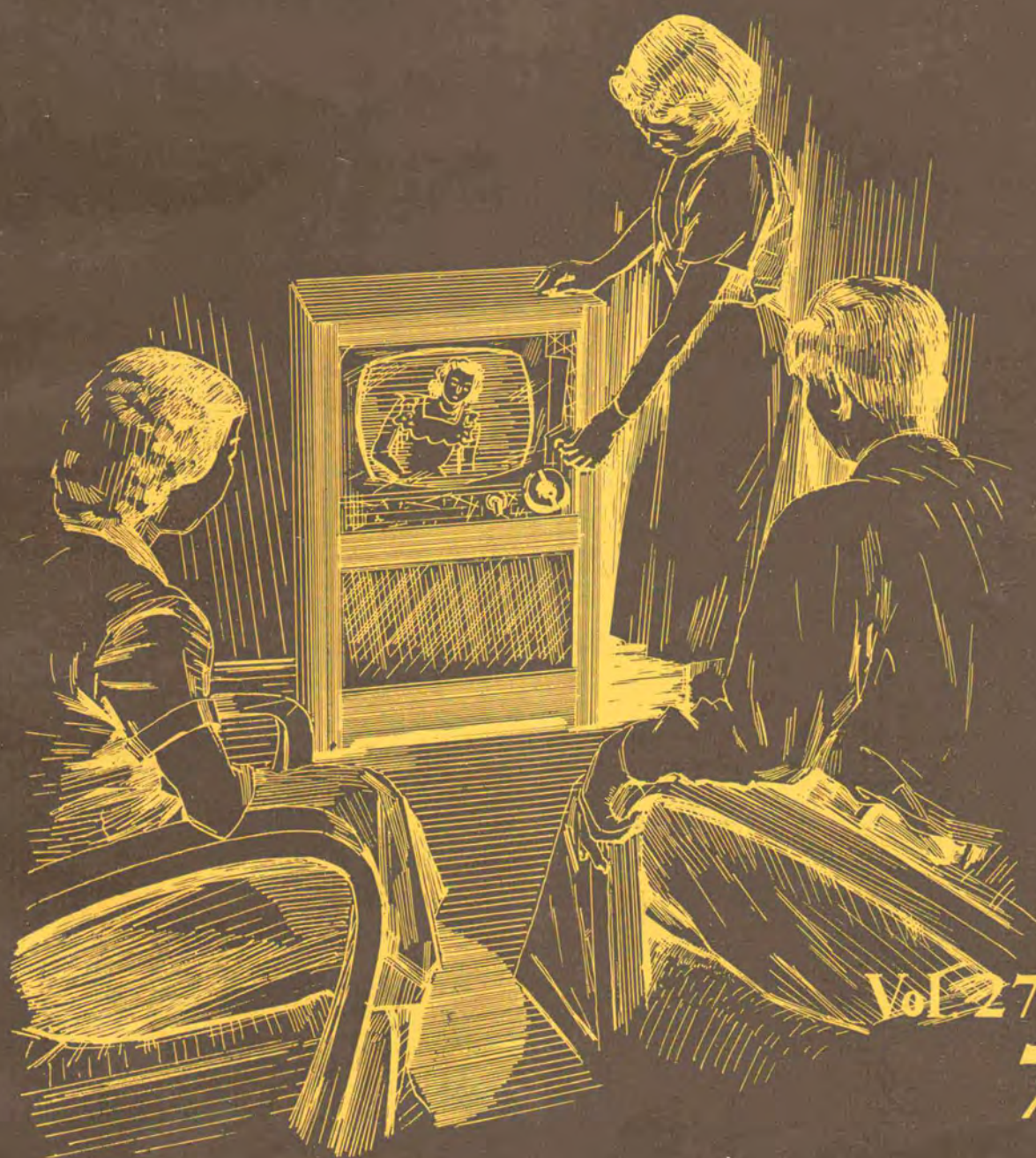


MITSUBISHI DENKI

三菱電機



Vol. 27 1953

7



MITSUBISHI DENKI

三菱電機

表紙説明

三菱テレビジョン 101K17 型は当社がかねてからウエスチングハウス社の技術資料を得て試作研究を十分行つて製作されました国産最高級のテレビジョン受像機であります。キネスコープはウエスチングハウス製 17 インチを使用したコンソール型であります。目下当社伊丹製作所において量産しつつありますが画面の鮮明さ、音質の良さ、優雅なデザインは必ずや好評を得ることでしょう。

昭和 28 年 第 27 卷 第 7 号

目次

三菱電機株式会社

本社

東京都千代田区丸の内(東京ビル)
(電) 和田倉 (20) 代表 1631・2331

研究所 兵庫県尼ヶ崎市南清水

神戸製作所 神戸市兵庫区和田崎町

名古屋製作所 名古屋市東区矢田町

伊丹製作所 兵庫県尼ヶ崎市南清水

長崎製作所 長崎市平戸小屋町

大船工場 神奈川県鎌倉市大船

世田谷工場 東京都世田谷区池尻町

郡山工場 福島県郡山市宇境橋町

福山工場 福山市仲野上町

姫路工場 兵庫県姫路市千代田町

和歌山工場 和歌山市岡町

中津川工場 岐阜県中津市駒場安森

福岡工場 福岡市今宿青木

札幌修理工場 札幌市北二条東 12

大阪営業所 大阪市北区堂島北町 8 番地 1

(電) 福島 (45) 5251—9

名古屋営業所 名古屋市中区広小路通

(電) 本局 (23) 6231—5

福岡営業所 福岡市天神町(三菱ビル)

(電) 西 (2) 5821—5825

札幌営業所 札幌市南一条西 5 の 14

(電) (2) 2378・3911

仙台事務所 仙台市東一番丁 63

(電) 仙台 2573・8057

富山事務所 富山市安住町 23 の 2

(電) 富山 4692・5273

広島事務所 広島市袋 1 町(明治生命ビル)

(電) 中 1069・4824

高松出張所 高松市南紺屋町 34 の 3

(電) 高松 3178・3250

小倉出張所 小倉市博労町 63(富士ビル)

(電) 小倉 3614

柳津水車発電機の無拘束速度試験……………鈴木正材… 2

日本国有鉄道納 DD50 型ディーゼル電気機関車 ……松田新一・浅越泰男… 7

ロートロールの応用……………紙谷鉄男・田中三郎・高月 一…20

歯車マイクロメータにより跨ぎ歯厚を測定して生じた問題の幾

何学的考察……………齊藤定臣…24

高周波焼入によるビニオンの変形……………百崎忠士…28

製品の機械的破損とその包装……………堀 直昌…32

(速報)東海道線 浜松——名古屋間電化……………36

品質奉仕の三菱電機

柳津水車発電機の無拘束速度試験

神戸製作所

鈴木正材*

Runaway Speed Test of Water turbine generator

By Masaki SUZUKI

Kobe Works

Runaway speed test of a large sized water turbine generator at a factory which is a very rare example not only in Japan but even in foreign countries was conducted with success in a newly completed test pit of large sized machine factory. The unit tested was a 30,000 KVA Kaplan turbine generator for Yanaitso Power Station of Tohoku Electric Power Company. Of various arrangements in the test, a resistance wire strain meter attached to revolving parts to measure the stress was worthy of mention.

1. ま え が き

大型の水車発電機を工場において無拘束速度で回転させてその強度を実際に保証するようなことは海外にもあまり例がなく、わが国においても全く先例が無かった。しかるに近時電源開発がようやく軌道に乗り大容量機が続々製作される時代になり、万一不幸にして無拘束速度において発電機に事故が起れば、その損害は測りがたいほど大きなものがある。したがって使用者側としては無拘束速度における発電機の強度に対し、従来通りの机上計算やテストピースによる材料試験の結果では安心できなくなり遂に水車発電機の工場における無拘束速度試験が要求されるようになった。昨年11月1日当社においては全国にさきがけて東北電力株式会社柳津発電所向30,000kVA水車発電機の無拘束速度試験を行い、優秀な成果を納めて無事試験を完了することができた。以下その概要をのべる。

2. 仕様および構造

水車の主な仕様は下記のとおりである。

型式	縦軸単輪単流渦巻カプラン水車
最高有効落差	25.8m
最大流量	120m ³ /s
最大出力	29,000kW
定格回転数	143rpm
最高無拘束速度	323rpm
回転部重量	89.6t
水圧推力	415t

この水車は新三菱重工業株式会社神戸造船所の製作になるものでその出力においてカプラン水車としてはわが国の記録品である。

発電機の仕様は

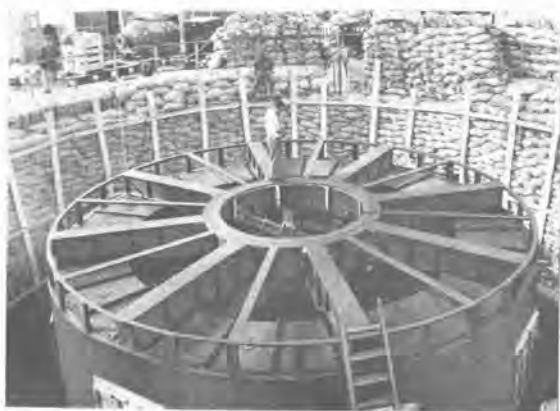
型式	縦軸回転界磁閉鎖風道循環型 傘型発電機
定格	30,000kVA
電圧	11,000V
電流	1,575A
周波数	50~
力率	90%
定格回転数	143rpm
極数	42
回転子重量	200t

この発電機はいわゆるアンブレラ形発電機であつて、振軸軸受は推力軸受と同一油槽内に置き、回転子スライダの下部に配置したものである。発電機の構造中無拘束速度試験に最も関係を有する回転部構造の概略をのべる。*1図は回転子組立を示す。

回転子輻鉄は鋳鋼製で、そのハブは推力受金に嵌込みハブ下面と受金の接触面には半径方向にノックを挿入して回転力を伝達する。スポークは6本で輸送の関係上2本は継足とし傘のようにある角度傾斜して磁気中心を下げるようにしている。回転子リムは3.2mm厚の良質の鋼板を円周七つの扇形片に打抜いたものを成層し、上下両端には厚板を用いて締付ボルトにて一体としたもので、その成層相互間の摩擦力を確実ならしめるため、扇形片はおのおの十分に清掃して組立てる。リムは輻鉄外周に成型したものはスペースヒータを多数個用いて加



1 図 回転子
Fig. 1. Rotor



2 図 工場組立せる発電機
Fig. 2. Assembled generator ready for runaway speed test.

熱、膨張させこれにシュリンクキーを打込み、その張りは定格回転数以上まで締代がなくならぬように必要な値を決定している。

なおリムは扇形片を積重ねたものであるから、最悪の場合を考えると相互間の摩擦力が十分でなくて滑つた場合を考慮してその場合締付ボルトは必要荷重に耐え得るものであると同時にリムのボルト穴には圧縮応力を生ずる、この圧縮力が積重ねによるバラツキで不均一にならぬようにとくに注意した。磁極は 1.6mm 厚の打抜鋼板を積重ねたもので、リムの外周にダブライルにより結合されている。鋳鋼製磁極端板には切込みをつけ青銅鉤物製制動片の一部を挿入して機械的に支持した構造であつて、各磁極片間は連結して環状としている。制動器摺板は 6 等分した鋼板で幅鉄スポーク外側にて各足間に渡して取り付け、円周と半径方向には制動時熱による膨脹に対し無理がないような構造としている。扇車は両面に側板を有し、多数個の傾斜した羽根を溶接し輸送の関係上三つ割とし、割目はリーマボルトで一体としてリム端板に取り付けてある。

3. 無拘束速度試験

工場において無拘束速度試験を行う場合、設計・工作・材料に完全を期しておつても万が一の場合を慮つて事故の際の被害を最小限度に食止め、しかも作業員には絶

対危険が伴わないように万全の施設、準備を整えなければならないのである。当社は従来から幾多の大型水車発電機を製作してきた豊富な経験を有する工場であるが無拘束速度の試験設備を持つていなかった。しかし最近の情勢からその設備の必要を痛感し着々工事を進めてついに、昨年 9 月各種試験設備と巨大なるピットを有する新組立試験工場が落成したのである。

この試験は直流駆動電動機を使用し、無拘束速度においても全機械損を供給できるよう次の定格とした。

2,000rP 600V 2,700A
150/375rpm 1 時間定格 他励磁式

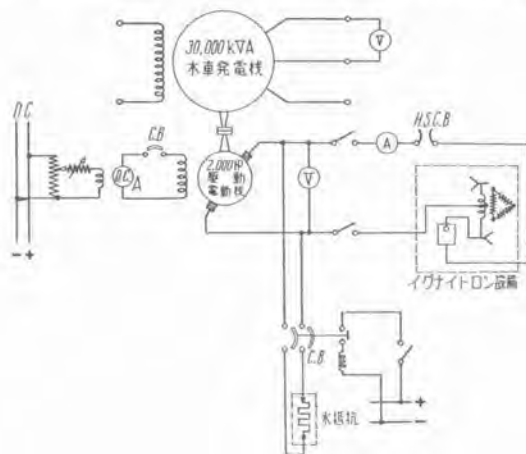
なおこの電源としてイグナイトロン整流器を用い、定格は

1,500kW 750V 2,000A 連続
2,250kW 750V 3,000A 2 時間

である。試験中に危険を伴わないようピットは十分の保護を施し、試験員や関係者は全員現地から約 35m 離れた鉄筋コンクリートの建物に退避し、駆動電動機の励磁電流を加減する加減抵抗器およびイグナイトロンの位相制御器を持ち込み遠隔操作によつて速度制御を行つた。(2 図) 結線は 3 図のようにとくに事故の場合駆動電動機を発電機にする制御方式(水抵抗)を採用した。

速度を上げていく場合加速率(回転数/時間)には、その途中の危険の徴候をつかむために慎重な考慮を払つた。したがつて 4 図に示すような加速方法にし、とくに 143・215・250rpm、の三つの時期を画して安定度を点検した。その結果 0~143rpm (規定回転) まで 5 分間、143~250rpm まで 22 分間、250~300rpm まで 6 分間、300rpm 2 分間、320~323 rpm 2 分間、323rpm 1 分間の率で加速したことになる。

この間各速度において発電機のプロズミ、振動、軸の振れを測定して、つぎの速度段階に進みうる見透しをつけたことはもちろんである。軸振れは駆動電動機の軸端の振れを測定し、振動は下ブラケットにおけるものである。各回転における振れおよび振動は 1 表のとおりである。



3 図 結線図

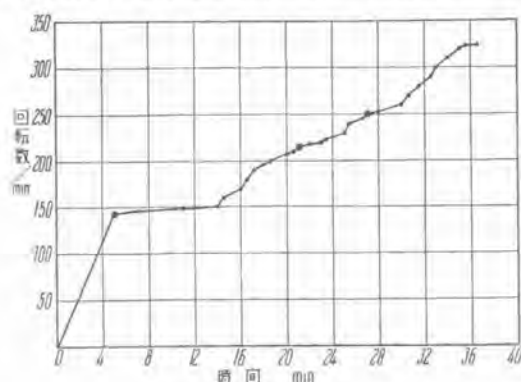
Fig. 3. Connection diagram.

試験結果

苦勞して実施したこの試験はもちろん非常な成績を収めたことは周知のとおりであるが、その間得た成果の一つとして 30,000kVA, 143rpm にて全機械損は、その規定回転数を超えて無拘束速度までの間にどんな傾向を持つ増加を示すかという貴重なデータを得た。5 図に示した曲線はその成績である。今後被試験機に合せて駆動電動機の容量の計画をする場合の参考になると思う。

4. 応力測定

回転子が始動してから無拘束速度に達するまでに、その主要部分の応力あるいはリムとスパイダ間の焼バメ圧力がいかに変化するかを動的に把握するために行つたもので、静止体の応力測定や一定回転数における応力測定は従来から行われていたことであるが、かような大形回転体の回転中の応力変化を時々刻々に測定していく試み



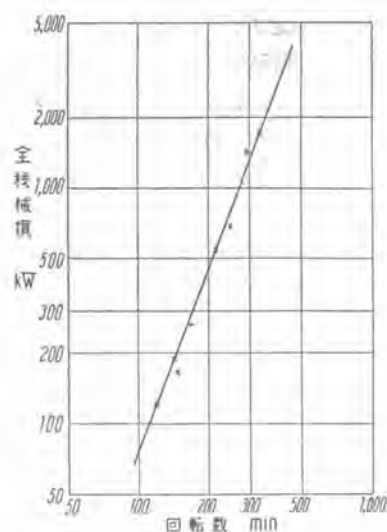
4 図 加速曲線

Fig. 4. Speed-time curve.

1 表

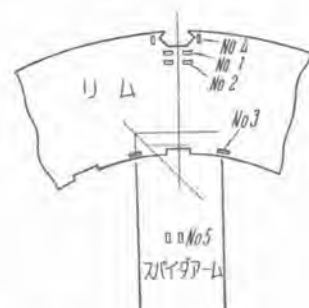
回転数	軸フレ 1/100mm	振動 1/1000mm
50	10	—
75	18	—
100	25	—
120	37	—
130	39	—
143	42	—
160	38	4
180	35	4
190	—	6
200	48	8
215	55	12
230	60	16
240	65	16
250	70	20
260	70	28
270	75	68
280	75	68
290	70	88
300	80	70
310	60	68
315	—	62
220	65	62
323	65	62

5 図
Fig. 5



6 図 抵抗線ヒズミ計
取付個所

Fig. 6. Location of strain gauges.



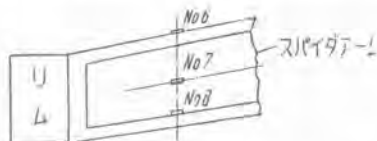
は珍しいことではないかと考える。

ア. 測定箇所

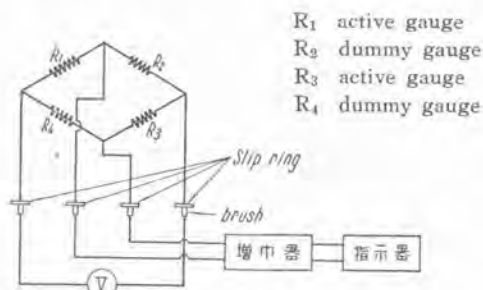
無拘束速度における回転子リムの応力、およびスパイダとリム間に生ずる焼バメ圧力をワイヤ・ストレン・ゲージ(wire strain gauge)を用いて測定した。遠心力により生ずる応力の大きな点は、リムの円周方向およびダブテイルスロットと考えられるので、6 図のとおり5 箇所を選んでゲージをはりつけ応力を測定した。またスパイダアームの半径方向応力も焼バメ状態を知るために、あわせて測定した。測定の際回転体中の測定回路と外部の回路はスリップリングを通じて接続された。6 図において No. 2 はリムの端板上面に、他の No. 1, 3, 4, は端板の下のリムパンチングにいずれも最大応力の生ずる方向にはりつけた。このうち No. 2 は正確な応力計算ができなかつたので、その測定値、測定法はここでは除外する。7 図は焼バメ圧力を測定するためにはりつけたゲージの位置を示すが、No. 8 ははりつけ不良のために応力の測定はできなかつた。しかし焼バメ圧力の測定はリムをスパイダから外す際のスパイダアームの応力変化から推定するために、リムを外す前後において図のように3 箇所にはりつけてゲージの抵抗変化を測定した。以上行つた測定箇所はいずれも一方の応力のみが大きく、これに直角な応力は0 かまたはほとんど無視し得ると考えられる箇所であるから、ストレンゲージで測定したヒズミ量 ϵ_1 から直ちにその方向の応力 σ_1 は $\sigma_1 = E\epsilon_1$ によつて計算できる。

1. 測定方法

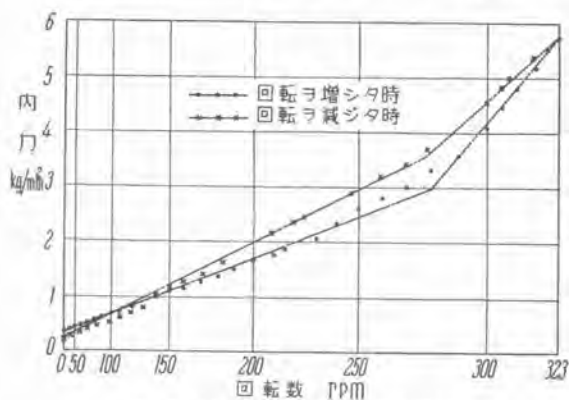
応力を測定すべき回転子の位置に抵抗線ヒズミ計を貼りつけ、応力変化による回転子の伸びの変化をヒズミ計に伝達して、このヒズミ計素子の抵抗値の変化をホイートストーン・ブリッジで検出した。回転中の応力変化を測定する関係上スリップリングで静止の測定部と回転中のヒズミ計素子の電気的接続を施したが、スリップリングの接触抵抗の影響を避けるためにブリッジの4素子をすべて回転子内に配線した。配線方法は8図に示すように対辺が active gauge, 他の対辺が dummy gauge である。しかしゲージを回転子に貼布後ブリッジの不平衡をできるだけ、小さくするために dummy gauge 側は



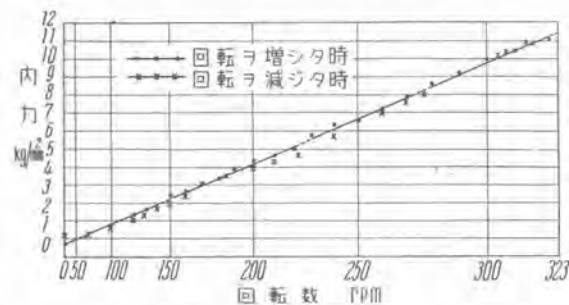
7 図 軸鉄抵抗線ヒズミ計取付箇所
Fig. 7. Location of strain gauges.



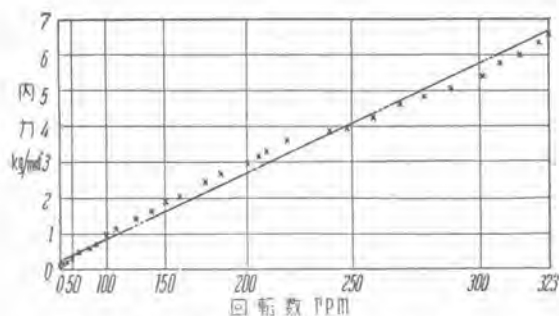
8 図 ヒズミ計素子の電気的接続
Fig. 8. Connection diagram for strain gauge.



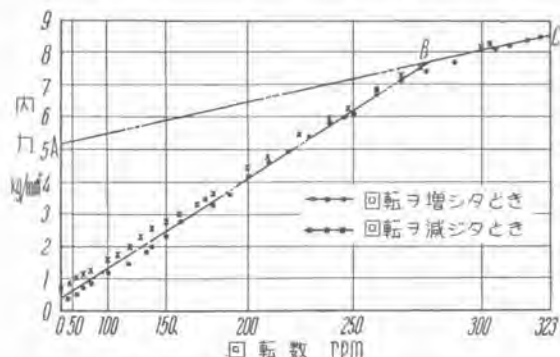
9 図 No. 1 の回転数—内力曲線
Fig. 9. Speed-strain curve for #1 gauge.



10 図 No. 3 の回転数—内力曲線
Fig. 10. Speed-stress curve for #3 gauge.



11 図 No. 4 の回転数—内力曲線
Fig. 11. Speed-stress curve for #4 gauge.



12 図 No. 5 の回転数—内力曲線
Fig. 12. Speed-stress curve for #5 gauge.

補正抵抗を接続した。dummy gauge は No. 1, 4, に対するものをダブテイル頸部上側の磁極端板に貼布し、No. 3, 5, に対するものをスパイダアームの先端のキー被蓋に貼布した。これらの蓋にかかる応力は回転中において無視し得ると考えられる。

ウ. 実測値と設計値の比較

9~12 図無拘束速度試験による応力変化は 9 図から 12 図までに示してある。ただしここに注意すべきことはこれらの図はいずれもゲージに表われた応力変化であつてゲージ貼付個所の真の応力を示すものではないということである。すなわちゲージはリムをスパイダに焼バメしたものに貼りつけたものであるから、その貼りつけ個所の真の応力値はゲージの指示応力値と焼バメによつてすでに生じている初応力との和でなければならない。しかし実測値と計算値との比較の仕方には二三の方法があるが、ここではこの発電機が設計されるときに計算した値すなわち設計値と比較してみることにする。まず焼バメ圧力の比較を 2 表に示す。

ただし焼バメ圧力はスパイダアーム 1 本当りに作用する圧力を示す。つぎに無拘束速度におけるリムの応力を比較すれば 3 表のようになる。ただし No. 1, 3, の実

2 表 焼バメによる応力および焼バメ圧力の比較

ゲージ No.	測定箇所	実 測 値		設 計 値	
		応 力 kg/mm ²	圧力 ton	応 力 kg/mm ²	圧力 ton
6	アーム上面	-5.53	860	-5.8	693
7	アーム中央	-9.36		-7.45	

測値は遠心力による応力と焼バメ応力との差が出ていることになる。

3 表 無拘束速度におけるリムの応力の比較

ゲージ No.	測定箇所	実測値 kg/mm^2	設計値 kg/mm^2		
			遠心力応力	焼バメ応力	差
1	リム外縁	+5.7	+12.8	+4.5	+8.3
3	リム内縁	+11.4	+16.5	-1.5	+18.0
4	ダブテイルスロット	+6.7	+4.5		

4 表 無拘束速度におけるスパイダの応力の比較

ゲージ No.	測定箇所	応力	実測値 kg/mm^2	設計値 kg/mm^2
5	アーム上面	遠心力応力	+3.4	-0.53
		焼バメ応力	-5.1	-7.6
		差	+8.5	+7.07

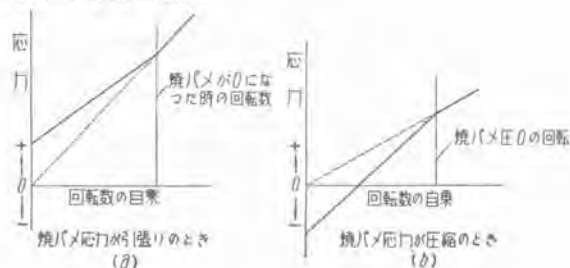
さらに無拘束速度におけるスパイダアームの応力を比較すれば 4 表のようになる。ただし No. 5 の実測値はリムの場合と同様に遠心力による応力と焼バメ応力との差が出ていることになる。すなわち 12 図において BC を延長した A 点が焼バメによる No. 5 の応力を示す。

焼バメ応力を有する回転体が回転すると、遠心力が増加するにつれて焼バメ応力が減少することは既知のとおりであるが焼バメ圧力が 0 になる回転数を超えると以後は遠心力のみの応力変化を示し、その傾向をグラフに示すと 13 図のようになる。この試験においては焼バメ圧力が 0 になる点は 9 図と 12 図から大体 280 rpm の近所と思われる。

エ. 考察

上記の応力値の比較について考察すれば、

(1) 焼バメ圧力 No. 7 のアーム中央部における応力を基にして計算したものであり、この箇所では曲げ応力は 0 で垂直応力のみが存在するから、これにその部分の断面積を乗じてアームの傾斜角度を考慮すれば、水平方向の焼バメ圧力を求めることができる。この場合実測応力が正しいものとすれば設計値ではリムの剛性を安全側に見積り過ぎたといえる。しかしたとえば焼バメ圧力が実測どおりになつたとしても、アームのハブ付け根に生ずる最大応力は 11.5 kg/mm^2 となり許容限度を超えないから心配はない。



13 図 回転数—応力曲線

Fig. 13. Speed-stress curve.

(2) ダブテイルスロットの応力は実測値の方がかなり高い値を示しており、設計値を基にしてこの部分の応力集中係数を求めれば、設計値においては 1.7 実測値では 2.55 になる。

(3) 無拘束速度におけるスパイダアームの応力は実測値が引張り応力であるのに設計値は圧縮応力になっている。

しかして 12 図と 13 図 b とを比較すれば、その応力変化が同一傾向を示していることが判る。これはその点の垂直引張り応力が、曲げによる圧縮応力よりも大きいときにかよくなるのであつて、したがつてこの場合は実測値の方が信頼度が高い。なお設計値ではアーム先端の重量にあまり考慮を払わなかつたために、この点の応力が圧縮応力になつたものである。

つぎに 4 表 No. 5 と 2 表の No. 6 の焼バメ応力について考える。No. 5 の測定点は No. 6 よりもアームの先端に近く断面もまた小さい。したがつて垂直圧縮力は No. 6 よりも No. 5 の方が大きくなければならぬ。また曲げによる引張り応力は理論的に No. 6 よりも No. 5 の方が小さくなる。よつて結局の圧縮応力としては No. 6 よりも No. 5 の方が大きくなるはずであるが、実測値ではこの関係が逆に出ており明かに不合理である。

(4) 焼バメ応力が 0 になる回転数の比較においては、これはまた計算においてリムの剛性を低く見積つた結果になつている。

以上実測値と設計値に対する考察からすれば、こまかい数値に対する論議はともかくとして、設計の際にリムの強度をかなり安全側にとつていたということが推察される。もちろん計算には幾多の仮定が含まれ、しかもつねに安全側に計算を進めてゆくものであるから、計算値が実測値よりも高く出ることとは実用上なら差支えのないことであるが、経済的見地からは正確な実測値に対してその差をできるだけ縮めるべきである。

5. むすび

今回の無拘束速度試験の結果は全く満足せるものであつた。試験後ダブテイル・リムのキーの弛みの有無ならびにリム締付ボルトの検査は異常なく、その他のボルト関係も 1 本の弛みもなかつた。また応力測定の結果は実測値にはまだ納得のゆかぬ点も二三あつたが水車発電機回転子の強度計算に対して極めて貴重な資料を得た。

測定装置の精度あるいはゲージの取付法等に対しては担当者も相当研究しかつ慎重に測定されたものであるが、何分最初の試験でもあり、他に比較検討すべき資料もなく今後機会のある毎に研究を重ねていくつもりである。最後にこの試験に際し終始ご協力下さつた東北電力株式会社の各位、応力測定を担当された新三菱重工業神戸造船所研究部、当社研究所の各位、種々測定ならびに試験に従事された当所関係者各位に深く感謝する次第である。

なお本稿は当社研究所、小島井検査課長、長坂主機工作課長、交流機設計課機械係齋藤係長等の各位の資料をまとめたものである。

日本国有鉄道納 DD50形ディーゼル電気機関車

伊丹製作所

松田新市*・浅越泰男**

Type "DD50" Diesel-Electric Locomotive for Japan National Railway

By Shinichi MATSUDA · Yasuo ASAGOE

Itami Works

Diesel electric locomotives have been rapidly replacing steam engines in America on account of their economical advantages in the transportation after the war. In Japan, however, technical difficulties had made it impracticable until recently, when Mitsubishi made a success in building Type "DD50" diesel electric locomotive which is equipped with a 1,000 HP engine to a 60 ton locomotive to be used for both freight and passenger trains on a gradient line, being a novel design unparalleled by any other make.

1. ま え が き

戦後米国においては鉄道輸送上の経済的見地から、鉄道会社は莫大な資金もいとわず、ディーゼル電気機関車の新製を行い、その量は最近では年間約4,000両といわれ、蒸気機関車は続々とスクラップと化しつつある状態である。一方わが国においては、ディーゼル電気機関車製作の技術的困難と燃料事情の為に、鉄道経営の合理化は専ら電化のみに頼つて来た。

当社はウエスチングハウス社との技術提携によりディーゼル電気機関車に関する最新の技術を取り入れ、さらにスイス国スルザー社と提携した新三菱重工業株式会社と共同で、ウ社式電気方式とス社エンジンとの結合を研究し運輸省よりは科学技術応用研究補助金の交附を受けて研究を進めた。今回日本国有鉄道工作局のご指導を得て、本年3月国鉄向「DD50形」1,000 HP ディーゼル電気機関車3両の完成を見、地方幹線ディーゼル化の第一歩を踏出すことになった。

この機関車はス社エンジンをウ社式電気方式により制御して成功したという点と、勾配区間に使用する貨客両

用ならび幹線用機関車として僅か60トンの機関車に1,000 HPのエンジンを装備して軽量高性能を得たという点で、世界にその例を見ないものである。

ディーゼル電気機関車の特長や他種機関車に対する経済比較に関しては、すでに各種文献あるいは雑誌に再三紹介されているので、これらは省略することとし、以下新製「DD50形」ディーゼル電気機関車の詳細について述べることにする。(機関車完成写真1図)



1 図 外 観 (重連)
Fig. 1. Type DD50 diesel electric locomotives.

2. 計画および仕様の概要

本機関車を計画するに際し、国鉄当局より提示された条件は次の如きものであった。

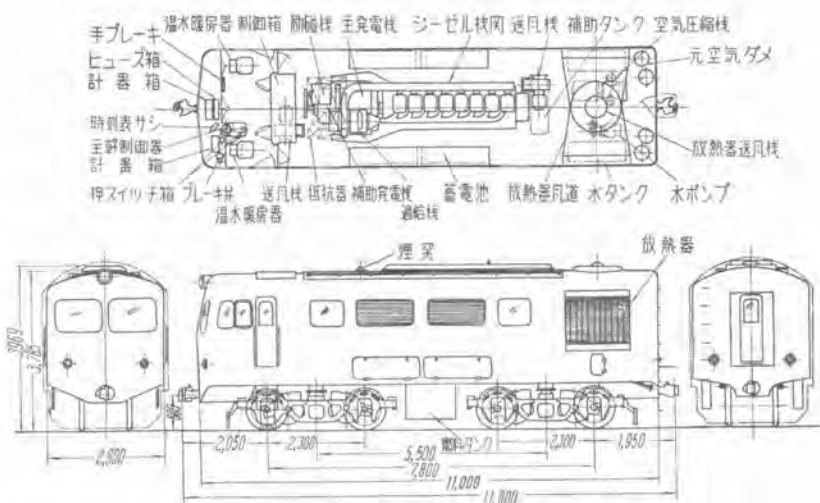
- (1) 北陸線等の第2級幹線で貨客両用で使用する。とくに急勾配、トンネルの多い区間に優先使用する。
- (2) 機関車の性能は標準形蒸気機関車「D51 形」に比しそれと同等、可能ならば輸送力増大を考えてそれ以上としたい。
- (3) 軸重は最大 15 トンとする。

これに対してディーゼル電気機関車の装備主機関出力は 1,800 IP~2,000 IP 程度

あれば十分前記の条件を満たすが、この程度の主機関を装備する機関車の形態について種々検討を加えた結果下記の如き結論を得た。

- (1) 1,800 IP~2,000 IP 級の大容量主機関を発電機と組合せて国鉄の如き狭軌車体に装備することは、技術的にほとんど不可能で外国にもその例はない。
- (2) したがって 900~1,000 IP 級機関の2台分散配置が適当であるが、新三菱重工が国産化に成功した欧州の最高水準を行くスルザー 8LDA25 形 1,000 IP 機関が前記の目的に最適のものと考えられたので、これを採用することに決定した。なおこの機関は 8 気筒で、これと同じ気筒を使用して 6 気筒 750 IP のものも製作可能であり、将来入替用として 700 IP 級機関車を使用する可能性を考えると、製品の標準化、部品の互換性という点でこの機関を採用することは甚だ得策である。
- (3) 前記 1,000 IP 機関を 2 台装備した単一機関車は車体も長く重量も相当大となり、15 トン軸重に制限されて軸数は 8 以上必要となり、したがって台車構造は複雑となつて製作保守の困難が伴つて来る。これに対し電機品および車体の最新技術による軽量化によつて、1,000 IP 機関を装備して最も製作保守容易でしかも走行性能の良い 4 軸 B-B 形（電車と同じようなボギー台車 2 個使用）にて軸重 15 トン以内、すなわち機関車全重量 60 トン以内におさめうる確信を得たので、完全な重連総括式制御装置を具備した B-B 形 1,000 IP 機関車を 2 両重連して前記の条件を満たすことに決定した。
- (4) 運転上から見ても、多くの 1,000 IP 単位機関車を製作すれば、通常は 2 両重連で使用するが、勾配区間で補機を要する場合とかあるいは小編成の区間列車を牽引する時など、随時 3 両重連または単機と編成を変えて使用でき、機関車運用上から考えても甚だ便利である。

以上の観点から諸機器の設計を行い、決定された仕様既



2 図 外 形 Fig. 2 Type DD 50 diesel electric locomotives.

略は次のとおりである。（外形 2 図参照）

「DD50 形」ディーゼル電気機関車

機関車形式 箱形 2 軸ボギー付片運転台

軸配置 B-B

運転整備重量 約 60 トン

主機関形式 新三菱神戸スルザー 8LDA25 形

1 時間定格 1,000 IP 850 rpm

連続定格 900 IP 800 rpm

主発電機連続定格 580 kW 420 V 1,380 A 800 rpm

主電動機 形式 MB-32C-AR 形個数 4

連続定格 130 kW 420 V 345 A 730 rpm

歯車比 73:16=4.56:1

機関車性能

連続定格引張力 6,500 kg

連続定格速度 29 km

最大引張力 15,000 kg

最大速度 90 km

最小曲線半径 80 m

制御方式 電磁式および電磁空気式併用

2 両重連総括制御

制御回路電圧 100 V

燃料タンク容量 2,100 l

蓄電池容量 96 V 320 AH (5 時間率)

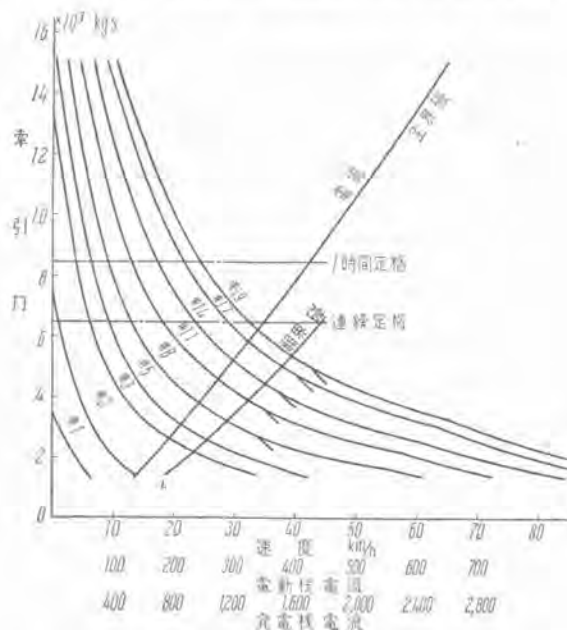
ブレーキ装置 EL-14-BS 空気ブレーキ、手ブレーキ

なお近時欧米諸国において高速用高性能の 3 軸ボギー台車（主電動機 3 個付）が技術的に成功し、いわゆる C-C 形の機関車が続々と製作されている今日、わが国鉄においてもディーゼル電気機関車は、1,500~1,600 IP 機関 1 台を装備した、C-C 軸配置の単一機関車を標準とすべきであるとの声も一部にあるが、狭軌車体に収容可能な小形軽量の 1,500~1,600 IP 級ディーゼル発電機と、高性能 3 軸ボギー台車の国産化は研究を要する点が多々あるので現在の所はやはり「DD50 形」のような重連式 1,000 IP 機関車が製作、保守、運転の面において最も国情にあつたものといえよう。

3. 「DD50 形」ジゼル電気機関車の性能

本機関車の性能上特筆すべき点は次の如くである。

- (1) 1,000 HP ジーゼル発電機を装備して全備重量 60 トンという貨客両用の高性能機関車は先進欧米諸国にもほとんど例を見ない。
- (2) 本機関車を 2 両重連した場合、最大引張力 30 トン、連続引張力 13 トンという大引張力を有し、かつ連続速度 29 km/h に対し最大速度は 90 km/h に及ぶ貨客両用の性能を備えている。
- (3) ジーゼル発電機は特殊の励磁機と、機関调速機連動界磁調整器を併用することにより、極めて理想的な定出力特性を有し、機関車の広い速度範囲において、機関に過負荷を与えることなしに常に機関の全力を有効に利用し得る。
- (4) 完全な重連総括式制御装置を有して、2 両重連の場合でも機関の運転、停止、機関車の速度制御から補機の運転に至るまで、一人の運転手によって単一機関車の如く自由に制御できるので、一般に懸念されている重連運転の困難という問題は解消される。
- (5) 機関および電気回路は万全の保護装置を備えている。また主要電気回路は一般の電気機関車に比し極めて簡易化されており、しかも多くの速度制御ノッチを有しているため、本機関車の運転は極めて円滑、簡単、安全かつ合理的に行うことができる。



3 図 DD50 形ジゼル電気機関車牽引力曲線
1-8LDA25 ジーゼル機関
1-580kW 主発電機
4-130kW 主電動機
73:16 (4.56) 歯数比 960 mm 車輪径
試験記録による

Fig. 3. Type DD50 diesel electric locomotive speed/tractive effort curve.

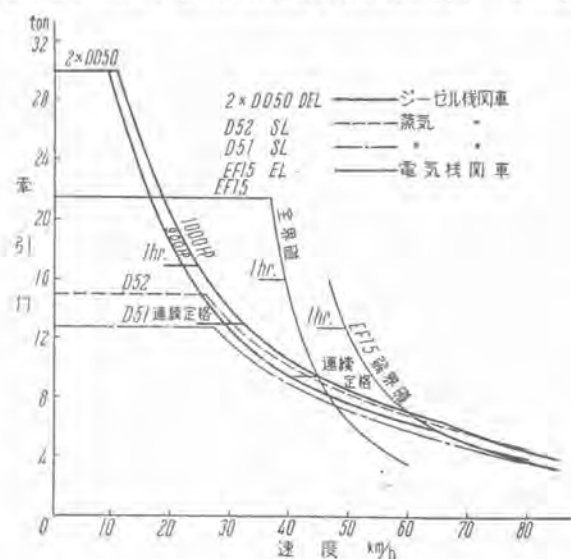
本機関車の特性曲線は 3 図に示すとおりであり、標準勾配 10‰ 区間においては 2 両重連にて最大 1,100 トン、25‰ の急勾配区間では 3 両重連にて最大 750 トンの牽引が可能である。本機関車 2 両重連の特性を「D51 形」および「D52 形」蒸気機関車、「EF15 形」電気機関車と比較すれば 4 図の如くなる。

以下 ジーゼル電気機関車 DEL
蒸気機関車 SL
電気機関車 EL
と略称する。

- (1) 「DD50 形」DEL は速度 25 km/h 以上において「D51 形」を上回り「D52 形」SL とほぼ同等、また 40 km/h 以上において「EF15 形」とほぼ同等の性能を有する。
- (2) 「DD50 形」DEL の引張力は強大で、最大引張力は「D51 形」「D52 形」SL の 2 倍強、「EF15 形」EL の 1.4 倍である。したがって「DD50 形」DEL を SL の代りに使用すれば、牽引荷重の増大あるいは加速度向上によるスピードアップが可能で輸送力の増大が期待される。
- (3) 25‰ の急勾配路線においては、DEL3 両重連（全重量 180 トン）にて「D51 形」SL2 両重連（全重量 250 トン）とほぼ同等の性能を有する。

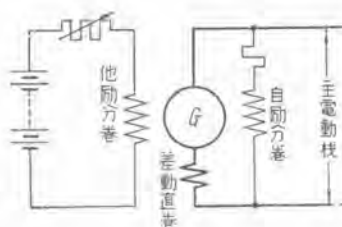
その他「DD50 形」DEL1 両の特性にて国鉄ローカル線にも使用しうるので、車体台車をローカル線用に設計変更を行えば同一機器にて使用可能であり、また主電動機の歯車比を小さくして最大速度を高くとれば、2 両重連にて幹線急行旅客用「C59 形」「C62 形」SL と同等の性能を有することになり、非電化幹線の急行旅客用としての用途も考えられる。

蒸気機関車に比して稼働率の増大、運転保守費の低減、一給油走行距離の増大等の利点はすでに常識とされている今日、「DD50 形」を出発点としたわが国ジゼル電気

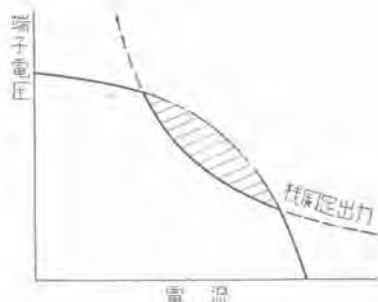


4 図 国有鉄道機関車の速度、牽引力曲線
Fig. 4. JNR tractive effort curves.

5 図 レンプ式ツナギ
Fig. 5. Schematic
diagram for
"Lemp"
system generator



6 図 レンプ式主発
電機特性
Fig. 6. "Lemp"
system generator
characteristic.



機関車の前途は誠に洋々たるものがあるといえよう。

4. ジーゼル電気機関車の電気方式と制御方式について

ジーゼル機関を車両の動力源として使用する場合、ジーゼル機関には出し得る最大出力には限度があり、それ以上過負荷することは許されない為、車両の出力すなわち速度と引張力の相乗積がほぼ一定となるように車輪に動力を伝達して、機関の全力を常に有効に利用し、しかも機関に過負荷をかけないようにする必要がある。これがジーゼル車両の設計上最も主眼とする所であつて、小形車両においては自動車と同じような簡単な可変歯車比式動力伝達方式をとっているが、これは前記の目的から相当外れるばかりでなく、機構上の問題から到底大容量大形車両には適用し得ないことは周知のとおりである。したがつて大形車両には次の方式が採用されている。

(1) 電気式動力伝達方式

ジーゼル機関に直流発電機を直結し、直巻電動機を駆動して車輪に動力を伝達する。

(2) 流体式動力伝達方式

可変トルク流体接手（トルクコンバータ）を介して車軸に動力を伝達する。

この2方式の優劣比較の詳細はここには割愛するとして、流体式は純機械式なる為電気式に比して安価に製作できるのであるが、技術的に相当困難があり製作保守も容易でない為、現在では世界各国とも 500 HP 以上のジーゼル機関車はほとんど電気式が作られている実情である。電気式といつても普通の電気車の如く一定電圧を主電動機に供給して抵抗制御を行うものではなく、ジーゼル発電機は特殊の励磁方式と自動調整方式とによつて、機関一定回転、一定出力のもとで電圧×電流＝ほぼ一定なる如き特性をもつものであつて、これによつて主電動機を駆動する時は、車の速度の広い範囲で速度×引張力＝ほぼ一定となり、機関の全力を常に有効に無駄なく利用することに主眼をおいている。また車の出発加速の際

にも機関の回転（すなわち出力）および発電機の励磁を加減して主電動機に加えられる電圧を制御するのであるから、抵抗制御による如き電力損失を伴わずに極めて合理的な制御が可能である。このジーゼル発電機の電気方式については、前記の目的に沿うべく各種の方式が実用に供されて来たが、現在欧米において機関車用に広く用いられているのは次の3方式である。

(1) 差動複巻界磁式（レンプ式）

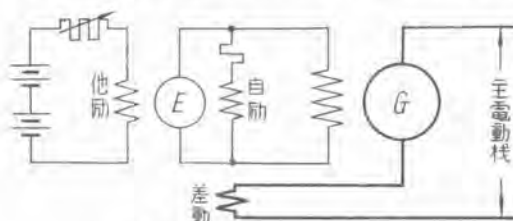
この方式は古くからあるもので、現在世界最大の生産量を持つ米国の General Motors 社および欧州各国の各社で広く用いられている。

主発電機の界磁は5図に示す如く定電圧他励分巻、自動分巻、および差動直巻の3種の巻線より成り、6図の如き外部特性を示す。この特性では機関定出力の場合の電圧—電流曲線に対して図の如く逆の傾向を示すことになり、図中鎖線部分においては所要発電機入力が機関出力を超えてしまうから、機関は過負荷となつて回転数、出力が低下して機関と発電機の調和がとれなくなつてしまう。したがつてこの傾向を補正する為には機関調速機に連動して自動的に動作する過負荷防止他励界磁調整器を設けて、機関と発電機との調和を計つて定出力特性を得る必要がある。この方式は励磁機を伴わないが、発電機は界磁に差動を含む3種の巻線を有する為、構造複雑となり大形とならざるを得ない。また界磁調整器も相当大なる界磁電流を図中の斜線部に相当する分として広範囲に調整せねばならぬので、大なる抵抗器と複雑なる調整器を必要とする。

(2) 差動励磁機式

この方式は米国ウ社の考案になるもので、現在ウ社で製作される発電機のほとんど全部およびGE社のものの一部に使用されている。ウ社のものは Differential Exciter、GE社のものは Split-pole Exciter と称せられ、これらの励磁機を使用した発電機は優秀なる定出力特性を得る点で有名である。

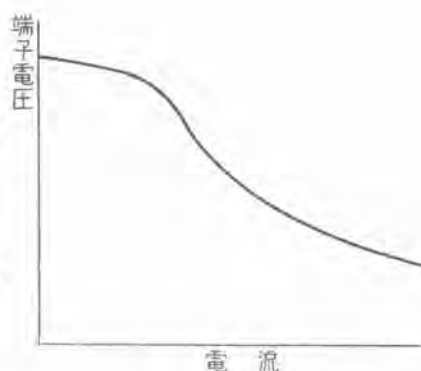
7図はその一例で励磁機の界磁は定電圧他励、自動分巻および主発電機負荷電流によつて励磁される差動の3種の巻線よりなつていて、その配置は9図の如くなつてゐる。この特殊の極配置によつてこの励磁機の外部特性は10図の如くなり、これによつて励磁される発電機は8図の如き理想的な定出力特



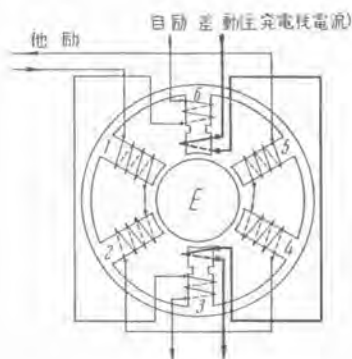
7 図 差動励磁機式ツナギ
Fig. 7. Schematic wiring diagram for generator with differential field exciter.

8 図 差動励磁機式主発電機特性

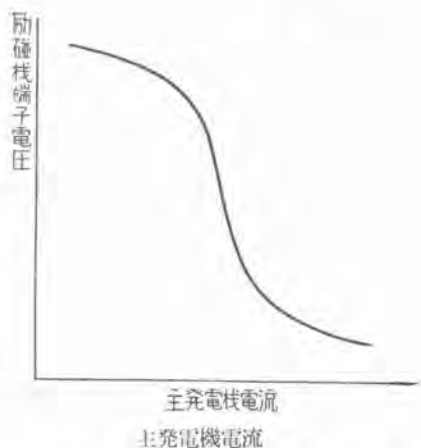
Fig. 8. Main generator characteristic with differential field exciter.



9 図 差動励磁機極配置
Fig. 9. Differential field exciter circuit.



10 図 差動励磁機特性
Fig. 10. Differential field exciter characteristic



性を得る。ただしこの方式によつても発電機は巻線の温度によつて特性は相当左右され、また機関は大気条件によつて出力は常に一定とは限らず、ピストンリングの摩耗、燃料噴射系統の故障等によつて出力低下を来す場合もあり、厳密な意味で完全に機関と発電機がマッチするとは考えられない。したがつて小形のジーゼル発電機ではこの程度の変動は機関調速機のレギュレーションに頼つて補償しているが、大容量のものではやはり前項レンプ式と同様に界磁調整器で励磁機他励界磁を自動調整する方法がとられている。しかし励磁機の界磁電流は極めて小で、かつ調整範囲も前記の補償のみで僅かであり、小容量の抵抗器と小形の調整器ですむのである。ウ社では機関調速機に連動した小形のカーボンバイル調整器を使用して Auto-load system と称し、GE 社では遠心力開閉器を使用して機関回転変化に応じて抵抗を切入する方式をとつて Speed switch

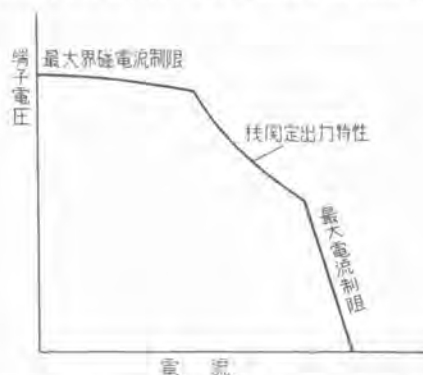
system と称して、いずれもこの問題を解決している。レンプ式に比して特性優秀であり、励磁機が余分であるがこれも小形軽量であり、発電機は普通他励式であるから構造も簡単でレンプ式に比して小形にできる特長がある。

(3) アンブリダイン励磁機式

この方式は戦後 GE 社の考案になるもので、GE 社が現在大容量のジーゼル発電機に使用している。アンブリダインは GE 社独特の増幅発電機で、ミルモータの制御等に広く応用されているものであるが、界磁電流の僅かな変化で発生電圧を大幅に変化できる特性を利用し、この界磁制御に磁気増幅器を使用して、ジーゼル発電機の励磁機に応用したものである。アンブリダインの界磁に直列に機関調速機連動の界磁調整器を入れて、発電機に機関とマッチした定出力特性を与えると共に、発電機最大負荷電流と最大界磁電流を制限する為に、これらのエレメントによつて動作する二つの磁気増幅器を界磁回路に入れて、アンブリダインを自動制御し 11 図の如き特性を発電機に与えるものである。この方式は他励式の構造簡単な発電機を使用してレンプ式と同様な特性を発揮し、しかも機関の過負荷、発電機の過電流を防止し得る点で極めて合理的であるが、制御に磁気増幅器、セレン整流器、およびその電源として交流 M-G を要するので、回路も複雑となり保守に手間を要するのではないかと考えられる。

当社としては今回の『DD50 形』機関車用発電機には、種々検討の末ウ社式差動励磁機を使用することに決定して設計製作を進めたが、機関と直結して試験の結果、後述の如くス社式機関調速機に内蔵された過負荷防止用界磁調整機構の動作と相まつて優秀なる特性が得られた。現在スルザー社で製作されている機関は欧州においてすべてレンプ式の発電機に直結されており、今回われわれがス社式機関にウ社式差動励磁機式発電機を直結することに成功したことは特筆すべきである。

機関の始動方式は電気式とし、最も普通に使われている蓄電池を電源として発電機を直巻電動機として機関をクランクする方式で、主発電機に始動用直巻界磁を備



11 図 アンブリダイン式主発電機特性
Fig. 11. Main generator characteristic with amplydine exciter.

えた。

補機類は機関より V ベルトまたは歯車により機械的に駆動する方式と、補助電源により電動機駆動する方法の 2 種類があるが、「DD50 形」には機関の構造および機器配置の関係から電動式とした。電動補機としては放熱器用送風機、冷却水ポンプ、空気圧縮機各 1 台、主電動機用送風機 2 台が設けられ、これらの電源として定電圧 110 V の補助発電機を主発電機と同軸上に装備した。補助発電機は自動電圧調整器を使用して機関回転数の如何にかかわらず一定電圧を保つべく設計され、他に蓄電池充電、制御回路および灯回路の電源を兼ねている。

機関車の速度制御方式は以前は回転数を広い範囲に変えうるような大形機関が振動および调速機の関係でできなかったため、機関を最初より全回転とし発電機の励磁を変えて電圧を制御して車の起動加速を行う方式をとっていたが、最近では回転数を広い範囲に自由に变えうるような機関が可能となり、現在では機関回転数低き時に励磁を加減して車を円滑にスタートさせ、以後は励磁を一定として機関调速機を制御して回転を段々と上げて主発電機の電圧を徐々に上げ車の加速を計るという、機関を経済的に使用する方式が一般に行われている。「DD50 形」にも後者の方式を採用し、機関调速機は圧力空気動作式で、主幹制御器の主軸に設けられたカムによつて圧力調整弁を操作し、主ハンドルの位置に応じた圧力の空気を调速機に送ることによつて機関の遠隔操作を行うようになっている。ノッチの始めでは低い空気圧力で機関は低回転小出力、終りでは高い圧力で高回転大出力を発揮する。ノッチは 19 あり、切では機関はアイドル回転 (470 rpm) で主回路はオフの状態にある。第 1 ノッチで主回路を形成して主電動機に電力を供給し始める。第 1、2 ノッチでは励磁機の励磁を弱めて車の円滑なスタートを計り、第 3 ノッチ (約 500 rpm) では全励磁とし、以後第 19 ノッチ迄は励磁はそのままとし、差動励磁機と界磁調整器の働きにより、発電機は各ノッチの機関出力に応じた特性を発揮する。第 17 ノッチでは機関は連続出力 900 HP、800 rpm 第 19 ノッチでは最大出力 1,000 HP、850 rpm を発揮する。本機関車は 2 両重連を行うものであるから、電気制御回路はジャンパー連結器を介して、機関は前記调速機制御空気管を引通すことによつて、いずれも総括制御を行うことが可能である。

一般に電気機関車においては抵抗損失の減小と速度制御の為に主電動機の直並列制御を行うのが普通であるがジーゼル電気機関車においては抵抗損失もなく、任意のノッチで長時間運転できるので速度制御も極めて容易である為、前記の意味からの直並列制御は行う必要がない。しかし米国のジーゼル電気機関車には直並列制御を行うものが多いが、これは低速で主電動機電流大なる時は直列、高速となつて電流が減少すれば並列に接ぎかえることにより、主発電機の定出力特性の部分の主電動機直列、および並列の場合に 2 回反復して使用しうるので、主発

電機の最大電流容量が小さくかつ定出力特性範囲も狭くて差支えなき為、それだけ軽量小形に設計できる利点がある。しかし直並列制御を行うことは制御装置が複雑となり、取扱保守も面倒でかつスリップを起し易い難点がある。「DD50 形」では幸い電流容量大で定出力特性範囲も広く、しかも軽量的主発電機が可能となつたので、主電動機は最も簡単な 4 個永久並列接続とした。主電動機は一段分路弱界磁を 8 ノッチ以降において自動的に行う方式をとつた。これは定出力速度範囲を高くする目的であつて、第 17 ノッチにおいて 900 HP の定出力を保つのは全界磁では約 40 km/h 迄であるのが、弱界磁を使用することにより約 65 km/h 迄高められる。65 km/h 以上となれば機関は 900 HP より徐々にその出力を減小する。米国には数段の弱界磁を行つて最低 30~20% 位迄弱め、速度範囲を非常に高くとつて例もある。「DD50 形」では弱界磁は約 50% としたが、ジーゼル電気機関車のような自家発電電気車は架線電気車に比しバックパワー小さくかつ非常に安定した回路となるので弱界磁によるフラッシュオーバーの危険はずつと少くなる為、外国の例にもある如くもつと弱界磁率を小としても差支えないものと考えている。

以上を要約すれば、「DD50 形」ジーゼル電気機関車の電気方式ならびに制御方式は次の如くである。

- (1) ジーゼル発電機はウ社式差動励磁機により励磁し、ス社式機関過負荷防止調整機構を併用した定出力発電方式
- (2) 機関始動は直巻電動式 (発電機兼用)
- (3) 補機は定電圧の電動駆動方式
- (4) 機関車速度制御は励磁機弱界磁を一部併用した機関回転 (出力) 制御方式、主電動機一段弱界磁を併用する。(2 両重連総括制御可能)
- (5) 主電動機は 4 台永久並列接続

5. 電機品の概略

本機関車の主機関および車体台車は新三菱重工、主発電機、主電動機、補助回転機および制御装置等の電機品は当社の製作になるものである。以下に当社製作の電機品につき概略説明を加える。



12 図 ジーゼル発電機

Fig. 12. 1,000 HP diesel generator set.

13 図 発電機電機子
(ファン未取付)
Fig. 13 Main and auxiliary
generator armature.



(1) ジーゼル発電機 (12 図参照)

ディーゼル発電機は次の如き機器より成立っている。

(a) ジーゼル機関 (新三菱重工製)

新三菱神戸スルザー 8LDA25 形

直列 8 気筒, 水冷 4 サイクル, 単動過給式

連続定格 900 HP, 800 rpm

1 時間定格 1,000 HP, 850 rpm

気筒直径×行程 250×320 mm

正味平均有効圧力 8.08 kg/cm² (連続)

(b) 主発電機

他励分巻, 機関始動直巻付, 半密閉自己通風形

連続定格 580 kW 420 V 1,380 A 800 rpm

最大電圧 600 V

最大許容電流 2,600 A

(c) 励磁機

主発電機電流による差動巻線を有する特殊他励複巻式, 半密閉自己通風形

連続定格 2.5 kW 50 V 50 A 2,000 rpm

(d) 補助発電機

分巻, 自動電圧調整器付, 半密閉自己通風形

連続定格, 35 kW 110 V 318 A 460~850 rpm

主発電機電機子はディーゼル機関に直結され, 同軸上に補助発電機電機子を備え, 軸受は補助発電機側軸端にのみ設けられている。枠は機関と共通の台板に固定され, 補助発電機枠を兼ねた軸受箱が取り付けられている。励磁機は補助発電機枠上に固定され, 補助発電機側軸端より V ベルトによつて駆動される。かくしてディーゼル発電機は一体として組立てられたまま, 車体に取付, 取外しが可能である。

構造上の特長は次の如くである。

(a) 発電機回転子の GD² および軸の剛性は機関の振り振動に対して最も適当な値に設計されている。

(b) 軸は剛性大にしてしかも軽量とする為に大直径の鋳鋼製中空軸とした。

(c) 機関の共通台板, 過給機等の関係で, 発電機の外形寸法は極度に制限される為, 主発電機は当然補償巻線を要する容量なるにもかかわらずこれを省略して外径の縮小をはかると共に, 補助発電機も極数多くして軸方向寸法の短縮を計つた。

(d) 絶縁はすべてマイカ, 硝子繊維, アスベストを主とした B 種絶縁とし, 主発電機バインド線には非磁性鋼線を使用した。

(e) 主発電機の刷子保持器は斜角付とし, 分割形刷子を使用した。

(f) 主発電機および補助発電機の通風は機関側に取り付けられた高性能のファンによつて自己通風を行い, その排気は機関室内の温度を上げぬようにファンダクトを設けて床下より車外に導く構造とした。

(g) 補助発電機および励磁機を含めた発電機の総重量は約 5,400 kg で極めて軽量である。

ディーゼル発電機はいう迄もなくディーゼル電気機関車の心臓部であり, その最も主眼とする所は前節に詳述した如く定出力特性をうる為の励磁方式にある。本発電機はウ社式の特殊差動励磁機を使用し, 試験の結果 14 図に示す如く良好な特性を得た。車両用ディーゼル発電機としてはもちろんわが国において最大容量のものであり, 軽量にして特性優秀なる点において先進諸国のそれに勝るとも劣らず, まさに画期的なものといえよう。

(2) 主電動機 (15 図) (特性曲線 16 図)

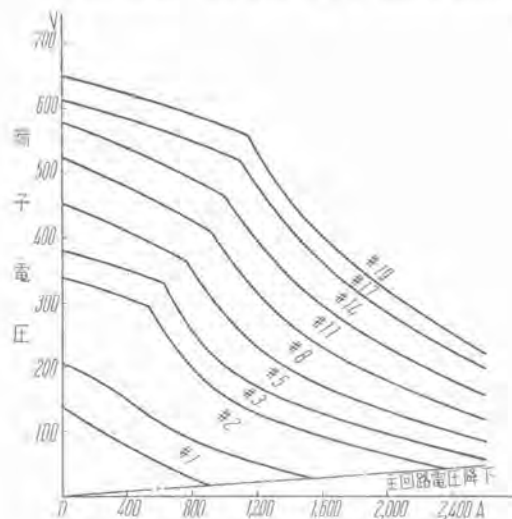
主電動機の形式および定格は次のとおり,

形名 MB-320-AR 形

形式 丸形枠, 直巻強制通風式, 分路弱界磁制御

連続定格 130 kW 420 V 345 A 730 rpm

1 時間定格 160 kW 420 V 420 A 670 rpm

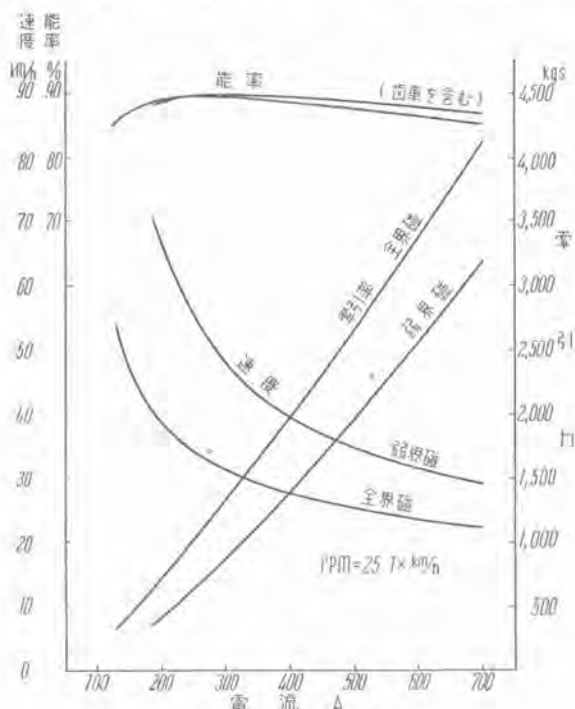


14 図 580 kW ジーゼル発電機特性曲線
(連続定格 580 kW 420 V 1,380 A 800 rpm)

Fig. 14. 580 kW diesel generator characteristic curves.



15 図 MB-320-AR 形主電動機
420 V 73:16 (4.56) 歯数比 960 mm 車輪径試験記録による
Fig. 15. Type MB-320-AR traction motor.



16 図 MB-320-AR 主発電機
420 V 73:16 (4.56) 歯数比 960 mm 車輪径試験記録による
Fig. 16. MB-320-AR traction motor

通風量 40 m³/min.

最大運転電圧 600 V

最高回転数 2,300 rpm

歯車比 73:16=4.56:1 (M=10)

重量 (電動機本体) 1,780 kg

ジーゼル電気機関車においても普通の電気車と同じく直巻電動機が使用されるが、特異点には次の如きものがある。

- (a) 車体には大きなジーゼル機関が載るので車両限界による制限をうけ、かつ重心を低くする点からも台車すなわち車輪直径を極力小にする必要がある為、主電動機は大なる引張力を発揮せねばならぬのにもかかわらず、外形重量は極力きりつめたものとせねばならない。
- (b) 連続定格では比較的低速度で大引張力を発揮し、しかも最大速度を高くする為、比較的低い定格回転数に対して相当高い最高回転数を許容せねばならない。

(c) 電源の主発電機はほぼ、電圧×電流—一定の特性を有するから、定格点を境にして電流の大きい所は電圧低く、電流の小さい所は電圧は高くなる。したがって主電動機は電流小なる所で過電圧となり、しかも弱界磁の場合は回転数が相当高くなるので、かかる時でも閃絡の危険のないように電流の大なる所よりもむしろ小なる所で良好な整流が確保できねばならない。

この主電動機は以上の点を参考として設計されたもので、設計および構造上の特長を要約すると次の如くである。

- (a) 各巻線はマイカ、ガラス繊維、アスベストを主とした完全 B 種絶縁とし、耐熱性合成樹脂を主成分とした熱硬化性絶縁ワニスで処理を行った。この為温度上昇限度は AIEE の B 種規定によった。
- (b) 外形の縮減と温度上昇の低下を計る為、極力電機子外径を小とし、かつ同鉄心長を長くした。整流子外径も周速の低下を計る為極力小とした。
- (c) 枠はロール加工による鋼板丸形溶接製とし、特性の均一化、加工時間の短縮を計った。
- (d) 電機子巻線の鉄心部は硝子繊維をベースとした耐熱性の強いウェッジを使い、コイルエンド部のバインド線には非磁性鋼線を使用して過熱を防ぎ、以上の構造で相当高い最高回転数を許容した。
- (e) 整流子片には含銀引拔硬銅を使用した。
- (f) 強制通風量を相当大とし、連続定格容量の増大を計った。
- (g) 引き線および口出線には耐熱、耐油性の合成ゴムシース口出線を使用した。
- (h) 電機子コロ軸受にはカートリッジ構造を採用し、軸受を分解せずして電機子の装脱を可能とした。
- (i) 車軸受の給油には国鉄にて研究された新機軸のフェルト給油装置を採用し、大なる油溜と合理的な給油機構によつて、一回の給油にて大なる走行距離が得られることとなつた。

かくして本主電動機は国鉄標準形主電動機 MT40 形 (連続容量 100 kW, 980 rpm) に比し、連続出力/回転数容量にて実に 1.75 倍の容量を有するにもかかわらず、外形も幾分小であり、1 割強軽量であることは特筆すべきである。近時電車用主電動機は新駆動方式の採用によつて高速度軽量化の方向に進んでおり、設計工作の面で一大方向転換を来しているが、大容量で大引張力を要する機関車用主電動機は米国の例より見ても将来も釣掛式のままで、新絶縁物の使用や通風による冷却効果増大等の方法で重量軽減に進むものと考えられ、今回の「DD50 形」用主電動機もその一過程としてそれらの構想をとり入れて重量軽減に成功したことは誠に喜ばしい次第で

ある。

なお本主電動機今回製作の 12 台中 2 台の各コイル内に熱電対を埋込み、鉄道技術研究所のご指導によつて温度分布測定試験を施行した。鉄道技術研究所においては数年前より自己通風形の MT40 形主電動機について相当広範囲にこの種の試験を施行され、設計の参考となる貴重な諸データを発表されて来たが、今回の試験もこれと同一要領で行われ、強制通風式の主電動機としては初めての試みであつた為その結果はまた新しい興味ある問題を提起した。

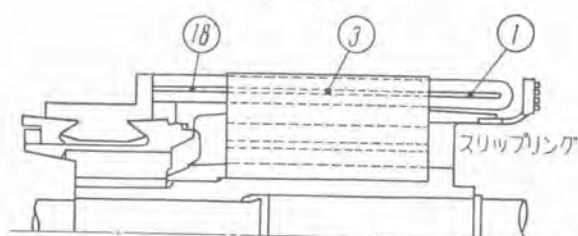
試験要領は電機子コイル内 3 箇所（両コイルエンド内およびスロット内）、主極および補極コイル内は各 4 箇所の熱電対を埋込み、電機子熱電対線は歯車側コイルエンドの外側に設けられたスリップリングを介して外部に導き、電位差計により熱起電力を測定した。主極および補極コイル内の熱電対はいずれも表面絶縁内に入れたので、最高温度を示すに至らなかったが、電機子コイル内の温度分布は 1 表に示



17 図 特殊試験中の主電動機

Fig. 17. Traction motors on the heat-run test.

1 表



- ① 歯車側コイルエンド
- ③ ス ロ ッ ト 内
- ⑧ 整流子側コイルエンド

電圧 420 V, 風量 40 m³/min 連続温度上昇 °C

電動機番号	#22216	#22215
負荷電流	300 A (87%)	345 A (100%)
熱電対①	77.5°C	97.5°C
③	63.5	72.5
⑧	62	75
抵抗法電機子*	66.5	86
主極	59	81.5
補極	55	76.5

* 停止後 2 分における測定値ではなく、停止後 30 分間の冷却特性を測定し、その結果より停止直後の温度上昇を推定した値である。

日本国有鉄道納 DD50 形ディーゼル電気機関車・松田・浅越



18 図 放熱器用電動送風機

Fig. 18. 7 kW radiator fan motor.

す如く相当大きい変化を示した。

すなわち歯車側コイルエンドは他部に比して相当温度高く、したがって抵抗法はそれらの中間の値を示している。MT40 形の場合でもこれと同様の傾向が見られたが、MT40 形と違って歯車側コイルエンドが空气中に露出していてその部分の放熱は良好であろうと予想していた本主電動機においてこのような現象を生じたことは、この種強制通風式主電動機の冷却機構の特異性をあらわしているものと思われる。これに関し今後詳細の検討を加え電機子温度分布の改善に努力致したく考えている。しかしこの試験の結果各部温度上昇は相当余裕があり、前記温度分布の改善を計れば 10% 以上出力増大が可能となることが判明したことは大なる収穫であつた。なお熱電対を埋込んだ 2 台の主電動機はそのまま現車 (DD503 号車) に装備され、鉄道技術研究所の手によつて現車運転状態における温度測定を行う予定であり、これによつてさらに貴重なデータが得られることを期待している。

(3) 補機

主要補機はすべて電動であつて、その要目は次のとおりである。

(a) 主電動機用電動送風機

電動機 直巻、開放形

連続定格 2.2 kW 110 V 26 A 1,350 rpm

送風機 オードナンス式、電動機直結

風量 80 m³/min 静圧 65 mm 水柱

送風機は電動機にオーバーハングされ、1 台の送風機で 2 台の主電動機に通風する。

(b) 放熱器用電動送風機 (18 図)

電動機 直巻、堅形、半密閉自己通風式
分路弱界磁制御

連続定格 7 kW 110 V 77 A 1,000 rpm

(全界磁)

1 時間定格 11 kW 110 V 124 A

1,200 rpm (弱界磁)

送風機 軸流プロペラ形、電動機直結

風量 200 m³/min 静圧 30 mm 水柱



19 図 電動空気圧縮機
Fig. 19. Type MC-2 motor-driven air compressor.



20 図 運転室
Fig. 20. Operator's position.

機関車の天井に吊下げられ、車体両側面の放熱器に送風して冷却水、潤滑油を冷却する。夏季のように冷却効果の増大をはかりたい時は、随時弱界磁運転が行えるようになってい

(c) 電動冷却水ポンプ

電動機 安定直巻付分巻、半密閉自己通風式
連続定格 2.8 kW 110 V 32 A 1,800 rpm
ポンプ 揚水量 38 m³/h、水頭 16 m
冷却水の循環を司るポンプで機関始動の際自動的に運転開始する。

(d) 電動空気圧縮機 (19 図)

電動機、直巻、半密閉自己通風形
30 分定格 9.5 kW 95 V 120 A 900 rpm
圧縮機 2 気筒 V 形、2 段圧縮中間冷却器付
吐出量 1,660 l/min.、空気圧力 8 kg/cm²
圧縮機は可撓接手を介して電動機に直結された新方式の 2 段圧縮式で、圧縮機側軸端にファンを設け中間冷却器に送風するようになってい

以上の電動機はいずれも前記定電圧補助発電機を電源として運転され、また放熱機用送風機を除く各補機は機関停止中でも蓄電池を電源として運転が可能である。

(4) 制御器具

前述のように本機関車は重連総括制御を必要とする為、2 両の機関車の速度制御、機関の始動停止から個々の電動補機の運転に至る迄、すべて単一運転

台から自由に操作できる特長を有している。また安全な機関運転と確実な機関車制御が看視できる保安装置、自動調整装置ならびに警報装置が設けられているので何等の不安なく容易に総括制御が行い得る。これらの電気回路は 21 図、機器名称は 2 表に示す。

(a) 主幹制御器 (20 図右側参照)

機関車の加速ならびに速度制御はこの主幹制御器で操作する。把手は右手操作に便なレバー式として軽快な操作感覚を得るようドラムにはカム接触子を採用してある。電気回路の制御と時を同じくして機関の制御を行う為に機関制御空気圧力調整弁が主軸に直結され、操作角度に応じて制御空気圧力が 0.5~3.2 kg/cm² の間で直線的に変化するようになってい

(b) 制御箱 (22 図)

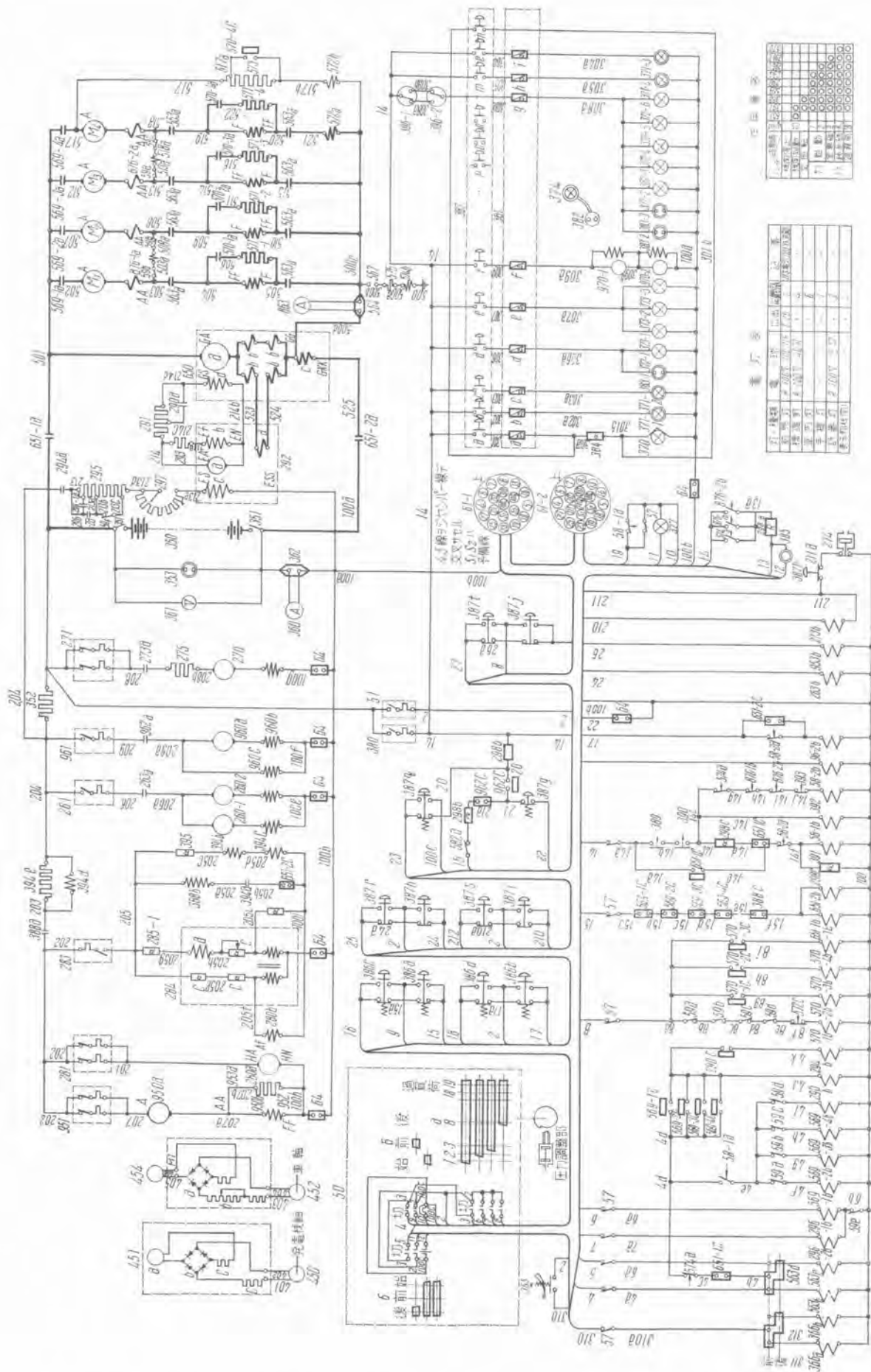
制御箱内には制御に必要なすべての単位スイッチ、電磁接触器、継電器、開放スイッチおよび自動電圧調整器を収容し、小形にまとめて車体内の占有する床面積を極力節約している。また運転室から開戸を開いて容易に機器の点検手入が行えるようになってい

る。背面には抵抗管等が取り付けられ、防音装置を施した覆いによって機関の騒音を運転室に伝えない構造である。この制御箱は車体の取外し屋根をとつて車外にとり出すことが可能である。

主電動機回路用の電空式単位スイッチは小形で通電容量の大きな新形式のものである。その他の回路の接触器にはすべて新設計の電磁接触器を使用しており、容量の割に小形軽量に切詰めたものである。継電器類は特殊な加工を施して動作確実な高性能のものとして、不完全動作による故障の絶無を期しており、とくに弱界磁用限流継電器は感度鋭敏でノッチによって限流点に変化する特性をもっており、また弱界磁運転中主電動機電流が大となれば再び接点が開いて全界磁運転に戻すという動作が可能で、主電動機に過負荷をかけるこ



22 図 制御箱
Fig. 22. Control cabinet.



21 図 電気回路ツナギ図
Fig. 21 Connection diagram.

[illegible]

となしに自在に全界磁と弱界磁の切換を行つて、機関車の定出力運転を確保するようになっている。自動電圧調整器は機関運転中回転数の如何にかかわらず補助発電機の電圧を一定に保つべく励磁を自動的に調整するもので、当社独特のSR型多接点式を使用しており、在来のチル式に比して耐久力、耐震性が大で安全確実な定電圧調整が行える特長を有している。逆流継電器および充電接触器は機関運転中は常に補助発電機より蓄電池の充電を行いつつ補機を運転する為に設けられており、逆流継電器は充電逆流両用に作用する如く設計されているから、機関始動直後、停止時あるいは補助発電機電圧異常降下時には確実に動作して充電接触器の開閉を行うから何等特別な操作は必要ない。その他種々の開放スイッチは小形の刃形を使用している。

(c) 電源開閉器

制御電源および補機の電源スイッチにはNF型ノーヒューズブレーカを使用している。このブレーカは小容積で取扱容易かつ回路短絡時には安全確実に遮断してしかも可溶子を取替える如き手間を必要としないから至つて便利である。

(d) 押スイッチ箱

機関の始動および停止、補機の運転、点灯は押スイッチを操作して行うが、点灯を除いてはすべて重連の場合自車他車別個に総括操作が可能である。

(e) 制御開放器 (23 図参照)

重連運転の場合一方の機関車が故障した時は、故障車の機能を停止させる為に、ドラム型の開放器を操作する。

(f) 逆転器 (24 図参照)

機関車の前後進に応じて主電動機界磁の切換えを行うもので、電磁空気動作のドラム接触型である。

(g) 保安装置および警報装置



23 図 制御機器室下部
Fig. 23. Control panel (reverser, control cut-out switch and etc.).

機関車運転中主回路に接地事故があつた場合は接地継電器が動作して、主回路の接触器を遮断し、また调速機排気電磁弁の励磁を断つて機関制御空気を排気して機関をアイドル回転に戻す。同時にブザーが鳴つて警告を与える。また車輪がスリップした場合は空転防止継電器が動作して機関をアイドル回転に戻しブザーが鳴るが、主回路はそのままスリップが止ると同時に自動的に機関はもとの状態に戻る。

機関の保護に対しては機関の付属品として油圧、水圧、水温の各スイッチが設けられている。2 両重連の場合両車の機関の潤滑油、冷却水が常態で運転中は運転室の標示灯が点灯している。油圧または水圧が規定以下に下つた場合は前記スイッチが切れて调速機油圧弁電磁コイルが消磁され機関が停止すると同時に、補助継電器も消磁され主回路接触器を開き標示灯を消灯する。冷却水温の異常上昇に対しては水温スイッチが切れて機関をアイドルとする。

冬季機関始動困難な場合長時間機関をクランクすることは蓄電池の消耗、気筒内燃料の過量による異常燃焼を招くおそれがあるから、かかる場合には始動押スイッチと停止押スイッチの両方を押せば停止用補助継電器の動作で燃料、冷却水を断つてクランクが行えるので、短時間でウォームアップし、その後停止スイッチのみを戻せば機関は容易に始動する。

(f) その他付属品として機関車速度計、機関回転計、各種電気計器、砂まき装置、配線用各種接続箱、渡し連結器、各種抵抗器類等がある。

6. む す び

ジーゼル電気機関車は現在米国で非常な発達を遂げており、その多くの利点に刺戟され各国とも漸次蒸気機関車をこの種機関車に切換える機運にあり、アジア極東経済委員会(ECAFE)でも今後アジア諸地域はジーゼル電気機関車に切換えることを決議している。すでに数年来当社に対する南方アジア諸国、南米、オーストラリア等からの引合も活潑である。この時に当り海外進出という国家的見地からも、運輸省ならびに国鉄当局の理解あるご援助を得てここに最初の試作車3両を完成し、貴重な実績の第一歩を印した事は非常に意義深いことである。幸い国鉄にも引続いてジーゼル化のご計画もあり、今後の使用実績を考慮に入れてさらに性能の良い使い易い機関車と致すべく研究を続けて、日本のこの種機関車の真価を海外に認識せしめたいものと念願している。

終りに運輸省、国鉄工作局ならびに国鉄技術研究所の各位のご指導と、新三菱重工技術陣のご協力を深謝して筆をおく。

ロートロールの応用

(八幡製鉄所第2分塊ミル用イルグナ式電気設備)

神戸製作所

紙谷鉄男*・田中三郎**・高月一***

An Example of Rototorol Application

(Ilgner System Electrical Equipment of Blooming Mill)

By Tetsuo KAMIYA, Saburo TANAKA, Hajime TAKATSUKI

Kobe Works

Remodelling old electrical equipment of a blooming mill to operate it at a faster speed was tried by an application of the Rototorol system at Yawata Steel Mill with success. The operation performance of the Rototorol was thoroughly tested at the site for a period of a month. Everything was satisfactory except the raising the operation speed which was restricted by poor commutation of the generator due to old brushes. This is correctible and further development is promised.

1. ま え が き

八幡製鉄所第2分塊ミルのイルグナセットは昭和11年3月に当社がその電機品を製作納入したものであるが、昭和26年圧延能力増大のためロートロールによる急速励磁方式が採用され昭和27年8月改造を完了し運転開始となつた。

ついでこのロートロールの性能を実証するため実際の圧延作業時の特性を測定することとなり製鉄所のご好意とご援助により現地調整および実測を行つた。この報告は調整の経過概略と実測オシログラムの検討結果を述べたものである。

2. ロートロール方式の特長

分塊圧延においては時間当りの圧延屯数すなわち生産量を増やすことが最も重要なことであつて、大きな慣性をもつた圧延電動機を急速に全速度まで上昇し、次にこれ

を急停止すると同時にさらに逆の全速度まで加速するというような可逆運転を短時間でかつ頻繁に行う。

このためには電機機械は電氣的機械的の苛酷な負荷に対して充分耐え得るものであることはもちろんで、その制御においては発電機電圧、電動機界磁電流の急速な変化が必要である。しかもその際の加速電流、制動電流が発電機および電動機に対して過大とならぬよう制限しなければならない。

従来は制御方式は多数の電磁接触器、継電器を使つた複雑なものでその保守も容易でなかつたが、最近特殊直流機を利用した調整励磁機いわゆるロートロール、アンブリダイン等が使われるようになり円滑で迅速しかも確実な運転ができて、接点部分が非常に少なくなり保守も容易となつた。

当社では分塊ミル用電動機は速度制御にロートロールを使用し、さらに特殊の磁極構造をもつた電流制限ロートロールによつて過大電流を制限しており、すでに

数組の分塊ミルに対して製作実施してこの種の制御方式を確立した。

3. 制御回路の概略

本改造に採用した制御回路は1図のとおりであるが、発電機は2台直列につなぎ、電動機は二重電機子型である。発電機界磁は直列につながれて専用の励磁機で励磁され、その励磁をロートトロールによつて行つてゐる。このロートトロールは電圧調整器として使用し、その電機子回路につながる回路の抵抗を飽和曲線の立上りに合致させて同調を取つてゐるので、自励界磁の作用と相まつてわずかな分巻界磁電流の変化に対しても高い電圧を発生する。したがつて電圧を上昇させる場合に強制励磁を行い、電圧を急速に上昇させる。励磁機は発電機界磁のインダクタンスを考慮し、ことに飽和曲線を高くとるようになつてゐる。発電機の電圧は基準界磁のアンペアターン(AT)によつて制御され、基準界磁のATとこれに差動に働く電圧界磁のATとが等しくなるような電圧値に、負荷に無関係に自動的に制御される。加速電流が調整値より増加した時には、発電機の補極および補償界磁の電圧降下によつて励磁される基準界磁を有する電流制限ロートトロールが電圧を発生し、発電機電圧を減じて電流を減ずる。これによつて発電機および電動機の整流を害さないようにするとともに、加速電流を一様にし機械に対する衝撃を防止している。なおこの発電機側のロートトロールの自励界磁は、励磁機回路に挿入し調整回路全体としての安定度を高め、安定な運転を行いうるようになつてゐる。

電動機は界磁制御によつて速度を増加するが、発電機

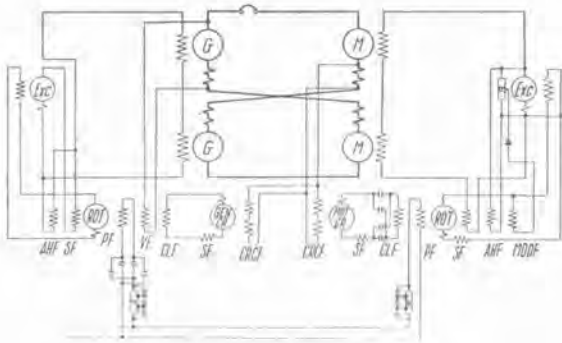
と同様に専用の励磁機、ロートトロール、電流制御ロートトロールによつて制御される。電動機側のロートトロールは定電流調整機として作用する。励磁機の電流は自励界磁と和動に働く基準界磁によつて制御され、そのATとそれと差動に働く電流界磁のATと等しくなるような電流値にロートトロールは自動的に制御を行う。電流制御ロートトロールは、弱め界磁制御中負荷電流の増加した場合に、発電機側のものと同様の基準界磁の作用によつて電圧を発生し、界磁電流を増して電動機の逆起電圧を増加せしめ電流を減ずる。電動機側のロートトロールは、発電機側のものと違つて調整界磁を有している。これは正方向に弱め界磁で回転している電動機を逆転する場合に電動機の界磁は強め界磁にされる。もしその界磁が急激に強まれば、電動機は大きな発電制動電圧を生じ、過大な制動電流を流して発電機および電動機の整流を害する。それを防止するために、ロートトロールの電圧と励磁機の電圧の差が調整値を超えたときにこの調整界磁に電流が流れて、界磁電流が減少し、したがつて制動電流も減少する。しかしこの制動電流は急速な可逆運転をするために電動機を急速に停止するには有効なものであるからその調整界磁の強さは調整できるようにされている。この調整界磁の作用によつて、界磁電流は徐々に減少し、一様の制動電流が得られる。ただしこの界磁は一方方向にしか作用しないように、整流器を挿入して逆方向の電流は阻止している。ロートトロールは回路の同調を取り自励界磁を有するので、発電機と電動機界磁は過励磁になりやすいので、ハンチング防止界磁を巻き自励界磁と逆極性で作用させ、安定な操作を行いうるようになつてゐる。

4. 電機品の要目

改造した電機品の要目は1表のとおりである。

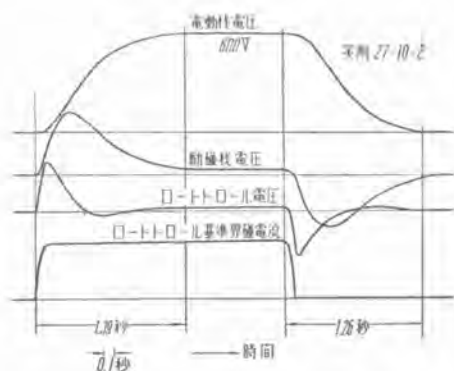
1 表

	容 量	電 圧 V	電 流 A	回転数 rpm	
主電動機	6,000 HP (5,000)	600	4,050 (3,365)	45/120 (50/120)	2重電機子
主発電機	2,400 kW (2,000)	600	4,000 (3,333)	495	2台
誘導電動機	3,500 HP	6,300	12 極	495	蓄勢輪付属
電動機用励磁機	100 kW	220	455	980	
発電機用励磁機	6/30 kW (30)	100/500 (220)	60 (136)	980	誘導電動機駆動
定電圧励磁機	10 kW	220	45.5	980	
電動機用ロートトロール	枠番 192	10A		1,450	
発電機用ロートトロール	枠番 192	5A		1,450	誘導電動機駆動
電流制限ロートトロール (電動機用発電機用各1台)	枠番 151C	6A		1,450	



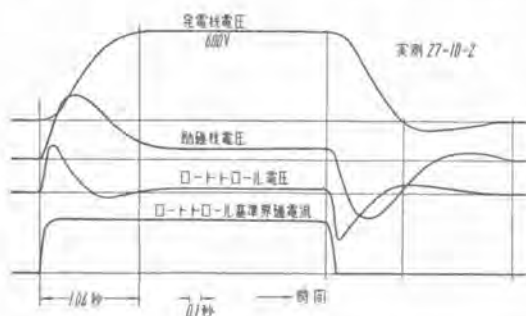
- G=発電機
- M=電動機
- Exc=励磁機
- ROT=ロートトロール
- GEN. CR=発電機電流制限ロートトロール
- MOT. CR=電動機電流制限ロートトロール
- SF=自励界磁 AHF=ハンチング防止界磁
- PF=基準界磁 MODF=調整界磁
- VF=電圧界磁 CLF=電流制限界磁
- CF=電流界磁 CRCF=電流制限ロートトロール

1 図 制御回路
Fig. 1. Control scheme.



2 図 発電機の無負荷電圧上昇

Fig. 2. Build up of generator voltage at no-load.



3 図 発電機の無負荷電圧上昇

Fig. 3. Build up of generator voltage at no-load.

既納の副励磁機 15kW と 1kW は廃止してロータールセットを新設した。表中の () 内の数字は改造前の値で出力増大に伴い冷却風量を多くした。なお改造に際しては各主要コイルは巻替えあるいは接続変更を行つて回路の時定数を小さくするようにした。また主電動機の最高回転数は圧延作業の都合で 90 rpm に調整した。

5. 調整経過

第 2 分塊工場は終戦後昭和 27 年 8 月まで休止していた由で、主発電機の刷子と刷子箱との間には塵埃が入つて刷子の運動をさまたげ、刷子スプリングも長年月の使用により鈍つていたので整流状態はあまり芳しくなく 200% 過負荷電流すなわち 8,000A 程度で #5 位と判定した。これはまた発電機自身の空隙その他の調整不十分も一因となつていふと考えられる。ロータールの調整は整流の許す範囲で急速励磁を行い尖頭負荷をかけて主電動機の加速減速時間を短くした。

調整は昭和 27 年 9 月 30 日から 10 月 3 日まで圧延作業の交替、休憩時間中に行つたもので、代表的な予備測定オシログラム 2 図および 3 図に見られるように発電機電圧が安定にかつ急速に上昇することを主眼とした。最終の調整は 3 図のように停止ノッチで電圧の方向が逆に行き過ぎぬものとした。2 図および 3 図はいずれも発電機を電動機から切り離して発電機定格電圧 600V に相当するロータール基準界磁電流を急に与えた時

のものである。

なお 2 図のような多少の電圧の行き過ぎと逆電圧の発生は実際にはあまり支障は無く、電動機の逆転もごくわずかであり、これにより尖頭電流の増加は僅少であることを確認したが、一応停止ノッチで逆転することの無いように調整したわけである。

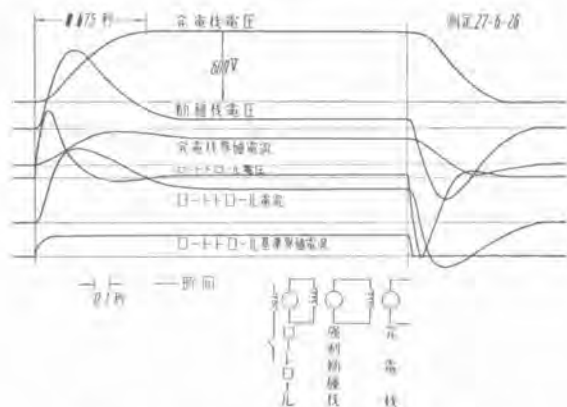
電流制限ロータールの調整は鋼塊の処理状況と発電機の整流状態とをにらみ合わせて約 7,000A から働き始めるようにした。すなわち圧下量を多くした場合第 3 ノッチ (600V) で約 7,000A の負荷を持続することがあり、これからすれば 7,000A 以下に押えることは圧延機械に必要な能力を与えないことになる。また一方発電機の整流状態からすれば 8,000A の尖頭電流が限度と判定した。なお電流制限ロータールの調整としては作業能率を上げるため電機機の許す限りの過負荷電流をとるように調整するのが当然であつて、もし各電機品自身が老朽部分も無く十分の過負荷耐力を持つていならば発電機電圧をさらに急速上昇させて運転できる。本セットに使用したロータールの工場試験の際の無負荷電圧上昇の模様は 4 図に示したように約 0.7 秒で最終値に達している。工場試験では現地の発電機とほとんど同一設計の発電機を使つて同程度の時定数になるよう接続変更して測定した。なお制動時に 8,000A の尖頭電流が出てゐるがこれは発電機電圧の低い時 (約 250V) であり、発電機整流子片間電圧は低く閃絡の危険は少ない。むしろ注意すべきは圧下量過大の場合であらう。

6. オシログラム

上記のように調整終つて電磁オシログラム 2 台で同期測定を行つた結果を 5 図～7 図に示す。

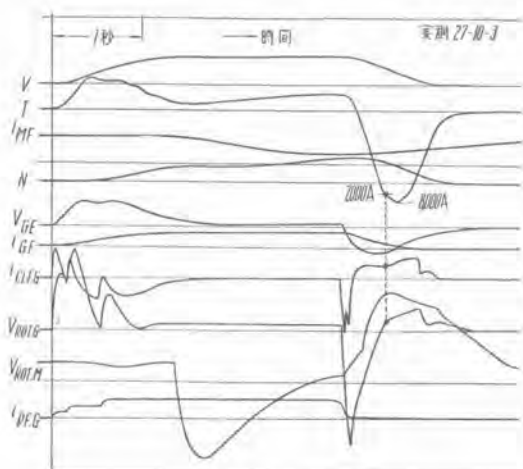
5 図は無負荷運転すなわち鋼塊の圧延は行わずに圧延ローラを駆動した場合である。

6 図は実際の作業状態で圧延の初期すなわち発電機の電圧制御のみで運転しており、次第に鋼塊が細く薄く圧延されてくると界磁制御を行い電動機回転数を高くして



4 図 イルダナ用直流発電機の無負荷電圧上昇 (工場予備試験)

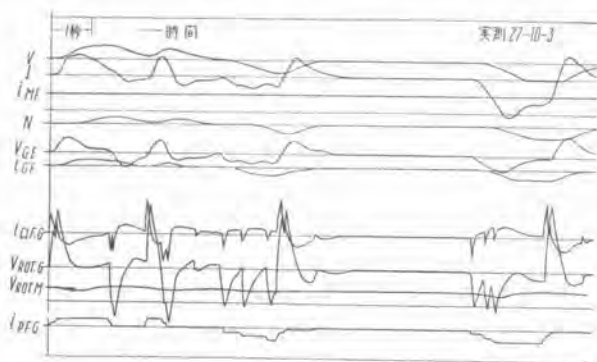
Fig. 4. Build up of generator voltage at no-load.



V=発電機電圧
I=負荷電流
 i_{MF} =電動機界磁電流
N=電動機回転数
 V_{GE} =発電機用励磁機電圧
 i_{GF} =発電機界磁電流
 i_{CLFG} =発電機用電流制限ロートトロール電流
 $V_{ROT.G}$ =発電機用ロートトロール電圧
 $V_{ROT.M}$ =電動機用ロートトロール電圧
 i_{PFG} =発電機用ロートトロール基準界磁電流

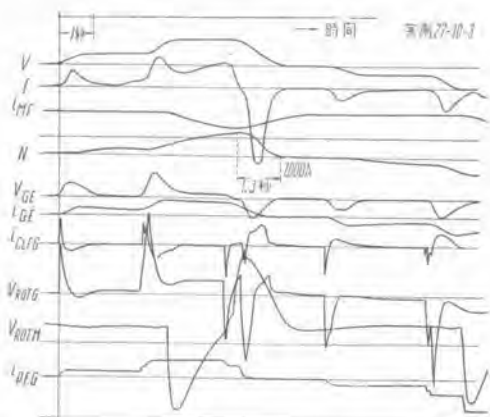
5 図 圧延機の無負荷運転

Fig. 5. Voltage and field control of no-loaded mill.



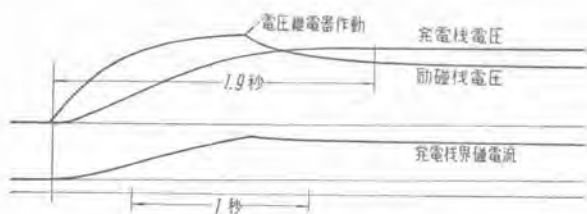
6 図 実負荷運転 (圧延初期—電圧制御)

Fig. 6. Actual load test (initial rolling period—voltage control).



7 図 実負荷運転 (圧延後期—電圧および界磁制御)

Fig. 7. Actual load test (latter rolling period—voltage and field control)



8 図 従来の方式による電圧上昇 (電圧継電器使用)

Fig. 8. Voltage build-up by relay system.

ロールの運動を迅速に行う。これが圧延後期であつて 7 図に示す。

電流制限の様子は 5 図の○印でわかる。なお鋼塊重量は 7,500 kg 級のものである。これらのオシログラムからわかるようにロートトロールは短時間に強制電圧を発生し主発電機電圧の上昇およびそれに伴う主電動機の回転は非常に円滑になつてゐる。参考のため従来の方式による場合の類似発電機についての電圧上昇の様子を 8 図に示す。これは必要以上の励磁を与えて電圧継電器によつて押える方式で不確実危険なのに比べてロートトロール方式は満足すべきものと考えらる。

7. むすび

今回は主発電機の老朽刷子部による整流不良の点で調整が制限されたが、現在の整流状態の許す限度内でわれわれの最上と思われる調整ができた。今後整流状態が改善されればわれわれの意図した調製が可能となりさらに急速な運転が期待できる。オシログラムの結果は改造前に比べて加速減速時間が短くなり保守も容易となつてロートトロール方式の効果は大きいと思う。この改造ならびに調整によつて生産量が増大すれば電機メーカーとして大きな喜びであり、さらにわれわれはこの結果をもととして今後研究を進めていきたい。

なおこの種の方式に対する総合特性を実際の運転状態において測定したことは珍らしく貴重な経験となつて、本方式に対する自信を得た。

終りに実測に多大のご援助を頂いた製鉄所関係各位に厚く御礼申しあげる次第である。

歯車マイクロメータにより跨ぎ歯厚を 測定して生じた問題の幾何学的考察

福岡工場

齋藤 定 臣*

Geometrical Analysis of Problems Concerning the Measurement of Gear Teeth Thickness

By Sadaomi SAITO

Fukuoka Factory

When the thickness of gear teeth of spur or helical gears cut with hobbing machines was measured by means of micrometers over the entire angle of 360 degree around the center of axis, it was often found varying almost sinusoidally along the peripheral circle. Analysing the cause of this variation, the writer tried to solve the problems geometrically.

1. ま え が き

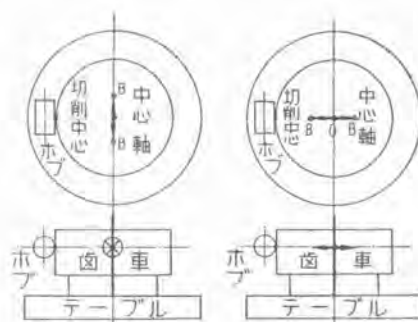
歯車マイクロメータにより歯車の歯厚を測定するに際して、ある一個所を測定して得た測定値 m_1 をもつて、その歯車の歯厚を判断しようとする、とんでもない誤りを冒すことがある。少くとも4個所の測定値 m_1, m_2, m_3, m_4 の平均値から歯厚を判断せねばならない。(1 図)



1 図
Fig. 1

ホブ切りされた歯車を歯車マイクロメータにより、1 図のように $m_1, m_2, m_3, m_4, \dots$ と順次に測定すると、跨ぎ歯厚がおおむね正弦波状に増減することに折々遭遇する。本文においては、このような跨ぎ歯厚の増減が生起する原因を幾何学的に解明しようと試みた。

8 図、9 図に示すように、 n 枚の歯を挟んで順次に測



2 図
Fig. 2

3 図
Fig. 3

定した跨ぎ歯厚がおおむね正弦波状に増減する歯車の歯底を測定すると、二つの型が見出される。

(1) 歯底のふれの読みが小さく、跨ぎ歯厚が増減するもの。

この場合、ホブの切削中心と切削時の中心軸が歯車を取付けたテーブルの一回転を一周期として、相対的に単弦運動をしている(2 図)

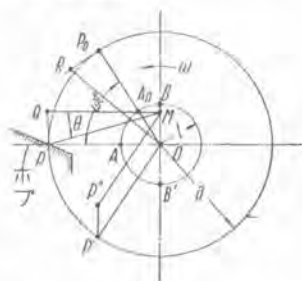
(2) 歯底のふれの読みが正弦波状に大きく増減し、それに伴って跨ぎ歯厚が増減するもの。

この場合、ホブの切削中心に対し切削時の歯車の中心軸が、歯車を取付けたテーブルの一回転を一周期と

して、相対的に往復運動をしている。(3 図)
さて両者において

- (a) ホブの切削中心は一点に固定している。
 - (b) 歯車の切削時の中心軸が歯車の一回転を一周期として正しい単弦運動または往復運動をする。
 - (c) 歯車の圧力角を 20° とし歯車マイクロメータの両接触片は歯車のピッチ線上圧力角 20° のところで接触する。
- と仮定して以下の考察を進める。

2. 歯車の切削時の中心軸が正しい単弦運動をする場合



4 図
Fig. 4

ア. 割出角の誤差 (4 図)

テーブルの円運動の角速度を ω

$$OP = OP_0 = a$$

$$OA = OA_0 = l$$

テーブルが O を中心に正しい回転運動をしている場合、 t 秒後に P_0 点が P 点にきたとすると、 P 点は P' 点に移動している。故に $\angle P'OP = \omega t$
一方歯車の切削時の中心軸が $OBOB'O$ という単弦運動をしていると、 t 秒後に中心軸は M 点に來り、 P_0 点は Q 点、 R 点は P 点、 P 点は P' 点に移動する。故に t 秒後における歯車の中心軸の位置 M 点に対する割出角 $\angle P'MP$ を求めると

$$\angle P'MP = \angle P'MQ - \angle PMQ$$

$$\text{しかるに } \angle P'MQ = \angle P'OP = \omega t$$

$$\angle PMQ = \theta \quad \text{とおけば}$$

$$\theta = \omega t - \angle P'MP$$

故に θ は正しい回転運動をしている場合、すなわち歯車の中心軸が O 点に固定している場合の割出角と、歯車の中心軸が $OBOB'O$ という単弦運動をしている場合の割出角の間の差となる。以下これを割出角の誤差と称し θ で表す。さて

$$\angle PMQ = \theta = \angle MPO \quad (\because QM \parallel PO)$$

$$\therefore \tan \theta = OM/OP$$

$$= OA_0 \sin \omega t / a$$

$$= l/a \cdot \sin \omega t$$

$$\theta \text{ が微小な時 } \tan \theta \doteq \theta$$

$$\therefore \theta = l/a \cdot \sin \omega t \dots\dots\dots (1)$$

イ. 歯底のふれ (4 図)

歯車が点 O を中心に正しい回転運動をして切削されている場合の歯底円の半径を r とすれば、各歯隙につい

て考える故、ピッチ円上の点と歯底の切削される時間のずれは無視される。4 図において

$$OP' = MP' = r \quad \text{とすれば}$$

$$MP = \sqrt{OP^2 + OM^2}$$

$$OP = r, \quad OM = l \sin \omega t$$

$$\therefore MP = \sqrt{r^2 + l^2 \sin^2 \omega t}$$

歯底の径の変化(ふれ)を y とすれば

$$y = MP - r = \sqrt{r^2 + l^2 \sin^2 \omega t} - r \dots\dots\dots (2)$$

(2) 式において $y_{\max} = \sqrt{r^2 + l^2} - r$

$$y_{\min} = -r$$

$$\text{また } y_{\max} + r = \sqrt{r^2 + l^2}$$

$$\therefore y_{\max}^2 + 2ry_{\max} + r^2 = r^2 + l^2$$

$$l^2 = y_{\max}(y_{\max} + 2r)$$

r に比べて y_{\max} は非常に小さいから

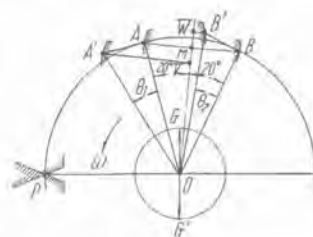
$$y_{\max} + 2r \doteq 2r$$

$$\therefore l^2 \doteq 2ry_{\max}$$

$$\therefore y_{\max} \doteq \frac{l^2}{2r} \dots\dots\dots (3)$$

l は r に比較して非常に小さく、またわれわれが考えるのは $l=0.1 \text{ mm}$ 以下位のものであるから、 y すなわち歯底のふれはほとんどないといつて差支えない。

ウ. 歯車マイクロメータの読み (5 図)



5 図
Fig. 5

$t=0$ の時、歯車の中心軸は単弦運動の中心点 O にあり、矢印方向に ω の角速度で歯車を取付けたテーブルが回転し、切削時の歯車の中心軸が $OGOG'O$ という単弦運動をしていると、 t_1, t_2 秒後に A', B' 点がそれぞれホブの切削中心点 P 上にくる。一方歯車の中心軸が O 点を動かす正しい回転運動をしている場合は、 t_1, t_2 秒後に A, B 点がそれぞれ P 点上にくる筈である。

初めに仮定したように歯車マイクロメータの接触片が圧力角 20° の点で接触する故、歯車マイクロメータの読みを、正しい回転運動をしているとき y_0 、中心軸の単弦運動が加わる場合を y_{π} とすれば

$$y_0 = AB = AM + BM = OA \sin 20^\circ + OB \sin 20^\circ$$

$$y_{\pi} = A'V + B'W$$

$$= OA' \sin (20^\circ + \theta_1) + OB' \sin (20^\circ - \theta_2)$$

$$= OA' \sin 20^\circ \cos \theta_1 + OA' \cos 20^\circ \sin \theta_1$$

$$+ OB' \sin 20^\circ \cos \theta_2 - OB' \cos 20^\circ \sin \theta_2$$

$$\text{しかるに } OA' \cos \theta_1 = OA, \quad OA' \sin \theta_1 = AA'$$

$$OB' \cos \theta_2 = OB, \quad OB' \sin \theta_2 = BB'$$

$$\therefore y_{\pi} = OA \sin 20^\circ + AA' \cos 20^\circ + OB \sin 20^\circ$$

$$-BB' \cos 20^\circ$$

$$y_x - y_0 = AA' \cos 20^\circ - BB' \cos 20^\circ$$

しかるに $AA' = OA \cdot \tan \theta_1 = l \cdot \sin \omega t_1$

また $BB' = OB \tan \theta_2 = l \sin \omega t_2$

$$\omega t_2 = \omega t_1 + 40^\circ$$

$$y_x - y_0 = l \cdot \sin \omega t_1 \cos 20^\circ - l \sin (\omega t_1 + 40^\circ) \cos 20^\circ$$

$$= l \cdot \cos 20^\circ \{ \sin \omega t_1 - \sin (\omega t_1 + 40^\circ) \}$$

$$= l \cos 20^\circ \times 2 \cos$$

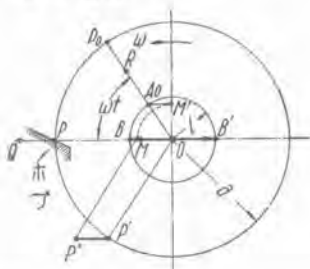
$$\frac{\omega t_1 + \omega t_1 + 40^\circ}{2} \sin \frac{\omega t_1 - (\omega t_1 + 40^\circ)}{2}$$

$$= 2l \cos 20^\circ \cdot \cos (\omega t_1 + 20^\circ) \sin (-20^\circ)$$

$$= -2l \cos 20^\circ \sin 20^\circ \cos (\omega t_1 + 20^\circ)$$

$$y_x - y_0 = -0.644 \cos (\omega t_1 + 20^\circ) \quad (4)$$

3. 歯車の切削時の中心軸が正しい往復運動をする場合



6 図
Fig. 6

ア. 割出角

テーブルの円運動の角速度を ω

$$OP = OP_0 = a$$

$$OA_0 = OB = OB' = l$$

テーブルが O を中心に正しい回転運動をしている場合、 t 秒後に P_0 点が P 点にきたとすると、 P 点は P' 点に移動している。故に $\angle P'OP = \angle P_0OP = \omega t$

一方歯車の切削時の中心軸が $OBOB'O$ という往復運動をしていると、 t 秒後に中心軸は M 点に來り、 P_0 点は Q 点、 R 点は P 点、 P 点は P'' 点に移動する。故に t 秒後における歯車の中心軸の位置 M 点に対する割出角 $P''MP$ を求めると、 $P'O \parallel P'M$ だから

$$\angle P''MP = \angle P'OP = \angle P_0OP = \omega t$$

イ. 歯底のふれ (6 図)

2・イ で述べたと全く同様に、6 図において

$$OP' = MP'' = r \quad \text{とすれば}$$

$$MP = OP - OM$$

$$= OP - OM'$$

$$= r - l \sin \omega t$$

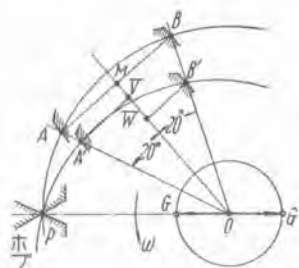
歯底の径の変化 (ふれ) を y とすれば

$$y = MP - r$$

$$= -l \sin \omega t \quad (5)$$

ウ. 歯車マイクロメータの読み (7 図)

$t=0$ のとき、歯車の中心軸は往復運動の中心点 O にあり、矢印方向に ω の角速度で歯車を取付けたテーブルが回転し、切削時の歯車の中心軸が $OGOG'O$ という往復運動をしていると、 t_1, t_2 秒後に A', B' 点がそれ



7 図
Fig. 7

ぞれホブの切削中心点 P 上にくる。一方歯車の中心軸が O 点を動かず、正しい回転運動をしている場合は、 t_1, t_2 秒後に A, B 点がそれぞれ P 点上にくる筈である。

初めに仮定したように歯車マイクロメータの接触片が圧力角 20° の点で接触する故、歯車マイクロメータの読みを、正しい回転運動をしているとき y_0 、中心軸の往復運動が加わる場合を y_x とすれば

$$y_0 = AB = AM + BM = OA \sin 20^\circ + OB \sin 20^\circ$$

$$y_x = A'V + B'W = OA' \sin 20^\circ + OB' \sin 20^\circ$$

$$y_x - y_0 = \{ (OA' - OA) + (OB' - OB) \} \sin 20^\circ$$

しかるに (5) 式から

$$OA' - OA = -l \sin \omega t_1$$

$$OB' - OB = -l \sin \omega t_2$$

$$= -l \sin (\omega t_1 + 40^\circ) \quad (\because \angle AOB = 40^\circ)$$

$$\therefore y_x - y_0 = \{ -l \sin \omega t_1 - l \sin (\omega t_1 + 40^\circ) \} \sin 20^\circ$$

$$= -l \sin 20^\circ \{ \sin \omega t_1 + \sin (\omega t_1 + 40^\circ) \}$$

$$= -2l \sin 20^\circ \sin \frac{2\omega t_1 + 40^\circ}{2} \cos \left(\frac{-40^\circ}{2} \right)$$

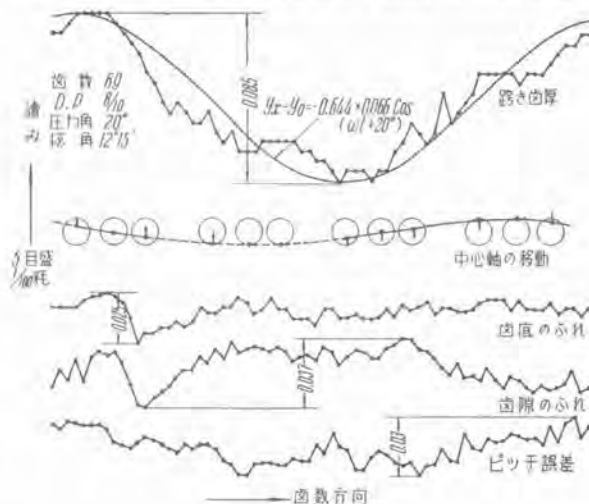
$$= -2l \sin 20^\circ \cos 20^\circ \sin (\omega t_1 + 20^\circ)$$

$$y_x - y_0 = -0.644l \sin (\omega t_1 + 20^\circ) \quad (6)$$

4. 実測値との比較

歯車マイクロメータにより測定した跨ぎ歯厚が変化する歯車の実測データ 2 例をとって、第 2 および 3 節で述べたおのおの場合と比較して見よう。

8 図は歯数 69 枚、D.P. 8/10、圧力角 20° 、捻れ角 $12'50''$ のハスバ歯車の跨ぎ歯厚、歯底のふれ、歯隙のふれ、ピッチ誤差



8 図
Fig. 8

れ、ピッチ誤差の実測値を歯数方向に展開した線図である。歯底のふれが僅少であるにもかかわらず、跨ぎ歯厚の最大と最小の差 Δy は 0.085 mm ある。

2 節 (4) 式 $y_x - y_0 = -0.644l \cos(\omega t + 20^\circ)$ において

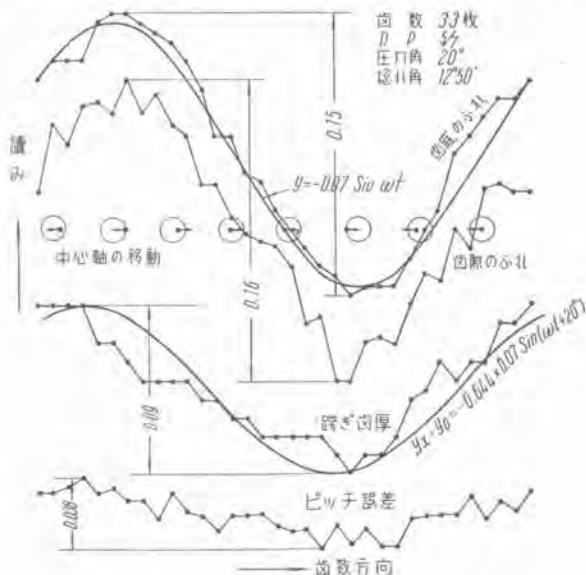
$$(y_x - y_0)_{\max} = 0.644l$$

$$(y_x - y_0)_{\min} = -0.644l$$

$$\therefore \Delta y = (y_x - y_0)_{\max} - (y_x - y_0)_{\min} = 2 \times 0.644l$$

$$\therefore 0.085 = 2 \times 0.644l \quad \therefore l = 0.066$$

$y_x - y_0 = -0.644 \times 0.066 \cos(\omega t + 20^\circ)$ の曲線を跨ぎ歯厚の線図に重ねるとおおむね一致した結果が得られる。歯底のふれは僅少だから、この歯車では歯車マイクロメ



9 図
Fig. 9

ータの読みの変化、すなわち跨ぎ歯厚の増減に直接原因しているのは、切削時の歯車の中心軸の単弦運動と考えられる。

9 図は歯数 33 枚、DP 5/7、圧力角 20° 、捻れ角 $12^\circ 50'$ のハスバ歯車の跨ぎ歯厚、歯底のふれ、歯隙のふれ、ピッチ誤差の実測値を歯数方向に展開した線図である。

歯底のふれの最大と最小の差 0.15

跨ぎ歯厚の差 Δy 0.09

3 節 (6) 式から前述 8 図の場合と全く同様に

$$\Delta y = 2 \times 0.644l \quad \therefore l = 0.07$$

$l = 0.07$ の時

歯車マイクロメータの読みの変化すなわち跨ぎ歯厚の変化 $(y_x - y_0)$ および歯底のふれの変化 y は

$$y_x - y_0 = -0.644 \times 0.07 \sin(\omega t + 20^\circ)$$

$$y = -0.07 \sin \omega t$$

で示される $y_x - y_0$, y をそれぞれ跨ぎ歯厚、歯底のふれの線に重ねると、おおむね一致する。すなわち本例では、歯車マイクロメータにより測定した跨ぎ歯厚の変化に原因しているのは、切削時の歯車の中心軸の往復運動と考えられる。

歯車マイクロメータにより跨ぎ歯厚を測定して生じた問題の幾何学的考察・斎藤

5. 中心軸の二つの運動が合成した場合

中心軸の単弦運動と往復運動が合成した場合の代表例として、切削時の歯車の中心軸が O 点を中心に半径 l_1 という円運動をしている場合について、中心軸がテーブルと同方向に動く場合と逆方向に動く場合を考えて見る。歯車マイクロメータの変化を単弦運動の場合 m_1 、往復運動の場合 m_2 とすれば

$$m_1 = -0.644l_1 \cos(\omega t + 20^\circ)$$

$$m_2 = -0.644l_1 \sin(\omega t + 20^\circ)$$

10 図 (a) の場合、歯車マイクロメータの読みの変化 m は

$$m = m_1 + m_2$$

$$= -0.644l_1 \cos(\omega t + 20^\circ + 90^\circ) - 0.644l_1 \sin(\omega t + 20^\circ)$$

$$= -0.644l_1 \{-\sin(\omega t + 20^\circ) + \sin(\omega t + 20^\circ)\} = 0$$

また歯底のふれの変化 y は $y = -l_1 \sin \omega t$

すなわち歯車マイクロメータの読みは、各歯全周にわたって相等しく、歯底のふれの最大最小の差は $2l_1$ である。

10 図 (b) の場合は

$$m_1 = -0.644l_1 \cos(\omega t + 20^\circ - 90^\circ)$$

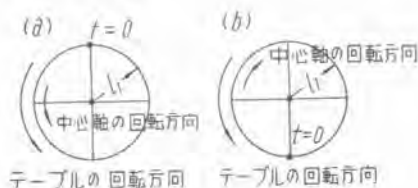
$$= -0.644l_1 \sin(\omega t + 20^\circ) = m_2$$

$$\therefore m = m_1 + m_2 = 2m_2$$

$$\therefore m = -2 \times 0.644l_1 \sin(\omega t + 20^\circ)$$

また $y = -l_1 \sin \omega t$

すなわちふれと歯車マイクロメータの読みの変化の関係は、中心軸が往復運動をする場合と同様で、歯車マイクロメータの読みの最大と最小の差は $2 \times 1.288l_1$ 、歯底のふれは $2l_1$ となる。



10 図 中心軸が円運動する場合

Fig. 10. The center axis of the gear moves on a circle.

6. むすび

歯車マイクロメータの読み、すなわち一つの歯車における跨ぎ歯厚に差があることは、あるホブ盤においてつねに生ずることもあるし、偶発的に生ずることもある。歯車を取りつけるテーブルを回転させる、マスターホイールの偏心は、切削時の歯車の中心軸に、相対的に単弦運動を与える結果を示し、その機械で切削された歯車はつねに跨ぎ歯厚の差をもつ。偶発的に生起する誤差は機械的あるいは工作上の欠陥を指摘している。一つの歯車における歯車マイクロメータの読みの差を検測することは、ホブ歯切機械管理の一つの特性として利用される。

跨ぎ歯厚に差のある歯車の歯形曲線の各歯毎の変化、あるいはピッチ誤差、捻れ角の各歯条毎の変化等についても第 2、第 3 節から推論でき、歯車製品管理の一つの特性値としても利用される。

高周波焼入によるピニオンの変形

福岡工場

百崎 忠士*

Induction Hardened Pinions and Their Deformation

Chushi MOMOSAKI

Fukuoka Factory

Deformation is one of troubles experienced in hardening pinions, which, however, can be minimized by the adoption of induction hardening process. The higher quality and lower cost thus attained are worthy of attention. This paper deals with experimental data and control charts which are believed to be of some guidance to those who are interested in this process.

1. ま え が き

戦後国内の工業部門では、高周波誘導加熱を応用することが盛んになった。とくに鉄鋼部品の表面焼入に対しては

- (1) 焼入による変形が少ないこと。
- (2) 焼入操作が簡単でかつ制御しやすいために、均一な製品が得られること。
- (3) 作業費が減少できること。

などから、この方法は広く適用されるようになってきた。

当社の鉱山用減速電動機の歯車にも夙に適用されて、多くの効果をあげているが、なお焼入材料の選定、焼入組織の研究⁽¹⁾とともに、焼入作業の改善向上についても不断的努力をしているものである。

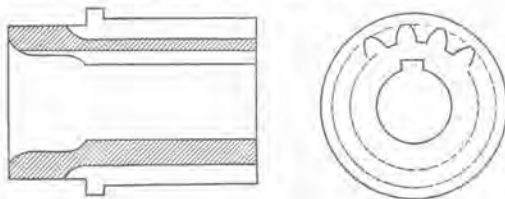
一般に高周波焼入は、焼入変形が少ないといわれるのは、滲炭焼入法などの従来の方法と比較してのことであつて、焼入変形は高周波焼入でも無視できるものではない。しかしながら、誘導加熱の長所を利用して作業の改善を計るならば、焼入変形はさらに減少できるものである。ここに、内径をもつピニオンの焼入変形を調査して作業を改善し、良好な結果を得た一例を述べる。

2. 歯車の焼入変形と許容誤差

精度の良い機械で切削された歯車も、焼入によつて、

さらに誤差を増加するものであつて、ある程度のインボリュート歯形の狂い、歯厚の変化および、相当の偏心などを生ずるものである。しかしながら、外周の肉厚が極端に薄いものや、複雑な形をした歯車を除いては、歯形や歯厚の変化は一様な性質をもっているから、焼入前の加工であらかじめ考慮に入れておくことができる。⁽²⁾ しかしながらあらかじめ修正することのできない誤差については、焼入方法を改良する必要がある。

歯車の特性のうち、偏心誤差はあらかじめ修正できないものであるが、この誤差は周速度の大きいものについては、相当に問題となる。⁽³⁾ 当社の前記の歯車の第1段に用いられるピニオンは、円周速度が 200~400 m/sec 程度のもので、偏心の許容誤差は、米国規格⁽⁴⁾ では、0.03~0.05 mm であり、刻み円周速度一許容誤差曲線⁽⁵⁾ から判断すれば 0.05~0.075 mm 程度であり、かつマーグ歯車会社の発表している刻み円偏心度の許容誤差表⁽⁶⁾ によれば、普通機械切りで焼入かつ研磨後において、0.07 mm 以内になければならない。



1 図 ピニオン断面図
Fig. 1. Pinion's section.

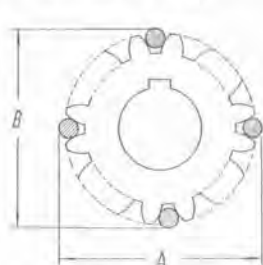
3. ピニオンの高周波焼入変形の調査と改善

ア. 偏心について

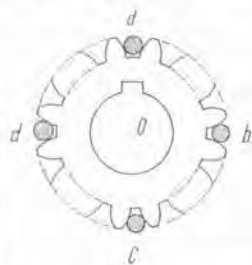
ピニオンの形状は1図に示すように、内径部にキー溝をもつ。歯底まで十分表面焼入を行うためには、歯車のコア部分まで、ある程度の熱が発生することは、誘導加熱についてもやむをえない。したがって内径部に形状の非対称があれば、当然それにもとづく焼入変形が生ずることが推察される。そこで、高周波焼入ではコア部の硬度は材料の硬度と変わらないことに着目して、キー溝の加工を焼入後に実施することの効果について、調査して見ることにした。

D. P. 10/12 のピニオンの一つのロットを無作為に区分し、キー溝加工前に焼入したものと、キー溝加工後に焼入したものをつくり検討した。前者を新作業方式、後者を旧作業方式とする。

はじめに 10 個ずつの任意試料について、2 図に示すとおりの位置において、焼入後の直径方向の変形量の差をとって、作業方法の優劣の検定を行つた。データならびに検定式を、1 表に示す。判定の危険率が 5% であるのでさらに全試料を用いて、3 図に示すとおりの位置において偏心量を測り、直径方向の変形量の差をとって検定を試みた。データならびに検定式を、2 表に示す。結果は、新作業方式が優れていることを明かに示した。



2 図 歯隙にローラを挿入し外側の距離 A、B をマイクで測る
Fig. 2. Measuring A&B distance.



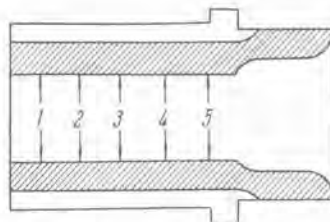
3 図 a.b.c.d はセンタ O. に対する歯隙偏心を示す (インデクサの読み)
Fig. 3. Measuring.

1 表 キー溝の有無による焼入変形の差 (その 1)

試料	(A-B) 1/100mm		(検定式)
	新作業	旧作業	
1	0.	0.	$\bar{X}_N = 0.37$
2	0.	1.5	$\bar{X}_O = 1.05$
3	0.2	2.2	$S_N = 2.92$
4	0.	1.0	$S_O = 6.00$
5	1.0	1.5	$t = \frac{\bar{X}_O - \bar{X}_N}{\sqrt{\frac{S_N + S_O}{18} \left(\frac{1}{5} \right)}}$
6	0.	1.3	
7	0.	0.	= 2.15
8	1.5	1.0	$t_{18}(\alpha=5\%) = 2.101$
9	0.	0.	
10	1.0	2.0	N. O. は新旧を示す。

2 表 キー溝の有無による焼入変形の差 (その 2)

試料	$\frac{(b+d)-(a+c)}{100\text{mm}}$		(検定式)
	新作業	旧作業	
1	0.	-1.	$\bar{X}_N = -0.083$
2	2.	-2.	$\bar{X}_O = 0.304$
3	2.	-2.	$S_N = 25.83$
4	1.	0.	$S_O = 58.88$
5	-1.	-1.	$U_N = 1.12$
6	0.	0.	$U_O = 2.68$
7	0.	2.	$F_{2,17} = \frac{2.68}{1.12} = 2.4$
8	0.	1.	F 分布表より
9	-1.	0.	$F_{2,17}^{2.00}(\alpha=5\%) = 2.00$
10	0.	3.	
11	-1.	1.	
12	-1.	0.	
13	0.	1.	
14	0.	0.	
15	2.	-1.	
16	1.	4.	
17	-1.	0.	
18	-1.	2.	
19	-2.	1.	
20	0.	1.	
21	-1.	2.	
22	0.	-2.	
23	0.	-2.	
24	-1.		



4 図 焼入による内径変化の測定

Fig. 4. Measurement of inside diameter deformation.

実験後、ただちに工程を変更したが、D. P. 18 程度のきわめて小さいピニオンに対しては、焼入装置の改良を必要としたので、その種のものについては実施が遅れた。現在は焼入装置の改良も済み、全機種について新作業方式を実施して大いに効果をあげている。

イ. 内径の変形について

内径が焼入後にどのように変形するかは、研磨代の決定にも必要であり、また歯形の変形についても参考になるので調べてみた。測定は4図に示すように、内径の両端より 5 mm ずつ内側から個所を等分割して行つた。測定誤差を少なくするために、あらかじめ焼入前に内径部を薄く研磨した。試料は、肉厚の異なる二つのロットから求めた。3 表および4表にデータおよび推定式を示す。

楕円は全くなかつた。(キー溝がないためである)寸法的な変化は太鼓状になることが判るが、最も膨脹した部

3 表 焼入による内径変化量 (その 1)
(外径 80φ, 内径 35φ, 歯幅 65 のもの)

部位 試料	(焼入前内径—焼入後内径) $\frac{1}{1000}\text{mm}$					(推定式)
	1	2	3	4	5	
1	17.	5	7	5	0	部位 1. を除けば 各部位のパラッキ は一杯であるので その平均を求めると $R(2\sim4\text{部位})$ $=15.8$ $3\sigma_R=1.3R=20.5$ また、内径の平均 値の最大推定上限は $21-A_2R=12$ 従つて個々の内径 の最大推定値は、 $12-3\sigma_R=-9$ ∴最大膨脹はほと んど、0.01mm 以下である。
2	30.	15	15	20	12	
3	35.	20	22	12	20	
4	50.	22	22	25	25	
5	60.	25	20	22	27	
(R)	(43)	(20)	(15)	(20)	(27)	
6	35	30	27	30	22	
7	37	20	27	27	27	
8	45	30	27	30	30	
9	50	27	25	32	27	
10	40	15	20	20	20	
(R)	(10)	(15)	(7)	(12)	(10)	
平均	40	21	21	22	21	

4 表 焼入による内径変化量 (その 2)
(外径 50φ, 内径 23φ 歯幅 45 のもの)

部位 試料	(焼入前内径—焼入後内径) $\frac{1}{1000}\text{mm}$					(推定式)
	1	2	3	4	5	
1	30	-10	-20	-20	5	各部位のパラッキ は一杯である。 $R=10.4$ $3\sigma_R=1.3R=13.5$ また内径の平均値 の最大推定上限は $-19-A_2R=-25$ 。 個々の内径の最大 推定値は $-25-3\sigma_R=-39$ ∴最大膨脹はほと んど 0.04mm 以下で ある。
2	35	-7	-20	-20	7	
3	37	-12	-20	-23	0	
4	23	-17	-20	-20	10	
5	37	-5	-27	-22	10	
(R)	14	12	7	3	10	
6	27	-5	-17	-20	7	
7	30	-12	-12	-15	7	
8	35	-5	-15	-12	10	
9	35	-7	-15	-12	12	
10	40	-15	-22	-25	0	
(R)	13	10	10	13	12	
平均	33	-9.5	-19.	-19.	7	

位においても、0.05 mm 以上は絶対にないだらうと推定された。これによつて、従来 0.2~0.3 mm もあつた研磨代を 0.10~0.15 mm に統一し、作業時間の節約を行つた。その後の作業の結果からも、上記の推定に誤りのないことが実証されている。


4. その他の変形について

前項は主として、偏心および内径の変化について述べたのであるが、新しい作業方式による効果は、その他の歯車特性についてもいえる。D. P. H のピニオンについて、ピッチラインおよびその上下の 3 点の輪郭を、ローラ法によつて測定し、焼入前後の輪郭の変化量を調べると、5 表のようになつた。また同じ試料について、焼入

前後の、歯車マイクロメータによる読みの差を求めると、6 表に示すとおりになつた。これらから推量すると新方式によれば、歯形の狂いも少なくなり、ピッチ誤差も少なくなるように思われるが、危険率が 20 % 程度であるからさらに実験を繰返さないとはいふことができない。

5 表 キー溝の有無による輪郭変化の差

試 料	輪郭変化 $\frac{1}{1000}\text{mm}$	
	新作業	旧作業
1	8	9
2	5	3
3	13	12
4	11	8
5	6	13
6	5	6
7	10	11
8	4	17
9	8	10
10	6	17



輪郭の変化量としては、部位 1, 2, 3. について焼入前後の歯厚変化の(最大値—最小値)をとつた
 $S_N=599$
 $S_O=1190$
 不偏分散比 $F_{11}^0=2.0$
 下分布表で(註) $F_{11}^0(\alpha=20\%)$
 $=2.06$
 $F_{11}^{1/2}(\alpha=20\%)$
 $=1.65$

(注) 推計学への道(東大協組出版) p. 305

6 表 マイクロメータ読みの差の増加量

試 料	焼入後の・マイクロメータ読みの差の増加量	
	新 作 業	旧 作 業
1	0	40
2	-10	40
3	10	40
4	-10	30
5	0	50
6	0	40
7	10	20
8	10	30
9	0	60
10	0	40

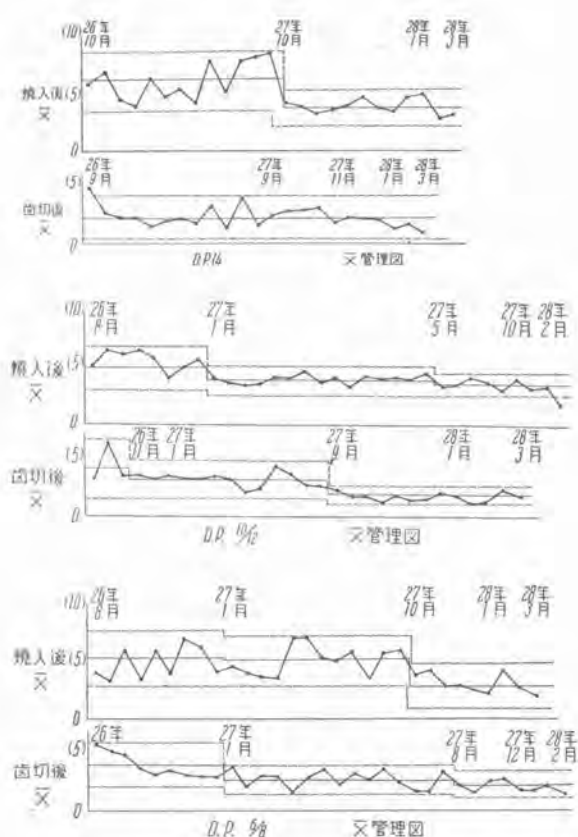
単位 $\frac{1}{1000}\text{mm}$

(注) 「歯車マイクロメータによる読みの差」

これは、歯車マイクロメータで、歯をまたいでピッチを測るもので、全周について測定し、その幅の最大値と最小値の差でもつて表わしているものである。

5. 管理図に示される特性値

当社では、歯車の工作について従来から管理図を適用してきた。これらのうち、とくに歯底偏心 \bar{X} 管理図を 5 図に示す。対象は D. P14, D. P. 10/12, D. P6/8 のピニオンであつて、上段には焼入後の \bar{X} 管理図、下段には歯切後の \bar{X} 管理図をそれぞれ示している。範囲の管理図は発表を省略したが、もちろん安定した管理状態にあ



5 図 焼入後および歯切後の歯底偏心 \bar{X} 管理図
(単位 1/100 mm)

Fig. 5. \bar{X} Control Chart.

る。 \bar{X} は各ロットより、任意に5個の試料をとつたときの平均値である。これらの管理図からつぎのことが判る。

(1). D.P. 10/12 および D.P. 6/8 については、27 年 1 月頃から歯切後および焼入後の特性値が向上している。したがって歯切特性の向上が、焼入後の特性向上に大いに関係することが判るが、工場実験の結果および肉厚の薄い D.P. 10/12 では焼入後の特性値の減少量が歯切後のそれよりも大きいことから、焼入作業の改善による効果も是認される。

(2). 同じ管理図で、第2回目の著るしい特性値向上が、歯切後については 27 年 9 月と 8 月に、また焼入後については 27 年 5 月と 10 月に見受けられる。歯切後の特性がさらに向上したのは、ブラックの LA 加工精度の向上および歯切用取付具の改良などによるものであり、焼入後の特性がさらに向上したのは、加熱冷却中に

部品を回転するように改めたからである。部品を回転することの効果は、硬度ムラの減少にも効果のあることはもちろんである。

(3). D.P. 14 のものは、小さいピンオンであるために、焼入装置を改良して周波数を増加させる必要があつたが、それが 27 年 9 月に行われ、焼入実施は 10 月以降となつたのを示している。

(4). 各管理図は安定した水準を示してきたが、28 年に入つてさらに特性値向上の傾向を示しているものがある。

6. むすび

歯車の高精度は、それを検査する測度器具によるものであつて、今後ともいろいろの要素についての検討のためには、さらに優れた計測がなされねばならない。このような情報にもとづいてさらに技術は進められるものである。

焼入作業についても今後の研究にまつことが多い。周波数については、少くとも 100 Kc オードのものが歯車にとっては望ましいといわれているが、当社ではすでに、このオードの周波数を利用している。しかしながら装置の出力と関連して最適の焼入条件を見出すには、まだまだ実地についての研究を要する。また焼入温度についても急速な温度上昇を測定する適当な計器が完成すれば、高周波焼入はさらに進歩すると思われる。

歯車の精度向上のため実際に行つた焼入作業について、簡単に発表した次第であるが、これらの問題について関心をもたれる諸賢のご批判ならびにご指導を期待するものである。

参 考

- (1) 三菱電機 Vol 26. 1952 3 月 p. 17~21
- (2) 歯車とその加工 I (小峰工業出版) 昭 26.7 p. 22
- (3) 同 上 II (") 昭 26.8 p. 144
- (4) Gear Tolerances and Inspection
American Standard March 1946.
- (5) 歯車とその加工 II (小峰工業出版) p. 155 p. 156
- (6) 歯車の高周波焼入 工博 石田制一氏
工業技術協会 歯車講習会 (昭 27. 9 月)

製品の機械的破損とその包装

本社

堀 直 昌*

Mechanical Damages of Products and Their Packing

By Naomasa HORI

Head Office

Products are often subject to damage during the transportation, which is liable to cause delay in the completion of projected work. The writer made a thorough study on the probable causes of damages and suggests countermeasure to minimise the trouble, giving examples and theoretical analysis.

1. ま え が き

世の中で注文品が到着したとき破損しているぐらいおよそ不愉快なものはない。とくにこの破損のために工事が遅延する等の時間的問題が入つて来ると、不愉快だけでは済まされない。作業上または金銭上の損害をも発生する。このような問題に対していかなる考えで製造業者は包装を行っているかという問題に答え、ここに機械的破損を生じやすい製品の包装方法について述べ、読者諸賢のご批判を仰ぎたい。

2. 荷装の考え方

製品を包装して輸送するときには、かならず荷役作業が伴う。この荷役作業による衝撃によつて製品の機械的破損を生ずる。したがつて製品を破損から防ぐには緩衝の問題として考えればよい。

包装の緩衝の理論は「落下物体の荷重による応力」または「衝撃曲ゲ」と同じ理論である。(機械工作便覧)

すなわち

- 落下物体のエネルギーは全部クッションに吸収される。
 - 過渡荷重も静荷重と同じとみる。
- という仮定を用いる。

1図のように包装された製品について考えると輸送中荷役によつて受ける製品の衝撃は1図の包装品を h の高さから落下させたとき受ける衝撃で表わすことができる。

これを簡単に書き換えると2図のようになる。

m ……内部製品(個装)の質量 (kg)

P ……緩衝材の圧力 (kg)

h ……落下の高さ (cm)

x …… AB 線から移動の距離 (cm)

ただし AB は包装品を静かにおいたときの個装の重心の位置

g ……重力による加速度 (980 cm/sec²)

とすれば、図から明らかのように、

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + mg - pg$$

しかるに包装においては mg は pg に比べ小さいから、つぎのように書き表わすことができる。

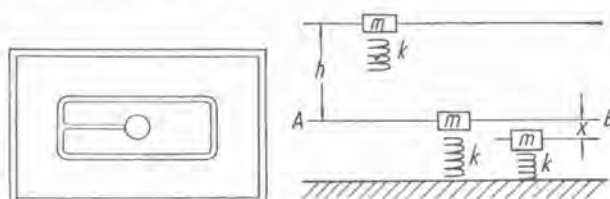
$$m \frac{d^2x}{dt^2} + pg = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

(1) 式は包装の緩衝基本式である。

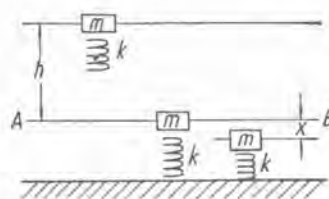
いま p の値を考えると一般に

$$p = f(x)$$

で表わすことができる。



1 図



2 図

計算を簡単にするために、直線クッションすなわち
 $p=kx$ を考え、これを (1) 式に入れると、

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kgx = 0 \dots\dots\dots (1)'$$

(1)' を h の高さから落すものとして解けば

$$x = \sqrt{\frac{2hm}{h}} \sin \sqrt{\frac{kg}{m}} t \dots\dots\dots (2)$$

となつて AB 線上に振動する。(この場合は跳返りを考えない)

$$\left| m \frac{d^2x}{dt^2} \right|_{\text{max}} = g\sqrt{2hmk} \dots\dots\dots (3)$$

$$\left| \frac{1}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \right|_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2hk}{m}} = G_M^* \dots\dots\dots (3)'$$

G_M ……製品に加わる最大衝撃値

* 注 G_M ……航空機工学における G factor
 「航研では負荷倍率という」

G_S ……製品の耐える最大衝撃値 とすれば

包装においても、製品に加わる最大衝撃値 G_M が製品の耐える最大衝撃値 G_S よりも大きくならないよう、(1)(2)(3) の式を決めなければならない。

3. 理論式の各数値の決め方

理論式の各数値をいかに決めるかは問題のあるところであるが、当社ではつぎのように決めている。

a. m ……内部製品（個装）の質量

これは製品の個装によつて決める。

b. h ……落下の高さ

落下の高さは包装重量と荷姿によつて予想することができる。

たとえば盲箱包装の試験を変圧器の電気的試験方法のアナロジーとしてその比較表を示せば、1 表のようになる。

c. p ……クッション圧

これは使用しようとする緩衝材の圧縮試験によりもとめることができる。

1 表

項 目		包 装 の 場 合	電 気 機 械 の 場 合
品 名		盲 箱	変 圧 器
試験時間または回数		各 面 1 回 ず つ 計 6 回	10 分 間
試 験 方 法	1.	150 kg 未満の盲箱は 1 m の高さからコンクリートの上に落して異状のないこと	7 kV 未満の変圧器は 1.5 E の電圧で試験して異状のないこと
	2.	150~500 kg の盲箱は傾斜試験機で 12 m/h の速さで衝突させ異状のないこと	7~50 kV の変圧器は 1.25 E の電圧で試験して異状のないこと
	3.	500 kg 以上の盲箱はこれに使用されるデレッキの最大速度でコンクリートに衝突させ異状のないこと	50 kV 以上の変圧器は E+13 kV の電圧で試験して異状のないこと

備考 1. 包装の場合構造上必要のない面は、衝撃試験を上記のように考えなくてもよい。

2. 米軍 (Joint army navy specification JAN-P-100) は上記盲箱の場合よりも緩かであるが当社の実績では米軍規格は用いられない、われわれが発送する地域の荷役が良くなれば訂正する必要がある。

3 図において

A……直接クッション（フックの法則に従うもの）

B_1 ……木毛・ゴム等

B_2 ……木材・鋳鉄等

普通包装に使用される二号木毛は、つぎのような値を取る ($p < 7 \text{ kg/cm}^2$)

$$p = \frac{2db}{\pi} k \tan \frac{\pi}{2} \frac{x}{db}$$

$$k = \frac{4.7}{db \tan \frac{\pi}{2} \left(\frac{1-3.75\rho}{1-2.5\rho} \right)}$$

$$dh = L(1-2.5\rho)$$

L ……木毛の厚さ (cm)

ρ ……木毛の密度 (g/cm^3)

d. G_S ……製品の衝撃強さ

これは適当な衝撃試験機その他により求めることができる。

以上述べたところによつて荷造はできる。

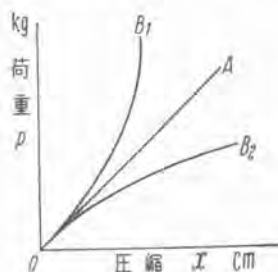
以下例題によつて述べる。

4. 例 題

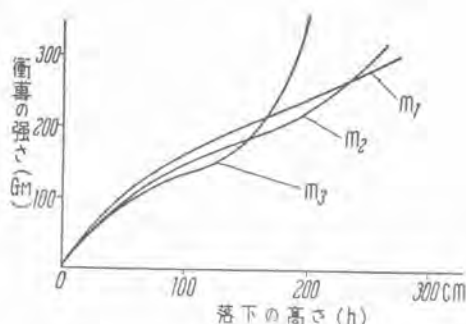
いま螢火灯を二号木毛による盲箱包装とし、バンコックへ輸出しようとする。いかに荷造するか、ただし盲箱は JIS Z1402 を使用する。

a. G_S 製品の衝撃強さの求め方

製品の衝撃強さが明かでなく、適当な衝撃試験機もないとする。



3 図



4 図

2 表 落下試験成績表

G_M	外見または誤差	左に対する対策
120	異 状 な し	
160	"	
170	1 個 断 線	
180	異 状 な し	
190	1 個 断 線	
200	異 状 な し	

まず製品中から 10 本抜き取り、これをダンボール包装とする。

個装の大きさ $61 \times 23 \times 10 \text{ cm}^3$

重量 W_G 2.1 kg

個装の各面単位当りの質量

m_1, m_2, m_3 を求める。

質量が軽いから木毛密度 0.05 g/cm^3 、木毛厚 4 cm として包装する。

すると各方面の基本式はつぎのようになる。

$$0.0015 \frac{d^2x}{dt^2} + g \times 0.317 \tan \frac{\pi}{2} \frac{x}{3.5} = 0 \dots\dots 1-1$$

$$0.00344 \frac{d^2x}{dt^2} + g \times 0.317 \tan \frac{\pi}{2} \frac{x}{3.5} = 0 \dots\dots 1-2$$

$$0.0091 \frac{d^2x}{dt^2} + g \times 0.317 \tan \frac{\pi}{2} \frac{x}{3.5} = 0 \dots\dots 1-3$$

この 1-1, 1-2, 1-3 の式に落下の高さを適当に入れて解けば 4 図のようになる。

このような簡単な構造をもつ製品においては、 G_M が一定になるような高さ h_1, h_2, h_3 から 6 面を 1 回ずつ落下して検査し落下試験成績表を作る。断線を不良として統計的寿命推定法により推定する。

平均の強さ $m_0 = 225$

標準偏差 $G_0 = 30$

b. 木毛厚さの決め方

試験に使用した個装と同一のものを 2 個 1 箱に入れるとする。

すると落下の高さ 1 m の場合の木毛の値は、基本式と二号木毛の式から求めることができる。

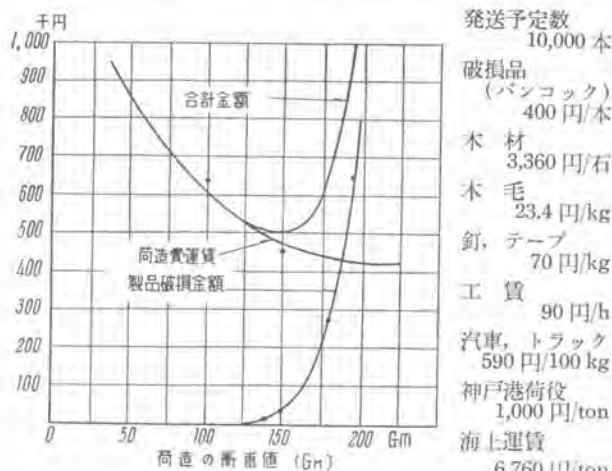
これによつて盲箱の大きさその他を決定できる。

c. G_M 荷造の衝撃の強さ求め方

いま荷造費および予想破損率を G_M を横軸として

3 表 木毛厚さ

項目	G_M	200	150	100	60
上 下 cm		2.5	3	6	12.5
前 後 cm		2.5	3	6	12.5
長 さ cm		3.0	3.5	5	7.5



5 図

画けば 5 図のようになる。

これによつて G_M の値を決定できる。

もちろん (a) 例題のように単に破損がそのもののみの場合

(b) 工作機、産業機関係のように破損が他の部分に及ぼす場合

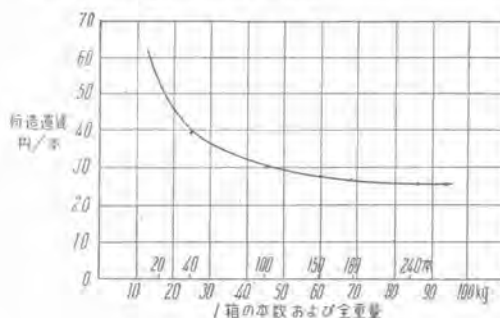
(c) 軍規格、人命に関係する場合等によつてその値は異なってくる。

いま $G_M = 120$ として 1 箱に何程入れるが最も良好であるかは 6 図のようにして計算することができる。

5. 吟 味

a. クッションの試験

以上述べたクッションの実際と計算とは、どれだけ異つているかをラジオ包装で試験して見た。木枠に加速度計を取付け、これをラジオと同一寸法・同一重量とし、ダンボール箱に入れ木毛 5 cm 厚さ密度 0.05 g/cm^3 にして落下試験を行つた。条件は 4 表のとおりである。



6 図

実験の結果は、7 図のとおりであった。

(1) 非共振の場合の計算値

(2) 4 表のような周波数を有する場合

ただし計算値減衰係数

加速度計=0.1
木 毛=0.5 } 仮定

△印実測値

図から明かなように、同一高さ 1 m から JIS Z0202 の落下器で落下させても、衝撃値は 78~105 まで変つている。しかしこれは落ち方によつて包装品の衝撃音が相違する。すなわち特殊な音「クッ」という音が出る場合は高く出て、「バーン」という音が出るときは低く出る。前者の音の場合のみを採用すれば相当に計算と一致する。

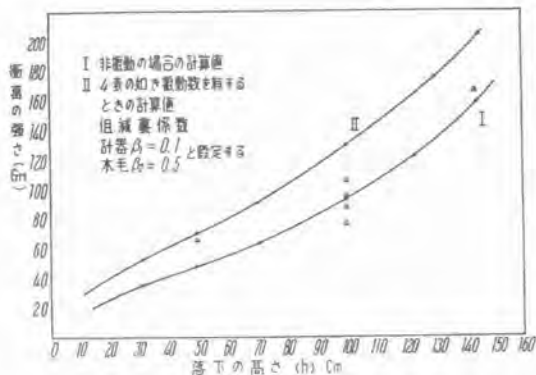
8 図は加速度計の取付けを示している。

製品と緩衝材の角速度 $w_1; w_2$ および減衰係数 $\beta_1; \beta_2$ を決定したときは、これによつて生ずる Amplification factor を掛ける必要がある。

b. 跳返り

4 表

落下の高さ	G_M	木毛の振動数	加速度計の振動数
49 cm	46.7	20.4 cycles	58 cycles
100 cm	91	23.3 cycles	58 cycles
144 cm	148	27.6 cycles	58 cycles



7 図



8 図

製品の機械的破損とその包装・梱

包装物が跳返つた場合は G_M は小さくなるが、跳返り後の周波数が増加するから、これが製品の周波数に共振するかどうかを確かめる必要がある。

$$f = f_2 \sqrt{1 + \frac{m^2}{m_3}}$$

f ……跳返り後の周波数

f_2 ……跳返りのないときの周波数

m_2 ……個装の質量 (kg)

m_3 ……外装の質量 (kg)

c. 二号木毛の使用範囲

二号木毛の使用範囲は cm^2 当り 5~30 gram が適当でこれよりも軽いときは、紙・綿等を、これよりも重い場合はゴム等を使用するがよい。木毛の密度は多少変化できるが 0.045 gram/cm^3 以下となれば「ガタ」を生じやすく、 0.08 gram/cm^3 以上となれば木毛詰の監督を十分行わなければならない。

d. 製品の衝撃強さ G_S

(a) $G_S < 20$

この場合は木毛荷造は摩擦のため G_M はあまり低下しない。故にこのような場合は発条吊とすべきである。

(b) $G_S > 30$
 $G_S < 250$

この場合は木毛クッション程度で十分である。

(c) $G_S > 400$
 $G_S < 600$

この場合は木材、ゴム等が適当である。

(d) $G_S > 1000$

この場合はクッションは考えなくともよい。

6. むすび

以上述べたように包装も一定の理論に従つて変化できるとはいえその各項目に相当の変化がある。たとえば荷役について考えれば現在貨物運賃と各種の料金は割合明良に規定してあるが、その質たる荷扱についてはなんら規定がない。それゆえ、関係機関のストライキ前とかあるいは貨物ふくそうの場合には明かに破損率に有意差が認められる。

これらの点に関しては輸送実績以外検討の余地がない。当社で行っている試験方法は前記で設計された包装品を、

a. 落下試験

b. 振動試験

c. 実際の往復輸送試験

を適当に組合せて行っている。

小は精密精巧な電気計器類から、大は水車発電機・タービン発電機・変圧器等の重量物まで製造している当社として包装技術に重大な関心を持つているが、ここにその研究の一端を発表し、ご批判を仰ぐ次第である。