

文章编号:1671-6833(2020)03-0037-05

基于热仿真的动力电池箱结构紧凑化参数优化

张三川, 苗帅宾

(郑州大学 机械与动力工程学院,河南 郑州 450001)

摘要:为解决电动汽车动力电池箱结构的紧凑化设计问题,基于自然冷却风流动道面积与流速关系,提出了一种电池模块错位阵列复合凹凸箱体壁的构型,采用热仿真方法研究了电池箱内散热效果随模块间流道几何参数(列距、行距、边距、出入口直径)的演变规律,并通过类比调教函数拟合得到了电池箱布置结构特征尺寸设计式。仿真验证结果表明:对所设计构型结构经局部行距、列距、边距以及内部直角圆角化优化,获得了行距 25 mm、列距 30 mm、最小边距为 15 mm 的紧凑化电池箱结构,其电池模块最高温度降为 34 ℃,最大温差降为 4.31 ℃,明显优于电池工作温度设计指标;所建立的紧凑化设计式计算结果与热仿真结果的相对误差小于 5%,可用作电池箱结构设计参考。

关键词:纯电动汽车;动力电池箱;紧凑化设计;流道参数;热仿真分析

中图分类号:U463.1 文献标志码:A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2019.05.020

0 引言

动力电池是电动汽车三大核心部件之一,有锂离子电池、氢燃料电池、超级电容和铝空气电池,以及适于特殊车辆的复合电源^[1]等,其中锂离子电池运用最为广泛。众所周知,锂离子电池充放电过程中会大量发热,其电池特性与环境温度紧密相关^[2],因此,基于车辆行驶形成自然风的冷却结构构型就成为了电池箱设计的关键。刘振军等^[3]对锂离子电池组箱体前后端面增设前大后小的进出风口,增大进风量以降低箱内温度和单体电池温差。吴宏等^[4]利用狭缝空腔中自然对流换热原理,优化出了一种正面通风口加装风挡板的结构,使冷却空气在电池缝隙的流动更加均匀化。对于电池箱内部模块排列,眭艳辉等^[5]依据通道面积与风速成反比的关系,采用梯形排列样式平衡了进出口区域电池模块的散热效果,但其形状会明显导致装车空间利用率低下的问题。因此笔者拟采用矩形错位排列与凹凸箱体壁相结合的结构,研究流道参数与电池模块散热的内在关系,探寻电池箱紧凑化设计方法,为高比能量电池箱开发提供理论支持。

1 动力电池系统温度场理论

动力电池系统的能量传递采用电化学-热耦合模型,电池内部只考虑导热,并将其简化为一个等效固体,在直角坐标系中方型电池热模型表达为式(1)^[6-8]:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + Q, \quad (1)$$

式中:ρ为电池密度;C_p为电池比热容;T为电池温度;Q为电池产生的热量;λ_x、λ_y、λ_z分别为电池在x、y、z方向上的导热系数。

在流动传热过程中,系统除满足质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律外,还需满足如下湍流方程(k-ε模型):

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho, \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{c_1 \varepsilon}{k} \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (3)$$

式中:η_t=c_μρk²/ε;k为流体传热系数;ε为耗散

率,其系数取值如表 1 所示^[9-10]。

表 1 k - ε 模型的系数取值

Table 1 Values of coefficients in k - ε					
c_μ	c_1	c_2	σ_k	σ_ε	σ_T
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9~1.0

在电池表面与流体对流换热时,表面能量传递满足关系式(4):

$$Q = hA(T_1 - T_0), \quad (4)$$

式中: Q 为对流换热能量,W; h 为对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A 为换热面积, m^2 ; T_0 、 T_1 为边界两侧温度,K。

2 仿真模型与实验设计

2.1 热模型

图 1 为电池箱内部模块排列布置结构,初始行距、列距和边距均设为 50 mm,设计的电池箱最大轮廓尺寸 1 070 mm×1 370 mm×150 mm,采用圆形出入风口(入口直径 D_i ,出口直径 D_o),其中电池模块采用错位排列方式,编号格式为 x (行) y (列),自左向右和自下向上排列,列距 P_L 、行距 P_T 和边距 L_W 构成冷却空气流动。

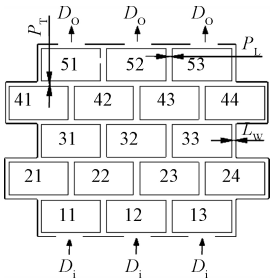


图 1 电池模块阵列方案

Figure 1 Battery module array scheme

假设空气为理想不可压缩流体,流体的边界压力为零,且不考虑其惯性力;单体电池选择磷酸铁锂电池,规格为 20 mm×100 mm×140 mm,型号 3.2 V 22 Ah,质量 0.59 kg;其生热为体热源,且生热速率不受温度影响,不考虑电池组热变形^[11-13]。

仿真条件设置:入口为自然风,风速 2.5 m/s;电池模块和外部环境初始温度均设为 25 ℃;自然对流边界设置为 5 W/(m²·K);电池表面与空气接触边界设置为耦合边界;电池采用 1C10A 充电,生热速率为 2 592.86 W/m³。

2.2 热仿真正交试验

仿真采用 5 因素 4 水平的 16 组正交实验仿真方法,如表 2 所示,其中 P_L 、 P_T 、 L_W 均取 20、25、30、35 mm; D_i 、 D_o 均取 90、95、100、105 mm。在此基础上,后续 L_W 增加取值 15 mm, D_i 增取 110、120、130 mm。

表 2 5 因素 4 水平正交实验参数

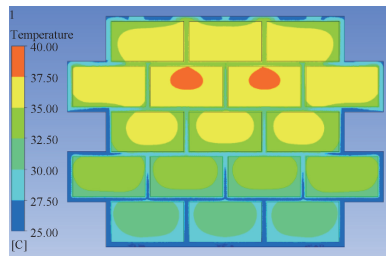
Table 2 L¹⁶(4⁵) orthogonal experimental parameters

mm					
实验号	P_L	P_T	L_W	D_i	D_o
1	20	20	20	90	90
2	20	25	25	95	95
3	20	30	30	100	100
4	20	35	35	105	105
5	25	20	25	100	105
6	25	25	20	105	100
7	25	30	35	90	95
8	25	35	30	95	90
9	30	20	30	105	95
10	30	25	20	100	90
11	30	30	35	95	105
12	30	35	25	90	100
13	35	20	35	95	100
14	35	25	30	90	105
15	35	30	25	105	90
16	35	35	20	100	95

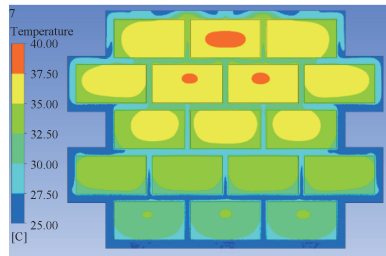
3 仿真结果与分析

3.1 仿真结果

限于篇幅,仅列举第 1、7 组实验结果,温度云图结果如图 2 所示。从图 2 可知,位于冷却风出口端的第 4、第 5 两行中间电池模块有高温分布存在。正交试验仿真结果分析见表 3。由表 3 可知,设计参数按影响散热效果重要性依次递减为:入口直径、列距、边距、行距、出口直径,行距和出口直径对最高温度的影响较小。



(a) 第 1 组



(b) 第 7 组

图 2 第 1 组和第 7 组仿真实验温度场云图

Figure 2 Cloud map of temperature field simulation about group 1 and group 7

图 3 为入口直径-最高温度关系图。可以看出,随入口直径增大,最高温度呈不断下降趋势。

显然,入口直径越大,进入电池箱流道的空气量越多,故越利于使电池模块保持较低温升。

表3 仿真结果与极差分析

Table 3 Simulation results and their range analysis					
℃					
数据	因素				
统计	列距	行距	边距	入口	出口
均值	37.06	36.69	36.08	37.30	36.39
	36.51	36.40	36.45	36.88	36.57
	36.30	36.59	36.62	36.08	36.42
	36.09	36.29	36.81	35.70	36.59
极差	0.98	0.40	0.73	1.60	0.21
方差	0.173 0	0.032 7	0.096 3	0.533 5	0.010 4

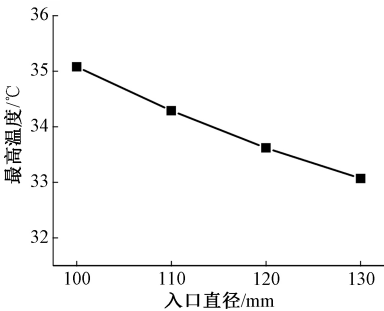


图3 入口直径与最高温度关系

Figure 3 Relationship between inlet diameter and maximum temperature

图4为列距、边距与最高温度关系图。可以看出,随列距增大,最高温度呈现出明显下降趋势,但列距超过30 mm后基本趋于平稳变化;而随边距增大,最高温度呈先减小后增大趋势。得出初步的结构参数优化组合为:边距20 mm,列距30 mm,入口直径120 mm,行距25 mm,出口直径90 mm。

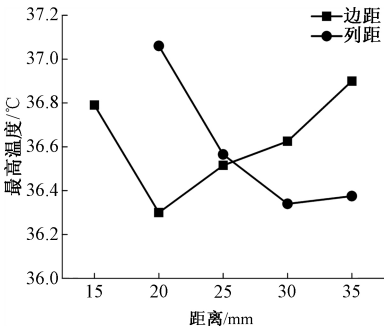


图4 列距、边距与最高温度关系

Figure 4 Relationship between column or side distance and maximum temperature

3.2 仿真结果拟合

通过相关性分析,参考相关文献[14],采用类比法,并反复调教函数形式,拟合得到基于最高温度要求的设计式(高温式):

$$T_{\max} = \frac{198.845P_L^{1.4} + 26.586D_i^{1.3}}{P_L D_i} + \lg P_L D_i. \quad (5)$$

图5为高温式计算仿真结果与应用拟合公式计算结果的比较,其最大误差小于5%。

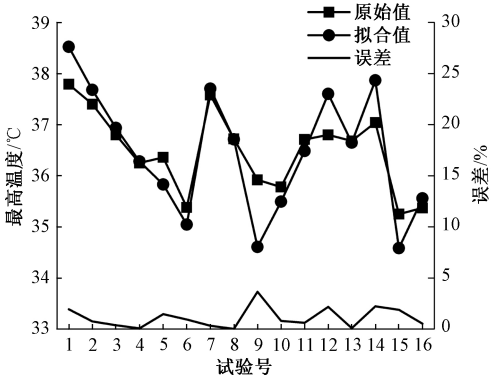


图5 高温式计算与仿真结果比较

Figure 5 Result errors comparison between high temperature formula calculation and simulation

同理,可得基于最大温差的设计式(温差式):

$$\Delta T = \frac{2.899P_L^{1.4} + 10.852L_w^{1.3}}{P_L L_w} + \lg P_L L_w. \quad (6)$$

图6为温差式计算仿真结果与应用拟合公式计算结果的比较,其最大误差也小于5%。

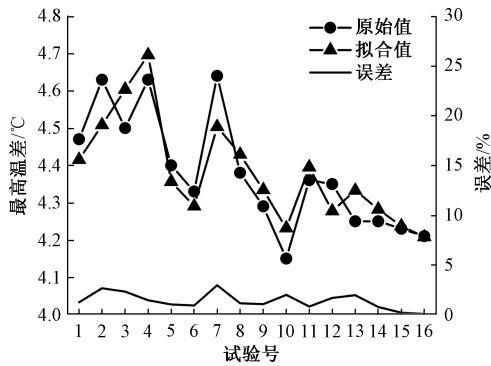


图6 温差式计算与仿真结果比较

Figure 6 Result errors comparison between temperature difference formula calculation and simulation

3.3 拟合公式验证

为求解电池箱内部空气流道特征尺寸的最优组合,需优化问题可概括为:

$$\begin{aligned} &\min(k_1 T_{\max} + k_2 \Delta T), \\ &\text{s.t.} \begin{cases} 20 \leq P_L \leq 35; \\ 20 \leq P_T \leq 35; \\ 20 \leq L_w \leq 35; \\ 80 \leq D_i \leq 120. \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

当权重 k_1 、 k_2 不同时($k_1 + k_2 = 1$),求解结果基本一致,主要结构参数圆整结果和初步的结构参数优化组合模型一致,结果如表4所示。

表 4 不同权重系数下的计算结果

Table 4 Calculation results under different weight coefficients

实验	k_1	k_2	P_L/mm	D_i/mm	L_w/mm
1	0.80	0.20	31.39	120.00	20.00
2	0.70	0.30	31.11	120.00	20.00
3	0.50	0.50	30.36	120.00	20.00
4	0.30	0.70	29.14	120.00	20.00
5	0.20	0.80	28.20	120.00	20.00
圆整	—	—	30.00	120.00	20.00

建立对应的动力电池箱模型,采用 Fluent 仿真得到温度分布云图如图 7 所示($P_T=20\text{ mm}$, $D_o=90\text{ mm}$)。

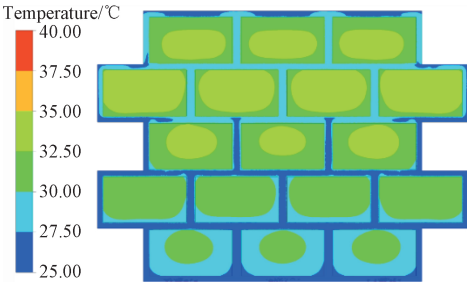


图 7 圆整模型温度场仿真云图

Figure 7 Simulation cloud map of temperature field on the modification model

4 局部尺寸优化

在以上仿真中发现,电池箱内温度较高处主要集中在第 4、5 两排,尤其是第 4 排(Row4)。对 Row4 单独改变边距,电池箱最高温度变化如图 8 所示。

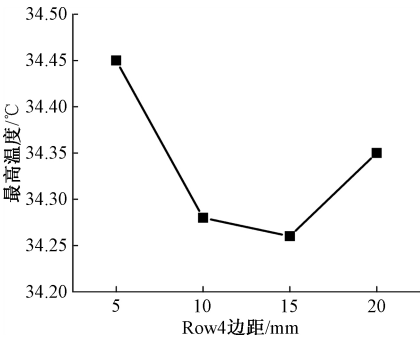


图 8 最高温度与 Row4 边距变化关系

Figure 8 Relationship between maximum temperature and Row 4 sides distance

由图 8 可见,边距 $L_w=15\text{ mm}$ 时,最高温度为 $34.26\text{ }^{\circ}\text{C}$,极差为 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,对最高温度的影响不大,但是高温区面积 S_{T35} 首次降为 0, $S_{T32.5}$ 降为 23.988 dm^2 , S_{T30} 降为 63.750 dm^2 ,温度场均匀性得到较大改善。

位于电池箱左右两侧的箱体圆角半径、数目对最高温度和高温区面积的影响关系结果见图 9。

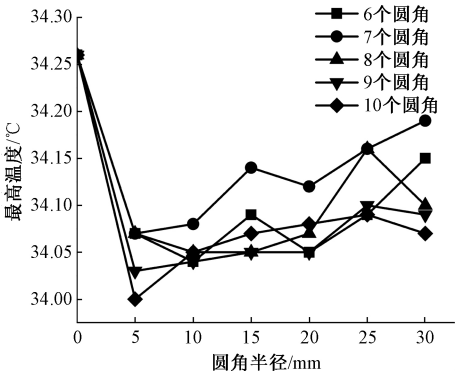


图 9 不同圆角半径、数目与最高温度关系图

Figure 9 Relationship between different fillet radii, number and maximum temperature

由图 9 可见,当电池箱每侧采用 10 个半径 5 mm 圆角时,最高温度为 $34\text{ }^{\circ}\text{C}$,Fluent 计算结果显示高温区面积 S_{T35} 为 0, $S_{T32.5}$ 降为 22.737 dm^2 , S_{T30} 为 63.806 dm^2 。电池最高温度满足工作范围 $0\sim40\text{ }^{\circ}\text{C}$,最大温差小于 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的要求^[5]。将 $D_i=120\text{ mm}$ 模型的各优化历程结果对比见图 10。

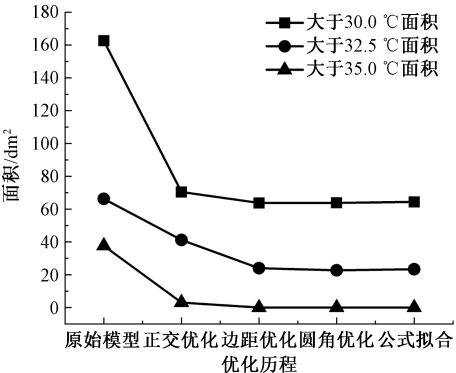


图 10 高温区面积优化历程对比

Figure 10 Comparison of high temperature area in optimization process

此时,电池箱内电池模块的最高温度由 $37.27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下降为 $34\text{ }^{\circ}\text{C}$,下降 8.77% ;最大温差由 $4.48\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下降为 $4.31\text{ }^{\circ}\text{C}$,下降 3.79% ;高温区面积 $S_{T32.5}$ 由 66.243 dm^2 下降为 22.737 dm^2 ,下降 65.68% ; S_{T30} 由 162.657 dm^2 下降为 63.806 dm^2 ,下降 60.77% 。与最初设计模型相比,散热效果得到改善的同时,行距由 50 mm 降为 25 mm ,下降 50% ;列距由 50 mm 下降为 30 mm ,下降 40% ;边距由 50 mm 下降为 20 mm ,下降 60% ,Row 4 边距下降 70% 。

综上优化结果得到紧凑化电池箱结构参数如表 5 所示,可知最终入口直径为 120 mm 。

表5 紧凑化电池箱结构参数

Table 5 Structural parameters of compact battery box

mm						
P_L	P_T	L_w	D_i	D_o	Row4 边距	圆角 R
30	25	20	120	90	15	5

5 结论

(1)提出电池模块矩形错位阵列布置复合凹凸箱体壁的紧凑化构型,并可行距、列矩和边距等参数,以及箱体内部直角的圆角半径优化,最高温度降为 34 ℃,最大温差降为 4.31 ℃,优于电池工作温度控制在 0~40 ℃和模块间温差在5 ℃以下的目标。

(2)运用正交实验法仿真确认了入口直径、列距和边距等几何特征参数是影响电池箱平衡散热效果的主要因素,采用类比调教方法建立的紧凑化设计式计算结果与仿真结果的相对误差小于 5%,可为高比能量电池箱结构设计计算提供参考。

参考文献:

[1] 贺伊琳,许世维,刘瑞,等.纯电动赛车复合电源动力系统控制研究[J]. 郑州大学学报(工学版) 2016,37(1):40-44.

[2] 李哲,韩雪冰,卢兰光,等.动力型磷酸铁锂电池的温度特性[J].机械工程学报, 2011, 47(18):115-120.

[3] 刘振军,林国发,秦大同,等.电动汽车锂电池组温度场研究及其结构优化[J].汽车工程,2012,34(1):80-84.

[4] 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):556-560,565.

[5] 眭艳辉,王文,夏保佳,等.混合动力汽车镍氢电池组通风结构优化分析[J].汽车工程, 2010, 32(3):203-208.

[6] FAN L W, KHODADADI J M, PESARAN A A. A parametric study on thermal management of an air-cooled lithium-ion battery module for plug-in hybrid electric vehicles [J]. Journal of power sources, 2013, 238: 301-312.

[7] SANTOS I M C, GOWREESUNKER B L, TASSOU S A, et al. Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO₂ gas coolers [J]. International journal of heat and mass transfer, 2017,107:168-180.

[8] 张新强.风冷式动力电池热管理系统技术数值研究[D]. 广州:华南理工大学,2016.

[9] WAGNER M. 热分析应用基础[M]. 陆立明,译. 上海:东华大学出版社, 2011.

[10] FLUENT Inc. FLUENT 6.1.22 user's guide [M]. Lebanon, NH: FLUENT Incorporated, 2003.

[11] 安治国,李升东,张栋省,等.动力锂离子电池放电热模拟分析[J].电源技术,2018,42(2):188-190.

[12] 李秋芬.车用动力电池包的散热仿真分析[D]. 广州:华南理工大学,2016.

[13] 罗宗鸿.电动汽车电池热特性及电池组风冷散热研究[D]. 南昌:南昌航空大学,2018.

[14] 英克鲁佩勒,德维特,伯格曼,等.传热和传质基本原理[M]. 葛新石,叶宏,译. 北京:化学工业出版社, 2007.

Compact Design Parameters Optimization of Power Battery Box Structure in Electric Vehicle Based on Thermal Simulation

ZHANG Sanchuan, MIAO Shuaibin

(School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 45001, China)

Abstract: In order to solve the compact design problem of power battery box structure in electric vehicle, based on the relationship between channel area and flow speed of natural cooling air, an new configuration scheme that rectangular battery modules were misplaced into arrays and box walls were designed to be concave and convex was proposed. The influence law of channel geometric parameters (column distance, row distance, side distance, entrance diameter) on the cooling effect of battery box was studied by means of thermal simulation method. The simulation results showed that the compact battery box with a column distance of 25 mm and a row distance of 30 mm and a minimum side distance of 15 mm was obtained through the local optimization about column and row and side distance and the internal round angle radius. Its maximum temperature of the battery module dropped to 34 ℃, and the maximum temperature difference dropped to 4.31 ℃, which was significantly better than the design index of the battery working temperature. The relative error of results between the design formulas calculation and the thermal simulation was less than 5%, so it could be used as reference for the structure design of battery box.

Key words: pure electric vehicle; power battery enclosure; compact design; flow path parameter; thermal simulation analysis