

文章编号:1671-6833(2018)04-0041-05

基于 CFD 的电动汽车驱动电机冷却流道对比研究

沈超¹,余鹏¹,杨建中¹,张东伟²,魏新利²

(1. 郑州大学 土木工程学院, 河南 郑州 450001; 2. 郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘要: 根据电动汽车驱动电机的冷却特点,提出了一种新型冷却结构:周向多螺旋结构,建立了机壳内部流体的流动与换热三维数值模型,应用 CFD 技术对机壳在不同水冷方案下的流场和温度场进行耦合计算. 计算结果显示,周向“Z”字形流道结构的均温性和冷却效果良好,但压力损失较大,适用于电动汽车 135 kW 驱动电机在进口水温为 65 ℃ 条件下的冷却,其最佳冷却水流量为 9.8 L/min;周向多螺旋结构流道压阻小,可考虑用于更大功率密度的电机冷却. 该研究为小体积、高功率密度的电机冷却设计及优化提供理论基础.

关键词: 电机冷却;CFD;数值模拟

中图分类号: TM301.4

文献标志码: A

doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2018.01.003

0 前言

驱动电机作为电动汽车的核心动力输出构件,具有体积小、功率大、转速高等特点,但发热量大、散热面积小、冷却水温高,将导致电机的温升增加,给高功率密度电机的运行可靠性和使用寿命带来巨大威胁^[1-3]. 因此,选择合适的冷却方案,对于该驱动电机的安全稳定运行具有重大意义. 目前,电机冷却根据冷却介质的不同分为风冷和液冷等. 风冷方式多用于功率密度不大的电机;液冷方式冷却能力强,能够较好地解决高功率密度电机的散热问题,而水取材方便,成本低廉.

目前,国内外一些学者对电机的冷却方式进行了研究并取得了相关成果. 王晓远等^[3]利用计算流体动力学(CFD)和热场比较轴向型、周向型、螺旋型3种水冷方式,结合冷却效果、水泵功率及工艺等多方面综合比较并选择最优水路结构;螺旋型水路,应用此水路作为85 kW高功率密度电机的机壳内部水冷方式,并采用样机进行试验验证了 CFD 流固耦合仿真的可行性. Lu 等^[4]建立热网络模型和有限元模型研究了永磁

直线电机在水冷条件下的温度特性,发现采用水冷系统可大大降低电机温升从而提高永磁直线电机的推力密度. Pechanek 等^[5]应用 CFD 技术分析了轴向结构和圆周结构两种水道结构对于电动汽车用电机的冷却效果,研究表明相同条件下轴向结构的冷却水温升较小,但压力损失却是圆周结构的6倍. Ye 等^[6]对比分析4种流道结构:圆周结构、螺旋结构、半螺旋结构、轴向结构,综合考虑流阻大小和冷却效率的影响,发现圆周结构更适合于水冷驱动电机的冷却. 程树康等^[7]分析了风冷、水冷周向螺旋槽道和轴向槽道结构及不同冷却介质对4 kW微型电动车用感应电机温升的影响,发现风冷结构电机各部位温升明显高于水冷结构,水冷结构更适合于微型电动车电机的冷却,周向螺旋槽水路结构电机温升稍低于轴向槽道结构,但温升相差不大. 从现有研究来看,目前专家学者们对于常规电机和功率密度较大的电机的冷却研究已较为成熟,但对于小体积、大功率密度以及冷却条件恶劣的电动汽车驱动电机的冷却少有人研究,且研究方法多采用数值模拟方法. 相较于理论分析和物理试验研究,数值模拟成本低、可信度高,对于复杂工况下产品的设计更具有指导

收稿日期:2017-04-31;修订日期:2017-06-21

基金项目:河南省科技攻关项目(082102280010;152102210035);郑州大学优秀青年发展基金(1421322060);河南省科技厅基础与前沿研究计划项目(152300410042)

作者简介:沈超(1980—),男,河南商丘人,郑州大学副教授,博士,主要从事微通道换热器及强化换热的研究, E-mail:shenchao@zzu.edu.cn.

意义^[8].

笔者针对电动汽车 135 kW 驱动电机在冷却水进口温度为 65 ℃ 条件下的散热问题,提出了一种新型冷却结构:周向多螺旋结构,为小体积、高功率密度的电机冷却设计及优化提供理论基础.

1 数值模型

1.1 电机机壳模型

驱动电机额定功率为 135 kW,转速为 10 000 r/min,整机质量小于 10 kg,功率密度大于 13.5 kW/kg,目前国内学者研究的水冷高功率密度电机的功率密度大多在 3 kW/kg 以内^[9-11].该电机由外部机壳,定子、转子等部件构成,为了简化分析,忽略定子、转子等部件的影响,重点分析水道结构对机壳内壁面温升的影响,机壳结构和尺寸如图 1 所示,中间部分即阴影区域为转子所在区域.目前国内生产和使用的电机以 Y 系列为主,占据市场 90% 以上的份额,其效率平均值为 87.3%,YX3 高效电机的效率平均值为 90.3%,YE3 超高效电机的效率平均值为 91.7%,高效和超高效电机在市场上占有率不足 3%^[12-13].该电动汽车驱动电机属于高效电机,电机效率取 90%,因此转子散热量取驱动电机功率的 10%,即为 13.5 kW.

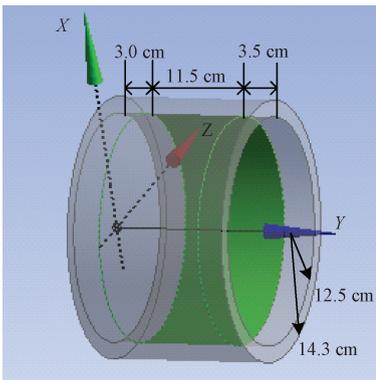


图 1 驱动电机机壳模型

Fig. 1 The model of drive motor shell

1.2 冷却水道模型及网格处理

根据机壳模型参数,建立带有冷却流道的机壳三维模型,如图 2 所示.图 2(a)为双通道周向“Z”字形结构,单个通道尺寸为 10 mm × 8 mm,为减小流动阻力,对矩形通道边角进行圆角处理,圆角半径为 1 mm.为降低加工成本,机壳采用铝板冲孔卷焊而成,进水口和出水口附近为焊接板.图 2(b)为周向多螺旋结构,机壳两端设有宽为 20 mm、深为 10 mm 的分水槽和集水槽,两者之间

有沿柱面斜向扫掠的 10 mm × 1 mm 通道,此流道为同程式结构.流道进水口和出水口内径均为 12 mm.

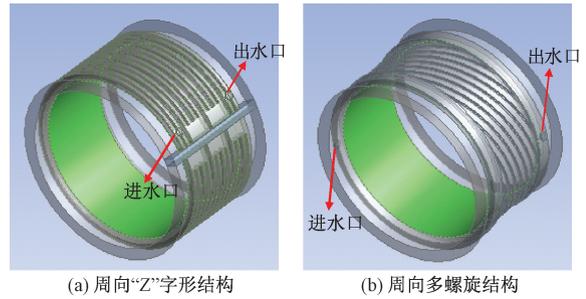


图 2 带有流道的机壳模型

Fig. 2 The model of motor shell with flow channel

利用 ANSYS Workbench 中的 Mesh 网格划分技术对两种不同结构的机壳模型分别进行网格划分,网格采用以四面体为主的结构,为了增加计算精度,在接近流道的内壁面处基于平滑过渡的形式划分了 5 层边界层网格.根据冷却流道的最小尺寸确定最小网格尺寸为 1 mm,通过改变最大面网格尺寸获得了网格单元数不同的网格以验证网格的独立性.将划分好的网格导入 ANSYS Fluent 进行计算,在现有研究中,能量方程的残差小于 10^{-6} ,连续性方程、速度分量、 k 和 ε 的残差均小于 10^{-3} ,即可认为计算收敛.在冷却水流量为 10 L/min 时,网格独立性考核结果如表 1 所示.随着网格单元数的增加,出口平均水温、内壁面最高温度、进出口压差的偏差均逐渐减小,但同时考虑到网格单元数的增加会导致计算量的增加,因此,经过综合考虑,选择进行数值计算的网格模型为双通道周向“Z”字形结构机壳模型,其网格单元数为 12 902 737,周向多螺旋结构机壳模型网格单元数为 10 821 635.

1.3 边界条件

热流密度:

$$q = \frac{P}{A}, \quad (1)$$

式中: P 为电机发热功率, W; A 为散热面积, m^2 .

为了简化计算,转子散热量视为均布在转子所在区域,散热量为 13.5 kW,散热面积为直径 250 mm、宽 115 mm 的圆周面,其热流密度为 149 543 W/ m^2 .

冷却水量:

$$m = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta t}, \quad (2)$$

式中: Q 为电机运行时单位时间内的散热量, W;

表1 网格独立性考核结果
Tab.1 Grid-independence results

流道结构	最大面网格尺寸/ mm	网格单元数	出口平均水温/ ℃	内壁面最高温度/ ℃	进出口压差/ Pa
周向“Z”字形结构	22	10 117 462	85.84	98.47	18 612.14
	20	12 902 737	84.69	99.30	18 420.81
	18	14 012 731	84.65	99.34	18 411.79
周向多螺旋结构	22	7 871 329	85.12	109.28	3 543.21
	20	10 821 635	84.75	111.16	3 481.16
	18	12 184 359	84.71	111.14	3 478.87

C_p 为水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; Δt 为冷却水的进出口温差, $^\circ\text{C}$, 这里取 $20\text{ }^\circ\text{C}$.

利用上式可计算出冷却水量为 $9.6\text{ L}/\text{min}$, 本研究取 $10\text{ L}/\text{min}$.

为了达到较佳的冷却效果, 应使冷却水的流动状态为湍流, 则表征流体流动状态的无量纲参数雷诺数应满足 $Re > 2\ 320$ ^[14].

$$Re = \frac{\rho U d}{\eta}, \quad (3)$$

式中: U 为流体速度, m/s ; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; d 为等效水力直径, 对于圆形管道, 其值为圆管内部直径, m ; η 为定性温度下水的动力黏度, $10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$.

应用 NIST REFPROP 软件可得到水在 $65\text{ }^\circ\text{C}$ 条件下的参数如表 2 所示, 进水口为直径 12 mm 的圆管, 则流态为湍流时的临界流速为 $0.085\text{ m}/\text{s}$. 标准 $k-\varepsilon$ 模型是被广为使用的求解湍流问题的模型, 因此笔者选取该模型进行求解.

表2 水在 $65\text{ }^\circ\text{C}$ 时的物性参数

Tab.2 Physical properties of water at $65\text{ }^\circ\text{C}$

温度 $t/$ $^\circ\text{C}$	密度 $\rho/$ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	比热容 $C_p/$ $(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	动力黏度 $\eta/$ $(10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s})$
65	980.5	4.187 3	0.432 9

进口流速:

$$v = \frac{q}{A}, \quad (4)$$

式中: q 为体积流量, m^3/s ; A 为进口截面积, m^2 .

进口为速度进口边界条件, 进口截面为直径 12 mm 的圆, 则进口流速为 $1.474\text{ m}/\text{s}$ ($>0.085\text{ m}/\text{s}$), 进口温度为 $65\text{ }^\circ\text{C}$; 出口为压力出口边界条件, 模拟过程中不考虑机壳与外界之间的热交换. 产品要求机壳内壁面最高温度不超过 $100\text{ }^\circ\text{C}$.

3 结果与分析

通过计算得到体积流量为 $10\text{ L}/\text{min}$ 时, 两种流道结构机壳内冷却水的温度分布如图 3 所示.

周向“Z”字形结构机壳内的水温在轴向上呈梯度分布, 其径向温度变化不大. 周向多螺旋结构流道机壳内的水温在底部的分水槽内出现局部高温, 均温性较差. 两者水温在水的流动方向上均呈上升趋势.

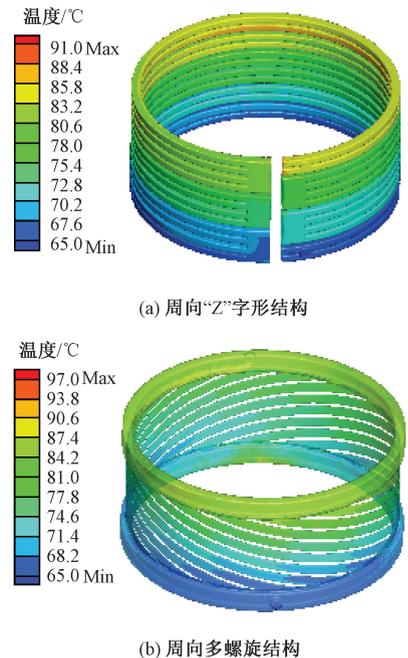


图3 机壳流道内冷却水的温度分布

Fig.3 Temperature distribution of cooling water in the channels of the motor shell

两种流道结构机壳内壁面的温度分布如图 4 所示. 周向“Z”字形结构水温随着水的流程增加而升高, 最高温度出现在末端拐角处. 其径向温差较小, 虽然在轴向上存在一定的温度梯度, 但其水路平滑, 接触面积较大, 整体冷却效果较好, 温度分布较为理想. 周向多螺旋结构流道机壳虽然流程较短, 但在分水槽部分存在较大温差, 导致分水槽和集水槽地区出现局部高温, 整个机壳内壁面温度分布不均.

两种流道结构机壳内流道的压力分布如图 5 所示. 周向“Z”字形结构存在较多拐角, 压力损失

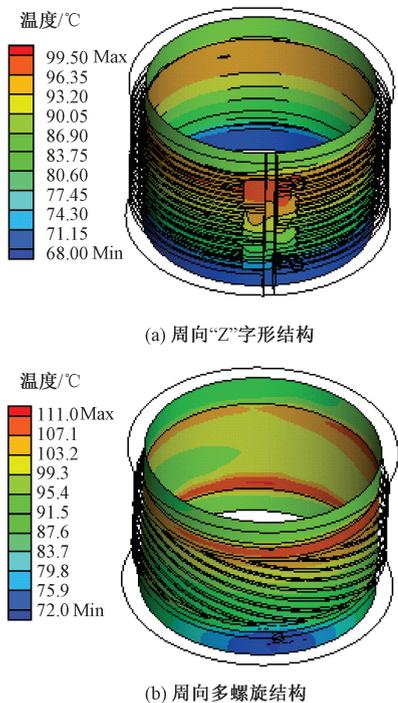


图4 机壳内壁面温度分布

Fig. 4 Temperature distribution on the inner wall of the motor shell

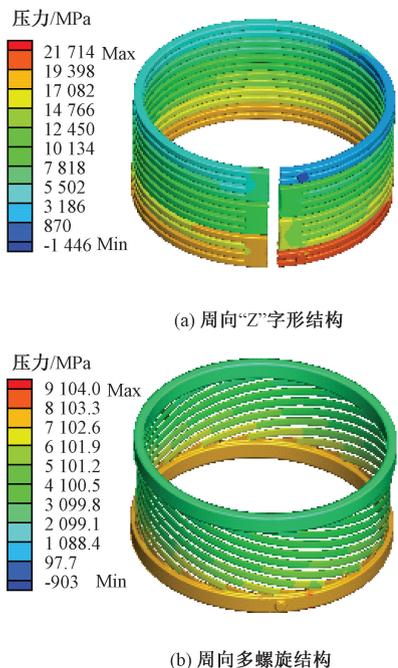


图5 机壳内通道压力分布图

Fig. 5 Pressure distribution in the channels of the motor shell

较大,容易形成漩涡造成水流状态不稳定,而周向多螺旋结构为同程式结构,压力损失较小.两种结构在轴向上均存在较大的压力梯度,且压力损失随水的流程增加而增大.

利用 Fluent 数据处理技术可得到周向“Z”字形结构流道的总换热面积为 5.24 m^2 ,而周向多螺旋结构流道的总换热面积仅为 1.21 m^2 ,若增大周向多螺旋结构流道尺寸,虽可进一步降低压力损失,但也会造成入口效应的增强,不利于水在流道内的均匀分布.因此,周向“Z”字形流道结构更适于该驱动电机的冷却.

改变冷却水进口流量,两种流道结构的进出口压差与进口流量的关系如图6所示,随着进口流量的增加,周向“Z”字形流道压力损失量急剧增加,而周向多螺旋结构压力损失增长相对平缓且压力损失较小.由此可见,虽然周向“Z”字形流道结构冷却效果较好,但对于同样大小、同种结构的电机,增大电机的功率势必会造成压力损失的增大,相应带来水泵的驱动功率大幅度提高且电机机壳也需增厚,从而增加运行成本和结构设计的难度.而多螺旋流道结构虽然冷却效果相对较差,但压力损失较小,即使增大进口流量也不会带来太大的压力损失,对机壳抗压能力要求也不高,因此对于同样大小、同种结构的电机增大驱动功率的时候具有更强的适应性.

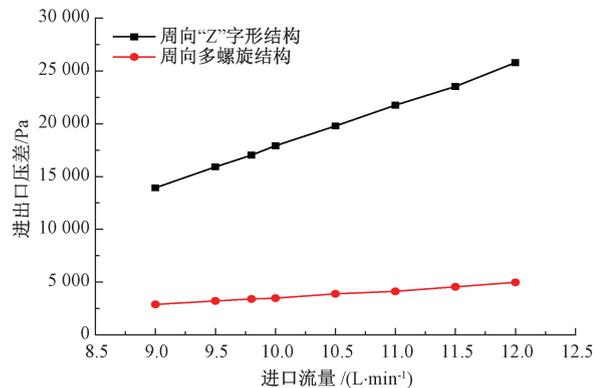


图6 进出口压差与进口流量关系

Fig. 6 Pressure difference between inlet and outlet Vs the inlet flow

图7给出了周向“Z”字形流道结构机壳的温度与进口流量的关系.从图中可以看出,出水口平均水温、内壁面最高温度和平均温度均随进口流量的增加而降低,当进口流量为 9.8 L/min 时,出水口平均水温不超过 $85 \text{ }^\circ\text{C}$,内壁面最高温度不超过 $100 \text{ }^\circ\text{C}$,此时既能达到冷却要求又使冷却水用量较少.电机处于热平衡状态时,出水口平均水温均在 $85 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,温升变化范围在 $13 \sim 22 \text{ }^\circ\text{C}$ 之间,与计算时选用的冷却水的进出口温差 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 相差不大,说明数值模拟结果与实际情况相接近.当进水口冷却水量最大为 12 L/min 时,电机出口水温

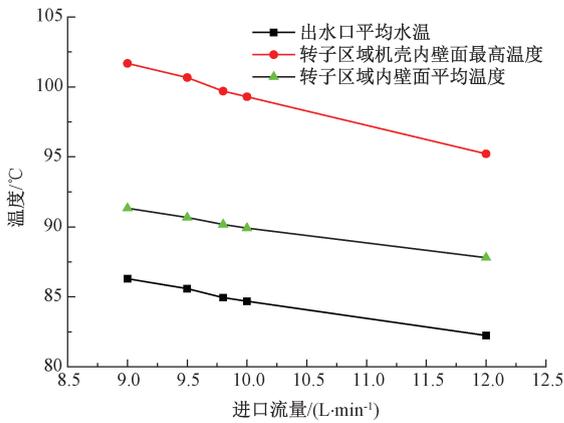


图7 温度与进口流量关系

Fig.7 Temperature Vs the inlet flow

温升最小为 13 °C,冷却效果最好,但压力损失也最大,同样也会带来密封困难、加工成本增加等问题。

综上所述,周向“Z”字形流道对于小体积大功率电机在冷却水温较高时的冷却具有良好效果,周向多螺旋结构流道虽然对于该大功率密度电机的冷却效果较差,但压力损失较小,可考虑用于功率密度更大的电机的冷却。

4 结论

(1)周向“Z”字形流道结构水温在轴向上呈梯度分布,径向上水温变化不大,内壁面温度分布较为均匀,冷却效果较好,但压力损失较大;周向多螺旋结构流道在分水槽和集水槽部位出现局部高温,均温性和冷却效果较差,但压力损失较小。对于电动汽车 135 kW 驱动电机,可采用周向“Z”字形流道结构进行冷却,9.8 L/min 为最佳冷却水流量。

(2)周向“Z”字形流道对于小体积大功率电机在冷却水温较高时的冷却具有良好效果,周向多螺旋结构流道虽然对于该电机的冷却效果较差,但其压阻小,可考虑用于更大功率密度的电机的冷却。该研究为小体积、大功率密度的电机冷却设计及优化提供理论基础。

参考文献:

[1] 王晓远,高鹏,赵玉双. 电动汽车用大功率密度电

机关键技术[J]. 电工技术学报, 2015, 30(6): 53-59.

- [2] 李立毅,张江鹏,闫海媛,等. 高功率密度电机三维温度场计算及导热优化研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(13): 3642-3650.
- [3] 王晓远,杜静娟. 应用CFD流固耦合热分析车用高功率密度电机的水冷系统[J]. 电工技术学报, 2015, 30(9): 30-38.
- [4] LU Q, ZHANG X, CHEN Y, et al. Modeling and investigation of thermal characteristics of a water-cooled permanent-magnet linear motor[J]. IEEE transactions on industry applications, 2015, 51(3): 2086-2096.
- [5] PECHANEK R, BOUZEK L. Analyzing of two types water cooling electric motors using computational fluid dynamics[C]//Power Electronics and Motion Control Conference. Novi Sad: IEEE, 2012: 4-6.
- [6] YE Z N, LUO W D, ZHANG W M, et al. Simulative analysis of traction motor cooling system based on cfd[C]//International Conference on Electric Information and Control Engineering. Wuhan: IEEE, 2011: 746-749.
- [7] 程树康,李翠萍,柴凤. 不同冷却结构的微型电动车用感应电机三维稳态温度场分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(30): 82-90.
- [8] 梅丽芳,陈由海,严东兵,等. 激光焊接熔池特性的三维数值模拟[J]. 郑州大学学报(工学版), 2015, 36(6): 85-89.
- [9] 刘云飞. 电动汽车用高功率密度电机散热分析[D]. 天津: 天津大学电气与自动化工程学院, 2014.
- [10] 温典. 高功率密度纯电动汽车用永磁同步电机的研究[D]. 北京: 北京交通大学电气工程学院, 2013.
- [11] 沈启平. 车用高功率密度永磁同步电机的研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学国家稀土永磁电机工程技术研究中心, 2012.
- [12] 李超,谷佳琪,苏雅,等. 高效电机的节能经济分析及应用[J]. 能源与节能, 2015(1): 78-80.
- [13] 王爱华. 世界主要国家的高效电机及其标准[J]. 电机技术, 2013(4): 40-43.
- [14] 魏永田,孟大伟,温嘉斌. 电机内热交换[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.

(下转第69页)

943–953.

[15] 彭金柱, 王耀南, 王杰. 基于递归模糊神经网络的机器人鲁棒 H_∞ 跟踪控制[J]. 控制理论与应用, 2010, 27(9): 1145–1151.

[16] 牛雪梅, 高国琴, 鲍智达, 等. 基于滑模变结构控制的温室喷药移动机器人路径跟踪[J]. 农业工程学报, 2013, 29(2): 9–16.

A Stable Robust Control for Wheeled Robotic System Based on DRNN Network and H_∞ Methods

PENG Jinzhu, BIAN Yingnan, ZHOU Shuliang

(School of Electrical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: In order to solve the modeling errors and external disturbances in the system, a stable robust hybrid tracking control scheme for wheeled robotic system with nonholonomic constraint was proposed. The hybrid control scheme combined DRNN neural network with nonlinear H_∞ method. DRNN neural network was employed to approximate the system uncertainty terms, and H_∞ control was utilized to achieve a desired robust tracking performance. Based on Lyapunov stability theory, the tracking errors of the closed-loop system were bounded. In addition, a specified H_∞ tracking performance was obtained by the proposed robust hybrid control even though the disturbances were merely integral bounded. Finally, the proposed control scheme was compared with the computed torque control for nonholonomic mobile robotic system under the uncertainties and external disturbances. Simulation experiments showed that the proposed control strategy was effective.

Key words: DRNN neural network; computed torque control; H_∞ control; uncertainty; Lyapunov stability

(上接第 45 页)

Comparative Study on Cooling Channel for Electric Vehicle Drive Motor Based on CFD

SHEN Chao¹, YU Peng¹, YANG Jianzhong¹, ZHANG Dongwei², WEI Xinli²

(1. School of Civil Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: Based on the cooling characteristics of the electric vehicle drive motor, a novel cooling structure the circumferential multi spiral structure, was proposed. The three dimensional numerical model of fluid flow and heat transfer in the shell was established. The flow field and temperature field of different water cooling schemes were calculated based on CFD technology. The numerical results showed that the temperature uniformity and cooling performance of Circumferential "Z" structure is better than the circumferential multi spiral structure; and the circumferential "Z" structure was suitable for the cooling of 135 kW electric vehicle drive motor under the condition of inlet water temperature was 65 °C, with the optimal water flow rate 9.8 L/min. However, the circumferential multi spiral structure could be used for higher power density of the motor cooling for the better performance of pressure resistance. The research provided a theoretical basis for cooling design and optimization of the small size and high power density motor.

Key words: motor cooling; CFD; numerical simulation