

相模電車の鋼体強度について

On the Strength of Body of Motor Car Supplied to Sagami Railway Co., Ltd.

飯 島 弘* 永 弘 太 郎*

内 容 梗 概

相模鉄道株式会社納めデハ5000型電車鋼体につき、曲げ試験、振り試験、曲げ振動試験、振り振動試験を実施してその強度を確かめ、種々検討を行った。剛性については、曲げ振動数、振り振動数ともに最近の客電車に比して中位以上にあり、軽量鋼体にかゝらず強度は十分である。ボデーマウント部材は、曲げに対しては、中央附近分布荷重の一部を枕梁附近まで伝達して側構に伝える働きをして強度に寄与し、振りに対しては、下部当板が非常によく効いて、その強度増大に役立つことが判つた。

〔I〕 緒 言

相模鉄道株式会社にて現在営業運転中のデハ5000型電車は、郊外電車として我国最初の本格的な機器ボデーマウント構造の軽量電車として設計製作されたものであるから、その鋼体に対して総合的な強度試験を行い、各種の検討を加えた。すなわちその M₂ 車鋼体について、昭和30年7月31日より8月4日まで、5日間にわたつて試験を実施して、その強度を確かめ、ボデーマウント鋼体における各部材の、強度部材としての働き方について、貴重なデータをうることができた。

実施した試験は、曲げ試験、振り試験、曲げ振動試験、振り振動試験の4種で、その結果は良好な成績をおさめ、軽量鋼体にもかゝらず強度的に十分なことが立証されたので、試験結果をまとめて、種々検討を加えて見た。

〔II〕 鋼 体 構 造

試験鋼体は軽量電車用として、できるだけ無駄なく部材を配置するように留意して設計され、その大きな特長として、いわゆる床下機器ボデーマウント型式を採用している。すなわち機装機器を、枕梁間の車体床下内部に納め、車体部材の一部を機器取付金具に使用し、また機器の被を廃して車体外板で密閉し、重量軽減と強度増加をはかっている。鋼体の主要寸法は第1表のごとくであり、第1図はその断面形を示している。

主要部材には、鋼板のプレス物を使用し、中梁（枕梁より外のみ）および枕梁は高張力鋼、その外は軟鋼で、大ききは第2表に示す通りである。設計総重量は約5.1t、m 当り重量は 0.3t となり、ボデーマウント構造のため、全く強度に寄与しないと思われる部材が、若干入っていることを考慮すると、我国最軽量鋼体の一つといつても差支えない。

〔III〕 曲 げ 試 験

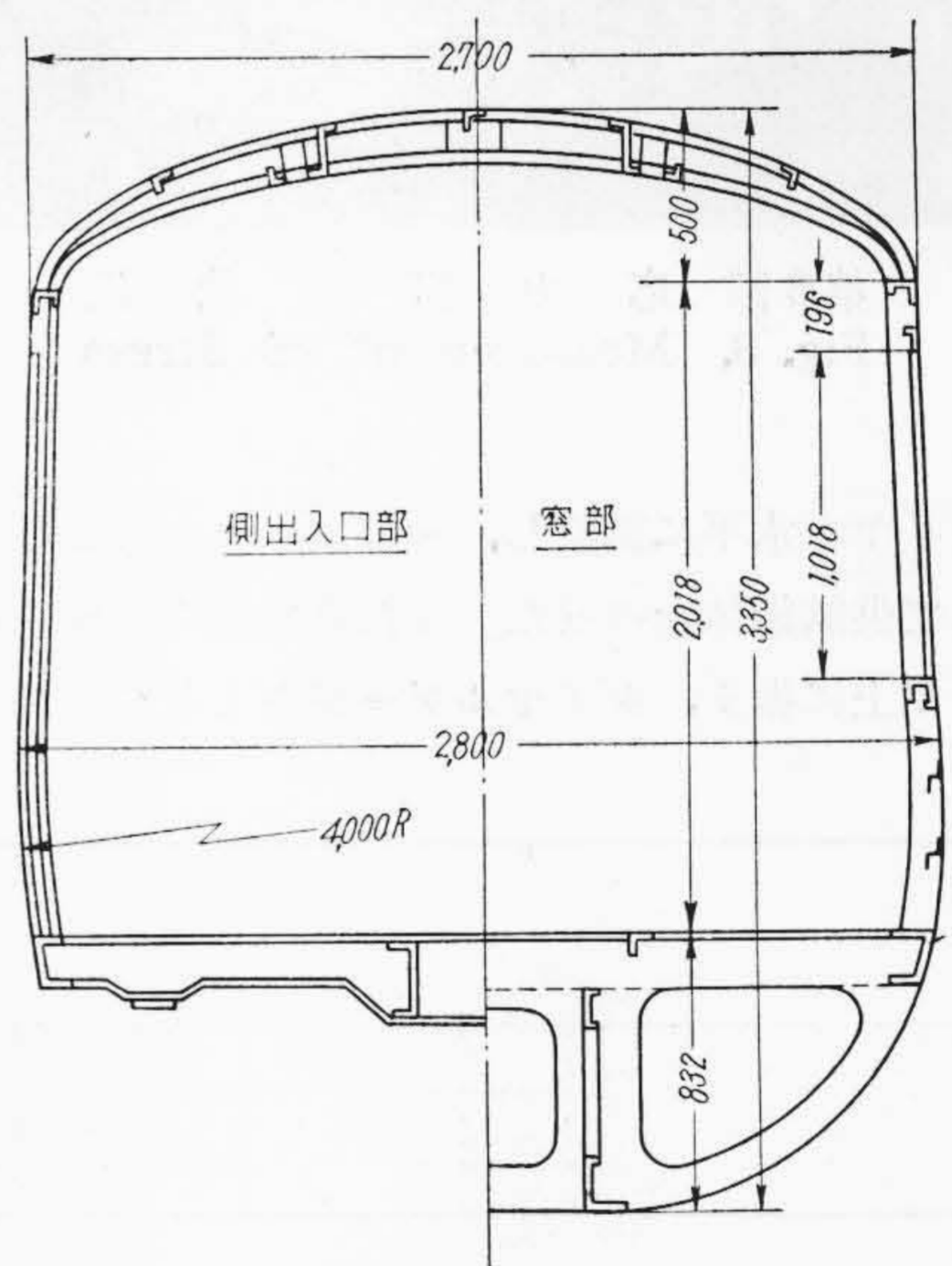
(1) 試験方法

第2図に示すごとく、既設レール上に鋳鉄ブロックお

* 日立製作所笠戸工場

第1表 鋼体寸法 (mm)
Table 1. Dimensions of Body (mm)

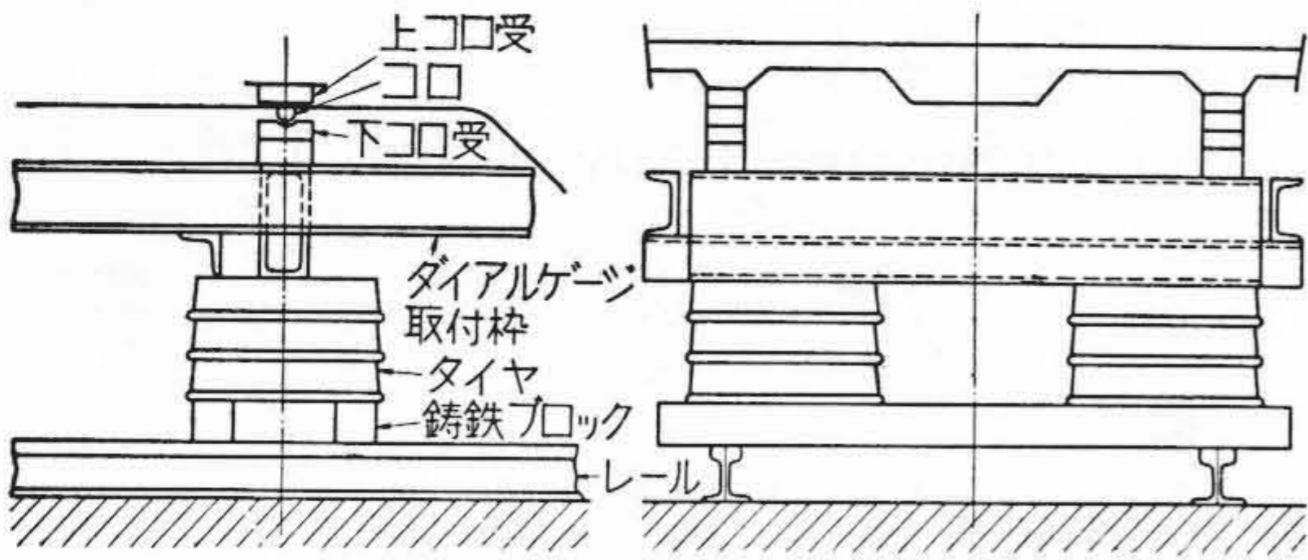
全 長	17,000
枕 梁 間 距 離	11,000
全 幅	2,800
全 高	3,350



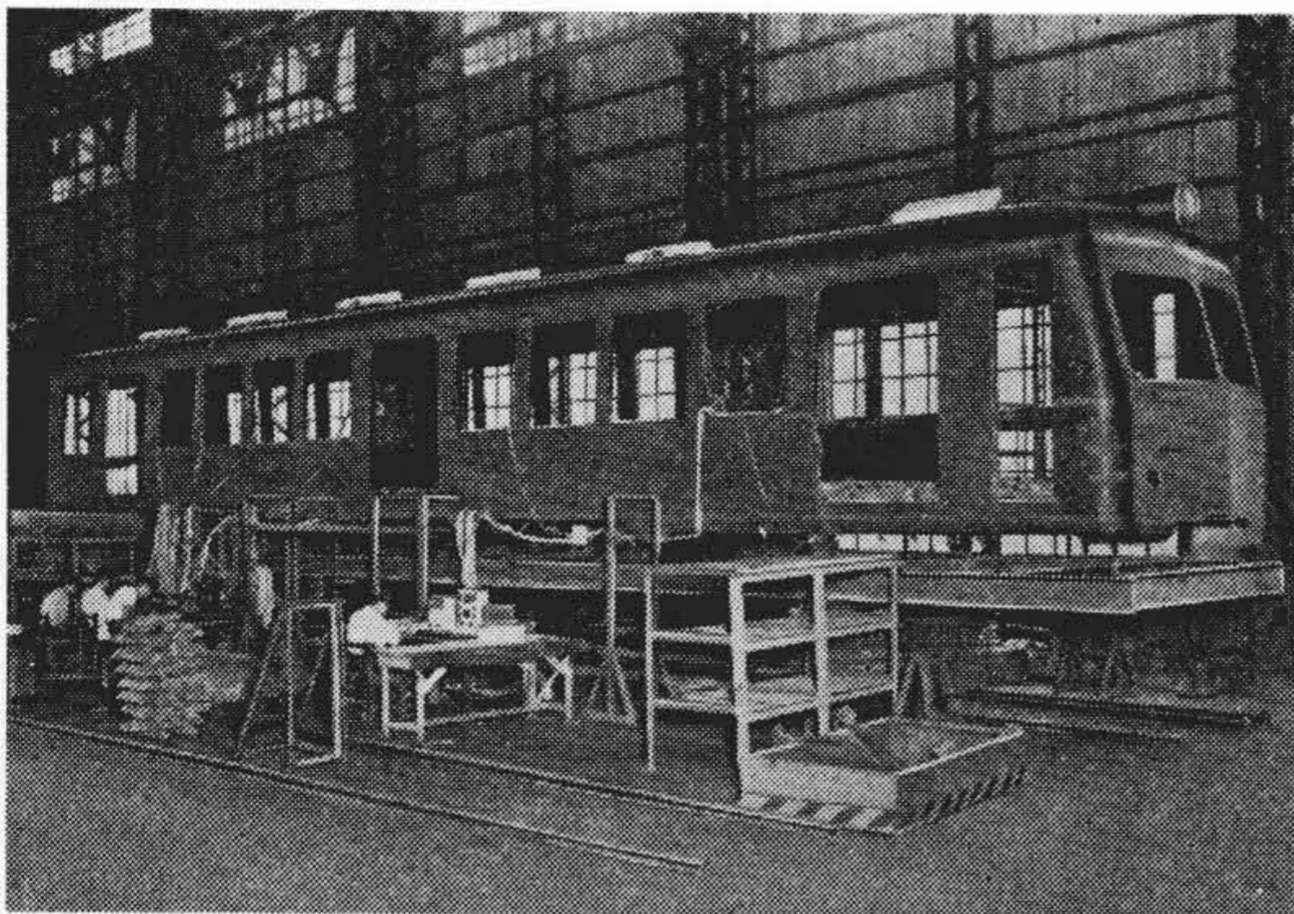
第1図 車 体 断 面
Fig. 1. Section of Car Body

第2表 部 材 一 覧 表 (mm)
Table 2. Table of Members (mm)

部 材 名	寸 法	部 材 名	寸 法
側 梁	∟ 150×70×3.2	鉄 垂 木	∟ 40×40×2.3 ∟ 45×50×3.2
中 梁	∟ 180×70×6	長 桁	∟ 88×40×25×3.2
ボデーマウント腹板	2.3t	中 桁	3.2t, 2.3t
横 梁	∟ 150×60×3.2	外 帯	∟ 60×13×3.2
枕 梁	6t	幕 帯	∟ 40×25×3.2
側 柱	∟ 88×25×15×2.3	外板, 屋根板	1.6t
出入口柱	3.2t	スチフナー	1.6t



第2図 架台
Fig. 2. Trestle



第3図 応力測定状況
Fig. 3. Measurement of Stress



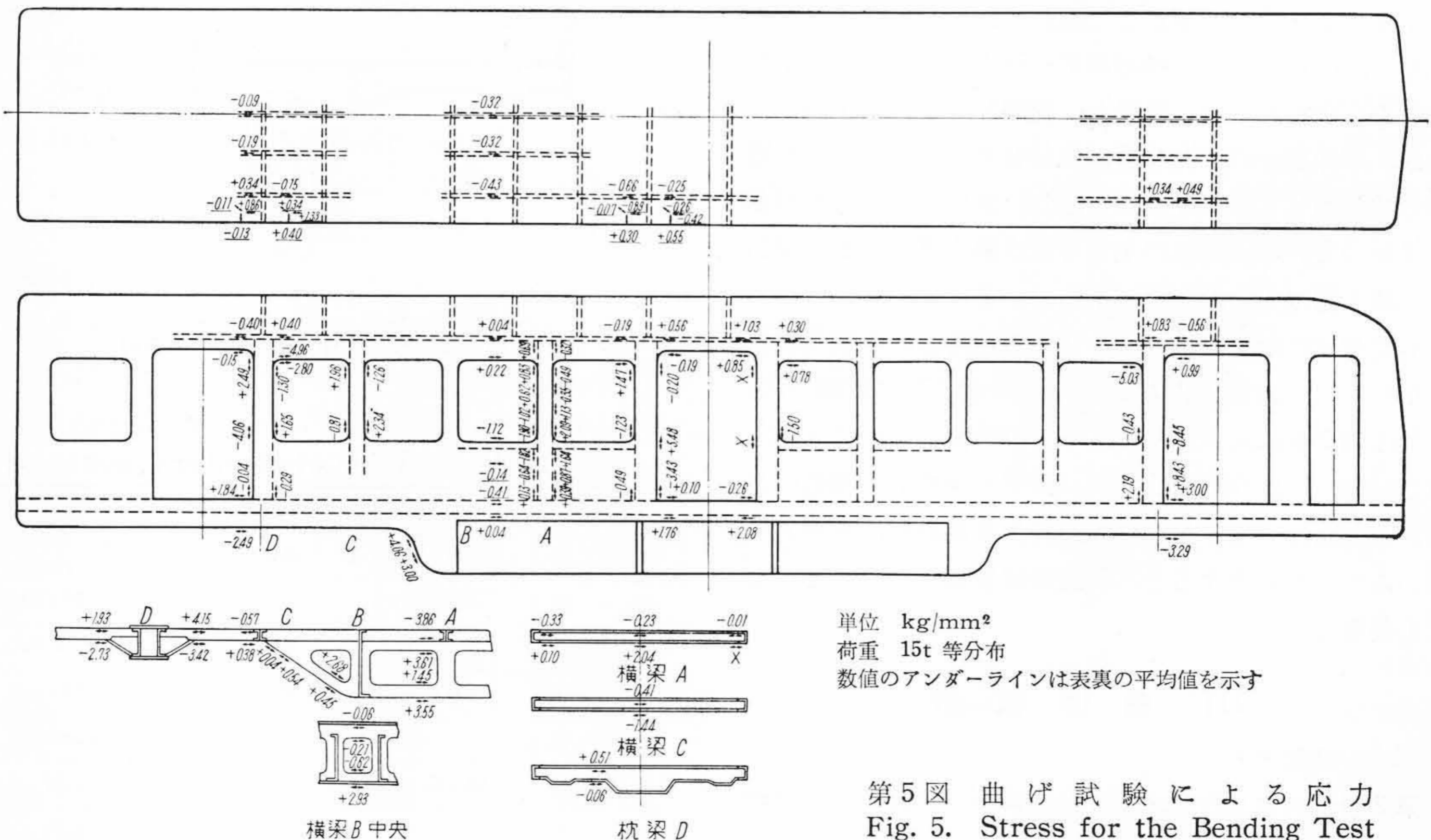
第4図 曲げ試験負荷状況
Fig. 4. Imposing Load for the Bending Test

よびタイヤを水平に調整し、その上にコロおよびコロ受を介して供試鋼体をのせた。また車体撓み測定用の台枠をタイヤ上に据え、ダイヤルゲージをとりつけて台枠各

部の撓みを測定した。測定点数は70点である。

また応力測定には抵抗線歪計を用い、インヂケータ3箇、24エレメントスイッチボックス8箇を使用、応力測定点数は屋根部55点、側構54点、台枠40点とした。積載荷重には、鋳鉄ブロック(1箇 15~20 kg)を用い、計量分類して最大荷重 15t の床面上等分布荷重とした。荷重段階は 0t, 5t, 10, 15t の4段階とし、増荷、減荷方法で測定した。

第3図、第4図にそれぞれ応力測定状況および荷重負



第5図 曲げ試験による応力
Fig. 5. Stress for the Bending Test

荷状況を示す。

(2) 試験結果

(A) 応力

荷重段階ごとの歪から、15t 等分布荷重時の応力を計算すると、第5図のごとくなる。

(B) 撓み

荷重段階ごとの撓みから、15t 等分布荷重時の撓みを求め、側受沈下と、測定用台枠変形の補正を行つて、第6図の側梁および中梁の撓み曲線をえた。

(3) 結果の検討

(A) ボデーマウント中梁の鋼体曲げ強さに対する効果

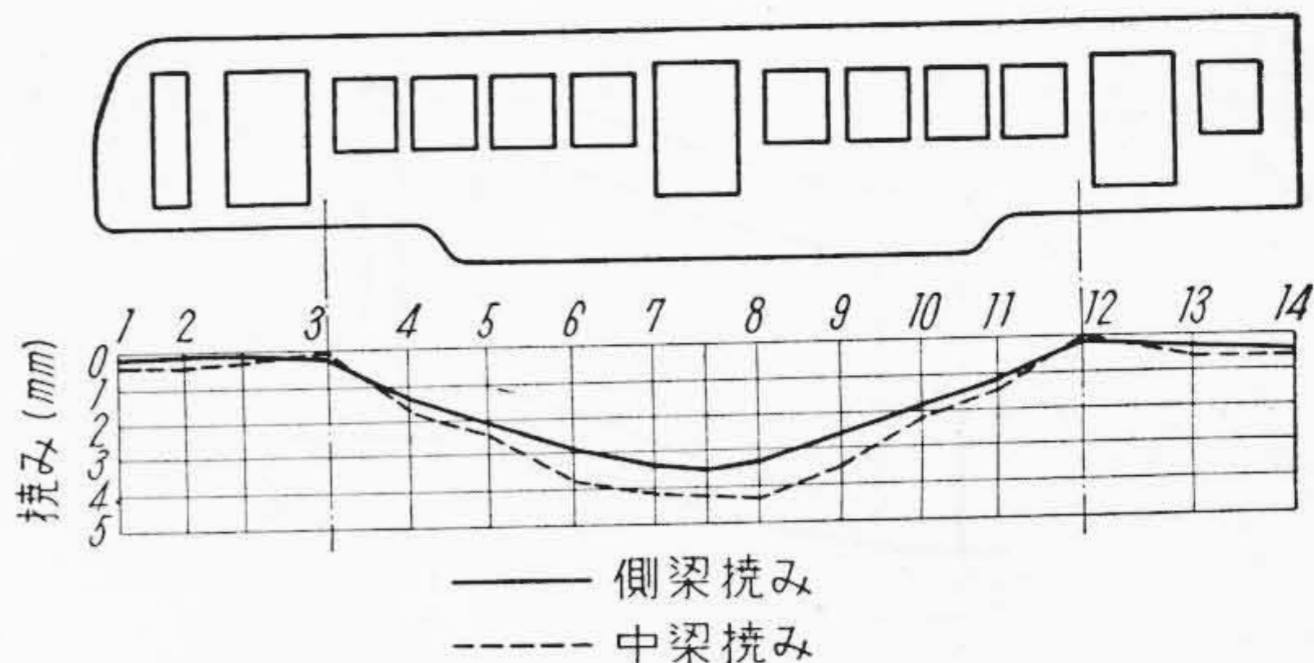
中梁腹板のみの撓みは第7図の通りである。中梁腹板には重量軽減孔があつて、上下部材一体の梁としては荷重を受持たない。応力測定値および撓み線図から、腹板が鋼体全体の強度にいかにか寄与しているかを考えて見よう。

腹板の断面は第7図の右に示したごとくで、上下各部材それぞれの断面二次モーメント I_1, I_2 および全体の断面二次モーメント I は第3表のごとくである。

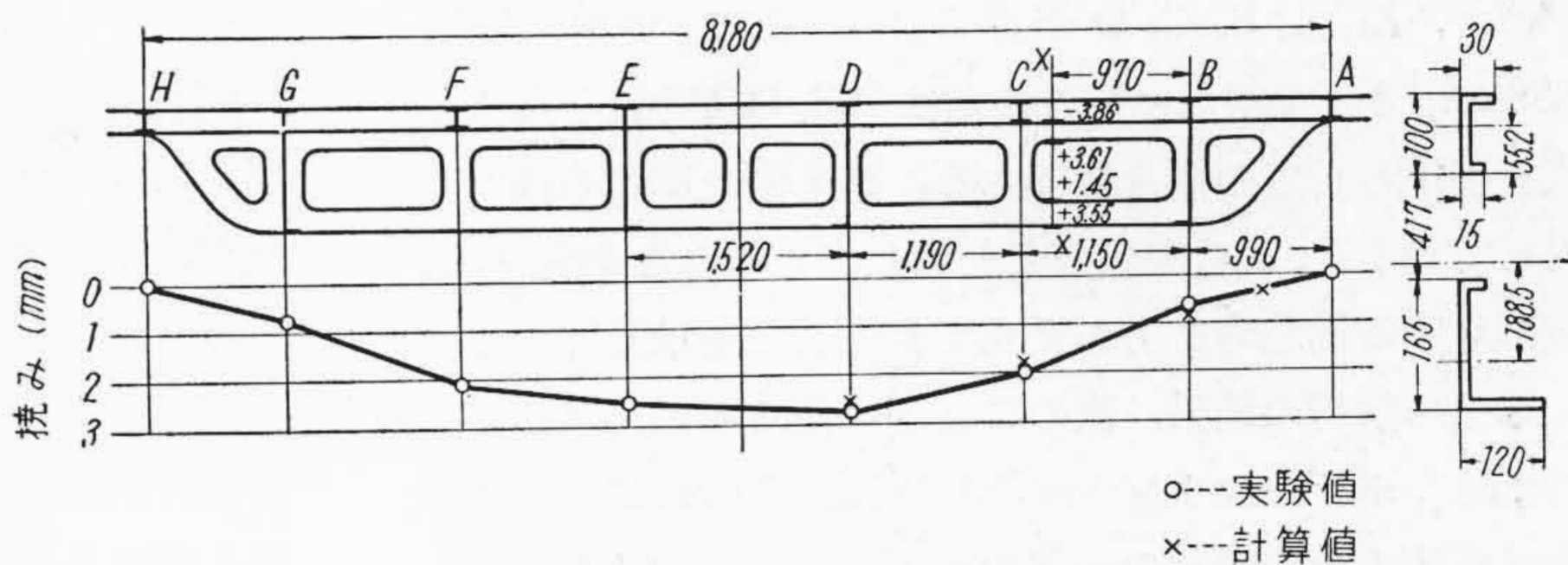
第7図 X-X 断面の応力のうち、重量軽減孔側の応力は、曲線部の付根であるので形状係数約 1.30 を考慮すると、平滑部とすればそれぞれ +2.78, +1.12 kg/mm² となる。応力分布が上下各部材で直線状と仮定して、それぞれの中立軸における応力を求めると -0.89, +2.78 kg/mm² となり、この差 -3.67 kg/mm² が曲げにより生じたものとすれば X-X 断面の曲げモーメントは -48600 cm-kg となる。

今、第7図の A, H において単純支持され、等分布荷重 wkg/cm が負荷される両端支持単純梁の、X-X 断面における曲げモーメントを求めると、簡単な計算により -60900 wcm-kg となるので、両者を等置して $w = 0.796 \text{ kg/cm}$ をえる。したがつて中梁腹板には平均して 0.796 kg/cm の荷重がかゝつており、換言すれば、床面上等分布荷重のうち 0.796 kg/cm に相当する荷重は中梁自身の曲げ剛性により受持たれていると考えられ、その荷重は第7図の横梁 A および B, または H および G を通じて側構に伝わる。したがつて中梁腹板の効果としては、車体中央部に分布している荷重の一部を横梁を通じて直接側構に伝えないで、枕梁に近い部分まで伝達して側構に伝える役割をすると考えてよいであろう。

上記の考え方を撓みについて確かめて見よう。第7図の AB 間には中梁腹板の下面に鋼板が張つてあり、直接側構と通じているため、断面二次モーメントが極端に大



第6図 曲げ撓み線図 (荷重 15 t)
Fig. 6. Bend-flexure Diagram (Load 15 tons)



第7図 中梁腹板撓み線図
Fig. 7. Bend-flexure Diagram of Centre Sill

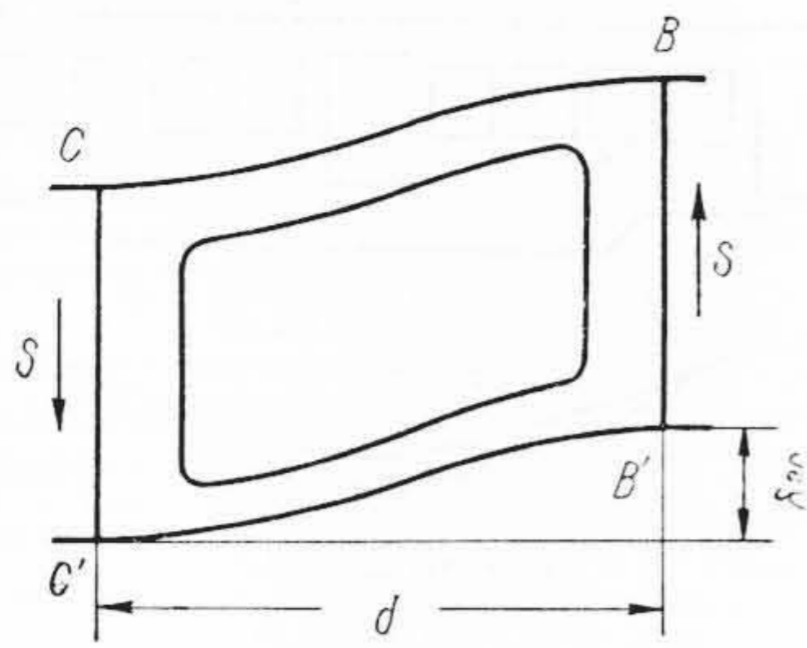
第3表 中梁断面二次モーメント (cm⁴)
Table 3. Moment of Inertia of Centre Sill (cm⁴)

I_1	20.42
I_2	226.7
I	7727

きい上に複雑な作用をして、簡単な考え方では取扱いが困難である。そこで簡単のために、撓みに関する限り、AB および HG 間の腹板断面二次モーメントは他の部分と等しく、腹板全体は AB, HG の中点でそれぞれ単純支持されると仮定して見よう。0.796 kg/cm の等分布荷重がかゝつた場合の撓み δ' は、B, C, D 各位置においてそれぞれ簡単な計算により、0.34, 1.10, 1.60 mm となる。この他に、BC, CD 間では剪断による撓みが生ずる。例えば、BC 間で腹板は近似的に第8図のごとく変形する。実際には、部材 CC', BB' も当然曲るので、第8図のごとき変形は近似的にのみ成立つわけであるが、概略の計算には差支えない。撓み δ_{BC} は

$$\delta_{BC} = 2 \frac{S \left(\frac{d}{2} \right)^2}{3E(I_1 + I_2)}$$

であり、剪断力 S として BC 中央におけるものをとれば、 δ_{BC} の値として 0.49 mm をえる。同様に、CD 間の剪断による撓み δ_{CD} は 0.29 mm となる。AB 間では、そ



第 8 図 中 梁 腹 板 の 変 形
Fig. 8. Deformation of Centre Sill

の形状から考えて、剪断撓みは少ないと思われるので無視すると、結局、B, C, D 各点の撓みとして、0.34, 1.59, 2.38 mm をえる。ただしこの値は AB, HG それぞれの中点を基準としての撓み量である。第 7 図上にこの値を記入して見ると、よく実験値と一致していることが分り、腹板に対する前記考え方が妥当であることを示している。

以上の解析の結果、次のことがいえると思われる。

(i) ボデーマウント中梁腹板は、曲げに対して車体中央部床上分布荷重の一部を枕梁に近い位置まで伝達して、側構に伝える働きをする。本試験の場合には、伝達の割合は分布荷重 4.41 kg/cm に対して伝達荷重 0.796 kg/cm で、約 18% 程度である。

(ii) 伝達の割合を大きくするためには、曲げのみならず、剪断に対して剛性の高い部材配置にする必要があり、重量軽減孔の形も、そのような観点から考慮してあげることが望ましい。

(iii) 腹板はできるだけ枕梁間全体に配置して、枕梁に近い位置で荷重を側構に伝えることが望ましく、車体中央部に短い範囲で中梁腹板をつける場合には、全体の強度に対してはあまり効果がなく、むしろデッドウェイトになるおそれがある。

(B) 曲げ強度計算

(A) で述べたごとく、中梁腹板は側構に対する荷重分布を変化させるという考えのもとに、鋼体をフィレンディールラーメンとして、各部材曲げモーメントおよび撓みを求める⁽¹⁾。この場合、簡単のために鋼体を中央出入口の中央に関して対称と考え、連結側の部分のみを解いた。屋根板は曲率大なる部分のみ強度部材とし、また腰板のスチフナーは計算に入れない。

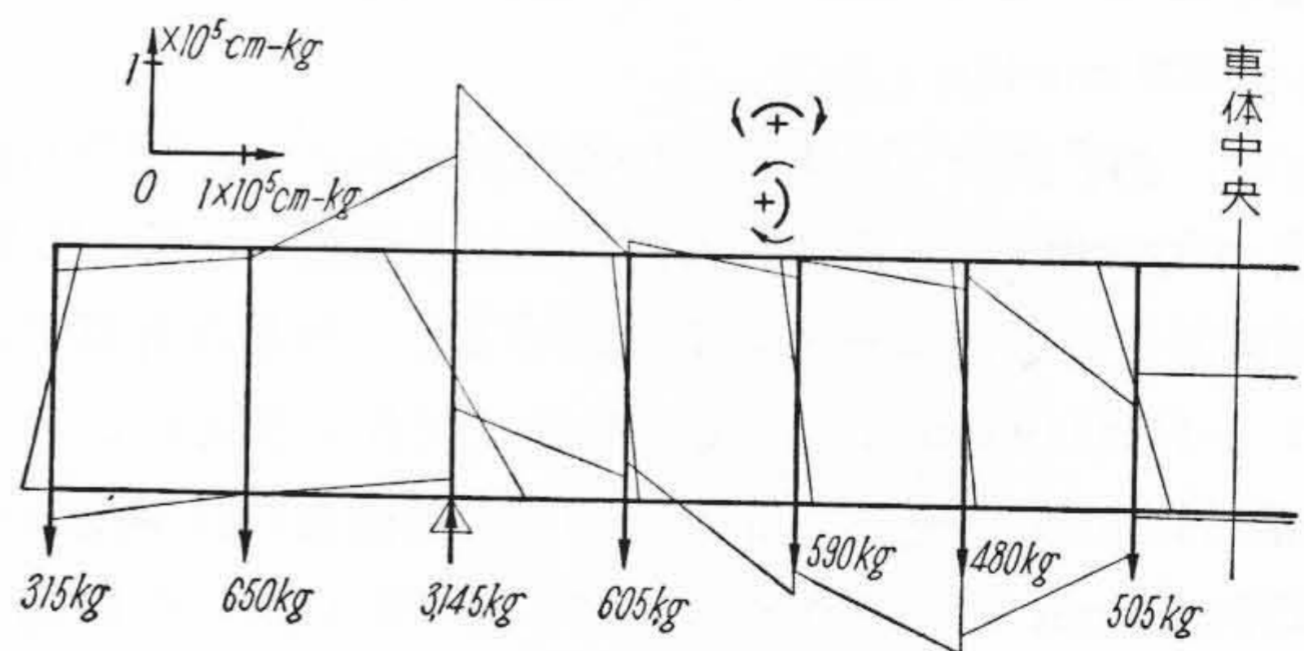
荷重分布としては、相隣る横梁(枕梁)間の中央までの分布荷重が、それぞれの横梁(枕梁)位置に集中的にかゝるものとし、前記中梁腹板で受けもつ 0.796 kg/cm の荷重は第 7 図 A, B および H, G 位置の横梁で等分して受持つものとする。以上の条件で、ラーメン計算を行つた結果、各部材曲げモーメント曲線、撓み曲線として第 9 図、第 10 図をえた。

(C) 計算値と実験値の比較

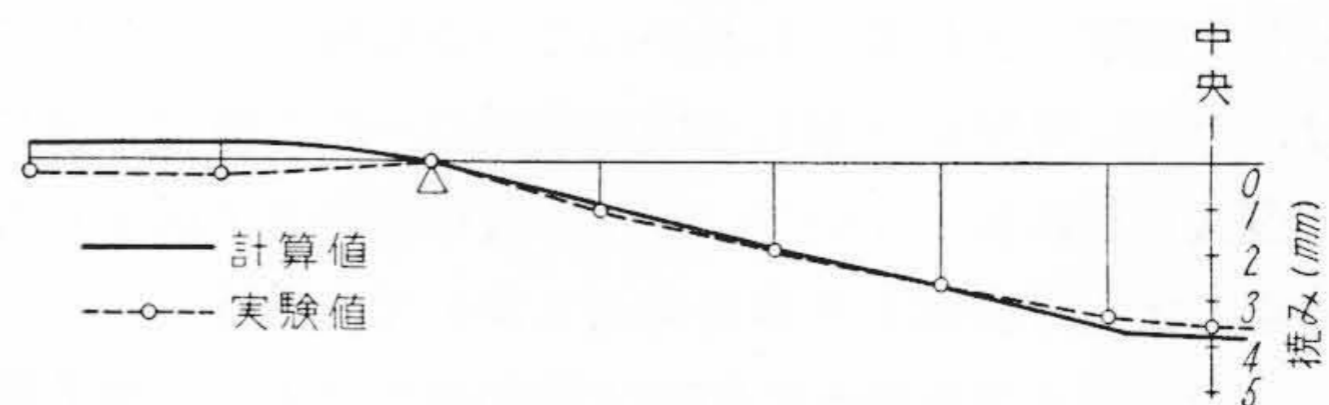
計算上の撓み曲線第 10 図中に第 6 図の実験値を書入れて見ると、枕梁間においてはよく一致していることが分る。枕梁より外側では、実験値の方が撓みが大きく出ている。この理由として考えられることは、第一にラーメン計算では、部材の伸縮は小さいとして無視しているのに対して、実際には枕梁上の柱は大きい圧縮力をうけ、しかも本鋼体においては外側に弯曲しているため、その長さが縮み、このため出入口部上部材に比して剛性の弱い下部材の撓みが大きくなつたこと、第二に下部材の中立軸位置が窓部と出入口部で大きく喰違つていることを、ラーメン計算の場合無視していることである。また実験値より逆算せる中央出入口柱、側柱、枕梁上出入口柱の曲げモーメントとラーメン計算による曲げモーメントを比較すると、第 11 図のごとくなり、側柱および中央出入口柱において相当の近似度が見られる。枕梁上出入口柱については誤差が大きい、傾向としてはよく似ている。誤差の主なる原因は、柱が外側に弯曲しているためと考えられる。なお、柱の上端の曲げモーメントが、どの柱においても実験値が計算値より小さいことは、上部材と柱の結合度が弱いことを示している。

(D) 相当曲げ剛性および応力

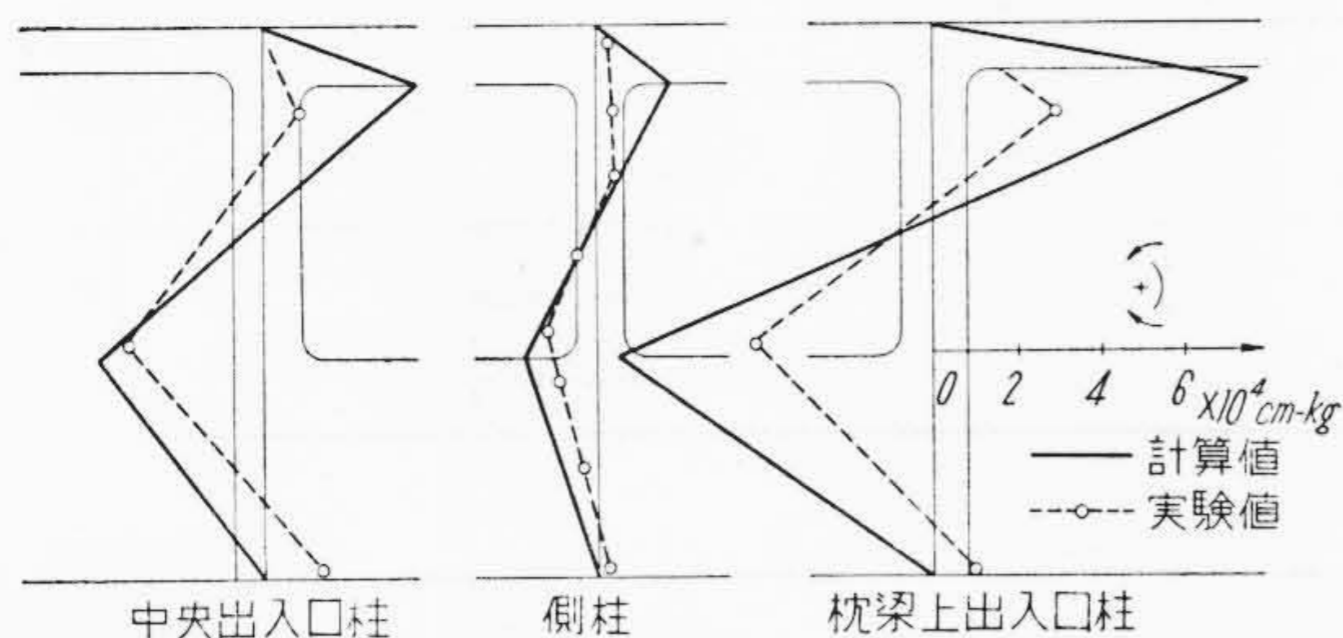
普通に車体の剛性を問題にする場合によく使われている相当曲げ剛性は、車体全長および枕梁間距離の等しい車種の間では、その曲げ強度の比較の資料となるが、寸法の異なる車種間では、同じ寸法の車体に換算してはじめて強度比較の基準となると考えねばならない。そこで側梁中央の撓み 3.51 mm を用い、一般に必要な限度と考え



第 9 図 曲 げ モ ー メ ン ト 線 図
Fig. 9. Bending Moment Diagram



第 10 図 曲 げ 撓 み 線 図
Fig. 10. Bend-flexure Diagram



第11図 柱曲げモーメント実験値と計算値の比較
Fig. 11. Comparison of Bending Moment of Pillar Measured with the Calculated One

られているモハ63型電車の寸法に換算して見ると、本鋼体の相当曲げ剛性は $1.23 \times 10^{14} \text{ kg-mm}^2$ となり、モハ63型の相当曲げ剛性は、 $0.47 \times 10^{14} \text{ kg-mm}^2$ であるから、約2.6倍の剛性をもつと考えられる。

最大応力は、運転室側出入口柱に生じ、 8.43 kg/mm^2 は相当大きいけれども、満員時に $\pm 0.2 \text{ g}$ の振動荷がかかるとすれば、平均応力 17.5 kg/mm^2 、応力振幅 $\pm 3.5 \text{ kg/mm}^2$ であり、耐久線図を考慮して、疲労亀裂のおそれはないといえることができる。しかしながら、運行中さらに苛酷な使用状態の可能性があることを考え、強度部材を追加のうえ犠装をすることにした。その外の応力はいずれも小さく問題にはならない。

[IV] 振り試験

(1) 試験方法

曲げ試験の連結側側受支持装置はそのままとし、運転室側側受部を第12図のごとく据え替え、枕梁に取付けた腕の端に重錘により荷重を加えて、振りモーメントを与えた。車体の転倒を防ぐため、連結側の枕梁上には铸铁ブロックを積載して固定した。荷重は 0kg, 300kg, 600kg, 900kg の4段階として増荷、減荷で測定した。コロと荷重負荷点の距離は 2.5m であるから、900kg における振りモーメントは 2250 m·kg にあたる。第13図にその負荷状況を示す。ダイヤルゲージ測定点は、曲げの場合より減じて、枕梁間は側梁のみとしたが、応力測定点は曲げ試験と同様である。

(2) 試験結果

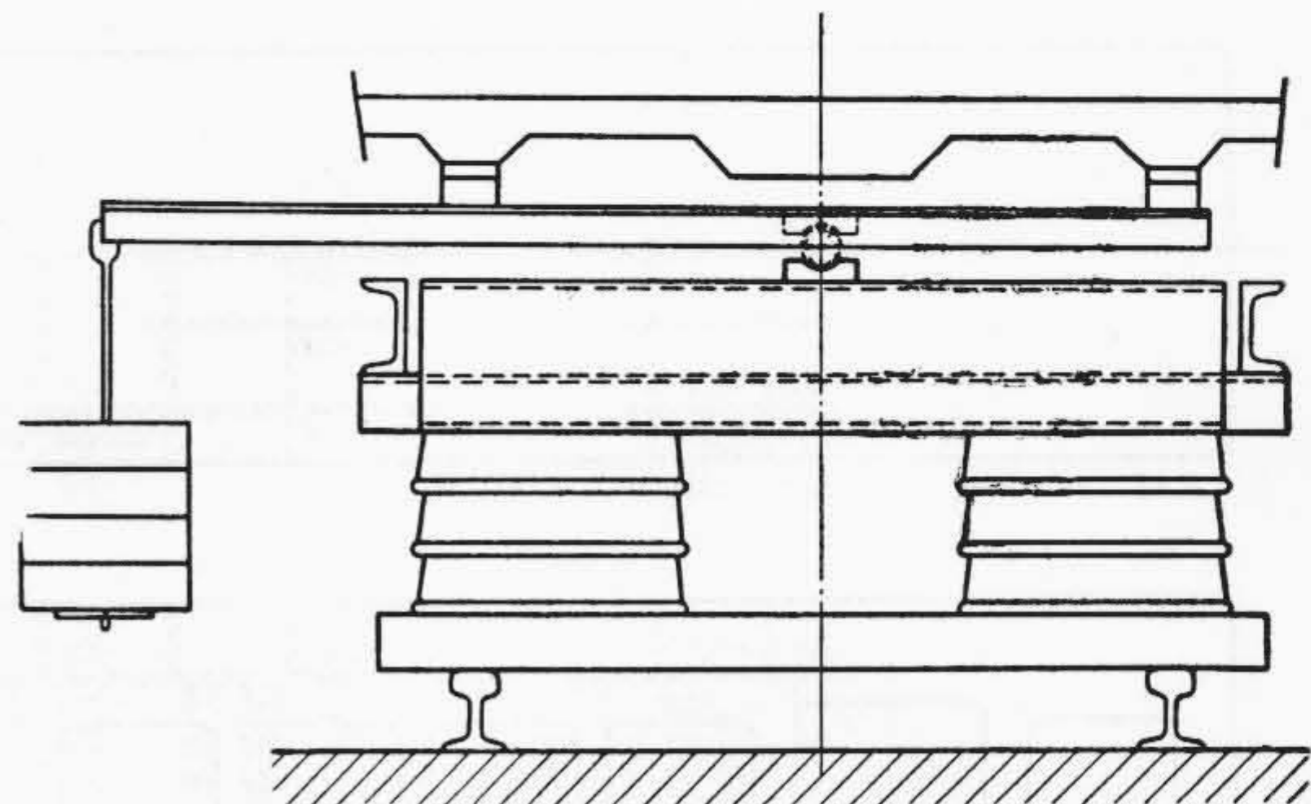
(A) 応力

荷重段階ごとの歪から、 2250 m·kg 負荷時の応力を計算すると第14図のごとくなる。

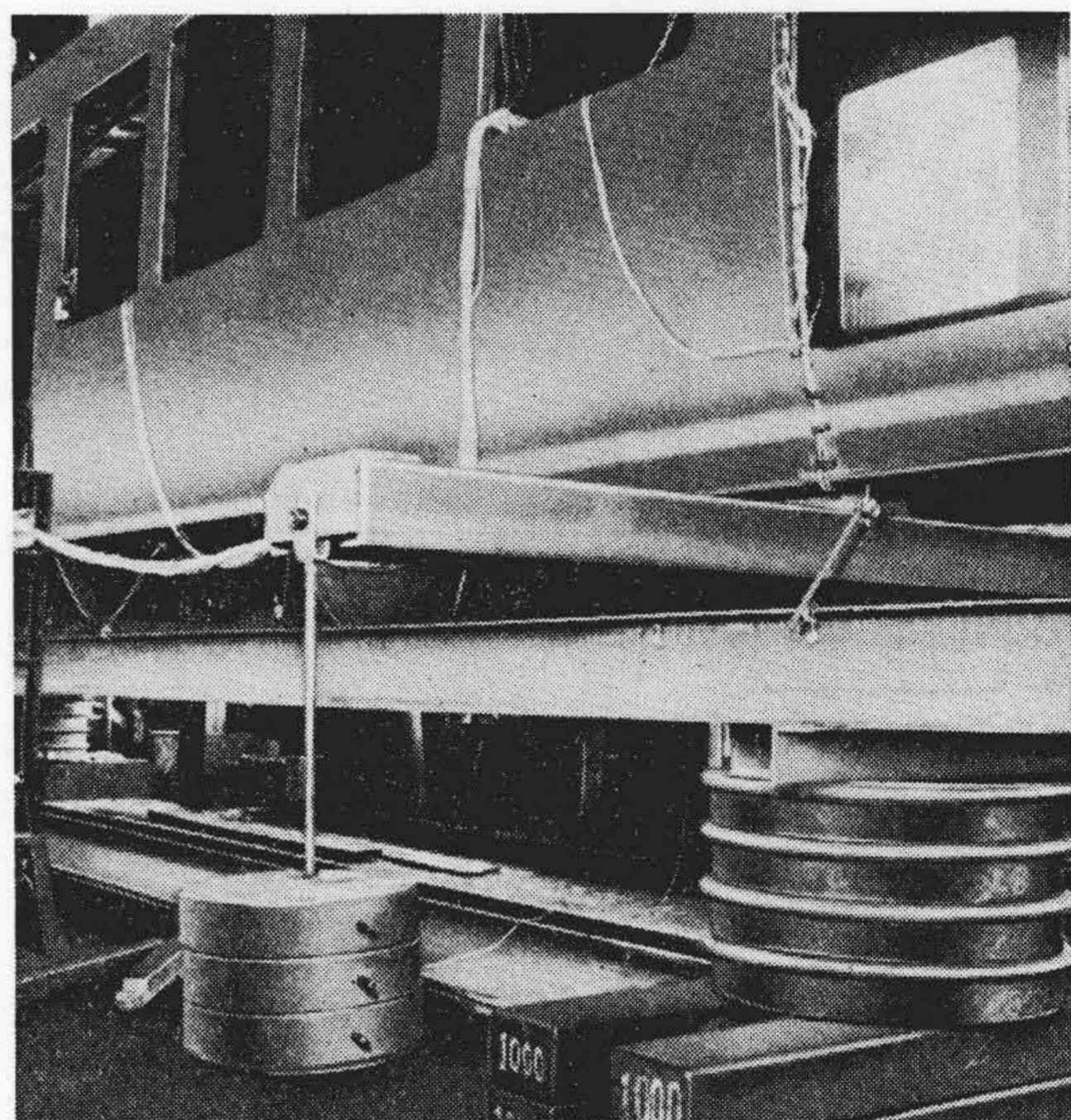
(B) 捩れ角

荷重段階ごとの左右側梁の捩り量から、 2250 m·kg 負荷時の捩りの差を求め、側梁間隔で割ることにより各部の捩れ角を計算して、第15図のごとき捩れ角線図をえた。

(3) 結果の検討



第12図 振り試験負荷装置
Fig. 12. Apparatus of Imposing Load for the Torsion Test



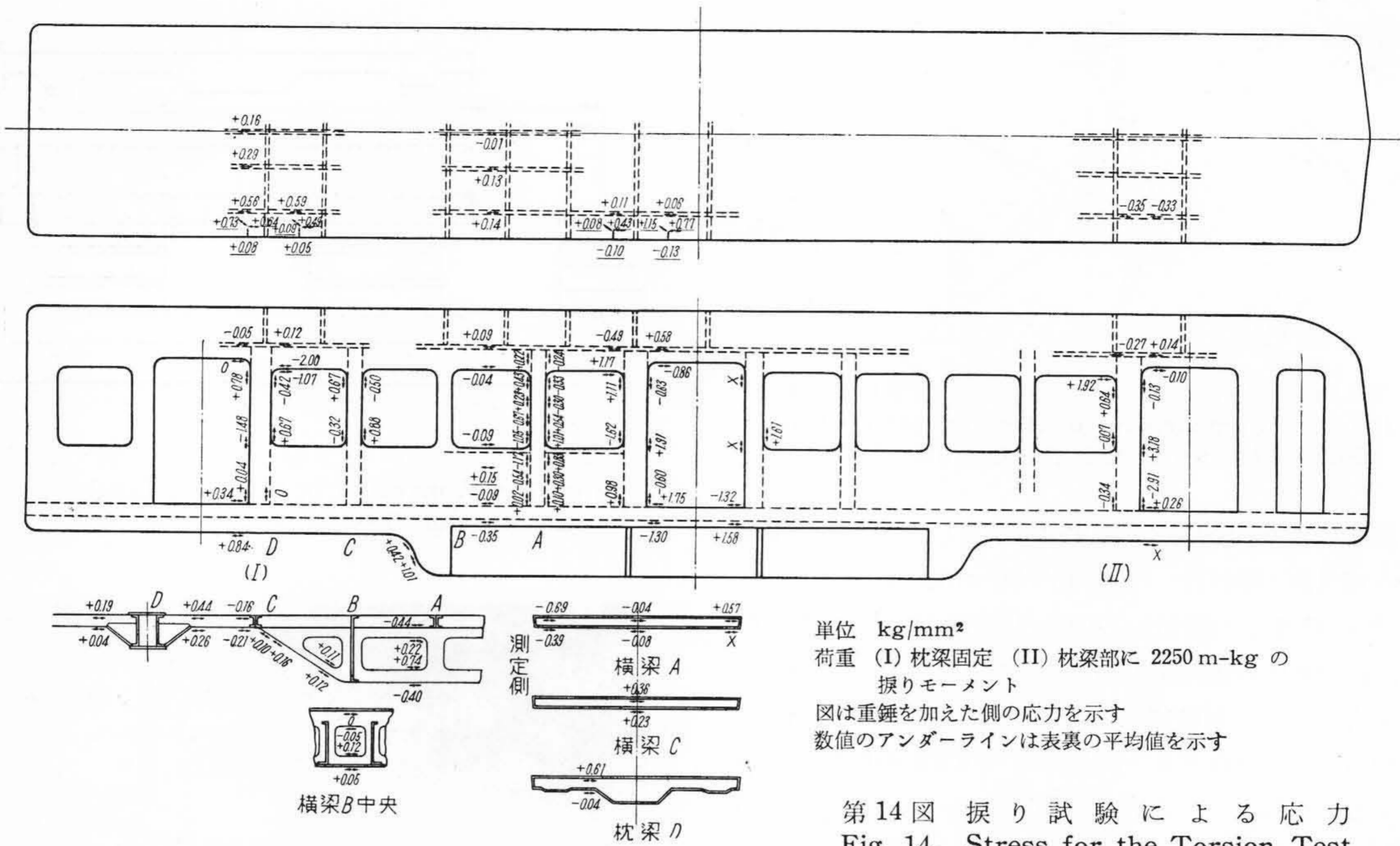
第13図 振り試験負荷状況
Fig. 13. Imposing Load for the Torsion Test

(A) 計算値と実験値の比較

鋼体に振りモーメントを加えた場合、各部にいかなる力が作用するかは簡単には知りえないが、鋼体を単純化して第16図のごとき直方体と考え、振りモーメント $P \times d$ が車端に加わるとする。また計算を容易にするため、次の三つの仮定をもうけよう。すなわち、

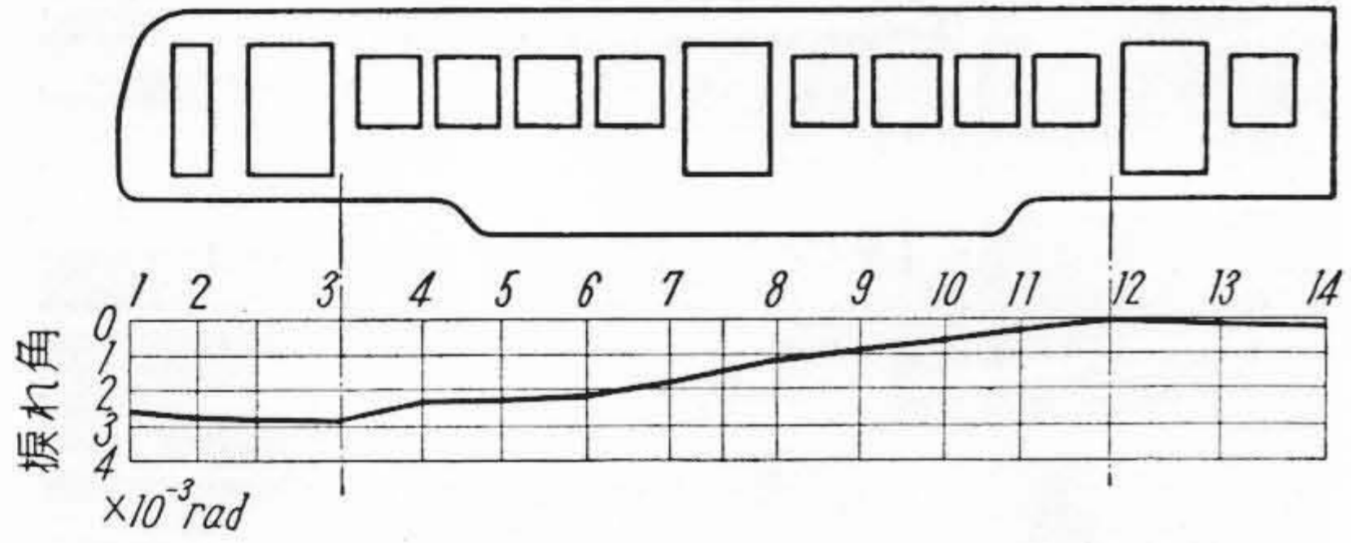
- (i) 屋根、側構、妻構、台枠、それぞれ単独の振り剛性は、きわめて小さく無視することができる。
- (ii) 隣接二平面の交わりは、滑節である。
- (iii) 側構、妻構、台枠の剪断に対する抵抗は、柱または横梁(枕梁、端梁を含む)の曲げによる。

以上の仮定によれば、振りモーメントに対する抵抗はすべて、各面の剪断剛性によることとなり、計算はきわめて簡単になる。第16図のごとく、側構、妻構に作用する剪断力を S_1, S_2, S_3, S_4 とすれば、CD における力の

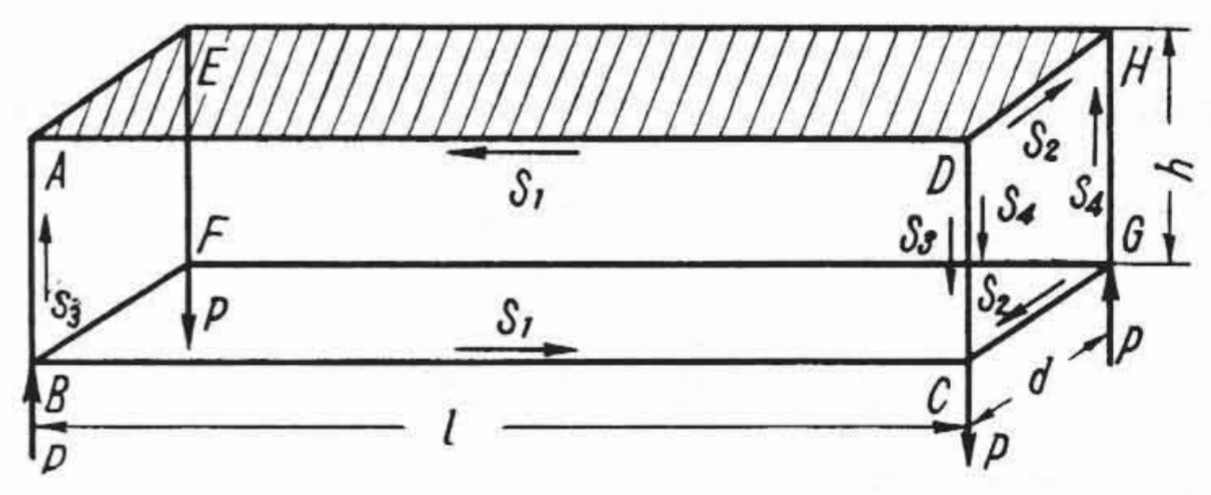


単位 kg/mm²
 荷重 (I) 枕梁固定 (II) 枕梁部に 2250 m-kg の
 振りモーメント
 図は重錘を加えた側の応力を示す
 数値のアンダーラインは表裏の平均値を示す

第14図 振り試験による応力
 Fig. 14. Stress for the Torsion Test



第15図 振れ角線図 (荷重 2.25 m-t)
 Fig. 15. Twist Angle Diagram
 (Load 2.25 m-tons)



第16図 振りモーメントの作用する鋼体
 Fig. 16. Car Body Imposed by Twisting
 Moment

釣合から

$$P = S_3 + S_4$$

側構, 妻構, 台枠におけるモーメントの釣合から

$$S_1 h = S_3 l$$

$$S_2 h = S_4 d$$

$$S_1 d = S_2 l$$

4式を解いて

$$S_1 = \frac{l}{h} \times \frac{P}{2}$$

$$S_2 = \frac{d}{h} \times \frac{P}{2}$$

$$S_3 = S_4 = \frac{P}{2}$$

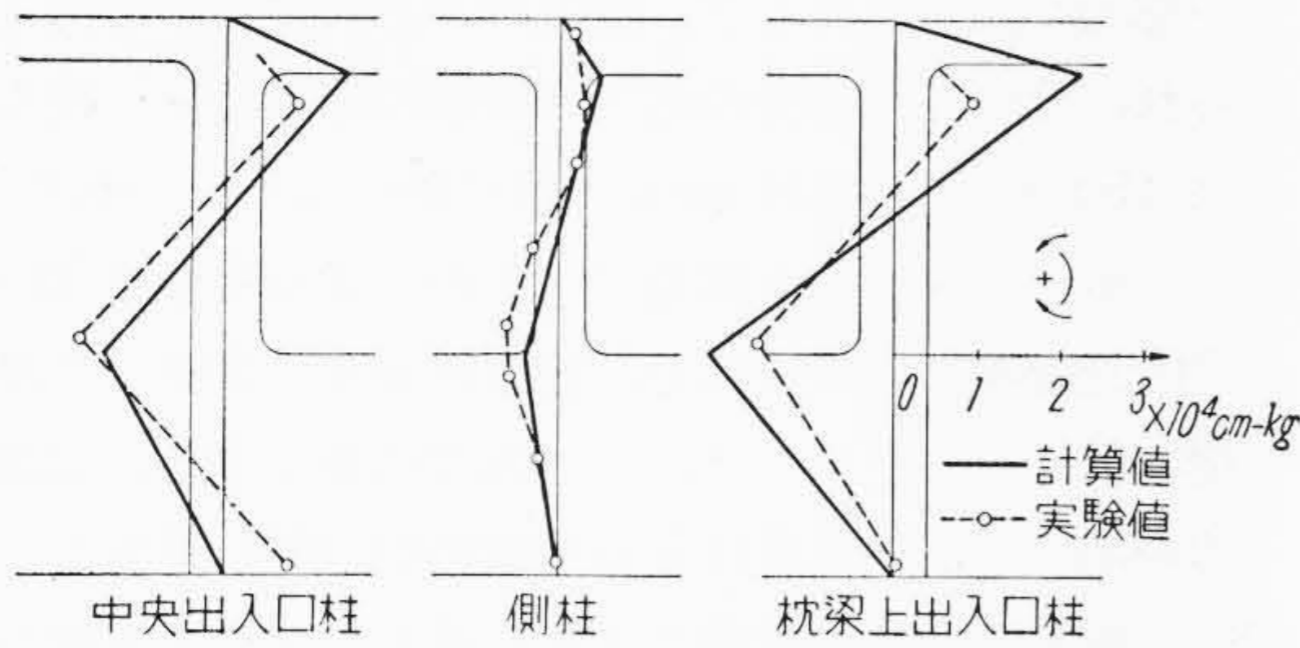
となる。

本鋼体では枕梁部に振りモーメントを与えたので、 l として全長と枕梁間距離の平均値をとり、 h としては上下部材中立軸距離をとって計算すると $S_1 = 3240 \text{ kg}$ となる。この剪断力を各柱が断面二次モーメントの比によつ

て受持つとすると、側柱の受持つ剪断力は 49.5 kg となる。したがって、柱上下端の曲げモーメントは 4450 cm-kg となる。同様に中央出入口柱、枕梁上出入口柱の柱端曲げモーメントを求め、曲げの場合と同様に、長桁および側梁部で曲げモーメント零と仮定すると、第17図実線のごとき曲げモーメント分布がえられる。これを実験値より逆算して求めた曲げモーメント曲線と比較すると、相当良い近似度を有することが判る。

(B) 相当振り剛性および応力

相当曲げ剛性と同様、モハ63型電車の長さに変換して見ると、相当振り剛性は、 $14.6 \times 10^{12} \text{ kg-mm}^2/\text{rad}$ となり、モハ63型の相当振り剛性 $1.70 \times 10^{12} \text{ kg-mm}^2/\text{rad}$ と比較すると、その8.5倍の振り剛性をもっているといえる。なお振れ角は側構、妻構および台枠の剪断剛性に関係し、特に振れ角に影響を及ぼすものは台枠の剪断剛性である。したがって本鋼体のごとく、ボデーマウント部材が多い台枠はその剪断剛性も大であり、とくに下部



第17図 柱曲げモーメント実験値と計算値の比較
Fig. 17. Comparison of Bending Moment of Pillar Measured with the Calculated One

の当板はその横方向の断面二次モーメントはほとんど無限大と考えられ、台枠の剪断剛性の半分以上をしめて振り剛性増大に役立つ。

応力に関しては、測定値はいずれも小さくて問題にする必要はない。

〔V〕 曲げ振動試験

(1) 試験方法

車体支持方法は曲げ試験と同様として、2HP 超分巻電動機軸に偏心板を取付け、車体中央部横梁との間を、コイルバネを通してピアノ線にて結ぶ。電動機回転数を順次上げることにより強制力の週期を変化させて、系の共振振動数を求めた。共振点をうる方法として、側梁および幕板部の抵抗線歪計おのおの1箇の歪変化を、増幅器を経てオッシログラフに記録し、その応力振幅を求めた。

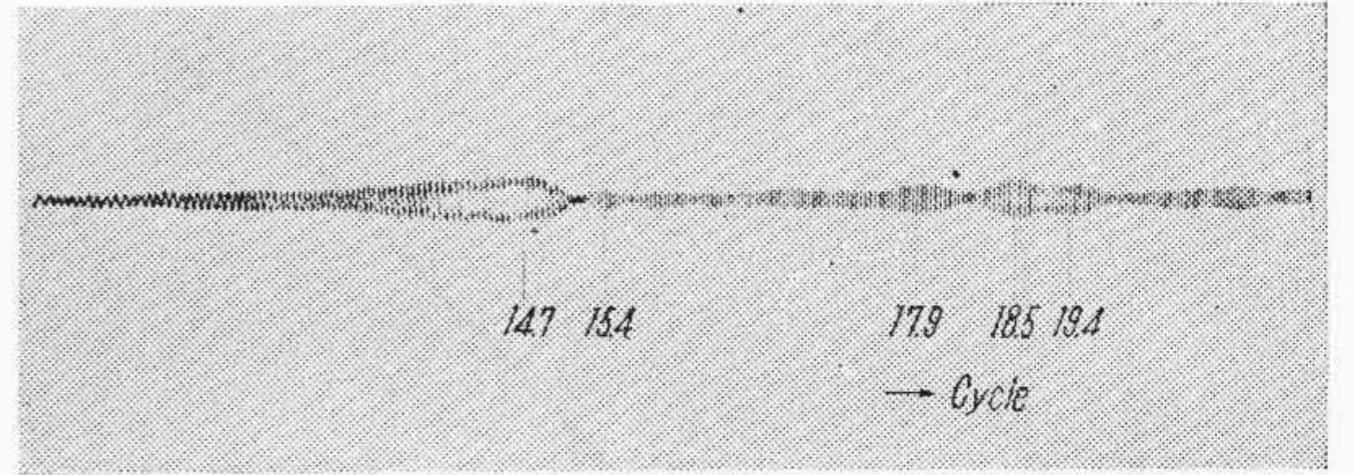
(2) 試験結果

第18図は、電動機回転数を連続的に変化させた場合の応力振幅をオッシログラフにとつた一例である。これを横軸にその振動数、縦軸に複振幅をとつてプロットすると、第19図の実線のごとくなる。また段階的に振動数を変化させて、その応力複振幅を求めた結果は、同図点線のごとくである。図に見るように両者は完全には一致しないが、固有振動数は14.7サイクルと15サイクルの間にあることは明かであろう。そこで固有振動数として14.7サイクルをとることとし、この数値を最近の各種電車に比較すると、第4表のごとくなり、非常によい値であることが判る。

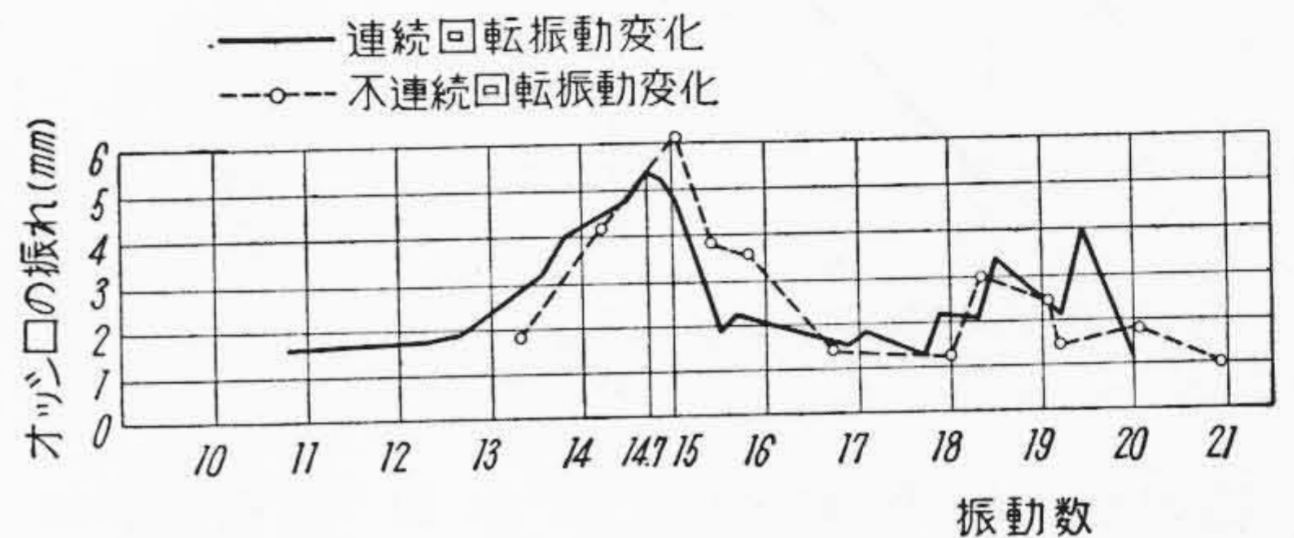
〔VI〕 振り振動試験

(1) 試験方法

車体支持方法は振り試験の場合と同様とし、振りモーメント負荷用の腕に人力によつて強制振り振動を与え、手持振動計を腕附近の側梁下面につけて振動波形をとつた。



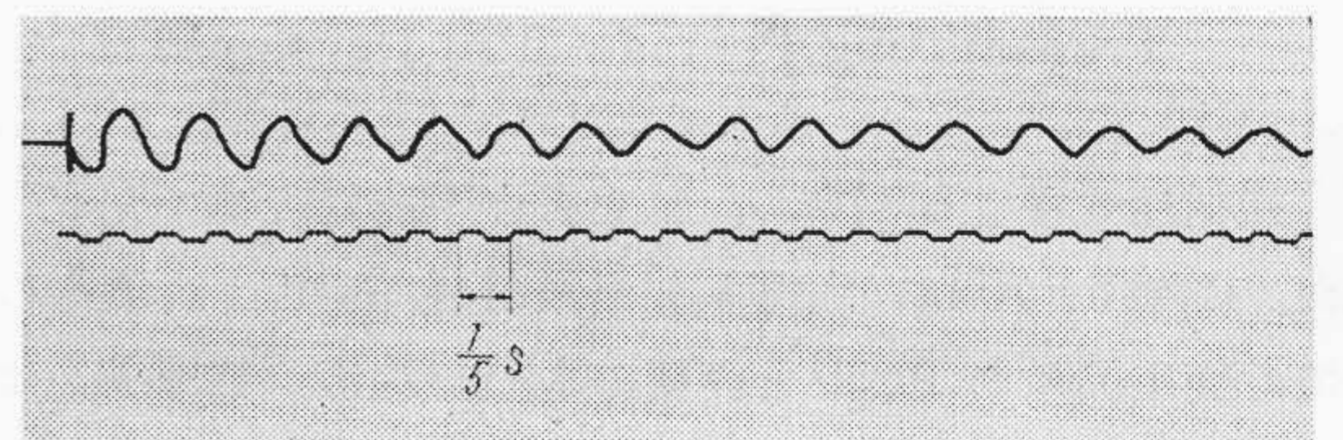
第18図 曲げ振動波形
Fig. 18. Bending Vibration Wave Form



第19図 振動数と振幅の関係
Fig. 19. Relation between Frequencies and Amplitudes

第4表 各車体曲げ固有振動数 (c/s)
Table 4. Bending Natural Frequencies of Various Car Bodies (c/s)

車種	振動数
相模 5000型	14.7
東急 5000型	12.9
京成 軽量試作車	13.6
南海 11000型	11.5

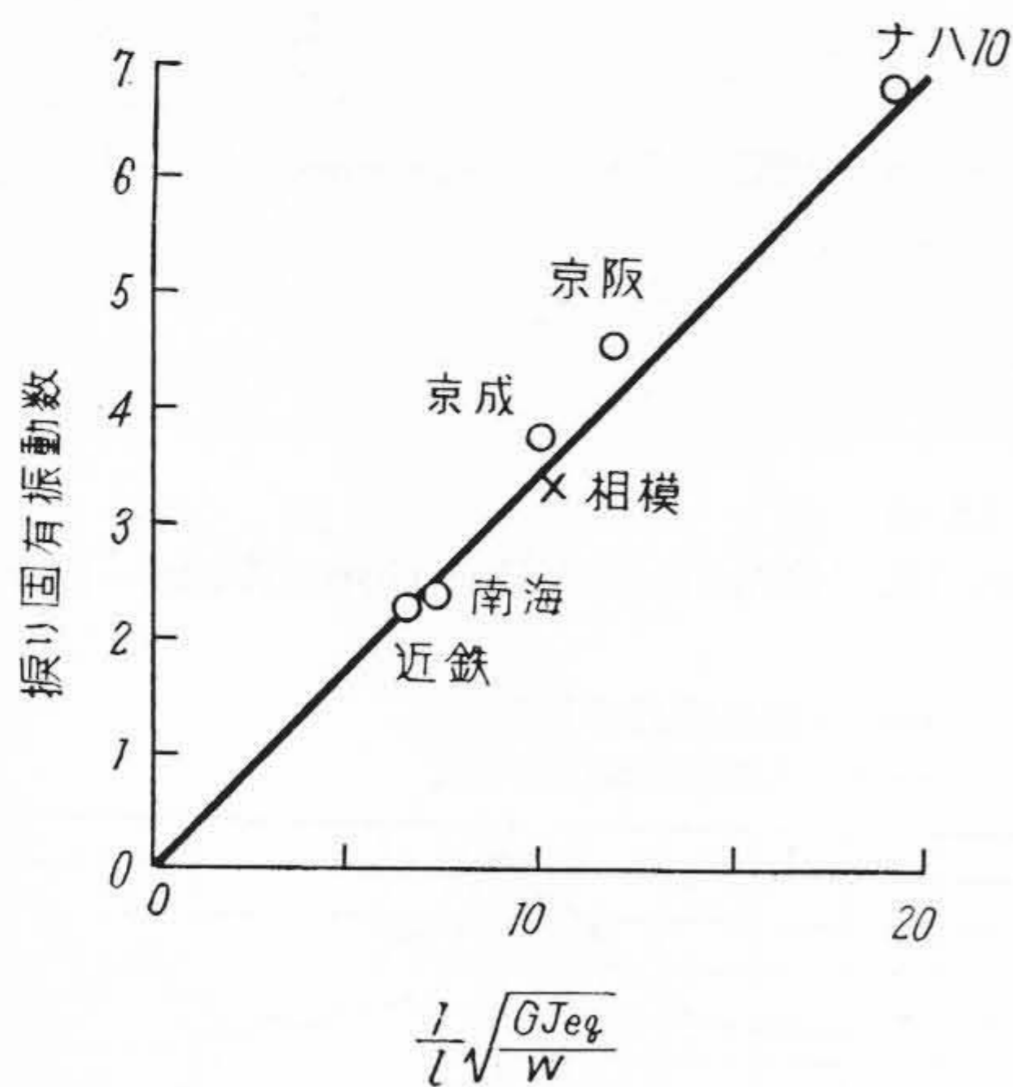


第20図 振り振動波形
Fig. 20. Twist Vibration Wave Form

(2) 試験結果

第20図は振動波形の一例で、これより振り固有振動数は、約3.3サイクルとなる。 $\frac{1}{l} \sqrt{\frac{GJeq}{w}}$ と振り固有振動数との関係は、ほぼ第21図の直線のごとくなり⁽²⁾、最近の各車は大体この線上にのつている。ここで $GJeq$ は、相当振り剛性を $kg-m^2/rad$ 単位であらわしたもの、 w は m 当り重量、 l は車体全長である。本鋼体の数値は、同図中×印のごとくなり、大体この直線上にあることがわかる。

振り固有振動数の必要最低限については、はつきりわかっていないが、3.3サイクルは従来の各車の中間であり、この程度であれば十分であると考えてよいであろう。



第 21 図 振り剛性と振り固有振動数
 Fig. 21. Relation between Torsional Rigidity and Natural Torsional Frequencies

〔VII〕 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) 曲げ試験において枕梁上出入口柱に、やゝ大き

い応力があらわれるが、疲労のおそれはないと考えられ、その外の部分の応力は問題にならない。撓みは 15 t 荷重で 3.51 mm で曲げ剛性は十分である。

- (2) ボデーマウント構造は、その中梁腹板が車体中央附近分布荷重の一部を、枕梁附近まで伝達して側構に伝える働きをして、曲げ強度に寄与する。本鋼体の場合、伝達荷重は分布荷重の約 18% である。
- (3) 振り剛性は比較的大きく、ボデーマウント部の下当板がよく効いている。
- (4) 曲げ固有振動数、振り固有振動数ともに、従来の各車と比較して良好な値を示している。

以上本鋼体の全体としての強度は、4 種の試験の結果から十分と考えられるが、ボデーマウント構造に関しては、初めての経験でもあつて、いろいろ不満もあり、今後本試験結果を生かして、さらに合理的設計に進みたいと思う。

参 考 文 献

- (1) 林：機械学会論文集 20-91 201 (昭 29-3)
- (2) 三木：交通技術 11, 39 (昭 31-1)

製 品 紹 介

送信用 5 極管 5P70 完成

Transmitting Pentode 5P70 Developed

送信用 5 極管 5P70 が、日立製作所茂原工場で完成した。この 5P70 は、大型船舶用無線機に使用されるもので、従来品種の P250 と同級のものである。電極構造は円筒型を採用し、熱的、機械的に格段の改良を加え、特に船舶用として振動に強い特長がある。

これで船舶用無線機に使用される日立 5 極管（ペンロード）シリーズは大体揃うに至つた。

概 略 定 格

フィラメント：トリウムタングステン

電 圧.....	12V
電 流.....	10A
第 2 グリッド増幅率.....	4.5
相互コンダクタンス (Ib=200mA) にて...	6mΩ
最高周波数.....	30Mc
最大陽極直流電圧.....	3,500 V
最大第 2 グリッド電圧.....	600 V
最大陽極入力.....	1,500W
最大陽極出力.....	420W
C 級電信出力.....	1,000W
全 長.....	225mm
最大部径.....	120mm



第 1 図 送信用 5 極管 5P70
 Fig. 1. Transmitting Pentode 5P70

口 金	
底 部.....	F 65 S
頭 部.....	A 20 S