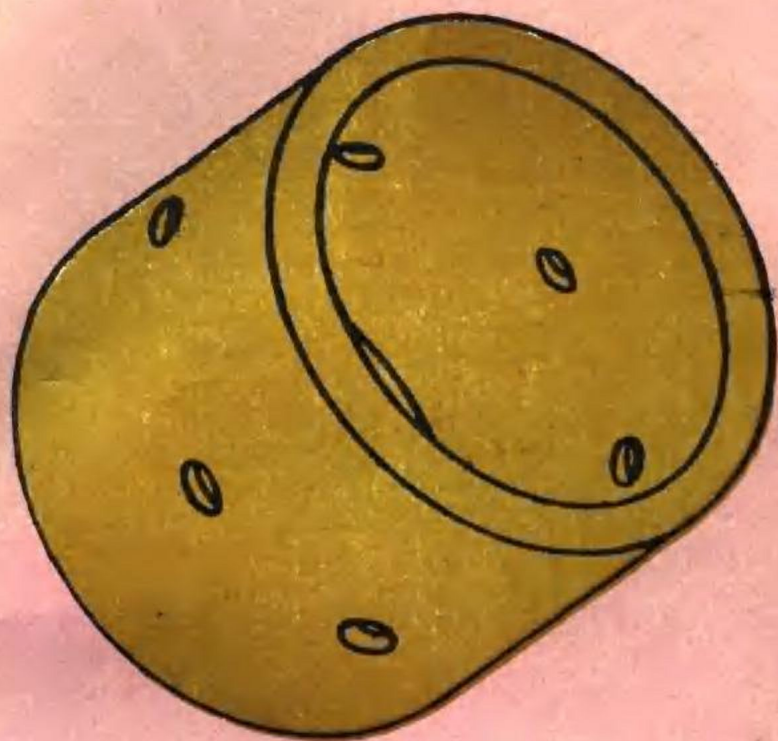


东南大学出版社



编 著 许尚贤
封面设计 侯小明

液体静压和动静压

滑动轴承设计

内 容 提 要

本书是液体静压和动静压滑动轴承设计与试验研究的专著。第一章扼要介绍轴承结构型式、节流装置和设计计算理论和方法。第二章全面讨论轴承的基本设计理论,考虑了偏斜、热、变形对轴承特性的影响。第三章详细介绍有限差分法和有限元法等设计计算方法。第四、五、六章分别讨论平面推力轴承,径向静压轴承和动静压轴承。第七章讨论节流器设计。第八、九章专门介绍优化设计和计算机辅助设计与绘图。第十章集中讨论轴承的动力分析。第十一章介绍轴承的实验方法和试验研究结果。书末还附有典型的计算机程序。

全书的整套设计理论、方法和程序为作者多年的研究心得,形成一个体系,可供从事滑动轴承的广大师生和工程技术人员直接使用。对从事机械设计的人员来说,这也是一本有价值的参考书。

责任编辑 朱珉

液体静压和动静压滑动轴承设计

许尚贤 编著

东南大学出版社出版

南京四牌楼2号

江苏省新华书店发行 大丰县印刷二厂印刷

开本787×1092毫米 1/16 印张 22 字数 508 千字

1989年5月第1版 1989年5月第1次印刷

印数: 1—3000册

ISBN 7-81023-164-2

TH·4 定价: 4.40 元

前 言

静压轴承在低速重载、高速精密机床、测量仪器以及航天设备中得到了广泛应用。近十多年来，充分利用静压轴承和动压轴承的优点，正朝着动静压轴承方向发展。1980年前后国内出版的有关专著[3]~[6]各有特色，有的比较完整，说理清楚；有的则着重于实践与应用。但是只讲静压轴承，不讲动静压轴承。在设计计算理论和方法上比较陈旧，基本上根据同心理论来进行，没有采用国际上通用的有限差分法和有限元法等数值解法，更没有涉及优化设计和计算机辅助设计等先进设计技术。作者从1981—1983年在英国进修工作期间，在静压轴承领域著名专家 W.B.Rowe 教授的指导下，专门从事静压和动静压轴承的研究，搞出了一种很有前途的小孔式动静压轴承，进行了优化设计。回国后，以东南大学（原南京工学院）为主，组织广州机床研究所、陕西机械学院和武汉工学院，承接国家“六、五”科技攻关项目“液体静压和动静压轴承优化设计程序包”的研制，第一次较完整、系统地拟订这类轴承的整套设计方法、计算机程序和软件，并通过了部级鉴定。现在东南大学机械学研究室又完成了轴承动态分析的有限元解法，偏斜对轴承性能的影响，动静压轴承的热分析，并建成了具有国内先进水平的动静压轴承试验台，能进行静动特性的测定；此外，正在进行国家“七、五”科技攻关项目“滑动轴承CAD”，已取得初步成果。为了知识更新，准备将多年来作者在国内外进行的研究成果较系统地介绍给读者，为我国在静压和动静压轴承设计这个领域内提高设计水平作些推广和提高工作。

本书是液体静压和动静压滑动轴承设计与试验研究的专著，全面介绍静压和动静压轴承结构型式的发展以及最新的设计计算理论、方法和程序设计。书中介绍的这一套设计理论和方法（例如集中参数法、有限差分法、有限元法和边界元法）完全可以推广应用于气体轴承设计以及常用机械零部件的设计。

第一章绪论扼要地介绍静压和动静压轴承结构型式、节流装置和设计计算理论与方法的发展。在绪论后，首先介绍具有共性的第二章基本设计理论和第三章基本设计计算方法，然后分章讨论平面推力轴承、径向静压轴承、径向动静压轴承和节流器的设计。

在第二章基本设计理论中，完全不同于过去国内已出版的专著那样根据同心理论只要应用流量连续方程进行近似简化计算的传统，以雷诺方程和流量连续方程为基本方程，考虑封油面上的动压效应和各油腔之间的内流，所以能适用于大偏心率、高速旋转的静压和动静压轴承的设计；此外，还考虑了轴与轴承间的偏斜、发热对油粘度的影响以及轴和轴承变形对轴承静动特性的影响，使理论计算更符合于实际工况。

在第三章基本设计计算方法中，既介绍了近似解析法和图解法，又详细介绍了当前广泛采用的数值解法（集中参数法、有限差分法、有限元法和边界元法），这些新的设计计算方法完全可以应用于其它常用机械零部件的设计。

第四章以平面推力轴承为对象，主要介绍近似解析法和图解法，前者便于分析各设

计参数对轴承性能的影响，后者更简单直观，为广大工程技术人员所乐于采用。

第五章对目前常用的几种径向静压轴承（周向无回油槽油腔式轴承、周向有回油槽油腔式轴承和腔内孔式回油静压轴承）的设计计算分别进行了具体讨论，阐明集中参数法和有限差分法的具体应用以及轴承性能分析。

第六章对目前常用的几种径向动静压轴承（浅油腔动静压轴承、隙缝式动静压轴承和小孔式动静压轴承）的设计计算分别进行了具体讨论，阐明不等步长有限差分法和有限元法的具体应用以及轴承性能分析。

第七章专门讨论了节流器设计，包括常用的毛细管节流器、隙缝式节流器、小孔式节流器和薄膜式反馈节流器。

在以上分析计算的基础上，第八章专门介绍优化设计，从设计变量的选择、目标函数和约束条件的确定、优化方法的选择一直到具体的优化设计程序包的特点和功能，并有设计实例。第九章则进一步介绍目前正在发展的计算机辅助设计，特别强调有限元网格的自动划分、节点优化和计算机绘图方面的内容。

随着机器向高速、大功率、高精度方向发展，动态特性已成为一个突出的研究课题。为此，第十章专门讨论了动静压轴承的动力分析，从一个静刚度和一个动刚度和一个挤压阻尼系数的简易动力分析方法介绍到计算滑动轴承八个动特性系数（四个刚度系数和四个阻尼系数）以及滑动轴承的稳定性分析。

最后，第十一章对目前轴承研究领域比较薄弱的环节——试验研究进行了较详细的讨论，包括轴承试验台的基本结构、工作原理和轴承参数的测定方法，包括静特性参数和八个动特性系数的测定和分析。书末还附有典型的计算机程序供读者参考和直接调用。

全书的整套设计理论、方法和计算机程序为作者多年来从事静压和动静压轴承的研究成果，自成一个完整的体系。它是以静压、动静压轴承为对象，阐述目前广泛采用的最新数值计算方法的理论、方法、程序设计和应用相结合的一本专著，可供从事滑动轴承设计、试验和研究的广大师生和工程技术人员使用，计算机程序可作为“黑匣”对待，供设计人员直接调用。本书对从事机械设计工作的人员来说，也是一本有价值的参考书。

由于作者水平和经验所限，书中难免有不少缺点和错误，恳请广大读者批评指正。

许尚贤

于东南大学机械学研究室

1988年3月

目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 概述	1
§ 1-2 结构型式及其工作原理	8
§ 1-3 节流装置	17
§ 1-4 设计计算方法的发展	24
第二章 基本设计理论	29
§ 2-1 润滑油的主要性质	29
§ 2-2 流体的流动性质	34
§ 2-3 平行平板间粘性流动的速度分布和流量计算	35
§ 2-4 基本参数和无量纲形式	45
§ 2-5 基本方程式	53
§ 2-6 轴承的静特性计算	70
§ 2-7 轴承的动态特性	84
§ 2-8 考虑偏斜时的轴承计算	88
§ 2-9 考虑轴承变形时的轴承计算	91
§ 2-10 考虑温度时的轴承计算	93
第三章 基本设计计算方法	96
§ 3-1 同心理论	96
§ 3-2 图解法	97
§ 3-3 集中参数法	97
§ 3-4 有限差分法	105
§ 3-5 有限元法	121
§ 3-6 边界元法	137
第四章 平面推力轴承	144
§ 4-1 矩形单油腔平面油垫	145
§ 4-2 圆形平面油垫	146
§ 4-3 圆环形平面油垫	147
§ 4-4 多油腔矩形平面油垫	148
§ 4-5 单油腔平面推力轴承	149
§ 4-6 对置等油垫平面推力轴承	156
第五章 径向静压轴承	160
§ 5-1 周向无回油槽油腔式静压轴承的设计计算	160
§ 5-2 周向有回油槽油腔式静压轴承的设计计算	174
§ 5-3 腔内孔式回油静压轴承的结构特点及其设计计算	181
第六章 径向动静压轴承	187

§ 6-1 浅油腔动静压轴承的设计计算	187
§ 6-2 隙缝式动静压轴承的设计计算	190
§ 6-3 小孔式动静压轴承的设计计算	206
第七章 节流器	220
§ 7-1 固定式节流器	220
§ 7-2 可变式节流器	221
第八章 优化设计	225
§ 8-1 概述	225
§ 8-2 设计变量的选择	229
§ 8-3 目标函数的确定	231
§ 8-4 约束条件	234
§ 8-5 优化方法的选择	236
§ 8-6 优化设计程序特点和功能	241
§ 8-7 设计实例	243
第九章 计算机辅助设计和绘图	250
§ 9-1 概述	250
§ 9-2 有限元网格的自动划分和节点优化	252
§ 9-3 滑动轴承的计算机辅助设计	260
§ 9-4 滑动轴承计算机辅助设计实例	261
第十章 滑动轴承的动力分析	265
§ 10-1 挤压阻尼效应	265
§ 10-2 推力轴承的动力分析	267
§ 10-3 径向轴承的八个动特性系数	272
§ 10-4 滑动轴承的稳定性分析	295
第十一章 实验方法和试验研究	306
§ 11-1 概述	306
§ 11-2 轴承试验台的基本结构和工作原理	308
§ 11-3 轴承八个动特性系数的测定	315
§ 11-4 轴承静动特性参数的实验数据和分析	316
附录	319
附录一 周向无回油槽油腔式静压轴承分析计算和优化设计源程序	319
附录二 三节点三角形单元有限元网格自动形成子程序	335
附录三 八节点等参单元有限元网格自动形成子程序	337
名词术语	339
参考文献	342

第一章 绪论

§ 1-1 概 述

轴承是机器中不可缺少的重要零部件。例如机床中的主轴、工作台或者内燃机中的活塞、连杆这类转动或移动的零件都需要支承来构成相对运动副（摩擦副）。按摩擦性质，可分为滚动支承和滑动支承两大类。一般来说，滚动摩擦系数比普通的滑动摩擦系数小，前者为0.01的数量级，而后者为0.1的数量级。但是如果能够实现全液体润滑的滑动支承，也就是相对运动的两表面之间完全被一层流体膜所隔开，使金属表面不直接接触，此时摩擦阻力只由流体膜的内摩擦所引起，其滑动摩擦系数比滚动摩擦系数还要小得多，为0.001甚至更小的数量级。此外，滚动支承为点接触或线接触。大型、高精度的滚动轴承制造困难，而滑动支承为面接触，可以承受更大的载荷，如果设计得当，则回转精度高。因此，在广泛应用滚动轴承的同时，滑动轴承，特别是全液体润滑的滑动轴承，在机械设计中继续得到了越来越广泛的应用。

流体润滑不仅摩擦系数小，而且由于相对运动的两表面根本不直接接触，几乎不会发生磨损，这是比较理想的润滑状态。要获得流体润滑，有两种方法：（1）在滑动表面之间输入足以平衡外载荷的高压润滑剂，人为地迫使两表面完全分离，这种借助流体的静压力来承载的方法称为流体“静”力润滑，其滑动支承称为静压支承，又称为外部供压滑动支承，如图1-1和图1-2a所示；（2）利用相对运动副两表面之间的相对运动和几何形状，借助流体粘性，把润滑剂带进摩擦面之间，依靠自然建立起的流体压力膜将两表面完全分离。这种借助流体在楔形间隙中的运动产生压力来承载的方法称为流体“动”力润滑，其滑动支承称为动压支承，又称为自建压力支承，如图1-2b所示。显然，静压支承必须有一套输送高压油（或气体）的供给系统（如油泵、管道、过滤器等等），成本高，占用空间大；而动压支承则完全不需要，能自动建立压力膜来承载。但是，如图1-2b所示，动压支承的先决条件之一是必须有足够大的相对速度，从而使机器在启动和停车阶段难以形成全液体润滑而发生表面接触，引起摩擦磨损，在这方面，静压支承显示出极大的优越性，不论载荷轻重，转速高低（即使没有相对运动，如图1-2a所示）仍然可以形成全流体膜来承载，因而在机械中的应用日益广泛，例如静压轴承、静压导轨、静压丝杆和静压蜗杆齿条副等静压支承。

静压支承的特点是，两表面之间强行分离开来的一层压力膜不是靠它们之间的相对速度来形成，所以它能在很宽的速度范围（包括静止状态）和载荷范围内无磨损地工作。

静压支承中的润滑剂可以是液体，也可以是气体，分别称为液体静压支承和气体静压支承。两者的基本工作原理相似，但由于润滑剂性质不同，使设计准则、计算方法和结

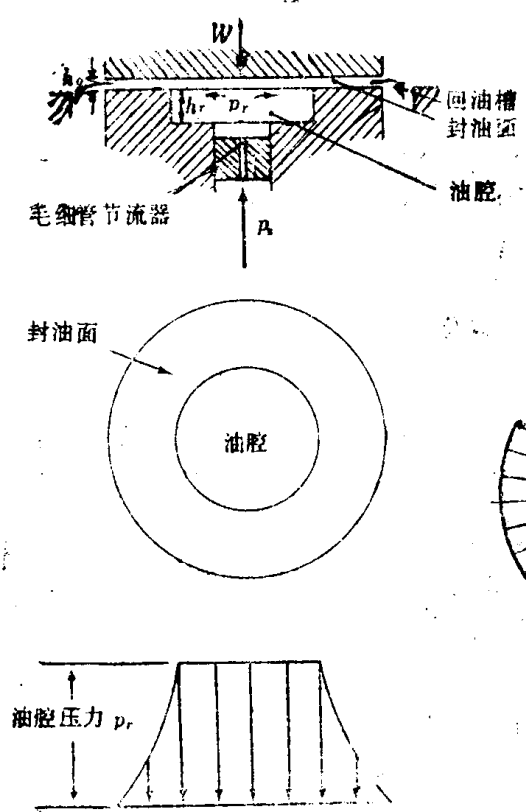


图 1-1 毛细管节流的圆形静压油垫

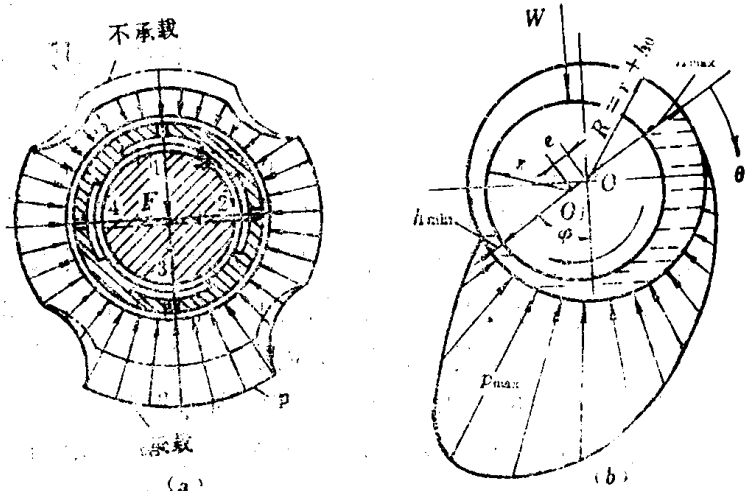


图 1-2 径向轴承压力分布
(a) 油腔式静压轴承 (b) 动压轴承

构形式有所不同。气体的粘度极小(约为油类的几百分之一),且具有可压缩性,在设计时不得不取较低的供气压力(很少超过0.6~0.7MPa),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。在高速运动时的气体支承的摩擦功率很小,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,在设计中应予考虑。本书着重讨论液体静压支承的工作原理及其设计计算方法。

最简单的一种静压支承如图 1-1 所示,高压油 p_1 经过进油小孔流入油腔,再经过很狭窄的支承间隙回油(压力降至外界压力)。由于支承间隙 h_0 远比油腔深度 h_r 小得多(一般 $h_r = (20 \sim 50)h_0$),因此压力油流过时受到很大的阻力,起阻油作用,使油腔和支承间隙中的油液能维持一定的静压力来承受外载荷,所以称之为封油面^①。油腔及其四周的封油面以及回油槽形成了一个独立的油流循环系统,称为油垫。它是最基本的静压支承单元。

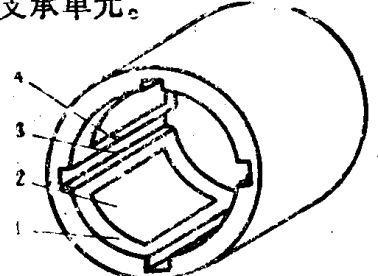


图 1-3 周向有回油槽回油腔径向轴承
1—轴向封油面; 2—油腔;
3—回油槽; 4—周向封油面

静压支承也可以由多个支承单元所组成,如 1-3 所示,周向有回油槽的四油腔静压径向轴承就可以看成是四个油垫所构成。

根据静压支承的原理,如图 1-1 所示,靠油腔及其封油面上的静压力来平衡外载荷 W 。

如果采用定量供油系统,如图 1-4 a 所示,高压泵以恒定的流量供给油腔,而不管油腔中的压力有多大,即不论外载荷 W 如何变动,输入油腔的流量不变。鉴于

① 又称封油边,或阻油面,英文叫 bearing land 或 sill,

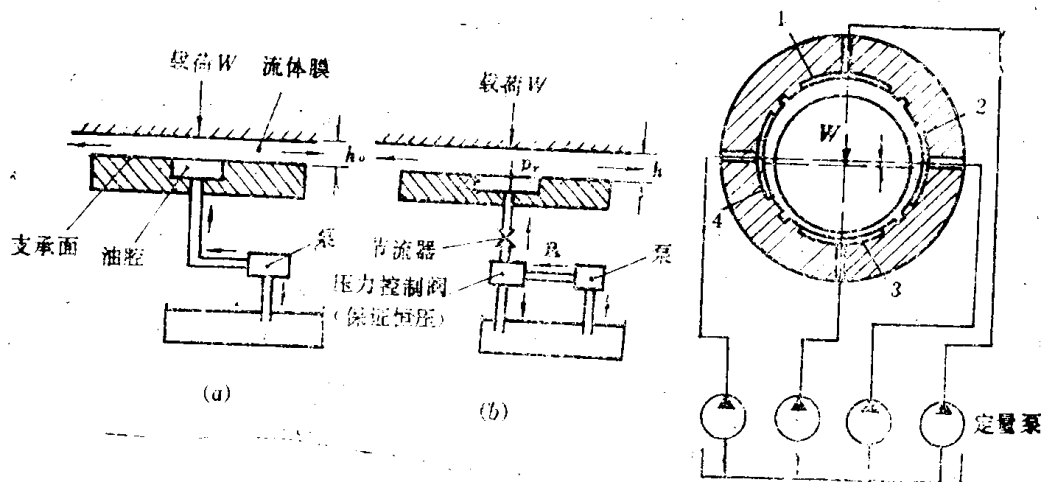


图 1-4 静压轴承系统的典型布置图

(a) 定量供油系统 (b) 定压供油系统 (c) 定量供油系统

液体不可压缩，根据流量连续性原理，能保持支承间隙 h_0 不变，从而保证全液体润滑。但是，对于图1-4c所示的多油腔径向轴承，每个油腔要求一个相应的定量供油来承载和适应载荷的变化，显然结构复杂，成本太贵。如果采用定压供油系统，如图1-4b所示，压力控制阀保证油液恒压供给，而不管油液流量有多大，即图1-1中的 p_r 不变，这就难以适应载荷 W 的变化。例如 W 增大时，油膜总的静压力与之无法平衡，必然使 h_0 逐渐减小直至上下两表面接触为止，从而无法形成油膜。此外，即使载荷 W 不变，但如图1-5a所示偏心作用（即外载荷作用线不通过油腔中心）时，由于油流总是朝压力低处流动，所以大量油从右边大间隙处流出，致使左侧两表面直接接触，也同样不能形成全油膜。因此，对于定压供油的静压支承系统，必需由静压支承、供油系统以及节流器这三部分组成。节流器是一个自动调节补偿元件，它的作用是自动调节油腔压力来适应外载荷的变动。图1-1中的进油毛细管就是一个最简单的节流器，其实质是对油流起阻流作用，产生流动阻力，使油泵供油压力 p_s 经过节流器后降为 p_r ，压力降为 $(p_s - p_r)$ ，通过毛细管节流器的流量 Q 和压力降 $(p_s - p_r)$ 成正比，因此，假设外载荷 W 突然增大，支承间隙 h_0 相应减小，导致静压支承流出的流量 Q 减小，由于是定压供油系统， p_r 不变，则使 p_s 增大，从而再次平衡外载荷。对于图1-2a所示的多油腔静压轴承，只要一个定压油泵，每个油腔前有一个节流器就可以了。对于图1-5的偏心载荷，如果同一油垫上采用图1-5b所示的两个油腔及相应两个节流器的话，就能自动调节补偿，例如向左侧倾斜时，由于左侧间隙减小，流量减少，右侧则反之，此时靠节流器的自动调节，使 p_1 增大， p_2 减小，对油垫中心形成一个顺时针方向的反力矩来平衡偏心载荷。这就是节流器的自动调节补偿原理，也就是定压供油的静压支承系统为什么必须有节流器的根本原因。因为它只要一只定压油泵，所以目前广泛应用这种定压供油的静压支承系统。

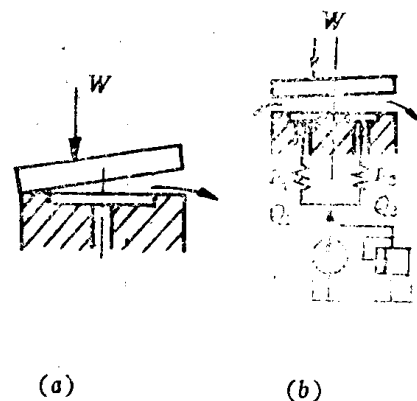


图 1-5 受偏心载荷

(a) 单油腔 (b) 双油腔带节流器

如上所述，与动压轴承相比，静压轴承能在低速（甚至静止不转）或者机器启动和停车阶段仍能形成全油膜承载，摩擦小，刚度大。此外，静压轴承还有一个突出的优点，即所谓“均化作用”。

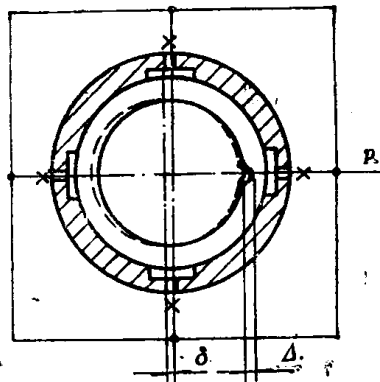


图 1-6 静压轴承的均化作用

如图 1-6 所示，轴或轴承表面的几何误差 Δ 由于多腔静压轴承的自动补偿适应，反映到轴线的偏移误差 δ 要小得多，一般 $\delta = \left(\frac{1}{5} \sim \frac{1}{10}\right) \cdot \Delta$ ，也就是说，加工主轴的不圆度允差一般可达主轴要求的回转精度误差的 (5~10) 倍，从而使用通常的加工方法可获得 $0.2 \sim 0.3 \mu\text{m}$ 这样高的主轴回转精度，所以静压轴承能提高主轴的回转精度。

归纳起来，静压轴承具有以下一些优点：

1. 速度和载荷范围广 与动压轴承不同，静压轴承在零转速（即静止不转）到很高转速范围内的各种相对速度下都能承载，而且载荷范围大，可以承受任意大小的载荷，其承载能力取决于供油压力和轴承结构的大小。

2. 油膜刚度高 由于节流器的设计，可以达到载荷变动时，轴的位置变动很小，甚至不变，以获得很高的油膜刚度，通常它比轴本身的刚度高好几倍。

3. 摩擦阻力小 由于实现了全液体润滑，而润滑油的粘性内摩擦远小于固体摩擦，因此启动和回转的摩擦阻力很小。

4. 磨损小，使用寿命长 无论是长期正常运转还是频繁地启动、停止，由于始终有一层油膜将相对运动表面隔开，使金属不直接接触，几乎不会发生磨损，所以能长期保持很高的运动精度，寿命长，对轴承材料的要求也较低。

5. 主轴回转精度高 静压油膜具有良好的纠正轴和轴承制造误差的作用，能有效地减小由于表面粗糙度及几何误差引起的径向和轴向跳动，从而提高了主轴的回转精度，或者说，在保证一定回转精度条件下，可以降低对轴和轴承制造精度的要求。

6. 阻尼大，抗振性能好 与滚动轴承和动压轴承相比，不论载荷轻重，由于轴周围始终包围着一层压力油膜，有良好的吸振阻尼作用，使主轴运转平稳，抗振性好得多。

静压轴承的主要缺点是需要一套过滤十分清洁的高压供油系统，制造成本较高，占用空间也较大，而且万一供油受阻或切断时（如节流器阻塞），静压失效会导致严重事故。此外还可能引起机械振动和噪音，这些缺点当载荷较大而需要较高供油压力时尤为突出。在这方面，动压轴承却体现出很大的优越性，因此随着机器向高速、重载、大功率、高精度方向发展，70年代以来，综合运用动压轴承和静压轴承的优点，取长补短，广泛采用动静压轴承 (Hydrostatic/Hydrodynamic Bearing, 即 Hybrid Bearing)，这种轴承能同时利用高压油的静压作用和轴转动引起的动压效应来形成油膜。

假如说，过去动压轴承和静压轴承由于工作原理不同，几乎是两个独立的分支，那么，现在似乎有互相结合的趋势。例如，动压轴承为了改善进油区的贫油现象，采用压力进油方式；为了抑制高速油膜振荡，采用静压阻尼的原理，这实质上已经属于动静压轴承的范畴。又例如，静压轴承为了充分利用动压效应，将油腔变浅，封油面加宽，甚

至取消油腔，实际上已经是动静压轴承了，它在工作时静压和动压均起作用，只是低速时主要靠静压、高速时主要靠动压承载，而用静压来控制、调节轴承的性能。

值得指出的是，动静压轴承是在运转时既利用动压又利用静压来承载，既发挥了高速时的动压效应又利用了低速和高速时优良的静压效应，从而使这种轴承在任何转速下均具有很好的承载能力和刚度，它比纯动压轴承的动力稳定性和冷却效果好，在高转速时采用较大的粘度和容许轴承间隙的制造偏差较大；它与纯静压轴承相比，可以以一个较低的供油压力就能获得高的过载能力，即使节流器堵塞而导致静压失效时，它还能靠动压工作，防止严重事故的突然发生，所以这是一种很有前途的滑动轴承。

顺便指出，不要把静压抬起、动压运行的静-动压轴承和动静压轴承混淆起来，前者是在机器启动时靠静压抬起主轴，达到一定转速后就关闭静压，完全靠动压来承载，而后者是在运转时，同时靠静压和动压来承载的。联邦德国 1.7m 板轧机已经将过去的静压抬起、动压轧制方式改用动静压轴承了。关于低压注入的动压轴承，如果只是略加压力使油能充分地流入动压轴承中去，而并不靠此压力参与承载的话，还不能算动静压轴承，只有当进油压力相当大，从而直接参与承载，大大影响轴承性能时，才是动静压轴承。

静压轴承经历了 100 多年的发展历史。最早可以追溯到 1851 年，法国人 L·D·Girard 在火车车轮轴承中第一次采用了静压轴承，其摩擦系数小到 1/500，几乎没有摩擦与磨损。但是直至 1947 年 D. D. Fuller 连续发表了一系列关于静压轴承设计计算的文章，才推动了它的应用。

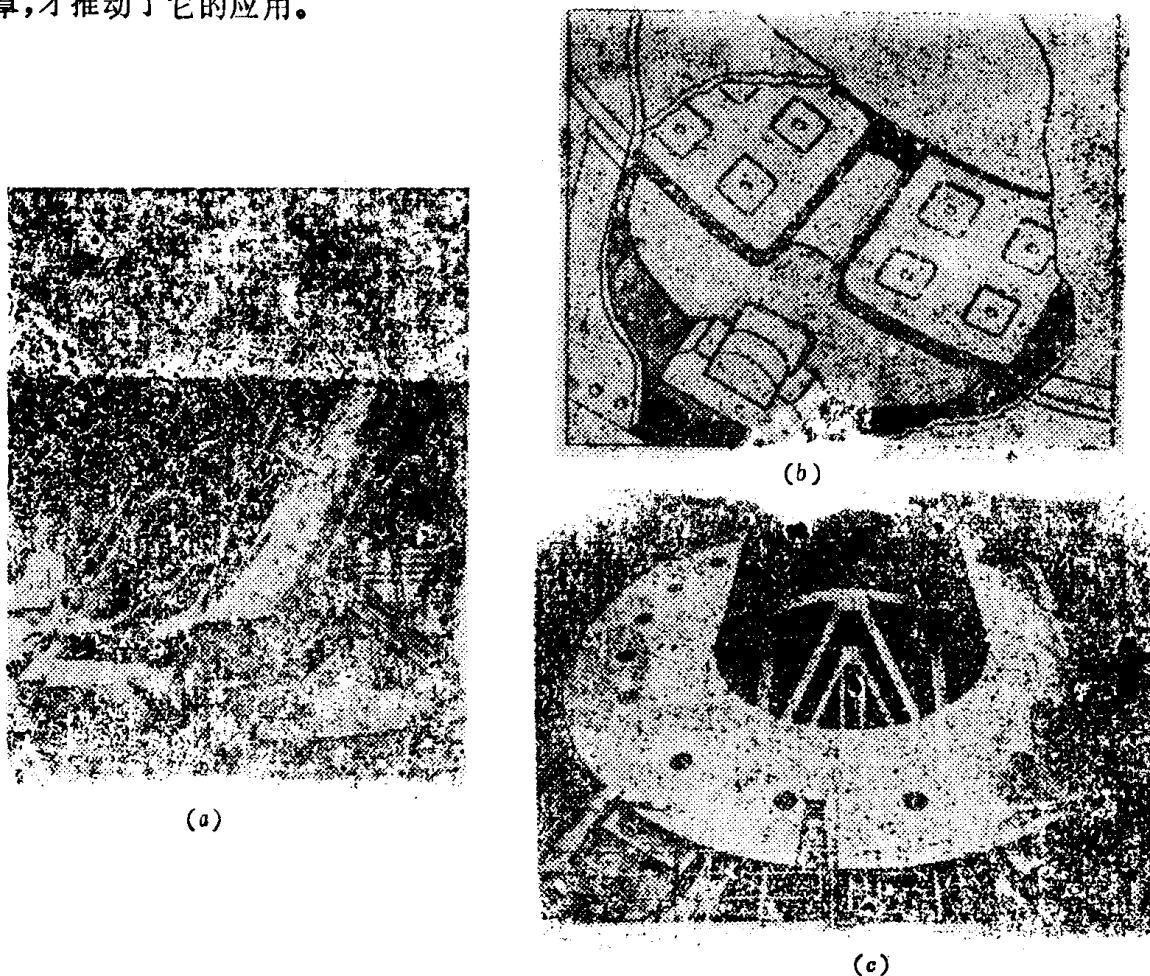


图 1-7 美国 Palomar 山上 5.08 m 天文望远镜

在低速重载设备中，最著名的应用实例是1938年美国加利福尼亚州 Polomar 山观察站的直径为200in(即5.08m)的天文望远镜采用了静压支承，如图1-7所示。望远镜镜身重达4.44MN，原先考虑滚动轴承方案，但是即使取摩擦系数 $f=0.001$ 时，摩擦力矩也很大，导致转动结构复杂，而且滚动轴承的摩擦阻力也不稳定。由于要求镜身的转速极慢，1转/天，根本不能考虑动压轴承方案。最后决定将镜身支承在三个静压油垫上，每个油垫是边长为71.1cm的正方形，有四个油腔(17.78×17.78cm)，油泵通过小孔节流将 $p_s=1910\text{kPa}$ 的高压油输入油腔中，取油膜厚度 $h_0=0.127\text{mm}$ ，SAE 20号油，每个油垫承载729.5kN，马鞍形的半径为7.01m，其摩擦系数低于0.000004！只需扭矩67.8N·m，即62W的电动机就可使镜身转动自如。此外，还有1965年建成的美国西弗吉尼亚州国立无线电天文观察站的直径42.7m射电望远镜(图1-8)，整个结构支承在四个静压油垫上，承受径向和推力载荷。美国 Goldstone 雷达天线直径达63m，也支承在静压轴承上。图1-9为有名的美国Denver, Colorado的 Mile High 体育场中的浮动大看台的示意图，它重4500t，21000个座位，支承在46个水润滑橡皮静压垫上，每个静压垫直径1.2m，加水压后，整个大看台能移动44.2m。

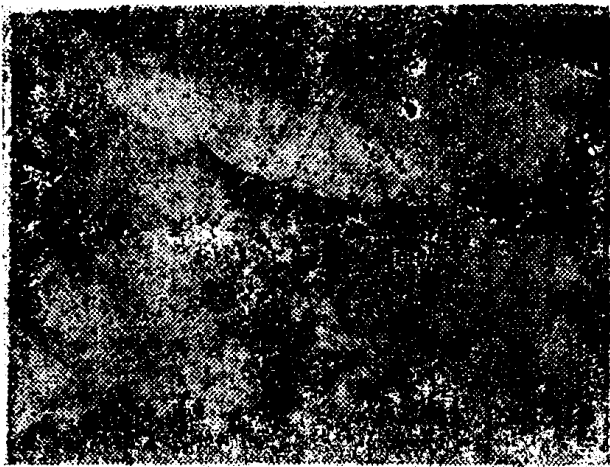


图 1-8 直径42.7m射电望远镜

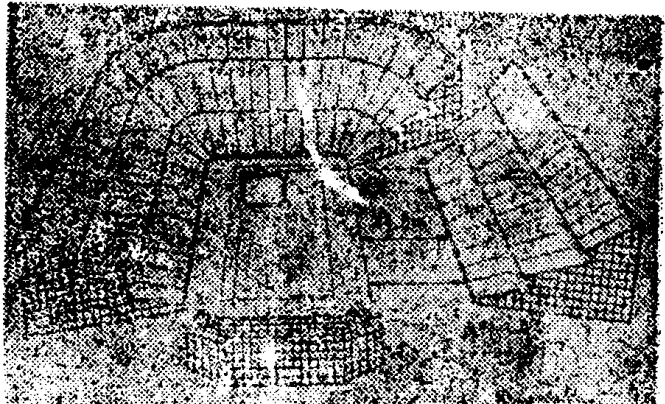


图 1-9 浮动大看台的示意图

在高速精密机床和测试仪器中，静压轴承也获得了广泛的应用，这是因为静压轴承无磨损，能确保加工精度和生产率，加工过程中抗振性好，且有均化作用可获得很高的回转精度。例如日本丰田工机 AHP 50-32 型超精密车床主轴轴承和导轨均采用静压支承。加工表面光洁度达 $0.02\mu\text{m}$ ，直线度 $0.2\mu\text{m}/90\text{mm}$ ，平面度 $0.5\mu\text{m}$ 。日本东京精密圆度仪的主轴回转精度达 $\pm 0.01\mu\text{m}$ 。此外，静压丝杆螺母副等都在精密车床和镗床上有所应用。

在轴承试验机和测力计以及液压马达中也采用静压支承。图1-10为美国 Texas 公司

生产的万能轴承试验机原理图，用来测量轴承的摩擦力矩。载荷通过浮动轴瓦加到试验轴承座上。为了尽量减少试验机本身的内部摩擦损失，在浮动轴瓦和试验轴承座之间采用静压油垫，用高压油输入时，使它们完全分开，其间油膜的摩擦剪应力几乎降为零，以保证精确测量试验轴承和试验轴之间的摩擦系数。美国 Jupiter 导弹空间计划中，火箭发动机的枢轴轴承试验台采用了静压轴承，要承受火箭发动机产生的高达137.9MPa压力的轴向推力，还要确保能在低摩擦下摆动 $\pm 7^\circ$ 的小角度以控制火箭的方向而不容许有爬行现象出现。图1-11为英国 SERC Daresbury 实验室原子核能设备中的磁分析器，重52t，支承在直径为1.8m的静压轴承上，包括六个环形推力油腔和三个小的径向支承油垫给以横向限制，要求仪器的垂直中心线在6.3m高度内半径偏差 $< 0.1\text{ mm}$ ，并要求从加速器发出的离子束能准确转向和调准。采用了毛细管节流器，供油压力为1.1MPa。

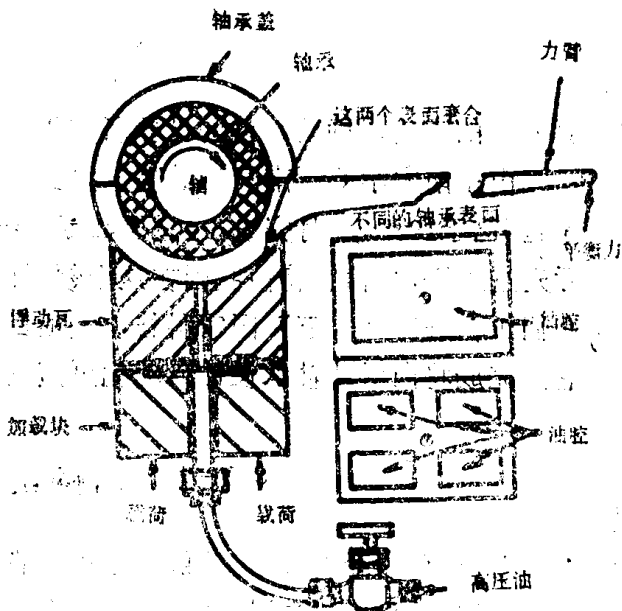


图 1-10 轴承试验机中的静压润滑

图 1-11 为英国 SERC Daresbury 实验室原子核能设备中的磁分析器，重52t，支承在直径为1.8m的静压轴承上，包括六个环形推力油腔和三个小的径向支承油垫给以横向限制，要求仪器的垂直中心线在6.3m高度内半径偏差 $< 0.1\text{ mm}$ ，并要求从加速器发出的离子束能准确转向和调准。采用了毛细管节流器，供油压力为1.1MPa。

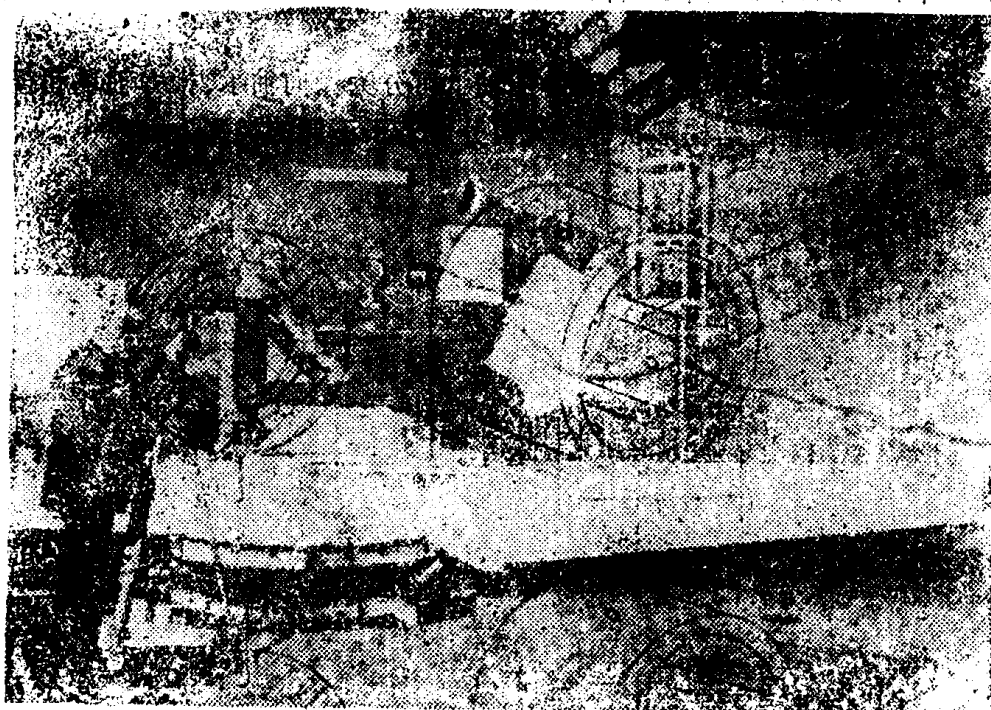


图 1-11 原子核能设备中的磁分析器

总之，由于静压轴承和动静压轴承的优越性能，在低速重载机械或高速精密机床、测量仪器以及航天设备中，近半个世纪以来静压支承得到了很快的发展。

我国上海机床厂自1958年开始研究液体静压轴承，目前已用于各类精密磨床，可以磨出 $\nabla 12$ 以上的光洁度。成都量具刃具厂利用静压技术在设备改造中遍地开花。

在静压和动静压推广应用的同时，作为润滑力学的一个分支，国内外高等学校和科研单位进行了大量的试验研究工作，包括节流器型式的选择、轴承结构的改进、设计计

算方法的完善、静动特性的试验研究以及轴-轴承系统的研究等。

由东南大学（原南京工学院）主要承担的“液体静压和动静压滑动轴承优化设计程序包”已于1986年6月完成，通过了江苏省省级鉴定和机械工业部的部级鉴定，质量达到国际先进水平，相信它将使我国在这个领域内的设计计算工作提高到一个新的水平。目前，我们正在进行“七五”国家科技攻关项目《滑动轴承CAD》的科研项目，可以预料，它的完成将向滑动轴承设计自动化更迈进一大步。

§ 1-2 结构型式及其工作原理

上一节已经提到，按供油方式，静压和动静压轴承可以分成定量供油式和定压供油式两种。定量供油式的静压轴承工作可靠，各油腔分别用一个定量泵供油，不需要节流器，当然不存在节流器堵塞的危险。又由于不论外载荷如何变动，定量供油，保证轴承间隙恒定不变，因此油膜刚度高；此外，定量供油式的油泵压力等于油腔压力，所以随外载荷的增减而增减，油泵消耗的功率小。但是，定量泵的结构复杂，每个油腔要一只定量泵，所以所需泵的数量多，成本较贵，目前只应用在特殊场合，例如载荷较大的大型及重型机床中。定压供油式由于结构简单，调整方便等原因，获得了广泛的应用，所以以后只讨论定压供油式的静压和动静压轴承系统。

按照承受载荷的方向来分，静压和动静压轴承可分为径向轴承、推力轴承和径向推力轴承三大类。再按其油腔的结构形状等，又可分成若干不同的类型。

一、径向轴承

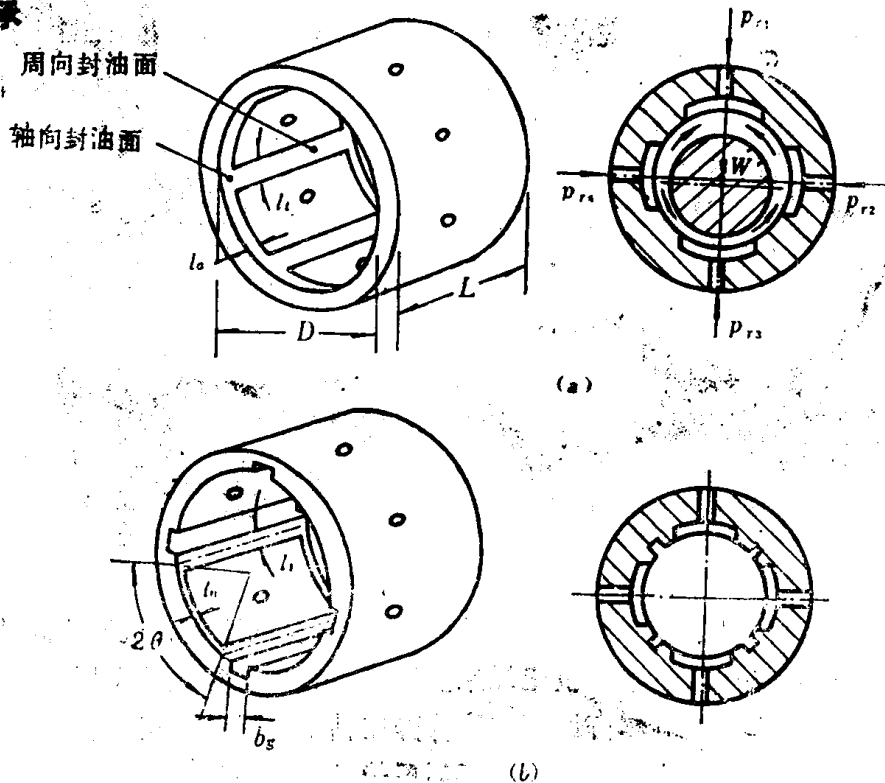


图 1-12 油腔式静压径向轴承
(a) 周向无回油槽 (b) 周向有回油槽

(1) 油腔式：一般指深油腔，其油腔深度 $h_r \geq (20 \sim 50)h_0$ (h_0 ——轴承半径间隙)，如图1-12a所示。按回油方式可分为：(1) 周向有回油槽①的油腔式轴承(图1-12b)和(2) 周向无回油槽的油腔式轴承(图1-12a)。前者由于油腔之间有回油槽隔开，油腔内的压力油经轴与轴承之间的间隙，从轴向和周向封油面②流出，每个油腔及其四周的封油面和回油槽构成一个独立的支承单元，展开后犹如单个推力油垫，相邻油腔之间没有内流，互不影响，所以又称为油垫轴承。为了防止高速时空气会从回油槽中吸入轴承油腔，产生不希望有的压缩性，影响轴承性能，设计时应保证回油槽内始终充满微量压力油。

在周向无回油槽的油腔式轴承中，油腔之间没有回油槽，油腔内的压力油只从轴向封油面流出轴承。因此轴承流量较小。受载后，轴和轴承发生偏心，各油腔的压力不再相等，沿周向，油从压力较高的油腔流向压力较低的油腔，产生内流现象。此外，当轴旋转时，由于偏心，封油面上形成楔形间隙，犹如动压轴承会产生动压效应，它和油腔的静压效应共同建立压力油膜来承受外载荷，所以它是一种动静压轴承。这种轴承结构简单，制造方便，有效承载面积较大，在计入动压效应以后，承载力和刚度都比周向有回油槽的大些，而且这种轴承所需流量较少，同时还可以防止高速时由于空穴作用导致空气从回油槽吸入油腔的弊病。

一般情况下，油腔式径向轴承的油腔是对称等面积的，如果要提高某个方向上的承载能力，可以设计成不等面积的油腔，如图1-13所示。油腔面积大的承载能力大，而反方向的承载能力小。它应用在轴的自重大、或者作用在某一方向上的载荷很大的重型机械中。

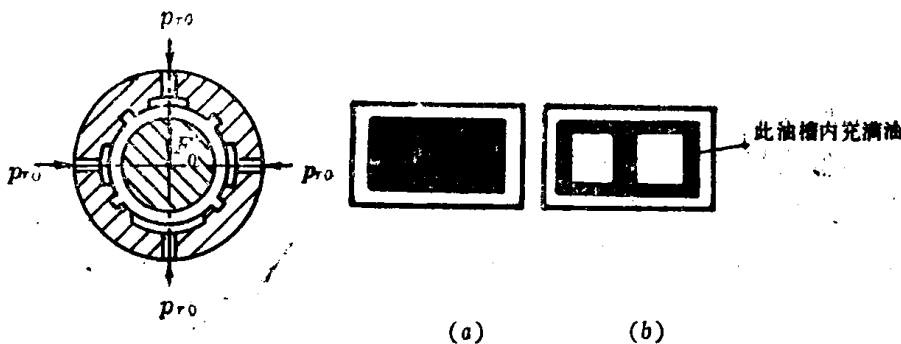


图 1-13 不等面积油腔的静压轴承

图 1-14 油腔的结构形式

(a) 矩形油腔 (b) 油槽形油腔

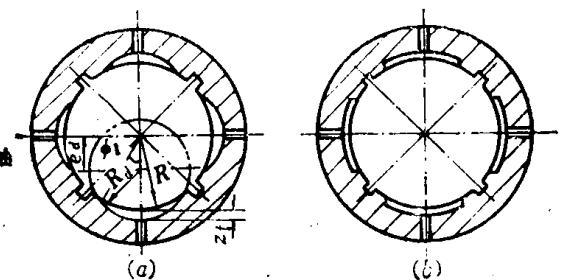


图 1-15 油腔内壁形状

(a) 偏心柱面 (b) 同心柱面

深油腔的形状通常采用矩形油腔(图1-14a)，油腔内壁的加工方法可用车、铣、镗等方法加工成偏心柱面(图1-15a)，也可以用铸造、电火花加工、内圆磨或仿形加工成等深度同心柱面(图1-15b)，当然前者的工艺性好。对于低速重载轴承，用油槽形油腔(图1-14b)更合适些，它的中间不全挖空，是由几条油槽组成，轴向油槽形状不限，矩形或V形均可，只要保证油流畅通即可。油槽形油腔和矩形油腔在同样轮廓尺寸

① 严格讲，应该是周向有轴向的回油槽(With axial grooves)。

② 注意，轴向封油面实际上是周向的，英文叫 circumferential land，而周向封油面则正好是轴向的(axial land)。

下，只要四周的封油面尺寸相等，则油腔的有效承载面积相等。当静止时，油槽形油腔能使轴和轴承的可接触面积大，比压小，起保护油腔封油面的作用，不易引起轴承精度变化。同时由于油膜挤压效应大，提高了阻尼作用，抗振性好。但是由于摩擦面积较大，所以摩擦功耗大一些。

深油腔式径向轴承如果封油面很窄，在小偏心工况下，封油面上的动压效应很小，可以忽略不计，因此主要靠油腔内的静压力来承载，属静压轴承范畴。为了充分利用动压效应，近年来人们对油腔结构给予很大重视，出现了不少新型的轴承结构型式来提高油膜刚度、动压效应和抗振性。例如，周向取消回油槽，加宽封油面，使油腔变浅、萎缩和减小轴承间隙等措施。

(二) 隙缝式：油腔破坏了动压效应，受载大的油腔可能出现油的倒流（经过节流器回到油泵中去），因此，为了充分利用轴向的动压效应，除加宽轴向封油面外，相对而

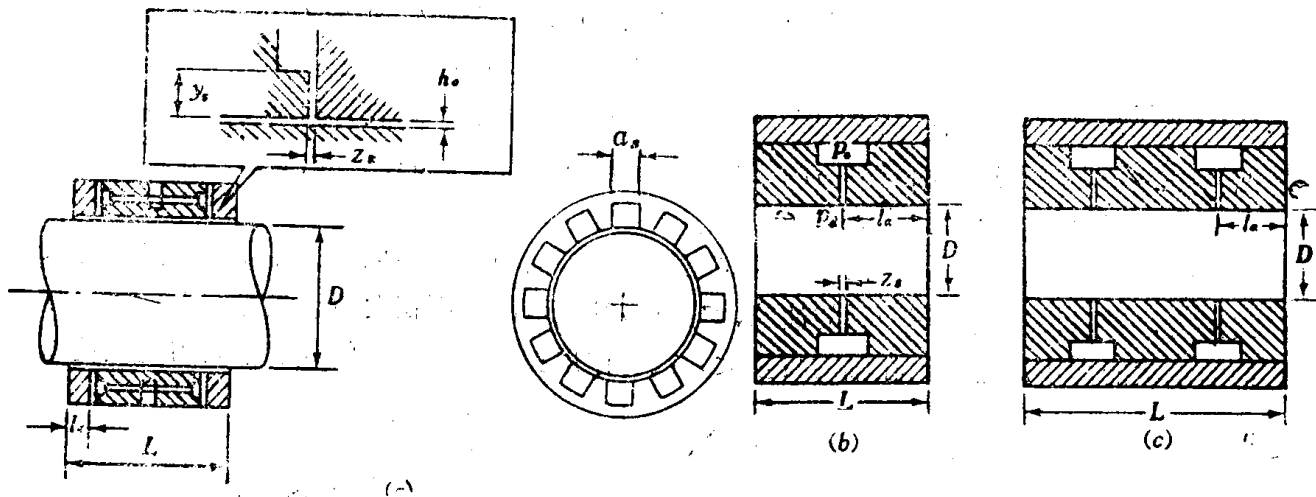


图 1-16 隙缝式动静压轴承

言，可以将油腔沿轴向萎缩成无油腔式的单排或双排进油隙缝，如图1-16所示，这就是隙缝式动静压轴承^①。其机理是周向仍然象一个多油腔径向轴承，但在轴向，油腔萎缩为单排或双排进油隙缝（每排隙缝数目较多，一般有8~16个），从而轴旋转时轴向大部分区域犹如动压轴承那样，有动压效应。因此，油膜中除因高压供油有静压效应外，还有显著的动压效应来补充承载，此时轴承处于动静压混合工作状态，为动静压轴承。当小偏心率或低速时，主要呈现静压轴承的特性，但又有动压作用以及挤压油膜阻尼作用，从而具有高的油膜刚度、回转精度和动态性能；在大偏心率或高速时，主要呈现动压轴承的特性，但隙缝中的压力供油能改善动态性能，具有承载能力和过载裕度。由于隙缝本身就是一个节流器，因而无需专门的节流器了，又因为隙缝就做在轴承上（多于8个），结构紧凑，并且能够承担任何方向的外载荷。研究表明这种隙缝式动静压轴承的动压效应大，所以油膜刚度高，阻尼大，抗振性好，具有良好的高速性能，其性能比油腔式静压轴承高，也优于一般的轴向沟槽式动压轴承。但是这种轴承摩擦功率大，温升较高，且因无油腔，高速时易失稳，而且隙缝难以制造，其应用受到一定的限制，只适用于高速轻载情况，例如在小直径高速内圆磨具及内螺纹磨床上已有应用。

^① 又叫沟槽式动静压轴承，英文叫 Slot-entry hybrid bearing。

根据相同的节流方式，可以在轴承圆柱外表面上加工出环形槽5和4，利用它和轴承壳体之间的窄间隙 h ，来实现节流作用，称为外间隙节流静压轴承，如图1-17a所示；图1-17b为轴承节流部分的展开图。

(三) 小孔式：为了进一步利用周向的动压效应，进油口不是隙缝而是小孔（毛细管或者孔口）它可以是单排，也可以是双排；它可以沿周向均匀分布，也可以不均匀分布，称为小孔式动静压轴承①如图1-18a所示。从制造看，小孔比隙缝易于加工，特别是大型轴承，为了使油能由小孔充分进入轴承中，小孔附近可以开一短油槽，如图1-18b所示；从机理看，它是隙缝式的进

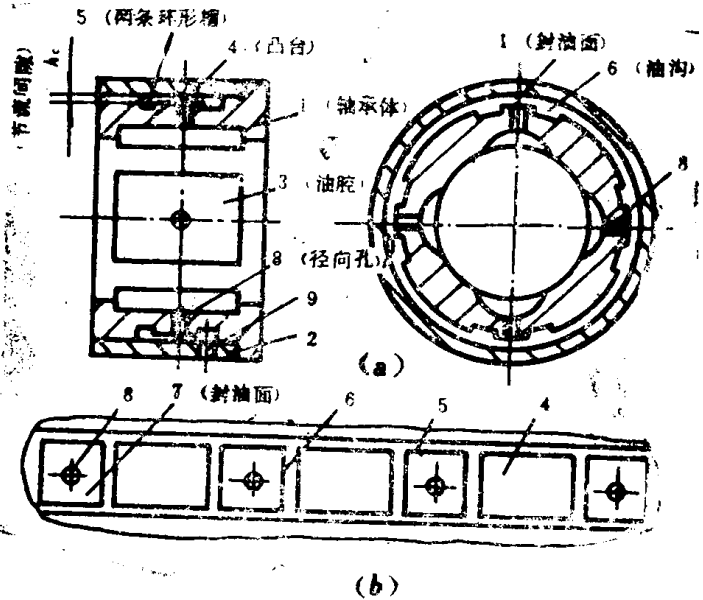


图 1-17 外间隙节流静压轴承
(a) 轴承视图 (b) 轴承节流部分展开图

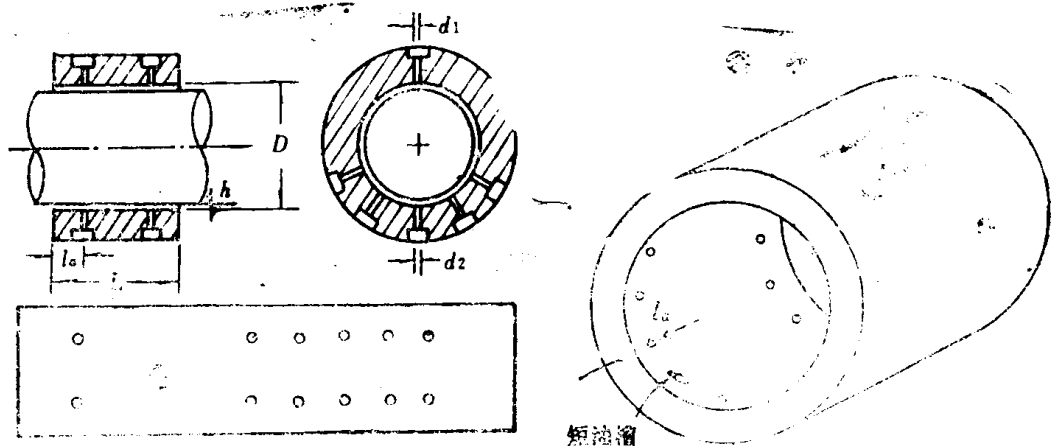


图 1-18 小孔式动静压轴承
(a) 视图及展开图 (b) 立体图

一步改进：隙缝式将油腔式在轴向萎缩，以利用动压效应，而小孔式将隙缝式在周向进一步萎缩，再度利用周向的动压效应。它是一种新型的动静压轴承，可以以动压为主，静压不必太大，利用静压来调整和控制轴承的静态和动态特性，使轴承性能得到充分提高，它既具有静压轴承的优点（低偏心率时的高刚度、高精度、低磨损和发热小的优点）；又具有动压轴承的优点（高偏心率时的高承载能力，有高的过载能力），从而在整个速度和载荷范围内（从0～最高工作转速，从0～最大偏心率）刚度都很好，还能防止万一高压供油受阻或切断时静压失效（周向小孔很多，不可能都堵塞，万一如此，也仍有动压来承载）、或者机器启动或停车时动压失效（此时静压仍在工作）时导致轴承损坏的危险。如果周向小孔不均匀分布，甚至孔径也不相等的小孔式动静压轴承

① 英文叫 hole-entry hybrid bearing.