30 K温区百瓦级二级斯特林制冷机

乔鑫¹, 孙大明^{1*}, 祁云¹, 苏峙岳¹, 于弘元¹, 章杰¹, 王建中², 牛小飞¹

1. 浙江大学制冷与低温研究所, 浙江省制冷与低温技术重点实验室, 杭州 310027;

2. 江苏克劳特低温技术有限公司, 常州 213000

* 联系人, E-mail: sundaming@zju.edu.cn

2019-10-11 收稿, 2019-12-26 修回, 2019-12-26 接受, 2019-12-27 网络版发表

国家自然科学基金(51276156, 51676168)资助

摘要 30 K温区大冷量回热式低温制冷机在超导冷却、气体液化等领域具有广阔的应用前景. 相较于其他类型的低温制冷机, 斯特林制冷机具有结构紧凑、降温速率快、效率高等优势. 基于理论分析和数值计算结果研制了一台大冷量二级斯特林制冷机, 并对其开展了初步的实验研究. 对不同工况下制冷机的压力波特性以及室温端换热器的换热特性进行研究, 发现提高充气压力, 压缩腔的压力振幅会提高, 室温端换热器的换热量提高. 提高第二级制冷温度, 压缩腔的压力振幅与室温端换热器的换热量减小, 且其减小速率均随制冷机第一级热负荷的增加而提高. 制冷机无负荷工作时, 每提高0.1 MPa充气压力, 制冷机第二级制冷温度降至30 K的平均降温速率提高0.72 K/min. 在2.6 MPa充气压力时, 制冷机第二级可在13.24 min内降至30 K, 最终无负荷制冷温度为19.83 K, 此时第一级制冷温度为71.2 K. 在第一级无热负荷时, 该制冷机在30 K时可提供110 W制冷量, 相对卡诺效率为10.96%, 这是目前国内该类型低温制冷机公开报道的最高性能.

关键词 低温制冷, 回热器, 斯特林, 超导, 大冷量

超导体本身具有零电阻、完全抗磁性、隧道效应三大特点, 目前已经广泛应用于电力系统、交通运输、医疗以及科研等领域^[1]. 对于目前所知的超导材料, 临界温度大都低于30 K^[2], 因此能够达到30 K温度并能在此温区提供制冷量的低温制冷机是超导技术发展的关键支撑技术之一. 在该温区应用最广泛的回热式低温制冷机主要包括GM制冷机、斯特林制冷机和脉管制冷机.

GM制冷机由于采用了切换阀, 不可逆损失较大, 因而效率较低^[3]. 脉管制冷机取消了低温下的运动部件, 提高了其可靠性和寿命. 但是, 对于大冷量的脉管制冷机, 气流分布、回热器内部的流动所引起的复杂问题^[4]以及回热器内温度的不均匀性等问题^[5,6], 都限

制了大冷量脉管制冷机实际应用. 斯特林制冷机具有结构紧凑、降温速率快、效率高的特点, 在大冷量需求场合具有显著优势. 目前针对高温超导应用的单级斯特林制冷机可在液氮温区提供百瓦以上的制冷量^[7-9]. 对于二级斯特林制冷机, 多集中于应用在空间探测器冷却的轻量化、高稳定性和长寿命的相关机型的研究, 其主要作用为冷却制冷系统的冷屏或作为更低温区制冷(如J-T制冷机^[10])的预冷级. Astrium公司^[11]以及住友公司^[12]已有成熟的二级自由活塞斯特林机型, 并成功应用于航天探测项目当中. Bhojwani等人^[13]针对空间用红外探测器冷却, 研制了一台对置活塞直线压缩机驱动的二级斯特林制冷机, 最低制冷温度达40.7 K, 第二级冷头可在66.7 K提供0.5 W制冷量, 同时

引用格式: 乔鑫, 孙大明, 祁云, 等. 30 K温区百瓦级二级斯特林制冷机. 科学通报, 2020, 65: 955-962

Qiao X, Sun D M, Qi Y, et al. A two-stage Stirling cryocooler capable of providing more than 100 W cooling power at 30 K (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 955-962, doi: [10.1360/TB-2019-0620](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0620)

第一级在128 K可提供2 W制冷量. 李奥等人^[14-16]针对空间应用, 研制了一台微型二级斯特林制冷机, 在35 K可提供1.1 W的制冷量, 同时从热力学第一定律入手, 对其进行了热力学分析. 应用于空间探测的二级斯特林制冷机通常制冷量有限, 难以满足冷量需求高的应用场合. 针对高温超导部件冷却等大冷量应用场合的二级斯特林制冷机研究较少. Philips实验室^[17]在单级曲柄连杆式斯特林制冷机的基础上, 提出了“三空间制冷机”的原型机, 即二级斯特林制冷机机型. 该制冷机在20 K可提供100 W的制冷量, 相对卡诺效率可达17%, 无负荷制冷温度为12 K. 在该机型的基础上, 斯特林公司发展了二级斯特林制冷机的商用机型SPC-1T. 但由于商业原因, 对于该机型公开报道的文献资料较少. 万威武^[18]研制了一台无负荷制冷温度为27 K, 在40 K可提供6 W制冷量的二级斯特林制冷机. 韩鸿兴^[19]在等温模型的基础上, 对二级斯特林制冷机的原理以及参数之间的关系进行了阐述, 同时报道了杭州制氧机厂对于二级斯特林制冷机的试制情况, 但未给出该制冷机的性能. 之后, 对于大冷量二级斯特林制冷机多集中于理论研究^[20,21]. Wang等人^[22,23]报道了一台二级自由活塞斯特林制冷机, 最低能够获得27.6 K的无负荷制冷温度, 同时在3.2 kW输入电功的前提下, 在40 K可获得78 W制冷量.

综合制冷量、效率以及无负荷制冷温度等因素,

在30 K温区曲柄连杆式二级斯特林制冷机仍具有独特的优势. 针对30 K温区应用以及国内缺乏对于大冷量二级斯特林制冷机研究的现状, 本研究设计并搭建了一台曲柄连杆式大冷量二级斯特林制冷机, 并对其进行了初步的实验研究.

1 实验装置

本研究所搭建的二级斯特林制冷机的基本结构原理图如图1所示. 制冷机主要包括驱动模块与制冷模块两部分. 驱动模块主要包括电机、飞轮、曲柄连杆机构、压缩活塞以及排出器等结构. 电机的额定功率为11 kW. 二级斯特林制冷机的排出器为台阶型, 以实现气体在第一级与第二级膨胀腔内的分配. 制冷模块主要包含压缩腔、室温端换热器、第一级回热器、第一级冷端换热器、第一级膨胀腔以及第二级回热器、第二级冷端换热器和第二级膨胀腔, 具体的结构参数如表1所示.

在第一级与第二级冷端换热器内分别设置8根最大加热功率为100 W的加热电阻, 通过调节供电电压控制加热功率以模拟不同的制冷量. 加热功率通过精度为0.5级的HB404P智能功率表测得, 量程为0~1000 W. 第二级冷端温度采用Cernox 1050温度传感器测量, 标定范围为1.4~325 K. 第一级冷端温度采用四线制Pt100温度计测量, 温度范围为20~300 K, 精度为 ± 0.3 K@

图1 (网络版彩色)二级斯特林制冷机基本原理图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the two-stage Stirling cryocooler

表1 二级斯特林制冷机制冷模块的主要结构参数

Table 1 Main geometric parameters of refrigeration module of the two-stage Stirling cryocooler

部件	型式	外径(mm)	长度(mm)
室温端换热器	管壳式	103	50
第一级回热器	丝网型	110	44.5
第一级冷端换热器	狭缝式		50
第二级回热器	铅丸	85	50
第二级冷端换热器	狭缝式		50

(20~50 K)、 ± 0.1 K@ (50~300 K). 室温端换热器进出口水温由A级Pt100温度计测量, 其精度与被测量温度 $t(^{\circ}\text{C})$ 之间的关系为 $\pm(0.15+0.002|t|)$ K. 冷却水流量由浮子流量计测量, 量程为5~35 LPM, 精度为 $\pm 4\%$. 压缩腔的压力波动采用HUBA511.940压力传感器来测量, 测量范围为0~6 MPa, 测量精度为 $\pm 0.3\%$, 在实验前用量程为0~6 MPa、精度等级为0.4级的精密压力表进行标定. 电机的输入电功通过Acrel PZ72L三相电机功率表测量读取. 冷端温度通过温度监控仪MODEL 218S采集, 冷却水温信号通过Keithely2700采集, 压力信号通过USB-6341采集. 数据采集程序基于LabVIEW软件平台开发. 典型工况点下被测物理量的误差分析如表2所示.

2 实验结果与分析

2.1 压力波特性

图2给出了在第一级冷端换热器无热负荷时, 不同充气压力条件下压缩腔的压力振幅与压比特性随第二级制冷温度的变化情况. 图2中可见, 在相同的充气压力条件下, 压缩腔的压力振幅与压比均随第二级制冷温度的提高而减小. 在相同的第二级制冷温度条件下, 提高充气压力, 压缩腔的压力振幅随之增加, 压比的变化并不明显. 在曲柄连杆式二级斯特林机中, 活塞与排出器的运动状态由曲柄连杆机构决定, 制冷机内部各腔体的体积变化都随之确定, 根据理想斯特林制冷机等温模型, 制冷机的压力振幅主要受制冷温度以及平均压力的影响, 降低制冷温度和提高充气压力, 都会使制冷机的压力振幅提高. 此外, 压缩腔内压力振幅的变化, 反映了压缩腔输入制冷机的PV功的变化情况. 降低第二级制冷温度与提高充气压力均会导致压缩腔输入制冷机的PV功提高.

表2 典型工况点下被测物理量误差分析

Table 2 Error analysis of parameters under typical working conditions

被测物理量	@工况	系统误差
第二级制冷温度	@30 K	± 0.05 K
第一级制冷温度	@77 K	± 0.15 K
冷却水温度	@13 $^{\circ}\text{C}$	± 0.278 K
冷却水流量	@1.43 m ³ /h	± 0.084 m ³ /h
压力	@6 MPa	± 0.042 MPa
热负荷	@110 W	± 5 W

图2 (网络版彩色)不同充气压力下压缩腔的压力特性随第二级制冷温度的变化情况

Figure 2 (Color online) Pressure characteristics at the compression chamber with the cooling temperature of the second stage under different charging pressure

图3给出了充气压力为2.5 MPa时, 不同热负荷条件下压缩腔的压力特性. 图3中可见, 在相同的第一级热负荷条件下, 压缩腔的压力特性主要受第二级制冷温度的影响. 当第二级热负荷从0增加至90 W时, 压缩腔的压力振幅与压比均随第二级制冷温度的提高而降低. 增加第一级的热负荷, 压缩腔的压力振幅随第二级制冷温度升高而降低的平均速率提高, 压比的降低速率基本不变. 在相同的第二级热负荷条件下, 压缩腔的压力特性主要受第一级制冷温度的影响. 当第一级热负荷从0增加至200 W时, 压缩腔的压力振幅随着第一级制冷温度的提高而增加, 而压比的变化并不明显.

2.2 室温端换热器换热特性

室温端换热器将压缩腔内氦气压缩过程中产生的热量带走, 从而保证制冷机的高效运行, 其换热特性受压缩腔内压力振幅变化的影响. 图4给出了制冷机第一

图3 不同热负荷条件下压缩腔压力特性。(a) 压力振幅; (b) 压比

Figure 3 Pressure characteristics at the compression chamber under different heat loads. (a) Pressure amplitude; (b) pressure ratio

图4 无负荷制冷时充气压力对室温端换热器换热量的影响

Figure 4 Heat rejected from the ambient heat exchanger under different charging pressure with no heat loads on the two stages

级与第二级均无热负荷时室温端换热器的换热特性随充气压力的变化情况。提高充气压力, 压缩腔内压力振幅提高, 工质氦气压缩过程中产生的热量增加。如图4所示, 在制冷机第一级与第二级均无热负荷时, 充气压力从2.2 MPa提高至2.6 MPa, 室温端换热器的换热量从7.57 kW增加至9.19 kW, 充气压力每提高0.1 MPa, 室温端换热器的换热量平均增加400 W。

图5给出了在充气压力为2.5 MPa的条件下, 在第一级施加不同热负荷时, 室温端换热器的换热量随第二级制冷温度的变化情况。图5中可见, 在相同的第一级热负荷条件下, 室温端换热器的换热量随第二级制冷温度的提高而降低。这是因为根据能量关系, 理想条件下室温端换热器的换热量等于制冷机的输入功与两级制冷量的总和, 而在第一级制冷温度相同时, 随着第

图5 (网络版彩色) 第一级施加不同热负荷时室温端换热器换热量随第二级制冷温度的变化

Figure 5 (Color online) Variation of the heat rejected from the ambient heat exchanger as the cooling temperature of the second stage with different heat loads on the first stage

二级制冷温度的提高, 第二级制冷量提高, 但制冷机的输入功减小, 且输入功减小的量高于第二级制冷量增加的量。此外, 室温端换热器的换热量与压缩腔的压力振幅呈正比, 图3(a)不同热负荷条件下压力振幅也可反映水冷器换热量的变化规律。增加第一级的热负荷, 相同的第二级制冷温度对应的室温端换热器的换热量提高, 同时室温端换热器的换热量随第二级制冷温度提高而降低的速率提高, 这与图3(a)中第一级不同热负荷条件下压力振幅随第二级制冷温度的变化趋势所反映的规律一致。当第一级热负荷从0 W增加至200 W时, 第二级无负荷制冷时室温端换热器的换热量从8.81 kW增加至9.01 kW, 室温端换热器的换热量随第二级制

冷温度提高而降低的平均速率从29.21 W/K提高至38.66 W/K。

2.3 降温过程特性

图6给出了不同充气压力条件下制冷机的降温特性。图6(a)给出了在2.2, 2.3, 2.4, 2.5以及2.6 MPa充气压力条件下制冷机的降温曲线。由于第一级冷端换热器的质量较第二级冷头大, 同时紫铜的比热容随着温度的降低而减小, 所以第一级制冷温度达到稳定所需的时间比第二级所需的时间要长。如图6(a)所示, 随着充气压力的提高, 第一级与第二级冷端换热器的降温速率均提高。在充气压力为2.6 MPa时, 制冷机经过13.24 min降至30 K, 并最终获得19.83 K的无负荷制冷温度, 此时第一级制冷温度为71.2 K。图6(a)中制冷机无负荷制冷时温度曲线有波动, 是因为循环冷却水的温度在11~15℃之间变化。从图6(a)中的降温曲线可以看出, 制冷机开始运行后至第二级温度到达30 K, 第二级冷端换热器的降温速率基本恒定。制冷机从开启到温度降至30 K过程中, 第二级冷端换热器的平均降温速率与充气压力之间的关系如图6(b)所示, 随着充气压力从2.2 MPa提高至2.6 MPa, 第二级冷端换热器的降温速率从16.59 K/min提高至19.46 K/min。每提高0.1 MPa的充气压力, 降温速率提高约0.72 K/min。

2.4 制冷性能

图7给出了在第一级冷端换热器无热负荷时, 不同充气压力条件下制冷机第二级的性能曲线。图7中可见,

充气压力对制冷机的无负荷制冷温度的影响较小, 充气压力从2.2 MPa增加至2.6 MPa时, 制冷机的第二级无负荷制冷温度基本稳定在19.5 K左右。随着充气压力的提高, 制冷量随着第二级制冷温度增加的速率提高, 对应的COP提升速率也提高。在充气压力为2.6 MPa, 第一级冷端换热器无热负荷时, 制冷机可以在30 K提供110 W制冷量, 对应的COP为1.20%, 相对卡诺效率为10.96%。该结果是目前国内对于大冷量二级斯特林制冷机报道的最高性能。

图8给出了充气压力为2.5 MPa时斯特林制冷机的整机性能图。图8中可见, 在第一级施加同一热负荷时, 第一级制冷温度基本不变, 第二级制冷温度每提高1 K, 第二级制冷量提高9~10 W。当第二级施加同一热负荷时, 第一级制冷温度每提高1 K, 第一级制冷量提升约15 W, 而第一级热负荷每提高100 W, 相应的第二级制冷温度提高约1 K。结果表明, 每一级的制冷温度对另一级的制冷量的影响并不大, 这有利于分温区利用两级制冷量。在实际应用过程中, 制冷机的第一级可在液氮温区提供百瓦级的制冷量而不对第二级制冷性能产生较大影响, 该冷量可用于预冷过程, 从而提高整机的工作效率。

3 结论

针对30 K温区应用背景以及国内外缺乏大冷量二级斯特林制冷机的研究这一现状, 研制了一台大冷量二级斯特林制冷机, 在国内首次实现了该机型在30 K温区百瓦以上的冷量输出。该制冷机在2.6 MPa充气压

图6 (网络版彩色)制冷机降温特性。(a)不同充气压力下的降温曲线;(b)制冷机降至30 K过程中第二级冷端换热器的降温速率
Figure 6 (Color online) Cooling down characteristics of the cryocooler. (a) Cooling down curve under different charging pressure; (b) cooling rate of the second-stage cold end heat exchanger from starting the cryocooler until the temperature drops to 30 K

图 7 (网络版彩色) 第一级无热负荷时不同充气压力下制冷机第二级性能随制冷温度的变化规律

Figure 7 (Color online) Variation of the second stage's cooling performance with the cooling temperature under different charging pressure when no heat load exists on the first stage

力条件下, 可在 13.24 min 内降至 30 K, 最低无负荷制冷温度达到 19.83 K, 相应的第一级制冷温度为 71.2 K. 在第一级冷端换热器无热负荷时, 制冷机可在 30 K 提供 110 W 制冷量, 相对卡诺效率达到 10.96%. 研究发现, 在较大范围内每一级制冷温度对另一级的制冷量影响不大, 这有利于在实际应用中分级利用两级制冷量. 此

图 8 斯特林制冷机的整机性能图

Figure 8 Cooling performance of the whole two-stage Stirling cryocooler

外, 研究发现提高充气压力, 压缩腔的压力振幅和室温端换热器换热量均随之提高. 每提高 0.1 MPa 充气压力, 制冷机无负荷制冷时室温端换热器换热量提高 400 W. 提高第二级制冷温度, 压缩腔的压力振幅与室温端换热器的换热量减小, 其减小速率均随着第一级热负荷的增加而提高.

参考文献

- Luo J Y. Review and prospect of the century-old development of superconductivity (in Chinese). *Public Commun Sci Technol*, 2013, 5: 91–92 [罗家运. 超导百年发展历史回顾与展望. *科技传播*, 2013, 5: 91–92]
- Hirsch J E, Maple M B, Marsiglio F. Superconducting materials classes: Introduction and overview. *Physica C*, 2015, 514: 1–8
- Hu J Y, Luo E C. Progress in regenerative cryocoolers (in Chinese). *Sci Technol Rev*, 2015, 33: 99–107 [胡剑英, 罗二仓. 回热式低温制冷研究进展. *科技导报*, 2015, 33: 99–107]
- Sun D M, Dietrich M, Thummes G. Investigation on high-power Stirling-type pulse tube coolers for cooling HTS motors. *IEEE Trans Appl Supercond*, 2012, 22: 4703704
- Dietrich M, Yang L W, Thummes G. High-power Stirling-type pulse tube cryocooler: Observation and reduction of regenerator temperature-inhomogeneities. *Cryogenics*, 2007, 47: 306–314
- Sun D M, Dietrich M, Thummes G, et al. Investigation on regenerator temperature inhomogeneity in Stirling-type pulse tube cooler. *Chin Sci Bull*, 2009, 54: 986–991
- Yumoto K, Nakano K, Hiratsuka Y. Development of high capacity split Stirling cryocooler for HTS. *Phys Procedia*, 2015, 67: 462–467
- Ko J, Kim H, Hong Y J, et al. Development of 1 kW Stirling cryocooler using a linear compressor. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2015, 101: 12092
- Xu Y, Sun D M, Qiao X, et al. Operating characteristics of a single-stage Stirling cryocooler capable of providing 700 W cooling power at 77 K. *Cryogenics*, 2017, 83: 78–84
- Otsuka K, Tsunematsu S, Okabayashi A, et al. Test results after refurbish of cryogenic system for smiles. *Cryogenics*, 2010, 50: 512–515
- Gibson A S, Ashman C, Akhtar S. The flight model Stirling cryocooler system for the INTEGRAL spectrometer. *Ssrn Electron J*, 2001, II-5/W1: 283–288
- Kanao K, Narasaki K, Tsunematsu S, et al. Overview of Sumitomo coolers and Dewars for space use. In: *Proceedings of SPIE—The International Society for Optical Engineering*, 2016, 9821: 98210C
- Bhojwani V, Inamdar A, Lele M, et al. Opposed piston linear compressor driven two-stage Stirling cryocooler for cooling of IR sensors in space

- application. *Cryogenics*, 2017, 83: 71–77
- 14 Li A, Li S S, Liu D Y, et al. Performance experiment of 35 K two-stage Stirling cryocooler (in Chinese). *Cryogenics*, 2010, (2): 32–36 [李奥, 李姗姗, 刘冬毓, 等. 35 K双级斯特林制冷机性能实验. *低温工程*, 2010, (2): 32–36]
- 15 Li A, Wu Y N, Liu D Y. Development of a 1 W/35 K two-stage Stirling cryocooler for space application (in Chinese). In: Proceedings of the 10th National Cryogenic Engineering Conference and 2011 Annual Academic Exchange Meeting of China Aerospace Cryogenic Professional Information Network, 2011. 526–529 [李奥, 吴亦农, 刘冬毓. 1 W/35 K空间双级斯特林制冷机的研制. 见: 第十届全国低温工程大会暨中国航天低温专业信息网2011年度学术交流会论文集, 2011. 526–529]
- 16 Li A, Wu Y N, Liu D Y. Thermodynamic analysis of two-stage Stirling cryocooler (in Chinese). *Cryogenics*, 2011, (2): 59–64 [李奥, 吴亦农, 刘冬毓. 双级斯特林制冷机热力分析. *低温工程*, 2011, (2): 59–64]
- 17 Prast G. A Philips gas refrigerating machine for 20 K. *Cryogenics*, 1963, 3: 156–160
- 18 Wan W W. Two-stage gas regenerative refrigerator (in Chinese). *J Xi'an Jiaotong Univ*, 1973, (1): 24–39 [万威武. 双级气体回热式制冷机. *西安交通大学学报*, 1973, (1): 24–39]
- 19 Han H X. Three-space gas regenerative refrigerator (in Chinese). *J Huazhong Univ Sci Technol (Nat Sci Ed)*, 1974, (4): 51–61, 121 [韩鸿兴. 三空间回热式气体制冷机. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 1974, (4): 51–61, 121]
- 20 Wang L X. Structure and thermodynamics analysis of Stirling cycle three-space refrigerator (in Chinese). *J Zhengzhou Univ*, 1982, (2): 27–39, 10 [王乐轩. 斯特林循环三空间低温气机结构、热力参数方程. *郑州工学院学报*, 1982, (2): 27–39, 10]
- 21 Wu F, Hu Y L. Optimal performance of two-stage Stirling cryocooler (in Chinese). *J Wuhan Inst Chem Technol*, 1994 (1): 64–68 [吴锋, 胡亚联. 双级斯特林制冷机的最优性能. *武汉化工学院学报*, 1994, (1): 64–68]
- 22 Wang X T, Dai W, Zhu J, et al. Design of a Two-stage high-capacity Stirling cryocooler operating below 30 K. *Phys Procedia*, 2015, 67: 518–523
- 23 Wang X T, Zhu J, Chen S, et al. Study on a high capacity two-stage free piston Stirling cryocooler working around 30 K. *Cryogenics*, 2016, 80: 193–198

Summary for “30 K温区百瓦级二级斯特林制冷机”

A two-stage Stirling cryocooler capable of providing more than 100 W cooling power at 30 K

Xin Qiao¹, Daming Sun^{1*}, Yun Qi¹, Shiyue Su¹, Hongyuan Yu¹, Jie Zhang¹, Jianzhong Wang² & Xiaofei Niu¹¹ Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenic Technology of Zhejiang Province, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;² Jiangsu Cryote Cryogenic Technology Co., Ltd, Changzhou 213000, China* Corresponding author, E-mail: sundaming@zju.edu.cn

Regenerative cryocoolers with large cooling capacity at 30 K have a promising prospect in the fields of superconducting technology and gas liquefaction. Compared with other types of cryocoolers, Stirling cryocoolers have the advantages of high cooling capacity, high efficiency, fast cool-down process and compact configuration. A two-stage Stirling cryocooler with large cooling capacity driven by the crank-rod mechanism is developed based on the Sage simulation results, and the preliminary experimental results are presented. Firstly, the pressure characteristics under different working conditions are investigated. The amplitude of the pressure and the pressure ratio at the compression chamber increases as the charging pressure increases. Increasing the refrigeration temperature of the second stage results in the decrease of the pressure amplitude, and the decreasing rate increases as the heat load on the first stage increases. Then, the performance of the ambient heat exchanger is studied. As the charging pressure increases from 2.2 to 2.6 MPa, the heat rejected from the ambient heat exchanger increases from 7.57 to 9.19 kW when there are no heat loads at the two stages of the cryocooler. The heat rejected from the ambient heat exchanger increases by 400 W with every increase of 0.1 MPa of charging pressure. With the increase of the refrigeration temperature of the second stage, the heat rejected from the ambient heat exchanger decreases, and the decreasing rate increases as the heat load on the first stage increases. Furthermore, the influence of the variation of the charging pressure and heat loads at the two stages on the cooling performance is introduced. The temperature of the second-stage cold end heat exchanger drops to 30 K at a nearly constant cooling rate after the startup of the cryocooler. As the charging pressure increases from 2.2 to 2.6 MPa, the cooling rate increases from 16.59 to 19.46 K/min, and the cooling rate increases by about 0.72 K/min for every increase in pressure of 0.1 MPa. Under the charging pressure of 2.6 MPa, the second stage of the cryocooler reaches a no-load refrigeration temperature of 19.83 K, while the temperature of the first stage is 71.2 K. The no-load refrigeration temperature has a weak relationship with the charging pressure. As the charging pressure increases, the increasing rate of cooling capacity and COP with the refrigeration temperature increases. The cryocooler is capable of providing 110 W cooling power at 30 K with a relative Carnot efficiency of 10.96%. This is the best result ever reported in China. What is more, it is found that the cooling power at the two stages has little influence on the cooling performance of each other, which means the cooling power from the first stage can be applied in the pre-cooling process with little influence on the second stage. These results lay a solid foundation for future applications and performance improvement of the cryocooler.

cryogenic refrigeration, regenerator, Stirling, superconducting, high cooling capacitydoi: [10.1360/TB-2019-0620](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0620)