基于热阻网络法的高速电主轴热特性研究

顾宇杰,杨宇凌,陈俏汝,关 欣*

上海理工大学能源与动力工程学院,上海

收稿日期: 2024年10月12日; 录用日期: 2024年11月5日; 发布日期: 2024年11月12日

摘要

高速电主轴是精密加工设备的关键组成部分,其热性能对工件的加工精度和质量有重要影响。为了快速 预测高速电主轴的温度场,本研究采用热阻网络法建立了某电主轴系统的热力学模型。针对主轴系统的 各结构组件,我们精确建立了接触热阻、功率损耗和对流传热的计算模型,并引入PIPE模块作为热网络 模型的一部分,实现了流热耦合,更准确地模拟了流体在管道内的流动和热交换过程。随后,我们利用 MATLAB软件求解热平衡方程,详细描述了电主轴各关键部件以及冷却水套的温度分布情况。采用了流 -热 - 固耦合仿真结果与之对比,充分展示了本研究开发的热阻网络模型在准确预测温度场分布方面的快 速性和精准性。此外,与传统的热阻网络模型相比,其能够快速有效地研究冷却液相关边界条件对主轴 系统关键节点温度的影响机理,对工程实践中的设计假设和快速迭代优化具有重要意义。

关键词

高速电主轴,热阻网络模型,流-热-固耦合模型

Simulation of Thermal Characteristics of High-Speed Electric Spindle Based on Thermal Resistance Network Method

Yujie Gu, Yuling Yang, Qiaoru Chen, Xin Guan*

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Oct. 12th, 2024; accepted: Nov. 5th, 2024; published: Nov. 12th, 2024

Abstract

The high-speed electric spindle is a crucial component of precision machining equipment, and its thermal performance has a significant impact on the machining accuracy and quality of workpieces. *通讯作者。

文章引用:顾宇杰,杨宇凌,陈俏汝,关欣.基于热阻网络法的高速电主轴热特性研究[J].建模与仿真,2024,13(6): 5836-5848. DOI: 10.12677/mos.2024.136532

To rapidly predict the temperature field of the high-speed electric spindle, this study established a thermodynamic model of an electric spindle system using the thermal network method. Precise calculation models were developed for contact thermal resistance, power loss, and convective heat transfer in various structural components of the spindle system. Additionally, the PIPE module was incorporated as part of the thermal network model to achieve fluid-thermal coupling, enabling more accurate simulation of fluid flow and heat exchange within the pipes. Subsequently, MATLAB software was used to solve the heat balance equations, providing detailed temperature distribution profiles for critical components of the electric spindle and the cooling water jacket. The coupled flow-heat-solid simulation results are used for comparison with them, which fully demonstrate the rapidity and accuracy of the thermal resistance network model developed in this study in accurately predicting the temperature field distribution. In addition, compared with the traditional thermal resistance network model, it can quickly and effectively study the influence mechanism of coolant-related boundary conditions on the temperature of key nodes of the spindle system, which is of great significance for the design assumptions and rapid iterative optimization in engineering practice.

Keywords

High-Speed Electric Spindle, Thermal Resistance Network Model, Fluid-Thermal-Solid Coupling Model

Copyright © 2024 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/

C Open Access

1. 引言

高速电主轴是精密加工机床的关键组成部分,其热性能影响加工精度和工件质量[1]。在高速运行过 程中,电机和轴承产生的热量可能导致主轴系统的热变形,这是当前机床技术研究中的热点问题[2]。许 多学者已经对电主轴的热特性进行了研究,并将研究兴趣转向基于数值模拟的理论建模和分析[3] [4]。

目前,电主轴热特性分析主要采用热网络法和有限元法两种理论方法。热网络法是一种基于热电比 拟原理的集总参数数值计算方法,具有简单、边界条件易处理、计算时间短等优点,尽管计算过程繁琐, 但具备高效率和实时性;有限元法依赖于计算机性能,过程复杂、仿真时间较长,但可以得到电主轴整 体的温度分布,而且能进行耦合分析。Su Chuan [5]等人研究了一种动力转子模型的热特性,包括干扰合 并、扭矩效应和热效应。评估了在不同旋转速度、冷却水和油空气状态下的独特热特性。Qingyu Meng [6] 建立考虑各种分形参数影响的电主轴热阻网络模型,根据 W-M 函数的理论分析和圆弧接触表面交界处 表面测量实验结果的比较,可以得出分形维数的增加导致节点温度降低,分形振幅系数的增加导致温度 升高。Changjiang Zhou [7]等人提出了一个考虑热-机械耦合效应的电主轴热网络模型,以解决较少关注 的接触状态变化对温升和热变形的影响,并通过搭建电主轴温度测试平台验证了所提出模型的预测结果 与实验结果的一致性。Yi Cui [8]等人建立了垂直加工中心电动主轴系统的有限元模型,以接触热阻为基 本边界条件,定量分析了接触热阻对温度结果的影响。高震[9]等人提出了一个综合考虑接触热阻、轴承 热变形和气隙变化等因素影响的电主轴热网络模型,通过动态更新这些热特性参数,进行温度和结构变 形的耦合计算,并与相同条件下的热结构耦合仿真结果进行对比,验证了其正确性。Yang Liu [10]等人通 过建立基于基尔霍夫定律和能量守恒原理的热阻网络模型,分析了影响数控加工中心电动主轴系统温度 变化的关键因素。这些研究大多存在一些模型简化、热源计算、网格划分和边界条件方面的局限性。 使用热网络法分析电主轴的热特性是一项常见但具有挑战性的任务,该方法面临多个难点需要解决。 首先,需分解电主轴为节点,确立热传导路径,涉及复杂模型和计算。其次,建模需准确估算关键参数, 如热导率、热容量和几何形状,影响分析可靠性。同时,设定边界条件需考虑外部环境因素。最后,实验 验证模型准确性至关重要,因理论预测可能与实际有差异。鉴于实验限制,本文拟用高精度仿真模拟验证。

在实际的工程应用中,特别是涉及流体流动和管道热传递的系统中,通常假设热传递仅通过传导和 对流进行模拟。然而,这种简化的假设可能无法完全捕捉到系统的复杂行为。因此,本文引入了 Pipe (TL) blocks 作为热网络模型的一部分,旨在更准确地模拟流体在管道内的流动和热交换过程。这一创新方法 不仅提高了模型的物理真实性,还增强了系统响应预测的精确度。

本文拟采用热网络法建立电主轴温度计算模型,利用热网络法计算快,理论值较准确的特点计算电 主轴关键节点的温度,并与有限元仿真结果进行对比。为了确保热阻网络模型的准确性和实用性,采用 高精确度的流 - 热 - 固耦合模拟方法,以进行详尽地对比分析。此外,本文还深入分析了冷却液入口温 度等因素对电主轴温升规律的潜在影响。

2. 电主轴热态特性理论研究

2.1. 高速电主轴的传热分析

高速电主轴工作时,受内、外热源双重作用。内部热源主要是内置电机在运行时功率损耗产生的热量、前后轴承摩擦生成的热量以及加工工件时产生的磨削热;外部热源主要是外部环境温度的影响及机床其它部件带来的热辐射。由于高速电主轴各部件的材料特性、结构组成、形状大小、热惯性等均有所差异,结合面之间的接触热阻也有所不同,使得电主轴各部件之间存在一定的温度差,热量由高温部件向低温部件转移。热量传递主要有热传导,热对流和热辐射三种基本方式。

2.2. 高速电主轴内部主要热源的生热分析

为更好地了解电主轴的热性能,需要从电主轴的内部结构出发,对其主要生热源及各部件之间的热量传递过程进行分析。在此基础上,计算电主轴的四大生热源(内置电机、前后轴承)的生热量及各部件之间的对流换热系数(定子与转子、高速电主轴与外部空气、轴承与润滑系统),为后续的电主轴热性能分析打下理论基础。本文所研究的高速电主轴和轴承相关参数如表1和表2所示。

Table	 Parameters relation 	ated to the	spindle
表1.	电主轴相关参数		

电机额定功率	轴承型号	额定转速	最高转速	额定转矩	转动惯量
14.4 kW	B7007C	12,500 rpm	18,000 mmm	11 N·m	0.00033 kg·m ²
	B7008C		18,000 fpili		

2.2.1. 内置电机的生热分析

高速电主轴内置式电机的转子直接套在轴芯上,带冷却水套的定子装于电主轴的轴壳中,使变频电机与主轴一体化。电机的各种损耗是导致热量产生的根本原因,其生成的热量可以由带有转速和转矩的 自变量公式(1)求得。

$$Q_m = \frac{1}{30} \pi p_m n T_n \frac{(1-\eta)}{\eta} \tag{1}$$

式中: Q_m ——电机生成热量, W; P_m ——电机旋转磁场的极对数; n——主轴转速, rpm; T_n ——电机

额定转矩, N·m; η ——电机实际效率。

电机的实际效率跟载荷和速度息息相关,可由表达式(2)计算得出,系数范围在 0~1。

$$\eta = \eta_{\max} \eta_s \eta_l \tag{2}$$

式中: η_{max} ——电机最大效率; η_s ——无量纲速度效率系数; η_l ——无量纲载荷效率系数。 无量纲速度效率可以通过公式(3)表示,该公式由电机制造商提供的实验数据拟合得到。

$$\eta_s = 0.92 + \omega_{rel} \cdot 0.08 \tag{3}$$

$$\omega_{rel} = \frac{\omega}{\omega_{\max}} \tag{4}$$

式中: ω_{rel} ——电机角速度相对值; ω ——电机角速度, arc/s; ω_{max} ——最大电机角速度, arc/s。

无量纲载荷效率可以通过公式(5)求出的电机载荷相对值在表 3 中插值得到,该表根据文献[11]的结果拟合而来。

$$load_{rel} = \frac{T_m}{T_{max}}$$
(5)

式中: load_{rel} ——电机载荷相对值; T_m ——电机转矩, $N \cdot m$; T_{max} ——电机最大转矩, $N \cdot m$ 。

 Table 2. Bearing detailed parameters

 表 2. 轴承详细参数

T	轴承参数	B7008C/P4	B7007C/P4
	内径/mm	40	35
	外径/mm	68	62
	宽度/mm	15	14
- + + a	滚动体数量	23	21
	接触角/°	15	15
	基本额定静载荷/kN	15.9	13.7

Table 3. Dimensionless load efficiency coefficients 表 3. 无量纲载荷效率系数

load _{rel}	0	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1
η_{l}	0.01	0.6	0.7	0.83	0.93	0.97	1.0	0.96

2.2.2. 前后轴承的生热分析

与其它轴承相比,混合陶瓷球轴承具有重量轻、刚度好、热膨胀系数小等优点。高速电主轴在运转 过程中轴承滚动体与内外圈之间发生摩擦生成大量热,根据 Burton 和 Staph 的模型假设可以得知,当滚 动体上受到的离心力很小时,内外滚道的热量占轴承总生热量的 25%,滚动体的热量占轴承总生热量的 50%。依据 Palmgre [12]公式,可以求得轴承的总生热量。

$$Q_b = 1.047 \times 10^{-4} \,\mathrm{nM} \tag{6}$$

式中: Q_b ——轴承摩擦发热量, W; M——摩擦总力矩, N·m。

其中轴承的摩擦总力矩由载荷摩擦力矩 M,和粘性摩擦力矩 M,两部分构成,见式(7)。

$$M = M_t + M_y \tag{7}$$

对于球轴承,载荷摩擦力矩 M,可由公式(8)表示。

$$M_t = f_1 P \left(\frac{P}{C_0}\right)^c d_m \tag{8}$$

式中: f_1 、c——与轴承类型和所受负荷有关的系数; C_0 ——轴承的静态载荷承载能力, N; d_m ——轴承节圆直径, m; P——作用于角接触球轴承上的等效负荷, N。

粘性摩擦力矩与速度项有关,计算公式如(9)~(10)所示。

$$M_{\nu} = 10^{-7} f_0 \left(\nu n\right)^{2/3} d_m^3 \quad \nu n \ge 2000 \tag{9}$$

$$M_{\nu} = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad \nu n < 2000 \tag{10}$$

式中: f₀——考虑轴承结构和润滑类型的系数; v——在工作温度下润滑剂的运动粘度, m²/s。

2.3. 高速电主轴内部传热机制

2.3.1. 高速电主轴内部传热机制

研究电主轴的热行为时,需要考虑不同部件与周围介质之间的热交换。由于润滑油的数量微不足道,可以忽略其对传热的影响。同样,由于表面与环境温度之间的温差很小,辐射传热也可以忽略不计。因此,本文仅考虑对流传热的影响。这一分析为后续有限元模拟提供了必要的参数和边界条件。表 4 列出 了具体的计算公式。

Table	4. List of formulas for calculating	each convective heat	transfer coefficient
表 4.	各对流换热系数计算公式列表		

边界条件	换热系数	努塞尔数
定子与转子间气隙的对流换热	$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$	$Nu = 0.332 \cdot \mathrm{Re}^{1/2} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}$
高速电主轴与外部空气间的对流换热	$h = 28 \left(1 + \sqrt{0.45v_t} \right)$	
轴承与油气润滑系统间的对流换热	$h = \left(c_0 + c_1 \cdot u^{c_2}\right)$	

2.3.2. 接触热阻

由于表面凹凸不平,当两个固体表面在一定压力下接触时,接合面之间存在一定间隙,这就阻碍了 热量的传递,导致热阻的产生。热接触电阻对主轴温度场的影响不容忽视,它由实际接触面上的热阻和 空隙间的流体介质组成[13],如下所示:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_f} \tag{11}$$

其中, *R*_s是固体接触点之间的传热热阻(m²), *R*_f为空气介质间的传热热阻(m²·K/W)。 如果界面的有效接触面积为 *S*_c, 流体填充的平均表面积为 *S*_t, 则公式(12)可推导如下:

$$R_{c} = \frac{1}{\frac{1}{\delta \left(\frac{s_{c}}{s} \cdot \frac{2\lambda_{1}\lambda_{2}}{\lambda_{1} + \lambda_{2}} + \frac{s_{f}}{s}\lambda_{f}\right)}}$$
(12)

其中, δ 是空隙的平均厚度(毫米), λ_1 、 λ_2 是两个物体的导热系数(W/(m·K)), λ_f 是介质的导热系数(W/(m·K)),

S是名义接触面积(m²)。

本文计算的接触热阻主要包括轴承外环与轴承座间的接触热阻、轴承内环与芯轴间接触热阻和转子 与轴芯间的接触热阻。接触热阻可以通过上述公式得到,计算结果如表 5 所示。

Table	5. Contact thermal	resistance	values
表 5.	接触热阻值		

	热阻值(W/m ³)
转子与轴芯间的接触热阻	$2.12 imes 10^{-4}$
轴承内环与芯轴间的接触热阻	$3.48 imes 10^{-4}$
外环与轴承座间的接触热阻	$2.63 imes 10^{-4}$

3. 电主轴热网络模型的建立与求解

3.1. 电主轴热网络模型的建立



图 1. 电主轴热阻网络模型

为便于建立热网络模型及后续的计算,根据电主轴现有的结构进行适当的简化处理,提高模拟分析 的运算效率的同时又不影响模拟结果的准确性,具体简化内容如下:

1) 电主轴的轴芯为阶梯轴,可等效为实心阶梯状圆柱体,并忽略对电主轴热性能影响较小的凹槽部分;

2) 主轴电机的转子、定子满足轴对称结构,可简化成厚壁圆筒;

3) 去除圆角、倒角、螺栓孔、螺钉孔等细小特征。

为方便对电主轴做出系统性研究,做出以下假设:

1) 轴承内外圈与主轴接触部分不存在过盈配合;

2) 冷却液在流动过程中不发生相变,且物理特性不随着温度的改变而改变;

3) 忽略冷却套上的螺旋水槽,将其简化为一个圆筒;

4) 忽略零部件产生形变后对电主轴换热性能带来的影响;

5) 忽略电机、轴承的热辐射带来的影响。

依据热网络法的基本假设及传热学理论,考虑电主轴的机械结构特点,对电主轴的几何结构进行网格划分。图1所示为电主轴简化模型及其热节点分布情况。

节点 1、8、15、22、29 代表轴芯,节点 2、9、16、23、30 代表轴承内圈与轴芯交界点,节点 3、10、24、31 代表轴承内圈;节点 4、9、14、19、28 代表轴承滚子,节点 5、12、26、33 代表轴承外圈,节点 6、13、27、34 代表轴承外圈与轴承座交界点,节点 18、19 分别代表转子和定子,节点 5、10、15、20、29 代表轴承腔,节点 7、14、21、28、35 代表外壳,节点 31 代表冷却水套冷却液,节点 36 代表环境 温度。

根据 Kirchhoff 能量平衡原理,流入某一节点的热量等于流出该节点的热量,如图2所示。



则对于任意节点 i 的热平衡方程如下:

$$\sum_{n=1}^{4} \frac{T_i - Tn}{R_{in}} = H_i$$

式中, T_i 为节点*i*的温度; T_n 为节点*i*相邻节点*n*的温度; R_i 为节点*i*与相邻节点*n*的热阻; H_i 为节点*i* 所产生的热流。

将各个节点的热平衡方程进行联立,可得到电主轴所有节点的热平衡方程组:

 $\begin{bmatrix} \boldsymbol{H} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{R} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \boldsymbol{T} \end{bmatrix} = 0$

式中,其中[**H**]表示热流矩阵,该矩阵是利用轴承摩擦和电机损耗确定的; [**R**]代表热阻矩阵; [**T**]描述温度分布矩阵。

3.2. 冷却液节点的建立

Pipe 模型作为 Simscape 中 Fluids 库的一部分,为工程师提供了强大的工具来实现这一目标。它可应 用于各种热管理系统,如冷却系统和暖风回路。该模型能根据不同的流动模型(层流或紊流)计算流阻,并 考虑流体与管壁之间的传热。首先将冷却通道简化为圆筒壁流通道,计算相关的结构参数,接着根据入 口温度和流量计算冷却水对流换热系数及雷诺数等相关参数,最后将这些参数输入 Pipe 模块,并嵌入到 热网络模型,实现流热耦合。

通过使用 Pipe 模型对冷却流道进行仿真,可评估整个热管理系统的性能,包括流量、温度分布和压 降等关键指标,有助于改善系统设计,提高热管理效率。

3.3. 边界条件计算结果

电主轴热量的传导和热变形与其材料属性有很大关系,所以在计算前要明确各组成部分材料的相关 属性,如表6所示。

 Table 6. Material parameters of each component of high-speed electric spindle

 表 6. 高速电主轴各部件材料参数

部件名称	材料名称	密度 (g/cm ³)	导热率 (W/(m·°C))	比热容 (J/kg·°C)	热扩散系数 (m²/s)	杨氏模量 (GPa)
轴芯	AISI 4130 Stell	7.85	42.7	477	1.12×10^{-5}	205
定子、转子、挡油板	GCr15	7.83	44	450	1.2×10 ⁻⁵	219
外壳、轴承、其它	Structure Stell	7.85	60.5	434	1.2×10^{-5}	200

电主轴的初始运行条件与边界条件的施加决定了热模拟分析结果的准确性。本文设定环境温度为 23℃,以转速 10,000 r/min,空载情况下的电主轴为例借助 MATLAB 进行热网络计算。定子冷却系统中 的冷却介质采用冷却水,流量为 2 L/min,入口温度为 18℃,出水口设置为标准大气压。结合前述相关公 式与理论得出电主轴的热载荷与边界条件计算结果,见表 7。

 Table 7. Calculation results of thermal load and boundary conditions of high-speed electric spindle

 表 7. 高速电主轴热载荷及边界条件计算结果

参数名称	计算结果
电机转子生热率	$1.43 \times 10^{6} \text{ W/m}^{3}$
电机定子生热率	$1.77 \times 10^6 \text{ W/m}^3$
前轴承生热率	$6.01 \times 10^6 \text{ W/m}^3$
后轴承生热率	5.23×10 ⁶ W/m ³
定子、转子气隙对流换热系数	143.11 W/(m ^{2.°} C)
电主轴外表面与空气对流换热系数(静止表面)	9.7 W/(m ^{2.°} C)
电主轴外表面与空气对流换热系数(运动表面)	108.41 W/(m ^{2.°} C)
前轴承与油气换热系数	90.41 W/(m ² .°C)
后轴承与油气换热系数	96.96 W/(m ² .°C)

4. 有限元仿真验证

4.1. 基于单向流 - 热 - 固耦合的高速电主轴模拟分析

传统的高速电主轴温度场模拟方法通常是利用经验公式得到冷却液的平均对流换热系数,将其作为 边界条件施加在与流体域耦合的固体壁面上,但冷却液不同流动状态下对流换热系数并不一致,施加平 均对流换热系数无法真实的反映电主轴温度变化过程,最终导致主轴温度场模拟的精度受损。为了克服 这一挑战,本文提出了一种流-热-固顺序耦合模拟方法,如图3所示。在计算上,该方案使用 Fluent 来计算冷却液的对流传热系数,然后将其应用于固液界面,尽可能还原电主轴实际运转过程中的热量传 递过程,提高电主轴温度场的模拟精度。通过计算,冷却套与冷却水对流换热系数为2470.81~14661.80 W/(m^{2.}°C)。









为了保证本文模拟方式的准确性,与康跃然[14]所做的试验结果进行对比,本文模拟过程中的边界条件与试验工况保持一致(环境温度 23℃,冷却液进口温度 18℃,冷却液流量 16 L/min,轴承预紧力为 300

N)。将文献中高速电主轴 10,000 r/min 时轴承外圈瞬态温度变化的试验数据提取出来,与模拟结果进行 对比分析,如图 4 所示,两者温度变化趋势基本一致,达到动态热平衡状态时电主轴试验值的最高温度 为 41.78℃,仿真值的最高温度为 42.08℃,误差为 0.72%,与文献中的仿真误差相比有了进一步的减小, 表明本文的模拟结果具有一定的准确性,可采用该种模拟方法对电主轴进行更深入的研究。



Figure 5. Overall temperature field distribution of high-speed electric spindle 图 5. 高速电主轴整体温度场分布



Figure 6. Temperature variation of each main part of the main spindle with time 图 6. 电主轴各主要零部件温度随时间变化的规律

图 5 为转速 10,000 r/min 时高速电主轴的整体温度 7 场分布情况。可以看出在达到热平衡状态后, 电主轴整体温度分布梯度较大,各个零部件之间的温差最高可达 46℃。高温区域主要集中在电机与轴芯 的中心部位,其中转子内壁温度最高,接近 68℃,其次温度较高的分别是轴芯与前后轴承,最低温度出 现在冷却水套的进口处,约为19℃。各个部件的具体温度场如图6所示。

4.2. 热耦合计算与仿真结果对比分析

将计算得到的电机转子、定子和轴承等部件的热节点温度值输出,并将其与流-热-固耦合仿真得出的温度值进行对比,如表 8 所示。

部件名称	热阻网络法(℃)	有限元法(℃)	相对误差(%)	
轴芯	68.11	66.82	1.93%	
定子	29.30	27.22	7.64%	
转子	68.23	67.43	1.19%	
前轴承	44.05	48.21	8.63%	
后轴承	41.10	43.83	6.23%	
冷却水套	28.92	28.28	2.26%	

 Table 8. Comparison of simulation results between thermal network and finite element method

 表 8. 热网络与有限元法模拟结果对比

热阻网络法与有限元法进行比较后发现,两者得到的节点温度结果相差不大。对于简化后的轴承部 分,温度差异也未超过 5℃,最大误差在 10%以内。此外,对于冷却水部分的模拟的结果页较为准确。两 者温度分布规律大致相似,从而验证了本文建立的电主轴热网络模型的准确性。在结果相差不大的情况 下,热阻网络法计算速度更快,所需计算资源更少,更加体现了该模型的优越性。

5. 应用热阻网络法研究不同冷却液入口流量和温度下电主轴温度变化

5.1. 不同冷却液入口流量的影响



Figure 7. Relationship between maximum temperature and coolant inlet flow rate of high-speed motor spindle 图 7. 高速电主轴最高温度与冷却液入口流量之间的关系

冷却系统可有效导出高速电主轴在运转过程中产生的热量,冷却系统的冷却效果主要受到冷却液的

入口流量和入口温度两大因素的影响。在冷却液入口温度一定的条件下,将冷却液入口流量从1L/min增加到16L/min,研究冷却液流量的变化对电主轴温升带来的影响。

图 7 展示了电主轴最高温度与冷却液流量之间的关系。随着流量增加,电主轴温升下降。流量达 4 L/min 时,最高温度从 69.71℃降至 63.19℃。但继续增加流量,降温效果减弱,如从 4 L/min 升至 6 L/min 时温度降 2.6%,而从 6 L/min 升至 8 L/min 时仅降 1.4%。这显示冷却液流量达到某极限后,增加流量不再显著提升冷却能力。为满足冷却需求并最大化经济效益,需根据工况确定合理流量。研究结果显示,在本文的工况下,最佳冷却液流量为 2~4 L/min。

5.2. 不同冷却液入口温度的影响

热量总是从高处向低处传导,当高速电主轴的生热量一定时,冷却液的初始温度越低,带走热量的 能力就越高,研究冷却液的入口温度有利于了解不同冷却温度下高速电主轴的温升情况。

通过热阻网络法分析,得到电主轴最高温度与冷却液入口温度之间的关系如图 8 所示。电主轴温度 随着入口温度的降低相应减小,二者呈线性比例关系,但入口温度对电主轴温升影响较小,入口温度每 降低 50%,电主轴温度仅降低了 4℃左右,最大温差变化很微小,几乎不变。因此,在不同的工作条件 下,应选取合适的入口温度以减小温升,降低能耗。





6. 结论

在本研究中,我们成功构建并验证了一个考虑流热耦合效应的电主轴热网络模型,并通过流-热-固耦合方法进行了 CFD 仿真。以下是对本研究的主要结论的综述:

 模型的准确性与可靠性:通过与流 - 热 - 固耦合仿真结果的对比分析,我们发现所提出的电主轴 热网络模型在预测温度场分布方面表现出了较高的准确性,最大误差控制在 10%以内,且温度分布规律 与仿真结果一致。这不仅证明了模型的有效性,也为其在实际应用中的可靠性提供了科学依据。

2) 冷却液边界条件的影响分析:结果显示,冷却液入口流量的增加能够显著降低电主轴的温度,但存在一个最优流量范围(2~4 L/min),超过此范围后温度降低效果不再显著。此外,冷却液入口温度的变

化对电主轴的温度影响较小,表明在设计电主轴热管理系统时,应优先考虑流量而非温度作为主要控制 参数。

综上所述,本研究不仅在理论上提出了一个创新的电主轴热网络模型,而且在实际应用中也展示了 其在热管理策略优化方面的潜力。未来的工作将集中在模型的进一步实验验证和参数优化上,以期达到 电主轴性能与经济性的最优平衡。

参考文献

- Qian, N., Marengo, M., Chen, J., Fu, Y., Zhang, J. and Xu, J. (2022) Heat Transfer and Temperature Characteristics of Single-Loop Oscillating Heat Pipe under Axial-Rotation Conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 197, Article ID: 123308. <u>https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123308</u>
- [2] Liang, F., Gao, J. and Xu, L. (2020) Investigation on a Grinding Motorized Spindle with Miniature-Revolving-Heat-Pipes Central Cooling Structure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **112**, Article ID: 104502. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104502
- [3] Dai, Y., Wang, J., Li, Z., Wang, G., Yin, X., Yu, X., *et al.* (2021) Thermal Performance Analysis and Experimental Study of High-Speed Motorized Spindle Based on the Gradient Descent Method. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, Article ID: 101056. <u>https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101056</u>
- [4] Liang, F., Gao, J. and Xu, L. (2020) Thermal Performance Investigation of the Miniature Revolving Heat Pipes Using Artificial Neural Networks and Genetic Algorithms. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **151**, Article ID: 119394. <u>https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119394</u>
- [5] Su, C. and Chen, W. (2022) An Improved Model of Motorized Spindle for Forecasting Temperature Rise Based on Thermal Network Method. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **119**, 5969-5991. https://doi.org/10.1007/s00170-021-08592-0
- [6] Meng, Q., Yan, X., Sun, C. and Liu, Y. (2020) Research on Thermal Resistance Network Modeling of Motorized Spindle Based on the Influence of Various Fractal Parameters. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **117**, Article ID: 104806. <u>https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104806</u>
- [7] Zhou, C., Qu, Z., Hu, B., *et al.* (2021) Thermal Network Model and Experimental Validation for a Motorized Spindle Including Thermal-Mechanical Coupling Effect. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **115**, 1-15.
- [8] Cui, Y., Li, H., Li, T. and Chen, L. (2018) An Accurate Thermal Performance Modeling and Simulation Method for Motorized Spindle of Machine Tool Based on Thermal Contact Resistance Analysis. *The International Journal of Ad*vanced Manufacturing Technology, 96, 2525-2537. <u>https://doi.org/10.1007/s00170-018-1593-x</u>
- [9] 高震,齐向阳,常雷,等. 基于热网络法的电主轴热结构耦合计算[J]. 现代制造工程, 2021(6): 75-82.
- [10] Liu, Y., Meng, Q., Yan, X., Zhao, S. and Han, J. (2019) Research on the Solution Method for Thermal Contact Conductance between Circular-Arc Contact Surfaces Based on Fractal Theory. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 145, Article ID: 118740. <u>https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118740</u>
- [11] Bossmanns, B. and Tu, J.F. (1999) A Thermal Model for High Speed Motorized Spindles. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 39, 1345-1366. <u>https://doi.org/10.1016/s0890-6955(99)00005-x</u>
- Burton, R.A. and Staph, H.E. (1967) Thermally Activated Seizure of Angular Contact Bearings. A S L E Transactions, 10, 408-417.
- [13] Vyroubal, J. (2012) Compensation of Machine Tool Thermal Deformation in Spindle Axis Direction Based on Decomposition Method. *Precision Engineering*, 36, 121-127. <u>https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2011.07.013</u>
- [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.