621.831.031.6 : 621.891.2

歯車潤滑の基礎研究*

(第2報, すべり率, 相対曲率半径および仕上面あらさと潤滑性能の関係)

佐々木外喜雄**, 岡村健二郎**, 磯貝 稔三***, 田中 宏***

Fundamental Research on the Gear Lubrication

(2nd Report, The Relation between Lubricating Performance and Specific Sliding or Relative Radius of Curvature or Roughness of Contact Surface)

by Tokio SASAKI, Kenjiro OKAMURA, Ryoza ISOGAI, and Hiroshi TANAKA

In order to improve the lubricating performance of the gear-tooth surface, the authors investigated the relationships of lubrication properties to the specific sliding, the relative radius of curvature and the roughness of contact surface with the roller testing apparatus, and obtained the following results.

The friction obtained under the sliding motion with rolling is extremely larger than the friction under the pure rolling. In the region of semi-fluid and boundary lubrication, the maximum friction coefficient is found at the comparatively small specific sliding and the specific sliding has little effect on the oil film thickness.

The film thickness increases proportionally to the relative radius of curvature, and the relative radius of curvature has no influence on the friction coefficient.

Under any lubricating condition, it is necessary to use the surface having the roughness smoother than 4μ of peak to valley roughness for the purpose of obtaining small friction coefficient.

1. 緒 言

歯車の動力伝達能力を改善することは機械の軽量化, 性能寿命向上の基本的方策であり, 最近では歯車材料および歯面仕上法の改良により, 歯車はしだいに小形化され, 高負荷のもとに使用されるようになっていく。したがって, 歯車の設計使用に当っては機械的強度計算のみによることは許されず, 摩耗損傷の防止対策として潤滑が主要な問題になる。

しかしながら, 歯車の潤滑に関しては, これに影響する因子が非常に多く, 実物試験においては潤滑の効果を純粋に測定することが困難である。したがって, 本研究においては歯車の潤滑に関して基礎的解明を行なう目的から, すべりを伴う2円筒のころがり接触状態における潤滑効果について吟味し, これと実際の歯車における運転条件との関連を検討する。

第1報においては歯車における流体潤滑の可能性に

ついて述べたのであるが, 本報告においては歯車における潤滑の問題で最も特色的な点である, すべり率および接触面相対曲率半径と潤滑性能の関係について検討するとともに, 仕上面あらさの潤滑性能に及ぼす影響について研究した結果を報告する。

2. 歯車歯面の相対運動と摩擦機構の関係

油膜圧力を発生するものとなる2面間の運動は相対すべり運動と相対接近運動とであるが, これと実際の歯車においてかみあう2歯面の相対運動との関係について検討する。

第1図において, ピッチ点を P とすれば, P においては2歯面は純粹のころがりを行っており, 相対すべりはないから相対接近運動により油膜は構成される。その他の歯面では明らかにすべり運動ところがり運動とが混合しており, 相対すべり運動と相対接近運動の両者によって油膜ができる。この場合油膜の発生に影響するものとして相対曲率半径, ころがりおよびすべり速度, すべり率が問題になる。

まず, 相対曲率半径 ρ は, 第1図より

* 昭和35年4月3日 第37期通常総会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和34年11月27日。

** 正員, 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 准員, 京都大学工学部。

$$\rho_1 + \rho_2 = e_t = a \sin \alpha = (r_1 + r_2) \sin \alpha$$

$r_2/r_1 = i$ とすれば,

$$\rho_1 + \rho_2 = r_1(1+i) \sin \alpha,$$

$\rho_1 = x e_t$ とおけば

$$\rho \equiv \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = r_1(1+i)(1-x)x \sin \alpha$$

$$\rho_{\max} = \frac{1}{4} r_1(1+i) \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(1)$$

普通に用いられる歯車の例として, $i=1/2$, $r_1=200$ mmを取り, ρ と x の関係を示せば第 2 図のごとくである. 図中●および○はモジュール $m=4$ としたときの高歯(歯末のたけ $c=1.57m$) および並歯のかみあい始点および終点を示す. なお, かみあい始点 x_1 , かみあい終点 x_2 は次式から求めたものである.

$$x_1 = 1 - \frac{\sqrt{(ir_1+c)^2 - (r_1-a)^2 \cos^2 \alpha}}{a \sin \alpha},$$

$$x_2 = \frac{\sqrt{(r_1+c)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha}}{a \sin \alpha}$$

r_1 のきわめて大きな歯車の場合として, $r_1=1500$ mmとしても, $\rho_{\max}=0.19$ mであり, すべり軸受に

第 1 図

第 2 図

比して非常に小さく, 流体潤滑理論より求められる最小油膜厚さ h_0 の式

$$h_0 = 4.896 \eta v_r \rho / P \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここに, η : 潤滑油の粘度, v_r : ころがり速度, P : 単位幅当りの荷重

より考えて, ρ が小さいことは歯面では油膜の発生しにくい条件にあることがわかる.

次に, 歯面上のすべり速度 v_s およびころがり速度 v_r は, 第 1 図より

$$v_1 = \omega_1 r_1(1+i)x \sin \alpha,$$

$$v_2 = \omega_2 r_2(1+i)/i(1-x) \sin \alpha$$

$$v_s \equiv v_1 - v_2 = \omega_1 r_1 \left(\frac{1+i}{i} \right) \{ (1+i)x - 1 \} \sin \alpha$$

$$\dots\dots\dots(3)$$

$$v_r \equiv \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{1}{2} \omega_1 r_1 \left(\frac{1+i}{i} \right) \{ (i-1)x + 1 \} \sin \alpha$$

$$\dots\dots\dots(4)$$

第 2 図と同様の条件で, 駆動軸の回転数 N_1 をパラメータとして, v_s および v_r と x の関係を第 3 図に示す.

すべり率 S は次のごとく定義する.

$$S \equiv \frac{v_s}{v_r} = 2 \frac{(i+1)x - 1}{(i-1)x + 1} \quad \dots\dots\dots(5)$$

第 3 図

第 4 図

i をパラメータとして, α と S の関係を示せば第4図のごとくである. 図より明らかなごとく実際の歯車における S の変化範囲は $0 \sim 1.5$ の間にある.

以上の検討により明らかとなった実際の歯車における相対曲率半径およびすべり率の変化範囲を考慮してこれらの値と潤滑性能との関係を実験的に吟味する.

3. 実験装置および実験方法

本実験に使用した実験装置の構成を第5図に示す. 実験値として測定するものは摩擦モーメント, 接触2円筒間の接触電気抵抗および入口出口の潤滑油の温度である. 摩擦モーメントはトルクピックアップ②で取出され, ひずみ計③または電磁オシログラフ④で測定される. この際2円筒の接触部と②との間に含まれる玉軸受⑥₁, ⑥₂の摩擦損失はあらかじめ検定されている. 2円筒間の接触電気抵抗はベークライト絶縁筒⑬により上試験片軸を本体から絶縁し, 両試験片の間に0.09 Vの電圧を加え電流計⑫および電磁オシログラフ④により測られる.

実験はころがり速度 v_r , すべり率 S , 相対曲率半径 ρ , 潤滑油粘度 η , 接触荷重 P および仕上面あらさ $H_{\max}$ を変えて行なった. v_r は上下試験片軸の回転数の変換により変えられる. S は歯車⑦₁, ⑦₂の取換

えによって変えるが, 微小な変化は上下試験片の直径を変えることによりえられる. 潤滑油は主として #90タービン油を用い, その粘度は温度調節そう⑨によりその温度を変えて, 所要の値にする. なお潤滑油はタンク⑧により気ほうを除去したものを供給する.

試験片材質はクロム鋼で, そのかたさは $HRC=12$ である. 仕上面は旋削, 精密旋削, 研削および超仕上により $H_{\max}=22 \sim 0.2 \mu$ の範囲で数種類を取るが, あらさについて検討する場合以外はすべて超仕上面を用いた.

実験を行なうべき潤滑領域としては次のごとく選ぶ. 前報により求められた $\eta v_r / P$ と潤滑状態の関係.

境界潤滑領域 $\eta v_r / P < 5 \times 10^{-7}$

混合潤滑領域 $5 \times 10^{-7} < \eta v_r / P < 5 \times 10^{-5}$

流体潤滑領域 $5 \times 10^{-5} < \eta v_r / P$

より, 前節で例示した歯車について, 普通に使用される潤滑油の粘度として, $\eta = 0.005 \text{ kg s/m}^2$ (#90タービン油, 25°C) をとり, 各領域の境界線を求めた結果を第6図に示す. 図より, 実用の歯車運転条件ではほとんどすべてが混合潤滑または境界潤滑の状態にあり, きわめて高速軽負荷の場合以外は流体潤滑状態がえられないことがわかる. したがって, 実験は主として混合潤滑状態のえられる条件について行なう. なお

第6図中2本の境界線に含まれる部分は歯面上におけるころがり速度の変化により, 一つの歯面上で二つの潤滑領域にまたがる $\eta v_r / P$ がえられる場合である. またこの図はかみあいの進

①試験片, ②トルクピックアップ, ③ひずみ計, ④電磁オシログラフ
⑤空気圧縮機, ⑥油タンク, ⑦歯車ポンプ, ⑧中間圧力タンク, ⑨温度調節そう, ⑩温度測定装置, ⑪油膜電気抵抗測定装置, ⑫電流計, ⑬絶縁筒

第 5 図

第 6 図

行による荷重分担については考慮していない。

4. すべり率と潤滑性能の関係

歯車におけるすべり運動の存在が潤滑特性にいかに関与するかを吟味するため、混合潤滑状態および境界潤滑状態のえられる条件として、 $\eta = 0.004 \sim 0.006$ kg s/m², $v_r = 4$ m/s を取り、単位幅当りの接触荷重

P を 55~420 kg/cm の範囲に変えて、実用の歯車において起りうるすべり率の値をすべて含んだすべり条件を与えて実験した結果を第 7~9 図に示す。

第 7 図は実験結果を無次元量 $\eta v_r / P$ で整理し、すべり率 S をパラメータとして、摩擦係数 μ の変化を示すものである。図においてすべり率が 0 以外の各曲線は $\eta v_r / P$ の増加につれて、境界潤滑状態より混合潤滑状態にはいって行く場合に見られる典型的な形を示しており、純粋なころがりの場合は混合潤滑から流体潤滑にはいる場合に見られる特性曲線と類似の形状を示している。したがって、すべりの存在することは同一の $\eta v_r / P$ のもとで流体潤滑状態になりにくくするものであることがわかり、すべりの存在する場合すべり率が小さいほど混合潤滑領域における曲線の傾斜が急であり、比較的小さい $\eta v_r / P$ の値で流体潤滑状態にはいりうるということが推察される。

第 7 図の各曲線より、 $\eta v_r / P$ が一定の場合における

(a)

(b)

第 7 図

第 8 図

(a)

(b)

第 9 図

すべり率 S の摩擦係数 μ におよぼす影響を示したものが第8図である。図より明らかなごとく、 S の増加とともに μ は増大し、 $S=0.06$ 程度で最大となり、以後は S の増加とともに多少減少する傾向を示す。図中の白丸は $S=0$ の場合を除けばすべて境界潤滑状態にあるものと考えられ、その他の2本の曲線は混合潤滑状態における特性を示すものである。したがって混合潤滑、境界潤滑のいずれにおいても $S=0.06$ で μ は最大になるといえる。しかし境界潤滑状態の場合には S の大きい領域での減少の傾向は混合潤滑状態の場合と類似しているが、 S の小さい領域での増加の傾向はゆるやかである。

S のある値で μ が最大となる原因は S の増加により油膜がせん断される量が増加し μ は増すが、 S が一定値以上になれば、油膜のせん断による μ の増加以上に、接触部にある潤滑油の温度変化による粘度低下のほうが大きくなり、両者の影響が合成された結果として最大値がえられたものと考えられる。

この結果を歯車の場合にあてはめて考えると、 $S=0.06$ で μ が最大になることは、歯面上でピッチ点に近い歯元および歯末側で μ が最大になることを意味している。従来ピッチ点近くの歯元よりでピッチングの発生が多いことが報告されているが、その発生原因の一つとして、この実験で明らかにされた S の小さいところで μ が最大になる現象の影響を考慮することができる。

なお流体潤滑理論から求められる摩擦係数の理論値 μ_{th} は

$$\mu_{th} = 2.079(1 + 0.619 S) \sqrt{\eta v_r / P}$$

$\eta v_r / P = 1 \times 10^{-6}$ における μ_{th} と S の関係を点線で示したが、流体潤滑状態にあると考えられる $S=0$ の実験値はこの値より多少小さくなっている。

第9図は最小油膜厚さについての実験結果である。第9図(a)は最小油膜厚さ h_0 と接触電気抵抗 R の関係を示すもので、これは実験用2円筒と同一の形状を持ち、電気的に絶縁された二つの接触面をきわめて接近した任意の位置で固定し、その間隔(最小すきま)を正確に知りうるようにした装置を用いて、2接触面間に試験用潤滑油を入れた場合の測定値である。この場合2接触面間に加えた電圧は0.09 Vである。図において測定点は相当大きなばらつきを見せているが、いちおう h_0 と R は図示の曲線のごとき関係にあるものと見られる。なお電圧を0.1 V以上にすると $10 \sim 10^3 \Omega$ の間で一定のすきまに対する抵抗値が不安定になる傾向が図示の場合より強くなり、 h_0 と R の関係を示す曲線は引けなくなる。また電圧が低すぎる場合

は h_0 の小さな値で R は $10^4 \Omega$ 以上となり、実験範囲でえられる油膜厚さを測定できなくなる。

第9図(a)の曲線を用いて各すべり率について測定された接触電気抵抗より、最小油膜厚さ h_0 を求め、すべり率 S をパラメータとして h_0 と $\eta v_r / P$ の関係を示したのが第9図(b)である。実験値は相当大きなばらつきを見せており、白丸で示した $S=0$ の場合が多少大きくなる程度で、 $S=0.009 \sim 0.3$ の範囲ではすべり率は h_0 にほとんど影響しないと見ることができる。すなわち、すべり率が変化しても油膜の厚さはほとんど変わらないと思われる。

したがって歯車歯面上におけるすべりの存在は潤滑油膜の厚みを変化さすことにはならないが摩擦特性に決定的な影響をおよぼすものであると結論される。

5. 相対曲率半径と潤滑性能の関係

第2図に示すごとく、実際の歯車においてはかみあい位置の移動による相対曲率半径 ρ の変化率はピッチ点における値を規準とすれば、函数比の大きくない場合では $\pm 40\%$ 程度である。この実験では ρ が $10 \sim 20 \text{ mm}$ の範囲で変化する場合の相対曲率半径と潤滑特性の関係について吟味する。実験条件としてはすべり率の場合と同様に混合潤滑状態を目標にして、

$$\eta = 0.0037 \text{ kg s/m}^2, v_r = 4 \text{ m/s}, S = 0.3$$

とし、 $P = 55 \sim 420 \text{ kg/cm}$ の範囲を取る。

実験結果を第10図および第11図に示す。第10図は各種の ρ における $\eta v_r / P$ と μ の関係である。図より明らかなごとく、各種の ρ に対する曲線はほとんど完全に重なっており、第7図における $S=0.3$ の場合の $\eta v_r / P$ と μ の関係を示す曲線と全く一致している。すなわち、 ρ の値は摩擦係数にはほとんど影響しないことがわかる。(6)式に示される摩擦係数の理論式においてもその中に ρ を含んでおらず、 μ に対して ρ が無関係であることを示している。

第11図(a)は ρ をパラメータとして $\eta v_r / P$ と最小油膜厚さ h_0 の関係を示すものであり、同図(b)は(a)より求められる ρ と h_0 の関係である。図より明

第10図

らかなごとく, $\eta v_r/P > 1.0 \times 10^{-6}$ の範囲(混合潤滑領域)では ρ と h_0 とは完全に比例的関係にある. また $\eta v_r/P$ と h_0 ともこの領域ではほぼ比例的関係にあると見ることができる. (2) 式で示される h_0 の理論式においても h_0 は ρ に比例し $\eta v_r/P$ に比例しており, この実験の結果とよく一致する. しかし $\eta v_r/P < 0.5 \times 10^{-6}$ の範囲(境界潤滑領域)においては h_0 は ρ にほとんど無関係になるように思われる. したがって混合潤滑領域においては流体潤滑理論において考えられると同様の機構によって潤滑油膜が発生するものと見ることができる. しかし境界潤滑領域における油膜の発生機構はこれと異なるものと考えられる.

6. 仕上面あらさの影響

前節までの実験においては試験中に接触面のあらさが変化することをさけるとともに, 理論式との比較を行なうため, 接触面として超仕上面 ($H_{\max} = 0.2 \mu$) を用いたのであるが, 実用の歯車歯面は相当程度のあらさを持っており, あらさの存在は直接的には真実接触幅を変化さし, 理論式と比較するための P の値を変えることになり, また接触幅が小さなピッチで細分されることになる. したがって, あらさの存在は潤滑性能に対して理論的に解析し難い複雑な影響を及ぼすものと思われる. この実験では種々の接触荷重および $\eta v_r/P$ のもとにおける接触面あらさの時間的変化を測定しながら, 接触面あらさと潤滑性能の関係を吟味する.

試験すべき初期仕上面あらさ ${}_0H_{\max}$ としてはあらさ凹凸の幾何学的形状が解析しやすい三角形断面を有するものを作り, 旋削, 精密旋削, 研削により次の 3 種類を取る.

$${}_0H_{\max} = 22 \sim 17 \mu, 12 \sim 7 \mu, 5 \sim 4 \mu$$

これと接触する相手試験片の接触面はあらさのかみあいによる複雑な現象をさけるため超仕上面を取った.

試験条件としては, すべり率 $S = 0.33$ およびころがり速度 $v_r = 9.6 \text{ m/s}$ は一定とし, 見掛け上の単位幅当り接触荷重 P および潤滑油粘度 η をそれぞれ 2 種類に変え,

$$P = 132, 324 \text{ kg/cm}$$

$$\eta = 0.0025 \sim 0.0027, 0.16 \sim 0.25 \text{ kg s/m}^2$$

これらから決る無次元量 $\eta v_r/P$ を次の 4 種類に取る.

$$\eta v_r/P = 0.8 \times 10^{-6}$$

$$1.8 \times 10^{-6}$$

$$0.8 \times 10^{-4}$$

$$1.2 \times 10^{-4}$$

前の二つはあらさの小さい場合における混合潤滑領域に相当するものであり, 後の二つは流体潤滑領域に相当するものである.

第 12 図は接触面あらさの時間的変化を測定した仕上面写真の代表的な例である. いずれの場合においてもあらさは接触時間とともに凸部がすりへって接触幅が増加して行くことを示しているが, 山がすりへってできた平坦部は完全な平面とはならず, 相当程度のあらさを持っていることがわかる. また接触時間の増加につれてあらさが減少し, うねりが発生する場合もある.

第 13 図は接触面あらさの時間的変化を示すもので (a) は $\eta v_r/P$ が小さい場合を示し, (b) は $\eta v_r/P$ が大きい場合を示している. また実線は荷重の大きい場合を示し, 点線は荷重の小さい場合を示す. 実線と点線の比較より, 初期仕上面あらさ ${}_0H_{\max}$ が小さい場合は $H_{\max}$ と t の関係は荷重にあまり影響されないが, ${}_0H_{\max}$ が大きい場合には荷重の影響が相当見られる. すなわち, 同一の ${}_0H_{\max}$ から出発しても点線と実線

(a)

(b)

第 11 図

は相当大きな開きを見せる。

第14図は摩擦係数 μ の時間的変化を示す。図中実線は $\eta v_r/P$ の小さい場合を示し、点線は $\eta v_r/P$ の大きい場合を示している。

oH_{max} の小さい(a)図においては荷重による差はほとんど認められず $\eta v_r/P$ の大きい場合と小さい場合の二つに分けられる。これは第13図で示すごとく oH_{max} の小さいところでは荷重によって H_{max} の時間的変化が変らないことから考えて当然である。

$\eta v_r/P$ の小さい場合および oH_{max} の大きい場合には μ は t の増加につれて相当減少するが、 oH_{max} が小さく、 $\eta v_r/P$ が大きい場合には μ は接触時間によ

てほとんど変化しない。

第15図は実験中種々の接触時間においてえられた μ と H_{max} の関係を一括して示すものである。したがって、この中には同一の H_{max} であっても、三角形の突起を持つ場合と台形の突起を持つ場合とが混在している。しかしこの実験の範囲においては $\eta v_r/P$ の小さい場合と大きい場合とに大別して、 μ と H_{max} の間にはほぼ実線および点線で示されるような関係があるといえる。すなわち、 $\eta v_r/P$ の小さい場合には $H_{max} > 6\mu$ の範囲においては μ はほとんど H_{max} に無関係で、超仕上面どうしの接触における境界潤滑領域でえられる値($\mu = 0.04 \sim 0.045$)より相当大きな値

第12図

第13図

第14図

第 15 図

($\mu=0.05\sim0.055$) になっており, $H_{\max}$ が 6μ より小さくなるにつれて μ は減少する. 図中の○は超仕上面の接触において $\eta v_r/P=1.0\times 10^{-6}$ (混合潤滑領域) とした場合の μ の値を示す. $\eta v_r/P$ の大きい場合には $H_{\max}$ が減少するにつれて μ は減少する. 図中の⊙は超仕上面の接触において $\eta v_r/P=1.0\times 10^{-4}$ (流体潤滑領域) とした場合の μ の値を示す.

以上の結果より, いずれの潤滑条件のもとで使用するとしても, $H_{\max}$ を 4μ 以下でできうる限り小さくすることは摩擦動力損失を大きく軽減することになると言いうる.

なお, この実験における接触電気抵抗の測定結果より, 三角形突起の接触する場合には, $H_{\max}>4\mu$ の範囲では抵抗値はほとんど 0 に近くなり, $H_{\max}<4\mu$ の範囲においては $H_{\max}$ の減少につれて油膜が厚くなる傾向が認められる. $H_{\max}>4\mu$ の範囲においても台形突起の接触においては多少の油膜が認められる.

討

【質問】 すべり率 S と摩擦係数 μ の関係を求めた第 7 図および第 8 図において,

(1) $S=0\sim0.01$ で μ の変化が大きい, その間の S を取れば μ はどうなるか.

(2) $S=0.06$ で μ が最大値を示しているが, 油の温度, 種類が変わってもこのような最大値を示すか. またピッチングに対する影響を一般的に言えるか.

(石川二郎)

(3) 第 7 図で η , v_r , P の値を同時に勝手に変えても $\eta v_r/P$ と μ の関係は一つの曲線となるか. P の代りに接触圧 p を用い $\eta(v_r/p)/p-\mu$ の関係で整理できないか.

(上野 拓)

【回答】 (1) S を 0 と 0.01 の間に取れば μ の値は図の中間にくるであろう. しかし, すべりの存在が潤滑状態を変える原因になっていることから考えて, $S=0$ の値よりむしろ $S=0.01$ のときの値に近づく

7. 結 論

実際の歯車歯面のかみあいにおいて起りうる範囲のすべり率, 相対曲率半径および仕上面あらさを取り, 主として混合潤滑領域におけるこれらの潤滑性能に及ぼす影響を吟味した結果次の結論をえた.

- (1) 潤滑条件が一定の場合, すべりが存在することとは純粋なころがり接触に比して摩擦を著しく増大することになる.
- (2) 混合潤滑および境界潤滑領域においては比較的小さなすべり率において摩擦係数が最大になる. これが歯面上のピッチング発生原因の一つとも考えられる.
- (3) 混合潤滑領域におけるすべり率の変化は潤滑油膜厚さにあまり影響しない.
- (4) 混合潤滑領域においても潤滑油膜厚さは相対曲率半径に比例し, 潤滑特性を表わす無次元量 $\eta v_r/P$ に比例しており, 流体潤滑理論から求められる傾向と一致する.
- (5) 相対曲率半径の変化は摩擦係数にはほとんど影響しない.
- (6) いずれの潤滑条件のもとで使用されとしても, 接触面のあらさ $H_{\max}$ を 4μ 以下でできる限り小さくすることは摩擦動力損失を大きく軽減することになる.

なお, 本研究は昭和 33 年度科学試験研究費によって行なったものの一部である.

論

であろう. この範囲の実験は試片の寸法精度の点から S の値を正しく取りにくくなる傾向があり, 実験を省略した.

(2) 油の温度, 種類が $S=0.06$ で μ が最大となる主要原因ではないかも知れない. 最も主要な原因は現在まだ不明である. 油の供給温度は大幅に変わるとは実際上ないので, その影響はさほどないであろう. 油の種類の変化はその変り方が圧力温度により粘度特性が大きく変るようなものであれば, μ が最大値を示す S の値は移動する可能性があるように思われる. この点は今後検討する予定である.

ピッチング発生の主要原因が S の小さなところで μ が最大になることにあるとは言えないが, すべり方向と発生位置の関係を考え合わせると, その一つの原因になっていると見ることはできる. 現在接触円筒表面層の流動について実験を行っており, これが進め

①可動電極, ②固定電極, ③角度ダイヤル, ④ハンドル, ⑤絶縁プシュ

付図 1

ばこれらの点はより明確になる。

(3) η , v_r , P を個々に任意に変えた場合については第1報に述べたが, この実験は P を変えて $\eta v_r/P$ の変化を与えている。 v_r あるいは η を変えた場合でも S の影響は定性的には同様になる。

$\eta v_r/P$ の代りに $\eta(v_r/\rho)/p$ で整理すれば, $p \propto P^{1/2}$ であるから, μ との関係は図示の曲線の傾斜が変わるのみで同一の関係がえられる。現象的に見れば多分に油圧によって荷重がささえられているこの実験の結果に対

して p を用いることには疑問があるが, 設計の基準として P よりむしろ p が取られる場合が多ければ $\eta(v_r/\rho)/p$ で整理する必要がある。

〔質問〕 第9～11図において,

(1) h_0 と R の関係を求めるには 1μ 以下の測定を必要とするが, どのような方法で測定したか。

(2) 実測値は大きく変動しないか。

(3) 実際の円筒では弾性変形を考慮しなくてもよい。 h_0 の実測値と (2) 式で与えられる理論値とは一致するか。

(石川二郎, 上野 拓)

〔回答〕 (1) 測定装置は付図1のごとくであり, 軸および軸受部を特に高精度に製作し, 2軸の平行度を完全にし, 軸受すきまの全くない状態で使用する。この装置では拡大率最大の場合, 0.1μ の間隔を 3° 程度の角度変化として取り出すことができるから, 1μ 以下の2円筒の間隔でも相当正確に与えることができる。しかし第9図(a)に見られるごとく, 一定の h_0 に対して R が変動する傾向があり, h_0 と R の関係を1本の曲線で示すことには多少疑問がある。この場合特に実験に用いる電圧の選定が問題である。

(2) 実測値の変動の一例は第1報に示している。測定をメータで行なう場合には変動はあまり大きくない。

(3) 正確に2円筒間の油膜厚さを知るためには弾性変形のみならず両極間に含まれる潤滑油の温度, 圧力の変化が接触電気抵抗に及ぼす影響について吟味することが必要である。弾性変形のみを取れば, それが起こっている場合と起っていない場合とで測定に関与する油の量には大きな変化はないように思われ, したがってその影響は小さいとも考えられる。

実測値は Martin の方法で求めた理論値より相当大きくなっている。実測される h_0 は両接触面のあらしおよびうねりの中央部までを取ったすきまの平均を与えているものと思う。

技能労働者不足顕著

経済活動の活発化にともない, 最近各方面で技能労働者の不足が深刻となって大問題となっているが, 労働者の調査によるとその不足数は81万人に及んでいることがわかった。

これは昭和33年当時の調査の数字より1.3倍の増加で, とくに機械金属製造関係の不足が目立つなど, 重工業関係に顕著な不足がみられる。

この数字は労働者が実施した技能労働力需給状況調査から, 技能労働者の不足状況をまとめたもので, 調査対象産業は鉱業, 建設業, 製造業, 運輸通信業, 電気ガス水道業, 修理業の6産業である。

この6産業のうち職業訓練の対象となっている28職種, およびこれに含まれないが生産部門における技

能的な作業に従事している現場従業員について不足状況を調査したもので, 調査企業は企業規模500人以上の事業所885所, 499人から300人442所, 299人から100人1342所, 99人から15人6230所からなっている。

この調査からは技能労働者の不足数は14万5321人と出たが, この割合で全産業を推定すると81万人となる。不足率の高い一例をあげるとつぎのとおり。ラジオ・テレビ修理業(27.0%), 金属プレス工(23.0%), 建設機械工(20.0%), 板金工(19.9%), 機械工(19.1%), 塗装工(16.7%), 精密機械工(16.2%), 仕上工(16%), 鋳物工(14.7%), 機械組立工(14.5%)。

(服部 敏夫)