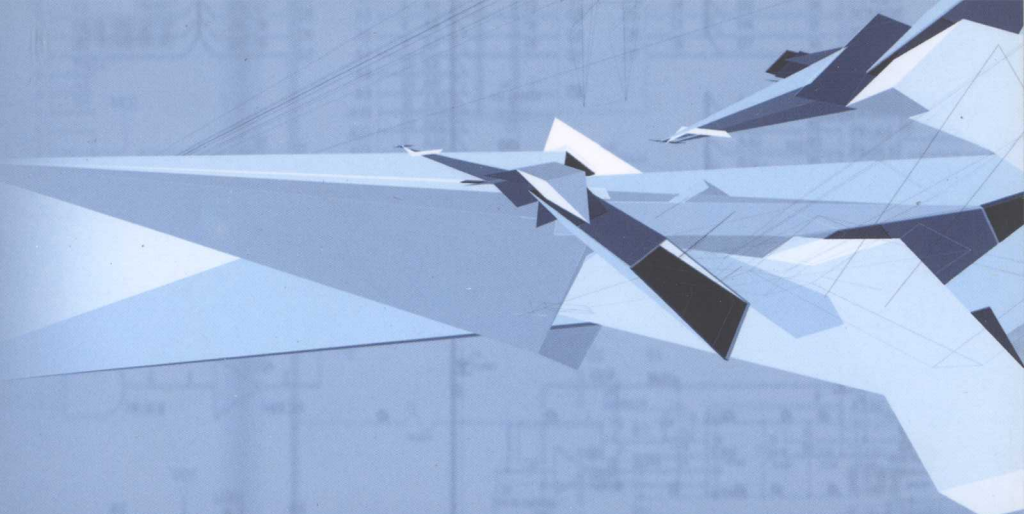




气体动静压轴承的 动力学及热力学

池长青 著



北京航空航天大学出版社

气体动静压轴承的动力学及热力学

池长青 著

国防工业出版社

北京航空航天大学出版社

内 容 简 介

长期以来工业应用的轴承都是不可压缩的液体润滑膜轴承,但是它有许多局限,所以在近代超高速、超精密的技术领域内气体膜润滑轴承便应运而生。本书全面研讨气动膜润滑轴承,全书除《引论》外有6章:第1章介绍气体轴承的动力学和热力学;第2、3章介绍气体动静压轴承的 Reynolds 润滑方程和其摄动解法;第4、5章介绍气体动静压轴承稳定性分析的摄动方法和静态特性的 ΠH 线性化方法;第6章介绍气体润滑的刚度系数和阻尼系数的 ΠH 线性化方法。全书语言通顺、结构严谨、概念清晰、科学性强,适合研究轴承的科学和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

气体动静压轴承的动力学及热力学/池长青著. —北京:北京航空航天大学出版社,2008.4
ISBN 978-7-81124-269-0

I. 气… II. 池… III. ①动压气体轴承—动力学②动压气体轴承—热力学③静压气体轴承—动力学④静压气体轴承—热力学 IV. TH133.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 029744 号

气体动静压轴承的动力学及热力学

池长青 著

责任编辑 陶金福

*

北京航空航天大学出版社出版发行

北京市海淀区学院路 37 号(100083)

发行部电话:010-82317024 传真:010-82328026

http://www.buaapress.com.cn E-mail: bhp@263.net

北京市松源印刷有限公司印装 各地书店经销

开本:850mm×1168mm 1/32 印张:7.25 字数:202千字

2008年4月第1版 2008年4月第1次印刷 印数:2000册

ISBN 978-7-81124-269-0 定价:22.00元



引 论

第 1 章 气体轴承的动力学和热力学

1.1 概 述	15
1.2 气体动压轴承的动力学特点	17
1.3 气体静压轴承的动力学特点	26
1.4 气体轴承内的热力过程	30
1.4.1 概 述	30
1.4.2 气体轴承内摩擦的影响——热力学第一定律	32
1.4.3 气体轴承的效率	34
1.5 气体静压轴承内的热力学过程	37
1.6 气体动压轴承内的热力学过程	41
1.6.1 气体动压轴颈轴承内的流场	41
1.6.2 气体动压轴承内的热力学多变过程	42
1.6.3 具有轴向槽的气体动压轴颈轴承的计算	50
1.7 气体动静压轴承内的热力学过程	57
1.7.1 概 述	57



1.7.2 动静压轴颈轴承内的流动过程	58
---------------------	----

第2章 气体动静压轴承的 Reynolds 润滑方程

2.1 Reynolds 润滑方程的一般形式	64
2.1.1 概述	64
2.1.2 Reynolds 润滑方程的一般形式	66
2.2 气体动静压轴承的 Reynolds 润滑方程	70
2.2.1 气体动静压轴承的热力学过程	70
2.2.2 气体动静压轴承的 Reynolds 润滑方程	76
2.2.3 全周轴颈轴承的边界条件和初始条件	77

第3章 气体动静压轴承 Reynolds 润滑方程的摄动解法

3.1 概述	79
3.2 分析气体轴承的微扰法	80
3.2.1 微扰法分解 Reynolds 润滑方程	80
3.2.2 微扰法分解 Reynolds 润滑方程的边界条件	82
3.2.3 轴承间隙内的质量守恒条件	87
3.3 稳态 Reynolds 润滑方程(3.3)的一阶摄动解	94
3.3.1 参考坐标系和方程(3.3)的解	94
3.3.2 一阶摄动方程的求解——单排供应的对称轴颈轴承	97
3.3.3 单排供应的轴颈轴承稳态压力 p_0 的解式(3.86)中的系数 $A_{1j} \sim A_{4j}$ 、 B_{1j} 、 B_{2j}	109
3.4 单排供应的气体动静压轴颈轴承的承载能力和姿态角	112
3.5 单排供应的气体动静压轴颈轴承的摩擦	114
3.6 附录	116
3A-1 稳态压力解式(3.86)中的系数 $A_{1j} \sim A_{4j}$ 和 B_{1j} 、 B_{2j}	116



3A-2 有关承载力的积分	125
第 4 章 气体动静压轴承稳定性分析的摄动方法	
4.1 概 述	128
4.2 气体动静压轴承润滑膜反力的线性表示方法	129
4.2.1 润滑膜刚度系数和阻尼系数的定义	129
4.2.2 刚度系数与阻尼系数的坐标转换	132
4.3 滑动轴颈轴承支持的单圆盘转子的动力学方程	136
4.3.1 运动方程	136
4.3.2 润滑膜的当量刚度系数和当量阻尼系数所表示的转子动力学方程	137
4.3.3 润滑膜的稳定性	139
4.3.4 转子的自由振动	140
4.4 滑动轴承支承的单圆盘转子在第一临界转速和第二临界转速下的共振	140
4.5 当量刚度 k_{eq} 和当量阻尼 d_{eq} 的计算	145
4.6 气体动静压轴颈轴承的刚度系数和阻尼系数的微分方程和定解条件	147
4.7 方程(4.81)~(4.84)在实用中的特殊情况	156
4.7.1 气体动静压轴承的理想极端情况	156
4.7.2 气体动压轴承和 $\nu_1 = \nu$ 的气体动静压轴承	157
4.7.3 不可压缩的液体动静压轴承	160
4.8 润滑膜的刚度系数和阻尼系数, 固定参照坐标系的选择	161
4.8.1 润滑膜刚度系数和阻尼系数的积分式	161
4.8.2 临界条件下的刚度系数和阻尼系数	162
4.8.3 刚度系数和阻尼系数的固定坐标参照系的选择	163



第5章 气体动静压轴承静态特性的 ΠH 线性化方法

5.1 Reynolds 润滑方程的 ΠH 线性化形式	166
5.2 定解条件	169
5.3 微扰方法分解微分方程(5.15)	171
5.4 稳态方程(5.26)的分解及其定解条件	173
5.4.1 方程(5.26)的齐次部分和非齐次部分	173
5.4.2 定解条件	173
5.4.3 齐次方程(5.31)的通解	174
5.4.4 非齐次方程(5.32)的特解	178
5.5 双排供应的对称动静压轴承	180
5.5.1 压力分布函数	180
5.5.2 双排供应的对称的气体动静压轴承的承载能力	190
5.6 附录	194
5A-1 关于 A_{ij} 、 B_{ij} ($j \neq 1$) 的值	194
5A-2 关于 A_{i1} 、 B_{i1} 的值	196

第6章 气体润滑膜的刚度系数和阻尼系数的 ΠH 线性化方法

6.1 概述	200
6.2 扰动量的微分方程	201
6.2.1 动静压轴承的扰动润滑方程	201
6.2.2 特殊情况	204
6.3 扰动量微分方程的定解条件	206
6.3.1 动静压轴颈轴承的定解条件	206
6.3.2 特殊情况下的定解条件	210
6.4 临界状况	215
6.4.1 概述	215
6.4.2 临界状况下的扰动微分方程	215



6.4.3 临界状况下的定解条件	216
6.5 扰动量 s' 和 P' 的关系	217
6.6 刚度系数和阻尼系数	220
6.6.1 有量纲的刚度系数和阻尼系数	220
6.6.2 量纲为 1 的刚度系数和阻尼系数	221

引 论

1. 液体润滑与气体润滑

长期以来工业应用的轴承都是不可压缩的液体润滑膜轴承。液体润滑膜的承载能力很大,可以在几十兆牛(几千吨力)载荷下保持机器的灵活运转。液体润滑膜的刚度也很大,可以和所支承的钢轴的刚度相当。液体润滑膜自身就是一种减振垫。由于滑动轴承的运动副是共曲的低副,产生的接触应力远低于反曲的高副接触的滚动轴承,所以在正确使用条件下,它的寿命比滚动轴承长得多,振动和噪声也小于滚动轴承。但是液体润滑膜滑动轴承存在一些固有的局限性。

(1) 液体润滑膜不适用于高速轴承。液体润滑剂的黏度很大,虽然这点给液体轴承带来了高承载能力和高刚度,但是在高速下所消耗的摩擦功率和伴随而来的摩擦热量是难以接受的。

(2) 液体润滑膜不能适应超精密度的要求。例如,精密的实验平台、高精度的测量装置、高精度高速度的陀螺仪等,液体膜由于摩擦过大,以及难以完全杜绝污染而不能采用。

(3) 液体润滑膜在轴承运转中不可避免地发生蒸发,气态的蒸发物造成空气和环境的污染。在轴承运转中由于不断地循环受到剪切和加热,液体润滑剂将因老化而失去所要求的润滑性能,所以需要定期更新。撤换下来的废油应当处理以免污染环境。所有这些都提高了液体轴承的维护和使用的成本。由于液体润滑剂大多数是具有可燃性的油类物质,它们的蒸气与空气形成的混合物达到一定浓度时就具有危险性。所以对一些安全要求很高的场



合,液体轴承不能使用。

(4) 液体润滑剂只能在一个不大的温度范围内工作。过高的温度黏度降低、蒸发迅速、劣化加快;过低的温度则黏度太大,不仅功率消耗过度,而且给机器启动和运转造成困难。所以通常限定在润滑剂的凝点以上(大部分机械油的凝点是 $-15\sim-10^{\circ}\text{C}$),约为 $0\sim90^{\circ}\text{C}$,在更低和更高的温度下,除非采取特殊的措施,液体润滑是不可取的。

(5) 由于液体润滑剂的循环使用,除了润滑剂品质的劣化以外,还有变脏的问题。润滑剂变脏的主要现象是金属粉末含量的增加。这些金属粉末来源于轴与轴承表面的磨损,在动压轴承的启动和停车过程中是不可避免的现象;而在静压轴承中,则主要来源于供应系统的部件和元件。此外,轴承表面的气蚀剥落也造成金属含量的增加。所以液体轴承的维修是不能省略的事情。在一些要求长期工作而且不能维修的场合,不能选择液体润滑膜轴承。

由于液体膜润滑的上述局限性,在近代超高速、超精密的技术领域内,气体膜润滑便应运而生,在 20 世纪五、六十年代得到迅速的发展。气膜润滑和液膜润滑相比,它有一些非常显著的特点:

(1) 气体膜的黏度只有液体膜的 $1\%\sim0.01\%$ 。所以气膜润滑的摩擦发热远远低于液膜润滑。对于静止状态气膜浮起的装置,简直可以认为是没有摩擦而极度灵敏,所以气膜润滑特别适合于超高速和超精密的场合。

(2) 气膜润滑具有特别高的安全性。采用惰性气体(如氮 N_2 ,氦 He 等)作为润滑剂可以应用于易燃易爆的危险场合下的机器的支承。

(3) 气膜润滑是一种清洁的润滑,对环境没有物质上的污染。虽然如同所有的气动元件那样,气膜润滑存在排气噪声。但是因为轴承内的压力水平比较低,排气噪声一般不是高分贝的,可使用消声器就能将其排气噪声降到可以接受的水平。

(4) 气膜润滑的成本较低。它的润滑剂供应装置远比液体的



简单,而且润滑剂不回收。尤其是采用空气润滑,润滑剂完全是现成的、处处都有的,而且取之不尽,用之不竭。现代工业的厂房都有集中供应的高压空气,使用空气轴承只须在管路上添加油水分离器、过滤器、调压阀等元件,所以极其方便。

气体轴承的结构应当使用非金属材料和不锈蚀的金属材料。尤其是在气候潮湿的地区。

2. 气膜润滑的类型

与液膜润滑相同,气膜润滑也有三种类型:动压润滑(自作用润滑)、静压润滑(外部供压润滑)、动静压润滑(混合润滑)。气体动压润滑的轴承,就结构而言是一种最简单的轴承,尤其是使用空气作润滑剂的动压轴承,简直就不需要任何附件。但是气体动压轴承的固有缺点是:

(1) 在启动和停车过程中,气体动压轴承的磨损比液体动压轴承还严重。液体动压轴承的表面粗糙度中含有一些润滑剂,因此在启动、停车的过程中,还能在一定程度上形成边界润滑;但气体动压轴承的启动、停车过程完全是干摩擦。

(2) 不仅是气体动压轴承,所有类型的气体轴承稳定性都比同类型的液体轴承差。气体静压轴承存在气锤振动,但液体轴承却没有这种形式的不稳定现象。气体动压轴承的基本工况是高速轻载。因为在这种工况下,才能发挥气体轴承功耗小、发热低的优点。但是这种高速度、轻载荷(小偏心率),正是气体轴承可能发生失稳的工况。失稳的后果是灾难性的,轴和轴承在极高的速度下突然接触而表面却牢固地粘合在一起(实际上就是一种摩擦焊接现象),从而造成轴承和轴的损毁,甚至对整个机器造成不堪设想的后果。

(3) 尽管气体润滑剂的黏度很低,但气体轴承运转速度高和长时间连续工作,摩擦发热问题就成了不能忽视的问题。对于气体动压轴承,润滑膜与外界的气体交换只占润滑气膜的很小一部



分。大部分润滑膜内的气体周而复始地不断经受压缩和膨胀。在长时间的积累下,摩擦热将使轴承结构和润滑膜的温度升得很高,达到不能容忍的程度,所以不得不采用强迫冷却的措施。但这样一来,气体动压轴承就丧失了结构简单的优点。

气体动压轴承的这些缺点促进了气体动静压轴承的发展。首先兴起的是气体静压轴承。因为气体静压轴承可能发生气锤振动,所以只能一改液体静压轴承表面深腔的做法,采用表面浅腔结构;浅腔的深度大致与轴承的平均间隙(即平均润滑膜厚度)相当。这样在轴承运转时有一种动压效应,称之为阶梯效应。于是轴承的气体润滑膜不仅具有静压功能,同时还存在动压作用。这就是动静压轴承。气体动静压轴承非常有效地克服了气体动压轴承的主要缺点:

(1) 在轴承的启动和停车过程中,不依赖轴运动的静压作用仍然可以保持完整的润滑膜,因而避免了磨损问题,大大地延长了轴承的使用寿命。

(2) 气体动压轴承提高稳定性的办法,通常是降低轴承的承载能力,如采用窄轴承,增大气体润滑膜的平均厚度等,从而使轴承在较大的偏心率下工作。一般偏心率大于 0.3 就很难发生涡动,轴承就很稳定。但气体动静压轴承却可以做到在不降低承载能力的前提下,即在小偏心率下取得很高的稳定性。J. W. Lund 的研究^[1]结果表明,气体动静压轴承的稳定性比气体动压轴承高几倍到十几倍。此时的供压压力 p_s 为环境压力 p_a 的两倍,提高供压压力,稳定性进一步提高。在文献[2]中,直接给出具有表面浅腔的气体动静压轴承量纲为 1 的临界质量随供压压力增大的计算结果,如图 0-1 所示。图中纵坐标 $\bar{m}_{cr}$ 是量纲为 1 的临界质量。

(3) 气体动静压轴承的温升较低。由于存在外部供应,轴承内作为润滑膜的气体是不断更新的,相当于一种内部冷却。这样的冷却是很有效的。所以气体动静压轴承的温升远低于气体动压轴承,并且能在效低的平衡温度下长时期工作。

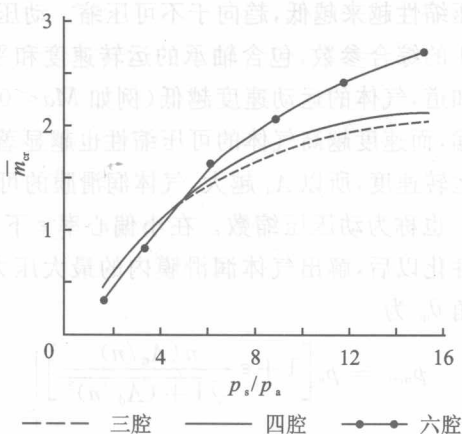


图 0-1 $\bar{m}_{cr}$ 随 p_s/p_a 的变化

3. 气体轴承与液体轴承内部特性的比较

(1) 液体轴承在通道的扩张部分,因为液体润滑剂的不可压缩性而发生润滑膜的破裂。这个破裂的部分就是所谓的空化区,其中的压力等于环境压力。在空化区一切分析方程都不适用,因为润滑膜在此区内是不连续的。所以液体润滑膜的有效作用区间的边界就是空化区的末端和始端。但是气体润滑剂的可压缩性使得轴承内通道的扩张部分压力降低,甚至低于环境压力。它是一个膨胀过程,气体润滑剂的密度降低而充满通道,保持润滑膜的连续性。不需要寻求润滑膜在轴承圆周方向上的边界位置,在分析上这是气体轴承比液体轴承唯一简单的地方。

(2) 液体轴承内的最大压力 p_{max} 随运转速度的增大或轴承的平均间隙(即润滑膜的平均厚度)减小而不断地增高。在气体轴承内 p_{max} 随运转速度增大和平均间隙减小而增高存在一个极限值。这个极限值的存在是气体润滑膜可压缩性的另一个重要表现。在气体膜润滑中,代表可压缩性的参数有两个:热力学上的多变指数 n ,动力学上的动压轴承数 Λ_d 。从热力学上知道,多变指数 n 很大



时气体的可压缩性越来越低,趋向于不可压缩。动压轴承数 Λ_d 是一个量纲为 1 的综合参数,包含轴承的运转速度和平均间隙。由气体动力学知道,气体的运动速度越低(例如 $Ma < 0.3$) 气体越接近于不可压缩,而速度越高气体的可压缩性也越显著。 Λ_d 的值正比于轴承的运转速度,所以 Λ_d 越大,气体润滑膜的可压缩性越大。因此,有时 Λ_d 也称为动压压缩数。在小偏心率 ϵ 下,将 Reynolds 润滑方程线性化以后,解出气体润滑膜内的最大压力 $p_{\max}$ 和最大压力的位置角 θ_m 为

$$\left. \begin{aligned} p_{\max} &= p_a \left[1 + \epsilon \frac{n(\Lambda_d/n)}{\sqrt{1 + (\Lambda_d/n)^2}} \right] \\ \tan \theta_m &= -\frac{n}{\Lambda_d} \end{aligned} \right\} \quad (0.1)$$

由热力学多变过程 $(\rho_{\max}/\rho_a)^n = p_{\max}/p_a$, 将式(0.1)代入,就有

$$\rho_{\max} = \rho_a \left[1 + \epsilon \frac{n\Lambda_d/n}{\sqrt{1 + (\Lambda_d/n)^2}} \right]^{-n} \quad (0.2)$$

由式(0.1)和式(0.2)可以看到两种极限情况:

$$\left\{ \begin{aligned} \lim_{n \rightarrow \infty} p_{\max} &= p_a (1 + \epsilon \Lambda_d) \\ \lim_{n \rightarrow \infty} \theta_m &= 3\pi/2 \\ \lim_{n \rightarrow \infty} \rho_{\max} &= \rho_a \end{aligned} \right. \quad \left\{ \begin{aligned} \lim_{\Lambda_d \rightarrow \infty} p_{\max} &= p_a (1 + \epsilon n) \\ \lim_{\Lambda_d \rightarrow \infty} \theta_m &= \pi \\ \lim_{\Lambda_d \rightarrow \infty} \rho_{\max} &= \rho_a (1 + \epsilon) \end{aligned} \right.$$

上面两组式子表明: $n \rightarrow \infty$ 时, 润滑膜具有不可压缩流的基本特征; 而 $\Lambda_d \rightarrow \infty$ 时, 润滑膜参数都反映出可压缩性的存在, 无论是压力还是密度都具有极限值。

实际上, 在轴承的间隙内, 旋转轴依靠润滑剂的黏性将润滑剂从较宽的通道拖拽到较窄的通道中, 因而发生阻塞现象, 阻塞的结果是压力升高。对于液体轴承, 升高的压力一方面使宽通道流来的润滑剂减少; 另一方面又与黏性作用一起使润滑剂更快地通过窄通道, 从而实现流量的平衡。这种阻塞作用产生的高压就是轴承承载能力的来源。对于气体轴承, 阻塞产生的压力升高, 除了



有与液体轴承内相同的作用之外,它还使气体润滑剂受到压缩而密度增加,使得润滑剂更容易通过窄通道。由于这种可压缩性的影响,部分地抵消了轴承内通道收窄的作用,使得气体润滑膜的壓力低于液体润滑膜。

(3) 在液体动静压轴承内,由于动压效应产生的压力可能超过静压供应的压力。此时液体润滑剂通过位于高压区的静压供应孔,从润滑膜反向流入静压供应源,这就是所谓的负供应现象,如图 0-2 所示^[3]。负供应现象降低了动静压轴承的承载性能,甚至于使它低于纯动压轴承。但是,在气体动静压轴承中,由于动压效应产生的最大压力存在极限值,只要静压供气的压力高于动压压力的极限值就不可能出现负供应现象。在气体动静压轴承中,通常的静压供气的压力为 0.2~0.3 MPa 或更高,这已经足以防止负供应现象的发生。

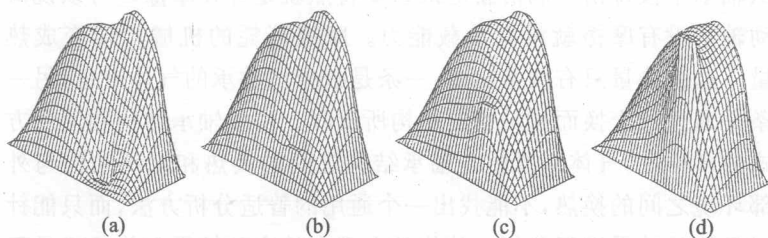


图 0-2 动静压推力瓦块的正供应和负供应压力图像

- (a) 负供应, 供应压力 $p_s = 0 \text{ Pa}$ (b) 负供应, 供应压力 $p_s = 4 \text{ MPa}$
 (c) 正供应, 供应压力 $p_s = 8 \text{ MPa}$ (d) 正供应, 供应压力 $p_s = 12 \text{ MPa}$

(4) 温度的影响。液体润滑剂的黏度随温度的升高而下降, 液体轴承的实际承载性能取决于与运行工况相应的平衡温度。使用外部强迫冷却以保持较低的平衡温度, 有助于维持轴承的承载能力和工作的长期性。气体润滑剂的黏度随温度的升高而增大, 同时气体的可压缩性随温度的升高而降低, 所以保持适当高的平衡温度有助于改善气体轴承的承载能力。



4. 气体轴承的热力学分析

气体轴承内热力学过程分析的基本方程就是热力学第一定律。对于单位质量的气体润滑剂来讲,热力学第一定律的式子是^[4~8]

$$de = \delta q + \delta w \quad (0.3)$$

式中: e 是单位质量气体润滑剂的总内能,它是气体的状态参数; q 和 w 分别是外界对单位质量气体的所供热量和所做之功,这两者都和过程相关,所以 δq 和 δw 仅表示微元热量和微元功,而不是全微分,但 de 是全微分。

气体轴承在结构上是一种比较简单的机械,但它内部的热力学过程相当复杂。在轴承运转中,有外界的气体进入轴承,然后在轴承通道的收敛部分受到压缩,接着在通道的扩张部分膨胀,最后从轴承中被排出。润滑膜的最重要特点就是存在摩擦。可以说滑动轴承没有摩擦就没有承载能力。摩擦消耗的机械功转变成热量。这种热量只有两条出路:一条是被排出轴承的气体带走,另一条是通过热交换而被轴承的结构所吸收。由于轴承结构和使用方式的多样性,气体润滑膜与轴承结构之间的换热和轴承结构与外部环境之间的换热,不能找出一个通用的普适分析方法,而只能针对具体的轴承进行分析。传热学上现有的实验结果和关系式是否适用于只有几十微米厚的润滑膜与轴承结构的换热过程,在这样薄的润滑膜中是否形成边界层,等等问题没有进行充分的分析和实验研究。气体润滑膜与轴承结构间的净换热量和结构与外部空间的净换热量相等时,就达到了平衡温度,只要这个平衡温度是可以接受的,就认为轴承的热问题已经解决。为了得到可以允许的平衡温度,必要时采用外部强迫冷却(水冷或风冷),或增加外部供气流量(对于气体动静压轴承)。由于工程实用上降低轴承的平衡温度并不特别困难,所以针对轴承的传热机制的研究非常不充分,最多只不过是现有的传热学公式拿来就用,再使用一些简化条



件进行分析。这样的分析计算结果更多的是定性上的意义。文献[9]所转述的液体轴承热问题的实验和计算结果,虽然是20世纪50~70年代的工作,但仍代表现在的水平;至于气体轴承,类似的研究还未见到。

严格说来,气体润滑膜的未知参数包括压力、多变指数和温度。所以根本不是一个 Reynolds 润滑方程所能解决的。它必须用 Reynolds 润滑方程、能量守恒方程、气体状态方程、壳体和轴内部的导热方程联立,再加上作为边界条件的还有润滑膜与壳体及轴之间的传热方程,壳体外表面与环境之间的传热方程。所有作为边界条件的传热方程,无论是层流还是湍流的对流换热,其传热系数都与 Re 数相关^[10];而 Re 数中包括气体的密度,是待求的量,所以求解的过程是极其困难的。如果通过上述方程的联立,能解出润滑膜内各点处的压力和温度,就能通过气体状态方程得出各点相应的密度。有了润滑膜内各点上的压力和密度,就可根据多变过程方程得到一个平均的多变指数。这样气体润滑膜内的热力学过程就有了分析的基础。

即使有了可靠的传热方程作为边界条件,计算的结果也不能认为是完全符合实际的。但其优点是在设计过程中就可以比较合理地获得轴承的性能。由于理论分析上的困难,一种实用的替代办法是求出轴承性能的上限值和下限值。若轴承内的润滑过程是绝热过程,则其多变指数 n 就等于绝热指数 κ ,各种气体的 κ 值是一定的,也是已知的。绝热过程给出轴承的性能是最好的,即上限值。若轴承内的润滑过程是等温过程,则其多变指数 $n=1$ 。按等温过程计算出的轴承性能是最差的,即下限值。无论是绝热过程还是等温过程,只需要 Reynolds 方程就足以计算出轴承的性能。但是在气体润滑过程中,绝热过程和等温过程的物理概念是什么,必须回到热力学第一定律式(0.3)。所谓等温过程就是润滑剂的总内能不变,即 $de=0$ 。这表明摩擦热全部散出,压缩过程气体温度的升高以热的形式完全散出,在膨胀过程中润滑膜的温度降低