

基于半导体制冷技术的除湿装置研制

郭宗坤, 姚磊, 何凯, 邓文川, 李诗怀

(中车株洲所电气技术与材料工程研究院, 湖南 株洲 412001)

摘要: 为改善电柜内湿度过高、凝露等问题, 研制了一种基于半导体制冷技术的除湿装置。它使湿空气先后流经冷端散热器和热端散热器进行冷凝除湿, 并在热端开有补偿进风孔以提高除湿性能。通过实验比较研究了制冷片工作电压、风量和环境温度对除湿能力和除湿效率的影响, 并对组件结构和布局、补偿进风口尺寸进行了改进优化, 改进后的装置在除湿性能不变的情况下, 体积减小了60%。

关键词: 半导体制冷; 除湿能力; 除湿效率; 散热器

中图分类号: TK172

文献标识码: A

文章编号: 2095-3631(2016)06-0071-05

doi:10.13889/j.issn.2095-3631.2016.06.014

Development of Dehumidification Device Based on Semiconductor Refrigeration

GUO Zongkun, YAO Lei, HE Kai, DENG Wenchuan, LI Shihuai

(CRRC ZIC Research Institute of Electrical Technology & Material Engineering, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: In order to solve the problems of electrical cabinets such as high humidity, condensation, etc., a dehumidification device based on semiconductor refrigeration was developed. Moist air flowed through cold-side heat sink and hot-side heat sink to complete condensation and dehumidification, and compensation air inlet was set to improve dehumidifying capacity in the hot side. Influence of thermoelectric voltage, air velocity and temperature on dehumidification capacity and efficiency was comparatively studied through experiments. Structure and layout of its components and size of the compensated air inlet were improved and optimized, and volume of the modified device was reduced by 60% under the circumstance of unchanging dehumidification performance.

Keywords: semiconductor refrigeration; dehumidification capacity; dehumidification efficiency; heat sink

0 引言

潮湿是引起电力电子器件失效的重要因素之一^[1]。在矿山、船舶等工作环境中, 空气的相对湿度一般都高达95%或以上。当环境温度发生变化时, 电柜可能会发生凝露现象, 导致电路板和端子排等组件发生短路, 严重危害设备的安全运行^[2]。现有的电柜通过安装加热器来提高柜内温度, 这种方法只能降低柜内的相对湿度, 未从根本上解决湿度过高的问题。传统的除湿技术包括压缩机制冷除湿和化学除湿等^[3-4]。压缩机制冷除湿, 设备结构复杂、噪声大; 化学除湿, 干燥剂易失效, 须及时更换。

半导体制冷不同于传统的压缩制冷, 无需制冷剂, 也没有复杂的机械结构及管路系统, 具有体积小、工作稳定等优点。给半导体制冷片接上直流电源, 半导体的一侧形成冷端从环境吸热, 另一侧形成热端向外界环境放热。近年来对半导体制冷的理论和实验研究较多, Xhaxhiu K等^[5]合成了新型的半导体材料 $\text{In}_5\text{Se}_5\text{Br}$, 其温差电动势率可达到8.9 mV/K; Astrain D等^[6]研究发现使用热管提高热端的散热能力, 半导体的制冷系数可提高32%。

目前对半导体制冷除湿研究较少, Udomsakdigool C等^[7]研究了散热器的尺寸对半导体除湿性能的影响, 改变翅片散热器的尺寸能显著提高除湿效率。成波等^[8]开发了基于半导体制冷的除湿干燥装置, 能将系统的相对湿度控制在 $\pm 3\%$ 左右。半导体制冷除湿, 有许多影

收稿日期: 2016-10-08

作者简介: 郭宗坤(1990-), 男, 工程师, 主要研究方向为变流器及单板热设计。

响因素值得分析。本文研制了一种基于半导体制冷的除湿装置,它采用独特的风道设计,结构简单,既能保证冷端的冷凝效果,又能满足热端的散热要求。通过实验,研究了半导体工作电压、环境温度和风速等对除湿能力及除湿效率的影响,并依此对除湿装置进行优化改进,进一步提高了半导体制冷除湿的能力。

1 半导体制冷除湿实验装置

1.1 除湿装置

半导体制冷除湿装置分为冷、热两个腔体,湿空气从冷端进风口进入系统,在冷端翅片表面凝露,凝结后的冷空气由于风扇的作用吹向半导体热端翅片加热,在热端开有面积较大的补偿通风孔,提供额外的冷却空气,防止半导体的热端过热。半导体制冷除湿实验装置如图1所示,其中红色箭头为空气流动方向。半导体除湿装置选用的制冷片外形尺寸为40 mm×40 mm×3.5 mm,最大温差电压为24 V,最大制冷功率为120 W,最大温差为76 °C。半导体冷端安装有铝制翅片散热器,热端安装有热管翅片散热器,以强化散热;冷、热端散热器表面涂有硅脂以减小界面热阻。风扇功率为5 W,用于提高热端散热效果,促进系统内部的空气流通。除湿机的外形尺寸为271 mm×224 mm×132 mm。半导体冷、热端散热器和空气的温度均采用热电阻WZP-035/A检测,并以温度记录仪测试记录和采集数据,测量精度为0.1 °C。

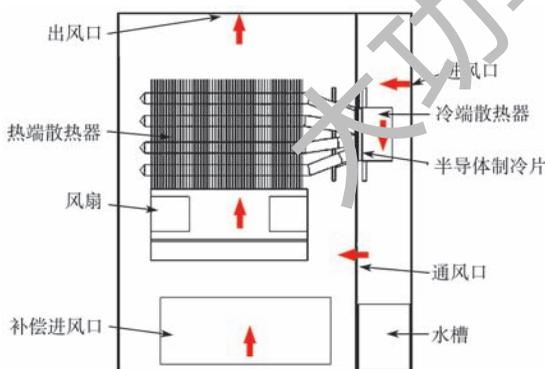


图1 半导体制冷除湿实验装置

Fig.1 Experimental semiconductor dehumidifier

1.2 半导体制冷原理

电流流过两种不同导体界面时,将从外界吸收热量或向外界放出热量,这就是Peltier效应。半导体制冷片是根据Peltier效应将N型半导体和P型半导体连接组成热电偶,接上直流电源后,制冷片两侧分别形成冷、热端而产生温差。热端放热,冷端吸热。当热端温度高于某温度后,制冷器开始工作,使冷、热两端温度逐渐均衡,从而制冷。

冷端的制冷量 Q_c 为

$$Q_c = n \left(\alpha I T_c - \frac{1}{2} I^2 R - K \Delta T \right) \quad (1)$$

式中: $\Delta T = T_h - T_c$; $I = (U - \alpha \Delta T) / R$; $\alpha = \alpha_p - \alpha_n$; $R = \frac{l_n}{\sigma_n S_n} + \frac{l_p}{\sigma_p S_p}$; $K = \frac{k_n S_n}{l_n} + \frac{k_p S_p}{l_p}$ 。其中, T_h , T_c 分别代表制冷片热端和冷端的温度; n 为制冷片P-N结的对数; U 为制冷片的工作电压; I 为制冷片的工作电流,A; α_p , α_n 为P型和N型电偶臂的温差电动势率,V/K; l_p , l_n 为P型和N型半导体的长度,m; σ_p , σ_n 为P型和N型半导体的电导率, $1/(\Omega \cdot m)$; S_p , S_n 为P型和N型半导体的截面积, m^2 ; k_p , k_n 为P型和N型半导体的热导率, $W/(m \cdot K)$; R 为电偶臂的总电阻, Ω ; K 为电偶臂的总热导, W/K 。

1.3 除湿原理

利用制冷片冷端的制冷量对湿空气进行冷凝除湿,除湿原理如图2所示。未处理的湿空气初始状态为点1;湿空气在冷端散热器翅片表面接触温度降低,当达到饱和状态点2时开始凝露;如果翅片表面温度较低,能使湿空气温度继续降低,则能达到状态点3;降温后的空气由风扇吹向至半导体制冷片的热端,吸热升温后的空气变为状态点4,最后排至电柜中。冷端散热器表面涂有疏水材料,便于冷凝水的析出。

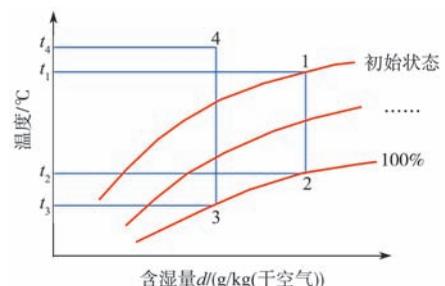


图2 湿空气降温除湿过程

Fig.2 Air cooling and dehumidifying process

除湿过程中,待处理湿空气实际吸收的冷量 Q_a 由湿空气的降温显热 Q_x 和冷凝潜热 Q_q 组成:

$$Q_a = Q_x + Q_q \quad (2)$$

显热 Q_x 可表示为

$$Q_x = m \times c \times \Delta T \quad (3)$$

式中: m ——流经冷端散热器的空气质量,g; c ——空气的比热容,J/g; ΔT ——温度梯度,K。

潜热 Q_q 可表示为

$$Q_q = m_w \gamma \quad (4)$$

式中: m_w ——冷凝水的质量,g; γ ——水的汽化热,J/g。

本文利用实验测试的制冷量 Q_a 和理论计算得到的制冷量 Q_c 进行对比(图3),来验证除湿实验的可靠性。由图3可知,工作电压小于20 V时,制冷量随着

工作电压的升高不断上升。当工作电压为 20 V 时，制冷量达到最大。随着工作电压进一步增大，制冷量反而下降，理论计算结果与实验结果吻合程度较好。由实验及理论计算可知，半导体热端产热量随着工作电压升高而增大，由于热端翅片散热能力有限，导致热端温度升高，当由提高工作电压而增加的产冷量小于制冷片内部发热量时，半导体的制冷能力开始下降。

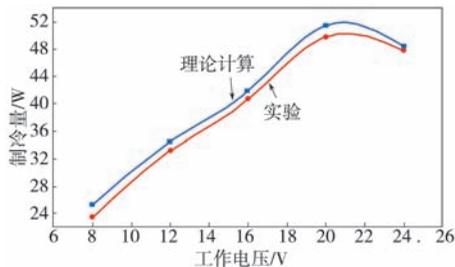


图 3 实验与理论计算的制冷量对比

Fig.3 Comparison between theoretical and experimental refrigeration capacity

2 实验结果与讨论

本文通过调节制冷片工作电压、通风量和环境温度等多组实验探究半导体除湿装置的除湿能力和除湿效率的变化情况。用 2 台开关电源分别控制轴流风机和制冷片的工作电压，实现风量和制冷片工作电压的独立控制。

实验在温湿度箱中进行。实验开始前，为了防止实验装置外壳表面凝露，先将温湿度箱加热至预设温度，再开启实验箱的供水水源，将箱内湿度加至预设值。开启半导体制冷片和风机的电源，开始除湿实验，实验时间为 1 h。

在相对湿度为 95% 下实验，半导体制冷片的除湿能力为

$$E = \frac{V}{T} \tag{5}$$

式中： V ——储水槽收集的水的体积，mL； T ——实验时间，h。

半导体制冷片的除湿效率为

$$\eta = \frac{E}{P} \tag{6}$$

式中： P ——系统输入功率， $P = P_1 + P_2$ ，W； P_1 ——制冷片输入功率，W； P_2 ——风机输入功率，W。

2.1 制冷片电压对除湿能力的影响

由图 4 可知，随着工作电压的升高，除湿能力不断增强。在其他条件不变，当工作电压为 20 V 时，冷端翅片除湿能力最佳，环温为 55 °C 时，除湿量为 64 mL/h，随着工作电压进一步增大，除湿能力逐渐下降，除湿量与制冷量的变化趋势一致。当工作电压小于 20 V 时，提高工作电压所增加的制冷量大于自身发热量，导致除

湿能力上升；工作电压大于 20 V 时，提高工作电压所增加的制冷量小于自身发热量，致使除湿能力下降。

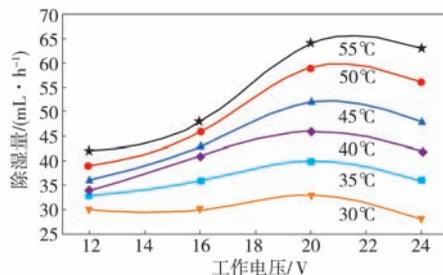


图 4 除湿量随制冷片工作电压的变化

Fig.4 Variation of dehumidification capacity with TEC voltage changing

2.2 制冷片电压对除湿效率的影响

由图 5 可知，随着工作电压的升高，除湿效率逐渐降低，大致呈线性关系。最佳除湿能力电压与最佳除湿效率电压并不一致。电压太小，半导体制冷功率不够；电压太高，产生的热量增加，增加了热端负荷，冷却性能下降。工作电压在 12~20 V 范围内，除湿量随电压的升高而增大，但除湿效率却在下降，最大除湿效率为 0.62 mL/(W·h)。因此，半导体除湿在工程应用中应同时考虑除湿效率和除湿能力。

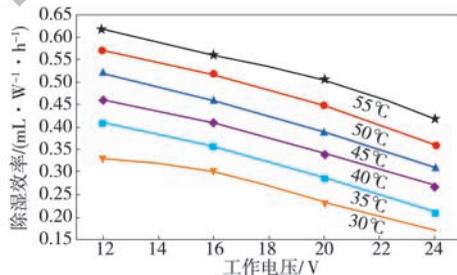


图 5 除湿效率随制冷片电压的变化

Fig.5 Variation of dehumidification efficiency with TEC voltage changing

2.3 进风口风速对除湿能力的影响

当制冷片电压保持 16 V 不变时，通过调节轴流风机的工作电压来控制除湿系统的供风量，图 6 示出除湿量随进风口风速的变化关系。

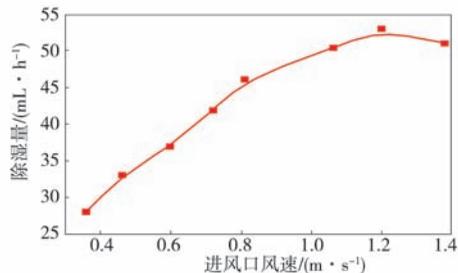


图 6 除湿量随进风口风速的变化

Fig.6 Variation of dehumidification capacity with the inlet air velocity

由图 6 可知，当进风口空气流速低于 1.2 m/s 时，除湿量与风速呈线性递增关系，风速越大，除湿能力越强；风速为 1.2 m/s 时，除湿量达到最大（53 mL/h）；然后随着风速的进一步增大，除湿能力逐渐下降。在半

导体制冷能力一定的条件下,由于流经冷端翅片的风速越大,湿空气与翅片的换热时间越短,致使湿空气不能充分冷凝,从而导致除湿能力下降。

3 除湿装置的优化及性能评估

3.1 外形尺寸优化

为了便于安装,在保证除湿能力的前提下,尽量缩小除湿装置的外形尺寸。改进后的除湿装置制冷片型号不变。由第2节实验结果可知,制冷片电压为16V时,除湿能力和除湿效率较佳,因此,选用输出电压为15V电源。在保证热端散热能力的条件下,通过压缩热端散热器的外形尺寸,从而使除湿装置有一个较佳的外形尺寸,改进后的热端散热器的外形尺寸105 mm × 76 mm × 54 mm,翅片数为35,翅片厚度为0.4 mm。轴流风机被对称安装在散热器的上方,尺寸为60 mm × 60 mm × 25 mm,风机的风压不变,流量为原风机的一半。冷端散热器外形尺寸为82 mm × 30 mm × 25 mm,翅片数为28,翅片厚度为1 mm,基底布置有两根2 mm × 8 mm × 82 mm的平板热管以加强冷端的导热能力,散热器风道两侧设有挡板,使湿空气能全部流经翅片。改进后的半导体除湿装置(图7)外形尺寸由271 mm × 224 mm × 132 mm缩小为216 mm × 144 mm × 103 mm。



图7 半导体除湿装置实物图

Fig.7 Physical picture of the dehumidification device

3.2 补偿进风口尺寸对冷端翅片空气流速的影响

冷端进风口的空气流速是影响除湿能力的重要因素。流速过快,湿空气与翅片的换热时间短,湿空气无法充分冷凝,导致除湿能力下降;流速过慢,散热器翅片表面结霜,导致热阻增大,换热能力下降。由第2节实验结果分析可知,制冷片电压为15V时,最佳冷凝风速大致为1.2 m/s,本文通过CFD数值仿真,并使用Icepak 17.0软件进行数值分析,从而确定补偿进风口的最佳尺寸。

图8示出冷端翅片空气流速随补偿进风口尺寸的变化规律。由图可知,随着开孔尺寸增大,流经翅片的空气速度逐渐降低,在开孔尺寸为0.006 m²时,空气流速为1.16 m/s,此时,半导体除湿装置除湿能力最佳。因此,

冷端散热器附近空气流速 v 与补偿进风口尺寸 S 大致成以下关系:

$$v = 10.356 - 3.716 \times 10^3 \times S + 5.002 \times 10^5 \times S^2 - 2.268 \times 10^7 \times S^3 \quad (7)$$

式中: v ——冷端散热器附近空气流速, m/s; S ——补偿进风口尺寸, m²。

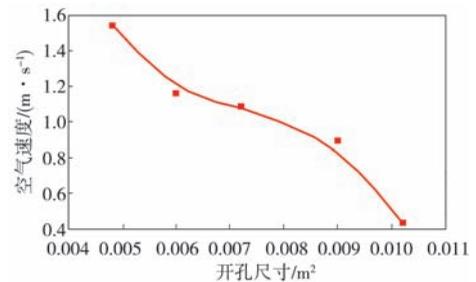


图8 冷端翅片风速随补偿进风口尺寸的变化
Fig.8 Air velocity among the cold-side fin varied with the compensation inlet

图9示出热端补偿进风口开孔尺寸为0.006 m²时,半导体除湿装置内部流场分布。由图可知,冷端翅片空气流速较均匀(约为1.2 m/s),经冷凝除湿后,冷端空气被送至热端散热器,加强了热端的散热能力。

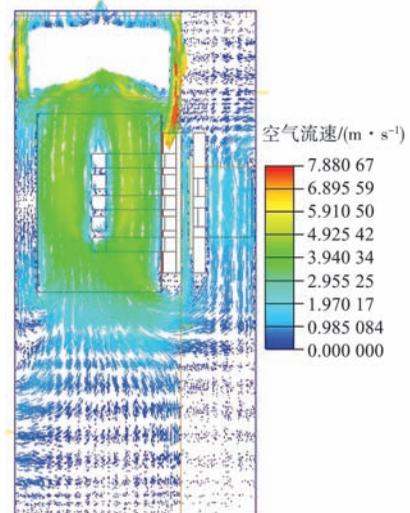


图9 系统内部的流场分布

Fig.9 Velocity vectors of air-flow within the system

3.3 环境温度对除湿性能的影响

不同的工作环境中,制冷片的工况不同,系统的除湿性能也不同。图10示出制冷片的工作电压为15V、

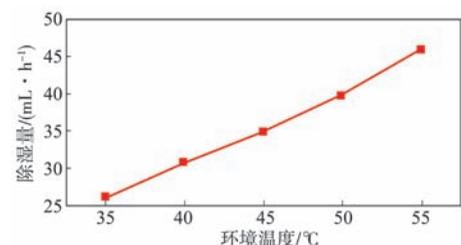


图10 除湿量随环境温度的变化
Fig.10 Variation of dehumidification capacity with the environment temperature changing

环境的相对湿度为 95% 时，除湿量随环境温度的变化规律。由图可知，随着环境温度的上升，系统的除湿量逐渐上升，大致呈线性关系；当环境温度为 55 °C 时，除湿量为 46 mL/h。根据实验测试得知，冷端散热器翅片温度为 52.1 °C，冷凝后的空气温度为 52.7 °C。

3.4 散热器温度分布

根据测试得到的实验数据，通过数值仿真得到空气和散热器整体的温度分布，并与实验数据对比。实验时，制冷片的输入电压为 15 V，温湿度箱内的温度为 55 °C，湿度为 95%。根据实验测得，制冷片冷端温度为 50 °C，每小时冷凝水的体积为 46 mL。根据式 (4) 计算可知，液态水的液化潜热为 30.4 W。

本文假设系统内部的流场为三维稳态湍流，采用标准的 $k-\epsilon$ 模型，强制对流下不考虑散热器的热辐射，将除湿装置的外壳表面设置为绝热边界。图 11 示出该装置的温度云图。

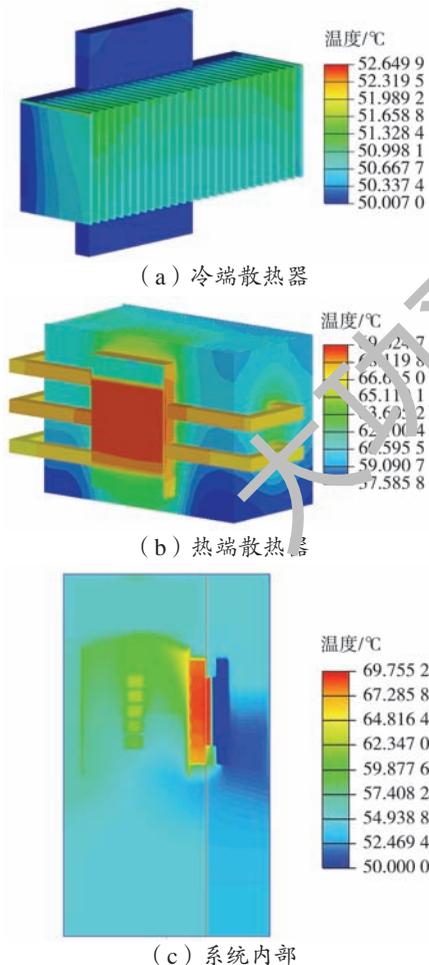


图 11 除湿装置温度云图

Fig.11 Temperature contours of the dehumidification device

图 11 (a) 示出冷端散热器的温度云图，可以看出，翅片的温度分布较均匀，其平均温度为 51.8 °C，冷端翅

片带走的空气显热为 12.9 W；图 11 (b) 示出热端散热器的温度云图，可以看出，基板台面最高温度达到 69.6 °C，而翅片下方的温度较低；图 11 (c) 示出系统内部的温度云图，对流换热后的空气平均温度为 52.2 °C，与实测值基本一致，冷凝后的空气被送至热端散热器参与热端的换热。

4 结语

本文设计了一种适用于电柜的半导体制冷除湿装置，通过多组对照实验探究了半导体制冷的除湿能力和除湿效率，并结合数值仿真对其进行优化改进，研究发现：

- (1) 制冷片热端散热能力一定时，除湿能力电压存在最佳工作点，但除湿效率随着电压的升高逐渐降低；
- (2) 当制冷片的工作电压一定时，冷端翅片存在最佳冷凝风速，此时制冷片的除湿能力最强；
- (3) 补偿性风口尺寸是影响除湿能力的重要因素之一。

该半导体除湿装置冷凝而产生的水排入水槽中，当水槽中水容量达到最大时，需要中断电气设备的运行，进行人工排水，影响设备的正常工作。因此，还需开发雾化排水装置，解决电柜内冷凝水的排水问题。

参考文献

- [1] 陆启凯, 冯皓. 我国应重视工业产品环境适应性及环境失效的研究 [J]. 新材料产业, 2008(5): 10-15.
- [2] 何整杰. 智能除湿装置的研发 [J]. 科技创新与应用, 2015(18): 30-31.
- [3] 韩耀明. 半导体制冷微型除湿器与化学干燥剂的对比试验研究 [J]. 制冷, 2008, 27(2): 12-17.
- [4] RIFFAT S B, QIU G. Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(14-15): 1979-1993.
- [5] XHAXHIU K, KVARNSTRÖM C, DAMLIN P, et al. Renewable energy in focus: In_2Se_3Br , a solid material with promising thermoelectric properties for industrial applications [J]. Materials Research Bulletin, 2014, 60: 88-96.
- [6] ASTRAIN D, VIÁN J G, DOMÍNGUEZ M. Increase of COP in the thermoelectric refrigeration by the optimization of heat dissipation [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(17): 2183-2200.
- [7] HIRUNLABH J. Design Optimization of a New Hot Heat Sink with a Rectangular Fin Array for Thermoelectric Dehumidifiers [J]. Heat Transfer Engineering, 2007, 28(28): 645-655.
- [8] 成波, 王昌龙, 李倩雯, 等. 半导体制冷式除湿干燥装置的控制系统的研制 [J]. 扬州大学学报 (自然科学版), 2014(1): 67-70.