

国外电机轴承

洛 阳 轴 承 研 究 所

一 九 八 七

前 言

电机是一切机械的动力源。电机轴承的质量决定着整个机械的寿命。因此，轴承研究、生产和使用部门都非常重视电机轴承质量的提高。为了满足我国电机轴承技术发展的需要，我们系统收集了日、美、英、德等国近20年来有关电机轴承设计、应用方面的文章，翻译汇编成册提供给读者。

本专集主要由邢应五、姜华、肖峰、梅素娥同志负责资料搜集与翻译，钟兆麟、章兰田、杨孟祥、曹诚梓、崔之惠、徐文宝、邢镇寰、肖开学、方仲泉、刘家文同志负责校对。钟兆麟同志对全书作统稿和统校，徐培孝同志审定出版。全书的印刷工作由邢应五负责。

由于我们水平有限，文中缺点错误一定不少，敬请读者批评指正。

洛阳轴承研究所

一九八六年十二月

目 录

综 述

电机轴承的动向及其课题.....	(1)
电动机.....	(9)
滚动轴承在电力机械上的应用.....	(15)

寿 命 与 可 靠 性

电机滚动轴承工作的可靠性.....	(23)
提高卧式电机的机械寿命和可靠性.....	(26)
电机用滚动轴承寿命的研究.....	(31)

性 能

滚动轴承的性能诊断.....	(37)
电机轴承的噪声.....	(41)
电机轴承噪声的研究.....	(44)

应 用

标准系列电机轴承选择的决定性因素.....	(53)
关于电机用球轴承发生漆锈的研究.....	(57)
小型电机用球轴承产生漆锈的原因及防止方法.....	(64)
电动机故障与润滑脂的寿命.....	(71)
从防止发生事故的角度看电机轴承与润滑.....	(75)
电机轴承与润滑.....	(84)
精密小型电机用滚动轴承的高精度化及其应用.....	(89)
精密小型电机用轴承的摩擦与润滑.....	(94)

其 它

液化气泵及其电机用滚动轴承.....	(102)
铁路车辆牵引电动机轴承(二).....	(109)
附：在《国外轴承》上已发表的有关电机轴承方面的文章.....	(121)

电机轴承的动向及其课题

〔日〕 石田弘明 末松正典 今井辉昭

一、前言

电机是所有工业部门的重要动力源，随着人们生活水平的提高，日渐进入日常生活。轴承作为一种支承元件对于电机品种的发展起了很大作用。本文将从轴承的角度介绍工业用电机品种多样化的发展趋势及广泛使用的滚动轴承的课题。

二、电机的专用化与品种多样化的开发趋势

关于电机的原理，1824年阿拉高 (Arago) 发现旋转钢板的磁作用及1831年法拉第 (Faraday) 对电磁感应现象的发现 是颇负盛名的。但是，发展到现在这种完整形式的感应电机则始于1890年至1900年之间。当时，电磁理论的研究已取得进展，设计理论也已大体完备。之后，由于设计的逐渐进步以及材料和制造方法的改进，电机开始向

小型化，轻型化推进 (图1)。如图2所示，1960年以后，在发展通用系列电机的同时，特种电机的研制也得到很大发展。

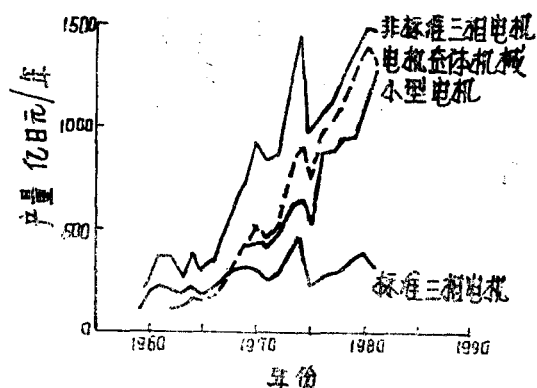


图2 各种电机产量的变迁

可以预料：今后，随着半导体和微电子计算机的进步和应用，控制电机运转的方法及电机—机械—控制的一体化形式必将进一步发展。

三、电机轴承

作为支承元件的轴承，对电机发展有重要作用是自不待言的事。众所周知，轴承大体可分为滑动轴承和滚动轴承两种。

关于滑动轴承的理论，1883年托尔 (Tower) 发现了油膜压力，1886年雷诺 (Reynolds) 确立了油膜润滑理论，直到1904年才由萨默菲尔德 (Sommerfeld) 完成了轴颈轴承润滑理论。

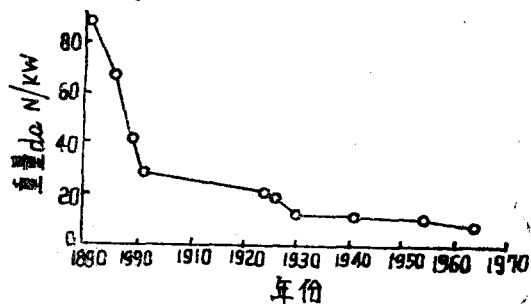


图1 AEG三相交流电机的小型轻型化

在滚动轴承方面，赫兹（Herz）于1881年提出弹性接触理论，1901年西里贝克（Seribeck）将此理论应用于滚动轴承，1924年～1938年由帕尔姆格伦（Palmgren）完成了负荷理论。至于润滑理论就更晚了，现在应用的EHL（弹性流体润滑）理论是1961年由道森-希金森（Dowson-Higgins）完成的。

在上述演变过程中，早期的电机都使用滑动轴承。1784年，沃恩（Vaughan）申请了向心滚动轴承的专利，19世纪末到20世纪初，轴承进入工业化生产，1925～1950年，电机上开始采用滚动轴承。滚动轴承的

理论来源于实践，其使用范围日益扩大。目前，除大容量电机和特殊小容量电机外，几乎都使用了滚动轴承。

四、由轴承看电机品种

从图2可以看出日本国内特种电机需要量的增长情况。本章从轴承的角度介绍最近特种电机的开发事例及有关轴承的情况。

表1从轴承角度系统地列举了有代表性的产品开发情况。以日本国内专用电机厂家为例，大致可以看出电机的发展方向，并在附注栏内补充一些其它事项。

表1 日本国内专用电机厂研制的电机及轴承的演变

开发年份	电机名称	轴承	特 征
1953	交流调速VS电机	滚动	多点支承
1959	振动电机尤拉斯振荡器	"	重负荷，旋转负荷
1961	直流电机，微电机	"	短跨距，高精度
1961	铁氧体型微电机	含油轴承	短跨距，力矩负荷
1962	低速低惯性电机，行星式	特殊轴承	轴向摆动，传递旋动力
1967	电动式汽车钻机，汽车撞锤	滚动	旋转，轴向滑动
1968	带制动器轴向开式电机	"	磁吸引力引起的轴向负荷
1968	直线运动传动器，汽车操纵杆，汽车方向盘，汽车离合器压盘分离杆	滑动丝杠	旋转→直线运动
1969	自动浇注电磁泵（用于连续铸造磁电机搅拌设备）	无轴承	通过电磁力向溶液传递动力，既无可动部分又无轴承
1971	高性能伺服，超小惯性电机	滚动	轴承跨距最佳化
1973	大容量水冷VS电机	"	大型轴承，高dmN值
1973	大容量振动碾磨机	"	重载荷，大型轴承，高dmN值
1976	铝挤压机线性电机	"	利用外圈外圆而引导直线运动
1977	六轴机器人L：直线运动（微电机驱动）；旋转	滚珠丝杠	旋转→直线运动，低摩擦
1982	微型软盘驱动用无刷电机	椭圆轴承	内圈椭圆，外圈挠性滚动
1982	空气轴承主轴电机	滚动	小直径，短跨距，高精度
1981	非密封泵用高温电机 机床主轴电机	静压空气 滑动 磁性轴承	动态振摆小，无润滑油污染 利用高温处理热载体润滑 圆周速度高

1. 轴承的多功能化

从轴承的功能、动作来看，特殊产品是

指：用于阀门控制方面的低速小惯性电机轴承，它能作轴向摆动并传递旋动力（图3）其结构与汽车用等速球形关节相似；在电动

式钻机及撞锤中能旋转、滑动的滚子轴承；可将旋转变为直线运动的直线运动执行机构的轴承；在汽车离合器压盘分离杆及离合器的操纵杆中，作为滑动螺栓使用的轴承；在重载荷的汽车油缸和机器人设备中普遍使用的滚珠丝杠；还有，如图4所示，在铝挤压机用线性电机中，球轴承的外圈用于引导直线运动。

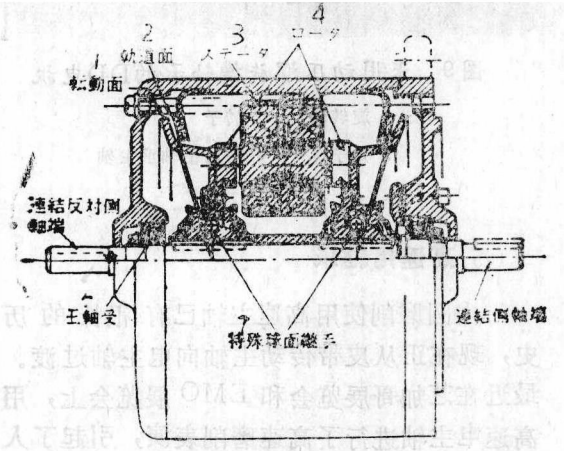


图3 行星减速电动机结构图

- 注：1、滚动面 2、滚道 3、定子
4、转子 5、反向连接侧轴端
6、球轴承 7、特殊球形接头

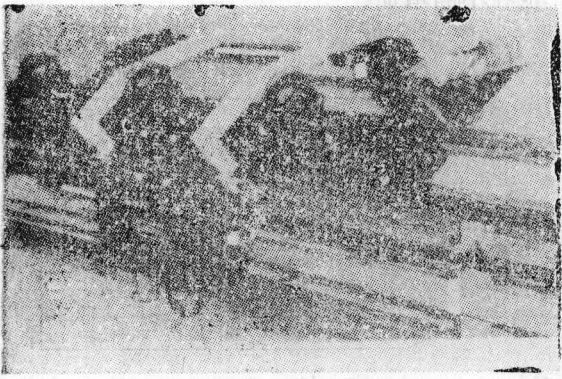


图4 铝轧机用线性电机

由线性电机发展起来的电磁浇注泵，用在钢铁的连续铸造用搅拌机中业已实用化。

它直接把电磁力加入熔融金属中，其特征是既无可动部分，又无轴承。此外，图5所示为用于机器人旋转部分的无齿隙谐波减速器的柔性椭圆轴承，也是特殊轴承。

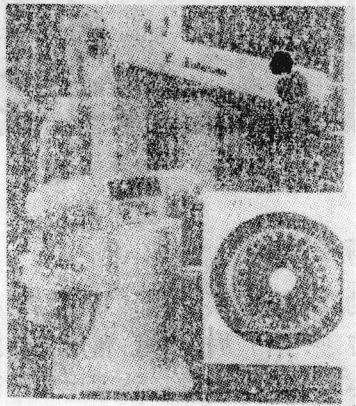


图5 机器人与椭圆轴承

2. 滚动轴承尺寸的增大

在日本，1955年， $\phi 45\text{mm}$ 以下的轴承采用防尘盖式轴承，现已普及到大型轴承。大容量的水冷可调速VS电机（图6）及大容量的振动碾磨机（图7）的轴承负荷大，使用圆柱滚子轴承，其 $d_m N$ 值可达30万左右，已超出标准电机使用的范围。如果润滑状态不好，会出现早期破损，所以，设计时要充分考虑游隙的选择和冷却能力等，在有的部位还要采用特殊材料的轴承。

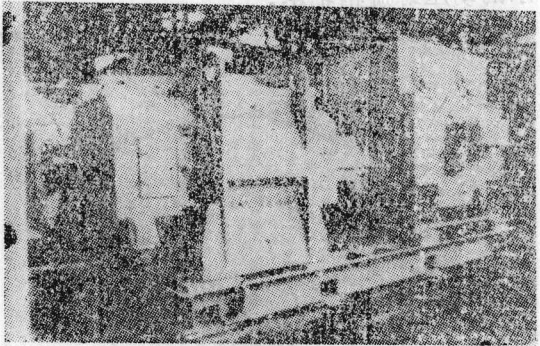


图6 大容量水冷VS电机

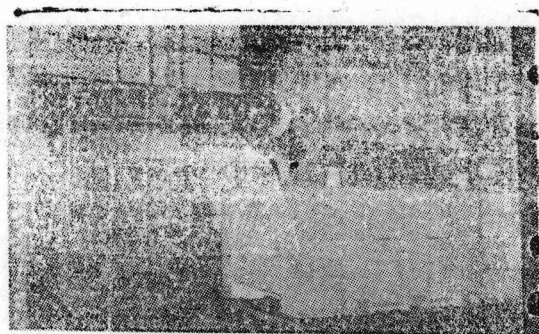


图7 大容量振动碾磨机

3. 高温用轴承

有的非密封泵要在 400°C 左右的高温下连续运转, 采用滑动轴承时, 利用工作过程中的热载体来润滑。以前, 达到电机的耐热温度后必须冷却一段时间再运转。由于高温电机的研制成功, 就不用再停机冷却了, 这就提高了节能效果。

4. 磁记录装置用电机轴承

机械化运输设备 (MT) 的绞盘采用高性能的伺服电机驱动。随着高密度和高速化, 要加快起动速度和提高轴的固有振动频率, 对轴承间距和配置等必须认真考虑。最近, 用于软盘驱动和硬盘驱动时无刷电机 (图8) 的需要量日益增加。它要求轴承间距小, 轴端振摆少。另一方面, 也有建议用图9所示的动压螺旋槽轴承。

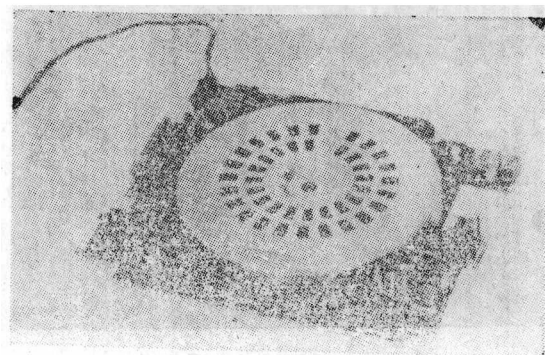


图8 无刷电机

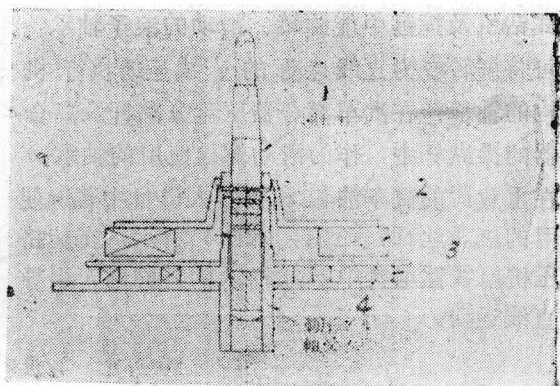


图9 采用动压螺旋槽轴承的DD电机

注: 1 旋转轴 2 转子
3 定子 4 动压槽轴承主轴

5. 高速用轴承

内圆磨削使用高速主轴已有很长的历史, 现在正从皮带传动主轴向电主轴过渡。最近在芝加哥展览会和 EMO 展览会上, 用高速电主轴进行了高速磨削表演, 引起了人们的注意。所使用的滚动轴承除用油雾润滑及喷射润滑外, 还有油气润滑, 也有采用如图10所示的磁性轴承。此外, 在电子元件的加工方面, 静压空气轴承 (图11) 的使用量也在不断增加。

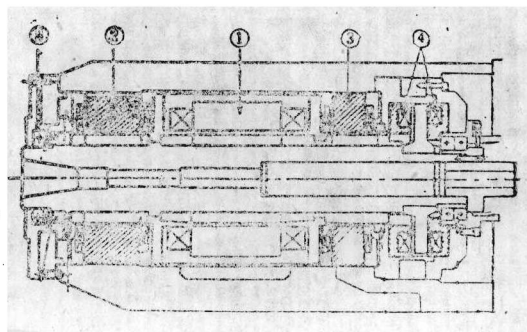


图10 磁性轴承主轴

注: 1 电机 2、3 向心轴承
4 推力轴承 5、6 径向传感器
7 推力传感器 8、9 辅助轴承

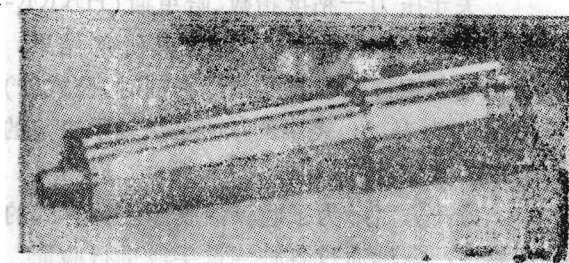


图11 静压气体轴承电主轴

随着电机的特殊性和多样化的发展，高速轴承也将向专用化发展。

五、轴承理论与滚动轴承的研究课题

电机中使用最多的是滚动轴承。在轴承的发展过程中，总是理论来源于实践。由于大气冶炼钢已被真空脱气钢所代替，轴承寿命大大提高。现已查明，轴承寿命受润滑状态的影响很大。同时，在轴承诊断方法和保持轴承良好的润滑状态等方面也进行了大量的研究工作。

尽管如此，还非常不完善，今后的工作还很多。现介绍一下包括对轴承润滑状态的评价在内的最近轴承寿命方面的发展趋势。

1、最近的轴承寿命

ISO标准规定，轴承寿命 L 表示可靠性为90%的基本额定寿命 L_{10} 乘以可靠性系数 a_1 ，材料系数 a_2 和使用条件系数 a_3 ，这些系数在日本已标准化。

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots \dots \dots (1)$$

可靠性系数 a_1 在可靠性为90%时为1，系数 a_2 、 a_3 则因使用条件不同而异。在预测轴承寿命时，掌握这些系数是极为重要的。

目前，在产品目录中记载的滚子轴承的基本额定动负荷是在1965年和1975年连续两

次提高后的值，这种提高是按滚子和套圈的接触条件选取系数最大值得到的，未涉及轴承材料的改善，因此提高滚子轴承的寿命比球轴承显得更为重要。

在进行寿命试验时，必须在工作条件不变的情况下随时监测轴承的润滑状态。

图12是用润滑脂润滑国产球轴承和滚子轴承时，在正常润滑状态下得到的轴承寿命，并在威布尔坐标纸上划出分布图。据认为，球轴承是基本额定寿命的三倍，滚子轴承的寿命则和基本额定寿命相同。

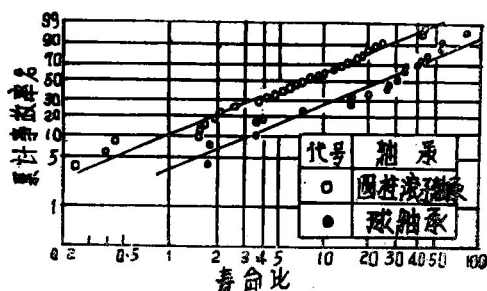


图12 最近的轴承寿命

2. 轴承理论与润滑状态的测量方法

滚动轴承油膜厚度的计算方法的建议较为新颖，它是由六十年代的EHL理论发展而成的，最近又发表了各种分析解和实验公式。道森—希金森最早提出目前使用的油膜厚度计算式为：

$$h = \frac{1.6 \alpha^{0.6} (\eta_0 u)^{0.7} (E')^{0.03} R^{0.43}}{W^{0.13}} \dots \dots \dots (2)$$

式中： α = 压力—粘度指数

η_0 = 大气压下的润滑剂粘度

u = 平均速度

E' = 等效纵向弹性系数

R = 等效半径

W = 负荷

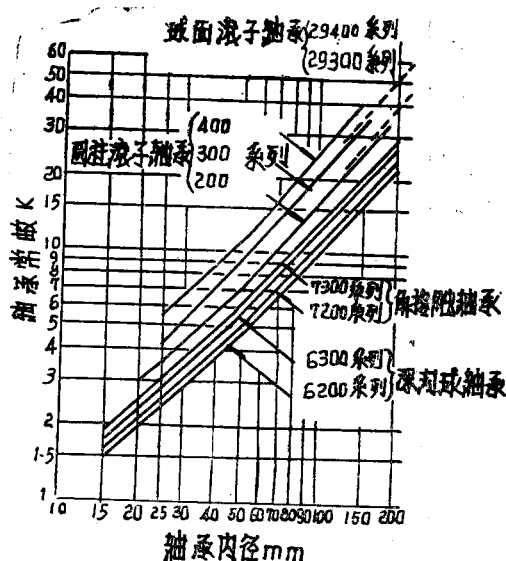


图13 轴承常数K与轴承内径的关系图

表2 油膜厚度 h 的计算式

负荷方向		油膜厚度 h ($\times 10^{-8}$ mm)	K: 轴承常数 i: 列数 B: 接触角 (rad) η : 粘度 (mpa.s) n: 转速 (1/s) Fr: 径向负荷 (N) c: 轴向负荷 (N)
径向	球轴承	$0.383K(i \cos \beta)^{0.0867} \cdot \eta^{0.845} \cdot n^{0.7} / Fr^{0.0367}$	
	滚子轴承	$0.399K(i \cos \beta)^{0.13} \cdot \eta^{0.845} \cdot n^{0.7} / Fr^{0.13}$	
轴向	球轴承	$0.44K(i \sin \beta)^{0.0867} \cdot \eta^{0.845} \cdot n^{0.7} / Fa^{0.0867}$	
	滚子轴承	$0.48K(i \sin \beta)^{0.13} \cdot \eta^{0.845} \cdot n^{0.7} / Fa^{0.13}$	

表3 各种油膜测量方法的优缺点

测量方法	测量对象	优点	缺点
电容法	平均油膜厚度	- 装置较简单, 容易测量 - 能高速、高负荷	- 如果两面接触, 就不能测量 - 电容率随压力变化
x 射线透射法	最小油膜厚度	- 可以不考虑物理常数压力引起的变化 - 能高速、高负荷	- 设备规模大 - 侧面部的凹处, 粗糙度有影响
磁阻法	"	不受极性物质的影响	检测线圈的温度特性有困难, 试验条件有限制
接触率测量法	(最小油膜厚度)	- 适于测量表面粗糙的油膜 - 便于知道有无油膜	- 如果油膜厚, 就不能测量 - 油膜厚度的绝对值不明
光干涉法	油膜形状	可以知道细微部分的形状, 适合基础研究	- 因为使用玻璃, 载荷、速度受限制 - 折射率随力而变化
直接变位法	平均油膜厚度	可以对实际的机械零件进行测量	仅限于载荷小时

关于压力—粘度指数, 哈里斯 (HARRIS) 曾进行了试验研究, 根据其研究结果, 采用轴承钢材料和石蜡系润滑剂时, 公式(2)可简化为表 2。表中的 K 值是由轴承决定的常数, 其值如图 13 所示。

另一方面, 为了确保油膜厚度计算式的可靠性, 继续通过各种测量手段进行验证。这些测量手段的优缺点已较好地整理于文献 11 中 (表 3)。

其中, 接触率测量法可以说是实际测量油膜厚度电阻值的电阻法的一种变形, 也就是说, 利用两面的接触状态和分离状态下电阻值的明显差异来取代电阻的绝对值, 以计算接触比例。塔利安 (Tallian) 等在 1964

年曾将此法应用于四球试验机上(图14);此外,平野等的研究中也采用了这种方法。我们经多年的有效应用,现已实用化。

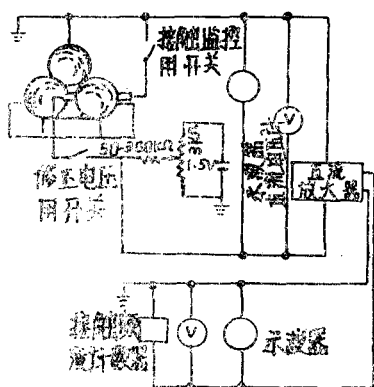


图14 四球试验机的接触率测量电路

如表3所示,接触率测量法尽管有不少缺点,但因其测量电路简单,计测方便,适用性仍是最高。此外,只要预先掌握好接触率开始升高的条件,即使在油膜厚的情况下,也能在润滑状态破坏以前判断其程度大小,所以,与其它测量方法相比,这种方法比较优越。

3. 润滑状态的评价方法

用油润滑时,根据EHL理论得到的油膜厚度的计算值和根据接触率测量法测得的接触率是相关的,下面介绍有关评价润滑状态的方法。

滚动轴承在刚开始使用时,其润滑状态一般都不大好,但使用一段时间后,就能得到良好的润滑状态。这种过程称作跑合。图15表示圆柱滚子轴承Nu318的跑合情况。由图可看出从开始使用5分钟到760分钟,油膜厚度的计算值和接触率的关系如何变化。随着时间的推移,尽管油膜厚度很薄,但也不发生接触,仍能大体看出跑合的特征。

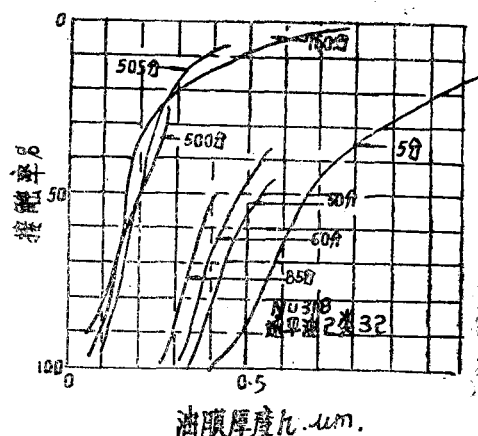


图15 跑合情况

然而,即使是经充分跑合后,同一类型的轴承,如果尺寸不同,油膜厚度和接触率的关系也会不一样。因此,现在一般用轴承中心圆直径 d_m 去除油膜厚度 h ,把 $\xi = h/d_m$ 和接触率的关系加以整理,并汇集在一个范围内,而无需考虑尺寸的影响。按这种型式汇集后得到图16。利用此图可以求出获得轴承正常润滑状态应采取的措施。

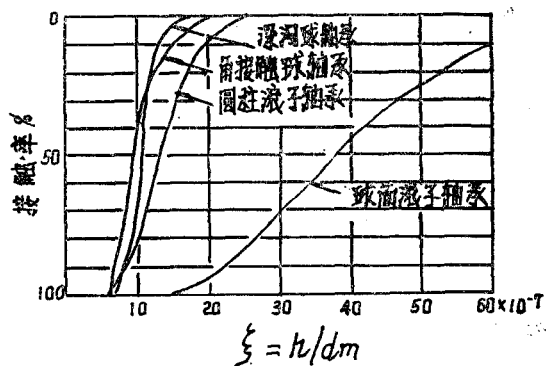


图16 各种类型轴承的 ξ 和接触率的关系

例如,用透平油(2种32)作润滑剂的深沟球轴承6318,在径向载荷为9.8kN的情况下使用时,润滑剂允许的最低粘度 η (或最高温度 t)可以利用表2的公式由下式计算得到:

$$\eta =$$

$$\left(\frac{\xi_c \cdot d_m \cdot Fr^{0.0867}}{0.383 \times 10^{-8} K(i \cos \beta) 0.0867 n^{0.7}} \right)^{1.183} \dots \dots \dots (3)$$

式中, ξ_c 采用接触率开始增加时的值 (18×10^{-7}), 中心圆直径 $d_m = 140 \text{ mm}$, 轴承常数 $K = 1070$, 列数 $i = 1$, 接触角 $\beta = 0^\circ$, $Fr = 9.8 \text{ kN}$, 代入后即得到

$$\eta = \left(\frac{136.4}{n^{0.7}} \right)^{1.183} (\text{mPa} \cdot \text{s}) \dots \dots (4)$$

根据粘度和温度的曲线, 将粘度换算成温度, 润滑状态以润滑剂的最高温度来评价, 可以得到图17。

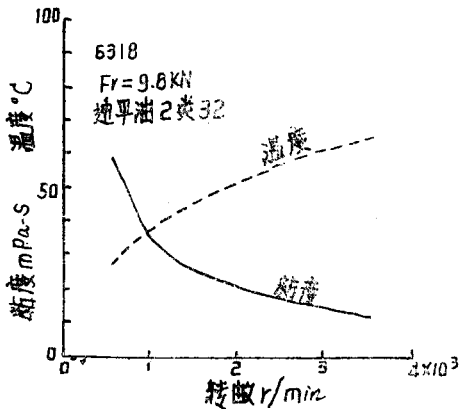


图17 允许粘度、允许温度与转速的关系。

另外还要指出, 润滑脂的油膜厚度与基油粘度有密切关系, 润滑脂与油不同。实践证明, 润滑脂有一种特有的性质, 其油膜厚度随时间延长而减小, 经验表明, 润滑脂的种类不同, 产生的油膜厚度和接触率的关系也不同。因篇幅所限, 不再赘述。

4. 润滑状态与轴承寿命

润滑状态恶化会产生怎样的不良效果? 润滑状态与轴承寿命的关系已为多数人实验证明, 并且得到油膜厚度 h 和表面粗糙度 δ 的比 $\Lambda = h / \delta$ 和寿命比的关系 (图18),

其中, 塔利安进而求得 Λ 和接触率的关系, 把二者关系转化就能获得寿命比与接触率的关系 (图19)。

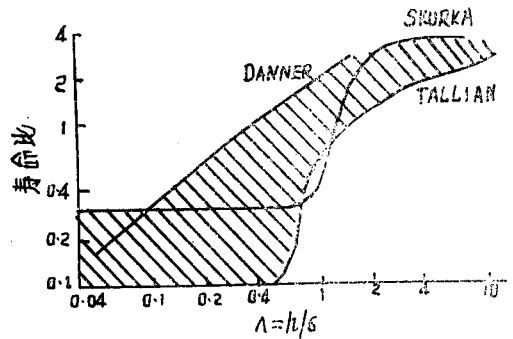


图18 Λ 和寿命比的关系

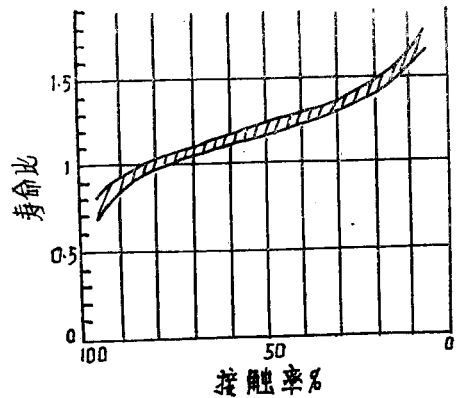


图19 接触率与寿命比的关系

总之, 随着油膜的变薄, 润滑状态随之变坏, 轴承寿命显著下降。我们对圆柱滚子轴承 Nu320采用油浴润滑, 使其在转速 $90 \sim 1400 \text{ rpm}$ 下旋转, 只几千小时就发生早期故障。通过测量接触率可以判明, 这是由于润滑不良造成的, 可以通过改变润滑方式加以解决。

参考文献23篇 (略)

马方宇、邢应五 译自《机械の研究》

1984年36卷1期11—17页

邢镇寰 校

电 动 机

〔日〕 冈田义信

电动机一般使用62、63系列单列深沟球轴承（密封型和开式轴承），NU2、NU3系列短圆柱滚子轴承和72、73系列角接触球轴承。

从润滑方式来看，电机轴承大多采用脂润滑和油润滑（主要是飞溅润滑和喷雾润滑）。在选择轴承类型及其润滑方式的组合时，要充分考虑轴承所承受的负荷， $d_m n$ 值（轴承平均直径与转速之积，单位： $\text{mm} \times \text{rpm}$ ）与轴承温度，以确保轴承寿命与润滑剂的寿命（采用换脂方式时，换脂间隔即为润滑脂寿命）。

一、电机用轴承的特殊性

电机用轴承除必须具备一般工业机械用轴承的各种性能外，还要求旋转噪声小。密封轴承还要求摩擦力矩小，防尘性能好，漏脂少。

1. 噪声与游隙

电机轴承的噪声受轴承安装游隙的影响很大，轴承安装游隙又受到每一套轴承的径向游隙，配合，安装误差，内、外圈的温差及轴承承受负荷大小的影响。

一般来说，游隙越大，轴承的噪声也越大，但是，如果游隙为负值的话，噪声也增大，安装游隙保留到某个值时，噪声最低。因此，要适当缩小游隙的值及其离散范围。

鉴于上述情况，日本电机工业会与轴承工业会共同协商，就电机用单个轴承的径向游隙达成协议，规定双方都必须使用按协议

规定制造的轴承。关于轴承的游隙，单列深沟球轴承采用CM游隙。短圆柱滚子轴承的游隙有两种，对可互换的采用CT游隙，对不可互换的采用CM游隙。

此外，大直径轴承和双极电机等 $d_m n$ 值大时，由于轴承内、外圈的温差大，根据温差引起游隙的减少程度，有时采用C3游隙或特殊游隙。

角接触球轴承的游隙在制造电机时可以通过调整内、外圈的轴向相对位置来控制。

表1是单列深沟球轴承的CM游隙。为了进行比较，还列出C2游隙和普通游隙。表2和表3分别是短圆柱滚子轴承的CT游隙和CM游隙。并列出C2游隙，普通游隙和C3游

表1 单列深沟球轴承的径向游隙(单位 μm)

轴承内径公称尺寸		径 向 游 隙					
单位 mm		C2		CM		普 通	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最 小	最 大
2.5	10		7			2	13
	10		9	4	11	3	18
	18		10	5	12	5	20
	24		11	5	12	5	20
	30		11	9	17	6	20
	40		11	9	17	6	23
	50		15	12	22	8	28
	65		15	12	22	10	30
	80		18	18	30	12	36
	100		20	18	30	15	41
	120		23	24	38	18	48
	140		23	24	38	18	53
	160		25			20	61
	180		30			25	71

表2 可互换圆柱滚子轴承的径向隙
(单位: μm)

轴承内径公称尺寸 单位: mm		径向游隙							
		C2		CT		普通		C3	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
18	24	0	30			10	40	25	55
24	30	0	30	15	35	10	45	30	65
30	40	0	35	15	35	15	50	35	70
40	50	5	40	20	40	20	55	40	75
50	65	5	45	25	45	25	70	45	90
65	80	5	55	30	50	30	80	55	105
80	100	10	60	35	60	35	85	65	115
110	120	10	65	35	65	35	90	80	135
120	140	10	75	40	70	40	105	90	155
140	160	15	80	50	85	50	115	100	165
160	180	20	85	60	95	60	125	110	175
180	200	25	95	65	105	65	135	120	165

表3 不可互换的圆柱滚子轴承的径向游隙
(单位: μm)

轴承内径公称尺寸 单位: mm		径向游隙							
		C2		CM		普通		C3	
超过	到	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
18	24	10	20			20	30	35	45
24	30	10	25	15	30	25	35	40	50
30	40	12	25	15	30	25	40	45	55
40	50	15	30	20	35	30	45	50	65
50	65	15	35	25	40	35	50	55	75
65	80	20	40	30	45	40	60	70	90
80	100	25	45	35	55	45	70	80	105
100	120	25	50	35	60	50	80	95	120
120	140	30	60	40	65	60	90	105	135
140	160	35	65	50	80	65	100	115	150
160	180	35	75	60	90	75	110	125	165
180	200	40	80	65	100	80	120	140	180

隙,以便与CT游隙进行比较。

2. 密封轴承的防尘性能与摩擦力矩

由于电机使用范围很广,所以必须便于维修检查,容易拆卸和再安装,结构要尽量简单。

为了满足上述要求,考虑到密封润滑脂寿命, dm^3 值在350,000以内时采用 6315的密封轴承。这种轴承可分为两种,一种是装有钢板制防尘盖的防尘盖轴承(代号ZZ),另一种是装有合成橡胶密封圈的密封圈轴承。另外,密封轴承又分密封圈与内、外圈接触的接触式密封轴承和密封圈只和外圈接触与内圈不接触的非接触式密封轴承。

在日本工业标准 JIS 中,密封圈轴承用代号UU表示,没有接触式和非接触式之分,所以各轴承公司都各自有自己的代号。例如,接触式密封轴承NSK用DD表示,NTN用LL表示,KOYO用2RS表示;非接触式密封轴承NSK用VV表示,NTN用LLB表示,KOYO用2RU表示。

在大气中浮游着无数的 $10\mu\text{m}$ 以下的小尘埃,尘埃的主要成分是硅。这些尘埃若侵入轴承内会损伤滚动体及滚动表面,使噪声增大(伤痕引起的噪声),最终导致轴承损坏。如果考虑这一点和防止漏脂的话,最好采用接触式密封,但是,由于接触式密封的摩擦力矩大以及由摩擦力矩引起的发热是个大问题,权衡接触式与非接触式的得失,一般都采用非接触式密封轴承。图1是非接触式密封轴承及其密封部位的详图;图2是使用非接触密

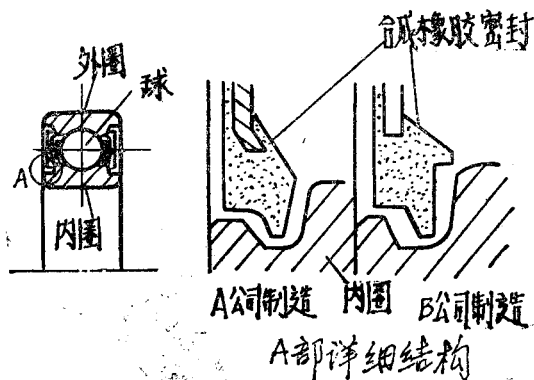


图1 密封轴承的结构

封轴承的电机结构图。

图2 是伸出端和非伸出端都使用非接触式密封轴承的电机结构图。(略)

二、配合与安装精度

轴承与轴, 轴承与轴承箱的配合是能否充分发挥轴承性能, 确保预定寿命的最重要因素之一。配合松动时, 轴承与轴或轴承与轴承箱之间会产生滑动, 引起异常发热、配合面之间磨损、加剧振动、润滑剂变质等现象, 不能充分发挥轴承的性能。

相反, 如果配合过紧, 轴承的安装游隙太小, 会导致轴承发热和早期损坏。因此, 在选择配合时必须保证轴承在运转时具有适当的安装游隙, 但轴承与轴或轴与轴承箱之间的过盈量也不能太小, 以防发生爬行。

影响过盈量的主要因素如下:

①轴承、轴与轴承箱的尺寸精度。

②配合面的塑性变形。

③轴承尺寸及负荷的大小。

④轴与轴承内圈之间的温度差。

影响轴承工作游隙的主要因素如下:

①轴与轴承内圈之间的过盈量。

②轴承箱与轴承外圈之间的过盈量。

③轴承内圈及滚动体与外圈的温差。

④轴承尺寸及负荷的大小。

⑤轴心与轴承的扭转角。

上述几点与前述单个轴承的径向游隙结合起来研究, 在确保必要的安装游隙的前提下, 规定出下列轴与轴承箱的尺寸精度。另外, 对于使用范围受限制的专用电机, 需要研究各种特殊的使用条件, 不采用下列值。

①轴外径公差

$\phi 18\text{mm}$ 以下 k5

$\phi 18\text{mm}$ 至 $\phi 100\text{mm}$ m5

超过 $\phi 100\text{mm}$ m6

②轴承箱内径公差 J6—H6

③轴心与轴承的扭转角

单列深沟球轴承 1/1000

短圆柱滚子轴承 1/2000

角接触球轴承 1/1000

上列数值各电机厂不完全一样, 但是, 可以作为决定前述电机用单个轴承径向游隙时的前提条件。另外, 各种不同原因对过盈量及游隙的影响的具体数值计算方法请参看参考文献1。

三、轴承寿命

无特殊要求时, 一般用户使用多用途的通用电动机, 选用轴承类型和型号虽然随使用条件不同而不同, 但一般电机的额定寿命时间(可靠性90%)都在20,000小时以上。有特殊要求时可使用专用电机, 选择轴承时要根据匹配机械所要求的寿命时间来决定。

轴承寿命时间的具体计算方法请看参考文献2~4。

四、润滑

滚动轴承的旋转离不开润滑, 润滑直接影响轴承的极限转速。各种实验结果表明, 润滑不良往往会使保持架与内、外圈及滚动体之间产生滑动摩擦, 引起轴承发热和烧伤。

作为润滑剂的润滑性能, 如果考虑到轴承内部的散热问题, 最好用润滑油, 但因油润滑的密封装置太复杂, 所以, 如果从保养, 检查方便的角度来看 还是润滑脂比较好。

鉴于以上原因, 当 d_{mn} 值低于350,000左右时, 采用脂润滑, 超过该值时, 采用飞溅润滑和喷雾润滑等油润滑方法。

对于通用电机来说，由于小型电机要考虑轴承的噪声，所以使用锂基润滑脂。大中型机械则使用温度范围广的对苯二甲酸钠系润滑脂等。另外，大型机械还要安装润滑脂更换装置，利用该装置可以在电机运转中排出旧脂换上新脂，提高润滑脂的寿命。图 3 是润滑脂更换装置的结构图。

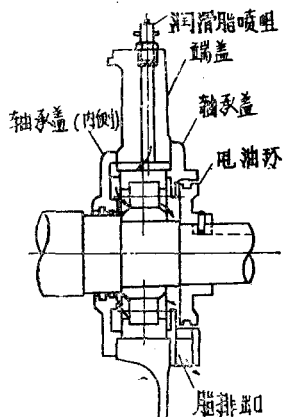


图2 伸出端使用短圆柱滚子轴承的结构图（脂交换型）

五、检测轴承故障的方法

检测滚动轴承故障的方法很多，听声音是简单常用的方法，但是，为了正确判断轴承是否发生故障，必须听惯轴承正常的声音。除噪声之外，还必须注意轴承的振动和温升。

轴承开始运转后，随着时间推移温度逐渐上升，过一段时间之后（时间长短随电机大小有所不同，一般为二小时左右），温度达到稳定状态。如果出现异常温度上升、异常声音及振动，应立即停机检查。

为了研究轴承的噪声，可以使用市场上出售的一端装有共鸣器的专用听诊棒，用螺丝刀或金属棒也可以，螺丝刀和金属棒的一

端接在轴承盖或电机末端轴承位置上，另一端放在耳朵上听，装有共鸣器的听诊棒可以把声音放大，分析时必须注意这一点。

滚动轴承的主要噪声有以下几种：

1、正常噪声

金属的正常声音没有不稳定现象。特别是球轴承，可以听到频率很高的洪亮声音。短圆柱滚子轴承有时多少伴有咕噜咕噜的声音，但是，不论哪一种声音，都不会影响轴承运转。

2、保持架噪声

滚子或球与保持架接触时产生一种音色很轻的“希利希利”的声音，这种声音与轴承转速无关，是一种不规则的金属音。只要补充少量的润滑脂，噪声即可消失或减少。即使不能完全消失也不影响使用。

3、伤痕引起的噪声

这是滚动表面和滚动体等表面有伤痕或缺陷时产生的一种噪声，噪声的周期与转速成正比。有伤痕或缺陷的轴承在高速旋转时常伴有振动，在机器停转以前，噪声周期延长，可以听得见。这时就需要更换新轴承。

4、夹杂物引起的噪声

当夹杂物侵入轴承滚动表面与滚动体之间时，会产生一种与转速无关、大小呈不规则变化的噪声。消除方法是把轴承卸下来，经认真清洗，干燥后再填入润滑脂，噪声就可消失。

六、轴承的损伤与防止措施

一般来说，只要能正确使用，90%的滚动轴承都可以达到预定寿命。

但是，实际上，引起轴承损伤的因素是很多的。当轴承发生故障时，要对发生故障的情况进行分析，找出产生故障的原因，防止故障再次发生，这一点是很重要的。但是，有时几种原因混在一起或由于其它原因使其潜伏着引起损伤的因素，这时判断故障的原因是很困难的。因此，在分析故障原因时，要按照损伤的阶段对使用条件进行认真研究。

下面通过几个损伤事例介绍一下轴承发生损伤的原因及防止方法。

1. 压痕、击痕

安装拆卸轴承时，滚动体承受过大的力，异物侵入或静止时受到激烈的冲击负荷时，滚动表面会产生压痕。用锤敲打轴承时会产生击痕。

其防止方法根据发生原因各不相同，但都必须做到：在安装拆卸时，不要使滚动体承受过大的力；更换润滑脂时，要防止异物侵入；改进密封结构，并使其与周围环境相适应。

2. 锈蚀、腐蚀

轴承内部的锈蚀是由于水分侵入引起的。当机器停止运转时，温度下降，达到露点温度时，轴承箱内的湿气就凝结起来，使润滑剂中混入微小的水滴。尤其是高温季节更要注意，滚动体在间隔相等的节距内产生锈蚀，在湿气大的地方，机器长时间停止旋转时，滚动体与滚动表面的接触部分会发生锈蚀。另外，在化工厂里，药品之类很容易侵入轴承内，也会腐蚀轴承表面。

其防止方法是在高温潮湿的地方要注意保管好轴承，机器长时间停止运转时要采取防锈措施。

3. 保持架的损伤

保持架与滚动体及引导面会产生滑动摩擦。如保持架的引导面和兜孔面润滑不良，轴承承受力矩负荷以及高速旋转时保持架所用的材料及润滑不适当，都会损伤轴承保持架。

要防止保持架损伤，必须在改进润滑剂和润滑方法上下功夫，并消除安装误差，改进保持架的材料。

4. 早期剥落

轴承旋转过程中，滚动面反复承受接触负荷，由于表面疲劳，当达到某一总转速后，突然产生鳞片状剥落现象。由于剥落是一种疲劳现象，滚动轴承在承载负荷下旋转时，即使在正常使用状态下，也要发生剥落。但是，轴承不可能总是在理想条件下使用，有时实际值比计算值少得多也会发生剥落，这种剥落称为早期剥落。

早期剥落的原因主要是轴承向轴上安装时定心不好，轴承安装不良，轴的热膨胀引起的异常轴向负荷，负荷过大，润滑不良等。

其防止方法是注意定心和轴承安装；自由端轴承的外圈采用动配合；事先估计出轴发生热膨胀时的膨胀大小，确保轴向游隙；选用适宜的润滑剂。

5. 爬行

电机轴承承受的负荷大多是内圈旋转负荷。举例来说，当轴承内圈内径面与轴的配合面有间隙时，即轴承内圈内径的圆周长度比轴的圆周长度长，轴的表面相对轴承内圈内径面产生与旋转方向相反的位移现象，这就是爬行。

如果轴承承受径向负荷，由于内圈和轴发生弹性变形，当过盈量不足时，在配合面

会产生间隙,引起爬行。另外,风扇、皮带轮等与电机轴连接时,因不平衡等会引起外圈旋转负荷。这时,如果外圈与轴承箱是动配合,外圈就会发生爬行。这种爬行会导致配合面粘着或磨损,以致发展成烧伤和破坏。防止方法是使过盈量与径向负荷的大小相适应。对于外圈旋转负荷,特别是球轴承,其内、外圈都采用过盈配合的话,拆卸,再安装非常困难。所以,要尽量减少外圈与轴承箱之间的间隙,并进行精加工和添加润滑剂,使滑动引起的损伤限制到最小程度。

6. 粘着

当润滑剂不适当或不足时,轴承滚道表面,滚动体表面或保持架兜孔面及承受推力负荷的滚子轴承的滚子端面和挡边面上会发生微小的烧伤。这些烧伤点集合起来就形成粘着。

防止方法是选用合适的润滑剂,特别是两种以上的润滑剂混合使用时,往往会使润滑性能下降,要设法避免。

7. 摩擦腐蚀

在运输过程中或在轴承存放期间受到振动时,滚动表面会出现压痕现象,特别是短圆柱滚子轴承更容易发生。

防止方法是在运输电机时(包括装在机器上运输时)固定轴和轴承箱。使用短圆柱滚子轴承的电机还要安装固定轴和轴承箱的装置。使用这些装置效果较好。

8. 电蚀

当电流通过轴承时,流过内、外圈与滚动体的接触部分非常薄的油膜时会发生电火花,表面发生局部熔化,出现锈斑状小坑,小坑扩展后,接触面形成洗衣板样的凹凸,再发展可以看到喷火口似的凹坑,发生电火花熔化现象。这种洗衣板似的凹凸叫做隆起伤痕,防止方法是在轴承外圈与轴承箱之间插入绝缘物体,实施电绝缘。

参考文献

- 1) NSK Report Rr No723
- 2) NSK ニるカブリ軸受 カタログ pr No111A
- 3) NTN Ball and Roller Bearing, 解说CATNO 1052—11
- 4) KOYO 总合カタログ NOF8—5CD

梅素娥 译自《机械设计》1977年21卷
13期 208—212页

章兰田 校

(上接36页)

面粗糙度之比和寿命之间的关系已定量化。

可是,推测实际使用轴承的寿命是很困难的。这是因为在运转状态下,实际测量轴承接触表面的粗糙度和油膜厚度很困难,而且当采用润滑脂润滑时,弹性流体润滑理论不能原封不动地使用。

参考文献12篇(略)

邢应五 译自《安川电机》1982年,46卷
176期212~217页

徐文宝 校