

电动中重卡车永磁电动机水冷机座设计与仿真分析

王旭东 卢小龙

(湖南中车商用车动力科技有限公司 湖南 株洲 412000)

摘要: 目前国内永磁电动机在电动中重卡领域的应用处于起步阶段,但同样面临传统电动商用车永磁电动机温升高与内部温度梯度大等技术难题。本文根据中重卡车水冷循环系统特点,提出了一种适用于电动中重卡车的新型永磁电动机水冷机座设计方案,设计过程基于流体力学和电动机传热学基础理论,结合利用有限元仿真软件分析,综合对比分析了新型机座水冷方案与传统方案之间压力损失、散热能力、结构可适应性等特征特性,得到该设计方案的优势依据,为特定场景需求的电动机水冷系统结构设计提供参考方向。

关键词: 永磁同步电动机;电动中重卡;温度梯度;水冷系统

0 引言

永磁电动机相比传统电动机具有高功率密度、高效率等特点^[1],已广泛应用于新能源乘用车及商用公交车领域,而其在电动中重卡车上的运用则处于起步阶段。随着市场对电动机小型化及轻量化的要求越来越高,电动机温升控制成为设计关键技术之一,而机座冷却系统设计是电动机散热的关键所在。电动中重卡车电驱系统水冷模式与商用公交车相比具有水泵流量大、系统功率高的特点,传统的电动机机座水冷系统设计方案所固有的压损大或内部温度梯度问题不应重复出现,因此需要对电动中重卡车电动机机座水冷系统进行研究与分析,提出一种适用电动中重卡用永磁电动机新型水冷机座设计方案。

从国内外的资料来看,对于电动机的温升和水冷系统研究基于内部流场特性和温度场的数值分析和计算^[2-5],对不同机座水冷系统结构形式的流动、散热等特性进行分析与比较,说明新型机座水冷系统结构设计方案优于传统结构方案。

本文以一款额定功率为250kW的中重卡车用永磁电动机为例,提出并分析一种新型电动机机座水冷系统结构,该方案进出水口位置可灵活布置,在增加后半程曲折性前提下,有效减小散热过程中定子的轴向温度梯度差。设计过程基于流体力学和传热学基本理论,结合有限元分析,从电动机额定稳态温度场特征出发,比较不同机座水冷系统结构在实际边界条件下的压损、散热等情况,最终得出结论。

1 电动机机座水冷系统结构

目前市场上新能源车用永磁电动机的散热大多由布置在定子外圆上的铝材水冷机座带走,常规车用永磁电动机的机座水冷系统根据水流路径特征划分为螺旋式和轴向式两种结构,如图1所示。两种结构的制造加工形式、进出水口分布位置及散热特点均有区别。

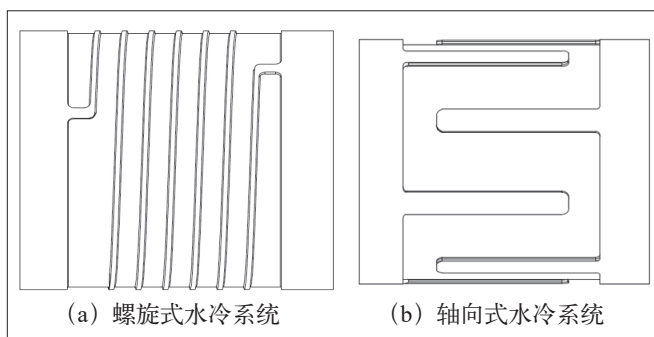


图1 传统机座水冷系统

根据图1(a),机座螺旋式水冷系统利用周向一定角度导流作轴向递进,有利于减小沿程阻力,非流动水区域较小,整体压损较小,流速均匀恒定。它的进出水口要求布置在螺旋的前后两端,由于冷却液的流经先后原则,机座轴向的前后两端散热容易出现一定的温度梯度。该系统的批量制造主要采用铸造成型加工,生产工艺成熟。

根据图1(b),机座轴向式水冷系统水路沿机座轴向两端做折返,途经的转弯较多,增加沿程阻力,整体压损较大,且阻隔筋与端面的垂直拐角易形成

非流动水区域。它的进出水口要求布置在轴向两端或同一端,机座拐角的流速高于轴向流速,由于沿中部对称,前半程与后半程圆周周向散热易形成温度梯度。该系统的批量制造可采用铸造成型,也可采用型腔冷挤压加工。

中重卡车水冷循环有水泵大流量、高功率的基础条件。综合以上两种成熟的水冷系统,需结合大流量和功率前提,择优补短,减小温度梯度,以达到改善冷却效果的目的。

新型螺旋与切向往复复合式水冷机座结构如图2所示,它的前半程沿用螺旋式路径,后半程设计成周向往复折返路径。整体后半段流程曲折度增加,预计压损略高于全螺旋式结构。进出水口布置方面,适合轴向两端或中部布置,为整机装配空间创造高灵活性。其批量制造性等同于螺旋式。

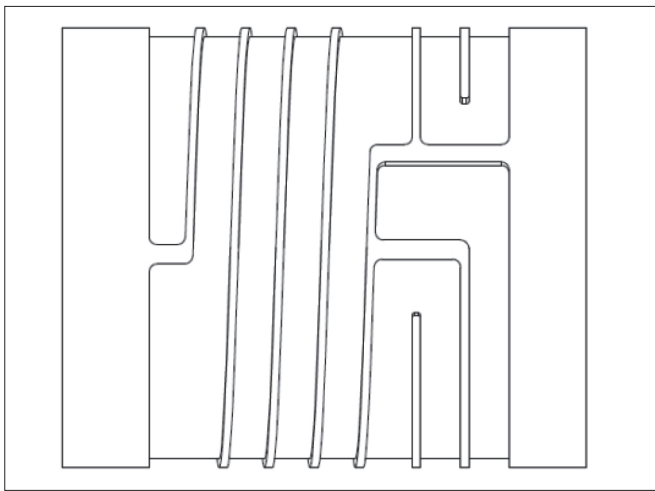


图2 螺旋与切向往复复合式的水冷系统

2 流体特性模型

2.1 流体稳态特性

冷却液在机座的水冷系统中为不可压缩状态流动,压力一定后趋于稳态,该运动过程可用流体力学伯努利方程诠释,如下:

$$\sum h = h + \frac{p}{\rho g} + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} \quad (1)$$

式中: $\sum h$ — 全压头;

h — 高度差值;

$\frac{p}{\rho g}$ — 静压头;

$\frac{v^2}{g}$ — 动压头。

全压头即总能量。流体稳态运动过程,静压和动压间互相变化不影响总能量值。

可预见螺旋式、轴向式、螺旋与切向往复复合式三种方案均为进出水口的强制密闭循环结构,一定流量下,各区域的压力虽可能不同,但整体的压力损失随时间达到一趋于平稳值。

2.2 流体流动形态

以上提到的机座水冷系统结构均属于串联型,不存在分流;流体力学理论上,液体的流动状态取决于雷诺数,根据其值大小,将其在系统中流动状态大致分为层流、湍流;行业内共识当雷诺数大于2300,即达到湍流状态,雷诺数公式如下:

$$R_e = \frac{\omega D_e}{\nu} \quad (2)$$

式中: R_e — 雷诺数;

ω — 流体流速;

D_e — 流经管路直径;

ν — 冷却流体黏度。

流体层流流动时流体质点只有定向流动,没有横向混杂,换热效果在越靠近流道外壁区域层间呈递增;流体湍流流动时流体质点间剧烈混合,可能向各个方向运动或形成小的漩涡,这样使得换热效果增加,从而缩小流经截面中心与流道外壁的温度差。且从公式(2)可了解,同一种液体,当流经管路直径与黏度保持较小变化时,增大流体流速,使得雷诺数同比增大,湍流现象加剧。经计算螺旋式、轴向式、螺旋与切向往复复合式三种机座水冷系统方案的雷诺数值均高于2300,流体处于湍流状态。

3 电动机内部的传热交换

假设永磁电动机的温度分布沿圆周方向对称,将电动机沿轴向切开,主要的温度节点有转轴、轴承、转子铁芯、永磁体、内腔空气、定子铁芯、绕组、机座等,这些节点构成整机的等效热路,且在电动机内部进行传导和交换。电动机额定运行时,主要的热源是定子绕组产生的铜耗 P_{Cu} 以及一定转速下定子铁芯产生的铁耗 P_{Fe} ;其次是转子铁芯的风摩杂散损耗 P_s 和较小的铁耗(额定工况不考虑弱磁),一部分热量通过气息传递给定子,另一部分通过转轴和轴伸向外散发。

总损耗计算公式如下:

$$P_{to} = P_{Cu} + P_{Fe} + P_s \quad (3)$$

式中： P_{to} —总损耗。

电动机额定点的铜耗与额定电流 I 和绕线方案有关，该电动机为 Y 型连接，有铜损：

$$P_{Cu}=mI^2R \tag{4}$$

式中： m —绕组相数；

R —绕组相电阻（绕组温度 100℃时）。

铁芯的铁耗与铁芯材料和主磁通交变引起的磁滞、涡流损耗有关，有铁损^[6]：

$$P_{Fe}=K_{P_{1/149}}B^2\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1.3}G_{Fe} \tag{5}$$

式中： $P_{1/149}$ —频率 149Hz、磁密 1T 时铁芯材料的单位损耗；

B —铁芯磁通密度；

f —磁通交变频率；

f_0 —额定同步频率；

G_{Fe} —铁芯质量；

K —考虑铁芯加工、磁通密度分布不均匀等因素使铁损增加的修正系数。

通过公式（4）、（5）可计算电动机特定工况点的铜损和铁损值，作为电动机的主要发热源参考。

4 仿真分析与比对

4.1 模型框架

永磁电动机自身性能通过与多档 AMT 配合满足 49 吨中重卡车驱动要求，如高速行驶、满载爬坡、加/减速、启/停、反向馈电等。电动机的基本性能参数如表 1 所示。

表 1 250kW 永磁电动机基本性能参数

名称	数值	名称	数值
电压平台	650V	防护等级	IP68
额定功率	250kW	额定转矩	1600Nm
额定转速	1492r/min	绝缘等级	H

电动机除要满足相应的性能参数外，还需有良好的结构布置合理性以及对外部极限温度的环境适应性（-40 ~ 85℃），所以在电动机的主零部件、绝缘件的材质选取上，需要兼顾考量上述方面。仿真模型的建立，要结合流体场和电动机额定温度场的设定条件，进行一定程度的耦合仿真。简化主模型包括电动机的基本结构，如定/转子铁芯、定子绕组、转子永磁体、轴以及螺旋式、轴向式、螺旋与切向往复复合式三种水冷系统机座方案。

4.2 条件设置

在额定工况下，依据实际 49 吨中重卡整车水冷循环系统设定机座进水口水温为 65℃，进水口流量为 30L/min，水作为流体介质；机座外表面与空气自然接触换热，假定定子绕组的两端排线均匀铜耗均布，定子槽内绝缘系统正常，损耗情况根据上文中的热交换公式得到绕组线圈和定子铁芯轭部的损耗密度值分别为 4992W/m³ 和 1714W/m³。

4.3 求解比对

本文对中重卡车电动机三种水冷系统方案进行分析比较。首先，在不同路径形式下，在对应不同进水流量时，三种方案的压力损失是不同的，通过对流体特征仿真，可得到它们各自的压损曲线情况，如图 3 所示。从图 3 可以看出进出水口的压力损失随给定流量的提升前半段处于稳步增加，而后开始指数级上升。其中螺旋式水冷系统同流量情况下压损最小，其次是螺旋与切向往复复合式，最后是轴向式。从车用水泵能耗角度，压力损失越大消耗的水泵功率也越多，所占的能耗增加。49 吨中重卡车用供水泵功率达到 280W，高于商用公交车平台 200W，冷却水流量保持在 30 ~ 40L/min，细分到主驱电动机部分消耗值最好不超过 120W，即对应压损不超过 180kPa。

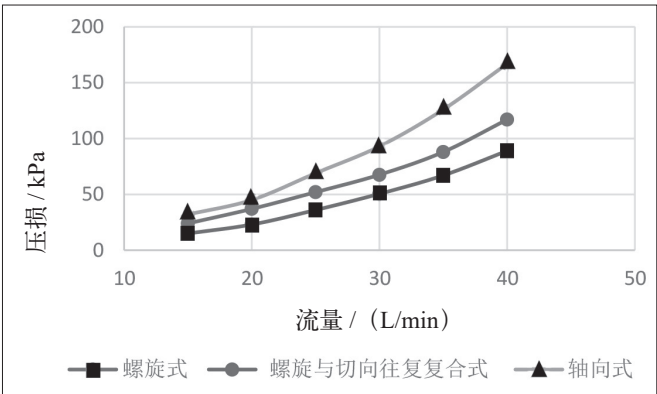


图 3 流量 - 压损曲线

当系统流量为 30L/min 时，螺旋与切向往复复合式水冷系统的表面压力分布和流迹速度曲线如图 4 所示。

从散热角度出发，水冷系统进水流量的稳步上升，对应电动机定子平均温升的影响从一开始的逐渐降低，到逐渐变得平缓，最终趋近为一个常数^[7]。在机座水冷系统的结构设计取得电动机内部热流带走与高效的平衡后，需从内部温度差进行分析。

电动机额定工况运行时，主要由电动机热负荷反应的铜耗产生热量。热量从线圈绕组出发，绕组直线边埋藏在铁芯槽内，热量经绝缘膜与铁芯直接传递到机座内壁被带走；然后传导至端部近铁芯部分，最后到达绕组端部。暂抛开影响水冷高效之能耗消耗最大的轴向式结构系统不谈，对比螺旋式和螺旋与切向往复复合式。螺旋式循环，水路过程的路径、流速均等，水流在进出水口的温度差存在，整个散热过程会使电动机绕组出线端、中间直线段、非出线端之间出现一定的温度差；螺旋与切向往复复合式局部速度变化如图 4 右图所示，在水路的中后路段路径折返扩展，拐角附件延伸区域流速相对加快，雷诺数增大，使湍流效应增加提升换热效果，从而减弱散热过程中铁芯两端绕组出线端与非出线的温度梯度。

额定工况下电动机的温度场分布如图 5 所示。从图 5 可以看出，螺旋与切向往复复合式水冷系统绕组端部的最高温度在 140.3℃，前后绕组端部同位置最高温度差值 1 ~ 4.5℃，相差较小。

额定温升仿真情况见表 2。从表 2 可以看出，两

表 2 250kW 额定温升情况对比

结构方案	绕组额定稳态温度值 /℃	前后绕组端部同位置最高温度差值 /℃
螺旋式水冷系统	141	3 ~ 7
螺旋与切向往复复合式水冷系统	140	1 ~ 4.5

种结构方案绕组的额定稳态温度值趋于接近，螺旋与切向往复复合式水冷系统在对电动机前后绕组端部同位置最高温度差值的散热控制上较好，符合推论假设。

5 试验验证

根据 250kW 中重卡车用永磁同步电动机，开发螺旋与切向往复复合式水冷系统原型，制作一台样机，并用于型式试验。给系统通入水温 (65±3)℃，流量 30L/min 的冷却液，电动机上台架调至额定工况运行 1h，每隔 5min 记录绕组温度。

观察试验结果表明，电动机额定稳态温度下，两侧端部同相绕组温度值相差 2℃ 与仿真值接近，试验过程和结果合格。

6 结语

新能源乘用车及公交车在国内得以广泛应用，但货运车辆电驱化仍处于探索阶段，尤其永磁电动机在中重卡车上的应用，有待进一步分析与研究，其中永磁电动机水冷系统研究是促进中重卡车电驱化发展的一项重要课题。

本文以一款 250kW 中重卡车电动机所属边界条件为模型，提出一种新型永磁同步电动机机座的水冷系统结构，通过与传统机座水冷系统方案的综合对比，得出以下结论：

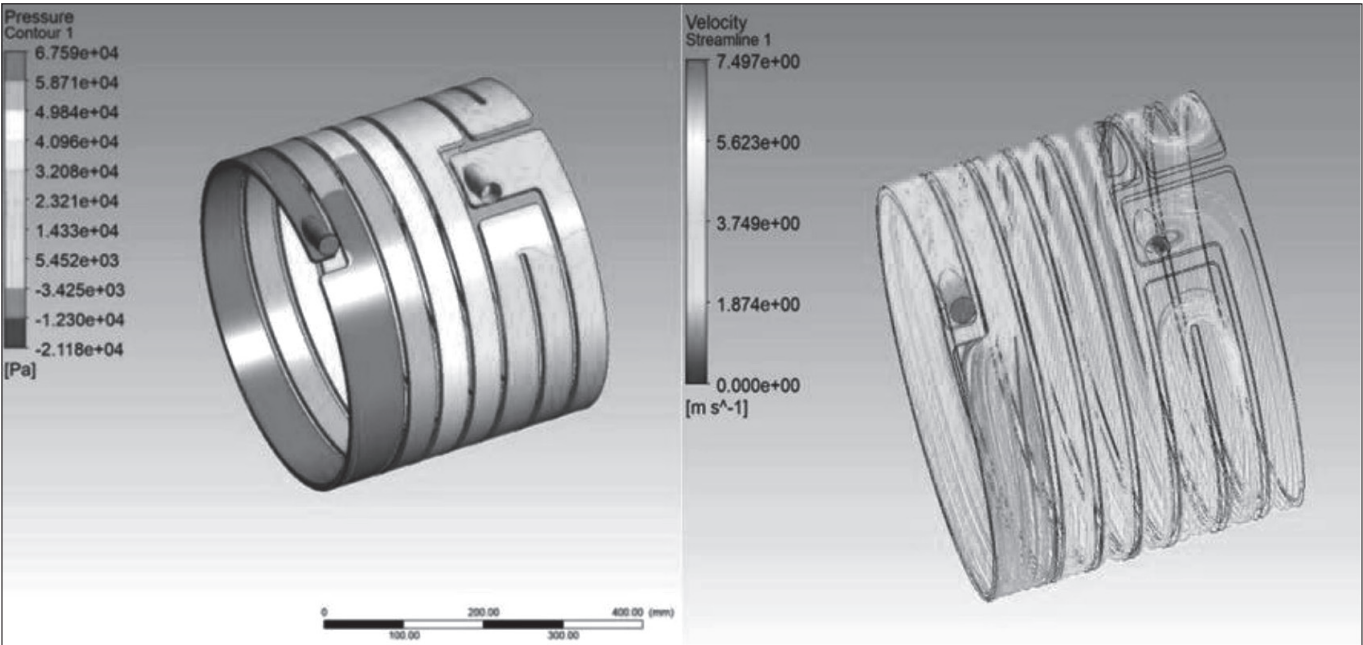


图 4 螺旋与切向往复复合式水冷系统压损和流速示意图

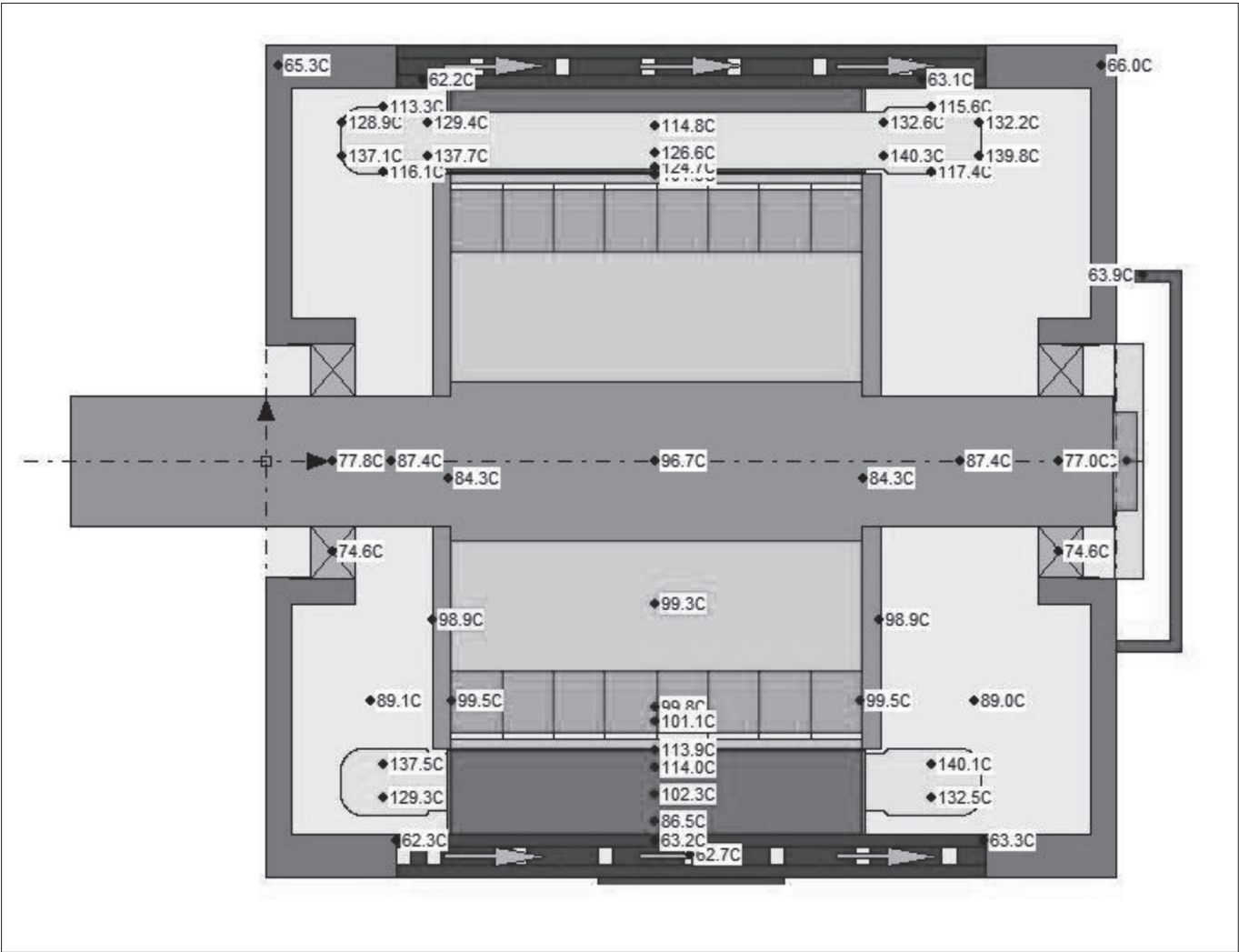


图 5 额定工况下电动机的温度场分布

(1) 新方案增加了后半程曲折性，减小给定子散热过程中的轴向温度梯度差，从而使电动机两端绕组温升更加均衡。从边界条件和结构布置的参照来看，适用于中重卡车驱动电动机。

(2) 所采用的理论推理与有限元分析相结合的方法，为永磁电动机在特种车辆上的应用拓展了思路，具有一定的借鉴性。

参考文献：

[1] 唐任远，等．现代永磁电机：理论与设计 [M]．北京：机械工业出版社，1997:3-4.

[2] 吴琳，王宏光．水冷电机冷却系统设计与计算 [J]．机械设计与制造，2008(08):40-42.

[3] 李子健．电动车用水冷感应电机温度场及其水冷系统的研究 [D]．哈尔滨：哈尔滨工业大学，2008.

[4] 丁杰，张平，李益丰，等．永磁同步电机的三维流场温度场耦合计算 [J]．大功率变频技术，2014(06):46-50.

[5] 谭立真，陈寄贵，陈广林．大功率永磁同步电机温升研究 [J]．中国汽车，2021(02):22-25+52.

[6] 黄国治，傅丰礼．中小旋转电机设计手册 [M]．北京：中国电力出版社，2014:13-14.

[7] 和伟超，吴建华．电动汽车驱动电机水冷系统的设计及其温度场分析 [J]．轻工机械，2013,31(05):19-25.