



电子元件冷却的场协同分析

吉亚萍，云和明，郭训虎

(山东建筑大学 热能工程学院，山东 济南 250101)

摘要：以电子元件冷却装置为研究对象，它是由内部静压箱、冷却空间、外部静压箱组成。内部静压箱外侧套着冷却空间，冷却空间外侧套着外部静压箱。内部静压箱是截面为正六边形的棱柱体空间，正六边形的边长为0.08 m，外部静压箱是截面为圆环形的柱体空间，其中圆环形截面由半径为0.105 m和半径为0.15 m的两个圆构成。内、外静压箱之间为冷却空间。内、外静压箱一端封闭，另一端可分别接送风机或引风机，两风机异侧放置。当外部静压箱接送风机而内部静压箱接引风机时，空气从外部静压箱先经过冷却空间进风口再经过冷却空间出风口流向内部静压箱（外进内出）；当内部静压箱接送风机而外部静压箱接引风机时，空气流向与外进内出相反（内进外出）。在垂直于装置中心轴的截面上，冷却空间被隔板均分为6个相同扇形区域，其中隔板沿正六边形每个顶点所在的直径布置。每个区域有4个电子元件布置在正六边形每条边的外侧。4个电子元件等间距布置，电子元件之间净距为 d_1 ，两侧电子元件与所在正六边形的边两端的水平间距为 d_2 。基于计算流体动力学(CFD)的COMSOL Multiphysics软件，建立冷却空间二维简化模型并划分网格，对其温度场和速度场求解，研究在不同空气体积流量下改变空气的进出口方向（外进内出、内进外出）和电子元件的间距对电子元件冷却效果的影响，并结合场协同原理分析各种工况下温度场和速度场的协同程度，从而获得电子元件冷却的优化方案。计算结果表明：空气外进内出时电子元件冷却效果优于内进外出；当电子元件分布间距参数为 $d_2/d_1 = 1.5$ 时，电子元件的温度最低，温度场和速度场协同程度最好，冷却效果最优。

关键词： COMSOL Multiphysics 软件； 电子元件冷却； 数值模拟； 场协同分析

中图分类号： TU834 **文献标志码：** A **文章编号：** 1000-4416(2019)06-0A20-07

DOI:10.13608/j.cnki.1000-4416.2019.06.007

1 概述

随着电子元件集成度的大幅提升，电子元件温度也大幅升高，可能引起电子设备无法正常工作^[1-2]。事实表明，电子元件的可靠性对温度十分敏感，其温度在70~80℃水平上每增加1℃，可靠性就下降5%^[3]。目前强化电子元件的冷却效果已成为重要的研究课题。传统的强化换热是通过增加流量以增大雷诺数，或者通过加肋以增大传热面积，以及设置粗糙表面以提高湍流度等措施来强化对流换热，但是这些措施往往伴随着流动阻力的增加，在

实际应用上受到一定的限制^[4-5]。

文献[6-7]对边界层流动进行能量方程的分析，证明了减小速度矢量与温度梯度之间的夹角是强化换热的有效措施，这一思想被称为“场协同原理”。利用场协同原理可实现强化换热，这时流体的阻力明显减小，更利于节能和应用于工程实际^[8-9]。文献[10-11]在强化传热的场协同原理基础上，提出了对流换热层流流场质点物理量之间的协同原理，并在此基础上，建立了湍流换热的能量协同方程和动量协同方程，揭示了协同关系及所反

作者简介：吉亚萍，女，硕士生，主要研究方向为强化传热。

收稿日期：2019-01-02； **修回日期：**2019-03-27 **通信作者：**云和明

映的强化换热机理。

文献[12]针对电子元件的冷却问题,采用CFD技术对以空气为冷却流体的电子元件进行了数值模拟,获得温度场及速度场,并基于场协同原理对其协同效果进行分析和比较,获得电子元件冷却的优化方案。文献[13]针对扩展表面散热的进一步强化和优化,进行了肋片最佳高度和间距的变化研究,并对受限电子元件空间自然对流散热的散热极限进行了阐述。

COMSOL Multiphysics 是一款广泛应用于各个领域的科学的研究及工程计算,模拟科学和工程领域的各种物理现象的仿真软件。COMSOL Multiphysics 软件的优势在于多物理场耦合方面,多物理场的本质就是偏微分方程组,只要是可以用偏微分方程组描述的物理现象都可以计算、模拟、仿真。COMSOL Multiphysics 软件是以有限元法为基础,通过求解偏微分方程或偏微分方程组来实现真实物理现象的仿真,用数学方法求解真实世界的物理现象。

以上各学者通过场协同原理来分析散热过程或者改变肋片高度和间距以达到强化传热的目的。笔者基于计算流体动力学(CFD)的 COMSOL Multiphysics 软件,建立冷却空间二维简化模型并划分网格,对其温度场和速度场求解,研究在不同空气体积流量下空气的进出口方向(外进内出、内进外出)和电子元件的分布间距对电子元件冷却效果的影响,并结合场协同原理对比分析各种工况下温度场和速度场的协同程度,从而获得电子元件冷却的优化方案。

2 数值模拟方案

2.1 几何模型

冷却装置的三维模型见图1。

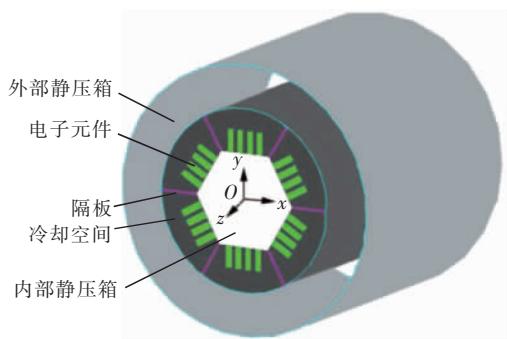


图1 冷却装置的三维模型

以装置中心线为z轴,在z轴任取一点为坐标

原点O,z轴正向垂直向外,x轴正向水平向右,y轴正向垂直向上。内部静压箱外侧套着冷却空间,冷却空间外侧套着外部静压箱。内部静压箱是截面为正六边形的棱柱体空间,正六边形的边长为0.08 m。外部静压箱是截面为圆环形的柱体空间,其中圆环形截面由半径为0.105 m 和半径为0.15 m 的两个圆构成。内、外静压箱一端封闭,另一端可分别接送风机或引风机,送风机和引风机分别设置在装置两侧。内、外静压箱材料为镀锌钢板,两静压箱之间夹层为冷却空间。当外部静压箱接送风机而内部静压箱接引风机时,空气从外部静压箱先经过冷却空间进风口,再经过冷却空间出风口流向内部静压箱(此工况以下简称“外进内出”);当内部静压箱接送风机而外部静压箱接引风机时,空气流向与外进内出相反(此工况以下简称“内进外出”)。冷却空间内的电子元件固定在内部静压箱外表面,进风口、出风口为铝制金属网状结构,空气从冷却空间进风口(或出风口)垂直进出且均匀分配。冷却空间进风口、出风口均考虑金属网状结构材料本身的宽度,为风口总边长的1/3,则风口净边长占风口总边长的2/3。在x-y截面上绝热隔板将冷却空间均分为6个相同的扇形区域。每个区域分布4个电子元件。隔板的材质为硅酸钙。

现作如下假设:

- ① 垂直z轴的截面都相同;
- ② 每个区域电子元件对称布置;
- ③ 每个区域的传热互不影响;
- ④ 不考虑内、外静压箱的传热。

故只取x-y截面上冷却空间的1/6建立二维简化几何模型,1/6冷却空间二维截面简化几何模型见图2。

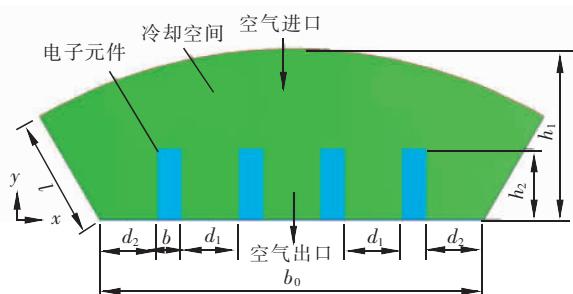


图2 1/6 冷却空间二维截面简化几何模型

图2是以空气外进内出工况为例的模型图,空气内进外出工况时与图2中的空气流向相反。冷却

空间上部是圆心角为 60° 、半径为 0.105 m 的圆弧，底部宽度 $b_0 = 0.08\text{ m}$ ，侧边长度 $l = 0.025\text{ m}$ ，高度 $h_1 = 0.036\text{ m}$ 。冷却空间内 4 个电子元件等间距对称布置，电子元件之间间距为 d_1 ，两侧电子元件与冷却空间底部端点水平间距为 d_2 。

2.2 问题描述

当电子设备的热流密度超过 8000 W/m^2 时，自然冷却已经不能解决它的冷却问题^[14]。当空气由进口进入冷却空间后，与电子元件换热，加热后的空气经出口排出。电子元件的散热影响电子元件的性能，其温度越高性能越低。因此，本文研究在不同空气体积流量下改变空气的进出口方向(外进内出、内进外出)和电子元件的分布间距参数 d_2/d_1 对电子元件冷却效果的影响，并结合场协同原理对比分析各种工况下温度场和速度场的协同程度，从而获得电子元件冷却的优化方案。本文主要考虑冷却空间内空气的流动、空气与电子元件之间的传热。电子元件的物性参数见表 1。冷却流体为空气，初始温度为 293 K ，冷却空间内的空气流动视为不可压缩流动。

表 1 电子元件的物性参数

热导率 $\lambda / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2.25
比热容 $c / (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	856
密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	2 800
宽度 b / m	0.005
高度 h_2 / m	0.015

2.3 物理场接口

① 添加物理场接口为“共轭传热，层流”多物理场接口，用于模拟传热与流体流动之间的耦合。该接口将“固体传热”与“层流”接口相结合，自动添加了“非等温流动”多物理场耦合，其中耦合了传热接口和流动接口。

② 物理场接口的“预设研究”为稳态，用于研究冷却空间整个区域中的温度场和速度场不随时间变化的情况。以整个冷却空间为研究对象，建立数学模型，即冷却空间内空气流动与传热的连续性方程、动量方程、能量方程^[15]。

2.4 边界条件

传热边界条件设置如下：

① 在物理场工具栏的“边界”选择“流入”，“流入”设置栏的“边界选择”为进口。

② 在物理场工具栏的“边界”选择“流出”，

“流出”设置栏的“边界选择”为出口。

③ 在物理场工具栏的“域”选择“热源”，“热源”设置栏的“域选择”为 4 个电子元件，电子元件的单位体积热功率为 $2 \times 10^5\text{ W/m}^3$ 。

④ 在物理场工具栏的“边界”选择“热绝缘”，“热绝缘”设置栏的“边界选择”为冷却空间两侧隔板。

层流边界条件设置如下：

① 在物理场工具栏的“边界”选择“入口”，“入口”设置栏的“边界选择”为进口，此入口为速度入口，速度为法向流入速度 U_0 。

② 在物理场工具栏的“边界”选择“出口”，“出口”设置栏的“边界选择”为出口，此出口为压力出口，压力条件为表压 $p_0 = 0\text{ Pa}$ ，且选择抑制回流。

③ 在物理场工具栏的“边界”选择“壁”，“壁”设置栏的“边界选择”为除了进口和出口的全部壁面，边界条件为无滑移。

“多物理场”下的“非等温流动”设置栏的“材料属性”选择 Boussinesq 近似。

2.5 网格划分

采用 COMSOL Multiphysics 软件直接划分网格，网格结构采用自由三角形网格和自由四边形网格相结合，所有边界网格经过“细化”处理，网格总数为 50 733 个，网格划分见图 3。

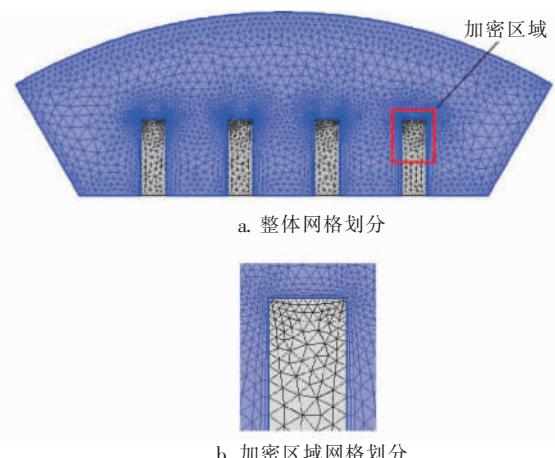


图 3 网格划分

2.6 求解设置

本文基于 COMSOL Multiphysics 的有限元法进行离散，同时求解连续性方程、动量方程、能量方程。

① 在“研究”中“求解器配置”的相对容差均设置为 1×10^{-4} ，以确保方程系统可以很好地收敛。

② 在“研究”设置栏选择“计算”。

经过迭代运算,得到收敛后的模拟结果。

3 模拟结果及讨论

3.1 空气进出口方向对冷却效果的影响

空气外进内出和空气内进外出工况,都是给定空气体积流量 q ,即 q 分别为0.003、0.009、0.015和0.021 m³/s。以下模拟是在电子元件分布间距参数 $d_2/d_1=1.0$ 和不同的 q 条件下进行的数值模拟。

3.1.1 温度场与速度场的分析

温度场指整个冷却空间的温度场,速度场指冷却空间内空气的速度场。

当空气外进内出时,不同 q 时空气外进内出温度分布与速度矢量见图4。图4中,速度场用黑色箭头表示,箭头大小与速度大小成正比,箭头方向为速度方向;色标下面的标值为温度的数值,相应的单位为K(以下类似图同此)。

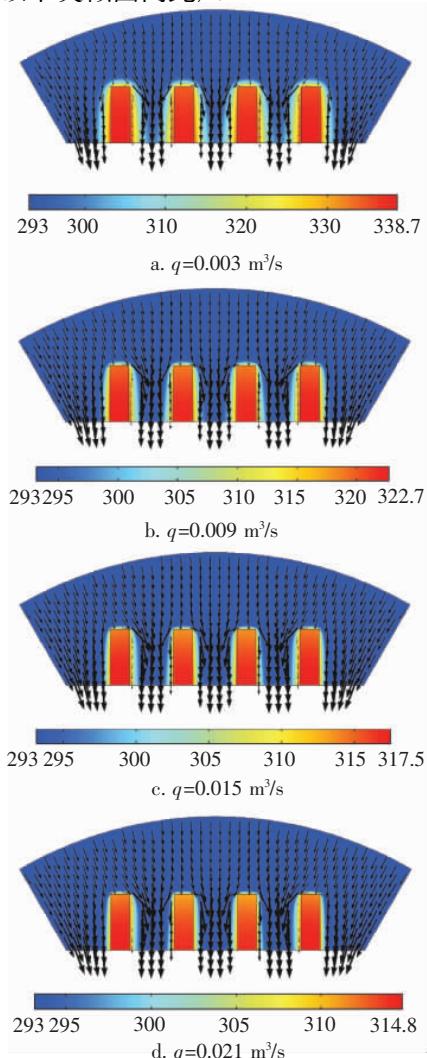


图4 不同 q 时空气外进内出温度分布与速度矢量

由图4可以看出,外进内出时,空气速度方向为从上向下,冷却空间两侧速度向中间靠拢,冷却空间上部温度、速度都相对均匀,高温区域集中在电子元件内部及其边界。经计算得出,图4a中最高温度在电子元件内部,为338.61 K;图4b中最高温度在电子元件内部,为322.70 K;图4c中最高温度在电子元件内部,为317.49 K;图4d中最高温度在电子元件内部,为314.79 K。随着 q 的增大,冷却空间内空气速度逐渐增大,电子元件温度逐渐降低,并且电子元件周围高温区域也逐渐减少。

当空气内进外出时,变化规律和空气外进内出时相似,故只列出两种 q 下的温度分布与速度矢量图。不同 q 时空气内进外出温度分布与速度矢量见图5。

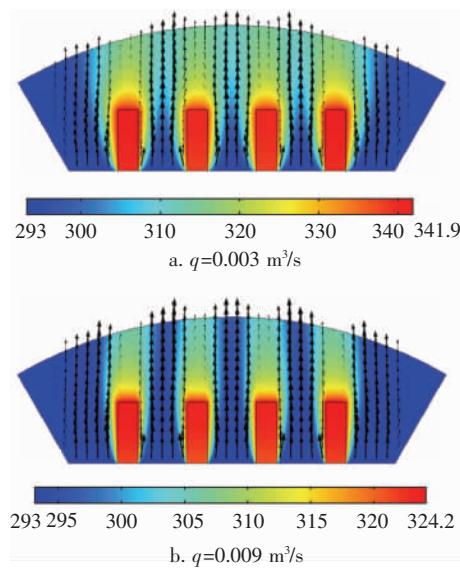
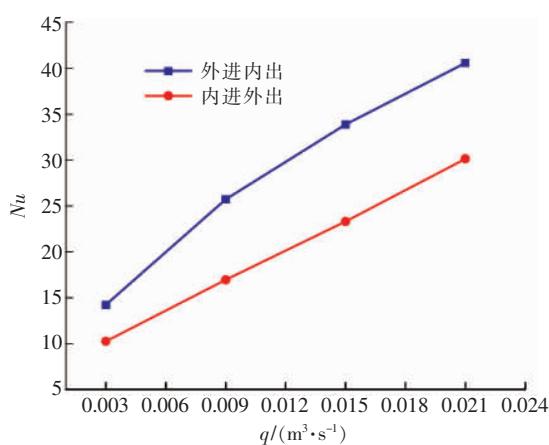


图5 不同 q 时空气内进外出温度分布与速度矢量

由图5可以看出,内进外出时,空气速度为从下向上,在冷却空间上部两侧形成局部涡流,高温区域集中在电子元件内部及其边界和上部。经计算得出,图5a中最高温度在电子元件内部,为341.88 K,图5b中最高温度在电子元件内部,为324.12 K。随着 q 的增大,冷却空间内空气速度逐渐增大,电子元件温度逐渐降低,并且电子元件周围高温区域逐渐减少。

变 q 下不同工况 Nu 变化见图6。

从图6可以看出,随着 q 的增大,两种工况的 Nu 也逐渐增大,且外进内出的 Nu 大于内进外出工况。这说明,空气外进内出时电子元件的冷却效果较好,这是因为空气外进内出时速度分布较为均匀,

图6 变 q 下不同工况 Nu 变化

且电子元件迎风面及其周围流速较大,强化了电子元件表面的对流传热,从而提高了电子元件的冷却效果。

3.1.2 温度场和速度场的协同性分析

为了反映电子元件的冷却效果,通过定量分析空气温度场和速度场的协同程度来解决^[12]。速度场和温度场的协同程度可以直观地反映电子元件的冷却效果。

无因次速度和无因次温度梯度的点积为^[16]:

$$\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{T} = |\mathbf{U}| |\nabla \mathbf{T}| \cos \beta \quad (1)$$

式中 \mathbf{U} —无因次速度矢量

$\nabla \mathbf{T}$ —无因次温度梯度矢量

β —速度场与温度场的夹角(称为传热协同角),rad,范围为 $0 \leq \beta \leq \pi$

无因次温度梯度矢量:通过COMSOL Multiphysics软件模拟得到温度场并绘制等温线,对于等温线上的某一点,该点法线方向的温度变化率的矢量为该点的温度梯度。以图2为例,在冷却空间内取两点,即冷却空间下底的中点(0,0,0.069 m)与上底的中点(0,0,0.105 m),用这两点之间的单位长度温差的绝对值对温度梯度进行归一化,即某一点的温度梯度除以单位长度温差的绝对值,即可得到该点的无因次温度梯度矢量,温度增加的方向为正方向。

当 $|\mathbf{U}| |\nabla \mathbf{T}|$ 一定时,若 β 越小,则点积 $\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{T}$ 越大,努塞尔数 Nu 越大,流体与壁面的对流换热也越强^[16]。

公式(1)只计算了某一单元网格处的传热协同角,为了直观反映电子元件的冷却效果,本文引入线平均传热协同角和面平均传热协同角。线平均传热协同角的计算方法是,对某一特定曲线划分网格,利

用公式(1)对每一个单元网格计算传热协同角,因为划分的网格足够小,所以采用算术平均法能够满足精度要求,故采用算术平均法对所有单元网格上的传热协同角取平均值,本文选取参数化曲线上的传热协同角计算线平均传热协同角。面平均传热协同角的计算方法是,对某一特定平面划分网格,利用公式(1)对每一个单元网格计算传热协同角,采用算术平均法对所有单元网格上的传热协同角取平均值,本文选取二维截面的冷却空间的传热协同角计算面平均传热协同角。

由于每个电子元件的顶部冷却效果优于其他位置,故通过比较此区域传热协同角的大小,可以获知冷却效果好的真正机理。本文通过在电子元件顶部冷却效果好的空气区域选取8个数据点,坐标(单位为m)分别为(-0.028,0.086)、(-0.023,0.088)、(-0.011,0.091)、(-0.006,0.092)、(0.006,0.092)、(0.011,0.091)、(0.023,0.088)、(0.028,0.086),把这些数据点连成一条折线,通过圆滑处理成为规则的弧线,进而可以用精确的参数化曲线表达,参数化曲线的位置见图7。在冷却空间上部区域内选取任何一条由数据点拟合的贯穿冷却空间的参数化曲线,通过分析这条曲线上线平均传热协同角都可以反映相似规律。为了方便对不同工况下的结果进行比较,本文只选取这一条参数化曲线分析冷却效果。由场协同原理可知,传热协同角越小,传热越好。因此,通过比较这条参数化曲线上的线平均传热协同角来反映电子元件的冷却效果,以便对电子元件的冷却效果进行有效评价。

参数化曲线方程表达式为:

$$x^2 + y^2 + 0.044y - 0.0044 = 0 \quad (2)$$

式中 x — x 坐标,m,范围为-0.035 m $\leq x \leq$

0.035 m

y — y 坐标,m

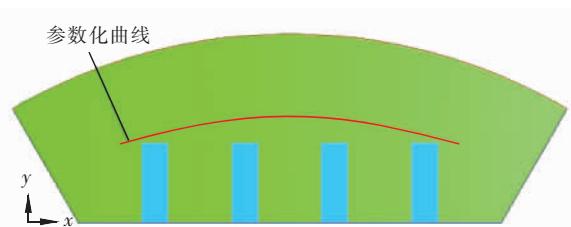
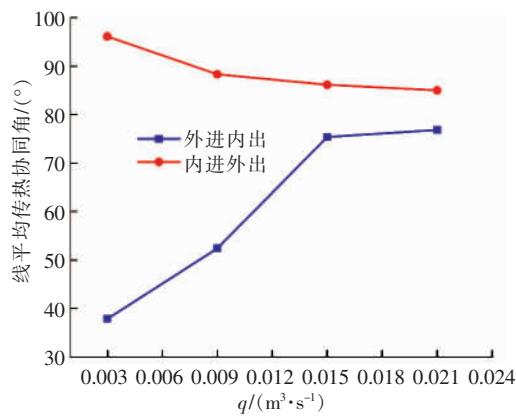


图7 参数化曲线的位置

变 q 下不同工况线平均传热协同角见图8。

可以看出,当空气内进外出时,线平均传热协同

图8 变 q 下不同工况线平均传热协同角

角随着 q 增大呈逐渐减小趋势,在 $q=0.021\text{ m}^3/\text{s}$ 时达到最小,此时传热效果最好。当空气外进内出时,线平均传热协同角整体呈现上升趋势,在 $q=0.003\text{ m}^3/\text{s}$ 时最小,此时传热效果最好; q 在 $0.003\sim0.015\text{ m}^3/\text{s}$ 时变化趋势急剧上升;在 q 大于 $0.015\text{ m}^3/\text{s}$ 后,上升趋势较为平缓;在 $q=0.021\text{ m}^3/\text{s}$ 时达到最大。在相同 q 时,外进内出工况整体的线平均协同角小于内进外出工况。可以得出,空气外进内出时,电子元件的冷却效果比空气内进外出好。通过定量分析温度场和速度场的协同程度,可以综合反映电子元件冷却效果,即传热协同角越小,电子元件冷却效果越好。

3.2 电子元件不同分布间距时冷却效果的分析

以下模拟是在 $q=0.003\text{ m}^3/\text{s}$ 、空气外进内出时进行的数值模拟。

3.2.1 温度场和速度场的分析

由图2,可以通过 d_2/d_1 的值来反映冷却空间内电子元件的分布情况。随着 d_2/d_1 的变化,冷却空间内的空气流动状态和冷却情况也随之改变。本文通过对6种不同分布间距的工况模拟,即对 d_2/d_1 分别为0.5、1.0、1.5、2.5、3.5、4.5时进行模拟,以此获得电子元件冷却效果最佳时的最优间距,从而实现优化电子元件冷却效果的目的。

变间距工况下的温度分布和速度矢量见图9,图9只列出 d_2/d_1 分别为0.5、1.5、3.5时相应的温度分布和速度矢量。

从图9可以看出,冷却空间内的最高温度集中分布在中间的两个电子元件上,而两端的电子元件的最高温度较低,冷却效果比中间两个电子元件要好。经计算得出,图9a中最高温度在电子元件内

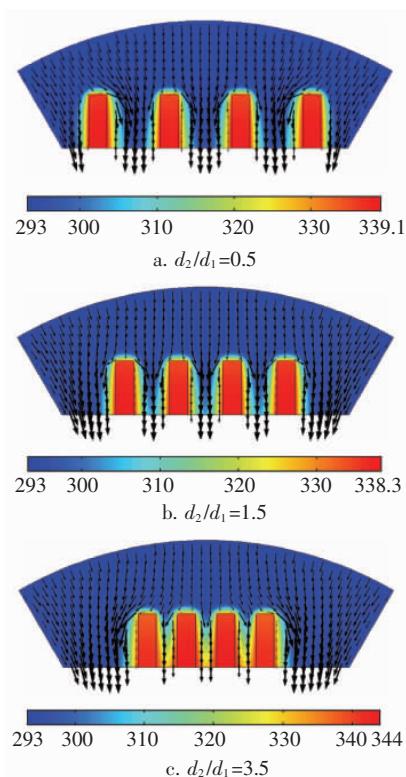


图9 变间距工况下的温度分布和速度矢量

部,为 339.09 K ,图9b中最高温度在电子元件内部,为 338.22 K ,图9c中最高温度在电子元件内部,为 343.98 K 。可以看出,随着 d_2/d_1 的增大,电子元件的温度呈现先减小后增大趋势,在 $d_2/d_1=1.5$ 时电子元件温度最低,冷却效果最好;然后随着 d_2/d_1 的增大,电子元件的温度又逐渐升高,冷却效果变差。

变间距工况下平均温差和最高温度见图10,平均温差为空气平均温度与电子元件平均温度之差,最高温度为电子元件最高温度。从图10可以看出,随着 d_2/d_1 的增大,平均温差和最高温度总体上的变化都是先下降而后上升趋势,在 $d_2/d_1=1.5$ 时两者同时达到最小值,然后随着 d_2/d_1 的增大两者又逐渐变大,在 $d_2/d_1=1.5$ 时冷却效果最好。

3.2.2 温度场和速度场的协同性分析

经过计算,得出6种分布间距下电子元件冷却工况的面平均传热协同角和线平均传热协同角。

变间距工况下平均传热协同角见图11。

随着 d_2/d_1 的增大,面平均传热协同角和线平均传热协同角总体上的变化都是呈现先减小后增大趋势,在 $d_2/d_1=1.5$ 时两者同时达到最小值。在 $d_2/d_1=1.5$ 时,温度场与速度场的协同性最好,即冷

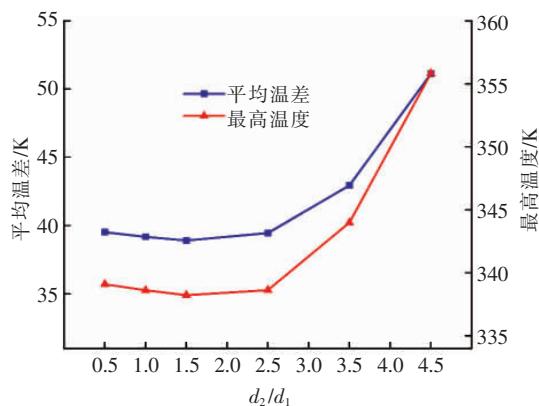


图10 变间距工况下平均温差和最高温度

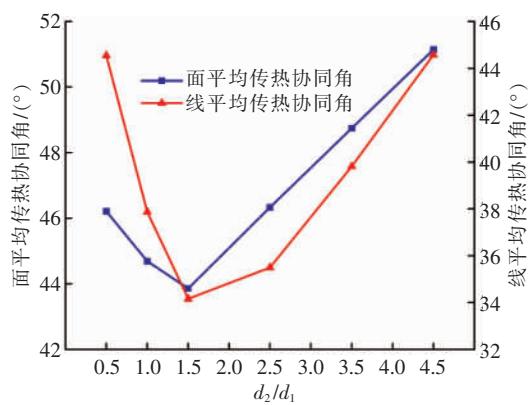


图11 变间距工况下平均传热协同角

却效果最好。

4 结论

基于CFD技术利用COMSOL Multiphysics软件对冷却空间内的电子元件及周围空气的温度场和速度场进行数值模拟,同时基于场协同原理,即温度场和速度场的协同性的分析获得冷却效果较好的优化方案。协同程度越好,电子元件的冷却效果越好。计算结果表明:

(1) 空气外进内出工况电子元件冷却效果优于内进外出工况。

(2) 当电子元件间距参数为 $d_2/d_1=1.5$ 时,电子元件的温度最低,电子元件周围空气的传热协同角最小,协同性最好,冷却效果也最优。

参考文献:

- [1] 朱冬生,雷俊禧,王长宏,等.电子元器件热电冷却技术研究进展[J].微电子学,2009,39(1):94-100.
- [2] 王凤辉,孙元,李楚桥,等.电子元件散热问题的实验研究[J].汽车实用技术,2017(15):109-110.
- [3] 过增元.国际传热学研究前沿——微尺度传热[J].力学进展,2000,30(1):1-6.
- [4] 云和明,程林,陈宝明,等.电子元件散热的优化分析[J].工程热物理学报,2006,27(3):496-498.
- [5] TANG H,TANG Y. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling [J]. Applied Energy,2018(223):383-400.
- [6] 过增元.对现有热学理论的思考[C]//中国科学技术协会学会学术部.新观点新学说学术沙龙文集38:热学新理论及其应用.北京:中国科学技术协会学会学术部,2010:4-11.
- [7] GUO Z Y,LI D Y,WANG B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1998,41(14):2221-2225.
- [8] 云和明,程林.基于CFD的电子器件散热最优间距的数值研究[J].电子器件,2007,30(4):1181-1183.
- [9] 吕金升,杨竹强,路广涛,等.湍流场协同模型构建及减阻应用[J].热科学与技术,2017(3):253-258.
- [10] LIU W,LIU Z C,GUO Z Y. Physical quantity synergy in laminar flow field of convective heat transfer and analysis of heat transfer enhancement [J]. Chinese Science Bulletin,2009,54(19):3579-3586.
- [11] LIU W,LIU Z C,HUANG S Y. Physical quantity synergy in the field of turbulent heat transfer and its analysis for heat transfer enhancement [J]. Chinese Science Bulletin,2010,55(23):2589-2597.
- [12] 马芳芳,云和明,李永真.基于场协同理论的电子元件散热CFD数值模拟[J].电子与封装,2016,16(9):1-5.
- [13] 黄格永.受限空间电子元件自然对流散热特性研究(硕士学位论文)[D].重庆:重庆大学,2016:8-15.
- [14] 徐超,何雅玲,杨卫卫,等.现代电子器件冷却方法研究动态[J].制冷空调,2003,3(4):10-13.
- [15] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,2001:1-4.
- [16] 刘伟,刘志春,马雷.多场协同原理在管内对流强化传热性能评价中的应用[J].科学通报,2012(10):867-874.

turn water temperature is 1 °C higher than the supply water temperature) as the research object, Fluent software is used to simulate the influence of coil center distance (80, 150, 220 and 300 mm respectively), supply water temperature (12, 14, 16, 18 and 20 °C respectively) and surface layer material (ceramic tile and wooden floor respectively) on the floor surface temperature (average temperature and minimum temperature) under the condition that the filling layer material is cement mortar. When the supply water temperature is 14 °C, and the surface layer material is ceramic tile, the average temperature and minimum temperature of the floor surface increase with the increase of the coil center distance. Considering the cooling capacity of the floor radiant cooling system and the risk of surface condensation, the coil center distance should be selected to be 220 mm. When the surface layer material is ceramic tile, and the coil center distance is 220 mm, the average temperature and minimum temperature of the floor surface increase with the increase of the supply water temperature. The risk of floor surface condensation of the floor radiant cooling system is relatively low when the water supply temperature is 16 °C. When the supply water temperature is 16 °C, and the coil center distance is 220 mm, the temperature field in the wooden floor surface changes significantly compared with that the surface material is ceramic tile, and the average temperature and minimum temperature of the floor surface increase by 1.7 °C and 2.4 °C, respectively. When the coil center distance and the supply water temperature are selected, the cooling capacity of the floor radiant cooling system and the risk of floor surface condensation should be taken into account. With the increase of the thermal resistance of the surface layer material, the average temperature and minimum temperature of the floor surface increase, and the cooling capacity of the floor radiant cooling system decreases.

Key words: floor radiant cooling; floor surface temperature; surface layer material; coil center distance; supply water temperature

Field Synergy Analysis of Electronic Components Cooling

JI Yaping, YUN Heming, GUO Xunhu

Abstract: The electronic component cooling device is taken as the research object. It is composed of internal static pressure box, cooling space and external static pressure box. The outside of the internal static pressure box is covered with cooling space, and the outside of the cooling space is covered with the external static pressure box. The internal static pressure box is a prismatic space with a regular hexagonal cross section, and the side length of the regular hexagon is 0.08 m. The external static pressure box is a cylindrical

space with a circular cross section, wherein the circular cross section is composed of two circles having a radius of 0.105 m and a radius of 0.15 m. There is a cooling space between the internal and external static pressure boxes. The internal static pressure box and the external static pressure box are closed at one end, and the other end can respectively be connected to the blower or the induced draft fan, two fans are placed sideways. When the external static pressure box is connected to the blower and the internal static pressure box is connected to the induced draft fan, the air flows from the external static pressure box through the cooling space air inlet and then through the cooling space air outlet to the internal static pressure box (external inlet and internal outlet); when the internal static pressure box is connected to the blower and the external static pressure box is connected to the induced draft fan, the air direction is opposite to the external inlet and internal outlet (internal outlet and external inlet). On the section perpendicular to the central axis of the device, the cooling space is divided into six identical sector areas by the partition, where the partition is arranged along the diameter of each vertex of the regular hexagon. Each area has 4 electronic components arranged on the outside of each side of the regular hexagon. The four electronic components are equally spaced, the clear distance between the electronic components is d_1 , and the horizontal spacing between the electronic components on both ends and the ends of each side of the regular hexagon is d_2 . Based on CFD software COMSOL Multiphysics, a two-dimensional simplified model of the cooling space is established and meshed to solve its temperature and velocity fields. The effect of changing the direction of the inlet and outlet of air (external inlet and internal outlet, internal outlet and external inlet) and the spacing of electronic components on the cooling effect of electronic components under different air volume flows is studied. Combined with the field synergy principle, the degree of synergy between temperature field and velocity field under various working conditions is analyzed, thus obtaining an optimized solution for cooling of electronic components. The calculation results show that: the cooling effect of electronic components with the air external inlet and internal outlet is better than that of the internal inlet and external outlet; when the distribution distance of electronic components is $d_2/d_1 = 1.5$, the temperature of the electronic components is the lowest, the synergistic effect between the velocity field and the temperature field is the best, and the cooling effect is also optimal.

Key words: COMSOL Multiphysics software; electronic component cooling; numerical simulation; field synergy analysis