

第9章 滑 动 轴 承

王嵩祥 刘国森[⊖]

常用符号

(1) 动压轴承部分

- A ——承载投影面积 (cm^2)
- a ——油楔入口和出口处的间隙比值
- B ——轴承宽度 (m 或 mm)
- B_1 ——油楔宽度 (mm)
- B_2 ——轴向封油边宽度 (mm)
- \bar{B} ——宽径比, $\bar{B} = B/D$
- C ——润滑油比热 (单油楔轴承) ($\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$)
- 接触柔度系数 (短三瓦轴承)
($\mu\text{m}\cdot\text{m}^2/\text{N}$)
- 复合式成型油楔修正系数
- C_L ——端泄影响系数
- C_P ——承载系数
- C_f ——摩擦特性系数
- D ——轴承直径 (m 或 mm)
- d ——轴颈直径 (m 或 mm)
- d_c ——钻孔直径 (短三瓦轴承) (mm)
- D_1 ——成型面推力轴承内径 (mm)
- 轴瓦外径 (短三瓦轴承) (mm)
- D_2 ——成型面推力轴承外径 (mm)
- e ——偏心距 (mm)
- e_{\max} ——轴心最大位移 (mm)
- F ——外载荷, 外力 (N)
- h_0 ——径向轴承半径间隙 (轴心无位移时)
(mm)
- 推力轴承间隙 (mm)
- h_{in} ——成型面轴承每个油楔在 e_{\max} 时的间隙
(mm)
- $h_{in(\min)}$ ——成型面径向轴承最小极限半径间隙
(mm)
- K ——单油楔轴承可靠性系数
- 短三瓦轴承综合刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$)
- K_1 ——油膜刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$)
- K_2 ——接触刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$)
- L ——轴瓦面工作长度 (弧长) (mm)
- L_1 ——复合式轴承油楔面长度 (mm)
- L_2 ——周向封油边长度 (mm)
- m ——偏心圆弧圆心与轴承中心的距离
(mm)
- n ——轴颈转速 (r/min)
- P ——承载力 (N)
- p ——轴承比压 (N/cm^2) [⊖]
- P_{\max} ——在 e_{\max} 时的承载力 (N)
- P_e ——复合式多油楔动压轴承承载力 (N)
- Q ——外载荷 (多油楔轴承) (N)
- 润滑油的流量 (单油楔轴承) (m^3/s)
- R ——油楔面偏心圆弧半径 (mm)
- 短三瓦支承球面半径 (mm)
- r ——轴颈半径 (mm)
- r_0 ——成型面截线基圆半径 (mm)
- R_{z1}, R_{z2} ——轴颈和轴承表面粗糙度 (μm)
- t_θ ——润滑油进口温度 ($^\circ\text{C}$)
- t_m ——润滑油平均工作温度 ($^\circ\text{C}$)
- $[t_m]$ ——许用温度 ($^\circ\text{C}$)
- v ——轴颈线速度 (m/s)
- z ——油楔个数
- α_s ——轴承放热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)
- β ——中心角 ($^\circ$)
- γ ——润滑油密度 (kg/m^3)
- γ_0 ——轴承贮油角 ($^\circ$)
- γ_i ——成型面径向动压轴承每个油楔的角度位置 ($^\circ$)

[⊖] 第 4、6 节是刘国森编写, 其余各节为王嵩祥编写。

- δ ——成型油楔深度 (mm)
 d ——直径间隙 (mm)
 Δt ——温升 ($^{\circ}\text{C}$)
 ψ ——相对间隙
 ——接触线位置角 (整体瓦薄壁变形轴承) ($^{\circ}$)
 κ ——相对偏心系数
 φ_0 ——短三瓦轴承装配角度 ($^{\circ}$)
 ——成型面径向轴承安装角 ($^{\circ}$)
 φ_1 ——油楔起始角, 成型面工作弧长包容角 ($^{\circ}$)
 φ_p ——成型面径向轴承承载力 P 的角度位置 ($^{\circ}$)
 θ_i ——短三瓦轴承支承点对外力作用方向的夹角 ($^{\circ}$)
 η ——润滑油动力粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
 ν ——润滑油运动粘度 (m^2/s)
 ε ——轴心偏移角 ($^{\circ}$)
 λ ——成型油楔长度与工作表面长度之比,
 $\lambda = L_1/L$
- (2) 静压轴承部分
- A_c ——滑阀弹簧安装处的端面积 (cm^2)
 A_r ——径向轴承一个油腔的有效承载面积 (cm^2)
 A'_r ——推力轴承环形油腔的有效承载面积 (cm^2)
 b_1, B ——径向轴承周向封油面宽度 (mm)
 b_2 ——径向轴承回油槽宽度 (mm)
 C_s ——滑阀控制系数
 D ——径向轴承内孔直径, 推力轴承外径 (cm)
 d_0 ——节流小孔直径 (mm)
 d_c ——滑阀直径 (cm)
 d_e ——毛细管直径 (cm)
 E ——材料弹性模量 (N/cm^2)
 e, e', e_m ——主轴径向、轴向位移量 (cm)
 F ——径向轴承承载能力, 外载荷 (N)
 F', F_m ——轴向承载能力, 轴向外载荷 (N)
 h_0 ——径向轴承半径间隙 (cm)
 h'_0 ——推力轴承轴向单面间隙 (cm)
 h_s ——阀体和滑阀之间的节流半径间隙 (cm^2)
 h_s' ——薄膜处于平直状态下的薄膜和圆台
- 间的间隙 (cm)
 J, J', J_m ——径向、轴向轴承刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$ 或 N/cm)
 K ——薄膜控制系数
 k_c ——弹簧刚度 (N/cm)
 L ——径向轴承长度 (cm)
 l ——径向轴承油腔长度 (cm)
 l_0 ——小孔长度 (cm)
 l_1 ——径向轴承轴向封油面长度 (cm)
 l_s ——毛细管长度 (cm)
 l_c ——滑阀节流长度 (cm)
 p_s ——供油压力 (N/cm^2)
 p_0 ——径向轴承空载时的油腔压力 (N/cm^2)
 p'_0 ——推力轴承空载时的油腔压力 (N/cm^2)
 p_1 ——背载油腔压力 (N/cm^2)
 p_3 ——受载油腔压力 (N/cm^2)
 Q_0 ——空载时从径向轴承一个油腔流出的流量 (cm^3/s 或 l/min)
 Q_{00} ——空载时通过节流器流入径向轴承一个油腔的流量 (cm^3/s 或 l/min)
 R ——径向轴承内孔半径, 推力轴承半径 (cm)
 r_c ——薄膜工作范围半径 (cm)
 r_{c1} ——薄膜节流器圆台进油孔半径 (cm)
 r_{c2} ——薄膜节流器圆台半径 (cm)
 u ——轴承受载后薄膜平均变形量 (cm)
 x ——受载后滑阀移动量 (cm)
 z ——轴承油腔数目
 Z_1 ——径向轴承油腔深度 (cm)
 Z_2 ——径向轴承回油槽深度 (cm)
 θ_1 ——径向轴承油腔张角之半 ($^{\circ}$)
 θ_2 ——径向轴承油腔中心线与周向封油面远边上的夹角 ($^{\circ}$)
 η ——润滑油动力粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
 ν ——润滑油运动粘度 (m^2/s)
 ρ ——润滑油密度 (kg/m^3)
 δ ——薄膜厚度 (cm)
 α ——小孔流量系数, $\alpha = 0.6 \sim 0.7$. 空载时推力轴承与径向轴承的油腔压力比,

$$\alpha = \frac{p'_0}{p_0}$$

 β ——节流比
 β_m ——轴向节流比
 λ ——设计参数

$\lambda_{轴}$ ——轴向设计参数

μ ——泊松比

e, e' ——径向、轴向相对偏心率($e = \frac{e}{h_0}$)和位移

$$e' = \frac{e'}{h_0'}$$

ω ——载荷系数

ω_D ——额定载荷系数

第1节 滑动轴承的特征与材料选用

(一) 滑动轴承的分类及其特征

滑动轴承的分类与应用列于表 9-1-1。

滑动轴承的摩擦状态及其特征列于表 9-1-2。

滑动轴承的性能对比列于表 9-1-3。

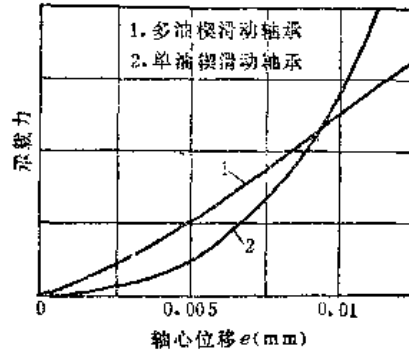


图 9-1-1 多油楔和单油楔滑动轴承的承载能力对比 (径向间隙 0.05 mm)

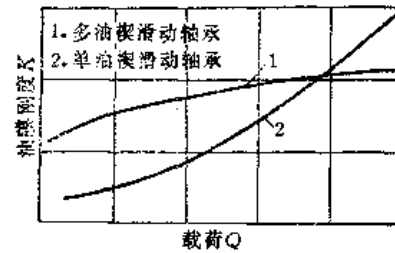


图 9-1-2 多油楔和单油楔滑动轴承的油膜刚度与载荷关系

表 9-1-1 滑动轴承的分类与应用

分类方法	轴承种类	特点与应用
按摩擦状态分	非液体摩擦润滑油轴承	经常处于边界摩擦、混合摩擦状态,用以支承一般轴类零件
	液体摩擦润滑油轴承	经常处于液体摩擦状态,用以支承重要的轴如机床主轴等
按承受载荷的方式分	液体静压轴承	依靠外界供给平衡外载荷的一定压力的润滑油(承载油膜),使两滑动表面完全隔开,以实现液体摩擦。用于精密机床或设备的主要轴系
	液体动压轴承	利用轴颈自身的回转产生平衡外载荷的承载油膜,使两滑动面完全隔开,以实现液体摩擦。广泛用于精密机床和普通机床主轴、发电设备、涡轮轴等
	液体动、静压轴承	启动停车时,依靠外界供给一定压力的润滑油建立承载油膜,工作时(稳定运转)主要依靠轴颈本身的回转运动产生部分平衡外载荷的承载油膜,使两滑动面完全隔开,以实现液体摩擦。目前正在逐渐推广应用
按承受载荷的方向分	径向轴承(向心轴承)	轴承上的反作用力与轴的中心线垂直,用以承受径向力
	推力轴承	轴承上的反作用力与轴的中心线方向一致,用以承受轴向力
	径向推力联合轴承	同时承受径向和轴向负载
按润滑剂分	液体(主要是润滑油)润滑油轴承	应用最广泛
	气体润滑油轴承	粘度低(仅为润滑油的 1/4000~1/5000),因此,摩擦阻力,发热极小,可在特高转速($10^4 \sim 10^5 r/min$)和轻载下工作。空气静压润滑油轴承已应用于机床,航空,航天等多种机械设备上
	固体润滑油轴承	根据所用润滑剂不同以及固体润滑剂的被覆程度不同,其摩擦系数一般为 0.04~0.1 左右,适用于一般精度及某些特殊场合,如需避免润滑剂污染,单位面积压力较高,加油不便等场合

(续)

分类方法	轴承种类	特点与应用	
液体径向动压润滑轴承按实现油膜的方法分	单油楔轴承	结构简单, 有一定的承载能力, 但由于只在一个部位(随外载荷的大小, 方向的改变而改变)上形成承载油膜, 不利的散热条件使轴承间隙不能太小, 因此, 其旋转精度较低, 且轴心轨迹不够稳定(高速轻载时易有油膜振荡现象)。常用以支承受重载的轴	
	多油楔轴承	整体成型面轴承	结构较复杂, 承载能力一般不很高, 但由于在几个比较固定的部位, 形成相互独立的承载油膜, 有利的散热条件, 可使轴承间隙很小, 因此, 其旋转精度较高, 且轴心轨迹稳定(高速轻载时较少油膜振荡现象)。广泛用于支承精密机床的主轴
		分体多瓦式轴承	
		整体弹性变形轴承	
按轴承材料分	金属轴承	应用最广泛	
	含油轴承	为金属陶瓷材料, 成本低, 内部呈多孔的海绵状。浸润润滑油后, 可长时间工作而无需加油。适用于工作场地要求清洁, 不漏油, 长时期不加维护, 低速(或中速)、轻载(或中载)场合	
	非金属材料轴承	成本低, 可用水作润滑剂, 摩擦系数低, 有较高的耐磨性, 能在冲击载荷下工作。如轧钢机轴瓦等	
	金属塑料复合材料轴承	利用机械强度高, 导热性好的金属与减摩性好的塑料结合而成的新型自润滑轴承, 如 DU 材料轴承。承载能力大, 抗冲击和交变载荷性能好, 摩擦系数低(0.03~0.05), 使用温度范围宽, 不需润滑和保养, 可在干摩擦条件下工作, 正在普遍推广应用之中	

表9-1-2 滑动轴承的摩擦状态及其特征

摩擦状态	润滑	粘度的影响	过程特征	摩擦系数
液体摩擦	完全润滑	有决定性影响	两滑动表面被一层润滑油(承载油膜)完全隔开。粘度高的润滑油易于形成承载油膜, 其摩擦阻力表现为润滑油的内摩擦力, 因此摩擦系数很小 轴承的磨损仅在停车, 开车, 反转或载荷有急剧变动时及供油不正常等情况下, 破坏了液体摩擦状态时才会发生	0.005~0.01
干摩擦	绝对干的表面, 无润滑	无	在严重缺乏润滑剂时, 相配的轴承零件在表面尖端处焊合	>0.3
边界摩擦	仅在相配的轴承零件上有吸附的气膜或油膜	无	两滑动表面被润滑油中的极性分子(一般存在于油酸等表面活性添加剂中)与金属表面直接接合而成的边界吸附膜所隔开, 或者被含有硫、氯、磷等活性物质与金属表面起化学作用所形成的无机盐膜所隔开。滑动阻力是由边界膜之间的摩擦所产生的。边界吸附膜或化学膜的形成以及边界膜的承载力取决于润滑油的油性, 所含表面活性剂的性能、含量以及金属表面的性质	0.1~0.3
半液体摩擦	部分润滑	有部分影响	液体摩擦和边界摩擦或液体摩擦和干摩擦同时发生的混合摩擦。摩擦系数的变动范围较大。具备液体润滑条件的轴承, 在开、停车, 反转或载荷有急剧变动, 供油不正常等情况下, 多出现此种状态	0.05~0.1

表9-1-3 各类滑动轴承的性能对比

对比项目	非液体摩擦 润滑轴承	液体动压轴承		液体静压轴承	液体动静压轴承
		单油楔	多油楔		
承载能力及其与转速的关系	一般, 随转速的增高而降低	较大, 随转速的增大而增大	较小, 随转速增高而增大	大, 与转速无关	大, 随转速增高而增大
轴心偏移量及其与转速的关系	最大, 与转速无关	较大, 随转速增高而减小	较小, 随转速增高而减小	较小, 与转速无关	较小, 随转速增高而减小
承受冲出振动的能力	弱	较强①	强②	强	强
运转平稳性		差	好	好	好
回转精度	较低	一般	高	高	高
起动阻力矩	最高	高	高	低	低
寿命	有限	较长	较长	长	长
噪声	较小	小	小	较小	小
轴承刚度	一般	在重载时较高	高③	高	高
所需功率	较大	较小	较小	较大	较小
制造及费用	简单, 低	简单, 稍高	精度要求高时 较难 较高	难度一般 高	难度较大 比静压轴承低
装拆	易	易	较易	较难	较易
维护保养	易	较易	较难	难	较难
结构	简单	较简单	较复杂	复杂	较复杂

① 承载油膜具有缓冲能力, 但只限于一个方向。

② 承载油膜在 z 个方向上有缓冲能力 (z —油楔面数)。

③ 多油楔滑动轴承, 即使在接近空载时仍能由油楔形成一定的油膜承载力和刚度, 见图 9-1-1~9-1-2。

图 9-1-3 示出滑动轴承最小磨损率的 $p-v$ 曲线。

(二) 常用滑动轴承材料及其选择

1. 常用滑动轴承材料的性能

常用滑动轴承材料性能及其应用分别列于表 9-1-4~9-1-7。

2. 滑动轴承磨损性能的验算

由于轴承的磨损是轴承失效的主要问题, 所以选择滑动轴承时, 无论液体润滑或不完全润滑, 都必须根据其工作条件进行磨损性能的验算。通常是验算轴承表面单位面积压力 P (受材料强度限制), 轴承的滑动速度 v (限制温度升高) 和它们的乘积 $p v$ 值 (限制发热)。而且必须同时满足三项指标 (表 9-1-8)。

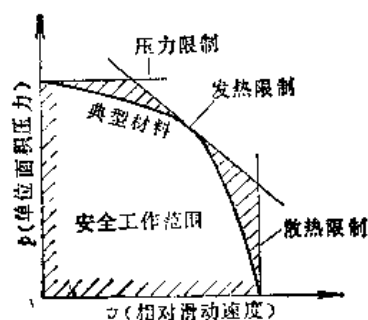


图9-1-3 滑动轴承最小磨损率的 $p-v$ 曲线

表9-1-4 常用金属轴承材料性能及应用

材 料	代 号	许 用 值			硬 度 HB		基 本 特 性 及 应 用
		[P]	[v]	[pv]	(10/1000/10 min)		
		(N/cm ²)	(m/s)	($\frac{N \cdot m}{cm^2 \cdot s}$)	金属模	砂 模	
灰铸铁	HT 150	400	0.5		163~241		用于不受冲击的轻负荷轴承
	HT 200	200	1				
	HT 250	100	2				
铸造青铜	锡磷青铜 CuSn10P	1500	10	1500	95	70	用于重载中速、高温及冲击条件下工作的轴承(主轴、丝杠、齿轮轴等),轴经热处理(HRC≥45)
	锡锌铅青铜 CuSn7Pb7Zn3 CuPb5Sn5Zn5	800	6	600	65	65	用于在中等负荷和中等速度下工作的轴承(如机床的一般主轴轴承),轴经热处理(HRC≥45)
	铅青铜 CuPb30	1500	15	2000	25		用于在高速、充分润滑条件下工作的主轴的双金属轴承(不适宜做全铜轴衬),轴必须经热处理(HRC≥45)
	铝铁青铜 CuAl10Fe5Ni5	2000	6	7500	140	140	用于受冲击负荷处。轴承温度可至300℃。它与热处理到HRC≥45的钢一起工作时,有很大的强度和特别高的耐磨性
	铝锡青铜 CuPb15Sn8	1000	12	1500	60	60	用于中速到高速下工作的 主 轴 轴 承,轴经热处理(HRC≥45)
铸造黄铜	ZHSi80-3-3	1200	2	1000	—		用于低速、中等载荷的轴承
	ZHMn58-2-2	1000	1	1000	—		
铝合金	20%铝锡合金	2800~3500	14	—	—		用于高速、中等载荷的轴承
	铝硅合金	—	—	—	—		是较新的轴承材料,强度高、耐腐蚀,而且表面性能好。可用于增压强化的柴油机轴承
铸铝合金	ZZnAl10-5	2000	9	1600	90		用于机床轴承,可浇注,又可制造成整体轴衬,轴承温度不得超过80℃
锡基轴承合金	锡锡轴承合金 SnSb8Cu4Cd	2000	50	1500	28		用于重型和中型机床中的巨型轴承。或在高压下工作的重要轴承
		(轴表面经热处理)			(HB 10/250/130)		
锡基轴承合金	锡锡轴承合金 SnSb12Cu6Pb	1000	25	1000	25		
		(轴表面未经热处理)			(HB 10/250/130)		
铅基轴承合金	铅锡轴承合金 PbSb15SnAs	1300	10	600	18		用于在润滑困难,无显著冲击负荷条件下工作的轴承(如车床),轴承温升不得超过120℃
		(轴表面未经热处理)			(HB 10/250/180)		
	铅基轴承合金 PbSb14Sn9CuAs PbSb15Sn10	500	6	600	22		用于一般机床的轴承
		500	15	800	21		用于中载下的滑动轴承,可倾瓦止推轴承,十字头轴承,破碎机轴承等
	(轴表面经热处理)			(HB 10/250/180)			
三层金属	(镀轴承合金)	1400~3500	—	—	—		以低碳钢为瓦背,铜、青铜、铝或银为中间层,上镀轴承合金组成,疲劳强度显著提高

表9-1-5 非金属轴瓦材料性能及应用

轴瓦材料	最大许用值				基本特性及应用
	$[P]$ (N/cm ²)	$[v]$ $\left(\frac{m}{s}\right)$	$[pv]$ $\left(\frac{N}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}\right)$	t (°C)	
酚醛塑料	4000	12	50	110	由棉织物、石棉等填料经酚醛树脂粘结而成。抗咬合性好，强度、抗腐蚀性也极好。能耐水、酸、碱。导热性差，重载时需用水或油充分润滑。易膨胀，轴承间隙宜取大些
尼龙	700	5	10	110	最为常用。摩擦系数低，耐磨性好，无噪声。金属瓦上复以尼龙薄层，能受中等载荷，减轻冷流现象。加入石墨、二硫化钼等填料，可提高机械性能、刚性和耐磨性。加入耐热成分的尼龙，可提高工作温度
聚四氟乙烯	350	0.25	3.5	280	摩擦系数很低，自润滑性能好，能耐任何化学药品的侵蚀，适用温度范围宽 (>280°C时，放出少量有害气体)。但成本高，承载能力低。用玻璃纤维、石墨及其他惰性材料为填料， $[pv]$ 值可大为提高。用玻璃纤维加固时，要注意避免端头外露，否则易于磨损
加强聚四氟乙烯	1700	5	35	230	
聚碳酸酯	700	5	10	120	聚碳酸酯、醛缩醇、聚酰亚胺等都是较新的塑料。物理性能好。易于喷射成型，比较经济。醛缩醇和聚碳酸酯稳定性好。填充石墨的聚酰亚胺温度可达 280°C
醛缩醇	700	5	10	100	
碳-石墨	400	12	50	420	有自润滑性，高温稳定性好，耐化学药品侵蚀的能力强，常用于要求清洁工作的机器中。长期工作的， $[pv]$ 值应适当降低
橡胶	35	20	—	80	常用于水、泥浆等的工业设备中。橡胶能减震、降低噪声、减小动载荷、补偿误差。但导热性差，需加强冷却。用丁二烯-丙烯腈共聚物等合成橡胶，能耐油和各種化学溶液
木材	1400	10	40	90	有自润滑性。能耐酸、油和其他强化学药品。用于要求清洁工作的轴承

表9-1-6 粉末冶金轴瓦材料性能及应用

轴瓦材料	最大许用值				基本特性及应用
	$[P]$ (N/cm ²)	$[v]$ $\left(\frac{m}{s}\right)$	$[pv]$ $\left(\frac{N}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}\right)$	t (°C)	
多孔铁	$\frac{7000}{2100}$	2	100	80	具有成本低、含油量多、耐磨性好等特点，应用最广
多孔青铜	$\frac{5600}{1400}$	6	180	80	孔隙度大的多用于高速轻载轴承，孔隙度小的多用于摆动或往复运动的轴承。长期运转而不补充润滑剂时应降低 $[pv]$ 值。高温或连续工作的应不断补充润滑剂
多孔铝	$\frac{2800}{1400}$	6	180	80	是新发展的轴瓦材料。具有重量轻、摩擦系数低、轴承温升小、寿命比较长、价格比青铜便宜等特点

注：分子为静载，分母为动载。

表9-1-7 滑动轴承材料的一般性能

评价: 1.很好, 2.好, 3.较好, 4.一般, 5.不好

材 料	巴氏合金		青 铜			铝合金	多孔质 烧结轴承	塑 料	人造纤维
	铅基	锡基	铅基	锡基	铝基				
滑动性能②	1	2	3 (2)①	3	3	2~3 (2)①	3~4	4	4
异物嵌入性	1	2	3 (2)①	3	3	2~3 (2)①	3	4	5
应急运转性能③	1	2	2 (1)①	3	2	2 (1)①	1	1	1
承载能力	4	3	2	2	2	2	3	4	5
导热性/热膨胀性	4	4	3	3	3	2	4	5	5
耐腐蚀性	5	3	4	3	2	2	2~5 按结构	3	2
少滴滑或无滴滑	2	3	4 (3)①	5	4	3	1	1	1

- ① 有附加的三元减摩层。
- ② 滑动性能包括耐磨性, 减摩性, 摩擦相容性, 摩擦顺应性, 磨合性能及亲油性等。
- ③ 应急运转性能系指在极端情况下可能产生的短暂时间内的不利运转情况, 包括抗咬粘性及摩擦相容性。

表9-1-8 滑动轴承磨损性能的验算

项 目	验算公式	说 明
单位面积压力 P (N/cm^2)	$P = \frac{F}{0.85dB}$ $P \leq [P]$	式中 d (cm), B (cm), 0.85系考虑轴和轴承接触角减小系数由轴的结构设计拟定, 许用值 [P], [v], [Pv]见表 9-1-4
相对滑动速度 v (m/s)	$v = \frac{\pi dn}{6000}$ $v \leq [v]$	
发热因素 Pv ($\frac{N}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}$)	$Pv = \frac{P \cdot n}{3910B}$ $Pv \leq [Pv]$	

第 2 节 不完全润滑轴承

(一) 径向滑动轴承

1. 径向不完全润滑轴承座

径向不完全润滑轴承座的种类及其选用列于表

9-2-1。

表9-2-1 径向不完全润滑轴承座的种类及其选用

名 称	型 号	标 准 号	基本尺寸
对开二螺柱正滑动轴承座	H2000	JB2561-79	表9-2-2
对开四螺柱正滑动轴承座	H4000	JB2562-79	表9-2-3
对开四螺柱斜滑动轴承座	HX000	JB2563-79	
整体轴承座	HZ000	JB2560-79	表9-2-4
关节轴承座		GB3945-83等	

2. 径向滑动轴承选用原则

1) 轴承座的载荷方向应该在垂直于分合面的轴承中心线左右各 35° 的范围内 (图 9-2-1)。图中阴影部分是允许承受的径向负荷范围。

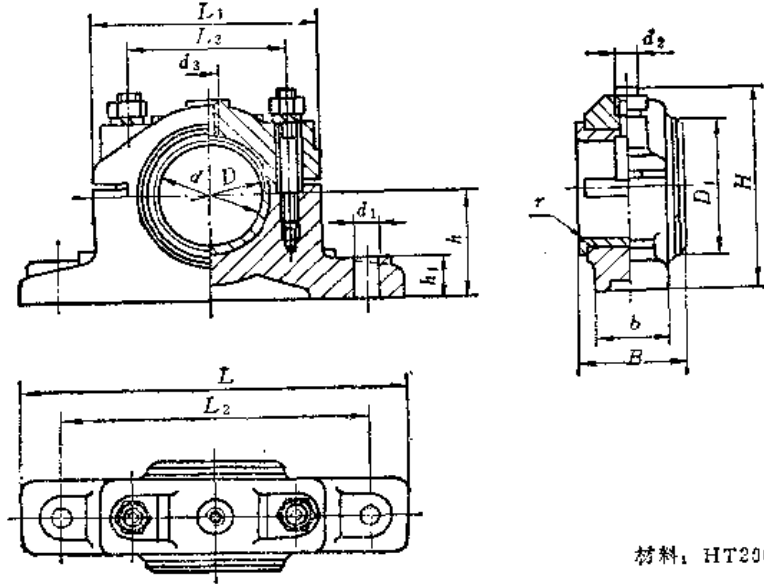
2) 轴瓦端面的圆角按表 9-2-5 选取。

3) 当轴肩直径或轴环外径不小于轴瓦肩部的外径 (D_1) 时, 允许承受的轴向载荷不大于最大径向载荷的 30%。

4) 轴瓦和轴套采用 CuAl10Fe5Ni5 铝铁青铜制造, 轴套可采用 CuPb5Sn5Zn5 青铜制

表9-2-2 对开式二螺柱正滑动轴承基本尺寸

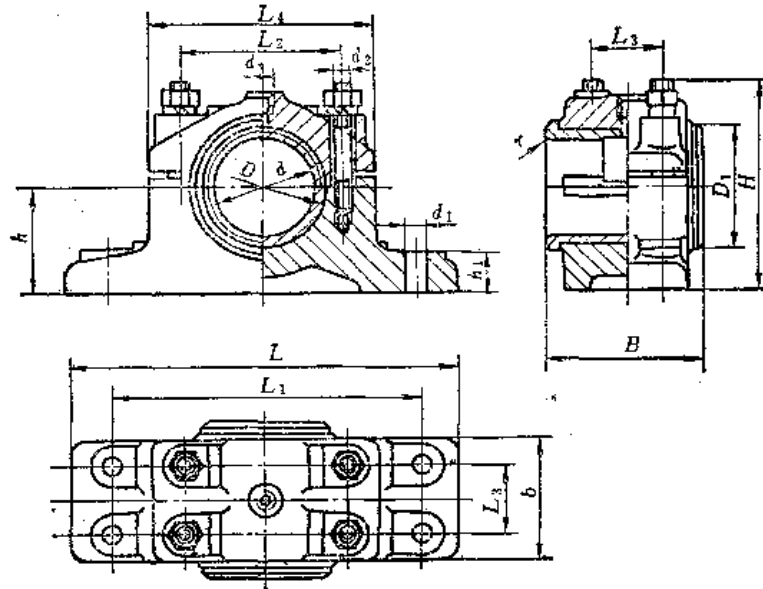
(mm)



材料: HT200

型号	d (H8)	D	D ₁	B	b	H ≈	h	h ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	d ₁		d ₂	d ₃	r
													孔径	螺栓			
H2030	30	38	48	34	22	70	35	15	140	85	115	60	9	M8	M8	M10×1	1.5
H2035	35	45	55	45	28	87	42	18	165	100	135	75	11	M10	M10		2
H2040	40	50	60	50	35	90	45	20	170	110	140	80	14	M12		M16	
H2045	45	55	65	55	40	100	50	25	175	145	145	85	18	M16	M12		
H2050	50	60	70	60	40	105	50	25	200	120	160	90	18	M16	M12	M14×1.5	3
H2060	60	70	80	70	50	125	60	25	240	140	190	100	22	M20	M16		
H2070	70	85	95	80	60	140	70	30	260	160	210	120	26	M24	M20	M14×1.5	3
H2080	80	95	110	95	70	160	80	35	290	180	240	140	26	M24	M20		
H2090	90	105	120	105	80	170	85	35	300	190	250	150	33	M30	M24	M14×1.5	3
H2100	100	115	130	115	90	185	90	40	340	210	280	160	33	M30	M24		
H2110	110	125	140	125	100	190	95	40	350	220	290	170	33	M30	M24	M14×1.5	4
H2120	120	135	150	140	110	205	105	45	370	240	310	190	33	M30	M24		
H2140	140	160	175	160	120	230	120	50	390	260	330	210	33	M30	M24	M14×1.5	4
H2160	160	180	200	180	140	250	130	50	410	280	350	230	33	M30	M24		

表9-2-3 对开四螺栓

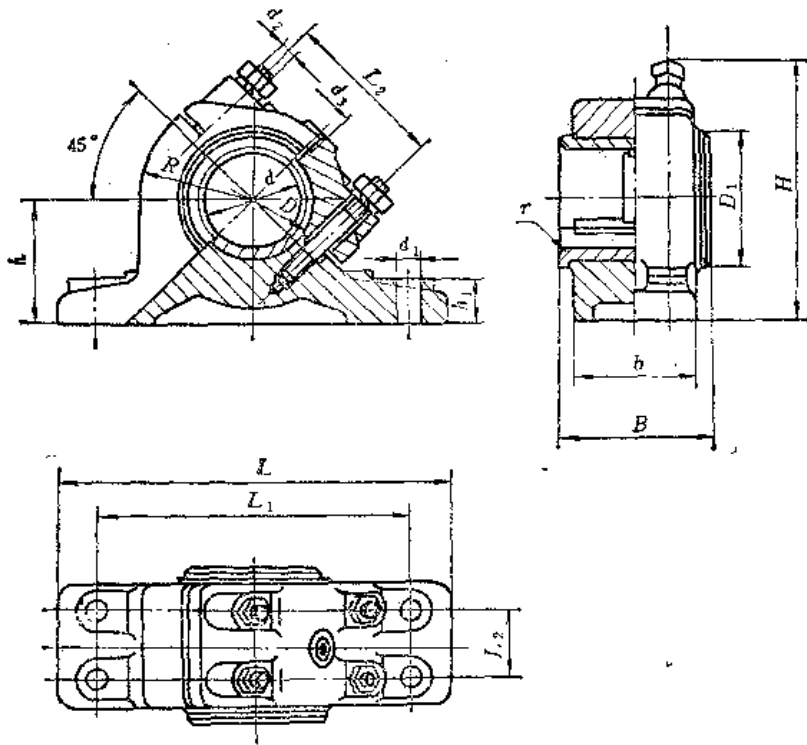


•) 正滑动轴承座 (材料: HT200)

正滑动轴承座 (JB2562—79)				斜滑动轴承座 (JB2563—79)				d (H8)	D	D ₁	B
型 号	H	h	L ₁	型 号	H	h	R				
H4050	105	50	120	HX050	140	65	60	50	60	70	75
H4060	125	60	140	HX060	160	75	70	60	70	80	90
H4070	135	70	160	HX070	185	90	80	70	85	95	105
H4080	160	80	180	HX080	215	100	90	80	95	110	120
H4090	165	85	190	HX090	225	105	95	90	105	120	135
H4100	175	90	210	HX100	250	115	105	100	115	130	150
H4110	185	95	220	HX110	260	120	110	110	125	140	165
H4120	200	105	240	HX120	275	130	120	120	135	150	180
H4140	230	120	260	HX140	300	140	130	140	160	175	210
H4160	250	130	280	HX160	335	150	140	160	180	200	240
H4180	260	140	320	HX180	375	170	160	180	200	220	270
H4200	295	160	360	HX200	425	190	180	200	230	250	300
H4220	360	170	390	HX220	440	205	195	220	250	270	320

滑动轴承座基本尺寸

(mm)

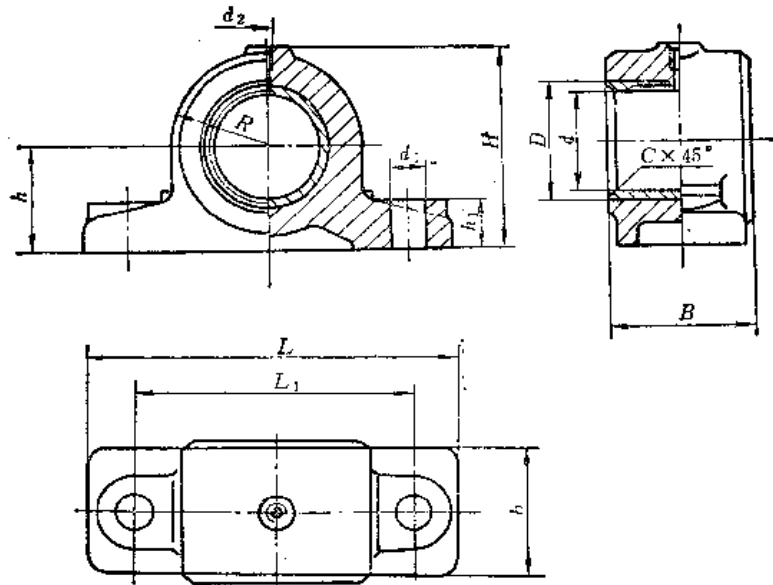


b) 斜滑动轴承座 (材料: HT200)

b	h ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	r	d ₁		d ₂	d ₃
							孔径	螺栓		
60	25	200	160	90	30	2.5	14	M12	M10	M10×1
75		240	190	100	40		16	M16	M12	
90	30	260	210	120	45		3	22	M20	M14×1.5
100	35	290	240	140	55					
115		300	250	150	70	M24		M20		
130	40	340	280	160	80				26	
140		350	290	170	85	M30	M24			
155		370	310	190	90			4	33	M30
170	45	390	330	210	100	5	39			
200	50	410	350	230	120			5	39	M36
220		460	400	280	140					
245	55	520	440	300	160	5	39	M36	M30	
265	60	550	470	330	180					

表9-2-4 整体滑动轴承座基本尺寸

(mm)



材料: HT200

型号	d (H8)	D	R	B	b	L	L ₁	H ≈	h	h ₁	d ₁		d ₂	C
											孔径	螺栓		
HZ020	20	28	26	30	25	105	80	58	30	14	11	M10	M10×1	1.5
HZ025	25	32	30	40	35	125	95	68	35	16	14	M12		
HZ030	30	38		50	40	150	110	78		20	18	M16		
HZ035	35	45	38	55	45	160	120	84	42	25	22	M20		2
HZ040	40	50	40	60	50	165	125	88	45					
HZ045	45	55	45	70	60	185	140	98	50					
HZ050	50	60		75	65			100						
HZ060	60	70	55	80	70	225	170	120	60	30	26	M24	2.5	
HZ070	70	85	65	100	80	245	190	140	70					
HZ080	80	95	70			255	200	155	80					
HZ090	90	105	75	120	90	285	220	165	85	40	33	M30	M14×1.5	3
HZ100	100	115	85			305	240	180	90					
HZ110	110	125	90	140	100	315	250	190	95					
HZ120	120	135	100	150	110	370	290	210	105	45	39	M36		
HZ140	140	160	115	170	130	400	320	240	120					

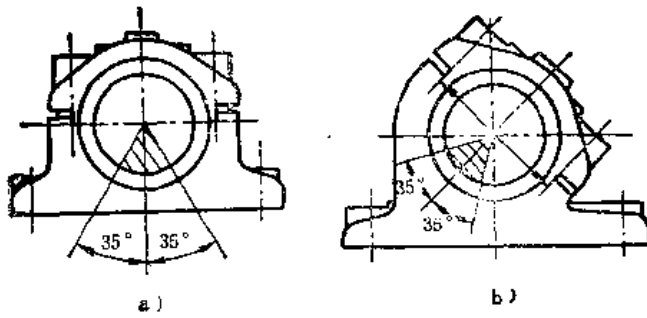


图9-2-1 轴承座受载荷范围

a) 正滑动 b) 斜滑动

造。当轴瓦采用铝铁青铜时，轴颈最好进行表面硬化处理。

5) 正滑动轴承采用稀油润滑时，如果压强较大或载荷变化较剧烈时，应采用粘度较大的润滑油。

6) 润滑方式的选择。根据轴承平均载荷系数 K 来决定轴承的润滑方式。

$$K = \sqrt{p_{cp} v^3}$$

式中 p_{cp} ——轴颈上的平均单位压力，

$$p_{cp} = \frac{F}{dB} \quad (\text{N/cm}^2)$$

F ——轴承负载；

d ——轴颈直径 (cm)；

B ——轴承宽度 (cm)；

v ——轴颈的圆周速度 (m/s)。

$K \leq 60$ ，用润滑油润滑 (可用黄油杯)；

$K > 60 \sim 500$ ，用润滑油润滑 (可用针阀油杯等)；

$K > 500 \sim 1000$ ，用油杯，飞溅润滑，需用水或循环油冷却；

$K > 1000$ ，必须用循环压力润滑。

润滑油，润滑装置及轴承润滑油沟的选用可参见本手册第 8 卷。

7) 轴承座其它技术条件应符合 JB 2564—79 所规定的技术要求。

3. 轴套与轴瓦

轴套与轴瓦的种类及选用列于表 9-2-6。

轴衬材料按表 9-2-12 选用。

表9-2-6 轴瓦端面与轴肩在接合面处的圆角半径

(mm)

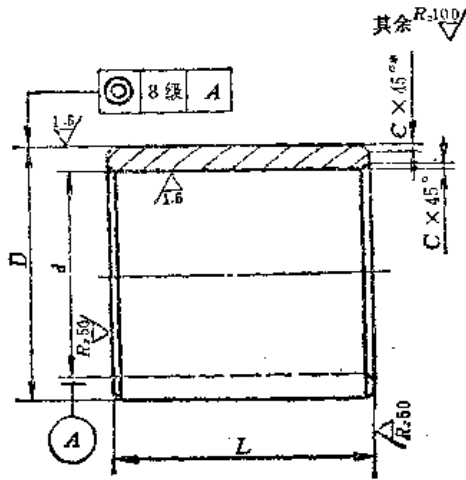
d 至	30	70	100	175	250	300	350	400	420 以上
r	1.5	2	3	4	6	8	10	12	15
R	2.0	2.5	4	5	7	10	12	14	18

表9-2-6 轴套与轴瓦的种类及选用

名称	标准号	基本尺寸	附注
普通整体轴套	GB2509—81	表9-2-7	其材料一般为铸造青铜(CuPb5Sn5Zn53, CuSn10P, CuAl10Fe5Ni5, CuSn7Pb7Zn3) 特殊情况下也可采用耐磨铸铁
带挡边整体轴套	GB2510—81	表9-2-8	
双金属轴套		表9-2-9	底基金属采用15钢或20钢，衬体采用铸造青铜(CuSn7Pb7Zn3, CuSn10P, CuPb30, CuPb15Sn8等)
剖分轴瓦		表9-2-10	轴衬材料的选用见表 9-2-12
轴承合金浇注用槽	Q/ZB161—73	表9-2-11	

表9-2-7 铜合金整体轴套

(mm)



* 外径倒角根据需要也可采用 15°

标记示例:

内径20mm、外径24mm、长度30mm的铜合金整体轴套:

轴套 20×24×30 GB2509-81

d	D		C	L (h12)		d	D		C	L (h12)	
	厚壁	薄壁		厚壁	薄壁		厚壁	薄壁		厚壁	薄壁
8	14	12	0.3	6~12	6~12	55	65	63	0.8	35~70	
10	16	14		6~12	6~16	60	75	70		40~80	
12	18	16	0.5	8~20		65	80	75	1.0	45~80	45~80
14	20	18		10~25	8~25	70	85	80		45~90	
16	22	20		12~25		75	90	85		50~90	
18	24	22		12~30		80	95	90		55~100	
20	26	24		16~35		85	100	95		55~120	
22	28	26		20~40		90	110	105		60~120	
25	32	30		20~40	16~40	95	115	110		75~120	
28	36	34		20~45		100	120	115		80~120	
30	38	36		25~50		105	125	120		100~150	
32	40	38		0.8	25~55		110	130		125	2.0
35	45	42	25~60		120	140	135	120~180			
38	48	45	25~65		130	150	145	120~200			
40	50	48	30~65		140	160	155	150~250			
42	52	50	35~65		150	170	165				
45	55	53			160	185	180				
48	58	56			170	195	190				
50	60	58			180	210	200				

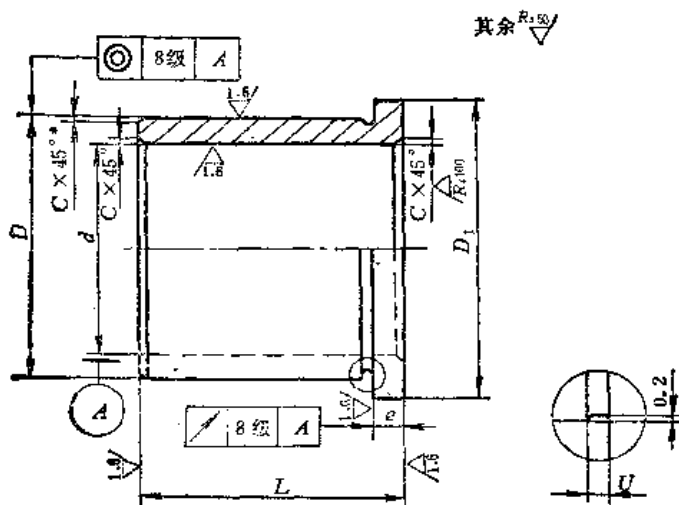
注: 1. 轴套外径D的尺寸公差按下列配合选用: $D \leq 120, s 6; D > 120, r 6。$

2. 要求留有精加工量的轴套内径d, 其公差为E 6。

3. 材料可按表9-1-4中铸造青铜或耐磨铸铁制造。

表9-2-8 铜合金带挡边整体轴套

(mm)



* 外径倒角根据需要也可采用15°
 标记示例:
 内径20mm、外径26mm、长度30
 mm的铜合金带挡边整体轴套,
 轴套 20×26×30 QB2510-81

d ①	D ②	D_1 (d_{11})	e	C	U	L ③ (h_{12})	d ①	D ②	D_1 (d_{11})	e	C	U	L ③ (h_{12})
8	14	18	3	0.3	1	6~12	60	75	83	7.5	0.8	2	40~80
10	16	20				6~16	65	80	88				45~80
12	18	22				8~20	70	85	95				45~90
14	20	25		0.5	1.5	10~25	75	90	100		1.0	3	50~90
16	22	28				12~25	80	95	105				55~100
18	24	30				12~30	85	100	110				55~120
20	26	32	4	0.5	1.5	16~35	90	110	120	10	3	60~120	
22	28	34				20~40	100	120	130			75~120	
25	32	38				20~45	105	125	135			80~120	
28	36	42		0.8	2	25~50	110	130	140		12.5	4	100~150
30	38	44				25~55	120	140	150				100~180
32	40	46				25~60	130	150	160				120~180
35	45	50	5	0.8	2	25~65	140	160	170	15	4	120~200	
38	48	54				30~65	150	170	180			150~250	
40	50	58				35~65	160	185	200			180~250	
42	52	60		0.8	2	30~65	170	195	210		2.0	4	120~200
45	55	63				35~65	180	210	220				150~250
48	58	66				35~65	190	220	230				180~250
50	60	68	0.8	2	35~70	200	230	240	15	4	180~250		
55	65	73			35~70	200	230	240			180~250		

注: 材料可按表9-1-4中铸造青铜或耐磨铸铁制造。

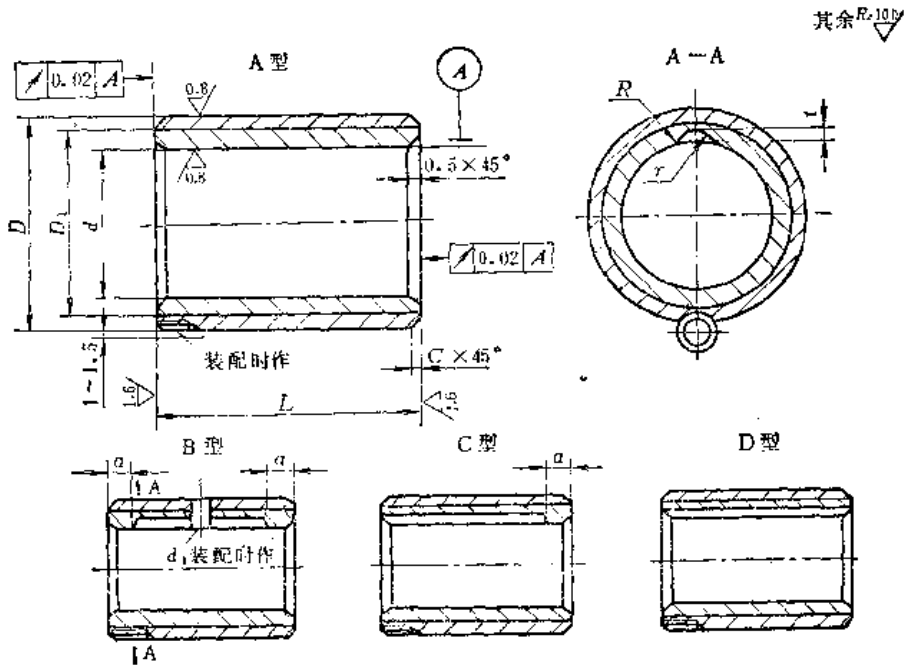
① 要求留有精加工量的内径公差为E 6。

② 轴套外径D的尺寸公差选定: $D \leq 120\text{mm}$, $s 6$; $D > 120\text{mm}$, $r 6$ 。

③ L尺寸系列为: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 120, 150, 180, 200, 250。

表9-2-9 双金属轴套尺寸参数

(mm)



技术要求：外圆 D 对内孔 d 的轴线径向跳动不大于 0.02mm ($D \leq 100$ 时) 或 0.03mm ($D > 100$ 时)

标记示例：

A型 $D = 80, L = 100$ ，双金属套 80×100

B型 $D = 80, L = 100$ ，双金属套 $B-80 \times 100$

D k6, s7 或 u6	70	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	(130)	135	(150)	160	(170)	180	(190)	200	215	230
d (H7)	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	130	140	150	160	170	180	190	200
D_1	64	69	74	79	84	89	94	99	104	110	115	120	125	135	145	155	165	175	185	195	205
r	3	4		5			6			7	8		10								
R	7.5	10		15			18			21	24		30								
t	1.5	2		2.5			3			3.5	4		5								
a	10		12						16				20								
C	1										1.5										
螺钉 (GB71-85)	M8×16										M10×20										
$L(d_6)$	55 { 100	55 { 120	60 { 120	60 { 130	70 { 140	70 { 150	80 { 150	80 { 160	90 { 180	90 { 200	100 { 200	110 { 220	110 { 240	120 { 260	130 { 280	140 { 280	150 { 300	160 { 300			

L系列：55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 240, 260, 280, 300

注：1. 采用 $e = 7$ 公差时，不用螺钉 (GB71-85) 作补充固定。

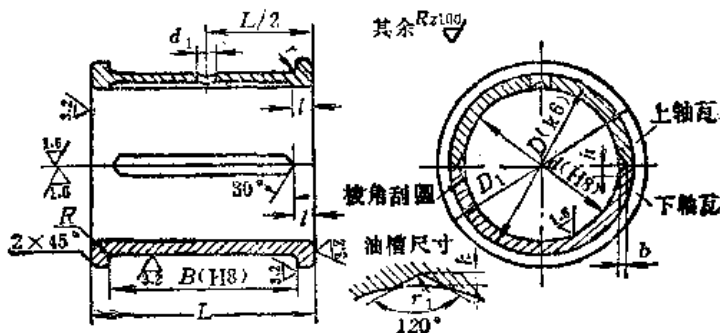
2. 装配后，须重新检查内孔公差，并在必要时修正孔。

3. d_1 孔由设计者确定。

4. 括号内尺寸尽可能不采用。

表9-2-10 剖分轴瓦基本尺寸

(mm)



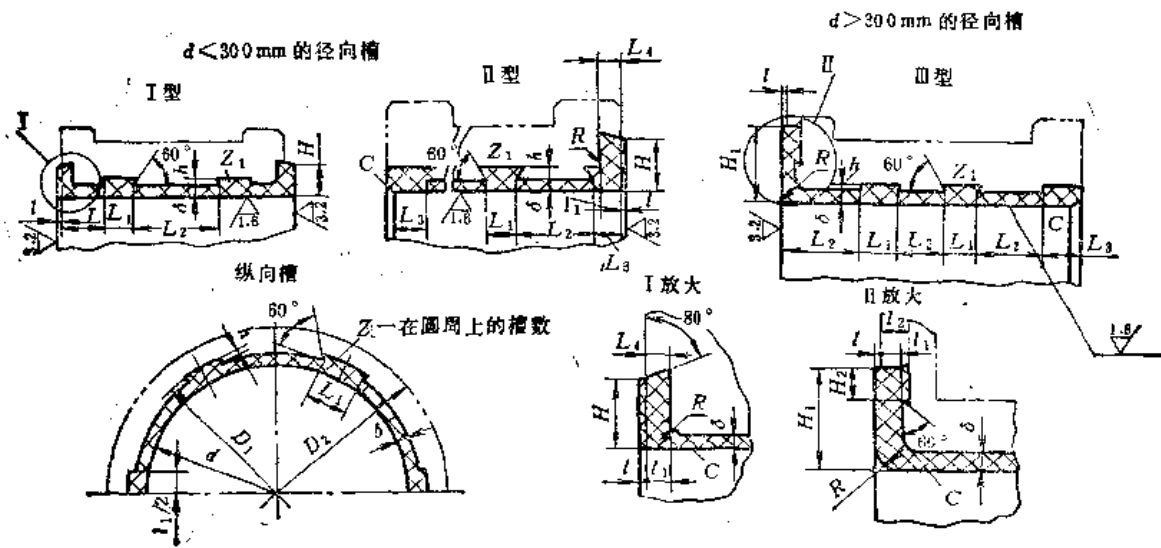
轴的直径	d (H8)		D (k6)		D ₁	d ₁	B (H8)		L	l	b	h	h ₁	R	r	r ₁
	公称尺寸	偏差	公称尺寸	偏差			公称尺寸	偏差								
30	30	+0.033	40	+0.018	50	10.5	50	+0.046	60	8	1	7	1.5	2	2	1
35	35	+0.039	45	+0.002	55	10.5	59	+0.046	60	8	1	7	1.5	2.5	2	1
40	40		50	60	10.5	60	70		8	1	7	1.5	2.5	2	1	
45	45	+0.046	55	+0.021	65	10.5	60	+0.046	70	8	1	7	1.5	2.5	2.5	1
50	50		60		10.5	65	80		10	1	7	2	2.5	2.5	1.5	
55	55	+0.054	65	+0.002	75	10.5	65	+0.046	80	10	1	7	2	2.5	2.5	1.5
60	60		70		10.5	65	80		10	1	8	2	2.5	2.5	1.5	
65	65	+0.054	80	+0.025	95	10.5	65	+0.046	80	10	1	8	2	2.5	2.5	1.5
70	70		85		100	10.5	75		90	10	1	8	2.5	2.5	3	2
75	75	+0.054	90	+0.003	105	10.5	75	+0.046	90	10	1	8	2.5	4	3	2
80	80		95		110	10.5	75		120	10	1	8	2.5	4	3	2
85	85	+0.063	100	+0.025	115	10.5	85	+0.046	140	12	1.5	10	3	4	3	2
90	90		105		120	10.5	85		140							
95	95	+0.063	115	+0.003	130	10.5	90	+0.046	110	12	1.5	10	3	4	3	2
100	100		140		10.5	90	160		+0.063							
110	110	+0.063	120	+0.028	140	10.5	90	+0.046	110	12	1.5	10	3	4	3	2
120	120		130		10.5	100	160		+0.063							
130	130	+0.063	140	+0.003	160	10.5	110	+0.046	130	12	2	13	3.5	5	4	2
140	140		180		10.5	130	200		+0.063							
150	150	+0.063	150	+0.028	175	10.5	120	+0.046	140	14	2	16	4	5	4	3
160	160		200		10.5	140	220		+0.063							
180	180	+0.063	165	+0.003	190	10.5	130	+0.046	150	14	2	16	4	5	4	3
140	140		200		10.5	130	200		+0.063							
150	150	+0.063	175	+0.003	200	10.5	140	+0.046	160	14	3	20	4.5	5	4	3
160	160		220		10.5	155	240		+0.063							
180	180	+0.063	185	+0.033	210	10.5	155	+0.046	170	14	3	20	4.5	5	5	3
160	160		220		10.5	155	240		+0.063							
200	200	+0.063	210	+0.004	240	12.5	240	+0.046	270	16	3	20	4.5	6	5	3
180	180		240		12.5	240	270		+0.072							
220	220	+0.072	230	+0.004	260	12.5	270	+0.046	300	16	4	25	5	6	5	4
200	200		250		12.5	270	300		+0.081							

注：1.加工时，上、下轴瓦必须一并加工。

2.轴瓦材料允许采用CuSn7Pb7Zn3锡锌铅青铜合金及耐磨铸铁。

表9-2-11 轴承合金浇注用槽 (Q/ZB161-73)

(mm)



比例关系: $D_2:D_1 \geq 1.2$ (轴承底基金属为铸铁)
 $D_2:D_1 \approx 1.1 \sim 1.14$ (轴承底基金属为钢)
 $h = 0.5 \sim 0.8 \delta$

轴 径 d	浇 注 尺 寸															纵向槽数 Z		
	δ			h	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	l	l_1	l_2		R	C
	铸铁	钢	青铜															
30~50	2.5	2	0.5		6							3	1	2		3	1	
>50~80	3	2.5	1	2	8			20	9	50	10	4	1	3		4	1	2
>80~100	3.5	3	1.5	2	10			25	10	60	12	5	1.5	4		4	2	2
>100~150	3.5	3	2	2.5	12			30	10	80	14	6	1.5	5		6	2	3
>150~200	4	3.5	2.5	2.5	16			35	15	90	16	7	1.5	5		8	3	3
>200~300	5	4	3.5	3	20			40	18	100	18	8	2	6		12	5	3
>300~400	6	4	4.5	3	25	35	15		20	110	20	8	2	6	11	15	5	3
>400~500	7	5	5	3	30	40	15		25	130	22	10	2	8	12	20	6	3
>500~650	7	5		3	35	45	15		30	150	22	10	2.6	8	13	25	7	3
>650~800	7	5		3	40	50	20		30	160	22	12	2.5	9	13	30	10	3
>800~1000	8	6		4	45	55	20		35	160	24	12	3	9	15	30	10	4
>1000~1300	8	6		4	50	60	30		40	170	24	15	3	12	17	40	15	4

- 注: 1. 纵向槽数 Z 平均分布于圆周上。
 2. 径向槽数 Z_1 在轴衬全长上不许大于 4 个。
 3. Z 是最少的必要数量。
 4. 材料为铸铁的轴衬, 径向和纵向的槽数, 应按表内规定的增加 1.5~2 倍。
 5. 对重要的轴承, 受有相当的轴向力和冲击等情况下, 为取得较大的支承面, 轴承衬结构形式应按 II 型或 III 型选择。
 6. 如果轴承不承受轴向力, 可选用轴承一端带支承面, 或不带轴承端支承面。
 7. 尺寸不大 ($d \leq 300$) 的、应用于轻载工作下的轴承按 I 型浇注。
 8. 轴衬浇注后的表面光洁度应不低于 R_{z100} 。
 9. 燕尾槽全部加工成 R_{z100} 。
 10. 轴承合金层不应有气泡、气孔、杂质等缺陷。

4. 轴套的连接

轴套的连接按表 9-2-13 选取螺钉尺寸。

(二) 平面推力滑动轴承

1. 平面推力滑动轴承的常用型式和结构

平面推力滑动轴承缺乏形成液体摩擦的条件，而处于不完全润滑状态。一般用于水平或垂直轴上，常与向心滑动轴承同时使用。其常用型式、结

构见表 9-2-14。

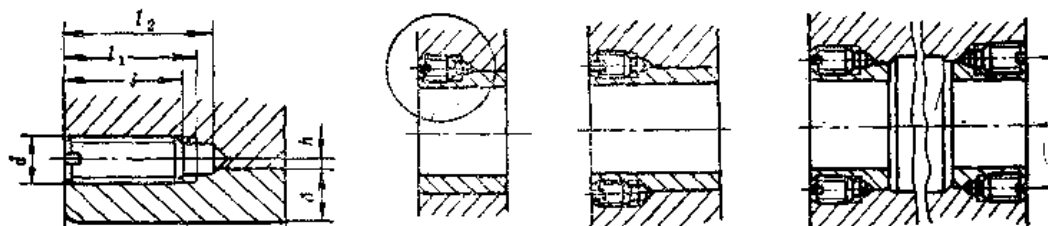
2. 平面推力滑动轴承对轴承材料的选择

平面推力滑动轴承对轴承材料的选择，基本与径向滑动轴承相仿。由于其接触面上的压力分布不均匀，而润滑条件也较差，故对其进行不完全润滑条件计算时，许用值 $[P]$ 、 $[pv]$ 要低一些（表 9-2-15）。

表9-2-12 轴衬材料的选用

底基金属	轴衬材料	适用范围
钢	铅青铜, 铅锡青铜	高压力, 高转速及有冲击载荷
铸铁	巴氏合金	承受平稳载荷
铸钢	巴氏合金	承受冲击载荷
铜	巴氏合金	高转速, 高负载力及有冲击载荷
铝	巴氏合金	压强很大及高转速

表9-2-13 轴套的连接螺钉尺寸

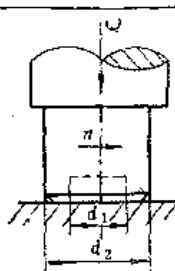


轴套的厚度 δ	螺 钉			l_1	l_2	A
	d	l	数 量			
6	M 6	15	1	19	21	1
7.5	M 8	20	2	25	28	1
10	M10	25	2	31	34	1.5
15及15以上	M16	40	2	48	52	2

注：1. 螺钉按GB71—85的规定。

2. 螺钉直径 d 取得大致等于衬套壁厚，但不超过16mm。当固定薄壁衬套时，可使尺寸 A 增加一倍，并将螺钉直径增大些。

表9-2-14 平面推力滑动轴承常用的型式和结构

种 类	简 图	基本特点及应用	结 构 尺 寸
空心推力轴承		接触面上压力分布比较均匀 当 $d_1 = 0.5d_2$ ，接触面上最大单位面积压力有最小值	d_2 由轴的结构设计拟定 若结构上无限制，应取 $d_1 = 0.5d_2$ ，一般可取 $d_1 = (0.4 \sim 0.6)d_2$

(续)

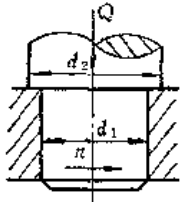
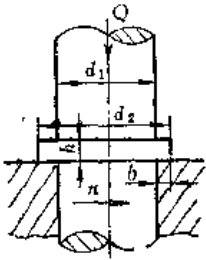
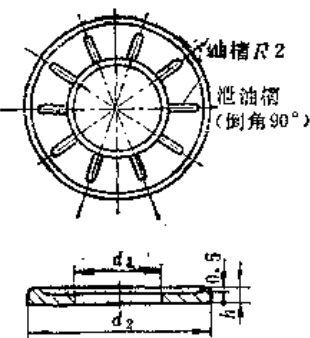
种类	简图	基本特点及应用	结构尺寸
环 形 推 力 轴 承		可利用轴肩的端面止推，而且可以利用开通的纵向油沟引入润滑油。结构简单，润滑方便。广泛用于低速、轻载的部位	d_1, d_2 由轴的结构设计拟定
			d_1 由轴的结构设计拟定 $b = (0.1 \sim 0.3)d_1$ $h = (0.12 \sim 0.15)d_1$ $d_2 = (1.2 \sim 1.6)d_1$
		环形垫推力轴承的结构简单，修复及更换方便，可选用与轴不同的材料，亦可单件制造，润滑条件好但承载能力较小，常用于轴的定位或较轻载荷	d_2 由轴的结构设计拟定 $d_2 = 2d_1$ $h = (0.17 \sim 0.2)d_1$

表9-2-15 平面推力滑动轴承的 $[p]$ 、 $[pv]$ 值及验算

轴 (轴环端面，凸缘)	轴 承	$[P]$ (N/cm^2)	$[pv]$ ($\frac{N \cdot m}{cm \cdot s}$)
未淬火钢	铸 铁	200~250	100~250
	青 铜	400~500	
	巴氏合金	500~600	
淬火钢	青 铜	750~800	
	巴氏合金	800~900	
	淬 火 钢	1200~1500	
计算简图	验 算 公 式		数 据
见表9-2-14	$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \ll [P] \quad (N/cm^2)$ $pv_m \ll [pv] \quad \left(\frac{N \cdot m}{cm \cdot s}\right)$ <p>式中 $v_m = \frac{\pi d_m n}{6000}$ (m/s)</p> $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (cm) <p>Q—载荷 (N)</p>		$[P]$ 、 $[pv]$ 见表9-1-4

第3节 液体动压润滑轴承

(一) 动压润滑原理

1. 动压润滑的形成

如图 9-3-1 a 所示, 两平行平板 I 与 II 之间充满润滑油。若板 II 固定不动, 板 I 以速度 v 作平行移动, 此时, 板间的润滑油将产生流动。这种由于相对滑动速度引起的流动, 称为速度流动。由于润滑油的粘性, 与板 II 接触的油层的流速将为零, 与板 I 接触的油层的流速和板 I 的速度相等, 即流速为 v 。而在油膜中间各油层的流速 u 将逐渐变化, 其变化按照直线规律分布, 而构成直角三角形。由于平行平板间的距离 h 处处相等, 因而各截面上的流速分布图形完全相同, 通过各截面的润滑油将完全相等。即:

$$Q_0 = Q_1 = \dots = (v \cdot h) / 2$$

(设截面宽度 $B = 1$)

在这种条件下, 油膜各点的压力都是相同的。

若平时边缘压力与外界压力相等, 即 $p_a = 0$, 则平板中间各点压力也都为零。也就是说: 两块平行平板的速度流动, 不可能建立油膜压力, 所以油膜不可能承受载荷。

油膜压力产生的过程如图 9-3-1 b 所示, 运动平板 I 和固定平板 II 之间形成收敛状间隙, 其入口为 h_1 , 出口为 h_0 , $h_1 > h_0$ 。当平板 I 以速度 v 按图示方向运动时, 粘性润滑油被带入收敛状间隙中。如果油膜中各截面的流速沿油膜厚度方向的分布与图 9-3-1 a 中的速度流动一样, 呈三角形分布, 则通过任意截面单位宽度 ($B = 1$) 上的流量为 $(v \cdot h) / 2$, 在入口处的流量必然大于出口处

流量, 即: $(v \cdot h_1) / 2 > (v \cdot h_0) / 2$ 。但润滑油是不可压缩的。如果收敛状间隙的内部形状和尺寸不发生变化, 则油膜内部必产生压力, 并由此而产生压力流动来调整各截面上的流速分布。由于压力所引起的流速变化按抛物线分布; 其流动方向由中间流向两端。也就是说, 它将使出口处的流量增大, 入口处的流量减小, 以保证流速的连续性。所以, 在收敛状间隙中各截面的流速实际上是由速度流动的三角形分布和压力流动的抛物线分布两种因素叠加在一起的结果。上述的油膜压力具有平衡一定量的外载荷的能力。这就是构成动压润滑的基本原理。

有关动压润滑的基本方程的推导与计算见本手册第八卷有关章节。

2. 实现动压润滑的条件

基于上述分析, 由动压润滑的基本方程得出实现动压润滑的条件:

- 1) 两滑动面间要有一定的收敛状间隙 (即油楔)。
- 2) 移动件要有足够的运动速度。
- 3) 润滑油要有一定的粘度。
- 4) 外载荷不大于某一额定值。

上述 4 个条件中的第一项, 是由轴承的结构设计所确定, 第二、三项可以根据不同的使用条件和场合灵活运用, 在承受载荷一定的条件下, 能够使得轴承的动压润滑具有一定的速度选择范围。如在相同的结构参数下, 将某一向心轴承的转速降低到原来的 $1/10$, 而把润滑油粘度提高到原来的 10 倍, 所产生的最大承载力大体相同。近年来在高精度万能外圆磨床头架上应用的“低速动压轴承”, 即应用了这个原理, 业已收到良好的使用效果。

3. 形成油楔的过程

(1) 单油楔轴承 依靠运转时轴颈相对于轴

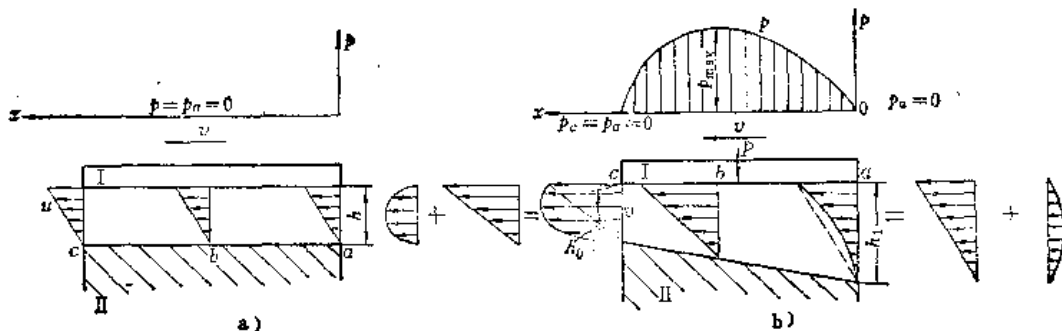
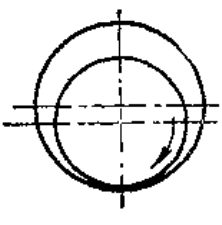
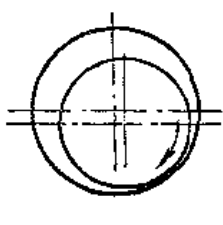
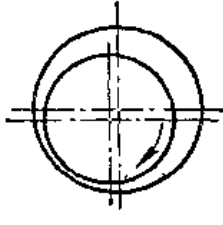


图9-3-1 动压润滑的形成原理

a) 平行平板间的油流速度与压力分布 b) 收敛状间隙中的油流速度与压力分布

表9-3-1 单油楔轴承实现油楔的过程

阶段	起步阶段	不稳定工作阶段	稳定工作阶段
简图			
说明	轴颈在重力作用下，压向轴承的最下方，轴颈有滚动的趋势（图示轴颈的转向为向右滚动）	轴颈沿轴承内壁上爬，同时润滑油被带入油楔（属于一种不稳定的油楔承载），如图示轴颈的转向，产生的油压有将轴颈向左推移的趋势	轴颈中心，由于有油楔推力的作用，偏移一个距离（一般偏移方向与外载荷方向不一致），形成油楔，当其他条件具备时，能够实现动压润滑的承载油膜，以平衡外载荷

承孔有一个偏移量来实现油楔，其过程见表9-3-1。

(2) 多油楔轴承

1) 成形面多油楔动压轴承 依靠在轴承表面加工出具有一定收敛状型面来实现油楔。

2) 分体多瓦式多油楔轴承 利用活支瓦块自动调位来形成油楔。

3) 整体弹性变形多油楔径向轴承 利用材料的弹性变形来形成油楔。

形成多油楔的典型方法见表9-3-2。

与单油楔径向轴承比较，多油楔径向轴承由于具有多个相互独立并均匀分布的收敛形油楔，所以，在轴回转时，能使轴心不偏移，无论轴是否承载，各油楔均可形成承载油膜，并力图使主轴处于同轴状态（图9-3-2）。所以，多油楔径向轴承具有很高的回转精度和刚度，广泛用于精密机床主轴。

4. 油楔结构参数对油膜承载力的影响

油膜的承载能力与轴承的工作条件和油楔结构有关。轴承的工作条件包括运动件的速度，载荷位置和大小，润滑油粘度及供油条件等。

表9-3-3列出了各种形状的油楔在一定结构参数条件下的油膜承载能力的比较

油楔结构参数主要有以下内容：

- 1) 轴承工作表面长度 (L)；
- 2) 周向封油面长度 ($L_2 = L - L_1$)；
- 3) 油楔宽度 (B_1)；
- 4) 轴承间隙 h_0 ；
- 5) 油楔形状；
- 6) 油楔入口和出口处的间隙比值 (α) ($\alpha = h_1/h_0$)；
- 7) 油楔深度 (δ) ($\delta = h_1 - h_0$)；
- 8) 轴承宽度 (B)。

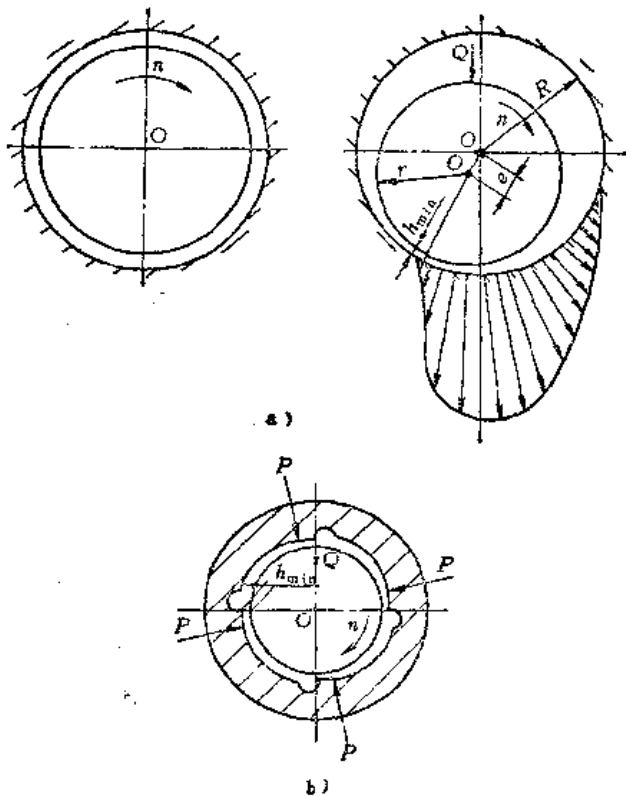


图 9-3-2

a) 单油楔轴承 b) 多油楔轴承

表9-3-2 形成油楔的典型方法

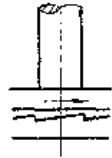


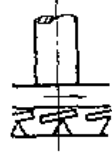
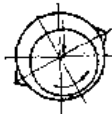
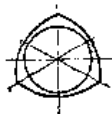
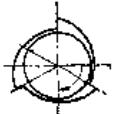
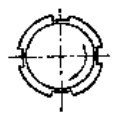


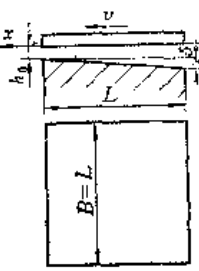

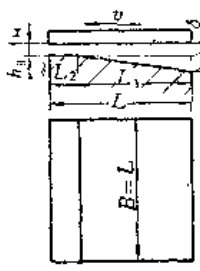

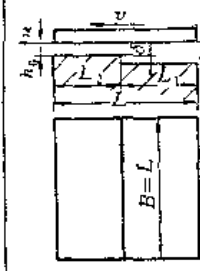

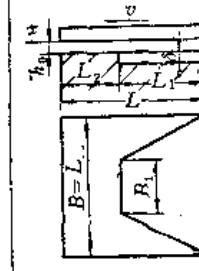

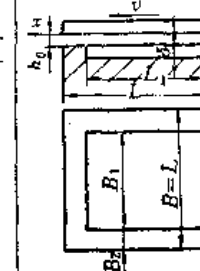

名称	单油楔	多油楔				
		成型面			分体多瓦	薄壁变形
推力轴承		斜面瓦轴承 	斜-平面瓦 	阶梯面瓦 	扇形活支瓦 	
	剖分式轴承 	外偏心圆弧轴承 	阿基米德螺旋面轴承 	阶梯面轴承 	矩形活支瓦轴承 	整体薄壁变形轴承 

表9-3-3 油楔形状对油膜承载能力的影响

油楔形状	结构参数	沿x方向的膜压分布规律	油膜的相对承载力
	$h_1 = 2.25h_0$		1
	$h_1 = 2.25h_0$ $L_1 = 0.8L$		1.2
	$h_1 = 1.7h_0$ $L_1 = 0.55L$		1.04
	$h_1 = 2h_0$ $L_1 = 0.6L$ $B_1 = 0.4B$		1.63
	$h_1 = 2.3h_0$ $L_1 = 0.76L$ $B_1 = 0.76B$		1.76

(二) 单油楔径向动压轴承

1. 结构及分类

(1) 内圆外锥式轴承 轴承与轴颈的间隙由轴向移动弹性轴承产生弹性变形进行调节, 其基本形式见图 9-3-3、9-3-4、9-3-5。

由于弹性轴承有一纵向开通槽, 因此在其产生

径向弹性变形的同时, 会使内孔的圆柱面发生变化, 为了改善这种状况, 常在其外表面上开有 3~10 条槽, 其中一条为通槽。如图 9-3-3 和 9-3-5 所示。开槽数目多, 有利于减少轴套内孔畸变, 但带来工艺制造困难, 且削弱了轴套外圆的接触面积。

在结构型式上, 弹性轴承还有如下特点, 调节

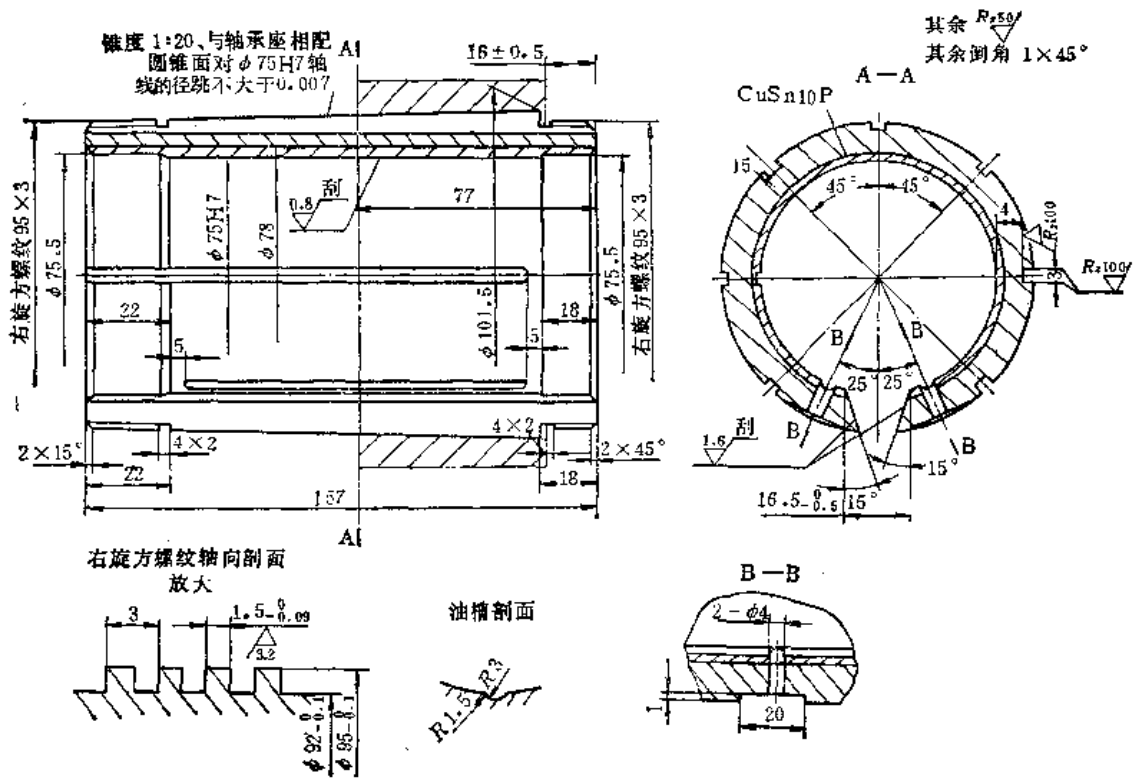


图9-3-3 滚齿机刀架用内圆外锥式轴承（弹性轴承）结构

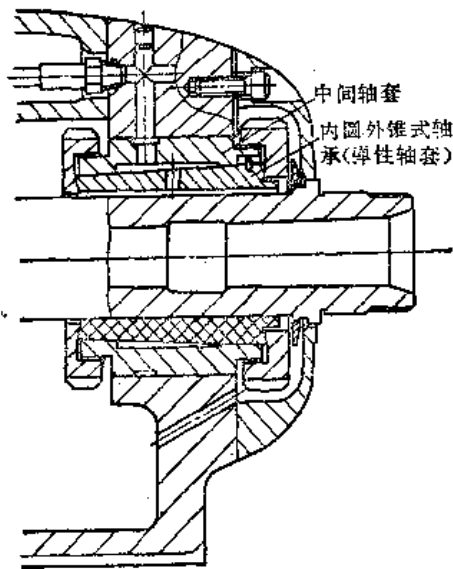


图9-3-4 车床主轴用内圆外锥式轴承

螺母有的直接装在弹性轴承上（图9-3-3），并靠紧在中间轴套或箱体的端面。这类结构比较简单，但在锁紧螺母的过程中，当中间轴套的两个端面不平行时，容易使弹性轴承产生挠曲。有的调节螺母装在中间轴套上（图9-3-4、9-3-5）。由于螺纹之间有微小的径向间隙，因此可保证螺母和弹性轴承

之间的锥形表面贴合得很好，使其不受中间轴套端面不平行度的影响，从而避免弹性轴承产生挠曲。

此外，在图9-3-3中，其开通槽的两侧面相互倾斜，用以调节楔块使弹性轴承的外锥面和中间轴套的内锥面紧密贴合，以减少弹性轴承内孔的畸变。在图9-3-5中，其开通槽的两侧面相互平行，如果采用通常塞垫片（枣木、塑料）等方法以减少其内孔的畸变，则其效果不如前者显著。

内圆外锥式轴承能够把间隙调节的很小，但当制造和装配精度较差时，调整后的圆度不好，磨损也较快。在机械设备中应用较广。

（2）内锥外圆式轴承 轴承与轴颈的间隙由轴向移动轴（图9-3-6）或轴承（图9-3-7）来调节。通过移动轴承调节间隙，其螺母可装在轴承的一侧（图9-3-8，9-3-9），也可装在它的两侧（图9-3-7）。

内锥外圆式轴承在性能方面的优点是，结构简单，刚性较好。如经精细制造和合理的调整，可获得较高的回转精度，但由于锥形轴颈的圆周速度不等，故常产生不均匀磨损，当轴承温升过高时易引起抱轴。所以仅适用于中、低速范围内的机械设备中。

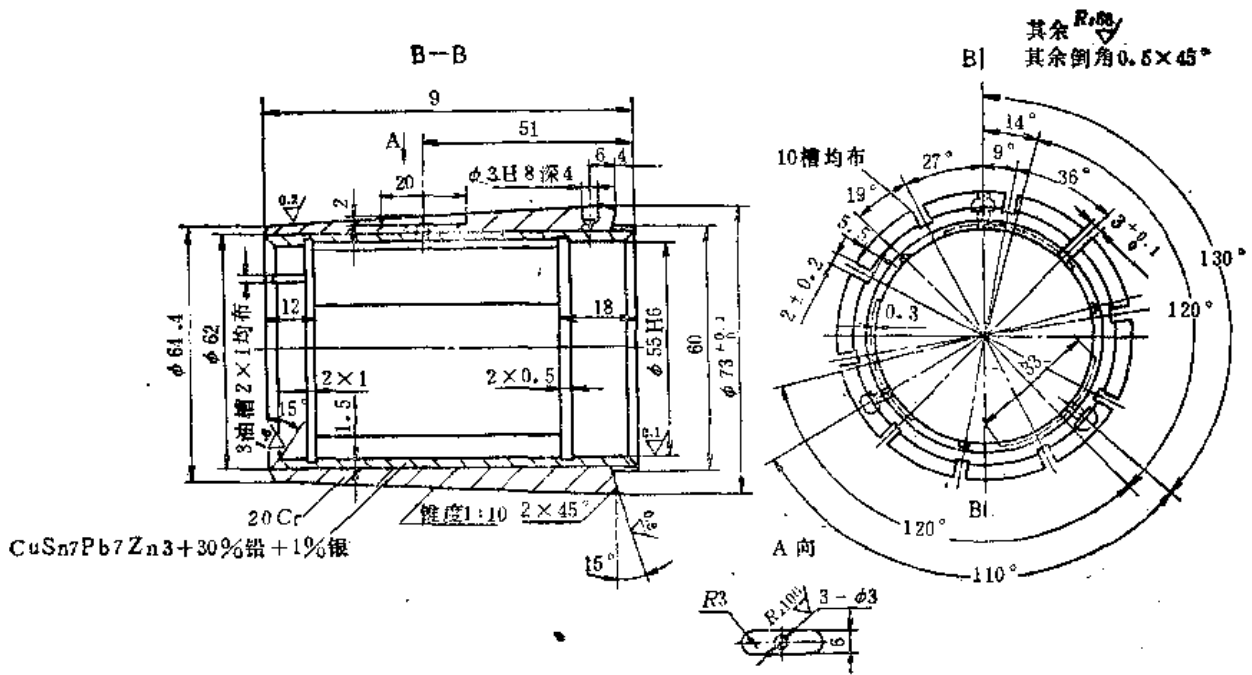


图9-3-5 车床主轴用内圆锥式轴承（弹性轴承）结构

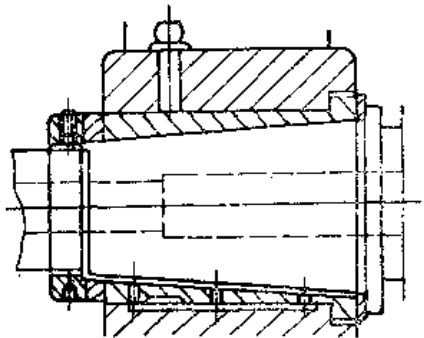


图9-3-6 移动主轴来调整内锥外圆式轴承

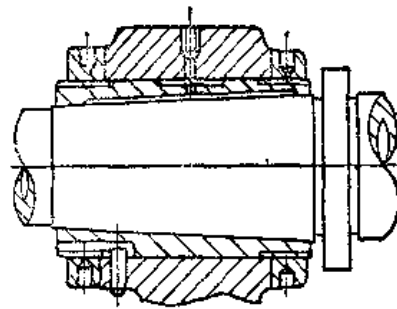


图9-3-7 移动内锥外圆式轴承来调整间隙

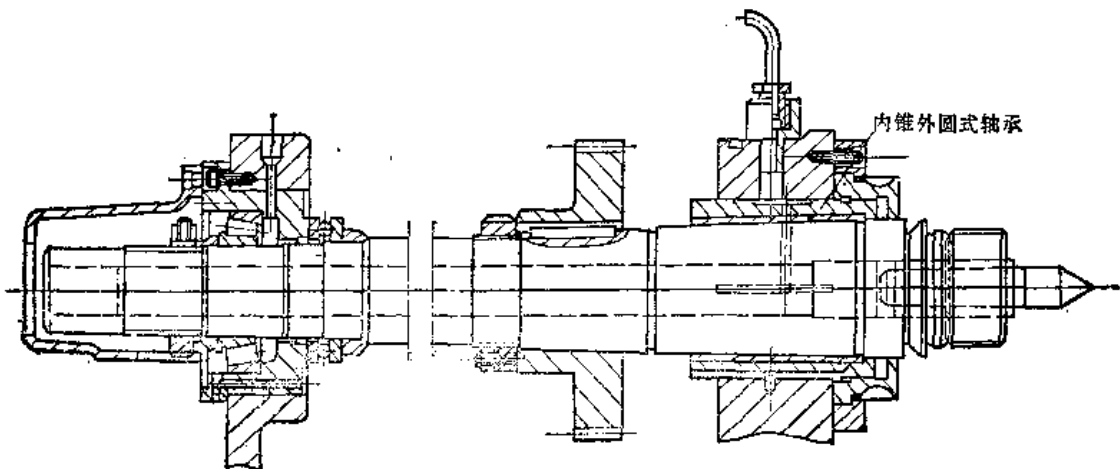


图9-3-8 车床主轴用内锥外圆式轴承

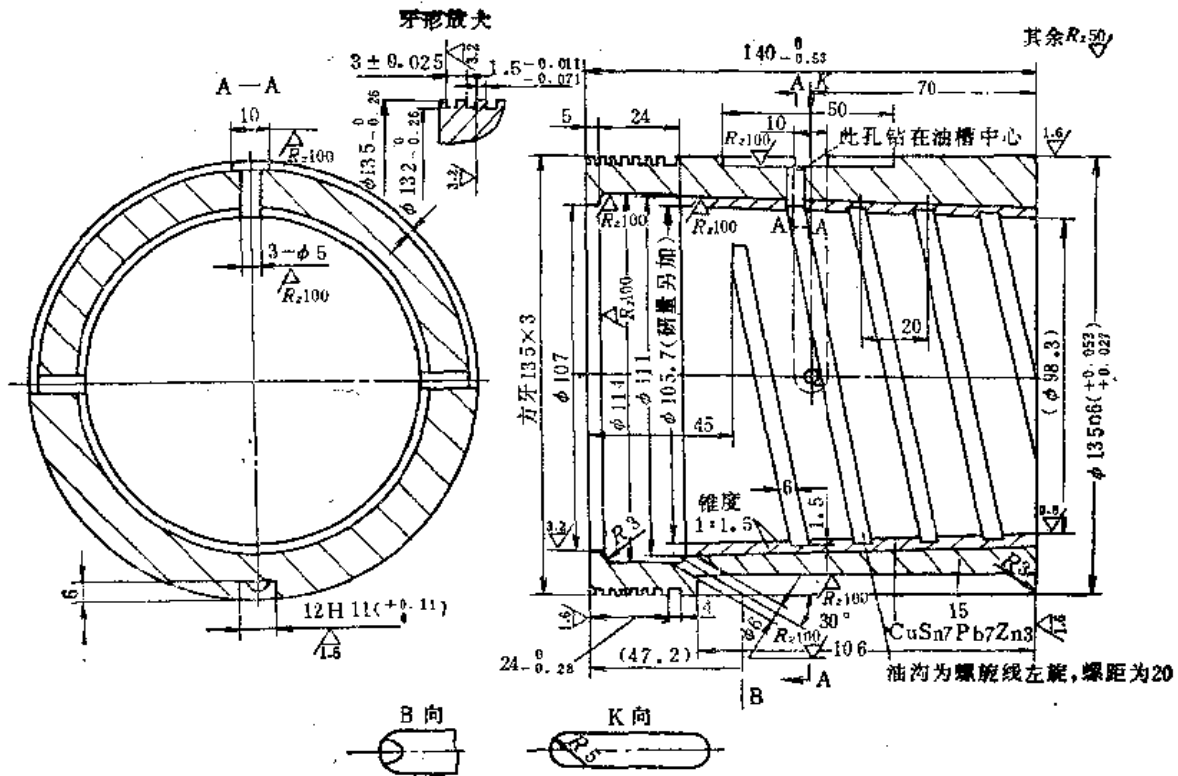


图9-3-9 车床主轴用内锥外圆式轴承结构

内圆外锥和内锥外圆式轴承的锥度常在1:30~1:10范围内选取。通常采用10°梯形螺纹(代替方牙螺纹), 为了增强螺纹根部, 也可采用锯齿形螺纹。

(3) 对开轴承 轴承与轴颈间的间隙由径向移动剖分轴瓦来调节, 其结构型式有下列几种:

1) 应用螺栓调节间隙, 如图9-3-10, 其外载荷主要由固定的轴瓦来承受, 通常用于载荷方向变化小的轴承。

2) 应用弹簧弹力调节或液体压力自动调节间

隙, 如图9-3-11中, 柱销3借弹簧2的弹力移动可调瓦, 弹力可由顶丝1调节。在热态下调好间隙后由侧面另一柱销4将柱销3锁紧, 从而保证适宜的工作间隙。

3) 应用垫片或刮研剖分面调节间隙, 如图9-3-12, 基本上与不完全润滑对开式滑动轴承相仿, 主要用于重型机械。

对开式轴瓦结构尺寸见表9-3-4, 如果是采用图9-3-10, 9-3-11所示调节间隙的方法, 其可动轴瓦不应有凸缘, 即使 $H = S_1$ 。对开轴瓦一般用铸造青铜制造, 当轴径尺寸较大时, 应采用钢-青铜双金属轴瓦。

2. 轴承性能计算

(1) 单油楔轴承工作状态及最小油膜厚度 旋转着的轴颈在外载荷 Q 的作用下, 其轴心将沿某一方向偏移一个距离 e , 结果形成一个收敛状间隙(图9-3-2a)。这时, 只要具备前面所述的实现动压润滑的条件(见本章第三节), 那么充填在收敛状间隙内的润滑油将产生足够的压力以平衡外载荷。轴颈的轴承的工作表面被一

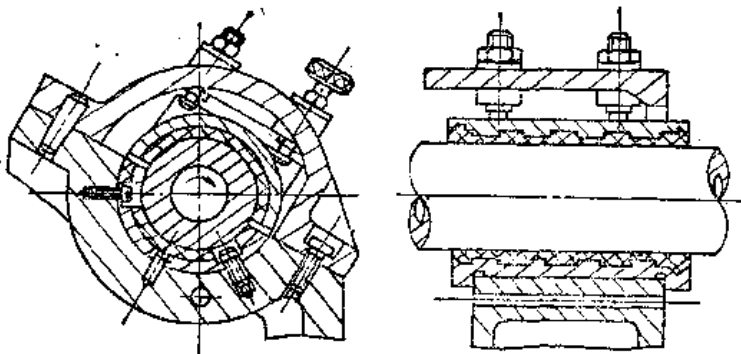
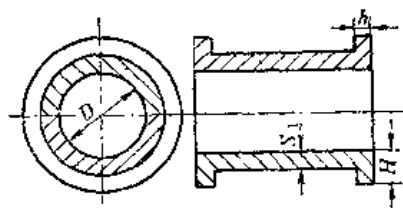


图9-3-10 磨床砂轮架对开式轴承(用螺栓调节间隙)

表9-3-4 对开轴瓦结构尺寸 (mm)



$D = 35 \sim 60$	$S_1 = 6 \sim 10$
$D = 65 \sim 110$	$S_1 = 7.5 \sim 15$
$D = 120 \sim 200$	$S_1 = 10 \sim 20$
$H = (1.1 \sim 1.3)S_1 + 5$	$h = 0.5H$

上述两金属表面不致直接接触的条件可用另一形式表示, 采用如下符号:

R 、 r 、 e ——见图 9-3-2 a,

ψ ——相对间隙, 即 $\frac{R-r}{r}$;

κ ——相对偏心系数, 即 $\frac{e}{R-r}$ 。

然后由图 9-3-2 b 得到关系式:

$$h_{min} = \psi r (1 - \kappa)$$

代入式 (9-3-1), 得,

$$\kappa \leq 1 - \frac{K}{\psi \cdot r} (R_{z1} + R_{z2}) \quad (9-3-2)$$

此式即为表 9-3-6 中的公式 2。

确定最小油膜厚度时也可根据轴颈表面粗糙表查图 9-3-13 或直接查图 9-3-14。

(2) 轴承性能计算 列于表 9-3-6。

表 9-3-7~9-3-9 适用于三种包角 (图 9-3-15) 轴承的计算, 常见 180° 轴承除用表格外, 还可应用图线, 以便于计算 (图 9-3-16~9-3-18)。

(3) 单油楔轴承性能估算列线图 机修工作中, 经常需要对修复后的轴承进行快速而又简便的估算, 以便鉴别修理质量。图 9-3-19~9-3-23 给出了轴承性能估算列线图, 该图适用于 180° 单油楔轴承。

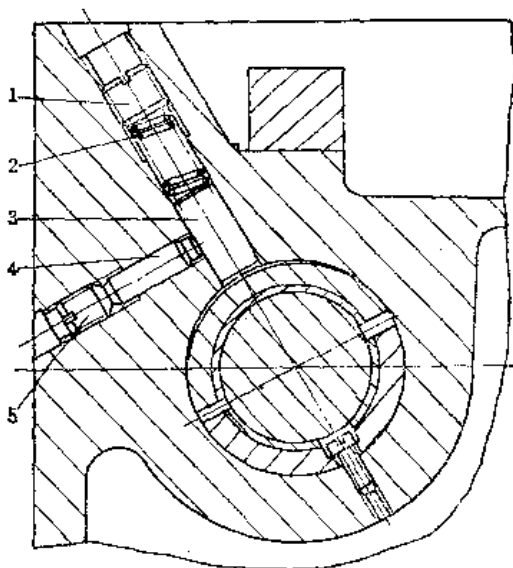


图9-3-11 磨床砂轮架对开式轴承 (用弹簧调节间隙)

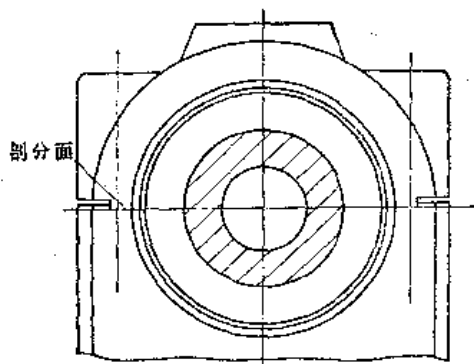


图9-3-12 曲轴车床主轴轴承采用对开式轴承结构

层油膜隔开, 即处于液体摩擦状态。由图 9-3-2 a 可见, 其最小油膜厚度应满足条件:

$$h_{min} \geq K (R_{z1} + R_{z2}) \quad (9-3-1)$$

式中 R_{z1} 、 R_{z2} ——轴颈和轴瓦加工表面的粗糙度 (表 9-3-5)。

K ——考虑到表面几何形状不准确和零件变形的工作可靠性系数, 一般取 $K \geq 2$ 。

表9-3-5 加工表面的粗糙度 (μm)

加工表面粗糙度 R_a	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025
微观不平度十点高度 R_z	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2
加工方法	精镗、精磨			超精磨、研磨或抛光		

表9-3-6 单油楔轴承性能计算

名称	代号	单位	计算公式及参数选择	计算结果或数据		说明	公式编号
				n_{max}	n_{min}		
轴承平均直径	D	m	通过轴的结构设计确定	0.1			
轴承宽度	B	m	$B = D \cdot \bar{B}$	0.11		按表9-3-12选取	
轴颈转速	n	r/min		600	12		
轴颈线速度	v	m/s	$v = \pi D n / 60$	3.14 ; 0.0628			1
相对间隙	ψ			0.0003		见本节参数选择部分	
平均工作温度 (t_m) 下的润滑油动力粘度	η_{tm}	$P_n \cdot s$		0.01167	0.04678	查本手册第八卷有关部分	
轴颈 轴承	表面粗糙度	R_{z1} R_{z2}	μm 表9-3-5	0.8 3.2			
可靠性系数	K		≥ 2	2			
相对偏心率	κ		$\kappa \leq 1 - \frac{2K}{D \cdot \psi} (R_{z1} + R_{z2})$	0.467		R_{z1} 和 R_{z2} 按表值分别乘以 10^{-6}	2
承载系数	C_p		表9-3-7或图9-3-16	0.825			
轴承承载能力	P	N	$P = \frac{0.2 \eta_{tm} v B}{\psi^2} C_p$	73870	5925		3
流量系数	C_q		表9-3-9或图9-3-18	0.107			
油的流量	Q	m^3/s	$Q = \psi \cdot v \cdot B \cdot D \cdot C_q$	1.11×10^{-6}	0.0222×10^{-6}		4
润滑油比热	C	$J/kg \cdot ^\circ C$	1675~2093	1675			
润滑油密度	γ	kg/m^3	850~900	900			
摩擦特性系数	C_f		表9-3-8或图9-3-17	4.46			
轴承散热系数	α_s	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	轻型轴承 散热条件较差, 50 中型轴承 普通通风条件, 80 重型轴承 冷却条件良好, 140	80			
温升	Δt	$^\circ C$	$\Delta t = \frac{\frac{W}{B \cdot D} \cdot C_f}{C \cdot \gamma \cdot C_q + \frac{\pi \alpha_s}{\psi v}}$	71.34	0.19		5
油的进口温度	t_p	$^\circ C$	无冷却系统时, 35~40	35			
油的平均工作温度	t_m	$^\circ C$	$t_m = t_p + \frac{\Delta t}{2} < [t_m]$	70.67	35.19	计算值 (与假定值接近)	6
油的允许温度	$[t_m]$	$^\circ C$	机精度等 普通级 70~80 提高精度级 60~68 精密级 53~60 高精度级 41~46				
轴承油膜刚度	K_t	$N/\mu m$	$K_t = \frac{P \cdot 10^{-5}}{5 \cdot D \cdot \psi \cdot \kappa^2}$	22580	1811	在计算 K_t 时需要规定与之对应的轴承承载能力	7

注: 1. 计算例题: C620车床床头箱前轴承 (内锥外圆式); $D = 0.1m$, $B = 0.11m$, $\psi = 0.0003$, $n_{max} = 600r/min$, $n_{min} = 12r/min$, 30号机械油, 表面粗糙度、轴颈表面: $R_{z0.1}\mu m$, 轴瓦表面 $R_{z0.4}\mu m$, 分别计算轴承的承载能力、油的流量和温升, 以及与承载能力相对应的油膜刚度。

2. 使用表9-3-6计算公式5、6时, 应根据润滑油品种拟定 n_{tm} , 此假定值应与按表中公式6计算得到的相近, 否则需改 t_m (假定值) 重新计算。

3. 计算的平均温度 $t_m \leq 75^\circ C$, 否则须改变计算参数 (润滑油品种, 间隙等), 或采取附加的冷却措施。

4. 轴承的油膜刚度 K_t , 是一个变量。因此在计算轴承的油膜刚度时, 需要规定与之对应的轴承承载能力。

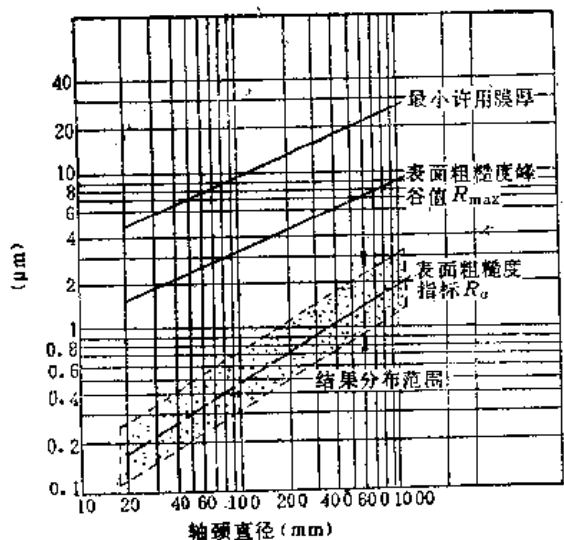


图9-3-13 轴表面粗糙度和许用油膜厚度指标

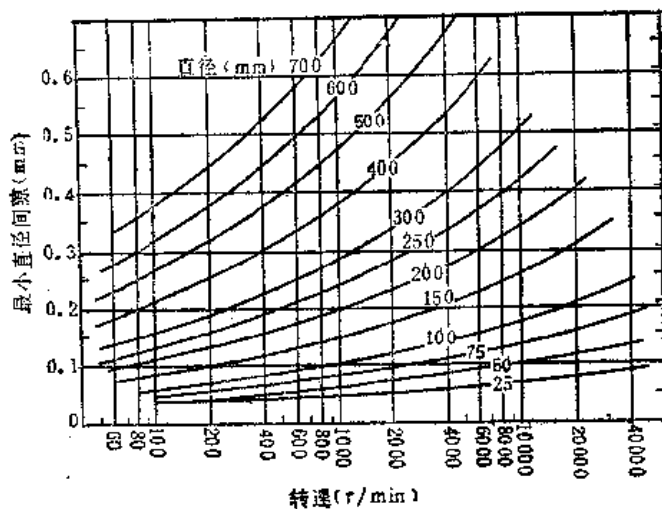


图9-3-14 推荐用的最小直径间隙 δ_{dmin}

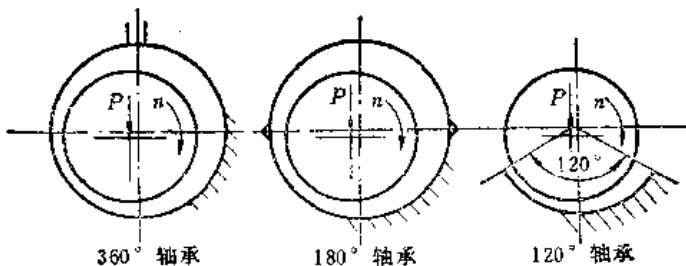


图9-3-15 轴承包角

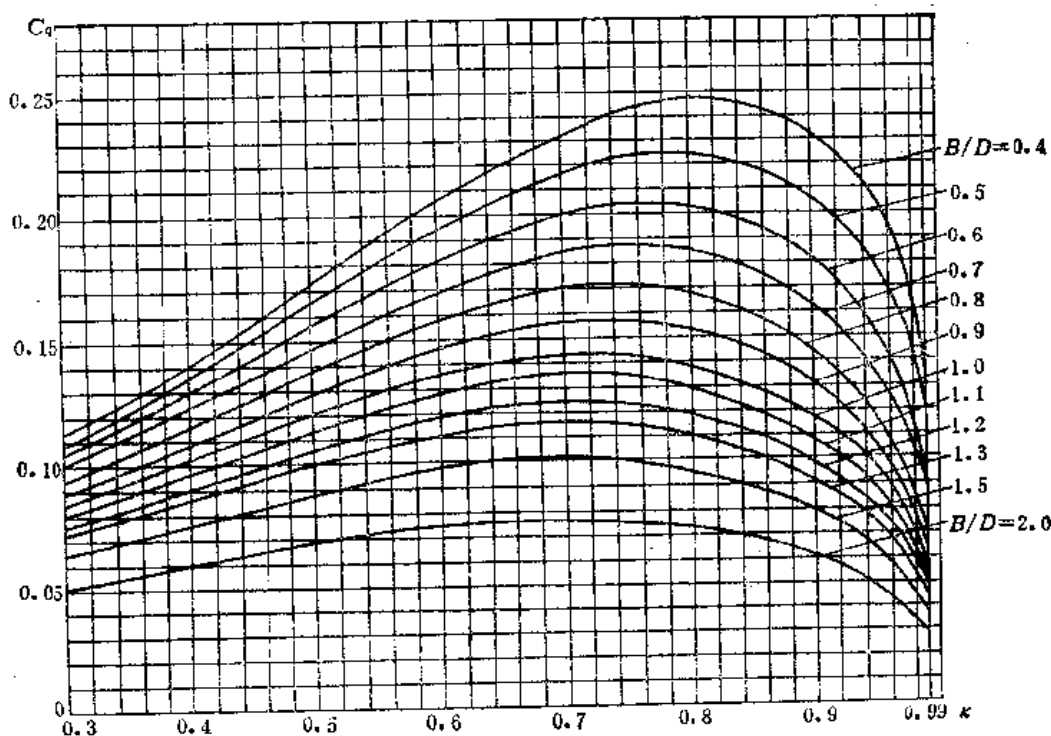


图9-3-16 确定流量系数 C_q 的曲线 ($\kappa = 0.3 \sim 0.99$)

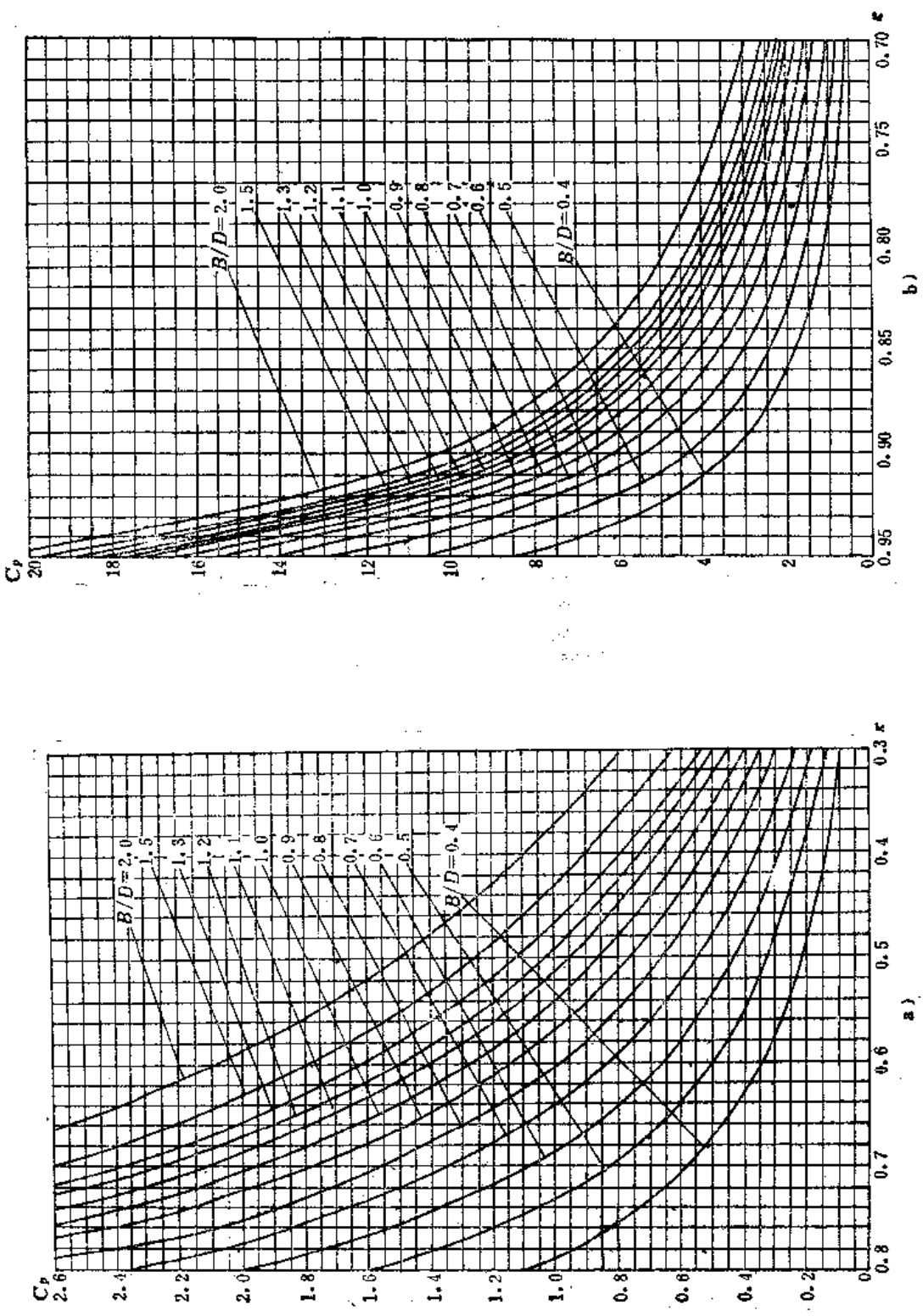


图9-3-17 确定承载系数 C_p 的曲线 (180°轴承)
a) C_p - κ 曲线 ($\kappa=0.3\sim 0.8$) b) C_p - κ 曲线 ($\kappa=0.7\sim 0.95$)

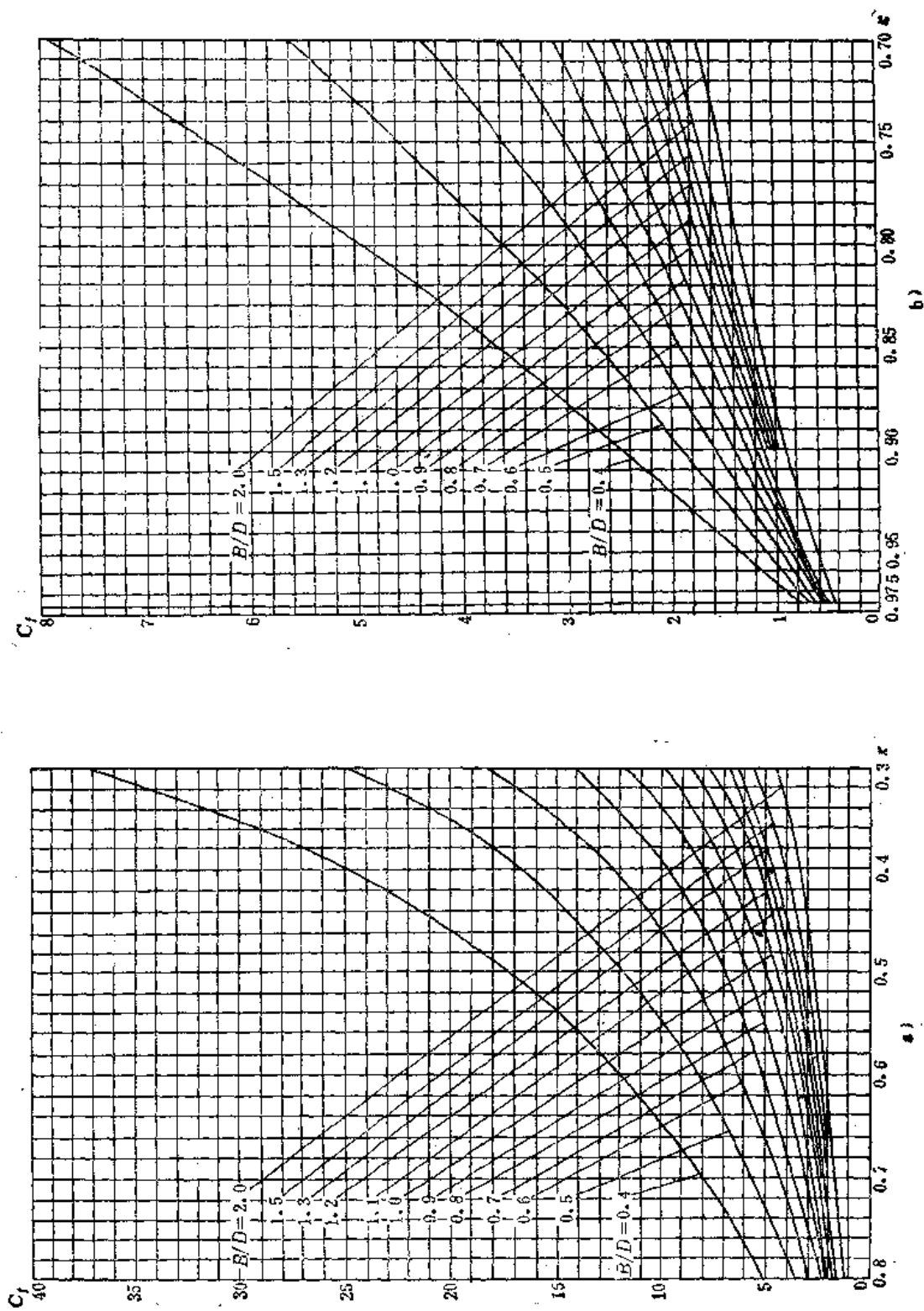


图9-3-18 确定摩擦特性系数 C_f 的曲线 (180°轴承)
 a) C_f - α 曲线 ($\kappa = 0.3 \sim 0.8$) b) C_f - α 曲线 ($\kappa = 0.7 \sim 0.975$)

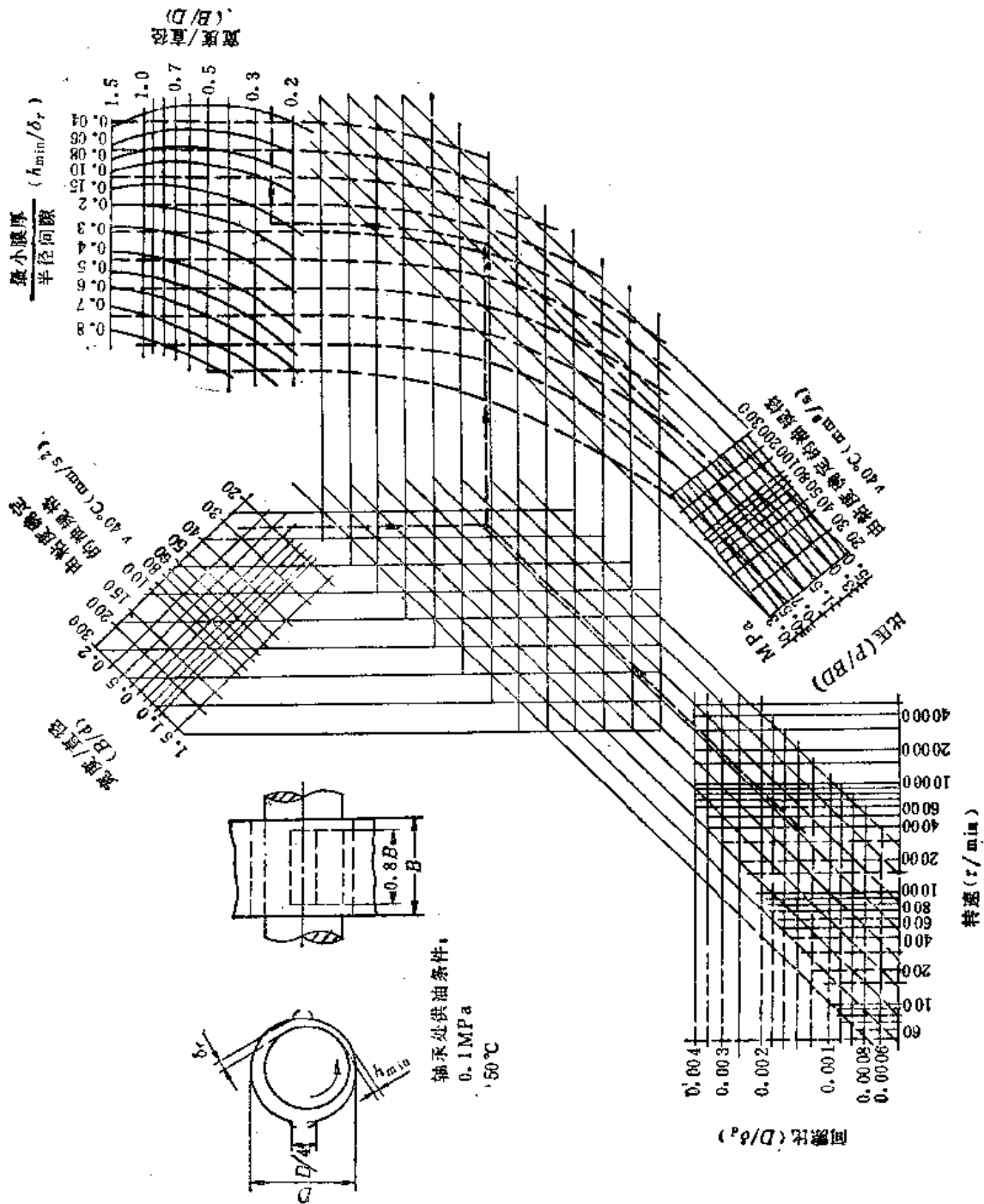


图9-8-19 估算最小油膜厚度

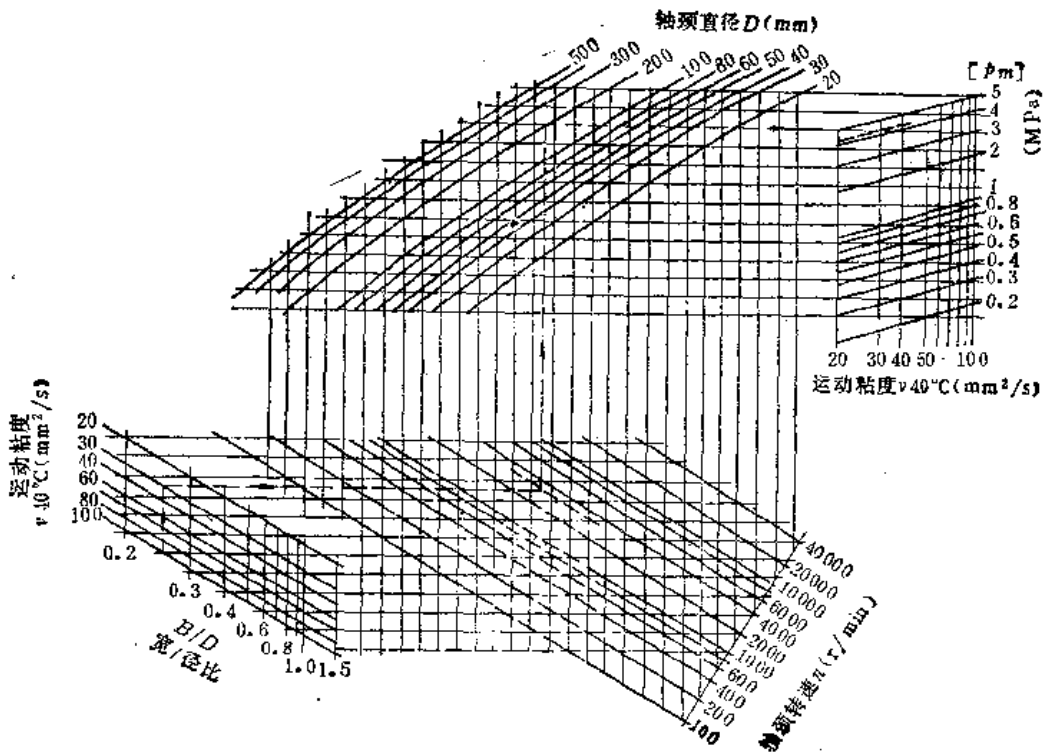


图9-3-20 180°轴承按最小膜厚界限确定的最大额定比压

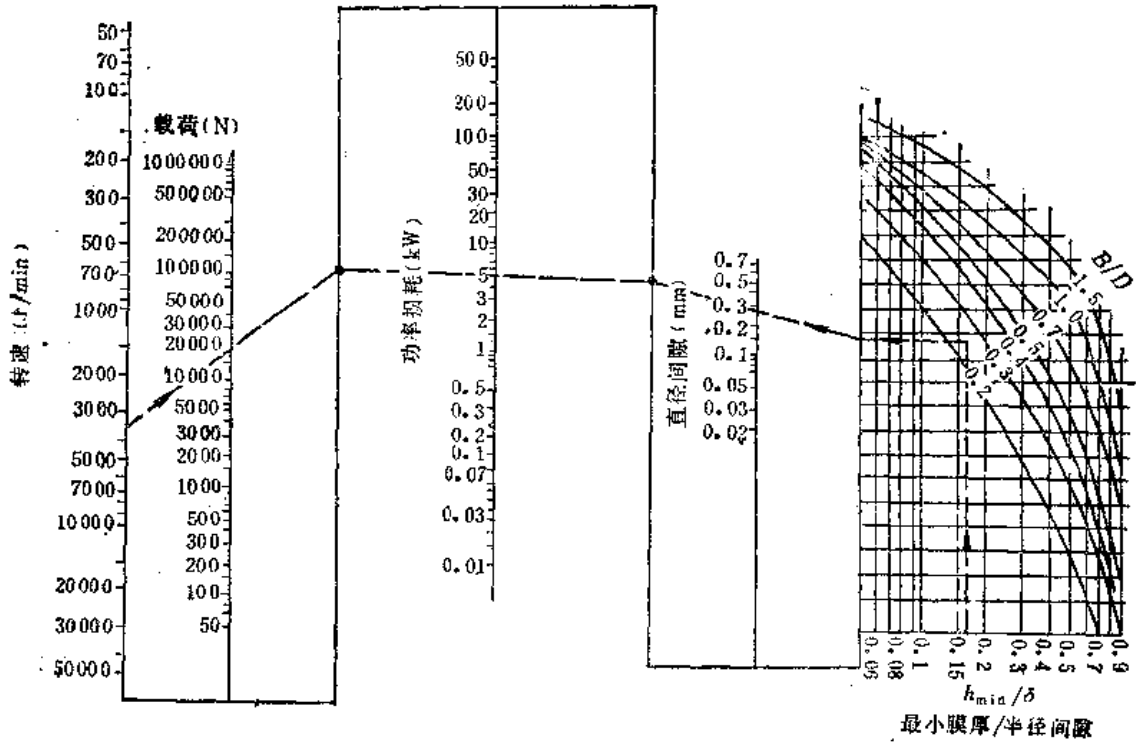


图9-3-21 估算轴承功耗

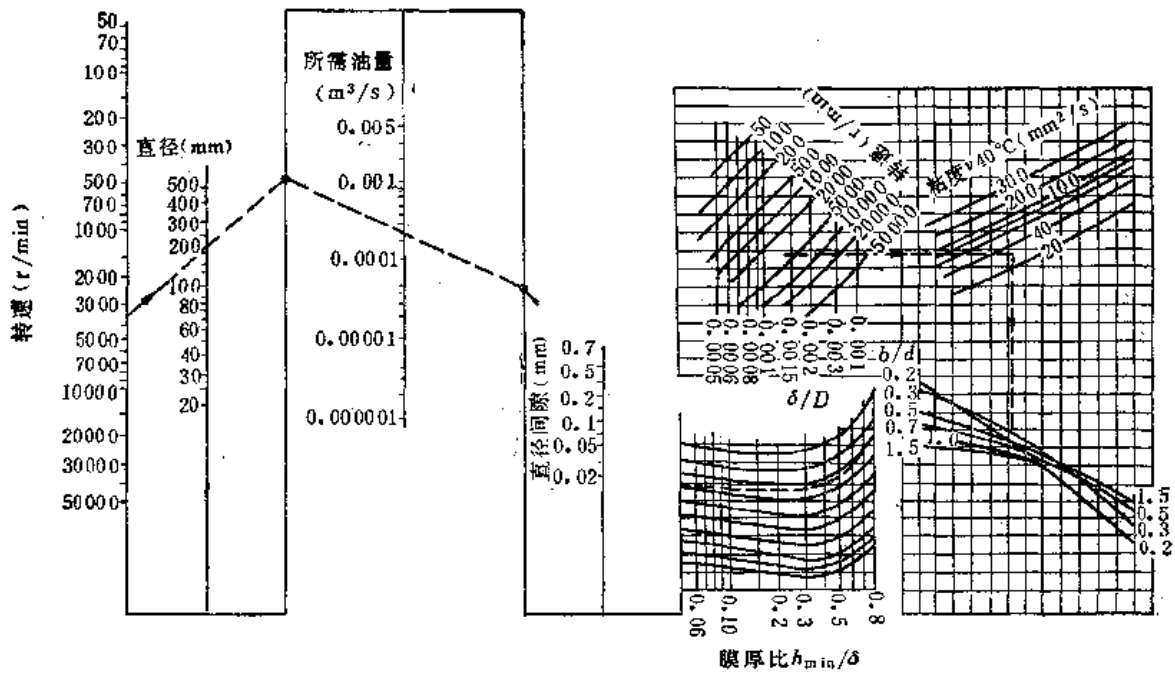


图9-3-22 估算轴承所需油量

表9-3-7 360°, 180°, 120°轴承承载系数

1. 360°轴承承载系数 C_p

$\frac{B}{D}$	K													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.070	0.110	0.174	0.267	0.333	0.423	0.551	0.767	1.169	1.951	3.133	5.330	13.23	45.32
0.5	0.106	0.166	0.263	0.399	0.496	0.627	0.821	1.121	1.688	2.773	4.396	7.329	17.59	57.05
0.6	0.149	0.232	0.363	0.547	0.677	0.851	1.093	1.496	2.227	3.598	5.630	9.188	21.46	66.48
0.7	0.196	0.303	0.471	0.704	0.867	1.082	1.381	1.877	2.758	4.286	6.779	10.90	24.77	73.96
0.8	0.246	0.380	0.584	0.865	1.066	1.316	1.667	2.247	3.264	5.195	7.813	12.41	27.55	79.90
0.9	0.299	0.458	0.699	1.026	1.252	1.544	1.943	2.599	3.737	5.775	8.742	13.57	29.88	84.64
1.0	0.354	0.539	0.814	1.184	1.437	1.764	2.203	2.928	4.156	6.466	9.553	14.78	31.82	88.55
1.1	0.409	0.619	0.927	1.333	1.615	1.971	2.450	3.231	4.556	6.889	10.26	15.73	33.47	91.75
1.2	0.464	0.698	1.036	1.482	1.778	2.163	2.676	3.509	4.897	7.353	10.88	16.55	34.86	94.45
1.3	0.518	0.775	1.141	1.617	1.940	2.345	2.884	3.762	5.224	7.862	11.43	17.27	36.05	96.73
1.5	0.622	0.921	1.336	1.868	2.221	2.664	3.248	4.198	5.760	8.447	12.33	18.42	37.97	100.39
2.0	0.848	1.228	1.726	2.349	2.757	3.260	3.914	4.989	6.695	9.563	13.84	20.34	41.13	105.14

(续)

2. 180°轴承承载系数 C_p

$\frac{B}{D}$	κ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.089	0.141	0.216	0.335	0.431	0.573	0.776	1.079	1.775	3.195	5.055	8.39	21.00	65.26
0.5	0.133	0.209	0.317	0.493	0.622	0.819	1.098	1.572	2.428	4.261	6.615	10.71	25.62	75.86
0.6	0.182	0.283	0.427	0.655	0.819	1.070	1.418	2.001	3.036	5.214	7.956	12.64	29.17	83.21
0.7	0.234	0.361	0.538	0.816	1.014	1.312	1.720	2.399	3.580	6.029	9.072	14.14	31.88	88.90
0.8	0.287	0.439	0.647	0.972	1.199	1.538	1.965	2.754	4.053	6.721	9.992	15.37	33.99	92.89
0.9	0.339	0.515	0.754	1.118	1.371	1.745	2.248	3.067	4.459	7.294	10.75	16.37	35.66	96.35
1.0	0.391	0.589	0.853	1.263	1.528	1.929	2.469	3.372	4.808	7.772	11.38	17.18	37.00	98.95
1.1	0.440	0.658	0.947	1.377	1.669	2.097	2.664	3.530	5.106	8.186	11.91	17.86	38.12	101.15
1.2	0.487	0.723	1.033	1.489	1.796	2.247	2.838	3.787	5.364	8.533	12.35	18.43	39.04	102.90
1.3	0.529	0.784	1.111	1.590	1.912	2.379	2.990	3.968	5.586	8.831	12.73	18.91	39.81	104.42
1.5	0.610	0.891	1.248	1.763	2.099	2.600	3.242	4.266	5.947	9.304	13.34	19.68	41.07	106.84
2.0	0.763	1.091	1.483	2.070	2.446	2.981	3.671	4.778	6.545	10.091	14.34	20.97	43.11	110.79

3. 120°轴承承载系数 C_p

$\frac{B}{D}$	κ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.072	0.132	0.198	0.325	0.448	0.602	0.846	1.259	2.050	3.706	5.497	9.73	25.73	83.10
0.5	0.103	0.188	0.261	0.463	0.620	0.826	1.144	1.676	2.674	4.717	6.880	12.57	29.33	90.50
0.6	0.135	0.245	0.364	0.592	0.788	0.979	1.420	2.052	3.209	5.556	7.994	13.55	32.22	95.62
0.7	0.166	0.299	0.441	0.709	0.935	1.221	1.656	2.365	3.654	6.213	8.849	14.80	34.30	99.03
0.8	0.195	0.349	0.512	0.815	1.068	1.385	1.862	2.632	4.013	6.749	9.537	15.78	35.86	101.73
0.9	0.221	0.395	0.576	0.909	1.184	1.525	2.043	2.856	4.312	7.181	10.08	16.56	37.19	103.79
1.0	0.245	0.436	0.633	0.992	1.285	1.644	2.185	3.042	4.540	7.508	10.53	17.22	38.08	105.47
1.1	0.276	0.473	0.683	1.064	1.372	1.749	2.311	3.206	4.766	7.800	10.90	17.70	38.90	106.84
1.2	0.286	0.506	0.722	1.126	1.448	1.858	2.419	3.335	4.941	8.075	11.21	18.13	39.58	107.98
1.3	0.303	0.535	0.766	1.181	1.513	1.914	2.519	3.450	5.089	8.283	11.47	18.49	40.15	108.93
1.5	0.332	0.583	0.831	1.271	1.622	2.043	2.663	3.667	5.328	8.618	11.89	19.06	41.06	110.43
2.0	0.373	0.665	0.941	1.422	1.800	2.249	2.910	3.939	5.713	9.164	12.57	20.03	42.55	113.04

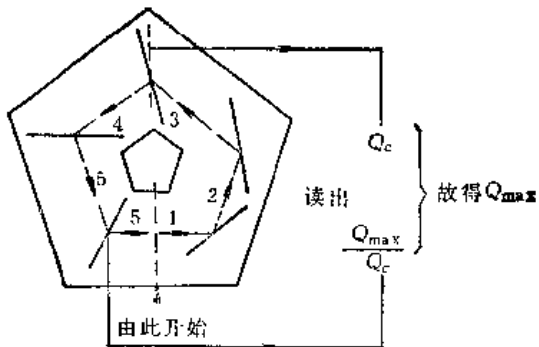
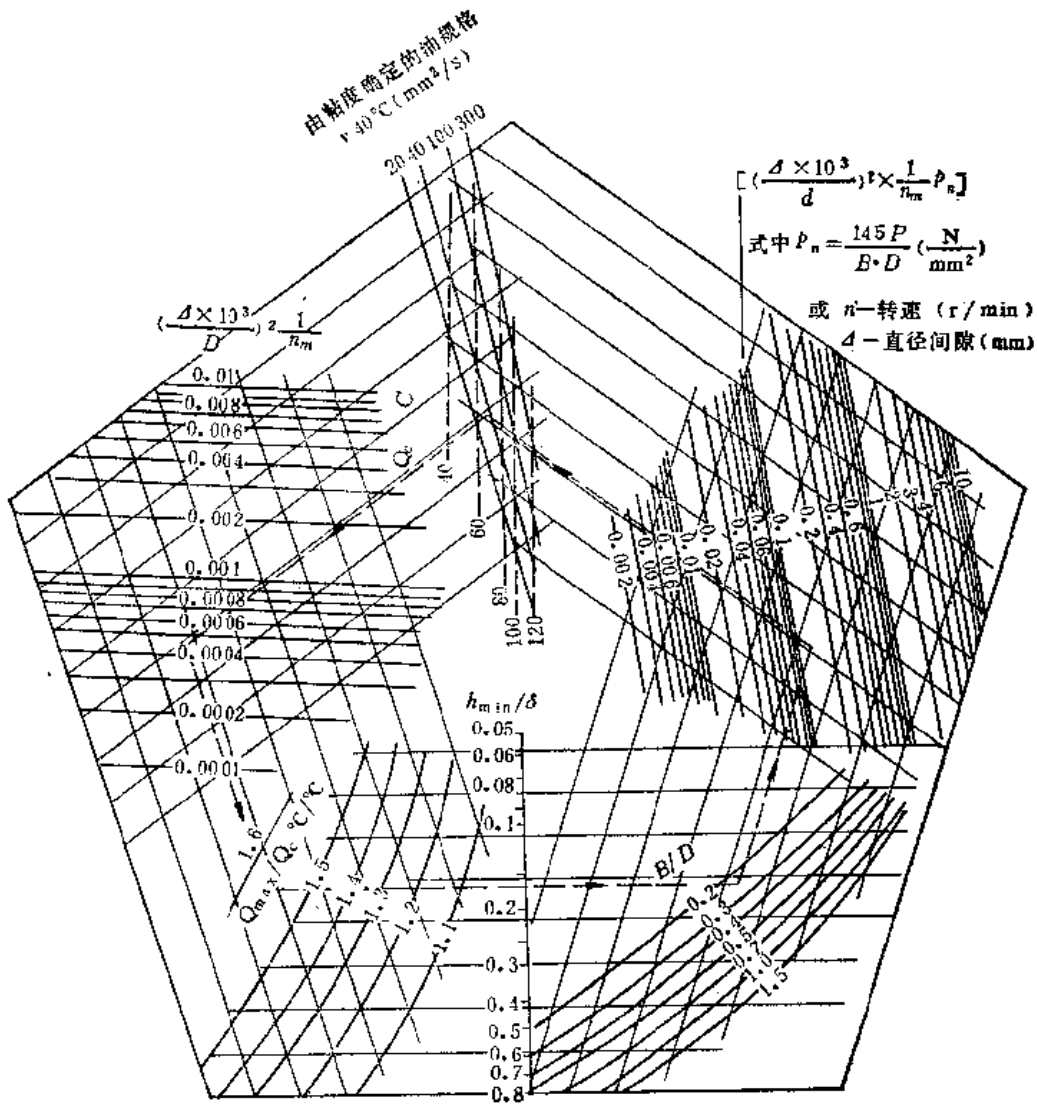


图9-3-23 估算轴承最高温度

表9-3-8 360°, 180°, 120° 轴承摩擦特性系数

1. 360° 轴承摩擦特性系数 C_f														
$\frac{B}{D}$	K													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	47.35	31.34	21.25	14.95	12.67	10.64	8.89	7.10	5.33	3.90	2.87	2.08	1.202	0.582
0.5	31.25	20.82	14.02	10.08	8.59	7.27	6.12	4.94	3.77	2.85	2.11	1.56	0.936	0.482
0.6	22.25	15.02	10.22	7.42	6.37	5.42	4.42	3.77	2.93	2.26	1.692	1.282	0.792	0.426
0.7	16.96	11.47	7.92	5.83	5.02	4.32	3.70	3.06	2.41	1.94	1.442	1.110	0.705	0.392
0.8	13.52	9.20	6.42	4.78	4.15	3.60	3.12	2.60	2.08	1.634	1.280	0.996	0.648	0.369
0.9	11.15	7.66	5.40	4.07	3.56	3.11	2.72	2.28	1.85	1.501	1.169	0.923	0.608	0.354
1.0	9.43	6.54	4.69	3.56	3.13	2.75	2.43	2.06	1.69	1.363	1.085	0.867	0.580	0.343
1.1	8.19	5.71	4.15	3.19	2.81	2.49	2.21	1.89	1.565	1.298	1.023	0.826	0.558	0.334
1.2	7.23	5.09	3.72	2.89	2.58	2.29	2.05	1.76	1.48	1.235	0.979	0.794	0.542	0.328
1.3	6.49	4.60	3.39	2.67	2.38	2.14	1.92	1.66	1.40	1.164	0.943	0.768	0.528	0.322
1.5	5.42	3.90	2.93	2.35	2.12	1.91	1.73	1.51	1.293	1.103	0.890	0.733	0.508	0.313
2.0	4.02	2.97	2.32	1.92	1.75	1.61	1.48	1.31	1.148	1.005	0.815	0.681	0.479	0.303

2. 180° 轴承摩擦特性系数 C_f														
$\frac{B}{D}$	K													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	36.95	24.45	16.95	11.78	9.80	7.90	6.34	5.07	3.57	2.48	1.802	1.357	0.795	0.423
0.5	24.85	16.55	11.61	8.18	6.87	5.59	4.54	3.55	2.67	1.88	1.421	1.096	0.672	0.376
0.6	18.28	12.25	8.69	6.21	5.26	4.32	3.57	2.83	2.18	1.57	1.121	0.953	0.606	0.350
0.7	14.19	9.66	6.94	5.02	4.30	3.57	2.98	2.41	1.88	1.390	1.073	0.869	0.564	0.334
0.8	11.61	7.97	5.79	4.25	3.66	3.08	2.64	2.12	1.68	1.270	0.997	0.812	0.536	0.323
0.9	9.85	6.81	4.98	3.72	3.23	2.74	2.33	1.95	1.55	1.182	0.938	0.773	0.523	0.314
1.0	8.54	5.97	4.44	3.28	2.92	2.49	2.14	1.77	1.45	1.122	0.898	0.743	0.503	0.308
1.1	7.62	5.36	4.02	3.05	2.69	2.32	2.01	1.68	1.375	1.075	0.865	0.721	0.493	0.303
1.2	6.88	4.98	3.70	2.84	2.51	2.17	1.89	1.60	1.321	1.038	0.839	0.703	0.483	0.299
1.3	6.34	4.52	3.44	2.67	2.37	2.07	1.81	1.54	1.277	1.008	0.819	0.689	0.477	0.296
1.5	5.53	4.01	3.09	2.44	2.18	1.97	1.69	1.44	1.212	0.968	0.790	0.668	0.466	0.291
2.0	4.44	3.30	2.63	2.10	1.90	1.70	1.51	1.32	1.12	0.908	0.746	0.637	0.449	0.284

3. 120° 轴承摩擦特性系数 C_f														
$\frac{B}{D}$	K													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	45.8	26.1	18.4	12.3	9.37	7.49	5.79	4.33	3.09	2.11	1.66	1.17	0.66	0.35
0.5	32.1	18.4	14.0	8.63	6.63	5.51	4.33	3.29	2.40	1.69	1.36	0.93	0.59	0.32
0.6	24.5	14.1	10.1	6.79	5.42	4.68	3.52	2.73	2.03	1.46	1.19	0.88	0.53	0.31
0.7	19.9	11.6	8.37	5.71	4.58	3.78	3.04	2.39	1.81	1.32	1.09	0.82	0.51	0.30
0.8	17.0	9.95	7.23	4.98	4.04	3.35	2.73	2.17	1.66	1.23	1.02	0.78	0.50	0.30
0.9	15.0	8.81	6.43	4.48	3.66	3.06	2.50	2.01	1.56	1.17	0.98	0.75	0.49	0.29
1.0	13.6	7.98	5.67	4.12	3.39	2.86	2.35	1.90	1.49	1.12	0.94	0.72	0.48	0.29
1.1	12.5	7.37	5.46	3.86	3.18	2.70	2.23	1.81	1.43	1.09	0.91	0.70	0.47	0.29
1.2	11.6	6.90	5.17	3.65	3.03	2.57	2.14	1.75	1.38	1.06	0.89	0.69	0.46	0.28
1.3	11.0	6.53	4.88	3.48	2.90	2.47	2.06	1.70	1.35	1.03	0.87	0.68	0.46	0.28
1.5	10.0	6.01	4.52	3.25	2.72	2.33	1.96	1.60	1.30	1.00	0.85	0.67	0.45	0.28
2.0	8.94	5.28	4.00	2.92	2.47	2.31	1.81	1.51	1.22	0.95	0.81	0.64	0.44	0.27

表9-3-9 360°, 180°, 120° 轴承流量系数

1. 360° 轴承流量系数 C_q

$\frac{B}{D}$	κ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.115	0.162	0.209	0.258	0.282	0.306	0.334	0.348	0.366	0.378	0.380	0.376	0.365	0.314
0.5	0.113	0.158	0.203	0.249	0.271	0.292	0.318	0.330	0.343	0.351	0.348	0.340	0.317	0.268
0.6	0.110	0.152	0.196	0.238	0.259	0.278	0.302	0.310	0.320	0.323	0.318	0.306	0.280	0.230
0.7	0.107	0.148	0.189	0.228	0.247	0.264	0.283	0.291	0.297	0.297	0.289	0.275	0.248	0.200
0.8	0.104	0.144	0.181	0.217	0.243	0.249	0.267	0.272	0.275	0.273	0.263	0.248	0.222	0.177
0.9	0.100	0.138	0.174	0.206	0.222	0.235	0.250	0.254	0.255	0.250	0.240	0.225	0.199	0.158
1.0	0.097	0.133	0.166	0.196	0.209	0.221	0.235	0.236	0.237	0.230	0.220	0.205	0.181	0.142
1.1	0.094	0.128	0.158	0.186	0.198	0.208	0.220	0.221	0.220	0.212	0.203	0.188	0.165	0.129
1.2	0.090	0.122	0.150	0.176	0.181	0.196	0.207	0.206	0.205	0.197	0.187	0.174	0.151	0.119
1.3	0.087	0.117	0.143	0.167	0.176	0.185	0.194	0.193	0.191	0.183	0.174	0.160	0.140	0.110
1.5	0.080	0.108	0.130	0.150	0.158	0.164	0.172	0.171	0.168	0.160	0.152	0.140	0.122	0.095
2.0	0.066	0.087	0.103	0.117	0.123	0.127	0.132	0.131	0.127	0.123	0.114	0.105	0.091	0.076

2. 180° 轴承流量系数 C_q

$\frac{B}{D}$	κ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.114	0.141	0.174	0.206	0.220	0.232	0.240	0.247	0.242	0.235	0.223	0.207	0.174	0.135
0.5	0.109	0.135	0.166	0.194	0.206	0.217	0.222	0.224	0.218	0.208	0.194	0.178	0.145	0.110
0.6	0.105	0.129	0.156	0.182	0.192	0.200	0.203	0.203	0.196	0.184	0.170	0.153	0.123	0.093
0.7	0.100	0.122	0.147	0.169	0.178	0.185	0.186	0.185	0.176	0.163	0.150	0.134	0.107	0.089
0.8	0.095	0.115	0.138	0.158	0.165	0.170	0.172	0.168	0.158	0.146	0.133	0.118	0.099	0.070
0.9	0.090	0.107	0.129	0.146	0.153	0.157	0.156	0.153	0.143	0.131	0.119	0.106	0.084	0.062
1.0	0.085	0.102	0.121	0.136	0.141	0.145	0.143	0.138	0.130	0.119	0.108	0.096	0.075	0.056
1.1	0.081	0.096	0.113	0.127	0.131	0.139	0.132	0.128	0.119	0.109	0.098	0.087	0.068	0.050
1.2	0.076	0.091	0.106	0.118	0.122	0.124	0.122	0.119	0.110	0.100	0.090	0.080	0.063	0.046
1.3	0.072	0.086	0.100	0.111	0.114	0.117	0.114	0.110	0.102	0.092	0.084	0.074	0.058	0.043
1.5	0.065	0.076	0.088	0.098	0.101	0.101	0.099	0.096	0.088	0.080	0.072	0.064	0.050	0.037
2.0	0.051	0.059	0.069	0.074	0.076	0.077	0.075	0.072	0.067	0.060	0.054	0.048	0.038	0.028

3. 120° 轴承流量系数 C_q

$\frac{B}{D}$	κ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
0.4	0.078	0.094	0.106	0.115	0.122	0.127	0.131	0.132	0.129	0.122	0.115	0.104	0.079	0.049
0.5	0.072	0.087	0.098	0.106	0.111	0.115	0.117	0.117	0.113	0.105	0.098	0.087	0.064	0.039
0.6	0.067	0.080	0.089	0.096	0.100	0.103	0.104	0.103	0.098	0.090	0.084	0.074	0.054	0.033
0.7	0.062	0.074	0.082	0.087	0.090	0.093	0.093	0.092	0.088	0.079	0.073	0.064	0.046	0.028
0.8	0.057	0.068	0.075	0.079	0.082	0.084	0.084	0.082	0.077	0.070	0.064	0.056	0.041	0.025
0.9	0.053	0.062	0.069	0.072	0.074	0.076	0.075	0.074	0.069	0.062	0.057	0.050	0.036	0.022
1.0	0.048	0.058	0.063	0.066	0.068	0.069	0.069	0.067	0.063	0.057	0.052	0.045	0.032	0.020
1.1	0.045	0.053	0.058	0.061	0.062	0.063	0.063	0.061	0.057	0.052	0.047	0.041	0.030	0.018
1.2	0.042	0.050	0.054	0.056	0.058	0.058	0.058	0.056	0.052	0.047	0.043	0.038	0.027	0.016
1.3	0.039	0.046	0.050	0.052	0.053	0.054	0.054	0.052	0.048	0.043	0.040	0.035	0.025	0.015
1.5	0.034	0.040	0.044	0.046	0.046	0.047	0.047	0.044	0.042	0.038	0.034	0.030	0.022	0.013
2.0	0.027	0.030	0.033	0.034	0.035	0.035	0.035	0.034	0.031	0.028	0.026	0.023	0.016	0.010

表9-3-10 现行机器轴承的 $[P_m]$ 和 B 值

机器名称	汽车发动机		高速柴油机		柱塞泵压气机		轧钢机	汽轮机	切削机床	发电 机、电动 机、离心 泵	铁路车辆	
	主 轴	连 杆	主 轴	连 杆	主 轴	连 杆	轧 辊	转 子	主 轴	转 子	货 车	客 车
$[P_m]$ (MPa)	2~10	3~12	2~10	3~14	2~6	5~3	5~20	0.7~2.0	0.5~2.0	0.7~1.5	3~5	3~4
$\frac{B}{D}$ ($B=B/D$)	0.35~ 0.7	0.5~0.8	0.3~ 0.75	0.5~0.9	0.8~2.0	0.9~1.7	0.6~ 1.0	0.75~ 1.4	0.75~ 1.3	1.0~2.0	1.4~2.0	

表9-3-11 动配合轴承的直径间隙 (mm)

配 合	直 径	间 隙	适 用 范 围
f 7	30~50	0.025~0.077	车床、铣床、钻床等各传动部分的轴承，汽车发动机中的曲柄轴轴承和连杆轴承，减速机和蜗轮副传动中的轴承
	50~80	0.030~0.090	
	80~120	0.040~0.110	
	120~180	0.050~0.130	
	180~260	0.060~0.150	
n 8	30~50	0.050~0.112	传动轴支座轴承或同一轴上有几个支座（不少于2个）的轴承
	50~80	0.060~0.135	
	80~120	0.080~0.160	
	120~180	0.100~0.195	
	180~260	0.120~0.225	
d 8	30~50	0.075~0.142	精密的传动装置和联动轴，发电机和其它容易磨损的机械的轴承
	50~80	0.095~0.175	
	80~120	0.120~0.210	
	120~180	0.150~0.250	
	180~260	0.180~0.295	
f 9	30~50	0.032~0.150	蒸汽机和内燃机的曲柄轴轴承和连杆轴承，偏心轴、动力机械、离心水泵和通风机的轴承
	50~80	0.040~0.180	
	80~120	0.050~0.210	
	120~180	0.060~0.245	
	180~260	0.075~0.285	
d 9	30~50	0.075~0.210	车辆，农业机械以及传动装置等的轴承
	50~80	0.095~0.255	
	80~120	0.120~0.305	
	120~180	0.150~0.365	
	180~260	0.180~0.420	

表9-3-12 机床主轴轴承的直径间隙^① (mm)

类 别	间 隙
1. 高精密机床	0.004~0.010
2. 磨床	0.010~0.015
3. 标准精度车床	0.015~0.035
4. 车床，自动车床和半自动车床	0.020~0.025
5. 标准精度铣床和钻床	0.020~0.030

① 为工作间隙。

表9-3-13 巴氏合金轴承的直径间隙 (转速不低于500r/min) (mm)

直 径	间 隙	直 径	间 隙
18~30	0.040	120~180	0.080
30~50	0.050	180~260	0.100
50~80	0.060	260~360	0.120
80~120	0.070	360~500	0.140

表9-3-14 压延机械设备轴承的直径间隙 (mm)

直 径	间 隙	直 径	间 隙
100~150	0.10~0.15	500~550	0.5~0.55
200~250	0.20~0.25	600~650	0.6~0.65
300~350	0.30~0.35	700~750	0.7~0.75
400~450	0.40~0.45	800~1000	0.8~1.00

表9-3-15 电机轴瓦轴承的直径间隙 (mm)

直 径	间 隙	间隙与轴颈直径的百分比 (%)
50~80	0.15~0.20	0.26
80~120	0.20~0.25	0.22
120~180	0.25~0.35	0.20
180~250	0.35~0.45	0.18
250~350	0.45~0.55	0.17

【估算例题】某齿轮箱轴承直径 $D = 200\text{mm}$, 宽 $B = 50\text{mm}$, 要求在 3600 r/min 下承受载荷 20kN 。该轴承有两条长度为轴承长度 $8/10$ 的轴间润滑油槽, 处在与载荷作用线呈 $\pm 90^\circ$ 的位置上。所用润滑油实际常用粘度值: 40°C 时 $0.03\text{Pa}\cdot\text{s}$

100°C 时 $0.0052\text{Pa}\cdot\text{s}$, 密度 880kg/m^3 , 供油温度 50°C 供油压力 0.1MPa 。

试估算油膜厚度, 功耗, 耗油量及最高轴承温度。

估算结果见表 9-3-16。

表9-3-16 轴承性能估算结果

估算项目	使用图表号	单 位	结 果	说 明
直径间隙	图9-3-13	mm	0.026	
最大额定比压	图9-3-20	MPa	4.3	见图9-3-20上箭头所指方向
最小油膜厚度	图9-3-19	mm	0.021	首先标出下列各点: 1. 间隙比和转速 2. 宽径比和油的粘度 3. 比压和油的粘度 将这几个点按图示连接起来, 沿着标线一直延伸到右上角的答案网格上, 在 B/D 的相应位置上直接读出膜厚比 h_{im}/δ 见图9-3-20中箭头所指
功耗	图9-3-21	kW	5.3	由已经求得的 h_{im}/δ 值与各标尺上的相应点连接起来
油流量	图9-3-22	L/s	0.21	从转速-间隙比网格开始连接相应各点
轴承最高温度	图9-3-23	$^\circ\text{C}$	101	计算 $\left[\left(\frac{\delta_d \times 10^3}{D} \right)^2 \times \frac{1}{n} P_n \right]$

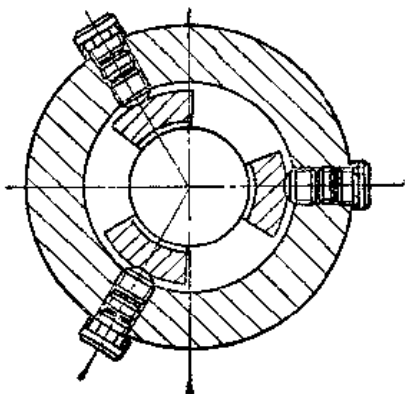
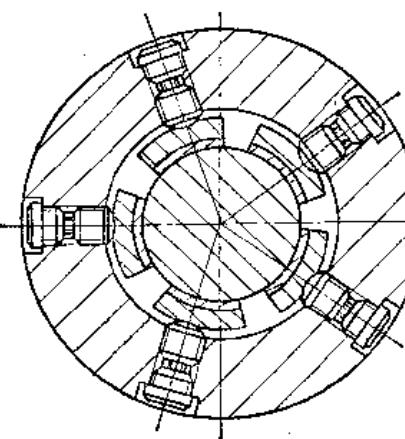
(三) 多油楔动压轴承

多油楔动压轴承分为径向和止推轴承两部分，其共同特点是：具有多个相互独立并且均匀分布的收敛油楔表面，以承受载荷，均化被支承件的制造及安装误差。因此多油楔动压轴承具有回转精度

高，刚性好的优点。但在起动停止时，有短暂时间处于非液体摩擦状态，对使用寿命有一定影响。多油楔动压轴承一般制造、安装精度要求较高，加工工艺性较差，因而在使用上受到限制。

表 9-3-17 列出目前常用的多油楔径向动压轴承典型结构、特点及应用。

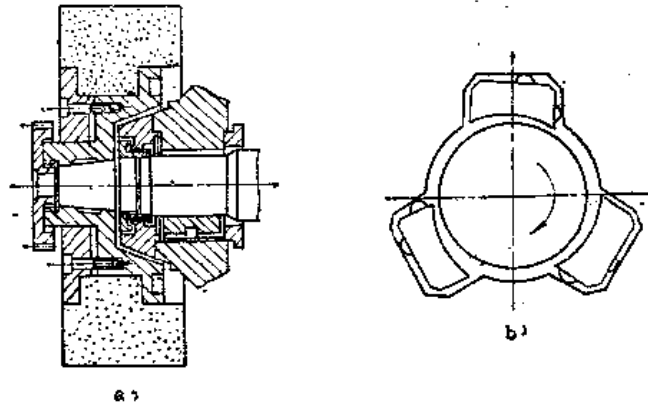
表9-3-17 多油楔径向动压轴承的典型结构及应用实例

名称	轴承的简图、特点及应用举例
短三瓦自动调位轴承	 <ol style="list-style-type: none"> 1. 宽径比为0.75~0.8 2. 轴承直径间隙一般可调至0.005~0.01mm 3. 主轴回转精度高而且稳定，轴承直径间隙调整在0.01mm的条件下，测得的轴心漂移量为0.001mm左右 4. 轴承的静态刚度为 100N/μm 5. 支承点到砂轮中心的距离缩短，使主轴本身的挠度有所减小 <p>在国内普遍应用于各种类型的磨床砂轮主轴上</p>
短五瓦自动调位轴承	 <ol style="list-style-type: none"> 1. 同长五瓦自动调位轴承对比，其特点与短三瓦自动调位轴承同 2. 同短三瓦自动调位轴承对比，轴承刚度及运转稳定性进一步提高，但结构比较复杂，故对制造、装配与调整的要求相应提高 <p>应用于MZ1060、M10110等无心磨床砂轮主轴上</p>

名称

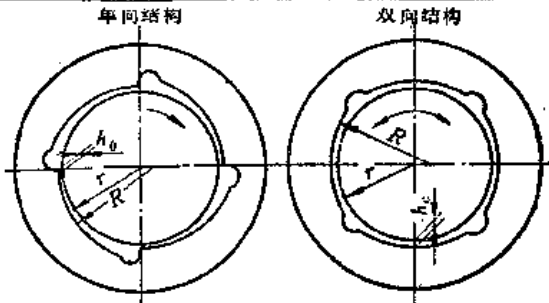
轴承的简图、特点及应用举例

双向支承式多瓦自动调位轴承



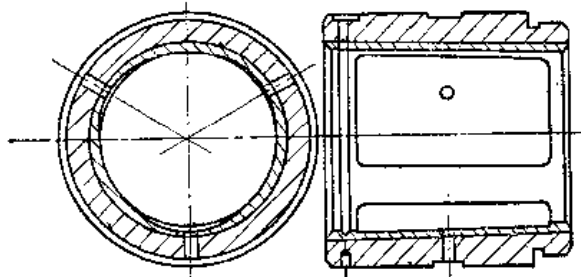
1. 轴瓦数：3、4。其中一块可用螺钉调节直径间隙
 2. 每块轴瓦各以两个球面销支承在两个相互垂直的平面上
 3. 轴瓦可在径向和轴向平面内进行自动调位
 4. 采用强制润滑方式，轴承内部润滑油工作压力达到一定数值后，砂轮轴才能起动
- 此为德意志联邦共和国BLOHM公司轴承，应用于HERMINGHAUSEN公司的SR 2型、SR44型及SR 4型无心磨床砂轮轴及导轮轴上。其中四轴瓦轴承应用于SR 4型磨床上

整体小曲率偏心圆弧轴承



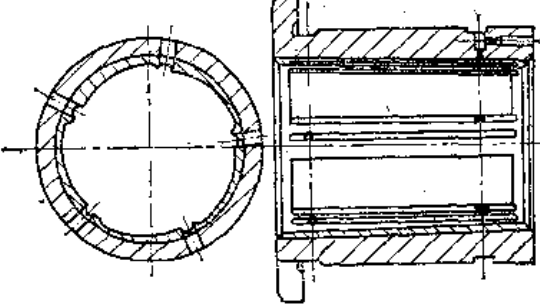
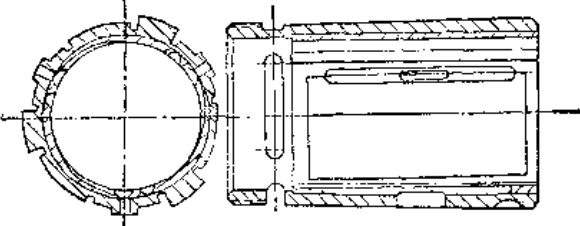
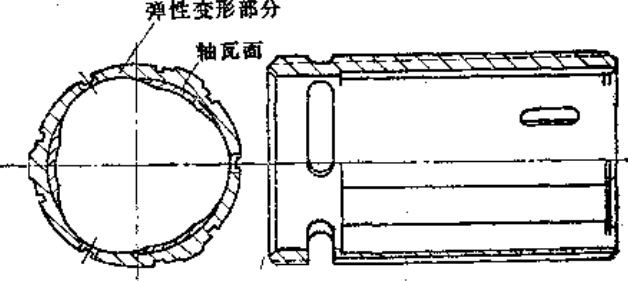
1. 四个偏心圆（四油楔）其截线为偏心圆弧，其圆心位于离开轴承中心的一方
 2. 当轴承处于接近无偏心状态下工作时，各滑动面收敛楔状间隙的形成过程，相当于单油楔轴承在其轴心偏移下收敛楔状间隙的形成过程。因此若把 $\frac{h_0}{R-r}$ 值（它有相当大的选择性）选得小些，将引起各滑动面上的油膜压力急剧上升，以保证轴承（在其轴心有微小的偏移后）有较高的承载能力
 3. 适用于高精度机床，有单向回转（偏心圆数3、4或5）和双向回转（偏心圆数2、4……）两种结构。单向与双向相比较，当其它条件相同时，其承载能力高，而摩擦力矩则显著降低
 4. 油楔固定，不能自动调位，所以不易获得理想的油膜刚度
- 德意志联邦共和国MATRA公司的MP60/30平面磨床上采用

整体大曲率偏心圆弧轴承



1. 偏心圆弧半径大于轴承内孔半径，双向回转式
 2. 采用压力润滑
 3. 轴承除油腔圆弧外，还有一部分同心圆弧面积，当主轴转速降低，轴承处于不完全液体摩擦状态下工作时，仍可维持正常运转（类似一个普通的圆筒轴承的工作）
 4. 结构简单，便于加工，便于维修，但不易获得理想的油膜刚度
- 应用于CQM6132，C 6150，CK 6150等车床主轴轴承

(续)

名称	轴承的简图、特点及应用举例
刚性轴承式阿基米德螺旋线轴承	 <ol style="list-style-type: none"> 五个收敛楔形面，其截线为阿基米德螺旋线，单向回转式，轴承体为内锥外圆 工作间隙可调节为： <ul style="list-style-type: none"> 200mm系列的磨床砂轮轴轴承0.004~0.006mm 500mm系列的磨床砂轮轴轴承0.007~0.01mm 调节间隙不依赖于弹性变形，因此轴承的几何精度不易产生畸变 轴承刚度及主轴回转精度好，温升低 螺旋线加工较复杂 油楔的几何参数是固定的，因此当轴的速度范围变化大时很难取得合理的承载数值，使轴承刚度的进一步提高受到限制 <p>应用于MG1420, MG1432型高精度万能外圆磨床, MMB1320型精密半自动外圆磨床</p>
弹性轴承式阿基米德螺旋线轴承	 <ol style="list-style-type: none"> 三个收敛楔形面，其截线为阿基米德螺旋线，单向回转，轴承体为内直外锥 和箱体孔有三条圆弧面接触，拧紧螺母使轴承产生弹性变形而调节间隙，可小于0.007mm 三个楔形面分别设有进、出油孔，用油泵强制润滑（二号主轴油，压力为0.1MPa）温升低，约5℃ 轴承刚度好，试验结果：静刚度 180N/μm，油膜刚度 500N/μm，轴心稳定性好 制造和装配复杂
整体薄壁弹性变形轴承	 <ol style="list-style-type: none"> 外锥与箱体孔沿三条弧面接触，以调节螺母调节主轴与轴承的间隙并使轴承产生弹性变形，形成收敛油楔，主轴可以双向回转 适用于高速轻载，当磨削力较小（<1000N）时，能保证轴的稳定位置并可靠地工作 采用低粘度润滑油时，间隙可调至0.002~0.003mm 结构简单，应用较普遍 轴承有锥形表面，故要求与箱体锥孔精确配合，对孔的同心度要求也较高 承载油楔的宽度小，故承载能力较小（极限载荷约为1000N），不如整体三瓦（或五瓦）薄壁套式弹性变形轴承 <p>应用于Y7250W 蜗纹磨床, M7350 平面磨床的砂轮轴轴承, 属于MACKENSEN型轴承, ZOCCA公司及LINDNER公司均应用在其产品上</p>

1. 分体多瓦式径向动压轴承

分体多瓦式多油楔径向动压轴承的共同特点是：各个轴瓦的背面由球面螺钉支承或与箱体孔直接接触（理论上是线接触），使轴瓦可绕这些支承在主轴旋转平面内摆动进行调位。轴瓦在未调位时，其滑动面截线是与轴承中心同心的圆弧。当主轴旋转时，轴瓦将绕支承摆动，调整油楔的结构参数，形成与外载荷平衡的油膜压力，且油膜压力的合力通过支承点。这类轴承由于调位的支承不在轴瓦的中间，只能向一侧摆动形成单向的油楔，故仅适用于单向旋转的机床主轴，如磨床主轴。分体多瓦式轴承又称为多瓦自调位轴承。

分体多瓦式多油楔径向轴承按轴瓦的长短可分为“短瓦”和“长瓦”两种；按轴瓦的数目又可分为三瓦和五瓦两种。常见的一些结构式列于表9-3-17中。由于短三瓦自调位轴承性能良好，制造、装配方便，维护简单，因此在各种类型磨床的砂轮架上采用这种轴承较多。以下主要介绍短三瓦轴承的设计参数与性能计算。

(1) 短三瓦自调位动压轴承 短三瓦自调位轴承一般采用球面螺钉支承，以保持其自位状态。除具有前面所述的诸多优点外，所带来的缺点是球面螺钉支承部分的接触刚度较

低，此外，轴瓦在工作时容易产生偏斜，使油楔脱离理论工作位置而降低油膜刚度。故短三瓦轴承系统刚度一般较低，其应用范围因而受到局限。此种轴承在普通磨床上应用较多。

常用短三瓦自调位轴承（图9-3-24）设计参数见表9-3-18。

(2) 轴瓦支承

1) 支承组的结构 轴瓦支承分为固定支承和调节支承两种。采用固定支承的目的是增加轴承刚性，但不能调节间隙，因此常用两组可调和一組固定的支承结构，其结构型式见表9-3-19。

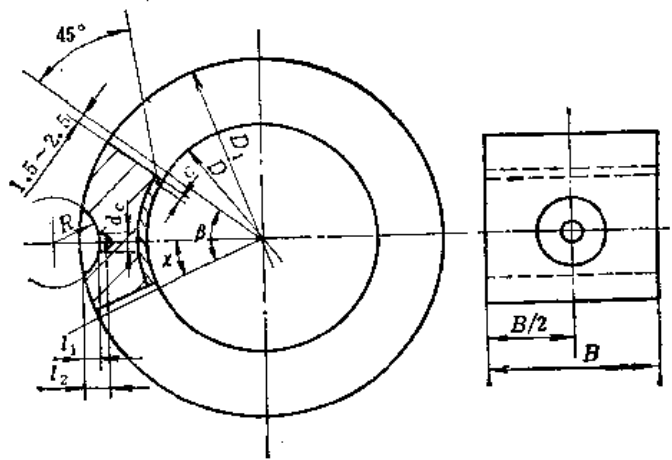
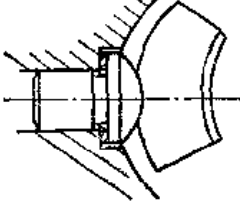
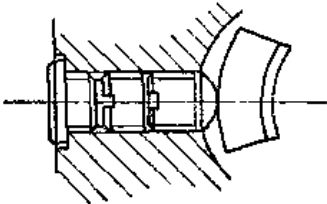
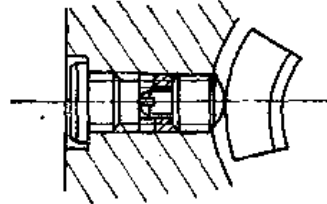
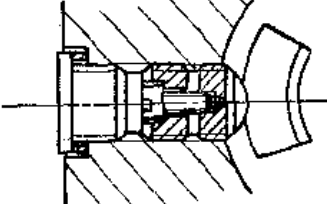
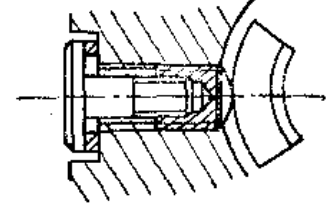
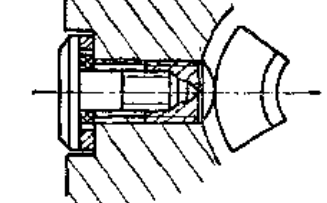


图9-3-24 短三瓦自调位轴承

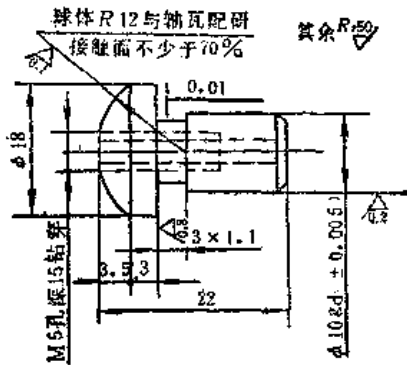
表9-3-18 短三瓦轴瓦基本尺寸

名称	轴瓦孔径	轴瓦外径	轴瓦宽度	中心角	位置角	球面半径	钻孔直径	球面位置尺寸	钻孔深度	
代号	D	D ₁	B	β	ψ	R	d ₀	h ₁	h ₂	
单位	mm	mm	mm	°	°	mm	mm	mm	mm	
基本尺寸	40	65	32	60° ± 30'	24° 30' + 80'					
	50	80	40			12	6	3	3.5	
	55	90	42			12	6	3	3.5	
	60	94	45			12	6	4	5	
	65	100	50			12	6	4	5	
	70	105	55							
	80	120	62			15	6	7	8	
	100	145	80			15	6	7	8	
	120	170	92							
	140	200	110							
160	230	125								

表9-3-19 支承组的结构

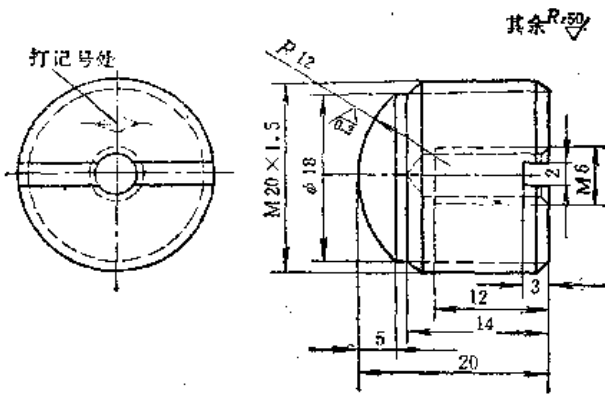
名称	简图	特点及应用
固定 支承		<p>能增加轴承刚性，通常都是一点固定。通过磨制垫圈的方法来调节主轴的上母线和侧母线，在箱（壳）体孔上的支承面由铰加工获得，表面粗糙度 $Ra3.2\sim 1.6\mu m$</p>
调 节 支 承		<p>由三件组成（球面支承螺钉，锁紧螺钉，密封螺钉），调节间隙比较麻烦，目前已少用</p>
		<p>在上述基础上的改进结构（原来的锁紧螺钉改成通孔锁紧螺钉），便于调节轴承间隙。目前应用得较普遍</p>
		<p>由四件组成（球面支承螺钉，通孔螺钉，拉紧螺钉，密封螺钉）。球面支承螺钉预加载荷的方向与轴承内产生的油膜压力的方向一致，有利于增大轴承的刚性，但由于拉紧螺钉太粗，吃牙太少，轴承刚性进一步提高受到限制</p>
		<p>由二件组成（球面支承螺钉和拉紧兼密封螺钉）和图4比较，结构较简单，而且拉紧螺钉加粗，吃牙加多，轴承间隙松动情况有所改善。但容易产生漏油现象，因此不宜用作下支承</p>
		<p>在上述基础上的改进结构，垫圈换为内外两只，外——刚性垫圈，内——橡胶垫圈，因此既保证了良好的轴承刚性，又防止了漏油现象</p>

2) 支承的材料及热处理 常用材料为 45 钢, 并经热处理。对于固定支承销钉 (图 9-3-25), 整体淬硬至 HRC 42 左右, 调节用球面支承螺钉 (图 9-3-26) 通常调质到 HBS 250, 球面部分高频淬火 HRC 42。一般螺钉 (锁紧螺钉等) 淬硬至 HRC 30 左右。



- 技术要求:
1. 热处理 C42
 2. 与轴瓦配研, 并打号配对

图9-3-25 固定支承销钉



- 技术要求:
1. 球 R12 与轴瓦配研, 接触面不少于 80%, 打号配对
 2. 热处理调质 T 250, 球面高频淬火 HRC42

图9-3-26 球面支承螺钉

(3) 短三瓦自调位径向轴承性能计算 (表 9-3-20、图9-3-27 及图9-3-28) 为了提高短多瓦自调位径向轴承的接触刚度, 可考虑如下几点措施:

- 1) 增大球面位置尺寸比例 h_1/R ;
- 2) 减小钻孔直径尺寸比例 $d_c/2R$;
- 3) 增大球面半径 R ;
- 4) 仔细选配研磨, 以降低接触柔度系数;
- 5) 适当地增加轴瓦的数目。

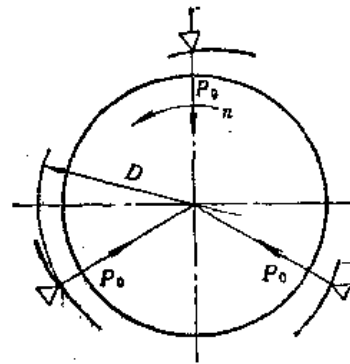


图9-3-27 短三瓦自调位径向轴承性能计算用图

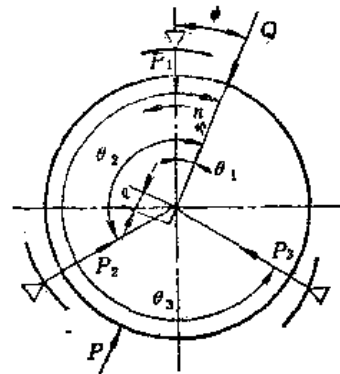


图9-3-28 短三瓦自调位径向轴承计算用图

2. 成型面多油楔径向轴承

成型面多油楔径向轴承的共同特点是, 各个滑动面由弹性轴套或刚性轴套联结成为一个整体, 且每个滑动面是由成型面构成。

(1) 成型面种类 目前常用的成型面种类大致可分为外偏心圆弧, 阿基米德螺旋线和阶梯面三种, 其中外偏心圆弧又称为小曲率偏心圆弧, 即,

$$R > r_0 + \delta$$

式中 R —— 偏心圆弧半径;

r_0 —— 成型面截线基圆半径;

δ —— 成型面截线最大的切削深度。

为了便于加工, 也常采用一种大曲率偏心圆弧轴承。即 $R < r_0 + \delta$ 也称为内偏心圆弧轴承。

阶梯油楔的成型面由同心的整圆 (轴承孔) 与圆弧 (油楔面) 组成 (参见图 9-3-31)。

由于加工阿基米德螺旋线多油楔轴承的成型面需要专门的夹具, 所以在某些情况下可采用偏心圆弧代替。

(2) 成型面多油楔径向轴承的结构形式

表9-3-20 短三瓦自调位轴承性能计算

名称	代号	单位	计算公式和参数选择	例题计算结果和选用数据			公式编号	
轴瓦孔径	D	mm	查表9-3-18或给出	$D = 60$				
轴的转速	n	r/min	已知	$n = 1500$				
润滑油粘度	η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	查表确定	$\eta = 5.5 \times 10^{-3}$				
中心角	β	$^\circ$	60°	$\beta = 60^\circ$				
轴瓦工作表面弧长	L	mm	$L = \beta \cdot \frac{\pi \cdot D}{360}$	$L = 31.416$			1	
轴瓦宽度	B	mm	已知或查表9-3-18	$B = 45$				
端泄影响系数	C_L		$C_L = \frac{1.25}{1 + \left(\frac{L}{B}\right)^2}$	$C_L = 0.8404$			2	
直径间隙	Δ	mm	已知或参考表9-3-21	$\Delta = 0.02$				
轴颈偏心距	e	mm	取 $e = 0.001 \sim 0.002$	$e = 0.001$				
相对偏心系数	κ		$\kappa = \frac{2e}{\Delta}$	$\kappa = 0.1$			3	
装配角度	φ_Q	$^\circ$	$0 \sim 120^\circ$ 当 $\phi_Q = 60^\circ$ 时, 轴承有较高承载力	$\phi_Q = 0^\circ$		$\phi_Q = 60^\circ$		
轴瓦支承点对外力作用方向的夹角	θ_i	$^\circ$	$\theta_i = \phi_Q + (i-1)120^\circ$	$\theta_1 = 0^\circ$	$\theta_2 = 120^\circ$	$\theta_3 = 240^\circ$	$\theta_1 = 50^\circ$ $\theta_2 = 180^\circ$ $\theta_3 = 300^\circ$	4
$e = 0$ 时, 一个轴瓦的承载能力	P_0	N	$P_0 = 5.1 \times 10^{-8} \times \frac{\eta \cdot D \cdot n \cdot B L^2 \cdot C_L}{\Delta^2}$	2352.6		2352.6		5
$e \neq 0$ 时第 i 号轴瓦的承载能力	P_i	N	$P_i = \frac{P_0}{(1 + \kappa \cos \theta_i)^2}$	1944.7	2606.6	2606.6	2133.9 2904.7 2133.9	6
轴承承载能力	P	N	$P = - \sum_{i=1}^3 P_i \cos \theta_i$	$P = 661.9$		$P = 770.8$		7
接触柔度系数	C	$\frac{\mu\text{m} \cdot \text{mm}^2}{\text{N}}$	当球面支承工作表面经过单配研磨时, 取 $C = 0.51$	$C = 0.51$				
油膜刚度	K_1	$\text{N}/\mu\text{m}$	$K_1 = \frac{P}{1000e}$	$K_1 = 661.9$		$K_1 = 770.8$		8
接触刚度	K_c	$\text{N}/\mu\text{m}$	$K_2 = \frac{3}{2} \pi \left[2 \frac{h_1}{R} - \left(\frac{h_1}{R}\right)^2 - \left(\frac{d_c}{2R}\right)^2 \right] \frac{R^2}{C}$	$K_2 = 655.1$		$K_2 = 655.1$		9
综合刚度	K	$\text{N}/\mu\text{m}$	$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$	$K = 329.2$		$K = 354.1$		10

注: 1. 轴承性能计算例题, 短三瓦自调位轴承, $D = 60\text{mm}$, $B = 45\text{mm}$, $n = 1500\text{r/min}$, $\eta = 5.5 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s}$, $\Delta = 0.02\text{mm}$, $R = 12\text{mm}$, $d_c = 6\text{mm}$, $h_1 = 4\text{mm}$, 取 $\varphi_Q = 0^\circ$ 及 60° 。计算该轴承在 $e = 0.001\text{mm}$ 时的承载能力、油膜刚度、接触刚度和轴承刚度。

2. 如果用来计算轴瓦数目 $Z > 3$ 的多瓦式调位轴承, 表中公式4.7可写成一般形式 (其它计算公式不变) 即,

$$\theta_i = \varphi_Q + (i-1) \frac{360}{Z} \quad P = - \sum_{i=1}^Z P_i \cos \theta_i$$

3. 在轴颈偏心距 $e = 0.001 \sim 0.002\text{mm}$ 条件下核算轴承的承载能力, 是为了保证主轴受载后仍具有良好的轴心位置。如要计算轴承可能达到的最大承载力, 则需另行确定允许的最大轴心偏心距 e_{\max}

$$\text{当 } D \leq 50 \text{ 时 } e_{\max} = \frac{\Delta}{2} - (0.003 \sim 0.005); \quad \text{当 } 50 \leq D \leq 100 \text{ mm 时 } e_{\max} = \frac{\Delta}{2} - (0.005 \sim 0.01)$$

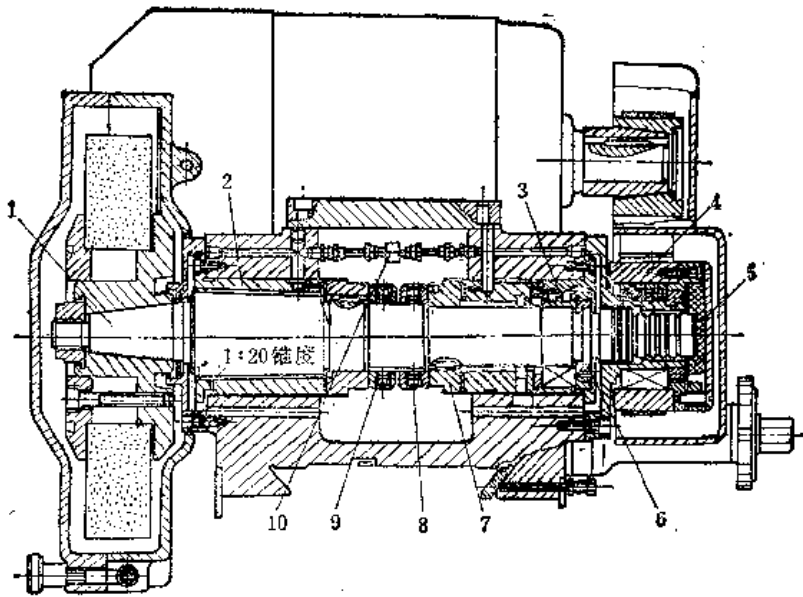


图9-3-29 MG1420高精度万能外圆磨床砂轮架

- 1—主轴 2—前轴承 3—后轴承 4—皮带轮 5—卸荷装置 6—螺母
7—挡圈 8、9—调整螺钉 10—供油管

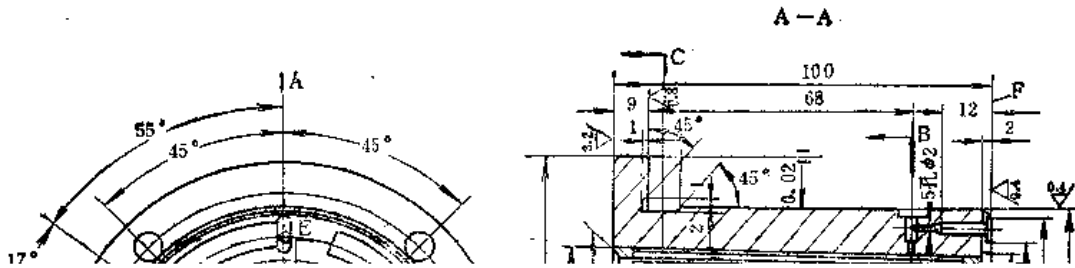


表9-3-21 磨床上短三瓦调位轴承直径间隙 Δ
($\Delta = 2h_0$) (mm)

轴瓦直径	机床型号	Δ
55	M7120 A	0.008~0.01
	MM7125	0.008~0.01
	M1420	0.005~0.01
60	MM7132	0.008~0.01
65	M1432 A	0.01~0.02
	MQ1320	0.01~0.02
	M131W	0.01~0.02
	MMB1320	0.01~0.02
80	MB1332 A	0.01~0.02
100	M7150 A	0.01~0.02
	MC150	0.015~0.025

注：对高速磨削， Δ 需要放大1~1.5倍。

1) 阿基米德螺线多油楔动压轴承 图9-3-29是MG1420型高精度万能外圆磨床砂轮架的轴向剖面图。其结构特点如下：

① 前轴承为阿基米德螺线五油楔动压轴承(刚性轴套式，图9-3-30)轴承内锥面具有1:20的锥度。

② 主轴1的轴向位置靠前轴承2的端面(带有油楔)及后轴承套的端面(带有油楔)来定位。

③ 主轴轴承的润滑为压力润滑，备有单独的润滑油箱，装在床身内部，供油压力调至0.1~0.15MPa，通过水银开关装置可实现先给油然后才能启动砂轮主轴的目的。

2) 四阶梯油楔动压轴承 以MG1432型万能外圆磨床砂轮主轴轴承为例加以说明(图9-3-31)其特点如下：

① 采用套筒式前滑后滚式结构布局，前轴承采用四阶梯油楔动压轴承，内锥面锥度为1:20。前轴承依靠垫片7调整其径向间隙。

② 由于采用将前后轴承装在一钢制套筒内，因而避免了由于箱体孔的同轴度带来的影响；又由于前轴承及后轴承安装孔是在一次装卡中加工而成，没有由于重复安装造成的同轴度误差，故此砂轮主轴具有很高的动态精度。前轴承采用的四阶梯油楔动压轴承其油楔深度仅为0.02~0.03mm，明显地提高了轴承的动压承载能力和油膜刚度。

③ 主轴轴承采用单独油箱压力润滑，通过压力开关实现先启动油泵，后启动主轴的目的。

3) 大曲率三偏心圆弧径向轴承 以CQM6132型精密车床主轴轴承为例加以说明，其结构特点如下(图9-3-32)：

① 前轴承采用外直内锥的整体大曲率三偏心圆弧式轴承，内锥孔锥度1:20。

② 轴承为双向回转式，可满足车床正反转要求。

③ 采用压力润滑方式，由齿轮泵供油，供油压力为0.5MPa。润滑油是采用75%五号高速机油加25%无色煤油。润滑油通过箱体上的油孔进入轴承上的环槽，然后送入三个偏心圆弧油腔，端部设回油槽，构成循环润滑。

④ 主轴转速范围为11.2~2000 r/min。

除上述结构外，近年还发展了许多新型油楔形式：

1) 粘性板轴承或人字形轴承(图9-3-33)

在粘性板轴承或人字形轴承中，交替排列的齿和槽占轴承面积的70%。齿与槽的宽度之比为1.79。最佳角：粘性板轴承为71°；人字形轴承为79°。人字形轴承中齿和槽的宽度相等。对于这些轴承，无量纲载荷定为

$$\bar{P} = \frac{PL \cdot h_0^2}{\nu B^2}$$

式中 P ——承载力；

L ——轴承长度(圆周方向上弧长)；

B ——轴承宽度；

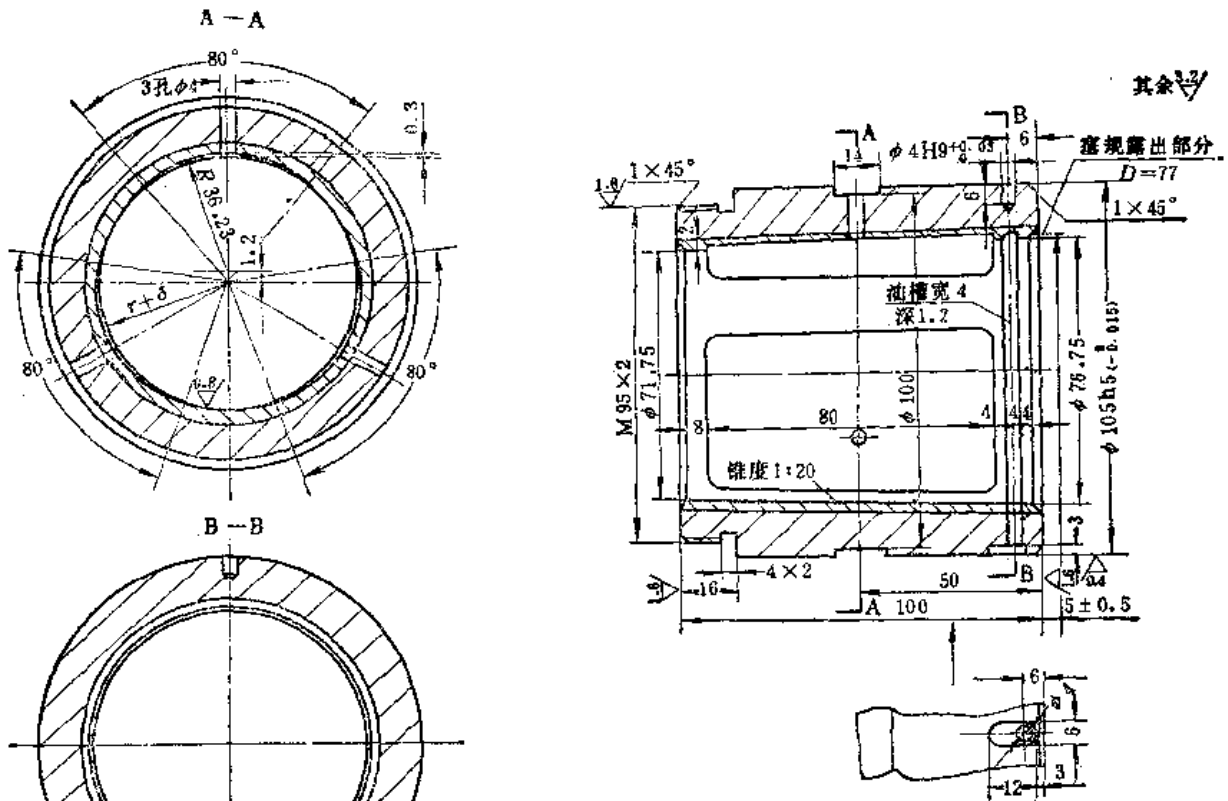
h_0 ——轴承间隙(半径方向)。

对于粘性板轴承，当 $h_1/h_0 = 4.02$ 时， $\bar{P} = 0.13$ ；

对于人字形轴承，当 $h_1/h_0 = 3.61$ 时， $\bar{P} = 0.135$ ($h_1 = \text{槽深 } \delta + h_0$)。

与上述油楔形式相类似的应用实例见图9-3-34。

2) 双螺旋槽动压轴承 其结构见图9-3-35，主轴表面上和轴承孔内都加工有一定深度(0.2~0.3mm)和宽度(30~100mm)的螺旋沟槽，两螺旋沟槽的螺旋方向相反，螺距成一定的比值。一般主轴上螺旋升角取10°左右。轴承孔内的螺距为主轴轴颈上螺距的1/2，当主轴转动时，注入的油液通过螺旋沟槽泵吸作用输送到整个轴承表面，并通过槽面阶梯产生均匀分布的液体动压效应，从而承受一定的载荷。有关参数选择可参照[7]。



技术要求:

1. $\phi 105 h_6$ 对内锥孔轴线的径向跳动公差 0.005mm
2. $\phi 105 h_6$ 圆度公差 0.005mm
3. 1:20内锥孔面与主锥的母线接触长度大于85%
4. 刮削的内锥面, 每 $25 \times 25\text{mm}^2$ 面积内的接触点12~16
5. 螺纹中径对内锥孔轴线的径向跳动(工艺保证) 0.05mm
6. $M95 \times 2$ 用Ⅱ级螺纹环规检验
7. 粗加工后回火处理

材料: 15ZQSn6-6-3

圆弧式前轴承

图9-3-32 CQM6132精密车床主轴轴承

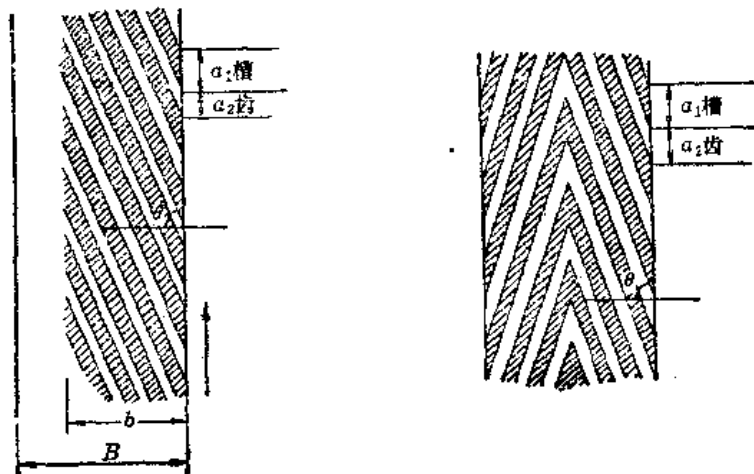


图9-3-33 粘性板轴承和人字形轴承

2) 小曲率偏心圆弧多油楔轴承的偏心圆弧参数计算方法 (图 9-3-37)

$$R = m + r_0$$

$$\delta = m(1 - \cos \varphi_1)$$

式中 $m = \overline{OO_1}$ —偏心圆弧圆心与轴承中心的距离。

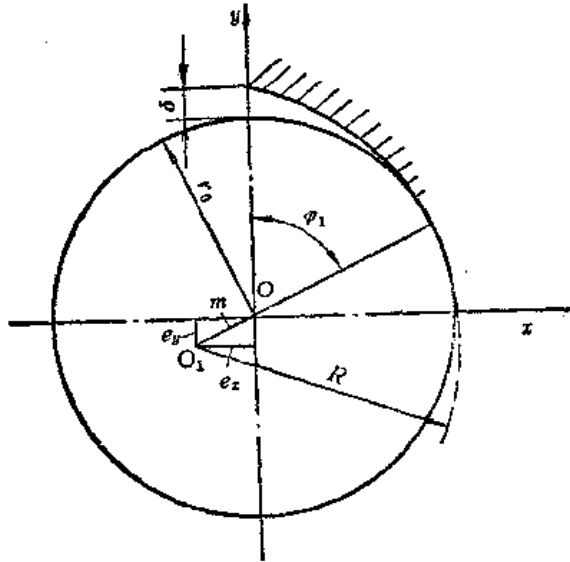


图9-3-37 小曲率偏心圆弧截线

小曲率偏心圆弧截线参数举例:

已知: $r_0 = 35.005\text{mm}$, $m = 0.04\text{mm}$, $\varphi_1 = 50^\circ$

代入上式得: $R = 35.045 \text{ mm}$

$$h_0 = 0.04(1 - \cos 50^\circ) = 0.014 \text{ mm}$$

3) 用偏心圆弧代换阿基米德螺旋线多油楔轴承的计算方法 (图 9-3-38)

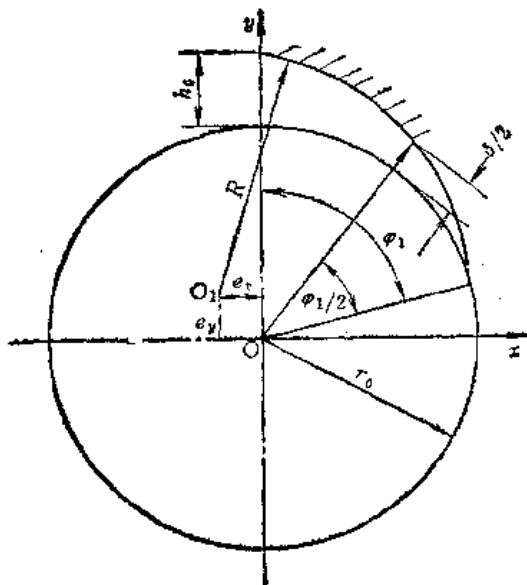


图9-3-38 成型面轴承截线

其近似计算公式为:

$$e_x = -\frac{\delta}{2} \text{ctg} \frac{\varphi_1}{2}$$

$$e_y = \frac{\delta}{2}$$

$$R = r_0 + \frac{\delta}{2}$$

式中 r_0 —成型面截线基圆半径, $r_0 = \frac{D}{2}$;

R —偏心圆弧半径;

δ —成型面截线最大切削深度;

φ_1 —成型面截线工作弧长包容角;

e_x, e_y —偏心圆弧圆心直角坐标。

〔计算举例〕(图 9-3-39), MBG 1432 型万能外圆磨床砂轮主轴阿基米德螺旋线多油楔轴承, 其已知条件为 $r_0 = 30\text{mm}$, $\delta = 0.1\text{mm}$, $\varphi_1 = 82^\circ$, 试计算代换偏心圆弧截线尺寸。

代入上式得:

$$e_x = -\frac{0.1}{2} \text{ctg} \frac{82^\circ}{2} = -0.058 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{\delta}{2} = 0.05 \text{ mm}$$

$$R = 30 + \frac{0.1}{2} = 30.05 \text{ mm}$$

(4) 轴承结构参数选择

1) 油楔面数量 z 目前常用油楔面数量 $z = 3 \sim 6$ 。对高速轻载, 回转精度要求高, 稳定性好的轴系, 宜采用大值。对速度低, 负荷大的机床则取小值。

2) 相对间隙 ψ

$$\psi = 2h_0/D = h_0/R$$

式中 h_0 —最小半径间隙。

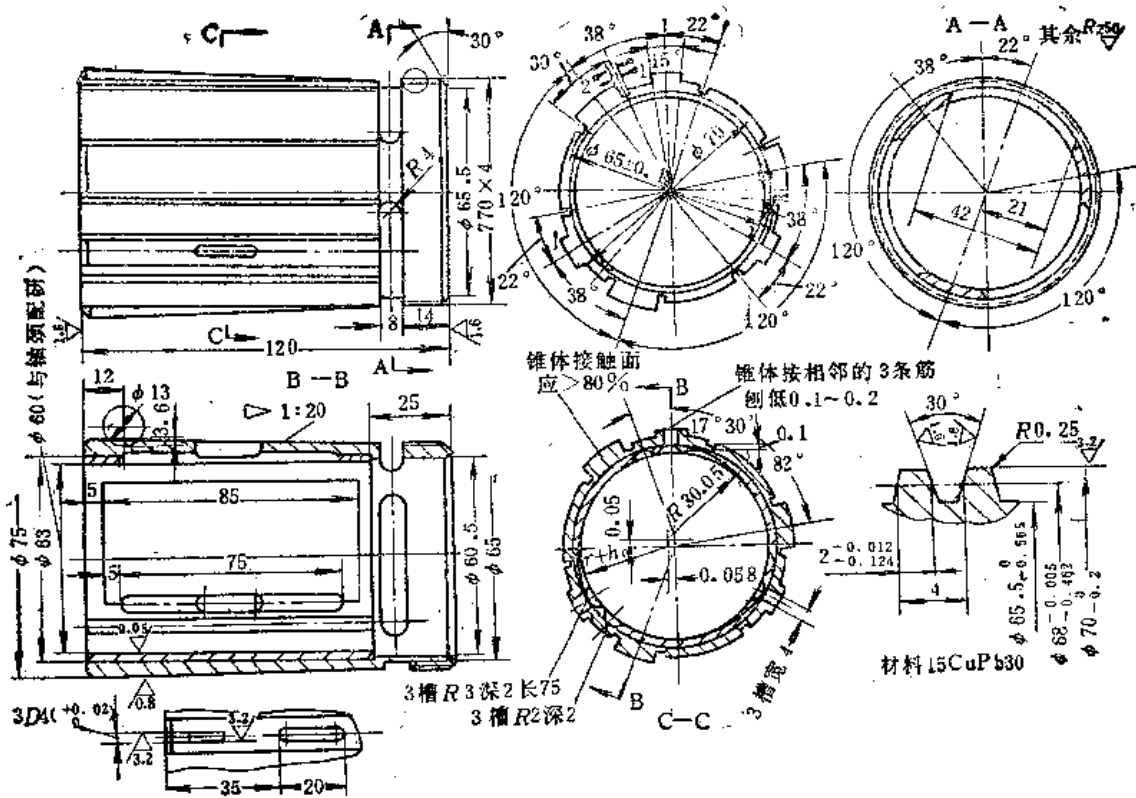
一般取 $\psi = 0.0001 \sim 0.002$ 载荷最大, 转速低时取小值, 反之则取大值。当轴颈线速度 $v \geq 10\text{m/s}$ 时, 可取 $\psi = 0.0002 \sim 0.0004$ 。

3) 成型面深度 δ 成型面深度 (或成型面截线最大深度) δ 对轴承的油膜压力, 承载能力和摩擦力的影响程度, 取决于油楔面的形状及轴承最小半径间隙 h_0 与成型面深度 δ 的比值, 常用 $m = \delta/h_0$ 来表示。成型面油楔形状不同的轴承在具有最大承载能力时的 m 值分别为:

阶梯油楔: $m = 0.866$

曲面形油楔: $m = 1.2$

为了保证轴颈具有较高的旋转精度和较小的漂移量, 在可能条件下, 轴承最小半径间隙 h_0 可选得



技术要求:

1. φ60孔用涂色法检查, 在全长接触面应 > 80%
2. 1:20锥体与φ60孔的跳动公差为0.005mm
3. φ70及φ65±0.1对φ60孔的同轴度公差为0.1mm
4. R30.05圆弧与φ60孔相接处应平滑

图9-3-39 MBG1432型万能外圆磨床砂轮主轴轴承

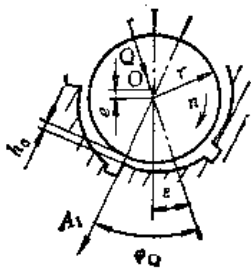


图9-3-40 径向轴承安装角φQ

小些, 这时若按上述 m 值加工成型油楔, 则 δ 值必然很小。考虑到加工困难和轴承使用中可能存在的磨损, 即为了适当提高轴承寿命, 实际的油楔深度 δ 可以取比上述的理论值稍大些, 一般可以取 $\delta = (1.5 \sim 3)h_0$ 。

4) 周向封油面长度 L_2 整体成型面径向动压轴承, 除在轴承表面加工出一定形状, 数量的油楔以外, 还常保留部分轴承表面, 称为周向封油面(参见本节整体成型面径向动压轴承零件图)。其展开后的形状如表 9-3-3 所示。周向封油面的作用,

一般为了使主轴在轴承中定心, 二是为了进一步提高承载能力。常用 λ (图 9-3-4, $\lambda = (L - L_2) / L = L_1 / L$) 表征 L_2 的宽度。从轴承具有最大承载力考虑, 应选择: ① 曲面楔油楔, $\lambda = 0.8$, 即 $L_2 = 0.2L$, ② 阶梯油楔, $\lambda = 0.78$, 即 $L_2 = 0.22L$ 。

5) 轴承宽度 B 一般情况下, 在相同条件下, 轴承宽度 B 愈大, 轴承承载能力就愈大, 刚度也愈大, 摩阻及温升也相应增加。但对轴颈和轴承的几何精度及支承箱体孔的同轴度要求也要相应提高, 加工难度也就增大了。否则轴承宽度 B 的增加非但不能提高承载能力, 反而会由于温升过高或轴颈与轴承由于制造精度不高产生“棱缘接触”而降低承载力, 甚至造成“抱瓦”。因此, 轴承宽度的选择用宽径比 ($\bar{B} = B/D$) 表示, \bar{B} 一般不大于 1.5。当 $\bar{B} = 0.75$ 左右时, 其使用性能及制造精度都较易得到满足。对于低速, 重载, 可取 $\bar{B} = 1.0 \sim 1.2$ 。对高速或轻载宜取 $\bar{B} < 0.5$ 。

6) 轴向封油面宽度 B_2 在整体成型面径向

轴承中，常设计有轴向封油边 B_2 （参见表 9-3-3），以提高轴承的承载能力。

如同周向封油边 L_2 一样， B_2 值要适当，过小或过大都会影响轴承承载能力和其他性能，一般可取 $B_2 = (0.1 \sim 0.2) B$ 。

7) 轴承安装角 φ_Q (图 9-3-40) 轴承安装角 φ_Q 是外载荷 Q 与 OA_1 坐标轴间的夹角， OA_1 为轴承中心 O 与轴承在对着 Q 的该油楔面上最小间隙 h_0 的连线。改变 φ_Q 将使轴承的承载能力发生变化。当轴心位移 e 的方向与 OA_1 坐标轴一致，有最大承载能力，因此应使 φ_Q 等于轴心偏移角 e 。

当轴承所受实际载荷远小于该轴承结构所能承受的载荷时（如有些磨床砂轮主轴轴承），即 $e/h_0 \leq 0.5$ 时， φ_Q 对轴承承载力影响较小，因此轴承油楔面相对载荷的位置可任意安装。

当轴承所受载荷接近该轴承所能承受的载荷时亦即 $e/h_0 > 0.5$ 时，安装角 φ_Q 对轴承承载能力有

较显著影响，其最佳安装角 $\varphi_Q \approx 22^\circ \sim 30^\circ$ 。油楔数少的轴承用大值。

8) 油楔起始角 φ_1 油楔起始角 φ_1 (表 9-3-22) 是从开始建立油膜压力到油膜压力最大处之间的夹角，是由轴承结构尺寸决定的。一般常用多油楔轴承的 φ_1 值推荐按表 9-3-22 选取。随着近年来润滑理论和实践不断发展， φ_1 值有增大的趋势。

表 9-3-23 列出部分多油楔径向动压轴承结构参数。

(5) 成型面多油楔径向轴承性能计算 整体成型面多油楔径向轴承的使用范围较广，成型油楔形式多样，根据使用条件所确定的性能要求也有所不同，因此对轴承性能计算很难给出较精确的统一解法。在计算中往往假设或者忽略一部分具体条件，因而计算结果存在较大的误差。

表 9-3-24 主要用于计算精密机床主轴成型面多油楔径向动压轴承的性能（参见图 9-3-41）。

表 9-3-22 多油楔滑动轴承的常用结构参数及其油楔起始角 φ_1

油楔起始角 φ_1	双面油楔		单面油楔	
	油楔面数 z	γ_0 ①	油楔面数 z	γ_0 ②
70°	2 (椭圆)	40°	3	50°
			4	20°
60°	3	20°	3④	70°
			4	40°
			5	22°
30°	3③	60°	3④	90°
	4	30°		
	5	12°	5④	42°
20°	3③	80°		
	4③	50°		
	5	32°		
	6	20°		

$$\textcircled{1} \gamma_0 = \frac{360^\circ}{z} - 2\varphi_1$$

$$\textcircled{2} \gamma_0 = \frac{360^\circ}{z} - \varphi_1$$

③ 用于内偏心圆弧多油楔滑动轴承或整体弹性变形滑动轴承。

④ 用于整体弹性变形滑动轴承。

表9-3-23 部分多油楔动压轴承结构参数

轴承型式	轴承内孔平均直径 D (mm)	半径间隙 h_0 (mm)	锥 面		直径比 \bar{B}	油楔面数 z	油楔面最大深度 δ (mm)	油楔起始角 φ_1 (°)	应用部位
			内	外					
阿基米德螺旋线多油楔动压轴承(弹性轴套式)	60	<0.0035		1:20	1.58	3	0.1	82	MBG1432型万能外圆磨床砂轮主轴轴承(图9-3-39)
阿基米德螺旋线多油楔动压轴承(刚性轴套式)	62.42	0.002~0.003	1:20		1.55	5	0.3	46	MG1420型高精度万能外圆磨床砂轮架前轴承(图9-3-30)
阶梯油楔动压轴承(刚性轴套式)	77.25	0.003~0.004	1:20		1.42	4	0.015~0.03	50.5	MG1432型高精度万能外圆磨床砂轮主轴轴承(图9-3-31)
三偏心圆弧多油楔动压轴承(内偏心圆弧外圆内锥式)	74.25	0.007~0.012	1:20		1.35	3	0.3	40°	CQM6132型精密车床主轴轴承(图9-3-32)

表9-3-24 成型面多油楔径向轴承计算

名 称	代 号	单 位	计算公式和参数选择	说 明
成型油楔个数	z		常用 $z = 3 \sim 6$	
轴颈半径	r	mm	$r = d/2$	d —轴颈直径
油楔面圆弧半径	R	mm	参见图9-3-36, 9-3-37, 9-3-38及表9-3-29	
成型面深度	δ	mm	一般 $(1.5 \sim 3)h_0$, 最大承载力时 m, h_0	阶梯轴承, $m = 0.866$ 曲面轴承, $m = 1.2$
轴承贮油角	γ_0	°	表9-3-22	
轴承宽度	B	m	$B = D \cdot \bar{B}$ $\bar{B} = 0.5 \sim 1.2$	
轴心无位移时最小半径间隙	h_0	mm	参考表9-3-23或 $h_0 = R \cdot \psi$, $\psi = 0.0001 \sim 0.0002$	
润滑油粘度	η	Pa·s	查表确定(见本手册第8卷)	
轴的转速	n	r/min	已知或确定	
轴颈线速度	v	m/s	$v = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{3} \cdot 10^{-4}$	公式1
外载荷Q的位置	φ_Q	°	一般取 $\varphi_Q = 22^\circ \sim 30^\circ$	
最小极限半径间隙	$h_{im(min)}$	mm	表9-3-25	
轴心最大位移	e_{max}	mm	$e_{max} = [h_0 - h_{im(min)}] / \cos \varphi_Q$	公式2
每个油楔的位置	γ_i	°	$\gamma_i = (i - 1) \cdot 360^\circ / z$	公式3
每个油楔在 e_{max} 时的相对偏心	e_i	mm	$e_i = e_{max} \cos(\gamma_i - \varphi_Q)$	公式4
每个油楔在 e_{max} 时的间隙	h_{im}	mm	$h_{im} = h_0 - e_i$	公式5
相对偏心系数	κ		$\kappa = 1 - \frac{h_{im}}{R - r}$	公式6
每个油楔的承载系数	C_{Pi}		查表9-3-26~9-3-29	
承载力 P_i 的位置	φ_{Pi}	°	查表9-3-26~9-3-29	

(续)

名称	代号	单位	计算公式和参数选择	说明
每个油楔对对于整体轴承的承载系数	C_{Pi}^*		$C_{Pi}^* = C_{Pi} \cos(\gamma_i - \varphi_Q + \varphi_{Pi})$	公式7
整体轴承的承载系数	C_P		$C_P = \sum_{i=1}^z C_{Pi}^*$	公式8
整体轴承的承载力	P_{max}	N	$P_{max} = 6\eta v B \left(\frac{r}{R-r}\right)^2 C_P$	公式9
在 ϵ_{max} 时的油膜刚度	K_{lmax}	N/ μm	$K_{lmax} = \frac{P_{max}}{1000\epsilon_{max}}$	公式10
复合式轴承油楔修正系数	C		查表9-3-31	
复合式轴承承载力	P_C	N	$P_C = W_{max} \cdot C$	公式11

注：1.对锥形轴颈取其平均值。

2.各种成型面截线的计算见本章第二节。在使用本表计算轴承性能时，除外偏心圆弧面（小曲率偏心圆弧面）轴承外，其它成型面轴承（如阿基米德螺旋面轴承，内偏心圆弧面轴承等），需将其成型面截线用近似的外偏心圆弧来代替，借助于当量外偏心圆弧的参数，得出当量外偏心圆弧的半径 R' 和它与轴颈的差值 $R' - r$ ，用以代替本表中公式6当中的 $R - r$ 这一项；转换为当量外偏心圆弧参数的计算方法见表9-3-30。对于阶梯轴承，则直接用阶梯油楔面半径 R_i 代入，即用 $R_i - r$ 代替 $R - r$ 。由于在相同楔深比下，成型面的曲线形状对承载能力的影响不超过10%，所用进行上述代替的近似方法是可行的。

3.表9-3-26~9-3-29是按表9-3-22推荐的 φ_1 值计算的，如果因结构要求 φ_1 不同于表9-3-22的推荐值时，则承载系数 C_P 可按插值法求得。

例如，①当 $20^\circ < \varphi_1 < 70^\circ$ 时，可以相邻 φ_1' 和 φ_1'' 查出 C_P' 和 C_P'' ，然后用内插法得出。如 $\varphi_1 = 55^\circ$ ， $\kappa = 0.9$ ， $B/D = 1$ 。由表9-3-26（ $\varphi_1' = 70^\circ$ ）查出 $C_P' = 2.38$ ，由表9-3-27（ $\varphi_1'' = 50^\circ$ ）查出 $C_P'' = 1.89$ 。则 $\varphi_1 = 55^\circ$ 时：

$$C_P = C_P'' + (C_P' - C_P'') \times \frac{\varphi_1 - \varphi_1''}{\varphi_1' - \varphi_1''} = 1.89 + (2.38 - 1.89) \frac{55^\circ - 50^\circ}{70^\circ - 50^\circ} = 2.01$$

当 $\varphi_1 < 20^\circ$ 时，承载系数 C_P 值可以近似地用外插法求得（当 φ_1 接近 20° 时，则相对误差较小）。如 $\varphi_1 = 15^\circ$ ， $\kappa = 0.9$ ， $B/D = 1$ 。由表9-3-29（ $\varphi_1' = 20^\circ$ ）得出 $C_P' = 0.377$ ，则 $\varphi_1 = 15^\circ$ 时， $C_P = C_P' \times \frac{\varphi_1}{\varphi_1'} = 0.377 \times \frac{15^\circ}{20^\circ} = 0.285$

4.表中式10为简化计算公式（ $\epsilon \approx 0$ ），如需计算给定 ϵ 下的油膜刚度 K_l ，则需先求出对应 ϵ 值的承载力 W_e ，再

$$\text{代入式10，即 } K_l = \frac{W_e}{1000\epsilon}。$$

表9-3-25 多油楔滑动轴承半径间隙的最小推荐值 $h_{lm}(\text{min})$

轴颈线速度 v (m/s)	0~1	1~5	5~10	10~30	>30
轴承间隙最小极限值 $h_{lm}(\text{min})$ (mm)	0.001~0.0015	0.002	0.003	0.004	0.005

注：表中数值用于当轴承油楔表面粗糙度高于 $R_a 0.1$ 、轴颈表面粗糙度高于 $R_a 0.025$ ，且无较大的冲击载荷的条件下；当轴承和轴颈的制造精度和表面粗糙度较差或承受较大的冲击载荷时， $h_{lm}(\text{min})$ 的数值应取表中值的1.5~2.0倍。

对于有周向封油面的多油楔轴承，除了有油楔形成的成型面外，还有一些同心圆柱面段。例如图9-3-42所示的三内偏心圆弧面径向轴承， ab 段为偏心圆弧面， bc 段为圆柱面的一部分，它们构成类似表9-3-3中第二栏所示的斜面和平面复合式的油楔

形状，其中斜面部分相当于偏心圆弧面，平行面部分相当于圆柱面。在近似计算时，可先计算成型面的承载力，然后根据成型面周向长度 L_i 与整个复合油楔长度 L 之比 λ 和油楔深度比值 A （ $A = h_0/\delta = 1/m$ ）按下式决定其承载力修正系数 C

表9-3-26 油楔起始角 $\phi_1 = 70^\circ$ 时的无量纲承载系数 C_P 和承载力的角度位置 φ_P

相对偏心率 ϵ	无量纲承载系数 C_P										承载力 P 的角度位置 $\varphi_P(^{\circ})$					
	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0		
0.9995	418	423	428	431	433	434	435	4.4	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6		
0.999	191	194	197	199	200	202	203	4.4	4.4	4.5	4.6	4.6	4.6	4.6		
0.998	134	137	140	142	143	144	145	4.7	4.7	4.8	4.9	4.9	4.9	5.0		
0.997	96.9	99.3	102	104	105	106	107	5.1	5.2	5.3	5.4	5.4	5.4	5.5		
0.995	74.2	76.4	79.1	80.6	81.6	82.5	83.3	5.7	5.8	5.9	6.0	6.0	6.0	6.1		
0.99	31.9	33.3	35.2	36.2	36.9	37.6	38.2	8.0	8.2	8.3	8.4	8.5	8.5	8.6		
0.985	19.7	20.9	22.3	23.1	23.7	24.2	24.7	9.6	9.8	10.0	10.1	10.1	10.2	10.3		
0.98	13.9	14.9	16.1	16.8	17.3	17.7	18.2	10.3	11.0	11.2	11.3	11.4	11.4	11.5		
0.975	10.6	11.4	12.4	13.1	13.4	13.9	14.3	11.9	12.0	12.2	12.3	12.4	12.5	12.5		
0.97	8.37	8.10	10.0	10.6	11.0	11.3	11.7	12.3	12.9	13.1	13.2	13.3	13.3	13.4		
0.96	5.75	6.34	7.12	7.58	7.89	8.19	8.43	14.3	14.4	14.6	14.7	14.7	14.8	14.9		
0.95	4.25	4.74	5.40	5.80	6.07	6.33	6.58	15.6	15.7	15.8	15.9	15.9	16.0	16.0		
0.94	3.29	3.71	4.28	4.63	4.86	5.09	5.31	16.7	16.7	16.8	16.9	16.9	17.0	17.0		
0.93	2.63	3.00	3.50	3.81	4.02	4.22	4.42	17.7	17.7	17.7	17.8	17.8	17.8	17.8		
0.92	2.15	2.48	2.93	3.21	3.39	3.58	3.75	18.6	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5		
0.91	1.80	2.09	2.49	2.74	2.91	3.08	3.24	19.4	19.3	19.2	19.2	19.2	19.2	19.2		
0.90	1.53	1.79	2.15	2.38	2.53	2.68	2.83	20.1	20.0	19.9	19.8	19.8	19.8	19.8		
0.89	1.31	1.54	1.87	2.08	2.22	2.36	2.50	20.9	20.7	20.5	20.4	20.4	20.3	20.3		
0.88	1.14	1.35	1.65	1.84	1.97	2.10	2.23	21.5	21.3	21.1	20.9	20.9	20.8	20.8		
0.87	0.997	1.18	1.46	1.64	1.76	1.88	2.00	22.2	21.9	21.6	21.4	21.3	21.3	21.2		
0.86	0.879	1.05	1.30	1.47	1.58	1.69	1.80	22.7	22.4	22.0	21.9	21.8	21.7	21.6		
0.85	0.780	0.936	1.17	1.32	1.43	1.53	1.63	23.3	22.9	22.5	22.3	22.2	22.0	22.0		
0.84	0.696	0.839	1.05	1.19	1.29	1.39	1.49	23.9	23.4	22.9	22.7	22.5	22.4	22.3		
0.83	0.624	0.755	0.953	1.09	1.18	1.27	1.36	24.4	23.9	23.3	23.0	22.9	22.7	22.6		
0.82	0.562	0.683	0.866	0.990	1.03	1.16	1.25	24.9	24.3	23.7	23.4	23.2	23.0	22.9		
0.81	0.508	0.620	0.790	0.906	0.987	1.07	1.15	25.3	24.7	24.1	23.7	23.5	23.3	23.2		
0.80	0.461	0.564	0.723	0.832	0.908	0.984	1.06	25.8	25.1	24.4	24.0	23.8	23.6	23.4		
0.78	0.384	0.472	0.610	0.706	0.773	0.842	0.909	26.6	25.9	25.1	24.6	24.3	24.1	23.9		
0.76	0.322	0.399	0.520	0.605	0.665	0.726	0.786	27.4	26.6	25.6	25.1	24.8	24.6	24.4		
0.74	0.273	0.340	0.446	0.522	0.575	0.630	0.684	28.2	28.3	26.2	25.6	25.3	25.0	24.7		
0.72	0.234	0.291	0.385	0.453	0.501	0.550	0.599	28.9	27.9	26.7	26.1	25.7	25.4	25.1		
0.70	0.201	0.252	0.335	0.395	0.433	0.483	0.527	29.6	28.5	27.2	26.5	26.1	25.7	25.4		
0.65	0.141	0.178	0.240	0.286	0.320	0.354	0.389	31.1	29.8	28.3	27.4	26.9	25.5	26.1		

表9-3-27 油膜起始角 $\phi_1 = 50^\circ$ 时的无量纲承载系数 C_P 和承载力的角度位置 ϕ_P

相对偏心率 κ	无量纲承载系数 C_P					承载力 P 的角度位置 $\phi_P(^\circ)$								
	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
0.9995							431	2.8	2.8	2.9	2.9	2.9	2.9	2.9
0.999	414	419	424	427	429	430	431	4.1	4.2	4.2	4.2	4.3	4.3	4.3
0.998	190	193	196	198	199	201	202	4.5	4.5	4.6	4.6	4.6	4.7	4.7
0.997	132	135	138	140	141	142	143	5.0	5.0	5.1	5.1	5.2	5.2	5.2
0.996	95.3	97.7	101	102	103	104	105	5.5	5.6	5.7	5.7	5.7	5.8	5.8
0.995	72.6	74.6	77.1	78.6	79.4	80.3	81.1	7.7	7.8	7.9	7.9	7.9	8.0	8.0
0.99	31.3	32.6	34.3	35.2	35.9	36.4	37.0	9.1	9.1	9.2	9.3	9.3	9.3	9.4
0.985	19.2	20.3	21.6	22.3	22.8	23.3	23.7	10.1	10.2	10.2	10.3	10.3	10.3	10.4
0.98	13.5	14.3	15.4	16.0	16.4	16.8	17.2	10.9	11.0	11.1	11.1	11.1	11.1	11.2
0.975	10.2	10.9	11.8	12.3	12.6	13.0	13.3	11.7	11.7	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8
0.97	7.99	8.62	9.40	9.86	10.2	10.5	10.7	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9
0.96	5.40	5.89	6.51	6.88	7.12	7.36	7.58	13.8	13.8	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7
0.95	3.93	4.33	4.84	5.14	5.34	5.54	5.72	14.6	14.6	14.5	14.4	14.4	14.4	14.4
0.94	2.99	3.33	3.76	4.01	4.18	4.35	4.51	15.3	15.3	15.1	15.0	15.0	15.0	14.9
0.93	2.36	2.64	3.01	3.23	3.37	3.52	3.66	15.9	15.8	15.6	15.5	15.5	15.4	15.4
0.92	1.90	2.15	2.46	2.66	2.78	2.91	3.03	16.9	16.7	16.5	16.3	16.3	16.2	16.1
0.91	1.57	1.78	2.05	2.22	2.34	2.45	2.55	17.4	17.1	16.9	16.7	16.6	16.5	16.5
0.90	1.31	1.40	1.74	1.89	1.99	2.08	2.18	17.8	17.5	17.2	17.0	16.9	16.8	16.7
0.89	1.11	1.27	1.49	1.62	1.71	1.80	1.88	18.2	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1
0.88	0.946	1.09	1.28	1.40	1.43	1.56	1.64	18.5	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4
0.87	0.816	0.943	1.12	1.23	1.30	1.37	1.44	18.9	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
0.86	0.710	0.823	0.980	1.08	1.14	1.21	1.27	19.2	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0
0.85	0.621	0.723	0.864	0.953	1.01	1.07	1.13	19.5	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3
0.84	0.546	0.638	0.767	0.848	0.902	0.955	1.01	19.8	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5
0.83	0.484	0.567	0.693	0.757	0.807	0.856	0.904	20.2	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
0.82	0.431	0.506	0.612	0.679	0.725	0.770	0.814	20.3	20.1	20.1	20.1	20.1	20.1	20.1
0.81	0.385	0.453	0.549	0.612	0.653	0.695	0.735	20.7	20.3	20.3	20.3	20.3	20.3	20.3
0.80	0.345	0.407	0.495	0.552	0.591	0.629	0.667	21.1	20.4	20.4	20.4	20.4	20.4	20.4
0.78	0.280	0.332	0.406	0.455	0.488	0.521	0.553	21.5	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8
0.76	0.230	0.273	0.337	0.379	0.407	0.435	0.462	21.8	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1
0.74	0.191	0.228	0.282	0.318	0.342	0.366	0.390	22.1	21.3	21.3	21.3	21.3	21.3	21.3
0.72	0.159	0.191	0.238	0.269	0.290	0.311	0.332	22.8	21.8	21.8	21.8	21.8	21.8	21.8
0.70	0.134	0.161	0.202	0.229	0.247	0.266	0.284	22.8	21.9	21.9	21.9	21.9	21.9	21.9
0.65	0.090	0.103	0.137	0.156	0.170	0.183	0.196							

表9-3-28 油绳起始角 $\phi_1 = 30^\circ$ 时的无量纲承载系数 C_P 和承载力的角度位置 ϕ_P

相对偏心率 ϵ	轴承直径比 B/D	无量纲承载系数 C_P					承载力 P 的角度位置 ϕ_P (°)								
		0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
0.8995		842	847	853	856	858	860	861	1.9	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
0.8990		880	384	389	391	393	394	395	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
0.8988		189	192	195	197	198	199	200	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6	3.7
0.8987		117	120	122	124	125	126	126	4.3	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4
0.8986		84.3	86.2	88.5	89.9	90.7	91.4	92.1	4.9	4.9	4.9	5.0	5.0	5.0	5.0
0.8985		65.2	66.9	68.9	70.1	70.3	71.5	72.1	5.3	5.4	5.4	5.4	5.4	5.4	5.4
0.89		28.5	29.6	30.8	31.6	32.1	32.5	32.9	6.3	6.8	6.8	6.8	6.9	6.9	6.9
0.8885		16.9	17.7	18.7	19.2	19.6	19.9	20.2	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7	7.7
0.88		11.5	12.0	12.8	13.2	13.5	13.8	14.0	8.4	8.4	8.4	8.3	8.3	8.3	8.3
0.875		8.37	8.84	9.41	9.75	9.97	10.2	10.4	8.9	8.9	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8
0.87		6.38	6.76	7.24	7.52	7.70	7.87	8.04	9.3	9.3	9.2	9.2	9.2	9.2	9.2
0.86		4.85	4.32	4.67	4.87	5.00	5.12	5.24	9.9	9.9	9.8	9.8	9.7	9.7	9.7
0.85		2.78	2.98	3.24	3.39	3.49	3.58	3.63	10.4	10.3	10.2	10.2	10.1	10.1	10.1
0.84		2.00	2.16	2.36	2.48	2.56	2.63	2.71	10.7	10.6	10.5	10.5	10.4	10.4	10.4
0.83		1.50	1.63	1.79	1.88	1.89	1.89	2.00	11.0	10.9	10.8	10.7	10.6	10.6	10.6
0.82		1.15	1.26	1.39	1.46	1.51	1.56	1.61	11.3	11.1	11.0	10.9	10.8	10.8	10.8
0.81		0.910	0.995	1.10	1.16	1.20	1.25	1.28	11.5	11.3	11.2	11.1	11.0	11.0	10.9
0.80		0.730	0.800	0.888	0.941	0.975	1.01	1.04	11.7	11.5	11.3	11.2	11.1	11.1	11.0
0.89		0.594	0.653	0.728	0.772	0.801	0.829	0.856	11.8	11.6	11.4	11.3	11.2	11.2	11.1
0.88		0.490	0.540	0.603	0.641	0.665	0.689	0.713	12.0	11.8	11.5	11.4	11.3	11.3	11.2
0.87		0.400	0.451	0.505	0.538	0.559	0.579	0.599	12.1	11.9	11.6	11.5	11.4	11.4	11.3
0.86		0.344	0.381	0.427	0.455	0.474	0.491	0.509	12.2	12.0	11.7	11.6	11.5	11.4	11.4
0.85		0.292	0.324	0.364	0.389	0.405	0.420	0.435	12.3	12.1	11.8	11.7	11.6	11.5	11.4
0.84		0.250	0.278	0.313	0.334	0.348	0.362	0.375	12.4	12.1	11.9	11.7	11.6	11.5	11.5
0.83		0.215	0.240	0.271	0.289	0.301	0.313	0.325	12.5	12.2	11.9	11.8	11.7	11.6	11.5
0.82		0.187	0.208	0.235	0.252	0.262	0.273	0.283	12.5	12.3	12.0	11.8	11.7	11.6	11.6
0.81		0.163	0.182	0.206	0.220	0.230	0.239	0.248	12.6	12.3	12.0	11.9	11.8	11.7	11.6
0.80		0.143	0.159	0.181	0.194	0.202	0.210	0.218	12.7	12.4	12.1	11.9	11.8	11.7	11.6
0.78		0.111	0.124	0.141	0.152	0.158	0.165	0.172	12.8	12.5	12.1	12.0	11.9	11.8	11.7
0.76		0.088	0.098	0.112	0.121	0.126	0.131	0.137	12.9	12.6	12.2	12.0	11.9	11.8	11.8
0.74		0.070	0.079	0.090	0.097	0.101	0.106	0.110	13.0	12.6	12.3	12.1	12.0	11.9	11.8
0.72		0.057	0.064	0.073	0.079	0.083	0.086	0.090	13.1	12.7	12.3	12.1	12.0	11.9	11.8
0.70		0.047	0.052	0.060	0.065	0.068	0.071	0.074	13.1	12.8	12.4	12.2	12.1	12.0	11.9
0.65		0.029	0.033	0.038	0.041	0.043	0.045	0.047	13.3	12.9	12.5	12.3	12.2	12.0	11.9

表9-3-29 油膜起始角 $\phi_1 = 20^\circ$ 时的无量纲承载系数 C_p 和承载力的角度位置 ϕ_p

相对偏心率 ϵ	无量纲承载系数 C_p					承载力 P 的角度位置 ϕ_p ($^\circ$)								
	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
0.9995	769	770	776	779	781	783	784	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
0.999	364	368	372	375	376	377	378	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7
0.998	173	176	179	180	181	182	183	3.4	3.4	3.4	3.5	3.5	3.5	3.5
0.997	109	111	113	115	115	116	117	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
0.996	77.7	79.3	81.2	82.3	82.9	83.5	84.0	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4
0.995	59.3	60.6	62.2	63.2	63.7	64.2	64.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7
0.99	24.1	24.8	25.7	26.2	26.5	26.8	27.1	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7
0.985	13.4	13.8	14.4	14.8	15.0	15.2	15.4	6.3	6.3	6.2	6.2	6.2	6.2	6.2
0.98	8.48	8.83	9.24	9.48	9.64	9.79	9.92	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6	6.5
0.975	5.83	6.08	6.39	6.57	6.69	6.80	6.90	6.9	6.9	6.8	6.8	6.8	6.8	6.8
0.97	4.21	4.41	4.65	4.79	4.88	4.96	5.04	7.1	7.1	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0
0.96	2.44	2.56	2.72	2.80	2.86	2.92	2.97	7.4	7.4	7.3	7.3	7.2	7.2	7.2
0.95	1.55	1.63	1.74	1.80	1.84	1.87	1.91	7.6	7.5	7.5	7.4	7.4	7.4	7.4
0.94	1.05	1.11	1.18	1.22	1.25	1.28	1.30	7.7	7.7	7.6	7.6	7.5	7.5	7.5
0.93	0.741	0.785	0.840	0.872	0.893	0.913	0.932	7.9	7.8	7.7	7.6	7.6	7.6	7.6
0.92	0.543	0.577	0.618	0.643	0.658	0.674	0.688	8.0	7.9	7.8	7.7	7.7	7.7	7.6
0.91	0.410	0.436	0.468	0.487	0.499	0.511	0.522	8.0	7.9	7.8	7.8	7.7	7.7	7.7
0.90	0.316	0.337	0.363	0.377	0.387	0.397	0.405	8.1	8.0	7.9	7.8	7.8	7.7	7.7
0.89	0.249	0.266	0.286	0.298	0.306	0.313	0.321	8.1	8.0	7.9	7.9	7.8	7.8	7.7
0.88	0.199	0.213	0.229	0.239	0.246	0.252	0.258	8.2	8.1	8.0	7.9	7.8	7.8	7.8
0.87	0.162	0.173	0.187	0.195	0.200	0.205	0.210	8.2	8.1	8.0	7.9	7.9	7.8	7.8
0.86	0.133	0.142	0.154	0.160	0.165	0.169	0.173	8.3	8.1	8.0	7.9	7.9	7.9	7.8
0.85	0.110	0.118	0.128	0.133	0.137	0.141	0.144	8.3	8.2	8.0	8.0	7.9	7.9	7.8
0.84	0.093	0.099	0.107	0.112	0.115	0.118	0.121	8.3	8.2	8.0	8.0	7.9	7.9	7.9
0.83	0.078	0.084	0.091	0.095	0.098	0.100	0.103	8.3	8.2	8.1	8.0	8.0	7.9	7.9
0.82	0.067	0.072	0.078	0.081	0.083	0.086	0.088	8.4	8.2	8.1	8.0	8.0	7.9	7.9
0.81	0.057	0.061	0.067	0.070	0.072	0.074	0.075	8.4	8.2	8.1	8.0	8.0	7.9	7.9
0.80	0.049	0.053	0.058	0.060	0.062	0.064	0.065	8.4	8.3	8.1	8.0	8.0	7.9	7.9
0.78	0.037	0.040	0.044	0.046	0.047	0.048	0.050	8.4	8.3	8.1	8.1	8.0	8.0	7.9
0.76	0.029	0.031	0.034	0.035	0.036	0.037	0.038	8.4	8.3	8.2	8.1	8.0	8.0	8.0
0.74	0.023	0.024	0.027	0.028	0.029	0.029	0.030	8.5	8.3	8.2	8.1	8.0	8.0	8.0
0.72	0.018	0.019	0.021	0.022	0.023	0.023	0.024	8.5	8.3	8.2	8.1	8.0	8.0	8.0
0.70	0.015	0.016	0.017	0.018	0.018	0.018	0.019	8.5	8.4	8.2	8.1	8.0	8.0	8.0
0.65	0.009	0.010	0.010	0.011	0.011	0.012	0.012	8.5	8.4	8.2	8.1	8.1	8.0	8.0

表9-3-30 当量外偏心圆弧计算

轴承名称	当量的外偏心圆弧示意图	当量的外偏心圆弧计算	说 明
阿基米德螺旋线面轴承	实线：成型面截线（阿基米德螺旋线） 虚线：当量的外偏心圆弧 	$m = \overline{OO_1} \approx \frac{\delta}{1 - \cos \beta}$ $R' = O_1A = r + h_0 + m$ $R' - r = \frac{\delta}{1 - \cos \beta} + h_0$	δ ——成型面截线最大深度 (mm) (见表9-3-24) β ——成型面截线工作弧长包容角 (对于单面油楔 $\beta = \varphi_1$, 双面油楔, $\beta = 2\varphi_1$) r ——轴颈平均半径 (mm) R' ——当量外偏心圆弧半径 (mm) h_0 ——轴心无偏移时最小轴承间隙 (mm)
内偏心圆弧面轴承	实线：成型面截线（偏心圆弧） 虚线：当量的外偏心圆弧 	$m = \overline{OO_1} \approx \frac{\delta}{1 - \cos \frac{\beta}{2}}$ $R' = O_1A = r + h_0 + m$ $R' - r = \frac{\delta}{1 - \cos \frac{\beta}{2}} + h_0$	

〔例〕 阿基米德螺旋线面轴承： $\beta = 82^\circ$, $\delta = 0.1\text{mm}$, $r = 30\text{mm}$, $h_0 = 0.005\text{mm}$

计算结果： $m = 0.116\text{mm}$, $R' = 30.121\text{mm}$, $R' - r = 0.121\text{mm}$

〔例〕 内偏心圆弧面轴承： $\beta = 80^\circ$, $\delta = 0.3\text{mm}$, $r = 37.125\text{mm}$, $h_0 = 0.1\text{mm}$

计算结果： $m = 1.28\text{mm}$, $R' = 38.415\text{mm}$, $R' - r = 1.29\text{mm}$

表9-3-31 有周向封油边多油楔轴承承载能力修正系数

成型面周向长度与复合油楔长度之比 λ	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
承载力修正系数 C	12	8.5	7	5.8	5	4	3	2.4	2.0	1.4	1.0

$$C = \frac{1}{\xi} \left\{ \frac{1 - \lambda^2}{\lambda^2} \left[\frac{1 + 1A}{1 + 2A} (1 - \gamma) - \frac{1}{2} \right] - \gamma \frac{A}{1 + 2A} \right\} + 1$$

式中 $\xi = A^2 \left[\ln \frac{1 + A}{A} - \frac{2}{1 + 2A} \right]$

$$\gamma = \frac{1 + A}{2(1 + A)^2 + A(1 + 2A)\lambda / (1 - \lambda)}$$

在一般机床滑动轴承采用的 A 值范围 ($A = 1$

~ 0.02) 内, 修正系数 C 可近似按表 9-3-31 选取。

确定有周向封油面多油楔轴承油楔宽度比 λ 的方法:

当轴颈受载位移后, 它与轴承的圆柱面不再平行, 甚至在圆柱面的某些部分上会出现形成负压力的离散状间隙, 因此只有圆柱面的部分宽度上能构成收敛状间隙的工作区, 这个工作区的宽度用夹角 φ 来表示, 它决定于载荷 Q 的作用位置, 即轴承安

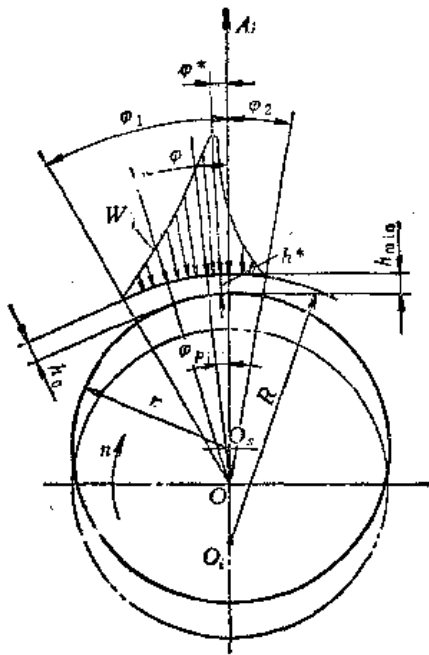


图9-3-41 外偏心圆弧面一个油楔面承载力 W_1 的计算参数 (取轴心偏移角 $\varepsilon \approx 0$)

装角 φ_0 、轴心偏移角 ε 和油楔面终止角。成型油楔面长度 L_1 与整个复合式油楔面 L (包括周向封油面) 长度之比 λ 可按下式确定:

$$\lambda = \varphi_1 / (\varphi_1 - \varphi_6)$$

式中 φ_1 ——油楔起始角, 对于双面油楔, 它为成型油楔面包容角的一半, 即 $\varphi_1 = \beta/2$ (图 9-3-42);

φ_6 ——轴承圆柱面部分工作区的宽度。

当轴心位移方向未超出成型面范围, 即: $\varphi_0 + \varepsilon > 0$ 时, 取 $\varphi_6 = \varphi_2$;

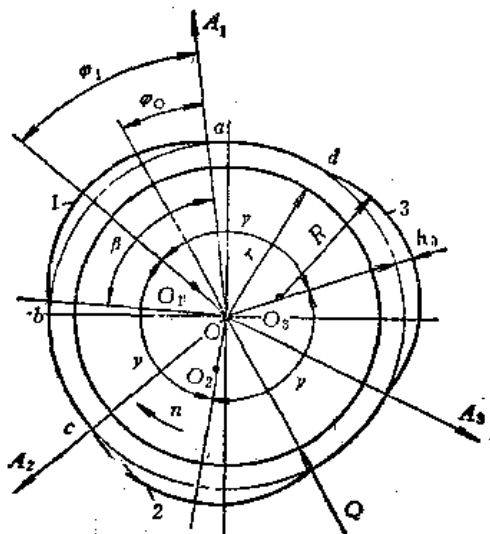


图9-3-42 三内偏心圆弧面径向轴承结构示意图

当轴心位移方向位于圆柱面范围, 即 $\varphi_0 + \varepsilon \leq 0$ 时, 取 $\varphi_6 = \varphi_0 + \varepsilon + \varphi_2$, 若 φ_6 绝对值大于 $\gamma - \beta$, 则取 $\varphi_6 = \gamma - \beta$, 即整个圆柱面均为工作区。

一般取油楔终止角 $\varphi_2 = -10^\circ \sim -15^\circ$, 当相对偏心系数 κ 愈小, φ_1 愈大时, 则取大的负值。

一般取轴心偏移角 $\varepsilon = -15^\circ \sim -30^\circ$, 当 κ 愈小, 转速 n 愈大时, 则取大的负值。

提高这类轴承的承载能力的途径, 除了参照上述分析的结构参数的选择外, 还应考虑下列两个因素:

① 使整个圆柱面宽度都成为承载工作区, 因此应合理选择轴承安装角 φ_0 , 使其满足:

$$\varphi_0 + \varepsilon + \varphi_2 = \gamma - \beta$$

② 合理选择成型油楔面宽度和整个油楔面宽度的比例 λ 。可参照表 9-3-3, 按成型油楔展成平面油楔形状时的比值, 选取合适的 λ 值, 如斜—平面复合的油楔面, 理论上当 $\lambda = L_1/L \approx 0.8$ 时承载能力最大, 一般可取 $\lambda = 0.7 \sim 0.9$ 。这样这类轴承的圆柱面宽度一般较窄, 故在低速重载不能形成动压承载油膜时, 应按由圆柱面宽度决定的承载面积进行非液体摩擦润滑的核算。

例 1 磨床砂轮主轴轴承为整体成型面五油楔径向动压轴承, 油楔为外偏心圆弧面和单面结构, 其结构和外载荷 Q 作用方向的示意图如图 9-3-43 所示。求该轴承在不同油楔面圆弧半径 R 时的最大承载能力 P_{max} 及其在 e_{max} 时的油膜刚度。

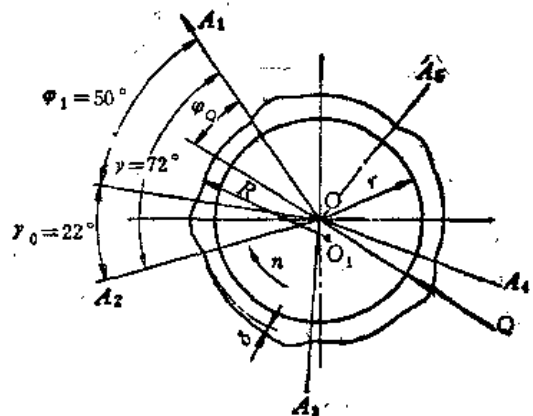


图9-3-43 整体成型面五油楔径向轴承结构示意图

解 其计算参数及性能计算数据如表 9-3-32。

从表 9-3-32 的计算结果可知, 当成型面截线最大深度 δ 自 0.0104mm 增至 0.107mm 时, 承载

表9-3-32 整体瓦成型面五油楔径向动压轴承性能计算数据

代号①	z	r	R②	δ②	γ₀	B	h₀	γ	n	ρ	φ₀	h _i (mm)	e _{max}	φ(④)
单位	mm	mm	mm	mm	°	m	mm	Pa·s	r/min	m/s	°	mm	mm	°
选择	5	35	35.045 35.305	0.014 0.107	22	0.094	0.005	1.961 × 10 ⁻³ ③	1700	6.2	25	0.003	0.0023	50

① 所有代号含义见表9-3-24
 ② 按例题要求列两种数值分别计算
 ③ 为2号主轴油工作温度50°C时粘度数值
 ④ 油楔起始角, 按表9-3-22选取

计算项目及公式	油楔序号 i					油楔序号 i				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
$Y_i = (i-1) \frac{360^\circ}{z}$	0°	72°	144°	216°	288°	0°	72°	144°	216°	288°
$Y_i - \varphi_0$	-25°	47°	119°	191°	263°	-25°	47°	119°	191°	263°
$\epsilon_i = e_{max} \cos(Y_i - \varphi_0)$ (mm)	0.002	0.0015	-0.0011	-0.00215	-0.0003	0.002	0.0015	-0.0011	-0.00215	-0.0003
$h_{im} = h_0 - \epsilon_i$ (mm)	0.003	0.0035	0.0061	0.00715	0.0053	0.003	0.0035	0.0061	0.00715	0.0053
$\lambda_i = 1 - \frac{h_{im}}{R-r}$	0.933	0.922	0.865	0.841	0.882	0.99	0.9885	0.98	0.9765	0.9825
承载系数 C_{Pi} (查表9-3-28~31)	3.69	3.02	1.25	0.933	1.56	36.1	32.2	16.6	13.9	19.8
承载力 P_i 的位置 φ_{Pi} (查表9-3-26~29)	14.8°	15.4°	17.3°	17.3°	16.8°	7.9°	8.4°	10.3°	10.9°	10°
$\cos(Y_i - \varphi_0 + \varphi_{Pi})$	$\cos(-10.2^\circ) = 0.9842$	$\cos 82.4^\circ = 0.4633$	$\cos 136.3^\circ = -0.7230$	$\cos 208.8^\circ = -0.8769$	$\cos 279.8^\circ = 0.1702$	0.9558	0.5678	-0.6361	-0.9278	0.0521
$C_{Pi}^* = C_{Pi} \cos(Y_i - \varphi_0 + \varphi_{Pi})$	3.63	1.40	-0.90	-0.82	0.27	33.5	18.3	-10.6	-12.9	1.03
$C_P = \sum C_{Pi}^*$	3.63 + 1.40 - 0.90 - 0.82 + 0.27 = 3.58									
$P_{max} = 6 \rho B \left(\frac{r}{R-r} \right)^2 C_P$ (N)	$P_{max} = 6 \times 1.961 \times 10^{-3} \times 6.2 \times 0.094 \left(\frac{35}{0.045} \right)^2 \times 3.58 = 15004$									
$K_{lmax} = \frac{P_{max}}{1000 e_{max}}$	$K_{lmax} = \frac{15004}{0.0022 \times 1000} = 6820$ (N/μm)									
$K_{lmax} = \frac{2648}{0.0022 \times 1000}$	$K_{lmax} = \frac{2648}{0.0022 \times 1000} = 1203.6$ (N/μm)									

轴承参数: $R = 35.305 \text{ mm}$ $\delta = 0.107 \text{ mm}$

轴承参数: $R = 35.045 \text{ mm}$ $\delta = 0.014 \text{ mm}$

表9-3-33 内偏心圆弧面三油楔轴承在不同主轴转速和轴承安装角下的性能计算

代号	z	r	R	δ	β	h ₀	η	n	v	φ ₀	k _i mm/s	R' - r
参数		37.115①	36.23②	0.3		0.01	1.961 × 10 ⁻²	2030	7.77	20	0.003	1.29
选择	3						4.9 × 10 ⁻²	120	0.47	-20	0.002	
说明	① 轴颈直径为 1:20, 其平均半径为 37.115 mm ② 为内偏心圆弧半径, 在实际计算时, 是按表 9-3-30 将其转换为当量外偏心圆弧半径 R' ③ 在 n = 2000 r/min 时其稳定工作温度为 50°C, 故取 η = η _{50°C} ④ 取 n = 2000 r/min 及 n = 120 r/min, 分别计算性能 ⑤ 成型油楔面包容角, β = $\frac{\varphi_1}{2}$											
计算项目及公式	n = 2000 r/min, φ ₀ = 20°			n = 120 r/min, φ ₀ = 20°			n = 120 r/min, φ ₀ = 20°			n = 120 r/min, φ ₀ = -20°		
	油楔面序号			油楔面序号			油楔面序号			油楔面序号		
γ _i = (i - 1) $\frac{360^\circ}{z}$	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
γ ₁ - φ ₀ - ε①	0°	120°	240°	0°	120°	240°	0°	120°	240°	0°	120°	240°
γ ₂ - φ ₀ - ε①	10°	130°	250°	-5°	115°	235°				35°	155°	275°
e _{max} = $\frac{h_0 - h_{jm}(\min)}{\cos \varphi}$ (mm)	0.007			0.008			0.008			0.008		
ε _i = e _{max} cos(γ _i - φ ₀ - ε) (mm)	-0.0045			-0.0024			-0.0034			-0.0046		
h _{im} = h ₀ - ε _i (mm)	0.0145			0.0124			0.0134			0.0116		
k _i	0.9887			0.9904			0.9896			0.9887		
C _{Pi} ③	177.9			30.2			32.4			30.2		
φ _{Pi}	4.1°			7.2°			7.5°			7.7°		
cos(γ _i - φ ₀ + φ _{Pi})	0.9617			-0.3040			-0.3007			-0.6730		
C _{Pi} * = C _{Pi} cos(γ _i - φ ₀ + φ _{Pi})	171.1			-23.9			-9.7			-20.3		
C _P = Σ C _{Pi} *	171.1 - 9.2 - 23.9 = 138			270.5 - 9.7 - 20.3 = 240.5			270.5 - 9.7 - 20.3 = 240.5			141.1 - 21.1 - 2.7 = 120.3		
P _{max} = 6 η v B $\left(\frac{r}{R' - r}\right)^2 \cdot C_P (N)$	6 × 1.961 × 10 ⁻² × 7.77 × 0.08 × $\left(\frac{37.115}{1.29}\right)^2 \times 138 = 8332.7$			6 × 1.961 × 10 ⁻² × 7.77 × 0.08 × $\left(\frac{37.115}{1.29}\right)^2 \times 240.5 = 2199.6$			6 × 1.961 × 10 ⁻² × 7.77 × 0.08 × $\left(\frac{37.115}{1.29}\right)^2 \times 240.5 = 2199.6$			6 × 4.9 × 10 ⁻² × 0.47 × 0.08 × $\left(\frac{37.115}{1.29}\right)^2 \times 120.3 = 1090.5$		
λ = $\frac{\varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_2}$	φ ₁ = 40° φ ₂ = φ ₀ + ε + φ ₂ = -20°; λ = 0.67			φ ₁ = 40° φ ₂ = -5° λ = 0.9			φ ₁ = 40° φ ₂ = -5° λ = 0.9			φ ₁ = 40° φ ₂ = -45° λ = 0.47		
复合式油楔修正系数 C	2.6			1.4			1.4			4.3		
复合式油楔承载力 P _C (N)	P _C = 8332.7 × 2.6 = 21665			P _C = 2199.6 × 1.4 = 3079.4			P _C = 2199.6 × 1.4 = 3079.4			P _C = 1090.5 × 4.3 = 4689.2		
说明	① 轴心偏移和 r 当 n = 2000 r/min 和 n = 120 r/min 时分别取 ε = -30° 和 -15°, 油楔修正角 φ ₂ = -10° ② φ = φ ₀ + ε, 当 φ ≤ 0° 时, 取 φ = 0° ③ 查表 9-3-27 和 9-3-28, 用插入法求出 φ ₁ = 40° 时的 C _{Pi} 和 φ _{Pi} 值。											

力自 15004N 降至 2648N。因此只有当主轴工作载荷较轻时，为了减少轴承的液体润滑摩擦发热，才宜选用后者。

例 2 最大加工直径 320mm 精密车床的主轴前轴承采用内偏心圆弧面三油楔径向动压轴承，其结构见图 9-3-32。该车床在一般粗加工条件下的切削力约为 2500N，折算至主轴前轴承上的载荷 $Q = 2500 \times \left(1 + \frac{a}{l}\right) = 3750\text{N}$ (主轴支距 $l = 300\text{mm}$ ，主轴顶尖至前轴承中间距离 $a = 150\text{mm}$)。求：①当轴承安装角 $\varphi_0 = 20^\circ$ (如图 9-3-42 所示)时，主轴在高速和计算转速下的轴承承载力；②当轴承安装角 $\varphi_0 = -20^\circ$ (载荷 Q 对着轴承圆柱面段 ad 的中央)时，主轴在计算转速下的轴承承载力。

解 有关参数选择及计算数据列于表 9-3-33。由表列数据可知，当 $n = 2000\text{ r/min}$ ， $\varphi_0 = 20^\circ$ 时， $P_e \approx 21663\text{N}$ ，完全能满足最大切削力的要求。

当 $n = 120\text{ r/min}$ ， $\varphi_0 = 20^\circ$ 时， $P_e = 3079.3\text{N}$ ，而当 $\varphi_0 = -20^\circ$ 时， $P_e = 4687.6\text{N}$ ，已知轴承上最大载荷 $Q = 3750\text{N}$ ，因此轴承应采用后者的安装位置，才能保证具有液体动压润滑的油膜。

但当主轴转速 $n < 120\text{ r/min}$ 时，即使轴承安装角 $\varphi_0 = -20^\circ$ ，仍将出现 $P_e < Q$ ，故应再按非液体摩擦润滑条件进行核算，此时承载的圆柱面投影面积仅有图 9-3-42 中 ad 段的圆柱面积，它的长度应包括两端封油边为 100mm (见图 9-3-32)，故承载投影面积 A

$$A = \pi (7.42)^2 \times \frac{40}{360} \times 10 = 26 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$p = \frac{Q}{A} = \frac{3750}{26} = 145 \text{ N/cm}^2$$

$$v = 0.47 \text{ (m/s) (} n = 120 \text{ r/min)}$$

$$pv = 145 \times 0.47 = 68 \text{ N} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$$

轴承材料为铸造青铜 CuSn 7 Pb 7 Zn 3，查表 9-1-4 得其许用值为 $[pv] = 600\text{N} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$ ， $[p] = 800\text{N} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$ 和 $[v] = 6\text{ m/s}$ ，故轴承材料能满足非液体润滑的工作条件。

3. 整体瓦薄壁变形轴承

(1) 结构特点及工作状态 整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的典型结构参见表 9-3-34。

整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的共同特点是：各个滑动面（以下称

为轴瓦面）由弹性变形部分（它可作成各种形状）联结成为一整体而构成一种弹性轴套。各个轴瓦面的背部均布在锥面上，借调整螺纹在箱体中间套筒的锥孔内拉紧，迫使各个轴瓦面向轴承中心稍有变位。装配前，几个轴瓦面(图 9-3-44 中是三个轴瓦面)截线是同一圆弧的一部分(图 9-3-44 a)，装配后它们便不在同一圆弧上，结果形成收敛楔状间隙(图 9-3-44 b)。

整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的结构型式列于表 9-3-34。由于存在各自的结构特点，因而工作状态略有不同，并导致轴承在工作性能上的巨大变化。

外锥薄壁变形轴承：轴瓦面背部与箱体中间套筒锥孔的接触是面接触。工作过程中，轴瓦面不偏转。因此，其轴瓦面的工作状态，即是它装配后的状态(图 9-3-44 b)。

三块整体式变形轴承：轴瓦面背部与箱体中间套筒锥孔的接触近似线接触（双面结构，接触线位于对称平面内）。在工作过程中，轴瓦面可偏转（以其接触线作为瞬时回转轴线），轴瓦面的工作状态如图 9-3-44 c 所示。

五块整体式变形轴承：轴瓦面背部与箱体中间套筒锥孔的接触是线接触（单面结构，接触线不位于对称平面内，而是偏置了一个位置，以保证这种轴承的摩擦损失较小，而承载能力最大）。在工作过程中，轴瓦面可偏转，以其接触线作为瞬时回转轴线。因此其工作状态和三块整体式变形轴承基本相似。

如上所述，图 9-3-44 b 代表外锥薄壁变形轴承的工作状态，而图 9-3-44 c 则代表三块以及五块整体式变形轴承的工作状态。在图 9-3-44 b 中，其油膜压力只发生在与 $\frac{\beta}{2}$ 角度对应的范围内，而在图 9-3-44 c 中，其油膜压力则延伸到 β 角度对应的

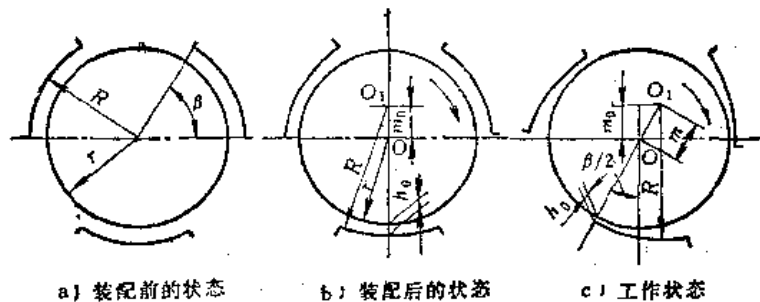


图 9-3-44 整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的油楔形成原理

表9-3-34 整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的结构型式

名称	结构	特性及应用
<p>外锥薄壁变形轴承</p>		<p>外锥和箱体中间套筒锥孔沿三条弧面接触,转动螺母'调节主轴和轴承的间隙,并引起弹性变形,形成收敛楔状的间隙(三油楔)</p> <p>适用于高精度机床(例如Y7520W螺纹磨床、M7350平面磨床砂轮架、CQM6132精密车床床头箱等主轴轴承)</p> <p>特点:当切削力较小时,能保证可靠的工作及稳定的主轴位置。采用低粘度的润滑油,最小间隙可调到0.002~0.003mm</p> <p>缺点:(1)轴承有锥形表面,配合要求精确,对轴套的同心度的要求也高,制造较为复杂</p> <p>(2)承载油楔的宽度短,因而轴承的承载能力较小,如$\phi 70$mm轴承,径向间隙0.002mm,转速$n = 1500$ r/min时,最大承载力约小于2000N</p>
<p>三块整体式薄壁变形轴承</p>		<p>各个轴瓦之间以弹性片联结成为一整体,每个轴瓦的背部有约宽1mm的圆弧均布在锥度1:10的圆锥体上,与箱体中间套筒锥孔配合,形成三条线接触。工作时,每块轴瓦以接触线为转动轴,通过弹性变形偏转某一角度,形成有效的收敛楔状的间隙(三油楔)</p> <p>适用于高精度磨床、车床(如M7130平面磨床砂轮架、CG6125高精度车床床头箱等主轴轴承)</p> <p>特点:稳定性好,旋转精度高。用于磨床的砂轮架上时,有可能进行镜面磨削;用于作精密车床的主轴轴承,能实现$R_a \leq 0.025\mu\text{m}$的镜面加工(车削黄铜和铝合金等)</p> <p>缺点:结构比较复杂</p>
<p>五块整体式薄壁变形轴承</p>		<p>各个轴瓦之间以厚度为0.5~0.75mm的钢片联结成为一整体。每个轴瓦背部的凸筋(其圆弧半径小于箱体中间套筒内孔的半径)均布在锥度1:20的圆锥体上,与箱体中间套筒锥孔配合时,形成五条线接触。在工作时,每块轴瓦以接触线为转动轴,通过弹性变形偏转某一角度,形成有效的收敛楔状的间隙(五油楔)</p> <p>适用于高精度机床(如MGB1412高精度半自动万能外圆磨床砂轮架主轴轴承)</p> <p>特点:高低速都能适应,径向间隙可调至0.005mm,主轴有很好的旋转精度,外圆磨削时,被磨工件表面粗糙度可达$R_a \leq 0.025\mu\text{m}$</p> <p>缺点:结构复杂,主轴只能单方向旋转</p>

范围内。此外,计算表明 \ominus ,在相同的轴瓦面中心角 β 下,就其轴瓦面上最大的油膜压力来说,后者将是前者9倍左右。这是由于增大了油楔包容角和减小了轴承最小半径间隙 h_0 的结果。即在其他条件固定时,和外锥薄壁变形轴承比较,三块整体式变形轴承的承载能力也显著提高。或者反过来说,当承载能力一定时,其轴心偏移量显著减少。因此,在精密磨床、精密车床上,三块(以及五块)

整体式变形轴承逐渐获得了应用 \ominus 。

(2) 结构参数的选择

\ominus 计算中,令 $m = \frac{m_0}{\cos \frac{\beta}{2}}$,并取 $\beta = 40^\circ$, $R - r =$

0.03mm , $m = 0.025\text{mm}$ 。

\ominus 三块、五块整体式变形轴承还能克服在短三瓦、短五瓦调位轴承中经常出现的侧向偏移现象,从而进一步提高了主轴的旋转精度。

1) 锥度 整体瓦薄壁变形轴承的轴瓦面背部均布在一个锥面上, 该锥面的锥度为 1:10~1:20。

2) 宽径比 B/D 常用 $B/D=1\sim 1.5$, 对于外锥薄壁变形轴承, 为了发挥这种轴承的工作性能(采用较小的间隙而仍不致出现抱轴现象), 目前倾向取宽径比 $B/D=1:1$ 。

3) 中心角 β (图 9-3-45) 常用 $\beta=26^\circ\sim 50^\circ$ 。用于车床的中心角宜取大值; 用于磨床的宜取小值。

4) 接触线位置角 ψ 双面结构轴承(如表 9-3-34 中的外锥薄壁变形轴承, 三块整体式薄壁变形轴承)的线接触位置角(参看图 9-3-45)为:

$$\psi = \frac{\beta}{2}$$

单面结构轴承(如表 9-3-34 中的五块整体式薄壁变形轴承), 如果弹性变形部分有足够的柔性,

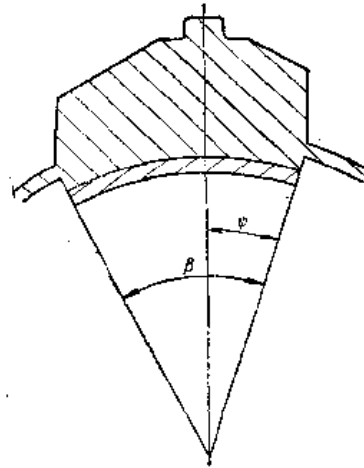


图 9-3-45 中心角 β 和接触线位置角 ψ

仿照多瓦自调位径向轴承, 可取:

$$\psi = 0.41\beta$$

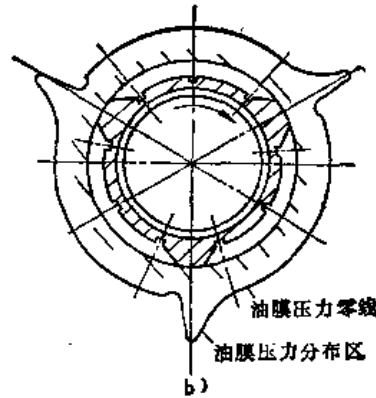
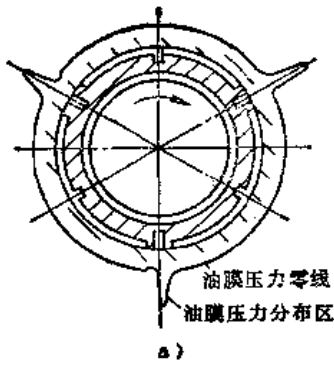


图 9-3-46 弹性薄壁结构示意图

a) 中心角 β 较小 ($\beta < 25^\circ$), 油膜压力区较小, 承载力 $P \approx 800\text{N}$ b) 中心角 β 较大 ($\beta \approx 40^\circ$), 油膜压力区较大, 承载力 $P \approx 2000\text{N}$

测定承载力条件: $D=70\text{mm}$, $n=1500\text{r/min}$, Δ (直径间隙) $=0.002\text{mm}$, 低粘度润滑油

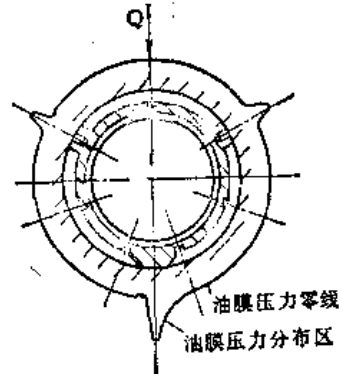
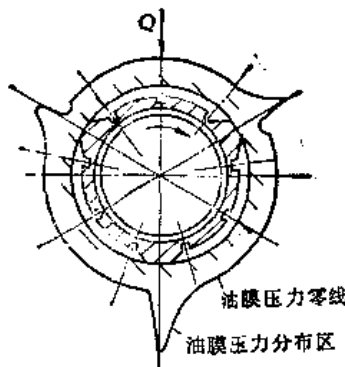
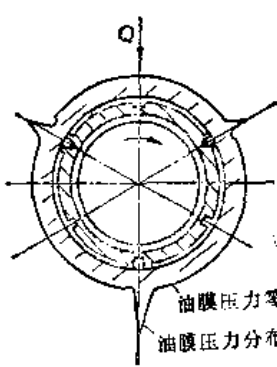


图 9-3-47 轴瓦面宽窄对油膜压力的影响

a) 轴瓦面宽度较窄, 承载能力低 b) 轴瓦面宽度增加, 提高了承载能力, 但使摩擦阻力相应增加 c) 不等宽窄的轴瓦面, 可减少非承载方向的油膜压力和摩擦阻力

5) 弹性薄壁的结构 为了保证这类轴承经弹性变形后形成理想的收敛状油楔, 应在轴承一定位置上开有纵向槽, 且轴承外锥上的弧面不宜太宽, 以利于弹性变形 (图 9-3-46)。

6) 减少轴承摩擦发热的措施 轴承即使在空运转时, 由于各油楔形成的油膜压力, 也将产生一定的摩擦阻力。中心角 β 小的窄轴瓦面虽能使摩擦阻力减小, 但其承载力也较宽轴瓦为低 (图 9-3-47 a、b)。因此, 如果作用于轴承上的外载荷的方向恒定时, 可采用不等的轴瓦面中心角的结构, 以减少非承载方向的油膜摩擦阻力, 如图 9-3-47 c 所示结构, 对着外载荷方向的轴瓦面用大的中心角 β , 而另两个用窄的轴瓦面, 以减少摩擦发热。

此外, 增加轴承在非工作区中贮存润滑油的油腔容积 (图 9-3-48), 有利于循环的润滑油带走较多的摩擦热。

表 9-3-35 列出部分实用整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承结构所选用的结构参数, 至于其它结构参数, 如油楔深度、油楔面数量以及安装角等的选择

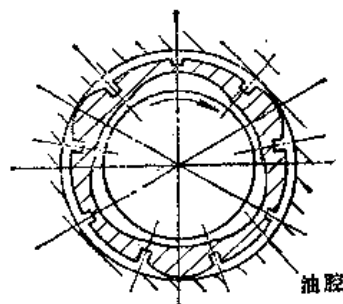


图 9-3-48 增加油腔容积以减少发热

原则可参阅本章第三节成型面多油楔径向轴承中有关结构参数的选择部分。

(3) 轴承承载能力的计算

1) 外锥薄壁变形轴承 可在图 9-3-44 b 的基础上进行承载能力的计算, 它相当于外偏心圆弧面轴承 (双面结构), 可完全按上述之计算方法进行计算, (参见表 9-3-24), 其中计算参数 $R-r$ 可按轴承调整后产生弹性变形使轴瓦面近似成为平面的条件来确定 (参数内容见图 9-3-44)

表 9-3-35 整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承结构参数及计算

轴承名称	外锥薄壁变形轴承			三块整体薄壁变形轴承	五块整体薄壁变形轴承
	CM6125	CQM6132	Y7520W	CG6125	MGB1412
机床型号					
结构及计算参数					
轴瓦背部锥度	1:10	1:15	1:20	1:10	1:20
轴颈半径 r (mm)	22.5	27.5	30	27.5	22.5
轴瓦面工作宽度 B (mm)	48	60	95	70	90
宽径比 \bar{B}	1.07	1.09	1.58	1.27	2
中心角 β ($^{\circ}$)	50	50	26	40	45
线接触位置角 ψ ($^{\circ}$)	25	25	13	20	18
精加工后轴承孔半径与轴颈半径之差 $R-r$ (mm)	0.0125~0.015	0.01~0.0125	0.0125~0.015	0.025	0.02~0.03
装配后最小半径间隙 (轴心无偏移) h_0' (mm)	0.0075~0.01		0.004~0.006	$h_0 = R - r - \pi_0$	
工作状态最小半径间隙 (轴心无偏移) h_0 (mm)				0.002~0.004	
装配状态 (轴心无偏移时) 偏心距 m_0	$m_0 = R - r - h_0' \approx \frac{(r + h_0') \left(\frac{1}{\cos \frac{\beta}{2}} - 1 \right)}{1 - \cos \frac{\beta}{2}}$			$m_0 = (R - r - h_0) \cos \frac{\beta}{2}$ $\approx \frac{(r + h_0) \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right)}{1 - \cos \beta}$	
工作状态 (轴心无偏移时) 偏心距 m				$m = \frac{m_0}{\cos \frac{\beta}{2}}$	

$$R - r = \frac{(r + h_0) \left(\frac{1}{\cos \beta/2} - 1 \right)}{1 - \cos \beta/2} + h_0$$

2) 三块整体式薄壁变形轴承 承载能力的计算可在图 9-3-44 c 的基础上进行。它相当于外偏心圆弧面轴承 (单面结构)。其计算方法亦可按表 9-3-24 进行计算, 但其中计算参数 $R - r$ 须改为:

$$R - r = \frac{r + h_0 \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right)}{1 - \cos \beta} + h_0$$

3) 五块整体式薄壁变形轴承 若其轴瓦背部接触线位置角满足:

$$\psi = 0.41\beta$$

则可按表 9-3-20 给出的计算公式来计算这种轴承的承载能力, 但须将该表的公式 4、7 换成下列的相应形式:

$$\theta_i = \varphi_0 + (i - 1)72^\circ$$

$$P = - \sum_{i=1}^5 P_i \cos \theta_i$$

此外, 安装角度在 $\varphi_0 = 0^\circ \sim 72^\circ$ 范围内选择, 且当 $\varphi_0 \approx 36^\circ$ 时, 轴承将有较高的承载能力。

(4) 轴承油膜刚度的计算 轴承油膜刚度计算, 应在承载能力计算的基础上进行。因此, 对外锥薄壁变形轴承, 三块整体式薄壁变形轴承先按外偏心圆弧面轴承计算承载能力, 再计算油膜刚度 (表 9-3-24 公式 10)。对五块整体式薄壁变形轴承, 须先按表 9-3-20 算出承载力, 再按该表公式 8 计算油膜刚度。

(5) 绘制零件工作图注意事项

1) $R - r$ 值代表轴承孔在精加工后与主轴的间隙 (半径方向), h_0 值代表轴承孔装配后与主轴的间隙 (半径方向), 由上述数值规定的在直径方向的间隙应标注在零件工作图上, 以备装配。

2) 调整螺纹如切在弹性轴套上, 所切螺纹的部位和轴瓦面所在部位之间应有一过渡的挠性部分, 以保证轴瓦面能够作协调一致的径向变位及角变位。

3) 弹性变形部分 (偏心圆弧油腔) 的结构形状应达到提高轴套的弹性使轴心轨迹稳定, 偏移量小, 温升低的目的, 其尺寸计算见表 9-3-36。

4. 成型面推力轴承

(1) 结构型式 示于图 9-3-49, 其参数列于表 9-3-37。

表 9-3-36 弹性变形部分 (偏心圆弧油腔) 几何尺寸计算

计 算 简 图	
已 知 尺 寸	β —— 中心角 ($^\circ$) δ —— 偏心圆弧最大切削深度 (mm) R —— 偏心圆弧基圆半径 (mm)
计 算 尺 寸	偏心圆弧偏心距 $e_0 = \frac{(2r_0 + \delta)\delta}{2 \left[r_0 - r_0 \cos \left(60^\circ - \frac{\beta}{2} \right) + h_0 \right]}$ (mm) 偏心圆弧基圆半径 $R = r_0 + \delta - e_0$ (mm)

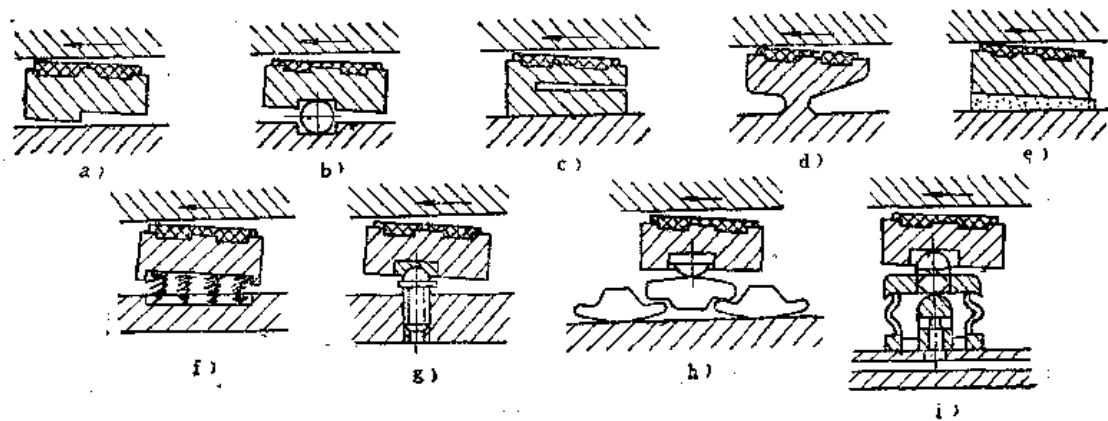


图9-3-49 可倾板式推力动压轴承

a) 固定支承 b) 钢球支承 c) 弓形弹性支承 d) 工字形弹性支承 e) 柔性填料支承
f) 弹簧支承 g) 球面支承 h) 均等负荷支承 i) 复合弹性支承

表9-3-37 成型面推力轴承的基本结构参数

种类	简图	结构参数选择
斜 面 推 力 轴 承		$a = h_1/h_0 = (\delta + h_0)/h_0$ $C_p = \frac{6}{(a-1)^2} \left[\ln a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right]$
斜 — 平 面 复 合 推 力 轴 承		$\lambda = L_1/L$ $a = h_1/h_0 = (\delta + h_0)/h_0$ $C_p = 6 \left[\frac{\lambda^2 \ln a}{(a-1)^2} - \frac{2\lambda^2}{(a^2-1)} + \frac{(a-1)\lambda(1-\lambda)}{2(1-\lambda)a^2 + \lambda(a+1)} \right]$ $\times \left[\frac{\lambda}{(a+1)} + \frac{1-\lambda}{2} \right]$

种类	简图	结构参数选择
阶梯面推力轴承		$\lambda = L_1/L$ $\alpha = h_1/h_0 = (\delta + h_0)/h_0$ $C_p = \frac{3(1-\lambda)\lambda(\alpha-1)}{(1-\lambda)\alpha^3 + \lambda}$

表9-3-38 成型面推力轴承承载力计算

名称	代号	单位	计算公式和参数选择	说明
成型面个数	z		常用4~8个	
内径	D_1	mm	按轴的结构设计而定	
径向宽度	B	mm	$B = (0.1 \sim 0.3)D_1$	
外径	D_2	mm	$D_2 = 2B + D_1$	
平均直径	D_m	mm	$D_m = (D_1 + D_2)/2$	
轴颈转速	n	r/min	已知条件	
润滑油动力粘度	η	Pa·s	根据润滑油品种及平均工作温度 ($T^\circ\text{C} \leq 80^\circ\text{C}$) 查粘温曲线图	
工作表面部分长度 (沿平均直径的圆周长度)	L	mm	不考虑油槽宽度时 $L = \pi D_m / z$	公式1
油楔面长度对工作表面部分长度之比	λ		$\lambda = \frac{L_1}{L} = 0.72 \sim 0.8$	
成型面深度	δ	mm	根据设计条件或测绘而定, 也可按表9-3-39选取	
间隙比	α		$\alpha = h_1/h_0 = (\delta + h_0)/h_0$	公式2
最小油膜厚度	h_0	mm	常取 $h_0 \geq 0.01 \sim 0.015$	也称最小轴向间隙
端部影响系数	C_L		$C_L = \frac{1.25}{1 + \left(\frac{\lambda L}{B}\right)^2}$ 或查表9-3-40	公式3
考虑 α, λ 影响的承载系数	C_p		根据不同形式油楔, 按表9-3-41中公式计算	
一个工作表面的承载能力	P_0	N	$P_0 = 3.58 \times 10^{-8} \frac{\eta \cdot n \cdot D_m \cdot L^2 \cdot B \cdot C_p \cdot C_L}{h_0^3}$	公式4
轴承承载能力	P	N	$P = z \cdot P_0$	公式5

(2) 成型面推力轴承承载能力计算 成型面推力轴承承载能力计算中采用的代号及计算公式(按计算步骤)见表 9-3-38。

(3) 成型面推力轴承油膜刚度的计算 推力轴承运转时, 当外载荷 Q 使油膜厚度由初始状态下 ($Q=0$) 时的 h_0 变化到 h_m 时, 其油膜刚度可由下式表示:

$$K_1 = \frac{Q}{1000(h_0 - h_m)} \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

在日常计算时常用间隙变动量 Δ_z 代替 $h_0 - h_m$, 原式变为:

$$K_1 = \frac{Q}{1000 \Delta_z} \quad (\text{N}/\mu\text{m})$$

Δ_z 可以自行确定或通过实际测量获得。

(4) 选择结构参数需注意的问题

1) 间隙比 α 间隙比 α 影响轴承的承载能力、摩擦阻力和压力中心位置等, 由图 9-3-50 可以看出, α 在 1.8~2.8 之间承载系数较高, α 在 1.9~3.6 之间摩擦特性系数较低 ($\alpha=2.5$ 时摩擦特性系数最低)。对于斜一平面复合轴承及阶梯轴承,

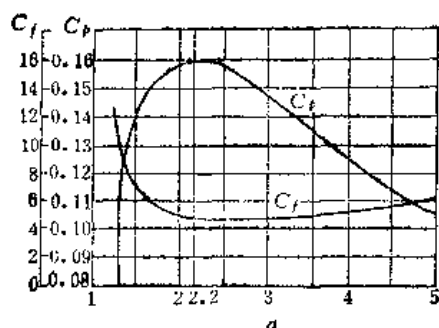


图9-3-50 C_p 、 C_f 与 α 的关系曲线

当 h_0 选择较小时, 为保持较合理的 α 值, δ 值势必较小, 这样将给加工带来困难, 同时, 在运转时油楔也易被磨平。因此必须根据负载情况合理地选择 α 值, 一般推荐 $\alpha \leq 5$ 。

2) 最小油膜厚度 h_0 (即推力轴承间隙) 当间隙比 α , 瓦宽 B 和其它参数不变时, 减小 h_0 能显著提高轴承承载力, 还能降低摩擦系数, 但轴承温升较高。 h_0 的选用应根据推力瓦块和止推轴肩的表面质量以及润滑剂的滤清程度来决定, 通常 $h_0 \geq 0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ 。

3) 减少侧向泄漏的方法 在推力轴承中, 由于润滑油受离心力的作用沿径向不断流出, 导致承载能力有较大下降, 为增加承载能力, 可通过设置侧向封油边来解决, 表 9-3-3 中列出了有无侧向封油边时承载能力的对比, 可供设计时参考选用。

4) 成型面推力轴承的不完全润滑计算 对于斜一平面复合轴承和阶梯轴承, 在轴缓慢旋转或起动瞬间, 其摩擦状态为混合摩擦, 轴承的平面部分即起直接支承的作用。因此, 需对此平面支承部分进行不完全润滑的计算。具体计算可参见本章第 2 节。

表9-3-39 成型面切削深度 (mm)

内径 D_1	切削深度 h_0	内径 D_1	切削深度 h_0
25	0.015~0.025	150	0.075~0.12
50	0.025~0.04	200	0.1~0.16
75	0.035~0.06	250	0.12~0.20
100	0.05~0.08		

5. 多油楔动压轴承材料及其选择

多油楔动压轴承材料及其选择列于表 9-3-42。

表9-3-40 当 $\alpha=2$ 时的 C_L 值 (用于斜面推力轴承)

B/L	1/3	1/2	2/3	1	1 1/3	2	4	5 3/4	∞
C_L	0.09	0.185	0.278	0.440	0.550	0.680	0.835	0.920	1.00

表9-3-41 α 与 C_p 的关系 (用于斜面推力轴承)

α	1.6	1.7	1.8	1.9	2	2.2	2.4	2.5	3
C_p	0.1410	0.1482	0.153	0.1566	0.159	0.1602	0.1590	0.1578	0.1478

表9-3-42 多油楔动压轴承材料及其选择

轴承类别	轴 承 材 料		说 明
	基底材料 (钢背)	轴 瓦 或 轴 衬	
分体多瓦式径向轴承 (短多瓦自调位轴承)	铸铁(用于大型轴承) 15或20钢	铸造青铜, CuSn7Pb7Zn3 CuSn10P CuPb15Sn8 CuPb30① 轴承合金, PbSb15Sn10 SnSb12Cu6Pb	1.当工作直径间隙较大时,可采用 CuSn7Pb7Zn3 2.中小型轴承也可不用钢背,直接 用铸造青铜(CuPb30除外)制造 3.轴衬厚度一般为1~2mm,太 厚时将由于热膨胀不均匀致脱落
成型面多油楔径向轴 承	15或20钢	铸造青铜, CuSn7Pb7Zn3 CuSn10P CuPb15Sn8 CuPb30①	1.中小型轴承多采用铸造青铜整体 轴套(除CuPb30外)
整体瓦薄壁变形轴承	20Cr, 40Cr 65Mn, 45 15或20钢	同分体多瓦式径向轴承	1.45钢,40Cr, 65Mn等仅限于浇 注低熔点合金,如轴承合金等 2.轴衬的厚度为0.5~1mm,其等 厚度<轴衬厚度的10%,以保证轴瓦 变形均匀
成型面推力轴承	同分体多瓦式径向轴承		一般均采用铸造青铜制造,仅在直 径过大时才采用钢背+铸造

① CuPb30仅适于作为轴衬材料。

第4节 液体静压轴承

(一) 概述

1. 静压轴承系统的组成

对于一个旋转或移动的零件,在接触面上加上若干个有一定压力的油垫(油膜),并采取措施使在一定位置上平衡,那么旋转体就可以绕轴心旋转,移动的零件就可沿其中心线移动,而保证处于完全液体摩擦状态,静压轴承就是利用这一原理设计而成的。

一个简单的静压平面油垫及静压轴承系统的组成如图9-4-1所示。图a油泵未开动,供油压力为零;图b油泵开启,凹台中的压力逐渐建立;图c凹台中的压力逐渐增加,并刚好平衡负荷,此压力称之为“抬起”压力;图d当凹台压力超过“抬起”所需的压力时,轴承旋转体就脱离轴承油垫,液流开始通过系统,由于阻尼元件的作用,轴承和油泵存在压力差;图e若轴承的负荷增加,油膜厚度将减小,凹台的油压将升高,直到轴承与凹台之间的间隙能支持负荷为止;图f若负荷减少,油膜厚度将增加,凹台内的油压将减小,直至平衡为止。

由上图可见,静压轴承系统一般是由供油系统、节流器和轴承三部分组成。由供油装置提供的压力油,通过节流器进入油腔,又经油腔流出轴承,然后流回油箱。

2. 静压轴承系统的分类

液体静压轴承的类型划分如图9-4-2所示。

3. 静压轴承系统的特点

液体静压轴承的承载油膜是依靠外界供给的一定液压油形成的。油膜具有一定的刚性,能满足各种高精度、重载荷及高速、低速各种速度范围的设备轴承的需要。而应用静压轴承,需要增加一套供油装置,同时对润滑油的过滤和保持清洁要求较严格,因而,结构也较为复杂。总的来说,它具有如下特点:

1) 油膜形成不受相对滑动速度的限制,在各种速度下(包括速度为零)均有较大的承载能力。从极低的转速至每分钟几万转以上的高速,正反运转均具有良好的性能。

2) 纯液体摩擦,摩擦系数小,因而,起动和正常运转的功率消耗小,机械效率高。

3) 起动、停止和正常运转时,轴与轴承之间均不接触,而无磨损,故能长期保持精度和寿命。

4) 轴与轴承之间有一层强度相当高的液压

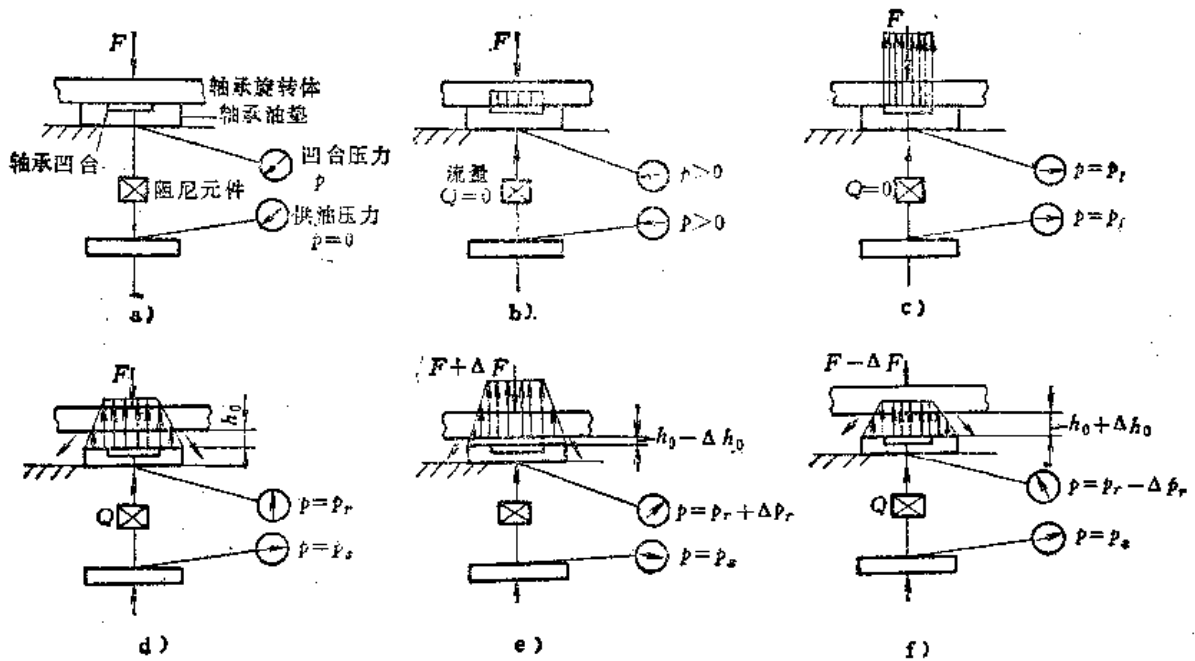


图9-4-1 静压轴承系统油膜的形成

- e) 油泵未开动 b) 压力逐渐建立 c) 压力×凹台面积 = F d) 轴承浮起
- e) 增大载荷 f) 减少载荷

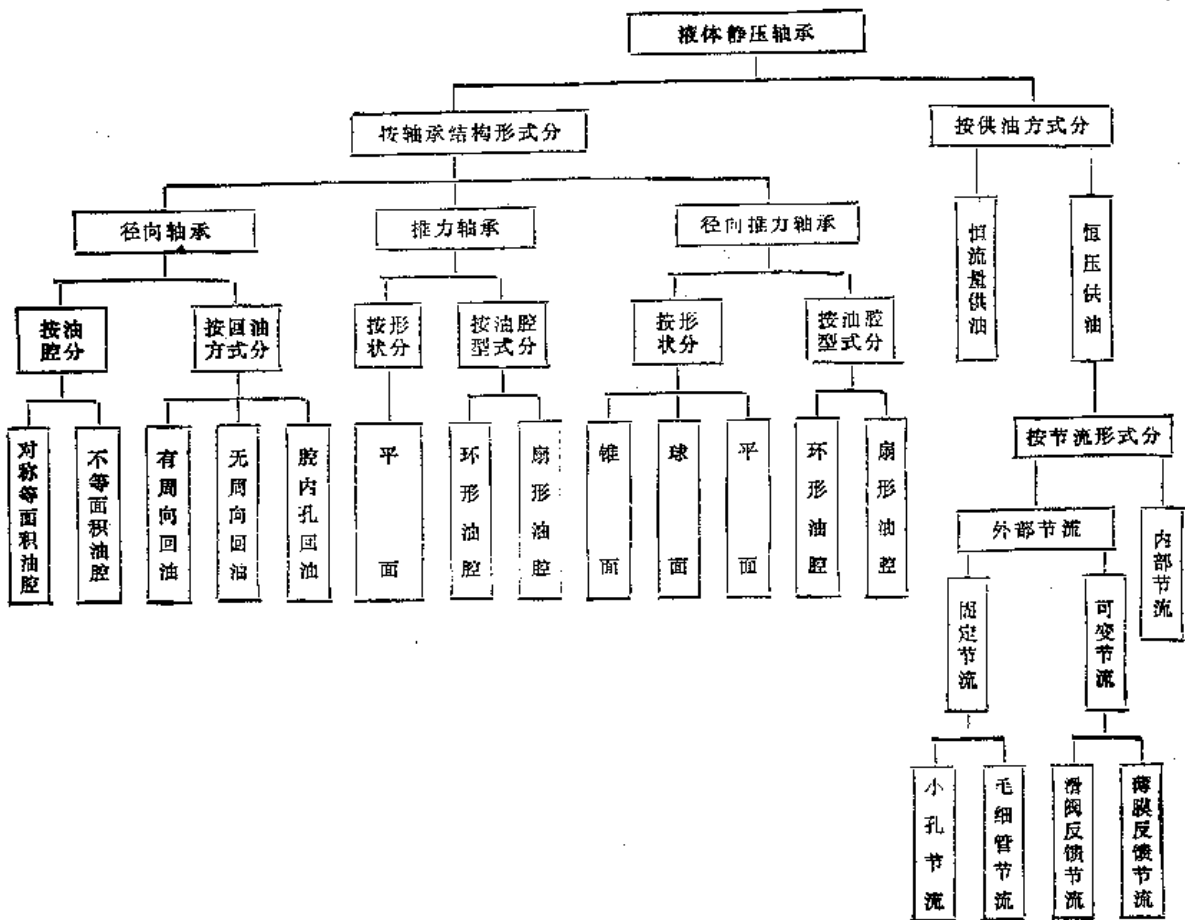


图9-4-2 液体静压轴承的类型

油，因此，具有良好的吸振能力，轴承的抗振性好，从而使轴的运转平稳，回转精度也高。

5) 轴承的承载能力取决于油泵压力、承载面积和节流形式。因此，可以根据需要进行设计，满足轻载到重载、低速到高速、小型到大型机械设备的要求。

6) 选择合理的设计参数，就能使轴承的承载能力、油膜刚度和温升等达到预定的需要。比动压轴承设计计算要简单，并易于掌握。

(二) 外部节流的静压轴承

1. 径向静压轴承的原理、结构及应用

(1) 小孔节流静压轴承的工作原理 从供油系统供给具有一定压力的液压油，通过各个小孔节流器，流入相应的轴承油腔内，由于各油腔对称等面积分布，各个节流器的节流阻力相同，使主轴浮起在轴承的中心位置（忽略主轴自重）。此时，轴承四周的间隙 h_0 相同，轴承各油腔内的压力 p_0 相等。当轴受载荷 F 后，轴向下产生位移 e （图 9-4-3），使油腔间隙改变，上油腔增大（ $h_0 + e$ ），液体阻力减小，油腔 1 的压力 p_1 降低；下油腔 3 的间隙减小（ $h_0 - e$ ），液体阻力增大，使油腔 3 的压力 p_3 升高，上下油腔就形成了压力差，因此能够平衡载荷。其承载能力用下面的公式表示：

$$F = A_e (p_3 - p_1)$$

A_e 为一个油腔的有效承载面积（ cm^2 ），即油腔在载荷 F 垂直方向的水平投影面积，称为有效承载面积，可用下式表示（适用于各种节流方式静压轴承的计算）：

$$A_e = 2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right)$$

此时左右油腔 4 和 2 间隙相同，不形成压力差，如

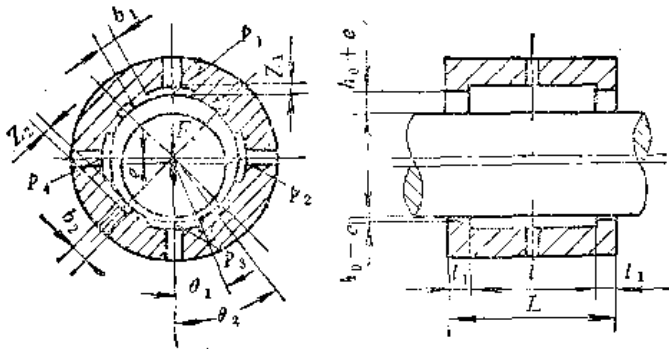


图9-4-3 径向静压轴承

果轴承和节流器参数选择合理，能使主轴产生最小的位移。

小孔节流器，理论上应为薄壁小孔，即节流小孔直径 d_0 应远远大于小孔长度 l_0 ，润滑油通过 d_0 ，其流量与润滑油的粘度无关。满足这两个条件的小孔称为薄壁小孔（图 9-4-4 a）。

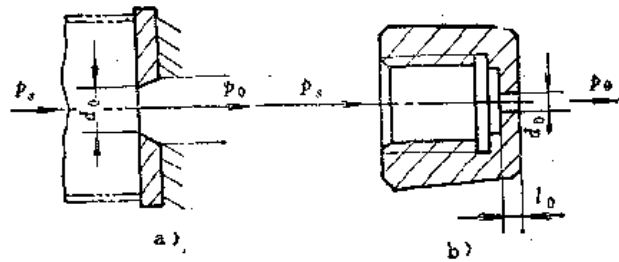


图9-4-4 小孔节流器

在实际应用中，多采用图 9-4-4 b 的结构，这种节流器制造比较方便。试验结果表明，图中的小孔节流器 b（ $l_0 > d_0$ ， $l_0 = 1.5 \sim 3 \text{ mm}$ ）与薄壁小孔 a 具有基本相同的性质。

(2) 毛细管节流静压轴承的工作原理 毛细管节流静压轴承的工作原理，与小孔节流静压轴承的工作原理相同，前者用毛细管节流器，后者用小孔节流器。

毛细管节流器，起节流作用的是毛细管直径和毛细管长度（图 9-4-5）。其特点是长度远远大于通道面积的当量直径，液压油在通道中流动状态为层流，实现毛细管节流需要具备下列三个条件：

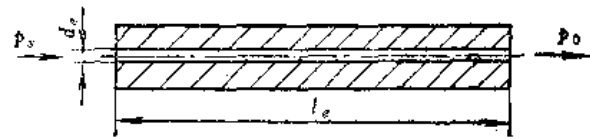


图9-4-5 毛细管节流器

1) 在最高工作温度条件下，对于圆截面毛细管的雷诺数 N_R 小于 2000；对于非圆截面毛细管的 N_R 小于 580。

$$\text{对圆截面 } N_R = \frac{v d_0}{\nu} = \frac{(p_2 - p_1) d_0^3}{32 \eta v l_0}$$

$$\text{对非圆截面 } N_R = \frac{4 v A}{\nu X}$$

式中 v —— 润滑油在毛细管中流动的平均

$$\text{速度 (cm/s)} = \frac{(p_2 - p_1) d_0^2}{32 \eta l_0}$$

A ——非圆毛细管截面的面积 (cm^2);

X ——非圆截面的湿周 (cm)。

2) 毛细管长度和毛细管直径之比大于 20。

3) 毛细管长度必须大于毛细管内润滑油层流起始段长度 $l_{\text{起}}$ 。

$$l_{\text{起}} = 0.065 d_c N_R$$

(3) 滑阀反馈节流静压轴承的工作原理 从供油系统供给具有一定压力的液压油, 通过滑阀节流器, 流入相应的轴承油腔内。由于各油腔等面积对称分布, 滑阀在两端弹簧作用下处于中间位置, 各个节流器的节流阻力相同, 使主轴浮起在轴承的中心位置 (忽略主轴自重), 此时, 轴承四周的间隙相同, 轴承各油腔内的压力相等。当主轴受载荷 F 后 (图 9-4-6), 轴向下产生位移 e , 使上油腔的间隙增大, 液体阻力减小, 油腔 1 的压力 p_1 降低; 下油腔 3 的间隙减小, 液体阻力增大, 使油腔 3 的压力 p_3 升高, 上下油腔就形成了压力差, 又由于上下油腔分别与滑阀两端联接, 滑阀两端面受 p_1, p_3 作用后, 使滑阀向左移动 x , 于是左边的节流长度增长 ($l_c + x$), 液压油流入轴承油腔 1 的阻力增大; 右边的节流长度减短 ($l_c - x$), 液压油流入

轴承油腔 3 的阻力减小, 造成上下油腔的压力差进一步增大, 因此能够平衡载荷 (此时, 左右油腔 4 和 2 的间隙相同, 滑阀的节流长度亦相等, 油腔不形成压力差), 促使轴向上浮起, 处于新的平衡位置。浮起量的大小, 取决于轴承和节流器的参数选择合理, 在某个载荷作用下 (例如额定载荷), 完全有可能使轴回到原来理想的中心位置, 处于平衡状态。当 F 不断增加, 滑阀相应地向左移动, 直至右边节流口完全打开, 左边节流口完全封闭, 滑阀移到左边的极限位置。此后, 如果 F 继续再增加, 滑阀就不再起控制作用。

根据上述作用原理, 轴在载荷 F 作用下产生的位移 e , 有三种不同状态:

1) 轴的位移方向与载荷的方向相同, F 与 e 的比是正值, 称轴承为正刚度;

2) 轴在某个载荷作用下 (例如额定载荷) 产生的位移, 由于滑阀的反馈作用, 使轴回到原来理想的中心位置, 处于平衡状态, F 与 e 的比为无穷大, 称轴承刚度为无限大;

3) 轴在载荷作用下产生位移, 由于滑阀的反馈作用, 使轴回到原来理想中心位置的上方, 处于平衡状态。此时, 轴位移方向与载荷方向相反, F 与 e 的比是负值, 称轴承为负刚度。

滑阀反馈节流器, 起节流作用的是滑阀的间隙 h_c 和节流长度 l_c , 起反馈控制作用的滑阀的移动。

(4) 双向薄膜反馈节流静压轴承的工作原理

双向薄膜反馈节流静压轴承的反馈控制原理与滑阀反馈节流静压轴承的反馈控制原理基本相同。液压油通过薄膜节流器, 流入相应的轴承油腔内, 由于各油腔等面积对称分布, 使轴浮起在轴承的中心位置 (忽略轴的自重), 薄膜处于平直状态。当轴受径向载荷 F 作用后 (图 9-4-7), 左右油腔间隙及油腔压力相同, 薄膜仍保持平直状态, 但上下油腔 1、3 的间隙改变了, 上油腔间隙增大, 液体阻力减小, 油腔压力降低, 而下油腔间隙减小, 液体阻力增大油腔压力升高, 上、下油腔就形成了压力差, 反过来又影响薄膜的位置; 由于 $p_3 > p_1$, 薄膜受到一个向上力的作用, 迫使薄膜向上凸起, 使进油的薄膜间隙改变, 上油腔节流间隙减小, 进油阻力增大, 而下油腔节流间隙加大, 进油阻力减小, 因此, 上、下油腔压力差进一步增加, 从而使轴向上浮起, 处于新的平衡位置。如果轴承和节流器

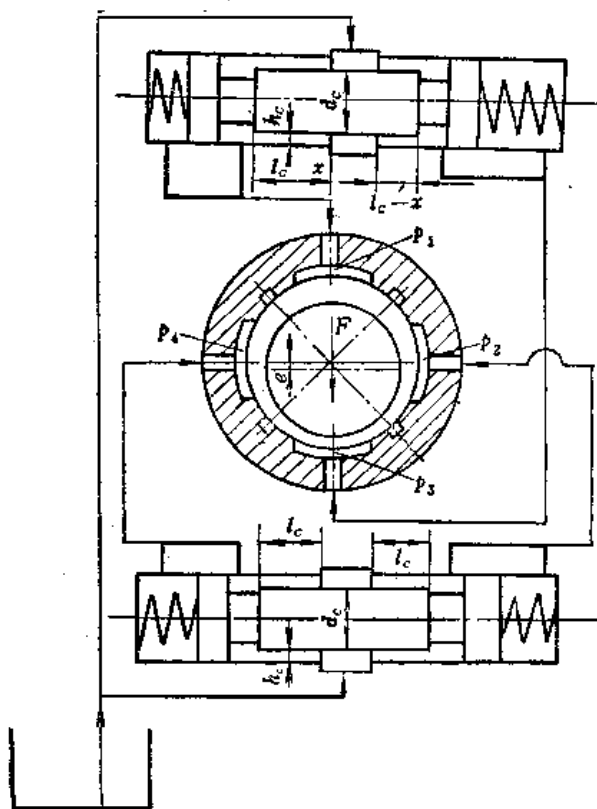


图 9-4-6 滑阀反馈节流静压轴承

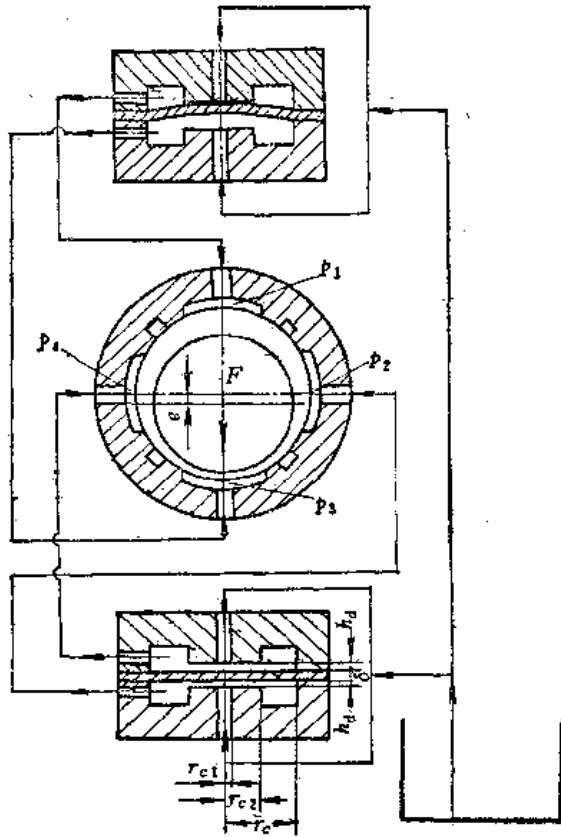


图9-4-7 双向薄膜反馈节流静压轴承

参数选择合理,在某个载荷作用下(例如额定载荷),完全有可能使轴回到原来理想的中心位置,处于平衡状态。 F 不断增加,薄膜相应向上弯曲变形,当

薄膜的变形达到极限时,将节流器上边的进油口封住,此时,如果载荷继续增大,薄膜就失去了控制作用。

薄膜反馈节流器,是依靠薄膜的弹性变形,改变节流阻力,起反馈控制作用,起节流作用的是薄膜圆台之间的间隙和 $(r_{c2}-r_{c1})$ 的圆台形面。

轴在载荷作用下产生的位移与滑阀反馈节流静压轴承一样,也有三种不同的状态。

(5) 径向静压轴承的结构与应用 见表9-4-1和表9-4-2。

2. 等面积四油腔径向静压轴承的设计计算

(1) 小孔节流静压轴承设计参数

1) 计算公式(表9-4-3)

2) 系列设计参数表(表9-4-4~9-4-6)

3) 小孔节流静压轴承设计参数表的使用举例

例

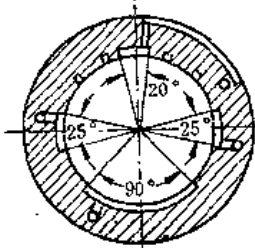
① 确定轴承的结构参数 表9-4-4是以不同直径,推荐静压轴承的结构尺寸。因此,当通过计算机床主轴刚度,结构定型后,确定了主轴直径,就可以在表中查到静压轴承的结构尺寸。

设已知轴承直径 $D=60\text{mm}$,查表9-4-4得到轴承结构尺寸。

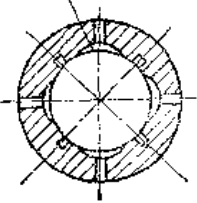
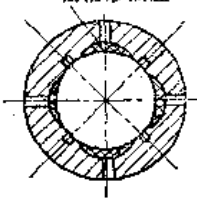
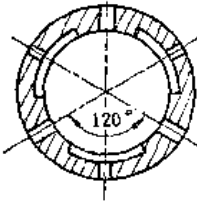
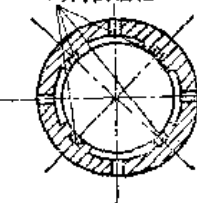
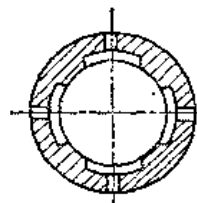
轴承长度 L :表中的 L 有两种,根据静压轴承处支反力大小及油膜刚度、工艺条件等因素来选择。现取 $L=1.5D$,即 $L=90\text{mm}$ 。

轴向封油面长度; $l_1=6\text{mm}$ 。

表9-4-1 径向静压轴承的结构与应用

轴承结构	示意图	特点	应用
按油腔面积及配置分 对称等面积油腔	见图9-4-3	1.各油腔的有效面积相等 2.空载时(主轴系统自重较轻,可以忽略不计时)主轴基本上处在轴承中心位置	应用于各种机械设备
不等面积油腔		1.油腔的有效承载面积不相等 2.提高轴承的承载能力 3.空载时,根据设计的需要,主轴可以处于两种状态,1)平衡主轴系统自重,使主轴处于轴承的中心位置;2)主轴不在轴承的中心位置,只有在某一载荷作用下(例如工件重量),才使主轴接近轴承中心位置	用于有特殊载荷要求的重型机床和重型机械(例如轧钢机)

(续)

轴承结构	示意图	特点	应用	
按油腔形状分	矩形油腔	 <p>矩形油腔</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 同一直径, 同一长度的轴承, 只要轴向、周向封油面尺寸相等, 虽然油腔形状不同, 仍具有相等的有效承载面积 2. 同一直径、长度和封油面尺寸的轴承、矩形油腔与油槽形油腔比较, 前者的摩擦力小功率消耗少, 温升较低 3. 油槽形油腔, 因轴与轴承的可接触面积较大, 不易引起轴承的精度变化。在供油系统中, 设有蓄能器装置, 当突然停止供给压力油时, 由于轴与轴承的可接触面积较大、单位面积的受力小, 因而能减少磨损 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 矩形油腔包括等深度油腔和圆弧形油腔用于转速高、主轴系统自重较小的机床 2. 油槽形油腔, 用于转速低, 主轴系统自重较大的机械设备
	油槽形油腔	 <p>油槽形油腔</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 同一直径, 同一长度的轴承, 只要轴向、周向封油面尺寸相等, 虽然油腔形状不同, 仍具有相等的有效承载面积 2. 同一直径、长度和封油面尺寸的轴承、矩形油腔与油槽形油腔比较, 前者的摩擦力小功率消耗少, 温升较低 3. 油槽形油腔, 因轴与轴承的可接触面积较大, 不易引起轴承的精度变化。在供油系统中, 设有蓄能器装置, 当突然停止供给压力油时, 由于轴与轴承的可接触面积较大、单位面积的受力小, 因而能减少磨损 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 矩形油腔包括等深度油腔和圆弧形油腔用于转速高、主轴系统自重较小的机床 2. 油槽形油腔, 用于转速低, 主轴系统自重较大的机械设备
按油腔数目分	偶数油腔	同四油腔示意图	偶数油腔, 可用固定节流器和可变节流器	1. 四油腔, 广泛应用于各种机床
	奇数油腔	 <p>120°</p>	奇数油腔一般采用固定节流器	<ol style="list-style-type: none"> 2. 三油腔, 主要用于高速, 轴承直径 $D \leq 40\text{mm}$ 的机床 3. 多油腔, 宜用于交变载荷大, 轴承直径较大的机械设备 (目前较少采用)
按回油方式分	有周向回油槽	 <p>周向回油槽</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 润滑油通过轴与轴承间隙, 从轴向、周向封油面流出 2. 流量较大 3. 相对于同一固定节流, 有周向回油的静压轴承, 具有较大的刚性 4. 若回油槽尺寸选择不当, 高速时, 容易吸入空气 	广泛用于各种机械设备
	无周向回油槽		<ol style="list-style-type: none"> 1. 液压油通过轴与轴承的间隙, 从轴向封油面流出 2. 流量较小, 泵功耗小 3. 轴在载荷作用下, 各油腔之间有串流现象。静态承载能力, 静刚度较低 4. 因周向封油面较宽, 高速时, 动态效应明显, 且无吸空气现象 	固定节流用于对刚度要求不高, 而流量要求小的轻载和恒载机械, 可变节流用于流量要求小的重型机械

(续)

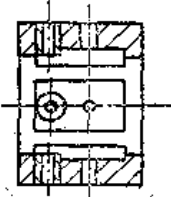
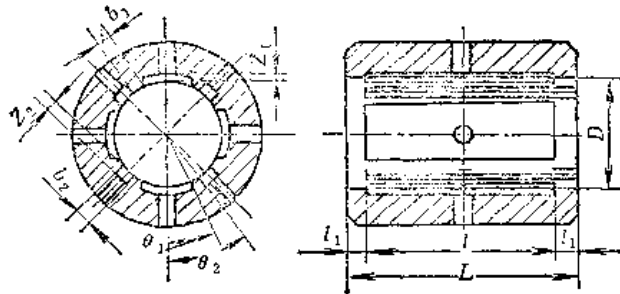
轴承结构		示意图	特点	应用
按回油方式分	腔内孔回油		1. 每个油腔设有单排或双排回油孔 2. 油膜刚度可提高40%以上 3. 高速下, 动压效应明显 4. 结构比较复杂	广泛用于各种机械设备

表9-4-2 径向静压轴承的结构尺寸

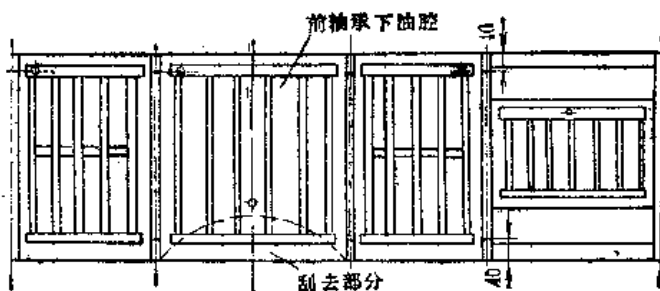


结构尺寸名称	推荐数据															
轴承长度 L	$L = (0.6 \sim 1.5) D$ 为了增大轴承的承载面积或受机床结构限制, L 可适当增大或减小															
轴与轴承配合的直径间隙 $2h_0$	D 在: 一级 $2h_0$ 取 50 以下 (0.0006~0.0010) D 50~100 (0.0005~0.0008) D 100~200 (0.0004~0.0007) D 注: 间隙的选择, 应考虑到下列因素: 1) 对轴承刚度、轴承温升、润滑油流量、功率消耗等的要求 2) 一般要求当轴受最大载荷时轴在轴承边缘的挠度小于 $\frac{h_0}{3}$ (重型机床可大于 $\frac{h_0}{3}$) ^① 3) 使用的可靠性——防止轴、轴承拉毛和节流器堵塞 4) 几何精度和加工误差的影响															
轴向封油面长度 l_1	要使刚度大, 承载能力大, 则油腔要大封油面要窄, 但封油面窄了流量则将加大, 一般取 $l_1 = (0.1 \sim 0.25) D$, 常用取 $0.1 D$															
周向封油面宽度 b_1	一般取 $b_1 = (0.1 \sim 0.25) D$, 常用取 $0.1 D$.															
油腔深度 Z_1	$Z_1 = (30 \sim 60) h_0$															
回油槽宽度 b_2 和深度 Z_2	回油槽的尺寸要适当, 其确定原则是保证回油畅通, 回油槽内充满润滑油并有微小的压力, 以免主轴转动时吸入空气, 以致使油腔内建立不起正常工作压力, 一般推荐尺寸如下: <table border="1" data-bbox="1034 1832 1375 2033"> <thead> <tr> <th>D</th> <th>b_2</th> <th>Z_2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>40~60</td> <td>3</td> <td>0.6</td> </tr> <tr> <td>70~100</td> <td>4</td> <td>0.8</td> </tr> <tr> <td>110~150</td> <td>5</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>160~200</td> <td>6</td> <td>1.2</td> </tr> </tbody> </table>	D	b_2	Z_2	40~60	3	0.6	70~100	4	0.8	110~150	5	1.0	160~200	6	1.2
D	b_2	Z_2														
40~60	3	0.6														
70~100	4	0.8														
110~150	5	1.0														
160~200	6	1.2														

(续)

结构尺寸名称	推荐数据
轴与轴承的几何精度(圆度、圆柱度、同轴度、垂直度等)	几何精度，一般不超过轴承半径间隙 h_0 的30%
轴与轴承的粗糙度	$1.25\sqrt{\sim} \sim 0.1\sqrt{\sim}$ 精度高的机床，取较小的粗糙度值；一般精度的机床，取较大的粗糙度值。一般轴承为 $1.25\sqrt{\sim}$ ，轴为 $0.1\sqrt{\sim}$
油腔张角之半 θ_1 ；油腔中心线与周向封油面远边上夹角 θ_2 (四个对称等面积油腔)	$\theta_1 = \frac{\pi}{z} - \frac{b_1 + 0.5b_2}{K}$ $\theta_2 = \frac{\pi}{z} - \frac{0.5b_2}{R}$

- ① 大型机械设备主轴系统自重和工件重量很大，所产生的主轴挠度变形也较大。为了避免挠度造成轴与轴承的金属接触，可采取下列措施：
- 1) 选择较大的轴承间隙，保证主轴在最大载荷下与轴承无金属接触；
 - 2) 允许在最大载荷下，主轴挠度等于或大于轴承间隙，为避免金属接触，可将轴承一端的下面刮去一部分(下图)采用这种措施，可以选择较小的轴承间隙；
 - 3) 采用随动附加静压支承装置将工件卸荷，其结构虽比较复杂，但能减小主轴挠度而采用较小的间隙，不必将轴承一端下面刮去一部分。



轴承刮去部分示意图

表9-4-3 小孔节流有周向回油槽静压轴承计算公式

公式名称	计算公式
空载时通过节流小孔流入轴承一个油腔的流量 Q_{e0} (cm^3/s)	$Q_{e0} = a \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}}$
空载时轴承一个油腔流出的流量 Q_0 (cm^3/s)	$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6l_1 \eta} \left(\frac{l_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) p_0$
节流比 β	$\beta = \frac{p_s}{p_0} = 1 + \lambda$ λ ——设计参数。在轴承结构尺寸已定的条件下，当 $\lambda = 0.71$ ， $\beta = 1.71$ 时，轴承具有最佳刚度。 $\beta = 1.71$ 称为小孔节流静压轴承最佳节流比
设计参数 λ	$\lambda = \frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{8 \rho p_s R^2 h_0^3 \left(\frac{l_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right)^2}{\eta a^2 \pi^2 \eta^2 l_1^2 d_0^4}} - 1 \right)$
主轴位移量 e (厘米)	$e = \frac{F h_0 \beta (2\beta - 1)}{12 A_s p_s (\beta - 1) \cos \theta_1}$ ①
轴承刚度 J (N/cm)	$J = \frac{F}{e} = \frac{12 A_s p_s (\beta - 1) \cos \theta_1}{h_0 \beta (2\beta - 1)}$

① $\cos \theta_1$ 是一个简化计算的近似值，计算 $L = (0.6 \sim 1.5) D$ 时的结果误差小于5%，其他各种节流器去轴位移量 e ，公式的 $\cos \theta_1$ 的意义同此。

表9-4-4 小孔节流静压轴承结构尺寸

D (mm)	L (mm)	l (mm)	l ₁ (mm)	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	Z ₁ (mm)	Z ₂ (mm)	θ ₁	θ ₂	A _s (cm ²)	h ₀ (mm)
40	40	32	4	4	3	(30~60)h ₀	0.6	29°15'	40°42'	8.3	0.018~0.033
	60	52								12.3	
50	50	40	5	6				30°6'	41°34'	13.2	
	75	65								20.5	
60	60	48	6	6				30°41'	42°8'	19.2	
	90	78								29.9	
70	70	56	7	7				30°16'	41°44'	25.9	
	105	91								40.3	
80	80	64	8	8				30°41'	42°8'	34.2	
	120	104								53.2	
90	90	72	9	9	31°	42°27'	43.6				
	135	117					67.8				
100	100	80	10	10	31°15'	42°42'	54.1				
	150	130					84.2				

表9-4-5 节流小孔直径、供油压力及轴承刚度

D (mm)	L (mm)	β _{20℃}	d ₀ (mm)	J _{50℃} (N/μm)			
				P _s = 98 (N/cm ²)	P _s = 147 (N/cm ²)	P _s = 196 (N/cm ²)	P _s = 245 (N/cm ²)
40	40	1.5	0.45	53.9	86.2	121.5	157.8
			0.50	50.0	80.4	112.7	147.0
			0.55	47.0	75.5	105.8	138.2
			0.60	44.1	71.5	100.0	130.3
			0.65	42.1	67.6	95.1	123.5
50	50		0.45	85.3	138.2	193.1	250.9
			0.50	79.4	128.4	179.3	233.2
			0.55	74.5	120.5	168.6	218.5
			0.60	70.6	113.7	158.8	206.8
			0.65	66.6	107.8	150.9	196.0
60	60	0.45	124.5	200.9	281.3	364.6	
		0.50	116.6	187.2	261.7	340.1	
		0.55	108.8	175.4	246.0	318.5	
		0.60	102.9	165.6	232.3	300.9	
		0.65	98.0	156.8	219.5	285.2	
70	70	0.45	168.6	271.5	379.3	492.9	
		0.50	157.8	252.8	353.8	459.6	
		0.55	148.0	237.2	332.2	431.2	
		0.60	139.2	223.4	313.6	406.7	
		0.65	132.3	212.7	296.9	385.1	
80	80	0.50	206.8	333.2	465.5	604.7	
		0.55	194.0	312.6	437.1	567.4	
		0.60	183.3	303.8	412.6	535.1	
		0.65	173.5	279.3	391.0	507.6	
		0.70	165.6	265.6	372.4	483.1	
90	90	0.50	263.6	423.4	592.9	769.3	
		0.55	247.9	397.9	556.6	722.3	
		0.60	233.2	375.3	525.3	681.1	
		0.65	221.5	355.7	497.8	645.8	
		0.70	210.7	338.1	473.3	614.5	
100	100	0.50	327.3	525.3	735.0	954.5	
		0.55	306.7	492.9	689.9	895.7	
		0.60	290.1	465.5	650.7	844.8	
		0.65	274.4	441.0	617.4	800.7	
		0.70	261.7	419.4	588.0	762.4	

注：1. 轴承润滑油采用50% 2号主轴油 + 50% 4号主轴油的混合油。

2. 表中d₀对应的h₀见表9-4-6。

3. 若 L = D、d₀对应的h₀满足表9-4-6的β_{20℃} = 1.71，则 J_{50℃} = J_表/1.23。

4. 若 L = 1.5D、d₀对应的h₀满足表9-4-6的β_{20℃} = 1.71，则 J_{50℃} = J_表 × 1.41。

5. 若 L = 1.5D、β_{20℃} = 1.5，则 J_{50℃} = J_表 × 1.73。

表9-4-6 节流小孔直径、供油压力与轴承间隙、流量

L (mm)		L = D										L = 1.5D									
		1.5					1.71					1.5					1.71				
β_{20C}		1.5					3.08					2.55					3.08				
β_{50C}		2.55					3.08					2.55					3.08				
d_0	P_s (N/cm ²)	98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245
		0.45	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.023 16.98	0.022 20.79	0.021 24.01	0.020 26.84	0.025 17.89	0.024 21.92	0.023 25.30	0.022 28.28	0.021 16.98	0.020 20.79	0.019 24.01	0.018 26.84	0.023 17.89	0.022 21.92	0.021 25.30	0.020 28.28	0.019 17.89	0.018 21.92
0.50	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.025 20.96	0.023 25.67	0.022 29.64	0.021 33.14	0.027 22.09	0.025 27.06	0.024 31.24	0.023 34.93	0.022 20.96	0.021 25.67	0.020 29.64	0.019 33.14	0.024 22.09	0.023 27.06	0.022 31.24	0.021 34.93	0.020 22.09	0.019 27.06	0.018 31.24	0.017 34.93
0.55	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.027 25.36	0.025 31.06	0.024 35.86	0.023 40.1	0.029 26.73	0.027 32.74	0.026 37.80	0.025 42.26	0.024 25.36	0.023 31.06	0.022 35.86	0.021 40.1	0.026 26.73	0.025 32.74	0.024 37.80	0.023 42.26	0.022 26.73	0.021 32.74	0.020 37.80	0.019 42.26
0.60	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.028 30.18	0.026 36.96	0.025 42.08	0.024 47.72	0.030 31.81	0.028 38.96	0.027 44.98	0.026 50.60	0.025 30.18	0.024 36.96	0.023 42.08	0.022 47.72	0.027 31.81	0.026 38.96	0.025 44.98	0.024 50.60	0.023 31.81	0.022 38.96	0.021 44.98	0.020 50.60
0.65	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.030 35.42	0.028 43.38	0.026 50.09	0.025 56.00	0.032 37.83	0.030 45.72	0.029 52.80	0.028 59.03	0.027 35.42	0.026 43.38	0.025 50.09	0.024 56.00	0.029 37.83	0.028 45.72	0.027 52.80	0.026 59.03	0.025 37.83	0.024 45.72	0.023 52.80	0.022 59.03
0.70	h_0 (mm) $4Q_0$ (cm ³ /s)	0.031 41.08	0.029 50.31	0.028 58.10	0.027 64.95	0.033 43.30	0.031 53.03	0.030 61.23	0.029 68.46	0.028 41.08	0.027 50.31	0.026 58.10	0.025 64.95	0.030 43.30	0.029 53.03	0.028 61.23	0.027 68.46	0.026 43.30	0.025 53.03	0.024 61.23	0.023 68.46

注, 1. 轴承润滑油是50% 2号主油油 + 50% 4号主油油的混合油。其动力粘度和密度如下:

$$\eta_{20C} = 5.72 \times 10^{-7} \text{N} \cdot \text{s} / \text{cm}^2, \rho_{20C} = 8.41 \times 10^{-6} \text{N} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}^4,$$

$$\eta_{50C} = 2.46 \times 10^{-7} \text{N} \cdot \text{s} / \text{cm}^2, \rho_{50C} = 8.20 \times 10^{-6} \text{N} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}^4,$$

2. $4Q_0$ 是润滑油在50°C时, 一个轴承四个油腔的总流量。

油腔长度: $l = 78\text{mm}$ 。

周向封油面宽度: $b_1 = 6\text{mm}$ 。

回油槽宽度: $b_2 = 3\text{mm}$ 。

回油槽深度: $Z_2 = 0.6\text{mm}$ 。

油腔张角之半: $\theta_1 = 30^\circ 41'$ 。

油腔中心线与周向封油面远边上的夹角: $\theta_2 = 42^\circ 8'$ 。

一个油腔有效承载面积: $A_c = 29.9\text{cm}^2$ 。

② 选择节流比 β (表 9-4-5) 节流比 $\beta = 1.71$ 时, 轴承具有最佳的刚度。但是, β 是随着润滑油粘度的变化而改变, 因此, 应满足润滑油在 $20\sim 50^\circ\text{C}$ 范围内 $\beta = 1.5\sim 3$ 。对于轴承温度要求控制在 20°C 左右工作 (供油系统有恒温装置), 则 $\beta_{20^\circ\text{C}} = 1.71$; 如果轴承温度在 $20\sim 50^\circ\text{C}$ 范围内工作, 当油温 $t = 20^\circ\text{C}$ 时, 则取 $\beta_{20^\circ\text{C}} = 1.5$ 。 $t = 50^\circ\text{C}$ 时, 则 $\beta_{50^\circ\text{C}} = 2.55$ 。

③ 选择节流小孔直径 d_0 及供油压力 p_s 。 供油压力 p_s 及节流小孔直径 d_0 , 可以根据轴承结构参数 D 、 L 值以及轴承刚度的大小直接从表 9-4-5 查得。

现在已知 $D = 60\text{mm}$, $L = 90\text{mm}$, 根据各种机械设备工作性能设轴承刚度 $J = 274.6\sim 313.8\text{N}/\mu\text{m}$ 范围内, 刚度值 J 只是静压轴承的油膜刚度 (亦即轴承刚度), 在主轴最大载荷时主轴刚度所产生的挠度 f 与油膜刚度所产生的轴心位移 e 将构成轴心总位移量, 应按此总位移量核对所选择的轴承半径间隙 h_0 , 以防止金属接触。并按其总位移量验算主轴及轴承刚度, 应能满足各种机械设备的性能要求。查表 9-4-5 得:

$$d_0 = 0.5\text{mm}, p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2, J_{50^\circ\text{C}} = 187.2 \times 1.73 = 323.86\text{N}/\mu\text{m}。$$

$$d_0 = 0.55\text{mm}, p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2, J_{50^\circ\text{C}} = 175.4 \times 1.73 = 303.44\text{N}/\mu\text{m}。$$

$$d_0 = 0.60\text{mm}, p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2, J_{50^\circ\text{C}} = 165.6 \times 1.73 = 286.49\text{N}/\mu\text{m}。$$

现选定 $d_0 = 0.55\text{mm}$, $p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2$ 。

④ 选择轴承半径间隙 h_0 及油腔深度 Z_1 确定轴承半径间隙 h_0 有两种方法: 一是根据表 9-4-2 推荐的数据选择, 按照这种方法确定的 h_0 , 最后应验算各参数是否能满足轴承的刚度要求, 二是根据轴承的刚度要求, 按照表 9-4-3 的刚度公式计算确定。

根据表 9-4-2 的推荐: $2h_0 = (0.0005\sim 0.0008)$

$$\times D = (0.0005\sim 0.0008) 6 = 0.0030\sim 0.0048\text{cm}。$$

根据表 9-4-3 刚度公式, 有 (取油温为 50°C 时计算)

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{12A_c p_s (\beta - 1) \cos \theta_1}{J\beta(2\beta - 1)} \\ &= \frac{12 \times 29.9 \times 147 (2.55 - 1) \cos 30.69^\circ}{303.44 \times 2.55 (2 \times 2.55 - 1) \times 10^4} \\ &= 0.0022\text{ cm} \end{aligned}$$

今取 $h_0 = 0.0022\text{ cm}$

油腔深度 Z_1 : 一般取 $Z_1 = (30\sim 60)h_0$, 现在取 $Z_1 = 1\text{mm}$ 。

如果在加工过程中, 间隙 h_0 出现误差, 为了获得合理参数, 则可根据实际间隙, 从表 9-4-6 中选择合理的节流小孔直径 d_0 及供油压力 p_s 。例如, 实际间隙 $h_0 = 0.021\text{mm}$, 保持供油压力不变, 即 $p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2$, 查表 9-4-6 得相应节流小孔直径 $d_0 = 0.50\text{mm}$ 。如果 $p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2$, $h_0 = 0.021\text{mm}$, $d_0 = 0.50\text{mm}$, 则可查表 9-4-5 得知轴承刚度 $J = 323.86\text{N}/\mu\text{m}$, 还符合设计要求。

⑤ 选择油泵流量 $Q_{\text{泵}}$ 表 9-4-6 给出的是 50% 2 号主轴油 + 50% 4 号主轴油为轴承润滑油时, 单个轴承的流量 $4Q_0$ 。现根据 $L = 1.5D$, $\beta_{20^\circ\text{C}} = 1.5$, $p_s = 147\text{N}/\text{cm}^2$, $d_0 = 0.55\text{mm}$, $h_0 = 0.022\text{mm}$, 查表 9-4-6 得: $4Q_0 = 31.06\text{cm}^3/\text{s}$ 。

两个轴承的总流量 Q_{Σ} 为:

$$\begin{aligned} Q_{\Sigma} &= 2 \times 4Q_0 = 2 \times 31.06 = 62.12\text{cm}^3/\text{s} \\ &= 3.73\text{ l}/\text{min}。 \end{aligned}$$

油泵的流量 $Q_{\text{泵}}$: 一般取 $Q_{\text{泵}} = (1.5\sim 2)Q_{\Sigma}$ 。

现取 $Q_{\text{泵}} = 1.5Q_{\Sigma} = 1.5 \times 3.73 = 5.6\text{ l}/\text{min}$ 。

选用流量 $6\text{ l}/\text{min}$ 的油泵。

(2) 毛细管节流静压轴承设计参数

1) 计算公式 见表 9-4-7。

2) 系列设计参数表 见表 9-4-8 和 9-4-9。

3) 毛细管节流静压轴承系列设计参数表的使用举例

① 确定结构参数 表 9-4-8 是以不同的直径, 推荐轴承的结构尺寸。因此, 当通过计算机械设备主轴刚度、结构定型后, 确定了主轴直径, 即可在表中查得轴承结构尺寸。

设已知轴承直径 $D = 60\text{mm}$, 轴承长度 $L = 60\text{mm}$, 轴承刚度 $J = 147\sim 196\text{N}/\mu\text{m}$ 。

从表 9-4-8 中查得轴承结构尺寸如下:

轴承油腔长度: $l = 48\text{mm}$ 。

表9-4-7 毛细管节流有周向回油槽静压轴承计算公式

公式名称		计算公式	
空载时通过毛细管流入轴承一个油腔的流量 Q_{e0} (cm^3/s)		$Q_{e0} = \frac{\pi d_c^4 (p_s - p_0)}{128 \eta l_c}$ d_c ——毛细管直径 (cm)。对于非圆截面毛细管，其当量直径 $d_c = \frac{1}{\sqrt{C}} \cdot \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$ 。式中， A 是非圆毛细管的面积 (cm^2)， C 是非圆截面形状系数，正方形截面毛细管的 $C = 1.13$ ；等边三角形截面毛细管的 $C = 1.31$ ；等腰直角三角形截面毛细管的 $C = 1.36$	
空载时轴承一个油腔流出的流量 Q_0 (cm^3/s)		$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6 l_1 \eta} \left(\frac{l l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right) p_0$	
节流比 β		$\beta = \frac{p_s}{p_0} = 1 + \lambda$ λ —设计参数。在轴承结构尺寸已定的条件下，当 $\lambda = 1$ ， $\beta = 2$ 时，轴承具有最佳刚度。 $\beta = 2$ 称为毛细管节流静压轴承最佳节流比	
设计参数 λ		$\lambda = \frac{64 R l_c h_0^3}{3 \pi l_1 d_c^4} \left(\frac{l l_1}{b_1 R} + 2 \theta_1 \right)$	
主轴位移量 e (cm)		$e = \frac{F h_0 \beta^2}{6 (\beta - 1) A_e p_s \cos \theta_1}$	
轴承刚度 J (N/cm)		$J = \frac{F}{e} = \frac{6 (\beta - 1) A_e p_s \cos \theta_1}{h_0 \beta^2}$	
毛细管边界条件	雷诺数 N_R	圆截面	$N_R = \frac{V d_c}{\nu} = \frac{(p_s - p_0) d_c^3}{32 \eta \nu l_c} < 2000$
		非圆截面	$N_R = \frac{4 V A}{\nu X} < 580$
	毛细管长度 l_c (cm)		$l_c > l_{c0} = 0.065 d_c N_R$
	毛细管长径比 l_c/d_c		$\frac{l_c}{d_c} > 20$

轴向封油面长度， $l_1 = 6 \text{ mm}$ 。

周向封油面宽度， $b_1 = 6 \text{ mm}$ 。

回油槽宽度， $b_2 = 3 \text{ mm}$ 。

回油槽深度， $z_2 = 0.6 \text{ mm}$ 。

油腔张角之半， $\theta_1 = 30^\circ 41'$

油腔中心线与周向封油面远边上的夹角： $\theta_2 = 42^\circ 8'$ 。

一个油腔有效承载面积： $A_e = 19.2 \text{ cm}^2$ 。

② 选择供油压力 p_s 及轴承间隙 h_0 。表 9-4-8 的轴承刚度 J 和轴承间隙 h_0 是在节流比 $\beta = 2$ 、轴承长度 $L = D$ 、供油压力 $p_s = 98 \text{ N/cm}^2$ 、油温 50°C 的条件下的对应值。现根据 $D = 60 \text{ mm}$ ， $L = 60 \text{ mm}$ ， $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ ，查表 9-4-8 得：

$h_0 = 0.018 \text{ mm}$ ，今选 $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ ，则 $J = 134.3 \times \frac{147}{98} = 201.45 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

$h_0 = 0.020 \text{ mm}$ ， $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ ，则 $J = 121.5 \times$

$$\frac{147}{98} = 182.25 \text{ N}/\mu\text{m}。$$

$h_0 = 0.024 \text{ mm}$ ， $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ ，则 $J = 100.9 \times$

$$\frac{147}{98} = 151.35 \text{ N}/\mu\text{m}。$$

可见当 $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ ， $h_0 = 0.018 \sim 0.024 \text{ mm}$ ，轴承刚度 J 都满足要求。现取 $h_0 = 0.020 \text{ mm}$ ， $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$ 。

③ 选择毛细管直径 d_c 及毛细管长度 l_c 。

根据 $L = D$ 、 $h_0 = 0.020 \text{ mm}$ ，查表 9-4-9 得：

$$d_c = 0.56 \text{ mm}，l_c = 137 \text{ mm}，\frac{d_c^4}{l_c} = 7.20 \times 10^{-4} \text{ mm}^3。$$

毛细管可以是注射针 (图 9-4-19 a)，也可以是非圆截面的螺旋槽 (图 9-4-19 b)。对于非圆截面的螺旋槽，根据截面积 A ，换算为当量直径 d_c (表 9-4-7)。取 $\frac{d_c^4}{l_c} = 7.20 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$ ，便可以确

表9-4-8 毛细管节流静压轴承结构尺寸与刚度

$L = D \quad p_s = 98\text{N/cm}^2 \quad \beta = 2$											
D (mm)	l (mm)	l_1 (mm)	b_1 (mm)	b_2 (mm)	Z_1 (mm)	Z_2 (mm)	θ_1	θ_2	A_c (cm^2)	h_0 (mm)	J ($\text{N}/\mu\text{m}$)
40	32	4	4	3			29°15'	40°42'	8.3	0.018	58.8
										0.020	52.9
										0.022	48.0
50	40	5	5	3			30°6'	41°34'	13.2	0.018	92.1
										0.020	83.3
										0.022	75.5
60	48	6	6	3			30°41'	42°8'	19.2	0.018	134.3
										0.020	121.5
										0.022	109.8
70	56	7	7	4			30°16'	41°44'	25.9	0.020	163.7
										0.024	136.2
										0.028	116.6
80	64	8	8	4			30°41'	42°8'	34.2	0.020	215.6
										0.024	179.3
										0.028	153.9
90	72	9	9	4			31°	42°27'	43.6	0.020	274.4
										0.024	228.3
										0.028	196.0
100	80	10	10	4			31°15'	42°42'	54.1	0.020	340.1
										0.024	283.2
										0.028	242.1
120	90	12	12	5			31°9'	42°36'	77.8	0.025	391.0
										0.030	325.4
										0.035	279.3
140	112	14	14	5			31°30'	42°57'	106.7	0.025	534.1
										0.030	444.9
										0.035	381.2
150	120	15	15	5			31°38'	43°8'	122.9	0.025	614.5
										0.030	512.5
										0.035	439.0
160	128	16	16	6			31°24'	42°50'	139.0	0.030	581.1
										0.035	497.8
										0.040	436.1
180	144	18	18	6			31°38'	43°6'	177.0	0.030	737.9
										0.035	632.1
										0.040	552.7
200	160	20	20	6			31°50'	43°16'	219.4	0.030	913.4
										0.035	782.0
										0.040	685.0
										0.045	608.6

注: 1. 表中 h_0 对应的 d_s 和 l_s 见表 9-4-9。

2. 若 $L = D$ 、 $p_s \neq 98\text{N/cm}^2$, 则 $A_c = A_{c表}$, $J = J_{表} \times \frac{p_s}{98}$ 。

3. 若 $L = 1.5D$ 、 $p_s = 98\text{N/cm}^2$, 则 $A_c = 1.55A_{c表}$, $J = 1.55J_{表}$ 。

4. 若 $L = 1.5D$ 、 $p_s \neq 98\text{N/cm}^2$, 则 $A_c = 1.55A_{c表}$, $J = 1.55J_{表} \times \frac{p_s}{98}$ 。

表9-4-9 毛细管直径、长度与轴承间隙、流量 ($\beta = 2$, $p_s = 98\text{N/cm}^2$)

L (mm)		$L = D$				$L = 1.5D$				
d_c (mm)		0.56	0.71	0.84	1.07	0.56	0.71	0.84	1.07	
k_0 (mm)	0.018	l_e (mm)	188	484			136	352		
		d_c^4/l_e (mm ³)	5.25×10^{-4}				7.23×10^{-4}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	1.32				1.81			
	0.020	l_e (mm)	137	363			99	256	502	
		d_c^4/l_e (mm ³)	7.20×10^{-4}				9.92×10^{-4}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	1.82				2.5			
	0.022	l_e (mm)	103	265			75	193	377	
		d_c^4/l_e (mm ³)	9.58×10^{-4}				1.32×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	2.40				3.31			
	0.024	l_e (mm)	79	204	400		57	148	291	
		d_c^4/l_e (mm ³)	1.24×10^{-3}				1.71×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	3.15				4.32			
	0.025	l_e (mm)	69	177	349		50	129	255	
		d_c^4/l_e (mm ³)	1.44×10^{-3}				1.97×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	3.58				4.90			
	0.028	l_e (mm)	49	127	249		36	93	181	478
		d_c^4/l_e (mm ³)	2.00×10^{-3}				2.74×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	5.00				6.86			
	0.030	l_e (mm)	40	103	201		29	75	147	386
		d_c^4/l_e (mm ³)	2.48×10^{-3}				3.40×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	6.19				8.46			
	0.032	l_e (mm)	33	85	167	439	24	62	122	320
		d_c^4/l_e (mm ³)	2.98×10^{-3}				4.10×10^{-3}			
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	7.46				10.23			
0.035	l_e (mm)	25	65	127	333	18	47	92	243	
	d_c^4/l_e (mm ³)	3.94×10^{-3}				5.39×10^{-3}				
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	9.81				13.44				
0.040	l_e (mm)	17	43	85	223	12	32	62	163	
	d_c^4/l_e (mm ³)	5.88×10^{-3}				8.05×10^{-3}				
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	14.64				20.06				
0.045	l_e (mm)	12	30	60	157	9	22	43	114	
	d_c^4/l_e (mm ³)	8.37×10^{-3}				1.15×10^{-2}				
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	20.90				28.61				

注: 1. d_c 是圆截面毛细管直径, 对非圆截面按表 9-4-7 换算。

2. 采用20号机械油, $\eta_{50^\circ\text{C}} = 193 \times 10^{-7} \text{N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ 。

3. $4Q_0$ 是润滑油温度在 50°C 时, 一个轴承四个油腔的总流量。

4. $p_s = 98$, 改变润滑油品种时, 则

$$4Q_0 = 4Q_{0\text{原}} \times \frac{19.3 \times 10^{-7}}{\eta_{50^\circ\text{C}}}, \quad \eta_{50^\circ\text{C}} \text{是改变后的润滑油在 } t = 50^\circ\text{C} \text{ 的粘度值。}$$

5. $p_s = 98$, 润滑油仍是20号机械油, 则

$$4Q_0 = 4Q_{0\text{原}} \times \frac{p_s}{98}, \quad p_s \text{是改变后的供油压力值。}$$

6. 供油压力 p_s 和润滑油品种同时改变时, 则

$$4Q_0 = 4Q_{0\text{原}} \times \frac{p_s}{98} \times \frac{19.3 \times 10^{-7}}{\eta_{50^\circ\text{C}}}$$

表9-4-10 滑阀反馈节流静压轴承计算公式

轴承结构	有周向回油槽	无周向回油槽	情
公式名称			
一个油腔有效承载面积 A_e (cm^2)	$A_e = 2R(l + f_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right)$	$A_e = 2R(l + f_1) \sin 45^\circ$	
空载时通过滑阀节流器流入轴承一个油腔的流量 Q_{e0} (cm^3/s)	$Q_{e0} = \frac{K h_0^3}{6 \eta f_1} \left(\frac{H_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) P_0$	$Q_{e0} = \frac{\pi d_c h_0^3 (P_0 - P_0)}{12 \eta f_c}$	
空载时轴承一个油腔流出的流量 Q_0 (cm^3/s)	$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6 \eta f_1} \left(\frac{H_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) P_0$	$Q_0 = \frac{\pi P_0 R h_0^3}{12 \eta f_1}$	
载荷系数 ω		$\omega = \frac{F}{A_e P_0}$	
设计参数 λ	$\lambda = \frac{2R h_0^3 f_c}{\pi d_c h_c f_1} \left(\frac{H_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right)$		
节流比 β	$\beta = \frac{P_2}{P_0} = 1 + \lambda$ 有周向回油槽的静压轴承, β (或 λ) 可按额定载荷系数 ω_D 查表 9-4-11	$\beta = \frac{P_2}{P_0} = 1 + \sqrt{\frac{1}{(1 - C_c^2 \omega^2)} \left(1 + \frac{H_1}{\pi R b_1} \right)}$	
节流器控制系数 C_c	$C_c = \frac{A_c P_2}{2 h_c f_c} = \frac{-1 + \sqrt{1 + \beta^2 \omega^2}}{(\beta - 1) \omega^2}$	$C_c = \frac{A_c P_2}{2 h_c f_c} = \frac{-1 + \sqrt{1 + \omega^2 \left(1 + \frac{H_1}{\pi R b_1} \right) \left[\beta^2 + \beta (\beta - 1) \frac{H_1}{\pi R b_1} \right]}}{(\beta - 1) \left(1 + \frac{H_1}{\pi R b_1} \right) \omega^2}$	
弹簧刚度 k_c (N/cm)		$k_c = \frac{A_c P_2}{2 C_c f_c}$	
受载后滑阀移动量 x (cm)		$x = \frac{F A_e}{2 k_c A_c}$	
主轴位移 e (cm)	$e = \Sigma h_0 = \frac{h_0 \left[\omega \left(2 C_c - \frac{\beta^2}{\beta - 1} \right) + C_c^2 \omega^2 (\beta - 1) \right]}{6 (C_c^2 \omega^2 - 1) \cos \beta_1}$	$e = \Sigma h_0 = \frac{h_0 \omega + h_0 \omega (\beta - 1) \left\{ 2 + (1 - C_c^2 \omega^2) (\beta - 1) \right\} + \frac{H_1}{\pi R b_1} [1 + (\beta - 1) (1 - C_c^2 \omega^2)] - 2 C_c}{6 (\beta - 1) (1 - C_c^2 \omega^2) \times \cos 22.5^\circ}$	
轴承刚度 J (N/cm)		$J = \frac{F}{e}$	

定螺旋槽的截面尺寸和螺旋槽的长。

在加工过程中,若间隙 h_0 出现误差,而误差又在上述范围内,为了获得合理参数,可根据实际间隙 h_0 ,从表9-4-9中重新确定相应的毛细管直径 d_c 及毛细管长度 l_c 。

④ 确定油泵流量 $Q_{\text{泵}}$ 表9-4-9中的 $4Q_0$ 是在用20号机械油为轴承润滑油时单个轴承的流量。现设取用20号机械油为轴承润滑油,并根据 $L=D$, $\beta=2$, $p_s=147\text{N/cm}^2$ 。

$$d_c=0.56\text{mm}, l_c=137\text{mm}, h_0=0.020\text{mm}$$

查表9-4-9的单个轴承流量 $4Q_{0\text{表}}$ 为1.82,则 $p_s=147\text{N/cm}^2$ 时的流量为:

$$4Q_0=1.82 \times \frac{147}{98} = 2.73\text{cm}^3/\text{s}。如供油压力$$

和油的品种均与表不同,则 $4Q_0=4Q_{0\text{表}} \times \frac{p_s}{98} \times \frac{19.3 \times 10^{-7}}{\eta_{50^\circ\text{C}}}$

两个轴承的总流量 $Q_{\text{总}}$ 为:

$$Q_{\text{总}}=2 \times 4Q_0=2 \times 2.73=5.46\text{cm}^3/\text{s}$$

油泵的流量 $Q_{\text{泵}}$:一般取 $Q_{\text{泵}}=(1.5\sim 2)Q_{\text{总}}$

$$Q_{\text{泵}}=2Q_{\text{总}}=2 \times 5.46=10.92\text{cm}^3/\text{s} \\ =0.6551/\text{min}$$

用20号机械油作为轴承润滑油时,表9-4-9所推荐毛细管直径 d_c 、毛细管长度 l_c 所对应值都符合边界条件,不必进行验算。如果改用其它粘度(低于20号机械油)的润滑油时,则要根据表9-4-7的公式进行验算。

(3) 滑阀反馈节流静压轴承系列设计参数

1) 计算公式(表9-4-10) 设计一个滑阀反馈节流静压轴承时,总是希望在额定载荷(或低于)工作时,具有很高的或无限大的刚度,且不出现负刚度。要满足此要求,必须选用 C_c 和 β 的较佳组合。

表9-4-11列出了不同额定载荷系数 ω_D 所对应的 C_c 、 β 值。

2) 系列设计参数表 见表9-4-12~9-4-14。

3) 滑阀反馈节流静压轴承设计参数表的使用举例

① 确定结构参数 表9-4-12是以不同的直径,推荐轴承的结构尺寸。因此,当通过计算机械设备主轴刚度,结构定型后,确定了主轴直径,便可以在表中查得轴承的结构尺寸。

设已知轴承直径 $D=140\text{mm}$, $L=210\text{mm}$,

表9-4-11 额定载荷系数 ω_D 对应的 C_c 和 β (λ)

ω_D	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
C_c	1.98	1.92	1.83	1.72	1.60	1.47
β	2.02	2.08	2.19	2.38	2.66	3.12
λ	1.02	1.08	1.19	1.38	1.66	2.12

注:1. ω_D ——额定载荷系数, $\omega_D = \frac{F_{\text{max}}}{A_c p_s}$;

2. 轻载、精密机床和机械设备, ω_D 取较小值;重载、一般精度机床和机械设备, ω_D 取较大值;

3. 按 ω_D 选取的 β (λ)、 C_c 对应值,在额定载荷作用下的主轴位移为零;载荷从零到额定载荷(最大载荷)之间变化时,主轴位移均为较小的正值;

4. 适用于有周向回油槽的静压轴承。

最大外载 $F_{\text{max}}=9316.3\text{N}$ 。根据 $D=140\text{mm}$, $L=210\text{mm}$,查表9-4-12或按表9-4-2计算得:

油腔长度: $l=182\text{mm}$ 。

轴向封油面长度: $l_1=14\text{mm}$ 。

周向封油面宽度: $b_1=14\text{mm}$ 。

回油槽宽度: $b_2=5\text{mm}$ 。

回油槽深度: $Z_2=1.0\text{mm}$ 。

油腔张角之半: $\theta_1=31^\circ 30'$ 。

油腔中心线与周向封油面远边上的夹角: $\theta_2=42^\circ 57'$ 。

一个油腔有效承载面积: $A_c=166\text{cm}^2$ 。

② 确定额定载荷系数 ω_D 节流比 β 以及节流器控制系数 C_c 值 一般中型机床以及精密加工机床采用 $\omega_D \leq 0.3$, 重型重载机床采用 $\omega_D=0.3\sim 0.6$ 。现在 $F_{\text{max}}=9316.3\text{N}$,按中型机床采用 $\omega_D=0.3$ 。根据 $\omega_D=0.3$,查表9-4-11得 β 和 C_c 的相应较佳值:

$$\omega_D=0.3, \beta=2.19, C_c=1.83$$

③ 确定供油压力 p_s 供油压力 p_s 可以根据表9-4-11附注公式进行计算:

$$p_s = \frac{F_{\text{max}}}{\omega_D A_c} = \frac{9316.3}{0.3 \times 166} = 187.07\text{N/cm}^2$$

取 $p_s=196\text{N/cm}^2$

④ 选择轴承间隙 h_0 及油腔深度 Z_1 轴承间隙 h_0 的选择,应根据轴承的刚度、主轴受最大载荷时所产生的挠度,以及机床的供油系统等方面综合考虑而决定。根据表9-4-2, $2h_0=(0.0004\sim 0.0007)D=0.056\sim 0.098$ 。现取 $h_0=0.035\text{mm}$,而 $Z_1=(30\sim 60)h_0$,则 $Z_1=2\text{mm}$ 。

表9-4-12 可变节流（滑阀反馈、双向薄膜反馈）静压轴承结构尺寸

D (mm)	L (mm)	l (mm)	l ₁ (mm)	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	Z ₁ (mm)	Z ₂ (mm)	θ ₁	θ ₂	A _e (cm ²)	h ₀ (mm)		
80	80	64	8	8	4	(30~60)h ₀	0.8	30°41'	42°8'	34.2	0.020		
	120	104								53.2	0.024		
90	90	72	9	9				43.6	0.032	31°	42°27'	43.6	0.032
	135	117										67.8	0.032
100	100	80	10	10				54.1	0.035	31°15'	42°42'	54.1	0.035
	150	130										84.2	0.040
120	120	96	12	12				106.7	0.032	31°9'	42°36'	77.8	0.024
	180	156										121	0.028
140	140	112	14	14				166	0.035	31°30'	42°57'	106.7	0.035
	210	182										166	0.040
150	150	120	15	15				122.9	0.030	31°38'	43°6'	122.9	0.030
	225	195										191.2	0.035
160	160	128	16	16	216.3	0.040	31°23'	42°51'	139.0	0.030			
	240	208							216.3	0.035			
180	180	144	18	18	177	0.045	31°38'	43°6'	177	0.045			
	270	234							275.3	0.050			
200	200	160	20	20	219.4	0.050	31°50'	43°16'	219.4	0.050			
	300	260							341.3	0.050			

⑤ 确定反馈滑阀的结构参数 反馈滑阀的结构参数，可根据选定的 ω_D 值在表 9-4-13 (当 ω_D = 0.3 时) 或表 9-4-14 (当 ω_D = 0.6 时) 查出。现在 ω_D = 0.3，查表 9-4-13 得：

a) 滑阀节流长度 l_e = 10mm。

b) 滑阀节流直径 表中有两个 d_e 值，即 d_e = 12mm 和 d_e = 16mm，设计时可根据工艺条件、弹簧规格以及结构要求进行选取。现取 d_e = 12mm。

c) 滑阀节流间隙 h₀ 及弹簧安装处的端面积 A_e。根据 L = 1.5D、h₀ = 0.035mm，从表 9-4-13 查出，

h₀ = 0.071mm，又 d_e = 12mm，则 A_e = $\frac{\pi}{4}d_e^2 = 1.131$

cm² (h₀ 亦可按表 9-4-10 的 λ 公式，即 h₀ = h₀

$\sqrt[3]{\frac{2Rl_e}{\pi\lambda l_1 d_e} \left(\frac{l_1}{Rb_1} + 2\theta_1 \right)}$ 计算，式中 λ = β - 1)。

d) 弹簧刚度 k。根据 L = 1.5D、d_e = 12mm、p_s = 196 N/cm²，查表 9-4-13 得 k_s = 60.41 N/cm (亦可按表 9-4-10 的公式计算)。有了弹簧刚度 k_s 值，则可确定弹簧规格。

⑥ 选择油泵流量 表 9-4-13 中的 4Q₀ 是用 30 号机械油为轴承润滑油时单个轴承的流量。现设采用 30 号机械油为轴承润滑油，并根据 L = 1.5D、d_e = 12、h₀ = 0.035mm、p_s = 196 N/cm²，查表 9-4-13 得单个轴承流量为：4Q₀ = 17.88cm³/s (亦可从表 9-4-10 的公式计算，其中 p₀ = $\frac{p_s}{\beta}$)。

两个轴承的总流量 Q_总 为：

Q_总 = 2 × 4Q₀ = 2 × 17.88 = 35.76 cm³/s

油泵的流量 Q_泵 一般为：

Q_泵 = (1.5~2)Q_总

现取：

Q_泵 = 2Q_总 = 2 × 35.76 = 71.52 cm³/s
= 4.3 l/min

表9-4-13 $\omega_D = 0.3$ 的轴承与滑阀反馈节流器参数

		$\omega_D = 0.3$ $\beta = 2.19$ $C_c = 1.83$ $l_c = 10\text{mm}$ $\eta_{50^\circ\text{C}} = 26.5 \times 10^{-7} \text{N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$											
		$L = D$ $L = 1.5D$											
L (mm)		12				16				18			
d_c (mm)		12				16				18			
P_s (N/cm ²)		98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245
h_c (N/cm ²)		30.21	45.31	60.41	75.51	53.74	80.61	107.48	134.36	30.21	45.31	60.41	75.51
h_c (mm)		0.037											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		1.21	1.81	2.42	3.02	1.21	1.81	2.42	3.02	1.66	2.49	3.32	4.15
h_c (mm)		0.041											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		2.09	3.14	4.18	5.22	2.09	3.14	4.18	5.22	2.87	4.30	5.73	7.16
h_c (mm)		0.051											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		3.32	4.98	6.64	8.30	3.32	4.98	6.64	8.30	4.55	6.83	9.10	11.38
h_c (mm)		0.058											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		4.95	7.43	9.90	12.38	4.95	7.43	9.90	12.38	6.79	10.19	13.59	16.98
h_c (mm)		0.064											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		6.53	9.79	13.06	16.32	6.53	9.79	13.06	16.32	8.94	13.40	17.88	22.34
h_c (mm)		0.073											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		9.74	14.62	19.49	24.36	9.74	14.62	19.49	24.36	13.34	20.01	26.68	33.35
h_c (mm)		0.082											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		13.88	20.81	27.75	34.69	13.88	20.81	27.75	34.69	19.00	28.49	37.99	47.49
h_c (mm)		0.091											
$4Q_0$ (cm ³ /s)		19.04	28.55	38.07	47.58	19.04	28.55	38.07	47.58	26.06	39.08	52.11	65.12
h_c (mm)		0.101											

注：1. 本表所采用的轴承润滑油是30号机械油。若采用其它牌号轴承润滑油时，则 $4Q_0 = 4Q_{0\text{表}} \times 26.5 \times 10^{-7} / \eta_{50^\circ\text{C}}$ 。

2. 在额定载荷下，理论上轴承油膜刚度无限大。

3. $4Q_0$ 是润滑油温度在50℃时，一个轴承四个油腔的总流量。

表9-4-14 $\omega_D = 0.6$ 的轴承与滑阀反馈节流器参数

		$L = D$				$L = 1.5D$			
		$\omega_D = 0.6 \quad \beta = 3.12 \quad C_c = 1.47 \quad l_c = 10\text{mm} \quad \eta_{50^\circ\text{C}} = 26.5 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$							
L (mm)		12	16	12	16	12	16	12	16
d_c (mm)		12	16	12	16	12	16	12	16
P_s (N/cm ²)		98	147	196	245	98	147	196	245
h_c (N/cm)		37.75	56.59	75.42	94.25	67.08	100.52	134.06	167.60
h_c (mm)		0.030	0.030	0.030	0.030	0.034	0.034	0.031	0.031
$4Q_0$ (cm ³ /s)		0.85	1.28	1.70	2.13	0.85	1.28	1.70	2.13
h_c (mm)		0.036	0.033	0.033	0.033	0.040	0.040	0.037	0.037
$4Q_0$ (cm ³ /s)		1.47	2.20	2.94	3.67	1.47	2.20	2.94	3.67
h_c (mm)		0.042	0.038	0.038	0.038	0.047	0.047	0.043	0.043
$4Q_0$ (cm ³ /s)		2.33	3.50	4.67	5.83	2.33	3.50	4.67	5.83
h_c (mm)		0.048	0.044	0.044	0.044	0.054	0.054	0.049	0.049
$4Q_0$ (cm ³ /s)		3.48	5.22	6.97	8.71	3.48	5.22	6.97	8.71
h_c (mm)		0.053	0.048	0.048	0.048	0.059	0.059	0.053	0.053
$4Q_0$ (cm ³ /s)		4.59	6.89	9.18	11.48	4.59	6.89	9.18	11.48
h_c (mm)		0.060	0.055	0.055	0.055	0.067	0.067	0.061	0.061
$4Q_0$ (cm ³ /s)		6.85	10.28	13.71	17.14	6.85	10.28	13.71	17.14
h_c (mm)		0.068	0.062	0.062	0.062	0.075	0.075	0.069	0.069
$4Q_0$ (cm ³ /s)		9.76	14.64	19.52	24.40	9.76	14.64	19.52	24.40
h_c (mm)		0.076	0.069	0.069	0.069	0.084	0.084	0.076	0.076
$4Q_0$ (cm ³ /s)		13.39	20.08	26.77	33.47	13.39	20.08	26.77	33.47
h_c (mm)		0.084	0.076	0.076	0.076	0.084	0.084	0.076	0.076
$4Q_0$ (cm ³ /s)		18.32	27.49	36.65	45.81	18.32	27.49	36.65	45.81

注: 1. 本表所采用的轴承润滑油是30号机械油, 若采用其它牌号润滑油时, 则 $4Q_0 = 4Q_{0\text{原}} \times 26.5 \times 10^{-7} / \eta_{50^\circ\text{C}}$ 。
 2. 在额定载荷下, 理论上轴承油膜刚度无限大。
 3. $4Q_0$ 是润滑油温度在50℃时, 一个轴承四个油腔的总流量。

表9-4-15 双向薄膜反馈节流有周向回油槽静压轴承计算公式

公式名称	计算公式
空载时通过节流器流入轴承一个油腔的流量 Q_{e0} (cm^3/s)	$Q_{e0} = \frac{\pi h_d^3 (p_e - p_0)}{8 \eta l_n \frac{r_{e2}}{r_{e1}}}$
空载时轴承一个油腔流出的流量 Q_0 (cm^3/s)	$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6 l_1 \eta} \left(\frac{l l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right) p_0$
设计参数 λ	$\lambda = \frac{R h_0^3 l_n \frac{r_{e2}}{r_{e1}}}{\pi h_d^3 l_1} \left(\frac{l l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right)$
节流比 β	$\beta = \frac{p_e}{p_0} = 1 + \lambda$
载荷系数 ω	$\omega = \frac{F}{A_e p_e}$
受载荷后薄膜平均变形量 \bar{u}	$\bar{u} = \frac{3 F (1 - \mu^2)}{16 E A_e \delta^3} (r_o^2 - r_c^2)^2$
节流器控制系数 K	$K = \frac{\bar{u}}{h_d \omega}$ <p>K与β (或λ) 的选择原则:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 在额定载荷作用下的轴承刚度为无限大, 从$0 \sim F_{\max}$的加载过程中, 轴承位移均为较小的正刚度。此时可以根据ω_D查表 9-4-16选择ω_D所对应的K、β (λ) 值 2. 在额定载荷作用下, 轴承刚度不是无限大, 从$0 \sim F_{\max}$的加载过程中, 轴承均为正刚度。此时可选择$K \leq \frac{2}{3}$、$\beta = 2$ (一般调整$\beta = 1.7 \sim 2$的范围内), 这种参数便于轴承、节流器的制造和调整
薄膜厚度 δ (cm)	$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 p_e (1 - \mu^2) (r_o^2 - r_c^2)^2}{16 E K h_d}}$
空载时薄膜与圆台之间的间隙 h_d (cm)	$h_d = \left[h_0 \sqrt[3]{\frac{R l_n \frac{r_{e2}}{r_{e1}} \left(\frac{l l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right)}{\pi \lambda l_1}} \right]$
主轴位移 e (cm)	$e = e_0 \cdot h_0 = \frac{h_0 \omega \{ (1 - K^2 \omega^2)^3 + 2 \lambda [1 - 3K + K^2 \omega^2 (3 - K)] + \lambda^2 \}}{6 \lambda [1 - 3K \omega^2 (1 - K) - K^3 \omega^4] \cos \theta_1}$
轴承刚度 J (N/cm)	$J = \frac{F}{e}$

⑦ 参数的调整 在加工过程中, 如果轴承间隙 h_0 出现误差, 大于或小于预定值, 为了保持轴承的良好性能, 轴承设计参数必须进行调整。例如加工后轴承的实际间隙 $h_0 = 0.040\text{mm}$, 查表 9-4-13 得:

- 滑阀节流间隙 $h_e = 0.081\text{mm}$ 。
- 轴承流量 $4 Q_0 = 26.68\text{cm}^3/\text{s}$ 。

其他参数不变。

(4) 双向薄膜反馈节流静压轴承设计数据

- 1) 计算公式 见表 9-4-15。
- 2) 薄膜反馈节流静压轴承设计参数表 见表 9-4-12, 9-4-16~9-4-18。
- 3) 薄膜反馈节流静压轴承设计参数表的使用举例

表9-4-16 额定载荷系数 ω_D 对应的 K 和 β (λ)

ω_D	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
K	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.75
β	1.64	1.62	1.59	1.55	1.49	1.42
λ	0.64	0.62	0.59	0.55	0.49	0.42

注: 1. ω_D = 额定载荷系数, $\omega_D = \frac{F_{\max}}{A_e p_e}$ 。

2. 轻载、精密机床和机械设备, ω_D 取较小值; 重载、一般精度机床和机械设备, ω_D 取较大值。
3. 按 ω_D 选取的 β (λ) 和 K 对应值, 在额定载荷作用下的主轴位移为零, 载荷从零到额定载荷 (最大载荷) 之间变化时, 主轴位移均为较小的正值。
4. 适用于有周向回油槽的静压轴承。

表9-4-17 $\omega_D = 0.3$ 、 0.6 的轴承与双向薄膜节流器参数

		$r_c = 16\text{mm}$	$r_{c1} = 2\text{mm}$	$r_{c2} = 6\text{mm}$	$\mu = 0.28$	$E = 2.1 \times 10^7 \text{N/cm}^2$	$\eta_{50C} = 26.5 \times 10^{-7} \text{N} \cdot \text{s/cm}^2$												
ω_D		0.3						0.6											
K		0.71						0.75											
λ		0.59						0.42											
β		1.59						1.42											
L (mm)		$L = D$			$L = 1.5D$			$L = D$			$L = 1.5D$								
P_s (N/cm ²)		98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245	98	147	196	245		
h_d (mm)		0.040						0.045						0.050					
δ (mm)	0.020	1.23	1.41	1.55	1.67	1.19	1.36	1.50	1.61	1.16	1.33	1.46	1.57	1.12	1.28	1.41	1.52		
$4Q_0$ (cm ³ /s)		1.66	2.50	3.33	4.16	2.28	3.42	4.57	5.71	1.87	2.80	3.74	4.68	2.56	3.85	5.13	6.41		
h_d (mm)		0.048						0.054						0.060					
δ (mm)	0.024	1.16	1.33	1.46	1.57	1.12	1.28	1.41	1.52	1.09	1.25	1.38	1.48	1.06	1.21	1.33	1.43		
$4Q_0$ (cm ³ /s)		2.68	4.32	5.76	7.19	3.95	5.92	7.89	9.87	3.23	4.87	6.46	8.08	4.43	6.65	8.86	11.08		
h_d (mm)		0.056						0.062						0.070					
δ (mm)	0.028	1.10	1.26	1.39	1.49	1.06	1.22	1.34	1.44	1.04	1.19	1.31	1.41	1.00	1.15	1.26	1.36		
$4Q_0$ (cm ³ /s)		4.57	6.85	9.14	11.42	6.27	9.40	13.26	15.67	5.13	7.70	10.28	12.83	7.04	10.56	14.08	17.56		

h_0

h_d (mm)	0.064				0.071				0.072				0.080				
	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)	h_d (mm)	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)	h_d (mm)	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)	h_d (mm)	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)	h_d (mm)	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)	h_d (mm)	δ (mm)	$4Q_0$ (cm ³ /s)
0.032	1.05	1.21	1.33	1.43	1.02	1.17	1.28	1.38	0.99	1.14	1.25	1.35	0.96	1.10	1.21	1.30	1.30
	6.82	10.23	13.64	17.05	9.36	14.03	18.71	23.39	7.66	11.49	15.32	19.15	10.51	15.76	21.02	26.27	26.27
	0.070				0.078				0.079				0.087				
0.035	1.02	1.17	1.29	1.39	0.99	1.13	1.24	1.34	0.96	1.10	1.21	1.31	0.93	1.07	1.17	1.26	1.26
	8.99	13.48	17.98	22.48	12.31	18.46	24.62	30.77	10.10	15.15	20.20	25.24	13.82	20.74	27.64	34.56	34.56
	0.080				0.089				0.090				0.100				
0.040	0.98	1.12	1.23	1.33	0.94	1.08	1.19	1.28	0.92	1.06	1.16	1.25	0.89	1.02	1.12	1.21	1.21
	13.42	20.13	26.84	33.55	18.37	27.56	36.74	45.93	15.07	22.61	30.14	37.68	20.63	30.95	41.27	51.58	51.58
	0.090				0.100				0.101				0.112				
0.045	0.94	1.08	1.18	1.27	0.91	1.04	1.14	1.23	0.89	1.01	1.12	1.20	0.86	0.98	1.08	1.16	1.16
	19.11	28.66	38.22	47.77	26.16	39.24	52.31	65.39	21.46	32.19	42.92	53.65	29.38	44.07	58.76	73.44	73.44
	0.099				0.110				0.111				0.124				
0.050	0.90	1.03	1.13	1.22	0.87	0.99	1.09	1.18	0.85	0.97	1.07	1.15	0.82	0.94	1.03	1.11	1.11
	26.21	39.22	52.42	65.53	35.88	53.82	71.76	89.70	29.44	44.16	58.88	73.60	40.30	60.45	80.60	100.0	100.0

注: 1. 表中 $4Q_0$ 是在轴承润滑油采用30号机械油时流经节流装置的流量。若采用其它牌号润滑油时, 则 $4Q_0 = 4Q_0 \text{表} \times 26.5 \times 10^{-7} / \eta_{50^\circ\text{C}}$, 其他参数不变。
 2. 为了保证润滑油在层流状态下工作, 间隙 $h_0 \leq 0.032$ 用于6号或比6号主轴承润滑油种, 间隙 $h_0 > 0.045$ 用于10号或比10号机械油种的油种, 间隙 $h_0 \geq 0.045$ 用于20号或比20号机械油种的油种。否则表中参数应作修改。
 3. 在额定载荷下, 理论上轴承油膜刚度无限大。
 4. $4Q_0$ 是润滑油温度在 50°C 时, 一个轴承四个油腔的总油量。

表9-4-18 $K = 2/3$ 、 $\beta = 2$ 的轴承与双向薄膜节流器参数

$r_c = 16\text{mm}$; $r_{c1} = 2\text{mm}$; $r_{c2} = 6\text{mm}$; $\mu = 0.28$, $E = 2.1 \times 10^7 \text{N/cm}^2$; $\eta_{50^\circ\text{C}} = 26.5 \times 10^{-2} \text{N}\cdot\text{s/cm}^2$										
L (mm)		$L = D$				$L = 1.5D$				
P_s (N/cm ²)		98	147	196	245	98	147	196	245	
h ₀ (mm)	0.020	h_d (mm)	0.033				0.037			
		δ (mm)	1.33	1.53	1.68	1.81	1.29	1.47	1.62	1.75
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	1.32	1.98	2.64	3.30	1.81	2.72	3.62	4.53
	0.024	h_d (mm)	0.040				0.044			
		δ (mm)	1.25	1.44	1.58	1.70	1.21	1.39	1.53	1.64
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	2.28	3.42	4.56	5.70	3.13	4.70	6.26	7.83
	0.028	h_d (mm)	0.046				0.052			
		δ (mm)	1.19	1.36	1.50	1.62	1.15	1.32	1.45	1.56
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	3.62	5.43	7.24	9.05	4.98	7.46	9.95	12.44
	0.032	h_d (mm)	0.053				0.059			
		δ (mm)	1.14	1.30	1.44	1.55	1.10	1.25	1.39	1.49
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	5.40	8.10	10.80	13.50	7.42	11.14	14.85	18.56
	0.035	h_d (mm)	0.058				0.065			
		δ (mm)	1.11	1.27	1.39	1.50	1.07	1.22	1.34	1.45
		$4Q_0$ (cm ³ /s)	7.18	10.76	14.35	17.94	9.82	14.73	19.64	24.55
0.040	h_d (mm)	0.067				0.074				
	δ (mm)	1.06	1.21	1.33	1.43	1.02	1.17	1.29	1.39	
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	10.71	16.06	21.42	26.77	14.66	21.99	29.32	36.65	
0.045	h_d (mm)	0.075				0.083				
	δ (mm)	1.02	1.16	1.28	1.38	0.98	1.12	1.24	1.33	
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	15.25	22.87	30.59	38.12	20.87	31.31	41.75	52.18	
0.050	h_d (mm)	0.083				0.093				
	δ (mm)	0.98	1.12	1.23	1.33	0.94	1.08	1.19	1.28	
	$4Q_0$ (cm ³ /s)	20.92	31.37	41.83	52.29	28.63	42.95	57.26	71.58	

注: 1. 本表所采用的轴承润滑油是30号机械油。若采用其它牌号轴承润滑油时, 则 $4Q_0 = 4Q_{0\text{表}} \times 26.5 \times 10^{-2} / \eta_{50^\circ\text{C}}$ 。
2. $4Q_0$ 是润滑油温度在50°C时, 一个轴承四个油腔的总流量。

① 确定结构参数 表 9-4-12 是以不同的轴承直径, 推荐静压轴压的结构尺寸。因此, 当通过计算机械设备主轴刚度, 结构定型后, 确定了主轴直径, 便可以在表中查得轴承的结构尺寸。

设已知轴承直径 $D = 140\text{mm}$ 、轴承长度 $L = 210\text{mm}$ 、最大外载 $F_{\max} = 9316.3\text{N}$ 。

根据 $D = 140\text{mm}$ 、 $L = 210\text{mm}$, 查表 9-4-12 得,

油腔长度: $l = 182\text{mm}$ 。

轴向封油面长度: $l_1 = 14\text{mm}$ 。

周向封油面宽度: $b_1 = 14\text{mm}$ 。

回油槽宽度: $b_2 = 5\text{mm}$ 。

回油槽深度: $Z_2 = 1.0\text{mm}$ 。

油腔张角之半: $\theta_1 = 31^\circ 30'$ 。

油腔中心线与周向封油面远边上的夹角: $\theta_2 = 42^\circ 57'$ 。

一个油腔有效承载面积: $A_e = 166\text{cm}^2$ 。

② 确定额定载荷系数 ω_D 、节流器控制系数 K 、设计参数 λ 以及节流比 β 一般中型机床以及轻载、精密加工机床采用 $\omega_D \leq 0.3$, 重型重载机床采用 $\omega_D = 0.3 \sim 0.6$ 。现在最大载荷 $F_{\max} = 9316.3\text{N}$, 按中型机床选取 $\omega_D = 0.3$ 。根据 $\omega_D = 0.3$ 查表 9-4-16 得,

$\omega_D = 0.3$, $K = 0.71$, $\lambda = 0.59$, $\beta = 1.59$ 。

③ 确定供油压力 p_s 供油压力 p_s 可以根据表 9-4-16 附注的公式计算, 即

$$p_s = \frac{F_{\max}}{\omega_D \cdot A_e}$$

现在已知 $A_e = 166\text{cm}^2$, $\omega_D = 0.3$, $F_{\max} = 9316.3\text{N}$, 故 $p_s = \frac{9316.3}{0.3 \times 166} = 187.07\text{ N/cm}^2$

取 $p_s = 196\text{ N/cm}^2$

④ 选择轴承间隙 h_0 及油腔深度 Z_1 轴承间隙 h_0 的选择, 应根据轴承的刚度、主轴受最大载荷时所产生的挠度、以及机床的供油系统等综合考虑而决定。现取 $h_0 = 0.035\text{mm}$, $Z_1 = 2\text{mm}$ 。

⑤ 确定薄膜反馈节流器结构参数 薄膜反馈节流器的结构参数可根据选定的 ω_D 、 p_s 、 L 、 h_0 直接在表 9-4-17 查得。现在 $\omega_D = 0.3$, $p_s = 196\text{ N/cm}^2$, $L = 1.5D$, $h_0 = 0.035\text{mm}$, 查表 9-4-17 得,

薄膜工作范围半径: $r_{c2} = 16\text{mm}$ 。

圆台处进油孔半径: $r_{c1} = 2\text{mm}$ 。

圆台半径: $r_{c2} = 6\text{mm}$ 。

薄膜厚度: $\delta = 1.24\text{mm}$ 。

空载时薄膜与圆台之间的间隙: $h_d \ominus = 0.078\text{mm}$ 。

薄膜采用 65Mn 弹簧钢, 材料弹性模量: $E = 2.1 \times 10^7\text{ N/cm}^2$ 。

泊松比 μ , $\mu = 0.28$ 。

⑥ 选择油泵流量 $Q_{\text{泵}}$ 表 9-4-17 中的 $4Q_0$ 是用 30 号机械油为轴承润滑油时单个轴承的流量。现设采用 30 号机械油为轴承润滑油, 并根据 $L = 1.5D$ 、 $\omega_D = 0.3$ 、 $p_s = 196\text{ N/cm}^2$ 、 $h_0 = 0.035\text{mm}$ 、查表 9-4-17 得单个轴承流量 $4Q_0$ 为: $4Q_0 = 24.62\text{ cm}^3/\text{s}$ 。

两个轴承的总流量 Q_{Σ} 为:

$$Q_{\Sigma} = 2 \times 24.62 = 49.24\text{ cm}^3/\text{s}$$

油泵的流量 $Q_{\text{泵}}$ 一般为:

$$Q_{\text{泵}} = (1.5 \sim 2)Q_{\Sigma}$$

现取 $Q_{\text{泵}} = 2 \times Q_{\Sigma} = 2 \times 49.24 = 98.48\text{ cm}^3/\text{s} = 5.9\text{ l/min}$

⑦ 参数的调整 在加工过程中, 如果轴承间隙 h_0 出现误差, 大于或小于预定的 h_0 值, 为了确保轴承的良好性能, 参数必须进行必要的调整。例如加工后, 轴承的实际间隙 $h_0 = 0.04\text{mm}$, 可根据实际的间隙 h_0 值, 查表 9-4-17 调整下列参数:

a) 薄膜厚度 δ $\delta = 1.19\text{mm}$;

b) 空载时薄膜与圆台之间的间隙 h_d $h_d = 0.089\text{mm}$;

c) 轴承流量 $4Q_0$ $4Q_0 = 36.74\text{ cm}^3/\text{s}$ 。

其它参数不变。

4) $K = \frac{2}{3}$ 、 $\beta = 2$ 薄膜反馈静压轴承设计参数表 (表 9-4-18)

5) $K = \frac{2}{3}$ 、 $\beta = 2$ 薄膜反馈静压轴承设计参数表使用举例

① 确定结构参数 表 9-4-12 是以不同的轴承直径, 推荐静压轴承的结构尺寸。因此, 当通过计算机械设备主轴刚度、结构定型后, 确定了主轴直径, 便可在表 9-4-12 中查得静压轴承的结构尺寸。

设已知轴承直径 $D = 140\text{mm}$ 、轴承长度 $L = 210\text{mm}$, 查表 9-4-12 得:

⊖ h_d 和 δ 也可先后按表 9-4-15 中的公式分别计算。

油腔长度: $l = 182 \text{ mm}$ 。

轴向封油面长度: $l_1 = 14 \text{ mm}$ 。

周向封油面宽度: $b_1 = 14 \text{ mm}$ 。

回油槽宽度: $b_2 = 5 \text{ mm}$ 。

回油槽深度: $Z_2 = 1.0 \text{ mm}$ 。

油腔张角之半: $\theta_1 = 31^\circ 30'$ 。

油腔中心线与周向封油面远边上的夹角: $\theta_2 = 42^\circ 57'$ 。

一个油腔有效承载面积: $A_e = 166 \text{ cm}^2$ 。

② 确定额定载荷系数 ω_D 一般中型机床以及轻载、精密加工机床采用 $\omega_D = 0.3$, 重型重载机床采用 $\omega_D = 0.3 \sim 0.6$, 现采用 $\omega_D = 0.3$ 。

③ 确定供油压力 p_s 供油压力 p_s 根据一个油腔有效承载面积 A_e 、额定载荷系数 ω_D 、以及最大载荷 F_{max} 计算出来:

$$p_s = \frac{F_{max}}{\omega_D \cdot A_e} = \frac{9316.3}{0.3 \times 166} = 187.07 \text{ N/cm}^2$$

取 $p_s = 196 \text{ N/cm}^2$ 。

④ 选择轴承间隙 h_0 及油腔深度 Z_1 轴承间隙 h_0 的选择, 应根据轴承的刚度、主轴受最大载荷时所产生的挠度、以及机床的供油系统等各方面综合考虑而决定。现取 $h_0 = 0.035 \text{ mm}$, 而 $Z_1 = (30 \sim 60)h_0$, 则 $Z_1 = 2 \text{ mm}$ 。

⑤ 确定薄膜反馈节流器结构参数 薄膜反馈节流器的结构参数, 可根据选择的 p_s 、 L 以及 h_0 值在表 9-4-18 查得:

薄膜工作范围半径: $r_c = 16 \text{ mm}$ 。

圆台处进油孔半径: $r_{c1} = 2 \text{ mm}$ 。

圆台半径: $r_{c2} = 6 \text{ mm}$ 。

薄膜厚度: $\delta = 1.34 \text{ mm}$ 。

空载时薄膜与圆台之间的间隙: $h_d = 0.065 \text{ mm}$ 。

薄膜采用 65Mn 弹簧钢, 弹性模量 E : $E = 2.1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$ 。

泊松比 μ : $\mu = 0.28$ 。

⑥ 选择油泵流量 $Q_{泵}$ 表 9-4-18 中的 $4Q_0$ 是用 30 号机械油为轴承润滑油时单个轴承的流量。现设采用 30 号机械油为轴承润滑油, 并根据 $L = 1.5D$ 、 $p_s = 196 \text{ N/cm}^2$ 、 $h_0 = 0.035 \text{ mm}$, 查表 9-4-18 得

单个轴承流量 $4Q_0$ 为: $4Q_0 = 19.64 \text{ cm}^3/\text{s}$ 。

两个轴承的总流量 $Q_{总}$ 为: $Q_{总} = 2 \times 19.64 = 39.28 \text{ cm}^3/\text{s}$ 。

油泵流量 $Q_{泵}$ 一般为: $Q_{泵} = (1.5 \sim 2)Q_{总}$ 。

现取 $Q_{泵} = 2Q_{总} = 2 \times 39.28 = 78.56 \text{ cm}^3/\text{s} = 4.7 \text{ l/min}$ 。

⑦ 参数的调整 在加工过程中, 如果轴承间隙 h_0 出现误差, 大于或小于预定的 h_0 , 为了确保轴承的良好性能, 参数必须进行调节, 例如加工后, 轴承的实际间隙 $h_0 = 0.04 \text{ mm}$, 可根据实际间隙 h_0 值查表 9-4-18 调整下列参数:

a) 薄膜厚度 δ : $\delta = 1.29 \text{ mm}$;

b) 空载时薄膜与圆台之间的间隙 h_d : $h_d = 0.074 \text{ mm}$;

c) 轴承流量 $4Q_0$: $4Q_0 = 29.32 \text{ cm}^3/\text{s}$ 。

其它参数不变。

(5) 功率消耗计算 功率消耗包括油泵的功率消耗和轴的回转摩擦功率消耗两部分。

1) 油泵输入功率

$$N = \frac{p_s Q}{100000 \eta_{泵}}$$

式中 N ——油泵输入功率 (kW);

Q ——油泵输出流量 (cm^3/s);

$\eta_{泵}$ ——油泵总效率。

2) 轴回转摩擦功率

$$N_{摩} = 10^{-5} \eta v^2 \left(\frac{A_f}{h_0} + \frac{A_1}{h_0 + Z_1} \right)$$

式中 $N_{摩}$ ——一个轴承的摩擦功率 (kW);

v ——轴的线速度 (cm/s);

A_f ——轴与轴承可接触的摩擦面积 (cm^2);

A_1 ——油腔挖空部分面积 (cm^2)。

对于矩形油腔静压轴承, A_f 可按下式计算:

$$A_f = Z(BL - bt)$$

式中 B ——一个油腔和油腔两边周向封油面圆周方向的宽度 (cm);

b ——一个油腔圆周方向的宽度 (cm)。

由于 $Z_1 = (30 \sim 60)h_0$, 在一般情况下, $\frac{A_1}{h_0 + Z_1}$

可以忽略不计。

对于中、低速轴承, 主电机功率主要取决于载荷, 不考虑轴承的摩擦损耗。当轴承直径 $\leq \phi 100 \text{ mm}$, 转速 $< 1500 \text{ r/min}$ 时, $N_{摩} \leq 1 \text{ kW}$, 故选主电机时, 可将载荷所需的功率增加 1 kW , 作为总功率。

(6) 轴承材料 静压轴承在正常工作情况下为纯液体摩擦。一般可以采用组织均匀、无砂眼、

缩孔的铸铁或佛铜铸铁。但考虑到轴承工作过程中的瞬时超载、热变形和润滑油突然中断（如故障停电或供油系统障碍）等因素，为了使轴承损坏的危险性减至最小，则轴承材料可用ZQSn 6-6-3，ZQSn 8-14，ZQPb 30，TSnZnPb 6-6-3等铸造青铜或铸造黄铜（整体或钢套镶铜），即同样型机械设备动压滑动轴承所用的材料。

大型机械设备的主轴系统（包括轴、卡盘、齿轮等）和工件重量都很大，有必要对轴承材料进行验算，以保证轴承油腔没有压力油时能支承主轴系统的重量，其单位面积压力需小于轴承材料的许用值〔P〕（表 9-4-19）。

表9-4-19 轴与相配合的轴承
材料许用单位面积压力

材 料	许用单位面积压力〔P〕 (N/cm ²)
未淬火钢(主轴)—青铜(轴承)	196~343
淬火钢(主轴)—青铜(轴承)	539~980
淬火钢(主轴)—钢(轴承)	1470
淬火钢(主轴)—铸铁(轴承)	~490

3. 其它型式径向静压轴承的设计计算

(1) 三油腔小孔节流（有径向回油）静压轴承的计算 三油腔小孔节流（有径向回油）静压轴承如图 9-4-8 所示，是考虑在主轴直径较小（φ 40 mm 以下）的情况下，为了增加轴承承载能力和在高速下减少摩擦功率损耗而采用的。

$$F = A_{e1}P_{b1} - (A_{e2}P_{b2} + A_{e3}P_{b3}) \quad (9-4-1)$$

式中 A_{e1} 、 A_{e2} 、 A_{e3} ——分别为油腔 1、2、3 水平方向（垂直于受力方向）投影面积（cm²）；

P_{b1} 、 P_{b2} 、 P_{b3} ——分别为油腔 1、2、3 的压力（N/cm²）。

$$A_{e2} = A_{e3}, P_{b2} = P_{b3}$$

则 $F = A_{e1}P_{b1} - 2 A_{e2}P_{b2}$

$$\text{式中 } A_{e1} = 2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \quad (9-4-2)$$

$$A_{e2} = 2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \cdot \cos 60^\circ$$

$$\approx R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \quad (9-4-3)$$

$$\text{则 } F = P_{b1} \left[2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \right] - \left[2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \right] P_{b2}$$

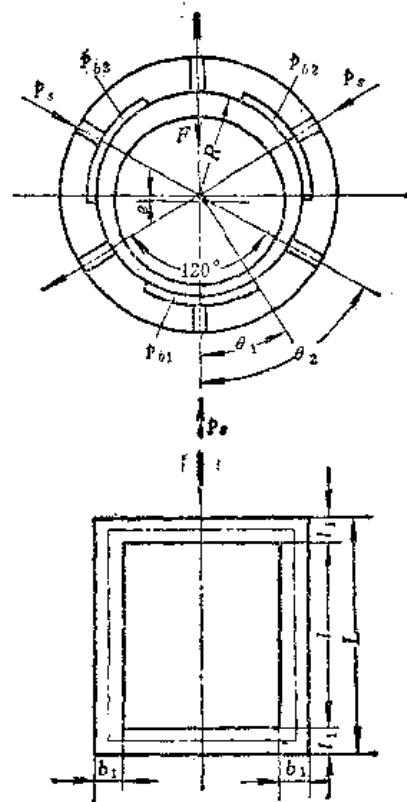


图9-4-8 三油腔小孔节流静压轴承

$$= 2R(l + l_1) \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) (P_{b1} - P_{b2}) \quad (9-4-4)$$

空载时经节流小孔流进各油腔的流量：

$$Q_{00} = \alpha \frac{\pi d_0^3}{4} \sqrt{\frac{2(P_s - P_{b0})}{\rho}} \quad (9-4-5)$$

式中 P_{b0} ——不受载荷时的油腔压力（N/cm²）。

经过每个油腔流出的流量

$$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6l_1 \eta} \left(\frac{11l_1}{R b_1} + 2\theta_1 \right) P_{b0} \quad (9-4-6)$$

因为

$$Q_{00} = Q_0$$

简化得

$$P_{b0} = \frac{2P_s}{1 + \sqrt{1 + \lambda}} \quad (9-4-7)$$

$$\text{式中 } \lambda = \frac{32\rho \left(\frac{11l_1}{2Rb_1} + \theta_1 \right)^2 R^2 h_0^4 P_s}{9a^2 \pi^2 d_0^3 \eta^2 l_1^2} \quad (9-4-8)$$

$$\text{节流比 } \beta = \frac{P_s}{P_{b0}} = \frac{1 + \sqrt{1 + \lambda}}{2} \quad (9-4-9)$$

可得承载能力

$$F = 4P_s(l + l_1)R \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \times \left[\frac{1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_1}} - \frac{1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_2}} \right] \quad (9-4-10)$$

式中 λ_1 ——油腔 1 在受载后的设计参数;

λ_2 ——油腔 2 在受载后的设计参数。

轴承受载后 h_0 变化为 h_1 、 h_2 、(h_3)。

$$h_1 = h_0(1 - \varepsilon \cos \theta) \quad (\text{近似值})$$

$$h_2 = \sqrt[3]{0.5 h_0 \sqrt{[1 + \varepsilon \cos(60^\circ - \theta_1)]^2 + [1 - \varepsilon \sin(\theta_1 - 30^\circ)]^2}}$$

$$\lambda_1 = \lambda \left(\frac{h_1}{h_0} \right)^6 = \lambda (1 - \varepsilon \cos \theta_1)^6 \quad (\text{近似值}) \quad (9-4-11)$$

$$\begin{aligned} \lambda_2 &= \lambda \left(\frac{h_2}{h_0} \right)^6 \\ &= 0.25 \lambda \{ [1 + \varepsilon \cos(60^\circ - \theta_1)]^2 \\ &\quad + [1 - \varepsilon \sin(\theta_1 - 30^\circ)]^2 \}^3 (\text{近似值}) \end{aligned} \quad (9-4-12)$$

$$\text{令 } k = 0.25 \{ [1 + \varepsilon \cos(60^\circ - \theta_1)]^2 + [1 - \varepsilon \sin(\theta_1 - 30^\circ)]^2 \}^3 \quad (9-4-13)$$

则

$$\begin{aligned} \lambda_2 &= \lambda k \\ F &= 4 p_s (l + l_1) R \sin \left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) \\ &\quad \times \left[\frac{1}{1 + \sqrt{1 + \lambda (1 - \varepsilon \cos \theta_1)^6}} \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{1 + \sqrt{1 + \lambda k}} \right] \end{aligned} \quad (9-4-14)$$

[计算举例]:

所采用的轴承尺寸 (cm):

$$D = 4, \quad b_1 = 0.25, \quad l_1 = 0.5, \quad l = 4, \quad b = 0.3$$

(回油槽宽度)

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{\pi}{3} - \frac{2b_1 + b}{D} = \frac{3.14}{3} - \frac{2 \times 0.25 + 0.3}{4} \\ &= 0.847 \text{ 弧度} = 48^\circ 32' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \frac{\pi}{3} - \frac{b}{D} = \frac{3.14}{3} - \frac{0.3}{4} = 0.972 \text{ 弧度} \\ &= 55^\circ 42' \end{aligned}$$

$$\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} = 0.9095 = 52^\circ 7'$$

取 $\alpha = 0.8$, $p_s = 147 \text{ N/cm}^2$, 润滑油用 3 号主轴油。令油温 20°C 时 $\beta_{20^\circ\text{C}} = 1.5$, 由式 (9-4-9) 得 $\lambda_{20^\circ\text{C}} = 3$ 。

将已知值代入式 (9-4-8) 得:

$$\lambda_{20^\circ\text{C}} = 284.48 \times 10^9 \frac{h_0^6}{d_0^4}$$

$$\text{则 } \frac{h_0^6}{d_0^4} = 1.054 \times 10^{-11}$$

选择 $h_0 = 2 \times 10^{-3}$, 则 $d_0 = 0.5 \text{ mm}$

当油温为 50°C 时, 将上述 h_0 、 d_0 值代入式 (9-4-8)

得 $\lambda_{50^\circ\text{C}} = 14.09$, $\beta_{50^\circ\text{C}} = 2.44 < 3$

则所定结构尺寸符合 $1.5 < \beta_{20^\circ\text{C}}$, $3 > \beta_{50^\circ\text{C}}$ 的要求

50°C 时受最大载荷的位移量, 令 $\varepsilon = 0.0001 \text{ cm}$,

则 $\varepsilon = 0.05$

由式 (9-4-11)、(9-4-12)、(9-4-13) 得:

$$\lambda_1 = 11.51, \quad \lambda_2 = 15.64 \quad (k = 1.11)$$

代入式 (9-4-14) 得:

$$\begin{aligned} F &= 4 \times 147 (4 + 0.5) \times 2 \sin 52^\circ 7' \\ &\quad \times \left[\frac{1}{1 + \sqrt{1 + 11.51}} - \frac{1}{1 + \sqrt{1 + 15.64}} \right] \\ &= 99.0 \text{ N} \end{aligned}$$

同理可求得当 $\varepsilon = 0.0005 \text{ cm}$, $\varepsilon = 0.25$ 时, $F =$

$$552.1 \text{ N};$$

$$\varepsilon = 0.001 \text{ cm}, \quad \varepsilon = 0.5 \text{ 时,}$$

$$F = 1176.8 \text{ N}.$$

(2) 不等面积三油腔小孔节流静压轴承计算

设计成不等三油腔是为了平衡传动皮带的预加力, 其较大油腔可正对皮带拉力方向。现设其结构尺寸除 l' 和 d'_0 外, 其余与上述等三油腔相同。

令皮带预加力 $F_0 = 294.2 \text{ N}$

设在工作温度 50°C 时, 取 $d_0 = 0.05 \text{ cm}$, $h_0 = 2 \times 10^{-3} \text{ cm}$

已知 $\lambda_{50^\circ\text{C}} = 14.09$

因为 $F_0 = 4 p_s R \sin \left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right)$

$$\times \left[\frac{l' + l_1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_1}} - \frac{l + l_1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_2}} \right] \quad (9-4-15)$$

令 $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_{50^\circ\text{C}} = 14.09$

将已知各值代入式 (9-4-15)

$$30 = 4 \times 147 \times 2 \times \sin 52^\circ 7'$$

$$\times \left[\frac{l' + 0.5}{1 + \sqrt{1 + 14.09}} - \frac{4 + 0.5}{1 + \sqrt{1 + 14.09}} \right]$$

得

$$l' = 5.55 \text{ cm}$$

因 $Q_{c0} = Q_0$, $F_{c0} = \frac{2 p_s}{1 + \sqrt{1 + \lambda}}$

将各已知值代入式 (9-4-5)、(9-4-9) 得:

$$Q_0 = 9.2 \text{ cm}^3/\text{s}, \quad Q_{c0} = 2.831 \times 10^4 d_0'^2$$

$$d_0' = 0.056 \text{ cm}, \quad \text{取 } d_0' = 0.55 \text{ mm}$$

验证 ε 和 F

设载荷 F 与 F_0 方向相同, 即 F 作用于油腔 1 上。

$$F = 2R \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) [(l' + l_1) p_{s1} - (l + l_1) p_{s2}]$$

$$= 4p_s R \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2}\right) \times \left[\frac{l' + l_1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_1}} - \frac{l + l_1}{1 + \sqrt{1 + \lambda_2}} \right]$$

式中 $\lambda_1 = \lambda_{30^\circ} (1 - \epsilon \cos \theta_1)^3$; $\lambda_2 = \lambda_{30^\circ} k$ 。

当 $\epsilon = 0.0003\text{cm}$ 时, $\epsilon = 0.15$

由式 (9-4-11)、(9-4-12)、(9-4-13)、(9-4-14) 得:

$$\lambda_1 = 7.487, k = 1.408, \lambda_2 = 19.84, F = 520.7\text{N}$$

即受 520.7N 时, 位移 $3\mu\text{m}$ 。

当 $\epsilon = 0.0005\text{cm}$ 时, $\epsilon = 0.25$

$$\lambda_1 = 4.769, \lambda_2 = 25.87, F = 975.8\text{N}$$

即当受 975.8N 时, 位移 $5\mu\text{m}$ 。

(3) 不等面积四油腔径向静压轴承计算 为了增大静压轴承的承载能力和尽可能降低供油压力, 可采用不等面积油腔静压轴承的结构 (图 9-4-9 和图 9-4-10)。

其设计计算的假设条件如下:

第一, 在一个预定的假定载荷下, 大、小油腔压力相等, 主轴在轴承中间位置没有位移;

第二, 在额定载荷下 (最大载荷下), 大、小油腔压力不等, 采用可变节流器的条件下, 主轴仍

在轴承中间位置没有位移。

假定载荷选择的依据: 一般是根据载荷相对偏心率曲线来选择, 在不同的假定载荷下会出现不同的载荷相对偏心率曲线。在运算工具条件较差的情况下, 可采用经验数据, 即取假定载荷为最大载荷的 30~40%; 若用电子计算机运算, 则应采用多个不同的假定载荷值, 得到多个对应的载荷相对偏心率曲线, 从中选择与最佳刚度相对应的假定载荷值。

根据上述的假设, 可列出下列关系式:

1) 双面薄膜反馈节流径向静压轴承

$$F_b = p_b (A_{e1} - A_{e2}) \quad (9-4-16)$$

式中 F_b ——假定载荷 (N);

p_b ——在假定载荷作用下的大、小油腔压力 (N/cm²);

A_{e1} ——大油腔有效承载面积 (cm²);

A_{e2} ——小油腔有效承载面积 (cm²)。

在假定载荷作用下, 通过薄膜节流器到大、小油腔的流量相等, 设大、小油腔封油面系数相同, 则薄膜节流器流入一个油腔的流量为:

$$Q_{o1} = \frac{\pi h^3}{6 \eta l_n} \frac{r_{e2}}{r_{e1}} (p_s - p_b) \quad (9-4-17)$$

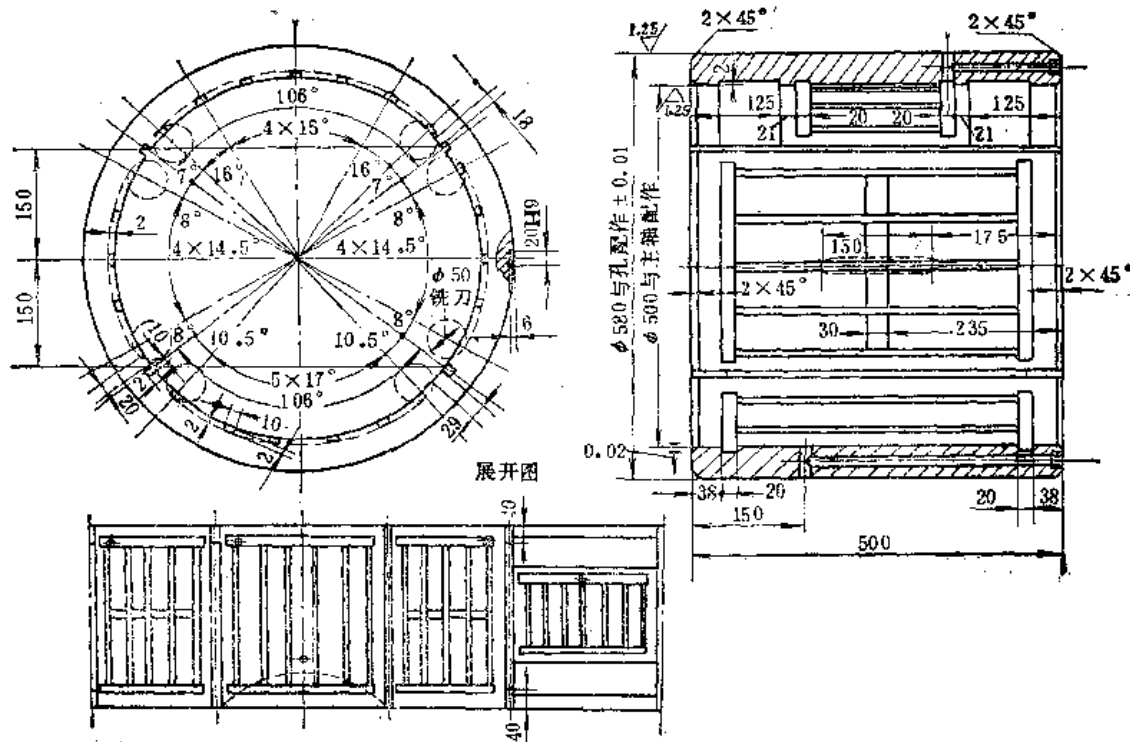


图9-4-9 前轴承结构 (一)

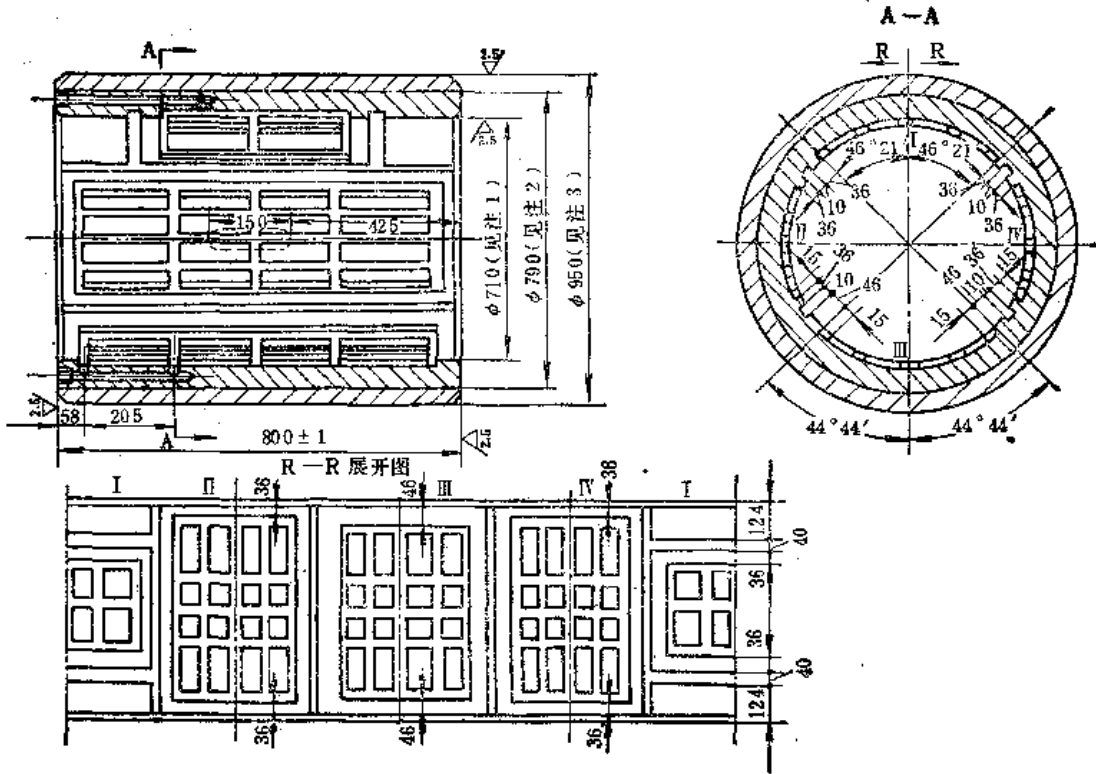


图9-4-10 前轴承结构 (二)

- 注: 1. $\phi 710$ 尺寸根据实测主轴尺寸 + 0.2mm
- 2. $\phi 790$ 热套前要求实测配合过盈 0.35mm
- 3. $\phi 950$ 尺寸根据实测箱体轴承孔尺寸 + 0.015
- 4. $\phi 710$ 与 $\phi 950$ 的同轴度小于 0.02mm

从油腔流出的流量为:

$$Q_{b(大,小)} = \frac{C h_0^3 p_b}{6 \cdot \eta} \quad (9-4-18)$$

式中 C —— 封油面系数。

$$C = \left(\frac{l_{大}}{b_{1大}} + \frac{2R\theta_{1大}}{l_{1大}} \right) = \left(\frac{l_{小}}{b_{1小}} + \frac{2R\theta_{1小}}{l_{1小}} \right)$$

由 (9-4-16)、(9-4-17)、(9-4-18) 式便可得出 h_d 值。

$$h_d = h_0 \sqrt[3]{\frac{F_b}{A_{e1} - A_{e2}} \cdot \frac{C \ln \frac{r_{e2}}{r_{e1}}}{\pi (p_s - \frac{F_b}{A_{e1} - A_{e2}})}} \quad (9-4-19)$$

在 (9-4-19) 式中, 若 F_b 已定, 则可相应地求得 h_d 值。

在任意外载荷作用下, 通过双面薄膜反馈节流器到大、小油腔的流量平衡方程如下:

薄膜反馈节流器到小油腔的流量平衡式为:

$$\frac{\pi (p_s - p_{b2}) (h_d - \bar{u})^3}{\ln \frac{r_{e2}}{r_{e1}}} = \left[\frac{l_{小} h_0^3 (1 + \epsilon \cos \theta_{1小})^3}{b_{1小}} + \frac{2R\theta_{1小} h_{2eP}^3}{l_{1小}} \right] p_{b2} \quad (9-4-20)$$

式中 p_{b2} —— 小油腔的压力 (N/cm²);

h_{2eP} —— 小油腔端面处平均间隙 (cm)。

薄膜反馈节流器到大油腔的流量平衡式为:

$$\frac{\pi (p_s - p_{b1}) (h_d + \bar{u})^3}{\ln \frac{r_{e2}}{r_{e1}}} = \left[\frac{l_{大} h_0^3 (1 - \epsilon \cos \theta_{1大})^3}{b_{1大}} + \frac{2R\theta_{1大} h_{1eP}^3}{l_{1大}} \right] p_{b1} \quad (9-4-21)$$

式中 p_{b1} —— 大油腔的压力 (N/cm²);

h_{1eP} —— 大油腔端面处平均间隙 (cm)。

h_{1eP} 、 h_{2eP} 可用下式表示:

$$h_{2ep} = \frac{h_0^3}{\theta_{1x}} \int_0^{\theta_{1x}} (1 - e \cos \theta_{1x})^3 d\theta_{1x}$$

$$h_{2ep} = \frac{h_0^3}{\theta_{1x}} \int_0^{\theta_{1x}} (1 + e \cos \theta_{1x})^3 d\theta_{1x}$$

轴承的承载能力为:

$$F = p_{b1} \cdot A_{c1} - p_{b2} \cdot A_{c2} \quad (9-4-22)$$

受载后薄膜平均变形量 \bar{u} 为:

$$\bar{u} = \frac{3(1-\mu^2)(r_2^2 - r_1^2)^2(p_{b1} - p_{b2})}{16E\delta^2} \quad (9-4-23)$$

根据假设条件, 在额定载荷 (最大载荷 F_{max} 作用下) 大、小油腔压力不等, 当载荷为 F_{max} 时, 主轴的位移 $e = 0$, 即 $h_1 = h_2 = h_0$

从 (9-4-20)、(9-4-21)、(9-4-22)、(9-4-23) 式联立解, 可求得:

$$p_{b2} = \frac{\pi p_s (h_d - \bar{u})^3}{Ch_0^3 \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} + \pi (h_d - \bar{u})^3} \quad (9-4-24)$$

$$p_{b1} = \frac{\pi p_s (h_d + \bar{u})^3}{Ch_0^3 \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} + \pi (h_d + \bar{u})^3} \quad (9-4-25)$$

将 (9-4-24)、(9-4-25) 代入 (9-4-22) 式可得:

$$F_{max} = \frac{\pi p_s (h_d + \bar{u})^3 A_{c1}}{Ch_0^3 \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} + \pi (h_d + \bar{u})^3} - \frac{\pi p_s (h_d - \bar{u})^3 A_{c2}}{Ch_0^3 \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} + \pi (h_d - \bar{u})^3} \quad (9-4-26)$$

从 (9-4-26) 式中可求得变形量 \bar{u} 值, 将 \bar{u} 值代入 (9-4-25)、(9-4-24) 式, 即可求得在 F_{max} 条件下的大小油腔压力。

根据 (9-4-23) 式可求得薄膜厚度 δ 值为:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)(r_2^2 - r_1^2)^2(p_{b1} - p_{b2})}{16E\bar{u}^2}} \quad (9-4-27)$$

上述计算只能得到当 $F = F_b$ 和 $F = F_{max}$ 时, 主轴的位移为零, 当载荷 $F = 0 \sim F_{max}$ 的加载过程中, 主轴的位移随着 F 而变化, 因此, 必须作出载荷偏心率曲线, 从载荷相对偏心率曲线中分析是否符合轴承具体工作的要求。如果符合要求, 说明选择的假定载荷和该假定载荷下求得的各参数合理可用。如不符合, 则需重选假定载荷, 用同样的方法计算有关参数, 并画出载荷相对偏心率曲线进行分析。若利用电子计算机运算, 则可选择多个假定载

荷值进行运算, 得到多个对应的载荷相对偏心率曲线, 从中选择最佳刚度对应的假定载荷值。

2) 滑阀反馈节流径向静压轴承 计算、推导方法与薄膜反馈节流径向静压轴承类似。

$$F_b = p_b(A_{c1} - A_{c2}) \quad (9-4-28)$$

在假定载荷作用下, 通过滑阀节流器到大、小油腔的流量相等, 设大、小油腔封油面系数相同, 则滑阀节流器流入一个油腔的流量为:

$$Q_{c1} = \frac{\pi d_c h_c^3}{12\eta l_c} (p_s - p_b) \quad (9-4-29)$$

从油腔流出的流量为:

$$Q_{b(c1, c2)} = \frac{Ch_0^3 p_b}{6\eta} \quad (9-4-30)$$

式中 C 为封油面系数, 其值与薄膜反馈节流静压轴承相同。

因为

$$Q_{c1} = Q_{b1}$$

由 (9-4-28)、(9-4-29)、(9-4-30) 式可求得 h_c 值为:

$$h_c = h_0 \sqrt[3]{\frac{2Cl_c p_b}{\pi d_c (p_s - p_b)}} \\ = h_0 \sqrt[3]{\frac{2Cl_c F_b}{A_{c1} - A_{c2}}} \quad (9-4-31)$$

在 (9-4-31) 式中, 若 F_b 已定, 则可相应地求得 h_c 值。

在任意外载荷作用下, 通过滑阀反馈节流器到大、小油腔的流量平衡方程如下:

滑阀反馈节流器到小油腔的流量平衡方程为:

$$\frac{\pi d_c h_c^3 (p_s - p_{b2})}{2(l_c + x)} \\ = \left[\frac{l_{1x} h_0^3 (1 + e \cos \theta_{1x})^3}{b_{1x}} + \frac{2R\theta_{1x} h_{2ep}^3}{l_{1x}} \right] p_{b2} \quad (9-4-32)$$

滑阀反馈节流器到大油腔的流量平衡方程为:

$$\frac{\pi d_c h_c^3 (p_s - p_{b1})}{2(l_c - x)} \\ = \left[\frac{l_{1x} h_0^3 (1 - e \cos \theta_{1x})^3}{b_{1x}} + \frac{2R\theta_{1x} h_{1ep}^3}{l_{1x}} \right] p_{b1} \quad (9-4-33)$$

轴承的承载能力为:

$$F = p_{b1} A_{c1} - p_{b2} A_{c2} \quad (9-4-34)$$

受载后滑阀位移量 x 为:

$$x = \frac{(p_{b1} - p_{b2}) A_c}{2h_c}$$

x_{max} 应满足: $0 \leq x_{max} \leq 1$

所以
$$x_{max} = \frac{(p_{b1max} - p_{b2min}) A_c}{2 k_c} \quad (9-4-35)$$

根据假设条件, 在额定载荷 (最大载荷 F_{max} 作用下) 大、小油腔压力不等, 当载荷为 F_{max} 时, 主轴的位移 $e = 0$, 即 $h_1 = h_2 = h_0$ 。

从 (9-4-32)、(9-4-33)、(9-4-34)、(9-3-35) 式联立解, 可求得,

$$p_{b2} = \frac{\pi d_c h_0^3 p_s}{\pi d_c h_0^3 + (l_c + x) h_0^3} \quad (9-4-36)$$

$$p_{b1} = \frac{\pi d_c h_0^3 p_s}{\pi d_c h_0^3 + (l_c - x) h_0^3} \quad (9-4-37)$$

将 (9-4-36)、(9-4-37) 代入 (9-4-34) 式得:

$$F_{max} = \pi d_c h_0^3 p_s \left[\frac{A_{s1}}{\pi d_c h_0^3 + (l_c - x) h_0^3} - \frac{A_{s2}}{\pi d_c h_0^3 + (l_c + x) h_0^3} \right] \quad (9-4-38)$$

从 (9-4-38) 式中可求得 x 值, 将 x 值代入 (9-4-36)、(9-4-37) 式即可求得在 F_{max} 条件下的大、小油腔压力。

根据 (9-4-36)、(9-4-37) 式求得的 p_{b2} 、 p_{b1} 和 (9-4-38) 式求得的 x 值, 代入 (9-4-35) 式便可求得 k_c 值。

同样, 上述计算只能得到当 $F = F_b$ 和 $F = F_{max}$ 时, 主轴的位移为零。当载荷 $F = 0 \sim F_{max}$ 的加载过程中, 主轴的位移随着 F 而变化, 因此, 必须作出载荷相对偏心率曲线, 从载荷相对偏心率曲线中分析是否符合轴承具体工作的要求。如果符合要求, 说明选择的假定载荷和该假定载荷 F 求得的各参数合理可用。如不符合, 则需重选假定载荷, 用同样的方法计算有关参数, 并画出载荷偏心率曲线进行分析。若利用电子计算机运算, 则可选择多个假定载荷值进行运算, 得到多个对应的载荷相对偏心率曲线, 从中选择最佳刚度对应的假定载荷值。

(4) 随动附加静压支承的计算

1) 附加静压支承随动系统原理 图 9-4-11 是附加静压支承随动系统原理图。A 和 B 是两个四油腔带有周向回油槽的液体静压轴承, C 是一个小于半圆的圆弧面静压支承, 它具有两个等面积的对称油腔, 总有效

面积为 A'_c 。A、B 静压轴承油腔压力用反馈滑阀控制, 利用 A 静压轴承的下油腔压力 p_3 (正对外载 F 的方向) 来控制随动阀 5 的节流长度。经随动阀后的油液 (压力为 p_5), 流过反馈滑阀 6 再进入附加静压支承油腔中。反馈滑阀 6 在没有水平分力作用于主轴时, 只起到固定节流的作用。

当主轴 C 点上加外载 F 时, 则油腔压力 p_3 便随 F 增加而增加。此时, 以 $p_3 A'_c$ 的力作用随动阀的滑阀, 使压缩弹簧压缩了 x_5 , 滑阀处于一个新的平衡位置。随动阀的节流长度变为 $(l_5 - x_5)$, p_5 也随之改变, 附加支承的油腔压力 p_6 也随着变化, 以一定的卸荷力 $U = p_6 A'_c$, 来适应外载 F 的改变。U 与 F 作用方向相反, 从而减少了作用于主轴上的力, 达到减少挠度的目的。

附加静压支承, 随动滑阀和反馈滑阀结构分别见图 9-4-12~9-4-14。

2) 设计步骤 主轴的直径、主轴支承间的距离以及负载确定后, 即可进行主轴附加静压支承的设计。

① 根据主轴受力情况, 确定卸荷能力 U

a. 设主轴受最大外载为 F_{max} , 假定卸去 $x\%$ 的外载, 则最大卸荷能力为:

$$U_{max} = F_{max} x\%$$

根据主轴受 $\Delta F_{max} = F_{max} - U_{max}$ 力, 可以进行两个静压轴承的设计。

b. 验证两个静压轴承的半径间隙是否合理 轴承的半径间隙 h_0 为:

$$h_0 \geq e_m + f_m + d_1 + d_2$$

式中 e_m ——油膜位移在静压轴承端处的数值;

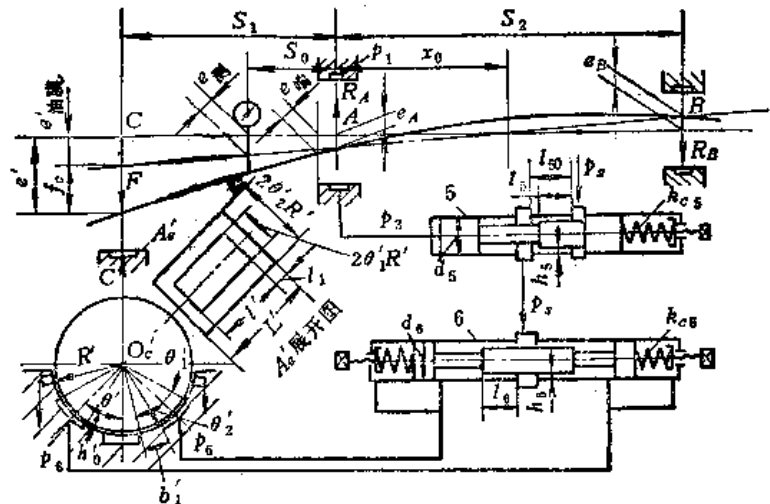


图9-4-11 附加静压支承随动系统原理

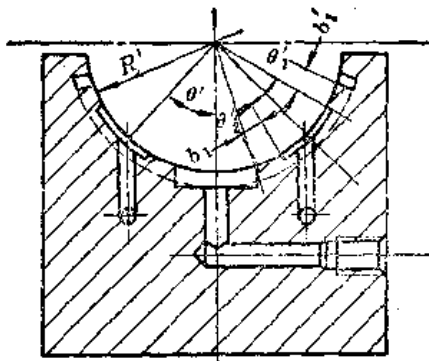


图9-4-12 附加静压支承结构

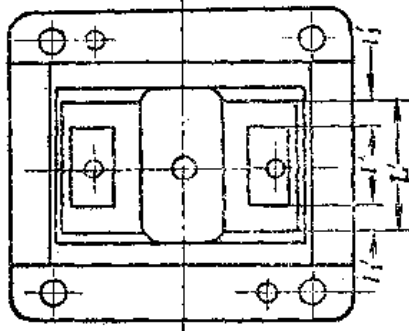


图9-4-13 随动滑阀结构

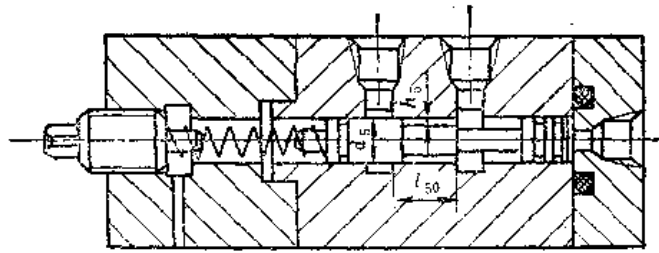


图9-4-14 反馈滑阀结构

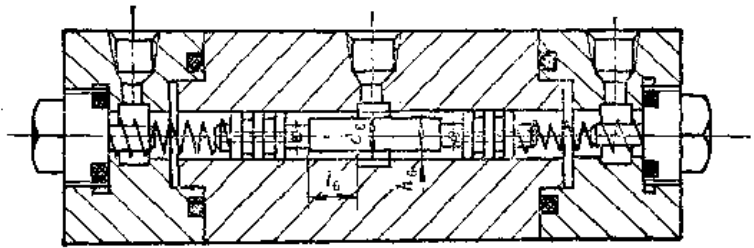


图9-4-15 主轴位移关系图

f_{\max} ——主轴在 ΔF_{\max} 作用下，在静压轴承端面处的挠度；

D_1 ——两个静压轴承的同轴度；

D_2 ——供油系统的过滤精度。

按照图 9-4-15 所示结构有：

$$e_{\max} = \frac{x_0 + L/2}{x_0} e_A$$

$$x_0 = \frac{S_2 e_A}{e_A + e_B}$$

式中 e_A ——油膜位移在静压轴承 A 点处的数值，

$$e_A = e_A \cdot h_{0A}$$

e_B ——油膜位移在静压轴承 B 点处的数值，

$$e_B = e_B h_{0B}$$

$$\varepsilon = \frac{R}{A_e P_e} \left(2C_e - \frac{\beta^2}{\beta - 1} \right) + \left(\frac{R^*}{A_e P_e} \right)^3 C_e^2 (\beta - 1) \frac{1}{6 \left[C_e \left(\frac{R}{A_e P_e} \right)^2 - 1 \right] \cos \theta_1}$$

将 A、B 静压轴承的支反力 R_A 和 R_B 代入上式之 R^* ，即可求得两静压轴承之相对偏心率 ε_A 和 ε_B 。

$$R_A = \frac{S_1 + S_2}{S_2} \Delta F_{max}$$

$$R_B = R_A - \Delta F_{max} \quad (\text{方向与 } R_A \text{ 相反})$$

$$C_e = \frac{-1 + \sqrt{1 + \beta^2 \left(\frac{R^*}{A_e p_s} \right)^2}}{(\beta - 1) \left(\frac{R^*}{A_e p_s} \right)^2}$$

$$f_{油} = \frac{\Delta F_{max} L}{12EJ} \left[S_1 \left(\frac{3L}{2} + 2S_2 \right) - \frac{L^2}{4} \right]$$

② 确定附加静压支承的间隙 h'_0

$$h'_0 \geq e' + \Delta_2$$

$$e' = f_c + e'_{油膜}$$

$$f_c = \frac{\Delta F_{max} S_1^2}{3EJ} (S_1 + S_2)$$

$$e'_{油膜} = \frac{x_0 + S_1}{x_0} e_A$$

③ 确定附加静压支承尺寸 附加静压支承的尺寸、面积，按具体机构和要求卸荷的最大值 U_{max} ，适当考虑 $p_{s,max}$ 的数值（这与进油压力大小有关），可在最后确定。

对于有两个对称静压油腔的附加静压支承（图 9-4-12）

$$A'_c = 4(l'_1 + l') R' \sin \left(\frac{\theta'_1 + \theta'_2}{2} \right) \cos \theta'$$

确定 $l'_1, l', R', \theta'_1, \theta'$ ，计算出 θ'_2 ，则可计算得 A'_c ，而 U_{max} 为已知，则 $p_{s,max}$ 可求出。

④ 设计随动阀

a) 计算在 $F_{max} - U_{max} = \Delta F_{max}$ 作用下，控制随动阀的静压轴承受力油腔的压力 p_3 （亦即主轴受最大外载荷时 A 轴承的下油腔压力）

$$p_3 = \frac{1}{2} \left[\frac{R_A}{A_c} + \frac{p_s}{\beta} + \sqrt{\left(\frac{R_A}{A_c} \right)^2 + \left(\frac{p_s}{\beta} \right)^2} \right]$$

(N/cm²)

b) 确定随动阀参数 首先求出随动阀的半径间隙。

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{x_3}{d_0 \left[\frac{p_s A'_c - U_{min}}{U_{min} B_{min}} - \frac{p_s A'_c - U_{max}}{U_{max} B_{max}} \right]}}$$

(9-4-39)

式中 U_{max} ——最大卸荷能力 (N)；
 U_{min} ——最小卸荷能力 (N)；
 B_{max} ——静压轴承 B 最大支反力 (N)；
 B_{min} ——静压轴承 B 最小支反力 (N)。
 随动阀滑阀直径 d_0 根据工艺条件确定。

p_s 根据供油系统确定。

$$B_{max} = \frac{2h_0^3}{\pi} \left\{ \frac{l'}{\theta'_1} \{ [1 - \varepsilon' \cos(\theta' + \theta'_1)]^3 + [1 - \varepsilon' \cos(\theta' - \theta'_1)]^3 \} + \frac{4R'\theta'_1}{l'_1} (1 - \varepsilon' \cos \theta')^3 \right\}$$

式中 ε' ——附加支承的油膜相对偏心率。

(9-4-39) 式应满足：

$$\frac{p_s A'_c - U_{min}}{U_{min} B_{min}} - \frac{p_s A'_c - U_{max}}{U_{max} B_{max}} > 0$$

令 $U_{min} = q U_{max}$ ，可得：

$$q < \frac{B_{min} p_s A'_c}{B_{min} (p_s A'_c - U_{max}) + B_{max} U_{max}} \quad (9-4-40)$$

$$B_{min} = \frac{p_s A'_c - U_{min}}{U_{min} \left(\frac{l_5}{d_0 h_0^3} + \frac{l_0}{2 d_0 h_0^3} \right)}$$

将上述已知值代入 (9-4-40) 式，求得 q 值为小于 1 的数值。 q 值可考虑 U_{min} 的数值选取某一个值，但选取的 q 值须小于 (9-4-40) 式计算的数值。 q 确定后，即可求得附加支承的最小卸荷能力 U_{min} 。

随后计算弹簧被压缩量：

$$x_5 = \frac{\pi d_0^3}{4k_{c5}} (p_3 - p_{03})$$

式中 p_{03} ——主轴在附加支承处受力为零时 A 轴承的下油腔压力；

$$k_{c5} \text{——随动阀的弹簧刚度} \left(k_{c5} = \frac{\pi d_0^3 p_{03}}{4 l_{预压}} \right)。$$

当给弹簧一个预压缩量 $l_{预压}$ 用来平衡 p_{03} 的作用力时， $l_{预压}$ 与 p_{03} 和 d_0 有关。给定的 $l_{预压}$ 应使弹簧最大压缩量不太大。

节流长度 l_5 应当 $\geq x_5$ ，取 $l_5 = \frac{x_5}{0.8}$ ，已选取的 l_5 不能随意改变，由它计算得的 x_5, h_0 应保证有 p_{0min} 的压力，并满足 $p_{0min} A'_c = U_{min}$ 。

c) 设计附加支承的反馈阀，附加支承油腔的最大压力

$$p_{0max} = \frac{p_s}{1 + B_{max}} \left(\frac{l_5 - x_5}{d_0 h_0^3} + \frac{l_0}{2 d_0 h_0^3} \right)$$

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{l_0}{2 d_0 \left(\frac{p_s - p_{0max}}{p_{0max} B_{max}} - \frac{l_5 - x_5}{d_0 h_0^3} \right)}}$$

按工艺条件 p_0, d_0 即可得 h_0, h_0 计算后，应用下式验算。

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{l_R}{2 d_0 \left[l_3 \frac{p_s A'_s - U_{\max}}{U_{\max} B_{\max}} - (l_5 - x_5) \frac{p_s A'_s - U_{\min}}{U_{\min} B_{\min}} \right] \times \pi_5}}$$

d) 当附加支承不用反馈网时, 有关参数的计算只改变 h_0 , 其它不变。

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{(l_5 - x_5) p_{\max} B_{\max}}{d_0 (p_0 - p_{\max})}}$$

(5) 腔内孔式回油静压轴承的计算

1) 结构特点与工作原理 这种结构静压轴承的特点是油腔内孔式回油而无周向回油槽, 回油孔设在主轴轴承油腔受载方向主轴挠度变化最大的位置。它的工作原理如图 9-4-16 所示, 当主轴受载后 (以二支承的前轴承为例), 各油腔的压力发生了变化, 使各油腔中的油液一部分从轴承的两端面流出, 一部分通过油腔内圆台回油孔处流出, 还有部分从压力高的油腔中的油液向着压力低的油腔内流动, 即内流。油腔 3 中间隙增大, 除轴承油膜所引起的位移外, 还有主轴挠度的影响, 油流阻力减小, p_3 降低; 而油腔 1 处的间隙减小, 油流阻力增大, p_1 升高。这样便产生压力差 $A_s(p_1 - p_0)$ 来平衡外载荷的作用。

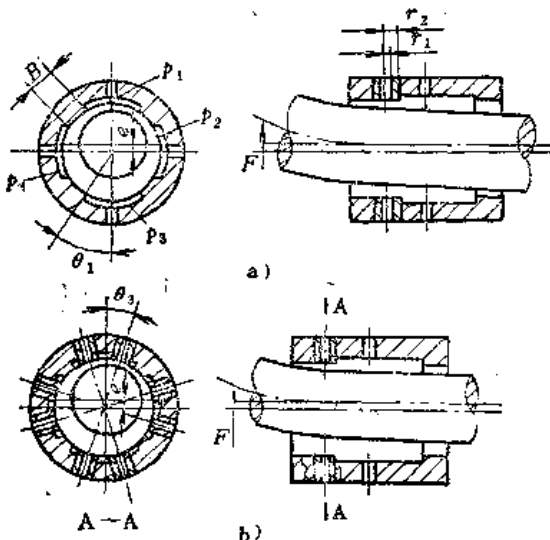


图9-4-16 腔内孔式回油液体静压轴承的原理图
a) 单排回油孔 b) 双排回油孔

在这里, 油腔内回油孔处受载方向挠度越大, 能引起的压力差也越大, 故其油膜刚度也随之提高。所以回油孔的位置宜放在受载荷方向挠度变形值最大的位置。回油孔的数量 (即占回油量的百分

比) 与油膜刚度有一定的关系, 图 a 及 b 分别表示单排与双排回油孔在圆周方向上的分布情况。

2) 设计计算 (以小孔节流为例) 承载能力为:

$$F = A_s(p_1 - p_0) \quad (9-4-41)$$

式中 $A_s = (L - l_1)(2R \sin \theta_1 + B \sin 45^\circ)$

$$= n \left\{ \pi r_2^2 - \frac{\pi}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \times \left[r_2^2 - r_1^2 \left(1 + 2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) \right] \right\} \cos \theta_s$$

其中 n 为回油小孔数 (可以是 1 或 2)

当 $n = 1$ 时, $\cos \theta_s = 1$, 即回油小孔在油腔的中间。当 $n = 2$ 时, $\theta_s = \theta_1/2$ 。

空载时通过节流小孔流入轴承一个油腔的流量为:

$$Q_{c0} = a \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}}$$

空载时轴承一个油腔流出的流量为:

$$Q_0 = \frac{h_0^3 p_0}{6 \eta} \left(\frac{2R\theta_1}{l_1} + \frac{n\pi}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right)$$

根据流量平衡方程: $Q_{c0} = Q_0$

$$a \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}} = \frac{h_0^3 p_0}{6 \eta} \left(\frac{2R\theta_1}{l_1} + \frac{n\pi}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right)$$

$$\ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{n\pi}{\frac{3\beta\eta a \pi d_0^2}{\sqrt{2h_0^3 p_s}} \sqrt{\frac{p_s(\beta-1)}{\rho\beta}} - \frac{2R\theta_1}{l_1}} \quad (9-4-42)$$

由 (9-4-42) 式, 便可在已定参数 h_0 、 d_0 、 p_s 、 β 、 η 的条件下求出回油孔的参数; 或者在已定参数 h_0 、 p_s 、 β 、 η 、 $\ln \frac{r_2}{r_1}$ (即回油孔参数) 的条件下, 求出节流小孔参数。

受载后, 主轴在轴承中有位移及挠度的情况下, 各油腔的压力发生了变化, 主轴间隙也随之改变。

受载后轴承油膜流量平衡方程为:

$$a \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} = \frac{h_0^3}{6 \eta} \left[\frac{2R\theta_1}{l_1} \left(1 + 3\epsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) p_1 + \frac{\pi(1 + 3\epsilon \cos \theta_s + 3K \cos \theta_s)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} p_1 - \frac{L - 2l_1}{2B} \frac{F}{A_s} \right]$$

经整理后得:

$$\begin{aligned}
 & p_1^2 \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \frac{2R\theta_1}{l_1} \right. \\
 & \left. + n(1 + 3\varepsilon \cos \theta_3 + 3K \cos \theta_3) A \right]^2 \\
 & - p_1 \left\{ \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \frac{2R\theta_1}{l_1} \right. \right. \\
 & \left. \left. + n(1 + 3\varepsilon \cos \theta_3 + 3K \cos \theta_3) A \right] \right. \\
 & \left. \times \frac{(L - 2l_1)}{2B} E - C \right\} \\
 & + \left[\frac{(L - 2l_1)}{2B} E \right]^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-43)
 \end{aligned}$$

式中 $A = \frac{\pi}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$,

$$K = \frac{f}{h_0} \quad (f \text{——主轴挠度变形量})$$

$$E = \frac{F}{A_c}$$

$$C = \frac{9a^2\pi^2 d_0^4 \eta^2}{2h_0^3 \rho}$$

$$D_0 = \frac{9a^2\pi^2 d_0^4 \eta^2}{2h_0^3 \rho} p_s$$

从(4-43)式中可知, 给定一个 ε 值, 就可以求得 p_1 值。同理, 受载油腔 3 流量平衡方程为:

$$\begin{aligned}
 & p_3^2 \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \frac{2R\theta_1}{l_1} \right. \\
 & \left. + nA(1 - 3\varepsilon \cos \theta_3 - 3K \cos \theta_3) \right]^2 \\
 & + p_3 \left\{ \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \frac{2R\theta_1}{l_1} \right. \right. \\
 & \left. \left. + nA(1 - 3\varepsilon \cos \theta_3 - 3K \cos \theta_3) \right] \right. \\
 & \left. \times \frac{(L - 2l_1)}{B} E + C \right\} \\
 & + \left[\frac{(L - 2l_1)}{2B} E \right]^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-44)
 \end{aligned}$$

从(9-4-44)式中可知, 给定一个 ε 值, 就可以求得相应的 p_3 值。

由(9-4-43)及(9-4-44)式, 用数字解的方法, 可求出轴承的刚度。用不同的 ε 值代进(9-4-43)及(9-4-44), 便对应有一组 p_1 及 p_3 值。由(9-4-41)式可知, 不同的一组 p_1 及 p_3 值又对应着不同的 F , 当有一 F 值等于支反力时, 则对应的 ε 值便为所求, 由 ε 值就可以求得轴承刚度。

当 $n = 1$, $\theta_3 = 0$, $l_1 = 0.1D$, $\frac{L}{D} = 1.5D$, $B = 0.2D$ 时, (9-4-43) 及 (9-4-44) 式简化为:

$$\begin{aligned}
 & p_1^2 \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \\
 & \left. + (1 + 3\varepsilon + 3K) A \right]^2 \\
 & - p_1 \left\{ \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \right. \\
 & \left. \left. + A(1 + 3\varepsilon + 3K) \right] 6.5E - C \right\} \\
 & + (3.25E)^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-45)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & p_3^2 \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \\
 & \left. + (1 - 3\varepsilon - 3K) A \right]^2 \\
 & + p_3 \left\{ \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \right. \\
 & \left. \left. + A(1 - 3\varepsilon - 3K) \right] 6.5E + C \right\} \\
 & + (3.25E)^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-46)
 \end{aligned}$$

当 $n = 2$, $\theta_3 = \frac{\theta_1}{2}$, $l_1 = 0.1D$, $\frac{L}{D} = 1.5D$, $B = 0.2D$ 时, (4-43) 及 (4-44) 式简化为:

$$\begin{aligned}
 & p_1^2 \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \\
 & \left. + 2A \left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} + 3K \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \right]^2 \\
 & - p_1 \left\{ 6.5E \left[\left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \right. \\
 & \left. \left. + 2A \left(1 + 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} + 3K \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \right] - C \right\} \\
 & + (3.25E)^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-47)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & p_3^2 \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \\
 & \left. + 2A \left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} - 3K \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \right]^2 \\
 & + p_3 \left\{ 6.5E \left[\left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} \right) 10\theta_1 \right. \right. \\
 & \left. \left. + 2A \left(1 - 3\varepsilon \cos \frac{\theta_1}{2} - 3K \cos \frac{\theta_1}{2} \right) \right] + C \right\} \\
 & + (3.25E)^2 - D_0 = 0 \quad (9-4-48)
 \end{aligned}$$

3) 计算实例分析 设主轴在双支承并有卸荷情况, 其受力概况如图 9-4-17 所示, 主轴仅在前端受力 F , 按照该结构的工作原理, 回油小孔圆台宜放在轴承左封油边上, 如图 c 所示。为了进行比较, 在后轴承中把回油孔位置放在右封油边上, 即图 b 所示, 对图 b 及 c 两种情况分别进行刚度计

表9-4-20 二种回油结构形式刚度比较

回油结构形式	n	$\beta_{20^\circ\text{C}}$	J_0 (N/ μm)	J_1 (N/ μm)		e_e (μm)		f (μm)	
				$J_{1左}$	$J_{1右}$	$e_{e左}$	$e_{e右}$	$f_{左}$	$f_{右}$
腔内孔回油	1	1.67	469.7	489.6		3.0		13.1	
	2	1.8	652.1	701.2	271.6	2.15	2.68	12.25	12.78
有周向回油槽		1.71	830.8	837.8		4.2		14.8	

注: $1. f_e = \frac{F_0^2}{8EI}(l+a) = 10.1\mu\text{m}$ 。

2. 取 $p_s = 147\text{N/cm}^2$, $h_0 = 2.3 \times 10^{-3}\text{cm}$ 。

3. $f = f_e + e_e$ 。

4. 下注角左、右表示回油孔放在轴承左或右封油边上见图 c、b 所示。

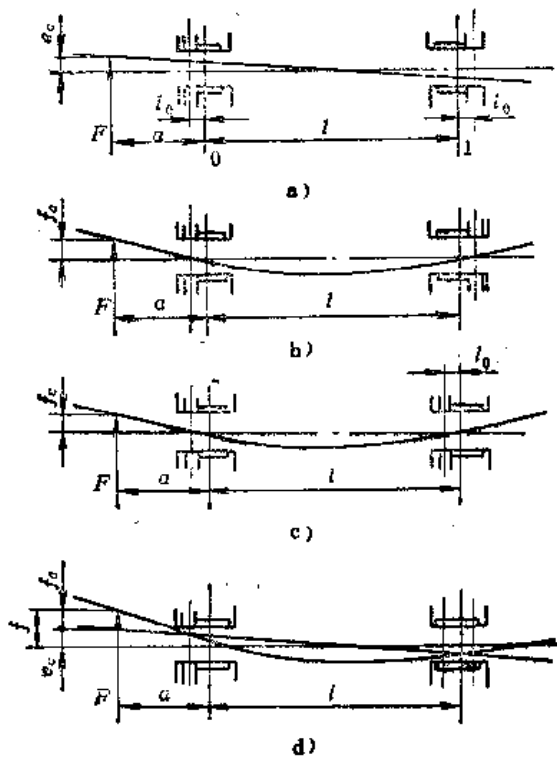


图9-4-17 主轴在受力处的位移

a) 油膜变形 b) 主轴变形 c) 回油孔放在左边 d) 主轴总位移

算。

已知主轴的结构参数及前端所受力 F 为:

$D = 60\text{mm}$, $l = 240\text{mm}$, $l_0 = 33\text{mm}$, $a =$

142mm , $F = 490.3\text{N}$ 。

轴承的结构参数:

$L = 90\text{mm}$, $l_1 = 6\text{mm}$, $B = 12\text{mm}$, $r_2 = 4\text{mm}$, $r_1 = 2\text{mm}$, $\ln \frac{r_2}{r_1} = 0.6932$, $\theta_1 = 33^\circ 28' = 0.5841$, $\sin \theta_1 = 0.5514$, $\theta_2 = 16^\circ 44'$, $\cos \theta_2 = 0.958$ 。

用小孔节流, 轴承回油形式不同的二种结构进行了刚度计算, 其结果列于表 9-4-20;

表 9-4-20 中的数据是在相同的工作参数下计算得到, 它说明腔内孔式回油结构比之有周向回油槽式结构, 轴承刚度与系统刚度都可以得到提高。

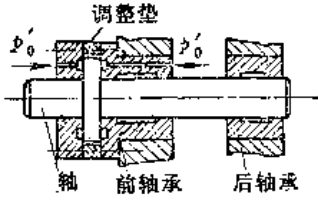
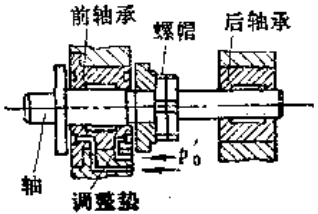
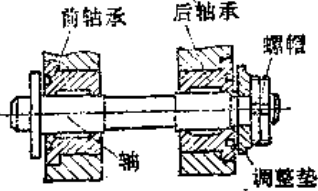
回油孔的位置对油膜刚度的影响很大, 当回油孔放在受载荷方向挠度值最大的地方, 刚度可显著地提高。这是由于当回油孔在图 b 的位置时, 主轴的油膜偏心与挠度位移方向是相反的, 互相抵消, 因此, 产生的压力差降低, 油膜刚度亦随之降低。反之, 回油孔在图 c 所示的位置时, 油膜偏心与挠度位移方向一致, 引起压力差增高, 故它的油膜刚度也随之增高。

单排 (图 9-4-16 a) 与双排 (图 9-4-16 b) 回油孔结构的计算, 结果表明, 尽管规格相同, 参数相同, 它们的刚度却差异很大, 双排回油孔结构比单排回油孔结构油膜刚度高。回油孔的数量, 即从回油孔处流出的油占总回油量的百分比与油膜刚度有一定关系, 回油孔出油量占的百分比大, 油膜刚度也大。

4. 推力静压轴承

(1) 推力静压轴承结构及应用 (表 9-4-21)

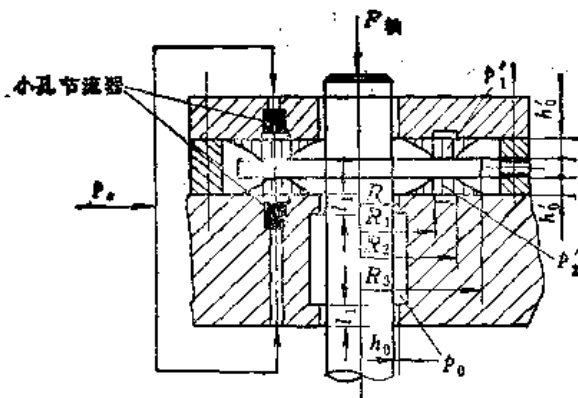
表9-4-21 推力静压轴承结构及应用

	轴 承 结 构	特 点	应 用
油腔形状	环形油腔	1. 结构简单、加工方便 2. 可以用固定节流、可变节流和轴向封油面节流	用于各种机械设备
	环形面上多油腔	油腔加工不方便, 每个油腔需用一个节流器, 结构较复杂	机床上少用
节流方式	单独节流器节流	1. 可用固定节流和可变节流 2. 具有较大的承载能力	用于承受较大轴向载荷的机械设备
	利用径向静压轴承的轴向封油面节流	1. 承载能力较小 2. 不需另装节流器, 结构简单	用于承受较小轴向载荷的机械设备
推 力 方 式	位于径向前轴承前端 	1. 采用节流器 2. 油腔开在轴承和端盖上 3. 改变调整垫尺寸, 调整轴向间隙, 精度较高	用于轴向载荷较大的机械和精密机床
	位于径向前轴承两端 	1. 可用单独节流器节流或轴向封油面节流 2. 油腔开在前轴承两端, 或轴的台肩和止推环上 3. 轴向间隙的调整有两种方法, 一是靠螺纹调整, 但螺纹误差较大, 精度差, 二是采用调整垫调整, 调整精度较高。一般采用两个螺母或在螺母上加径向锁紧螺钉等方法, 将螺母锁紧, 防止松动 4. 以轴向封油面节流的推力静压轴承其径向静压轴承回油槽两端不能开通。从轴向封油面流出的润滑油, 可以由回油槽上的径向孔流出	1. 用螺纹调整轴向间隙的结构、精度差, 在机床上少用 2. 用调整垫调整轴向间隙, 以轴向封油面节流的推力静压轴承, 用于承受较小轴向载荷的机械设备
式	位于径向前轴承前端和径向后轴承后端 	1. 可用单独节流器节流或轴向封油面节流 2. 有节流器的推力静压轴承, 回油槽两端开通, 使大量润滑油从非止推端流出。以轴向封油面节流的推力静压轴承, 止推端的回油槽不开通, 非止推端的回油槽开通, 使大量润滑油由非止推端流出 3. 轴很长, 又在较高的工作温度下工作时, 应考虑热变形对止推间隙的影响	用于轴较短或者前轴承受结构限制(装推力环有困难)的机械设备

(2) 小孔节流推力静压轴承的计算 (表 9-4-22)

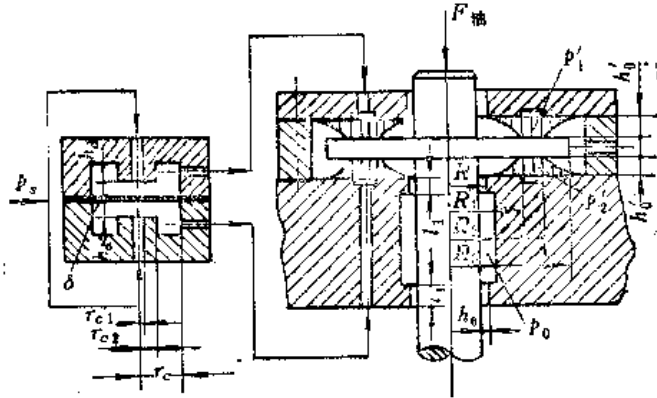
表9-4-22 小孔节流推力静压轴承的计算

公式名称	计算公式
轴向承载能力 (N)	$F_{\text{轴}} = A_e'(p_2' - p_1')$ <p>p_1'——受载后油腔 1 的压力 (N/cm²) p_2'——受载后油腔 2 的压力 (N/cm²)</p>
环形油腔有效承载面积 A_e' (cm ²)	$A_e' = \frac{\pi}{2} \left[\frac{R_3^2 - R_2^2}{\ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} - \frac{R_1^2 - R^2}{\ln\left(\frac{R_1}{R}\right)} \right]$ <p>R_1, R_2, R_3——止推轴承的结构尺寸 对于中小型设备一般取 $R_1 = 1.2R, R_2 = 1.4R, R_3 = 1.6R_0$ 或按 $\ln\frac{R_1}{R} = \ln\frac{R_3}{R_2}$ 来取</p>
轴向节流比 $\beta_{\text{轴}}$	$\beta_{\text{轴}} = \frac{p_2}{p_0'} = 1 + \lambda_{\text{轴}}$
设计参数 $\lambda_{\text{轴}}$	$\lambda_{\text{轴}} = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{1 + \frac{8\rho p_2 h_0'^6}{9\alpha^2 \eta^2 d_0^6} \left[\frac{\ln\left(\frac{R_1 \cdot R_3}{R \cdot R_2}\right)}{\ln\left(\frac{R_1}{R}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} \right]^2} - 1 \right\}$
轴向位移量 $e_{\text{轴}}$ (cm)	$e_{\text{轴}} = \frac{h_0' F_{\text{轴}} \beta_{\text{轴}} (2\beta_{\text{轴}} - 1)}{12 A_e' p_0 (\beta_{\text{轴}} - 1)}$
轴承轴向刚度 $J_{\text{轴}}$ (N/cm)	$J_{\text{轴}} = \frac{12 A_e' p_0 (\beta_{\text{轴}} - 1)}{\beta_{\text{轴}} (2\beta_{\text{轴}} - 1) h_0'}$
空载时经小孔节流器流入推力轴承油腔的流量 Q_{c0} (cm ³ /s)	$Q_{c0} = a \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_0')}{\rho}}$
空载时推力静压轴承油腔向外排出的流量 Q_0 (cm ³ /s)	$Q_0 = \frac{\pi p_0' h_0'^3}{6\eta} \left[\frac{\ln\left(\frac{R_1 \cdot R_3}{R \cdot R_2}\right)}{\ln\left(\frac{R_1}{R}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} \right]$



(3) 双向薄膜反馈节流推力静压轴承的计算(表 9-4-23)

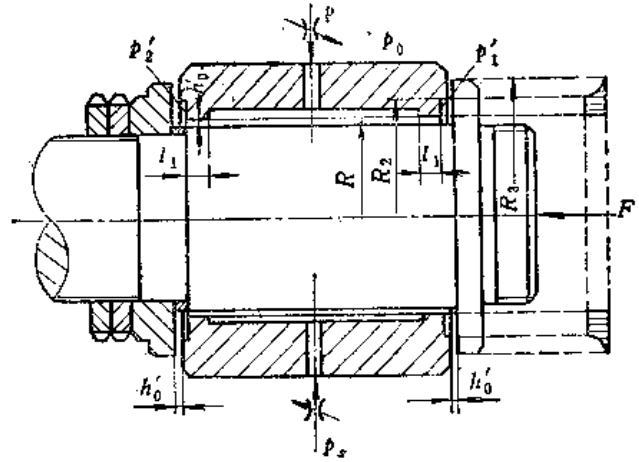
表9-4-23 双向薄膜反馈节流推力静压轴承的计算



公式名称	计算公式
轴向承载能力 (N)	$F_{轴} = A_e'(p_s - p')$
环形油腔有效承载面积 A_e' (cm ²)	$A_e' = \frac{\pi}{2} \left[\frac{R_3^2 - R_2^2}{\ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} - \frac{R^2 - R^2}{\ln\left(\frac{R_1}{R}\right)} \right]$
轴向节流比 $\beta_{轴}$	$\beta_{轴} = \frac{p_s}{p'} = 1 + \lambda_{轴}$
设计参数 $\lambda_{轴}$	$\lambda_{轴} = \frac{h_0^3 \ln\left(\frac{R_1 \cdot R_3}{R \cdot R_2}\right) \cdot \ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}{h_0^3 \ln\left(\frac{R_1}{R}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}$
节流器控制系数 $K_{轴}$	$K_{轴} = \frac{\mu_{轴}}{h_d \omega_{轴}}$ $\omega_{轴}$ ——轴向载荷系数 ($\omega_{轴} = \frac{F_{轴}}{A_e' p_s}$)
受载后薄膜平均变形量 $\mu_{轴}$	$\mu_{轴} = \frac{3 F_{轴} (1 - \mu^2)}{16 E A_e' \delta_{轴}^3} (r_c^2 - r_{c1}^2)^2$
薄膜厚度 $\delta_{轴}$ (cm)	$\delta_{轴} = \sqrt[3]{\frac{3 p_s (1 - \mu^2) (r_c^2 - r_{c1}^2)^2}{16 E K_{轴} h_d}}$
空载时薄膜与圆台之间的间隙 h_d (cm)	$h_d = h_0 \sqrt{\frac{\ln\left(\frac{R_1 \cdot R_3}{R \cdot R_2}\right) - \ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)}{\lambda_{轴} \ln\left(\frac{R_1}{R}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}}$
轴向位移量 $e_{轴}$ (cm)	$e_{轴} = \frac{\omega_{轴} h_0^3 \{ (1 - K_{轴}^2 \omega_{轴}^2)^2 + 2(\beta_{轴} - 1)[1 - 3K_{轴} + K_{轴}^2 \omega_{轴}^2 (3 - K_{轴})] + (\beta_{轴} - 1)^2 \}}{6(\beta_{轴} - 1)[1 - 3K_{轴} \omega_{轴}^2 (1 - K_{轴}) - K_{轴}^3 \omega_{轴}^4]}$
轴承轴向刚度 $J_{轴}$ (N/cm ²)	$J_{轴} = \frac{6 A_e' p_s (\beta_{轴} - 1) [1 - 3K_{轴} \omega_{轴}^2 (1 - K_{轴}) - K_{轴}^3 \omega_{轴}^4]}{h_0^3 \{ (1 - K_{轴}^2 \omega_{轴}^2)^2 + 2(\beta_{轴} - 1)[1 - 3K_{轴} + K_{轴}^2 \omega_{轴}^2 (3 - K_{轴})] + (\beta_{轴} - 1)^2 \}}$
空载时经双向薄膜节流器流入推力轴承油腔的流量 Q'_{c0} (cm ³ /s)	$Q'_{c0} = \frac{\pi h_d^3}{6 \eta \ln\left(\frac{r_{c2}}{r_{c1}}\right)} (p_s - p_0)$
空载时推力静压轴承油腔向外排出的流量 Q_0' (cm ³ /s)	$Q_0' = \frac{\pi p_0' h_0^3}{6 \eta} \left[\frac{\ln\left(\frac{R_1 \cdot R_3}{R \cdot R_2}\right)}{\ln\left(\frac{R_1}{R}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)} \right]$

(4) 轴向封油面节流推力静压轴承的计算(表 9-4-24)

表9-4-24 轴向封油面节流推力静压轴承的计算



公式名称	计算公式
轴向承载能力 (N)	$F_{\text{轴}} = A_c'(p_2' - p_1')$
环形油腔有效承载面积 A_c' (cm ²)	$A_c' = \pi \left[\frac{R_3^2 - R_2^2}{21\alpha \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} - R^2 \right]$
轴向节流比 $\beta_{\text{轴}}$	$\beta_{\text{轴}} = \frac{p_0}{p_0'} = 1 + \lambda_{\text{轴}}$
设计参数 $\lambda_{\text{轴}}$	$\lambda_{\text{轴}} = \frac{l_1 h_0'^3}{R h_0'^2 \alpha \frac{R_3}{R_2}}$
轴向位移量 $e_{\text{轴}}$ (cm)	$e_{\text{轴}} = \frac{F_{\text{轴}} h_0' \beta_{\text{轴}}^2}{6 A_c' p_0 (\beta_{\text{轴}} - 1)}$
轴承轴向刚度 $J_{\text{轴}}$ (N/cm)	$J_{\text{轴}} = \frac{F_{\text{轴}}}{e_{\text{轴}}} = \frac{6 A_c' p_0 (\beta_{\text{轴}} - 1)}{h_0' \beta_{\text{轴}}^2}$
空载时经径向静压轴承的轴向封油面流入推力轴承油腔的流量 Q_{c0} (cm ³ /s)	$Q_{c0} = \frac{\pi R h_0'^3}{6 \eta l_1} (p_0 - p_0')$
空载时推力静压轴承油腔向外排出的流量 Q_0' (cm ³ /s)	$Q_0' = \frac{\pi p_0' h_0'^3}{6 \eta l_1 \left(\frac{R_3}{R_2} \right)}$

由于轴回转离心力造成轴向推力静压轴承油腔压力下降, 目前多趋向对排油采取增加阻尼的措施(即改变油流方向或加大封油边); 将推力轴承平面加工成与轴旋转方向相反的螺旋槽也有效, 但在加大封油边时有关参数应重新计算。

5. 节流器的结构与应用

(1) 小孔节流器 有外锥式(图 9-4-18 a)和板式(图 9-4-18 b)两种, 后者, 其全部小孔集中在一块板上, 每个小孔联接一个

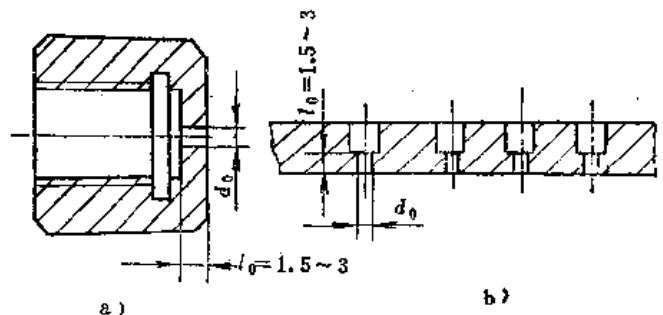


图9-4-18 小孔节流器
a) 外锥式 b) 板式

表9-4-25 医疗注射用针管规格 (mm)

内径 d_e	0.46	0.56	0.71	0.84	1.07
外径	0.8	0.9	1.1	1.2	1.4

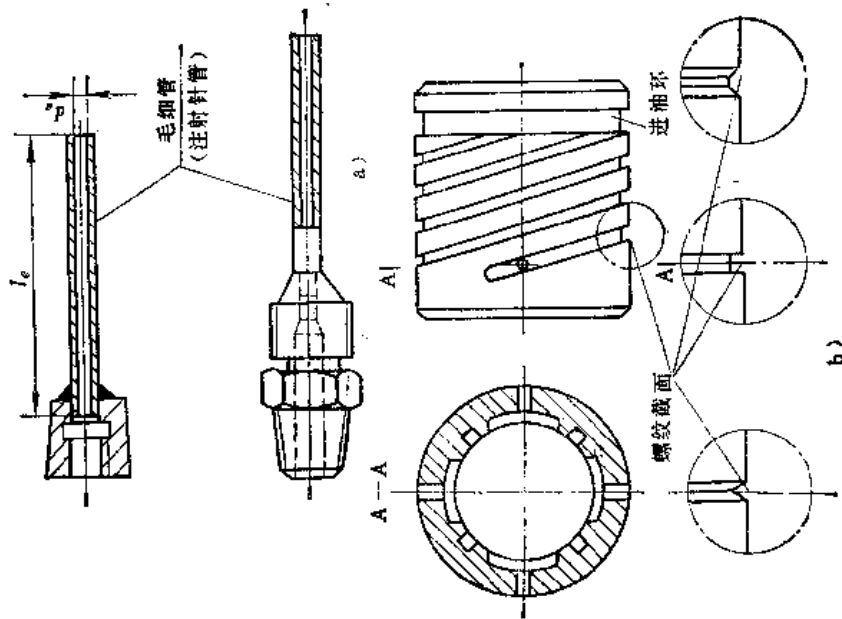


图9-4-19 毛细管节流器
a) 直通式 b) 螺旋槽式

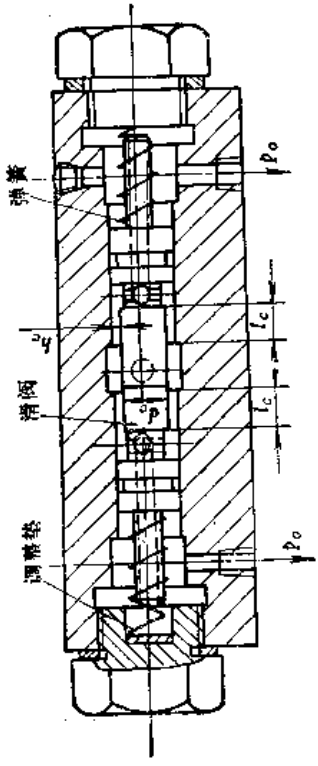


图9-4-20 精密反锁节流器

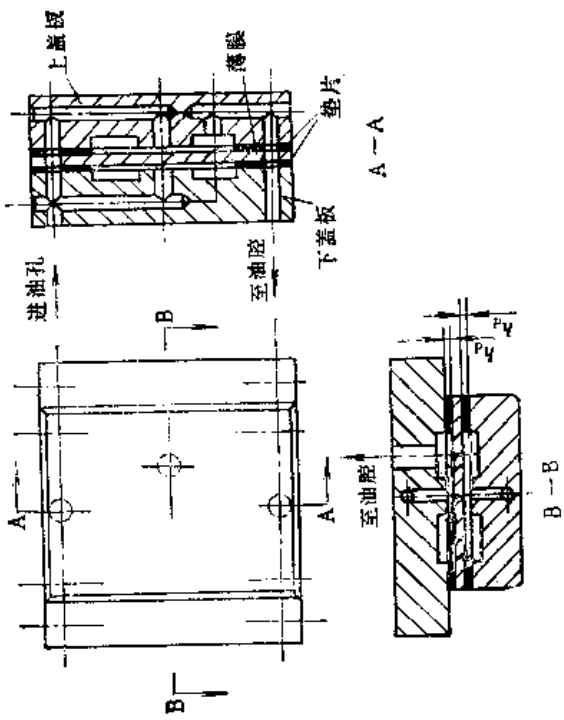


图9-4-21 双向薄膜反锁节流器 (单个的)

油腔。为防止节流器被机械杂质堵塞，一般取节流小孔直径 $d_0 \geq 0.45$ 毫米。

(2) 毛细管节流器 有直通式(图 9-4-19 a) 和螺旋槽式(图 9-4-19 b)。直通式的可用注射管(表 9-4-25) 焊在接头上；螺旋槽式的，其槽可直接开在轴承外圆表面上或开在圆柱体上，每一条螺旋槽与轴承一个油腔相通，槽的截面形状，可以是三角形、矩形或梯形(图 9-4-19 b)。为了防止节流器堵塞，一般取毛细管直径(或槽的当量直径) $d_c \geq 0.55$ mm。

(3) 滑阀反馈节流器(图 9-4-20) 滑阀直径一般采用 $d_s = \phi 12 \sim \phi 16$ mm，滑阀导向部分与阀体配合直径间隙一般为 0.007~0.015 mm，滑阀在阀体中应移动灵活。同一滑阀的弹簧刚度尽可能相同。为了防止节流器堵塞，一般取滑阀与阀体的节流间隙 $h_c \geq 0.03$ mm。滑阀材料用 40Cr 或 45 号钢 HRC45~50，阀体材料用铸铁。

(4) 双向薄膜反馈节流器 可以作成单个的或是组合的(图 9-4-21)。属于单个的双向薄膜节流器，由上、下盖板，两个垫片和一块薄膜所构成。节流后的液压油，可以直接进入对应的油腔中，不需要接出油管。而图 9-4-22 则是由四个组合的双向薄膜节流器，一处进油，可以引出八个出

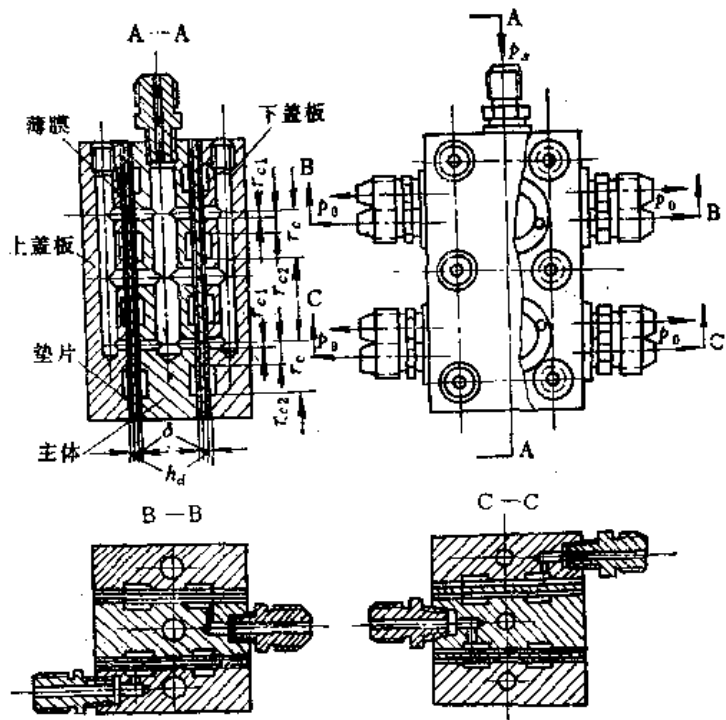


图9-4-22 双向薄膜反馈节流器(组合的)

油口，接上油管，通入对应的油腔。其节流间隙 h_d 的获得有两种方法，一是机械加工，二是垫铜片。

薄膜不平直度不大于 0.01 mm，为了防止节流器堵塞，一般取节流间隙 $h_d \geq 0.04$ mm。薄膜采用 65Mn 弹簧钢，并经热处理 HRC 42~45。

(5) 各种节流器的特点与应用(见表 9-4-26)

(6) 节流器的安装

1) 节流器尽可能接近油腔。为了维修、清洗方便，可放在轴承体上或其它适当位置。

表9-4-26 各种节流器的特点与应用

特点与应用	固定节流		可变节流	
	小孔节流器	毛细管节流器	滑阀反馈节流器	双向薄膜反馈节流器
节流阻力	节流阻力不随载荷变化		节流阻力随着载荷变化而变化	
油腔压力的形成	需要有一定的轴的位移，油腔才能形成压力差		轴受载后，产生一定的位移。在产生位移的瞬间，由于滑阀或薄膜的反馈控制，在某个载荷作用下(例如额定载荷)，轴可以回到原来中心位置，处于新的平衡状态，此时，油腔已形成压力差。其压力差是由于滑阀移动或薄膜弹性变形引起的	
载荷作用下轴的位移状态	轴的位移永远是正值，轴位移的方向与载荷方向一致		轴位移可以是正值、零或负值	
轴承刚度	较小		大	

(续)

节流器	固定节流		可变节流	
	小孔节流器	毛细管节流器	滑阀反馈节流器	双向薄膜反馈节流器
特点与应用				
润滑油使用过程中粘度变化对轴承刚度的影响	有(但不显著)		润滑油在层流状态下工作时,无影响	
过渡特性	无超位移现象		过渡过程的超位移量较大,过渡时间较长	过渡过程的超位移量较小,过渡时间较短
防止节流器堵塞的最小节流尺寸	$d_0 \geq 0.45\text{mm}$	$d_0 \geq 0.55\text{mm}$	$h_c \geq 0.03\text{mm}$	$h_d \geq 0.04\text{mm}$
结构与材料	1.结构简单 2.利用节流器外锥面定位和密封,节流器外锥面与安装部件相应的内锥孔的接触面积不小于80%节流器也可以作成板式 3.小孔多用钻床加工(也可以用其它方法加工)小孔长度一般取 $l_0 = 1.5 \sim 3\text{mm}$ 4.材料用40Cr或45号钢	1.结构简单 2.利用医疗上用的注射针管,焊接在紧固件上 3.在轴承外径表面加工成螺旋槽	1.结构较复杂 2.滑阀直径一般采用 $d_s = \phi 12 \sim \phi 16\text{mm}$ 3.滑阀在阀体中移动应灵活 4.滑阀用40Cr或45号钢并经热处理 5.弹簧刚度要求尽可能相同	1.结构较复杂 2.薄膜用65Mn弹簧钢并经热处理 3.节流间隙 h_d 用垫片垫出时,在使用过程中应特别注意在清洗、维修、拆装时不得将不同厚度的垫片装错
应用	用于润滑油粘度小,转速高,轻载荷的机械设备	用于润滑油粘度较大,转速较低,轻载荷和恒载荷设备	用于重载荷或载荷变化范围大的重型机械设备	用于重载荷或载荷变化范围大的重型机械设备

2) 节流器至油腔的油路管道尺寸应大一些,其管道长度尽可能相同,管道产生的压力损失应小于节流后压力的5%。

3) 润滑油流入油腔的进油孔,可在油腔的中心位置,也可以在油腔内其它适当位置。

4) 轴承、供油系统和润滑油内存有空气时,会严重影响轴承的动态过渡特性。为了排除空气,从节流器至油腔应无死角。

5) 对轴承动态过渡特性有严格要求的设备,最好不装设观察油腔压力变化的压力表,因为压力表的管道内存有空气,将对动态过渡特性起不良影响。对轴承动态过渡特性无严格要求的机械,为了观察油腔内压力变化,可装压力表,但管道应短,管径应小。

(三) 内部节流器静压轴承

把节流器直接加工在轴瓦内表面上的静压轴承称为内部节流器静压轴承。它是利用轴颈和轴承之间的间隙形成油腔的进油液阻,因轴颈位置随载荷

的变化而不同,它属于变液阻节流器。

1. 内部节流器静压轴承的原理和结构型式

图9-4-23为内部节流器静压轴承结构的基本型式之一(双排进油油腔)。在轴瓦的内表面上沿轴向开有四排油腔,两排进油油腔S,一排敏感油腔M和一排工作油腔B。敏感油腔位于两排进油油腔之间。各排油腔在圆周方向又对称地开有四个油腔。此外,还有一条周向环形回油槽和四条轴向回油槽。由供油系统送来的压力油先输入进油油腔,然后沿轴向通过宽度为 l_s 的敏感节流间壁流入敏感油腔。上敏感油腔与下工作油腔相通,下敏感油腔与上工作油腔相通,左敏感油腔与右工作油腔相通,右敏感油腔与左工作油腔相通,其通路可在轴瓦外表面上开四条平行螺旋槽,见外表面展开图。压力油进入各工作油腔后,又通过四周的封油边 l_1 和 l_2 由回油槽流出。

在轴未受载荷前,轴位于轴承的中间位置(忽略轴的重力),轴承的半径间隙上下均为 h_0 。当轴受向下的载荷 F 时,轴的向下位移量为 e (假定轴

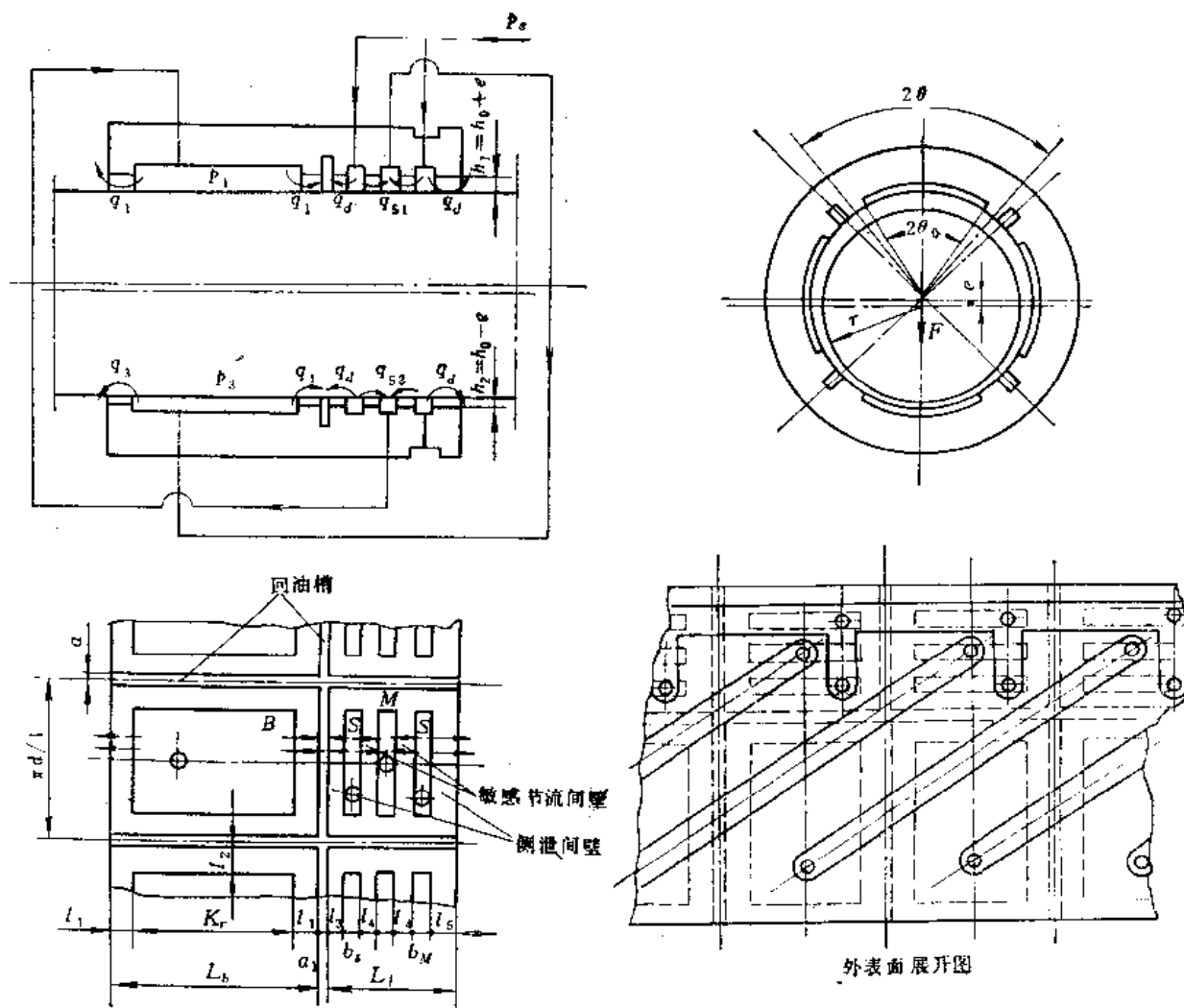


图9-4-23 内部节流器静压轴承示意图

向下平移并忽略轴的挠度), 这就改变了轴承的间隙, 同时也改变了上下敏感节流间壁的间隙。上敏感节流间壁的间隙由 h_0 增大至 h_1 ($h_1 = h_0 + e$), 节流阻力因而减小, 使流入下工作油腔的流量增大; 下敏感节流间壁的间隙由 h_0 减小至 h_2 ($h_2 = h_0 - e$), 节流阻力因而增大, 使流入上工作油腔的流量减少。因之, 随着载荷的变化, 上下工作油腔能灵敏地调节压力差以平衡外载荷 (以下只讨论上下工作油腔受载的情况),

$$F = (p_0 - p_1) A_s \quad (9-4-49)$$

对内部节流器静压轴承进行静态计算后 (采用的假设和其他节流器静压轴承的计算相同), 可以看出下述特性:

(1) 节流比 β 节流比是反映静压轴承工作性能的一个重要参数。内部节流器静压轴承的节流

比 β 为:

$$\beta = 1 + \frac{l_4}{2} \left(\frac{K'}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1} \right) \quad (9-4-50)$$

由上式可见, β 值只和轴瓦结构尺寸 l_1 、 l_2 、 l_4 、 θ_0 和油腔长度系数 K' 有关, 而和润滑油粘度 η 、轴承间隙 h_0 、供油压力 p , 等都无关。这就是说, 轴瓦加工完成以后, 节流比就一定了。如果开始运转时轴承处于最佳节流比状态, 则经过相当时间运转后, 即使因轴承温升而引起油粘度降低、轴承间隙变小, 也不会改变最佳节流比。只要供油压力不变, 这种轴承就不会发生掉压现象。因此, 内部节流器静压轴承具有运转性能比较稳定的特点, 这特点对于具有较高转速的轴承来说是比较重要的。

(2) 相对偏心率: 内部节流器静压轴承的偏心率为:

$$e = \frac{\beta^2}{12(\beta - 1)} \cdot \frac{F}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0} \quad (9-4-51) \ominus$$

偏心率 e 与节流比 β 的关系曲线见图 9-4-24，当节流比为最佳值 $\beta_{最佳} = 2$ 时，偏心率为最小

$$e_{min} = 0.333 \frac{F}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0} \quad (9-4-52)$$

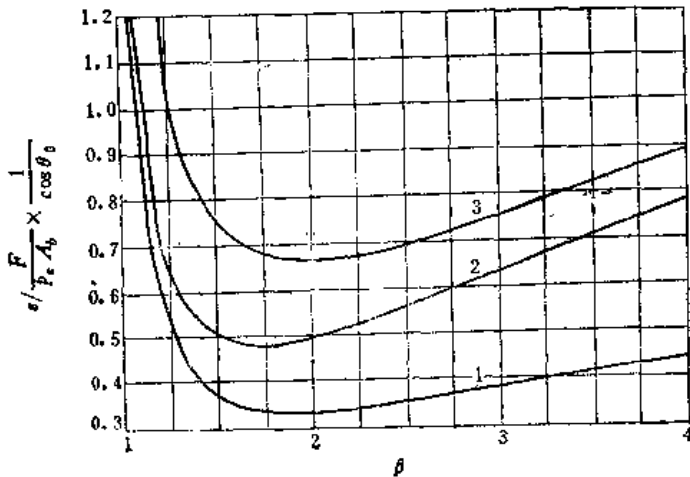


图9-4-24 $e - \beta$ 曲线图

- 1—内部节流器 $e = \frac{\beta^2}{12(\beta - 1)} \cdot \frac{P}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0}$
- 2—小孔节流器 $e = \frac{\beta(2\beta - 1)}{12(\beta - 1)} \cdot \frac{F}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0}$
- 3—毛细管节流器 $e = \frac{\beta^2}{6(\beta - 1)} \cdot \frac{F}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0}$

小孔节流器和毛细管节流器静压轴承的 $e - \beta$ 曲线也见图 9-4-24 所示。显然可见，当工作条件相同时，在这三种节流器的静压轴承中，以内部节流器轴承的偏心率为最小，小孔节流器次之，毛细管节流器再次之。所以，内部节流器静压轴承具有最大的承载能力和轴承刚度。还应该指出，内部节流器静压轴承的偏心率在相当广的 β 值范围内（例如 $1.6 < \beta < 3$ ）变化很小，这对于提高轴瓦成品的合格率提供了有利条件。

此外，由于这种静压轴承没有外部节流系统，所以结构比较简单。只要工艺上保证轴瓦的尺寸，安装时亦不需要调节，也没有可以调节的环节（对于径向推力联合轴承，需要调节推力轴承间隙等于径向轴承间隙，也很方便）。也不易发生堵塞现象（油的洁净仍然是重要的）。

但是，它也存在一些问题，例如，轴承长度要比其他节流器轴承增加约 50%，因而功率损失和温升也相应要大一些，所以节流部分的长度应尽可能

能小些；由进油油腔流过间隙 l_3 和 l_5 的油没有进入工作油腔即行排出，白浪费了油泵功率。这部分流量称为侧泄流量， l_3 和 l_5 越小，侧泄流量就越大（但并不影响轴承性能），轴瓦结构比较复杂但制造工艺并不困难，获得最佳节流比的制造规律还应继续探索。

内部节流器静压轴承的还有许多不同的结构型式，现介绍如下几种：

1) 单排进油油腔（图 9-4-25）这种轴承流入敏感油腔的油，并不能全部流入工作油腔，因而对轴承刚度有一定程度的影响。尺寸 l_3 越小，由敏感油腔流入回油槽的流量就越多，对刚度影响也就越大。若取 $l_3 \approx 2l_4$ ，则其刚度与小孔节流器轴承相近，比毛细管节流器的轴承还是要大一些。这种轴承没有特别的优越性，不建议采用。

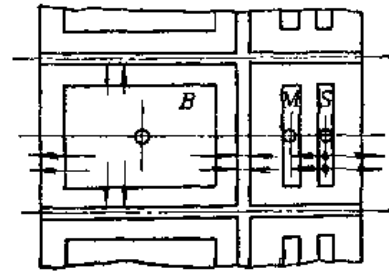


图9-4-25 单排进油油腔

2) 环形进油油腔（图 9-4-26）是将两排进油油腔做成环形通槽，用轴向油槽将其联通的一种结构。这种形式有利于进入敏感油腔的油几乎全部流入工作油腔，对尽量减少各敏感油腔之间串油起一定的良好作用，构造上也比较简单。

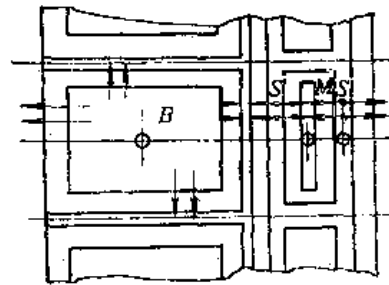


图9-4-26 环形进油油腔

⊖ $\cos \theta_0$ 是一个近似值，但计算结果误差很小，故以此简化。

3) 径向推力联合轴承 (图 9-4-27) 利用径向轴承排出的油通过回油槽引入推力轴承油腔 T , 然后由推力轴承的封油边 (宽度为 $R-R_0$) 排出。推力轴承的油腔压力大约最大可达到 50~70% 的径向轴承油腔压力。因此, 这种轴承既能受径向载荷, 也能受轴向载荷, 但可以减少一套推力轴承的节流装置, 有利于简化整个轴承的结构。在推力不很大的场合下, 这种轴承完全可以胜任。

为了减少侧泄流量, 也可以采用图 9-4-28 a 所示的轴瓦结构。如果轴承长度允许较长, 也可以采用双排工作油腔的轴瓦结构, 如图 9-4-28 b 所示。不过, 采用长轴承可能不如采用三个支承的效果好。图 9-4-28 对于减少侧泄流量, 其效果也并不是很显著的。

4) 不等油腔 (图 9-4-29) 用皮带带动的轴, 受了皮带拉力之后, 轴就要发生位移, 影响旋转精度, 采用不等油腔轴承, 可以利用两油腔的面积差 (乘以油腔压力) 以抵消皮带拉力。这样, 可尽量减小轴心位移, 达到提高旋转精度和轴承承载能力的目的。

内部节流器的其他布置方式, 如果不希望增加轴承长度, 内部节流器也可以沿周向布置在两工作油腔之间 (图 9-4-30)。这时, 可以采用三个工作油腔。

2. 内部节流器静压轴承的计算及举例

除特别说明者外, 所采用符号及其意义与其它节流静压轴承相同。

- d, r —— 径向轴承直径、半径 (cm);
- D_0, R_0 —— 推力轴承油腔直径、半径 (cm);
- K' —— 工作油腔长度 (cm, K' 为长度系数);

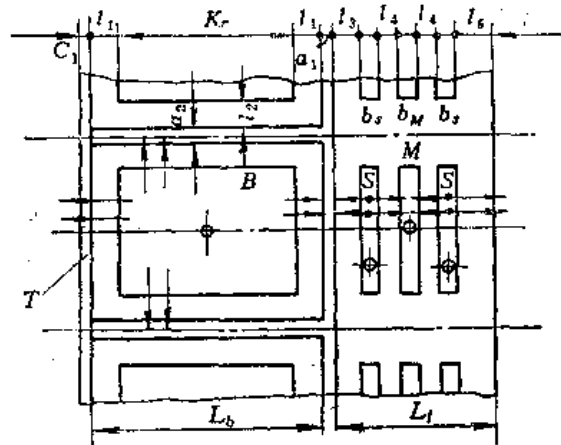
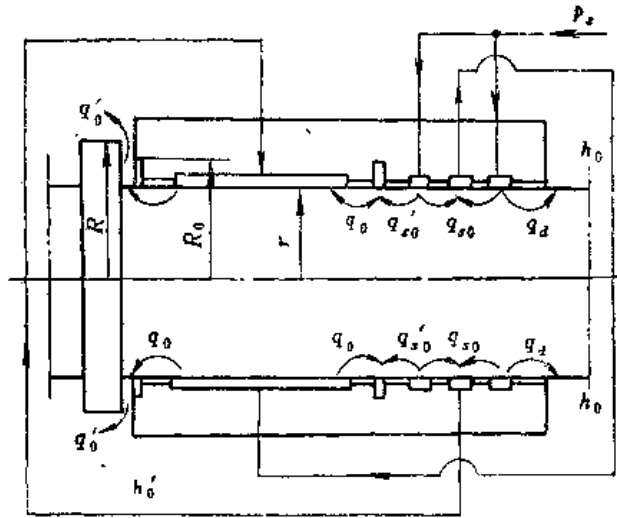


图 9-4-27 径向推力联合轴承 (I 式)

- l_2 —— 周向封油面宽度 (cm);
- l_3, l_5 —— 侧泄间壁长度 (cm, 对径向推力轴承, l_5 并非侧泄长度);
- l_4 —— 敏感节流间壁长度 (cm);
- $2\theta_0, 2\theta$ —— 工作油腔包角和周向封油面平均包角 (弧度或度);
- a_1, a —— 轴向和周向回油槽宽度 (cm);

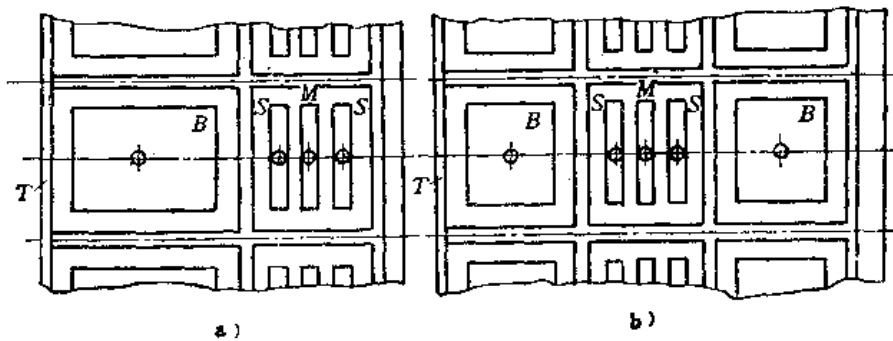


图 9-4-28 减少侧泄流量的轴瓦结构 (II 式)

- a) 侧泄间壁有回油槽
- b) 双排工作油腔

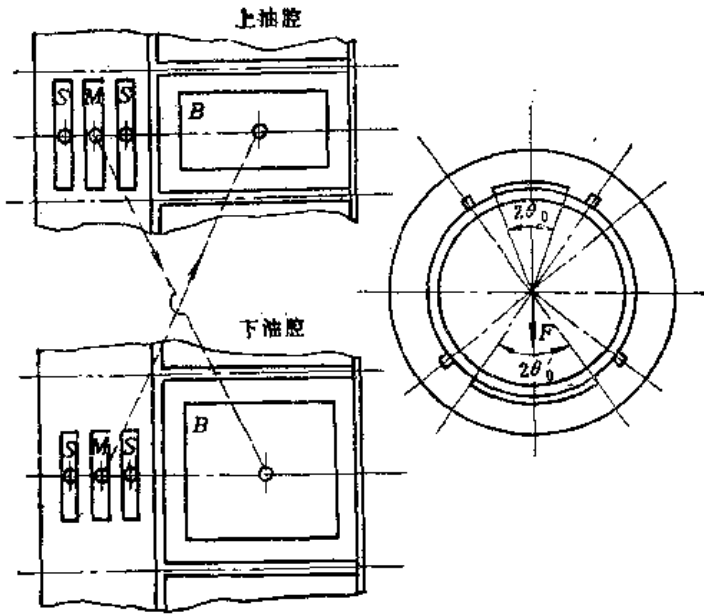


图9-4-29 不等油腔

- b_s, b_M ——进油油腔和敏感油腔宽度 (cm);
- c_1 ——推力轴承油腔深度 (cm);
- L_s, L_j ——轴承工作部分和节流器部分的宽度 (cm);
- A_s, A'_s ——一个油腔的有效面积 (cm², 有“/”者为推力轴承, 下同);
- A, A' ——油腔和回油槽除外的轴承相对运动部分的面积 (cm²);
- α ——空载时推力轴承与径向轴承的油腔压力比, $\alpha = \frac{p'_0}{p_0}$;
- q ——一个油腔的流量 (cm³/s, 下角符号与说明见本文);
- Q ——一个轴承的流量 (cm³/s 或 l/min);
- N_f, N_p ——轴承和泵油功率消耗 (kW).

以图 9-4-27 径向推力联合轴承为例, 说明计算方法和公式如下:

(1) 流量 轴承的流量可以按空载时估计。一个油腔的各路流量分别为 (推力轴承为 1/4 个油腔):

由进油油腔流入敏感油腔的流量

$$q_{s0} = 2 \cdot \frac{2r\theta_0 h_0^3}{12\eta l_s} (p_s - p_0) \quad (9-4-53)$$

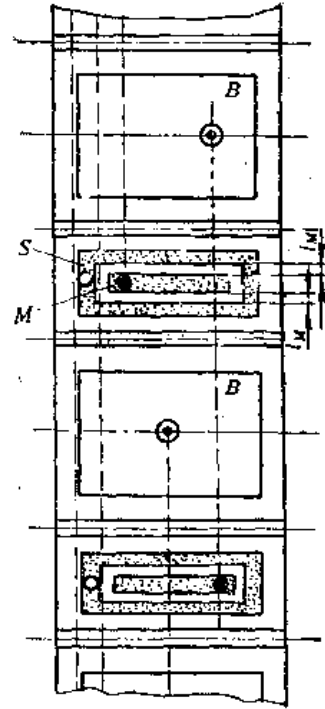


图9-4-30 内部节流器在两工作油腔之间

由进油油腔通过 l_s 流入推力轴承的流量

$$q'_{s0} = \frac{2r\theta_0 h_0^3}{12\eta l_s} (p_s - p'_0) \quad (9-4-54)$$

由进油油腔通过 l_s 排出的侧泄流量

$$q_d = \frac{2r\theta_0 h_0^3}{12\eta l_s} p_s \quad (9-4-55)$$

由工作油腔排出的油量

$$q_0 = 2 \cdot \frac{h_0^3}{12\eta} \left(\frac{K'}{l_2} + \frac{2r\theta}{l_1} \right) (p_0 - p'_0) \quad (9-4-56)$$

由推力轴承排出的流量

$$q'_0 = \frac{1}{4} \frac{\pi h_0^3}{6\eta l_n \frac{R}{R_0}} p'_0 \quad (9-4-57)$$

由此, 一个轴承的总流量约为:

$$\begin{aligned} Q &= Q_0 + Q_d \\ &= 4 \times \frac{\pi h_0^3}{24\eta l_n \frac{R}{R_0}} \frac{p_s}{\frac{\beta}{\alpha}} \\ &\quad + 4 \cdot \frac{2r\theta_0 h_0^3}{12\eta l_s} p_s \quad \text{cm}^3/\text{s} \quad (9-4-58) \end{aligned}$$

Q_0 为有用流量, Q_d 为侧泄流量。上式比较粗糙, 结果一般偏小, 如按分支管路阻力平衡的方法进行计算虽精确, 但过于繁杂, 且数据不全。

(2) 结构尺寸 主要是求 l_1 和 l_2 , 其他尺寸可以自行拟定。根据连续流动的条件, 令 $q_0 =$

q_{s0} 和 $q'_0 = q_0 + q_{s0}'$, 分别得

$$l_4 = \frac{\beta - 1}{1 - \alpha} \times \frac{2}{\frac{K'}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1}} \quad (9-4-59)$$

$$l_3 = \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \times \frac{1}{\frac{\pi}{4r\theta_0 \ln \frac{R}{R_0}} \left(\frac{h'_0}{h_0} \right)^3 - \frac{2}{l_4} \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right)} \quad (9-4-60)$$

利用上两式计算时, 如结果认为偏大或偏小, 可改变其他参数或尺寸作适当调整。

(3) 偏心率(位移率)和轴承刚度 用同样的方法可以列出轴承受载时各路流量公式。为了简化, 受径向载荷和轴向载荷需分开考虑。由于端面油腔做成通环, 故在仅受径向载荷时, 可假设其压力基本不变, 等于 p'_0 。在仅受轴向载荷时, 不仅端面油腔压力有变化, 而且径向轴承的油腔压力也有变化, 但在同一轴承中四个油腔的压力假设是相等的。基于上列假设, 利用连续流动的条件, 可以求出轴承的偏心率(对推力轴承为位移率)和轴承刚度为:

径向轴承

偏心率

$$e = \frac{e}{h_0} = \frac{\beta^2}{12(\beta - 1)} \times \frac{F}{p_s A_i} \times \frac{1}{\cos \theta_0} \quad (9-4-61)$$

轴承刚度

$$J = \frac{F}{e} = \frac{12(\beta - 1)}{\beta^2} \times \frac{p_s A_i \cos \theta_0}{h_0} \quad (9-4-62)$$

$$\text{式中 } A_i = 2r \sin \theta (K' + l_1) \quad (9-4-63)$$

$$\beta = 1 + (1 - \alpha) \frac{l_4}{2} \left(\frac{K'}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1} \right) \quad (9-4-64)$$

推力轴承

位移率

$$e' = \frac{e'}{h'_0} = \frac{\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2}{6 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right)} \times \frac{F'}{p_s A'_i} \quad (9-4-65)$$

轴承刚度

$$J' = \frac{F'}{e'} = \frac{6 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right)}{\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2} \times \frac{p_s A'_i}{h'_0} \quad (9-4-66)$$

$$\text{式中 } A'_i = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D + D_0}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (9-4-67)$$

求径向轴承和推力轴承的最大刚度时, 前者要求 $\beta_{\text{最佳}} = 2$, 后者要求 $\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)_{\text{最佳}} = 2$, 这显然有矛盾, 因为符合了前一种情况, 又要求符合后一种情况时, 势必取 $\alpha = 1$, 这是不可能的。为此, 只能照顾径向轴承和推力轴承都接近于最佳刚度, 并使尺寸 l_4 不要过大, 在端面油腔中又有较大的压力, 故建议取 $\beta = 1.7$, $\alpha = 0.65$, 相当于 $\frac{\beta}{\alpha} = 2.615$ 。

(4) 功率消耗 轴承功率消耗一为旋转时克服液体内摩擦力的消耗, 一为压力油通过轴承时的消耗。准确计算轴承功率消耗比较困难, 为了便于方案比较, 可作下列近似计算:

$$N_f = \eta A \frac{v^2}{h_0} + \eta A' \frac{v'^2}{h'_0} \quad \text{kW} \quad (9-4-68)$$

上式等号后的前一项是径向轴承的功率损失, 后一项是推力轴承的功率损失。面积 A' 比 A 小得多, 所以推力轴承的功率损失也要比径向轴承小得多。

压力油通过轴承的功率消耗为:

$$N_p = \frac{Q p_s}{100000} \quad \text{kW} \quad (9-4-69)$$

上两式是一个轴承的损失。选用油泵时, 油泵流量应比计算总流量加大 50~100%, 功率还应考虑油泵效率。

(5) 轴承温升 轴承温升和周围环境、传热与散热能力、油箱大小等有关, 很难详细计算。为了便于方案比较和估计, 假设全部功率消耗转变为热能, 使油的温度升高, 并假设轴承的温升等于油的温升, 则可利用下式进行近似计算:

$$\Delta t = \frac{102(N_f + N_p)}{427 Q_0 \gamma C} \quad ^\circ\text{C} \quad (9-4-70)$$

式中 γ ——油的密度, 平均取 0.00085~0.0009 kg/cm³;

C ——油的比热, 平均取 1.67~2.09 kJ/kg·°C, Q_0 为通过轴承的有用流量, 侧泄流量 Q_d 很快流失, 故计算温升时应除去。

在以上计算中, 结构尺寸计算是主要的。其他计算可供参考, 但对弄清楚各设计参数之间的关系仍具有一定的意义。例如, 当发生轴承温度高的现象时, 对轴承本身来说, 主要是由于功率损失大、流量小所造成(由 9-4-70 式可以看出), 如果增大轴承间隙和降低润滑油粘度, 则有助于减少功率损失(见 9-4-65 式)和增大流量(见 9-4-58 式), 从

而可使温度降低。因流量与间隙三次方成正比，故增大间隙对增大流量具有更显著的效果。可是，间隙增大，轴承刚度又将有所降低。提高供油压力，可以增大轴承刚度，也可以增大流量，但油泵功率将增大。所以，需要对各个参数作综合的考虑，使之在允许的工作温度之下，得到较大的油膜厚度。如果调整各参数后仍达不到要求，也可以采取强制性措施，冷却轴承或冷却油箱。应该注意，造成轴承温升高也可能由于其他原因，如皮带严重打滑，发生局部接触等，应设法排除属于其他的外界原因。

现将有关几种内部节流器静压轴承计算公式汇总列于表 9-4-27 和 9-4-28。为便于使用和避免繁杂的计算，在表 9-4-27 和 9-4-28 中又列出了当 $K'_1 = 0.8d$ ， $l_1 = l_2 = 0.1d$ ， $\theta_0 = 30^\circ 36'$ 等特定条件下的计算公式。

(6) 计算举例 试设计内部节流器径向推力联合轴承 (I 式)，已知数据如下：轴径 $d = 60\text{mm}$ ($r = 30\text{mm}$)；载荷 $F = 784.5\text{N}$ ， $F' = 392.3\text{N}$ ；转速 $n = 4000\text{r/min}$ ；润滑油：3 号高速主油油，供油压力 $p_s = 157\text{N/cm}^2$ 。

1) 定结构尺寸 取：

$$K'_1 = 48\text{mm} \quad (K'_1 = 1.6), \quad l_1 = l_2 = 6\text{mm},$$

$$D = 80\text{mm} \quad (R = 40), \quad \theta_0 = 30^\circ 36',$$

$$\theta = 36^\circ 16', \quad h_0 = h'_0 = 0.02\text{mm},$$

$$b_S = 4\text{mm}, \quad b_M = 5\text{mm},$$

$$a_1 = 2.5\text{mm}, \quad c_1 = 1\text{mm},$$

$$\beta = 1.7, \quad \alpha = 0.65, \quad \frac{\beta}{\alpha} = 2.615$$

$$\text{求出 } l_4 = l_5 = 0.08d = 0.08 \times 60 = 4.8\text{mm}.$$

$l_5 \approx 1.5l_4 = 1.5 \times 4.8 = 7.2\text{mm}$ ，因圆整轴承总长为 98mm ，故取 7.1mm

轴承工作部分长度

$$L_0 = K'_1 + 2l_1 = 0.8d + 2 \times 0.1d = d = 60\text{mm}$$

轴承节流部分长度

$$L_f = l_3 + 2l_4 + l_5 + 2b_S + b_M \\ = 3 \times 4.8 + 7.1 + 2 \times 4 + 5 = 34.5\text{mm}$$

$$\text{轴承总长 } L = L_0 + L_f + a_1 + c_1 = 60 + 34.5$$

$$+ 2.5 + 1 = 98\text{mm}$$

$$R_0 = \frac{R}{1.0645} = \frac{40}{1.0645} = 37.6\text{mm}, \quad D_0 = 75.2\text{mm}$$

$$\alpha = 0.0524d = 0.0524 \times 60 = 3.14\text{mm}$$

2) 求轴承位移、偏心率 and 刚度

① 径向轴承

$$A_0 = 2r \sin \theta (K'_1 + l_1) = 2 \times 3 \sin 36^\circ 16' \\ \times (4.8 + 0.6) = 19.2\text{cm}^2$$

$$\epsilon = 0.4 \frac{F}{p_s A_0} = 0.4 \times \frac{784.5}{157 \times 19.2} = 0.1041$$

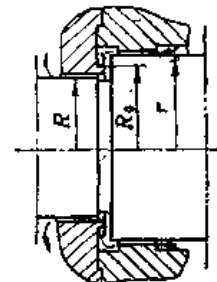
表 9-4-27 内部节流器径向四腔静压轴承 (图 9-4-23) 计算公式

项 目	通 用 式	特定条件式 $K'_1 = 0.8d, \quad l_1 = l_2 = 0.1d$ $\theta_0 = 30^\circ 36', \quad \theta = 36^\circ 16'$ $\alpha = 0.0524d, \quad \beta = 2$
主要尺寸	$l_4 = \frac{2(\beta - 1)}{\frac{K'_1}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1}}$	$l_4 = 0.04d$
节流比 β	$\beta = 1 + \frac{l_4 \left(\frac{K'_1}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1} \right)}{\beta_{最佳} = 2}$	$\beta_{最佳} = 2$
偏心率 ϵ	$\epsilon = \frac{\beta^2}{12(\beta - 1)} \cdot \frac{F}{p_s A_0} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0}$	$\epsilon_{最佳} = 0.388 \frac{F}{p_s A_0}$
轴承刚度 J (N/cm)	$J = \frac{12(\beta - 1)}{\beta^2} \cdot \frac{p_s A_0}{h_0} \cdot \cos \theta_0$	$J_{最佳} = 2.58 \frac{p_s A_0}{h_0}$
流量 Q (cm^3/s)	$Q = 4 \frac{r \theta_0 h_0^3 p_s}{6\pi} \left[\left(\frac{K'_1}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1} \right) \frac{1}{\beta} + \left(\frac{1}{l_5} + \frac{1}{l_3} \right) \right]$	$Q = Q_0 + Q_d \\ = (4.44 + 4.44) \frac{h_0^3 p_s}{\eta} = 8.88 \frac{h_0^3 p_s}{\eta}$ 式中 取 $l_3 = l_5 = 0.08d$

表9-4-28 内部节流器径向推力联合轴承计算公式

项 目	通 用 式	特定条件式 $K_r = 0.8d, l_1 = l_2 = 0.1d$ $\theta_0 = 30^\circ 36', \theta = 36^\circ 16'$ $\frac{h'_0}{h_0} = 1, \alpha = 0.0524d$ $\beta = 1.7, \alpha = 0.65$ $\frac{\beta}{\alpha} = 2.615$
主要尺寸	$l_4 = \frac{\beta - 1}{1 - d} \cdot \frac{2}{\frac{K'}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1}}$ I 式: $l_3 = \frac{\frac{\beta}{\alpha} - 1}{\frac{\pi}{4r\theta_0 \ln \frac{R}{R_0}} \left(\frac{h'_0}{h_0} \right)^3 - \left(\frac{\beta}{\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) \frac{2}{l_4}}$ II 式: $l_3 = \frac{\frac{\beta}{\alpha} - 1}{\frac{\pi}{8r\theta_0 \ln \frac{R}{R_0}} \left(\frac{h'_0}{h_0} \right)^3 - \left(\frac{\beta}{\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) \frac{1}{l_4}}$	$l_4 = 0.08d$ I 式: $l_3 = 0.08d$ (图9-4-27) $\frac{R}{R_0} = 1.0645$ II 式: $l_3 = 0.12d$ (图9-4-28a) $\frac{R}{R_0} = 1.0582$
节流比 β	$\beta = 1 + (1 - \alpha) \frac{l_4 \left(\frac{K'}{l_2 \theta_0} + \frac{2}{l_1} \right)}{2}$ 取 $\alpha = 0.5 \sim 0.7$	取 $\beta = 1.7, \alpha = 0.65$ $\frac{\beta}{\alpha} = 2.615$
位移率 e'	$e = \frac{\beta^2}{12(\beta - 1)} \cdot \frac{F}{p_s A_b} \cdot \frac{1}{\cos \theta_0}$ $e' = \frac{\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2}{6 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right)} \cdot \frac{F'}{p_s A_b'}$	$e = 0.4 \frac{F}{p_s A_b}$ $e' = 0.71 \frac{F'}{p_s A_b'}$
轴承刚度 J, J' (N/cm)	$J = \frac{12(\beta - 1)}{\beta^2} \cdot \frac{p_s A_b}{h_0} \cdot \cos \theta_0$ $J' = \frac{6 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right)}{\left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2} \cdot \frac{p_s A_b'}{h'_0}$	$J = 2.5 \frac{p_s A_b}{h_0}$ $J' = 1.4 \frac{p_s A_b'}{h'_0}$
流量 Q (cm ³ /s)	I 式: $Q = 4 \left[\frac{\pi h_0'^2 p_s}{24 \eta \ln \frac{R}{R_0}} \cdot \frac{\beta}{\alpha} + \frac{r \theta_0 h_0'^3 p_s}{6 \eta l_5} \right]$ II 式: $Q = 4 \left[\frac{\pi h_0'^2}{24 \eta \ln \frac{R}{R_0}} + \frac{r \theta_0 h_0'^3}{6 \eta l_5} \right] \frac{p_s}{\alpha}$	I 式: 取 $l_5 = 0.12d$ $Q = Q_0 + Q_d$ $= (3.2 + 1.48) \frac{h_0'^3 p_s}{\eta} = 4.68 \frac{h_0'^3 p_s}{\eta}$ II 式: 取 $l_5 = 0.12d$ $Q = Q_0 + Q_d$ $= (3.66 + 0.567) \frac{h_0'^3 p_s}{\eta} = 4.22 \frac{h_0'^3 p_s}{\eta}$

注: 附图的径向推力轴承, 上表中的公式也适用, 但需将 $\frac{R}{R_0}$ 一律改成 $\frac{R_0}{R}$ 。



$$e = \epsilon h_0 = 0.1041 \times 0.02 = 0.00208 \text{ mm} \\ = 2.08 \text{ } \mu\text{m}$$

$$J = 2.5 \times \frac{p_s A_t}{h_0} = 2.5 \times \frac{157 \times 19.2}{0.002} \\ = 3768000 \text{ N/cm} = 376.8 \text{ N/}\mu\text{m}$$

② 推力轴承

$$A'_t = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D + D_0}{2} \right)^2 - d^2 \right] \\ = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{8 + 7.5}{2} \right)^2 - 6^2 \right] = 18.89 \text{ cm}^2$$

$$\epsilon' = 0.71 \frac{F'}{p_s A'_t} = 0.71 \frac{392.3}{157 \times 18.89} = 0.0939$$

$$\epsilon' = \epsilon' h_0 = 0.0939 \times 0.02 = 0.00188 \text{ mm} \\ = 1.88 \text{ } \mu\text{m}$$

$$J' = 1.4 \frac{p_s A'_t}{h'_0} = 1.4 \frac{157 \times 18.89}{0.002} \\ = 2076011 \text{ N/cm} = 207.6 \text{ N/}\mu\text{m}$$

3) 流量计算 设轴承工作温度为 50°C , 3 号
 主轴油在 50°C 时的粘度为 $2.53 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/cm}^2$ 。
 一个轴承的流量为:

$$Q = Q_0 + Q_d = 4.68 \frac{h_0^3 p_s}{\eta} = 4.68 \frac{0.002^3 \times 157}{2.53 \times 10^{-7}} \\ = 23.2 \text{ cm}^3/\text{s}$$

4) 功率消耗估算

① 轴承功率消耗

$$A = \pi d(L_s + L_j) - 4(K'_t + 2b_s + b_M) 2r\theta_0 \\ - 4aL_h \\ = \pi 6(6 + 3.45) - 4(4.8 + 2 \times 0.4 + 0.5) \\ \times 2 \times 3 \times 0.534 - 4 \times 0.314 \times 6 \\ = 92.41 \text{ cm}^2$$

$$A' = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2) = \frac{\pi}{4}(8^2 - 7.5^2) \\ = 5.85 \text{ cm}^2$$

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi 60 \times 4000}{60 \times 1000} = 12.6 \text{ m/s}$$

$$v' = \frac{\pi D n}{60 \times 1000} = \frac{\pi 80 \times 4000}{60 \times 1000} = 16.75 \text{ m/s}$$

$$N_f = \frac{1}{10} \left(\eta A \frac{v^2}{h_0} + \eta A' \frac{v'^2}{h'_0} \right) \\ = \frac{2.53 \times 10^{-7}}{0.002 \times 10} (92.41 \times 12.6^2 + 5.85 \times 16.75^2) \\ = 0.21 \text{ kW}$$

② 压力油功率消耗

$$N_p = \frac{Q p_s}{100000} = \frac{23.2 \times 157}{100000} = 0.0364 \text{ kW}$$

③ 轴承总功率消耗 (假设原效率 100%);

$$N = N_f + N_p = 0.21 + 0.0364 = 0.2464 \text{ kW}$$

5) 轴承温升计算

$$\Delta t = \frac{N}{Q_0 r C} = \frac{0.2464}{15.9 \times 0.00085 \times 1.88} \\ = 9.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

若进油温度为 40°C , 则轴承温度约为 49.7°C , 与假设相符。进油温度和油箱的冷却效果有很大的关系。为了能使轴承温度比较稳定, 最好能采用恒温油箱。

3. 内部节流器静压轴承应用中应注意的问题

(1) 应用条件 从速度方面看, 各种节流器的静压轴承都能用于从低速到高速的很广的使用范围。因为内部节流器轴承具有不受运转条件变化而改变节流比的良好特性, 在高速下应用或者更好些, 但必须注意轴承温升一定要在许可的范围内。从载荷方面看, 虽然内部节流器轴承具有较大的承载能力和轴承刚度, 但这常常并非主要问题, 因此, 它和小孔、毛细管节流器一样, 比较适用于中等和轻载荷。内部节流器轴承最好用于偏心率 $\epsilon < 0.3$ 的情况。重载时最好采用滑阀反馈或薄膜反馈节流器。

(2) 主轴挠度 由于主轴挠度和前后轴承受载不等的影 响, 实际上轴并不是平移的。上下敏感节流间壁也就不等于 $h_0 + e$ 和 $h_0 - e$, 而是 $h_0 + e - \delta$ 和 $h_0 - e + \delta$ (δ 为主轴在节流间壁处的挠度), 见图 9-4-31。这就引起了计算误差的问题和利用敏感节流间壁调节油腔压力是否灵敏的问题。根据理论分析, 假设主轴为简支梁, 载荷为集中载荷, $\frac{F}{p_s A_t} = 0.25$, 则误差大约为 25% 左右。但实际上, 主轴挠度不会象简支梁、集中载荷那样严重, 况且两端还有推力轴承, 因此估计误差还不会那样大。如果可能, 把节流器部分放到图中虚线所示的位置, 则上下敏感油腔节流间壁的间隙变为 $h_0 + e + \delta$ 和 $h_0 - e - \delta$ 。这时, 计算误差仍然存在, 但主轴挠度使上下敏感节流间壁的间隙之差扩大了, 因而起着有利作用调节上下油腔压力差的作用。这样安排时, 应注意尽量减小力臂的长度。

(3) 推力轴承油腔掉压的问题 推力轴承油腔掉压是目前比较普遍存在的现象。转速越高, 离心力越大, 问题也越严重。为了解决这个问题, 需要在结构上采取措施。一是在离心力的方向增加出油口的阻力, 例见图 9-4-32。一是在条件许可时, 改变排油方向, 在与离心力相反的方向排油。

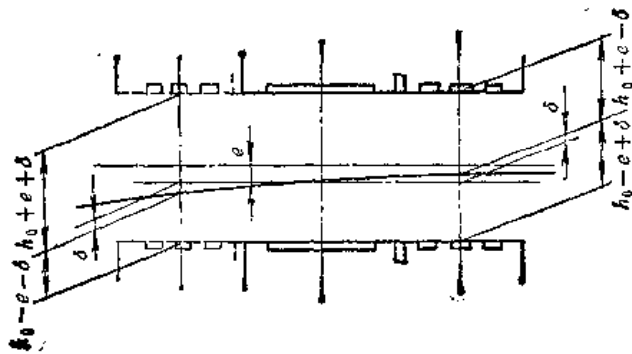


图9-4-31 主轴挠度

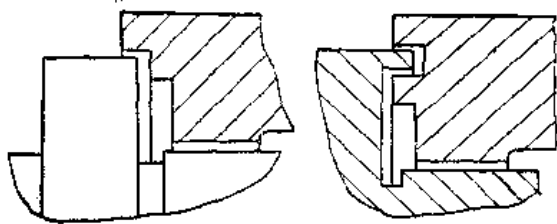


图9-4-32 增加出口阻力的结构

(4) 最佳节流比问题 轴承制成后, 常出现使用无问题而节流比较原设计为大, 即未达到最佳节流比。应在尺寸公差上加以控制, 即从加工工艺上保证得到最佳节流比。

(5) 轴向回油槽是否开通的问题 对于径向推力联合轴承, 因为要有利于建立推力轴承油腔压力, 在侧泄端肯定不能开通; 对于高速径向轴承, 需要开通回油槽, 有利于增大流量, 降低轴承温升。但必须注意, 回油槽不能过深, 以便排油时在油槽内能保持比大气压略高的压力, 防止空气进入轴承而出现油腔掉压。

(四) 供油系统的设计及其元件选择

1. 供油系统的设计与组成

液体静压轴承要靠一定压力和流量的润滑油供给才能工作。为了保证轴承安全工作和油路系统平稳可靠, 要求润滑油清洁和具有一定的粘度, 并在油路中设有安全保护装置。因而就需要有一个合理可靠的供油系统, 图 9-4-33 是液体静压轴承供油系统的示意图。

对于转速低、系统惯性小或有刹车装

置的机床及其他设备的轴承, 供油系统可以去蓄能器。

静压轴承一般是采用单独的供油系统, 如果能和机床液压系统合并, 不但经济上有价值, 而且结构也可以简单些, 但必须具备下列条件:

1) 静压轴承用油与液压系统润滑油粘度相同。

2) 由于液压系统的油池不易做到密封, 杂质和铁屑等容易进入油池, 而静压轴承要求润滑油清洁, 因此, 供给静压轴承的润滑油必须经过严格过滤。

3) 消除液压系统中的压力脉动, 否则将对静压轴承造成不良影响, 甚至不能工作。

静压轴承系统的温升很大部分是由于油泵发热引起的, 因此, 减少油泵发热具有重要意义。在供油系统增加冷却、散热或恒温控制等装置, 可收到较好的效果。

2. 油箱设计要求

(1) 油箱的容量必须设计恰当 容量过大会占地过多, 增加设备重量; 过小时, 又会使油温易于升高。如果油箱容积不宜加大, 而又不能满足散热要求时, 则应考虑安装冷却或恒温控制装置。

单独用的固定式油箱(没有冷却装置), 其有效容量(指油面高度为油箱高度 80% 的容积)一般

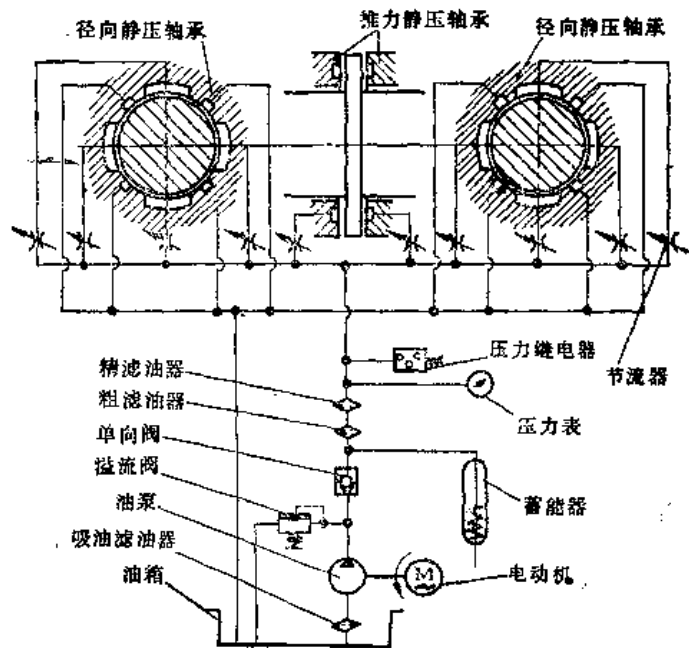


图9-4-33 液体静压轴承的供油系统

可取为泵每分钟流量的 10 倍（输油率大的取下限，输油率小的取上限；压力低的可取小些，压力高的则取大些）。

在确定油箱容积时，还要注意系统停止运转时，轴承体壳、蓄能器或其它液压部件的油，因重力作用流回油箱时不致溢出。

(2) 静压轴承对润滑油清洁有严格要求 故设计时应考虑：

1) 整个循环油路要作成密闭的，而油箱底部要有适当的斜度，并安放油塞，使换油时油液和污物能顺利流出。

2) 加油口应有过滤网。

3) 吸油管与回油管的距离尽可能远一些。管口都应插入最低油面之下，以免空气混入液压系统。

4) 管口应切成 45° 斜角，以增大吸油及出油的截面，使油液流动时速度变化不致过猛，管口并应面向箱壁。

5) 吸油管离箱底距离应大于 $2d$ (管径)，离箱边不小于 $3d$ ；回油管离箱底距离要大于 $3d$ 。必要时还要将吸油箱和回油箱用隔板隔开，以分离回油带回的空气和脏物。

6) 油箱侧壁应有油标指示油位，在加油盖上最好装有使用润滑油品种的标牌。

7) 为了防锈，油箱内壁应作防锈处理，若用涂料喷涂时，涂料应耐油，不易脱落。

3. 油泵的选择

1) 静压轴承的寿命，往往取决于油泵使用寿命，所以要选用寿命长的油泵，目前，常用是定量叶片油泵，高精度机床建议采用螺杆泵。

2) 应按轴承计算流量的 1.5~2 倍来选择油泵的流量。

3) 要求油泵运转平稳，供油量均匀，压力脉动小，噪音小。

4) 采用低粘度的润滑油时应注意油泵的内泄漏，否则会影响油泵的效率。

供油系统中的溢流阀和单向阀是用来调节油泵的输出压力和防止倒流。

4. 滤油器选择

滤油器的基本作用是使液压系统的液体保持清洁，防止节流器堵塞、轴、轴承划伤拉毛和延长液压部件寿命和保证系统工作稳定。理想的情况是系统内的滤油器能滤除液体中的全部污粒，但污物有各种来源，滤除全部污物是不可能的。因此，要求经过过滤的润滑油，其杂质的最大尺寸，应小于轴承半径间隙。纸质滤芯滤油器有较好的作用。

装在油泵前的吸油滤油器，一般取用过滤精度为 $80\sim 100\mu\text{m}$ 的吸油管路滤油器它分为 WU 系列的网式吸油管路滤油器和 XU 系列的线隙式吸油管路滤油器两种。用以过滤较大的机械杂质，以保护油泵、溢流阀和单向阀等液压元件。

装在节流器前面的滤油器，一般分粗滤器和精

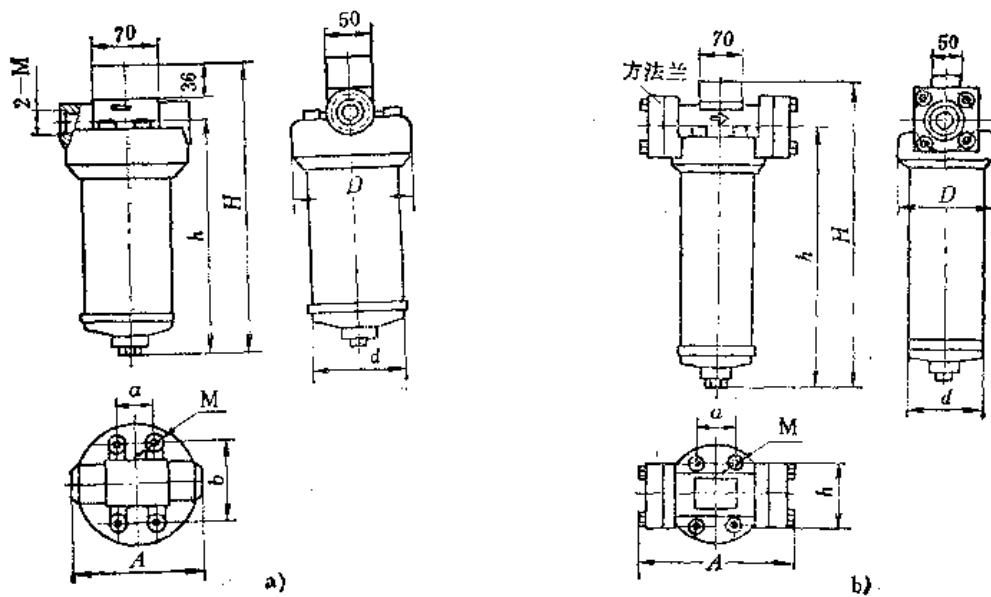


图9-4-34 压力管路滤油器外形尺寸
a) 管式 b) 法兰式

滤器两种。推荐取用线隙式压力管路滤油器作粗过滤器，推荐过滤精度为 $10\ \mu\text{m}$ 的压力管路滤油器（纸质）作精过滤，其外形尺寸如图 9-4-34 所示，技术规格见表 9-4-29。

5. 蓄能器和压力继电器选择

轴承在工作过程中，因突然停电或供油系统发生故障，液压油即停止供给轴承，但在惯性作用下仍在转动。为此，蓄能器的容量，应根据轴的回转惯性要求，能供给压力油至轴停止旋转，避免主轴与轴承磨损或烧坏。

压力继电器，应保证轴承油腔内的液压油建立一定许可压力后，才能启动。

6. 对油路管道的要求

- 1) 油管必须有足够的强度，连接紧固，不泄漏，而管内壁应光滑清洁；
- 2) 供油系统的油路应无死角，以利于空气排除；
- 3) 节流器至油腔的管道尺寸应大些，管道长度尽可能一样。管道的压力损失应小于 5%；
- 4) 润滑油进入节流器的管接头，推荐采用有铜丝网的过滤接头。而油管不宜采用橡胶、塑料等软管；
- 5) 观察油腔压力的压力表安装，其管道应短，管径要小。

油管尺寸可按下式确定：

$$d = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

式中 d ——油管内径 (mm)；

Q ——通过油管的流量 (l/min)；

v ——油管中的允许流速 (m/s)。

吸油管取 $v \leq 1 \sim 2\text{m/s}$ (一般常取 1m/s 以下)；压油管取 $v \leq 2.5\text{m/s}$ 。为了保证回油畅通，推荐回油管的内径应大于 3 倍进油管的内径。

7. 供油压力的选择

1) 提高供油压力可以增大轴承刚度。但对于可变节流的静压轴承，当设计参数已定时，提高供油压力，往往会使轴承出现轴位移为负值，因而，

不要随便改变供油压力；

2) 提高供油压力，就增大油泵的功率消耗，引起油泵发热，进而会使轴承系统温升增高；

3) 低的供油压力，对轴承动态性能有不良影响。

因此，供油压力的选择原则是：满足轴承最大承载能力和足够刚度的条件下，使供油装置的功率消耗为最小；有利于降低轴承系统温度和改善轴承的动态特性。一般选用 $p_s \geq 98\text{N/cm}^2$ 的供油压力比较好。

8. 润滑油的选用

润滑油必须清洁，不得含有机械杂质，并要有抗氧化及防锈能力。静压轴承的润滑油，一般常用：3°、5° 主轴油或 10°、20° 机械油等。

对小孔节流静压轴承，一般采用粘度较低的润滑油；对于毛细管节流、滑阀反馈节流、双向薄膜反馈节流的静压轴承，可用 5°、10°、20°、30°、40°、50° 机械油。采用的原则是：高速、轻载用低粘度的，低速、重载用高粘度的。

表 9-4-30 列出常用的几种润滑油的粘度值，供选用时参考。

(五) 静压轴系的调整与维修

节流器是静压轴承的一个重要组成部分，它直接影响轴承的刚度与承载能力，由于加工上的误差或其他原因，常使实际的节流比与设计的节流比有差异，因此，正确调整节流器，是保证静压轴承良好工作的重要一环。

1. 节流比和油膜刚度的调整

(1) 小孔节流的调整 同一轴承的节流小孔孔径应力求相同。钻头一次装夹加工的一批小孔，其孔径可以不作流量检查，如用不同的钻头（虽然名义尺寸相同的钻头）加工或采用其它方法加工，则须作流量检查。同一轴承的节流小孔，流量允差不大于 10%；

装配调整时，应保持节流比 β 在设计范围内。为此，可改变节流小孔的直径 d_0 或改变轴承间隙

表9-4-30 常用的几种润滑油粘度值

润滑油牌号	主 轴 油		机 械 油				
	3°	5°	10°	20°	30°	40°	50°
动力粘度 $\eta_{50}^{\circ\text{C}}$ ($10^4\text{Pa}\cdot\text{s}$)	2.53×10^{-7}	5.0×10^{-7}	8.7×10^{-7}	14.5×10^{-7}	26.5×10^{-7}	36.3×10^{-7}	46.1×10^{-7}

h_0 (一般是改变节流小孔的孔径 d_0 比较方便)。

当轴承间隙不变时, 改变节流小孔孔径的原则——轴承油腔压力偏高, 可减小 d_0 , 反之, 加大 d_0 。

当节流小孔不变时, 改变轴承间隙的原则——轴承油腔压力偏高, 加大轴承间隙, 反之, 减少轴承间隙。

节流小孔直径 d_0 与轴承间隙 h_0 有如下关系:

$$d_0^3 = Ch_0^3$$

式中 C ——系数, 轴承制成后, 有关参数已定, 故 C 为常数。

$$C = \frac{8 p p_1 R^2}{36 a^2 \pi^2 \eta^2 l_1^2 \beta (\beta - 1)} \left(\frac{l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right)^2$$

小孔节流静压轴承最佳刚度的节流比 $\beta = 1.71$ 。由于节流小孔流入轴承油腔的流量与润滑油的粘度无关, 而轴承油腔向外流出的流量与润滑油的粘度有关, 所以小孔节流静压轴承在使用过程中, 随着润滑油的粘度变小, 轴承油腔内的压力减少, 因而节流比 β 相应地发生变化。理论计算和实验表明: 在 $\beta = 1.5 \sim 3$ 内仍有较好的刚度, 为此设计小孔节流时要求润滑油的温度变化在 $20 \sim 50^\circ\text{C}$ 范围内, 则相应的 $\beta = 1.5 \sim 3$ 。

小孔节流器要利用外锥面定位和密封, 因此, 要求外锥面与安装部件的相应内锥孔接触面积不得小于 60%, 以免由于外锥面的泄漏而影响轴承的工作性能。

(2) 毛细管节流的调整 同一轴承的毛细管孔径、长度应力求相同, 流量允差 10%。

装配调整时应保持节流比 (β) 在设计范围内。为此, 可改变毛细管直径 d_c 、长度 l_c 或改变轴承间隙 h_0 (改变 d_c 和 l_c 比较方便)。

当 h_0 不变时, 改变 d_c 和 l_c ;

当 d_c 、 l_c 不变时, 改变 h_0 。

d_c 、 l_c 与 h_0 有如下关系:

$$\frac{d_c^3}{l_c} = Ch_0^3$$

式中 C ——系数, 轴承制成后, 有关参数已定, 故 C 为常数。

$$C = \frac{64 R}{3 \pi l_1 (\beta - 1)} \left(\frac{l_1}{b_1 R} + 2 \theta_1 \right)$$

润滑油粘度变化时, 对 β 没有影响。

毛细管节流静压轴承最佳刚度的节流比 $\beta = 2$, 一般在 $1.5 \sim 3$ 仍有较好的刚度。

(3) 滑阀反馈节流的调整 滑阀在工作之前 (即空载时) 应调整在中间位置, 使两边节流长度 l_c 相等 (测量滑阀两端出油孔的流量, 可确定滑阀是否处于中间位置)。图 9-4-35 为反馈滑阀对中调整示意图, 其出油量允差不大于 10%。

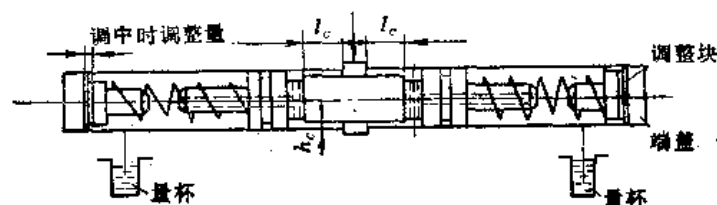


图9-4-35 反馈滑阀对中调整示意图

装配调整时, 应保持节流比 (β) 在设计范围内。为此, 可改变滑阀的节流间隙 h_c , 节流长度 l_c 或改变轴承间隙 h_0 (一般以改变 h_0 较方便)。

节流间隙 h_c 与轴承间隙 h_0 有如下关系:

$$h_c = Ch_0$$

式中 C ——系数, 轴承制成后有关参数已定, 故 C 为常数。

$$C = \sqrt[3]{\frac{2 R l_c \left(\frac{l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right)}{\pi l_1 d_c (\beta - 1)}}$$

润滑油使用过程中的粘度变化, 对 β 没有影响。

在一定的额定载荷系数 ω_D , 就有相应的较佳节流比 β 和滑阀控制系数 C 。(表 9-4-11)。

弹簧刚度 k_s 直接影响 C , 当 p_1 、 A_c 和 l_c 已定的情况下, k_s 太小 (弹簧太软), C 变大, 有可能使轴承出现负刚度, k_s 太大 (即弹簧太硬) C 变小, 有可能在载荷作用下, 滑阀的实际移动量远小于计算值, 因而变为近似固定节流。由此可见, 弹簧刚度要选择适当, 其大小必须通过 C 换算。调整时, 每一根弹簧都应测定, 同时使各节流长度 l_c 相等。

(4) 双向薄膜反馈节流的调整 薄膜在工作之前 (即空载时) 应平直地保持在中间位置, 使两面节流间隙 h_d 相同, 两面流出的流量允差不大于 10%。

装配调整时, 应保持节流比 (β) 在设计范围内。为此可改变节流间隙 h_d 或改变轴承间隙 h_0 (一般是改变 h_d 比较方便)。

当 h_0 不变时, 可改变 h_d ;

当 h_d 不变时, 可改变 h_0 。

节流间隙 h_d 与轴承间隙 h_0 有如下关系:

$$h_d = Ch_0$$

式中 C ——系数, 轴承制成后有关参数已定, 故 C 为常数。

$$C = \sqrt[3]{\frac{R l_n \frac{r_{e2}}{r_{e1}} \left(\frac{l l_1}{R b_1} + 2 \theta_1 \right)}{\pi l_1 (\beta - 1)}}$$

h_d 确定后, 须根据实际的 h_d 确定薄膜厚度 δ , h_d 与 δ 有如下关系:

$$\delta = C_1 \sqrt[3]{\frac{1}{h_d}}$$

式中 C_1 ——系数, 供油压力和节流器尺寸确定后, 有关参数已定, 故 C_1 为常数。

$$C_1 = \sqrt[3]{\frac{3 p_s (1 - \mu^2) (r_o^2 - r_{e1}^2)^2}{16 EK}}$$

在一定的额定载荷系数 ω_D , 就有相应的较佳节流比 β 和薄膜控制系数 K (表 9-4-16)。随着 h_0 的变化, h_d 和 δ 都要相应地改变, 而 p_s 保持不变。如果 p_s 改变, ω_D 也随之改变, ω_D 对应的 K 和 β 也要相应地改变, 否则影响轴承的性能。

按 $K = \frac{2}{3}$ 和 $\beta = 2$ 组合的调整方法: 随着 h_0 的变化, δ 不变, 而 h_d 和 p_s 需要相应地改变。由于 p_s 改变, 将影响轴承的最大承载能力和流量。

2. 装配调整时应注意的事项

1) 保证配合尺寸

① 轴承外圆与壳体的配合应有过盈量。如果过盈太小或有间隙, 将使外圆之油槽互通, 就会使静压轴承的承载能力降低, 甚至不能工作;

② 要保证轴承与轴的配合间隙, 因为间隙对轴承刚度影响很大。在配磨 (研) 轴承间隙时, 应尽量达到设计要求;

③ 要保证轴向间隙。通常是采用配磨调整垫来达到设计要求。调整垫的平行度对推力轴承的间隙影响很大, 必须保证其两面平行。间隙太小, 可能会造成金属摩擦, 以致损坏推力轴承。

2) 装配前, 零件要除去毛刺。所有零件、箱体内壁和管路系统都要冲洗干净, 不应残留有金属屑、棉纱和剥落的油漆等杂物。清洗时, 不要使用棉纱, 最好用毛刷, 以免棉纱粘在零件表面。装配后, 应先用煤油输入轴承及管路, 冲洗一段时间, 以保证畅通。

3) 开车前, 用手轻轻转动轴, 感到轻快灵活, 方可启动。如太紧, 须加检查并排除故障后才

再启动。

4) 检查进油压力与油腔压力之比值是否正常, 注意各管道, 不许有漏油现象。

5) 润滑油的粘度必须按设计要求选用, 如没有所需的牌号润滑油, 可用两种牌号润滑油按一定比例混合, 但粘度要达到要求。向油箱加油, 必须经过过滤。

6) 对于具有压力继电器或蓄能器的供油系统, 装配后都要检查是否能正常工作。如供油时间过短, 则要检查蓄能器的活塞与油缸的配合间隙是否恰当, 如仍不能工作, 则应检查弹簧是否有问题。

7) 装有卸荷装置的, 其传动部分中心线要保证与轴同心转动, 否则就影响轴的回转精度。

8) 试运转过程中, 要检查发热问题, 如果轴承温度过高, 则需检查原因。

9) 观察回油是否畅通, 并注意有否气泡。

3. 静压轴系的正确使用

1) 工作时应先启动油泵电机、待轴有压力后, 才启动主轴。停车时, 应先停主轴电机, 待轴停止转动后, 再停油泵电机。

轴转动不灵活或根本转不动时, 不要动。必须检查清楚, 排除故障 (可能是润滑油过脏, 致使油管堵塞) 才能启动。

2) 对供油系统中的滤油器, 应经常或定期清洗, 对纸质滤油器, 则要定期更换。开始使用时, 要注意油路系统有无脏物, 为此, 可启动油泵, 冲洗轴和轴承。

3) 供油系统有噪音或压力脉动, 应检查一下油泵和溢流阀等元件是否正常, 油箱油位是否过低, 油泵前的吸油过滤器是否有堵塞等现象。也要注意检查油泵进油管系统接头是否拧紧, 因为管路系统进入了空气, 也会产生噪音。

4) 润滑油在使用过程中会有消耗, 要及时补充, 保证达到最低油位。

5) 油腔压力出现不正常时, 可检查过滤器的铜丝网和滤油器是否阻塞。

6) 静压轴承使用一段时间后, 轴和轴承表面如出现拉毛现象, 而节流比仍符合要求的话, 可继续使用, 不用修理 (静压轴承绝不能用刮研修理)。拉毛现象往往是油中有机械杂质所引起, 故必须注意润滑油的清洁。

7) 静压轴承在维修、清洗时, 应作记号, 特

别是节流器的零件，不能装错。

4. 常见故障及其消除方法

(1) 轴与轴承的拉毛和咬死 主要原因有：

1) 轴承和供油系统的机械杂质没有冲洗干净，配合面有毛刺、锐边未倒钝；

2) 滤油器选用不当，压力油的杂质未过滤干净或滤油器没有定期更换；

3) 供油系统设计不完善，没有蓄能器和压力继电器等安全装置；

4) 节流器堵塞。同一轴承的部分或个别节流器堵塞时，轴将压向被堵塞节流器的油腔一边；同一轴承全部节流器均匀堵塞（未堵死），使各油腔压力降低；全部节流器堵死，润滑油不能进入油腔。这些原因，都会引起轴与轴承的拉毛和咬死。因此，必须分别查明原因；

5) 节流器出油不均匀，节流器的阻尼不等，出油孔流量相差太大，使轴的间隙发生变化。若滑阀的弹簧刚度太小，或薄膜太薄而平直度又超差时，由于轴的自重作用，也可能将一边的油孔堵死。这种现象多数发生在负刚度的状态；

6) 轴承材料有砂眼、气孔和疏松等缺陷，致使油腔与油腔之间或油腔与回油槽之间的润滑油互通，不能建立正常的油腔压力；

7) 各油腔的进油孔在装配时错位，压力油不能进入油腔；

8) 轴承外圆与箱体孔的配合过盈量太小，节流后的压力油互通，使轴承的刚度和承载能力降低；

9) 两个径向静压轴承的同轴度超差，推力静压轴承与轴的垂直度超差；

10) 轴的刚性不足，挠度大。

(2) 油腔压力不稳定 主要原因有：

1) 同一轴承的个别油腔压力下降，这是个别节流器被堵塞造成的；

2) 同一轴承全部油腔压力下降，其原因：

① 在不正常状态下工作，致使轴与轴承磨损，间隙增大；

② 全部节流器被堵塞；

③ 使用过程中润滑油粘度发生变化，油泵供油压力减小；

④ 回油槽设计不合理，当轴高速旋转时将空气从回油槽带入轴承油腔内，使油腔不能建立正常压力，因此对回油槽的设计，既要回油畅通，又要保持回油有微压；

⑤ 小孔节流静压轴承，由于油腔向外流出的流量与润滑油的粘度有关，油的粘度变化也会使油腔的压力发生变化。

3) 同一轴承的各个油腔压力升高，轴在静止状态下，各油腔压力升高，甚至接近供油压力。而轴一旦转动，油腔压力立即恢复正常。这种现象，是由于微小脏物聚积在轴承封油面上造成的；

4) 油腔压力波动，其原因：

① 轴的不圆度引起轴承间隙周期性变化；

② 轴承系统各元件的重量不平衡，离心力引起油腔压力周期性变化；

③ 卸荷装置的轴与轴承不同轴，或是卸荷传动轴与静压轴联接不同轴；

④ 供油系统中油泵和溢流阀的压力波动。

影响油腔压力波动的因素很多，要使它不变动是很困难的。根据使用要求，可允许在一定范围内波动。对于一般精度的机床和设备，空载时压力表指针摆动不应超过 $9.8\text{N}/\text{cm}^2$ ，对于高精度机床和设备，则不应大于 $4.9\text{N}/\text{cm}^2$ 。

还应说明，在切削过程中，轴承受恒载荷或变载荷作用，油腔压力发生变化，这是正常现象。

第5节 液体动静压轴承

(一) 概述

液体动静压轴承是将动压轴承和静压轴承的优点综合发展而成的一种新型液体摩擦轴承。它在低速时以静压承载为主，在高速时以动压承载为主，这样既可以得到优越的承载性能，又能有效地降低供油系统的功率损失。

液体动静压轴承的分类见表9-5-1。

1. 液体动静压轴承基本承载原理

下面以有外部节流器动静压轴承为例加以说明；

1) 当轴颈不转动时，由供油系统供应的具有一定压力的润滑油进入油腔使轴颈浮起；此时油腔工作压力 $P = p_s/\beta$ ，轴承具有静压轴承的承载特性（图9-5-1）。即在轴颈转速未达到使轴承中油膜产生动压力时，轴承均呈现这一特性。

2) 当轴颈转速达到一定值后，由于轴承浅腔的作用，形成油膜动压力，并随着转速和负载的增加，轴承偏心率 ϵ 的不断增大，所产生的油膜动压力远远大于油膜静压力，此时油腔工作压力主要取

表9-5-1 液体动静压轴承分类

分类方法	种类	特点
按在同一轴承上实现动压和静压承载的结构形式分	动静压组合轴承	在同一轴承体上同时设置静压和动压两种油腔，一种用于低压供油形成动压工作状态，一种用于供高压油以形成静压工作状态
	动静压混合轴承	在轴承体上仅设置一种油腔，使之既能在零速下以静压承载，又能在轴颈转动时产生动压承载能力
按有无外部节流器的结构形式分	有外部节流器动静压轴承	利用在轴承上设置固定式外节流式（如隙缝式或小孔式）来增加静压承载能力
	无外部节流器动静压轴承	利用轴承浅腔周向封油面和轴向封油面产生的节流效应产生静压承载能力
按油腔结构分	群孔式动静压轴承	亦称无油腔式动静压轴承，由周向不等分布的小孔供高压油产生静压承载能力，在小间隙大偏心率时，构成单油楔动压轴承
	浅腔式动静压轴承	利用多油楔动压轴承的浅腔通压力油产生静压承载能力

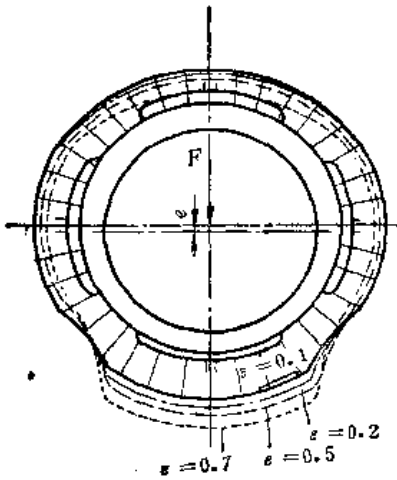


图9-5-1 动静压轴承静压承载示意图

决于油膜动压力的大小，供油系统仅仅起到补充润滑油及循环散热的作用（图9-5-2）。

2. 液体动静压轴承的特点

(1) 与多油楔动压轴承相比 动静压轴承有如下特点：

- 1) 启动力矩小，转动轻快，轴承无磨损。
- 2) 低速状态下承载力比动压轴承大，当浅腔形状无方向性时可正反向旋转。
- 3) 轴承间隙较大，油腔阻尼较小，故抗振性不如多油楔动压轴承。

(2) 与静压轴承相比 动静压轴承有如下特点：

- 1) 结构简单，故障率低，易于维护保养；
- 2) 对轴承的加工精度要求较高，工艺难度大；

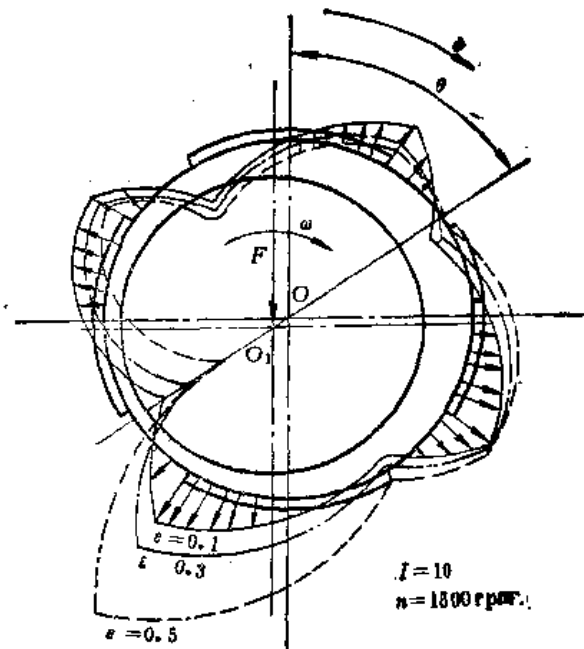


图9-5-2 动静压轴承混合承载示意图

3) 供油装置比静压供油装置大大缩小，所需功率也较小，可以不设断电保护（蓄能器等）。

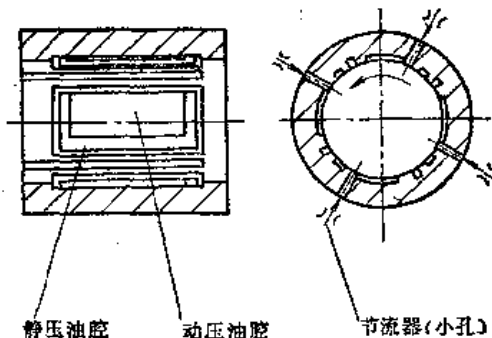
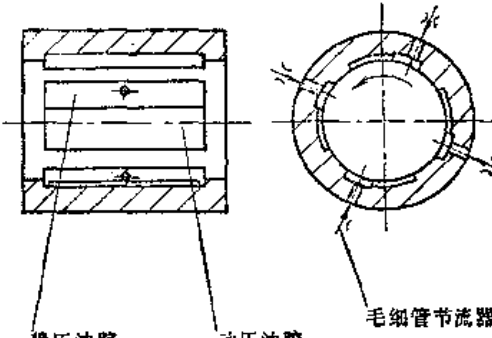
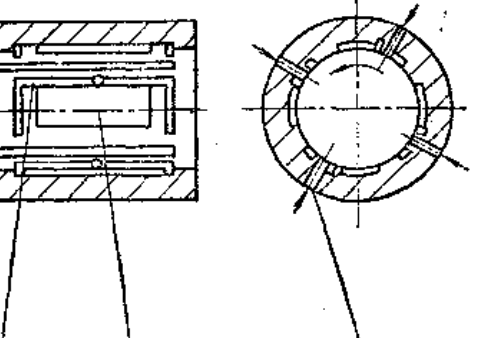
(二) 液体动静压轴承结构及应用

1. 液体动静压轴承结构型式

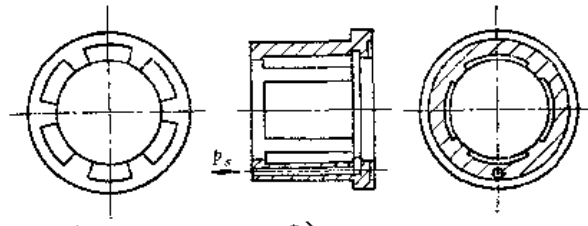
由于阶梯动压轴承的浅腔与静压轴承油腔相似，易于建立静压油膜，且具有优良的动压特性和良好的工艺性，因此，采用阶梯浅腔作为动静压轴承油腔十分适宜。目前国内应用比较成熟的动静压轴承多为此种浅腔结构。本节内容主要介绍这种轴承。其结构型式与应用列于表9-5-2。

表9-5-2 液体动静压轴承结构型式与应用

结构型式	简 图	特 点	应 用
动静压组合轴承		<p>1. 轴承轴右侧是一只不对称四腔内反馈节流静压轴承，左侧是一只四油楔阶梯浅腔动静压轴承，无论在何种速度下（包括零速），都能承受很大的负载。转速越高，承受偏载的能力越大</p> <p>2. 油腔结构复杂制造难度较大</p>	<p>适用于各种转速及负载下的机械设备</p>
群孔式动静压轴承		<p>1. 轴向通常安置两排进油小孔。小孔加工简单，且能尽量缩小油膜承载区的进油口范围，提高承载能力</p> <p>2. 可以通过改变周向小孔的位置来满足某些特定的轴承性能要求</p> <p>3. 单位承载力下的功率损耗较小（与浅腔式动静压轴承相比）</p>	<p>特别适用于高速、大功率的机械设备或大型轴承</p>

结构型式	简 图	特 点	应 用
有外节流器动静压轴承	 <p>a)</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 简化外部节流器, 尽可能将节流器做在轴承上 2. 轴承间隙比静压轴承小, 依靠小间隙产生二次节流效果以增加静压承载力, 同时使动压效应更为显著 3. 油腔结构复杂(图d所示除外), 加工难度较大 4. 在相同条件下, 静压承载力以图a形式为最大, 如转速也相同, 动压承载力以图b所示形式最大, 图d形式为综合经济性能较好的一种形式 	<p>适用于中低速、中等载荷的机械设备, 如磨床砂轮主轴等。图b为上海机床厂研制并成功应用的HSDB-R动静压轴承, 图d已在M131W外圆磨床砂轮主轴上改装成功</p>
	 <p>b)</p>		
	 <p>c)</p>		
	<p>d)</p> <p>(见图9-5-10)</p>		

(续)

结构型式	简 图	特 点	应 用
无外部节流器动静压轴承	<p>a)</p> <p>(见图9-5-7)</p>	<p>1.油腔浅,加工方便,浅腔通常加工成阶梯油楔形状</p> <p>2.无外部节流器,结构简单</p>	<p>图a为上海机床厂HSDR-1型动静压轴承见典型结构,应用实例简介(2)</p>
	<p>b)</p> <p>(见图9-5-16)</p>	<p>3.轴承有效承载面积大,周向封油面宽,动压效应显著,故动压承载特性高于其他类型的动静压轴承</p>	<p>图b为北京第二机床厂在MG1420C高精度万能外圆磨床砂轮主轴上应用的一种结构,见应用实例简介(4)</p>
	<p>c)</p> 	<p>4.由于浅腔的阶梯动压效应和阻尼较大,抗振性能和刚性都保持动压轴承的特点</p>	<p>图c为杭州轴承厂研制,适用于轴向定位要求高、负载较大、中速、高精度的场合,已成功地应用于精密仪器和磨床砂轮主轴上</p>

2. 应用实例简介

种轴承用于M131W外圆磨床砂轮主轴,如图9-5-3

(1) 浅腔环形缝隙节流动静压混合轴承 这 所示。

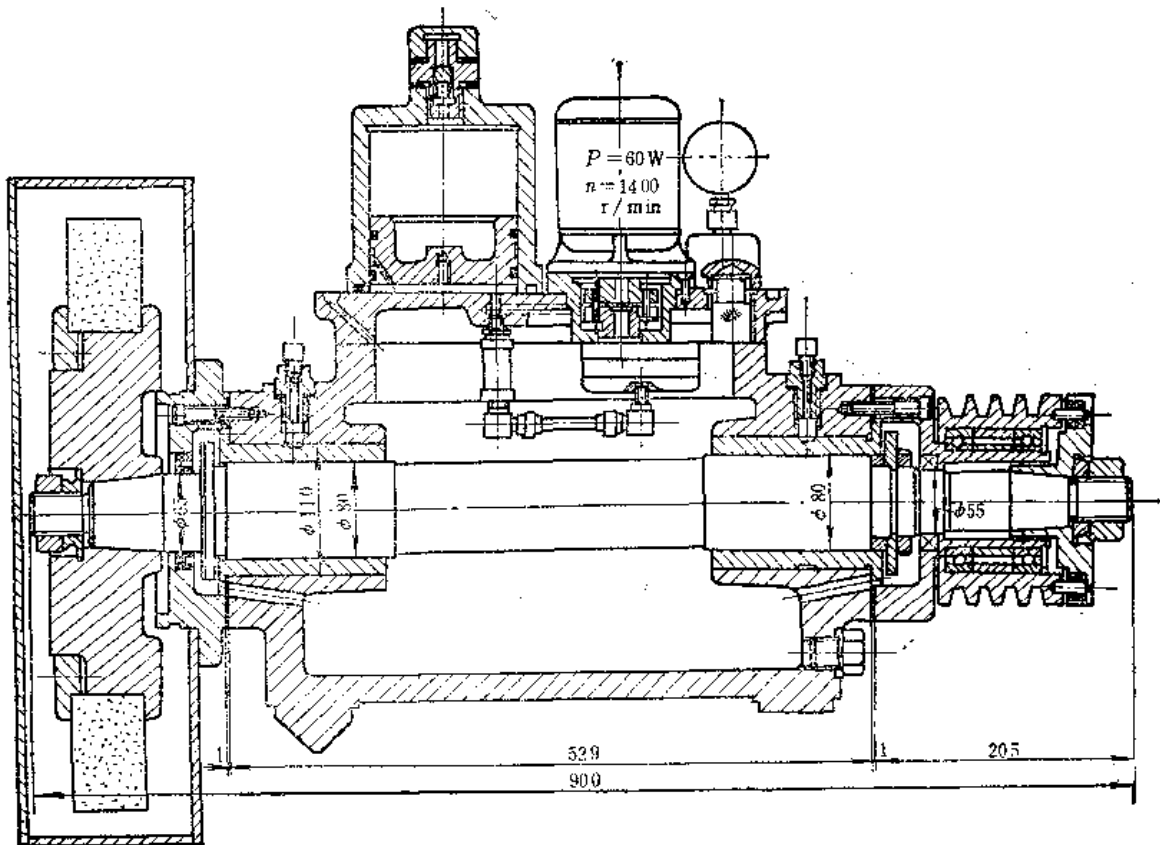


图 9-5-3 M131W外圆磨床动静压混合轴承砂轮架

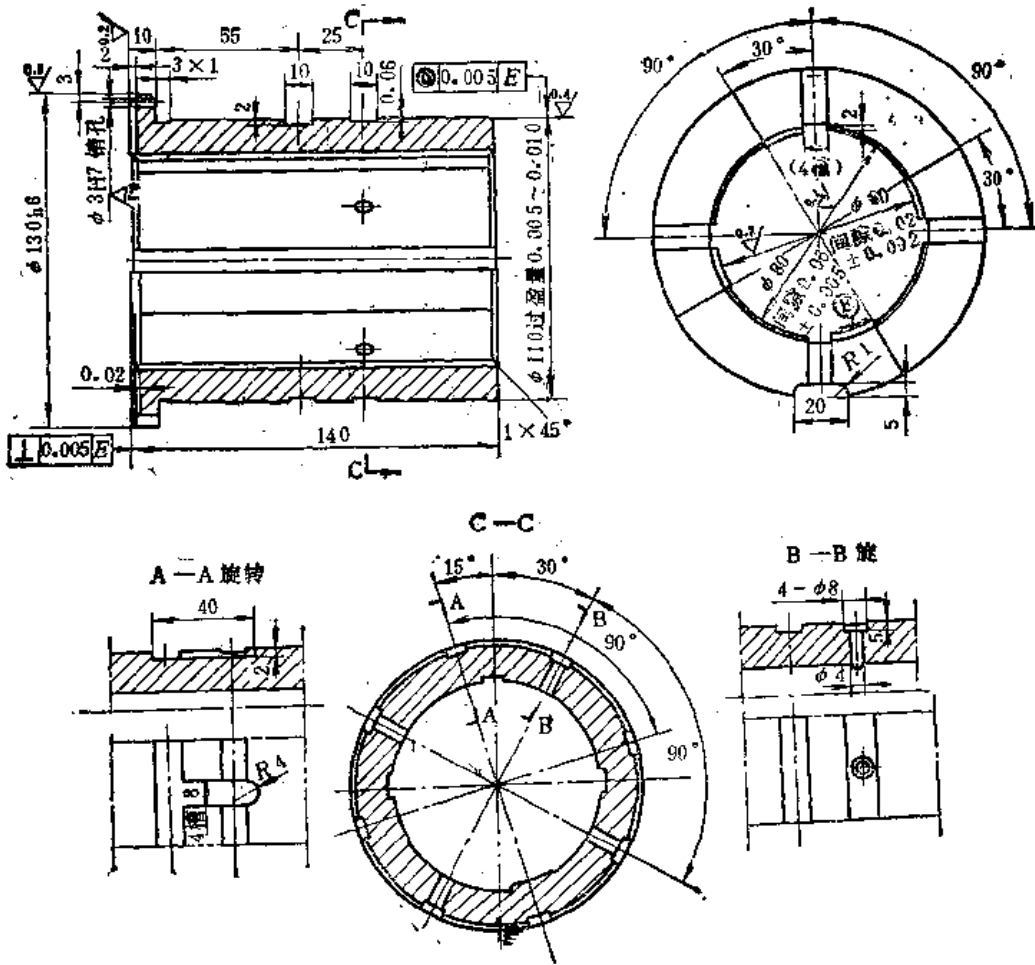


图9-5-4 环形缝隙节流静压混合轴承

1) 轴承结构特点 (图9-5-4)

① 径向轴承采用阶梯浅腔有轴向回油槽的动压混合轴承; 轴承四等分设置四条轴向回油槽, 以增加流量降低温升, 其浅腔的每一等分截面线为阶梯曲线形状, 故浅腔为四阶梯油楔构成, 无轴向封油边。

② 采用固定式环形缝隙节流, 环形缝隙直接加工在轴承外圆表面上。

③ 止推轴承采用阶梯动压轴承, 将其配置在前后轴承的凸缘端面上, 为两轴承外端面止推形式。

④ 空载时主轴前端装砂轮锥面处的径向跳动: 0.001mm。

2) 性能参数 列于表9-5-3。

3) 供油系统

① 供油系统布置在砂轮架箱盖上, 将安装各元件的底板作为箱盖, 利用砂轮架箱体作为油池,

表9-5-3 浅腔环形缝隙节流静压轴承性能参数

名称	代号	性能参数
轴承直径	D	$D = 80\text{mm}$
轴承宽度	B	$B = 130\text{mm}$
轴承外径	D_1	$D_1 = 110\text{mm}$
轴承半径间隙	h_0	$h_0 = 0.01\text{mm}$
阶梯浅腔深度	δ	$\delta = 0.02\text{mm}$
止推轴承单侧间隙	h'_0	$h'_0 = 0.01\text{mm}$
止推轴承阶梯浅腔深度	δ'	$\delta' = 0.02\text{mm}$
回油槽宽度	$R\theta_2$	$R\theta_2 = 8\text{mm}$
供油压力	P_s	$P_s = 0.6\text{MPa}$
润滑油牌号		50% 2# 主轴油 + 50% 4# 主轴油
轴承需用总流量	Q	$Q = 0.5\text{ l/min}$
油膜刚度	S_0	$S_0 \approx 200\text{ N/\mu m}$

有效容积约20 l，将主轴和轴承浸入油中，有利于供油及散热。

② 轴承实际需油量（油温30℃时测量值）

主轴不转时的静压需油流量：0.273 l/min，
 主轴转动时所需流量：0.085 l/min ($n = 1110$ r/min)

③ 轴承温升曲线见图9-5-5。

4) 磨削精度 使用60# 粒度普通氧化铝砂轮 (GB60ZR₁~ZR₃)，修整速度为50 mm/min，停止修整进刀后光修一个双行程，无火花磨削7次；磨削硬度为45~48HRC的45钢，表面粗糙度 $R_a = 0.1 \mu\text{m}$ 磨削硬度为58~62HRC的65Mn弹簧钢，表面粗糙度 $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ 。

(2) 上海机床厂 HSDB-1 型阶梯浅腔无外节流动静压轴承 应用这种轴承的砂轮架结构简图见图9-5-6。

1) 结构特点

① 径向轴承采用四个对称分布的浅腔，由轴承中部的环状油槽供油，其周向封油边处形成阶梯

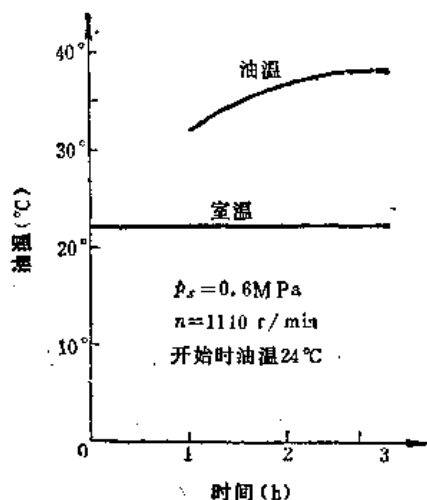


图9-5-5 外圆磨床砂轮架轴承温升曲线
 (一般以测量砂轮架油池温度来计算，其许用温升 $\leq 55^\circ\text{C}$)

油楔，利用阶梯浅腔周围的封油面与轴颈之间的间隙建立静压。结构简单可靠，具有较高的承载能力和刚性 (图9-5-7)。

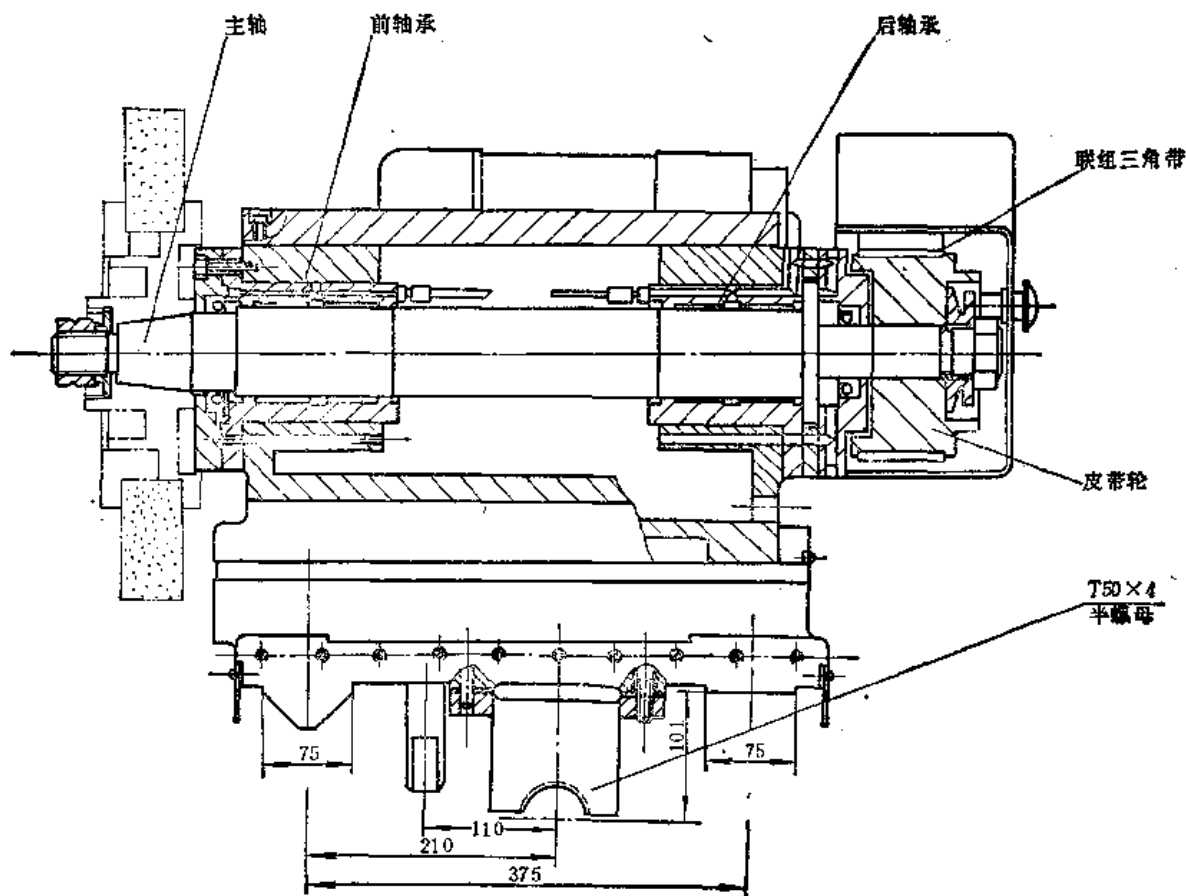


图9-5-6 应用HSDB-1型动静压混合轴承的砂轮架结构简图

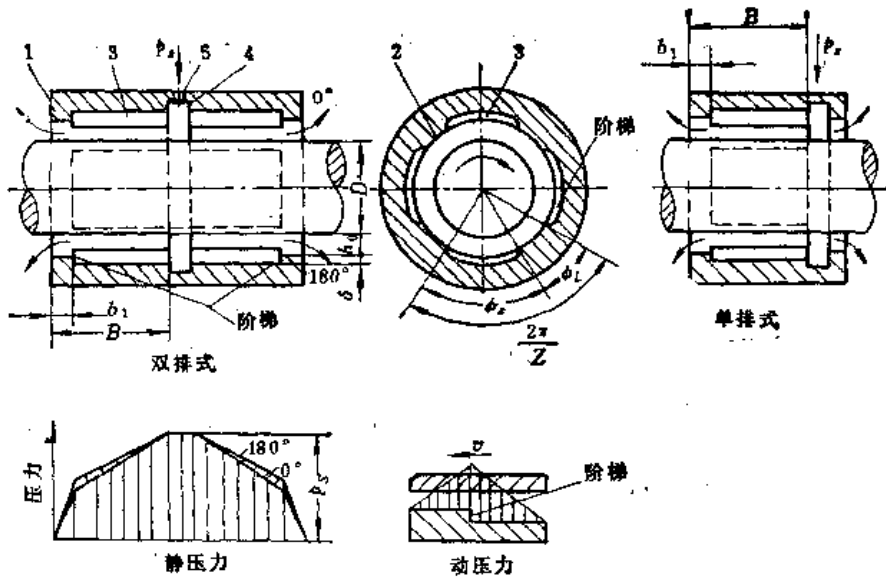


图9-5-7 HSDB-1型动静压混合轴承
1—轴向封油面 2—周向封油面 3—浅油腔 4—沉割槽 5—进油孔

② 轴向止推轴承采用阶梯动压轴承，配置在后轴承后端。

③ 在箱体后端安装供油油泵等，利用砂轮架箱体作为油池。系统供油压力为0.3MPa。

2) 轴承性能参数 见表 9-5-4 和图 9-5-8。

3) 使用效果 HSDB-1型动静压轴承已在上海机床厂多种磨床产品上得到应用。这种轴承的显著优点是动压效应很强，当装上砂轮及法兰后，在不用压力供油情况下，以15r/min的低速转动主轴即可产生足够的动压力将主轴

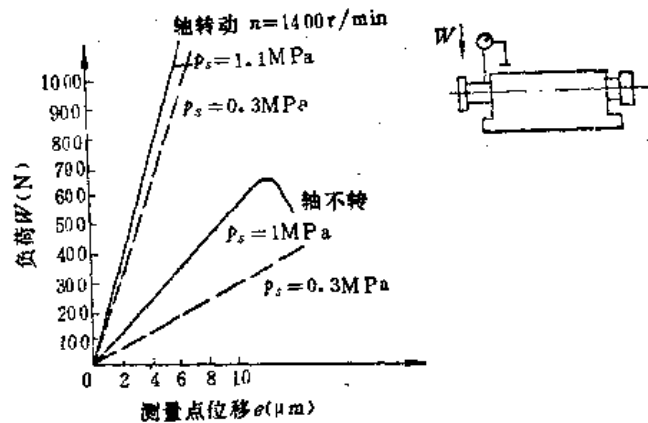


图9-5-8 HSDB-1型动静压轴承的系统刚度

表9-5-4 HSDB-1型动静压轴承性能参数

名称	代号	性能参数
轴承直径	D	70mm
轴承宽度	B	54mm
轴向封油面宽度	b ₁	6mm
半径间隙	h ₀	0.01~0.015mm
阶梯浅腔深度	δ	0.015~0.02mm
油腔数	z	4
浅腔中心角	φ _s	65°
周向封油面中心角	φ _L	25°
供油压力	p _s	0.3MPa
润滑油粘度	η	0.345MPa

浮起。用于磨削效果也十分显著，使用80°粒度砂轮经精细修整后(v_磨≤50mm/min)磨削淬火钢试件(GCr15或38CrMoAlA，淬火或氮化，800~1000HV)，可以达到表面粗糙度R_a≈0.025μm以下。

(3) 孔式环面节流动静压轴承 使用这种轴承改装的M131W磨床砂轮架结构见图9-5-9。

1) 结构特点

① 径向轴承采用孔式环面节流三油腔动静压轴承(图9-5-10)。它具有静压承载能力大，运转轻快，刚性好，寿命长等优点。

② 止推轴承仍保留原M131W砂轮架的止推轴承结构，因此轴向刚度较低。

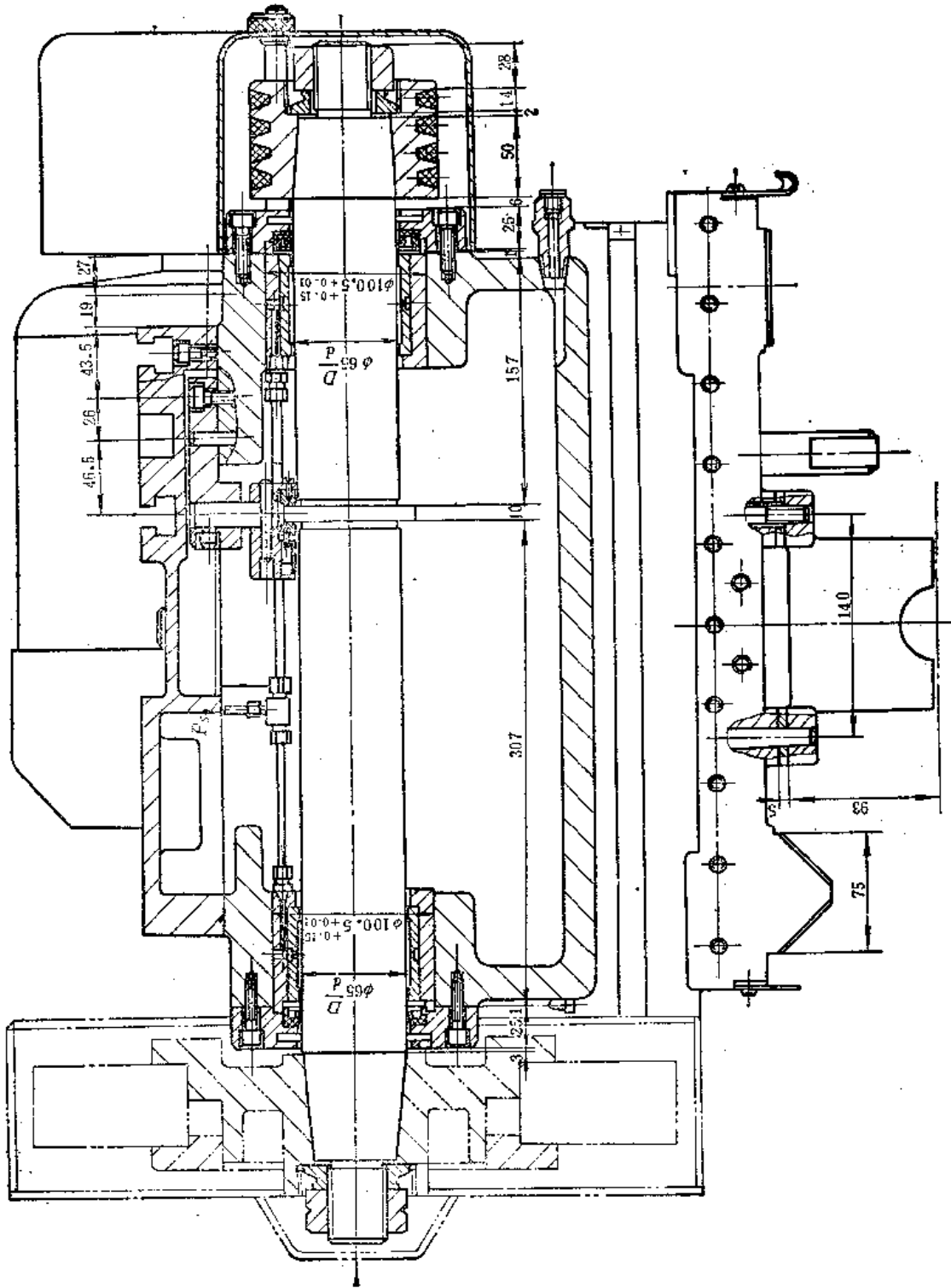


图9-5-9 孔式环面节流动静压轴承砂控制

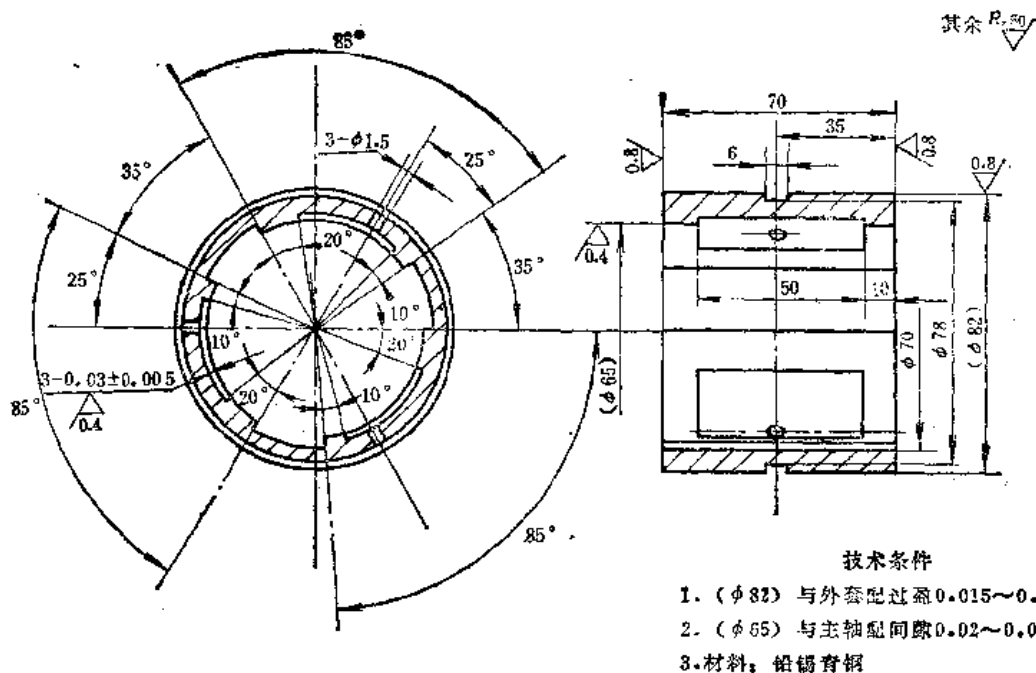


图9-5-10 孔式环面节流三油腔动静压轴承

③ 与前2例相同,也采用以砂轮架箱体作为油箱,但供油装置为一集成块(图9-5-11),安装在砂轮架后侧。由于主轴和轴承浸在润滑油中,故省去了断电保护即压力继电器和蓄能器。

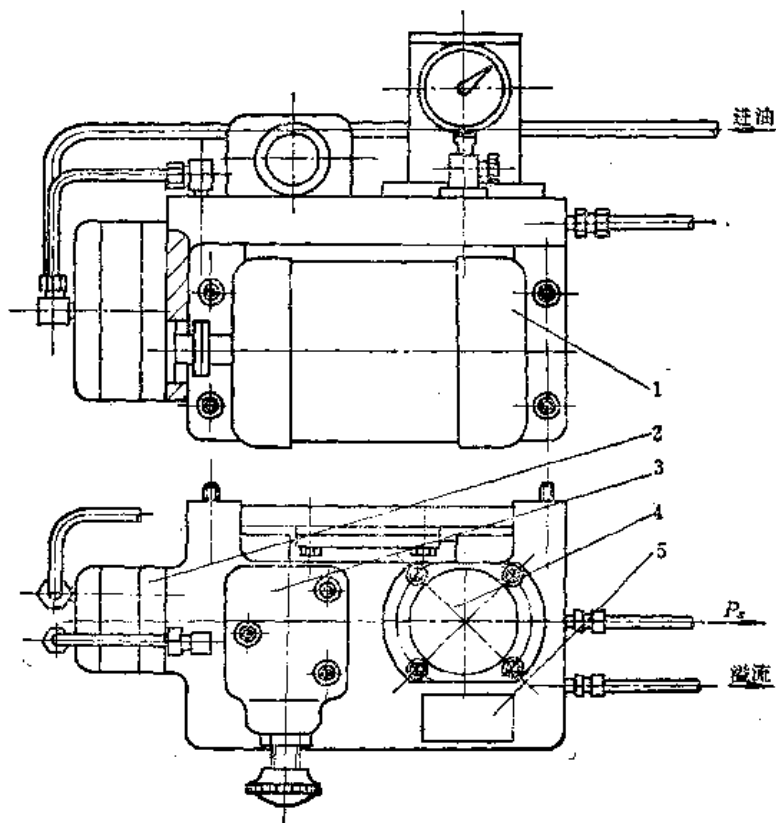


图9-5-11 润滑系统集成块
1—电机 2—齿轮系(CB-B25) 3—溢流阀(YB-10B)
4—过滤器 5—压力表

2) 性能参数 列于表9-5-5。

3) 性能试验结果及使用情况
性能试验结果见图9-5-12~9-5-14。
使用效果:在同一台机床上既可以用于粗磨,又能满足精磨的需要。粗磨时最大进给量可达0.5mm,精磨时磨削淬火钢试件表面粗糙度可达 $R_a 0.025 \sim 0.05 \mu m (\nabla 12 \sim \nabla 11)$ 。

(4) 储压式自吸闭路循环高精度动静压轴承 采用这种轴承的砂轮架结构见图9-5-15。

1) 轴承结构特点

① 径向轴承采用线式供油四阶梯浅腔形成的四垫式油腔结构(图9-5-16),主轴轴颈和轴承孔都为1:20的长锥体,具有轴承间隙调整方便、工艺性好等优点。

② 轴向止推采用两个B级单向推力球轴承,安装及维护方便,精度保持性好。

③ 前后轴承均装在一钢制套筒内并且一次加工而成,同心度好,因而主轴回转精度很高,主轴漂移量

表9-5-5 孔式环面节流动静压轴承结构参数

名称	代号	结构参数	名称	代号	结构参数
轴承直径	D	65mm	浅腔中心角	ϕ_s	55°
轴承宽度	B	60mm	周向封油面中心角	ϕ_L	20°
轴向封油面宽度	b_1	10mm	回油槽中心角	ϕ_H	35°
半径间隙	d_0	0.01~0.015mm	供油压力	p_s	1 MPa
阶梯浅腔深度	δ	0.03 ± 0.005mm	润滑油粘度	η	(0.45~0.65) MPa·s
油腔数	z	3			

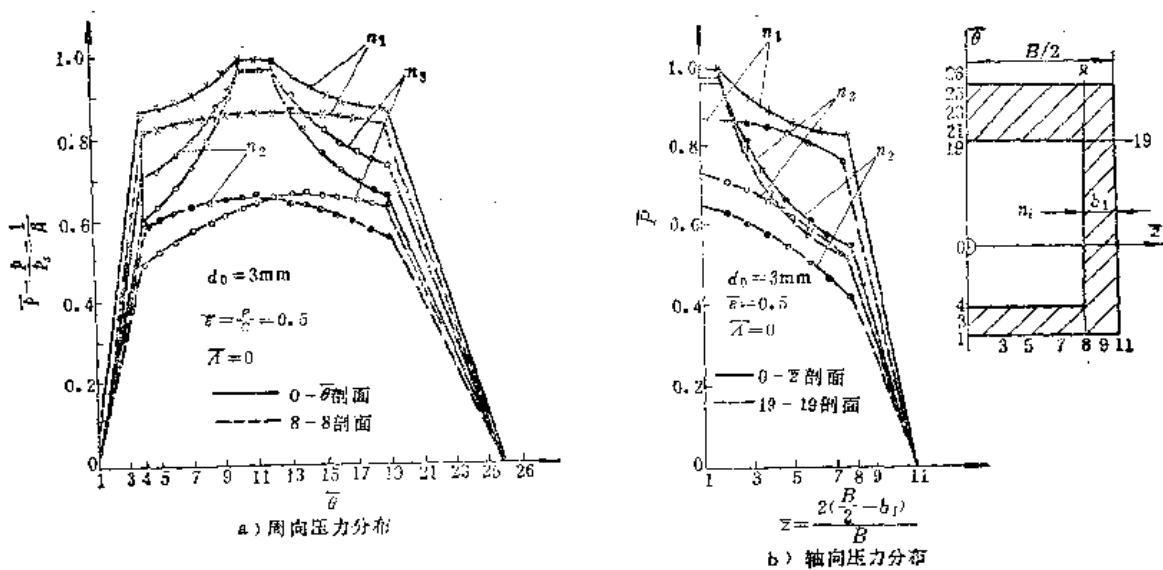


图9-5-12 孔式环面节流动静压轴承静态压力分布 ($d_0 = 3 \text{ mm}$)

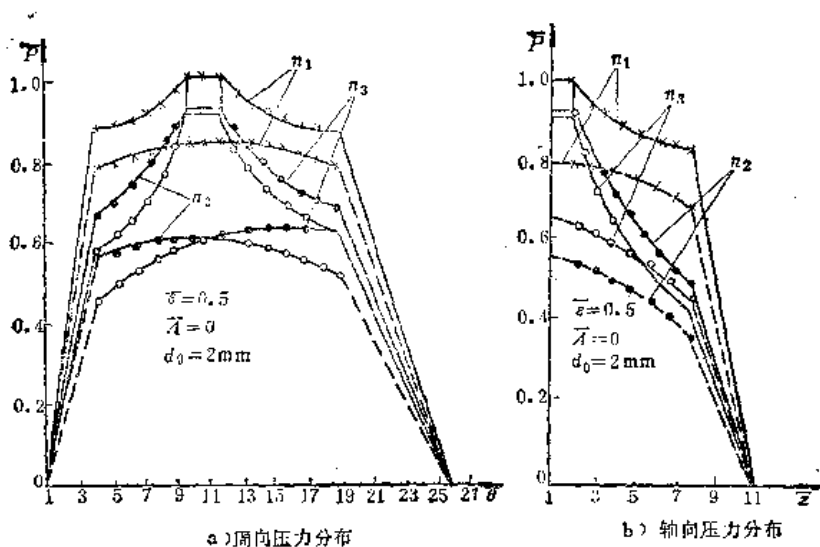


图9-5-13 孔式环面节流动静压轴承静态压力分布 ($d_0 = 2 \text{ mm}$)

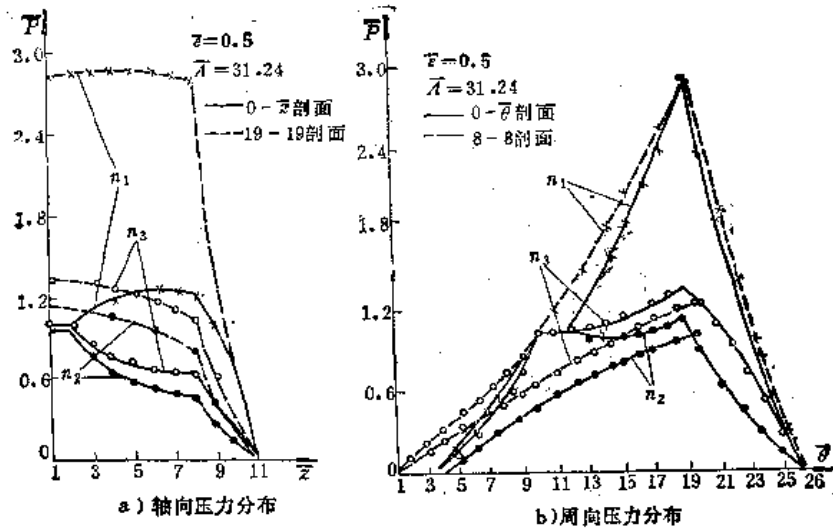


图9-5-14 孔式环面节流动静压轴承动态压力分布

(径向) 可达 $0.1\sim 0.2\mu\text{m}$ 。

2) 供油装置及原理 该轴承的供油装置十分独特, 没有采用通常所需的油泵等供油元件, 而是利用磨床液压系统提供的压力油作动力推动增压油缸, 使轴承在轴颈启动和停止时处于静压支承状态。而在轴颈转动时, 则依靠四阶梯浅腔产生的动压力支承负载。这时, 经过减压的压力油源经皮囊式蓄能器维持系统内 $\leq 0.1\text{MPa}$ 的压力闭路循环。供油系统简图见图9-5-17, 其动作原理如下:

图中1为产生轴承静压的增压油缸, 其a、b腔为液压油油腔, c腔为主轴润滑油腔。当按下砂轮启动按钮后, 二位四通电磁阀Ⅰ吸合, 液压油进入a腔, 活塞向左运动, 将c腔中主轴润滑油压入轴承浅腔产生静压作用使主轴浮起, 主轴回油经套筒式轴承返回油箱6, 当回油压力高于 0.15MPa 时, 弹簧式溢流阀打开, 使主轴油向砂轮架箱体中泄去一部分, 以保证皮囊中的液压油和油箱中的主轴油始终在 0.1MPa 左右得到平衡。当油缸1中活塞移动接近最终位置时活塞杆压下行程开关Ⅱ。此行程开关控制三个动作: ①砂轮电机启动, 主轴旋转, 轴承产生动压力, 在此过程中, 进油槽内产生负压, 可将主轴润滑油自油箱6中经单向阀4吸入轴承内, 经过阶梯油楔产生动压后, 回油经回油槽回至油箱构成闭路循环; ②为了防止主轴润滑油在自吸产生负压时从油中逸出空气影响轴承的稳定性, 在活塞移动时活塞杆压下行程开关Ⅲ时, 二位三通

电磁阀Ⅰ吸合, 液压油经减压阀进入皮囊8中, 使油箱6内产生小于 0.1MPa 的压力, 以维持闭路循环系统中的正压力。③活塞杆压下行程开关后, 二位四通电磁阀断电活塞反向运动将主轴润滑油经单向阀3、4自油箱中抽到c腔中, 为下一次往复做好准备。

砂轮主轴停车时, 按下停车按钮后, 延时继电器使控制增压缸的三位四通电磁阀Ⅰ滞后一段时间后接通, 重新执行上述往复运动, 使主轴在停止转动的过程中始终浮在油膜中, 活塞移动在压下行程开关后退回(电磁阀Ⅰ断电)。

这种供油装置具有省能源, 系统温升低等优点, 对于在有压力油(气)源场合及一些大型设备上有一定实用价值。但系统元件较多, 装置也比较复杂。

3) 实际应用效果

① 静压系统刚度 $30\sim 40\text{N}/\mu\text{m}$ (主轴不转)。

② 主轴回转时的系统刚度 $100\sim 110\text{N}/\mu\text{m}$ 。

③ 主轴回转精度(主轴漂移量) $0.1\sim 0.2\mu\text{m}$ 。

④ 砂轮架温升 主轴运转3小时后, 温升 $\leq 15^\circ\text{C}$ 。

⑤ 磨削效果 使用 $\text{GB80}^\circ\text{ZR}_1\sim\text{ZR}_2$ 砂轮磨削 GCr15 淬火钢试件($\text{HRC}=58\sim 62$), 光磨时间 $10\sim 15$ 分钟, 可稳定达到 $R_a=0.02\sim 0.04(\nabla 12)$ 。

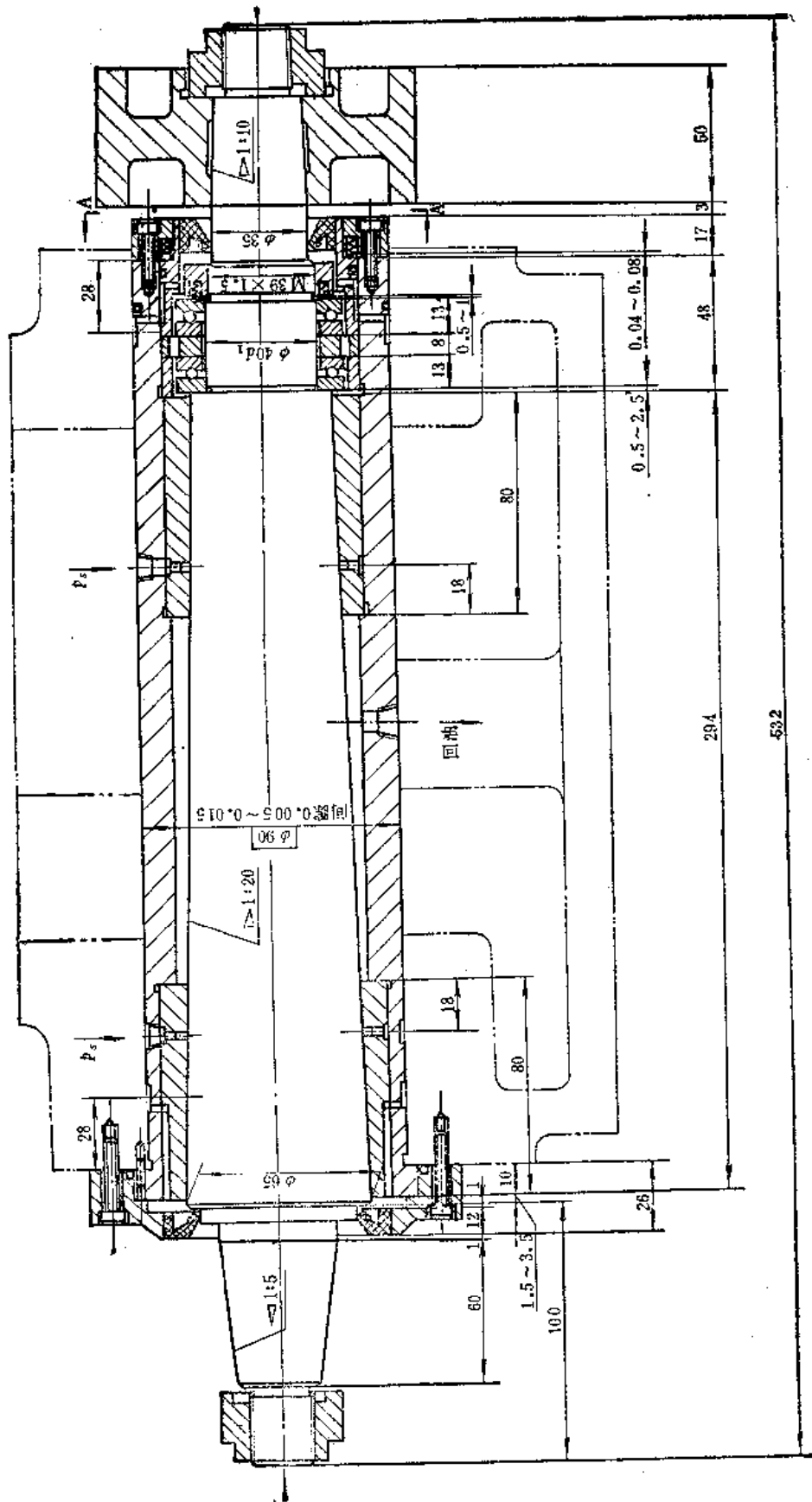
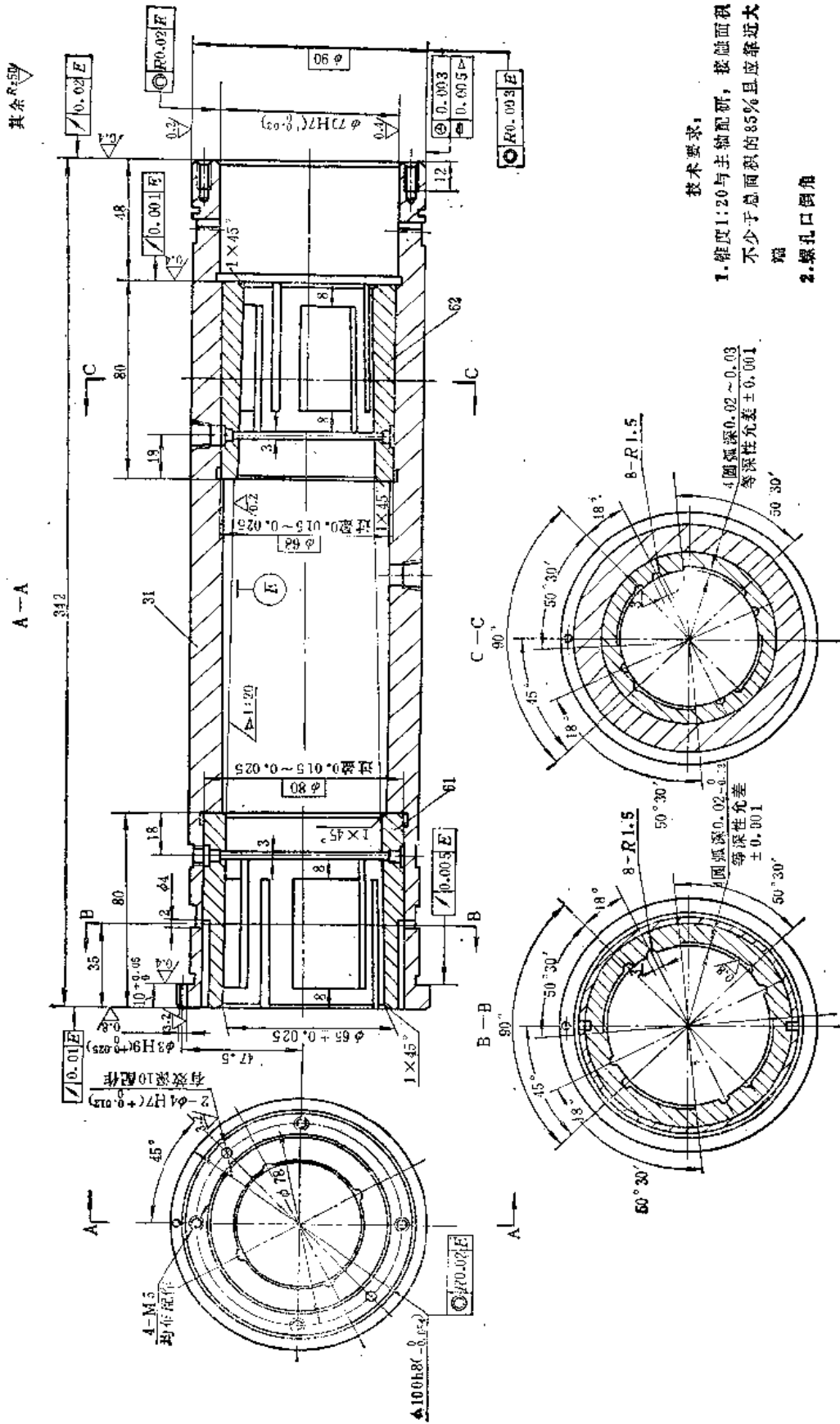


图9-5-15 储压式自润滑环高精度动态压轴承砂轮架



技术要求:
 1. 锥度1:20与主轴配研, 接触面积不少于总面积的85%且应靠近大端
 2. 螺孔口倒角

图9-5-16 储压式自吸闭路循环高精度静压轴承

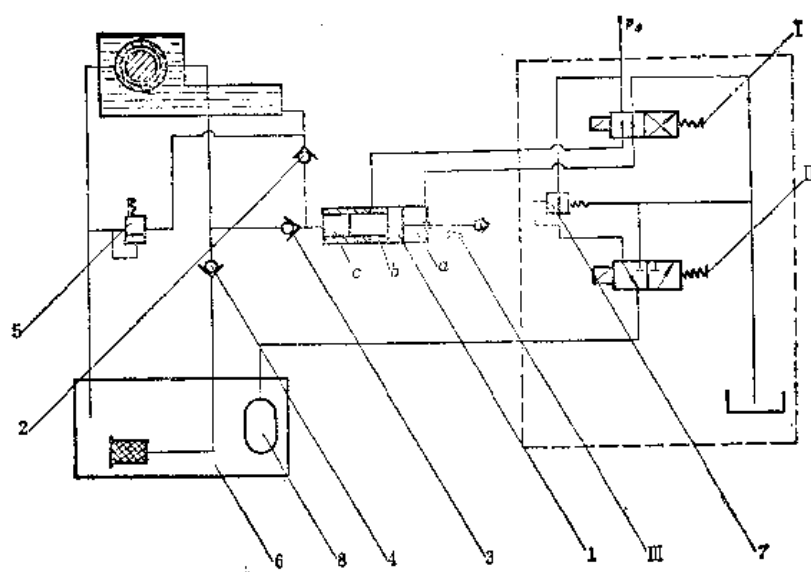


图9-5-17 润滑系统图

(三) 液体动静压轴承结构设计

1. 液体动静压轴承结构的选用

在确定动静压轴承的结构型式时，主要考虑如下因素：

1) 轴承工作状态 根据负载及轴颈转速情况选择适当的结构。如当轴承负载为稳定载荷，转速在中速（ $v \geq 2 \text{ m/s}$ ）以上，变化范围较小时，宜选用无外节流器动静压轴承；而当负载及转速变化较大时，宜采用有外部节流器动静压轴承结构以满足低速状态下的工作要求。

2) 加工条件及工艺因素 应尽量选择比较经济地能够达到所需精度的结构。就轴承加工精度而言，有外部节流器的比无外节流器的轴承加工精度低，并容易保证配合间隙。但就二者结构相比，无外节流器动静压轴承却又显示出结构简单可靠的优点。

3) 供油条件 为降低功率损耗，减少轴承温升，应尽量选择较低的供油压力，一般取 $P_s < 1 \text{ MPa}$ 。

2. 轴承结构参数

表9-5-6是根据目前国内部分磨床制造厂家及科研单位实际

应用的部分磨床砂轮主轴液体动静压轴承的结构参数编制而成。

由于本节主要介绍从多油楔动压轴承发展而来的阶梯浅腔液体动静压轴承，其直径间隙大小及其与浅腔深度的比值大小，都将直接影响轴颈转动时产生的油膜动压力的大小，因此一般应参考表9-3-3选取相应的直径间隙。从提高轴承承载能力和充分利用轴承动压效应的角度看，应尽量取较小值，容许的最小直径间隙除考虑轴和轴瓦表面粗糙度等因素外，对有外部节流器动静压轴承，还应考虑节流器流量不宜过小的限制。

表9-5-6 磨床砂轮主轴液体动静压轴承结构参数

节流形式或供油方式	应用机床	轴承直径 D (mm)	长径比 (B/D)	油腔数 z	浅腔深度 δ (mm)	浅腔中心角 ϕ_s (°)	周向封油面中心角 ϕ_L (°)	直径间隙 $2h_0$ (mm)	供油压力 P_s (MPa)	图号
环形缝隙节流	M131W 外圆磨床	80	1.75	4	0.02	60	30	0.02	0.6	9-5-4
矩形凸台缝隙节流	M1450 外圆磨床	120	1.25	4	0.03	50°30'	22°30'	0.02~0.03	0.5	
孔式环面节流	MB1W 外圆磨床	65	0.92	3	0.03	55	20	0.02~0.03	1	9-5-10
有轴向回油槽线式供油	MG1420 万能外圆磨床	(平均直径) 55	1.27	4	0.015~0.025	50°30'	22°30'	0.006~0.008	0.3	
无轴向回油槽周向油槽供油	MG 1432A 万能外圆磨床	$\phi 70$	1.57 (前轴承) 0.79 (后轴承)	4	0.015	65°	25°	0.02~0.03	0.3	9-5-7
储压式自吸闭路循环	MG 1420C 万能外圆磨床	$\phi 52$ (平均直径)	1.25	4	0.015~0.025	50°30'	22°30'	0.004~0.006	—	9-5-16

注：浅腔中心角 $\phi_s = 2\theta_1$ ，周向封油面中心角 $\phi_L = \theta_2 - \theta_1$ （参见图9-5-21及图9-5-7）。

3. 节流形式的选择与计算

对于有外部节流器液体动静压轴承，其承载能力取决于轴承间隙与节流器形式的合理匹配。目前动静压轴承所采用的节流形式趋向于将节流器直接做在轴承上的简化结构，如孔式环面节流及环形缝隙节流等，同时利用浅腔和直径间隙起“二次节流”作用，来达到既简化结构又有效承载的目的。

(1) 孔式环面节流 这种节流形式就是把原来多垫静压轴承的进油小孔改为大孔 ($d \geq 1 \text{ mm}$)，用大孔的出口与轴表面形成的环形缝隙作为第一次节流。同时，将油腔深度变浅，其深度 δ 与半径间隙 h_0 的比为 $1 \sim 3$ ，利用浅腔与轴表面形成的缝隙作为第二次节流，又称为“二次节流”。

形成“内部二次节流”的关键是选择适当的进油孔直径 d_0 ，使其与浅腔深度 δ 匹配。其环形间隙 $\pi d_0 h$ ($h = h_0 + \delta \pm e$) 将对从油垫中流出的流量起节流作用。节流作用的大小与 h 的大小成正比。例如在图9-5-18中，供油压力 p_s 通过进口孔出口环形间隙降低到 p_{E1} (内部第一次节流)，然后再流过浅腔缝隙降低到 p_{E2} (内部第二次节流)。当轴承受载荷时，产生偏心 e ，上油垫中 h 增大 ($h = h_0 + \delta + e$)，下油垫中 h 减小 ($h = h_0 + \delta - e$)。这样上油垫中出油量增大，

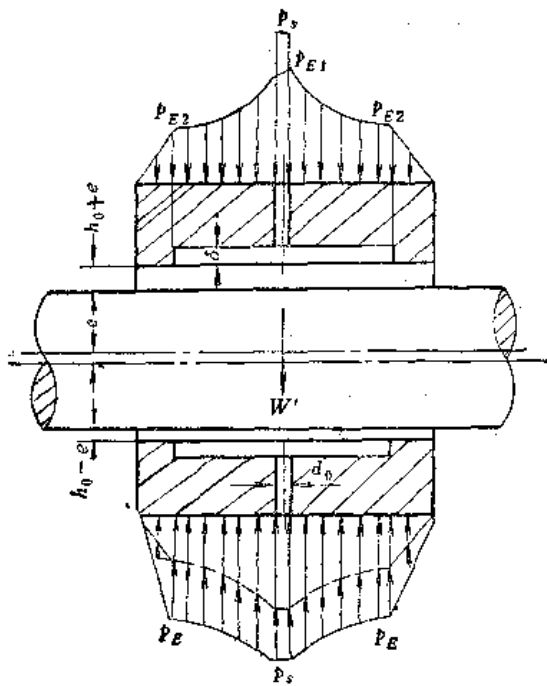


图9-5-18 孔式环面节流示意图

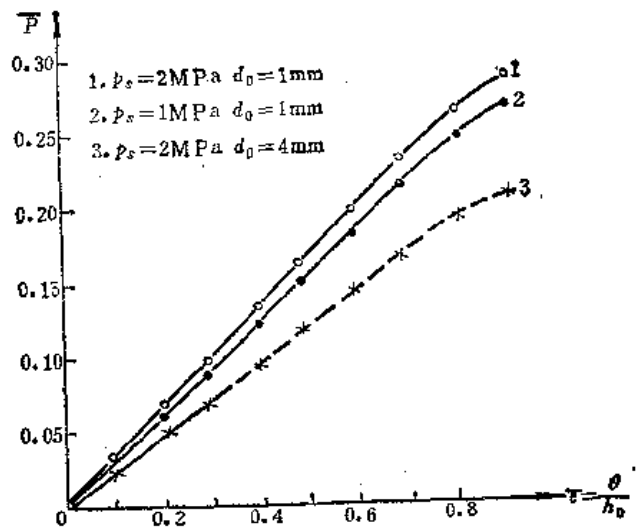


图9-5-19 在不同供油压力 p_s 和节流孔径 d_0 下孔式环面节流动静压轴承无量纲静压承载能力的比较

$$\bar{P} = P / p_s B D \text{——无量纲静压承载能力}$$

式中 P ——上、下油垫中的油压分布差

p_s ——供油压力

B ——轴承宽度

D ——轴承直径

p_{E2} 降低，但由于环形间隙的节流作用， p_{E2} 对 p_s 影响不大。而在下油垫中，由于 h 减小，流出的流量很小，环形节流间隙的节流作用极微，这样就形成了上下油垫中的油压分布差，即静压承载力。

图9-5-19给出某一型号的孔式环面节流动静压轴承在不同的供油压力 p_s 和 d_0 时无量纲静压承载能力的比较。对于一般中型轴承，推荐 $d_0 = 1 \sim 3 \text{ mm}$ 。 d_0 在油腔中的位置，推荐 $\phi = 10 \sim 18^\circ$ (图9-5-20)。

(2) 环形缝隙节流 环形缝隙节流最初是用于静压轴承的一种新型节流装置。如图9-5-21。这种节流形式的特点是：直接在轴承外表面上加工；

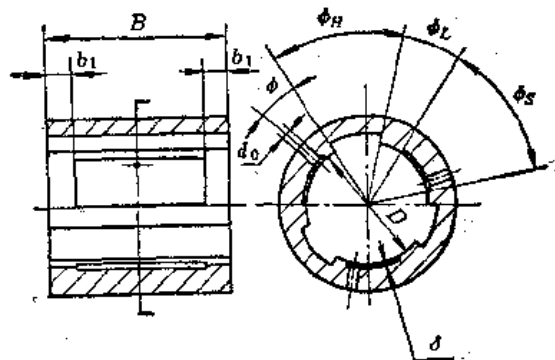


图9-5-20 孔式环面节流动静压轴承结构参数

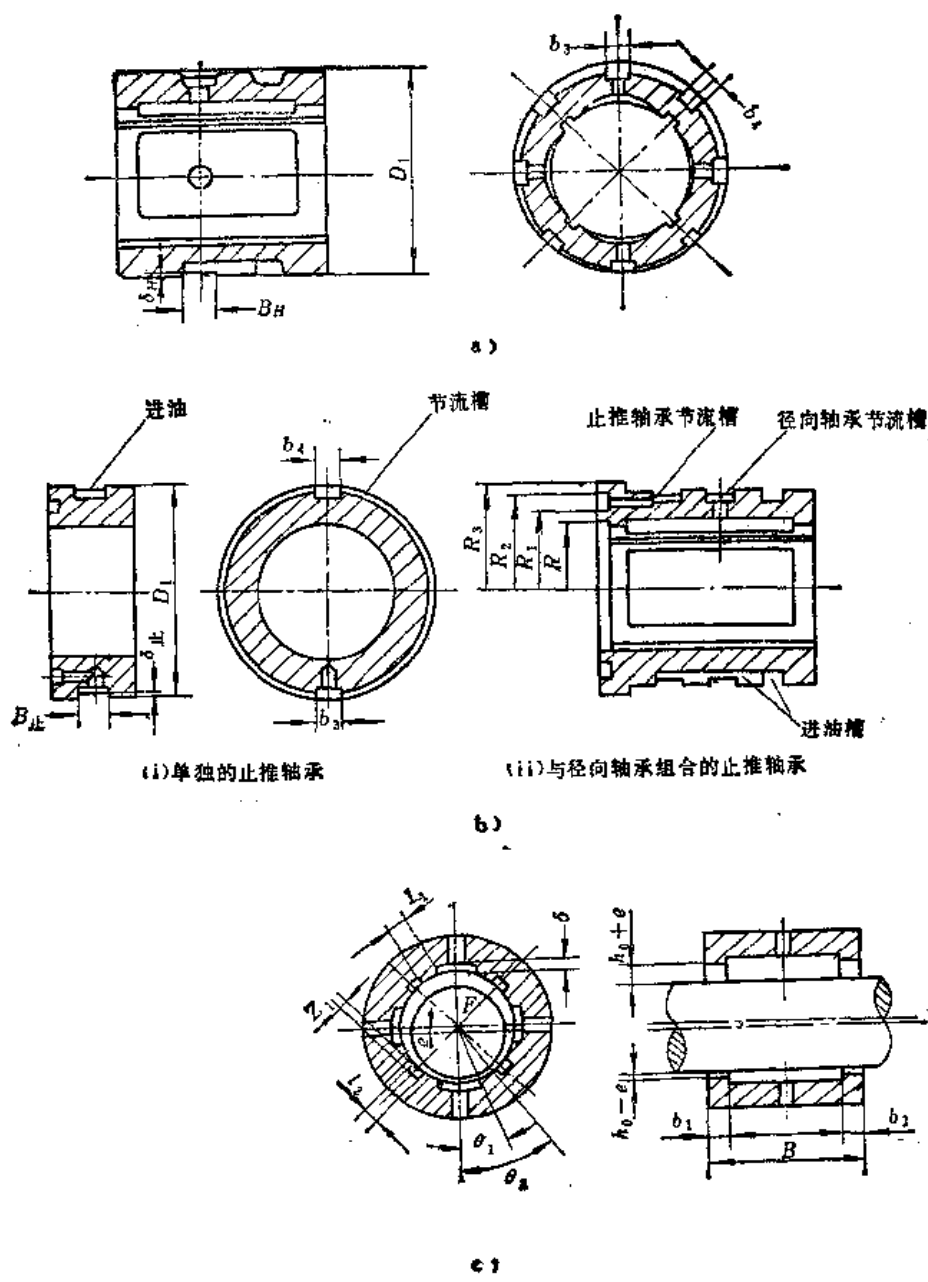


图9-5-21 环形缝隙节流动静压轴承
 a) 环向缝隙节流径向动静压轴承 b) 环向缝隙节流止推动静压轴承
 c) 动静压轴承尺寸代号

各腔节流器的节流性能的一致性容易保证，无需进行流量试验，即可得到满意的结果。此外，环形缝隙的深度相对较大，减少了节流器堵塞的可能性。这一点对提高动静压轴承的可靠性十分有利。

环形缝隙节流器的计算方法与扁毛细管节流相近（见表9-5-7）。在用于动静压轴承时，由于动静压轴承浅腔具有一定的节流作用，环形缝隙深度 δ 可以适当加深，亦即使节流比 $\beta < 2$ ，仍可得到较佳的静压承载效果。

4. 液体动静压轴承承载能力计算

计算液体动静压轴承的承载能力，需应用能精确表达流体动压润滑的雷诺 (Reynold) 方程，再以静压供油的连续方程联立确定其进油源的边界条件，但其轴承特性系数 (Sommerfeld 数) 将变为如下形式，

$$S_H = \frac{\eta n}{P_0} \left(\frac{D}{2h_0} \right)^2$$

式中 η —— 润滑油动力粘度，

表9-5-7 环形缝隙节流计算公式

公式名称	径向轴承计算公式	止推轴承计算公式
环开缝长度 L_H	$L_H = \frac{\pi D_1}{8} - \frac{b_3 + b_4}{2} \quad (\text{cm})$ 常使 $b_3 = b_4$, 放 $L_H = \frac{\pi D_1}{8} - b_3 \quad (\text{cm})$ 有关参数代号见图9-5-21 a	$L_H = \frac{\pi D_1}{2} - b_3 \quad (\text{cm})$ 有关参数代号见图9-5-21 b
空载时, 经环形缝隙流入油腔的流量 Q_{e0}	一个油腔, $Q_{e0} = \frac{B_H \delta_H^3 (p_s - p_0)}{6 \left(\frac{\pi D_1}{8} - b_3 \right) \eta} \quad (\text{cm}^3/\text{s})$ 式中 p_s —供油压力 (MPa) p_0 —空载时油腔压力 (MPa) B_H —缝隙宽度 (cm) δ_H —缝隙深度 (cm) η —动力粘度 (MPa·s)	$Q_{e0止} = \frac{B止 \delta止^3 (p_s - p_0止)}{6 \left(\frac{\pi D_1}{2} - b_3 \right) \eta} \quad (\text{cm}^3/\text{s})$ 式中 $B止$ —缝隙宽度 (cm) $\delta止$ —缝隙深度 (cm) η —动力粘度 (MPa·s)
空载时, 轴承油腔流出的流量 Q_0	$Q_0 = \frac{R h_0^3}{6 b_1 \eta} \left(\frac{B b_1}{R l_1} + 2 \theta_1 \right) p_0 \quad (\text{cm}^3/\text{s})$ 式中 R —轴颈半径 (cm) h_0 —半径间隙 (cm) l_1 —周向封油面宽度 (cm) b_1 —轴向封油面宽度 (cm) θ_1 —浅腔半周角 (rad) B —轴承宽度 (cm) 其余尺寸代号见图9-5-21 c	$Q_{0止} = \frac{\pi p_{0止} h_{0止}^3}{6 \eta} \left[\frac{\ln \left(\frac{R_1 R_3}{R R_2} \right)}{\ln \left(\frac{R_1}{R} \right) \ln \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} \right] \quad (\text{cm}^3/\text{s})$ 式中代号见图9-5-21 b
节流比 β	$\beta = 1 + \lambda$ $= 1 + \frac{R h_0^3}{b_1 B_H \delta^3} \left(\frac{B b_1}{R l_1} + 2 \theta_1 \right) \times \left(\frac{\pi D_1}{8} - b_3 \right)$ λ —设计参数 当轴承有最佳刚度时, $\beta = 2$ $\lambda = 1$	$\beta止 = 1 + \lambda止$ $= 1 + \frac{\pi h_{0止}^3}{B止 \delta止^3} \left[\frac{\ln \left(\frac{R_1 R_3}{R R_2} \right)}{\ln \left(\frac{R_1}{R} \right) \ln \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} \right] \times \left(\frac{\pi D_1}{2} - b_3 \right)$ λ —设计参数 当轴承有最佳刚度时, $\beta止 = 2$ $\lambda止 = 1$
主轴位移量 e	$e = \frac{F \beta^2 h_0 10^{-2}}{6 A_e p_s (\beta - 1)} \quad (\text{cm})$ F —负载 (N) A_e —轴承有效承载面积 $A_e = 2 R (1 + b_1) \sin \left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) \quad (\text{cm}^2)$	$e止 = \frac{F止 \beta止^2 h_{0止} 10^{-2}}{6 A_{e止} p_s (\beta止 - 1)} \quad (\text{cm})$ $A_{e止} = \frac{\pi}{2} \left[\frac{R_3^2 - R_2^2}{\ln \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} - \frac{R_1^2 - R^2}{\ln \left(\frac{R_1}{R} \right)} \right] \quad (\text{cm}^2)$
相对偏心率 ϵ	$\epsilon = \frac{e}{h_0}$	
轴承刚度 J	$J = \frac{F}{e} = \frac{6 A_e p_s (\beta - 1) 10^2}{k_0 \beta^2} \quad (\text{N/cm})$	$J止 = \frac{F止}{e} = \frac{6 A_{e止} p_s (\beta止 - 1) 10^2}{h_{0止} \beta止^2} \quad (\text{N/cm})$

(续)

公式名称	径向轴承计算公式	止推轴承计算公式
缝隙深度 δ_H ($\delta_{止}$)	<p>在轴承具有最佳刚度时 即: $\beta = 2, \lambda = 1$ 时</p> $\delta_H = h_0 \sqrt[3]{\frac{R}{b_1 B_H} \left(\frac{B b_1}{R l_1} + 2 \theta_1 \right) \left(\frac{\pi D_1}{8} - b_3 \right)}$ <p style="text-align: right;">(cm)</p> <p>若取 $D_1 = 1.3 D$ $B_H = 0.2 D$ $b_2 = b_4 = 0.1 D$ $b_1 = l_1 = 0.1 D$ 时</p> $\delta_H = h_0 \sqrt[3]{\frac{1}{0.04} \left(\frac{B}{0.5 D} + 2 \theta_1 \right) \left(\frac{1.3 \pi}{8} - 0.1 \right)}$ <p>简化计算: $L = D, \quad \delta_H = (3 \sim 3.03) h_0$ $L = 1.5 D, \quad \delta_H = (3.337 \sim 3.365) h_0$</p>	<p>在轴承具有最佳刚度时, 即 $\beta_{止} = 2, \lambda_{止} = 1$ 时</p> $\delta_{止} = k_{0止} \sqrt[3]{\frac{\pi}{B_{止}} \left[\frac{\ln \left(\frac{R_1 R_3}{R R_2} \right)}{\ln \left(\frac{R_1}{R} \right) \ln \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} \right]}$ $\times \left(\frac{\pi D_1}{2} - b_3 \right) \quad (\text{cm})$ <p>若取 $B_{止} = 0.2 D$ $D_1 = 1.3 D$ $b_3 = b_4 = 0.1 D$ $R_1 = 1.2 R$ $R_2 = 1.4 R$ $R_3 = 1.6 R$ $\delta_{止} = 7.342 h_{0止}$</p>

n —— 主轴单位时间转数,

$2h_0$ —— 直径间隙;

D —— 轴承直径。

此时雷诺方程的无量纲形式可以写成:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 24 S_H \frac{\partial H}{\partial x}$$

上式为二维偏微分方程, 不能求解析解, 目前常用差分法或有限元等数值计算方法借助于电子计

算机求解, 这种方法有很高的计算精确度。

对于特定的动静压混合轴承 ($\epsilon \leq 0.5$), 常用简易算法计算其承载能力; 首先假设其动压和静压作用互不干扰而独立计算静压承载能力 P_J 和动压承载能力 P_D , 然后再合成总承载能力 P_H

$$P_H = \sqrt{P_J^2 + P_D^2}$$

利用上述方法计算轴承的动压承载能力时, 要假设其静压油源不存在, 再利用表 9-3-24 计算其动压承载能力。静压承载能力的计算可根据不同的节流形式按本章第 4 节有关公式计算。

表 9-5-8

公式名称	计算公式	
轴承静压承载力 P_J	按本章第 4 节有关计算公式计算	
动压系数 m_{ad}	无轴向回油槽动静压轴承	有轴向回油槽动静压轴承
	$m_{ad} = 8 \pi l_1 (L - l_1) \beta \frac{S_H}{D^2}$	$m_{ad} = \frac{2 \pi^2 l_1 b (L - l_1) \beta S_H \sin \theta_1}{D [b D \theta_1 + l_1 (L - l_1) \sin \pi / \pi]}$ π — 油腔数
动压特性系数 (Sommerfeld 数)	$S_H = \frac{\eta n}{p_s} \left(\frac{D}{2 h_0} \right)^2$	
载荷角 ϕ_F	$\phi_F = \arctg \frac{\lg \alpha - m_{ad}}{1 + m_{ad} \lg \alpha}$	
偏位角 α	$\alpha = \arctg \frac{\lg \phi_F - m_{ad}}{1 - m_{ad} \lg \phi_F}$	
动压承载力 P_D	$P_D = P_J m_{ad}$	
动静压合力 P_H	$P_H = \sqrt{P_D^2 + P_J^2}$	

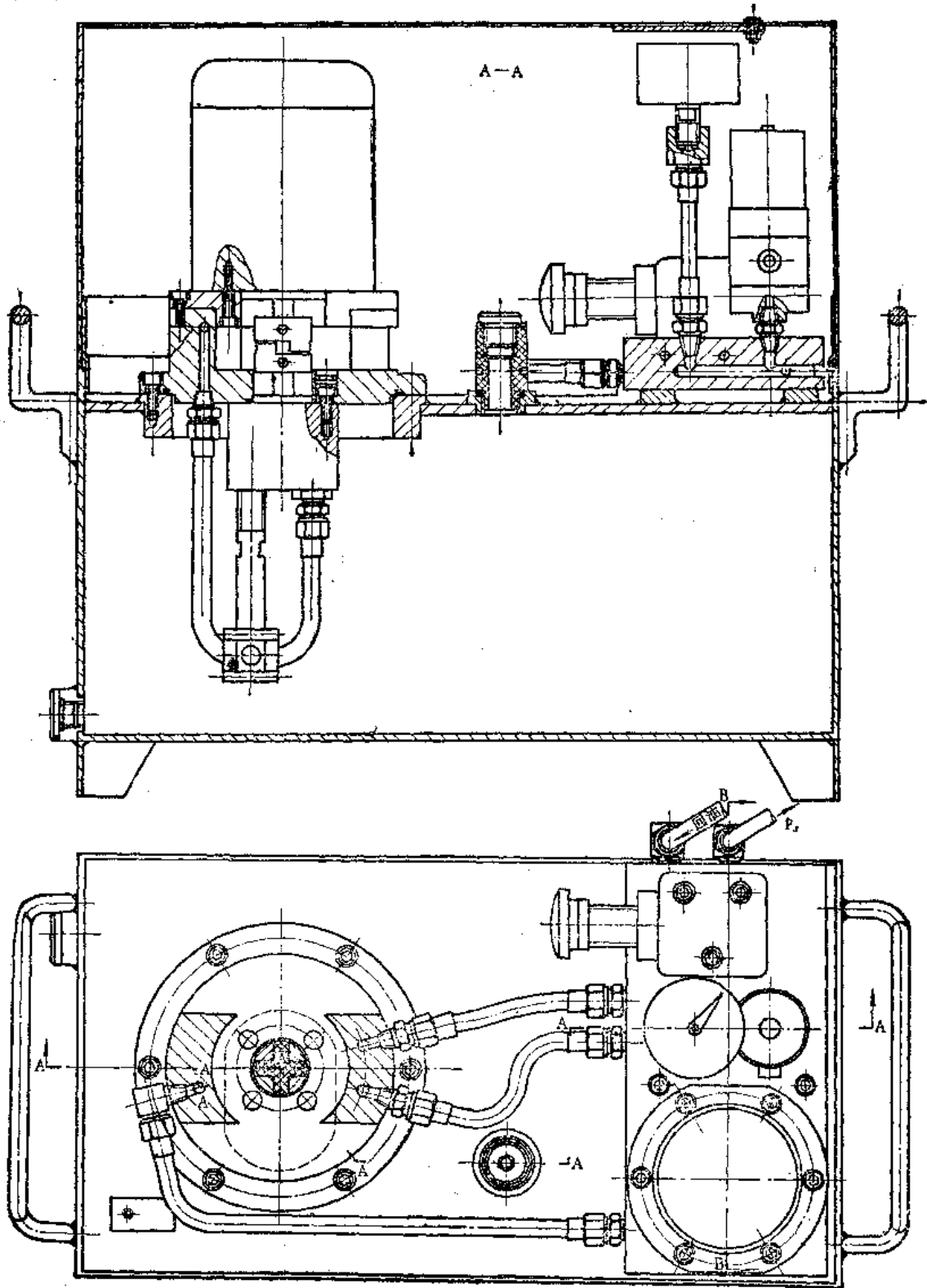


图9-6-22 多腔无外节流静压轴承供油装置

当采用改变静压轴承的某些结构参数如, 缩小直径间隙、减小油腔深度等措施实现动静压混合承载时, 可按表9-5-8计算其动静压混合承载能力。

5. 液体动静压轴承供油装置

由于具有静压支承作用, 动静压轴承的供油装置的基本要求与静压供油装置相同, 即都需具有精滤、调压、蓄压及断电保护等。但从前面所述典型图例中可见, 动静压轴承所需供油压力较低, 仅为0.3~1 MPa左右, 由于轴承间隙较小, 轴承泄油量比静压轴承少得多。在工作状态时, 由于油腔产生动压力, 动静压轴承油腔工作压力远远大于油泵供油压力, 这时供油装置仅起到补充油腔极小部分流失流量的作用, 因此, 供油流量较静压轴承大为减少。故动静压轴承供油装置通常选用普通低压小流量的齿轮泵作为供油油泵。

由于多腔式动静压轴承在很低转速下即能产生足够的动压承载力, 而且其浅腔还具有“自吸”作用, 可以自行维持部分润滑油的供应, 故在突然断电时, 不致因缺油导致抱瓦。因此, 通常静压供油装置中配备的蓄能器在这类轴承的供油装置上常可省略或选用较小的规格。供油装置典型图例见图9-5-22。在利用旧设备进行改装时, 也可象前述典型图例那样用原砂轮架箱体作为油池, 将主轴和轴承浸入油中, 以简化供油装置。

第6节 滑动轴承的轴系设计和动态特性

不同类型的机械设备对其轴系有不同的要求, 对于精密机械, 要求主轴有较大的系统刚度; 对于重型设备, 则要求有较大的承载能力。因此, 滑动轴承的轴系设计, 首先要根据轴系的工作条件进行方案设计, 即选择轴和轴承的尺寸、合理地选择轴承类型、支承点数目、润滑方式以及它们的布局。

(一) 轴系的系统刚度

轴系的系统刚度, 将直接影响机械技术性能、精度和效率, 提高轴系的刚度途径很多, 如加大主轴直径、提高轴承的油膜刚度、缩短主轴的悬伸量、合理地选择支承跨距、增加支承数等等都是行之有效的方法。

主轴支承系统的刚度是指主轴系统在外力(切削力、重力、传动力等)作用下, 抵抗变形的能力。

通常以主轴某点在工作时所产生的位移来度量。主轴支承系统的刚度称为系统刚度, 它包括三个部分, 即主轴刚度、轴承的油膜刚度以及支承各部分的接触刚度, 即主轴支承系统等部件装配形成的接触面, 在外力作用下抵抗变形的能力。通常, 接触刚度较大, 计算时可忽略不计, 只在结构设计时予以考虑。

1. 支承在二个轴承上主轴挠度及系统位移的计算

设主轴支承在如图9-6-1所示的二个轴承0、3上, 在悬臂A点受一集中负荷的作用, A点的总位移 f 是由两项变形 f_1 和 f_2 叠加的, f_1 是主轴的自身弯曲时端部的挠度, f_2 则是由于主轴前后支承的接触变形引起的主轴端部的位移。外力 F 作用于A点, 则其挠度为:

$$f_1 = \frac{Fa^2(l+a)}{3EI} = \frac{Fa^3(K+1)}{3EI} \quad (9-6-1)$$

式中 取 $l = Ka$ (K 为跨度系数)。

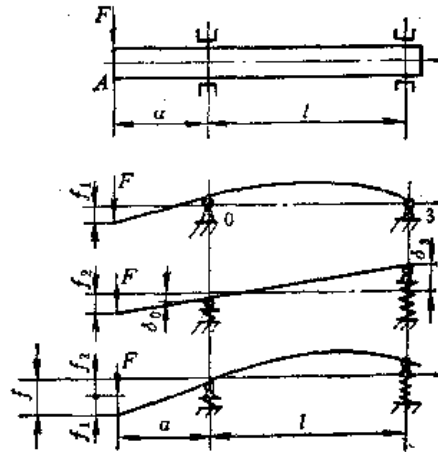


图9-6-1 支承在二个轴承上主轴的变形

设轴的前后轴承支反力分别为 R_0 和 R_3 , 在支反力作用下, 支承部分(包括轴承本身、轴承与主轴及箱体孔的接触面), 由于弹性变形引起的径向位移, 分别为 δ_0 和 δ_3 , 令 $J_0 = R_0/\delta_0$, $J_3 = R_3/\delta_3$ 为前后轴承的径向刚度。

$$\text{则 } f_2 = \frac{F[(K+1)J_3 + J_0 + KJ_3(K+1)]}{K^2J_0J_3} \quad (9-6-2)$$

当 $J_0 = J_3$ 时,

$$f_2 = \frac{F[K(K+2)+2]}{K^2J_0} \quad (9-6-3)$$

总位移 f 为两者之和, 故有

$$f = f_1 + f_2 = \frac{Fa^3(K+1)}{3EI} + \frac{F[K(K+2)+2]}{K^2J_0} \quad (9-6-4)$$

在只改变支承距离 l (即 K)，而有关主轴的其它各项参数和负载都不变的条件下， f_1 、 f_2 和 f 随支承距离的变化关系如图 9-6-2 所示。

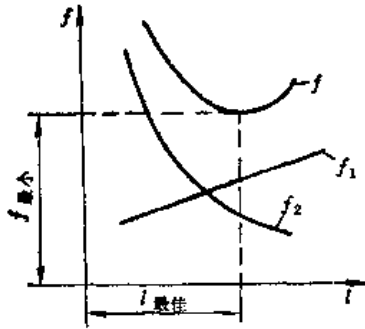


图 9-6-2 总挠度与轴承跨距的关系曲线

由图中可以看出：轴自身的弯曲在轴端产生的 f_1 随 l 的增加而增加，而前后支承变形引起的轴端位移 f_2 ，则随 l 的增加而减小。两者之和存在一极小值 f_{\min} ，与此对应的合理支承距用 l_{\min} 来表示。

求总挠度的极小值，即 $\frac{df}{dl} = 0$ 或 $\frac{df}{dK} = 0$ ，当 $J_0 = J_0$ 时，得

$$C^3 J_0 K^3 - 6EIK - 12EI = 0 \quad (9-6-5)$$

在支承刚度 J_0 、悬臂长 a 、轴截面惯性矩 I 固定的情况下，可求得最佳的 K 值。

现对几种典型磨床磨头进行粗略计算，其结果列于表 9-6-1。

由表 9-6-1 可以看出：

1) M7120A、M1050J、M5M、GA2、3100 5 种磨床磨头跨度系数 K 偏小，即轴承跨距偏短或悬臂偏长，因此容易造成轴瓦边擦；

2) 砂轮处主轴的挠度，除 M1080 外，均偏大，说明悬臂偏长，砂轮主轴直径偏细，故不能在轴承最大负荷情况下磨削；

3) 上表主轴刚度是指主轴本身变形刚度，还没有考虑油膜刚度和接触刚度，就是在这样情况下 M5M、3100、M7120A 的刚度已经很低，这类机床单纯提高油膜刚度意义不大。

2. 支承在多个轴承上主轴挠度及系统位移的计算

轴承都是在一定的负荷范围内工作，轴心的偏移量与负荷大小成正比或近似正比，支承在二个轴承上的主轴系统属于静定系统。但是支承在三个（或四个）轴承上的主轴系统，属于超静定系统，支座反力的数目，超过静力学方程的数目，不能只由静力学方程解出支座反力，必须补充一些方程与一般平衡方程联合求解，方能求出所有支座反力。

下面对支承在三个轴承上的主轴系统和支承在四个轴承上的主轴系统所进行的理论分析，并推导出主轴挠度及系统位移的理论计算公式。

(1) 支承在三个轴承上主轴挠度及系统位移的计算 设主轴支承在如图 9-6-3 所示的三个轴承 0、1、2 上，在悬臂 A 点受一集中负荷 F 的作用，现要求轴端 A 点的挠度 f_{AF} 及总位移 f_A 。

因为轴承都在一定负荷范围内工作，其轴心偏

表 9-6-1 主轴挠度与刚度计算实例

机床名称	型号	跨度系数 K	长径比 l/d	砂轮电机功率 (kW)	轴承受的最大负荷 (N)	砂轮处主轴的挠度 f_1 (μm)	主轴刚度 ($\text{N}/\mu\text{m}$)
外圆磨床	M115A M115K	2.26	5.2	7.0	476.6	9.0	52.9
万能外圆磨床	KU250×750	2.23	4.7	2.2	261.8	7.2	36.9
平面磨床	M7120A	2.06	4.6	2.8	217.7	7.0	31.1
无心磨床	M1080	2.98	4.2	14.0	1147.4	0.6	1912.3
	M1050J	1.76	3.7	4.5	441.3	10.0	44.1
万能工具磨床	M5M	2.00	6.0	1.7	385.4	90.0	4.3
螺纹磨床	GA2	1.75	3.2	5.0	517.8	5.8	89.3
	AUSF-A、B、C	2.70	4.7	4.5	529.6	7.0	75.7
卡规磨床	3100	1.90	3.7	0.6	49.0	2.0	24.5

注：主轴的弹性模量 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ 。

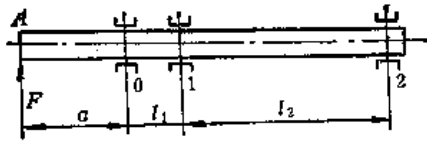


图9-6-3 主轴支承在三个轴承上

移量与负荷成正比或近似正比，所以，此问题可归结为弹性支承连续梁进行计算，其中三个轴承作为三个弹性支承，并把支座作为一点处理，其简化模型如图9-6-4 a 所示。

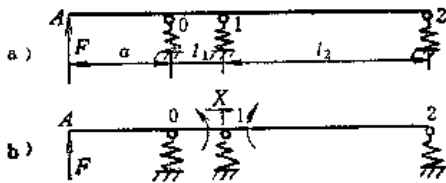


图9-6-4 轴系简化模型

a) 三支承简化模型 b) 用支座弯矩作为基本未知力

弹性支承连续梁是超静定系统，以铰链分成的单跨梁系作为基本体系，采用支座弯矩作为基本未知力，如图 9-6-4 b 所示，因而基本体系是在负荷 F 及基本未知力 X_1 （支座弯矩）作用下的多跨静定梁。由于原梁在 1 号支座处是连续的，在 1 号支座两侧的截面简称支座截面不应有相对转角。因此在外负荷 F 和基本未知力 X_1 作用下，1 号支座截面相对转角总和应该为零，由此得方程：

$$\Delta_{1F} + X_1 \delta_{11} = 0 \quad (9-6-6)$$

式中 Δ_{1F} ——由外负荷 F 引起的 1 号支座截面的相对转角；

δ_{11} ——由 $X_1 = 1$ 引起的 1 号支座截面的相对转角；

$\delta_{11} X_1$ ——由 X_1 引起的 1 号支座截面的相对转角。

求出 X_1 以后，即可以求出三个支座的总支座反力 R_0 、 R_1 、 R_2 以及轴上任意点 j 的挠度 f_{jF} 及总位移 f_j

$$f_j = f_{jF} + f_{j1} \quad (9-6-7)$$

式中 f_{jF} ——在基本体系中把 j 点所在梁段的支座作为刚性支座时，由 F 与 X_1 所引起的相应点 j 的挠度；

f_{j1} ——在基本体系中把主轴作为刚体， j 点所在跨的左右两支座在总支座反

力作用下位移而引起的 j 点位移。

特别地，对于端点 A 有：

$$\begin{aligned} f_A &= f_{AF} + f_{A1} \\ &= \frac{1}{EI} \left[\frac{al_1(2Fa + X_1)}{6} + \frac{Fa^3}{3} \right] \\ &\quad + \left[\frac{a(y_0 + y_1)}{l_1} + y_0 \right] \end{aligned} \quad (9-6-8)$$

若支承 0、1 位移 y_0 与 y_1 的方向相反，则

$$\begin{aligned} f_A &= \frac{1}{EI} \left[\frac{al_1(2Fa + X_1)}{6} + \frac{Fa^3}{3} \right] \\ &\quad - \left[\frac{a(y_0 + y_1)}{l_1} + y_0 \right] \end{aligned} \quad (9-6-9)$$

式中 $X_1 = -\frac{\Delta_{1F}}{\delta_{11}}$

$$\begin{aligned} &= -\frac{F a l_1}{6EI} - C_0 \frac{F(a+l_1)}{l_1^2} - C_1 \frac{F a \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right)}{l_1} \\ &= -\frac{F a l_1}{3EI} - C_0 \frac{1}{l_1^2} + C_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right)^2 + C_2 \frac{1}{l_2^2} \end{aligned}$$

若求得的 X_1 之值为正（负），则 X_1 之转向为) (())，

y_i ——支座的总位移，即 $y_0 = -C_0 R_0$ ， $y_1 = -C_1 R_1$ ，其中 $R_0 = -\frac{F(a+l_1)}{l_1} + \frac{X_1}{l_1}$

$$R_1 = \frac{F a}{l_1} - X_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right)$$

C_i ——轴承作为弹性支座时，其柔性系数，

即 $C_i = \frac{1}{J_i}$ (J_i 为轴承的刚度)。

(2) 支承在四个轴承主轴挠度及总位移的计算 对于图9-6-5 a 所示的支承在 4 个轴承上的主

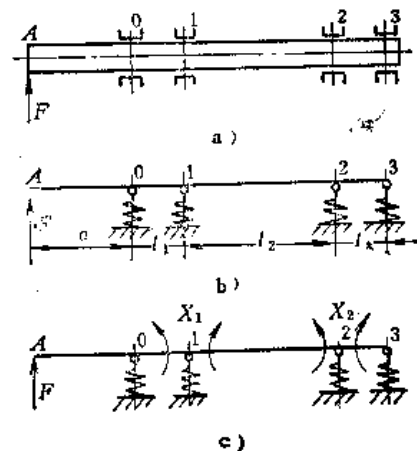


图9-6-5 主轴支承在四个轴承上及其简化模型

a) 支承在四个轴承上的主轴系统 b) 四支承简化模型 c) 用支座弯矩作为基本未知力

轴系统，在A点受外负荷F作用下，A点的总位移 f_A 的计算，其简化模型如图9-6-5b所示，用力法计算，选取基本体系如图9-6-5c所示，其方程为

$$\Delta_{1F} + X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} = 0 \quad (9-6-10a)$$

$$\Delta_{2F} + X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} = 0 \quad (9-6-10b)$$

解力法方程求出 X_1 、 X_2 后即可求出A点的挠度 f_{AF} 及总位移 f_A ，

$$f_A = f_{AF} + f_{A1} \quad (9-6-11)$$

式中 Δ_{iF} ——当F作用在基本体系时，在i号支座引起的相对转角 ($i = 1, 2$)；

δ_{ij} ——当 $X_j = 1$ 时，在i号支座引起的相对转角 ($i, j = 1, 2$)；

f_{AF} ——基本体系A、0、1中，当0、1两支座为刚性支座时，由F、 X_1 引起的A点挠度；

f_{A1} ——在基本体系中，把轴视为刚体时，A点所在伸出梁段A、0、1的两支座，在总反力作用下，位移而引起的A点位移。

由力法方程解得：

$$X_1 = \frac{-\Delta_{1F}\delta_{22} + \delta_{12}\Delta_{2F}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}\delta_{21}} \quad (9-6-12a)$$

$$X_2 = \frac{-\Delta_{2F}\delta_{11} + \delta_{21}\Delta_{1F}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}\delta_{21}} \quad (9-6-12b)$$

求出 X_1X_2 若为正，则其转向与假设相同(即为

(X)) 否则相反，

$$\text{式中 } \Delta_{1F} = \frac{Fa l_1}{6EI} - C_0 \frac{F(a+l_1)}{l_1^2}$$

$$- C_1 \frac{Fa}{l_1} \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right),$$

$$\Delta_{2F} = C_1 \frac{Fa}{l_1 l_2},$$

$$\delta_{11} = \frac{l_1+l_2}{3EI} + \frac{C_0}{I_1^2} + C_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right)^2 + \frac{C_2}{I_2^2},$$

$$\delta_{12} = \frac{l_2}{6EI} - C_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) \frac{1}{l_2} - C_2 \frac{1}{l_2} \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} \right),$$

$$\delta_{21} = \delta_{12},$$

$$\delta_{22} = \frac{l_2+l_3}{3EI} + C_1 \frac{1}{I_2^2} + C_2 \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} \right)^2 + C_3 \frac{1}{I_3^2},$$

$$y_0 = -C_0 R_0 = -C_0 \left[\frac{-F(a+l_1)}{l_1} + \frac{X_1}{l_1} \right]$$

$$y_1 = -C_1 R_1 = -C_1 \left(\frac{Fa - X_1}{l_1} + \frac{X_1 - X_2}{l_2} \right)$$

X_1 以及 y_0 、 y_1 求出后，根据 y_0 与 y_1 的方向，即可由公式(9-6-8)或(9-6-9)计算出端点A的挠度及总位移。

(3) 计算实例 根据弹性支承伸出梁的静力学有关方程以及上面推导出的多支承主轴挠度计算公式，对悬伸量、总跨距、外负荷、主轴直径为60mm，支承油膜刚度为176.5N/ μm 相同的主轴系统，进行二支承、三支承、四支承的主轴挠度及总位移计算，其结果见表9-6-2。

表9-6-2 二支承、三支承、四支承主轴挠度和总位移计算实例

序号	支承数 n	支 座 简 图	支座反力 (N)				支座位移 (μm)				端点A 总位移 (μm)
			R_0	R_1	R_2	R_3	y_0	y_1	y_2	y_3	
1	2		-701.2			210.9	3.98			-1.19	14.5
2	3		-614.9	-105.9		229.5	3.47	0.6		-1.3	14.2
3	4		-611.9	-145.1	165.7	101.9	3.47	0.83	-0.94	-0.58	13.7

由上表计算结果，可以得出如下结论：

1) 一般来说四支承的主轴系统刚度比三支承的主轴系统刚度好，三支承的主轴系统刚度又比二支承的主轴系统刚度好，但是提高刚度是否显著则取决于支承油膜刚度与主轴抗弯刚度，以及支承的合理布局。

2) 在相同的支承油膜刚度下，主轴抗弯刚度越差多支承结构越能起到提高主轴系统刚度的作用，因此在主轴抗弯刚度较差，结构又不允许加大主轴直径的系统中，采用多支承主轴系统，是有效的办法。

3) 支承在多个轴承上的主轴系统，受力后的总位移与支承在两个支承上的主轴系统一样，也存在着合理选择各支点间的最佳跨距的问题。

4) 在多支承系统中，各支座的反力大小，除与外负荷、主轴悬伸量、支座间跨距等因素有关系外，尚与主轴抗弯刚度、支承油膜刚度有密切关系，在相同的主轴抗弯刚度下，支承油膜刚度越大，则在多支承主轴系统中，第一个支座的总支反力越大；在支承油膜刚度相同下，主轴抗弯刚度越大，第一个支座的总支反力越小，反之亦然，而且各支座的总支反力大小差异十分悬殊，因此，各支座应选择不同的参数，否则难以获得预期效果。

5) 在多支承主轴系统中，由于支承数的增加，

摩擦面积，摩擦功率亦随之增加，引起功率消耗，发热增加，同时对各支座的同轴度要求严格，对各轴承的调整有较高的要求，否则将给主轴系统带来附加载荷，因此，在选用多支承结构时必须全面考虑。

6) 对于油膜刚度较高的轴承，提高轴系刚度的重点，应该是提高主轴的抗弯刚度，增大轴颈和减少悬臂长度，提高轴的抗弯刚度都有显著效果。对于轴径较小，而悬臂较长的设备(如内圆磨头)，提高轴承的油膜刚度意义不大。

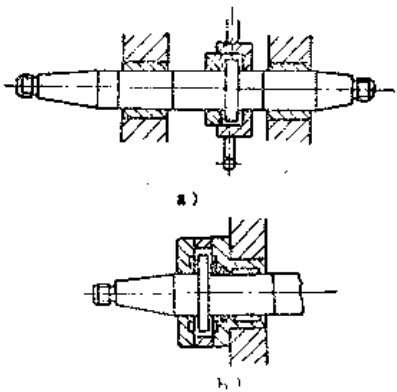
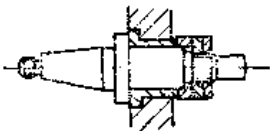
(二) 轴系的总体设计

在设计轴系时，根据设备对轴系的支承数目、轴颈尺寸、轴承的型式和结构以及供油方式等方面的要求进行方案论证，然后进行具体计算及结构设计，应对轴承结构尺寸进行审核、再重新验算。

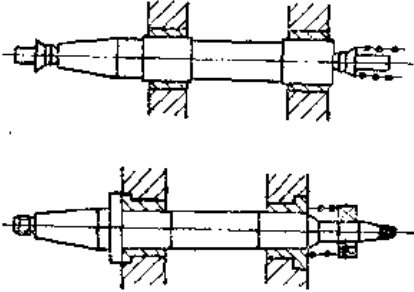
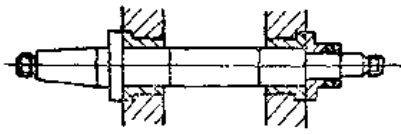
1. 主轴部件的布局形式

一个轴系至少需要二个支承，也有用三个支承，甚至四支承。油膜刚度较之轴的抗弯曲刚度大的，允许支承的跨距取小一些。对于一般中小型的机床，由于轴的直径足够大，轴的抗弯曲刚度和轴承的油膜刚度都较大，一般采用二支承。其轴向用平面推力轴承，根据位置的不同，有4种布局形式，如表9-6-3所列。

表9-6-3 径向轴承和推力轴承的布局形式

布局方式	结构简图	结构特点	性能及应用
推力轴承位于轴肩的两侧		<ol style="list-style-type: none"> 1. 推力轴承位于前后轴承的中间(图a)或前轴承的一侧(图b) 2. 调整垫圈(或补偿垫)与轴肩的厚度之差，就是推力轴承的双面间隙 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 轴向间隙容易保证，且容易调整 2. 热变形不影响轴向间隙，尤其当推力轴承置于径向轴承前端时(图b)，主轴伸长对加工精度的影响小 3. 当推力轴承设在前端时，广泛应用于要求油膜刚度高的静压轴承主轴部件中，但前端的悬伸略大
推力轴承位于前轴承两侧		<ol style="list-style-type: none"> 1. 推力轴承的油槽(或油腔)在前轴承的两个端面上(也可以加工在轴肩及推力环上) 2. 轴向间隙依靠垫圈或推力环调整并用螺帽紧固 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 前端悬伸减小 2. 轴向间隙不易保证，且不易调整 3. 只能应用于前后轴颈不等直径及对轴向的油膜刚度要求较低的情况

(续)

布局方式	结构简图	结构特点	性能及应用
推力轴承位于前轴承一侧, 另一端用弹簧顶紧(或拉紧)		1. 推力轴承是在主轴上镶有硬质合金前端面与带有油槽的铜端面接触, 或是轴肩与前轴承端面接触 2. 轴向间隙不能调整	1. 前端悬伸减小 2. 装配调整容易 3. 热变形主轴伸长对加工精度影响小, 轴向定位较高 4. 弹簧选择要合适以保证轴向有油膜间隙, 一般用于轴向力小的轻载场合
推力轴承位于两个径向轴承的侧面		1. 推力轴承的油槽(或油腔)分别开在前轴承的前端面及后轴承的后端面上(也可以分别开在主轴轴肩或推力环上) 2. 轴向间隙依靠螺纹紧固	1. 前端悬伸减小 2. 轴向间隙不易保证且调整困难 3. 热变形影响轴向间隙 4. 只在对轴向油膜刚度的要求低, 并且在前三中布局方式不能实现时才应用

2. 轴承类型的选择

液体静压轴承是依靠外界供给平衡外载荷的一定压力润滑油(承载油膜), 使两滑动表面完全隔开, 以实现液体摩擦。它具有起动摩擦力矩小, 承载能力不受轴的转速影响, 油膜压力稳定, 回转精度高, 抗振性好等特点。其主要缺点是需要一套油液过滤十分清洁的液压系统, 耗油量较大, 制造成本高, 占地面积也较大。液体动压轴承利用轴颈本身回转运动, 产生平衡外载荷的承载油膜, 使两滑动表面完全隔开, 以实现液体摩擦。其结构简单, 无供油装置或只要简易的供油装置, 维修方便, 油膜压力稳定, 回转精度高, 抗震性好等特点。但起动摩擦力矩大, 瞬时会有干摩擦, 油膜压力随转速而变化。各类滑动轴承性能对比和选用列于表9-6-4。

(1) 动压轴承的选择 单油楔轴承结构简单, 有一定的承载能力。但由于只在一个部位(随外载荷的大小, 方向的改变而改变)上形成承载油膜, 不利的散热条件使轴承间隙不能太小, 因此, 其旋转精度较低, 且轴心轨迹不够稳定(高速轻载时易有油膜振荡现象), 常用以支承受重载的轴。

多油楔轴承结构较复杂, 承载能力一般不很高。但由于在几个比较固定的部位, 形成相互独立的承载油膜, 有利的散热条件, 可使轴承间隙很小, 因此, 其旋转精度较高, 且轴心轨迹稳定(高速轻载

表9-6-4 各类滑动轴承的性能对比和应用范围

轴承类型		动压	静压	动静压混合	
一般精度	轻载	高速	优	不经济	优
	中速	中速	优	不经济	不经济
	重载	高速	中	中	优
	中速	中速	中	优	不经济
高精度与高效率	恒速	中或优	优	优	
	变速	不推荐	优	中	
重载	低速	中	优	不推荐	
	高速	中	中	优	

时不易有油膜振荡现象), 广泛用于支承精密机床主轴。

(2) 静压轴承的选择 圆柱形径向轴承是最常用的一种结构, 只能承受径向载荷。它常与单独节流的推力轴承或利用径向轴承封油边节流的联合推力轴承一起使用。

在高转速小轴径的设备上, 如内圆磨床的磨头, 可采用油槽式液体静压轴承, 它是动静压混合而以动压为主的轴承。在高速轴承上充分利用其动压效应是有利的。对于粗、精加工的机床, 粗加工时因

外载荷较大,可使用液体介质,以增大其承载能力;精加工时的外载荷较小,使用气体介质,以降低摩擦功率和温升。

联合轴承比单独推力轴承可省掉部分节流器和管路,流量也减少。在轴向载荷较小或只起轴向定位作用时,可选用此类结构,如参数选用适当,对径向刚度削弱不大。

油腔数目决定于工作要求,增加油腔数目是为了提高回转精度,提高各个方向载荷的适应性,即承载能力及刚度的方向性越小。当油腔数目大于6时,不同方向载荷对轴承刚度的影响不明显。一般大多使用四个油腔,在要求方向适应性高时,才采用六腔。只有由于轴颈太小,油腔加工困难时,才采用三油腔,油腔数多于6个以上的,由于油腔加工复杂和节流器数目增多,一般不使用。仅对回转精度要求很高的大型轴承,可使用多于6个油腔的轴承。

对于主轴自重大或载荷作用在某一方向上很大,而反向载荷较小的重型设备,可采用不等面积油腔,即油腔面积大的承载能力大,而反方向的承载能力小,这样可提高某个方向上的承载能力,并节约油泵功率。对于载荷变动较大的设备,通常均采用各个油腔有效承载面积相等,并均匀分布的对称等面积油腔。

(3) 辅助结构的设计要点

1) 密封和回油 使用液体润滑轴承时,要注意密封的可靠性。要求回油通畅(特别是静压轴承),加有密封装置,才能收到较好的效果。

在液体静压轴承结构中,回油的通道面积要大,回油孔应该向主轴箱体内部倾斜。箱体内应使回油集中,通过弯头(最好 $>90^\circ$),以加快回油流速,接软管流向油箱。

一般多用非接触式密封装置。在转速较高的卧式主轴系统,可在主轴上加环形甩油槽(图9-6-6)或反向螺旋槽(即螺旋旋向与主轴转动方向相反)的方法封油,以限制油液沿主轴及端盖的间隙泄漏。

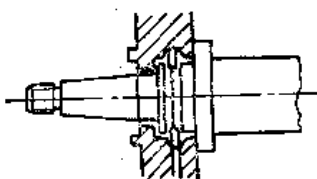


图9-6-6 环形甩油槽结构

反向螺旋槽的结构,只适用于主轴回转方向不变的设备。

对于回油流量大或转速高的主轴系统,为防止油液由端盖孔与主轴的间隙中溢出,也可在轴上套装甩油环,甩油环用耐油橡皮制成,紧套在轴上(图9-6-7),也可与端盖一起做成“迷宫”的形式(图9-6-8)。转速低的卧式主轴系统,可采用皮碗、橡胶密封圈或毛毡密封。

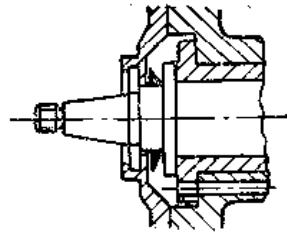


图9-6-7 甩油环密封

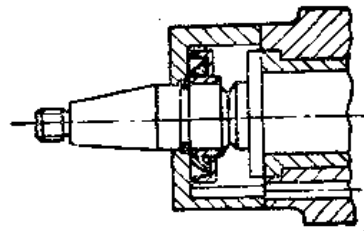


图9-6-8 “迷宫”密封

垂直或倾斜放置的主轴系统,除了密封装置外,还要在下端盖内设置足够的储油空间,也可以加装抽油泵,将回油液抽回油箱。

2) 进油 动压轴承的润滑常利用主轴旋转以带动一个简易的柱塞泵或齿轮泵供油,或用油环飞溅润滑。进油通过油管或油盘引入,也有利用轴承工作面的负压区用油管引入。这时要注意油管进油孔在轴承上的位置,最好是用单独供油系统,用油管引入轴承。

静压轴承是一种外生压轴承,需靠外部供给一定压力和流量的润滑油,一般采用单独的供油系统,用油管引入。而节流器引出的油孔至轴承油腔,则直接影响轴承性能。为了避免空气混入,如前所述,要求油路通道无死角(图9-6-9),以利于排除空气,清洗金属切屑及其它污物。对于轴承动态过渡特性有严格要求的设备,最好不装油腔压力表。

通过轴承进入油腔的进油孔,有两种典型结构:一种是在轴承外圆上开有若干环形槽,槽数与油腔

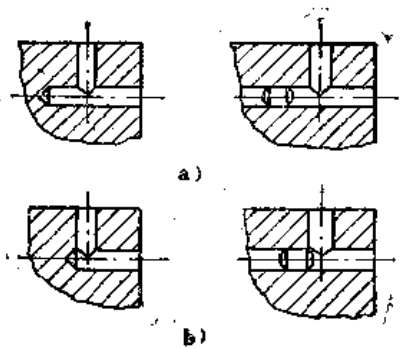


图9-6-9 进油孔的结构比较
a) 不好 b) 好

数目相等，与相应的油腔进油孔相通。要注意箱体铸件不能有砂眼和气孔，槽有一定间距，以免各槽间串通；另一种结构，是将油管直接拧在轴承端面，对应其油腔，其优点是进油孔不受箱体轴承孔表面质量的影响，但油管接头增多，有时还受到空间的限制。

3) 卸荷装置的选用 为了提高主轴的回转精度和减少主轴振动，有时不将皮带轮直接装主轴上，而装在与箱体相连接的支架上，用花键、平键或其它方法带动主轴旋转。主轴不承受皮带张紧力。

在卸荷装置中，可用滚动轴承将皮带轮支承在支架上（图9-6-10），但要注意其同轴度的要求。轴承装配后，一般需经研磨，这样后轴承内外表面就不同轴，卸荷装置不能用于口定位。拨动主轴回的几个销子与弹性连接部分，若定位太差，也会影响主轴回转精度。

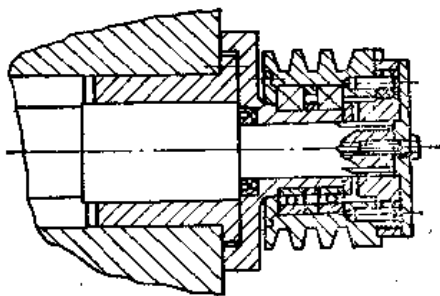


图9-6-10 卸荷装置

(三) 滑动轴承的动态特性

前面所有的设计计算，都是根据这样两个假设的条件进行的：

1) 外载荷不变，它的大小和方向不随时间变化，

2) 支持轴颈的油膜是稳定的，它的轴颈的合力，正好和外载荷平衡，即大小相等、方向相反。

可是在实践中，并不保证都满足上述假设条件。主轴工作过程常遇到变化的外载荷，大致有下列三种形式：

1) 运转中的主轴受到一个恒定方向的突加力，该力在较长时间内作用于主轴；这种载荷也称为阶跃载荷。如平面磨床；当加工连续表面时，主轴受载形式即属此类。

2) 主轴在运转过程中，轴承受正弦曲线形式的交变载荷，例如砂轮主轴，当砂轮不平衡时产生的离心力，该离心力对某个油腔而言，即为正弦曲线形式的交变载荷。

3) 主轴在运转过程中，轴承受到矩形曲线形式的载荷。例如外圆磨床，在磨削花键轴外圆时，对应花键轴方向的油腔受力，即属此类。

冲击载荷和瞬时突加载荷相似（冲击载荷的作用时间比较短），一般选择瞬时突加载荷和正弦载荷作为典型的受力状态加以分析。

1. 动压轴承的动态特性

在稳定的系统中，轴颈中心相对轴承中心偏移一个距离 e ，连心线 $\overline{OO'}$ 相对外载荷偏转 ϕ 角（图9-6-11），轴颈中心稳定在一个固定的位置上。轴颈绕中心 O' 转动，但中心 O 却是静止的，所以可称静态问题。

当主轴受到变化的外载荷时，油膜本身在一定条件下也可能是不稳定的。如图9-6-11所示，在平衡的时候，轴承中心位置 O ，轴颈中心位置 O' ，偏心距 e ，偏位角 ϕ ，外载荷 F 和油膜合力 P 相互平衡。如果有任何一个扰动，使轴颈中心增加一个偏心距 Δe ，而达到 O'' ，偏位角也发生相应的变化。

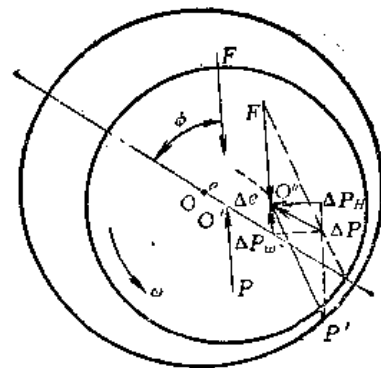


图9-6-11 轴颈中心受力图

这时油膜和简单的弹簧不一样，并不总是产生和位移方向相反的弹性恢复力，以推动轴颈返回原处，在一定条件下，新的油膜支承力 P' 和外载荷 F 的合力 ΔP ，可能有两个分量，其中 ΔP_H 推动轴颈回向 O' ，另一个分量 ΔP_W 推动轴颈绕平衡中心 O' 涡动。

当然，轴心的涡动可能有三种轨迹(图9-6-12)，收敛的、稳定的和发散的。如果油膜阻止轴颈涡动的阻尼比较大，轴颈中心 O'' ，在涡动过程中逐步逼近平衡中心 O' ，最后达到静止，这就形成收敛的轨迹。反之，如果推动的作用大于阻尼的作用，轴颈中心 O'' 就越来越远离平衡中心 O' ，形成发散的轨迹。介于二者之间的是走一个稳定的封闭轨迹。轴颈 O' 走收敛的轨迹，称为稳态；走发散的轨迹，称为非稳态，或称失稳。



图9-6-12 收敛、稳定和发散的轨迹
a) 收敛 b) 稳定 c) 发散

在动态情况下(图9-6-13 a)，轴颈除了绕本身中心 O' 以 ω 转动外，连心线 $\overline{OO'}$ 还以角速度 $\dot{\alpha}$ 转动。如果以 $x'y'$ 坐标系的 y' 轴与 $\overline{OO'}$ 重合，以轴颈中心某一时刻的位置 O' 为原点，则 $x'y'$ 坐标系也是以 $\dot{\alpha}$ 角速度转动，同时轴颈中心 O' ，在 $x'y'$ 坐标系中，又可能有 y' 方向的运动。总之，轴颈中心 O' 的速度，可以用切向分量

$$e \frac{d(\phi + \varphi)}{dt} = e \frac{d\alpha}{dt} = ce\dot{\alpha}$$

和法向分量 $\frac{de}{dt} = c\dot{e}$

来表示，这时，轴颈上任一点 M' (图9-6-13 b) 的速度，可以由轴心 O' 的速度，加 M' 绕 O' 转动的速度求得：

$$U = r\omega + c\dot{e}\sin\theta - ce\dot{\alpha}\cos\theta \quad (9-6-13)$$

$$V = ce\dot{\alpha}\cos\theta + ce\dot{e}\sin\theta \quad (9-6-14)$$

式中 r ——轴半径；

c ——半径间隙；

$e = \frac{c}{c}$ ——偏心率。

当考虑了相对运动表面切向速度 U 是变量和存在法向速度 V 时的雷诺方程，或称动态雷诺方程，表示

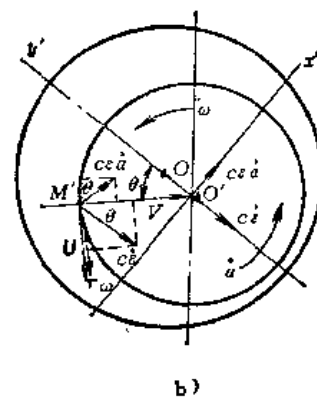
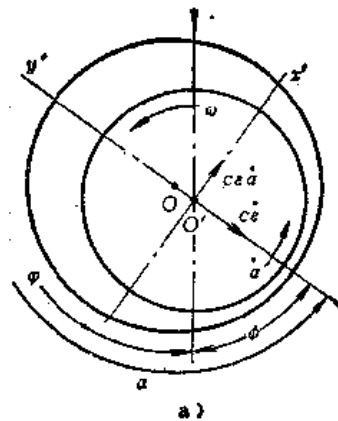


图9-6-13 动态情况下，轴颈上各点的速度
a) 轴颈中心的速度 b) 轴颈上任一点的速度

如下：

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} + 6h \frac{dU}{dx} + 12V \quad (9-6-15)$$

为了化成便于径向轴承应用的形式，代入(9-6-13)、(9-6-14)式，并考虑到 $x = r\theta$ ，对应于角坐标为 θ 处的油膜厚度 $h = c(1 + e\cos\theta)$ ，经过简化(9-6-15)式变成：

$$\frac{d}{d\theta} \left(h^3 \frac{dp}{d\theta} \right) = 6\eta r^2 [-e(\omega - 2\dot{\alpha})\sin\theta + 2\dot{e}\cos\theta] \quad (9-6-16)$$

式中 η ——液体动力粘度。

从上式可以看出，方程式左边描述压力 p 随 θ 的变化，方程右边则是决定压力变化的因素。包含 ω 的项，表达了轴颈绕中心转动引起的压力分布；包含 $\dot{\alpha}$ 的项，表达了轴颈绕平衡位置涡动引起的压力分布；包含 \dot{e} 的项，表达轴颈中心作径向移动引起的压力分布。

现在,讨论支承在油膜上的转子的稳定性问题,轴心 O' 如果向 x 方向作一个小位移,当然也就改变了 e 和 α (反映在边界条件上),所以也就改变了油膜作用力。当位移足够小时,可以认为油膜作用力的改变和位移成线性关系,好比在 x 、 y (O' 的坐标系)方向各有一个弹簧。但是,油膜的作用比简单的弹簧要复杂得多,如前所说,轴颈在一个方向上的位移(如 x 方向),还会改变另一个方向(如 y 方向)的油膜作用力,即有二个交叉刚度的弹簧。不仅如此,当轴心 O' 在稳定的平衡位置获得一个速度 \dot{x} ,这个 \dot{x} 可以看作是 e 和 $e\dot{\alpha}$ 的分量,它也会改变 x 、 y 方向上的油膜作用力。这就好比在 x 方向和 y 方向各有一个阻尼器。同时,在油膜中也存在两个交叉阻尼,这样就获得了4个刚度系数和4个阻尼系数,通称为8项动态特性参数。如图9-6-14所示,支承在油膜上的轴承,可以设想为就是这样支承在4个弹簧和4个阻尼器上。

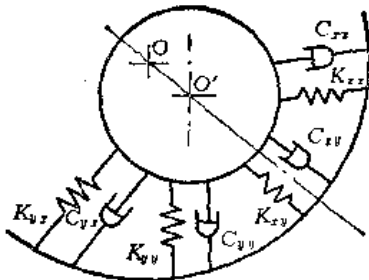


图9-6-14 支承在4个弹簧和4个阻尼器上的轴颈

对于转子——轴承系统,按振动理论,可以求得以下两组方程:

$$\begin{cases} m(\ddot{x} + \ddot{\xi}) + k\xi = 0 \\ m(\ddot{y} + \ddot{\eta}) + k\eta = 0 \end{cases} \quad (9-6-17)$$

$$\begin{cases} \frac{m}{2}(\ddot{x} + \ddot{\xi}) + (K_{xx}x + K_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y}) = 0 \\ \frac{m}{2}(\ddot{y} + \ddot{\eta}) + (K_{yx}x + K_{yy}y + C_{yx}\dot{x} + C_{yy}\dot{y}) = 0 \end{cases} \quad (9-6-18)$$

式中 m ——转子全部质量集中在圆盘上(不计轴和轴颈的质量);

ξ 、 η —— O'' 的坐标系。

像这样的线性二阶齐次常微分方程组,解应当具有如下形式: $x = x_0 e^{rt}$, $y = y_0 e^{rt}$, 其中 x_0 、 y_0 是待定系数, r 是待定的指数,根据代数方程组, x_0 、 y_0 有非零解的条件,可以得到一个关于 r 的6次方程

$$a_0 r^6 + a_1 r^5 + a_2 r^4 + a_3 r^3 + a_4 r^2 + a_5 r + a_6 = 0 \quad (9-6-19)$$

其中 a_0 、 a_1 …… a_6 都是已知的,也就是说,可以由 K_{xx} 、 K_{yy} 等八项动态特性系数和转动质量 m 、刚度系数 k 的数值计算出来。

实际上待定系数 x_0 、 y_0 是由小扰动的初始条件决定的, r 由上述6次代数方程决定,它可能是复数,即

$$r = a + ib$$

也就是说

$$x = x_0 e^{rt} = x_0 e^{(a+ib)t} = x_0 e^{at} e^{ibt}$$

$$y = y_0 e^{rt} = y_0 e^{at} e^{ibt}$$

由复指数函数定义, e^{ibt} 反映振动的周期性变化

$$e^{ibt} = \cos bt + i \sin bt$$

其中 b 是变化的角速度,而更重要的是 e^{at} ,它反映振动的振幅怎样随时间变化。显然,如果 a 是负值,则

$$x_0 e^{at} = x_0 \frac{1}{e^{|a|t}}, \quad y_0 e^{at} = y_0 \frac{1}{e^{|a|t}}$$

随着时间的增长,振幅从初始扰动的 x_0 逐渐减少趋于零,这就是说,轴心走一个收敛的轨迹(图9-6-12)。如果 $a = 0$,那末

$$x_0 e^{at} = x_0, \quad y_0 e^{at} = y_0$$

即振幅不随时间变化,轴心走一个稳定的封闭曲线。如果 a 是正值,则

$$x_0 e^{at} = x_0 e^{|a|t}, \quad y_0 e^{at} = y_0 e^{|a|t}$$

振幅随时间之增长而不断加大,轴心走一个发散的轨迹。所以, r 的所有解,如果都不含正实部,系统就是稳定的。反之,如果 r 的任何一个解的实部,由负值经过零而达到正值,系统就由稳定变为失稳。

当然,仅仅为了判别 r 是否有正实部,并不一定要去解上述 r 的6次方程,因为这个方程解起来很费事。通常用所谓劳斯—胡维茨判据,即比较系数 a_0 、 a_1 ……之间的大小关系,即可确定在什么情况下, r 的实部由负转为正。

线性理论的稳定性判据表明,系统由稳定变为不稳定存在失稳转速。对轴承的动特性计算,可以得到每一个偏心率 e (反映一定的载荷、几何尺寸、油粘度等关系)情况下,不同转速时的8项动特性系数。利用稳定性判据,确定该 e 值时的失稳转速 ω_{st} ,从而得到 e - ω_{st} 平面上划分稳定区域和不稳定区域的失稳曲线(图9-6-15)。

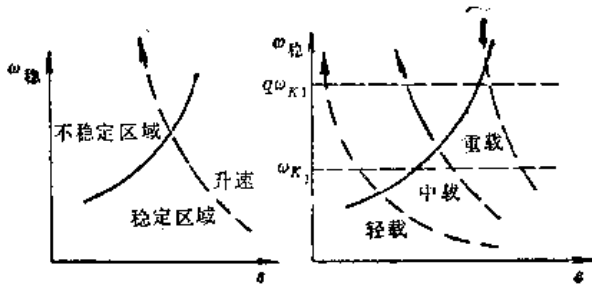


图9-6-15 稳定区域图

在一定的载荷、几何尺寸、油粘度等条件下，在启动后的升速过程中， ϵ 和转速 ω 的变化，如图中虚线所示。而且不同载荷下升速曲线的坡度也不同，重载较陡。所以，轻载系统升速，往往进入失稳区域，然后分别达到系统第一阶临界转速 ω_{K1} 和 $2\omega_{K1}$ 。重载系统则相反，经过 $2\omega_{K1}$ 时还在稳定区域内，因而直接发生油膜振荡，而不出现半速涡动，即涡动速度为轴颈角速度的一半。

2. 静压轴承的动态特性

液体静压轴承系统基本上是稳定的，因此很难测定它的刚度和阻尼系数，尽管液体静压轴承的静刚度可以比较准确地计算或测定，但是能否用它作为静压支承主轴系统的支承刚度来分析计算主轴系统的动态特性，还值得探讨。

分析液体静压轴承的动态特性，必须考虑油膜挤压效应和油的可压缩性。当轴承振动时，油膜挤压效应可以用雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \tag{9-6-20}$$

来考虑，其中 $\frac{\partial h}{\partial t}$ 代表油膜挤压速度。除了用计算机进行数值计算，方程是无法求解的，因此作以下假设：

- 1) 液体静压轴承油膜层的流动是一维的。由于存在油腔压力源，流体总是从油腔流出轴承，因此这个假设是合理的。
 - 2) 油腔深度比油膜厚度大得多，因此油腔压力是均匀分布的。
 - 3) 轴不旋转，轴承沿对置油腔的中心连线方向作微幅振动。
 - 4) 静态时各油腔压力相等。
- 这样就可以将径向静压轴承，简化为等效对置平面油垫进行分析(图9-6-16)，求解一维雷诺方程

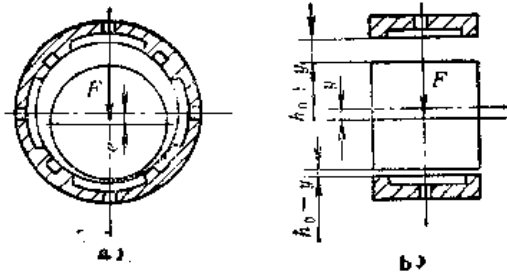


图 9-6-16

a) 静压轴承 b) 等效对置平面油垫

$$\frac{\partial^2 p}{\partial n^2} = \frac{12\eta}{h^3} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (n = x, z) \tag{9-6-21}$$

分别得到静压轴承轴向和周向封油面上的油膜压力，然后用迭加的办法求得静压轴承动态下的油垫承载力(公式推导见资料[6])，再根据牛顿第二定律建立静压轴承的运动微分方程式：

$$M\ddot{y} + \left[\frac{2A_e^2(T_h^3 + \delta_e) - 6A_e T_h^2 p_j \beta V_0}{(T_h^3 + \delta_e)^2 + (\beta V_0 \omega)^2} + 2C_0 \right] \dot{y} + \frac{2A_e^2 \beta V_0 \omega^2 + 6A_e T_h^2 p_j (T_h^3 + \delta_e)}{(T_h^3 + \delta_e)^2 + (\beta V_0 \omega)^2} y = F \tag{9-6-22}$$

其中速度项 \dot{y} 的系数定义为阻尼系数，位移项 y 的系数定义为轴承刚度，于是液体静压轴承的动力学模型是一个恒参数线性二阶微分方程。

- 式中
- A_e ——油腔有效承载面积，
 - b_1 ——径向轴承周向封油面宽度，
 - C_0 ——油膜挤压阻尼，
 - d_e ——毛细管节流器的毛细管直径，
 - F ——油垫承载力，
 - $h(t)$ ——径向轴承半径间隙，轴承油膜厚度，
 - h_0 ——静平衡状态下的油膜厚度，
 - l_1 ——径向轴承轴向封油面宽度，
 - l_e ——毛细管长度，
 - M ——质量，
 - p_j ——油腔静压力，
 - T ——系统，对矩形油腔 $T = \frac{1}{3\eta} \left(\frac{x_1 z_1}{b_1 l_1} \right)$ ，
 - V_0 ——油腔和油腔与节流器之间管路的容积，
 - x_1, z_1 ——矩形油腔尺寸，
 - β ——油的可压缩系数，
 - η ——油的动力粘度，
 - δ_e ——毛细管节流系数 $\delta_e = \frac{\pi d_e^4}{128\eta l_e}$

ω——角频率。

上式如载荷 F 已定，并已知初始条件，则解得小干扰下动态过程和有关性能。可以认为，当动载荷频率很低时，轴相对于轴承作很慢的偏移，在轴承间隙空间中，可实现平衡的流动和压力分布。因此，静压轴承的刚度，就取决于油膜静刚度；当频率很高时，轴的偏移很快，能够进入或离开油腔的流体很少，油腔和油腔与节流器之间管路中的那部分油被封住，并随轴承间隙的简谐变化而被压缩或膨胀，类似一个弹簧。因此，轴承刚度主要取决于油的弹性刚度，而轴承阻尼主要取决于油膜的挤压阻尼。因为油的弹性刚度比静刚度大得多，所以液体静压轴承的动刚度总是大于静刚度，且随着频率的增加，轴承刚度愈来愈大，供油压力对轴承刚度的影响也愈来愈小。

(四) 提高轴承系统稳定性的措施

1. 提高动压轴承系统的稳定性

从前面讨论可以看到，除了转子的集中质量和轴的刚度系数外，轴承八项动特性系数，就是影响稳定性的最重要因素。对于弹性的振动问题，常称具有正刚度系数的弹簧为静力稳定，这种系统如果离开平衡位置，就会产生一个推动系统反回到平衡位置的力（或力偶）。反之，如果是负刚度系数的弹簧，就称为静力不稳定。又把具有正阻尼的系统，称为动力稳定系统，这种阻尼产生和振动速度成比例，而方向相反的力。负阻尼则产生和振动速度方向相同的力，显然这个力要推动系统振幅越来越大，所以具有负阻尼系数阻尼器的系统称为动力不稳定系统。

通过对系统能量的分析得知， K_{xx} 、 K_{yy} 、 C_{xx} 、 C_{yy} 起弹簧作用，它们不影响动力稳定， C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 起阻尼作用， C_{xx} 、 C_{yy} 常为正值，促进系统的稳定， K_{xy} 、 K_{yx} 在较多的情况下起负阻尼作用，使系统不稳定。当然八个系数共同起作用时，还要看它们之间的数值关系。

根据对于椭圆轴承和三油楔轴承计算结果， C_{xx} 、 C_{yy} 常为正值，所以它们总是使系统稳定的。资料〔4〕认为 $l/d = 0.5$ 的圆柱轴承，当提高偏心率 ϵ 时，能有效地提高失稳转速，从而有利于稳定。在机组中发生油膜振荡时，依靠增加轴承负荷，或截短轴承长度以及在长度中央开环形槽，都能提高 ϵ ，而增进稳定。采用多油楔轴承，即使空载时，

轴心相对于瓦弧中心已有甚大的 ϵ ，是提高稳定性的有效方法。

采用在轴承以外加设适当阻尼和弹性的方法，也是很有效的提高稳定性。

选用轴承型式时，应根据具体工况和要求，从静特性和动特性等方面，对轴承型式和参数作全面的分析比较。

2. 提高静压轴承系统的稳定性

影响静压轴承过渡特性有以下几个因素：

(1) 流量 当静压轴承受一阶跃载荷后，增大流量会改善过渡特性的品质，使用粘度较低的润滑油，有助于改善过渡特性，使过渡时间缩短。

(2) 供油压力 提高供油压力，对过渡特性产生明显的有利影响，使过渡时间明显缩短。所以建议不采用小于 10×10^5 帕的进油压力，但从动刚度来看，薄膜反馈节流，若要求动刚度大，适宜在静态刚度接近无穷大点工作，所以供油压力不能随意提高。

(3) 可变节流器的压力腔体积变化量 当轴承受一阶跃载荷后，从初始位置到达新的平衡位置有一个过渡过程，可变节流器压力腔体积变化量，对静压轴承的过渡过程起着重要作用。固定节流静压轴承过渡过程没有超位移量，可变节流静压轴承一般具有超位移量，这是因为固定节流器没有压力腔体积变化，而可变节流器则有压力腔的体积变化。薄膜反馈节流静压轴承较滑阀反馈节流的过渡特性好，就是因为薄膜反馈节流器压力腔体积变化量小。对于滑阀反馈静压轴承而言，小直径阀杆比大直径阀杆的过渡特性为佳。

(4) 注意排除空气 供油系统中及润滑油内存有空气，会使过渡过程的超位移现象变得十分严重，从受载到完全稳定，需要很长时间，严重损害了过渡过程的品质，要使结构便于排出内存的空气，因此要求：

1) 从节流器到轴承油腔的油路应尽量短。

2) 从节流器到轴承油腔应无死角，以免节流器—轴承系统内的空气无法排除。

3) 注意节流器的放置，使不致产生有空气的死角，如图9-6-17。

4) 尽量不装压力表，如实在需要，则必须带开关。

固定节流静压轴承（毛细管、小孔等）的实际结构参数，在任何情况下，都是稳定的。反馈节流

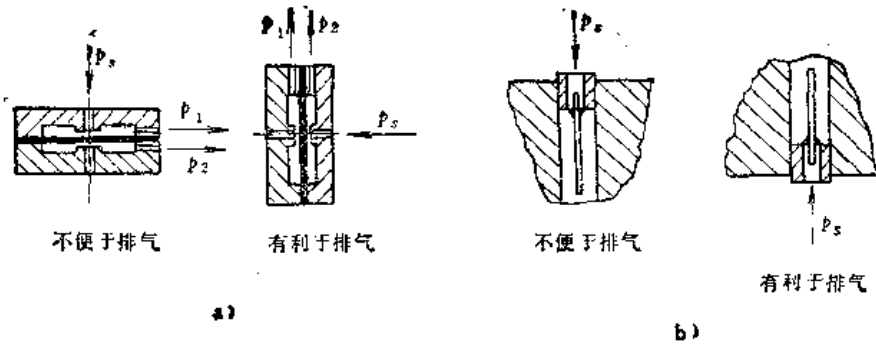


图 9-6-17

a) 薄膜反馈节流器 b) 毛细管节流器的放置

静压轴承（薄膜、滑阀等），在设计参数选择得不合理的情况下，会出现不稳定（振动）现象。滑阀反馈节流静压轴承，在正弦负载下的动刚度，在低于一定频率范围下比静态刚度差，在特定的频率时，出现最低刚度，只有在高于一定频率范围时，动刚度才比静刚度好，因此在正弦负载下应避免出现动刚度差的频率下使用，宜用在频率比较大的情况。

资料[6]认为，减少薄膜反馈节流器压力腔的可变体积（或减少滑阀反馈节流器滑阀直径、提高供油压力和增大供油流量），对静压轴承的过渡品质影响是有利的。

在实际调试中，若发现振动时，简单的消除方法，对薄膜反馈节流来说，可增大薄膜的厚度，对滑阀反馈节流来说，可增大弹簧的刚度。

第7节 含油轴承

含油轴承具有多孔性，孔隙率一般为15~25%。它可通过不同的浸渍方法（热浸渍、加压或真空浸渍），吸入一定量的润滑剂（润滑油或固体润滑剂）充满到孔隙中。当摩擦副相对运动时，轴颈在轴承中转动犹如空气泵的作用，接触区处于一定的真空状态，孔隙中的润滑油经毛细管的作用被吸至轴承接触表面；另外，在摩擦热的作用下，油的体积膨胀远大于金属而被挤出到摩擦面上，从而润滑了表面。相对运动停止后，表面温度下降，由于多孔材料的毛细管作用，油又被吸入孔隙中；但油的表面张力使摩擦对偶件表面仍留有一薄层边界油膜，减少了下次运动时的摩擦（图9-7-1）。

由于上述特性，含油轴承可以在很长的工作时间内不需添加润滑油而能正常地工作。所以，含油轴承适用于轻负荷、低速不易加油之处或密封器件

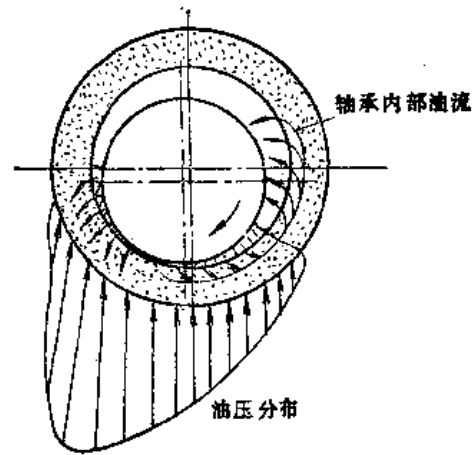


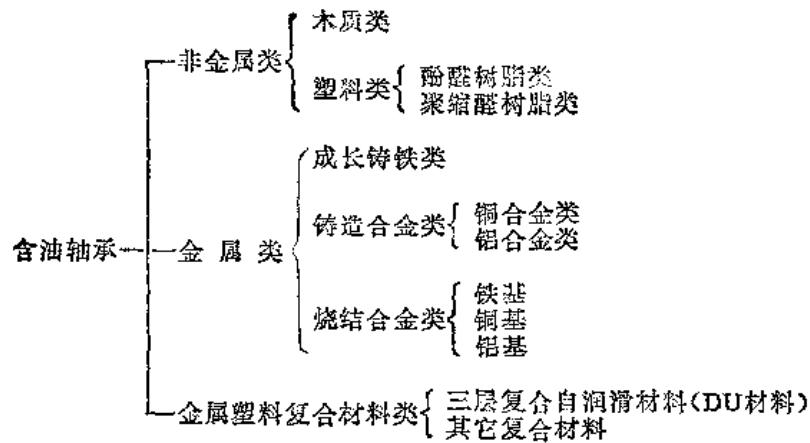
图9-7-1 含油轴承内部润滑油的流动状况

之中。如在高速、重负荷情况下，则需要补充润滑油。至于应用于忌油的机械时，可采用浸渍聚四氟乙烯（PTFE），乙酰基共聚物或与其它固体润滑剂（Pb、WS₂、MoS₂等）相混合而制得的材料作为无润滑条件下的自润滑轴承，这些无油轴承的制造和使用方法和含油轴承相似，故将其归入含油轴承类。

含油轴承的使用特性和一般滑动轴承不同。由于轴承材质为多孔性，比较松软，故负荷能力较低。当转速升高时，轴承温升也逐渐升高而使负荷逐渐下降；当升至一定高度，发热量大，散热作用已不能平衡，随而产生研伤咬合现象。这一发热因素，常用pv值来衡量。但这个数值只作为选择材料和尺寸时参考，而合适的pv值，常需要根据实践经验来定。

（一）含油轴承的分类及其性能

含油轴承一般分类如下，



1. 非金属类含油轴承

(1) 木质类含油轴承 通常用枫木、橡木浸油制成，只用于100℃以下的温度和低转速。

(2) 塑料类含油轴承

1) 酚醛树脂类 一般用酚醛树脂加棉布、石棉等制成，经过浸油而成为含油轴承。这类轴承的性能和使用范围分别列于表9-7-1和表9-7-2。

2) 含油酚醛树脂类 含油酚醛树脂(Acetal) [—CHRO—]所制成的含油轴承，其内部为均匀的

孔隙，浸油后微量润滑油能长久作用，故其性能优于一般轴承。树脂本身耐疲劳性、耐摩擦性、耐负荷性好，且不吸湿，不因温度变化而减弱其机械强度，而且摩擦系数为0.05左右，磨损量极微，长期在无油状态使用也十分稳定，在有摇摆动作下使用尤其显得优越。这种轴承的 PV 值最高的一种可达 $4\sim 4.3\text{MPa}\cdot\text{m/s}$ 。为目前较理想的一种轴承材料。当采用钢底板上烧结青铜粉末层，并浸复含油酚醛树脂0.25mm厚的三层轴承，其温升可达80℃，其

表9-7-1 含油酚醛轴承的性能

性质 基剂	比重	抗张强度 (N/cm^2)	抗压强度 (N/cm^2)	冲击值 ($\text{N}\cdot\text{m/m}^2$)	布氏硬度 HB	热膨胀系数	热传导率 $\text{J/s}\cdot^\circ\text{C}\cdot\text{m}$ ($\times 10^{-2}$)
棉布头	1.3~1.4	6000~8000	15000~18000	10000~20000	20~40	1~2	16.7~29.3
棉织布	1.3~1.4	7000~10500	20000~30000	26000~60000	20~40	1.5~2.5	16.7~29.3

表9-7-2 含油酚醛轴承使用范围

项目 基剂	许用单位面积压力 f (N/cm^2)	许用相对滑动速度 v (m/s)	许用最大 PV 值 ($\text{N/cm}^2\cdot\text{m/s}$)	许用最高温度 ($^\circ\text{C}$)
棉布头	1000	15	170	100
棉织布	1500	10	250	100

表9-7-3 含油酚醛树脂性质

项目	单位	数值	项目	单位	数值
抗拉强度	N/cm^2	5000	弹性系数	N/cm^2	$2.5\sim 2.7 \times 10^5$
延伸率	%	10	热变形温度	$\text{N/cm}^2\cdot^\circ\text{C}$	46~150
压缩强度	N/cm^2	10000			105~110
冲击强度	$\text{N}\cdot\text{cm/cm}^2$	60~150	软化温度	$^\circ\text{C}$	165 (流动)
硬度	HRM	60	导热系数	$\text{J/s}\cdot^\circ\text{C}\cdot\text{m}$	0.23
弯曲强度	N/cm^2	7000	热膨胀系数	$10^{-5}/^\circ\text{C}$	8.4

性能比单酚醛提高50%左右,为一种很有前途的轴承。含油酚醛轴承也可用注塑机做成 $\phi 70\text{mm}$ 的管式棒,然后车制成形,也可直接注塑成数百克的成品。含油酚醛的物理性质列于表9-7-3。

3) 塑料类含油轴承的间隙与压配合列于表9-7-4。

2. 金属类含油轴承

(1) 含油成长铸铁轴承 这种轴承由含碳较多的铸铁在真空或大气中加热到 950°C ,然后冷却到 650°C ,再升至 950°C ,再冷却至 650°C ,如此反复多次,使铸铁中石墨分解,金相组织改变(如图9-7-2),然后加工成轴承。这种轴承比锡青铜轴承耐磨, p_v 值比粉末烧结轴承高,制造也比较方便,不必使用模具,最大能达数百公斤,直径至 500mm ,而且可以加工成各种形状。但其抗咬合性,顺应性、嵌藏性及抗疲劳性较差,故仅适用于轻载,低速或对摩擦副的减摩要求不高的场合,其性能列于表9-7-5。

表9-7-4 塑料含油轴承的间隙和压配合 (μm)

轴的尺寸 (mm)	间 隙				压 配 合	
	一般轴承		水中轴承		最大	最小
	最大	最小	最大	最小		
10~18	88	35	110	57	63	10
18~30	122	58	159	95	78	14
30~50	166	90	226	150	94	18
50~80	225	135	310	230	116	26
80~120	295	185	441	335	146	40

(2) 粉末冶金含油轴承

1) 材质的组成和特性 粉末冶金含油轴承有铁、铜及铝基三大类。

常用的为铁和铜基,铝基为近年来发展的新制品,目前尚不多见。铁基含油轴承生产成本低,强度高,磨损小,能承担较大的负荷,但和钢制轴颈为同一金属,比较容易研合,故其抗咬合性能不如铜类。另外,铁基比铜基容易锈蚀而损伤轴颈,故应根据具体情况加以选用。

粉末冶金铁基和铜基含油轴承的分类见表9-7-6,其化学成分与物理机械特性见表9-7-7。铝基轴承的化学成分见表9-7-8。



a) 灰铸铁

b) 含油成长铸铁

图9-7-2 铸铁金相组织的改变

表9-7-5 含油成长铸铁的性能和使用范围

项 目	数 值	单 位
比重	6.0~7.0	
抗拉强度	10~30	kN/cm^2
抗压强度	30~60	kN/cm^2
冲击强度	300~500	$\text{N}\cdot\text{cm/cm}^2$
硬度	100~400	HB
热膨胀系数	1.0~1.2	$10^{-5}/^{\circ}\text{C}$
弹性系数	6~10	N/cm^2
热导率	42~54	$\text{J/s}\cdot^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}$
含油率	5~20	体积%
摩擦系数	0.03~0.08	
许用单位面积压力[P]	1500	N/cm^2
许用相对滑动速度[v]	17	m/s
许用最高 p_v 值	420	$\text{N/cm}^2\cdot\text{m/s}$
使用极限温度	300	$^{\circ}\text{C}$

2) 粉末冶金含油轴承的使用

① 粉末冶金含油轴承的用途 粉末冶金含油轴承是在边界润滑至液体润滑之间工作,有金属摩擦和液体摩擦。故其区分主要是根据润滑情况而定,其本身的含油率也有一定影响。一般含油率高的润滑良好,但耐压强度比较差,故不利于高负荷,应在轻负荷,高速下使用。含油率低的耐压强度比

表9-7-6 铁基和铜基含油轴承的分类

类别	合金成分	牌号标记	含油密度 g/cm ³
铁基	铁	FZ 1160	5.7~6.2
		FZ 1165	>6.2~6.6
	铁-碳	FZ 1260	5.7~6.2
		FZ 1265	>6.2~6.6
铜基	铁-碳-铜	FZ 1360	5.7~6.2
		FZ 1365	>6.2~6.6
	铁-铜	FZ 1460	5.8~6.3
		FZ 1465	>6.3~6.7
铜基	铜-锡-锌-铅	FZ 2170	6.6~7.2
		FZ 2175	>7.2~7.8
	铜-锡	FZ 2265	6.2~6.8
		FZ 2270	>6.8~7.4
	铜-锡-铅	FZ 2365	6.3~6.9

材料牌号标记示例

铁基1类含油密度为5.7~6.2g/cm³的粉末冶金轴承材料标记:

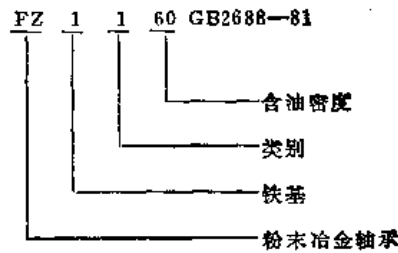


表9-7-7 铁基和铜基含油轴承的化学成分与力学性能

牌号标记	化 学 成 分 %								力 学 性 能		
	Fe	C 化合	C 总	Cu	Sn	Zn	Pb	其它	含油率 (%)	径向压 溃强度 (N/mm ²)	表面硬度 (HB)
1160	余	<0.25	<0.5	—	—	—	—	<3	≥18	>200	30~70
1165									≥12	>250	40~80
1260	余	0.25~0.60	<1.0	—	—	—	—	<3	>18	>250	50~100
1265									≥12	>300	60~110
1360	余	0.25~0.60	<1.0	2~5	—	—	—	<3	≥18	>350	60~110
1365									≥12	>400	70~120
1460	余	—	—	18~22	—	—	—	<3	≥18	>300	50~100
1465									≥12	>350	60~110
2170	<0.5	—	0.5~2.0	余	5~7	5~7	2~4	<1.5	≥18	>150	20~50
2175									≥12	>200	30~60
2265	<0.5	—	0.5~2.0	余	3~11	—	—	<1.0	≥18	>150	25~55
2270									≥12	>200	35~65
2365	<0.5	—	0.5~2.0	余	6~10	<1	3~5	<1.0	≥18	>150	20~50

- 注: 1.铁基各类轴承的化学成分中允许有<1%的硫。
- 2.化合碳含量允许用金相法评定。
- 3.铜基各类轴承化学成分中的总碳是指游离石墨。
- 4.在同一个试件上三点硬度值的波动范围不许超过15个布氏单位。

表9-7-8 铝基含油轴承的化学成分

种类	化学成分 (%)				
	Al	Cu	Sn	Zn	Pb
I	其余	5	3.5		3.5
II	其余	5			

较好,但润滑性能比较差,故在高负荷,低速度下使用。

由于这种轴承具有多孔性及自润滑性能,故除能代替一般轴承使用外,更能在不易加油处及具有摇动、间断和往复摆动,或在有冲击负荷下使用,它具有能吸振,噪音小,润滑好,寿命长,维护简单等良好效果。可以取代滚动轴承。这种轴承可大量生产,成本比较低。

② 粉末冶金含油轴承的选用计算 这种轴承的选用计算随负荷 P , 速度 v 及润滑条件等因素而变动。但轴承的最高温度不得超过 100°C , 一般常用均在 60°C 以下。超过 60°C 后润滑性能显著恶化,加速磨损,被磨下的粉末又能堵塞轴承上的含油微孔,使润滑更加不利,轴承发热大,甚至发生抱轴现象。故选用计算时应留有适当余地。

轴承在不同速度下的允许负荷受起动与加载荷

表9-7-9 粉末冶金含油轴承允许负荷 (推荐值)

轴速 (v) (m/min)	允许负荷 (P) (N/cm^2)	
	铁基	铜基
慢而间断	2300	2250
~7.5	1300	1400
>15~30	320	390
>30~40	210	260
>40~60	160	200
>60	$P = \frac{10500}{v}$	

表9-7-11 粉末冶金含油轴承的公差

轴承等级	内径公差	外径公差	推荐采用的 轴承座孔公差	推荐采用的轴的公差	
				当轴承压入座孔后内径收缩量为过盈量的 0~50%	当轴承压入座孔后内径收缩量为过盈量的 50~100%
7级	G7	r7	H7	e6	d6
8级	E8	s8	H8	d7	c7
9级	C9	t9	H8	d8	o8

方式、润滑条件、装配水平、结构状况以及轴的材质与表面状态等许多因素影响。在假定钢轴经过磨削加工条件下,轴承允许负荷推荐值列于表9-7-9。

③ 粉末冶金含油轴承的间隙和配合 在径向滑动轴承中采用粉末冶金含油轴承时,轴承间隙的选定十分重要。通常轴承对偶轴表面粗糙度 $\leq R_a 0.8\mu\text{m}$ 硬度值推荐 $\geq 250\text{HBS}$, 推荐的最小间隙值列于表9-7-10。

表9-7-10 粉末冶金含油轴承的最小间隙

轴直径 (mm)	推荐的最小间隙 (μm)	轴直径 (mm)	推荐的最小间隙 (μm)
≤ 6	8	>18~30	25
>6~10	10	>30~50	40
>10~18	12	>50~60	50

当安装 7~9 级筒形及带挡边筒形轴承,推荐采用的座孔尺寸公差和推荐采用的轴的尺寸公差见表9-7-11。

安装 7 级和 8 级的球形轴承,座孔尺寸公差推荐采用 G10。

④ 粉末冶金含油轴承的使用

a. 轴承成品工作表面一般应尽可能不切削加工。

b. 轴承压入座孔后,若内径变形和收缩过大,可采用光轴、钢球、无齿铰刀、无齿推刀等以无切削加工方法进行扩孔。若内径必须切削加工,宜采用车、镗等方法,而不宜采用磨削等方法,以免细屑堵塞孔隙降低供油能力。

c. 轴承非工作表面在有必要时可进行切削加工。

d. 在切削加工后,轴承应进行清洗和浸油。

e. 粉末冶金含油轴承润滑剂的添加,一般采用 GB443-64 规定的 HJ-20 牌号机械油(铁基轴承允许加入防锈剂)。在装配前,也可放在此种油类

中浸泡和清洗。但必须忌用煤油、汽油以及能溶解所浸渍润滑油的其它溶剂等清洗。

f. 装配时表面须保持清洁，应防止灰尘与杂质等落在轴承表面，堵塞孔隙或划伤工作表面，影响使用性能。

g. 轴承的安装批量较大或安装精度要求较高时，应采用压机和安装芯棒等专用机具进行装配。

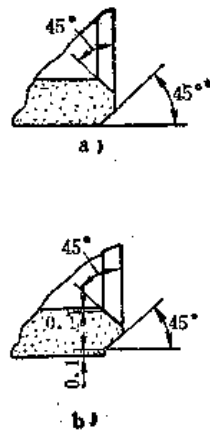
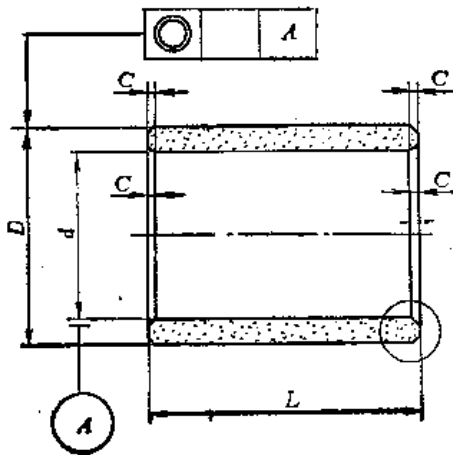
3) 粉末冶金含油轴承的型式及规格 列于表

9-7-12~9-7-20。

表9-7-12 粉末冶金含油轴承的型式及规格

型式	规格分类		尺寸及形位公差
	内外径规格	长度规格	
筒形轴承	表9-7-13	表9-7-14	表9-7-15
带挡边筒形轴承	表9-7-16	表9-7-17	表9-7-18
球轴承	表9-7-19		表9-7-20

表9-7-13 粉末冶金筒形含油轴承内外径规格 (mm)



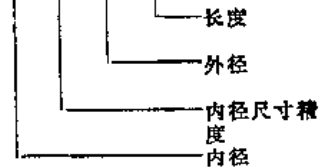
* 根据需要外径倒角允许采用30°

标记示例:

内径20mm、外径26mm、长度25mm的

7级轴承标记:

轴承 20 G7×26×25 GB 2685-81



注: 轴承材料牌号标记按GB 2688-81《滑动轴承 粉末冶金轴承技术条件》规定

d	D		C (最大)		d	D		C (最大)	
	普通系列	薄系列	普通系列	薄系列		普通系列	薄系列	普通系列	薄系列
3	6	5	0.3	0.2	25	32	30	0.6	0.4
4	8	7			28	36	34(33)		
5	9	8			30	38	36(35)		
6	10	9			32	40	38		
7	11	10			35	45	42		
8	12	11			38	48	45		
9	14	12	0.4	0.3	40	50	48	0.7	0.6
10	16	14			42	52	50		
12	18	16			45	55	53		
14	20	18			48	58	56		
16	22	20			50	60	58		
18	24	22			55	65	63		
20	26	24			60	70	68		
22	28	26							

注: 括弧中尺寸可用作第二种选择。

表9-7-15 粉末冶金筒形含油轴承尺寸及形位公差

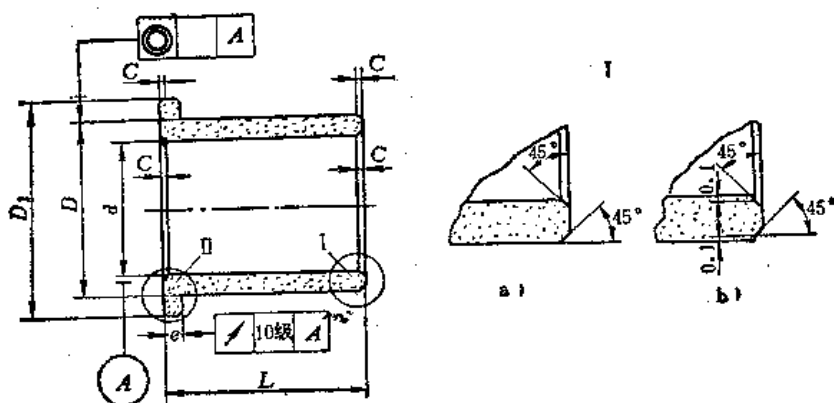
轴承等级	内径 d	外径 D	长度 L	外径对内径同轴度①
7级	G 7	r 7	h 13	9级
8级	E 8	s 8	h 14	10级
9级	C 9	t 9②	h 15	10级

① 按外径尺寸分级。

② 外径尺寸 $D \leq 24\text{mm}$ 时采用 $\circ 9$ 。

表9-7-16 粉末冶金带挡边筒形轴承内外径规格

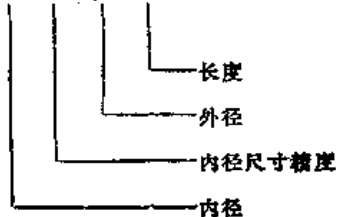
(mm)



根据需要在需要外径倒角允许采用30°

标记示例:

内径20mm、外径26mm、挡边直径32mm、长度25mm的7级轴承标记:
轴承 20 G7×26×25 GB 2686—81



(续)

d	D	D_1	e	C	r	t	r'		
3	6	9	1.5	0.3	0.3	1.0	0.3		
4	8	12	2				0.3	1.0	0.4
5	9	13							
6	10	14							
7	11	15							
8	12	16							
9	14	19	2.5	0.4	1.5	0.5			
10	16	22	3				0.4	1.5	0.6
12	18	24							
14	20	26							
16	22	28							
18	24	30							
20	26	32	3.5	0.6	2	0.6			
22	28	34							
25	32	38							
28	36	44							
30	38	46							
32	40	48	4	0.6	2	0.8			
35	45	55							
38	48	58							
40	50	60							
42	52	62							
45	55	65	5	0.7	2	0.8			
48	58	68							
50	60	70							
55	65	75							
60	70	80					6	0.7	2

(mm)

表9-7-17 粉末冶金带挡边筒形轴承长度规格

L	d																											
	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60	
基本尺寸	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60	
3	•	•																										
4	•	•	•	•	•																							
5	•	•	•	•	•	•																						
6	•	•	•	•	•	•	•																					
8			•	•	•	•	•	•																				
10			•	•	•	•	•	•	•																			
12				•	•	•	•	•	•	•																		
14					•	•	•	•	•	•	•																	
16						•	•	•	•	•	•	•																
18							•	•	•	•	•	•	•															
20								•	•	•	•	•	•	•														
22									•	•	•	•	•	•	•													
25										•	•	•	•	•	•	•												
28											•	•	•	•	•	•	•											
30												•	•	•	•	•	•	•										
32													•	•	•	•	•	•	•									
35														•	•	•	•	•	•	•								
40															•	•	•	•	•	•	•							
45																•	•	•	•	•	•	•						
50																	•	•	•	•	•	•	•					
55																		•	•	•	•	•	•	•				
60																			•	•	•	•	•	•	•			
65																				•	•	•	•	•	•	•		
70																					•	•	•	•	•	•	•	
75																						•	•	•	•	•	•	•
80																							•	•	•	•	•	•

表9-7-18 粉末冶金带挡边筒形轴承尺寸及形位公差

轴承等级	内 径 d	外 径 D	长 度 L	挡边外径 D_1	挡边厚度 e ①	外径对内径 同 轴 度 ②	挡边内端面对 内 径 圆 跳 动
7 级	G 7	r 7	h 13	js 13	js 13	9 级	10 级
8 级	E 8	s 8	h 14	js 14	js 14	10 级	10 级
9 级	C 9	t 9 ③	h 15	js 15	js 15	10 级	10 级

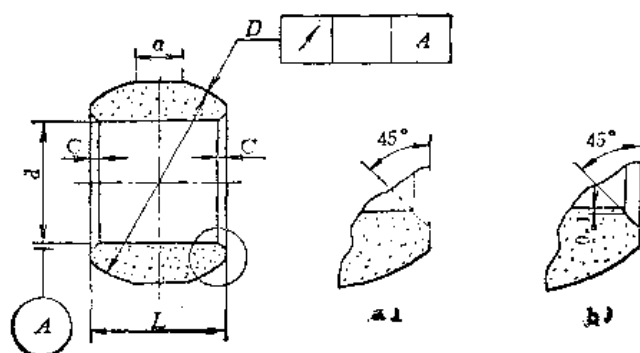
① 按挡边直径尺寸分级。

② 按外径尺寸分级。

③ 外径尺寸 $D \leq 24\text{mm}$ 时采用 s 9。

表9-7-19 粉末冶金含油球轴承规格

(mm)



标记示例:

内径10mm、球径22mm、长度14mm的7

级轴承标记:

轴承 10 H7 GB 2687-81

└── 内径尺寸精度

└── 内径

内 径 d	球 径 D	长 度 L	不全球面长度 (最大) a ①	倒 角 (最大) C	
3	8	6	2	0.4	
4	10	8	3		
5	12	9	3.5	0.6	
6	14	10	4		
7	16	11		4.5	0.7
8	16	11			
9	18	12	6		0.8
10	22	14			
12	22	15	7		
14	24	17			
15	27	20	8		
16	28	20			
18	30	20			
20	36	25			

① 在轴承长度的中心部位允许有一段圆柱形表面, 其长度(最大)为 a 。

表9-7-20 粉末冶金球轴承尺寸及形位公差

轴承等级	内 径 d	球 径 D	长 度 L	球径对内径圆跳动①
7级	H 7	h 11	h 13	9级
8级	H 8	h 12	h 14	10级

① 按球径尺寸分级。

3. 金属塑料复合材料轴承

金属塑料复合材料是利用机械强度高, 导热性好的金属与减摩性好的塑料相结合而成的一种新型减摩材料。作为轴承材料, 常用有两种形式: 一种是将青铜粉末烧结成多孔制品, 然后再浸渍聚四氟乙烯 (PTFE)、乙酰基共聚物或其它固体润滑剂 (Pb、 WS_2 、 MoS_2 等) 混合而制成的材料, 具有优良的减摩性和抗腐蚀性, 尤其是在干摩擦或边界摩擦条件下, 摩擦系数低而稳定, 耐磨性好, 适于作为无润滑条件下工作的自润滑轴承。

另一种是在镀铜钢带上烧结一层 0.25~0.35mm 多孔球形的锡青铜, 再浸渍聚四氟乙烯 (或其它减摩树脂) 和铅 (20%) 的混合物而制得的三层减摩材料。国外称之为 DU 材料。它的承载能力大, 摩擦系数低且动静摩擦系数近似相等, 使用温

度范围宽, 可于干摩擦条件下工作。表9-7-21为国产 DU 材料的主要成分及物理性能。

另一种三层金属复合材料是在镀铜钢带上烧结多孔青铜且粘或浸渍一层 0.12~0.25mm 厚的乙酰 (基) 共聚物。这种金属塑料复合材料的疲劳强度高, 温度为 80°C 时, 它的疲劳强度接近高锡铝基合金的疲劳强度, 但顺应性和耐磨性较优, 磨损量仅为巴氏合金的 1/4。此外, 最近还出现了金属纤维减摩材料。它是利用金属纤维作为多孔结构的骨架, 压型烧结后, 再浸渍各种不同润滑剂而成。这样既解决了多孔制品强度低、韧性差的缺点, 又发挥了多孔结构具有自润滑性好, 耐磨性强的特点, 但成本较高。

推荐 DU 材料轴瓦的初始平均径向间隙与允差见表9-7-22, 其尺寸规格见表9-7-23。

表9-7-21 国产 DU 材料的主要成分及物理性能

润滑层主要成分		物 理 性 能			
名 称	含量%	摩擦系数	耐压强度 (N/cm ²)	热 导 率 (J/s·°C·m)	表面布氏硬度 (N/mm ²)
MoS_2	1~2	0.042~0.15	23000	42	100~110
聚四氟乙烯乳液	余量				
铅粉 (200目纯度99%)	20				

表9-7-22 DU材料轴瓦的初始平均径向间隙与允差

(mm)

轴 瓦 的 内 径	初始平均径向间隙	初始径向间隙的允差
9.5~17.5	0.023	±0.0203
19~25.4	0.0305	±0.023
25.4~41	0.0382	±0.028
44.4~50.8	0.0457	±0.0356

(二) 含油轴承的维护和润滑

1. 含油轴承的维护

(1) 含油轴承的跑合 含油轴承为多孔性自动润滑轴承, 在新轴承初用时, 比较容易磨损和落下粉末。而这种粉末, 又很容易堵塞轴承表面的孔隙, 使自动润滑发生障碍而产生事故。因此, 在新轴承装配后, 应经跑合(1~3班次)。随后将含油轴承拆下清洗干净, 然后正式使用。在跑合开始时, p_v 值应为实际使用的 $\frac{1}{10}$, 并注意温度的上升情况, 然后使它逐渐达到原定的 p_v 值, 轴承温度应在规定范围内。

(2) 含油轴承寿命的延长 含油轴承在启动时, 磨损情况虽然比一般滑动轴承好, 不致有大量的粘着摩擦。但在使用过程中, 常常发生油的氧化和流失, 磨下的微粒也会堵塞油孔, 以及轴承材料塑性流动孔隙减少(铜基比较容易产生)等现象, 而使含油轴承磨损加快, 寿命缩短。故含油轴承的维护, 最主要的是如何保持含油孔通畅和润滑油流失少, 因此, 需要加强密封和防止尘土侵入, 定期清洗和选用适宜的润滑油等。有条件时可采用超声波清洗机来去除含油轴承孔隙中的污物。在不易清洗的机构中, 引进一些固体润滑剂(如二硫化钼等), 也能减少粘着摩擦。另外, 轴承材料对寿命也有一定影响, 铜基类容易发生塑性流动而降低寿命, 而铝基类虽然也是软质材料, 但寿命比铜基类长得多。其主要原因是铝基类轴承的油孔不易堵塞, 润滑比较

好。

2. 含油轴承的润滑

一般的含油轴承均用4~5°E₅₀的机械油浸渍, 如载荷和速度有所不同, 则润滑油也应有所不同。现将比较适宜的润滑油列于表9-7-24。

新旧含油轴承均可用上表油种以真空浸渍。如无真空设备时, 亦可采用热油浸渍法。一般可将油加热至70~150°C, 将轴承浸入, 并随油冷至室温。但旧轴承在补充浸渍前须用汽油彻底清洗, 取出凉干后再行浸渍。补充浸渍也可在常温中浸渍24小时以上。

要经常补充新的润滑油, 其供油的结构型式如图9-7-3。如机器中已有循环或压力润滑装置, 也可用油管接通轴承部分, 使之自动进行补充润滑。

在低速 $v < 1 \text{ m/s}$ 时, 也可用润滑脂润滑, 但在条件允许时, 仍以润滑油润滑为佳。因润滑油能将磨下的微粒冲出, 使油孔畅通而提高寿命。

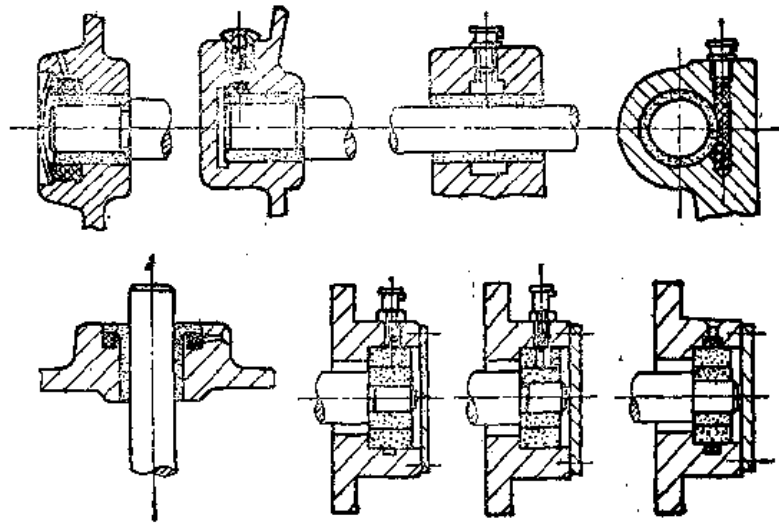


图9-7-3 含油轴承的供油结构型式

表9-7-24 含油轴承用润滑油的选用

圆周速度	负荷	轻 负 荷	中 负 荷	重 负 荷
	高 速	22° 汽轮机油	20° 机械油 10° 汽油机油	30° 机械油 6° 汽油机油
中 速	46° 汽轮机油 10° 汽油机油	30° 机械油 15° 汽油机油	30° 机械油 22° 齿轮油	22° 齿轮油
低 速	30° 机械油 15° 汽油机油	40° 机械油	22° 齿轮油	

第8节 轴承的润滑

(一) 润滑油的选用

润滑油在非液体摩擦时用来减小摩擦，提高轴承效率；在液体摩擦时，则作为工作介质，同时也对轴承起冷却作用。润滑的主要作用是降低磨损，延长轴承寿命。

选择润滑油时，对于不完全润滑轴承应以油性作为主要指标，对于液体润滑轴承应以粘度作为主要指标。由于目前润滑油产品的性能指标中没有表示油性的指标，因此一般均按粘度来选定润滑油。

对于精密机床主轴应用的滑动轴承，最好采用精密机床主轴油（表9-8-1）进行润滑。其选用可参考表9-8-2和9-8-3。

对于一般用途的滑动轴承，其润滑用油可按本

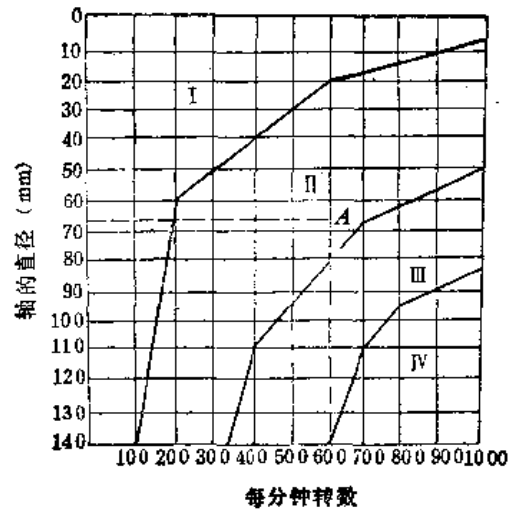


图9-8-1 确定润滑油粘度区

手册第八卷第二篇有关内容进行计算与选择，也可按表9-8-4~9-8-7及图9-8-1选用适当的润滑油。

一般机床主轴大多为轻、中载荷。在特别低速及重

表9-8-1 精密机床主轴油的主要性能

项 目 \ 牌 号	2 号	4 号	6 号	10 号
运动粘度 (50°C)(m ² /s) × 10 ⁻⁶)	1.2~2.0	3.5~4.5	5~7	8~13
凝固点 (°C), 不高于	-15	-15	-15	-15
闪点 (开口) (°C), 不低于			180	130
闪点 (闭口) (°C), 不低于	45	80		
铜片腐蚀 (100°C, 3小时)	(50°C) 合格	合格	合格	合格

表9-8-2 精密机床滑动轴承用油参考表

机床名称	机床型号	滑动轴承结构型式	主轴转速 (r/min)	润滑方式	设计用油牌号	粘度 50°C(m ² /s) × 10 ⁻⁶	推荐主轴油牌号
万能蜗杆磨床	Y7520W	外锥薄壁变形轴承	1430~2145	压力润滑	9:1混合油	2~3	2号
平面磨床	M7120A	短三瓦调位轴承	1500~3600	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号
平面磨床	M7150A	短三瓦调位轴承	1450	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号
万能外圆磨床	M131W	短三瓦调位轴承	1400	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号
万能外圆磨床	M1432	短三瓦调位轴承		油池润滑	自配		4号
万能外圆磨床	MGB1420	阿基米德蜗旋线油楔轴承	1775~2200	压力润滑	自配		2号
外圆磨床	M120	五瓦调位轴承	900~1000	压力润滑	5号高速机油	4.0~5.1	4号
外圆磨床	MQ1350A	短三瓦调位轴承	890~1000	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号
外圆磨床	M120BA	短三瓦调位轴承	1106~1269	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号
万能外圆磨床	MQ1420	短三瓦调位轴承	1670	油池润滑	9:1混合油	2~3	2号

注：9:1混合油；90%白煤油+10%22号透平油或20号机械油。

载或摇摆场合下，有时也用润滑脂润滑，可参考表9-8-8进行选取。

本章在各种轴承的承载能力计算中，所取的润滑油粘度有动力粘度和运动粘度。此外常用的还有工作粘度（包括恩氏、赛氏和雷氏粘度。我国常用恩氏粘度°E）。

动力粘度与运动粘度的换算关系为：

$$\nu = \eta / \rho$$

式中 ν ——运动粘度 (cm²/s)；

η ——动力粘度 (Pa·s)；

ρ ——密度， $\rho = \frac{M(\text{质量})}{V(\text{体积})}$ (kg/m³)。

其常用换算值示于图9-8-2。

表9-8-3 精密机床滑动轴承用油参考表

主轴转速 (r/min)	轴承间隙(热态) (mm)	原用油牌号	推荐主轴油牌号
1000~3000	0.002~0.006	9:1混合油	2号
	0.006~0.008	3号高速机械油	4号
	0.008~0.01	5号高速机械油	6号
	0.01~0.02	7号高速机械油	10号

注：9:1混合油：90%白煤油+10%22号透平油或20号机械油。

表9-8-4 滑动轴承润滑油的推荐粘度

单位面积压力 (N/cm ²)	推荐的恩氏粘度 °E ₅₀			
	I	II	III	IV
~50	2.6~3.3	2.5~3	2~2.4	1.8~2.2
50~650	6.5~7.5	5.5~6.5	4~5	2.5~3.3
650~1500	9~12	7~8	5~7	4~6



图9-8-2 润滑油粘度换算表

表9-8-5 滑动轴承润滑油的选择（轻、中载荷时用油）

轴颈圆周速度 (m/sec)	工 作 温 度 (10~60°C)	
	轻、中 载 荷 (300N/cm ² 以下)	
	运动粘度 (m ² /s) × 10 ⁻⁶	适用油名称、牌号
9以上	4~15 (50°C)	5号、7号、10号机械油
9~5	10~20 (50°C)	10号、20号机械油，22号汽轮机油
	25~30 (50°C)	20号、30号机械油，30号汽轮机油
5~2.5	25~35 (50°C)	20号、30号机械油，30号汽轮机油
	30~35 (50°C)	30号机械油，30号汽轮机油
2.5~1.0	25~40 (50°C)	30号、40号机械油，30号汽轮机油
	25~45 (50°C)	30号、40号机械油，30号、6号汽轮机油
1.0~0.3	30~45 (50°C)	30号、40号机械油，30号汽轮机油
	35~45 (50°C)	30号、40号机械油，6号汽轮机油
0.3~0.1	40~70 (50°C)	40号、50号、70号机械油，10号汽轮机油
	40~75 (50°C)	40号、50号、70号机械油，10号汽轮机油
0.1以下	50~90 (50°C)	50号、70号、90号机械油，10号汽轮机油，13号压缩机油
	8~10 (100°C)	
	65~100 (50°C) 10~12 (100°C)	70号、90号机械油，10号、15号汽轮机油

表9-8-6 滑动轴承润滑油的选择 (中、重载荷时用油)

轴颈圆周速度 (m/sec)	工 作 温 度 (10~60°C)	
	中、重 载 荷 (300~750 N/cm ²)	
	运动粘度 (m ² /s) × 10 ⁻⁶	适用油名称、牌号
2~1.2	40~50 (50°C)	40号、50号机械油, 6号汽轮机油
	45~55 (50°C)	40号、50号机械油, 6号汽轮机油
1.2~0.6	40~70 (50°C)	40号、50号、70号机械油, 6号汽轮机油
	45~75 (50°C)	40号、50号、70号机械油, 10号汽轮机油
0.6~0.3	60~70 (50°C)	70号机械油, 10号汽轮机油
	65~75 (50°C)	70号机械油, 13号压缩机油
	11~13 (100°C)	
0.3~1	70~90 (50°C)	70号、90号机械油, 13号压缩机油
	75~100 (50°C)	90号机械油, 15号汽轮机油
	12~14 (100°C)	
0.1以下	85~120 (50°C)	90号机械油, 15号汽轮机油, 19号压缩机油
	13~15 (100°C)	

表9-8-7 滑动轴承润滑油的选择 (重、特重载荷时用油)

轴颈圆周速度 (m/sec)	工 作 温 度 (20°~80°C)		
	重、特 重 载 荷 (750~3000 N/cm ²)		
	润 滑 方 法	运动粘度 (m ² /s) × 10 ⁻⁶ (在 100°C时)	适用油名称、牌号
1.2~0.6	循环, 油浴	10~15	10号、15号汽轮机油, 70号、90号机械油
	滴油, 手浇	12~18	15号汽轮机油, 13号、19号压缩机油
0.6~0.3	循环, 油浴	15~20	15号汽轮机油, 19号压缩机油
	滴油, 手浇	20~25	19号压缩机油, 24号汽缸油
0.3~0.1	循环, 油浴	20~30	24号汽缸油, 28号轧钢机油
	滴油, 手浇	25~35	24号汽缸油, 28号轧钢机油, 38号汽缸油
0.1以下	循环, 油浴	30~40	28号轧钢机油, 38号汽缸油
	滴油, 手浇	40~50	38号、52号汽缸油

表9-8-8 滑动轴承润滑脂的选用

单位压力 (N/cm ²)	圆 周 速 度 (m/s)	最高工作温度 (°C)	选 用 润 滑 脂
<100	~1	75	3号钙基脂
100~650	0.5~5	55	2号钙基脂
>650	~0.5	75	3号钙基脂
<650	0.5~5	120	2号钠基脂
>650	~0.5	110	1号钙-钠基脂
100~650	~1	50~100	锂基脂
>650	0.5	60	2号压延机脂

- 注: 1. 在潮湿环境, 温度在75~120°C的条件下, 应考虑用钙-钠润滑脂。
 2. 在潮湿环境, 工作温度在75°C以下, 没有3号钙基脂时, 也可用铅基脂。
 3. 工作温度在110~120°C时, 可用锂基脂或钡基脂。
 4. 集中润滑时, 稠度要小些。

(二) 动压滑动轴承的油槽选择

1. 开油槽的原则

1) 油槽不应开在轴承的承载区内, 否则将破坏油膜的承载能力 (图9-8-3)。

2) 当轴承下半部承当载荷时, 应由上半部引入润滑油。

3) 如载荷交替地作用于上下轴承, 则润滑油应由上下轴瓦接合处引入。

4) 如载荷方向随轴颈的回转而变化, 则应在轴颈上钻孔引入润滑油 (图9-8-4)。

或在轴承上设置环形槽, 而在轴颈上开纵形槽。润滑油先引入轴承的环形槽中然后再由纵形槽分布全轴承 (图9-8-5)。

通常环形油槽可开在一端或两端。也可开在轴承中部, 但此时其承载能力将比开在端部时降低很多 (图9-8-6)。

5) 在180~200mm长的轴瓦上, 最好能在同一个母线上开几个进油口, 并用油槽将其互相连通。

6) 纵向油槽的开设长度, 一般约为轴瓦长度的80%左右, 通常不开通。仅在某些情况下, 如需要从轴承端部经由纵向油槽供应润滑油, 或应用轴承内部的润滑油经由纵向油槽润滑端面 (止推用) 时, 才应用开通的纵向油槽 (一端开通或两端都开通)。

7) 垂直轴承的油槽应安设在轴承

的上部, 并开成环形或螺旋形 (图9-8-7)。

8) 推力轴承油槽的坡面应与回转方向一致。

9) 载荷较大, 轴承温升较高 (超过75°C) 时, 如属润滑不足时, 可开附加油槽, 加快润滑油的循环带走热量。附加油槽应开在非承载区内 (图9-8-8)。

10) 一般轴套用油槽型式见图9-8-9。

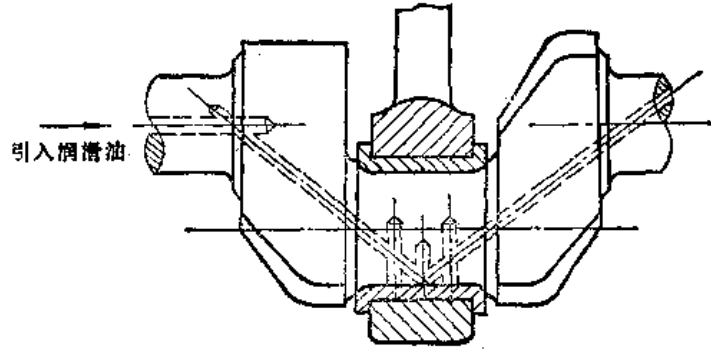


图9-8-4 润滑油由轴颈引入

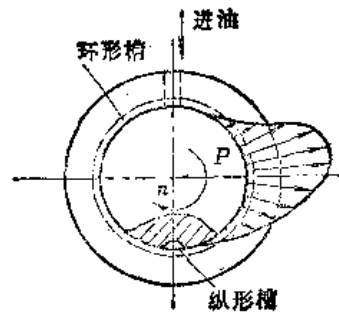


图9-8-5 轴承环形槽和轴颈上纵形槽

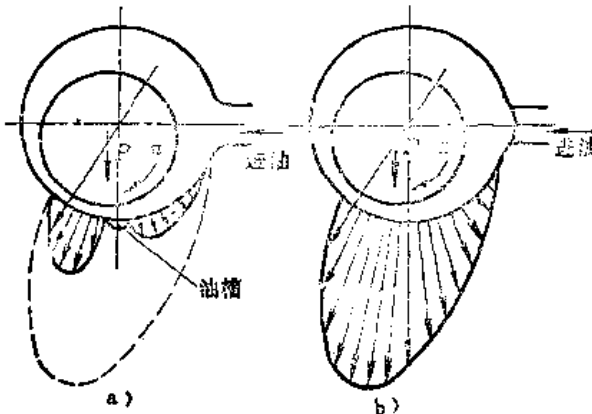


图9-8-3 油槽位置对动压油膜的影响

a) 不符合原则 b) 符合原则

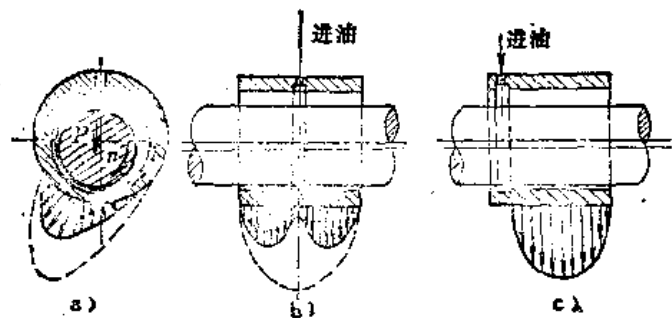


图9-8-6 轴承上环形槽在不同位置时的承载状态

a) 开环槽后的径向载荷 b) 环形槽开在中部
c) 环形槽在左端

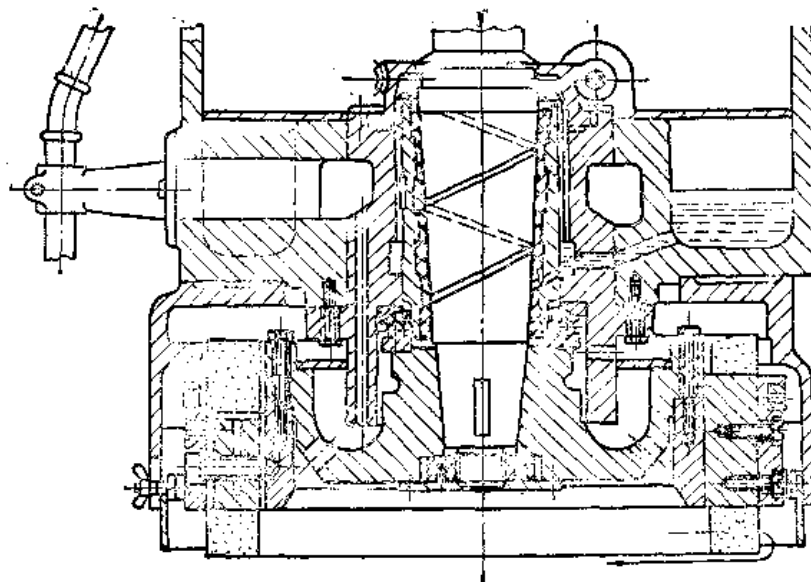


图9-8-7 立式平面磨床主轴轴颈上的螺旋形油槽

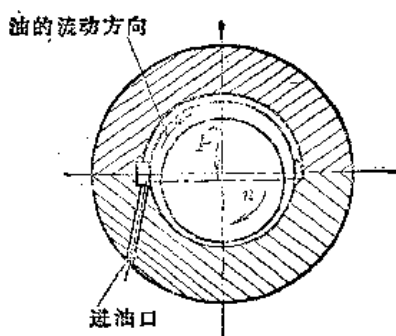


图9-8-8 轴承中的附加油槽

2. 油槽的形状、尺寸和选择

油槽的形状、尺寸见表9-8-9。根据轴和轴承的工作条件不同，其油槽选用也不同。现分别列表

举例说明供参考选用；表9-8-10为纵向油槽的选用条件举例，表9-8-11为环形油槽的选用条件举例。

3. 润滑方法

动压滑动轴承常用润滑方法见图9-8-10~9-8-12及表9-8-12。

对于机床主轴轴承，供给其润滑的润滑油应特别注意过滤，这对减少高速运转时发生的“抱瓦”现象和提高轴承寿命很有利。常用检测油池中残油的杂质含量来评价主轴润滑油的清洁程度，一般规定磨床砂轮架内部清洁度按质量法检验，其杂质、污物不得超过200mg。也有用粒子计数法来评价润滑油的污染度(表9-8-13)。一般滑动轴承润滑油的污染度不得高于9级。对间隙较小的精密机床主轴用动压轴承润滑油，推荐其污染度 ≤ 7 级。

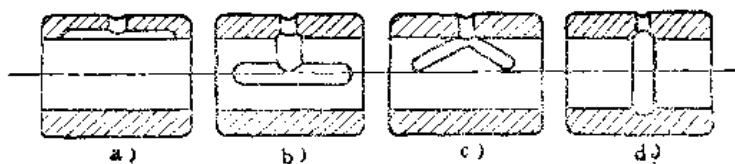


图9-8-9 油槽形式

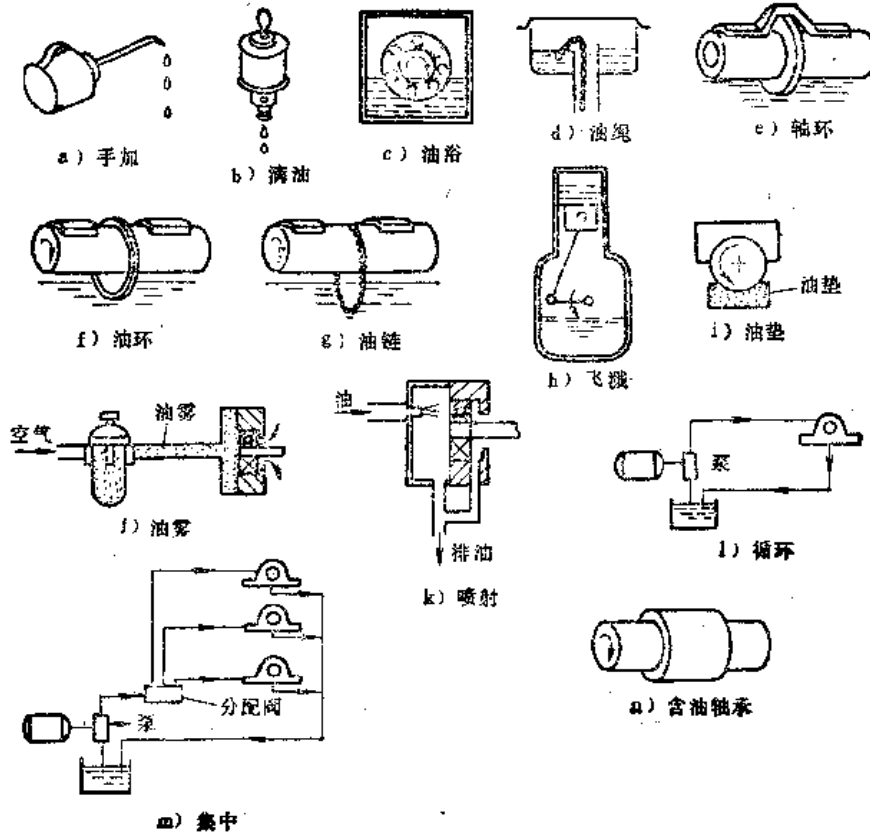


图9-8-10 润滑油的润滑方式

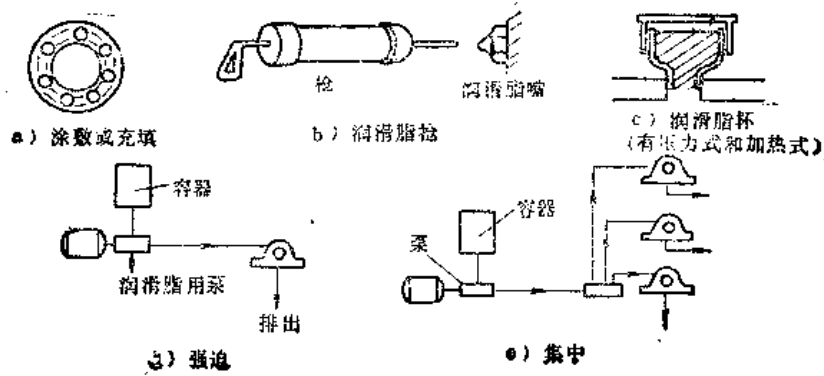


图 9-8-11 润滑脂的润滑方式

表9-8-9 润滑油槽尺寸参数 (JB4-59)

(mm)

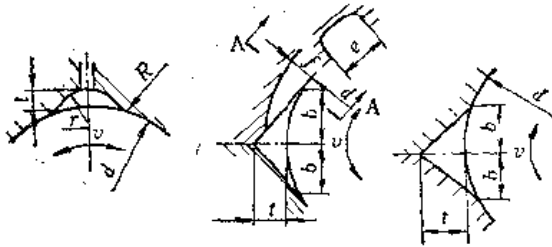
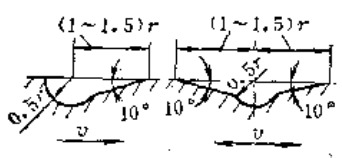
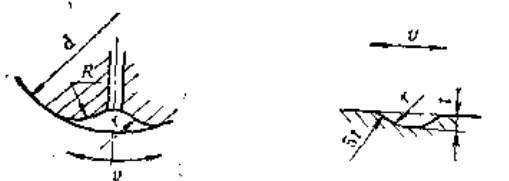
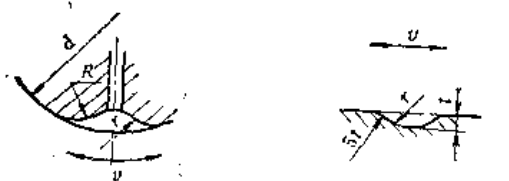
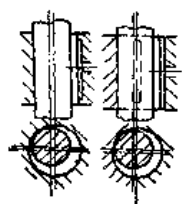
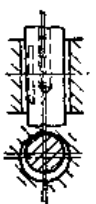
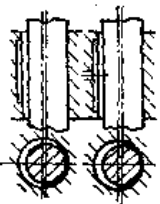
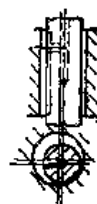
润滑油槽 (JB4-59)	直径 d	r	R	t	e	f	b
 <p>用于径向轴承的轴瓦上</p>	≤ 10	1	1	0.8			
	$> 10 \sim 20$	1.5	1.5	1			
	$> 20 \sim 30$	2	4	1			
 <p>用于止推轴承上, v — 运动方向</p>	$> 30 \sim 45$	3	6	1.5	5	1.5	4
	$> 45 \sim 60$	3	7.5	1.5	6	1.5	4.5
	$> 60 \sim 80$	4	10	2	8	2	6
 <p>用于径向轴承的轴上</p>	$> 80 \sim 100$	5	15	2.5	10	2	7.5
	$> 100 \sim 120$	6	18	3	12	2.5	9
	$> 120 \sim 140$	7	21	3.5	14	2.5	10.5
 <p>用于止推轴颈上</p>	$> 140 \sim 180$	8	24	4	16	3	12
	$> 180 \sim 260$	10	30	5	20	3	15
	$> 260 \sim 380$	12	36	6	24	4	18
	$> 380 \sim 500$	16	48	8	32	4	24

表9-8-10 纵向油槽的选用条件

轴承工作条件	1	2	3	4
旋转体	轴	轴	轴	轴承
轴的位置	水平的	水平的	竖直的	竖直的
载荷方向	不变; 或在 180° 内改变	随轴而转	不变, 或在 180° 内改变	不变, 或在 180° 内改变
润滑油的引入	通过轴承	通过轴	通过轴承	通过轴
油槽位置	在轴承无载区内的供油点上	在轴上与载荷方向相反的一面	在轴承中与压力区相反的一面①	在轴上与轴承中压力区相反的一面
示意图				

① 无强制压力供油时, 油槽开到轴承的顶边。

表9-8-11 环形油槽的选用条件

轴承工作条件	1	2	3	4	5	6	7
旋转体	轴	轴	轴承	轴	轴	轴	轴承
轴的位置	水平的	水平的	水平的	竖直的	竖直的	竖直的	竖直的
载荷方向	随轴而转	不变,或在180°内改变	随轴承而转	随轴而转	不变,或在180°内改变	随轴而转	随轴承而转
润滑油的引入	通过轴承	通过轴	通过轴	通过轴承	通过轴	通过轴	通过轴
油槽位置	在轴承中部	在轴承中部	在轴承中部	无压供油时近上端,有压供油时在中心	在轴承中部	在轴承中部	在轴承中部
有纵向油槽及其位置	在轴上与压力区相反的一面①	在与负荷方向相反的一面	在轴承中的无负荷区内	在轴上与轴承中压力区相反的一面	在轴上与轴承中压力区相反的一面①	当负荷方向一定时在轴上的无负荷区内	在轴承中与压力区相反的一面
示意图							

① 载荷方向不固定时,轴上不开油槽。

表9-8-12 机床滑动轴承常用的润滑(油润滑)方法

润滑方法	参考图	特 点	适 用 情 况
油绳润滑	图9-8-10 d	如果油绳与被润滑面间存在间隙,则点滴地供油;如果油绳与被润滑面直接接触,则连续地供油,油绳可以滤清润滑油	无需充裕润滑的滑动轴承
油毡润滑	图9-8-10 i	简单、自动、工作可靠,需要定期检视,需要很好密封	圆周速度不超出4 m/s的滑动轴承
油浴润滑	图9-8-10 c	自动、可靠,润滑充裕,油的消耗少,需要很好密封	圆周速度不超出12~14 m/s的滑动轴承,常用于短三瓦调位轴承
刮板润滑	图9-8-10 e	简单、自动、无需检视,油的消耗少;对滑动轴承,需设置	用于低速的滑动轴承(转速为30 r/min)
飞溅润滑	图9-8-10 h		用于高速的滑动轴承
油环润滑	图9-8-10 f		适用载荷平稳、转速100~2000 r/min的轴承,宽度超过100mm时应采用两只油环
自吸润滑	—	可靠、简单	精密机床主轴滑动轴承,圆周速度大于3 m/s,轴承间隙<0.01mm,油的粘度低
借螺旋形油槽润滑	图9-8-7	可靠、简单,供油率不能调节	常用于垂直的锥轴颈上
压力润滑	图9-8-10 l	油经过油泵,以0.1~0.6MPa或更大的压力首先注入轴承的非工作区域,然后借助于动压润滑的作用进入工作区域,润滑效果最好	用于重要的滑动轴承,如精密机床主轴滑动轴承,直接高速启动时,不易抱轴,但温升比非压力润滑高2~3℃

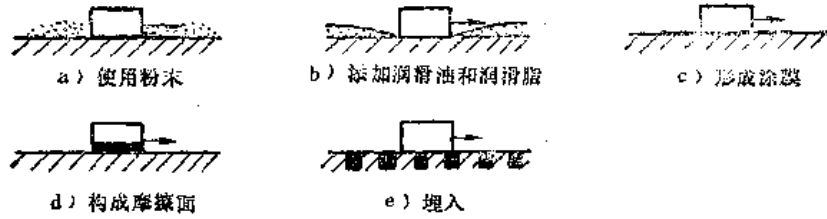


图9-8-12 固体润滑剂的清洁方式

表9-8-13 润滑油中的允许粒子数

粒子尺寸 (μm)	等 级													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5~15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1024000
15~25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
25~50	4	8	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
50~100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
100以上	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024

由于精度要求较高，需要在清洁，无灰尘或恒温厂房内进行测绘。被测零部件一般置于精密平台上，或整齐地码放在可防锈蚀的位置，并避免靠近强振源或强磁场。

第9节 滑动轴承测绘

(一) 测绘准备工作

1. 对测绘场地的要求

滑动轴承，特别是磨床等精密机床用滑动轴承，

2. 测绘常用工具及仪器设备

表9-9-1列出滑动轴承测绘常用的部分工具及仪器设备。除此以外，根据不同结构及规格的滑动

表9-9-1 常用测绘仪器、设备及工具

序号	名 称	规 格	单 位	用 途
1	百分表	0.01	mm	通用测量工具
2	杠杆式百分表	0.01	mm	同上
3	千分表	0.001	mm	同上
4	扭簧比较仪	0.5	μm	精测轴承各部分精度
5	电感比较仪	0.5 0.1	μm	同上
6	主轴回转精度测试仪	根据被测部件精度而定		测量轴承回转精度
7	千分尺	随测量对象而定	mm	通用测量工具
8	杠杆式千分尺	同上		精密测量轴径及轴的圆度
9	内径千分尺	同上		测量轴承孔径等
10	厚薄规	最薄0.02	mm	通用测量工具
11	磁性百分表座			装夹百分表测量用
12	顶尖测盘台架	视测量对象而定		检查轴的各项精度
13	测微仪座			装夹测微仪测头用
14	V型铁			检查轴套类零件精度用
15	移动式百分表座			通用检具
16	检验心轴			辅助测量工具
17	锥度检验棒			检查锥形轴承内锥孔精度
18	锥度环规			检查锥形轴颈锥度接触情况
19	平板			测量基准
20	钢球			检测轴颈的轴向窜动等

轴承测绘的需要,还往往设计制造部分专用装拆及测量工具。

(二) 滑动轴承的测绘

滑动轴承系统在修理前,应按有关检验标准作初步的精度检查,并根据其精度丧失情况和日常运转过程中存在的问题决定修理项目与内容。此外,还要绘制出修复零件及被更换零件的工作图纸和加工工艺,以保证修理工作的顺利进行。上述工作即所谓“测绘”工作过程。

1. 滑动轴承系统的精度检查内容

滑动轴承系统的精度检查内容可大致归纳如图9-9-1所示内容。

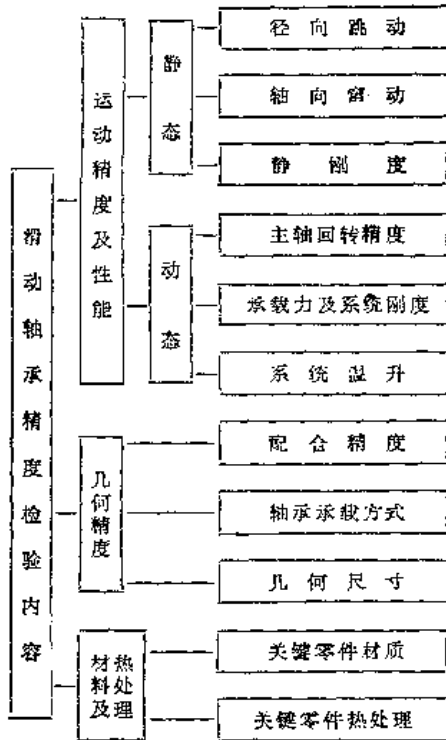


图9-9-1 滑动轴承系统的精度检查内容

根据轴承系统的精度等级和修理工作的需要,可按图9-9-1有选择地进行精度检验工作。

2. 滑动轴承测绘重点的确定

(1) 不完全润滑轴承及含油轴承 因其形状比较简单,多应用在精度要求不高的场合。多采用轴套与轴承座相配的安装形式。其装拆更换比较方便,制造成本比较低。故当轴承出现抱瓦或严重磨损需要维修时,除大型轴承外,一般不采用修复的方法恢复精度,而是重新更换轴套。在测绘时,应注意轴套与轴承座孔的配合精度及相关零件的几何

精度,以确保轴套安装定位准确。

(2) 单油楔及分体多瓦式动压轴承 由于此类轴承一般留有调整量,故在调整量允许的情况下,力求使用原有零件修复,通过精细调整来恢复精度。为此,需对磨损部分零件的尺寸精度及调整余量部分仔细测量,得出准确数据,以便确定修理工艺过程。

(3) 多油楔动压轴承及静压、动静压轴承 这几种轴承的共同特点是对轴系的动、静态性能和精度均有很高要求,因此测绘工作应按照图9-9-1所列精度检查内容逐项进行检查。对于静压轴承,当其内孔产生局部磨损时,可以考虑在保证工作精度的前提下,通过调整节流器参数来恢复轴承的承载能力。此时应将节流器的各项参数测量准确,并重新核算轴承的性能。对于多油楔动压轴承,轴系各零件的制造精度将直接影响轴系的精度及性能,特别是轴系的工作间隙和轴承油楔面诸参数,应多次反复测量,务求精确。

参考文献

- [1] 机床设计手册编写组. 机床设计手册(2. 零件设计). 北京: 机械工业出版社, 1980
- [2] [西德]O. R. 朗格, W. 斯泰因希珀著. 滑动轴承. 王成焘、曹永上译. 北京: 机械工业出版社, 1986
- [3] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会. 机械工程手册(第29篇滑动轴承). 北京: 机械工业出版社, 1984
- [4] 戴雄杰主编. 摩擦学基础. 上海: 上海科学技术出版社, 1984
- [5] [英]斯科特等著. 工业摩擦学. 上海市机械工程学会摩擦学学组译. 北京: 机械工业出版社, 1982
- [6] [英]A. CAMERON. 润滑理论基础. 汪一麟, 沈继飞译. 北京: 机械工业出版社, 1980
- [7] 张桂芳编. 滑动轴承(机械零件设计丛书). 北京: 高等教育出版社, 1985
- [8] 广州机床研究所编. 液体静压技术原理及应用. 北京: 机械工业出版社, 1978
- [9] 陈燕山等编著. 液体静压支承原理和设计. 北京: 国防工业出版社, 1980
- [10] 孙恭寿, 汤锡铨等. 磨床精化与改造. 北

- 京：机械工业出版社，1986
- 〔11〕 中国机械工程学会设备维修专业学会编。静压技术在机床改造中的应用。北京：机械工业出版社，1988
- 〔12〕 日本摩擦学会主编。润滑故障及其预防措施。北京：机械工业出版社，1984
- 〔13〕 熊波波编。液压测试技术。北京：机械工业出版社，1982
- 〔14〕 沈治楠。平行四边形网状油槽动压滑动轴承。机床，1982（9）
- 〔15〕 孙建勤。双螺旋槽动压油膜轴承在磨床维修中的应用。磨床与磨削，1984（4）
- 〔16〕 余鸿钧。设备改造中轴承类型的选择。机械工艺师，1987（7）
- 〔17〕 许尚贤。小孔动静压轴承及其优化设计。南京工学院学报，1983（4）
- 〔18〕 上海磨床研究所轴承试验组。液体静压支承在上海机床厂产品上的进展。磨床与磨削，1981（2）
- 〔19〕 丁振乾，蒋福岩。DYNASTAT轴承的基本特性分析。磨床与磨削，1984（4）
- 〔20〕 丁振乾，蒋福岩。动静压轴承油腔结构对性能的影响。磨床与磨削，1984（4）
- 〔21〕 磨床与液压，1973（1），1974（5），1975（3），1977（1、3、5、6），1981（5），1982（4）
- 〔22〕 润滑与密封，1977（3）、1978（1），1979（3），1982（5）
- 〔23〕 广州机床研究所编。中小型静压轴承系列设计。1984