

F-1309 液体メニスカスが局在する固体面間に生ずる液体反力の解析
(固体表面が曲率をもつ場合)

Analytical Study of Dynamic Force between Solid Surfaces

Linked by a Liquid Meniscus Bridge - Part 2 Effect of Curvature of Solid Surface

正 松岡 広成 (鳥取大・工) 正 福井 茂寿 (鳥取大・工)
学 森下 裕司 (鳥取大・院)

Hiroshige MATSUOKA, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori

Shigehisa FUKUI, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori

Hiroshi MORISHITA, Graduate School, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori

The dynamic force between flat and curved surfaces linked by a liquid meniscus bridge was analysed assuming small vibration of the spacing. The infinite width meniscus and the finite meniscus ring were considered as analytical models. The incompressible Reynolds equation was solved under the Laplace pressure boundary condition and the solution was linearized by the small vibration assumption. The derivation of the solutions and the differences by the models were discussed. It was found that the pressure and the load carrying capacity in the linearized analysis had three terms, i.e., squeeze term by the viscosity of liquid, spring term by the dynamic Laplace pressure and static meniscus force term.

Key Words : Tribology, Thin Liquid Film, Head Disk Interface, Meniscus Bridge, Dynamic Force, Meniscus Force, Squeeze Force, Laplace Pressure, Reynolds Equation, Linearized Solution

1. はじめに

ハードディスク装置のさらなる高記録密度化のためには浮上量の低減が必須であり、スライダと記録媒体との接触が避けられない状況になりつつある。そこで、新しいヘッド・ディスクインターフェース (HDI) 方式としてコンタクト方式の研究が進められている⁽¹⁾。このコンタクト方式では、従来の空気膜浮上方式とは全く異なる解析や設計が必要となる。その一つとして、ヘッドと液体膜の接触部に形成されるメニスカスが挙げられるが、スライダの変動により液体領域に発生する液体反力についての研究は、ほとんど行われていなかった。しかし最近、動的なメニスカス解析の例として、非常に狭いすきまで隔てられた固体面間に液体のメニスカスを局在させ、固体面を微小振動させた場合の液体領域内に発生する液体反力の解析が行われ、その基本動特性が明らかにされつつある⁽²⁾。

本研究では、固体面が曲率をもつ場合の液体反力の解析を行い、その基本動特性明らかにし、平行平面間の場合との液体反力の比較を行った。

2. 解析モデルおよび基礎式

2.1 メニスカスおよび固体面形状のモデル

本研究で用いたメニスカスおよび固体面形状のモデルをFig. 1に示す。(i)は円筒・平面間に無限幅メニスカスが局在する場合、(ii)は球面・平面間に円環メニスカスが局在する場合であり、以上の二通りについて解析を行った。

2.2 解析に用いる仮定

液体反力の導出するにあたり、以下の仮定を用いた。

- (1)液体は非圧縮である。
- (2)熱力学的に平衡である。
- (3)接触角は 0° である。
- (4)上面の振動は微小であり、その速度も微小である。
- (5)固体表面は平滑である。
- (6)メニスカスの断面形状は常に円の一部分である。
- (7)局在する液体膜の全質量は変化しない。

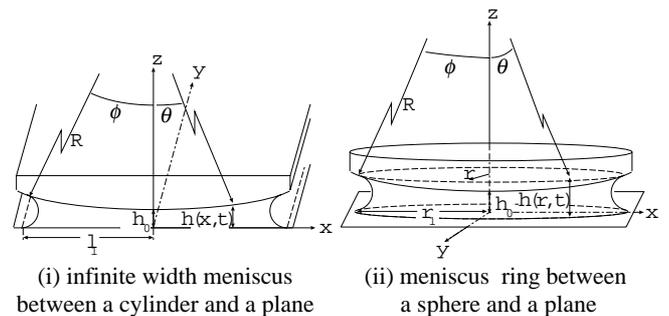


Fig. 1 Geometry of solid surface and meniscus bridge

- (8) $h/l_1, h/r_1$ は十分小さい。
- (9) $l_1/R, r_1/R$ は十分小さい。

2.3 解析に用いる基礎式

液体反力の解析を行うにあたり、流体潤滑の式である Reynolds 方程式を次式で与える⁽³⁾。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\eta_0 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

また、メニスカスが形成される境界位置での圧力は Laplace 圧力とし、次式で与える⁽⁴⁾。

$$p_2 - p_1 = -\gamma \left(\frac{1}{r_m} - \frac{1}{r_1} \right) \quad (2)$$

ここで、 p_1, p_2 は気体および液体の境界面近傍での圧力であり、 r_m, r_1 はメニスカスの縦断面、横断面の曲率半径、 γ は液体の表面張力である。

3. 解析結果

平均すきま $h_0 (=h(0, 0))$ で 2 面間に液体が局在し、上面が微小振動する場合の 2 面間のすきまを次式で表す。

$$h(x, t) \approx h_0 \cdot (1 + \delta(t)) + \frac{x^2}{2R} \quad (3)$$

ただし、球面・平面間の円環メニスカスについては x を原点からの距離 r でおきかえる。第 2 章で述べた仮定および基礎式より導出した液体反力の式を以下に示す。

円筒・平面間 - 無限幅メニスカス

・ 圧力 $p(x, t)$

$$p(x, t) \approx -\frac{6\eta_0 R}{h_0} \left\{ \frac{1}{(1+x^2/2Rh_0)^2} - \frac{1}{(1+l_{10}^2/2Rh_0)^2} \right\} \dot{\delta}(t) + \frac{2\gamma}{h_0} \delta(t) - \frac{2\gamma}{h_0} \quad (4)$$

・ 単位長さあたりの負荷容量 $F(t)$

$$F \approx -6\eta_0 R \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \left[\tan^{-1} \frac{l_{10}(1-\delta(t))}{\sqrt{2Rh_0}} + \frac{1}{2} \sin \left\{ 2 \tan^{-1} \frac{l_{10}(1-\delta(t))}{\sqrt{2Rh_0}} \right\} - \frac{2l_{10}}{\sqrt{2Rh_0}(1+l_{10}^2/2Rh_0)^2} \right] \dot{\delta}(t) + \frac{8\gamma l_{10}}{h_0} \delta(t) - \frac{4\gamma l_{10}}{h_0} \quad (5)$$

球面・平面間 - 円環メニスカス

・ 圧力 $p(r, t)$

$$p(r, t) \approx -\frac{3\eta_0 R}{h_0} \left\{ \frac{1}{(1+r^2/2Rh_0)^2} - \frac{1}{(1+r_{10}^2/2Rh_0)^2} \right\} \dot{\delta}(t) + \gamma \left(\frac{2}{h_0} + \frac{1}{2r_{10}} \right) \delta(t) - \gamma \left(\frac{2}{h_0} - \frac{1}{r_{10}} \right) \quad (6)$$

・ 負荷容量 $F(t)$

$$F \approx -3\pi\eta_0 R^2 \left\{ 1 - \cos \left(2 \tan^{-1} \frac{r_{10}(1-\delta(t)/2)}{\sqrt{2Rh_0}} \right) - \frac{r_{10}^2}{Rh_0(1+r_{10}^2/2Rh_0)^2} \right\} \dot{\delta}(t) + 4\pi r_{10}^2 \gamma \left(\frac{1}{h_0} - \frac{1}{8r_{10}} \right) \delta(t) - 2\pi r_{10}^2 \gamma \left(\frac{1}{h_0} - \frac{1}{2r_{10}} \right) \quad (7)$$

式(4), (6)より、発生圧力は、右辺第一項が粘性によるスクイズ項(減衰項)、第二項が動的ラプラス圧によるばね項、第三項が静的ラプラス圧によるメニスカス力項で表されることがわかる。

Fig. 2, 4は、微小振動 d を $1.0 \times 10^{-3} \sin(2\pi ft)$ 、周波数 f を 100Hz とした場合の、変動の平均位置で下向きの速度を持つ瞬間における圧力分布を表したものである。ここで、圧力が負の値をとることがわかる。これは今回用いたパラメータにおいて、境界位置における Laplace 圧力がスクイズ圧力に対して大きいためである。

Fig. 3, 5は、式(5), (7)に同様のパラメータを代入し、負荷容量の時間変化を示したものである。負荷容量が負の値をとるのは、圧力分布と同じ理由である。また、上面の曲率 R を大きくしていくと、負荷容量が、平行平面間の場合の負荷容量の値⁽²⁾に近づいていくことがわかる。

5. まとめ

本研究では、微小振動する非常に狭いすきまで隔てられた曲率を持つ固体面間に、液体メニスカスが局在する場合の液体反力の解析を行うことにより、その基本動特性を明らかにした。境界条件として液体の表面張力に起因する Laplace 圧力を考慮し、Reynolds 方程式を解くことにより液体反力を求めた。

その結果、微小振動する固体面間に生ずる圧力・負荷容量は、粘性によるスクイズ項(減衰項)、動的ラプラス圧によるばね項、静的ラプラス圧によるメニスカス力項で表されることが、上面の曲率を小さくしていくと、圧力および負荷容量が、平行平面間の場合に比べ減少することを定量的に示した。

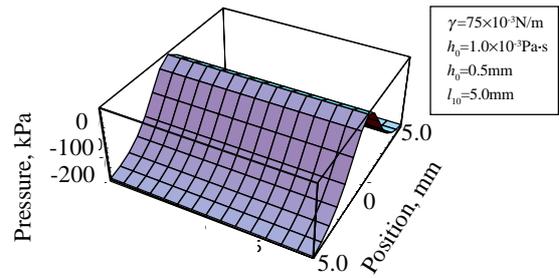


Fig. 2 Pressure distribution of infinite width meniscus between a cylinder and a plane

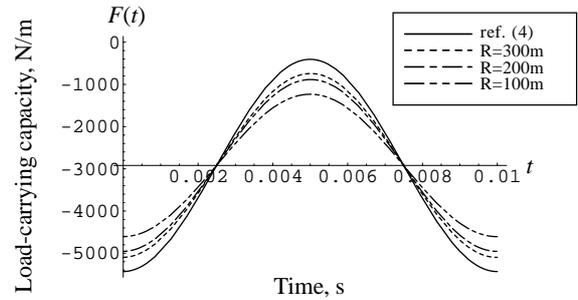


Fig. 3 Load-carrying capacity of infinite width meniscus between a cylinder and a plane

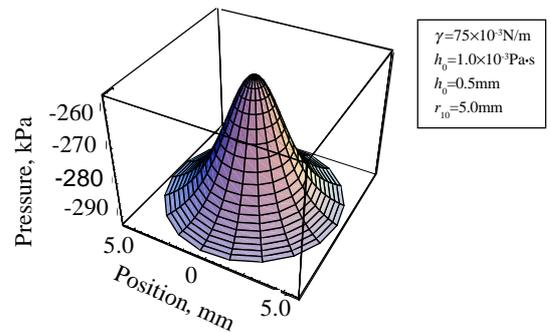


Fig. 4 Pressure distribution of meniscus ring between a sphere and a plane

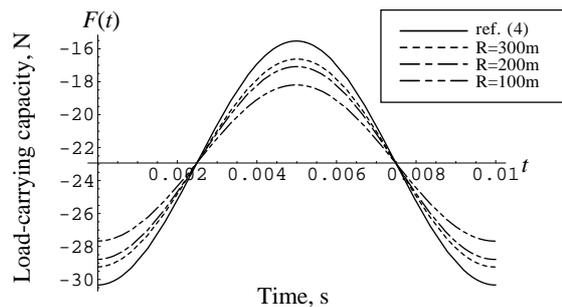


Fig. 5 Load-carrying capacity of meniscus ring between a sphere and a plane

参考文献

- (1) T. Kato, S. Watanabe and H. Matsuoka: "Dynamic Characteristics of an InContact Headslider Considering Meniscus Force: Part 1 - Formulation and Application to the Disk with Sinusoidal Undulation," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, 2000, pp.633-638
- (2) 森下裕司、松岡広成、福井茂寿: 液体メニスカスが局在する固体面間に生ずる液体反力の解析(平行平面間の場合) IIP2001情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, p.43, (2001-3)
- (3) B. J. Hamrock: Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGRAW-Hill International Editions, Mechanical Engineering Series(1994), p. 278 - 289
- (4) ランダウ、リフシツ、竹内均訳: 流体力学1、東京図書(1970).