

625.23.011

台

車*

島

隆**

1. まえがき

量産車用台車 DT 200 (第1図)は試作車にとりつけられた6種類の台車,すなわち DT 9001~9006を基礎として誕生した。これらの試作車の台車については,概括的には加藤,西尾が機械学会誌に発表されており⁽¹⁾⁽²⁾,さらに詳細には石沢および筆者の発表した文献⁽³⁾⁽⁴⁾があるので,それらを参照されたい。DT 200はこれら台車のモデル線における数回の台車走行試験の結果⁽⁵⁾をとりいれて設計されている。また,量産形であるから,製作するのに都合がよく,保守するのに便利のようにされている。各部分の設計には,ずい所に重量軽減のくふうがこらされており,試作車の台車と比較してかなりの軽量化に成功している(第1表)。

常用速度約 200 km/h という高速性能を有するこの台車の特徴は,(1)空気ばねの横剛性を利用してスウィングハンガを廃したこと,(2)軸箱支持部にしゅう動部分が全然ない IS 式軸箱支持装置を採用しており,そのゴムばねのばね定数のえらび方により,適当な前後,左右支持弾性を与えられること,(4)全側受式の車体荷重支持方式としたこと,(5)車輪踏面の清掃装置を取付けたこと,(6)前頭車の前頭軸箱に排障器を取付けたことなどである。

つぎに,その主要諸元を第2表にしめす。約 200 km/h の速度で営業される世界最初の列車に使用される量産台車であるから,高速時の自励だ行動(ハンチング)による脱線とか,台車わく,車輪,車軸,ばね,軸受などの破損などが絶対に生じないよう,安全についてはとくに十二分に考えられていることは,いうまでもない。

2. 車輪および車軸

車輪は直径 910 mm の一体圧延車輪で材料は STY 80 (炭素量 0.65~0.70% 程度のもの)を用い,踏面にはリムクエンチ (850°C で噴水焼入れして 500°C 以上で焼もどす熱処理)をほどこし,踏面かたさはシ ョアで 44~50 程度としている。考え方としては,割

* 原稿受付 昭和 39 年 7 月 10 日。

** 正員,日本国有鉄道臨時車両設計事務所(東京都千代田区丸の内1の1)。

損事故などが絶対に生じないように,ひとまず安全第一をとってわざと炭素量の低いところをねらいかたさも比較的下げており,将来耐摩耗性などの点から,安全を確認のうえ次第にかたさの高い方向へ進むことが予想される。

車輪踏面は第2図にしめすような輪郭で,踏面こう配は 1/40,フランジ傾き角 70° などほとんど試作車と同じ⁽⁶⁾である。踏面こう配はだ行動の波長に,フランジ傾き角は脱線係数に関係ある重要なもので⁽⁷⁾,従

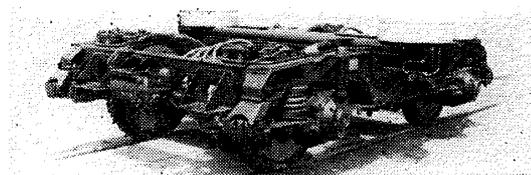
第1表 新幹線用台車の重量

単位 kg

試 作 車		量 産 車	
DT 9001	10 740	DT 200	9 775
DT 9002	10 980		
DT 9003	10 550		
DT 9004 (リンク)	10 680		
(IS)	10 750		
(ミンデン)	10 542		
DT 9005	10 850		
DT 9006	10 600		

第2表 DT 200 台車の主要諸元

様 式	2軸台車
形 式	DT 200
まくらばね上荷重 (定員時)	20.5 t
軸 距	2 500 mm
車 輪 直 径	910 mm
最 大 長	4 180 mm
最 大 幅	3 164 mm
軸 箱 中 心 間 距 離	2 100 mm
空気ばね上面取付部標準高さ	1 170 mm
駆 動 方 式	平行,可とう歯車継手 1段減速歯車式
ブ レ ー キ 方 式	空気-油圧円板ブレーキ



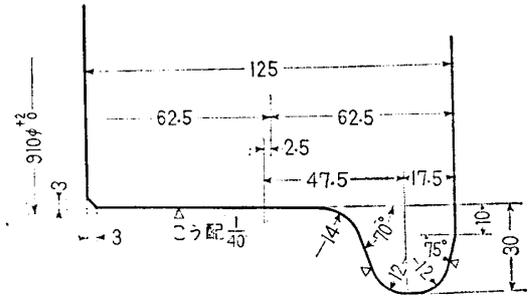
第1図 DT 200 台車の外観

来線で用いられているそれぞれ 1/20, 60° という値に対して、いずれも安全側をえらんでいる。

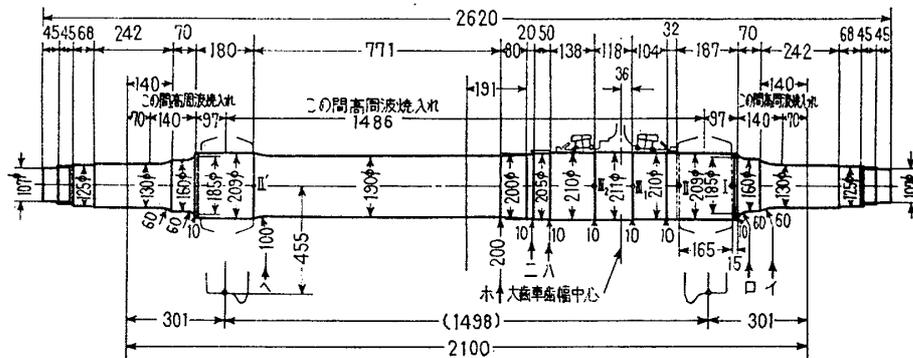
車軸は S35C を用い、両側ジャーナル部の間を、車輪座外側部をのぞき全長にわたって高周波焼入れをほどこしてある。これは、車軸の表面に圧縮残留応力を残して回転曲げ疲れ限度を高めるため⁽⁸⁾で、その安全率の計算結果を第3図にしめす。これを試作車の車軸 (SFA 65 焼入れ焼もどし) に比較してみると、安全率は増えているのに車輪座や歯車座などはかえって 5~10 mm 程度細くなっている。なお、高速運転の影響を考慮し、垂直荷重で静荷重の 1.7 倍、横荷重で垂直荷重の 0.5 倍の動荷重がつけねにかかるものとして設計してある [ふつうには、この値として、それぞれ 1.4 倍、0.3 倍をとることが多い⁽⁹⁾]。

車輪車軸の組立の寸法差としては、従来線の規定よりも一段と精密になっている (第3表)。

なお始めて採用されたものとして、車輪の油圧抜き作業がある。これは組立てられた車輪と車軸のはめあい面間に接触圧以上の油圧 (最大 2000 kg/cm² 程度) を供給することにより、はめあい面間に油膜を形成させ、はめあい面間の損傷を防止する車輪車軸の解体法⁽¹⁰⁾である。具体的には、車輪の軸はめあい面とボス部に油圧分配みぞ、油圧誘導孔およびポンプ取付孔の加



第2図 新幹線車輪踏面輪郭



- (注) 1. 一軸負担荷重 (軸くび上) $W_A = 13500 \text{ kg}$
 2. 動的負荷の割増量
 (1) 上下方向加速度 0.7g
 (2) 左右方向加速度 0.5g
 3. ねじりモーメント $T = 417700 \text{ cm}\cdot\text{kg}$
 4. ねじり弾性限は $\tau_e = 15 \text{ kg/mm}^2$ とする。
 5. 安全率 $S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_w}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_e}\right)^2}}$

位置	曲げモーメント $M \text{ cm}\cdot\text{kg} (\times 10^3)$	軸径 $d \text{ mm}$	断面係数 $z \text{ cm}^3$	曲げ応力 $\sigma_b \text{ kg/mm}^2$	静荷重による曲げ応力 $\sigma_{b0} \text{ kg/mm}^2$	ねじり応力 $\tau \text{ kg/mm}^2$	曲げ疲れ限度 $\sigma_w \text{ kg/mm}^2$	安全率 S_f	備考
イ	2206	130	215.7	10.23	3.14	0	15	1.47	軸くび
ロ	3811	160	402.1	9.48	2.91	0	15	1.58	ちりよけ座
I	4948	209	896.3	5.52	1.69	0	10	1.81	車輪座
II	9997	209	896.3	11.15	2.26	2.33	15	1.32	車輪座
III ₁	10511	211	922.2	11.40	2.20	2.26	15	1.29	歯車座
III ₂	10070	211	922.2	10.92	2.20	2.26	15	1.35	歯車座
ハ	9100	205	845.8	10.76	2.40	2.47	15	1.36	集電環焼ばめ部
ニ	8770	200	785.4	11.17	2.58	2.66	15	1.31	ラビリンス部
ホ	8149	190	673.4	12.10	3.01	3.10	18.5	1.46	
ヘ	8093	190	673.4	12.02	3.01	3.10	18.5	1.47	
II'	8139	209	896.3	9.08	2.26	2.33	15	1.60	車輪座

第3図 車軸の安全率

工が行なわれている。このような方法が採用された理由は、新幹線は一日あたりの走行キロが 1500~1600 km というように非常に長いので、踏面の摩耗もおそらくかなり激しく進み、その輪郭をいつも正規に管理するために踏面研削盤⁽¹¹⁾などによりひんぱんに研削や切削が行なわれるはずであり、したがって車輪一枚の寿命も短くなり、車輪交換の周期が割合と短くなることが予想されるからである。またこのように研削や切削の回数が多いため、車軸端のセンター穴がいたま

第3表 車輪車軸組立の寸法差

項目	寸法差 (単位 mm)	
	新幹線 DT 200	従来線電車
車輪内面距離	±1.0 ただし1輪軸での差は1.0以内	±1.0
1台車分の車輪直径差	0.5以下	3.0以下
左右車輪直径差	0.2以下	1.0以下
踏面のふれ	0.2以下	0.5以下
車輪内面片側のふれ	0.5以下	0.5以下
ジャーナルの真円度, 円筒度	0.015以下	0.015以下

第4表 車軸用軸受の計算寿命

軸受の種類	負荷容量 C と寿命 L	
	C kg	L 10 ⁴ km
円筒ころ軸受*		110 000
130×280 φ×210/215	L 10 ⁴ km	357
スラスト受玉軸受**	C a kg	14 800
125×260 φ×55	L 10 ⁴ km	73

注* ラジアル荷重 (F_r) は静的軸重の 1.7 倍をとり、 $F_r = 7.5 \times 1.7 = 12.75 \text{ t}$ とした。

** スラスト荷重 (F_a) は静的軸重の 0.5 倍が全走行距離の 3% 作用するものとして、 $F_a = \{(0.5 \times 15)^2 \times 0.03\}^{1/2} = 2.3 \text{ t}$ とした。
なお、車輪径は計算上 870 mm とした。

ないよう、センター穴用に硬質の別材ブッシュが打込込である。

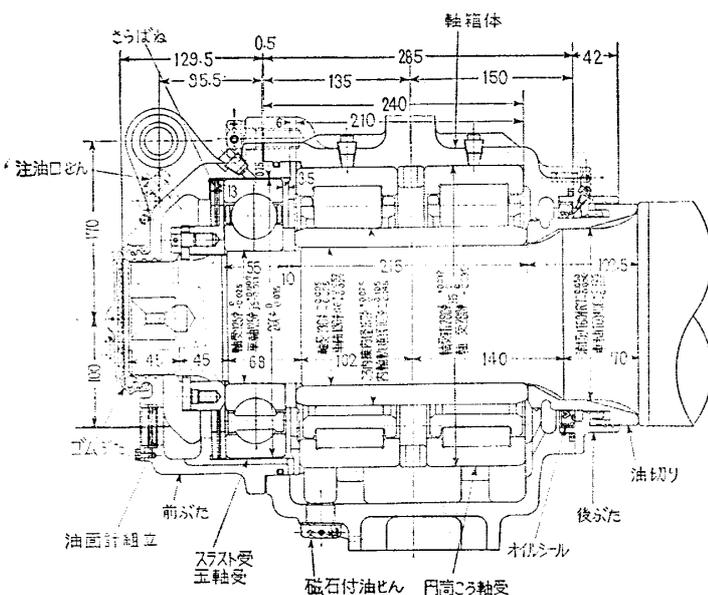
3. 車軸用軸受

第4図にしめすごとく、ラジアル荷重をささえるのは 130×280 φ の 2 列円筒ころ軸受, スラスト荷重を受けるのは 125×260 φ の深みぞ形ラジアル玉軸受である。第4表にその計算寿命をしめす。なお、試作車では、玉軸受にしきりにスミアリング (微細な転動面の焼付き) が発生した。その原因は主として、玉軸受が外輪案内方式をとっているためにスラスト荷重がぬけているときは、玉と内外輪の接触がたたれており、そこへ衝撃的なスラスト荷重がかかることにより急激な接触状態にはいり、瞬間的にころがり接触部がすべて生ずるものと推定される⁽¹²⁾。そこで今回は、軸箱内にさらばねをいれて玉軸受に弱い予圧 (60 kg 以下) をかけ、常に玉と軌道輪の接触が維持されている形式とした。

軸受は保安上絶対に破損、焼付きが許されない重要な部品であるから、その材料 (素材, 鍛練, 熱処理), 内部設計と加工, 製造面における品質管理水準, 内部欠陥やきずの探傷方法, 取付精度, 軸箱精度などは、在来の国鉄の規定よりも格段ときびしく定められている。

潤滑については、営業時の 200 km/h 程度の運転速度では dn 値は 20 万以下でグリース潤滑の可能性もあるが、グリース潤滑では温度上昇が高くなり、すべり部分のスミアリングやかじりの防止がむずかしく、摩耗粉, ごみその他の異物の除去や潤滑剤の交換もめんどろになることが室内実験で確かめられているので⁽¹³⁾、油潤滑となった。潤滑油は試作車では特2号マシン油を用いたが、量産車では更に精製度の高い #180 タービン油を採用することとした。密封方式としては、後ぶたにオイルシールを用い、シール部にグリースを充てんし油膜を形成させてリップを保護するとともに油もれやごみの侵入を防ぎ、さらにその外側にラビリンスを設けて防じんに万全を期している。

なお、第4図からわかるように、前ぶたには穴をあけてシールしたうえで軸端を露出させ、簡単に取りはずせるゴムのキャップがかぶせてある。これは前述の研削や切削をおこなうのに便利のため、ならびに車軸の超音波探傷をおこなう際、探傷子を在姿状態で軸端にあてることができるとある。



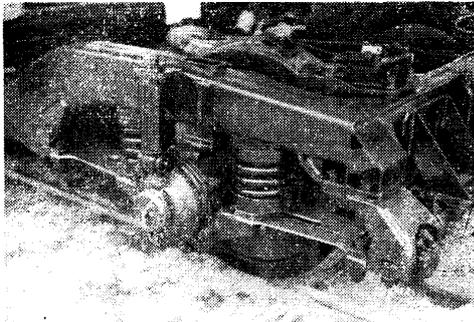
第4図 軸箱組立

4. 軸箱支持装置

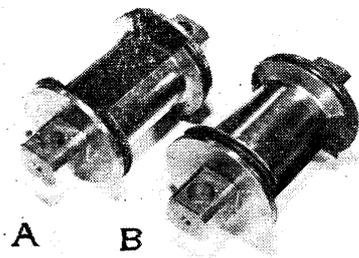
モデル線では試作車を用いて、SIG 式、重ね板ばね式、シュリーレン式、ミンデンドイツ式、IS 式、住友リンク式、可とう軸ばり式、日立リンク式の実に 8 種類の軸箱支持方式が比較試験された^{(3)~(5)}。

SIG 式、シュリーレン式などの案内筒方式などは軸箱の台車わくに対する前後左右位置ぎめがむずかしいのと、これら方式自体の持つ油圧減衰だけでは必要な軸ばねダンピングの値には十分でないという難点があり、板ばねを用いる諸形式はおしなべて走行時ばね板に生ずる動的応力が高すぎて、これを下げるためには軸ばねをかたくしなければならぬまじい点がある。リンク式は前後方向の支持弾性はかたくとれるが、左右方向が非常にやわらかく、また上下方向にゴムの回転剛性がきくので軸ばねを動的にかたくしてしまう。さらに、諸方面から注目されている新幹線の量産台車に、外国で実用されている方式をそのままとり入れることは不本意でもあるので、最終的に検討のすえ、国鉄で開発された IS 式をさらに改良を加えて採用することとなった(第 5 図)。

IS 式軸箱支持装置はばね板(支持板と呼ぶ)の前後端にゴムばねを用いたものであって、運転時支持板に生ずる応力の値はミンデンドイツ式に比べて、最大値で比較して 70% くらいに下がっている(全振幅で約 50 kg/mm^2) し、また発生ひん度も減小している⁽¹¹⁾。



第 5 図 IS 式軸箱支持装置



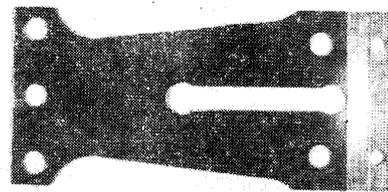
A が台車内側, B が台車外側

第 6 図 IS 式軸箱支持装置のゴムばね

このゴムばねは、第 6 図にしめすように心棒と外筒の間に 2 個の凹形弧状のゴムを加硫接着したもので、前後同じものを 90° 向きを変えて取付け適当な前後左右弾性を軸箱に与え、しかも軸ばねによる上下動をさまたげないようにしている。支持板との取付けは、上下 2 個の支持板取付腕で締めしろをつけて外筒をはさみ、ボルトで締め台せる。

これまでその適値が論議的だった軸箱の台車わくに対する支持弾性は⁽¹²⁾、モデル線における試験の結果から前後方向はなるべくかたいほうが自動走行の限界速度が高いことがはっきりした⁽⁵⁾。また電子計算機による松平の計算⁽¹³⁾でも、前後左右方向とも実用の範囲でなるべくかたくするのがよいという結果がでてきたので、ねらいとしては前後方向 $3000 \sim 4000 \text{ kg/mm/box}$ 、左右方向 $1500 \sim 2000 \text{ kg/mm/box}$ として製作することとした。ただしこの値は、ゴムばねのゴムの形状、かたさを変えることにより広範囲にえらぶことができるので、必要に応じて将来もっと適当な値があれば変更は容易である。なお、実際の製品を使っている測定結果によれば、支持弾性は静的に前後約 4000 kg/mm/box 、左右約 1000 kg/mm/box である。またゴムばねの寿命は、室内疲れ試験とモデル線における試験の軸ばね振幅ひん度とをあわせて考えると、約 2 年程度と一応推定される。

支持板は、高速運転の新幹線では安全と結びつく特に重要な部分なので、いろいろな形状寸法のものについて疲れ試験などの基礎実験をおこない、その生産性も考慮したうえで慎重に最終的な設計をおこなった。試作車の場合には中央部の板厚は 7 mm (取付部は 16.7 mm)、幅 120 mm でミンデンドイツ式と似たものであったが、今回は板厚は 6 mm で中央部、取付部とも一定となり、形状も第 7 図のように特異な形をしている。中央にスリットがあるのは、たとえ片側にき裂がはいって進行しても、中央で止まるようにするためである。第 8 図に製品の室内疲れ試験の結果をしめす。軸箱との取付部分はセレーションと摩擦板を併用しており、ずれ止めには奥のセレーションを用い、応力の高い付根の部分には樹脂糸の摩擦板をはさんで



第 7 図 IS 式軸箱支持装置の支持板(ばね板)

応力集中の緩和と防せいをねらっている。ゴムばねの支持板取付腕との取付は、摩擦板だけを用いている。支持板は特殊なばね鋼に熱処理したもので、焼入れ後の機械加工が困難なのでリーマボルトは使用せず、ボルトとボルト穴はすべて遊びのあるものとし、組立時にジグを用いて正確な位置ぎめをおこなうこととしている。ゴムばねの心棒は、片側こう配がついており(第6図)、台車わく側のテーパみぞにはめこんで、がたなく固定するようになっている。

5. 台車わくおよびまくらばり

台車わくはプレス成形した SS41P を溶接したもので、それぞれ箱形断面の側ばり(9mm)、横ばり(9mm)、端ばり(6mm)からなっている。IS式軸箱支持装置の台車内側のゴムばね心棒をはめこむテーパみぞのある受金を、側ばり中央おちこみ部下面に4箇所溶接し、このみぞの垂直面をすべての寸法精度のもととした。

まくらばりは厚さ 9mm の SS41P をプレス成形して外形 150×225mm の箱形断面に溶接したものを2本をならべた形状になっており、空気ばね座、側受、中心ピンの位置で互いにつながっている。後述するように、今回はまくらばねとして特殊ダイアフラム空気ばねを採用することとなり、それほど大きな補助空気室を必要としないので、片側の1本だけを中央仕切りとして、左右の空気ばねの補助空気室としている。容積としては1空気ばねあたり約 50l となる。

6. ばね装置

6.1 軸ばね 軸ばねとしてはコイルばねをゴムで被覆してある程度の減衰をもたせたエリゴ式のものも検討したが、試験の結果ではダンピングが十分ではなく、6~7c/s の車体曲げ振動がおこって乗りごちを害するのでウイング式のコイルばねとオイルダンパの

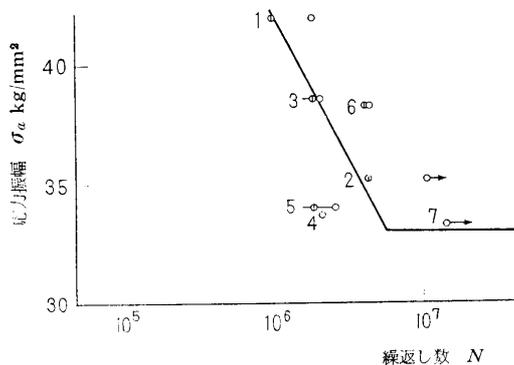
併用とした。軸ばねのばね定数は、IS式軸箱支持装置の支持板とゴムばねを組合せたもののばね定数を合わせて1軸箱あたり 125.6 kg/mm(0.995 mm/t/car)である。オイルダンパは、伸長方向にのみきき、減衰力は 2.5 cm/s で 150kg, 10 cm/s で 400kg のものである。

6.2 まくらばね 試作車と同様、空気ばねの横剛性を利用して車体を横揺れさせるいわゆる No swing-hanger 式をとっている⁽¹⁷⁾。ただし試作車で用いた3山ペローズ形空気ばねは、時間の経過とともにバックリングをおこし、左右方向にどちらか一方に寄りっぱなしになるものが出たため、量産車では特殊ダイアフラム形空気ばねという一種のローリングシール形空気ばね(第9図)を用いることになった。

この方式の空気ばねは上下方向には受圧面積変化がほとんどないか、あるいは負に働くので非常にやわらかく補助空気室はごくわずかでよい。また左右方向には、内外筒が横方向に相対的に動くことにより、横方向受圧面積が円周周囲で異なることにより復元力を生じ、ゴムペローズの弾性には依存しないので不安定なバックリング現象を生じない利点がある。

また、軽量化をはかるために、内外筒ともに耐食アルミ板7種(A2P7-0)をプレス加工溶接して表面処理したものをを用いている。このため空気ばねの重量は、試作車のペローズ形がセルフシール式で 95~100 kg、締結式で 120~130 kg あったのが、実測値 52.1 kg と半減した。

空気ばねの上下方向減衰は、補助空気室とばね本体との間にもうけられているオリフィス(直径 15mm)により与え、まくらばねダンパは用いない。上下方向動的ばね定数は、補助空気容積約 50l として計算す



第8図 支持板の疲れ試験結果



第9図 特殊ダイアフラム形空気ばね

ると 40.7 kg/mm (6.14 mm/t/car) となる。ばね定数をばねの自由時から定員時までのたわみ量に換算すると、軸ばねと合計して約 300 mm となる。この値は、250 mm のとき約 1 c/s を意味するから⁽⁹⁾、きわめてやわらかい乗りごこのよいものといえる。

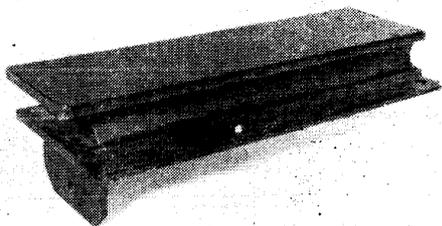
この空気ばねの左右方向ばね定数は、定員時動的に 36 kg/mm \pm 10% と定められており、前述のように直線性がよく、履歴ループが小さく、また内圧に比例したばね定数になるなどの特徴がある。その左右方向特性曲線の3山ベローズ形との比較の代表的な一例は、川本により機械学会誌に紹介されている⁽⁷⁾。横方向オイルダンパは、減衰力として 5 cm/s のとき 400 kg、15 cm/s のとき 750 kg のものが2個、点対称にとりつけられている。

つぎに今回の量産車でははじめての試みとして、上下ストップゴムを空気ばねの外に出し、左右方向ストップゴムの作用を兼用させることとした。その構造を第10図に示す。

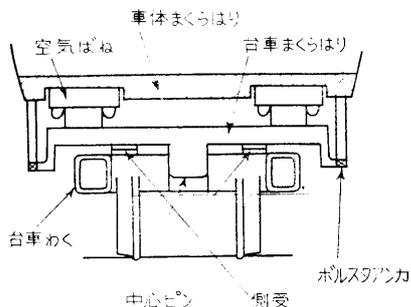
なお、試作車で試験的にとりつけた無傾斜機構⁽¹⁸⁾は、空気ばねの取付位置が後述するようにきわめて高い場合には必要ないことがわかったので、量産車では用いないことにした。

7. 車体荷重支持方式

第11図のように、空気ばねを直接車体まくらばりへとりつけて車体の重量をささえ、さらに台車まくら



第10図 ストップゴム



第11図 車体荷重支持方式

ばり→台車わく横ばりへと荷重をつたえる方式をとっている点は試作車と変りないが⁽¹⁹⁾、空気ばねの取付高さはレール面上 1170 mm と車体まくらばりのなかにほとんどもぐり込むほど高くして(試作車では 1100 mm)、車体のローリングを防いでいる。

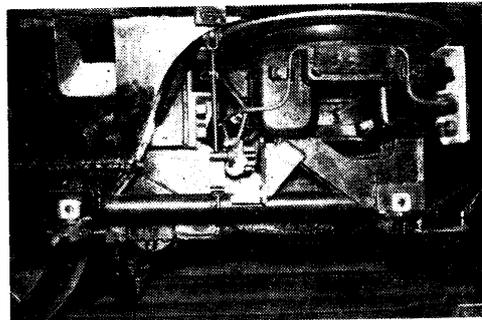
試作車では台車のまくらばりと横ばりとの間に有効径 800φ という大径で浅い心ざらを取りつけたいわゆるオール心ざら式としたが、今回はさらにこれを押し進めたオール側受式とした。側受は間隔 1300 mm で、前後の安定をよくするため縦×横が 600×220 mm という細長いものである。すり板としてはカーボン片をうめ込んだ耐摩樹脂($\mu=0.12$)を用い、側受摩擦の回転抵抗モーメントは試作車の場合の5割増(約 1600 kg-m)に高めた。この回転抵抗モーメントを増すことが、自働だ行動の防止に有効であり、またこの程度の大きさであれば、車輪横圧にも悪影響を与えないことがモデル線の試験で確かめられているからである。

このようにオール側受式としたのは、心ざらと側受を併用する方式では、それぞれの受持つ荷重分担割合の調整をしなければならないのでその労をはぶき、車体に乗せればまちがいなく必要な回転抵抗モーメントが得られることと、まくらばりにかかる曲げモーメントを減らして、その設計を楽にするためである。

なお、台車の回転の中心としては、試作車と同様いわゆる中心ピンがあり、鋳鋼製でまくらばりの前後2本のメンバの中央下面にはめこまれ、強固に溶接されている。

8. ボルスタアンカ装置

量産車では試作車で試験的に用いた前後動緩衝装置⁽²⁰⁾はあまり効果がないので採用せず、ふつうのボルスタアンカ(第12図)にもどっている。ただし自働だ行動を防止するために、前述の側受摩擦回転抵抗モーメントを確実につたえ、また台車回転にたいして十分な弾性復元力をあたえる⁽¹⁶⁾目的で、取付がたがなく、前後方向には十分かたく、上下、左右、こじり方向には



第12図 ボルスタアンカ装置

やわらかいものとするため、かなり目新しい構造となっている。

すなわち、端部のゴム部の構造は第 13 図にしめすごとく、心棒として両端に取付部のある球形の軸を用い、その前後に半割りの球形ゴムをかぶせ、その外側に球形凹形の二つ割りの鋳鋼製のゴム押えを 4 本のボルトで締め付けたものである。車体およびまくらばりとの取付けは、第 12 図でわかるように IS 式軸箱支持装置と同じやり方で、片面こう配のついた心棒を、テープみぞのきってある受金にぴったりとはめこむようになっている。この結果、これまでとかく問題の多かったこの部分のがたもほとんどなくなり、また前後方向も実測値 1800 kg/mm/本 と非常にかたいものとなった。ボルスタアンカの取付高さは、台車のピッチングと、それにより生ずる車体前後振動の面から理論的には車軸中心から 80~90 mm 上がよいと計算される⁽²¹⁾ので、今回は 100 mm 上方（試作車では 50 mm 上方）と定めた。

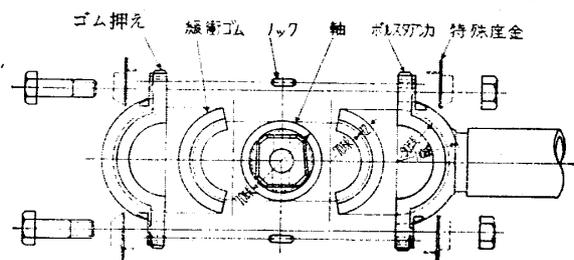
9. 主電動機支持方式と駆動装置

試作車以来のいわゆる平行カルダン式で、第 14 図のように主電動機 (MT 200) は台車わく横ばりに片持ち式にばね上装荷され、可とう歯車継手をかいして歯車装置、さらに車軸へと動力を伝達する。

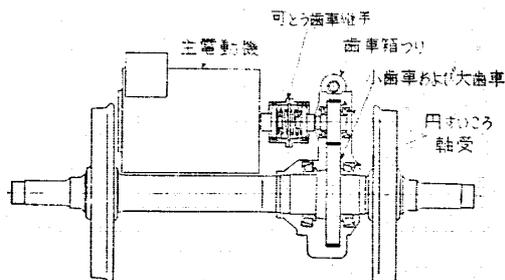
可とう歯車継手 (QD 250) は、電機子軸と小歯車軸をフレキシブルに結び、大歯車軸（すなわち車軸）と台車わく横ばりに固定された電動機の間を生ずる相対変位を逃げるものである。その構造は、第 15 図にしめすように、極度にクラウニングした 2 組のインターナル・エキスターナルギヤを組合せて、軸の偏心や傾

きに対して自由に可とう動力伝達をおこなう⁽²²⁾ものである。ただし、試作車に用いた継手 (QD 9101, 9102) では、歯面にビッチングを生じたものがため、歯の接触面圧を減らすためエキスターナルギヤのクラウニング半径を大きくしている。フェローズ式低歯で歯数 50、モジュール $\frac{1}{3}$ 、エキスターナルギヤの歯幅 25 mm で、軸の許容変位は、半径方向、軸方向ともに ± 12.5 mm である。

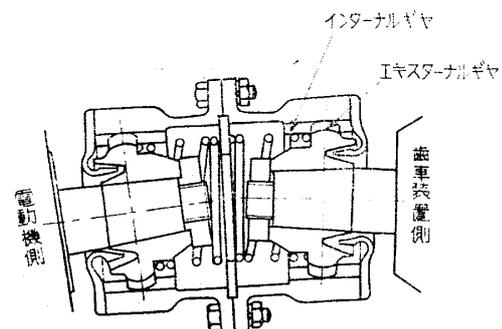
歯車装置 (QD 200) は、試作車で用いた QD 9002 と細部をのぞきほとんど同様⁽²³⁾で、歯数比 29 : 63、はずば平歯車である (第 5 表)。小歯車軸と大歯車軸は平行でほぼ水平に位置し、歯車箱は一方では大歯車軸受により車軸に取付けられ、一方では小歯車軸受により小歯車軸にとりつけられている。この構造自体は従来線の中空軸式平行カルダンと基本的には特に変わっておらず、また主電動機の回転数も特に高くはないので小歯車軸受の回転速度は従来と変りないが、大歯車周速と大歯車軸受の回転速度は従来からの 2 倍近くになっている。したがって、歯車箱内の潤滑油のかくはん抵抗が増えて温度が高くなり、密封も困難になる。軸受そのものは円すいころ軸受の正面組合せで従来と同じ



第 13 図 ボルスタアンカ端部の構造



第 14 図 可とう歯車継手式平行カルダン駆動装置



第 15 図 可とう歯車継手の構造

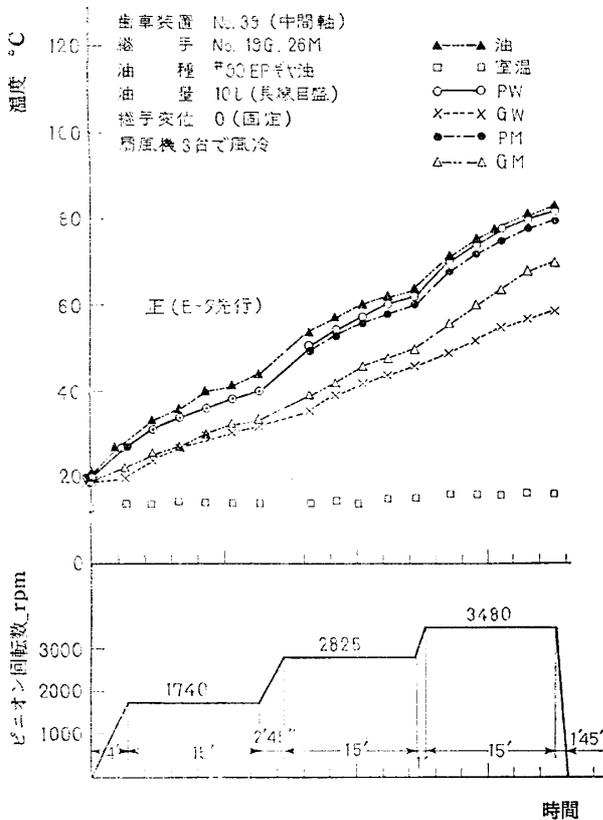
で、潤滑は #90 EP ギヤ油を用い、大歯車のかき上げた飛まつによりおこなう。潤滑上の問題としては、夏季の道床からの照り返しを受けつつ高速でロングランするときの大歯車側軸受の焼付きと、寒冷時ギヤ油が高粘度のときの急速起動による小歯車側軸受つば面の焼付きなどがある⁽¹²⁾。

したがって歯車箱には冷却フィンをつけて放熱をはかり、また小歯車側軸受に停車時でも油がたまっているように油受をもうけた。第 16 図に室内回転試験の時間—温度曲線の一例をしめす。

また、歯車装置には小歯車軸車輪側軸受の背面のスペースを利用して、全数に車軸滑走固着検知用の発電機がとりつけられている。前頭車の前頭軸用の歯車装置にはとくに、歯車箱の横側と歯車箱上ぶたに合計 4 個の ATC 用速度発電機（大歯車外径に沿って磁極があり、大歯車の歯が回転時磁力線を切ることを利用して速度を求めるもの）がついている。

10. 基礎ブレーキ装置

試作車同様、空気圧を油圧に転換し、油圧シリンダを動作させてこにより、車輪軸心部にとりつけられたブレーキ円板をはさむ方式（第 17 図）をとっている。ただし試作車ではブレーキ力がやや不足していた



第 16 図 歯車装置の室内回転試験の一例 (時間—温度曲線)

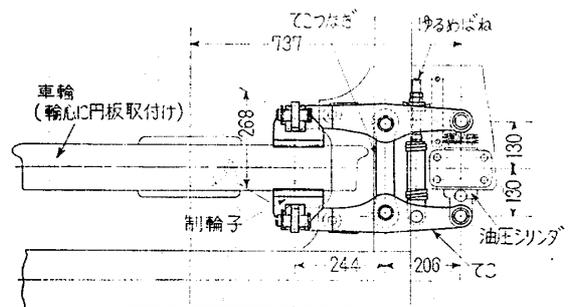
ので、今回は増圧シリンダの増圧比を 1:16 から 1:18.4 と 15%、てこ比を 1:1.6 から 1:1.688 と 5%、合計 20% 高めている。

ブレーキ円板は、材料としては種々研究のすえ⁽²¹⁾ Ni-Cr-Mo 鋳鉄（第 6 表）とし、作りやすくまた軽量化をねらって厚さの薄い簡単な形としてある（第 18 図）。交換作業を容易にするため、車輪の内側用、外側用ともに全く同じ二つ割りの形の円板とし、ブレーキをかけた時の熱放散をよくしてき裂やそりの発生を防ぐ目的で、裏面のフィンはなるべく薄いもの（6mm）を数多く、等間隔に配置してある。

ブレーキライニングは、現在のところ合成樹脂系のもものでは、室内実験的には実用化のみとおしがたっているが、現車での使用は常用ブレーキはともかく非常ブレーキ時の使用には未確認の面があり⁽²⁵⁾、銅系の焼結合金を用いている。これは、銅 60~70%、すず 5~15% を主体にし、これに摩擦安定成分等を加えたもの

第 5 表 歯車の諸元

		小 歯 車	大 歯 車
歯 数		29	63
工 具	歯 形	並 歯	並 歯
	モジュール	8	8
	圧 力 角	20°	20°
軸直角モジュール		8.513422	8.513422
ねじれ角および方角		20° 左	20° 右
基準ピッチ円径		246.889	536.346
歯 厚	基準ピッチ円上 (歯直角)	16.060	11.604
	マ タ ギ	6 枚 137.056	8 枚 184.650
歯形キャリパ		16.050	11.603
歯形キャリパ歯末高		12.936	6.639
転 位 係 数		+ 0.6000	- 0.1653
中 心 距 離		395	
歯 幅		80	80
仕 上 方 法		研 削	研 削
材 料 熱 処 理		SNCM 23 浸炭焼入れ焼もどし	S40C 高周波焼入れ焼もどし



第 17 図 円板ブレーキ装置

を均一にかくはんしてから高圧力で成形し、これを長時間加熱加圧して内部まで均一な材質となると同時に銅めっきを施した補強材に接着して製作するものであって、摩擦係数はブレーキ初速度 50 km/h (常用) では 0.30, 160 km/h 以上 (非常) では 0.25 となっている。

11. 車輪踏面清掃装置および排障器

今回の量産車の台車では試作車にはついていなかったこの二つの装置が、新しく追加されることとなった。

車輪踏面清掃装置 (第 19 図) は、全台車の全車輪にとりつけられ、空気ブレーキ作用時に車輪の踏面を清掃する機能を有するものである。その構造は、ばね棒でつくってこの一端に小形の研磨子をつけ、他端に空気ばねによって力を加え、研磨子を 10 kg 程度の弱い力で踏面におしつけるもので、この軸受にはゴムばねを使っている。新幹線の台車は前述のごとく円板ブレーキ式なので、これまでのように踏面に制輪子

第 6 表 Ni-Cr-Mo 鋳鉄円板の性質

化学成分									単位 %
C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo		
3.3~3.7	1.1~1.6	0.6~1.0	0.16以下	0.12以下	1.0~2.0	0.3~0.6	0.3~0.5		

顕微鏡組織

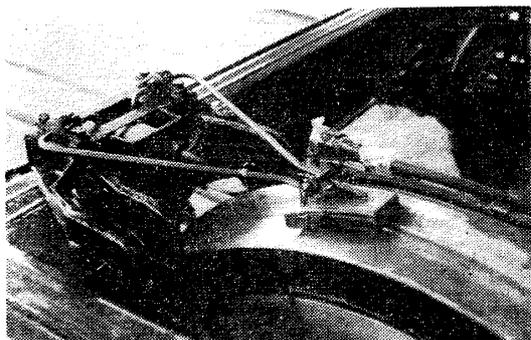
黒鉛	生地
A 形 寸度 3~5	微細層状パーライト過剰成分よりなり、セメントライトまたはフェライト、またはその両者が5%をこえないこと。

機械的性能

引張試験	抗折試験	かたさ試験
引張強さ kg/mm ²	最大荷重 kg	たわみ mm
25 以上	1000 以上	5.0 以上
		ブリネルかたさ HB
		210~280

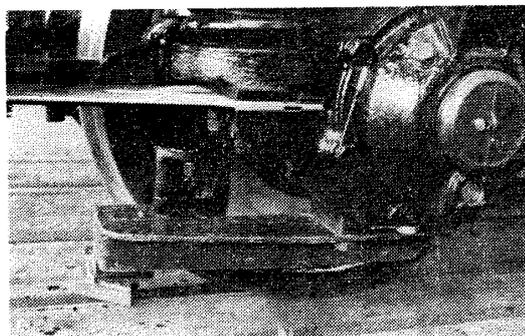


第 18 図 ブレーキ円板

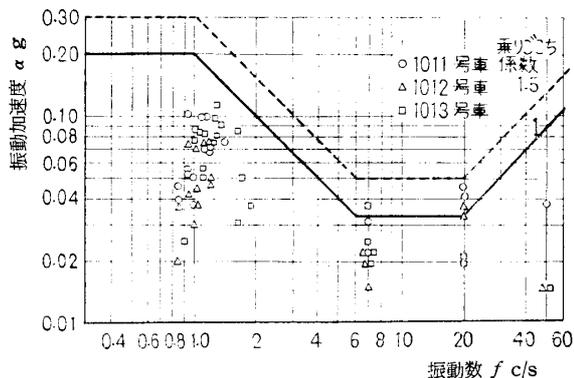


第 19 図 車輪踏面清掃装置

が当たる機会がなく、踏面にさび、ごみなどがついてよごれてくると信号回路の短絡作用をそこなったり、あ

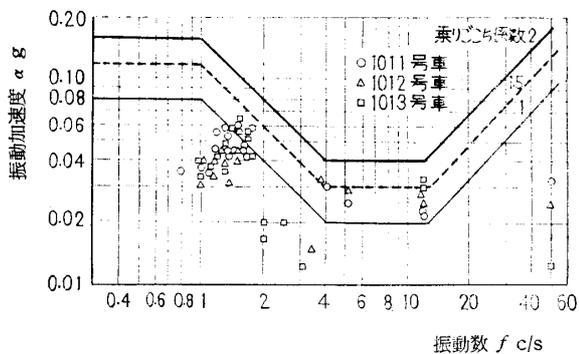


第 20 図 排障器



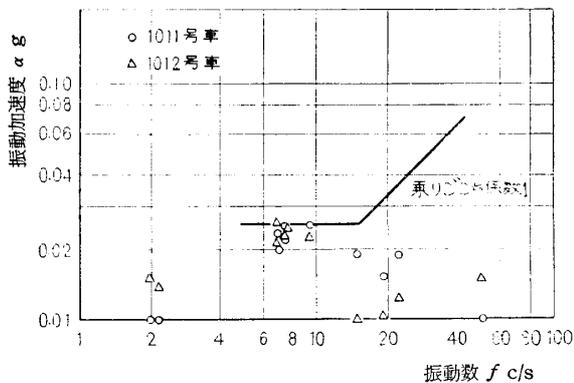
速度 200~210 km/h, 52~62 km
上りおよび下り向き

(a) 上下方向乗りごころ



速度 200~210 km/h, 52~62 km
上りおよび下り向き

(b) 左右方向乗りごころ



速度 100~230 km/h, 55~62 km

(c) 前後方向乗りごころ

第 21 図 DT 200 台車の乗りごころ

るいは粘着係数が低下して滑走を生ずるなどの心配があるので、この装置が考えられたわけである。研摩子は、室内試験とモデル線における現車試験などによってえられた特殊な多孔質無機物で、けいそう土、金属粉末その他の樹脂類を均一に混合し、台金とともに金型中で加熱加圧して成形し、長時間熱処理をおこなって内部で均一な材料としたものである。

排障器は、車体前頭部のゴム製の補助排障装置では排除できずもぐり込んでくる小さな障害物（たとえばレール面上におかれた小石など）をはねとばす目的で、前頭車の前頭軸の軸箱体下面にとりつけられている。この排障作用は、排障器がなるべくレール面すれすれにおかれているほうが効果があるので、第20図のように軸ばねの作用を受けないばね下にとりつけられているのが特徴で、先端のゴム製排障板とレール上面とのすきまは約10mmである。このゴム製排障板の厚さとか、取付角度は、実際にモデル線で排障試験を行なって⁽²⁶⁾決定された。

12. あとがき

最後に昭和39年3月にモデル線で施行された性能試験における車体振動加速度と乗りごこち係数の一例を第21図にしめす。

210 km/h までの範囲では、上下で乗りごこち係数1程度、左右で1.5以下、前後で1程度であり、満足できる乗りごこちといえる。

また、安全に係する横圧と脱線係数についても測定したが、210 km/h ではそれぞれ最大3.8t, 0.38と安全の範囲にあった。

文 献

- (1) 加藤, 機械学会誌, 66-528 (昭 38-1), 125.
- (2) 西尾, 機械学会誌, 66-532 (昭 38-5), 688.
- (3) 石沢, 機械学会・第704回国鉄東海道新幹線用試作電車に関する講演会資料, (昭 37-11), 19.
- (4) 島, 電車, 76 (昭 37-1), 31;あるいはNTNベアリングエンジニア, 11-2, (昭 37-11), 6;あるいは不二越技報, 19-1 (昭 38-1), 5;あるいはBS工業ニュース, 11, (昭 38), 3など.
- (5) たとえば松井, 三芳, 東海道新幹線に関する研究, 第4冊, (昭 38-4), 鉄道技術研究所.
- (6) たとえば前出(3), (4)など.
- (7) たとえば川本, 機械学会誌, 67-540 (昭 39-1), 22.
- (8) 中村, 高周波焼入と疲労強度, (昭 38), 日刊工業新聞社.
- (9) 石沢, 機械学会・第186回直流電車の設計に関する講習会教材, (昭 38-3), 91.
- (10) 国鉄工作局修車課, 軸軸の焼入れおよび油圧抜きについての研究報告書, (昭 38-6), 日本国有鉄道.
- (11) 白石, JREA, 6-8 (昭 38-5), 15;あるいは白石・大館, 鉄道工場, 15-1 (昭 39-1), 23.
- (12) 赤岡, 機械の研究, 15-8, 15-9, 15-10 (昭 38-8, 9, 10).
- (13) 岩田, 東海道新幹線に関する研究, 第2冊, (昭 36-4), 第3冊, (昭 37-4), 鉄道技術研究所.
- (14) 中村・ほか4名, 東海道新幹線に関する研究, 第4冊, (昭 38-4), 鉄道技術研究所.
- (15) たとえば前出(4)など.
- (16) 松平・横瀬, 東海道新幹線に関する研究, 第4冊, (昭 38-4), 鉄道技術研究所.
- (17) たとえば前出(3)など.
- (18) たとえば前出(4)など.
- (19) たとえば前出(3), (4)など.
- (20) たとえば前出(4)など.
- (21) 国鉄第5回台車設計会議資料“ボルスタアンカの高さと軸ばねダンパの減衰について”, (昭38-5), 鉄道技術研究所車両運動研究室.
- (22) 松田, 高速度電動機と駆動装置, (昭 33), 電気車研究会.
- (23) 島, 電車, 99 (昭 38-12), 71.
- (24) 多羅尾・梅野・西尾・由利, 東海道新幹線に関する研究, 第3冊, (昭 37-4), 鉄道技術研究所.
- (25) たとえば中村・福岡, 東海道新幹線に関する研究, 第4冊, (昭 38-4), 鉄道技術研究所.
- (26) 島・谷, JREA, 7-4 (昭 39-4), 45.



宇宙計画で金もうけ

人工衛星をうまく軌道にのせれば、別に報奨金が出るという、報奨金付契約が行なわれ始め、関係業者に金もうけの機会を提供している。アメリカ航空宇宙局(NASA)の調達部門のG. Vecchiettiによれば、1961年には報奨金付契約などなかったが、1964年2月には23の契約があり31300万ドルにも達している。

今度TRW技術研究所が国防省との契約と製作した核実験監視衛星は新しい種類の報奨金付契約である。これには1400万ドルの本契約以外に200万ドルの報奨金がついている。これは衛星の打上げに成功すれば報奨金が付くがもし失敗すれば罰金が付く。

さらにこの衛星が軌道上で支障なく働いていればよいが、2箇月以内にだめになれば1日1600ドルの割で罰金をとられる。しかし4箇月以上もてば今度は報奨金が付くことになる。

報奨金付契約は衛星だけでなく他の宇宙開発機器、有人宇宙船、ロケットなどの買付の方針にも変化をもたらした。

国防省は今後2年間は総契約の80%を報奨金付と

したい意向である。

新規の宇宙契約はすべて、納期がさしせまっていないうものも報奨金付に切換えられている。これらには二人乗り衛星船ジェミニ(マクドネル航空機)、アポロ月探検計画(グラマン航空機、ノースアメリカン航空)、サターンロケット(クライスラ、ノースアメリカン航空、ボーイング、ダグラス)も含まれTRWの地球物理観測とパイオニア衛星、GE社のBiosatelliteなども報奨金付となることが予想されている。

いっぽう通信衛星会社は4月にヒューズ航空機会社と二つの同期通信衛星“early bird”を750万ドルで契約した。この報奨金はどれだけ長く、どれだけ多くの通信路が働くかにより決められている。

5月にNASAはボーイング社と月表面の近接写真を撮影する月軌道宇宙船について8000万ドルの契約を行なった。これらが成功すると別に530万ドルの報奨金を与えることになっている。

(Electronics, 1964, Vol. 37, No. 18, p. 124~126)
(日本科学技術情報センター提供)