薄膜センサによる2円筒転がり接触圧力計測の研究*

三原 雄司^{*1}, 本木 豪一^{*2}, 染谷 常雄^{*3}Measurement of Contact Pressure between Two Rollers
Using Thin-Film SensorsYuji MIHARA^{*4}, Hidekazu MOTOKI and Tsuneo SOMEYA^{*4} Department of Mechanical Engineering, Tokyo City University,
1-28-1 Tamazutsumi, Setagaya-ku, Tokyo, 158-8557 Japan

In order to investigate the durability of sliding or rolling parts of machinery or to apply appropriate heat and surface treatment conditions to such parts, it is important to know the oil-film pressure and to evaluate the stress distribution of the parts. Regarding the contact pressure between the gear teeth flanks and cam followers, the maximum pressure and stress distribution can be calculated theoretically. However, the real contact pressure does not always agree with calculated ones due to the different configuration of contact surface, misalignment and etc. In this study, the authors developed a thin film pressure sensor with a thickness of 4.2 μm , and the high oil-film pressure of the order of GPa under the line contact was measured. For the experiment, a test rig was developed with two-rollers to which a thin-film pressure sensor for the pressure measurement and additionally two-thin-film pressure sensors for checking the contact condition were deposited. The measured maximum pressure agreed comparatively well with Hertzian maximum pressure. Except the pressure spike, the measured pressure distribution also agreed rather well with the EHL calculation.

Key Words: Sensor, Pressure Distribution, Tribology, Lubrication

1. 緒言

機械のしゅう動部及び動力伝達部品の耐久性やその部品への適正な表面処理条件などを調べるには、これらに作用する力を求め、その応力分布を評価することが重要である。歯車歯面やカム・フォロア間などの接触圧力に関しては、その接触圧力を計算で求めて部品の疲労や摩耗の改善策の検討を行う手法もあるが、接触面形状や組み付け誤差及び機械全体の剛性等の影響により、接触圧力は解析結果と一致しない場合がある。このため、実際の部品にセンサを取り付けて接触圧力を計測することが望ましいが、センサの取り付けによる部品本来の形状の変化や剛性変化を招くため、それらの影響の少ない計測手法が必要となる。そこで、スパッタリング法により接触面上に直接形成できる厚さ3~6 μm の薄膜圧力センサに着目した。この薄膜型センサは従来型の圧力トランスデューサー等と比べ、その重量や体積をほとんど無視することができる利点を持つ。筆者らは、これまでに独自のセンサ形状と材料組成を持つ薄膜圧力センサを開発し、0~10² MPaオーダーとなる内燃機関の滑り軸受やピス

トンピンボス部及びピストンスカート部の油膜圧力分布の計測を行ってきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら、線接触下における10² MPa~GPaオーダーの油膜圧力計測への適用は未経験であるので、前述した歯車歯面等へ応用するには、線接触圧力下での高い圧力に対する計測信頼性の確認が必要である。線接触下の圧力計測は、Kannel⁽³⁾ら、及びWinter⁽⁴⁾らによる2円筒転がり接触、歯車等の計測事例があるが、計測精度に関する報告は少なく、本研究とは成膜装置やセンサ材料組成も異なる。そこで、本研究では2円筒の接触状態を調整可能な2円筒転がり接触試験装置を製作し、独自に開発した薄膜圧力センサによる10² MPa~GPaの線接触下での油膜圧力計測を行った。計測結果はヘルツの接触理論に基づく圧力分布及び接触部の弾性変形を考慮したEHLによる油膜圧力計算結果と比較し、この計測法の信頼性を評価した。

2. 2円筒転がり試験装置の構造

図1に本研究で製作した2円筒転がり接触試験機の構造を示す。接触圧力計測用の薄膜センサ①を、下側ローラー②の摺動面に取り付け、対向する上側ローラー③を取り付けた上側シャフト④は、転がり軸受⑤を取り付け

* 原稿受付 2009年6月29日。

^{*1} 正員, 東京都大学工学部(☎158-8557 東京都世田谷区玉堤1-28-1)。^{*2} 武蔵工業大学大学院工学研究科[現: 日立建機]。^{*3} 正員, 永年会員, 東京大学(☎113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)。

E-mail: ymihara@tcu.ac.jp

た左右二つのハウジング⑥で支えた。ハウジング⑥はインナープレート⑦に固定され、このインナープレートはアウターハウジング⑧に取り付けた。円筒②③間の荷重は、油圧シリンダー⑭の加圧によりアウターハウジング⑧、荷重検出用のロードセル⑩、スプラインシャフト⑪を介して上側ローラー③を下側ローラー②に押し付けて発生させた。なお、インナープレート⑦は、上側ローラー③と下側ローラー②の相対的な傾きを調整するための調整板である(詳細は4・1)。又、アウターハウジング⑧は、上側ローラーの下側ローラーに対する回転面のずれを調整する調整板である(詳細は4・2)。二つのローラー②③は、それぞれACサーボモーター⑬により駆動し、組み付け時の軸心のずれや荷重時に生じる偏心は、カップリング⑫によって吸収させた。下側ローラー②に取り付けた薄膜圧力センサ①の信号は、下側シャフト⑬に取り付けたブリッジ回路ユニット⑩とスリップリング⑪を介して計測用アンプに接続した。使用した試験ローラーの寸法は、図1(b)のように上側ローラー、下側ローラー共に直径80mm、幅20mmで、上側ローラーには角度20°の逃げ加工を両端面に施した。材質はSCr420で、焼入れによりHR_C60以上とし、表面粗さは上側ローラー及び下側ローラー共にR_y=0.1 μ m(R_a=0.02 μ m以下)になるように仕上げた。

3. 薄膜センサ

3・1 計測原理 圧力感知材料のCu-Mn-Ni合金は、圧力の変化に応じて電気抵抗が変化する。この抵抗変化をホイートストンブリッジ回路により電圧変化に変換して油膜王力の計測を行った。2円筒転がり試験機における信号の取り出し方法は、図2に示すように、下側シャフト(図1⑬)の端部に3つの可変抵抗で構成されたホイ

ートストンブリッジ回路を持つブリッジボックスを取り付け、この回路にリード線の温度補償が可能な3線結線式で薄膜センサの圧力感知膜を取り付けた。ブリッジ回路への入力電圧及びセンサからの出力電圧の結線は、スリップリングを介して行った。後述する姿勢検知用の二つのセンサ信号も、同じ構造のブリッジ回路に取り付けて信号の取り出しを行った。

3・2 形状と膜構成 図3(a)~(d)に下側ローラーのしゅう動面上に形成した薄膜圧力センサの形状と構造を示す。線接触圧力計測用のセンサ(Sensor A)は、図3(a)のように感知部の長さが3mm、幅が20 μ mである。この感知部の両端にある長さ3.5mm、幅3.5mmの二つの膜は、感知部信号を外部に取り出すためのリード膜である。センサ膜はすべてスパッタリング法により形成した。その膜構造はFig.3(d)に示すように下記の通りとした。即ち、①は基板(下側ローラー)；②は圧力感知膜③を基板①に対して絶縁するための厚さ2 μ mのAl₂O₃膜；④は厚さ0.2 μ mのCu-Mn-Niの圧力感知膜；⑤は厚さ0.2 μ mのAl₂O₃の段差補正膜；⑥は厚さ2.0 μ mのAl₂O₃の保護膜で、圧力感知膜の破壊や電気的短絡を防ぐ。総膜厚は約4.2 μ mとなる。なお、④段差補正膜は、②圧力感知膜の厚さにより薄膜圧力センサの保護膜表面に段差ができるが、この段差はセンサの耐久性を著しく低下させる。このため、この段差を除く目的で形成した。

3・3 形成位置 センサは図3(a)に示した長さ3mmの圧力感知部の中心が、図3(c)に示す下側ローラーの幅方向の中心に位置し、上側ローラー(図1の③)の下側ローラーに対する接触幅4mm以内に納まるようにした。

3・4 2円筒の接触状態確認用センサ 図1に示した下側ローラー②と上側ローラー③の接触状態を

Fig.1 Test rig for pressure measurement and rollers

監視し、上側ローラーの下側ローラーに対する接触状態が、油圧シリンダーによる負荷や回転数によって変化しないことを確認するために、図3(b)(c)に示す2つの左右対称な薄膜圧力センサ(Sensor R及びSensor L)を下側ローラーに形成した。センサの材料は、図3(a)に示した圧力感知膜と同じCu-Mn-Ni合金で、その形状は長さ2mm、幅 $20\mu\text{m}$ である。この2つの圧力感知膜(以下、姿勢検知センサと呼ぶ)の長手方向は、図3(c)に示すように下側ローラーの円周方向に形成した。又、姿勢検知センサ間の幅は図3(b)のように2mmとし、上側ローラーの接触幅中心からそれぞれ1mmの位置となるように形成した。

Fig. 2 Schematic of wiring system from rotating shaft

Fig. 3 Pressure sensor on a lower roller

3.5 圧力感度 図4は圧力センサ及び姿勢検知センサの圧力感度の測定装置と測定結果を示す。図4(a)のように圧力容器にセンサ付きローラーを入れ、図4(b)のように超高压用油圧ポンプで10MPaずつ100MPaまで加圧した際の出力電圧の変化を記録した。図4(c)に示すように、圧力感度は各センサとも $\alpha_p=(18.7\sim19.5)\times10^{-6}$ の範囲であり、非直線性及びヒステリシスは1%以下が得られた。

Fig. 4 Calibration of pressure sensors against pressure

3.6 温度感度 図5(a)は温度感度試験の実験系統図で、図中のプログラムヒーターにセンサ付ローラーを入れ、 -20°C から $+100^{\circ}\text{C}$ の範囲での温度感度を調べた。今回実験に使用した圧力センサ合金の温度感度 α_T は、図5(b)に示すように $20^{\circ}\text{C}\sim45^{\circ}\text{C}$ の範囲ではほぼ0である。一方、その他の温度域では $-20^{\circ}\text{C}\sim10^{\circ}\text{C}$ で $\alpha_T=-(3\sim10)\times10^{-6}[(\Omega/\Omega)/^{\circ}\text{C}]$ 、 $50^{\circ}\text{C}\sim100^{\circ}\text{C}$ では $\alpha_T=+(2\sim7)\times10^{-6}[(\Omega/\Omega)/^{\circ}\text{C}]$ が得られた。図5(c)は単位温度当たりの圧力計測誤差(α_T/α_p)で、 $20\sim45^{\circ}\text{C}$ では $\alpha_T\div0$ のため、 $\alpha_T/\alpha_p\div0$ であるが、その他の温度域では $-20\sim10^{\circ}\text{C}$ で $\alpha_T/\alpha_p=(-0.2\sim0.6) [\text{MPa}/^{\circ}\text{C}]$ 、 $50\sim100^{\circ}\text{C}$ で $\alpha_T/\alpha_p=(0.1\sim0.4) [\text{MPa}/^{\circ}\text{C}]$ となった。このため、今回の実験では供給油温は $35^{\circ}\text{C}\sim40^{\circ}\text{C}$ 程度とし、温度感度による圧力計測誤差を抑えた。

Fig.5 Calibration of pressure sensors for temperature change

4. 二つの円筒の接触状態の調整

4.1 相対的な傾きの調整 図6(a)は下側ローラーに対する上側ローラーの調整方法を示す。上側ローラー③(以下の部品番号は図1と共通)が、薄膜センサが取り付けられた下側ローラー②に対して図中点線で示したような傾きを持つ場合、インナープレート⑦のセンターシャフト⑬を中心とした傾きを、2本のアジャストボルト⑨の回転により調整した。ここで上側ローラー③は上側シャフト④と軸受ハウジング⑥を介して⑦に取り付けられている。即ち、図6(b)に示すように、二つのローラーの相対的な傾きによって右側に強い片当たりが生じる場合、図3(b)及び図3(c)に示した姿勢感知センサは、圧力発生位相は同じであるが、センサR側がセンサL側より大きな出力を示す。このような片当たりを無くし、図3(c)に示す薄膜圧力センサAに均等な線接触圧力を発生するために、上下ローラーの接触状態を図6(c)のような姿勢になるようにアジャストボルト⑨で調整し、姿勢感知センサR及びLともに出力が同じで、位相ずれのない状態に調整した。

4.2 相対的な回転方向ずれの調整 上側ローラー③が下側ローラー②に対して図7(a)(ii)のように相対的な回転面のずれ角 α が生じた場合、図3(b)(c)の両姿勢感知セ

ンサの出力は、図7(b)のように時間的にずれ、又その大きさが異なる。そこで図7(a)(i)のようにスプラインシャフト⑪に取り付けられたフランジ⑬をボルト⑫により角度 α だけ回転した。これにより、スプラインシャフト⑪と連動するアウターハウジング⑧及びこの⑧と回転方向に連動するインナープレート⑦を回転させ、軸受ハウジング⑥、上側シャフト④(共に図1参照)を介して、図7(a)(iv)のように上下ローラーの回転面のずれがないように調整した。これより、図7(c)のようにセンサR及びセンサLの出力が最も一致する場合を最適な調整目標とした。

5. 実験及び計算値との比較

5.1 計算 実験値との比較には下記の基本式による計算結果を用いた。即ち、式(1)式はヘルツ圧力の式で、実験による接触圧力最大値の評価に用いた。

$$P_h = \frac{2W}{\pi b L} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2} \quad (1)$$

P_h : 圧力 (MPa), x : 距離 (m), W : 負荷荷重 (N)

b : 接触半幅 (m), L : 接触長さ (m)

2円筒の線接触における弾性流体潤滑レイノルズ方程式、弾性変形及び負荷荷重はそれぞれ式(2)(3)(4)で与えられる。これらを無次元化し、ニュートンラプソン法(NR法)を用いて収束計算を行い、油膜圧力 p を求めた。また潤滑油は非圧縮性粘性流体とし、粘性係数および弾性体に対する温度の影響は無視した。

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta\bar{u} \exp(\alpha p) \frac{h-hc}{h^3} \quad (2)$$

$$\delta = \frac{2}{\pi E'} \int p(s) \ln(x-s)^2 ds + \text{const} \quad (3)$$

$$w = \int p dx \quad (4)$$

η : 大気圧力及び40°Cでの粘度 (Pa·s)

$\bar{u}$: 転がり速度 (ms⁻¹)

α : 粘度の圧力係数 (GPa⁻¹)

p : 油膜圧力 (MPa)

h : 油膜厚さ (m)

hc : 一定膜厚さ (m)

δ : 弾性変形量 (m)

E' : 等価弾性係数 (GPa)

w : 負荷荷重 (N)

Fig. 6 Relative inclination adjustment between two rollers

Fig. 7 Roller adjustment against skew

5-2 ヘルツ圧力と計測結果の比較 図 8(a)(b)は負荷 1kN 及び 2kN において円筒の回転速度を変えた場合の油膜圧力の比較である。1kN の場合は図 8(a)に示すようにヘルツ圧力の最大値は 670MPa で、計測値の最大値は 750rpm で 715MPa, 1000rpm で 723MPa, 1500rpm で 726MPa が得られ、回転速度にあまり依らず、ヘルツ圧力最大値と実験値の差は 6~8% となった。2kN の場合は、図 8(b)のように、ヘルツ圧力の最大値は 948MPa となり、計測値は回転数に依らず 970MPa から 1016MPa が得られ、ヘルツ圧力最大値と実験値の差は 1kN の場合より小さく 2~4% となった。即ち、負荷の違いにより若干の違いはあるが、計測した圧力最大値とヘルツ圧力の最大値は概ね近い結果となった。また、圧力が回転数の影響に依らず、ほぼ同じデータが得られることがわかった。

図 8(c)は2つの円筒の回転数を 1500rpm 一定とし、負荷を変えた場合のヘルツ圧力と油膜圧力計測値の比較である。ヘルツ圧力の最大値は負荷 1kN, 2kN, 3kN でそれぞれ 670MPa, 948MPa, 1161MPa となり、計測結果の最大値はそれぞれ 726MPa, 970MPa, 1241MPa が得られ、これより各負荷でのヘルツ圧力最大値と圧力計測最大値の差は 1.4~8% であった。

(a) Effect of rotating speed at load condition of 1kN

(b) Effect of rotating speed at load condition of 2kN

(c) Comparison of pressure of different load conditions

Fig. 8 Comparison of pressure distribution between Hertzian and measurement results

5-3 EHL 計算結果と計測値の比較 図9は、式(2),(3),(4)によるEHLの計算結果と計測値との比較を示す。各負荷荷重での計算による油膜圧力最大値は1kNで730MPa, 2kNで934MPa, 3kNで1149MPaが得られ、計測での各最大値(1kNで726MPa, 2kNで970MPa, 3kNで1241MPa)との差はそれぞれ1.4%, 3.8%, 8.0%となった。圧力分布の傾向に関しては、2円筒の接触域入り口部(図9中A)の緩やかな圧力の立ち上がりは、各負荷荷重で計測値と計算値は良い一致を示した。出口側(図9のB)の圧力終端においても、薄膜圧力センサによる油膜圧力はEHLの結果と良い一致を示した。しかし、圧力スパイクに関しては1kN及び2kNでは図中C, Dのように若干の立ち上がりが見られるが、3kNのEではほとんどスパイクは見られなかった。今後、圧力スパイクの発生タイミングとスパイクの形状に注目しつつ、計測システムの分解能を向上する必要があると考える。

Fig.9 Comparison of pressure distribution between measurement and EHL

6. まとめ

1. 2円筒の相対的な転がり接触状態を調整できる2円筒転がり試験装置を製作し、この装置のローラー摺動面に取り付けた薄膜圧力センサにより、線接触下の油膜圧力を計測した。
2. 1.の圧力計測用センサの他にローラー同士の接触状態を確認できる二つの薄膜圧力センサを取り付け、その出力差から2円筒の線接触状態を最適に調整し、計算における設定条件に極力近づけた。
3. ヘルツ接触の計算値と実験値を比較した。2円筒の回転速度を変えても、その接触部中心での圧力最大値は負荷が1kN時に最大で8%の差を示したが、どの実験条件でも8%を超えることはなかった。これより、これまで不明であった圧力100MPa以上の計測の信頼性が確認出来た。
4. EHLの計算結果と実験値の比較では、2円筒の接触域入り口部でも出口の圧力終端部でも圧力分布の良好な一致が得られた。しかし、圧力スパイクの大きさとその発生位置の一致は不十分であった。計測系の応答性が不十分なことも考えられ、今後より分解能の高い計測系を開発し、確認する必要があると考える。

文 献

- (1) Mihara, Y., Hayashi, T., Nakamura, M., T. Someya, Development of measuring method for oil film pressure of engine main bearing by thin film sensor, JSAE Review, Vol.16, No.2(1995), pp 125-130
- (2) Mihara, Y., Someya, T., Measurement of Oil-film Pressure in Engine Bearings Using a Thin-film Sensor, Society of Tribologists and Lubrication Engineers Paper, Vol.45(2002), pp.11-20
- (3) Mihara, Y., Matsuzaki, T., Someya, T., Measurement of Piston Pin-boss Oil-film Pressure in Engine Operating Condition Using New Thin-film Sensor, JSAE Review, Vol.29(2008), pp.493-500
- (4) Kannel, J.W., Bell, J.C. and Allen C.M., Methods for Determining Pressure Distributions in Lubricated Rolling Contact, ASLE Trans.8 (1965), pp. 250-270
- (5) Winter H. et. al., Measurement of Pressure, Temperature and Film Thickness in Disk and Gear contact, JSME International Conference on Motion and Powertransmissions (1991), pp.1038-1041