

TH133.36

362862

P31

液体静压轴承

庞志成

编

陈世家



哈尔滨工业大学出版社

前 言

液体静压轴承及动静压轴承属于全液体摩擦轴承，它具有效率高、油膜刚度大、支承精度高、抗振动及使用寿命长等特点，因而在机械制造和仪器制造等领域中得到较快的发展和应用，特别是在机床制造业中，其应用效果更为突出。近年来，国内外已将液静压轴承及动静压轴承应用于动力机械、军事装备、航天设施及核工业中。

本书在实践的基础上，结合多年来的研究成果，对静压和动静压轴承的基本原理、物理概念、理论计算以及有关制造、调整和故障分析等方面进行了深入论述。其特点是在考虑含气油液可以压缩的条件下，对静压轴承油膜的稳定性、振幅频率特性及油膜的动态刚度进行了深入分析，解决了静压轴承油膜的振荡问题，从而大幅度提高了静压轴承的动态支承精度。本书的另一特点是在分析了国内外现有的动静压轴承优缺点的基础上，首次介绍了性能较好的倾斜腔动静压轴承和摆动瓦动静压轴承等，从而解决了涡流的产生和温升较高的问题，并扩大了承载和速度适应范围。此外，本书通过应用实例，分析了各种结构形式轴承的设计步骤和优化参数的选择原则。本书为高等工科院校机械设计专业硕士研究生教学用书，也可作为有关方面科技工作者的技术参考书。

由于编者水平有限，总结资料不够全面，特别是这项技术还在不断地发展，书中难免有缺点和不足之处，恳请读者批评指正。

编 者

1990年3月

主要符号说明

- A_b 一个油腔有效承载面积 [cm²]
 A_j 有效节流面积 [cm²]
 A_h 支承间隙稳态位移幅值 [μm]
 A_v 静压支承有效阻尼面积 [cm²]
 A_w 载荷幅值 [N]
 a_j 间隙节流凸台边长 [cm]
 b_1 轴承周向封油面宽度 [cm]
 b_2 轴向回油槽宽度 [cm]
 b_j 节流翘板根部宽度 [cm]
 b_z 节流扭板承扭部分宽度 [cm]
 C_c 滑阀节流器控制系数
 c 润滑油比热 [kcal/kg·°C]
 D 轴承直径 [cm]
 d_c 节流滑阀直径; 节流摆板支腿直径 [cm]
 E 弹性模量 [Pa]
 e 主轴偏心量 [μm]
 E_{0a} 常温下含气油液弹性模量 [Pa]
 E_c 反馈节流元件弹性变形模量 [Pa]
 F 油膜推力 [N]
 f 正弦载荷作用频率、主轴挠度 [1/s]、[cm]
 G 剪切弹性模量 [Pa]
 q 流量系数
 \dot{G} 油液容积压缩速度 [cm³/s]
 h 轴承油膜厚度或支承间隙 [cm]
 h_0 轴承设计半径间隙 [cm]
 h_{c0} 节流间隙 (h_{c0} 可变化) [cm]
 h_c 节流间隙 (h_c 不可变化) [cm]
 h' 推力轴承单侧间隙 [cm]
 h'_0 推力轴承单侧设计间隙 [cm]
 K 节流器控制系数
 k_j 滑阀节流器弹簧刚度 [N/cm]
 k_c 薄膜、扭板、摆板及翘板节流器变形系数 [cm³/N]
 L 轴承长度 [cm]
 l 轴承油腔长度 [cm]

- l_1 轴承轴向封油面长度 [cm]
 l_2 毛细管长度、扭板承扭部分长度、摆板支腿长度、翘板根部长度、滑阀节流长度、内节流带宽度 [cm]
 J_0 轴承油膜静态刚度 [N/ μm]
 $j_{(f)}$ 轴承油膜动态刚度 [N/ μm]
 m 被支承体质量 [kg]
 N 功率 [kW]
 N_f 摩擦功率 [kW]
 N_p 油泵功率 [kW]
 n 轴转速 [1/min或rad/s]
 P 力 [N]
 p 油膜压力 [Pa]
 p_0 空载时油腔压力 [Pa]
 p_s 供油压力
 $p_{(t)}$ 变载荷作用下的油腔静压力 [Pa]
 $p'_{(t)}$ 变载荷作用下的油膜挤压效应压力 [Pa]
 $p''_{(t)}$ 变载荷作用下的油膜容积效应压力 [Pa]
 Q 流量 [l/min或 cm^3/s]
 Q_0 空载时轴承一个油腔的流出流量 [l/min或 cm^3/s]
 Q_{c_0} 空载时流经节流器的流量 [l/min或 cm^3/s]
 R 轴承半径 [cm]
 R_h 轴承间隙液阻 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{cm}^5$]
 R_e 节流液阻 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{cm}^5$]
 R_1, R_2, R_3, R_4 推力轴承相应半径 [cm]
 Re 雷诺数
 r_{c_1} 节流圆台中心孔半径 [cm]
 r_{c_2} 节流圆台半径 [cm]
 r_{c_3} 薄膜变形半径 [cm]
 s 拉普拉斯算子
 t 时间 [s]
 t_c 螺旋毛细管螺距 [cm]
 t_r 过渡过程延续时间 [s]
 Δt 温升 [$^{\circ}\text{C}$]
 T 时间常数
 u 薄膜、扭板、摆板平均变形量 [cm]
 U 反馈节流器压力腔容积变化量 [cm^3]
 \dot{U} 反馈节流器压力腔容积变化速度 [cm^3/s]
 V 轴承容油空间体积变化量、蓄能器容积 [cm^3]

- V_{0a} 静压支承系统含气油液容积 [cm³]
 \dot{V} 轴承容油空间体积变化速度 [cm³/s]
 v 线速度 [m/s]
 V_c 反馈节流器压力腔容积变化量 [cm³]
 W 载荷、承载能力 [N]
 W 无量纲载荷、无量纲承载能力
 W_x 无量纲承载能力水平分量
 W_y 无量纲承载能力垂直分量
 ΔW 载荷增量 [N]
 Y, Y', Y'' 轴承调整系数
 y 主轴相对挠度
 y_{\max} 在过渡过程中的最大位移量 [μm]
 Z_1 轴承油腔深度 [cm]
 Z_2 轴承回油槽深度 [cm]
 Z_f 油泵效应螺旋槽深度 [cm]
 Z_c 节流翘板根部厚度 [cm]
 α 节流小孔流量系数、支承间隙流量系数
 β_0 空载时节流比
 ε 相对偏心率
 η 效率
 θ_1 油腔张角之半
 θ_2 周向封油面外侧张角之半
 θ_3 无轴向回油槽周向封油面张角
 θ_4 瓦块中心张角
 λ_0 轴承结构系数
 μ 油液动力粘度 [Pa·s]
 γ 油液运动粘度、支承间隙阻尼系数 [cst]
 ρ 油液密度 [kg/m³]
 ω 载荷系数、角速度 [rad/s]
 φ 角度
 ψ 支承相对间隙 $\left(\psi = \frac{h_0}{R} = \frac{2h_0}{D}\right)$
 χ 偏心率 $\left(\chi = \varepsilon = \frac{e}{h_0}\right)$
 J 半径间隙 ($J = h_0$)

目 录

主要符号说明	I
第一章 液体静压轴承	
第一节 概述	1
第二节 液体静压轴承的工作原理	1
第三节 定压供油系统节流器的结构形式及其工作原理	6
第四节 定量供油系统恒流调压元件的结构形式及其工作原理	20
第五节 静压轴承结构	24
第六节 径向静压轴承的计算	32
第七节 推力静压轴承的计算	58
第八节 静压轴承系统功率消耗及温升	63
第九节 液体静压轴承的调整	64
第十节 液体静压轴承供油装置	69
第十一节 液体静压轴承的故障分析	77
第十二节 静压轴承的装配及维护	84
第十三节 液体静压轴承设计计算举例	85
第十四节 液体静压轴承结构实例	100
第二章 液体静压轴承（统称支承）动态特性	
第一节 基本概念	109
第二节 在阶跃载荷作用下液体静压支承的过渡特性	113
第三节 在正弦载荷作用下液体静压支承的动态特性	123
第三章 液体动静压混合轴承	
第一节 动静压混合轴承的结构形式	135
第二节 动静压混合轴承的计算	139
参考文献	162

第一章 液体静压轴承

第一节 概述

轴承是机械设备中的重要零件。目前，轴承结构形式主要分两大类，即滚动轴承和滑动轴承。液体静压轴承和动静压轴承属于滑动轴承。

在滑动轴承中，又分动压轴承、静压轴承和动静压轴承。它们都能实现液体润滑，但它们的油膜形成条件是不同的。液体动压轴承是依靠主轴和轴承的相对运动，在轴承间隙中形成压力油膜，将有载荷作用的主轴浮起来，而实现液体润滑的。当主轴静止或转速低时，无法形成压力油膜，主轴与轴承之间处于半液体摩擦，从而导致了摩擦与磨损。液体静压轴承是利用专用的供油装置，将具有一定压力的油液，经过压力补偿元件（节流器或定量阀）输送到轴承中去，在轴承油腔内形成压力油膜，将受载主轴浮起进而实现液体润滑。

其特点是：

1. 全液体润滑，摩擦阻力小，效率高。
2. 所适应的转速范围广，在各种相对运动速度（包括静止）下都有液体润滑作用，且具有承载能力。
3. 轴承中的静压油膜的刚度大，支承精度高，且有吸振性。
4. 使用寿命长，精度保持性好。
5. 油膜具有平均误差作用，从而可以减少主轴和轴承本身制造误差的影响。
6. 适用范围广，对轻载、重载，高速、低速均可适用。
7. 对轴承的材料要求不高，可节省价格较贵的轴承合金。

但是，液体静压轴承需有一套压力稳定、过滤严格的供油装置，不仅增加了成本，而且增大了机械设备的空间和重量。

液体动静压轴承是综合了动压和静压轴承的优点而研制出的一种新型液体润滑轴承。与动压和静压轴承比较，它具有更大的承载能力和油膜刚度，工作十分可靠，压力油膜动态稳定性好，所需要的供油装置的功率较小，其结构也可简化。因此，动静压轴承在国内外受到了普遍的重视，是一种很有发展前途的支承元件。

第二节 液体静压轴承的工作原理

一、简介

液体静压轴承及其压力补偿方式的结构形式较多，这里，以MM7132平面磨床的主

轴静压轴承为例，来说明有关概念和工作原理。

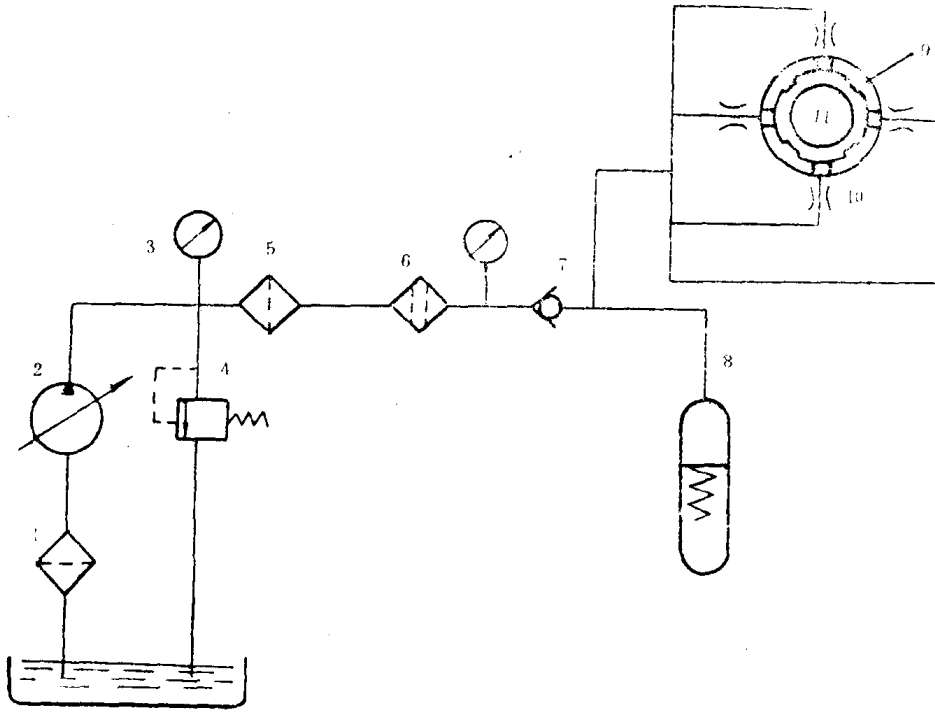


图1-1 MM7132平面磨床主轴静压轴承系统

- 1.粗滤油器 2.油泵 3.压力表 4.溢流阀 5.粗滤油器 6.精滤油器
7.单向阀 8.蓄能器 9.静压轴承 10.节流器 11.主轴

如图1-1所示，来自油泵的压力油，经过节流器流入轴承的各个油腔中；粗滤油器和精滤油器的作用是严格过滤润滑油；溢流阀是调定泵的输出压力的；单向阀的作用是防止压力油倒流，以配合蓄能器；蓄能器的作用是当油泵突然停止供油时（如停电等），保证仍有压力油供应到静压轴承内，以实现安全停车。其中节流器是压力补偿元件，是静压轴承系统中的关键环节。

图1-2为静压轴承的典型结构图，通常它被加工成四个对置油腔，油腔深度为 Z_1 。 b_1 为周向封油面宽度， l_1 为轴向封油面宽度； L 为轴承长度， D 为轴承直径， $D_{轴}$ 为主轴直径；半径间隙 $h_0 = \frac{D - D_{轴}}{2}$ ，这个尺寸很重要，设计时应正确选择。

图1-2(a)为具有轴向回油槽结构，油腔间被宽度为 b_2 、深度为 Z_2 的回油槽隔开，以防止相邻油腔中的压力油产生内流。图1-2(b)为无轴向回油槽结构，这种轴承可以减少润滑油的供油量。

静压轴承润滑油的循环过程如下：来自油泵的润滑油，经过具有液阻的节流器流入轴承各个油腔内，再通过轴与轴承封油面之间的微小间隙流出，最后集中起来经管路流回油箱。由于轴与轴承之间的间隙甚小，形成了很大的出油液阻，所以在轴承油腔中便得以保持液体压力（即静压力）。液体静压轴承的工作原理就是利用这个静压力和压力补偿元件的调压作用，使轴浮在轴承中的。

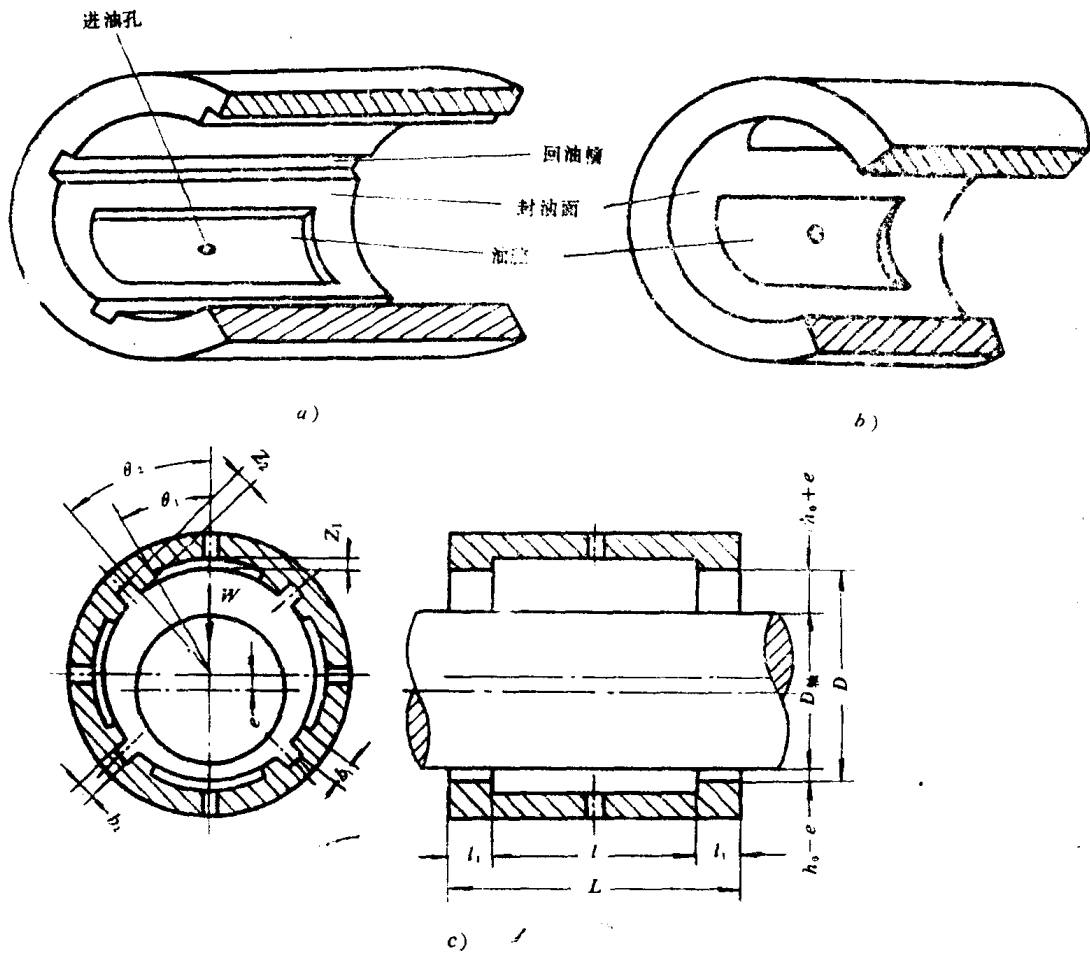


图1-2 静压轴承结构

二、液体静压轴承的承载原理

分析液体静压轴承的油液循环系统（参看图1-1）可知，压力油在循环过程中，流经两个非常重要的液阻：一个是与轴承油腔串联的节流器所形成的液阻，称为节流液阻；另一个是轴与轴承的微小间隙所形成的液阻，称为间隙液阻（也称轴承出油液阻）。据此，可把图1-1简化成静压轴承系统简图，如图1-3所示。

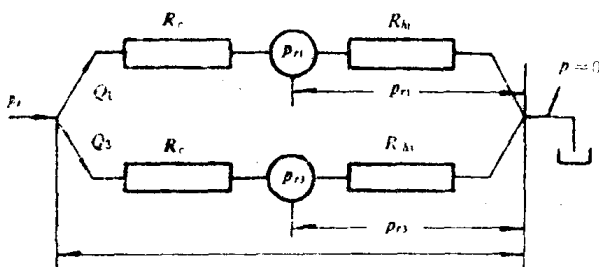


图1-3 液体静压轴承系统简图

图中 R_c 表示节流液阻， R_{h1} 表示油腔1的间隙液阻， p_{r1} 表示油腔1中的油压， R_{h3} 表示油腔3的间隙液阻， p_{r3} 表示油腔3中的油压。

理论与实践证明：油路系统中的压力、流量和液阻三者的关系与电路中的电压、电流和电阻三者间的关系相同。这样，就可以利用电路中的参数关系来研究油路系统，根据电路的“欧姆定律”：

$$I(\text{电流}) = \frac{V(\text{电压})}{R(\text{电阻})}$$

可知油路也有相应的参数关系，即：

$$Q(\text{流量}) = \frac{p(\text{油压})}{R(\text{液阻})}$$

由图1-3可知；流经油腔1和油腔3的油路分别有如下的参数关系（流经油腔2和4的油路，其参数关系相同，从略）：

$$Q_1 = \frac{p_s}{R_c + R_{h1}} \quad Q_3 = \frac{p_s}{R_c + R_{h3}}$$

式中， p_s 为进入节流器之前的油压，一般称为供油压力。

这时，油腔1和油腔3中的压力分别为：

$$p_{r1} = Q_1 R_{h1} = \left(\frac{p_s}{R_c + R_{h1}} \right) R_{h1} = \frac{p_s}{1 + \frac{R_c}{R_{h1}}} \quad (1-1)$$

$$p_{r3} = Q_3 R_{h3} = \left(\frac{p_s}{R_c + R_{h3}} \right) R_{h3} = \frac{p_s}{1 + \frac{R_c}{R_{h3}}} \quad (1-2)$$

当供油压力 p_s 一定（即定压供油）时，如果节流器的节流液阻 R_c 是相等的，同时轴承上对称布置的四个油腔的结构形状和尺寸也相等，那么，当没有载荷作用（也忽略轴本身自重）时，轴便被轴承油腔中的压力油浮在轴承中央。此时，油腔间隙相等，即 $h_1 = h_3 = h_0$ ，间隙液阻也相等，即 $R_{h1} = R_{h3} = R_{h0}$ ；由公式（1-1）和（1-2）可知，各油腔压力也相等，即 $p_{r1} = p_{r3} = p_{r0}$ 。

当轴受一个径向载荷 W （包括轴自重）作用后，轴沿载荷方向下移一个很小的距离 e 。由图1-2(c)可知：下油腔3中点间隙由原来的 h_0 减小到 $h_0 - e$ ，则相应的间隙液阻 R_{h3} 即增加；相反，油腔1中点间隙却增加到 $h_0 + e$ ，而间隙液阻 R_{h1} 则变小。这时，由公式（1-1）和（1-2）可知，油腔3中的油压 p_{r3} 增高，油腔1中的油压 p_{r1} 下降，于是便产生一个与载荷方向相反的压力差 $\Delta p = p_{r3} - p_{r1}$ 来支承载荷 W ，以实现液体润滑。

三、静压轴承的压力补偿方式

1. 定压供油系统的压力补偿方式

所谓定压供油系统，即用一个输出压力基本保持不变的油泵，同时向轴承所有油腔实现供油的系统（如图1-1所示，用一个油泵同时向轴承四个油腔供油）。其中每个油腔必须要串联一个节流器，轴承才有承载能力；否则轴承就失去承载能力。比如，轴承油腔1和3没有串节流器，即节流液阻 $R_c = 0$ ，当轴受载后，尽管油腔1、3的间隙发生变化，相应的间隙液阻 R_{h1} 、 R_{h3} 也变化，但由公式（1-1）和（1-2）可得：

$$p_{r1} = \frac{p_s}{1 + \frac{R_c}{R_{h1}}} = \frac{p_s}{1 + \frac{0}{R_{h1}}} = p_s$$

$$p_{r3} = \frac{p_s}{1 + \frac{R_c}{R_{r3}}} = \frac{p_s}{1 + \frac{0}{R_{r3}}} = p_s$$

则承载压力差 $\Delta p = p_{r3} - p_{r1} = 0$ 。

不难看出，当轴承每个油腔不串联节流器（即节流液阻 $R_c = 0$ ）时，虽然在载荷 W 作用下，轴沿载荷方向下移，但各油腔的压力始终等于供油压力 p_s ，因而轴承上下对置的油腔1和3就不能产生压力差来支承载荷。这时，在载荷作用下，轴便被压在油腔3附近的轴承表面上，这显然不成其为静压轴承了。

综上所述，作为定压供油系统中的压力补偿元件的节流器，它的调压作用是指：当主轴受载偏移后，能使轴承在载荷方向的两个油腔产生与载荷方向相反的压力差，以支承载荷，从而使静压轴承在液体润滑状态下具有承载能力。

2. 定量供油系统的压力补偿方式

所谓定量供油系统是指向静压轴承各个油腔分别供应流量恒定的压力油。定量供油对轴承油腔所实现的调压作用称为恒流调压。

定量供油系统通常有两种结构形式：

(1) 系统中只用一个定量泵供油，而轴承的每个油腔分别串联一个定量阀，以保证流入每个油腔的流量恒定，如图1-4a)所示。定量阀也可做成多头的，每头连接一个油腔，以达到结构紧凑。

(2) 采用多联定量泵或多联齿轮分油器，每一个定量泵只向轴承一个油腔供应流量恒定的压力油，如图1-4b)所示。

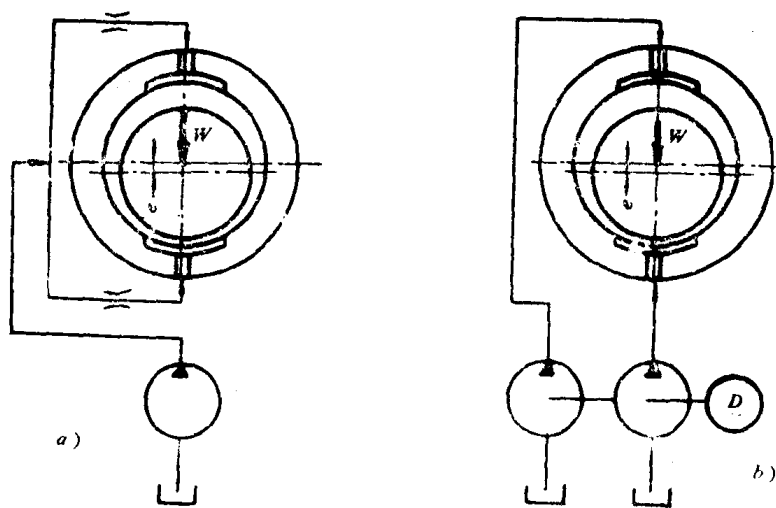


图1-4 定量供油系统

为了分析定量供油系统的恒流调压作用，将图1-4两种定量供油方式简化成系统简图，如图1-5所示。

参照该图，可写出定量供油静压轴承的参数关系式：

$$\begin{aligned} p_{r1} &= QR_{r1} \\ p_{r3} &= QR_{r3} \end{aligned} \quad (1-3)$$

由图1-4可知,在载荷 W 作用下,轴沿载荷方向偏移 e 值。这时,上油腔间隙变大,间隙液阻 R_{r1} 减小;下油腔间隙变小,其间隙液阻 R_{r3} 变大。由于流量 Q 恒定不变,由公式(1-3)可知 p_{r1} 下降, p_{r3} 增大,从而可形成一个压力差 $\Delta p = p_{r3} - p_{r1}$ 来支承载荷 W ,并实现液体润滑。

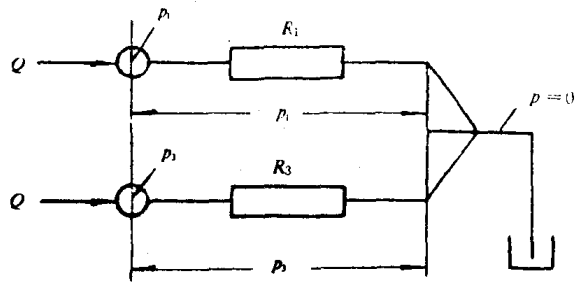


图1-5 静压轴承定量供油系统简图

应该指出,多联定量泵的结构较复杂,成本较高,通常,应用于大型或重型静压轴承。而多头定量阀的结构较简单,适用范围较广。

第三节 定压供油系统节流器的结构形式及其工作原理

目前,液体静压轴承大部分采用定压供油系统,因此都以节流器作为该系统的压力补偿元件。由于节流器的结构形式不同,使轴承上对置的油腔所产生的压力差也不同,即轴承的承载能力和压力油膜的刚度不同。

节流器的结构形式较多,按其工作原理可分为如下两类。

一、固定节流器

其主要特点是节流液阻与载荷变化无关(或基本无关)。主要结构形式有:

1. 小孔节流器

理论上小孔节流器应是薄壁小孔,即小孔长度 l_c 远远小于小孔直径 d_c 。因为 l_c 很薄,几乎不存在沿程摩擦损失,使流经小孔的流量与油的粘度无关,从而保证节流液阻

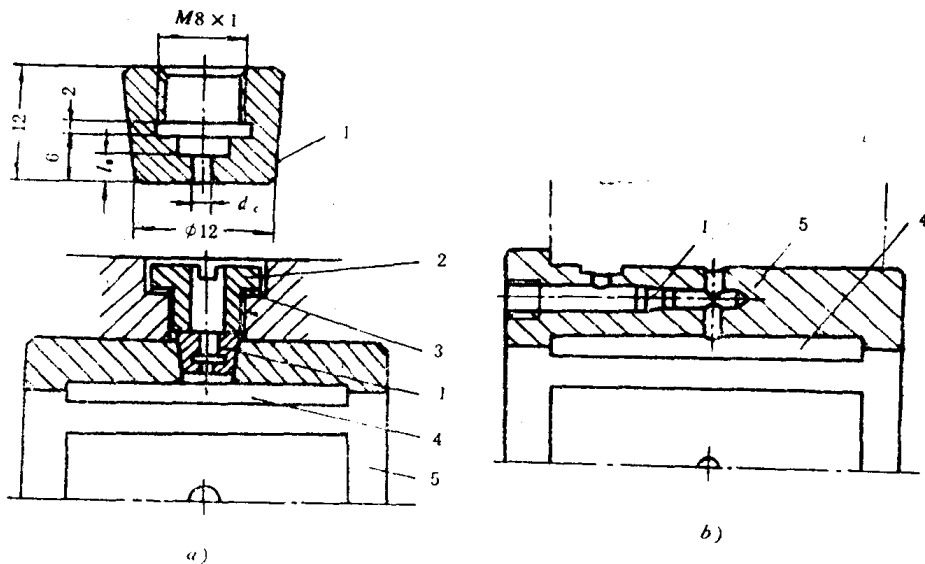


图1-6 外锥面小孔节流器

1. 小孔节流器 2. 紧固螺钉 3. 密封垫 4. 油腔 5. 轴承

少受油温变化的影响。但是，这种薄壁小孔的制造和使用都不方便，在静压轴承中基本上不采用。

实验证明，当润滑油粘度不大时，即使孔长 l_c 大于孔径 d_c （一般在 $l_c/d_c \leq 4$ ），其流量的实测值与薄壁小孔的计算值非常接近。

静压轴承常用的小孔节流器有以下几种结构形式。

(1) 外锥面小孔节流器

如图1-6所示，这种节流器直接装在轴承中并与油腔相通，图1-6a)为径向安装，图1-6b)为轴向安装。节流器与轴承锥面配合接触面积要不少于70%，以保证密封性。节流器的内螺孔是为了便于装拆。

(2) 板式小孔节流器

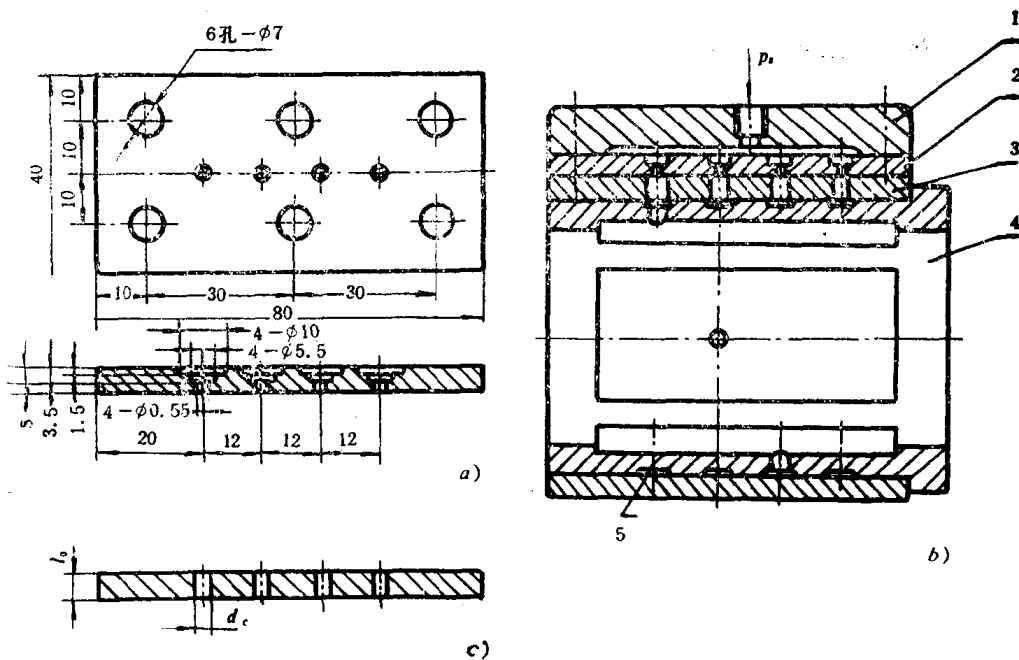


图1-7 板式小孔节流器

1. 盖板 2. 板式小孔节流器 3. 壳体 4. 轴承 5. 环形供油槽

把全部节流小孔集中在一块板上（图1-7a）上加工有四个节流小孔），装配后，每个小孔通过轴承外表面上的供油槽5分别与四个油腔相通，如图1-7b)所示。如果在两面磨平的板上直接加工出节流小孔（图1-7c），不仅孔长 l_c 一致，孔径 d_c 差别小（即节流液阻值接近）而且加工工艺简化，因此生产中常用这种结构形式。

以上两种小孔节流器的孔长 $l_c = 1 \sim 3\text{mm}$ 。为了防止小孔堵塞，其直径 $d_c \geq 0.45\text{mm}$ 。节流器材料通常为黄铜或45号钢。

小孔节流静压轴承适用于高速、轻载及精密的机床和机械设备。

2. 毛细管节流器

毛细管节流器的特点是节流长度 l_c 远远大于节流直径 d_c ，其结构形式如下：

(1) 直通式

常用医疗注射器针管制作,根据需选择内径和长度并焊上管接头即成,如图1-8a)所示。注射针管内径规格见表1-1,管长 l_c 由计算确定。

由于直通式毛细管节流器又细又长不便安置,可把毛细管1置于轴承的供油槽2之中,使其分别连通轴承各个油腔,并用锡焊固定和密封,如图1-8b)所示。也可以把毛细管沿轴向装在轴承壳体5中,并用环氧树脂胶6,如图1-8c)所示。

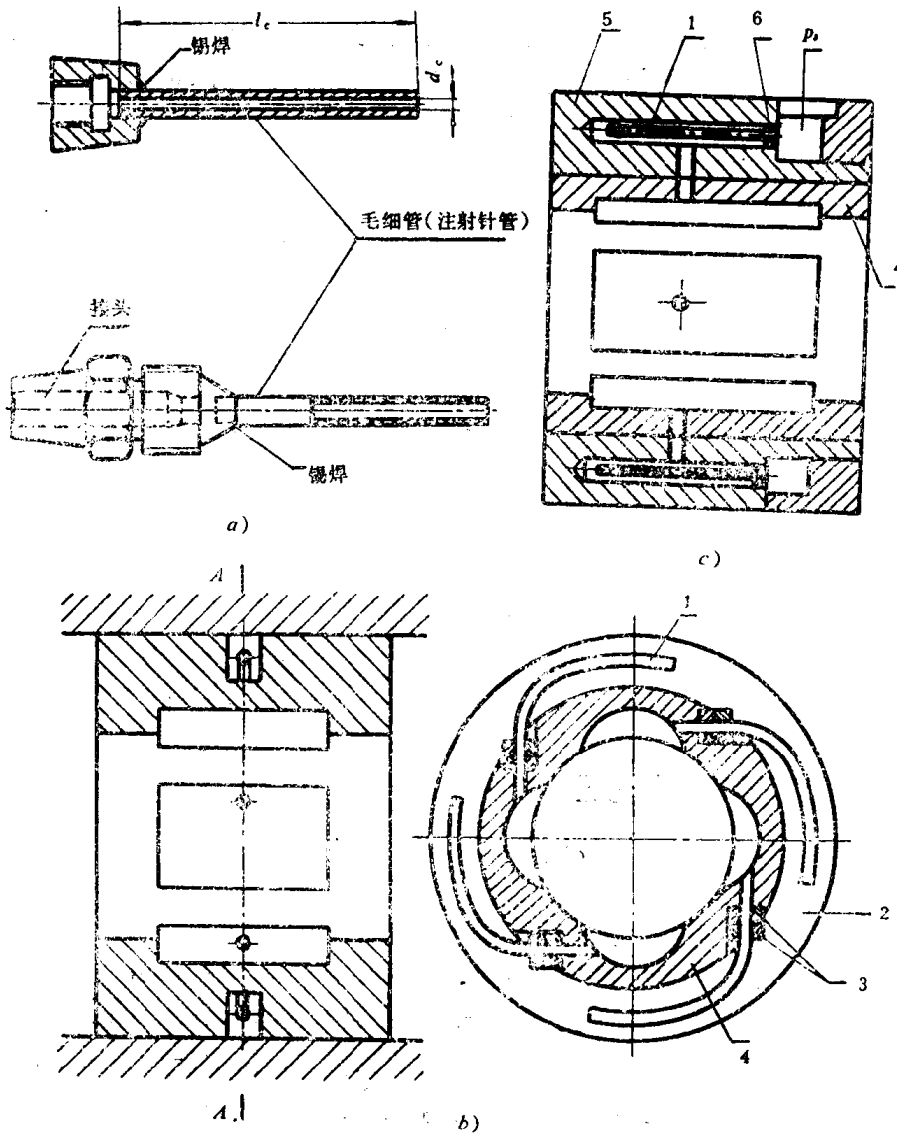


图1-8 直通式毛细管节流器

1. 毛细管 2. 供油槽 3. 锡焊 4. 轴承 5. 壳体 6. 环氧树脂胶

表 1-1

注射针管规格

内径 d_c (mm)	0.46	0.56	0.71	0.84	1.07
外径 (mm)	0.8	0.9	1.1	1.2	1.4

(2) 螺旋槽式

如果直通式受结构限制不便使用时，可采用螺旋槽式结构，即以圆柱面上的螺旋槽来取代毛细管的长度 l_c 。

图1-9a) 为节流长度不可调节的结构形式；图1-9b) 为节流长度可以调节的结构形式，它不仅消除轴承和节流器加工误差对承载性能的影响，而且可以把轴承调整到最佳工作状态。

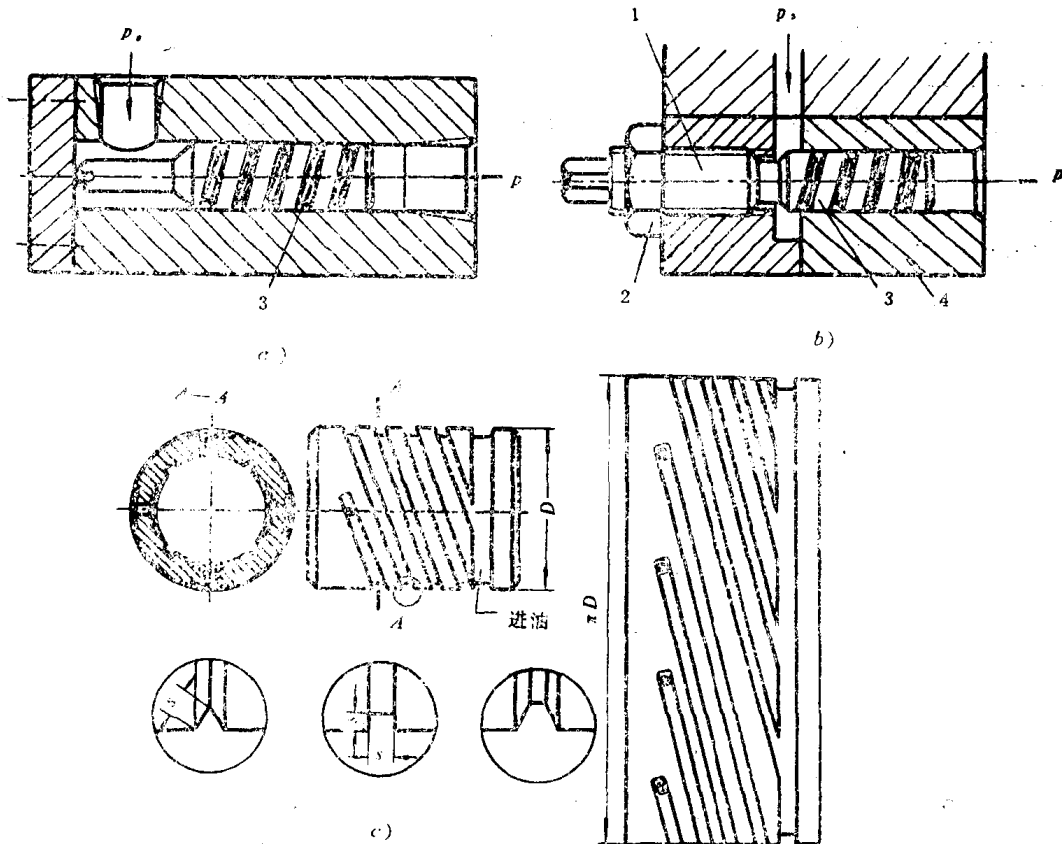


图1-9 螺旋槽毛细管节流器

1. 调节螺钉 2. 紧固螺母 3. 螺旋槽圆柱体 4. 壳体

以上两种结构，螺旋槽圆柱体3与壳体4内孔的直径配合间隙为 $0.008\sim 0.012\text{mm}$ 。螺旋槽截面形状有三角形、正方形和梯形、螺旋槽表面粗糙度 $R_{a1.6}\sim R_{a0.8}$ 。为了防止堵塞，毛细管内径(或螺旋槽的当量直径) $d_c \geq 0.55\text{mm}$ 。螺旋槽的螺距 $t_c = \frac{\sqrt{l_c^2 - (\pi Z d_c)^2}}{Z}$

(Z 为螺旋槽圈数)。

螺旋槽圆柱体材料为40Cr或45号钢，壳体材料为HT20~40铸铁。

图1-9c) 所示的结构是把螺旋槽直接加工在轴承外圆表面上，每条螺旋槽与一个油腔相通。这种形式结构紧凑，但加工要求较高。

对于毛细管节流器，为保证润滑油在毛细管中的流动状态为“层流”必须满足以下三个条件：

①在最高工作温度下，圆截面毛细管的雷诺数 $Re \leq 2000$ ，非圆截面毛细管的雷诺数 $Re \leq 500$ 。

②毛细管长度 l_c 与内径 d_c 之比 $\frac{l_c}{d_c} > 20$ 。

③毛细管长度 l_c 大于毛细管恒速层流起始段长度 $l_{\text{初始}}$ ，即 $l_c > l_{\text{初始}}$ ($l_{\text{初始}} = 0.065Red_c$)。

毛细管节流静压轴承适用于轻载、低速、精密机床和机械设备，或用于恒定较大载荷的机床和机械设备上。

3. 间隙节流器

间隙节流器是利用微小间隙形成的液阻实现节流作用的，其结构形式主要有以下两种：

(1) 内间隙节流器

如图1-10所示，其结构特点是在轴承外圆表面上加工有两条环状供油槽5，用轴向

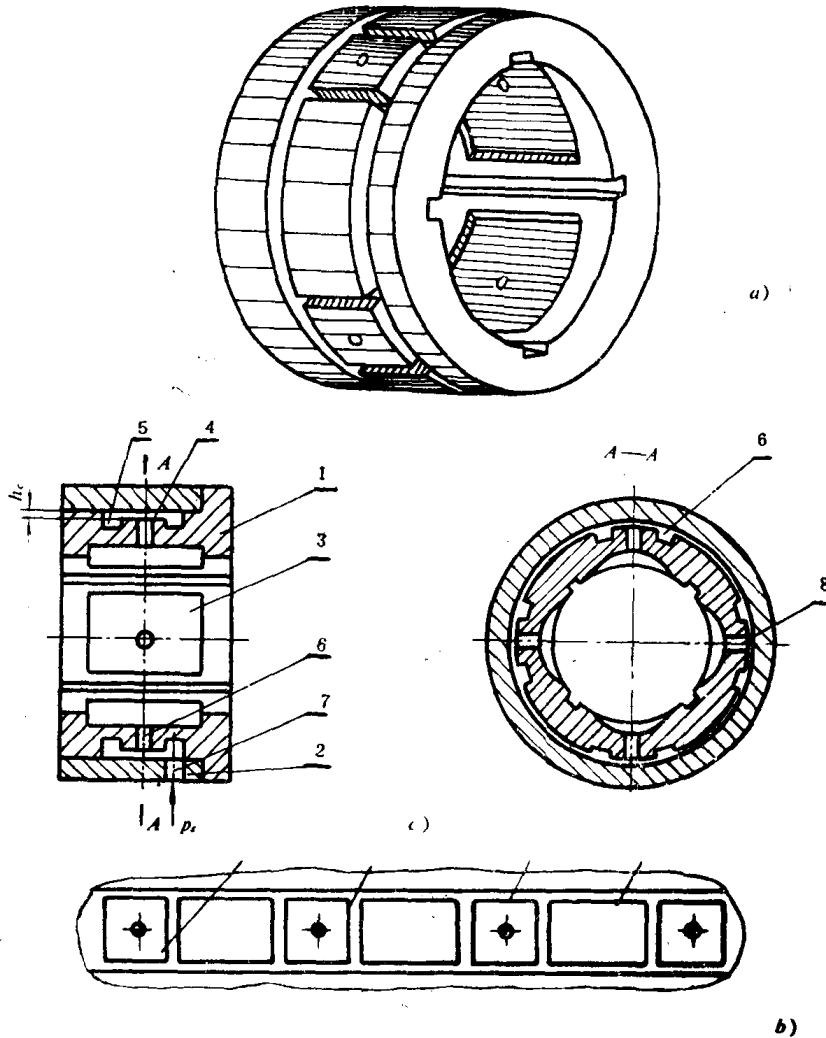


图1-10 间隙节流静压轴承

1. 轴承 2. 壳体 3. 油腔 4. 节流方台 5. 供油槽 6. 轴向油沟 7. 进油路 8. 径向孔

油沟将5连通，并分割成与轴承油腔数目相等的正方形节流方台4，然后将两条供油槽之间的圆柱面直径磨小，以形成节流间隙 h_c 。

当把轴承1压装在壳体2之中，便形成了方台间隙节流器。来自油泵的压力油沿油路7流入供油槽5，再经过间隙节流器由径向孔8进入轴承油腔3中。

(2) 外间隙节流器

如图1-11所示，外间隙节流器是把四个间隙节流器集中成一个整体，置于轴承之外实现节流作用的，因此又称多头间隙节流阀。这种结构形式加工工艺性较好，制造精度较高，从而可保证各头节流液阻基本相等。另外，它的节流凸台是圆形的，因此可对节流液阻进行精确计算，使之更符合实际情况。

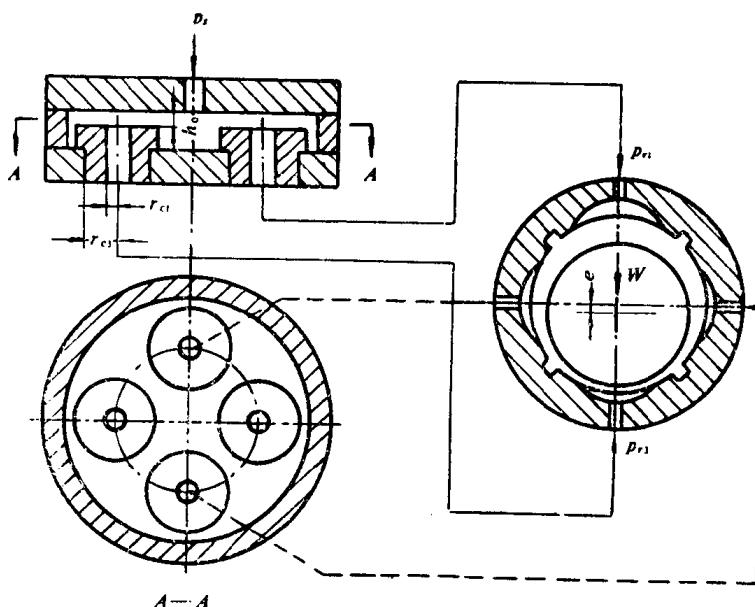


图1-11 外间隙节流静压轴承

二、可变（反馈）节流器

可变节流器通常称作反馈节流器，其主要特点是节流液阻随着载荷的变化而变化。主要结构形式如下。

1. 滑阀反馈节流器

滑阀反馈节流器是利用滑阀与阀体之间的微小间隙 h_c 和间隙流向长度 l_c 产生液阻而实现节流作用的。由于一个滑阀具有两个节流腔分别控制轴承上相对置的两个油腔（1和3或2和4）中的压力，所以具有四个油腔的轴承需用两个滑阀节流器，如图1-12所示。

当主轴受到径向载荷 W 作用后，轴沿载荷方向下移 e 值，由于节流器的调压作用，在载荷方向上的两个油腔1、3便产生压力差 $\Delta p = p_{r3} - p_{r1}$ 。这个压力差一方面支承载荷，另一方面又通过节流器两端的弹簧腔“反作用”（即反馈）在滑阀上，由于 $p_{r3} > p_{r1}$ ，使滑阀左移一个距离 x 。这时，左边节流长度增加到 $l_c + x$ ，即与轴承油腔1串联的节流液阻增大，致使油腔1的压力 p_{r1} 进一步下降；相反，右边节流长度却减至