

3D 复合相变散热器在轨道交通中的热管理应用研究

王 雄¹, 吴智勇¹, 窦泽春¹, 宋郭蒙¹, 黄 南¹, 向 彪²

(1. 中车株洲电力机车研究所有限公司, 湖南 株洲 412001;
2. 上海热拓电子科技股份有限公司, 上海 201617)

摘 要: 针对轨道交通领域日趋恶劣的热管理条件, 文章对一种散热效率更高效的 3D 复合相变散热器进行了研究。应用数值仿真和试验测试的研究方法, 将 3D 复合相变散热器与相同体积的双面热管散热器和水冷散热器进行对比, 结果表明: 与双面热管散热器相比, 3D 复合相变散热器在相同风速和功率工况下, 热阻降低 7.8%~10.5%, 压降降低 57.5%~63.6%, 均温效果提升约 52%; 对于相同风机的冷却系统, 单个 IGBT 最大许用功率可增大 670 W, 增幅约 26.8%; 额定工况的热性能与水冷散热接近。

关键词: 3D 复合相变散热器; 轨道交通; 热管理; 数值仿真; IGBT

中图分类号: TK172.4; U26

文献标识码: A

文章编号: 1000-128X(2021)05-0106-05

Research on Thermal Management Application of 3D Composite Phase Change Radiator in Rail Transit

WANG Xiong¹, WU Zhiyong¹, DOU Zechun¹, SONG Guomeng¹, HUANG Nan¹, XIANG Biao²

(1. CRRC Zhuzhou Institute Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China;

2. Shanghai Heattop Electronic Technology Co., Ltd., Shanghai 201617, China)

Abstract: In view of the increasingly harsh thermal management conditions in the rail transit field, a 3D composite phase change radiator with more efficient heat dissipation capacity was studied. The research methods of numerical simulation and experimental testing were applied, and the 3D composite phase change radiator was compared with the double-sided heat pipe radiator of the same volume and the water-cooling system. The results showed that, compared with the double-sided heat pipe radiator, the 3D composite phase change radiator under the same wind speed and power conditions could reduce the thermal resistance by 7.8%~10.5%, the pressure drop by 57.5%~63.6%, and the temperature uniformity effect by about 52%; under the same fan cooling system, the maximum allowable power of a single IGBT could be increased by 670 W, an increase of about 26.8%; the thermal performance of the rated working condition was close to that of the water cooling system.

Keywords: 3D composite phase change radiator; rail transit; thermal management; numerical simulation; IGBT

0 概述

近年, 我国轨道交通行业发展迅猛, 高铁、城轨

和磁浮等轨道交通车辆在不断优化升级。轨道交通车辆核心部件牵引变流器所用的电力电子器件绝缘栅双极型晶体管 (Insulated Gate Bipolar Transistor, IGBT) 也

收稿日期: 2021-05-27; 修回日期: 2021-07-23

基金项目: 湖南省高新技术科技创新引领计划项目 (2020GK2073)

通信作者: 王 雄 (1982—), 男, 硕士, 高级工程师, 主要从事大功率变流热管理技术应用与研究; E-mail: wangxiong@csrzc.com

随着其技术的不断进步, 向着大功率、高集成度、小型化和轻量化的方向飞速发展, 产品迭代迅速, 随之而来的高热流密度散热问题也给轨道交通车辆的热管理带来了严峻的挑战。

面对轨道交通领域日趋恶劣的热管理条件, 相关研发人员对散热技术进行了一系列的探索。目前, 已形成以传统风冷翅片型材散热器为主的常规散热部件, 同时并存以热管和水冷等散热能力更强的散热器应用现状, 具体可根据散热功率大小和应用环境区别选择。随着散热技术不断升级, 以均温板 (Vapor Chamber, VC) 为核心结构的整体热管散热器也被引进到轨道交通热管理应用中, 该类型散热器充分利用了 VC 均温板通过相变换热的高效散热能力, 具有高导热性和高等温性等一系列优良散热特性, 是解决高热流密度热源热管理问题的重点技术^[1-3]。关于强化换热原理, 蒸发端换热和冷凝端换热的相关研究均有报道。蒸发端强化换热研究包括对蒸发端结构、蒸气腔空间高度、充液率和材料工质等研究, 蒸发端根据内部结构特征主要分为烧结芯型和微槽道型等^[4-6]; 关于蒸气腔空间高度和充液率, 文献 [7-8] 的研究表明均温板蒸气腔高度越低热阻越小, 但散热器的携带功率会降低, 根据不同内部结构和蒸气腔高度有 1 个对应的最佳充液率。冷凝端散热方式主要包括自然冷却、强迫风冷和液冷等方式^[9-11], 对于轨道交通行业的热管散热, 通常采用走行风冷和强迫风冷 2 种形式。其中, 走行风冷的热管散热器一般体积较大, 散热效果依赖车速, 不能稳定提高冷却性能, 因此面对轨道车辆散热器小型化、轻量化的发展趋势, 采用强迫风冷的热管技术更具有竞争力。本文的研究对象是一种应用在轨道交通领域的 3D 复合相变散热器, 通过对其应用工况进行数值仿真和试验对比研究, 确保其散热性能的可靠性和仿真分析的准确性, 并与双面热管散热器和水冷散热器进行对比, 充分分析其应用性能。

1 3D 复合相变散热器工作原理

3D 复合相变散热器的主要特征是基板与空腔翅片通过焊接成为一体, 基板和主翅片为空腔结构, 焊接完后内部空间贯通, 形成一个整体的内腔, 如图 1 所示。对基板与空腔翅片通过注入低沸点的冷却工质,

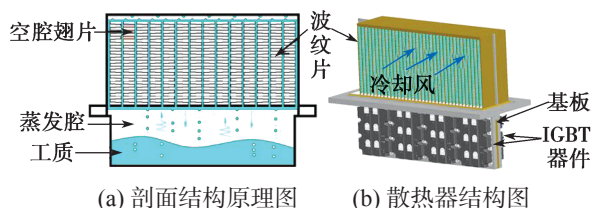


图 1 3D 复合相变散热器及其结构原理图
Fig. 1 3D composite phase change radiator and its structural schematics

并采取抽真空等一系列工序后形成具有热管性能的整体结构。相对于热管散热器冷凝端的“穿 Fin”结构, 3D 复合相变散热器波纹片的辅翅片与空腔翅片通过焊接连接, 波纹片的主要作用是增加导热接触面积和对流换热面积, 优点在于单位体积内有效传热面积大, 散热效果好。

2 3D 复合相变散热器性能分析

将 3D 复合相变散热器作为研究对象, 通过仿真得到整体的可视化温度分布云图, 然后开展散热器实物性能试验研究, 分析其应用的散热性能。

2.1 3D 复合相变散热器性能仿真研究

2.1.1 定解条件

为重点研究 3D 复合相变散热器的温度分布和均温性能, 忽略仿真过程中内部蒸发腔体内复杂的相变原理研究, 将具备热管效应的基板蒸发腔与空腔翅片等效设置为各向异性的导热实体结构; 根据基板与空腔主翅片内部空间贯通的结构特性, 赋予模型在不同坐标方向不同的导热系数。3D 复合相变散热器的几何模型如图 2 所示, 整个散热器用于计算的区域尺寸为 700 mm × 500 mm × 300 mm, 散热器主要结构尺寸见表 1。热源有 8 个, 每个热源的功率设置为 1 600 W; 冷却风方向如图 2 所示, 与热源安装方向垂直, 冷却风初始(或入口)温度设置为 45 °C。4 种不同风速的仿真工况设置分别为 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s。整个过程的热仿真采用 $k-\epsilon$ 方程、质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律描述散热器的传热与流动特征。

表 1 散热器主要结构尺寸

Table 1 Major structural dimension of radiators

项目	数值
热源尺寸	140 mm × 190 mm
基板	612 mm × 210 mm × 43 mm
空腔翅片	4.4 mm × 270 mm × 150 mm
波纹片厚度/mm	0.3

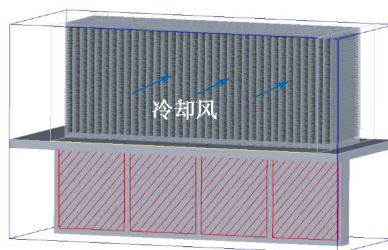


图 2 3D 复合相变散热器几何模型

Fig. 2 3D composite phase change radiator geometry model

2.1.2 仿真结果

图 3 为 3D 复合相变散热器在风速 5 m/s 工况下的

基板热源面温度分布云图。从图3可知，整体上，所有的热源温度分布略有差异，图3(a)呈现左低右高的现象，造成这种现象的原因是由于散热器右边的空腔翅片和波纹片受散热器外形接口结构的限制未能完全覆盖热源，因此热源V1的高温区略大于其他热源，随着距离的增加温标对应的色差越小。各热源的高温热点温度相差较小，具体如表2所示，差值最大的仅为1.5 K，体现了3D复合相变散热器良好的均温性质；散热器基板正反同一热源位置的温度分布呈现高度的对称性，这种特性对IGBT并联均流设计是非常有利的^[8]，如热源V4和热源V5，热源V1和热源V8等。

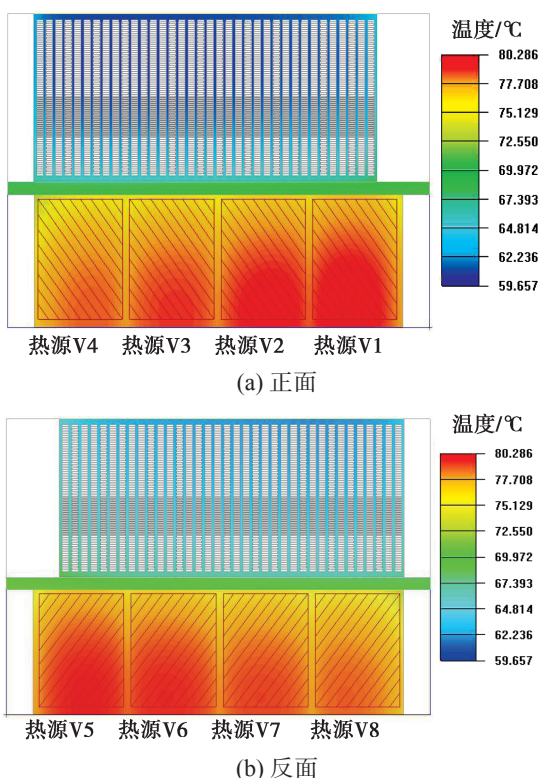


图3 散热器热源面温度分布

Fig. 3 Heat sink surface temperature distribution

表2 各热源仿真最高温升

Table 2 Highest temperature rise for each heat source simulation K

热源	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
温升	34.4	34.0	33.5	33.0	34.6	34.2	33.7	33.1

2.2 3D复合相变散热器性能试验研究

试验采用8个与IGBT尺寸相同(140 mm × 190 mm)的发热模块安装在散热器上，模拟IGBT模块发热，功率可调，设置IGBT运行功率为1 600 W；将散热器安装在测试风道中，并连接电路，开启风机，风频可调；入口风温参考夏季室外最高环境温度，设置为45℃，开启温度数据采集器，设置扫描间隔，记录各测试点的温度，并按相关国家标准测量对应风速工况下的风压压降，结果如表3所示。

表3 试验结果汇总

Table 3 Summary of experimental result

试验参数	风速 (m·s ⁻¹)			
	5	6	7	8
温升 /K	34.2	32.5	29.3	27.8
压降 /Pa	96	125	155	209

注：强迫风冷，发热功率为8 × 1 600 W。

2.3 试验结果对比验证

表4为在风速为5 m/s工况的条件下，各热源最高温升测点的实际测试结果与对应位置的仿真温升对比。由表4可知，各测点的最高温升的相对误差为8.6%，误差小于10%，在工程精度允许范围内，均温性和温升结果均得到验证。误差的主要来源：①数值仿真是在理想的条件下进行的，对模型进行了一定的简化处理；②试验中测试的数据存在一定的误差。

表4 仿真与试验结果对比验证

Table 4 Comparison of simulated and experimental result K

试验参数	热 源							
	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
试验温升	32.7	31.5	31.1	30.4	34.2	32.2	32.3	31.1
仿真温升	34.4	34.0	33.5	33.0	34.6	34.2	33.7	33.1
相对误差 /%	5.2	7.9	7.7	8.6	1.2	6.2	4.3	6.4

注：强迫风冷，发热功率为8 × 1 600 W。

3 结果分析

本文研究的3D复合相变散热器应用在高速磁浮列车上，采用强迫风冷的冷却方式。通过上述的分析可知，3D复合相变散热器具有良好的散热性能和均温性。热管散热器通常由多根热管和金属基板构成，热管与散热翅片采用“穿Fin”方式压接，高速磁浮列车组用双面热管散热器的外形结构如图4所示，采用双面冷却设计。散热器结构尺寸对比如表5所示，2种散热器的结构外形尺寸和重量均非常接近。

表5 散热器结构尺寸对比

Table 5 Structural dimension comparison

散热器	主体尺寸(基板+翅片端)	体积 /m ³	质量 /kg
3D复合相变	612 mm × 210 mm × 43 mm+	0.030	39.0
	584 mm × 270 mm × 150 mm		
双面热管	612 mm × 210 mm × 43 mm+	0.030	38.8
	584 mm × 270 mm × 158 mm		

3.1 温升性能分析

由表5可知，2种散热器的外形尺寸和质量十分接近，进风口截面尺寸大小一致，均为584 mm × 270 mm，这表明在相同风速下各散热器的冷却条件相同。图5为在不同风速工况下2种散热器的热阻性能曲

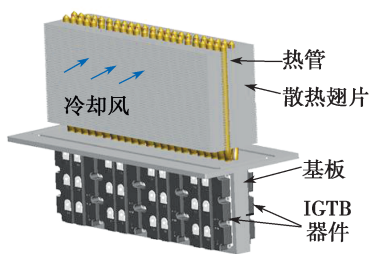


图4 双面冷却热管散热器

Fig. 4 Double-sided cooling heat pipe radiator

线。分析图7可知,在相同风速下3D复合相变散热器的热阻相对于双面热管散热器降低0.2~0.3 K/kW,按8×1600W工况折算,温升降低2.6~3.8K,降幅约7.8%~10.5%,这说明采用3D复合相变技术对散热器的散热性能提升非常明显。从结构上看,一方面,冷凝端3D复合相变散热器采用的是波纹片与发生相变冷却的空腔翅片通过焊接连接的技术,相对双面热管散热器翅片与热管采用“穿FIN”的压接技术,降低了接触热阻;另一方面波纹片的结构特征支持其拥有相对“穿FIN”翅片更大的冷凝端接触面积和传热面积,这2个因素均有利于提升散热性能。

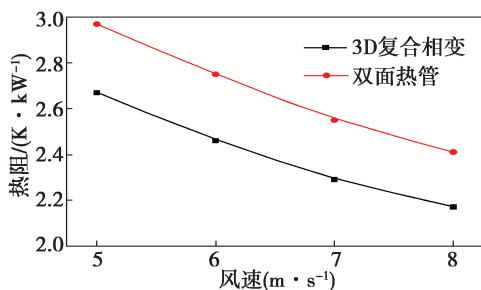


图5 风速-热阻曲线

Fig. 5 Wind-speed thermal resistance curve

3.2 风阻压降分析和均温性

对于采用强迫风冷技术的散热器,其风阻压降也是评价散热器性能的重要指标。压降过大会提高与强迫风冷系统匹配风机的需求,要达到相同的风速工况,需要功率更大的风机,这将不利于轨道交通车辆对噪声标准的控制。为了方便对比同一个风机系统下的散热器差异,将风速折算成风量,如图6所示。

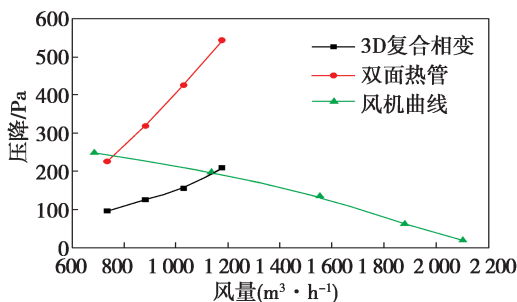


图6 风量-压降曲线

Fig. 6 Wind-pressure drop curve

分析图6可知,在相同风量工况下3D复合相变散

热器的压降相对双面热管散热器降低130~334Pa,降幅高达57.5%~63.6%,并且风量越大,风阻压降降幅越明显,这对降低风机的设计要求有利。

在相同的风冷系统条件下,双面热管散热器的进风风量为760m³/h,对应风速约为5m/s,而3D复合相变散热器由于本身的风阻压降相对双面热管散热器小很多,进风风量为1145m³/h,对应风速为8m/s,散热器进口风速相对双面热管散热器提高了60%,按8×1600W工况折算,温升可降低约10.2K,热性能提升26.8%。在IGBT热性能评估过程中,常用IGBT的最大许用结温为150℃,剔除IGBT芯片本身的温升,假设允许散热器台面最高温度为100℃,常规下环境温度取45℃,则散热器台面最高许用温升为55K。根据图7的“风速-热阻”曲线,在相同的IGBT元件和相同的风机冷却系统中,车辆运行过程中的3D复合相变散热器的热阻相对双面热管散热器可以降低0.08K/kW;对于相同的温升55K,基于3D复合相变散热器的单个IGBT最大许用功率相对于基于双面热管散热器的单个IGBT可增大670W,增幅约26.8%,性能提升非常明显。这表明在相同的风机冷却系统条件下,3D复合相变散热器允许IGBT承载更大的功率,符合功率器件大功率发展应用趋势的发展。

均温性是指在同一散热器热源下所有试验测点中的最高温度与最低温度的差值,反映了散热器的整体均温性能。对比图7中不同功率下不同风速工况的均温性差异,可发现:①2种散热器在不同风速工况下的均温性都非常稳定;②在不同风速工况下3D复合相变散热器相对双面热管散热器均温性低1.8~6.0K,均温效果提升约52%。这说明3D复合相变散热器在高热流密度、大功率IGBT热管理应用中优势更显著。

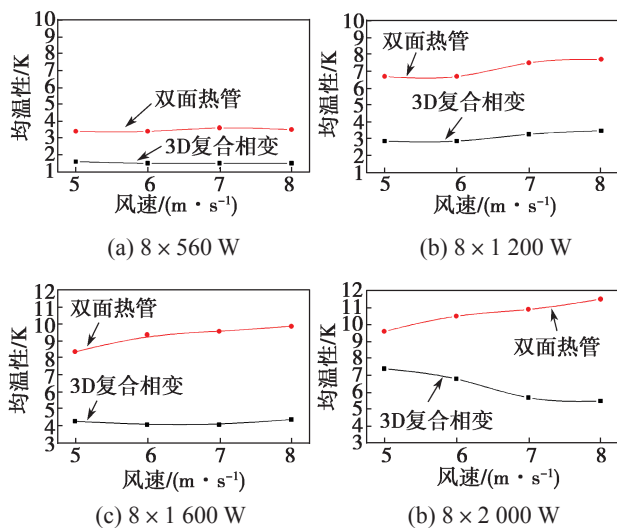


图7 均温性对比

Fig. 7 Comparison of average temperature

3.3 与水冷散热器性能对比分析

目前,在轨道交通应用中,受限于空气的对流换

热系数, 水冷散热器性能远高于风冷散热器, 普遍应用在相对热流密度更高的工况。相对于风冷系统的简单(仅包含风机和散热器等主要部件), 水冷系统包含热交换器、风机、膨胀水箱、水泵、水冷散热器、各种连接接头和水管等系统结构和部件(见图8), 系统结构复杂。参考上述的 IGBT 额定应用工况(IGBT 发热总功率为 $8 \times 1\,600\text{ W}$, 额定运行风速为 7 m/s , 入口风温为 $45\text{ }^\circ\text{C}$, 散热器温升为 29.3 K)可知, 散热器台面温度为入口风温与温升之和, 其值为 $74.3\text{ }^\circ\text{C}$ 。目前, 普遍采用的高效扰流焊接翅片水冷散热器的额定流量为 40 L/min , 对于相同的散热功率 $8 \times 1\,600\text{ W}$, 散热器的温升约为 11 K , 取热交换器入口风温为 $45\text{ }^\circ\text{C}$, 在运行过程中, 水冷散热器与 IGBT 通过冷却水完成热交换, 冷却水由水泵重新升压流入水冷散热器, 完成循环, 其进口水温一般能控制在比热交换器入口风温高 $15\sim 20\text{ K}$ 的范围内, 折中取 17.5 K , 则水冷散热器的进口水温为 $62.5\text{ }^\circ\text{C}$, 此时水冷散热器台面温度为 $73.5\text{ }^\circ\text{C}$, 相对于 3D 复合相变散热器对应的风冷系统, 台面温度仅有 0.8 K 的优势。这说明采用 3D 复合相变散热器的风冷系统可达到与水冷系统完全一致的冷却能力, 同时风冷系统简单可靠、维护方便、无漏水破坏电力电子器件的风险, 有望取代水冷系统。

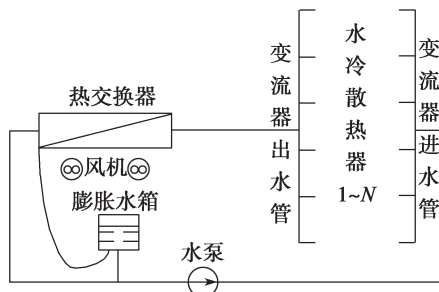


图 8 水冷系统原理图

Fig. 8 Water-cooled system schematic

4 结论

通过对轨道交通应用的 3D 复合相变散热器进行数值仿真与散热性能试验分析, 对比应用场景相同的双面热管散热器和水冷散热器, 得出以下几点结论:

①在相同的风速工况下, 3D 复合相变散热器的热阻相对双面热管散热器降低 $7.8\%\sim 10.5\%$, 风阻压降降低 $130\sim 334\text{ Pa}$, 风阻压降的降幅高达 $57.5\%\sim 63.6\%$, 均温效果提升约 52% , 在大功率强迫风冷散热应用中具有广阔的应用前景。②在 IGBT 热性能评估过程中, 考虑相同的风机冷却系统, 基于 3D 复合相变散热器的单个 IGBT 最大许用功率相对双面热管散热器可增大 670 W , 增幅约 26.8% , 符合功率器件大功率发展应用趋势的发展。③通过额定工况对比, 应用 3D 复合相变散热器的风冷系统具备取代水冷系统的冷却能力, 从而提高冷却系统可靠性, 降低冷却成本。

参考文献:

- [1] 平丽浩, 钱吉裕, 徐德好. 电子装备热控新技术综述(上) [J]. 电子机械工程, 2008, 24(1): 1-10.
PING Lihao, QIAN Jiyu, XU Dehao. A review of the thermal control technologies for electronic systems: part I [J]. Electro-Mechanical Engineering, 2008, 24(1): 1-10.
- [2] 赵亮, 田洋, 杨龙. 均热板散热性能实验研究 [J]. 机械工程师, 2016, 24(2): 23-25.
ZHAO Liang, TIAN Feng, YANG Long. Experimental research on heat dissipation performance of vapor chamber[J]. Mechanical Engineer, 2016, 24(2): 23-25.
- [3] HASSAN H, HARMAND S. Parametric study of the effect of the vapor chamber characteristics on its performance[J]. Journal of Heat Transfer, 2013, 135(11): 111008.
- [4] 王晨, 李艳霞, 刘中良, 等. 毛细结构对平板热管性能的影响 [J]. 化工学报, 2014, 65(增刊 1): 359-363.
WANG Chen, LI Yanxia, LIU Zhongliang, et al. Influences of capillary structures on flat plate heat pipe performance[J]. CIESC Journal, 2014, 65(Suppl 1): 359-363.
- [5] 白敏丽, 寇志海, 王昊, 等. 微槽群平板热管散热器传热性能的研究 [J]. 热科学与技术, 2010, 9(1): 17-22.
BAI Minli, KOU Zhihai, WANG Hao, et al. Investigation on heat transfer performance of flat heat pipe radiator with micro-grooves[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2010, 9(1): 17-22.
- [6] 姜勇, 李骥. 均热板散热器的数值分析与结构优化 [J]. 中国科学院研究生院学报, 2012, 29(2): 169-174.
JIANG Yong, LI Ji. Numerical simulation and structural optimization of a vapor chamber[J]. Journal of Graduate University of Chinese Academy of Sciences, 2012, 29(2): 169-174.
- [7] LIPS S, LEFÈVRE F, BONJOUR J. Physical mechanisms involved in grooved flat heat pipes: Experimental and numerical analyses[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(7): 1243-1252.
- [8] LIPS S, LEFÈVRE F, BONJOUR J. Combined effects of the filling ratio and the vapour space thickness on the performance of a flat plate heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(4): 694-702.
- [9] 李聪明, 罗怡, 刘刚, 等. 微平板热管导热性能测试系统 [J]. 测试技术学报, 2015, 29(1): 1-6.
LI Congming, LUO Yi, LIU Gang, et al. Thermal performance test system for micro flat heat pipe[J]. Journal of Test and Measurement Technology, 2015, 29(1): 1-6.
- [10] VADAKKAN U, MURTHY J Y, GARIMELLA S V. Transient analysis of flat heat pipes[C]//ASME. ASME 2003 Heat Transfer Summer Conference. Las Vega: ASME, 2003, 3: 507-517. <https://doi.org/10.1115/HT2003-47349>.
- [11] 莫冬传, 吕树申, 金积德. 高热流密度均温板的传热特性实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(2): 317-319.
MO Dongchuan, LYU Shushen, JIN Jide. Experimental study on heat transfer characteristics of high heat flux vapor chamber[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2): 317-319.