

基于阵列斜肋的太阳电池歧管微通道 换热性能数值模拟

周家欣, 周国兵

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘 要: 为解决高倍聚光光伏(HCPV)系统运行中太阳能电池表面温度不均匀导致电效率降低的问题,提出利用带有阵列斜肋的歧管微通道热沉以降低太阳能电池表面温差,并利用计算流体力学方法(CFD)模拟分析不同肋倾角对歧管微通道散热性能的影响。结果表明:相较于未加肋的结构,入口歧管中肋的倾角为 11.54° 时,电池表面温差大幅降低,各流量下最高降幅为61.86%,在高流量工况下电池表面最高温度降低11.90 K,各流量下的综合换热评价指标(PEC)范围为1.06~1.13。

关键词: 太阳能聚光器; 太阳能电池; 微通道; 强制对流; 肋阵列; 温差

中图分类号: TB61⁺1; TB657.5

文献标志码: A

0 引 言

聚光太阳能发电技术通过收集太阳能用于高质量能源应用,在实际生产过程中约有80%的能量被转化为热量,导致太阳能电池表面温度升高^[1]。随着聚光器聚光倍率的提高^[2],传统散热方式已无法满足高热流密度的散热要求,主动散热技术逐渐成为高倍聚光光伏系统(high concentrator photovoltaic, HCPV)的首选热管理方式^[3]。在光伏领域中,微通道热沉拥有较大比表面积的优势,在散热技术中表现出较大的潜力^[4-5]。Radwan等^[6]将微通道热沉集成在聚光光伏(concentrator photovoltaics, CPV)系统中,并使用量纲分析法对比了传统风冷和水冷,结果表明微通道冷却技术具有最强的散热能力,实现了最低的太阳能电池表面温度。但传统的平直微通道热沉表现出压降较大和底面温度均匀性较差的问题^[7]。

为解决上述问题,Harpole等^[8]在1991年提出歧管微通道(manifold microchannel, MMC),大幅缩短液体在微通道内的流程,降低了沿程阻力损失,改善了底面温度均匀性;Kim等^[9]以空气为工质对MMC的流动传热特性进行了实验,结果表明MMC热阻比传统平直微通道热沉低约35%,证实了MMC的优越性;杨凯军等^[10]将多层MMC应用于HCPV系统中,极大提升了散热面积,降低了太阳能电池表面温度,同时由于流道较短、压降较低,因此具有更高的电效率;Radwan等^[11]利用纳米流体增强了MMC的散热能力,与利用水进行

冷却相比,加入4%浓度纳米流体可使电池表面均温最大降幅达 5.8°C ,电效率提升0.52%。因此,为了进一步增强MMC的散热能力,较多学者对微通道和歧管的结构(I形、C形和Z形等)及参数进行了深入研究^[12]。

Z型MMC中流体的流入和流出方向保持一致,各微通道中的流动长度近似相等,这使其具备良好的散热性能^[13]。而锥形歧管的加入能够改善Z型MMC中的流动分布并增强换热^[14]。除此之外,还有其余形状的歧管被深入研究,例如S形^[15]、扇形^[16]和双H形^[17]等,不同形状的歧管对MMC的散热能力均有不同程度的提升。得益于易加工的特性,Z形MMC备受关注。陈超伟等^[18]针对Z形MMC的歧管形状进行了研究,证明水平方向上曲线渐缩的歧管有更好的流动特性;朴晓军等^[19]针对水平方向和竖直方向渐缩歧管进行了研究,结果表明虽然水平方向渐缩歧管在各流量工况下有较为均匀的流动分布,但在受热面温差方面,竖直方向渐缩歧管表现更好,然而入口歧管前端微通道仍存在流量过小的问题,导致受热面入口出形成高温区域。

综上,随着MMC的发展,其在HCPV系统中的散热能力有目共睹,但流量和太阳能电池表面温度不均匀的问题仍然存在。本文通过在Z型MMC的入口歧管侧布置肋阵列,减小各微通道流量差异,相较于未加肋的MMC,加肋后的MMC的底面温差更小,采用数值模拟研究不同倾角的肋对流动和温度分布的影响,以期减小电池表面温差,延长使用寿命。

收稿日期: 2025-02-06

基金项目: 北京市自然科学基金-海淀原始创新联合基金(L212068); 教育部留学回国人员科研启动基金(2012940)

通信作者: 周国兵(1970—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事太阳能热储存与强化传热方面的研究。zhougb@ncepu.edu.cn

1 歧管微通道模型

图1所示为HCPV系统模型。在HCPV系统中,聚光器集中太阳辐射,导致太阳电池表面温度显著上升,严重影响电池电效率。MMC热沉集成在电池表面,冷却剂在MMC中通过对流换热带走热量,实现太阳电池热管理。

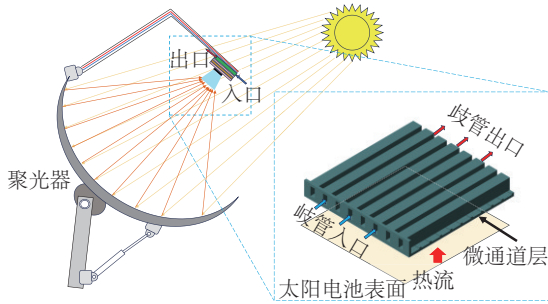


图1 HCPV系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of HCPV system

图2所示为MMC的几何模型。模型下层为50个相互平行且等宽等高的微通道,上层为交错排列的入口歧管和出口歧管,由于流体在 z 方向上均匀分布,因此计算域可取1/2模型进行分析,尺寸为 $5000\text{ }\mu\text{m}\times 550\text{ }\mu\text{m}\times 500\text{ }\mu\text{m}$ ($x\times y\times z$)。为便于分析各微通道中的流量,在入口歧管中,微通道序号沿流动方向从1~50排列。材料的热物性和MMC的主要尺寸如表1和表2所示,其中固体域为硅,流体域为水。

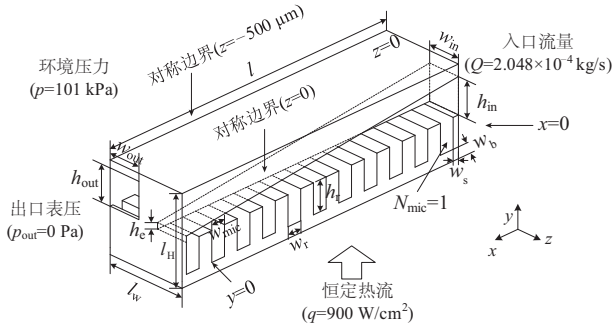


图2 歧管微通道几何模型及边界条件

Fig. 2 MMC geometry and boundary conditions

表1 材料的热物性

Table 1 Physical properties of materials

参数	水	硅
密度/(kg/m^3)	983.2	2300
动力黏度/($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0.001003	
比热容/[$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	4185	700
导热系数/[$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0.651	150

表2 歧管微通道的主要尺寸

Table 2 Dimensions of MMC

参数	尺寸/ μm
入口/出口歧管宽度($w_{\text{in}}/w_{\text{out}}$)	200
歧管入口/出口高度($h_{\text{in}}/h_{\text{out}}$)	250
歧管末端高度 h_e	25
微通道宽度 w_{mic}	50
肋板宽度 w_r	50
肋板高度 h_r	200
基底厚度 w_b	50
入口/出口肋厚度 w_s	25

图3所示为 $z=0$ 处的截面图,仅在入口歧管侧壁增加肋板阵列,出口歧管并无改动,每个肋板截面形状大小一致,尺寸为 $50\text{ }\mu\text{m}\times 10\text{ }\mu\text{m}\times 200\text{ }\mu\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)。由于歧管长度较长,入口歧管中设置6组肋板(图3中仅示例肋板位置,非实际微通道数量和肋板组数量),每组中,肋板的中心位置将所在位置的歧管通流截面面积均分,各组肋板的数量以及肋板中心位置在 x 方向上的位置如表3所示。

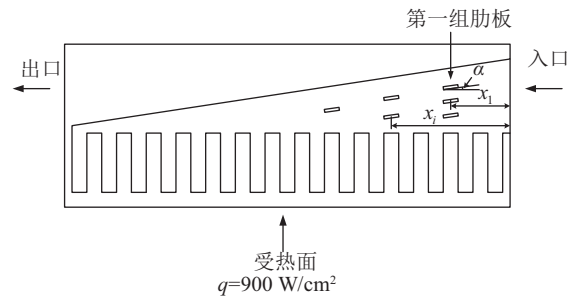


图3 入口歧管中肋板的分布情况($z=0$)

Fig. 3 Distribution of ribs in inlet manifold($z=0$)

表3 肋板的数量和位置

Table 3 Number and position of ribs

第 i 组肋板	肋板数量	$x_i/\mu\text{m}$	肋序号
1	3	500	5
2	3	1000	10
3	2	1500	15
4	2	2000	20
5	1	2500	25
6	1	3000	30

为研究肋板倾角对电池表面温度的影响,本文设计8个工况,其中工况0中歧管无肋板,工况1~7中加入不同倾角的肋板,通过改变肋板倾角来调整其对流体的阻挡效果。同

时,每个工况的肋板中心位置不变。具体尺寸如表 4 所示。

表 4 各工况下的肋板倾角

Table 4 Rib plate inclination angle under various operating conditions

工况	倾角 $\alpha/(\circ)$	工况	倾角 $\alpha/(\circ)$
0		4	17.46
1	0.00	5	23.58
2	5.74	6	30.00
3	11.54	7	45.00

2 数值模型

为简化数学模型,假设:

- 1)单相、稳态、层流且为不可压缩流动;
- 2)流体和固体的物性参数恒定;
- 3)忽略重力和对环境的热耗散;
- 4)固体介质均匀且各向同性。

2.1 控制方程

基于上述假设,质量、动量和能量方程为:

$$\begin{cases} \text{质量方程: } \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \\ \text{动量方程: } (\mathbf{u} \cdot \nabla) \rho_f \mathbf{u} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} \\ \text{流体域能量方程: } \mathbf{u} \cdot \nabla T = \frac{k_f}{\rho_f c_{p,f}} \nabla^2 T \\ \text{固体域能量方程: } k_s \nabla^2 T = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: ρ_f ——流体密度, kg/m^3 ; μ_f ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; k_f ——流体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; $c_{p,f}$ ——流体比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; k_s ——固体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

2.2 边界条件和求解方法

边界条件如图 2 所示,流体入口温度为 298 K,流量为 $1.229 \times 10^{-4} \sim 2.868 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$;聚光比(concentration ratio, CR)为 9000,太阳直射辐照度(direct normal irradiance, DNI)为 1000 W/m^2 ;出口表压为 0 Pa;环境压力为 101 kPa;入口歧管和出口歧管中心面($z=0$ 和 $-500 \mu\text{m}$)均为对称边界条件;除 MMC 底面外,其余外表面均为绝热界面。本文借助 ANSYS Fluent 软件,采用有限体积法开展数值计算,通过 SIMPLE 算法实现压力与速度场的耦合求解,并选用二阶迎风格式对压力、动量及能量控制方程进行离散,其中质量方程收敛残差设置为 10^{-3} ,其余方程收敛残差为 10^{-6} 。

2.3 数据处理

第 i 个微通道相对质量流量 $m_{\text{rel},i}$:

$$m_{\text{rel},i} = \frac{50m_i}{\sum_{i=1}^{50} m_i} \quad (2)$$

$$D_h = \frac{4V}{A_{\text{sur}}} \quad (3)$$

$$D_{h,\text{mic}} = \frac{2w_{\text{mic}}h_r}{w_{\text{mic}} + h_r} \quad (4)$$

$$h = \frac{q_{\text{sur}}}{T_{\text{sur}} - T_{\text{ref}}} \quad (5)$$

$$h_i = \frac{q_{\text{sur},i}}{T_{\text{sur},i} - T_{\text{ref},i}} \quad (6)$$

$$Nu_{\text{gl}} = \frac{hD_h}{k_f} \quad (7)$$

$$Nu_{\text{lo},i} = \frac{h_i D_{h,\text{mic}}}{k_f} \quad (8)$$

式中: D_h ——水力直径, m; V ——MMC 中流体体积, m^3 ; A_{sur} ——固-液交界面的面积, m^2 ; $D_{h,\text{mic}}$ ——微通道的水力直径, m; h ——对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; q_{sur} ——固-液交界面的平均热流密度, W/m^2 ; T_{sur} ——固-液交界面的平均温度, K; T_{ref} ——MMC 中流体的参考温度, K; h_i ——第 i 个微通道的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $q_{\text{sur},i}$ ——第 i 个微通道中的固-液交界面的平均热流密度, W/m^2 ; $T_{\text{sur},i}$ ——固-液交界面的平均温度, K; $T_{\text{ref},i}$ ——流体的参考温度, K; Nu_{gl} ——全局努塞尔数; $Nu_{\text{lo},i}$ ——第 i 个微通道的努塞尔数。

MMC 底部热流密度 q 计算方式为:

$$q = I_{\text{DN}} \cdot \eta_{\text{CR}} \quad (9)$$

式中: I_{DN} ——太阳直射辐照度, W/m^2 ; η_{CR} ——聚光比。

电效率 η 受电池表面均温 T_{ave} 影响较大,相对电效率 η_{rel} 的计算方式为^[11]:

$$\eta_{\text{rel}} = \frac{\eta}{\eta_{\text{ref}}} = 1 - \beta_{\text{th}}(T_{\text{ave}} - T_{\text{ave,ref}}) \quad (10)$$

式中: η_{ref} ——参考电效率; β_{th} ——温度热系数, 0.0045 K^{-1} ; $T_{\text{ave,ref}}$ ——参考电池表面平均温度, K。

综合换热评价指标(performance evaluation criterion, PEC)常被用于综合判断 MMC 的对流换热性能和流动阻力,其定义为:

$$K_{\text{PEC}} = \frac{(N_u/N_{u_0})}{[(\Delta P D_h)/(\Delta P_0 D_{h0})]^{(1/3)}} \quad (11)$$

式中: N_{u_0} ——基础模型的对流换热强度; ΔP_0 ——基础模型的压降, Pa; D_{h0} ——基础模型的水力直径, m。

2.4 网格独立性和模型验证

利用多面体网格对模型进行划分,并对入口和出口、微通道表面和肋板表面进行网格加密处理。为了排除网格数量对计算结果的影响,选取工况 0 进行验证,获得 5 套不同数量的网格,分别为 59.9 万、103.6 万、230.9 万、425.7 万、666.8 万。表 5 为在 $Q=2.048 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 、CR 为 9000 和 DNI 为 1000 W/m^2 条件下,不同网格数量下的压降(ΔP)、电池表面最高温度(T_{max})和第 50 个微通道中的平均流速(u_{50})及相对误差($(a_2 - a_1)/a_1$)。可以看出,当网格数量大于 230.9 万时,三

者的变化较小,其中流速的相对误差最大,仅为 0.24%,为了平衡计算精度和计算资源,本文选取 230.9 万进行数值模拟。本文参考朴晓军等^[19]的模型计算结果(工况 0),并选择 MMC 的压降进行验证,结果如表 6 所示。可以看出,在各流量工况下压降的相对误差较小,最大为 5.187%,证实了模型计算的准确性。

表 5 网格无关性检验

Table 5 Grid independence verification

网格数量/万	$\Delta P/\text{kPa}$	T_{max}/K	$u_{50}/(\text{m/s})$
59.9	48.21	375.6	1.55
103.6	48.28(0.15)	376.2(0.16)	1.65(6.29)
230.9	48.25(-0.06)	376.8(0.15)	1.66(0.95)
425.7	48.33(0.17)	376.9(0.02)	1.67(0.24)
666.8	48.27(0.12)	376.9(0.01)	1.67(0.11)

注:括号中的数值为各量对应的误差,%。

表 6 模型验证

Table 6 Model validation

入口流量 $Q/$ (10^{-4} kg/s)	$\Delta P/\text{kPa}$		误差/%
	文献[19]	本文	
0.819	10.353	10.844	4.747
1.229	19.597	20.589	5.062
1.639	31.429	33.059	5.187
2.048	48.622	48.245	-0.775
2.458	63.042	66.083	4.824
2.868	82.454	86.562	4.982
3.277	104.454	109.645	4.970

3 结果与分析

3.1 流动特性

在 HCPV 系统中,MMC 热沉中的压降越大泵送功率越高。图 4 为各工况下 MMC 的压降情况。由图 4 可知,各工况下的压降均随流量的增大而增大。相较于工况 0,工况 1~7 由于肋板的存在,在不同流量下的压降均有不同程度的增加,且随倾角的增大而增大,其中工况 7($\alpha=45^\circ$)压降最高,在各流量下,压降增幅最高可达 110.17%。图 5 为入口流量为 $2.048 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 时,工况 0、1、3 和 5 中微通道的相对质量流量分布。在工况 0 中,随着微通道序号的增加流量增大。在入口歧管末端,由于末端壁面的阻挡,导致末端微通道的相对质量流量为 3.84。以工况 1、3 和 5 为例,由于肋板对流体的阻挡,促使流体在肋板前动压转化为静压,因此在每一组肋板的前一个微通道($N_{\text{mic}}=5、10、15、20、25$)中,流量均达到一个小高峰,且肋板倾角越大,阻挡效果越强。沿流动方

向,由于入口歧管顶端壁面的挤压,流速逐渐增大,肋板对流体的阻挡效果同步增强,因此末端微通道的流量有所降低。

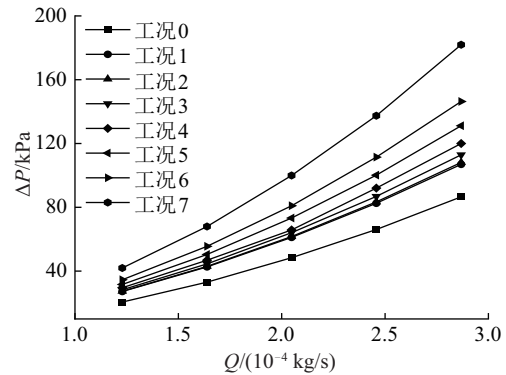


图 4 带有肋板的 MMC 压降

Fig. 4 Pressure drop of MMCs with ribs

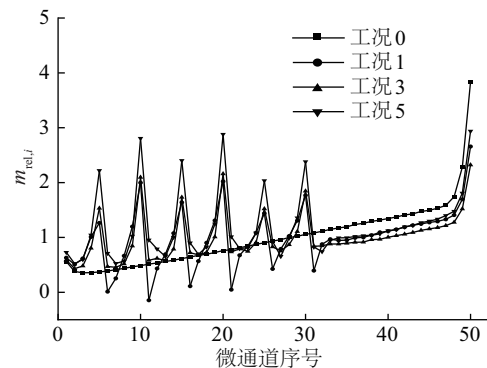
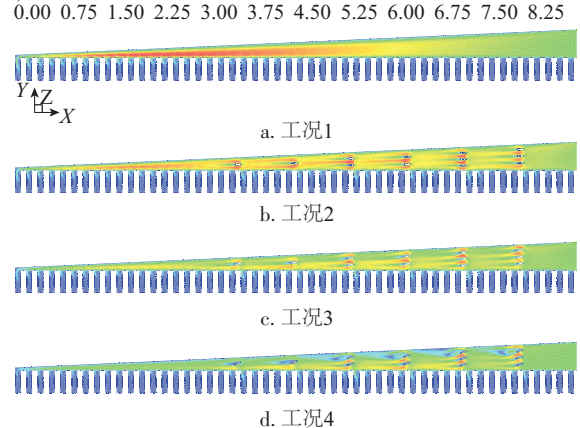


图 5 带有肋板的 MMC 中的流量分布

Fig. 5 Flow distribution of MMCs with ribs

图 6 为入口歧管截面($z=0$)流体速度分布图。在倾角为 0° 时,当流体流经肋板时,通流面积的减小导致流速增加,当流出肋板区域时,水平方向速度较大,竖直方向的速度较小,因此肋板之后的微通道流量较小。当倾角大于 0° 时,此时肋板对流体的阻挡效果更强,但由于倾角的存在,流体在流出速度/(m/s)

图 6 部分工况的入口歧管截面($z=0$)速度分布Fig. 6 Velocity distribution of inlet manifold at $z=0$ in several conditions

肋板时有较大的竖直方向分速度,缓解了肋板后微通道流量过小的问题。当倾角较大时,最上方的肋板与歧管顶端壁面之间通流面积沿流向逐渐增大,在此处形成了低流速区,促进了肋板后端微通道流量的增加。

3.2 温度分布

图 7 为工况 0、1、3 和 5 的电池表面温度分布情况。在工况 0 中,由于前端微通道流量较少,电池表面高温区域分布在靠近入口处;而末端微通道的流量偏大,所以靠近出口处的温度较低。在带有肋板的 MMC 中,工况 3($\alpha=11.54^\circ$)的电池表面上的等温线较为平缓。相较于工况 0,倾角为 11.54° 的肋板既增加了前端微通道流量,也防止肋板后的微通道出现流量过低的问题。在工况 1 中,部分肋板后的微通道会出现回流现象,导致电池表面对应位置处温度梯度较大。而在工况 3 中,此时肋板对流体有阻挡效果,增加了肋板后微通道的流量,降低了电池表面对应位置处的温度。在工况 5,此时过多的流体进入前端微通道中,末端微通道中的流量较小并流体温度较高,导致此处的换热温差较小,因此电池表面上靠近出口处的温度较高,导致温差增大。

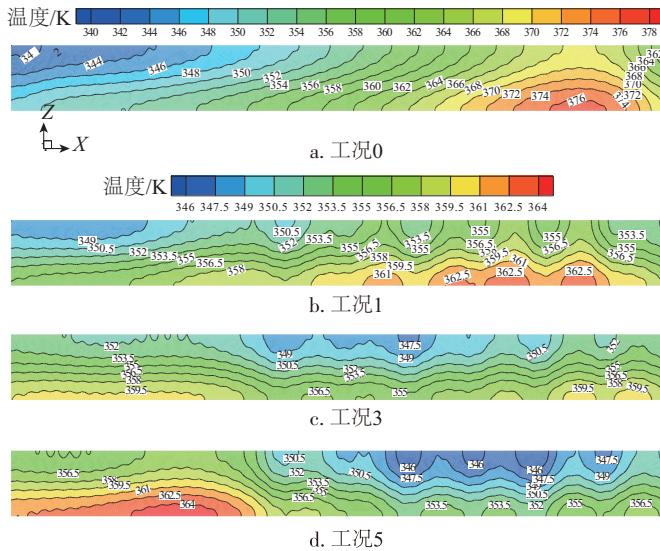


图 7 部分工况下的电池表面温度分布($u=4.167$ m/s)

Fig. 7 Temperature distribution of solar cell surface in several conditions($u=4.167$ m/s)

过大的电池表面温差(表面最高温与最低温之差)将引起电池表面热应力增大,存在安全隐患,缩短太阳能电池的使用寿命。图 8 为各工况下的电池表面温差随质量流量的变化。在工况 0 无肋板中,随着流量的增加,电池表面温差从 44.79 K 降至 31.82 K。在工况 1($\alpha=0^\circ$)中,电池表面温差随流量的增加而增加,这是由于流体流经肋板区域时速度增大静压减小,导致肋后微通道中的流量降低,因此电池表面对应位置处出现高温区域,且温差将随流量的增加而增大。当倾角为 5.74° 时,此时肋板不仅增加了前端微通道的流量,也

能缓解肋板后的微通道流量过小的问题,同时降低末端微通道入口处的流速,增大电池表面靠近出口处的温度,从而降低温差,但在大流量工况下,温差有些许增加的趋势。相较于工况 0,工况 3($\alpha=11.54^\circ$)的电池表面温差大幅降低,且随流量的增加温差减小,在各流量下电池表面温差降幅为 39.64%~61.86%。相较于工况 3($\alpha=11.54^\circ$),工况 4($\alpha=17.46^\circ$)的电池表面温差仍随流量的增大而减小,但降幅小于工况 3($\alpha=11.54^\circ$),该现象随着倾角的增大越发明显。当倾角为 30° 时,在低流量(1.229×10^{-4} kg/s)下,与工况 0 相比,电池表面温差的降幅仅有 1.5%,但随着入口流量的增大,温差的降幅逐渐增大。在工况 7($\alpha=45^\circ$)中各流量下电池表面温差的波动范围最大(30.56~64.13 K),在低流量(1.229×10^{-4} kg/s)工况下远高于工况 0 的温差(44.79 K)。

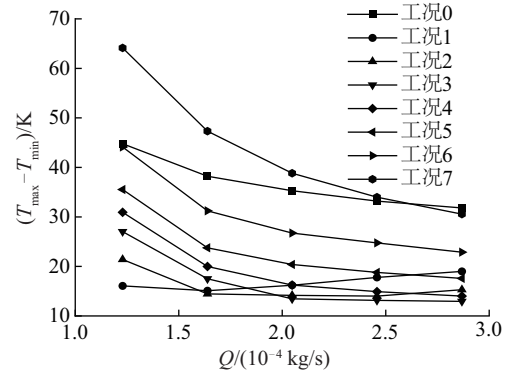


图 8 各工况下的电池表面温差

Fig. 8 Solar cell surface temperature difference under various operating conditions

图 9 所示为各工况下的电池表面均温(T_{ave})。在各流量下,工况 3 的表面均温最低,平均为 356.42 K,相较于基础模型,电池表面均温平均降低了 4.05 K,相对电效率为 101.8%。结合图 4 和图 8,随着肋板倾角的增大泵送功率增大,而电池表面均温和温差先减小后增大,在 $\alpha=11.54^\circ$ 时表面均温达到最低,电效率将增大且电池运行更安全稳定,使用寿命更长。泵送功耗、太阳电池表面均温和温差均影响电效率,因此需对 MMC 热沉的综合性能进行判断。

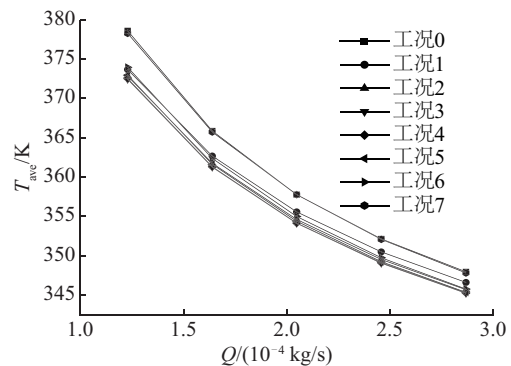


图 9 各工况下的电池表面均温

Fig. 9 Solar cell surface average temperature under various operating conditions

3.3 换热特性

图 10 为各工况的对流换热强度和以工况 0 为基础模型的 PEC。其中, PEC 用于衡量 MMC 流动阻力与散热能力之间的关系, PEC 越大表明在给定泵送功率下具有更强的散热能力, 能够进一步降低太阳电池的表面温度, 增大电效率。在工况 1~7 中, 换热强度均有所增加, 其中以工况 1 ($\alpha=0^\circ$) 增幅最小, 在各流量下仅为 7.59%~17.41%, 而工况 6 ($\alpha=30^\circ$) 增幅最大, 为 18.46%~27.16%, 但在工况 3 ($\alpha=11.46^\circ$) 中, 各流量下的 Nu_{gl} 也有 15.36%~25.16% 的提升。入口歧管中肋板的存在增强了散热能力, 但同时也增大了压降。随着倾角的增大, PEC 先增加后减小, 且随流量的增加减幅也有所变化, 其中以工况 3 ($\alpha=11.46^\circ$) 的 PEC 表现最佳, 在各流量下 PEC 范围为 1.06~1.13。

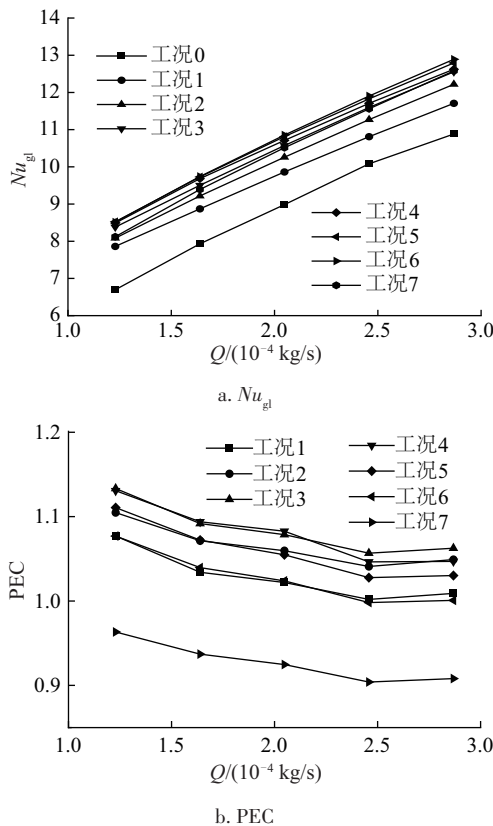


图 10 各工况下的 Nu_{gl} 及 PEC
Fig. 10 Nu_{gl} and PEC of each condition

图 11 为工况 3 和工况 0 中各微通道的换热情况。结合图 5 和图 10a 可看出, 由于肋板对流体的阻挡, 肋板前的微通道流量逐渐提高, 肋板前的微通道换热逐渐增强, 但肋板后的微通道流量骤降, 换热强度也相应降低。相较于工况 0, 末端微通道的流量降低, 换热强度也相应降低, 各微通道中的对流换热强度差异更小, 减小了电池表面的温度分布不均匀性。

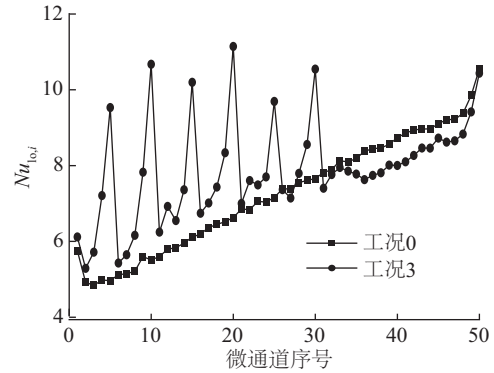


图 11 各微通道中的换热强度
Fig. 11 Convective heat transfer intensity in microchannels

4 结论与展望

本文设计了一种用于太阳电池冷却的带有肋阵列的 MMC 热沉, 研究了肋板倾角对 MMC 的流动传热和太阳电池表面温度分布的影响, 得到如下主要结论:

1) 入口流量为 $(1.229 \sim 2.868) \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ 时, 入口歧管中的肋板能增强 MMC 的散热能力, 倾角越大散热能力越强。但随着倾角的增大, 增强效果逐渐减弱。

2) 歧管中肋板的存在可改善电池表面温度分布。相较于未加肋的 MMC, 当肋板倾角为 11.54° 时, 电池表面温差大幅降低, 在不同质量流量下, 温差的降幅为 39.64%~61.86%, PEC 为 1.06~1.13, 电池表面均温平均下降 4.05 K, 电池的相对电效率为 101.8%。

3) 当倾角过小时, 电池表面高温区域分布在入口处; 当倾角过大时, 电池表面高低温区域位置将互换, 此时高温区域分布在靠近出口处。两者都将导致电池表面均温和温差增大, 缩短电池使用寿命。

通过目前的研究可知, 当肋倾角为 11.54° 时, 电池表面的部分区域温度梯度仍较大。然而在本研究中, 未考虑肋的排列、形状等参数对电池表面温差的影响, 在后续研究中可对比进行进一步研究。

[参考文献]

- [1] GHADIKOLAEI S S. Solar photovoltaic cells performance improvement by cooling technology: an overall review [J]. International journal of hydrogen energy, 2021, 46(18): 10939-10972.
 - [2] 常泽辉, 李欣亮, 郭梓珩, 等. 复合抛物面聚光式太阳能光热光电供能器性能研究 [J]. 太阳能学报, 2024, 45(12): 173-181.
- CHANG Z H, LI X L, GUO Z H, et al. Study on performance of compound parabolic concentrating solar photothermal-photo electricity energy supplier device [J]. Acta energiae solaris sinica, 2024, 45(12): 173-181.

- [3] ABDALLAH Y M, ESSAM M, HESHAM I, et al. Impact of microchannel heat sink configuration on the performance of high concentrator photovoltaic solar module[J]. *Energy reports*, 2020, 6: 260-265.
- [4] 刘赞, 张传智, 董月. 基于场协同原理的微通道熔盐换热器传热强化[J]. *太阳能学报*, 2023, 44(3): 509-515.
LIU Y, ZHANG C Z, DONG Y. Heat transfer enhancement of microchannel molten salt heat exchanger based on field synergy principle[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2023, 44(3): 509-515.
- [5] 孔祥强, 马廷东, 马善乐, 等. 直膨式太阳能热泵微通道集热/蒸发器制冷剂分布特性[J]. *太阳能学报*, 2022, 43(8): 236-244.
KONG X Q, MA T D, MA S L, et al. Distribution characteristics of refrigerant in microchannel collector/evaporator of direct-expansion solar-assisted heat pump[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2022, 43(8): 236-244.
- [6] RADWAN A, OOKAWARA S, AHMED M. Analysis and simulation of concentrating photovoltaic systems with a microchannel heat sink[J]. *Solar energy*, 2016, 136: 35-48.
- [7] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE electron device letters*, 1981, 2(5): 126-129.
- [8] HARPOLE G M, ENINGER J E. Micro-channel heat exchanger optimization [C]//1991 Proceedings, Seventh IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. Phoenix, AZ, USA, 2002: 59-63.
- [9] KIM Y H, CHUN W C, KIM J T, et al. Forced air cooling by using manifold microchannel heat sinks[J]. *KSME international journal*, 1998, 12(4): 709-718.
- [10] YANG K J, ZUO C C. A novel multi-layer manifold microchannel cooling system for concentrating photovoltaic cells[J]. *Energy conversion and management*, 2015, 89: 214-221.
- [11] RADWAN A, AHMED M. Thermal management of concentrator photovoltaic systems using microchannel heat sink with nanofluids[J]. *Solar energy*, 2018, 171: 229-246.
- [12] SHANMUGAM M, MAGANTI S L. Multi-objective optimization of parallel microchannel heat sink with inlet/outlet U, I, Z type manifold configuration by RSM and NSGA-II[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2023, 201: 123641.
- [13] YANG S D, LI J Y, CAO B Q, et al. Investigation of Z-type manifold microchannel cooling for ultra-high heat flux dissipation in power electronic devices[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2024, 218: 124792.
- [14] TANG W, SUN L C, LIU H T, et al. Improvement of flow distribution and heat transfer performance of a self-similarity heat sink with a modification to its structure[J]. *Applied thermal engineering*, 2017, 121: 163-171.
- [15] ZHANG Y, CHEN X Y, MIAO L, et al. Experimental and numerical investigation of thermal performance of S-shaped manifold microchannel heat sinks[J]. *International communications in heat and mass transfer*, 2024, 157: 107737.
- [16] XIN Z C, TANG W Y, WU Z, et al. Numerical study on a new manifold ring-shaped microchannel structure for circular heat source with excellent temperature uniformity[J]. *International journal of thermal sciences*, 2024, 204: 109225.
- [17] YANG Y C, DU J Y, LI M T, et al. Embedded microfluidic cooling with compact double H type manifold microchannels for large-area high-power chips[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 2022, 197: 123340.
- [18] CHEN C W, WANG X Y, YUAN B Q, et al. Investigation of flow and heat transfer performance of the manifold microchannel with different manifold arrangements[J]. *Case studies in thermal engineering*, 2022, 34: 102073.
- [19] PU X J, ZHAO Z C, SUN M K, et al. Numerical study on temperature distribution uniformity and cooling performance of manifold microchannel heat sink[J]. *Applied thermal engineering*, 2024, 237: 121779.

NUMERICAL SIMULATION OF MANIFOLD MICROCHANNEL HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF SOLAR CELLS BASED ON ARRAY DIAGONAL RIBS

Zhou Jiaxin, Zhou Guobing

(School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: To address the issue of reduced electrical efficiency caused by uneven surface temperatures of solar cells in high concentration photovoltaic (HCPV) systems, a manifold microchannel heat sink with an array of inclined ribs is proposed to reduce the temperature difference on the surface of the solar cells. Computational fluid dynamics (CFD) is used to simulate and analyze the impact of different rib inclination angles on the heat dissipation performance of the manifold microchannel. The results show that compared with the structure without ribs, the temperature difference on the battery surface is significantly reduced when the inclination angle of the ribs in the inlet manifold is 11.54° . The maximum reduction rate is 61.86% under various flow rates. Under high flow conditions, the maximum temperature on the battery surface is reduced by 11.90 K, and the PEC range under various flow rates is 1.06 to 1.13.

Keywords: solar concentrator; solar cells; microchannels; forced convection; rib array; temperature difference