

電気機関車の振動試験結果について

高橋 忠太* 小泉 富士夫**

Vibration Test Results of Electric Locomotives

By Chuta Takahashi and Fujio Koizumi
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Vibrations give detrimental effects on the electrical and mechanical parts of electric locomotives and tracks. It is desirable therefore that the electric locomotive have favourable vibration characteristics.

The writer carried out lately the vibration test of 50-ton electric locomotive in its driving condition. In this test, up and down motions, transverse motions and recoilings were recorded by Umekita's acceleration meter.

〔I〕 緒 言

乗心地が主要な性能の一つとなる電車では、最近盛に防振について研究が行われ、その成果は見るべきものがある。従来電気機関車の防振については電車の場合ほどには関心が持たれていないかの感があつた。然し装備機器の保全、機械構造部の耐久性、道床に対する衝撃の緩和、乗務員の疲労減少等を考えると、当然防振の問題が取上げられなければならない。欧米の最近の電気機関車は電車と同様な揺枕式2軸ボギー車、3軸ボギー車を採用しているが、これはこの間の事情を物語るものであろう。

防振の対策を立てるには、機関車の振動を理論的に解析すると共に実際に幾多の機関車の振動を測定することが必要である。今回松尾鉱業株式会社納 50 t 電気機関車の振動測定を行つたのであるが、本機関車は前述の傾向に沿つて設計製作されたものである。即ちウイングばね付揺枕式台車を採用し、板ばねとコイルばねの併用により従来の固定枕梁式台車に比べて柔かなばね剛性を得たこと、釣リンクを極力長くしたこと等により良好な振動特性が得られるようにした。

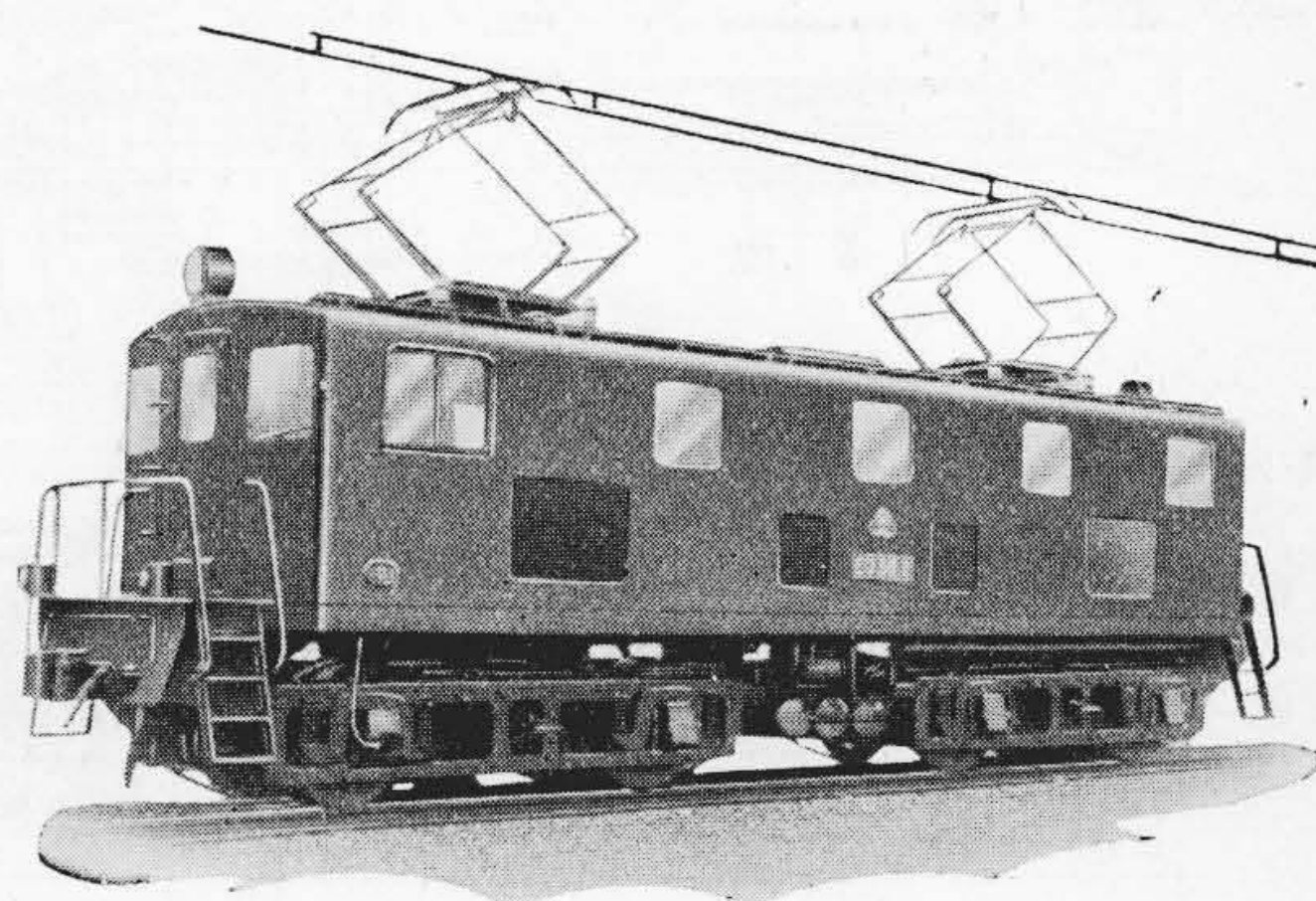
以下に本測定の解析を記し、電気機関車振動の一資料を提供せんとするものである。

* ** 日立製作所日立工場

〔II〕 50 t 電気機関車の仕様

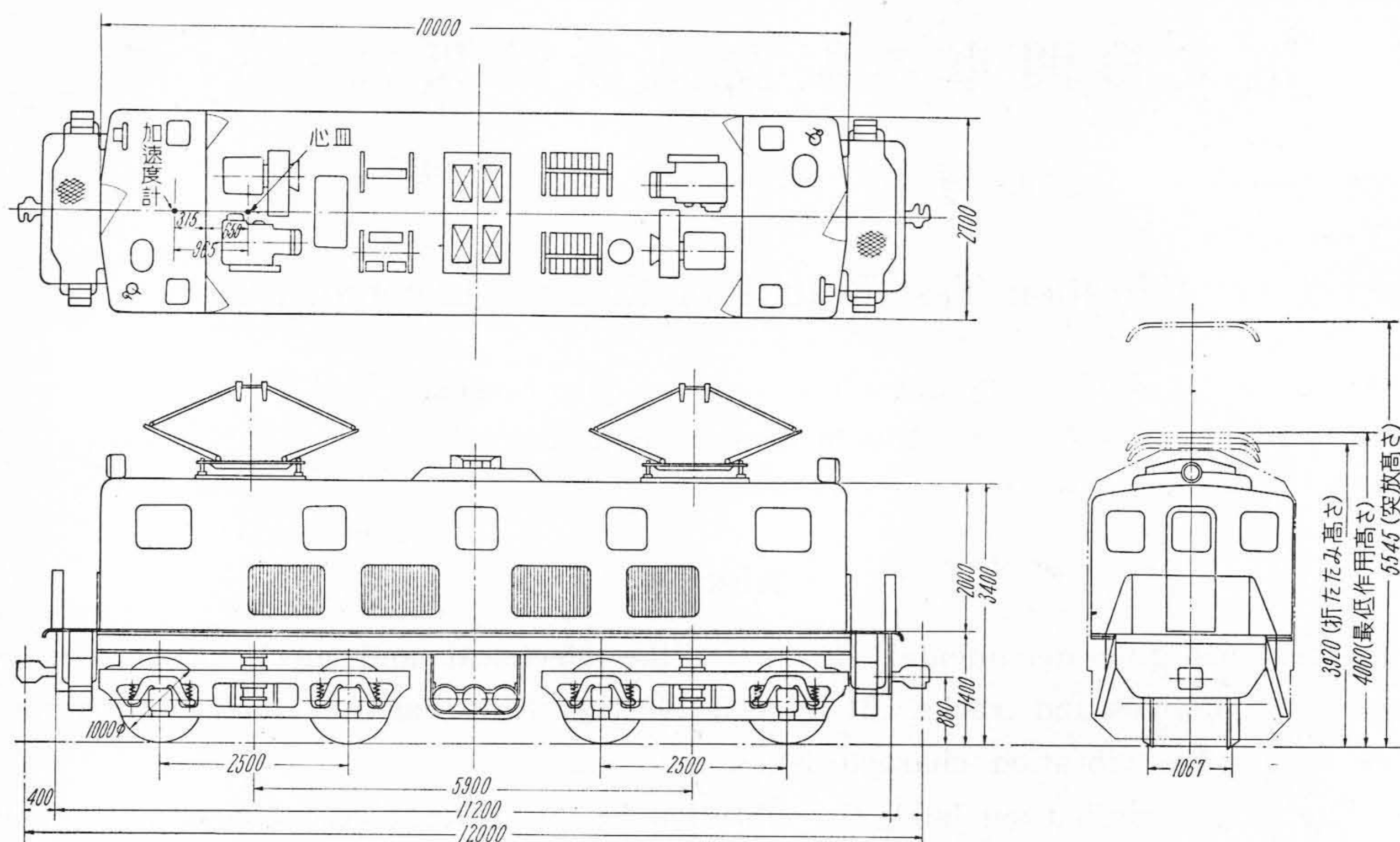
本機関車の主な仕様は次の通りである。外観及び台車は第 1～4 図に示されている。

運転整備時重量.....	49,500 kg
軌 間.....	1,067 mm
固定軸距離.....	2,500 mm
全 軸 距 離.....	8,400 mm
最大高さ(パンタグラフ折たたみ)....	3,920 mm
最 大 巾.....	2,700 mm



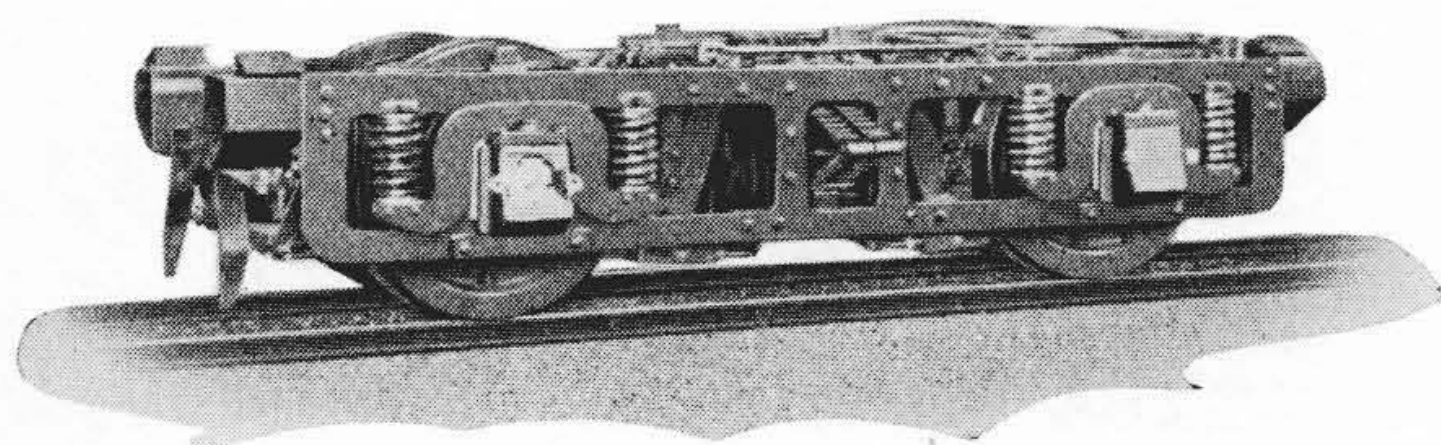
第1図 50 t 電気機関車

Fig. 1. 50t Electric Locomotive



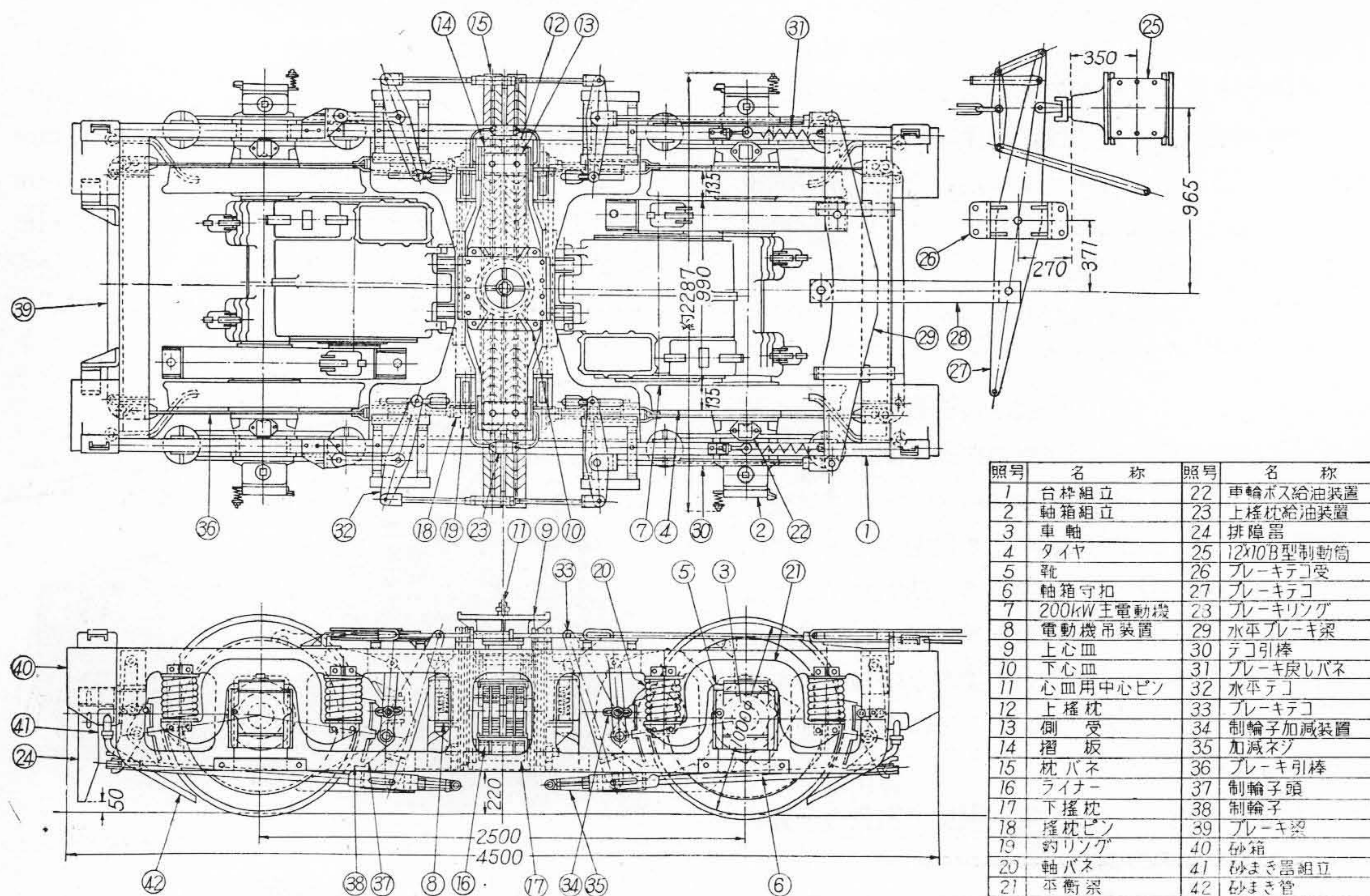
第 2 図 50 t 電気機関車寸法図

Fig. 2. Dimensions of 50 t Electric Locomotive



第 3 図 50 t 電気機関車台車

Fig. 3. Truck of 50 t Electric Locomotive



第 4 図 50 t 電気機関車台車寸法図

Fig. 4. Dimensions of the Truck of 50t Electric Locomotive

最 大 長.....12,000 mm
 動 輪 径..... 1,000 mm
 電 車 線 電 圧.....D.C. 1,500 V
 一時間定格速 度..... 32.2 km/hr
 一時間定格牽引力..... 8,880 kg
 主電動機 一時間定格.....200 kW×4
 制動装置.....EL-14A 空気ブレーキ、手ブレーキ、非常用電気ブレーキ
 台車形式.....ウイングばね付揺枕式

枕ばねは目録2連の板ばねを2組、軸ばねは2重のコイルばねを8組、それぞれ1台車に備えている。

〔III〕 固 有 振 動 数 計 算

測定記録を検討する上に必要な固有振動数の計算を鉄道技術研究所松平精氏の式に拠って行つた。今車体中心を原点にとり車体の長手方向をX軸、車体の巾の方向をY軸、これ等に垂直な方向をZ軸とすれば、以下に述べる上下動はZ軸に沿つた変位、左右動はY軸に沿つた変位、前後動はX軸に沿つた変位を意味し、縦揺はY軸廻りの回転、横揺はX軸廻りの回転、偏揺はZ軸廻りの回転を意味するものと定める。計算を進めるに当つて必要な主要数値は次の通りである。

mg (1台車当り枕ばね上重量)=10,950 kg
 m'g (1台車当り枕ばね軸ばね間重量)=6,630 kg
 2k₁ (1台車当り軸ばね常数)=296 t/m
 2k₂ (1台車当り枕ばね常数)=340 t/m
 2k (1台車当り全ばね常数)= $\frac{2k_1k_2}{k_1+k_2}=158$ t/m

こゝで m=1台車当り枕ばね上質量
 m'=1台車当り枕ばね軸ばね間質量
 g=重力加速度

(1) 上 下 動

上下動の角振動数を ν_z rad/sec とすれば

$$\nu_z^2 = \frac{1}{2} \{ \nu_2^2 + \nu'^2 - \sqrt{(\nu_2^2 - \nu'^2)^2 + 4\nu_2^4 m/m'} \} \dots (1)$$

$$= 118 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$\text{こゝで } \nu_2^2 = \frac{2k_2}{m} = 304 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots (2)$$

$$\nu'^2 = \frac{2(k_1+k_2)}{m'} = 940 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots (3)$$

$$\text{振動数 } f_z = \frac{\nu_z}{2\pi} = 1.73 \text{ cycle/sec} \dots (4)$$

$k_2 \rightarrow \infty$ の時

$$\nu_z^2 = \frac{2k_1}{m+m'} = 165 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots (5)$$

$$f_z = \frac{\nu_z}{2\pi} = 2.05 \text{ cycle/sec} \dots (6)$$

(2) 縦 揺

縦揺の角振動数を ν_θ rad/sec とすれば

$$\nu_\theta^2 = \frac{1}{2} \{ \nu_2^2 + \nu'^2 - \sqrt{(\nu_2^2 - \nu'^2)^2 + 4\nu_2^4 m''/m'} \} \dots (7)$$

$$= 101.8 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

こゝで

$$\nu'^2 = 940 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \text{ (前出)}$$

$$m'' = m \frac{i_y^2}{l^2} = 1.34 \text{ t} \cdot \text{sec}^2/\text{m} \dots (8)$$

$$\text{但し } i_y = \text{車体回転半径} = \frac{\text{車体長さ}}{\sqrt{12}} = 3.23 \text{ m}$$

$$2l = \text{心皿間距} = 5.9 \text{ m}$$

$$\nu_2^2 = \frac{2k_2}{m''} = 253.5 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots (9)$$

$$\text{振動数 } f_\theta = \frac{\nu_\theta}{2\pi} = 1.61 \text{ cycle/sec} \dots (10)$$

$k_2 \rightarrow \infty$ の時

$$\nu_\theta^2 = \frac{2k_1}{m' + m''} = 147 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots (11)$$

$$f_\theta = \frac{\nu_\theta}{2\pi} = 1.93 \text{ cycle/sec} \dots (12)$$

(3) 左右動と横揺との連成振動

左右動と横揺との連成振動数 (角振動数) を $\nu_{y\phi}$ とすれば

$$\nu_{y\phi}^2 = \frac{1}{2} \{ \nu_y^2 + \nu_\phi^2 \mp \sqrt{(\nu_y^2 - \nu_\phi^2)^2 + 4\varepsilon^2 \nu_y^4} \} \dots (13)$$

$$\text{こゝで } \nu_y^2 = 34.8 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$\nu_\phi^2 = 29.7 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$\varepsilon = 0.387$$

ν_y は車体に回転を与えないで純粹に横振動させた時の角振動数、 ν_ϕ は車体を重心の周りに回転振動させた時の角振動数を表わす。重心から台車のばね装置による車体の支持中心迄の距離と車体の回転半径との比が ε である。

(13) 式へ上記の数値を代入すれば

$$\nu_{y\phi}^2 = 18.6 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \text{ 又は } 46.0 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$\text{故に第1次連成振動数 } f_{y\phi 1} = \frac{\nu_{y\phi 1}}{2\pi} = 0.69 \text{ cycle/sec} \dots (14)$$

$$\text{第2次連成振動数 } f_{y\phi 2} = 1.08 \text{ cycle/sec} \dots (15)$$

$k_2 \rightarrow \infty$ の時は

$$\nu_y^2 = 36.5 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \quad \nu_\phi^2 = 48.9 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$\nu_{y\phi}^2 = 36.45 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \text{ 又は } 48.95 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$$

$$f_{y\phi 1} = 0.96 \text{ cycle/sec} \quad f_{y\phi 2} = 1.12 \text{ cycle/sec}$$

次に揺枕も動かぬ時は軸ばねのみによる車軸中心点周りの回転振動のみとなりこの振動数は

$$f_\phi = 1.10 \text{ cycle/sec} \text{ を得る。}$$

(4) 偏 揺

偏揺の角振動数を ν_ψ とすれば

$$\nu_\psi^2 = \nu_y^2 \frac{l^2}{i_z^2} = 2.9 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \dots\dots\dots (16)$$

こゝで $i_z = \text{回転半径} = i_y$

$$\text{振動数 } f_\psi = \frac{\nu_\psi}{2\pi} = 0.860 \text{ cycle/sec}$$

$k_2 \rightarrow \infty$ の時には

$$\nu_\psi^2 = 30.4 \text{ rad}^2/\text{sec}^2 \quad f_\psi = 0.88 \text{ cycle/sec}$$

(5) 計算結果の総合

以上の結果をまとめると次の如くなる。

上下振動	1.73 (2.05)	括弧内は枕ばね固定
縦揺	1.61 (1.93)	の時の値を示す
横揺第1次	0.69 (0.96)	
横揺第2次	1.08 (1.12)	
偏揺	0.86 (0.88)	

〔IV〕 振 動 の 測 定

(1) 使用計器およびその取付位置

使用計器は梅北式 DV-3型加速度計で左右、上下、前後の加速度を自記することができる。測定可能範囲は $\pm 0.5g$, $0 \sim 10 \text{ cycle/sec}$ であつて、固有振動数は 10 cycle/sec

である。なお記録紙上で $\pm 0.1g = \pm 2 \text{ mm}$ に相当する。

この計器を車体心皿直上の床面に置くのが望ましいが、電車と異つて機器配置上その空間がなく止むを得ず第2図に示すように運転室内（心皿より 965 mm 離れた位置）に置いた。

(2) 測定区間

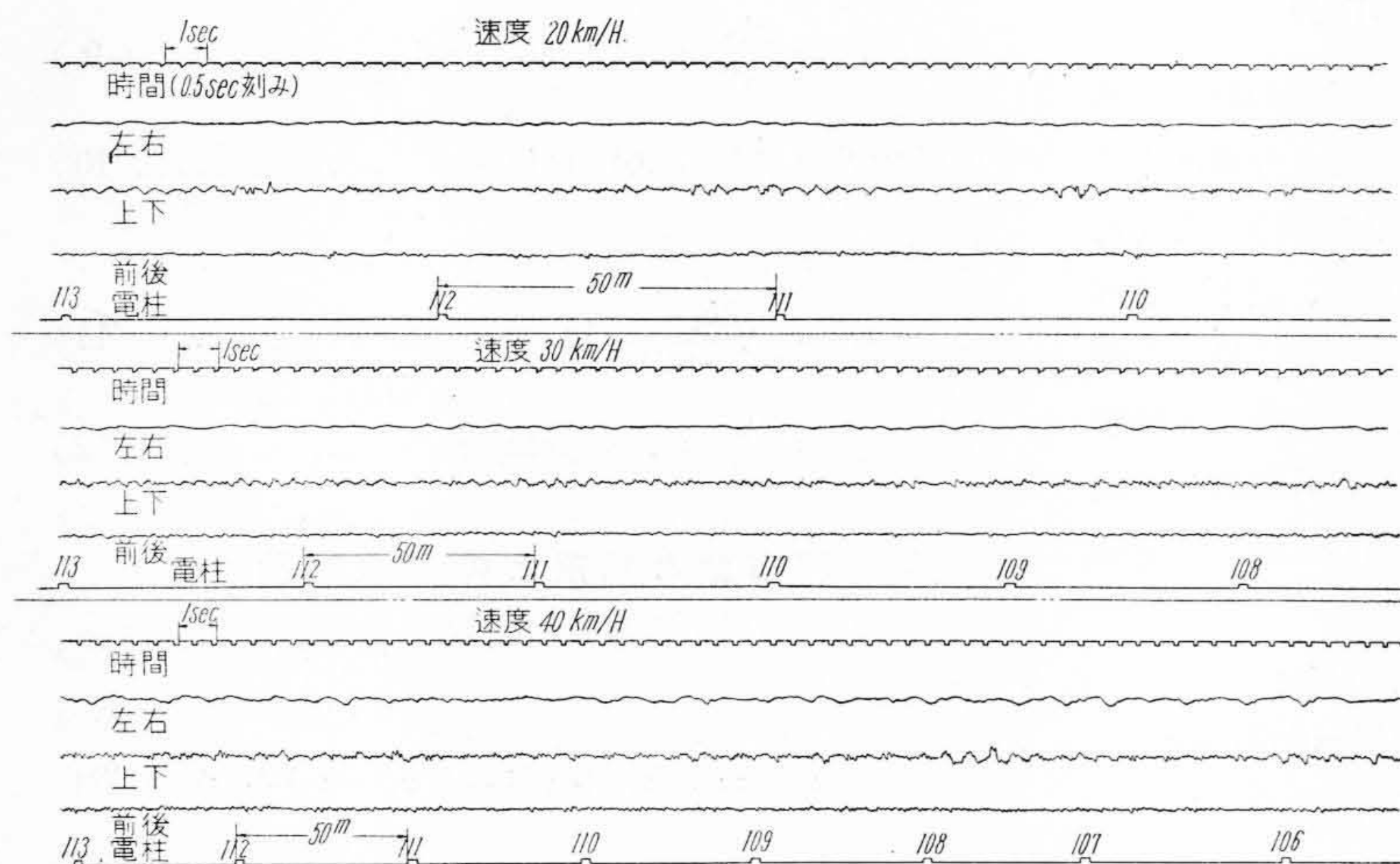
測定鉄道線路は松尾鉾山鉄道線であつて、同線は全長 12.2 km で始点大更駅より出発して中間に鹿野、終点に屋敷台の3駅があり始点より終点迄は上り勾配が続いている。軌条は 30 kg , 10 m で道床は良好な状態にあり 50 m 間隔に電柱がある。営業運転中、鹿野、屋敷台間鹿野寄りの勾配 16.7% の直線路 400 m の区間を選定し測定した。

(3) 測定の種類

納入電気機関車は ED 501 号車、ED 502 号車の2輛ありこの両車について測定した。前述の測定区間を $20, 30, 40 \text{ km/hr}$ の3種 of 速度でそれぞれ等速で通過させ記録を取つた。この場合空気ブレーキは台車に影響を与えるので使用せず、主幹制御器ノッチを加減して等速を保つようにした。

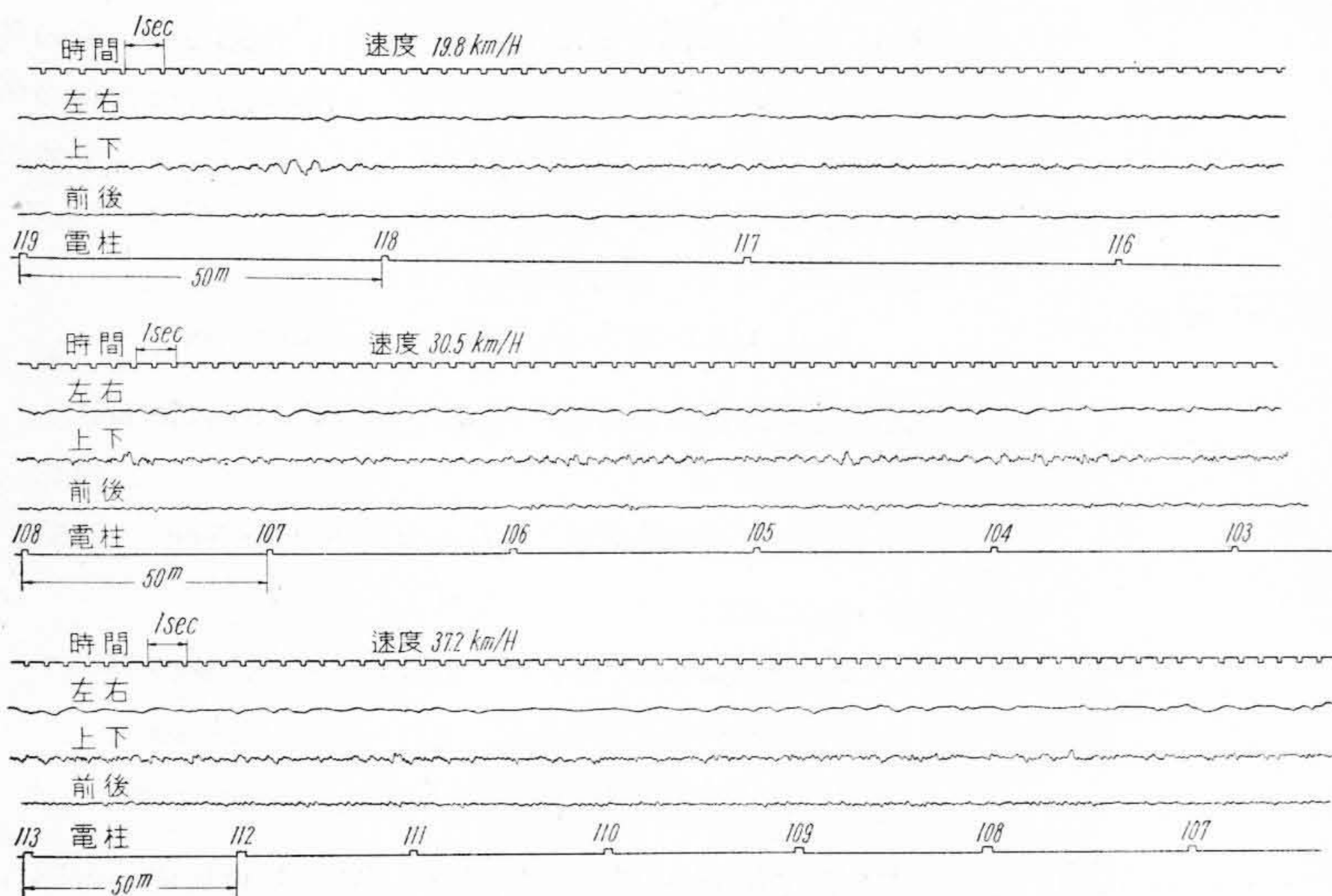
(4) 測定記録

第5図第6図は測定記録を示す。図中上より時間、左右動、



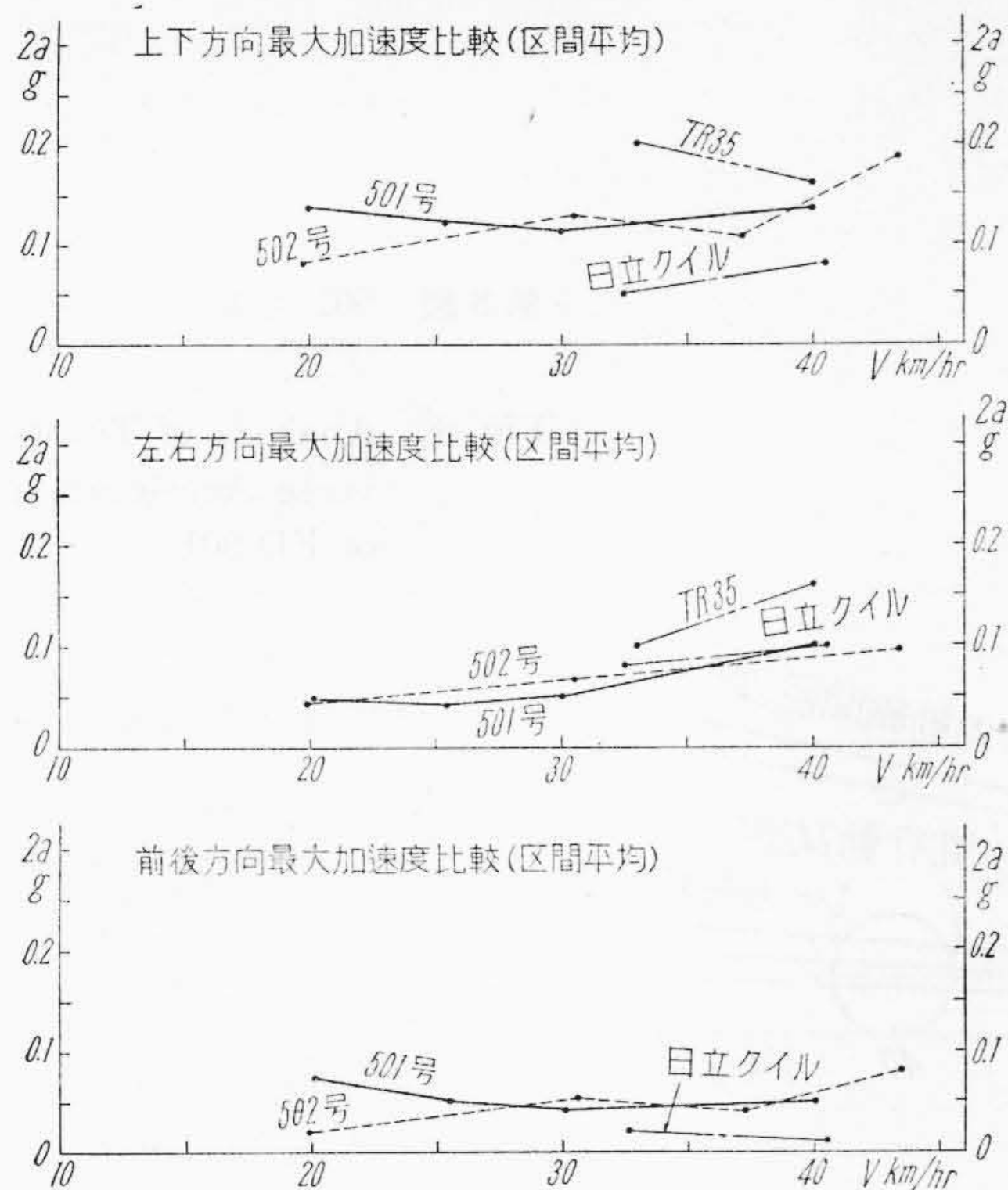
第5図 ED-501号車振動測定記録

Fig. 5. Test Results of Vibrations of ED-501



第6図 ED-502号車振動測定記録

Fig. 6. Test Results of Vibrations of ED-502



第7図 最大加速度
Fig. 7. Max. Acceleration

前後動、及び電柱位置を表わしている。時間は1刻みが0.5 sec. 波形は図中2 mm が0.1 g, 電柱間隔は50 mである。第7図に各振動の最大加速度の比較を示す。なお参考のために国鉄 TR 35 型台車⁽¹⁾、日立クイル台車⁽²⁾の測定値も記入して比較してある。

(5) 測定記録の解析

測定記録は丸解析法によつて解析した。その結果は第8図～第13図に示される。強制振動源として考えられるものは車軸間距離、心皿間距離、動輪周、レール長、蛇行動等であり図中原点を通る直線で表わされる。X軸からほぼ同一の高さに並んでいる円群を結べば、X軸に平行な直線が得られこれは固有振動数を表わす。

左右動では1 cpsの固有振動数があり、強制波長としては蛇行動 14.85 m, $\frac{1}{2}$ 蛇行動 7.425 m, レール長 10 m, 軸間距離 2.5 m, 平均動輪距離 2.8 m が考えられ、速度 40 km/hr で波長 10 m 或は 7.425 m と共振的であり 501 号車では 0.1 g に達している。上下動では 2 cps 及び 10 cps の固有振動数が表われており、強制波長としてはレール長、心皿間距離、車輪周、平均動輪間距離が考えられる。2 cps の固有振動と波長 2.8 m の平均動輪間距離とは 20 km/hr で共振的であり振巾 0.14 g に達する。502 号車では 43 km/hr で心皿間距離(波長 5.9 m) と共振的であり振巾 0.16 g を示している。前後動では 2 cps と 10 cps の固有振動数が明瞭に表われており、強制波長としては心皿間距離が考えられこれは

43 km/hr で心皿間距離(波長 5.9 m) と共振的であるが振巾は小さく 0.05 g 程度に止まる。強制波長としてこの他に 2 m, 1.5 m が考えられるがこれは源が判然としない。501 号車と 502 号車とは仕様が全く同一であるが、波形は少々異つている。最も著しいのは上下動である。然し大体の傾向はいづれも同様と見て差支えない程度であろう。

〔V〕測定結果の考察

以上の資料に基いて本機関車の振動特性を推定し、更に防振対策として如何なる方法をとるべきかを次に検討する。

(1) 左右動記録による検討

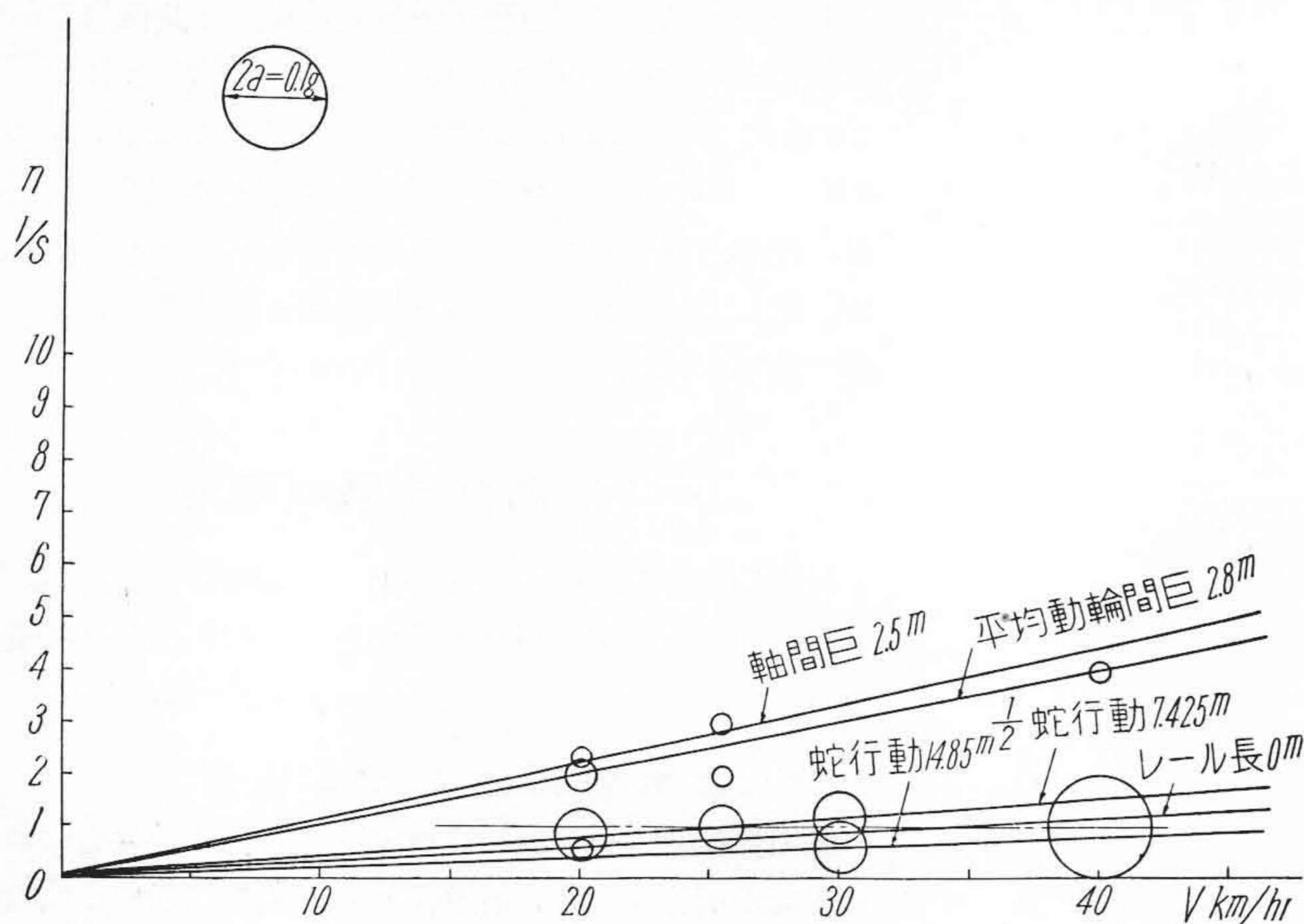
固有振動数は両車共に 1 cps 附近にあり近接した2つの振動が観察される。計算値は左右動と横揺の連成振動の第一次が 0.69 cps, 第二次が 1.08 cps でこれ等と大体一致している。波長 2.5 m 或は 2.8 m の斜線上に丸が乗つているのはレール接目の衝撃の左右不同により車体の左右動が誘起されていることを示している。1 cps 附近の固有振動は 40 km/hr 附近で振巾が大きいこれは輪軸の蛇行動(波長 14.85 m 或は 7.425 m)によるもので、この他にレール接目の不整による波長 10 m の強制も影響があるものゝようである。前述の如く本線は始点終点間は上り勾配で下り運転時は 30~40 km/hr で走行することが多く従つて蛇行動による左右動が大きく、タイヤの摩耗急激なものこの点に理由があるとも考えられる。偏揺の固有振動数は計算では 0.86 cps で測定記録では判然としないが、40 km/hr 以下の低速では主体的な左右動の因をなすことはないといわれている。501 号車と 502 号車は台枠と軸箱の遊間、軸箱と車輪ボスの遊間は現地実測では殆ど同一であるが、振動測定区間が必ずしも同一でないため道床の差による影響が記録にいくらか表われている。

以上の左右動を改良するためには、レールの通り直し、レール両側交換、タイヤ踏面の削正、或いは取かえ、軸箱遊間が常に過大になるのを軸受金交換により防止する等が考えられる。

最大加速度は 40 km/hr に於て 0.1 g を示し、TR 35 の 0.16 g, 日立クイル台車の 0.1 g に比較しても良好であり在来の固定枕梁式台車に比較すれば著しい改善であろう。

(2) 上下動記録による検討

10 cps 前後のビビリ振動を示す円が散在しているが、これ等は車体の弾性振動と考えられる。上下動、縦揺の固有振動数は計算によればそれぞれ 1.73 cps, 1.61 cps

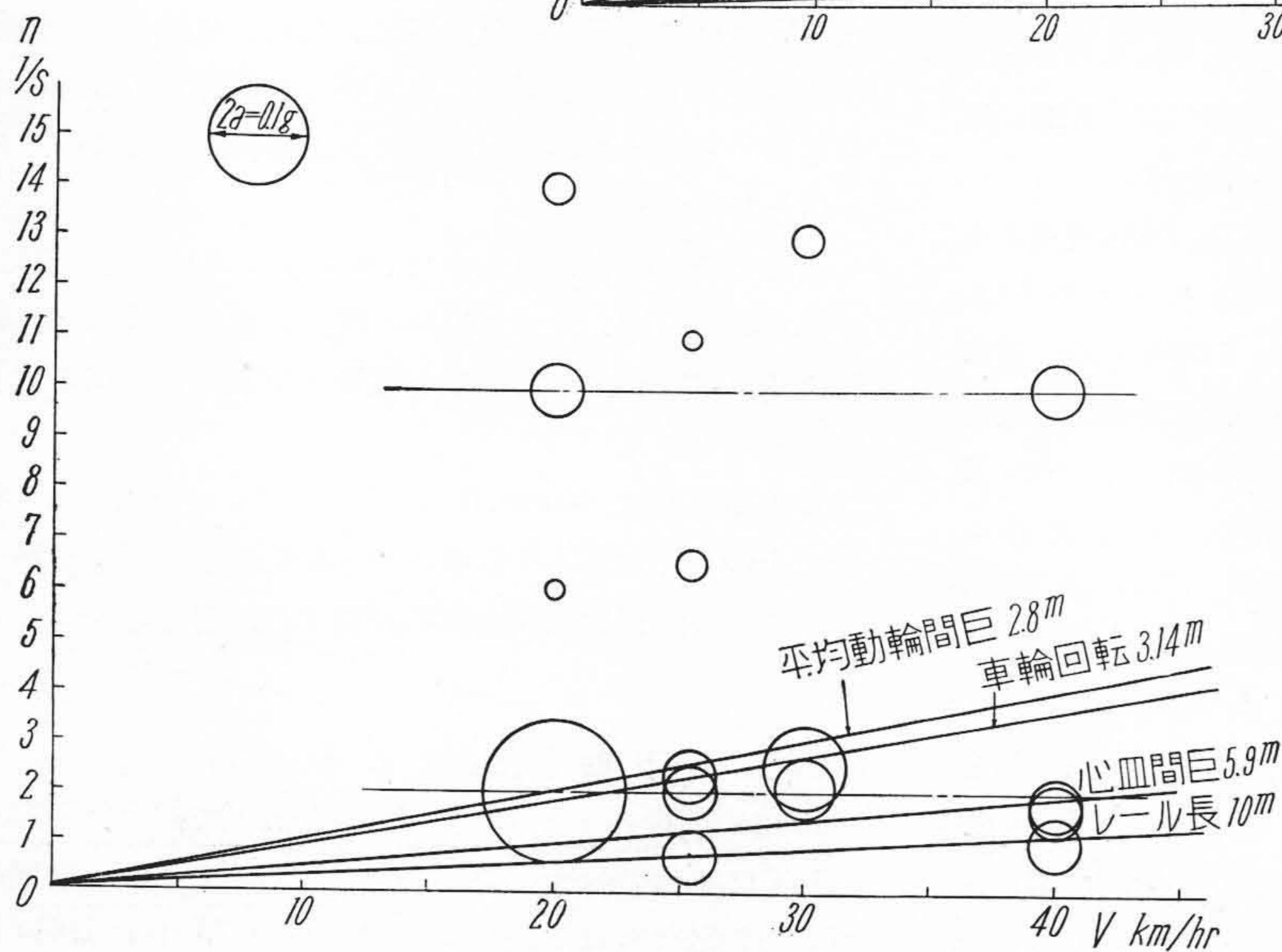
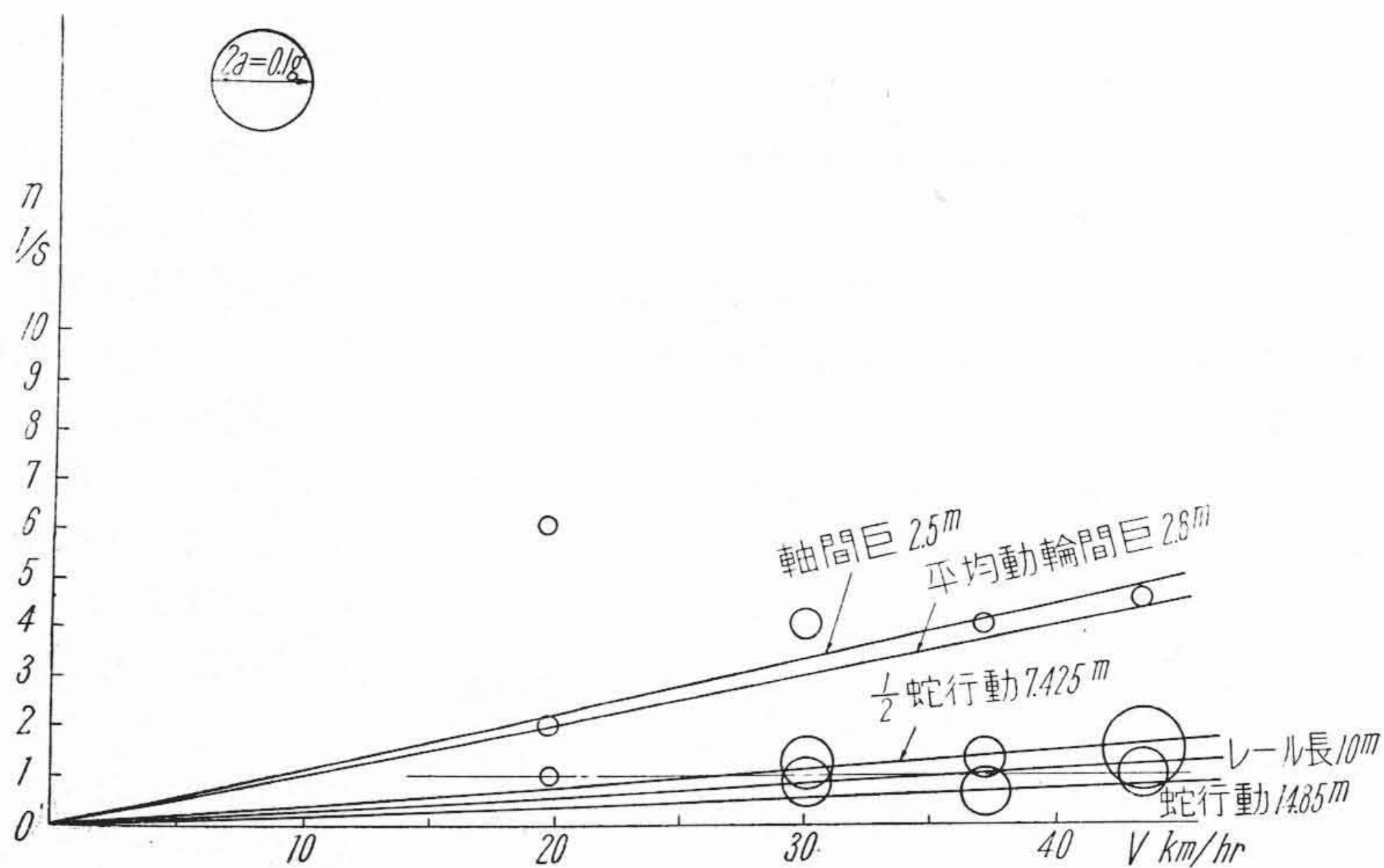


第 8 図 501 号車左右加速
度解析

Fig. 8. Analysis of Trans-
verse Acceleration
of ED-501

第 9 図 502 号車左右加速
度解析

Fig. 9. Analysis of Trans-
verse Acceleration
of ED-502

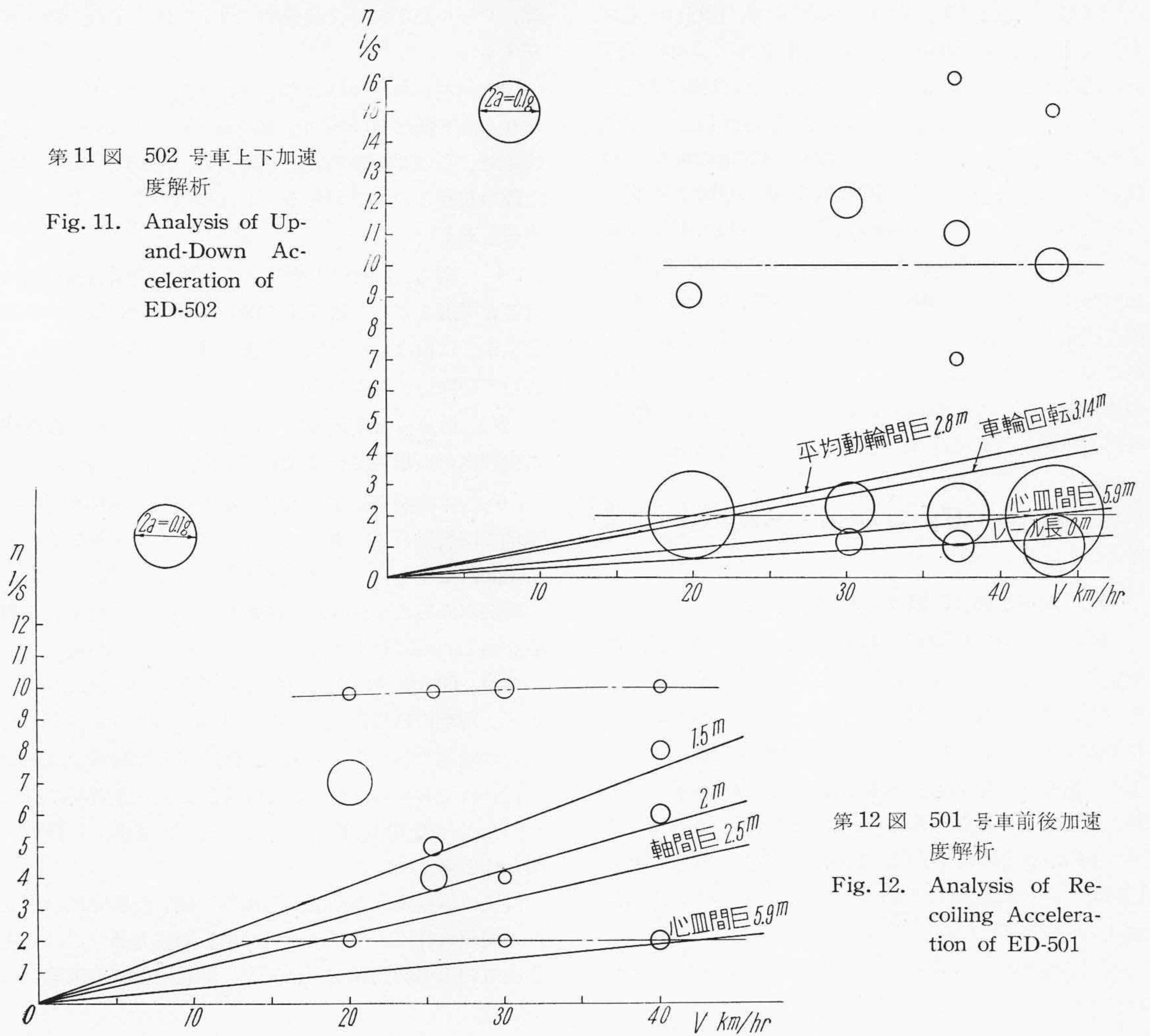


第 10 図 501 号車上下加速
度解析

Fig. 10. Analysis of Up-and-
Down Acceleration
of ED-501

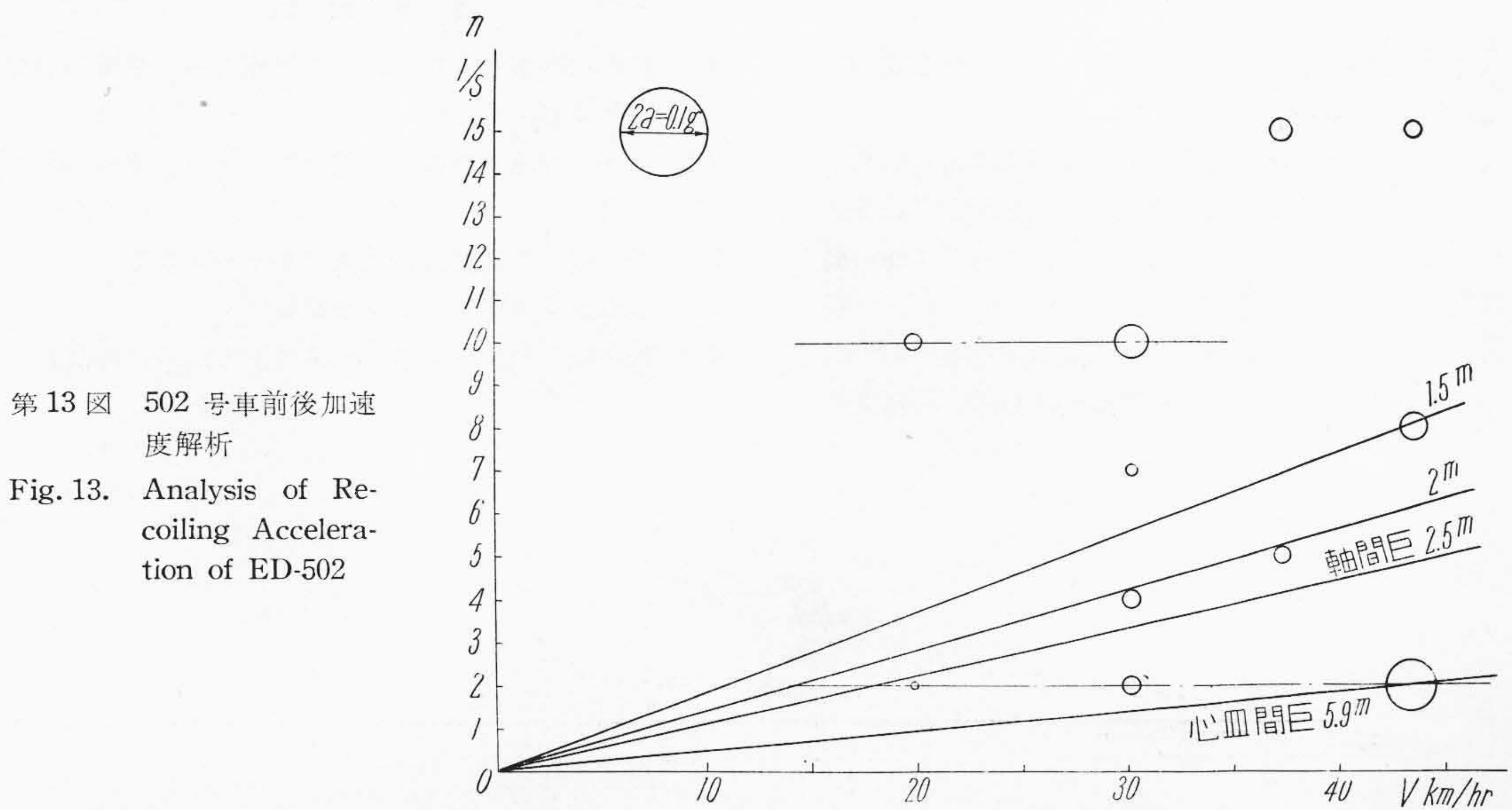
第11図 502号車上下加速度解析

Fig. 11. Analysis of Up-and-Down Acceleration of ED-502



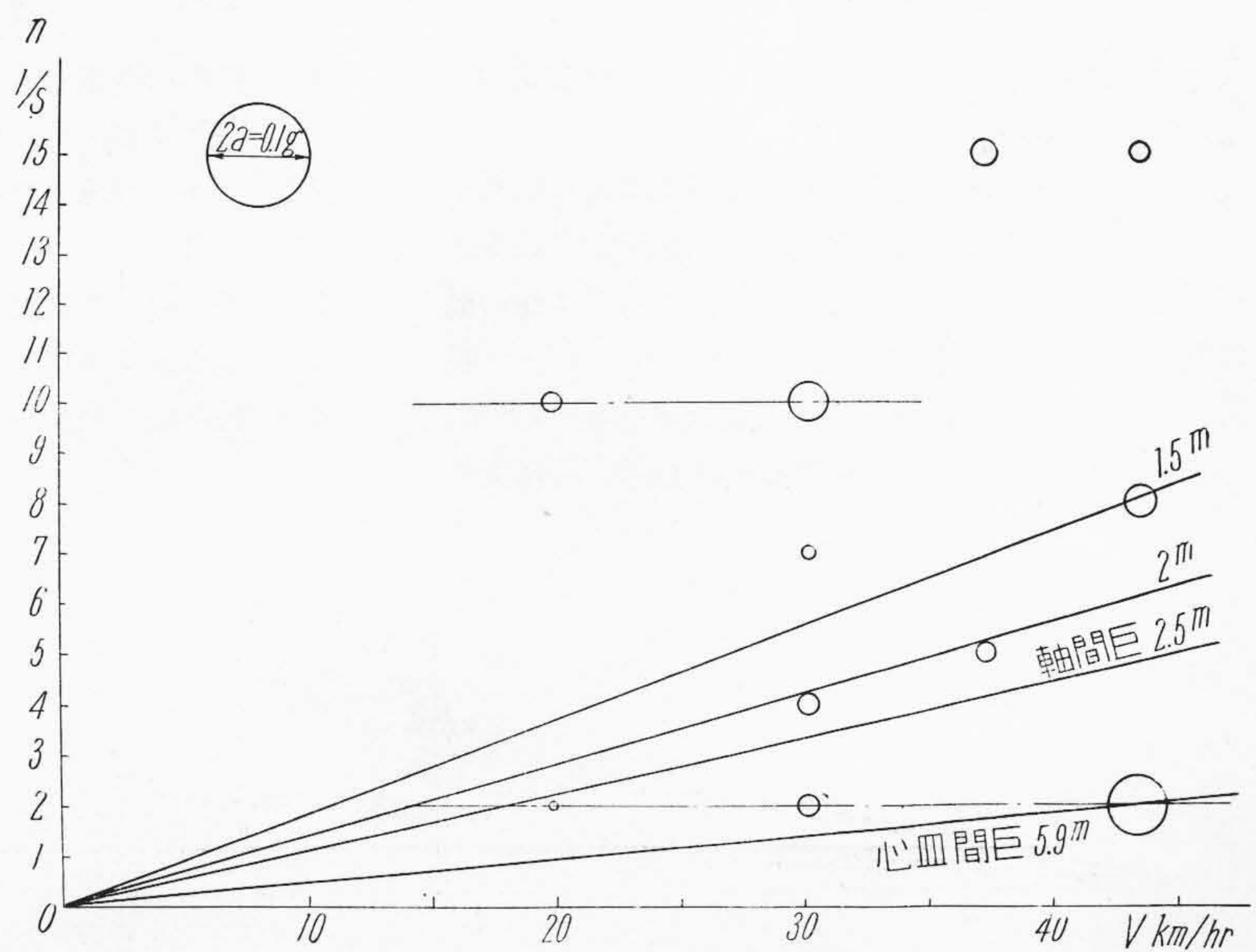
第12図 501号車前後加速度解析

Fig. 12. Analysis of Recoiling Acceleration of ED-501



第13図 502号車前後加速度解析

Fig. 13. Analysis of Recoiling Acceleration of ED-502



で枕ばねを固定した場合はそれぞれ 2.05, 1.93 cps である。測定記録では 501 号も 502 号車も共に 2 cps の固有振動数が認められ枕ばね固定の場合の計算値に近接している。この固有振動を誘起する強制振動源としては先ずレール長 (10 m) が目立っており、40 km/hr 以上の高速で共振を予想される。両車共に 20 km/hr で共振が認められるが、これは平均動輪間距離 (2.8 m) によるものである。強制振動源として、心皿間距離 (5.9 m) が考えられるが、これは 502 号車では 43 km/hr で 2 cps の固有振動と共振している。波長 5.9 m による共振は明らかにピッチングであるが、この機関車は極力小形に切りつめた設計のためこの特性が生じている。普通の 50t なみに心皿間を例えば 7 m とすれば共振点を高速部へ追いやることができる。

最大加速度は 0.14 g で TR 35 の 0.16 g に比べて良好といえよう。

(3) 前後動記録による検討

両車共に 2 cps の固有振動数が表われている。これは車体のピッチングによるもので枕ばね固定の場合のピッチング計算値と全く一致する。502 号車は 43 km/hr で共振的であるが、これは心皿間距離 5.9 m の波長によるものであろう。10 cps の固有振動が明瞭に認められるが、このビビリ振動は車体の弾性振動と推定される。4 ~ 8 cps の範囲に亘つて円が散在しており、波長 2 m, 1.5 m の直線に近接して並べることができる。この波長源は不明である。

最大加速度は 0.055 g で日立クイル台車に比べると遜色はあるが、まず良好な値といえよう。

〔VI〕 結 言

以上振動解析の結果について記述したがこれを要約すれば次の如くなる。

(1) 上下、左右、前後各方向の加速度は電用台車に比較して何等遜色なくむしろ良好な値を示している。

(2) 強制波長の主なものは、左右動に対して蛇行動 (14.85 m)、及びその $\frac{1}{2}$ 波長の (7.425 m)、レール長 (10 m)、軸間距離 (2.5 m)、平均動軸間距離 (2.8 m) があり、上下動に対しては、平均動輪間距離、心皿間距

離、レール長があり、前後動に対しては心皿間距離が存在する。

(3) 左右動は 40 km/hr で蛇行動と共振状態に近くなり、上下動は 20 km/hr, 43 km/hr でそれぞれ平均動輪距離、心皿間距離の波長と共振し、前後動では心皿間距離の波長との共振がある。これ等の中で上下動の共振が最も著しい。

(4) 全体的に枕ばね固定 ($k_2 \rightarrow \infty$) の固有振動数は計算と実際とよく一致する。即ち 40 km/hr 以下の低速低振巾では板ばねの摩擦の影響が著しく枕ばねは殆んど働いていないようである。

(5) 計算値と測定値はかなり一致しており、設計中に機関車の振動特性を推定しても大過はない。

(6) 本機関車は常用速度 (最大速度は 40 km/hr に現地では制限している) でかなりピッチングがあるから心皿間距離をもつと大きくすべきである。又かゝる低速の機関車に於ても板ばねの枚数を少くして妥当な板間摩擦を得しめ板ばねが十分に働くようにした方がよい。

なお、60 km/hr 位迄の測定を実施したかつたのであるが、現地の営業運転中のため 40 km/hr におさえられたのは残念であつた。従来電気機関車の振動測定はあまり行われておらぬため、測定値を比較すべき資料に乏しかつたが今後引続き幾多の測定を行い、整備した資料を得たいと考えている。

最後に本測定に当り種々御援助を戴いた松尾鉦山鉄道部の関係者各位、並びに計測に際し御協力願つた日立製作所笠戸工場研究課左海氏に厚く御礼申上げる次第である。

参 考 文 献

- (1) 電用新製台車振動試験成績報告書 鉄研 (昭和 24 年 1 月)
- (2) クイル高速台車振動試験報告 鉄研 (昭和 26 年 3 月)
- (3) 松平精: 鉄道業務研究資料第 6 巻第 2 号 客車および電車の固有振動数
- (4) 松平精: 振動診断及び対策 (主として車輛振動について)

