

液体静压支承原理和设计

陈燕生等 编著

YETI JING YA
ZHI CHENG YUAN LI
HE SHEJI

国防工业出版社

液体静压支承原理和设计

陈燕生等 编著

国防工业出版社

内 容 简 介

液体静压支承是一项新技术。全书着重介绍液体静压支承的基本概念、工作原理、设计计算方法、制造调整和维修方法等。

本书可供高等院校有关专业的师生参考，也可供从事液体静压支承的设计制造的科技人员和工人参考。

液体静压支承原理和设计

陈燕生等 编著

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₁₆ 印张19¹/₄ 443千字

1980年12月第一版 1980年12月第一次印刷 印数：0,001—6,200册

统一书号：15034·2081 定价：2.00元

前 言

液体静压支承是一项新技术。它能满足高精度、高效率机床以及其他机械设备对支承提出的技术要求；应用日益广泛，深受工程技术人员和教师的重视。

本书共分八章。第一章是概述。第二章主要是帮助读者了解流动液体的性质，为建立“液阻”概念和压力基本计算打下基础。第三章在阐述单油垫平面支承工作原理的基础上，从单油垫到多油垫，从平面油垫到圆柱面油垫，从无内流支承到有内流支承，通过等效平面油垫的概念，导出静压支承静压性能的普遍计算式，并阐明有关的物理概念。读者在阅读第三章后，便有可能了解第四章（向心轴承）、第五章（止推轴承）和第八章（平面导轨）的具体设计计算方法，可以按设计要求分析和选择各项参数。第六章对静压主轴系统的整体设计和支反力的计算方法做了介绍。第七章扼要地介绍了加工、装配、调试中的一些问题。第八章是液体静压导轨。

本书采用的计算方法是在一定假设条件下简化的工程计算方法。计算公式仅适用于小位移率的支承。实践证明，简化的计算方法对大多数情况是可行的。关于多腔向心轴承的动压效应、沟槽节流无腔轴承、向心止推联合轴承、圆锥轴承等计算方法，也是由此推导出来的。

本书在公式中同时采用液阻比 λ_0 和压力比 \bar{p}_0 ，而以 λ_0 为主。 \bar{p}_0 是国内惯用的节流比 β_0 的倒数，但给公式表达带来一些不便之处。然而考虑到采用压力比便于电子计算机编程和绘制图线，而且和空气静压轴承一致，所以还是采用了。

本书由北京航空学院陈燕生主编，孙恭寿、高宏锦、武弘毅、王之珊等参加编写。

书中可能有不少缺点和错误，希望读者提出批评指正。

编 者

目 录

主要符号	1
第一章 概论	5
§ 1-1 静压支承的组成和构造	7
§ 1-2 液体静压支承的特点	8
第二章 静压润滑基础知识	10
§ 2-1 润滑油的主要性质	10
1. 密度和重度	10
2. 粘度	11
3. 比热和导热系数	16
4. 润滑油的化学性质	18
5. 常用润滑油	18
§ 2-2 液体静压力的产生和传递	20
1. 静压力的产生及其特性	20
2. 作用在曲面上的力	21
3. 绝对压力、表压力和真空度	21
4. 静压传递原理	22
§ 2-3 流动液体的性质	22
1. 流量、平均流速和功率	22
2. 液流的连续性	23
3. 层流、紊流和雷诺数	23
§ 2-4 油液在压力下流经缝隙、毛细管和薄壁小孔的流量计算	25
1. 平行平板间缝隙的流量	25
2. 环形缝隙的流量	28
3. 圆台缝隙的流量	28
4. 光滑圆管的流量	32
5. 流过薄壁小孔的流量	33
第三章 平面支承单元的工作原理和性能计算基础	37
§ 3-1 概述	37
§ 3-2 单油腔平面油垫	37
1. 矩形单腔平面油垫	38
2. 圆形单腔平面油垫	39
3. 圆环形单腔平面油垫	41
§ 3-3 静压支承的补偿	43
1. 静压支承为什么要有补偿元件	43
2. 补偿元件的作用和分类	46
§ 3-4 有补偿元件的单腔平面油垫的承载能力和刚度	48
1. 基本计算式	48
2. 毛细管节流式油垫的承载能力和刚度	51
3. 小孔节流式油垫的承载能力和刚度	56
4. 定量供油式油垫的承载能力和刚度	59
§ 3-5 多油垫支承的承载能力和刚度	62
1. 多油垫平面支承	62

2. 对置双向支承 (闭式支承)	62
3. 斜置多垫平面支承	67
§ 3-6 平面油腔单元的承载能力和刚度	68
1. 基本计算式	69
2. 毛细管节流式平面油腔单元的承载能力和刚度	72
3. 小孔节流式平面油腔单元的承载能力和刚度	74
§ 3-7 等效平面油垫	75
1. 等效平面油垫和油膜厚度不均修正系数	76
2. 向心轴承的等效平面多垫支承	78
§ 3-8 流量、功率和温升	81
1. 流量	81
2. 功率	82
3. 温升	86
§ 3-9 静压支承动态性能介绍	88
1. 动态方程	89
2. 在突加载荷 (阶跃载荷) 作用下的过渡过程	91
3. 正弦变载荷下的动刚度	93
4. 几点结论	95
第四章 向心轴承	97
§ 4-1 概述	97
1. 轴承的分类	97
2. 多腔轴承和多垫轴承	97
3. 向心轴承计算中的简化假设	99
§ 4-2 固定液阻节流式向心轴承	100
1. 节流器的构造	100
2. 向心轴承的性能计算	103
3. 主要参数及其选择	107
4. 轴承的计算步骤	110
§ 4-3 小孔节流式向心轴承	117
1. 小孔节流器的构造	117
2. 承载能力和刚度	119
3. 小孔节流式轴承的使用特点	120
4. 设计计算步骤	121
§ 4-4 薄膜反馈式向心轴承	123
1. 双薄膜反馈节流器的构造	123
2. 工作原理	124
3. 承载能力	125
4. 油膜刚度和无穷大刚度条件	127
5. 薄膜厚度和节流间隙的确定	129
6. 关于动态性能的简单说明	130
7. 薄膜反馈式轴承的使用特点	131
8. 设计计算步骤	131
§ 4-5 滑阀反馈式向心轴承	132
1. 滑阀反馈节流器的结构和工作原理	132
2. 承载能力和刚度	133
3. 在额定载荷作用下位移为零的条件及最佳参数值的确定	135
4. 确定节流器的节流参数和弹簧刚度	137
5. 关于动态性能的简单说明	137
6. 滑阀反馈式轴承的使用特点	137
§ 4-6 内反馈式向心轴承	137

1. 结构形式	138
2. 工作原理	139
3. 双列进油油腔内反馈式向心轴承的承载能力和刚度	140
4. 单列进油油腔内反馈式向心轴承的承载能力和刚度	143
§ 4-7 液体静压多腔向心轴承在轴转动时的承载性能	147
1. 具有动压效应的油腔压力近似计算式 (小偏心率)	147
2. 毛细管节流式多腔向心轴承的承载能力和油膜刚度	148
3. 最小总功率下的动压效应系数和最佳转速	150
4. 参数选择	151
5. 大偏心率和高速对轴承性能的影响	153
§ 4-8 沟槽节流式液体静压无腔向心轴承	155
1. 结构和特点	155
2. 参数选择和性能计算	156
3. 无腔轴承在高速下的性能的讨论	162
第五章 止推轴承和向心止推轴承	170
§ 5-1 概述	170
§ 5-2 止推轴承的设计计算	174
1. 刚度和承载能力	174
2. 止推轴承各处半径尺寸的确定	176
3. 高速止推轴承的压力比的计算	176
4. 流量和泵功率	179
5. 摩擦功率	179
6. 设计计算步骤	180
§ 5-3 向心止推联合轴承	181
1. 双侧止推联合轴承	181
2. 单侧止推联合轴承	191
§ 5-4 圆锥轴承	199
1. 锥轴承的几何参数及有效承载面积	199
2. 锥轴承油腔单元 (油垫) 的出油液阻	201
3. 径向和轴向承载能力及其相互的影响	201
4. 设计计算步骤	203
第六章 液体静压轴系设计、结构分析和供油系统	206
§ 6-1 轴系系统的刚度	206
1. 轴系的系统刚度	206
2. 系统刚度的计算	207
3. 提高轴系系统刚度的措施	214
§ 6-2 静压轴承轴系的总体设计	215
1. 轴承数目和布置	215
2. 静压轴承类型的选择	217
3. 节流器类型的选择和布局	217
§ 6-3 结构设计分析	218
1. 密封和回油	218
2. 轴承的进油孔	220
3. 轴承壁厚的确定	220
4. 主轴、端盖等零件的结构	220
5. 卸荷装置的选用	221
§ 6-4 轴承、主轴和箱体的技术要求和材料	221
1. 轴承、主轴和箱体的技术要求	221
2. 主轴和轴承材料的选择	222

§ 6-5 供油系统	222
1. 供油系统的组成	222
2. 滤油器装置	223
3. 安全保护装置	224
4. 其它元件的选择	228
5. 油箱	229
6. 油路管道	229
第七章 液体静压轴承的制造、调整和维修	230
§ 7-1 液体静压轴承主要零件的加工	230
1. 箱体轴承孔的加工	230
2. 轴承的加工	230
3. 轴承与箱体的装配	233
4. 轴承内孔及止推端面的研磨	233
5. 主轴的加工	234
6. 节流器的加工	235
7. 静压轴承主要零件加工和装配的顺序	237
§ 7-2 液体静压轴承装配时应注意事项	237
§ 7-3 液体静压轴承的试运转和调整	237
1. 液体静压轴承试运转时注意事项	237
2. 液体静压轴承的调整	238
§ 7-4 液体静压轴承使用时注意事项	241
第八章 液体静压导轨	243
§ 8-1 概述	243
1. 液体静压导轨的特点及对导轨的基本要求	243
2. 导轨油腔的结构及有效承载面积	244
§ 8-2 毛细管节流开式静压导轨	247
1. 螺旋毛细管节流器	247
2. 导轨中单个油垫的承载能力、油膜刚度和压力比的选择	248
3. 设计载荷的选择和进油压力的确定	249
4. 流量、泵功率和摩擦功率	253
5. 毛细管节流开式导轨计算步骤和举例	253
§ 8-3 单面薄膜开式静压导轨	257
1. 单面薄膜开式静压油垫的工作原理	257
2. 承载能力	258
3. 油膜刚度	260
4. 进油压力的确定和设计载荷的选择	263
5. 单面薄膜节流开式导轨的计算步骤和举例	267
6. 单面薄膜节流开式油垫的刚度的调试	272
§ 8-4 定量供油开式静压圆导轨	273
1. 工作原理和结构特点	273
2. 承受均布轴向载荷(无偏载)的圆导轨	274
3. 承受偏载的圆导轨	278
§ 8-5 卸荷开式静压导轨	281
1. 有效承载面积	282
2. 卸荷系数	282
3. 油腔压力	282
4. 调压和节流	282
5. 摩擦系数和摩擦功率	284
§ 8-6 毛细管节流不等油腔闭式液体静压导轨	284

1. 承载能力	284
2. 油膜刚度	287
3. 进油压力和面积比的确定	288
4. 位移率的计算和设计间隙的选取	290
5. 闭式静压导轨	291
6. 设计计算步骤和举例	292
§ 8-7 薄膜反馈不等油腔闭式液体静压导轨	294
1. 承载能力	294
2. 油膜刚度	296
3. 导轨间隙、节流间隙和进油压力的确定	296
4. 计算薄膜厚度	296
5. 确定主、辅油垫的尺寸	297
§ 8-8 液体静压导轨的调整	298
1. 液体摩擦的建立	298
2. 油膜厚度及节流比的调整	298
3. 调整油膜刚度	298
参考文献	299

主要符号

A	面积, 管道截面 (米 ² , 厘米 ²)
A_s	反馈滑阀在安装弹簧处的端部面积 (厘米 ²)
A_e	一个油腔单元或油垫的有效承载面积 (厘米 ²)
A'_e	止推轴承的有效承载面积 (厘米 ²)
A_f	一个油腔单元或油垫的摩擦面积 (厘米 ²)
A_r	一个油腔面积 (厘米 ²)
A_s	一个油腔的封油边面积 (厘米 ²)
B	轴承或油垫宽度 (厘米)
\bar{B}	轴承宽径比 ($\bar{B} = B/D$)
b	轴承或油垫的油腔宽度 (厘米) 平板宽度 (厘米)
b_1	轴承的轴流封油边或油垫的横向封油边宽度 (厘米)
\bar{b}_1	轴承轴流封油边系数 ($\bar{b}_1 = b_1/B$)
b_2	节流缝隙宽度 (厘米)
C	常数
C_0	比热 (千卡/公斤·°C)
C_s	薄膜或滑阀控制系数
\bar{c}_a	轴承相对间隙 ($\bar{c}_a = 2h_0/D$)
C_p	腔压 (或载荷) 变动系数 ($C_p = p_{\text{max}}/p_{\text{min}} = W_{\text{max}}/W_{\text{min}}$)
C_q	流量系数 ($C_q = \mu/R_h h^3$)
C_w	载荷分布 (不均) 系数 ($C_w = p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$)
D	轴承孔径 (厘米)
d	轴径 (厘米) 管子直径 (厘米)
d_c	毛细管内径, 小孔直径, 滑阀直径 (厘米)
E	材料的弹性模数 (公斤/厘米 ²)
e	被支承件的位移量或轴颈的偏心量 (厘米)
e'	轴在止推轴承中的轴向位移量 (厘米)
e_d	铣刀中心偏心距 (厘米)
e_o	轴旋转时的偏心量 (厘米)
F	管道浸液面积 (厘米 ²)
F_f	内摩擦力 (公斤)
f	轴的挠曲变形 (厘米)

G	重量 (公斤)
g	重力加速度 (厘米/秒 ²)
h	油膜厚度或支承间隙 (厘米)
h_0	设计载荷 (或空载) 时的间隙 (厘米)
h', h'_0	同上, 但指止推轴承的单侧间隙 (厘米)
h_c	节流间隙 (厘米)
h_{c0}	设计载荷 (或空载) 时薄膜反馈节流器的节流间隙 (厘米)
K	薄膜变形系数 (厘米 ³ /公斤)
K_A	辅油垫与主油垫的面积比 ($K_A = A_{e2}/A_{e1}$)
K_e	内反馈式轴承的一个系数
K_h	向心止推联合轴承的一个系数
K_N	功率比 ($K_N = N_f/N_p$)
K_q	流量余裕系数
K_λ	辅油垫和主油垫的结构参数比 ($K_\lambda = \lambda_{02}/\lambda_{01}$)
K_o	动压效应系数
L	油垫长度 (厘米)
l	油腔长度 (厘米)
	管道或液柱长度 (厘米)
l_1	油垫纵向封油边长度 (厘米)
l_c	毛细管长度, 小孔长度, 节流缝隙长度 (厘米)
l_{c0}	设计载荷 (或空载) 时滑阀反馈节流器的节流长度 (厘米)
m	质量 (公斤·秒 ² /厘米 ⁴)
	泊松比
N	功率
	粘性阻尼系数
N_f	摩擦功率 (公斤·厘米/秒, 千瓦)
N_p	油泵的功率 (公斤·厘米/秒, 千瓦)
$N_{p'}$	泵 (油) 功率 (公斤·厘米/秒, 千瓦)
N_t	总功率 (公斤·厘米/秒, 千瓦)
n	轴转速 (转/分)
n_s	轴转速 (转/秒)
P	力 (公斤)
p	压力, 油腔压力, 向心油腔压力 (公斤/厘米 ²)
p_0	设计载荷 (或空载) 时油腔压力或向心油腔压力 (公斤/厘米 ²)
p', p'_0	同上, 但指止推轴承的油腔压力 (公斤/厘米 ²)
\bar{p}	载荷作用下油腔单元或油垫的压力比 ($\bar{p} = p/p_s$)
\bar{p}_0	设计载荷 (或空载) 时的上述压力比 ($\bar{p}_0 = p_0/p_s$)
\bar{p}', \bar{p}'_0	同上, 但指止推油腔压力比

\bar{p}_A	载荷作用下的向心止推联合轴承中止推油腔总压力比 ($\bar{p}_A = p' / p_i$)
\bar{p}_{A0}	空载下的上述总压力比 ($\bar{p}_{A0} = p'_0 / p_i$)
p_i	油腔初始举升时的压力 (公斤/厘米 ²)
p_P	油泵输出压力 (公斤/厘米 ²)
p_{R0}	轴向载荷作用下 (向心止推联合轴承) 向心油腔的平均压力 (公斤/厘米 ²)
\bar{p}_{R0}	上述情况时压力比 ($\bar{p}_{R0} = p_{R0} / p_i$)
p_i	进油压力 (公斤/厘米 ²)
p'_{ω}	载荷作用下轴旋转时的止推油腔压力 (公斤/厘米 ²)
$p'_{0\omega}$	设计载荷 (或空载) 时的上述腔压 (公斤/厘米 ²)
$\bar{p}'_{\omega}, \bar{p}'_{0\omega}$	上述情况时的压力比
Q	一个轴承或全部油垫的总流量 (厘米 ³ /秒, 升/分)
Q_0	设计载荷 (或空载) 时一个油腔单元或油垫的流量 (厘米 ³ /秒, 升/分)
Q', Q'_0	同上, 但指止推轴承的流量 (厘米 ³ /秒, 升/分)
R	轴承孔半径 (厘米)
R_1, R_2, R_3, R_4	止推轴承的相应半径 (厘米)
R_0	节流液阻 (进油液阻) (公斤·秒/厘米 ⁵)
R_{00}	设计载荷 (或空载) 时的节流液阻 (公斤·秒/厘米 ⁵)
R_d	偏心圆油腔的半径 (厘米)
Re	雷诺数
R_h	出油液阻 (公斤·秒/厘米 ⁵)
R_{h0}	设计载荷 (或空载) 时的出油液阻 (公斤·秒/厘米 ⁵)
R_r	水力半径 (厘米)
r	轴半径 (厘米)
r_1, r_{a1}	圆台进油孔半径 (厘米)
r_2, r_{a2}	圆台半径 (厘米)
r_{e3}	薄膜工作范围半径 (厘米)
S	距离 (厘米)
	轴承或多个油垫的总刚度 (公斤/微米)
S_0	位移为零时的轴承刚度 (公斤/微米)
S', S'_0	同上, 但指止推轴承的刚度 (公斤/微米)
S_A	联合轴承或锥轴承的轴向刚度 (公斤/微米)
S_R	联合轴承或锥轴承的径向刚度 (公斤/微米)
S_{ω}	轴旋转时轴承的总刚度 (公斤/微米)
\bar{S}	刚度系数 ($\bar{S}_0 = S_0 h_0 / p_i A_e$)
s	三角形边长 (厘米)
	一个油腔单元或油垫的刚度 (公斤/微米)
s_0	设计载荷 (或空载) 时的刚度 (公斤/微米)

T	管流中的总摩擦力 (公斤) 油腔单元或油垫的推力 (公斤)
t	时间 (秒) 油腔深度 (厘米)
t_2	轴流回油槽深度 (厘米)
Δt	温升 ($^{\circ}\text{C}$)
u	液体质点的流速 (厘米/秒) 薄膜平均变形量 (厘米)
V	体积, 容量 (厘米 ³ , 升)
v	轴的切线速度 (厘米/秒, 米/秒)
W	外载荷, 径向承载能力 (公斤)
W'	轴向外载荷, 轴向承载能力 (公斤)
W_A	联合轴承或锥轴承的轴向承载能力 (公斤)
W_R	联合轴承或锥轴承的径向承载能力 (公斤)
W_o	轴旋转时轴承的承载能力 (公斤)
\bar{W}	(径向) 承载能力系数 ($\bar{W} = W/p_s A_s$)
\bar{W}'	轴向承载能力 ($\bar{W}' = W'/p_s A'_s$)
Y	液体流经毛细管的湿周长度 (厘米)
z	轴承或导轨的油腔数目
α	锥轴承半角 (角, 弧度) 小孔流量系数 轴转动时的位置角 (度, 弧度)
γ	重度 (公斤/厘米 ³)
δ	薄膜厚度 (厘米) 阻尼率 (衰减率)
ε	负载下被支承件的位移率或偏心率 ($\varepsilon = e/h_0$)
ε'	负载下轴向位移率 ($\varepsilon' = e'/h'_0$)
ζ	内流效应系数
η	效率
θ	向心轴承油腔单元或油垫半角 (度, 弧度)
θ_1	周流封油边夹角 (度, 弧度)
θ_2	轴流回油槽夹角 (度, 弧度)
θ_s	油腔单元或油垫的有效半角 (度, 弧度)
$\bar{\theta}_1$	轴承的周流封油边系数 ($\bar{\theta}_1 = \theta_1/2\theta$)
λ	载荷作用下油腔单元或油垫的液阻比 ($\lambda = R_c/R_h$)
λ_0	设计载荷 (或空载时) 上述液阻比 ($\lambda_0 = R_{c0}/R_{h0}$)
λ', λ'_0	同上, 但指止推轴承液阻比
λ'_{0o}	轴转动时止推油腔液阻比

λ_p	向心轴承的一个系数 $\left(\lambda_p = \frac{\bar{B}^2 \bar{b}_1 (1 - \bar{b}_1)}{\theta^2 \bar{\theta}_1 (1 - \bar{\theta}_1)} \right)$
μ	油的动力粘度 (公斤·秒/厘米 ² , 厘泊)
ν	油的运动粘度 (厘米 ² /秒, 厘沲)
ξ	油膜厚度不均修正系数
ρ	密度 (公斤·秒 ² /厘米 ⁴)
ω	角速度 (1/秒)

第一章 概 论

机械中承担一定载荷的相对运动副（摩擦副）统称为支承。按摩擦性质分为滑动支承和滚动支承两类。其中，液体摩擦动压滑动支承和滚动支承早已获得了广泛应用。同时，也陆续出现了一些新型支承，如流体摩擦静压滑动支承、固体润滑支承、磁力支承等。

滑动支承按摩擦状态可分为流体摩擦支承（滑动表面完全被流体润滑膜隔开）、干摩擦支承（滑动表面没有润滑剂）和混合流体摩擦支承（滑动表面不完全被润滑膜隔开）。

动压滑动支承由摩擦表面间的相对运动和几何形状，借助流体粘性而建立起流体压力膜，又称为自建压力支承。

静压滑动支承是靠外部的流体压力源向摩擦表面之间供给一定压力的流体，借助流体静压力来承载，又称为外部供压滑动支承。

静压支承的特点是：流体润滑状态的建立与其相对速度无关。所以静压支承可在很宽的速度范围（包括静止）和载荷范围内无磨损地工作。

由于静压支承的运动副之间完全被油膜或气膜所隔开，就大大地减少了因表面加工误差所产生的影响，而使该支承具有很高的运动精度。

液体或气体静压支承虽然都具备上述两个优点，但因液体和气体物理性质的不同而各有长处和短处。由于气体的粘度极小（约为油类的几分之一）和具有可压缩性，在设计时不得不取较低的供气压力（很少超过 $6\sim 7$ 公斤/厘米²），以避免流量过大，所以气体静压支承与同样尺寸的液体静压支承相比，承载能力要小得多。气体支承在高速运动时的摩擦功率很小，近似无摩擦运转。此外，由于气体的可压缩性使气体支承更容易出现不稳定现象，在设计中必须考虑。

液体和气体静压支承的基本工作原理虽然相似，但设计准则，计算方法和结构形式都有不同。本书着重讨论液体静压滑动支承的工作原理及其设计计算方法。

液体静压支承在法国早已应用，但在本世纪中期，才逐渐引起人们的重视。1938年，美国一个大型光学望远镜转台采用了液体静压轴承，在重达五百吨和每天一转的极低速情况下，只需 $1/12$ 马力即可驱动，使这种新型支承在低速重载下显示出良好的性能。1948年，法国在磨床上应用液体静压轴承，提高了精度和寿命。

随着科学技术的发展，人们进一步认识了液体静压轴承的原理和特点，逐步地扩大应用范围。除高精度机床采用静压轴承和导轨外，在高效率机床和精密机床上也获得应用。液体静压技术不仅用于支承，也用于传动和连接，如静压螺旋，蜗杆-齿条和花键等结构形式。采用静压与动压滑动轴承联合或混合工作的轴承，可以充分发挥各自的优点。例如，轧钢机和球磨机等大型设备也已采用。近来正在研究把静压与滚动轴承联合工作的轴承，用于高速涡轮发动机上。液体静压轴承不但结构上有改进，应用上逐步扩大，而且工作机理和计算方法上也进一步得到发展。此外，液体静压轴承在精密仪器上也得到应用，如圆度仪和轴承波纹度测量仪等。

§ 1-1 静压支承的组成和构造

现以某平面磨床砂轮轴的轴承为例，来说明液体静压轴承的结构。

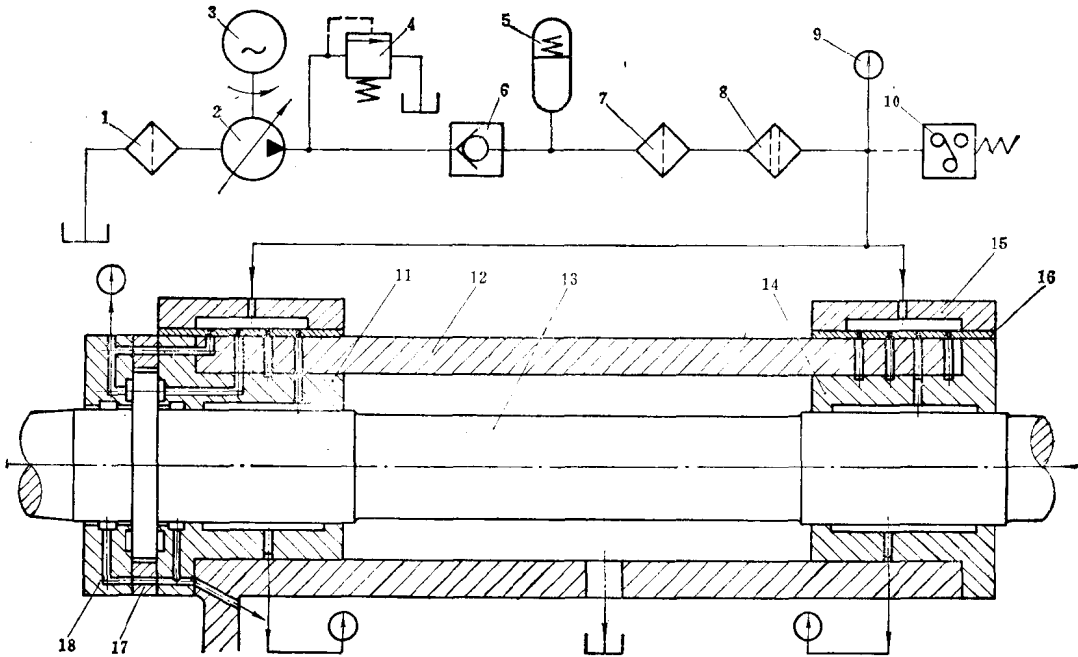


图1-1 静压轴承的结构示意图

1—粗滤器；2—油泵；3—电动机；4—溢流阀；5—蓄能器；6—单向阀；7—粗滤器；8—精滤器；9—压力表；10—压力继电器；11—前轴承；12—壳体；13—轴；14—后轴承；15—节流器盖；16—节流器；17—调整垫；18—止推端盖。

图 1-1 是它的结构示意图。轴的一端装有砂轮，另一端为电动机转子，中间是两个定压供油的静压向心轴承和一对止推轴承（在前轴承前端）。定压供油的静压轴承系统不同于滚动轴承或动压滑动轴承，它除了轴承本体以外，还必须有两个部分：一是供给压力油的一套液压供油装置；二是位于进油孔前的节流器，节流器使轴承具有一定的承载能力并能适应载荷的变化。

图 1-2 是其中一个向心轴承。在轴承的内圆表面上有四个对称分布的矩形凹槽，叫做油腔，以扩大有效承载面积并减小摩擦面积。围绕油腔的凸边叫做封油边（或封油面）。封油边和轴颈之间的间隙很小，以限制油的外流，起着“憋压”作用。每两个油腔之间的封油边上开有轴向槽以供周向回油。压力油经过节流器产生一定的压力降后流入油腔，再经油腔四周封油边回油（压力降到外界压力）。油腔、封油边和回油槽形成了一个独立的油流循环系统，称为油垫。

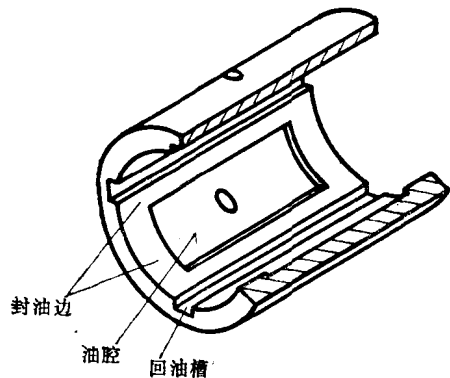


图1-2 静压向心轴承

油腔、封油边和回油槽形成了一个独立的油流循环系统，称为油垫。

所以这个轴承就称为四油垫静压向心轴承，或称有回油槽的静压向心轴承，相当于动压轴承中的多瓦轴承。对于没有轴向槽的轴承，当各个油腔压力不同时，油便从压力较高的油腔流向压力较低的油腔。整个轴承就是一个独立的油流系统，实际上是在一个柱面油垫上有四个油腔，称为四油腔静压向心轴承，或称无回油槽的静压向心轴承，相当于动压轴承中的多楔轴承。油腔的数目不一定是四个，也不一定是等面积的。

供油方式可分为定压供油和定量供油两种。图 1-1 中是一个定压供油装置，由油泵及电动机，溢流阀，过滤器和一些保护设备所组成。油泵的供油压力依靠溢流阀来调节以保持恒定。在定压供油的轴承系统中，各油腔的进油孔前必须设有液阻器，一般称为节流器，否则，轴承中各油腔压力就会永远等于供油压力而不能承载。节流器的形式很多，常用的有毛细管、薄壁小孔和薄膜反馈等。无论采用哪种节流器，因供油压力保持不变，当油腔压力发生变化时，流量必然有所变化。

定量供油就是使供油量保持恒定，而不受油腔压力变化的影响。为此，就要给每一个油腔各使用一个恒流量油泵，或者用一个较复杂的流量调节阀来代替定压供油装置中的简单节流器。

§ 1-2 液体静压支承的特点

按照支承的工作性能（承载性能、运动精度、工作速度、温度、稳定性等）、可靠性（过载能力、供油中断的后果等）、经济性（制造成本、运转费用、维修费用、寿命等）和其他情况，对各类支承进行简要的比较，以便在一定的工作条件下选择支承类型时，做为参考。

滚动轴承早已实现了系列化和标准化，由专业工厂生产，做为商品出售，使用维护简便，互换性好，应用较广，尤其适用于成批或大量生产的产品。一般在滚动轴承和滑动轴承都符合要求的场合，应优先选用滚动轴承。滚动轴承的预紧可提高刚度，但会降低寿命。滚动轴承的减振性能较差。

油膜滑动支承受冲击和受振动的能力比滚动轴承强。一般情况下，运转平稳，工作寿命长。动压滑动支承结构简单，制造方便，成本低廉。根据现代机械工程向高速度、高效率、高精度、自动化的发展趋势来看，液体静压滑动轴承将成为一项有生命力的新技术。它具有以下特点：

(1) 工作速度范围很宽。静压导轨低速下不爬行，在机床上可与高刚性滚动导轨相比。由于高速磨削的发展，液体静压轴承的应用得到了推广。但在精密机床上的应用情况，还有待实践考验。动压轴承如短三瓦等新结构正在发展中。至于汽轮机、发电机、离心式压气机等高速轻载轴承，大多采用多油楔动压轴承，静压轴承在这方面的应用尚少。

(2) 运动精度高。由于运动副之间的压力油膜对误差有“均化”的作用，可使被加工零件的精度大大高于运动副本身的精度，所以在机床中采用静压轴承的逐渐增多。机床主轴专用的高精度滚动轴承也取得很大的进展，但我国目前供应还不能满足要求。

(3) 摩擦系数和驱动功率较低。可以在载荷下起动，一般温升较低，但比不上空气静压轴承。后者在低速下摩擦近于零，适用于天平，测力计等仪器中；在高速下的摩擦功率很小，几乎没有温升。此外，在高温、低温和特殊介质中工作，气体轴承的优越性最为