鋼球圧子の押込みによる金属接触機構の検討* (表面の潤滑状態および変形する金属の干渉の効果)

丸 井 悦 男^{*1}, 曹剛^{*2}

Investigation of Metal Contact Mechanism by Hard Sphere Indentation (Effect of Surface Lubrication and Interference of Deforming Metal)

Etsuo MARUI and Gang CAO

It is important to examine the contact mechanism between metal surfaces for the accuracy improvement of guideway motion and for the pre-estimates of contact rigidity and damping capacity of mechanical systems. In the present study, the contact between a hard steel sphere and soft aluminium or duralumin surfaces are treated, and the effects of lubrication or the interference effect of soft metal deformation between protuberances are discussed. The effect of lubrication is significant in the mean contact pressure variation by the reduction of friction. The deformation by one sphere indenter is confirmed to be ruled by Meyer's law. When the soft metal is pressed by two sphere indenters, the deformation is similar to that of one indenter for a small press load. However, the load becomes sufficiently large, interference is initiated and the size of the indentation becomes small. The influence of this interference can be estimated by a simple equation of indenter size and material properties.

Key Words: Tribology, Friction, Lubrication, Contact Mechanism, Indentation, Meyer's Law, Vickers Hardness, Interference Effect, Experimental Equation

1. ま え が き

金属の接触機構を論じることは、軸受、工作機械や各種測定装置の案内面における相対運動の高精度化ばかりでなく接触部の剛性、減衰特性などの機械構造物の振動特性の設計段階での予測にも役立つ重要な問題である。

Hertz による弾性接触理論の公表⁽¹⁾以後の 100 年間の弾性接触問題に関する研究の流れが Johnson によってまとめられている⁽²⁾。一方、現実の機械構造物中の接触部には、ミクロな尺度で観察すれば明らかに塑性変形状態にあるものも数多く存在している。例えば、工作機械案内面を構成している微小突起群の変形⁽³⁾がその一例である。塑性変形状態にある金属接触部の性質を明らかにするために、第 1 段階として接触状態を単一の突起と平面によりモデル化することが行われている。このような範ちゅうの研究には、単純な変形モデルを仮定したもの⁽⁴⁾、すべり線場理論を適用したもの^{(5)~(7)}、有限要素法を適用したもの^{(8)~(10)}などがある。

一方、現実の接触面は潤滑油膜あるいは汚染膜でお

おわれていることが多い。そこでまず、表面の潤滑状態が金属の接触機構に及ぼす影響について検討した。また接触面は、多数の微小突起の集合で構成されている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾ので、接触問題の解明には変形する突起間の干渉の効果⁽¹³⁾を考慮する必要がある。そこで第 2 点として、単球圧子と 2 球圧子の場合について、鋼球突起を金属平面に押し込んだ場合の接触の性質についても検討し、既存の Meyer の法則⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾との関連で、突起間の変形による干渉効果についても議論した。

2. 実験装置および方法

図 1 に実験装置の概要を示す。軟金属試験平板と焼入れされた鋼球を環状動力計を介して、アンビルに取り付けた。アンビルを締め付けることにより、軟金属平板と鋼球の間に押付け荷重 W を負荷した。 W の大きさは環状動力計のダイヤルゲージにより読取った。このとき、軟金属試験平板上には図 2 のように、直径 d の圧こんが形成される。直径 d の値は顕微鏡により読取った。なお、 D は使用した鋼球の直径で、10, 15, 20 mm の 3 種類とした。平板表面が無潤滑の場合とひまし油で潤滑した場合のそれぞれについて実験を行った。

軟金属試験平板には厚さ 10 mm のアルミニウムお

* 平成元年 11 月 21 日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演、原稿受付 平成元年 2 月 23 日。

^{*1} 正員、岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳井 1-1)。

^{*2} 東京大学大学院 (〒113 東京都文京区本郷 7-3-1)。

表 1 供試材料の性質

Materials	Heat Treatment	Vickers Hardness	Young's Modulus (GPa)	Yield Stress (MPa)
Aluminium	Annealed	23.2	67.5	68.1
Duralumin	Annealed	47.3 (92.7) *	71.6	97.2 (182.8) *

() *: Work-hardened Material

図 1 実験装置の概要

図 2 球形圧子の押付け

よびジュラルミン圧延板を用いた。りん酸による電解研磨法により表面層を取り除き、これらの平板の表面から内部へかけての硬さの分布を測定したところ、表面から約 $30\ \mu\text{m}$ の間で硬さの変化が認められた。すなわち、表面から $30\ \mu\text{m}$ の間には平板圧延時の加工硬化層が残存していることがわかったので、主としていずれの平板も十分に焼鈍をし、この硬化層を取り除いたものを試験片とした。一部の実験には圧延材もそのまま用いた。表 1 は、供試平板のビッカース硬さ、ヤング率、降伏限度などの材料特性を示したものである。鋼球の表面あらかさは $0.1\ \mu\text{m} R_{\text{max}}$ 程度、板材の表面あらかさは $1\ \mu\text{m} R_{\text{max}}$ 程度である。

3. 単球圧子による実験結果および考察 (潤滑の影響)

3.1 実験結果 図 3 は、単球圧子の実験結果の一例として焼鈍したアルミニウムおよびジュラルミン平板の場合の押付け荷重 W と圧こんの直径 d の関係を示したものである。両対数紙上で W と d の間には直線的な関係がある。 W - d 直線の傾きは、 $n=2$ から 2.5 の間にある。また、表面が潤滑されていると、圧こ

図 3 押付け荷重と圧こんの大きさの関係 (両対数グラフ)

図 4 平均接触圧

んの大きさが多少増加するが、直線の傾きはほとんど変わっていない。図 3 程度の大きさの圧こんが平面上に形成されたとき、圧こんの深さは第 2 章で述べた平板あるいは鋼球の表面あらかさよりきわめて大きいので、以下の議論では第 1 近似として表面あらかさの効果は考慮していない。

3.2 Meyer の法則の適用 Bowden ら⁽¹⁵⁾によると、鋼球を軟金属平板に押し込んだときの平均圧力 P_m は、 d/D の関数として、

$$P_m = c \left(\frac{d}{D} \right)^m \quad \dots\dots\dots (1)$$

と表される。ここで m は加工硬化指数、 c は材料定数である。 $W = P_m (\pi d^2 / 4)$ とすると、

$$W = k d^n \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 $k = \pi c / 4 D^m$ 、 $n = m + 2$ である。この式 (2) は平板の性質、圧子の押込みにもなう加工硬化などを考慮した、いわゆる Meyer の法則である。

今回のアルミニウム、ジュラルミンを用いた実験結

果を、上記の方向で整理してみた。

図4は、平均接触圧 P_m と代表ひずみに相当する d/D の関係を示したものである。圧子の直径が異なっても、 P_m - d/D 関係を表す実験結果は潤滑状態に対応する曲線上にのっている。表面が潤滑されているときのほうが、平均接触圧がわずかに低い。よって、平均接触圧は圧子直径 D によらず d/D の関数として表示されるという式(1)は、表面の潤滑状態にかかわらず成立する。図3において潤滑状態にかかわらず W - d 直線が平行になっていたことを考慮すると、式(1)の材料定数 c が潤滑状態の関数であることが明らかである。この点に関しては3・3節でさらに詳しい検討を行う。なお、ジュラルミンに対しても同様のことが確認されている。

さて図4によると、塑性変形領域において d/D すなわちひずみの増大とともに平均接触圧 P_m が増大し、圧子の押込みによる加工硬化の影響がみられる。そこでこのことを確かめるため、圧こん表面におけるビッカース硬さの分布を測定した。その結果の一例が図5である。図5中のO-A間が圧子を示す。圧こん周辺部では表面の傾斜が急であるため、硬さの測定を精確には行えなかったため結果は記入してない。圧こん中心においても押込み前より硬さの上昇が認められる。この硬さの上昇は周辺部に向かうに従って急激に増大し、極大値をとった後減少している。圧こんの外側でもわずかな硬さの上昇が認められた後、母材の硬さになっている。図5は圧こん表面の硬さ分布を測定した結果であるが、当然材料内部においてもこのような変化が生じているものと考えられる。このような加工硬化が、図4の P_m - d/D 関係に大きな影響を及ぼしている。

さて図3のように押付け荷重 W と圧こんの大きさ d は、両対数紙上で直線関係を有しており、表面の潤滑状態にかかわらず Meyer の法則が成立している。そこで式(2)中の定数 k, n の値を実験結果から求め、簡単な説明を加える。

図5 圧こん内の硬さ分布

W - d の実験結果に式(2)を適用し、最小二乗法により定数 n と k の値を求めた。結果を図6に示す(無潤滑の場合)。ここには圧延材の結果も併記してある。

まず、指数 n と圧子直径 D の関係について考えてみる。この n の値は、前述のように材料の加工硬化指数 m により $n=m+2$ と表され、図6にみられるように圧子直径 D とは無関係の値となる。材料が異なれば、 n の値も異なった値となる。しかし、同じ材料であれば加工硬化の程度が異なっても残留ひずみの効果により、加工硬化指数 m も同じ値をもつことになる。したがって、図6のように焼鈍したジュラルミン板も圧延したままのジュラルミン板も同じ n の値をもつ。

次に係数 k と圧子直径 D の関係について考えてみる。この k の値は、 $k=\pi c/4D^m$ と書かれる。この式の分子は主として材料の性質、分母は圧子の大きさに依存する量である。 k が D^m に反比例することから、圧子直径の大きいものほど k の値が小さくなっているが、その減少の程度は、 n したがって加工硬化指数 m の大きいジュラルミンの場合ほど著しい。表面が潤滑されていても n の値はほとんど変化しないが、 k の値は図6よりも多少小さくなる。定性的な傾向は、図6と同じである。

3・3 潤滑の効果に関する考察 接触面を潤滑すると、平均接触圧が図4に示すようにわずかに低下することが認められた。これは、潤滑の有無が圧子-平面間の接触状態、特に摩擦応力の分布に大きな影響を与えているためと考えられる。この摩擦応力の分布を測定することは容易ではないので、以下では圧子表面に対する軟金属平面の相対的な動き(すべり)を明らかにすることにより摩擦応力の影響について推察することにした。

数値制御フライス盤のテーブル上に固定した軟金属平板の表面に、フライス盤主軸に取付けた表面あらさ測定用の触針を利用して基盤の目状に0.5 mm 間隔

図6 定数 n, k の整理

の直線群を引いた。この平板を供試材として、所定の押付け荷重のもとで圧こんを作り、格子点の変位を顕微鏡により読取った。この測定結果を極座標に変換することにより、図7のような半径方向の変位量 s を求めた。実験は無潤滑の場合と、ひまし油により潤滑した場合の両方について行った。なお直線群を引くことにより、高さ $1 \sim 2 \mu\text{m}$ の盛り上がりが生ずるが、これは圧こんの深さに比べてきわめて小さく、表面の接触状態にほとんど影響がないものと考えている。

このようにして得られた半径方向変位 s と変形前の半径位置 r との関係の一例を、図8、9に示す。3段階に押付け荷重が増加するときの半径方向変位量の増大の様子を示してある。図8が無潤滑の場合、図9が潤滑した場合である。材料はいずれも焼鈍したジュラルミンである。

無潤滑の場合について考える。図8で、AA、BB、CC線よりも内側が圧こんの内部になる。図8にみられるように、ある押付け荷重のもとで圧こんが形成されると、圧子と接触した表面は、摩擦力が大きいため押付け荷重が増加しても圧子表面上をすべることがで

きず、圧子に凝着した状態になっている。圧こんの外側では、拘束がないため押付け荷重の増大につれて変位量も増大している。

一方、表面が潤滑されている図9の場合には、摩擦力による拘束が小さいため、圧こんの内側でも押付け荷重の増大につれて半径方向変位が大きくなっている。すなわち、圧子表面上を軟金属がすべっていることが明らかになった。平板表面に潤滑油を塗布した後、潤滑油を脱脂綿でぬぐい去り、潤滑状態を図8と図9の中間の状態にすると、圧こんの中心付近では凝着が生ずるが圧こん外周部ではすべりが生ずるという図8、9の中間の変形状態が存在することも確認された。

このように表面の潤滑状態に応じて、軟金属の変形に対する摩擦力の拘束の程度が異なるため、発生する平均接触圧も異なることになる。摩擦力による拘束が大きければ、圧子との接触部に発生する圧力が高くなり、圧こんの大きさは小さくなる。実際、図3にみられるように潤滑の効果により、圧こんの大きさは3~5%大きくなっている。

表面の潤滑状態により、接触方向の相対運動ばかりでなく、表面に垂直な方向の接触状態、すなわち表面の接触剛性も大きな影響を受けることになる。このことは、接触している2面間の接触方向の相対運動が必要な機構であろうと、相対運動が存在することが不都合な機構であろうと、接触面の設計に際しては十分留意しなければならない事実である。

図7 表面変位の測定

図8 表面変位 (無潤滑の場合)

図9 表面変位 (潤滑した場合)

4. 2球圧子の場合

実際に使用される金属接触面は多数の微小突起の集合によって構成されている。したがって多数突起の金属平面への押込み問題は、実用的な観点からも興味のある問題である。本報ではその準備段階としてまず2球圧子と軟金属平面の接触問題を実験的に取扱い、単球圧子の結果と比較することにより2球圧子間で変形する金属の干渉効果⁽¹⁶⁾について考察した。なお、実験は無潤滑で行った。

4.1 結果の整理法

図10に2球圧子を押し付け

図10 2球圧子の配置と結果の整理

たときの様子を示す。2球圧子は、直径が同じである2個の鋼球を図示のように平面研削により削りとり鋼球 O_1, O_2 の中心距離が $a(a < D)$ となるようにしたものである。このような圧子を平板に押し付けたとき、個々の鋼球による平板変形が互いに干渉すると、圧こんは円形とはならないで、図10左下に示すような形状の圧こん A_1, A_2 が形成されることになる。もちろん、干渉がなければ、圧こん A_1, A_2 は円形である。

この干渉の効果を次のようにして評価した。すなわち、 A_1, A_2 の面積 $S_1, S_2(=S)$ の和に等しい面積をもつ1個の等価円を考え、その直径を $\bar{d}$ とすると、

$$\bar{d} = \sqrt{\frac{4(S_1 + S_2)}{\pi}} = \sqrt{\frac{8S}{\pi}} \dots\dots\dots (3)$$

となる。干渉がなければ、個々の圧こんの直径 $d_1, d_2 = d^*$ を用いて、 $\bar{d} = \sqrt{2} d^*$ となる。加工硬化の影響を考えなければ、このときの $\bar{d}$ の値は前述の単球圧子による圧こん直径に等しい。したがって、圧こんの面積を精密に測定し、これより求めた等価直径 $\bar{d}$ を、干渉の影響がない単球の場合の直径 d と比較することにより、干渉の有無、その程度を知ることができる。

4.2 実験結果および考察 以上のようにして求めた押付け荷重と圧こんの大きさの関係を図11に示す。○印の実験点を連ねたのが、単球圧子から求めた干渉のない場合、●印が2球圧子で干渉が生じた場合である。押付け荷重 W の増加により、圧こんの大きさ

図 11 押付け荷重と等価圧こん直径の関係

図 12 2球圧子による圧こん内の硬さ分布

がある限界 d_s を超えると変形に干渉が生じ、干渉がないときより圧こんが小さくなる。限界の押付け荷重が W_s である。圧子の中心距離 a が短いほど、低い押付け荷重で干渉が生じている。

図12は、圧こん内の硬さ分布を中心線 AA に沿って測定した一例である。圧こん内で硬さの上昇がみられ、圧子の押付けによりアルミニウム平板内にかかなりの加工硬化が生じている。

等価圧こんの限界値 d_s 、そのときの限界押付け荷重 W_s を圧子中心距離 a 自身あるいは圧子直径との比 a/D についてプロットしてみたところ、図13に示すように d_s, W_s は中心距離 a によって整理しうることが確かめられた。図示の関数関係は、

$$\left. \begin{aligned} d_s &= Ka \\ W_s &= \frac{\pi}{4} P_m d_s^2 = \frac{\pi}{4} P_m K^2 a^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

により精度よく表示される。ただし、 K は材料によって定まる定数である。

以下では、干渉効果を定量的に表示する方法を考える。まず同じ押付け荷重のもとで2球圧子による等価圧こんの大きさ $\bar{d}$ と単球圧子の結果から求めた d を比較したところ、 $\bar{d}$ が臨界値 d_s より大きくなり、干渉が生じた後は、 $\bar{d}$ と d の間には放物線的な関係があることがわかった。すなわち、干渉があるときの等価圧こんの大きさは、単球圧子の大きさをもとにして次式から推定することができる。

$$\bar{d} = d_s + a(d - d_s)^{\beta} \dots\dots\dots (5)$$

図 13 限界直径と限界荷重

図 14 定数 α, β の評価

d_s の値はすでに式(4)で与えられているので、次の段階では、式(5)中のその他の定数 α, β について検討した。平板の材料、圧子の直径、中心距離などを変化させて α, β を求めたところ、定数 α, β はともに比 a/D によって整理しうることが確認された。結果を図14に示す。 α の値は a/D に比例して大きくなるが、 β の値はほぼ一定値となっている。これは、 a/D したがって圧子中心距離が大きい場合ほど $\bar{d}$ の値が大きくなり、干渉効果によって圧こんの大きさの減少量が低下することを意味している。さて図14に示された結果は、

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 \frac{a}{D} \\ \beta &= \beta_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

と書くことができる。ただし、 α_0, β_0 は材料による定数である。式(4)～(6)より、2球圧子による圧こんの等価直径 $\bar{d}$ は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{d} &= Ka + \frac{\alpha_0 a}{D} (d - Ka)^{\beta_0} \\ \bar{d} &\geq d_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

よって、Meyer の関係あるいは実験によって単球圧子による圧こんの大きさを求めておけば、式(7)から2球圧子の圧こんの等価直径を干渉効果を考慮して予測することができる。

この式(7)による予測は、例えば四方を4個の圧力で囲まれた場合にも容易に拡張することができるので、一般の接触面のように多数の突起によって構成された面の接触問題における負荷容量、接触剛性の検討などに対して重要な基礎資料となる。

5. む す び

本研究では、鋼球圧子と軟金属平面の接触問題を取扱った。まず単球圧子の場合について検討し、表面の

潤滑状態にかかわらず、押付け荷重と圧こんの大きさの間には、Meyer の関係を適用しうることを示した。しかしながら、潤滑状態により軟金属平面の変形に対する摩擦力による拘束の程度が異なるため、平均接触圧の大きさには差が生ずる。次いで、2球圧子の押込みを検討し、2個の圧子による平面の変形の相互干渉の程度は等価圧こんの大きさにより評価しうることを示した。また、干渉が生じているときの等価圧こんの大きさを、圧子直径、圧子間隔の関数として予測するための簡単な計算式を提示した。この結果は、一般の接触面のように多数の突起によって構成された表面の接触問題における面の負荷容量、接触剛性の検討に役立つ基礎的な資料である。

文 献

- (1) Hertz, H., *J. reine angewandte Mathematik*, **92** (1882), 156.
- (2) Johnson, K. L., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **196** (1982), 363.
- (3) 加藤・ほか2名, 機論, **39**-317 (1973), 339.
- (4) Johnson, K. L., *J. Mech. Phys. Solids*, **18** (1970), 115.
- (5) Dugdale, D. S., *J. Mech. Phys. Solids*, **2** (1953), 14.
- (6) Bishop, J. F. W., *J. Mech. Phys. Solids*, **2** (1953), 43.
- (7) Richmond, O., ほか2名, *Int. J. Mech. Sci.*, **16** (1974), 75.
- (8) Dumas, G. and Baronet, C. N., *Int. J. Mech. Sci.*, **13** (1971), 519.
- (9) Lee, C. H., ほか2名, *Int. J. Mech. Sci.*, **14** (1972), 417.
- (10) Follansbee, P. S. and Sinclair, G. B., *Int. J. Solids Struct.*, **20** (1984), 81.
- (11) Williamson, J. B. P. and Hunt, R. T., *Proc. R. Soc., London, Ser., A*, **327** (1972), 147.
- (12) Archard, J. F., *Wear*, **113** (1986), 3.
- (13) Pullen, J. and Williamson, J. B. P., *Proc. R. Soc., London, Ser., A*, **327** (1972), 159.
- (14) Meyer, O. E., *Zeits. Ver. deutsch. Ing.*, **52** (1908), 645.
- (15) Bowden, F. P. and Tabor, D., *The Friction and Lubrication of Solids*, (1950), 16, Oxford University Press.
- (16) 加藤・ほか2名, 機論, **51**-464, C (1985), 859.