

精密轴系中转轴的刚度计算与尺寸确定

王建设 朱应时

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130021)

摘要 转轴是精密轴系的核心件。本文介绍了立式精密轴系中转轴的刚度计算与其尺寸确定的方法。

关键词: 转轴; 刚度计算

1 前言

精密轴系在精密测量和精密回转机构中已获得日益广泛地应用。在提高仪器精度的研究中, 越发感到轴系起着十分重要的作用。尤其是在圆运动类几何量测量、定位以及控制的仪器中都需要采用精密轴系。

轴系精度的提高是综合因素影响的结果。轴系的运动误差主要有, 转轴的轴向窜动误差、径向晃动误差和角运动误差。轴系设计参数的选取应力求减小和限制误差的范围。在立式轴系中主要应严格控制后两种误差值。转轴在转动过程中产生运动误差的原因是多方面的, 其中转轴自身是一个很重要的因素。本文主要讨论在精密立式轴系结构中, 转轴的刚度分析及设计参数的确定问题。

2 结构关系

立式轴系中转轴上下两轴颈处与轴套配合。轴颈与轴套内工作面间留有一定的间隙, 其间充满润滑油。在多油叶轴套结构中是由若干个轴瓦瓦面组成的不连续的工作面。因而有多处油膜间隙。轴颈在轴套中转动时, 在收敛的油膜间隙中产生动压。油膜压力迫使轴颈离开轴套工作面。如果油膜压力足以抵抗轴上所受的外界作用力, 则轴颈处于表面非接触的润滑状态下转动。研究表明, 轴颈与轴套内工作面之间的间隙参数 $\Delta d = d_s - d_n$ 是非常重要的润滑参数。由 Δd 可能引起的转轴在测量处的径向晃动误差 Δc 为

$$\Delta c = \frac{\Delta d}{2} \cdot \frac{l_0}{L} \quad (1)$$

式中: d_k —轴套工作面内孔的直径;

d_z —轴颈直径

l_0 —转轴长度

L —转轴轴颈与轴套孔上下两配合部位之距离

当 l_0 一定时, 由 Δd 可能引起的转轴的角运动误差 $\Delta\gamma$ 为

$$\Delta\gamma = \frac{\Delta d}{L} \rho (") \quad (2)$$

式中: ρ —将弧度化为秒的换算系数

$$\rho = 206265 \quad (")/\text{rad}$$

由式 (1)、(2) 可见, 减小 Δd 可降低 Δc , 同时减小 Δd 有利于提高油膜的承载能力。但是, Δd 不能过小, 否则, 有可能引起轴颈表面的吸附和摩擦现象, 不利于轴颈的转动。

按照仪器性能和精度的要求, 精密轴系中轴颈与轴套工作面间的间隙一般应选取较小的值。因此, 要求转轴必须具有足够的刚度。 $\Delta\gamma$ 与 L 有关, 转轴长度及各段尺寸间的关系应满足一定的要求。

3 力学分析

转轴的上部由蜗轮驱动。轴的上端支承着具有一定重量的结构体。轴的下端由止推结构体支承。轴的上下两适当位置处与轴套配合, 靠其间的油膜压力保持其立于轴套中央。转轴受力情况如图 1 所示。

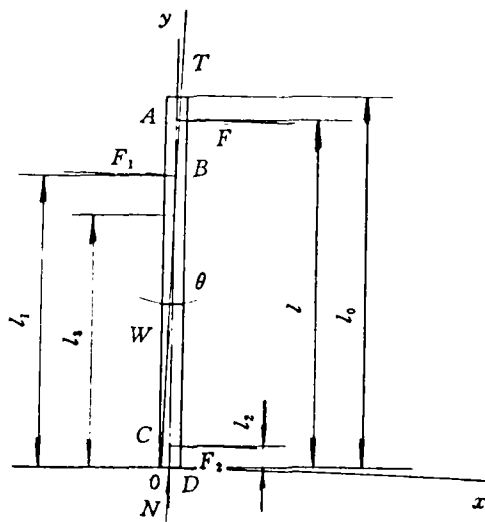


图 1 转轴受力作用示意图

在轴的 T 处为测量位置, 放置被测元件; A 处与蜗轮连结, 受驱动系统的驱动; B 处与上轴套配合; C 处与下轴套配合; D 处由止推结构支承。轴在轴套中受各种因素的干扰, 其轴的中心线可能偏离铅垂线 (y 轴) 一微小角度 θ 。

F —传动系统施加在轴上的径向力;

F_1 —上轴套油膜力的合力

F_2 —下轴套油膜力的合力

W —轴及其上零件的重力

N —止推结构的支承力

由力和力矩平衡条件。

$$\left. \begin{aligned} \sum m(c) &= 0 \\ \sum F(x) &= 0 \\ \sum F(y) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\text{得到} \quad F_1 = \frac{F(l - l_2)\cos\theta + Wl_3\sin\theta}{(l_1 - l_2)\cos\theta} \quad (4)$$

$$F_2 = \frac{F(l - l_1)\cos\theta + Wl_3\sin\theta}{(l_1 - l_2)\cos\theta} \quad (5)$$

$$N = W \quad (6)$$

4 刚度计算与尺寸确定

4.1 刚度计算

根据转轴的运动约束条件和受力特点,按照材料力学将轴视为圆截面的梁。假设梁横截面圆的直径尺寸为 d_m ,轴长度为 l_0 ,长度方向各段尺寸的关系 l, l_1, l_2, l_3 如图 1 所示。由此梁模型计算在所有外力作用下,梁上 T, B, C 各处的挠度 f_T, f_B 和 f_C 。

对于材料常数 E, γ 一定的轴,挠度 f_T, f_B, f_C 随轴的结构尺寸而定。

4.2 尺寸的确定

由梁受力变形,限制其上 T, B 和 C 各处的挠度 f_T, f_B, f_C 满足下列各式

$$\left. \begin{aligned} f_T &< \alpha_T \\ f_B &< \alpha_B \\ f_C &< \alpha_C \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: α_T —仪器对轴上端 T 处的最小径向晃动误差的限度;

α_B —轴颈与上轴套工作面间的最小间隙的限度;

α_C —轴颈与下轴套工作面间的最小间隙的限度。

在满足式 (7) 的条件下确定轴直径的最小容许尺寸 d_{\min} 。结合仪器的结构关系确定轴直径的基本尺 d' ,取 $d' > d_{\min}$ 综合仪器对轴系的性能和精度要求,以及轴系的工况条件,确定轴颈与轴套的结构关系。轴颈直径尺寸应大于 d' ,取为 $d > d'$ 。

轴长度的确定,在考虑结构关系的同时,本着尽量减小和控制转轴的角运动误差。

在式 (2) 中 $L = l_1 - l_2$,当 Δd 一定时, L 越大,则 $\Delta \gamma$ 越小。所以,在确定 d 的同时,在仪器结构容许的范围内,增大 L 可减小 $\Delta \gamma$ 。在轴长度的各段尺寸关系中,增大 l_1 ,减小 l_2 有利于控制 $\Delta \gamma$ 的数值范围。在综合考虑的前提下,确定轴的直径尺寸、轴颈尺寸,轴长度尺寸 l_0, l_1, l_2 以及轴上各段尺寸的关系。

参 考 文 献

[1] 叶琪根等编,机构精确度.西北电讯工程学院出版社,1986

Stiffness Calculation and Dimension

Determination of Shaft Used in Precision Bearing System

Wang Jianshe, Zhu Yingshi

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences,
Changchun 130021)

Abstract

Shaft is a key part of precision bearing system. A method of calculating stiffness and determining dimension of shaft of precision vertical bearing system is described in this paper.

Key Words: Shaft, Stiffness calculation