

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260317002

碳纤维复合承压换热结构压卡制冷系统建模与性能分析

樊文灏 千 坤 林尚超

(上海交通大学机械与动力工程学院工程热物理研究所 上海 200240)

摘 要 针对新型固态压卡制冷系统承压性能与高效换热难以协同兼顾的问题,本文提出一种碳纤维包覆翅片复合承压翅片换热管结构,并建立了相应的压卡制冷系统仿真模型。研究选用高导热压卡复合共晶材料NPC_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG,基于多物理场有限元方法搭建压卡制冷仿真模型,并对计算微元的压卡相变状态进行判别以求解绝热温变。与传统铝合金换热管相比,该复合材料翅片换热管质量与承压结构的蓄热量降低95%、传热面积提升至2.5倍、热阻降低52%,在满足承压要求基础上可显著提升传热效率,削弱承压结构的蓄热量对温变的负面影响,加快系统达到稳态。同时,进一步探索循环周期、换热流体流速及工作温区对系统制冷性能系数(COP)的影响,确定最优运行工况为循环周期10 s、换热流体流速0.5 m/s。本研究为固态压卡制冷系统换热结构的综合力-热性能提升与运行优化提供了理论指导。

关键词 压卡制冷;多物理场模拟;碳纤维增强;塑晶复合材料

中图分类号:TB61*1;TB657.5

文献标识码:A

Modeling and Performance Analysis of Barocaloric Refrigeration System Using Carbon Fiber-Reinforced Structural Heat Exchangers

Fan Wenhao Qian Kun Lin Shangchao

(Institute of Engineering Thermophysics, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract To address the challenge of balancing the pressure-bearing capacity and high-efficiency heat exchanging in emerging solid-state barocaloric refrigeration systems, the present study proposes a composite heat-exchanging structure featuring carbon fiber-wrapped finned tubes and establishes a simulation framework for barocaloric refrigeration systems. Using a highly thermally conductive barocaloric composite of co-crystal material NPC_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG, a simulation framework for barocaloric refrigeration was developed based on a finite element model of multi-physics fields, and the barocaloric phase transition state of the computed micro-element was characterized to solve the adiabatic temperature variation. Compared with a conventional aluminum alloy single tube, the composite finned heat exchange tube reduces the weight and structural heat capacity by 95%, increases the heat exchanging area by 2.5 times, and reduces the thermal resistance by 52%. This could significantly improve the heat exchange efficiency, weaken the negative impact of structural heat capacity on temperature changes, and accelerate the system to reach a steady state. Further investigations into the effects of cycle duration, flow velocity of heat exchange fluid, and operational temperature range reveal that the optimal system coefficient of performance (COP) is achieved under a 10-s cycle period and fluid flow velocity of 0.5 m/s. This research provides the theoretical guidance for heat-exchanger structural design with the enhanced overall mechano-thermal performance and operational optimization of solid-state barocaloric refrigeration systems.

Keywords barocaloric refrigeration; multi-physics field simulation; carbon fiber reinforcement; plastic crystal composite

制冷与冷藏行业的耗电量约占全球总耗电量的20%^[1],且市场需求仍持续增长。目前蒸汽压缩制冷技术仍大量使用含氯类制冷剂,该类制冷剂的全球

变暖潜值(Global Warming Potential, GWP)是CO₂的140~23 500倍^[2]。近年来科学家们一直在研发GWP接近0的新型固态制冷剂,以替代传统蒸汽压缩制冷

收稿日期:2026-03-17;修回日期:2026-05-14;录用日期:2026-05-23

责任编辑:

基金项目:国家自然科学基金(52276076)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52276076).)



移动阅读

工质。基于固态材料热效应的制冷技术得到广泛研究,包括磁卡效应^[3-4]、电卡效应^[5-6]、弹卡效应^[7-8]以及压卡效应^[9]等。

近年来,压卡效应在固态制冷领域取得了显著进展^[9]。压卡效应是一种由静水压力诱导产生的热效应(图1(a)),其工作机理类似于传统制冷剂的液气相变,依靠压力驱动的固-固相变实现热量交换。现有已报道的压卡材料包括形状记忆合金^[10]、铁电材料^[11]、天然橡胶^[12]、超弹性马氏体材料^[13]、有机-无机杂化钙钛矿^[14]以及近年来备受关注的塑晶材料^[9, 15-16]。这些材料的发现为开发新型环保制冷剂及固态制冷系统奠定了基础。

尽管压卡材料研究发展迅速,但针对压卡制冷装置与系统的研究仍然较为有限。J. Garcia-Ben等^[17]提出了一种利用人体足部压力驱动压卡效应的装置。Qian Kun等^[18]开发了一种通过内部换热管路实现热量传递的压卡制冷装置。Wu Si等^[19]将压卡储热材料与微流道换热器结合,用于脉冲电源的热管理。N. Weerasekera等^[20]提出了一种将换热流道嵌入承压壁面内的换热结构,并研究了压卡材料相变特性对系统性能的影响。但在高压工况下,同步兼顾结构承压能力与高效换热性能,仍是制约压卡制冷系统工程落地的核心难题。

基于此,本文提出了一种碳纤维包覆翅片复合承压换热结构的压卡制冷系统模型。该结构通过在薄壁翅片管翅根区域包覆高强度碳纤维层,从而实现承压与换热功能的协同优化。系统选用了高导热的压卡复合共晶材料新戊二醇-三羟甲基丙烷-膨胀石墨($\text{NPG}_{0.75}\text{-TMP}_{0.25}\text{-20\%EG}$)^[21],并建立三维瞬态数值仿真模型,对材料在完整制冷循环中的压卡效应及传热过程进行分析。在此基础上,进一步研究了换热流体流速、循环周期以及工作温区等关键参数对系统性能的影响。研究结果可为高性能压卡制冷系统的结构与运行优化提供理论依据。

1 压卡制冷系统描述与仿真建模

1.1 压卡制冷系统

压卡制冷系统的原理如图1所示。图1(a)所示为压卡制冷装置的核心部件设计方案:在外置压力机驱动下,上下活塞对承压管内的固态压卡效应材料(barocaloric effect material, BCEM)施加轴向压力,使其发生固-固相变并产生压卡效应;在卸载过程中,活塞可对压力机做功,从而实现部分压力能的回收,提高系统能量利用效率;加压做功与回收功之差为输入的机械净功。

承压管采用复合增强结构设计。通过在薄壁翅片管翅根区域包覆高强度碳纤维层,显著提升了承压能力,同时保留外露翅片结构。外露翅片与外置换热器共同构成流体流道,实现高效换热。在该结构中,承压功能主要由碳纤维增强层承担,而翅片管基本不参与承压;相应地,换热功能主要由外露翅片实现,碳纤维层不参与换热过程。由此在结构层面实现了承压功能与传热功能的解耦,从而达到承压强化与传热性能协同优化的目的。

由图1(c)可知,系统通过阀门切换实现制热与制冷过程的分离运行。当BCEM受压升温,需要排出热量时,阀2与阀4开启,换热槽2中的换热流体由下至上进入换热器,与翅片管进行对流换热带走热量后回到换热槽2;当材料卸压降温,需要吸收热量时,阀1与阀3开启,换热槽1中的换热流体由上至下进入换热器,换热流体被翅片管冷却后返回换热槽1,从而完成一个完整的热力循环过程。

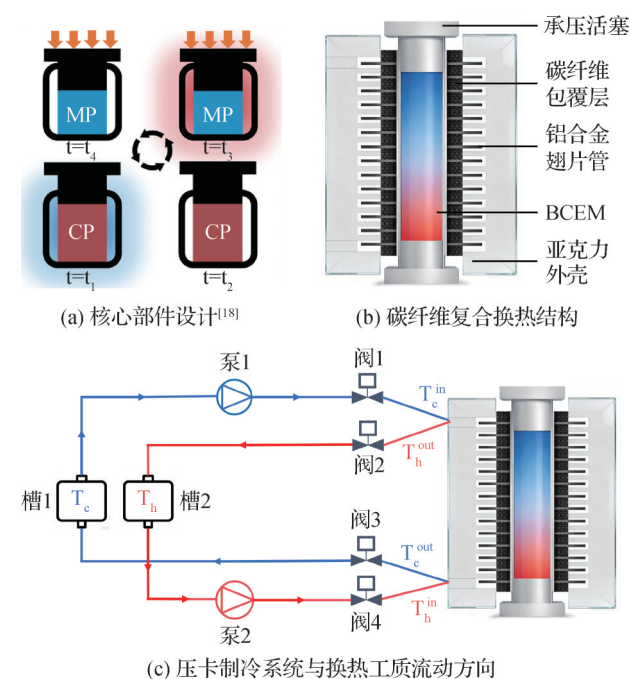


图1 压卡制冷系统原理

Fig.1 Principle of barocaloric refrigeration system

1.2 压卡材料与制冷循环

Dai Zhaofeng等^[21]制备的 $\text{NPG}_{0.75}\text{-TMP}_{0.25}\text{-20\%EG}$ 是一种性能优异的复合压卡材料,相变温度被下调至283.7 K,从而增强了其在近室温工况下的适用性。在0~40 MPa的压强变化范围内,该复合材料的最大等温熵变可达223.8 J/(kg·K),最高热导率可达18.31 W/(m·K),并同时表现出优异的响应速度与循环抗疲劳性能,显示出其在高性能压卡制冷系统中的应用潜力。

图2所示为压卡复合共晶材料NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG的相图、制冷循环过程以及绝热温变情况。Dai Zhaofeng等^[21]通过特制高压设备开展阶梯冷却实验,给出了NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG的相图,反映了BCEM相变温度与外加压强之间的对应关系。基于该相变特征,建立了由2个绝热过程与2个等压过程构成的逆布雷顿循环模型,用以描述材料在压卡制冷循环中的热力学行为与能量交换路径。

在绝热加压阶段(1→2),材料在外部压力作用下温度升高并释放显热。随后在高压条件下经历等压放热过程(2→3),材料发生相变,换热流体在此阶段带走绝热加压产生的显热以及相变潜热,实现热量输出。在绝热释压阶段(3→4),材料温度降低。最后在低压条件下经历等压吸热过程(4→1),材料再次发生相变,吸收换热流体提供的热量,以满足升温所需的显热与相变潜热,从而完成一个完整的热力循环。

图2(b)所示为NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG的绝热温变随材料温度的变化。本文采用M. V. Gorev等^[22]提出的计算方法,根据BCEM的相图计算绝热加压与绝热释压过程中材料产生的绝热温变,并将其引入数值模型以标注压卡效应。

1.3 模型搭建与数学描述

针对本研究提出的压卡制冷原型机,本文采用COMSOL与MATLAB联合仿真框架实现压卡制冷过程的多物理场耦合模拟。其中COMSOL负责流动、传热及力学场的求解;MATLAB通过接口对仿真过程进行动态控制并提取瞬态场变量,根据压卡相变判据识别各计算微元的相变状态,并计算加压与释压过程中的绝热温变。该方法实现了材料相变行为与系统传热-力学响应的耦合分析,可评估系统的制冷性能。仿真模型基于以下假设条件建立:

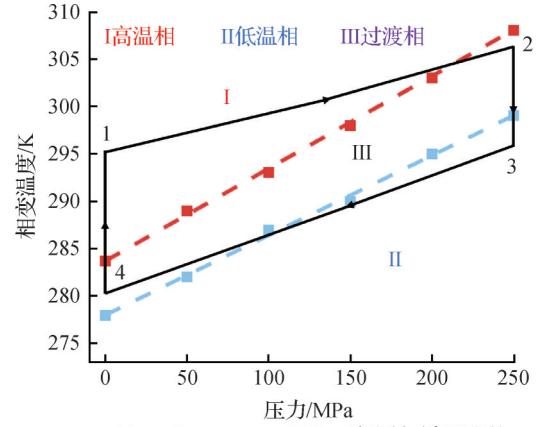
1) 换热流体视为不可压缩流体,忽略黏性耗散项及动能项对能量方程的影响;

2) 固-液界面处满足无滑移边界条件,且温度与热流密度在界面处连续;

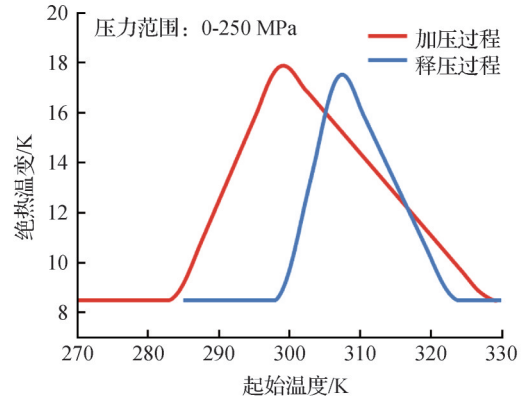
3) 换热流体的黏度、比热容、密度和热导率均视为常数,不随温度变化;

4) 在压力加载与卸载的动力学模拟中,不忽略系统的惯性力与阻尼力效应,考虑BCEM受压后的体积变化。

基于以上假设本文建立了固-液耦合传热模型。换热流体与BCEM的能量方程如式(1)所示,用以描述热力循环过程中两者之间的传热过程:



(a) NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG相图与循环过程



(b) NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG绝热温变随材料温度变化

图2 压卡复合共晶材料NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG相图^[21]、制冷循环过程图与绝热温变图^[22]

Fig.2 Phase diagram of the barocaloric composite co-crystal NPG_{0.75}-TMP_{0.25}-20%EG, schematic of the refrigeration cycles, and adiabatic temperature change diagram

$$\begin{cases} \rho_f c_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla T_f \right) = \nabla \cdot (\lambda_f \nabla T_f) \\ \rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) \end{cases} \quad (1)$$

式中: ρ_f 、 ρ_s 分别为换热流体与固体材料的密度, kg/m^3 ; $c_{p,f}$ 、 $c_{p,s}$ 为换热流体与固体材料的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; λ_f 、 λ_s 为换热流体与固体材料的热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; $\mathbf{V}$ 为速度矢量, m/s 。

为了准确模拟压卡制冷循环中2个绝热过程,需要在模型中考虑BCEM的压卡效应。本文采用目前广泛使用的方法,即通过BCEM在加压与释压过程中的绝热温变来表征显热变化。绝热温变的计算表达式如下:

$$T^{i+\Delta t} = T^i + \Delta T_{ad} \quad (2)$$

式中: ΔT_{ad} 为绝热温变, K ; T^i 、 $T^{i+\Delta t}$ 为相邻2个时间步内的温度, K 。

描述换热流体在换热器内流动的连续性方程与动量方程如下:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \\ \rho_f \left(\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{V} + \rho_f \mathbf{g} \end{cases} \quad (3)$$

式中: μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

为判断绝热过程中 BCEM 是否发生相变, 评估碳纤维翅片管的承压能力, 本文模拟 BCEM 与碳纤维翅片管在绝热过程中的压强分布, 其控制方程为:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{d} + (\nabla \mathbf{d})^T] \\ \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f}_v = 0 \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{el} = \boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_{th} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{th} = \alpha \Delta T \mathbf{I} \end{cases} \quad (4)$$

式中: $\mathbf{d}$ 为位移, m ; $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为柯西应变张量; $\boldsymbol{\sigma}$ 为柯西应力张量, Pa ; $\mathbf{f}_v$ 为体积力矢量, N/m^3 ; ∇ 为哈密顿算子; $\boldsymbol{\varepsilon}_{el}$ 为应变; $\boldsymbol{\varepsilon}_{th}$ 为热应变; α 为热膨胀系数, K^{-1} ; ΔT 为温度变化量, K ; $\mathbf{I}$ 为二阶单位张量。

随着压卡制冷循环的持续进行, 系统逐渐趋于稳态, 此时 2 个换热水槽内的温度保持稳定。为保证循环过程的连续性, 每个过程的终止状态会被用作下一过程的初始状态, 从而形成闭合的热力循环。单个循环的总持续时间为:

$$\tau_{all} = 2\tau_0 + 2\tau_1 \quad (5)$$

式中: τ_{all} 为循环总时间, s ; τ_0 为绝热过程持续时间, s ; τ_1 为等压过程持续时间, s 。

为了量化 BCEM 在单个循环中吸收与释放的热量, 通过换热器内换热流体进出口温差计算其热量交换, 表达式如下:

$$\begin{cases} Q_h = \frac{1}{\tau_{all}} \int_{\tau_0 + n\tau_{all}}^{\tau_0 + \tau_1 + n\tau_{all}} m_f c_{p,f} (T_h^{\text{out}} - T_h^{\text{in}}) dt \\ Q_c = \frac{1}{\tau_{all}} \int_{2\tau_0 + \tau_1 + n\tau_{all}}^{2\tau_0 + 2\tau_1 + n\tau_{all}} m_f c_{p,f} (T_c^{\text{in}} - T_c^{\text{out}}) dt \end{cases} \quad (6)$$

式中: Q_h 、 Q_c 分别为放热量与吸热量, J ; n 为循环次数; m_f 为换热流体的质量流量, g/s ; T_h^{out} 、 T_h^{in} 为放热过程的流体出入口温度, K ; T_c^{out} 、 T_c^{in} 为吸热过程的流体出入口温度, K 。

循环过程中换热流体所消耗的泵功、压缩 BCEM 所需的压力功与系统 COP (性能系数, coefficient of performance) 的计算公式如下:

$$W_{\text{pump}} = A u_f \rho_f g \Delta p_f \quad (7)$$

$$W_{\text{press}} = \frac{\oint F ds}{\tau_{all}} \quad (8)$$

$$COP = \frac{Q_c}{W_{\text{pump}} + W_{\text{press}}} \quad (9)$$

式中: W_{pump} 、 W_{press} 分别为循环过程的泵功与压力功, W ; A 为换热器出入口截面积, m^2 ; u_f 为流体流速, m/s ;

Δp_f 为换热器出入口压强差, Pa ; F 为绝热过程中活塞所受压力, N ; $\oint F ds$ 为一次压力循环压力机输入给 BCEM 的机械净功, J 。

1.4 压卡制冷系统仿真工况

表 1 所示为本研究开发的压卡制冷系统的工作工况。在所有模拟条件下, 系统通过上活塞施加压力, 而下活塞保持固定约束。在加压阶段, 上活塞对 BCEM 施加的最大压强统一设定为 250 MPa。换热工质使用去离子水。周期与频率均可用于表征循环过程, 二者互为倒数; 为便于统一分析与比较, 本文采用循环周期作为表征参数。通过调节换热流体流速、循环周期以及热源与冷源温度范围, 系统地分析了不同运行条件下对制冷系统性能的影响。在参数设置方面, 换热流体流速在 0.25~1 m/s 区间变化; 循环周期在 4~20 s 区间进行研究, 其中加压与释压过程的持续时间均固定为 1 s。与此同时, 系统的热源与冷源温度设定为 280~305 K, 以考察不同温度工况下对系统运行性能的影响。

表 1 压卡制冷系统的运行工况参数

Tab.1 Operating conditions and parameters of the barocaloric refrigeration system

参数	数值
换热流体流速/(m/s)	0.25~1
循环周期/s	4~20
加压、释压时间/s	1
热源、冷源温度/K	280~305
工作最大压强/MPa	250

为验证所建立三维瞬态仿真模型的准确性, 本文将模拟结果与 Qian Kun 等^[18]的实验研究进行了对比验证。Qian Kun 等^[18]在研究中所采用的制冷换热系统与本文提出的系统结构类似, 且同样基于逆布雷顿循环, 因此可通过调整换热结构的物理结构构建对比模型。结果表明, 为预测模型预测的进出口温度与实验结果间的最大误差为 4.7%。总体而言, 所建立的数值模型与实验结果具有良好的一致性, 表明该模型能够较为准确地反映实际系统的运行特性, 具有较好的可靠性。

2 结果与讨论

2.1 压卡制冷系统力学与瞬态温度变化特征

通过仿真模型的动力学分析与实验测试, 确定了兼具承压与换热功能的碳纤维翅片管结构参数,

如表2所示。内层翅片管以7A09铝合金为基体材料,在薄壁翅根区域缠绕多层高强度T800碳纤维。经浸胶处理后,通过外部模具定位并置于热压罐中固化成型。该制备工艺能够实现碳纤维沿受力方向的精确取向,从而显著提升结构的承压能力。固化后的碳纤维与铝翅片管紧密结合,但其热导率较低;然而,外露的翅片结构仍保证了整体的良好换热性能。为简化数值模型,本文在模拟中忽略了碳纤维层与翅片管之间的界面热阻。

表2 碳纤维强化翅片换热管几何与材料参数^[21]

Tab.2 Geometric and material parameters of carbon fiber-reinforced heat exchanging finned tubes^[21]

几何参数	数值	材料参数	数值
基管内径/mm	10	铝合金热导率/[W/(m·K)]	150
基管壁厚/mm	0.5	铝合金比热容/[J/(g·K)]	0.87
基管长度/mm	100	碳纤维热导率/[W/(m·K)]	5
翅片厚度/mm	0.5	碳纤维比热容/[J/(g·K)]	0.753
翅片外径/mm	20	BCEM密度/(g/cm ³)	1.13
翅片间距/mm	5	BCEM热导率/[W/(m·K)]	18
碳纤维厚度/mm	1	BCEM比热容/[J/(g·K)]	1.0~2.6

为进一步评估碳纤维复合翅片管在承压与换热性能方面的优势,本文选取相同材质的铝合金单管作为对比对象,在相同工况下进行换热性能测试。为同时满足对比实验的公平性与结构承压要求,对比用单管的内径设定为10 mm,与碳纤维翅片管保持一致,以保证BCEM填充体积相同;管壁厚度设定为2.5 mm。以铝合金单管作为基准结构,碳纤维复合管在满足承压性能要求的前提下,实现了结构大幅轻量化(从336 g减少至18 g,减少95%)、承压结构的蓄热量大幅降低(从306 J/K降低到16 J/K,降低了95%)与传热面积的提升(提升至2.5倍),从而具备更优的综合力-热性能。

图4所示为内部材料承受250 MPa压力条件下,碳纤维翅片管与铝合金单管的应力分布特征。由图4可知,当BCEM受压时,应力主要集中于活塞与材料接触界面附近区域。对于铝合金单管结构,其最大应力出现在上活塞接触区域,达到425 MPa。考虑到7A09铝合金的屈服强度约为500 MPa,其安全系数仅为1.18,结构在高压工况下接近屈服极限,可靠性较低。相比之下,碳纤维翅片管结构通过多种材料协同承载显著改善了应力分布。内层铝合金最大应力降低至174 MPa,对应安全系数提升至2.87;外层碳纤维承担主要载荷,最大应力为348 MPa。得益于缠

绕增强结构及T800碳纤维约5 500 MPa的高抗拉强度,其安全系数高达15.8,远高于铝合金单管。因此,碳纤维翅片管结构不仅有效缓解了应力集中问题,还显著提升了承压能力与结构安全裕度。

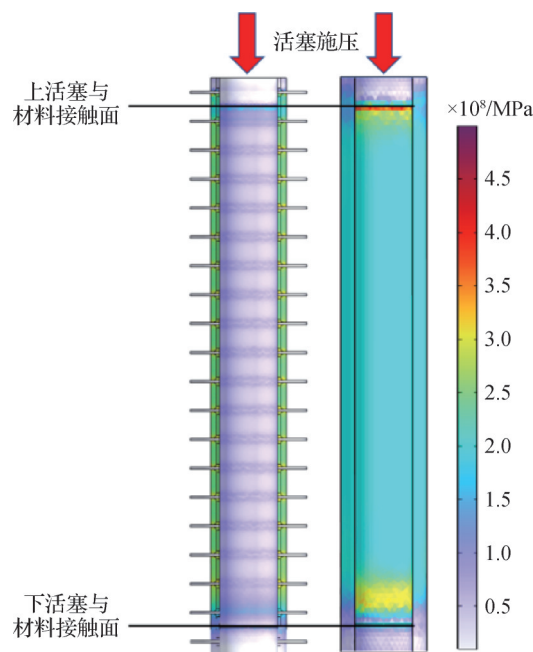


图4 碳纤维强化翅片管应力分布图(左)与铝合金单管应力分布图(右)

Fig.4 Stress distributions of carbon fiber-reinforced finned tube (left) and aluminum alloy single tube (right)

图5所示为压卡制冷系统循环运行过程中的瞬态温度特征(工况:循环周期10 s,换热流体流速0.5 m/s,环境温度293 K)。由图5(a)可知,加压过程中,复合管内BCEM的温度快速上升,在该阶段换热器内的流体保持静止。在经过 τ_0 时间后,系统进入等压放热过程,此时换热流体开始流经换热器,材料温度逐步下降。由图5(b)可知,等压放热阶段换热流体温度随换热过程逐渐升高,待BCEM温度持续降低后,流体温度随之回落。完成换热后,流体回流至换热槽2(T_h)。随后系统进入绝热膨胀过程,BCEM温度快速降低,该期间流体保持静止。在接下来的等压吸热过程中,换热流体流经换热器吸收冷量,其温度下降,随后随着BCEM温度回升而升高,最终回流到换热槽1(T_c)中。

由图5还可知,当制冷系统使用单管结构时,其整体性能明显下降。这主要是由于单管整体质量较大,承压结构的蓄热量较高,在加压/释压阶段会吸收部分BCEM产生的温差,从而降低材料能够实现的有效温差。同时单管较弱的换热能力也限制了系统热量释放,使得热流体与冷流体水温的变化幅度明显

小于采用碳纤维复合管的情况。

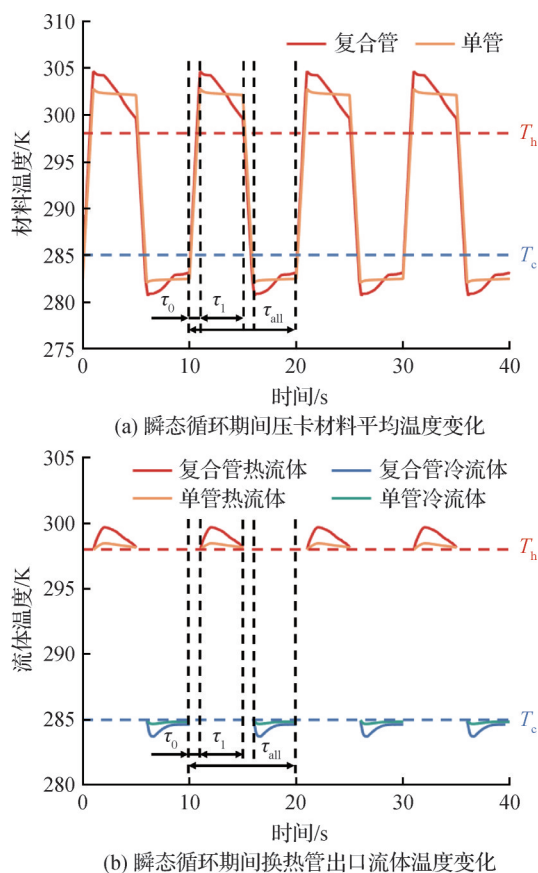


图5 压卡制冷系统循环运行过程中的瞬态温度特征

Fig.5 Transient temperature characteristics of barocaloric refrigeration systems during cycling

图6所示为压卡制冷系统稳态特征(工况:循环周期 10 s, 换热流体流速 0.5 m/s, 环境温度 293 K)。图6(a)所示为压卡制冷系统在进入稳态运行后的翅片管表面温度分布情况。依据表2所示的翅片换热管几何与材料参数,并基于统一传热计算模型与边界工况的计算结果表明,复合翅片管的翅片效率为 0.765;相较于作为参照的铝合金单管,其传热面积提升至 2.5 倍,总热阻降低 52%,体现出显著的换热强化效果。从温度分布来看,边缘翅片由于未直接与 BCEM 接触,其温度基本保持不变;而内层铝合金翅片管直接与 BCEM 接触,因此温度变化明显。外层碳纤维材料通过内层翅片管与 BCEM 间接接触,同时碳纤维材料自身极低的热导率进一步抑制了其温度变化,从而导致外层碳纤维的温变相对较小。伸出的翅片为换热流体提供了热阻较小的传热路径,从而增强了与 BCEM 的换热效果,实现了换热强化。由图6(b)可知,在相同运行工况下,采用碳纤维复合管的制冷系统由于具备更强的换热效率,到达稳态时间 τ_{CF} 仅需 132 s (共计 13 个循环;稳态判定标准为 10

min 内冷热流体槽温度波动小于 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$);相比之下,采用单管结构的系统到达稳态的时间 τ_{Al} 需要更长(约 28 倍)。这表明碳纤维复合翅片管不仅提高了换热效率,同时降低了承压结构蓄热量承压结构的蓄热量对压卡材料温变的削弱作用,从而显著提升了系统的瞬态响应性能。

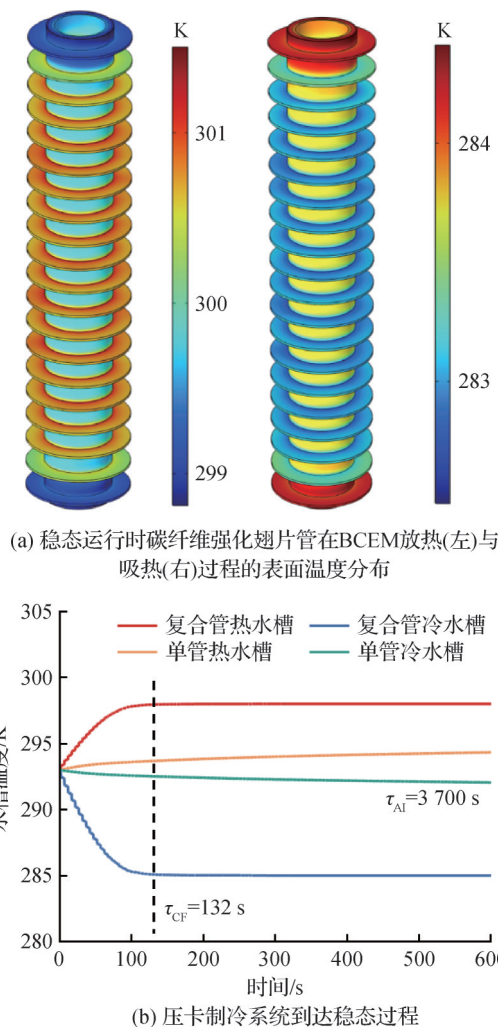


图6 压卡制冷系统稳态特征

Fig.6 Steady-state characteristics of the barocaloric refrigeration system

2.2 制冷循环周期的影响

制冷循环周期是影响压卡制冷系统性能的重要参数。本节在换热流体流速固定为 0.5 m/s 的条件下研究了循环周期对系统制冷性能的影响。需要指出的是,在所有循环工况中,加压与释压过程的持续时间均固定为 1 s。

图7所示为不同循环周期条件下制冷系统 COP、制冷量以及机械功随冷热源温差 (ΔT) 的变化。由图7可知,当循环周期为 10 s 时制冷系统表现出更高的 COP,并能够实现更大的温差。在 10 s 循环周期下,

系统内的换热过程较为充分,能够在保证较高换热效率的同时维持合理的功耗水平。当循环周期延长至 20 s 时,虽然换热时间延长,但在换热后期 BCEM 与换热流体之间温差逐渐减小,系统进入低效换热阶段,从而导致制冷量与 COP 明显下降。相比之下,

当循环周期缩短至 4 s 时,系统换热过程更加频繁,使得在较小温差条件下获得了更高的制冷功率,然而频繁的加压与释压过程显著增加了系统的压力功消耗,最终导致 COP 反而低于 10 s 循环周期的情况。

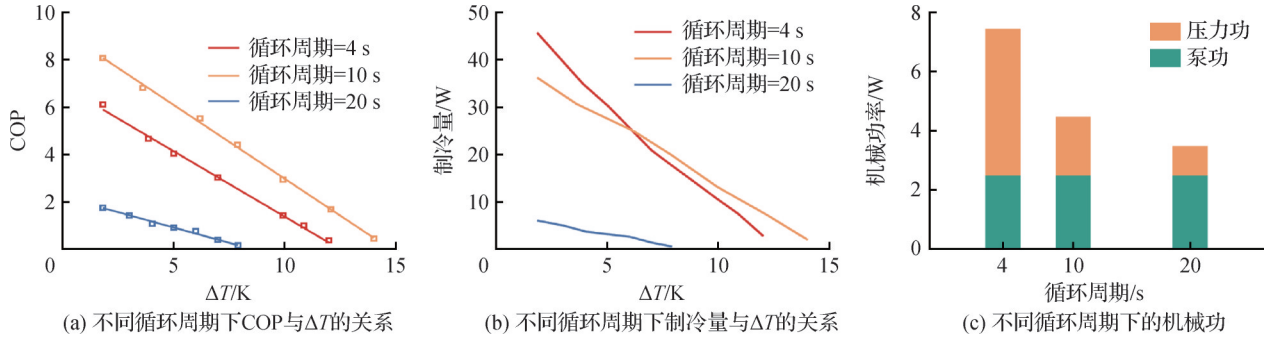


图7 循环周期对压卡制冷系统性能的影响

Fig.7 Impact of cycle period on the performance of barocaloric refrigeration systems

2.3 换热流体流速的影响

换热流体流速也是影响压卡制冷系统性能的重要参数。提高流体流速可以提高 BCEM 与换热流体之间的换热效率。然而,更高的流速也会导致泵功的增加,需要一个平衡来确定最大系统效率的最佳流速。本节研究换热流体流速对系统性能的影响,所有工况保持恒定循环周期 10 s。

图 8 所示为不同换热流体流速条件下制冷系统 COP、制冷量以及机械功随 ΔT 的变化。由图 8 可知,流体流速对系统性能具有显著影响。当流速为 0.25

m/s 时,制冷系统在较小温差条件下表现出较高的 COP,但系统能够实现的冷热源最大温差不足 8 K,制冷能力受到一定限制。当流速提高至 1 m/s 时,系统的制冷量显著增加,明显高于其他 2 个工况。然而流速增大导致泵功大幅增长,使得系统整体 COP 反而较低。相比之下,在 0.5 m/s 的流速条件下,系统性能表现较为均衡。一方面其冷热源最大温差明显高于 0.25 m/s 的工况;另一方面,较低的泵功消耗使得系统的 COP 高于 1 m/s 的工况。因此,从综合性能角度来看,0.5 m/s 的流速条件能够在制冷能力与能效之间取得较好的平衡。

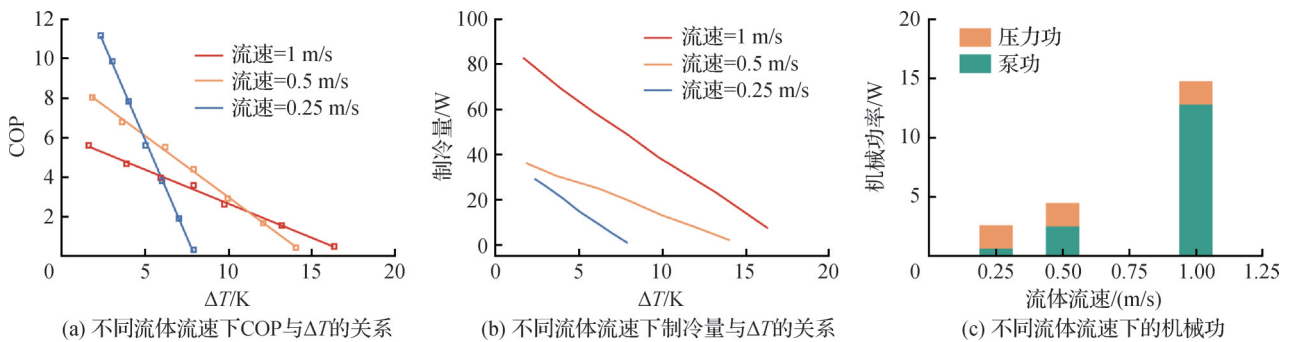


图8 换热流体流速对压卡制冷系统性能的影响

Fig.8 Impact of heat exchanging fluid flow velocity on the performance of barocaloric refrigeration systems

2.4 制冷系统工作温区的影响

本节研究了压卡制冷系统在不同热源与冷源温度条件下的运行性能。所有计算均在循环周期为 10 s、换热流体流速为 0.5 m/s 的工况下进行,其结果如图 9 所示。

由图 9 可知,随着系统热源与冷源温度跨度的减小,COP 显著升高,该趋势主要可由卡诺原理解释:理

论上制冷系统的 COP 与冷热源温度跨度呈反比。该原理表明系统温度跨度的减小导致 COP 升高。此外,当冷源温度接近材料在常压下高温相的相变温度时,材料的相变过程更加充分。这种更高效的相变参与程度有助于提升循环过程中的有效换热能力,从而进一步提高系统的整体制冷性能。

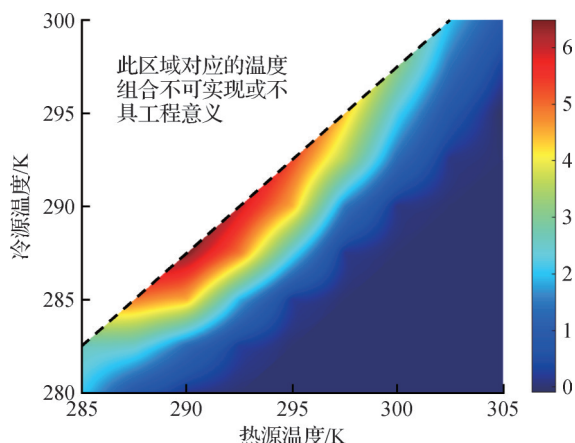


图9 基于逆布雷顿循环设计的压卡制冷理论 COP

Fig.9 Theoretical coefficient of performance (COP) of barocaloric refrigeration based on a reverse Brayton cycle

3 结论

本文基于新型压卡制冷系统换热与承压的双重需要,提出了一种碳纤维复合翅片管结构,创新性地提高了高承压结构的换热能力,并通过三维瞬态仿真模型对新型压卡制冷系统进行了仿真模拟,探究其可行性及优越性,得出结论如下:

1)该复合承压换热结构实现了承压强化与传热效率之间的解耦,同时降低承压结构的蓄热量对压卡温变的削弱作用。仿真结果表明,与传统铝合金单管结构相比,碳纤维复合翅片管显著提高了系统的换热效率与瞬态响应性能,使系统在约 132 s 内(13 次循环)即可达到稳态运行。

2)循环周期/频率对压卡制冷系统性能具有显著影响。在加压与释压时间均为 1 s 的条件下,当循环周期为 10 s(0.1 Hz)时系统综合性能最优。过短的循环周期虽然能够提高瞬时制冷功率,但加压/释压过程频繁导致压力功显著增加;而过长的循环周期则使换热后期进入低效换热阶段,从而降低系统的制冷量和 COP。

3)换热流体流速与工作温区对系统性能同样具有重要影响。当流速为 0.5 m/s 时,系统在制冷量与能效之间取得较好的平衡;较低流速虽然具有较高 COP,但冷热源最大温差较小,而较高流速则因泵功增加导致 COP 降低。当热源与冷源温度跨度减小时,系统 COP 显著提高,这主要源于制冷循环温差减小,使系统运行更接近卡诺极限,从而提高理论能效。此外,当冷源温度接近材料在常压下高温相的相变温度时,压卡效应能够得到更充分激发,材料的有效相变参与度提高,进一步促进循环换热过程,进而提升系统 COP。

参考文献

- [1] Viar M, Pardo F, Zarca G, et al. Biomass-derived solvents and low-GWP refrigerants as working fluids for sustainable absorption refrigeration [J]. *ACS Sustainable Chemistry & Engineering*, 2025, 13(21): 7728–7739.
- [2] Tang Rong, Zhao Jing, Liu Yifan, et al. Air quality and health co-benefits of China's carbon dioxide emissions peaking before 2030 [J]. *Nature Communications*, 2022, 13: 1008.
- [3] Levinsky J J B, Beckmann B, Gottschall T, et al. Giant magnetocaloric effect in a rare-earth-free layered coordination polymer at liquid hydrogen temperatures [J]. *Nature Communications*, 2024, 15: 8559.
- [4] Xu Na, Chen Wanmin, Ding Yousong, et al. A cubic Tinkertoy-like heterometallic cluster with a record magnetocaloric effect [J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2024, 146(14): 9506–9511.
- [5] Du Feihong, Yang Tiannan, Hao Hua, et al. Giant electrocaloric effect in high-polar-entropy perovskite oxides [J]. *Nature*, 2025, 640(8060): 924–930.
- [6] Qian Xiaoshi, Han Donglin, Zheng Lirong, et al. High-entropy polymer produces a giant electrocaloric effect at low fields [J]. *Nature*, 2021, 600(7890): 664–669.
- [7] Zhou Guoan, Zhang Lingyun, Li Zexi, et al. Achieving kilowatt-scale elastocaloric cooling by a multi-cell architecture [J]. *Nature*, 2025, 639(8053): 87–92.
- [8] Mevada H, Hwang Y, Takeuchi I. Optimization of heat transfer mechanisms in elastocaloric cooling systems [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2025, 180: 407–415.
- [9] Li Bing, Kawakita Y, Ohira-Kawamura S, et al. Colossal barocaloric effects in plastic crystals [J]. *Nature*, 2019, 567(7749): 506–510.
- [10] Zhao Wenbin, Liu Baoyin, Zhang Kun, et al. Giant barocaloric effect in Ni-Cu-Mn-Sn shape memory alloys via physical descriptors driven design [J]. *Acta Materialia*, 2025, 299: 121471.
- [11] Salvatori A, Aguilà D, Aromí G, et al. Large barocaloric effects in two novel ferroelectric molecular plastic crystals [J]. *Journal of Materials Chemistry A*, 2023, 11(23): 12140–12150.
- [12] Imamura W, Usuda E O, Lopes É S N, et al. Giant barocaloric effects in natural graphite/polydimethylsiloxane rubber composites [J]. *Journal of Materials Science*, 2022, 57(1): 311–323.
- [13] Tang Hongyuan, Guan Ziqi, Wu Yanze, et al. Boosting caloric performances of Ni-co-Mn-Ti shape memory alloy for multi-scenario refrigeration by spark plasma sintering

- [J]. *Materials*, 2025, 18(20): 4691.
- [14] Seo J, McGillicuddy R D, Slavney A H, et al. Colossal barocaloric effects with ultralow hysteresis in two-dimensional metal-halide perovskites [J]. *Nature Communications*, 2022, 13: 2536.
- [15] Fan X, Zhao X, Ou Z. Development and Prospect of Research on Plastic Crystals and Its Barocaloric Effects [J]. *Materials Review*, 2024, 38(3A): 276–283.
- [16] Zhao Xueting, Zhang Zhao, Hattori T, et al. All-temperature barocaloric effects at pressure-induced phase transitions[J]. *Nature Communications*, 2025, 16: 7713.
- [17] Garcia-Ben J, Delgado-Ferreiro I, Salgado-Beceiro J, et al. Simple and low-cost footstep energy-recover barocaloric heating and cooling device[J]. *Materials*, 2021, 14(20): 5947.
- [18] Qian Kun, Lin Shangchao, Zhang Zhe, et al. Highly efficient mechanocaloric cooling using colossal barocaloric plastic crystals[J]. *Cell Reports Physical Science*, 2024, 5(6): 101981.
- [19] Wu Si, Zhang Xiao, Sang Haoyuan, et al. A low-thermal-resistance and oriented assembly strategy enabling ultrahigh thermal conductivity phase change composites for efficient thermal management[J]. *Small*, 2025, 21(44): e07948.
- [20] Weerasekera N, Jiang Huan, Chen Yanyu, et al. Device model for a solid-state barocaloric refrigerator[J]. *Energy Technology*, 2025, 13: 2401057.
- [21] Dai Zhaofeng, Shao Bohan, Chen Qicheng, et al. Synergistic advancement of molecular design and dual encapsulation technology for high-performance room-temperature barocaloric refrigeration materials [J]. *Advanced Functional Materials*, 2023, 33(52): 2307822.
- [22] Gorev M V, Bogdanov E V, Flerov I N. T - p phase diagrams and the barocaloric effect in materials with successive phase transitions [J]. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2017, 50(38): 384002.

通信作者简介

林尚超,男,长聘副教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院工程热物理研究所,18862117400, E-mail: shangchaolin@sjtu.edu.cn。研究方向:压卡制冷与热电池、电子/离子热电材料与器件、热化学储热、固态储氢。

About the corresponding author

Lin Shangchao, male, tenured associate professor, Ph. D. supervisor, Institute of Engineering Thermophysics, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86–18862117400, E-mail: shangchaolin@sjtu.edu.cn. Research fields: barocaloric refrigeration and thermal battery, electronic/ionic thermoelectric materials and devices, thermochemical heat storage, solid-state hydrogen storage.