

エジプト鉄道納ディーゼル動車

Diesel Rail Buses for Egyptian Railways

大橋 剛* 六反弘 道* 永弘 太郎*
Tsuyoshi Ohashi Hiromichi Rokutan Tarō Nagahiro

内 容 梗 概

エジプト鉄道納ディーゼル動車は、車両業界はじめての大量受注であるので、その設計、製作にあたっては、慎重な考慮が払われ完成品についてはきびしい条件の下で種々の試験が行われた。

本文はこのディーゼル動車の設計構造について説明し、諸試験研究結果をとりまとめて諸性能を検討したものである。

1. 緒 言

日立製作所は1958年11月350両のディーゼル動車をエジプト鉄道から受注したが、これは中近東方面へわが国はじめての大量の輸出鉄道車両であるので、その設計、製作にあたっては現地鉄道事情の詳細なる調査を行い、強度、防じん、保守容易の三点をその基本方針とした。

この車両は通勤客を輸送することを主目的とするローカルサービス用であるので、車体設備は極力簡素化して主力を動力装置はじめ床下機器の性能におき、4両までの重連運転可能な設計とし、また朝夕のラッシュ時の満載荷重に対して十分な強度を有するものとしている。これらの性能、強度については、主要部品個々についてもまた完成車両としてもそれぞれの条件において試験を行って確認してある。

2. 仕様および特長

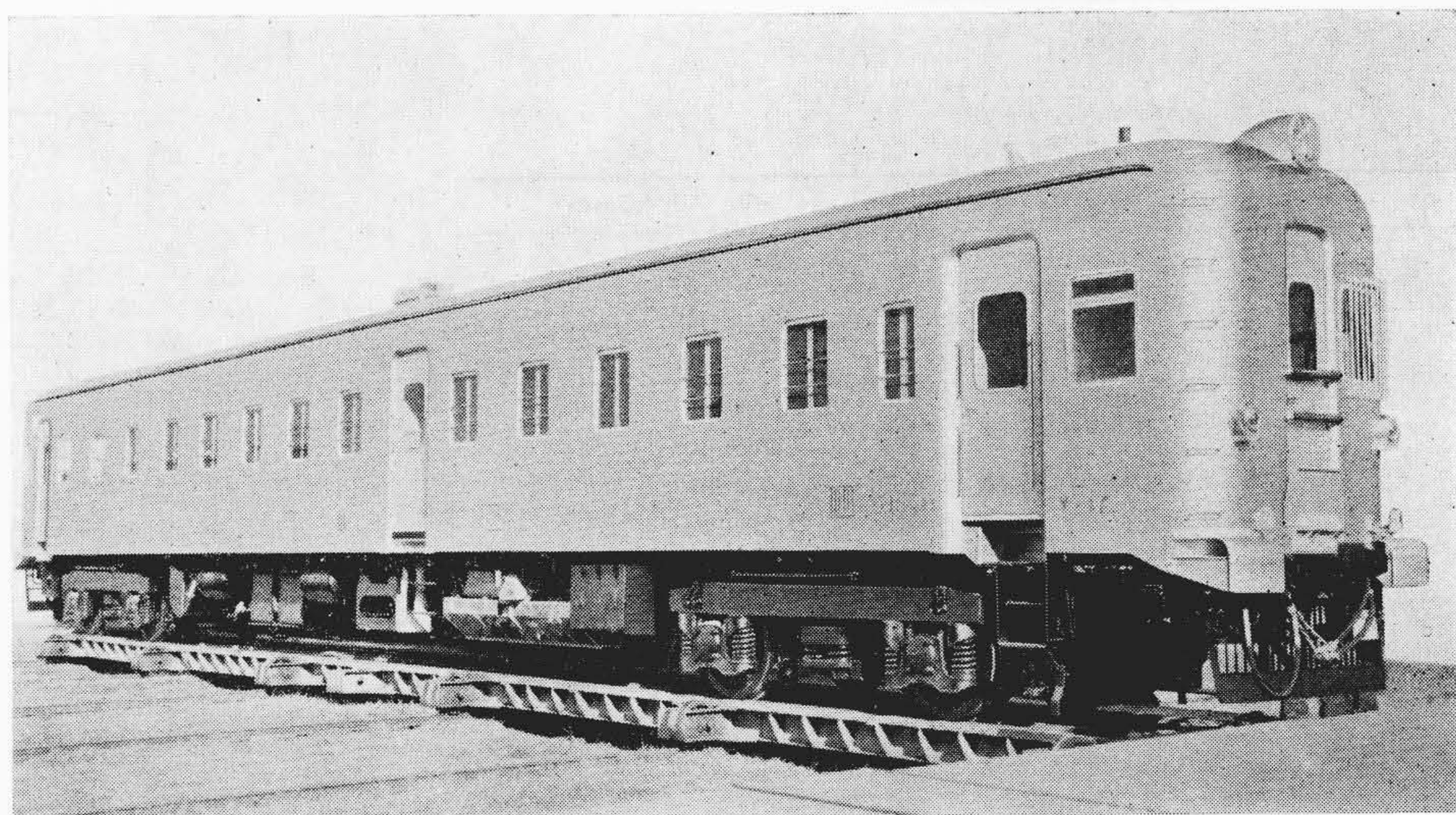
このディーゼル動車は、第1、2図および第3図に示すように2等および3等客室を有する座席定員124人の車両で、両端に運転室を有する構造であるが、4両までの重連運転が可能なような電気制御方式とし、各車の床下に335psのエンジンを装備し液体変速機を通じて駆動台車に動力を伝達する機構としている。第1表はそのおもなる仕様を示したものである。

この車両の構造上、性能上の特長を列挙すると、

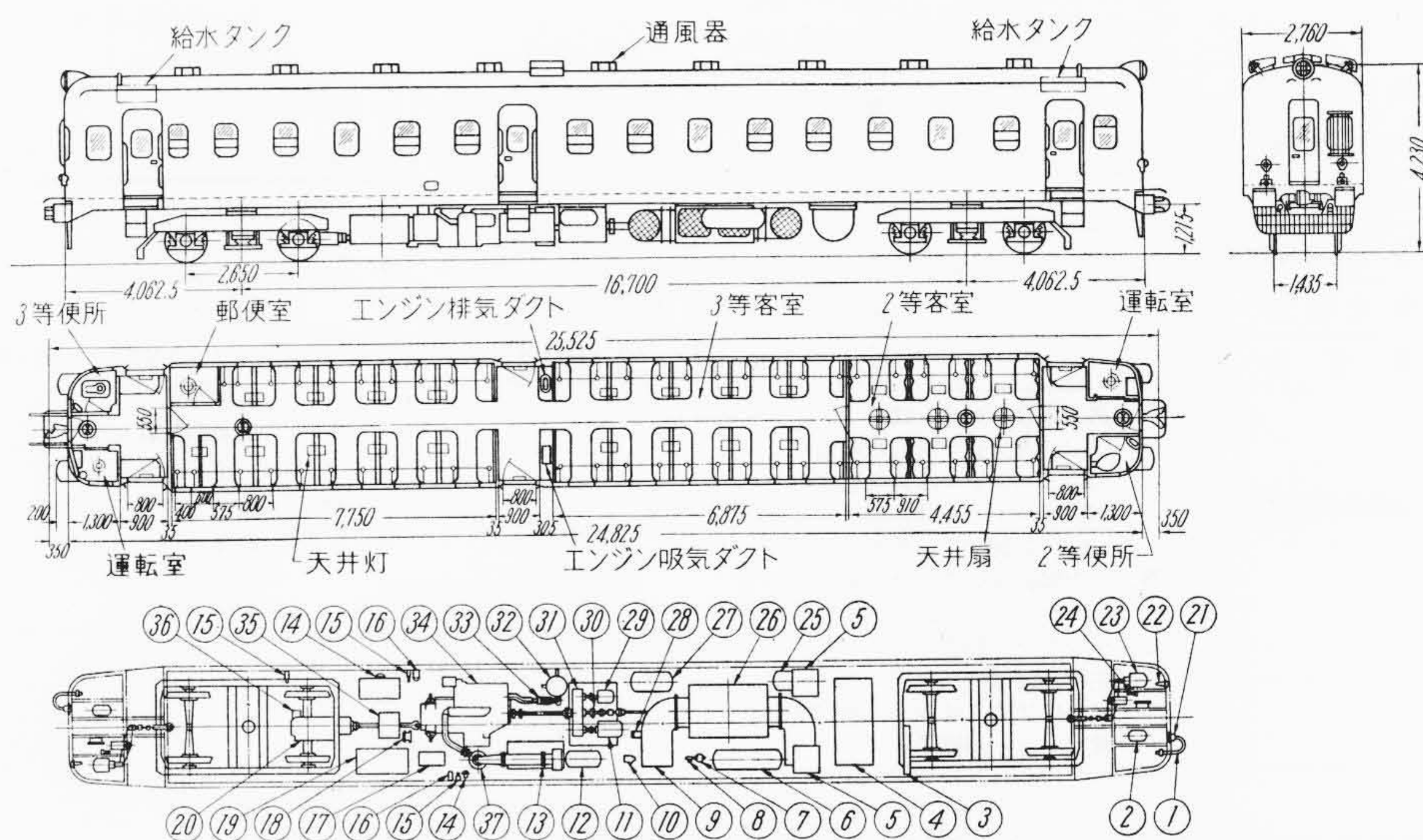
(1) 鋼体は軽量かつ剛性の大きな構造とし、最大25tの乗客荷重にも耐える強度をもたしてある。

(2) 防熱、防音の見地から、外板、床、屋根板の内面にアスベスト吹付けを行い、内張の裏面にモルトプレンを貼付し、また外板裾部から屋根通風器まで側構内を自由に外

* 日立製作所笠戸工場



第1図 ディーゼル動車外観写真

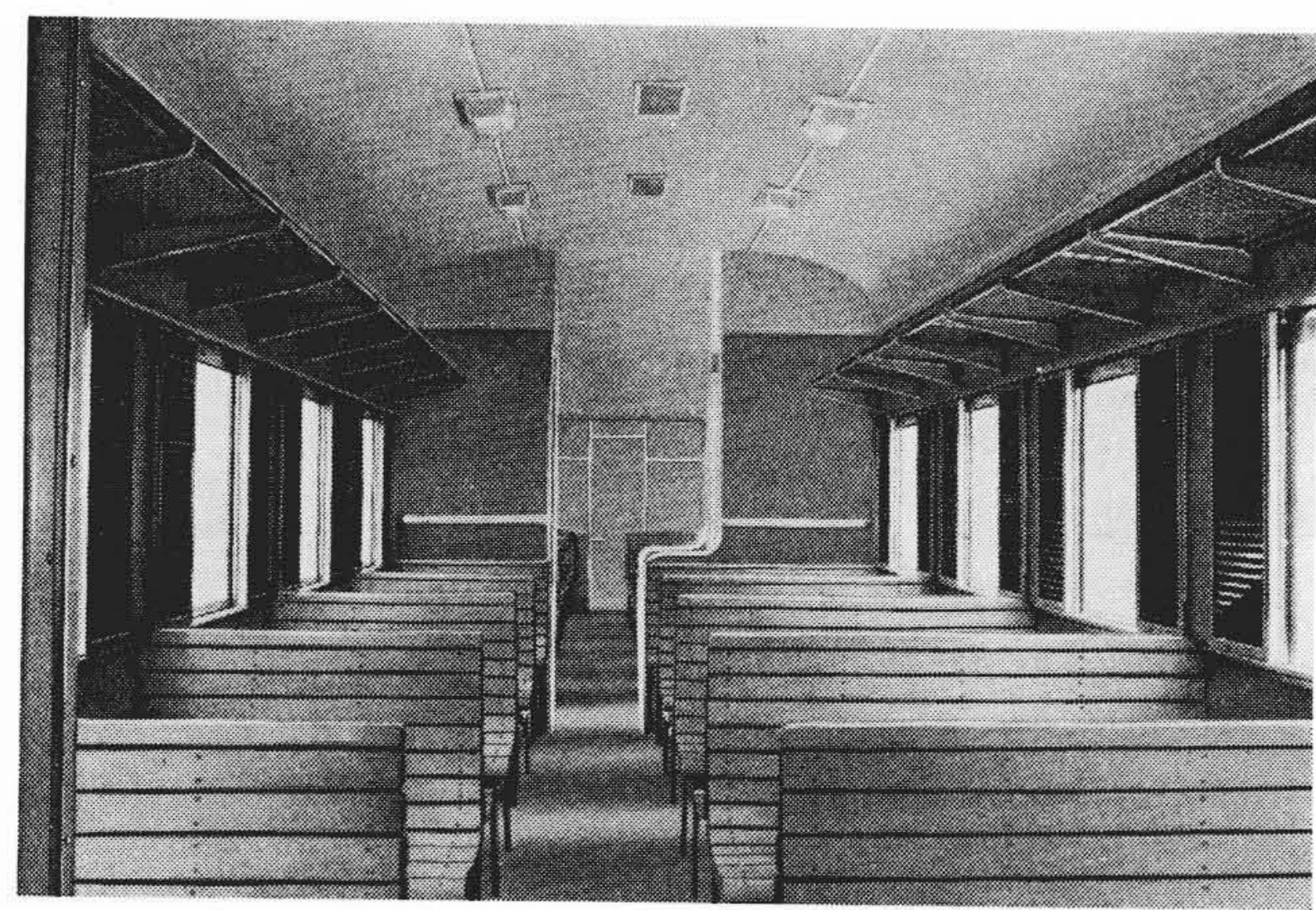


1 連結ケーブル	14 非常表示灯	27 元空気溜
2 釣合空気溜	15 コンセント	28 フューズ箱 (発電機)
3 連結器アダプタ格納箱	16 点検灯	29 空気圧縮機
4 燃料タンク	17 スイッチ箱	30 流体継手
5 補助水タンク	18 フューズ箱 (始動モータ)	31 歯車箱
6 附加空気溜	19 蓄電池箱 (常用)	32 排気消音器
7 空気ろ過器	20 減速機	33 排気排気管
8 減圧弁	21 連結栓	34 エンジンおよびコンバータ
9 放熱ダクト	22 連結栓受	35 継ぎ箱
10 三動弁	23 ブレーキシリンダ	36 速度計コンセント箱
11 発電機	24 警放器	37 エンジン吸気ろ過器
12 補助空気溜	25 元空気溜	
13 蓄電池箱 (非常用)	26 エンジン放熱装置	

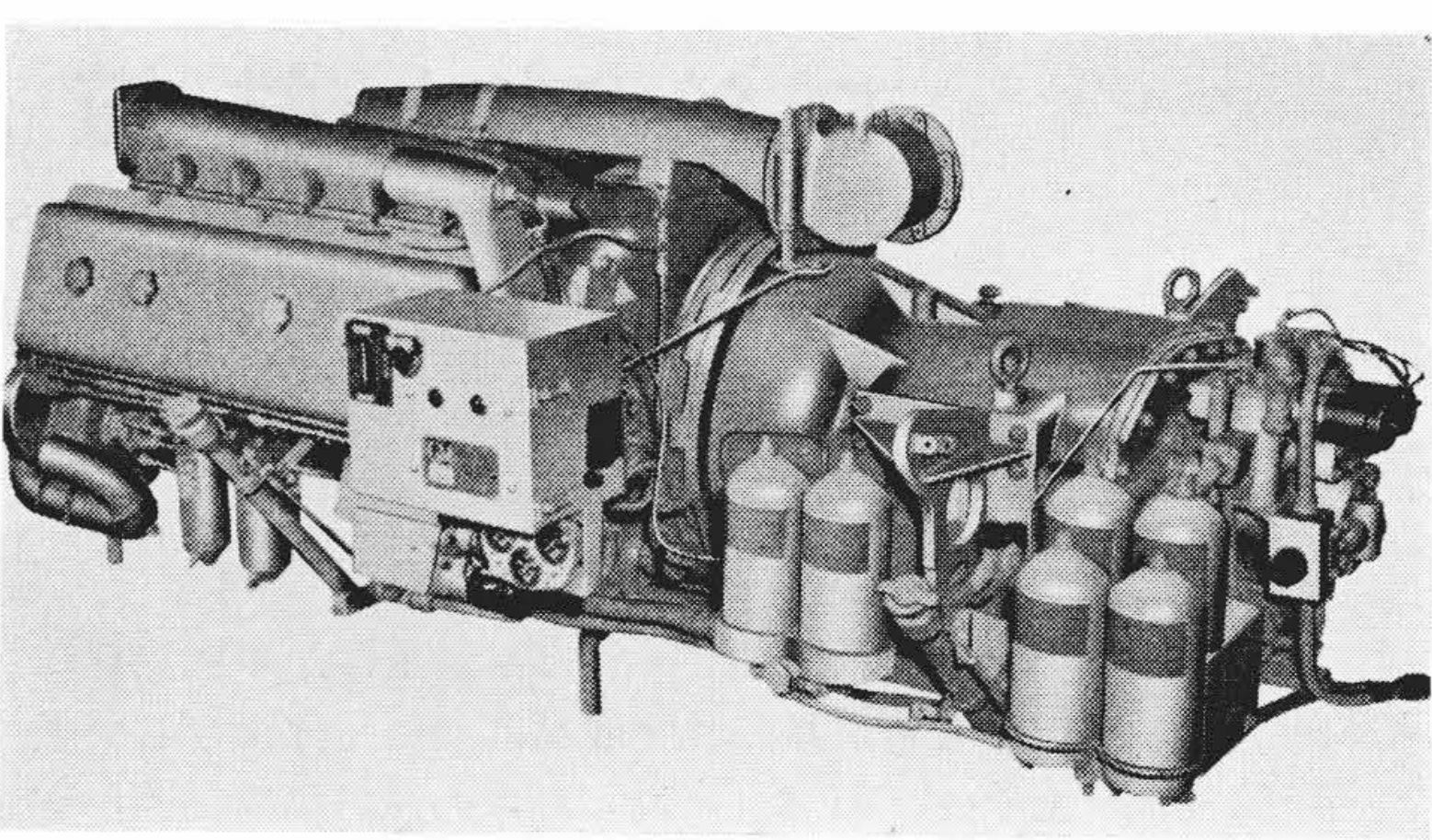
第2図 形式図および床下機器配置

気が環流できるようにした。

(3) 台車は乗り心地のよいコイルバネとオイルダンパ組合わ



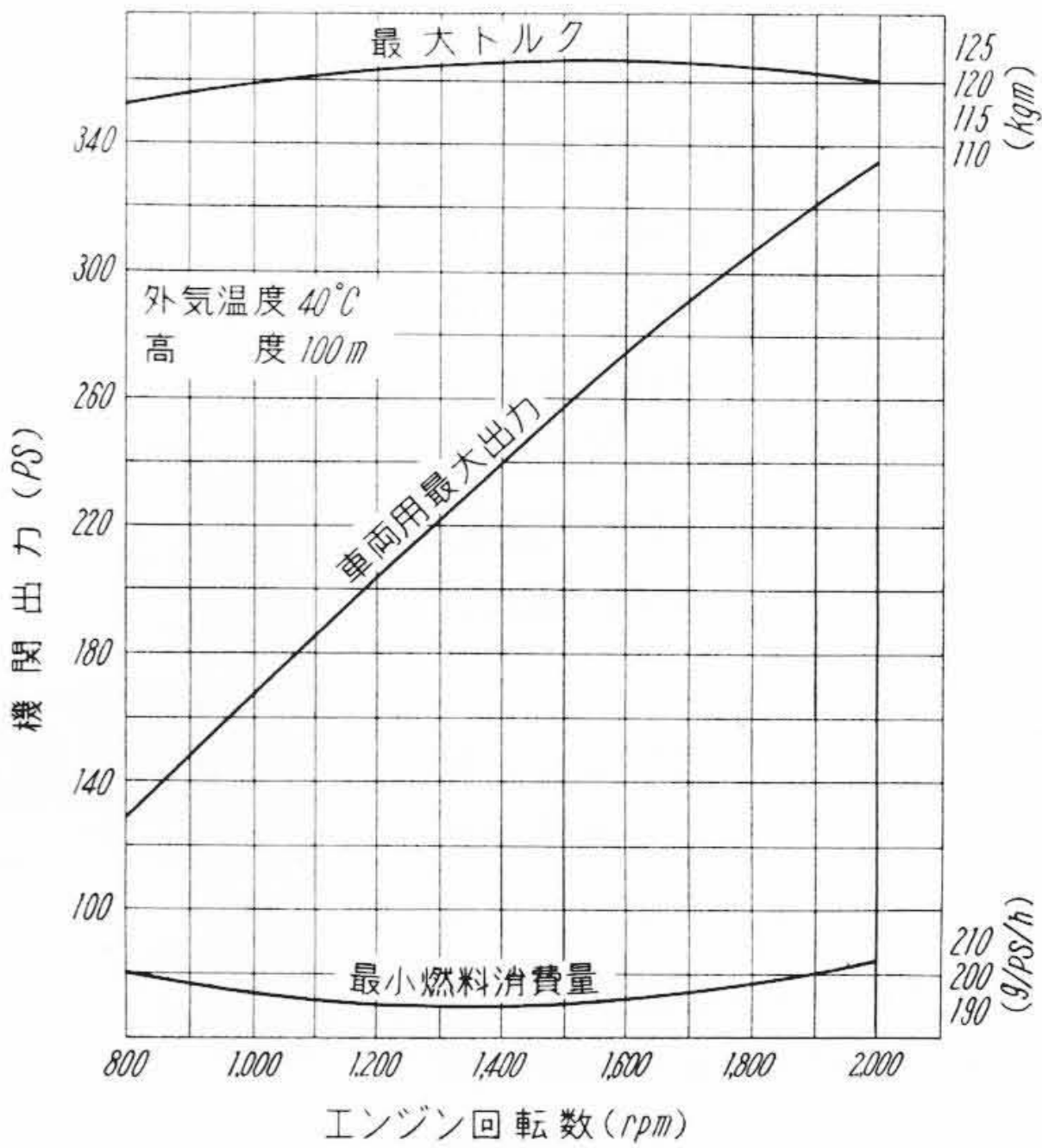
第 3 図 3 等 客 室



第 4 図 ディーゼルエンジンおよびトルクコンバータ外観

第 1 表 ディーゼル動車概略仕様

軌 間		4' - 8 1/2" (1,435mm)
座 席 定 員	2 等	24 座 席
	3 等	100 座 席
空 車 重 量		約 48 t
主 要 寸 法	長さ (連結面間)	25,525mm
	最大幅	2,760mm
	最大高さ (レール面上)	4,430mm
	床面高さ	1,500mm
最 高 速 度		80 km/hr
ディーゼルエンジン		G.M. 62806 RDA (液体変速機および逆転機付)
トルクコンバータ		G.M. ALLISON TC 850
連結器および緩衝器		日立ウイリソン自動連結器およびゴム緩衝器
車 台	形 式	二軸ボギー台車一軸駆動プレス鋼全溶接構造
	バネ装置	コイルバネ オイルダンパ付
	軸 受	球面コロ軸受
	車 輪	一体圧延車輪
制 御 方 式		D.C. 24V, 主幹制御器による電気式 重連制御
制 動 装 置		空気ブレーキおよび補助ブレーキ
通 風 装 置		1 列ガーランド型
警 報 装 置		空 気 笛
発 電 装 置		D.C. 24V, 110A, 機関駆動発電機
蓄 電 池		常用蓄電池 24V, 360 AH/10H 非常用蓄電池 24V, 280 AH/10H
自動保安装置		A. 次の場合エンジンはアイドリングとなる (1) エンジン冷却水の水位低下 (2) エンジン冷却水温度の上昇 (3) コンバータ油温度の上昇 (4) 制御管空気圧力の低下
		B. 次の場合エンジンは停止する (1) エンジン潤滑油圧力の低下
		C. デッドマン装置 主幹制御器室ハンドルのノブから手を離すとエンジンはアイドリング、逆転機は中立となりさらに非常ブレーキが働く



第 5 図 ディーゼルエンジン特性曲線

第 2 表 ディーゼルエンジンおよびトルクコンバータ主要要目

A. ディーゼルエンジン	
名 称	G.M. 62806 RDA
メーカー	General Motors Corporation, U.S.A.
形 式	2 サイクル, 直列傾斜型
シリンダ直径×行程×数	5" (127mm) × 5.6" (142mm) × 6
総排気量	660 cu. in (10.8 ltr)
最高回転数	2,000 rpm
アイドリング回転数	750 rpm
最高出力	335 ps / 2,000 rpm
乾燥重量	4,275 lbs (1,940 kg) (液体変速機および逆転機を含む)
始動方式	始動電動機 D.C. 24V
B. トルクコンバータ	
名 称	G.M. ALLISON TC 850
メーカー	General Motors Corporation, U.S.A.
形 式	一段多相型

せのウイングバネ形とし、台車枠はプレス鋼製全溶接構造とし、運転中作用するあらゆる動荷重に耐えうるよう堅固な設計とした。

(4) 防じんについては特に床下機器関係に留意し、エンジンの吸気は屋根上、空気圧縮機の吸気は客室から取り、いずれもオイルバス形のフィルタ付としている。

空気ブレーキ部品、プロペラ軸など動力伝達機構については防じん構造としかつ、ダストに影響されない設計とした。また台車などの各しゅう動部には極力耐摩レジンを使用して給油をさけ、ダストの付着するのを避ける構造とした。

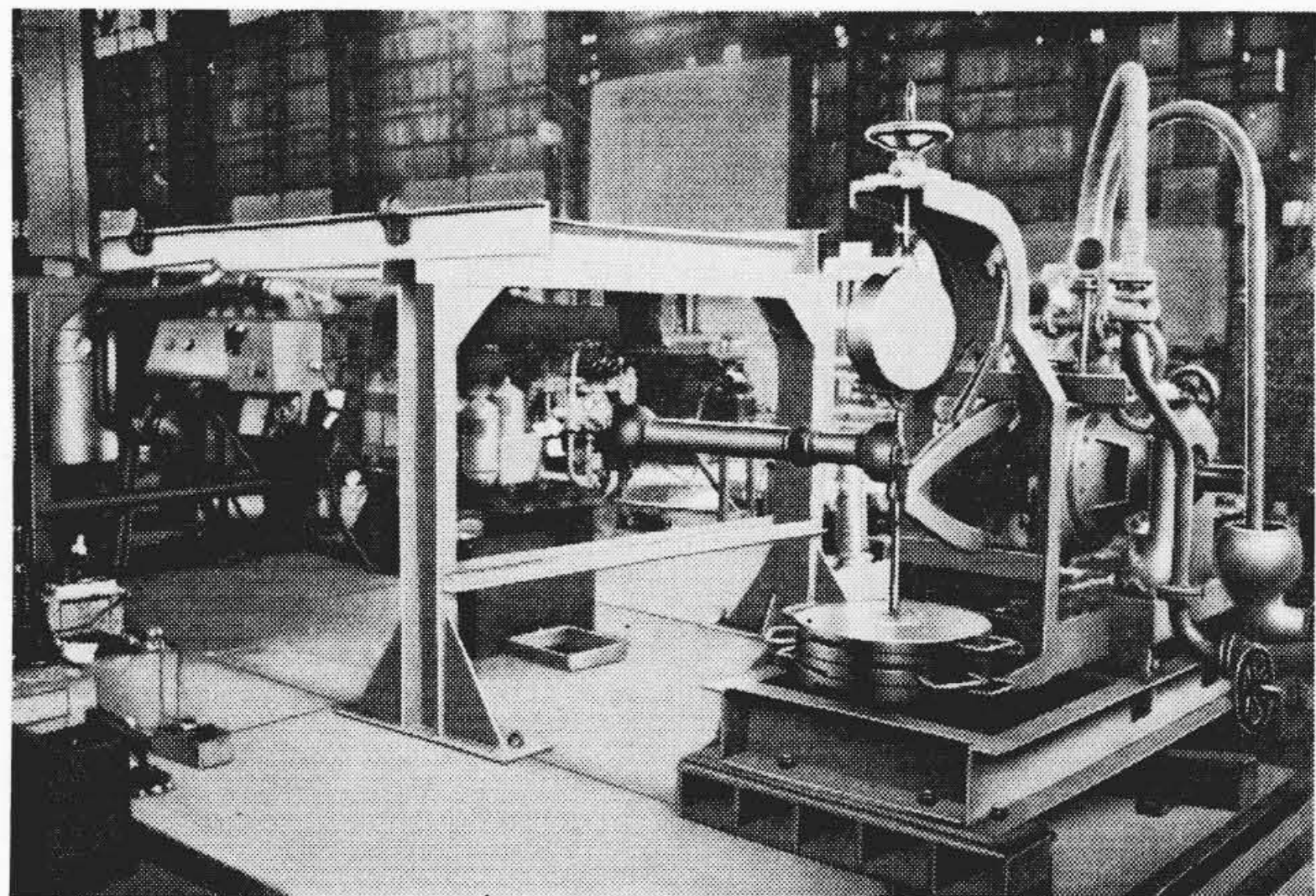
(5) エンジン、補機そのほかの床下機器は、できるだけブロック化して床下に取り付ける設計とし、取付け取はずしを容易にして

保守の簡易化を計った。

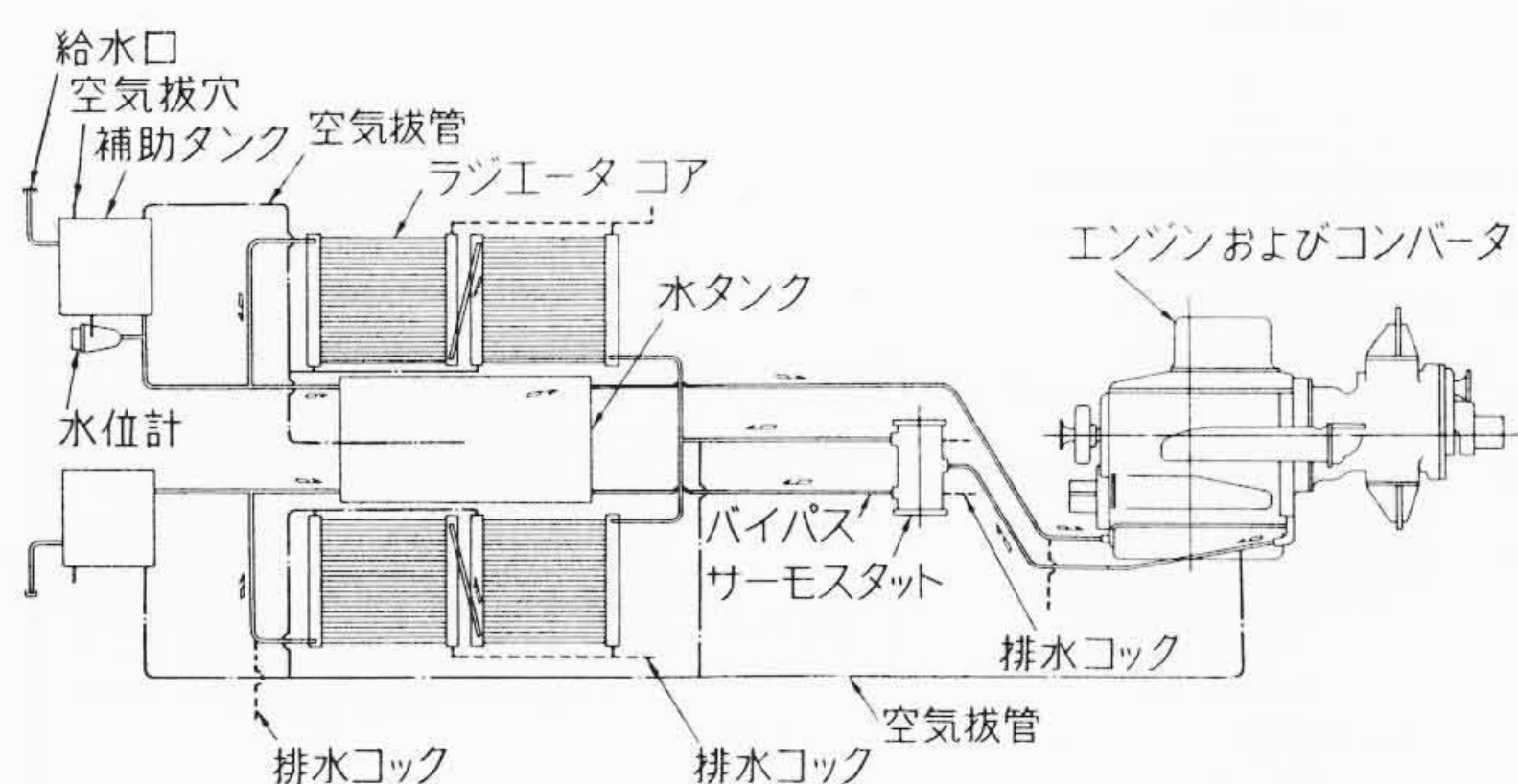
またその支持点には防振ゴムを使用してそれらの振動が車体に伝わらぬよう留意した。

(6) 運転制御は全電磁式の簡単かつ確実なる方式とし、主幹制御器、各種表示灯などにおける連動によって誤操作を防ぎ、また各種自動保安装置を設けて運転上の安全を確保している。

(7) 電源はDC24Vで、エンジン駆動の発電機、電圧調整器により蓄電池を充電する方法としているが、発電機はエンジンのアイドル回転においても充電可能な設計とし、またこれら系統に不具合のあった際、車両を安全に車庫まで自走させるための非常用の蓄電池をも搭載している。



第6図 動力装置試験装置



第7図 冷却水系統図

(8) そのほか車内外の設計においては、現地にて詳細調査した結果にもとづき、現地条件に適合するようにした。

3. 動力装置

3.1 ディーゼルエンジンおよびコンバータ

エンジンおよびコンバータは、GM製の標準形 62806 RDA で第4図に外観写真、第2表にその主要目を示す。また第5図は本エンジンの特性曲線で現地条件に補正したものである。

2サイクル、6気筒直列20度傾斜形で、エンジンおよびコンバータの馬力当り重量は、約6 kg/ps であって、日本国有鉄道の気動車のエンジン DMH 17c で、約10 kg/ps 程度(コンバータを含めて)であるから最も軽量の部に属するものである。

車体への支持は、三本のブラケットでつり下げられるようにしてあり、前位では圧縮形防振ゴム、後位では2組のせん断形防振ゴムにより支持されている。

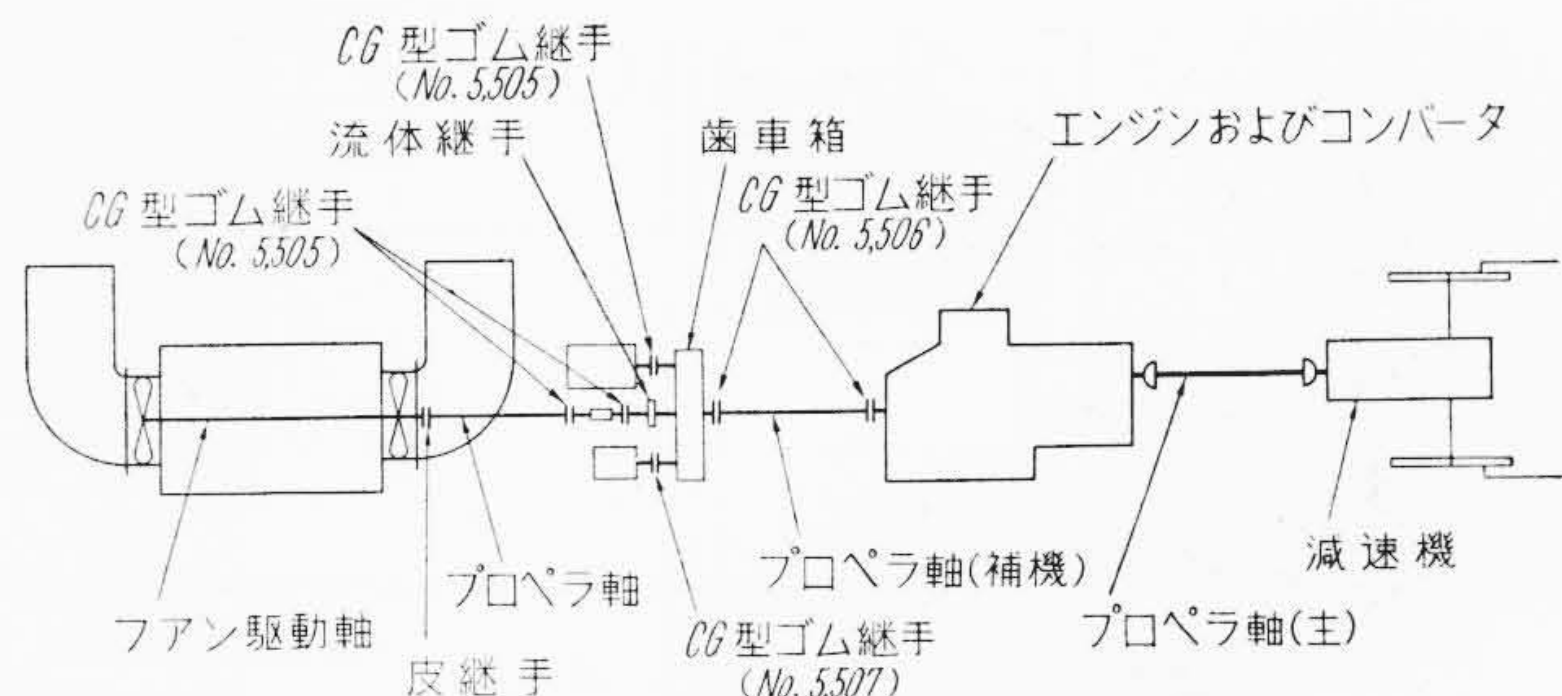
振動試験の結果、エンジンの振幅は最大0.5 mm 程度で車体の固有振動数 9~10 c/s にも共振のおそれはない。第6図は動力装置試験装置を示す。

3.2 冷却装置

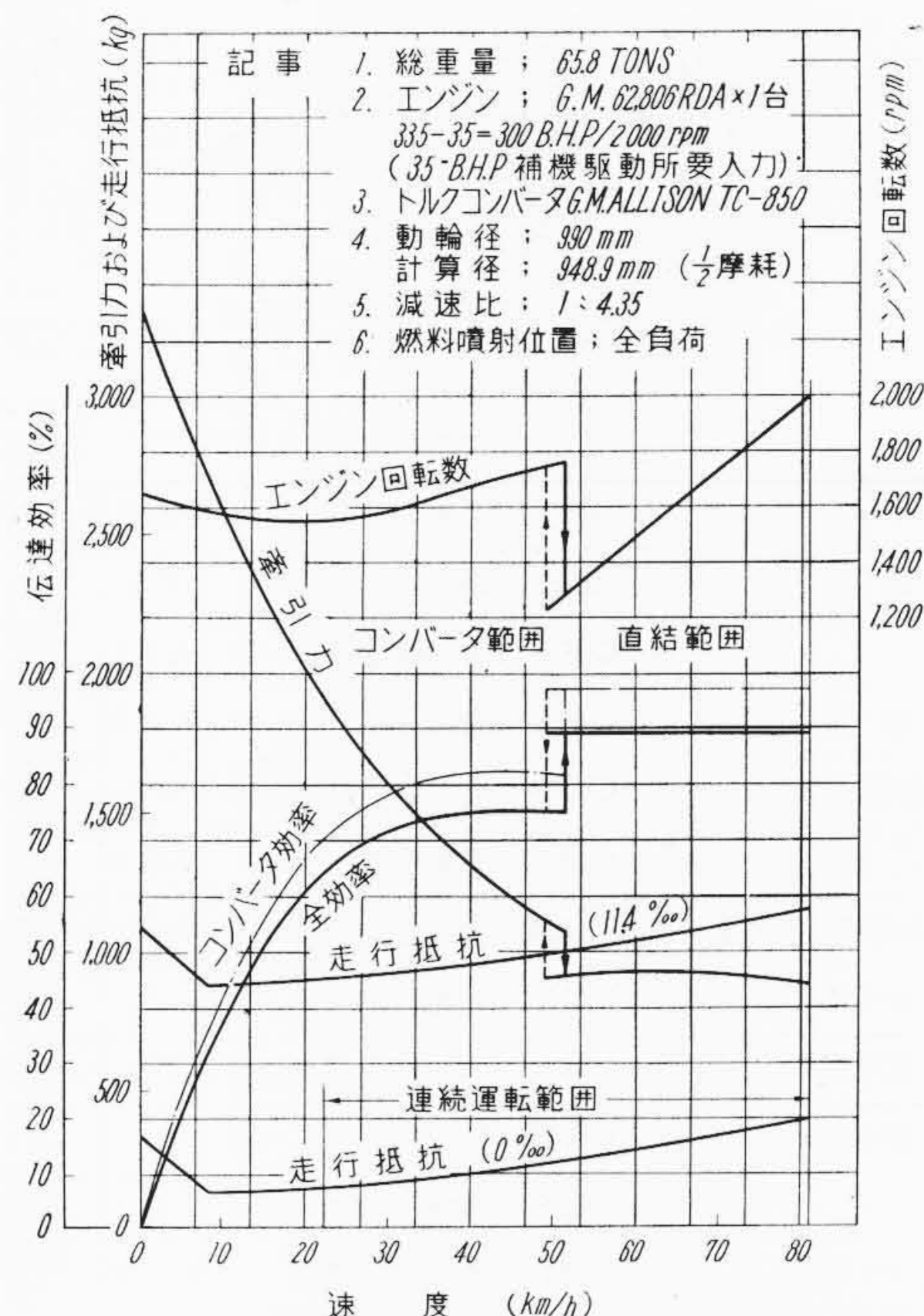
ラジエータとファンを一体に組立てたものを床下につり下げる方式で、ラジエータコアは一体形のものを4個並べ正面から空気を取って2個の軸流ファンによりそれぞれ車体長手方向に流しダクトで車側遠く排出する構造としてある。

第7図に冷却水系統図を示すように、エンジンおよびコンバータ油はエンジン付属の熱交換器により水で冷却されるので、ラジエータは水のみを冷却する方式であるから配管は簡単になっている。

冷却能力は現地気候条件を考慮して外気温度 40°C とし、エンジンおよびコンバータの放熱量は十分余裕をみて設計点をきめてい



第8図 動力伝達系統図



第9図 速度-牽引力特性曲線

る。すなわち

必要放熱量	191,000 kcal/h	} エンジン回転数 1,500 rpm
放熱器コア放熱面積	112 m ²	
ファン容量	300 × 2 m ³ /min	
冷却水循環流量	458 l/min	

放熱量は概略次の式によって見当をつけることができる。

$$H = F \cdot K (t_m - \theta_m)$$

ただし H : 放熱量 (kcal/h)

F : 放熱面積 (m²)

K : 熱貫流率 (kcal/m²/h/°C)

t_m : 水の出入口の平均温度 (°C)

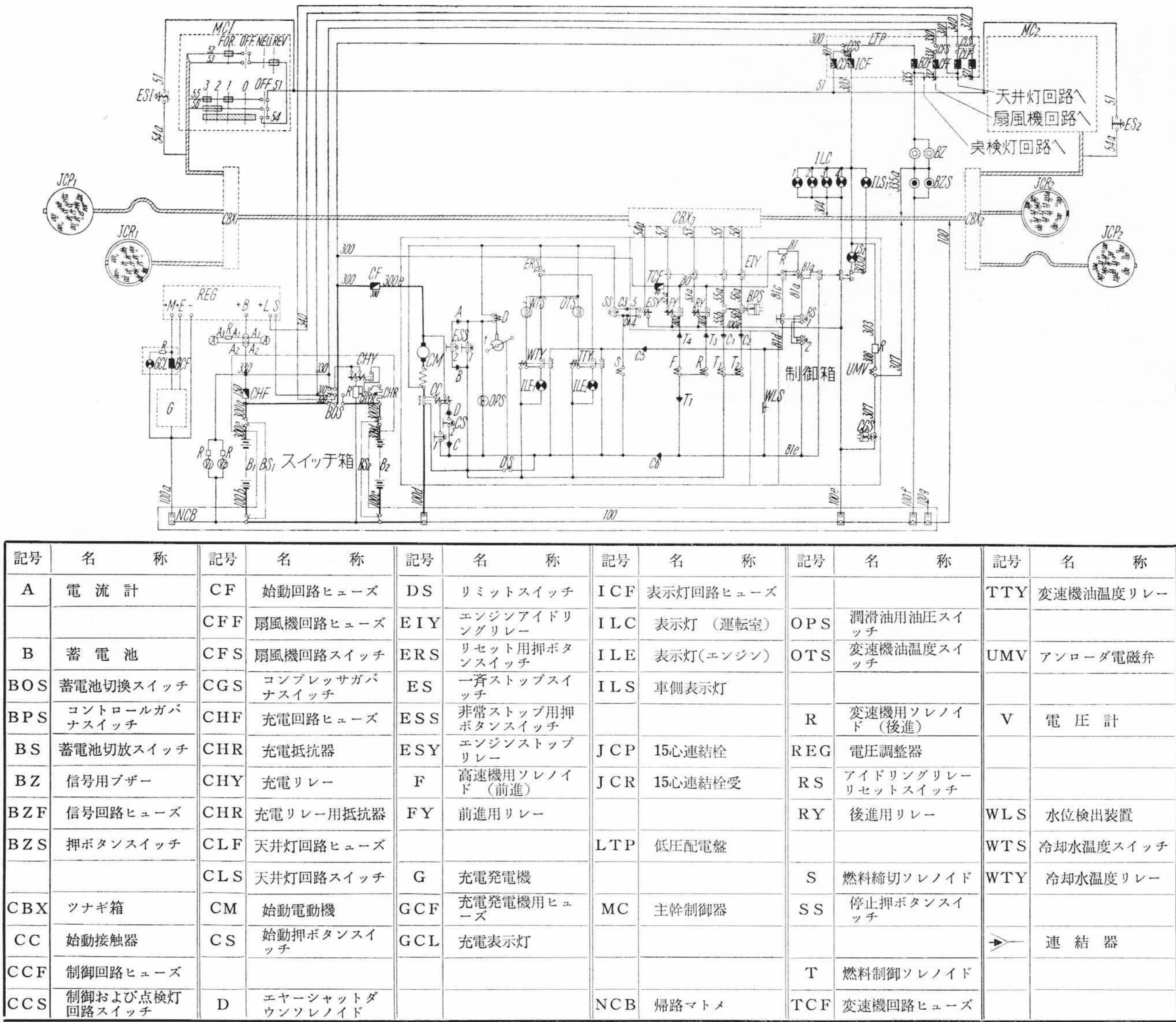
θ_m : 空気の出入口の平均温度 (°C)

この式で K は管内流量を一定とすれば、風速とともに増しその値はラジエータコアの形式によって異なる。設計に際して、モデルコアについて実験し求めた K の値は、管内流量 458 l/min, 風速 7.0 m/s において約 58 kcal/m²/h/°C であり、また実物コアにより求めた結果、同じ条件で、約 66 kcal/m²/h/°C に達し好成績をおさめている。なお現車におけるエンジンとの組合わせ試験によって放熱量が十分であることを確認してある。

こうして設計された放熱装置には各負荷に応じて適当な冷却が行われるようにエンジンとラジエータの間には、バイパス用のサーモスタットを設け、冷却水温が約 75°C において水路を切りかえるようにしてある。

3.3 補機駆動装置

発電機、空気圧縮機、ラジエータ用ファンの駆動は、第8図に示



第 10 図 制 御 回 路 結 線 図

すようにすべて、主機エンジンによって行われ所要入力は合計で最大 35 HP/2,000 rpm となっている。

各継手には、CG 形ゴム継手を使用し、全歯車駆動となっており、軸のねじり振動についても十分試験し検討されている。なおファンと歯車箱との間には、流体継手をそう入して、速度急変による慣性力を緩和するようになっている。

3.4 エンジン吸排気装置

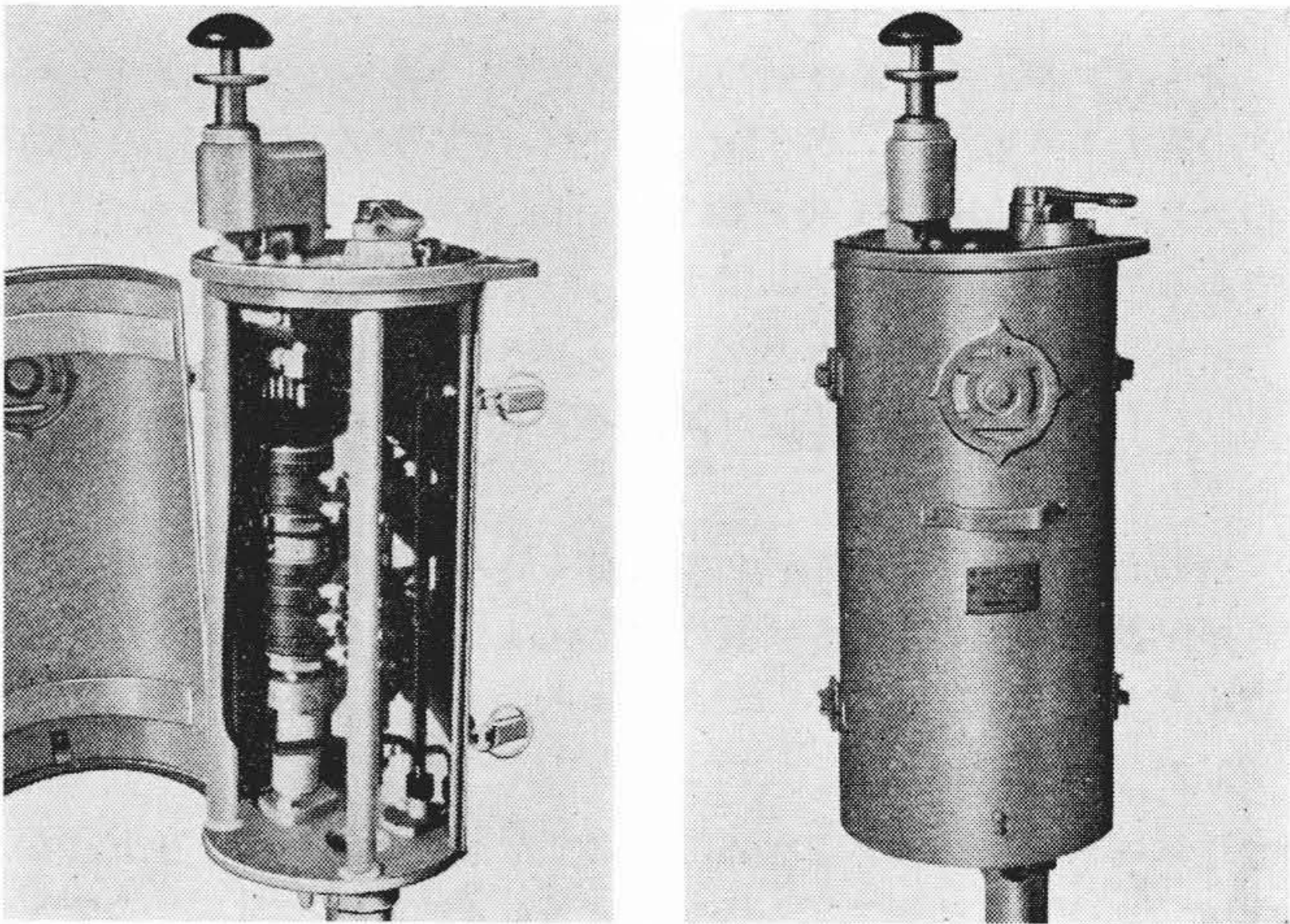
エンジン用吸気は、防じんを考慮して屋根上に設けられた押込式通風器から取入れ、ダクトで床下に導かれ、オイルバス形のフィルタを通じて、エンジンへ導かれる。排気はたわみ管継手をへて、消音器に導かれ、屋根上に吐出される。排気管は車体への熱影響のないよう十分断熱してある。

また吸気、排気の圧力損失は規定の範囲におさまるように設計してある。

3.5 車両のけん引力特性

このディーゼル動車の特性曲線を第 9 図に示す。走行抵抗は標準軌間の式を用いて計算した。本特性曲線は、最高速度 80 km/h、また 3km 駅間において平均速度 50 km/h の性能の要求を満足するものである。

変速、直直の切換えは、自動的に行われ、直結への切換えは車速、約 52 km/h、エンジン回転数 1,250 rpm で、コンバータ範囲への切換えは車速、約 49 km/h、エンジン回転数 1,125 ± 15 rpm で行われる。



第 11 図 主 幹 制 御 器

4. 制 御 装 置

4.1 制御方式

本制御方式は、電磁式で、運転室に設けられた主幹制御器により、最大 4 両までの重連運転が可能である。第 10 図にその制御回路結線図を示す。

エンジン出力の制御は 2 個のソレノイドの組合わせにより、アイ

ドル、 $1/3$ 、 $2/3$ 、全出力の4段階に制御される。液体変速機および逆転クラッチはエンジンに直結されている。逆転クラッチの動作は、運転室の主幹制御器の指令により行われるが、液体変速機の切換は車速により自動的に行われる。日本国有鉄道の気動車に見られるような中立位置は有していない。

エンジンの始動および停止は、エンジン付属の制御箱および車側に設けられた制御箱で行われる。また各車エンジンの一せいで停止も運転室から行うことができる。

4.2 主要機器

ディーゼル動車の総括制御をつかさどる主幹制御器は絶対に誤操作のない機構のものでなければならない。第11図に主幹制御器を示す。

主幹制御器は主ハンドルと逆転ハンドルの2個を有し、おのおののハンドルには、たがいに機械的インターロックが施され、運転手が誤操作しないよう設計されている。すなわち、主ハンドルは逆転ハンドルがOFF位置では操作不可能となっており、また逆転ハンドルは主ハンドルが、OFF位置でのみ操作可能となっている。

主ハンドルはOFF、0、1、2、3の5ノッチを有し、逆転ハンドルにはO、N、F、Rの4位置がある。

逆転クラッチは、逆転ハンドルをFまたはRに入れたのち、主ハンドルをOFFから0位置に移したとき、はじめて動作するようになっている。

4.3 保護装置

エンジンの保護装置としてつぎのものが設けられている。

エンジン潤滑油圧低下	エンジン停止
エンジン冷却水温度上昇	エンジンアイドル
エンジン冷却水の減少	エンジンアイドル
トルクコンバータ油の温度上昇	エンジンアイドル
制動管の空気圧低下	エンジンアイドル

運転手は、車の走行中、運転室に設けられた表示灯により、エンジン保護装置の動作を認知し、各車の車側に設けられた表示灯により、故障エンジンを早期発見できるよう考慮されている。

4.4 その他

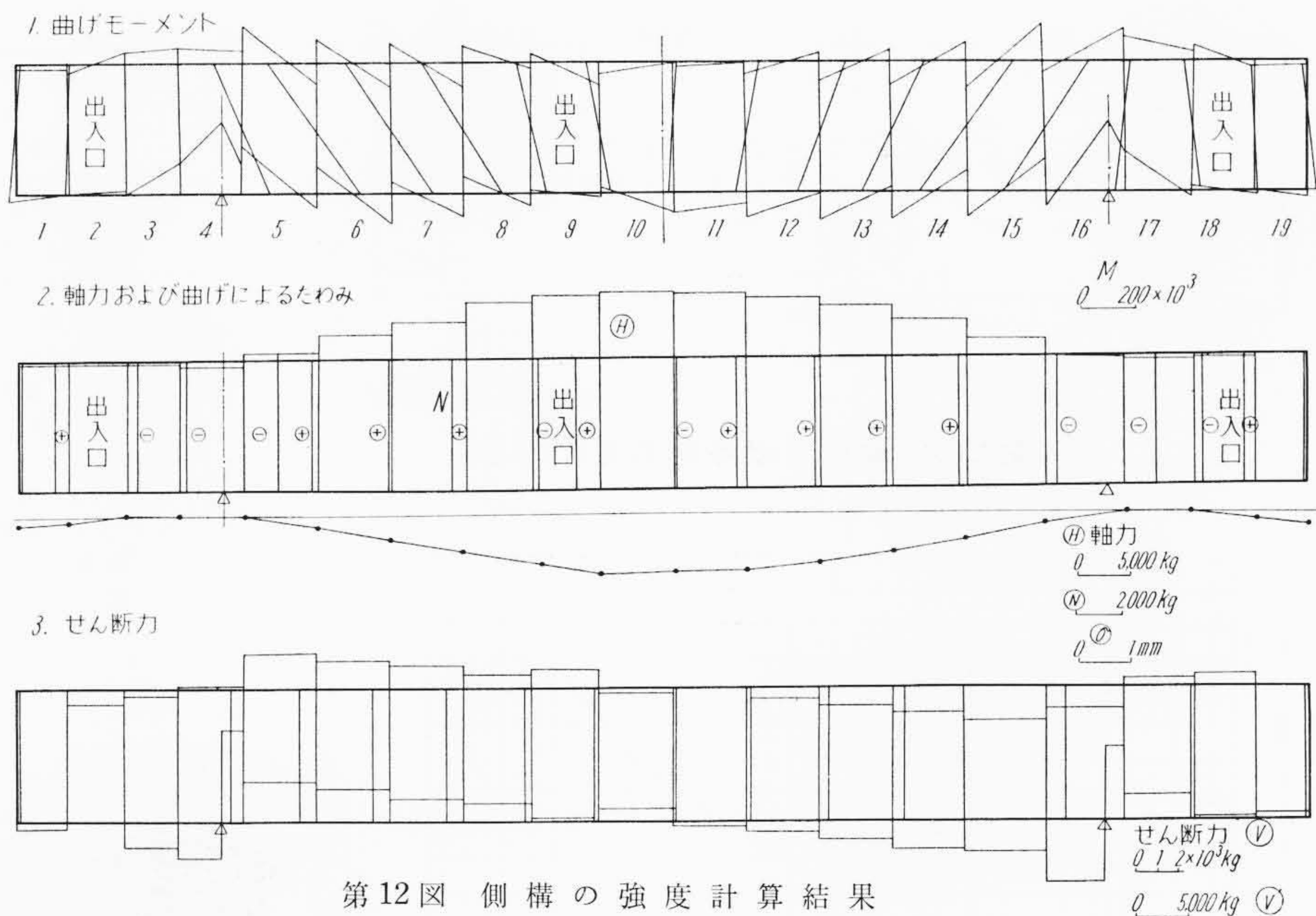
電源装置としてドイツのGEZ社製発電機と360 AH/10 Hの鉛蓄電池を有するほかに、辺地運転の場合、電源装置故障のため、車が立往生しないように、一組の非常用鉛蓄電池が併設されている。

主要電気品は、現地の運転状況を重視し、堅ろう、防じん、防振に特別注意をはらい運転の安全を期している。

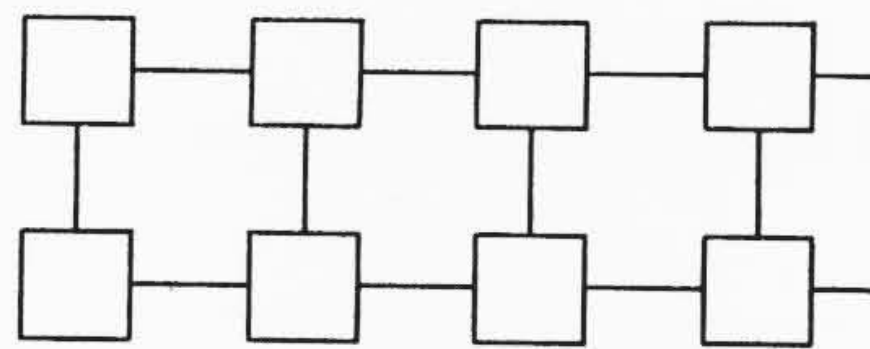
5. 鋼 体 強 度

5.1 強度計算

この鋼体の設計にあたっては、二つの異なった方法による計算がなされた。その一つは、従来行われてきたと同様なラーメン計算法であって計算の結果、第12図のような値がえられた。ほかの一つは、本鋼体は窓が非常に小さくて、ラーメン計算における仮定のように、節点を無限小と考えることが困難であることを考慮したもので、ラーメン構造の節点を第13図のように、有限大きさの節平板として普通のラーメン計算を修正したものである。後者の計算の結果は、前者の計算の約半分の値となった。しかし後者の計算方法は、



第12図 側構の強度計算結果



第13図 ラーメン構造の節点



第14図 鋼体強度試験

まったく新しい試みであるので安全のために前者の計算数値をもって設計を行った。

第12図から応力の最大値は、柱側の窓隅部に生じ、 10.4kg/mm^2 となる。そのため設計にあたっては窓隅部の形を二つの楕円を継ぎ合わせた特殊な形状とすることによって窓隅部の応力集中をさけた。

5.2 強度試験

第一号車鋼体完成後、実物鋼体による強度試験を行い、曲げおよびねじりに対する、応力、たわみおよび振動数を測定した。第14図はその試験の状態を示す。曲げ荷重試験は最大30tの荷重を0-10-20

第5表 応力測定値 (kg/mm²)

測定点	荷重 ねじり荷重 2,300 kg	左右荷重 10,400 kg	心皿荷重 30,000 kg
1	-0.2	+0.5	-9.7
2	+0.1	+1.3	+8.4
3	+0.5	+1.1	-11.1
4	-1.5	+2.1	+10.2
5	-1.3	0	-7.1
6	+1.1	+1.5	+7.8
7	+4.9	-2.7	-2.4
8	-2.8	+2.3	+1.4
9	+1.4	-2.0	-0.5
10	-0.5	-0.8	0
11	+0.2	+4.8	+1.8
12	-7.2	-2.1	-4.0
13	+2.3	+1.7	+1.5
14			+4.9
15			+9.5
16			+5.2
17			+6.4
18			+7.9
19			+7.5

6.2 台車わく、揺れまわりの強度試験

台車わくにかかる荷重のうち、強度に非常に影響するのは、いわゆる心皿荷重、左右方向にかかる荷重、およびねじり荷重と考えられ、その大きさの目安を、つぎのように考えて強度試験を実施した。

(1) 心皿荷重

仕様上の最大心皿荷重は 25,000 kg であるが、超満員の場合、仕様上の満載人員より多く積むこともありうることを考慮して 30,000 kg を最大と考え、上下振動加速度は 0.35 g ととった。したがって静的心皿荷重 30,000 kg、変動荷重 10,500 kg と考え、組立てた台車の心皿部に 30,000 kg の負荷をかけた。

(2) 左右方向荷重

左右振動 0.2 g による荷重と、傾斜、横からの風力などによる荷重を考え、振動によるもの 1 台車当り、6,800 kg、傾斜などによるもの 3,600 kg とし、静的に 3,600 kg、変動荷重 6,800 kg と考えて試験を実施した。

(3) ねじり荷重

これはレールの不齊などによる荷重であって、台車わくの軸ばね部 4 箇所のうち 3 箇所を支持して、ほかの 1 箇所に対して上下に働くような荷重である。その大きさについては予測しにくいけれども、従来の国内私鉄における走行時の動的応力測定結果から類推することとし、京王帝都電鉄納の KH-14 台車の試験結果から計算される 650 kg、相模鉄道に納入した KBD 108 台車の試験結果から計算される 1,150 kg より、レールの悪条件を考慮して、KBD 108 台車の場合の 2 倍 2,300 kg と仮定した。ねじりモーメントとしては、4.6 t-m となる。

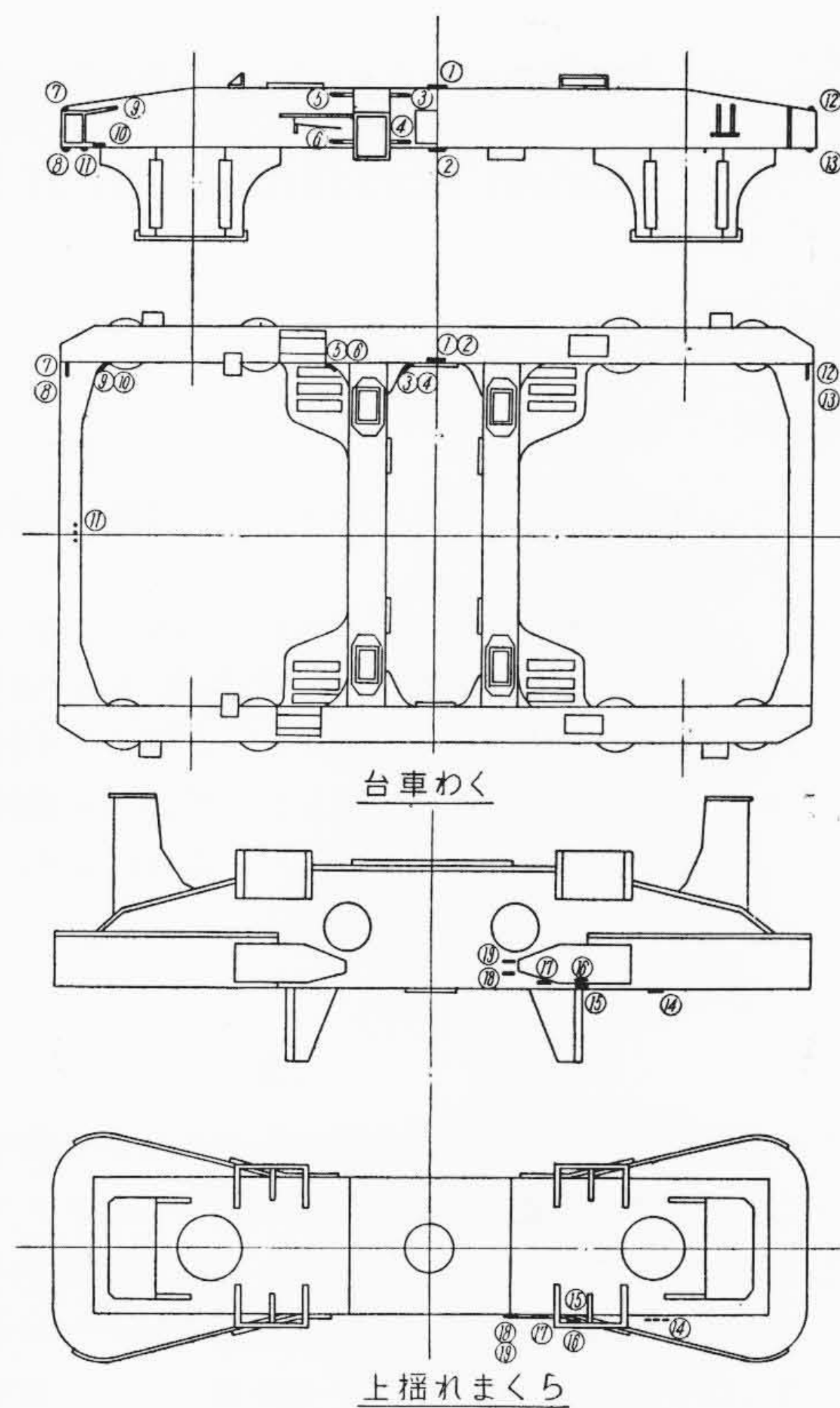
揺れまわりに関しては、前記(1)の心皿荷重のみ考慮した。試験の結果、応力が高かった箇所は、補強あるいは形状変更により改良し、最終的に得られた結果の一部を第5表および第20図に示す。

6.3 結果の検討

第5表に示す応力値よりみて問題とすべき点は、台車わくで④、⑦、⑧、⑫、⑬、上揺れまわりで⑯である。

(1) ④の点

ねじり応力および心皿荷重による応力の 35% を両振の変動応力、左右荷重のうち 6,800 kg に相当する応力を片振幅の変動応力と考えると、平均応力は約 11.6 kg/mm²、応力片振幅は約 5.8 kg/mm² となり、両振の疲労限は 8 kg/mm² であるので、疲労



第20図 応力測定点

安全率は 1.2 となる。

(2) ⑦⑧⑫⑬の点

前記の荷重から換算すると、平均応力 -5.6 kg/mm²、変動応力片振幅 8.4 kg/mm² となる。通常疲労限として与えられる数値は公称応力であり、上記の測定結果には応力集中が入っている。この部分の形状係数は、約 1.8 であるので、公称応力としては、平均 -3.1 kg/mm² 変動片振幅 4.6 kg/mm² となる。この部分は隅肉溶接接手であって、疲労限は主板について 5 kg/mm² であるから、疲労安全率は約 1.1 となる。

(3) 上揺れまわり⑯の点

平均応力 7.9 kg/mm²、変動応力片振幅 2.8 kg/mm² となり、重ね隅肉部疲労限 5 kg/mm² であるから、疲労安全率は約 1.5 となる。

以上の検討から疲労安全率はいずれも 1 以上あるが、上記各部は十分グラインダ仕上をして、特に⑦⑫の点はショットピーニングを行って安全を期した。

7. 結 言

既述のとおりこのディーゼル動車の設計製作に当っては、日立製作所の有する技術に加えて可能な限り多くの試験研究が行われてその性能の確保につとめた。設計そのものについてはエジプト鉄道関係者のご指導はもとより、日本国有鉄道臨時車両設計事務所の各位からも、種々ご教示とご助言を得た。ここに深く感謝する次第である。現在最初の20両が現地において好評裡に運転中であるが、引きつづいて納入されるこれらディーゼル動車は、中近東方面への車両輸出に明るい将来を約束するものであると思う。

終りに、このディーゼル動車受注の直接の契機は、昭和32年日本において行われたアジア、アフリカ鉄道会議において、それら各国の要人が、日本の実力を高く評価したことであって、このような機会をもたれた日本国有鉄道幹部の、けい眼に敬意を表するものである。