

シキ 300 形 210t 積大物車 (第 1 報)

Type Shiki 300, 20-axles, 210 t Heavy Load Car (Part 1)

大 江 昇* 永 弘 太 郎* 飯 島 弘*

Noboru Ooe Tarô Nagahiro Hiroshi Iijima

内 容 梗 概

日立製作所では、さきに大形発電電機器を組立てたまま輸送するための 150 t 積大物車を製作したが、近時さらに大容量化を必要とするすう勢に応じて、210 t 積大物車を完成した。これは狭軌鉄道用として世界最大の記録的製品であり、構造においても種々特色をもっている所以その概要の紹介と、あわせて強度および横圧の両試験結果についても述べる。

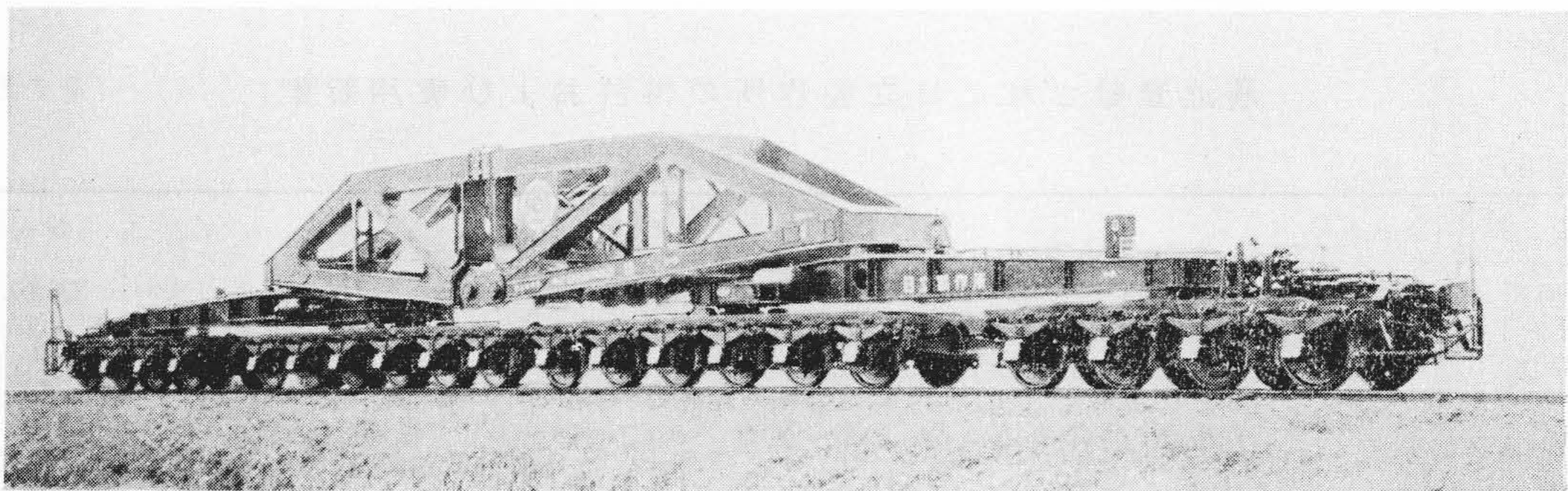
1. 緒 言

大形発電電機器を組立てたまま輸送する目的のため、さきにシキ 140 形 150 t 積 8 軸ボギー大物車⁽¹⁾を製作し、私有貨車として大形変圧器類の輸送に活躍しているが、その後さらに大形変圧器などの組立輸送を必要とするすう勢となり、九州電力西谷変電所用 200,000 kVA 変圧器 2 基の受注決定を契機として、シキ 300 形 210 t 積 10 軸ボギー大物車を完成した。本車は狭軌鉄道用として世界最大の記録的製品で、その安全性を確かめるた

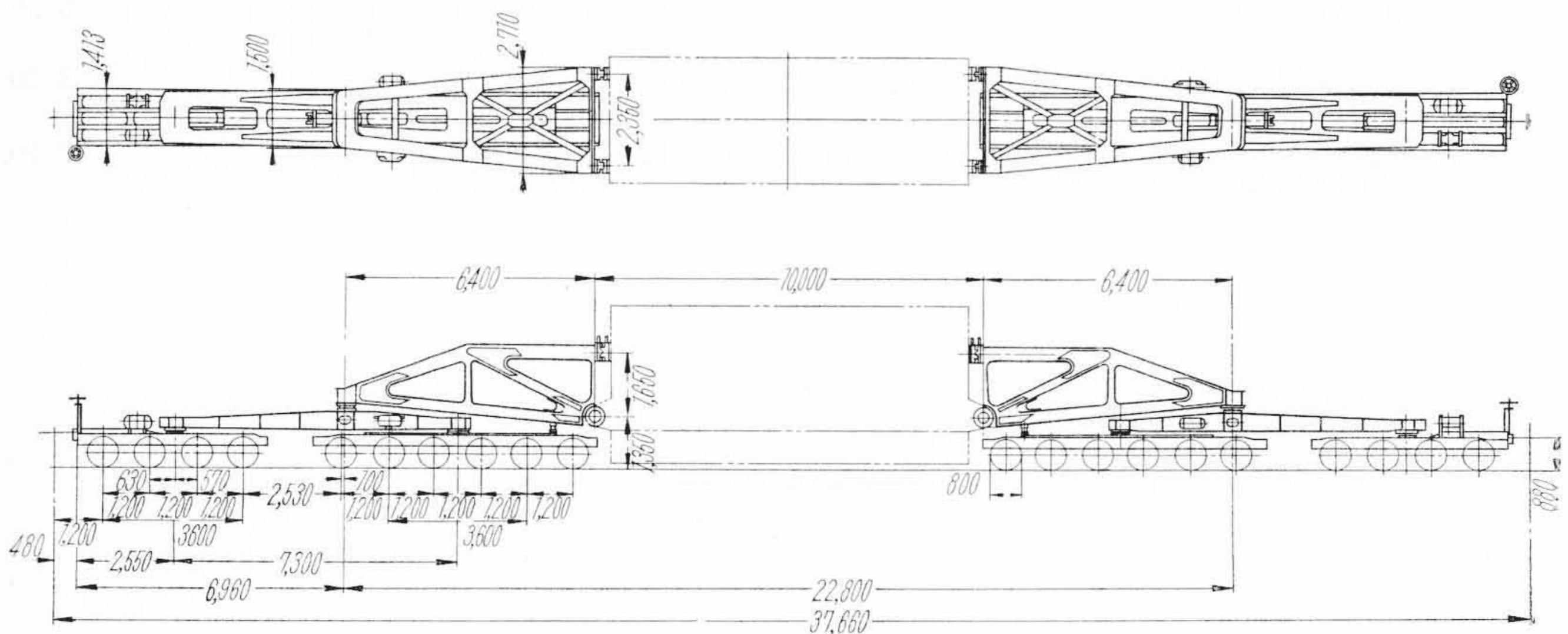
め静荷重試験、軸重試験、偏倚試験、横圧試験の 4 項目の綿密な試験を行い好成績を得、日立製作所私有貨車として国鉄に車籍編入せられたものである。以下本車輛の構造の概要、試験の結果について述べる。

2. 大物車の構造

本車の空車回送状態は第 1 図に示すとおりで、積車外形寸法を第 2 図、輸送状況を第 3 図に、おもな仕様を第 1 表に示す。

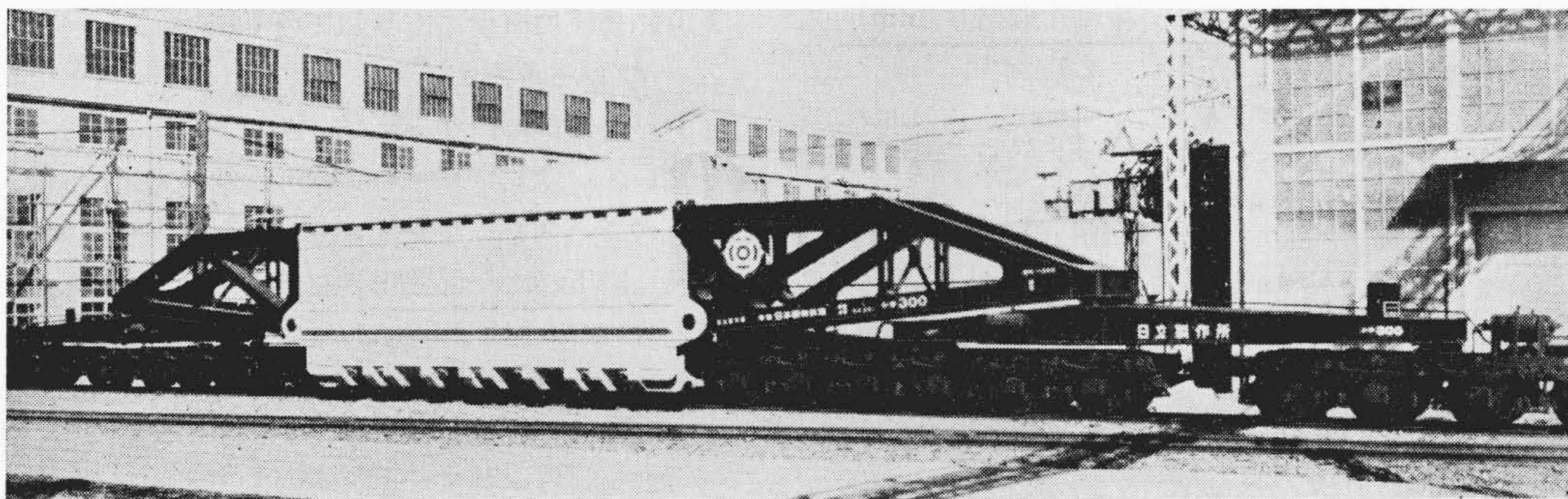


第 1 図 210 t 積大物車外形図



第 2 図 210 t 大物車積車時組立図

* 日立製作所笠戸工場



第3図 大容量変圧器組立輸送中の大物車

第1表 シキ 300 形大物車主要目

軌間	1,067mm
軸配置	10軸ボギー車(4軸ボギー, 6軸ボギー)
荷重	210 t
自重	約 60 t
最大長	28,260mm[37,660mm]
最大幅	2,710mm
最大高さ	3,300mm
ボギー固定軸距離	3,600mm
ボギー中心間距離	13,400mm[22,800mm]
連結器高さ	880mm
車輪径	800mm

注 [] 内数値は変圧器最大長(ヒンジ中心間) 10,000mm の場合を示す

2.1 設計上考慮された一般事項

本車の設計条件は最大荷重 210 t, 荷物長さ(ヒンジ中心間) 10,000 mm で, 荷物の幅は輸送区間の建築限界そのほかの制限により本大物車の将来使用される予定線路を想定し, 下記の要目を決定して国鉄当局の承認を得た。

2.1.1 車輛限界

一般貨車は旧車輛限界内に納まるよう設計されているが, 本車の特殊性より, 大形客車と同一の第1縮小車輛限界とする。なお最小曲線半径は 100 m 通過可能とする。

2.1.2 輸送限界

積車時輸送限界については, 貨物の大きさにより, 車長および荷重が変わるので, そのつど特認を得て輸送する。

2.1.3 軸重

建設規程では 13 t を標準とし, 14 t まで許可されているが, 運用上 13.5 t とした。

2.1.4 軸配置

荷重, 軸重より総軸数 20 軸とし, 10 軸ボギー車とした。種々のボギー組合せについてその長所短所を比較検討した結果, 4 軸ボギーと 6 軸ボギーの組合せを採用することにした。

2.1.5 車長

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, 種々検討の結果, 積車時最大 37,660 mm とした。

2.1.6 貨車部品の特殊設計

構造および自重節減のために自動連結器, 緩衝器, 輪軸, 軸箱, 軸受金や担バネ, 制輪子, ブレーキシリンダなどは特殊設計とした。

2.2 車体および台枠

2.2.1 車体

車体は第6図に示すごとく一端を枕梁とし, 他端は圧着座およびヒンジにより積載貨物と結合する SS 41 鋼板全溶接組立トラス構造である。ヒンジは SF 材を使用し, トラスメンバーとの溶接取付作業は特に注意して施行した。全溶接完了後, 残留応力除去の焼鈍を実施した。

車体心皿は鋳鋼製球面心皿とし, 上下側受の隙は曲線路通過時側受の接触を避けるために十分の隙をとった。

2.2.2 台枠

台枠は箱形断面を有する 2 本の主梁を, 各枕梁で結合した SS 41 鋼板全溶接構造で, 残留応力除去の焼鈍を実施した。満載時軸重が均等になるように各心皿部の位置を決定した。

2.3 台車

軸重が 13.5 t におさえられているため, 積載時全重量 270 t を分担させるためには, 20 軸を必要とし, 前例のない 6 軸台車(特許申請中)を使用した。すなわち, 台車を 4, 6, 6, 4 軸の順に配置し, 4 軸台車に自動連結器をつける構造をとった。大物車用台車の特殊性から, 特に重量軽減および車輪横圧の減少に意を用いたが, 以下その概要を述べる。

2.3.1 台車枠

4 軸, 6 軸台車とも側梁に溝形鋼を使用し, そのほかの部材には SS 41 の鋼板を使用した溶接組立構造

第 2 表 左右横動のための遊隙 (輪軸片側当り mm)

輪軸位置	4 軸台車	1.4	2.3	—
	6 軸台車	2.5	3.4	1.6
軸 頸 と 軸 箱 間		3	3	9
軸箱と軸箱もり間		3.3	23.3	20.3
車輪輪縁削正量		0	0	6
可 動 量 合 計		6.3	26.3	35.3

である。中梁は I 形断面であり、また側梁、中梁と横梁のつなぎ部はなめらかな曲線でつなぎ、応力の集中を減少させるよう考慮をはらっている。

2.3.2 輪 軸

車軸は 12 t 短軸を使用、車輪には重量軽減のため特に 800 ϕ の一体圧延を採用した。一輪軸の重量はおよそ 640 kg で国鉄標準 12 t 短軸に比して 250 kg 軽減されている。なお横圧を減少させるため、6 軸台車の第 1, 第 6 軸の輪縁は、6 mm 削正して特殊な踏面形状をとっている。

2.3.3 軸箱および輪軸の左右動

国鉄標準の軸箱は鋳鉄製であるが、重量軽減のため肉厚をうすくして鋳鋼製とし、一個 29 kg とすることができた。これによる重量軽減は約 600 kg となる。

4 軸台車においては両端の 2 軸を、6 軸台車においては第 2, 第 5 軸を固定軸として、その左右動可能遊隙を第 2 表に示す 6.3 mm におさえた。そのほかの軸においては輪軸と台車枠間の左右動を極力自由にさせて車輪横圧を減少させるように、第 2 表の遊隙を与えた。特に 6 軸台車の両端軸は横圧を大幅に減らす必要があったので、摩擦の少ない部分で左右動を許す意味から第 2 表に示す処置によって十分な遊隙を与えた。このほか摩擦力を減らす目的で担バネ間、あるいは軸箱と軸箱もり間の滑りをよくするため種々の方法をとっている。

2.3.4 担 バ ネ

車輪径を小さくして、軸距離を 1,200 mm に縮めることができたので、担バネもスパン 900 mm の特殊設計のものを使用して重量の軽減をはかった。Sup 6 にショットピーニングを施したものを使用し、4 軸台車は前後 2 軸ずつ、6 軸台車は前後 3 軸ずつのつり合いをはかり、さらに 6 軸台車においては左右のつり合いもとるようにして、軸重のバランスをはかった。

2.3.5 心 皿 側 受

上下心皿は鋳鋼製で、鋼板製の心皿ライナを使用、十分グリース潤滑して車輪横圧の減少をはかっている。通常の曲線においては、上下側受が接触しないよう十分な間隙をとっているが、たとえ接触しても下側受にはコロを使用しているので、台車の回転は容易で

あり、横圧の減少に寄与している。

2.4 ブレーキ方式

ブレーキ装置は、空気ブレーキおよび手ブレーキを装備している。空気ブレーキ装置は積空の重量差がはなはだしいので、ブレーキシリンダ圧力を空車時 3.5 kg/cm² 積車時 4.5 kg/cm² と変化させて、ブレーキ率を空車時約 72%, 積車時約 22% にしている。圧力変化は補助空気溜のほか付加空気溜をつけて、空車時は補助空気溜のみ、積車時は両方を使用する方法をとった。

手ブレーキは両端の 4 軸台車にのみとりつけてある。

2.5 連結器装置

自動連結器は高抗張力鋳鋼製柴田式下作用自動連結器 (継手付横コッター式) を用い、緩衝器は日立大形ゴム緩衝器 (LI-7 A) を採用した。

3. 静 荷 重 試 験

試験に際しては荷重を積載するための試験用荷受枠を前後車体間に第 6 図に示すごとく取り付けた。

3.1 負荷の方法

強度保証試験の最大荷重は、最大荷物重量 210 t, 車体自重 15 t, との合計 225 t の 1.5 倍の換算静荷重 337.5 t から車体、荷受枠の自重合計 32.5 t を差し引いて積載荷重は 305 t とした。

試験は最大荷重を 305 t とし、この状態で 16 時間放置して撓み変化を確かめた。

3.2 車体の撓み

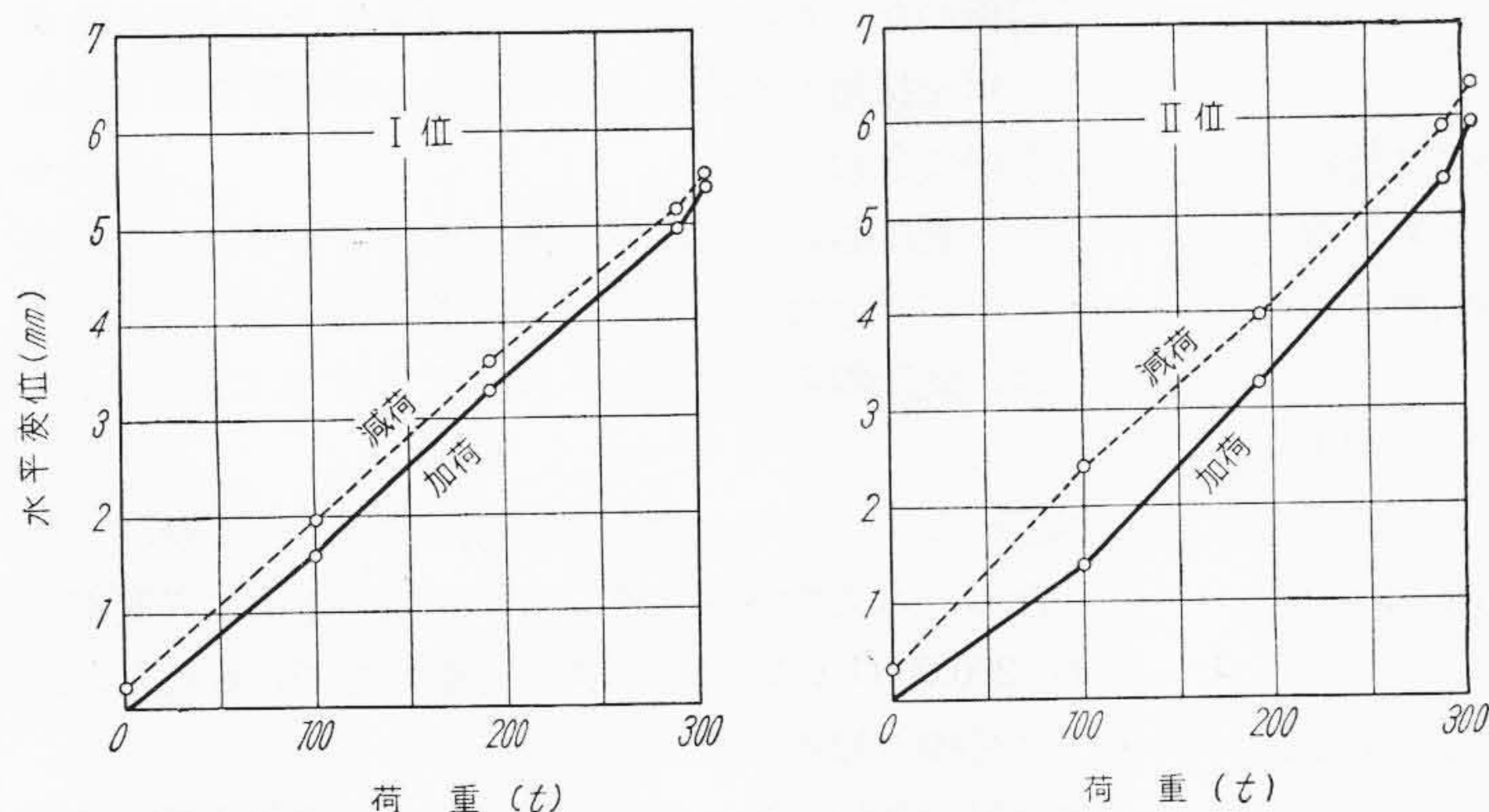
3.2.1 車体および荷受枠の撓み

前後枕梁間に張ったピアノ線によって左右合わせて 14 箇所の垂直変位を測定した。

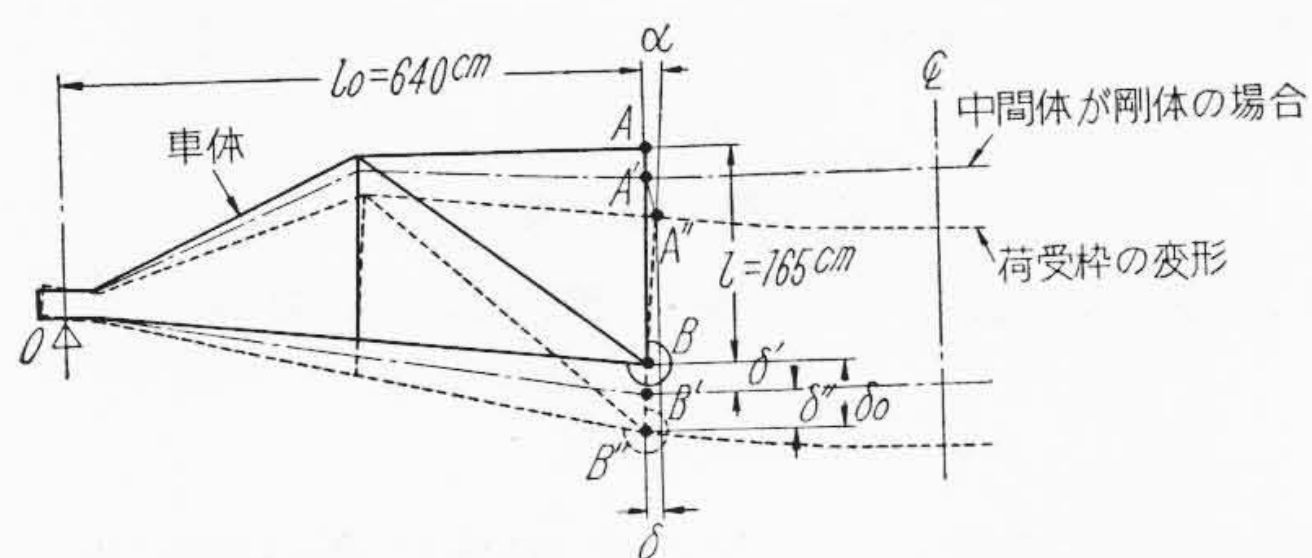
3.2.2 車体自体の撓みの算出

荷受枠の剛性の影響を除いた車体自体の撓みを算出するため、吊掛部の回転角を求める方法として、圧着座からピアノ線を鉛直に下ろして、ヒンジの基準位置における水平変位を測定した。

測定結果を左右の平均値で示すと第 4 図のようになった。この図から 305 t 荷重における値を推定すると、Ⅰ位およびⅡ位の位置 (第 6 図左下方参照) でそれぞれ 5.2 mm, 5.8 mm となる。いま荷重によって吊掛部が垂直に変位する量を分解すると、車体 (トラス) 自体の変形による変位と、中間体 (荷受枠) の変形による吊掛部の鉛直面内角変位に伴って生ずる車体の変位とから成立っている。これを第 5 図によって説明すると、まず荷重によって車体は圧着座 A, ヒンジ B においてそれぞれ圧縮力, 引張力を受ける。このためトラス上部材は縮み、下部材は伸びて A, B はそれぞれ A', B' に δ' だけ変位する。この場合は, AB 線の角変位は生ぜず、したがって δ' は、中間体が剛



第4図 圧着座とヒンジの相対水平変位(R.L. 平均)



第5図 車体の変形

体である場合の車体自体の変位量に相当する。

中間体が弾性体の場合にはこれが変形して、吊掛部に角変位 α を生ずる。その際車体の AB 線は 0 の周りに α だけ回転して A', B' がそれぞれ A'', B'' の位置に移動して垂直変位 δ'' を生ずる。したがって δ'' は角変位 α , 換言すれば圧着座とヒンジとの相対水平変位 δ を知るによって求められる。

前記の測定値は平均をとって

$$\delta = \frac{5.2 + 5.8}{2} = 5.5 \text{ mm}$$

となる。したがって $\alpha = \frac{\delta}{l} = \frac{0.55}{165} = 0.0033 \text{ rad}$ この値は荷受枠をトラスとして図式計算した $\alpha_{cal} = 0.00363 \text{ rad}$ にきわめてよく一致している。さらに

$$\delta'' = \alpha l_0 = 0.0033 \times 640 = 2.13 \text{ cm}$$

吊掛部の撓みは平均して $\delta_0 = 39 \text{ mm}$ となり、求める車体自体の撓みは

$$\delta' = \delta_0 - \delta'' = 39 - 21.3 = 17.7 \text{ mm}$$

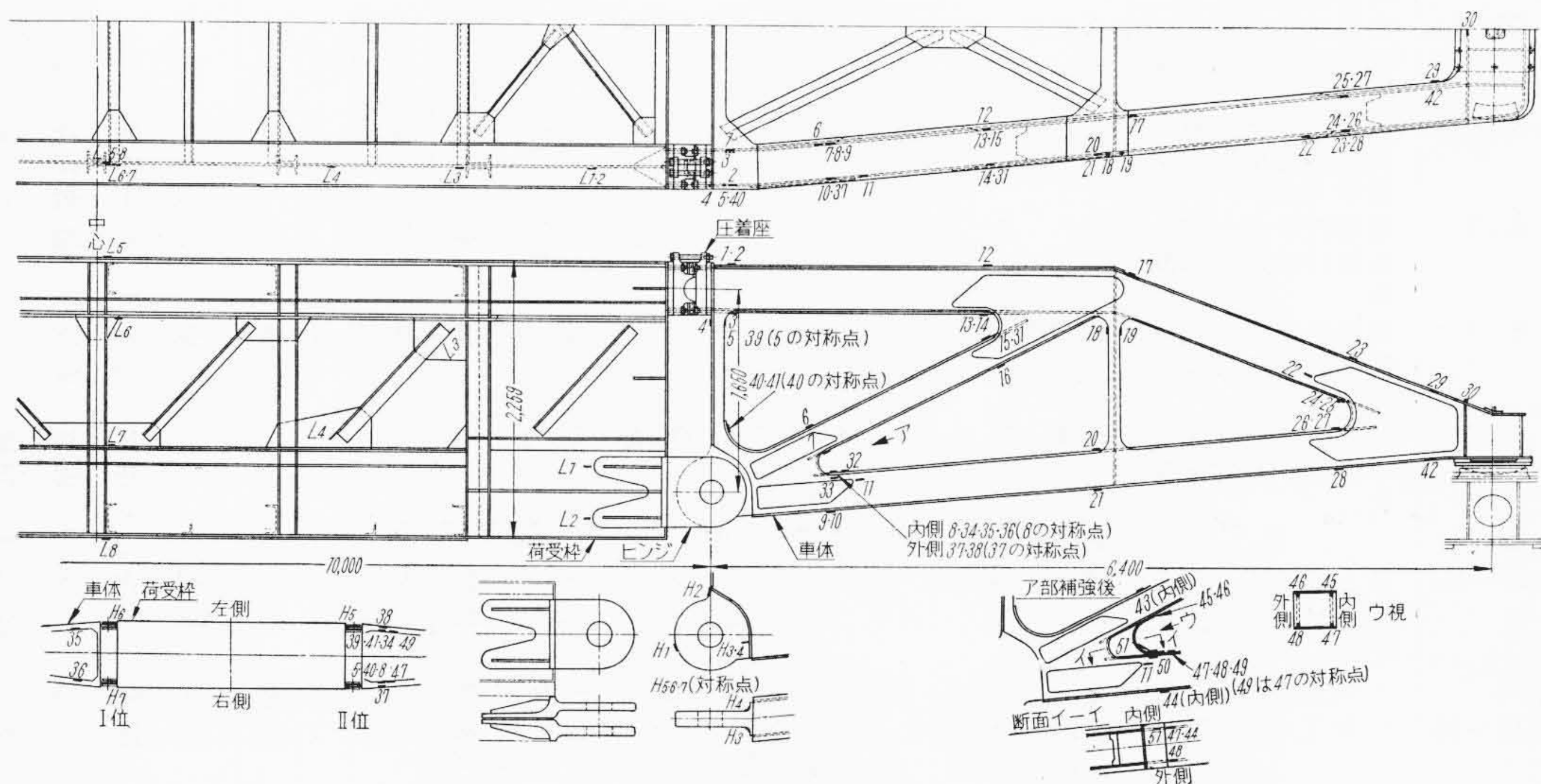
となる。ゆえに中間体が剛体ならば車体は 17.7 mm 撓む。実際の変圧器タンクは、本試験に用いた荷受枠より剛性が高いと思われる。その場合の車体の撓みは上記 δ' の値にタンクの剛性に相当した撓み量だけ加算されるわけである。

3.2.3 305 t 加荷後の荷受枠中央部の沈下量

荷受枠中央部下面上を基点としてダイヤルゲージで測定し、16 時間放置後も 1.94 mm できわめて小さい。

3.3 車体、台枠、台車枠の応力

強度上問題になりそうな箇所を主にして、車体 51, ヒンジ 7, 荷受枠 8, 台枠 12, 6 軸台車枠 8, 4 軸台車枠 12 の合計 98 箇所の応力を抵抗線ひずみ計を用いて測定した。車体、ヒンジ、荷受枠の応力測定箇所を第 6 図に示す。応力集中部最大値はいずれも 22 kg/mm^2 程度となった。



第6図 車体 ヒンジ 荷受枠の応力測定箇所

4. 横 圧 試 験

横圧試験は第一次および第二次の 2 回にわたり行われた。その詳細については別に第 2 報にとりまとめて報告することにし、ここにおいては第二次試験の結果についてのみ述べる。

第二次試験は日立製作所笠戸工場専用線にて、空車回送状態と 210 t 積載状態の 2 種の荷重条件にて行い、横圧の測定最大値はそれぞれ空車回送時 1.41 t, 210 t, 積載時 5.29 t であった。

本車輛の横圧の最大値 5.29 t を軌条の横圧限度と比較することによって、丙線通過の際は特認を要し、乙線以上の通過は問題ないと判定された。

5. 結 言

以上、主として本車輛の構造および静荷重試験結果について述べたが、これを要約すれば次のとおりである。

(1) 車体は吊掛式の全溶接トラス構造とし、台車に

は前例のない 6 軸台車と 4 軸台車を組合せた 10 軸ボギー車を採用して、車長の短縮および重量軽減をうることができた。

(2) 変圧器の剛性に無関係に車体自体の撓みを求めることができた。したがって輸送状態における最大変位は、変圧器の剛性がわかれば算出することができる。

以上によって、本大物車の運用上の安全性が確認された。なお、本大物車はさる 5 月下旬九州電力西谷変電所納め 200,000 kVA 変圧器第 1 号機の輸送に成功し、近く第 2 号機の輸送を実施する予定である。

本車輛の製作に当って御指導を得た国鉄関係当局に厚く御礼申上げる。試験に際して多大の御援助と御指導をいただいた、鉄道技術研究所三木忠直、中村宏、井合滋、小西正一氏その他の諸氏に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

(1) 飯島，大江：日立評論 37, 623 (昭30-3)



日立製作所社員社外講演一覽 (その 1)
(昭和 33 年 9 月受付分)

講演月日	主 催	演 題	所 属	講 演 者
10. 下旬または 11. 上旬	燃料および燃焼社	ボイラー連結ブロー装置と余熱の利用	日立工場	中 崎 豊一郎
11. 6	電気学会九州支部	磁気増幅器形時間おくれ要素	日立工場	佐 野 司
11. 24~25	電気三学会北陸支部連合大会	距離継電器の過渡特性の改善	国分工場	村 上 光 暁
10. 30~31	電気三学会，日本音響学会東北支部連合大会	AFC における比例配分制御	国分工場 多賀工場	平 井 善一郎 小 沢 重 樹
10. 30~31	電気三学会，日本音響学会東北支部連合大会	変 流 器 の 過 渡 特 性	国分工場	浅 野 次 夫 富 安 洋 夫 中 山 敬 造 大 田 康 夫
11. 6~7	電気四学会九州支部第 11 回連合講演会	超 高 圧 空 気 遮 断 器	国分工場	
11. 6~7	電気四学会九州支部第 11 回連合講演会	1,200 kVA コンデンサの温度上昇	国分工場	齊 藤 亮 二 山 中 敬 二
11. 6~7	電気四学会九州支部第 11 回連合講演会	AFC における比例配分制御	国分工場	川 井 晴 雄 平 井 善一郎
10. 29	大 阪 府	真 空 凍 結 乾 燥 器 に つ い て	笠戸工場	田 村 寛
10. 23~24	日本規格協会	標 準 数 の 適 用 例	亀有工場	江 守 忠 哉
10. 3	高圧ガス協会関東支部	バ ラ ン ス 形 圧 縮 機	川崎工場	緒 方 剛
11. 26	日刊工業新聞社	シェルモード鋳造品の欠陥とその対策	多賀工場	江 刺 清 夫
9. 12~16	日刊工業新聞社	1. わが社の外注管理の合理化と実例 2. 単 価 の 合 理 的 解 決 策	亀戸工場	飯 島 正 韶

(第 90 頁へ続く)