

# 三菱電機

第19卷 昭和18年10月 第10號

「工作機と其の電機品」特輯號

## 内 容 目 次

卷頭言	本間龍吉
スプリンホブの設計	岩田弘之 西島繁明
きさげ仕上に依る滑り面に就て	331 (1) 武井文二郎
深孔加工の隘路を解決せる KD-V2型深孔ボール盤	339 (9) 鈴木修 野口弘一 林勝幸
ED-Y4型多軸ボール盤とその應用	343 (13) 鈴木修
工作機械用極數變換誘導電動機と制御装置	351 (21) …林勝幸
堅型ボール盤の負荷試験装置とその試験	358 (28) …野口弘一
	369 (39)

三菱電機株式會社

# 三菱電機

第十九卷

昭和十八年十月

第十號

## 三菱工作機械株式會社の現状

三菱工作機械株式會社

常務取締役 本間龜吉

昭和〇年以來、江湖の御馴染みに預つて來た東洋機械株式會社が、去る〇月に三菱工作機械株式會社と改稱し、更に〇月に三菱電機株式會社から同社の〇〇製作所の工作機械部門を分離譲渡され、茲に三菱工作機械株式會社としての一應の形ちを整へるに至つた。

〇〇製作所は昭和〇年〇月、工作機械製造事業法に依る許可工場として操業を開始し、専ら普通旋盤の優良品の多量生産を目的として進んで來たが、現在では普通型旋盤各種の外に二番取旋盤、多刃旋盤、クランク 軸旋盤、フライス 盤等の總動員法に據る試作命令機種を次々に開発して製品を既に送り出してゐる。

〇〇製作所は昭和〇年〇月に同じく許可工場に指定され、タレット 旋盤、外面研磨盤、ボール 盤數種等を製作し來り、續いて精密 ボール 盤、深孔 ボール 盤等の命令機種を開発して今日に及んでゐる。

大東亞戦争の様相が苛烈なる決戦段階に入り、此勝敗の決は航空機の補給量如何を最大の要素とするとされ、航空機製造用工作機械の飛躍的大増産を國家の方針として決定されるに至り、弊社に對しても從來の製品の増産に併せ、新機種の劃期的多量生産の命が下された。

曠古の非常時局に際會し、職を工作機械製造に奉ずる吾等として此重責に深思三省、今や社内總力を結集して國家緊要の是等の製品を一刻も早く航空機製造者に送り出すべく最大の努力を盡してゐる現状であるが大方の御鞭撻御指導に預りうれば幸甚の至りである。

「三菱電機」の特別の厚意に由り、當社製品に關聯する本號を出された機會に一言江湖に御挨拶申上げる次第である。

# スラインホブの設計

三菱工作機株式会社

岩田弘之  
西島繁明

## 内 容 梗 概

普通のスライン・ホブの設計に當り、ピッチ圓徑及び刃高を如何なる方針で定めるかにつき述べて、スラインホブ設計法を詳述した。

## 1. 緒 言

スラインホブの設計につき最近二三の論文が発表されてゐるが、何れも局部的な問題に就いてのみ論ぜられ、實際にホブを設計するに當つては、色々の不明確な點がある。特にピッチ圓徑の選擇、ホブ刃高の決定、並びにアンダーカット量の計算につき確定的な方法が判らなかつたので、上述の論文を基礎として、之等の問題を検討し、スラインホブ設計の参考にしようと思ふ。

## 2. 符号の説明

第1圖、第2圖、第3圖に示す如く

ア、スライン軸に於ては

$D_1$  = 最後仕上の時のスライン軸外徑

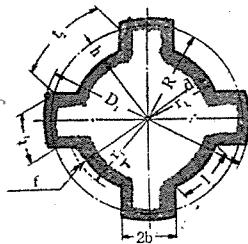
$R_1$  = 最後仕上の時のスライン軸外周の半徑

$d_1$  = スライン軸谷徑

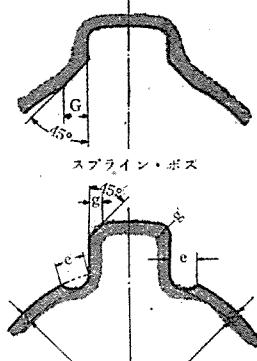
$r_1$  = スライン軸谷の半徑

$b$  = スライン軸歯幅の半分

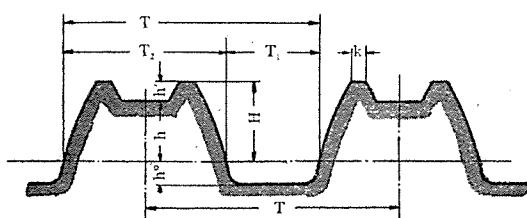
$g$  = 歯先  $45^\circ$  面取寸法



第1圖  
スライン軸主要部



第2圖



第3圖 スライン・ホブ 基準 ラック

$G$  = スライン溝角  $45^\circ$  面寸法

$g'$  = 歯先に丸味をつけた時の丸味の半徑

$e$  } = 規格上の歯元ぬすみ寸法  
 $s$  } = 歯元アンダーカット寸法

$t_1$  = ぬすみなき時のスライン軸谷底圓弧長さ

$R$  = ピッチ圓半徑

$h$  = 谷底面よりピッチ圓に至る高さ

$t_2$  = ピッチ圓上に於ける歯幅圓弧長さ

$r_s$  = 隅肉が残る時の隅肉開始の半徑

$f$  = 隅肉の半徑方向の高さ

$N$  = スライン軸溝數 とし、

イ スライン・ホブに於ては

$T$  = スライン・ホブ基準ラックのピッチ

$T_1$  = スライン・ホブ基準ラックのピッチ線上に於ける谷幅

$T_2$  = スライン・ホブ基準ラックのピッチ線上に於ける刃幅

$H$  = スライン・ホブ基準ラックの刃先總高さ

$h$  = スライン・ホブ基準ラックの刃先標準高さ

$h'$  = スライン・ホブ基準ラックの歯先延長高さ

$k_0$  = スライン・ホブ基準ラックの歯元高さ

$k$  = 隅肉をとるために刃先を延長した時の尖端直線部の幅

とする。

## 3. ピッチ圓徑選擇方法

スライン軸も一つの直線歯を持つた歯車と考へ得るから第3圖に示す様なラック歯形を持つたホブでホブ切する事が出来る譯である。此の場合ピッチ圓徑の取り方によつて歯先側面が削られたり歯元に隅肉が残つたりする、其れでは如何にすれば規格寸法を出来るだけ満足するものをホブ切り出来るかを考へて見ると。

ア、ピッチ圓徑を小さくとればとる程歯先側面の削り取られる量が増す。

イ、ピッチ圓徑を大きくすると隅肉が段々大きくなりスラインの嵌合に支障を來したり歯側面及び谷面の



$$2B = 2r_1 h + b^2$$

$$C = h^2 (r_1^2 - b^2)$$

(4.1) 式は

$$x^4 - 2Bx^2 + C = 0$$

$$x^2 = B \pm \sqrt{B^2 - C}$$

と置けば

となり

となる、

然るに隅肉開始の半径  $r_f$  には次の関係式がある、

即ち

$$r_f = \sqrt{r_1^2 - x^2}$$

故に隅肉の高さは

$$f = r_f - r_1$$

となる、

故に延長部無きスライン基準ラックでホブ切りとした時の隅肉の高さ  $f$  は次の様になる、

$$f = r_f - r_1 = \sqrt{r_1^2 + B \pm \sqrt{B^2 - C}} - r_1 \quad \dots \dots \dots (4.3)$$

但し

$$B = \frac{1}{2} (2r_1 h + b^2)$$

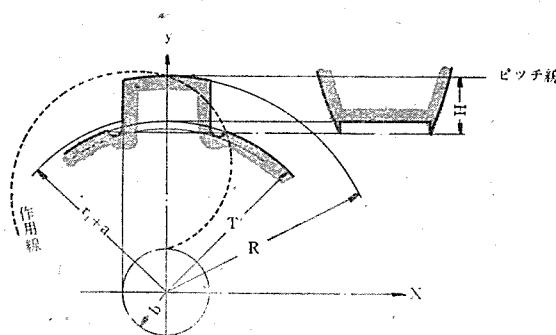
$$C = h^2 (r_1^2 - b^2)$$

$$x^2 = B \pm \sqrt{B^2 - C}$$

$$r_f = \sqrt{r_1^2 + x} \quad \text{とする。}$$

## 5. 隅肉を完全に無くするに必要なホブの刃高

第9図に於て接觸點の軌跡の式 (4.1) に  $r_1$  圓の方程式を代入して作用線が  $r_1$  圓と交はる點を求める事によつて刃高を求める事が出来る。



第9図

即ち

$$A_1 = R^2$$

$$B_1 = R (r_1^2 - b^2)$$

$$C_1 = r_1^2 (r_1^2 - b)^2 - b^2 R^2$$

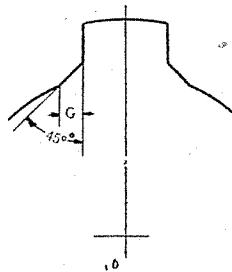
とおけば

(4.1)式は

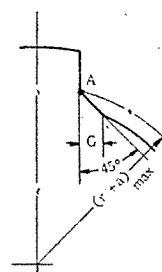
$$A_1 y^2 - 2B_1 y + C_1 = 0 \quad \text{となる、}$$

$$\therefore H = R - \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - A_1 C_1}}{A_1} \quad \dots \dots \dots (5.1)$$

但し(5.1)式による  $H$  の値は最大値である、然るに此の結果はアンダーカットの量が非常に大きくなり、時にはスライン軸として使用に耐へない程削られる様になる、此の場合は或程度の隅肉の存在が許されるならば(5.1)式の  $r_1$  の代りに(許容量)を代入して計算すればよい、



第10図



第11図

故に圖に於て此の許容量をとするならば、 $r_1 \rightarrow (r_1 + a)$  として或程度隅肉を許した時のを求める事が出来る。

此の隅肉を許し得る最大極限に於ける  $(r_1 + a)$  の値及び其の時の  $H$  の値は成瀬・松山氏の論文によれば第10圖の如くスライン・ボスの方に面取がしてあるから、第11圖に於ける  $A$  点から下に隅肉の存在を許すとすれば、

$$(r_1 + a)_{max} = \sqrt{\left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2} + G \right\}^2 + b^2} \quad \text{となる、}$$

之を前式に代入しても  $H_{min}$  は求められるが、同論文に

$$H_{min} = \frac{1}{R} \left[ \sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2} + G \right\}^2} - b \right] \times \sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2} + G \right\}^2}$$

よればとなる、故に  $H$  の範囲は

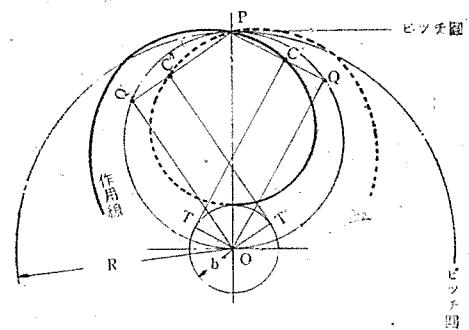
$$\left[ R - \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - A_1 C_1}}{A_1} \right] \geq H \geq \frac{1}{R} \left[ \sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2} + G \right\}^2} - b \right] \times \sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2} + G \right\}^2} \quad \dots \dots \dots (5.2)$$

となる、但し歯谷及び歯側面を研磨する時は隅肉が残つてゐると不便である事に注意しなければならない。

## 6. 作用線作圖法

前述の隅肉の大きさや隅肉を無くするのに必要なホブの刃高を決定する事は計算によつて求められるけれども、大体の大きさを知るには作用線を作圖により迅速且簡単に求める事が出来る、「一般に歯車の接觸點に於ける共通法線は刻み點を通る」、此の理論を利用して作圖する。

今第12圖に於て  $P$  を刻み點とすれば  $\overline{PO}$  を直徑とする圓を書き圓周上に任意の點  $Q$  をとり  $\overline{PQ}$  を結び、 $\overline{PQ}$  上に  $b$  に等しく  $\overline{QC}$  をとり  $C$  点を求める。即ち  $\overline{QO}$  に平行に  $b$  圓の切  $\overline{CT}$  線を引けば  $C$  点が求まる、 $\overline{CT}$  はスライン軸歯の左側面であるから  $\overline{PC}$  は其の齒面の法線にして刻み點を通るから  $\overline{PC}$  はホブの基準ラックの法線でもある、即ち  $\overline{PC}$  は共通法線にして刻み點を通る、故に  $C$  点は接觸  $C$  点である。斯くして多くの點を求める作用線を圖の如く書がく事が出来る、但し、圖に於て、實線は歯の左側面、點線は歯の右側面の作用線を示す。



第12圖

## 7. アンダーカットの量

第12圖の如く作用線を作圖して第9圖からわかる様にホブ基準ラックの延長部先端が尖つてゐる時は第13圖の如く作圖によつて大体のアンダーカットの幅 $e'$ を求める事が出来る、然し普通基準ラックの延長部は第9圖の如く尖つてゐないで或程度の幅を持つて居るから此の時にも適用出来る様な計算法を示す事にする、最初は延長部刃先が尖つて居るものとしてそれに延長部刃先幅に相當する補正值を加へる方法をとる。

第13圖の如くホブ基準ラック延長部が尖端を持つ刃型の時、尖端の畫く曲線に於て尖端の位置を示すと、

$$\begin{cases} \rho = \sqrt{(R-H)^2 + (m-R\phi)^2} \\ \alpha = \phi + \tan^{-1} \frac{m-R\phi}{R-H} \end{cases} \quad \text{となる、}$$

上式から補助變數 $\phi$ を消去すると曲線の方程式は

$$\alpha = \frac{m}{R} \pm \left\{ \frac{1/\rho^2 - (R-H)^2}{R} \right. \\ \left. - \tan^{-1} \frac{1/\rho^2 - (R-H)^2}{R-H} \right\} \quad \text{となる、}$$

今 $\rho = r_1$ の時の $\alpha$ の二つの値を $\alpha_1$ 及び $\alpha_2$ とすると、

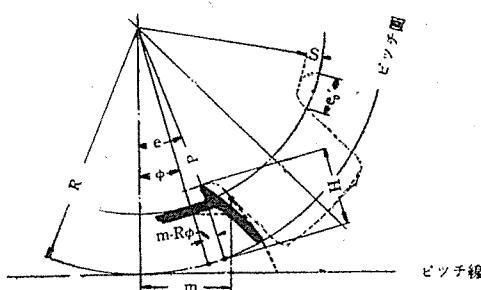
$$(e') = r_1(\alpha_1 - \alpha_2) \quad \text{で與へられる} \\ (s') = r_1 - (R-H) \quad \text{で與へられる、}$$

故に此時のアンダーカット量は、

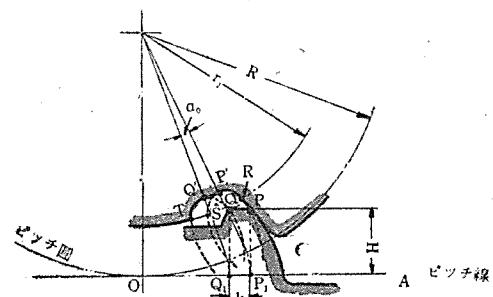
$$(e') = d_1 \left[ \tan^{-1} \frac{\sqrt{r_1^2 - (R-H)^2}}{R-H} \right. \\ \left. - \frac{\sqrt{r_1^2 - (R-H)^2}}{R} \right]$$

$$s' = r_1 - (R-H) \quad \text{となる、}$$

然し實際のホブでは第14圖の如く延長部には幅 $PQ =$



第13圖



第14圖

$k$ を持つてゐる、そこで此の場合のアンダーカットはどうなるか考へて見る。

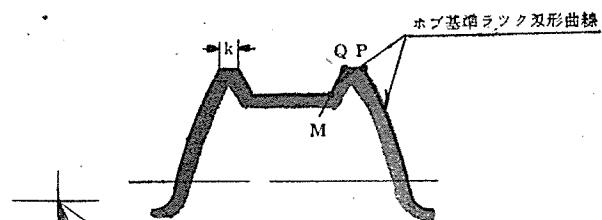
第14圖に示される如く、ピッチ線 $OA$ 上に垂線 $PP_1$ ,  $QQ_1$ が立つたまゝでピッチ圓周上を $OA$ 轉つた時、點 $P$ ,  $Q$ の畫く軌跡を作圖すると圖の様に曲線 $PP'S$ ,  $QQ'T$ が畫かれる、此の二つの曲線の中心線のなす中心角を $\alpha$ とする、

$$\begin{aligned} e' &= d_1 \left[ \tan^{-1} \frac{\sqrt{r_1^2 - (R-H)^2}}{R-H} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\sqrt{r_1^2 - (R-H)^2}}{R} + k \frac{r_1}{R} \right] \\ s' &= r_1 - (R-H) \end{aligned} \quad (7.1)$$

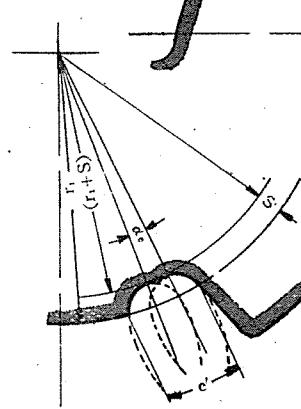
次に歯先延長部の幅 $k$ の大きさを決定する事が必要となつてくる、即ちホブ切りの際に刃先にかかる切削力を假定して、材料力學的に左の値を計算してみると、

$$\begin{cases} k = i \cdot k' \\ i = 0 \sim 2 \end{cases}$$

となるが、簡単に考へる時は $k = k'$ としてもよいが、アンダーカットの量に従つて加減すべきである、以上の説明に於けるホブ歯先延長部は内外共ホブ基準ラック刃形曲線にして第15圖に示す如きものである、曲線 $QM$ は $Q, M$ 間を直線で結んだ形にしてもアンダーカットの量には變化はない、次に第14圖からわかる様にアンダーカット部の曲線



第15圖



第16圖



ある時のホブ基準ラックの双形曲線は、

$$\left. \begin{aligned} x &= -R \left\{ \frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right\} + b \left( \frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= \frac{R}{1+p^2} - \frac{b}{\sqrt{1+p^2}} \end{aligned} \right\} \quad (9 \cdot 8)$$

但し

$$\begin{aligned} K &= R \left( \frac{p_0}{1+p_0^2} + \tan^{-1} p_0 \right) - b \left( \frac{p_0}{\sqrt{1+p_0^2}} \right) \\ p_0 &= \sqrt{\left( \frac{R}{b} \right)^2 - 1} \end{aligned} \quad \text{とする}$$

又切削すべき直線部分がピッチ圓の外側にある時、

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left( \frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right) - b \left( \frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= - \left( \frac{R}{1+p^2} - \frac{b}{\sqrt{1+p^2}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (9 \cdot 9)$$

但し

$$\begin{aligned} K &= -R \left( \frac{p_0}{1+p_0^2} + \tan^{-1} p_0 \right) + b \left( \frac{p_0}{\sqrt{1+p_0^2}} \right) \\ p_0 &= \sqrt{\left( \frac{R}{b} \right)^2 - 1} \end{aligned} \quad \text{とする}$$

以上で普通の平行型スプライン軸切削用ホブの双形曲線は求める事は出来るが此の外に、例へば歯先の角に面取りする事がある。従つてそう云ふものを考へる事にすると一般に平行型に對して楔型スプライン軸用ホブの基準ラック双形曲線の求め方を考へればよい。

## 10. 楔型スプライン軸用ホブ 基準ラック双形曲線

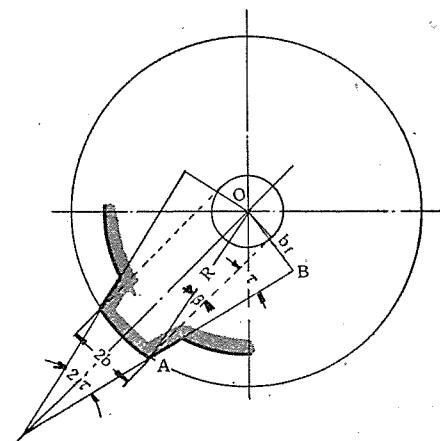
第20圖に於て

$$b = R \sin \beta \quad (10 \cdot 1)$$

此の  $b$  の値は前の平行型のものと  $b$  と同じものである、従つて、 $\rho \sin \alpha = b$  は前の直線の方程式である、然るに此の型式では中心  $O_1$  より下した直線  $AB$  への垂線は  $b$  ではなく他の値  $b_1$  である

$$b_1 = R \sin (\beta + \tau) \quad (10 \cdot 2)$$

こゝに  $\beta \cdot R$  は平行型の時と同じ意味を持つものである、此の  $b_1$  を利用すると



## Anwendung des noch nicht endgültigen Entwurfs auf eigene Gefahr

Keilwellen- und Keilnaben-Profile mit 6 Keilen  
Innenzentrierung

DK 621. 824. 4.

(Erläuterungen siehe Seite N 80)

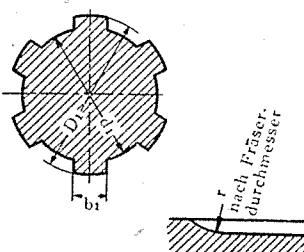
DIN Vornorm  
ENTWURF 2  
E 5472

Ersatz für DIN 2224

Einspruchsfrist 15. Dezember 1940

Alle Zuschriften doppelt erbeten

## Keilwellen-Profil



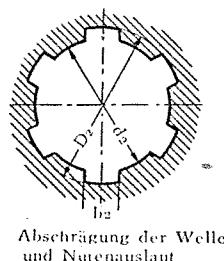
Bezeichnung eines Keilwellen-Profils mit 6 Keilen, Form A2), von Nennmassen 46x52x12:

Keilwellen-Profil A 46 x 52 x 12 DIN 5472

Bezeichnung eines Keilnaben-Profils für 6 Keile von Nennmassen 46x52x12:

Keilnaben-Profil 46 x 53 x 12 DIN 5472

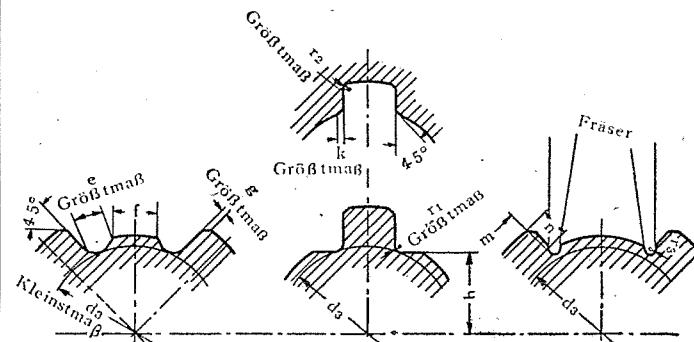
## Keilnaben-Profil



Maße in mm

## (Rückseite)

Bild 1

Form A<sup>6)</sup>Form B<sup>7)</sup>Bild 2<sup>8)</sup>

Nennmaße	Welle			Nabe		
	$d_1$	$D_1$	$b_1$	$d_2$	$D_2$	$b_2$
21 x 25 x 5°)	21	25	5	21	25	5
23 x 28 x 6°)	23	28	6	23	28	6
26 x 32 x 6°)	26	32	6	26	32	6
28 x 34 x 7°)	28	34	7	28	34	7
32 x 38 x 8	32	38	8	32	38	8
36 x 42 x 8	36	42	8	36	42	8
42 x 48 x 10	42	48	10	42	48	10
46 x 52 x 12	46	52	12	46	52	12
52 x 60 x 14	52	60	14	52	60	14
58 x 65 x 14	58	65	14	58	65	14
62 x 70 x 16	62	70	16	62	70	16
68 x 78 x 16	68	78	16	68	78	16
72 x 82 x 16	72	82	16	72	82	16
78 x 90 x 16	78	90	16	78	90	16
82 x 95 x 16	82	95	16	82	95	16
88 x 100 x 16	88	100	16	88	100	16
92 x 105 x 20	92	105	20	92	105	20
98 x 110 x 20	98	110	20	98	110	20
105 x 120 x 20	105	120	20	105	120	20
115 x 130 x 20	115	130	20	115	130	20
130 x 145 x 24	130	145	24	130	145	24

$d_1$ Kleinste- Größte- maß	$g^*$ Größte- maß	$e$ Größte- maß	$f$	Form A		Form B		Bild 1		Bild 2		Höcker- breite des Wälz- fasers
				$h$	$r_1$ Größte- maß	$k$	$r_2$ Größte- maß	$m$	$n$	$r_3$		
19.5	0.3	1.98	1.95	9.7	0.15	0.3	0.2	4.7	1.7	0.42	0.7	
21.3	0.3	2.3	1.34	11	0.15	0.3	0.2	5.64	2.13	0.46	0.7	
23.4	0.4	2.94	1.65	11.8	0.15	0.4	0.3	5.64	2.55	0.52	1	
25.9	0.4	2.94	1.70	12.9	0.25	0.4	0.3	6.58	2.55	0.56	1	
29.9	0.5	2.92	2.83	14.8	0.25	0.5	0.4	7.52	2.55	0.64	1	
33.7	0.5	2.92	4.95	16.5	0.25	0.4	0.4	7.52	2.55	0.72	1	
39.94	0.5	2.94	6.02	19.3	0.25	0.5	0.4	9.4	2.55	0.84	1	
44.16	0.5	3.08	5.81	21.1	0.25	0.5	0.4	11.28	2.55	0.92	1.3	
49.5	0.5	3.56	5.89	23.9	0.25	0.5	0.4	13.16	3.4	1.04	1.3	
55.74	0.5	3.98	8.29	26.7	0.25	0.5	0.4	13.16	2.98	1.16	1.6	
59.5	0.5	4.13	8.03	28.6	0.25	0.5	0.4	15.04	3.4	1.24	1.6	
64.4	0.5	4.86	9.73	31.4	0.25	0.5	0.4	15.04	4.25	1.36	1.6	
68.3	0.5	4.45	12.67	33.4	0.25	0.5	0.4	15.04	4.25	1.44	2	
73	0.5	5.83	13.07	36.2	0.25	0.5	0.4	15.04	5.1	1.56	2	
76.6	0.5	6.44	13.96	38	0.25	0.5	0.4	15.04	5.53	1.64	2	
82.9	0.5	6.07	17.84	41.3	0.25	0.5	0.4	15.04	5.1	1.76	2	
87.1	0.6	6.02	15.96	43.1	0.3	0.6	0.5	18.8	5.53	1.84	2	
93.4	0.6	5.97	19.22	46.4	0.3	0.6	0.5	18.8	5.1	1.96	2	
98.8	0.6	7.8	19.25	49.2	0.3	0.6	0.5	18.8	6.38	2.1	2.4	
108.4	0.6	7.68	24.75	54.2	0.3	0.6	0.5	18.8	6.38	2.3	2.4	
123.9	0.6	7.37	29.2	61.8	0.3	0.6	0.5	22.56	6.38	2.6	2.4	

- 1) Toleranzen siehe DIN Vornorm.....; sie ergeben Nabe beweglich auf Welle.
- 2) Form A und B der Keilwelle siehe Rückseite. Herstellung der Keilwelle und Keilprofil siehe Rückseite.
- 3) Diese Profile sind DIN Vornorm 5463 entnommen. Um eine genügend grosse Zentriertfläche zu erhalten, ist dieses Profil zweckmässig nach dem Teilverfahren herzustellen.
- 4) Richtlinien für die Prüfung fertiger Keilwellen und Keilnaben siehe DIN Vordorm.....

- \*) Diese Werte sind errechnet unter Zugrundelegung der Herstellung der Keilwellen-Profile nach dem Wälzverfahren.
- \*) An Stelle der Abschrägung ist auch eine entsprechend grosse Abrundung zulässig.
- \*) Form A wird nur im Wälzverfahren hergestellt.
- \*) Form B wird nur im Teilverfahren mit Scheibenfräsern hergestellt.
- \*) Sollten die Flankenanlagen der Keile geschliffen werden, so ist zu empfehlen, in einem besonderen Arbeitsgang die Flächen an der Wurzel des Keiles mit Scheibenfräsern frei zu fräsen.
- Zur leichteren Einführung der Keilwelle in die Keilnabe sind die Wellenenden abzuschrägen. Die Abschrägung der Nabennut unter 45° gilt nur als Richtlinie; die Kanten sind jedoch auf alle Fälle zu brechen.

Anwendung des noch nicht endgültigen Entwurfs auf eigene Gefahr

Keilwellen- und Keilnaben-Profile mit 4 Keilen  
Innenzentrierung

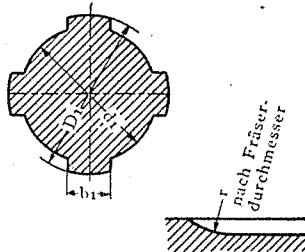
DK 621, 624, 4.

(Erläuterungen siehe Seite N 80)

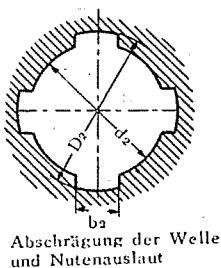
DIN Vornorm  
ENTWURF 2  
E 5471

Ersatz für DIN 2223

## Keilwellen-Profil



## Keilnaben-Profil

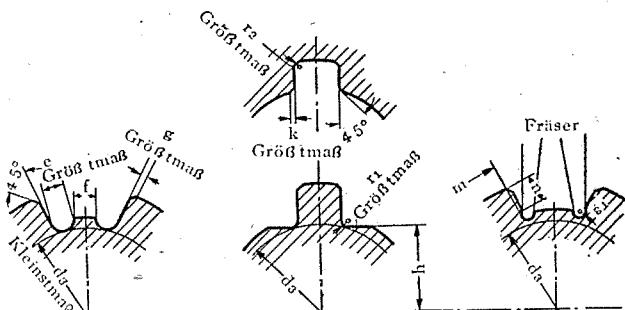


Maße in mm

(Vorderseite)

(Rückseite)

Bild 1



Form A 0)

Form B 7)

Bild 2 8)

Bezeichnung eines Keilwellen-Profils mit 4 Keilen, Form A 2),  
von Nennmassen 46 x 52 x 14:

Keilwellen-Profil A 46 x 52 x 14 DIN 5471

Bezeichnung eines Keilnaben-Profils für 4 Keile  
von Nennmassen 46 x 52 x 14:

Keilnaben-Profil 46 x 52 x 14 DIN 5471

Nennmaße Innendurchmesser x Außendurchmesser x Keilbreite	Welle			Nabe		
	$d_1^{(1)}$	$D_1^{(1)}$	$b_1^{(1)}$	$d_2^{(1)}$	$D_2^{(1)}$	$b_2^{(1)}$
11 x 15 x 3 <sup>3)</sup>	11	15	3	11	15	3
13 x 17 x 4	13	17	4	13	17	4
16 x 20 x 6	16	20	6	16	20	6
18 x 22 x 6	18	22	6	18	22	6
21 x 25 x 8	21	25	8	21	25	8
24 x 28 x 8	24	28	8	24	28	8
28 x 33 x 10	28	33	10	28	33	10
32 x 38 x 10	32	38	10	32	38	10
36 x 42 x 12	36	42	12	36	42	12
42 x 48 x 12	42	48	12	42	48	12
46 x 52 x 14	46	52	14	46	52	14
52 x 60 x 14	52	60	14	52	60	14
58 x 65 x 16	58	65	16	58	65	16
62 x 70 x 16	62	70	16	62	70	16
68 x 78 x 16	68	78	16	68	78	16

$d_2^{(1)}$ Kleinstd- maß	Form A			Form B		Bild 1		Bild 2			Höcker- breite des Wälz- fräzers
	$d_1^{(1)}$ Größtd- maß	$g_1^{(1)}$ Größtd- maß	$e^{(1)}$ Größtd- maß	$f$	$h$	$r_1$ Größtd- maß	$k$ Größtd- maß	$r_2$ Größtd- maß	$m$	$n$	$r_3$
9.6	0.2	2.05	1.5	5	0.1	0.2	0.15	2.82	1.7	0.22	0.5
11.8	0.2	1.89	2.37	5.5	0.1	0.2	0.15	3.76	1.7	0.26	0.5
15.02	0.3	1.78	2.87	6.7	0.15	0.3	0.25	5.64	1.7	0.32	0.7
16.9	0.3	1.84	4.35	7.7	0.15	0.3	0.25	5.64	1.7	0.36	0.7
20.1	0.3	1.64	5	8.9	0.15	0.3	0.25	7.52	1.7	0.42	0.7
23	0.3	1.70	7.3	10.4	0.15	0.3	0.25	7.52	1.7	0.48	0.7
26.8	0.5	2.19	7.39	12.1	0.25	0.5	0.4	9.4	2.13	0.56	1
30.3	0.5	2.70	9.56	14.2	0.25	0.5	0.4	9.4	2.55	0.64	1
34.5	0.5	2.52	11.03	15.9	0.25	0.5	0.4	11.28	2.55	0.72	1
40.2	0.5	2.70	15.41	19	0.25	0.5	0.4	11.28	2.55	0.84	1
44.4	0.5	2.56	16.79	20.7	0.25	0.5	0.4	13.16	2.55	0.92	1.3
49.5	0.5	2.50	21.63	23.7	0.25	0.5	0.4	13.16	3.4	1.04	1.3
56.2	0.5	3.05	23.26	26.4	0.25	0.5	0.4	15.04	2.98	1.16	1.6
59.5	0.5	4.39	23.61	28.3	0.25	0.5	0.4	15.04	3.4	1.24	1.6
64.4	0.5	4.84	27.57	31.2	0.25	0.5	0.4	15.04	4.75	1.35	1.6

Anmerkungen siehe DIN 5472, nächste Seite diese Hefte.

Oktober 1940

Fachnormenausschuss für Werkzeugmaschinen

# きさげ仕上に依る滑り面に就て

三菱工作機株式會社 武井文二郎

## 内 容 梗 概

工作機械其の他の精密機器の滑り面をきさげ仕上又は研磨仕上にすべきかと言ふ問題は最近特に各方面の雑誌に採り上げられて來た大きな問題の一つである。そして實際其の何れを如何なる部分に適用すべきかに就てはその實際的結果がどうなるか十分に研究する必要がある。元より本研究に於ては何れが優るかに就て決定的な結論には到達し得ないが、きさげ仕上及び研磨仕上について行つた實驗の結果を検討することにより其の價值を比較し得ると考へたので、自分は今此の見地から先づきさげ仕上面の本質に就き調査することにした。

## 1 緒 論

最近機械工業の發達により其の機械の各部に對して要求される精度も非度に高まり、當然仕上面も極めて精度の高いものを要求される様になつた。一方機械部分の壽命を決定する所の最大要因と思はれる磨耗現象も、その滑り表面の仕上程度即ち仕上面の精度に非常に關係があると考へられて居る。今工作機械其の他の精密機器に滑り面として使用される面の中で特にきさげ仕上面に關し考究する事にした。

## 2 平面精度の評價

先づ仕上面の検査法について考へるに現在下記の如き方法が行はれて居る。

### ア、平面的検査法

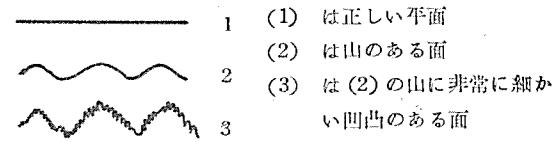
- a 顯微鏡式 標準仕上面と比較する方法
- b 凹面鏡式 球面鏡類の検査に便利な方法

### イ、立体的検査法

- a 型取式 スンプ法 トーマス法等
- b 光切斷式 シュマツ式光切斷型等
- c 機械的擴大式 觸針の動きを拡大する方法
- d 光拡的擴大式 (シュマツ触針型、日本光學式等)
- e 電氣式 (触針の動きを蓄電器の極板の片方に傳へ容量を變化させる方法、電磁型ピックアップを用ふる方法等)

上記の方法中平面的検査法は、勿論検査すべき面の凹凸の高さや形狀を詳知することは出來ない。此の點立体的検査法により仕上面の凹凸の形狀を輪廓曲線に撮り出来るだけ忠實に擴大して表はす可きものであると思ふ。

さて仕上面の仕上程度の評價即ち精度の評價について考へるに今「E. J. Abbott」の言により平面精度の本質を調べると、第1圖の如く大体仕上面は次の三種に大別出来る考へられて居る。(2)を波型 (Waviness) のある面。(3)は波型があり同時に小歛 (Roughness) のある面と云はれて居るので結局以上を總合して研究する時は其の平面の精度を評價し得ると思ふ。



第1圖 平面の種類

## 3 きさげ仕上面の精度の評價

きさげ仕上面の精度を評價するのに次の二つの表現法がある。

### ア、平面的測定による表現法

當り (波の存在を示す)

### イ、立体的測定による表現法

輪廓曲線 (型状凹凸の深さを知る)

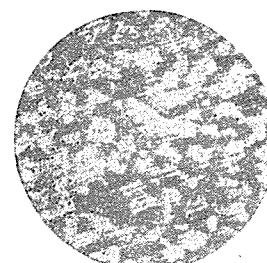
ア、の平面的測定による所謂當りは、前項の波形の頂點である故に此の當りを表現することは其の平面の精度を評價することとなる。尙此の表現法には、

a 坪當り 單位面積内にある當りの數

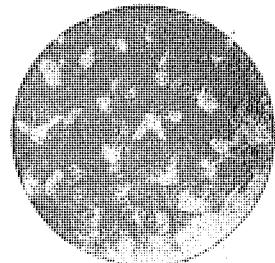
b %當り 或る面積内に含まれる當りの部分の面積の全面積に對する比率

の二通りがあるがさて實際的なその表現法の可否に就ては今は別問題として唯々其等の適切な表現を第2.3圖により考へて見る。(圖中黑色の部分が當りを現はす)

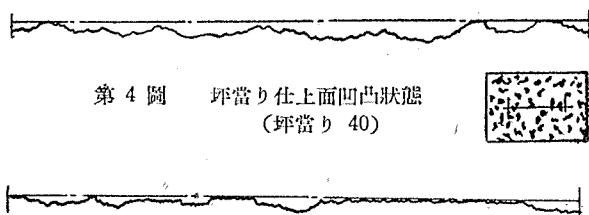
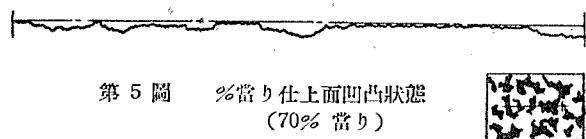
第2圖は一般に定盤當りとも稱するので當りの大小の分布が略一様であるからこれを坪當りで表はす事は誰れでも首肯出来ると思ふ。次に第3圖を見るのに當りが連續して居り、これを坪當りで表はすには實際に當りを數



第2圖  
坪當りの適切な例  
(坪當り 40)



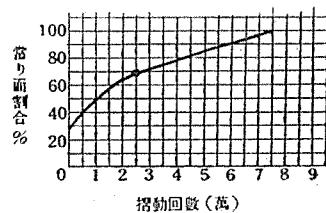
第3圖  
坪當りの適切な例  
(70%當り)

第4圖 坪當り仕上面凹凸狀態  
(坪當り 40)第5圖 %當り仕上面凹凸狀態  
(70% 當り)

へるので困難である故にこんな場合には%當りで表現するのが適當な様に考へられる。

今この第2圖、第3圖の坪當り%當りのきさげ仕上面凹凸狀態を光學的に拡大してみると第4、5圖の如く現はれる。

以上平面的測定即ち當りの表現法により精度を考察すると其の當りの大きいは出来る丈廣く且つ全平面に一樣に分布されて居ることが最も必要である、餘り凹み部分が大きいと受壓面積が少なくなるから結局磨耗を起す基となり、又其の分布が一樣でないと局部的磨耗の原因となり滑り面の運行狀態を防害することとなる。今滑り面の摺動回数に對し磨耗に依る當り面積の變化の關係を第6圖に示す。



第6圖 摺動回数の當り面との關係

圖に依れば當りの少ない即ち當り面積小さいものは或る所まで急に磨耗し其の後は除々となる。結局適當に仕上られた面は磨耗し難く難に仕上られた面は早く磨耗する事を示して居る。圖によつても大体 70% 位の當りが最も良い様に考へられる。

次に立体的測定法として光學的に輪廓曲線を撮り其の精度を考察する。

### 實測 1

ア、試験片 タレット 旋盤横送り台材料

イ、仕上程度 ミーリング 切削後きさげ仕上

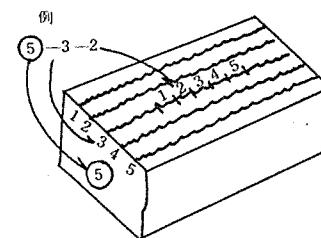
當り數	5	15	25	35	60
符號	(5)	(15)	(25)	(35)	(60)

ウ、測定機 日本光學式觸針型検査機

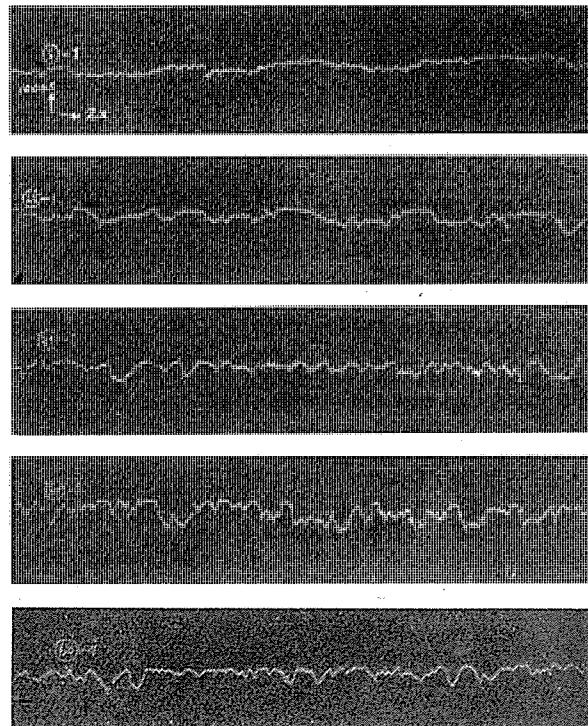
エ、目的 精度に影響ある凹凸の深さ及び形狀を調べる

オ、輪廓曲線寫真符號例 第7圖参照

測定は縦方向に 10 mm 置きに 5 條測つたが今は 1 條のみ示す倍率は沿面方向は 2 倍凹凸方向



第7圖 寫真符號



第8圖 輪廓曲線

は 1000 倍として測定した。

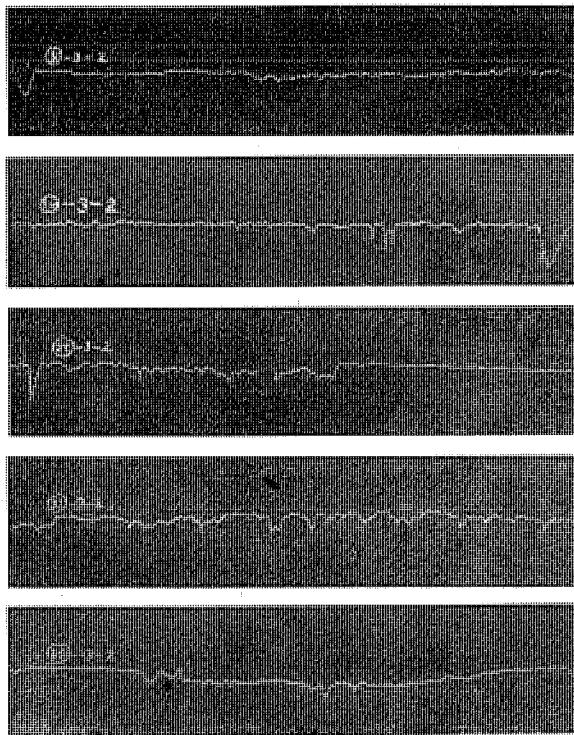
今以上測定した輪廓曲線からきさげ切込深さ及び當りの數を求めるに第1表の如き數値が出た。

此の數値に就て特に注目されるのは當り數の多いもの即ちきさげを細かく使つたものは切込深さが却つて僅かではあるが大きいことを示して居る。

又同實測で沿面方向の倍率を 50 倍とし凹凸方向を 100

第1表 切込深さ及び當り數

測定固所	凹みの深さ	當り數	測定固所	凹みの深さ	當り數
(5)-1	5/ $\mu$	5	(25)-4	4.5/ $\mu$	19
//-2	7	8	//-5	5	20
//-3	6	8			
//-4	5	8	(25)-1	7.5	21
//-5	4.5	6	//-2	10	24
			//-3	9	27
(15)-1	6	11	//-4	9.5	25
//-2	5.5	11	//-5	8.5	18
//-3	5	11			
//-4	5	7	(25)-1	6.5	32
//-5	5.5	10	//-2	7.5	28
			//-3	7	31
(25)-1	5.5	22	//-4	7	33
//-2	5	18	//-5	7	37
//-3	5.5	24			



第9圖 輪廓曲線

倍にして切込の山や谷にある少さい凹凸小歛の形狀を測定し輪廓曲線を第9圖に示す。

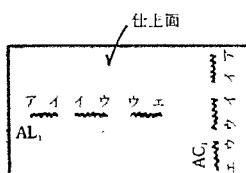
### 實測2

- ア、試験片 タレット旋盤機床材料  
 イ、仕上程度 形削盤切削後きさげ仕上  
 ウ、検査機 日本光學式觸針型検査機  
 エ、目的 波の高さ及び小歛の測定  
 オ、輪廓曲線寫真符號 第10、11圖参照

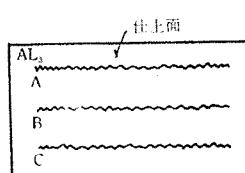
検査機の針先を極く鋭くして小歛を測定する。第13圖参照

次に検査機の針先の丸味を大きくし波を測定した。第14圖参照

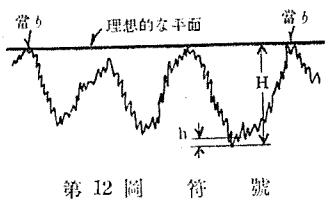
今以上の測定に依り其の數値を出すと第2表の如くなる。此れに依りH及びhを數量的に知つたが此の深さ程度は滑り面磨耗の進行状態に相當に影響するもので結局平面精度に關係するものと考へられる。今滑り面摺動回数と



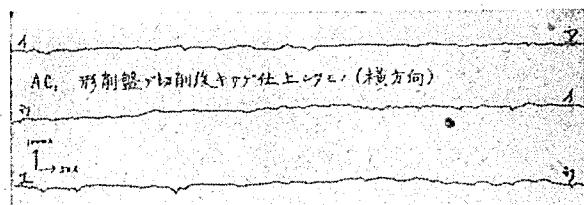
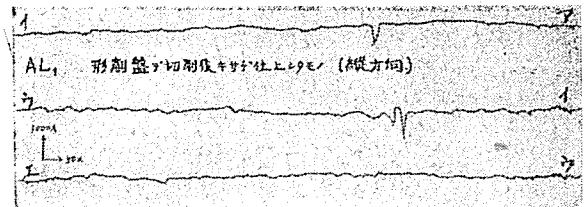
第10圖 符號



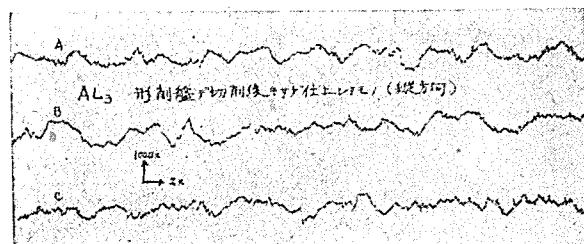
第11圖 符號



第12圖 符號



第13圖 輮廓曲線

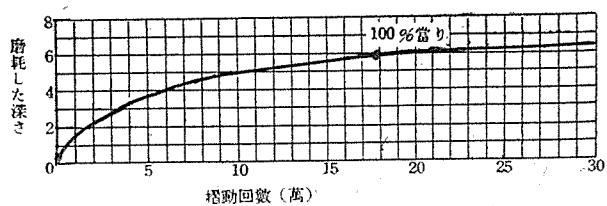


第14圖 輮廓曲線

第2表 h及びHの數値

仕上面	h mm	H mm
A (きさげ仕上)	1 1000 ~ 1000	2 1000 ~ 1000

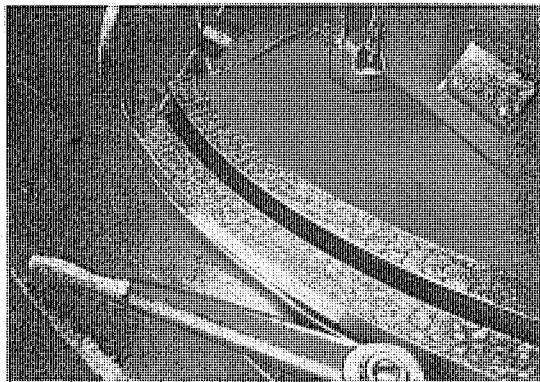
磨耗深さとの關係を第15圖に見ると最初急に磨耗を起し次に徐々に谷底まで磨耗し其の後はより緩やかに磨耗して居る事を示す。結局3~5μ程度の深さが適當に考へられる。



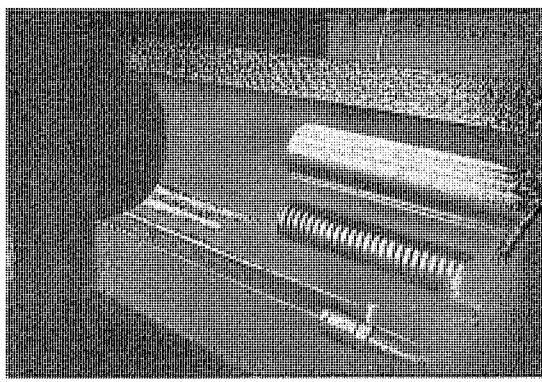
第15圖 摺動回数と磨耗深さの關係

### 4 結論

以上総合して工作機械其の他精密機器の滑り面は正しい幾何學的な形狀を持たなければならぬ。即ち波形も小歛も持つ事は許されないと云ふ事は論外であるが併し絶対に滑らかな光學的な平面を要求するかと云ふと共に問題であると思ふ。なぜなれば斯かる光學的平面同志の接觸は中間に油膜を介在することが出來ないために面と面との直接接觸となり過大の磨擦抵抗及び磨耗を來た



第16圖 Gleason製 12" 傘齒切盤



第17圖 Fellous製 24" 傘齒切盤横棒正面

すこととなる。故に滑り面には少なくも故意に凹凸を設け其處を油溜りとして滑り接觸面に油膜を與へる必要がある。實際工作機械其の他滑り面として使用される研磨面にすら型置きを施し平面を一定の模様で凹處を作りこれを油溜りとして居る實例が多い。

第16、17圖は其の實例である。

池貝の故三上技師は理想的な滑り面とは正しい平面に一定の配置で必要限度の淺くて狭い凹みを設け油溜りとした平面でなければならないと云はれて居るが結局理想的な滑り面を得るにはきさげ仕上することが非常に重要であると結論したい。

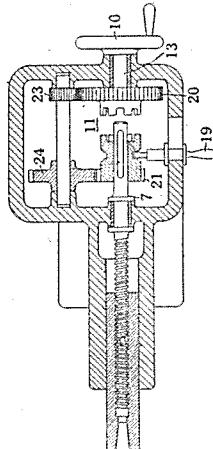
### 早戻り装置を有する心押台

(三菱登録實用新案 第317969號)

旋盤の心押台に錐を取り付け、孔明け作業をなすことは、屢々行はるゝところであるが、比較的深き孔明け作業を行ふ場合は、錐の抜取りに時間を要する缺點がある。

本案は、前記缺點を除き、錐の抜取りを迅速にし作業能率を増大せんとするものにして、把手軸(B)と、送り軸(7)との間に、「レバー」(19)により、任意に離合せらるゝ「クラッチ」(11)を設け、之を噛合はした状態では、把手(10)の回轉は、直接送り軸に傳達せられ、緩速な錐の前進即ち孔明け作業が行はれるが、「クラッチ」を釋放状態とした時、把手(10)の回轉は、歯車(20)(23)(24)(21)噛合により變速せられ、送り軸(7)を急速に回轉し、錐の抜取りを迅速にする事が出来る。

(七尾)



## 深孔加工の隘路を解決せる

## KD-V2型深孔ボール盤

鈴木  
野口  
林  
修一  
弘勝  
幸

## 内 容 梗 概

最近試作を完了せる KD-V2型深孔ボール盤は油圧式自動繰返し送り装置を有する2頭主軸角度調整式の特殊ボール盤にしてクランク軸其他の部品の深孔を精密且能率的に加工するのが目的である。此の油圧送り装置及び蓄圧機構を有する油圧ポンプ装置には從来の工作機械に未だ使用されなかつた新しい機構を備へ特に注意する必要がある。

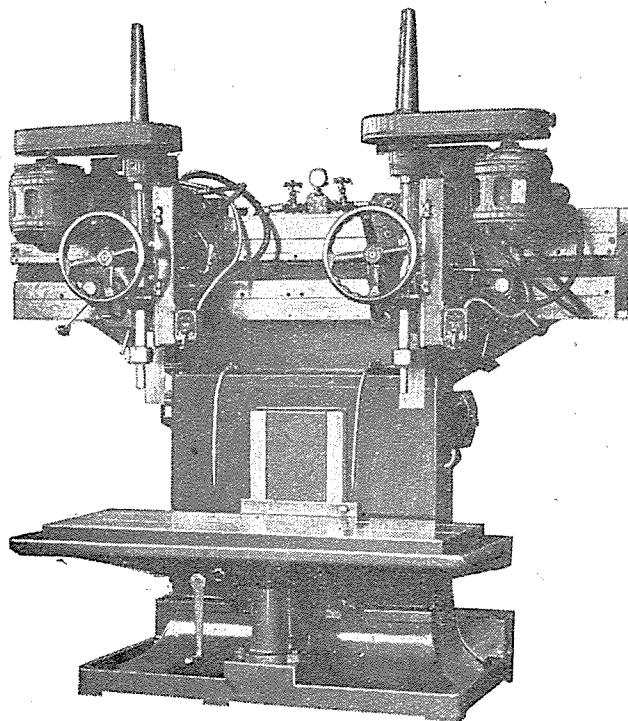
## I 緒 言

内燃機関用のクランク軸の油孔の如く細い深い孔の加工は從来極めて困難なる工作の一つで此の爲生産の隘路となる事が屢ある。ラヂアルボール盤又は普通の堅ボール盤で加工する場合には加工部品の位置ぎめが非常に難しく切粉がつまる爲に錐を何度も抜出す必要があり、殆ど手送りで根気よく孔を明ける以外には方法は無い。しかも錐が孔へ折れ込んだり、孔が曲つたり、錐がすぐ切れなくなつてその苦心は非常なものである。此の隘路を解決せんが爲に新しく設計製作したものが此の特殊深孔ボール盤である。本機を有効に利用する事により從来の半分の人数で加工時間も約30%程度に下る見込である。本機の製作にあたり油圧部品が小さく且精巧である爲に相當苦心したが本機を充分活用する爲には構造を良く理解する事が先づ必要であり、錐其他の研究すべき數多の問題も今後に残されて居り皆様の御協力を希望する次第である。

## II KD-V2型深孔ボール盤本体

## 1. 主要寸法

穿孔能力	鋼 10 粋
振り	600 粋
主軸テーパー孔	モールス テーパー No. 2
主軸行程(油圧)	250 粋
主軸行程(手動)	225 粋(調整用)
主軸油圧送り量	標準 3 粋(1行程につき)
主軸回転数	4種類(標準毎分 400—1,200回轉) (高速型毎分 600—1,800回轉)
主軸調整角度	左右 45°
主軸間距離	最小 390 粋
主軸用電動機	2速度 1馬力 4/8極
テーブル作業面積	600×1,400 粋



第1圖 KD-V2型深孔ボール盤 #42961

テーブル行程	350 粋
主軸端よりテーブル迄の最大距離	550 粋(主軸垂直)
全體の高さ	最大 2,330 粋
床面積(油圧ポンプ装置含まず)	2,750×1,330 粋
重量	約 2,700 石

## 2. 特 徵

## ア、二頭主軸角度調整式なること

二つの頭部は特別の設計により主軸間の距離及び主軸の傾きを作業に應じて適當に調整出来る爲に加工部品の2個の傾斜した孔を同時に極めて能率的に加工する事が出来る。

## イ、油圧式自動繰返し送り装置を有すること

主軸の油圧式自動繰返し送り装置は本機の最も特徴とする所である。従来のボルト盤の如く所要の深さの孔を一度に油圧により自動的に何回も途中に錐を抜き出しながら孔を明けるもので、錐の一行程毎に一定の量（標準3耗）づつ進み最後に所定の深さの孔が加工されるのである。

## (1) 切粉のつまる心配が無い。

錐が往復運動する爲に錐を抜き出度毎に錐と一所に切粉を孔から取出すから切粉のつまる心配が全く無い。しかし此の場合切削用油を充分注入する必要がある。

## (2) 能率的である。

錐が往復運動する事は一見時間の損失があるやうに考へられるが錐は切削行程以外は早送りで前進後退する爲に實際には時間の損失は全く無く極めて能率的に作業する事が出来る。又特別の場合として同一中心の連續した孔を續いて加工する場合には一つの孔の加工が済んだ後次の孔まで早送りで近づけるやうに加工する事も出来る。適當にカムを調整すればよい。

## (3) 工員数及び工費の節減が容易である。

送り装置は油圧により自動的に行はれる爲に加工物に對して錐先の位置の調整を行ひ更に孔の深さを定める爲に當り金の位置を調整して作業を開始すれば、自動的に往復運動を行ひつつ切削を續けて所要の深さの孔が加工されれば錐は自動的に上へ戻つて停止する。其の間切削用の給油さへ注意すれば入手は全く必要無く作業者は最初の加工部品の取付のみ行へばよい。従つて一人で數台の機械を使用する事が可能で工員数及び工費を相當節減する事が出来る。

## (4) 錐の壽命を長くし正確な深孔が加工出来る。

錐を抜き出度毎に切削油が加工される部分並に錐先に充分かかりしかも切粉の防害が無いから冷却が完全に行はれる。従つて錐先の焼ける心配が無く真直な孔が正確に明けられると共に錐の壽命を充分長く保つ事が出来

る。

## (5) 錐を頑丈に作る事が出来る。

錐は往復運動をしながら切削する爲に一行程毎に切削する深さは極めて短い。従つて錐の螺線部分は短くて済み其の溝も又狭いものが使用出来るので錐を比較的頑丈に作る事が出来る。

## (6) 安全装置を有する事。

油圧式送り装置には安全装置があり錐が鈍つたり其他の理由で過負荷がかゝつた場合には自動的に安全装置が働いて錐が後退して止り機械又は加工部品の損傷を防ぐやうになつて居る。此の安全装置の調整を充分やつておけば安心して作業が出来錐を破損する心配も少い。

## ウ、完全なる電気装置を裝備する事

機械を故障無く運轉するには完全なる電気装置が絶對必要である。電気品は總べて三菱電機株式會社の製品で本機の完全なる機能を發揮し操作に便利な様に充分注意を拂つて製作されて居る。

## 3. 附 屬 品

## ア、標準附屬品

- (1) 電動機(1馬力2速度4/8極) ..... 2個
- (2) 附屬電氣裝置 ..... 1組
- (3) 給油裝置(電動油ポンプ付) ..... 1組
- (4) スパナー類 ..... 1組
- (5) テーブル用ハンドル ..... 1個

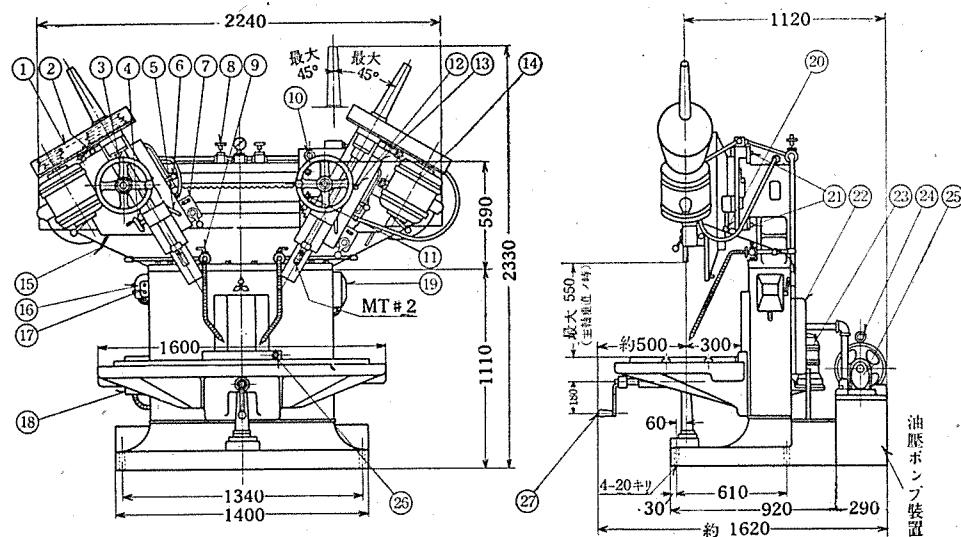
## イ、特別附屬品

- (1) 油圧ポンプ裝置(3馬力電動機及び附屬電氣裝置付) ..... 1組
- (2) モールステーパースリーブ ..... No.2—No.1 ..... 2個

## 4. 構 造

## 第2圖説明

- ① ベルトカバー
- ② ベルト張り装置
- ③ 頭部移動ハンドル
- ④ 主軸手送りハンドル

第2圖 KD-V<sub>2</sub>型深孔ボルト盤外形圖

- ⑤ 主軸筒固定 レバー
- ⑥ 始動 レバー
- ⑦ 操作開閉器 (主軸電動機用)
- ⑧ 止め弁 (油量調整用)
- ⑨ 給油 ロック (切削用)
- ⑩ 滑り台遊び調整装置
- ⑪ 回り台締付 ボルト
- ⑫ 送り止め レバー
- ⑬ 油壓送り装置
- ⑭ 主軸用電動機
- ⑮ 滑り台固定 レバー
- ⑯ 押鉗開閉器 (HK-1型 電動油ポンプ用)
- ⑰ 押鉗開閉器 (PB-120-4型 油壓ポンプ用)
- ⑲ 電磁直入起動器 (EC-15型 油壓ポンプ用)
- ⑳ 双型開閉器 (TK-1型 電源用)
- ㉑ 主軸角度調整 オーム
- ㉒ 滑り台締付 ボルト
- ㉓ 電磁極數變換器
- ㉔ 電動油 ポンプ
- ㉕ 油壓 ポンプ 用電動機
- ㉖ 油壓 ポンプ
- ㉗ テーブル 締付 ボルト
- ㉘ テーブル 上下用 ハンドル

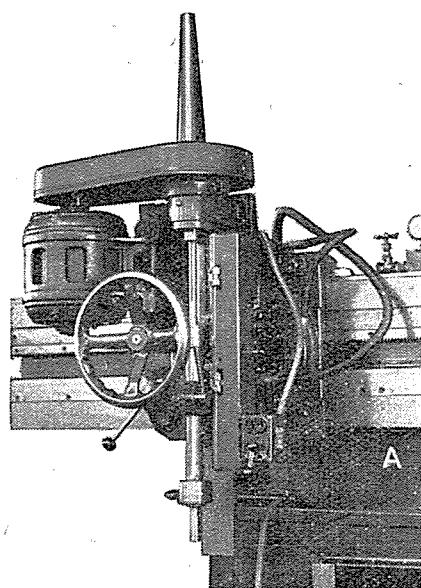
#### ア、頭部

##### KD型深孔 ボール 盤の頭部

は一つの ユニット を爲し コラム の梁上を左右に移動して主軸間の距離を容易に調整する事が出来る。又主軸の傾きは オーム 齒車仕掛けで左右 45 度まで調整出来るので傾斜した 2 個の孔を同時に簡単に加工出来る。

##### (1) 頭部移動装置

頭部は滑り台により コラム の梁上に支えられて居る。頭部を移動するには先づ滑り台固定 レバー ⑯ 及び滑り台の後側の締付 ボルト ㉑ を緩めて頭部移動 ハンドル ③ を操作すれば ラック 及び歯車により左右に移動す。加工部品



第3圖 KD型深孔 ボール 盤頭部 # 42960

に應じて適當な位置に調整してから再び緩めた レバー 及び ボルト を締付けて後使用する。

##### (2) 主軸角度調整装置

主軸の傾きを調整するには回り台締付 ボルト ㉑ を緩めてから主軸角度調整 オーム を ラチエット レンチ により回転して角度を調整する。使用する時には必ず回り台締付 ボルト を充分締付けなければならない。

##### (3) 主軸速度變換装置

主軸速度の變換は主軸用電動機の極數變換及び Vベルト の掛換へにより行はれ標準毎分 400 回轉より 1,200 回轉まで、高速型は毎分 600 回轉より 1,800 回轉までの 4 種類に變化される。主軸用電動機の極數變換は操作開閉器により操作される。Vベルト を掛換へるにはベルト張り装置②の ナッド 及びねぢを調整してベルトの張りを緩めてからベルトカバー ① を外してベルトを掛換へる。使用する時には再びベルトに適當な張りを與へなければならない。

##### (4) 主軸及び手送り装置

主軸及び主軸筒は機械の最も大切な部分であり深孔加工を目的とする爲に主軸の長さが直徑に比較して特に長いので其の工作及び材質については充分注意を拂つて居る。主軸の上下部の軸受には精密球軸受を使用し高速回転に適する様設計されて居る。球軸受の給油はグリースを使用して居るから半年に 1 回位はカバー を取つてグリースを補給する必要がある。主軸の手送り装置は油壓送りの補助的に使用するもので錐先の位置の調整或は油壓送りでは深さが不足する場合及び錐のもみつけに使用する。手送りを行ふ場合には主軸筒固定 レバー ⑤ を緩めてから主軸手送り ハンドル ④ により操作する。孔明を行ふ場合には勿論主軸筒固定 レバー を強く締めなければならない。

##### (5) 主軸油壓送り装置

主軸の油壓式繰返し送り装置は ボール 盤頭部の主軸側面に裝備せられて居る油壓送り シリンダー 及び油壓制御装置よりなり油壓は油壓 ポンプ 装置により供給される。

油壓 ポンプ 装置は 3 馬力電動機直結の平歯車 ポンプ 及び蓄壓装置よりなり油壓制御装置に連絡する配油用可撓管は三菱電機株式會社製 セロパイプ (セロファン 製耐壓耐油可撓管) である。從來のゴム製品に比較して種々な點に於て成績は極めて良好である。油壓 ポンプ 装置は蓄壓機構により機械本体が油をごく少量しか使用しない時例へば切削送りの時には ポンプ の油はピストン弁の切換へにより機械に供給されず ポンプ は無負荷で運轉する特徴を持つて居る。機械は蓄積された油で運轉し油を使ひ盡すと再び ポンプ より供給される。此の機構により消費電力は約半分以下で済む。主軸及び主軸筒は送り ブラケット により油壓送り シリンダー のピストン棒に連結されて居る。油壓送りは此の油壓送り シリンダー のピストンによつて作動せられるものでその自動繰返し送り操作は油壓制御装置により制御される。

##### (6) 滑り台遊び調整装置

コラム の梁と滑り台の間に遊びが出来た場合には滑り

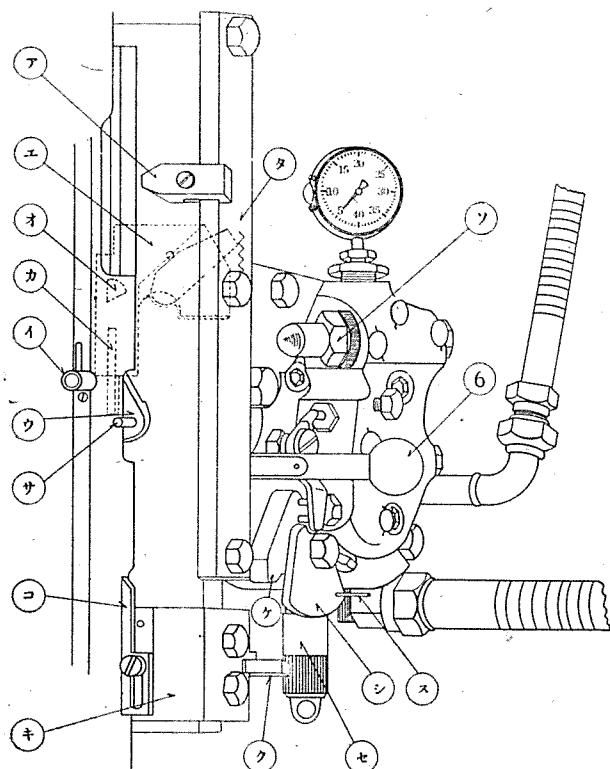
合遊び調整装置⑩の偏心軸により調整する。

#### イ. コラム及び機台

コラムは2個のポール盤頭部を支へる爲に梁状をなし背面は數多のリブにより補強せられて居る。機台はテーブル及びベッドよりなり相當重い部品を加工出来るやうに非常に頑丈に設計されて居る。テーブルは作業面積廣くクランク軸の如き長い品物を加工するのに適して居る。直徑の大きな部品を加工するにはテーブルを外してベースを取付ける必要がある場合も考へられる。ベッドは油槽の働きをなし電動油ポンプ及び開閉器具其他の電氣品は殆どベッドに取付けられて居る。テーブルを上下するには必ずテーブルの締付ボルト⑩を緩めて行ひ作業する時には充分締付けておかなければならぬ。

#### 5. 運轉及び操作

運轉するには先づオイルカップ、グリースカップ及び必要な滑り面に充分給油する。切削用給油は特に多量必要とするのでベッドの油槽へ充分注油しなければならない。油壓用の油タンクには油壓用油を適當な量約45立入れる必要がある。油はライトタービン油の良質のもので耗度セイボルト150-160度程度のものが良いやうである。油壓用油は絶対に清淨である事が望しく汚れた油は故障の原因となるから特に汚れないやうに注意しなければならない。次に主軸の所要回轉數が得られるやうにベルトの掛換へ



第4圖 油圧送り装置

ア 当り金	キ 下カム受け	ス ピン
イ 送り止のレバー	ク 操作テコ	セ 速度調整弁蓋
ウ 止めテコ	ク 送り戻しカム	ソ 過負荷調整弁蓋
エ 上カム受け	コ コロリ板	タ ピッチ板
オ 爪軸	サ ピン	
カ 当り金	シ 送り停止カム	

を行ひ電源用刃型開閉器⑨を入れて操作開閉器⑦のレバーを高速又は低速に定めて押鉗を押せば主軸が必要な回轉數で起動する。油壓ポンプは押鉗開閉器⑩を押せば運轉する。切削給油ポンプは押鉗開閉器⑪により操作する。以下第4圖第5圖参照

#### a. 送り深さの調整

送り深さは當り金アの位置を移動して調整する。

#### b. 送りピッチ

切削送りのピッチはピッチ板タの山のピッチにより決まる。標準3耗であるが加工部品の材質によりピッチを變更する必要がある場合にはピッチの適當なピッチ板を製作して取換へなければならない。

#### c. 送り速度の調整

送りには早送りと切削送りの2種類がある。早送り速度は止め弁⑧を適當に開閉して油量を加減して早送り速度を調整する。切削送り速度は速度調整弁セの蓋を取つて調整弁を極くわづか回して調整する。

#### d. 始動

送り止めレバー⑪を左に倒して始動レバー⑥を下に押せば始動する。

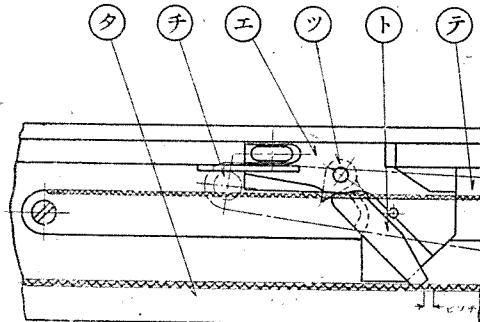
#### e. 送り停止及び繼續

錐が所要の深さまで加工して當り金アが送られて送り止めレバーイの先にある止めテコウに當ると止めテコの位置が變る。上カム受けエの爪軸才が止めテコウに當り、上カム受けエの當り金力が下カム受キの操作テコクに作用して、操作テコクが送り戻しカムケに當らなくなる。從つて錐の加工が終つて上へ後退する場合には送戻し作用を行はず自動的に停止する。此の錐の位置より更に送りを続けるには下カム受けキの當り板コをねじで固定して止めテコウのピンサに當るやうにして始動すれば此のピンサが當つて送り止めレバーアイを元の位置に戻して送り作業を繼續する。

#### f. 送り急停止

送りの急停止を行ふには送り停止カムシのピンスをつまみ上り行程に於て操作テコクを拂へば送り戻しカムケに作用しないから自動的に急停止する。

#### g. 送り安全装置の調整



第5圖 送り爪及びピッチ板

チ ピン	ト 送り爪
ツ ピン	
テ ピン	エ 上カム受け

油圧送り シリンダーの作動圧力は錐先にかかる過負荷により約毎平方inch 17 lbから 18 lbに増加する。此の過負荷による作動圧力の増加を利用して過負荷安全装置を働かせる構造である。過負荷調整弁の蓋を外して作動圧力と釣合つて居るばねを加減すれば安全装置の調整が行はれるが、ばねの強さには一定の限度があるから鋭敏に働かせる爲には材質によつてばねを換へなければならない。軽合金等には相當研究しないと困難であると思ふ。過負荷の爲に安全装置が働いて錐が後退する場合には送り停止 カム シ が自動的に働いて送りが停止して錐が上つたまゝ止るやうになつて居る。

### III. 電気装置に就て

次に本試作機に使用せる電気品に就て説明をする。

#### 1. 電 気 品

本機は深孔加工を目的とする爲、前述の如き特殊な油圧機構を用ひて居るが電気品としては油圧用電動機と、加工材質により主軸回転速度を簡単に變へられる。二段速度の主軸電動機と、更に削削給油用として電動油ポンプを使用して居る。

制御装置は油圧用電動機の運転用に電流開閉器と押鉗開閉器を使用し、主軸用電動機には電磁極數変換器と押鉗とが細合さつた操作開閉器を使用し、電動軸ポンプには小型の押鉗起動器を使用した。

使用電気品の詳細は第1表に示す通りである。

第 1 表 K D 型深孔 ボール 盤用電気品一覧表

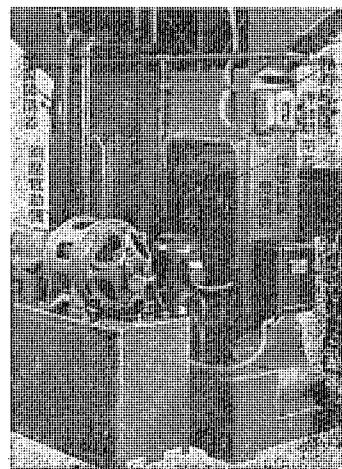
項 目	容 量					定格	品 名	其ノ 他	所要数
	HP	P	V	~	r.p.m.				
1. 油圧送り用	3	4	200/220	50/60	1500/1600	送り	油圧送り電動機	アシストポンプ	1 1
2. 主軸回転用	1	1/2	4		1500/1600				1 2
3. 削削給油用	1/4	2	4	4	3000/3000	ク		ク	1 1
4. 電 軸 用			220V	50A	30A	又 常 用 開 關	電 軸 開 關	電 軸 開 關	1 1
5. 油圧電動機用	(3HP)		"	15A	15A	電 軸 開 關	油圧電動機	ハイメタル	1 1
6. "			"	5A		押 鉗 開 關			1 1
7. 主軸電動機用	(1HP)		"	15A	7.6A	電 軸 開 關	油圧電動機	ハイメタル	1 2
8. "			"	5A		操作 開 關			1 2
9. 電動油ポンプ用	(1/4HP)		"	10A	1.2A	押 鉗 起 動 器			1 1

#### 2. 電気品の取付

油圧電動機は標準品を使用し、第6図の如く油タンクの上部に取付けられ油ポンプに直結してゐる。主軸電動機は第3図に示す如く主軸台に軸型に取付けられ、Vベルトにより主軸に連結してゐる。而かも取付台にはベルトの張りの調整が出来る様になつて居る。電動軸ポンプは第4図の如く機体の裏面下側に取付てゐる。

制御器は操作に充分考慮して配置され常に制御を行ふ。主軸操作部分  $\alpha$  20 を第3図の如く主軸台に取付け、其他は機体に取付けられてゐる。

即ち第6図に見る通り電源開閉器は機体の右側面に取付け、油圧電動機用の電磁開閉器と押鉗開閉器は右側に



第 6 図 K D - V 2 型深孔 ボール 盤 背面電気品取付圖  
# 4239

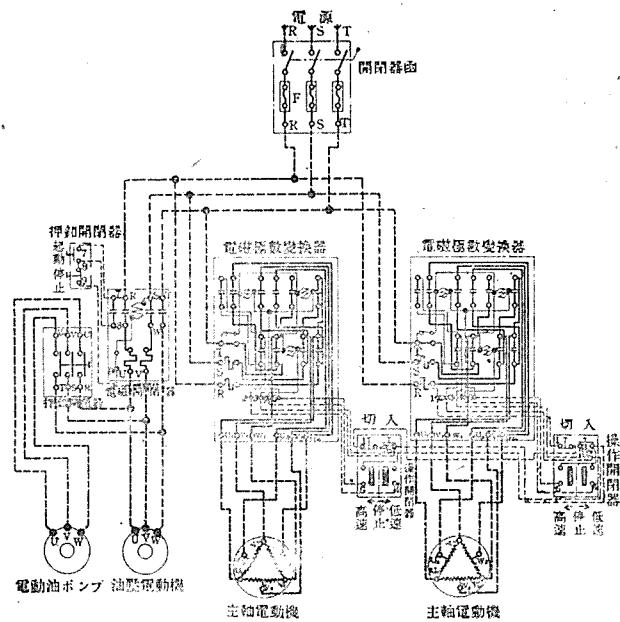
取付けてある。押鉗開閉器は操作を容易にする爲上方に電動油ポンプ用の押鉗起動器と並べて取付けてある。

主軸電動機用の電磁極數変換器は盤型として機体裏面の内部に第6図に示す如く埋蔵させ、操作開閉器は主軸を裏面に取付けて操作の便を計つてゐる。

#### 3. 電気品の取扱

機械を運転する場合は先づ電源開閉器のハンドルを右に倒し、次に押鉗開閉器により油圧電動機を起動させると同時に押鉗起動器により電動油ポンプを起動させる。切削油を必要とする場合は電動油ポンプを起動させる必要はないが、裏面のコックにても止める事が出来るので軸のものを一本のみ使用する場合はコックで止めて置く。

主軸は操作開閉器のハンドルにより高速、低速を選定して置いて押鉗を押し、主軸電動機を廻す事により所定の回転が得られる。停止する場合はハンドルを停止の位置にすることにより行ふ事も出来るが、次に變速の必要無き場合は押鉗により止める事を原則とするものである。



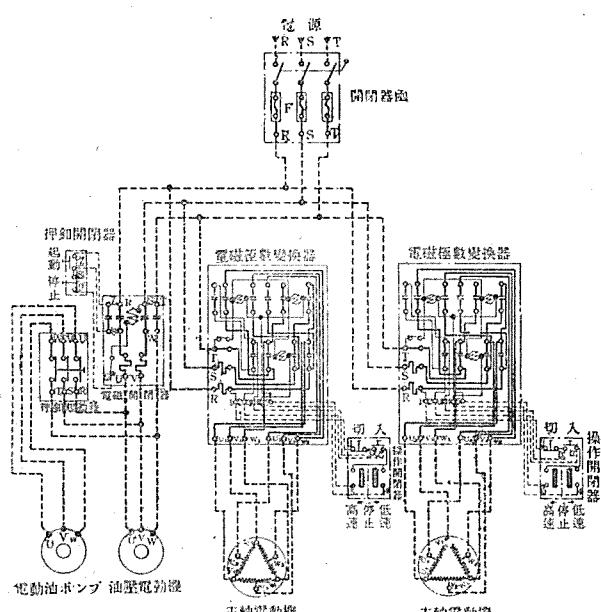
第 7 図 K D - V 2 型深孔 ボール 盤 標準電路接続圖

油圧電動機と主軸電動機には過負荷に對し、自動的に保護出来る。過負荷繼電器を具へ、電源開閉器には短絡保護用として可燃器を取付けて電氣的には完全に保護されてゐる。

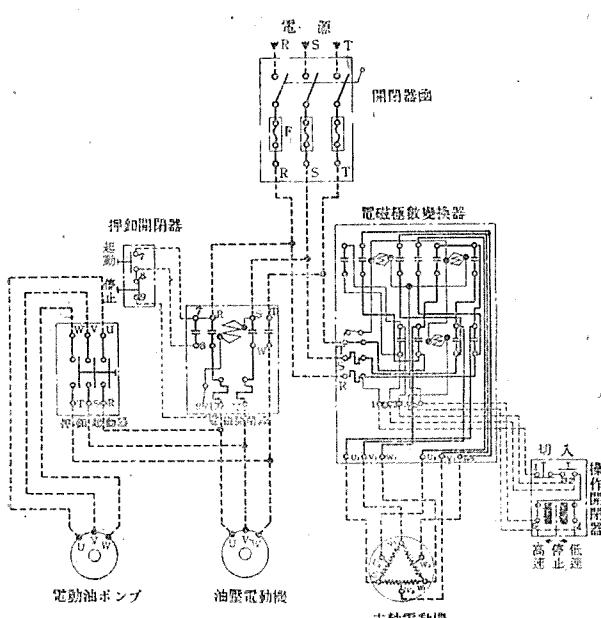
仕事が終つたならば各電動機を止める。最後に電源開閉器を切る事を忘れてはならない。

#### 4. 電氣操作に就て

第 7 図は二軸のもの、兩軸を單獨運轉としたもので標準である。即ち一軸のものに對し主軸關係を其儘一組増し兩軸を別々に使用出来る様にしたものである。第 8 図は兩軸を綜合運轉とした特殊のもので豫め操作開閉器で回轉して決めて置けば片側の押鉗を押す支けで兩軸が同時に回轉出来る。二つの深孔を澤山加工する場合、兩軸



第 8 図 KD-V<sub>2</sub> 型深孔ボール盤特殊電路接続図



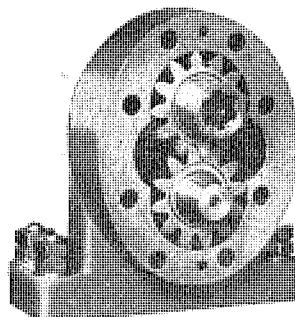
第 9 図 KD-V<sub>2</sub> 型深孔ボール盤を單軸とする場合の電路接続図

の關係位置と回轉を決めておけば油圧送りの始動操作と押鉗を押す支けで二つの孔を同時に加工出来都合のよい場合がある。

此の接續で片側支け使用する場合は、使用しない側の操作開閉器 ハンドル を停止の位置にして置けばどちらの押鉗を押しても片方の主軸は回轉出来る。然し兩軸を同時に單獨使用する事は出來ない。

### III LP 型油圧ポンプ 装置

これは主軸の自動送り駆動油圧供給用としてユニットに纏められたるものにして 1 台にて 4 台の頭部 (KD-V<sub>2</sub> 型ならば 2 台) を駆動する能力を有す。其の各部に就き順次説明しよう。



第 10 図 LP 型油圧ポンプ装置用歯車ポンプ

#### 1. 仕 様

給油能力	60 立毎分 (17 気圧 60㎐)
	50 立毎分 (17 気圧 50㎐)
ポンプの型式	歯車ポンプ
常用圧力	17.5~16.5 気圧
ポンプの回転数	1800 回毎分 (60㎐)
	1500 回毎分 (50㎐)
電動機容量	3 馬力

#### 2. ポンプ

ポンプは第 10 図に示す如き平歯車を使用せる歯車ポンプにして第 11 図の如く油槽上に電動機と直結して組立てられてゐる。これには轉位歯車を使用す。その設計上の諸數値は次の通りである。

齒數 12 噬合の壓力角 26°45'

同時噛合齒數 約 1.3

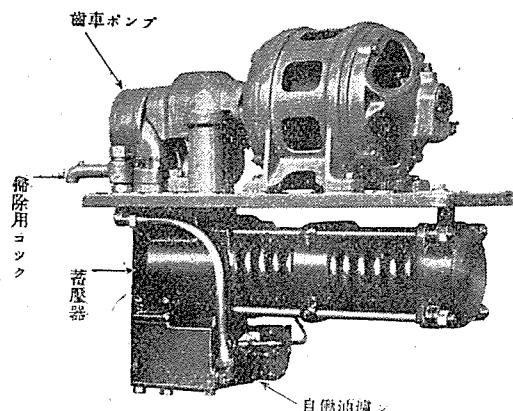
作用面長さ 6.3 精

齒面の滑り率 (最大) 4.4

齒面の滑り速度 (最大) 3.7 米毎秒

モデュール 4、壓力角 20 の双物を用ひて歯切りをなし焼入後研磨仕上を施してある。壓力角を大きくすれば アンダーカット を避け作用面長さを大きくし、又同時噛合齒數を 1.0 に近づけ滑り率及び滑り速度を減じて歯面の磨耗を少くする効果がある。

その他構造上の特徴としては各回轉歯車軸には砲金製筒軸受を、駆動軸には球軸受を用ひ、歯車軸は駆動軸に對しスライス軸に依て浮動させてゐる。又電動機とは革



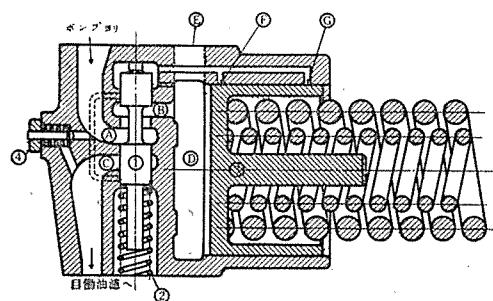
第11圖 LP型油壓ポンプ装置内部 №42949

を用ひたる可撓接手に依り連結せられてゐる。

使用油は タイコール 軽 ターピン 油にしてこれを用ひ 17.5 気圧に於ける所要動力は約 4.5 馬力である。

### 3. 壓力調整装置並に蓄圧装置

油槽内には第11圖の如く圧力調整並に蓄圧器を兼ねたる特殊の装置を有す。この装置の主なる特徴は供給油を常に一定圧力に保つと共に機械本体に於ける圧力油の消費少き場合には圧力油を圓筒形のタンクに蓄積し一定量に達すると同時に自働的に弁を切換へポンプの排出油は直接大気圧の油槽に放流する。從てポンプ及び電動機は殆ど無負荷運転をなす。タンク内の蓄積油が消費し盡されると同時に又自働的に弁が切換へられ元の状態に復す。而して主軸の送り運動に於て早送りの場合には大部分ポンプより直接供給せらるゝも切削送りは極めて遅き



第12圖 LP型油壓ポンプ装置用蓄圧装置

故蓄積油のみにて充分驅動し得るを以てポンプ及び電動機には頻繁に變化する間歇的荷重が掛る。一般に連續定格の電動機は短時間ならば相當大なる過負荷に耐へる故前記の如く約 4.5 馬力を要するにも拘らずこの蓄圧装置の使用に依り僅か 3 馬力の電動機で充分であり且つポンプの耐久力も倍加さるものと思惟される。

次に第12圖に依りて構造並に機能を述べよう。

歯車ポンプより流入する圧力油は切換弁の中央の通路 A に達す。その際ピストン型弁①はバネ②に依り上位に押上げられ居る故 A は B に通じ B より蓄圧室 D を経由して E より機械本体に供給せらる。今機械にて消費する油量がポンプの供給能力より小となりたる時は圧力は更に

上昇し蓄圧室内には強力なるバネにて加圧せられたるピストン③を押出しつゝ圧力油が蓄積される。ピストンが次第に移動して通路 F が D 室に連絡せられると油圧は F より細き通路を経て弁①の上部に通じその力がバネ②に打ち勝ちて弁を下方に切換へ通路 A B 間は閉ぢ A C 間が開く。此の状態になれば蓄圧室内の油は密閉せられポンプよりの流れは自働油漏しを通過して大気圧に開放せられポンプは無負荷運転をなす。次に蓄圧室内の油が消費せらるればピストンは次第に戻りて通路 F は閉ぢ代つて G が外部大気圧に開くに到れば弁を押し下げてゐる力は無くなりバネの力にて上位に復し元の状態に歸りてポンプより供給せられる。而して通路 F が開きてポンプの遮断される時の圧力が 17.5 気圧、G が開いてポンプと連絡せられる時の圧力が 16.5 気圧となる様ピストンのバネが調整せられて居る。從て油圧は絶えず 1 気圧の變動あるも實用上何等の差支へなし。

蓄圧室の有効蓄油量(ピストンの移動容積)は 344 立方センチである。

圖示の④は安全弁にして常にポンプの圧力が直接加はる位置に設けられ弁②の切換時に瞬間的通路閉鎖に依りて生ずる壓力的衝撃、その他弁の故障等の際にポンプを保護する。

### 4. 油濾過装置

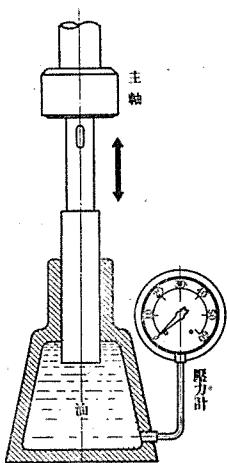
このポンプ装置に附屬せる濾過器には二種類あり。其の一は細目の金網をポンプの吸込側に設けありこれに就きては別に詳述する事なし。他の一つはオートクリーンフィルターと稱し薄き圓板を多數重ね合せたる圓筒形の物にして更にその薄板の間に梯形の塵埃搔取器あり。前記の如く蓄圧器に油が充満しポンプが無負荷となりたる時ポンプより放流する油をしてこの濾過器を通過せしむ。而してポンプの圧力は切換弁の作動毎に大凡 0 と 17 気圧との間を急激に變化するを以てこの圧力の變化を利用してチエット車に依りこの濾過器の圓筒部を徐々に回轉せしむれば固定せる櫛に依り塵埃は搔き落され附近の室内に沈澱す。この室より太き導管にて油槽上のコックに連結せらる。このコックを開けば濾過室内はポンプ放流時には僅かの圧力を有する放油は沈澱せる塵埃を伴ひて排出せらる、即ち全々分解する事なくして半自動的に油槽は掃除せられ常に清潔に保たれるのである。尙この濾過室内にはオートクリーンフィルターの機能不良となる場合を顧慮して極めて低圧で作動する安全弁も設けられてゐる。

## V KD型深孔ボール盤の試験 及び試験装置

此の機械に特有なる試験及びそれに使用する装置に就き述べよう。

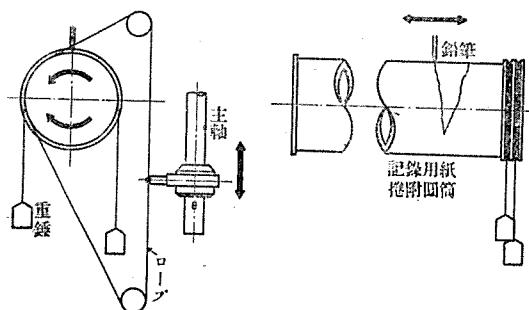
### 1. 主軸推力過負荷安全装置調整試験

此のボール盤にありては比較的細く深き孔明け作業を行ふのが主目的である故雖が加工品に折れ込む懸念が多く殊に自動送りにありては例へば加工品の材質の不均

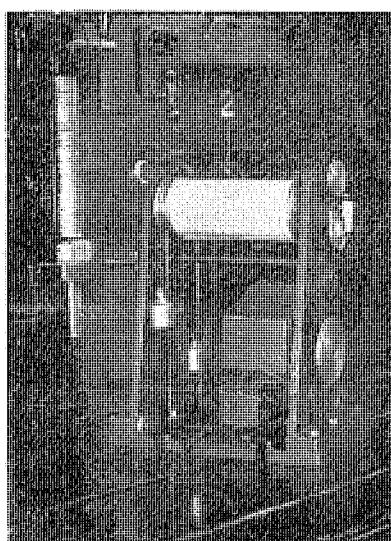


第13圖 主軸推力試験装置

一、軸の磨耗、削屑の排出不良等の條件に對し作業者は非常に不安を感じるものと思はれる。その作業上の不安を除去せんが爲には主軸の推力の過負荷に對し鋭敏に正確に働く安全装置を必要とする。而も作業の種類が變る毎に材質、軸径、送り速度等の條件に適合する様調整されなければならない。吾々機械製造者として前記條件に依りて要求せられる範囲内にて任意の状態に容易に調整し得るや否やを數値的に測定す可く第13圖の如き測定器を使用せり。構造は極めて簡単にシリンダーの中に



第14圖 主軸油壓送り記録試験装置略圖



第15圖 油壓送り記録試験装置

油を封入し プランジャーを挿入しこれに圧力計を附したる物なり。成る可く精密なる測定値が得られる様 プランジャーの徑は可及的に小とし断面積を7平方厘米径約3厘米とせり。而して主軸の直下にこの プランジャーが来る様に測定器を置き主軸を回転せずに自動送り運動を行はしめ、安全装置が働き主軸が戻る瞬間の圧力計の読みをP気圧とすれば

$$\text{求むる推力} = P \text{kg/cm}^2 \times 7 \text{cm}^2 = 7P \text{kg}$$

として簡単に計算する事が出来る。

## 2. 主軸油壓送り運動記録試験

此のボル盤の主軸自動送り運動は所謂ステップバイステップにして

→早送り→切削送り→早還り→の動作を繰り返し乍ら所定の寸法（標準は3粋）づつ進むのであるがその各動作が餘り短時間であり、早送り速度、切削送り速度は如何程なりや、送り量は正確なりや、又早送りから切削送りに移る位置が前回の切削終了點に對し如何程の餘裕を有するか等を比較的容易に同時に知る爲自記録装置を製作した。

その原理並に構造は第14圖及第15圖に示す如く主軸の運動をロープに依り圓筒の回轉運動に變へ此の圓筒上を鉛筆を一定の速度にて走行せしめるものなり。圓筒は急激なる運動の變化に應じ得らるゝ様輕合金にて極力軽く製作し、ロープは弛みを生ぜぬ様往々還りを別にしてその先端に重錘を吊す。此のロープは細く且つ衝撃的引張り荷重に對し強靱にして而も伸びの極く少しあり。鉛筆を走行せしめる動力には蓄音機用電動機を使用し附屬のガバナーに依り軸筆の速度は極めて正確に調整出来、最高秒速5粋程度迄使用し得る。記録用紙捲附圓筒とロープ捲附溝車との直徑は等しき故方眼紙に記録をとれば主軸行程は現寸の盤縦軸に表はされ横軸上に時間を讀む事が出来る。斯くの如くして實験せる結果圓筒の慣性の影響は多少表はるゝも實用上殆んど差支へなく大凡満足なる成果を収めた。

## VI 結 言

以上でKD-Y2型深孔ボル盤及び油壓ポンプ装置の構造、特徴、試験装置並に試験について概略を述べたが、此の深孔ボル盤の應用については新しい工作的分野を開拓する意氣込みで更に研究を進めたいと思ふ。軸の問題については時間的に充分研究する餘裕を持たなかつた爲に我々の行つた試験では機械の性能よりむしろ軸の條件に支配されて思ふやうな結果が得られない場合が多かつた。加工部品の材質及び加工孔の深さ並に直徑により軸の形狀も當然變化しなければならないと考へられるが、未だ軸の問題に關しては殆ど資料を持ち合せ無いので正確な判断を下す事の出來無いのが殘念である。需要者並に工具製作者各位の御協力を得て一日も早く之等の問題を解決したいと思ふ。(鈴木・野口：工作機 林：電機)

## ED-Y4 型多軸 ボール 盤と其の應用

# 三菱工作機株式會社 鈴木修

## 內容梗概

ED-Y4型多軸ボール盤の本体は穿孔能力50耗(鋼)を有し7.5馬力電動機を装備する全歯車式の強力堅ボール盤にして多軸装置を取付け専用機として使用するものである。其の應用について説明する。

## 1. 緒 言

戦時下の今日機械化兵器の進歩増産の必要性について  
は今更申す迄も無い事であるがその實行に當つては多量  
生産方式の確立、製造設備の整備活用、設計及び製作圖  
面の再研討等の數多の困難なる問題が残されて居るので  
ある。中でも熟練工員の不足して居る今日我々の要求す  
る機械設備は工員數を一人でも多く減じ得る高能率の機  
械でなければならぬ。從來のやうな萬能工作機械を設  
備する事は生産能率の上からも資材の上からも最も不得  
策なる方法である。工作機械は出来るだけ専問機械及び  
單能機械に轉換し、多量生産方式を整備確立して要求さ  
れる生産に對し必要なる設備機械及び工員數を減じて生  
産能率を上げる事が目下の急務である。

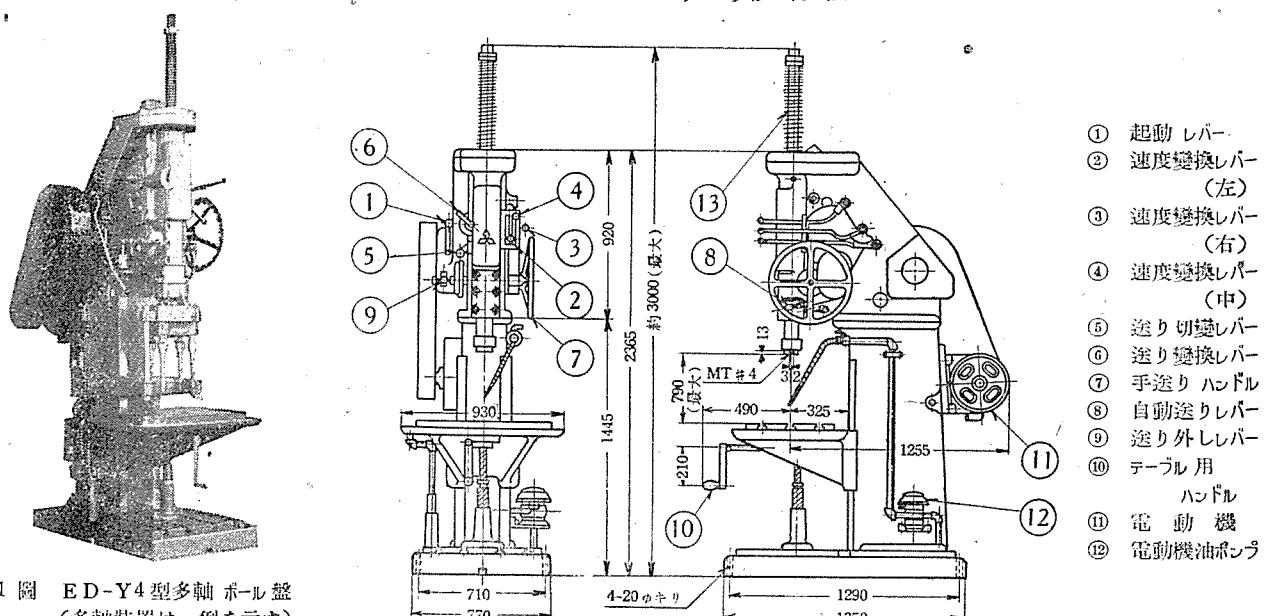
製造設備の専門機械化には色々な作業が含まれるが、専門化する事が比較的簡単であり、然も著しく能率を上げる事が出来る孔明作業に於ける多軸 ポール 盤の應用については、充分研究の上出来るだけ廣く實施しなければならない。然し一面に於て極端に單能化する事は場合によつては機械の台數と工員の數とを増す事になり、反対に資材の不經濟となる事も考へられるから單能化にも自ら限度があるわけである。

## 2. 特 徵

ED-Y4型多軸 ボール 盤の本体は穿孔能力 50 精 (鋼)  
7.5 馬力電動機を装備する全歯車式の強力堅 ボール 盤にして多軸装置を取付け専用機として使用する。航空機自動車其他の機械化兵器の中型部品の多軸孔明作業に適するもので、従来のラヂアルボール 盤作業に比較して多軸装置及び治工具さへ充分研究すれば數倍又はそれ以上の能率を上げる事が出来る。更に ボール 盤の設備台數をそれだけ減する事になり此の多軸 ボール 盤の使用如何により相當の生産增强を計る事が出来るのである。

### 3. 主要寸法

穿孔能力	鋼 50 粏
スイング	650 粏
主軸テーバー孔	モールス テーバー No. 4
主軸行程	400 粏
主軸速度 8種類	{ 高速型 每分 65—710 回轉 低速型 每分 32—355 回轉
主軸自動送り 8種類	{ 高速型 1回轉に付 0.09—0.97 粏 低速型 1回轉に付 0.14—1.57 粏
テーブル 作業面々積	480×750 粏
テーブル 行程	580 粏



第 1 圖 ED-Y4 型多軸 ボル盤  
(多軸装置は一例を示す)

主軸端より テーブル 迄の最大距離	790 精
主軸端より ベース 迄の最大距離	1,180 精
電動機	標準 7.5 馬力 6 極
全体の高さ	最大約 3,050 精
床面積	930×1,745 精
重量	約 1,950 精

#### 4. 附 屬 品

##### (ア) 標準附屬品

- (a) 電動機 7.5 馬力 ..... 1 個
- (b) 附屬電氣装置 ..... 1 組
- (c) 給油装置 ..... 1 組
- (d) モールス テーパー ソケット ..... No. 4 1 個
- (e) 錐抜き ..... 1 個
- (f) スパナー類 ..... 1 組

##### (イ) 特別附屬品

- (a) モールス テーパー スリーブ ..... No. 4—No. 3 1 個
- (b) " ..... No. 4—No. 2 1 個
- (c) 主軸加速逆轉装置 ..... 1 組

#### 5. 構造概要

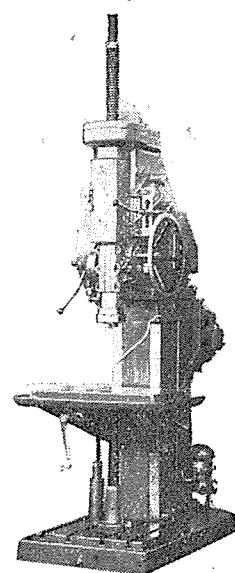
主軸台は1つのユニットとして設計され、此の中に全ての機構が含まれて居る。起動及び停止は起動レバーにより操作され、多板式クラッチにより行はれる。加速逆轉装置は特別の要求に応じて取付けるもので、タップ立作業に用ひられ起動レバーにて操作される。

電動機は ED-B5 型堅ボール盤の 5 馬力に對し ED-Y4 型多軸ボール盤は 7.5 馬力を裝備し強力なる多軸孔明作業に適する。高速型又は低速型は主軸台上部の傘歯車の取換により決定されるもので多軸装置の設計及び加工部品の材質に応じて選擇する必要がある。主軸速度の變換は主軸台の背部にある歯車により行はれ、主軸速度變換レバー (A) (B) (C) により操作される。主軸台内の歯車及び軸受は主軸台の中に裝備されて居る歯車ポンプにより自動的に給油される。クラッチの調整及び主軸速度の變換は ED-B5 型堅ボール盤と全く同様である。主軸及び送りシリンダーは最も重要な部分である為、其の設計材料及び工作については特別の注意を拂つて居る。主軸端は特に多軸装置の駆動及び取付に便利なやうに設計されて居る。主軸の自動送りは送り變換レバー及び送り切換レバーにより操作され、1 回轉に付最小 0.09 精より最大 0.97 精の廣範囲を 8 種類に變化される。

多軸装置の主軸は本体の主軸と回轉數が異なる為多軸装置使用の場合にはその回轉比に注意しなければならない。回轉比は一般に 2~3 位であるから多軸装置の主軸に對しては本体の送りより更に小さな送りとなる。機台はコラム、テーブル及びベースの三部分よりなり強力切削に耐えるやう頑丈に設計されて居る。コラムの長さは標準 1,295 精であるが多軸装置取付の為に延長御希望の場合には、更に 200 精延長する事が出来る。

#### 6. 電氣装置

電氣品は總べて三菱電機株式會社の製品で工作機械の性能を充分發揮出来るやうに特別に注意を拂つて居る。即ち主軸回轉用には 7.5 馬力 6 極籠形電動機を使用し押鉗開閉器により電磁直入起動器を作動させて電動機の起動停止を行ひ、電動機の過負荷は電磁直入起動器に取付けた過負荷繼電器により自動的に保護されて居る。切削給油用には  $1/4$  馬力電動油ポンプを使用し押鉗起動器により簡単に起動停止を行ふ事が出来る。尙電源用開閉器としては小型の双型開閉器を取付け安全を計つて居る



第3圖

ED-Y4 型多軸ボール盤

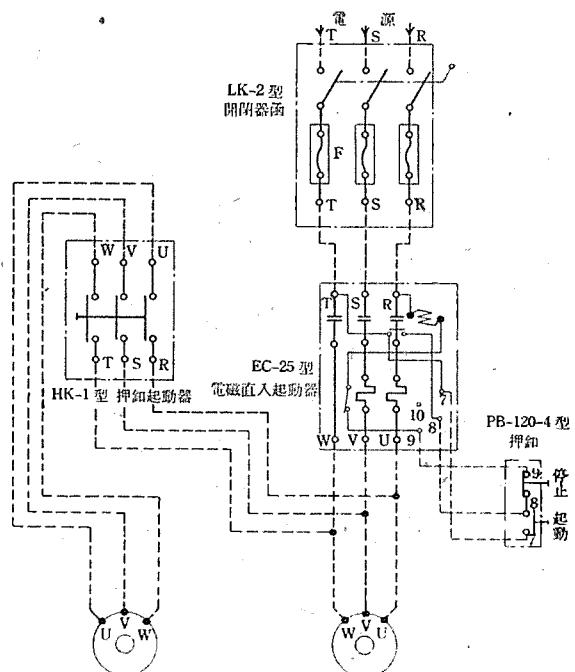
#### 7. 多軸装置

多軸装置を設計するには先づ加工部品を選定し加工方式を決定しなければならない。所要動力は加工部品、切削工具及び切削條件等により變化するから之の決定は相當困難である。

##### ア 加工部品の選定

如何なる部品を多軸ボール盤により加工するかと言ふ問題は充分慎重に研究しなければならない。先づ第一に生産數量について考へる必要がある。

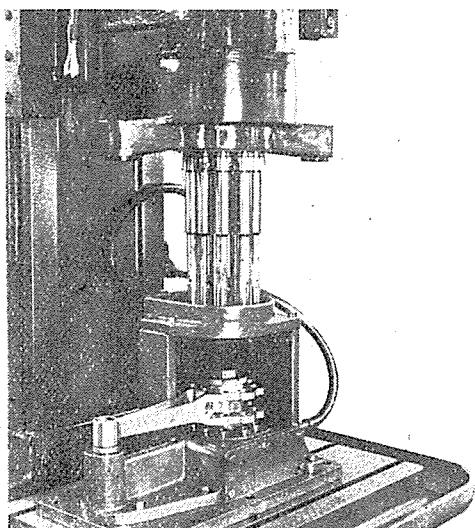
多軸装置は自由接手等を用ひて多少寸法の異つた部品も同じ多軸装置により加工出来るやうに、半ば萬能的な



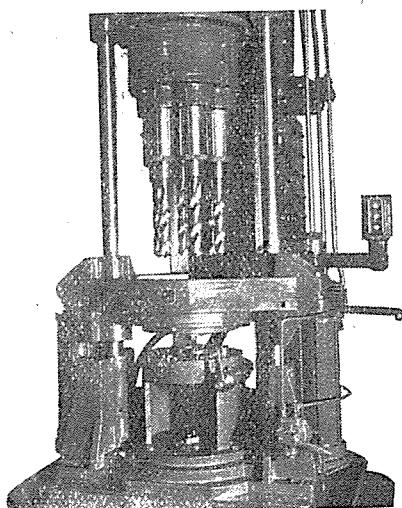
第4圖 ED-Y4型 ボール盤電路接続圖

調整式に設計する事も出来るが、加工出来る範囲は構造上相當狭く制限されるので殆ど専用機と同様に他の目的に流用する事は困難である。尙多軸装置の主軸と加工孔との心合せが容易でなく強力切削には弱いので最近は此の調整式はあまり使用されなくなつた。多軸 ボール 盤により加工出来る能力が例へば 1 台に 100 台分として、しかも他の工作機械による部品の生産能力が 50 台分とすれば多軸 ボール 盤は 1 日の半分は遊んで仕事が無い事になる。従つて多軸 ボール 盤を使用するには部品の生産数量が一定量以上である事が絶対必要條件で、餘程他の工作機械の能率を上げないと多軸 ボール 盤を有効に使用する事が出来ない譯である。最も從来ラヂアルボール盤數台又はそれ以上により加工して居たものを 1 台の多軸 ボール 盤で加工出来るとすれば、例へ 1 日の半分遊んで居ても工作機械の台数を減少し工場の面積を有効に利用出来ると言ふ大きな利益がある。

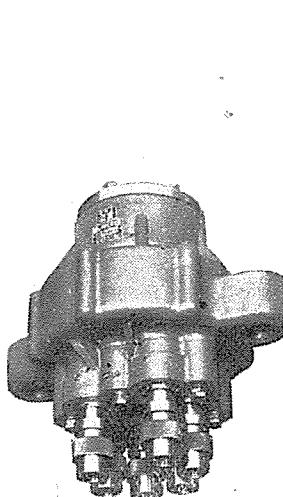
戦時下今日の兵器増産の要求は極めて大きなものであるから、現状に於ては此の多軸 ボール 盤による加工を全面的に活用するやう計畫する必要がある。次に加工部品



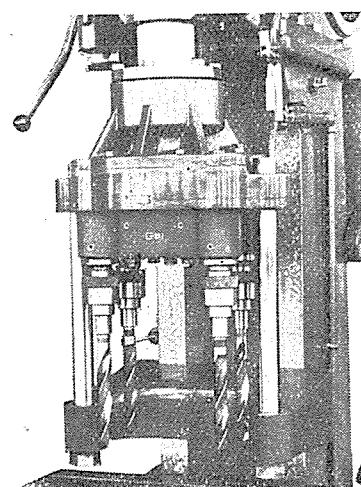
第 5 図 航空發動機部品加工例



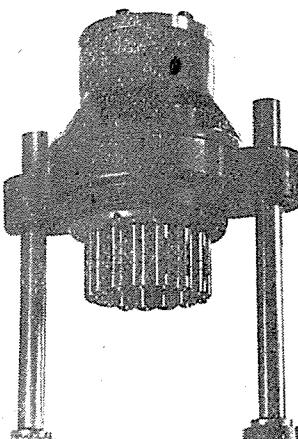
第 6 図 プロペラ部品加工例



第 8 図 多軸装置例 #42707



第 7 図 多軸装置例 #42648



第 9 図 多軸装置例 #42800

大きさ及び材質については多軸ボール盤の性能により決定さるべきもので、従来は中型の鋼製部品に多く使用されて居たが最近では軽合金の相當大きな部品にも適用されるやうになつて來た。

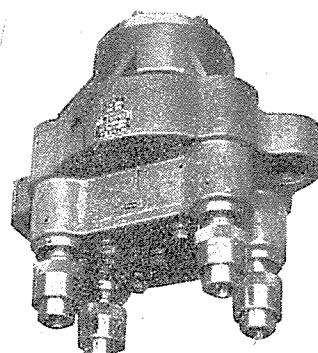
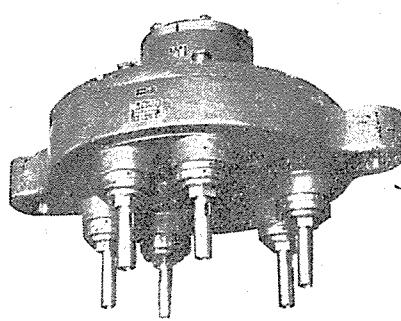
#### (イ) 加工方式の決定

加工部品が決定されたら次に多軸装置の加工方式を考へる必要がある。錐で 1 度明け又は 2 度明けにするか、リーマ仕上又は中ぐり仕上をするか等により主軸の回転数及び送りが決定される。又生産数量により多軸装置を自由接手を使用する多少萬能的な設計にするか、或は歯車により調整の出来ない専用的な設計にするかを決定しなければならないが、自由接手を使用する調整式のものは設計複雑にして資材も多くなり強力切削に不便であり且精度も餘りよく無いので、現在では殆ど専用的なもの許りが使用されて居る。

ED-Y4 型多軸 ボール 盤では主軸端よりベース又はテーブル迄の距離が構造上餘り充分にはとれないで自由接手を使用する萬能的な設計は相當困難である。萬能的な設計としてナコ、ヒレ等で製作して居るものがあるが著しく大きな機械となり資材及び場所の點で面白くない。

#### (ウ) 主軸端の設計

主軸端は加工孔及び加工方式により決定されるもので

第10図 早換チヤック式#42708  
主軸例

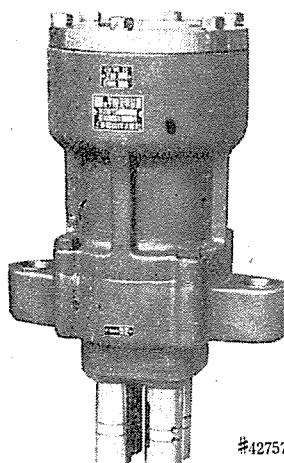
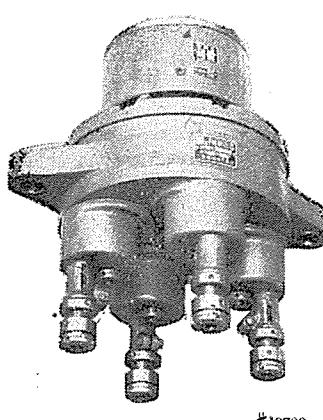
第11図 テーパー式主軸例 #42727

モールステー<sup>ペ</sup>式調整ソケット式、及び早換チヤック式等の種類がある。モールステー<sup>ペ</sup>式は最も簡単で一般に用ひられるが各軸の錐先を揃へる事が困難な爲に盲孔には調整ソケット式が用ひられる。調整ソケット式は錐先を調整するに便利であるが構造複雑な爲に重切削には適當でない。早換チヤック式は同じ機械で機械を止めずに主軸を運転したまま下錐、リーマ、中グリ等の各種の作業を工具の取換へにより連續的に行ふもので、極めて能率的である爲に最近では非常に多く使用されるやうになつた。しかし加工孔のピッチがあまり接近して小さいものは構造上不可能である。

早換チヤック式の利用により能率的なばかりでなく場合によつては、例へば下錐及びリーマ用の2台の機械が必要なのを1台でやれる事になり機械の台数を減少する事が出来、資材の點からも充分研究する必要がある。

#### (エ) 切削状件及び所要動力の決定

孔明加工の場合に錐に加はる外力は軸方向に働く送り力による推力、及び軸に直角に働く偶力による振りモーメントの2つに分けて考へる事が出来る。此の錐に働く外力は部品の材質及び熱処理錐又はリーマの形狀及び大きさ並に切削状件により變化するもので、孔明加工に要する動力を推定するには之等の諸條件を充分考慮しなければならない。錐の形狀については錐の尖角、換し角、

第12図 調整ソケット式  
主軸例 #42757第13図 主軸のピッチ  
変換出来る例 #42709

及び死心等により變化するものであるから、切削する場合には錐の付刃を材質及び熱処理に應じて最も適當なる形になるやうに注意しなければならない。

切削状件としては削り速度（主軸回轉數）送り速度、切削用給油、孔の深さ等が問題となるが削り速度及び送り速度の影響が最も大きい。多軸ボル盤を最も能率良く使用するには錐の径及び材質に對し理想的な回轉數と送りを與へて全動力を一杯に使用する事が望ましいが、機械の性能には自ら一定の限度があり、如何なる場合にも全動力を利用すると言ふ事は機械の強度の點等で無理な場合が多い。

多軸装置を利用する場合軽合金の部品を加工するとしても各軸の回轉數を1,000回轉以上で使用する事は振動其他構造上相當困難である。送りに要する動力は回轉力に要する動力に比較して非常に小さいものであるが、送りにより生ずる推力は相當大きい。ED-Y4型多軸ボル盤では電動機は7.5馬力であるが、推力は最大3,500—4,000匁に調整してある。之以上の推力がかかる場合は安全装置が働いて送りがかかるやうになつて居る。

### 8. 多軸装置の切削試験

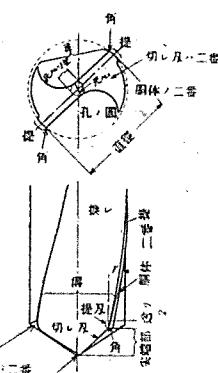
ED-Y4型多軸ボル盤に6軸用の多軸装置を取付け実際に切削試験を行つた一例について検討を行ひ多軸装置の所要動力を決定する参考としたい。錐は高速度鋼の22耗及び25耗6本を用ひ材質は強靱鋼（クロムモリブデン鋼抗張力約100匁）普通鋼板（抗張力約40匁）及び錆鐵抗張力約20匁の3種類について實験を行つた。錐の種々な回轉數に對し送りを順次増加して切削出来る最大限度まで過負荷をかけて見た。機械に裝備せる電動機は7.5馬力（約5.6kW）で過負荷は最大10馬力程度まで行つた。

#### ア、試験の要領

多軸装置の歯車比 ..... 1.26

錐 ..... 22耗及び25耗6本（高速度鋼）

材質 ..... 強靱鋼、普通鋼板及び錆鐵

第14図  
錐先の圖面

## イ. 試験結果

## (a) 強 輯 鋼

第1表 錐22耗6本 材質強輶鋼

回転数(毎分)	送り(耗/回転)	消費電力kW		負荷率%
		全所要	錐1本平均	
主軸	錐	主軸	錐	
62	78	0.09	0.071	3.2
		0.12	0.095	4.1
		0.17	0.135	5.4
		0.24	0.190	7.1
90	113	0.09	0.071	4.5
		0.12	0.095	5.5
		0.17	0.135	7.5
130	164	0.09	0.071	5.6
		0.12	0.095	6.8
180	227	0.09	0.071	6.3
		0.12	0.095	7.7

## (b) 普通鋼板

第2表 錐22耗6本 材質普通鋼板

回転数(毎分)	送り(耗/回転)	消費電力kW		負荷率%
		全所要	錐1本平均	
主軸	錐	主軸	錐	
90	113	0.09	0.071	4.3
		0.12	0.095	5.2
		0.17	0.135	6.8
		0.24	0.190	1.18
130	164	0.09	0.071	4.8
		0.12	0.095	6.0
		0.17	0.135	9.0
180	227	0.09	0.071	5.9
		0.12	0.095	7.5
230	290	0.09	0.071	10以上

## (c) 鑄 鐵

第3表 錐22耗6本 材質鑄鐵

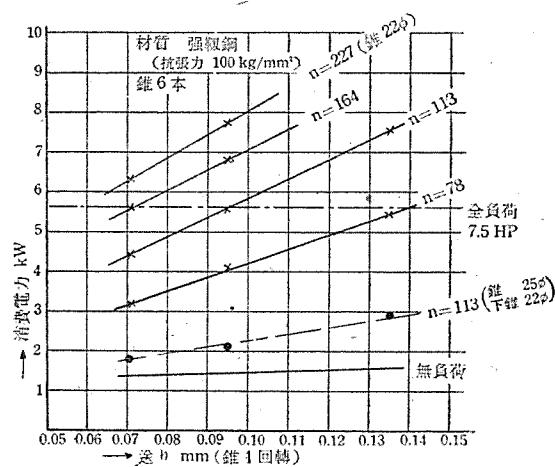
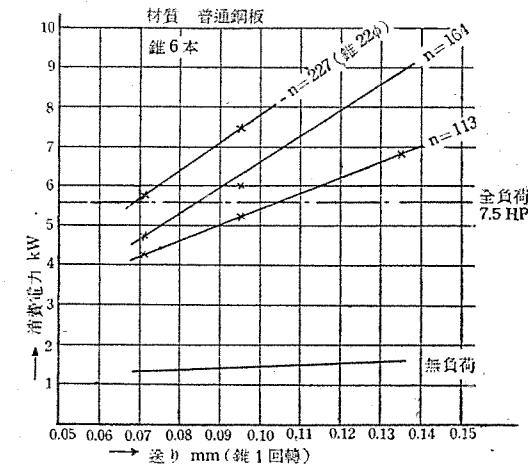
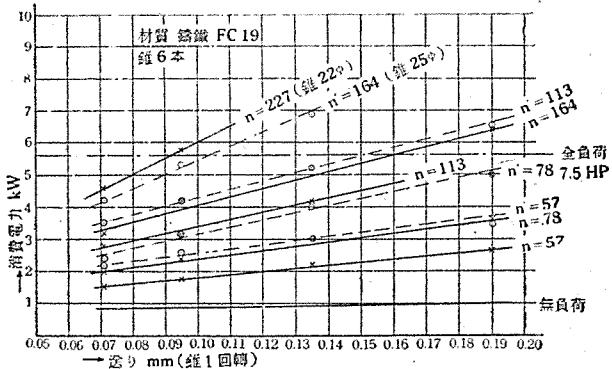
回転数(毎分)	送り(耗/回転)	消費電力kW		負荷率%
		全所要	錐1本平均	
主軸	錐	主軸	錐	
45	57	0.09	0.071	1.5
		0.12	0.095	1.8
		0.17	0.135	2.2
		0.24	0.190	2.6
62	78	0.09	0.071	2.0
		0.12	0.095	2.4
		0.17	0.135	3.0
		0.24	0.190	3.6
90	113	0.09	0.071	2.8
		0.12	0.095	3.2
		0.17	0.135	4.2
130	164	0.09	0.071	3.2
		0.12	0.095	4.2
		0.17	0.135	5.2
		0.24	0.190	6.4
180	227	0.09	0.071	4.6
		0.12	0.095	5.8

第4表 錐25耗6本 材質鑄鐵

回転数(毎分)	送り(耗/回転)	消費電力kW		負荷率%
		全所要	錐1本平均	
主軸	錐	主軸	錐	
45	57	0.09	0.071	2.2
		0.12	0.095	2.6
		0.17	0.135	3.0
		0.24	0.190	3.5
62	78	0.09	0.071	2.4
		0.12	0.095	3.2
		0.17	0.135	4.0
		0.24	0.190	5.0
90	113	0.09	0.071	3.5
		0.12	0.095	4.1
		0.17	0.135	5.2
		0.24	0.190	6.5
130	164	0.09	0.071	4.2
		0.12	0.095	5.3
		0.17	0.135	6.9

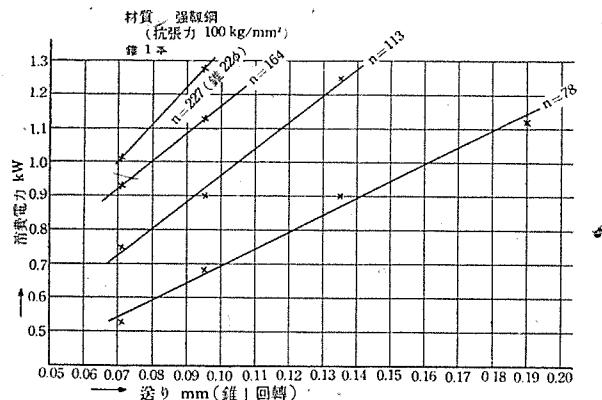
## ウ. 試験結果の考察

以上の結果より消費電力と送りとの関係を曲線に示して見ると第15図～第17図の通りである。之を更に錐1本當りの消費電力を出して曲線に示して見ると第18図より第20図のやうになる。之等の圖より解るやうに消費電力と送りとの関係は殆ど直線をなし、消費電力は送りに正比例して増加する事が認められる。又各回転數に於ける送りに對する消費電力の増加の割合は、幾分回転數が高い程大きくなる傾向を示して居る。且此傾向は

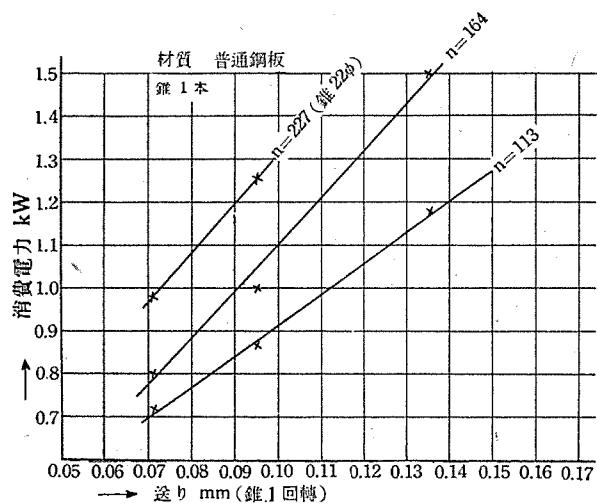
第15図 消費電力と送りの関係  
(錐22耗6本強輶鋼)第16図 消費電力と送りの関係  
(錐22耗6本普通鋼板)第17図 消費電力と送りの関係  
(錐22耗6本鑄鐵)

鑄鐵より鋼材特に強靱鋼に於て著しい。

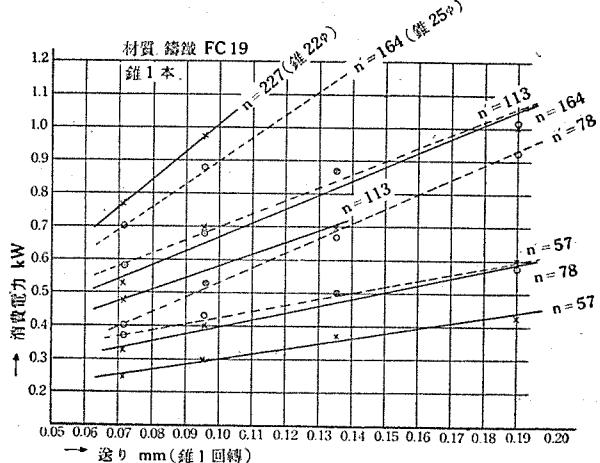
強靱鋼の 22 粒 6 本の加工に對しては第 15 圖に明かであるやうに錐の回轉數は 78 回轉より 113 回轉で送りは 0.07 粒より 0.09 粒程度が適當であり、普通鋼板では第 16 圖の如く 113 回轉より 227 回轉で送りは 0.07 粒より 0.10 粒程度が良い。鑄鐵は鋼に比較して非常に加工し易くなり第 17 圖の如く回轉數も送りも相當廣範囲に選ぶ



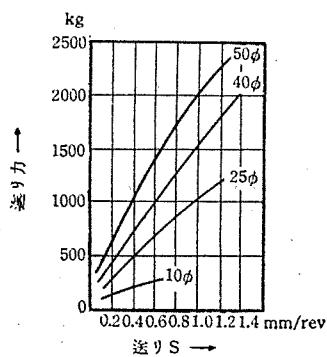
第 18 圖 消費電力と送りの關係  
(錐 22 粒、1 本強靱鋼)



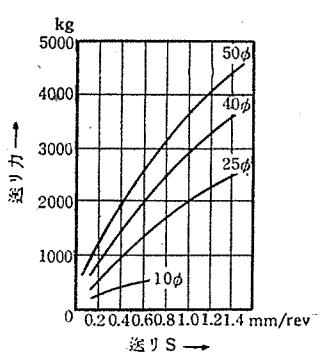
第 19 圖 消費電力と送りの關係  
(錐 22 粒 1 本普通鋼板)



第 20 圖 消費電力と送りの關係  
(錐 22 粒、25 粒 1 本鑄鐵)



第 21 圖 送り力と送りの關係  
(鑄 鐵)



第 22 圖 同 左  
(普通鋼材)

事が出来る。圖中實線は錐 22 粒のもので點線は錐 25 粒を使用して孔明を行つた試験結果である。圖に明かな通り錐 22 粒と 25 粒とでは甚しい相異があり、22 粒では 164 回轉で 0.15 粒の送りに耐へられるが、25 粒では 164 回轉で 0.10 粒以下の送りでなければ加工出来ない。圖中の實線と曲線とを充分検討する必要がある。

無負荷消費電力は約 1 kW 程度で齒車が多い爲此の程度の損失は已むを得ない値と思ふ。強靱鋼に 25 粒 6 本の加工を行ふには第 15 圖の點線の如く 22 粒又はそれ以下の錐で下孔加工をして、それから 25 粒の加工をすれば錐の死心の影響が無いため充分な餘裕を持つて作業する事が出来る。22 粒の加工よりはるかに樂である。

斯の如く少し注意して 2 度明にする覺悟さへあれば 25 粒以上の錐 6 本の加工も出来るわけである。錐 1 本に對する消費電力は圖面より大体次の通りである。錐 22 粒 1 本に對し強靱鋼では 0.8 より 0.9 kW、普通鋼板では 0.7 より 0.8 kW、鑄鐵では 0.5 より 0.6 kW 程度である。錐 25 粒 1 本に對しては鑄鐵で約 0.6 より 0.7 kW である。之等の結果より多軸装置の加工に對する所要馬力の大体の見當が推定出来ると思ふ。

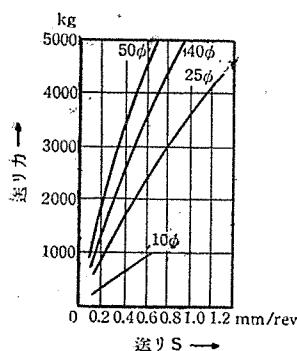
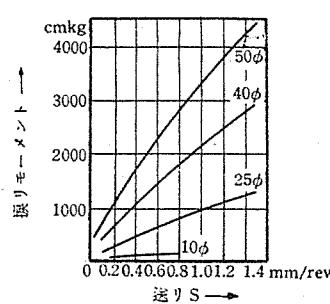
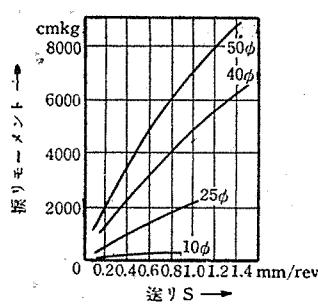
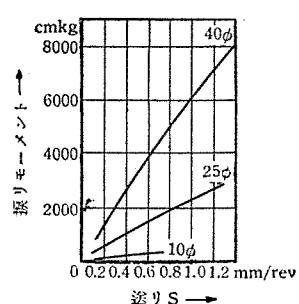
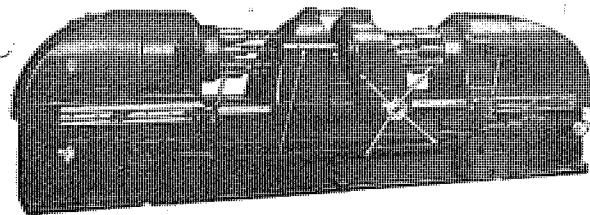
### II. 推力及び捩りモーメントの算定

計算により理論的に求める事は種々な條件が入る爲相當困難である。従つて我々は普通シユレジンガ氏の工作機械の圖書に出て居る曲線より大体を推定する事が出来る。

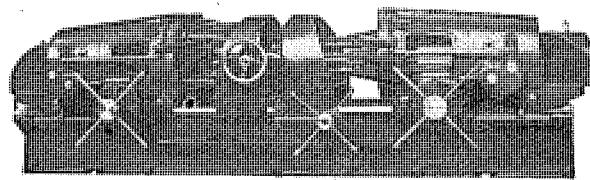
### ◎. 多軸ボール盤の外國に於ける現状

多軸ボール盤の主なるメーカーは米國ではナトコ、ジョンバーンズ及びバーンズ、獨逸ではヒレ等がある。多軸ボール盤専用機による多量生産方式は最初自動車工業に適用されて發達したもので、自動車の世界市場に當てに思ひきつたボール盤の専用機化を計り一方向の多軸加工のみならず 2 方向更に多方向多軸加工をも採用するに至つた。

寫真はヒレの横型及び堅型多軸ボール盤である。多方向多軸加工は主にパワーユニットを應用した多軸ボール盤専用機で、此のユニットを利用すれば比較的簡単に多軸ボール

第 23 圖 送り力と送りの関係  
(ニッケルクローム鋼)第 24 圖 摂りモーメントと送り  
の関係 (鉄鉄)第 25 圖 全 左  
(普通鋼材)第 26 圖 全 左  
(ニッケルクローム鋼)

第 27 圖



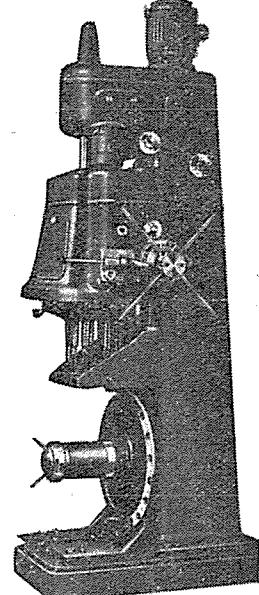
第 28 圖

盤の専用機を製作する事が出来るので、現在では此のユニットを利用する型式が相當採用されるに到つた。此の自動車の多量生産方式をそのまま航空機増産に變換せしめたとすれば、米國の航空機の量に對して恐るゝ必要は無いにしても充分の警戒をする必要がある。

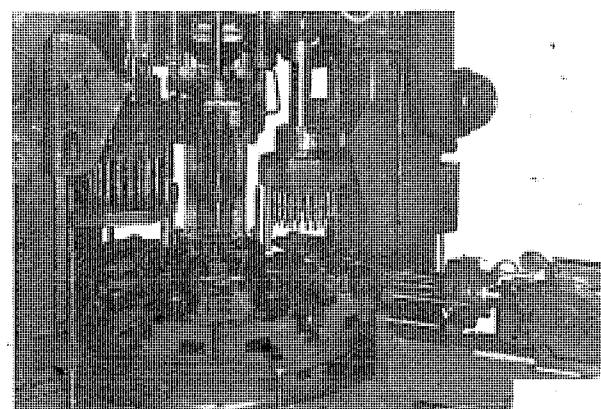
敵米國では此の多量生産方式を航空機のみならずあらゆる兵器の増産に採用するものと思はれる。馬力は 5 馬力 10 馬力 30 馬力或はそれ以上のものもあり、相當強力な多軸加工を行つて居る。送り装置は油壓式機械式或は電氣式等あり、操作も半自動的更に全自動的なものも出現するに至つた。此の多軸加工はボール盤のみならず中ぐり、フライス 其他の作業にも應用されその進歩は恐るべきものがある。

## 10. 結 言

以上 ED-Y4 型多軸 ポール 盤とその切削試験及び其の應用について説明したが多軸 ポール 盤については幾多將來研究すべき問題が残されて居るのであつて更に研究を續ける覺悟である。その設計についても決して最上のものでは無く根本的に改造すべき點も多くあるものと思ふ。或は現在の形式を全然離れた新しい多軸 ポール 盤の開発を要求される時が近き將來、否現在生じて居る事も豫想される。日に日に激化する航空戦に備へる爲一日の惰眠も許されざる現在に於て、更に更に研究し一台の兵器を一台の航空機を餘分に前戦に送るべく多量生産用工作機械の製作改良に努力しなければならないと思ふ。



第 29 圖



第 30 圖

# 工作機械用極數變換誘導電動機と制御装置

三菱電機株式會社 林 勝 幸

## 内 容 梗 概

工作機械に於ける極數變換誘導電動機の使用は變速装置を簡易化する爲に極めて適切なこと、並びに其の一般的性質、各種制御法、及び制御器に就て詳しく述べし、更に各工作機械に實施せる例を擧げて説明を付け加へた。

## I 緒 言

兵器の増産が急務中の緊要事となつた今日、是が原動力である工作機械の量的確保は緊急を要する事は當然である。

現在の日本に於て高性能の工作機械を多量に生産するには機構の簡易化を計る事が最も肝要であつて、機構の簡易化を計るには電氣品の有効なる利用が絶対に必要である。特に總ての工作機械の主要部であり、亦最も多く使用されてゐる段階的速度變換機構は多くの歯車と複雑なる構造を必要とする爲、之が製作には優秀な歯切機械を必要とするのみならず、機構の複雑は故障、壽命、精度の上に悪結果をもたらすものである。

是の缺點を取除く爲屢々極數變換誘導電動機が色々の型で使用され今日では甚だ重視されてゐる。亦此が制御装置も使用機械により色々の方法で使用されて來たが最近特に各工作機械に最も多く使用されてゐるものに就て説明することにする。

## II 速度變換と極數變換誘導電動機

工作機械に於ける最も適切なる切削速度は工作材料、刃具の材質、切削面積、刃先の角度、加工方法、冷却の有無等によつて決定されるもので一般の標準切削速度としては第1表の如くである。

此の切削速度で加工する事によつて切削効率を高め、仕上りをよくする事が出来るとされてゐるが從來の工作機械に於ては作業状態が變るに従つて工作物の大きさ、材

質、加工方法、仕上程度等が變るので、其の都度此に合せて適當な切削速度を選定しなければならぬ。従つて常に回轉數を容易に變換出来る様に計畫して置かねばならぬ。

此の速度變換装置には段階的のものと無段階のものと二つの方法があつて、段階的速度變換装置には機械的の段車によるもの、全歯車にするもの、轉動歯車によるものと、電氣的の多速度電動機によるものがある。更に機械と電氣を組合せた歯車と多速度電動機とを組合せることも出来る。無段階のものには機械的摩擦車によるもの、對圓錐車によるもの、電氣的交流整流子電動機、直流分捲電動機、可變電壓制御電動機を用ひたものや格子制御水銀整流器によるもの更に液壓装置によるもの等がある。

切削速度が前記の條件で限定されるから今、切削速度をVとすると旋削及び回轉刃物の場合には

$$V = \pi D N m/min \text{ となる。}$$

此處に D = 旋削材若しくは回轉刃物の直徑 m

$$N = 旋削材若しくは回轉刃物の速度 m/min$$

即ち V = D と N との積になるので V を同一に保つ爲には D に應じて N を變化させればよい事になり、速度調整の段階級が細密な程、經濟的切削速度が得られて工作能率が増大することになる。之の點速度變換のみを考へると無段階速度變換のものの方が勿論理想的であるが、傳達力確定性、複雑性、特に高價の點で特殊用途のもの以外には餘り用ひられて居らず普通には段階的のものが多く用ひられてゐる。

工作機械の速度變換の一部を電動機の速度變換によつて行ふことは主として變速歯車の減少による機構の簡易化を計り得ることと動力傳達機構内に於ける損失を輕減出来ることで、従つて磨耗部分や歯車騒音も輕減出来る。

尙電動機の速度變換は操作が容易で運轉中任意に所定の ノッチ に切換へることも出来るといふ利點が加はつて来る。

一般工作機械の速度調整は等比的の役を以て段階的になつてゐるが調整段數は細密にする爲、出来るだけ多く付けられてゐる。此の調整を全部歯車装置で行はせると歯車の組合せ數は非常に多くなり複雑となる。

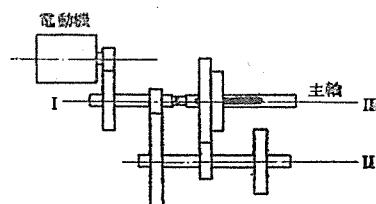
第1表

工作材料	切 削 速 度			
	外丸削り及 び鉋削り	維 揉 み	フライス 削り	研 磨
鑄 鐵	15-25	12-20	10-16	25-35
鋼 鑄 鐵	12-22	12-25	8-14	〃
可鍛鑄鐵	16-28	14-28	10-16	〃
軟 鋼	15-22	15-25	12-20	〃
工 具 鋼	9-12	10-13	6-12	〃
真 鑑	20-40	30-50	15-30	〃

註 本表は高速度鋼の刃具に對する値にして炭素鋼は約 50%、超高速度刃具は約 200% となる

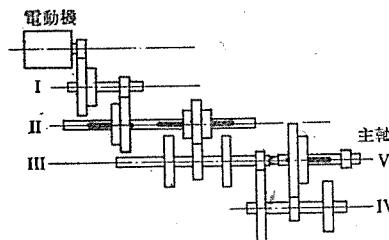
例へば電動機を定速度のものとし公比 1.26 を以て 10 回轉から 500 回轉迄を變換させると第 2 表の如く 18 段となり 9 組の齒車を必要とする。

若し電動機に極數變換誘導電動機を用ひれば其の段數



第 2 表

主軸回轉数	V	IV	III	II	I	電動機
10	1:4	1:4	1:1.59	1:2	1:2.95	1500
12.6	〃	〃	1:1.26	〃	〃	〃
15.9	〃	〃	1:1	〃	〃	〃
20	〃	〃	1:1.59	1:1	〃	〃
25.2	〃	〃	1:1.26	〃	〃	〃
31.8	〃	〃	1:1	〃	〃	〃
40	1:1	〃	1:1.59	1:2	〃	〃
50.4	〃	〃	1:1.26	〃	〃	〃
63.6	〃	〃	1:1	〃	〃	〃
80	〃	〃	1:1.59	1:1	〃	〃
100.6	〃	〃	1:1.26	〃	〃	〃
127.2	〃	〃	1:1	〃	〃	〃
160	—	—	1:1.59	1:2	〃	〃
201.6	—	—	1:1.26	〃	〃	〃
254.4	—	—	1:1	〃	〃	〃
320	—	—	1:1.59	1:1	〃	〃
403.2	—	—	1:1.26	〃	〃	〃
508.8	—	—	1:1	〃	〃	〃



第 3 表

主軸回轉数	III	II	I	電動機
10	1:4	1:4	1:3.125	500
15	〃	〃	〃	750
20	〃	〃	〃	1000
30	〃	〃	〃	1500
40	1:1	〃	〃	500
60	〃	〃	〃	750
80	〃	〃	〃	1000
120	〃	〃	〃	1500
160	—	—	〃	500
240	—	—	〃	750
320	—	—	〃	1000
480	—	—	〃	1500

に應じて齒車組合せの數は少くする事が出来る。次に 4 段速度の極數變換誘導電動機を併用したとすれば第 3 表の如く公比 1.42 を以て 12 段となり、4 組の齒車にする事が出來軸數も減す事が出来る。之により如何に齒車機構の簡易化を達成出来るかを知り得る。

然し何の機械にも有効であるかと云ふ事は機種や方法によつて色々であるから一概には云ひ得ないが、工作機械用として經濟的に速度變動の少い數段の速度を得る目的に使用して極めて好適のものであると考へられる。

### III 極數變換誘導電導機の回轉數と 結線及び端子數

極數變換誘導電動機の回轉數は極數によつて色々に變化するから如何なる組合せの回轉數を必要とするかを設計の際に充分考慮して極數の組合せを決定すればよい。普通使用される組合せは第 4 表の通り 2 段、3 段、4 段であるが、工作機械用としては出力により第 5 表の如き組合せのものが望ましい。

第 5 表

段 数	極 数	出 力 kw
二段速度	2/4	0.4~7.5
	4/6	0.75~20
	4/8	0.4~40
	6/8	5~40
	6/12	10~40
三段速度	2/4/8	0.4~7.5
	4/6/8	5~40
	6/8/12	7.5~40
四段速度	4/6/8/12	0.75~40
	(6/8/12/16)	(7.5~40)

第 6 表

	極 数 比	卷 線	低速 → 高速	端子ノ数
2 段	2/4 4/8 6/12	單 一	2Y △	6
	4/6 6/8 8/12	二 重	△ 2Y	
3 段	2/4/6 4/8/12 2/4/8	單一ト	Y 2Y △	9 (10)
	2/4/8 4/6/12	二重ノ	Y △ 2Y	
	4/6/8 6/8/12	組合	2Y Y △	
	2/4/6/12	二重ト	2Y △ 2Y	
4 段	4/6/8/12	二重ノ	2Y Y △	12 (14)
	4/6/8/12	組合	△ △ 2Y 2Y	

第 4 表

2 段速度	極 数		2/4	4/8	4/6	6/8	6/12
	同期 速度	50~	3000/1500	1500/750	1500/1000	1000/750	1000/500
		60~	3600/1800	1800/900	1800/1200	1200/900	1200/600
3 段速度	極 数		2/4/6	2/4/8	4/6/8	4/6/12	6/8/12
	同期 速度	50~	3000/1500/1000	3000/1500/750	1500/1000/750	1500/1000/500	1000/750/500
4 段速度	同期 速度	50~	3000/1500/1000/750	3000/1500/1000/500	1500/1000/750/500	—	—
		60~	3600/1800/1200/900	3600/1800/1200/600	1800/1200/900/600	—	—

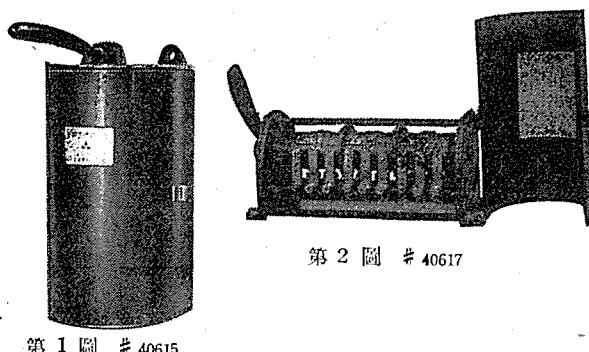
第7表

巻線数	端子記号	結線図の一例 低速				端子の数
		低速		高速		
2		2Y		△		6
		R S T U <sub>1</sub> V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub>	Y	R S T U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub>	Y	
3		Y	2Y	△		9
		R S T U <sub>1</sub> V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub>	R S T U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub>	R S T U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub>	Y	
4		△	Y	2Y		10
		R S T U <sub>1</sub> V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	R S T U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	R S T U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	2Y	
4		△	△	2Y	2Y	24
		R S T U <sub>1</sub> V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	R S T U <sub>1</sub> V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	R S T U <sub>2</sub> V <sub>2</sub> W <sub>2</sub> U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	R S T U <sub>3</sub> V <sub>3</sub> W <sub>3</sub> U <sub>4</sub> V <sub>4</sub> W <sub>4</sub>	2Y

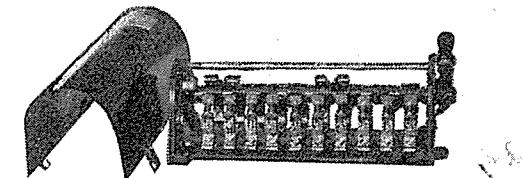
極数変換誘導電動機は一般に籠形回転子であつて、極数を變へるには其の固定子捲線丈けを切換ればよい。固定子捲線は夫々獨立した極数別の二重捲線のものと、單一捲線で端子の結線を變更するものと亦前記單一捲線と二重捲線及び二重捲線と二重捲線を組合せたもの等が最も多く使用される。組合せる場合は3段及び4段のものに用ひられる。結線は定トルク、定出力、遞減出力によつて夫々異なる場合があり、定格は一時間と連續のものが多く使用される。端子の数は第6表に示す通りである。

#### IV 制御装置

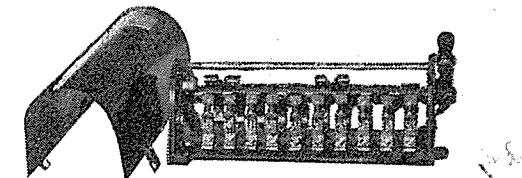
極数変換電動機の極数変換方法は色々あつて2段速度二重捲線のY, Yの場合は直接双投双型開閉器を使用しても極数変換の目的は達せられるが工作機械用としては、操作の點から多くドラム型の極数変換器が使用される。亦3段速度、4段速度と接點の数が多くなり、或は機械側の機構と組合さる場合には一般的にドラム型が使用される。實に操作、或は取付の上から電磁接觸器を用ひて押鉗開閉器或は操作開閉器等と組合せて遠方操作を行ふ事も出来る。其の他補助接點を備へた極数変換器と



第1圖 № 40615



第2圖 № 40617



第3圖 № 41140

一個の電磁接觸器と組合せ極数変換器を小型にする事も出来る。亦補助接點を備へた操作開閉器を用ひ極数変換用電磁接觸器を小型にする事も出来る。

以上は何れも一長一短があつて其の選定には使用工作機の機種、容量、形、用途を充分確かめ最も適した操作方法のものを選ぶ可きである。第7表は電動機結線と接續並に端子の数を示したものである。

#### V ドラム型極数変換器

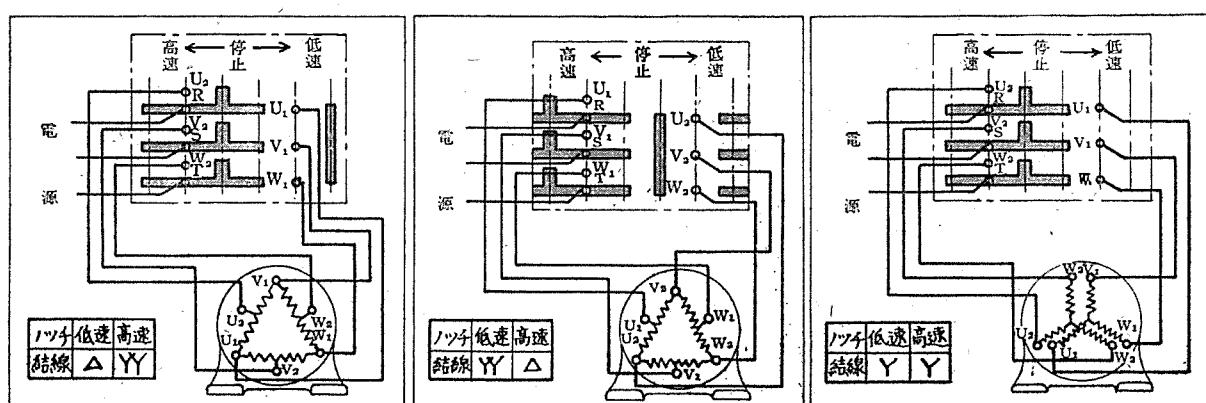
ドラム型極数変換器は直接電動機回路を切替へて極数を変換させるもので最も一般的のものである。

第1圖は一般に用ひられてゐるドラム型極数変換器の3段のものを示し、第2圖は之が内部を示し、第3圖は更に大型のものを示したものである。

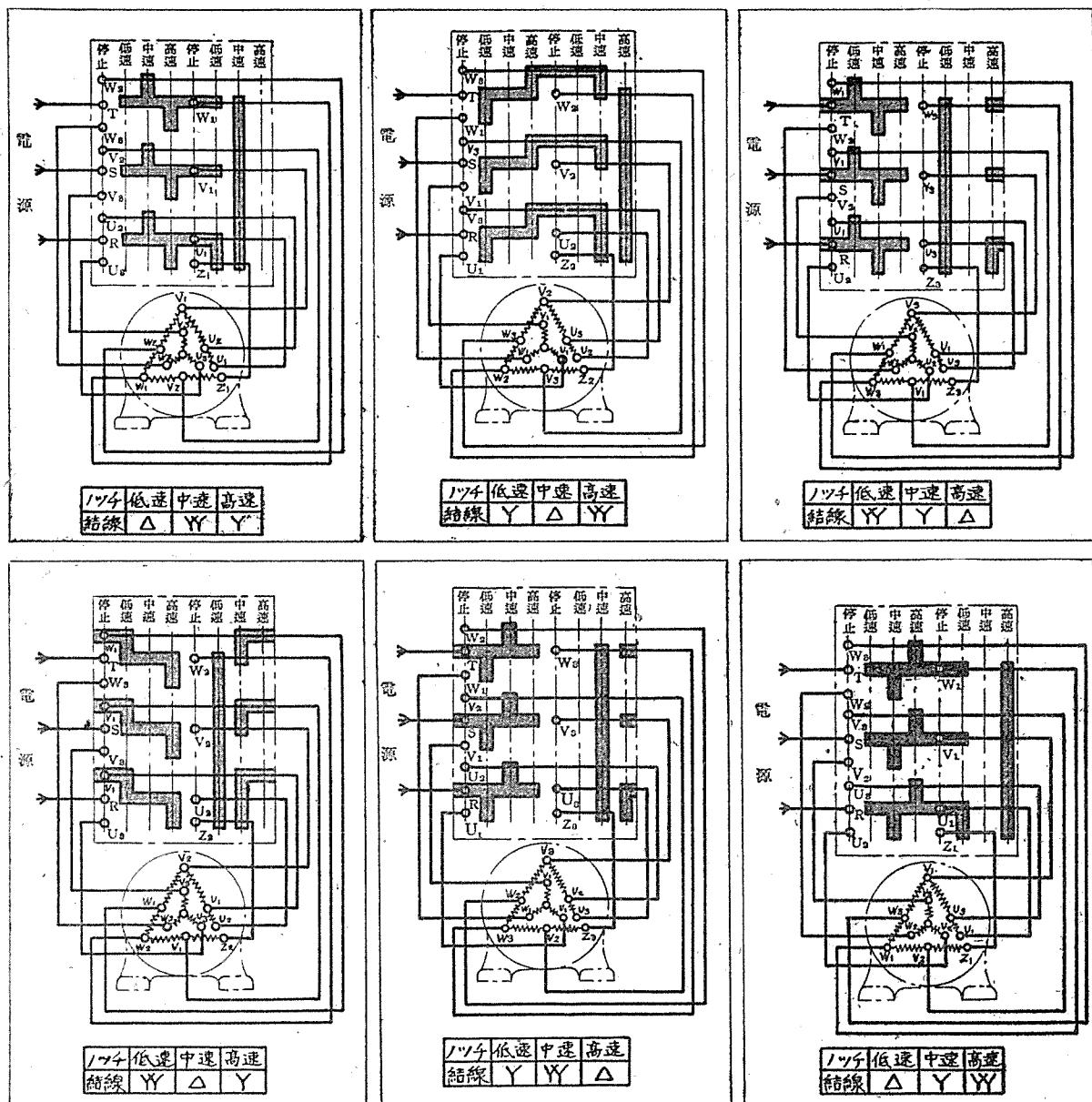
工作機械に使用する場合はハンドルを機械側のものと合せ、握りハンドルにし、或は埋込型としてゐる。

第4圖は2段のものの各種ドラム展開接続圖を示し、第5圖は3段のものを示したものである。

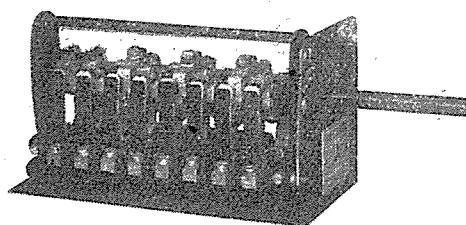
更に工作機械の内部に埋蔵され機械側のハンドルと連結し、或は他の機構と組合さる場合に第6圖(2段)、第7圖(3段)の如くハンドル軸支けのものが使用される。第



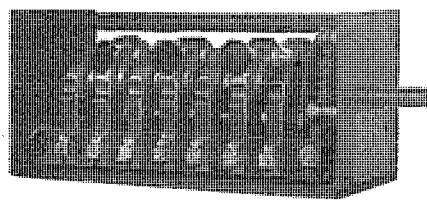
第4圖 ドラム型極数変換器接続圖(2段)



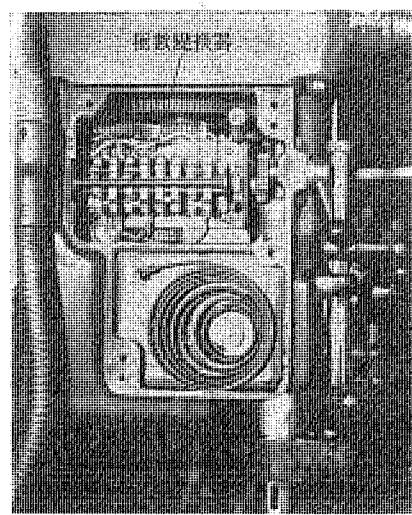
第5圖 ドラム型極數變換器接続圖(3段)



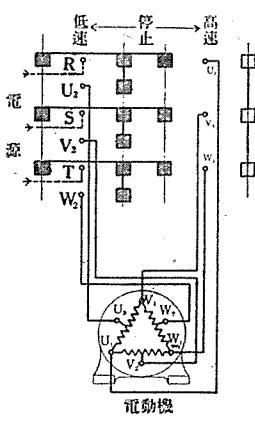
第6圖 ドラム型極數變換器 #42197



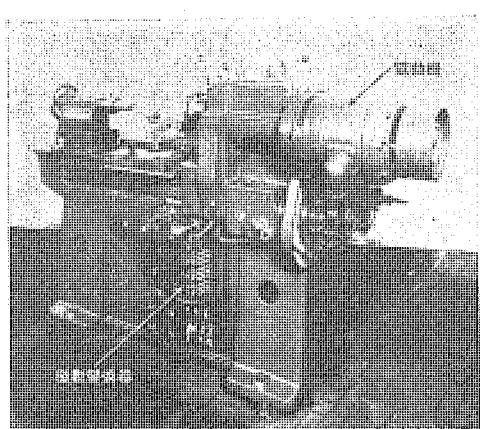
第7圖 ドラム型極數變換器 #42592



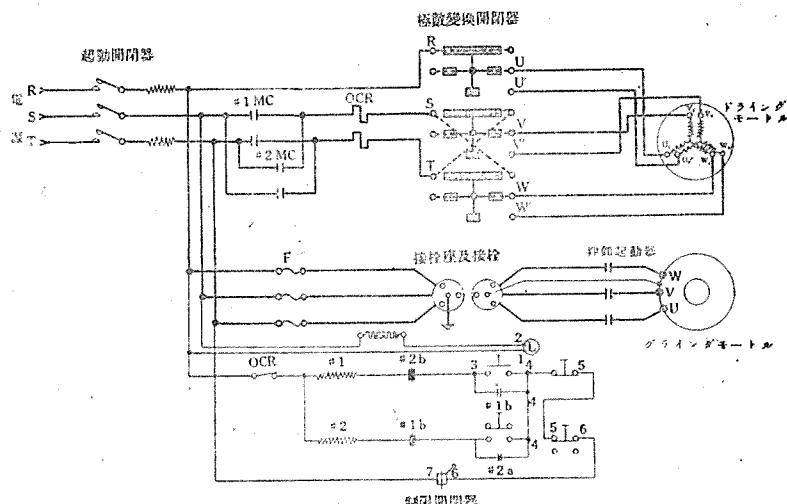
第8圖 ポール盤極數變換器取付圖



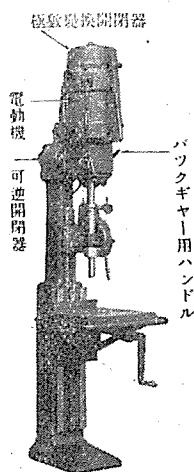
第9圖 ドラム型極數變換器接続圖



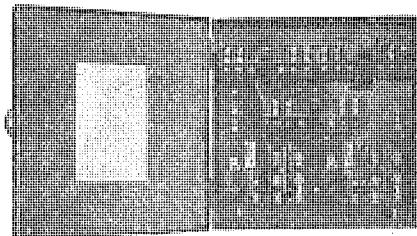
第10圖 二番取旋盤電氣品取付圖 № 148152



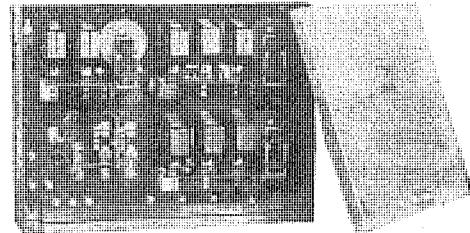
第11圖 二番取旋盤電路接續圖



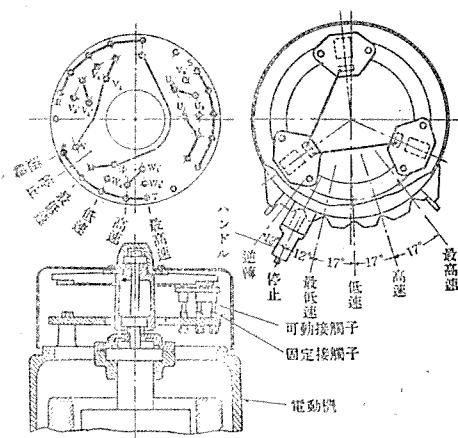
第12圖 ポール盤電氣品取付圖 № 41022



第14圖 電磁極數變換器(2段)



第15圖 電磁極數變換器(2段)



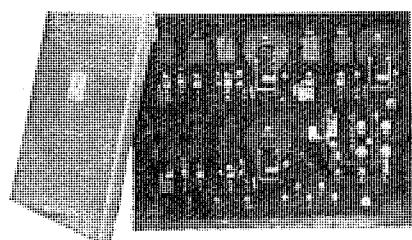
電動機結線	極數	結線	電源			短絡
			R	S	T	
逆轉	12	△	W <sub>1</sub>	U <sub>1</sub>	V <sub>1</sub>	
最低速	12	△	V <sub>1</sub>	W <sub>1</sub>	U <sub>1</sub>	
低速	6	Y//	V <sub>2</sub>	W <sub>2</sub>	U <sub>2</sub>	V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>1</sub>
高速	4	△	V' <sub>1</sub>	W' <sub>1</sub>	U' <sub>1</sub>	V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>1</sub>
最高速	2	Y//	V' <sub>2</sub>	W' <sub>2</sub>	U' <sub>2</sub>	V <sub>1</sub> W <sub>1</sub> U <sub>1</sub>

第13圖 極數變換器

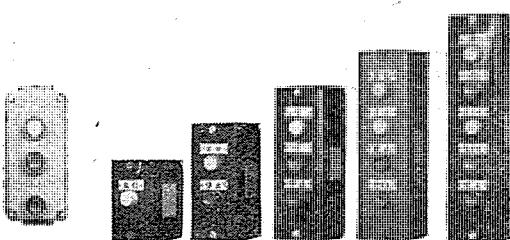
8圖は第6圖の2段のものをポール盤内部に取付けた所を示し、第9圖は之が接続圖を示したものである。

第10圖は他の制御器具と組合し更に機械部分と連結して操作される二番取旋盤用のもので、2段変速であるが制御は第11圖の二番取旋盤全電路接続圖に示す如く正、逆回転を使ひ分けられる様になつてゐる。

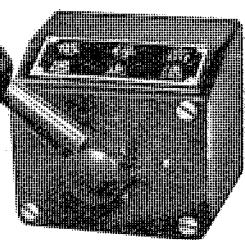
直接切換へるもので使用する機械によつては更に色々



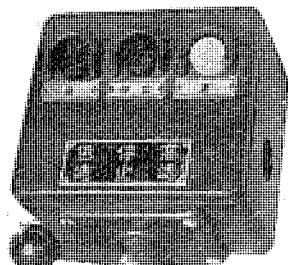
第17圖 電磁極数変換器2段と押鈕開閉器 #41219



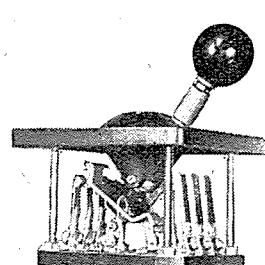
第18圖 押鈕開閉器 #42595



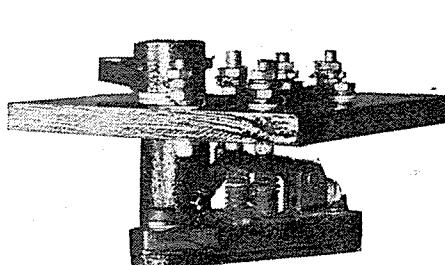
第19圖 操作開閉器 #41911



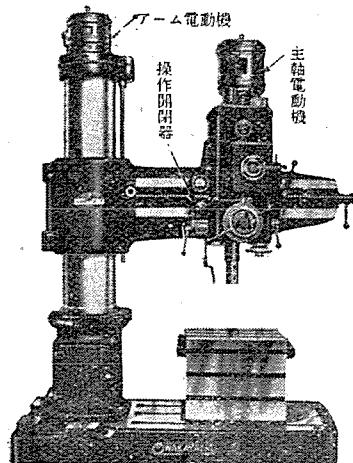
第20圖 操作開閉器 #42773



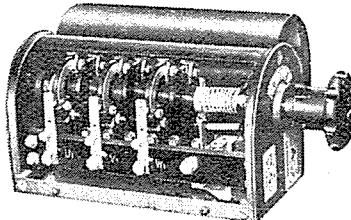
第21圖 操作開閉器 #41438



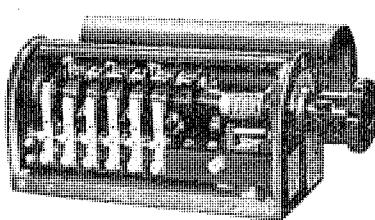
第22圖 操作開閉器 #42818



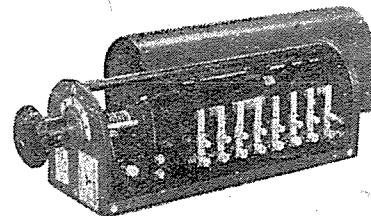
第23圖 ラチアル ポール 盤 #148170



第24圖 極数変換器 (2段) #42511



第25圖 極数変換器 (3段) #42512

第26圖 極数変換器 (4段)  
#42485

なものが使用されてゐるが、第12圖はポール盤に使用してゐる圓板型極数変換器とも云ふ可き特殊構造のもので、電動機と組合され簡単に操作の出来る様にしたものである。第13圖は之が断面及び接続を示したものである。

## VI 電磁極数変換器

電磁接觸器を組合せ、押鈕或は操作開閉器を使用して遠方操作を行ふもので簡単に操作が出来、操作部分が小型となつて、而かも他の制御關係と電氣的に自由に連絡出来、亦2つ以上の押鈕で並列操作が出来るので使用する機械によつては非常に便利になる。第14、第15圖は一般に使用される2段切換の電磁接觸器を示したもので第16圖は2段速度の電動機を用ひた振り400mmの強力高速旋盤を示し、第17圖は之に使用した電磁接觸器と押鈕開閉器を示したものである。

操作用に使用される押鈕開閉器は一般普通のもので、第18圖中には埋込型にしたものもある。特に回轉數を

明示するため各鈕に聯動機構を用ひたものもある。

回轉を明示する爲には操作開閉器の方が便利な場合が多く、第19圖はよく使用される2段切替のドラム型操作開閉器で更に第20圖に示す如く押鈕と組合せて一つに纏める事も出来る。此れはターレット旋盤等に使用され簡単なる集中操作を計つた便利なものである。

操作開閉器は第19、第20圖の如く歯に入れたものその他、埋込型としても使用され更に機械によつては特殊な構造のものが使用されてゐる。

第21、第22圖は共にラチアルポール盤用の操作開閉器であるが、第21圖のものは埋込型にして一本のハンドルにより主軸用電動機を正、逆と共に2段に切換へ、更にアーム用電動機を正、逆させる事が出来る便利なものである。第23圖は之を取付けたラチアルポール盤を示したものである。第22圖のものは主軸變速用の歯車切換ハンドルに連結して歯車切替を行ふと同時に電動機を正高速、正低速、逆高速、逆低速の4段に切替る操作開閉器であつて機械内部に取付けるものである。

## VII 其の他の極数変換装置

前記のドラム型と電磁型の極数変換器の他に此の2つを組合せ資材を節約したものがある。

即ちドラム型極数変換器で極数を変換する時其の直前に電磁接觸器により電動機回路を遮断して変換後直ちに電磁接觸器により起動する如くしたもので極数変換器は常に無電流回路を切換へる爲通電容量のみを持つた小型のものにする事が出来る。第24、25、26圖は夫々此れに用ひる2段、3段、4段の極数変換器を示したもので、第24、25圖は組立式ドラムとして極力材料を節約したものであり、補助接點は之に組合せる電磁接觸器を作動させるもので第27圖に接続を示した。

## VIII 制御方法の選定

変換方法の選定は使用する工作機械の機種、容量、性能等の點から決定する可きである。大体に於て大型機械は機体の大きいのと工作時間が長く、切替への頻繁性が少ないので、ドラム型を使用しても電磁型を使用しても大きさ、操作の點で問題は少い。此に反し小型機械は取付場所操作の點で選定に迷ふ事が屢々ある。

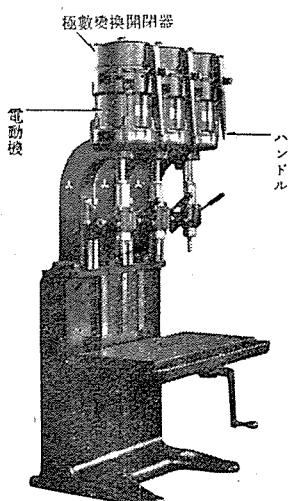
工作機械用としての電氣品は出来る丈は小型のものが望ましのであるが体裁や値段の上から定格を無視して無暗に小さいものを使用する事は必ず早期の故障を引起するものであつて、特に制御器具關係に於ては其の選定を誤まれば故障の原因となり重大なる時に大切な機械を止めする結果となる。

極数変換器の接觸部は定格迄は充分使用出来るとは云へ其の壽命は開閉頻繁度に關係がある。所謂使用率と云ふものは電動機は勿論制御器に於ては更に重大な壽命を支配するもので、機械の使用方法を充分検討して選ぶ可きである。

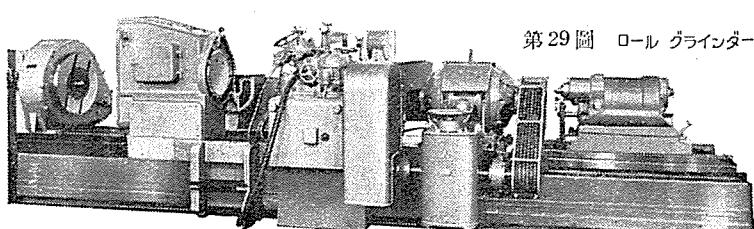
## IX 應用例

ドラム型極数変換器は一般的で特に小容量のものは、旋盤、ボル盤、フライス盤、研磨盤等に最も多く使用される。

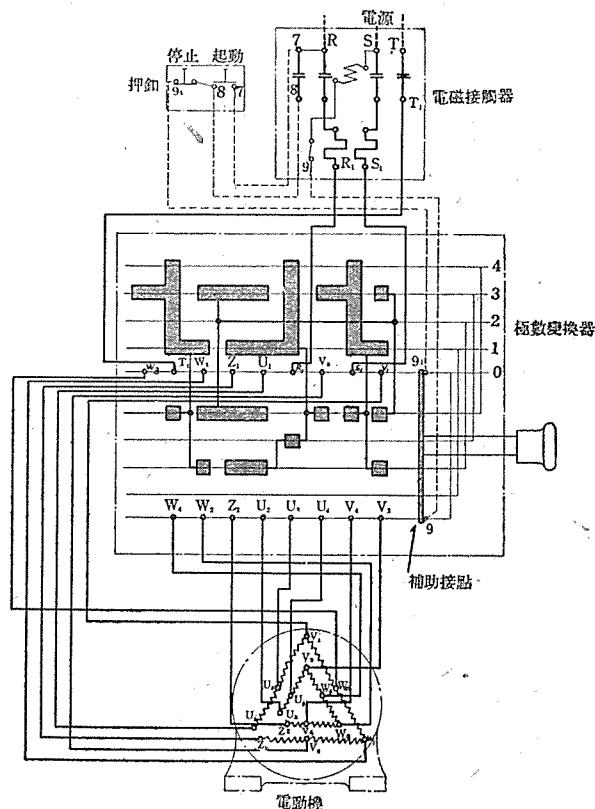
第8圖はボル盤に取付けられた1.5HP、 $\frac{1}{8}$ 極主軸電動機用のものを示し、第12圖、第28圖



第28圖 3軸ボル盤 №40558



第29圖 ロールグラインダー



第27圖

は1HP、4/6/8/12極用の回板型として電動機の上部に取付けたものを示した。何れもハンドルにより直接極数を切換へ主軸を變速するものである。

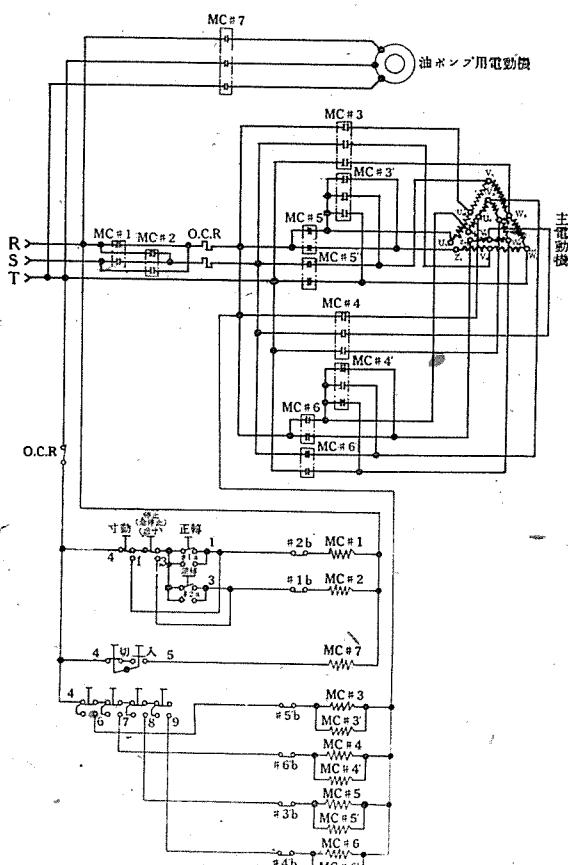
大型のものになると操作の點で考慮を要する場合もあるが第29圖はロールグラインダーの砥石電動機22kW、4/6/8極用の大型器の取付けを示したものである。

第10、11圖は二番取旋盤に使用せる $\frac{1}{4.5}$ HP、 $\frac{1}{6}$ 極電動機の極数変換器とその他の制御關係を示したものである。

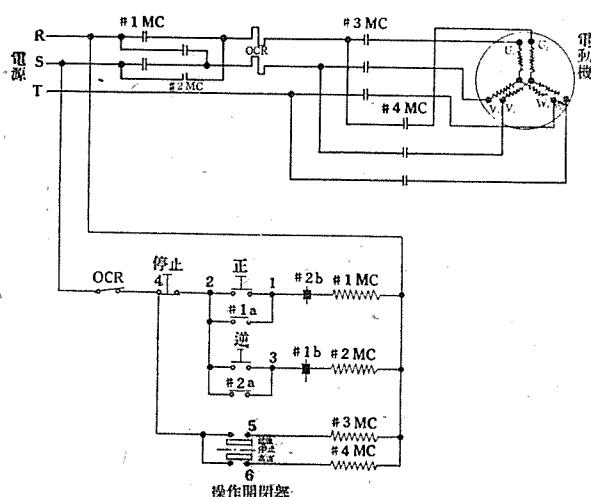
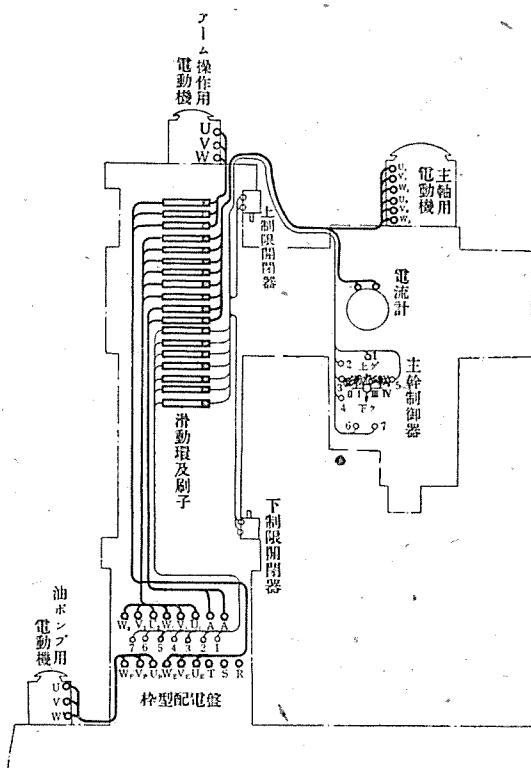
電磁極数変換器は遠方操作が出来、他の動作部分と簡単に電氣的聯動がなし得て能率的な集中操作、或は並行操作が可能なる爲、あらゆる機種に使用されて居る。

第16圖は7.5HP、 $\frac{1}{6}$ 極電動機と電磁極数変換器を使用せる強力小型旋盤の一例で、第30圖は5/4/4/3HP 4/6/8/12極の電動機を使用せる47%ターレット旋盤の電路接続圖を示したものである。控鈎を主軸台前面に取付け各種の操作を簡単に行へると共に變速用押鈎は回転數を指示出来る様聯動式としてある。

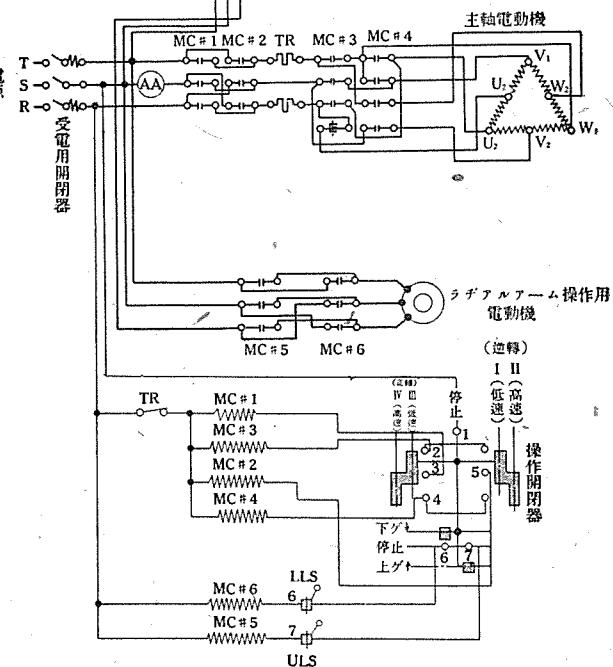
第31圖は第20圖の操作開閉器を使用せる小型ターレット旋盤の電路接続圖である。



第30図 ターレット 旋盤電路接続図



第31図 小型 タレット 旋盤電路接続図



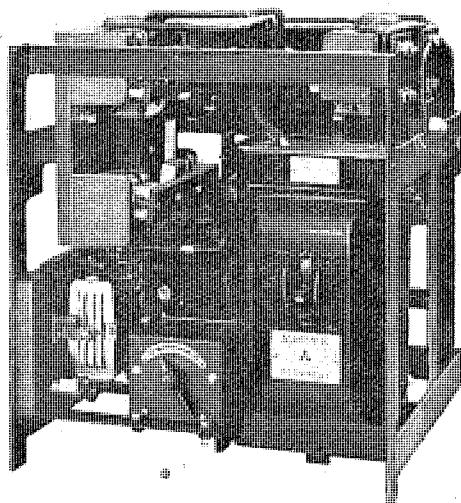
第32図 ラヂアル ボール 盤電路接続図

第32図は第23図のラヂアルボール盤の電路接続図と配線図であつて第21図の操作開閉器により前記説明通り2段速度の主軸電動機とアーム電動機が操作出来る。

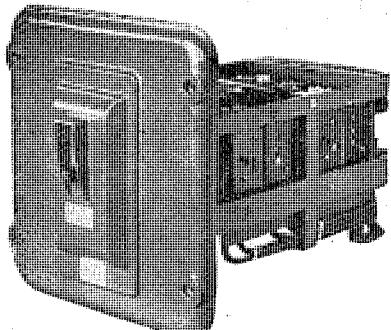
此の場合電磁接觸器は他の制御器と共に第33図に示す枠型としてコラム下部に埋蔵されてゐる。更に第34図の如く盤型として機械内部に吊し込む事も出来、亦第35図の如く埋込型にする事も出来る。

亦第36図に示すは中グリ盤の電路接続図にして25/12.5 HP 1/8極電動機を操作開閉器により切換、更に起動に際しては一次抵抗を用ひたものである。

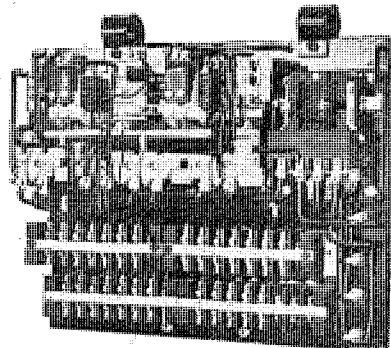
大型のものになると第37図の如き制御盤として他の制御器と共に一つに纏める場合もある。第38図の大型旋盤は自立型として機械と別個に据付け、更に第39図の大型中グリ盤に於ては第40図の如く機械の背面に取付ける事も出来る。第41図に大型中グリ盤の電路接続図を示した。



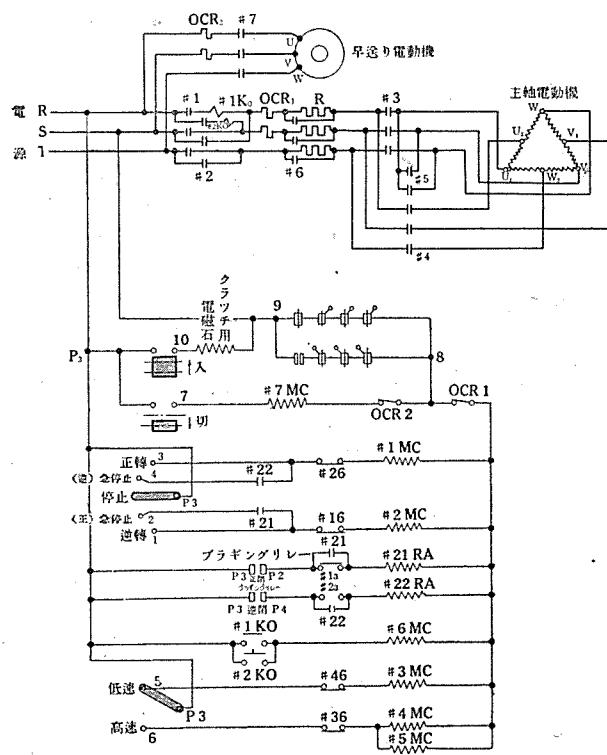
第33圖 枠型配電盤



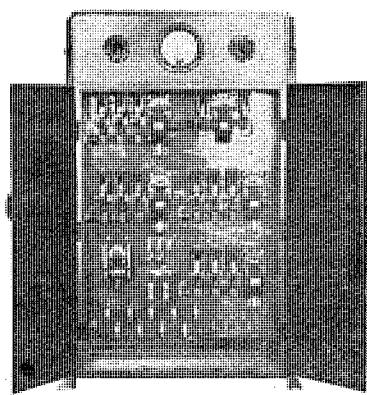
第34圖 吊型配電盤



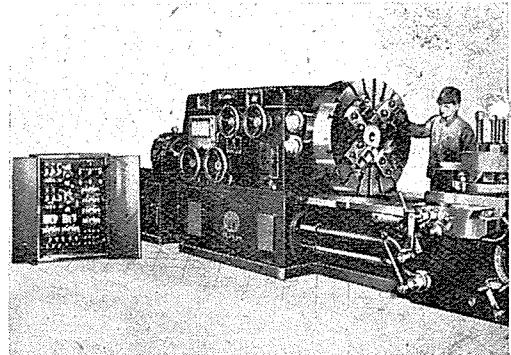
第35圖 埋込型配電盤



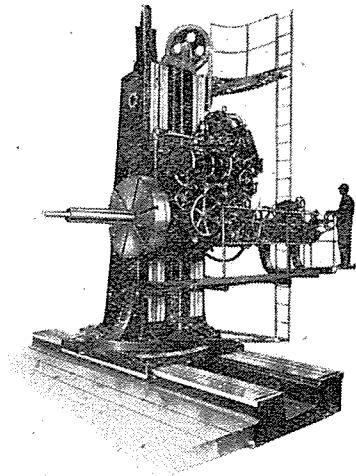
第36圖 中グリ盤電路接続圖



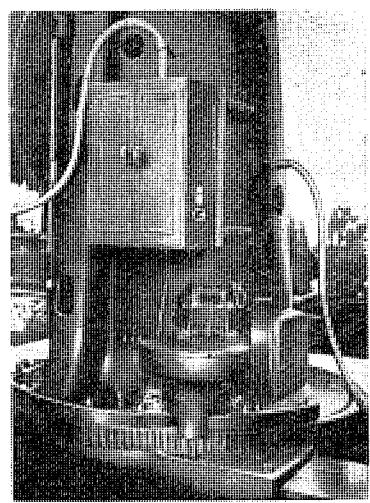
第37圖 制御函 #42675



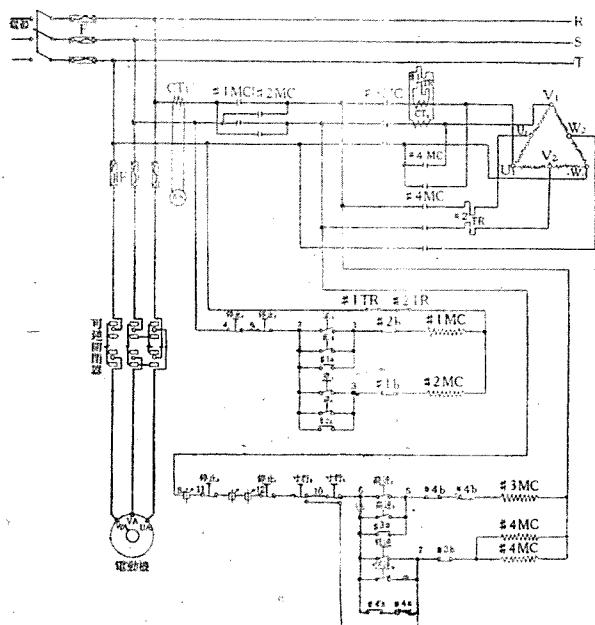
第38圖 大型旋盤と制御箱 № 148130



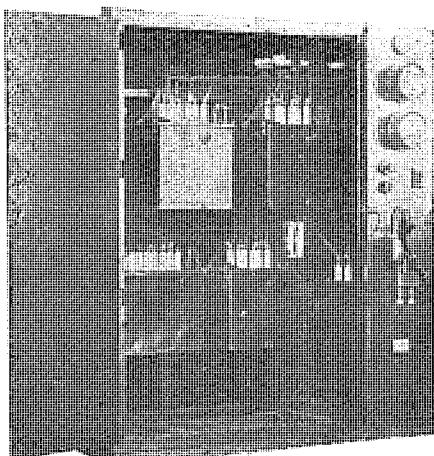
第39圖 中ヅリ盤 # 148169



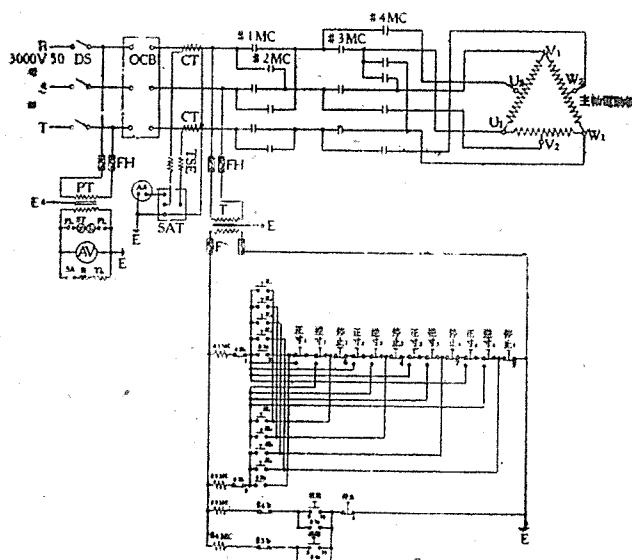
第40圖 制御函取付圖 № 148166



第41圖 大型中 グリ 盤電路接続圖



第42圖 高壓制御盤 #42539



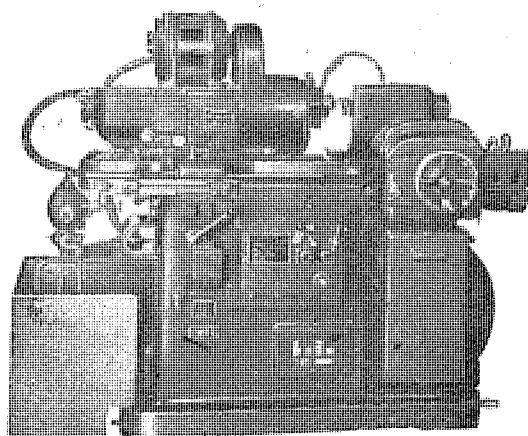
第43圖 大型旋盤電路接続圖

送電線の節約上から一時問題となつた大容量電動機の高壓化は、果して工作機械に適すかどうかを検討されてゐるが未解決のままである。第42圖は大型旋盤に使用せる3000V、8%60 HP 4/6極電動機の制御回路で油入電磁接觸器の保守點検の上から制御装置関係は適當ならずと考へられる。勿論操作関係は低圧を使用して居る。特殊な例ではあるが第43圖に往復台関係の電気装置を除いた電路接続圖を示して置く。

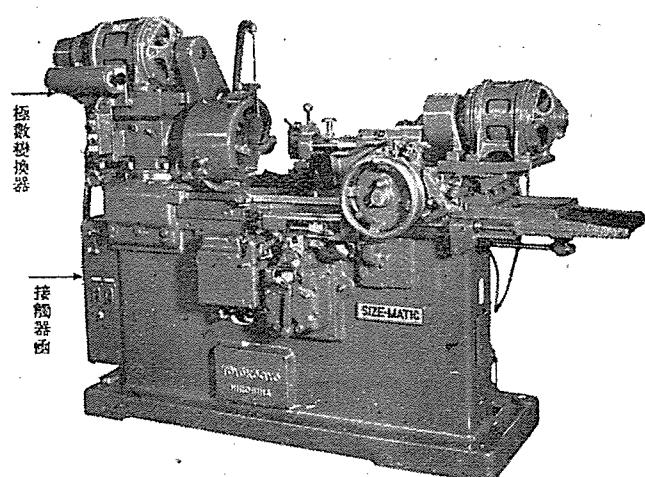
ドラム型極數變換器と電磁接觸器とを組合せたものはターレット旋盤、ポール盤、フライス盤、研磨盤等の小型機械に多く使用される。

第44、45圖は何れも本方法を使用せる内面研磨盤で夫々自動範測装置、自動定寸装置を備へたものである。第46、47圖は之が電路接続圖、主軸電動機は夫々3段、4段の電動機を使用し、變速の場合ハンドルを押し込むと必ず電磁接觸器が遮断する。

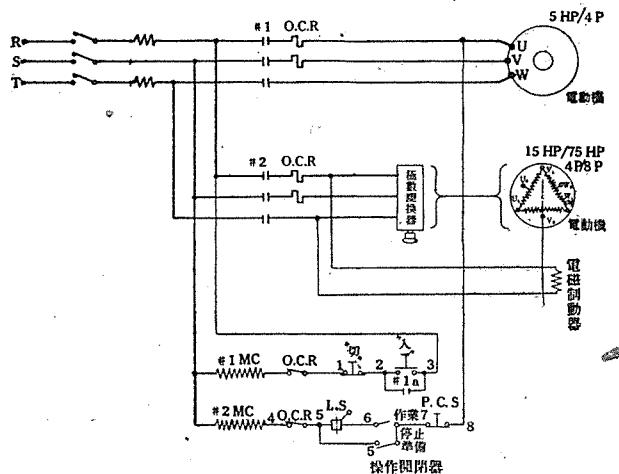
更に5HP以下の電動機を使用した小型フライス盤は一般に4/6/8極の3段變速が使用され、生産型のものでは第48圖の接続の如く豫め第18圖の操作開閉器により、速度を決めてから押鉗により操作するものが多い。



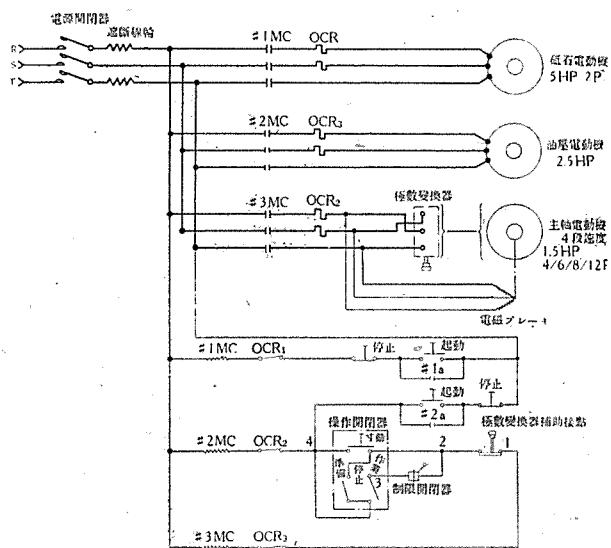
第44圖 自動範測内面研磨盤 #148176



第45圖 自動定寸内面研磨盤 #148301



第 46 圖 自動範測内面研磨盤電路接続圖



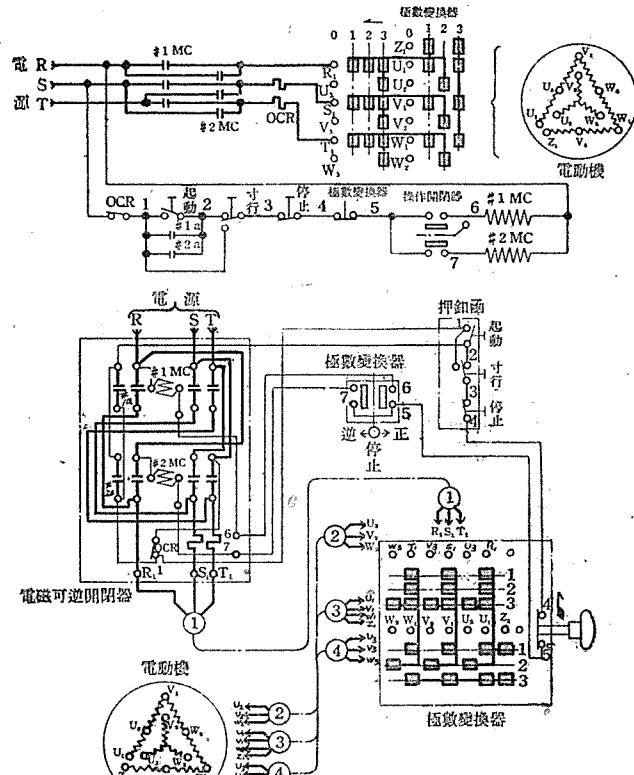
第 47 圖 自動定寸内面研磨盤電路接続圖

ドラム型極數変換器と電磁接觸器とを組合せたものも電動機容量が増してくると通電容量のみでよいとは云へ、其に應じ極數変換器も大型となり、操作、形の點で機械に適さない場合がある。特に大型ターレット旋盤、研磨盤、フライス盤等に於ては直接切替るドラム型でも、上記の組合せでも形が大きくなる。亦普通の電磁極數変換器を使用しても大きな函となり、取付場所に窮する。それかと云つて函を別にする程大型の機械でも無い場合がある。斯る場合補助接點を備へた操作開閉器を用ひ電磁接觸器と組合せて極數変換用電磁接觸器のみを常に無電流回路に於て切換へ通電容量のみを持つた小型のものを使用することにより解決出来る場合がある。

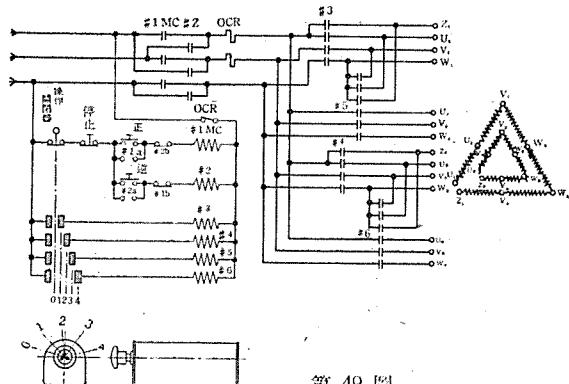
特に多くの電磁接觸器は電氣的接續のみにより分割取付が出来るので便利である。第 49 圖は上記の場合の 4 段速度のものの電路接続圖を示した。

## X 結 言

以上、工作機械に使用される極數変換誘導電動機と各



第 48 圖 フライス盤電路接続圖



第 49 圖

種の制御装置に就て簡単に説明したに過ぎないが、機械の簡易化により優秀なる工作機械を一台でも多く要求される今日、各機種共通の速度変換機構に多極誘導電動機を使用する事が最も適切なものと考へる。

尙今迄餘り顧みられなかつた制御装置の各種に就て應用例を擧げて説明を附け加へたが實際計畫するに當り、少しでも参考となれば幸と致す次第である。

## 参考文献

- (1) 中村辰二 工作機械  
(第 24 回電氣工學専門講習會豫稿)  
昭和 15 年 11 月 P53~62
- (2) 宮地健次郎 工作機械の電化に關する資料  
(工作機械に關する資料)  
昭和 17 年 1 月 P21~28

# 豎型 ポール 盤の負荷試験装置とその試験

三菱電機株式會社 野 口 弘 一

## 内 容 梗 概

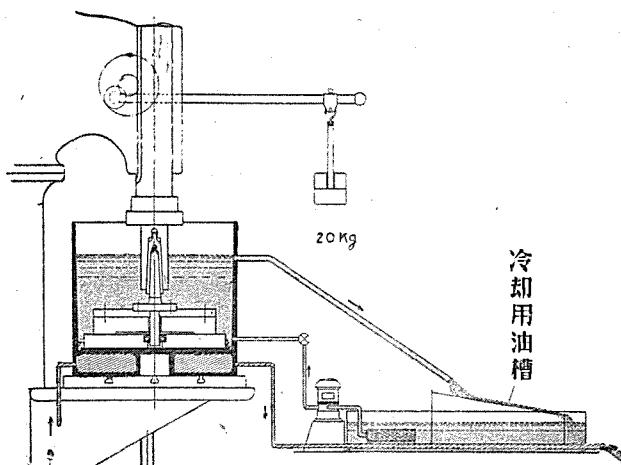
先に開発試作を完了せる ED-B5 型及び ED-Y4 型豎 ポール 盤に関する種々の試験装置に就て述べ、その装置を用ひて此の ポール 盤の特性を明かにし以て使用者、關係各位の参考に供せるもの

## 1 緒 言

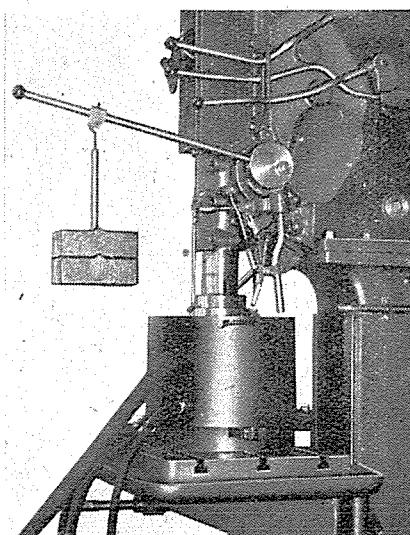
ED-B5 型豎 ポール 盤に關しては既に本誌第 18 卷第 8 号上に特徴、主要寸法、構造等に亘り詳細に發表した通りであるが、ED-Y4 型に就き簡単に説明する。

これは ED-B5 型と殆んど同一構造であるが、主軸に多軸孔明装置を取付けて多軸 ポール 盤専用機として使用するものである。

ED-B5 型との相異は多軸孔明装置に大なる回轉力を得る様主軸端を短くして驅動用切缺を附し、電動機は ED-B5 型は 5 馬力なるに對し ED-Y4 型は 7.5 馬力を裝備して居る。



第 1 圖 主軸負荷試験装置



第 2 圖 主軸負荷試験装置

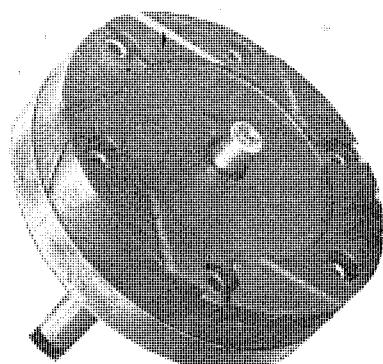
## 2 回轉力負荷試験

負荷試験は實際にそれ本來の目的通りに使用してみるのが理想的である。然し ポール 盤の場合に於ては工具の種類、砥ぎ方、切れ味、被加工物の材質硬度等條件が極めて多く、且つ不安定であり、又連續長時間の負荷を與へる事が困難なる爲、實際使用に最も近き状態を與へ得る負荷試験装置を用ひる事とした。これに動力計を用ふれば更に有効であるが、この場合適當なる物が見當らず、單なる負荷装置を試作した。

此の装置は第 1 圖及び第 2 圖に示す如く一言にして云へば油冷却の圓板 ブレーキ である。摩擦板の材質は木材對軟鋼とし、鍋の如き鑄鐵製 タンク の底部に軟鋼板を張り付け、相手は櫟の圓板を軟鋼製の保持器に取付けモールステーパー 軸を附して主軸に取付ける第 3 圖 Y 型に於ては テーパー 軸の代りに軸端切缺にて驅動する。推力は主軸の手送り ハンドル の代りに レバー を取付けその レバー に重錘を吊し、重錘の重量と吊す位置に依り推力量を自由に加減し、豫め別の測定器にて實測し レバー の目盛を決定して置いた。此の試験装置を使用して試運轉を行つた所次の如き不備なる點を認めた。

- (イ) 主軸が首振り即ち味噌摺り運動をなし、主軸の テーパー 孔に焼付きを生じた。
- (ロ) 5 馬力乃至 7.5 馬力を總べて摩擦熱として捨てるのであるから相當の發熱を來し、タンクに充したる冷却油の溫度上昇甚しく、遂には櫟の摩擦板が焦げるに至つた。

- (ハ) 前記の發熱が タンク の底部を通じて機械の テーパー に傳はり機械の精度を損ふ虞れがある。



第 3 圖 圓板 ブレーキ

(二) 主軸の回転数が低い時には摩擦板が振動を生ずる。これは推力大にして速度遅き爲摩擦板の間の油が押出されて焼付き、その爲に爲する捻り振動であらうと判断した。その證據として、冷却油の温度低く粘性の大きい時及び回転速度大なる時は振動を生じないのである。

以上四つの問題に就いて研究の結果次の如き處置を取つた。

(イ) 主軸の味噌摺り運動は兩摩擦板を主軸の回転中心に對し相當正確に直角となる様整調したが未だ不充分であつた爲最後の手段として第1圖の如く軟鋼板の中心に球軸受を嵌め込み、上部摩擦板の中央より案内軸を出し、兩摩擦板を合せた時案内軸が球軸受の中に弛く嵌る程度とし上部圓板の横振れをこれにて受ける様にし解決した。尙此の場合タンクは自動調心となる様テーブルには締付けないことにした。

(ロ) 発生熱は第1圖の如く別に表面積の大なる冷却タンクを設け相當多量の油を使用し、當所製NP型1/4馬力電動油ポンプにて油を循環せしめたが、これにても未だ不充分な故冷却タンクの底に銅管の蛇管を入れ、これに水を通じて満足なる結果を得た。冬期に於てはこの水冷却は必要ないものと思はれる餘り冷却し過ぎると油の粘性大となり標準推力以内では7.5馬力と云ふ様な大馬力を吸収し得なくなる。摩擦圓板附近に於ける油温度は60~70°Cが適當である。

(ハ) 機械のテーブルに傳はる高熱は前述の油冷却に依り或る程度緩和したが、發熱個所が底部なる爲尙完全ではなく、依つてこのタンクの裏面に更に冷却タンクを密着せしめこれに水を通じた結果完全に解決することが出来た。

(ニ) 摆り振動の防止に就いては摩擦板に油溝を設くる等種々対策を考へたが何等の効果なく、止むを得ず推力を減する事とした。此の現象は65回転迄に於て生じた。

次にブレーキ圓板の大きさと主軸推力と消費動力との關係に就き述べる。

先づ第一に定めらる可きは主軸推力である、これを無制限に過大に取れば、主軸の推力球軸受を損ぶ虞れがあつたため此の機械の最大能力を出す場合に生ずる推力を採る事とした。但し材質錐形が一定なるも錐先の角度、切れ味等に依り相當の差を生ずるものなる故シミュレーション

の「工作機械検査法」所載の値を参考とした。此の機械の最大穿孔能力は鋼材に對し50糸にして、抗張力50~60糸/平方糸の鋼材に標準送り0.45糸/回転の條件にて1850糸となつてゐる故多少の過負荷を見て2000糸を標準とする事とした。負荷量は電動機の入力を測定しこれに電動機の効率を乗じた電動機出力即ち機械入力が夫々5馬力或は7.5馬力となる時を以て全負荷とする。ブレーキ圓板の大きさは主軸推力と負荷量とが定まれば實驗に依り求める事が出来る。然し主軸の回転数は低速型は毎分32~355回転高速型は毎分65~710回転と云ふ廣範囲なる爲その總てに全負荷を掛ける事は困難で實際の使用状態に於けると同様低速の場合には消費馬力は極めて小さいのは當然である。第3圖に示すブレーキ圓板は摩擦面の外径300糸内径200糸にしてこれを使用した場合の負荷状態の測定値は第1表の通りである。

此の表は全負荷の連續運転試験値であるがこれ以外に過負荷試験を短時間行つた。その負荷率下記の通りである。

ED-Y4型	125%
ED-B5型	150%

### 3 自動送り機構負荷試験

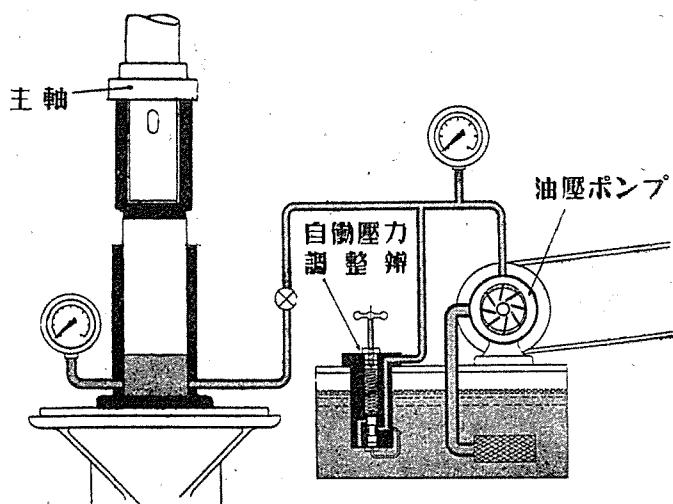
一般にボル盤に於て最も故障を起し易き個所の一つは自動送り機構である。前項同様唯切削を行つて見るのみにては如何程の推力を發生して居るものやら判らず、甚だ非科學的であり、又長き行程に長時間の負荷を與へる事も困難である。依つて次の如き負荷試験装置を製作して試験を行つた。

その要領は第4圖及び第5圖に示す如く油壓シリンダー及びピストンよりなる加壓試験機(第6圖)を用ひこれに油壓ポンプ装置(第7圖)より油壓を作用せしめて主軸に推力を與へる構造である。このポンプ装置は當所製品たる油壓式研磨盤に使用して居る物をそのまま應用した。ポンプはビッカース型羽根車式にして附屬の自動壓力調整弁を使用すれば0~70糸/平方糸迄任意の壓力が得られ、而も壓油を消費しない場合には壓油は調整弁より逃れる様になつてゐる。

これを用ひ此のピストンを全行程だけ突出せしめた位置で主軸端に當て主軸の自動送りを掛けた後ポンプより油壓を送れば、このピストンの斷面積は100平方糸に製作してある故油壓が10糸/平方糸ならば1回転、20糸/平

EDY 4型 7.5 HP 低速	主軸回転數 r.p.m	32	45	62	90	130	180	250	355
	主軸推力 kg	*1100	*1760	*1760	1900	1900	1900	1900	1360
	冷却油溫度 °C	35.5	36.5	38.0	42.0	47.0	51.5	66.0	74.0
	負荷率 %	10	13	16	22	30	46	100	100
EDB 5型 5 HP 高速	主軸回転數 r.p.m	65	90	125	175	255	360	500	710
	主軸推力 kg	*1370	1900	1900	1760	1420	1400	1200	800
	冷却油溫度 °C	37.5	44.8	53.9	56.9	60.0	60.3	62.0	61.5
	負荷率 %	32	62	87	100	100	100	100	100

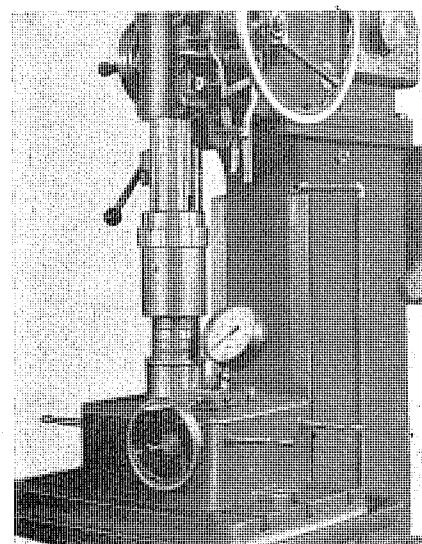
第1表 \*印の推力は揃り振動防止の爲減じたるものである。



第4圖 自動送り負荷試験装置

方極ならば2回と云ふ様に非常に任意の推力荷重を與へる事が出来、而も同一の状態で無理する事なく安全にピストンの全行程だけ送る事が出来る故、これを幾回か繰返せば充分試験の目的を達する事が出来る。

この試験は自動送り機構の負荷試験としての意義を有するが、消費動力は甚だ僅少でその他餘り参考となる測定値は得られなかつた。



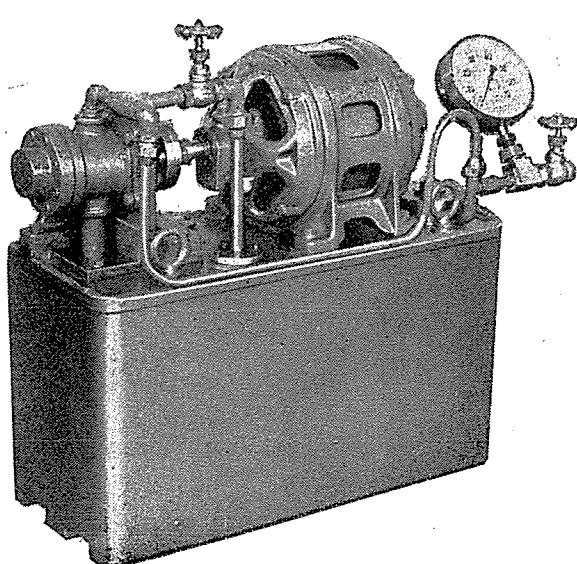
第5圖 推力負荷試験装置

#### 4 主軸自動送り安全装置

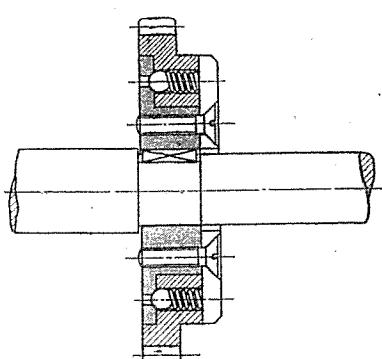
これは第8圖に示す如き構造を有し圓板上に12乃至16個の鋼球が皿孔に嵌り、これをバネで押附けて生ずる摩擦力に依り回轉力を傳へ、これが自動送り機構の中間に設けてある。而して主軸に過大なる推力を生じた場合鋼球は皿孔にて相手の圓板を支へ切れなくなりバネを壓縮して皿孔より跳び上り回轉運動を遮断し自動送りを止めて機械を破損から保護する様になつてゐる。尙その儘回転を続けると球は1ピッチ進みたる次の皿孔に落込み再び正常の状態に戻る。問題は希望する推力にて作動困難であると言ふ事である。これはバネの強さ皿孔の角度、球の數等にて調整する事が出来る。この作動試験は第3項にて述べた加壓器を用ひ油を圓筒内に封入した状態にて主軸に自動送りを掛け、その端にてピストンを押へ付ければ少々ピストンを押込んだら後突如安全装置が働くその際の圧力計の読みを採れば作動推力を知る事が出来る。

これは作業の状態より考へ若干の餘裕を見て下記の如き範囲に調整して居る。

ED-B5型 2500~3000磅  
ED-Y4型 3500~4000磅



第7圖 油壓ポンプ装置 # 42676



第8圖 推力安全装置

## 5 推力荷重による機械の剛性

これは停止せる機械の主軸とテーブルとの間に例の加圧器に依り推力を與へ、その推力量の變化に對する機械各部の動きをダイアルインチケーターにて測定したものである。測定値の一例次の如し。測定位置及び測定値を圖表に表はせば第9圖の如くなる。

単位 0.001 焦

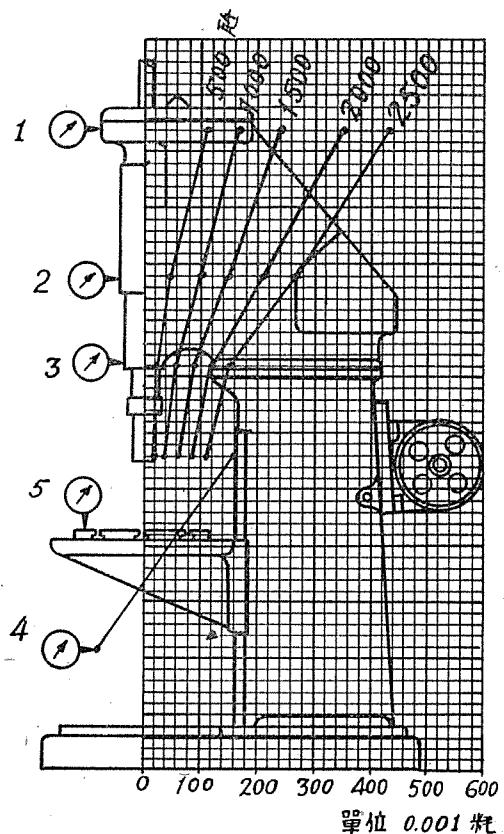
測定位置	500 莉	1000	1500	2000	2500
1	110	165	240	350	430
2	50	100	150	210	270
3	25	60	90	120	150
4	20	40	63	85	110
5	20	50	75	100	120

これに依り作業中機械本体は如何なる變形をなしてゐるか、從つて製品の精度に如何なる影響を及ぼすか、又この測定値は推力 2,500 莉迄であるが多軸孔明装置を用ふる場合には更に推力は増大して 3,500 莉になるものと想像されるのでその際の變形量はこの實驗値より推察する事が出来る。

## 6 結 言

以上述べた如く試験器を用ひ種々なる連續負荷試験又は過負荷試験を行へば、長期間使用して發生すべき故障を早く發見し、又設計上工作上の缺點弱點等を知る事が可能なる外、無負荷運轉にては容易に判断し難き個所例へば Vベルトの緊張程度、多板クラッチの調整、その他弛み易く調整の狂ひ易き個所等を知り、組立作業の信頼度を高める事が出来る。

尙最初にも述べたる如くこの負荷試験用ブレーキに動力計を使用したく思つたのであるこれを用ふれば機械出力が測定出来、入力は容易に知り得る故に機械効率を算



第9圖 推力荷重を加へた場合の機械本体の歪の状態

出する事が出来、從つて歯車の効率、軸受クラッチ等の損失を論する事も出来るのである。然るに此の場合回轉數が廣範囲で電氣動力計には過ぎ、又堅型である等の爲適當なる試験装置を作る事が困難であつた爲此の試験は一應断念した。從來市販の動力計は殆んど原動機試験専用の物多く今後此の方面に使用し得る物も製作される様希望してゐる次第である。この甚だ貧弱なる試験資料が關係者各位に多少とも参考となれば望外の幸である。

### — 正 —

前號(第19卷第9號)論文中次の誤植がありましたから御訂正願ひます。

#### ◎ミシン發達史 (2)

第314頁右段第5表年代中のマルクは貿易額マルクとなる。

#### ◎Heavisied 演算子法 (IX)

第318頁第1圖中  $X\alpha_1, X\beta_1, \dots$  等は  $\times\alpha_1, \times\beta_1, \dots$  となる。

同頁第2圖も同様且つ  $C+j\infty, C'+j\infty, \dots$  等の  $C$  は  $c$ 、又中央下  $j\infty$  は  $-j\infty$  となる。

同頁右段3行目

$$+\int_{c+j\infty}^{c'-j\infty} \dots = +\int_{c'+j\infty}^{c'-j\infty} \dots \text{となる}$$

第319頁右段第3圖中

$C$  は  $c$  となる。  $\frac{\pi}{2} \varphi \frac{\pi}{2}$  は  $-\frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{\pi}{2}$  となる

### — 誤 —

第320頁左段5行目  $/\varphi(\lambda)$  は  $f(\lambda)/\varphi(\lambda)$  となる。

同頁右段第4圖は第3圖と同様訂正且つ一番上部  $C+j$  は  $c+jR$  となる。第5圖も同様

第320頁左段下から8行目、横線の上

$t > b$  なる時は  $t < b$  なる時は となる。

第321頁右段8行目 (ii. c) 式中  $C$  は  $c$  となる。

第325頁左段 (III. 3) 式中

$+cj\infty, -cj\infty$  は  $c+j\infty, c-j\infty$  となる。

同頁右段3行目  $a\epsilon t$  は  $\epsilon at$  となる。

第326頁左段中

なる故  $\lambda^{-1}f_1(\lambda)f_2(\lambda)$  は  $\lambda^{-1}f_1(\lambda)f_2(\lambda)$  となる。

第329頁右段14行目

$(R(\alpha)\geq 1)$  は  $(Re(\lambda)\geq 1)$  となる。

# 論文ご講演

## 寄稿

井上八郎	氣中遮断器の温度上昇限度	製協誌	9月號
龜井昊	最近の無軌道電車とその電氣機器	製協誌	9月號
宗村平	金属壓延に於ける電氣制御	電氣工學	
井上八郎右衛門	大型火力發電機の國産を顧みて將來に及ぶ	動力	
木村久男	内鐵型變壓器に於ける渦流損近似式	電氣學會誌	

## 講演

薄井廉介	並行線型發振器負荷結合法の解析	第23回聯合大會 9月23日
林千博	非線型振動回路に於ける初期條件の影響に就て	(以下同様)
菅野正雄	變壓器の内部電位振動に關する Bewley の解法の誤	
吉田武彦	直流機の刷子接觸抵抗と無火花帶	
濱田賢	鐵製水銀整流器に於ける 擴散陽イオンの過渡狀態	
木村久男	小型變壓器の衝擊電壓試験	
陳定國	壓搾空氣吹付交流遮断器	
淺井徳次郎	壓搾空氣吹付交流遮断器	

## 第19卷 第11號 内容豫定

アルミニウム導体の電氣熔接	和田六郎夫
送油式變壓器用電動油ポンプ特性	高桑常信
最近の小型デイオン遮断器に就て	篠崎善助
波形金屬空盒及び其の工作法に就て	山田三郎
ミシン發達史	伊東璋

## 編輯室

一大事とは今日只今の事なり (國民座右銘)

僅か十數字の文句乍ら、之程今日我々の心肝に徹する言葉は無い。正に一大事は今日只今我々の目前に展開されつゝある。

北邊と云ひ、南方と云ひ、さてはビルマ方面と云ひ、航空決戦の凄しさは日々その度を増し、質と質、量と量相搏つ血戦となつた。

かくて國策はすべて航空の一點に集中され、學徒進軍、企業整備皆之に基いて行はれた。就中直接航空機生産に關係する工作機械の増産整備は緊急の大事として取上げられた。

本號を工作機械特輯として提供する理由の一端は此處に存する。

我國に於ては工作機械工業は比較的新興工業に屬し、戦争遂行上急速なる整備を要求された結果、種々なる困難に逢着して居る現状にあるが、三菱工作機械社が此處に誕生し、國策推進の一助となつたことは甚だ喜ばしい事である。

工作機械と電氣は今日離れ得ぬ存在であるが、三菱工作機械社の工作機械と三菱電機の電氣技術とが渾然一体完全な融合をなして、素晴らしい性能を發揮する日も遠くはあるまい。

本年度は特輯號を度々計畫し、その都度絶讚を博して居る次第であるが、特輯とは同一種類の論文の單なる集合を意味するのではなく、國策の要望する主題に關し、一貫した理念を以て全篇を貫ぬき、技術公開の集中的効果を狙つたものでなければならぬ。編輯者の意途を諒とせられ、益々御叱正御鞭撻あらんことを。

# 三菱電機株式會社

東京都麹町區丸ノ内二丁目四

編輯兼發行者 中　　台　　一　　男

〔無断轉載を禁ず〕

發行所 神戸市兵庫區和田崎町三丁目

東京都神田區淡路町二丁目九

「三　菱　電　機」編　輯　部

配　給　元　日本出版配給株式會社

大阪市東區北久太郎町一丁目一六

昭和18年11月5日　印　刷　納　本

印　刷　者　久　　保　　專　　治

昭和18年11月8日　發　行

（昭和18年11月5日付）

〔本　誌　代　價〕　每　　壹　　部　　付　　金　貳　拾　錢

印　刷　所　株式會社　日本　寫　工　藝　社

日本出版文化協會　會員登號　第132506號