



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 龜 吉	
スプライン ホウ の設計	岩 田 弘 之 明 西 島 繁	331 (1)
きさげ仕上に依る滑り面に就て	武 井 文 二 郎	339 (9)
深孔加工の隘路を解決せる KD-V2 型深孔 ボール 盤	鈴 木 修 一 野 口 弘 幸 林 勝	343 (13)
ED-Y4 型多軸 ボール 盤と其の應用	鈴 木 修	351 (21)
工作機械用極數變換誘導電動機と制御裝置 ...	林 勝 幸	358 (28)
堅型 ボール 盤の負荷試験裝置とその試験	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狀

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、更ら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發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發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狀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。

スプラインホブの設計

三菱工作機株式会社

 岩 田 弘 之
 西 島 繁 明

内 容 梗 概

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

1. 緒 言

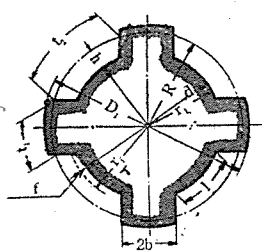
スプラインホブの設計につき最近二三の論文が發表されてゐるが、何れも局部的な問題に就いてのみ論ぜられ、實際にホブを設計するに當つては、色々の不明確な點がある。特にピッチ圓徑の選擇、ホブ双高の決定、並びにアンダーカット量の計算につき確定的な方法が判らなかつたので、上述の論文を基礎として、之等の問題を検討し、スプラインホブ設計の参考にしようと思ふ。

2. 符 號 の 説 明

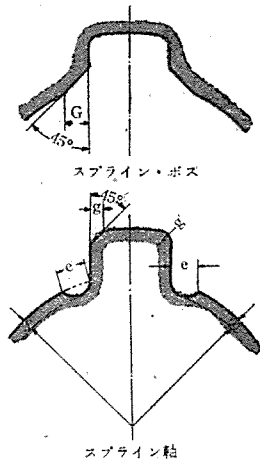
第1圖、第2圖、第3圖に示す如く

ア、スプライン軸に於ては

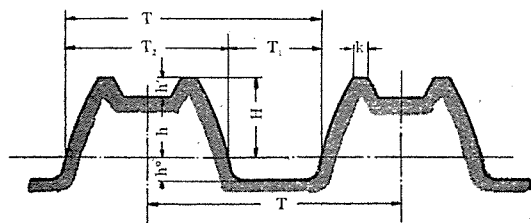
- D_1 = 最後仕上の時のスプライン軸外徑
- R_1 = 最後仕上の時のスプライン軸外周の半徑
- d_1 = スプライン軸谷徑
- r_1 = スプライン軸谷の半徑
- b = スプライン軸齒幅の半分
- g = 齒先45°面取寸法



第1圖
スプライン軸主要部



第2圖



第3圖 スプライン・ホブ基準ラック

- G = スプライン溝角45°面寸法
- g' = 齒先に丸味をつけた時の丸味の半徑
- $\left. \begin{matrix} e \\ s \end{matrix} \right\}$ = 規格上の齒元ぬすみ寸法
- $\left. \begin{matrix} e' \\ s' \end{matrix} \right\}$ = 齒元アンダーカット寸法
- l = ぬすみなき時のスプ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_1 = ピッチ圓上に於ける齒幅圓弧長さ
- t_2 = ピッチ圓上に於ける齒谷圓弧長さ
- r_f = 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 = スプライン軸溝數

とし、

イ スプライン・ホブに於ては

- T = スプライン・ホブ基準ラックのピッチ
- T_1 = スプライン・ホブ基準ラックのピッチ線上に於ける谷幅
- T_2 = スプライン・ホブ基準ラックのピッチ線上に於ける双幅
- H = スプライン・ホブ基準ラックの双先總高さ
- h = スプライン・ホブ基準ラックの双先標準高さ
- h' = スプライン・ホブ基準ラックの齒先延長高さ
- k_0 = スプライン・ホブ基準ラックの双元高さ
- k = 隅肉をとるために双先を延長した時の尖端直線部の幅

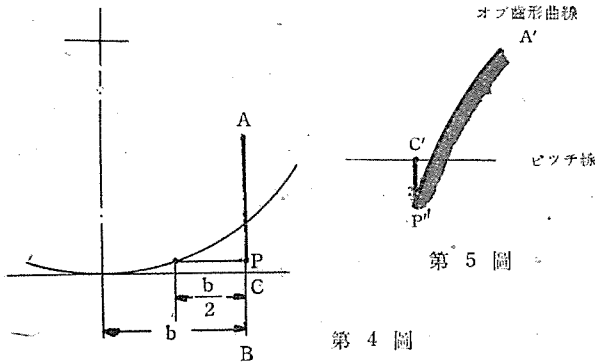
とする。

3. ピッチ圓徑選擇方法

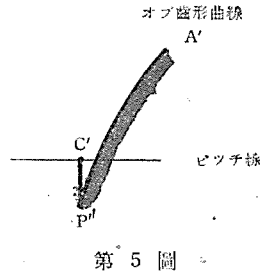
スプライン軸も一つの直線齒を持つた齒車と考へ得るから第3圖に示す様なラック齒形を持つたホブでホブ切する事が出来る譯である。此の場合ピッチ圓徑の取り方によつて齒先側面が削られたり齒元に隅肉が残つたりする、其れでは如何にすれば規格寸法を出来るだけ満足するものをホブ切り出来るかを考へて見ると。

ア、ピッチ圓徑を小さくとればとる程齒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プラインの嵌合に支障を來したり齒側面及び谷面の



第4圖



第5圖

研磨に支障を来す様になる。

成瀬博士の論文「スプライン軸用ホウに就て」によれば第4圖の様な直線齒のホウ 可能の範囲はAB中CAの部分が可能であると述べられてゐるが、松山・成瀬氏の論文「日本標準規格自動車用スプライン軸のホウ切りに就て」によればPより下の部分BPはホウ切り不可能な事を明らかにされてゐる、それは基準ラックの双形が點に相當する所で尖點をなすからである、その理由は同論文に示されて居るし又事實双形曲線を求めて見ても明らかに知る事が出来る、即ち第5圖は此れを示すものである。

故に直線双形の切削可能の範囲は齒幅の四分の一の平行線がピッチ圓と交はる點から齒に下した垂線の足Pから内側、即ちPA線のみである、此の理論に従ひピッチ圓徑の最小値を求め次にピッチ圓徑選擇の範囲を示す事にする。

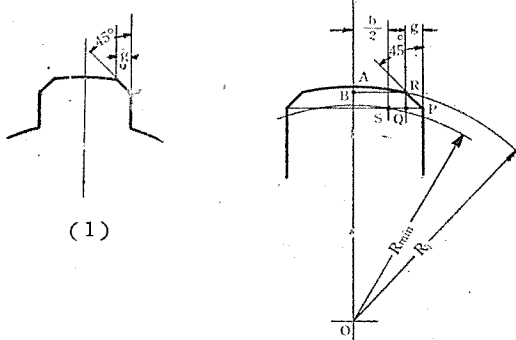
第6圖(1)の様に齒側面先端に $g \times 45^\circ$ の面取りする時は第6圖(2)に於けるP點以下がホウ切りの可能なる様にピッチ圓徑をとればよい、故にピッチ圓はS點を通る圓にすればよい。第6圖(2)よりRの大きさを求めると、

$$R = \sqrt{\left\{ \sqrt{R_1^2 - (b-g)^2} - g \right\}^2 + \left(\frac{b}{2} \right)^2} \quad \text{となる}$$

故に $g \times 45^\circ$ の面取のある場合のピッチ圓半径は、

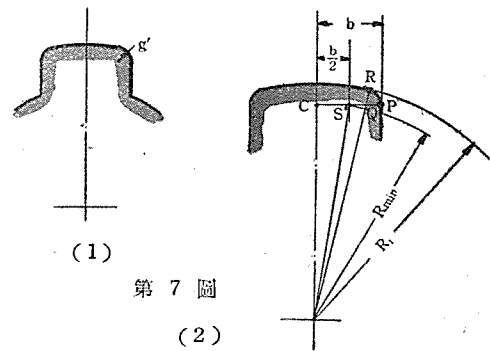
$$R_1 > R \geq \sqrt{\left\{ \sqrt{R_1^2 - (b-g)^2} - g \right\}^2 + \left(\frac{b}{2} \right)^2} \quad \text{.....(3.1)}$$

又後に述べる如く、 $g \times 45^\circ$ 面取もホウで行ふ時はP點を通る様にピッチ圓を選ぶと都合がよい、圖から



第6圖

(2)



第7圖

(2)

$$\begin{aligned} PO &= \sqrt{\left\{ \sqrt{R_1^2 - b - g^2} - g \right\}^2 + (b)^2} \\ &= \sqrt{R_1^2 - 2g \left\{ \sqrt{R_1^2 - (b-g)^2} - b \right\}} \quad \text{.....(3.1)'} \end{aligned}$$

となる。

次に第7圖(1)の様に齒側面先端に g' なる半径の丸味を付けた時は、第7圖(2)でP點以下がホウ切りの可能になる様にピッチ圓徑をとればよい、従つてピッチ圓はS點を通る圓にすればよい。

第7圖(2)よりRの大きさを求めると

$$R = \sqrt{(R_1 - g'^2 - (b - g')^2 + \left(\frac{b}{2} \right)^2)} \quad \text{となる}$$

即ちなる丸味を付けた場合のピッチ圓の半径は、

$$g' R_1 \geq R \geq \sqrt{(R_1 - g')^2 - (b - g')^2 + \left(\frac{b}{2} \right)^2} \quad \text{.....(3.2)}$$

である。

4. 隅肉の大きさ

第8圖の如くスプライン・ホウ基準ラックに双先延長部無きものでホウ切りした場合に生ずる隅肉の大きさを求める。

後述の如くスプライン軸の接觸點の軌跡は「リーマン」曲線となる、故に此れを $x \cdot y$ 座標で示すと、

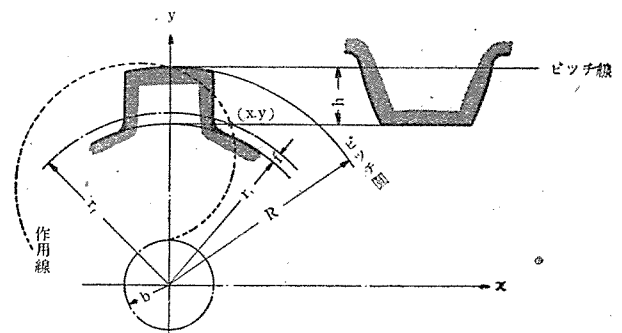
$$yR - y^2 - x^2 = b \sqrt{x^2 + (R - y)^2} \quad \text{.....(4.1)}$$

となり、此の曲線と $y = r_1$ 直線との交點の中心からの距離が隅肉開始の半径となる、

$$y = r_1 \quad \text{.....(4.2)}$$

(4.1), (4.2)の方程式から r_1 を求めて見る、

今



第8圖

$$2B = 2r_1h + b^2$$

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

と置けば

(4.1) 式は

$$x^4 - 2Bx^2 + C = 0 \quad \text{となり}$$

$$x^2 = B \pm \sqrt{B^2 - C} \quad \text{となる、}$$

 然るに隅肉開始の半径 r_f には次の関係式がある、

即ち

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

故に隅肉の高さは

$$f = r_f - r_1 \quad \text{となる、}$$

 故に延長部無き スプライン 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

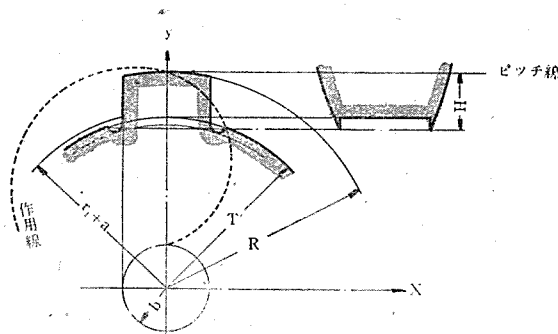
$$B = \frac{1}{2}(2r_1h + b^2)$$

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

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

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

5. 隅肉を完全に無くするに必要なホブの双高

 第9図に於て接触点の軌跡の式(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双高を求める事が出来る。


第9図

即ち

$$A_1 = R^2$$

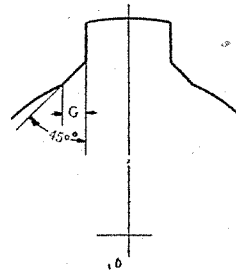
$$B_1 = R(r_1^2 - b^2)$$

$$C_1 = r_1^2(r_1^2 - b^2)^2 - b^2R^2 \quad \text{とおけば}$$

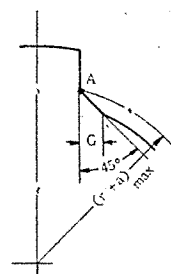
(4.1)式は

$$A_1y^5 - 2B_1y + C_1 = 0 \quad \text{となる、}$$

$$\therefore H = R - \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - A_1C_1}}{A_1} \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

 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、時にはスプ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 スプライン・ボスの方に面取がしてあるから、第11圖に於ける A 點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

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

 よればとなる、故に H の範囲は

$$\left[R - \frac{B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - A_1C_1}}{A_1} \right] \geq H \geq \frac{1}{R} \\ \left[\sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2 + G} \right\}^2 - b} \right. \\ \left. \times \sqrt{R^2 - \left\{ \sqrt{r_1^2 - (b+G)^2 + G} \right\}^2} \right] \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

となる、但し齒谷及び齒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双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、「一般に齒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 點を求める。即ち \overline{QO} に平行に b 圓の切 \overline{CT} 線を引けば C 點が求まる、 \overline{CT} はスプライン軸齒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 點は接觸 C 點である。斯くして多くの點を求め作用線を圖の如く畫がく事が出来る、但し、圖に於て、實線は齒の左側面、點線は齒の右側面の作用線を示す。

の形を明確に示すと第16圖の如くなる、即ち \widehat{RP} 、 $\widehat{P'Q'}$ 、 $\widehat{Q'T}$ に分解して考へると、 \widehat{RP} 、 $\widehat{Q'T}$ は夫々P點及びQ點の畫く軌跡の一部にして $\widehat{P'Q'}$ は半径 (r_1-s') の圓弧であり、その中心角は $\alpha_0 = \frac{k}{R}$ である。

8. アンダーカット許容量

今第17圖の如く

e'_0 = 隅肉を完全になくした時のアンダーカット量

e' = 隅肉が存在する時のアンダーカット量

e'' = 片側に於ける無効齒谷圓弧長さ

k_0 = 隅肉を完全に無くした時の双先延長部の幅

とすると、次の如き關係がある、

e'_0 の時と e' の時のアンダーカットの曲線は圖の様に共有の對稱線を持つてゐる、即ちAO線に對し對稱な曲線を爲してゐる。

故に

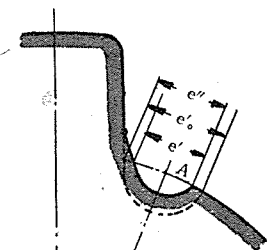
$$e'' = e' + \frac{(e'_0) - (e')}{2} \quad \text{である。}$$

但し

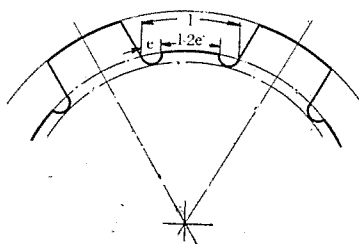
$$(e'_0 = e'_0 - k_0 \frac{r_1}{R} = (k_0 \text{ なる幅が存在しない時の } e'_0 \text{ の値}))$$

$$(e') = e' - k \frac{r_1}{R} = (k \text{ なる幅が存在しない時の } e' \text{ の値})$$

隅肉を少くするためにホブの双先總高さ H を段々増加すると、アンダーカットの量 e' は増大して來て有効なスプライン軸谷面の長さ $(l-2e'')$ が減少してくる、かゝるものを使用すれば齒谷面の磨耗が早くなり時には齒谷面は無くなり尖點となる事もある、故に有効齒谷面が非常に減少する時は隅肉の存在を第11圖のA點まで許す必要がある、有効齒谷面長さの齒谷面長さに對する比率 $\frac{l-2e''}{l} \times 100\%$ を何の位まで許してよいかは使用目的に従つて、適當に決定すべきである。



第17圖



第18圖

9. ホブの基準ラック双形曲線

スプラインホブ基準ラック双形曲線を求める事は即ち直線齒形を切削すべきラック型カッターの形狀を求める事である。

成瀬博士の論文に従へば、第19圖に於てスプライン軸の直線齒形 \overline{UU} は

$$\rho \sin \sigma = b \quad \dots\dots\dots (9.1)$$

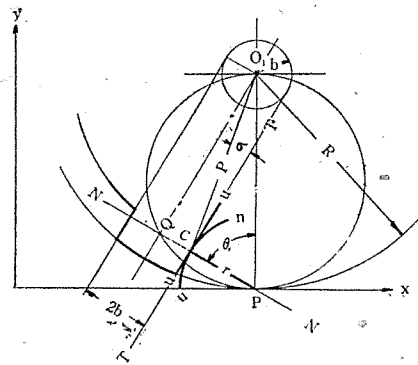
次にピニオンに對する嚙合の方程式を考へると、

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \cos \sigma &= R \sin \theta \quad \dots\dots\dots (9.2) \\ \rho \sin \sigma &= R \cos \theta - r \quad \dots\dots\dots (9.3) \end{aligned} \right.$$

以上三つの式より $\rho \cdot \sigma$ を消去すると、

$$r = R \cos \theta - b \quad \dots\dots\dots (9.4)$$

を得る、之が接觸點の軌跡である、此れは「リマソン」曲線と呼ばれるものである、即ち前述の如くであるが第19圖では R を直徑とする圓を作り P 極より任意のベクトル \overrightarrow{PQ} を作り $\overline{QC} = b$ なる C 點に相當する各々の點を結んで得た曲線である、此の接觸點の軌跡が知られるとラックの齒形を定める事が出来る。



第19圖

先づラックに關する嚙合の方程式をとると、

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= \tan \theta \quad \dots\dots\dots (9.5) \\ y &= r \cos \theta \quad \dots\dots\dots (9.6) \end{aligned} \right.$$

となる、今 $\frac{dy}{dx} = p$ とおき(9.5)・(9.6)の兩式と接觸點の軌跡とより r と θ を消去して x と y との關係を求めると、

$$\left\{ \begin{aligned} x &= -R \left(\frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right) + b \left(\frac{p}{\sqrt{1+p^2}} \right) + K \\ y &= \frac{R}{1+p^2} - \frac{b}{\sqrt{1+p^2}} \end{aligned} \right. \quad \dots\dots\dots (9.7)$$

但し K は積分常數である、

今 $y=0$ に於ける p を p_0 とすると、

$$p_0 = \sqrt{\left(\frac{R}{b} \right)^2 - 1} \quad \text{となる}$$

此れを(9.7)式に代入して

$$K = R \left(\frac{p_0}{1+p_0^2} + \tan^{-1} p_0 \right) - b \left(\frac{p_0}{\sqrt{1+p_0^2}} \right) \quad \text{となる}$$

以上の結果を綜合すれば直線双形がピニオンの刻み圓内に

ある時のホウ基準ラックの双形曲線は、

$$\left. \begin{aligned} x &= -R \left\{ \frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right\} + b \left(\frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= \frac{R}{1+p^2} - \frac{b}{\sqrt{1+p^2}} \end{aligned} \right\} \dots (9.8)$$

但し

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

又切削すべき直線部分がピッチ圓の外側にある時、

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left(\frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right) - b \left(\frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= - \left(\frac{R}{1+p^2} - \frac{b}{\sqrt{1+p^2}} \right) \end{aligned} \right\} \dots (9.9)$$

但し

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

以上で普通の平行型スプライン軸切削用ホウの双形曲線は求める事は出来るが此の外に、例へば齒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ウ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ウ 基準ラック双形曲線

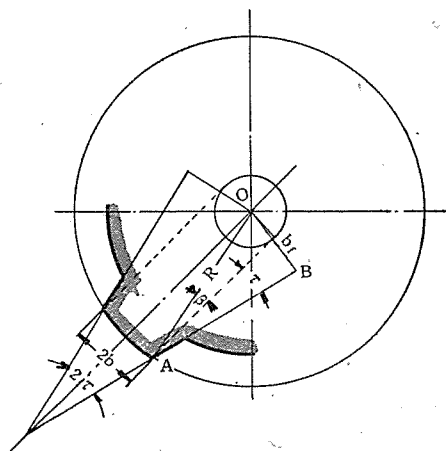
第 20 圖に於て

$$b = R \sin \beta \dots (10.1)$$

此の b の値は前の平行型のものゝ b と同じものである、従つて、 $\rho \sin \sigma = b$ 。之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

$$b_1 = R \sin (\beta + \tau) \dots (10.2)$$

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



第 20 圖

$$\rho \sin \sigma = b_1 \dots (10.3)$$

となる、従つて前の平行型の結果に於て b の代りに b_1 をとれば楔型スプライン軸のホウの曲線の方程式を得る、

ア、切削すべき直線部分がピッチ圓の内側にある場合

$$\left. \begin{aligned} x &= -R \left(\frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right) + b_1 \left(\frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= \frac{R}{1+p^2} - \frac{b_1}{\sqrt{1+p^2}} \end{aligned} \right\} \dots (10.4)$$

但し

$$\begin{aligned} K &= R \left(\frac{p_0}{1+p_0^2} + \tan^{-1} p_0 - b_1 \left(\frac{p_0}{\sqrt{1+p_0^2}} \right) \right) \\ p_0 &= \sqrt{\left(\frac{R}{b_1} \right)^2 - 1} \quad \text{とする} \end{aligned}$$

イ、切削すべき直線部分がピッチ圓の外側にある場合

$$\left. \begin{aligned} x &= R \left(\frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p \right) - b_1 \left(\frac{p}{\sqrt{1+p^2}} + K \right) \\ y &= - \left(\frac{R}{1+p^2} - \frac{b_1}{\sqrt{1+p^2}} \right) \end{aligned} \right\} \dots (10.5)$$

但し

$$\begin{aligned} K &= -R \left(\frac{p_0}{1+p_0^2} + \tan^{-1} p_0 \right) + b_1 \left(\frac{p_0}{\sqrt{1+p_0^2}} \right) \\ p_0 &= \sqrt{\left(\frac{R}{b_1} \right)^2 - 1} \quad \text{とする} \end{aligned}$$

齒先の面取をもホウ切りする場合には、前述の如く第 6 圖にて P 點を通るやうにピッチ圓を選び \overline{PR} 部分を、楔型スプラインの方程式を利用して双形曲線を作ればよい。

11. 結 言

以上、スプライン・ホウの設計に於ける種々の問題を検討しながら、設計方針を述べたのであるがスプライン・ホウの設計上些かなり共御参考になれば幸である。

終りに設計の便宜のため双形曲線の計算に必要な常數表を記載し、又ホウ切りを考慮して作成された工作機械用スプライン規格、DIN E-5471 及び E-5472 を参考のため記載して置く。

第 1 表

θ deg	$\frac{p}{1+p^2} + \tan^{-1} p$	$\frac{p}{\sqrt{1+p^2}}$	$\frac{1}{1+p^2}$	$\frac{1}{\sqrt{1+p^2}}$
	$\frac{\tan \theta}{1 + \tan^2 \theta}$	$\frac{\tan \theta}{\sqrt{1 + \tan^2 \theta}}$	$\frac{1}{1 + \tan^2 \theta}$	$\frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \theta}}$
22°30'	0.7463	0.3827	0.8335	0.9239
25°	0.8194	0.4226	0.8214	0.9063
27°30'	0.8898	0.4517	0.7868	0.8870
30°	0.9586	0.5000	0.7300	0.8660
32°30'	1.0204	0.5373	0.7113	0.8436
35°	1.0807	0.5736	0.6710	0.8192
37°30'	1.1375	0.6088	0.6294	0.7924
40°	1.1905	0.6428	0.5868	0.7660
42°30'	1.2399	0.6756	0.5435	0.7373
45°	1.2854	0.7071	0.5000	0.7071
47°30'	1.3271	0.7373	0.4554	0.6756
50°	1.3651	0.7660	0.4132	0.6428
52°30'	1.3993	0.7934	0.3706	0.6088
55°	1.4298	0.8192	0.3290	0.5736
57°30'	1.4568	0.8436	0.2867	0.5373
60°	1.4802	0.8660	0.2500	0.5000
62°30'	1.5004	0.8870	0.2132	0.4617
65°	1.5175	0.9063	0.1766	0.4226
67°30'	1.5317	0.9239	0.1406	0.3827
70°	1.5431	0.9392	0.1170	0.3436
72°30'	1.5522	0.9537	0.0964	0.3007
75°	1.5590	0.9670	0.0780	0.2568
77°30'	1.5639	0.9763	0.0628	0.2166
80°	1.5673	0.9818	0.0502	0.1736
82°30'	1.5693	0.9846	0.0410	0.1305
85°	1.5703	0.9862	0.0346	0.0872
87°30'	1.5708	0.9891	0.0309	0.0436
90°	1.5708	1.0000	0	0

Anwendung des noch nicht endgültigen Entwurfs auf eigene Gefahr

Keilwellen- und Keilnaben-Profile mit 6 Keilen Innenzentrierung

DK 621. 824. 4.

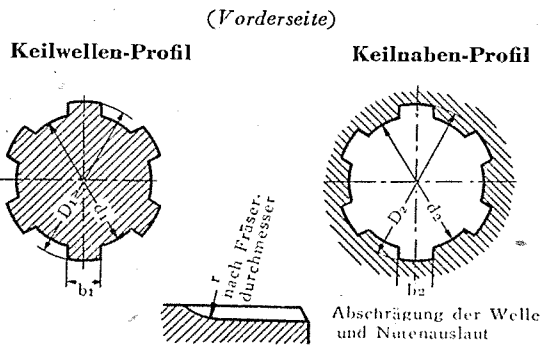
 DIN Vornorm
 ENTWURF 2
 E 5472

(Erläuterungen siehe Seite N 80)

Ersatz für DIN 2224

Einspruchsfrist 15. Dezember 1940

Alle Zuschriften doppelt erbeten


 Bezeichnung eines Keilwellen-Profils mit 6 Keilen, Form A2),
 von Nennmassen 46 x 52 x 12:

Keilwellen-Profils A 46 x 52 x 12 DIN 5472

 Bezeichnung eines Keilnaben-Profils für 6 Keile
 von Nennmassen 46 x 52 x 12:

Keilnaben-Profils 46 x 53 x 12 DIN 5472

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⁾
21 x 25 x 5 ²⁾	21	25	5	21	25	5
23 x 28 x 6 ²⁾	23	28	6	23	28	6
26 x 32 x 6 ²⁾	26	32	6	26	32	6
28 x 34 x 7 ²⁾	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

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.

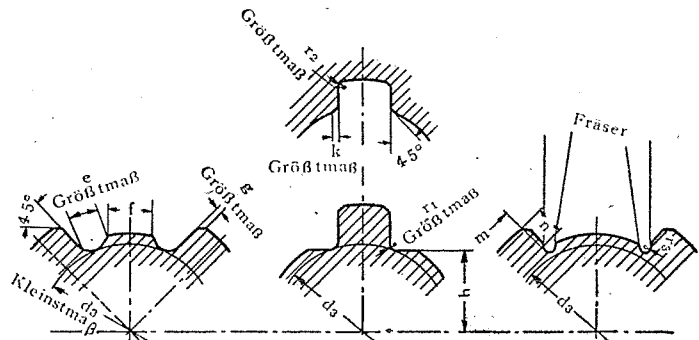
3) Diese Profile sind DIN Vornorm 5463 entnommen. Um eine genügend grosse Zentriefläche zu erhalten, ist dieses Profil zweckmässig nach dem Teilverfahren herzustellen.

Richtlinien für die Prüfung fertiger Keilwellen und Keilnaben siehe DIN Vordorm.....

Maße in mm

(Rückseite)

Bild 1


 Form A³⁾

 Form B³⁾

 Bild 2⁴⁾

Form A				Form B		Bild 1		Bild 2			Höcker- breite des Walz- fäders
d ₂ ⁴⁾ Kleinst- maß	e ⁵⁾ Größt- maß	c Größt- maß	f	h	r ₁ Größt- maß	k Größt- maß	r ₂ Größt- 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	0.5	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

4) Diese Werte sind errechnet unter Zugrundelegung der Herstellung der Keilwellen-Profile nach dem Wälzverfahren.

5) An Stelle der Abschrägung ist auch eine entsprechend grosse Abrundung zulässig.

6) Form A wird nur im Wälzverfahren hergestellt.

7) Form B wird nur im Teilverfahren mit Scheibenfräsern hergestellt.

8) 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 abzuschärfen. 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

DIN Vornorm

ENTWURF 2

E 5471

DK 621. 624. 4.

(Erläuterungen siehe Seite N 80)

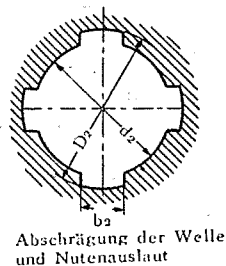
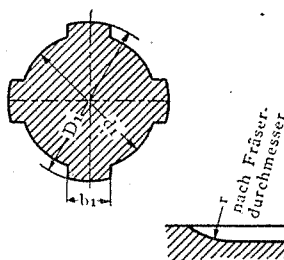
Ersatz für DIN 2223

Maße in mm

(Vorderseite)

Keilwellen-Profil

Keilnaben-Profil



Bezeichnung eines Keilwellen-Profils mit 4 Keilen, Form A²⁾,
von Nennmassen 46×52×14:

Keilwellen-Profil A 46×52×14 DIN 5471

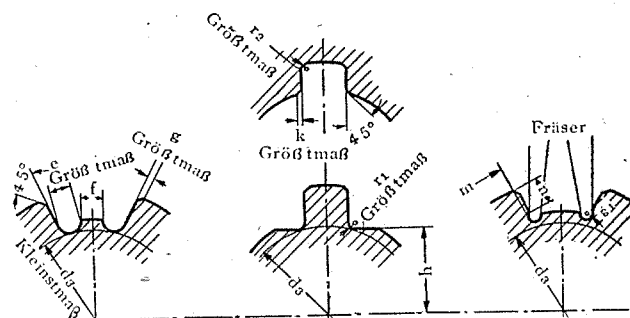
Bezeichnung eines Keilnaben-Profils für 4 Keile
von Nennmassen 46×52×14:

Keilnaben-Profil 46×52×14 DIN 5471

Nennmaße Innendurchmesser × Außendurchmesser × Keilbreite	Welle			Nabe		
	d ₁ ¹⁾	D ₁ ¹⁾	b ₁ ¹⁾	d ₂ ¹⁾	D ₂ ¹⁾	b ₂ ¹⁾
11×15×3 ³⁾	11	15	3	11	15	3
13×17×4	13	17	4	13	17	4
16×20×6	16	20	6	16	20	6
18×22×6	18	22	6	18	22	6
21×25×8	21	25	8	21	25	8
24×28×8	24	28	8	24	28	8
28×33×10	28	33	10	28	33	10
32×38×10	32	38	10	32	38	10
36×42×12	36	42	12	36	42	12
42×48×12	42	48	12	42	48	12
46×52×14	46	52	14	46	52	14
52×60×14	52	60	14	52	60	14
58×65×16	58	65	16	58	65	16
62×70×16	62	70	16	62	70	16
68×78×16	68	78	16	68	78	16

(Rückseite)

Bild 1

Form A¹⁾Form B¹⁾Bild 2³⁾

Form A				Form B		Bild 1		Bild 2			Höcker- breite des Wälz- fräasers
d ₁ ¹⁾ Kleinst- maß	d ₂ ¹⁾ Größt- maß	e Größt- maß	f	h	r ₁ Größt- maß	k Größt- maß	r ₂ Größt- maß	m	n	r ₃	
9.6 11.8 15.02	0.2 0.2 0.3	2.05 1.89 1.78	1.5 2.37 2.87	5 5.5 6.7	0.1 0.1 0.15	0.2 0.2 0.3	0.15 0.15 0.25	2.82 3.76 5.64	1.7 1.7 1.7	0.22 0.26 0.32	0.5 0.5 0.7
16.9 20.1 23	0.3 0.3 0.3	1.84 1.64 1.70	4.35 5 7.3	7.7 8.9 10.4	0.15 0.15 0.15	0.3 0.3 0.3	0.25 0.25 0.25	5.64 7.52 7.52	1.7 1.7 1.7	0.36 0.42 0.48	0.7 0.7 0.7
26.8 30.3 34.5	0.5 0.5 0.5	2.19 2.70 2.52	7.39 9.56 11.03	12.1 14.2 15.9	0.25 0.25 0.25	0.5 0.5 0.5	0.4 0.4 0.4	9.4 9.4 11.28	2.13 2.55 2.55	0.56 0.64 0.72	1 1 1
40.2 44.4 49.5	0.5 0.5 0.5	2.70 2.56 2.50	15.41 16.79 21.63	19 20.7 23.7	0.25 0.25 0.25	0.5 0.5 0.5	0.4 0.4 0.4	11.28 13.16 13.16	2.55 2.55 3.4	0.84 0.92 1.04	1 1.3 1.3
56.2 59.5 64.4	0.5 0.5 0.5	3.05 4.39 4.84	23.26 23.61 27.57	26.4 28.3 31.2	0.25 0.25 0.25	0.5 0.5 0.5	0.4 0.4 0.4	15.04 15.04 15.04	2.98 3.4 4.25	1.16 1.24 1.36	1.6 1.6 1.6

Anmerkungen siehe DIN 5472, nächste Seite diese Heftes.

Oktober 1940

Fachnormenausschuss für Werkzeugmaschinen

きさげ仕上に依る滑り面に就て

三菱工作機械株式会社 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値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 平面精度の評価

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

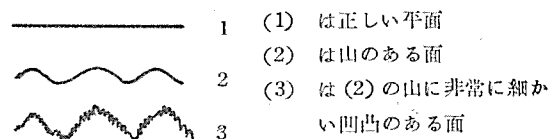
- a 顕微鏡式 標準仕上面と比較する方法
- b 凹面鏡式 球面鏡類の検査に便利な方法

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 シュマルツ式光切斷型等
- c 機械的擴大式 觸針の動きを挺により擴大する方法
- d 光挺的擴大式(シュマルツ 觸針型、日本光學式等)
- e 電気式 (觸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状を詳知することは出来ない。此の點立体的検査法により仕上面の凹凸の形状を輪廓曲線に撮り出され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価即ち精度の評価について考へるのに今「E. J. Abbott」の言により平面精度の本質を調べると、第1圖の如く大体仕上平面は次の三種に大別出來ると考へられて居る。(2)を波型(Waviness)のある面。(3)は波型があり同時に小皺(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価

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

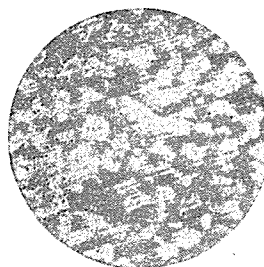
輪廓曲線 (型狀凹凸の深さを知る)

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、

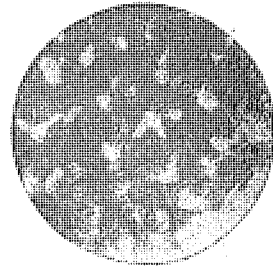
- a 坪當り 單位面積内にある當りの數
- b %當り 或る面積内に含まれる當りの部分の面積の全面積に對する比率

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。(圖中黒色の部分が當りを現はす)

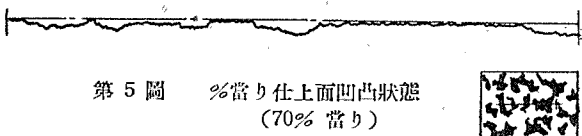
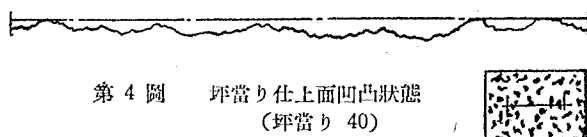
第2圖は一般に定盤當りとも稱するので當りの大いさ分布が略一様であるからこれを坪當りで表はす事は誰れでも首肯出來ると思ふ。次に第3圖を見るのに當りが連續して居り、これを坪當りで表はすには實際に當りを數



第2圖
坪當りの適切な例
(坪當り 40)



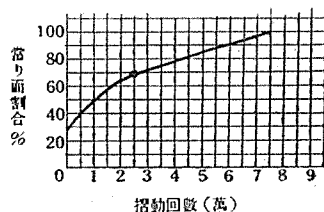
第3圖
%當りの適切な例
(70% 當り)



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

今この第 2 圖、第 3 圖の坪當り%當りのきさげ仕上面凹凸状態を光學的に擴大してみると第 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いさ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で局部的磨耗の原因となり滑り面の運行状態を妨害することとなる。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雜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

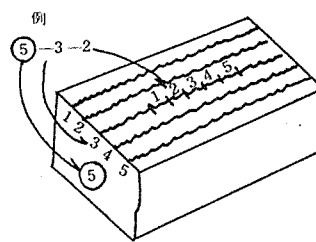
當り數	5	15	25	35	60
符 號	⑤	⑮	⑳	㉓	⑥①

ウ、測定機 日本光學式觸針型検査機

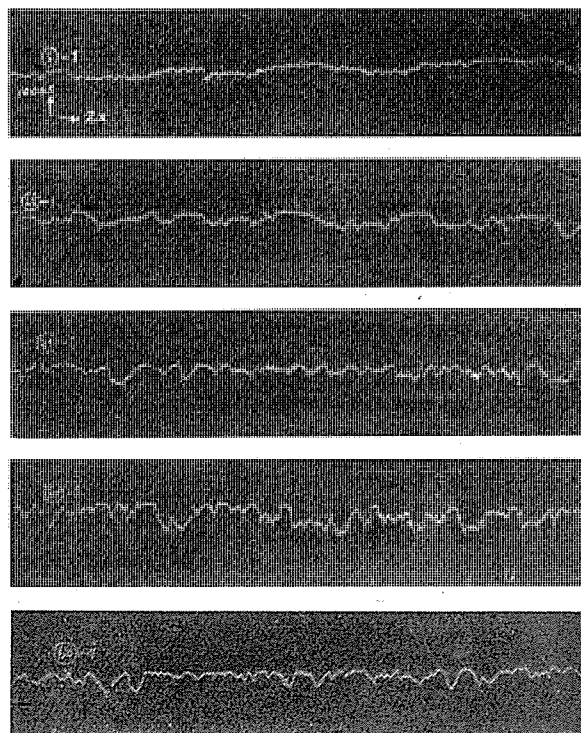
エ、目的 精度に影響ある凹凸の深さ及び形狀を調べる

オ、輪廓曲線寫眞符號例 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 寫眞符號



第 8 圖 輪廓曲線

は 1000 倍として測定した。

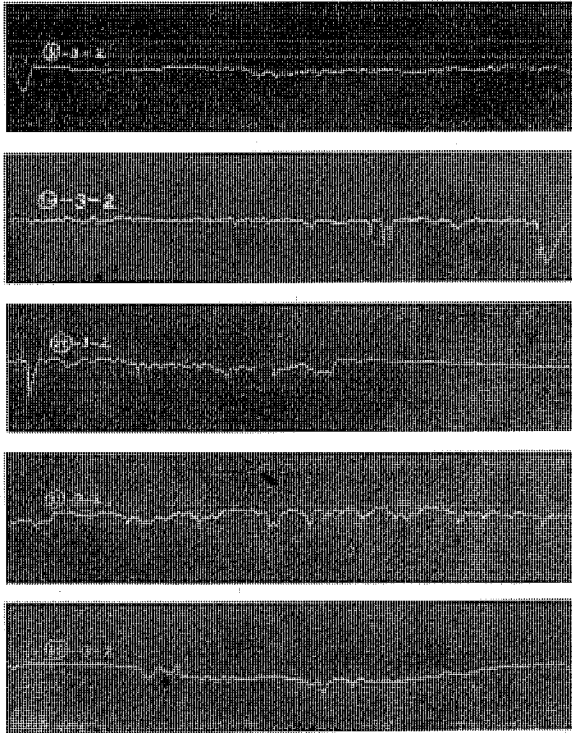
今以上測定した輪廓曲線からきさげ切込深さ及び當りの數を求めると第 1 表の如き數値が出た。

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

測定箇所	凹みの深さ	當り數	測定箇所	凹みの深さ	當り數
⑤-1	5/1	5	②⑤-4	4.5/1	19
//-2	7	8	//-5	5	20
//-3	6	8			
//-4	5	8	⑮-1	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	⑥①-1	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小さい凹凸小皺の形状を測定し輪廓曲線を第 9 圖に示す。

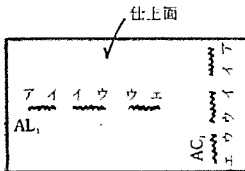
實測 2

- 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 波の高さ及び小皺の測定
- オ、輪廓曲線寫眞符號 第 10、11 圖参照

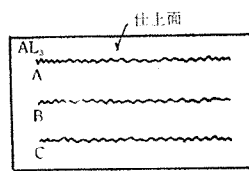
検査機の針先を極く鋭くして小皺を測定する。第 13 圖参照

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

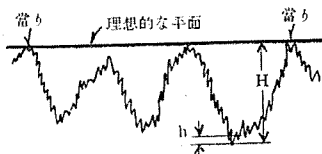
今以上の測定に依り其の数値を出すと第 2 表の如くなる此れに依り H 及び h を数量的に知つたが此の深さ程度は滑り面磨耗の進行状態に相當に影響するもので結局平面精度に關係するものと考へられる。今滑り面摺動回数と



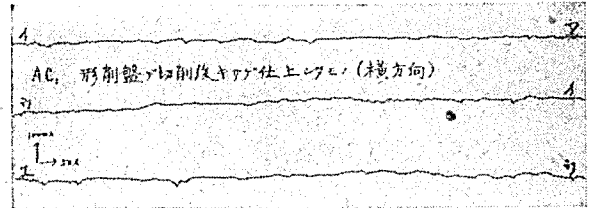
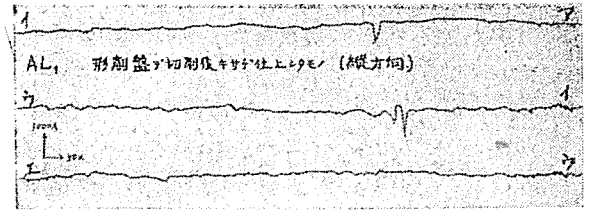
第 10 圖 符 號



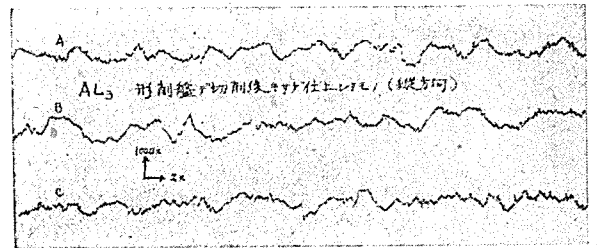
第 11 圖 符 號



第 12 圖 符 號



第 13 圖 輪 廓 曲 線

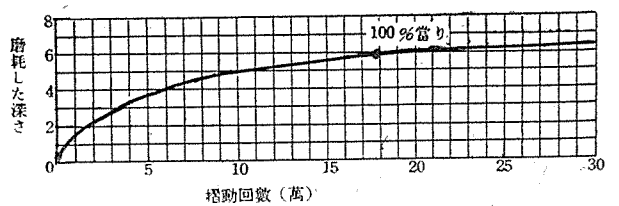


第 14 圖 輪 廓 曲 線

第 2 表 h 及び H の數值

仕 上 面	hmm	Hmm
A (きさげ仕上)	$\frac{1}{1000} \sim \frac{2}{1000}$	$\frac{1}{1000} \sim \frac{5}{1000}$

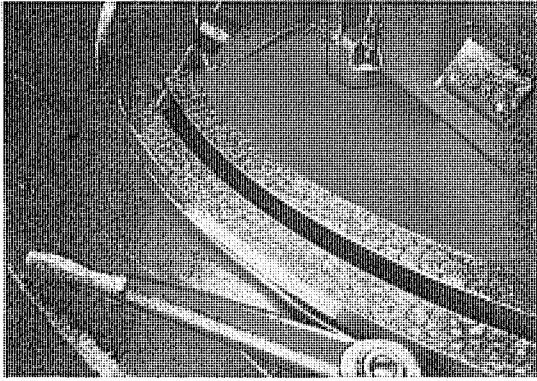
磨耗深さとの關係を第 15 圖に見ると最初急に磨耗を起し次に徐々に谷底まで磨耗し其の後はより緩やかに磨耗して居る事を示す。結局 3~5μ 程度の深さが適當に考へられる。



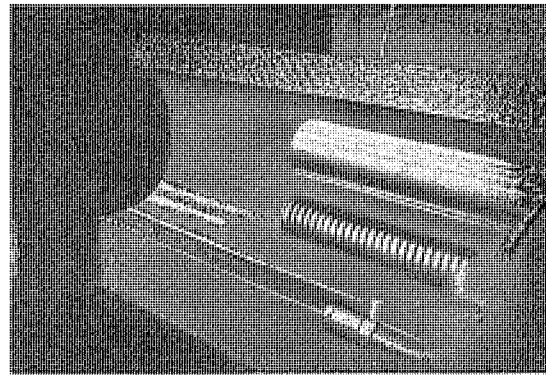
第 15 圖 摺動回数と磨耗深さの關係

4 結 論

以上綜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状を持たなければならない。即ち波形も小皺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其れは問題であると思ふ。なぜなら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来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"齒切盤橫棒正面

すこととなる。故に滑り面には少なくと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此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浅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。

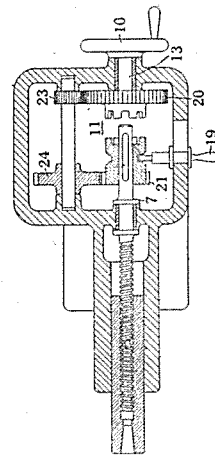
早戻り装置を有する心押台

(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、之を啮合はした状態では、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、齒車(20)(23)(24)(21)啮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 修
野口 弘一
林 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 装置には従來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。

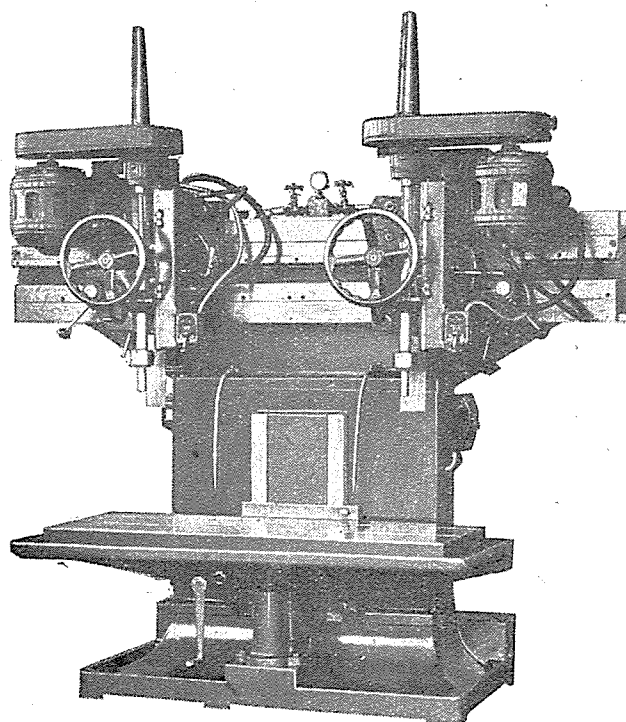
I 緒 言

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従來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拔出す必要があり、殆ど手送りで根氣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従來の半分の人數で加工時間も約 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 耗
振 り	600 耗
主 軸 テーパー 孔	モールス テーパー No. 2
主 軸 行程 (油圧)	250 耗
主 軸 行程 (手動)	225 耗 (調整用)
主 軸 油圧送り量	標準 3 耗 (1 行程につき)
主 軸 回 轉 數	
	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 耗
主 軸 用 電 動 機	2 速度 1 馬力 4/8 極
テーブル 作業面々積	600×1,400 耗



第 1 圖 KD-V₂ 型深孔 ボール盤 # 42961

テーブル 行程	350 耗
主軸端よりテーブル迄の最大距離	550 耗 (主軸垂直)
全 体 の 高 さ	最大 2,330 耗
床面積 (油圧 ポンプ 装置含ます)	2,750×1,330 耗
重 量	約 2,700 耗

2. 特 徴

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。従来のボール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で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拔出す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続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。従つて一人で数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。

錐を抜き出す度毎に切削油が加工される部分並に錐先に充分かゝりしかも切粉の被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。

る。

（5）錐を頭丈にする事が出来る。

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頭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、完全なる電氣装置を裝備する事

機械を故障無く運轉するには完全なる電氣装置が絶対に必要である。電氣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 |

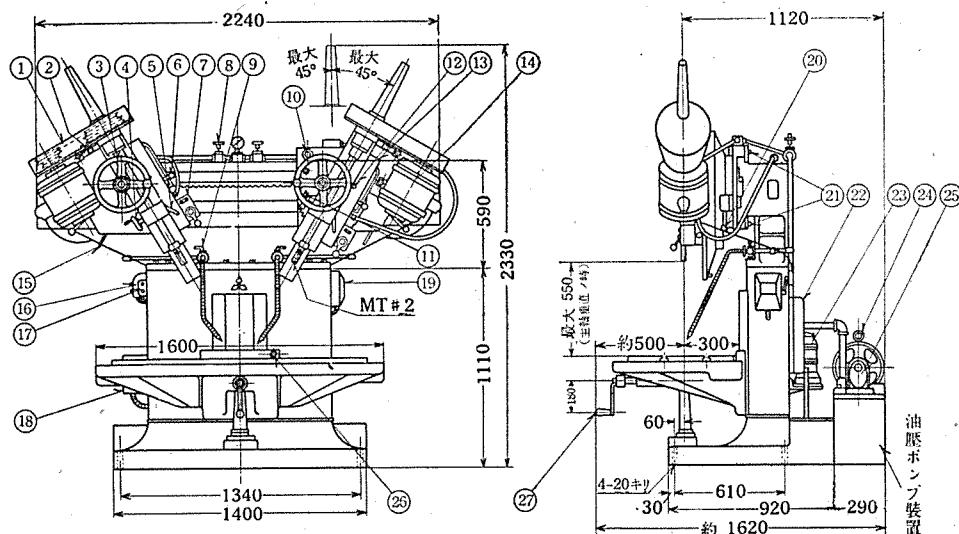
イ、特別附屬品

- | | |
|-----------------------------|-------------------|
| （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-V₂型深孔ボール盤外形圖

- 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 コック (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 油圧送り装置
- ⑭ 主軸用電動機
- ⑮ 滑り台固定 レバー
- ⑯ 押釦開閉器 (HK-1 型 電動油 ポンプ 用)
- ⑰ 押釦開閉器 (PB-120-4 型 油圧 ポンプ 用)
- ⑱ 電磁直入起動器 (EC-15 型 油圧 ポンプ 用)
- ⑲ 双型開閉器 (TK-1 型 電源 用)
- ⑳ 主軸角度調整 ウォーム
- ㉑ 滑り台締付 ボルト
- ㉒ 電磁極数變換器
- ㉓ 電動油 ポンプ
- ㉔ 油圧 ポンプ 用電動機
- ㉕ 油圧 ポンプ
- ㉖ テーブル 締付 ボルト
- ㉗ テーブル 上下用 ハンドル

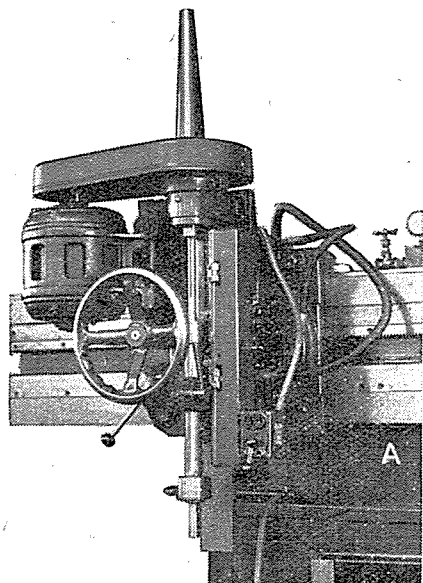
ア、頭部

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に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。又主軸の傾きはウォーム 歯車仕掛けで左右 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 ⑮ 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

に応じて適当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ウォームをラチェ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数變換及びVベルトの掛換へにより行はれ標準毎分 400 回転より 1,200 回転まで、高速型は毎分 600 回転より 1800 回転までの 4 種類に變化される。主軸用電動機の極数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のナット及びねち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径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スを補給する必要がある。主軸の手送り装置は油圧送りの補助的に使用するもので銼先の位置の調整或は油圧送りでは深さが不足する場合及び銼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) 主軸油圧送り装置

主軸の油圧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圧送りシリンダー及び油壓制御装置よりなり油圧は油圧ポンプ装置により供給される。

油圧ポンプ装置は 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会社製セロパイプ(セロファン製耐壓耐油可撓管)である。従来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。油圧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圧送りシリンダーのピストン棒に連結されて居る。油圧送りは此の油圧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個のボール盤頭部を支える爲に梁状をなし脊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ック軸の如き長い品物を加工するのに適して居る。直径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②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ない。

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。油圧用の油タンクには油圧用油を適當な量約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粘度セサルト150-160度程度のものが良いやうである。油圧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

を行ひ電源用双型開閉器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鈕を押せば主軸が必要な回轉數で起動する。油圧ポンプは押鈕開閉器⑧を押せば運轉する。切削給油ポンプは押鈕開閉器⑩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②を左に倒して始動レバー⑥を下に押せば始動する。

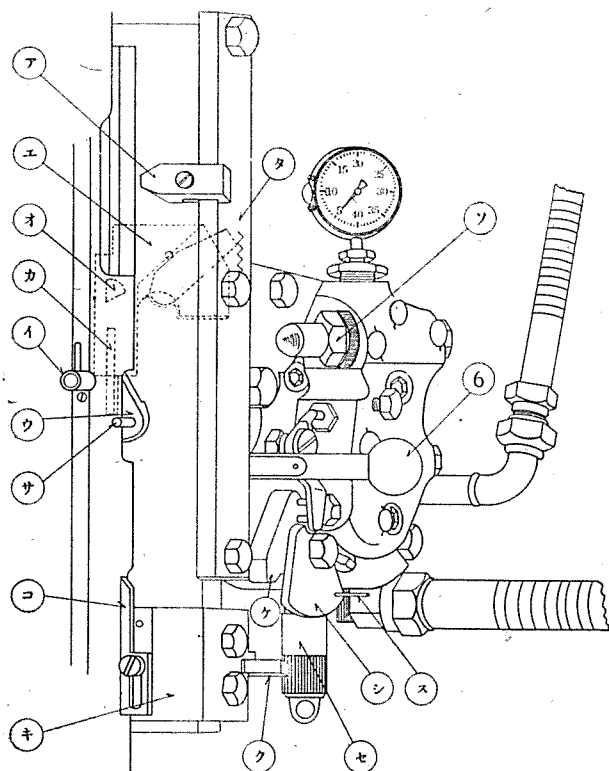
e 送り停止及び繼續

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オが止めテコウに當り、上カム受けエの當り金カが下カム受け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。従つて錐の加工が終つて上へ後退する場合には送り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續けるには下カム受けキの當り板コをねぢ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

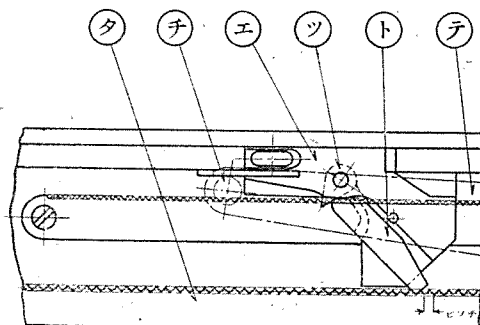
送りの急停止を行ふには送り停止カムシのピンスをつまみ上り行程に於て操作テコクを拂へば送り戻しカムケに作用しないから自動的に急停止する。

g 送り安全装置の調整



第4圖 油壓送り装置

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



第5圖 送り爪及びピッチ板

チ ピン	ト 送り爪
ツ 爪	エ 上カム受け
テ 爪板	

油圧送り シリンダー の作動壓力は錐先にかかる過負荷により約毎平方糎 17 疋から 18 疋に増加する。此の過負荷による作動壓力の増加を利用して過負荷安全裝置を働かせる構造である。過負荷調整弁の蓋 ソ を外して作動壓力と鈞合つて居るばねを加減すれば安全裝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ぬ。輕合金等には相當研究しないと困難であると思ふ。過負荷の爲に安全裝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 電氣裝置に就て

次に本試作機に使用せる電氣品に就て説明をする。

Ⅰ 電 氣 品

本機は梁孔加工を目的とする爲、前述の如き特殊な油壓機構を用ひて居るが電氣品としては油壓用電動機と、加工材質により主軸廻轉速度を簡単に變へられる。二段速度の主軸電動機と、更に削切給油用として電動油 ポンプを使用して居る。

制御裝置は油壓用電動機の運轉用に電流開閉器と押釦開閉器を使用し、主軸用電動機には電磁極數變換器と押釦とが細合さつた操作開閉器を使用し、電動油 ポンプには小型の押釦起動器を使用した。

使用電氣品の詳細は第 1 表に示す通りである。

第 1 表 KD 型深孔 ボール 盤用電氣品一覽表

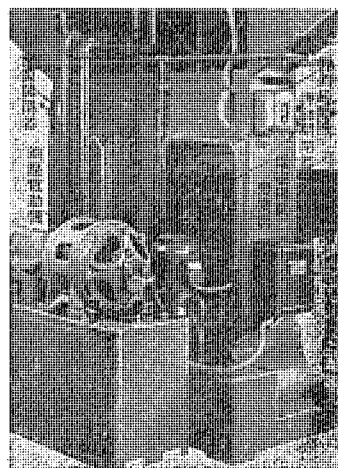
項 目	定 額	電 圧				定 額	機 名	其 の 他	所 要 数	
		HP	D	V	~	r.p.m.			一 般	二 般
1 油壓送用	3	A	200/220	50/60		1500/1800	油壓電動機	アルミケーシング	1	1
2 主軸廻轉用	1	A/0	"	"		1500/1800 750/900	"	"	1	2
3 切削給油用	1/4	A	2	"	"	3000/3000	"	"	1	1
4 電 源 用				250V	30A	30A	電 流 開 閉 器	短絡保護 可 燃 器	1	1
5 油壓電動機用			(3HP)	"	15A	15A	電 流 開 閉 器	過負荷保護 ハイメタル	1	1
6 "			"	"	5A		押 釦 開 閉 器		1	1
7 主軸電動機用			(1HP)	"	15A	7.6A	電磁極數變換器	過負荷保護 ハイメタル	1	2
8 "			"	"	5A		操 作 開 閉 器		1	2
9 電動油ポンプ用			(1/4HP)	"	10A	1.2A	押 釦 起 動 器		1	1

2. 電氣品の取付

油圧電動機は標準品を使用し、第 6 圖の如く油 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 圖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。電動油 ポンプ は 第 圖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 α 20 を第 3 圖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 圖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釦開閉器は右側に



第 6 圖 KD-V₂ 型深孔 ボール 盤背面電氣品取付圖
42959

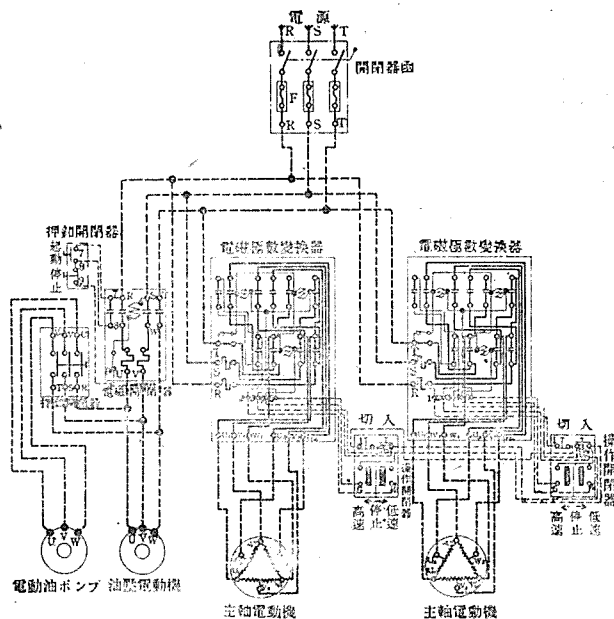
取付けてある。押釦開閉器は操作を容易にする爲上方に電動油 ポンプ 用の押釦起動器と並べて取付けてある。

主軸電動機用の電磁極數變換器は盤型として機体裏面の内部に第 6 圖に示す如く埋藏させ、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. 電氣品の取扱

機械を運轉する場合は先づ電源開閉器のハンドルを λ に倒し、次に押釦開閉器により油壓電動機を起動させると同時に押釦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釦を押し、主軸電動機を廻す事により所定の回轉が得られる。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釦により止める事を原則とするものである。



第 7 圖 KD-V₂ 型深孔 ボール 盤標準電路接續圖

油壓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熔器を取付けて電氣的には完全に保護されてゐる。

仕事が終わ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

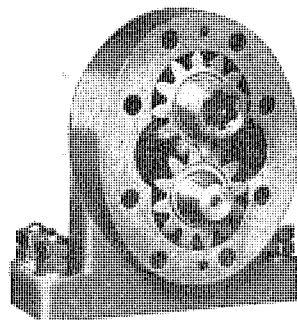
第 7 圖は二軸のものゝ兩軸を單獨運轉としたもので標準である。即ち一軸のものに對し主軸關係を其儘一組増し兩軸を別々に使用出来る様にしたものである。第 8 圖は兩軸を綜合運轉とした特殊のもので豫め操作開閉器で回轉して決めて置けば片側の押釦を押すだけで兩軸が同時に回轉出来る。二つの深孔を澤山加工する場合、兩軸

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

此の接續で片側だけ使用する場合は、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釦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来ない。

Ⅲ LP 型油壓 ポンプ 装置

これは主軸の自動送り駆動油壓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-V₂ 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 圖 LP 型油壓 ポンプ 装置用齒車 ポンプ

1. 仕 様

給 油 能 力	60 立毎分 (17 氣壓 60 \sim)
	50 立毎分 (17 氣壓 50 \sim)
ポンプの型式	齒車 ポンプ
常用 壓 力	17.5 \sim 16.5 氣壓
ポンプの回轉數	1800 回毎分 (60 \sim)
	1500 回毎分 (50 \sim)
電 動 機 容 量	3 馬力

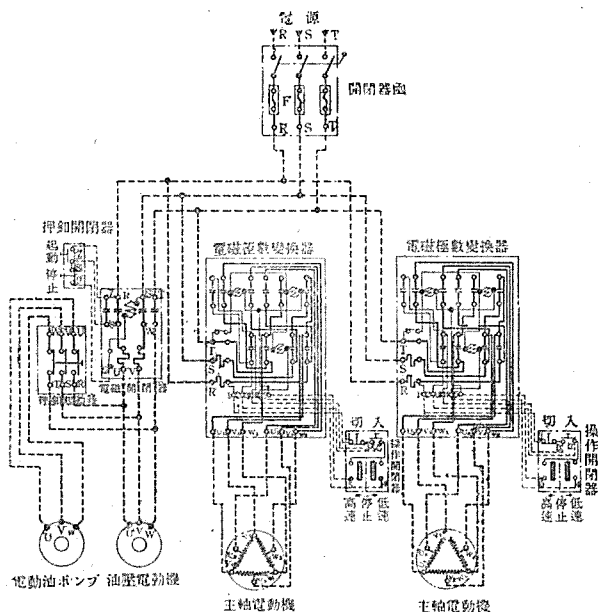
2. ポ ンプ

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

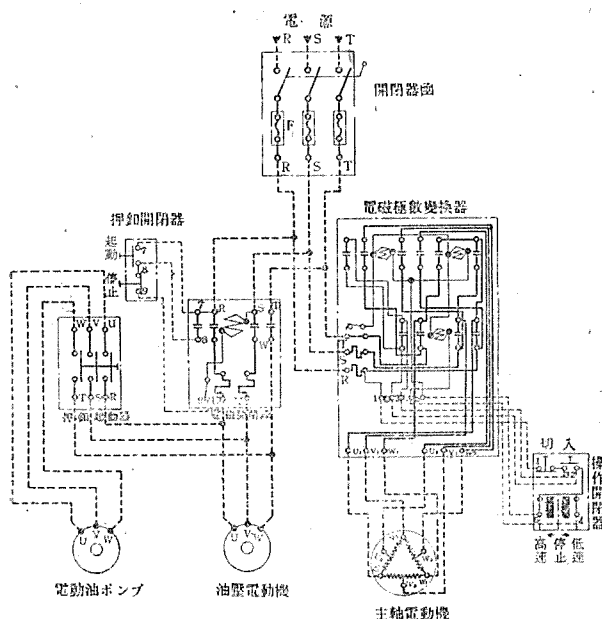
齒 數 12	嚙合の壓力角 26°45'
同時嚙合齒數	約 1.3
作用面長さ	6.3 耗
齒面の滑り率 (最大)	4.4
齒面の滑り速度 (最大)	3.7 米毎秒

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

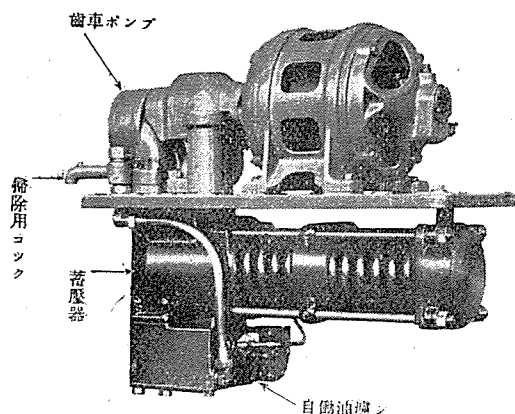
その他構造上の特徴としては各回轉齒車軸には砲金製筒軸受を、驅動軸には球軸受を用ひ、齒車軸は驅動軸に對しスプライン 軸に依て浮動させてゐる。又電動機とは革



第 8 圖 KD-V₂ 型深孔 ボール 盤特殊電路接續圖



第 9 圖 KD-V₂ 型深孔 ボール 盤を單軸とせる場合の電路接續圖



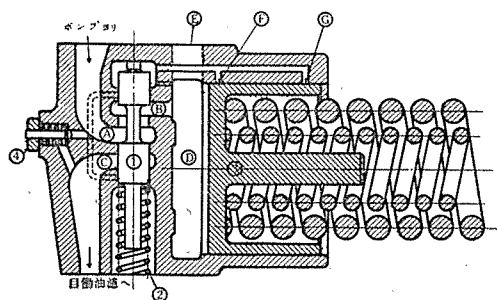
第11圖 LP 型油圧 ポンプ 装置内部 # 42949

を用いた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 タービン 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. 圧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。この装置の主た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錐形の タンク に蓄積し一定量に達すると同時に自動的に弁を切換へ ポンプ の排出油は直接大気圧の油槽に放流する。従て 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動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 型油圧 ポンプ 装置用蓄圧装置

故蓄積油のみにて充分駆動し得るを以て 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。一般に連続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ゝものと思惟される。

次に第12圖に依りて構造並に機能を述べよう。

齒車 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はパネ 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 を經由して 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 パネ にて加壓せられたるピストン ③ を押出しつゝ壓力油が蓄積される。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壓は F より細き通路を経て弁①の上部に通じその力がパネ 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 より流れは自働油渡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 パネ 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 の遮断される時の壓力が 17.5 気壓、G が開きて ポンプ と連絡せられる時の壓力が 16.5 気壓となる様 ピストン のパネが調整せられて居る。従て油壓は絶えず 1 気壓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 厘である。

圖示の④は安全弁にして常に ポンプ の壓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

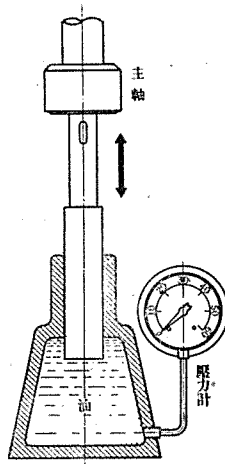
この ポンプ 装置に附屬せる濾過器には二種類あり。其の一は細目の金網を ポンプ の吸込側に設けありこれに就きては別に詳述する事なし。他の一つは オート クリーン フィルター と稱し薄き圓板を多數重ね合せたる圓錐形の物にして更にその薄板の間に櫛形の塵埃搔取器あり。前記の如く蓄圧器に油が充滿し ポンプ が無負荷となりたる時 ポンプ より放流する油をしてこの濾過器を通過せしむ。而して ポンプ の壓力は切換弁の作動毎に大凡 0 と 17 気壓との間を急激に變化するを以てこの壓力の變化を利用しラチェット 車に依りこの濾過器の圓錐部を徐々に回轉せしむれば固定せる櫛に依り塵埃は搔き落され附近の室内に沈澱す。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 放流時には僅かの壓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淨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壓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。

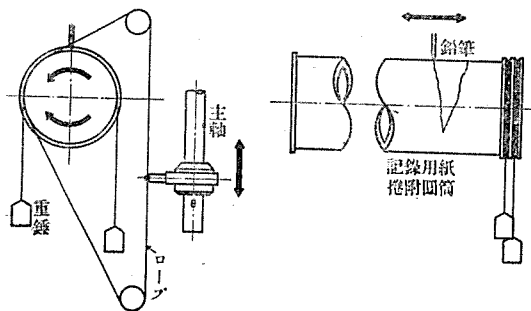
1. 主軸推力過負荷安全装置調整試験

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錐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

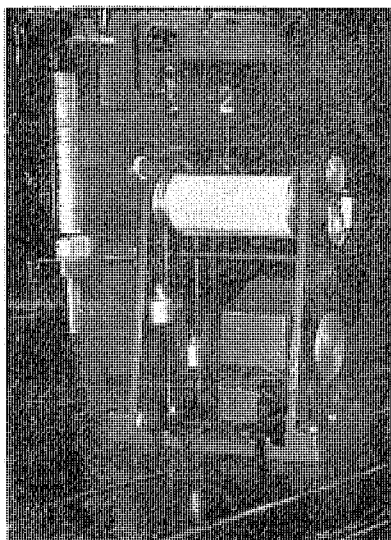


第 13 圖 主軸推力試験装置

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、軸徑、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圍内にて任意の狀態に容易に調整し得るや否やを數值的に測定す可く第 13 圖の如き測定器を使用せり。構造は極めて簡單にしてシリンダーの中に



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 ㊦ 42961

油を封入し プランジャー を挿入しこれに壓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斷面積を 7 平方厘米徑約 3 ㎜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轉せず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壓力計の讀みを P 氣壓とすれば

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

として簡單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 ボール 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→早送り→

の動作を繰返し乍ら所定の寸法(標準は 3 耗)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々録装置を製作した。

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むるものなり。圓筒は急激なる運動の變化に應じ得る、様輕合金にて極力輕く製作し、ロープ は弛みを生ぜぬ様行き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き必要あり。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 ガバー に依り軸筆の速度は極めて正確に調整出來、最高秒速 5 耗程度迄使用し得る。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儘縱軸に表はされ横軸上に時間を読む事が出来る。斯くの如くして實驗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 ボール 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、此の深孔ボール盤の應用については新しい工作の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ぬと考へられるが、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斷を下す事の出來無いのが残念である。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

三菱工作機株式会社 鈴 木 修

内 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齒車式の強力堅 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ない。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門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。

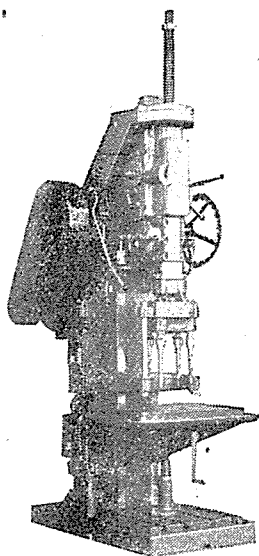
製造設備の専門機械化には色々な作業が含まれるが、専門化する事が比較的簡單であり、然も著しく能率を上げる事が出来る孔明作業に於ける多軸 ボール 盤の應用については、充分研究の上出来るだけ廣く實施しなければならない。然し一面に於て極端に單能化する事は場合によつては機械の台數と工員の數とを増す事になり、反對に資材の不經濟となる事も考へられるから單能化にも自ら限度があるわけである。

2. 特 徴

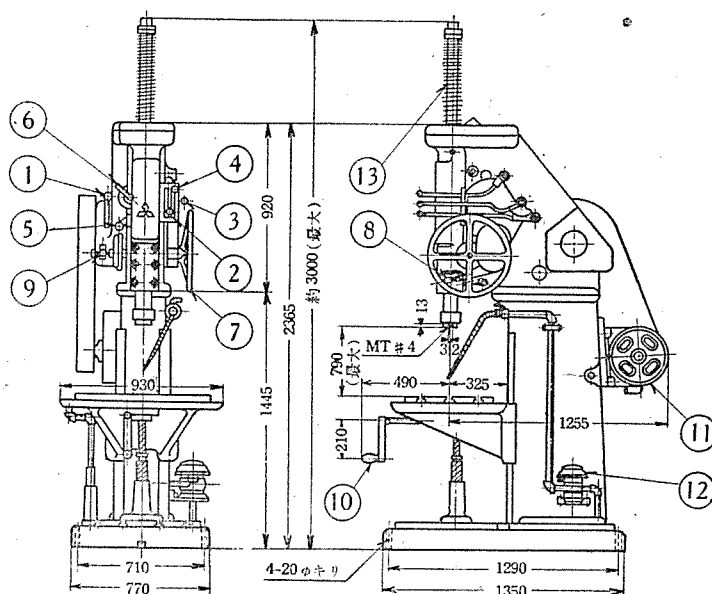
ED-Y4 型多軸 ボール 盤の本体は穿孔能力 50 耗 (鋼) 7.5 馬力電動機を装備する全齒車式の強力堅 ボール 盤にして多軸装置を取付け専用機として使用する。航空機自動車其他の機械化兵器の中型部品の多軸孔明作業に適するもので、從來のラヂアルボール盤作業に比較して多軸装置及び治工具さへ充分研究すれば數倍又はそれ以上の能率を上げる事が出来る。更に ボール 盤の設備台數をそれだけ減する事になり此の多軸 ボール 盤の使用如何により相當の生産増強を計る事が出来るのである。

3. 主 要 寸 法

穿 孔 能 力	鋼 50 耗
ス イ ン グ	650 耗
主 軸 テーパー 孔	モールス テーパー No. 4
主 軸 行 程	400 耗
主軸速度	8 種類 { 高速型 毎分 65—710 回轉 低速型 毎分 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 耗 低速型 1回轉に付 0.14—1.57 耗
テーブル 作業面々積	480×750 耗
テーブル 行 程	580 耗



第 1 圖 ED-Y4 型多軸 ボール 盤
(多軸装置は一例を示す)
#42647



第 2 圖 ED-Y4 型多軸 ボール 盤本体

- ① 起動 レバー
- ② 速度變換レバー (左)
- ③ 速度變換レバー (右)
- ④ 速度變換レバー (中)
- ⑤ 送り切變レバー
- ⑥ 送り變換レバー
- ⑦ 手送り ハンドル
- ⑧ 自動送りレバー
- ⑨ 送り外しレバー
- ⑩ テーブル 用
ハンドル
- ⑪ 電 動 機
- ⑫ 電動機油ポンプ

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

4. 附 屬 品

(ア) 標準附屬品

- (a) 電動機 7.5 馬力 1 個
- (b) 附屬電気装置 1 組
- (c) 給油装置 1 組
- (d) モールステーパースケット No. 4 1 個
- (e) 錐 拔 き 1 個
- (f) スパナ 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

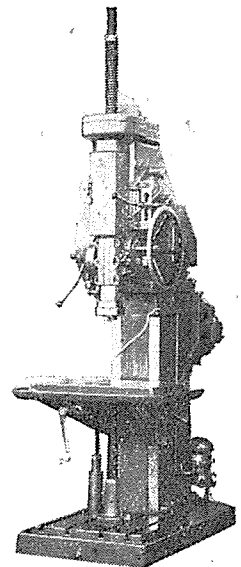
主軸台は1つのユニットとして設計され、此の中に總べての機構が含まれて居る。起動及び停止は起動レバーにより操作され、多板式クラッチにより行はれる。加速逆轉装置は特別の要求に応じて取付けるもので、タツ立作業に用ひられ起動レバーにて操作される。

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馬力を装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へ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合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爲、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驅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耗より最大0.97耗の廣範圍を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爲多軸裝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位であるから多軸裝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耗であるが多軸裝置取付の爲特に延長御希望の場合には、更に200耗延長する事が出来る。

6. 電 氣 装 置

電気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釦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釦起動器により簡単に起動停止を行ふ事が出来る。尚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

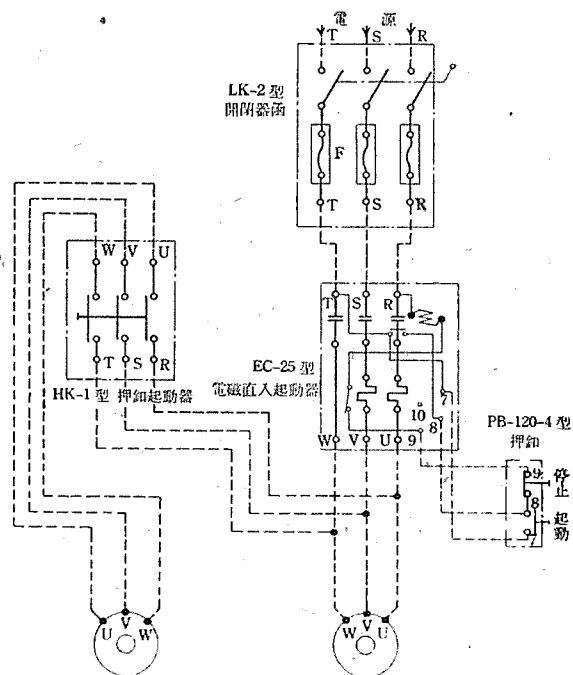
7. 多 軸 装 置

多軸裝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。

多軸裝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裝置により加工出来るやうに、半ば萬能的な



第4圖 ED-Y4 型ボール盤電路接續圖

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。尚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こ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數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。最も從來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數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

大の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、從來は中型の鋼製部品に多く使用されて居たが最近では輕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。

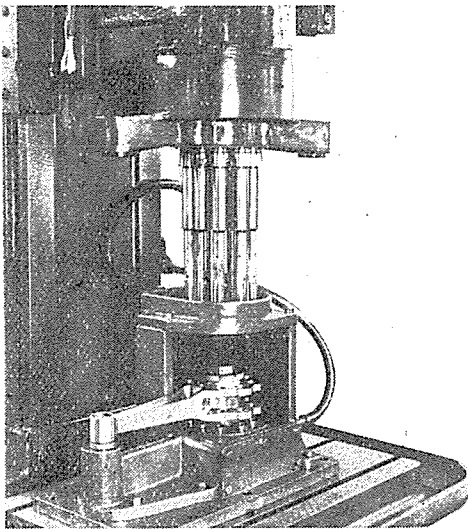
(イ) 加工方式の決定

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、リマ仕上又は中ぐり仕上をするか等により主軸の回転數及び送りが決定される。又生産數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、或は齒車により調整の出来ない専用の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かかり強力切削に不便であり且精度も餘りよく無いので、現在では殆ど専用のもの許りが使用されて居る。

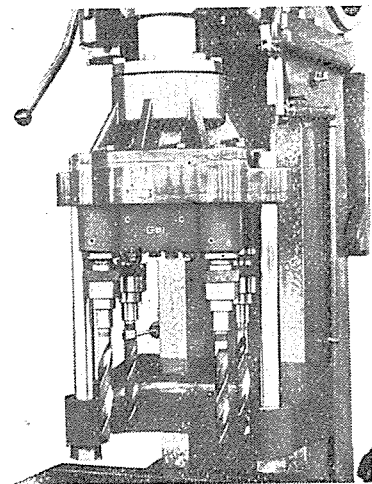
ED-Y4 型多軸 ボール 盤では主軸端よりベース又はテーブル迄の距離が構造上餘り充分にはとれないので自由接手を使用する萬能的な設計は相當困難である。萬能的な設計としてナツコ、ヒレ等で製作して居るものがあるが著しく大きな機械となり資材及び場所の點で面白くない。

(ウ) 主軸端の設計

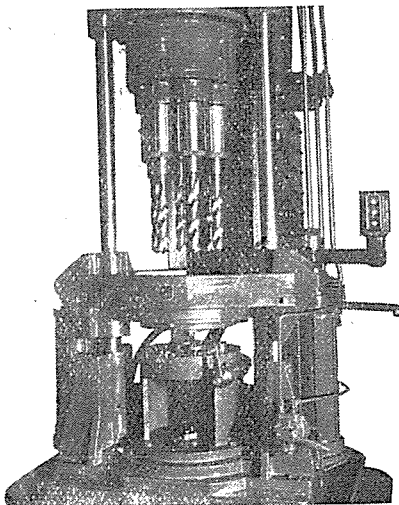
主軸端は加工孔及び加工方式により決定されるもので



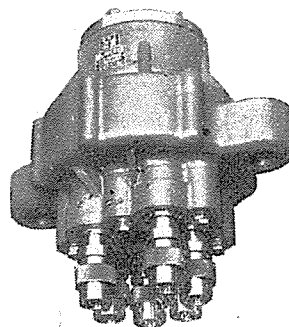
第 5 圖 航空發動機部品加工例



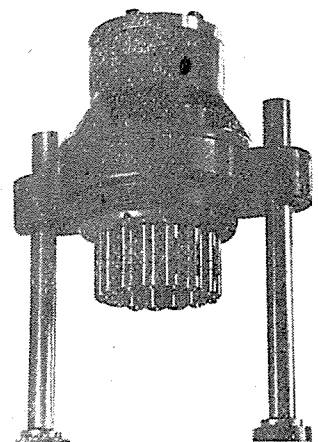
第 7 圖 多軸裝置例 #42648



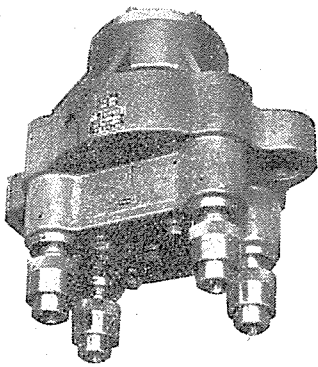
第 6 圖 プロペラ 部品加工例



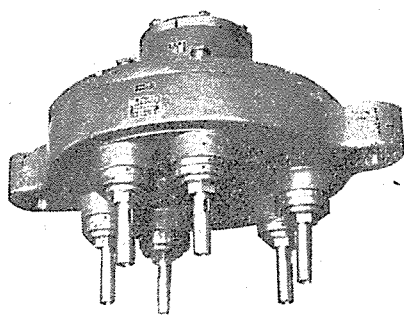
第 8 圖 多軸裝置例 #42707



第 9 圖 多軸裝置例 #42800



第 10 圖 早換チャック式 #42708
主軸例



第 11 圖 テーパ式主軸例 #42727

モルステーパ式調整ソケット式、及び早換チャック式等の種類がある。モルステーパ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。早換チャック式は同じ機械で機械を止めずに主軸を運轉したまま下錐、リーマ、中グリ等の各種の作業を工具の取換へにより連続的に行ふもので、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。

早換チャ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) 切削狀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状及び大きさ並に切削狀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。錐の形状については錐の尖角、捩し角、

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双を材質及び熱處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。

切削狀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。多軸ボール盤を最も能率良く使用するには錐の徑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。

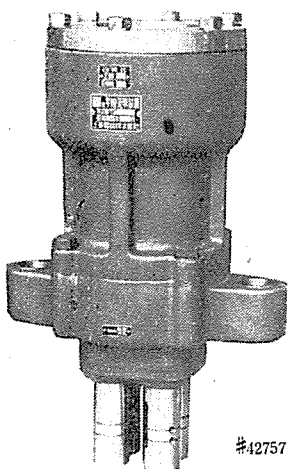
多軸装置を利用する場合輕合金の部品を加工するとしても各軸の回轉數を 1,000 回轉以上で使用する事は振動其他構造上相當困難である。送りに要する動力は回轉力に要する動力に比較して非常に小さいものであるが、送りにより生ずる推力は相當大きい。ED-Y4 型多軸ボール盤では電動機は 7.5 馬力であるが、推力は最大 3,500—4,000 匁に調整してある。之以上の推力がかゝつた場合には安全装置が働いて送りがかゝらないやうになつて居る。

8. 多軸装置の切削試験

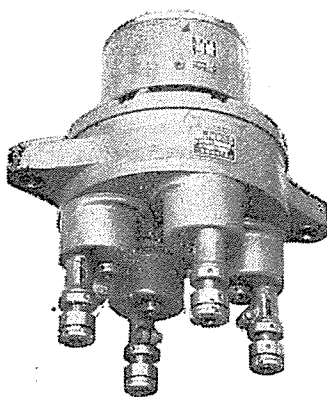
ED-Y4 型多軸ボール盤に 6 軸用の多軸装置を取付け實際に切削試験を行つた一例について検討を行ひ多軸装置の所要動力を決定する参考としたい。錐は高速度鋼の 22 耗及び 25 耗 6 本を用ひ材質は強靱鋼（クロムモリブデン鋼抗張力約 100 匁）普通鋼板（抗張力約 40 匁）及び鑄鐵抗張力約 20 匁の 3 種類について實驗を行つた。錐の種々な回轉數に對し送りを順次増加して切削出来る最大限度まで過負荷をかけて見た。機械に裝備せる電動機は 7.5 馬力（約 5.6kW）で過負荷は最大 10 馬力程度まで行つた。

ア、試験の要領

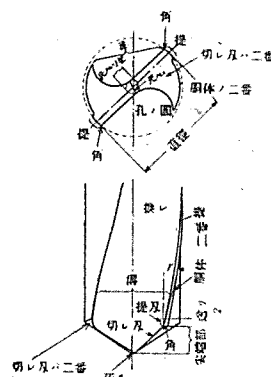
多軸装置の齒車比 1.26
錐 22 耗及び 25 耗 6 本（高速度鋼）
材 質 強靱鋼、普通鋼板及び鑄鐵



第 12 圖 調整ソケット式
主軸例



第 13 圖 主軸のピッチ
變換出来る例



第 14 圖
錐先の圖面

イ、試験結果

(a) 強 靱 鋼

第 1 表 錐 22 耗 6 本 材質強靱鋼

回轉數(毎分)	主軸 錐	送り (耗/回轉)		消費電力 kW		負荷率 %
		主軸	錐	全所要	錐 1 本平均	
62	78	0.09	0.071	3.2	0.53	57
		0.12	0.095	4.1	0.68	73
		0.17	0.135	5.4	0.90	96
		0.24	0.190	7.1	1.12	127
90	113	0.09	0.071	4.5	0.75	80
		0.12	0.095	5.5	0.92	98
		0.17	0.135	7.5	1.25	133
130	164	0.09	0.071	5.6	0.93	100
		0.12	0.095	6.8	1.13	121
180	227	0.09	0.071	6.3	1.05	112
		0.12	0.095	7.7	1.28	137

(b) 普通 鋼 板

第 2 表 錐 22 耗 6 本 材質普通鋼板

回轉數(毎分)	主軸 錐	送り (耗/回轉)		消費電力 kW		負荷率 %
		主軸	錐	全所要	錐 1 本平均	
90	113	0.09	0.071	4.3	0.72	77
		0.12	0.095	5.2	0.87	93
		0.17	0.135	6.8	1.18	121
130	164	0.09	0.071	4.8	0.80	86
		0.12	0.095	6.0	1.00	107
		0.17	0.135	9.0	1.50	161
180	227	0.09	0.071	5.9	0.98	105
		0.12	0.095	7.5	1.25	134
230	290	0.09	0.071	10 以上	1.7 以上	179

(c) 鋳 鐵

第 3 表 錐 22 耗 6 本 材質鋳鐵

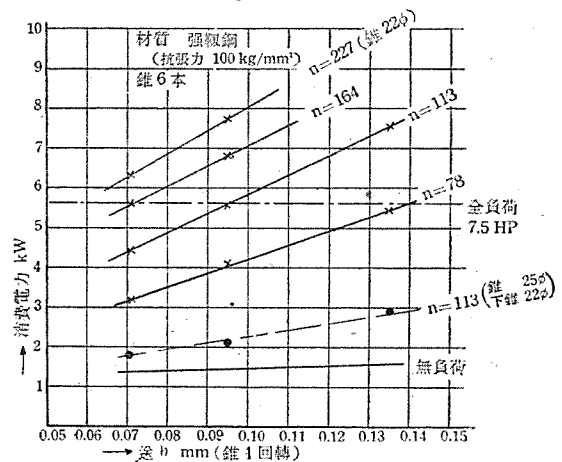
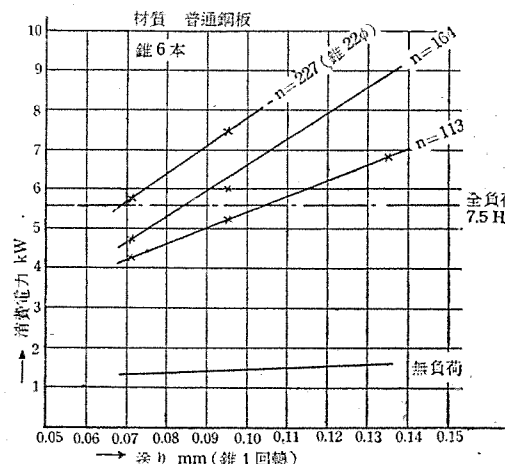
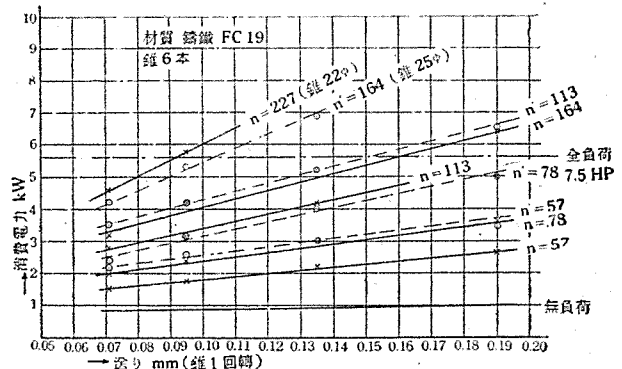
回轉數(毎分)	主軸 錐	送り (耗/回轉)		消費電力 kW		負荷率 %
		主軸	錐	全所要	錐 1 本平均	
45	57	0.09	0.071	1.5	0.25	27
		0.12	0.095	1.8	0.3	32
		0.17	0.135	2.2	0.37	39
		0.24	0.190	2.6	0.43	47
62	78	0.09	0.071	2.0	0.33	36
		0.12	0.095	2.4	0.4	43
		0.17	0.135	3.0	0.5	53.5
		0.24	0.190	3.6	0.6	64
90	113	0.09	0.071	2.8	0.48	50
		0.12	0.095	3.2	0.53	57
		0.17	0.135	4.2	0.7	75
130	164	0.09	0.071	3.2	0.53	57
		0.12	0.095	4.2	0.7	75
		0.17	0.135	5.2	0.87	93
		0.24	0.190	6.4	1.07	114
180	227	0.09	0.071	4.6	0.77	82
		0.12	0.095	5.8	0.97	104

第 4 表 錐 25 耗 6 本 材質鋳鐵

回轉數(毎分)	主軸 錐	送り (耗/回轉)		消費電力 kW		負荷率 %
		主軸	錐	全所要	錐 1 本平均	
45	57	0.09	0.071	2.2	0.37	39
		0.12	0.095	2.6	0.43	47
		0.17	0.135	3.0	0.5	54
		0.24	0.190	3.5	0.58	63
62	78	0.09	0.071	2.4	0.4	43
		0.12	0.095	3.2	0.53	57
		0.17	0.135	4.0	0.67	72
		0.24	0.190	5.0	0.83	89
90	113	0.09	0.071	3.5	0.58	63
		0.12	0.095	4.1	0.68	73
		0.17	0.135	5.2	0.87	93
		0.24	0.190	6.5	1.08	116
130	164	0.09	0.071	4.2	0.7	75
		0.12	0.095	5.3	0.88	95
		0.17	0.135	6.9	1.15	123

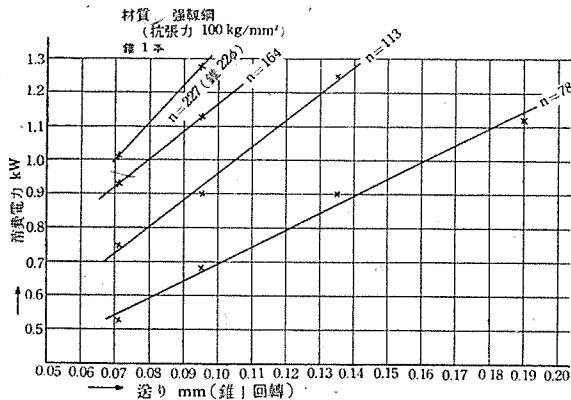
ウ、試験結果の考察

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 圖～第 17 圖の通りである。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 圖より第 20 圖のやうになる。之等の圖面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。又各回轉數に於ける送りに對する消費電力の増加の割合は、幾分回轉數が高い程大くなる傾向を示して居る。且此傾向は

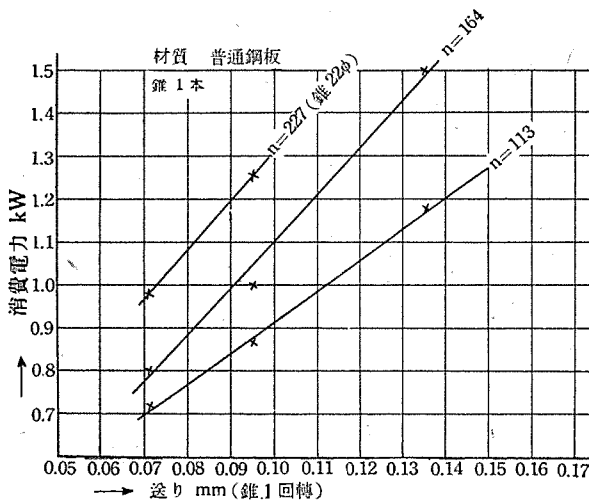
第 15 圖 消費電力と送りの関係
(錐 22 耗 6 本強靱鋼)第 16 圖 消費電力と送りの関係
(錐 22 耗 6 本普通鋼板)第 17 圖 消費電力と送りの関係
(錐 22 耗 6 本鋳鐵)

鑄鐵より鋼材特に強靱鋼に於て著しい。

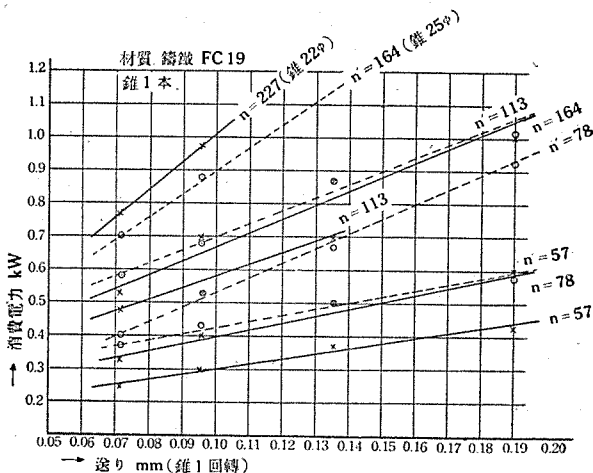
強靱鋼の22 耗6本の加工に對しては第15圖に明かであるやうに錐の回転数は78 回轉より113 回轉で送り は0.07 耗より0.09 耗程度が適當であり、普通鋼板では第16圖の如く113 回轉より227 回轉で送り は0.07 耗より0.10 耗程度が良い。鑄鐵は鋼に比較して非常に加工し易くなり第17圖の如く回轉數も送りも相當廣範圍に選ぶ



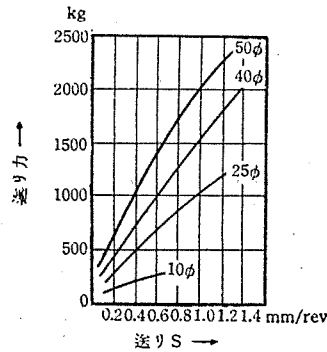
第18圖 消費電力と送りの關係
(錐22 耗, 1本強靱鋼)



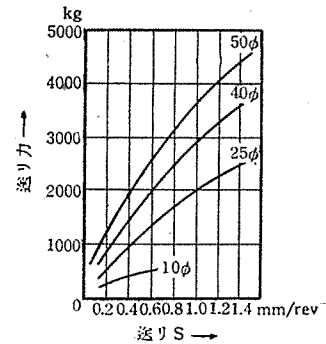
第19圖 消費電力と送りの關係
(錐22 耗 1本普通鋼板)



第20圖 消費電力と送りの關係
(錐22 耗, 25 耗 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 耗のもので點線は錐25 耗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 耗と25 耗とでは甚しい相異があり、22 耗では164 回轉で0.15 耗の送りに耐へられるが、25 耗では164 回轉で0.10 耗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 耗6本の加工を行ふには第15圖の點線の如く22 耗又はそれ以下の錐で下孔加工をして、それから25 耗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 耗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 耗以上の錐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 耗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 耗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裝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。

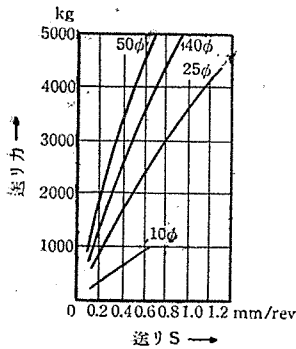
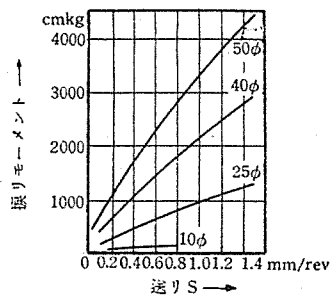
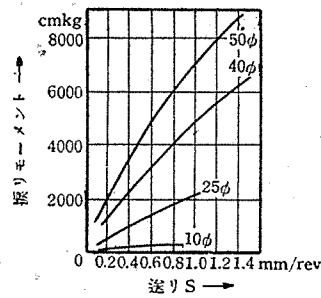
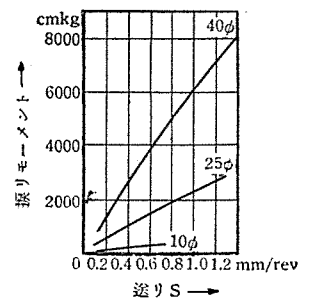
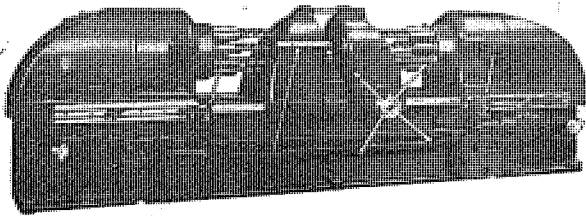
エ、推力及び振りモーメントの算定

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リンダー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。

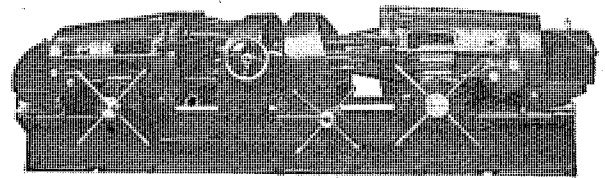
9. 多軸ボール盤の外國に於ける現状

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、自動車の世界市場目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。

寫眞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
(ニッケルクロム鋼)第 24 圖 振りモーメントと送りの関係
(鑄鐵)第 25 圖 全 左
(普通鋼材)第 26 圖 全 左
(ニッケルクロム鋼)

第 27 圖



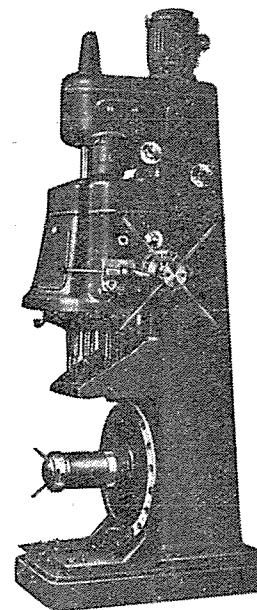
第 28 圖

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。

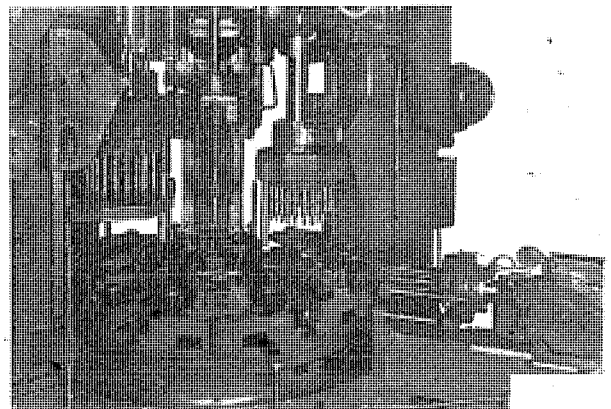
敵米國では此の多量生産方式を航空機のみならずあらゆる兵器の増産に採用するものと思はれる。馬力は 5 馬力 10 馬力 30 馬力或はそれ以上のものも有り、相當強力な多軸加工も行つて居る。送り装置は油壓式機械式或は電氣式等あり、操作も半自動的更に全自動的なものも出現するに至つた。此の多軸加工はボール盤のみならず中ぐり、フライス 其他の作業にも應用されその進歩は恐るべきものがある。

10. 結 言

以上 ED-Y4 型多軸 ボール 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 ボール 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続ける覺悟である。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 ボール 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、更に更に研究し一機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

三菱電機株式会社

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説明し、更に各工作機械に實施せる例を挙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齒車と複雑なる構造を必要とする爲、之が製作には優秀な齒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要視されてゐる。亦此れ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切削速度は工作材料、双具の材質、切削面積、双先の角度、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來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來得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、全齒車にするもの、轉動齒車によるものと、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齒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の摩擦車によるもの、對圓錐車によるもの、電氣的の交流整流子電動機、直流分捲電動機、可變電壓制御電動機を用い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双物の場合には

$$V = \pi D N \text{ m/min と なる。}$$

此處に D=旋削材若しくは回轉双物の直徑 m

$$N = \text{旋削材若しくは回轉双物の速度 m/min}$$

即ちVは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增大することになる。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齒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來ること、従つて磨耗部分や齒車騒音も輕減出來る。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來るといふ利點が加はつて來る。

一般工作機械の速度調整は等比的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、出來るだけ多く付けられてゐる。此の調整を全部齒車装置で行はせ様とすると齒車の組合せ數は非常に多くなり複雑となる。

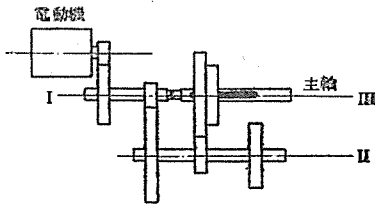
第 1 表

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
	m/min	m/min	m/min	m/sec
鋳 鐵	15-25	12-20	10-16	25-35
鋼 鋳 鐵	12-22	12-25	8-14	"
可鍛鋳鐵	16-28	14-28	10-16	"
軟 鋼	15-22	15-25	12-20	"
工 具 鋼	9-12	10-13	6-12	"
真 鍮	20-40	30-50	15-30	"

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

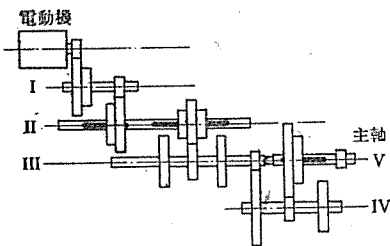
例へば電動機を定速度のものとし公比 1.26 を以て 10 回轉から 500 回轉迄を變換させると第 2 表の如く 18 段となり 9 組の齒車を必要とする。

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

主軸回轉數	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

主軸回轉數	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

第 4 表

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

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来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 極數變換誘導電動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 數	極 數	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 數 比	卷 線	低 速 → 高 速	端 子 數
2 段	2/4 4/8 6/12	單 一	2Y △	6
	4/6 6/8 8/12	二 重	Y Y	
3 段	2/4/6 4/8/12 2/4/8	單 一 二 重ノ組合	Y 2Y △ Y △ 2Y	9 (10)
			△ 2Y Y 2Y Y △	
	2/4/8 4/6/12	二 重ノ組合	△ Y 2Y △ Y 2Y	
			△ Y 2Y △ Y 2Y	
4 段	2/4/6/12	二 重 二 重ノ組合	2Y △ 2Y △ △ 2Y △ 2Y	12 (14)
	4/6/8/12		2Y 2Y △ △ △ △ 2Y 2Y	

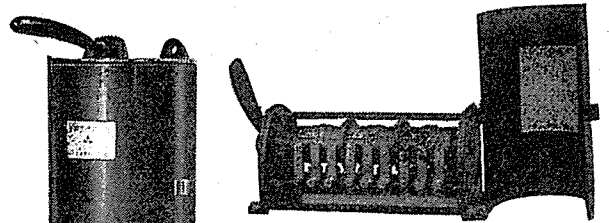
第 7 表

巻線数と端子記號		結線圖の一例 低速				端子の數	
		低速		高速			
2	段		2Y		▽		6
		R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	T W ₁ W ₂	R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	
3	段		Y		Y		9
		R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	T W ₁ W ₂	R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	
4	段		Y		2Y		10
		R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	T W ₁ W ₂	R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	
5	段		2Y		△		12
		R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	T W ₁ W ₂	R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	
6	段		△		2Y		24
		R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	T W ₁ W ₂	R U ₁ U ₂	S V ₁ V ₂	

極數變換誘導電動機は一般に籠形回転子であつて、極數を變へるには其の固定子巻線だけを切換ればよい。固定子巻線は夫々獨立した極數別の二重巻線のもの、單一巻線で端子の結線を変更するものと亦前記單一巻線と二重巻線及び二重巻線と二重巻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、定格は一時間と連続のものが多く使用される。端子の數は第6表に示す通りである。

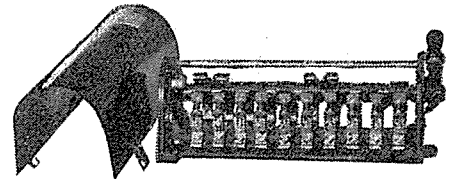
IV 制 御 装 置

極數變換電動機の極數變換方法は色々あつて2段速度二重巻線の Y, Y の場合は直接双投双型開閉器を使用しても極數變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數變換器が使用される。亦3段速度、4段速度と接點の數が多くなり、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釦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數變換器と



第 2 圖 # 40617

第 1 圖 # 40615



第 3 圖 # 41140

一個の電磁接觸器とを組合せ極數變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數變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撰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數を示したものである。

V ドラム型極數變換器

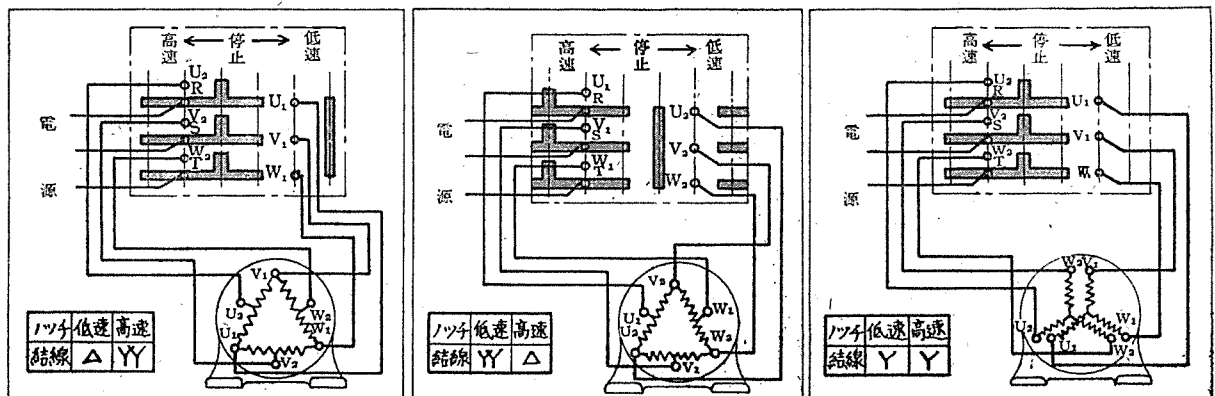
ドラム型極數變換器は直接電動機回路を切替へて極數を變換させるもので最も一般的のものである。

第1圖は一般に用ひられてゐるドラム型極數變換器の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。

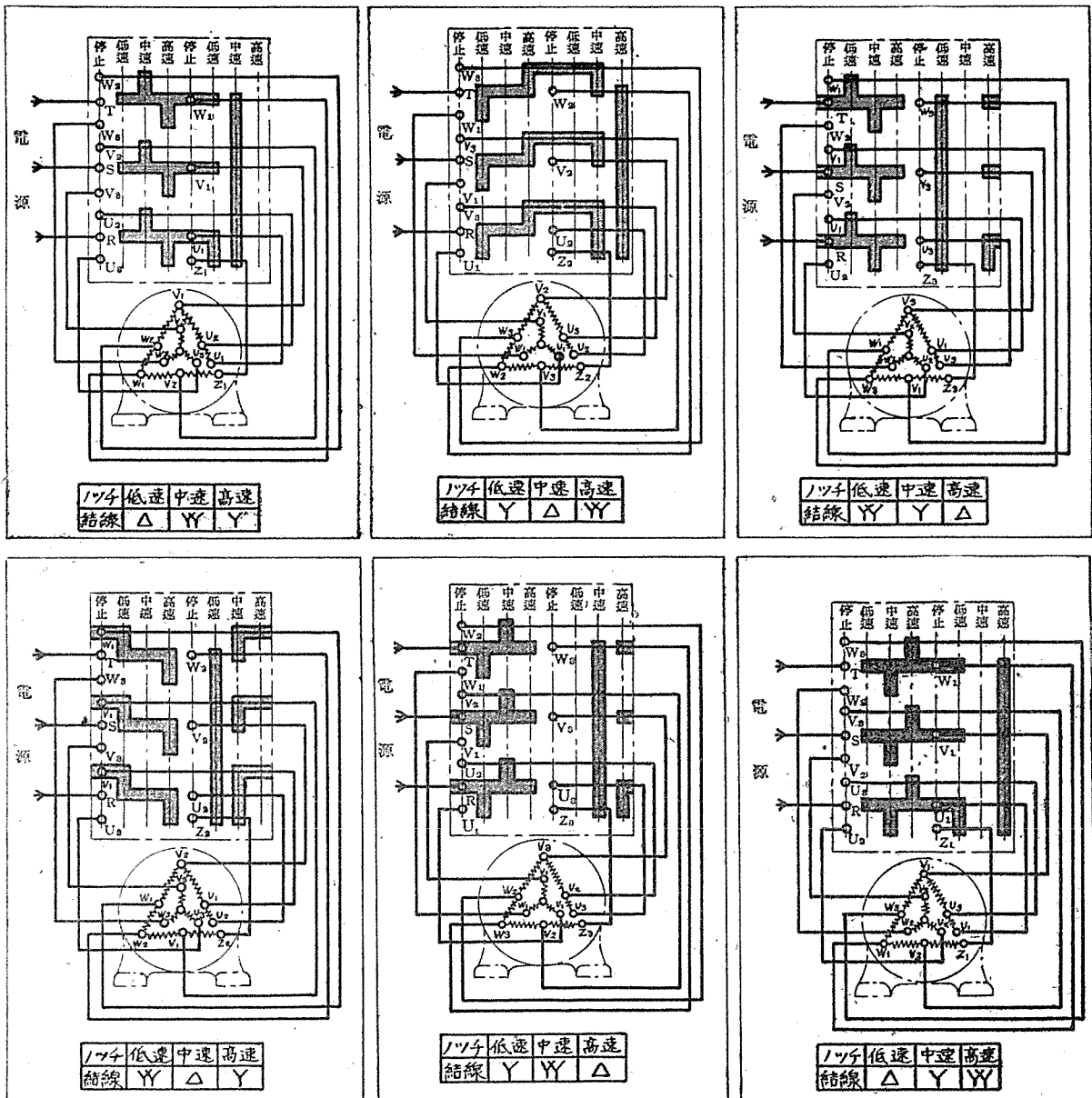
工作機械に使用する場合にハンドルを機械側のものと合せ、握りハンドルにし、或は埋込型としてゐる。

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

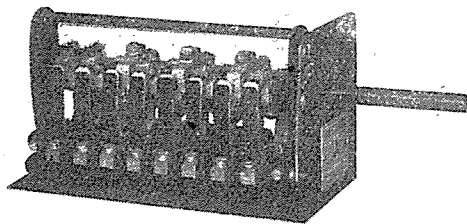
更に工作機械の内部に埋藏され機械側のハンドルと連結し、或は他の機構と組合さる場合に第6圖(2段)、第7圖(3段)の如くハンドル軸丈けのものが使用される。第



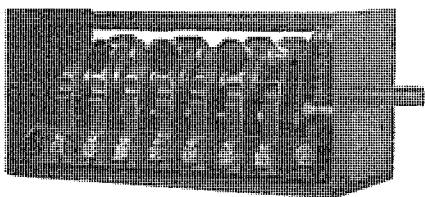
第 4 圖 ドラム型極數變換器接續圖 (2 段)



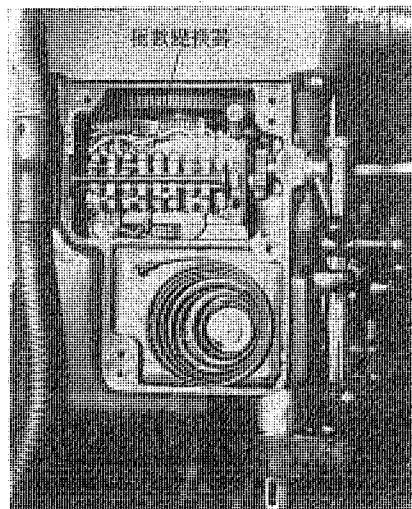
第5圖 ドラム型極數變換器接續圖(3段)



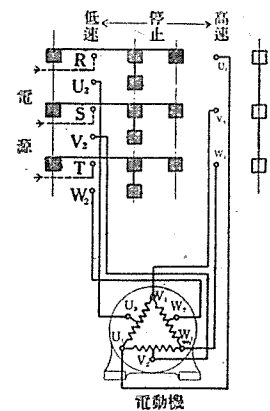
第6圖 ドラム型極數變換器 #42197



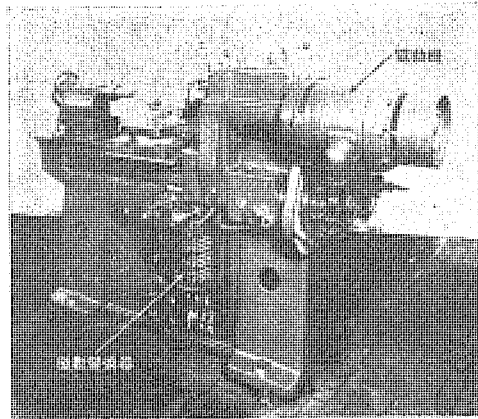
第7圖 ドラム型極數變換器 #42592



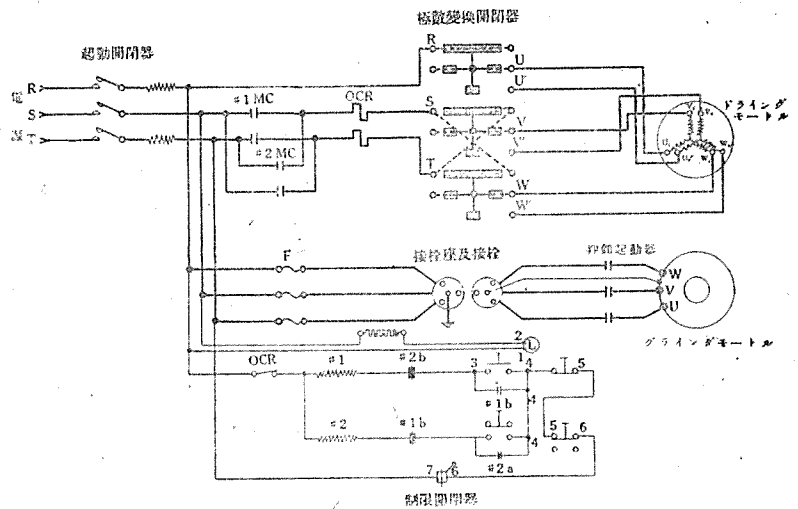
第8圖 ボール盤極數變換器取付圖



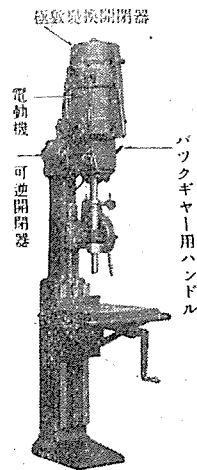
第9圖 ドラム型極數變換器接續圖



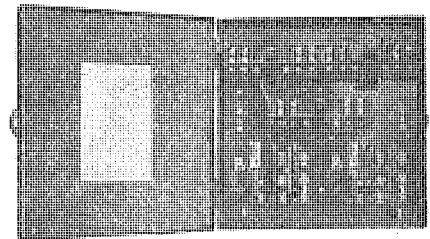
第 10 圖 二番取旋盤電氣品取付圖 # 148152



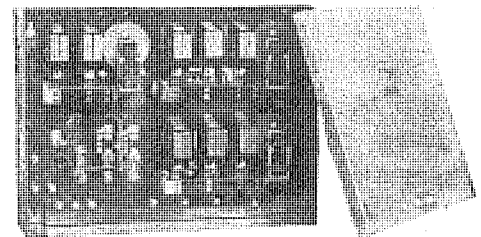
第 11 圖 二番取旋盤電路接續圖



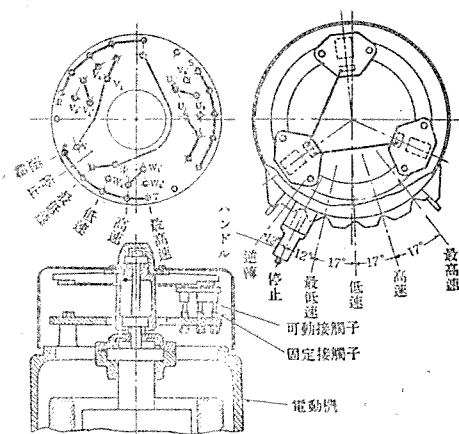
第 12 圖 ボール盤電氣品取付圖 # 41022



第 14 圖 電磁極數變換器 (2 段)

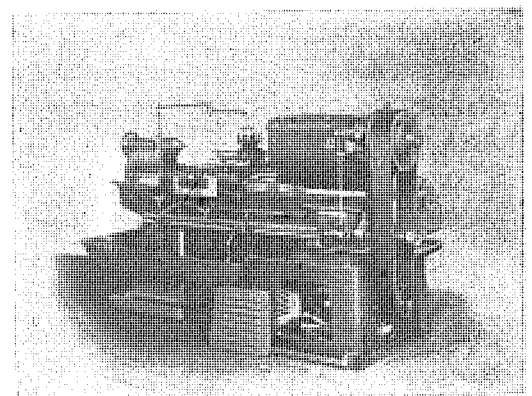


第 15 圖 電磁極數變換器 (2 段)



電動機結線	極数	結線	電源			短絡
			R	S	T	
	逆轉	12	△	W ₁	U ₁	V ₁
	最低速	12	△	V ₁	W ₁	U ₁
	低 速	6	Y//	V ₂	W ₂	U ₂
	高 速	4	△	V' ₁	W' ₁	U' ₁
	最高速	2	Y//	V' ₂	W' ₂	U' ₂

第 13 圖 極数變換器

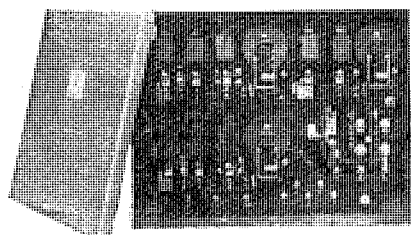


第 16 圖 旋 盤

8₇圖は第 6 圖の 2 段のものを ボール 盤内部に取付けた所を示し、第 9 圖は之が接續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 段變速であるが制御は第 11 圖の二番取旋盤全電路接續圖に示す如く正、逆回轉を使ひ分けられる様になつてゐる。

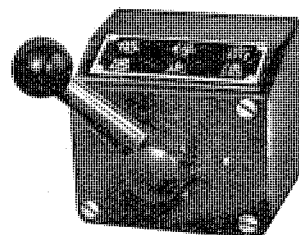
直接切換へるもので使用する機械によつては更に色々



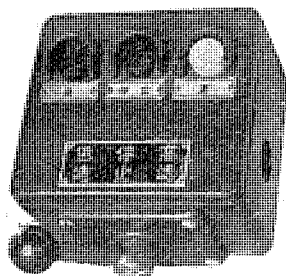
第17圖 電磁極數變換器2段と押釦開閉器 # 41219



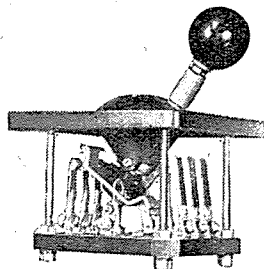
第18圖 押釦開閉器 # 42595



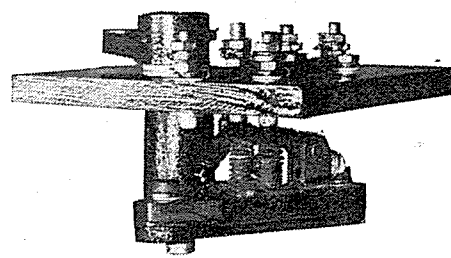
第19圖 操作開閉器 # 41911



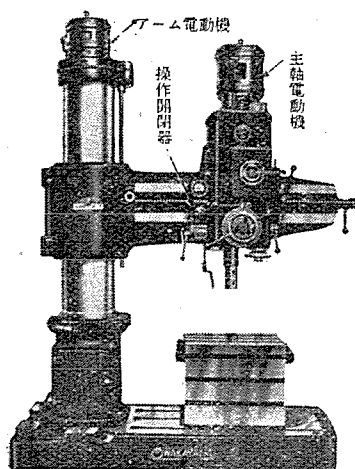
第20圖 操作開閉器 # 42773



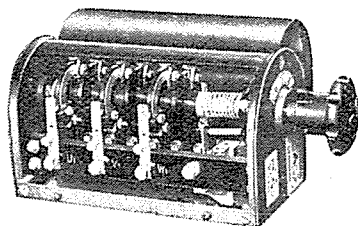
第21圖 操作開閉器 # 41438



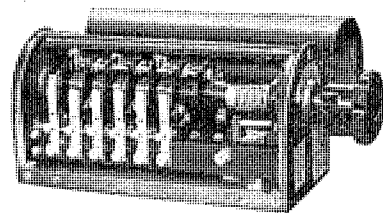
第22圖 操作開閉器 # 42818



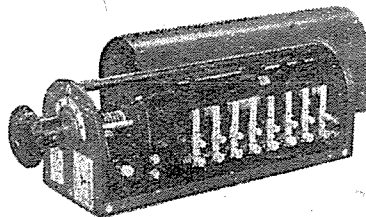
第23圖 ラチアル ボール 盤 # 148170



第24圖 極數變換器 (2段) # 42511



第25圖 極數變換器 (3段) # 42512



第26圖 極數變換器 (4段) # 42485

なものが使用されてゐるが、第12圖はボール盤に使用してゐる圓板型極數變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 電磁極數變換器

電磁接觸器を組合せ、押釦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、而かも他の制御関係と電氣的に自由に連絡出来、亦2つ以上の押釦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いた振り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釦開閉器を示したものである。

操作用に使用される押釦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

明示するため各釦に聯動機構を用いたものもある。

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圖に示す如く押釦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單なる集中操作を計つた便利なるものである。

操作開閉器は第19、第20圖の如く函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圖は共にラチアルボ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ボ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齒車切換ハンドルに連結して齒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 そ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變換する時其の直前に電磁接觸器により電動機回路を遮斷して變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變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段の極数變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起動させるもので第27圖に接續を示した。

Ⅷ 制御方法の選定

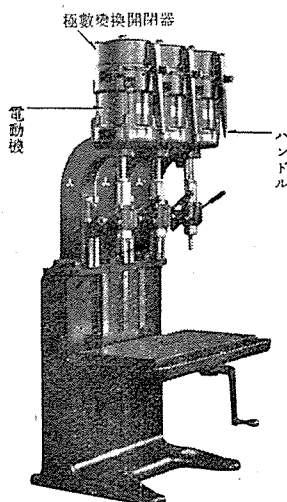
變換方法の選定は使用する工作機械の機種、容量、性能等の點から決定する可きである。大体に於て大型機械は機体の大きいのと工作時間が長く、切替への頻繁性が少ないので、ドラム型を使用しても電磁型を使用しても大きさ、操作の點で問題は少ない。此に反し小型機械は取付場所操作の點で選定に迷ふ事が屢々ある。

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い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る結果となる。

極数變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

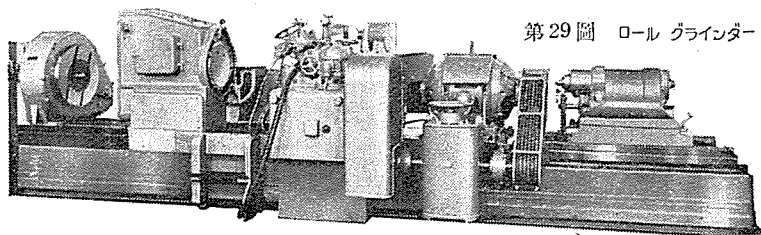
ドラム型極数變換器は一般的で特に小容量のものは、旋盤、ボール盤、フライス盤、研磨盤等に最も多く使用される。



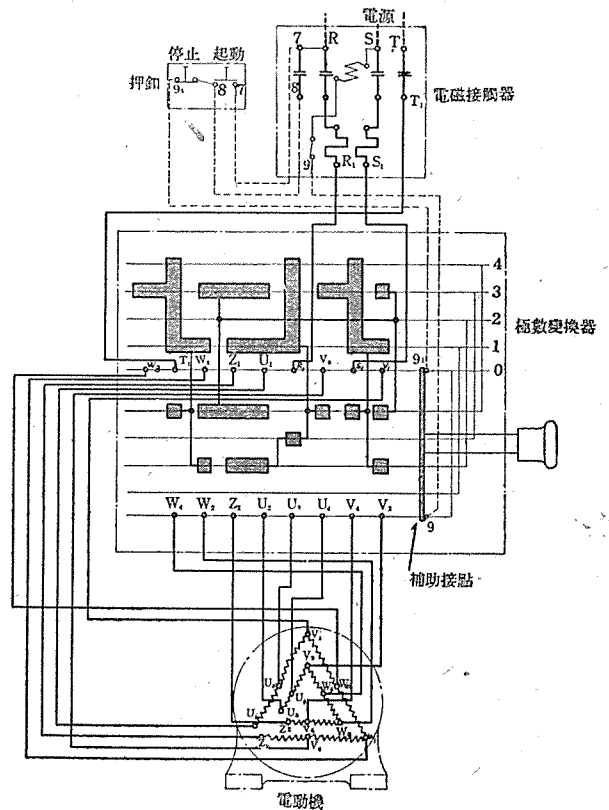
第28圖 3軸ボール盤 40558

れる。

第8圖はボー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29圖 ロールグラインダー



第27圖

は1HP、4/6/8/12極用の圓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。

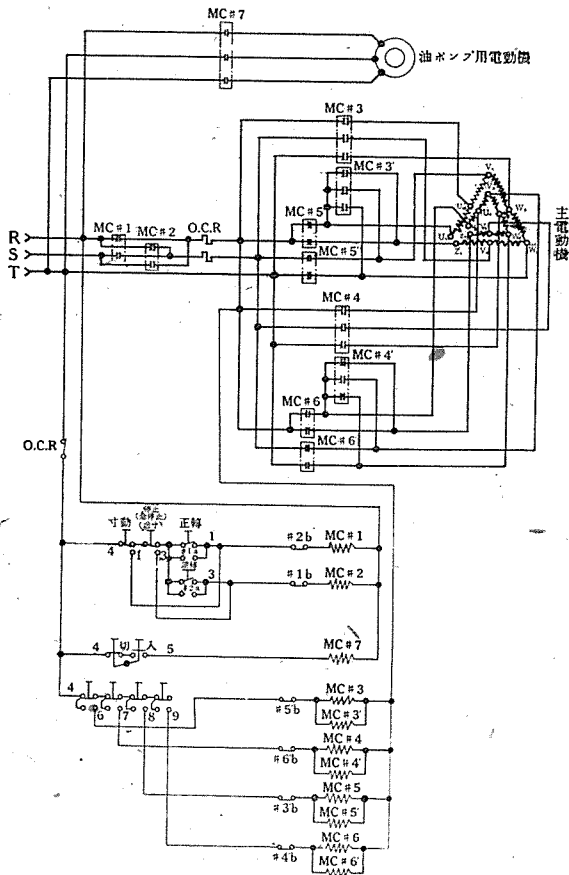
大型のものになると操作の點で考慮を要する場合もあるが第29圖はロールグラインダーの砥石電動機22kW、4/6/8極用の大型器の取付けを示したものである。

第10、11圖は二番取旋盤に使用せる $\frac{1}{2}$ HP、 $\frac{3}{8}$ 極電動機の極数變換器と其の他の制御關係を示したものである。

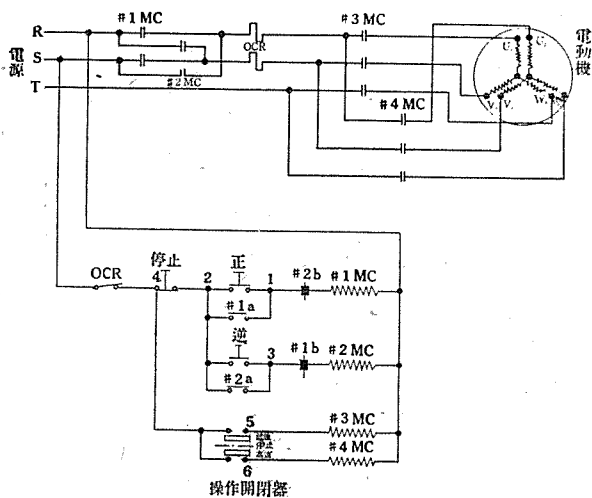
電磁極数變換器は遠方操作が出来、他の動作部分と簡単に電氣的聯動がなし得て能率的な集中操作、或は並行操作が可能なる爲、あらゆる機種に使用されて居る。

第16圖は7.5HP、 $\frac{1}{8}$ 極電動機と電磁極数變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續圖を示したものである。控鈕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鈕は回轉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續圖である。



第30圖 タレット旋盤電路接続圖

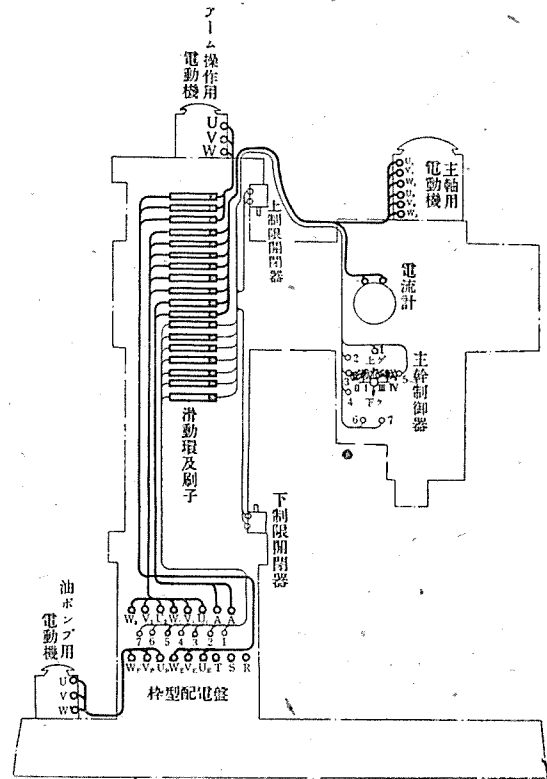


第31圖 小型 タレット 旋盤電路接続圖

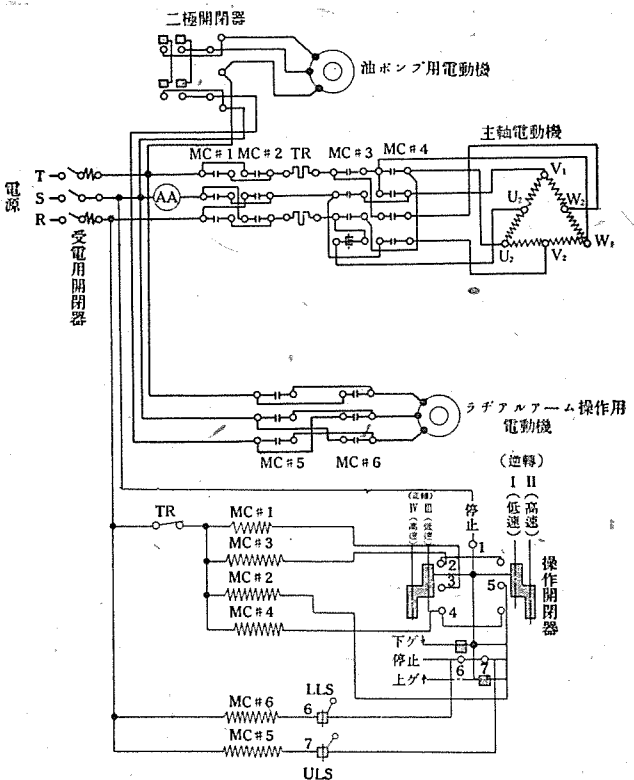
第32圖は第23圖のラヂアルボール盤の電路接続圖と配線圖であつて第21圖の操作開閉器により前記説明通り2段速度の主軸電動機とアーム電動機が操作出来る。

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

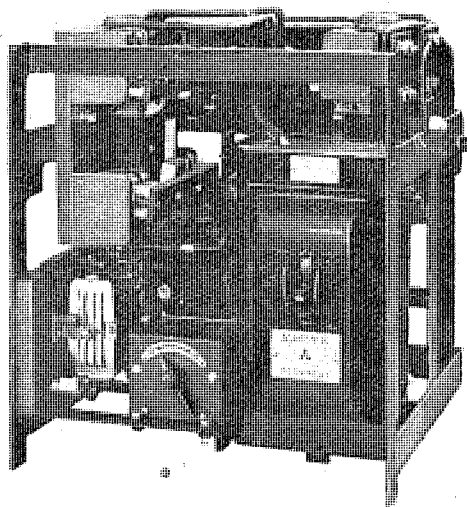
亦第36圖に示すは中グリ盤の電路接続圖にして25²/_{2.5}HP 4極電動機を操作開閉器により切換、更に起動に際しては一次抵抗を用いたものである。



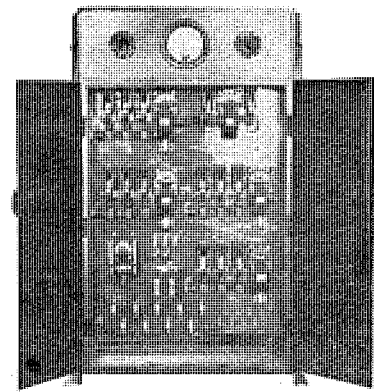
第32圖 ラヂアル ボール 盤電路接続圖



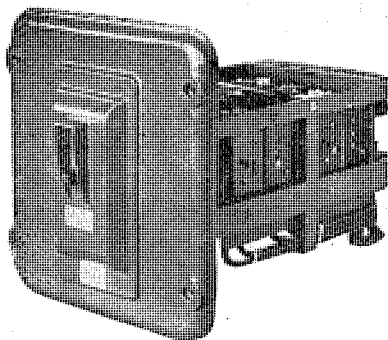
大型のものになると第37圖の如き制御函として他の制御関係と共に一つに纏める場合もある。第38圖の大型旋盤は自立型として機械と別個に据付け、更に第39圖の大型中グリ盤に於ては第40圖の如く機械の背面に取付ける事も出来る。第41圖に大型中グリ盤の電路接続圖を示した。



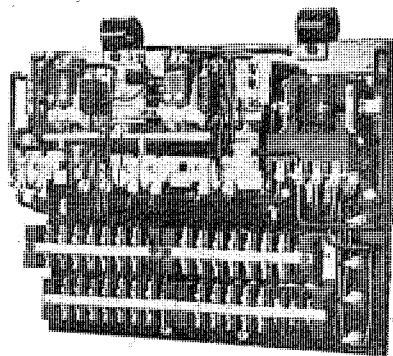
第 33 圖 棒型配電盤



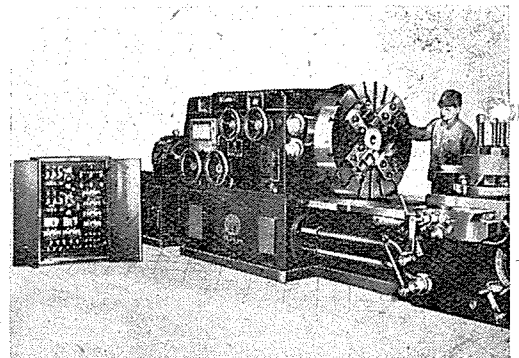
第 37 圖 制御箱 # 42675



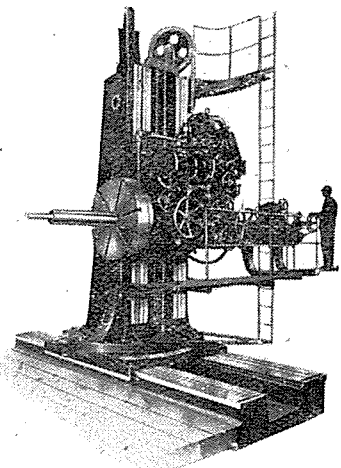
第 34 圖 吊型配電盤



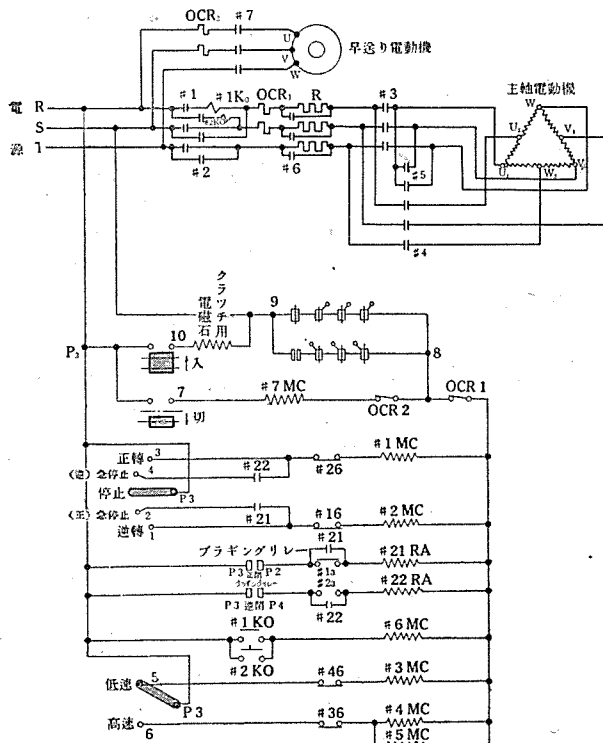
第 35 圖 埋込型配電盤



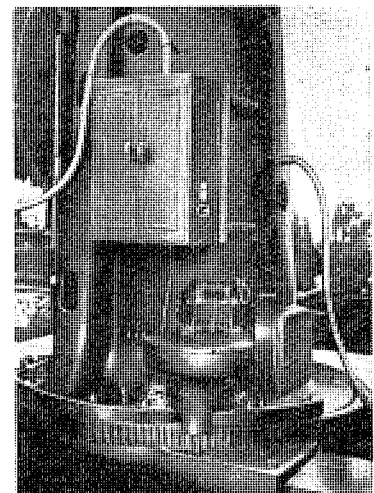
第 38 圖 大型旋盤と制御箱 # 148130



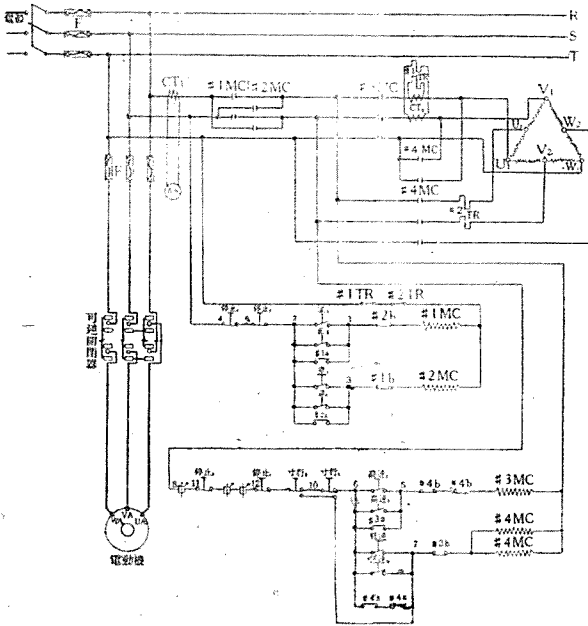
第 39 圖 中グリ盤 # 148169



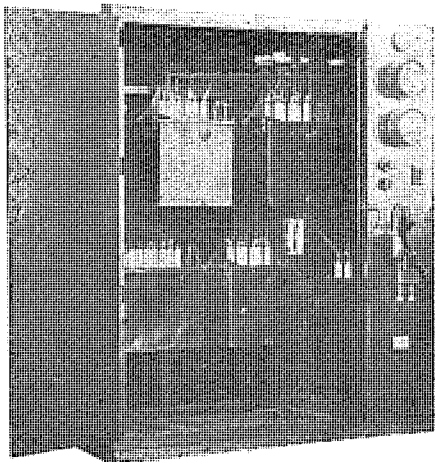
第 36 圖 中 グリ 盤 電 路 接 續 図



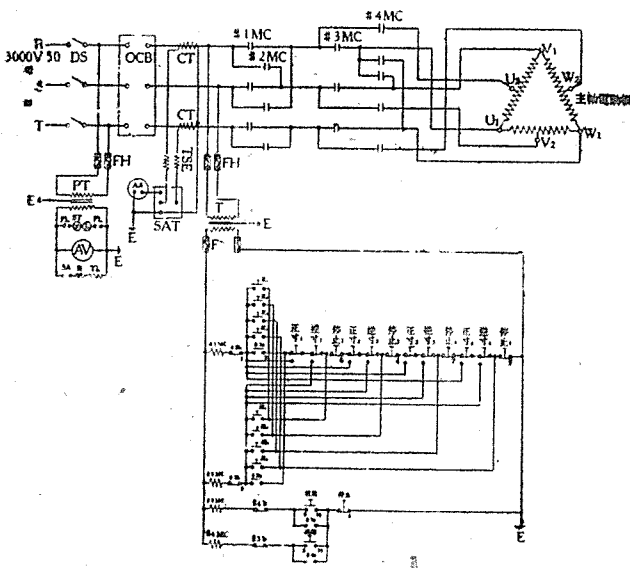
第 40 圖 制御箱取付図 # 148166



第41圖 大型中 グリ 盤電路接續圖



第42圖 高壓制御箱 #42539



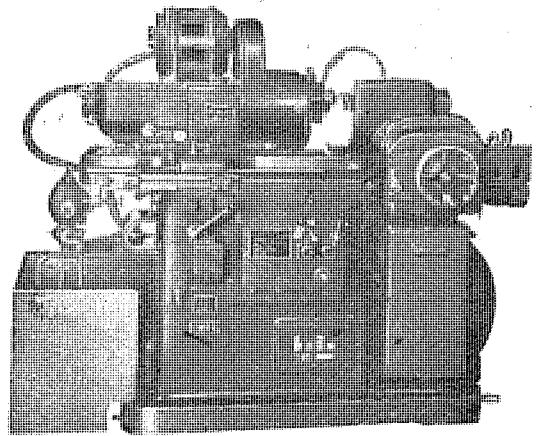
第43圖 大型旋盤電路接續圖

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圧化は、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、80%HP 1/8極電動機の制御函で油入電磁接觸器の保守点検の上から制御装置関係は適當ならずと考へられる。勿論操作関係は低壓を使用して居る。特殊な例ではあるが第43圖に往復台関係の電氣装置を除いた電路接續圖を示して置く。

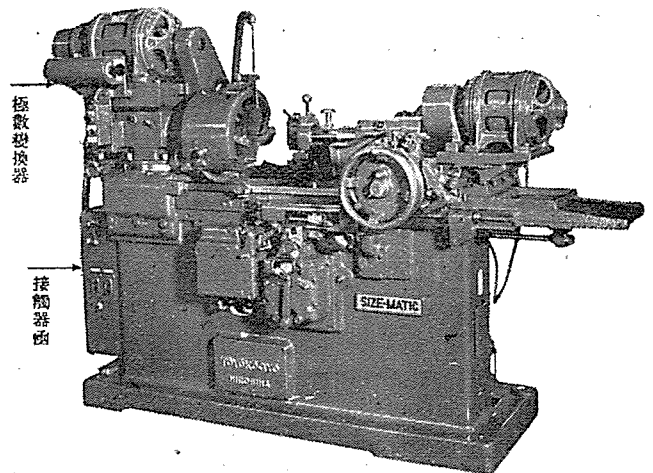
ドラム型極數變換器と電磁接觸器とを組合せたものはターレット旋盤、ボール盤、フライス盤、研磨盤等の小型機械に多く使用される。

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圍裝置、自動定寸裝置を備へたものである。第46、47圖は之が電路接續圖、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斷する。

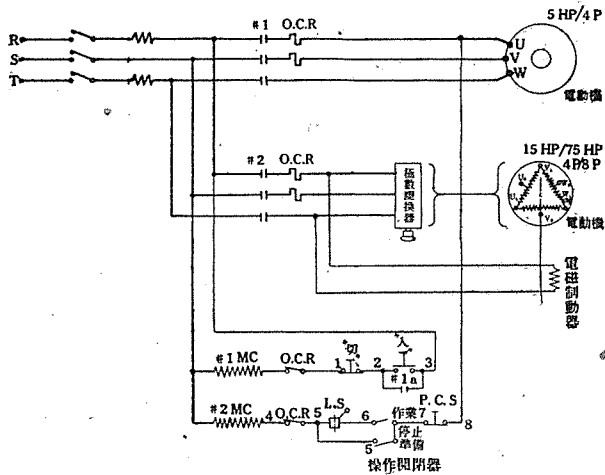
更に5HP以下の電動機を使用した小型フライス盤は一般に4/6/8極の3段變速が使用され、生産型のものでは第48圖の接續の如く豫め第18圖の操作開閉器により、速度を決めてから押釦により操作するものが多い。



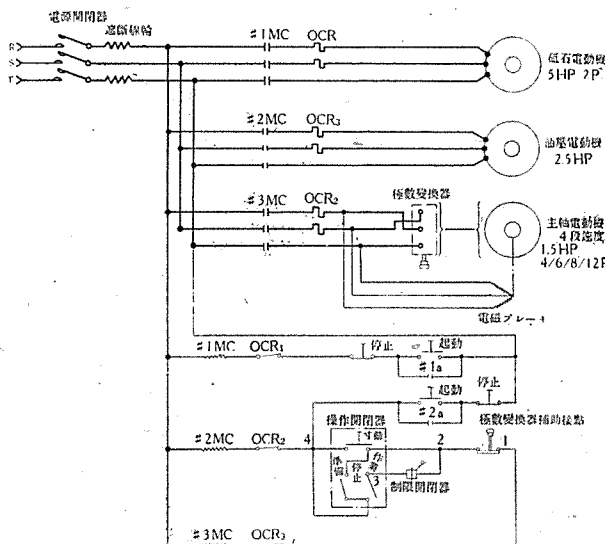
第44圖 自動範圍内面研磨盤 #148176



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續圖



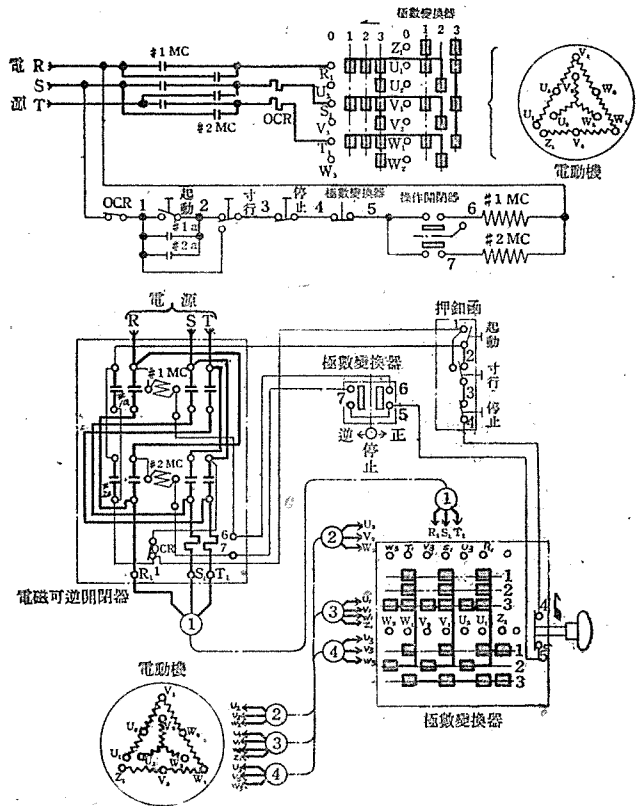
第47圖 自動定寸内面研磨盤電路接續圖

ドラム型極數變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、其れに應じ極數變換器も大型となり、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。亦普通の電磁極數變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變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。

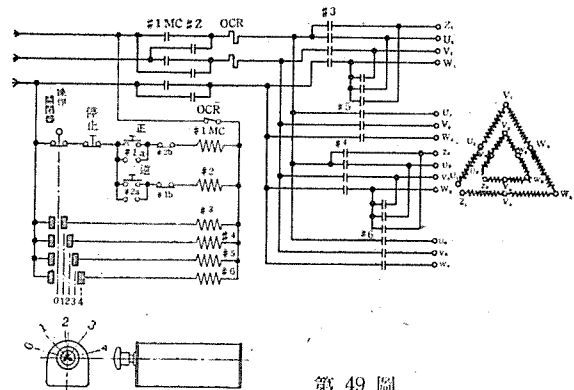
特に多くの電磁接觸器は電氣的接續のみにより分割取付が出来るので便利である。第49圖は上記の場合の4段速度のもの電路接續圖を示した。

X 結 言

以上、工作機械に使用される極數變換誘導電動機と各



第48圖 フライス盤電路接續圖



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、各機種共通の速度變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えらる。

尚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。

參考文獻

(1) 中村辰二 工作機械

(第24回電氣工學專門講習會豫稿)

昭和15年11月 P53~62

(2) 宮地健次郎 工作機械の電化に関する資料

(工作機械に関する資料)

昭和17年1月 P21~28

堅型 ボール 盤の負荷試験装置とその試験

三菱電機株式会社

野 口 弘 一

内 容 梗 概

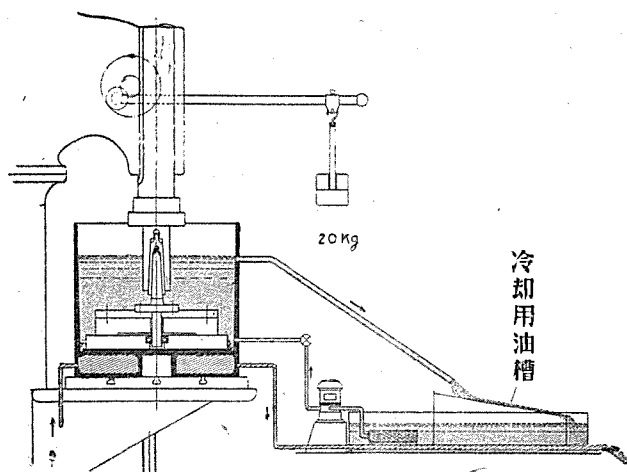
先に開発試作を完了せる ED-B5 型及び ED-Y4 型堅 ボール 盤に関する種々の試験装置に就て述べ、その装置を用ひて此の ボール 盤の特性を明かにし以て使用者、関係各位の参考に供せるもの

1 緒 言

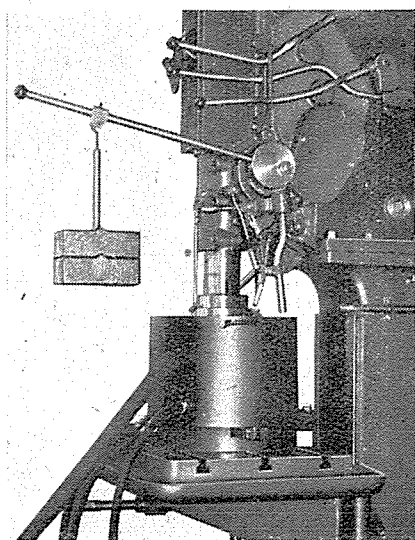
ED-B5 型堅 ボール 盤に關しては既に本誌第 18 卷第 8 號上に特徴、主要寸法、構造等に亘り詳細に發表した通りであるが、ED-Y4 型に就き簡単に説明する。

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 ボール 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作へ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 回轉力負荷試験装置

2 回轉力負荷試験

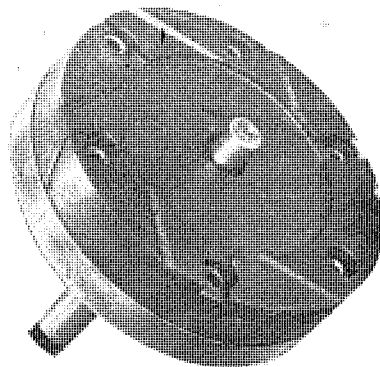
負荷試験は實際にそれ本來の目的通りに使用してみるのが理想的である。然し ボール 盤の場合に於ては工具の種類、砥ぎ方、切れ味、被加工物の材質硬度等條件が極めて多く、且つ不安定であり、又連續長時間の負荷を與へる事が困難なる爲、實際使用に最も近き状態を與へ得る負荷試験装置を用ふる事とした。これに動力計を用ふれば更に有効であるが、この場合適當なる物が見當らず、單なる負荷装置を試作した。

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 プレーキ 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、相手は櫓の圓板を軟鋼製の保持器に取付けモルステーパ 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 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、遂には櫓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 テーブルに傳はり機械の精度を損ふ虞れがある。



第 3 圖 圓板 プレーキ

(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った。

(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とした。

(ロ) 發生熱は第 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迄緩和したが、發熱箇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) 捩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ずる事とした。此の現象は 65 回転迄に於て生じた。

次に プレーキ 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ふ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。但し材質錐径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 シュレージン

の「工作機械検査法」所載の値を參考とした。此の機械の最大穿孔能力は鋼材に對し 50 耗にして、抗張力 50~60 耗/平方耗の鋼材に標準送り 0.45 耗/回転の條件にて 1850 耗となつてゐる故多少の過負荷を見て 2000 耗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に夫々 5 馬力或は 7.5 馬力となる時を以て全負荷とする。プレーキ 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 回転と云ふ廣範圍なる爲その總べ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 プレーキ 圓板は摩擦面の外径 300 耗内径 200 耗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続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

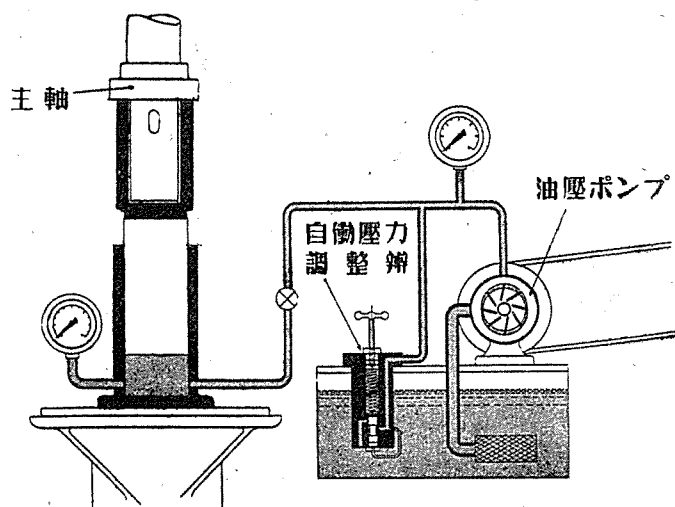
一般に ボール 盤に於て最も故障を起し易き箇所の一つは自動送り機構である。前項同様唯切削を行つて見るのみにては如何程の推力を發生して居るものやら判らず、甚だ非科學的であり、又長き行程に長時間の負荷を與へる事も困難である。依つて次の如き負荷試験装置を製作して試験を行つた。

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 ピッカー 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 耗/平方耗位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 平方耗に製作してある故油壓が 10 耗/平方耗ならば 1 耗、20 耗/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
	冷却油温度	°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
	冷却油温度	°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

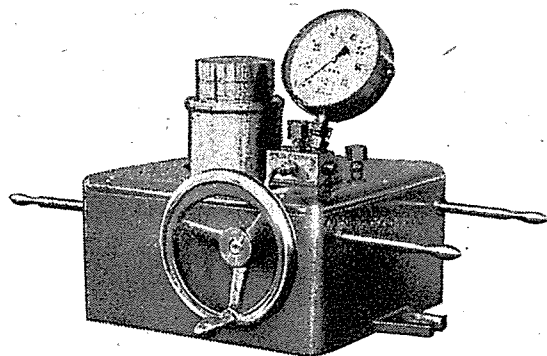
第 1 表 *印の推力は捩り振動防止の爲減じたるものである。



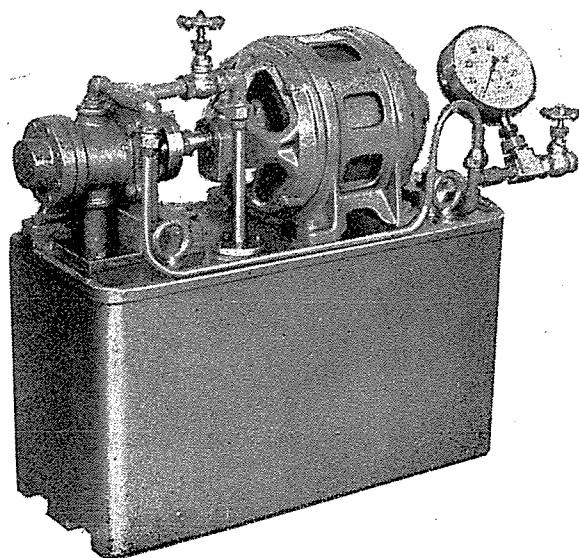
第 4 圖 自動送り負荷試験装置

方輻ならば 2 咫と云ふ様に非常に任意の推力荷重を與へる事が出来、而も同一の状態が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。

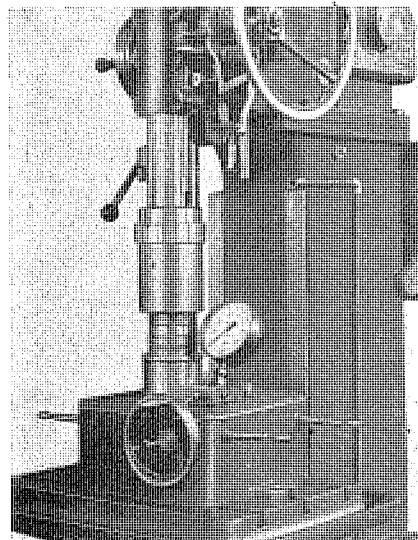
この試験は自動送り機構の負荷試験としての意義を有するが、消費動力は甚だ僅少でその他餘り参考となる測定値は得られなかつた。



第 6 圖 加壓試験機 # 42677



第 7 圖 油壓ポンプ装置 # 42676



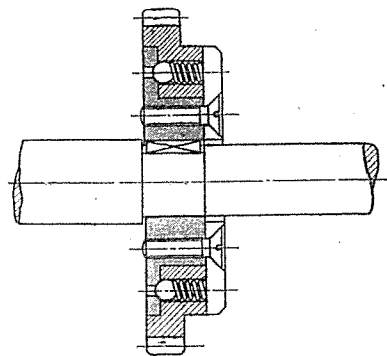
第 5 圖 推力負荷試験装置

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斷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。尚その儘運轉を続けると球は 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みたる後突如安全装置が働くその際の壓力計の讀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圍に調整して居る。

ED-B5 型	2500~3000 𪛇
ED-Y4 型	3500~4000 𪛇



第 8 圖 推力安全装置

5 推力荷重に依る機械の剛性

これは停止せる機械の主軸と テーブル との間に例の加壓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 ダイヤル インヂケーター 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せば第 9 圖の如くなる。

單位 0.001 耗

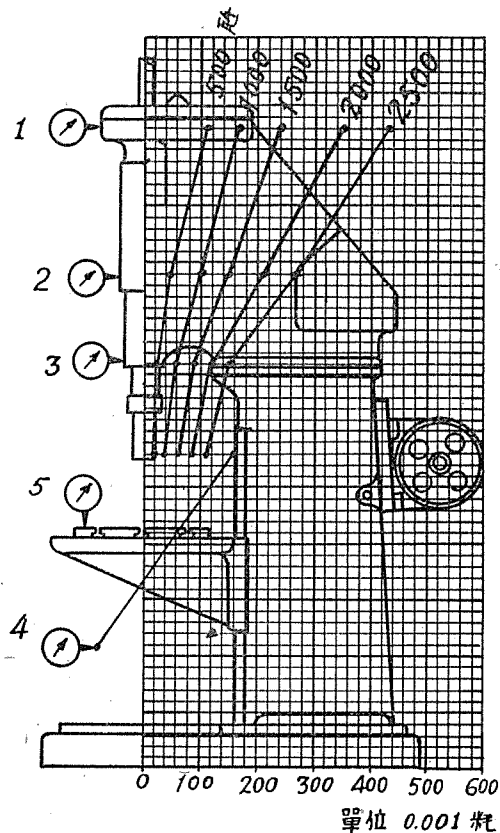
測定位置 \ 推力	500 耗	1000	1500	2000	2500
1	110	165	240	350	430
2	50	100	150	210	270
3	25	60	90	120	150
4	20	40	63	85	110
5	20	50	75	100	120

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 耗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 耗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斷し難き個所例へば 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、入力も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、從つて齒車の効率、軸受 クラッチ 等の損失を論ずる事も出来るのである。然るに此の場合回転數が廣範圍で電氣動力計には遅過ぎ、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斷念した。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。

●Heaviside 演算子法 (IX)

第 318 頁第 1 圖中 $X\alpha_1, X\beta_1, \dots$ 等は α_1, β_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

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

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 $a \leq t$ は $a < t$ 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

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

論文と講演

寄稿

井上八郎	氣中遮斷器の溫度上昇限度
龜井 昊	最近の無軌道電車と其の電氣機器
宗村 平	金屬壓延に於ける電氣制御
井上八郎右衛門	大型火力發電機の國産を願みて將來に及ぶ
木村久男	内鐵型變壓器に於ける渦流損近似式

製協誌	9月號
製協誌	9月號
電氣工學	
動力	
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
林 千博	非線型振動回路に於ける初期條件の影響に就て
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斷器
淺井徳次郎	壓搾空氣吹付交流遮斷器

第23回聯合大會 9月23日
(以下同様)

第19卷 第11號 内容豫定

アルミニウム 導体の電氣熔接
送油式變壓器用電動油ポンプ 特性
最近の小型 デायオン 遮斷器に就て
波形金屬空盒及び其の工作法に就て
ミシン發達史

和田六郎夫
畑國夫
高桑常信
篠崎善助
山田三郎
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、航空決戦の凄まじ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、三菱工作機會社が此處に誕生し、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、三菱工作機會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、その都度絶讃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無く、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。
(Y)

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

〔無斷轉載を禁ず〕

發 行 所 神戸市兵庫區和田崎町三丁目
「三菱電機」編輯部

東京都神田區淡路町二丁目九

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

大阪市東區北久太郎町一丁目一六

〔本誌代價〕 櫻 堂 部 三 付 金 貳 拾 錢

印 刷 所 株式會社 日本寫真工藝社

日本出版文化協會 會員號 第 132506 號