材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2023122702

含内热源密闭空间两级半导体制冷器瞬态特性分析

徐辰欣[1]，陈赵军[2]，孟凡凯[3*]

（1. 中核武汉核电运行技术股份有限公司，武汉 430223；2. 三峡集团云南能源投资有限公司，云南 楚雄 675000；3. 海军工程大学 动力工程学院，武汉 430033）

摘　要： 针对工作在含内热源密闭空间的空冷和热管式两级热电制冷装置，分别建立了瞬态性能计算模型，得到了制冷空间温度、模块两端温差，以及制冷系数随时间的变化规律；对比两种散热方式对装置特性的影响；分析了工作电流和热电偶热冷两级面积比，对温度、耗时和制冷系数的影响。结果表明：当元件功率为 6 W 时，空冷和热管式制冷器温度分别比无热源时升高了 8.28 和 7.86 ℃，热管式的制冷温度比空冷式低 1.85 ℃，制冷系数比空冷式高 12.12%。

关键词： 两级半导体制冷器；瞬态；密闭空间；内热源；散热方式

中图分类号： TB651　**文章编号：** 1001－5868(2024)03－0426－08

Transient Characteristics of A Two-stage Thermoelectric Cooler with An Internal Heat Source in A Confined Space

XU Chenxin[1], CHEN Zhaojun[2], MENG Fankai[3]

(1. China Nuclear Power Operation Technology Corporation, Wuhan 430223, CHN;
2. Three Gorges Yunnan Energy Investment Co., Ltd., Chuxiong 675000, CHN;
3. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, CHN)

Abstract: In this study, we established transient performance calculation models for air-cooled and heat pipe two-stage thermoelectric cooler devices operating in confined spaces with internal heat sources. We determined the variation laws of the cooling space temperature, temperature difference between the two junctions of the module, and cooling coefficient with time as well as compared the effects of the two heat dissipation methods on the device characteristics. We analyzed the effects of the operating current, thermocouple two-stage area ratio, and thermocouple leg length ratio on the temperature, elapsed time, and cooling coefficient. Our results showed that for an internal heat source power of 6 W, the temperatures of the air-cooled and heat pipe coolers were 8.28 and 7.86 ℃ higher than that observed without a heat source. Furthermore, the cooling temperature of the heat pipe cooler was 1.85 ℃ lower than that of the air-cooled cooler, whereas its cooling coefficient was 12.12% higher than that of the air-cooled cooler.

Key words: two-stage thermoelectric cooler; transient; confined space; internal heat source; heat dissipation mode

0　引言

相较于传统制冷设备，基于 Peltier 效应的半导体制冷技术[1]，具有结构紧凑、可靠性高、无振动、易于模块化配置等优点，在建筑[2]、航空航天[3]、电子设备[4]和动力电池热管理[5]等领域发挥着重要作用。

收稿日期：2023－12－27.
基金项目：国家自然科学基金项目(11974429)；海军工程大学自主研发计划项目(2022502210).
* **通信作者：**孟凡凯

冷热两端的最大温差是评价半导体制冷器制冷能力的重要指标，提高最大温差的方法有两种：一是提高热电材料[6-7]的优值系数，尽管近年来寻找高优值系数热电材料的研究有重大进展，但是复杂的制备工艺和高昂的成本都制约了新材料的应用；二是在现有热电材料的基础上，将热电模块热串联，组成两级或多级热电模块。

针对半导体制冷器的分析和优化，有热电单元结构、设计参数、热端散热方式[8-9]等几个方面。Wang 等[10]分析了热电单元几何参数和输入电流对两级半导体制冷器性能的影响，结果表明最优横截面积比取决于半导体材料，热电臂高度比 δ 可以调节冷热级间温度，使得两级模块可在与电流相匹配的适当温差下运行。高燕维[11]研究了两级半导体制冷器冷节与热节的截面积比，以及热节上下端面面积比对冷却性能的影响：当制冷器的冷节截面积比固定时，热节下端面小于上端面时，继续减小上下端面比值会导致热端升温。

半导体制冷器最常见的热端散热方式有空冷和水冷两种，空冷换热效率不高，无法满足两级半导体制冷器较大的散热量；水冷体积较大，不适合应用于狭小空间。近年来体积小、导热性好的热管散热器逐渐开始应用于半导体制冷器的散热端。孟凡凯等[12]建立了热管式单级半导体制冷器的 FTT 模型，分析热管几何参数、制冷器和冷却空气流道设计参数等对制冷器的影响并给出最优参数区间，同时引入了热力学完善度来评价制冷性能。

半导体制冷器通常要面对变化的制冷需求，因此针对制冷器瞬态性能和特性参数的分析不可或缺。Saber 等[13]研究了多级半导体制冷器冷却芯片热点的能力，分析了冷热两侧温度随时间的变化规律，以及热电单元长度对芯片表面最低温度的影响，结果表明存在最佳长度使表面温度最低，且最佳长度与芯片发热功率有关。Olivares-Robles 等[14]建立了两级半导体制冷器的优化模型，研究了脉冲电流、热电单元几何因子、散热器对冷端温度和脉冲时长的影响，流向热端散热器的热流量与几何因子有关，优化散热器底面面积和肋片高度可以延长过冷温度稳定的时间。

为研究两级半导体制冷器在密闭空间工作的瞬态特性，本文建立热管和空冷式两级制冷器瞬态性能计算模型，分析两级半导体制冷器的制冷量、制冷系数、端面温度和制冷空间温度随时间的变化规律，对比两种不同散热方式和四种不同内热源功率对半导体制冷器的影响，分析半导体制冷器的工作电流和热电臂热冷两级长度比对空间温度、制冷耗时和制冷系数的影响。

1　装置模型和基本关系

图 1 是制冷空间示意图，空间内部与外部有热量交换，两级半导体制冷器安装在空间顶部，可变功率的内热源放置在空间底部。

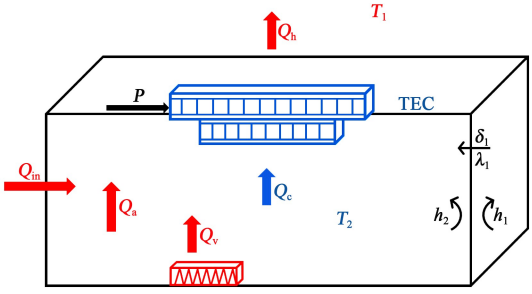


图 1　制冷空间示意图

图 2、3 分别是空冷式和热管式两级半导体制冷器的基本结构示意图。冷端都采用肋片热沉并加装风扇，空冷式制冷器热端采用风扇加热沉的组合，热管式制冷器热端采用热管和风扇组合的形式。

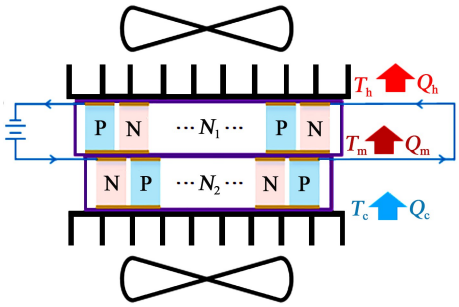


图 2　空冷式两级半导体制冷器结构图

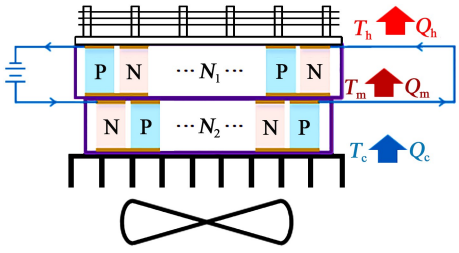


图 3　热管式两级半导体制冷器结构图

热电模块分两级，两级之间有电绝缘导热层，以保证冷级（低温级）的散热量全部传导到热级（高温级）的热电模块。热电单元材料采用碲化铋（Bi_2Te_3），Bi_2Te_3 与温度相关的材料物性公式为：

$$\alpha_p=(22\,224.0+930.6T-0.990\,5T^2)10^{-9} \quad (1)$$

$$\rho=(5\,112.0+163.4T+0.627\,9T^2)10^{-10} \quad (2)$$

$$\lambda=(62\,605.0-277.7T+0.413\,1T^2)10^{-4} \quad (3)$$

式中，T 是热电材料温度。

当热电制冷装置工作时，通过热端、中间层和冷端的热流量 Q_h，Q_m 和 Q_c 分别为：

$$Q_h=N_1\left[\alpha IT_h-K(T_h-T_m)+\frac{1}{2}I^2R-\frac{1}{2}\mu I(T_h-T_m)\right] \quad (4)$$

$$Q_m=N_1\left[\alpha IT_m-K(T_h-T_m)-\frac{1}{2}I^2R+\frac{1}{2}\mu I(T_h-T_m)\right] \quad (5)$$

$$Q_m=N_2\left[\alpha IT_m-K(T_m-T_c)+\frac{1}{2}I^2R-\frac{1}{2}\mu I(T_m-T_c)\right] \quad (6)$$

$$Q_c=N_2\left[\alpha IT_c-K(T_m-T_c)-\frac{1}{2}I^2R+\frac{1}{2}\mu I(T_m-T_c)\right] \quad (7)$$

式中，N_1 和 N_2 是热级和冷级热电偶对数，I，α，μ，K 和 R 分别是输入电流、热电材料的塞贝克系数、汤姆逊系数、导热系数和电阻，T_c，T_m 和 T_h 为热电模块冷端、中间层和热端温度。

半导体制冷器通过热沉与空气换热，制冷器的制冷量和散热量与热沉热流量相等，由传热学理论可得通过热端和冷端热沉的热流量可分别表示为：

$$Q_1=Q_h=\frac{T_h-T_1}{R_1} \quad (8)$$

$$Q_2=Q_c=\frac{T_2-T_c}{R_2} \quad (9)$$

式中，T_1 是外部环境温度，T_2 是密闭空间内空气温度，R_1 和 R_2 是热端和冷端热沉热阻。

根据系统能量平衡方程，装置制冷量应与外部流入系统的热量、内热源产生热量以及箱体内空气温度变化产生的热量之和相等，即：

$$Q_c=-\rho cV\frac{\mathrm{d}T_2}{\mathrm{d}\tau}+Q_v+Q_{in} \quad (10)$$

式中，ρ，c，V 和 Q_v 分别是空气的密度、比热容、制冷空间体积和内热源功率，Q_{in} 为外部流入箱体的热量。

$$Q_{in}=\frac{A_b(T_1-T_2)}{1/h_1+1/h_2+\delta_1/\lambda_1} \quad (11)$$

式中，h_1 和 h_2 分别是空气与外壁面和内壁面的对流换热系数，A_b，δ_1 和 λ_1 分别是制冷空间表面积、壁面厚度和热导率。

联立式(4)～(11)可得制冷空间温度的迭代计算公式和两级半导体制冷器的特性参数计算公式。

2 热阻网格分析

制冷装置换热器的热阻网络如图 4 所示，热端热阻 R_1 和冷端热阻 R_2 可以分解成若干个热阻。

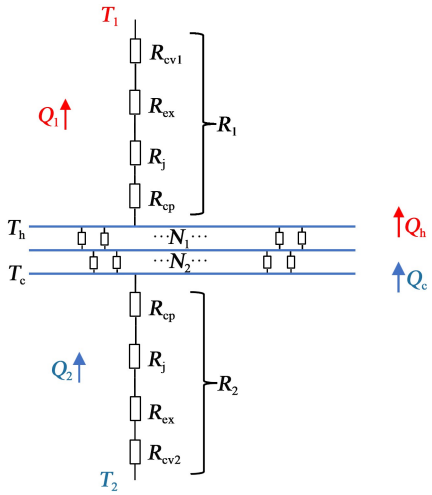


图 4 两级半导体制冷器热阻网络图

2.1 冷端热阻分析

两种制冷器的冷端热阻均可分为对流换热热阻 R_{cv2}、模块与热沉的接触热阻 R_j、热沉基板热阻 R_{ex} 和热电模块基板热阻 R_{cp}，计算公式为：

$$R_j=\frac{\delta_j}{\lambda_jA_j},R_{ex}=\frac{\delta_{ex}}{\lambda_{ex}A_{ex}},R_{cp}=\frac{\delta_{cp}}{\lambda_{cp}A_{cp}} \quad (12)$$

$$R_{cv2}=\frac{1}{\beta_2h_{cv2}\eta_{f2}A_{cv2}} \quad (13)$$

式(12)中，δ_{cp}，δ_{ex} 和 δ_j 分别为对应热阻的厚度，λ_{cp}，λ_{ex} 和 λ_j 则是相应的热导率，A_{cp}，A_{ex} 和 A_j 是相应的面积。式(13)中 h_{cv2}，η_{f2}，β_2 和 A_{cv2} 分别是肋壁表面对流传热系数、肋片效率、肋化系数和肋片与装置冷热端面换热面积。

对流传热热阻可用热沉物性和几何尺寸表示，即：

$$R_{cv2}=\frac{\sqrt{2}(b_r+\delta_r)(H_r+\delta_r)\sqrt{\frac{h_{cv2}}{\lambda\delta_r}}\coth\left[\sqrt{2}(H_r+\delta_r)\sqrt{\frac{h_{cv2}}{\lambda\delta_r}}\right]}{A_{cv}h_{cv2}(b_r+2H_r+\delta_r)} \quad (14)$$

式中，δ_r，b_r，H_r 分别为肋的厚度、间距和高度。

2.2　热端热阻分析

空冷式半导体制冷器两端的热沉计算方法相同。热管式制冷器的热端使用热管散热器强化散热，只有对流换热热阻 R_{cv1} 与空冷式不同，主要由蒸发段到冷凝段的热阻组成，热阻网络图如图 5 所示。各部分热阻计算公式为[12,15]：

$$R_a=\frac{1}{2\pi\lambda_g l_e}\ln\left(\frac{d_0}{d_0-2\delta_g}\right) \tag{15}$$

$$R_b=\frac{1}{2\pi\lambda_T l_e}\ln\left(\frac{d_0-2\delta_g}{d_0-2\delta_g-2\delta_f}\right)+\frac{R_0T_v^2\sqrt{2\pi R_0T_v}}{P_v\gamma^2\pi l_e(d_0-2\delta_g-2\delta_f)} \tag{16}$$

$$R_c=\frac{R_0T_v^2\Delta P_v}{QP_v\gamma} \tag{17}$$

$$R_g=\frac{4l}{\lambda_g\pi[d_0^2-(d_0-2\delta_g)^2]} \tag{18}$$

式中，d_0 为热管外径，l_e，l_c 和 l 分别为蒸发段、冷凝段和热管长度，δ_g 和 δ_f 分别为管壁和吸液芯厚度，λ_g 和 λ_f 分别为管壁和吸液芯材料的导热系数，γ，R_0，T_v，P_v，Q 和 ΔP_v 分别为工质汽化潜热、气体常数、蒸汽温度、蒸汽饱和压力、传热量和热管内蒸汽相总压降。

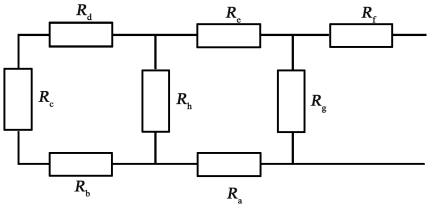


图 5　热管传热热阻网络

R_d 和 R_e 与 R_a 和 R_b 表达式相同，计算时只需将 l_e 换成 l_c 即可。R_h 和 R_g 表达式相同，计算时只需将 λ_g 换成 λ_f 即可。

$$R_f=\frac{1}{A_{eff1}h_1\beta_1\eta_{f1}} \tag{19}$$

式中，h_1，β_1 和 η_{f1} 分别为管外放热系数、肋化系数和肋效率。对流换热热阻 R_{cv1} 可表示为：

$$R_{cv1}=\frac{[R_a+R_h\times(R_b+R_c+R_d)/(R_h+R_b+R_c+R_d)+R_c]R_g}{R_a+R_h\times(R_b+R_c+R_d)/(R_h+R_b+R_c+R_d)+R_e+R_g}+R_f \tag{20}$$

3　制冷装置瞬态特性分析

由式(1)～(3)可计算出热电材料的物性参数，热电材料温度 T 取冷热端面平均温度，计算结果和热电模块设计参数如表 1 所示。

表 1　热电模块的参数

$\alpha/(10^{-4}\ \mathrm{V\cdot K^{-1}})$	$\lambda/(\mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}})$	$\mu/(10^{-4}\ \mathrm{V\cdot K^{-1}})$	N/对
4.241 8	1.647 4	1.008 9	400
$\sigma/(10^{-4}\ \mathrm{m\Omega^{-1}})$	$A/\mathrm{mm^2}$	L/mm	
9.038 1	1.612 9	2	

因热级热流量大于冷级，所以热级热电单元对数应多于冷级，热冷两级热电单元对数分别为 $N_1=240$ 和 $N_2=160$。

制冷空间设计尺寸为 390 mm × 195 mm × 290 mm，壁厚 $\delta_1=5$ mm，制冷空间外壳热导率 $\lambda_1=0.18\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$。外部空气与制冷空间壁面是自然对流，空间内部空气因受冷端热沉风扇扰动，对流换热系数较大，外部和内部对流换热系数分别为 $h_1=5\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$，$h_2=10\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$。

两种模型的热电装置设定在完全相同的初始条件下运行，环境温度和制冷空间初温均为 300 K (27 ℃)，工作电流恒定为 0.8 A。制冷空间内热源加热功率 Q_v 设置为 0，3，6 和 9 W。

图 6 和 7 分别给出了空冷式和热管式两级半导体制冷器在不同内热源功率下，制冷空间温度和制冷量随时间变化的关系。密闭空间内初始温度与外界温度相同均为 27 ℃，制冷空间温度 T_2 先快速下降后趋于稳定，热管式制冷器稳定空间温度低于同条件下的空冷式制冷器。当内热源功率为 0，3，6 和 9 W 时，空冷式制冷器的最低空间温度分别为 13.81，17.95，22.09 和 26.23 ℃，热管式的最低温度分别为 12.38，16.31，20.24 和 24.14 ℃。随着热源功率增大，制冷空间最终温度逐渐升高，发热功率为 9 W 时，空冷式的空间温度只下降了 0.77 ℃，内热源对温度有显著影响。制冷量 Q_c 变化规律与温度变化基本同步，空冷式半导体制冷器初始制冷量为 19.11 W，随热源功率增大最终制冷量分别降低至 13.17，15.04，16.9 和 18.77 W。热管式半导体制冷器制冷量则

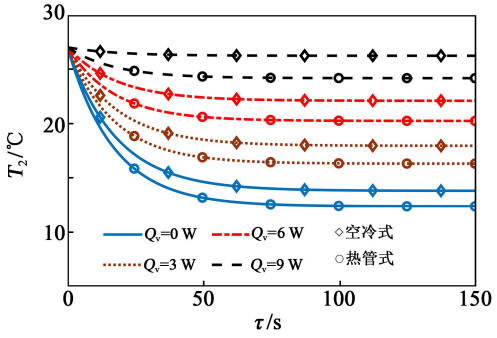


图 6　两级制冷器空间温度与时间关系

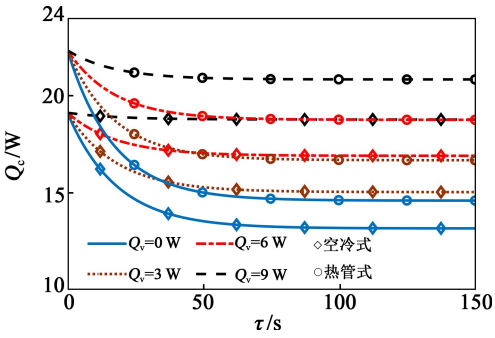


图 7 两级制冷器制冷量与时间关系

从 22.32 W 降至 14.60,16.68,18.75 和 20.83 W。热管式半导体制冷器能产生更大的制冷量,因此热管式制冷器的空间温度更低。

图 8 分别给出了两级制冷器在不同内热源功率下,冷热两端温差随时间的变化,可见冷热端温差 ΔT_{hc} 随时间逐渐增大。热源功率为 0,3,6 和 9 W 时,空冷式冷热两端温差从 22.43 ℃分别增大到 32.74,30.13,27.52 和 24.92 ℃,热管式从 19.95 ℃分别增大到 30.74,27.84,24.94 和 22.04 ℃。由级间温差公式[1]可知,热电模块两端温差大小与冷端温度和制冷量有关。内热源功率变大,就需要半导体制冷器提供更大的制冷量,所以冷热两端温差逐渐减小。对于空冷式制冷器,内热源以 6 和 9 W 功率工作时,冷热端温差 ΔT_{hc} 分别下降了 15.94%和 23.88%。热管式制冷器因冷端温度更低且制冷量更大,模块两端温差小于空冷式制冷器,内热源以 6 和 9 W 功率工作时 ΔT_{hc} 分别比空冷式低 1.96%和 16.06%。热端换热方式和内热源功率大小对制冷器性能影响显著,且热源功率越大影响越大。

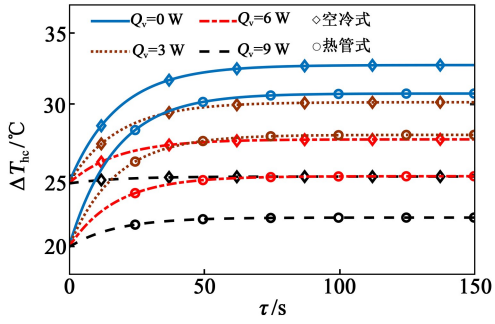


图 8 冷热端温差与时间关系

图 9 给出了在不同内热源功率下,热电模块热端端面温度随时间的变化。由于未考虑热电材料的热容,端面初始温度与环境温度不相等。热管式半导体制冷器的初始制冷量大于空冷式,所以热管式热端面初温 44.27 ℃大于空冷式的 43.07 ℃。当内热源功率为 0～9 W 时,空冷式可将热端温度分别降低 2.21,1.52,0.82 和 0.13 ℃,热管式则可分别降低 2.88,2.11,1.33 和 0.56 ℃,热管式换热对热端面的降温效果优于空冷式。

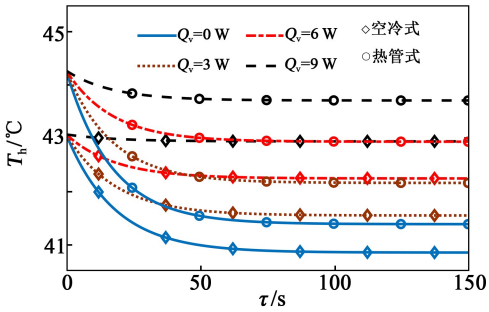


图 9 热端温度与时间关系

图 10 是两级半导体制冷器制冷系数随时间的变化。半导体制冷器开始工作以后,制冷量 Q_c 逐渐变小至定值,随着内热源功率升高,半导体制冷器需要提供更大的制冷量来维持空间温度,但同时制冷器的功率也急剧升高,制冷系数降低。0,3,6 和 9 W 热源功率下的空冷式制冷器 COP 从 0.351 6 逐渐减小到 0.262 5,0.292 0,0.320 1 和 0.346 8;热管式制冷器从 0.394 2 逐渐减小到 0.285 3,0.316 8,0.346 6 和 0.374 8。采用热管式散热可使初始制冷系数提升 12.12%,150 s 时的制冷系数分别提升了 8.69%,8.49%,8.28%和 8.07%。

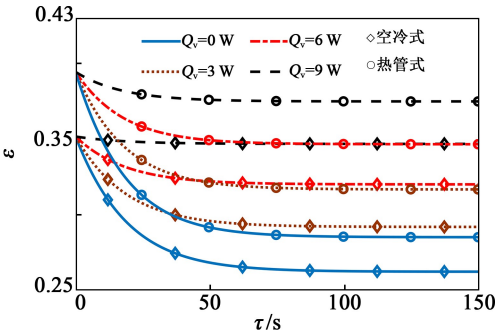


图 10 制冷系数与时间关系

4 参数影响分析

4.1 工作电流影响

图 11 给出了空冷式和热管式两级制冷器制冷空间最低温度与工作电流的变化。两种模型的最低温度呈现出相同的趋势,随着电流先减后增。对于空冷式两级制冷器,在 0 和 3 W 内热源功率下的最优电流均为 1.25 A,对应的最低制冷空间温度分别为 12.11 和 16.13 ℃。对于热管式两级制冷器,内热源为 0 和 3 W 时最优电流是 1.3 A,对应的空间

温度分别是 10.38 和 14.16 ℃，远低于相同条件下两级制冷器的制冷空间温度。在输入电流增大至最优电流的过程中，制冷器的制冷量和散热量都会升高且受热阻影响，所以内热源以 0 和 3 W 功率工作时，空冷和热管式散热方式的制冷温差逐渐增大至 1.73 和 1.97 ℃。这说明在大电流的工作条件下改善热端换热条件，可有效提高制冷器的最大制冷能力，且热源功率越大效果越明显。

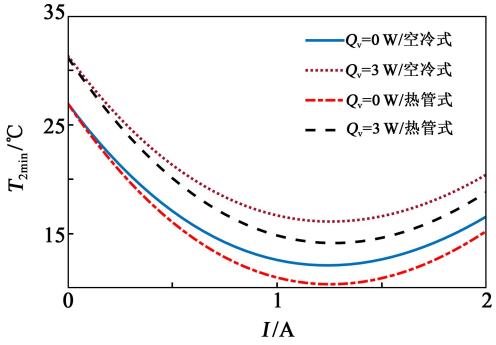


图 11　空间最低温度与工作电流关系

图 12 为在不同工作电流下，内热源以 0 和 3 W 功率工作时，空冷和热管式两级制冷器达到稳定温度(20 ℃)所需要的时间。制冷耗时随电流先减小后增大，存在电流区间使制冷耗时较短。无热源时，空冷式和热管式制冷器输入电流分别为 0.57～2.02 A 和 0.47～2.14 A，可在 20 s 内降温至稳定温度。热源功率 Q_v=3 W 时，两种制冷器的输入电流区间在 1.05～1.49 A 和 0.76～1.85 A。热源功率增大和热端热阻增大均会延长制冷耗时，可选用的输入电流区间也会变小。

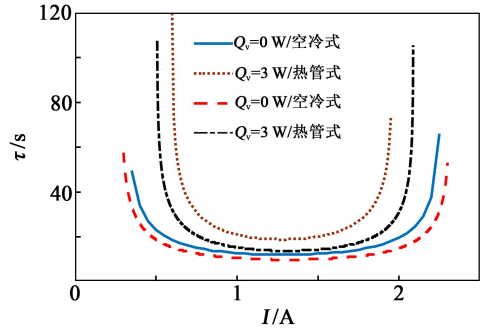


图 12　达到稳定温度 20 ℃耗时与电流关系

4.2　热电偶面积比的影响

热电偶面积比 f[16] 是热级热电偶面积 A_1 与冷级热电偶面积 A_2 之比，即 $f=A_1/A_2$。图 13 和 14 分别给出了不同发热功率下，冷热两级热电偶面积比对制冷空间最低温度和制冷系数的影响。半导体制冷器的工作电流均设置为 1.25 A。由图 13 可知，存在最佳热电偶面积比使制冷空间温度最低，而制冷系数随长度比 f 增大单调递增。当 Q_v=0 W 时，空冷和热管式制冷器最佳面积比为 1.38 和 1.67，最低制冷温度为 11.95 和 10.07 ℃，对应的制冷系数为 0.151 7 和 0.182 8，对应的制冷率为 15.03 和 16.91 W；当 Q_v=6 W 时，最佳面积比分别是 1.86 和 1.89，最低制冷温度是 19.67 和 17.15 ℃，对应的制冷系数为 0.209 7 和 0.233 3，对应的制冷率为 19.31 和 21.82 W。热电偶的热流率大小与单元横截面积有关，两级制冷器中热级的热流率要大于冷级，即热级横截面积要比冷级大。散热端采用热管式或有发热元件的情况下，制冷器的热流率较大，热冷两级热电臂长度比 f 会增大，以获得更大的散热率。当热级热电偶面积 A_1 比冷级面积 A_2 大时，可有效提升制冷效果，且制冷系数和制冷率高，但当 $f>2$ 时，制冷率会开始下降。

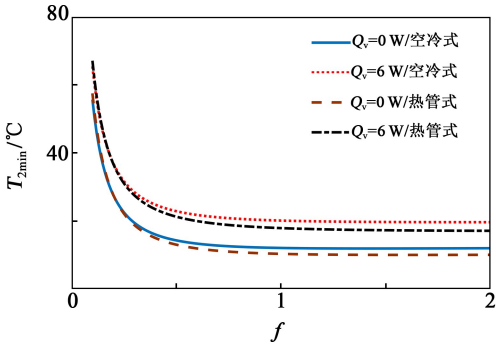


图 13　最低制冷温度与热电偶面积比关系

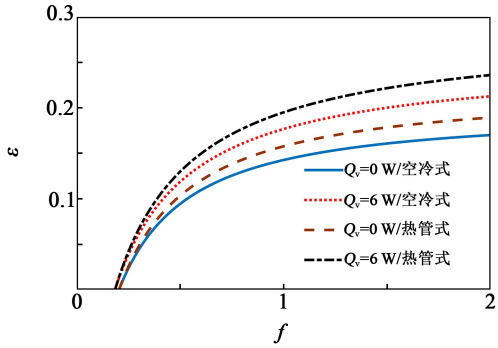


图 14　制冷系数与热电偶面积比关系

4.3　热电臂长度比的影响

热电模块在制造过程中单元面积通常是固定的，而调节热电臂长度比较容易。热电臂长度比[10] g 是热级热电臂长度与冷级热电臂长度之比，即有 $g=L_1/L_2$。图 15 和 16 分别给出了在不同内热源功率下，冷热两级热电臂长度比对制冷空间最低温度和制冷系数的影响。半导体制冷器的工作电流均设置为 1.25 A，由图 15 可知，存在最佳热电臂长度

比使制冷空间温度最低，而制冷系数随长度比 g 增大单调递减。无内热源时，空冷和热管式制冷器最佳长度比为 0.7 和 0.62，最低制冷温度为 11.95 和 10.07 ℃，对应的制冷系数为 0.159 0 和 0.181 5；热源功率 6 W 时，最佳长度比分别是 0.49 和 0.38，最低制冷温度是 19.67 和 17.1 ℃，对应的制冷系数为 0.214 2 和 0.245 9。散热端采用热管式或有内热源的情况下，制冷器的热流量较大，热冷两级热电臂长度比 g 会减小，以获得更大的散热量。热级热电臂长度 L_1 比冷级长度 L_2 短时，可有效提升制冷效果，且制冷系数高、经济性好。

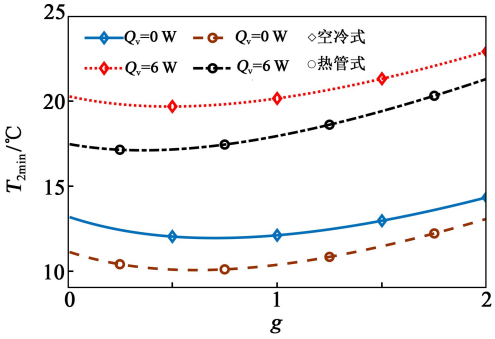


图 15 最低制冷温度与热电臂长度比关系

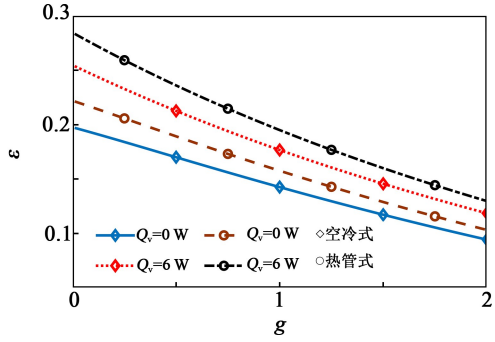


图 16 制冷系数与热电臂长度比关系

5 结论

建立了空冷和热管式两级热电制冷装置分别在不同内热源功率下的瞬态性能计算模型，得到了半导体制冷器的制冷温度、模块两端温差等工作参数随时间的变化规律，分析了工作电流和热电臂热冷两级长度比对制冷温度和制冷系数的影响，并对比两种散热方式下制冷器的工作参数，主要结论如下：

(1)内热源功率为 0 和 6 W 时，空冷式半导体制冷器的最低空间温度分别为 13.81 和 22.09 ℃，热管式的最低温度分别为 12.38 和 20.24 ℃。内热源影响显著，两种模型的温度分别升高了 8.28 和 7.86 ℃；

(2)当内热源以 6 和 9 W 功率工作时，热管式半导体制冷器冷热两端温差 ΔT_{hc} 分别比空冷式低 1.96%和 16.06%。热管式制冷器初始制冷系数比空冷式高 12.12%，相同条件下热管式制冷器可达到更低的温度和更大的制冷系数，提高热端散热效率可显著提升制冷效果；

(3)存在最佳热电偶面积比，使制冷空间温度最低、制冷率最大。热级热电偶面积 A_1 比冷级面积 A_2 大时，可有效提升制冷效果，且制冷系数和制冷率高、经济性好；

(4)存在最佳热电臂长度比，使制冷空间温度最低。当 Q_v=6 W，I=1.25 A，采用最佳热电臂长度比时，空冷和热管式制冷器空间温度分别降低了 16.42%和 22.58%。热级热电臂长度 L_1 比冷级长度 L_2 短时，可有效提升制冷效果，且制冷系数高、经济性好。

参考文献：

[1] 徐德胜. 半导体制冷与应用技术[M]. 上海：上海交通大学出版社，1999.
Xu Desheng. Semiconductor Refrigeration and Application Technology[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 1999.

[2] Tian M, Aldawi F, Anqi A E, et al. Cost-effective and performance analysis of thermoelectricity as a building cooling system: experimental case study based on a single tec-12706 commercial module[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 27: 101366.

[3] 朱庆山. 高超声速飞机用热电制冷系统的设计与特性模拟研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学，2020.
Zhu Qingshan. Design and characteristic simulation of thermoelectric cooler system for hypersonic aircraft [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2020.

[4] 孙 淼，申利梅，张 腾，等. 热电冷却半导体激光器的温控策略研究[J]. 工程热物理学报，2018，39(7)：1417-1423.
Sun Miao, Shen Limei, Zhang Teng, et al. Study of temperature control strategy for thermoelectric cooling semiconductor lasers [J]. J. of Engineering Thermophys, 2018, 39(7): 1417-1423.

[5] 崔 灿. 热电制冷应用于动力电池散热系统的模拟研究[D]. 武汉：华中科技大学，2017.
Cui Can. Simulation study for the cooling system of power battery based on thermoelectric cooling[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2017.

[6] 李彩云，何文科，王东洋，等. 通过插层 Cu 实现 $SnSe_2$ 的高效热电性能[J]. 物理学报，2021，70(20)：374-382.
Li Caiyun, He Wenke, Wang Dongyang, et al. Realizing high thermoelectric performance in $SnSe_2$ via intercalating Cu[J]. Acta Physica Sinica, 2021, 70(20): 374-382.

[7] 孟凡凯，陈赵军，江　帆，等. 制备工艺对新型热电材料制冷性能的影响[J]. 半导体光电，2021，42(6)：844-848.
Meng Fankai，Chen Zhaojun，Jiang Fan，et al. Effect of preparation process on properties of new semiconductor thermoelectric material[J]. Semiconductor Optoelectronics，2021，42(6)：844-848.

[8] 杨号南，赵华东，夏高举，等. 翅片截面形状对风冷翅片散热器性能的影响[J]. 半导体光电，2022，43(1)：152-157.
Yang Haonan，Zhao Huadong，Xia Gaoju，et al. Effects of fin section shape on the performance of air-cooled fin heat sink[J]. Semiconductor Optoelectronics，2022，43(1)：152-157.

[9] 孟凡凯，陈赵军，徐辰欣，等. 基于热管散热的热电制冷器性能综合分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版)，2021，49(10)：104-113.
Meng Fankai，Chen Zhaojun，Xu Chenxin，et al. Comprehensive performance analysis of thermoelectric coolers based on heat pipe heat dissipation[J]. J. of South China University of Technology：Natural Science Edition，2021，49(10)：104-113.

[10] Wang T，Wang Q，Leng C，et al. Parameter analysis and optimal design for two-stage thermoelectric cooler[J]. Appl. Energy，2015，154(4)：1-12.

[11] 高燕维. 热电制冷器瞬态性能强化的多参数优化设计[D]. 北京：华北电力大学，2018.
Gao Yanwei. Enhancement of transient performance for thermoelectric cooler via multi-parameter optimization[D]. Beijing：North China Electric Power University，2018.

[12] 孟凡凯，陈赵军，徐辰欣. 热管式半导体热电冷水机参数影响分析与性能优化[J]. 半导体光电，2021，42(5)：704-709.
Meng Fankai，Chen Zhaojun，Xu Chenxin，et al. Effect of preparation process on properties of new semiconductor thermoelectric material[J]. Semiconductor Optoelectronics，2021，42(5)：704-709.

[13] Saber H H，AlShehri S A，Maref W. Performance optimization of cascaded and non-cascaded thermoelectric devices for cooling computer chips[J]. Energy Conversion and Management，2019，191：174-192.

[14] de Oca O Y E M，Olivares-Robles Má，Ruiz-Ortega P E. A novel mechanism for thermal management at the cold side of a pulsed two-stage thermoelectric micro-cooler with different PCM heat sink shapes[J]. Energy Reports，2022，8(5)：6929-6944.

[15] 王健石. 电子散热器技术手册[M]. 中国电力出版社，2011.
Wang Jianshi. Technical Manual of Electronic Radiator[M]. China Electric Power Press，2011.

[16] Nemati A，Nami H，Yari M，et al. Effect of geometry and applied currents on the exergy and exergoeconomic performance of a two-stage cascaded thermoelectric cooler[J]. Inter. J. of Refrigeration，2018，85：1-12.

作者简介：

徐辰欣(1995－)，男，硕士，中核武汉核电运行技术股份有限公司助理工程师，主要从事工程热物理的研究；

孟凡凯(1982－)，男，博士，副教授，硕士生导师。主要从事热电直接转换技术、电子设备热分析技术、军事新能源等方向研究。