

# 环境温度变化对导引头伺服机构摩擦力矩影响分析及实验研究\*

于乃辉, 李欣, 尚建忠, 曹玉君

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

**摘要:**建立包含框架热致耦合变形的导引头伺服机构摩擦力矩分析模型,重点研究环境温度变化对角接触轴承几何参数及摩擦力矩的影响。以反射镜式导引头为例进行摩擦力矩分析,结果表明:随着温度的降低,润滑油黏度的上升是导致伺服机构在低温时摩擦力矩剧烈上升的主要原因,框架耦合变形占比较小。搭建基于电测法的摩擦力矩测试系统,用快速温变实验箱模拟环境温度,测量伺服机构摩擦力矩并与理论计算结果进行对比分析,实验证明摩擦力矩实验结果与理论模型计算结果一致。

**关键词:**导引头伺服机构;摩擦力矩;环境温度;角接触轴承;热致耦合变形

**中图分类号:**TN95 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2017)02-152-06

## Impact analysis and experimental research on friction torque of seeker servo mechanism under changing temperature

YU Naihui, LI Xin, SHANG Jianzhong, CAO Yujun

(School of Mechatronic and Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

**Abstract:** A friction torque analysis model of seeker servo mechanism including thermal coupling deformation was established. The influence of changing environment temperature on geometry parameters and friction torque of angular contact bearing was mainly studied. Taking mirror-type seeker as an example, its friction torque was calculated and analyzed by using the proposed calculation model. Results show that the grease viscosity is the main cause for the dramatic rise of the friction torque with the decreasing of the temperature, while the thermal deformation has a small impact on it. Based on the electrical method, an experimental system for friction torque measurement was established. And a rapid temperature experiment chamber was used to simulate environment temperature. Theoretical calculation results and experimental results were compared and analyzed. Experiments prove that the results of friction torque experiment agree with the theoretical model calculation.

**Key words:** seeker servo mechanism; friction torque; environment temperature; angular contact bearing; thermal coupling deformation

导引头是精确制导武器的重要组成部分,其稳定精度直接决定了导弹的制导精度和打击精度。虽然影响导引头稳定精度的因素众多,如干扰力矩、谐振频率、陀螺噪声、探测器误差等<sup>[1]</sup>,但伺服机构的非线性摩擦力矩是影响导引头稳定精度和指向精度最主要的因素<sup>[2]</sup>。摩擦力矩主要影响伺服机构的低速性能,从而造成伺服机构的低速爬行、极限环<sup>[3]</sup>等现象。同时,伺服机构的轴间摩擦力矩也是载体干扰运动耦合到视线轴的主要途径<sup>[4]</sup>。对旋转机械而言,非线性摩擦力矩无法避免,只能尽量减小摩擦或通过控制算法对摩擦力矩进行补偿。另外,随着导引头向小型化、轻量化发展,其对摩擦力矩的敏感度越来越高。因此,探寻伺服机构摩擦力矩来源和影响因素并从根本上减小摩擦力矩是提高导引头性能的

必然选择。

在伺服机构摩擦力矩的环境影响因素中,温度变化的影响最为显著。由于导弹的部署范围广泛,不同地域、季节的环境温度差异(低温 $-40^{\circ}\text{C}$ 以下,高温 $60^{\circ}\text{C}$ 以上)是导弹不得不面临的巨大挑战<sup>[5]</sup>。低温环境会造成润滑油黏度增加、框架变形,从而导致伺服机构摩擦力矩增大,严重时甚至产生卡死现象,大大降低了导引头的稳定精度。目前,温度对摩擦力矩影响的研究大多集中于航天轴承领域。姜绍娜等<sup>[6]</sup>建立一种微型轴承低温摩擦力矩测量装置,并对不同润滑剂在超低温环境下对微型轴承摩擦力矩进行了实验研究。徐志栋等<sup>[7]</sup>则研究了高温对航天轴承摩擦力矩的影响。Wikström<sup>[8-9]</sup>通过理论分析和实验研究证明:润滑油的黏度是轴承摩擦力矩在低温环境下

\* 收稿日期:2015-07-14

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675527)

作者简介:于乃辉(1986—),男,山东青岛人,博士研究生,E-mail:yunaihui@126.com;

尚建忠(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:jz\_shang\_nudt@163.com

升高的主要原因。在伺服机构领域, Du 等<sup>[10]</sup> 针对南极的低温环境对太空望远镜伺服机构性能的影响进行了理论分析和实验研究, 虽然指出润滑脂黏度的上升和轴承、齿轮间隙的减小是导致伺服机构启动力矩升高的两个主要原因, 但没有给出详细的理论建模和分析。

针对环境温度对伺服机构摩擦力矩及其性能的影响这个问题, 国内外相关的研究非常少, 特别是在理论建模和分析方面。但在实际的导引头性能实验中, 低温环境下其性能明显下降, 甚至出现质量不合格现象。在伺服机构方面, 本文总结两个主要问题: ①环境温度下降会导致框架收缩, 但不同材料的变形量并不相同。在正常装配情况下, 框架的微量耦合变形往往会对轴承内部受力产生较为明显的影响, 从而改变轴承的摩擦力矩; ②根据国内外轴承性能实验, 所用润滑脂在低温情况下的性能也是影响伺服机构摩擦力矩的重要原因。

本文对反射镜式导引头在高低温环境下的摩擦力矩特性及影响因素进行理论分析和实验研究。通过建立综合的摩擦力矩模型, 研究在高低温环境下框架的耦合变形及轴承轴向载荷、游隙及接触角的变化趋势, 并确定摩擦力矩的主要组成部分。采用电测法对电机电流进行测量并通过电机力矩系数计算电机运行力矩, 在排除主要干扰力矩的情况下, 得到伺服机构摩擦力矩。采用快速温变实验箱对环境温度进行模拟, 最终通过实验结果对理论分析结果进行验证。

## 1 反射镜式导引头及轴承摩擦力矩组成

如图 1 所示, 反射镜 + 两轴伺服机构 + 探测器是导引头的重要结构形式之一, 主要用于红外导引头。由于负载较轻, 内、外框架一般采用力矩电机直接驱动, 这种结构形式大大提高了伺服机构的扭转频率和控制带宽, 从而提高了伺服机构对干扰力矩的抑制能力。但较小的负载导致旋转轴对摩擦力矩更加敏感, 特别是在低温条件下, 摩擦力矩的急剧增大, 严重影响了伺服机构的控制性能。

本文以图 1 所示伺服机构进行分析, 其外框材料为铸铝, 内框材料为 45# 钢, 内框通过两个精密角接触轴承 (71803) 进行支撑。一般而言, 轴承的摩擦力矩由以下几个方面引起<sup>[11]</sup>: 钢球与内、外圈接触时, 材料的弹性滞后引起的纯滚动摩擦; 钢球自旋滑动引起的摩擦; 因润滑剂黏性产生的摩擦; 钢球与保持架之间的摩擦; 滚动体与滚道之间的差动滑动引起的摩擦等。本文将重点对前三个因素进行研究。

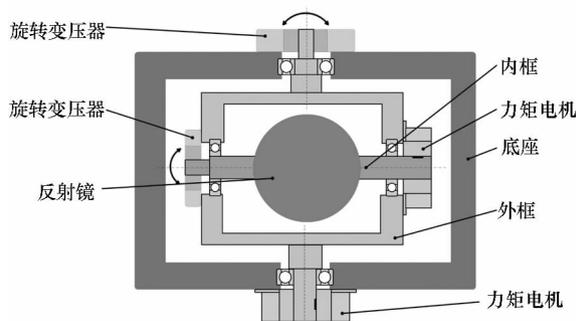


图 1 反射镜式导引头典型结构

Fig. 1 Typical structure of mirror-type seeker

### 1.1 材料弹性滞后引起的摩擦<sup>[12]</sup>

当轴承的滚动体在内外滚道滚动时, 由于材料的弹性滞后, 使得滚动体前后接触区域压力分布不同。滚动体前方产生的阻力矩要大于后方产生的阻力矩, 从而形成摩擦力矩。基于赫兹接触理论, 滚动体因弹性滞后产生的摩擦力为:

$$F_{SE} = Q_n \frac{3b\alpha_r}{16R} \quad (1)$$

其中,  $Q_n$  为滚动体法向载荷,  $b$  为接触椭圆的短半轴,  $R$  为赫兹接触半径,  $\alpha_r$  为弹性滞后引起的能量损失系数, 对于金属而言, 一般小于 1%。从而每个钢球的摩擦力矩为:

$$\begin{cases} M_{EI} = F_{SEI} \frac{d_I}{2} = \frac{3\alpha_r b_I Q_n}{16R_I} \left( \frac{d_m}{2} - \frac{D_w \cos\alpha_I}{2} \right) \\ M_{EO} = F_{SEO} \frac{d_O}{2} = \frac{3\alpha_r b_O Q_n}{16R_O} \left( \frac{d_m}{2} + \frac{D_w \cos\alpha_O}{2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $d_m$  为节圆直径;  $D_w$  为钢球直径;  $\alpha$  为轴承接触角;  $I, O$  分别表示轴承的内圈和外圈。

将所有钢球的摩擦力矩求和, 即为轴承的弹性滞后摩擦力矩。

$$M_R = \sum_{j=1}^Z M_{EI,j} + \sum_{j=1}^Z M_{EO,j} \quad (3)$$

式中  $Z$  为滚珠数量。

对于反射镜式导引头, 其径向负载较小, 因为滚珠的法向载荷仅与轴承轴向载  $F_a$  有关。

$$Q_n = \frac{F_a}{Z \sin\alpha} \quad (4)$$

### 1.2 滚动体自旋引起的摩擦力矩

轴承在转动过程中, 滚动体会产生自旋运动, 在与内外圈接触区域产生滑动摩擦力。同样根据赫兹接触理论, 滚珠与内圈或外圈的接触压力分布为<sup>[13]</sup>:

$$P(x, y) = \frac{3Q_n}{2\pi ab} \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

其中  $a$  为接触椭圆的长半轴。

因此每个滚动体与外圈或内圈接触区域的滑动摩擦力矩为：

$$M'_{K_j} = \frac{3}{8} \mu Q_n a L_E \quad (6)$$

式中,  $L_E$  为第二类椭圆积分,  $\mu$  为滑动摩擦系数。

由于滚动体的滑动摩擦由最大摩擦力矩决定, 因此其总的滑动摩擦力矩为：

$$M_K = \sin \alpha \times \sum_{j=1}^Z \max(M'_{K_{1j}}, M'_{K_{0j}}) \quad (7)$$

### 1.3 润滑脂黏性引起的摩擦力矩

Palmgren<sup>[13]</sup> 通过实验建立了轴承因润滑脂黏性引起的摩擦力矩如下：

$$M_L = \begin{cases} 10^{-7} s_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3, v_0 n \geq 2000 \\ 160 \times 10^{-7} s_0 d_m^3, v_0 n < 2000 \end{cases} \quad (8)$$

式中,  $v_0$  为润滑脂运动黏性系数, 单位为 cst;  $n$  为轴承转速, 单位为 r/min;  $s_0$  是一个与轴承和润滑有关的系数。

### 1.4 轴承总摩擦力矩

综上, 可以得出轴承的总摩擦力矩为：

$$M = M_R + M_K + M_L \quad (9)$$

由上面的轴承摩擦力矩计算公式可以看出, 轴承摩擦力矩与接触角、游隙、预紧力、载荷、转速、润滑剂黏度等有关。而环境温度变化时, 轴承与框架的耦合变形会改变轴承的初始参数进而改变伺服机构的摩擦力矩。另外, 润滑剂黏度随温度的变化同样会改变摩擦力矩。

## 2 伺服机构热致耦合变形

以伺服机构内框为例进行分析。当内、外框架材料不同时, 轴承的径向热变形会改变其接触角和径向游隙。同样地, 轴向热变形会改变轴承的轴向预紧力和接触角, 而轴承初始参数的改变会导致摩擦力矩在不同温度环境下的变化。

内框所用的轴承为 71803 角接触轴承, 精度为 P4 级, 主要参数包括外径为 26 mm, 内径为 17 mm, 宽度为 5 mm, 滚珠数量为 15, 初始接触角为  $15^\circ$ , 内滚道沟道直径为 19.110 9 mm, 外滚道沟道直径为 23.889 1 mm, 内、外滚道的曲率系数分别为 0.56, 0.54。

### 2.1 伺服机构径向热致耦合变形

伺服机构一般为低速运行, 因而轴承因转动产生的热量有限, 伺服机构基本与环境温度保持一致。根据热弹性理论, 在恒温场中, 圆柱面的径向自由热变形为：

$$D_1 = D(1 + \varphi \Delta T) \quad (10)$$

式中,  $D$  为变形前圆柱直径,  $\varphi$  为材料线性热膨胀系数, 钢的热膨胀系数取  $11.7 \times 10^{-6} (\text{mm/mm})/^\circ\text{C}$ , 铝的热膨胀系数取  $21.7 \times 10^{-6} (\text{mm/mm})/^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T$  为温度变化量。

由于轴承与安装轴的材料基本一致, 而轴承与外框的材料(铸铝)并不一样, 因此只考虑轴承与外框安装孔的耦合变形, 如图 2 所示。自由状态下, 温度变化时各相关直径的变化量为：

$$\begin{cases} d_{01} = d_0(1 + \varphi_s \Delta T) \\ D_{m1} = D_m(1 + \varphi_s \Delta T) \\ D_{11} = D_m(1 + \varphi_A \Delta T) - 2\Delta \\ D_{L1} = D_L(1 + \varphi_A \Delta T) \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $D_1$  和  $D_L$  分别为外框轴承安装孔的内径和外径;  $D_m$  和  $d_0$  分别为轴承外沟道直径和外径; 下标 A, S 分别表示铝和钢;  $\Delta$  为轴承外圈初始的装配过盈量。下标 1 表示自由变形量, 下标 2 表示耦合变形量。

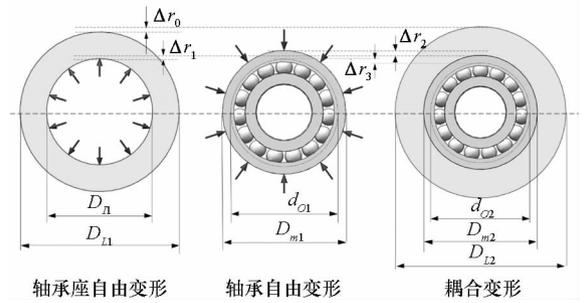


图 2 伺服机构径向耦合变形

Fig. 2 Radical coupling thermal deformation of gimbal

根据应力和变形协调条件, 其变形为：

$$\begin{cases} \Delta r_1 = \frac{1}{2} (D_{12} - D_{11}) = \frac{p D_{11}}{2 E_A} \left( \frac{D_{L1}^2 + D_{11}^2}{D_{L1}^2 - D_{11}^2} + \gamma_A \right) \\ \Delta r_2 = \frac{1}{2} (D_{m2} - D_{m1}) = \frac{-p D_{m1}}{2 E_S} \left( \frac{D_{m1}^2 + d_{01}^2}{D_{m1}^2 - d_{01}^2} - \gamma_S \right) \\ \Delta r_3 = \frac{1}{2} (d_{02} - d_{01}) = -\frac{p D_{m1}^2 d_{01}}{E_S (D_{m1}^2 - d_{01}^2)} \\ \Delta r_0 = \frac{1}{2} (D_{12} - D_{L1}) = \frac{p D_{L1} D_{11}^2}{E_A (D_{L1}^2 - D_{11}^2)} \end{cases} \quad (12)$$

式(12)的解为：

$$\begin{cases} p = (D_{m1} - D_{11}) / (k_1 + k_2) \\ D_{m2} = (k_2 D_{m1} + k_1 D_{11}) / (k_1 + k_2) \\ d_{02} = d_{01} - \frac{2p D_{m1}^2 d_{01}}{E_S (D_{m1}^2 - d_{01}^2)} \\ D_{12} = D_{L1} + \frac{2p D_{L1} D_{11}^2}{E_A (D_{L1}^2 - D_{11}^2)} \end{cases} \quad (13)$$

式中,  $k_1 = \frac{D_{m1}}{E_S} \left( \frac{D_{m1}^2 + d_{o1}^2}{D_{m1}^2 - d_{o1}^2} - \gamma_S \right)$ ,  $k_2 = \frac{D_{i1}}{E_A} \left( \frac{D_{L1}^2 + D_{i1}^2}{D_{L1}^2 - D_{i1}^2} + \gamma_A \right)$ ;  $E, \gamma$  分别为材料的弹性模量和泊松比, 根据具体材料并查材料手册, 合金钢和铸铝的弹性模量分别取 206 GPa 和 72 GPa, 其泊松比都取为 0.33;  $p$  为内应力。

因此, 温度变化为  $\Delta T$  时, 轴承外沟道直径变为:

$$d_{o2} = d_{o1} - \frac{2D_{m1}^2 d_{o1} (D_{m1} - D_{i1})}{E_S (D_{m1}^2 - d_{o1}^2) (k_1 + k_2)}$$

而内沟道直径不会发生耦合变形, 只为线性热变形, 因而热变形后的内沟道直径为:  $d_{i2} = d_{i1} = d_{i1} (1 + \varphi_S \Delta T)$ 。从而轴承径向游隙变为:  $P_{r2} = d_{o2} - d_{i2} - 2D_{w2}$ 。通过计算得到轴承考虑耦合变形时的游隙、接触角变化, 如图 3、图 4 所示。

由图 3 可以看出, 不考虑耦合变形时, 由于轴承内外圈同时变形, 轴承的游隙基本保持不变; 而考虑耦合变形时, 游隙随着温度的降低呈线性下降。图 4 显示的是轴承过盈配合在不同温度情况下对轴承接触角的影响。在过盈配合量较大时 (0.008 mm), 随着温度的下降, 轴承甚至出现负游隙, 接触角变位为 0, 这就可以解释轴承会出现卡死现象的原因。

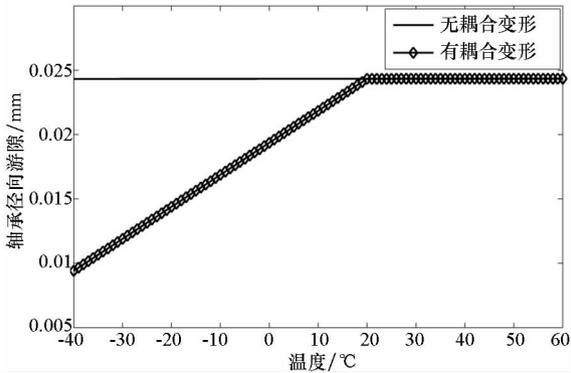


图3 耦合变形对轴承径向游隙的影响  
Fig.3 Effect of coupling thermal deformation on radial clearance of bearing

### 2.2 伺服机构轴向热致耦合变形

由于伺服机构外框和内框的结构、材料不同, 随着温度的变化, 导致轴承安装位置出现轴向错位, 从而改变轴承轴向预紧力和接触角。如图 5 所示, 安装轴初始长度为  $L$ , 实际设计中  $L$  的长度为 108 mm。轴承计算宽度为  $b_0$ , 伺服机构通过预紧垫圈来预紧, 产生的初始预紧力为  $F_a$ 。温度变化后, 外框的长度变为  $l_1$ , 轴的长度变为  $l_2$ 。

基于热弹性理论, 在环境温度变化为  $\Delta T$  时,

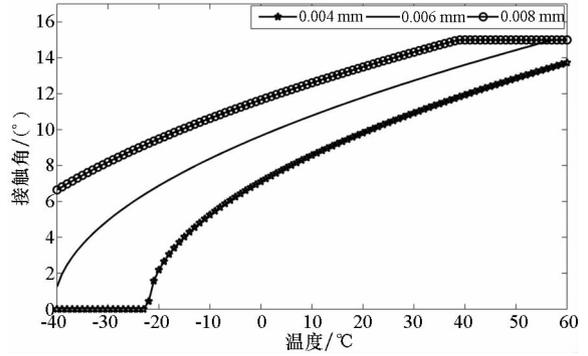


图4 温度变化时外圈过盈量对接触角的影响  
Fig.4 Effect of interference fit on contact angle of bearing as temperature changing

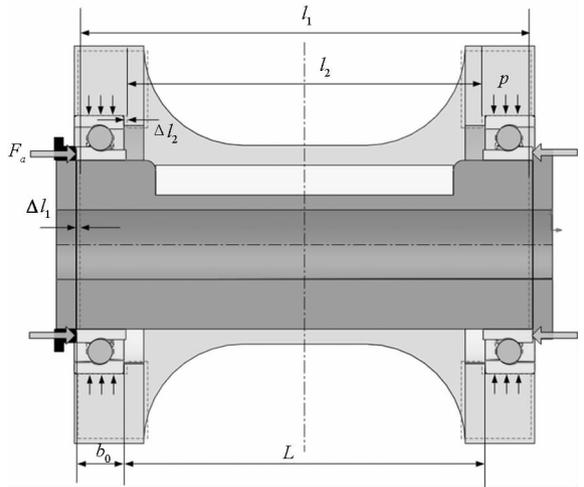


图5 伺服机构轴向热致耦合变形  
Fig.5 Axial thermal coupling deformation of servo-mechanism

其变形及受力为:

$$\begin{cases} l_1 = (L + 2b_0) \left( 1 + \alpha_S \Delta T + \frac{F_a}{E_S A_S} \right) \\ l_2 = L \left( 1 + \alpha_A \Delta T - \frac{F_a}{E_A A_A} \right) \\ b' = b_0 - P_e / 2 - \delta \\ l_2 + 2b' + \delta_p = l_1 \end{cases} \quad (14)$$

式中,  $\delta_p$  为预紧垫片的厚度,  $P_e$  为轴向游隙,  $\delta$  为由预紧力产生的轴向变形量,  $A$  为轴的横向截面积。将式(14)简化得到轴向力  $F_a$  与变形  $\delta$  的关系为:

$$F_a = \frac{2(b_0 - \delta) - P_e + \delta_p - C_2}{C_1} \quad (15)$$

式中,  $C_1 = \frac{L + 2b_0}{E_1 A} + \frac{L}{E_2 A_2}$ ,  $C_2 = (L + 2b_0) (1 + \alpha_S \Delta T) - L(1 + \alpha_A \Delta T)$

另外, 轴承预紧力  $F_a$  与变形  $\delta$  的关系还可以由式(16)表示<sup>[13]</sup>:

$$\frac{F_a}{ZD_w^2 K} = \sin\alpha \left( \frac{\cos\alpha'_0}{\cos\alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (16)$$

$$\delta = \frac{BD_w \sin(\alpha - \alpha'_0)}{\cos\alpha} \quad (17)$$

式(17)中  $B$  为轴承的总曲率。

式(16)可由 Newton-Raphson 算法求出,将计算结果代入式(17)即可求出变形,代入式(15)即可求出预紧力。

图 6 给出了垫圈厚度在温度变化时对轴承轴向力的影响。从图中可以看出,在垫圈厚度为 0.00 mm 时,轴向力随着温度的降低而升高;当垫圈厚度为 0.03 mm 时,轴向力随着温度的降低先降低后升高。这是径向耦合变形与轴向耦合变形相互作用的结果。

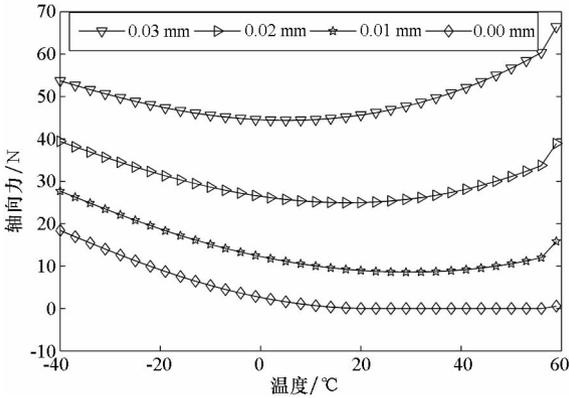


图 6 垫圈厚度随着温度变化对轴向力的影响  
Fig. 6 Effect of pre-tightening amount on axial force of bearing as temperature changing

### 2.3 框架耦合变形对轴承摩擦力矩的影响

通过 2.1 节和 2.2 节的框架变形计算,得到轴承的受力变化和几何参数变化,然后根据第 1 节的摩擦力矩计算公式,得到框架变形对  $M_R + M_S$  的影响。如图 7 所示,较厚的预紧垫片会导致较大的摩擦力矩,而随着温度的下降,摩擦力矩也会剧烈上升。

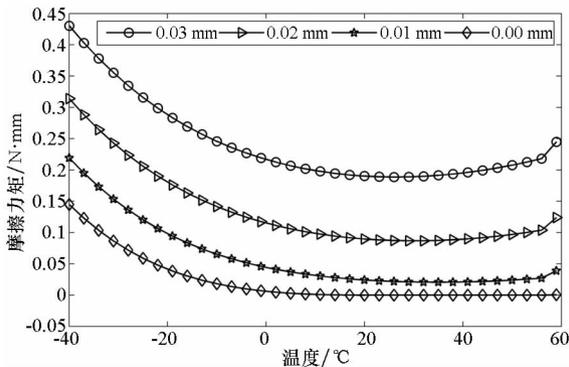


图 7 垫圈厚度随着温度变化对摩擦力矩的影响  
Fig. 7 Effect of pre-tightening amount on frictional torque of bearing as temperature changing

### 3 总摩擦力矩分析及实验对比

轴承的摩擦力矩,除了与几何参数有关,还与润滑剂的黏度有关,而润滑剂的黏度随着温度的降低会急剧增大。温度与润滑剂黏度的关系工程一般采用 Walther 公式进行拟合<sup>[14]</sup>:

$$\lg\lg(v+c) = a - b\lg T \quad (18)$$

本文采用杜邦公司的 Krytox<sup>®</sup> 143AA 低温润滑剂,并通过该公司提供的实验数据<sup>[15]</sup>进行最小二乘拟合,得到的拟合结果如下:

$$\lg\lg(v+0.932) = 9.597 - 3.773\lg T$$

伺服机构轴承与外框的过盈量  $\Delta$  为 0.006 mm,其预紧垫圈的厚度  $\delta_p$  为 0.03 mm,采用第 2 节的计算模型计算框架热变形,然后采用第 1 节的摩擦力矩计算公式计算轴承总摩擦力矩,得到最终的伺服机构摩擦力矩。

从图 8 可以看出,随着温度的降低,润滑剂黏度产生的摩擦力矩是主要原因。在  $-40^\circ\text{C}$  时伺服机构总摩擦力矩为  $3.17 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,而润滑剂黏性产生的摩擦力矩为  $2.30 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,占比 72%。几何因素产生的摩擦力矩最小为  $0.38 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,最大为  $0.87 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,大约升高了两倍。因而,虽然随着温度的降低框架的热变形引起轴承摩擦力矩上升,但润滑剂黏性的上升更为剧烈。

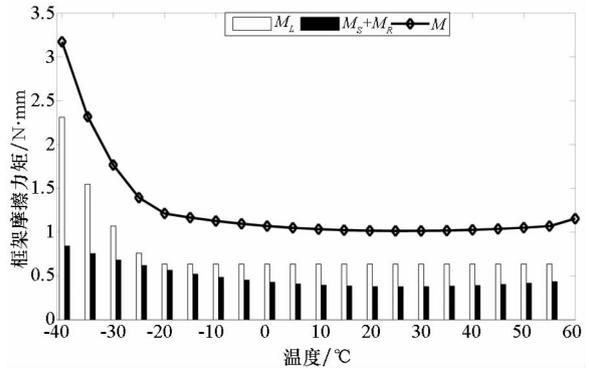


图 8 总摩擦力矩计算结果及其组成  
Fig. 8 Calculation results of total friction torque and its components

为了对理论分析结果进行验证,搭建了一套摩擦力矩测量系统,采用电测法测量力矩电机电流并通过电机力矩系数  $K_a$  得到电机力矩。测试系统包括多轴运动控制卡、数据采集卡及相关控制系统和软件。

为了排除其他干扰力矩对测量结果的影响,测量前将相关线缆置于自由状态,并对框架进行静平衡。实验时,将电机置于快速温变试验箱中,分别设置温度为  $-40^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ ,每隔  $20^\circ\text{C}$  测量一

次,每个温度点保持 30 min 后再进行测量。

由图 9 可以看出,在正常装配情况下(室温 20℃),即使伺服机构正、反向摩擦力矩基本相同,随着温度的升高或降低,正、反向摩擦力矩出现明显的差异,这与润滑剂的再分布状态及机械系统的随机误差有关。另外,力矩电机在低温情况下摩擦力矩也是造成摩擦力矩测量出现偏差的原因。但由图 8 可知,理论计算结果与实验结果基本一致,特别是低温状态下,理论计算结果可以很好地预测伺服机构的摩擦力矩。

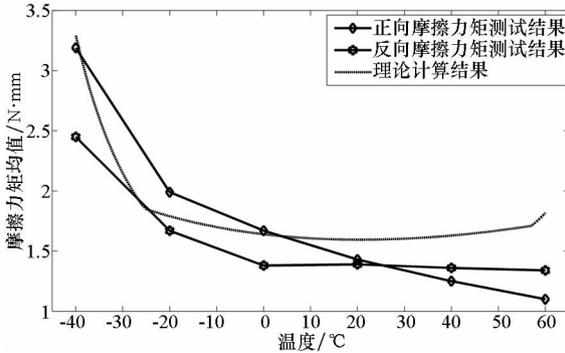


图 9 总摩擦力矩计算结果及其组成

Fig. 9 Calculation results of total friction torque and its components

## 4 结论

以反射镜式导引头为研究对象,针对其摩擦力矩随着环境温度的降低而急剧上升问题进行研究。建立了包含框架热致耦合变形的摩擦力矩计算模型,对框架耦合变形对轴承几何参数和摩擦力矩的影响进行了分析。从结果可以看出,润滑脂黏性的上升是导致伺服机构低温摩擦力矩上升的重要原因,在没有润滑脂的情况下,框架耦合变形仍然可以使得摩擦力矩大量增加。基于电测法,搭建了伺服机构摩擦力矩测量系统,对伺服机构不同温度下的摩擦力矩进行了测量。实验表明,理论计算模型能够较为准确地反映实验结果,这对导引头的设计、改进及摩擦力矩的补偿极为关键。根据本文研究结果,给出一种有效克服摩擦力矩,提高导引头精度的方法。

## 参考文献 (References)

[1] Hilkert J M. Inertially stabilized platform technology concepts and principles[J]. IEEE Control Systems, 2008, 28(1): 26-46.

[2] Stockum L, Profeta J, Ballou L. Precision stabilization system design to reduce the effects of friction [J]. SPIE Proceedings, 1988, 0887: 159-167.

[3] 朱华征. 成像导引头伺服机构若干基本问题研究[D]. 长沙:国防科学技术大学, 2011.  
ZHU Huazheng. Research on several essential problems of imaging seeker servo mechanism [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2011. (in Chinese)

[4] Lagunowich C A, Sobek R, Mcveer M, et al. Friction effects on large gimballed EO directors[J]. SPIE Proceedings, 2007, 6569: 656908.

[5] 王威, 张多林. 温度因素对地空导弹武器装备的影响与相关防护研究[J]. 装备环境工程, 2006, 3(6): 41-44.  
WANG Wei, ZHANG Duolin. Effect of temperature on the anti-air missile weapon system and the shielding technology[J]. Equipment Environmental Engineering, 2006, 3(6): 41-44. (in Chinese)

[6] 姜绍娜, 陶德华, 陈晓阳, 等. 低温下润滑剂对微型轴承启动摩擦力矩的影响[J]. 轴承, 2011(9): 33-35.  
JIANG Shaona, TAO Dehua, CHEN Xiaoyang, et al. Influence of lubricant on starting friction torque of miniature bearings under low temperature [J]. Bearing, 2011(9): 33-35. (in Chinese)

[7] 徐志栋, 杨伯原, 李建华, 等. 航天轴承在较高温度下摩擦力矩特性的试验研究[J]. 润滑与密封, 2008, 33(3): 66-68.  
XU Zhidong, YANG Boyuan, LI Jianhua, et al. Experimental research on friction torque characteristics of aerospace bearings in relative high temperature [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(3): 66-68. (in Chinese)

[8] Wikström V, Höglund E. Starting and steady-state friction torque of grease lubricated rolling element bearings at low temperatures—part I: a parameter study [J]. Tribology Transactions, 1996, 39(3): 517-526.

[9] Wikström V, Höglund E. Starting and steady-state friction torque of grease lubricated rolling element bearings at low temperatures—part II: correlation with less-complex test methods [J]. Tribology Transactions, 1996, 39(3): 684-690.

[10] Du F J, Zhang J, Wen H K. Analysis, testing and control of telescope's high-precision drive system in low-temperature environment [J]. SPIE Proceedings, 2014, 9151: 91513B.

[11] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 114-120.  
DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(5): 114-120. (in Chinese)

[12] 姜绍娜, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 低速灵敏球轴承摩擦力矩分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(5): 510-514.  
JIANG Shaona, CHEN Xiaoyang, GU Jiaming, et al. Analysis of friction torque of sensitive ball bearing under low speed [J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(5): 510-514. (in Chinese)

[13] Harris T A, Kotzalas M N. Essential concepts of bearing technology [M]. 5th ed. USA: Taylor&Francis, 2007.

[14] Aboul-Seoud A L, Moharam H M. A generalized viscosity correlation for undefined petroleum fractions [J]. Chemical Engineering Journal, 1999, 72(3): 253-256.

[15] DuPont company. DuPont™ Krytox® Aerospace Grade Oils and Greases [EB/OL]. [2017-07-01]. [http://www2.dupont.com/Lubricants/en\\_US/assets/downloads](http://www2.dupont.com/Lubricants/en_US/assets/downloads).