

基于不同流动时间占比的紧凑型 室温磁制冷系统实验研究*

李瑞¹⁾ 沈俊^{1)2)†} 张志鹏²⁾ 李振兴^{1)2)‡} 莫兆军¹⁾
高新强¹⁾ 海鹏¹⁾²⁾ 付琪¹⁾

1) (中国科学院赣江创新研究院, 赣州 341119)

2) (北京理工大学, 北京 100081)

(2023年6月29日收到; 2023年8月29日收到修改稿)

磁制冷因高效、环保、结构简单等特点, 正有望成为替代传统蒸气制冷的新型室温制冷技术之一. 当前针对单一影响因子对磁制冷样机的影响作用规律研究较为丰富, 但对磁场-流场时序中流动时间占比工况的研究较少, 且影响规律尚不明确. 本文以前期研制的紧凑型室温磁制冷系统为基础, 在固定的磁场时序情况下开展不同流动时间占比的实验研究, 探索制冷温跨、制冷量、压降及性能系数与流动时间占比之间的关联. 以磁场时序 1:4:1:4 与频率 0.45 Hz 的工况为例, 开展了固定磁场时序的不同流动时间占比 (100%, 80%, 60%) 的实验研究. 结果表明: 1) 小利用系数和高流动时间的组合可获得较大温跨, 大利用系数和高流动时间占比的组合可获得较大冷量, 其中当利用系数为 0.42、流动时间占比为 100% 时, 获得最大无负荷制冷温跨 26.2 K; 2) 对比研究了利用系数与流动时间占比对回热器压降及性能系数的影响, 流动时间占比的增大和利用系数的减小均会造成流体速度的减小, 会使压降进一步减小, 性能系数进一步增大. 本研究阐明了制冷温跨、制冷量、压降及性能系数与流动时间占比之间的影响规律, 为进一步提升室温磁制冷机的性能奠定基础.

关键词: 流动时间占比, 制冷温跨, 制冷量, 性能系数

PACS: 75.50.Bb, 75.50.Cc

DOI: 10.7498/aps.73.20231066

1 引言

自 20 世纪以来, 蒸气压缩制冷技术被广泛应用于各类产品, 如空调、冰箱和移动空调等^[1]. 蒸气压缩制冷能有效满足供暖、通风和空调需求, 成为近百年来主导制冷技术, 但制冷剂的大量使用加剧了全球环境问题. 早期使用的氟氯烃类 (chlorofluorocarbons, CFCs)、氢氟氯烃类 (hydrochlorofluorocarbons, HCFCs) 制冷剂对臭氧层具有危害, 而取而代之的氢氟烃 (hydrofluorocar-

bons, HFCs) 制冷剂虽然避免了对臭氧的危害, 但是会导致严重的温室效应^[2,3]. 对于制冷行业而言, 以“碳达峰”、“碳中和”为核心的“双碳”政策是我国未来发展的必然趋势, 对低 GWP (global warming potential, GWP) 值或零 GWP 制冷技术的研究非常重要^[4].

近年来, 越来越多的学者开始关注新一代非蒸气压缩制冷技术——固态制冷, 以解决传统制冷剂在环境问题上所遇到的难题. 磁制冷技术因其环保、制冷工质无泄漏、运行压力低、换热流体无毒以及高潜在效率等特点, 成为了固态制冷领域的

* 国家重点研发计划 (批准号: 2022YFB3505100)、国家自然科学基金 (批准号: 51925605, 52206034) 和中国科学院科研仪器设备研制项目 (批准号: YJKYYQ20200076) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn

‡ 通信作者. E-mail: zxli@bit.edu.cn

重要组成部分, 世界各地的研究人员也对它表现出浓厚的兴趣. 磁制冷的基础依据是磁热效应, 早在 1881 年, Warbur^[5] 在金属铁中率先探测到了这一现象. 磁热效应意味着材料的磁熵会随着施加于其上的磁场变化而变化, 1976 年, Brown^[6] 研制出了世界上第一台室温磁制冷机, 该制冷机能够在 7 T 的超导磁场下实现 47 K 的无负荷制冷温度跨度, 为室温磁制冷的发展开创了新的篇章. 2006 年, Zimm 等^[7] 设计了一款室温制冷机, 利用控制旋转盘的阀门来改变回热器内传热流体的流动, 并开展了磁场和流场时序匹配实验, 以研究主动磁回热器性能的影响. Jacobs 等^[8] 在 2013 年使用多层不同居里温度的 LaFeSiH 作为工质构建了一个千瓦级旋转磁制冷机, 在 2 kW 制冷功率下实现 12 K 的制冷温差. 2018 年, Nakashima 等^[9,10] 搭建含电磁阀的流路系统, 通过控制阀门来控制流动参数, 并探索了流动时间对回热器影响的研究.

虽然磁制冷领域已有磁场-流场的时序研究, 但是对于流动时间占比的详细实验研究还很少. 2017 年, 中国科学院理化技术研究所沈俊课题组成功构建了一台室温磁制冷样机^[11], 他们展开实验研究, 探究了磁场和流体流动时间对旋转磁制冷机性能的影响, 并详细比较了 4 种不同磁场-流场时序下的制冷量、制冷温度跨度、压降和功耗^[12]. 2022 年, 于世霖等^[13] 在双层同心旋转式室温磁制冷系统的基础上开展不同流动时间占比工况下的实验研究, 实验研究表明在流动时间占比 80%、利用系数 0.86 的条件下可以获得最大无负荷温跨 20.2 K. 2023 年, Hai 等^[14] 系统研究了旋转磁制冷机连续和间歇两种运行模式对制冷性能 (温度跨度、冷却功率、功率消耗、性能系数 (coefficient of performance, COP)) 的影响.

目前, 对各个子系统 (包括回热器^[15,16]、磁体^[17-19] 等) 进行分析和优化已经有许多研究. 然而, 将磁场和流场时序结合起来并进行优化仍然是一个需要探索的领域. 当前的磁场-流场时序匹配研究更多地集中在相互耦合方面, 对于相同磁场曲线时的流动时间占比, 仍需要进一步深入和精细的研究. 基于前期的实验研究^[11,13] 可知, 在 1:4:1:4 的时序、无负荷的状态下获得高达 19.9 K 的制冷温跨, 相较于 1:1:1:1 高出 2.7 K. 此外, 实验也证明高流动时间占比更有利于提高制冷性能. 因此本实验选择磁场时序 1:4:1:4、频率 0.45 Hz 的工况下,

以不同流动时间占比 (100%, 80%, 60%) 为研究对象, 通过实验探究了流动时间占比与制冷温跨、制冷量、压降及 COP 之间的关系.

2 磁制冷系统的组成

前期搭建的旋转式室温磁制冷系统如图 1 所示, 旋转式室温磁制冷系统主要由双层同心 Halbach 磁体、磁回热器、高精度温度传感器、冷/热端换热器、水力活塞、伺服电机等部分构成.

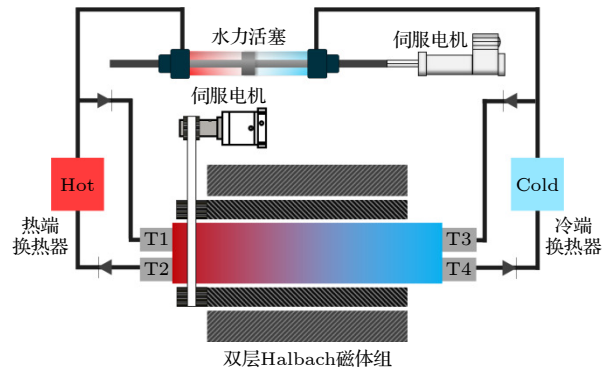


图 1 室温磁制冷系统原理图

Fig. 1. Schematic diagram of room temperature magnetic refrigeration system.

2.1 磁体

该磁体系统使用了双层同心 Halbach 磁体组^[20], 调整内外磁体位置可改变磁场大小, 详见图 2 所示. 单层磁体由 16 块钕铁硼磁体构成, 内部由伺服电机驱动转动. 当内外磁体磁场方向一致时, 磁体组中心将形成极强的磁区, 反之则形成弱磁区. 内磁体旋转可导致磁场在磁体内部中心不断变化, 且磁场有效长度为 180 mm. 根据图 3 显示, 填充 120 mm 制冷工质时轴线中心处的最高平均磁场可达 1.66 T, 而轴线中心处的最高平均磁场仅有 0.06 T.

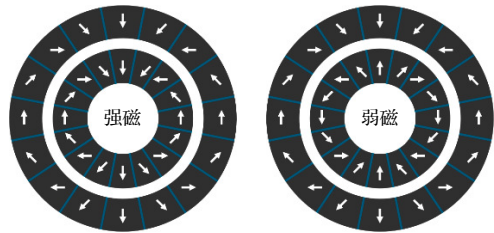


图 2 双层同心 Halbach 永磁体组横截面示意图^[13]

Fig. 2. Schematic diagram of the cross-section of the double-layer concentric Halbach magnet group^[13].

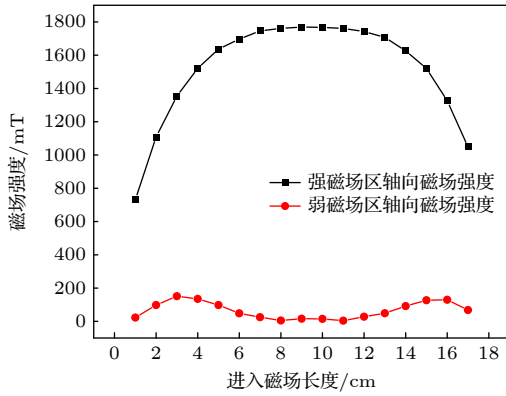


图 3 双层同心 Halbach 磁体组轴线中心处磁场强度示意图

Fig. 3. Schematic diagram of the magnetic field intensity at the center of the axis of the double-layer concentric Halbach magnet group.

2.2 回热器

该回热器包括回热器腔体和两端的流路接口,回热器腔体采用树脂材料制造,同时流路支架采用聚氧亚甲基材料,两端各设置两个流路接口和一个温度传感器接口,回热器和流路支架都采用具有低导热性和高机械强度的材料.

将 440 g Gd 球形颗粒 (直径 0.375—0.50 mm) 装填至回热器内部,所使用的 Gd 球形颗粒具有显著的磁热效应.回热器长度为 120 mm,直径为 30 mm.在磁体组处于强磁状态时,Gd 球励磁且温度上升,换热流体将热量带向高温端换热器;反之,在磁体组处于弱磁状态时,Gd 球退磁且温度下降,换热流体将冷量带向低温端换热器.研究中使用两个 Pt100 高精度温度传感器作为回热器两端流路接口处的监测工具,测量不确定度为 ± 0.1 K,并使用 Keithley2700 表进行数据采集.本研究中,回热器两端的温度跨度 ΔT 定义为热端温度 T_h 与冷端温度 T_c 之间的差值:

$$\Delta T = T_h - T_c. \quad (1)$$

2.3 流路与换热系统

该流路由主动磁回热器、水力活塞、单向阀、冷端换热器、热端换热器以及管路组成.在励磁状态下,Gd 球在磁回热器中放出热量,推动水力活塞向右移动,驱动换热流体从低温端流向高温端,换热流体经过水力活塞泵出,进入温度传感器 T_3 并进入回热器腔体,与 Gd 球进行换热.接着,流体

会经过温度传感器 T_2 ,将 Gd 球产生的热量传递至高温端换热器;类似地,当磁回热器中的 Gd 球处于退磁状态时,吸收热量,导致水力活塞向左移动,从而使换热流体从高温端流向低温端,流经温度传感器 T_1 ,再到达回热器,进行与 Gd 球的热交换.然后,经过温度传感器 T_4 流向低温端的换热器,将 Gd 球所产生的冷量传递出去.

管路内设有数个单向阀,确保冷、热流体在一定程度上被防止混合,双流路的单向阀结构有效降低了死容积的影响,同时保温棉覆盖全管路;利用聚氧亚甲基材料制成的水力活塞推杆代替不锈钢推杆,以降低系统漏热;这里的低温端换热器以铜底板和聚甲基丙烯酸甲酯 (poly(methylmethacrylate), PMMA) 材料制成的盖板为主体,与加热器连接,制冷功率恒定;高温端则采用由铝芯和聚甲醛 (polyformaldehyde, POM) 材料制成的外壳,高温端的温度通过恒温水浴维持在 25 $^{\circ}\text{C}$.

2.4 驱动机构与时序控制

采用两个伺服电机分别驱动磁体和水力活塞,电机驱动力通过履带传递至内层磁体组.电机运转时,履带转动,齿轮带动内层磁体组移动,同时底板固定外层磁体组,从而改变内、外层磁体组的相对位置.伺服电机可以实现水力活塞推杆与另一电机的直接连接,推杆运动方向的改变可以控制流路内换热流体的运动方向和活塞冲程.两个电机由多轴同步控制器集成,计算机编程控制.

为了保持磁场与流路的同步,多轴同步控制器是由计算机程序进行控制.图 4 显示了磁场和流场波形图,其中磁场运动和静止时间比为 1:4:1:4.为了更好地评估流体流量与回热器填充质量的关系,引入“利用系数”的概念,即半周期内流过回热器的换热流体的热容与回热器内磁热工质热容的比值,其计算公式为

$$U = \frac{m_f c_f}{m_s c_s}, \quad (2)$$

式中, m_f 表示半周期中流过回热器的换热流体质量, m_s 表示回热器中磁热工质的填充质量, c_f 和 c_s 分别表示换热流体和磁热工质的比热.基于热力学分析可知,当利用系数较小时,换热流体较少,换热流体未能将磁热效应产生的能量变化完全转移至回热器两端;利用系数较大时,虽然增大流体流量有利于增强换热效果,但相同时间下过快的流

速使得回热器中流体与工质的温度趋于一致, 不利于温度跨度的产生. 基于前期的实验研究 [11,13] 可知, 当 $0.4 \leq U \leq 0.84$, 利用系数的增大会显著增加温度跨度; 当 $U > 0.8$, 温度跨度会随着利用系数的增大而大幅度减小. 因此本文选取了最佳工况区域附近的 4 种利用系数 (0.42, 0.63, 0.84, 1.05) 开展不同流动时间占比的实验研究.

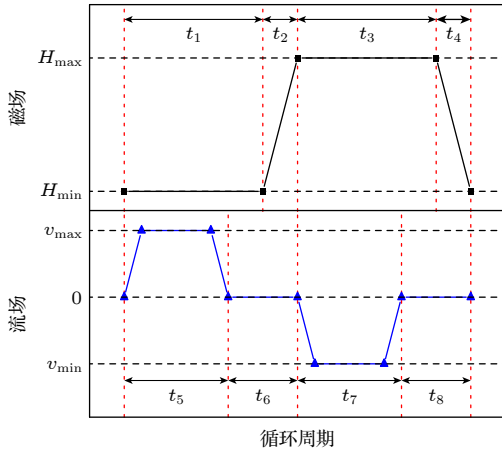


图 4 磁场及流场波形图

Fig. 4. Time diagram of magnetic field and fluid flow rate.

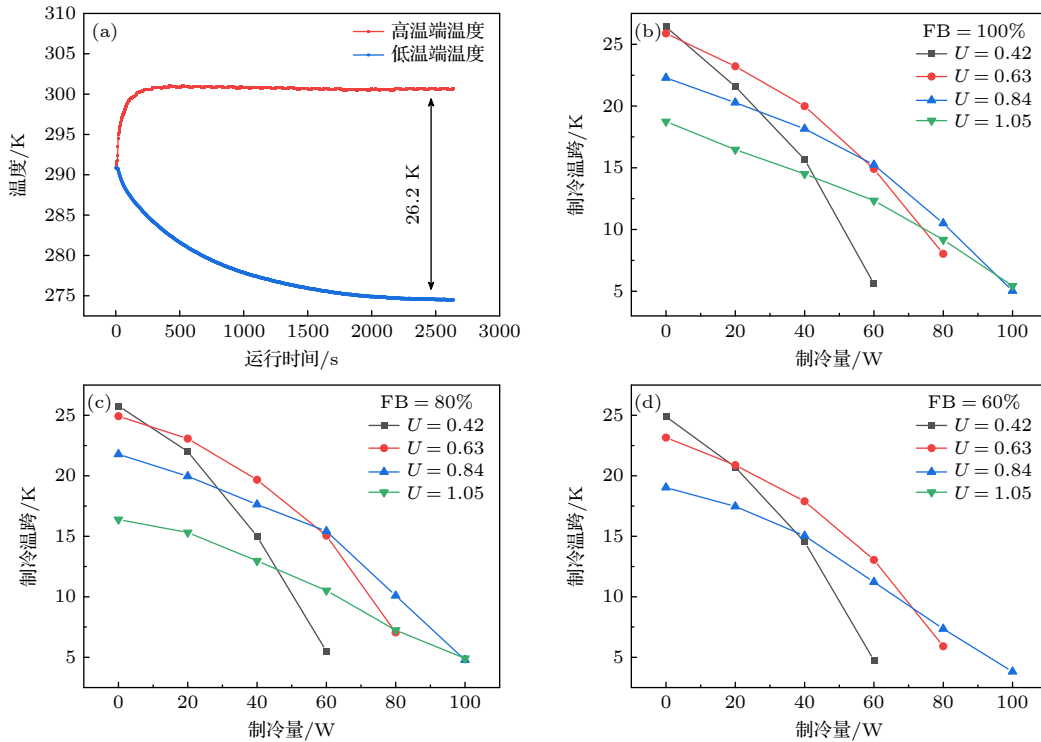


图 5 (a) 运行频率 0.45 Hz、流动时间占比 $F_B = 100\%$ 、利用系数 $U = 0.42$ 的工况下整机系统的降温 (蓝色) 和升温曲线 (红色); (b)–(d) 分别在 $F_B = 100\%$, 80%, 60% 流动时间占比下, 不同利用系数下制冷温跨随制冷量的变化曲线

Fig. 5. (a) Cooling (blue) and heating (red) curves of the entire system under the operating condition with 0.45 Hz, $F_B = 100\%$, $U = 0.42$; (b)–(d) the variation curve of cooling temperature difference with refrigeration capacity under $F_B = 100\%$, 80%, 60%.

3 实验研究

3.1 制冷温跨及制冷量

图 5 显示在不同流动时间占比、不同利用系数下, 制冷温跨随制冷量的变化曲线. 在运行频率 0.45 Hz、流动时间占比 $F_B = 100\%$ 、利用系数 $U = 0.42$ 的工况下, 整机系统降温曲线如图 5(a) 所示, 高、低温端温度变化速度先快后慢, 运行 180 s 后, 高温端温度在较小的温度跨度下微小波动, 但从整个降温过程来看, 高温端温度曲线趋于平稳, 稳定在 300.7 K. 运行 2000 s 后, 低温端温度趋于平稳, 稳定在 274.5 K, 此时回热器无负荷温跨 26.2 K. 如图 5(b) 所示, 当高温端温度固定在 298 K 且低温端热负荷 80 W 时, 测试平台在 $U = 0.84$, $F_B = 100\%$ 工况下获得了最大 10.5 K 的制冷温跨, 在利用系数为 1.05、制冷温跨为 5.4 K 下获得 100 W 制冷量.

由图 5(a) 可知, 无负荷时最大制冷温跨是在利用系数 $U = 0.42$ 时获得的, 制冷量为 20 W 与

40 W 时最大制冷温跨是在 $U = 0.63$ 时获得的, 而制冷量为 60 W 及 80 W 时最大制冷温跨是在 $U = 0.84$ 时获得的. 因此小利用系数获得的制冷温跨在整体上表现出更快的下降趋势, 所对应的最大制冷量也更小. 在流动时间占比为 100%、制冷量为 100 W 时, $U = 1.05$ 工况下的制冷温跨为 5.4 K, $U = 0.84$ 工况下的制冷温跨为 5 K; 在流动时间占比为 80%、制冷量为 100 W 时, $U = 1.05$ 工况下的制冷温跨为 4.9 K, $U = 0.84$ 工况下的制冷温跨为 4.8 K. 制冷量越大的情况下, 大的利用系数会得到更大的制冷温跨, 这是由于利用系数越大, 换热流体与磁热工质换热越充分.

图 6 展示了不同流动时间占比下, 无负荷最大制冷温跨所对应的利用系数与制冷量的关系. 在各流动时间占比下, 制冷温跨都随着利用系数的增大而下降, 均在 $U = 0.42$ 时获得最大制冷温跨. 当流动时间占比 F_B 为 100%, 80%, 60% 分别获得最大制冷温跨 26.4 K, 25.7 K, 24.8 K, 流动时间占比 100% 所对应的最大制冷温跨分别比 80% 与 60% 高出 0.6 K 与 1.5 K, 在任意利用系数下, 均是流动时间占比 100% 的制冷温跨最大, 流动时间占比 60% 的制冷温跨最小. 小利用系数和高流动时间的组合可获得较大温跨; 大利用系数和高流动时间占比的组合可获得较大冷量.

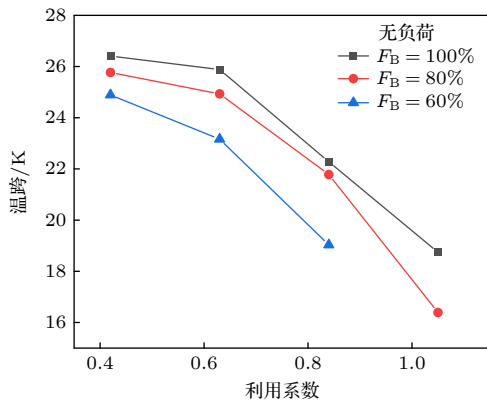


图 6 三种流动时间占比 F_B , 无负荷工况下制冷温跨随利用系数的变化曲线
Fig. 6. For the three flow time ratios, refrigeration temperature span vs. utilization factor change curve under no-load conditions.

图 7 展示了不同热载荷下, 最大制冷温跨所对应的利用系数. 以 $F_B = 100\%$ 为例, 制冷量为 0 W 时, 最大制冷温跨所对应的利用系数为 0.42; 制冷量为 20 W 与 40 W 时, 最大制冷温跨所对应的利

用系数为 0.63; 制冷量为 60 W 与 80 W 时, 最大制冷温跨所对应的利用系数为 0.84; 制冷量为 100 W 时, 最大制冷温跨所对应的利用系数为 1.05. 同样地, 流动时间占比 80% 表现出了几乎一致的变化规律. 随着制冷量的增大, 最大制冷温跨所对应的利用系数在整体上表现出增大的趋势.

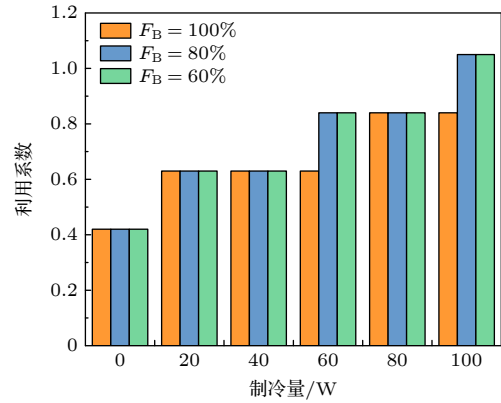


图 7 不同热载荷下, 最大制冷温跨所对应的利用系数
Fig. 7. Utilization factor corresponding to the maximum refrigeration temperature span at different heat loads.

虽然 60% 流动时间占比也表现出了类似的增长规律, 但是其制冷量为 20, 40, 60 W 时, 最大制冷温跨所对应利用系数均为 0.63, 100 W 时则为 0.84. 相同利用系数下, 流动时间占比 60% 工况下的流体速度远大于另二者, 从流动速度与流固换热效率的角度来看, 若想获得同等大小的流速, 60% 流动时间占比仅需更小的利用系数. 这可能是在图 7 中 60% 流动时间占比工况下, 60 W 及 100 W 最大制冷温跨对应利用系数小于另二者的原因.

3.2 压降与 COP 性能

图 8(a) 研究了不同流动时间占比下回热器压降与利用系数的关系. 可以看出, 任意流动时间占比工况下, 随着利用系数的增加, 压降增大, 并且小的流动时间占比对应着大的压降, 流动时间越短, 压降增大的速度就越快. 图 8(b) 为不同流动时间占比下 COP 与利用系数的关系曲线, 插图为不同利用系数和流动时间占比下活塞和磁体组的输入电功率变化曲线, 活塞的输入电功率与压降曲线类似, 但增长速度更快. 磁体组的输入功率稳定在 50 W 附近. 本实验装置的功耗主要来自两方面, 磁体运行功耗 W_{mag} 和水力活塞运行功耗 W_{pump} . 以实测输入电功率作为 W_{mag} 和 W_{pump} , 性能系数

COP 定义为

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W_{\text{pump}} + W_{\text{mag}}} \quad (3)$$

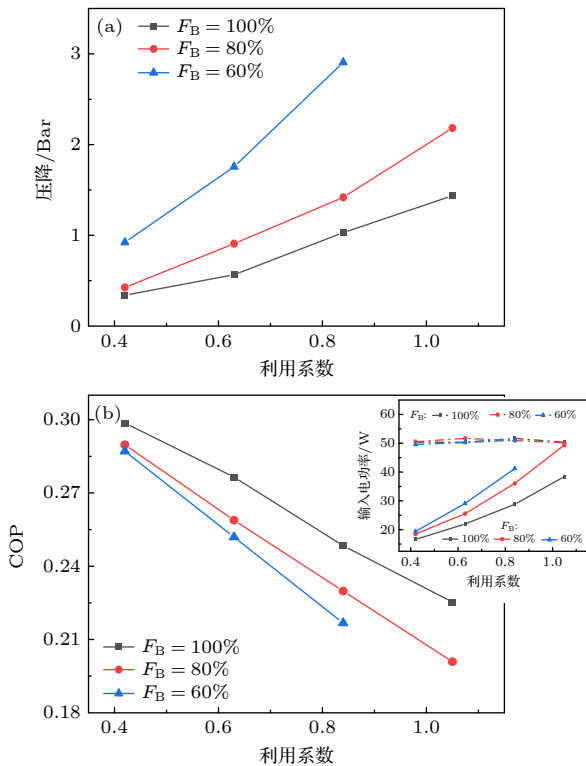


图 8 (a) 不同流动时间占比下回热器压降与利用系数的关系曲线; (b) 不同流动时间占比下 COP 与利用系数的关系曲线, 插图显示不同流动时间占比下输入电功率与利用系数的关系曲线

Fig. 8. (a) Variation curves of pressure drop with utilization factor under different flow time ratios; (b) variation curves of COP with utilization factor under different flow time ratios, the inset figure shows variation curves of input electrical power with utilization factor under different flow time ratios.

图 8(b) 给出了 3 种 F_B 下, 冷量 Q_c 为 20 W 时, COP 随利用系数的变化关系. 可以看出同一流动时间占比下, COP 随着利用系数增大而减小, 例如流动时间占比为 100% 下, 利用系数为 0.84 的 COP(0.25) 小于利用系数为 0.42 的 COP(0.3). 其原因是因为利用系数越大, 对应的 W_{pump} 越大 (见图 8(b) 插图), 从而造成 COP 下降. 同一利用系数下, 流动时间占比越小, COP 越小, 例如利用系数为 0.84 下, 流动时间占比为 100% 的 COP(0.25) 小于流动时间占比为 80% 的 COP(0.23). 其原因是同一利用系数下, 虽然活塞冲程相同, 但是较小的流动时间占比对应更大的压降, 对应的 W_{pump} 也更大, 从而造成 COP 下降.

4 结 论

本文基于前期研制的双层同心旋转磁体式 AMR 室温磁制冷系统, 在固定磁场时序下开展对不同流动时间占比 (100%, 80%, 60%) 的实验研究. 研究发现在固定磁场时序的工况下, 流动时间越长, 制冷性能如制冷温跨、COP 等越优异. 具体而言, 小利用系数和高流动时间的组合可获得较大温跨, 大利用系数和高流动时间占比的组合可获得较大冷量, 其中利用系数为 0.42、流动时间占比为 100% 的工况下获得最大制冷温跨 26.2 K; 利用系数为 1.05、流动时间占比为 100% 的工况下获得最大制冷量 100 W. 同时流动时间占比的增大和利用系数的减小均会造成流体速度的减少, 会使压降进一步减小, COP 进一步增大, 有利于整机性能的提升. 本文对比分析了 3 种不同流动时间占比下的制冷性能, 揭示了固定磁场时序下流动时间占比对整机制冷性能的影响规律, 有望为磁制冷的高效化和实用化提供理论和实践指导.

参考文献

- [1] Franco G, Victorino, Blázquez G, Javier S, Ipus B, Jhon J, Law, Jia Y, Moreno R, Luis M, Conde A, Alejandro 2018 *Prog. Mater. Sci.* **93** 112
- [2] Li L S 2011 *J. Refrig.* **32** 53 (in Chinese) [李连生 2011 制冷学报 **32** 53]
- [3] Zhang Z H, Chen J L, Gao Y, Liu X H 2015 *Refriger. Air-Conditioning* **15** 1 (in Chinese) [张朝晖, 陈敬良, 高钰, 刘晓红 2015 制冷与空调 **15** 1]
- [4] DiPirro M, Tuttle J, Jackson M, Canavan E, Warner B, Shirron P 2006 *AIP Conf. Proc.* **823** 969
- [5] Warburg E 1881 *Ann. Phys.* **249** 141
- [6] Brown G V 1976 *J. Appl. Phys.* **47** 3673
- [7] Zimm C, Boeder A, Chell J, Sternberg A, Fujita A, Fujieda S, Fukamichi K 2006 *Int. J. Refrig.* **29** 1302
- [8] Jacobs S, Auringer J, Boeder A, Chell J, Komorowski L, Leonard J, Russek S, Zimm C 2014 *Int. J. Refrig.* **37** 84
- [9] Nakashima A T D, Dutra S L, Trevizoli P V, Barbosa J R 2018 *Int. J. Refrig.* **93** 159
- [10] Nakashima A T D, Dutra S L, Trevizoli P V, Barbosa J R 2018 *Int. J. Refrig.* **93** 236
- [11] Li Z X, Li K, Shen J, Dai W, Jia J C, Guo X H, Gao X Q, Gong S M 2017 *Cryogenics* **215** 13 (in Chinese) [李振兴, 李珂, 沈俊, 戴巍, 贾际深, 郭小惠, 高新强, 公孙琼 2017 低温工程 **215** 13]
- [12] Li Z X, Li K, Guo X H, Gao X Q, Dai W, Gong S M, Shen J 2021 *Appl. Therm. Eng.* **187** 116477
- [13] Yu S L, Zhao J L, Li Z X, Hai P, Li K, Mo Z J, Gao X Q, Dai W, Shen J 2022 *J. Eng. Thermophys.* **43** 3204 (in Chinese) [于世霖, 赵金良, 李振兴, 海鹏, 李珂, 莫兆军, 高新强, 戴巍, 沈俊 2022 工程物理论 **43** 3204]

- [14] Hai P, Shen J, Li Z X, Li K, Huang H M, Zheng W S, Dai W, Gao X Q, Mo Z J 2023 *Appl. Therm. Eng.* **219** 119561
- [15] Tušek J, Kitanovski A, Zupan S, Prebil I, Poredoš A 2013 *Appl. Therm. Eng.* **53** 57
- [16] Trevizoli P V, Nakashima A T, Peixer G F, Barbosa J R 2017 *Appl. Energy* **187** 847
- [17] Bjørk R, Bahl C R H, Smith A, Christensen D V, Pryds N 2010 *J. Magn. Magn. Mater.* **322** 3324
- [18] Teyber R, Trevizoli P V, Christiaanse T V, Govindappa P, Niknia I, Rowe A 2017 *J. Magn. Magn. Mater.* **442** 87
- [19] Lei T, Engelbrecht K, Nielsen K K, Veje C T 2017 *Appl. Therm. Eng.* **111** 1232
- [20] You Y H, Guo Y, Xiao S F, Yu S, Ji H, Luo X B 2016 *J. Magn. Magn. Mater.* **405** 231

Experimental study of compact room temperature magnetic cooling system based on different flow time ratios*

Li Rui¹⁾ Shen Jun^{1)2)†} Zhang Zhi-Peng²⁾ Li Zhen-Xing^{1)2)‡} Mo Zhao-Jun¹⁾
Gao Xin-Qiang¹⁾ Hai Peng¹⁾²⁾ Fu Qi¹⁾

1) (*Ganjiang Innovation Academy, Chinese Academy of Sciences, Ganzhou 341119, China*)

2) (*Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China*)

(Received 29 June 2023; revised manuscript received 29 August 2023)

Abstract

Magnetic refrigeration has become a promising new technology to replace conventional vapor-compression refrigeration technology, for it has excellent application characteristics such as the high efficiency, environmental friendliness and structural simplicity. Many studies have been carried out to analyze the various subsystems, but the interaction laws between the systems are not yet clear, and the optimization of each subsystem is still an area of research worth exploring. This work is based on a compact room temperature magnetic refrigeration system developed before, and carries out experimental research on the different flow time ratio to explore the correlation among refrigeration temperature span, cooling capacity, pressure drop, coefficient of performance (COP) and blow fraction under a fixed magnetic field timing. Especially, the effects of different flow time ratios (100%, 80%, 60%) on the system performance are studied under magnetic field timing of 1:4:1:4 and a frequency of 0.45 Hz. The experimental results reveal that a low utilization factor combined with a high flow time ratio can achieve a greater temperature spread, whereas a high utilization factor combined with a high flow time ratio can accomplish a bigger cooling capacity. When the utilization factor is 0.42 and the flow time ratio is 100%, the maximum unloaded cooling temperature span is 26.2 K. Meanwhile, the effects of the utilization factor and flow time ratio on the pressure drop and COP of the regenerator are studied in detail. It is discovered that raising the flow time ratio and reducing the utilization factor both result in a fall in fluid velocity, which leads the pressure to further decrease and the COP to rise. In a word, this research investigates the relationship among cooling temperature span, cooling capacity, pressure drop, COP, and flow time ratio in a fixed magnetic field timing, thus providing the groundwork for future improving the performances of room temperature magnetic refrigeration systems.

Keywords: flow time ratio, refrigeration temperature span, refrigerating capacity, coefficient of performance

PACS: 75.50.Bb, 75.50.Cc

DOI: 10.7498/aps.73.20231066

* Project supported by the the National Key R&D Program of China (Grant No. 2022YFB3505100), the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 51925605, 52206034), and the Scientific Instrument Developing Project of the Chinese Academy of Sciences (Grant No. YJKYYQ20200076).

† Corresponding author. E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn

‡ Corresponding author. E-mail: zxli@bit.edu.cn



基于不同流动时间占比的紧凑式室温磁制冷系统实验研究

李瑞 沈俊 张志鹏 李振兴 莫兆军 高新强 海鹏 付琪

Experimental study of compact room temperature magnetic cooling system based on different flow time ratios

Li Rui Shen Jun Zhang Zhi-Peng Li Zhen-Xing Mo Zhao-Jun Gao Xin-Qiang Hai Peng Fu Qi

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 73, 037501 (2024) DOI: 10.7498/aps.73.20231066

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.73.20231066>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

基于一维弹道导体的三端纳米线制冷机的性能优化

Performance optimization of three-terminal nanowire refrigerator based on one-dimensional ballistic conductor

物理学报. 2022, 71(2): 020501 <https://doi.org/10.7498/aps.71.20211077>

线性不可逆热力学框架下一个无限尺寸热源而有限尺寸冷源的制冷机的性能分析

Performance analysis of a refrigerator operating between an infinite-sized hot reservoir and a finite-sized cold one within linear irreversible thermodynamics

物理学报. 2018, 67(4): 040502 <https://doi.org/10.7498/aps.67.20172010>

基于三个耦合量子点的四端混合驱动制冷机

Four-terminal hybrid driven refrigerator based on three coupled quantum dots

物理学报. 2022, 71(19): 190502 <https://doi.org/10.7498/aps.71.20220904>

全固态磁制冷系统物理模型的研究进展

Research progress of physical model of full-solid-state magnetic refrigeration system

物理学报. 2019, 68(21): 217501 <https://doi.org/10.7498/aps.68.20191139>

用于亚开温区的极低温绝热去磁制冷机

Ultra-low temperature adiabatic demagnetization refrigerator for sub-Kelvin region

物理学报. 2021, 70(9): 090702 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20202237>

基于辐射制冷-温室效应的热电系统性能分析

Performance analysis of thermoelectric system based on radiative cooling and greenhouse effects

物理学报. 2021, 70(21): 214401 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20210356>