直径、駆動系の回転質量などの選定範囲が各軸駆動に比べて広いので、粘着性能を向上させるための設計上の自由度が大きいといえよう。

以上 1 台車 1 電動機式の諸特性に対し定量的にその実体をは握ることができたが、これらの資料を利用することにより本方式の特長をより有効に活用し高性能電気車両の発展に寄与できれば幸いである。

終わりに本研究を進めるに当たり国鉄臨時車両設計事務所、鉄道技術研究所、運転局機関車課をはじめ担当各位から実車試験、解析をはじめ数々のご指導を賜わり、厚くお礼申しあげる次第である。

参 考 文 献

- (1) 小沢ほか: 日立評論 44, 12 (昭 37-12)
- (2) 油井ほか: 日立評論 47, 3 (昭 40-3)
- (3) たとえば Chemins de Fer, 212, Sept.-Oct. 1958, p. 117~129
- (4) M. Nouvion: I. R. C. A, XII, 9, Sept. 1961
- (5) Chemins de Fer, 11, Oct. 1964, p. 593~624
- (6) 本表作成に使用した文献: 外国鉄道技術情報, 工作編, 第 2 号 (昭 35-1)
- (7) B. Gladigau: Elektrische Bahnen. Heft. 5 (27, Jahrg. 1956)
- (8) A. M. Hug: La Commande Individuelle des Essieux 1957
- (9) R. Scheffer: E. T. R. Nov. 1954
- (10) R. Scheffer: Glasers Annalen. Feb. 1957, p. 25~29
- (11) 石川: 機学誌 59, 452 (1956-9)
- (12) Jaramills: Journal of Applied Mechanics. Mar. 1950
- (13) 中村: 機学会 41 期東京秋期大会前刷 315 (昭 38-11)
- (14) Metzkwow: Elektrische Bahnen. 16 (1940) Nr. 12. S.