

機関番号：13102

研究種目：基盤研究 (C)

研究期間：2008～2010

課題番号：20560128

研究課題名 (和文) 多孔質含油材料を用いた電気しゅう動接点のトライボロジー特性

研究課題名 (英文) Tribological Characteristics of Electric Sliding Contacts With Oil-Impregnated Porous Materials

研究代表者

金子 覚 (KANEKO SATORU )

長岡技術科学大学・工学部・教授

研究者番号：90161174

研究成果の概要 (和文)：

本研究は、小型 DC モータのブラシなどに広く使用されている電気しゅう動接点の性能向上を目的として、しゅう動面に多孔質含油材料を適用した場合の通電特性とトライボロジー特性(摩擦特性)を実験的、理論的に解析した。電気しゅう動接点を非多孔質材料のライダ(固定側)と多孔質材料を用いた回転ディスクの組み合わせでモデル化し、多孔質材料の透過率が通電性および摩擦特性に及ぼす影響を調べた。その結果、多孔質材料の透過率が通電特性と摩擦特性に及ぼす影響は、数値解析結果と実験結果で定性的に一致した。具体的には、透過率が高いほど導通状態を維持できる無次元軸受特性数  $S (= \eta U_0 L / w_f)$  ( $\eta$ : 潤滑油粘度,  $U_0$ : 固定側接点中心位置におけるしゅう動方向速度成分,  $L$ : ライダ長さ,  $w_f$ : しゅう動部油膜反力) の上限値が大きくなり、より広い運転領域(例えば高速度、低負荷荷重)で使用できることが明らかになった。また、透過率が高くなると接触可能な  $S$  の上限値における摩擦力が小さくなる点からしゅう動接点の高寿命化が期待できる。

研究成果の概要 (英文)：

The electric sliding contacts are widely used in electrical components such as for automobiles. The purpose of the present study is to improve the performance characteristics of the electric sliding contacts and to extend their lifetime by applying the porous materials used in conventional sintered metal bearings to the surface materials of the sliding contacts.

The effects of the permeability of porous materials on the electrical conductivity and the frictional characteristics have been investigated theoretically and experimentally. The sliding contacts used in the present study consist of a nonporous rider (stator) having convex surface and a rotating porous disk (slider). The experimental analysis is conducted with a pin-on-disk friction tester to measure the frictional force and the contact voltage between the sliding contacts. The numerical analysis yields the oil-film pressure distributions, the oil-film force and the frictional force at the contact area between the rider and the rotating disk. These characteristics are calculated by simultaneously solving the modified Reynolds equation, which includes the filter term and the effect of tangential velocity slip, and the Laplace equation derived from Darcy's law.

The results show that the numerical and the experimental results agree qualitatively. An increase in the permeability of the porous materials extends the operating conditions under the continuous metal contact to a higher value of the dimensionless bearing characteristic number  $S$  defined by  $\eta U_0 L / w_f$  ( $\eta$ : oil viscosity,  $U_0$ : sliding speed,  $B$ : width of rider,  $w_f$ : applied load), and also decreases the frictional force at the maximum value of  $S$  where the rider could make electrical contacts with the disk surface. This suggests that the porous materials yield a lower frictional loss and a longer lifetime than the conventional nonporous sliding contacts.

Consequently, the oil-impregnated porous materials have superiority over the conventional nonporous ones as sliding contact materials from the viewpoint that the rider and the disk could operate under continuous metal contact condition with a lower frictional force for a wide range of  $S$ .

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2008年度	2,700,000	810,000	3,510,000
2009年度	500,000	150,000	650,000
2010年度	500,000	150,000	650,000
年度			
年度			
総計	3,700,000	1,110,000	4,810,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・設計工学・機械機能要素・トライボロジー

キーワード：多孔質含油材料，電気しゅう動接点，透過率，摩擦特性，通電特性，無次元軸受特性数

1. 研究開始当初の背景

近年，しゅう動接点（電気接点）は半導体産業の高度な発展とともにますます小型化，小電力化の一途を歩むと同時に高信頼性が要求されている．小電流用のしゅう動接点は70W程度以下の小型DCモータのブラシ等として大量に使われ，OAやAV機器，複写機等の事務機，VTRなどの民生機器，オートミラーやワイパーなどの自動車部品に至るまで広く使われている．電気しゅう動接点に要求される性能として，長寿命と高い導通性が挙げられる．

機械的な寿命を向上させるには，接点部に潤滑膜を形成させ，しゅう動に伴う摩擦力を低減し，さらに摩擦を回避することが一般的な手法である．しかし潤滑膜によってしゅう動面が完全に分離されてしまうと接点としての機能である導通性が失われる．

一方，接点に導通性の機能をもたせるためには，二面が常時金属接触することが不可欠であり，そのためには接点部に外部より一定の大きさの力を加える必要がある．その結果，接点部には潤滑膜を介した場合より大きな摩擦力が生じ，摩擦熱の発生や摩擦の原因となり，ひいては機械寿命を短縮させることになる．

このような長寿命化と高い導通性という二つの相反する条件を同時に満足するためには，外部から加えた負荷荷重をしゅう動面間の油膜形成部分とそれ以外の金属接触部分で支えるいわゆる混合潤滑状態のもとで接点を使用されることが望ましい．これは金属接触部を介した通電と，油膜部での摩擦抑制効果が同時に期待できるためである．この混合潤滑状態を接点部に生じさせるパラメータとして，しゅう動面に添加する潤滑剤，しゅう動面形状，しゅう動面材料などが考えられる．

本研究では混合潤滑状態を得るために上

記パラメータの中でしゅう動面材料に着目する．真鍮などの非多孔質材料（中実材料）の組み合わせで構成された従来の電気しゅう動接点では，しゅう動面に潤滑油やグリースなどを塗布した場合，接点部に生じた油膜圧力によって接点が分離してしまう現象がしばしば報告されている．一方，軸受しゅう動面に従来から多用されている多孔質含油材料（おもに焼結金属）は，しゅう動面から多孔質体内部への潤滑油の流出があるためしゅう動面に生じる油膜圧力が小さく二面が直接接触（金属接触）しやすい，材料内部からしゅう動面に油が浸出するので二面が金属接触状態でも比較的低摩擦・低摩擦である，という特徴を持つ．これらの特徴は，多孔質含油軸受材料がしゅう動接点の材料として十分適用できることを示唆している．

このような点を踏まえ，本研究では電気しゅう動接点の性能向上をはかるために，多孔質含油材料を電気しゅう動接点に適用し，そのトライボロジー特性（摩擦力，摩擦係数）および通電特性を調べる．

2. 研究の目的

本研究の目的は，長寿命でかつ高い通電性を有する電気しゅう動接点を設計するための基礎データを提供することである．そこで，非多孔質ライダ（静止側）と多孔質回転ディスク（運動面側）の組み合わせからなるしゅう動接点を対象として，無次元軸受特性数（運転条件を表す無次元変数）と通電特性（接点の分離度）および摩擦特性（摩擦力および摩擦係数）の関係を実験的，理論的に解析する．そして，多孔質材料の透過率がこれらの関係に及ぼす影響を明らかにする．

3. 研究の方法

(1)実験

①実験装置 Fig.1 に実験装置の概略を示す．

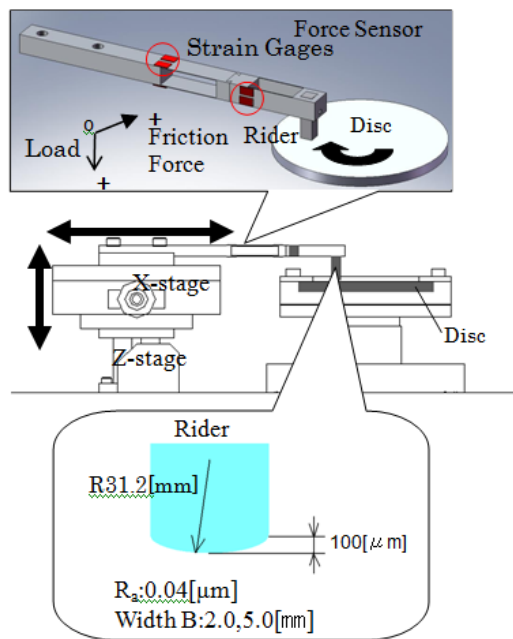


Fig.1 A schematic illustration of experimental apparatus

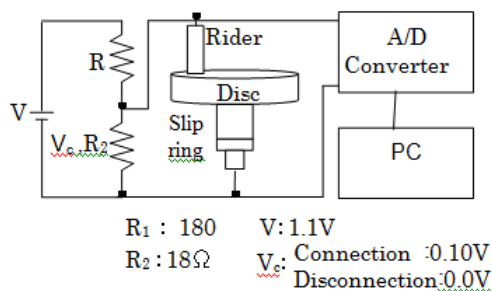


Fig.2 Measurement circuit

しゅう動接点は回転ディスク（運動面）とライダー（固定面）で構成され、ディスクは転がり軸受で支持されている。ライダーは非多孔質材料（SK材）で、しゅう動方向に曲率半径  $R = 25 \text{ mm}$  のかまぼこ形状をもち、しゅう動面長さ  $L = 5 \text{ mm}$ 、奥行き幅  $B = 2 \text{ mm}$  である。ライダーは、X-Z ステージに支持されている板ばねの先端に取り付けられている。しゅう動接点部には、板ばねを介してライダーをディスクに押し付けることにより静荷重が負荷される（この押し付け荷重を以後、負荷荷重と呼ぶ）。負荷荷重および摩擦力は力センサの板ばねに取り付けたひずみゲージの垂直及びしゅう動方向のひずみにより測定する。しゅう動接点部の導通状態は、Fig.2 の回路を用いて、スリップリングを介してライダーとディスク間に  $0.10 \text{ V}$  印加しその電圧変化を測定することにより確認する。

②試験ディスク 透過率が異なる三種類の多孔質材料（青銅系焼結材料 90/10Bronze :

透過率  $k = 10^{-16} \text{ m}^2, 10^{-15} \text{ m}^2, 6.7 \times 10^{-14} \text{ m}^2$  : 空孔率 29~33% : 厚さ  $H = 6 \text{ mm}$ ) と非多孔質材料（真鍮 C2801 :  $k = 0 \text{ m}^2$ ), 計 4 種類のディスク試験片を用いた。多孔質体内部には、真空含浸法によってディスク表面に塗布した潤滑油と同じ油を含浸した。潤滑油として温度による粘度変化の小さいシリコンオイル（動粘度 :  $100 \text{ mm}^2/\text{s}, 25^\circ\text{C}$ ) を用いた。

### ③ 実験方法

ディスクは周方向のうねりが  $\pm 5 \mu\text{m}$  以下となるように取り付ける。X-Z ステージを用いてライダーしゅう動面の中心位置をディスクの回転中心から  $25 \text{ mm}$  に設定し、所定の範囲の荷重 ( $0.5 \text{ N} \sim 4.0 \text{ N}$ ) を負荷した。接点部に常時油が供給されるようにしゅう動面上に液面高さ  $2 \text{ mm}$  まで潤滑油を満たす。各実験では回転速度一定の下で、負荷荷重を変化させ、摩擦力、接触電圧を測定した。一つの実験条件に対して、各諸量を周方向に等間隔に 20 点、30 周分、計 600 点のデータを取得し、それらの平均値を用いて摩擦係数  $\mu$ 、分離度  $\tau$ 、無次元軸受特性数  $S$  を算出した。

### (2) 数値解析

①解析モデル Fig.3 に解析モデルを示す。しゅう動接点部は、接触面がしゅう動方向に曲率半径  $R$  をもったかまぼこ形状のライダー（非多孔質）と、多孔質含油材料を用いた回転ディスク、その二面間に満たされた潤滑油で構成される。

座標系は直交座標系を用い、ディスク底面上でライダーしゅう動面中心位置に対応する点に原点をとり、ライダーのしゅう動方向を  $x$ 、ディスクの厚さ方向を  $y$ 、ライダーの幅方向を  $z$  とした。ライダーしゅう動面でのディスクの周速度は、ライダーのしゅう動方向 ( $x$  方向) と幅方向 ( $z$  方向) の成分に分け、それぞれ  $U, W$  とした。

②仮定 本解析で設けた仮定は以下の通りである。

- しゅう動接点部および多孔質体内部の潤滑油は非圧縮性のニュートン流体で、粘度  $\eta$  は一定である。また流れは層流で

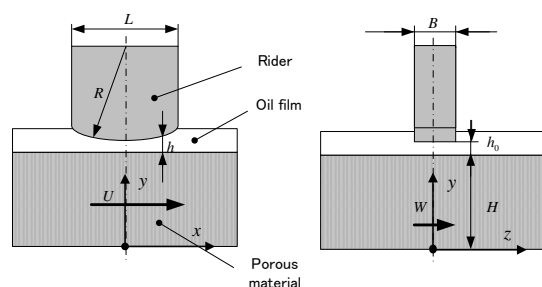


Fig.3 Electric sliding contacts and coordinate system

ある。

- 接点部に存在する油膜の厚さは他の諸寸法に比べて非常に小さいので、圧力は油膜厚さ方向に一様であり、油膜厚さ方向の速度勾配は他のいずれの方向の速度勾配より大きい。
- 油膜内の流れの慣性効果は無視できる。
- 多孔質体表面と油膜との境界面においてすべりを生じている (Beavers-Josephのスリップモデルにより評価する)。
- 多孔質体内の空孔が均一に分布しているので透過率は一定とする。

③基礎方程式 ②の仮定を用いて、Navier-Stokesの運動方程式、Darcy則および連続の式より、油膜圧力を支配する修正レイノルズ方程式ならびに多孔質内部の圧力を支配するラプラス方程式が無次元化された形で導出される。すなわち、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \hat{h}^3 \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} (1 + \zeta_1) \right\} + \frac{1}{\lambda^2} \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \hat{h}^3 \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} (1 + \zeta_1) \right\} \\ = 6\hat{U} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \hat{h} (1 - \zeta_0) \right\} + 6\hat{W} \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \hat{h} (1 - \zeta_0) \right\} + 12 \frac{1}{\gamma} \frac{\partial \hat{p}^*}{\partial y} \Big|_{y=1}$$

$$\frac{\partial^2 \hat{p}^*}{\partial \hat{x}^2} + \frac{1}{\gamma^2} \frac{\partial^2 \hat{p}^*}{\partial \hat{y}^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}^*}{\partial \hat{z}^2} = 0$$

ここで、上式中の無次元変数は以下のように定義される。

$$\hat{x} = x/L, \quad \hat{y} = y/H, \quad \hat{z} = z/B, \quad \hat{p} = p/(\eta U_0/L), \\ \hat{p}^* = p^*/(\eta U_0/L), \quad \hat{h} = h/L = \hat{h}_0 + \hat{x}^2/\hat{R}, \\ \hat{h}_0 = h_0/L, \quad \hat{R} = 2R/L, \quad \hat{U} = U/U_0, \quad \hat{W} = W/U_0, \\ \Phi = k/L^2$$

さらに、スリップの程度を表す変数  $\zeta_0, \zeta_1$  およびライダの幅と長さの比 (アスペクト比)  $\lambda$ 、板厚とライダ長さの比 (板厚比)  $\gamma$  は次式で定義される。

$$\zeta_0 = \sqrt{\Phi} / (\sqrt{\Phi} + \alpha \hat{h}) \\ \zeta_1 = 3\sqrt{\Phi} (\hat{h} + 2\alpha\sqrt{\Phi}) / \left\{ \hat{h} (\sqrt{\Phi} + \alpha \hat{h}) \right\} \\ \lambda = B/L, \quad \gamma = H/L$$

ここで、 $k$  は透過率、 $\alpha$  はすべり係数 (= 0.1)、 $h_0$  は接点部の最小すきま、 $U_0$  は固定側しゅう動接点中心位置 ( $\hat{x} = \hat{z} = 0$ ) におけるディスクのしゅう動方向 ( $x$  方向) 速度である。圧力の境界条件は

- ライダしゅう動面周囲およびライダと接していないディスク表面では大気圧である。
- 多孔質体内部に設けた計算領域の境界面では流体の出入りがないと仮定して、

境界面を横切る方向 (法線方向) の圧力勾配をゼロとする。

- 多孔質体ディスク底面と支持プレート (非多孔質体) 間で流体の出入りが無いとして、底面の法線方向圧力勾配をゼロとする。
- 油膜圧力と油膜に接する多孔質体表面の圧力は一致する。
- 油膜および多孔質体内部に負圧が生じた場合は、周囲から大気を取り込むと仮定し、その部分を大気圧とする。

④静特性諸量 油膜圧力分布が得られると、以下の静特性諸量が求められる。

- 無次元油膜反力  $\hat{w}_f$

$$\hat{w}_f = \frac{w_f}{\eta U_0 B} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} \hat{p} d\hat{x} d\hat{z}$$

なお、 $h_0 > 0$  の場合は油膜のみで負荷荷重を支持しているため、油膜反力と負荷荷重の大きさは一致する。

- 無次元摩擦力  $\hat{F}_f$

$$\hat{F}_f = \frac{F_f}{\eta U_0 B} \\ = \left| \int_{-1/2}^{1/2} \int_{-1/2}^{1/2} \left\{ \frac{1}{2} \hat{h} \frac{\partial \hat{p}}{\partial x} \left( 1 - \frac{1}{3} \zeta_1 \right) - \frac{\hat{U}}{\hat{h}} (1 - \zeta_0) \right\} d\hat{x} d\hat{z} \right|$$

- 摩擦係数  $\mu$

$$\mu = F_f/w_f = \hat{F}_f/\hat{w}_f$$

#### 4. 研究成果

##### (1) 数値解析結果

本解析の 4 個のパラメータ  $\Phi, \hat{R}, \lambda, \gamma$  の値には実験に用いたライダとディスクの諸元と同じ値を与えた。具体的な数値は

$$\Phi = 0 [k = 0 \text{ m}^2], 4.0 \times 10^{-12} [10^{-16} \text{ m}^2], \\ 4.0 \times 10^{-11} [10^{-15} \text{ m}^2], 2.7 \times 10^{-9} [6.7 \times 10^{-14} \text{ m}^2]$$

$$\hat{R} = 2R/L = 10, \quad \lambda = B/L = 0.4, \quad \gamma = H/L = 1.2$$

である。

Fig.4 に無次元透過率  $\Phi$  をパラメータにして、無次元最小すきま  $\hat{h}_0$ 、摩擦係数  $\mu$ 、無次元摩擦力  $\hat{F}_f$  と無次元軸受特性数  $S$  の関係を示す。ここで  $S$  は無次元油膜反力の逆数で定義される。すなわち、

$$S = 1/\hat{w}_f = \eta U_0 L/w_f$$

である。いずれの透過率の場合も  $S$  が減少すると、 $\hat{h}_0$  と  $\mu$  は減少するが摩擦力  $\hat{F}_f$  は徐々に増加している。多孔質体ディスク ( $\Phi \neq 0$ ) は非多孔質体ディスク ( $\Phi = 0$ ) と異なり、 $\hat{h}_0 = 0$  でも  $\hat{w}_f$  が有限であるため、対応する  $S$  値が存在

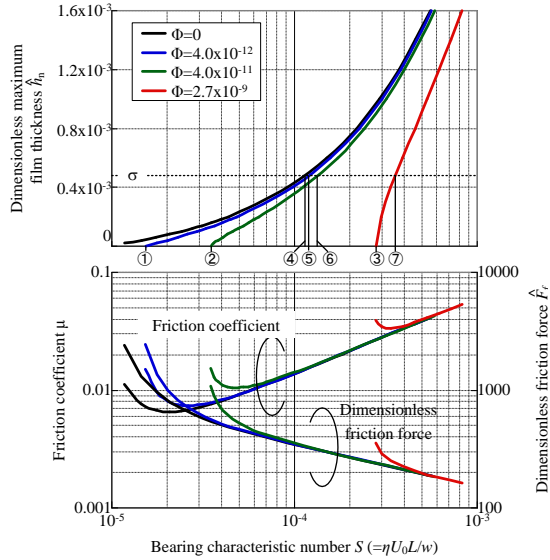


Fig.4 Dimensionless minimum clearance  $\hat{h}_0$ , frictional coefficient  $\mu$  and dimensionless frictional force  $\hat{F}_f$  versus dimensionless bearing characteristic number  $S$  for various permeability  $\Phi$  (Numerical results)

在する。また、多孔質体ディスクでは  $\hat{h}_0 \approx 0$  近傍で  $\mu$  は  $S$  が減少するにつれて若干増加するが  $\hat{h}_0 = 0$  で有限な値をとる。これは多孔質体表面での流れのスリップ効果によるものである。さらに、透過率  $\Phi$  が大きくなると  $\hat{h}_0 = 0$  となる  $S$  が高くなる(①~③)。これは  $\Phi$  が増加すると油膜圧力が低下し油膜反力が小さくなり、その結果、小さな負荷荷重あるいは高いしゅう動速度の条件下でも接触可能であることを示している。一方、 $\Phi$  が大きい方が、 $\hat{h}_0 = 0$  となる  $S$ (①~③)での摩擦係数  $\mu$  は高くなるが、無次元摩擦係数  $\hat{F}_f$  は減少する。 $\Phi$  の増加に伴って  $\mu$  が大きくなるのは、 $\hat{w}_f$  の減少が  $\hat{F}_f$  の減少を上回るためである。しかし、摩擦によるエネルギー損失はおもに  $\hat{F}_f$  に依存するため、 $\Phi$  の増加は二面が接触する  $S$  の上限値におけるしゅう動面の摩擦係数ならびに摩擦熱の低減に寄与するものと考えられる。なお、図中の  $\sigma$  は、ライダと回転ディスクの二面の合成自乗平均平方根粗さ  $R_q$  の3倍のすきまを、ライダ長さ  $L$  を用いて無次元化したものである。すなわち、

$$\sigma = 3 \cdot R_q / L (= 4.8 \times 10^{-4})$$

$$R_q = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} (\cong 0.8 \mu\text{m})$$

ここで、 $R_{q1}$ : ライダしゅう動面の自乗平均平方根粗さ、 $R_{q2}$ : 回転ディスク表面の自乗平均平方根粗さである。これについての考察は次節 4.(2) で説明する。

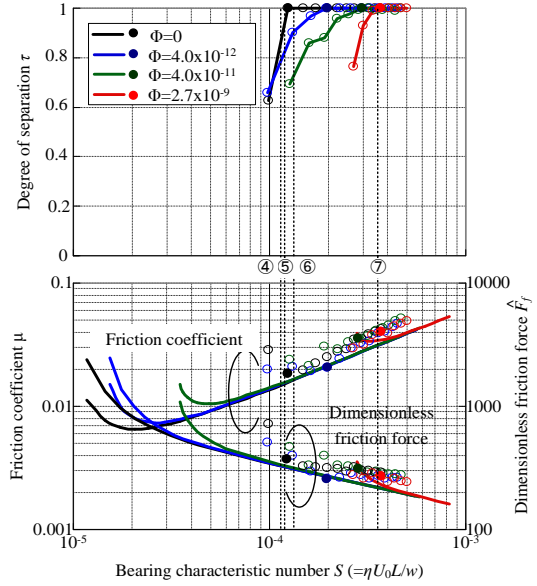


Fig.5 Degree of separation  $\tau$ , Frictional coefficient  $\mu$  and dimensionless frictional force  $\hat{F}_f$  versus dimensionless bearing characteristic number  $S$  for various permeability  $\Phi$  (Numerical and experimental results)

## (2) 実験結果及び数値解析結果との比較

Fig.5 に透過率  $\Phi$  をパラメータにして、分離度  $\tau$ 、摩擦係数  $\mu$  および次元摩擦係数  $\hat{F}_f$  と無次元軸受特性数  $S$  の関係を示す。なお、 $\mu$  と  $S$  の関係、 $\hat{F}_f$  と  $S$  の関係には対応する数値解析結果 (Fig.4) も示す。分離度  $\tau$  は運転時の接触電圧の値を絶縁状態時の接触電圧 0.10V で除した値で定義されており  $\tau \cong 1$  で絶縁状態、 $\tau \cong 0$  で導通状態を表す。実験は接触荷重  $w_f (= 0.5 \text{ N})$  一定の下で、しゅう動速度  $U_0$  を変化させることにより  $S$  を変化させた。この際、ライダやディスクの直接接触による摩擦を避けるため、 $U_0$  の大きい  $S$  の高い領域 ( $\tau \cong 1$  の領域) から開始し、 $U_0$  を徐々に下げていき  $\tau < 0.8$  になった時点で実験を終了した。実験結果と数値解析とで、 $S$  と  $\mu$ 、 $S$  と  $\hat{F}_f$  の関係をそれぞれの透過率で比較すると、同じ  $S$  に対して実験値のほうが計算値より平均で 20% 程度大きくなっている。これは実験では、ライダ側面に加わる流体のせん断力やラム圧力などしゅう動面以外に加わる流体力が摩擦力の測定値に含まれたためだと考えられる。

実験結果の  $S$  と  $\tau$  の関係をそれぞれの透過率について比較すると、透過率が大きいほど  $\tau$  が 1.0 付近から値が低下し始める (接触し始める)  $S$  が高くなっており、これは数値解析で得られた傾向と定性的に一致する。接触が始まる領域について、実験で  $\tau$  が 1.0 付近から落ち始める  $S$  と、数値解析で  $\hat{h}_0 = 0$  での  $S$ (①~③) をそれぞれの透過率で比較すると、

透過率が大きい③は比較的近いが、透過率が低い①、②は実験値がかなり小さく定量的に差が大きい。また、非多孔質体の場合は理論的に負荷荷重をいかに大きくしても $\hat{h}_0 \neq 0$ 、すなわち二面は接触せず、したがって $\hat{h}_0 = 0$ となる $S$ は存在しない。

ここで、Patir-Cheng らによる、「相対運動する二面が完全に分離して表面粗さの影響が無視できる条件として、二面間の平均すきまが二面の合成自乗平均平方根粗さ $R_q$ の3倍以上であること」との指摘に基づき、しゅう動接点部のすきまが $3 \times R_q$ 以下ならば接触し始めると仮定する。そこで Fig.4 の数値解析で $\hat{h}_0 = \sigma$ に対応する $S$  (④~⑦) を Fig.5 の実験で $\tau$ が1.0から落ち始める $S$ 値と比較すると、いずれの透過率でも $\hat{h}_0 = 0$ での $S$ (①~③)よりも実験値に近い。これより接触し始める $S$ を推定するためには、しゅう動面の表面粗さを考慮した最小すきま、例えば二面の合成自乗平均平方根粗さ $R_q$ の3倍を最小すきまと仮定し、それに対応する $S$ を用いた方が合理的であると考えられる。

### (3)まとめ

研究成果の概要は以下の通りである。

- 多孔質材料の透過率が通電特性と摩擦特性に及ぼす影響は、数値解析と実験の結果は定性的に一致した。具体的には、透過率が高いほど導通状態を維持できる無次元軸受特性数 $S (= \eta U_0 L / w_f, \eta$ : 潤滑油粘度,  $U_0$ : 固定側接点中心位置におけるしゅう動方向速度成分,  $L$ : ライダ長さ,  $w_f$ : しゅう動部油膜反力) の上限値が大きくなり、より広い運転領域(例えば高速度、低負荷荷重)で使用できることが明らかになった。また、透過率が高くなると、接触可能な $S$ の上限値における摩擦力が小さくなり、摩擦によるエネルギー損失が少なくなる点からしゅう動接点の長寿命化が期待できる。
- しゅう動接点が接触し始める $S$ の実験値は、計算による最小すきまがゼロに対応する $S$ よりも、しゅう動面(二面)の合成自乗平均平方根粗さ $R_q$ の約3倍の最小すきまに対応する $S$ と定量的によく一致した。これより、理論的に接触し始める $S$ の上限値を予測するには $3 \times R_q$ の最小すきまに対応する $S$ を用いることが適当であると考えられる。

### 5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計4件)

- 金子 覚, 田浦裕生, 多孔質含油材料の

電気しゅう動接点への適用, 日本機械学会 北陸信越支部 第46期総会・講演会, 2009年3月7日, 富山大学工学部(富山県).

- 金子 覚, 田浦裕生, 多孔質含油材料を用いた電気しゅう動接点の潤滑特性, 日本機械学会 北陸信越支部 第47期総会・講演会, 2010年3月10日, 新潟大学工学部(新潟県).
- 田浦裕生, 金子 覚, 多孔質含油材料を用いた電気しゅう動接点への適用, 日本機械学会 第10回機素潤滑設計部門講演会, 2010年4月20日, 月岡温泉(新潟県).
- 金子 覚, 田浦裕生, 多孔質含油材料を用いた電気しゅう動接点の潤滑特性に関する数値解析, 日本機械学会 北陸信越支部 第48期総会・講演会, 2011年3月5日, 信州大学繊維学部(長野県).

### 6. 研究組織

#### (1)研究代表者

金子 覚 (KANEKO SATORU)

研究者番号: 90161174

長岡技術科学大学・工学部・教授

研究者番号:

#### (2)研究分担者

田浦 裕生 (TAURA HIROO)

研究者番号: 20334691

長岡技術科学大学・工学部・助教