

# 油、气润滑系统中两相流体的输送及其润滑特性

哈尔滨船舶工程学院 王 凡 何立东 闫通海

摘要: 本文对油、气润滑的基本原理进行了初步探讨, 讨论了油、气两相流体的输送问题及其润滑特性, 并给出了一些可供参考的计算公式和数据。

## Feed of Two Phase Fluid and Its Lubrication Performances in Oil-air Lubricating Systems

Wang Fan He Lidong Yan Tonghai

(Harbin Shipping Engineering Institute)

The basic principles of oil-air lubrication are discussed. Besides, feed of fluid and its lubrication performances are inquired too. There are some reference equations and datum in the paper.

油气润滑是近几年才研究成功的一种新的润滑方法, 它是在吸取了油雾润滑的优点、克服了油雾润滑的某些缺点的基础上发展起来的, 也属于气液两相和少油润滑的范畴。目前这种新的润滑技术虽然还没有得到普遍的推广, 可是, 从国外已在轧钢设备和高速精密机床等的滚动轴承上的试用情况来看, 油气润滑在改善轴承的使用条件、提高转速, 增强降温效果, 节油节能和减少环境污染等方面, 都显示出了很大的优越性。如西德克鲁伯钢厂的一套四机架冷带钢连轧机的工作辊四列圆锥轴承, 以前采用脂润滑, 轴承寿命平均为1200h, 改用REBS公司设计制造的油气润滑装置后, 轴承寿命提高3倍多, 平均达到4000h, 每个轴承的耗油量为0.02L/h, 总耗油量仅为原耗脂量的1/10, 效果非常明显。又如日本在机床主轴的角接触轴承上应用油气润滑,  $d_m \cdot N$  (轴承节圆直径 $d_m$ 与转速 $N$ 的乘积) 已达130万, 精工公司通过实验确认,  $d_m \cdot N$ 值可达150万。

### (一) 气、油两相流体的混合与输送

油气润滑, 是用一股高压气流与极少量的油液混合, 成为气、油两相混合流体, 向机械摩擦部位输送, 对作相对运动的固体壁面产生润滑和冷却降温效果。在两相流体混合的过程中, 油不被雾化, 只形成油滴, 因此, 油和气不是一体, 输运的动力则是空气的压力。

油气润滑系统, 如果气、油两相混合流体的输送距离较长, 为了防止在管道中产生附壁效应, 需要使压缩空气成为旋转气流 (可利用一个涡流管来实现), 当油混入后, 旋转气流把油液吹散成为油滴, 由于存在着离心惯性力的作用, 油滴基本上都分散在管流的外周, 如图1所示。油、气两相流体在管道中的旋转流动, 因其中油滴的粘度较大, 再加上离心力的作用, 它们很快便粘附于管壁壁面, 形成一个连续的很薄的油膜层。油膜层呈环状, 在旋转气流的带动下具有一定的前进速度。不过, 由于油液是根据润滑的实际需要, 采取步进式定量供给的, 故油膜层的厚度将沿程逐渐减少, 图2是其示意图。

油气润滑系统, 如果气、油混合后的输送距离很短, 也可不必使气流旋转, 只要把微量的油液混入, 高速气流将油吹散成为油滴, 直接向轴承部位输送就行了。此时, 主要是设计

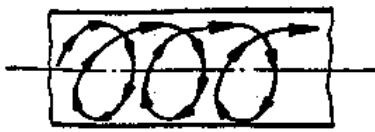


图1 管中气油混合旋转流

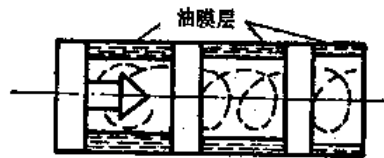


图2 管中油膜层运动示意图

计算气流的压力、流量和油液的流量，对于短距离的气、油两相流，没有必要进行定量描述。

对于输送距离较长的气、油两相流，可以认为是一种单纯的环状两相流动。所谓单纯的环状气液两相流，是指四周均为液体，气流核心部分不夹带液滴或微小的液粒，并且气、液界面是光滑的。环状流动是气液两相流中比较简单的一种流动形式，对它的分析，主要是摩擦阻压降梯度、平均液膜厚度和空隙率（截面含气率）等的计算。对于气、油两相环状流，在忽略旋转运动的影响和不考虑管道断面变化的情况下，油膜层的厚度可按下列式计算：

$$\delta = \sqrt{\frac{8\mu_l G_l}{\pi \rho_l d^3 \frac{dP}{dz}}} \quad (1)$$

式中： $\delta$ 为油膜层的平均厚度， $\mu_l$ 为油液的动力粘度， $G_l$ 为油液的质量流量， $\rho_l$ 为油的密度， $d$ 为管径， $\frac{dP}{dz}$ 为沿管道的压降梯度。

知道了平均油膜层厚度 $\delta$ ，便可从下式算出空隙率（截面含气率）：

$$\varphi = \left(1 - 2\frac{\delta}{d}\right)^2 \quad (2)$$

摩擦阻压降梯度的大小对于确定气体的压力是至关重要的，在气液两相流体力学中，一般均采用分气相折算系数 $\phi_g^2$ 来衡量摩擦阻压降梯度，当界面液流速度远远小于气流核心速度，和 $\delta \ll d$ 时，分气相折算系数 $\phi_g^2$ 的计算公式为

$$\phi_g^2 = \frac{1 + 75(1 - \varphi)}{\varphi^{5/2}} \quad (3)$$

其中 $\varphi$ 为空隙率（截面含气率）

## （二）油、气润滑的润滑特性

油、气两相流体沿输送管道到达轴承附近，通过在轴承腔的适当部位上安装的喷嘴喷射进腔内，成为油、气两相流体射流。射流在轴承腔中逐渐扩散，由于固体壁面的阻滞，其中的大量动能都转化成压力势能，因而，轴承腔内的压力增高，高于腔内原来的压力（一般为大气压）。压力增高的数值，可由下式计算：

$$P_m - P_0 = \frac{1}{2} \rho_m v_0^2 \quad (4)$$

式中 $(P_m - P_0)$ 为增高的压力， $P_0$ 为轴承腔原来的压力， $v_0$ 为射流从喷嘴喷射出的速度， $\rho_m$ 为混合流体的密度，在实际中，因为油液量很小，也可近似地用气体的密度 $\rho_g$ 来代替 $\rho_m$ 。

油、气两相混合射流在轴承内腔喷射出以后，原来在管道中处于管壁四周的油液又被气流吹散成为油滴，随着射流的喷洒和轴颈高速旋转运动的诱导，油滴洒落贴附于固体表面，

并迅速向摩擦点的入口处集中，如图 3 所示。虽然步进式供油的油流量很微小，可是，由于采用最佳的间隔间歇排出，并且射流是直接朝向摩擦点的方向喷射，所以，在入口处可以形成连续的局部富集的油流，能够避免贫油现象的产生，这对润滑区油膜的形成是大为有益的。

油液在摩擦点入口处集中，形成富集连续油流，在轴颈的旋转带动和增高的气体压力作用下，进入润滑区，形成动压油膜，对轴承起着良好的润滑作用。两相流体射流中的气体充满了轴承内腔，及时地把摩擦热吸收带走，从排气孔排去（参看图 3），起到使轴承冷却降温的效果。油、气两相流体射流，就是这样连续不断地从喷嘴喷射到轴承内腔，其中的油液集中起来进入润滑区，形成油膜，使轴承能够保持有效的油液润滑状态，并承受负载，而冷却介质则是其中的空气。显然，空气的流量越大，降温的效果越好。

由以上分析可见，油、气润滑对轴承真正起着润滑作用的是其中的油液，气流主要是承担输运油液和带走热量、降低温升的作用。这样，在润滑区就仍然属于单相流体润滑，完全可以按照单相流体动压润滑或弹性流体动压润滑的基本方程进行分析计算，不需要再另外建立两相流的微分方程了。

### （三）油、气润滑应用中的一些特点

（1）油、气润滑系统，利用可控的分配器将非常微小的油与气流混合，定量地连续稳定地供给轴承，不仅能大量节约润滑油，而且可以保证有效润滑，大大提高轴承转速。这种少油润滑比起多油润滑（充分润滑），非但不会影响油膜的形成，反倒能够降低滚动摩擦损失，这已被实验所证实。例如，有关的实验研究报导表明，轴颈为 65mm 的机床主轴轴承，采用油、气润滑的动摩擦损失大约是喷油润滑的 1/10。图 4 为实测的推力圆柱滚子轴承的动摩擦力矩与  $d_m \cdot N$  之间的关系曲线。从图 4 可以看出，在同样的转速下，少油润滑比多油润滑（充分

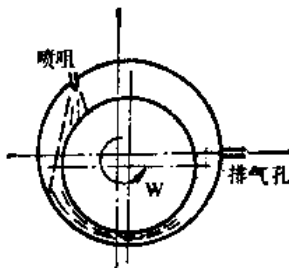


图 3 两相射流在腔内的喷射

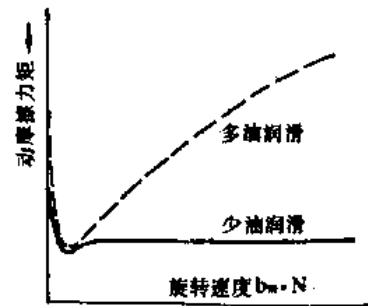


图 4 动摩擦力矩与转速的关系曲线

润滑)的动摩擦力矩要小得多。很明显，油量应根据轴承负荷和转速等使用条件来决定，油量太大不妥，但油量过小又会影油膜的形成或最小膜厚小于固体壁面微凸体的高度，容易发生磨损和烧伤。供油量的大致标准，在初步设计中可按下式计算：

$$Q = f \cdot d \cdot 10^{-3} \quad (5)$$

式中：Q——每个轴承所需的油流量 (cc/h)，d——轴承内径 (mm)，f——系数，对于角接触球轴承， $f = 1.2$ ，对于圆柱滚子轴承， $f = 0.4$ 。

(2) 应用油、气润滑, 轴承腔内充满了高于腔外大气压的大量空气, 它可以及时吸收摩擦热, 通过排气孔向外排出, 所以, 冷却降温效果特别好, 这对高速、高载、高温工况下提高轴承的使用寿命是很有利的。加大空气流量, 将会提高降温效果, 空气流量又与喷嘴直径 $d_n$ 和气体压力有关, 右表给出不同工作压力、不同喷嘴直径时的空气流量, 可作参考。气流量究竟多大才合适, 需要通过轴承的热平衡计算, 并加以优化确定。

油气润滑中压力、喷嘴直径和气流量

喷嘴直径 (mm)	工作压力( $10^5$ Pa)	工作压力( $2 \times 10^5$ Pa)
	气流量(L/min)	气流量(L/min)
$\phi 1.0$	15	30
$\phi 1.5$	22.5	65
$\phi 2.0$	120	120

(8) 由于油、气润滑中的油不需要雾化, 因而润滑油的粘度不受限制, 即使是粘度较高的油品也可通过气流输运。粘度较高的润滑油, 对于加大油膜厚度和膜厚比都是有利的, 可从保证轴承能够处于良好的润滑状态, 同时又能提高承载能力。国外的研究表明, 油气润滑系统可以将ISOVG1500、运动粘度为 $7000\text{mm}^2/\text{s}$ 的润滑油在直径 $\phi 2 \sim \phi 12\text{mm}$ 的管道中安全地输送至系统外 $0.5 \sim 400\text{m}$ 远的轴承部位。

(4) 油、气润滑在润滑的全过程中不存在油污染、泄漏、飞溅等情况, 并且因为油没有被雾化, 在轴承空腔以及向大气排放的仅是空气, 所以对环境很少有污染。根据国外所做的实验, 把油气润滑的主轴放在丙烯箱内连续运转约2h后, 测量箱内空气污染程度约为 $0.03\text{mg}/\text{m}^3$ , 这是很小的。

(5) 油、气润滑, 如前所述, 轴承腔的空气压力增加, 由于内腔高压, 可以防止尘埃、其它污物及水等的侵入, 起着一种密封的作用。一般油、气润滑中空气压力范围可达 $5 \times 10^4\text{Pa} \sim 4 \times 10^5\text{Pa}$ , 从排气孔外排空气的压力最高可达 $3 \times 10^5 \sim 3 \times 10^8\text{Pa}$ 。高压气流还可对轴承内腔起着清洗作用。

#### (四) 结 语

油、气润滑是一种高效的润滑新方法, 在当今机械设备正向着高速、高载和精密、灵敏方向发展的时代, 它将能以其独特的优越性能发挥良好的作用。因此, 亟需加强对油、气润滑的研究, 其中包括着理论研究、实验研究和应用技术方面的研究等。我们认为, 气液两相流体润滑(包括油气润滑、油雾润滑等)在今后可能是润滑技术发展的一个重要方向, 无论从提高润滑的有效性、延长轴承的使用寿命、增强冷却降温效果、大幅度提高转速、节油和减少环境污染等方面来看, 都有这种需要。

#### 参 考 文 献

- [1] 夏顺明, 介绍一种新的油气润滑装置, 《润滑与密封》, 1986, No. 6.
- [2] (日本) 泽本 毅等, 机床主轴用滚动轴承的高速化, 《应用机械工学》, 1986, No. 1.
- [3] 王振华, 滚动轴承工业润滑技术讲座: 滚动轴承的稀油润滑, 《机械制造》, 1987, 2.
- [4] 陈之航等, 《气液两相流动和传热》, 机械工业出版社, 1983.
- [5] W. T. Hancox, One Dimensional Models for Transient Gas-Liquid Flow in Ducts, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 6, 1980
- [6] S. Banerjee, Separated Flow Model I and Model-II, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 6, 1980.