 研 究

しまりばめの研究(第1報)

— 真円度の影響 —

岩 城 晃* 森 昌 幹**

Study on Tight Fit of the Machine Parts (1st Report)

—Effect of out of roundness on tightness—

Akira IWAKI, Masaki MORI

As the factors which make difference between theoretical tightness of fit and actual one, measuring error, out of roundness, out of cylinderness and roughness of fitting surface, etc. are presumed.

In this report, how contact pressure, tightness, ratio of contact, etc. are effected by out of roundness of circular profiles of shaft and ring as a pair is studied.

In order to express skewness of circular profiles of the parts, the authors use radial length of "overlap" of both skew circle with same mean circles.

As the results of experiments, the authors find the followings.

1. Actual tightening pressure is generally higher than theoretical one. And twisting resistance varies according to change of setting angle phase between both parts, but it is equal to the product of thrusting resistance in the correspondent position and radius of the shaft.

These facts show that skewness of both circular profiles plays important role in fitting.

Skew profile of the shaft comes out to external profile of the ring according to thickness of the ring and interference.

In case that fitting is repeated, interference and out of roundness of the ring gradually reduce and settle to some amounts.

Then the correlations of some degree are found among length of "overlap", thrusting resistance and ratio of contact.

As the ratio of contact is unexpectedly small, wearing, stick slip may easily be caused at the contacting points. Therefore attention must be given to lubrication of the fitting surface.

1. 緒 言

機械技術の進歩に伴い機械部品の精密化が要求されるに従って、はめあい部品の設計・工作には益々重要な問題が含まれてくる。従来はめあい部品の設計には主として簡単な材料力学の公式や経験式が用いられているが、実際にはめあい部品を取扱ってみるとはめあい圧力や固着力は設計値と著しく異なることが多い。

たとえば図1は穴、軸各々の平均径をもとにして計算された固着力を実測値と比較したもので、図のように大きくばらついて規則性を見出し難く、そのためにはめあい部が降伏したり、使用中緩んだり、またはめあい面が損

図1 固着力のばらつき

傷されたりすることが起こり、取扱いに困惑する。

これらは製作された穴、軸が幾何学的な円筒面ではなく、工作誤差を持ち、また測定誤差も生ずるから固着力、はめあい圧

力、あたり、潤滑状態などが一義的に定まらないものと思われる。

本研究は特に穴、軸のしまりばめについて上記の諸点を考慮しつつ、はめあい実験を行ない、はめあいの過程

* 九州工業大学 正会員

** 群馬大学工学部 正会員

に見られる諸現象を解析して工作誤差がはめあい部品の機能に与える諸影響を考察し、もつて設計、工作の基礎資料を提供することを目的とするものである。

一般に実測値が設計値と異なる原因には測定法に基づく誤差、工作法に基づくはめあい面の寸法誤差、真円誤差や円筒誤差などの形状誤差、および表面あらさが挙げられる。

本報では上記の諸因のうち穴、軸の形が真円でないために、固着力、はめあい圧力、あたりなどが受ける影響を考察する。

2. 真円筒からの実際円筒の狂い

初めにはめあい面の形状誤差およびあらさの間の関係を総合的に考察し、取扱いに便利な形に表現する方法をのべる。

はめあい面は真円筒を目標に工作されるものであるが、実際の円筒は多かれ少なかれ真円筒から狂っている。

その狂いを表現するにはつぎのようにすれば便利である。

円筒は一つの軸から等距離にある点によつてその輪郭が作られるものであるから、まず実際の円筒の軸を定めその軸に直角な各断面の輪郭の平均半径を求め、さらに軸方向についてそれらの半径を総平均して平均円筒を想定し、その円筒からの狂いを求めればよい。

すなわち、円筒上のすべての点をおよそ軸に直角な平面上に投影したとき、平面上にできる円環状の点集合が一番密集するような平面を定めれば、この平面上の平均円の中心に立てた軸が円筒の軸であり、平均円のまわりの点集合のばらつきが円筒の狂いを表わすことになる。

いまこの点集合のばらつきを分散で表わすことにし、それをつぎの三種のばらつきから成るものとする。

(i) 軸に直角な各円筒断面輪郭の平均円の中心と軸との距離 ϵ のばらつき、すなわち分散 $D^2[\epsilon]$ 。

(ii) 各断面における輪郭の平均円の半径 $\bar{r}$ のばらつき、 $D^2[\bar{r}]$ 。

(iii) 軸直角断面 i についてその輪郭の平均円からの輪郭の半径方向のばらつき、 $D^2[S_i]$ の期待値、すなわち $E[D^2[S_i]] = D^2[S]$ 。

ゆえに、実際円筒の平均円筒からのばらつきを $D^2[C]$ とすれば、 $\epsilon, \bar{r}, S$ はおのおの独立とみなせるから

$$D^2[C] = D^2[\epsilon] + D^2[\bar{r}] + D^2[S] \quad (1)$$

ここで、 $D^2[\epsilon]$ を軸真直度、 $D^2[\bar{r}]$ を半径一様度、 $D^2[S_i]$ を真円度、 $D^2[S]$ を合成真円度、 $D^2[C]$ を総合円筒度とよぶことにする。また軸真直度と半径一様度

とは軸のまわりのばらつきであるから、両者を合わせて軸円筒度 $D^2[a]$ とよぶことにすれば

$$D^2[C] = D^2[a] + D^2[S] \quad (2)$$

さらにあらさがある時、そのばらつきを $D^2[R]$ とすれば

$$D^2[C] = D^2[\epsilon] + D^2[\bar{r}] + D^2[S] + D^2[R] \quad (3)$$

$$= D^2[a] + D^2[S] + D^2[R] \quad (4)$$

とかかれる。以上の関係を図2に示す。

図2 円筒の工作誤差

3. 穴と軸のひずみ円のかぶり

はめ合わされる穴、軸の形がいずれも真円からひずんでいる場合、両ひずみ円の相対的關係ははめ合わされる相対位置、すなわち位相によつて異なる。これを表現す

るために、両ひずみ円を、それらの平均円の大きさと倍率を等しくして重ねて描くと、図3のようになる。

これは、はめあいにおいては穴、軸の平均径の差、すなわち平均

図3 ひずみ円のかぶり

均しめしろを除いて描いたことになる。この時両ひずみ円に挟まれた打点の部aは、軸が穴よりも外方にあつてその部分のしめしろが平均しめしろを超えている所を示し、またハッチング部bは、平均しめしろに達していない所を示す。そこでaの部を正のかぶり、bの部を負のかぶりと名付け、これらかぶり部の半径方向の長さeをかぶり量とよぶことにする。

かぶり量eはしめしろの部分的変動を表わすものであ

るからこれを分散で表わすことにすれば、軸、穴のかぶり量の間には次の関係が成り立つ。

いま統計的な表現を用いて、軸のひずみ円、穴のひずみ円、かぶり量をそれぞれ $D^2[S_1]$, $D^2[S_2]$, $D^2[e]$, 分布関数をそれぞれ $F(S_1)$, $F(S_2)$, $F(e)$, また軸および穴の半径をそれぞれ r_1 , r_2 平均半径をそれぞれ $\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$ とし、平均径の差、すなわち平均しめしろを δ とすれば

$$D^2[S_1] = \int_{-\infty}^{\infty} (r_1 - \bar{r}_1)^2 dF(S_1)$$

$$D^2[S_2] = \int_{-\infty}^{\infty} (r_2 - \bar{r}_2)^2 dF(S_2)$$

$$e = r_1 - r_2 - \delta/2$$

e の期待値 $E[e] = \int_{-\infty}^{\infty} e dF(e) = 0$ であるから

$$\begin{aligned} D^2[e] &= E[e^2] = E\{[(r_1 - \bar{r}_1) - (r_2 - \bar{r}_2) \\ &\quad + (r_1 - \bar{r}_1) - \delta/2]^2\} \\ &= E\{[(r_1 - \bar{r}_1) - (r_2 - \bar{r}_2)]^2\} \\ &= D^2[S_1] + D^2[S_2] - 2\rho \cdot D[S_1] \\ &\quad \cdot D[S_2] \quad (5) \end{aligned}$$

ただし、 $\rho = D[S_1 S_2] / D[S_1] \cdot D[S_2]$ は S_1 と S_2 の相関係数で一般に $-1 \leq \rho \leq +1$ だから、かぶり量は軸と穴の相対位相によつて変化する。

特別な場合として、両者の形がほとんど似ていなければ $\rho \approx 0$ であるから (5) 式は

$$D^2[e] = D^2[S_1] + D^2[S_2] \quad (6)$$

となり、かぶり量は両真円度の和で表わされる。

また、真円度およびかぶり量を表わすのに、それらの分散の代わりにその分布の幅を用いることもできるから、軸および穴の真円度をそれぞれ ΔS_1 , ΔS_2 , かぶり量を Δe で表わせば

$$\Delta S_1 = k_{s1} \cdot D[S_1]$$

$$\Delta S_2 = k_{s2} \cdot D[S_2]$$

$$\Delta e = k_e \cdot D[e]$$

ただし、 k_{s1} , k_{s2} , k_e は定数で、もし $|\rho| \ll 1$, $k_{s1} \approx k_{s2} \approx k_e$ とおけるならば

$$\Delta e = \sqrt{(\Delta S_1)^2 + (\Delta S_2)^2} \quad (7)$$

なお実際に圧入されればひずみ円は変化し、両平均円の中心は必ずしも一致しなくなるが、これを実測することは境界面を測定することになるからほとんど不可能とみられる。しかし圧入前のかぶりが圧入中の状況に何らかの影響を及ぼすことは容易に想像されるから、上記のかぶり量は圧入の解析には役立つものと思われる。

4. 真円度

4.1 真円度の表示

真円度は円筒の軸直角断面の輪郭が真円から偏つてい

る程度を表わすもので、これには色々な表示法が考えられるが、ここでは輪郭の平均円の中心から輪郭上の各点までの半径の最大偏差をもつて表わすことにする。これは前節の ΔS_1 , ΔS_2 に相当する量である。

ここに真円度という用語は無次元的な意味に解されるおそれがあり、むしろひずみ円量とでもいうべきであろうが、習慣に従つて真円度と呼ぶことにする。尚無次元表示を行なうには例えば公差との割合をとることも考えられる。

真円度を測定するには、工作物を先ずある仮中心のまわりに回転して位相と半径との関係を求め、次に調和解析によつてこの測定されたひずみ円の平均円の中心に対する仮中心の偏心の影響を除き、補正されたひずみ円について求める。

4.2 真円度の測定

真円度の測定には正確な回転中心が必要であるから、この為既製の割出し盤を利用して図4に示す真円度測定

図4 真円度測定機

機を試作した。試料①は割出し盤②の中央にある三本のねじにチャックされ、そのふれが概ね最小になるように調整された。測定子③は一端がコンデンサプレートを持ち他端はレコードの触針を付したレバ型で、その変位はオートゲイン式微小静電容量変化測定記録装置によつて割出し盤②に貼付された記録紙④にペン書きされた。測定圧は約5g、測定時の回転速度は1回転約3分とした。記録の線形性の範囲は記録紙上のペンの変位で約30mmになり、倍率2万倍以下では線形として扱うことができる。

図5(a)は同一試料を倍率1000, 2000, 4000, 8000倍で記録したもので、実用上十分な再現性が得られていることがわかる。(b)はブラッグゲージを被検定試料とし本装置によつて記録したものと Tailor & Hobson 社の Talyrond によつて記録したものとを比較した結果で、その差は最大 0.3μ を超えないから、実験目的に対

図 5 (a) ひずみ円の記録例

図 5 (b) 記録の検定例

図 6 試料の寸法形状

しては、割出し盤の回転軸は正しく回転しているものとみて差し支えない。

得られた図形は調和解析によつて偏心の影響が除かれ真円度が求められた。

5. 実験方法

実験は、真円度に比べて円筒度やあらさが無視できる程度に仕上げられたシャフトとリングをはめ合わせ、その時のはめあい圧力、固着力、あたりなどに表われるひずみ円の影響を調べることである。

(a) 試料

この試料では真円度に比べて他の誤差が無視されるように作られるから、(3) 式において $D^2[C] \div D^2[S]$ となる。

表 1 試料の機械的性質および工作精度

試料の機械的性質				
試料	炭素量	熱処理法	縦弾性係数 E kg/mm ²	ブリネルか たさ Hb
シャフト	0.6%	焼入れ	2.10×10^4	420
リング	0.2%	焼準	2.11×10^4	120

試料の工作精度				
試料	真円度 μ	円筒度 μ	あらさ $H_{max} \mu$	仕上げ法
シャフト	1~9	0.1~0.4	0.4-S	研削
リング	2~9	0.2~0.5	0.8-S	ヘール

また、特にひずみ円の形も問題になるから、ひずみ円の形が軸方向に変わらないことも必要である。

よつて試料の形状は図6のごとく、直径に比べて長さを短くし、リング肉厚 $t=10, 6, 3$ mm の三種とした。

リングの一端の十字溝はリングをねじる治具をはめこむためのもので、なお後節円周ひずみ測定の場合は同じ個所が測定されるようにするために利用される。

試料の機械的性質および工作精度は表1の通りである。

(b) 内・外径測定法

図7は試作した内径測定機で、シリンダゲージの柄①は球軸受②で支えられ定盤上に固定された柱③に沿つて上下に摺動する。リング④は載物台⑤にチャックされ共に前後に摺動する。柄をほとんど垂直に保ちながら載物台を

前後に調整してシリンダゲージの指示の最大値をよみとる。

基準寸法はブロックゲージを用いて 30,000 mm からの偏差をよんだ。測定力は約 200 g で、測定力によるリング外径の変化はミニメータによつて調べたが変化は認められなかつた。

測定箇所は円周方向10箇所、軸方向2箇所、計20箇所の平均を四捨五入して μ まで求めた。

軸径の測定にはミニメータを用い、測定箇所はリング同様 20 箇所の平均を μ まで求めた。

(c) 円周ひずみの測定

円周ひずみを測定するには抵抗線ひずみ計が便利であるが、この場合はひずみ円を持つから円周ひずみが一樣ではなく、また試料の大きさから多数貼ることができないため、はめあいによるリング外径の変化を多数測つて平均し円周ひずみを求めることにした。

図 7 内径測定機

図 8 は試作したリング外径微小変化測定装置を示す。外径変化を測定するには、先ずリング①を図の位置においてからその十字溝をストップ②に押しあて、測定位

図 8 リング外径測定装置

置を規定する。次につまみ③を回して $1/10$ こうばいを持つくさび型測定子④をおろし、その位置をダイヤルゲージによつて1目盛までよむ。このようにしてはめあい前二箇所、はめあい中同じ箇所をよみ、次にストップの位置をかえて他の二箇所、押出してから同じ箇所をよむ。結局計四個所の直径変化をよんでこれを平均して円周ひずみを求める。

なおくさびの測定力は約 50g であるが、測定力によるリングの変形を調べるためにリングに 50g の物体をのせてしらべたが変化は認められなかつた。

(d) はめあい試験

図 9 (a) ねじりに伴うトルクとかぶりの変化

図 9 (b) ねじりに伴うかぶりの変化

圧入, 押出はアムスラー式材料試験機を用い速度 1 cm/min にて行なつた。

ねじりは振り式ねじり試験機を用い, はめあい面の周速度 1 cm/min にてねじつた。

また特に焼付けによつて現象がかく乱されるのを防ぐために, 潤滑剤としてウイン及びスーパーラン(主成分 MoS_2)を用いた。

6. 実験結果

6.1 ねじり抵抗の変動

真円誤差のあるシャフトとリングをはめ合わせた場合に, もし真円度の影響があれば位相によつてねじり抵抗が変化することが想像される。これを調べるためにスーパーランを潤滑剤とし, 試料をはめ合わせたままリングを固定し, シャフトを1回転ねじつた。図9(a)はその時のトルク線図で, トルクにはある程度の変動がみられる。

一方その場合のシャフトとリングのかぶりの状態を調べてみる。(b)はシャフトを $1/5$ 回転する毎にかぶりの状態を調べたもので, 位相によつてかぶりが変動しているからこれを(a)のトルクの下に記入し両者を比較してみると, 両者の間にはある程度の相関がみられる。すなわちかぶりの大きい所程抵抗が増大していることから, ひずみ円がある程度の影響を与えているものと思われる。

なおこの過程には摩擦が起こっているから, この方法ではひずみ円の影響を純粹にとり出すことはできないけれども, 定性的傾向は十分うかがわれる。

6.2 はめあい圧力

測定された円周ひずみ ϵ_t から求めた接触圧力すなわちはめあい圧力 P_ϵ は次のように書かれる。

$$P_\epsilon = \frac{(r_2^2 - r_1^2) E}{2 r_1^2} \epsilon_t \quad (8)$$

ただし r_1, r_2 : リング内, 外半径 mm, P_ϵ : はめあい圧力 kg/mm^2 (以下実際圧力と称す), E : シャフト及びリングの縦弾性係数。

またシャフト, リングの平均径の差, 即ち平均しめしろ δ から求めたはめあい圧力 P_δ は次のように書かれる。

$$P_\delta = \frac{(r_2^2 - r_1^2) E}{4 r_1 r_2^2} \delta \quad (9)$$

ただし δ : 平均しめしろ mm, P_δ : はめあい圧力 kg/mm^2 (以下設計圧力と称す)

ここでウインを潤滑剤として多数の試料を圧入し, 得られた P_δ と P_ϵ とを比較してみよう。

図10は三種の肉厚の試料についてえられた両者の関係で, P_ϵ は概ね P_δ を上廻り, その程度は肉厚が大きい程, しめしろが小さい程, かぶりが大きい程増加する傾向にある。そこでいま設計値, すなわち原点を通る 45°

図10 設計圧力と実際圧力との関係

線からの増加量 $P_\epsilon - P_\delta$ と P_δ との関係を半対数グラフにプロットしてみると図11のようになる。それらの関係は概ね線形でおよそ次の式で表わされる。

$$P_\epsilon - P_\delta = 0.02 \Delta e \cdot t \cdot \exp\left(-30 \frac{P_\delta}{t^3}\right) \quad (10)$$

ただし Δe : かぶり量 μ , t : 肉厚 mm

なお軸径 d (mm) を変えた一部の実験から推定すれば, e の指数は $-0.0011 (d/t)^3 \cdot P_\delta$ の形になった。

ここで設計の便のためはめあい圧力の超過率を次式のように表わし, これを三元図に画くと図12のようになる。

図11 はめあい圧力の超過率

図 12 はめあい圧力の超過率

$$\text{超過率 } k = \frac{P\varepsilon - P\delta}{P\delta} = \frac{P\varepsilon}{P\delta} - 1 \quad (11)$$

すなわちしめしろの小さい所では k は急激に増大し、また肉厚はある程度大きくなるとあまり影響しなくなる。通常的设计で $t=10\text{ mm}$, $\delta=30\mu$, $\lambda=10\mu$ とすれば、 $k=24\%$ となる。このような場合はリングが降伏することも起こりうるものと思われる。

6.3 軸方向の固着力

圧入、押出における固着力の変化を調べるために荷重曲線を求めると、たとえば図 13 のようになる。ここで

図 13 荷重曲線

変位と荷重とはほぼ比例しているが押出時の最初には不安定な点が現われるのでこれを除き、軸方向固着力としては圧入荷重の最大値をとることにする。

図 14 しめしろと固着力との関係

図 14(a) は平均しめしろ $\delta\mu$ と軸方向固着力 $F\text{ kg}$ との関係で、図 10 とほぼ似た傾向にある。

6.4 まさつ係数

まさつ係数 η は次式によつて計算される。

$$\eta = \frac{F}{2\pi r_1 L P\varepsilon} \quad (12)$$

ただし L : はめあい長さ mm , F : 最大圧入荷重 kg
実験からえられたまさつ係数 η はウインではおよそ 0.12 程度であつた。

6.5 軸方向固着力と円周方向固着力の関係

次に軸方向固着力と円周方向固着力の関係を調べるために、まず圧入時の最大荷重 $F\text{ kg}$ をよみ次にはめたままねじつて滑り出しのトルク $T\text{ kgcm}$ をよんだ。この両者の関係は理論的には次のようになるはずである。

$$T = Fr_1 = 1.5F \quad (13)$$

一方実験値も図 15 のように肉厚、しめしろ、かぶりに係わらずおよそ同式で表わされる。

図 15 軸方向と円周方向の固着力の関係

6.6 シャフトひずみ円の形がリング外周へ現われる程度

真円度のわるいシャフトをリングにはめた場合、リングが変形してその機能に支障を来すことは、球軸受などにみられる興味ある問題の一つである。シャフトひずみ円の形がリング外周へ現われる程度を表すために、ここでは次の相関係数 r を用いることにする。

$$r = \frac{\sum_i \{X_s(\theta_i) - X_{r1}(\theta_i)\} \{Y'_{r2}(\theta_i) - Y_{r2}(\theta_i)\}}{\sqrt{\sum_i \{X_s(\theta_i) - X_{r1}(\theta_i)\}^2} \sqrt{\sum_i \{Y'_{r2}(\theta_i) - Y_{r2}(\theta_i)\}^2}} \quad (14)$$

ただし $X_s(\theta_i)$: 極座標で表わしたシャフトひずみ円, $X_{r1}(\theta_i)$: 初めのリング内周ひずみ円, $Y_{r2}(\theta_i)$: 初めのリング外周ひずみ円, $Y'_{r2}(\theta_i)$: はめあい中のリング外周ひずみ円, θ_i ははめあい前後を通じて同一座標をとるものとし, Σ は円周等分数について行なう。上式の r は $\{X_s(\theta_i) - X_{r1}(\theta_i)\}$, すなわちかぶりの程度と, $\{Y'_{r2}(\theta_i) - Y_{r2}(\theta_i)\}$, 即ちリング外周の変化程度との関連性を示すものである。

図16 はその一例で, r を求めるには(a)から $\{X_s(\theta_i) - X_{r1}(\theta_i)\}$ を, (b)から $\{Y'_{r2}(\theta_i) - Y_{r2}(\theta_i)\}$ をよみそれら

図 16 はめあいによるリング外周の変形

を式 (14) に入れて計算すればよい。

図 17 は相関係数 r としめしろ δ との関係を示したもので, しめしろが一定の時は肉厚が小さい程, また肉厚が一定の時はしめしろが大きい程シャフトひずみ円の形がリング外周に明瞭に現われる。

図 17 相 関 係 数

6.7 繰返し押抜き過程

今リングを固定しシャフトを $1/4$ 回転ずつずらせながらその度に押抜きをくりかえしその過程を調べる。

図 18 は押抜き後のひずみ

円のかぶり及び変化を示す。図中初めのリングを実線で, シャフトを鎖線で, 押抜き後のリングを破線でいずれも平均円を合わせて表わしてあり, また打点部は正のかぶりを, 黒塗りの部は平均以上に変形した個所を示す。この時リングにはあらかじめスーパランを塗布してあるから, 押抜き後のシャフトに付着した模様をセロテープに転写すると図 19 のようなあたり分布がえられる。この分布から, 当たった個所を実測して図 18 中に黒弧で記入し, 全周に対するその割合を調べれば当たり率が求められる。

図からわかるように, 正のかぶり部, あたり部, 変形部はおよそ同位相にある。

さてこのようにして繰返しを重ねる毎にリングの突出した個所は漸次凹んでゆき丸味を帯びてくるが, 10 回程度をこえると殆んど変化せずある特定の形に落着く。

図 20 は繰返しに伴うリング真円度および平均内径の関係で, 真円度は回数と共に漸減し一定値に落着く。また平均内径は漸増しこれも 10 回程度で一定値に落着く。図 21 は図 18 から求めたかぶりとあたり率の外に, その時の最大圧入荷重をプロットしたもので, 位相の 1 回転毎に周期性がみられ, かつそれらの間にはかなりの相関が認められる。すなわちかぶりの大きい所では荷重は大きいがあたりは小さく, またかぶりの小さい所では荷重は小さいがあたりは大きくなっている。しかもかぶりと荷重は漸減して落着くが, あたりは逆に漸増して落着く。

図 18 繰返し押抜きに伴うひずみ円の変化

図 19 あたりの状態

図 20 真円度としめしろの変化

図 21 かぶり, 固着力, あたり率の変化

図 22 ははめあい中の試料を軸に直角に切断して示した写真で、直感では全周が一様にあたっているようにみえるが、実際はごく一部しかあたっていないことが知れる。

図 22 断面の状況

7. 考 察

はじめに実際のはめあい圧力 P_e が設計値 $P\delta$ を超過することについて考察しよう。図10の実際圧力 P_e が超過する理由は図9(a)のねじり抵抗の変動からもうかがわれるように、かぶりの大きい部分ではシャフトがリングを平均しめしろ以上に押し拡げるからと思われる。一般に同一しめしろでも肉厚が薄い場合はリングがたわみ易いからシャフトになじんでかぶりの影響が比較的少ないものと考えられ、また同一肉厚でもしめしろが大きい場合にはかぶりはその大きいしめしろのかげにかくれ、その影響は比較的少なくなるものと考えられる。

そこで今平均しめしろ δ にかぶり Δe をそのまま加え、しめしろを $(\delta + \Delta e)$ として設計圧力 $P\Delta$ を計算すると図中破線のようになり、実験値はほぼこの計算値 $P\Delta$ と原点を通る 45° の $P\delta$ の線との中間におちていることが分かる。

そこで実際圧力 P_e を得るような相当しめしろ δ_e を導入し設計の便に供すれば、 $P_e = (k+1)P\delta$ であるから

$$\delta_e = (k+1)\delta \quad (15)$$

ここに k は式 (10), (11) より

$$k = \frac{0.02 \Delta e \cdot t \cdot \exp\left(-30 \frac{P\delta}{t^3}\right)}{P\delta} \quad (16)$$

ここで式から分かるように、圧力の超過率 k はかぶり量 Δe に比例している。さらに図12の三元図からも分かるように Δe の影響程度はしめしろが大きく、肉厚が薄い程少なく、また逆にしめしろが小さく肉厚が厚い程大きい。そして肉厚の影響程度よりもしめしろの影響程度の方が著しい。

次に真円度が固着力に及ぼす影響について考えよう。

固着力 F の設計値は式(12)の $P\delta$ の代わりに $P\delta$ を入れ、まさつ係数 η を推定して得られるが、その設計値と実測値との相異は図14(a)のように著しく異なり2倍以上にも達することがある。その理由の一つは、実際のはめあい圧力は $P\delta$ ではなく $P\epsilon$ であるから、横座標に δ の代わりに式(15)の $\delta\epsilon$ をとればその変動は(b)のようになりに小さくなるが、なお若干の差異を生じている。それはあたりの相異によつて潤滑状況が異なり η に影響を及ぼすからと考えられる。すなわちあたり部の局部圧力はかなり高いから、あたり部分では潤滑が一様に行なわれないためと思われる。

つぎにねじりの固着力について考える。図15において、トルク T と最大圧入荷重 F との間に式(13)が成立することは、軸方向と円周方向のまさつ係数がほぼ等しいことを意味する。しかし真円度がわるいと同一試料でも圧入する位相によつてねじり抵抗がかなり異なるからもしめあい部にトルクが負荷される場合は同様に作つた部品の中にもゆるむものが生ずるわけで、工作上真円度には十分注意を払う必要がある。

次にシャフトの真円度がリング外周に影響する程度を図17の相関係数について考えると、 r がおよそ0.8以下、すなわち通常のひずみ円では肉厚3mm以上、しめしろ20 μ 程度以下ではその影響は認め難い。

はめあい部品では分解、組立を繰返すこともあるから、繰返し押抜き過程についても考察する。図20のように押抜き回数と共に真円度がよくなり、内径が増加するが一定値に漸次落着くのは、圧入に伴い初めはあたりが一様でないため局部では塑性変形も起こっているが、回数と共にあたりがよくなりほとんど弾性変形のみになるからと考えられる。事実図18をみればわかるように、リングのひずみ円の凸起は圧入の度毎に次第に平坦化され、丸味を帯びてくるがしかし一定の形以上には真円度はよくなつていない。

またこの時あたり、正のかぶり、変形はほぼ同一個所に生じているが、しかし中にはそうでない場合もある。たとえば図18の上段中央の図では左端の特に凹んだ所は当たつておらず、その両側が当たつて変形しているのがみられる。図21の荷重の変動は理論的には式(10)から

かぶり量 Δe に比例するはずであり、一方実験値をみてもほぼ比例的である。あたり率が荷重程明瞭ではないが Δe に対してほぼ反比例する傾向にあるのは、かぶりが大きいほど隙間が大きくなるためと考えられる。

図22の写真についてしらべると、前述のようにあたり率は極めて小さいから局部圧力は高く潤滑剤が入り難くなり、従つて η が変動したり、またはめあい面が損傷し易くなる。

8. 結 言

真円度の悪いシャフトとリングをはめ合わせ、ひずみ円のはめあい圧力に及ぼす影響を調べた結果、次の事項が明らかとなつた。

(1) 真円度の悪いシャフトとリングをはめ合わせた時のはめあい圧力や固着力を、両者のひずみ円のかぶりをういて推定すると、よい近似が得られる。

(2) 実際のはめあい圧力は設計値を上廻り、その程度は肉厚が大きいほど、しめしろが小さいほど、またかぶりが大きいほど大きい。しかし、(平均しめしろ+かぶり量)をしめしろとして計算した設計圧力を超えることはない。

(3) 軸方向の固着力もはめあい圧力と似た傾向にありばらつきはかなり大きい。しかし相当しめしろを用いて計算すれば、実際に近い値が得られる。

(4) 摩擦係数は潤滑剤の種類によつて異なるが、ウインで0.12、スーパーランで0.09程度である。

(5) 円周方向の固着力は(軸方向の固着力)×(軸半径)で表わされ、円周方向と軸方向の摩擦係数はほぼ等しい。

(6) シャフトのひずみ円の形がリングの外周に現われる程度を、かぶり量とリング外周の変形量との相関係数で示すと、肉厚3mm以上、しめしろ20 μ 以下ではほとんど影響は認められない。

(7) 圧入の相対位相を変えながら押抜きを繰返すと、真円度としめしろは回数が増すにつれて漸減するが次第に安定する。この時かぶりの大きい所、当たつた所、変形の大きい所はほぼ同じ位相に生じる。また回数と共にかぶり、固着力は漸減して落着くが、あたりは漸増して落着く。なおかぶり、固着力、あたりの変動にはシャフトの1回転毎に周期性が見られ、かつそれらの間には若干の相関が認められる。

(8) はめあい面のあたりはきわめて小さく、あたつた部分ではまもうや焼付きが起こり易いから、潤滑には十分注意すべきである。(1961, 10月20日 受付)

参考文献

- 1) 海老原敬吉：機械工作用精密測定機械器具，誠文堂，新光社，122.
- 2) 中田孝，山本晃：機械学会誌，53—376 (昭25)，

157.

- 3) 米津栄：精密機械，19—8 (昭28)，307.
- 4) 渡辺梯治：嵌合とその表面仕上げに関して，(1)～(6)，精密機械，4—6～4—11 (昭12).
- 5) 田中義信：精密工作法 (1959)，養賢堂.

— 表紙写真説明 —

Z 形 フ ラ イ ス 盤

構 造

1. ベッド

安定した据付を保証する広幅のベース上に設置された箱形構成の強固なベッドは下側にインターナルニーのためのスライドウェイ，上面にテーブル用スライドウェイを持つている。

2. テーブル

ベッド上に直接支持されているため運動の安定性が最上に保たれる。

3. インターナルニー

本機は応力試験により無駄なマスを除去し，テーブルの前後作動をやめ，フライスヘッドの上下及び前後移動により加工を行なう方式をとり，切削応力の均等な分散がおこなえるよう設計されている。したがって加工精度は高く，さらに重切削が容易になっているフライス盤である。

極めて剛性ある部分で，前後運動の位置にかかわらずニスライド長さ，全長に亘って支持され，又スピンドルヘッドの上下運動のための長い立てスライドを持つている。

4. スピンドルヘッド

テーブルのスライドウェイ高さまでインターナルニーによつて支持され，剛性ある長方形断面は切削抵抗に対し合理的に対応している。

特 長

1. 一般のニータイプと違ってベッドが直接テーブルを支持しているので最良の安定を与えている。

2. インターナルニーは被加工物に対しスピンドルヘッドの接近を容易にしているので，切削抵抗による機械内部応力の減少および合理的な配分を可能にしている。

3. 主軸および送りの機構は最大の動力が有効に伝動されるようにシンプルでしかもコンパクトにまとめられ作業に有害なねじれを極減している。

4. テーブルインターナルニー特にスピンドルヘッド移動操作は軽快である。

5. 運転操作ハンドルレバー類はすべて前面に集中している。

仕 様

	Z 1 C 形	Z 3 形
テーブル作業面積	1200×300mm	1,600×370mm
テーブル左右移動量	710mm	1,000mm
ヘッド前後移動量	250mm	320mm
ヘッド上下移動量	400mm	440mm
自動送り速度変換数	9	9
テーブル左右自動送り速度	12.5～ 500mm/min	12.5×500mm/min
ヘッド前後自動送り速度	12.5～ 500mm/min	12.5×500mm/min
ヘッド上下自動送り速度	6.25～ 250mm/min	
テーブル左右早送り速度	2,000mm/min	2,000mm/min
ヘッド前後早送り速度	2,000mm/min	2,000mm/min
ヘッド上下早送り速度	1,000mm/min	1,000mm/min
主軸速度変換数	12	12
主軸速度 横主軸	50～2,500r. p. m.	63～2000r. p. m.
立主軸	40～2,000r. p. m.	63～2000r. p. m.
主軸用 電動機	2.2kW	7.5kW
重 量	1,400kg	2,400kg

(上記の他 ZHVI 形，Z4 形，Z21 形，Z44 形の形式がある。)

豊 田 工 機 株 式 会 社

本社・工場 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 電話(刈谷)代表264番

東京出張所 東京都中央区八重洲6丁目1番地(日東紡ビル) 電話(281)1883番 1288番

大阪出張所 大阪市南区塩町通4丁目18番地(大阪豊田ビル) 電話(261)3076～7