

文章编号:1000-582X(2010)07-001-06

混合动力汽车用 DC-DC 和 IPU 散热结构优化

杨亚联,陈方元,秦大同,梁昌杰

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:针对混合动力汽车用 DC-DC 和 IPU 的已有散热结构散热效果差,导致 DC-DC 和 IPU 在使用过程中温升高,从而影响混合动力系统的稳定性和可靠性的问题,根据传热学的质量、动量和能量守恒方程,建立 DC-DC 和 IPU 散热结构的三维非稳态散热模型,采用计算流体力学(CFD)方法,对 DC-DC 和 IPU 散热系统的流场和温度场进行数值模拟仿真分析。在此基础上,根据传热学理论设计了 DC-DC 和 IPU 散热结构的优化方案,并对优化方案的散热效果和温升进行了仿真分析与实验研究,结果表明该优化方案实现了 DC-DC 和 IPU 的良好散热,有效降低了温升,满足了混合动力汽车对 DC-DC 和 IPU 的使用要求。

关键词:混合动力汽车;DC-DC;IPU;散热结构;优化设计

中图分类号: TH122

文献标志码: A

Heat dissipation optimization of DC-DC and IPU for hybrid electric vehicle

YANG Ya-lian, CHEN Fang-yuan, QIN Da-tong, LIANG Chang-jie

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: Due to the bad heat dissipation of the existing heat dissipation structure of DC-DC and IPU for hybrid electric vehicle(HEV), the temperature of DC-DC and IPU will rise during the running process, which in turn decreases the stability and reliability of the hybrid electric system. Aiming at this problem, a three-dimensional, transient heat dissipation model is built for DC-DC and IPU heat dissipation structure based on the mass, momentum and energy conservation equations. By using computational fluid dynamics (CFD) software, flow field and temperature field of DC-DC and IPU heat dissipation structure are numerically simulated. Based on the simulation, and combined with heat transfer theory, an improvement scheme of heat dissipation structure is proposed. The simulation results and experiment results of thermal performance and temperature rise show that the improvement scheme can improve the thermal performance, and decrease the temperature rise of DC-DC and IPU effectively, thus satisfy the application requirements in HEV.

Key words: HEV; DC-DC; IPU; heat dissipation structure; optimization

日益沉重的能源与环境压力使汽车工业的发展面临着严峻的挑战,环保节能汽车已成为世界各国政府和各大汽车公司研发的重点。其中混合动力车(HEV)由于其具有良好的节油减排效果和相对成

熟的技术,具有重要的商业开发价值,中国国家科技部已将混合动力汽车的开发列入了“863”重大专项所支持的开发计划。

DC-DC 和 IPU 是混合动力汽车动力系统当中的

收稿日期:2010-03-02

基金项目:国家“863”计划资助项目“ISG 型中混合动力系统技术平台研究开发”(2006AA11A107)

作者简介:杨亚联(1972-),男,重庆大学副研究员,博士,主要从事车辆动力传动与控制方向的研究,(E-mail)yyl@cqu.edu.cn。

重要部件。在 ISG 型混合动力系统中,12 V 蓄电池的充电由 DC-DC 模块将整车动力电池的高电压转变为直流充电电压来加以实现^[1-3]。而 IPU 则是 ISG 混合动力系统的控制管理单元,其性能直接影响混合动力整车能量管理系统的运行。由于 DC-DC 和 IPU 均是功率单元,运行中不可避免产生热量,而散热不良导致的温升过高,将直接影响混合动力系统的稳定性和可靠性,因此开展 DC-DC 和 IPU 散热结构与散热性能的研究,对混合动力汽车的开发具有重要意义。

国内外众多研究人员对 DC-DC 和 IPU 进行了针对性研究,但研究重点在于改善内部元器件的工作特性和提高工作效率^[4-6],对 DC-DC 和 IPU 散热结构和温升控制的研究,目前还未见报道。笔者以国内某汽车制造厂开发的混合动力汽车用 DC-DC 和 IPU 为研究对象,针对原设计 DC-DC 和 IPU 运行中因温升过高导致系统停机等问题,进行 DC-DC 和 IPU 散热结构散热性能的理论计算和温度场分析,提出了可实现 DC-DC 和 IPU 良好散热的散热结构优化方案。数值仿真和实验分析结果表明,该优化方案具有良好的散热性能。

1 数学模型

DC-DC 和 IPU 散热结构与散热性能研究主要涉及的物理问题为散热片与空气的强迫对流换热和固体的热传导。

1.1 导热微分方程

研究导热问题的关键是建立求解温度分布规律的数学模型,傅里叶定律揭示了导热体内热流密度向量与温度梯度之间的联系,而能量守恒定律将物体在空间和时间范围内的温度变化与传递的热量联系起来。从能量守恒定律出发,结合傅里叶定律可以建立表示导热基本规律的导热微分方程式^[7]

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t) + q_v = \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho c_p t), \quad (1)$$

式中: $\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t)$ 为 $\lambda \operatorname{grad} t$ 的散度; q_v 为内热源的体积发热强度,即单位时间单位体积发出的热量; $\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho c_p t)$ 为单位体积内热能的变化率。

1.2 控制方程

工程实践经验表明,对于强迫对流换热问题, $k-\epsilon$ 湍流模型较为有效,因此仿真计算的数学模型将采用 $k-\epsilon$ 湍流模型^[8],并用适合于 $k-\epsilon$ 模型描述的湍流对流换热的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程和 k, ϵ 方程进行数学建模。在数值

计算中采用 SIMPECC^[9-10]算法,以提高计算的收敛性,缩短计算时间。

1)连续方程,也称质量守恒方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_r)}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_\varphi)}{r \partial \varphi} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

式中: r, z, φ 分别为圆柱坐标系的径向、轴向以及周向的坐标参数; v_r, v_z, v_φ 分别为3个方向上相对流体的速度; ρ 是气体密度。

2)在忽略气体重力作用条件下,动量方程为

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) - \nabla(\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{V}) = \nabla p' + \nabla(\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{V})^T, \quad (3)$$

式中: \mathbf{V} 为流体速度; μ_{eff} 为表征湍流的等效粘度,定义为 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_\tau$,其中 μ 为流体粘度, μ_τ 为湍流粘度, μ_τ 与 $k-\epsilon$ 方程中假设湍流粘度以及湍流动能和耗散率有关,表示为 $\mu_\tau = C_\mu \rho k^2 / \epsilon$,其中 C_μ 为常数,取为0.09; p' 为修正压力,定义为 $p' = p + 2\rho k / 3$; $\nabla(\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V})$ 为相对速度矢量的散度。

3)能量方程为

$$\frac{\partial(\rho h_t)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} h_t) = \nabla(\lambda \nabla T), \quad (4)$$

式中: h_t 为气体总焓; λ 为导热系数; T 为气体温度。

4)湍动能方程(k 方程)为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho u k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \rho \epsilon. \quad (5)$$

5)湍动能耗散率方程(ϵ 方程)为

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho u \epsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon_1} p_k - C_{\epsilon_2} \rho \epsilon), \quad (6)$$

式中: p_k 表示由流体粘度和浮力共同作用形成的湍流积; u 为绝对速度,m/s; $C_{\epsilon_1}, C_{\epsilon_2}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ 均为常数。在标准 $k-\epsilon$ 模型中,根据 Launder^[11-12]等的推荐值及后来的实验验证, $C_{\epsilon_1}, C_{\epsilon_2}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ 的取值分别为: $C_{\epsilon_1} = 1.44, C_{\epsilon_2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$ 。

2 散热结构的温度场分析

2.1 IPU 和 DC-DC 散热片的结构

研究对象为一款 HEV 车用 DC-DC 变换器和 IPU 控制器,它们的功率元器件都布置在铝基板的一侧,另一侧则安装铝质散热片。扩展换热面积,改善结构可实现预期的散热效果。如图 1 所示,DC-DC 采用 30 mm 高的梯形散热片,散热片长 212 mm,散热片根部厚 3 mm,顶部厚 2 mm,散热片之间的间隙为 2 mm,散热片数目为 30 个。IPU 采

用矩形散热片形式,散热片厚度为 1 mm,高度为 45 mm,长度为 170 mm,散热片之间的间隙为 4 mm,散热片数目为 30 个。散热片右下方为进风口,左上方为出风口,出风口采用离心式风扇抽风。

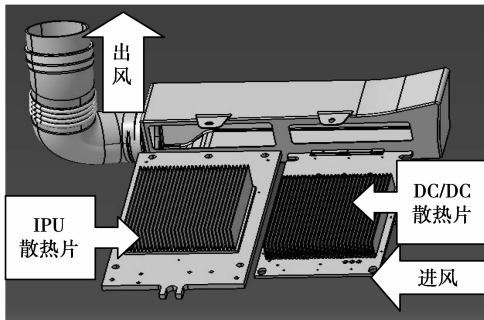


图 1 DC-DC 和 IPU 原始模型

在对 DC-DC 和 IPU 的使用和试验过程中发现,该散热结构的流场和散热不均匀,严重影响了 DC-DC 和 IPU 的性能,甚至导致混合动力汽车不能正常运行。笔者根据混合动力汽车的空间尺寸和安装要求,在不改变外形尺寸和安装方式的前提下,对 DC-DC 和 IPU 的散热结构进行了方案的优化设计。

2.2 温度场分析模型的建立

由于 DC-DC 和 IPU 结构的复杂性,在建立 CAE 仿真分析模型时,在不影响整个模型流场和温度场的前提下,对 DC-DC 和 IPU 系统结构进行适当简化,建立了用于仿真分析的散热结构的三维模型。

根据计算流体力学 CFD 的基本原理和分析方法,将 DC-DC 和 IPU 基板及散热片定义为固体,空气流过的区域为流体区域。

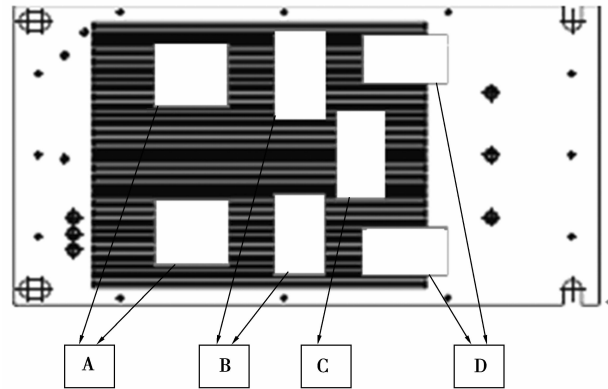
风道内的流场是通过离心式风扇的抽吸作用形成的。由实验结果可知,风机提供的流量为 140~150 m³/h。在进行 CFD 分析时,流量以 140 m³/h 计。

DC-DC 和 IPU 在工作过程中会因功率损失产生大量的热^[13-14],为了获得合理的散热结构以实现良好的散热,以极限工况的发热功率来计算散热结构的散热能力。由实验测试及控制策略可得 DC-DC 极限工况的发热功率为 190 W,IPU 极限工况的发热功率为 175 W。如图 2 所示的白色区域为发热区域。

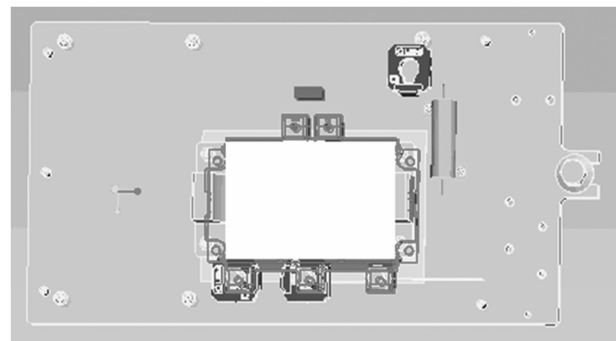
实验中测得极限工况时 DC-DC 和 IPU 进风口处空气温度为 48 °C,在 CFD 分析时定义进风口处流体的温度为 48 °C。根据 DC-DC 和 IPU 发热区域各部分的发热功率和发热表面积,由传热学公式^[7]

$$q = \frac{Q}{S}, \tag{7}$$

式中: q 为热流密度, W/m²; Q 为发热功率, W; S 为发热表面积, m²。计算出 DC-DC 各个发热区域的热流密度如下:发热区域 A 为 16 285.7 W/m², B 为 18 387.0 W/m², C 为 39 583.0 W/m², D 为 83 294.8 W/m²; IPU 发热区域的热流密度为 12 190.0 W/m²。



(a)DC-DC发热区域

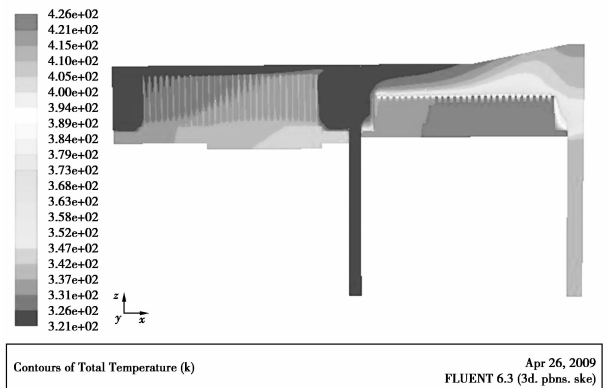


(b)IPU发热区域

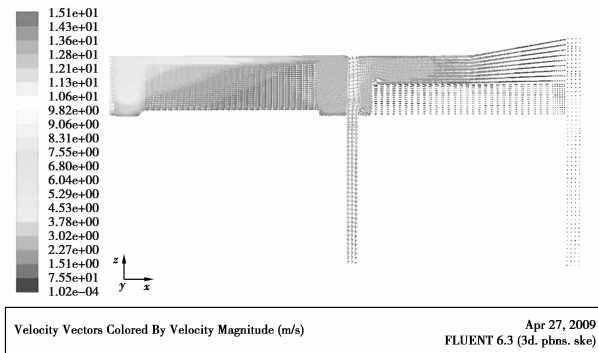
图 2 发热源区域示意图

2.3 温度场分析

运用 Fluent 软件,对已有散热结构进行建模和温度场的数值模拟,结果如图 3 所示。



(a)评估点处剖面的温度云图



(b) 评估点处剖面的速度矢量图

图 3 现有散热片结构的 CFD 仿真结果

根据模拟仿真结果(图 3(a)所示), IPU 评估点处的温度值为 $74.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 低于允许温度值 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$; 而 DC-DC 评估点处的温度值为 $152.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 远高于允许温度值 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由图 3(b)所示评估点处剖面速度矢量图, 部分空气从散热片周围阻力较小的区域通过, 这部分空气没有起到换热作用, 特别是对 DC-DC, 只有很少空气从散热片中通过, 使 DC-DC 运行时温升超标。

3 散热片结构优化设计

3.1 方案优化设计

运用传热学理论知识, 建立以下计算思路进行方案优化设计。

1) 计算散热片表面对流换热系数 α 。

假设散热片间隙处流体的流速为 v , 通过联立求解以下流体特性参数表达式^[7]

$$\begin{cases} Re = \frac{vd_h}{\nu}, \\ Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}, \\ Nu = 0.023Re^{0.4}Pr^{0.3}, \end{cases} \quad (8)$$

可以计算出散热片间隙处流体在速度为 v 时的对流换热系数

$$\alpha = \frac{\lambda Nu}{d_h}, \quad (9)$$

式中: d_h 表示当量直径; λ 表示散热片的导热系数。

2) 计算当量换热系数^[7]。

流体通过散热片间隙时带走的热量分两部分, 一部分是散热片与流体换热带走的热量 Q_1 , 另一部分是光滑基面与流体换热带走的热量 Q_2 。在计算整个散热片结构的换热性能时, 将散热片和光滑基面等效为平板, 同时引入当量换热系数来表征等效平板的换热能力。其中

$$Q_1 = A_F \eta_i \alpha \cdot \Delta t, \quad (10)$$

$$Q_2 = A_P \alpha \cdot \Delta t, \quad (11)$$

式中: A_F 表示散热片的表面积; A_P 表示光滑基面的表面积; η_i 表示散热片换热效果的肋效率^[7]。

联立式(10)、(11)可得到等效平板的当量换热系数

$$\alpha_0 = \frac{A_F \eta_i + A_P}{A} \alpha, \quad (12)$$

式中 A 表示等效平板的表面积。

3) 计算总换热系数。

总换热系数的计算公式^[7]为

$$h = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{R_1 + R_2}, \quad (13)$$

式中: $R_1 = 1/\alpha_0$, 表示散热片间空气的热导率; $R_2 = l/\lambda$, 表示基板的热导率。

4) 计算散热片表面温度。

根据能量守恒定律及牛顿冷却方程^[7]计算散热片的表面温度:

$$Q = mc_p \Delta t, \quad (14)$$

$$Q = hA(t_0 - t_f). \quad (15)$$

联立式(14)、(15), 可以得到散热片表面温度

$$t_0 = t_f + \frac{Q}{Ah}, \quad (16)$$

式中: c_p 为空气的质量定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; m 为空气的质量流量, kg/s 。

将 DC-DC 散热片增高到 50 mm , 采用矩形散热片结构, 散热片厚 1 mm , 长度不变, 间隙为 5 mm , 散热片数目变为 25 。IPU 散热片结构形式不变, 散热片厚度变为 2 mm , 间隙为 3 mm , 散热片数目仍为 30 。在散热片周围增加挡板形成独立风道^[15]。根据前述计算流程, 计算结果如表 1。

表 1 发热元器件散热性能理论计算结果

元器件	评估点许用温度值 / $^{\circ}\text{C}$	理论所需流量 / $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	评估点理论温度 / $^{\circ}\text{C}$	理论流量分配 / %
DC-DC	≤ 85	0.006 36	84.62	51.5
IPU	≤ 75	0.006 01	74.80	48.5

由上述计算结果可知, 在总流量为 $42\text{ m}^3/\text{h}$, 同时 IPU 和 DC-DC 的流量按照表 1 分配时, 就可使评估点处温度低于许用温度值。由此可以看出, 该方案能满足散热性的要求, 同时 IPU 和 DC-DC 流量分配为 $1.000:1.060$, 流场分布均匀。

3.2 优化方案的 CFD 分析

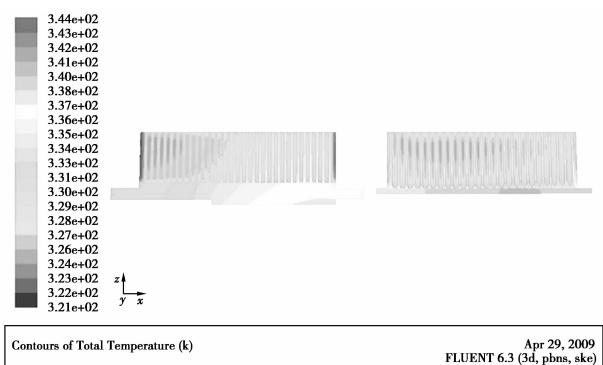
建立优化方案的 CFD 模型, 模型的边界条件不

变,优化方案的 CFD 分析结果如表 2 所示。

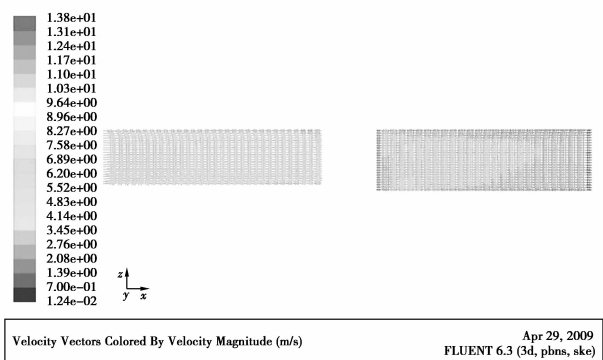
表 2 优化方案 CFD 统计结果

元器件	评估点许用	CFD	CFD 评估点	CFD
	温度值 / °C	统计流量 /(kg·s ⁻¹)	温度值 /°C	流量分配 /%
DC-DC	≤85	0.020 144	67.7	50.4
IPU	≤75	0.019 824	65.4	49.6

优化方案评估点处的温度场云图和速度矢量图如图 4 所示。



(a)评估点处剖面的温度场云图



(b)评估点处剖面的速度矢量图

图 4 优化方案的 CFD 仿真结果

优化方案的 CFD 分析结果中 IPU 和 DC-DC 评估点处的温度分别为 65.4 和 67.7 °C,低于许用温度值,满足散热性能要求;IPU 和 DC-DC 流量分配为 1.000:1.016,与理论计算结果很接近,该结构能保证较均匀的流场分布。

采用此优化方案的散热片结构,在较小的流量下可使评估点温度低于许用值,同时使 DC-DC 和 IPU 的流量分配更均匀。

4 实验验证

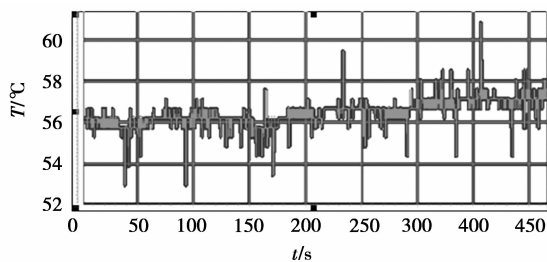
4.1 实验装置

实验是在某技术中心整车性能实验环境舱中进行,采用德国申克汽车道路模拟试验系统进行实验。该套实验系统主要由三大部分组成:底盘测功机、环境舱控制系统及数据采集系统。环境舱控制系统主要是对外界环境如温度、湿度、日照以及风速等进行模拟。温度可以模拟-30~60 °C 的环境状态,湿度可以模拟 15%~90% 的环境状态,日照最大可以模拟到 1 100 W/m²,风机模拟可以模拟汽车的同步风速。数据采集系统可以对试验数据进行实时采集。

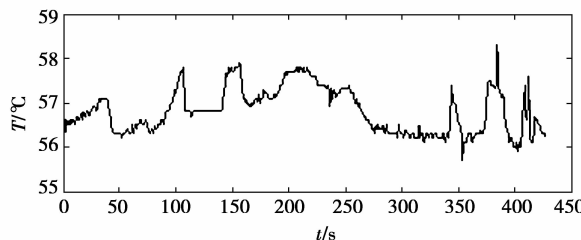
为验证该优化方案,在环境舱中模拟典型工况循环进行实验^[16],测试 IPU 和 DC-DC 在评估点处的温度值。其中 IPU 评估点处的温度可由其自带的温度监控装置显示。而在 DC-DC 温度评估点处布有温度传感器,通过外部温度采集模块采集数据。

4.2 实验结果分析

在暖车一段时间后,模拟典型工况循环进行实验,截取 425 s 时长的数据进行分析。IPU 和 DC-DC 评估点处温度随时间的变化趋势如图 6 所示。



(a)IPU 评估点处温度



(b)DC-DC 评估点处温度

图 6 IPU 和 DC/DC 优化方案温度场测试结果

由实验数据可以看出,IPU 和 DC-DC 评估点处的温度均低于许用温度值,说明该优化设计方案能够满足散热要求。其中 IPU 评估点处温度在 55~62 °C 范围内波动;DC-DC 评估点处温度在 55~58 °C 范围内波动。

5 结 论

1) 一个好的 HEV 车用电池管理系统的散热结构, 可以明显改善 DC-DC 与 IPU 的温度不均匀性, 降低温升, 保证 DC-DC 与 IPU 的正常工作。

2) 根据 CFD 分析方法, 对原有 IPU 和 DC-DC 的温度场进行了建模和仿真分析, 结果表明已有散热结构设计的不合理导致 DC-DC 温度过高, 散热效果差。这与实际使用时的情况吻合。

3) 采用热分析的理论方法, 对 IPU 和 DC-DC 的散热系统结构进行了设计, 得到了优化的散热结构参数; 对优化后的散热系统进行了 CFD 仿真分析, 结果表明, 优化后的 IPU 和 DC-DC 散热系统在保证低温升的条件下, 仅需较小的冷却空气流量就可使 IPU 和 DC-DC 的冷却空气流量分配均匀。这与采用热分析理论计算所得的结果十分接近。

4) 进行了 IPU 和 DC-DC 散热系统的实验研究, 结果表明优化后的散热系统可很好地满足 IPU 和 DC-DC 的温升控制要求, 确保系统工作的可靠性和稳定性。

参考文献:

- [1] PHILIPS A M, JANKOVIC M, BAILEY K E, et al. Development issues of an ISG PM machine and control system [C] // 7th International Conference on Power Electronics, Oct. 22-26, 2007, Daegu, Korea. [S. l.]: IEEE, 2007: 922-929.
- [2] ZHOU YA-FU, CHANG CHENG. Study on the powertrain for ISG mild hybrid electric vehicle [C] // Vehicle Power and Propulsion Conference, Sept. 3-5, 2008, Harbin, China. [S. l.]: IEEE, 2008: 1-5.
- [3] 刘永刚, 秦大同, 叶明. ISG 型中度混合动力汽车动力驱动系统设计及性能仿真 [J]. 中国公路学报, 2008(9): 121-126.
LIU YONG-GONG, QIN DA-TONG, YE MING. Propulsion system design and performance simulation for ISG type moderate hybrid electric vehicle [J]. China Journal of Highway and Transport, 2008(9): 121-126.
- [4] FLANNERY J, CHEASTY P, MEINHARDT M, et al. Present practice of power packaging for DC/DC converters [J]. Integrated Power Packaging, 2000(7): 3-7.
- [5] MJUMDAR G, HUSSEIN K H, TAKANASHI K, et al. High-functionality compact intelligent power unit (IPU) for EV/HEV applications [C] // Proceedings of the 13th International Symposium on Power Semiconductor Devices and ICs, June 4-7, 2001, Piscataway, NJ, USA. Piscataway, NJ: IEEE, 2001: 315-318.
- [6] KURAMOTO Y, MAEKAWA H, MJUMDAR G, et al. Inverter Miniaturizing Technologies for EV/HEV Applications [C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Vehicle Electronics, Oct. 4-5, 2001, New Plymouth, USA. [S. l.]: IEEE, 2001: 261-284.
- [7] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [8] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [9] VERSTEEG H K, MALALASEKERA W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method [M]. New York: Wiley, 1995.
- [10] DARBANDI M, NADERI A. Multiblock hybrid grid finite volume method to solve flow in irregular geometries [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 196(1/3): 321-336.
- [11] DE BACKER J W, VOS W G, GERMONPRE P, et al. Flow analyses in the lower airways: patient-specific model and boundary conditions [J]. Medical Engineering and Physics, 2008, 30(7): 872-879.
- [12] JAFARI A, TYNJALA T, MOUSAVI S M, et al. Simulation of heat transfer in a ferro-fluid using computational fluid dynamics technique [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(4): 1197-1202.
- [13] 付正阳, 林成涛, 陈全世. 电动汽车电池组热管理系统的核心技术 [J]. 公路交通科技, 2005, 22(3): 120-125.
FU ZHEN-YANG, LIN CHENG-TAO, CHEN QUAN-SHI. Key technologies of thermal management system for EV battery packs [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2005, 22(3): 120-125.
- [14] 孙逢春, 陈清泉. 混合动力车辆基础 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.
- [15] TSUJI T, KAJITANI T, NISHINO T. Heat transfer enhancement in a turbulent natural convection boundary layer along a vertical flat plate [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(6): 1472-1483.
- [16] THOBEN M, MAINKA K, BAYERER R, et al. From vehicle drive cycle to reliability testing of power modules for hybrid vehicle inverter [C] // PCIM Europe 2008; International Exhibition & Conference for Power Electronics Intelligent Motion Power Quality, May 27-29, 2008, Nuremberg, Germany. [S. l.]: IEEE, 2008: 651-656.

(编辑 张 苹)