

国家自然科学基金项目资助



圆柱、圆锥 动静压滑动轴承设计

夏恒青 主审

郭红 岑少起 张绍林 编著



郑州大学出版社

国家自然

圆柱、圆锥 动静压滑动轴承设计

夏恒青 主 审

郭 红 岑少起 张绍林 编 著



郑州大学出版社

郑 州

图书在版编目(CIP)数据

圆柱、圆锥动静压滑动轴承设计/郭红,岑少起,张绍林编著. —郑州:郑州大学出版社,2013.12

ISBN 978-7-5645-1147-0

I. ①圆… II. ①郭… ②岑… ③张… III. ①动压轴承-滑动轴承
②静压轴承-滑动轴承 IV. ①TH133.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 222890 号

郑州大学出版社出版发行

郑州市大学路 40 号

出版人:王 锋

全国新华书店经销

开封市精彩印务有限公司印制

开本:787 mm×1 092 mm 1/16

印张:21

字数:497 千字

版次:2013 年 12 月第 1 版

邮政编码:450052

发行部电话:0371-66966070

印次:2013 年 12 月第 1 次印刷

书号:ISBN 978-7-5645-1147-0 定价:38.00 元

本书如有印装质量问题,由本社负责调换

前 言

QIANYAN

现代制造业的快速发展对高速、超高速工况下转子支承的摩擦功耗和稳定性提出了越来越高的要求,全液体滑动轴承在各类机械尤其是高速精密机械中得到了越来越广泛的应用。

滑动轴承根据润滑膜的形成方式可分为静压轴承、动压轴承和动静压混合轴承。静压轴承又称外部供压支承,润滑剂是在压力作用下由外部供给的,其流体润滑状态的建立基本上与速度无关,可以在较宽广的速度范围和载荷范围内无磨损地工作,但需要一套完整的外部供油装置和节流装置,节流器往往结构复杂且较容易堵塞。

动压轴承又称自动产生压力支承,轴颈相对轴瓦运动,润滑剂靠轴颈带入轴承楔形间隙中以形成压力膜。一般来讲,油膜间隙越小,相对转动速度越高,则形成的动压力就越大,轴承的承载能力也越强。但在启动和停车时由于速度很低,不易形成油膜润滑,轴承的承载力很小,易磨损,精度、寿命受限制。

动静压混合轴承是在静压轴承基础上发展起来的一种新型结构轴承。不转动时具有静压特性,是一个静压轴承;转起来后动、静压特性都有,但不是简单的叠加。动静压轴承既保留了静压轴承原有的优点,同时又利用了动压轴承的附加动压效应,有较宽广的速度范围和无摩擦工作区域、较高的位置精度和旋转精度、较好的稳定性等一系列优点,克服了静压轴承中不充分利用动压力而导致承载力、刚度相对较低以及动压轴承启动和停车时磨损大的缺点,同时动静压轴承中的浅腔可作为节流器,使故障率大大降低。因此,动静压混合轴承最近十几年发展非常迅速。

尽管普通动静压混合轴承具有很多优点,但是仍然受到速度的限制,特别是当转速升高到一定程度时,轴承的摩擦功耗急剧上升,从而引起油温大幅度升高和轴承的发热变形。另外,高速时轴承易于失稳。而浮环轴承相比普通动静压轴承具有更好的性能,可以在更高的速度范围内稳定工作。

浮环轴承在轴颈和轴瓦之间引入特定的浮环结构,浮环受力平衡后能够以一定的速度稳定运转,从而降低轴颈和轴瓦之间的相对转动速度。浮环轴承的主支承膜(即轴与浮环之间的油膜)是由轴和浮环的速度之和来形成流体动力润滑效果的,因而比同种结构尺寸的单膜轴承承载力有所提高。由浮环轴承支承的转轴以相对速度差工作,这使轴的摩擦功耗得以降低。另一方面,对于主支承膜(内膜)而言,外膜(即浮环与轴承之间的油膜)就是一种油支座,使轴承处于弹性支座下工作,可以有效地提高或改善轴承的稳定性。

静压及动静压轴承的研究和应用最早可以追溯到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,但是直到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。流体动压现象最早是在1883年由英国学者B. Tower研究滑动轴承中压力分布时发现的,继而O. Reynolds于1886年分析了动压效应的机理并导出了描述润滑膜压力分布的微分方程,奠定了流体动力润滑理论的数学基础;1900年,德国人R. Stribeck完成了对雷诺方程的基本试验;1904年,A. Sommerfeld求解了雷诺方程中无限长轴承的积分;1953年,De. Virk和Du. Bois发展了窄轴承理论。这些研究奠定了动压理论的原始基础并一直沿用至今。

发展到今天,动压、静压及动静压滑动轴承已经经历了一百多年的历史。近三十年来,有限元法和有限差分法的发展以及计算机的应用,促进了有限宽轴承问题的求解;20世纪90年代以来,滑动轴承气油两相流润滑和紊流润滑的研究以及不断出现的新型轴承(如磁悬浮轴承、气体轴承、电磁流体混合轴承等)丰富了润滑理论的内容。由于静压轴承和动静压轴承的优越性能,它们在低速重载机械或高速精密机械、测量仪器以及航空、航天设备中得到了很快的发展。

本书作者所在的郑州大学摩擦学研究室从20世纪80年代开始从事浮环动静压轴承的研究,先后承担了四项国家自然科学基金项目并取得了多项研究成果。1996年完成的基金项目“圆锥浮环动静压轴承

静、动态特性研究”(编号:59175180)提出了具有深浅腔结构的圆锥浮环动静压轴承结构,分析了圆锥浮环轴承的平衡条件和参数对特性的影响规律;2003年完成的基金项目“径向-推力联合浮环动静压轴承静、动态特性研究”(编号:59875080)提出了新型结构的径推联合浮环动静压轴承并对其特性进行了研究;2009年完成的“三维浮环动静压轴承-转子系统特性及主动控制研究”(编号:50575212)采用新型内部节流方式,并通过结构优化设计实现了径推浮环轴承内外膜独立供油,提高了轴承-转子系统的稳定性;2011年获得资助的“多种流态共存时超高速浮环动静压轴承润滑理论、实验和应用研究”(编号:51075373)针对高速动静压轴承层流、紊流共存情况下油膜静、动态特性进行了研究。

本书是液体静压和动静压(浮环)轴承设计、计算和试验研究的专著,以圆柱和圆锥动静压轴承为研究对象,全面介绍静压和动静压(浮环)轴承的结构形式、设计理论及计算方法。全书共分10章。第1章为绪论,阐明对高速、超高速转子支承进行研究的必要性和工程实际意义,归纳和总结目前国内外在动静压轴承和浮环轴承理论和试验方面的研究。第2、3章重点阐述流体润滑基本性质和静压支承设计,对不同结构形式的油腔和常用节流器的结构形式及特性进行分析,在此基础上论述不同节流形式下单腔、对置及径向轴承静压油垫的特性参数。第4章以流体动压润滑轴承为研究对象,阐述动压润滑的承载机理和基本方程的建立,在此基础上推导动压轴承静、动特性的计算公式。第5、6、7章针对圆柱和圆锥动静压(浮环)轴承,建立无量纲数学模型,得到承载力、摩擦力、流量等静特性参数和刚度、阻尼等动特性参数;对动静压(浮环)轴承的稳定性进行分析,给出了圆锥轴承三维稳定性判据。第8章主要讨论数值计算,分别采用五点差分法和有限元法建立圆柱、圆锥动静压轴承控制方程的离散格式。第9章对圆柱、圆锥动静压(浮环)轴承的优化设计进行了探讨。第10章讨论圆柱、圆锥动静压(浮环)轴承的试验原理及试验方法,探讨油膜特性参数的测量方式。

全书所包含的圆柱、圆锥动静压(浮环)轴承整套设计理论、计算方法和结果、试验原理及结果为作者多年来从事动静压轴承研究的成果,并有自主开发的计算机软件作为支撑,可供从事动静压(浮环)轴承设计、试验和研究的广大师生和工程技术人员使用。本书第1、2、3、6、

8章由郭红编著,第4、5章由岑少起编著,第7、9、10章由张绍林编著,夏恒青教授对全书做了仔细的审阅,在本书的编写过程中,还得到了张直明教授以及作者所在单位很多同仁的帮助和支持,谨在此表示衷心的感谢。希望通过本书的发行,推广动静压轴承在高速高精机械设备中的应用,并使本书成为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。

作者

2012年9月

目 录

MULU

第1章 绪论	1
1.1 滑动轴承的工作原理及结构形式	1
1.2 轴承-转子系统稳定性研究	7
1.3 滑动轴承试验研究	8
1.4 本书主要研究内容	8
第2章 基本设计理论	10
2.1 润滑油的主要性质	10
2.2 流动液体的性质	14
2.3 油液在压力下流经缝隙、毛细管和薄壁小孔的流量	16
2.4 静压支承工作原理	24
2.5 常用油垫(腔)的液阻及有效承载面积	26
2.6 液体静压支承的节流器	33
第3章 静压支承设计	41
3.1 静压油垫的承载力及静刚度计算	41
3.2 毛细管类节流静压支承	43
3.3 小孔节流静压支承	47
3.4 内部节流静压支承	54
3.5 圆台柱销节流静压支承	59
3.6 不同节流形式静压支承性能比较	68
3.7 向心静压支承的工作性能指标及主要参数选择	71
第4章 流体动压润滑轴承特性计算	77
4.1 动压形成原理	77
4.2 动压润滑基本方程	79
4.3 Reynolds 方程的推导	86
4.4 油膜压力分布和静特性计算	96
4.5 流体动压润滑轴承的动力特性计算	116
4.6 流体动压润滑轴承参数选择	127

第 5 章 圆柱、圆锥动静压轴承特性分析	130
5.1 圆柱动静压轴承数学模型及其无量纲化	130
5.2 圆锥动静压轴承静特性数学模型及其无量纲化	136
5.3 圆锥动静压轴承动特性计算	141
第 6 章 圆柱、圆锥动静压轴承稳定性分析	153
6.1 油膜失稳现象	153
6.2 油膜失稳的力学机理	155
6.3 油膜稳定准则	162
6.4 失稳转速计算	171
6.5 提高稳定性的措施	175
6.6 圆锥动静压轴承三维稳定性判别	183
第 7 章 圆柱、圆锥浮环动静压轴承	190
7.1 圆柱浮环动静压轴承静特性数学模型	190
7.2 圆柱浮环动静压轴承动态特性	196
7.3 圆锥浮环动静压轴承静特性数学模型	207
7.4 圆锥浮环轴承静特性数学模型的无量纲化	210
7.5 圆锥浮环动静压轴承动态特性分析	213
7.6 圆柱浮环轴承稳定性分析	232
7.7 圆锥浮环轴承稳定性分析	238
第 8 章 圆柱、圆锥动静压轴承数值计算	244
8.1 圆柱动静压轴承的五点差分法	244
8.2 圆锥动静压轴承的五点差分法	246
8.3 有限宽圆柱轴承的有限元法	247
8.4 圆锥动静压轴承的有限元计算	252
8.5 圆柱、圆锥浮环动静压轴承有限元格式	256
第 9 章 圆柱、圆锥动静压轴承优化设计	260
9.1 动静压轴承优化设计	260
9.2 圆锥动静压轴承优化设计实例	265
9.3 圆柱浮环动静压轴承优化设计实例	268
第 10 章 圆柱、圆锥轴承试验原理及试验方法	284
10.1 静特性参数测定	285
10.2 圆柱轴承油膜动特性参数测试	287
10.3 圆锥轴承油膜特性参数测试	294
10.4 圆柱浮环动静压轴承试验结果	309
参考文献	318
主要参数说明	322

第 1 章

绪 论

1.1 滑动轴承的工作原理及结构形式

现代工业的发展对高速重载工况下转子支承的摩擦功耗和稳定性提出了越来越高的要求,滑动轴承因其优越的适应能力得到了越来越广泛的应用。滑动轴承一般工作在流体润滑状态下,这时摩擦副两工作表面被一定厚度($>1.5 \sim 2 \mu\text{m}$)的黏性流体分开,运动表面不直接接触,此时摩擦阻力只由流体膜的内摩擦引起,滑动摩擦系数为 0.001,甚至更小。因此全液体滑动轴承在各类机器尤其是高速高精机械中得到了越来越广泛的应用。

在滑动轴承中,根据润滑膜的形成方式,可分为静压轴承、动压轴承和动静压混合轴承。静压轴承又称外部供压滑动支承,润滑剂是在外压作用下由外部供给的,其流体润滑状态的建立与速度无关,可以在较宽广的速度范围和载荷范围内无磨损地工作,但需要一套完整的外部供油装置和节流装置,节流器往往结构复杂,容易堵塞。静压支承又分为液体静压支承和气体静压支承,气体的黏度很小(约为油类的几百分之一),且具有可压缩性,在设计时只能取较低的供气压力(很少超过 $0.6 \sim 0.7 \text{ MPa}$)。所以气体支承的承载能力很小,且气体的可压缩性使气体支承更容易出现不稳定性。

相比气体静压支承,液体静压支承具有如下特点:

(1) 工作速度和载荷范围很宽。静压轴承在零转速到很高转速范围内都能承载,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。节流器的设计可以使载荷变动时,轴的位置变动很小,甚至不变,油膜刚度通常比轴本身的刚度高好几倍。

(3) 摩擦系数和驱动功率较低。液体静压实现了全液体润滑,润滑油的黏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,工作寿命长。无论是长期正常运转还是频繁启动、停止,由于一层油膜将运动表面隔开,使金属不直接接触,几乎不会发生磨损,能长期保持很高的运动精度,且寿命长,对轴承材料的要求也低。

(5) 阻尼大,具有良好的静动刚度、吸振性能和稳定性。

(6) 主轴回转精度高。静压油膜有良好的纠正轴和轴承制造误差的作用,能有效减少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。

(7) 可利用油腔压力差实现某些自动控制,如恒力切削、自动对刀等。

(8) 需要一套供油装置,需要增加成本,同时也增大设备占地面积。

动压轴承又称自建压力支承,轴颈相对轴瓦运动,润滑剂靠轴颈带入轴承楔形间隙中以形成压力膜。一般来讲,油膜间隙越小,相对转动速度越高,则形成的动压力就越大,轴承的承载能力也越高。但在启动和停车时由于速度很低,不能形成油膜润滑,轴承的承载力很小,易磨损,精度、寿命受限制。

动静压混合轴承是在静压轴承基础上发展起来的一种新型结构轴承。不转动时具有静压特性,是一个静压轴承;转起来后动、静压特性都有,但不是简单的叠加。动静压轴承既保留了静压轴承原有的优点,同时又利用了动压轴承的附加动压效应,有较宽广的速度范围和无摩擦工作区域,较高的位置精度和旋转精度,较好的稳定性等一系列优点,克服了静压轴承承载力小、刚度相对较低,动压轴承启动及停车时磨损大的缺点,同时动静压轴承中的浅腔可作为节流器,使故障率大大降低。动静压混合轴承最近十几年发展非常迅速。

各类动静压轴承在高速、超高速旋转机械领域具有较好的应用前景,是高速旋转机械的核心部件,同时也是决定旋转机械动力学品质、制约旋转机械向高速、超高速发展的关键因素。目前在航空航天、空分设备、钢铁、石化、发电等行业中使用的涡轮泵、汽轮机、压缩机、透平膨胀机以及精密加工机床的主轴轴承普遍采用各种液体动压及动静压润滑轴承,如可倾瓦轴承、椭圆轴承、三油叶轴承等。例如对于航天领域的液体火箭发动机涡轮泵转子支承,各个国家进行了大量的研究工作。美国的 Aritles 和 Walowit 等设计的用于 SSME 上的动静压轴承,其转速达到 36000 r/min;1998 年日本 IHI 设计的一种用于 LE-5 液氢泵上的多油腔动静压轴承,转速达到 50000 r/min,2000 年 IHI 对带回油槽的动静压轴承重新进行了优化设计,并在 60000 r/min 的转速下成功进行了试验;法国 Snecma 最近几年也进行了大量的研究工作,研制出了称为 Tptech 的航天涡轮泵样机,试验最大转速达到 110000 r/min。与西方国家相比,我国对于液体火箭发动机涡轮泵用的高速轴承研究相对落后。

虽然滑动轴承应用在高速旋转支承上具有一定的优越性,但普通动压及动静压轴承在高速(10000 r/min 以上)、超高速(30000 r/min 以上)时面临的一个共同问题就是由于轴承内摩擦功耗急剧上升而导致润滑油温度急剧升高,例如钢铁厂透平膨胀机常用的三油叶轴承,当转速为 30000 r/min,轴承出口处的温升已达 27 °C,实际油温冷却后仍接近 50 °C,夏季甚至达到 70 °C。同样的转子使用可倾瓦轴承,当转速为 36000 r/min,润滑油的温升已达 29 °C,温升对于固定设备还可以用冷却解决,而运动设备就困难一些,往往增

加设备重量。显然,如此高的温升速度使得继续升速极为困难。制约旋转机械向高速、超高速发展的另一个瓶颈是由于轴承油膜振荡引发的稳定性问题以及转子在高速、超高速时由于不平衡或其他外部激励引发的振动超标。而在上述行业中,一旦因为轴承稳定性问题或由于转子振动超标引起燃汽轮机、压缩机、透平膨胀机等停车,将造成巨大的经济损失。因此,研制具有较低摩擦功耗、高稳定性、高抑振性的滑动轴承,对高速、超高速旋转机械具有重要意义。

静压及动静压轴承的研究和应用最早可以追溯到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,但是直到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。流体动压现象最早是在1883年由英国学者B. Tower研究滑动轴承中压力分布时发现的,继而O. Reynolds于1886年分析了动压效应的机理并导出了描述润滑膜压力分布的微分方程,奠定了流体动力润滑理论的数学基础;1900年,德国人R. Stribeck完成了对雷诺方程的基本试验;1904年,A. Sommerfeld求解了雷诺方程中无限长轴承的积分;1953年,De. Virk和Du. Bois发展了窄轴承理论。这些研究奠定了动压理论的原始基础并一直沿用至今。

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Palomar山观察站的直径为5.08 m的天文望远镜采用的静压支承。在高速精密机床和测试仪器中,静压轴承也得到了广泛的应用,例如日本丰田工机AHP50-32型超精密车床主轴轴承和导轨均采用静压支承。在轴承试验台和测力计及液压马达中也采用静压支承,例如英国SERC Daresbury实验室原子核能设备中在直径为1.8 m的静压轴承上的磁分析器支承。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。

发展到今天,动压、静压及动静压滑动轴承已经经历了一百多年的历史。近三十年来,有限元法和有限差分法的发展以及计算机的应用,促进了有限宽轴承问题的求解;二十世纪九十年代以来,滑动轴承气油两相流润滑和紊流润滑的研究以及不断出现的新型轴承(如磁悬浮轴承、气体轴承、电磁流体混合轴承等)丰富了润滑理论的内容。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、测量仪器以及航空、航天设备中得到了很快的发展。

1.1.1 静压及动静压轴承

静压及动静压轴承的形式多种多样,按照承受载荷的方向来分,可分为径向轴承、推力轴承和径向推力联合轴承三大类。根据轴承形状不同,径向轴承可分为圆柱轴承、椭圆轴承、三叶轴承、错位轴承等。动静压径向轴承从结构上可分为油腔式、缝隙式、小孔式等。

油腔式动静压轴承可以有多种形式,按回油方式可分为周向有回油槽的轴承(油垫轴承,如图1-1所示)和周向无回油槽的轴承(油腔轴承,如图1-2所示);按照腔的深浅可分为纯浅腔动静压轴承(如图1-3所示)和深浅腔动静压轴承(如图1-4所示)。浅油腔动静压轴承有单排和双排两种结构,浅油腔本身还能兼作节流器,这种轴承具有刚度、精度高、稳定性好、结构简单和油泵功耗小等优点。为了充分利用动压效应,近年来人们对油腔结构给予了高度重视,出现了很多新型的轴承结构形式来提高油膜刚度、动压效

应和抗振性,例如采用高低压油腔、具有动压楔面的静压腔、具有静压进油口的动压轴承等。

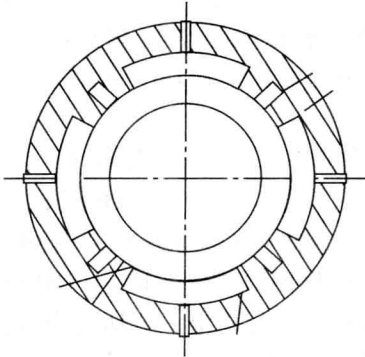


图 1-1 周向有回油槽的油腔轴承

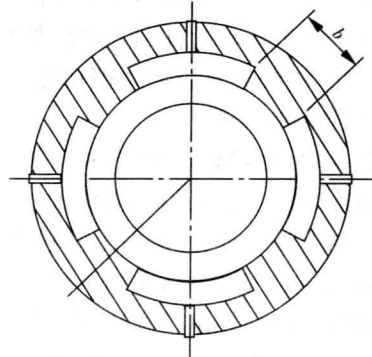


图 1-2 周向无回油槽的油腔轴承

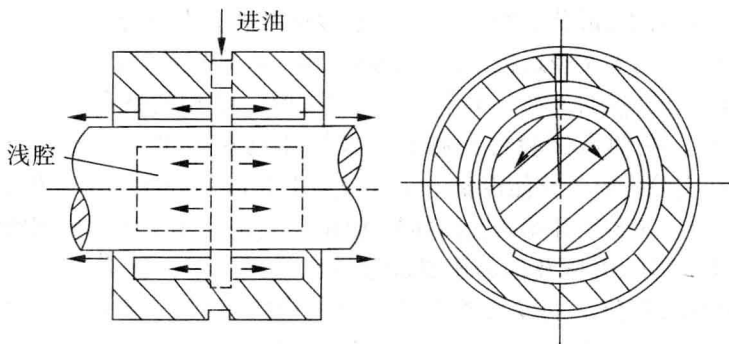


图 1-3 纯浅腔动静压轴承

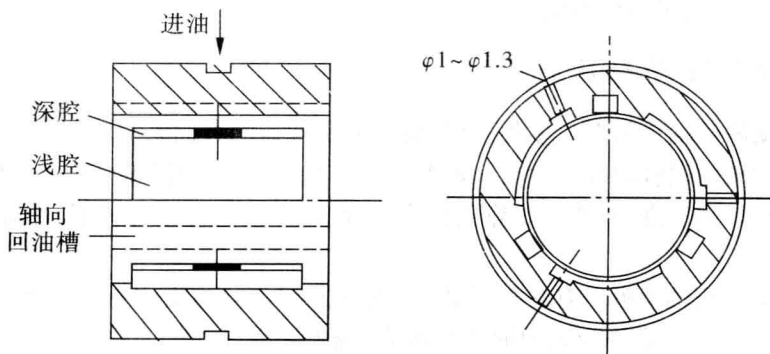


图 1-4 孔式环面节流深浅腔动静压轴承

缝隙式动静压轴承又称沟槽式动静压轴承,周向仍然是一个多油腔径向轴承,而将油

腔沿轴向萎缩成无油腔式的单排或双排进油缝隙,每排缝隙数目较多,一般有8~16个。在小偏心率或低速时,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;在大偏心率或高速时,主要呈现动压轴承的特性,但缝隙中的压力供油能改善动态性能。但是这种轴承摩擦功率大,温升较高,无油腔使得高速时易失稳,而且缝隙难以制造,应用受到一定的限制,只适用于高速轻载情况。

小孔式动静压轴承将进油口由缝隙萎缩成小孔(毛细管或者孔口),可以是单排,也可以是双排,可以沿周向均匀分布,也可以不均匀分布。它是缝隙式的进一步改进,将油腔在轴向和周向同时萎缩,以充分利用动压效应。从制造看,小孔比缝隙易于加工。研究表明,小孔式动静压轴承既具有静压、动压轴承的优点,又能防止万一高压供油受阻或切断时静压失效,高速时还能抑制油膜振荡,是一种很有前途的新型滑动轴承。

对于缝隙式和小孔式等无腔型动静压轴承,目前研究较为广泛的是那些具有普通圆柱动压轴承形式的轴承,由于缝隙或小孔的节流效果,使轴承除具有动压承载能力外,同时具有一定的静压承载能力。目前,国内外研究较多的是这种无腔式动静压混合轴承,并通过优化计算得到了比较合理的结构参数。

推力轴承也可分为腔式和缝隙式,矩形单油腔平面油垫是最简单的一种推力轴承,可以用于简单的推力轴承和开式静压导轨中;圆形单油腔平面油垫和环形单油腔平面油垫广泛应用于推力轴承和主轴中;扇形多油腔平面油垫具有抵抗倾覆力矩的能力。缝隙式推力轴承则是利用缝隙式径向轴承的原理。

圆柱动静压轴承主要承受径向载荷,推力轴承主要承受轴向载荷,但在许多场合下起支承作用的轴承不仅要承受径向载荷,还要承受轴向载荷。通常人们用向心轴承和平面推力轴承的组合结构来实现(如图1-5所示)。

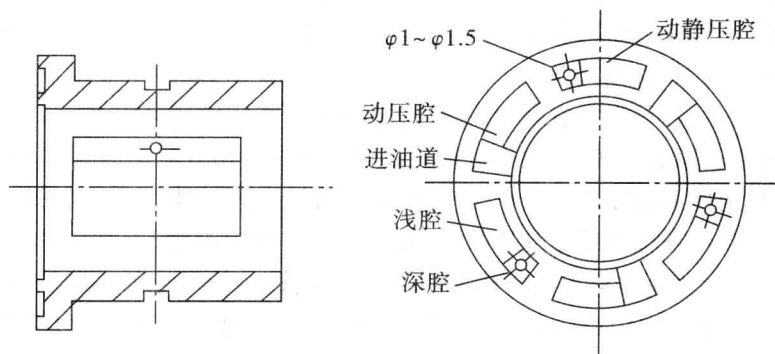


图1-5 径向-推力联合动静压轴承

径向推力联合轴承可以同时承受比较大的径向载荷和轴向载荷,但当轴转速提高时,由于平面推力轴承摩擦功耗的急剧上升和离心力的影响,组合结构的承载力下降,难以适应高速情况。

圆锥轴承(如图1-6所示)集向心轴承与平面推力轴承于一体,可以同时承受径向和轴向载荷,且只用一个圆锥面来工作,因而摩擦功耗比相应的组合结构要小。同时由于是

锥形,其半径间隙在轴承结构设计及加工完成后,仍可通过装配来调整,从而改善其工作性能。但由于锥角的限制,圆锥轴承轴向承载能力不宜太大。圆锥形整体动静压轴承用于 MG1432BM 及 GA1432B 等磨床上,头架主轴回转精度可达到 0.0001 mm;在砂轮架上应用,回转精度可达到 0.0005 mm,静刚度大于 200 N/ μm 。

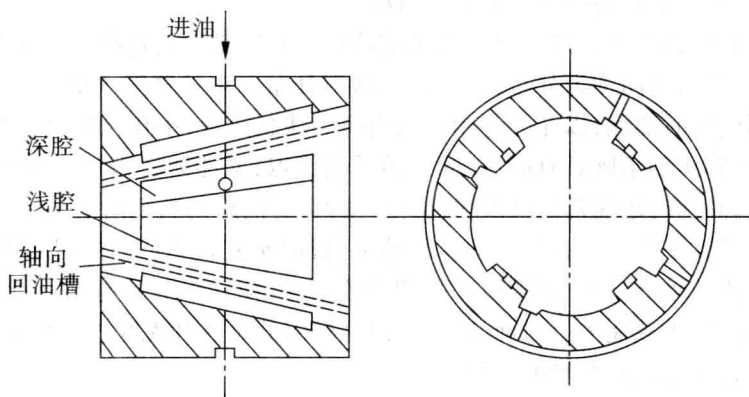


图 1-6 圆锥动静压轴承

1.1.2 浮环动静压轴承

尽管普通动静压混合轴承具有很多优点,但是仍然受到速度的限制,特别是当转速升高时,轴承的摩擦功耗迅速上升,从而引起油温大幅度升高和轴承发热变形,另外高速时轴承易于失稳。因此,随着机器向高速、超高速和重载方向发展,迫切要求研制具有较低摩擦功耗、较高稳定性的油润滑轴承。浮环轴承相比普通动静压轴承具有更好的性能,可以在更高的速度范围内稳定工作。

如图 1-7 所示,浮环轴承在轴颈和轴瓦之间引入特定的浮环结构,浮环受力平衡后能够以一定的速度稳定运转,从而降低轴颈和轴瓦之间的相对转动速度,使轴承的摩擦功耗大大降低,稳定性大幅度提高。浮环轴承最大的特点就是速度效应和弹性支座效应。速度效应体现在:浮环轴承的主支撑膜(即轴与浮环之间的油膜)是由轴和浮环的速度之和($\Omega_1 + \Omega_2$)来形成流体动力润滑效果的,因而比同种结构尺寸的单膜轴承承载力有所提高(一般环轴转速比 $\Omega_2/\Omega_1 = 0.2 \sim 0.45$),从而提高了轴承的承载能力和高速稳定性。另一方面,由浮环轴承支撑的转轴以相对速度差($\Omega_1 - \Omega_2$)工作,这使轴的摩擦功耗得以降低。弹性支座效应体现在:对于主支撑膜(内膜)而言,外膜(即浮环与轴承之间的油膜)就是一种油支座,它与 O 型橡胶圈、弹性金属膜一样,使轴承处于弹性支座下工作,可以有效地提高轴承稳定性。且由于油膜很薄,使得浮环轴承比其他弹性支撑轴承具有更高的精度。

用油润滑的纯动压型浮环轴承,早已用于汽轮发动机废气涡轮增压器上,例如美国 Garrett 公司 1960 年开始应用,HELLWIZER 公司 1962 年采用铝合金浮环轴承;德国 MAN 公司 1964 年研制 NR 系列增压器内星式浮环轴承;日本石川岛泛用机械株式会社(IHK)

1969年开始使用RH型整体浮环轴承;瑞士BBC公司1970年研制RR系列增压器用四支点内星式浮环轴承,寿命长达2万小时;大庆油田进口国外的低温透平膨胀机,也是采用油浮环轴承支撑的。

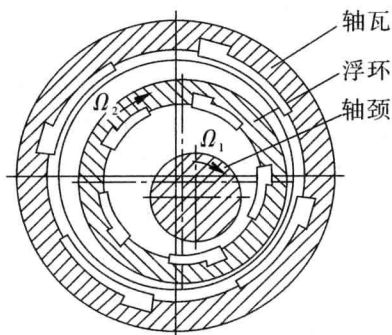


图 1-7 浮环动静压轴承

浮环轴承有很多种结构形式,除了常见的单浮环形式以外,还有双浮环轴承、错位浮环轴承、双错位浮环轴承、五叶浮环轴承、四叶错位浮环轴承、橄榄形浮环轴承、复杂形状浮环轴承等结构形式。这些轴承结构充分发挥了浮环轴承的优点,提高了浮环轴承的性能,但设计困难,对精度要求较高。

1.2 轴承-转子系统稳定性研究

利用滑动轴承作为支承部件的轴承-转子系统在高速运转时的油膜涡动现象及稳定性问题是旋转机械领域的重要研究问题之一。随着近代旋转机械向高转速和大功率方向发展,滑动轴承油膜与转子相互作用引起的稳定性问题日益突出。据统计,现在国内拥有的国产200 MW汽轮发电机组中,大约有80%存在不同程度的低频振动分量,有13%发生过油膜振荡,并已造成两台机组损坏。因此提高转子-轴承的稳定性成为亟待解决的问题之一。

轴承-转子动力学的发展已经有一百多年的历史,1869年Rankine发表了第一篇关于转子动力学的文章,这篇文章得出的“转轴只能在一阶临界转速下稳定运转”的结论使转子的转速一直限制在一阶临界以下。1919年Jeffcott指出在超临界运行时,转子会产生自动定心现象,因而可以稳定工作。这一结论使得旋转机械的功率和使用范围大大提高。但随之而来的一系列事故使人们发现转子在超临界运行达到某一转速时会出现强烈的自激振动并造成失稳。1924年Newkirk首先发现这种不稳定现象是由油膜轴承造成的,从而确定了稳定性在转子动力学分析中的重要位置。

轴承的作用除了提供润滑、减少摩擦、使转子正常转动外,其刚度和阻尼直接影响转子系统的临界转速、振幅和稳定性。近年来高转速、大功率、柔性转子旋转机械发展迅速,它在提高转子性能的同时也引起了更严重的失稳现象。对轴承来说,油膜涡动(Oil-film whirl)和油膜振荡(Oil-film whip)是轴承油膜力引起的两种最常见的自激振动现象。对

油膜轴承进行稳定性分析时,一般是基于小振幅假设下将油膜的刚度系数和阻尼系数作为线性变化参数,借助特征值或 Routh-Hurwitz 准则来判定。但是实际转子的运行大都不满足小振动条件,这种方法对于非线性化问题存在很大局限性。近年油膜轴承非线性特性研究日益受到重视,目前对非线性转子系统稳定性分析多采用数值积分法,这种方法可以较真实地反映系统的动态特性。随着转子系统向大功率、高转速发展,对研制新的性能良好的轴承提出了更高的要求,也是今后轴承动力学研究的重点。

通过监测转子-轴承系统的运行状况,在发生油膜涡动时,主动降低主轴的运转速度甚至强迫停机,可以最大限度地保障机器安全运行。后来有人提出结合自动控制技术和传感检测技术,在线主动监测及控制转子-轴承系统的稳定性。有的学者选取转子作为被控对象,首先建立转子的动力学方程,然后采用现代控制理论的控制模型,结合反馈控制理论及最优控制方法实施对主轴的主动在线控制;另一部分学者选取滑动轴承作为控制对象,采用反馈控制的方式主动改善轴承的特性,满足不同工况下系统的正常运转。

近年来,又有学者提出了主动减振轴承,即通过控制作用在轴承座上的力来改善轴承的承载能力,减缓其振动。目前常见的主动减振滑动轴承有磁悬浮轴承、可控液压滑动轴承、主动可倾瓦轴承、可挤压油膜阻尼器轴承等。随着旋转机械工作转速的提高,这些具有主动减振能力的轴承,可以解决普通轴承在高速时无法抑制转子振动的问题,但存在价格过高、应用范围窄、支撑精度低等问题。

1.3 滑动轴承试验研究

随着机器向高速、高精度方向发展,动静压轴承的工作条件越来越严酷,实践中出现了许多难题,例如,偏斜问题、气蚀问题、温度问题、弹流问题、非牛顿流体问题以及高速下的紊流和动态稳定性问题等,它们促使理论分析方法的进一步完善和提高。但是理论计算结果是在一系列假设的前提下得到的,在进行轴承特性计算时引入这些假设,使计算得到的结果与事实不甚相符。虽然理论计算的结果有重要的价值,但是,特别要提出,单凭理论计算往往是不够的,甚至还有不少问题目前用理论无法解释。试验验证和分析必须受到特别重视。

许多文献讨论了轴承试验台的结构及静、动态参数测试方法。轴承的动特性参数对其稳定性至关重要,而动特性的理论计算是在一定假设前提下进行的,需要进行试验验证。通常有两种方法可以识别动静压轴承的动态特性参数:线性激振法和非线性瞬态分析法。线性激振法是基于动静压轴承油膜的刚度系数和阻尼系数为线性变化,非线性瞬态分析基于求解不同轴心位置随时间变化的 Reynolds 方程。

1.4 本书主要研究内容

本书以圆柱和圆锥动静压轴承为研究对象,内容共分 10 章,各章具体内容如下。

第 1 章为绪论,首先阐明对高速、超高速转子支承研究的必要性和工程实际意义。归纳和总结目前国内外在动静压轴承和浮环轴承理论及试验方面的研究。