

## 150t積8軸ボギー大物車の構造と強度

飯島 弘\* 大江 昇\*\*

Construction and Strength of 150 t 8-axle Bogie  
Heavy Load CarBy Hiroshi Iijima and Noboru Ōe  
Kasado Works, Hitachi, Ltd.

## Abstract

The capacity of electric equipment such as transformers and generators have shown noticeable increase particularly of late. At Kasado Works project had been taking form for the completion of heavy load carriage cars capable of transporting those machines as they are assembled, and some time ago the scheme was decisively materialized in the shape of two types of freight cars, depressed center type and split type. The split type car is split in two parts at its center as the name implies and a load to be transported is placed at the center and the load and two split parts of the car are united into one by means of hinge and compression apparatus. Novel ideas were introduced in axle arrangement as well as in the design of springs, main center plates, etc. and the method of fixing load is so contrived that the loading capacity is utilized to the maximum limit. The depressed center car is made from high tension resisting steel plate and constructed entirely by welding. It uses the split type truck in combination. Both types are record-breaking in loading capacity, and proved to possess ample static strength by strength guaranty test. The observation based on the results of the test has revealed the following facts about the function of structure materials of the split type car;

- (1) In the frame part positioned at close proximity of the body hinge the side sill carries mainly the axial force, being placed under the effect of rigidity of hinge and compression apparatus. Other body sections receive bending moment as a whole and the stress is in a fair agreement with the calculated value.
- (2) The force deriving from hinge flows mainly through horizontal reinforcing plate and neighbouring web, and in lack of the same plate the efficiency of flange angle is restricted within 80% or so. A triangular reinforcing plates are proved extremely effective in improving the efficiency.
- (3) Stress distribution of hinge approaches the calculation value for a circle. The form factor measured at the upper edge of hinge hole is 2.54.

## 〔I〕 緒 言

電源開発の進展に伴い、変圧器、発電機など電気機器の大容量化は形状重量の増大となり、その輸送法が問題となつてきた。従来これらの輸送は輸送限界などの関係ですべて分解の上低床式大物車で輸送していたのであるが、特に変圧器において分解ならびに現地組立に要する人件費の節減と再組立後の試験の困難性および性能低下

防止のために、150 t の変圧器を組立てたまゝ輸送できる分割式の8軸ボギー大物車、および同台車を共用して135 t の発電機ロータ、ステータなどを輸送する低床式大物車の2種類を完成した。いずれも本邦最大の記録製品で、最大荷重に対する安全性を確める目的で静荷重試験を行い好成績をえ、日立製作所私有貨車として国鉄に車籍編入せられたものである。以下本車輛の構造、荷重試験結果を述べ、特に分割式車体の各構造部材の働き方について考案する。

\* \*\* 日立製作所笠戸工場

## 〔II〕 分割式大物車の構造

本車の構造は第1図および第2図に示す通りで、従来の低床式大物車または落込形大物車などとは異なり、前後台車上の車体（荷受梁）が貨物（変圧器）を支え、貨物自身が車輻の中央部を構成する分割式構造で、空車回送時は前後車体を連結して回送するものである。車輛限界は、空車回送時には旧車輛定規におさまるようにし、積載時の輸送限界は貨物の大きさにより車長および荷重が変わるので、その都度かつ大貨物の特認をえて輸送するもので、その概観を第2図に、おもな仕様を第1表に示す。

### （1） 軸配置と車長

本車の設計条件は最大荷重 150 t、貨物長さ 8,000 mm である。軸数の決定にあたり、国有鉄道建設規程では軸重 13 t 以下が標準で、特別な場合は 14 t まで許されている。軸重を 14 t とし 16 軸とした場合の許容自重は 74 t となり、この自重内で設計可能と考えられたので 16 軸を採用し、軸配置は前後に 8 軸ずつすなわち 8 軸ボギーとした。

建設規程の車長に関する制限は連結面間 1 m につき平均 5 t と規定されているが、本車の場合車長を長くすることは自重が重くなり、また偏倚にも影響するので極

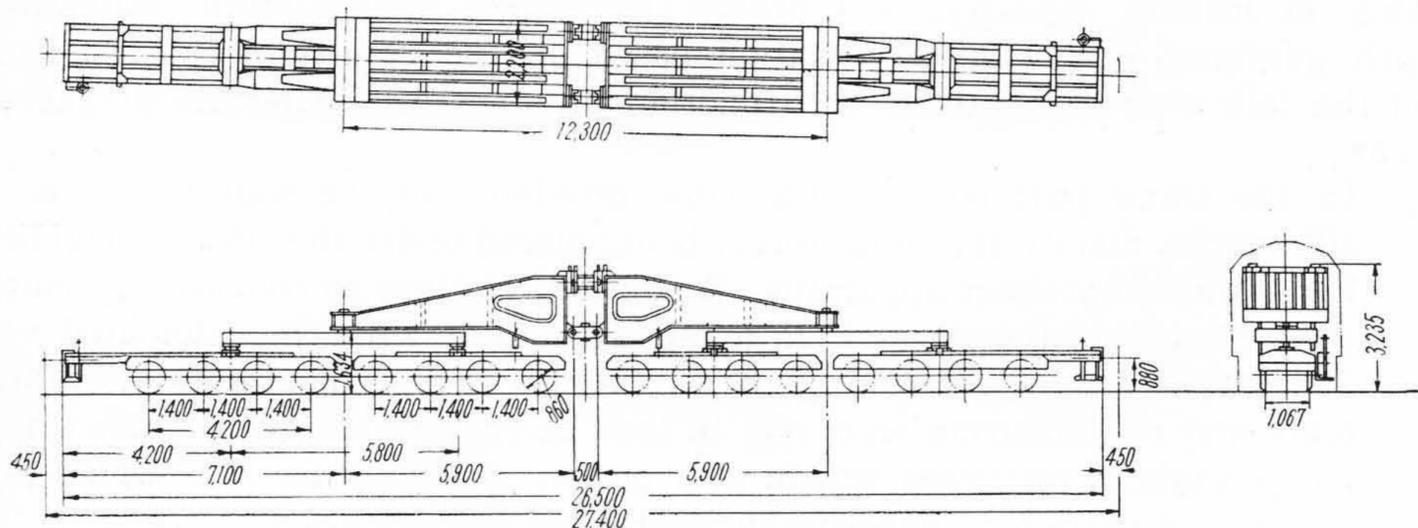
力各部の長さを短縮して積載時全長 34,900 mm とした。

### （2） 車 体

車体は 4 本の鋼板組合せの I ビームを主梁とし、これを横梁にて接ぎ、一端は形鋼および鋼板組合せの枕梁と結び、なべ底形心皿によつて台車を支持され、他端の変圧器支持側は当板によつて強固な箱形とし、これに変圧器支持金具の荷受装置（ヒンジおよび圧着装置）を取付ける分割式構造である。組立は溶接構造で、溶接部は焼鈍して残留応力を除去した。第3図は焼鈍炉よりの取出を示す。また車体の最大寸法長さ 6,430 mm、幅 2,200 mm、高さ 1,852 mm の大形状のものを分割式構造としたため、貨物との接続部を完全ならしめる荷受装置の工作には特に注意を払つた。

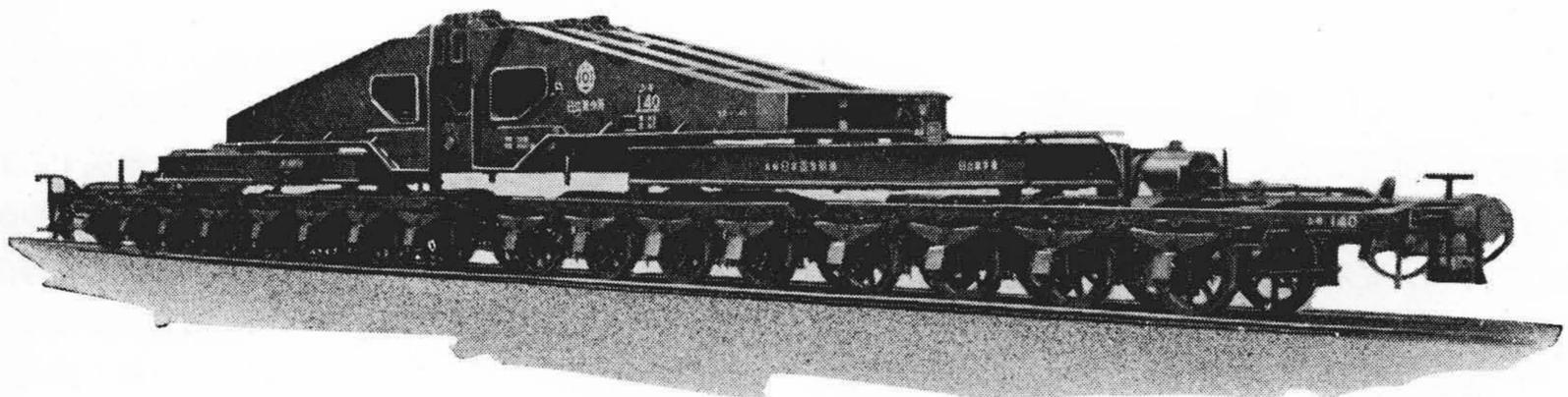
### （3） 台車および連結装置

台車は 4 軸台車を 2 箇組合せた 8 軸台車とし、車軸は国鉄基本 12 t 短軸、担バネは軸距および軸重の関係で負担力 6.5 t、SUP 6 の板バネをショットピーニング施行の特殊設計、軸重の釣合は 4 軸のうち左右各 2 軸づつに釣合子を用いてある。また曲線通過を容易にするために 4 軸のうち内側軸は可動軸としてある。台車枠は形鋼および鋼板の組合せ一体溶接、両台車間に跨る主台枠は形鋼および鋼板の組合せで鋸および溶接により組立ててある。



第1図 150 t 積 8 軸 ボギー 大物車 組立 図

Fig.1. Arrangement of 150 t 32-Wheels Transformer Car



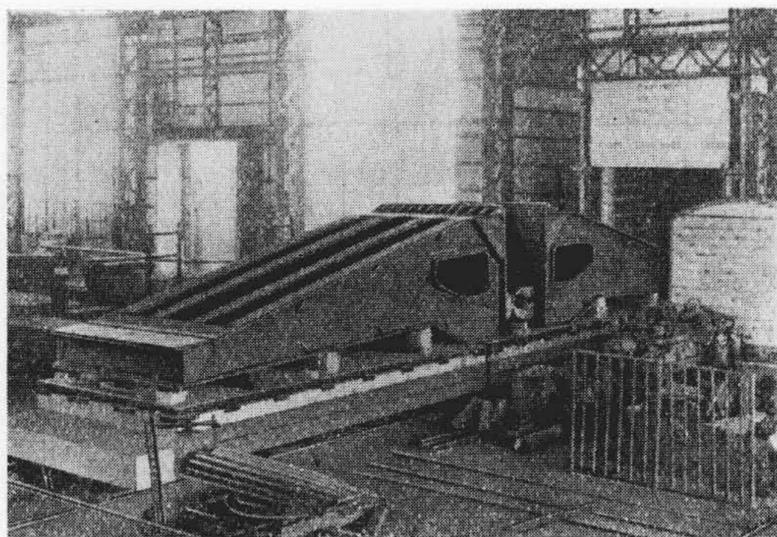
第2図 150 t 積 8 軸 ボギー 大物車 外形 図

Fig.2. General View of 150 t 32-Wheels Transformer Car

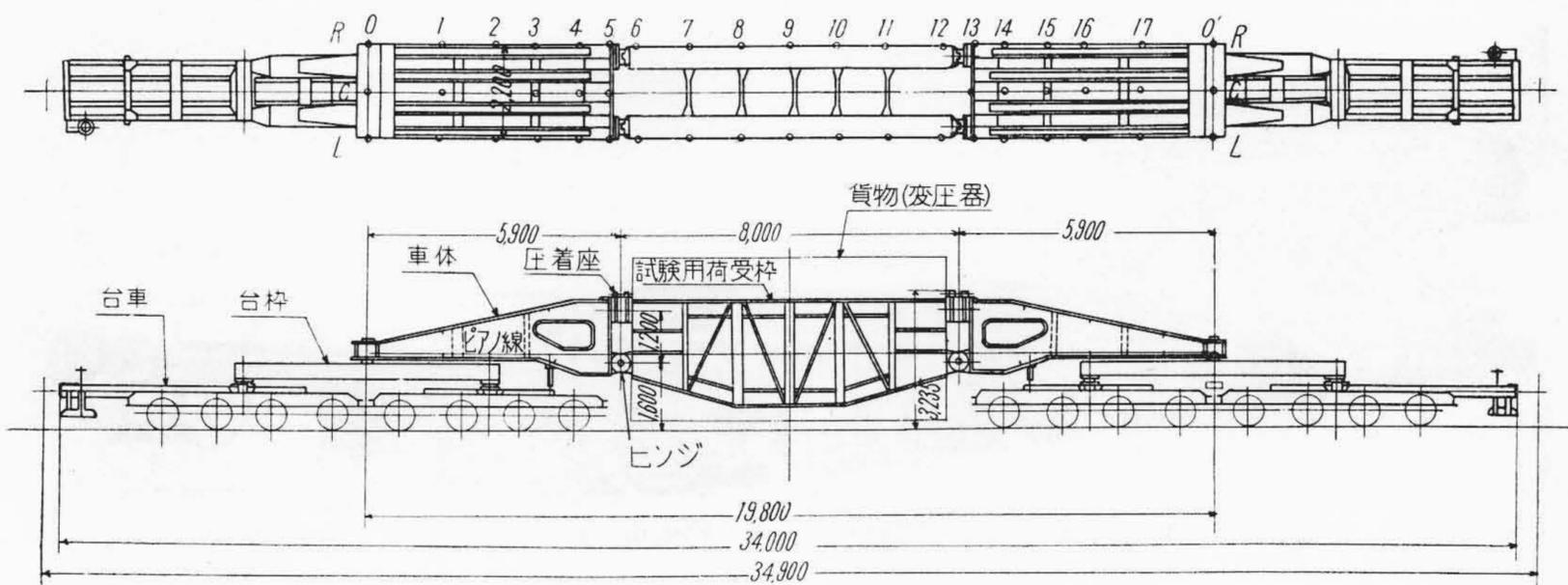
第 1 表 分割式大物車主要表  
Table 1. Chief Dimensions of Transformer Car

軌 間		1,067 mm
軸 配 置		8 軸ボギー
荷 重		150 t
自 重		63.31 t (61.17 t)
最 大 長		27,400 mm (34,900 mm)
最 大 幅		2,200 mm
最 大 高 さ		3,235 mm
連 結 器 高 さ		880 mm
車 輪 径		860 mm
ボギー中心距離		12,300 mm (19,800 mm)

(注) ( ) 内数値は積載時



第 3 図 車体焼鈍状況  
Fig. 3. Annealing of Body



第 4 図 供 試 車 お よ び 撓 み 測 定 箇 所  
Fig. 4. Test Wagon and its Deflection Measuring Points

自動連結器は柴田式下作用並形自動連結器を用い、緩衝装置は 50t 輪バネで、自動連結器部の首振りを小さくするために先端台車に直接連結器を取付け、また復心装置付とした。

(4) ブレーキ装置

ブレーキ装置は空気ブレーキおよび手ブレーキを装置した。ブレーキ倍率は低床式車も考慮して基準内におさまるようにした。

空気ブレーキ装置は各台車ごとに 1 組ずつ計 4 組としこれらの装置は 1 本の空気ブレーキ管で連絡して 4 組同時に作用する構造とした。

手ブレーキは前後先端台車に設け、2 箇同時に作用したときにブレーキ率が基準内におさまるようにした。

[III] 分割式車体の荷重試験

試験に際しては荷重を積載するための試験荷受枠を前後車体間に挿み第 4 図のごとき形で行った。

(1) 負荷の方法

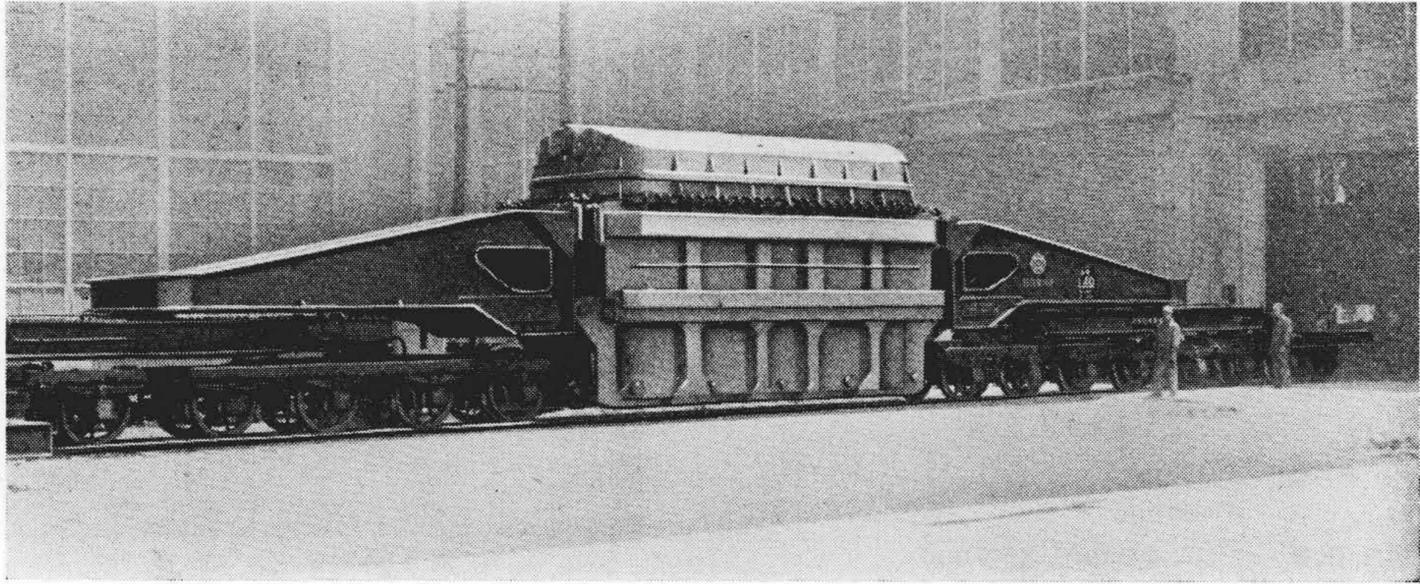
本車体の最大輸送重量は 150 t である。強度保証試験としての最大荷重は、荷物重量 150 t, 車体自重 20 t,

と上加速度 0.2 g, さらに垂直荷重以外の荷重や荷重の不均衡, 応力測定箇所以外の応力集中などに対する安全係数 1.3 とすると 255 t となる。しかしながら試験時実際には車体, 荷受枠の自重合計 30 t があるので積載荷重は 225 t とした。荷重は厚鉄板, 鋼塊などを計量分類し荷受枠に等分布になるごとく段階的に加荷減荷した。

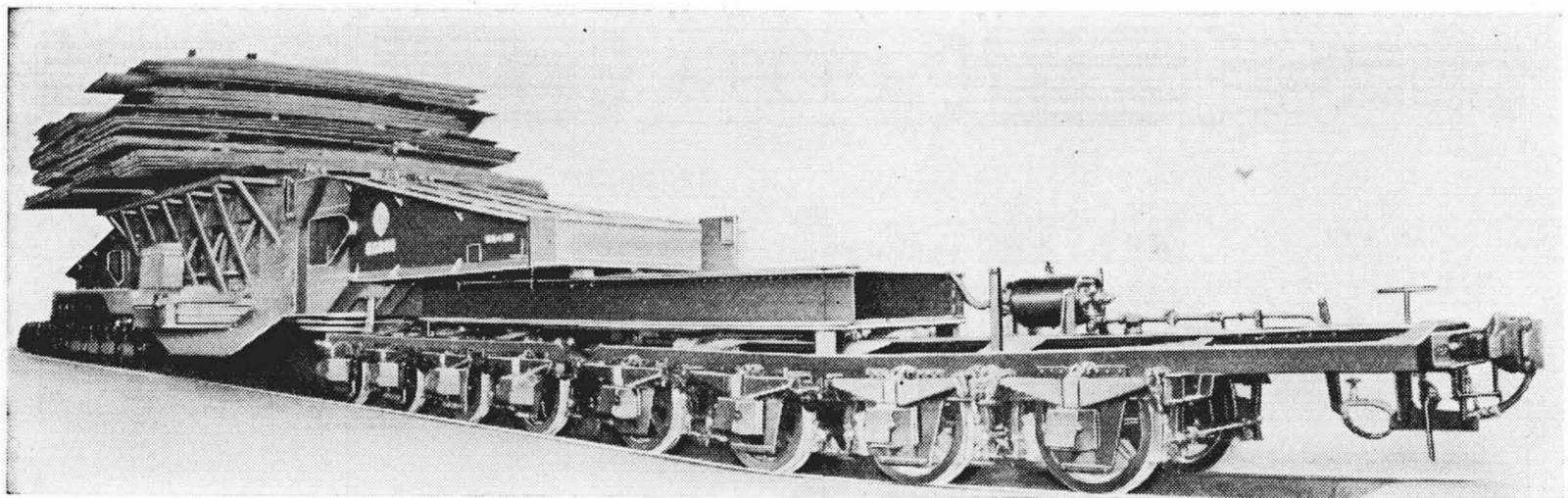
荷重試験に際して車体全般の強度を確認するほかに、特につぎの部分に重点をおいた。

- (A) ヒンジおよび圧着座に作用する軸力を少なくするために両者の距離をできるだけ大きくとる一方、車体下縁は台枠によつて高さが制限を受けるために車体の 2 箇所に隅角部ができる。この部の補強の効き方を検討する。
- (B) ヒンジと車体との結合部は、静的強度を高めかつ力の流れを円滑にするために補強板を取付ける必要がある。しかしこの部分の強度計算は不可能のため合理的な構造を予想することが困難である。そのために補強の有無による力の流れを検討する。

以上の目的で、まず弱いと予想される構造について強



第5図 大容量変圧器組立輸送中の貨車  
Fig.5. Wagon for Transportation of Large Capacity Transformer



第6図 荷重試験状況 (225 t) Fig.6. Load Test of 225 t Load

度を求め、補強を加えながら試験を繰り返す方針のもとに3回の試験を行つた。第1回および第3回の試験では最大荷重をそれぞれ160 tおよび128 tとし、第2回のみ大試験荷重225 tを加え、この状態において18時間放置し亀裂の有無を確かめた。本章に述べる撓みおよび応力の測定結果は主として第2回試験によるものである。

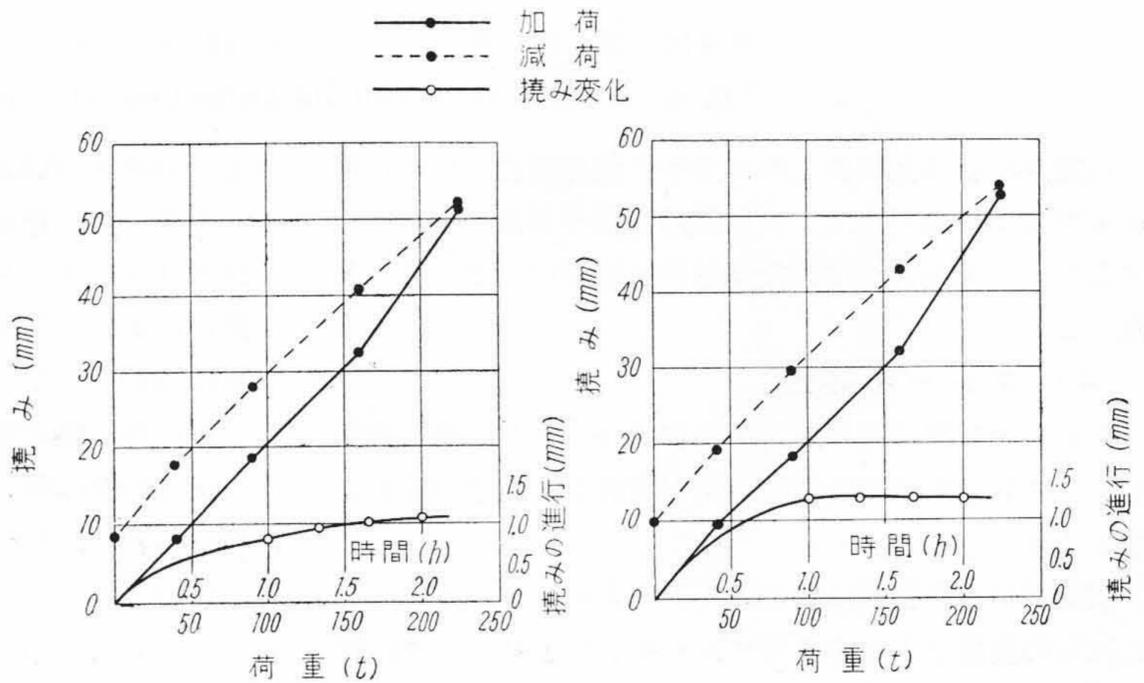
第6図に試験状況を示す。

(2) 車体の撓み

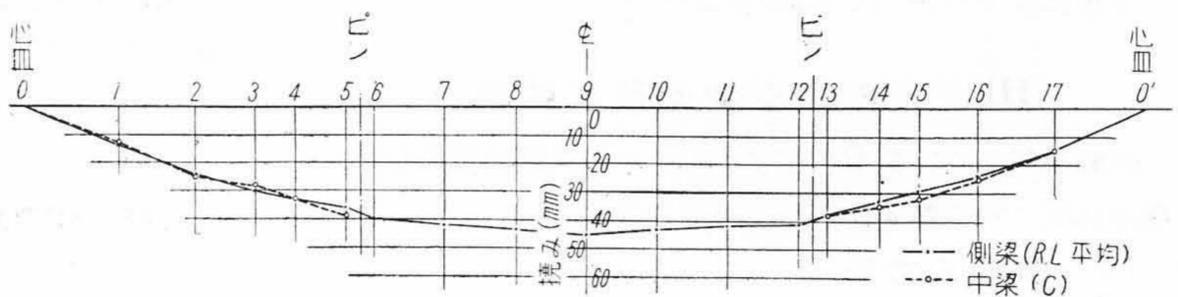
(A) 側梁、中梁の撓み

前後枕梁間に張つたピアノ線によつて第4図の側梁左右(R, L)34箇所の垂直変位を測定、また中梁の撓みは下方に標点を出しカセットメータで同図の12箇所(C)を讀取つた。

各測定点とも荷重160~225tの間で変位が急増し減荷後残留撓み



第7図 荷受枠中央の撓みと最大荷重時の撓み変化  
Fig.7. Load-Deflection Curve at the Center of Test-Body



第8図 側梁 中梁の撓み (225 t)  
Fig.8. Deflection of Side Sill and Center Sill (225 t Load)

を示している。その1例として第7図に荷受枠中央の撓みを示す。また最大 225 t 加荷後、変位は時間とともに進行し、約 1.5 時間で安定した。第7図にその状況を附記した。これらの現象は試験に使用した荷受枠の降伏によるものであつて、車体自体の原因ではないことが検討の結果判明した。

降伏の影響を除外して、側梁および中梁（心皿基準に換算）の 225 t における撓みを示すと第8図になる。なお絶対空間に対する荷受枠中央の沈下量は 225 t 時 115.7 mm（降伏による撓み増加を除外）となつた。これには台車枠、台枠、バネなどの変位もすべて含まれている。

(B) 枕梁の撓み

第4図 O' 位置の枕梁上面に第9図(a)のごとき撓計取付具を、一端固定他端球軸受で拘束をなくすように取付け、4箇所をダイヤルゲージで測定した。

側梁基準とした中梁位置での変位は第9図(b)であつて、振れと曲りを生じていることを知る。曲りの変位は約 0.3 mm であつてきわめて小さい。

(C) 車体前面板の変形

ヒンジ、圧着座のついた第10図(a)の前面板の変形をダイヤルゲージで測定した。側梁位置を基準として求めた相対変位は同図(b)のごとくである。

(3) 車体の応力

特に問題になりそうな箇所を主にして、第11図に示す1象限総計 123 点の応力を標点距離 9mm の抵抗線歪計を用いて測定した。計器の零点移動は dummy-dummy 法により除いた。歪計の貼付状況を第12図～第13図に示す。

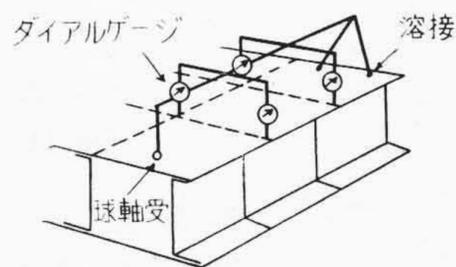
225 t 荷重における応力を第2表(次頁参照)に示す。

160~225 t の間で L4 が降伏したため L3~L6 は荷重分担の変化を受けた。これらの箇所はいずれも試験用の荷受枠であるから車体の強度そのものには無関係である。なお表中のこの部の数値は降伏の影響を除外して換算したものである。各数値の示す通り最大輸送重量 150 t に対する強度の安全性が確かめられた。

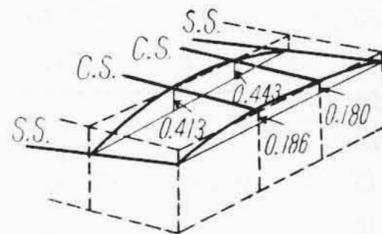
〔IV〕 分割式車体の強度に関する考察

(1) 側梁、中梁の応力分布

運搬すべき荷物の設計を容易にする必要のためにヒンジおよび圧着座の取付位置を車体の外方へ偏らせたので、その近傍における側梁、中梁の荷重の伝わり方は当然異なることが予想された。車体と荷受枠とはヒンジ、



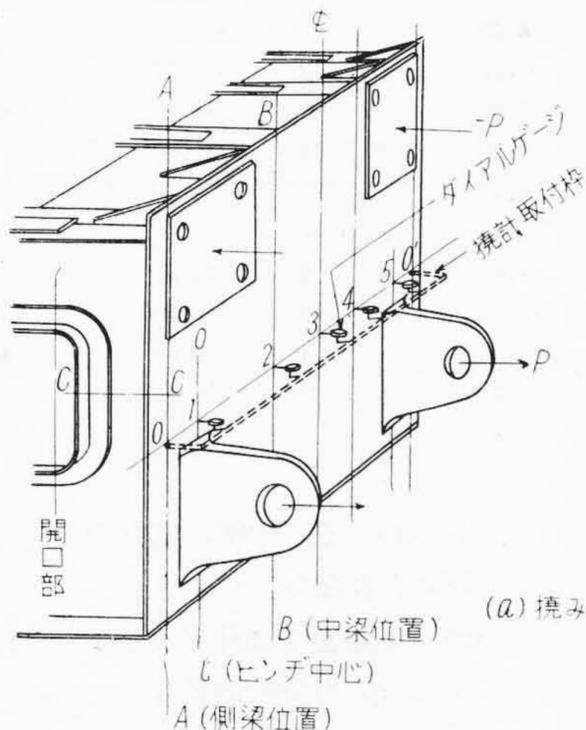
(a) 測定位置及撓計取付枠



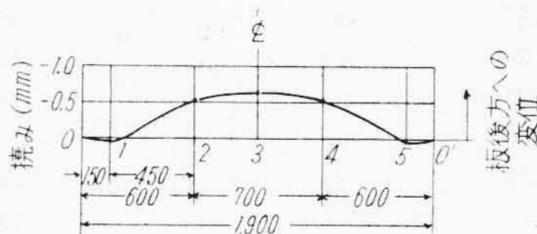
(b) 撓み量 (225t 単位 mm)

第9図 枕 梁 の 撓 み

Fig.9. Deflection of Body Bolster



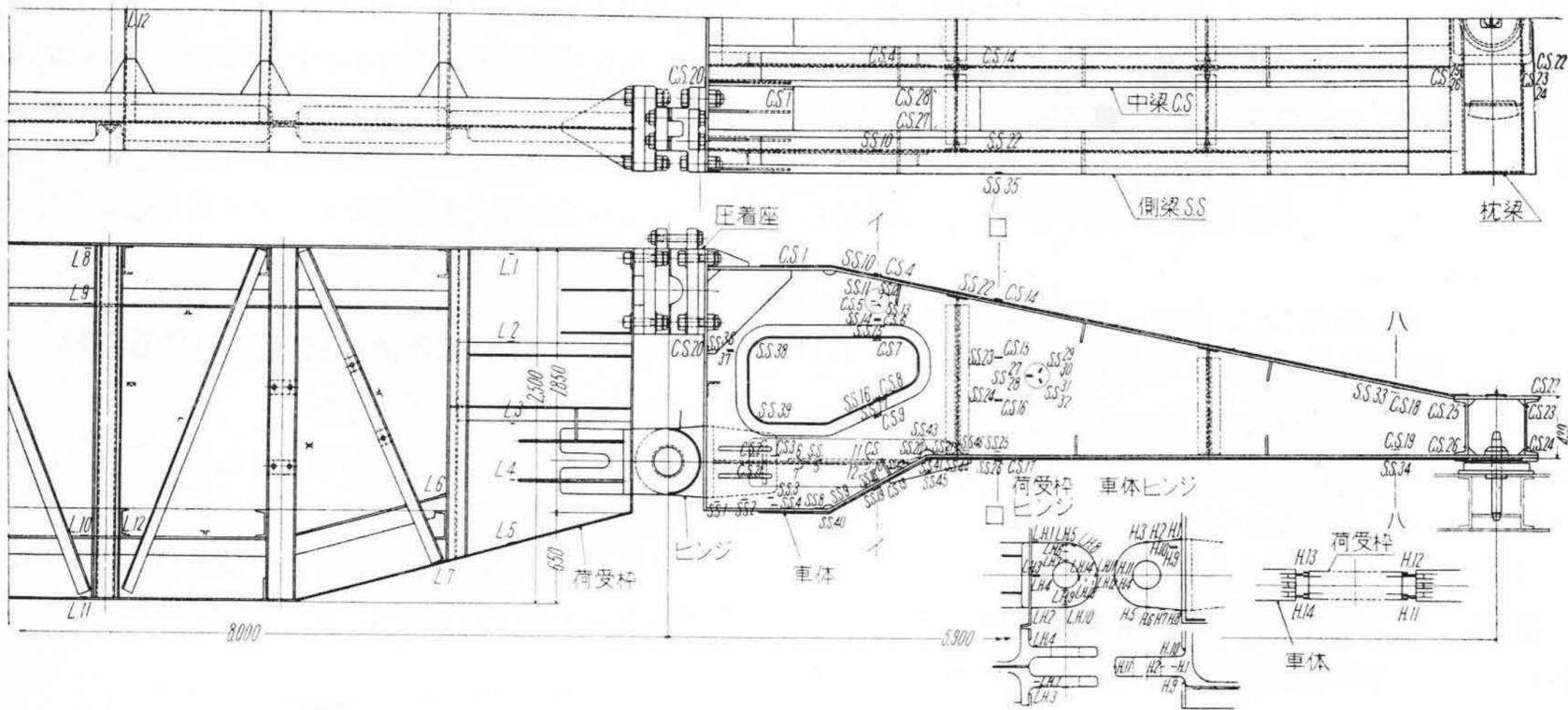
(a) 撓み測定位置



(b) 撓み量 (側梁に対する) 相対変位

第10図 車 体 前 面 板 の 変 形

Fig.10. Deformation of Front Plate of Body



第11図 応力測定箇所

Fig. 11. Stress Measuring Points

第2表 応力測定結果 (kg/mm<sup>2</sup>: 225 t)

Table 2. Results of Measured Stress (kg/mm<sup>2</sup>: 225 t)

測定位置	応力	測定位置	応力	測定位置	応力	測定位置	応力	測定位置	応力
S.S 1	2.50	S.S 24	2.40	C.S 2	1.25	C.S 27	(3.70)	L.H 6	2.00
2	1.25	25	7.50	3	3.45	28	(-0.95)	7	14.55
3	7.65	26	7.05	4	-6.95			8	-
4	5.20			5	-5.30	H. 1	5.90	9	17.10
5	6.60			6	-4.10	2	6.95	10	-0.55
8	2.15	27~32		7	-3.25	3	-0.35	11	12.60
9	8.10			8	0	4	13.35	12	8.85
10	7.25			9	5.15	5	-2.10	13	9.15
				10	8.75	6	-2.40	14	3.25
11~13		33	-3.75	13	2.50	7	1.65		
		34	-4.20	14	-8.20	8	4.90	L. 1	-16.20
		35	-6.40	15	-2.35	9	4.30	2	-10.40
		36	1.30	16	-	10	3.45	3	3.35
14	-7.30	37	2.00	17	6.30	11	(14.30)	4	22.60
15	-7.65	38	(14.70)	18	-3.25	12	(14.70)	5	15.95
16	4.20	39	(7.35)	19	2.05	13	(9.45)	6	9.25
17	6.80	40	-2.10	20	-3.05	14	(12.60)	7	17.30
18	4.20	42	9.95	21	4.45			8	-13.30
19	3.25	43	(7.95)	22	1.90	L.H 1	-	9	-5.55
20	(-0.60)	44	(5.75)	23	1.90	2	14.60	10	5.05
21	11.75	45	(7.20)	24	-1.15	3	-2.10	11	13.95
22	-9.05	46	(8.70)	25	0	4	-0.90	12	0.75
23	-2.60	C.S 1	-1.45	26	-1.50	5	-1.70		

(注) ( ) 内は第3回試験の測定値

圧着座で結合され、前後心皿で支持される1本の梁と考えられるので、このときの応力を計算し第11図イ、ロ、ハ3断面の応力分布と比較すると第14図のごとくなる。計算値は車体全断面が有効に働き、かつ側梁、中梁の荷重分担が等しいとしたものである。この結果から

(i) ロ、ハ両断面では実測値は計算値に近似しており、断面が一体として働き、ウェブも有効であるこ

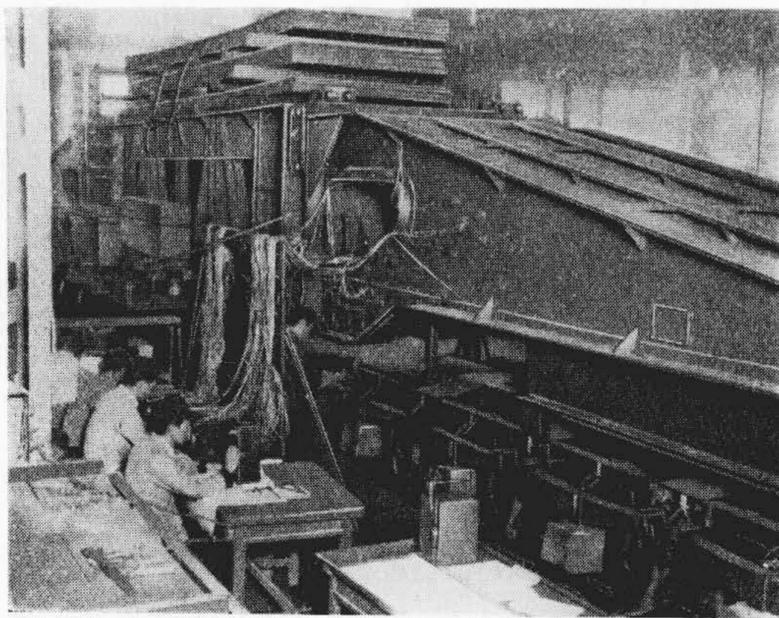
とがわかる。中梁、側梁の荷重分担の差異はあまり認められない。

(ii) イ断面では計算値とかなり差異があり、中梁と側梁の応力分布が異なっている。

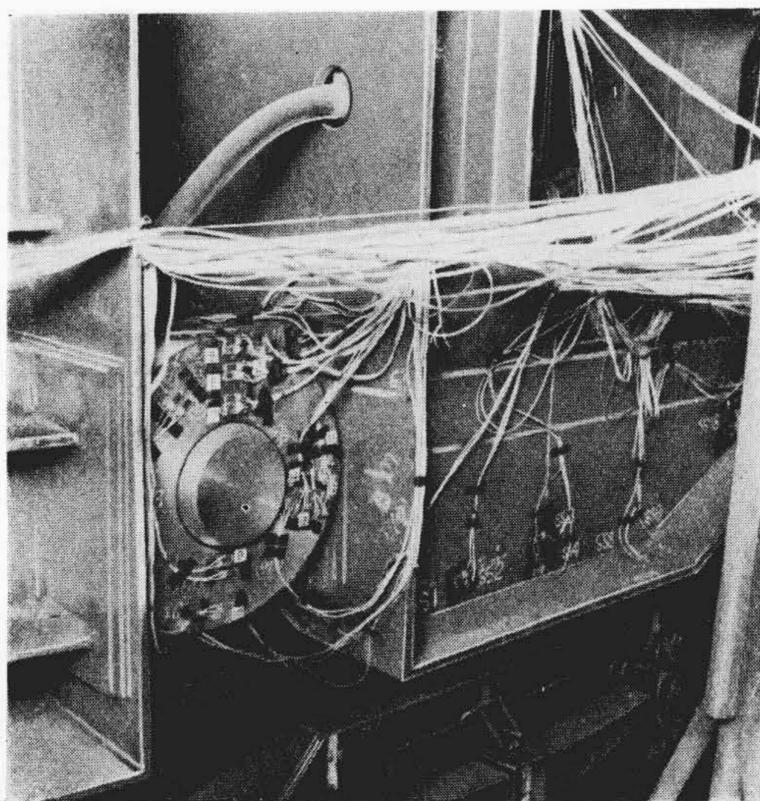
以下に断面について考えてみる。ヒンジと圧着座には第10図のごとく曲げモーメントと均合う引張力Pと圧縮力-Pがそれぞれ作用する。ヒンジおよび圧着座自体は

かなり高い剛性を有しているので、側梁上下の一体としての曲げ変形がこゝで拘束を受け、上記の軸方向力を直接受ける形になっている。このことは、イ断面における外部曲げモーメントと釣合う軸力を求めて直応力を計算すると第14図(a)の鎖線のようになり実測結果にきわめて近いことから知ることができる。

イ断面の中梁は、側梁と異なり第10図B-B部が中梁の曲げに対して拘束が少ないため上下部材が一体として作用している。このように側梁と中梁で応力分布の形、換言すれば変形の条件が異なることは第10図(b)に示した車体前面板の変形によつても確かめられる。なおC.S. 10は水平補強板端における応力集中を示すもので、この附近の応力分布は第14図(a)の点線のごとくにはならないと思われる。



第12図 分割式車体の試験状況  
Fig. 12. Test Arrangement of Body



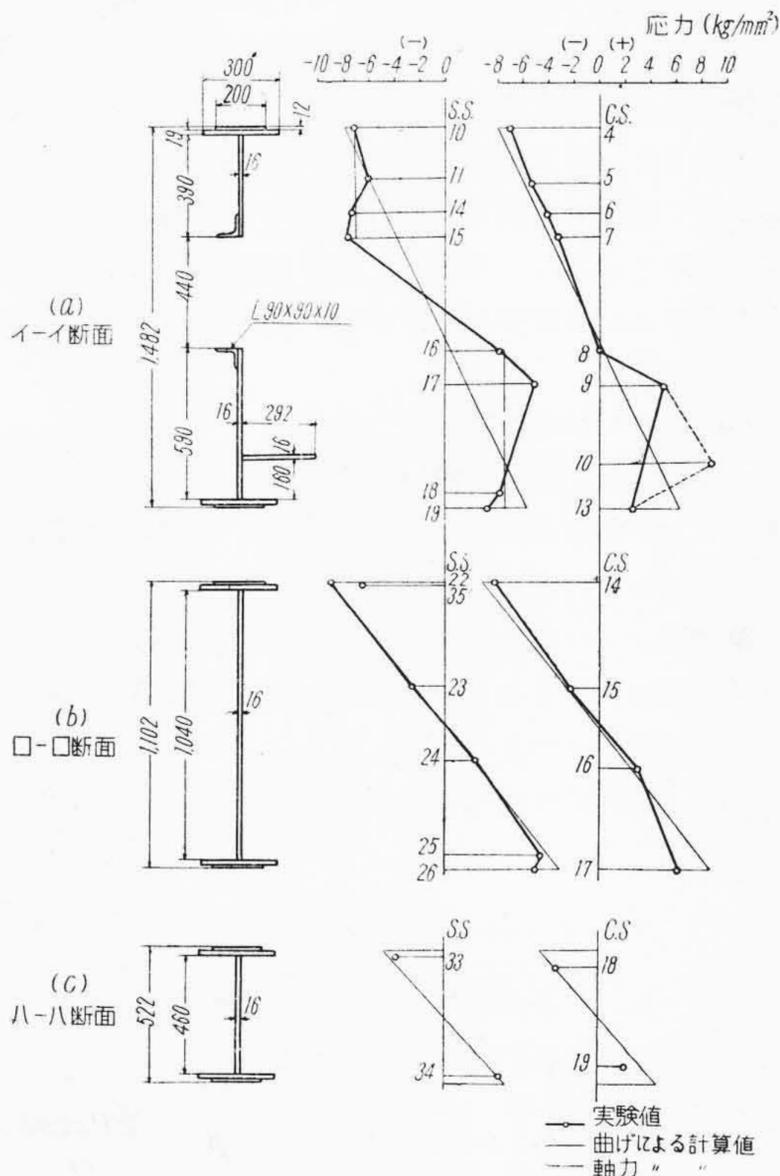
第13図 ヒンジ近傍の歪計貼付状況  
Fig. 13. Wire Gauges Set Near Hinge

(2) 角度の働き方

車体下フランジの隅角部には局部的曲げが生ずるので、その大きさおよび補強の効果について検討する。

角部の補強を除外した場合には第1角部 (S.S. 9 および 40)、第2角部 (S.S. 20 および 44) それぞれに方向相反する局部曲げ変形を生じた。角部のフランジが負担している軸力を応力測定値より求め、それぞれの断面に作用する平均軸力 (外部曲げモーメントと均合う軸力) に対して負担する割合を求めると第3表(次頁参照)のごとくなり、下部フランジは十分な力を受持つていないことがわかる。第1角部では、力の流線は主としてヒンジから水平補強板を通じてウェブに流れており、また第2角部では水平補強板がフランジに直接結合されているにもかかわらず局部曲げのために力はウェブに逃げ、そのためウェブ切欠孔上縁 S.S. 43 に比較的大きな応力が生じ応力集中率は 2.13 を示した。

第3回試験では第2角部の曲げ変形を抑制するごとくフランジ下方に三角形補強板を設けた結果、応力はほとんど半減した。補強前後における応力分布を比較すると第15図(次頁参照)のごとくで、補強によつて S.S. 43 の応力集中率は 1.24 に低下し、全般的に力の流れが均



第14図 車体断面の応力分布  
Fig. 14. Stress Distribution at Body Sections

第3表 角部の有効性

Table 3. Efficiency of Corner

場所	フランジの負担軸力 (t)	作用軸力 (t)		負担率 (%)	切欠孔上縁の応力集中率	
		全引張断面	フランジ断面		補強前	補強後
第1角部	27	102	34.2	79	—	—
第2角部	48	127	56.6	85	2.13	1.24

等化されたことがわかった。ウェブに設けた切欠孔がフランジ角部を弱め力の流れを乱しているが、この孔はウェブとフランジを溶接するために必要であるので、この場合三角形補強板がきわめて有効であることが確かめられた。

(3) ヒンジ補強部の強さ

ヒンジと車体との結合部は、ヒンジに作用する大きな引張力を直接車体に伝えるため複雑な補強構造にならざるをえない。一般に厚板を溶接接合した大型構造物で変形が拘束されたものの疲労限(片振両振幅)は 10~12 kg/mm<sup>2</sup> 程度<sup>(1)</sup>であつて、大きな脆性破壊を生ずる危険がある。本車体では試験をしながら補強を追加してゆく方針によつて静的強度を高くすることができた。

第1回試験では第16図の①~③のみに止め①の端部はウェブの途中に置いてこの部分の応力集中を調べた。側梁および中梁ウェブにおける水平補強板端の主応力は第17図のごとく軸方向に作用し中梁には特に大きな引張応力を生じた。第2回試験では水平補強板④を加えてフランジまで延長した結果、応力は側梁で 65%，中梁で 34%に低下させることができた。第3回試験ではさらに安全を期するため側梁および中梁に ⑥~⑧ の補強を追加した。

(4) ヒンジの強度

ヒンジの応力分布は第18図のごとくである。ただし車体側ヒンジ側面は測定できないので荷受枠側ヒンジにおける数値を厚さの補正を行つて用いた。

第19図(a)のヒンジを(b)図のごとく置換えると、二次の不静定円環となり不静定力として  $M_0, X_0$  を選ぶ。今作用力につきぎの仮定をおく。

(i) 眼孔に作用する力は半径方向で次式の分布をなす。

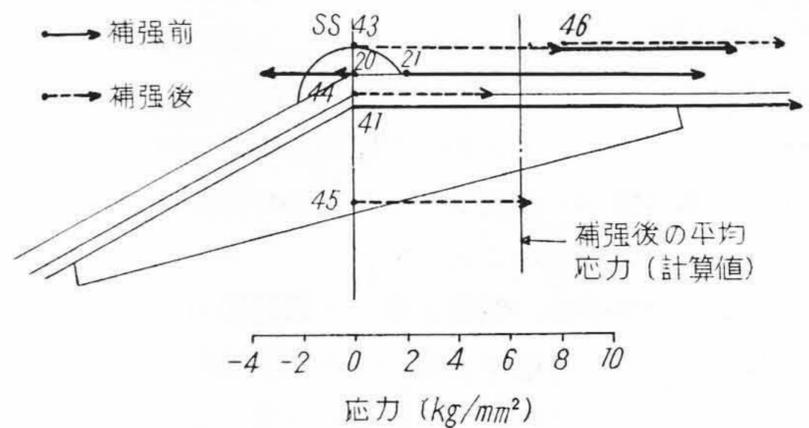
$$p = -p_0 \cos \psi \dots \dots \dots (1)$$

(ii) ヒンジ基部の反力は軸方向で等分布をなす。しかるときは引張力  $P$  が働くと

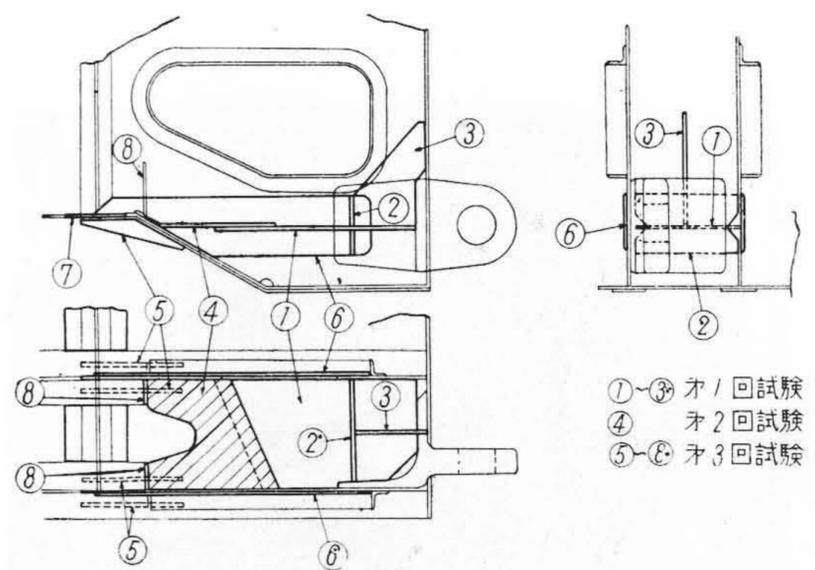
$$P = - \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p \cos \psi ds \quad \text{より} \quad p = - \frac{2P \cos \psi}{\pi r}$$

および

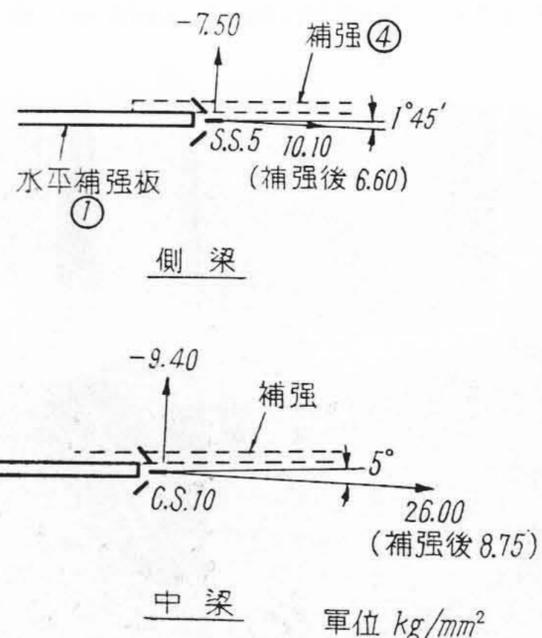
$$p' = \frac{P}{2r \sin \alpha} \dots \dots \dots (3)$$



第15図 角部の応力  
Fig. 15. Stresses at Corner



第16図 ヒンジ結合部の補強  
Fig. 16. Reinforcement at Hinge



第17図 水平補強板端の応力  
Fig. 17. Stress at the End of Reinforcing Plate

以上の荷重条件の下でエネルギー法により解くことができる。Bleich の計算<sup>(2)</sup>によれば任意断面の軸力および曲げモーメントはつきのごとくになる。

$\frac{\pi}{2} \leq \phi \leq \pi$  の範囲で

$$\left. \begin{aligned} N &= P \left( \sin \phi - \frac{\phi \sin \phi}{\pi} - \frac{\cos \phi}{\pi} \right) + X_0 \cos \phi \\ M &= Pr \left( \sin \phi - \frac{\phi \sin \phi}{\pi} - \frac{\cos \phi}{\pi} - \frac{\sin \alpha}{4} \right) \\ &\quad + M_0 + X_0 r \cos \phi \end{aligned} \right\} (4)$$

かつ

$$M_0 = \beta Pr \quad \text{および} \quad X_0 = rP \dots\dots\dots (5)$$

ただし  $\beta, r$  は部材寸法のみに関する項である。この車体の場合は  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  であるから

$$\beta = \frac{1}{4F} - \frac{r^2}{Z} \left( \frac{4}{\pi^2} - \frac{1}{8} \right) \quad \text{および} \quad r = \frac{1}{12\pi} \dots (6)$$

$$2 \left( \frac{1}{F} + \frac{r^2}{Z} \right)$$

と求まる。

ここに  $F$  = 円環の断面積

$$Z = \text{曲り梁断面の係数} = \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \frac{rv^2}{r-v} dv$$

(単位幅矩形断面)

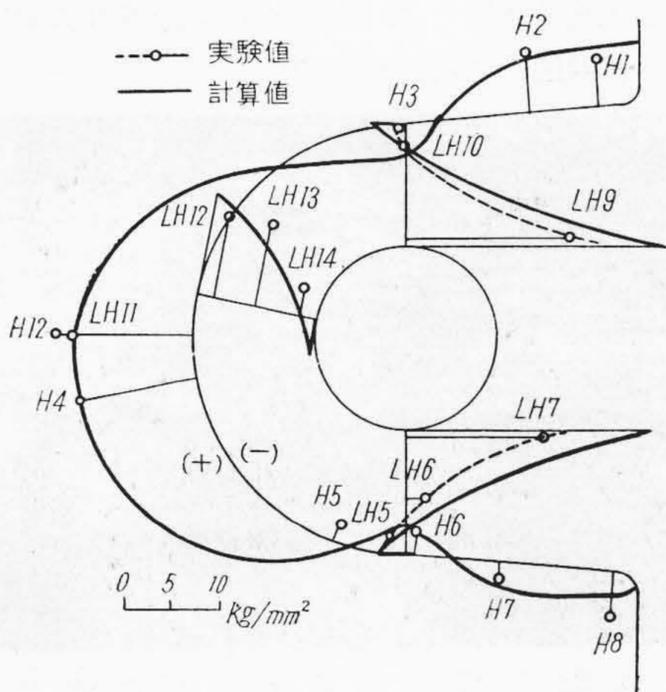
$$= r^2 \left( r \log \frac{r + \frac{a}{2}}{r - \frac{a}{2}} - a \right)$$

$v$  = 中立軸からの距離

また曲り梁の応力は

$$\sigma = \frac{N}{F} - \frac{M}{Fr} - \frac{Mr}{Z} \frac{v}{r+v} \dots\dots\dots (7)$$

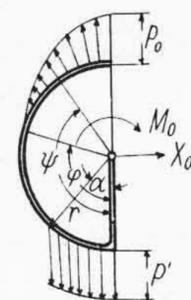
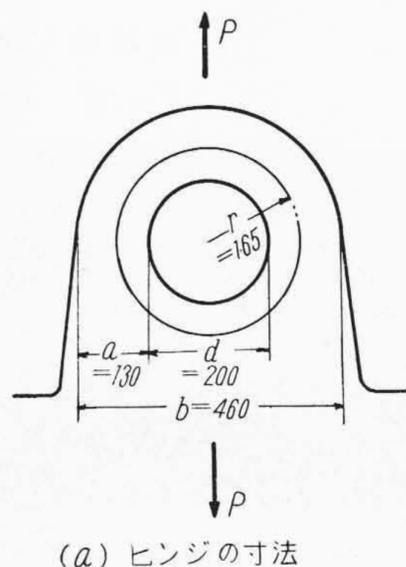
(4)~(6)式を用いて(7)式から応力が計算される。ヒンジには最大荷重 225t 時、引張力 276t の他に荷重による剪断力が作用する。圧着座は剪断力を支えないとすればこの値は 225t/4 になる。したがってヒンジには両者の合成力が軸方向と  $11^\circ 30'$  の角度をなして働くこと



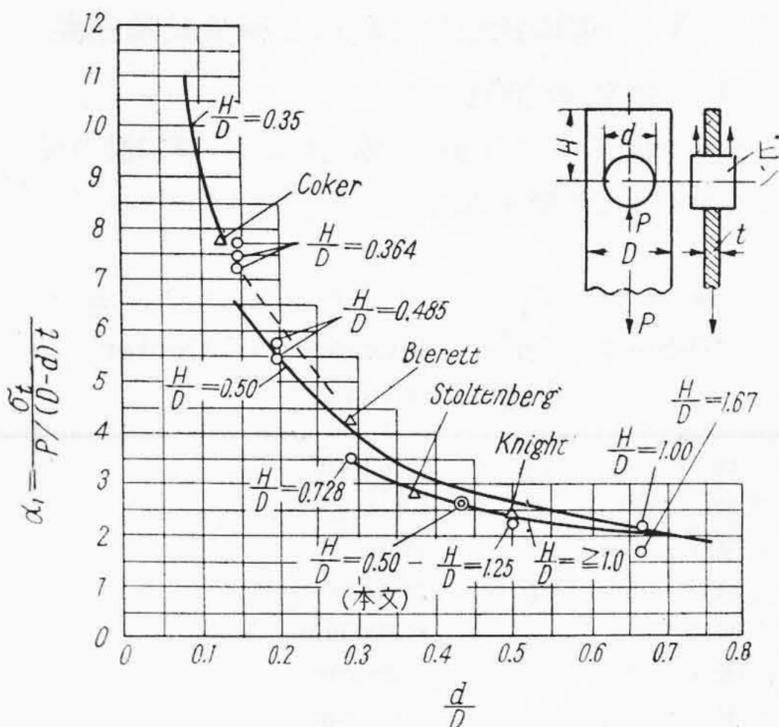
第18図 ヒンジの応力分布  
Fig.18. Stress Distribution of Hinge

になる。ヒンジ附根はこの合成力による応力、円環部は(7)式の結果を  $11^\circ 30'$  回転させて第18図のような応力分布の計算値がえられる。

実験値と計算値はほぼ近似しているが、孔縁の応力に差異がある。実験値は外挿して求めると約 21 kg/mm<sup>2</sup> であり、孔断面の平均応力に対する形状係数は 2.54 となる。第20図<sup>(3)</sup>は従来の実験結果をまとめたもので、同図に上記の値を○印で記入した( $\frac{d}{D} = 0.435, \frac{H}{D} = 0.50$ )。



第19図 ヒンジの計算  
Fig.19. Stress Analysis of Hinge



第20図 ピン孔縁の形状係数  
Fig.20. Form Factor at the Edge of Pin Hole



(3) 試験結果

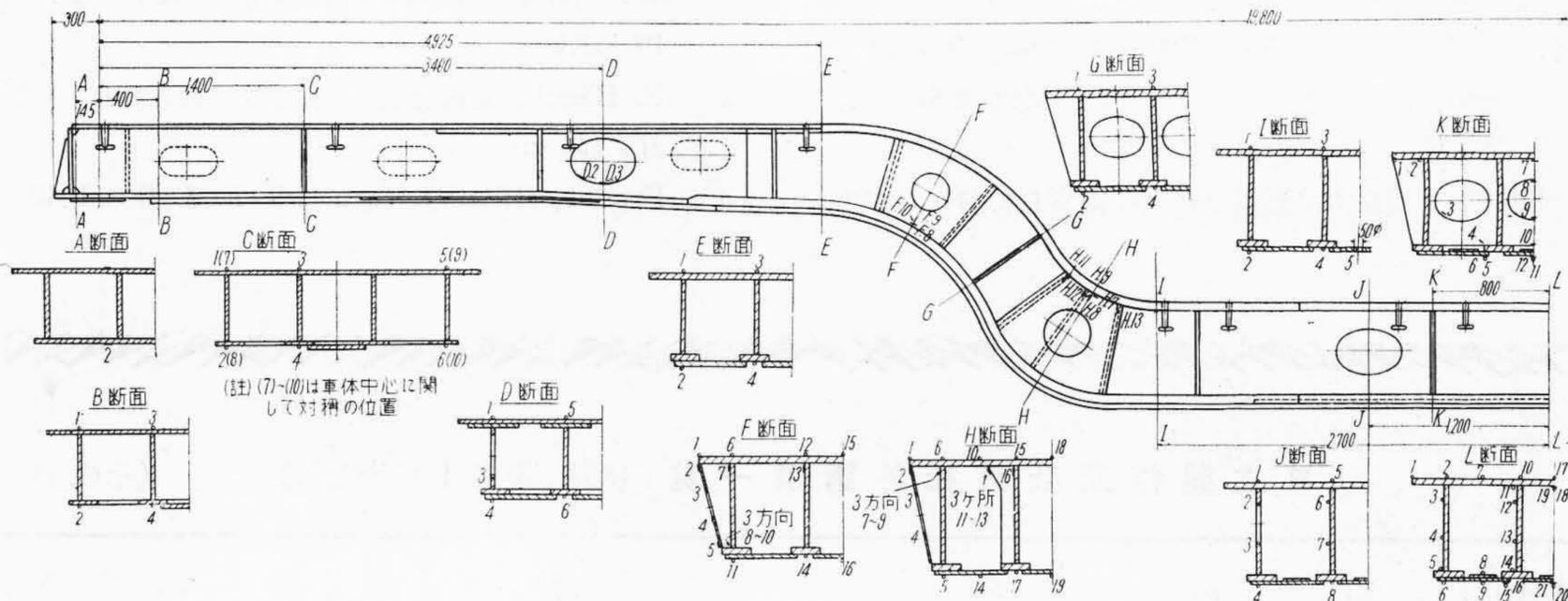
車体の第24図に示す総計 111 箇所の応力を抵抗線歪計によつて測定した。その結果は第5表のごとくである。

I断面のドレン孔縁の応力はきわめて大きく 21.0 kg/mm<sup>2</sup> を示している。これは断面下部当板の引張力による応力集中のためで、この孔は試験後 60×120mm の楕円孔に加工の上孔縁にRをとることによつて応力を低下せしめた。車体の他の部分はほぼ均一に荷重を負担して

おり、使用材料の疲労限を考えれば運用強度は十分である。

[VI] 結 言

分割式、低床式二種類の大物車々体の強度試験により運用上の安全性が確認された。特に分割式車体の構造部材の働き方について考察を加え、以下のごとき結論をえた。



第 24 図 車 体 の 応 力 測 定 位 置

Fig.24. Stress Measuring Points of Body

第 5 表 応 力 測 定 結 果 (kg/mm<sup>2</sup>: 186 t)

Table 5. Results of Measured Stress (kg/mm<sup>2</sup>: 186 t)

測定位置	応 力	測定位置	応 力	測定位置	応 力	測定位置	応 力	測定位置	応 力		
A. 1	2.25	E. 1	-7.25	G. 2	14.30	I. 1	-10.30	K. 11	11.85		
2	-2.30	2	6.30	3	-6.50	2	12.20	12	-2.40		
B. 1	-	3	-5.00	4	10.25	3	-12.30	L. 1	-9.65		
2	1.20	4	8.30	H. 1	-9.05	4	9.25		2	-9.65	
3	3.05	F. 1	-6.95		2	1.10	5		21.00	3	-5.35
4	-2.10		2	2.40	3	-3.50	J. 1		-10.50	4	3.90
C. 1	-3.95	3	-3.20	4	10.80	2			-8.55	5	7.45
	2	5.55	4	-	5	9.75		3	7.15	6	-
	3	-4.95	5	3.15	7~9	-8.80		4	9.60	7	-10.00
	4	6.10	6	-7.05		K. 1		-8.50	5	-9.65	8
	5	-3.70	8~10	4.00	10		-5.35	6	-5.45	9	11.15
6	5.25	11		8.50		11	-	7	8.60	10	-11.35
7	-3.70		12	-7.20	12		-12.40	8	9.50	11	-8.05
8	5.45	13		5.85		13	-11.35	9	-2.05	12	-5.25
9	-3.65		14	9.90	14		4.00	10	11.55	13	4.10
10	6.00	15		-6.00		15	-9.25	11	3.75	14	8.05
D. 1	-7.65		16	6.10	16		2.30	12	-12.40	15	-2.85
	2	10.70		G. 1		-8.00	13	-11.35	16	-2.15	
	3	9.55	17		11.55	14	4.00	17	-8.10		
	4	3.80		18	-6.70	15	-9.25	18	-9.45		
	5	-7.90	19		3.75	16	2.30	19	2.30		
	6	8.15		17	11.55	17	-3.05	20	11.75		
		18	-6.70	18	-6.70	19	11.55	21	-2.85		

- (1) 車体ヒンジ近傍にある開口部では、側梁はヒンジおよび圧着座の剛性の影響をうけて主として軸力を負担している。その他の車体断面は一体として曲げモーメントをうけ、応力は計算値とよく一致する。
  - (2) ヒンジからの力の流れは主として水平補強板とその近くのウェブを通り、補強板のない場合のフランジ角部の有効度は80%程度である。三角形補強板はこの有効度を高めるためにきわめて効果がある。
  - (3) ヒンジの応力分布は円環としての計算値にほぼ近似し、眼孔上縁における形状係数は2.54である。
- 両形式とも現在大型機器の輸送に従事しており、すで

に分割式は3台の変圧器、低床式はステータの輸送に成功した。

本車輛の製作に当つて国鉄当局の御尽力をえた。試験に際しては九州大学石橋教授、鉄道技研の三木、中村両技師に有益な御助言を戴いた。以上の各位に厚く御礼申上げる。

参考文献

- (1) O. Graf: Wissenschaftliche Abhandlungen deutschen Material-prüfungs Anstalten 1, 19 (1938)
- (2) F. Bleich, 奥田他訳: 鋼橋の理論と計算 (上) 272 (昭29)
- (3) Frocht, Hill: J. App. Mech. 7 5 (1940)

日立製作所社員社外講演一覽 (昭和30年1月分受付)

(その1)

講演月日	主催	演題	所属	講演者
4/上	電気三学会	X線管球における蛍光と内壁電位内壁電流の関係について	中央研究所	海老原 是雄
4/上	電気三学会	トリウムタングステン陰極の活性化曲線	中央研究所	鳴原文七
4/上	電気三学会	避雷器特性要素の衝撃温度変化	中央研究所	斉藤清吉
4/上	電気三学会	電圧増幅用進行波管の周波数特性	中央研究所	鈴木喜久
4/上	電気三学会	速度変調管のチーエン現象	中央研究所	南野幸雄
4/上	電気三学会	パルスによる正弦波位相の安定化	戸塚工場	波多野泰吉
4/上	電気三学会	送話器用炭素粉の重畳特性	戸塚工場	西山静男
4/7	金属塗装講習会	赤外線乾燥法の原理と応用	茂原工場	山本徳太郎
4/1~5	日本化学会	ジフェニルメタン, ジフェニルエタンと無水マレイン酸の反応	日立研究所	古賀 彌
4/1~5	日本化学会	熱天秤による高分子物質の研究(第10報)塊状重合したポリ酢酸ビニルの熱分解速度(続報)	日立研究所	鶴田四郎 津井陸郎 井上比呂
4/1~5	日本化学会	プレスボードによる絶縁油の着色	日立研究所	高橋治男 茂庭喜弘
4/1~5	日本化学会	高分子物質の高濃度溶液粘度の研究(第4報)ジメチルポリシロキサンの高濃度トルエン溶液粘度と Huggins の式の濃度の一次および二次の係数について	日立研究所	中牟田昌治
4/1~5	日本化学会	長期運転した場合の直列型水電解槽の電解液濃度分布の偏倚	日立研究所	川島夏樹
4/1~5	日本化学会	カーボンブラック, セメント複合体の抵抗温度	中央研究所	高橋治男 柴藤延彦
4/1~5	日本化学会	遠心分離機による膠質黒鉛の分離	中央研究所	牟田明德
4/1~5	日本化学会	有機高分子物質の劣化の研究(第2報)ポリエチレン酸素吸収について	中央研究所	川松俊治
4/上	電気三学会	分割ブラシの整流特性	日立研究所	一木利信 花岡文照
4/上	電気三学会	電動機のトルクの測定	日立研究所	片木劍三郎

(第88頁へ続く)