高速スラストすべり軸受の圧力境界条件*

(第1報, 無限幅スラスト軸受)

橋 本 巨**, 和 田 稻 苗***

Pressure Boundary Conditions for High Speed Thrust Bearings

(1st Report, Infinitely Long Thrust Bearings)

Hiromu HASHIMOTO and Sanae WADA

Three kinds of pressure boundary conditions at the inlet edge of hydrodynamic thrust bearings under turbulent operating conditions including inertia effects are theoretically discussed. The turbulent lubrication equation considering the inertia effects is solved for infinitely long thrust bearings, in which three kinds of pressure boundary conditions are applied at the inlet edge of the bearings in accordance with three types of lubrication conditions, namely: the flooded condition, the overflowed condition and the starved condition; and an analytical solution for each condition is presented for the plane slider bearings. Sample results are indicated in graphical form and the relationships between three kinds of pressure boundary conditions and the static characteristics of bearings are discussed for a wide range of Reynolds numbers.

Key Words: Lubrication, Pressure Boundary Conditions, Thrust Bearings, Inertia Effects, Turbulent Lubrication

1. 緒 言

近年, 高速スラストすべり軸受の解析において, 潤滑膜の乱流効果や慣性効果を導入した研究が数多くみられるようになったが, その際, 軸受入口端の圧力は周囲圧力に等しいとする境界条件を採用することが多い^{(1)~(4)}. 潤滑油の供給流量が適正な場合には, このような境界条件によって軸受すきま内の圧力分布を解析することが可能であるが, 供給流量が過剰であったりあるいは不足する場合にはもはやこの条件を用いて解析を進めることはできない.

潤滑膜の流れが乱流に遷移するような高速スラストすべり軸受において潤滑油を過剰に供給すると, 軸受入口端に軸受すきま内の膜圧力に比べて無視できない大きさの圧力上昇(ラム圧力)を生じて, 軸受特性に著しい変化が現れる. 一方, 潤滑油の供給流量が不足すると, 軸受すきま内の潤滑膜の生成領域が縮小して圧力発生位置が軸受出口部へ向って後退することが知られている⁽¹⁾⁽¹²⁾. Pan⁽⁵⁾および Constantinescu⁽⁶⁾は, 軸

受入口端近傍の流れをモデル化して, これに機械的エネルギー保存則を適用することによりラム圧力を求める方法を提案しているが, 軸受諸性能の具体的な計算は行っていない. これに対して, 森ら⁽⁷⁾⁽⁸⁾は Pan らの方法を応用して, 層流潤滑下におけるスラストすべり軸受の静および動的諸性能に及ぼすラム圧力の影響を解析するとともに実験的な検討も行っている. また, Burton⁽⁹⁾および Tichy ら⁽¹⁰⁾は, 軸受前方の流れの速度水頭を実験的に定まる修正係数を用いて近似的に見積もることによりラム圧力を見出す方法を示している. 一方, Constantinescu⁽¹¹⁾および Bonneau⁽¹²⁾は, 潤滑油の供給流量が不足する場合の潤滑膜の生成過程を検討し, かつ圧力分布との関係を議論している. このように, 供給流量が過剰であったり不足したりする場合の軸受入口端における圧力境界条件をそれぞれ単独に検討した論文は比較的数量多く見うけられるが, これらを統一的に扱った論文は見当たらず, さらに乱流潤滑の立場からスラスト軸受の圧力境界条件を論じた研究もわずかである.

本論文では, 高速スラストすべり軸受の圧力境界条件に関する研究の一環として, まず無限幅スラスト軸受の入口側圧力境界条件を供給流量の過不足に応じて議論し, それぞれの条件における圧力分布の一般式を

* 昭和61年7月18日 東海支部豊橋地方講演会において講演, 原稿受付 昭和61年1月24日.

** 正員, 東海大学工学部 (〒259-12 平塚市北金目1117).

*** 正員, 早稲田大学理工学部 (〒160 東京都新宿区大久保3-4-1).

乱流および流体慣性力の影響を考慮して解析的に導いた。さらに、この一般式を傾斜平面すべり軸受に適用してその軸受諸特性を広範囲のレイノルズ数領域にわたって計算したので、報告する。

2. 記 号

本論文において使用する主な記号および無次元量の定義は下記のとおりである。

- A : 潤滑膜厚さ比 $= h_0/h_2$
 G_x : 乱流係数
 h : 潤滑膜厚さ
 H : 無次元潤滑膜厚さ $= h/h_2$
 h_m : 軸受の平均潤滑膜厚さ $= (h_0 + h_2)/2$
 H_m : 無次元平均潤滑膜厚さ $= h_m/h_2$
 l : スライダの長さ
 p : 潤滑膜圧力
 P : 無次元潤滑膜圧力 $= h_2^2(p - p_a)/(6\mu u_s l)$
 p_a : 周囲圧力
 q : 流量
 q_s : 供給流量
 q_t : フラッド潤滑下における理論流量
 Q : 無次元流量 $= q/(h_2 u_s)$
 Re : 平均レイノルズ数 $= \rho h_m u_s / \mu$
 R_h : 局所レイノルズ数 $= \rho h u_s / \mu$
 R_h^* : 修正レイノルズ数 $= \rho h_m^2 u_s / (\mu l)$
 u_a : 軸受前方における油の流速
 u_m : 潤滑膜流れの平均流速
 u_s : すべり速度
 w : 負荷容量
 W : 無次元負荷容量 $= h_2^2 w / (6\mu u_s l^2)$
 x : すべり方向の座標
 X : すべり方向の無次元座標 $= (x - x_0)/l$
 x_c : 圧力中心位置

y : 潤滑膜厚さ方向の座標

μ : 潤滑油の粘度

ξ : スターブ潤滑下における潤滑油の供給率
 $= q_s/q_t$

η : 速度水頭の有効係数

ρ : 油の密度

添 字

0: 軸受入口端を示す

1: スターブ潤滑下における圧力発生位置を示す

2: 軸受出口端を示す

3. 圧 力 境 界 条 件

軸受に潤滑油を供給する場合、供給流量が適正であれば軸受入口端の圧力は周囲圧力にほぼ等しくなり、軸受すきま内に発生する圧力分布は図1(a)のようになると考えられる。そこで本論文では、供給流量 q_s が軸受入口端における理論流量 q_t に厳密に等しいとき、図1(a)の状態が実現するものとし、この状態をフラッド潤滑と呼ぶ。このとき、軸受の入口端および出口端における圧力境界条件は、それぞれ次式によって表される。

$$p(x=x_0)=p_a, p(x=x_2)=p_a \dots\dots\dots (1)$$

さて、実際に軸受を運転する際、潤滑油が過剰に供給されたりあるいは不足したりして、式(1)の境界条件が適用できない場合が起こり得る。

潤滑油が過剰に供給されると、余分の油は図1(b)に示すように軸受パッドの前縁部に沿って流れる。すべり速度 u_s が小さいときには、油が過剰に供給されても軸受入口端の圧力はほぼ周囲圧力に等しく、近似的に式(1)の境界条件が適用できる。しかしながら、すべり速度 u_s が大きく潤滑膜の流れが乱流に遷移するような場合には、流体の慣性効果によって軸受入口端にラム圧力が生じ、軸受すきま内の圧力分布は図1

図1 軸受入口端の圧力境界条件と発生圧力の関係

(b)のようになって軸受特性に著しい変化が現れる。ここでは、供給流量 q_s が図1(a)に示すフラッド潤滑下での軸受入口端における理論流量 q_t を上回るとき、図1(b)の状態が実現するものとし、これをオーバフラッド潤滑と呼ぶ。オーバフラッド潤滑下におけるラム圧力を具体的に求める方法として、Pan⁽⁵⁾、Constantinescu⁽⁶⁾および森ら⁽⁷⁾は軸受入口端近傍の流れをモデル化し、この流れに対して機械的エネルギーの保存則を適用する方法を提案している。しかしながら、軸受入口端近傍の流れは複雑であるから、さまざまな給油状態に対して統一的なモデル化を行うことは困難である。そこで本報では、Pan らの方法に比べてより近似的ではあるが取扱いの容易な Burton⁽⁹⁾および Tichy ら⁽¹⁰⁾の方法を応用してラム圧力を求める。

潤滑膜の流れが乱流に遷移すると速度分布の形状が平均化することを考慮して、軸受入口端近傍の流れに対してベルヌイの定理を適用すると

$$p_a + \frac{\rho}{2} \eta u_s^2 = p_0 + \frac{\rho}{2} u_{m0}^2; \eta \leq 1 \quad (2)$$

ここに、 p_0 はラム圧力である。また、 η は実験的に定められる有効係数で、軸受の運転条件や潤滑油の供給条件によって異なる。軸受前方の油の流速分布が膜厚さ方向にほぼ一様ですべり速度 u_s に等しいとみなせるときには、 $\eta=1$ とおくことができる。また、軸受が油浴潤滑される場合には、層流下で $\eta \approx 0.22$ となることが Tichy ら⁽¹⁰⁾によって、また乱流下で $\eta \approx 0.26$ となることが Burton⁽⁹⁾によって報告されている。

式(2)から、オーバフラッド潤滑下における圧力境界条件は次式によって与えられる。

$$\left. \begin{aligned} p(x=x_0) &= p_a + \frac{\rho}{2} (\eta u_s^2 - u_{m0}^2) \\ p(x=x_2) &= p_a \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

潤滑油の供給流量が不足する場合には、軸受入口端から空気が侵入し、その結果潤滑膜の生成領域が縮小して圧力発生位置が軸受出口端へ向かって後退すると考えられる。このとき、圧力分布は図1(c)のようになり、軸受特性に大きな影響が現れると予想される。ここでは、供給流量 q_s がフラッド潤滑下での軸受入口端における理論流量 q_t を下回るとき図1(c)の状態が起こるものとし、これをスターブ潤滑と呼ぶ。

スターブ潤滑下における圧力境界条件は次式によって与えられる。

$$p(x=x_1) = p_a, p(x=x_2) = p_a \quad (4)$$

ただし、圧力発生位置 x_1 は未知であり、下記の流量の連続条件から決定されるものとする。

$$q(x=x_1) = \xi q_t; \xi \leq 1 \quad (5)$$

ここに、 ξ はスターブ潤滑下における潤滑油の供給量 q_s とフラッド潤滑下での軸受入口端における理論流量 q_t の比(供給率)である。

4. 軸受性能解析

3章に述べた各種境界条件に対する圧力分布の一般式を導出し、それらを傾斜平面すべり軸受に適用して、軸受諸性能を解析する。

4.1 潤滑の基礎式 一般の膜形状を有する無限幅スラスト軸受内の定常、非圧縮性流れを支配する運動方程式並びに連続の式は、それぞれ近似的に次式によって与えられる⁽¹³⁾。

$$\rho \frac{d}{dx} (h u_m^2) = -h \frac{dp}{dx} - \frac{\mu}{h G_x} \left(u_m - \frac{u_s}{2} \right) \quad (6)$$

$$\frac{d}{dx} (h u_m) = 0 \quad (7)$$

ここに、 G_x は次式により与えられる乱流係数である⁽¹³⁾。

$$G_x = \frac{1}{12(1 + \alpha R_h^\beta)} \quad (8)$$

ただし、 R_h は局所レイノルズ数である。また、係数 α および β は局所レイノルズ数の領域に応じて定められる定数で、例えば、 $R_h \leq 10^4$ の範囲に対しては、 $\alpha = 0.00069$ 、 $\beta = 0.95$ と置くことができる⁽¹³⁾。

式(7)を積分することにより、平均流速 u_m が次のように表される。

$$u_m = \frac{q}{h} \quad (9)$$

ただし、 q は流量で、3章に述べた境界条件により決定される。

式(9)を式(6)へ代入すると、圧力方程式が下記のように得られる。

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\mu}{h^2 G_x} \left(\frac{q}{h} - \frac{u_s}{2} \right) + \frac{\rho q^2}{h^3} \frac{dh}{dx} \quad (10)$$

4.2 圧力分布の一般式 フラッド潤滑状態($q_s = q_t$)における圧力分布は、式(10)を境界条件(1)のもとに積分することにより、次のように求められる。

$$\begin{aligned} p &= p_a - \mu q_t \int_{x_0}^x \frac{dx}{h^3 G_x} + \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_0}^x \frac{dx}{h^2 G_x} \\ &\quad + \frac{\rho q_t^2}{2} \left(\frac{1}{h_0^2} - \frac{1}{h^2} \right) \quad (11) \end{aligned}$$

ただし、流量 q_t は下記の二次方程式の解として与えられる。

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{h_0^2} - \frac{1}{h^2} \right) q_t^2 - \left(\mu \int_{x_0}^{x_2} \frac{dx}{h^3 G_x} \right) q_t \\ + \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_0}^{x_2} \frac{dx}{h^2 G_x} = 0 \quad (12) \end{aligned}$$

オーバフラッド潤滑状態($q_s > q_t$)における圧力分

布は、式(10)を境界条件(3)のもとに積分することにより、次のように求められる。

$$p = p_a + \frac{\rho}{2} \left(\eta u_s^2 - \frac{q^2}{h^2} \right) - \mu q \int_{x_0}^x \frac{dx}{h^3 G_x} + \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_0}^x \frac{dx}{h^2 G_x} \quad (13)$$

ただし、流量 q は下記の二次方程式の解として与えられる。

$$\frac{\rho}{2h_2^2} q^2 + \left(\mu \int_{x_0}^{x_2} \frac{dx}{h^3 G_x} \right) q - \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_0}^{x_2} \frac{dx}{h^2 G_x} - \frac{\rho}{2} \eta u_s^2 = 0 \quad (14)$$

一方、スターブ潤滑状態 ($q_s < q_t$) における圧力分布は、式(10)を境界条件式(4)のもとに積分し、その結果に連続の条件式(5)を適用することにより、次のように求められる。

$$p = p_a - \mu \xi q_t \int_{x_1}^x \frac{dx}{h^3 G_x} + \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_1}^x \frac{dx}{h^2 G_x} + \frac{\rho \xi^2}{2} q_t^2 \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h^2} \right) \quad (15)$$

ただし、 q_t は式(12)によって与えられるフラッド潤滑下での理論流量である。また、圧力発生位置 x_1 は下記の超越方程式の解として与えられる。

$$f(x_1) \equiv \frac{\rho \xi^2}{2} q_t^2 \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) - \mu \xi q_t \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{h^3 G_x} + \frac{\mu u_s}{2} \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{h^2 G_x} = 0 \quad (16)$$

4.3 傾斜平面すべり軸受に対する適用 前節で

示した圧力分布の一般式を図2に示す傾斜平面すべり軸受に適用して軸受諸性能を解析し、圧力境界条件との関係を調べる。

傾斜平面すべり軸受の膜形状は次式で表される。

$$h = h_0 + \frac{h_2 - h_0}{l} (x - x_0) \quad (17)$$

式(17)を式(11)～式(16)へ代入し、2章で定義した無次元量を用いて無次元化を行うと、3章で述べた各種境界条件に対する圧力分布が、それぞれ以下のよう求められる。

フラッド潤滑状態 ($Q_s = Q_t$) における圧力分布は

$$P = -\frac{2Q_t}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{A^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \left(\frac{1}{H^{2-\beta}} - \frac{1}{A^{2-\beta}} \right) \right\} + \frac{1}{A-1} \left\{ \frac{1}{H} - \frac{1}{A} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(\frac{1}{H^{1-\beta}} - \frac{1}{A^{1-\beta}} \right) \right\} + \frac{R_e^*}{12H_m^2} \left(\frac{1}{A^2} - \frac{1}{H^2} \right) \quad (18)$$

ただし、 H および γ はそれぞれ次のように与えられる。

$$H = A + (1-A)X \quad (19)$$

$$\gamma = a \left(\frac{R_e}{H_m} \right)^\beta \quad (20)$$

また、 Q_t は次の二次方程式より求められる。

$$\frac{R_e^*}{12H_m^2} \left(1 - \frac{1}{A^2} \right) Q_t^2 + \frac{2}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{A^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \times \left(1 - \frac{1}{A^{2-\beta}} \right) \right\} Q_t - \frac{1}{A-1} \left\{ 1 - \frac{1}{A} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(1 - \frac{1}{A^{1-\beta}} \right) \right\} = 0 \quad (21)$$

オーバフラッド潤滑状態 ($Q_s > Q_t$) における圧力分布は、次のように与えられる。

$$P = -\frac{2Q}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{A^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \left(\frac{1}{H^{2-\beta}} - \frac{1}{A^{2-\beta}} \right) \right\} + \frac{1}{A-1} \left\{ \frac{1}{H} - \frac{1}{A} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(\frac{1}{H^{1-\beta}} - \frac{1}{A^{1-\beta}} \right) \right\} + \frac{R_e^*}{12H_m^2} \left(\eta - \frac{Q^2}{H^2} \right) \quad (22)$$

ただし、 Q は次の二次方程式より求められる。

$$\frac{R_e^*}{12H_m^2} Q^2 + \frac{2}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{A^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \left(1 - \frac{1}{A^{2-\beta}} \right) \right\} Q - \frac{1}{A-1} \left\{ 1 - \frac{1}{A} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(1 - \frac{1}{A^{1-\beta}} \right) \right\} - \frac{\eta R_e^*}{12H_m^2} = 0 \quad (23)$$

さらに、スターブ潤滑状態 ($Q_s < Q_t$) における圧力分布は、次のように与えられる。

$$P = -\frac{2\xi Q_t}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{H_1^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \left(\frac{1}{H^{2-\beta}} - \frac{1}{H_1^{2-\beta}} \right) \right\} + \frac{1}{A-1} \left\{ \frac{1}{H} - \frac{1}{H_1} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(\frac{1}{H^{1-\beta}} - \frac{1}{H_1^{1-\beta}} \right) \right\} + \frac{R_e^* \xi^2}{12H_m^2} \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{H_1^2} \right) \quad (24)$$

ただし、 Q_t は式(21)の解として与えられるフラッド

図2 傾斜平面すべり軸受

潤滑下での理論流量である。また、圧力発生位置 X_1 は次の超越方程式の解として与えられる。

$$F(X_1) = \frac{R_e^* \xi^2}{12 H_m^2} \left(1 - \frac{1}{H_1^2} \right) Q_i^2 + \frac{2\xi}{A-1} \left\{ \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{H_1^2} \right) + \frac{\gamma}{2-\beta} \right. \\ \times \left. \left(1 - \frac{1}{H_1^{2-\beta}} \right) \right\} Q_i - \frac{1}{A-1} \left\{ 1 - \frac{1}{H_1} + \frac{\gamma}{1-\beta} \left(1 - \frac{1}{H_1^{1-\beta}} \right) \right\} = 0 \quad (25)$$

軸受負荷容量 W および圧力中心位置 X_c は、以上に求めた圧力分布 P をそれぞれ下記のように積分することによって計算される。

$$W = \int_{X_1}^1 P dX \quad (26)$$

$$X_c = \int_{X_1}^1 X P dX / W \quad (27)$$

ただし、フラッド潤滑状態 ($Q_s = Q_i$) およびオーバフラッド潤滑状態 ($Q_s > Q_i$) に対しては $X^* \equiv 0$ とし、スターブ潤滑状態 ($Q_s < Q_i$) に対しては $X^* \equiv X_1$ とする。

5. 計算結果とその検討

4章に示した理論式に基づいて無限幅傾斜平面スラスト軸受の圧力分布、流量、負荷容量、圧力中心位置などを計算した結果を、膜厚さ比 $A=2$, $h_2/l=0.002$ の場合について示す。

図3はフラッド潤滑下における理論流量 Q_i と平均レイノルズ数 Re の関係を示したもので、実線は流体の慣性効果を考慮した結果を、鎖線はこれを無視した結果をそれぞれ表している。慣性効果を無視した流量はレイノルズ数の変化に対してほぼ一定である。これに対して、慣性効果を考慮した流量はレイノルズ数の増加とともに徐々に減少する。供給流量 Q_s が図に示した理論流量 Q_i を上回るとオーバフラッド潤滑状態に、また Q_s が Q_i を下回るとスターブ潤滑状態にそ

図3 フラッド潤滑下における流量と平均レイノルズ数の関係

れぞれ移行する。

図4～図7はオーバフラッド潤滑状態 ($Q_s > Q_i$) における軸受諸性能を、軸受前方の油の流れの速度水頭に対する有効係数 η をパラメータとして示したものである。これらの図において、Case 1は軸受入口端におけるラム圧力および軸受すきま内の流れの慣性効果を考慮した結果を、Case 2はこれら両者を無視した結果を、Case 3は軸受すきま内の流れの慣性効果を考慮し、ラム圧力を無視した結果を表している。

図4は平均レイノルズ数 $Re=5 \times 10^3$ に対する圧力分布を示したものである。図中、 $\eta=1$ は軸受前方の油の流速分布が膜厚方向にほぼ一様で、すべり速度 u_s に等しいとみなせる場合に相当する。このような状態においては、軸受入口端において極めて大きなラム圧力が生じることがわかる。有効係数 η の値が減少するにつれて軸受前方の流れの速度水頭の損失が大きくなるためにラム圧力が減少し、圧力分布は Case 3 で示されるフラッド潤滑状態の分布に近づく。なお、Case 2 と Case 3 の比較から、軸受すきま内の流れの慣性効果は膜圧力を増加させるが、その増加量はラム圧力の大きさに比べて無視できる程度である。

図4 オーバフラッド潤滑下における圧力分布 ($Re=5 \times 10^3$)

図5 オーバフラッド潤滑下における負荷容量と平均レイノルズ数の関係

図5は負荷容量と平均レイノルズ数の関係を示したものである。負荷容量はレイノルズ数の増加とともに増大し、有効係数 η の値が1に近いほどその傾向が顕著になる。なお、圧力分布の場合と同様、軸受すきま内の流れの慣性効果が負荷容量に及ぼす影響はラム圧力のそれに比べて無視できる程度である。

図6は流量と平均レイノルズ数の関係を示したものである。オーバフラッド潤滑下における流量 Q はCase3で示されるフラッド潤滑下における流量 Q_f を上回っており、レイノルズ数が大きいくほど、また有効係数 η が1に近いほどその差が大きくなる。なお、Case2とCase3の比較から、軸受すきま内の流れの慣性効果は流量をかなり減少させることがわかる。

図7は圧力中心位置と平均レイノルズ数の関係を示したものである。フラッド潤滑下における圧力中心位置はレイノルズ数の大きさによらず一定である。また、軸受すきま内の流れの慣性効果が圧力中心位置に及ぼす影響は無視できる程度に小さい。これに対して、オーバフラッド潤滑下における圧力中心位置はレイノルズ数が増加するにつれて、また有効係数 η が1に近づくにつれて軸受前方に移動する。

ここで、ラム圧力を求める際に導入した有効係数 η の値のとり得る範囲について考察を加える。軸受前方の流れの流速が膜厚さ方向にほぼ一様で、すべり速度 u_s に等しいとみなせるとき、 η は最大値1.0をとる。

図6 オーバフラッド潤滑下における流量と平均レイノルズ数の関係

図7 オーバフラッド潤滑下における圧力中心位置と平均レイノルズ数の関係

一方、供給流量が減少してラム圧力が零となるときの η の値は最小になると考えれば、その値は以下のように求められる。

式(3)で $p(x=x_0)=p_a$ とおき、その結果を η について解けば、

$$\eta_{\min} = \frac{u_{m0}^2}{u_s^2} = \left(\frac{Q_f}{A} \right)^2 \quad (28)$$

ただし、 Q_f はフラッド潤滑下における理論流量である。

図8は有効係数の最小値 $\eta_{\min}$ と平均レイノルズ数の関係を膜厚比 A をパラメータとして示したものである。 $\eta_{\min}$ の値はレイノルズ数の増加とともにゆるやかに減少し、ほぼ一定値に漸近することがわかる。オーバフラッド潤滑下における有効係数 η の値は、一般に式(28)によって与えられる $\eta_{\min}$ と1.0の間に存在すると考えられる。

図9～図12はスターブ潤滑下における軸受諸性能を、潤滑油の供給率 ξ をパラメータとして示したものである。これらの図において、Case1は軸受すきま内の流れの慣性効果を無視した結果を、Case2は慣性効果を考慮した結果をそれぞれ表している。

図9は $Re=5 \times 10^3$ に対する圧力分布を示したもので、 $\xi=1.0$ は供給流量が適正でフラッド潤滑状態が

図8 有効係数の最小値と平均レイノルズ数の関係

図9 スターブ潤滑下における圧力分布 ($Re=5 \times 10^3$)

実現している場合に相当する。 ξ が減少し始めると供給流量が不足するので、圧力発生位置は軸受出口部へ向かって著しく後退し、さらに圧力の値も急激に減少する。フラッド潤滑下では流体の慣性効果によって軸受すきま全体にわたって圧力が増大する。一方、スターブ潤滑下では、慣性効果を考慮した圧力発生位置はこの効果を見放した場合には比べて若干後退するので、その影響によって圧力が減少し始める。 ξ の減少とともに圧力の減少する領域が広がり、ついには圧力発生領域の全体にわたって圧力が低下する。

図10は圧力発生位置と平均レイノルズ数の関係を表したものである。図中のすべての ξ の値に対して、圧力発生位置は平均レイノルズ数の増加とともに徐々に減少するが、レイノルズ数が 10^4 を越えるとほぼ一定となる。一方、同一レイノルズ数に対する圧力発生位置は ξ の減少に伴い軸受出口部へ向かって急激に後退する。また、流体の慣性効果を考慮した圧力発生位置はこれを無視した場合よりもさらに後退するが、その程度はわずかである。

図11は軸受負荷容量と平均レイノルズ数の関係を示している。 ξ の値が減少して供給流量の減少が顕著になるほど同一レイノルズ数に対する負荷容量は減少する。なお、図中のすべての ξ の値に対して、平均レイノルズ数の増加とともに負荷容量が著しく増大する傾向がうかがえる。 ξ の値が1.0に近く、ほぼフラッド潤滑状態とみなせる場合には、広範囲のレイノルズ数領域にわたって流体の慣性効果により負荷容量が増えるが、 ξ の値が減少してスターブ潤滑状態に移行すると、慣性効果の影響は無視できる程度に小さくなる。

図12に圧力中心位置と平均レイノルズ数の関係を示す。圧力中心位置は平均レイノルズ数に対してほとんど変化せず、また流体の慣性効果による影響も極めて小さい。しかしながら、供給率 ξ の及ぼす影響は大きく、この値の減少とともに圧力中心位置は軸受出口

部へ向かって著しく後退する。

図13は、Kingら⁽¹⁴⁾によって得られたオーバフラッド潤滑下における圧力分布の測定値と本報で提案した理論による計算結果との比較を示している。Kingらは、両端をシールした1辺が25mmの長方形パッドを使用して、軸受前方において潤滑油を過剰に滴下給油した場合の圧力分布を平均レイノルズ数の値を変化させて測定している。図中の実線は油膜の乱流効果を考慮した結果を、鎖線は乱流効果を見放して層流として扱った結果を、またプロットは実験結果をそれぞれ示している。なお、計算に使用した有効係数の値 $\eta=0.55$ は、膜厚さ比 $A=2.0$ に対しては平均レイノルズ数 $Re=1750$ の場合のラム圧力の測定値をもとに、また $A=3.0$ に対しては $Re=3108$ の場合の測定値をもとに決定した。図中のすべてのレイノルズ数の値に対して、圧力分布の測定値と計算値は、軸受入口端の近傍を除いて比較的よく一致している。軸受入口端の近くで測定値が計算値をかなり下回っている理由として、ここでは流れが十分に発達していないことが考えられるが、この点に関しては今後さらに検討を加える必要がある。

6. 結 論

本研究では、乱流域を含む高速作動域で運転される無限幅スラストすべり軸受の潤滑状態を、潤滑油の供給量の過不足に応じて、フラッド潤滑、オーバフラッ

図11 スターブ潤滑下における負荷容量と平均レイノルズ数の関係

図10 スターブ潤滑下における圧力発生位置と平均レイノルズ数の関係

図12 スターブ潤滑下における圧力中心位置と平均レイノルズ数の関係

(a) $A=2.0, h_2/l=0.003$ (b) $A=3.0, h_2/l=0.002$

図 13 オーバフラッド潤滑下における圧力分布の測定値と計算値の比較

ド潤滑, スターブ潤滑に分類し, それぞれの状態における軸受入口側圧力境界条件について検討した. 次に, 各潤滑状態における境界条件を用いて, 任意の油膜形状の無限幅スラストすべり軸受に対する圧力分布の一般式を潤滑膜の乱流効果と慣性効果をともに考慮して導出した. さらに, この一般式を傾斜平面すべり軸受に適用して, 圧力分布, 負荷容量, 流量, 圧力中心位置などの軸受諸性能を広範囲のレイノルズ数領域に対して計算し, その結果と圧力境界条件との関係を吟味した. 計算結果から, オーバフラッド潤滑下における圧力分布, 負荷容量, 流量はフラッド潤滑状態の場合よりも増加し, また圧力中心位置は軸受前方に移動することがわかった. 一方, スターブ潤滑下では圧力発生位置が軸受後方に移動して油膜生成域が大幅に減少するために, 圧力分布と負荷容量はフラッド潤滑状態に比べてかなり減少し, 圧力中心位置は軸受出口部へ向かって後退することが明らかになった. なお, オーバフラッド潤滑下における圧力分布の測定値と本理論による計算値を比較したところ, 両者の間にはかなりよい一致がみられた.

有限幅スラスト軸受における入口側圧力境界条件の

取扱いとその軸受性能解析への適用については, 第2報で報告する予定である.

文 献

- (1) Hashimoto, H. and Wada, S., *Trans. ASME, J. Tribology*, 107-1 (1985), 82.
- (2) Pinkus, O. and Lund, J. W., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 103-1 (1981), 126.
- (3) Capita, J. W., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 96-1 (1974), 110.
- (4) Huebner, K. H., 文献(3)の58ページ.
- (5) Pan, C. H. T., 文献(3)の80ページ.
- (6) Constantinescu, V. N., ほか2名, *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 97-3 (1975), 439.
- (7) 森・ほか2名, 潤滑, 28-9 (昭58), 677.
- (8) 森・ほか2名, 潤滑, 29-6 (昭59), 435.
- (9) Burton, R. A., 文献(3)の103ページ.
- (10) Tichy, J. A. and Chen, S. H., 文献(1)の32ページ.
- (11) Constantinescu, V. N., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 99-3 (1977), 441.
- (12) Bonneau, D. and Frene, J., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 105-2 (1983), 178.
- (13) Hashimoto, H. and Wada, S., *Bull. JSME*, 25-202 (1982), 653.
- (14) King, K. F. and Taylor, C. M., *2nd Leeds-Lyon Symposium*, (1975), 149.

討 論

〔質問〕 森 淳 暢〔京都大学工学部〕

供給流量の過不足との関連で入口圧力境界条件を系統的に説明されたことは非常に興味深く, パッドの諸特性の解析に有益な情報を与えるものと思う. 質問者もこれらの問題にとりくんでいるが, オーバフラッドと名付けておられる状態では, 導入された有効係数 η の値を, 与えられた潤滑方法に対してどのように見積

もるかが非常に大きな問題と思う. たとえば, 実験データを引用された King らの実験装置のようなディスク上にパッドが置かれた構造での滴下給油でも, パッドが複数個になった場合, 前方パッドの影響を受け, 同じ給油量でも η は大きく違ってくるように思う. また, ディスクとパッドが潤滑油中にサブマージされた状態では, 油面の高さで違いがでてくるように思う.

異なる潤滑方法に対して、 η の値の見積もり方についてのご教示がいただきたい。

〔回答〕 本論文においては有効係数 η の値をさまざまに変化させてその軸受特性への影響を調べるとともに、 η の取り得る値の範囲について検討しているが、論文の考え方を実際問題に適用するためには、ご指摘のとおり η の値をいかに見積るかが今後の大きな課題であると思う。

さて、本論文では有効係数 η を軸受前方の流れの速度水頭に対する修正係数と定義づけているが、いま軸受前方の流れの平均流速を u_{am} とすれば、この定義より η は次式によって表される。

$$\eta = \left(\frac{1}{2} \rho u_{am}^2 \right) / \left(\frac{1}{2} \rho u_s^2 \right) = \left(\frac{u_{am}}{u_s} \right)^2 \dots\dots\dots (i)$$

式(i)より、有効係数 η の値を見積もるには、軸受前方の流れの平均流速 u_{am} を知ればよいことになる。

軸受が潤滑流体中にサブマージされた状態では、ご指摘のように液面の高さによる違いはあると思うが、液面高さが軸受すきまに比べて十分に高い場合には液

面は静止していると考えられるので、 $u_{am} \cong u_s/2$ としてよいと思う。これを式(i)へ代入すると

$$\eta \cong (u_s/2/u_s)^2 = 0.25 \dots\dots\dots (ii)$$

この値は論文中に引用した Burton および Tichy らの実測値にも近く、ほぼ妥当な値であると判断される。

一方、潤滑流体が滴下給油される場合の η の見積もりは上の油浴潤滑の場合に比べてかなり困難であるが、一つの考え方として、いま軸受前方の流体層深さ h^* が何らかの方法で測定可能とすれば、 $Q_s = h^* u_{am}$ (Q_s : 供給流量) の関係と式(i)から次式が得られる。

$$\eta = \left(\frac{Q_s}{h^* u_s} \right)^2 \dots\dots\dots (iii)$$

式(iii)より滴下給油状態での無限幅軸受における η の値が見積もれると思うが、 η の算出は重要な課題と認識しているので、今後さらに有限幅の場合も含めて実験的検討を加えていきたいと考えている。