

# 720 kW 直 流 卷 上 機

澁谷 英 寅\* 若 森 俊 郎\*\*

## 720 kW D.C. Winding Machine

By Hidetora Shibuya and Toshirō Wakamori  
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Recent active demand for fuel engendered from increasing industrial needs constantly urges a greater development of efficiency of winding machines for coal mine service. Thus, as for A. C. winding machines, a marked improvement has been taking place in respect to their speed control and braking device. So is the case of D.C. winding machine, and a finer grade of speed control added to its inherent accuracy is now in practical use.

In the case of 720 kW D.C. winding machine designed and built by Hitachi, Ltd. for the service at Mitsui-Tagawa Mines, this feature is particularly made obvious. It has been designed to apply H. T. D. (Hitachi Tuning Dynamo) Speed Control to the electrical system, and mechanically it has a structure most fitted to make the H. T. D. system exert its highest efficiency. As this system has such an accuracy that makes it possible to automatize the machine drive, an automatic driving device has recently been supplied additionally.

### [ I ] 緒 言

終戦後特に最近の情勢として炭坑用巻上機は性能向上の要求が甚だ急であり、交流巻上機は速度制御、制動機構の高級化等が行われつつある。直流巻上機もこの線に沿い戦前の型式より更に発達し、その特徴たる正確な速度制御を更に徹速に迄実用出来る如く進歩しつつある。

今回三井鉱山田川鉱業所へ納入した 720kW 直流巻上機はこの趣旨により電気的には H. T. D. 制御方式を採用し同時に機械的にはこの特徴を最も有効に生かすべく設計製作された。又この精密な制御方式を更に押し進めれば押釦運転も可能であるのでこの自動運転機構を追加製作した。

本年 1 月現地に於ける試験が好成績の裡に終了したので製品の概要とその試験結果を併せてここに発表する。

### [ II ] 本機の概要

本巻上機は三井鉱山田川鉱業所の第三坑四尺堅坑坑外

\* \*\* 日立製作所亀有工場

に設置し当時使用中の蒸気巻上機と置換えケージに依り石炭、硬(ズリ)の巻上、人員の昇降、時には材料機械類の運搬に使用するもので、ワードレオナード方式に依る直流電動機直結の単胴巻上機で、第 1 図はその写真である。以下その主要設備を説明する。

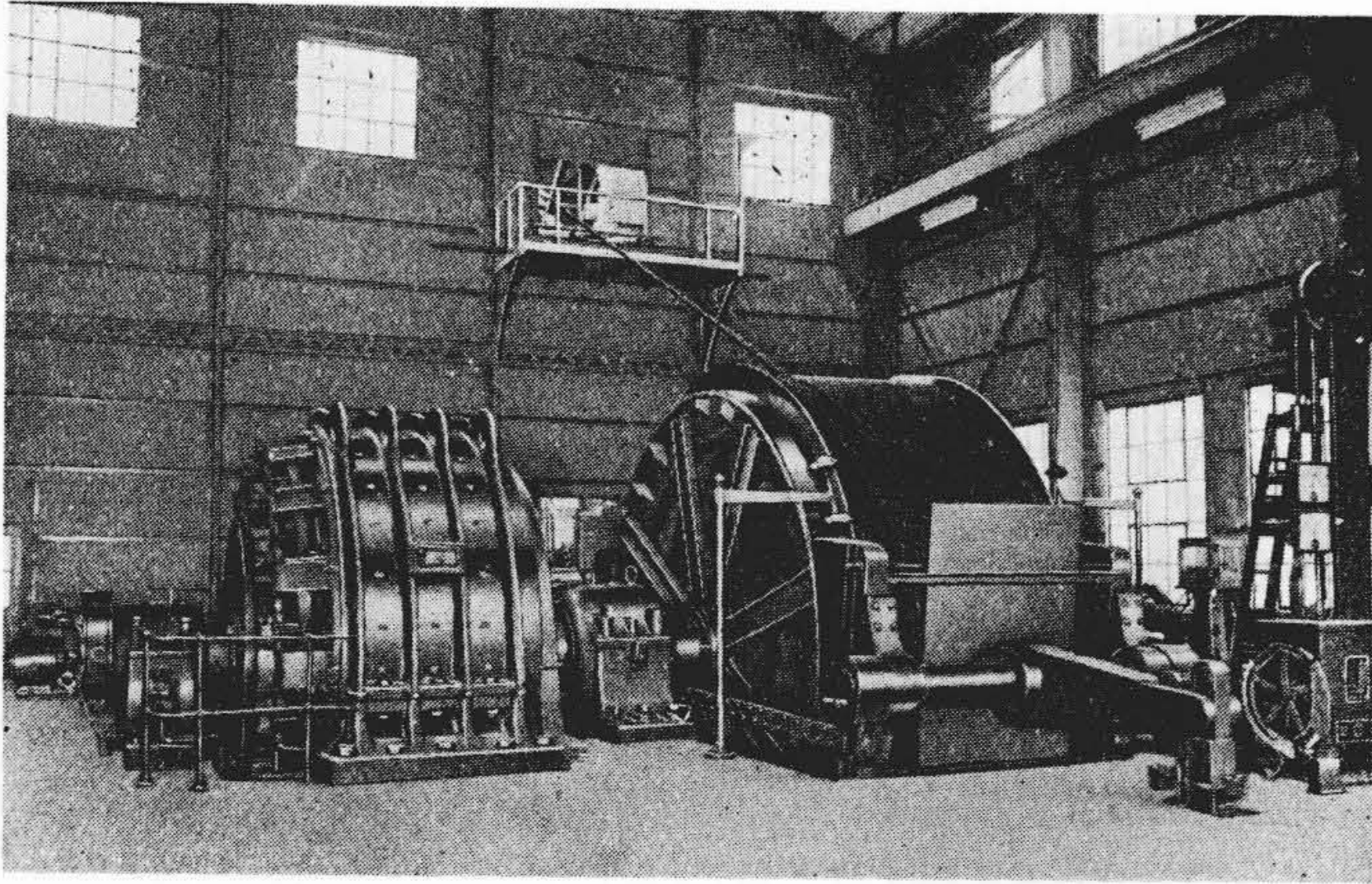
#### (1) 本巻上機の仕様

型 式	SD-NPAP 単胴複巻式圧気操作
鋼索張力(最大)	15,635 kg 不平衡張力 9,644 kg
鋼索速度	480 m/min
巻胴寸法	直径 5,000 mm 幅 1,900 mm, フランジ径 5,200 mm
巻上距離	349 m 鋼索直径 52 mm
鋼索型式	F{(2×3+3)+12+15}×6 深度計 堅型
制動機	下方支点ポスト型 電動機 720 kW D.C.

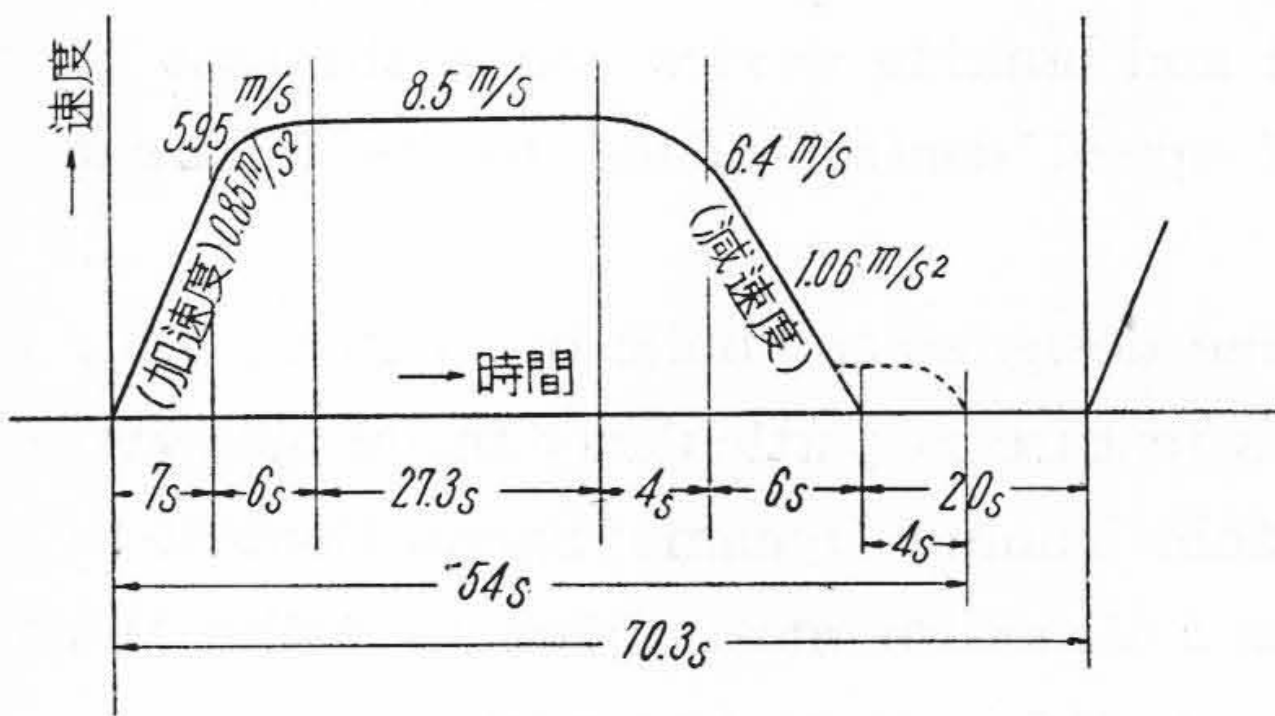
本巻上機の容量は下記の稼動に十分なる如く取り、硬(ズリ)巻上の最悪の場合の条件を考慮して設計したものである。

出 炭	常時 800 吨/1日 (ピーク 1,460 吨/1日)
硬(ズリ)	300 吨/1日 人 員 2,200 人/1日





第 1 図 720 kW 直 流 卷 上 機  
Fig. 1. 720 kW D.C. Winding Machine



第 2 図 速 度 曲 線  
Fig. 2. Speed Diagram (at Full Speed 8.5 m/s)

稼動中最悪条件は

上昇側 硬車×4 函  
側下降 空車×2 函

でその時の負荷を示すと第 1 表の如くである。

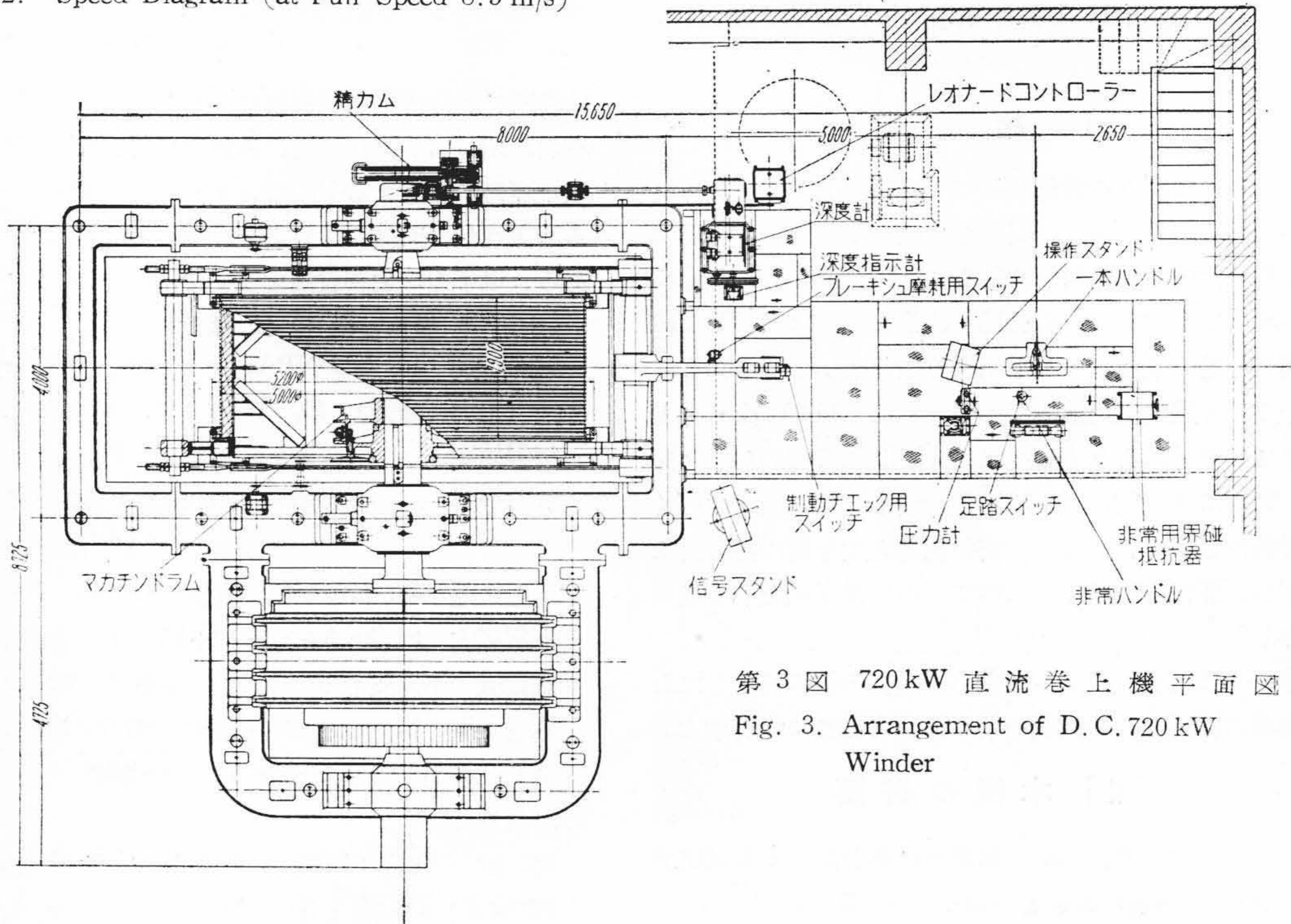
巻上速度は初期一定加速度にて加速し、全速度の 70% の点よりパラボラ曲線に依り減衰せしめる事によりピーク負荷を制限すると共に全速への乗移りをスムーズにした。電動機の容量は加速、全速、減速及びデッキチェンジに於ける所要トルクの値の自乗平均平方根に依り算出決定した。なお速度曲線は第 2 図の如くである。

(2) 構造概要説明

(A) 卷 胴

第 1 表 稼 動 中 の 最 悪 条 件  
Table 1. Worst Condition Encountered During Operation

荷 重	上 昇 側 (kg)	下 降 側 (kg)	不 平 衡 荷 重 (kg)
ケ ー ジ	4,700	4,700	
空 車	2,120	1,060	
硬	4,800	0	
ロ ー プ	4,015	231	
	15,635	5,991	9,644



第 3 図 720 kW 直 流 卷 上 機 平 面 図  
Fig. 3. Arrangement of D.C. 720 kW Winder



巻胴は円筒型でその両端に制動輪を備えている。巻胴外殻は鋼板と山型鋼にて構成し、外周は 150 mm 厚の長方形木製のラッキングを施し、ロープの巻取りに適した螺旋形の溝をつけてある。

巻胴の内部両端には各々 1 箇のマガジンドラムを設けロープ長さの調整を容易ならしめる構造になつているドラムセンターは SC 47 製で接線キーで固定しボスの両端外径部は機械仕上を施し組立後鍛造したリングを焼嵌めている。巻胴とドラムセンターは溝型鋼製の 8 本のアームを以て連結しその取付はリーマボルトにて緊密堅固に締付けている。

#### (B) 軸並びに軸受

軸は SF 54 を鍛造し最大径 550 mm  $\phi$  にして十分なる強度を持たせ特に軸受面は超仕上をほどこしてある。

軸受は機械の震動を除去するため高さを出来る限り低くし十分なる接触面積を持たせ軸受面にはバビットライニングを施し中メタルは特に球面座にし負荷変動に依る軸の撓みを考慮してある。

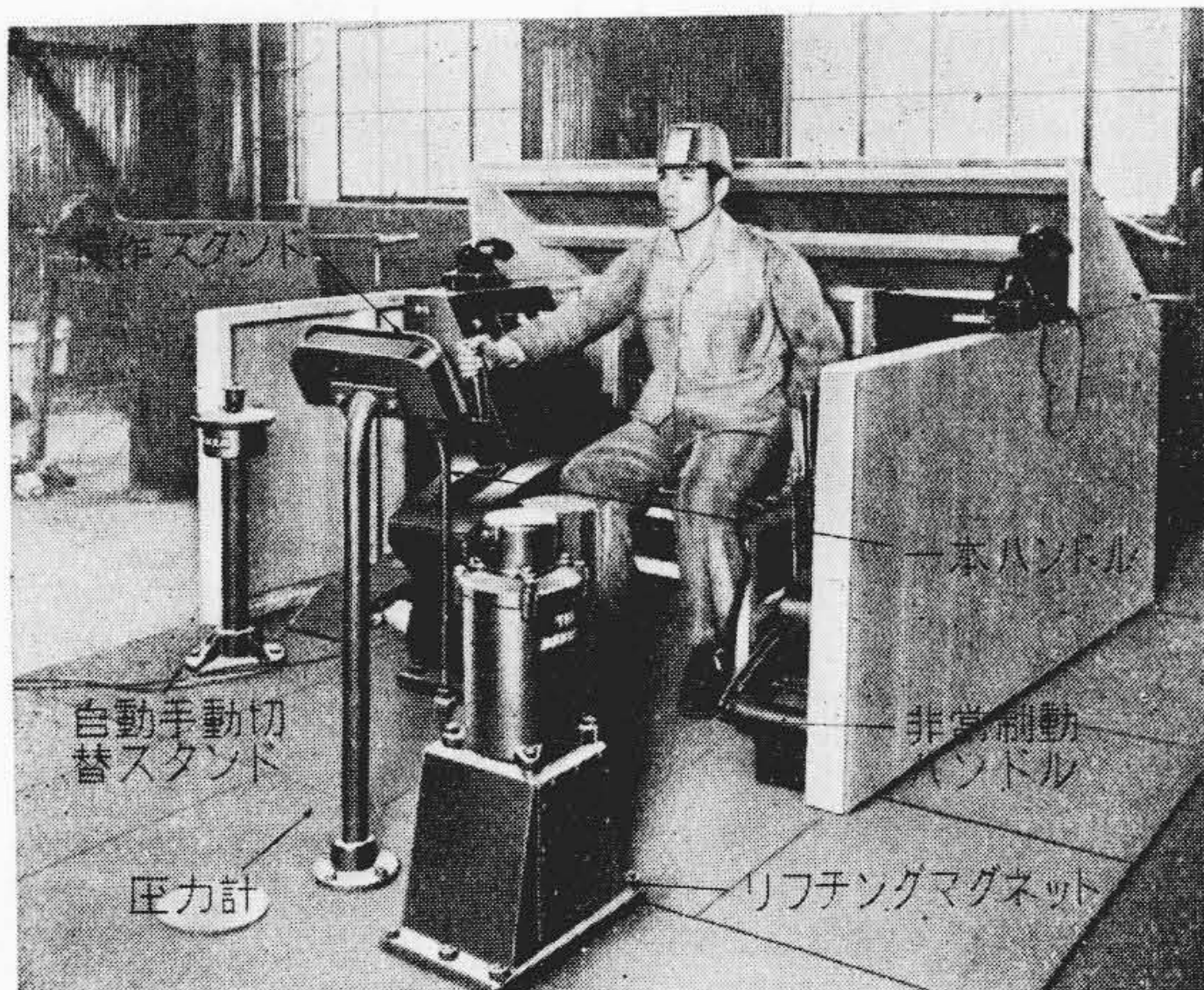
給油方式はオイルカラーに依る自動給油式とする他極めて低速度に於ても完全な給油が出来る様にギヤポンプに依る給油装置を具備している。

本ギヤポンプは 2HP 電動機に依り駆動され別個に大容量の油槽を備えて動力により圧送給油する方式である。

尚軸受温度の過昇を考慮し温度継電器を備え軸受過熱の際警報する如く設計してある。

#### (C) カップリング

直流電動機軸と巻胴軸との結合部は軸よりフランジを火造り出しカップリングを形成し 80 mm  $\phi$  リーマボルト 12 本にて強固に結合すると共に直径方向にラジアルキーを打込んである。



第 4 図 720kW 巻上機運転台  
Fig. 4. Driver's Stand of 720 kW D.C. Winder

#### (D) 深度計

本機は堅型深度計を使用し巻胴より歯車装置を介して指針を上下に動かす構造としている。

深度計にはカムを設けプログラム運転可能なる如く設計している。尚減速部分を拡大した拡大深度計を附し手動運転の際の着床を確実に出来る如く考慮してある。

#### (E) 制動機

制動機は下方支点ポスト型圧気操作式とし、ポストは型鋼製で摩擦面には良質のアスベストライニングを張り温度並びに湿度の変化による摩擦係数の変動を極力減ずる様考慮している。

制動シューは巻胴の両端に設け 1 台の制動機関に依り同時に作動し動作は迅速確実で常用及び非常用を兼ねた構造としている。

制動機の静的安全率は最大不平衡荷重の 4 倍以上にとり又減速度は全負荷を全速にて巻卸す場合に於ても 0.2 g 以上の減速をなさしめるに十分なる様設計している。

#### (F) 圧気装置

圧気装置は 10 HP 空冷式空気圧縮機 1 台、容量 4.1 m<sup>3</sup> 空気槽 1 基及び起動無負荷装置、安全弁、圧力計等の附属品 1 式からなり常用圧力は 5kg/cm<sup>2</sup> である。

空気槽には圧力開閉器を設け圧力に応じて空気圧縮機を自動運転する方式になつている。

#### (G) 運転場

第 4 図は運転場の写真図で運転場には操作ハンドル(制動、制御ハンドルを 1 本に纏めた日立独特の 1 本ハンドル)、非常ハンドル、非常用足踏スキッチ、操作スタンド、圧力計、非常用リフティング、マグネット、自動手動切替装置等一式を運転に便利な位置に配置し、十分なる広さを持たせ唯一人の運転手にて各機構を自在に操作出来る如く設計してある。

### [III] 運転操作方法

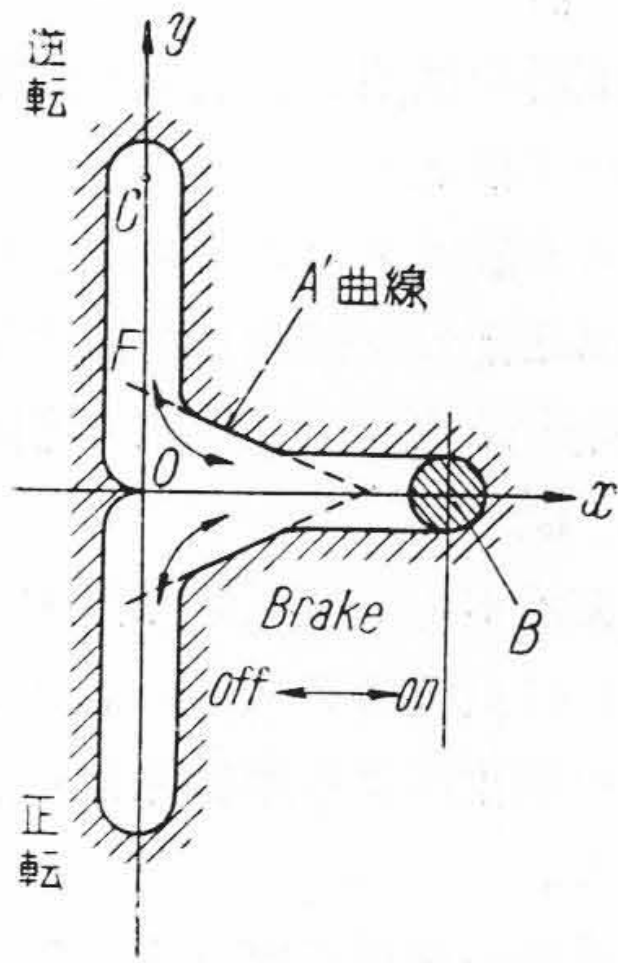
#### (1) 手動運転

速度制御及び制動は 1 本ハンドルに依つて操作し、ハンドルを前後に動かす時は制御ハンドルとして働き、カム並びにレオナードコントローラと連結され正転、逆転、加速、全速及び減速の作用をする。右側に倒すときは制動ハンドルとして作用する如く設計してある。

尚制動、制御系統操作リンクには凡てボールベヤリングを入れフリクションに依る操作抵抗を減ずると共にガタに依る作動誤差を極力防止し、着床精度の向上を考慮してある。

又各々のハンドルの間には運転の誤りを防止する為完全に機械的互鍵が施されている。即ち





第 5 図 一 本 ハ ン ド ル 溝  
Fig. 5. Guide Groove of Control Handle

(A) 1 本ハンドルの特性上最大速度位置にある時は制動方向には動かず制動不能である。又 1 本ハンドルが完全に制動位置にある時は運転方向には動かない。  
 (B) 一度非常制動を作用せしめた場合は 1 本ハンドルを制動位置に置かねば非常制動を解く事は出来ない。  
 (C) 運転開始時に於て、坑口坑底の信号が一致しなければ操作ハンドルを動かすことは出来ない。

(2) 自動運転

(A) 1 本ハンドル特性

日立独特の 1 本ハンドルは第 5 図に示す如き溝を動く如く設計してある。従つて原点 O より x 軸上を右方に移動すると制動トルクが増大し B 点にて最大制動トルクを発生する。又 y 軸上を C 方向に移動するにつれ F 点迄モータトルクは増大し、その後始動し C 点にて所期全速度に達する。従つて起動時に於て制動解除し、スムーズに起動する為には、一本ハンドルは、上記の特性より制動トルクとモータトルクとの和が最大不平衡トルクになる如き曲線に沿つて運転すれば良い訳である。その曲線が第 6 図にて A 直線でこの直線に沿つては

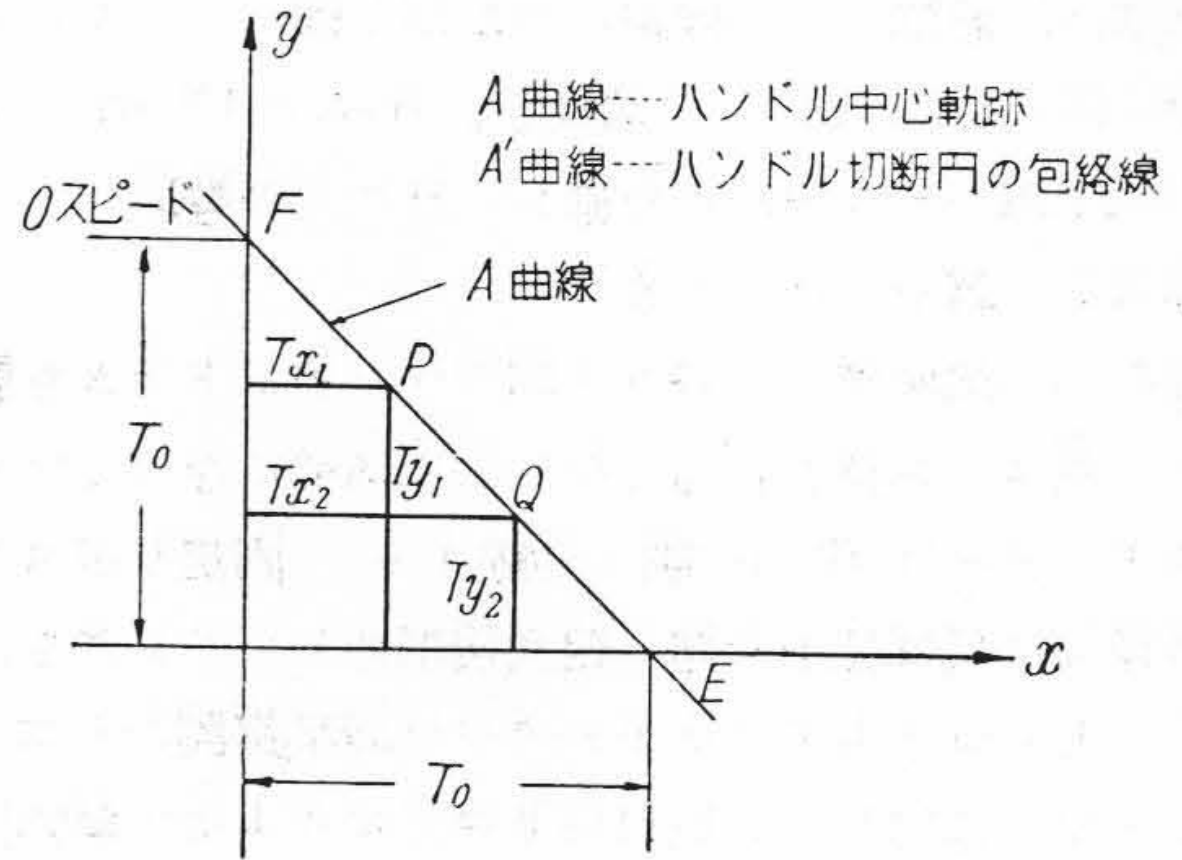
$$T_{x_1} + T_{y_1} = T_{x_2} + T_{y_2} = T_0$$

となる。

第 5 図の A' 直線は第 6 図の A 直線上をハンドル断面の中心が動く際の円の包絡線として求められたものである。

(B) 操作説明

既に (A) にて述べた如く日



$T_0 = \text{Max unbalance torque } t-m$   
 $T_{x_1}, T_{x_2} = x \text{ 軸方向の Brake torque } t-m$   
 $T_{y_1}, T_{y_2} = y \text{ 軸方向の Motor torque } t-m$

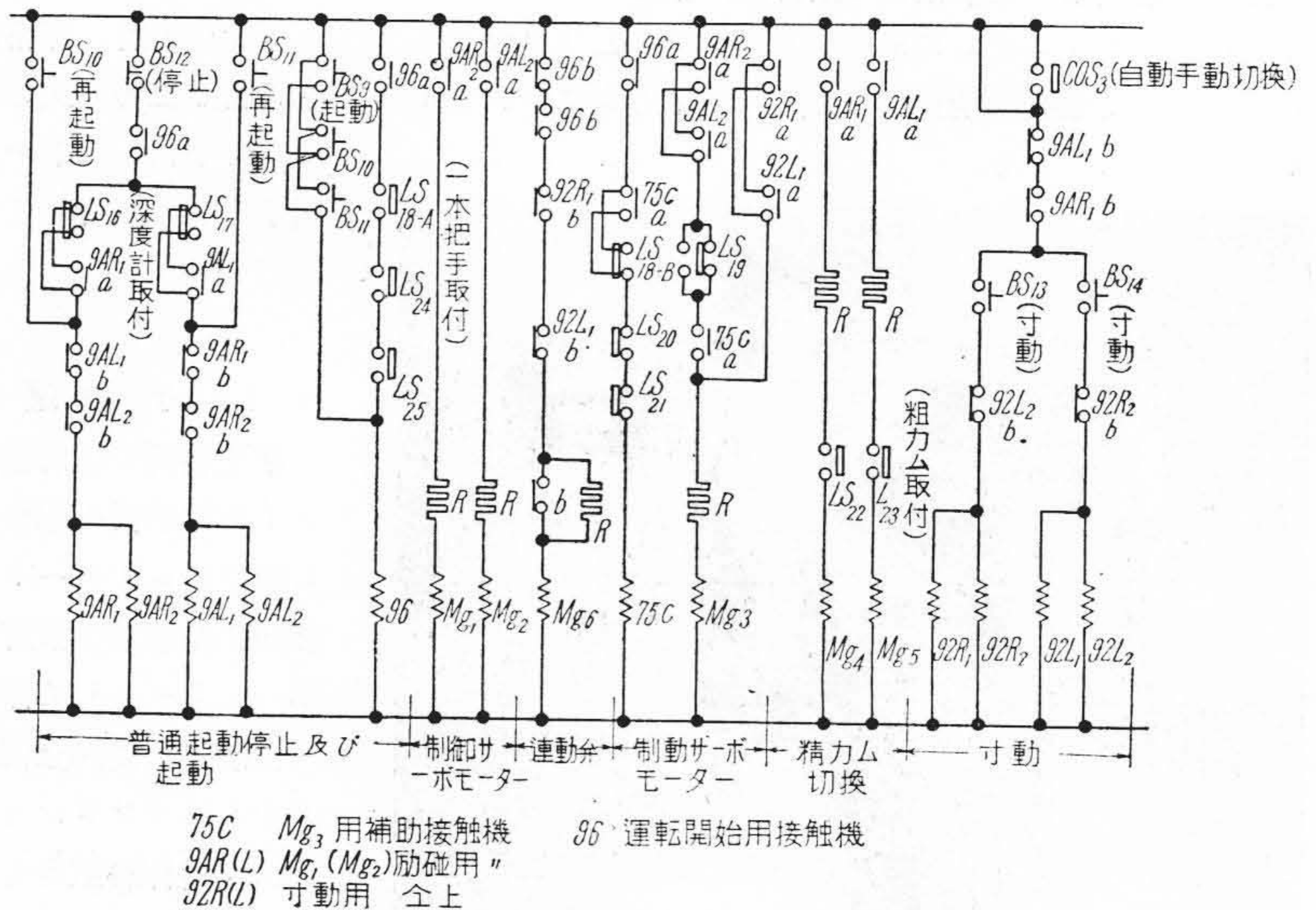
第 6 図 一 本 ハ ン ド ル 特 性 図  
Fig. 6. Characteristic Curve of Control Handle

立は独自の 1 本ハンドルを採用しているのであるが、手動運転にてプログラム制御が可能であるとすれば手動の代りにサーボ機構を使い更に時限性ダッシュポットの制御に依りハンドルをグループに沿い一定速度で動かす事に依り自動化は可能な筈である。

以上の構想より出発し此の度完成したのが本機の自動運転で、運転の種類としては凡ゆる場合を考慮し正常運転(正転、逆転)、寸動運転(正転、逆転)、途中停止及び途中再起動運転が可能なる如く設計してある。

操作の一例として正転の場合の運転方法を説明する。

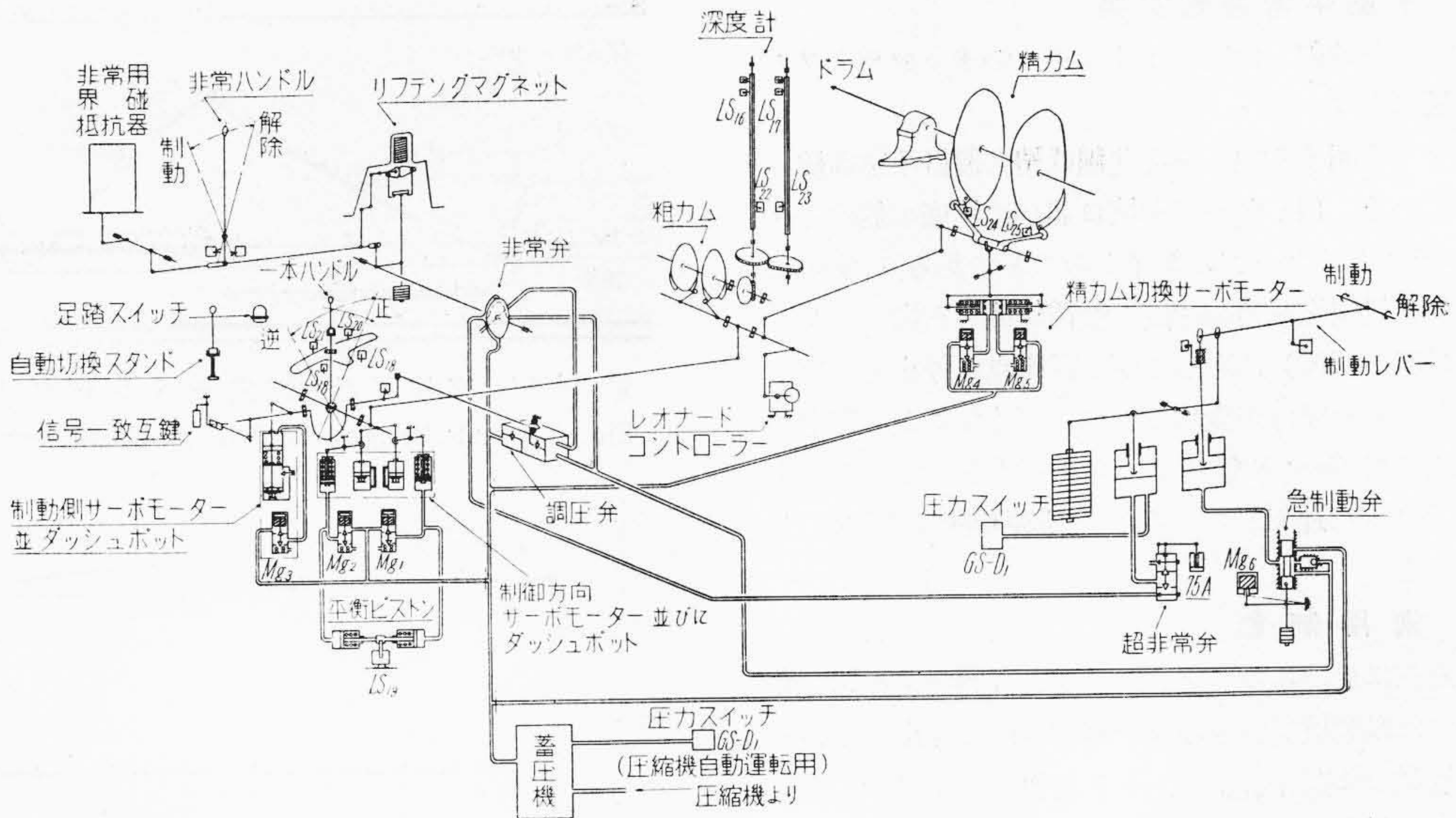
1 本ハンドル把手を自動手動切換スタンドの上部の孔に



第 7 図 自 動 運 転 操 作 回 路

Fig. 7. Automatic Control Circuit Diagram for 720 kW D.C. Winder





第 8 図 720 kW 巻 上 機 操 作 説 明 図

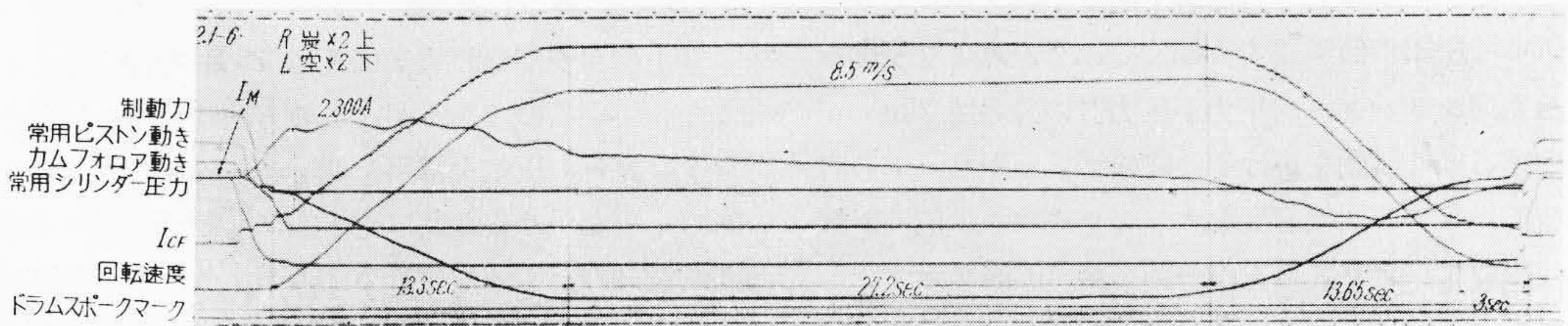
Fig. 8. Operation Diagram for 720 kW Winding Machine

入れて廻らすと第 7 図の切換スイッチ  $COS_3$  に依り自動側にも操作電源が接続される。押釦  $BS_9$  を押すと運転開始用励磁器 96 が励磁されて 3 箇所 96a がすべて閉路する。深度計上に取付けられた方向選択用スイッチ  $LS_{17}$  は閉路している故  $9AL_2$  が励磁され  $9AL_2a$  が閉路し制御方向サーボモーター用マグネット  $Mg_2$  が励磁されて圧気が本サーボモーターに入る。なお 96 の励磁により 96b が開路されているので急制動弁用マグネット  $Mg_6$  が消磁する。即ち第 8 図に於て  $Mg_6$  が消磁すると急制動弁は重錘の作用により図の位置に下降し、常用シリンダーと調圧弁が連結され圧気は放出され制動は次第にゆるむ。96a の接触に依り 75C なる補助接触機が励磁される一方、 $Mg_2$  動作確認用スイッチ  $LS_{19}$  が閉路している故、制動側サーボモーター用マグネット  $Mg_3$  が励磁され、圧気は本サーボモーターに入る。その結果一本ハンドルは制動解除の方向にダッシュポットの制御に依り一定速度にて動き始める。既に述べた如く制御方向サーボモーターには圧気が作用しているのでリンク機構を経て一

本ハンドルは制御方向にも動き巻上機は起動し始める。尚ハンドルが動き出すとスイッチ、 $LS_{18A}$  が入る如くなっているため、押釦  $BS_9$  は元に戻してもよい。

起動後は粗カムに依り制御され加速の途中にて 1 本ハンドルにリンクした  $Mg_3$  消磁用スイッチ  $LS_{21}$  が開路し制動側サーボモーター内の圧気は放出され 1 本ハンドルを制動方向に引張る力を与えておく。かくて全速に至り続いて減速カムに移り全速の 15% の点に来ると深度計に取付けられた精カム切換スイッチ  $LS_{23}$  が閉路され精カム切換用マグネット  $Mg_5$  を励磁し、精カム切換用サーボモーターに圧気が入る。その結果カムローラーは正転側精カムに移り着床寸前迄減速されるのであるが、着床寸前に於てドラム軸より連動された着床スイッチ  $LS_{25}$  が開路し 96 が消磁し 96b を閉路する。従つて急制動弁  $Mg_6$  を励磁し急制動弁は上方に移り空気槽内の圧気は直接常用シリンダー内に送入され制動停止に至る。

[IV] 現 地 試 験 結 果



第 9 図 手 動 平 常 運 転 オ ッ シ ロ グ ラ ム

Fig. 9. Normal Duty Diagram by Driver's Control



### (1) 手動平常運転結果

手動により運転した時の 1 サイクルのオッシログラムを第 9 図に示す。

これより判明する如く速度曲線は殆ど設計予定曲線に一致している。但しケージを坑口並びに坑底に於けるスラセ(スラセとはケージのガイドのことである)に安定に入れる為と最後迄一定減速度で積荷状態(石炭、ズリ、人員、材料、機械)に応じて変る着床点に停止せしめることは運転手の操作が極めてむづかしくなるとの理由から着床前にて 3sec 程微速にてクリープさせているが全速を 8.5m/sec 運転しているため所要時間は 54 sec となつている。

### (2) 常用制動

平常運転に於けるオッシログラムより判明する如く常用制動力は制動機容量の 20~30% にて停止しているしかも制動の時間遅れはハンドルが動いてから 0.4 sec 以内にて制動力が発生している。

以上より制動機容量は極めて大きく然も機械的な遅れは極めて少ない事が判明した。此の制動時の時間遅れは電気側、機械側共にバランスを取りつつ最少限にすべきであるが本機に於ては一応満足すべき状態にある。

### (3) 摩擦係数

ブレーキの摩擦係数については従来各種の書物に一応数値はのせてあるが不確実なものである。筆者等はこの際特に  $\mu$  について確実なる実測値を見出すため試験した。ブレーキの仕様は次の如くである。

ブレーキライニング 曙 AAA

ブレーキドラム 軟鋼(SS材)製ヘールバイト仕上  
幅 180mm, 径 4,728mm

ブレーキシュー 幅 180mm, 長 2,400mm

ブレーキ構造 下方支点ポスト型

ブレーキエンジン AEG タイプ圧気操作

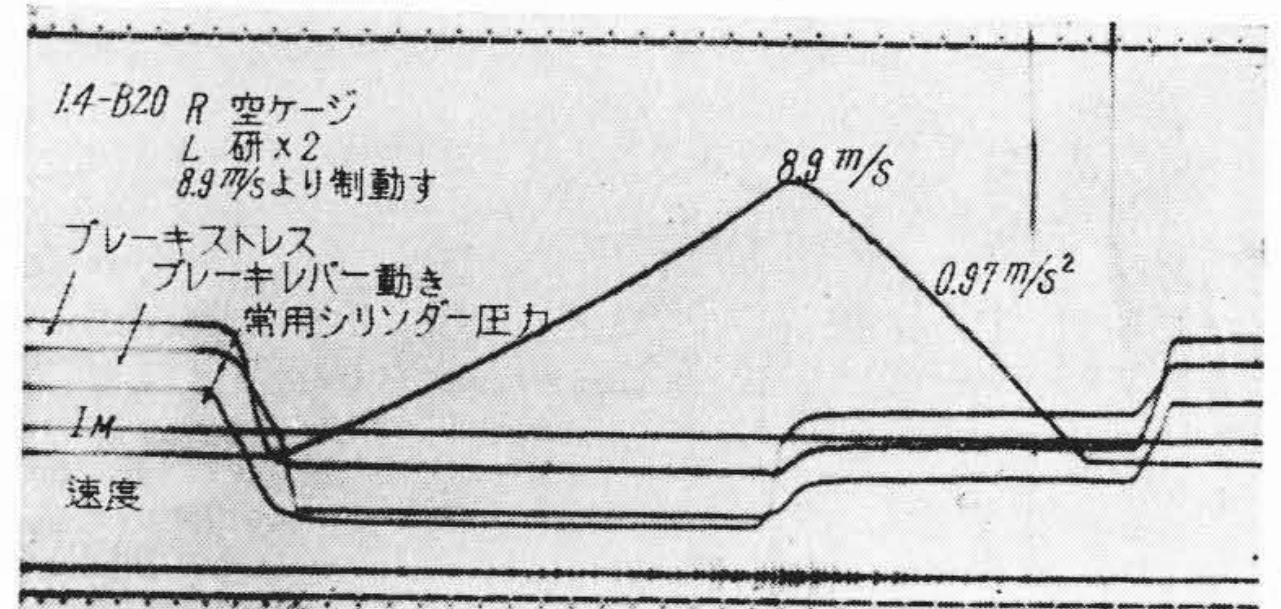
実験の方法は主電動機の電氣的トルクを除去し、ケージの負荷の状態は

R側ケージ(下綱)空ケージ

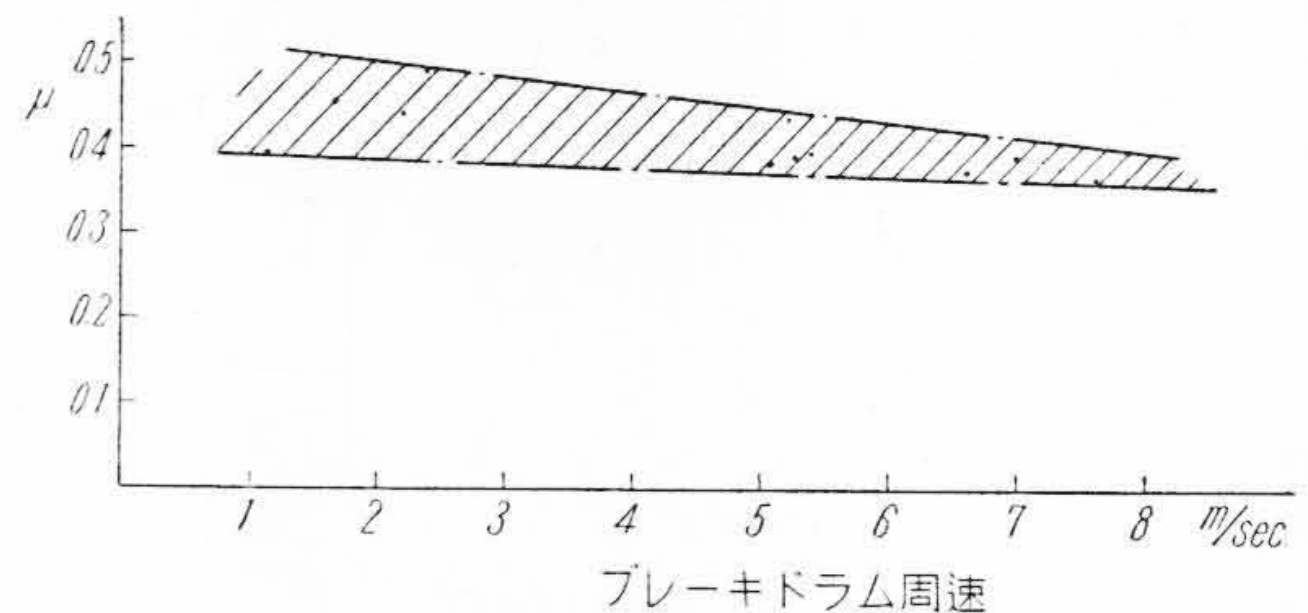
L側ケージ(上綱)硬車×2

とした。L側ケージをR側ケージの上部適当な位置に停止せしめ制動を解除して自由落下速度が両ケージの交叉点附近にて所望の値に達する如くし、その点より制動を開始し常用シリンダー内圧力が圧力計の読みで  $2\text{kg}/\text{cm}^2$  に一定する如く制動をかけその時のブレーキロッドの応力並びにドラムの回転速度をオッシログラムに依り記録した。そのオッシログラムの一例を第 10 図に示す。

これ等のオッシログラムより  $\mu$  を算出した結果を集めると第 11 図の如くなり  $\mu$  は実用圧力の範囲内では普通に用いられている値 0.3 より幾分大きいことを確め



第 10 図 摩擦係数  $\mu$  測定オッシログラム  
Fig. 10. Oscillogram of Friction Coefficient  $\mu$



第 11 図 摩擦係数—速度曲線図  
Fig. 11. Friction Coefficient-Speed Curve Diagram

得た。

### (4) 非常制動

非常制動を掛ける方法として日立では超非常弁 75 A 並びにリッチングマグネット 75 B なる二種の消磁法を採用している。(第 8 図)

#### (A) 75 A 消磁法

これは停電の場合或は運転を休止するため運転手がタンブラスイッチを切つた場合、更にまた常用シリンダーの制動力不足の場合にこの 75 A の Mg が消磁する如くなつており非常シリンダー内の圧気は大気に放出され重錘に依る非常制動がかかることになる。

75 A 消磁法による非常制動の試験結果は次の如くである。但しドラムにロープを巻かない前の試験であつたが全速 8 m/sec よりタンブラスイッチを切つた。

平均減速度  $1.78 \text{ m}/\text{sec}^2$

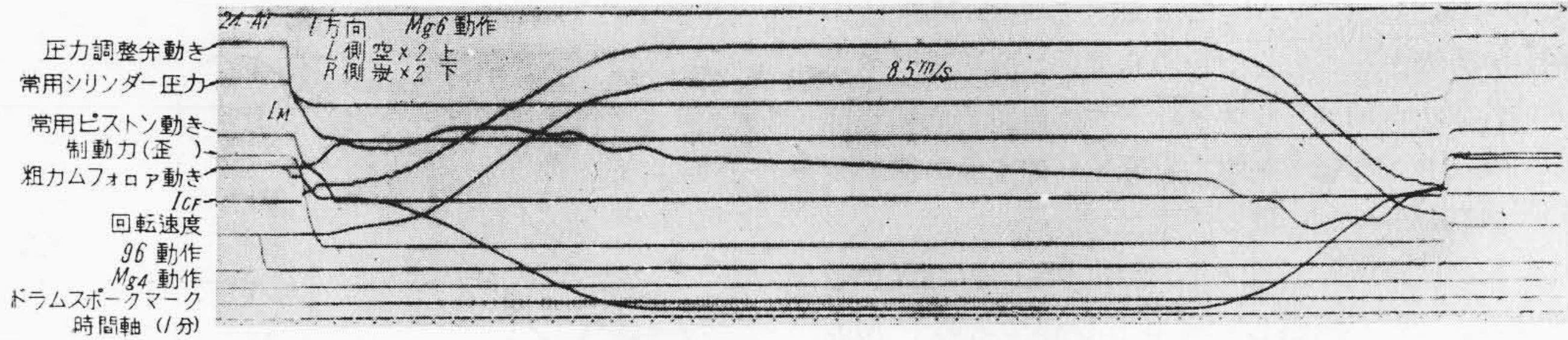
減速時間 4.56 sec

制動距離 20 m

#### (B) 75 B 消磁法

巻上機保安回路の大半は凡て 75 B を作動せしめる如くなつているのであるが、この方法は非常弁に依り非常シリンダーの圧気を常用シリンダーに移行させ機械的にブレーキをかけると共に電氣的にも制御回磁の電流を時間的制御の下に減少せしめ D. C. モータの電流を減少せしめるものであるが、この時モータは機械的制動力の時々刻々の変化に応じて或る時はモーターリングし、或る時はジェネレーティングして制動時間並びに減速度を





第 12 図 自 動 運 転 オ ッ シ ロ グ ラ ム

Fig. 12. Oscillogram of Normal Duty by Automatic Control

所望の値に達せしめるものである。

R側空ケージ卸、L側炭×2上の場合 7.45 m/s より 75B を作動させたときの試験結果は

- 平均減速度 2.57 m/sec<sup>2</sup>
- 減速時間 3.74 sec<sup>2</sup>
- 制動距離 19.3 m

となった。

減速度の平均は 2.57 m/sec<sup>2</sup> でほぼ所期の値に調整出来たが減速中の最大減速度はやや大き過ぎる傾向があるので今後この方面に研究を続行する予定である。

(5) 自動平常運転

(A) 着床方法

設計当初に於ては所謂今迄のカムのみでは最低速の指令が不安定になるとの予想より通常用いられるカムの他にドラム軸に取付けた精度に於て 32 倍の精カムを使用

したが実際試験の結果は粗カムにても十分最低速が確保された為粗カムのみにより自動運転を行つた、着床に於ける誤差を検討する為後述の如く着床スイッチ LS<sub>24</sub> 或いは LS<sub>25</sub> (ドラム軸に連動) を調圧弁作動と Mg<sub>6</sub> (急制動弁) 作動との二種に使用した。

(B) 負荷状態

本機の仕様は石炭、ズリ、材料運搬人員昇降等積荷状態が極めて不定のため負荷変動に伴うロープの伸び(カタナリーも含めて)の変動が後記する如く着床誤差に根本的な影響をもたらしたのであるが本試験は積荷を一定にして行つたものである。

(C) 調圧弁作動に依る着床 (第7図参照)

レオナードコントローラーは減速カムに依り作動され全速 8.5m/sec の数パーセントのスピードにてクリープし着床スイッチ、LS<sub>24</sub> 或いは LS<sub>25</sub> が作動すると 96 が

第 2 表 着 床 時 間 に 関 す る 実 地 試 験 結 果

Table 2. Flooring Time Data Obtained by Actual Testings

オッシロ No.	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	T	着床方法	負 荷 状 態
1.30-A 1	0.56	0.14	0.2	0.9	調圧弁	両ケージ無負荷R上
1.30-A 2	0.54	0.13	0.2	0.87	"	同 上 L上
2.4-A 6	0.53	0.20	0.21	0.94	"	L空×2下 R炭×2上
2.4-A 7	0.64	0.16	0.26	1.06	"	L空×2上 R炭×2下
2.4-A 8	0.53	0.17	0.21	0.91	"	L空×2下 R炭×2上
1.30-A 3	0.3	0.06	0.17	0.53	Mg <sub>6</sub>	両ケージ無負荷R上
1.30-A 4	0.27	0.09	0.18	0.54	"	同 上 R上
2.4-A 11	0.32	0.08	0.17	0.57	"	L空×2下 R炭×2上
2.4-A 12	0.31	0.07	0.2	0.58	"	L空×2上 R炭×2下
2.4-A 13	0.33	0.07	0.19	0.59	"	L空×2下 R炭×2上
2.4-A 14	0.33	0.07	0.19	0.59	"	L空×2上 R炭×2下
2.4-A 15	0.32	0.06	0.17	0.55	"	L空×2下 R炭×2上
2.4-A 16	0.34	0.04	0.19	0.57	"	L空×2上 L炭×2下



消磁し 9AR<sub>2</sub> 或いは 9AL<sub>2</sub> が消磁するので Mg<sub>1</sub> 或いは Mg<sub>3</sub> が消磁する。かくて L 方向或いは R 方向サーボモータの作動力が消失し 1 本ハンドルは制動方向に移行するので調圧弁が作動し制動力を発生し停止する。

(D) 急制動弁作動に依る着床

微速にてクリープし上記と同様に LS<sub>24</sub> 或いは LS<sub>25</sub> が作動すると 96 が消磁し 96 b が閉路するので Mg<sub>6</sub> が励磁する。かくて空気槽よりの圧気が常用シリンダー内に入り制動力を発生し、停止する。

第 12 図は (D) の場合のオッシログラムの一例である今 (C)(D) を比較するに (C) より (D) の方が着床時間が相当短縮されることが想像されるが試験の結果によれば事実 0.33 sec 短縮されている。自動運転に於て最も考慮を払うべきことは着床前のクリープ速度を低くすることと、この停止指令後実際停止迄の時間を少くし又その変化を極小ならしめることである。実地試験により得た時のデータを示すと第 2 表の如くである。但し表中

$t_1 = 96$  が動作してより常用シリンダーの圧力が発生する迄の時間 (sec)

$t_2 =$  常用シリンダーの圧力が発生してより制動力が発生する迄の時間 (sec)

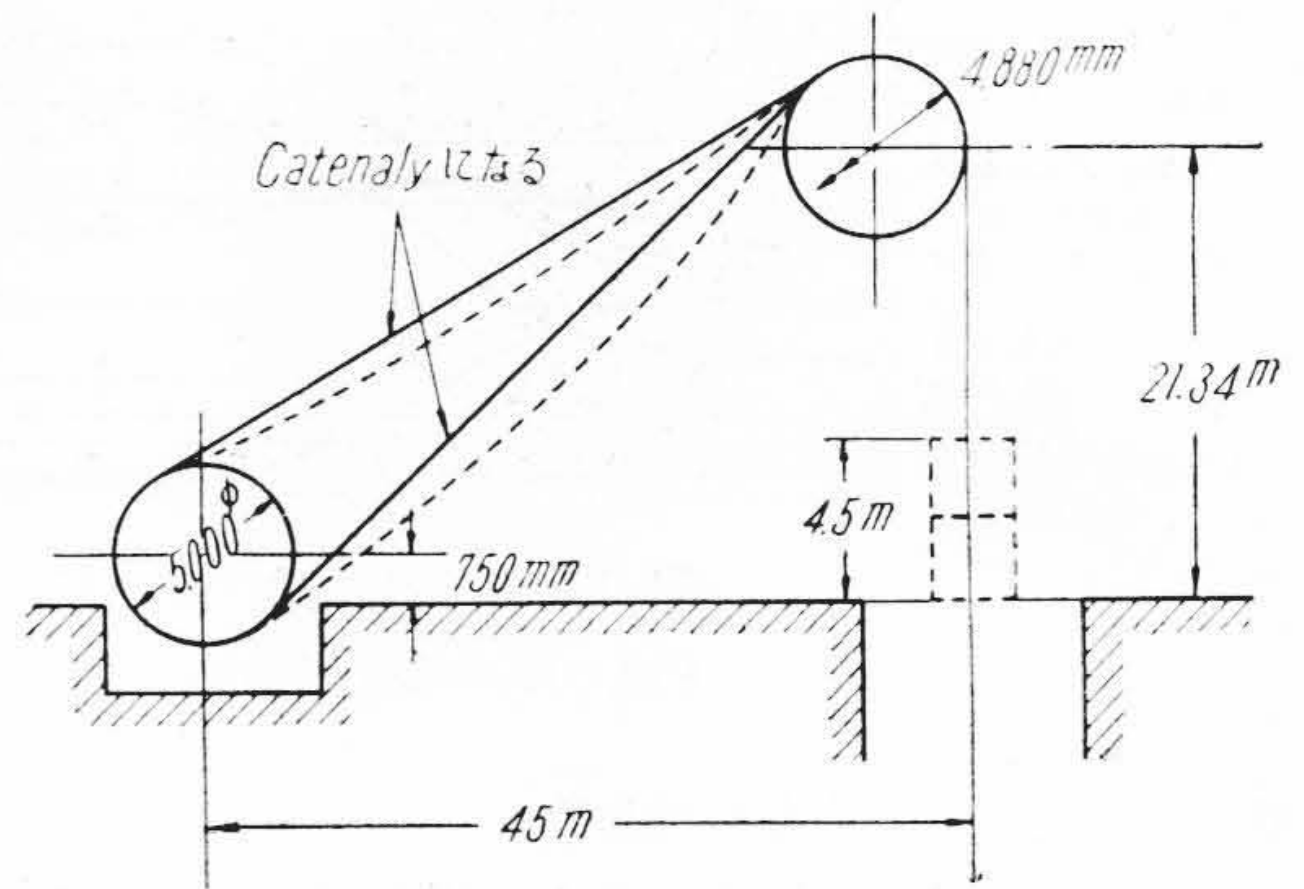
$t_3 =$  制動力が発生してより着床迄の時間 (sec)

$T = t_1 + t_2 + t_3$  (sec)

である。

また Mg<sub>6</sub> を作動せしめた場合には調圧弁を作動せしめた場合に比し着床誤差範囲は約 10 mm 短縮された。即ち Mg<sub>6</sub> の作動による自動運転に於て負荷を一定にして数十回繰返した時の着床誤差範囲は 14mm (ドラムの位置で) であつた。負荷を変えると当然モータの速度変動率が影響しその時は 20mm (ドラム位置) となつた。上記の値は着床許容値 (ケージの位置で) ±25 mm に比すれば極めて少ない値といえる。

但し茲で問題になるのは積荷の変動に伴うロープの伸び (カテナリーも含めて) の変動である。堅坑の如く深度の深いものではロープそれ自身の伸びが積荷の変動に依り大きく変り、その値たるやケージのデッキ位置に於ける着床許容誤差範囲をはるかに上回つた数値となり、従つて負荷が変つた時には着床スイッチを調節しなければならぬ結果となつた。これはドラムの位相を捉えて着床スイッチを切らしてもケージの位置を捉えて着床スイッチを切らしても何れにしても坑口、坑底何れかが着床誤差範囲を上回りストライカー或いはスイッチを移動させねばならぬ結果となる。従つて積荷の変動する巻上機の自動化に於て最も問題となるのは着床スイッチの位置の調節を如何に簡便に然も正確になし得るかが自動化の成功に対する決定的な要素となる。本機に於ては着床



第 13 図 堅 坑 図  
Fig. 13. Vertical Shaft

スイッチは精カム上に取付けてある為調節が非常に簡単化された。

(6) 自動寸動運転

自動運転操作回路中寸動押釦 BS<sub>13</sub> 或いは BS<sub>14</sub> を押すと 92R<sub>1</sub> 或いは 92L<sub>1</sub> が励磁し 92R<sub>1a</sub> 或いは 92L<sub>1a</sub> が閉路し Mg<sub>3</sub> が励磁され 1 本ハンドルが制動解除の方向に移動すると共に Mg<sub>6</sub> が消磁し常用シリンダー内の圧気は大気に放出され無制動となる。これより先 92L<sub>1</sub> 或 92R<sub>1</sub> の励磁に依り一定抵抗 R<sub>92</sub> が制御回路に入りこの電流に依り巻上機は正逆何れにも寸動運転可能となる。

尙押釦を離すと 92R<sub>1</sub> 或いは 92L<sub>1</sub> が消磁し 92R<sub>1a</sub> 或いは 92L<sub>1a</sub> が開路して Mg<sub>3</sub> が消磁されて 1 本ハンドルが制動方向に動くと共に Mg<sub>6</sub> が励磁され、常用シリンダー内に圧気が入り制動力を生ずる。一定抵抗 R<sub>92</sub> は 92R<sub>1</sub> 或いは 92L<sub>1</sub> の消磁と共に開かれモータトルクが零となる。以上の方法の試験結果は

下綱 炭×2 坑口、上綱 空×2 坑底の条件で下綱を巻上げた時の寸動速度は 0.307 m/sec であり実用可能であつた。

(7) ロープの見掛け伸び試験

ワイヤーロープの破断力は 166t と推定され、重量は 10.82 kg/m である。またその配置の概略は第 13 図に示す如くで

第 3 表 負荷変化によるデッキ位置の差  
Table 3. Difference of Deck Position  
Due to Load Variation

負荷	硬車×2	炭車×2	空車×2	空ケージ
ケージ	(mm)	(mm)		(mm)
R 側ケージ	-145	-94	0	+112
L 側ケージ	(mm)	(mm)		(mm)
	-122	-84	0	+131



第4表 静的負荷変化によるロープの伸縮  
Table 4. Lengthening and Shortening of Rope Due to Static Load Changing

ケージ	坑 口			ケージ	坑 底		
	初めの積荷	入換後の積荷	ロープの伸縮		初めの積荷	入換後の積荷	ロープの伸縮
R 側	硬車×2	空車×2	+20	L 側	空車×2	硬車×2	-67
L "	硬車×2	空車×2	+9	R "	空車×2	硬車×2	-75
R "	炭車×2	空車×2	+7	L "	空車×2	炭車×2	—
L "	炭車×2	空車×2	+8*	R	空車×2	炭車×2	—
R "	空ケージ	空車×2	-42	L	空車×2	空ケージ	+46
L "	空ケージ	空車×2	-12	R	空車×2	空ケージ	+39

揚 程 349 m  
空 車 (鉄製鉦車) 530 kg  
石炭積載量 830 kg  
硬積載量 1,200 kg  
ケージ重量 (附属装置含む) 4,700 kg

である。

両ケージ共空車2函を入れ2往復運転後坑底側をデッキ位置に止め、坑底、坑口及び巻場にそれぞれ標準マークを附した。その後は坑口より空×2車を卸した場合の坑底のマークを基準にして坑口に於ける上り下りを測定した。

上記の方法に依り得た値、即ち上荷の負荷変化に依るデッキ位置の差は第3表の如くである。

但し伸びは-にて示してある。

尙ドラムのワイヤロープの巻込張力の条件を考慮に入れないで坑底、坑口それぞれの位置に於ける静的負荷変化に依るロープの伸縮は第4表の如く静的に荷重を入れ換えた時のロープ伸び及びカタナリー伸びと荷重の掛つた状態で動的にドラムに巻込んで行つた時の合計伸びとは著しく異なる。此の件に付いては伸ばされたロープを巻取つた事による着床位置変差以外にドラムのラッキングの変形もあると思われるが、何れにせよ今後巻上機の自動化及び深い堅坑巻の場合特に考慮すべき問題であろう。なお静的ロープの伸びの内訳は

カタナリーの変化によるロープ伸び変化は

$$\delta_{st}' = \frac{\omega^2 l^3}{24} \sec^2 \theta \left( \frac{1}{T_1^2} - \frac{1}{T_2^2} \right)$$

茲で  $\theta$  = ロープの傾斜角

$\omega$  = ロープの重量 10.8 kg/m

$l$  = ドラム中心よりヘッドシープ中心迄の水平距離 m

$T_1$  = 坑口に於けるロープテンション kg

$T_2$  = 坑底に於けるロープテンション kg

$\delta_{st}'$  = 深度 349 m に於けるロープ伸びの差で、上式よ

り  $\frac{T_2 \pm T_1}{T_1}$  の大なる程、即ち積荷が多い程ロープ伸

びの差は小になるがその値は

負荷	空ケージ	炭×2	硬×2
$\delta_{st}'$	14.5mm	5mm	4mm

となる。

前記静的伸びからカタナリーによる変化分を差引いて参考迄にロープの弾性係数を求めると

$E_R = 11,100 \text{ kg/cm}^2 \sim 15,600 \text{ kg/cm}^2$  となつた。

## [V] 結 言

本巻上機はプログラム運転特に自動化に重大なる影響を及ぼす減速曲線及びクリープ速度の安定化、ブレーキ特性の安定、運転操作機構の軽快等に意をそそいで設計製作し、又その現地試験には多数の試験員と多大の日時を費し又最新の測定技術を駆使して貴重なるデータを多く得た。今後巻上機の進む方向に対しては幾多の示唆を得、且又細かに改良すべき点をも発見したが今後はこれを基にし更に研究を続行する予定である。

終りに本試験に当り三井鉦山本社並びに田川鉦業所関係者御一同の多大の御援助と御指導に対し厚く御礼申上げる次第である。



## 日立製作所社員社外寄稿一覽表 (昭和 27 年 5 月分)

受付日	投 稿 先	題 名	執筆者所属	執 筆 者 名
5/2	電 気 学 会 誌	増幅発電機	日立工場	田 附 修
5/2	アジア経済協力会	硫酸製造設備に於ける直流電源及び水電解槽設備	本 店	沢 登 淳
5/7	鉄 と 鋼	高炭素鋼高クロム系ダイス鋼に於けるクロムの影響	安来工場	{小永 柴 定 雄 永 島 祐 雄
5/7	化 学 会 雑 誌	塩化デフェニルに少量のポリ塩化ビニルを混和した系の誘電特性	中央研究所	川 松 俊 治
5/7	日 本 経 済 社	トツプマネジメント方針	中央研究所	豊 田 博 司
5/15	物 理 学 会	硫酸カドミウムの光導電性と X 線への応用	茂原工場	橋 本 一 二
5/17	マ ネ ジ メ ン ト	安全と彩色調整	亀戸工場	山 田 正 臣
5/17	JIS	現 格 の 約 束	茂原工場	宮 城 精 吉
5/21	日 本 化 学 会	ポリ珪酸ブチルエステルの誘電特性	中央研究所	川 松 俊 治
5/22	炭 素	電刷子の弾性及び固体粘性が整流特性に及ぼす影響	多賀工場	高 橋 広 治
5/23	機 械 学 会	Madras 政府納 10,000 kW 発電用タービン	日立工場	浦 田 星
5/26	統計工学ハンドブック	#28. 通信機 (交換機) 工業	戸塚工場	{小林孝八、小野 安正、池田孝
5/29	モートル使用便覧	#5. モートルの故障と手当	本 店	香 田 武 夫
5/29	家庭電気文化会	家庭電器品製造業者の圧力	本 店	網 盛 孝
"	"	天井扇風機について	本 店	保 坂 敏 彌
5/29	マ ネ ジ メ ン ト	ウォーフアクター法による個別生産工場に於けるマスターテーブルの作り方	多賀工場	小 野 茂

## 最近に於ける日立製作所社員社外講演一覽 (昭和 27 年 5 月受付)

講演日	主 催	演 題	所 属	講 演 者 名
5/10	日本能率協会講習	多量生産に於ける作業管理の問題点	亀戸工場	名 取 四 郎
5/13	水道協会講演会	木道用高揚程渦巻ポンプについて	亀有工場	堀 田 正 雄
5/23	印刷学会春期大会	二回転凸版印刷機の空気緩衝器の研究	川崎工場	小 川 正 典
"	"	日立パウダスプレイユニットについて	"	山 岸 隆 一
5/18	コツトレル講演会	電気収塵装置	日立研究所	橋 本 清 隆
5/18	"	電気収塵装置特に硫酸製造用ダスト及びミストコツトレル	"	橋 本 清 隆
5/24	電子顕微鏡学会	試料照射角について	中央研究所	森 戸 望
5/24	"	電子顕微鏡集点合せ装置	"	小 泉 喜 八 郎
5/24	"	超高分解能電子廻析装置の試作	"	近 藤 彌 太 郎
5/24	"	電子顕微鏡による鋳鉄黒鉛の研究	"	{奥 本 武 臣 土 倉 秀 次
5/24	"	真空蒸発に於ける蒸着膜厚さを制御する装置	"	土 倉 秀 次