某电机冷却水套的CFD仿真

CFD Simulation of the Water jacket of a Motor

郭军朝　王伟民　史建鹏

东风汽车公司技术中心，武汉，430056

摘要：本文应用 STAR-CCM+软件从冷态和热态两个角度对某双离合器的电机水套进行三维数值模拟分析，描述了强化传热技术在电机冷却中的应用，得到了水套进出口压力损失、水套环向切片速度场、近壁面流速分布及壁面换热系数等信息。通过比较这两种方案，发现第一个方案具有较低的流阻、较高的平均换热系数等优点，更适合电机冷却的要求。

关键词：电机、水套、压力损失、壁面换热系数

Abstract: 3D numerical simulation of water jacket of a motor in the double clutch was carried out with the STAR-CCM+ software. And the application of technology on enhancement of heat transfer is described in the water jacket of motor. The calculation results of the flow field can be got, such as pressure loss between inlet and outlet, sectional velocity field in the axial direction, distribution of heat exchange coefficient and so on. Compared case 1 of the water jacket of case1 with that of case2, the former posses lower flow resistance and higher averaged HTC than the latter，so case 1 is more suitable for the cooling of motor.

Key words: Motor, Water jacket, Pressure loss, HTC

1 前言

随着计算机和数值计算技术的发展，计算流体力学在工程上的应用越来越广。由于电机壳体的冷却水套结构复杂，又封闭在机体内部，不易观察和测量，所以 CFD 技术成为电机壳体冷却水套设计和分析过程不可缺少的手段。该技术可以得到冷却液流场速度、对流换热系数分布、压力分布及多出口时的流量分布等信息。根据速度场可以识别滞止区（死区）、速度梯度大的区域；通过对流换热系数的分布可以评估水套的冷却性能；通过压力分布可以显示压力损失大的区域；这些信息可以为某型号混合动力客车的双离合器电机的冷却系统结构设计提供重要理论依 [1]。

电机冷却水套流场分析的目的是通过水套多方案的对比，优化冷却水套结构，控制关键部位温度，降低功率损失，进而改善高温零部件的可靠性及电机的整体性能。从流场的角度而言，应该加强电机高温区域的流动以强化冷却，而对冷却要求不高的部位则不要求过高的流速；为了防止局部过热，应要求流场均匀，避免流动死角。

2 创建计算模型

2.1 创建流体空间三维几何模型

流体空间的几何模型的简化程度与 CFD 模拟计算所需的时间及结果精度是密切相关的。本文未对冷却水套做任何简化，实体三维造型运用 CATIA 软件完成。流体空间几何模型由电机壳体、定子所围成的封闭空间，图 1 为电机壳体，图 2 为定子、水套的几何模型。流体仿真计算域为冷却液的入口到其上的冷却液出口，如图 3 所示，呈环形螺旋状、主流区域为矩形断面的水套模型。

如图 1 所示，Z 轴负方向为重力方向，图 2 中绿色为定子，蓝色为水套。呈螺旋状形的水套，在进出口位置不同时，冷却液所走的路径也不同，水套内流场参数的分布是不同的，因而对电机的冷却效果也有所不同。

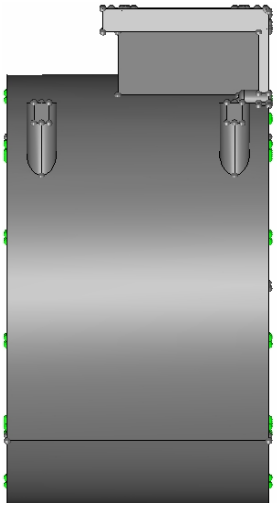

图 1 电机壳体

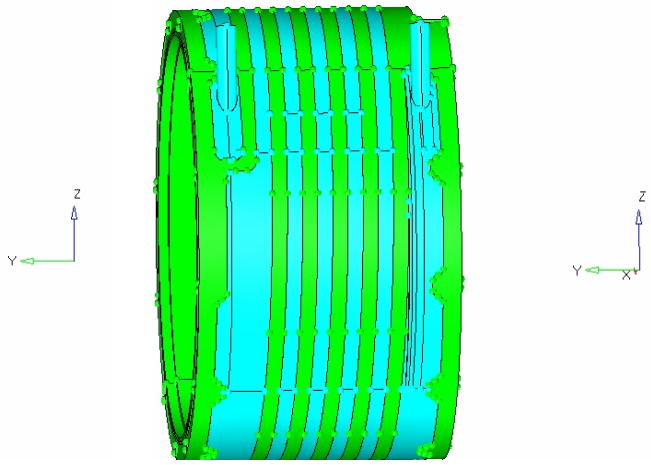

图 2 定子与水套组装模型

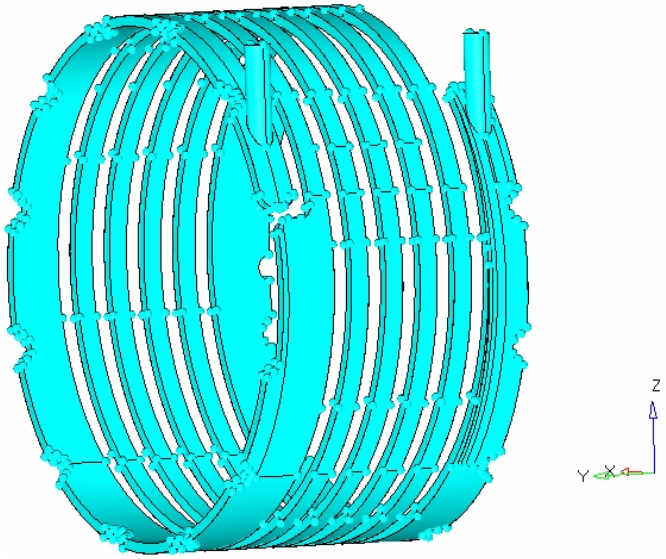

图 3 环形螺旋状流体空间几何模型

2.2 流体空间网格划分

由于实际的流动区域具有不规则且复杂的几何外形，为了保证计算精度，希望网格离散空间与实际流动区域相一致。高质量的网格划分是保证计算结果可靠的重要因素，同时也捕捉局部因螺栓连接而造成的突起细节特征。

本文流体空间的边界层参数：厚度为 1mm、层数为 4、相邻两层厚度比为 1.5；本水套计算域的多面体网格数量约为 146 万。

图 5 流体空间体积网格

图 6 流体空间入口的边界层

2.3 冷却液特性

本电机流体空间所用的冷却液为 50%的水和 50%的乙二醇的混合液，入口温度为 90^0C，为不可压缩流体，主要物理参数如表 1 所示。

表 1 电机冷却液物理参数

物理特性参数	数值	备注
比热容（Cp）	3648J/(kg·K)	冷却液物理参数均为 100^0C 时的值；
密度（ρ）	1020kg/m^3	
动力粘度（η）	0.000816Pa.s	
热传导率（λ）	0.305W/(m·K)	

2.4 冷态计算边界条件

本文所示流体空间的入口为速度流量边界条件，共有 10L/min、12L/min、15L/min、18L/min、20L/min 五个不同流量下的分析工况；出口边界均为压力边界条件，相对大气压为 0Pa；水套的环状内壁与外壁均为绝热壁面边界条件。

方案 1 和方案 2 的冷却液所流过空间的几何形状一样，出入口完全相反、重力方向相同；在此前提下，分析并评价方案 1 与方案 2 的不同。

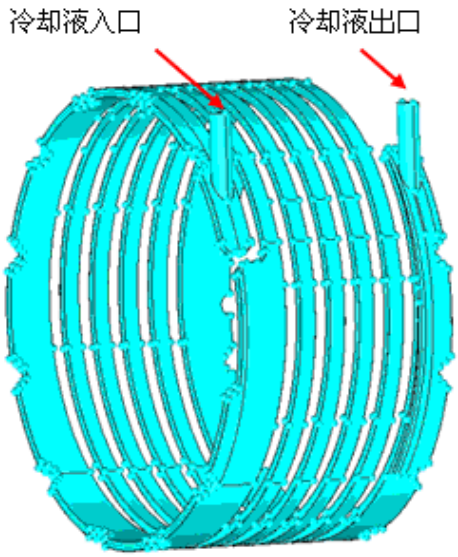

图 7 方案 1

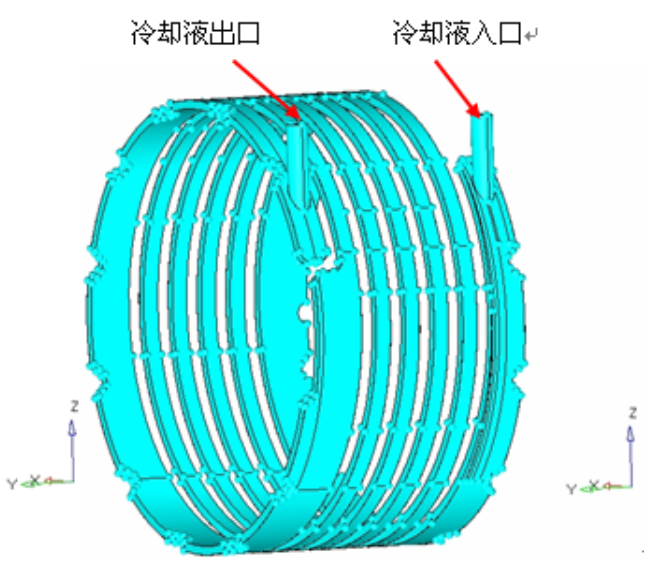

图 8 方案 2

3 水套冷态仿真分析与评价

3.1 进出口压力损失

流体在管道中流动过程中的能量损失分为沿程阻力损失和局部阻力损失。针对本电机水套的复杂形状，其能量损失主要有以下几种：沿程阻力损失是缓变流动在整个路径内流动时的流动损失，在同样的条件下，管长越长，管道表面越粗糙，则损失的能量越大；由于管道截面积的突然变化而引起的局部阻力损失，如冷却液从入口的圆形截面到椭圆形截面，再到矩型截面，均受到管道突扩、突缩的影响而产生局部阻力损失；由于管路弯曲引起的能量损失，在弯曲流线主法线方向上，速度随距离曲率中心的减小而增加，所以在弯曲管道中，内侧速度高，外侧速度低；在垂直轴线方向的过流截面上速度分布梯度越大，能量损失就越大，截面的有效利用率就越低，管道中的压力损失和粘性阻力越大[2]。

本文分别对两种不同方案进行五种工况的仿真分析，并输出进出口的压力差，即整个流体空间进出口的压力损失，如表 2 所示。

表 2 两种方案下五种工况下的进出口压力损失

工况 L/min	方案 1/压力损失 kPa	方案 2/压力损失 kPa
12	21.70	26.82
15	32.80	35.70
18	45.08	53.86
20	54.50	64.67

分析数据可得：进出口的压力损失随着入口流量的增加而提高，呈非线性变化；在相同流量下，

方案 2 的进出口压力损失大于方案 1 进出口压力损失；进出口压力损失小，则冷却系统对泵的性能要求小一些。

3.2 半径R=0.20m的环向切片速度场分析

冷却液在近乎封闭空间内运动，用试验方法很难观测内部流态，流体软件 STAR-CCM+是对水套内流场进行可视化的工具。取环形流体空间的轴向中截面，该截面速度场与局部涡流，如图 9 所示。

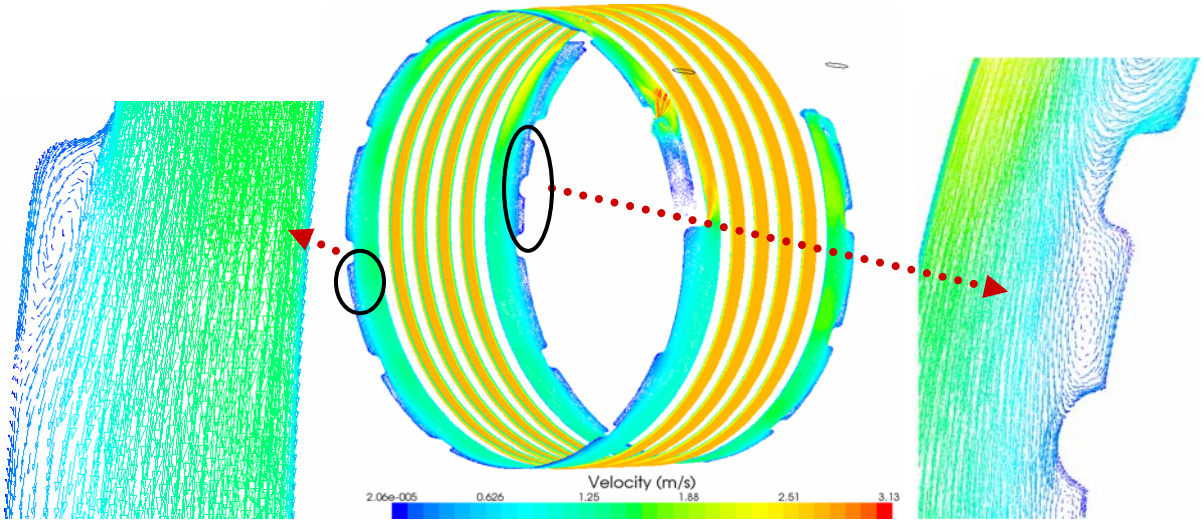

图 9 流体空间的环向切片速度场及局部涡流区域（方案 1、入口流量 20L/min）

分析图 9，水套端部存在不规则突起，导致涡流回旋区域的产生，从而不利于端部的冷却；漩涡区和“死区”对流动均造成了障碍，导致水套压力损失较大，也很难把热量带走；主流区域均在 1m/s 以上，利于电机定子的散热。

分析图 10，方案 2 中涡流更为明显一些，在管道突扩处下游存在一对漩涡，很难把该区域的热量带走，也是水套损失压损较大的区域。

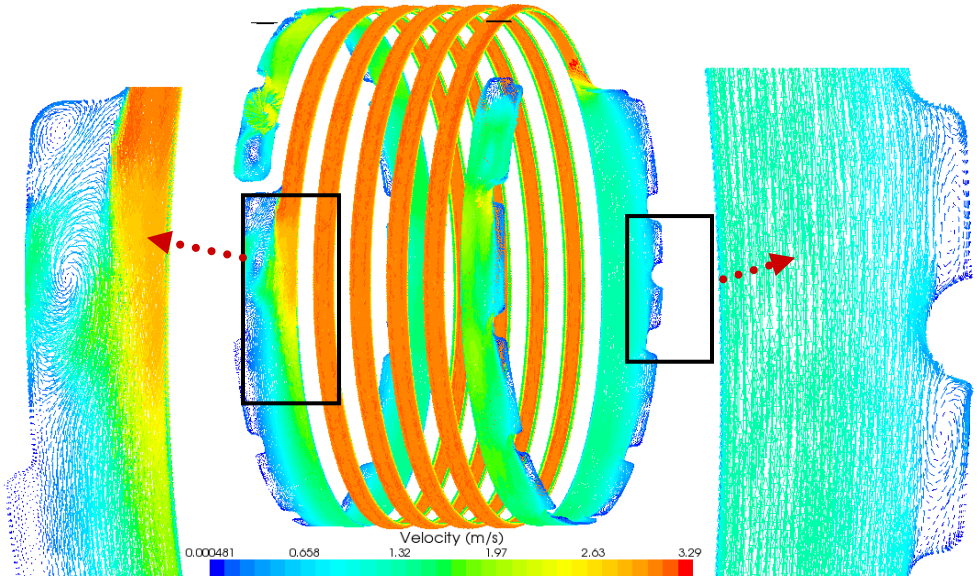

图 10 流体空间轴向切片速度场及局部涡流区域（方案 2、入口流量 20L/min）

3.3 流体空间壁面总压分布

在满足电机壳体冷却的情况下，压力损失越小越好，流动也就越通畅。从图 11、图 12 可以看到压力从进口到出口呈下降趋势，根据能量转化原理，冷却液的部分能量克服了流动阻力，到出口时的能量必然减少，压力也会相应下降。

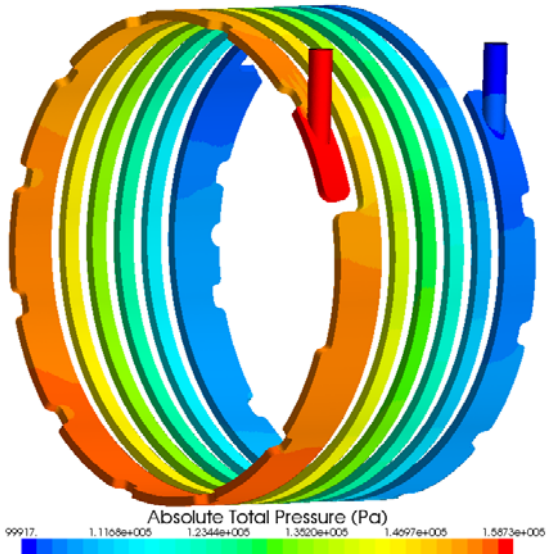

图 12 方案 1 流体空间壁面总压分布云图

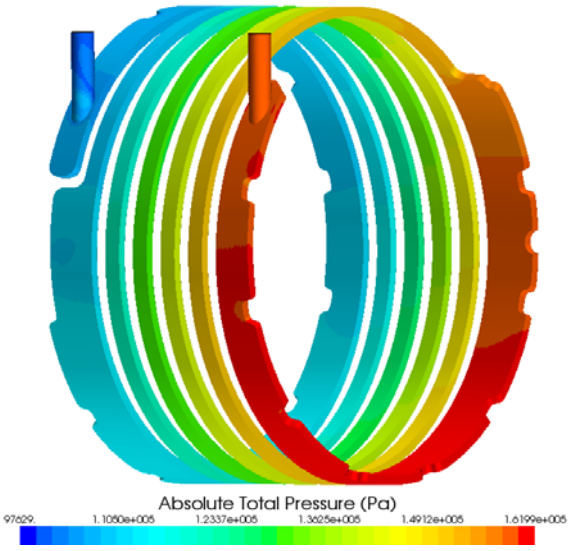

图 12 方案 2 流体空间壁面总压分布云图

3.4 流体空间壁面y+值分布

贴近壁面网格要求用 y+大大小来反映，与壁面剪切应力及贴近壁面的网格距壁面的距离有关。计算公式：$y^+ = \frac{\Delta y}{\nu}\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$，其中 Δy 是到壁面的距离，ν 是运动粘性系数，τ_w 是壁面剪切应力，ρ 是冷却液的密度。从图 13、图 14 中水套壁面 wall yplus 分布云图可以看出，壁面的 wall yplus 值基本上都处于合理的范围内（一般认为在 30-200 之间），表示边界层设置合理，已经达到精度要求[3]。

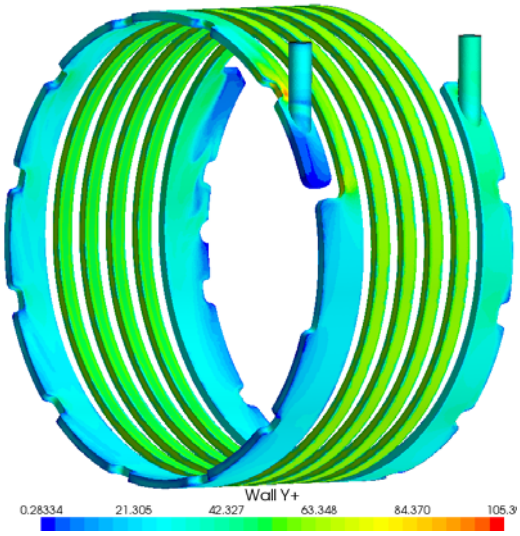

图 13 方案 1 流体空间壁面 wall y+分布云图

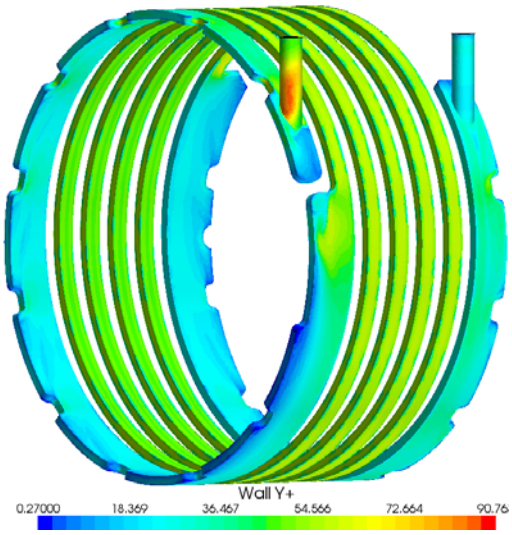

图 14 方案 2 流体空间壁面 wall y+分布云图

4 水套热态仿真分析

4.1 热态问题计算边界条件

对流传热是流体与壁面温度不同时，流体掠过流体空间壁面而发生的热量传递现象，此时热对流和热传导同时起作用。强化换热的机理在于如何破坏或减薄边界层、如何增强流体的扰动。

相比于大空间内由于流体内部温度不同而引起的密度差异，从而引起自然对流换热问题，本文阐述的冷却电机的流体空间是一个呈螺旋状的有限空间，属于典型的内部流动、强制对流换热问题[4]。冷却液以一定速度流经螺旋状流体空间时，由于离心力的作用，在横截面上产生二次环流，增加了扰动，从而强化了传热。

研究电机冷却的目的是从定性角度揭示对流传热机理，总结传热规律，并为今后类似的问题提出强化传热措施；从定量角度计算冷却液的路经对流体空间壁面换热系数的影响。

本文对流体空间施加了假定的等温边界条件，并进行热态问题仿真分析，提取了壁面的换热系数，相关数据未试验验证。

表 3 冷却水套极限工况下的热态计算边界条件

入口流量 L/min	入口温度 ^{0}C	壁面温度 ^{0}C	出口温度仿真计算果 ^{0}C
12	90	180	133.20
15	90	180	131.73
20	90	180	129.02

4.2 流体空间壁面换热系数

单位传热面积在单位时间内、单位传热温差下的传热速率，就是壁面的换热系数，它是与具体传热过程有关的量，不是冷却液的物性参数。壁面换热系数（HTC）的分布与流体空间当地冷却液流速的大小、传热面的几何因素、流态、流体运动黏度等因素密切相关。例如，在冷却液的低流速区域，此处的壁面换热系数较小，反之，则换热系数较高；一般要求热负荷高的地方 HTC 值高[5]。入口流速均为 20L/min 时，方案 1、2 的壁面换热系数分别如图 15、16 所示；经仿真计算方案 1、2 的平均换热系数分别为 5163.4W/(m^2.K)、4519.7W/(m^2.K)，也就是说，方案 1 更有利于电机的冷却。

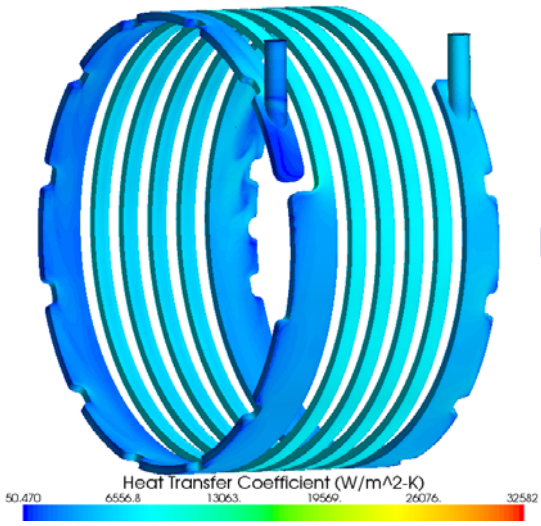

图 15 方案 1 水套壁面换热系数

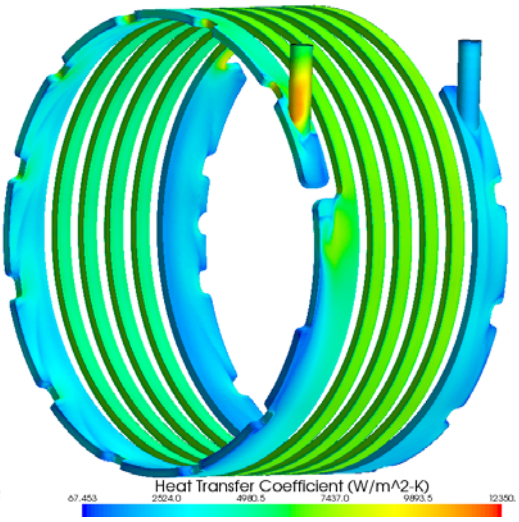

图 16 方案 2 水套壁面换热系数

5 结论

1）从流体空间的进出口压力损失角度分析，方案 1、2 在入口流量相同时，方案 1 进出口压力损失比较小，因而对泵的功率要求比较低。

2）分析流体空间壁面的换热系数的分布可得，方案 1 流体空间的平均换热系数均大于方案 2 的，更有利于电机定子的冷却。

3）方案 1 与方案 2 相比，水套沿程阻力损失较小，而换热系数较大，符合冷却性能的要求，故选择方案 1 为水套的设计方案。

4）建议修改低流速区域对应的电机壳体几何数模，从而减小涡流、“死区”分布的空间。

6 参考文献

[1] 杨卫民、李月、李锋祥.CAE 在强化传热节能减排中的应用.计算机辅助工程，2009 年.

[2] 王秋旺、曾敏.传热学.西安：西安交通大学出版社，2006 年.

[3] 王福军.计算流体动力学分析.北京：清华大学出版社，2008 年.

[4] 姚钟鹏、王新国. 车辆冷却传热.北京：北京理工大学出版社，2001 年.

[5] 陈小东、詹樟松.发动机冷却水套内三维流动的数值模拟.设计计算研究，2004 年.