

降低机械主轴轴承发热量的研究

邓华波,丛仲谋,郭建成,王玮琪

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 建立机械主轴轴承遗传算法模型,研究6个影响因素对机械主轴轴承发热量的影响规律,并以降低主轴轴承发热量为目标,对机械主轴轴承进行结构优化,寻求6个影响因素的最优组合方式.方法 通过建立理论模型并通过对理论模型的计算,对机械主轴轴承的发热量进行求解,并基于遗传算法,对机械主轴轴承的发热量大小与轴承预紧力、润滑油运动黏度、轴承接触角、轴承球数、轴承中径和主轴转速6个耦合因素之间的影响进行研究.结果 随着轴承预紧力加大、轴承接触角减小、润滑油运动粘度增加、轴承球数减少、轴承中径增大以及主轴转速升高,主轴的发热量呈增大趋势.结论 与其他方法相比,由于考虑了更多的影响因素,使用遗传算法进行解耦计算的结果更加准确,为进一步优化机械主轴热态特性提供了理论依据和指导方向.

关键词 机械主轴轴承;热分析;发热量;MATLAB 遗传算法

中图分类号 TH614 文献标志码 A

Research on Reducing the Heat of Mechanical Spindle Bearing

DENG Huabo, CONG Zhongmou, GUO Jiancheng, WANG Weiqi

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: This paper proposed a genetic algorithm model for mechanical spindle bearings to study the influence of 6 factors on the heat generation, and the structure of mechanical spindle bearings was optimized for reducing the heat generation by obtaining the optimal combination of 6 influencing factors. Based on the theoretical model and calculation of the theoretical model, the calorific value of the mechanical spindle bearing was calculated. Based on genetic algorithm, the influence of 6 coupling factors on the heat generation of mechanical spindle bearings is studied and analyzed. With the increase of the bearing preload, the decrease of the contact angle of the bearing, the increase of the kinematic viscosity of the lubricating oil, the decrease of the number of bearing balls, the increase of the bearing diameter, and the increase of the spindle speed, the heat generation of the spindle is increasing. Compared with other methods, because more factors are considered, the numerical results of this method are more accurate, the results of decoupling calculations using genetic algorithms are more accurate, which provides theoretical basis and

收稿日期:2019-03-06

基金项目:国家自然科学基金项目(51675353)

作者简介:邓华波(1974—),男,副教授,博士,主要从事智能主轴及其特性方面研究.

direction for further optimization of the thermal characteristics of the mechanical spindle.

Key words: mechanical spindle bearing; thermal analysis; calorific value; MATLAB genetic algorithm

随着现代科技的飞速发展,对机械制造技术要求越来越高,高精度、高效率、高寿命成为了机械制造业的发展方向.而机床主轴的热误差是影响机床加工精度的主要因素之一^[1].而高精度的主轴单元的精度等级大多数是微米级的^[2].因此,研究机械主轴的热特性势在必行,可以为机械主轴的热补偿提供理论支撑.

杨阳等^[3]综合考虑了转速及润滑剂对轴承温度场的影响,并对其轴承温度场进行稳态热分析. Li Xiaoping 等^[4]对高速角接触球轴承在不同预紧力、转速和接触角下对轴承热产生的影响进行了计算和分析,得出预紧力对轴承生热的影响规律. 王亚珍等^[5]全面考虑柔性轴承的特殊性,通过对柔性轴承内部受载的受力分析,得出较为精确的柔性轴承发热量计算方法. 马志涛等^[6]针对高速圆柱滚子轴承使用 Rumbarger 计算模型与 ANSYS Workbench 相结合的方法,得到了转速和润滑油运动黏度对轴承温度分布的影响规律. 梁群等^[7]建立滚动轴承在油气或油雾润滑下的传热模型,得到了在考虑轴承转速、载荷、离心力和自旋等因素下对轴承温升的影响. 金燕等^[8]建立角接触球轴承的有限元模型,得出径向力和转速都会显著影响轴承的最高温度,且转速影响更大. 丁洪福等^[9]研究了工况参数对轴承生热量和温度影响规律,得出轴承内圈转速和轴向载荷对轴承的热平衡温度有显著的影响. 吴玉厚等^[10]建立数学模型,得到电主轴最高温度出现在后轴承处,且转速对后轴承温升影响最大,而磨削力对前轴承温升影响最大. 张丽秀等^[11]研究了不同工况下电主轴的温度场,考虑电主轴运行速度、载荷,得到了温升预测模型. 到现在为止,针对于

机械主轴轴承的热态研究中,学者们只是以一个方面或者两个方面对其研究,未考虑三个以上因素耦合的情况. 基于此,笔者研究了多因素耦合对轴承发热量的影响,针对机械主轴受热膨胀引起机械主轴热变形而导致回转精度降低,振动加大,加工精度降低等问题,分析了机械主轴的影响热源大小的因素,通过摩擦学和热传递学理论,建立机械主轴的生热模型以及传热模型,推导出影响轴承发热量的公式;分析机械主轴的旋转速度、轴承的预紧力、润滑油运动黏度、轴承中径和轴承滚动体数量与轴承发热量关系,为提高机械主轴的热稳定性和加工精度提供了良好的理论依据.

1 主轴热态分析

主轴热变形主要是由于主轴在高速运转时,内外热源共同作用,使得主轴内部产生大量的热量,形成非均匀的温度场,从而发生位移的变化^[12-14]. 而机械主轴的热源由外部热源和内部热源组成,外部热源主要指环境温度对主轴传递的热,内部热源主要有切削热和轴承热. 切削热会及时的被冷却液和切屑带走,因而机械主轴的发热源主要来自轴承. 因此要分析机械主轴的发热原因首先应分析其内部轴承的发热原因. 而轴承内的滚动体在沟道内滚动时由于摩擦力的作用、沟道的弹性变形和油脂润滑产生的阻力均会产生热. 然而机械主轴的热变形不是取决于轴承的发热量或者轴承的温度,而是取决于机械主轴温度场的分布和温度场的梯度. 机械主轴的热传导方式包括传导、对流和辐射. 辐射包括机械主轴外壳与空气的辐射换热;对流包括机械主轴外壳与空气的对流换热;热传导包括轴芯与轴承、轴承内部空间的传导换

热. 热在实际传导过程是瞬态的, 为了方便分析, 假设机械主轴在热传导过程是稳态的, 所谓稳态就是在机械主轴温度场内单位时间内温度的变化率为零, 即单位时间内流入机械主轴的热量加上机械主轴产生的热量等于机械主轴向外输送的热量, 此时机械主轴的平衡温度主要取决于轴承的发热量. 图1显示了热在机械主轴的传导方向和规律.

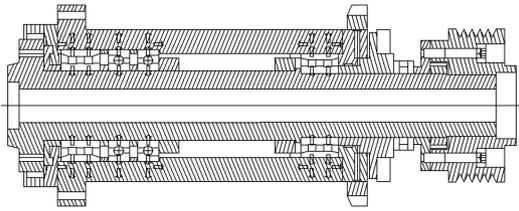


图1 机械主轴传热简图

Fig. 1 Heat transfer diagram of mechanical spindle

利用热力学第一定律和导热定律, 构建热传导微分方程. 结合机械主轴的实际工作条件, 设定初始条件和边界约束条件. 将机械主轴的热力学初始条件和边界约束条件代入主轴的热传导微分方程, 即可求解出主轴工作时的温度分布情况. 对于机械主轴系统:

$$Q - W = \Delta U + \Delta E_k + \Delta E_p. \quad (1)$$

式中: Q 为机械主轴的总热量; W 为摩擦力所做的功; ΔU 为机械主轴系统内能; ΔE_k 为机械主轴系统动能; ΔE_p 为机械主轴系统势能.

依据此数学模型, 对机械主轴系统进行热稳态分析时, 可认为流入主轴系统的热量等于流出主轴系统的热量, 即 $Q = \Delta U$.

机械主轴热传导可以看做是稳态的长圆筒壁热传导, 根据傅立叶定律计算式:

$$Q = 2\pi l \lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)}. \quad (2)$$

式中: Q 为机械主轴在 1 s 内经过热传导传递的热量; W ; λ 为机械主轴的导热率, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; l 为机械主轴的长度, m; T_1 为机械主轴外壁温度, $^\circ C$; T_2 为机械主轴内壁温度, $^\circ C$; r_1 为机械主轴内径, m; r_2 为机械主轴外径, m.

对于机械主轴热对流传热的计算, 可根

据牛顿冷却定律:

$$Q = hA\Delta T. \quad (3)$$

式中: h 为机械主轴的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; ΔT 为机械主轴外壁温度与壁面法向上流体平均温度之差, $^\circ C$; A 为机械主轴表面对流传热的面积, m^2 .

而对于机械主轴而言, 其对流换热是机械主轴的旋转带动空气快速流动而形成强迫对流换热. 采用传统经验公式:

$$h = \lambda N_\mu / D. \quad (4)$$

式中: h 为机械主轴的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; λ 为机械主轴的空气导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, 当机械主轴所在的环境温度为 $20^\circ C$ 时, 换热系数取 2.67×10^{-2} ; N_μ 为努谢尔特数; D 为机械主轴的特征尺寸, m.

因机械主轴的旋转造成强迫对流, 所以机械主轴的努谢尔数计算如下:

$$N_\mu = 0.133 Re^{2/3} Pr^{1/3},$$

$$Re < 4.3 \times 10^5, 0.7 < Pr < 670. \quad (5)$$

式中: Re 为雷诺数; Pr 为流体普朗多数, 当机械主轴所在的环境温度为 $20^\circ C$ 时, 流体普朗多数取 0.707.

由此可得到稳态热传导下的不同材料轴承发热量与机械主轴平衡后机械主轴内壁温度的关系.

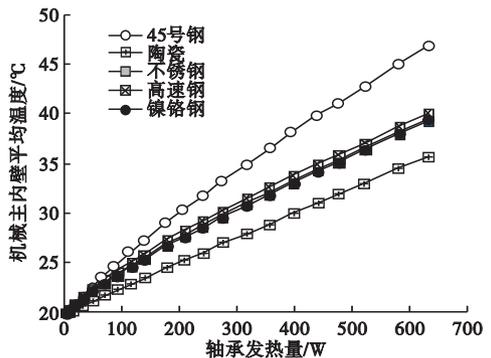


图2 轴承发热量与机械主轴平衡温度的关系曲线

Fig. 2 Relationship between bearing heat and balance temperature of mechanical spindle

由图2可知, 对于不同材料的轴承发热量越大, 机械主轴的平衡后其内壁温度越高, 对任意材料轴承机械主轴均适用. 机械主轴

的整体平衡温度的高低会影响机械主轴的热变形的大小,若主轴加工不均匀,必然会导致机械主轴回转精度降低,造成振动加大,影响加工精度. 主轴的动态和静态热特性对高速机床的加工生产的精度、生产产品的效率及整个床的机使用寿命都有非常大的影响^[15-16].

2 轴承发热理论模型的建立

由 Palmgren 公式^[17]求得机械主轴系统发热量计算:

$$H_f = 1.047 \times 10^{-4} nM. \quad (6)$$

式中: H_f 为机械主轴轴承单位时间内的发热量,W; n 为机械主轴轴承转速,r/min; M 为机械主轴轴承总摩擦力矩,N·mm.

$$M = M_0 + M_1. \quad (7)$$

式中: M_0 为机械主轴轴承在空转状态下润滑剂于滚动体摩擦产生的力矩,N·mm; M_1 为机械主轴轴承在载荷作用下产生的力矩,N·mm.

$$M_1 = f_1 F_\beta d_m. \quad (8)$$

式中: f_1 为与机械主轴轴承载荷类型有关的系数; F_β 为机械主轴轴承载荷,N; d_m 为机械主轴轴承中径,mm.

$$f_1 = z \left(\frac{F_0}{C_0} \right)^y. \quad (9)$$

式中: z 为与机械主轴轴承载荷和结构有关的系数,角接触球轴承,取0.001; y 对于角接触球轴承,取0.33; F_0 为轴承的当量静载荷,N; C_0 为轴承的额定静载荷,kN.

$$F_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a. \quad (10)$$

式中: X_0 为轴承径向载荷系数; F_r 为轴承的轴向载荷,N; Y_0 为轴承轴向载荷系数; F_a 为轴承的径向载荷,N.

X_0 和 Y_0 值的选择根据国标,如表1所示.

$$C_{or} = f_0 i Z D_w \cos \alpha. \quad (11)$$

式中: C_{or} 为机械主轴轴承的额定静载荷,kN. f_0 为与机械主轴轴承润滑方式和类型有关的系数; i 为机械主轴轴承中滚动体列数; Z 为机械主轴轴承中单列滚动体数; D_w 为轴承中滚动体直径,mm; α 为轴承公称接触角,(°).

表1 角接触球轴承 X_0 和 Y_0 值

Table 1 Values of X_0 and Y_0 for angular contact ball bearings

| 接触角/(°) | 单列轴承 | | 双列轴承 | |
|---------|-------|-------|-------|-------|
| | X_0 | Y_0 | X_0 | Y_0 |
| 15 | 0.5 | 0.46 | 1 | 0.92 |
| 20 | 0.5 | 0.42 | 1 | 0.84 |
| 25 | 0.5 | 0.38 | 1 | 0.76 |
| 30 | 0.5 | 0.33 | 1 | 0.66 |
| 35 | 0.5 | 0.29 | 1 | 0.58 |
| 40 | 0.5 | 0.26 | 1 | 0.52 |
| 45 | 0.5 | 0.22 | 1 | 0.44 |

$$\begin{cases} M_0 = 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{\frac{2}{3}} d_m^3, \\ v_0 n \geq 2000. \end{cases} \quad (12)$$

式中: M_0 为机械主轴轴承在空转状态下润滑剂于滚动体摩擦产生的力矩,N·mm; v_0 为机械主轴轴承在工作状态下润滑剂的运动黏度,mm²/s; n 为机械主轴轴承转速,r/min; d_m 为机械主轴轴承中径,mm.

由此可以得到各因素影响下的轴承发热量:

$$H_f = 1.047 \times 10^{-7} n [2 \times 10^{-7} (v_0 n)^{2/3} d_m^3 + \left(\frac{1}{3} + Y_0 F \right)^{0.33} d_m]. \quad (13)$$

3 轴承发热量分析及遗传算法的应用

3.1 局部轴承发热量分析

由式(12)可知影响机械主轴轴承发热量的主要影响因素:轴承的预紧力、润滑油的运动黏度、轴承的接触角、轴承滚动体个数、轴承中径和转速. 根据单一变量法,对6个影响因素进行分析. 针对 SYL04H-1 卧式车床主轴的轴承重点分析不同影响因素对机械主轴轴承发热量的影响程度. 根据单一变量原则,在每个影响因素的取值范围内选取若干个试验数据进行有限元试验.

根据不同试验条件,可求解出不同变量对机械主轴轴承发热量的影响,得到6个因素与机械主轴轴承发热量关系曲线,结果如

图3所示.由图3可知,预紧力、运动黏度、轴承中径和转速对轴承发热量的影响一直以稳定的趋势增长.接触角和滚动体个数对轴承发热量的影响以一定趋势减小,由于6种因素对轴承发热量的影响存在耦合关系,而在实际应用中解耦过程较为困难,因此笔者采用使用优化算法的方式寻找全局最优.

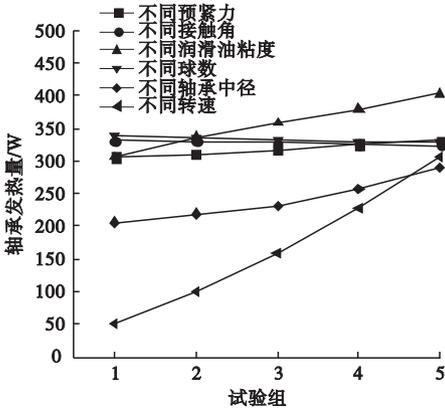


图3 不同因素与轴承发热量的关系曲线

Fig.3 Relationship between different factors and bearing heat

3.2 优化模型的建立

使用遗传算法进行优化的目的是在多因素耦合影响下,寻找全局最优,使机械主轴轴承的发热量最低.影响机械主轴轴承发热量的主要影响因素:轴承的预紧力 F 、润滑油的运动黏度 ν_0 、轴承的接触角 α 、轴承滚动体个数 z 、轴承中径 d_m 和转速 n .

优化设计变量为

$$X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)^T = (F, \nu_0, \alpha, z, d_m, n)^T. \quad (14)$$

目标函数为

$$F(x) = \min H_f = \min \left\{ 1.047 \times 10^{-7} n [2 \times 10^{-7} (\nu_0 n)^{2/3} d_m^3 + \left(\frac{1}{3} + Y_0 F \right)^{0.33} d_m] \right\}. \quad (15)$$

约束条件为

$$\begin{cases} g_1(x) = 1 - F_1/F \geq 0, \\ g_2(x) = 1 - F/F_2 \geq 0. \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} g_3(x) = 1 - \nu_{01}/\nu \geq 0, \\ g_4(x) = 1 - \nu/\nu_{02} \geq 0. \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} g_5(x) = 1 - \alpha_1/\alpha \geq 0, \\ g_6(x) = 1 - \alpha/\alpha_2 \geq 0. \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} g_7(x) = 1 - z_1/z \geq 0, \\ g_8(x) = 1 - z/z_2 \geq 0. \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} g_9(x) = 1 - d_{m1}/d \geq 0, \\ g_{10}(x) = 1 - d/d_{m2} \geq 0. \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} g_{11}(x) = 1 - n_1/n \geq 0, \\ g_{12}(x) = 1 - n/n_2 \geq 0. \end{cases} \quad (21)$$

适应函数为

$$val(x) = f(x) + p(x) \quad (22)$$

式中: x 为染色体; $f(x)$ 为优化的目标函数; $p(x)$ 为惩罚项函数. 由惩罚项函数构造出的适应度函数为

$$\begin{cases} p(x) = 0, \text{可行}; \\ p(x) = -r_{n-1} [g_n(x)]^2 - r_n [g_{n+1}(x)]^2 < 0, \\ \text{不可行}. \end{cases} \quad (23)$$

式中: r 为惩罚因子. 选取种群规模 H 为 20, 交叉概率 P_c 为 0.8, 变异概率 P_m 为 0.1, 停止代数 T 为 500 代. 针对 SYL04H-1 卧式车床主轴的轴承的预紧力的取值范围为 200 ~ 600N (可表示为 $F_1 \sim F_2$); 润滑油的运动黏度的取值范围为 10 ~ 46 mm²/s (可表示为 $\nu_{01} \sim \nu_{02}$); 轴承的接触角的取值范围为 15° ~ 35° (可表示为 $\alpha_1 \sim \alpha_2$); 轴承滚动体个数的取值范围为 19 ~ 24 (可表示为 $z_1 \sim z_2$); 轴承中径的取值范围为 95 ~ 125mm (可表示为 $d_{m1} \sim d_{m2}$); 机械主轴转速的取值范围 2 000 ~ 6 000 r/min (可表示为 $n_1 \sim n_2$).

通过遗传算法模拟自然界在选择遗传过程中发生的复制、交叉和变异现象, 建立一个 20 × 5 的随机二进制矩阵作为初始种群. 将解空间内的解数据 F 、 ν_0 、 α 、 z 、 d_m 和 n 等从表现型映射到基因型完成编码. 使用适应度函数 $Fit_{nv} = \text{ranking}(\text{objv})$ 计算初始种群的个体的适应度. 使用选择函数 $SleCh =$

select(SEL-F, Chrom, Fitnv) 选择出优良的个体, 使用 NewChrom = recomb(REC - F, Chrom) 对种群内个体随机搭配, 每个个体以 0.8 的概率交换它们的一部分染色体. 使用函数 NewChro = mut(OldChorm, Pm, BaseV) 对种群中的个体以 0.1 的概率改变某一个或者某一些基因座上的值. 使用函数 Chrom = reins(Chorm, SleCh) 将新种群在经过选择、交叉、变异后产生的子代重新插入到种群中至此完成一次迭代. 在每次迭代中均会产生优良个体, 完成 500 次迭代后, 寻得最优解.

3.3 优化结果

针对轴承发热量最小进行遗传算法优化设计, 得到图 4 所示的遗传算法迭代曲线.

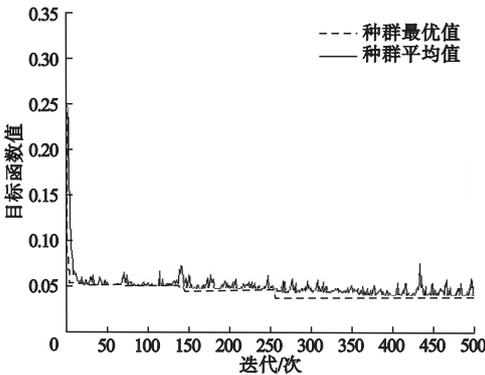


图 4 遗传算法迭代曲线

Fig. 4 The iterative curve of genetic algorithm

由图 4 可见, 种群平均值在开始迭代时衰减较快, 随后逐渐趋于平稳. 种群最优值刚开始表现出剧烈下降趋势, 之后变化趋于平稳. 在经过 250 次迭代后种群最优值不在变化, 说明本次优化得到了最优解集.

将最优解带入约束条件后, 惩罚函数为 0, 优化结果满足设计条件, 证明优化设计合理. 优化后设计变量的最优解如图 5 所示. 由于在实际工况中, 转速在 2 058.7 r/min 运转较难实现, 因此可以在最优点附近取值, 如 2 000 r/min. 在多因素耦合影响下, 寻找全局最优点, 使机械主轴轴承的发热量最低, 是属于多因素优化问题, 而多因素优化问题就是通过决策变量的相互制约, 要优化其中某一

个因素要以牺牲其他因素为前提, 因而使所有因素都达到最优是不可能的, 遗传算法的多因素寻优是在各个因素间协调折中处理, 而且每个目标的单位不同, 不能评价某一因素的优劣性, 因而导致最优解不是一个解, 而是一个解集, 因而存在转速为 2 058.7 r/min 的最优解. 由图 5 可知, 多次优化的结果的差异较小, 且适应度函数值大于 0, 由此说明适应度函数的合理性. 继而说明使用的优化算法具有正确可行性.

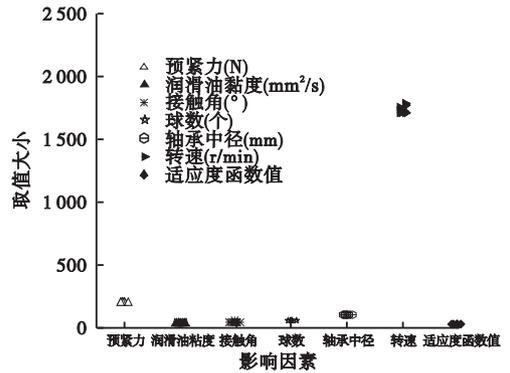


图 5 优化后设计变量的最优解

Fig. 5 Optimal solution of designed variables after optimization

4 结论

(1) 随着轴承预紧力加大、轴承接触角减小、润滑油运动粘度增加、轴承球数减少、轴承中径增大以及主轴转速升高, 主轴的发热量呈增大趋势.

(2) 针对 SYL04H-1 卧式车床主轴发热量最低的结构参数: 轴承预紧力 201.0900 N、润滑油运动黏度 10 mm²/s、轴承接触角 15°、轴承球数 24 个、轴承中径 95 mm、主轴转速 2 058.7 r/min.

(3) 建立的机械主轴轴承发热量 MATLAB 遗传算法理论模型, 对机械主轴发热量的降低策略具有指导意义, 为进一步优化机械主轴的热态特性提供了理论依据和指导方向.

参考文献

[1] 邓小雷, 林欢, 王建臣, 等. 机床主轴热设计研

- 究综述[J]. 光学精密工程, 2018, 26(6): 1415-1429.
(DENG Xiaolei, LIN Huan, WANG Jianchen, et al. Review on thermal design of machine tool spindles[J]. Optics and precision engineering, 2018, 26(6): 1415-1429.)
- [2] 李俊清. 一种较高回转精度的电脑裁板锯主轴结构设计与有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2019(3): 166-170.
(LI Junqing. The structure design and finite element analysis of the spindle with higher rotary accuracy of the computer panel saw[J]. Mechanical design & manufacture, 2019(3): 166-170.)
- [3] 杨阳, 朱如鹏, 李苗苗, 等. 基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承温度场分析[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(2): 67-69.
(YANG Yang, ZHU Rupeng, LI Miaomiao, et al. Temperature field analysis of angular contact ball bearings based on ANSYS Workbench[J]. Machinery manufacturing and automation, 2019, 48(2): 67-69.)
- [4] LI Xiaoping, XUE Yujun, YU Yongjian, et al. Analysis for thermal characteristics of high-speed angular contact ball bearing under different preload[C]. Proceedings of the 8th international conference on social network, communication and education (SNCE 2018), 2018.
- [5] 王亚珍, 黄彬, 赵坤, 等. 基于热网络法和有限元法的柔性轴承热分析[J]. 润滑与密封, 2019, 44(1): 42-46.
(WANG Yazhen, HUANG Bin, ZHAO Kun, et al. Thermal analysis of flexible bearing based on thermal network and the finite element method[J]. Lubrication engineering, 2019, 44(1): 42-46.)
- [6] 马志涛, 李军宁, 赫东锋, 等. 基于有限元法的高速圆柱滚子轴承热特性分析[J]. 轴承, 2018(1): 19-22.
(MA Zhitao, LI Junning, HE Dongfeng, et al. Analysis on thermal characteristics of high-speed cylindrical roller bearings based on finite element method [J]. Bearing, 2018(1): 19-22.)
- [7] 梁群, 刘晓玲, 杜肖. 角接触球轴承的温度场分析[J]. 润滑与密封, 2015, 40(12): 37-41.
(LIANG Qun, LIU Xiaoling, DU Xiao. Thermal analysis of flexible bearing based on thermal network and the finite element method [J]. Lubrication engineering, 2015, 40(12): 37-41.)
- [8] 金燕, 刘少军, 张建阁. 高速角接触球轴承热分析及试验验证[J]. 轴承, 2018(12): 30-33.
(JIN Yan, LIU Shaojun, ZHANG Jiange. Thermal analysis and experimental verification for high speed angular contact ball bearings [J]. Bearing, 2018(12): 30-33.)
- [9] 丁洪福, 王风涛, 景敏卿, 等. 高速球轴承热稳定性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(14): 168-173.
(DING Hongfu, WANG Fengtao, JING Mingqing, et al. Study on the thermal stability of high-speed ball bearings[J]. Journal of vibration and shock, 2017, 36(14): 168-173.)
- [10] 吴玉厚, 崔向昆, 孙红, 等. 高速电主轴温度分布及其影响因素[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2017, 33(4): 680-687.
(WU Yuhou, CUI Xiangkun, SUN Hong, et al. Temperature distribution of high speed motorized spindle and its influencing factors [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2017, 33(4): 680-687.)
- [11] 张丽秀, 李超群, 李金鹏, 等. 高速高精度电主轴温升预测模型[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 129-136.
(ZHANG Lixiu, LI Chaoqun, LI Jinpeng, et al. The temperature prediction mode of high speed and high precision motorized spindle [J]. Journal of mechanical engineering, 2017, 53(23): 129-136.)
- [12] 沈浩, 赵越超, 聂海强, 等. HMC80 卧式加工中心电主轴热态特性分析[J]. 机械设计与制造, 2011(6): 7-9.
(SHEN Hao, ZHAO Yuechao, NIE Haiqiang, et al. Thermal characteristics analysis for spindle of HMC80 horizontal machining center [J]. Mechanical design and manufacture, 2011(6): 7-9.)
- [13] 吴玉厚, 于文达, 张丽秀, 等. 150MD24Y20 高速电主轴热特性分析[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2016, 32(4): 703-707.
(WU Yuhou, YU Wenda, ZHANG Lixiu, et al. Thermal characteristics analysis on 150MD24Y20 high speed motorized spindle [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2016, 32(4): 703-707.)
- [14] 周宝成, 芮执元, 雷春丽. 高速电主轴温度场分布研究[J]. 机械制造, 2012, 50(10): 12-14.
(ZHOU Baocheng, RUI Zhiyuan, LEI Chunli. Temperature field analysis of high-speed motorized spindle [J]. Machinery, 2012, 50(10): 12-14.)
- [15] 余为洲, 周俊荣, 马毅, 等. 立式加工中心主轴热误差的实验与分析[J]. 内燃机与配件, 2019(16): 153-155.
(YU Weizhou, ZHOU Junrong, MA Yi, et al. Experiment and analysis of thermal error of spindle in vertical machining center [J]. Internal combustion engine & parts, 2019(16): 153-155.)
- [16] 于贺春, 张国庆, 王仁宗, 等. 高速气体静压电主轴多场耦合研究进展[J]. 中原工学院学报, 2019, 30(4): 1-5.
(YU Hechun, ZHANG Guoqing, WANG Renzong, et al. Review on the multi-field coupling of high speed aerostatic motorized spindles [J]. Journal of zhongyuan university of technology, 2019, 30(4): 1-5.)
- [17] 史清华, 张丽秀, 吴玉厚, 等. 基于热-结构耦合的精密车床机械主轴热变形仿真的分析[J]. 机电产品开发与创新, 2015, 28(2): 120-122.
(SHI Qinghua, ZHANG Lixiu, WU Yuhou, et al. Thermal deformation's simulation analysis of precision lathe mechanical spindle based on the thermal-structure coupling [J]. Development and innovation of machinery and electrical products, 2015, 28(2): 120-122.)