速では塑性粘度 η のみが潤滑特性を左右する。

文 献

- (1) A. A. Milne, *Proc. 2nd. Int. Cong. Rheology* (1954), 427.
- (2) A. A. Milne, *Kolloid-Zeitschrift*, **139**, 1/2(1954), 96.
- (3) F. Osterle, A. Charnes, & E. Saibel, *Lubric. Engng*, **12**, 1 (1956), 33.
- (4) A. Slibar & P. R. Pasley, *Trans. ASME*, **79**, 6 (1957), 1229.
- (5) Л. И. Котова, *Журнал технической физики*, **27**, 7(1957), 1540.
- (6) C. R. Singleterry & E. E. Stone. *J. Colloid Sci.*, **6**, 2(1951), 171.
- (7) W. Büche, *VDI-Forschung*, **5**, 5 (1934), 237.

621.822.81.031.6 : 621-233.28

針 状 こ ろ 軸 受 の 回 転 特 性*

佐々木外喜雄**, 能登鉄治***, 伊藤制儀***

Rotating Characteristics of the Needle Bearing

by Tokio SASAKI, Tetuzi NORO, and Seigi ITO

Skewing of needle rollers and its influences on rotating characteristics of the needle bearing are investigated theoretically and experimentally, and the results obtained are summarized as follows.

(1) There are two states of skew angle θ . For $\theta < \theta_1$, rollers can rotate normally, and θ of each roller is not allways constant. When θ exceeds θ_1 , θ increases rapidly up to θ_2 , and the pressure between rollers and friction moment increases extreamely. As the inner-race contacts nearer the roller-end, θ becomes to this state more easily.

(2) Circumferential clearance C.C. and diametrical clearance D.C. have not any direct relations to θ for $\theta < \theta_1$. But, to extend operating condition free from extreme temperature rise and failure of the bearing, it is profitable to make C.C. small and $\theta_{D.C. \max}$ larger than $\theta_{C.C. \max}$. Where, $\theta_{D.C. \max}$ and $\theta_{C.C. \max}$ are max. skew angles calculated for D.C. and C.C. respectively.

(3) It is presumed that rollers having long effective length and large end diameter are profitable.

(4) The thrust force is induced by skewing of rollers and linearly proportional to the bearing load.

1. 緒 言

針状ころ軸受の回転状態を決定するものは, ころの skew の状態と推定される。

本報告ではころの skew とこれによるころ間圧力, 摩擦モーメント, スラスト力の発生について理論的に考察するとともに, 実験的にも検討した。

2. ころの skew についての考察

ころが skew するためには強制力が必要である。また, ころが外輪つばに接するとしないとでは当然こ

ろに作用する力は異なるはずで, 以下この二つの状態に分けてころの skew について考察する。

2.1 ころがつばに接しない状態での skew

第1図に示したように, 内外輪の鉛直方向と水平方向の傾きをそれぞれ λ , ν とし, ころの skew 角を θ , ころの内輪と接する位置を図示のように $2l$ とする。 $2l$ と $2l'$ はそれぞれころの有効長さとし全長である。

ころの進行方向の力としてはころの前後に働く潤滑剤の抵抗の差 f_v があり, $\rho \approx 0.5$ の場合には f_v のために skew モーメント M_{sv} が発生する。

$$M_{sv} = (2\rho - 1)lf_v \dots\dots\dots (1)$$

一方, ころと内輪間の垂直圧力を $2Q$, ころと外輪間の圧力をそれぞれ Q_1 , Q_2 , Q_1 と Q_2 が外輪軌道面の法線となす角を φ_1 , φ_2 とすると, ころ端には θ

* 昭和 34 年 4 月 3 日 第 36 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 34 年 5 月 29 日。

** 正員, 京都大学工学部。

*** 正員, 東洋ベアリング製造会社 (桑名市東方字土島 2 454)。

を減少させる方向に $Q_1 \sin \varphi_1$ および $Q_2 \sin \varphi_2$ なる分力が働く。これによる反 skew モーメント M_ϕ は、外輪軌道直径を $2R_a$ とし、 $\cos \varphi_1 \doteq 1$, $\cos \varphi_2 \doteq 1$ とすると、

$$M_\phi = 2l \cos \theta \{ (1-\rho) Q_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + \rho Q_2 \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 \} \doteq 4\rho(1-\rho)l^2 R_a^{-1} Q \sin 2\theta \quad (2)$$

また、すべり摩擦係数を μ とすると、 θ の増加を阻止する方向に、ころ端にはそれぞれ μQ_1 , μQ_2 までの摩擦力が働き、ころと内輪の接点にも摩擦モーメント m_e が働く。摩擦による反 skew モーメントの最大値 $M_{f \max}$ は、 $\sin^2 \theta \ll 1$ とすると、

$$M_{f \max} = 8\mu Q \rho (1-\rho) l \{ 1 - (1-2\rho+2\rho^2) 2l^2 R_a^{-2} \sin^2 \theta \} + m_e \doteq 8\mu Q (1-\rho) l + m_e \quad (3)$$

結局、 θ が増加するためには $M_{sv} > M_\phi + M_{f \max}$ にならなければならない。

第 2 図は、後述の実験に使用した軸受について、 θ , ρ と反 skew モーメントの関係を計算した結果である。 μ には後述の実測値を使用し、 m_e は他に比して小さいと考えて省略した。同図から、反 skew モーメントは θ が増すほど増大し、また、 $\rho=0.5$ で最大で、 ρ が 1 に近くなると急激に減少することがわかる。

一方、 f_v の量的表現はむづかしいが、低速回転では $f_v \doteq 0$ で、高速回転において始めて大きい値になると推定される。

結局、 $\rho \doteq 0.5$ では反 skew モーメントが大きくて θ は増加し得ず、また、低速回転では $\rho \doteq 1$ でも M_{sv} が小さくて θ は増加し得ない。高速回転で ρ が 1 に近いときだけ θ は増加し得る。

上述のように力の平衡だけでは θ の増加は考え難いが、ころが軸方向に移動して外輪つばに接触し、そのために θ が増加することが考えられる。

まず、 $\theta=0$ でも $\nu > 0$ ならば、ころは公転角 ψ の間に内輪との間で軸方向に

$$S' = \psi (R_a - d) \tan \nu$$

だけすべるはずである。実際には外輪との間でもすべると考えられ、 S'_i と S'_a をそれぞれころと内輪および外輪間のすべりとして、 $S' = S'_i + S'_a$ と考えられる。

また、 $\theta > 0$ の場合のころとつばの接近量 Δ は

第 1 図

第 2 図

$$\Delta = \psi R_a \tan \theta$$

である。結局, δ を負荷域にはいるときのころとつばの距離とし, ψ を負荷域の中心角と考えれば,

$$S_a' + \Delta \geq \delta \quad \dots\dots\dots (4)$$

でころはつばに接する。 S_a' , Δ , δ は回転状態によって異なり, 各ころによっても差があると考えられるので, 普通の回転状態では, つばに接していないころもあれば, つばに接して θ が増加するころもあり, 各ころによって θ は必ずしも一定しないと推定される。

2.2 ころがつばに接した状態でのころの skew ころ端がつばに接すると, ころは軌道面上を軸方向にすべり, このためにつばところ間に p' なる垂直圧力が発生する。

$$p' = \mu(\cos \theta)^{-1}(2Q + Q_1 + Q_2) = 4\mu Q(\cos \theta)^{-1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

また, ころ端には $\mu p'$ なる力が進行を阻止する方向に働く。 p' と $\mu p'$ による skew モーメントを M_p' とすると, 全 skew モーメント M_s は次式であらわせる。

$$M_s = M_p' + M_{s0} = 4\mu Q[l' + (2\rho - 1)l]\{\tan \theta + \mu(\cos \gamma \cdot \cos \theta)^{-1} \cos(\theta - \gamma)\} - r] + M_{s0} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに $2r$ はころ端直径, $\gamma = \tan^{-1} r/l'$ である。

一方, 反 skew モーメントとしては, M_ϕ と $M_{f \max}$ のほかに, θ が増大すれば, ころ相互間に skew きょう正モーメント $\mathfrak{M}$ が働くと考えられ, 結局, skew を阻止する方向に働く全モーメント M_A は

$$M_A = M_\phi + M_{f \max} + \mathfrak{M}$$

で, θ は $M_A = M_s$ を満足するように決める。

第3図に, $M_{s0} \doteq 0$ で $M_s \doteq M_p'$ と仮定して, ρ , θ と skew モーメントを反 skew モーメントの差の関係を計算した結果を示した。同図は次のことを示している。まず, ρ が 0.5 に近いときは反 skew モーメントが大で θ は増加し得ず, ρ が 1 に近づいて初めて skew モーメントの方が大きくなり θ が増加し得る。また, $\rho < 0.5$ 側では常に反 skew モーメントが大で, この方向にはころは skew しない。次に, θ がある限界値以下では反 skew モーメントが大であり, この限界以上では skew モーメントの方が大になり, θ は増大する。また, この限界値は ρ が 1 に近づくほど減少する。

θ がこの限界を越えて後に θ の増加を阻止する力は $\mathfrak{M}$ 以外にない。次に $\mathfrak{M}$ について検討する。

ころが skew し得る角度には, 円周方向すきま C.C. と径方向すきま D.C. から, それぞれ $\theta_{C.C. \max}$ および $\theta_{D.C. \max}$ なる幾何学的な限度が考えられる。

$$\cos \theta_{C.C. \max} \doteq d \left[\left\{ 2R_a - d - 2R_a \left(1 - \sqrt{1 - \frac{l^2}{R_a^2} \sin^2 \theta_{C.C. \max}} \right) \right\} \sin \frac{\pi}{z} \right]^{-1} \doteq d \left\{ (2R_a - d) \sin \frac{\pi}{z} \right\}^{-1} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\sin \theta_{D.C. \max} \doteq \frac{\sqrt{4R_a(D.C.) - (D.C.)^2}}{2l} \doteq \frac{\sqrt{R_a(D.C.)}}{l} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに z はころ数である。

しかし, $\mathfrak{M}$ は θ がこの限度に達して初めて働くのではなく, 正確な値はわからないが, 第4図に示したように, θ の小さいときから漸増し $\theta_{C.C. \max}$ の近くで急増すると推定される。同図実線は第3図から算出した $\{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})\}$ の値で, θ_1 と θ_2 は実線と点線の交点で $\theta_1 < \theta_2$ である。同図からころの skew 角は次のようになると推定される。すなわち, $\theta < \theta_1$ ではころは任意の θ をとり得て, θ_1 以上には増加しない。 θ_1 と θ_2 の間の θ は過渡的に存在し, θ は急速に増大して θ_2

第 3 図

に達する。

2.3 こゝろ形状の影響 $M_p' - (M_\phi + M_{f \max})$ の値は l/l' および r/l' が大きくなるほど減少する。すなわち、こゝろの有効長さが長いほど、また、先端直径が大きいほどこゝろは skew し難いことになる。また、 r を増す意味で、 d も大きい方が skew し難くするのに有利である。

3. 実 験

3.1 摩擦係数の測定 skew モーメントや反 skew モーメントを求めるためには μ の値が必要であり、こゝろと軌道面の接触に近い状態で μ の値を測定した。

(i) 測定装置 こゝろ端と つばの間は純すべりに近いが、こゝろと軌道面の間ではこゝろがりながらすべっている。また、軌道面に対するこゝろの傾きは θ によって変る。これらの差によって μ の値に違いを生じることも考えられるので、第 5 図に示したように、平面受 (軸受鋼、研摩後ペーパーラッピング, $HRC 62$) にこゝろ端 (軸受鋼、研摩, $HRC 62.5$) を傾斜 (水平方向に ξ , 鉛直方向に η) させて押し、平面受を図示の X および Y 方向に動かし、平面受に働く Y 方向の力を測定した。この場合、 $\eta=0$ にして Y 方向に動かせば純すべり摩擦力が測定でき、 $\eta \neq 0$ にして X 方向に動かせば、 Y 方向にこゝろがりながら Y 方向のすべりが生じ、こゝろがりながらすべるときの摩擦力が測定できる。なお、圧力も摩擦力もひずみ計で測定した。摩擦力の撮影例を第 5 図に示した。

(ii) 測定結果 こゝろの径は 6.6 mm, 潤滑剤は 60 スピンドル油, 平面受の送り速度は約 0.5 mm/s である。第 1 表に各 5 回の測定値の平均値と ばらつき

を示した。圧力は 30 kg である。同表から、純すべりの場合も、こゝろがりながらすべる場合も μ の値はほぼ同じであり、また、傾斜角によっても μ の値は変わらず、ほぼ 0.07 であることがわかる。

なお、圧力を 5~30 kg 間で変えて測定したが μ の値には大差は生じなかった。

この結果から $\mu=0.07$ を採用することにした。

3.2 こゝろ skew 角の測定 (i) 実験装置

skew 角は第 6 図に示したように、外輪母線上に間隔 $l_g=23$ mm を置いて 2 個の穴をあけ、これにインピーダンスブリッジの一边をなしているピックアップコイルの鉄心をそう入し、こゝろ通過によるブリッジ端子の電圧変化を別々に増幅し、電磁オシログラフにより同

第 1 表

μ	送り 傾 き	X 方 向		Y 方 向	
		$\eta=2^\circ$		$\xi=0$	
		$\xi=30'$	$\xi=5^\circ$	$\eta=30'$	$\eta=2^\circ$
平 均 値		0.073	0.069	0.069	0.070
ば ら つ き		0.008	0.006	0.006	0.005

測定圧 30 kg, 潤滑剤 60 スピンドル油,
送り速度 0.5 mm/s, 測定各 5 回

$\xi=5^\circ$, $\eta=2^\circ$, 荷重 30 kg
潤滑油 60 スピンドル油

第 5 図 摩擦力測定例

第 4 図

① 鉄心, ② こゝろ, ③ 外輪, ④ ハウジング,
⑤ 鉄心押え

第 6 図

時撮影して測定した。第7図に撮影例を示した。写真上で d_p と h_p を測定すれば, θ は次式から求まる。

$$\theta = \tan^{-1}(dl_g^{-1} h_p d_p^{-1})$$

また, 内外輪の傾斜の方向がわかれば θ の方向もわかる。第7図(a)ではこの No.1 ピックアップ側が先行しているが, この場合ころは内輪と No.1 ピックアップ側で接しているので, $\rho > 0.5$ の方向に skew している。同図(b)ではこの No.2 ピックアップ側が先行しているが, ころが No.2 ピックアップ側で接触しているのので, やはり $\rho > 0.5$ の方向に skew している。

次に試験機の構造を第8図に示した略図により説明する。支持軸受②, ③にてささえられた回転軸①端に供試軸受④を取付ける。⑥が負荷用ばねで, レバー⑦⑧を介して平行四辺形方式の負荷装置⑨によってハウジング⑤に負荷する。⑤は2枚の垂直板ばね⑩および水平板ばね⑪によって試験機本体に結合され, また, ⑩と⑪はピン⑫によって結合されている。⑩にはスラスト力測定用ひずみ計⑭が, また, ⑪には摩擦モーメント測定用ひずみ計⑬がより付けてある。

第9図に装置全体の写真を示した。

(ii) 実験結果と考察 (A) 供試軸受 実験のため特に製作した軸受で外径 125 mm, 幅 50 mm, $2l' = 40$ mm, $2l = 31$ mm, $r = 0.7$ mm で, C.C. および D.C. はころ径と軌道径を変えて変えた。第2表に供試軸受の D.C. と C.C. の値を示した。

(B) $\theta_{C.C. \max}$, $\theta_{D.C. \max}$ と θ 第10図と第11図に実験結果を示した。条件は荷重 500 kg, 回転数 6 rpm, 潤滑剤 60 スピンドル油である。なお, θ は $\rho > 0.5$ の方向を+とした。両図および第7図から次のことがわかる。

(i) θ は必ずしも一定でなく, かつ, かなり広い範囲にばらついている。

(ii) θ の値は $\theta_{C.C. \max}$, および $\theta_{D.C. \max}$ よりかなり小さい。 $\theta_{D.C. \max}$ と θ は無関係である。 $\theta_{C.C. \max}$ が増加すると θ の上限が幾分増大する。

(iii) θ の方向はすべて+の方向である。

まず, (i), (ii) はころがほぼ第2節で推定したよう

第 7 図

第 8 図

① 本体, ② ピックアップ, ③ 増幅器, ④ 発振器, ⑤ スラスト力測定用ひずみ計, ⑥ 摩擦モーメント測定用ひずみ計, ⑦ 電磁オシログラフ

第 9 図

な挙動をしていることを示すものと思う。すなわち, 普通の回転状態では $\theta < \theta_1$ で θ は増加し得ないし, また, ρ の値によっても変るが, 負荷域にはいるときころとつばの距離や姿勢によって各ころで θ は異なり得る。したがって, $\theta_{C.C. \max}$ や $\theta_{D.C. \max}$ が大きい場合は θ は両者とは直接関係なく, それよりかなり小さい値を示すことになる。

なお, $\theta_{C.C. \max}$ によって θ の上限が幾分変えることは, さきに推定したように, θ が θ の小さい値から働

いていることを示すものと思う。

次に (イ) も、ころが $\rho > 0.5$ の方向にだけ skew し得るという第 2 節の推定を裏付けていると思う。

(C) 回転数と θ 第 12 図に内輪回転数を変えて θ を測定した結果を示した。使用軸受は No. 9 で、潤滑剤は 60 スピンドル油、荷重は 500 kg である。

同図で、2000 rpm までは回転数とともに θ がわずかに増加する傾向もみられるが、その量は非常に少い。しかし、2500 rpm 附近で θ は急増している。この状態では軸受温度も音響も急増する。 θ の値は $\theta_{C.C. \max}$ よりは幾分小さいが、この状態ではほぼ $\theta = \theta_2$ に近い状態にあると推定される。また、ある回転数で θ が急増するのも、第 2 節で推定したように、回転数増加のために M_{sv} が増加して θ_1 が減少し、多数のころの θ が θ_1 を越すと、 θ は急速に増大して θ_2 の状態になるためと考えられる。

4. こ ろ 間 圧 力

4.1 負荷分布 軸受荷重を L 、最大ころ荷重を $2Q_0$ 、任意ころに作用する荷重を $2Q_j$ 、荷重線に対する任意ころの中心角を ϕ_j とすると

$$2Q_j = 2Q_0 \cos^{3/2} \phi_j \quad (9)$$

$$L = 2Q_0 \left(1 + 2 \sum_{j=1}^{z/4} \cos^{5/2} \phi_j \right) \quad (10)$$

いま、 $z=52$ とすると

$$1 + 2 \sum_{j=1}^{z/4} \cos^{5/2} \phi_j \doteq 11.712 \doteq \frac{z}{4.45}$$

となる。 $z=52$ は z の上限に近い値であるから、4.45 の代りに 4.5 を採用すれば

$$2Q_0 \doteq 4.5 z^{-1} L \quad (11)$$

となり、(9)、(11) 式から負荷分布が求まる。

4.2 $\theta = \theta_2$ におけるころ間圧力 $\theta = \theta_2$ と $0 \sim \theta_1$ は別な状態ゆえ、別個に検討する。

まず、 $\theta = \theta_2$ における任意ころに作用するきょう正モーメントを $\mathfrak{M}_j$ とすると、

$$2 \sum_{j=-z/4}^{z/4} \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} Q_j = \sum_{j=-z/4}^{z/4} \mathfrak{M}_j$$

である。つばに接しない側のころ端 (有効長さ部) を原点にして母線方向に x 軸をとり、 $\mathfrak{M}_j$ が

$$f = x(2l)^{-1} f_{j \max}$$

なる分布力によって発生すると仮定すると、

$$\mathfrak{M}_j = \int_{2(1-\rho)l}^{2l} f \{x - 2(1-\rho)l\} dx - \int_0^{2(1-\rho)l} f \{2(1-\rho)l - x\} dx = 2 \left(\rho - \frac{1}{3} \right) l^2 f_{j \max}$$

となる。したがって、母線上の力の総和 j は

$$\bar{f}_j = \int_0^{2l} f \cdot dx = 2 \left(\rho - \frac{1}{3} \right)^{-1} l^{-1} \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} Q_j$$

ところで、後進するころから押される力を F_j 、先行するころを押す力を F_{j+1} とすると、 $\bar{f}_j$ は

第 2 表

軸受 No.	D.C. μ	C.C. mm	$\theta_{D.C. \max}$	$\theta_{C.C. \max}$	記号
6	66	0.400	7° 10'	2° 30'	○
9	57	0.780	6° 30'	3° 55'	●
10	79	2.567	7° 57'	7°	△
8	25	0.799	4° 15'	3° 55'	●
7	13	0.799	3° 10'	3° 55'	●

第 10 図

第 11 図

第 12 図

$$\bar{F}_j = F_j - F_{j+1}$$

であり, したがって F_j は

$$F_j = \sum_{j=j}^{z/4} \bar{F}_j = 2 \left(\rho - \frac{1}{3} \right) l \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} Q_0 \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j \dots \dots \dots (12)$$

である. 結局, $\theta = \theta_2$ における ころ 間圧力は F_j であるが, Σ_j を発生するに必要な $\bar{F}_j$ は小さくても, ころ 間圧力は大きな値になることがわかる.

なお, 非負荷域の ころ を押すためにも ころ 間に圧力が発生するはずであるが, 関数形も不明ゆえ, 単に先行ころ との間および後進ころ との間の圧力をそれぞれ F_{j+1}' および F_j' とすると, $\theta = \theta_2$ における先行ころ との間の全圧力 f_7 および後進ころ との間の全圧力 f_9 は次のようになる.

$$\left. \begin{aligned} f_7 &= F_{j+1} + F_{j+1}' \\ f_9 &= F_j + F_j' \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (13)$$

4.3 $\theta = 0 \sim \theta_1$ における ころ 間圧力 この状態では, さきに述べたように, θ は一定ではなく, 互に接している ころ もあればすきまを置いて回転している ころ もある. 互に接している ころ 間には圧力が発生するが, この場合の圧力は, 互に接する各小群内で平衡し, 先行する全ころ について積分されて大きな圧力になることはない. したがって, この状態の ころ

間圧力は, 量的に表現できないが, $\theta = \theta_2$ の状態の ころ 間圧力よりはるかに小さいと推定される.

5. 摩擦モーメント

5.1 $\theta = \theta_2$ における摩擦モーメント

第13図について, 負荷域の任意の ころ を駆動するに要するモーメント M_j を検討する.

潤滑剤の抵抗による瞬間回転軸回りのモーメントを, ころ と内輪および外輪の接触部について, それぞれ m_i , m_a とすれば, 内輪と外輪にはそれぞれ $f_1 = m_i/d$, $f_2 = m_i/d$ なる切線力が働く. また, f_7 と f_9 のために, ころ の外周にそ

第13図

れぞれ $f_8 = \mu f_7$, $f_{10} = \mu f_9$ なる切線力が働き, これに平衡するため ころ と内輪間に f_4 なる切線力が働く.

$$f_4 = \mu(f_7 + f_9) = 2\mu \left(\rho - \frac{1}{3} \right)^{-1} l \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} Q_0 \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j + \mu(F_j' + F_{j+1}') \dots \dots \dots (14)$$

また, ころ 端外周には $f_6 = \mu p'$ なる切線力が働き, これと平衡するため ころ と内輪間には,

$$f_3 = \frac{2r}{d} f_6 = \frac{8r\mu^2 Q_j}{d \cos \theta} \dots \dots \dots (15)$$

なる切線力が働く. したがって, M_j は

$$M_j = (f_1 + f_3 + f_4) R_i + f_2 R_a$$

軸受の摩擦モーメント M は負荷域の全ころ について M_j を合計したものであるから,

$$\begin{aligned} M = \sum_{j=-z/4}^{z/4} M_j &= \left[\frac{zm_a}{2d} + \frac{8r\mu^2 Q_0}{d \cos \theta} \sum_{j=-z/4}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j + 2\mu Q_0 \left(\rho - \frac{1}{3} \right)^{-1} l \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} \right. \\ &\quad \times \left(\sum_{j=-z/4}^{z/4-1} \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j + \sum_{j=-(z/4-1)}^{z/4} \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j \right) + \mu(F_j' + F_{j+1}') \left. \right] R_i + \frac{zm_i}{2d} R_a \dots \dots \dots (16) \end{aligned}$$

となる. また, 潤滑剤の抵抗を無視すれば,

$$\begin{aligned} M \approx & \left[\frac{8r\mu^2 Q_0}{d \cos \theta} \sum_{j=-z/4}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j + 2\mu Q_0 \left(\rho - \frac{1}{3} \right)^{-1} l \left\{ \frac{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})}{Q} \right\} \right. \\ & \times \left(\sum_{j=-z/4}^{z/4-1} \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j + \sum_{j=-(z/4-1)}^{z/4} \sum_{j=j}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j \right) \left. \right] R_i \dots \dots \dots (16)' \end{aligned}$$

第3表は, 軸受 No. 9 について, $\theta = \theta_2 = \theta_{c.c. \max} = 4^\circ$ と仮定し, $\mu = 0.07$, $L = 200$ kg として (5), (12), (16)' 式により p' , F_j の最大値, M および軸受の摩擦係数 μ_B を計算した値である. Σ の値は不明ゆえ, $\{M_p' - (M_\phi + M_{f \max})\}$ も $\theta = \theta_{c.c. \max} = 4^\circ$ の値を採用した.

同表から, $\theta = \theta_2$ の状態では, p' や F_j および M が著しく大きくなることがわかる. また, ρ が1に近づくほどその値は大きく, 内外輪の傾きの回転状態に

第3表

ρ	p' kg	$F_{j \max}/l$ kg/mm	M kg·cm	μ_B
0.9	2.5	0.87	2.6	0.024
0.95	2.5	4.45	14.3	0.132

対する影響が大きいことを示している。

なお、 M が増大すれば遂にはころと内輪間ですべるにいたる。その条件は次式であらわせる。

$$M \geq \mu \sum_{j=-z/4}^{z/4} 2Q_j R_i \quad \dots\dots\dots (17)$$

(9), (10) 式から

$$\sum_{j=-z/4}^{z/4} 2Q_j = \left(1 + 2 \sum_{j=1}^{z/4} \cos^{3/2} \phi_j\right) \left(1 + 2 \sum_{j=1}^{z/4} \cos^{5/2} \phi_j\right)^{-1} L \doteq 1.2L$$

となるから、(17)式は

$$M \geq 1.2\mu L R_i \quad \dots\dots\dots (17)'$$

または、 $M = \mu_B \cdot L \cdot R_i$ として

$$\mu_B \geq 1.2\mu \quad \dots\dots\dots (18)$$

とあらわせる。

上式から、たとえば第 3 表で $\rho = 0.95$ の状態ではころはころがらずに内輪との間ですべることがわかる。

5.2 $\theta = 0 \sim \theta_1$ における摩擦モーメント 第 4 節

で述べたように、この状態ではころ間圧力は局部的に発生するだけで大きな値にはならない。したがって、数値的な推定はできないが、摩擦モーメントも $\theta = \theta_2$ における値よりはるかに小さいと推定される。しかし局部的にでもころ間圧力が発生するので、円筒ころ軸受などに比較すればかなり大きい値になると推定される。

5.3 $\theta_{C.C.max}$ および $\theta_{D.C.max}$ の影響についての推定

まず、 $\theta_{C.C.max}$ が減少すると、第 4 図から、 θ_1 が増加して正常な回転をする θ の範囲が増大する。もちろん、 $\mathfrak{M}$ が増大するので幾分温度上昇は増加すると推定される。また、 θ_2 が減少するので $\theta = \theta_2$ における $\mathfrak{M}$ の値が減少する。したがって、 F_j や M が減少して急激な焼付は起り難くなると考えられる。

次に $\theta_{D.C.max}$ は $\mathfrak{M}$ には無関係で、 $\theta > \theta_{D.C.max}$ になればあたかも Q が増大したと同じ効果を生じると推定される。したがって F_j が増大してころの摩擦や焼付を起しやすくなると推定される。このことから、 $D.C.$ の値は $\theta_{D.C.max} > \theta_{C.C.max}$ になるように決定することが望ましいと考えられる。

結局、普通の回転状態では $\theta_{C.C.max}$ も $\theta_{D.C.max}$ も θ に対する影響は小さいが、無焼付使用条件範囲を広くするためには、 $\theta_{C.C.max}$ は必要最小値を過ぎない程度に小さく、また、 $\theta_{D.C.max}$ は $\theta_{C.C.max}$ より大きくとることが望ましいと推定される。

6. スラスト力の発生

ころの軸方向すべりのために p' が発生するが、外部にスラスト力として現われるのはころと内輪間のすべりによる力だけである。したがって、スラスト力

を T_H とすると、 T_H は次式であらわせる。

$$T_H = \mu \sum_{j=-z/4}^{z/4} 2Q_j \quad \dots\dots\dots (19)$$

また、 $\sum 2Q_j \doteq 1.2L$ の関係を代入すれば、

$$T_H \doteq 1.2\mu L \quad \dots\dots\dots (19)'$$

によってあらわせる。

7. 実験結果と考察

7.1 摩擦モーメントの測定結果 第 14 図に軸回転数 6 rpm, 60 スピンドル油潤滑で荷重を変えて実験した結果を示した。同図は μ_B が荷重にはほぼ無関係に 0.005~0.01 間にばらついていることを示している。この値は円筒ころ軸受の摩擦係数に比較するとかなり大きい値であり、かつ、ばらつきも大きい。先に推定したように、部分的でもころ間圧力が発生するために μ_B が増大し、かつ、 θ が一定しないために μ_B も変化するものと思う。なお、短時間ではあるが μ_B の著しい増加が認められたが、これも局部的な θ の増大によるものと思う。

次に摩擦モーメントに対する回転数の影響については別の機会に詳しく検討するが、さきに述べた 2500 rpm 付近で θ が急増した場合は、摩擦が急増し、急激な温度上昇と音響の発生を伴うことを確認した。また、分解後ころの変色とともに内輪軌道面にわずかにすべりあとを認めた。さきに推定したように、 $\theta = \theta_2$ に近い状態になって、ころ間圧力が増大して急激に温度が上昇し、かつ、内輪軌道面でもある瞬間すべりを発生するにいたったものと思う。

7.2 スラスト力の測定結果 第 15 図は、軸受

第 14 図

No. 9 について, 回転数 6 rpm, 60 スピンドル油潤滑の条件で測定した L と T_H の関係である。

同図は T_H と L の間に直線的な関係があり, かつ $\mu=0.08$ とすれば (19)' 式とよく一致することを示している。この μ の値はさきの実測値より幾分大きい, 本実験結果は, T_H が第6節で推定した機構によって発生し, かつ, その値は (19)' 式によって推定して大差ないことを示している。

8. 結 論

以上針状ころ軸受のころの skew およびこれによるころ間圧力, 摩擦モーメント, スラスト力の発生について検討した結果を要約すると,

(1) ころは内輪との接点側が先行する方向に skew し, また, ころの skew の状態は $\theta=0\sim\theta_2$ と $\theta=\theta_2$ の2状態に大別できる。

$\theta=0\sim\theta_1$ の状態は反 skew モーメントが skew モーメントより大きい状態で, θ はころによって $0\sim\theta_1$ 間の任意の値をとり得る。また, ころ間圧力の発生は部分的で, 摩擦モーメントも著しく大きくはならないが, 円筒ころ軸受に比較すればかなり大きい。通常の回転状態にあるころの skew はこの状態にある。

しかし, いったん θ が θ_1 を越すと, skew モーメントの方が大きくなり, θ は急速に増大して $\theta_{c.c. max}$ に近い θ_2 の状態になり, ころ間圧力および摩擦モーメントは著しく増大する。ある回転数以上で急激に回転状態が変り発熱が著しくなるのはこのためである。

第 15 図

また, この傾向はころ端近くで内輪と接するほど著しく, 遂にはころと内輪間ですべるにいたり, 内外輪の傾きの影響の大きいことが推定される。

(2) $\theta=0\sim\theta_1$ の状態では, θ は $\theta_{D.C. max}$ とは無関係である。 $\theta_{C.C. max}$ とは直接関係はないが, $C.C.$ の減少とともに θ の上限はわずかながら減少する。 $C.C.$ が小さいほど θ_1 は増大し, θ_2 は減少するので, 必要最小 $C.C.$ 以上であれば, $C.C.$ が小さいほど無焼付使用条件範囲が広がると推定される。また, $\theta_{D.C. max} > \theta_{C.C. max}$ にすることが望ましいと推定される。

(3) $l/l', r/l', d$ が大きいころが有利と考えられる。

(4) スラスト力はころの skew によって発生し, 荷重の一次関数として (19)' 式で近似できる。

ニュース

第3回アイソトープ会議盛会裏に終了

日本原子力産業会議, 日本放射性同位元素協会の共催によって開かれた第3回アイソトープ会議には 274 編という多数の論文が発表されて盛況裏に終了した。

論文の内容は基礎研究から応用研究へと進んできているが, とくに工業, 放射線関係機器の各分野では RI を実際に工場の生産工程に取入れ, 生産性の向上に役立たせているほか, がん治療機械や非破壊検査装置など多くのすぐれた RI 利用の専門機械がつくられるまでに発展している。

工学部門では物理トレーサ3編, 摩耗滑潤3編, 製鉄製鋼4編, 鉱山1編, 厚み, 濃度計4編, 位置決定4編, 電気工学2編, 放射化学分析4編, 水分計3編, ラジオグラフィ6編となっている。

なかでも材料の摩耗をしらべる実験で初めて東海村のウォータボイラ形原子炉を使い, 中性子照射を行っ

た結果が報告されたのは特に注目された。

つぎに注目すべきおもなる研究題目と研究者をあげるとつぎのとおり,

▽ 理化学研究所 佐田登志夫, 中島澄二, 放射性超硬切削工具による材料の被削性の解明, ▽ 東大岡部平八郎 = 極圧用潤滑油の潤滑機構におけるいおうおよびその化合物の挙動, ▽ 東大生研, 三菱石油研究部共同研究 = 放射性ピストンリングの摩耗実験, ▽ 東北大学 白石 裕 = RI 利用による溶鉄中のいおうの活量測定, ▽ 東急, 神戸工業共同研究 = RI の軌道交通信号への応用, ▽ 東邦ガス 大谷寛治 = ラドンによる地中埋設器ろうえい探査, ▽ 昭和電工 園田 晋 = 高温電気化学工業における RI の利用, などである。

(服部 敏夫)