

# 液体静压支承静态性能新表达式探索

孟心斋<sup>1</sup>, 杨建奎<sup>1</sup>, 孟昭焱<sup>2</sup>

(1. 洛阳工学院机电工程系, 河南 洛阳 471039; 2. 洛阳水星公司, 河南 洛阳 471039)

**[摘要]** 文章分析了液体静压支承传统的静态性能表达式存在的严重缺陷及其产生原因, 提出了新的静态性能表达式。这种新的静态性能表达式精确地表达了外加载荷与轴承间隙之间的非线性关系, 真实地反映了支承的静态性能。新的静态性能通用表达式可表达各种传统节流器与新型可变节流器节流时支承的主要静态性能, 很有应用价值。新的静态性能表达式只有一个变量即外加载荷与油垫推力比, 故可在支承节流与尺寸参数未确定之前知道支承的主要静态性能, 它有利于事先选择与确定支承在应用时的主要性能, 为正确应用液体静压支承提供了可靠的技术基础。

**[关键词]** 液体静压支承; 传统节流器; 新型可变节流器; 静态性能

**[中图分类号]** TH133.36 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2002)05-0063-04

## 1 前言

液体静压支承在理论上具有很多其他类型支承所没有的优良性能。但在过去实际应用时, 其性能达不到理论数值, 有时反而产生一些解释不通的奇怪现象。究其原因主要有: a. 传统的四种节流器即锐角小孔、等径毛细管、变长滑阀与变隙薄膜节流器, 前三种节流性能不佳, 后一种易产生永久翘曲变形; b. 传统静态性能表达式存在严重缺陷, 计算结果失实; c. 没有简单明晰的动态性能表达式; d. 盲目追求所谓无外载时静刚度无穷大。由于这些原因, 支承设计与计算误差很大, 根本达不到理想状态。

由此之故, 液体静压支承在 20 世纪 40 年代开始应用, 70 年代风行一时, 80 年代应用大大减少。这是一个令人难以理解的奇怪现象。任何一种事物, 其客观存在的优良性能是不会因为对它认识不够而消失的。笔者的研究结果提出了三种新型可变节流器与新的静态性能表达式。新型节流器节流性能优良, 新的静态性能表达式能充分反映外加载荷

与轴心偏移之间的非线性关系。除此之外, 新的静态性能表达式只有一个变量即外加载荷与油垫推力比, 故可在其他参数未确定之前完全掌握它的主要性能。这就给设计液体静压支承提供了方便, 简化了设计与计算过程, 为液体静压支承的应用建立了可靠的技术基础。

## 1 液体静压支承静态性能传统表达式存在的缺陷

### 2.1 传统静态性能表达式<sup>[1-4]</sup>

传统的静态性能表达式, 即为传统的四种节流器节流方式的液体静压支承静态性能表达式。今以等径毛细管节流器为例说明, 根据一个节流器与一个油囊流量恒等为条件, 可得

$$q_c = \frac{\pi d_c^4 (p_s - p_x)}{128 \mu l_c},$$

$$Q_B = 2 \frac{P_x h_x^3 K_B}{12 \mu},$$

令

$$q_c = Q_B, \quad G = \frac{3\pi}{64 K_B l_c},$$

**[收稿日期]** 2001-07-09; **[修回日期]** 2001-10-23

**[作者简介]** 孟心斋(1924-), 男, 山西太谷县人, 洛阳工学院教授

得

$$p_x = \frac{p_s}{1 + \frac{h_x^3}{Gd_e^4}}, \quad (1)$$

式中  $q_c$  为流过节流器的流量;  $p_s$  为供油压强;  $p_x$  为油囊油的压强;  $\mu$  为油的粘度;  $l_e$  为毛细管有效长度;  $d_e$  为毛细管直径;  $Q_B$  为流过油囊的流量;  $K_B$  为油囊结构系数;  $h_x$  为油囊处油膜厚度。

由于液体静压轴承当油囊数为偶数时, 一般均采用二油囊相对布置, 故当无外加载荷作用在轴颈上时, 油垫推力相同, 油囊压力也相等, 而相反一侧则相反。当有外加载荷作用时, 受载一侧支承间隙减小, 油囊压力增加, 而其相对一侧则相反。由此在有外载时:

$$p_1 = \frac{p_s}{1 + \frac{h_1^3}{Gd_e^4}}, \quad p_3 = \frac{p_s}{1 + \frac{h_3^3}{Gd_e^4}},$$

式中  $p_1$ 、 $p_3$  为两个相对油囊油的压强;  $h_1$ 、 $h_3$  分别为两个相对油囊的油膜厚度。由于  $p_1 > p_3$ , 故  $h_1 < h_3$ 。

传统方法令

$$h_1^3 = (h_0 - e_x)^3 = h_0^3 \left(1 - \frac{e_x}{h_0}\right)^3 \approx h_0^3 \left(1 - 3 \frac{e_x}{h_0}\right),$$

$$h_3^3 = (h_0 + e_x)^3 = h_0^3 \left(1 + \frac{e_x}{h_0}\right)^3 \approx h_0^3 \left(1 + 3 \frac{e_x}{h_0}\right)。$$

当无外载时  $W_x = 0$ ,  $p_x = p_0$ , 其中  $W_x$  为外加载荷;  $e_x$  为偏心率。

令供油压力比  $\beta_0 = \frac{p_s}{p_0} = 1 + \frac{h_0^3}{Gd_e^4}$ ,

油垫压力差  $\Delta p_x = \frac{6(\beta_0 - 1)p_s}{\beta_0^2 h_0} e_x$ , (2)

油垫承载能力

$$W_x = \Delta p_x A_e = \frac{6(\beta_0 - 1)p_s A_e}{\beta_0^2 h_0} e_x, \quad (3)$$

式中  $A_e$  为有囊有效面积。

油膜静刚度

$$J_B = \frac{\partial W_x}{\partial h_x} = \frac{6p_s A_e}{h_0} \left(\frac{\beta_0 - 1}{\beta_0^2}\right), \quad (4)$$

令  $\frac{\partial J_B}{\partial \beta_0} = 0$ , 得  $\beta_0 = 2$ ,

故等径毛细管节流液体静压支承静态性能传统公式为

$$W_x = \frac{6p_s A_e}{4h_0} e_x, \quad (5)$$

$$J_B = \frac{6p_s A_e}{4h_0}, \quad (6)$$

不同节流方式静态性能可用通用表达式表示:

$$W_x = \frac{6p_s A_e}{h_0} [F] e_x, \quad (7)$$

$$J_B = \frac{6p_s A_e}{h_0} [F], \quad (8)$$

这里  $J_B$  称为油膜静刚度;  $[F]$  为结构因子, 不同的节流器  $[F]$  不同。

## 2.2 传统静态性能表达式存在严重缺陷

1) 承载能力与轴心偏移成正比是不正确的。

产生错误的原因是令  $h_x^3 \approx h_0^3 \left(1 \pm 3 \frac{e_x}{h_0}\right)$ , 由于简化而将二者非线性关系完全忽略, 造成很大的计算误差。根据传统表达式, 当  $W_x = 0$  时,  $e_x = 0$ , 在外加载荷与油囊推力相等即  $W_x = T$  时,

$$T = \frac{6p_s A_e}{h_0} [F] e_x,$$

$T$  称为油囊设计推力。

由此  $e_x = \frac{Th_0}{6p_s A_e [F]}$ ,

已知  $\beta_0 = \frac{p_s A_e}{T}$ ,

所以  $e_x = \frac{h_0}{6\beta_0 [F]}$ 。 (9)

今以等径毛细管节流为例:

$$[F] = \frac{1}{4}, \beta_0 = 2 \text{ 时, } e_{\max} = \frac{1}{3} h_0。$$

实际上当  $W_x = T$  时, 静压轴承一侧支承面与轴颈贴边, 即  $e_{\max} = h_0$ , 由此最大计算误差达 67%,  $W_x < T$  时也有很大偏差。

2) 油膜静刚度未表达出有外载时的实际情况。

根据  $J_B = \frac{6p_s A_e}{h_0} [F]$  可知,  $J_B$  与  $W_x$  无关, 故它不能表达出有外载时的实际情况, 而且有外载才是支承的实际工作情况。因此  $J_B$  的传统表达式并无实用价值。

## 3 液体静压支承静态性能的新表达式

以新型变径毛细管节流器为例。

### 3.1 变径毛细管构造、工作原理与新的性能表达式

变径毛细管为不等径的锥形管体并且刻制在柱形阀心表面上, 由于进出油口处阀体上距离不变, 故为定长。当阀心在外加载荷作用下轴向移动时, 进出油口毛细管直径改变<sup>[5,6]</sup>。由此:

1) 在无外加载荷作用时:

$$Gd_e^4(p_s - p_0) = p_0 h_0^3, \quad (10)$$

$$h_0^3 = \frac{Gd_e^4(p_s - p_0)}{p_0} = Gd_e^4(\beta_0 - 1),$$

$$d_e = \left[ \frac{h_0^3}{G(\beta_0 - 1)} \right]^{\frac{1}{4}}. \quad (11)$$

2) 在有外加载荷作用时:

$$h_x^3 = \frac{Gd_x^4(p_s - p_x)}{p_x}, \quad d_x = d_e \left( 1 + \frac{D_e - d_e}{d_e} \cdot \frac{x}{l_e} \right),$$

$$\text{令 } \gamma_e = \frac{D_e - d_e}{d_e}, \quad \frac{W_x}{A_c} \cdot A_c = k_c x,$$

$$\text{得 } \alpha_e = \frac{\gamma_e a_c}{l_e k_c}, \quad (12)$$

$$h_x^3 = Gd_e^4 \left( 1 + \alpha_e \frac{p_s}{\beta_0} \frac{W_x}{T} \right)^4 \frac{\left[ (\beta_0 - 1) - \frac{W_x}{T} \right]}{1 + \frac{W_x}{T}},$$

式中  $D_e$ 、 $d_e$  分别为进、出油口处的直径。由此可得支承间隙比

$$\eta_x = \frac{h_x}{h_0} = \left[ \frac{\left( 1 + \frac{\alpha_e p_s}{\beta_0} \frac{W_x}{T} \right)^4 \left[ (\beta_0 - 1) - \frac{W_x}{T} \right]}{(\beta_0 - 1) \left( 1 + \frac{W_x}{T} \right)} \right]^{\frac{1}{3}},$$

$$J_x = - \frac{3p_s A_c}{h_x} \cdot$$

$$\left\{ \frac{1}{\frac{\beta_0^2}{\left( 1 + \frac{W_x}{T} \right) \left[ (\beta_0 - 1) - \frac{W_x}{T} \right]} - \frac{4\alpha_e p_s}{1 + \frac{\alpha_e p_s}{\beta_0} \frac{W_x}{T}}} \right\},$$

$$\text{令 } \frac{W_x}{T} = 0, \quad h_x = h_0 \quad \eta_x = 1,$$

$$\text{得 } J_0 = - \frac{3p_s A_c}{h_0 \left[ \frac{\beta_0^2}{\beta_0 - 1} - 4\alpha_e p_s \right]}. \quad (13)$$

$$\text{由 } \frac{\partial J_0}{\partial \beta_0} = 0, \quad \text{得 } \beta_0 = 2,$$

$$\text{当令 } \frac{\beta_0^2}{\beta_0 - 1} = 4\alpha_e p_s,$$

即  $\alpha_e p_s = 1$  时, 得  $J_B = \infty$ ,

$$\text{从而 } \frac{\gamma_e A_c p_s}{l_e k_c} = 1,$$

$$\text{所以 } p_s = \frac{l_e k_c}{\gamma_e A_c}, \quad (14)$$

其中  $A_c$  为阀心截面积。

这样, 新型变径毛细管节流液体静压支承静态

性能表达式为:

间隙比

$$\eta_x = \frac{h_x}{h_0} = \left[ \frac{\left( 1 + \frac{1}{2} \frac{W_x}{T} \right)^4 \left( 1 - \frac{W_x}{T} \right)}{1 + \frac{W_x}{T}} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (15)$$

$$\text{轴心偏移 } e_x = (1 - \eta_x) h_0, \quad (16)$$

油膜静刚度

$$J_x = \frac{3D}{4\eta_x \left[ \frac{1}{\left( 1 + \frac{W_x}{T} \right) \left( 1 - \frac{W_x}{T} \right)} - \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{W_x}{T}} \right]}, \quad (17)$$

这里  $D = \frac{p_s A_c}{h_0}$ ,

验证: 令  $W_x = 0, \eta_x = 1, e_x = 0, J_0 = \infty$ ,

令  $W_x = T, \eta_x = 0, e_x = h_0, J_T = 0$ 。

### 3.2 液体静压支承静态性能通用表达式

液体静压支承不论新型可变节流还是传统节流, 均可用新的通用表达式表达。

1) 间隙比

$$\eta_x = \frac{h_x}{h_0} = \left( 1 + a \frac{W_x}{T} \right)^b \left[ \frac{1 - \frac{W_x}{T}}{1 + \frac{W_x}{T}} \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (18)$$

2) 轴心偏移

$$e_x = (1 - \eta_x) h_0. \quad (19)$$

3) 油膜静刚度

$$J_x = \frac{3D}{4\eta_x \left[ \frac{c}{\left( 1 + \frac{W_x}{T} \right) \left( 1 - \frac{W_x}{T} \right)} - \frac{1}{[F_x]} \right]}. \quad (20)$$

式中参数  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $[F_x]$  与  $G$  可在表1中查得。

## 4 结论

1) 液体静压支承静态性能主要取决于节流器的节流性能。

2) 轴心偏移大小与方向是支承静态性能中的关键, 不能不重视。因此, 轴心偏移愈小愈好。

3) 新型节流器节流性能优良, 结构简单, 制造容易, 很有应用价值。

4) 传统静态性能表达式存在严重缺陷。

5) 新型静态性能表达式能表达轴心偏移与外加载荷之间的非线性关系, 故能显示支承的真实性能, 而且只有一个参数, 应用非常方便。

表1 液体静压支承性能新通用表达式参数表

Table 1 Table of the new formulas hydrostatic bearing characteristic

| 节流器类型   | $a$       | $b$             | $c$            | $[F_x]$   | $G$   |
|---------|-----------|-----------------|----------------|---|---|
| 锐角小孔节流  | -1        | $-\frac{1}{6}$  | $\frac{3}{4}$  | $\frac{4\left(1+\frac{W_x}{T}\right)\left(1-\frac{W_x}{T}\right)}{W_x/T}$ | $\frac{\sqrt{2\rho} K_B}{3\pi \mu d_0^2 k_0}$ |
| 传统四种节流器 | 等径毛细管节流   | 1               | 0              | 1   | $\frac{3\pi}{64 K_B l_c}$                     |
|         | 变长滑阀节流    | $-\frac{9}{10}$ | $-\frac{1}{3}$ | 1   | $\frac{\pi D_c}{2 K_B l_c}$                   |
|         | 变隙薄膜节流    | 1               | 1              | 1   | $\frac{\pi}{K_B \ln \frac{D_k}{d_k}}$         |
| 新型可变节流器 | 新型变径毛细管节流 | $\frac{1}{2}$   | $4/3$          | 1   | $\frac{3\pi}{64 K_B l_c}$                     |
|         | 新型变隙滑阀节流  | $\frac{2}{3}$   | 1              | 1   | $\frac{\pi D_c}{2 K_B l_c}$                   |
|         | 新型变隙薄膜节流  | $\frac{2}{3}$   | 1              | 1   | $\frac{\pi}{K_B \ln \frac{D_k}{d_k}}$         |

## 参考文献

- [1] Stansfield F M. Hydrostatic bearings for tools on similar application [M]. The Machinery Publishing Co. LTD. 1970
- [2] Rowe W B, O'Dongg J P, Hue. Design proceeding for hydrostatic bearings [M]. The Machinery Publishing Co. LTD. 1971.
- [3] 上海机床厂磨研所. 液体静压轴承在磨床上的应用 [R]. 上海: 上海磨床研究所, 1971
- [4] 广州机床研究所. 液体静压技术原理与应用[M]. 广州: 广州机床研究所, 1978
- [5] 孟心斋. 毛细管节流形式液体静导油膜刚度-载荷特性分析与改善措施[J]. 洛阳农机学院学报, 1981, (1): 87~99
- [6] 孟心斋, 王友兰, 杨建玺. 新型变径毛细管节流开式液静压导轨静态性能分析与试验[A]. 第四届机床设计与研究论文集[C]. 1987. 7~16

## New Formulas for the Static Characteristic of Hydrostatic Bearing and Their Application

Meng Xinzhai<sup>1</sup>, Yang Jianxi<sup>1</sup>, Meng Zhaoyan<sup>2</sup>

(1. Dep. of Mech & Eng, Luoyang Inst. of Technol., Luoyang, Henan 471039, China;

(2. Luoyang Mercury Co., Luoyang, Henan 471039, China)

[Abstract] In this paper, the traditional hydrostatic characteristic formulas of hydrostatic bearing, or slide guide, are analyzed. These formulas aren't used to calculate and design the parameters of hydrostatic bearings due to the innate defects. At the same time, new formulas for hydrostatic characteristic of bearing are presented. Using new formulas to design and calculate the parameters of hydrostatic bearing may got exact results quickly and efficiently, because the new formulas can reflect the nonlinear relation between the static load forced on the axle neck and the bearing clearance.

[Key words] hydrostatic bearing; traditional restrictor; new variable restrictor; static characteristic