

文章编号:0253-4339(2026)03-0107-11
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250118002

主动回热式电卡制冷器件变结构性能研究

储召平¹ 韩华¹ 谷波² 邹永晴¹ 陈浩¹

(1 上海理工大学大学能源与动力工程学院 上海 200093; 2 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240)

摘要 优化回热器几何形状以提高主动回热式电卡制冷(AER)器件的性能受到人们广泛关注,本文将波纹及渐缩结构用于平行板,对比分析了电场参数对器件性能的影响。结果表明:渐缩结构较其他结构可以更好地平衡流动阻力与传热效率,在相同工况下表现出最佳制冷性能,波纹AER次之。器件循环周期过短或过长,均导致制冷性能不佳,传热量达到最大可能传热量的63%~66%时切换电场是较佳的选择;同一循环周期下,器件均存在最佳极化时长(0.2 s),此时平行板、波纹及渐缩AER制冷量分别为4.16、4.35、4.71 W, COP分别为1.76、2.04、3.17。随场强增加,器件制冷量均呈指数型增大,场强越大,渐缩AER制冷量提升越大,场强由50 MV/m增至225 MV/m时,渐缩AER制冷量由0.68 W增至10.06 W,提升约13.79倍。

关键词 结构优化;主动回热式电卡制冷;强化传热;渐缩结构;波纹结构

中图分类号: TB61⁺1; TK124; TB657.5

文献标识码: A

Research on Variable Structure Performance of Active Electrocaloric Refrigeration Devices

Chu Zhaoping¹ Han Hua¹ Gu bo² Zou Yongqing¹ Chen Hao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract The optimization of regenerator geometries to enhance the performance of active electrocaloric regenerators (AERs) has attracted significant attention. In this study, corrugated and tapered structures were applied to a parallel-plate AER, and the effects of electrical field parameters on device performance were compared. The results indicated that the tapered structure better balanced the flow resistance and heat transfer efficiency, thus achieving the best refrigeration performance under the same operating conditions, followed by the corrugated AER structure. Short or long device cycle periods resulted in poor refrigeration performance. The electrical field should be switched when the transferred heat reaches 63%~66% of its maximum value. For the same cycle period, each device exhibited an optimal polarization duration (0.2 s), during which the refrigeration capacities of the parallel-plate, corrugated, and tapered AERs were 4.16 W, 4.35 W, and 4.71 W, respectively, with corresponding coefficients of performance of 1.76, 2.04, and 3.17. As the electrical field intensity increases, the refrigeration capacity of the device increases exponentially. The greater the field intensity, the greater the improvement in the refrigeration capacity of the gradually shrinking AER. When the field intensity increased from 50 MV/m to 225 MV/m, the refrigeration capacity of the tapered AER increased from 0.68 W to 10.06 W, an improvement of approximately 13.79 times.

Keywords structural optimization; active electrocaloric regenerator; enhanced heat transfer; tapered structure; corrugated structure

目前的制冷技术大多基于气体制冷剂的蒸气压缩技术^[1],但表现出相当低的焓效率,特别是对于轻质和紧凑的设备。其中,热电制冷^[2]、压卡制冷^[3]、弹卡制冷^[4]、磁卡制冷^[5]和电卡制冷^[6]备受瞩目,与传统的蒸气压缩制冷技术相比,电卡(electrocaloric, EC)制冷在环境关注和制冷效率方面优势显著。目前电卡制冷原型器件的研究大多采用回热式结构或串联式结构将电卡材料所得的小制冷量累积放大,从而得到理想的冷热端温差以达到制冷效果^[7]。大多数

电卡制冷设备都遵循相同的回热原理,分为基于流体或固体,取决于收集EC材料产生热量的物质^[8]。在基于流体换热的电卡制冷设备中,主动回热式电卡制冷器件(active electrocaloric regenerator, AER)是一类由电卡材料制成的多孔结构,多孔结构允许传热流体流动,同时与固体传热。流体与固体间的对流传热优于固体间直接的热传导,更有潜力成为制造较大功率电卡制冷装置的方案^[9]。

2019年, U. Plaznik 等^[10]提出了一种基于块状陶

瓷材料的AER冷却装置,结果显示新装置的最大制冷功率为16 W/kg,温度跨度为3.1 K。2021年,Li Qiang等^[11]提出了工作体在垂直于流体流动方向的平面上旋转的EC制冷装置,采用去离子水作为传热介质时,该系统在10 K温度范围内可以实现9.89 W/cm³的制冷功率密度和10.48的COP(性能系数,coefficient of performance)。2023年,Song Panpan等^[12]模拟研究了以镓基金属为传热介质的层叠式流体平移式器件。结果表明,在7 K温跨下,可获得8.13的COP和746.1 W/dm³的制热功率密度;而再增加一层EC材料,制热功率密度提升28.5%,COP提升25.5%。上述研究奠定了流体平移式AER器件的基础,使得研究AER装置的性能成为可能。

2020年,Zhang Xilong等^[13]的研究结果表明,发散型结构降低了流速,削弱了管道内的对流传热强度,但改善了下游传热面积,降低了压降损失,从而促进了整体传热性能的提高。此外,抛物线流道中的温差分布最均匀,这是改善和加强传热性能的重要因素。2022年,Lin Y. C.等^[14]的研究结果表明发散管引起的总压降更小,压力波动更小,收敛管具有提高传热性能、减小总压降和减小压力波动的特点。

2022年,M. I. I. Rabby等^[15]研究了基于混合纳米流体的波纹管中的传热,结果表明,波纹管与直管相比显著增强了传热。基于上述回顾,得出结论,优化回热器几何形状和相关操作参数是获取所需冷却性能的有效方法之一。

因此,本文创新性地将波纹及渐缩结构用于平行板AER,采用流固比表征AER几何特征,基于相同流固比对比分析了不同结构AER的制冷性能及传热性能,并对比不同的电场参数(循环周期、极化时长、电场强度)对3种结构器件性能的影响。

1 AER模型建立

1.1 4层AER几何模型

本文分别设计了4层(电卡材料层数)平行板、波纹及渐缩AER模型,如图1所示,黄色代表EC材料,蓝色为流道,在EC材料与流体中间位置、冷端与热端附近分别设置了测温点,记为 $T_{m(EC)}$ 、 $T_{m(f)}$ 、 $T_{e(f)}$ 、 $T_{h(f)}$ 。在后续研究绘图中,分别采用红色、灰色及蓝绿色代表平行板AER、波纹AER及渐缩AER。器件厚度为4.9 mm,流固比 κ (AER中流体体积与EC材料体积的比值)均为0.225。

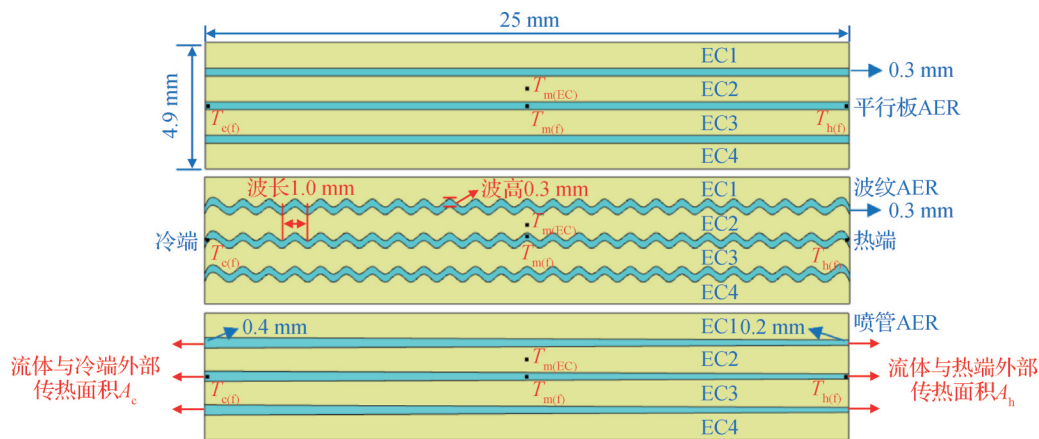


图1 4层AER模型

Fig.1 Four-layer AER model

1.2 电卡材料和工作流体

本文采用P(VDF-TrFE-CFE)摩尔配比为59.2%/33.6%/7.2%的PVDF作为EC材料,并制成层状薄板,相互堆叠形成EC模块。其击穿电场在300 MV/m附近,居里温宽在室温附近(270~320 K)^[16],具有实际应用价值。除电场强度影响的讨论外,最大设定电场强度为150 MV/m,以避免EC材料击穿的可能性。

纳米流体作为传热工质受到广泛关注,有实验表明,纳米流体管内流动换热与雷诺数、颗粒大小和

形状以及颗粒体积分数有关,且纳米颗粒不会造成额外的压降^[17-19]。与纯流体相比,基液中纳米粒子的存在有助于更好地混合流动和更高的导热性^[20]。本文采用体积分数为4% (Al₂O₃) 的纳米流体,材料与流体物性如表1所示。

1.3 物理模型

1.3.1 控制方程及边界条件

流体流动过程分别由连续性方程(式(1))、Navier-Stokes方程(式(2))、流体能量方程(式(3))和固体能量方程(式(4))描述,内热源 $\dot{Q}$ 取决于电场的

表 1 PVDF 三元聚合物与 Al_2O_3 纳米流体物性
Tab.1 Properties of ternary polymer PVDF and Al_2O_3 nanofluid

材料	比热容/ [J/(kg·K)]	导热系数/ [W/(m·K)]	密度/ (kg/m ³)	动力黏度/ [kg/(m·s)]
PVDF	1 500	0.200	1 800	
纳米流体(Al_2O_3)	4 052	0.719	1 086	0.000 657

施加和去除,如式(6)所示。

连续性方程:

$$\frac{\partial u}{\partial v} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

N-S 方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中: ρ_f 为流体密度,kg/m³; u 、 v 为流体速度,m/s; μ 为流体动力黏度,kg/(m·s); p 为压力,Pa。

流体能量方程:

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{\lambda_f}{\rho_f c_f} \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

式中: T_f 为流体温度,K; c_f 为流体比热容,J/(kg·K); λ_f 为流体导热系数,W/(m·K)。

固体能量方程:

$$\rho_{EC} c_{EC} \frac{\partial T_{EC}}{\partial t} = \lambda_{EC} \left(\frac{\partial^2 T_{EC}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{EC}}{\partial y^2} \right) + Q \quad (4)$$

式中: ρ_{EC} 为电卡材料密度,kg/m³; c_{EC} 为电卡材料比热容,J/(kg·K); T_{EC} 为电卡材料温度,K; λ_{EC} 为电卡材料导热系数,W/(m·K); Q 为内热源,W。由于固体与流体界面处热流密度相等,通过流固共轭传热使式(3)和式(4)耦合:

$$-\lambda_f \nabla T_f|_{sf} = -\lambda_s \nabla T_s|_{sf} \quad (5)$$

电卡材料的电卡效应(electrocaloric effect, ECE)等效为内热源:

$$Q = \rho_{EC} T_{EC} \left(\frac{\partial S}{\partial E} \right)_T \frac{\partial E}{\partial t} \quad (6)$$

式中: E 为施加在电卡材料上的场强,MV/m; S 为电卡材料的熵,J/(kg·K)。对于 P(VDF-TrFE-CFE) 三元共聚物,熵变化与电场的关系如下:

$$S = C_1 E^2 + C_2 E \quad (7)$$

其中, C_1 、 C_2 由实验获得, $C_1 = -2.71 \times 10^{-15} \text{ J} \cdot \text{m}^2 / (\text{kg} \cdot \text{K} \cdot \text{V}^2)$, $C_2 = -6.85 \times 10^{-15} \text{ J} \cdot \text{m} / (\text{kg} \cdot \text{K} \cdot \text{V})$ [16]。

模拟假设如下:1)在工作温度范围内,EC材料和流体的物理性质是恒定的;2)流体与EC材料的接触

面无热阻;3)经计算,3种结构雷诺数均约为15,因此流体域为层流;4)流体流动是平衡且不可压缩的;5)施加、去除电场的过程是绝热的;6)流体与固体之间的接触界面采用无滑移边界条件;7)冷热端设置对流热通量边界,模拟外部理想换热器。

1.3.2 场强及场流变化

一个周期内电场及速度曲线变化如图2所示。

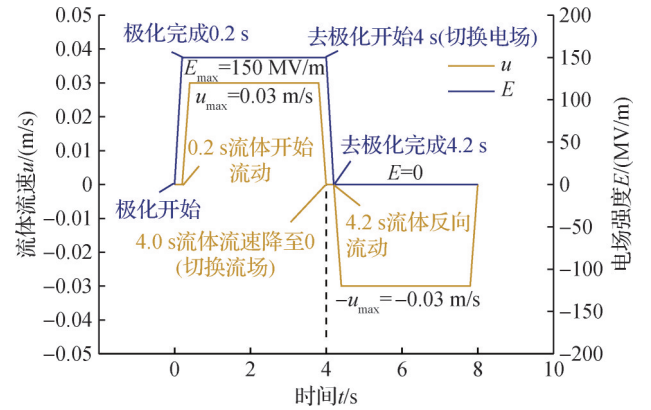


图 2 电场及速度曲线

Fig.2 Electric field and velocity curve

周期为8s,极化过程(0~0.2s)施加的电场强度持续增大至 $E_{\max} = 150 \text{ MV/m}$ 并保持到4s;4s时电场强度开始减弱,去极化开始,去极化过程(4~4.2s)场强持续减小至0,4.2s去极化完成,去极化开始时即电场切换时间。

极化过程中(0~0.2s)流体不流动(流速为0),循环前半段(0.2~4s),流体从左侧向右侧流动;去极化过程中(4~4.2s)流速亦为0,循环后半段(4.2~8s),流体从右侧向左侧流动,流体流速最大值为 $u_{\max} = 0.03 \text{ m/s}$ 。综上,流场变化滞后于电场变化,存在0.2s的相位差。在后续所有的循环周期研究中,切换时间均指电场切换时间。

2 模型验证及评价指标

2.1 无关性验证

采用非结构化网格中的三角形网格对3种结构进行网格划分,如图3所示。网格独立性和时间步长独立性检验时,均选取测温点 $T_{m(EC)}$ 在1.5、3.0、4.5、6.0s这4个时刻的温度变化作为研究对象,网格独立性验证时的时间步长均设为0.001s。3种结构不同时刻材料温度随网格数及时间步长的变化情况如图4(a)~(f)所示。由图4(a)~(c)中 $t = 6.0 \text{ s}$ 的曲线可知,平行板及波纹结构分别在网格数超44 430及44 485之后,材料温度基本不变。渐缩结构的材料温度基本不随网格数目的增加而变化,温度变化趋势基本吻合。

考虑要对3个模型进行对比,网格数的选择也尽量保持一致,因此最终分别采用44 430、44 485、44 222的网格数作为后续仿真计算的网格数目。

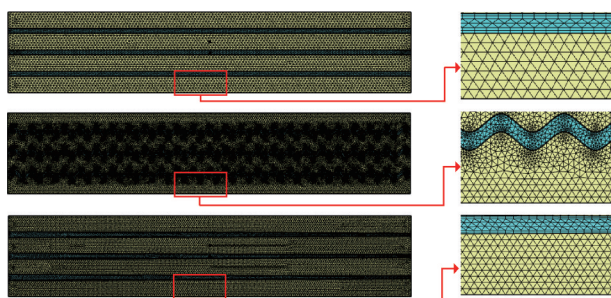


图3 网格划分及细节

Fig.3 Mesh division and details

在上述选定网格数量下,按时间步长0.125、0.025、0.005、0.001、0.000 2 s对选定的网格模型分别进行时间步长独立性验证。如图4(d)~(f)所示,当时间步长减小至0.025 s之后,3种结构的材料温度基本不变,因此网格独立性验证中设定的初始步长0.001 s满足独立性要求。

2.2 模型有效性验证

在文献[16]的相同工作条件下,将本文所研究模型中热源项(即P(VDF-TrFE-CFE)的电卡效应模型)的模拟结果与文献的实验结果进行验证,结果如图5所示。由图5(a)可知,在工作温度为303.15 K条

件下,数值模拟获得的电卡效应绝热温变和实验结果基本吻合,由此可验证所研究电卡效应模型在模拟中的合理性和准确性。采用本文模型有限元模拟方法模拟了器件冷热端最大温跨随电场强度变化,与文献[21]中实验结果进行对比。模拟与实验的最大冷热端温跨结果对比如图5(b)所示。当电场强度达到12 V/ μm 时,相对误差稳定在4%~5%,与实验值的差异较小,总体平均误差为7.00%。实验条件的不确定性导致数值和实验数据之间的偏差,但数值和实验曲线有较为接近的变化趋势,由此表明本研究采用的有限元模拟方法具有相对准确性与可靠性。

2.3 AER器件性能评价指标

采用制冷系数(COP)与制冷量(Q_c)对器件的制冷性能进行评价。假设传热过程中不存在热泄漏。其中,AER的制冷量定义为:

$$Q_c = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} h_o A_c [T_c - T_{cf(t)}] dt \quad (8)$$

向热端外部环境释放的热量定义为:

$$Q_h = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} h_o A_h [T_{hf(t)} - T_h] dt \quad (9)$$

式中: τ 为循环周期,s; h_o 为冷端及热端与外部环境间的对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,冷、热端均设置为外部恒温的对流热通量边界条件,传热系数采用 $10^6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [22],模拟理想换热器; A_c 与 A_h 分别为流体与冷端外部环境、热端外部环境的传热面积, m^2 ;

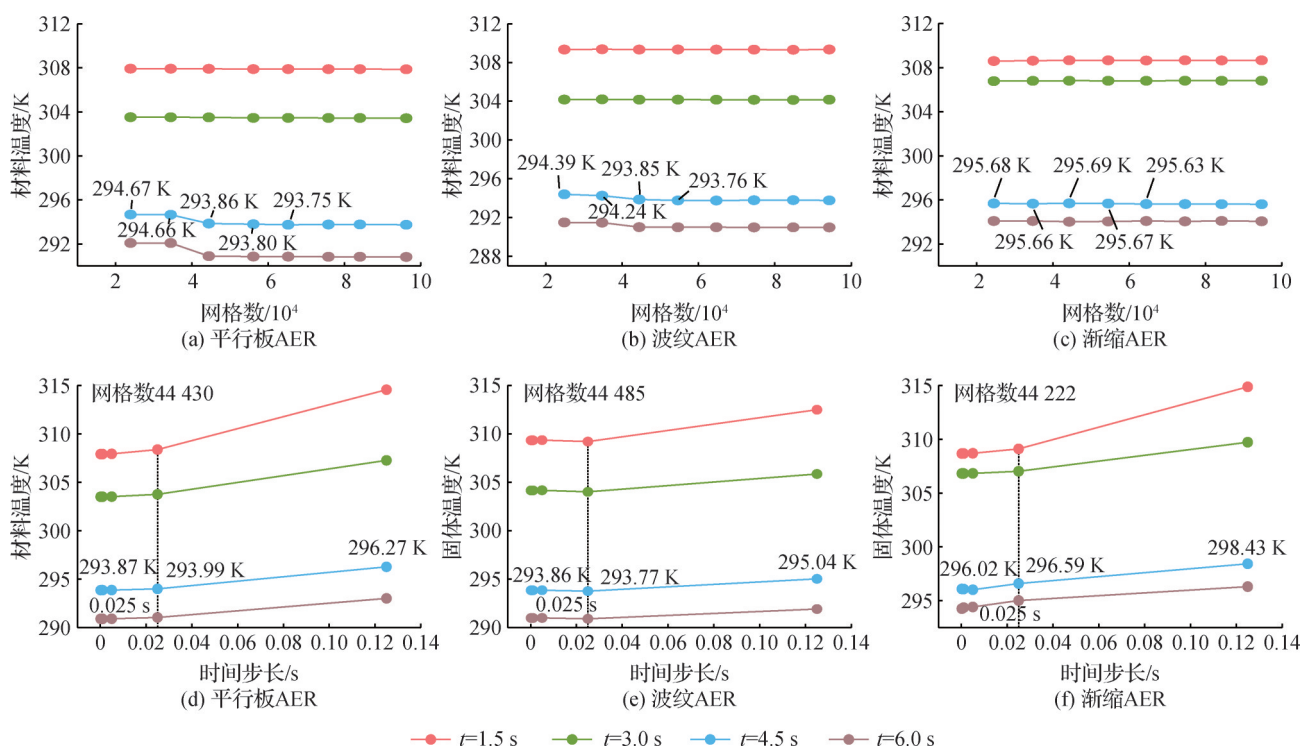


图4 AER不同时刻材料温度随网格数及时间步长变化

Fig.4 Variation of material temperature with grid number and time step at different moments for AER

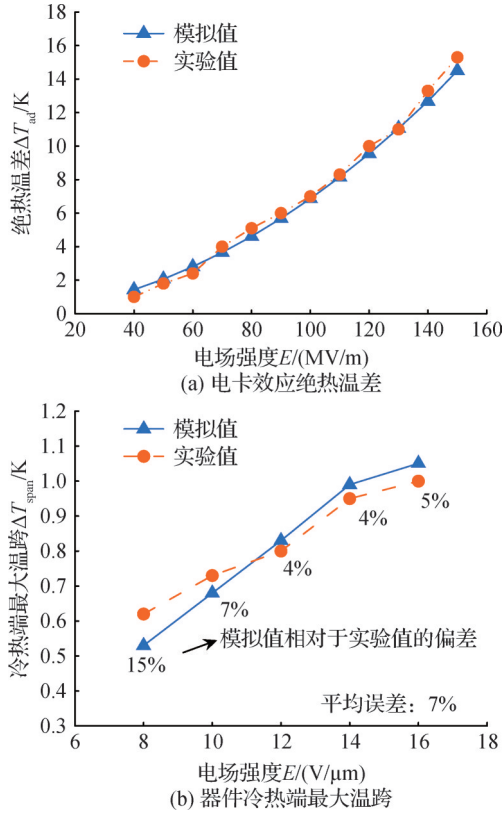


图 5 绝热温差及冷热端最大温跨模拟结果与实验结果对比
Fig.5 Comparison of adiabatic temperature difference and maximum temperature span between hot and cold ends: simulation results vs experimental results

T_c 、 T_h 分别为冷热端环境温度,均为 298.15 K;
 $T_{cf(t)}$ 、 $T_{hf(t)}$ 分别为循环过程中冷热端附近流体温度,K。
本文将 $T_c - T_{cf(t)}$ 及 $T_{hf(t)} - T_h$ 分别定义为循环过程中流体
流过 AER 时的冷端传热温差和热端传热温差。制冷
系数可定义为:

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} \quad (10)$$

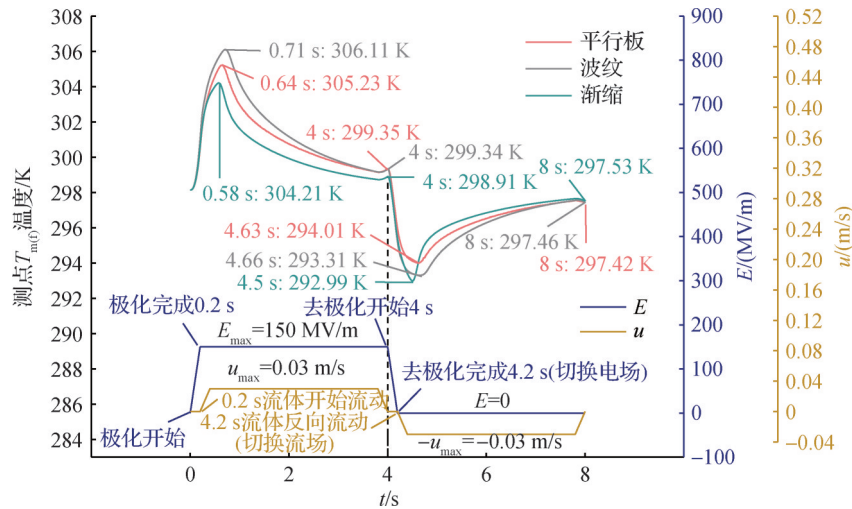


图 6 单个周期内测点 $T_{m(t)}$ 温度随时间变化

Fig.6 Temperature variation of measurement point with time within a single cycle

3 分析与讨论

3.1 不同结构 AER 基本工况对比

3.1.1 单个周期内传热及温度变化

基本工况选择 8 s (0.125 Hz) 作为循环周期,极化时长为 0.2 s,最大电场强度为 150 MV/m,最大流体流速为 0.03 m/s,环境温度、流体与电卡材料初始温度均为 298.15 K,基本工况下一个周期内 3 种结构测点 $T_{m(t)}$ 温度随时间的变化如图 6 所示,场强及流场变化情况亦示于图 6 下方,其中,速度负值表示流体反向流动。单个周期内各时刻温度分布云图如图 7 所示。

由图 6 可知,极化过程 (0~0.2 s) 施加的电场强度持续增大至 $E_{\max}$,EC 材料温度迅速上升, $T_{m(t)}$ 处流体温度短时间内快速升高,而后与冷端不断流向热端的较低温度流体接触,温度逐渐下降。图 7(a)~(c) 为测点 $T_{m(t)}$ 温度最高时刻温度云图,其中,波纹结构因传热面积更大温降最大 (约 6.77 K),渐缩结构温降 (约 5.30 K) 最小,原因是流体从冷端流向热端过程中,流体流速逐渐增大的同时材料厚度逐渐增加,换热能力下降。

4 s 时材料放热完成,去极化开始,去极化过程 (4~4.2 s) 电场强度持续减小至 0,EC 材料温度迅速降低, $T_{m(t)}$ 处流体温度短时间内快速降低,波纹结构温降最大 (约 6.03 K),而后与热端不断流向冷端的较高温度流体接触,温度逐渐上升。图 7(g)~(i) 为测点 $T_{m(t)}$ 温度最低时刻温度云图,其中,渐缩结构温升最大 (约 4.54 K),原因是材料吸热过程中,流体从热端流向冷端,流体流速下降的同时材料厚度逐渐减小,换热能力提升;波纹结构次之,约 4.15 K;平行板结构最小,约 3.41 K。

由此可知,对于流体往复式 AER,在循环过程中,AER 始终存在左右冷热区域差异,从而影响器件制冷性能。由图 7(d)~(f)及(j)~(l)云图可知,渐缩

结构左右区域冷热差异最小,波纹结构次之,表明 2 种强化换热结构较平行板结构均改善了器件的温度分布情况。

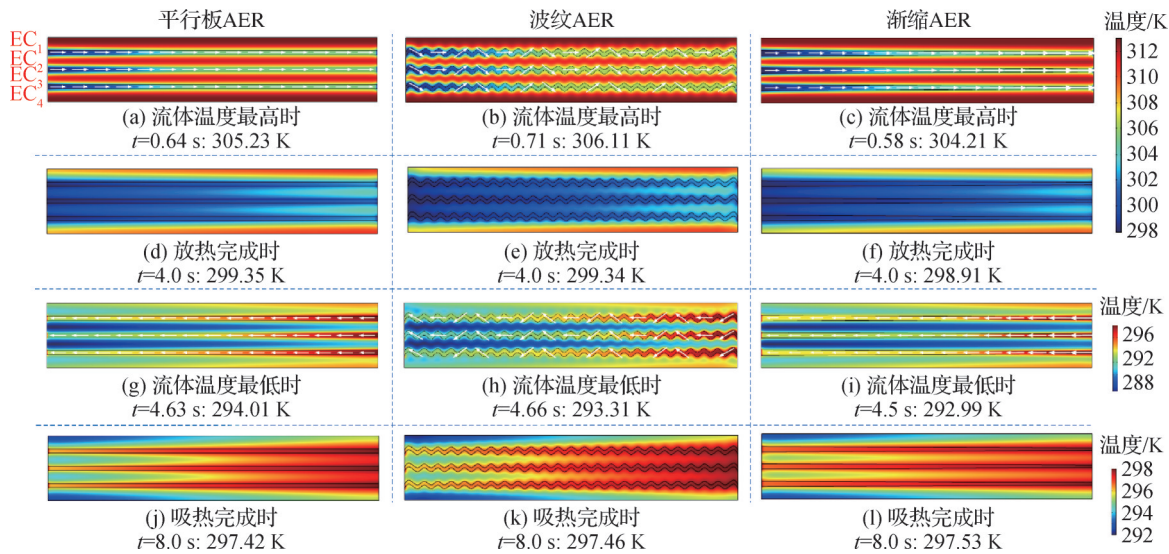


图 7 测点 $T_{m(r)}$ 流体温度最高时、放热完成时、流体温度最低时及吸热完成时温度分布云图

Fig.7 Temperature distribution contour map at measurement point $T_{m(r)}$ when fluid temperature is highest, heat release is completed, fluid temperature is lowest, and heat absorption is completed

3. 1. 2 不同类型 AER 制冷性能对比

基本工况下不同类型 AER 制冷量、COP、传热面积及流动阻力情况如表 2 所示。

表 2 基本工况下不同类型 AER 性能对比

Tab.2 Comparison of performance of different types of AER under basic operating conditions

AER 器件类型	制冷量 Q_c/W	性能系数 COP	总传热面积 A_{st}/mm^2	流动阻力 p/Pa
平行板	4.16	1.76	3 750.00	47.06
波纹	4.35	2.04	4 500.25	103.74
渐缩	4.71	3.17	3 750.03	63.47

基本工况下,波纹及渐缩结构制冷性能均优于平行板结构,其中,渐缩结构较波纹结构总传热面积更小但制冷性能更佳。

波纹结构较平行板结构增大了总传热面积,且流动易形成扰动,在流动的上升段及下降段流动边界层(图 8(c))及热边界层(图 8(d))较平行板结构更薄,从而强化传热,因此较平行板结构性能更佳。

对于渐缩结构,循环前半周期,流体从左向右流动,流动截面积逐渐减小($A_b < A_c$),沿途流速增加(可参照图 8(e)),热端流动边界层和热边界层(可参照图 8(f))较平行板结构薄,增强了对流传热过程;循环后半周期,流体从右向左流动,沿途减速,流动边界层增厚(图 8(e)),而热边界层(图 8(f))受热扩散限制

扩展较慢,较流动边界层薄^[23],也较平行板结构的热边界层(图 8(b))薄,因此后半周期的传热性能亦优于平行板结构。此外,波纹结构的波峰及波谷处动力边界层及热边界层较厚,易形成低速区(图 8(c)),导致热量难以有效传递和扩散;波纹结构的流动阻力约为渐缩结构的 1.63 倍(表 2),亦增加了能量损耗,限制了器件性能提升。因此,渐缩结构较波纹结构更好地平衡了流动阻力与传热效率,表现出更优的制冷性能。

3. 2 循环周期对 AER 器件性能影响

由于材料性质对于 COP 影响较大,P(VDF-TrFE-CFE)材料中具体回滞损失具有较大不确定度,本文主要以制冷量为评价指标,综合制冷量研究结果,在合理的范围内讨论 COP 情况。

在基本工况基础上,对器件进行变循环周期(τ)研究并对比分析。经测试,1 s 及 2 s 周期下,循环处于不稳定状态,因此研究周期为 3~100 s,其中 3~10 s 步长为 1 s,10~100 s 步长为 10 s。制冷量及部分 COP 随循环周期变化如图 9 所示,冷端传热速率及传热量随切换时间变化如图 10 所示。

由图 9(a)可知,随着循环周期增大,各类器件制冷量均呈先增后减的趋势,均在 8 s 或 9 s(平行板)周期下达到最大值。周期 ≤ 10 s 时,渐缩结构制冷量始终保持最大,优势显著,最大制冷量达到 4.71 W,分别较平行板和波纹结构高 12.1% 和 8.3%。

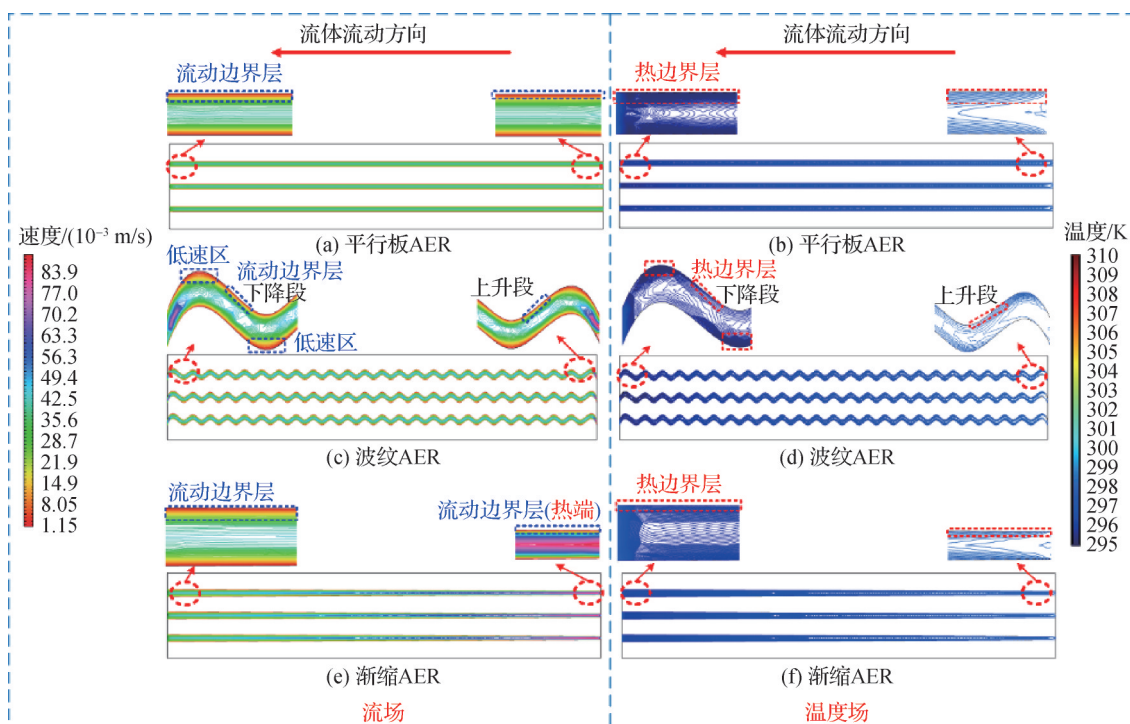


图 8 平行板、波纹及渐缩结构的流场和温度场(循环后半周期, $t=7.0$ s)

Fig.8 Flow field and temperature field of the parallel plate, corrugated and nozzle (the latter half of the cycle, $t=7.0$ s)

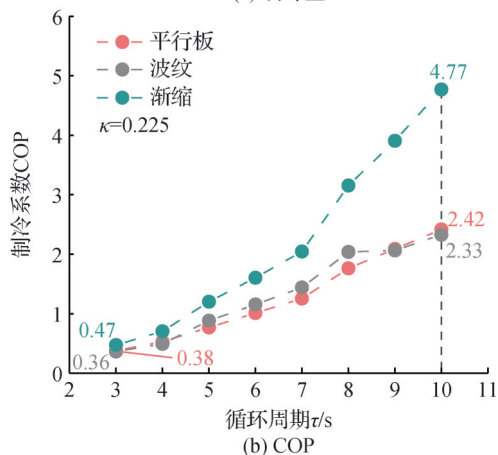
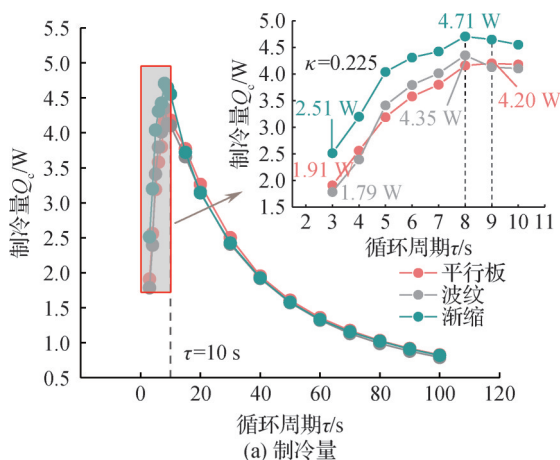


图 9 制冷量及 COP 随循环周期变化

Fig.9 Variation of refrigeration capacity and COP under different cycle periods

由图 10 可知,随循环周期增大,器件冷端传热速率呈先增后减的趋势,冷端传热量逐渐增加,当在 1.7 s ($\tau=3.4$ s) 切换电场,器件冷端传热速率均达到最大值,此时渐缩结构传热量为 28.56 J,分别较平行板和波纹结构高 46.61% 和 15.07% ;但此时切换电场导致循环周期短,换热时间不足,巨电卡效应优势无法充分发挥,器件性能不佳。随着循环周期增加,流体与 EC 材料之间传热更充分,若在 4 s ($\tau=8$ s) 时切换电场,波纹和渐缩结构的冷端传热量分别可达 50.41 J 及 51.99 J,较同周期下平行板传热量 (37.12 J) 分别提升 35.80% 与 40.06% 。但在相同的电场下,ECE 产生的热量(或冷量)是有限的,即使传热时间进一步增加,也不能与流体交换更多的热量;且器件长时间处于开启状态下,增加了运行成本,降低了整体经济性。虽然三者传热速率和传热量差异较大,但由图 10(b) 可知,平行板、波纹和渐缩 3 种结构在 4 s 时,其冷端传热量占最大可能传热量的百分比分别为 63.28% 、 63.84% 和 65.62% ,均在 $63\%\sim 66\%$ 之间,接近 $2/3$,因此该范围是电场切换的较佳选择,制冷量基本达到最大。

综上,较小周期下切换能更有效提升器件的性能,主要关注周期为 $3\sim 10$ s 内器件 COP。周期从 3 s 增至 10 s 时,平行板、波纹及渐缩结构的 COP 分别从 0.79 、 0.88 、 1.20 增至 2.74 、 2.64 、 4.51 ,分别提升约

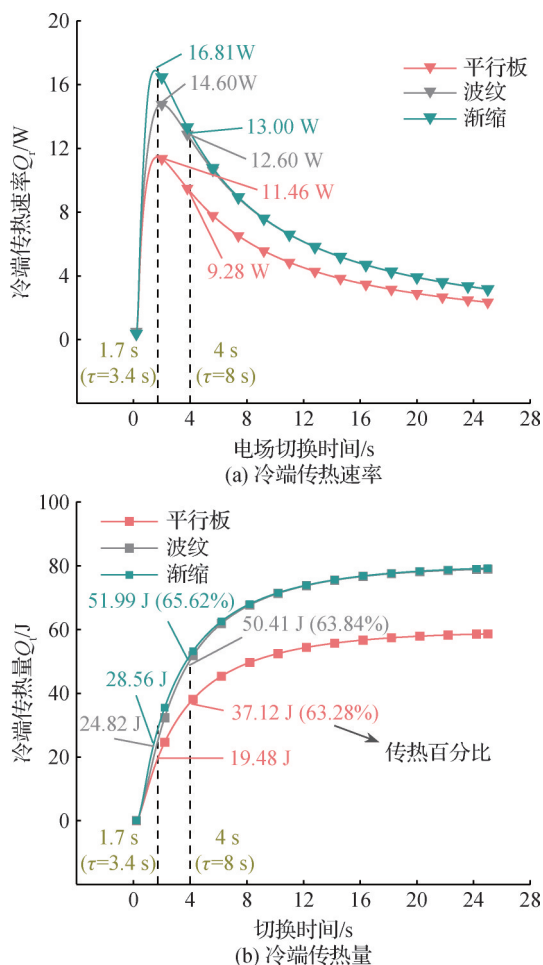


图10 冷端传热速率及传热量随电场切换时间变化
Fig.10 Variation of heat transfer rate and heat transfer amount with the switching time of the electric field

2.47倍、2.00倍、2.76倍。尤其渐缩结构,在 $\tau=10$ s时COP达4.77,几乎是其他类型器件的2倍。

3.3 极化时长对AER器件性能影响

极化时长是指开始施加电场到达到最大电场所用时间,极化时间长短会影响电卡效应和换热时长,从而影响器件性能。本节在循环周期为8 s下研究不同极化时长(0.1~0.6 s)对器件性能的影响。不同极化时长下AER器件制冷量及COP的变化如图11所示。可见相同极化时长下,渐缩结构制冷性能均最优,波纹结构次之。AER器件存在最佳极化时长(0.2 s),该极化时长下制冷性能均达到最佳。渐缩结构制冷量和COP分别可达4.71 W和3.17,较波纹结构($Q_c=4.35$ W, $COP=2.04$)分别高8.28%和55.39%,较平行板结构($Q_c=4.16$ W, $COP=1.76$)分别高13.22%和80.11%。极化时长过短,电场对电偶极子做功时间过短,未致其状态发生完全改变,不利于器件性能提升;极化时长越长,电场随时间变化率越小(式(6)),材料ECE越弱,且相同周期下流体与材料换热

时间减小。此外,极化时间超过电偶极子转变时间时,部分电功无法有效利用,增大了电卡材料电能消耗,且过长的极化时间占用了本就不足的换热时间,导致器件性能降幅增大。因此,极化时间不可过短,更不可过长,存在上述最佳值。

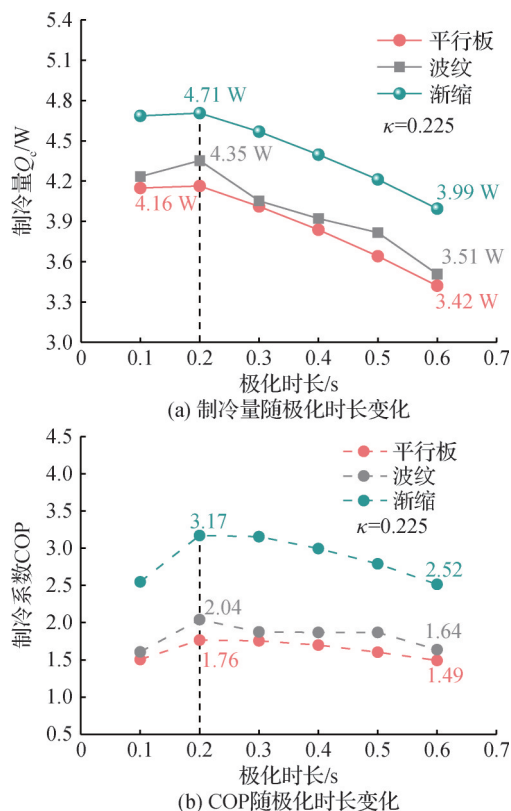


图11 不同极化时长下制冷量及COP变化

Fig.11 Variation of refrigeration capacity and COP under different polarization durations

3.4 电场强度对AER器件性能影响

根据电卡效应内热源公式可知,电场强度及其变化直接影响电卡效应产生的热量(或冷量),从而影响器件制冷性能。在基本工况基础上(极化时长0.2 s、周期8 s),研究场强从50 MV/m增至225 MV/m,步长为25 MV/m时器件性能。器件制冷量和COP随场强的变化如图12所示。不同场强下各类AER器件冷端及热端换热温差随时间的变化如图13所示。

由图12可知,随着场强增大,器件制冷量均呈指数型增大,场强越大,渐缩AER制冷量提升越大。225 MV/m场强下渐缩结构制冷量可达10.06 W,分别较平行板(8.89 W)和波纹结构(8.76 W)高约13.16%和14.84%。场强由50 MV/m增至225 MV/m时,渐缩AER制冷量由0.68 W增至10.06 W,提升约13.79倍。各类型器件COP变化均不显著,当场强增至150 MV/m后,波纹结构COP呈明显下降趋势,可能是由于较高

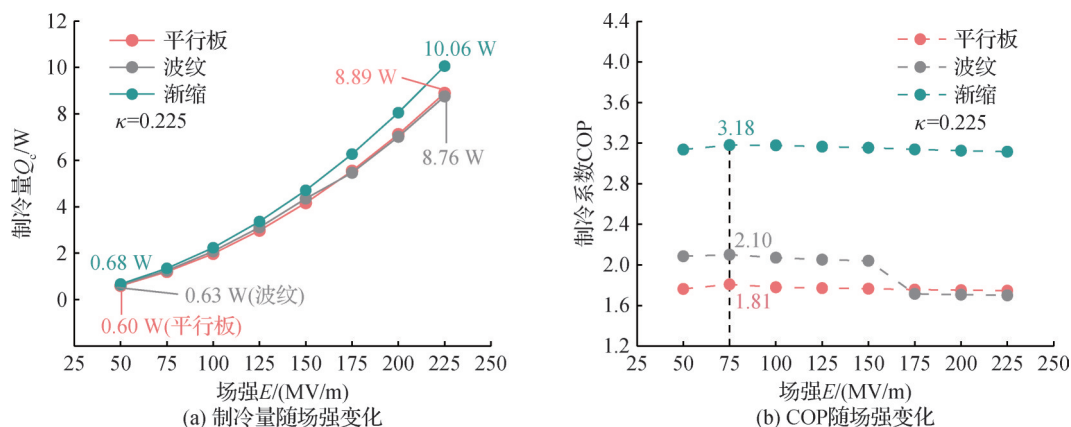


图 12 不同场强下制冷量及 COP 变化

Fig.12 Variation of refrigeration capacity and COP under different field strengths

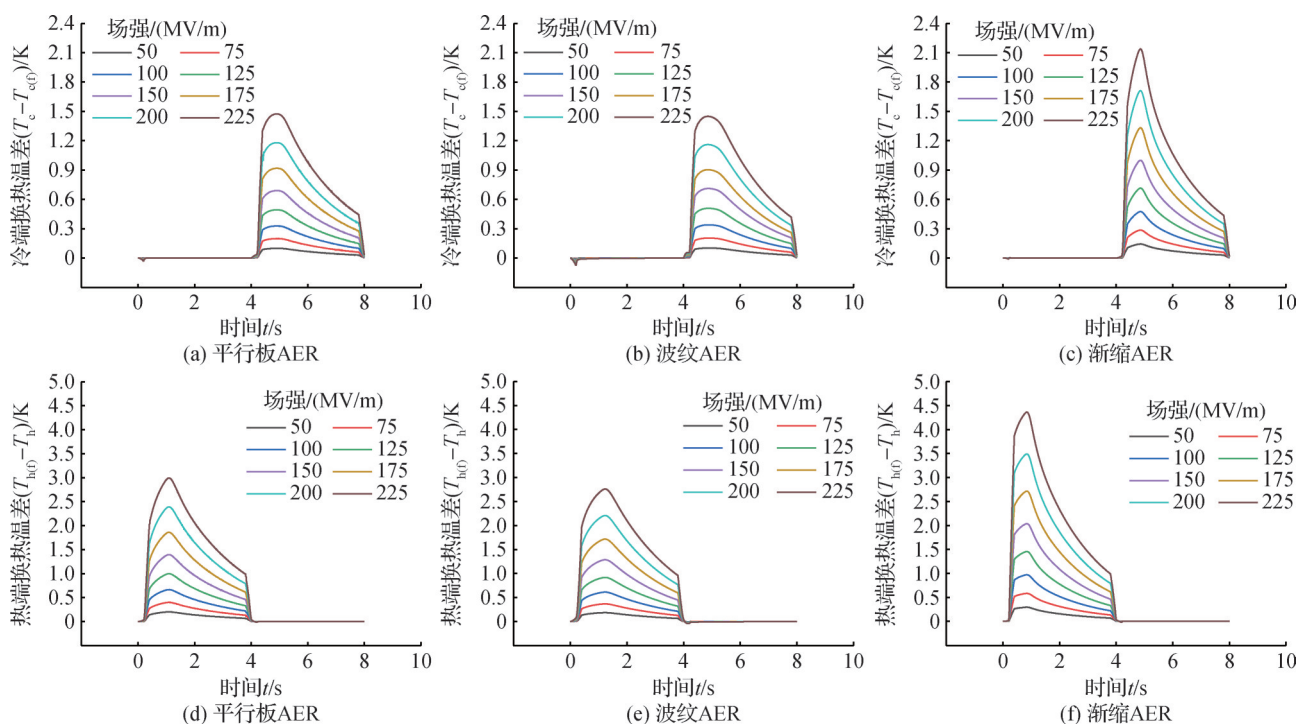


图 13 不同场强下各类 AER 器件冷端及热端传热温差随时间变化

Fig.13 Variation of heat transfer temperature difference at the cold and hot ends of different types of AER devices under different field strengths over time

场强下波纹结构的不规则性导致电场的不均匀分布^[24-25],且高场强下热积聚现象的加剧进一步影响器件整体性能。外加电场强度越大,相同极化时长下场强变化率越大,材料电卡效应越强,器件传热驱动力随之增大,冷端、热端传热温差随之增大,由式(8)可知,制冷量相应增大。如图 13 所示,随着时间增大,器件冷热端传热温差迅速增至峰值,然后逐渐减小,且峰值后冷热端传热温差变化曲线在不同场强下几乎呈平行关系。

然而,实际应用中施加场强受限于材料击穿场强,安全工作场强通常需要小于击穿场强的 50%。此外,当施加场强增至击穿场强附近时,电能回收效率

将制约器件制冷性能^[10]。

4 结论

本文基于相同流固比分别设计了基于不同强化换热结构的流体往复式 AER 器件,采用有限元分析方式对比分析了不同器件的传热性能和制冷性能。得到如下结论:

1) 引入波纹和渐缩结构减小了平行板 AER 温度分布差异。波纹结构通过增大传热面积和形成扰动,减薄流动和热边界层,从而较平行板结构增强传热,但存在较大的流动阻力,限制了性能提升。渐缩结构通过在前半周期增加流速,流动和热边界层减

薄,增强了对流传热;后半周期流速减缓且热边界层扩展较慢,亦提升了传热性能,在平衡流动阻力与传热效率方面表现最佳,因此在相同工况下展现出最优的制冷性能。以8 s周期、0.2 s极化时长及150 MV/m场强为例,渐缩结构制冷量和COP较波纹结构分别高8.28%和55.39%,较平行板结构分别高13.22%和80.11%;周期增至10 s时,渐缩结构COP可达4.77,约为其他类型器件的2倍。

2)对于不同结构的AER器件,循环周期过短(频率过高)时,巨电卡效应的优势无法充分发挥;但在相同的电场下,ECE产生的热量(或冷量)是有限的,即使传热时间进一步增加,也无法与流体交换更多的热量。同时器件长时间处于开启状态下,增加了运行成本,降低了整体经济性。3种结构在4 s($\tau=8$ s)时,传热量均达到全部热量的63%~66%,此时切换电场制冷量基本达到最大,因此,在传热量百分比约为63%~66%(或约2/3)时切换电场是较佳的选择。

3)在相同周期和场强下,较短的极化时长电场能耗下降、换热时间增加,电卡效应得到更好地利用,但过短的极化时长导致电偶极子无法完全极化而减弱电卡效应。随极化时长增加,3种结构的制冷量和COP均表现出先增后减的趋势,存在最佳极化时长,在该极化时长下各类型器件制冷量与COP均达到峰值。8 s周期、150 MV/m场强下,最佳极化时长为0.2 s,此时平行板、波纹及渐缩AER制冷量分别为4.16、4.35、4.71 W,COP分别为1.76、2.04、3.17。

4)在相同周期和极化时长下,外加电场强度越大,材料电卡效应越强,冷端传热温差随之增大,3种结构制冷量均呈指数型增大,场强越大,渐缩AER制冷量提升越大。8 s周期、0.2 s极化时长下,场强为225 MV/m时,渐缩结构制冷量可达10.06 W,分别较平行板(8.89 W)和波纹结构(8.76 W)高约13.16%和14.84%。场强由50 MV/m增至225 MV/m时,渐缩结构制冷量由0.68 W增至10.06 W,提升约13.79倍。然而,实际应用中施加场强受限于材料击穿场强,安全工作场强通常需要小于击穿场强的50%。

参考文献

- [1] BAAKEEM S S, ORFIJ, ALABDULKAREM A. Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 136: 84–96.
- [2] POUDEL B, HAO Q, MA Y, et al. High-thermoelectric performance of nanostructured bismuth antimony telluride bulk alloys [J]. *Science*, 2008, 320(5876): 634–638.
- [3] 宋睿琪, 张志东, 李昂. 压卡制冷材料及技术的现状与展望 [J]. *制冷学报*, 2022, 43(4): 35–43. (SONG Ruiqi, ZHANG Zhidong, LI Bing. Status and prospect of barocaloric materials and refrigeration technology [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(4): 35–43.)
- [4] CASTILLO-VILLA P O, MAÑOSA L, PLANES A, et al. Elastocaloric and magnetocaloric effects in Ni-Mn-Sn(Cu) shape-memory alloy [J]. *Journal of Applied Physics*, 2013, 113(5): 053506.
- [5] SILVA D J, BORDALO B D, PUGA J, et al. Optimization of the physical properties of magnetocaloric materials for solid state magnetic refrigeration [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 99: 514–517.
- [6] 李子超, 施骏业, 陈江平, 等. 电卡制冷材料与系统发展现状与展望 [J]. *制冷学报*, 2021, 42(1): 1–13. (LI Zichao, SHI Junye, CHEN Jiangping, et al. Electrocaloric cooling materials and systems: a review and perspective [J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(1): 1–13.)
- [7] 赖骏颖, 徐智毅, 牛翔, 等. 热开关装置及在电卡制冷原型器件中的研究进展 [J]. *制冷学报*, 2024, 45(4): 68–84. (LAI Junying, XU Zhiyi, NIU Xiang, et al. Research progresses of thermal switch device and its applications in prototype devices of electrocaloric refrigeration [J]. *Journal of Refrigeration*, 2024, 45(4): 68–84.)
- [8] BLUMENTHAL P, RAATZ A. Classification of electrocaloric cooling device types [J]. *EPL (Europhysics Letters)*, 2016, 115(1): 17004.
- [9] 屈颖钢, 姜培学, 胥蕊娜. 微型电卡制冷系统建模及其影响因素研究 [J]. *工程热物理学报*, 2023, 44(12): 3407–3413. (QU Yinggang, JIANG Peixue, XU Ruina. Modeling of micro electrocaloric cooling system and influencing factors [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2023, 44(12): 3407–3413.)
- [10] PLAZNIK U, VRABELJ M, KUTNJAK Z, et al. Numerical modelling and experimental validation of a regenerative electrocaloric cooler [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 98: 139–149.
- [11] LI Qiang, SHI Junye, HAN Donglin, et al. Concept design and numerical evaluation of a highly efficient rotary electrocaloric refrigeration device [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 190: 116806.
- [12] SONG Panpan, ZHU Yawei, AN Zhongyan, et al. Performance study on an electrocaloric heat pump based on Ga-based liquid metal [J]. *Energies*, 2023, 16(7): 3104.
- [13] ZHANG Xilong, LIU Bilong, LIU Jiang, et al. Experimental and numerical analysis of heat transfer and flow characteristics in parabolic ducts [J]. *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 147: 118912.
- [14] LIN Y C, LIN C W, KUMAR R, et al. A numerical simulation of tube geometry effect on the performance of regenerators in Organic Rankine Cycle systems using the volume of fluid method[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 216: 119025.
- [15] RABBY M I I, ALI ROB SHARIF M, HOSSAIN F. Numerical study of laminar convective heat transfer from a corrugated pipe into an $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-AlN}/\text{H}_2\text{O}$ hybrid nanofluid [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 39: 102454.
- [16] LI Xinyu, QIAN Xiaoshi, LU S G, et al. Tunable temperature dependence of electrocaloric effect in ferroelectric relaxor poly (vinylidene fluoride-trifluoroethylene-chlorofluoroethylene terpolymer)[J]. 2011, 99(5): 052907.
- [17] LI Qiang, XUAN Yimin. Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid[J]. Science in China Series E: Technolical Science, 2002, 45(4): 408-416.
- [18] XUAN Yimin, LI Qiang. Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids[J]. Journal of Heat Transfer, 2003, 125(1): 151-155.
- [19] PAK B C, CHO Y I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles[J]. Experimental Heat Transfer, 1998, 11(2): 151-170.
- [20] SIDIK N A C, YAZID M N A W M, MAMAT R. A review on the application of nanofluids in vehicle engine cooling system [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2015, 68: 85-90.
- [21] TORELLÓ A, LHERITIER P, USUI T, et al. Giant temperature span in electrocaloric regenerator[J]. Science, 2020, 370(6512): 125-129.
- [22] PETERSEN T F, PRYDS N, SMITH A, et al. Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature active magnetic regenerator[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 432-443.
- [23] WANG Liangbi, TAO Wenquan, WANG Qiuwang, et al. Experimental study of developing turbulent flow and heat transfer in ribbed convergent/divergent square ducts [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(6): 603-613.
- [24] BUCKOW R, BAUMANN P, SCHROEDER S, et al. Effect of dimensions and geometry of co-field and co-linear pulsed electric field treatment chambers on electric field strength and energy utilisation [J]. Journal of Food Engineering, 2011, 105(3): 545-556.
- [25] GOMEZ-SANCHEZ J A, DE SOUZA RIBERO BUENO L, BERTEMES-FILHO P. Evaluation of electric field in polymeric electrodes geometries for liquid biosensing applications using COMSOL multiphysics[J]. Sensing and Bio-Sensing Research, 2024, 44: 100663.

通信作者简介

韩华,女,副教授,上海理工大学能源与动力工程学院,13611880360,E-mail:happier_han@126.com。研究方向:制冷空调系统的故障诊断及优化,AI在制冷系统中的应用,新型制冷方式。

About the corresponding author

Han Hua, female, associate professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 86-13611880360, E-mail: happier_han@126.com. Research fields: fault diagnosis and optimization of refrigeration and air conditioning system, application of AI in refrigeration system, new refrigeration methods.