

DOI: 10.11949/0438-1157.

液氢温区主动磁回热器性能影响因子的仿真研究

刘亚坤¹, 李振兴¹, 胡舟航¹, 李佳欣², 李健¹, 沈俊^{1,2}(¹ 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; ² 中国科学院理化技术研究所, 北京 100190)

摘要: 液氢温区的低温与制冷技术是能源动力、红外探测和科学研究领域的关键制冷技术, 磁制冷技术由于在液氢温区的潜在效率高, 有望成为液氢温区重要的制冷技术之一。本研究基于多物理场仿真软件 COMSOL Multiphysics 构建了液氢温区二维瞬态主动磁回热器仿真模型。针对液氢温区磁制冷系统中的主动磁回热器, 深入揭示了磁制冷工质颗粒直径、磁场-流场时序等影响因子对液氢温区磁制冷性能的影响规律, 评估了 20 K – 30 K 温区填充实际磁制冷工质的主动磁回热器制冷性能。结果表明 AMR 制冷性能对于颗粒直径的敏感性程度高于吹风系数对其影响, 这是由于颗粒直径从 0.05 mm 增大至 0.40 mm 时, AMR 的比表面积下降至原来的 1/8。本研究为理解液氢温区多级磁制冷系统的性能影响规律以及后续整机优化设计与性能研究提供理论指导。

关键词: 磁制冷; 主动式磁回热器; 液氢温区; 颗粒填充床; 多孔介质; 传热

中图分类号: TB 661

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-10

Numerical simulation of influencing factors on active magnetic regenerator with liquid hydrogen temperature range

LIU Yakun¹, LI Zhenxing¹, HU Zhouhang¹, LI Jiaxin², LI Jian¹, SHEN Jun^{1,2}(¹ School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; ² Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Cryogenic and refrigeration technologies in the liquid hydrogen temperature range are critical refrigeration techniques in the fields of energy power, infrared detection, and scientific research. Due to its potential for high efficiency in the liquid hydrogen temperature range, magnetic refrigeration technology is expected to become one of the key refrigeration technologies in this temperature range. In this study, a two-dimensional transient simulation model of an active magnetic regenerator (AMR) for the liquid hydrogen temperature range was developed using COMSOL Multiphysics. For an AMR in liquid hydrogen temperature range magnetic refrigeration, this study analyzes the impact of particle diameter and timing between magnetic field and fluid flow on refrigeration performance, and assesses its cooling capacity from 20 K to 30 K using actual magnetocaloric materials. The refrigeration performance of the active magnetic regenerator filled with actual magnetocaloric materials in the temperature range of 20 K to 30 K is evaluated. The results indicate that the sensitivity of AMR refrigeration performance to particle diameter is greater than its sensitivity to the timing ratio as the specific surface area of the AMR decreases sharply by approximately to 1/8 when the particle diameter increases from 0.05 mm to 0.40 mm.

收稿日期: 2026-02-23 修回日期: 2026-07-07

通信作者: 李振兴 (1991-), 男, 博士, 助理研究员, zqli@bit.edu.cn; 沈俊 (1979-), 女, 博士, 教授, jshen@bit.edu.cn

第一作者: 刘亚坤 (1997-), 男, 博士研究生, 3120235554@bit.edu.cn

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52206034)

引用本文: 刘亚坤, 李振兴, 胡舟航, 李佳欣, 李健, 沈俊. 液氢温区主动磁回热器性能影响因子的仿真研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1–10

Citation: LIU Yakun, LI Zhenxing, HU Zhouhang, LI Jiaxin, LI Jian, SHEN Jun. Numerical simulation of influencing factors on active magnetic regenerator with liquid hydrogen temperature range[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1–10

This study provides theoretical guidance for understanding the performance characteristics of multi-stage magnetic refrigeration systems in the liquid hydrogen temperature range, as well as for the optimized design and performance evaluation of prototype.

Keywords: magnetic refrigeration; active magnetic regenerator; liquid hydrogen temperature range; packed bed; porous media; heat transfer

引 言

制冷与低温技术与国家可持续发展及前沿科学发展等方面紧密相关^[1-2]。高效的制冷与低温技术不仅可以显著减少能源消耗,也有力推动了可持续发展目标的实现。同时,该技术还为诸多前沿科学与国家重大需求提供了坚实保障,其中生物医学^[3]、低温物理^[4]、能源动力^[5]、电子通信^[6]、机械加工^[7]、空天探测^[8]以及国防安全^[9]等领域对液氢及液氢温区高效制冷技术有着广泛需求。磁制冷技术是一种基于磁性材料磁热效应的新型固态制冷技术,磁制冷技术不使用常规制冷剂,具有零ODP(臭氧消耗潜值, ozone depletion potential),零GWP(全球变暖潜值, Global Warming Potential),无污染,不需要传统蒸汽压缩制冷所需的压缩机,噪音小且易于小型化,内禀高效,热效率可达卡诺循环的50%~60%,稳定可靠等优势^[10],成为目前传统低温制冷技术的一种有发展前景的替代技术。1881年,磁热效应(Magnetocaloric Effect, 简称MCE)由德国物理学家 Warburg 首次发现^[11],磁热效应具体是指磁热材料的熵和温度随周围磁场强度变化而变化的物理现象^[12-14]。磁制冷技术最早被应用于极低温领域中。美国的 Debye 和 Giauque 等人于1927年提出采用绝热去磁方法可以获取极低温度^[15-16],并在1933年基于绝热去磁制冷机(Adiabatic demagnetization refrigerator, 简称ADR)首次实现了0.53~0.1 K的制冷温度^[17]。自此,绝热去磁制冷技术作为一种提供极端低温环境的方法被广泛研究。随着极低温磁制冷技术的不断发展,研究人员逐步探索磁制冷技术在其他温区的应用。美国NASA的Brown等人^[18]成功搭建了第一台室温磁制冷样机,采用金属Gd作为磁制冷工质,使用7T超导磁体,取得了47 K的无负荷制冷温跨。1982年,Barclay等人^[19]首次提出主动磁回热器(Active Magnetic Regenerator, 简称AMR)的概念,即通过回热循环充分利用磁制冷工质的磁热效应,从而在磁制冷循环中有效提升系统的制冷温跨,此后的大部分磁制冷系统都是基于主

动式磁回热循环建立。基于此,1997年日本三菱重工的 Ohira 等人首次提出将磁制冷技术用于氢液化领域^[20],并基于磁卡诺循环,在20 K温区成功搭建出最大制冷量为0.21 W的原理样机。自此,诸多学者开展了液氢温区磁制冷仿真优化研究。2014年,日本国家材料科学研究所 Numazawa 等人^[21]基于相变温度为4 K的磁制冷工质DGAG((Gd_xDy_{1-x})₃Al₅O₁₂)构建出日产10 kg液氢的氢液化磁制冷流程。该流程主要由基于主动磁制冷循环的氢气预冷降温装置和基于磁卡诺制冷循环的氢气液化冷凝装置构成,计算得到该磁制冷氢液化流程的效率达到卡诺效率的46.9%。2015年,韩国的Park等人^[22]建立了液氢温区AMR的一维瞬态模型,填充4种磁制冷工质:GdNi₂、Dy_{0.85}Er_{0.15}Al₂、Dy_{0.5}Er_{0.5}Al₂和Gd_{0.1}Dy_{0.9}Ni₂,采用不可压缩氢气作为换热流体,研究了磁制冷工质的组分占比对AMR制冷性能的影响。2018年,Mustapha Belkadi等人^[23]通过仿真分析了从室温开始、填充理想磁热材料的级联主动磁回热器氢液化循环。在25℃、1 kg/h供氢条件下,最佳级数为6级,其中,液化系统所需最小体积为2.96 L(对应COP=1.23),而实现最佳效率的体积为7.44 L(对应COP=4.7)。2020年,Hamdani等人^[24]通过二维瞬态CFD模型来模拟六级联级平行板AMRL的性能,六级AMRL依次填充Gd、Tb、Dy、Ho、Er和Tm。结果表明,在高达7 T的外加磁场下,300 K和1个大气压、质量流量为100 mg/s的氢气可以被冷却至57 K。2020年,Feng等人^[25]建立了一维模型,采用1 T永磁体提供变化磁场并以液氮预冷,研究了日产量300 kg的液氢磁制冷系统效率。结果表明,在12级磁制冷系统中,液化效率达卡诺循环的76.9%。2023年,Ansarinassab等人^[26]通过对比分别使用混合工质预冷和AMR预冷的氢液化流程,证实AMR预冷方案是比混合工质预冷更好的技术选择。2023年,郑文帅等人^[27]建立了基于理想材料(定熵变)的二维瞬态模型,研究了多级AMR系统的制冷效率,其三级磁制冷系统最大制冷量为40.09 W,相应热力学第二效率为28.14%。

动式磁回热器内部流固耦合传热核心机理,引入了若干简化假设。需要指出的是,这些假设均可能使仿真结果偏离实际值(高估制冷性能),但整体趋势规律仍可有效揭示关键物理规律。各假设及其影响详述如下:

(1) 假设各级主动磁回热器与环境之间没有热交换,即主动磁回热器壁面假设为绝热壁面。实际壁面与环境之间的热交换涉及复杂的自然对流与接触热阻,精确建模需增加大量边界条件且显著提升计算成本,而在多数工作条件下,壁面漏热相较于AMR内部的能量传递处于次要地位。因此,假设AMR壁面为绝热,忽略其与环境的热交换。这一简化会导致系统的净制冷量与COP的计算值高于实际值,因为实际冷端漏热会形成额外的热负荷。

(2) 忽略多级磁制冷系统的辐射换热。在液氢温区(20 - 77 K),辐射热流密度通常远低于导热与对流换热,且多级系统在实际实验中常置于真空绝热腔体内,故可予以忽略。然而忽略辐射换热会低估冷端吸收的辐射热,从而使得制冷性能的计算结果偏大。

(3) 假设高、低温端换热器均为理想热交换器,即流固换热足够充分。假设高、低温端换热器为理想热交换器,即流体出口温度等于端部设定温度。该假设旨在将研究焦点集中于AMR本体的性能分析,避免引入换热器设计的复杂参数。在实际系统中,由于换热器传热面积和温差有限,这一简化会导致冷端吸热量与热端散热量的计算值偏高。

(4) 假设磁制冷工质不存在磁滞和热滞。忽略磁制冷工质的磁滞与热滞现象。磁滞损耗源于磁畴壁运动,热滞体现为磁热响应相对于磁场变化的延迟;精确模拟这些效应需引入复杂的磁动力学模型,大幅增加计算难度。在本研究采用的低频(1 Hz)及中等磁场变化速率条件下,滞后损耗相对较小,故予以简化。该假设会使磁热效应产生的有效制冷量的计算值偏大,因为实际过程中磁畴壁运动及温度响应滞后会产生不可逆热耗散。

(5) 假设AMR中磁制冷工质分布均匀,磁制冷工质为规则球形颗粒,颗粒直径为常数。假设AMR内磁制冷工质为规则球形颗粒,粒径恒定且空间分布均匀。该简化使得可以采用经典的多孔介质理论(如Ergun压降方程与Nusselt换热关联式)对填充床进行体积平均建模。实际堆积床中颗粒形状不规则、粒径存在分布且孔隙率不均匀,因此该假设

会导致流动阻力(压降)的计算值偏低,同时使对流换热系数的计算值偏高(因为实际存在的局部短路或流动死区会降低有效换热性能)。

(6) 假设施加在主动式磁回热器中的磁场分布均匀。假设施加于AMR内的磁场分布均匀。磁场的精确分布需耦合麦克斯韦方程组进行电磁场求解,计算资源消耗较大;且在Halbach永磁阵列的中心工作区域,磁场均匀性相对良好。此简化会导致处于磁场边缘或梯度区域的磁热效应的计算值偏高,从而使得整体制冷量的计算结果产生正向偏差。

(7) 忽略多级主动式磁回热器中的退磁效应与涡流损失。退磁效应源于磁化材料自身产生的退磁场削弱内部有效磁场,其精确计算依赖于颗粒形状与磁导率的复杂关系;涡流损失源自交变磁场在导电磁热材料中感应的涡电流所产生的焦耳热。对于球形颗粒,其有效退磁因子较小,且涡流损失

功率密度可近似表达为: $P_{\text{eddy}} \propto \frac{(df)^2}{\rho}$, 其中 d 为颗粒直径, f 为磁场交变频率, ρ 为材料电阻率。在本研究采用的颗粒直径(0.05 - 0.40 mm)与运行频率(1 Hz)条件下,涡流特征时间远小于磁化周期,退磁效应和涡流损失均可合理忽略。这一简化同样会使净制冷量的计算值偏大,但误差幅值相对有限。

综上所述,上述简化假设均倾向于高估仿真计算结果(即所得制冷量、COP等指标高于实际值)。在实际工程设计中,有必要通过实验验证或系统的敏感性分析来定量评估这些简化假设所引入的不确定性。

基于以上理想化假设,建立液氢温区主动式磁回热器中换热流体的质量守恒方程式(1)、动量守恒方程式(2)、能量守恒方程式(3)及磁制冷工质的能量守恒(6)方程式。通过非等温流动和局部热非平衡等流体和固体的相互耦合作用对主动式磁回热器进行物理描述的^[28-31]。

换热流体可压缩氮气的控制方程:

$$\frac{\partial \rho_f(T_f, p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f(T_f, p) \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f(T_f, p) \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho_f(T_f, p) \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} + \nabla p - \nabla^2 (\mu_f(T_f, p) \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

$$\rho_f(T_f, p) c_{p,f}(T_f, p) \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T_f \right) = \alpha_p T_f \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla p \right) + \nabla \cdot (k_f(T_f, p) \nabla T_f) + \frac{Q_{\text{af}}}{\varepsilon} \quad (3)$$

$$\alpha_p = -\frac{1}{\rho_f(T_f, p)} \frac{\partial \rho_f(T_f, p)}{\partial T_f} \quad (4)$$

$$Q_{sf} = q_{sf}(T_s - T_f) \quad (5)$$

磁制冷工质的控制方程:

$$\rho_s c_{ps}(T_s) \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s(T_s) \nabla T_s) - \frac{Q_{sf}}{1 - \varepsilon} + Q_{MCE} \quad (6)$$

$$Q_{MCE} = -\rho_s T_s \frac{\partial M}{\partial T_s} \frac{\partial \mu_0 H}{\partial t} = -\rho_s T_s \frac{\partial S_s}{\partial \mu_0 H} \frac{\partial \mu_0 H}{\partial t} \quad (7)$$

其中, $\mathbf{u} = (u, v)$ 为换热流体速度矢量。 T, ρ, C_p, k 分别为温度、密度、热容及热导率, 下标 f 为换热流体氦气, s 为磁制冷工质。其中换热流体氦气的热物性是压力和温度的函数, 从 REFPROP 数据库中获得。磁制冷工质密度为常数, 热容和热导率为居里温度点处对应数值。 $\mu_f(T, p)$ 为换热流体氦气的动力黏度, ε 为填充床式回热器的孔隙率。 Q_{sf} 为多孔介质中流-固换热的总换热量, 由公式(5)计算得到。 Q_{MCE} 表示磁热效应热源项, 根据文献, 可通过内置热源法^[32]获得, 由公式(7)计算得到, 其中, M 为磁制冷工质的磁化率, 磁热效应产生的磁化功在固体传热接口中以内热源的形式包含在磁制冷工质能量方程中。换热流体能量方程(3)中的 α_p 为流体的热膨胀系数, 通过公式(4)计算得到。公式(3)和(6)为局部热非平衡多物理场耦合接口控制方程, 用于描述换热流体氦气与磁制冷工质之间的传热。公式(5)中的 q_{sf} 通过公式(8)计算得到, 其中, α_s 为换热器比表面积, h_{sf} 为氦气与磁制冷工质之间的间隙换热系数, 分别通过公式(9)和公式(10)计算得到。

$$q_{sf} = \alpha_s h_{sf} \quad (8)$$

$$\alpha_s = 3(1 - \varepsilon)/(d/2) \quad (9)$$

$$h_{sf} = \frac{1}{\left(\frac{d}{2} \left(\frac{2}{Nu} \frac{1}{k_f} + \frac{0.2}{k_s} \right) \right)} \quad (10)$$

$$Nu = 2.0 + 1.1 Pr^{\frac{1}{3}} Re_p^{0.6} \quad (11)$$

$$Re_p = (\rho_f |u_f| d) / \mu_f \quad (12)$$

$$U = \left(\int_0^\tau m_f(t) |c_f| dt \right) / (2m_s c_s) \quad (13)$$

公式(9)中, d 为磁制冷工质的颗粒直径。 Nu 为换热流体的努塞尔数, 由公式(11)计算得到。其中, Re_p 为基于颗粒直径的雷诺数, 由公式(12)计算得到。 U 为利用系数(Utilization factor)是磁制冷中常见的无量纲参数, 定义为半个周期内经过 AMR 的流体热容量与磁制冷工质热容量之比, 由公式(13)计算得到, 其中, m_s 为磁制冷工质的质量, $m_f(t)$ 为换热流体的质量流量, 流体比热容可以取所在温区的平均比热容, τ 是 AMR 的运行周期, m_s 与 c_s 分别是回

热器中磁制冷工质的填充质量和比热容, 磁制冷工质的比热容可以取零磁场下所在温区的平均比热容。在仿真研究中, 通过调节换热流体(氦气)的质量流量 $m_f(t)$ 可以改变 U 的数值, 进而研究不同 U 对制冷性能的影响。不同利用系数对应的制冷量不同, 常以制冷量最大值所对应的利用系数为最佳利用系数。主动式磁回热器内填充 HoAl_2 合金 ($T_c = 31 \text{ K}$), HoAl_2 合金由课题组前期通过电弧熔炼和制备所得^[33], 其磁熵变曲线如图4所示。

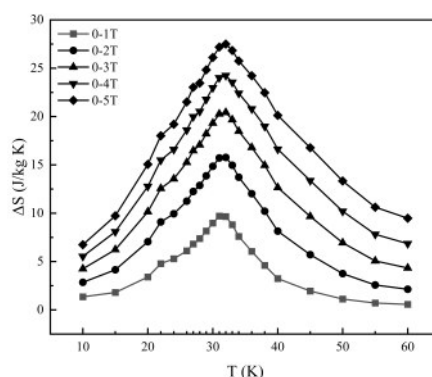


图4 不同磁场强度下 HoAl_2 合金的磁熵变曲线

Fig. 4 Magnetic entropy change curves of HoAl_2 alloy under different magnetic field

1.3 初始条件及边界条件

利用上述控制方程, 在 COMSOL Multiphysics 多物理场仿真软件中进行了瞬态研究。换热流体氦气的初始压力为 1.6 MPa。AMR 的高温端温度和低温端温度分别为 30 K 和 20 K。当质量流量为正值时, 换热流体从高温端换热器流向低温端(冷吹过程), 高温端入口边界条件为: $T_f = T_H$, 冷端出口边界条件为: $\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0$ 。反之, 当质量流量为负值时, 冷端入口边界条件为: $T_f = T_C$, 热端出口边界条件为: $\frac{\partial T_f}{\partial z} = 0$ 。 z 轴方向为磁回热器轴线方向。

1.4 性能评价指标

评估 AMR 的制冷性能可以在固定温跨下考察 AMR 的制冷量 Q_c 、散热量 Q_h , 泵功 W_p , 性能系数 COP 以及热力学第二效率 η , 分别由公式(14)–(19)计算得到。其中, 制冷量 Q_c 定义为换热流体从热端向冷端流动时, 与低温端换热器之间交换的能量与循环时间之比, 其中, τ 为 AMR 运行周期, T_f 为换热流体温度, 下标 hot 为热端温度, cold 为冷端温度, $\Delta p(t)$ 为流体经过主动磁回热器时产生的流动压降。性能系数 COP 为冷端换热器吸取热量与热端换热

器散热量和换热流体流动泵功之比, COP_{Carnot} 为卡诺循环的性能系数, η 为热力学第二效率:

$$Q_c = \frac{\int_0^\tau |m_f(t)| c_{p,f} [T_c - T_{f,cold}(t)] dt}{\tau} \quad (14)$$

$$Q_h = \frac{\int_0^\tau |m_f(t)| c_{p,f} [T_{f,hot}(t) - T_h] dt}{\tau} \quad (15)$$

$$W_p = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau \frac{|m_f(t)| \Delta p(t)}{\rho_f(T_f, P)} dt \quad (16)$$

$$COP = Q_c / (Q_h - Q_c) \quad (17)$$

$$COP_{Carnot} = T_c / (T_h - T_c) \quad (18)$$

$$\eta = COP / COP_{Carnot} \quad (19)$$

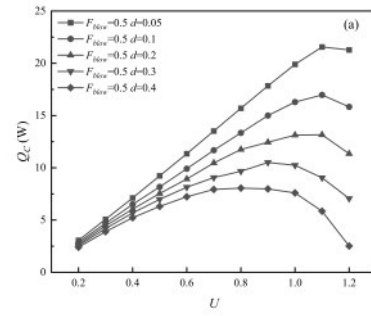
2 主动磁回热器制冷性能研究

为探究液氢温区主动磁制冷系统的制冷性能, AMR 中填充 $HoAl_2$ 微球颗粒, 换热流体为可压缩氢气, 探究了不同磁制冷工质颗粒直径以及流场-磁场时序对 AMR 制冷性能的影响。

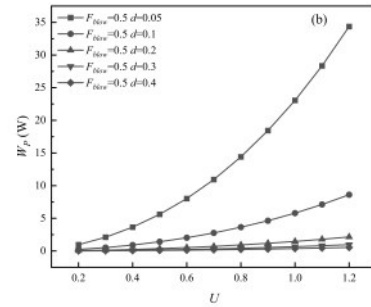
2.1 磁制冷工质颗粒粒径对主动磁回热器制冷性能影响

对于颗粒填充床式回热器, 回热器填充的磁制冷工质颗粒直径会显著影响磁制冷系统的性能, 图 5 为不同颗粒直径下, AMR 制冷量随着利用系数 U 的变化曲线。从图 5(a) 可以看出, 在颗粒直径为 0.05 mm - 0.40 mm 五种工况下, AMR 的制冷量都随着利用系数的增大而呈现先增加后降低的趋势, 这是由于利用系数的增大, 氢气质量流量增大, 流速增加, 回热器中的流固传热效果增强, 制冷量表现出逐步增大的现象。当利用系数逐步增加至最佳利用系数之后, 过大的利用系数会给 AMR 带来过高的换热气体流速, 这会破坏 AMR 通过微元回热循环建立的高低温端的制冷循环温跨, 导致 AMR 的制冷效果不断降低。由于换热流体的压降损耗和利用系数相关, 随着利用系数的不断增大, 流体的流动速度不断增大, 流动泵功持续增大, 如图 5(b) 所示, 在其功耗中的所占比重也持续增大, 制冷系数 COP 也会随着利用系数的增大而出现先增大后减小的趋势, 并且, 随着颗粒直径的增大, 最大制冷系数对应的最佳利用系数不断降低, 这可能是换热流体氢气对 AMR 的制冷量以及泵功损耗的影响程度不同所导致的。

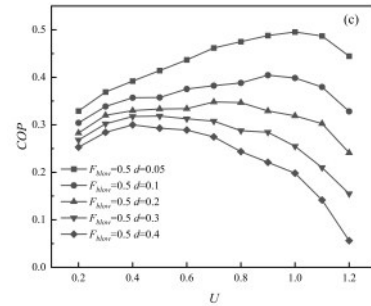
对于颗粒填充床式主动式磁回热器, 磁制冷工质颗粒直径对于 AMR 制冷性能至关重要。图 6(a)



(a) AMR 制冷量与利用系数的关系



(b) AMR 泵功与利用系数的关系



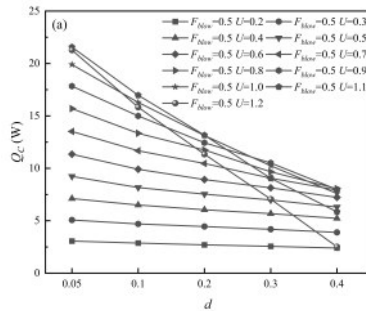
(c) AMR 制冷系数 (COP) 与利用系数的关系

图 5 不同颗粒直径下 AMR 制冷性能与利用系数的关系

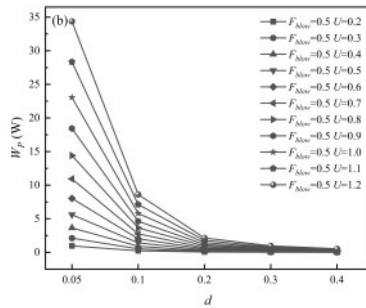
Fig.5 Cooling performance of AMR versus utilization factor under different particle diameters

为不同利用系数下, AMR 制冷量随着磁制冷工质颗粒直径 d 的变化趋势, 在不同的利用系数的工况下, AMR 制冷量均随着磁制冷工质颗粒直径 d 的增大而减小, 并且值得注意的是利用系数越大, 制冷量降低的速率越大。利用系数为 0.2 和 1.2 时, 颗粒直径从 0.05 mm 增大至 0.40 mm, 制冷量分别降低了 0.66 W 和 18.76 W。这是由于磁制冷工质粒径的改变会改变 AMR 中流固耦合换热性能, 表 2 为不同颗粒直径所对应的回热器比表面积, 可以看出, 随着颗粒直径 d 的增大, AMR 比表面积显著降低, 颗粒直径从 0.05 mm 增大至 0.40 mm, AMR 比表面积减小了近 8 倍。由于比表面积的急剧降低, 磁制冷工

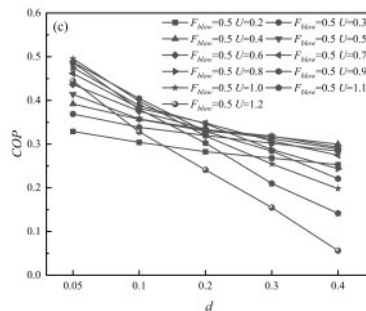
质与换热流体之间的传热性能显著降低。对于利用系数较大的工况,由于换热流体流速更快,换热流体和磁制冷工质之间的传热系数更大,因此,AMR比表面积的变化对于系统的制冷量的影响越显著,所以利用系数越大的工况,AMR制冷量随着颗粒直径的增大而减小的速率越快。



(a) AMR制冷量与磁制冷工质颗粒直径的关系



(b) AMR泵功与磁制冷工质颗粒直径的关系



(c) AMR制冷系数(COP)与磁制冷工质颗粒直径的关系

图6 不同利用系数下AMR制冷性能与磁制冷工质颗粒直径之间的关系

Fig.6 Cooling performance of AMR versus particle diameters under different utilization factor

图6(b)和图6(c)分别为AMR泵功和制冷系数与磁制冷工质的变化关系。在同一利用系数的工况下,泵功随着磁制冷工质颗粒的增大而急剧减小。此外,在颗粒填充床回热器中,流体在多孔介质中流动时,其主要流动阻力来自颗粒间隙形成的

表2 回热器比表面积与磁制冷工质颗粒直径的关系

Table 2 Relationship between regenerator specific surface area and magnetocaloric material particle diameter

磁制冷工质颗粒直径 d/mm	回热器比表面积 a_s/mm^{-1}
0.05	76.80
0.10	38.40
0.20	19.20
0.30	12.80
0.40	9.60

复杂流道。压降 Δp 主要由黏性摩擦阻力与惯性阻力共同决定,通常由 Ergun 方程给出:

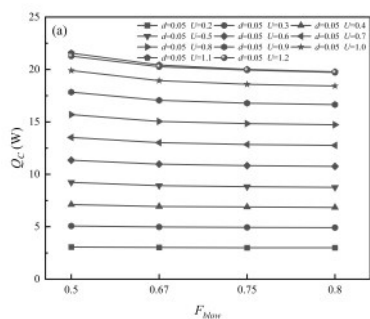
$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{150(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu u}{d^2} + 1.75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho u^2}{d} \quad (20)$$

其中: Δp 为压降, L 为填充床流道长度, ε 为填充孔隙率, μ 为流体黏度, u 为流速, d 为颗粒直径, ρ 为流体密度。式中黏性项 $\propto 1/d^2$, 惯性项 $\propto 1/d$ 。因此,当颗粒直径减小时,压降显著增大,特别是在黏性主导(低雷诺数)区域。在不同的利用系数的工况下,AMR的制冷系数随着颗粒直径的增大而降低,与制冷量的变化趋势类似,并且利用系数越大,制冷系数的下降趋势越显著。当利用系数分别为0.2和1.2时,颗粒直径从0.05 mm增大至0.40 mm时,AMR的制冷系数分别降低了0.08和0.39。

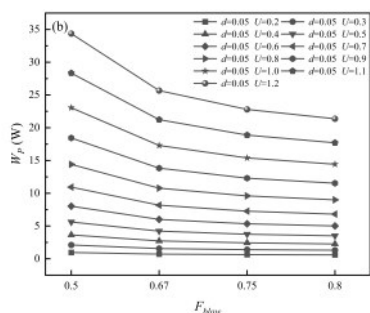
2.2 磁场-流场时序比例对主动磁回热器制冷性能影响

在磁制冷系统中,主动式磁回热器是流场、磁场、热场等多物理场发生耦合的重要器件,其多物理场耦合情况将很大程度取决于磁场和流场的时序比。因此开展了四种不同的时序比下的AMR制冷性能研究。吹风系数定义为: $F_{blow} = t_2 + t_4/\tau$, 其中, t_2 和 t_4 分别为热吹期和冷吹期时间, τ 为AMR运行周期,由于采用间歇式磁场-流场时序,吹风系数代表磁制冷循环周期内流体流动时间占比。

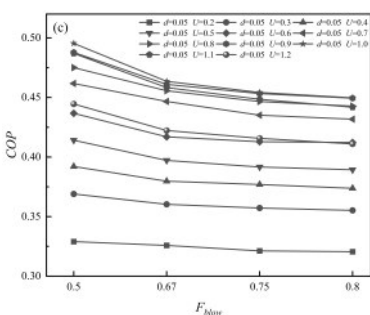
图7为不同利用系数下,AMR冷量及泵功随着吹风系数的变化趋势,整体上看,同一利用系数,AMR冷量和泵功均随着吹风系数的增大呈现减小趋势。由于利用系数定义为半周期内换热流体热容和磁制冷工质的热容之比,吹风系数的增大,换热流体流动时间占比增大,因此,半周期内换热流体的流速降低,氦气流动所消耗的功较少,同时制冷量也随之减小。如图7所示,利用系数越大,泵功降低的趋势越显著。利用系数为0.2和1.2时,吹风系数从0.5增大至0.8时,AMR制冷量分别降低了0.06 W和1.56 W,制冷系数分别降低了0.01和



(a) AMR 制冷量与磁制冷系统吹风系数的关系



(b) AMR 泵功与磁制冷系统吹风系数的关系



(c) AMR 制冷系数(COP)与磁制冷系统吹风系数的关系

图 7 AMR 制冷性能与磁制冷系统吹风系数的关系

Fig.7 Cooling performance of AMR versus blowing factor of magnetic refrigeration system

0.034。利用系数为 0.2 时,吹风系数从 0.5 增加至 0.8 时,换热流体的质量流量减小了 37.5%,而利用系数为 1.2 时,吹风系数同样的变化情况下,换热流体的质量流量减小了 48.56%,流速的增加会减薄固体颗粒表面的流体边界层,降低对流换热热阻,使颗粒内部的冷量或热量更容易传递给流体,此外,较高的流速会在颗粒间的孔隙中引起更强的湍流和涡流,促进流体自身的混合,使温度分布更均匀,从而强化整体换热。因此,随着吹风系数的增大,同一利用系数工况下的 AMR 的制冷性能也存在一定程度的降低。

此外,从微元循环的角度来看,在较低的 U 的情

表 3 不同吹风系数对应换热流体氦气的质量流量

Table 3 Mass flow rate of heat exchange fluid helium corresponding to different blowing factors

利用系数 U	系统吹风系数 F_{blow}	换热流体质量流量 $m_f / \text{g s}^{-1}$
0.2	0.5	4.07
	0.67	3.04
	0.75	2.71
	0.8	2.54
1.2	0.5	24.42
	0.67	18.22
	0.75	16.28
	0.8	12.56

况下 ($U = 0.2$), 质量流量较小, 在热吹和冷吹期间, 换热流体更快的达到磁制冷工质温度, 此时吹风系数的变化对于换热的影响甚微, 而在较大利用系数的情况下 ($U = 1.2$), 换热流体质量流量较大。在冷吹和热吹期间, 磁制冷工质与流体之间的温差在整个流动期间始终存在, 因此, 需要足够的流速来维持较高的流固间隙换热系数。此时增大吹风系数 (降低流速) 会增厚边界层, 降低传热系数, 导致磁制冷工质在冷吹阶段无法将全部可用冷量释放给流体, 因此制冷量和效率大幅下降。

3 结 论

本研究针对 20 K - 30 K 温区的主动式磁回热器 (AMR), 数值分析了颗粒直径与吹风系数对制冷性能的影响。结果表明, AMR 制冷性能对颗粒直径的敏感性远高于吹风系数: 当颗粒直径从 0.05 mm 增至 0.40 mm, 利用系数为 $U=0.2$ 和 1.2 时, 制冷量分别下降 0.66 W 和 18.76 W, COP 分别降低 0.08 和 0.39; 而吹风系数从 0.5 增至 0.8 时, 制冷量分别下降 0.06 W 和 1.56 W, COP 分别降低 0.01 和 0.034。上述结果为明晰液氢温区多级磁制冷系统的性能影响规律以及后续整机优化设计与性能研究提供理论指导。

符 号 说 明

C_p	—— 热容
COP	—— 性能系数
D	—— 回热器直径, mm
d	—— 磁制冷工质的颗粒直径, mm
F_{blow}	—— 吹风系数

h_{sf} ——氦气与磁制冷工质之间的间隙换热系数,
 $W/m^2 K$
 k ——热导率, $W/m K$
 L ——回热器长度, mm
 L_d ——回热器过渡端长度, mm
 m ——磁制冷工质的填充质量, kg
 Nu ——换热流体的努塞尔数
 Q_c ——制冷量, W
 Q_H ——散热量, W
 Q_{MCE} ——磁热效应热源项, W
 Q_{sf} ——多孔介质中流-固换热的总换热热量, W
 T ——温度, K
 U ——利用系数
 W_p ——流动泵功, W
 α_p ——流体的热膨胀系数, $1/K$
 α_s ——换热器比表面积, $1/mm$
 ε ——回热器孔隙率
 η ——热力学第二定律效率
 ρ ——密度, kg/m^3
 τ ——系统运行时间, s
 下标
 cold——冷端
 f——流体
 hot——热端
 s——固体

参考文献

- [1] 陈光明, 陈国邦. 制冷与低温原理[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2010.
Chen G M, Chen G B. Principle of refrigeration and low temperature[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2010.
- [2] 张祉祐. 低温技术原理与装置-下册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
Zhang Z Y. Principles and devices of cryogenic technology—Volume II[M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
- [3] Qian H W, Zhao X, Yan R H, et al. Structural basis for catalysis and substrate specificity of human ACAT1[J]. Nature, 2020, **581** (7808): 333–338.
- [4] Shimojima T, Motoyui Y, Taniuchi T, et al. Discovery of mesoscopic nematicity wave in iron-based superconductors[J]. Science, 2021, **373**(6559): 1122–1125.
- [5] Yang J, Li Y Z, Tan H B. An energy-saving hydrogen liquefaction process with efficient utilization of liquefied natural gas cold energy[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, **49**: 1482–1496.
- [6] Cao H S, ter Brake H J M. Progress in and outlook for cryogenic microcooling[J]. Physical Review Applied, 2020, **14**(4): 044044.
- [7] Yildiz Y, Nalbant M. A review of cryogenic cooling in machining processes[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, **48**(9): 947–964.
- [8] Chung J N, Dong J, Wang H, et al. An advance in transfer line chilldown heat transfer of cryogenic propellants in microgravity using microfilm coating for enabling deep space exploration[J]. npj Microgravity, 2021, **7**: 21.
- [9] 张学英, 穆晖, 卢岷, 等. 运载火箭液氢循环预冷无传感器控制系统设计[J]. 深空探测学报(中英文), 2022, **9**(1): 88–98.
Zhang X Y, Mu H, Lu D, et al. Design of a sensorless liquid hydrogen circulation precooling control system for rockets[J]. Journal of Deep Space Exploration, 2022, **9**(1): 88–98.
- [10] Tian L, Mo Z J, Sun H B, et al. High-performance magnetic refrigeration materials: Prediction and realization[J]. Journal of Alloys and Compounds, 2024, **991**: 174519.
- [11] Warburg E. Magnetische untersuchungen[J]. Annalen der Physik, 1881, **249**(5): 141–164.
- [12] Franco V, Blázquez J S, Ingale B, et al. The magnetocaloric effect and magnetic refrigeration near room temperature: materials and models[J]. Annual Review of Materials Research, 2012, **42**: 305–342.
- [13] Yu B F, Gao Q, Zhang B, et al. Review on research of room temperature magnetic refrigeration[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, **26**(6): 622–636.
- [14] Zhang Y K, Wu J H, He J, et al. Solutions to obstacles in the commercialization of room-temperature magnetic refrigeration[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, **143**: 110933.
- [15] Debye P. Einige bemerkungen zur magnetisierung bei tiefer temperatur[J]. Annalen der Physik, 1926, **386** (25): 1154–1160.
- [16] Giauque W F. A thermodynamic treatment of certain magnetic effects. a proposed method of producing temperatures considerably below 1° absolute[J]. Journal of the American Chemical Society, 1927, **49**(8): 1864–1870.
- [17] Giauque W F, Macdougall D P. Attainment of Temperatures Below 1° Absolute by Demagnetization of $Gd_2(SO_4)_3 \cdot 8H_2O$ [J]. Physical Review, 1933, **43**(8): 768–768.
- [18] Brown G V. Magnetic heat pumping near room temperature[J]. Journal of Applied Physics, 1976, **47**(8): 3673–3680.
- [19] Barclay J A. Active magnetic regenerator: US4332135[P]. 1982–06–01.
- [20] Ohira K, Matsuo S, Furumoto H. The characteristics of magnetic refrigeration operating at the temperature of 20 K[M]//Proceedings of the Sixteenth International Cryogenic Engineering Conference/ International Cryogenic Materials Conference. Amsterdam: Elsevier, 1997: 403–406.
- [21] Numazawa T, Kamiya K, Utaki T, et al. Magnetic refrigerator for hydrogen liquefaction[J]. Cryogenics, 2014, **62**: 185–192.
- [22] Park I, Kim Y, Park J, et al. Design method of the layered active magnetic regenerator (AMR) for hydrogen liquefaction by numerical simulation[J]. Cryogenics, 2015, **70**: 57–64.
- [23] Belkadi M, Smaili A. Thermal analysis of a multistage active magnetic regenerator cycle for hydrogen liquefaction[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, **43**(6): 3499–3511.
- [24] Hamdani K, Smaili A, Sari O. Numerical simulation of hydrogen active magnetic regenerative liquefier[J]. Renewable Energy, 2020, **158**: 487–499.
- [25] Feng T S, Chen R K, Ihnfeldt R V. Modeling of hydrogen liquefaction using magnetocaloric cycles with permanent magnets [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, **119**: 238–246.
- [26] Ansarinassab H, Fatimah M, Khojasteh-Salkuyeh Y. Conceptual

- design of two novel hydrogen liquefaction processes using a multistage active magnetic refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **230**: 120771.
- [27] Zheng W S, Shen J, Li Z X, et al. Numerical simulation of a multistage magnetic refrigeration system in the temperature range of liquid hydrogen[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, **51**: 523–535.
- [28] Smaïli A, Aït-Ali S, Chahine R. Performance predictions of a first stage magnetic hydrogen liquefier[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, **36**(6): 4169–4177.
- [29] Li K, Guo X H, Dai W, et al. Numerical simulation of a low temperature hybrid refrigerator combining GM gas expansion refrigeration with magnetic refrigeration[J]. Cryogenics, 2021, **113**: 103235.
- [30] Li Z X, Li K, Guo X H, et al. Influence of timing between magnetic field and fluid flow in a rotary magnetic refrigerator[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, **187**: 116477.
- [31] Engelbrecht K, Eriksen D, Bahl C R H, et al. Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, **35**(6): 1498–1505.
- [32] Cascetta M, Cau G, Puddu P, et al. A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, **98**: 1263–1272.
- [33] Liu Y K, Su X, Fang L F, et al. Large cryogenic magnetocaloric effect of the Laves-phase $\text{Ho}_{1-x}\text{Dy}_x\text{Al}_2$ compounds within liquid hydrogen temperature range[J]. Journal of Alloys and Compounds, 2025, **1010**: 178324.