

ころがり軸受のクリープについて

Creep of the Roller Bearing

(第2報 かたいはめあいの場合)

今井正也*
Masaya Imai

内 容 梗 概

かたいはめあいをされたころがり軸受軌道輪のクリープについてはPALMGRENの式があるが、筆者はクリープを防ぐに必要な締めしろと荷重、軸受寸法などの関係を実験的にもとめ、理論的に説明して、PALMGRENの式を訂正する必要を明らかにした。また、かたいはめあいの場合のクリープの機構はゆるいはめあいの場合のクリープとは別の機構によると考えられることを示した。

1. 緒 言

ころがり軸受の軌道輪を軸または軸受箱にかたくはめあいしてもときとしてクリープがおこり、ゆるいはめあいの場合に経験されると同じいろいろの事故をひき起こすことが知られている。PALMGRENはこの現象を指摘し、軸受にかかる荷重 F_r 、軸受温度上昇 ΔT によってはめあい部分に変形し、最初にあった締めしろが失われ、ゆるいはめあいの場合と同じ機構でクリープが起ると説明し、クリープを防ぐためには少なくとも締めしろ

$$\Delta d = \frac{d+3}{d} \left(0.25 \sqrt{\frac{d}{b}} F_r + 0.0015 \Delta T \right)$$

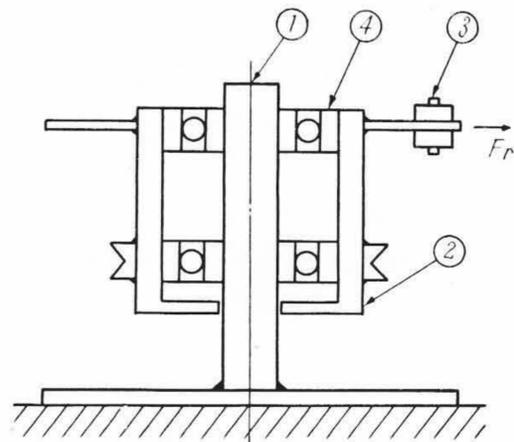
が必要であると注意している⁽¹⁾。(ただし、 d は軸径、 b は軸受幅) 現在、わが国のころがり軸受カタログにはこの式が採り入れられて、軸受のはめあいの基準となっている。

この式の大きな部分を占めるのは荷重の影響の項である。数値をいれて計算すると温度上昇の影響は軸受がよほど高温にならぬかぎり小さいことが知れるので、われわれは荷重の影響だけに着目しよう。

PALMGRENの式で、締めしろは荷重の $1/2$ 乗に比例する。クリープがはめあい部分の変形によって起るものとする、変形も荷重の $1/2$ 乗に比例するということになりそうである。しかし、そのようなことは、変形が弾性域をはずれるか、または負荷に従って荷重分布の形が変わるような場合にはじめて起り、今の場合はなほだ考えにくい。しかも、PALMGRENは式の根拠を明らかにしていないようであるので、この式には十分検討の余地があると考えられる。もし、変形が単純にHookの法則に従い、締めしろが荷重に比例するものであれば、PALMGRENの式は荷重の大きい側で危険になり、高荷重をうける軸受、たとえば建設機械の軸受などはクリープ事故の危険にさらされることとなる。

筆者はゆるいはめあいの場合をとりあつた第1報の研究⁽²⁾につづき、かたいはめあいの場合のクリープを実験的にしらべ、クリープを防ぐために必要な最小締めしろと荷重、軸受寸法の間接関係をもとめたが、締めしろと荷重の関係だけでなく、締めしろと軸受寸法の間接関係でもPALMGREN式との不一致がみられた。二次元の模型を考えてはめあい部分の変形の弾性計算をおこなったところ、筆者の実験結果が支持されたが、またかたいはめあいの場合のクリープの機構として今まで考えられていたとは別の機構を考えたほうがよいことが明らかとなり、この機構を証明するために簡単な実験を付け加えた。

PALMGRENの式は荷重の低い側では安全で、この式を使ってもし大きな誤ちはないが、荷重の高い側でのころがり軸受のはめあい



第1図 内輪クリープ装置

については今後考えを改めなければならないであろう。

2. 実 験

2.1 実験の方法

軸に内輪を固くはめて転動荷重をかけ、その大きさを増していくと、ある荷重で内輪がクリープしはじめる。それ以上の荷重ではかならずクリープがおこり、それ以下ではクリープはおこらない。このような荷重を軸受の種類と寸法、締めしろをかえて求めた。

実験に使った装置は第1報の実験にも使用した内輪クリープ装置である(第1図)。この装置の軸①は定盤の上に固定されており、ウェイト③をつけた回転体②を支持している。回転体②を駆動するとウェイト③により遠心力 F_r が生じ試験軸受④にかかるが、軸受④の内輪は静止した軸にはめられているので、荷重 F_r が回転すると、 F_r は内輪についての転動荷重となる。この装置によって、転動荷重をうける内輪の挙動を上部から肉眼で観察することができる。

供試軸受は単列深溝形球軸受 6206, 6306, 6406, 6310, 6214 と円筒ころ軸受 N 206, N 306, N 406, N 310, N 214 であって、軸受種類の影響と寸法の影響をみるためにいろいろのものを選んだ。軸は S 35 C 焼入れグライнда仕上げで、円筒度、真円度ともに 2μ 以下、あらさも 2μ 以下である。

実験にさきだち、軸と内輪内径の寸法をツァイス・オプチメータによって測定し、また触針式あらさメータによってあらさも所要の範囲内であることをたしかめ、適当な締めしろを与えるように組合わせた。組合わせがきまるとこれらの表面を白灯油で洗い、松村式万能材料試験機を使って、押込力が異常な値にならぬよう注意しながら、はめあいをおこなった。

次に、はめあいされた軸受と軸を実験装置に取付け、ウェイトをだんだん大きくして転動荷重をまし、肉眼で内輪が動きだすのが認められると実験を中止し、このときの転動荷重の大きさと締めしろを記録した。転動荷重の大きさはウェイトの質量と回転速さから計

* 日立製作所亀有工場

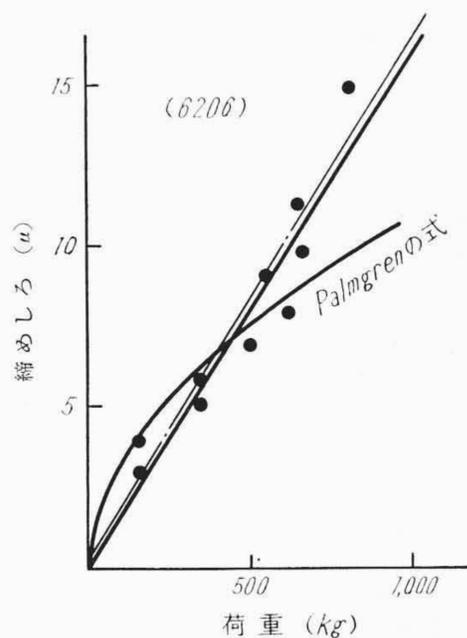
第1表 転動荷重の回転速さとクリープの発生限界

転動荷重の回転速さ rpm	軌道輪がクリープし始める荷重 kg
720	170
1,050	155
1,370	140
1,700	150

縮めしろ=3マイクロン

第2表 温度上昇測定値の一例

ベアリング	温度℃ (内輪表面)	温度上昇℃
N 206	42	15
N 306	38	11
N 406	38	8
6310	34	10
N 214	52	22



第2図 クリープを防ぐに必要な最小縮めしろと荷重

算したものであり、また縮めしろも内輪内径と軸径の測定値から計算した値である。

もし、クリープがきわめてゆっくりと起るものであれば、肉眼で短い時間観察したのではクリープを見のがすおそれがある。しかし、実験で5分間転動荷重をかけて内輪のクリープを認めなかったときは、4時間連続運転後もやはりクリープは認められないことが確かめられたので、観察は5分間行うこととした。

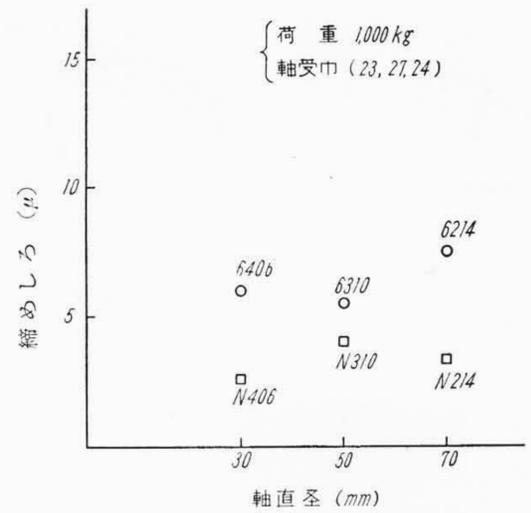
また、クリープが軸と軌道輪の変形によって起るものであれば、転動荷重の回転速さはクリープの発生には関係がないと考えられ、このことは第1表のように実験的にも確かめられたので、実験では転動荷重の回転速さをまったく任意にかえた。

なお、実験後ただちに軸と内輪の表面温度を表面温度計によって測定した。その一例は第2表のとおりである。

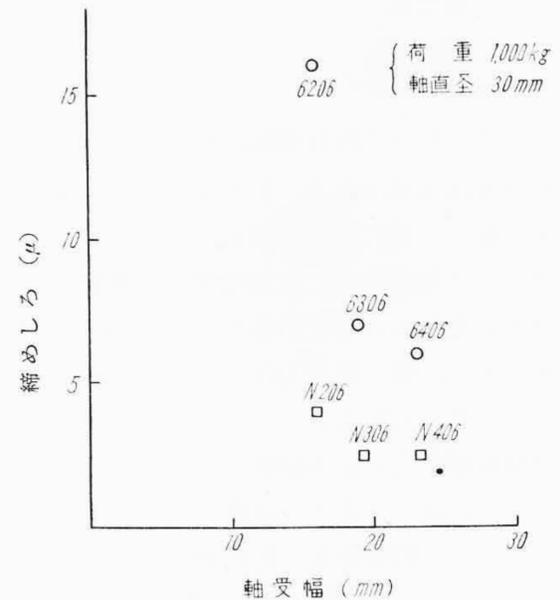
2.2 荷重の影響

第2図は6206を使った実験の結果を荷重を横軸に、縮めしろを縦軸にとって整理したものである。鎖線は実験値を貫く直線で最小2乗法により求めた。測定の誤差とか面のあらさの影響がなければ、もともとこの直線は原点をとるものと考えられるので、鎖線に平行に原点をとる直線を実線でかいた。また曲線はPALMGRENの式による値である。

この結果、最初に考えられたように、縮めしろは荷重に比例し、PALMGRENの式は荷重の大きい側で危険になることがわかる。ほかのどのような軸受についても、実験値はやはり直線の上にならんだ。



第3図 クリープを防ぐに必要な最小縮めしろと軸直径



第4図 クリープを防ぐに必要な最小縮めしろと軸受幅

2.3 軸受の種類と寸法の影響

第3図は縮めしろと軸径の関係、第4図は縮めしろと軸受幅の関係をしめたものである。図中○印は単列深溝形球軸受であり、□印は円筒ころ軸受であって、おのおのの軸受について第2図のような線図をかき荷重1,000 kgでの実線の値をとったものである。

これらの図から、縮めしろは軸直径とはほとんど関係なく、また軸受幅が増せばいくらか小さくなるということ、さらに単列深溝形球軸受と円筒ころ軸受では倍程度の差があることがわかる。

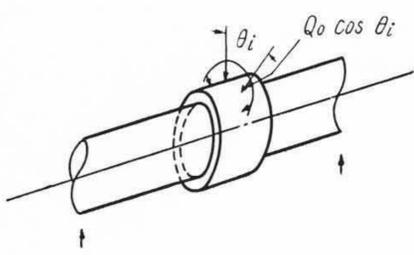
3. 実験値の理論的説明とかたいはめあいの場合のクリープの機構

3.1 二次元模型によるはめあい面の応力の計算

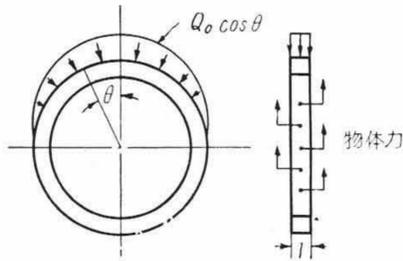
今までにえられた実験値を説明するために、軸にはめられた内輪に荷重がかかったときの応力と変形を求めよう。これは第5図のような三次元非軸対称問題でありこのままでは現在の弾性論で解くことは困難とみられるので、第6図のような二次元模型を考える。

この模型は、内輪をかたくはめた軸を、軸方向には応力の変化はあまりないとして、単位厚さに輪切りにしたものである。内輪の外周には転動体からSTRIBECKによって求められたような荷重がかかっているが(第5図)、この計算ではSTRIBECKの分布荷重を内輪外周にならして、(1)式のような応力分布を考えた。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \begin{cases} q_0 \cos \theta & -\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2} \\ 0 & \frac{\pi}{2} < \theta < \frac{3}{2}\pi \end{cases} \\ \tau_{r\theta} &= 0 \\ q_0 &= -\frac{2F_r}{\pi \rho ab} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$



第 5 図 軸にはめられた内輪と荷重分布



第 6 図 置き替られた問題

- ただし σ_r : 半径方向垂直応力
- $\tau_{r\theta}$: せん断応力
- $F\gamma$: ラジアル荷重
- a : 軸半径
- b : 軸受幅
- $\rho = \frac{\text{内輪外径}}{\text{内輪内径}}$

また、輪切りにされた円板は側面にかかる力でささえられているが、この力の分布は未知であり、しかもこれでは問題が三次元である。この力を円板に一様に働く物体力（たとえば円板の重さ）におきかえた。今のような問題を二次元化するとき側面にかかる力をどのように置きかえるかが大切であるが、円板に働く一様な物体力は、たとえば円板の中心に働く集中力などよりははるかに実際に近い答を与えるだろうと考えられる。

この問題は極座標形式の応力関数(2)式を考え、円板と内輪のそれぞれで境界条件に適合するよう定数の A_0, B_0, \dots をもとめ、特に円板では物体力による特解を加えあわせることにより解ける⁽³⁾。境界条件はそれぞれ(3), (4), (5), (6)式である。

$$F = A_0 r^2 + B_0 \log r + \left(A_1 r^3 + B_1 \frac{1}{r} + D_1 r \log r \right) \cos \theta - D_1 \frac{2m}{m-1} r \theta \sin \theta + \Sigma (A_n r^n + B_n r^{n+2} + C_n r^{-n} + D_n r^{-n+2}) \cos n\theta \dots (2)$$

$r = \rho a$:

$$\sigma_r = q_0 \left(\frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \cos \theta + \frac{2}{3\pi} \cos 2\theta - \frac{2}{15\pi} \cos 4\theta \dots \right) \dots (3)$$

$$\tau_{r\theta} = 0 \dots (4)$$

$r = a$:

$$\sigma_r = H_0 + \Sigma H_n \cos n\theta \dots (5)$$

$$\tau_{r\theta} = \Sigma K_n \sin n\theta \dots (6)$$

(3)式は(1)式を Fourier 級数に展開したものでかなり収束が速い。円輪内径と円板外径の応力は未知であるが、とりあえず(5), (6)式のような左右対称の形においておく。はめあい面で応力は連続であるから、この2つの式は円輪、円板共通である。

これから、はめあい面の変位が(7), (8), (9), (10)式のように求められる。

$$\text{円板: } 2GU_r = \alpha_{0p} H_0 + (\alpha_{1p} H_1 + \alpha_{1p}' K_1 + \varepsilon) \cos \theta + (\alpha_{2p} H_2 + \alpha_{2p}' K_2) \cos 2\theta + (\alpha_{3p} H_3 + \alpha_{3p}' K_3 + \alpha_{3p}'' H_1 + \alpha_{3p}''' K_1) \cos 3\theta + \dots (7)$$

$$2GU_\theta = (\beta_{1p} H_1 + \beta_{1p}' K_1 - \varepsilon) \sin \theta + (\beta_{2p} H_2 + \beta_{2p}' K_2) \sin 2\theta + (\beta_{3p} H_3 + \beta_{3p}' K_3 + \beta_{3p}'' H_1 + \beta_{3p}''' K_1) \sin 3\theta + \dots (8)$$

$$\text{円輪: } 2GU_r = \alpha_{0r} \frac{q_0}{\pi} + \alpha_{0r}' H_0 + \left(\alpha_{1r} \frac{q_0}{2} + \alpha_{1r}' H_1 + \varepsilon' \right) \cos \theta + \left(\alpha_{2r} \frac{2q_0}{3\pi} + \alpha_{2r}' H_2 + \alpha_{2r}'' K_2 \right) \cos 2\theta + (\alpha_{3r}' H_3 + \alpha_{3r}'' K_3) \cos 3\theta + \dots (9)$$

$$2GU_\theta = \left(\beta_{1r} \frac{q_0}{2} + \beta_{1r}' H_1 - \varepsilon' \right) \sin \theta + \left(\beta_{2r} \frac{2q_0}{3\pi} + \beta_{2r}' H_2 + \beta_{2r}'' K_2 \right) \sin 2\theta + (\beta_{3r}' H_3 + \beta_{3r}'' K_3) \sin 3\theta + \dots (10)$$

- ただし U_r : はめあい面の半径方向変位
- U_θ : はめあい面の切線方向の変位
- G : 横弾性係数
- m : ポワソン数
- $\varepsilon, \varepsilon'$: 円板、円輪の剛体としての変位によって与えられる量

$$\alpha_{0p} = \frac{m-1}{m+1} a$$

$$\alpha_{1p} = \frac{m-1}{m+1} \cdot \frac{5}{8} a, \quad \alpha_{1p}' = -\frac{m+7}{m+1} \cdot \frac{a}{8}$$

$$\alpha_{2p} = \left(\frac{1}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \right) a, \quad \alpha_{2p}' = \frac{2}{3} \left(\frac{m}{m+1} - 1 \right) a$$

$$\alpha_{3p} = \left(\frac{1}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \right) a, \quad \alpha_{3p}' = \left(-\frac{3}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \right) a$$

$$\alpha_{3p}'' = -\frac{m-1}{8(m+1)} a, \quad \alpha_{3p}''' = \frac{m-1}{8(m+1)} a$$

$$\beta_{1p} = \frac{m+1}{8(m+1)} a, \quad \beta_{1p}' = \frac{19m+5}{8(m+1)} a$$

$$\beta_{2p} = \left(-\frac{1}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \right) a, \quad \beta_{2p}' = \left(\frac{1}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \right) a$$

$$\beta_{3p} = \left(-\frac{3}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \right) a, \quad \beta_{3p}' = \left(\frac{1}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \right) a$$

$$\beta_{3p}'' = \frac{m-1}{m+1} \cdot \frac{a}{8}, \quad \beta_{3p}''' = -\frac{m-1}{8(m+1)} a$$

$$\alpha_{0r} = \frac{\rho^2}{\rho^2-1} \cdot \frac{2m}{m+1} a,$$

$$\alpha_{0r}' = \frac{-1}{\rho^2-1} \left\{ \left(1 - \frac{2}{m+1} \right) + \rho^2 \right\} a$$

$$\alpha_{1r} = \frac{m-1}{8m(\rho^4-1)} \left\{ \left(\rho^3 + \frac{3m+1}{m-1} \rho \right) \left(1 - \frac{4m}{m+1} \right) + \left(\frac{3m+1}{m-1} \rho^5 + \rho^3 \right) \right\} a$$

$$\alpha_{1r}' = -\frac{1}{2(\rho^4-1)} \left(1 - \frac{4}{m+1} + \rho^4 \right) a$$

$$\alpha_{2r} = \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{6\rho^8 - 2\rho^6 + 2\rho^4 - 6\rho^2}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} a$$

$$\alpha_{2r}' = \left(\frac{1}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{-3\rho^8 - 6\rho^4 - 8\rho^2 + 1}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} \right) a$$

$$\alpha_{2r}'' = \left(-\frac{2}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{3\rho^8 - 4\rho^2 + 1}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} \right) a$$

$$\alpha_{3r} = \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{6\rho^{11} - 3\rho^9 + 3\rho^5 - 6\rho^3}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} a$$

$$\alpha_{3r}' = \left(\frac{1}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{-2\rho^{12} - 8\rho^6 + 9\rho^4 + 1}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} \right) a$$

$$\alpha_{3r}'' = \left(-\frac{3}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{2\rho^{12} - 3\rho^4 + 1}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} \right) a$$

$$\beta_{1r} = \frac{(m-1)}{8m(\rho^4-1)} \left\{ \left(\rho^3 + \frac{3m+1}{m-1} \rho \right) \left(5 - \frac{4}{m+1} \right) + \left(\frac{3m+1}{m-1} \rho^5 + \rho^3 \right) \right\} a$$

$$\beta_{1r}' = \frac{1}{2(\rho^4-1)} \left\{ - \left(5 - \frac{4}{m+1} + \rho^4 \right) \right\} a$$

$$\beta_{2r} = \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{-6\rho^8 + 4\rho^6 + 2\rho^4}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} a$$

$$\beta_{2r}' = \left(-\frac{2}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{3\rho^8 - 4\rho^2 + 1}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} \right) a$$

$$\beta_{2r}'' = \left(\frac{1}{3} + \frac{2m}{3(m+1)} \cdot \frac{-3\rho^8 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1}{\rho^8 - 4\rho^6 + 6\rho^4 - 4\rho^2 + 1} \right) a$$

$$\beta_{3r} = \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{-6\rho^{11} + 5\rho^9 + 3\rho^5 - 2\rho^3}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} a$$

$$\beta_{3r}' = \left(-\frac{3}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{2\rho^{12} - 3\rho^4 + 1}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} \right) a$$

$$\beta_{3r}'' = \left(\frac{1}{8} + \frac{m}{2(m+1)} \cdot \frac{-2\rho^{12} + 8\rho^6 - 7\rho^4 + 1}{\rho^{12} - 9\rho^8 + 16\rho^6 - 9\rho^4 + 1} \right) a$$

次に、(1)はめあい面で変位が連続である(2)はめあい面ですべり自由、半径方向の変位が連続であるという2つの場合を考え(7),(8),(9),(10)式を連立させて H_0, \dots, K_1, \dots を求める。このようにして求められた H_0, \dots, K_1, \dots を(5),(6)式に入れてはめあい面の応力が計算される。今、 $E=21,000 \text{ kg/mm}^2$, $m=3.3$, 円輪外径/円板外径 $= \rho = 1.25$, 締めしろ $\delta=0$ としてはめあい面の応力の数値計算をすると、結果は第7図のようになる。ここで、(1)という添数は(1)の場合の応力、(2)という添数は(2)の場合の応力である。すべり自由の場合、当然のことながら $\tau_{r\theta} = 0$ である。

3.2 クリープがおこる荷重の計算値

はめあい面の応力の計算値が次の(11),(12)式のような場合、実際には2面をはりつけてないので、2面間にすきまがあくか、またはすべりがおこることに注意しよう。

$$\sigma_r > 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$|\tau_{r\theta}| > -\mu\sigma_r \dots\dots\dots (12)$$

ただし、 μ : 2面間の静摩擦係数

(11)式はすきまがあく条件で、もしはめあい面にすきまができるとすると、PALMGRENのいうようにゆるいはめあいの場合と同じ機構でクリープが起るであろう。また、(12)式ははめあい面がおたがいにすべる条件で、すきまがあかなくても、2面がすべればクリープが起ることも考えられないことではない。そこで、はめあい面ですきまがあく荷重とすべりが起る荷重を求めておく。このどちらかがクリープが起る荷重ということになる。

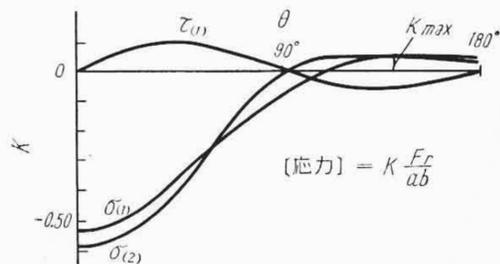
第7図をみると、反荷側側に $\sigma_r > 0$ となる部分があって、この部分ではすきまがあくことがわかる。締めしろを与えるとはめあいの応力(13)式が第7図の σ_r に重ねあわされるので、 σ_r の曲線はそれだけ下方に平行移動される。ちょうど $\sigma_r > 0$ の部分をなくするのに必要な締めしろ δ を求めると、すきまがあかぬために必要な最小締めしろ δ_c が求められる。

$$\sigma = \frac{-(m+1)(\rho^2-1)}{2m\rho^2} \cdot \frac{\delta}{a} G \dots\dots\dots (13)$$

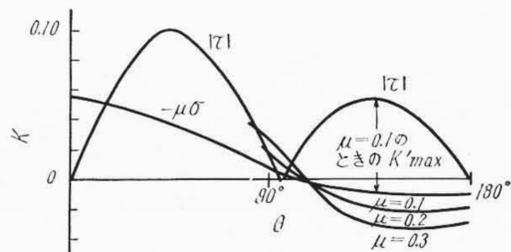
すきまがあかぬためには

$$K_{\max} \frac{F_r}{ab} \leq -\sigma = \frac{(m+1)(\rho^2-1)}{2m\rho^2} \cdot \frac{\delta_c}{a} G \dots\dots (14)$$

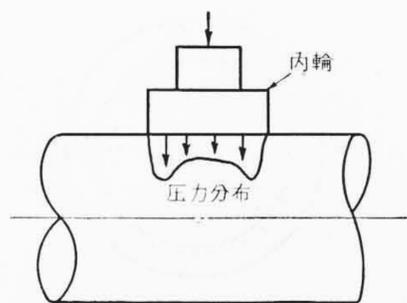
$$\therefore \delta_c \geq \frac{2m\rho^2}{(m+1)(\rho^2-1)G} K_{\max} \frac{F_r}{b} \dots\dots\dots (15)$$



第7図 はめあい面の応力分布



第8図 |tau|と -mu*sigma の比較



第9図 軸方向の圧力分布の推定図

(15)式がすきまのできるのを防ぐため必要な締めしろ δ_c の式である。 δ_c は荷重 F_r に比例し、軸受幅 b に反比例するが、軸直径とはまったく関係しない。

次に第7図の $\sigma_{r(1)}$, $\tau_{r\theta(1)}$ をつかい、 $\mu=0.1, 0.2, \dots$ について $|\tau|$ と $-\mu\sigma_r$ を比較すると第8図のようになる。このままではすべりが起る。やはり、締めしろをまず $-\mu\sigma_r$ が大きくなり、すべりがとまる。すべりをとめるのに必要な締めしろ δ_s は前と同様に求められ、

$$\delta_s \geq \frac{2m\rho^2}{(m+1)(\rho^2-1)G} \mu K'_{\max} \frac{F_r}{b} \dots\dots\dots (16)$$

ただし、 K'_{\max} は第8図上に示す値

この式でも締めしろは荷重に比例し、軸受幅とは反比例するが、軸直径とはまったく関係がない。

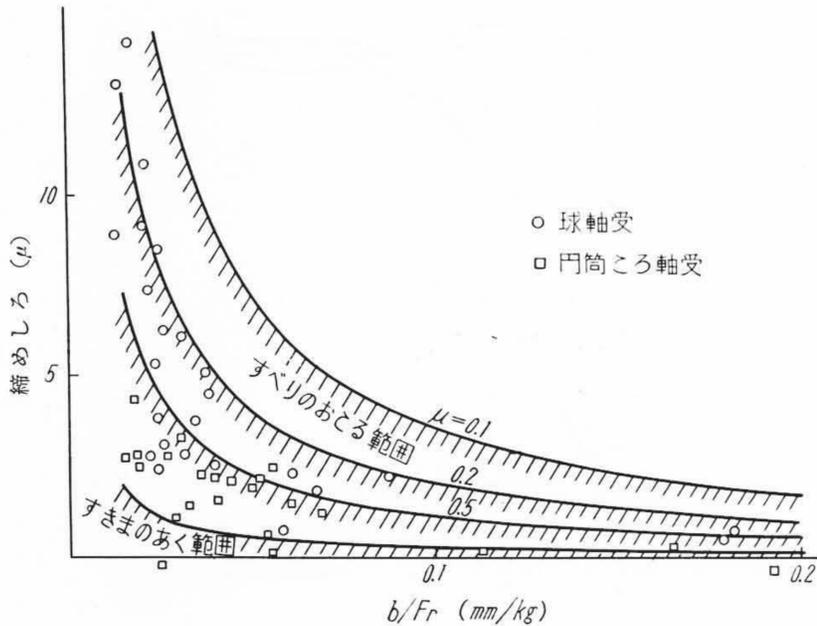
クリープがすきまがあくことによって起るにせよ、すべりによって起るにせよ、いずれにしても締めしろは荷重に比例し、軸受幅に反比例し、軸径とは関係がないということができ、筆者の実験結果がうまく説明される。

しかし、締めしろが軸受幅に反比例する形となったのは、転動体から軌道輪につたわる力を軸受幅で割ったためである。実際には、応力は第9図のように軸方向に不均一であろうから、これを平均してしまったのは乱暴であったかもしれない。実験値で球軸受ところ軸受に相違があるのはこのような理由に基づくと考えられ、またこの分布の形は軌道輪の厚みによっても変化すると思われるから、軌道輪の厚みをなんらかの影響をもっているだろう。しかし、大ざっぱな近似で物事を考えることにしてここでは取りあげない。

3.3 かたいはめあいの場合のクリープの機構

(15),(16)式の締めしろ δ_c , δ_s を b/F_r を横軸にとって図示すると第10図のようになる。斜線をほどこした範囲がそれぞれすべりがおこり、またすきまがあく部分である。この図の上に実験値を記入してある。

これをみると、実験値はすきまのあく範囲にはない。かたいはめ



第 10 図 すべり，すきまの生じる範囲



第 11 図 曲げモーメントによる軸断面の変形とすべり

第 3 表 繰り返り回転曲げによる内輪のクリープ

モーメント kg-m	175	125	105
最大曲げ応力 kg/mm ²	26.2	18.7	15.7
5分間のクリープ量 mm	2	0.5	0

6,206 内輪，締めしろ 4.3 ミクロン，軸回転速度 1,500 rpm

あいの場合のクリープはゆるいはめあいの場合とはちがって，面のすべりによって起るといえそうである。もちろん，この図のすきまのあく範囲は近似計算により求められたので誤差をふくんでいるが，それにしても実験値とすきまのあく範囲には数倍のひらきがあり，三次元問題を二次元化したためにこのように大きな誤差がでたとはちょっと考えられない。

一方，すべりによってクリープが起ると考えると，摩擦係数は 0.5 を中心としてばらつくこととなり，これは妥当な値である。

最初内輪に荷重がかかったとき変形は左右対称におこり，すべりも左右同じであるのでこのままでは一方向への運動であるクリープとはなり得ない。しかし，荷重方向にたいして軸が回転すると，前のすべりによって起った変形が今度は左右非対称となって残るので，どちらか一方ですべりが大きく，このため内輪はクリープすると説明できる。

この機構を確かめるため，軸に内輪をかたくはめ，小野式回転曲げ試験機にとりつけて繰返し回転曲げを与える実験を行った。軸が曲げられても軸径は変化しないので，はめあいのすきまはできない。しかし，軸の下半分は縮み上半分は伸ばされるので(第 11 図)，それにはめられた内輪はラジアル荷重をうけたときと同じようにはめあい面の上をすべろうとする。回転曲げであるので曲げの方向が回転し転動荷重をかけたのと同様の効果が考えられる。

この実験の結果は第 3 表のようになり，曲げモーメントを大きくするとクリープがみられた。これによってすべりによるクリープが存在することが確かめられた。

4. 結 言

この研究によって次のことがわかった。

- (1) ころがり軸受のクリープを防ぐために必要な締めしろは軸受にかかるラジアル荷重に比例し，軸受幅に反比例する。軸径とはまったく関係がない。
- (2) かたいはめあいをされたころがり軸受軌道輪のクリープの機構はゆるいはめあいの場合の機構とは異なり，はめあい面でのすべりによってクリープが起ると考えたほうがよいようである。曲げモーメントだけをうける軸にかたくはめあいされた内輪をクリープさせる実験によりこの機構の存在は立証された。

おわりに，ご指導いただいた東京大学航空研究室曾田教授，日立製作所亀有工場小堀研究課長，同宮本氏にあつく感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) PALMGREN: Ball and Roller Bearing Engineering (1945) p.115, S. H. Burbank & Co. Inc.
- (2) 今井: 機械学会論文集 154 (昭 34-6) p.447
- (3) 倉西: 弾性学 (1948) p.349~367, 日本機械学会

Vol. 22

No. 2

目 次

- ◎照明寸感.....五所平之助
- ◎HIPAC-101 パリへ行く
- ◎相鉄会館(高島屋)の日立機器
- ◎タイマーの活躍
- ◎日立ハイライト"巻鉄心トランスの量産を見る"
- ◎日立だよ
- ◎明日への道標
- ◎国鉄電話通信の今昔
- ◎日立 T O プラントの話
- ◎金属圧延機用のプラスチック軸受
- ◎船と電線

発行所 日立評論社
 東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地
 振替口座 東京 71824 番
 取次店 株式会社オーム社書店
 東京都千代田区神田錦町3の1
 振替口座 東京 20018 番

日立造船技報

Vol. 20

No. 3

目 次

- ◎木船構造における固着釘と木材との関係
- ◎曳船の曳綱緩衝装置について
- ◎水油タンクの測深表の横傾斜に関する修正について
- ◎電気炉における酸素製鋼の応用に対する研究
- ◎ストロングバックに関する研究
- ◎高張力鋼ユニオンメルト溶接における溶着金属の切欠きじん性について
- ◎ポリエステル系樹脂塗料について
- ◎かじ性能に及ぼすプロペラ後流の影響について

本誌につきましての御照会は下記発行所へ御顔いたします。

日立造船株式会社技術研究所
 大阪市此花区桜島北之町