

走行車輛の振動解析について (第2報)

The Analysis of Vibration of Running Rolling-Stock (No. 2)

桑江和夫*

内 容 梗 概

前報において車輛振動の解析法として時系列を応用することを紹介し、一車輛についての解析結果を述べたが、供試車輛の振動特性および軌条の変形が実測されていなかったため、妥当性を十分に立証するという点について不備な点があつたが、本報告においては前報の不備を補い、軌条変形を実測し、その軌条の上を振動特性のわかつた、バネ系の異なる二種類の電車を走らせ、振動試験を行つた。軌条変形、車輛振動ともペリオドグラムによつて解析したが、軌条変形の実測より求めた複合調和波の波長と振幅は車輛振動の解析結果から推定した軌条変形の波長振幅とよく一致した。さらに解析した区間長さ、振動波形の高さを読む場合の時間間隔について検討した。

〔I〕 緒 言

前項⁽¹⁾⁽²⁾において車輛の振動解析方法として時系列を応用することを紹介し、一車輛についての解析結果を述べたが、供試車輛の振動特性が不明であり、試験に用いた区間の軌条変形が測定されていなかったため、その解析方法の妥当性の証明が十分なされなかつた嫌があつた。したがつてこれらの不備な点を補足するということは筆者の希望するところであつたが、幸にも軌条変形の測定を行い、かつその軌条の上を振動特性のわかつた二種類の車輛を走らせる機会をえられた。

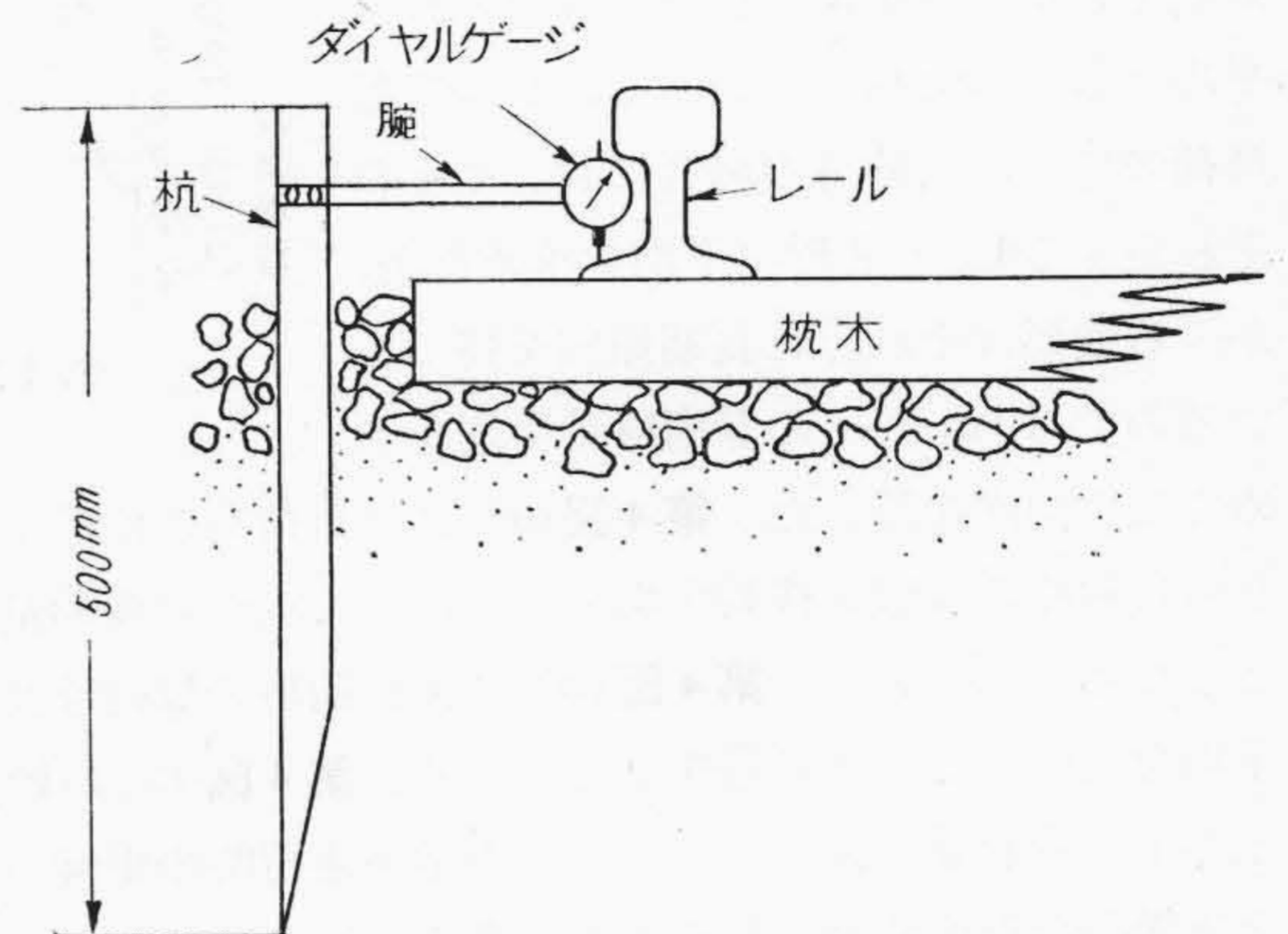
本論文においては軌条変形と走行車輛の上下振動加速度のペリオドグラム解析について検討し、特に両者の関係に重点がおかれた。

〔II〕 軌条の変形

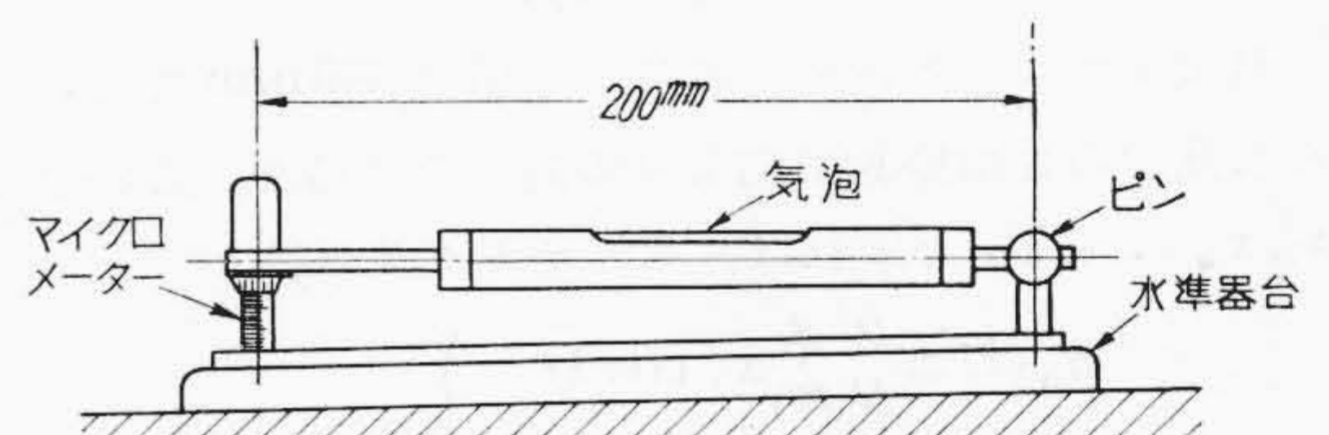
供試車輛を走らせた軌道は日立製作所笠戸工場の専用線のうち直線区間 150 m で、軌条は 37 kg/m, 10 m 長さで、軌間は 1,067 mm である。軌条変形の測定には、L型鋼の杭を軌条の近くに打込んで、その杭の上部から腕をだし、その腕の先にダイヤルゲージを取付け、ダイヤルゲージが軌条の足に垂直にふれるようにした。各ダイヤルゲージ間の距離を 400 mm とし、左右両側の軌条の変形を約 70 m の長さにわたつて測定した。ダイヤルゲージの取付け状態を第1図に示す。

負荷としては全重量 17.6 t, 心車間距離 6 m, 軸距離 1,600 mm のボギー車を用いた。この車を動かし 400 mm ごとにダイヤルゲージの取付けられている軌条の位置に各車輪がきたとき車を止めて、そのときの車輪のある位置の変形を測定した。この場合、ダイヤルゲージの読みは無負荷時の軌条の位置からの変位であるため、実際に車によつて負荷されたときの軌条の変形は、ダイヤルゲージの読みは無負荷時にすでに存在する軌条の変形が附加されねばならない。

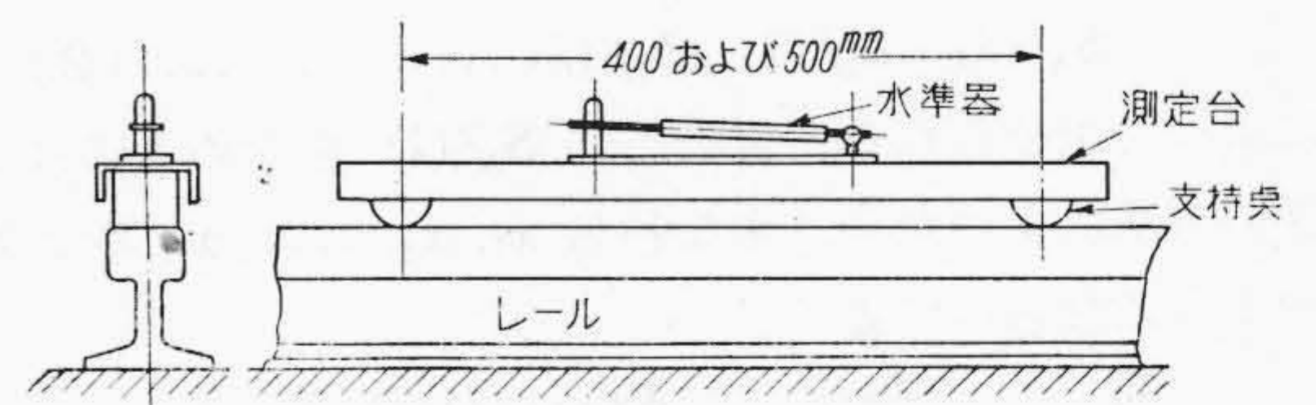
* 日立製作所笠戸工場



第1図 軌条にダイヤルゲージを取付けた略図
Fig. 1. Fitting up of Dialgauge



第2図 水準器略図
Fig. 2. Level



第3図 無負荷時の軌条変形測定器の略図
Fig. 3. Measuring Instrument of Deformation Rail in No-Load

無負荷時の変形は軌条の上面において 400 mm の距離にある 2 点の傾斜を水準器で測定することにより求めた。測定器は第2図に示される水準器を第3図の測定台中央に取付けたものである。すなわち測定台は溝型鋼で半円筒の支持点がついている。この測定器により軌条長さ方向 400 mm 間の傾斜が求まり、したがつてこの 2 点間の相対的な変位を求めることができる。

左右軌条の変形を関連づけるために、測定始めの左右2点間の傾斜を第3図と大体同じ構造の測定器（支持点の半円筒の軸方向が溝型鋼の長さ方向と一致するようにしてある）により測定した。かくして軌道上の各軌条の変形はそれぞれ測定始めの一点を基準にして求められる。

いま車輛の上下振動を考える場合、台車のピッチング、ローリングなどは考慮する必要なく、単に台車の純上下振動だけを考えればよく、したがって軌条の変形も台車の各車輪の位置の変形の和の平均として考えればよい。したがって無負荷の場合、負荷時の場合においてそれぞれかゝる4点の変形の平均を求めたが、かゝる変形はそれぞれ長期傾向を持っているので10mごとの算術移動平均を求めてこの傾向を除いた。第4図(a)は無負荷時の位置よりの負荷時の変形が移動平均を基準にした場合の変形量として示されている。第4図(b)は無負荷時の算術移動平均を基準にした変形量を示している。第4図(c)は(b)と(c)の変形量の和であつて、この量が走行時の車輛の上下振動を起す原因となるものと考えられる。

第4図(c)の変形量を用いて50mの区間を選んで軌条変形のペリオドグラムを求めた。

軌条変形として求められている値は400mmごとに読んだ変形の算術移動平均よりの高さであるが、これらを x_1, x_2, \dots, x_N とすれば、ペリオドグラムは

$$\left. \begin{aligned} a_N(\lambda) &= \frac{2}{N} \sum_{j=1}^N x_j \cos \lambda j \\ b_N(\lambda) &= \frac{2}{N} \sum_{j=1}^N x_j \sin \lambda j \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

とするとき、

$$S_N^2(\lambda) = a_N^2(\lambda) + b_N^2(\lambda) \dots\dots\dots (2)$$

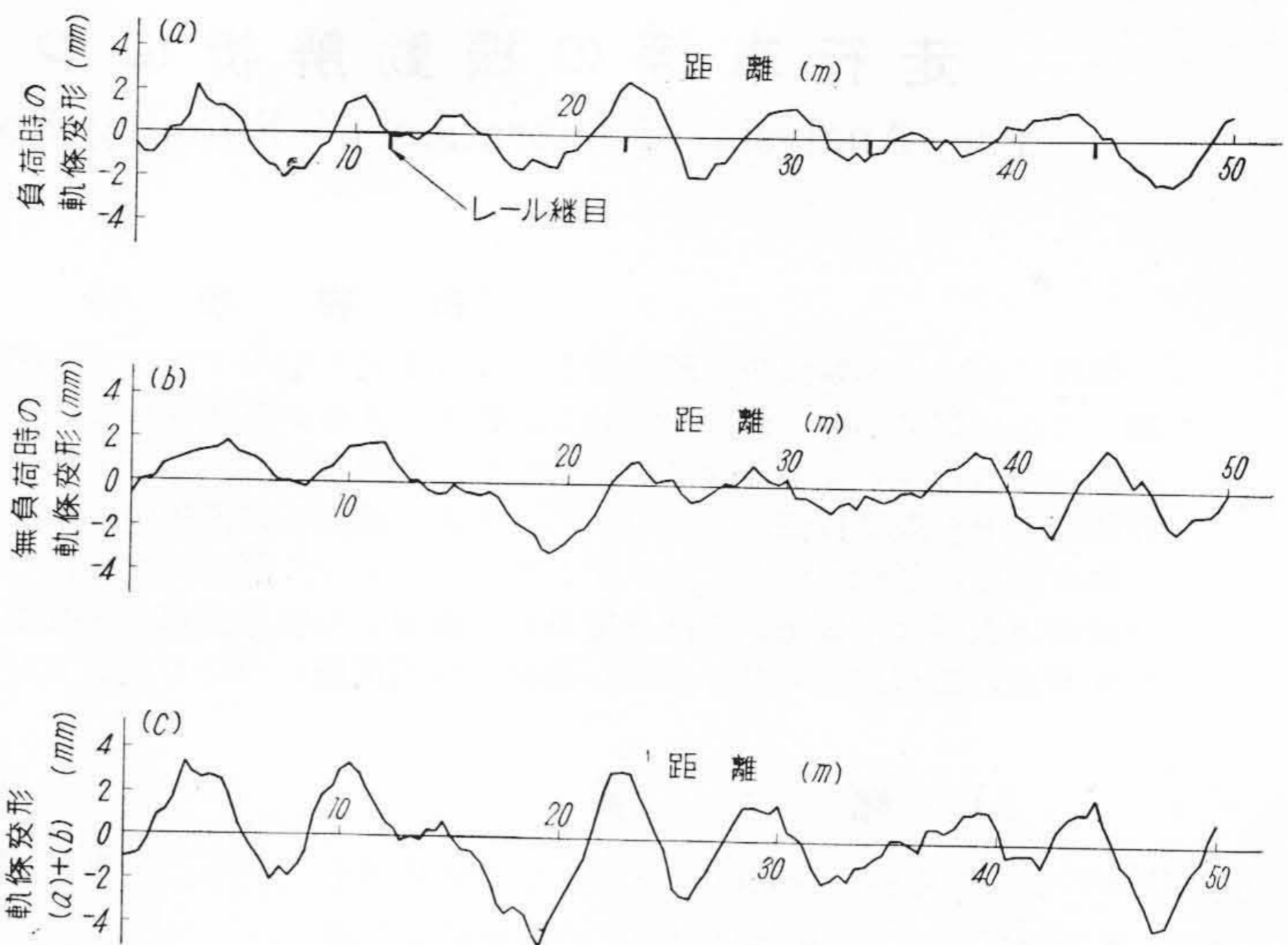
によつて求められる。実際には $S_N^2(\lambda)$ を求めるにはつぎの方法によつた⁽³⁾。すなわち x_1, x_2, \dots, x_N をつぎのようにならべて書く。

$$\left. \begin{array}{cccc} x_1 & x_2 & x_3 & \dots\dots\dots x_\mu \\ x_{\mu+1} & x_{\mu+2} & x_{\mu+3} & \dots\dots\dots x_{2\mu} \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \dots\dots\dots \\ x_{(\rho-1)\mu+1} & x_{(\rho-1)\mu+2} & x_{(\rho-1)\mu+3} & \dots\dots\dots x_{\rho\mu} \\ \text{計 } m_1 & m_2 & m_3 & \dots\dots\dots x_\mu \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

$\rho\mu$ は測定回数 N にできるだけ近い値をとる。そうすると

$$a_N(\mu) = \frac{2}{\rho\mu} \left(m_1 \cos \frac{2\pi}{\mu} + m_2 \cos \frac{4\pi}{\mu} + \dots + m_\mu \cos \frac{2\mu\pi}{\mu} \right) \dots\dots\dots (4)$$

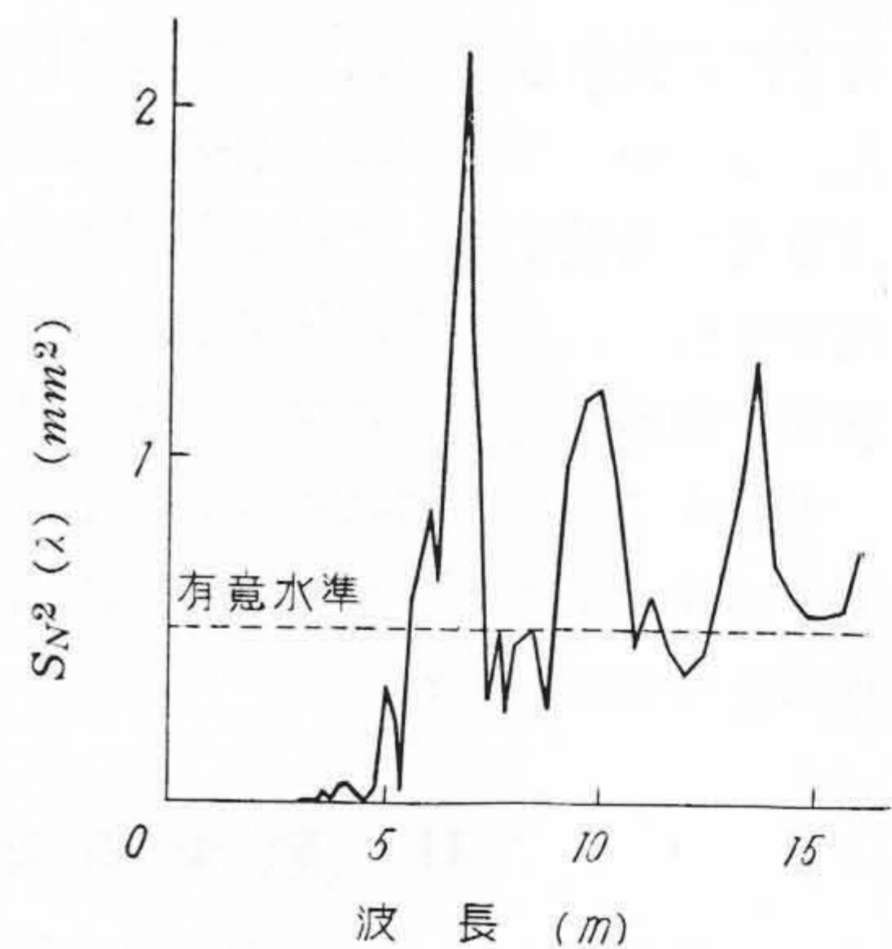
となり、同様に



第4図 軌条変形 Fig.4. Deformation of Rail

第5図 軌条変形のペリオドグラム (50m 区間)

Fig.5. Periodgram of the Deformation of Rail (50 m)



で表わされ、(2)式によつてペリオドが求められる。

第5図がその結果を示している。これで見ると5mの波長の変形が存在することがわかるが、第4図にレール継目は継目として明示してあり、継目における変形は小さく、継目以外に却つて大きい変形が起つてることがわかる。したがつて前報における5m波長の変形が継目のために起るといふ推測は考慮の余地がある。また無負荷時の軌条の変形と負荷時の変形との間にも明瞭な関係はなく、むしろ無負荷時の変形の大きいところは負荷時には逆に小さいところがある。これは試験に用いた引込線の特異性かも知れないが検討を要する点である。

上述の変形量は車輛が静かに軌条の上を動いた場合の変形量で、今後述べる走行時の場合の軌条変形にもこれを用いたが、車輛が速度をもつて動く場合と速度0の場合との変形には差があるかどうか、また車種が違つた場合にどうなるかということが問題になるが、これについて

ては軌条の変形は速度にはほとんど影響されないことおよび、車種が違っても軸重が同じであれば差がないという実験結果⁽⁴⁾があり、また筆者の実験⁽⁵⁾においても同様な結果がえられているので、上述の測定結果を用いて後章において述べる車輛振動の検討を行う。

現在までに述べた軌条変形はボギー車によるものであるが、実際に測定する場合、かかる負荷方法は繁雑であるから、簡単な方法としてボギー車のかわりにトロッキを用いて試験を行った。このトロッキは軸距1mで重量4.7t、車輪タイヤは円筒踏面に削正したものを用いた。測定方法はボギー車の場合と同様にダイヤルゲージを用いたが軸距が1mであるためダイヤルゲージの取付は500mmごとにした。1車輪によって起る変形をボギー車の場合およびトロッキの場合について比較した結果が第6図に示されている。負荷の大きさが違うため変形量には差があるが、傾向としてはよくあっている。なお上記の方法はダイヤルゲージを用い、かつまた無負荷時の変形も測定しなければならないのでトロッキ側枠に水準器を取付け傾斜を求めることによつて軌条の変形を求めた。第7図はこの結果と、第6図に示したトロッキによる軌条変形に無負荷時の軌条変形を加えたものとの比較を示している。以上のことから大体の傾向を掴むためにはトロッキを用いるのが簡単でありかつトロッキと水準器による方法が簡便であり、波長の推定にはこの方法でも十分であるということがいえる。

〔III〕 振動試験

上述のごとくして測定された軌条の上を、第1表にその要目を示す2種類の路面電車を走らせて振動試験を行った。試験方法は試験区間をできるだけ一定速度を保ちながら走らせ、この速度を数種類かえて行う区間試験を採用した。

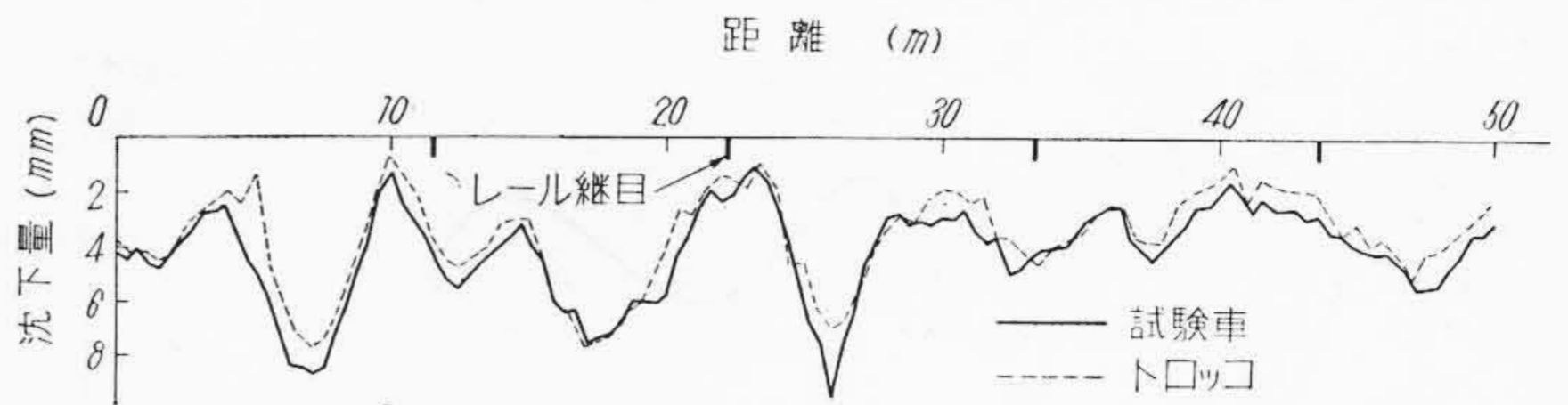
振動計は梅北式DV-3型振動加速度計を用い車輛の前部心皿上床面に置いて振動加速度を測定した。第8図は区間距離50mについての上下振動加速度の記録波形である。

〔IV〕 結果の検討

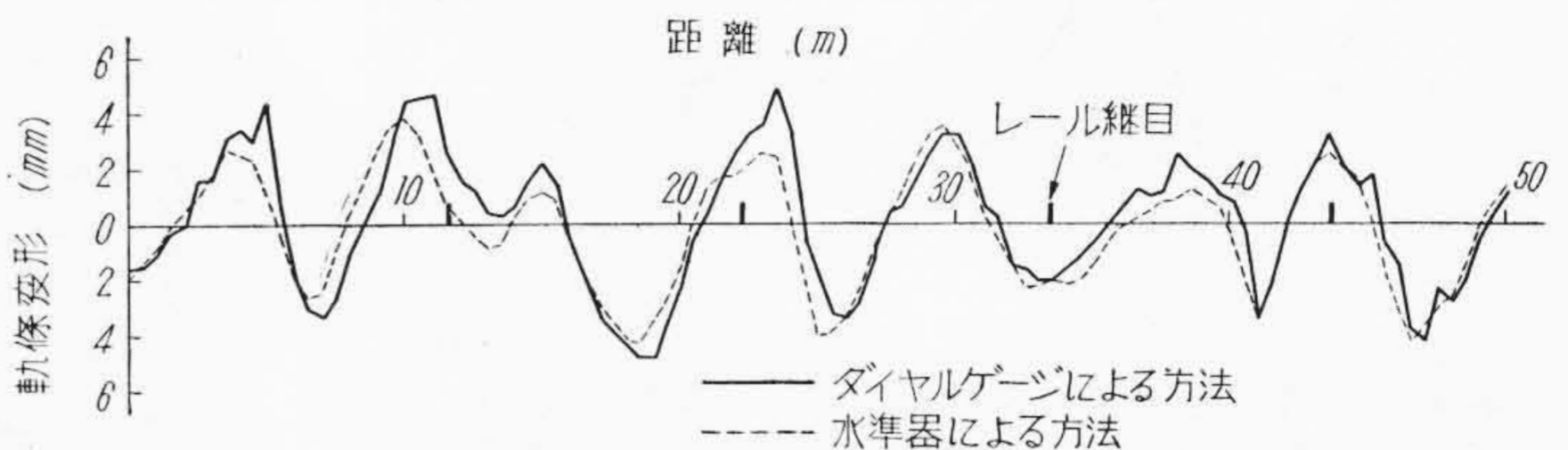
(1) 軌条変形と車輛振動との関係

(A) 車種Aについて

記録された振動波形の高さを0.033秒ごとにコンパレーターで読んで、算術平均値を基準にして求めた。第9



第6図 軌条沈下量の比較
Fig.6. Comparison of Deformation of Rail Measured by a Trolley with One by a Bogie Car as Load

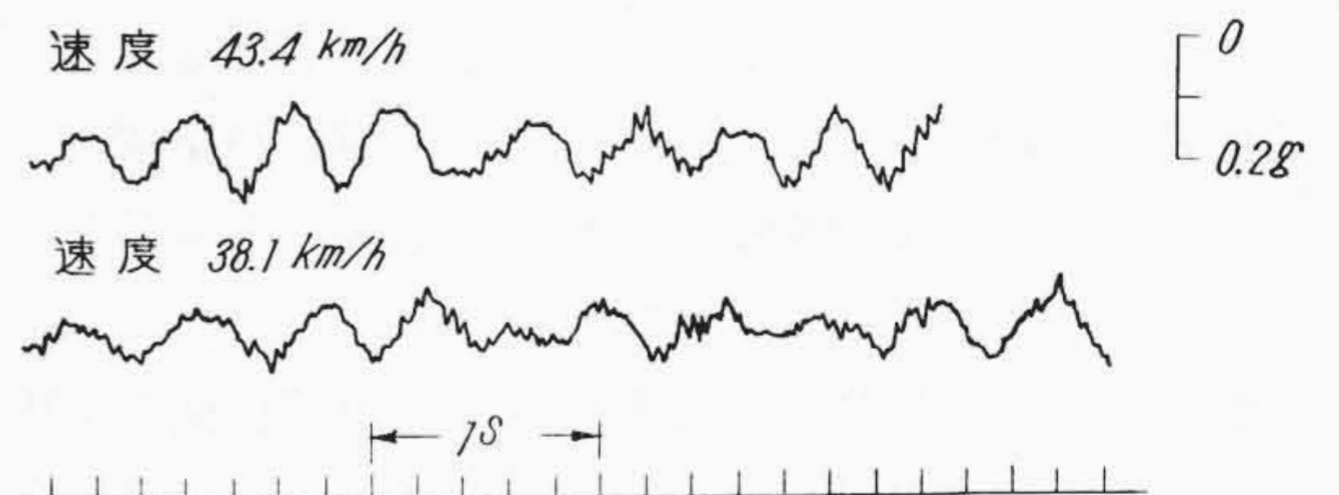


第7図 軌条沈下量の比較
Fig.7. Comparison of Deformation of Rail Measured by Dialgauge with One by Level

第1表 供試車輛要目表

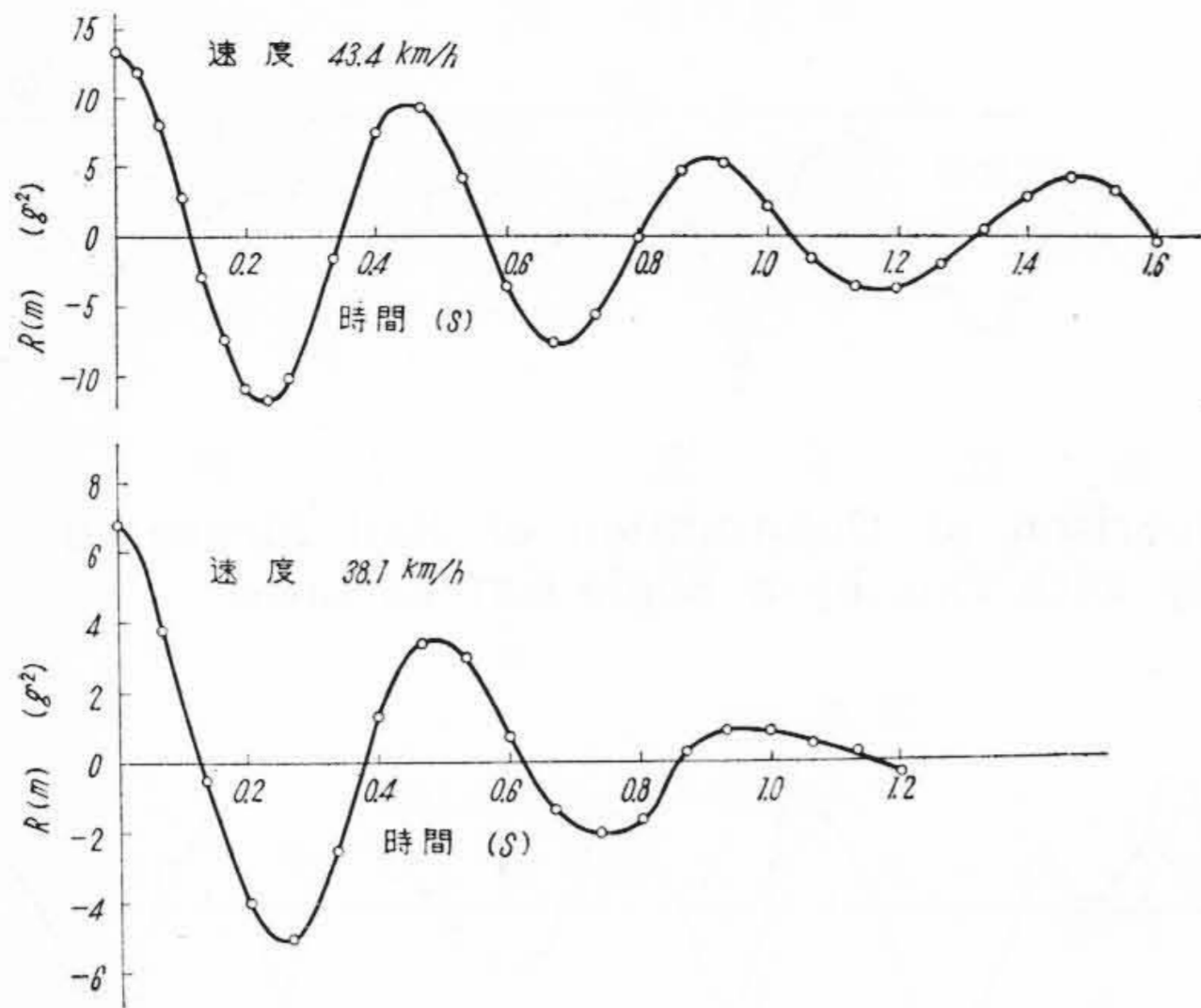
Table 1. Specifications of Test Vehicles

車種		A車	B車
車体	長さ (mm)	12,500	11,600
	幅 (mm)	2,300	2,150
	高さ (mm)	3,238	3,098
	心皿間距離 (mm)	6,000	5,790
	床面高 (mm)	825	798
台車	軌間 (mm)	1,067	
	軸距離 (mm)	1,650	
	車輪直径 (mm)	660	
バネ常数	軸バネ(片側)(kg/mm)	184	227
	枕バネ(片側)(kg/mm)	78	88
心皿荷重 (kg)		5,140	4,300
全重量 (kg)		17,200	15,900



第8図 振動波形 (A車, 50 m)
Fig.8. Charts Recorded by Accelerometer (Car A, 50 m)

図(次頁参照)は前報と同じ方法で車種Aについて求めた自己相関函数の1例であるが、減衰が緩慢であつてスペクトル密度分布を求める場合にその求め方に問題があることと、後述するごとく、ペリオドグラムより求めた複合調和波のrmsと元の振動波形のrmsは低速度の場合



第9図 自己相関函数 (A車, 50m)
Fig.9. Autocorrelation Function (Car A, 50m)

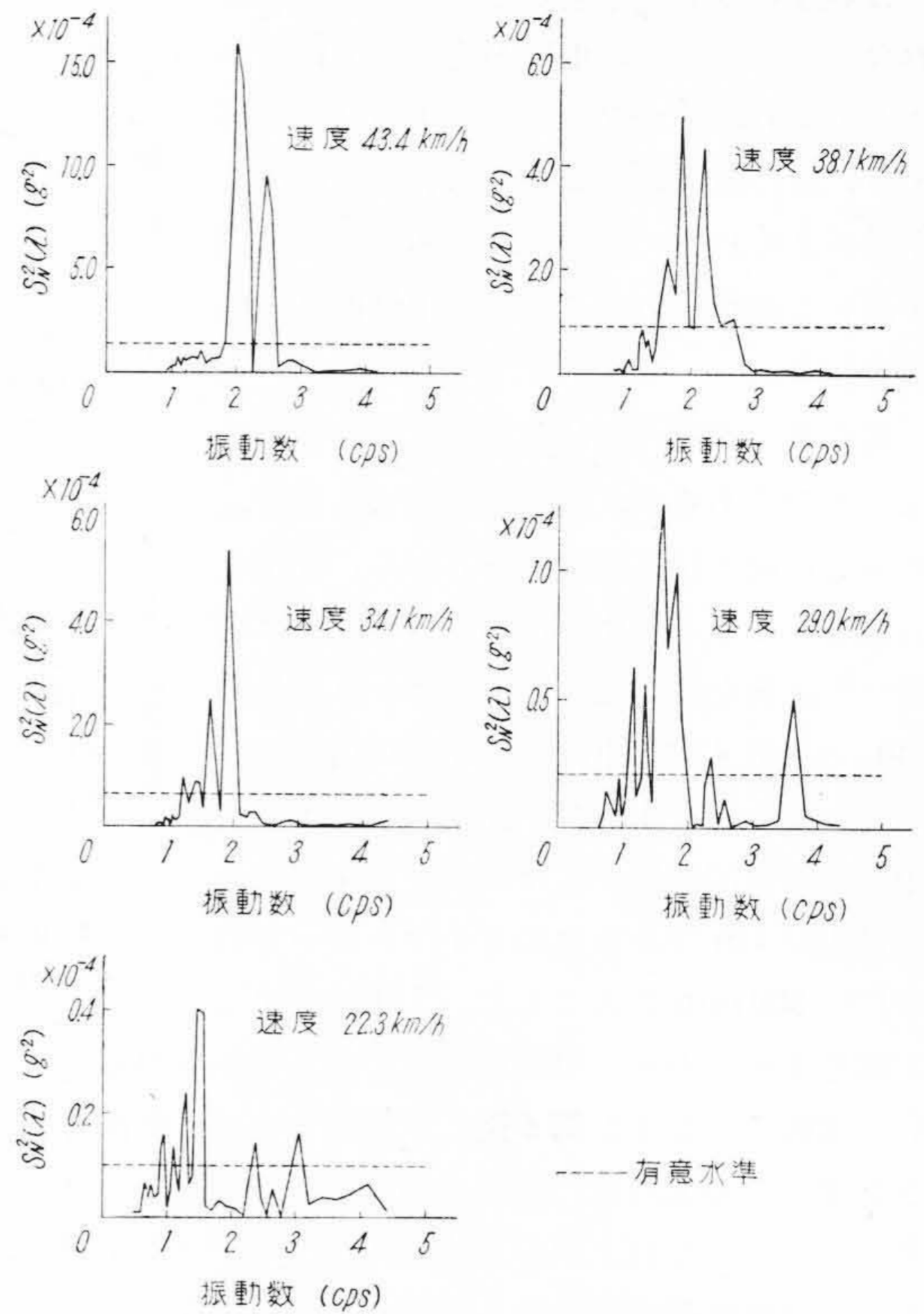
を除いて大体等しいから、本報告ではペリオドグラムによつて検討を加えることにした。したがつて軌条の変形についても前述したごとく、ペリオドグラム解析を行った。

ペリオドグラムは軌条変形の場合と同様に(2)~(5)式を用いて求めた。ただし軌条変形の場合には400mmごとの値であつたが、振動波形の場合には0.033秒ごとの値であることおよび、前者は振幅の単位がmmであるのに対し後者は加速度gであることである。

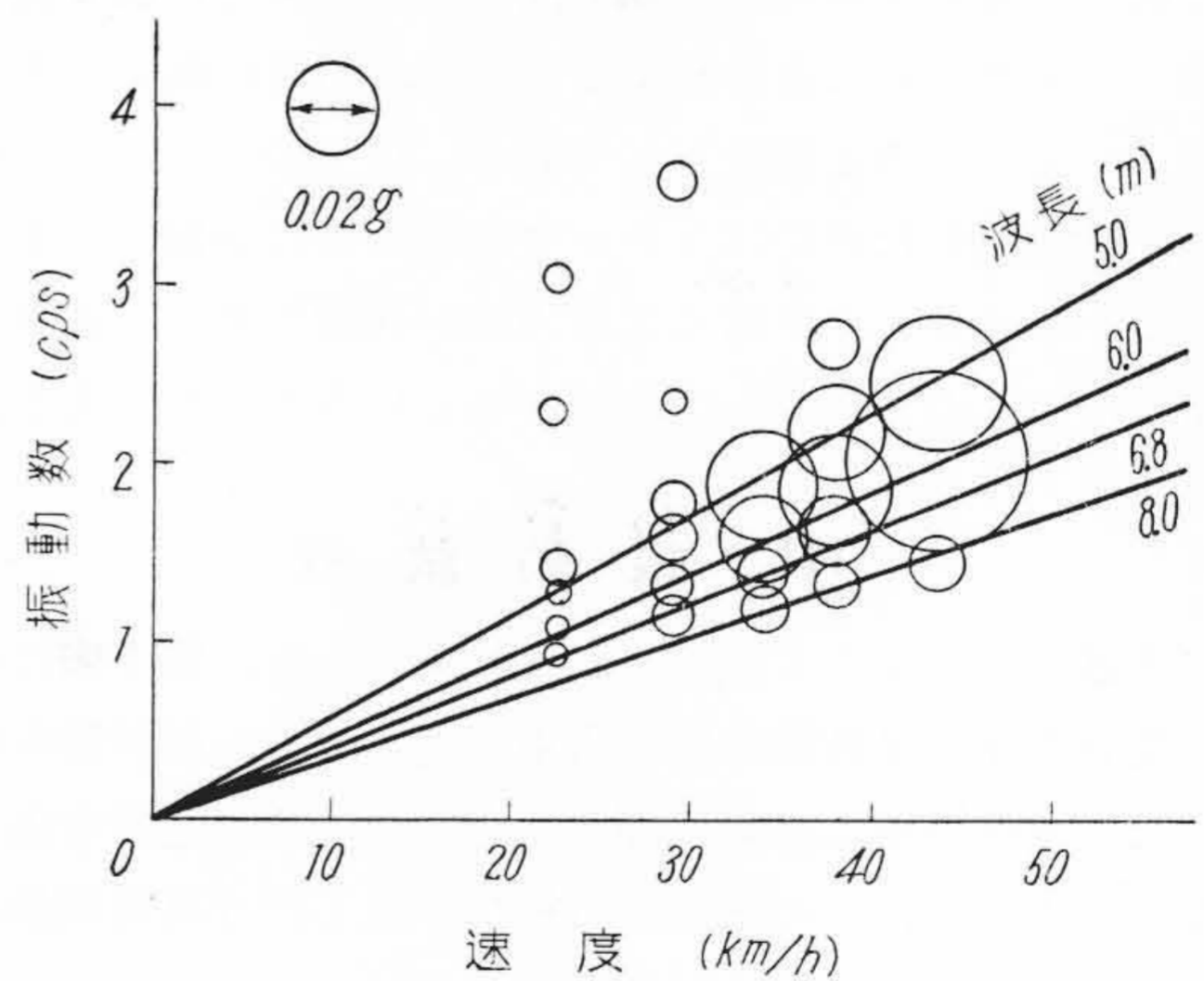
第10図はかくして求めた車種Aのペリオドグラムを示す。この図においてペリオドグラムの極大値を生ずる振動数とペリオドグラムの強さの平方根 $S_N(\lambda)$ を求め、横軸に速度、縦軸に振動数をとつて、振動数と速度との関係をもつたものが第11図である。図中円はその直径が円の中心が示す振動数、速度における加速度 $S_N(\lambda)$ を表している。また直線は軌条が正弦的に変形しているときのその波長である。

いま振動波形から軌条の変形の波長を推測したが、さらに変形量、すなわちここでは正弦波形的に変形していると考えた場合の振幅を求めるには、車輪が正弦的な垂直方向の時間的変位を受ける場合の車輛のバネ系としての共振曲線がわかつておればよい。これについては、日立製作所笠戸工場に設備されている台車試験機⁽⁶⁾を用いて求めた。台車試験機は台車の車輪に正弦的な変位を与え、周期を任意に変えうる装置である。

第12図はかくしてえられたA車の共振曲線であるが、この場合の枕バネ上重量は5.39tであつて、走行試験の場合の枕バネ上重量は5.42tでほぼ等しいから、この値がそのまま走行試験の場合に使用しうる。第12図の縦軸は車輪が単位の振幅の正弦的な変位をした場合の車体の床面において生ずる振動加速度の振幅であつて、台車試験機における試験では車輪の変位の振幅を色々かえて実験



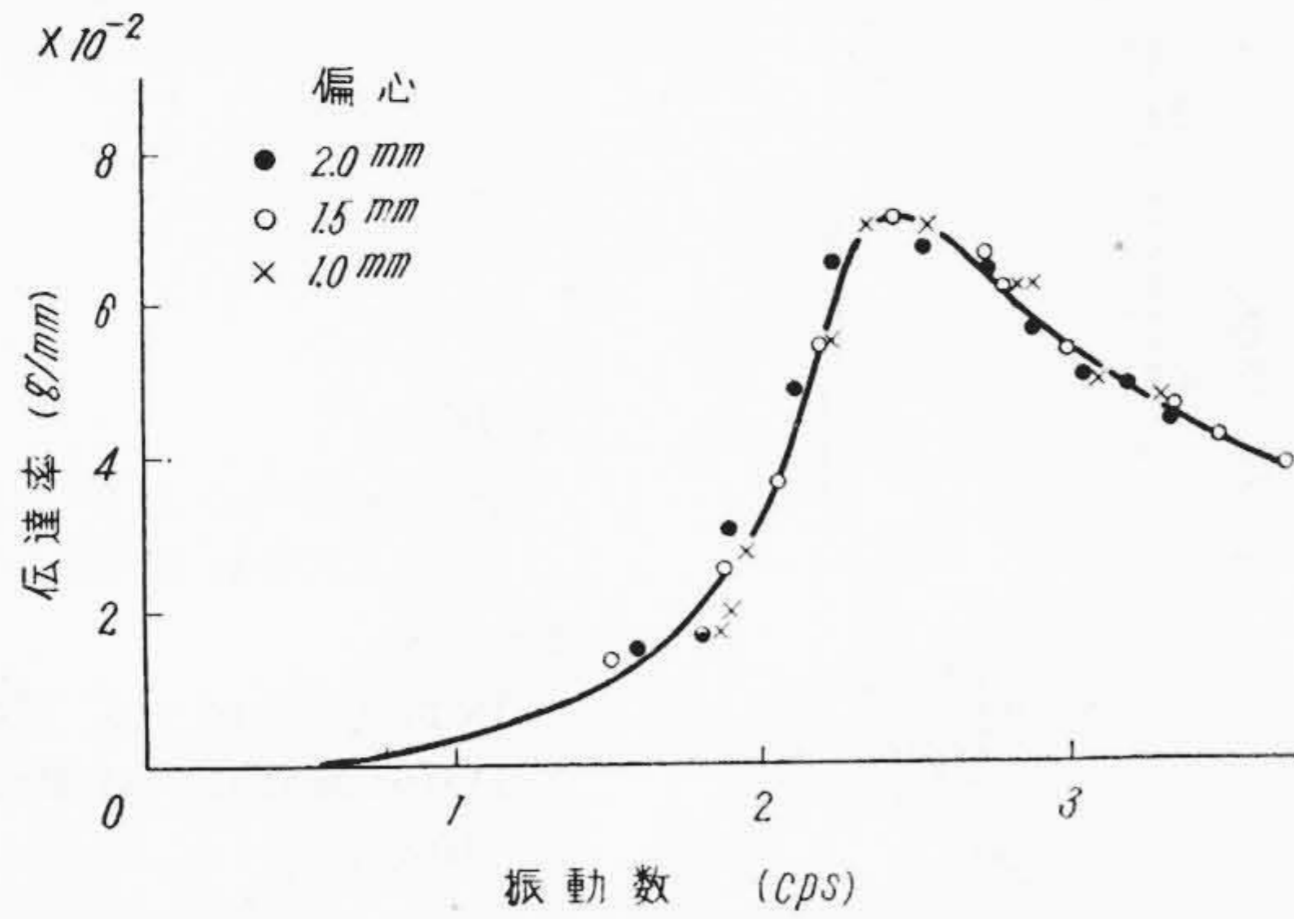
第10図 ペリオドグラム (A車, 50m 区間)
Fig.10. Periodgrams (Car A, 50m)



第11図 速度—振動数関係 (A車, 50m 区間)
Fig.11. Relation between Frequencies of Peaks in Periodograms and Speed (Car A, 50m)

している。この図からして車輪の変位の大きさには無関係に実験値が一つの曲線にのると考えられるので、かゝる車の振動は線型であると考え、今後の議論を進めて行く。

第12図より各振動数における伝達度が分るから、これらの値を用いて第11図の各波長ごとに振動加速度を割れば各速度ごとの各波長の変形振幅が求められる。かくて求めた軌条変形の振幅と、第5図に示されるペリオドグラムの極大値を生ずる波長ならびにその振幅とを比較し



第12図 共振曲線 (A車)
Fig.12. Response Curve (Car A)

第2表 軌条変形の振幅 (mm) (A車, 50m 区間)
Table 2. Amplitude of the Sinusoidal Deformation of the Rail (mm) (Car A, 50 m)

波長(m)	5.0	6.0	6.8
速度(km/h)			
43.4	0.44	1.15	—
38.1	0.41	1.05	1.13
34.1	0.89	1.27	1.27
29.0	0.90	1.01	1.55
22.3	0.80	0.89	1.26
平均値	0.69	1.07	1.30
軌条変形の 実測値	0.59	0.92	1.47

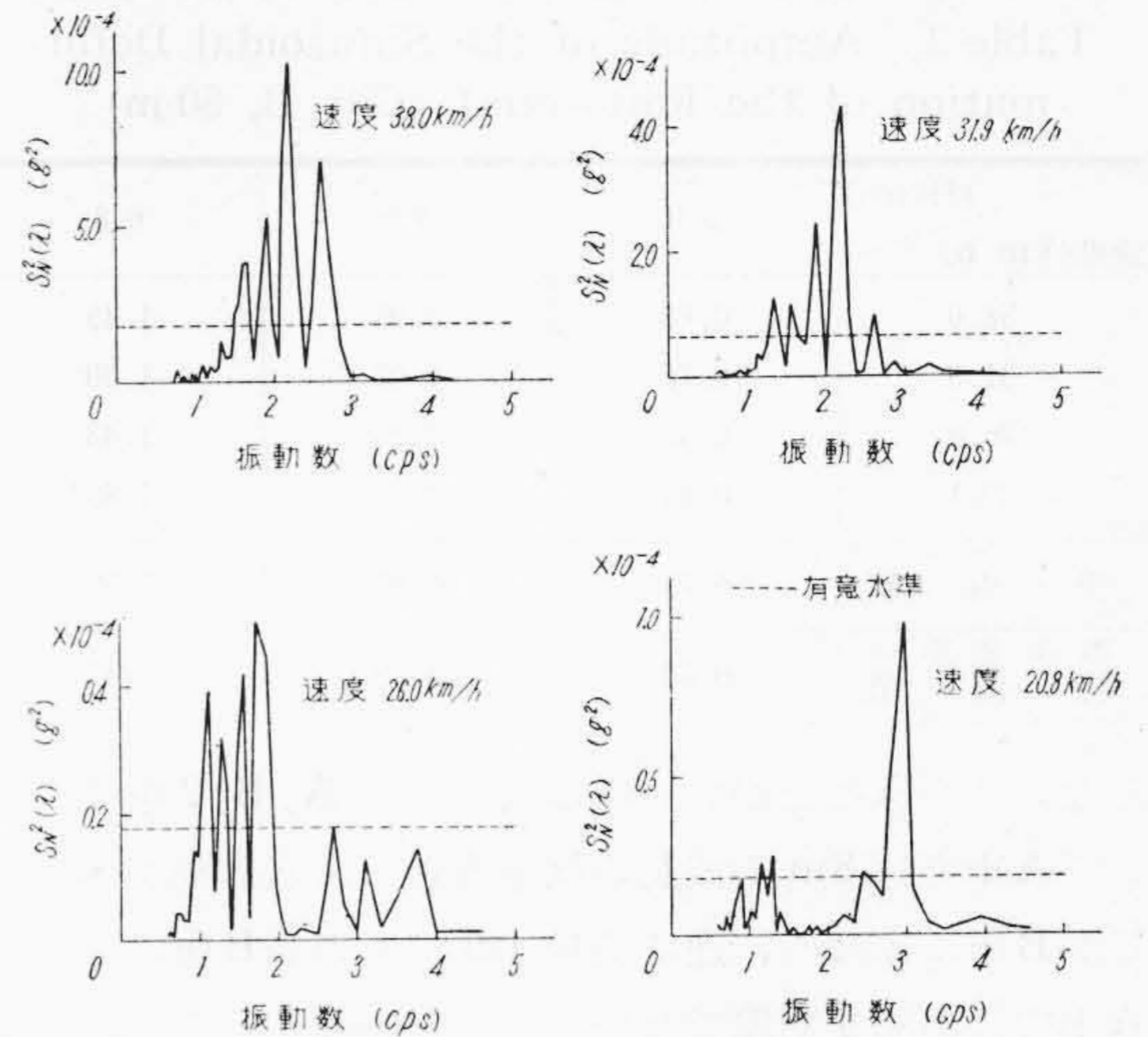
たものが第2表である。これから見て振動波形より求めた軌条変形の振幅の平均値と実測値より求めたものとはよく一致していることがわかる。

(B) 車種Bについて

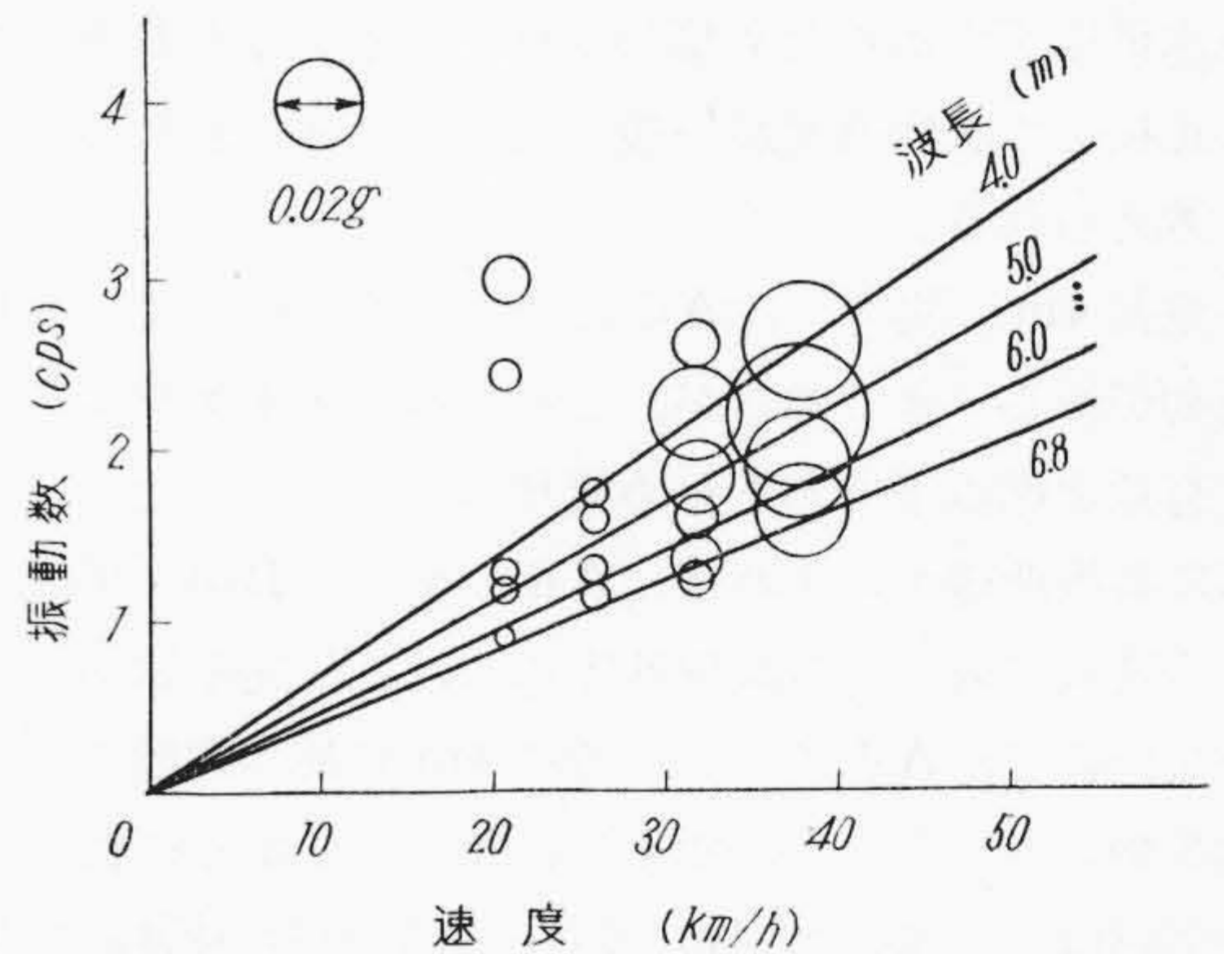
車種Aについて検討を加えてきたが、車種が違った場合も軌条変形には変りがないはずであるから、異った車種の振動波形より推測した軌条変形も実測したものと一致すべきである。このことについてB車によつて検討して見よう。

A車と同じ試験区間 (50m) におけるB車の走行試験の結果を同様にしてペリオドグラム解析を行った。第13図はその各速度におけるペリオドグラムを示す。前項同様ペリオドグラムの極大を生ずる振動数と速度との関係が第14図にしめしてある。

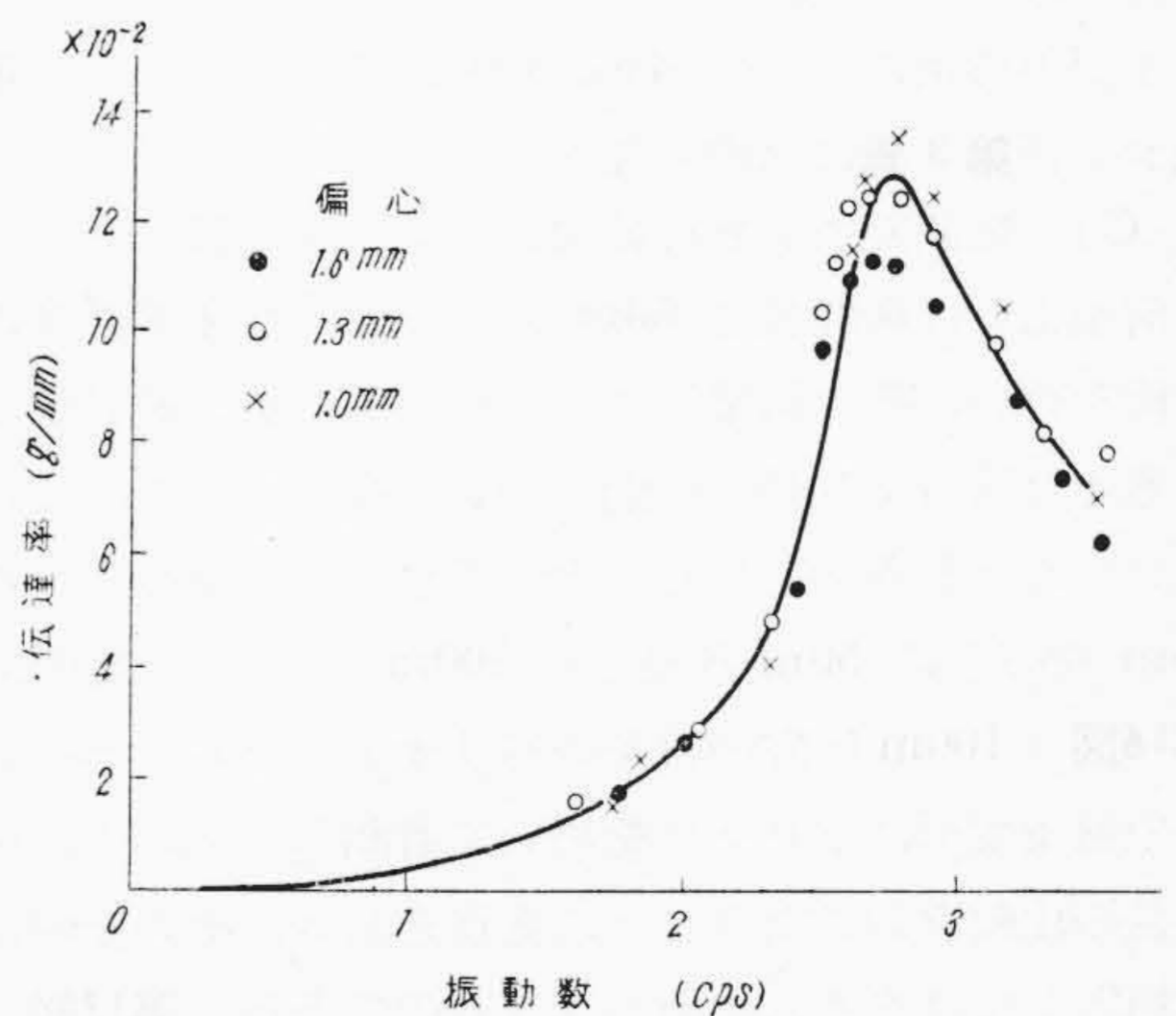
本台車の台車試験機による共振曲線は第15図に示されるがこの試験における枕バネ上重量 4.44 t では走行試験時における枕バネ上重量は 4.64 t であるから、A車の場合と同様上記結果をそのまま使用する。すなわち台車試験による共振曲線から軌条の振幅を求めたものが第3表 (次頁参照) にしめしてある。A車の場合の第2表と比較して見ると、大体よくあつていと考えられる。すなわち車種の違いによつてもかかる解析方法の結果は差を生



第13図 ペリオドグラム (B車, 50m 区間)
Fig.13. Periodograms (Car B, 50m)



第14図 速度—振動数関係 (B車, 50m 区間)
Fig.14. Relation between Frequencies of Peaks in Periodograms and Speed (Car B, 50m)



第15図 共振曲線 (B車)
Fig.15. Response Curve (Car B)

第 3 表 軌条変形の振幅 (mm) (B車, 50m 区間)
Table 3. Amplitude of the Sinusoidal Deformation of the Rail (mm) (Car B, 50 m)

波長(m)	5.0	5.8	6.8
速度(km/h)			
38.0	0.80	0.99	1.45
31.9	0.76	1.02	1.69
26.0	0.56	0.93	1.43
20.1	0.81	0.94	1.80
平均 値	0.73	0.97	1.59
軌 条 変 形 の 実 測 値	0.59	0.92	1.47

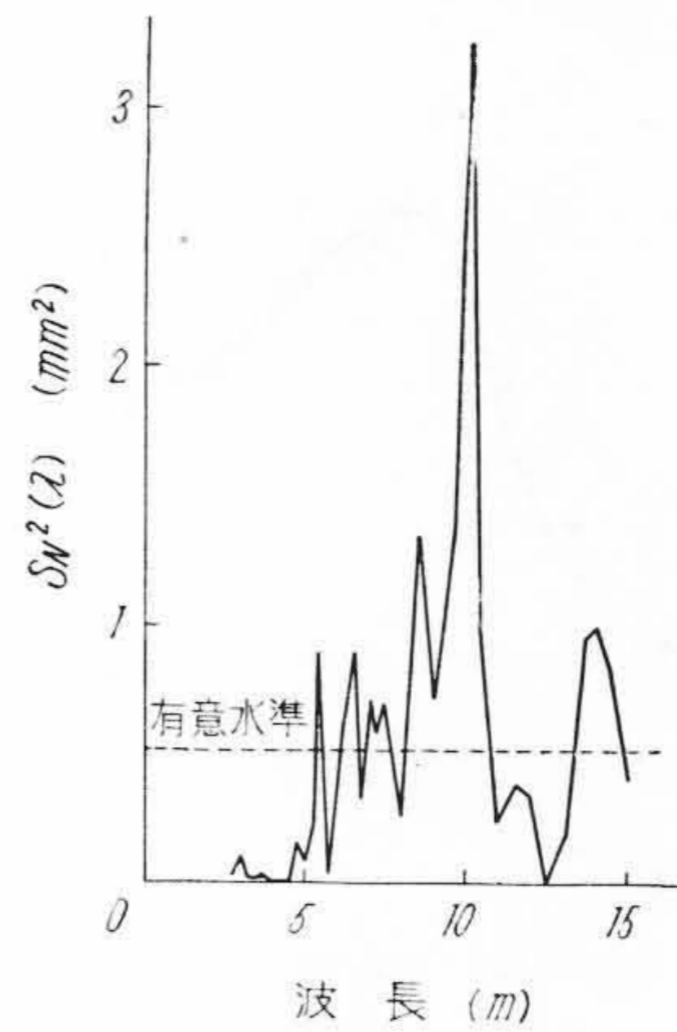
じないということがいい得る。ただし A, B 2 車種において A 車では 8m の波長の軌条変形による振動が出ているが B 車にはなく、逆に波長 4m のものが B 車にあつて A 車ではあまり明瞭でない。この理由については、波長 8m の場合には B 車の場合 A 車と同じ速度 38 km/h のときのペリオドグラムには 8m の波長によると考えられる振動があつて、強さも A 車の場合とほぼ等しいが、有意水準以下であるため棄却されている。また B 車は A 車に比較して試験速度が一般に低いためあらわれなかつたと考えられる。

波長 4m の場合には A 車においてもそれによつて起る振動があるべきであるが、これもペリオドグラムにおいて有意水準以下であるため棄却されてでていない。しかるに共振曲線からすれば、A 車の場合も B 車の場合もかゝる波長に対して各試験速度における伝達率はあまり差がないので、A 車において特に 4m 波長の変形による振動が少いということは考えられない。しかるに軌条変形の実測値より求めた 4m 波長の軌条変形の振幅は 0.25 mm で変形として小さく、かゝる小さい振幅に対しては共振曲線が第 12 図をそのまま使用しえないということが考えられ、かゝる車種の振動系として線型を論ずる場合厳密にはさらに検討を要する点であろう。

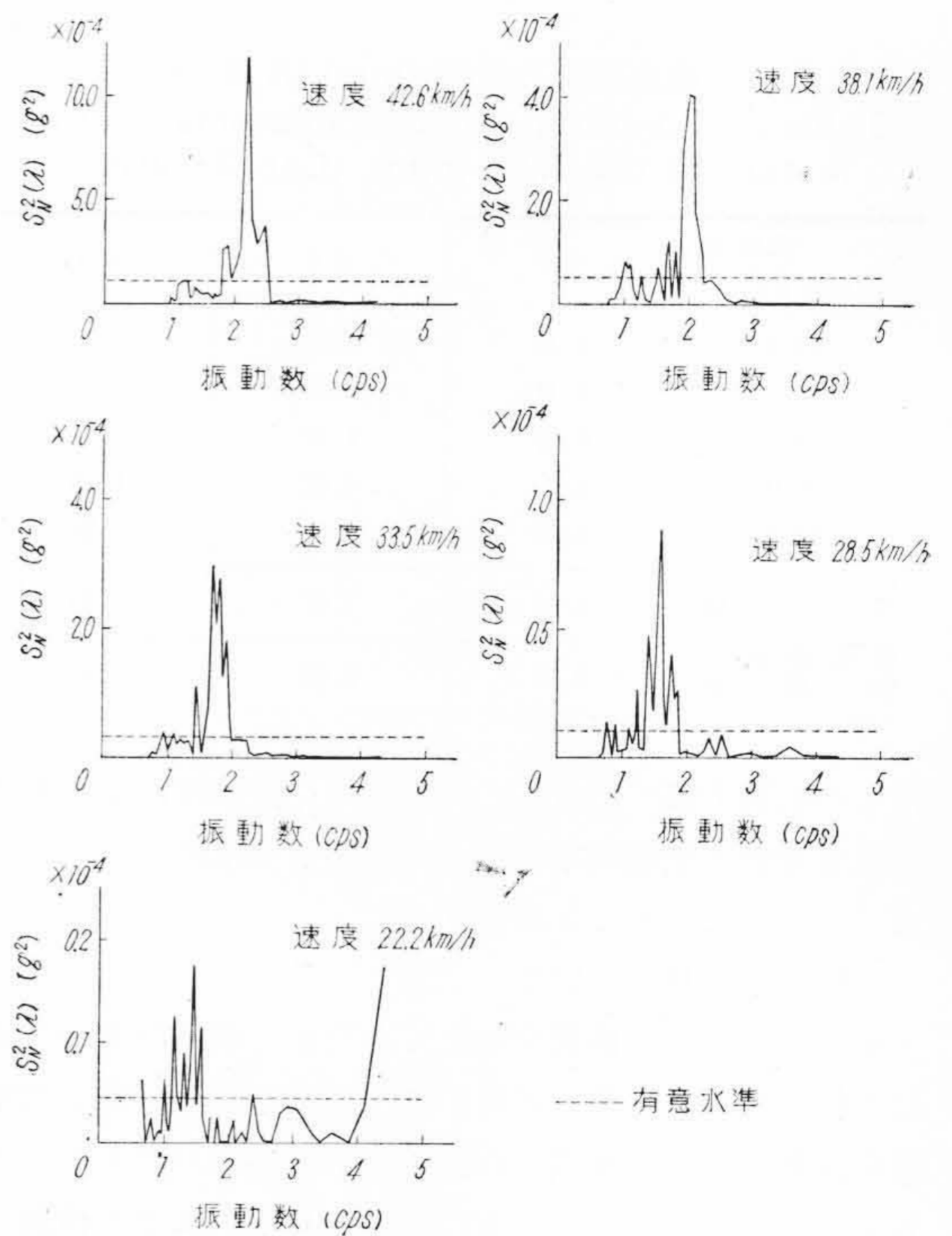
上記の理由によつて 4m, 8m の波長については第 2 表および第 3 表にはのせなかつた。

(C) 区間長さが解析結果におよぼす影響

前項までは区間長さ 50m についてペリオドグラムの解析を行い、その結果について検討したが、統計量として考えた場合より長い区間について扱うべきではないかということが考えられる。そこで念のため前述の区間 50m をさらに 50m 延長した 100m について検討した。第 16 図は 100m 区間の軌条のペリオドグラムであるが、この軌条変形はトロッキを用いて計測したもので、単に波長の比較をおこなうことに重点をおき、その振幅は絶対値としては参考に止めるべきものである。第 17 図は A 車の 100m 区間を走行した場合の振動波形より求めたペリオドグラムで、第 18 図はその丸解析の結果をしめす。



第 16 図
軌条変形のペリオドグラム (100m 区間)
Fig. 16.
Periodogram of the Deformation of Rail (100m)



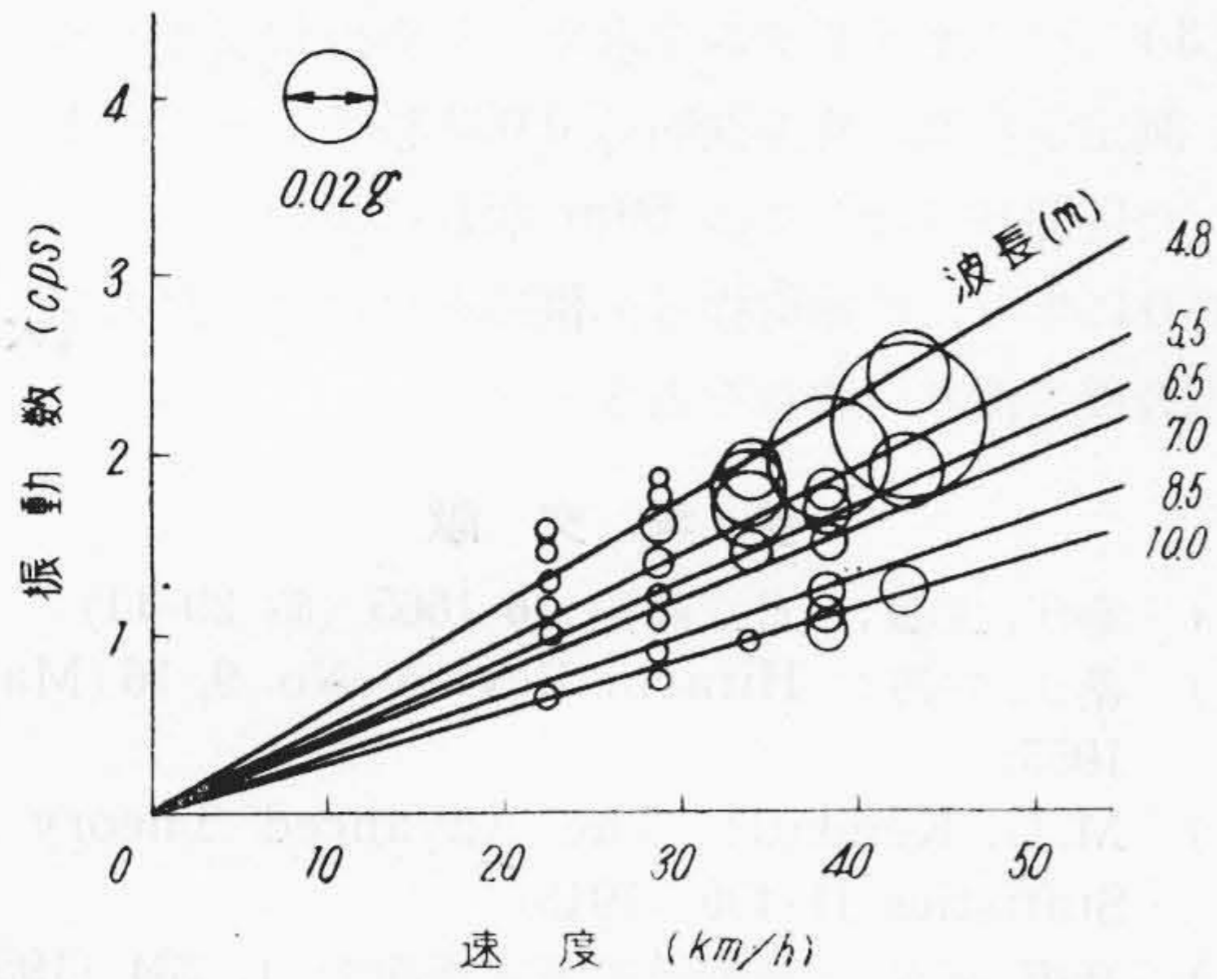
第 17 図 ペリオドグラム (A車, 100m 区間)
Fig. 17. Periodograms (Car A, 100m)

これらを使つて前項同様に振動波形から軌条変形を求めて見た。第 4 表がその結果を示している。同様にして B 車についても解析を行つたが、その結果が第 5 表に示されている。第 4 表および第 5 表から 50m の場合に比較して波長、振幅など値が多少ずれているが、100m 区間においては両車種は大体よくあつており、かつ軌条の実測値よりの変形波長と一致していることがわかる。

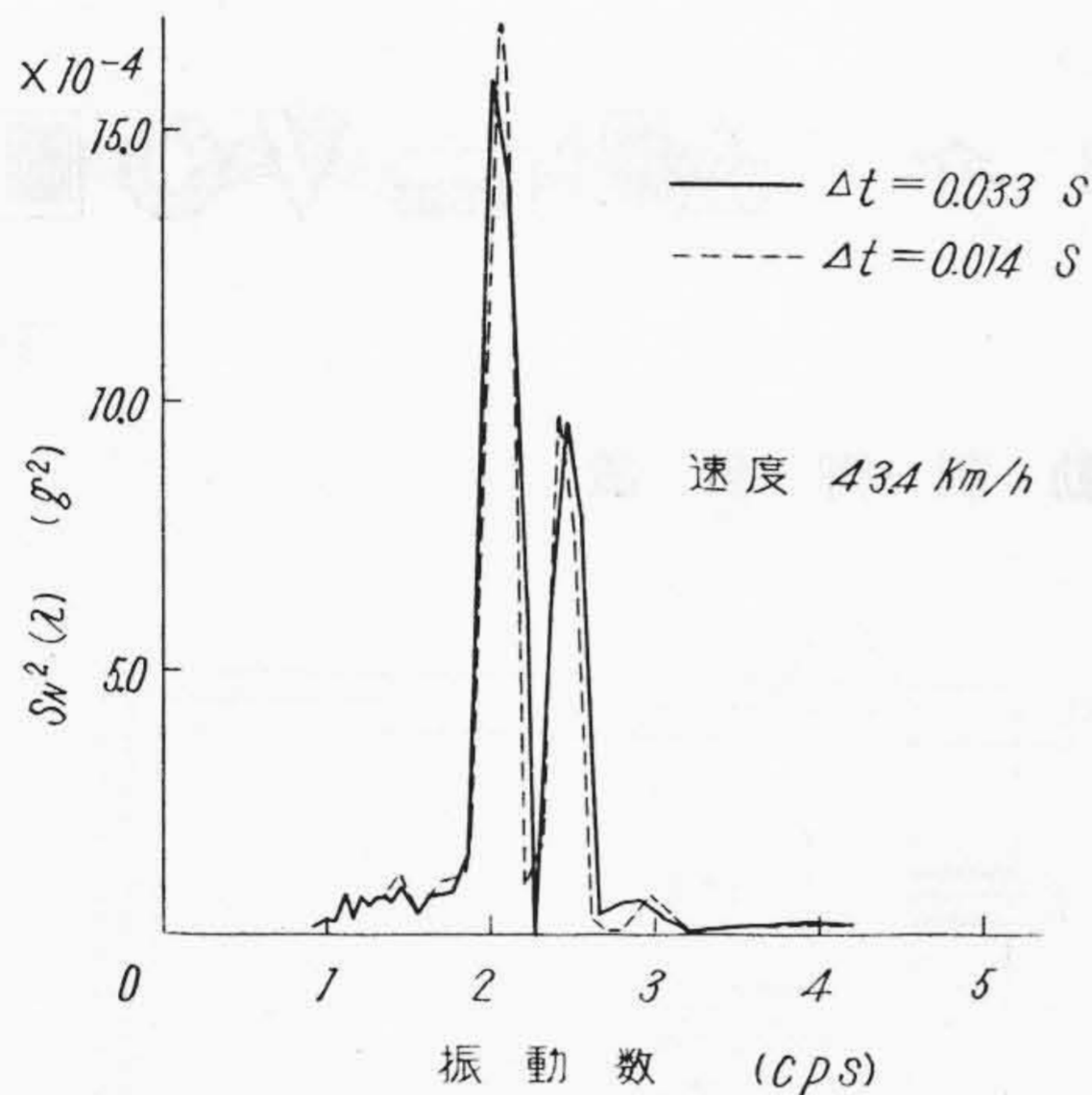
このことから車輛速度が最高 50 km/h, 固有振動数が 2~3 cps 程度の車輛の場合には 50m の区間長さでも十分解析効果を生むことがわかる。

(D) 解析における時間間隔について

前項までのペリオドグラム解析は時間間隔 0.033 秒ご



第18図 速度—振動数関係 (A車, 100m 区間)
Fig. 18. Relation between Frequencies of Peaks in Periodgrams and Speed (Car A, 100 m)



第19図 波形の読取り時間間隔を変えたペリオドグラムの比較 (A車, 50m 区間)
Fig. 19. Comparison of Periodgrams Obtained by Adapting Different Time Intervals (Car A, 50 m)

とに振動波形の高さを讀んだ系列に置きかえたものについてであったがこの時間間隔をさらに短かくした場合に差があるかどうか検討するために 0.014 秒について振動波形の高さを讀んで、それからペリオドグラムを求めた。第19図は 0.033 秒と 0.014 秒についてのペリオドグラムの比較である。これから見て両者は十分一致していることがわかる。したがって時間間隔を 0.033 秒よりさらに細かく取る必要のないことがいえる。

(2) ペリオドグラムより求めた複合調和波と実測された振動波形の比較

軌条変形の実測値よりペリオドグラム解析によつて求めた複合調和波における各波長および振幅は走行時の車輛の振動から求めた波長、振幅とよく一致することがわかつた。換言すれば軌条変形の複合調和波と車輛振動の複合調和波は共振曲線によつて関係づけられることであ

第4表 軌条変形の振幅(mm) (A車, 100m 区間)
Table 4. Amplitude of the Sinusoidal Deformation of the Rail (mm) (Car A, 100 m)

波長(m)	4.8	5.5	6.5	7.0	8.5	10.0
速度(km/h)						
42.6	0.27	0.67	0.70	—	—	1.92
38.1	—	0.67	0.74	0.89	1.35	1.84
33.5	0.53	1.13	1.16	—	—	1.42
28.5	0.75	0.92	0.96	0.79	1.22	1.83
22.0	0.50	0.77	0.73	—	—	1.83
平均値	0.51	0.83	0.86	0.84	1.28	1.77
変軌条形の実測値	0.40	0.95	0.92	0.85	1.16	1.81

第5表 軌条変形の振幅(mm) (B車, 100m 区間)
Table 5. Amplitude of the Sinusoidal Deformation of the Rail (mm) (Car B, 100 m)

波長(m)	4.8	5.5	6.5	7.0
速度(km/h)				
38.0	0.65	0.84	0.92	—
31.9	0.49	0.73	1.01	0.96
26.0	0.48	0.72	0.84	—
20.1	0.61	0.83	1.33	0.98
平均値	0.56	0.78	1.03	0.97
軌条変形の実測値	0.40	0.95	0.92	0.85

第6表 rms (g) の比較 (A車, 50 m)
Table 6. Root Mean Square (g) (Car A, 50 m)

速度(km/h)	43.4	38.1	34.1	29.0	22.3
振動波形より直接求めた場合	0.0368	0.0262	0.0232	0.0159	0.0115
ペリオドグラムより求めた場合	0.0356	0.0252	0.0220	0.0114	0.0079

る。この場合振動波形をペリオドグラムによつて解析してえられた複合調和波が、もとの振動波形を表わしているかどうか問題である。一般に振動をうんぬんする場合、その代表値として rms が用いられるが、本報告においても rms を比較することによつて上記の問題を検討した。いま複合調和波の rms を求めるのに簡単な方法としてつぎのようにした。複合調和波が

$$\sum A_n \sin(\omega_n t + \phi_n)$$

で表わされるとすると、

$$R(o) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T dt \{ \sum A_n \sin(\omega_n t + \phi_n) \}^2$$

$$= \sum \frac{A_n^2}{2}$$

$R(m)$ は自己相関関数を表わすから、 $\sqrt{R(o)}$ は rms に等しい。したがって rms は複合調和波の振幅の2乗の和の半分の平方根である。この rms の値を調和波の rms と考える。

かくして求めた車輛振動における複合調和波の rms ともとの波形のそれとの比較を A車 50m 区間の場合につ

いて行くと**第6表**のようになる。この結果から見ると両者は低速の場合を除いてよく一致している。この一致はB車の場合においても同様である。したがってペリオドグラムより求めた複合調和波は元の振動波形を表わすものと考えうる。

[V] 結 言

今まで述べたことを要約するとつぎのようである。

- (1) 軌条変形をペリオドグラム解析を行い、えられた複合調和波の波長と振幅は走行時の車輛の振動の同様解析からえられたそれらとよく一致する。
- (2) 走行時の車輛振動のペリオドグラム解析によつてえられた調和波の rms は始めの振動波形からえられたものと等しい。

- (3) ペリオドグラムを求めるため振動波形の高さを測定する際の時間間隔は 0.033 秒で十分である。また区間長さとしては 50m 取ればよい。

終りに当り、終始御指導御鞭撻をいただいた九州大学石橋教授に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 桑江, 左海: 日立評論 36 1665 (昭 29-11)
- (2) 桑江, 左海: Hitachi Review No. 9, 16 (May, 1955)
- (3) M.G. Kendall: The Advanced Theory of Statistics II 430 (1948)
- (4) 高橋, 室町: 運輸技術研究所報告 1, 234 (1951)
- (5) 未発表
- (6) 大橋: Hitachi Review August, 1953 p. 87



新 案 の 紹 介

新案第 435149 号

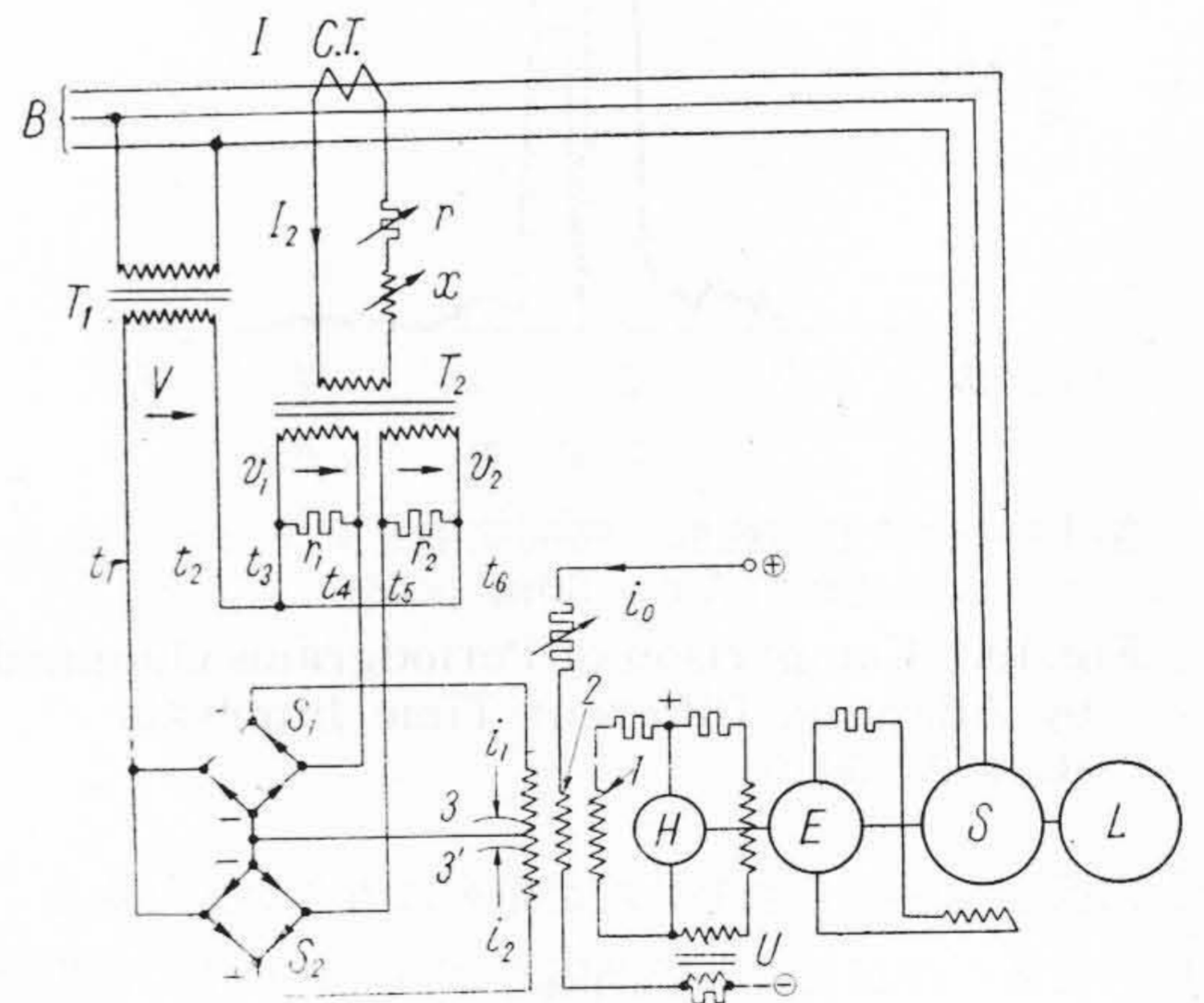
今 尾 隆

同 期 機 の 力 率 自 動 制 御 装 置

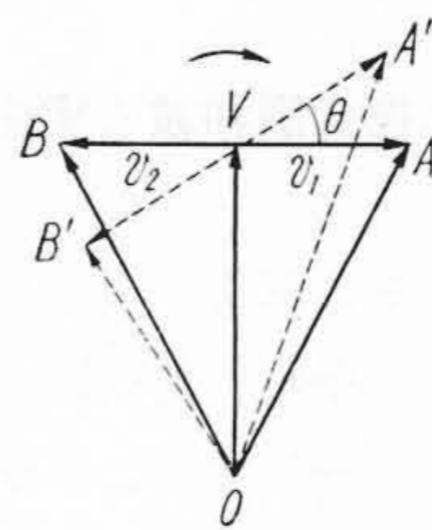
本案は力率自動制御装置を全然無接点に構成しかつ従来にない高い感度を与えた新提案である。

図においてSは同期電動機、Eはその励磁機、Lは負荷、HはHTダイナモのような増幅発電機でこれらは同一軸上にあり、Hは自励分巻界磁1、偏倚界磁2、制御界磁3、3'を有し2とHの間には乱調防止装置Uを介在する。電動機Sの給電回路BにはCTおよびT₁がアウトオブフェイズ関係に関連され、かつCTの二次にはT₂を介在させこの二次を二分してr₁、r₂により閉結し、T₁の二次に対して電圧突き合わせ状に接続してそこに整流器S₁およびS₂を設ける。S₁およびS₂の方向相反する出力電流i₁およびi₂は界磁3、3'に相殺的に通ずる。以上におけるT₁およびT₂の二次電圧V、V₁、V₂のベクトル関係は**第2図**に示すごとくで、OAおよびOBはi₁およびi₂の電圧に相当する。回路が100%力率のときにはベクトル関係は実線に示す通りでOAとOBは等値、したがってi₁およびi₂も等値であるからH増幅機には制御界磁力零である。すなわち**第3図**i₀に応じて電圧E₀を生じている状態であつて、それに依つて一定の励磁がEからSに与えられている。回路の力率角がθとなるとOAはOA'にまたOBはOB'にそれぞれ変り、したがってi₁とi₂にもそれに比例する差が生ずる。それが進み力率か遅れ力率かによつて**第3図**のごとく+Δiか-Δiになる理であつて、これによりHの電圧はE₀からE₁またはE₂に大幅な変化をきたし、それに依つてEの励磁度に変化を与えもつて力率の回復をはかることになるものである。以上の通りであるから力率自動制御装置としては全然無接点であり、かつHなる増幅機を中介とすることによりその飽和特性の選び方次第でどのようにもその感度を向上することができる特長がある。

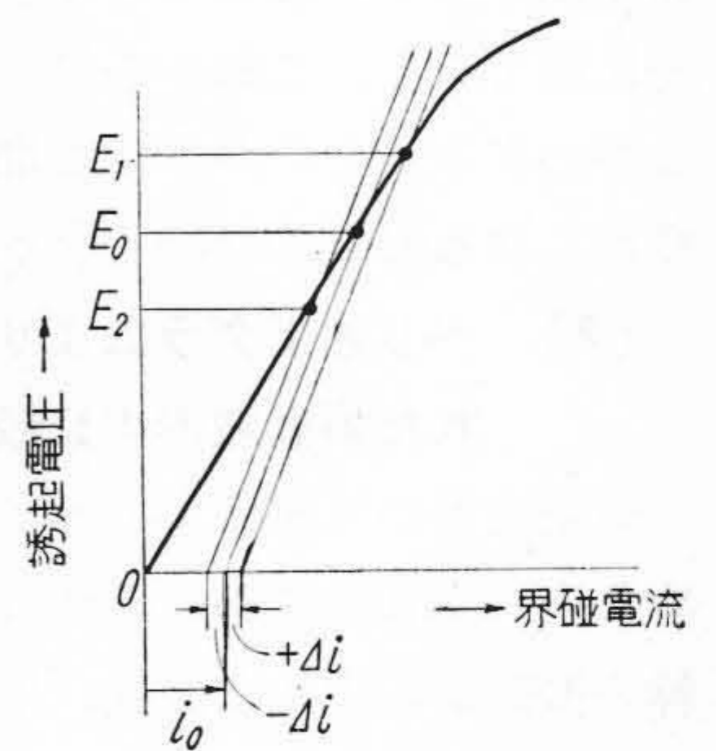
(宮崎)



第 1 図



第 3 図



第 2 図