

液靜壓錐形軸承之無限大剛度特性分析 The Infinite Stiffness Characteristics Analysis of Hydrostatic Conical Bearings

蕭順德

Shun-Te Hsiao

黎明技術學院機械工程系

Department of Mechanical Engineering, Lee-Ming Institute of Technology

鐘世明 李德福

Shyh-Ming Jong, Te-Fu Lee

黎明技術學院機械工程系

Department of Mechanical Engineering, Lee-Ming Institute of Technology

摘要

本文研究液靜壓錐形及圓柱軸承之靜態特性，使用單向薄膜節流器補償油腔之工作壓力。採用流阻網路法分析油腔壓力探討油腔數目、偏心率、位移率、節流器節流參數、薄膜變形係數、軸承長徑比、周向節流面寬度比、軸向節流面寬度比、半錐角等設計參數對軸承承載能力、靜剛度及無限大剛度之影響。

關鍵詞：液靜壓錐形軸承、單向薄膜節流、承載力、靜剛度、無限大剛度

ABSTRACT

This paper studies the static characteristics of the hydrostatic conical and cylindrical bearings, which use capillary and single-action membrane restrictors to compensate the working pressures of recesses. The flow resistance network method is applied to analyze the influences of the design parameters including the number of recesses, membrane restriction, membrane compliance, length-diameter ratio, half of cone-angle, circumferential land width ratio, and axial land width ratio to the load capacity, static stiffness and infinite stiffness of bearing.

Keywords: hydrostatic conical bearing, single-action membrane restriction, load capacity, static stiffness, infinite stiffness



1. 前言

Raimondi 和 Boyd[1]以理論分析及實驗研究軸承在靜態時，其節流器對軸承性能的影響，由結果得知節流器對軸承性能影響很大，且藉由調整節流器參數，可以使軸承得到最大的承載能力。O'Donoghue 等人[2]以最低的摩擦功率損失為研究目標，由主軸轉速、周向節流面積與周向軸承面積的比值為參數，找出多油腔靜壓軸承的最佳設計條件。Ghosh[3]認為使用平均油膜厚度做為假設條件，會造成誤差，因主軸旋轉後的平衡位置會存在著偏位角；因此將油膜厚度隨著主軸軸心變化情形導入公式中，以數值分析法求解 Reynolds 方程式，獲得軸承壓力分佈及承載能力，並以實驗證實誤差很小。

錐形軸承的理論是由圓柱軸承的基礎逐漸發展的，Stansfield[4]曾對單腔和多腔錐形靜壓軸承以近似解析方法做分析，將半錐角小於 90° 的錐形軸承轉化為向心軸承，半錐角大於 90° 轉化為止推軸承，得到計算錐形軸承之性能指標的近似解析解。Prabhu 和 Ganesan[5]用解析法分別對小孔和毛細管節流的圓錐軸承導出了球面座標下的油墊壓力分部表達式，得到了靜態承載能力、剛度、流量、摩擦功耗以及動態剛度、阻尼的解析解，Kayar 等人[6]對錐形靜壓軸承的非牛頓流體工作狀態進行研究，這種靜壓軸承端沒有靜壓腔，探討錐角、油腔大小端半徑比、轉速及供油壓力對軸承性能的影響，並用實驗證明其理論分析的正確性。Sinha 等人[7]使用有限元素法分析軸承幾何參數、溫度、壓力及黏度等參數對錐形軸承動態特性的影響。Liu 等人[8]提出以三維動態方程式建立數學模型解析錐形動靜混壓軸承的動態特性。前人研究主要著重於計算錐形軸承之動態特性，但由於計算費時，因此設計參數的

考量並不夠完整，而軸承動態性能基於優良的靜態特性，Kang 等人[9]以流量平衡方程式分析平面靜壓軸承與節流器的匹配對於靜態特性的影響，有利於建立完整的設計資料。本文基於相同的方法針對圓錐形軸承，以流阻網路法建立各油腔之流量平衡方程式，聯立求解得到各油腔壓力及壓力對偏位率的微分後，經向量計算求得軸承之徑向、軸向承載力及靜剛度，探討毛細管以及單向薄膜節流對於錐形軸承之靜態特性影響，以無因次參數的完整分析，提出設計計算的實際運用。

2. 符號說明

a	軸向節流面寬度之餘弦值
b	軸向節流面寬度
B_ψ	軸承錐面軸向長度 $B_\psi = B/\cos\psi$
B, \bar{B}	軸承長度，長徑比， $\bar{B} = B/D_s$
C_m, \bar{C}_m	薄膜變形係數及其無因次係數
c_0	薄膜節流器初始間隙
D_s, D_ℓ	軸承小端直徑，軸承大端直徑
e_r, ε_r	主軸徑向偏心及偏心率
e_a, ε_a	主軸軸向位移及位移率
h_0	初始油膜徑向法線厚度
\bar{h}	主軸偏位後之無因次油膜厚度
\bar{h}_{k-1}	第 k 與 k-1 腔無因次中點油膜厚度
\bar{h}_k	第 k 與 k+1 腔無因次中點油膜厚度
B_e, L_r	油腔承載之等效寬度，軸向節流台平均寬度
P_s	供油壓力
P_k, \bar{P}_k	第 k 油腔壓力及壓力比 $\bar{P}_k = P_k P_s^{-1}$
r_1, r_2	薄膜節流器之供油孔半徑，節流台半徑



\bar{r}, \bar{R}	無因次幾何尺寸 $\bar{r} = r/D_s$, $\bar{R} = R/D_s$
δ_c, δ_m	毛細管節流器參數，單向薄膜節流器參數
\bar{S}	無因次剛度 $\bar{S} = Sh_0(D_s^2 P_s)^{-1}$ ，以下標 r 及 a 分別代表徑向及軸向。
\bar{W}	無因次承載 $\bar{W} = W(D_s^2 P_s)^{-1}$ ，以下標 r 及 a 分別代表徑向及軸向。
ψ	半錐角
γ_c	周向節流面寬度比， $\gamma_c = \alpha/\phi$
γ_a	軸向節流面寬度比， $\gamma_a = 2b/B_\psi = 2a/B$
α	周向封油邊半角
n	油腔數目
ϕ	油區半角
θ_1	第一油腔中點位置角，偶數腔 $\theta_1 = 0$
θ_k	第 k 油腔中點位置角 $\theta_k = \theta_1 + 2(k-1)\phi$
θ_k''	第 k 油腔靠近 k-1 油腔的腔線位置角， $\theta_k'' = \theta_1 + (2k-3)\phi + \alpha$
θ_k'''	第 k 油腔靠近 k+1 油腔的腔線位置角， $\theta_k''' = \theta_1 + (2k-1)\phi - \alpha$

3.液靜壓錐形軸承分析方法

3.1 膜厚計算

本文探討純靜壓(主軸轉速為 0)軸承，因此軸頸之偏位角為 0，軸頸中心因負載而移動至軸承中心之正下方，如圖 1 所示，因此油膜厚度隨軸心偏位改變之幾何關係為：

$$\bar{h} = 1 + \varepsilon_a \sin \psi + \varepsilon_r \cos \theta \cos \psi \quad (1)$$

其中 $\varepsilon_a = e_a/h_0$ 向左為負值、 $\varepsilon_r = e_r/h_0$ 向下為正值分別為軸向位移率及徑向偏心率，則第 k 腔與相鄰之間的節流台(sill)中

點位置角 θ_k' 及 θ_{k+1}' 代入(1)式可得平均膜厚：

$$\bar{h}_k = 1 + \varepsilon_a \sin \psi + \varepsilon_r \cos \theta_k \cos \psi \quad (1a)$$

$$\bar{h}_{k-1}' = 1 + \varepsilon_a \sin \psi + \varepsilon_r \cos \theta_{k-1}' \cos \psi \quad (1b)$$

$$\bar{h}_k' = 1 + \varepsilon_a \sin \psi + \varepsilon_r \cos \theta_k' \cos \psi \quad (1c)$$

其中 $\theta_{k-1}' = \theta_1 + (2k-3)\phi$ ，

$\theta_k' = \theta_1 + (2k-1)\phi$ 。這三個平均膜厚對應 ε_a 及 ε_r 之微分如下所示：

$$\frac{d}{d\varepsilon_r} (\bar{h}_k) = \cos \theta_k \cos \psi \quad (1d)$$

$$\frac{d}{d\varepsilon_a} (\bar{h}_k) = \sin \psi$$

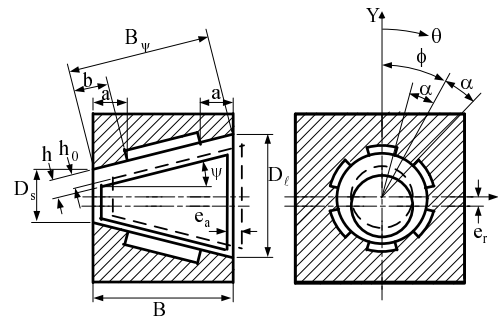


圖 1 錐形軸承剖面圖

3.2 油區之幾何

由圖 2 的油區展開成扇面圖，計算展開的油區幾何尺寸，將其除以 D_s 無因次化後如下所示：

$$\bar{R}_1 = 1/(2 \sin \psi)$$

$$\bar{R}_2 = (1 + \bar{B} \gamma_a \tan \psi / 2) / (2 \sin \psi)$$

$$\bar{R}_3 = [(1 + 2\bar{B}(1 - \gamma_a/2) \tan \psi)] / (2 \sin \psi)$$

$$\bar{R}_4 = (1 + 2\bar{B} \tan \psi) / (2 \sin \psi)$$

$$R_5 = \ln(R_2/R_1)$$

$$R_6 = \ln(R_4/R_3)$$

$$R_7 = \sqrt{R_2^2 - R_1^2} / \sqrt{2R_5}$$

$$R_8 = \sqrt{R_4^2 - R_3^2} / \sqrt{2R_6}$$

$$R_r = (R_2 + R_3) / 2$$

$$L_r = 2R_r \phi \gamma_c \sin \psi$$

$$B_e = R_8 - R_7$$



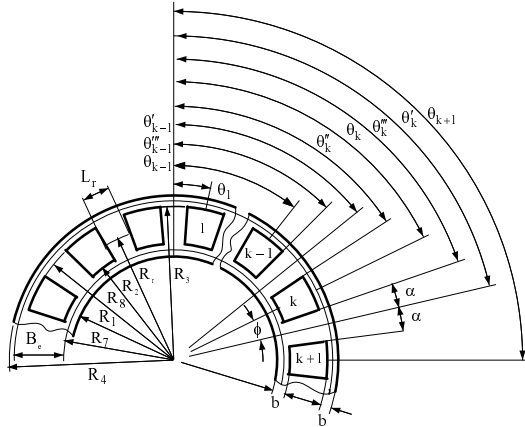


圖 2 第 k 油腔及相鄰兩油腔之油區展開圖

3.3 流阻網路法

如圖 3 所示無因次流量平衡方程式：

$$\bar{Q}_k = \bar{Q}'_k + \bar{Q}_{k \rightarrow k-1} + \bar{Q}_{k \rightarrow k+1} \quad (2a)$$

其中 \bar{Q}_k 為工作流體經節流器流入第 k 油腔之流量； \bar{Q}'_k 為第 k 油腔橫向流出至圓周環面節流台之流量，其計算為：

$$\bar{Q}'_k = \left[(R_5)^{-1} + (R_6)^{-1} \right] \bar{P}_k A_k \sin \psi \quad (2b)$$

$$\text{且 } A_k = \int_{\theta_{k-1}}^{\theta_k} (1 + \varepsilon_a \sin \psi + \varepsilon_r \cos \psi \cos \theta)^3 d\theta$$

$\bar{Q}_{k \rightarrow k-1}$ 為第 k 油腔向第 k-1 油腔流出之流量，因為經過油區時部分流量會橫向的流失，所以其計算如下：

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{k \rightarrow k-1} &= \bar{Q}_{\Delta P} + \bar{Q}'_{k \rightarrow k-1} \\ &= \bar{h}_{k-1}^3 (C_1 \bar{P}_k + C_2 \bar{P}_{k-1}) / 2 \quad (2c) \end{aligned}$$

$$\text{且, } C_1 = L_r B_e^{-1} + 2B_e L_r^{-1},$$

$$C_2 = L_r B_e^{-1} - 2B_e L_r^{-1}, \quad \bar{h} = h h_0^{-1}$$

， $\bar{P}_k = P_k P_s^{-1}$ ； $\bar{Q}_{k \rightarrow k+1}$ 為第 k 油腔向第 k+1 油腔流出之流量，因為經過油區時部分流量會橫向的流失，所以其計算如下：

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{k \rightarrow k+1} &= \bar{Q}_{\Delta P} + \bar{Q}'_{k \rightarrow k+1} \\ &= \bar{h}_k^3 (C_1 \bar{P}_k + C_2 \bar{P}_{k+1}) / 2 \quad (2d) \end{aligned}$$

當軸承使用單向薄膜節流器時，工作流體經單向薄膜節流器流入第 k 油腔流量為：

$$\bar{Q}_k = \bar{Q}_{mk} = \delta_m (1 + \bar{C}_m \bar{P}_k)^3 (1 - \bar{P}_k) \quad (3)$$

$$\text{其中 } \delta_m = \frac{2\pi c^3}{\ln(r_2/r_1) h_0^3}, \quad \bar{C}_m = C_m P_s c_0^{-1}。$$

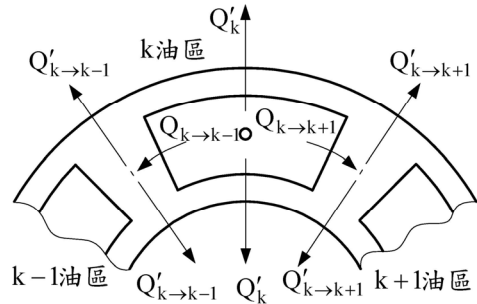


圖 3 第 k 油腔流量示意圖

3.4 求解油腔壓力

將式(3)代入式(2)整理後可得到：

$$\begin{aligned} (\zeta_{2k} + \sigma_{1k}) \bar{P}_k + \sigma_{2k} \bar{P}_k^2 + \sigma_{3k} \bar{P}_k^3 \\ + \sigma_{4k} \bar{P}_k^4 + \zeta_{1k} \bar{P}_{k-1} + \zeta_{3k} \bar{P}_{k+1} = \lambda_k, \end{aligned} \quad (4)$$

其中

$$\sigma_{1k} = \delta_{mk} - 3\delta_{mk} \bar{C}_{mk}$$

$$\sigma_{2k} = 3\delta_{mk} \bar{C}_{mk} (1 - \bar{C}_{mk})$$

$$\sigma_{3k} = \delta_{mk} \bar{C}_{mk}^2 (3 - \bar{C}_{mk}) \quad \sigma_{4k} = \delta_{mk} \bar{C}_{mk}^3,$$

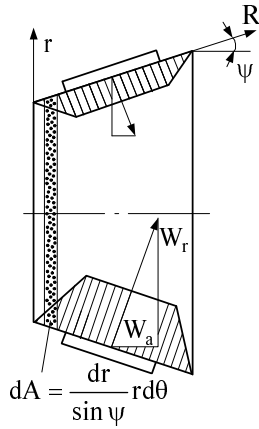
$\lambda_k = \delta_{mk}$ ，全部油腔使用相同單向薄膜節流器時： $\delta_{mk} = \delta_m$ 及 $\bar{C}_{mk} = \bar{C}_m$ 。以 Newton-Raphson's 法迭代求解式(4)的 n 個非線性聯立方程式，可得 n 個油腔之壓力比。

4. 軸承承載及剛度計算

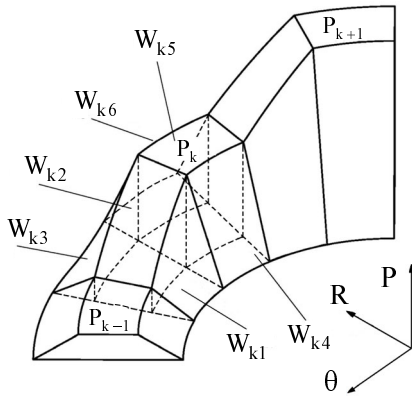
4.1 承載

假設油腔壓力為定值，油腔周圍的節流台壓力為線性分佈，如圖 4 所示第 k 油腔及其相鄰第 k-1 及第 k+1 油腔的壓力





(a) 徑向及軸向承載力



(b) 第 k 腔及相鄰兩腔之壓力分佈

圖 4 承載力方向及油腔壓力分佈圖

分佈，將其分解成 $W_{k1} \sim W_{k6}$ 六個體積區塊，算出油腔壓力分佈後，計算每個油腔之六個區塊體積，並將各腔承載以向量形式相加，即為總承載，因為 $\bar{r} = \bar{R} \sin \psi$ 及 $d\bar{r} = d\bar{R} \sin \psi$ ，所以無因次承載部份的積分式如下所示：

$$\begin{aligned} \bar{W}_{r,ki} &= \cos \psi \iint \bar{P} \cos \theta \bar{r} d\bar{r} d\theta \\ &= \cos \psi \int_{\theta_i'}^{\theta_i''} \int_{\bar{R}_i'}^{\bar{R}_i''} \bar{P}_i(\bar{r}, \theta) \cos \theta \frac{\bar{r}}{\sin \psi} d\bar{r} d\theta \\ &= \sin \psi \cos \psi \int_{\theta_i'}^{\theta_i''} \int_{\bar{R}_i'}^{\bar{R}_i''} \bar{R} \bar{P}_i(\bar{R}, \theta) \cos \theta d\bar{R} d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \bar{W}_{a,ki} &= \sin \psi \iint \bar{P} \bar{r} d\bar{r} d\theta \\ &= \sin \psi \int_{\theta_i'}^{\theta_i''} \int_{\bar{R}_i'}^{\bar{R}_i''} \bar{P}_i(\bar{r}, \theta) \frac{\bar{r}}{\sin \psi} d\bar{r} d\theta \\ &= \sin^2 \psi \int_{\theta_i'}^{\theta_i''} \int_{\bar{R}_i'}^{\bar{R}_i''} \bar{R} \bar{P}_i(\bar{R}, \theta) d\bar{R} d\theta \end{aligned} \quad (6)$$

積分式的 $i=1$ 至 6 其分別之上下界及壓力分佈函數如表 1 所示。

表 1 積分式中上下界及壓力函數表

i	θ_i	θ_i'	\bar{R}_i	\bar{R}_i'	$\bar{P}_i(\bar{R}, \theta)$
1	θ_k^*	θ_{k-1}''	\bar{R}_1	\bar{R}_2	$(\bar{R} \sin \psi - \bar{R}_1) \Delta \bar{P}_{k \rightarrow k-1} / (\beta_1 \beta_2)$
2	θ_k^*	θ_{k-1}''	\bar{R}_2	\bar{R}_3	$\Delta \bar{P}_{k \rightarrow k-1} / \beta_2$
3	θ_k^*	θ_{k-1}''	\bar{R}_3	\bar{R}_4	$(\bar{R}_4 - \bar{R} \sin \psi) \Delta \bar{P}_{k \rightarrow k-1} / (\beta_2 \beta_3)$
4	θ_k''	θ_k^*	\bar{R}_1	\bar{R}_2	$\bar{P}_k (\bar{R} \sin \psi - \bar{R}_1) / \beta_1$
5	θ_k''	θ_k^*	\bar{R}_2	\bar{R}_3	\bar{P}_k
6	θ_k''	θ_k^*	\bar{R}_3	\bar{R}_4	$(\bar{R}_4 - \bar{R} \sin \psi) \bar{P}_k / \beta_3$

如表一所示

$$\begin{aligned} \Delta \bar{P}_{k \rightarrow k-1} &= \bar{P}_{k-1}(\theta - \theta_k'') + \bar{P}_k(\theta_{k-1}''' - \theta), \\ \beta_1 &= \bar{R}_2 - \bar{R}_1, \quad \beta_2 = \theta_{k-1}''' - \theta_k'', \\ \beta_3 &= \bar{R}_4 - \bar{R}_3. \end{aligned}$$

由式(5)得到第 k 油腔之無因次徑向承載， n 個油腔無因次徑向承載相加得到軸承徑向無因次總承載力：

$$\bar{W}_r = \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^6 \bar{W}_{r,ki} = W_r (D_s^2 P_s)^{-1} \quad (7)$$

同理由式(6)得到第 k 油腔之無因次軸向承載， n 個油腔軸向無因次承載相加得到軸承軸向無因次總承載力：

$$\bar{W}_a = \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^6 \bar{W}_{a,ki} = W_a (D_s^2 P_s)^{-1} \quad (8)$$

4.2 靜剛度

軸承剛度為油膜在偏心方向上每單位偏心量改變時負載變化量。



4.2.1 徑向剛度

將式(4)及式(5)對徑向偏心率 ε_r 微分可得 :

$$\begin{aligned} & (\zeta_{2k} + v_{4k}) \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_r} + \zeta_{1k} \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_r} + \zeta_{3k} \frac{d\bar{P}_{k+1}}{d\varepsilon_r} \\ & = -(v_{1k}\bar{P}_{k-1} + v_{2k}\bar{P}_k + v_{3k}\bar{P}_{k+1}) = g_k, \\ & k = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (9)$$

當使用單向薄膜節流時，其中 $v_{4k} = \sigma_1 + 2\sigma_2\bar{P}_k + 3\sigma_3\bar{P}_k^2 + 4\sigma_4\bar{P}_k^3$ ，將式(1d)代入係數計算得到如：

$$\begin{aligned} v_{1k} &= \frac{3}{2} \bar{h}'_{k-1}{}^2 C_2 \cos \psi \cos \theta'_{k-1}, \\ v_{2k} &= \left[(R_5)^{-1} + (R_6)^{-1} \right] \frac{dA_k}{d\varepsilon_r} \sin \psi + \frac{3}{2} C_1 \cos \psi (\cos \theta'_k + \cos \theta'_{k-1}), \\ v_{3k} &= \frac{3}{2} \bar{h}'_k{}^2 C_2 \cos \psi \cos \theta'_{k+1} \end{aligned}$$

由式(9)之 n 個方程組，求解得到 n 個油腔的 $d\bar{P}_k/d\varepsilon_r$ 。因此，全部油腔無因次徑向剛度為 n 個油腔無因次徑向剛度總和，計算如下：

$$\begin{aligned} \bar{S}_r &= \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^6 \bar{S}_{r,ki} = \sum_{k=1}^n \frac{d\bar{W}_{r,k}}{d\varepsilon_r} \\ &= \sum_{k=1}^n \left(\frac{d\bar{W}_{r,k}}{d\bar{P}_{k-1}} \cdot \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_r} + \frac{d\bar{W}_{r,k}}{d\bar{P}_k} \cdot \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_r} \right) \\ &= \sum_{k=1}^n (C_k \zeta'_{1k} \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_r} + C_k \zeta'_{2k} \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_r}) \quad (10) \end{aligned}$$

$$\text{其中 } C_k = \frac{1}{4\gamma_c} \bar{B}(1 + \bar{B} \tan \psi)(1 - \gamma_a/2),$$

$$\zeta'_{1k} = \frac{1}{\phi} (\cos \theta''_k - \cos \theta''_k)$$

$$+ 2\gamma_c \sin \theta''_k,$$

$$\zeta'_{2k} = - \left[\frac{1}{\phi} (\cos \theta''_k - \cos \theta''_k) + 2\gamma_c \sin \theta''_{k+1} \right].$$

4.2.2 軸向剛度

將式(4)及式(6)對軸向偏位率 ε_a 微分可得：

$$\begin{aligned} & \zeta_{1k} \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_a} + (\zeta_{2k} + v_{4k}) \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_a} + \zeta_{3k} \frac{d\bar{P}_{k+1}}{d\varepsilon_a} \\ & = -(v'_{1k}\bar{P}_{k-1} + v'_{2k}\bar{P}_k + v'_{3k}\bar{P}_{k+1}) = g'_k, \\ & k = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (11)$$

當使用單向薄膜節流時，其中

$$v_{4k} = \sigma_1 + 2\sigma_2\bar{P}_k + 3\sigma_3\bar{P}_k^2 + 4\sigma_4\bar{P}_k^3, \text{ 同}$$

理計算如 $v'_{1k} = \frac{3}{2} \bar{h}'_{k-1}{}^2 C_2 \sin \psi$ ，

$$\begin{aligned} v'_{2k} &= \left[(R_5)^{-1} + (R_6)^{-1} \right] \frac{dA_k}{d\varepsilon_a} \sin \psi \\ &+ 3C_1 \sin \psi, \quad v'_{3k} = \frac{3}{2} \bar{h}'_k{}^2 C_2 \sin \psi. \end{aligned}$$

由式(11)之 n 個方程組，求解得到 n 個油腔的 $d\bar{P}_k/d\varepsilon_a$ 。因此，全部油腔無因次軸向剛度為 n 個油腔無因次軸向剛度總和，計算如下：

$$\begin{aligned} \bar{S}_a &= \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^6 \bar{S}_{a,ki} = \sum_{k=1}^n \frac{d\bar{W}_{a,k}}{d\varepsilon_a} \\ &= \sum_{k=1}^n \left(\frac{d\bar{W}_{a,k}}{d\bar{P}_{k-1}} \cdot \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_a} + \frac{d\bar{W}_{a,k}}{d\bar{P}_k} \cdot \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_a} \right) \\ &= \sum_{k=1}^n (C'_k \zeta''_{1k} \frac{d\bar{P}_{k-1}}{d\varepsilon_a} + C'_k \zeta''_{2k} \frac{d\bar{P}_k}{d\varepsilon_a}) \quad (12) \end{aligned}$$

其中 $C'_k = \phi(1 + \bar{B} \tan \psi) \tan \psi$ ，

$$\zeta''_{1k} = \gamma_c (3\gamma_a/4 - 1)$$

$$\zeta''_{2k} = \gamma_c \gamma_a/4 + \gamma_a/2 - 1.$$

5. 結果與討論

當薄膜變形係數 $\bar{C}_m = 3$ 時，通過薄膜到油腔之壓力如圖 5 所示，無因次油腔壓力隨著節流係數 δ_m 之增加而增大。無因次剛度 \bar{S}_r ， \bar{S}_a 如圖 6 所示，發現於 $\delta_m = 2$ 及 $\delta_m = 3$ 產生兩個無限大徑向剛度， $\delta_m = 10$ 以後就沒有發生無限大徑向剛度，軸向由 $\delta_m = 0.01$ 至 $\delta_m = 10$ 皆有一無



限大軸向剛度。

當發生無限大剛度之 ε_r , ε_a 位置對應之圖 5 所示, 油腔壓力比 $\bar{P}_r = 0.333$, 且 $\delta_m = 2$ 及 $\delta_m = 3$ 之油腔壓力比 $\bar{P}_r = 0.333$, 如圖 5 所示產生在第一油腔及第二油腔, $\delta_m = 5$ 產生在第一油腔位置。而 $\delta_m = 0.01$ 及 $\delta_m = 0.1$ 產生在第四油腔之位置。

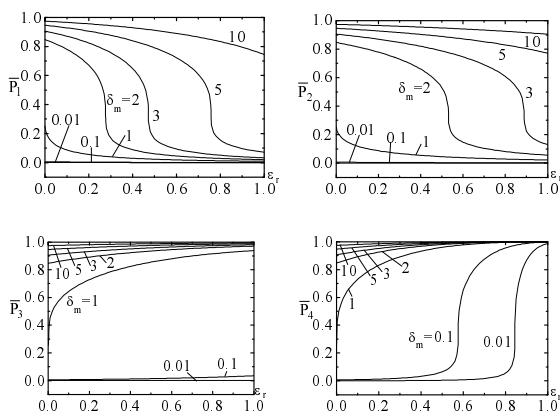


圖 5 薄膜節流係數於薄膜變形係數 $\bar{C}_m = 3$ 時之壓力比 ($\psi = 15^\circ$, $\bar{B} = 0.25$, $n = 6$, $\gamma_a = \gamma_c = 0.5$, $\varepsilon_a = 0$)

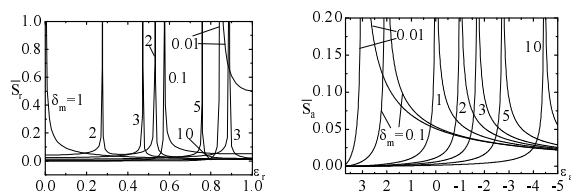


圖 6 薄膜節流係數於薄膜變形係數 $\bar{C}_m = 3$ 時之剛度 ($\psi = 15^\circ$, $\bar{B} = 0.25$, $n = 6$, $\gamma_a = \gamma_c = 0.5$, $\varepsilon_a = 0$)

6. 結論

本文使用單向薄膜節流器, 探討錐形軸承之薄膜節流係數與變形係數對無限大剛度在油腔中之變化, 摘要綜述如下:

- (1) 當節流係數於小於 $\delta_m = 2$ 時, 無限大剛度無論徑向或軸向皆只產生一個無限大剛度。
- (2) 當油腔壓力比 $\bar{P}_r = 0.333$ 時必有一無限大剛度。
- (3) $\delta_m = 2$ 及 $\delta_m = 3$ 之無限大剛度必發生在第一油腔及第二油腔之位置, 而 $\delta_m = 0.01$ 及 $\delta_m = 0.1$ 產生在第四油腔之位置。
- (4) 由結果知節流係數必須大於 1 方能獲得穩定的剛度。

參考文獻

1. A. A. Raimondi and J. Boyd, "An Analysis of Orifice and Capillary Compensated Hydrostatic Journal Bearing," *Journal of the American Society of Lubrication Engineering*, Vol. 13, pp. 29-37, 1957.
2. J. P. O'Donoghue, W. B. Rowe, and C. J. Hooke, "Design of Hydrostatic Using an Operating Parameter," *Wear*, Vol. 14, pp. 355-362, 1969.
3. B. Ghosh, "An Exact Analysis of a Hydrostatic Journal Bearing with a Large Circumferential Sill," *Wear*, Vol. 23, pp. 377-386, 1972.
4. F. M. Stansfield, *Engineering Design Guide*, Oxford University Press, 1976.
5. P. J. Prabhu and N. Ganesan, "Characteristic of Conical Hydrostatic Thrust Bearings under Rotation," *Wear*, Vol. 73, pp. 95-122, 1981.
6. A. EL. Kayer, E. A. Salem, and M. F. Khall, "Behavior of Externally Pressurized Conical Bearings Lubricated with Non-Newtonian fluids," *Wear*, Vol. 67, pp. 133-145, 1981.



7. P. Sinha, P. Chandra, and S. Bhartiya, "Analysis of a Non-constant Gap Externally Pressure Dependent Viscosity," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 214, pp. 669-710, 2000.
8. J. Z. Liu, S. Q. Cen, S. L. Zhang, C. Wu, and X. Y. Cheng, "The Experimental model study on the Dynamic Characteristics of Hybrid Conical Bearing," Henan Science, Vol. 22, pp. 33-36, 2004
9. Kang, Y., Chen, C.-H., Lee, H.-H., Hung, Y.-H., and Hsiao, S.-T., "Design for Static Stiffness of Hydrostatic Bearings: Single-action Variable Compensations, ".(will be included in Issue 2, Indus Lub Tribol, in 2011).

