

一种热翅板相变散热器的传热性能研究

顾 恒, 朱庆莉, 高素美

(金陵科技学院机电工程学院, 江苏 南京 211169)

摘 要: 依据热管传热原理和传热强化技术, 设计了一种在户外恶劣条件下用于移动基站、密闭机柜等的新型热翅板相变散热器, 并采用风洞试验系统研究该散热器的传热与流动性能。试验结果表明: 在相同的工况条件下, 该散热器以 R134a 比以液氨为工质效果好; 在以液氨作为工质的条件下, 30% 的充液率热翅板相变散热器的传热性能最好; 在冷、热风进口风量分别从 $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 增加至 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 的情况下, 增加热风进口风量比增加冷风进口风量得到更好的散热效果。此外, 还运用计算流体力学(CFD)技术对该散热器进行数值模拟, 将数值模拟结果与试验数据进行比较, 发现两者吻合度高, 说明该数值计算模型可靠。

关键词: 热管; 基站散热; 热翅板; 相变散热器

中图分类号: TK172

文献标识码: A

文章编号: 1672-755X(2020)02-0011-06

Experimental Study on Heat Transfer Performances of Phase Change Heat-fin Plate Radiator for Mobile Station

GU Heng, ZHU Qing-li, GAO Su-mei

(Jinling Institute of Technology, Nanjing 211169, China)

Abstract: According to the principle of heat transfer of heat pipe and heat transfer enhancement technology, a novel and high efficient diffusion welded phase change heat-fin plate radiator (HFPR) is proposed and designed, which could be used for mobile base stations and closed cabinets in outdoor harsh conditions. The heat transfer and flow performance of the radiator are studied by wind tunnel test system. The experimental results indicate that the radiator has better heat dissipation if filled with R134a as phase change working fluid than ammonia and the filling ratio of 30% acetone is the best. It gets better heat dissipation effect by increasing the inlet air-flow of hot wind than the inlet air-flow of cool wind, when the air volume of cold and hot air inlet increases from $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ to $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ respectively. The heat dissipation of the radiator is also numerically simulated by the Computational Fluid Dynamics(CFD) software and the numerical simulation results agree well with the experimental data. It indicates the numerical model could be quite reliable.

Key words: heat pipe; mobile station heat dissipation; heat-fin plate; phase change radiator

随着集成电路技术的迅速发展和 MEMS 技术的进步, 电子设备的总功率密度大幅度增加, 但是其物理尺寸却越来越小, 热流密度随之增加, 而高温环境会影响电子设备的性能, 这就要求对电子设备进行更加高效的热控制^[1]。因此, 有效解决电子设备如移动基站、密闭机柜等的散热问题已成为当前电子设备和

收稿日期: 2020-03-05

作者简介: 顾恒(1985—), 男, 江苏盐城人, 实验师, 硕士, 主要从事高效传热传质设备研究。

电子设备制造的关键技术^[2]。

热管散热是利用管内工作液体的相变传热降低设备的热量,可以在较小工质充液量及较小温差下实现大功率热量的传递^[3]。本文依据热管传热原理,设计了新型的热翅板相变散热器作为移动基站等电子设备的散热器,能够有效地解决电子设备的散热问题,从而为现代传热技术在电子冷却领域的应用提出了新的研究方向。针对移动基站散热的热翅板相变散热器,设计并搭建了传热性能试验系统。该系统可以进行稳态和瞬态传热试验。通过该风洞试验系统,研究不同充装工质、不同工质充液量、不同冷风进口温度和热风进口温度对传热性能的影响。研究表明,这种散热器具有紧凑性、可靠性、灵活性、高散热效率、不需要维修、小型化等优点。

1 热翅板式相变散热器和试验装置

1.1 热翅板式相变散热器的结构设计

本文设计的热翅板散热器由扁管、翅片、封头、盖板和中隔板整体钎焊而成^[4]。详细的结构和试验装置已经在文献[4]中进行了详细介绍,本文主要对试验结果进行详细论述,热翅板相变散热器的整体结构如图1所示,热翅板相变散热器的组装结构如图2所示。

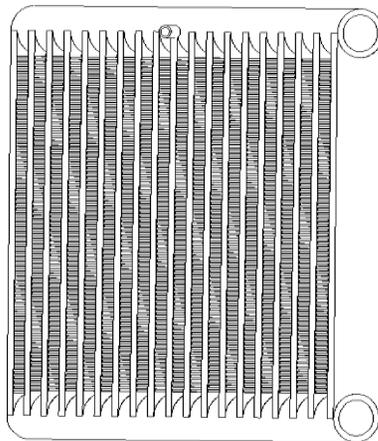


图1 散热器芯体结构

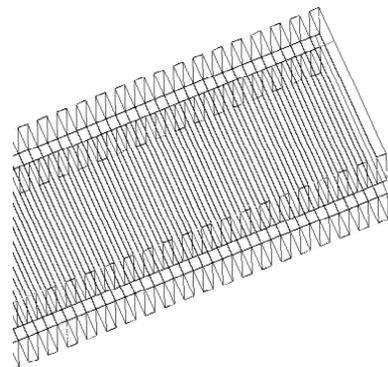


图2 模型局部示意图

1.2 试验装置

热翅板相变传热性能试验装置^[5]如图3所示,主要包括:①离心风机;②整流段;③蝶阀;④测速段;⑤电加热段测量系统;⑥散热器试样。试验中的空气系统采用吹风式直流传热风洞,风量为 $450 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 的工频轴流离心风机出口的蝶阀调节。空气通过离心风机,先后经过整流段、收缩段、稳定测速段、电加热段、试验段的试验元件热翅板相变散热器,最后排至大气。

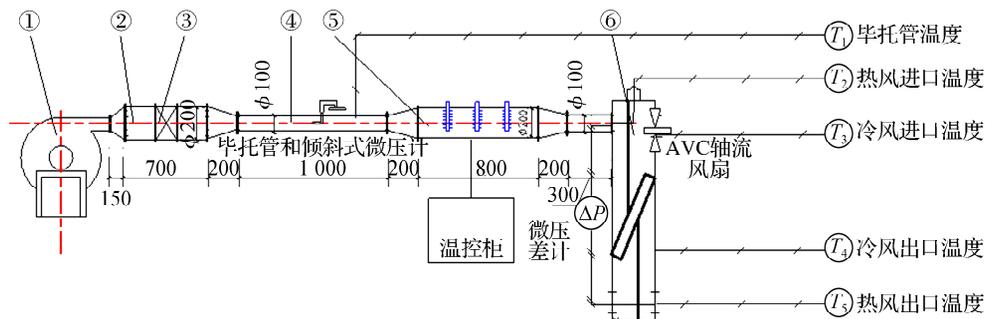


图3 热翅板相变传热性能试验装置的示意图(单位:mm)

2 试验结果与分析

散热器在工作时,主要通过上表面进行强迫对流换热将工质蒸汽的热量散发到环境中^[6]。因此,当热翅板达到稳定工作状态时,外部冷空气强制对流所带走的热量 Q_{cool} 与热风减少的热量 Q_{hot} 应该达到热平衡。试验数据的热平衡分析如表 1 所示^[7]。

$$Q_{cool} = Q_{hot} = C_p (T_{out} - T_{in})V \quad (1)$$

式中, Q_{cool} —空气强制对流换热带走的热量/W; C_p —空气比热容/($J \cdot (kg \cdot k)^{-1}$); T_{out} —热风出口温度/ $^{\circ}C$; T_{in} —热风进口温度/ $^{\circ}C$; V —质量流速/($kg \cdot s^{-1}$)。

从表 1 看出试验结果的热平衡误差很小,验证了试验结果的可靠性,本试验以 Q_{cool} 作为散热器的散热量 Q 。在真空度为 2.9×10^{-5} Pa,分别充装 30% 体积的 R134a 和液氨,调节冷风进口温度为 $25^{\circ}C$,冷风进口风量都为 $250 m^3 \cdot h^{-1}$ 的条件下,固定热风进口风量为 $250 m^3 \cdot h^{-1}$,改变进口温度从 $40^{\circ}C$ 升至 $60^{\circ}C$ 时,得到热风进口温度相对于热风出口温度的变化曲线,如图 4 所示。固定热风进口温度为 $60^{\circ}C$,改变热风进口风量从 $50 m^3 \cdot h^{-1}$ 升至 $350 m^3 \cdot h^{-1}$ 时,得到热风出口温度相对于热风进口风量的变化曲线,如图 5 所示。

表 1 热翅板散热器的热平衡状况

热风进口温度/ $^{\circ}C$	热风出口温度/ $^{\circ}C$	冷风进口温度/ $^{\circ}C$	冷风出口温度/ $^{\circ}C$	热风带走热量/W	冷风带走热量/W	热平衡误差/W
39.4	37.9	27	28.9	151.378 125	159.788 020 8	-0.055 555 56
46.4	44.3	27	29.6	211.929 375	218.657 291 7	-0.031 746 032
52.1	49.1	27	30.5	302.756 25	294.346 354 2	0.027 777 778
55.4	51.5	27	31.6	393.583 125	386.855 208 3	0.017 094 017
58.0	53.7	27	32.5	433.950 625	462.544 270 8	-0.065 891 473
60.4	55.3	27	33.2	514.685 625	521.413 541 7	-0.013 071 895

由图 4、图 5 可以看出,以 R134a 作为工质的热翅板传热性能优于以液氨为工质的热翅板相变散热器。本试验中的热翅板相变散热器没有微槽或金属丝网的毛细吸液芯结构,工质蒸汽的冷凝回流依靠的是自身重力,因此表面张力小、密度小的工质易于回流再蒸发^[8]。而在 $20^{\circ}C$ 的环境温度下,液氨的表面张力为 $2.133 mN \cdot m^{-1}$,密度为 $0.617 g \cdot cm^{-3}$;R134a 的表面张力为 $8.41 mN \cdot m^{-1}$,密度为 $1.224 g \cdot cm^{-3}$ 。所以在相同的工况条件下,R134a 的传热性能优于液氨,但是 R134a 的全球变暖系数值(GWP)为 0.29,对环境产生温室效应。氨气是有毒气体,易燃易爆,充装和封口有一定的危险,但是对环境没有污染。

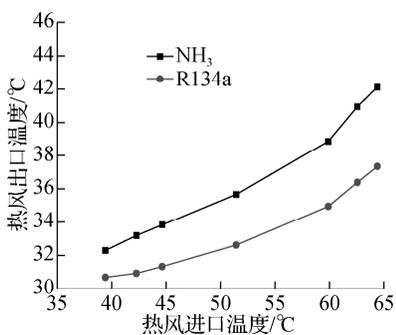


图 4 热风进口温度对热风出口温度的影响

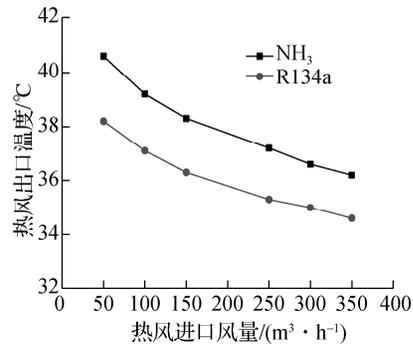


图 5 热风进口风量对热风出口温度的影响

液氨的蒸发潜热为 $1 187 kJ \cdot kg^{-1}$,R134a 沸点下蒸发潜能为 $183.6 kJ \cdot kg^{-1}$ 。也就是说相同质量的液氨全部变为氨气所带走的热量约为 R134a 的 6 倍,所以在相同的充装量下,R134a 为工质时相同热风进口的工况下热风出口温度仅比水为工质时低 $2^{\circ}C$ 左右。在冷、热风进口风量都为 $250 m^3 \cdot h^{-1}$,冷风进口温度为 $20^{\circ}C$,分别充装不同充液率的液氨,调节热风进口温度从 $40^{\circ}C$ 到 $60^{\circ}C$ 时,得到热翅板相变散不

同充液率对散热器散热量的影响。如图6所示。

在相同的热风进口温度条件下,在30%的充装率条件下,热翅板相变散热器的传热性能最好。可以认为此时凝结段发生的是层流膜状凝结,绝热段内没有径向的热量质量交换,在蒸发段内发生的是层流膜状蒸发,热虹吸管内没有液池。在凝结段内可以用 Nusselt 理论来计算液膜的厚度^[9]。在蒸发段内液膜的蒸发可认为是膜状凝结的逆过程。至于绝热段,它具有一个等厚度的液膜。并且认为冷凝液膜下降到蒸发段底部时正好全部蒸发完毕,亦即在蒸发段的底部,液膜厚度为0。这时的充液量为最佳充液量^[10]。

充装30%体积的液氨,冷、热风进口温度分别为25℃、60℃,改变热风进口流量和冷风进口流量对热风出口温度影响的对比如图7(a)所示,改变热风进口流量和冷风进口流量对散热量影响的对比如图7(b)所示。热风进口流量和冷风进口流量从 $250\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 升到 $500\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 时,增加热风进口流量时热风出口温度相应升高,而增加冷风进口流量时热风出口温度反而降低(图7a)。增加热风进口流量比增加冷风进口流量会得到更大的散热量(图7b)。

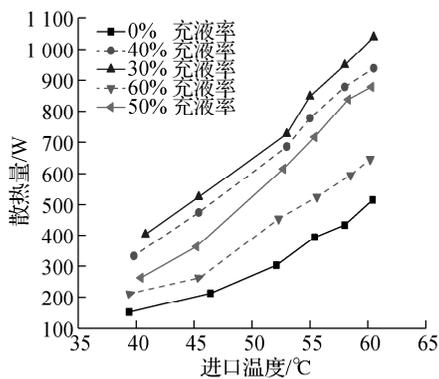
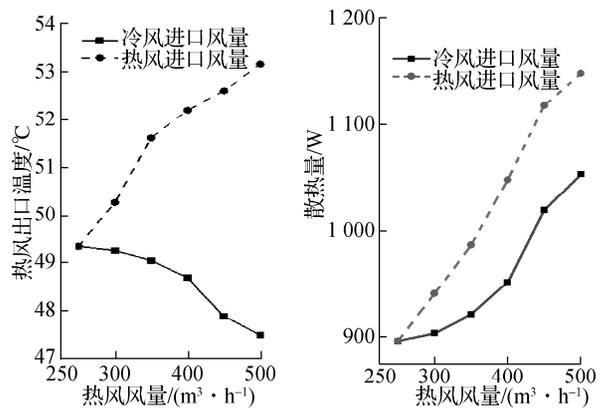


图6 不同充液率对散热器散热量的影响



(a) 对热风出口温度的影响

(b) 对散热量的影响

图7 热风进口流量和冷风进口流量对散热温度和散热量的影响

3 数值模拟

3.1 CFD 计算模型的假设

热板相变散热器多相流的传热与流动工作情况非常复杂,在蒸发端面,存在着工质的沸腾换热,而在冷凝面上,又存在着冷凝回流,是一个很复杂的固液耦合问题。另外,对于封闭空间内的相变传热(没有质量的流入,也没有质量的流出),研究起来就更是棘手。因此,在建立其 CFD 数值模型采用了几点假设^[11]:1)采用当量热阻法把热板相变板蒸汽腔内部复杂的相变传热现象等价于导热现象,将蒸汽腔等价折算成热阻,这样就简化了模型。选取的工质大都具有很大的蒸发潜热,所以热板可以在很小的温差下传递很大的热量。在折算当量热阻的过程中,可以认为发生相变传热的工质具有很大的导热系数,即当量热阻很小^[12]。2)空气的物性参数设为常数。3)忽略热辐射,即不考虑热辐射的影响。4)流体定义为不可压缩的牛顿型流体。

由于热板相变散热器芯体一般是由扁管、翅片、封头、盖板和中隔板整体钎焊而成,内部结构复杂,因此要用 CFD 软件模拟整个热板相变散热器的流动和传热是不现实的,需要建立合理的几何简化模型和计算模型。鉴于考虑热板相变散热器芯体结构特点,即流道具有明显的周期性,当流动与传热进入充分发展阶段后,速度、压力梯度以及无量纲温度都以几何周期重复变化。所以,原则上我们可以建立一个周期的单层的热板相变数值模型来反映整个热板相变散热器的流动与传热情况。建立的 CFD 模型及边界条件如图8所示。

3.2 模拟方法和网格独立性

模型的网格划分采用非结构化六面体网格,这样可以生成较高质量的网格,而且网格体系与流动方向一致,减少了假扩散,对于求解收敛性与求解速度都十分有利。对关键部位进行了局部加密的处理。这样既保证了网格质量又加快了计算的速度。模型的网格划分如图9所示。模型的截面网格如图10所示。

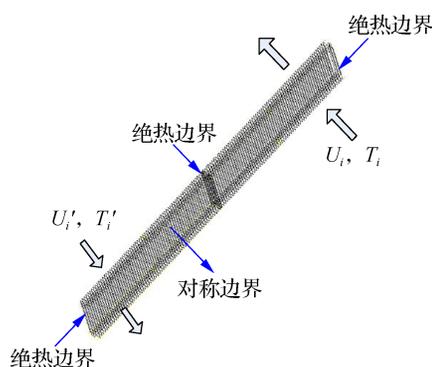


图 8 CFD 模型及边界条件

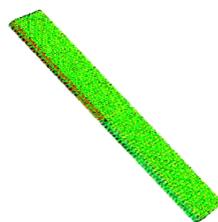


图 9 模型网格划分

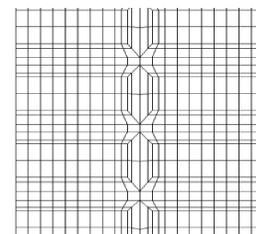


图 10 模型截面网格

模拟采用有限体积法(FVM)求解控制方程组,压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法,对流项采用二阶迎风格式,采用耦合、稳态、隐式格式求解。定义的收敛条件为能量残差绝对值小于 10^{-6} ,其他残差绝对值小于 10^{-5} 。迭代足够多次后,当连续性方程、动量方程和能量方程中变量的残差小于设定值,并不随计算发生改变时,认为此时计算已经收敛。

3.3 计算结果及分析

设置冷、热风进口风量都为 $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,冷、热风进口温度分别为 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,得到散热器模型中间某截面的温度分布,如图 11 所示。可以看出热风进口温度为 $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 的情况下,出口温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,说明该散热器散热性能和试验结果相符,进出口温度差 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,散热性能优良。热翅板空气通道的三维压力场分布图,如图 12 所示。可以看出相邻肋片通道间的风速较高,且离进口边界近、靠近翅片根部的速度较大。这和试验中用热线风速仪测量风速时的情况相同。由于空气通道采用的是平直肋片形式,空气在流动中遇到的阻力很小,说明该散热器结构压力也非常小。

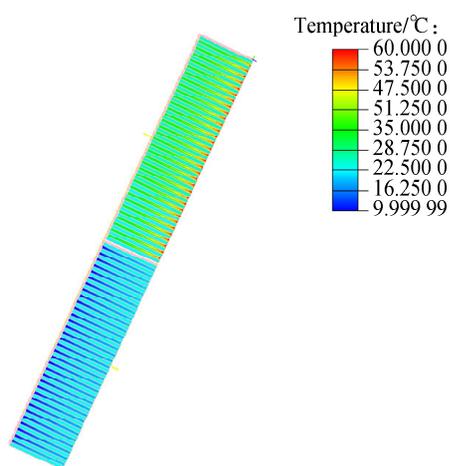


图 11 中间截面的温度分布

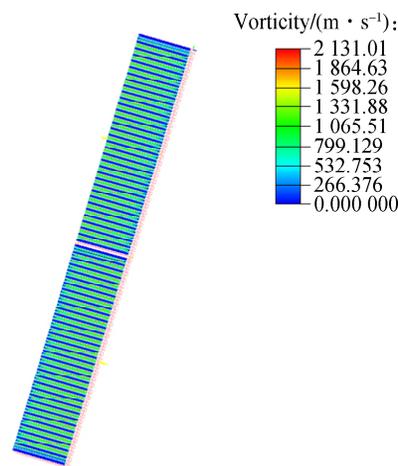


图 12 速度场平面分布图

从图 13 和图 14 可以看出,在改变热风进口风量的情况下,试验和模拟值的变化趋势是一致的,试验和模拟的出口温度相差 $2 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,而散热量相差 200 W ,主要是因为模拟时仅仅模拟的散热器芯体的散热量,而试验时还有箱体的传热也会增加一定的散热量。模拟结果表明:模拟结果与试验结果吻合得较好,说明该数值计算模型是比较可靠的,并且将数值模拟应用于热板相变散热器传热性能的研究也是可行的,将来可以运用数值模拟的方法来预测其他散热器结构的传热性能。

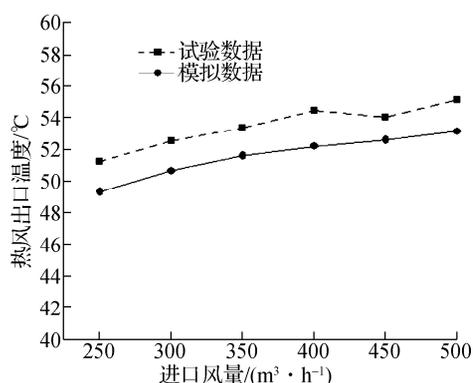


图13 不同热风进口流量下的热风出口温度

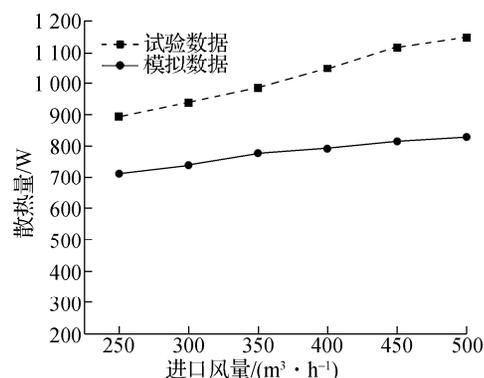


图14 不同热风进口流量下的散热量

4 结 语

本文系统地提出了一种在户外恶劣条件下,用于移动基站、密闭机柜等的新型热翅板相变散热器,设计了用于传热性能试验的风洞系统,并系统介绍了传热性能试验的目的、试验装置、试验结果。热翅板相变散热器的传热性能试验是针对热翅板相变散热器。对充装工质、工质充装量、冷风进口风量、热风进口风量对于传热性能的影响进行了分析。主要结果为:1)在相同的工况条件下,以 R134a 为工质的热翅板与以液氨为工质的热翅板比较后发现,以 R134a 为工质时热风出口温度仅比液氨为工质时低 2°C 左右。2)比较以液氨为工质、充液量分别为 0、30%、40%、50% 和 60% 的五组试验,结果表明 30% 的充液率条件下热翅板相变散热器的传热性能最好。可认为这时冷凝液膜下降到蒸发段底部时正好全部蒸发完毕,即在蒸发段的底部,液膜厚度为 0。这时的充液量为最佳充液量。3)在相同条件下,热风进口风量和冷风进口风量分别从 $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 增加到 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时,增加热风进口风量时热风出口温度升高,而增加冷风进口风量时热风出口温度降低,两种情况下都能得到更大的散热量,增加热风进口风量比增加冷风进口风量得到更大的散热量。4)将模拟结果与试验结果对比后发现二者吻合得较好,说明该数值计算模型是比较可靠的,将数值模拟应用于热板相变散热器传热性能的研究也是可行的,将来可以运用数值模拟的方法来预测类似散热器结构的传热性能。

参考文献:

- [1] 韩晓星,田智凤,赫文秀.多芯片平板热管散热器性能的实验研究[J].制冷学报,2012(6):52-56
- [2] Samba A,Gualous H L,Masson S L. Two-phase thermosiphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments[J]. Applied Thermal Engineering,2013,50(1):1351-1360
- [3] 黄何盈.热管与热管换热器设计基础[M].北京:中国铁道出版社,1995:30-31
- [4] 顾恒,高素美.密闭式热板相变散热器及其实验装置设计[J].金陵科技学院学报,2018(6):45-49
- [5] 王佩顺,虞斌,沈中将.大功率密闭机柜热管散热器的实验研究[J].机械设计与制造,2015(12):125-128
- [6] 刘永,陈德祥,陈恩.舰船电子设备冷却技术研究[J].制冷,2018(4):14-18
- [7] Vafai K,Wang W. Analysis of flow and heat transfer of an asymmetrical flat heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1992,35(9):105-112
- [8] 杨晚生,卓超,毕崑.通信机柜抽屉隔板式热管换热装置的实验研究[J].机械设计与制造,2018(12):132-136
- [9] 余小玲,冯全科,冯健美.高效翅柱复合型散热器的流动与散热性能研究[J].西安交通大学学报,2004,11(4):23-26
- [10] 鲁祥友,肖乐乐.夏热冬冷地区回路热管应用于农村通信基站散热的特性研究[J].流体机械,2018(5):58-62
- [11] 张丽春,葛新石,马同泽,等.微槽平板热管传热性能的实验研究[J].工程热物理学报,2003(3):493-495
- [12] 吴明,彭久生,吴化民.利用自然能实现通信基站环境降温控制的技术与应用[J].现代电信科技,2013(10):67-70

(责任编辑:谭彩霞)