



引用格式:尹振华,苏小平,王强.新能源汽车电池组液冷板换热分析与结构优化[J].轻工学报,2017,32(4):93-99.

中图分类号:U469 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2017.4.014

文章编号:2096-1553(2017)04-0093-07

新能源汽车电池组液冷板换热分析与结构优化

Thermal analysis and structure optimization for the new energy vehicle
battery cooling plate

尹振华,苏小平,王强

YIN Zhen-hua, SU Xiao-ping, WANG Qiang

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211816

School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Technology University, Nanjing 211816,
China

关键词:

新能源汽车;液冷板;
换热效率

Key words:

new energy vehicle;
cooling plate;
heat transfer efficiency

摘要:采用三维、定常、不可压流体流动的控制方程,建立新能源汽车电池组液冷板换热数学模型;运用该模型,选择乙二醇水溶液为冷却介质,初始温度为15℃,进口质量流量为0.179 kg/s的边界条件进行换热分析,表明换热效果好,但存在换热效率较低、液冷板质量较大等问题;将原有方案内部格栅结构改为板翅结构,采用正交试验对内部结构进行分析与优化,使液冷板减重13.9%,传热面积增大,换热功率提高了11.36%,达到了优化设计之目的。

收稿日期:2017-02-10

作者简介:尹振华(1992—),男,江苏省连云港市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车流体与流体噪声。

通信作者:苏小平(1965—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,博士后,博士生导师,主要研究方向为机械产品多体动力学仿真与汽车 NVH。

Abstract: By using the 3D control equations of incompressible fluid flow, a mathematical model of a new energy automotive battery cooling plate heat transfer was established. Using this model, selection of glycol water solution as cooling medium, at initial temperature of 15 °C, with the boundary condition of the quality of imported flow heat of 0.179 kg/s transfer analysis was made. The heat transfer effect is good, but there were problems of low heat transfer efficiency and large cooling plate quality. The original scheme of internal grid structure was changed to plate fin structure and internal structure was analyzed and optimized by orthogonal test. The cooling plate weight was reduced by 13.9% after optimization. Because the heat transfer area increases, heat power increased by 11.36% to achieve the purpose of optimization design.

0 引言

随着新能源汽车的问世,电池组的短路起火和热失控等问题严重制约了电动汽车的发展与使用^[1],于是,电池组的热管理逐渐成为研究的热点.电池组温度的均匀一致性对电池组使用性能和安全性能的影响很大,也直接影响电池组的使用寿命.因此,电池组需要热管理系统对工作温度进行合理调制、低温加热与高温冷却,以保证电池组使用的安全性和动力性最优.电池组热管理系统的散热方式主要分为空冷、液冷和相变材料冷却^[2],目前应用比较广泛的是空冷和液冷.与空冷相比,液冷方式传热效率更高,且对电池摆放位置不敏感,但其设计较为复杂,成本较高且密封要求高.空冷可满足普通工况下的散热要求,而对于复杂工况,唯液冷才能达到散热要求,因此,电池组液冷方式有很好的发展前景.特斯拉公司的 Roadster 纯电动汽车和通用汽车公司的 Volt 混合动力汽车其电池组热管理系统采用的都是液冷散热方案^[3].

新能源汽车电池组的使用安全性问题主要是散热问题,为了研究电池的生热与散热,传统的热成像与植入热电偶等采集热信息方法已无法满足要求^[4].随着计算机仿真技术的发展,电池的生热与散热都可以建模仿真,这为动力电池的设计与安全性的提高提供了技术支撑.

本文拟研究新能源汽车电池组在复杂工况下的液冷系统换热能力,通过改变内部流道结

构来提高换热功率,以期达到提高散热效率和减少结构质量的目的.

1 电池组液冷板建模

1.1 模型结构

以某新能源汽车镍氢电池组冷却模块为研究对象,其散热方式为液体介质板式冷却,冷却介质为体积浓度 50% 的乙二醇水溶液.其工作结构如图 1a) 所示,液冷板传热面与电池组直接接触,液冷板通过进口流入冷却液、带走热量,达到冷却的目的.

当温度超过 50 °C 时,镍氢电池充电效率和寿命都会大大降低,温度在 0 ~ 40 °C 时,镍氢电池的放电效率最高^[5].因此,本文研究镍氢电池组表面温度为 50 °C 时液冷板的散热情况,所建立的电池组散热三维模型如图 1b) 所示.

液冷板中有 4 个传热面与电池组直接接触,如图 1b) 中所示标识面.铝的密度低,导热系数为 237 W/(m · K),是良好的导热材料,因

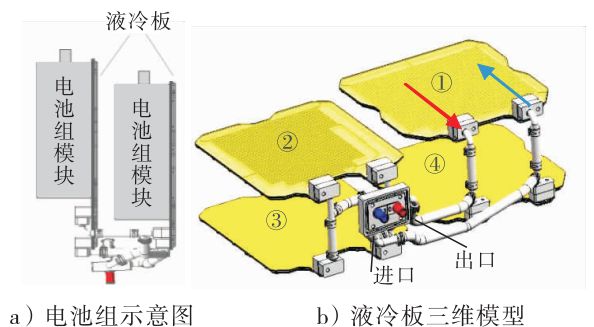


图 1 电池组液冷系统模型

Fig. 1 Battery cooling in three-dimensional model

此液冷板的内部格栅和受热板材料均为铝质材料.液冷板结构参数如下:液冷板长(图 b)中①)318 mm,液冷板宽(图 b)中①)297 mm,液冷板厚度 10 mm,内部格栅长 253 mm,格栅厚度 2 mm,内部格栅高 6.5 mm,内部格栅间隔 4.2 mm,进、出口半径 6 mm,液冷板受热面积 $4 \times 0.095 \text{ m}^2$.

1.2 控制方程与湍流模型

液冷板换热模拟分析采用三维、定常、不可压流体流动的控制方程建立数学模型,以使用计算流体动力学(CFD)进行换热分析.

通过雷诺平均法对 N-S 方程进行处理,得到平均连续性控制方程^[6].此外,还有如下控制方程.

连续性方程:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0$$

式中, U_i 表示平均速度; x_i 表示坐标, $i = 1, 2, 3, \dots$.

动量方程:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} U_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_r \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right]$$

式中, ρ 表示密度; μ 表示动力黏度;湍流强度系数 $\mu_r = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$, k 表示湍动能, ε 表示湍动能耗散率,模型常数 $C_\mu = 0.09$.

标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型如下.

湍动能运输方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k U_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_r}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

式中, σ_k 表示湍动能对应的普朗特数,湍动能

的产生项 $G_k = \mu_r \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$.

湍动能耗散率方程:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U_i)}{\partial x_i} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_r}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon} \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式中,湍动能耗散率的普朗特数 $\sigma_\varepsilon = 1.3$; $C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{2\varepsilon}$ 为经验常数, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$.

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho T U_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_r}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_T$$

式中, Pr 为普朗特数, σ_T 表示温度对应的普朗特数, S_T 为能量源项.

2 电池组液冷板换热分析

电池组液冷板换热分析的主要工作流程^[7]:首先根据镍氢电池的热管理要求,通过 UG 建立冷板系统的三维模型,为分析简便,在不影响主要分析的条件下对流体部分做适当的简化处理.在 CFD 分析软件 STAR CCM + 中,使用包面抽取计算域并进行网格的划分.由于只分析稳态传热,故选择标准 $K-\varepsilon$ 湍流模型,设定出口温度、系统压降和换热功率等监测参数.

2.1 换热分析的边界条件

液体传热介质常用的有水、乙二醇溶液和油类等.乙二醇具有无色、无味、低挥发性和低腐蚀性等特点,是易溶于水的有机化合物^[8],常用作汽车防冻剂.本文液冷板使用的冷却介质是体积浓度为 50% 的乙二醇水溶液,其沸点为 $107.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (100.7 kPa 条件下),凝固点为 $-33.8 \text{ }^\circ\text{C}$,在不同温度下的物理属性见表 1.

由表 1 可知,乙二醇水溶液的动力黏度与普朗特数随温度变化较大.为模拟准确,边界条件中可以输入动力黏度和普朗特数与温度的函数关系.采用 Matlab 非线性回归得到其函数关系^[9].

动力黏度与温度的函数关系为

$$\mu = (1.0739 + \exp(1.943 + (-0.0446) \times (T - 273.15))) \times 0.001$$

普朗特数与温度的函数关系为

$$Pr = 9.3284 + \exp(4.1198 + (-0.0459) \times$$

表1 不同温度下体积浓度为50%的
乙二醇水溶液的物理性质

Table 1 Physical properties of 50%
ethylene glycol solution

温度 /°C	动力黏度 /(mPa·s)	比热/ (kJ·(kg·K) ⁻¹)	导热系数 /(W·(m·K) ⁻¹)	普朗特 数 Pr
10	5.50	3.242	0.373	47.804
20	3.94	3.281	0.380	34.019
30	2.94	3.319	0.387	25.214
40	2.26	3.358	0.394	19.262
50	1.78	3.396	0.399	15.150
60	1.41	3.435	0.404	12.159

$$(T - 273.15)$$

式中, μ 表示动力黏度/(Pa·s), T 为温度/K.

冷却介质的初始条件: 环境温度为 25 °C, 密度为 1 071.11 kg/m³, 导热系数为 0.384 W/(m·K), 比热为 3300 J/(kg·K), 动力黏度与普朗特数分别输入其函数表达式.

用 CFD 分析流体换热需要提取模型的流体域, 该模型为较复杂的装配体, 不能直接抽取, 可以采用 STAR CCM + 软件的包面功能抽取, 再选择多面体网格模型, 并设置壁面边界层. 其传热部分需要进行局部加密处理, 最终划分网格体单元数约为 406 万个.

由于只分析稳态换热, 因此选择 $K-\varepsilon$ 湍流模型进行三维定常计算. 在初始条件中, 冷却介质的初始温度为 15 °C, 设定质量流量入口, 则进口质量流量为 0.179 kg/s. 选择压力出口, 出口压力为 0 Pa, 温度为 300 K. 液冷板主要由上表面和内部格栅结构进行热传递, 其材料均为铝质, 其上表面直接与电池组接触, 表面温度为 50 °C; 内部隔板为间接传热, 设置为对流传热, 导热系数为 237 W/(m·K), 其他非传热部分设为绝热壁面.

2.2 换热分析结果

经过迭代 800 步, 监测得压降、出口温度和换热功率均趋于稳定, 且残差达到收敛标准

1E-4, 计算收敛. 根据监测可以得到, 出口温度为 29.46 °C, 系统压降为 7506 Pa, 换热功率为 8540 W. 试验测量的出口温度为 28.3 °C, 进口压力为 7730 Pa, 计算与试验测量值存在一点误差, 但在可接受范围之内. 为了更好地观察液冷板内部流动等情况, 取截面 ($Z = 0.055$ m) 观察图 1b) ①板的温度、流动压力分布情况, 如图 2 所示.

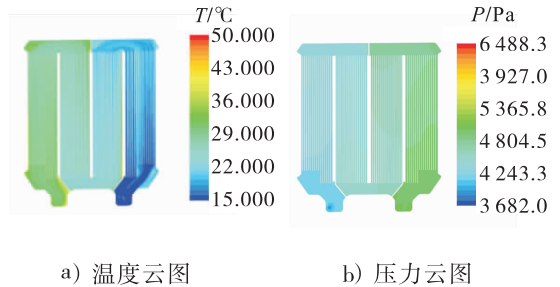


图 2 换热分析结果局部截面图

Fig. 2 Local section of heat transfer analysis

从图 2 a) 可知, 经过与恒温 50 °C 的受热板和隔板对流换热后, 冷却液出口温度在 29 °C 左右, 入口温度 15 °C, 故温差达 14 °C, 换热效果良好. 在压力云图中, 截面的压力分布在 3500 ~ 4500 Pa, 冷却液进入部分较大, 整体分布较为均匀, 说明冷却液流动顺畅. 但现有结构存在换热效率稍低、液冷板质量较大等问题. 根据工程经验, 增大冷却介质与金属结构接触面可有效提高换热效率. 现有液冷板内部流道间隔板结构较厚, 若从结构角度进行改进, 有望在提高换热效率的同时减轻液冷板质量.

3 电池组液冷板内部结构的改进与优化

3.1 内部结构改进方案

原电池组液冷板内部结构为格栅, 相对于格栅结构, 板翅式结构具有传热效率高、温度控制性较好、结构紧凑等特点, 广泛应用于汽车换热器、冷凝器等方面, 因此改原有的格栅式内部结构为板翅式结构.

在液冷板中, 换热面积越大, 换热系数越

大,换热效果越好,因此,以换热和流通的综合指标为优化目标,其目标函数为

$$Q(X) = \sqrt{A/\Delta p}$$

式中, A 为接触换热面积, Δp 为系统压降, X 为结构优化变量.

约束条件包括尺寸约束条件和性能约束条件.设计其尺寸约束条件为

$$a \leq l_i \leq b \quad c \leq r_i \leq d \quad e^\circ \leq \alpha_i \leq f^\circ$$

($i = 1, 2, 3, \dots; a, b, c, d, e, f$ 为常数)

式中, l_i 为翅片底面宽度; r_i 为翅片底面与斜面间弯曲半径; α_i 为斜面的竖直夹角.

设计其性能约束条件的质量要求为

$$G_0 \geq G_i (i = 1, 2, 3, \dots).$$

3.2 优化设计与分析

现以板翅结构的波纹板进行正交试验设计与分析.改进结构如图3所示,板长 L_1 为257 mm,设计宽度 B_1 为 (66 ± 1) mm,高度 h 为6.5 mm.结合实际条件和减重目标,板厚度 t 取0.8 mm.由于波纹板斜面宽度和其垂直角度成三角函数关系,为简化优化过程,只对波纹板顶面和底面宽度 l (因素A)、弯曲半径 r (因素B)和斜面板的垂直夹角 α (因素C)3个因素进行正交试验分析.正交试验因素与水平见表2.

根据正交试验因素与水平表设计试验,经过9次不同试验模拟得到换热功率情况,并估算出其内部结构质量,得到正交试验结果(见表3).在数值分析软件 Statistica 中进行正交试验设计与分析,采用 Taguchi 法分析得到3个因素分别对应内部结构质量和系统换热功率的极差图,如图4所示.

根据图4a)可以得到最优的试验方案为 $A_1B_2C_2$,而从图4b)得到的最优方案为 $A_1B_1C_2$.因为该液冷板的主要功能是换热,因此最终确定换热最优方案为 $A_1B_2C_2$,而此时质量虽然不是最优的,但也已经达到减重的目的.最终确定优化结果为: $l = 2.0$ mm, $r = 1.1$ mm, $\alpha = 20^\circ$;根

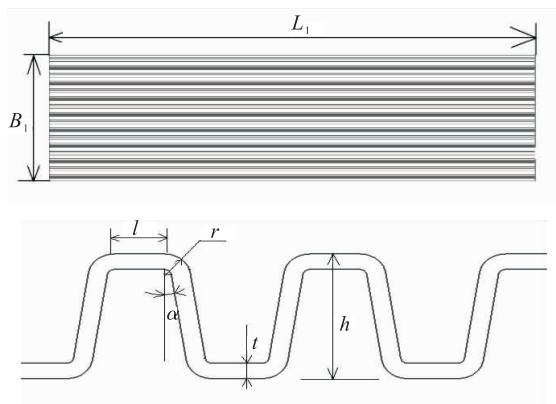


图3 改进结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of improved structure

表2 试验因素与水平

Table 2 Experimental factors and levels

水平	因素 A/mm	因素 B/mm	因素 C/(°)
1	2.0	1.0	30
2	2.1	1.1	20
3	2.2	1.2	10

表3 $L_9(3^4)$ 正交试验结果表

Table 3 $L_9(3^4)$ orthogonal test result table

试验号	因素 A	因素 B	因素 C	质量 m/kg	换热功率 Q/W
1	1	1	1	1.371	9491
2	1	2	2	1.366	9511
3	1	3	3	1.376	9503
4	2	1	2	1.382	9491
5	2	2	3	1.394	9497
6	2	3	1	1.407	9502
7	3	1	3	1.392	9494
8	3	2	1	1.404	9495
9	3	3	2	1.415	9493

据优化后的内部结构方案,重新布置液冷板内部结构.

4 电池组液冷板优化后结果分析

在初始条件与边界条件相同的情况下,对改进优化后的液冷板内部结构进行换热分析.取相同位置截图,观察改进前后液冷板图1b)中①板内部温度压力分布情况,如图5所示.由图5a)可知,改进后温度分布改善,液体温度有

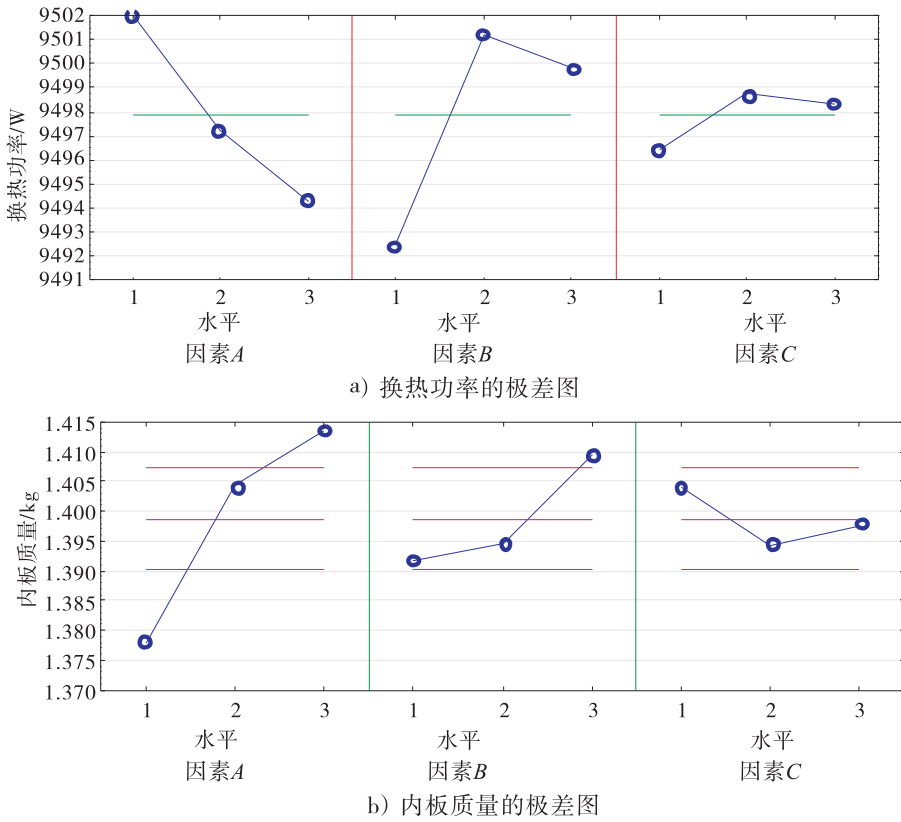


图4 正交试验分析极差图

Fig.4 The range chart of orthogonal experiment analysis

所升高,说明相同条件下换热效率显著提高. 由图5b)可知,改进后的截面压力由原来的6488 Pa下降为6257 Pa,说明优化后图1b)中①板内部流动更为顺畅.

当迭代收敛后,由各监测量报告可绘制图6所示改进前后液冷板监测参数曲线图. 由图6a)可知,改进后温度约为31℃,比原方案(约29℃)提高了5.59%. 由图6b)可知,改进后系统压降为7805 Pa,比原方案(7506 Pa)增大3.98%,说明改进后系统的流动压力增大了. 由图6c)可知,改进后换热功率为9511 W,比原方案(8540 W)增加约1000 W,提高了11.36%,达到设计要求.

综上可得,液冷板改进优化内部结构,虽然系统内流阻增大,但换热效果有了明显提升. 同时,内部结构的质量由1.58 kg降至1.36 kg,下降了13.9%,达到了提高换热效率且减重的目的.

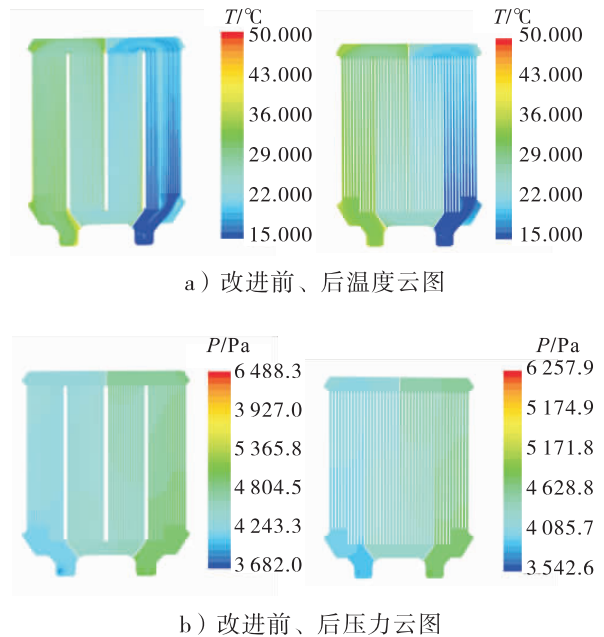


图5 改进前后液冷板截面温度、压力对比图
Fig.5 Comparison of temperature and pressure of cooling plate before and after improvement

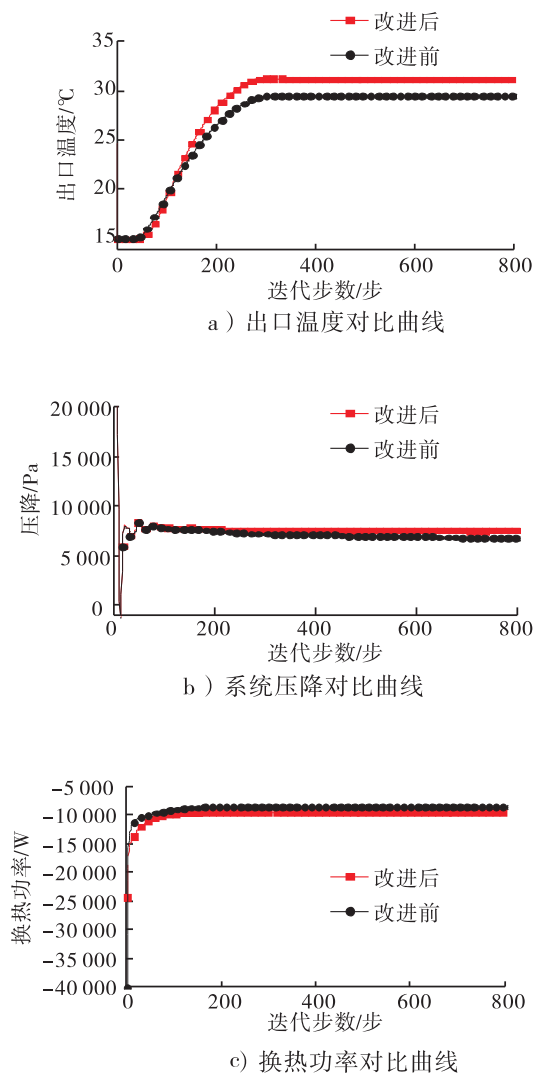


图6 改进前后液冷板监测参数曲线

Fig.6 Monitoring parameter curves of cooling plate before and after improvement

5 结论

本文借助 CFD 分析新能源汽车电池组热管理系统液冷散热方式下的液冷板换热效果,进而将液冷板内部格栅结构改进为板翅式结构,再基于正交试验分析优化设计,最终确定内部结构参数最优值。

经计算,优化后内部结构减重 13.9%,减少了整车质量,可降低油耗,提高了能源经济

性。对改进内部结构后的液冷板做相同边界条件的换热模拟,结果表明,虽然系统内流阻略有增大,但换热功率提高 11.36%。这说明该优化方案效果明显,达到了既提高换热效率又减少质量的目的。

参考文献:

- [1] 霍宇涛,饶中浩,刘新健,等. 基于液体介质的电动汽车动力电池热管理研究进展[J]. 新能源进展,2014(2):135.
- [2] RAO Z H, WANG S F, ZHANG Y L. Simulation of heat dissipation with phase change material for cylindrical power battery[J]. Journal of the Energy Institute, 2012, 85(1):38.
- [3] 赵文销,吴双群,赵丹平,等. 车用电池箱液冷系统仿真设计[J]. 汽车实用技术,2015(7):70.
- [4] 曹姿娟. 动力电池热管式散热器的数值模拟分析[D]. 杭州:浙江大学,2012.
- [5] 徐晓明,赵又群. 基于双进双出流径液冷系统散热的电池模块热特性分析[J]. 中国机械工程,2013,24(3):313.
- [6] 吴宏,李育隆,杨凯. 电动汽车电池箱通风冷却结构的研究[J]. 汽车工程,2012,34(6):556.
- [7] 彭影,黄瑞,俞小莉,等. 电动汽车锂离子动力电池冷却方案的对比研究[J]. 机电工程,2015,32(4):537.
- [8] KIZILEL R, LATTEL A, SABBAH R, et al. Passive control of temperature excursion and uniformity in high-energy Li-ion battery packs at high current and ambient temperature[J]. Journal of Power Sources, 2008, 83:370.
- [9] GIULIANO M R, PRASAD A K, ADVANI S G. Experimental study of an air-cooled thermal management system for high capacity lithium-titanate batteries[J]. Journal of Power Sources, 2012, 213:296.