

动压气体润滑在精密仪器上的研究发展

刘 承 烈

摘要: 本文综述了动压气体润滑在精密仪器上的研究发展情况。动压气体润滑在精密仪器上研究应用在气体润滑的研究领域中开展得最早,五十年代已在惯性导航用陀螺仪表上应用了动压气体润滑,从而对美国第一颗人造卫星的成功发挥了作用。这些年来在其它精密仪器上的应用取得了不少成效。例如:在大型电子计算机用的磁鼓、磁头和激光打印机上都有成效。本文就动压气体润滑的特点、动压气体轴承的设计、材料、加工方法等方面以及动压气体螺旋槽式轴承的实例进行了综述。

一、前 言

随着航天、核子、大规模集成电路、电子计算机等尖端技术的迅速发展,精密机械仪器的精度越来越高。现在已达到 $0.01\mu\text{m}$ 级的精度。预测到九十年代初期将进入 $0.001\mu\text{m}$ 级的时代^{[1],[2],[3]}。为了制造这种高精度的部件,超精密切削加工机床已趋向采用空气轴承、气浮导轨^{[4],[5]},否则难以达到如此高精度。近些年静压气体润滑在精密仪器上也取得了不少成效。例如:静压气体轴承在圆度仪上应用,其主轴精度已达到 $0.025\mu\text{m}$ ^[6];气浮导轨用在三坐标测量机上其重复精度达到 $1\mu\text{m}$ ^[7];静压气体润滑用在图形发生器和精缩机上其重复精度达到 $0.25\mu\text{m}$ ^[8],在大型电子计算机的磁鼓、磁盘及光盘等很多方面应用也都取得好的成效。

动压气体润滑在精密仪器上的研究应用在气体润滑的研究应用中开展得最早。1939年前后德国为了提高导弹精度,在W. Von Brown的领导下开始研究将动压气体轴承应用于惯性导航仪表上。第二次世界大战后,五十年代在美国和其它国家也开始研究在惯性导航用陀螺仪表上应用动压气体润滑^[9],在美国第一颗人造卫星中很好地发挥了作用^[10]。

在动压气体轴承方面美籍华人潘宏道博士(Pan C.H.T)作出了很多贡献^{[11],[12]},提供了设计曲线图表^[13]。我国在动压气体润滑方面早在五十年代后期就在惯性导航用陀螺仪上着手了研究,几个研究单位都取得了一些成果,但至今未见发表交流。1983年8月在长春召开的全国气体润滑学术报告会上,有几篇动压气体轴承方面的研究报告^{[14]*},但在陀螺应用方面的。

静压气体润滑的最大弱点之一就是需要一个庞大的气源设备,而动压气体润滑恰恰相反,能源消耗少、体积小,但是承载能力和刚度较差。并且动压气体轴承很难避免在起动和停止时的固体接触磨损。因此,近年出现了一种明显的趋向,好多人对动静压混合型轴承表现出极大兴趣^{[15],[16],[17]}。

总之,动压气体润滑的研究是不可忽视的,特别是在精密仪器上应用动压气体润滑是有它独特之处。例如:大型电子计算机的磁头现在普遍采用基于动压气体润滑的原理的浮动磁

* 注:杨克剑,“两种可用于低温透平的自作用气体轴”;张锡圣,“空气静动压混合轴承简化设计”;韩焕臣,“国外气体润滑技术最近一些研究课题与应用。”

头，已经实现了 $0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ 的微小浮动量^[18]，在大型电子计算机的激光打印机的高速回转多面镜的主轴上采用动压气体轴承已经成功^[19]。精密仪器不便附带静压气体润滑所需的气源设备，而且承载能力不大，所以适于采用动压气体润滑。因此我们认为在精密仪器上研究发展动压气体润滑是很重要的。

二、动压气体润滑的特点

动压气体轴承在原理上和用油润滑的滑动轴承完全相同。由于作为润滑剂的气体与液体的相异点表现出动压气体润滑轴承与油润滑的滑动轴承的不同特性。相异点之一是油为非压缩性流体，而气体为压缩性流体。因此，轴承间隙内的气体压力与该部分气体的密度有密切关系，其压力分布与密度不变的非压缩性流体的情况不同，其压缩性影响的大小程度是用压缩常数 A 来表示。

$$A = \frac{6\mu UB}{P_c h^2}$$

此式中 μ 为气体粘性系数， U 为轴承面的相对滑动速度， B 为滑动方向的轴承长度， P_c 为环境压力， h 为气膜厚度。图 1 是压缩常数 A 与轴承的负载容量 W 的关系和非压缩性流体的情况比较，即动压气体轴承无论速度多快，负载容量达到一定程度则不会增大，存在一个极限值。而且气体的压缩性与引起不稳定性的涡动的原因有密切关系。

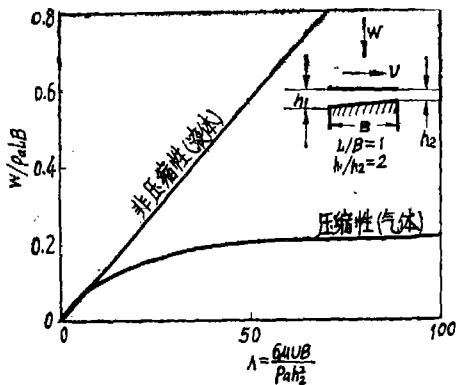


图 1 压缩性常数与轴承负载的关系

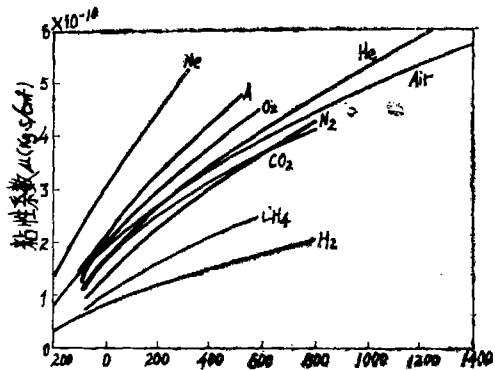


图 2 气体的粘性系数与温度的关系(°C)

相异点之二是气体的粘性系数比液体小，并且温度特性不同。气体的粘性系数为油的 $1/1000$ ，当然，在这点上，有利之处是摩擦损失和温升小，不利之处是负载容量非常小。动压气体轴承的间隙要比油润滑时小。一般在 $0.75 \sim 5 \mu\text{m}$ 左右，槽的深度在 $0.75 \sim 4 \mu\text{m}$ 左右。从而要求加工精度也高。直径 25mm 的轴，其直径公差要在 $2.5 \mu\text{m}$ ，不圆度和平行度要达到 $0.25 \mu\text{m}$ 以下。粘性系数的不同对高速回转的不稳定性有很大影响。高速时要注意选择轴承形式。另一方面粘性系数具有随温度上升而增大的性质。图 2 为各种气体的粘性系数与温度的关系。油温上升随之油的粘度急剧下降。然而气体与油的情况相反，温度升高反而粘度要增加。在这一点上对用于高温的透平轴承是很有利的。不但不需要像润滑油那样冷却的麻烦，而且负载容量也能增加很多。

相异点之三是气体没有边界润滑能力，动压气体轴承常常有固体相接触的危险性。为此，要确保完全流体润滑膜才行。并且动压气体轴承很难避免起动和停止时的固体接触，所以要注意选择适当的轴承材料。如此，作为润滑剂来看，气体比油有很多不利之点，但动压

气体轴承用于不使用油润滑之处，例如：用于超高温、极低温、放射线辐照和怕污染之处，还是有它优势的。

三、动压气体轴承的设计

现在应用的动压气体轴承有螺旋槽轴承、倾斜瓦轴承、箔片轴承。因为精密仪器上用螺旋槽轴承者较多，所以在此着重介绍一下螺旋槽轴承的设计方面。螺旋槽轴承是由于轴回转而将气体吸入轴承上浅的螺旋槽内，从而产生压力，以此压力来承载。现实情况下，由于加工的关系，很多还不能制造出严格的螺旋曲线，但轴承性能几乎没有多大影响。所以所谓的螺旋槽轴承也包括这一类不严格的螺旋槽轴承。这种形式的轴承最大优点是既能在滑动方向上也能在轴向上产生“润滑楔”，得到压力上升，所以不易受到压缩性的影响。因此，带有螺旋槽的轴承的计算方法受到了特殊的重视。

在工程设计实践中“窄槽”方法得到了推广。这种方法可以用非常简单的近似方程代替系数结构复杂的雷诺方程。根据这个方程可以得出在运动表面的滑动方向上光滑的压强分布^[20]。

A. B. Емельянов等提出的窄槽方法的一些改进方案^[21]，扩大了它在气体润滑支承中的应用范围。但这些方案不可能排除计算误差随着可压缩性参数的增大而无限增大。将不以窄槽理论为依据的雷诺方程积分分析法用于计算带有螺旋槽的支承，还不特别成功。

推力轴承有气体从外边吸入的内向形和从里边向外边流的外向形两种情况。内向形者 A 小于100，外向形者 A 小于25时不考虑压缩性也可以。推力轴承时 A 的公式中的 UB 项可用 $\omega(R_o^2 - R_i^2)/2$ 来代替。内向形与外向形之差别是在于气体被吸入之后，槽渐渐变窄，还是变宽，负载容量是内向形者大，其负载容量 W 可用下式表示之。

$$W = \frac{3\pi\mu \cdot \omega (R_o^2 - R_i^2)^2}{4h^2} \cdot E$$

此式中 E 为槽常数，它决定于轴承尺寸 (R_o, R_i, R_c) 和槽的参数 (β, γ, θ) 。如图3所示，应该选择使 E 值成为最大的槽常数，这是优化设计。这些参数的影响并不大，选择间隙 h 的设计的最重要之点是根据加工精度来决定为宜。

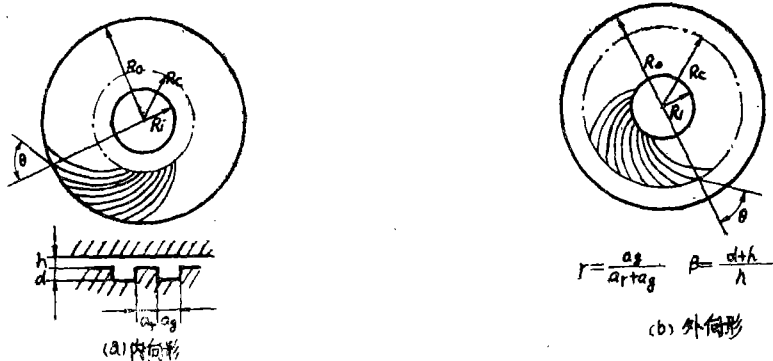


图3 螺旋槽轴承

径向轴承设计时要重点考虑旋转轴线的振摆即稳定性，考虑负载容量应放在次要地位。螺旋槽轴承比无槽的圆滑面轴承的稳定性好得多。但需要经常保持很小圆筒形的间隙，所以，无论从温度条件还是从加工上来看，稳定性这一点是很难的。因此，对于径向轴承来说宁可牺牲负载容量也要力求稳定性好。在推力轴承方面E. A. Muijderman^[22]、S. Whitley^[23]、

Pan (潘宏道)^[13]等根据近似理论提出了设计方法。最近由于电子计算机数值计算方法发展,不论在静特性或动特性的计算都可以用电子计算机直接计算。

四、动压气体轴承材料

动压气体轴承在起动和停止时不可避免要有固体接触,因此,选择动压气体轴承滑动面的材料是重要问题。关于动压气体轴承材料的耐磨性, J. G. Hinkel 等进行了广泛的实验研究^[24], 轴承材料与轴承形状、精度、使用条件等有密切关系。不能按一般选择材料的标准来考虑。例如 J. G. Hinkel 的实验认为钢系列的材料不能耐磨到400次的起动和停止, 而金子礼三^[25]的实验结果表明由于采取镀硬铬则达到1500次的耐磨。对轻载荷者可以用镀硬铬或硬质合金等具有耐磨和耐腐蚀的材料, 但可靠性高寿命长的轴承最好用超硬材料。油润滑轴承的材料可以用软质金属, 但因动压气体轴承是干摩擦, 而且要确保必要的精度, 所以不宜用软质材料, 也还要考虑高速回转时可能有瞬间接触的危险。因此, 必须考虑选择能抵抗住这种情况发生的材料。金子礼三等对碳化钨、陶瓷等超硬材料的耐磨性进行了试验研究。结果表明有的材料虽然在高速不易引起烧伤, 但磨损粉末要在螺旋槽部分堆积并固化, 以致增大摩擦系数。陶瓷摩擦系数小, 起动停止引起的磨损最小。磨损特性与摩擦系数受轴承的加工精度影响很大, 上述结果是在表面光洁度 $0.3\mu\text{m}R_{\text{max}}$, 两轴承间的直线度 $1\mu\text{m}$ 以下取得的, 否则要使特性变坏。即使满足上述的精度, 轴承接触面积也仅是轴承长度的 $1/3\sim 1/4$ 而已。加工精度好的陶瓷轴承面在数千回的起动停止后, 未见表面光洁度变坏。相反, 精度不好, 表面光洁度变坏, 引起磨损, 并且急剧恶化, 造成轴承损伤。如果在轴承面上溅射 TiN 膜 $2\mu\text{m}$ 厚, 其摩擦系数也降低, 耐磨性也好^[26], 一般为提高耐磨性, 则复以陶瓷溶射膜。但此法加工性不好, 由于技术困难和加工时间长, 不够经济, 也有在径向轴表面氮化, 轴承表面采用具有固体润滑性的含铅的聚四氟乙烯膜^[27]。

五、动压气体轴承的加工方法

对动压气体轴承的精度, 不但从回转性能上, 而且从确保耐磨性方面也要求高。虽然各部位的精度数值有所不同, 但精密磨削工序是不可缺少的, 有些部分还要进行研磨。特别要在确保两轴承间的直线度方面下些功夫。当然, 有螺旋槽的加工更加困难, 特别是径向轴承要在圆柱面上加工槽, 比推力轴承困难大。轴承材料是金属时最容易的加工方法是腐蚀法。推力轴承的螺旋槽宽度不同时, 随着宽度变窄, 槽的深度也有相应变浅的倾向, 因此, 加工时要采取相应措施。

此外有沉积镀膜法。此法要先将轴承基底材料参照槽的底面尺寸进行加工, 然后将槽部分加以防护后, 再进行沉积镀厚, 其次取下防护用夹具再磨削镀厚的部分以求槽的深度达到要求。用此法可以加工出精度相当好的槽形和深度。超硬材料不能用此法, 可用超声波加工, 喷砂加工, 磨削加工方法来加工槽。但超声波加工和喷砂加工 $10\mu\text{m}$ 左右的浅槽时, 要想控制由于加工条件变动而引起的深度不同, 是困难的。特别是径向轴承不易加工均匀。磨削加工槽的深度比较容易控制, 但需要加工时间相当长。

还可用离子束和溅射腐蚀等技术。这些是由于大规模集成电路急速发展而发展起来的技术, 可以进行高精度的加工, 但为得到 $1\mu\text{m}$ 的深度通常需要几十分钟才行, 因此适用于超小形轴承。

六、动压气体螺旋槽轴承在精密仪器上应用实例

1. 动压气体螺旋槽轴承在精密仪器中最早就应用在惯性导航制导用陀螺马达上。使用动压气体润滑轴承的陀螺的经验证明,其寿命可增加许多倍,某些陀螺马达的使用期限超过了32,000小时。除了大大降低批量生产时的费用外(由于减少零件的数量)还可以显著地提高可靠性,而最重要的是提高系统的工作精度。在仪表中严格要求高速轴承产生小的振动的情况下必须保持高的刚度。在几何参数和工作参数选择适当时,动压气体轴承的支承刚度不次于滚珠轴承。在轴颈为19.5mm和间隙为 $1.9\mu\text{m}$ 时轴向和径向刚度大约为 $10\text{kg}\cdot\text{f}/\mu\text{m}^{[20]}$ 。

一个惯性导航用陀螺的槽形轴承的主要参数如下:转子直径为 $1\frac{1}{2}\text{in}$,转子长度 $8/10\text{in}$,转子重量为25~30g,平均半径间隙为 $4\mu\text{m}$,轴承材料为烧结三氧化二铝,槽数为12,轴向间隙为 $8\mu\text{m}^{[9]}$ 。

2. 激光打印机回转多面镜用的轴承,过去是使用滚珠轴承,但如果多面镜高速回转精度不好或丢失转数时,则打印出来的字不清楚,因此,要求此轴承的动回转精度非常严,而且由于大型电子计算机所需的打印机要求高速化、小型化,其转数也由以前的每分钟几千转发展到几万转。日本精工株式会社(NSK)发明了动压气体槽形轴承^[28],不但提高了高速下的可靠性和耐久性,并且还可以保持轴承周围清洁,同时针对动压气体轴承的起动力矩大,起动停止时容易发生损伤的缺点而进行改进,使轴承结构简单化,并且组装容易,适于批量生产。其结构示意图如图4。其特点是当顺时针方向回转时,由于槽的作用,周围的气体向箭头的A方向流进,再通过上孔流出,这样又形成推力轴承。推力端的一端面作成凸球面,以求减轻起动停止时的损伤。

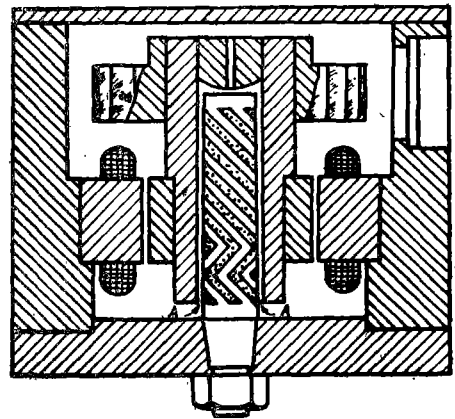


图4 激光打印机回转多面镜的动压气体轴承装置

3. 磁鼓的轴承为了保持稳定性和高精度,采用了动压气体螺旋槽轴承,其回转数为30,000 rpm,其径向轴承的设计参数如下:轴承长为20mm,轴承直径为35mm,轴承间隙为 $5\sim 11\mu\text{m}$,轴承中心距为106mm,槽数为16,槽深为 $11\pm 5\mu\text{m}$,槽宽为2.4mm,槽流入角为 29° ,不圆度小于 $0.3\mu\text{m}$,回转体重量为950g^[26]。

参 考 文 献

- [1] 中沢 弘; カスケード法による未来技术预测, 精密机械, 1984, 1, 185.
- [2] 饭塚幸三; 超精密测定技术の动向, 精密机械, 1985, 2, 264.
- [3] 小林 昭; わが国における超精密技术の現状と将来, 日本机械学会誌, 1984, 10, 1089.
- [4] 小林 昭; 最近の超精密切削技术(6), 机械の研究, 1981, 6, 796.
- [5] 刘承烈; 日本超精密加工机床上应用空气轴承的概况, 光学机械, 1984, 2, 67.
- [6] 矢岛宣明; 真圆度测定机, 机械设计, 1976, 3, 23.
- [7] 板井 诚; 测定机の静压空气轴受の应用机械工学, 1982, 2, 54.
- [8] G.J. W. Kossyk; The Primary Pattern Generator Part II-Mech., The Bell System Technical Journal, Nov., 1970, 2043.
- [9] 三浦宏文; ジャイロスコープ, 机械设计, 1976, 3, 39.

- [10] H. C. Rothe; Air Bearings for Guidance Components of Ballistic Missiles and Their Production Aspects, "First International Symposium on Gas-lubricated Bearings, (1959).
- [11] Pan C. H. T.; Spectral Analyses of Gas Bearing System for Stability Studies. "Dynamics and Fluid Mechanics" 3. 2. of «Developments of mechanics», N. Y. Wiley, 1965. 431.
- [12] Pan C. H. T.; On asymptotic analysis of Gaseous Squeeze film bearing, Trans. ASME, (Ser. F) 1967, 89.No.3.245.
- [13] D. F. Wilcock; Design of Gas Bearings, MTI, Latham, New York, 1972.
- [14] 程诗虎等; 波箱轴承应用于中频电机, 光学机械, 1984, 2, 58.
- [15] 小野京右等; 静压空气轴受的微小すきま化, 日本机械学会论文集, 1976, 6.
- [16] W. B. Rowe et al.; Characteristics of Slot entry Hybrid gas bearing, "8th International Gas" Bearings Symposium, 1981.
- [17] K. J. Stout et al.; Optimisation of Slot Entry Hybrid gas bearings, Tribology, 1982, 1, 31.
- [18] 森 美郎; 气体轴受の現状とその应用 (2), 机械の研究, 1975, 2, 251.
- [19] 角田和雄; 超精密空气轴受, 精密机械, 1984, 5, 782.
- [20] В. Н. Дроздович; Газодинамические Подшипки Лепнчрау «Машиностроение», 1976.
- [21] А. В. Емельянов; Геория Газового Подшипника Со Спиралью Канаканн, Учитава-ющая Эффект Смольжения и местной Сжимаемости «Механика Жидкости и Газа» 1971, 5, 84.
- [22] E. A. Muijderman; Spiral groove bearings, Trans. ASME. Ser., F, 1967, 89—3.
- [23] S. Whitley; The Design of the Spiral Groove thrust Bearing, Gas Bearing Symposium (Univ of Southampton) Paper No. 13, 1967.
- [24] J. G. Hinkel and D. D. Fuller; Evaluation of Friction and Characteristics of Materials for Gas-Lubricated Bearing under Conditions of start-Stop, and whirl Induced Rubbings, Gas Bearing Symposium (Univ. of Southampton), Paper 1967 No. 24.
- [25] 金子礼三; スパイラルグループ轴受, 机械设计, 1976, 3, 42.
- [26] 川田正国; 动压气体轴受のスパッタリング, 精密机械, 1980, 8, 946.
- [27] 根本政明; 气体润滑轴受の開発现状上问题点 (2), 机械の研究, 1981, 5, 613.
- [28] 田中克彦等; 回转ユニット用动压气体轴受装置. 日本公开特殊许公报昭58—134217, 1983.

The Research and Development of Aerodynamic Lubrication in Precision Instruments

Liu Chenglie

Abstract

This paper Reviews the research and development of aerodynamic lubrication in precision instruments. The research and application of aerodynamic lubrication in precision instruments were, earliest in the application on the region of gas lubrication. Aerodynamic lubrication had been successfully used in Gyros and in the first satellite of U.S.A.

There are many Successful examples of application in precision instruments recent years. For example in the magnetic drum or magnetic head of large type electronic computer and the laser printer.

This paper had been written in order to promote the application of these advanced techniques in civil precision instruments of our country. It contains the characteristics of aerodynamic lubrication, the design of aerodynamic bearings, the materials of aerodynamic bearings, the precision machining of aerodynamic bearings and the example of actual spiral grooves aerodynamic bearings.