基于平板热管技术的电池热管理系统实验研究

丹聃¹, 连红奎², 张扬军^{1*}, 姚程宁¹, 王悦齐¹, 任伟宁¹, 诸葛伟林¹, 钱煜平¹

1. 清华大学车辆与运载学院, 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084;

2. 北京微焔科技有限公司, 北京 100084

* E-mail: yjzhang@tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2019-03-01; 接受日期: 2019-04-08; 网络版发表日期: 2019-06-18

国家自然科学基金(批准号: U1864212)资助项目

摘要 温度是影响锂离子动力电池性能的关键因素, 本文采用平板热管作为电池热管理的传热部件, 实验研究了平板热管在不同电池产热功率条件下的传热性能和均温性, 理论计算了平板热管扩散热阻及导热系数. 研究表明, 在25 W产热条件下, 平板热管扩散热阻为 $0.044^{\circ}\text{C W}^{-1}$, 等效导热系数 650 W K^{-1} , 随着电池产热功率的增大, 平板热管的扩散热阻降低, 等效导热系数显著增大. 在多热源条件下, 平板热管表面最大温差低于 4°C , 表明其较好的均温性, 在电池热管理系统中具有较好的应用前景.

关键词 电池热管理, 平板热管, 均温性, 等效导热系数, 多热源

1 引言

温度是影响锂离子动力电池使用性能的重要因素之一^[1,2]. 过高或过低的温度均会导致电池容量加速衰减; 电池之间的温差亦导致单体充放电速率不同及荷电状态(state of charge, SOC)不一致, 进而造成充放电效率下降和寿命的衰减. 因此, 有必要采用热管理措施对电池工作温度及温差加以控制, 从而提高其工作效率、延长使用寿命. 一般认为电池组最佳工作范围为 $25^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$, 最佳温差控制目标小于 5°C ^[3,4].

常见的热管理措施包括基于空气、液体和相变原理的传热方法. 空气冷却是最简单的散热方式, 现有研究主要集中于改善风道结构、电池布置方式以及控制策略的优化, 从而获得更好的散热能力和温度均匀

性^[5~8]. 然而空气散热效率较低, 在高温环境下难以满足散热需求. 水冷散热效率相对较高, 通常将液冷板布置在电池组底部或单体之间, 带走电芯产热. 然而电池组均温性很大程度上依赖于流道设计, 因此大部分研究致力于液冷板结构设计及流动控制策略优化^[9~12]. 液冷系统在当前工程应用中较为普遍, 但是仍存在系统复杂、能量密度较低的问题, 另外由于液冷板直接布置于模组底部, 有潜在泄露风险. 相变储能材料是电池热管理领域另一研究热点^[13,14], 利用相变原理吸收电池产热, 该热管理方式可实现较好的均温性, 然而由于相变材料导热性能较差, 且质量较重, 因此限制了其在实际工程中的应用.

热管是一种依靠气液相变原理的高效传热元件, 具有较高的导热系数, 近年来在电池热管理领域受到

引用格式: 丹聃, 连红奎, 张扬军, 等. 基于平板热管技术的电池热管理系统实验研究. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 1023–1030

Dan D, Lian H K, Zhang Y J, et al. Experimental research on battery thermal management system based on vapor chamber technology (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 1023–1030, doi: 10.1360/SST-2019-0081

广泛关注^[15]。已有的研究表明,采用热管的电池热管理系统具有较高的散热效率、较快的低温加热速率:相比于风冷散热,基于热管的散热系统可将电池温度降低20℃以上(20 A h, 5 C放电)^[16];低温情况下,热管的加热速率是PTC直接加热的1.5倍^[17]。在热失控、热短路的情况下,热管也展现出优势^[18,19]。现有研究中,电池热管理结构形式多样,采用的热管种类也不尽相同。Wang等人^[20]在电池组内相邻电芯之间布置L型烧结热管,将热管冷端浸泡在水槽中,通过与水直接换热带走吸收的热量,实验研究了产热功率对系统散热效率的影响。Liang等人^[21]设计了类似的结构,进一步研究了环境温度、冷却功率、控制策略对散热效率的影响。Smith等人^[22]在电芯侧面布置4根热管,冷端通过与液冷板接触实现散热。Wei等人^[23]采用“三明治”式的电池热管理结构,每两节电芯之间布置一脉动热管,研究了不同管内工质对换热的影响。上述研究均采用多根扁平管状热管布置在电池表面,在一定程度上解决了电池的散热问题,但热管与电池之间属于线接触,热管的换热能力没有得到充分利用,同时带来系统的复杂性,降低了系统能量密度。平板微热管阵列解决了热管与电池之间的接触问题,简化了系统结构,在低温加热和高温散热情况下均取得良好效果^[24,25]。Xu等人^[26]设计了平板微热管-水冷热管理系统,在每个电池模组底部布置一平板微热管,并在热管两侧通过水冷带走热量,具有较好的散热性能。然而,微热管阵列由若干平行排布微细通道构成,沿槽道即蒸汽流动方向的导热热阻远小于宽度方向导热热阻,属于一维线性热传导,电池热管理系统中通常需要采用若干根并联的方式,因此将其应用于电池组散热时难以保证整体温差。

平板热管(vapor chamber, VC)是一种基于二维平面传热的高导热元件,相对于传统热管的一维传热方式,可有效解决电池组整体均温问题,并进一步简化系统复杂性。Gou和Liu^[27]采用铜制平板热管对电池模组进行散热,研究了不同加热功率、摆放角度对系统传热的影响,结果显示各单体温差在5℃以内,验证了平板热管优异的均温性。本文采用铝制平板热管电池热管理解决方案,将热管布置于电池模组底部,进一步解决了模组轻量化的问题。本文采用电加热片模拟动力电池产热,实验测试了平板热管在不同热流密度下的传热性能,理论计算了平板热管扩散热阻和等效

导热系数,最后,在多热源工况下对其传热性能进行了研究,为进一步研究平板热管在电池热管理中的应用提供参考。

2 实验方法与条件

本文设计并加工了一种铝平板热管,如图1所示。外形尺寸为226 mm×170 mm×7 mm,外壳厚度1.5 mm,一侧内表面烧结1.5 mm厚的80目铝粉构成吸液芯,内部有24个直径为10 mm的铝支撑柱,以增强上下表面的承压能力,平板热管采用真空设计,空腔内充入丙酮工质,充液率为50%。其工作原理如图2所示,底板为蒸发端,顶板为冷凝端,蒸发区域的液体吸收热量并蒸发成蒸汽,蒸汽受热上升,遇上部冷源后重新凝结成液体并释放潜热,在重力辅助作用下,冷凝液流回下表面蒸发端,并通过吸液芯的毛细力循环回热源附近。

对上述平板热管的传热性能进行实验研究,测试系统如图3所示,主要由平板热管、加热片、直流稳压电源、温度测量和采集系统构成。将聚酰亚胺加热膜布置于平板热管毛细芯侧的表面中心位置,加热片尺寸为30 mm×70 mm,阻值21.6 Ω,通过直流电源改变加载电压对其进行加热,采用T型裸线热电偶测试平板热管表面温度,测点位置如图4(a)所示,采用安捷

图1 平板热管内部结构

图2 (网络版彩图)平板热管传热原理示意图

图3 (网络版彩图)实验装置示意图

伦34972A数据采集系统采集温度,并实时传输到计算机上。为保证加热片产生的热量全部传递给平板热管,采用气凝胶复合材料(导热系数低于 $0.03 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)对蒸发面进行了保温处理。进一步测试了平板热管在多热源条件下的传热性能,采用5个 $15 \text{ mm} \times 90 \text{ mm}$ 加热膜平行布置在热管表面,测点分布如图4(b)所示,蒸发面和冷凝面测点位置对应。测试条件为自然对流散热,环境温度维持在 26°C 。

本文测试了平板热管在不同热源条件下的传热特性,测试条件见表1。

3 平板热管传热性能评价方法

通过实验测试获得平板热管表面最高温度、平均温度、最大温差,进一步计算其扩散热阻及等效导热系数。

本文采用热阻网络模型,热源热量在传导过程中的总热阻 R_t 包括两部分,外部热阻 R_o 以及扩散热阻 R_s ,即热量由热源向平板热管边缘扩散过程中形成的热阻。分别按如下公式计算:

$$R_t = \frac{T_{\max} - T_o}{Q}, \quad (1)$$

$$R_o = \frac{T_a - T_o}{Q}, \quad (2)$$

式中, $T_{\max}$ 为平板热管表面最高温度, T_o 为环境温度, Q 为加热功率, T_a 为温度达到稳定时平板热管冷却面和加热面的平均温度。

$$R_s = R_t - R_o = \frac{T_{\max} - T_a}{Q}. \quad (3)$$

很多散热工况下,热源为离散点,因此扩散热阻 R_s 是影响散热性能的重要参数。文献[28]给出了扩散热阻的等效计算方法,将热源及散热基板均等效为圆形,定义等效热源半径 a 和等效基板半径 b :

$$a = \sqrt{A_s / \pi}, \quad (4)$$

$$b = \sqrt{A_b / \pi}, \quad (5)$$

式中, A_s 和 A_b 分别为热源和平板热管面积。进一步引入无量纲热源半径 $\varepsilon = a/b$ 及无量纲基板厚度 $\tau = t/b$ 。

有效Biot数:

$$\text{Bi} = \frac{1}{R_o(\pi b^2)} \frac{b}{\lambda} = \frac{1}{\pi \lambda b R_o}. \quad (6)$$

无量纲热阻:

$$\psi_{\max} = \sqrt{\pi} \lambda a R_s. \quad (7)$$

上式中包含导热系数 λ ,由于平板热管内部存在相变过程,传热性能不能用其组成材料导热系数表征,故采用等效导热系数 λ_{eff} 。文献[29]基于以上各式推导了平板热管等效导热系数计算公式:

$$\lambda_{\text{eff}} = \left[\sqrt{(A - (1 - \varepsilon)C - \varepsilon \tau CD)^2 + 4ACD(\varepsilon \tau + (1 - \varepsilon)D)} - (A - (1 - \varepsilon)C - \varepsilon \tau CD) \right] / 2ACD, \quad (8)$$

其中,

图4 (网络版彩图)测点位置示意图。(a) 单一热源; (b) 多热源

表 1 测试条件

类型	电压 (V)	产热功率 (W)	热流密度 (W cm ⁻²)
单热源	10.39	5	0.238
	14.69	10	0.476
	18.0	15	0.714
	20.78	20	0.952
	23.23	25	1.19
多热源	6.05	3 (每个热源)	0.222
	8.16	5 (每个热源)	0.37
	11.71	10 (每个热源)	0.74

$$A = \pi a R_s, \quad (9)$$

$$C = A_c \pi b R_o, \quad (10)$$

$$D = \tanh(\tau A_c), \quad (11)$$

$$A_c = \pi + \frac{1}{\sqrt{\pi \varepsilon}}. \quad (12)$$

为验证上述等效导热系数计算方法的准确性, 本文选取相同外形尺寸(226 mm×170 mm×7 mm)的铝合金板(材料为Al 6061)进行加热测试, 结果见表2.

结果可见, 根据式(8)计算的铝板等效导热系数与其实际导热系数的相对偏差在7%以内, 表明式(8)的计算精度可满足工程需求. 相对偏差通过下式计算:

$$\eta = \frac{\lambda_{\text{eff}} - \lambda_{\text{Al}}}{\lambda_{\text{Al}}} \times 100\%, \quad (13)$$

其中, $\lambda_{\text{Al}} = 180 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, 为铝合金6061的导热系数.

4 结果与讨论

4.1 单热源测试结果与分析

在平板热管表面施加恒定产热功率, 测试其表面温度变化过程及稳定后的温度分布.

平板热管启动过程最高温度 T_{max} 如图5所示. 在热管的启动阶段, 最高温度逐渐升高, 一段时间后达到稳

表 2 铝板测试结果

材料	加热功率 Q (W)	最高温度 T_{max} (°C)	平均温度 T_a (°C)	等效导热系数 λ_{eff} (W m ⁻¹ K ⁻¹)	偏差 η (%)
A16061	4.93	40.51	39.78	189.36	5.20
	11.05	54.31	53.59	192.22	6.79

图 5 (网络版彩图)平板热管表面最高温度

定. 热源功率越高, 达到稳定后的温度越高. 自然冷却条件下, 功率小于10 W时, 热管表面温度可维持在55℃以下. 对热管表面最高温度进行归一化处理, 将初始温度(环境温度 T_0)定义为0, 达到稳定后的温度定义为1, 各功率条件下升温曲线如图6所示. 功率越大, 升温速率越快, 达到稳定的时间越短. 定义特征时间 τ 为温度上升到稳定值的63.2%所需的时间:

$$\tau = t[63.2\% \times (T_{\text{final}} - T_{\text{initial}})]. \quad (14)$$

结果表明, 随着产热功率的升高, 平板热管表面温度达到稳定的特征时间越短, 即启动时间越短(表3).

图7给出了平板热管蒸发端表面最大温差随时间的变化规律. 由图可见, 在不同的热源条件下, 温差随时间变化规律有显著差异. 功率较低时, 平板热管表面

图 6 (网络版彩图)归一化最高温度随时间的变化

图 7 (网络版彩图)最大温差随时间的变化

表 3 平板热管启动特征时间

功率 (W)	τ (s)
5	1307
10	1157
15	1079
20	1033
25	714

温差随着时间增大并逐渐达到稳定, 功率较高时, 表面温差在启动过程中快速达到峰值, 随后降低并达到稳定. 温差大小及演化规律是平板热管壁面及工质热容所导致的: 结合图5可见, 加热功率小于10 W时, 壁面温度升高速率较为缓慢, 热管内工质与管壁换热较为充分, 加热速率与热传导速率较为接近, 因此温差逐渐增大; 当加热功率大于10 W时, 平板热管表面温差存在明显的峰值点, 这是由于启动之前铝壁面热容的影响, 加热速率明显高于热传导速率, 靠近热源的壁面温度在一段时间内高于内部工质温度, 随着加热的进行, 内外换热逐渐达到稳定, 内外温度趋于一致, 最终达到稳定, 且加热功率越大, 稳定后的最大温差也越大. 许多研究也发现了相似的规律^[30~32]. 平板热管蒸发端在启动过程中的最大温差与稳定后的温差如图8所示. 功率小于10 W时, 最大温差与稳定后的温差较为相近, 功率大于10 W时, 最大温差高于稳定温差, 与功率呈线性增大的关系, 加热功率为25 W时, 启动过程的最大温差约2℃, 稳定后降低至1.5℃.

根据式(1)~(4)计算平板热管的总热阻、扩散热阻

图 8 平板热管表面最大温差与稳定温差

及等效导热系数, 结果如图9所示. 功率越大, 平板热管扩散热阻越低, 等效导热系数越高, 随着功率的增大, 扩散热阻减小的速率越慢, 等效导热系数增大的速率也减慢. 原因是加热功率越大, 热管蒸发端汽化核心越多, 热管内工质汽化速度越大, 因此等效导热系数越大. 当加热功率增大到一定数值, 传热能力趋近极限, 造成热阻降低趋势减慢. 25 W加热功率时, 平板热管等效导热系数约 $650 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, 接近纯铝板导热系数($237 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)的3倍.

4.2 多热源测试结果与分析

为研究平板热管用于电池组中的可行性, 将5个热源平行布置在平板热管蒸发端表面, 模拟动力电池的分布式热源条件, 测试了不同产热功率对热管表面均温性的影响. 分别在3种工况下测试了热管表面温度分布及演化规律, 每个加热片的功率分别为3, 5,

图 9 扩散热阻与等效导热系数

10 W.

图10给出了不同功率条件下, 平板热管各热源位置的平均温度及最大温差. 随功率增大, 平均温度基本呈线性增大的趋势, 温差也随功率的增加而增大. 每个热源产热量为10 W时, 热源之间的最大温差约3.8℃. 计算得到不同产热条件下平板热管的热阻与等效导热系数, 如图11所示. 随着每个加热片功率的增大, 平板热管热阻减小, 等效导热系数增加. 总产热功率为25 W时, 等效导热系数约为 $420 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, 较单一热源25 W工况低. 文献[33]指出, 平板热管上布置多个发热元件时, 热源发热量及其相对位置对热管表面温差及传热性能有很大影响, 如何针对动力电池产热工况设计其摆放位置, 并对平板热管内部结构进行有针对性的优化, 是进一步需要解决的问题.

5 结论

高效热管理技术是控制动力电池温度、保证温差的关键. 平板热管是一种可实现二维传热的高效导热元件, 有助于改善电池组温差、简化系统构型. 本文对一种铝平板热管进行了实验测试, 理论计算了其热阻及等效导热系数, 最后在多热源条件下验证了其应用于动力电池组中的可行性.

(1) 加热功率越大, 平板热管表面最高温度越高, 但达到最高温度的时间越短. 自然对流条件下, 加热功率低于10 W, 热管表面最高温度可维持在55℃以下.

(2) 加热功率越大, 平板热管表面最大温差越大. 加热功率较小, 温差随着时间逐渐增大至稳定; 加热功率较大, 温差首先达到峰值随后下降并逐渐趋近稳定, 25 W条件下表面最大温差小于2℃.

(3) 平板热管扩散热阻随加热功率的升高而降低, 等效导热系数随功率的升高而上升. 功率增大到一定阶段, 平板热管传热能力趋近极限, 热阻降低的速率和导热系数增大的速率均减慢, 等效导热系数远高于纯铝板导热系数.

图10 平板热管蒸发端平均温度与最大温差

图11 多热源工况扩散热阻与等效导热系数

(4) 多热源条件下热管具有较好的均温性. 产热功率越高, 平板热管热阻越小, 传热能力越强. 总产热功率相同的情况下, 多热源工况等效导热系数低于单一热源工况.

本文通过实验和理论计算验证了平板热管用于动力电池热管理系统中的可行性. 为了将平板热管更加有效地用于热管理系统的冷却、加热及温度实时控制, 还需对平板热管内部结构、电池组摆放方式、冷却/加热控制策略进行进一步的深入研究.

参考文献

- 1 Pesaran A A. Battery thermal management in EVs and HEVs: Issues and solutions. *Battery Man*, 2001, 43: 34–49
- 2 Rao Z, Wang S. A review of power battery thermal energy management. *Renew Sust Energy Rev*, 2011, 15: 4554–4571
- 3 Pesaran A A. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations. *J Power Sources*, 2002, 110: 377–382

- 4 Mills A, Al-Hallaj S. Simulation of passive thermal management system for lithium-ion battery packs. *J Power Sources*, 2005, 141: 307–315
- 5 Park H. A design of air flow configuration for cooling lithium ion battery in hybrid electric vehicles. *J Power Sources*, 2013, 239: 30–36
- 6 Chen K, Song M, Wei W, et al. Structure optimization of parallel air-cooled battery thermal management system with U-type flow for cooling efficiency improvement. *Energy*, 2018, 145: 603–613
- 7 Chen K, Wu W, Yuan F, et al. Cooling efficiency improvement of air-cooled battery thermal management system through designing the flow pattern. *Energy*, 2019, 167: 781–790
- 8 Mahamud R, Park C. Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity. *J Power Sources*, 2011, 196: 5685–5696
- 9 Jarrett A, Kim I Y. Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance. *J Power Sources*, 2011, 196: 10359–10368
- 10 Qian Z, Li Y, Rao Z. Thermal performance of lithium-ion battery thermal management system by using mini-channel cooling. *Energy Convers Manage*, 2016, 126: 622–631
- 11 Li K, Yan J, Chen H, et al. Water cooling based strategy for lithium ion battery pack dynamic cycling for thermal management system. *Appl Thermal Eng*, 2018, 132: 575–585
- 12 Basu S, Hariharan K S, Kolake S M, et al. Coupled electrochemical thermal modelling of a novel Li-ion battery pack thermal management system. *Appl Energy*, 2016, 181: 1–13
- 13 Shi S, Xie Y, Li M, et al. Non-steady experimental investigation on an integrated thermal management system for power battery with phase change materials. *Energy Convers Manage*, 2017, 138: 84–96
- 14 Samimi F, Babapoor A, Azizi M, et al. Thermal management analysis of a Li-ion battery cell using phase change material loaded with carbon fibers. *Energy*, 2016, 96: 355–371
- 15 丹聃, 姚程宁, 张扬军, 等. 基于热管技术的动力电池热管理系统研究现状及展望. *科学通报*, 2019, 64: 682–693
- 16 Greco A, Cao D, Jiang X, et al. A theoretical and computational study of lithium-ion battery thermal management for electric vehicles using heat pipes. *J Power Sources*, 2014, 257: 344–355
- 17 Ye X, Zhao Y, Quan Z. Thermal management system of lithium-ion battery module based on micro heat pipe array. *Int J Energy Res*, 2018, 42: 648–655
- 18 Hata H, Wada S, Yamada T, et al. Performance evaluation of a battery-cooling system using phase-change materials and heat pipes for electric vehicles under the short-circuited battery condition. *JTST*, 2018, 13: JTST0024
- 19 Wang S, Lu L, Ren D, et al. Experimental investigation on the feasibility of heat pipe-based thermal management system to prevent thermal runaway propagation. *J Electrochem En Conv Stor*, 2019, 16: 031006
- 20 Wang Q, Jiang B, Xue Q F, et al. Experimental investigation on EV battery cooling and heating by heat pipes. *Appl Thermal Eng*, 2015, 88: 54–60
- 21 Liang J, Gan Y, Li Y. Investigation on the thermal performance of a battery thermal management system using heat pipe under different ambient temperatures. *Energy Convers Manage*, 2018, 155: 1–9
- 22 Smith J, Singh R, Hinterberger M, et al. Battery thermal management system for electric vehicle using heat pipes. *Int J Thermal Sci*, 2018, 134: 517–529
- 23 Wei A, Qu J, Qiu H, et al. Heat transfer characteristics of plug-in oscillating heat pipe with binary-fluid mixtures for electric vehicle battery thermal management. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 135: 746–760
- 24 Zhao R, Gu J, Liu J. An experimental study of heat pipe thermal management system with wet cooling method for lithium ion batteries. *J Power Sources*, 2015, 273: 1089–1097
- 25 Ye X, Zhao Y, Quan Z. Experimental study on heat dissipation for lithium-ion battery based on micro heat pipe array (MHPA). *Appl Thermal Eng*, 2018, 130: 74–82
- 26 Xu X, Tang W, Fu J, et al. Plate flat heat pipe and liquid-cooled coupled multistage heat dissipation system of Li-ion battery. *Int J Energy Res*, 2019, 43: 1133–1141
- 27 Gou J, Liu W. Feasibility study on a novel 3D vapor chamber used for Li-ion battery thermal management system of electric vehicle. *Appl Thermal Eng*, 2019, 152: 362–369
- 28 Naraghi M H N, Antonetti V W. Macro-constriction resistance of distributed contact contour areas in a vacuum environment. *ASME-*

Publications-HTD, 1993, 263: 107

- 29 魏超. 电子器件的被动散热强化和多尺度模拟研究. 博士学位论文. 西安: 西安交通大学, 2013
- 30 Wang X, Ma T, Zhu Y, et al. Experimental investigation on startup and thermal performance of a high temperature special-shaped heat pipe coupling the flat plate heat pipe and cylindrical heat pipes. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2016, 77: 1–9
- 31 Liu W, Peng Y, Luo T, et al. The performance of the vapor chamber based on the plant leaf. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 98: 746–757
- 32 Mizuta K, Fukunaga R, Fukuda K, et al. Development and characterization of a flat laminate vapor chamber. *Appl Thermal Eng*, 2016, 104: 461–471
- 33 陈金建, 汪双凤. 平板热管散热技术研究进展. *化工进展*, 2009, 28: 2105–2108

Experimental research on battery thermal management system based on vapor chamber technology

DAN Dan¹, LIAN HongKui², ZHANG YangJun¹, YAO ChengNing¹, WANG YueQi¹,
REN WeiNing¹, ZHUGE WeiLin¹ & QIAN YuPing¹

¹ State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

² Beijing Thermatech Co. Ltd., Beijing 100084, China

Temperature is a key factor affecting the performance of lithium-ion batteries. In this study, a vapor chamber is used as the heat transfer component for battery thermal management. The heat transfer performance and uniformity of vapor chamber under different power of batteries are studied experimentally. The total thermal resistance, diffusion thermal resistance and effective thermal conductivity of vapor chamber are calculated theoretically. The results show that the diffusion thermal resistance is $0.044^{\circ}\text{C W}^{-1}$ and the effective thermal conductivity is 650 W K^{-1} under heat generation rate of 25 W. The effective thermal conductivity increases significantly with the thermal power of the battery. Under the condition of multiple heat sources, the maximum temperature difference on the surface of the vapor chamber is less than 4°C , which indicates that the vapor chamber has good temperature uniformity, and has a good application prospect for the battery thermal management system.

battery thermal management, vapor chamber, temperature uniformity, effective thermal conductivity, multiple heat source

doi: [10.1360/SST-2019-0081](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0081)