

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2025.05.004

引用格式:梅澳,周广武.航天器控制力矩陀螺温度场计算与分析[J].重庆大学学报,2025,48(5):41-50.



# 航天器控制力矩陀螺温度场计算与分析

梅 澳<sup>a</sup>,周广武<sup>b</sup>

(四川大学 a. 空天科学与工程学院; b. 机器人卫星实验室,成都 610207)

**摘要:**控制力矩陀螺是航天器在太空中调整姿态的执行部件,其仅依靠热传导和热辐射向真空中传递热量,易出现高温升,影响其稳定性和可靠性。因此,研究控制力矩陀螺的温度场,判断其运行温度是否满足要求至关重要。文中以 70 N·ms 单框架控制力矩陀螺为对象,建立控制力矩陀螺温度场仿真模型并研究转速、转矩、轴承预紧力对温度场的影响。与实验结果对比,文中仿真模型测点温度平均准确度达 93.87%。研究发现,各测点温度变化均对转速比较敏感,转子轴下端测点对转矩最为敏感,上下端两测点对预紧力最为敏感,转子轴下端测点温升最大且为 5.2 °C,框架测点温升最小且为 1.72 °C。文中提出的控制力矩陀螺温度场计算方法,可为航天器控制力矩陀螺优化设计和运行诊断提供技术指导。

**关键词:**控制力矩陀螺;热分析;温度场;预紧力;温度预测

**中图分类号:**TH133.7

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-582X(2025)05-041-10

## Calculation and analysis of temperature field in a control moment gyroscope for spacecraft

MEI Ao<sup>a</sup>, ZHOU Guangwu<sup>b</sup>

(a. School of Aeronautics and Astronautics; b. Robotic Satellite Laboratory, Sichuan University, Chengdu 610207, P. R. China)

**Abstract:** The control moment gyroscope(CMG) is a critical actuator in spacecraft attitude control systems. In the vacuum of space, heat generated by the CMG is primarily dissipated through thermal conduction and radiation, resulting in substantial temperature rises that may compromise system stability and reliability. Consequently, analyzing the CMG's temperature field and maintaining its operating temperature within acceptable limits is essential. This study focuses on a 70 Nms single-frame CMG, for which a thermal simulation model is developed to investigate temperature distribution and assess the effects of rotational speed, applied torque, and bearing preload on thermal behavior. The model, validated against experimental data, achieves an average temperature prediction accuracy of 93.87%. Results reveal that temperature at various measurement points is highly sensitive

收稿日期:2024-09-28

基金项目:装备预研教育部联合基金项目(8091B032209);四川省重点研发项目(2023YFG0258)。

Supported by Joint Fund of Equipment Pre-research and Ministry of Education (8091B032209), Sichuan Science and Technology Program (2023YFG0258).

作者简介:梅澳(1999—),男,硕士研究生,主要从事高端装备关键基础研究,(E-mail) meiao729@qq.com。

通信作者:周广武,男,副教授,博士生导师,(E-mail) gwzhou@scu.edu.cn。

to changes in rotational speed. The lower end of the rotor shaft exhibits a pronounced responsiveness to torque, while both ends of the rotor shaft are significantly influenced by bearing preload. The maximum observed temperature increase is 5.2 °C at the lower end of the rotor shaft, whereas the frame experiences the smallest increase at 1.72 °C. The presented temperature field modeling approach offers valuable insights for optimizing the design of control moment gyroscopes and facilitating operational diagnostics of spacecraft systems.

**Keywords:** control moment gyroscope; thermal analysis; temperature field; preload force; temperature prediction

控制力矩陀螺作为航天器姿态控制的重要部件,因其响应快、力矩大、精度高而受到青睐。航天器能否稳定运行取决于控制力矩陀螺工作的稳定性,而热稳定性是需关注的重点指标,对于控制力矩陀螺这种大功率且结构复杂的部件来说,热问题尤为突出<sup>[1]</sup>。控制力矩陀螺内部有高速旋转部件,对温度有严格要求,温度过高会加速磨损,温度过低则影响其转动性能甚至难以启动,影响工作性能和寿命<sup>[2]</sup>。因此,需计算控制力矩陀螺的温度场分布,判断其温度是否满足要求,避免影响工作性能,同时基于计算的温度场为后续控制力矩陀螺的优化改进等提供一定的依据和参考。

国内外学者对控制力矩陀螺以及相关部件温度场进行了研究。卢威等<sup>[3]</sup>利用修正的数学模型,对控制力矩陀螺在不同热边界条件下的温度场分布进行了求解,得到了控制力矩陀螺导热传热与辐射传热的比例关系。Lebedev等<sup>[4]</sup>基于真空环境中热平衡部件的方程组,提出了控制力矩陀螺运行模型,研究了运动布局对真空加热元件动力学的影响。为了分析机架转子的设计是否合理,Tian等<sup>[5]</sup>采用有限元法计算机架转子的温度场分布,利用试验验证温度场分析模型的有效性。为计算整机的温度场和热应力,王伟等<sup>[6]</sup>分析了大型磁悬浮控制力矩陀螺的热源和热应力分布,建立了系统的热分析模型,除环境温度外,对影响陀螺温度场的其他因素考虑较少。有学者从电机绕组涡流损耗出发,在已知各部件损耗的基础上,结合解析法和有限元法,得到了温度仿真分布<sup>[7-8]</sup>,但其仅考虑了陀螺内部为真空,表面仍存在对流换热。Song等<sup>[9]</sup>为了更准确地计算系统的稳定温度将产热作为边界条件,表示为系统和部件温度的函数,采用基于稳态热阻法的简化有限元法模型,分析了极端条件下影响系统热稳定性的因素。也有学者从实验出发,通过设计控制力矩陀螺的热真空和转台实验,得到的实验结果可确定不同工况下控制力矩陀螺的温度极限,有助于改进热设计<sup>[10]</sup>。一些学者对控制力矩陀螺组成部件的温度场进行了相关研究,Zhai等<sup>[11]</sup>建立了磁轴承和无刷直流电机的铁损和铜损预测模型。谢皖滇等<sup>[12]</sup>采用有限元电磁仿真方法,计算了永磁同步电机不同温度下的热损耗。通过电机对控制力矩陀螺仪飞轮转速的控制,建立控制力矩陀螺自旋电机模型,可以直接为航天器子系统提供电力使用和热功率输出<sup>[13]</sup>。安佳琦等<sup>[14]</sup>和高琛等<sup>[15]</sup>利用有限元方法研究了转速和载荷对轴承温升的影响。袁真铖等<sup>[16]</sup>利用热网络法对电机温度进行了计算和预测。Ying等<sup>[17]</sup>和He等<sup>[18]</sup>利用热网络法分别对转子轴承和磁轴承进行了热特性研究,得到了最高温度和应力,热网络法可以直观观测到传热路径,但计算结果的准确度较有限元法欠缺。为研究工况对轴承温升的影响,杨浩亮等<sup>[19]</sup>对控制力矩陀螺的高速角接触轴承进行了热分析实验,在控制力矩陀螺运行环境下,考虑真空环境对轴承温升的影响。轴承故障会引起控制力矩陀螺出现异常温升,影响其正常运行,李媛源等<sup>[20]</sup>提出SVM与PSO相结合方法可对电机轴承故障和严重程度进行识别和区分。Takeuchi等<sup>[21]</sup>为准确预测轴承温度,通过设计的轴承试验台测定出轴承热导率。段宇琛等<sup>[22]</sup>提出了轴承极限转速快速试验方法并利用TIA portal开发了角接触球轴承温升试验测控系统。在对控制力矩陀螺温度场进行研究时,准确计算热源的生热量是进行热分析的基础。控制力矩陀螺在太空运行时,工况因素对其生热量有着较大影响,在对温度场进行分析时,需将工况纳入考虑范围内。

文中从航天控制力矩陀螺的热源着手,综合考虑转速、转矩、轴承预紧力对产热量的影响,建立了控制力矩陀螺温度场仿真模型,获取不同工况下控制力矩陀螺的温度场分布,揭示真空环境中转速、转矩、轴承预紧力对控制力矩陀螺温度场的影响规律,为航天器控制力矩陀螺优化设计和运行诊断提供技术指导。

## 1 模型建立

### 1.1 控制力矩陀螺热源计算

控制力矩陀螺热量的来源主要是高速轴承的摩擦生热和高速电机的损耗生热,要得到控制力矩陀螺准确的温度场分布就要分别对电机和轴承的产热量进行计算。在有限元热分析中,载荷输入通常为热通量,即单位时间通过单位面积的热量,通过计算热量将热通量转化成载荷、转速等因素构成的函数。

利用 Palmgren 公式计算角接触球轴承的摩擦生热,滚动轴承总摩擦力矩  $M$  可表示为

$$M = M_l + M_v, \quad (1)$$

$$M_l = f_1 F_\beta d_m, \quad (2)$$

$$M_v = \begin{cases} 10^{-7} (\gamma_0 n)^{2/3} d_m^3, & \gamma_0 n \geq 2\,000, \\ 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3, & \gamma_0 n < 2\,000, \end{cases} \quad (3)$$

其中,对于角接触球轴承:

$$f_1 = 0.001 \left( \frac{F_s}{C_s} \right)^{0.33}, \quad (4)$$

$$F_\beta = 0.9 F_a \cot \alpha - 0.1 F_r, \quad (5)$$

式中:  $F_s$  为当量静载荷, N;  $C_s$  为基本额定静载荷, N;  $\alpha$  为轴承接触角, ( $^\circ$ );  $d_m$  为轴承节圆直径, mm;  $f_0$  为与轴承类型和润滑方式有关的系数;  $\gamma_0$  为润滑剂的运动黏度,  $\text{mm}^2/\text{s}$ ;  $n$  为轴承转速, r/min;  $F_a$  为轴承受到的轴向力, N;  $F_r$  为轴承受到的径向力, N。

得到轴承的产热量为

$$Q_1 = \frac{\pi}{3} \times 10^{-4} M \cdot n, \quad (6)$$

面热通量的定义为

$$\varphi = \frac{Q}{S}, \quad (7)$$

式中:  $Q$  为施加在生热面上的总热量, W;  $S$  为生热面的面积,  $\text{mm}^2$ 。

结合上述公式,将角接触轴承面热通量中的热量转化成载荷、转速等因素构成的函数。利用电机的功率损耗构建电机的产热模型,电机产热量  $P_1$  和电机效率  $\eta$  计算公式为

$$P_1 = P_o \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right), \quad (8)$$

$$\eta = \frac{n_r M_r / 9550}{\sqrt{3} U_r I_r \cos \varphi}, \quad (9)$$

式中:  $P_o$  为电机的输出功率,  $\text{NM}/9\,550$ , W;  $n_r$  为额定转速, r/min;  $M_r$  为额定转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;  $U_r$  为额定电压, V;  $I_r$  为额定电流, A;  $\cos \varphi$  为功率因数。

电机产热模型的热通量  $\varphi_2$  为

$$\varphi_2 = \frac{P_1}{S_2}. \quad (10)$$

由于控制力矩陀螺会在太空环境即高真空环境中运行,其传热方式为热传导以及热辐射。

热传导由物体之间的温度梯度产生,满足傅里叶定律:

$$H = -\lambda S \frac{dT}{dx}, \quad (11)$$

式中:  $H$  为传递的热量, W;  $\lambda$  为热传导率,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $S$  为面积,  $\text{m}^2$ ;  $T$  为温度,  $^\circ\text{C}$ 。

物体间热辐射通过电磁波来传递热量,满足玻尔兹曼定律:

$$K = \varepsilon S \delta T^4, \quad (12)$$

式中:  $\varepsilon$  为辐射率;  $\delta$  为黑体辐射常数。

## 1.2 仿真模型建立

### 1.2.1 三维模型建立

70 N·ms单框架控制力矩陀螺主要由转子、高速轴承、高速电机、低速电机、固定座等组成,建立的有限元三维模型,如图1所示。

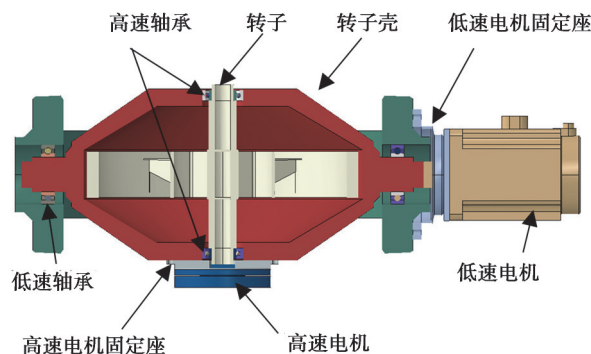


图1 控制力矩陀螺三维模型

Fig. 1 The 3D model of CMG

### 1.2.2 材料属性

将材料属性分别赋予对应的部件,转子采用材料为1Cr18Ni9Ti不锈钢,框架与转子壳采用2A14铝合金,高速轴承和低速轴承型号分别为B7005C和B7008C材料均为GCr15轴承钢,电机材料为Q235碳素钢。材料参数如表1所示。

表1 控制力矩陀螺零部件材料参数

Table 1 Material parameters of CMG component

材料	辐射率	热传导率/(W·m <sup>-1</sup> ·k <sup>-1</sup> )
1Cr18Ni9Ti	0.30	16.3
2A14	0.60	160
GCr15	0.27	30.0
Q235	0.40	45.0

### 1.2.3 边界条件

在施加热载荷时,轴承热耗施加在轴承滚珠以及轴承内外沟道面,电机热耗施加在电机表面上,电机效率为92.53%,数据计算参数如表2所示。轴承与电机的热耗可通过1.1节的公式计算得到。由于控制力矩陀螺在工作时,框架的转速很低,相对转子来说可以忽略不计,因此,只考虑了高速轴承以及高速电机的产热,但是低速轴承和低速电机在热传导中起到了传热和散热的作用,在模型中不能将其省略。此温度场仿真模型,无需对其中的部件施加固定等边界条件,通过理论计算将轴承电机运动带来的热量转化为热通量施加,不存在动力学运算,如表3所示。为使控制力矩陀螺各部件准确传热,将互相接触的各部件表面包括轴承滚珠与轴承内外滚道、轴承外圈与转子壳孔壁和框架孔壁、电机固定座与电机等设置为绑定约束,在设置约束时,需选定相互接触的两表面。

表2 电机主要参数

Table 2 The main parameters of motor

额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	额定转矩/(N·m)	额定电压/V	额定电流/A	功率因数
9 500	0.145	50	2	0.9

表 3  热通量施加面积  
Table 3  The area of heat flux

热通量施加部位	面积/mm <sup>2</sup>
B7005C 轴承内圈	465.5
B7005C 轴承外圈	618.25
B7005C 轴承滚珠	1 027.88
高速电机	15 625.49

1.2.4  网格划分

由于控制力矩陀螺的模型较为复杂,其中的一些部件划分为六面体网格较为困难,为保证各部件网格协调,将控制力矩陀螺部件划分为四面体网格,并设置网格属性为热传递,网格类型为 DC3D10。对网格无关性进行验证,分别取  $1.77\times10^5$ 、 $3.02\times10^5$ 、 $3.97\times10^5$ 、 $5.02\times10^5$ 、 $6.01\times10^5$  网格对控制力矩陀螺温度场进行计算,根据图 2 和图 3 可以看出,网格数  $4\times10^5$  之后,各测点温度波动趋于平缓,且结果误差在 3% 以内,综合考虑取网格数为  $5.02\times10^5$ 。

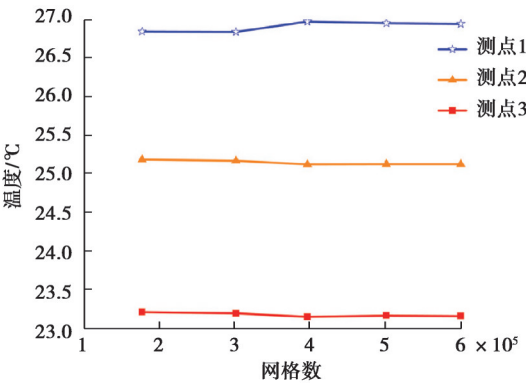


图 2  网格无关性验证

Fig. 2  Mesh independence verification

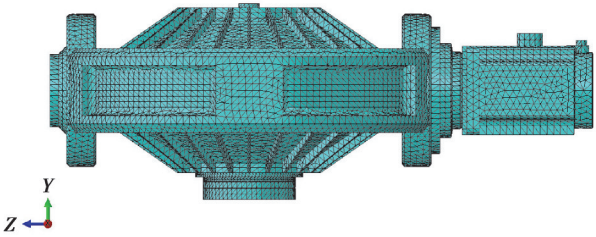


图 3  控制力矩陀螺网格划分

Fig. 3  The meshing of CMG

1.3  模型验证

在工况为转速 9 500 r/min、轴承预紧力 100 N、高速电机转矩 0.145 N·m、环境温度 20 ℃下,对控制力矩陀螺进行实验与仿真,得到仿真温度云图如图 4 所示。

在实验中,由于电机支架的存在,以及控制力矩陀螺对密封存在要求,不能对控制力矩陀螺的任意点温度进行测量,基于实际条件取 3 点对控制力矩陀螺整体温度进行对比。其中,测点 1 为框架壳测点,测点 2 为转子壳测点,测点 3 为转子轴上端测点,仿真准确度如表 4 所示。

根据 3 个测点的温度数据计算得到仿真与实验的平均准确度达 93.87%,表明建立的温度场仿真模型是可靠的。



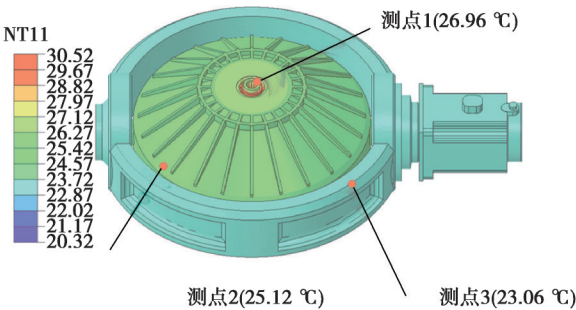


图 4 实验工况控制力矩陀螺温度云图

Fig. 4 Temperature cloud diagram of CMG under experimental conditions

表 4 仿真准确度表

Table 4 Simulation accuracy

测点	实验温度/℃	仿真温度/℃	准确度/%
测点 1	25.48	26.96	94.48
测点 2	22.70	25.12	90.37
测点 3	22.31	23.06	96.75

2 结果与分析

2.1 转速对温度的影响

在验证了仿真模型的准确性之后,对不同载荷、转速、轴承预紧力情况下的控制力矩陀螺温度场进行计算分析。实际测点由于控制力矩陀螺实际模型的限制不能任意取测点,为了全面分析控制力矩陀螺温度场,在转子轴下端即靠近高速电机处再取一个测点 4,温度场取值为各测点温度的平均值,如图 5 所示。

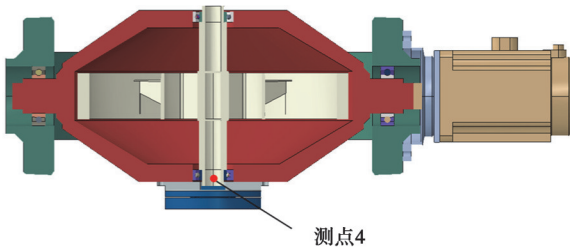


图 5 测点 4 位置分布图

Fig. 5 Location of measuring point 4

太空环境中运行稳定性要求高,控制力矩陀螺的运行转速需在安全范围之内,取转速从 6 500~9 500 r/min 研究转速对控制力矩陀螺温度场的影响。发现控制力矩陀螺的转子是通过高速电机直驱,电机转速与控制力矩陀螺转子转速一致。

如图 6 所示,在电机输出转矩为 0.15 N·m,环境温度为 20 °C、高速轴承预紧力为 200 N 的工况下对控制力矩陀螺进行仿真,可以看出,随着转速升高,各测点温度均存在明显的升高,其中测点 4 温度最高为 29.07 °C,温升为 3.59 °C,测点 1 次之,测点 3 温度最低为 27.27 °C。随着转速升高,轴承和电机产热也相应增加,测点 4 是转子轴下端的测点,紧挨着轴承与电机 2 个热源,测点 4 的温度最高;测点 1 是最接近控制力矩陀螺上方高速轴承的测点,测点 1 温度是除测点 4 的测点中温度最高的测点;测点 2 为转子壳测点,在热量传导过程中,由于热传导和热辐射的存在,会损失部分热量,测点 2 的温度低于测点 1,且温升幅度也不如测点 1;测点 3 为框架上的测点,框架热量来源基本为热传导,热量从热源传递到转子壳通过低速轴承传递到框架上,再经过各部分辐射散热,测点 3 温度最低,与环境温度相近。

在电机输出转矩  $0.15 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、环境  $20^\circ\text{C}$ 、高速轴承预紧力  $200 \text{ N}$  的工况下,转速从  $6\,500\sim 9\,500 \text{ r/min}$  时,控制力矩陀螺温度场从  $23.68^\circ\text{C}$  变化到  $26.29^\circ\text{C}$ ,温升相对于环境温度上升了  $13.04\%$ 。

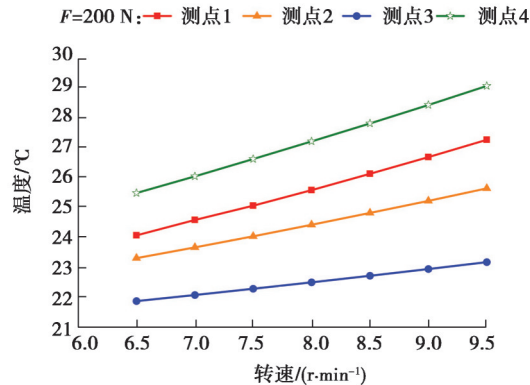


图6 转速对测点温度的影响

Fig. 6 Effect of rotational speed on temperature of measuring points

## 2.2 转矩对温度的影响

在控制力矩陀螺稳定运行中,除工作转速外,电机输出转矩也需要关注,在稳定运行的情况下,转矩的波动较小。取电机输出转矩  $0.12 \text{ N}\cdot\text{m}$  到  $0.18 \text{ N}\cdot\text{m}$  分析电机输出转矩对控制力矩陀螺温度的影响。如图7所示,在转速为  $8\,000 \text{ r/min}$ 、高速轴承预紧力为  $200 \text{ N}$ 、环境温度为  $20^\circ\text{C}$  的工况下,对控制力矩陀螺进行仿真。可以看出,随着转矩的逐渐增大,测点4出现了最明显的温升趋势,温度从  $26.61^\circ\text{C}$  上升到  $27.81^\circ\text{C}$ 。其余测点温度上升并不显著,测点1到测点3温升分别为  $0.21^\circ\text{C}$ 、 $0.46^\circ\text{C}$ 、 $0.26^\circ\text{C}$ 。在转速恒定,转矩增大的情况下,轴承产热几乎不变,但是电机产热会随着输出转矩的增大而增大。因此,距离电机最近的测点4温度呈现了最明显的上升趋势;其次,测点3温度在通过转子壳的热传递也出现了较为明显的上升趋势;由于转子材料的热传导率较低,电机的热量通过转子轴的一端传递到另一端热量就几乎可以忽略,并且通过控制力矩陀螺下方高速轴承以及转子壳将热量传递到其他部件,所以测点1温度随着电机输出转矩改变的趋势并不明显;测点3同样由于过长的热传递路径和辐射散热,温度变化趋势较小。

在转速  $8\,000 \text{ r/min}$ 、高速轴承预紧力  $200 \text{ N}$ 、环境温度  $20^\circ\text{C}$  的工况下,转矩从  $0.12 \text{ N}\cdot\text{m}$  变化到  $0.18 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,控制力矩陀螺温度场从  $24.66^\circ\text{C}$  变化到  $25.19^\circ\text{C}$ ,温升相对于环境温度上升了  $2.67\%$ 。

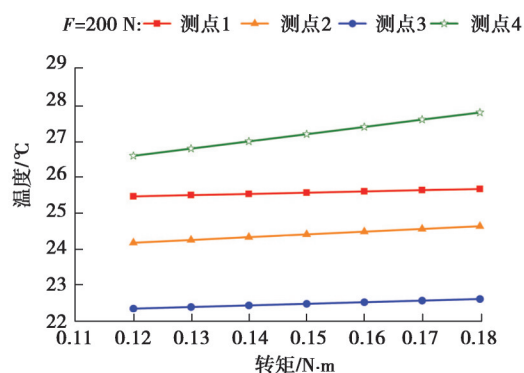


图7 转矩对测点温度的影响

Fig. 7 Effect of torque on temperature of measuring points

## 2.3 预紧力对温度影响

控制力矩陀螺在运行时除了转速和电机输出转矩会对其温度有影响外,轴承预紧力对于控制力矩陀螺的温度变化也有着重要的影响。由于预紧力在控制力矩陀螺工作前就已经确定,在工作时预紧力不会主动改变,因此取3组预紧力分析其对控制力矩陀螺温度场变化的影响。

如图8所示,图中(a)(b)(c)分别是预紧力  $F_p$  为  $100$ 、 $200$ 、 $300 \text{ N}$  时测点1的温度分布。可以看出,测点1

温度随着预紧力增加而上升,在高转速时,预紧力变化带来的温升更加明显,在转速为 6 500、8 000、9 500 r/min 时,预紧力从 100 N 变化到 200 N 带来的温升约为 0.21、0.26、0.3 °C,而转矩的大小在不同预紧力下对测点带来的温升并不明显。预紧力增加会引起轴承产热量的变化,由于轴承产热量主要由预紧力和转速 2 个因素决定,且测点 1 为转子轴上端的测点,其位置距离高速轴承较近,因此表现上述规律。

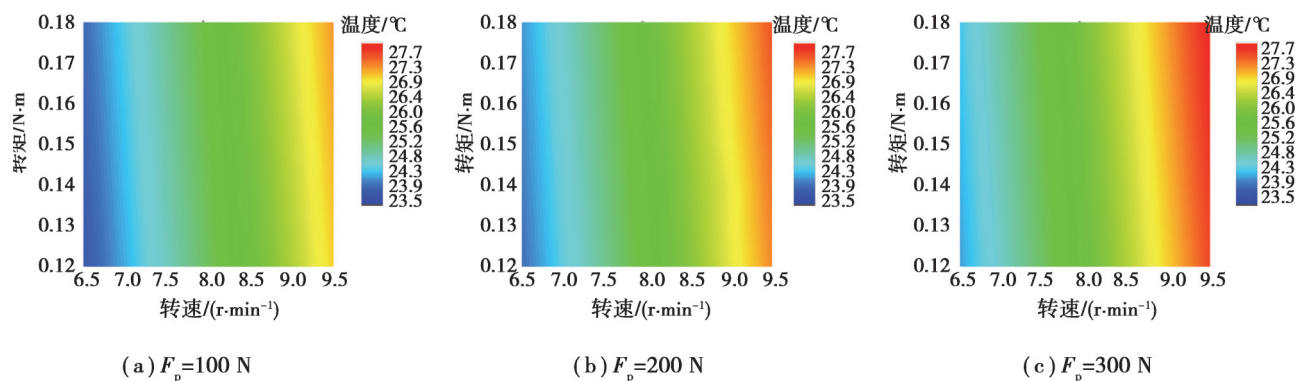


图 8 不同预紧力下测点 1 温度

Fig. 8 Temperature of measuring point 1 under different preload forces

如图 9 所示,图中(a)(b)(c)分别是预紧力  $F_p$  为 100、200、300 N 时,测点 2 的温度分布。测点 2 的温度也存在随着预紧力的增加而增大的趋势,温升最大为 0.19 °C。因为预紧力带来的轴承的温度变化需通过转子壳再传递到测点 2,较长的热传导距离及辐射散热使得热量在传递过程中出现了损耗,因此测点 2 的温升随预紧力的变化较为平均。

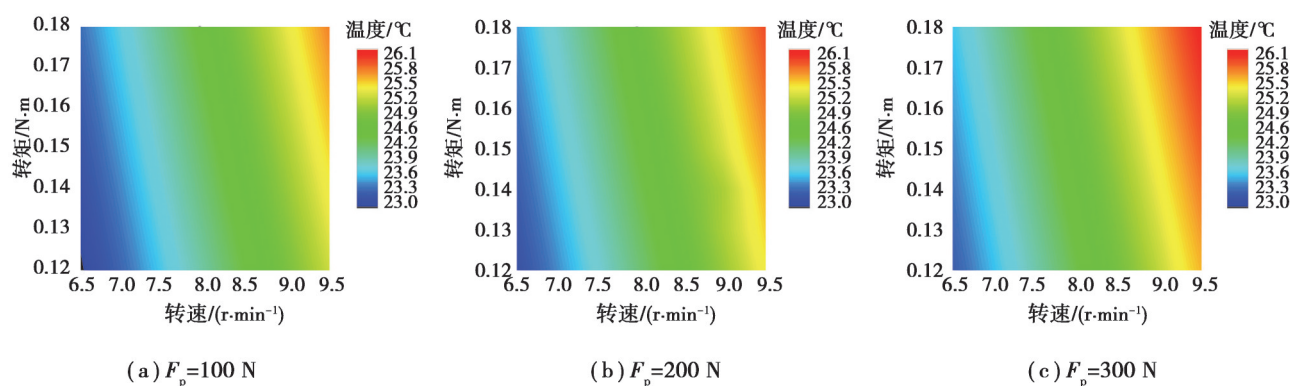


图 9 不同预紧力下测点 2 温度

Fig. 9 Temperature of measuring point 2 under different preload forces

如图 10 所示,图中(a)(b)(c)分别是预紧力  $F_p$  为 100、200、300 N 时测点 3 的温度分布。可以看出,测点 3 的温度变化规律与测点 2 类似,其变化较为平均,不存在某个工况下预紧力变化带来较大温度变化的情况,其温度变化需热量经过转子壳和低速轴承再传递到框架上,温升较为平均,因为更长的热传导路径,温度比测点 2 低,测点 2 在研究的工况中最低温度为 22.97 °C,最高温度为 26.09 °C,而测点 3 在研究的工况中最低温度为 21.71 °C,最高温度为 23.43 °C。

如图 11 所示,图中(a)(b)(c)分别是预紧力  $F_p$  为 100、200、300 N 时测点 4 的温度分布。对比其他测点可以看出,测点 4 温度最高,为 30.02 °C。其温升也存在高转速下,预紧力增加带来温升更加明显的趋势,在转速为 6 500、8 000、9 500 r/min 时,预紧力变化带来的温升约为 0.17、0.21、0.24 °C;虽然,测点 4 会随着转矩的变化而存在一定的温升,但转矩的大小与改变预紧力带来的温升并没有明显的变化,基本维持稳定。

综上所述,预紧力的变化对各测点温升均有不同程度的影响,但均呈现测点温度随预紧力增大而上升的趋势,其中测点 1 和测点 4 在高转速的情况下,预紧力变化对其温升影响较大,测点 2 和测点 3 的温度变化较为平均,改变预紧力带来的温升受工况的影响较小。



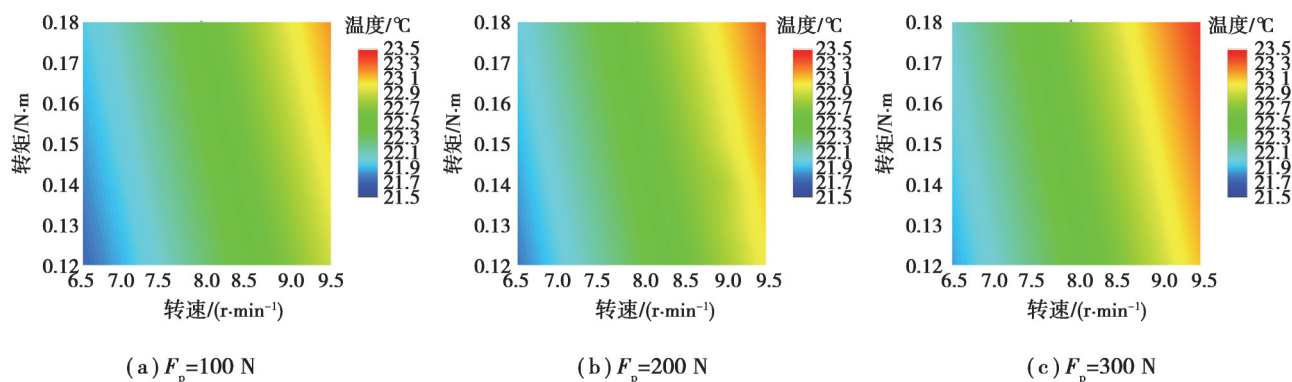


图10 不同预紧力下测点3温度及温升

Fig. 10 Temperature of measuring point 3 under different preload forces

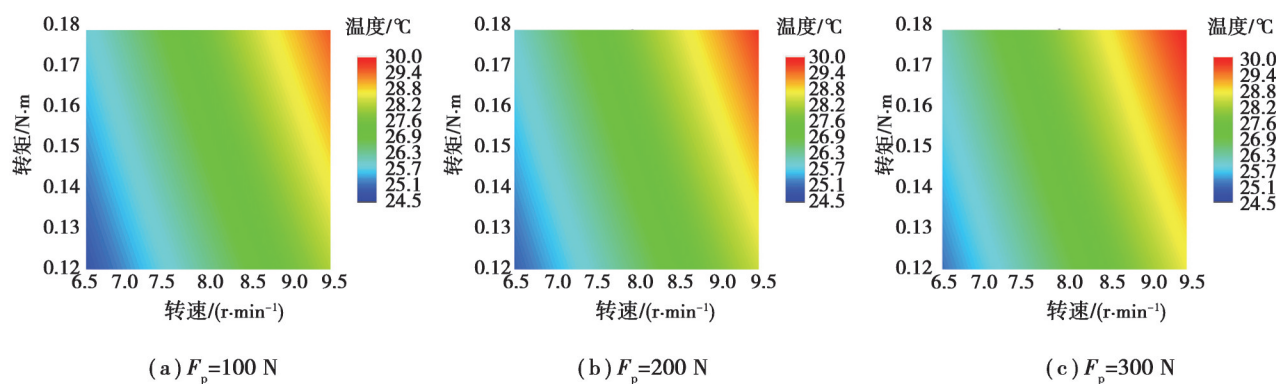


图11 不同预紧力下测点4温度及温升

Fig. 11 Temperature of measuring point 4 under different preload forces

### 3 结 论

文中建立了航天器单框架控制力矩陀螺温度场仿真模型,分析了不同转速、转矩、预紧力下控制力矩陀螺温度场分布情况,揭示了不同因素对控制力矩陀螺温度场的影响规律。研究表明,当转速增加时,温度场相对于环境温度温升最为明显;转矩增大时,温度场相对于环境温度温升较小;预紧力增大时,温度场相对于环境温度温升也较小。其中,各测点温度变化均对转速变化较为敏感,转子轴下端测点对转矩变化最为敏感,转子轴上下端两测点对预紧力变化的敏感程度最大且几乎相同。因此,在对控制力矩陀螺进行优化设计时,需要重点关注转子轴端的温度,保证控制力矩陀螺在工作时温升不超过要求范围,文中提出的控制力矩陀螺温度场计算方法,可为航天器控制力矩陀螺设计提供技术支撑。

### 参考文献

- [1] 虎刚,徐映霞,吴金涛.200N·ms单框架控制力矩陀螺的热平衡试验[J].空间控制技术与应用,2008(1):25-28.  
Hu G, Xu Y X, Wu J T. Thermal balance test on a 200Nm·s single-gimbal CMG[J]. Aerospace Control and Application, 2008 (1):25-28.(in Chinese)
- [2] 丰茂龙,李刚,雷鸣,等.空间站核心舱舱外大型控制力矩陀螺热控设计与验证[J].航天器工程,2023,32(6):60-67.  
Feng M L, Li G, Lei M, et al. Thermal control design and verification for large-scale control moment gyroscope outside core module of space station[J]. Spacecraft Engineering, 2023,32(6):60-67. (in Chinese)
- [3] 卢威,满广龙,姜军,等.交会对接目标飞行器控制力矩陀螺的传热特性[J].航天器工程,2012,21(4):42-46.  
Lu W, Man G L, Jiang J, et al. Heat transfer characteristics of control moment gyro for target spacecraft of rendezvous and docking[J]. Spacecraft Engineering, 2012,21(4):42-46. (in Chinese)
- [4] Lebedev E L, Repin A O. Influence of kinematic layout of control moment gyros with ball-bearing supported rotors on the dynamics of heating their elements in vacuum[J]. Gyroscopy and Navigation, 2023, 14(2): 176-181.
- [5] Tian X, Li G, Jiang J, et al. Analysis and research on thermal-structure coupling of control moment gyro frame rotor assembly

- [C]//2023 IEEE 18th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA). IEEE, 2023: 1066-1070.
- [6] 王伟, 畅建伟, 叶郭波, 等. 大型磁悬浮控制力矩陀螺热分析与实验[J]. 安徽师范大学学报(自然科学版), 2018, 41(3): 234-237.  
Wang W, Chang J W, Ye G B, et al. Thermal analysis and experiment of large-sized magnetic suspended control moment gyroscope[J]. Journal of Anhui Normal University (Natural Science), 2018, 41(3): 234-237. (in Chinese)
- [7] Han W, Liu G, Sun J, et al. Thermal-structure coupling analysis and research of MSCMG[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(2): 391-399.
- [8] 韩邦成, 彭松, 贺赞, 等. 磁悬浮控制力矩陀螺高速电机绕组涡流损耗计算及热分析[J]. 光学精密工程, 2020, 28(1): 130-140.  
Han B C, Peng S, He Z, et al. Eddy current loss calculation and thermal analysis of high-speed motor winding in magnetically suspended control moment gyroscope[J]. Optics and Precision Engineering, 2020, 28(1): 130-140. (in Chinese)
- [9] Song W, Lee S M, Kim G M, et al. Analysis of thermal stability of control moment gyroscope in satellite[J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, 2024, 48(6): 353-360.
- [10] Liu S, Huang S, Lu L, et al. Thermal vacuum and swivel table tests of a CMG and fault mechanism analysis[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2018, 31(5): 04018069.
- [11] Zhai L, Han B, Liu X, et al. Losses estimation, thermal-structure coupled simulation analysis of a magnetic-bearing reaction wheel[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2019, 60(1): 33-53. (in Chinese)
- [12] 谢皖滇, 李国丽, 孙泽辉, 等. 基于热磁耦合的永磁同步电机温升预测[J]. 传感器与微系统, 2023, 42(5): 130-134.  
Xie W D, Li G L, Sun Z H, et al. Temperature rise prediction for PMSM based on thermomagnetic coupling[J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2023, 42(5): 130-134. (in Chinese)
- [13] Inampudi R, Gordeuk J. Simulation of an electromechanical spin motor system of a control moment gyroscope[C]//AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference. 2016: 0091.
- [14] 安佳琦, 张义民, 李铁军. 角接触球轴承热特性研究[J]. 沈阳化工大学学报, 2021, 35(2): 170-174.  
An J Q, Zhang Y M, Li T J. Research on thermal characteristics of angular contact ball bearings[J]. Journal of Shenyang University of Chemical Technology, 2021, 35(2): 170-174. (in Chinese)
- [15] 高琛, 许涛, 陈玉立, 等. 基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承摩擦热仿真研究[J]. 轻工机械, 2023, 41(3): 35-40+48.  
Gao C, Xu T, Chen Y L, et al. Friction thermal simulation of angular contact ball bearing based on ANSYS work bench. Light Industry Machinery, 2023, 41(3): 35-40+48. (in Chinese)
- [16] 袁真铖, 夏加宽. 基于集总热网络法永磁同步电机温度场分析[J]. 船电技术, 2023, 43(2): 55-59.  
Yuan Z C, Xia J K. Temperature field analysis of permanent magnet synchronous motor based on lumped thermal network method[J]. Marine Electric & Electronic Engineering, 2023, 43(2): 55-59. (in Chinese)
- [17] Ying P A N, Wen-jun G A O, Kun L I, et al. Thermal analysis of main shaft roller bearing for aero-engine by finite element based thermal network method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(1): 149.
- [18] He Z, Wen T, Zhang X, et al. Multi-physics coupling and thermal network analysis of mscmg[C]//2022 China Automation Congress (CAC). IEEE, 2022: 4544-4548.
- [19] 杨浩亮, 张振强, 闫伟. 高速精密角接触球轴承的热分析与验证[J]. 轴承, 2015(4): 12-16.  
Yang H L, Zhang Z Q, Yan W. Thermal analysis and verification for high speed precision angular contact ball bearings[J]. Bearing, 2015(4): 12-16. (in Chinese)
- [20] 李嫒源, 袁梅, 王瑶, 等. SVM 与 PSO 相结合的电机轴承故障诊断[J]. 重庆大学学报, 2018, 41(1): 99-107.  
Li Y Y, Yuan M, Wang Y, et al. Fault diagnosis of motor bearings based on SVM and PSO[J]. Journal of Chongqing University, 2018, 41(1): 99-107. (in Chinese)
- [21] Takeuchi Y, Davis S, Eby M, et al. Bearing thermal conductance measurement test method and experimental design[M]//Rolling Element Bearings. ASTM International, 2012.
- [22] 段宇琛, 薛玉君, 李济顺, 等. 角接触球轴承极限转速试验及温升预测方法[J]. 轴承, 2022(12): 45-49.  
Duan Y C, Xue Y J, Li J S, et al. Limit speed test and temperature rise prediction method for angular contact ball bearings[J]. Bearing, 2022(12): 45-49. (in Chinese)

(编辑 陈移峰)