

具有并联节流器的圆锥静压、 动静压轴承的静特性分析*

祁建中

(郑州工学院机械系)

摘 要: 本文提出了一种用于圆锥静压、动静压轴承的并联节流器的新结构,给出了该轴承的承载能力和静刚度的简化计算公式并分析了主要参数对支承性能的影响,提出了这种并联节流器不但对圆锥轴承的径向承载能力而且对于其轴向承载能力同样具有明显的调节作用,因而具有一定的推广和使用价值。

关键词: 动静压轴承; 内部节流; 小孔节流

中图分类号: TH133

内部反馈节流动静压支承的主要优点是油膜刚度高、不易堵塞、无需设置外部节流器并且节流比一般不受轴承间隙的影响等。为了避免这种节流器将增大轴承轴向长度、主轴悬伸和磨擦功耗等缺点,夏恒青教授曾设计并探讨了一种圆台式孔销节流器^[3],经在M131W外圆磨床、无心磨床等设备的工业应用,证明其节流性能完全等同于全包式节流腔,节流性能优越。但是,对圆锥动静压轴承所承受的轴向载荷部分,圆台式孔销节流器不具备轴向调节能力。为解决这一问题,设计了一种圆台式孔销节流与毛细管节流的并联节流器(下称并联节流器)。这种并联节流器在圆锥轴承中不但具有内部反馈节流的一切优点(其径向油膜刚度近于内部节流情况,而轴向油膜刚度则略弱于毛细管节流情况。)而且可以满足对圆锥轴承轴向承载能力的自行调节的要求,适用于承受径向载荷为主的圆锥静压、动静压轴承。

1 具有该并联节流器的支承结构

图1为内部节流与毛细管节流并联时,前后支承的油路示意图。其中 R_{j1} 、 R'_{j1} 分别为前后轴承圆台式孔销节流器液阻; R_{j2} 、 R'_{j2} 分别为前后轴承毛细管节流器液阻;

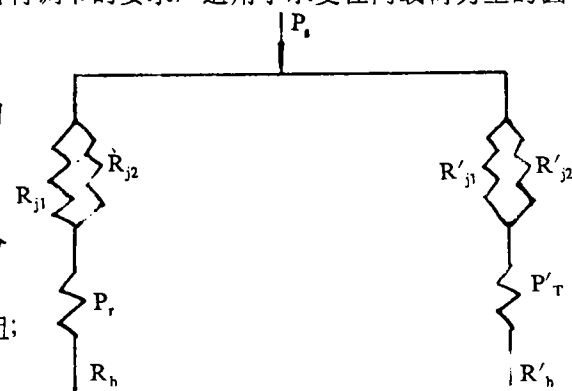


图 1 前后支承的油路示意图

* 收稿日期: 1994-09-07

P_s 为供油系统泵压; P_r 、 P'_r 分别为前后轴承深腔压力; R_h 、 R'_h 分别为前后轴承封油边液阻。

为了实现这一节流方式, 轴承采用了图 2 所示结构。

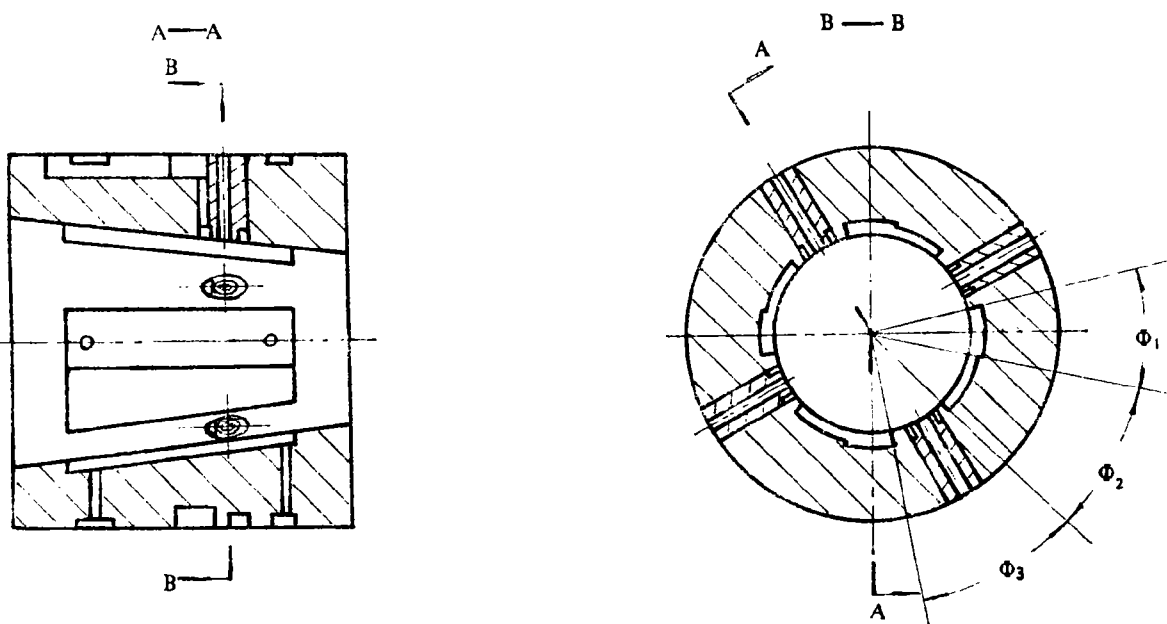


图 2

在 B-B 视图中, ϕ_1 、 ϕ_2 、 ϕ_3 分别对应于深腔、浅腔和封油边的位置。为了减少支承的轴向尺寸, 圆台式孔销节流器安置在周向封油边上, 主要起径向承载的调节作用。图 3 为该轴承的周向展开图。虚线部分为内圆表面结构, 分别为封油边、深腔和浅腔。实线部分为外圆表面结构。

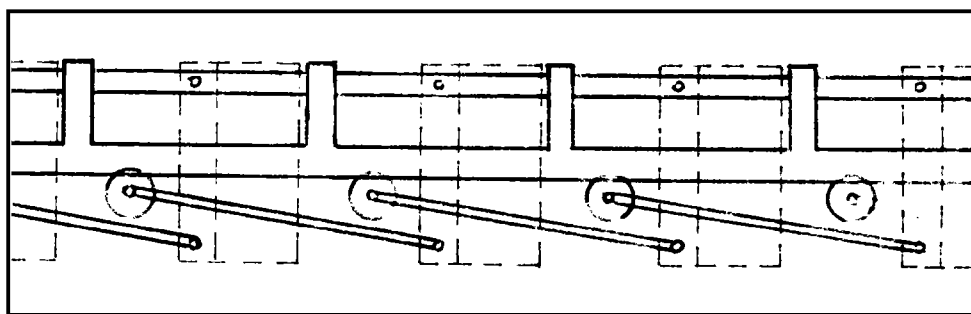


图 3

润滑油首先由供油系统流入轴承外表面环形供油槽。一路油通过四个孔销外圆表面与轴承形成的径向油路流入轴与轴承的间隙之中, 再通过孔销在轴承内圆表面的圆台环面节流, 流入内圆表面的孔销的中心孔, 然后, 经过外圆表面四条螺旋槽油路分别进入轴承的四个深腔。另一路油经过四个与环形供油槽等深的轴向供油槽分别向环形缝隙 (毛细管) 节流器供油, 节流后的油经过四个油孔, 分别进入各个深腔。

2 基本关系式

经推导, 采用该并联节流器的静压油垫承受径向载荷时其无量纲承载能力为:

单向油垫:

$$\bar{W}_D = \frac{P_r}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1-\varepsilon A)^3}{K+(1+\varepsilon A)^3}} \quad (1)$$

对置油垫:

$$\bar{W}_s = \frac{P_r}{P_s} = \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1-\varepsilon A)^3}{K+(1+\varepsilon A)^3}} - \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1+\varepsilon A)^3}{K+(1-\varepsilon A)^3}} \quad (2)$$

对于轴向无量纲承载能力:

$$\bar{W}_a = \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1-\varepsilon_a A)^3}{K+(1-\varepsilon_a A)^3}} - \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1+\varepsilon_a A)^3}{K+(1+\varepsilon_a A)^3}} \quad (3)$$

$$\text{有量纲承载能力为: } W = P_s A_e \bar{W} \quad (4)$$

式中 A_e 为油垫有效面积; A 为油膜均匀系数, 对于平面油垫, $A=1$ 。

无量纲刚度为:

单向油垫:

$$\bar{J}_D = \frac{3A(1-\beta)(K+1)}{\beta} \cdot \frac{[K+(1-\varepsilon A)^3](1-\varepsilon A)^2 + (1-\varepsilon A)^3(1+\varepsilon A)^2}{\left[1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1-\varepsilon A)^3}{K+(1+\varepsilon A)^3}\right]^2 \cdot [K+(1+\varepsilon A)^3]^2} \quad (5)$$

对置油垫:

$$\begin{aligned} \bar{J}_s = & \frac{3A(1-\beta)(K+1)}{\beta} \cdot \frac{[K+(1+\varepsilon A)^3](1-\varepsilon A)^2 + (1-\varepsilon A)^3(1+\varepsilon A)^2}{\left[1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1-\varepsilon A)^3}{K+(1+\varepsilon A)^3}\right]^2 \cdot [K+(1+\varepsilon A)^3]^2} \\ & + \frac{3A(1-\beta)(K+1)}{\beta} \cdot \frac{[K+(1-\varepsilon A)^3](1+\varepsilon A)^2 + (1+\varepsilon A)^3(1-\varepsilon A)^2}{\left[1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{(K+1)(1+\varepsilon A)^3}{K+(1-\varepsilon A)^3}\right]^2 \cdot [K+(1-\varepsilon A)^3]^2} \end{aligned} \quad (6)$$

其中, β : 并联节流比;

ε : 相对偏心率;

A : 油腔数;

K : 内部节流器液阻与毛细管节流器液阻之比。

3 支承性能分析

对置油垫（径向轴承类同）基本关系式（2）、（6）经计算其承载能力及刚度曲线如图 4、6、5、7。

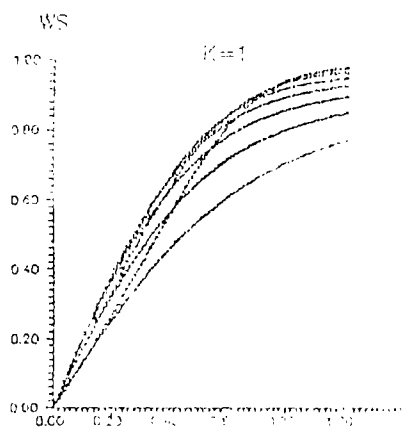


图 4

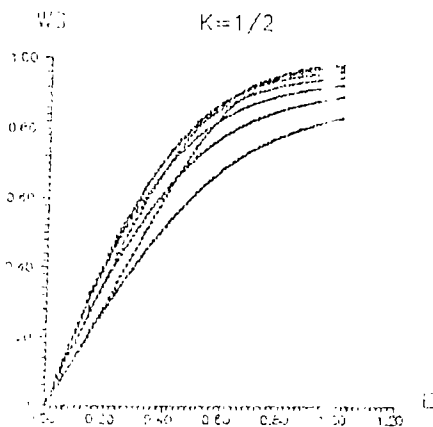


图 5

在 β 值相同的情况下，如使 $K \rightarrow 0$ ，即毛细管节流器的液阻特别大，在整个节流系统中几乎不起作用，而由内部节流器起主导作用，此时并联合流器的性能相当于内部节流器。而当 K 值很大很大时，即内部节流器的液阻很大，在整个节流系统中几乎不起作用，而由毛细管节流器起主导作用，支承的性能近于毛细管节流的支承。也就是说， K 值愈小，支承的性能愈近于内部节流情况； K 值愈大则愈近于毛细管节流情况。设计时，当支承主要用于承受径向负荷时，应取较小的 K 值，反之则应取较大的 K 值。一般

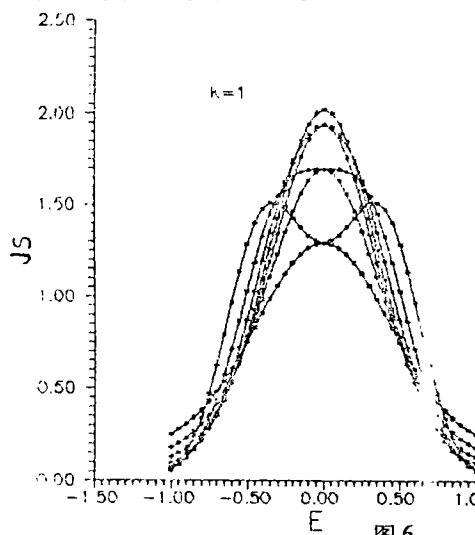


图 6

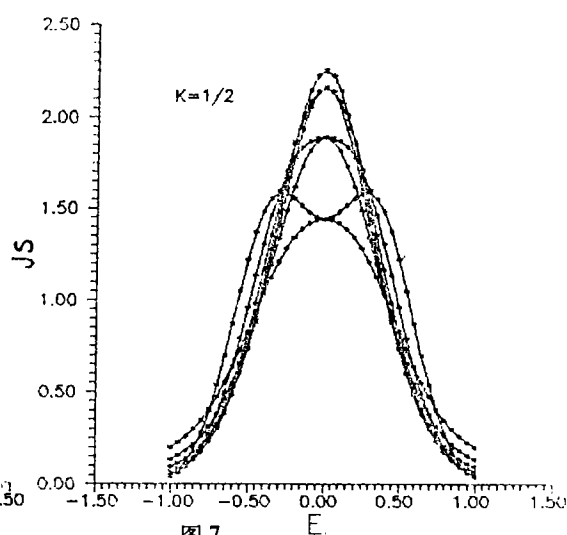


图 7

情况，用并联合流器的支承其静态性能是介于两者之间的。在 β 及 ε 相同的条件下，其承载能力高于毛细管节流支承，而弱于内部节流支承。油膜的静刚度在小偏心时优于毛细管

节流而弱于内部节流, 大偏心时则相反, 其静刚度弱于毛细管节流优于内部节流。

以 $K=1$ 为例, 当 $\beta=0.5$, $\varepsilon=0.3$ 时, 内部节流、并联节流、毛细管节流三种对置油垫的无量纲承载能力分别为 0.7299; 0.5892; 0.4318; $\varepsilon=0.4$ 时, 无量纲承载能力分别为 0.8541; 0.7152; 0.5553。从无量纲承载能力来看, 其顺序是内部节流、并联节流、毛细管节流。但其静刚度则不同, 在 $\beta=0.5$, $K=1$ 时, 如表 1 所示。

表 1 三种节流形式对置油垫无量纲静刚度 J 值

节流形式	ε					
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
毛细管节流	1.5	1.48093	1.42033	1.31111	1.14987	0.88320
并联节流	2.25	2.14428	1.85652	1.46406	1.05945	0.71259
内部节流	3	2.77151	2.20408	1.54027	0.96640	0.55102

在 $\varepsilon<0.3$ 时, 三种支承的静刚度高低顺序是内部节流、并联节流、毛细管节流; 当 $\varepsilon>0.4$ 以后, 静刚度的顺序倒过来了。当然这是 $\beta=0.5$ 时的情况, 不同的 β 值有不同的分界线, 许多论著中所提到的所谓最佳节流比, 也就是偏心率很小时应选用的节流比, 由公式 (6) 可得三种节流形式都是 $\beta=0.5$ 。当负荷重时, 静压支承将在大偏心率下工作, 此时应选择在该偏心率下刚度最大的节流比 β 值。至于动静压支承, 其承载能力主要取决于其动压效应, 一般情况, 偏心率愈大, 承载能力则愈大, 静刚度也愈大, 故无需过多考虑纯静压刚度。其节流比一般取 $\beta>0.6$ 为好。

由公式 (3) 可见, 并联节流器对于对置圆锥静压轴承的轴向负荷有一定的调节能力, 但承载能力较低, 还可以进一步推导出刚度公式, 证明其轴向刚度也较低。

单纯的圆台式孔销节流时, 在圆锥轴承受轴向载荷后, 主轴会产生轴向位移, 各轴承间隙沿周向均匀变化。间隙变小的一端, 各节流器出油液阻变大 (属腔内节流、非固定液阻), 节流器压降增加, 致使腔压下降, 从而使轴承间隙进一步减小。轴承间隙增大的另一端, 节流器出油液阻变小, 压降也减少, 致使腔压升高, 导致轴承间隙更加变大。因而单纯圆台式孔销节流的轴承对轴向载荷无调节能力。这一结论也可以在公式 (3) 得到证实。当 $K\rightarrow 0$ 时, 即毛细管几乎不起作用, 轴向承载能力也趋于零。

前后轴承油路中并联了毛细管节流器, 当轴受到轴向载荷而产生轴向移动时, 圆锥轴承的间隙一端减小, 另一端增大。间隙减小的一端流量变小, 使得该端节流压降变小, 但总的泵压 P_s 未变, 因而深腔压力得以提高, 产生了使轴承间隙得以恢复的趋势。同理, 间隙增大的一端, 流量增加, 节流器压降也增加, 在 P_s 一定时导致深腔压力减小, 产生了使轴承间隙减小的趋势, 从而并联节流器实现了轴承对轴向载荷部分的调节作用。圆台式孔销节流属于内部反馈节流器, 主要起径向承载的调节作用。

4 简要结论

- 4.1 圆台式孔销与毛细管并联节流器可用于圆柱及圆锥等轴承, 当用于圆锥动静压轴承时, 对于轴向载荷部分具有明显地调节能力, 工业中有一定的推广、使用价值。
- 4.2 节流比 β 值相同情况下, 具有该并联节流器的圆锥轴承的承载能力高于单纯圆台式孔销节流轴承。
- 4.3 该结构的圆锥轴承径向油膜刚度略低于单纯圆台式孔销节流轴承, 但优于毛细管节流轴承。
- 4.4 在小偏心时, 为取得尽可能高的油膜刚度, $K=1$ 时, 最佳节流比为 0.5。
- 4.5 当并联节流器的某一路节流器被堵塞时, 油垫的节流液路只有未被堵塞的一路, 油垫仍能正常工作。但由于液阻增大, 故其节流比将变小。

参 考 文 献

- 1 广州机床研究所编, 液体静压技术原理及应用. 机械工业出版社. 1978 年
- 2 陈燕生等编著. 液体静压支承原理和设计. 国防工业出版社. 1980 年
- 3 夏恒青. 内部节流静压、动静压支承中节流腔新结构及其不同布置时的支承性能. 郑州工学院学报第 10 卷第 2 期. 1989 年 6 月

The Analysis of Static Characteristics in a Hybrid Conical Sliding Bearing with Paralled Throttles

Qi Jianzhong

(Department of Mechanical Engineering)

Abstract: In this paper, a new structure of parallel throttle used for hybcid conical sliding bearing is presented. The simplified compute formulac of the loading capacity and the static rigidity of the bearing are obtained. And the effect of main parameters is analysid for the characteristics of the bearing. It is proved that the parallel throttle has a distinct adjust action not only to radial loading capacity but also to axial loading capacity. So this new throttle has a certain value for using and popularization.

Keywords: Hybrid Bearing; Inner throttle Orifice throttle