

不同工况下机床双主轴共轴进给耦合变形分析

周笛洋¹, 季晨¹, 颜超¹, 谢一鸣¹, 林文肖²

¹衢州学院浙江省空气动力装备技术重点实验室, 浙江 衢州

²中国电建集团山东电力建设有限公司, 山东 济南

收稿日期: 2025年7月25日; 录用日期: 2025年8月17日; 发布日期: 2025年8月28日

摘要

本文针对双主轴机床在不同工况下的热力耦合变形及其沿共轴行程变化的问题, 以龙门式双主轴数控机床为研究对象, 通过分析其不同工况下的热载荷和力载荷, 求解其热力耦合变形, 并研究双主轴沿共轴行程上的变形规律, 得出以下结论: 随着转速的增加以及切削深度的减小, 双主轴的最大耦合变形量逐渐增加, 而最小耦合变形量逐渐减小, Y轴上同一位置的左右轴Z向耦合变形逐渐增大, 左右轴Z向耦合变形差值误差逐渐降低; 随着双主轴部件沿Y轴由左向右进给时, 左轴Z向耦合变形呈由小变大的趋势, 右轴Z向耦合变形呈由大变小的趋势, 左右轴Z向耦合变形差值误差先变小, 再变大, 位于中间位置时最小。获取双主轴不同工况下的热力耦合变形及其沿共轴行程的变化规律对提升双主轴数控机床加工精度具有重要意义。

关键词

双主轴, 共轴, 进给, 耦合变形, 机床

Coupling Deformation Analysis of Dual Spindle in Coaxial Feed of Machine Tools under Different Working Conditions

Diyang Zhou¹, Chen Ji¹, Chao Yan¹, Yiming Xie¹, Wenxiao Lin²

¹Key Laboratory of Air-Driven Equipment Technology of Zhejiang Province, Quzhou University, Quzhou Zhejiang

²SEPCO Electric Power Construction Corporation Co. Ltd., Jinan Shandong

Received: Jul. 25th, 2025; accepted: Aug. 17th, 2025; published: Aug. 28th, 2025

Abstract

This article focuses on the thermal mechanical coupling deformation and its variation in coaxial

文章引用: 周笛洋, 季晨, 颜超, 谢一鸣, 林文肖. 不同工况下机床双主轴共轴进给耦合变形分析[J]. 机械工程技术, 2025, 14(4): 491-503. DOI: 10.12677/met.2025.144048

feed of dual spindle machine tools under different working conditions. The gantry type dual spindle CNC machine tool is taken as the research object. By analyzing the thermal and force loads under different working conditions, the thermal mechanical coupling deformation is solved, and the deformation law in coaxial feed of the dual spindle is studied. The following conclusions are drawn: as the speed increases and the cutting depth of the dual spindle decreases, the maximum coupling deformation gradually increases, while the minimum coupling deformation gradually decreases. The Z-direction coupling deformation of the left and right spindle at the same position on the Y-axis gradually increases, and the difference error of the Z-direction coupling deformation of the left and right spindle gradually decreases; As the dual spindle component is fed from left to right along the Y-axis, the coupling deformation in the Z-axis direction of the left spindle shows a trend of increasing from small to large, and the coupling deformation in the Z-axis direction of the right spindle shows a trend of decreasing from large to small. The difference error in the coupling deformation in the Z-axis direction of the left and right spindle first decreases and then increases, reaching its minimum at the middle position. Obtaining the thermal mechanical coupling deformation of dual spindle under different working conditions and its variation in coaxial feed is of great significance for improving the machining accuracy of dual spindle CNC machine tools.

Keywords

Dual Spindle, Coaxial, Feed Rate, Coupling Deformation, CNC Machine Tool

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着机床行业的不断发展,无论是单主轴数控机床还是多主轴数控机床,对加工精度的要求越来越高[1]。双主轴机床与单主轴机床相比具备加工效率高、加工成本低等优势[2]。但由于两个主轴存在误差且两者间相互影响,使双主轴机床加工的产品质量难以得到一致性保证,尤其是龙门式双主轴数控机床,其双主轴共轴配置,受热载荷和力载荷耦合作用,两轴沿共轴进给的过程中产生随行程变化的变形。在不同的工况下,变形量的变化也存在差异。因此,获取双主轴不同工况下的热力耦合变形及其沿共轴行程的变化规律是提升双主轴数控机床加工精度的前提。

关于机床精度的研究,目前有诸多学者从优化加工工艺的方面入手,如叶倩等人[3]为分析磨床加工精度的影响,进行了数控磨床的几何误差元素分析,研究几何误差与加工误差之间的关系;张耀娟等人[4]对磨床的进给加速度、动静质量比、主轴的刚度进行了研究分析,对磨床进刀轨迹给予了优化;杨晓雪[5]提出一种基于直线轨迹轮廓误差补偿的立轴磨床多轴加工进刀轨迹优化控制模型,有效提高了加工精度,减小了误差。潘世禄等人[6]提出了一种基于 SINUMERIK 数控系统的主轴热变形实时补偿方法,结合 SINUMERIK 数控系统提供的同步功能及温度补偿功能,实现了对刀尖位置的实时补偿,保障了机床的加工精度。不仅如此,还有学者从优化机床结构尺寸方面下手,对机床加工精度进行了优化,如黄威等人[2]对双主轴卧式加工中心的立柱进行了结构优化,减小了整机的最大静变形量;杨建交等人[7]基于响应面分析方法对机床横梁部分的截面形状及其尺寸进行优化,提供了一种横梁截面结构尺寸优化的新方案;汪玉平等[8]介绍了一种偏心结构的双主轴数控机床,使得偏心结构的生产效率得到了显著地提升,并应用到了实际的零件加工中。

众多学者对于数控机床的研究取得了诸多成果,但对于双主轴机床在不同工况下的热力耦合变形及

其沿共轴行程的变化规律研究较少，本文将基于龙门式双主轴数控机床结构配置，通过分析其不同工况下的热载荷和力载荷，求解其热力耦合变形，并研究双主轴沿共轴行程上的变形规律，从而为双主轴部件的精度优化提供参考。

2. 机床双主轴部件模型建立

针对机床双主轴部件，依据其结构完成适当简化和模型的建立，删除对结构刚度影响较小的倒角、螺紋以及小孔等结构，简化后的模型如图 1 所示。本文采用有限元分析方法对结构的热力耦合变形进行求解，为保证求解精度和效率，采用四面体和六面体单元对模型进行网格划分，最终网格节点数为 402,084，网格数量为 149,440。

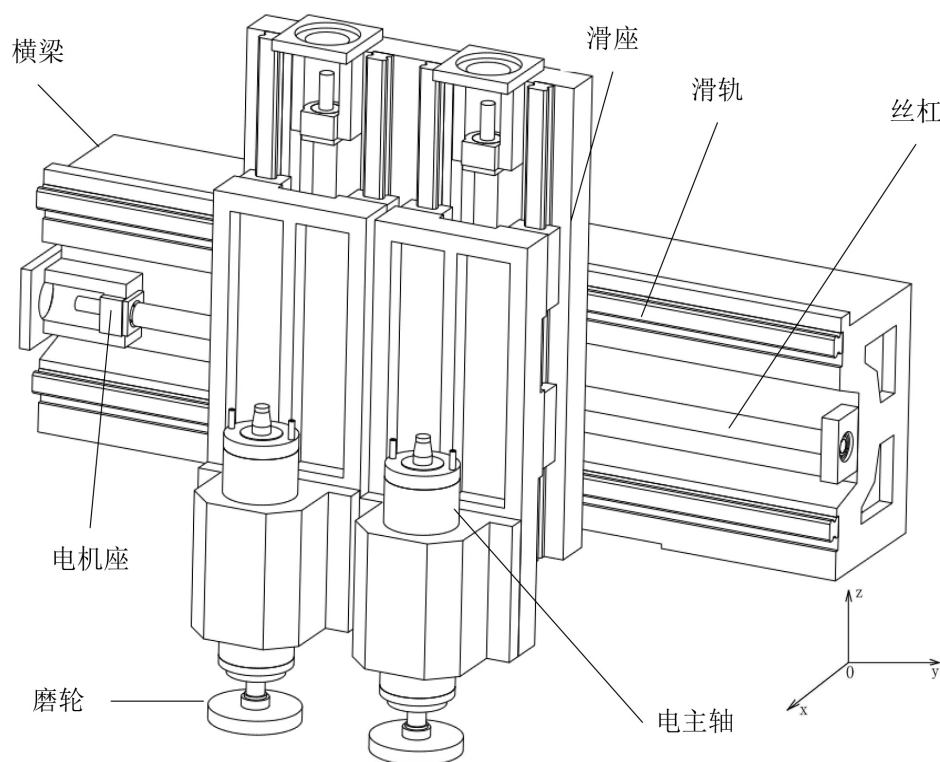


Figure 1. Simplify the model diagram
图 1. 简化模型图

依据《现代机械设计手册》，查得各个零件的材料参数如表 1 所示[9]。

Table 1. Material parameters
表 1. 材料参数

零件	材料	密度 (kg/m ³)	弹性模量 GPa	泊松比	热导率 (W/(m·K))	热膨胀系数 (10 ⁻⁵ k ⁻¹)
轴承	Cronidur	7670	210	0.3	14.5	1.05
横梁	HT300	7300	130	0.25	50	1.2
定转子	SiC	3250	380	0.3	16.7	0.44
其他	45 钢	7850	210	0.31	48	1.15

3. 双主轴加工的工况分析

3.1. 热源及传热分析

机床双主轴部件热和力的作用会产生耦合变形, 从而影响加工精度, 其中, 热变形是影响双主轴加工精度的主要因素。双主轴部件的热源主要分为内部热源和外部热源[10], 内部热源主要为机床工作时的部件产热, 包括电主轴定转子发热、轴承发热等, 外部热源为环境温度。

(1) 电主轴定转子发热

电主轴额定功率的损耗通常转化为定转子发热所产生的热量, 可根据式(1)计算功率损耗[11]:

$$Q = \frac{2\pi n}{60} T \frac{1-\eta}{\eta} \quad (1)$$

式中:

Q ——电主轴额定功率的损耗;

n ——电主轴转速;

T ——输出扭矩;

η ——电机效率。

研究表明, 电主轴在高速运转下, 电机发热量的 1/3 是由电机转子产生, 其余 2/3 的热量由定子产生[12]。定转子生热率计算公式为[13]:

$$q = Q/V \quad (2)$$

式中:

q ——生热率;

V ——体积。

(2) 轴承发热

高速运转下电主轴轴承摩擦生热受到轴承结构、外加负载和润滑油黏度等多个因素共同影响, 在系统达到热平衡之前, 各因素间是动态耦合和相互作用的[14]。高速电主轴使用角接触球轴承, 根据 Palmgren 计算公式, 轴承滚动体与滚道间接触区的摩擦发热量为[15]:

$$Q_f = 1.047 \times Mn \quad (3)$$

式中:

Q_f ——轴承摩擦的发热量;

M ——轴承的摩擦总力矩;

n ——轴承的转速。

轴承总摩擦力矩由两部分组成[16]:

$$M = M_0 + M_1 \quad (4)$$

M_0 ——由润滑剂粘性产生的摩擦力矩;

M_1 ——由轴承所受载荷产生的力矩。

$$M_0 = \begin{cases} 10^{-7} f_0 (vn)^{\frac{2}{3}} D_m^3 & (vn \geq 2000) \\ 160 \times 10^{-7} f_0 D_m^3 & (vn < 2000) \end{cases} \quad (5)$$

$$M_1 = f_1 P_1 d_m \quad (6)$$

式中:

f_0 ——与轴承设计和润滑有关的系数, 对于电主轴角接触球轴承, 采用油气润滑时, $f_0 = 1$;

ν ——工作温度下润滑剂的运动黏度;

d_m ——轴承节圆直径;

f_1 ——与轴承结构和载荷有关的系数;

P_1 ——确定轴承摩擦力矩的计算载荷。

对于单列角接触球轴承[17]:

$$\begin{cases} f_1 = 0.0013(F_0/C_0)^{0.33} \\ P_1 = F_a - 0.1F_r \end{cases} \quad (7)$$

式中:

F_0 ——轴承的当量静载荷, $F_0 = X_0F_r + Y_0F_a$, 其中 X_0 、 Y_0 为当量静载荷系数;

C_0 ——轴承的额定静载荷;

F_r ——径向载荷;

F_a ——轴向载荷。

若按上式得到的 P_1 小于 F_r , 则取 $P_1 = F_r$ 。

(3) 丝杠螺母产热

滚珠丝杠导轨进给驱动系统主要由丝杠、丝杠螺母、前后轴承、导轨、前后轴承座以及电机等关键部件组成, 机床在加工过程中, 滚珠丝杠进给驱动系统热源主要有丝杠两侧轴承摩擦产生的热量、电机工作产生的热量、螺母与丝杠之间摩擦产生的热量[18]。

滚珠丝杠螺母的发热量 Q_s 为:

$$Q_s = \frac{\pi n_s T_s}{30} \quad (8)$$

$$T_s = 2z(T_g + T_e)\cos\beta \quad (9)$$

式中:

T_s ——摩擦力矩;

n_s ——丝杠转速;

z ——滚动体数目;

β ——丝杠滚道的螺旋角;

T_g ——几何滑移摩擦力矩;

T_e ——摩擦阻力矩。

(4) 转子端部换热

当电主轴高速转动时, 转子端部的对流换热系数可按照下列两式计算[19]:

$$h_1 = 28 \times (1 + \sqrt{0.45u_c}) \quad (10)$$

$$u_c = \frac{\pi n d_r}{60} \quad (11)$$

式中:

h_1 ——转子端部换热系数;

u_c ——转子端部周向速度；

n ——主轴转速；

d_r ——转子端部平均直径。

(5) 定转子间气隙的对流换热

电主轴定子与转子之间存在有一定的气隙[20]。定转子间气隙的对流换热系数为：

$$h_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{\delta} \quad (12)$$

式中：

λ ——流体导热系数；

δ ——定、转子间的气隙厚度；

Nu ——努赛尔数，定转子间气体的努赛尔数计算方法如下：

$$Nu = 0.23 \times \left(\frac{\delta}{r_1} \right)^{0.25} Re^{0.5} \quad (13)$$

r_1 ——为转子的外圈半径；

Re ——雷诺数，计算方法如下：

$$Re = \frac{u d_a}{\nu_f} \quad (14)$$

式中：

ν_f ——流体动力粘度，对于空气 $\nu_f = 2.11 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ；

d_a ——特征尺寸，这里取气隙厚度，即内外径之差；

u ——流体流速，定转子气隙处气体的平均速度 u_0 为：

$$u_0 = \frac{\pi n d_0}{60} \quad (15)$$

式中： $d_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$ ，其中 D_1 、 D_2 分别为转子外径和定子内径。

(6) 主轴旋转面与空气间的换热

电主轴在高速旋转的过程中，不同的旋转面与空气有着不同的对流换热系数，具体公式，如下[12]：

$$h_3 = C_0 + C_1 U_z^{C_2} \quad (16)$$

式中：

h_3 ——是主轴旋转面的换热系数；

U_z ——是主轴旋转面周围空气速度；

C_0 、 C_1 、 C_2 ——实验常数，分别取 9.7、5.33、0.89。

(7) 冷却液与冷却套间的对流换热

冷却液在流道中进行强制对流换热，根据上式计算得出的冷却液与冷却套间的对流换热系数为[21]：

$$h_4 = \frac{Nu \lambda}{d} \quad (17)$$

式中：

d ——为流道的水力直径。

流道内流体为层流状态，此时

$$Nu = 1.86 Re \left(Pr \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

式中：\$l\$ 为冷却流道长度；

普朗特数 \$P_r\$ 计算如下：

$$P_r = \frac{C_p \rho v}{\lambda} \quad (19)$$

式中：

\$C_p\$ ——比定压热容；

\$\rho\$ ——流体密度。

(8) 电主轴外壳与周围空气的换热

工作着的高速电主轴表面具有较高温度，将与周围空气发生复合传热现象，即自由对流换热和辐射传热。通常取复合传热的传热系数 \$h_5 = 9.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})\$ [22]。

3.2. 磨削力公式

磨削是加工工件的常用方式，磨削加工时磨粒在工件上的运动轨迹可近似为抛物线，磨粒从两轨迹交叉处开始接触工件，逐渐切入，会经历滑擦、耕犁和切削这 3 个阶段[23]。磨削力是由于工件与砂轮接触后引起的弹性变形、塑性变形、切屑的形成与工件表面之间的摩擦作用产生的。根据理论力学可拆分为相互垂直的三个分力，即切向磨削力、法向磨削力和轴向磨削力。一般机床的磨削加工中轴向磨削力较小可以忽略不计[24]。

未变形磨屑厚度的切向磨削力和法向磨削力计算公式如下：

$$\begin{cases} F_t = \frac{b\sqrt{a_p d_s}}{\bar{\lambda}_g^2} \left(\frac{\pi}{4} C_1 \bar{a}_g^{2-\varepsilon} + C_2 \bar{a}_g^\beta \right) \\ F_y = \frac{b\sqrt{a_p d_s}}{\bar{\lambda}_g^2} \left(C_1 \bar{a}_g^{2-\varepsilon} + \frac{C_2}{\mu} \bar{a}_g^\beta \right) \end{cases} \quad (20)$$

式中：

\$F_t\$、\$F_y\$ ——切向力、法向力；

\$b\$、\$a_p\$ ——磨削宽度、磨削深度；

\$\bar{a}_g\$ ——平均未变形磨屑厚度；

\$d_s\$ ——砂轮直径；

\$\bar{\lambda}_g\$ ——磨粒间距；

\$\mu\$ ——摩擦系数，且 \$0.1 \leq \mu \leq 0.5\$；

系数 \$C_1 = K \sin \bar{\theta}\$，\$C_2 = K_1 K_2 \mu\$，\$\beta = \beta_1 + \beta_2\$ 其中 \$\bar{\theta}\$ 为磨粒半顶锥角，\$K\$、\$K_1\$、\$K_2\$、\$\beta\$、\$\beta_1\$、\$\beta_2\$ 为相关系数，指数 \$\varepsilon\$ 范围为 \$1 < \varepsilon < 1.9\$。

4. 双主轴部件耦合变形分析

4.1. 双主轴部件温度及变形云图分析

本文将计算工况分别设置为工况 1 (双主轴转速 15,000 r/min、磨削深度为 50 \$\mu\text{m}\$)，工况 2 (双主轴转

速 10,000 r/min, 磨削深度 75 μm)和工况 3 (双主轴转速 5000 r/min、磨削深度为 50 μm)。基于上文中的求解公式, 将计算得到的边界条件加载到模型上, 并进行有限元求解, 获得部件温度与耦合变形云图, 如图 2 所示为横梁中点位置时转速为工况 2 的部件温度云图, 图 3 为该工况下的耦合变形云图。

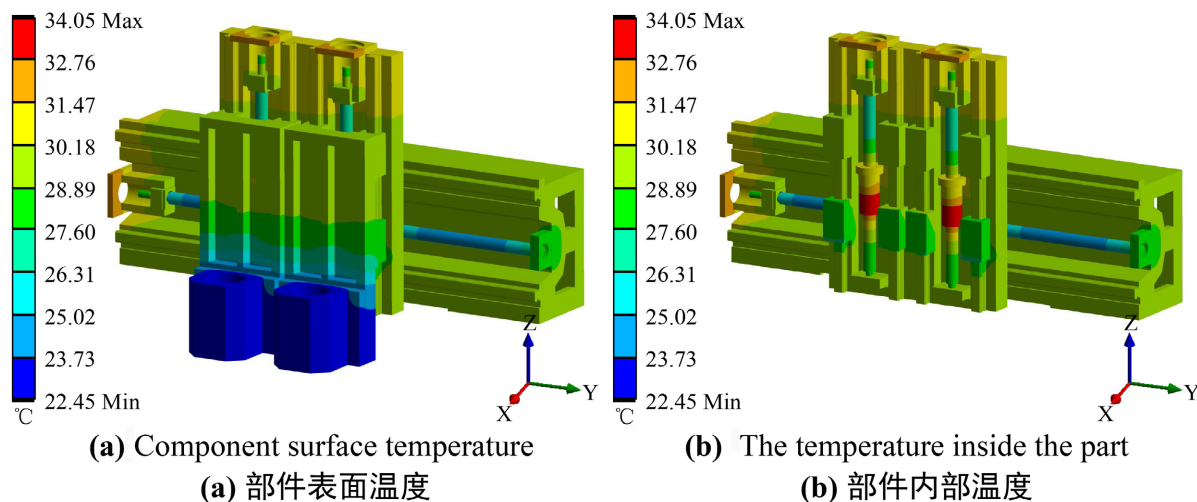


Figure 2. Component temperature cloud diagram
图 2. 部件温度云图

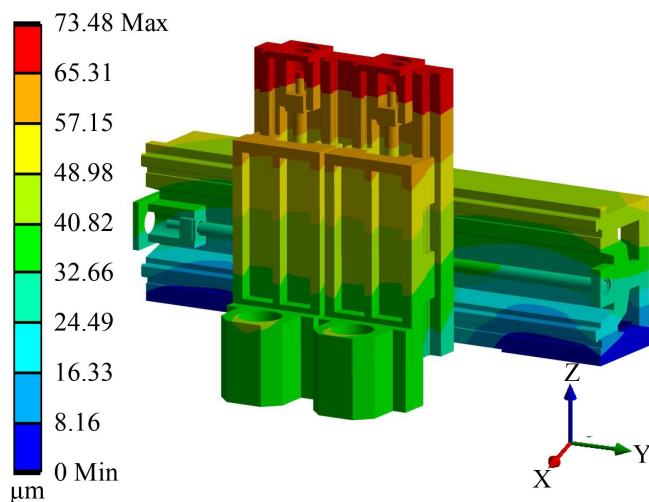


Figure 3. Component coupling deformation cloud diagram
图 3. 部件耦合变形云图

由图 2 可以看出, 由于进给电机、丝杠螺母副和丝杠轴承是双主轴部件的主要热源, 部件的横梁及滑座为高温区域, 整个部件的温度最高为 34.05 $^{\circ}\text{C}$, 出现在图(b)所示的丝杠螺母副处。由于电主轴为液冷方式, 因此, 电主轴表面及电主轴安装座温度较低, 为 22.45 $^{\circ}\text{C}$ 。图(b)为部件的耦合变形云图, 由图 3 可以看出, 由于横梁底部两侧由机床立柱固定, 整个部件变形沿 Z 向逐渐增大, 在滑座顶部达到最大, 为 73.48 μm 。整个横梁变形量均在 50 μm 以下, 双主轴沿横梁横向移动时横梁的变形将影响双轴共轴进给的加工精度。左右双主轴安装座在 40 μm 以下, 该变形将直接影响加工精度。

图 4~6 分别工况 1、工况 2、工况 3 三种工况下左右电主轴的温度与耦合变形云图。

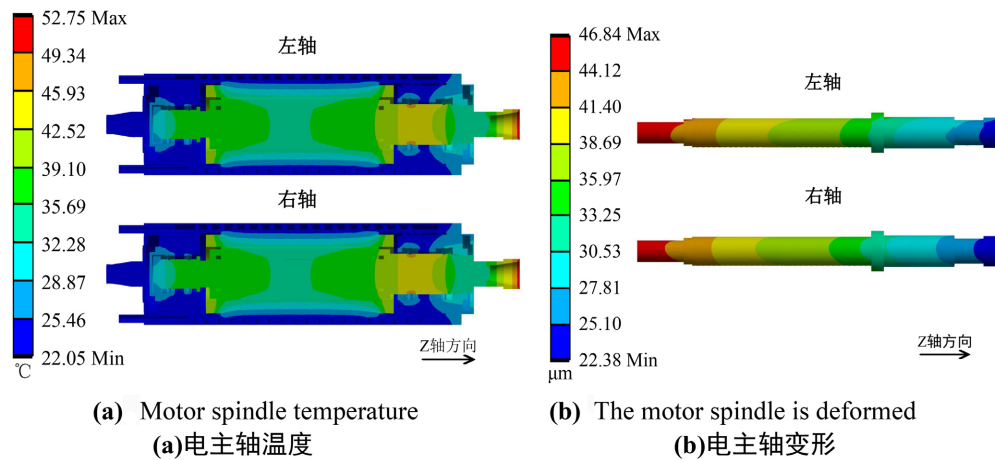


Figure 4. Temperature and coupling deformation contours of the left and right spindles under condition 1
图 4. 工况 1 下左右电主轴的温度与耦合变形云图

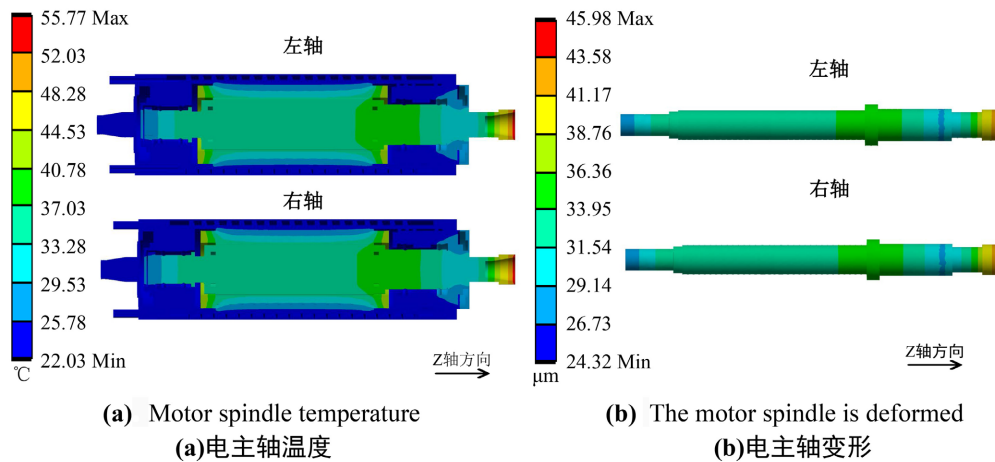


Figure 5. Temperature and coupling deformation contours of the left and right spindles under condition 2
图 5. 工况 2 下左右电主轴的温度与耦合变形云图

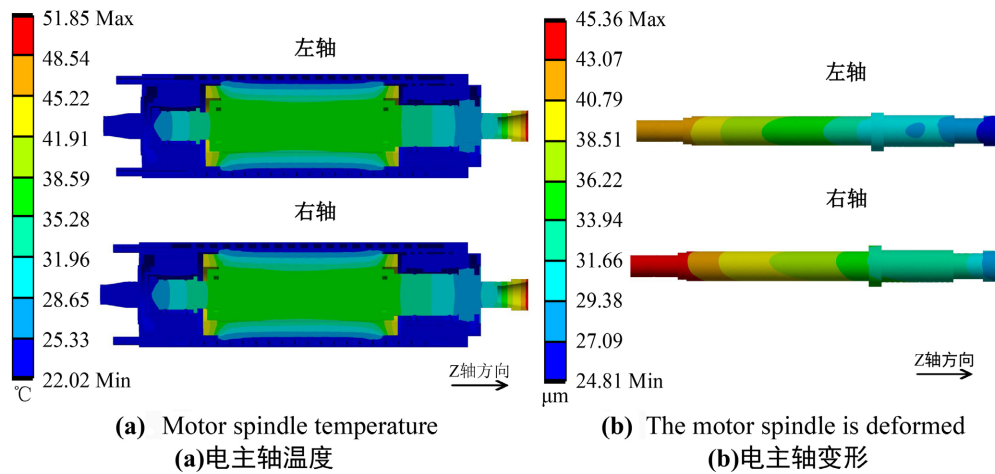


Figure 6. Temperature and coupling deformation contours of the left and right spindles under condition 3
图 6. 工况 3 下左右电主轴的温度与耦合变形云图

由图4至图6可以看出各个工况下,电主轴的高温区域主要出现在主轴的前后支撑轴承处以及二者之间,轴承温度较高,且随着转速的增加,温度逐渐升高,转速5000 r/min、磨削深度100 μm 时温度在35℃以下,而15,000 r/min、磨削深度50 μm 时温度达到45℃以上;电主轴轴端温度也相对较高,随着转速的增加以及切削深度的减小,温度先升高后降低,一方面,随着转速的升高,电主轴产热增强,另一方面转速的提高也加快了主轴表面的散热。通过对比各工况还可以看出,随着转速的增加以及切削深度的减小,主轴的最大耦合变形量由45.36 μm 逐渐增加至46.84 μm ,而最小耦合变形量则由24.81 μm 逐渐减小至22.38 μm 。

4.2. 双主轴沿共轴进给的耦合变形变化

图7为三种工况下双轴沿共轴进给时不同位置的Z向耦合变形曲线图,图8为三种工况下双轴沿共轴进给时Z向耦合变形误差曲线图,其误差值为Z向耦合变形绝对值与切削深度之比,图9为三种工况下双轴沿共轴进给时不同位置的左右轴Z向耦合变形差值误差曲线图,Z向耦合变形差值误差为左右轴Z向耦合变形差值绝对值与切削深度之比。

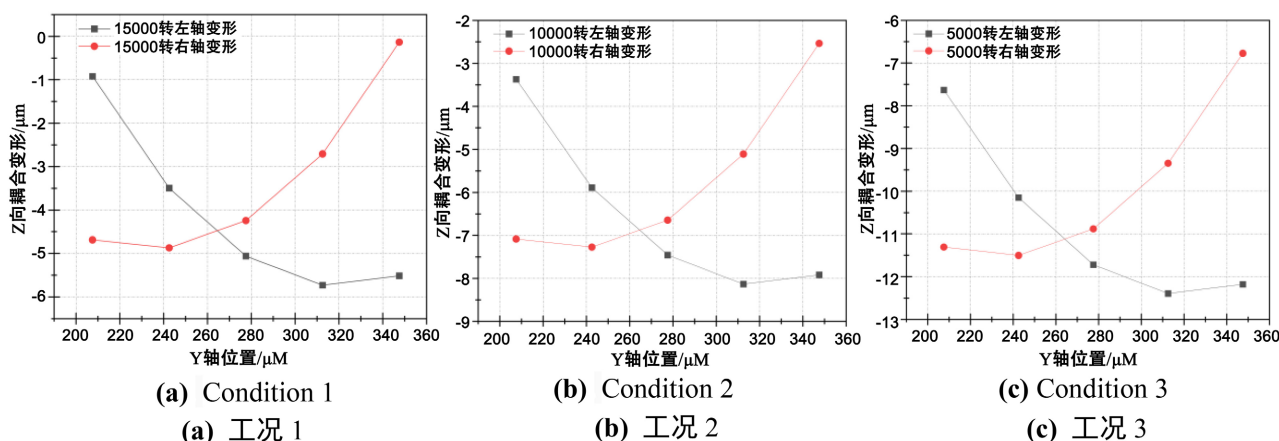


Figure 7. Z-direction coupling deformation under three working conditions

图7. 三种工况下的Z向耦合变形

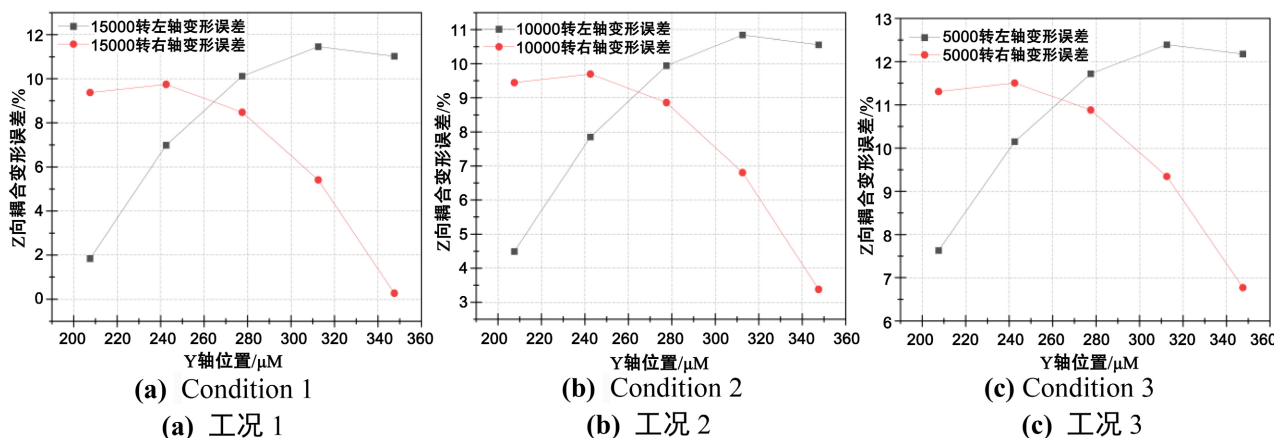


Figure 8. Z-direction coupling deformation error under three working conditions

图8. 三种工况下的Z向耦合变形误差

由图7可知,双主轴部件左右轴的耦合变形均为负值,这主要是由于横梁底部的固定安装设置,使

得横梁呈向上变形带动双主轴部件上移导致的。沿 Y 轴由左向右进给时, 随 Y 坐标逐渐增大, 左轴 Z 向耦合变形呈由小变大的趋势, 右轴 Z 向耦合变形呈由大变小的趋势, 即靠近 Y 轴左端时, 左轴的加工精度较高, 右轴加工精度较低, 以工况 1 为例, 左轴耦合变形值为 $-0.92\ \mu\text{m}$, 右轴耦合变形值为 $-4.69\ \mu\text{m}$, 结合图 8, 左轴耦合变形误差为 1.84%, 右轴耦合变形误差为 9.38%; 而靠近 Y 轴右端时, 右轴的加工精度较高, 左轴的加工精度较低, 以工况 1 为例, 左轴耦合变形值为 $-5.51\ \mu\text{m}$, 耦合变形误差为 11.03%, 右轴耦合变形值为 $-0.13\ \mu\text{m}$, 耦合变形误差 0.27%。由图 7 还可以看出, 随着主轴转速的降低和切削深度的升高, 同一位置的左右轴耦合变形逐渐增大, 以中间位置为例, 左轴的工况 1 耦合变形为 $-5.06\ \mu\text{m}$, 工况 2 耦合变形为 $-7.45\ \mu\text{m}$, 工况 3 耦合变形为 $-11.72\ \mu\text{m}$; 右轴的工况 1 耦合变形为 $-4.24\ \mu\text{m}$, 工况 2 耦合变形为 $-6.64\ \mu\text{m}$, 工况 3 耦合变形为 $-10.88\ \mu\text{m}$ 。此外, 由图 7 和图 8 可知, 随着双主轴部件沿 Y 轴的进给, 双轴的耦合变形变化与耦合变形误差变化并不对称, 这是由于 Y 轴进给电机的安装位置位于左侧, 整个部件的热源及重力分布不对称导致的。

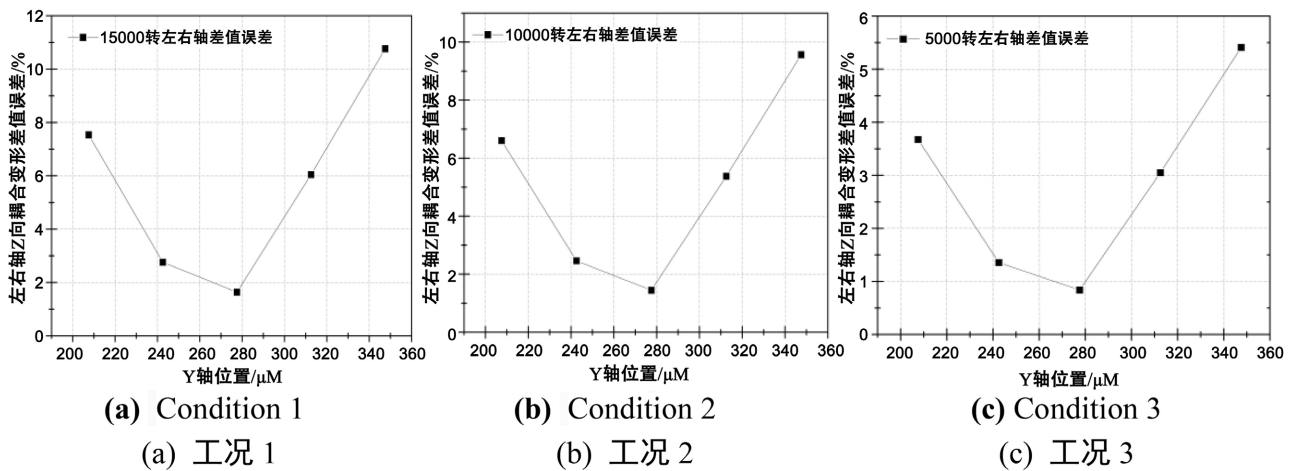


Figure 9. Z-coupling deformation difference error of left and right axes under three working conditions

图 9. 三种工况下左右轴 Z 向耦合变形差值误差

由图 9 可知, 随着双主轴部件沿 Y 轴的进给, 三种工况下, 左右轴 Z 向耦合变形差值误差先变小, 再变大, 位于中间位置时最小, 以工况 1 为例, 左端位置、中间位置及右端位置的左右轴 Z 向耦合变形差值误差分别为 7.54%、1.64%、10.76%; 由图还可以看出, 随着主轴转速的降低和切削深度的升高, 左右轴 Z 向耦合变形差值误差逐渐降低, 如位于横梁左端位置时, 工况 1、工况 2、工况 3 的耦合变形差值误差分别为 7.54%、6.61%、3.67%, 位于横梁中间位置时, 工况 1、工况 2、工况 3 的耦合变形差值误差分别为 1.64%、1.45%、0.84%, 位于横梁右端位置时, 工况 1、工况 2、工况 3 的耦合变形差值误差分别为 10.76%、9.57%、5.41%。随着双主轴部件沿 Y 轴的进给, 左右轴 Z 向耦合变形差值误差变化并不对称, 这也与整个部件的热源及重力分布不对称相关。

5. 结论

针对龙门式双主轴数控机床结构配置, 求解了 3 种工况下双轴热力耦合变形, 研究了双主轴沿共轴行程上的变形规律, 得出以下结论:

- (1) 双主轴部件的最高温度出现在丝杠螺母副处, 部件最大耦合变形出现在滑座顶部。主轴的最大耦合变形量随着转速的增加以及切削深度的减小逐渐增加, 而最小耦合变形量逐渐减小。
- (2) 随着双主轴部件沿 Y 轴由左向右进给时, 左轴 Z 向耦合变形呈由小变大的趋势, 右轴 Z 向耦合

变形呈由大变小的趋势,且随着主轴转速的降低和切削深度的升高,同一位置的左右轴 Z 向耦合变形逐渐增大。

(3) 随着双主轴部件沿 Y 轴的由左向右进给时,左右轴 Z 向耦合变形差值误差先变小,再变大,位于中间位置时最小,且随着主轴转速的降低和切削深度的升高,左右轴 Z 向耦合变形差值误差逐渐降低。

本文所研究的不同工况下双主轴部件的耦合变形及其沿共轴进给的变化规律仅适用于龙门式双主轴数控机床的性能分析,对龙门式双主轴机床的精度提升具有重要意义。

基金项目

国家级大学生创新创业训练计划项目(202311488051);衢州学院实验室开放项目(KFXM202306)。

参考文献

- [1] 黄琳. 双主轴卧式加工中心热特性分析及优化[D]: [硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学, 2020.
- [2] 黄威, 黄琳, 彭涛, 等. 双主轴卧式加工中心立柱综合优化设计[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(5): 132-136, 141.
- [3] 叶倩, 范晋伟, 谢本田, 等. 数控精密外圆磨床几何误差分析及加工误差模型研究[J]. 工具技术, 2021, 55(9): 107-111.
- [4] 张耀娟, 杨克, 刘维维. 五轴联动数控工具磨床加工精度影响因素仿真分析[J]. 机床与液压, 2017, 45(11): 152-155.
- [5] 杨晓雪. 立轴磨床多轴加工进刀轨迹优化控制模型[J]. 科技通报, 2015, 31(6): 202-204.
- [6] 潘世禄, 赵国波. 一种基于 SINUMERIK 数控系统的高速机械主轴热变形分析及实时补偿方法[J]. 制造技术与机床, 2021(5): 119-123.
- [7] 杨建交, 赵慧, 张俊, 等. 基于响应面分析的双主轴龙门铣床横梁截面优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2017(3): 45-48, 52.
- [8] 汪玉平, 李雪晓, 张自军, 等. 一种加工偏心零件数控车床[J]. 制造技术与机床, 2019(12): 84-86.
- [9] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.
- [10] 陈熠, 王振忠, 雷鹏立, 等. 超精密机床热变形及其对运动精度的影响研究[J]. 制造技术与机床, 2023(2): 5-11.
- [11] Chen, B., Guan, X., Cai, D. and Li, H. (2022) Simulation on Thermal Characteristics of High-Speed Motorized Spindle. *Case Studies in Thermal Engineering*, **35**, Article ID: 102144. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102144>
- [12] 王志强. 基于 ANSYS 的高速电主轴温度场分析[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2011.
- [13] Bao, Y., Dai, Q. and Zhou, Z. (2024) Thermal Characteristics Analysis and Cooling Model Optimization of Motorized Spindle. *Case Studies in Thermal Engineering*, **63**, Article ID: 105238. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105238>
- [14] 康跃然, 史晓军, 高建民, 等. 多参量耦合的电主轴热特性建模及分析[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(8): 32-37, 129.
- [15] Tan, F., Yin, Q., Dong, G., Xie, L. and Yin, G. (2017) An Optimal Convective Heat Transfer Coefficient Calculation Method in Thermal Analysis of Spindle System. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **91**, 2549-2560. <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9924-2>
- [16] Ma, C., Mei, X., Yang, J., Zhao, L. and Shi, H. (2015) Thermal Characteristics Analysis and Experimental Study on the High-Speed Spindle System. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **79**, 469-489. <https://doi.org/10.1007/s00170-015-6821-z>
- [17] 康辉民, 陈小安, 陈文曲, 等. 高速电主轴轴承热分析与实验研究[J]. 机械强度, 2011, 33(6): 797-802.
- [18] 张耀满, 暴凤旭, 齐培宁. 滚珠丝杠螺母副热态特性建模方法[J]. 中国机械工程, 2020, 31(20): 2486-2490, 2496
- [19] 孙树文, 高振涛, 乔云飞, 等. 高速电主轴热特性建模与冷却系统参数优化方法研究[J]. 制造技术与机床, 2023(10): 90-97.
- [20] Liu, H., Rao, Z., Pang, R. and Zhang, Y. (2021) Research on Thermal Characteristics of Ball Screw Feed System Considering Nut Movement. *Machines*, **9**, Article 249. <https://doi.org/10.3390/machines9110249>
- [21] 朱科, 史晓军, 高建民, 等. 轴芯冷却电主轴热特性分析的数值模拟与实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(4): 40-47.

-
- [22] 毕江涛, 陈小安, 李云松. 高速高性能电主轴热态性能分析[J]. 机械传动, 2011, 35(12): 84-87.
- [23] 王小松, 胡晖, 张小民, 等. TC4 钛合金平面磨削力分析与验证[J]. 制造技术与机床, 2022(6): 74-79.
- [24] 王君明, 叶人珍, 汤漾平, 等. 55 钢 CBN 砂轮平面磨削的磨削力模型研究[J]. 金刚石与磨料磨具工程, 2010, 30(1): 67-70, 79.