

77K微型气动斯特林制冷机的排出器设计分析

刘庚辰*, 耿昕辰, 童仁超

上海海洋大学食品学院, 上海

收稿日期: 2024年12月9日; 录用日期: 2025年1月2日; 发布日期: 2025年1月13日

摘要

本文研究了77K微型气动斯特林制冷机的排出器设计, 分析了排出器结构参数对制冷机性能的影响。通过建立一维数值模型, 从能量损失的角度出发, 详细分析了回热器参数对制冷效率和内部能量损失的影响。研究表明, 排出器的设计和优化是提高斯特林制冷机效率和性能的关键因素之一。通过优化膨胀活塞参数和回热器直径, 可以显著提高制冷机的制冷效率。此外, 回热器长度的变化对制冷效率也有显著影响。通过数值仿真, 确定了最优的回热器直径和长度, 为微型气动斯特林制冷机的设计提供了理论依据和指导。

关键词

斯特林制冷机, 频率, 损失, 排出器

Design Analysis of the Displacer in a 77K Miniature Pneumatic Stirling Cryocooler

Gengchen Liu*, Xincheng Geng, Renchao Tong

College of Food Sciences & Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai

Received: Dec. 9th, 2024; accepted: Jan. 2nd, 2025; published: Jan. 13th, 2025

Abstract

This paper investigates the design of the displacer in a 77K miniature pneumatic Stirling cryocooler, analyzing the impact of the displacer's structural parameters on the performance of the cryocooler. By establishing a one-dimensional numerical model and focusing on energy losses, a detailed analysis of the impact of regenerator parameters on cooling efficiency and internal energy losses is conducted. The research results indicate that the design and optimization of the displacer are one of the key factors in improving the efficiency and performance of the Stirling cryocooler. By optimizing the expansion piston parameters and the diameter of the regenerator, the cooling efficiency of the

*通讯作者。

文章引用: 刘庚辰, 耿昕辰, 童仁超. 77K 微型气动斯特林制冷机的排出器设计分析[J]. 建模与仿真, 2025, 14(1): 177-186. DOI: 10.12677/mos.2025.141018

cryocooler can be significantly improved. Additionally, changes in the length of the regenerator also have a significant impact on cooling efficiency. Through numerical simulation, the optimal diameter and length of the regenerator are determined, providing a theoretical basis and guidance for the design of miniature pneumatic Stirling cryocoolers.

Keywords

Stirling Cooler, Frequency, Losses, Displacer

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

斯特林制冷机在航空航天、红外传感、医学等领域的低温应用中发挥了重要的作用[1]。特别地，需要配备制冷型热成像探测器的红外系统是斯特林制冷机最重要的应用之一。对于较低的热噪声，制冷型探测器需要在 70~80 K 的低温温度范围内工作，与非制冷型探测相比能够获得更高的温度灵敏度、更远的测量距离以及更高的空间分辨率[2] [3]。

在低热负荷的情形下，斯特林制冷机与其他类型的制冷机相比能够获得更高的相对卡诺效率。此外，由于线性压缩机的广泛应用，其运行寿命获得极大地提升。因此，微型气动斯特林制冷机具有长寿命、低振动、高制冷效率、低重量等优势在红外领域备受青睐[3]。

排出器作为斯特林制冷机中的关键部件之一，通常由回热器、膨胀弹簧和膨胀活塞耦合而成。排出器在斯特林循环过程中起到推动气体流动的作用，特别是在等温膨胀和压缩过程中，排出器的往复运动有助于气体在不同温度下的热交换[4] [5]。姜昆等人[6]基于 Regen 从回热器截面积、回热器长度、冷端质量流以及丝网目数等角度对斯特林制冷机的回热器进行了优化，并且实验结果验证了模拟优化的准确性。丁旭鹏等人[7]基于 Sage 软件分析了运行频率、环境温度与平均压力对斯特林制冷机的阻抗与制冷性能的影响，并对排出器结构进行优化后发现冷指效率大大提高，但压缩机效率略有下降。谢世纪和巨永林[8]对回热器建立了一维数值模型，着重研究了回热器长度、蓄冷材料以及排出活塞的相位角对制冷性能的影响。寇翠翠等人[9]则从孔隙率和回热器长度入手对排出器进行了优化，获得了 2.15 W@40 K 的制冷量。因此，排出器的设计和优化是提高斯特林制冷机效率和性能的关键因素之一。

因此，为了厘清排出器的结构参数对制冷机的影响状态，本文对一款 77 K 微型分置式斯特林制冷机进行一维数值模型的建立并从能量损失角度，进一步分析了回热器的参数对制冷效率与内部能量损失的影响变化趋势与机理。

2. 微型分置式斯特林制冷机热力学模型

2.1. 物理模型

分置式斯特林制冷机可基于热力学特性分为七个部分，即压缩腔、第二压缩腔、压缩机背压腔、膨胀机背压腔、膨胀腔、连接管以及回热器。其中由于微米级间隙密封的存在，背压腔的质量与能量的交换对整个系统的影响非常小，因此这部分因间隙泄漏产生的损失可在计算后处理分析。对于剩下的五个部分均需要进行离散化，分成许多足够小且均匀的子区域。各个子区域可通过自身的边界与外界进行热量、功与质量的交换，并可用一组微分方程来描述整个过程。

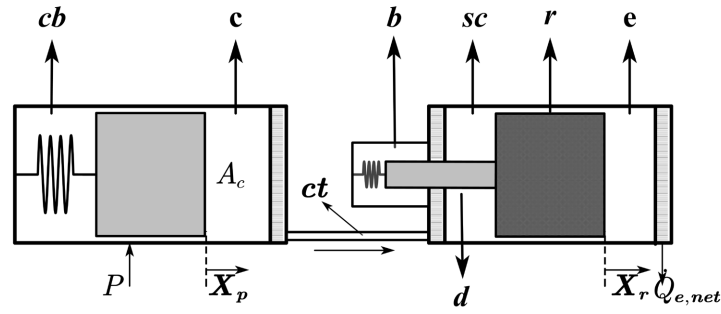


Figure 1. A simplified model of a split-Stirling cryocooler is presented, where: *cb* represents the compressor back pressure chamber, *c* represents the compression space, *b* represents the expander back pressure chamber, *d* represents the expansion piston, *sc* represents the second compression space, *r* represents the regenerator, *e* represents the expansion space, and *ct* represents the connecting tube

图 1. 分置式斯特林制冷机简化模型, 其中 *cb* 代表压缩机背压腔, *c* 代表压缩腔, *b* 代表膨胀机背压腔, *d* 代表膨胀活塞, *sc* 代表第二压缩腔, *r* 代表回热器, *e* 代表膨胀腔, *ct* 代表连接管

由于整个系统的制冷过程在实际运行中是一个非线性、非稳态的热力过程, 因此为优化繁冗的计算流程且满足工程要求, 可适当对模型进行简化处理, 并作出如下假设[10]:

- (1) 内部参量的变化量较原值非常小, 忽略动量方程的二阶粘性项与惯性项;
- (2) 工质气体的流动状态为连续性变化;
- (3) 工质气体为理想气体且比热为定值;
- (4) 系统内工质气体的流动与换热均为一维;
- (5) 冷热两端与各个腔体的壁面温度均为常数。

2.2. 各部分的热力学控制方程

基于压缩活塞与排出器的运动过程, 膨胀腔与压缩腔的体积可以表述为:

$$V_e = \frac{V_{e0}}{2}(1 + \cos(\omega t)) + V_{de} \quad (1)$$

$$V_c = \frac{V_{c0}}{2}(1 + \cos(\omega t - \phi)) + V_{dc} \quad (2)$$

式中, t 是时间, V 是扫气体积, 下标 de 和 dc 分别代表膨胀腔和压缩腔的死体积。

由于气体为理想气体, 方程 $pV = MR_g T$ 成立, 引入算子 D ($D = dx/dt$)。根据质量守恒定律, 控制体积内的质量变化率等于进入和离开的质量流量之差, 可以表示为:

$$Dm_i = D = \frac{PV_i}{R_g T_i} \left(\frac{DP}{P} + \frac{DV_i}{V_i} - \frac{DT_i}{T_i} \right) \quad (3)$$

式中, m 是工质流体的质量, R_g 是气体常数, T 是气体温度, P 是压力, i 代表斯特林制冷机中组成部件。考虑到压缩空间和膨胀空间的过程几乎是等温的, 并且由于连接管的长度相对较短, 因此可以认为连接管内的温度是恒定的[11]。因此, 压缩腔、膨胀腔和连接管以及第二压缩腔内的质量变化由式给出:

$$Dm_c = - \left(\frac{PDV_c}{R_g T_c} + \frac{V_c DP}{R_g T_c} \right) \quad (4)$$

$$Dm_e = \frac{PDV_e}{R_g T_e} + \frac{V_e DP}{R_g T_e} \quad (5)$$

$$Dm_{ct} = \frac{PDV_{ct}}{R_g T_{ct}} + \frac{V_{ct} DP}{R_g T_{ct}} \quad (6)$$

$$Dm_{sc} = \frac{PDV_{sc}}{R_g T_{sc}} + \frac{V_{sc} DP}{R_g T_{sc}} \quad (7)$$

由于是回热器是恒容的并且内部温度可看作线性稳定变化， $DV_r = 0$ ， $DT_r = 0$ 成立。回热器中的质量变化为：

$$Dm_r = \frac{V_r DP}{R_g T_r} \quad (8)$$

式中的 T_r 表示回热器的对数平均温度。

基于热力学第一定律的开放系统控制体积的能量平衡方程为：

$$DQ_i + DW_i = C_p (T_{i,o} \dot{m}_{i,o} - T_{i,in} \dot{m}_{i,in}) + C_v D(m_i T_i) \quad (9)$$

其中

$$DW_i = PDV_i \quad (10)$$

式中， Q 代表理想换热热量， W 代表压缩功或膨胀功， C_p 是定压比热容， C_v 是定容比热容，下标 “in” 和 “o” 分别代表进出处。

因此，回热器、膨胀腔、压缩腔、连管和第二压缩腔的理想换热变化量分别可以表示为：

$$DQ_r = \frac{V_r C_v DP}{R_g} - C_p (T_{sc} \dot{m}_{sc,o} - T_e \dot{m}_e) \quad (11)$$

$$DQ_e = \frac{V_e C_e}{R_g} DP + \frac{PC_p}{R_g} DV_e - C_p T_{re} \dot{m}_e \quad (12)$$

$$DQ_c = \frac{V_c C_c}{R_g} DP + \frac{PC_p}{R_g} DV_c - C_p T_{rc} \dot{m}_c \quad (13)$$

$$DQ_{ct} = \frac{V_{ct} C_p}{R_g} DP + \frac{PC_p}{R_g} DV_{ct} - C_p (T_{sc,in} \dot{m}_{sc,in} - T_c \dot{m}_c) \quad (14)$$

$$DQ_{sc} = \frac{V_{sc} C_{sc}}{R_g} DP + \frac{PC_p}{R_g} DV_{sc} - C_p (T_h \dot{m}_h - T_{ct} \dot{m}_{ct}) \quad (15)$$

而制冷机所做的总功就是压缩功和膨胀功的代数和，即

$$DW_{sum} = PDV_c + PDV_e \quad (16)$$

然而，由于流动阻力损失、热传导损失、穿梭损失等各种损失的存在[12]，净冷却功率和冷却效率可表示为：

$$DQ_{e,net} = DQ_e - \sum (DQ_{losses}) \quad (17)$$

$$COP = \frac{DQ_{e,net}}{DW_{sum}} \quad (18)$$

根据工质流体参数变化、动力学与能量流动分布，建立一维模型，并代入表 1 中的相关参数进行后续的模拟仿真。

Table 1. Partial model parameters of the Stirling Cryocooler
表 1. 斯特林制冷机的部分模型参数

参数	数值
工作频率	90 Hz
工作压力	2.0 MPa
目标制冷温度	77 K
膨胀弹簧刚度	1000 N/m
回热器外径	7.6 mm
回热器长度	优化确定
丝网规格	400#SS
机械阻尼	2 N·s/m (实际值由测量获得)
膨胀腔容积	92 mm ³
压缩腔容积	300 mm ³

3. 排出器关键参数的数值仿真

3.1. 膨胀活塞参数与回热器直径的优化策略

图 1 中可以发现回热器的需要膨胀弹簧的径向支撑和往复力，连接回热器与膨胀弹簧的部件为膨胀活塞。由于膨胀活塞的存在，第二压缩腔的实际扫气截面积等于回热器截面积减掉膨胀活塞的截面积后的圆环面积。圆环面积取决于回热器和膨胀活塞的外径，因此引入面积比来表征实际压缩面积占总截面积的比率。

根据实际集成式杜瓦尺寸，预先将回热器外径定为 7.6 mm，修正活塞杆直径以改变面积比并进行初步模拟。根据图 2 给出的 COP 在不同面积比下随频率的分布情况，其中星形点表示曲线的极值点。面积比越小所需谐振频率越高，当低于 60%的面积比时，谐振频率已经远超 100 Hz，这明显不符合设计要求。因此将面积比选定为 64.8%。

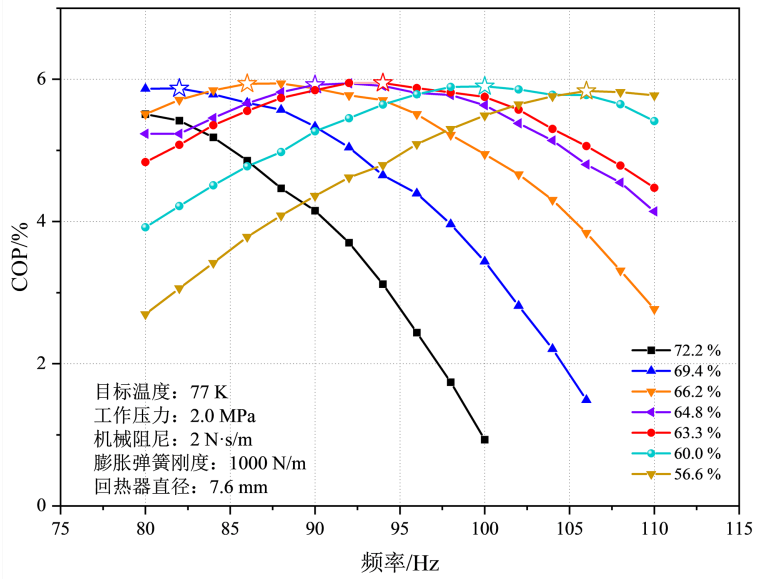


Figure 2. COP varies with the curve of frequency and area ratio
图 2. COP 随频率与面积比变化的关系曲线

外径为 7.6 mm 的回热器在面积比为 64.8% 时能够达到最佳状态。为了考察面积比 64.8% 的情况下，最优的回热器直径，即改变回热器直径并保持活塞的面积比为 64.8%。因此，图 3 展示了 64.8% 的面积比下，回热器直径与频率与 COP 的关系曲线。结果显示，面积比保持不变，回热器直径增大后，最佳频率显著增大，同时其所对应的 COP 幅值先升高后降低，但这种变化幅度并不明显。

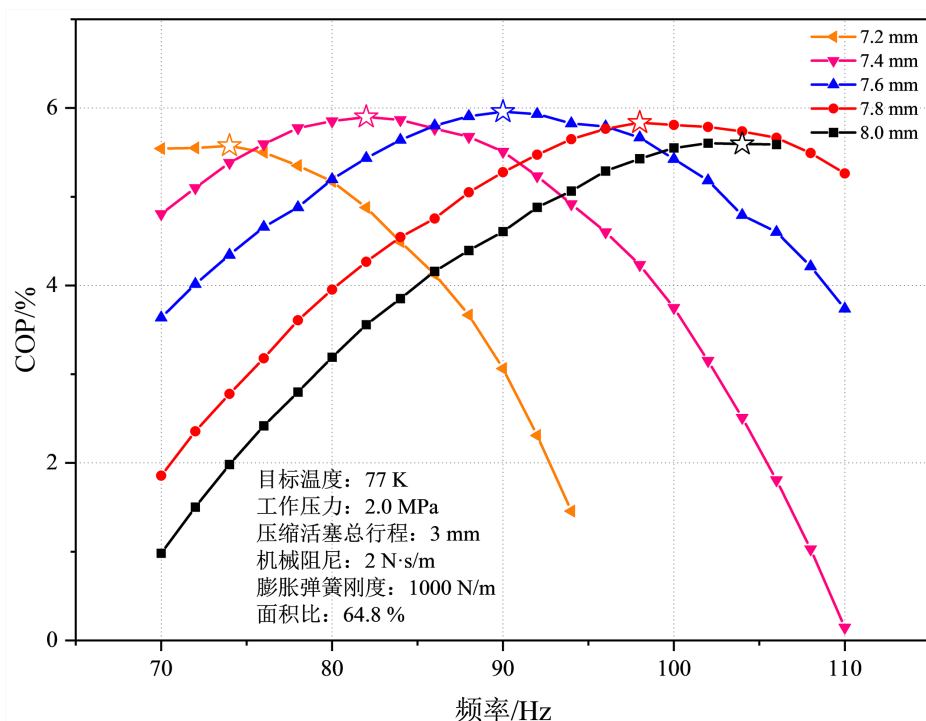


Figure 3. At an area ratio of 64.8%, the COP variation curve with the regenerator diameter and frequency

图 3. 64.8% 的面积比下，回热器直径与频率同 COP 的关系曲线

此外，根据图 4 的损失占比分布情况，回热器粗细的改变对回热器流阻损失、回热器不完全换热损失与丝网轴向导热损失的影响较大的。不完全换热损失由最初的 8.91% 增至 13.56%，这种加剧主要是由于质量流量的猛增，导致氦气与丝网间的换热不充分[13]。回热器直径增加，丝网填充的截面积增加，导热截面积因此变大，丝网轴向导热损失自然增大。泵气损失由 0.22% 增加至 0.33% 主要是因为环隙体积的增加，当回热器直径变大，回热器与冷指壁间的环隙体积必然增加[14]，环隙中的气体温度较高于膨胀腔的温度，进入膨胀腔的气体体积增多，这将为膨胀腔带来更多的额外热负荷然而，我们发现 7.4 mm 的回热器总损失最小，但 7.4 mm 与 7.6 mm 两个尺寸在相同输入功率下所能够获得的制冷效率却十分接近，这就意味着在其他诸如膨胀腔、压缩腔、活塞间隙等区域中 7.6 mm 尺寸所产生的损失较 7.4 mm 更小，并且实现 15 W 的输入功率所需要的压缩活塞行程更加短。

图 5 给出了回热器冷热端压比分布以及冷端质量流与压力波相位差的变化，随着回热器直径的进一步增大，质量流与压力波的相位差进一步缩小，气体刚度减小，回热器位移由 1.44 mm 骤降至 1.2 mm，同时冷端压比也由 1.65 降至 1.27，冷端 pV 功增加量无法抵消损失的增加量。另外，过粗的回热器内部死体积过大也会使得制冷效率降低。值得注意的是，回热器直径为 7.2 mm 时，热端压比已经接近 1.7，这么高的压比对于微型线性压缩机是一种过高的负荷。

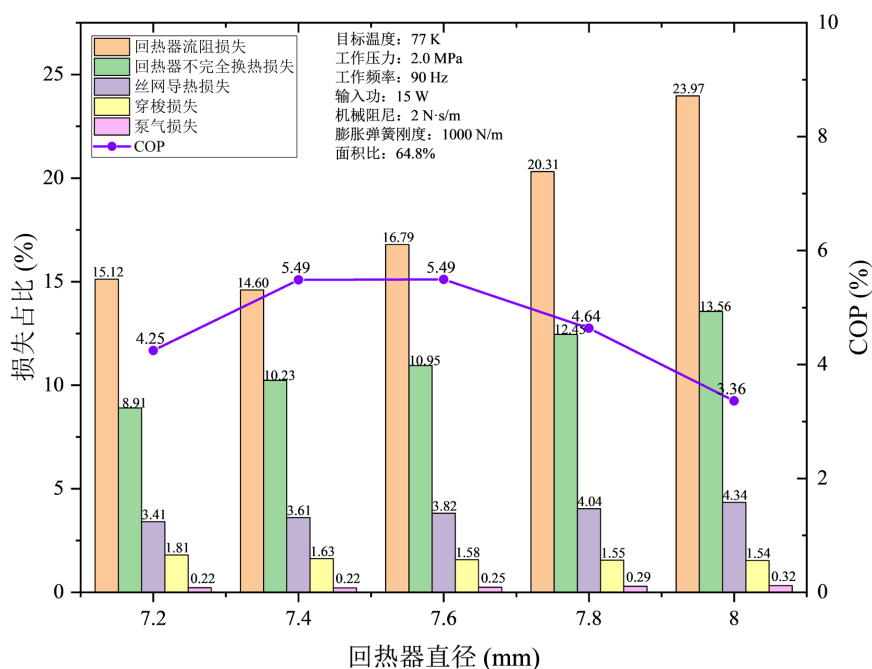


Figure 4. The distribution of internal losses in the regenerator at a working frequency of 90 Hz, input power of 15 W, and area ratio of 64.8% for different diameters

图 4. 工作频率为 90 Hz, 输入功为 15 W, 面积比为 64.8% 时, 不同直径下, 回热器内部损失分布

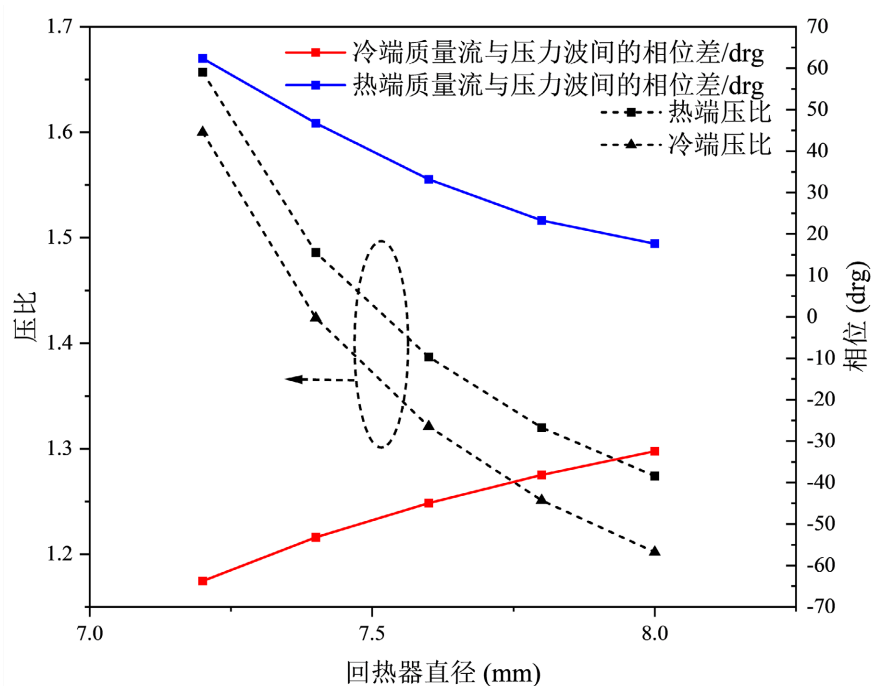


Figure 5. The phase difference between the mass flow rate at the hot and cold ends of the regenerator and the pressure wave, as well as the pressure ratio, as a function of the regenerator diameter

图 5. 回热器冷热两端质量流量与压力波间的相位差以及压比随回热器直径的变化曲线

3.2. 回热器长度的对损失的影响

回热器长度的变化意味着蓄冷填料厚度的增加与减少。蓄冷填料厚度直接影响回热器的换热能力。
图 6 给出了 COP 在不同回热器长度下随频率变化的关系曲线,从中我们发现在回热器长度逐渐增长的过程中,谐振频率反而愈发减小。这是由于回热器长度的较短时,换热能力较差,需要更高的换热频率来弥补换热量的不足。90 Hz 的最佳频率分布在蓄冷长度 35.5 mm 附近。

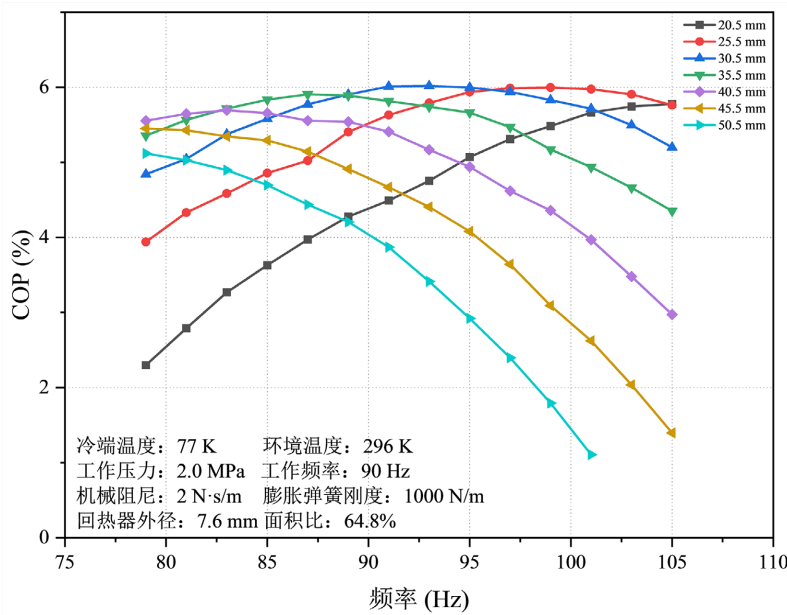


Figure 6. COP variation curve with frequency under different regenerator lengths
图 6. COP 在不同回热器长度下随频率变化的关系曲线

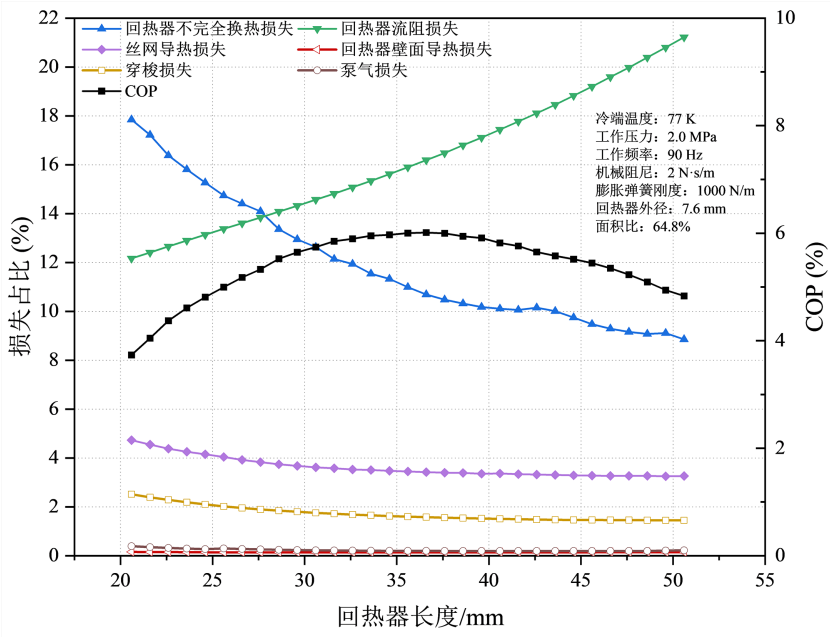


Figure 7. Distribution of regenerator losses under different regenerator lengths
图 7. 不同回热器长度下回热器损失的分布情况

图 7 给出了不同回热器长度下回热器中损失的分布情况。其中,回热器中的合算损失占 pV 功在 35% 至 40% 之间,这说明在整机损失中回热器占主导地位。回热器总损失的变化趋势与制冷效率的变化趋势恰好相反,当回热器损失最小时,制冷效率达到最高。在回热器损失的类型中,不完全换热损失与流阻损失占据主导地位,而丝网轴向导热损失、穿梭损失、泵气损失、回热器壁面轴向导热损失占比较小。回热器长度的增加代表蓄冷丝网充填的数量增大,这将使得回热器中的换热更加充分[15],这也是不完全换热损失随之逐渐降低的原因。但丝网不断填充使得流动阻力进一步加强,表现出流阻损失随回热器长度的增加近似线性增加。在将回热器长度增加到 28 mm 之后,回热器中的损失主要为流阻损失所占比重愈发扩大。为了使回热器中的各项损失综合相对最小,30~40 mm 左右的回热器均可以使得 COP 超过 8%,此处暂定回热器长度为 38.5 mm。

4. 结论

本文通过对 77K 微型分置式斯特林制冷机的排出器设计进行分析,得出以下结论。

排出器的设计和优化对斯特林制冷机的效率和性能有重要影响。通过优化膨胀活塞参数和回热器直径,可以显著提高制冷机的制冷效率。

膨胀活塞参数与回热器直径的优化策略表明,当面积比为 64.8% 时,回热器直径为 7.6 mm 时制冷效率最佳。然而,考虑到实际应用中的其他因素,如膨胀腔、压缩腔、活塞间隙等,7.6 mm 的回热器直径在实现 15 W 的输入功率时所需的压缩活塞行程更短,因此被选为最优尺寸。

回热器长度的变化对制冷效率有显著影响。通过数值仿真,确定了最优的回热器长度为 38.5 mm,此时 COP 超过 8%,且回热器中的损失综合相对最小。回热器内部损失分布的分析表明,不完全换热损失和流阻损失是回热器损失的主要部分。随着回热器长度的增加,不完全换热损失逐渐降低,而流阻损失近似线性增加。

本研究为微型气动斯特林制冷机的设计提供了理论依据和指导,通过优化排出器设计,可以有效提高制冷机的制冷效率和性能。

参考文献

- [1] 习中立, 陈军, 陈晓屏, 等. HOT 器件用自由活塞斯特林制冷机研究进展[J]. 真空与低温, 2018, 24(3): 151-156.
- [2] 刘洋. 航天直线斯特林制冷机驱动控制技术研究[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安工业大学, 2020.
- [3] Breiter, R., Wendler, J., Lutz, H., Rutzinger, S., Ihle, T., Ziegler, J., *et al.* (2011) High Operating Temperature IR-Modules with Reduced Pitch for Swap Sensitive Applications. *SPIE Proceedings*, Prague, 28 September 2011, 342-349. <https://doi.org/10.1117/12.884009>
- [4] 赵文丽, 李昊岚, 孙皓, 等. HOT 器件用旋转式斯特林制冷机研究进展[J]. 红外技术, 2023, 45(2): 195-201.
- [5] Willems, D., de Veer, B., Arts, R., Mullié, J. and Bollens, P. (2020) High-Availability Single-Stage Stirling Coolers with High Power Density. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 755, Article ID: 012044. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/755/1/012044>
- [6] 姜昆, 罗高乔, 陈臣, 等. -80°C 斯特林制冷机回热器优化设计及试验研究[J]. 低温与超导, 2021, 49(6): 44-48.
- [7] 丁旭鹏, 王晓涛, 张益炳, 等. 高温红外探测器用斯特林制冷机研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(2): 378-386.
- [8] 谢世纪, 巨永林. 液氮温区混合回热器斯特林制冷机数值模拟研究[J]. 低温与超导, 2024, 52(1): 1-7.
- [9] 寇翠翠, 姜昆, 方露露, 等. 2W@40K 单级斯特林制冷机性能优化试验研究[J]. 低温工程, 2022(6): 26-30.
- [10] Bisht, A.S. and Kuzhiveli, B.T. (2019) Design and Development of Miniature Free Piston Free Displacer Dual Opposed Stirling Cryocooler. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 502, Article ID: 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/502/1/012045>
- [11] 陈国邦, 汤珂. 小型低温制冷机原理[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [12] 崔运浩, 王晓涛, 王亚男, 等. 低成本回热填料在液氮温区斯特林制冷机中的应用模拟研究[J]. 真空与低温,

- 2022, 28(3): 317-323.
- [13] Wang, J., Pan, C., Zhang, T., Luo, K., Zhou, Y. and Wang, J. (2018) A Novel Method to Hit the Limit Temperature of Stirling-Type Cryocooler. *Journal of Applied Physics*, **123**, Article ID: 063901. <https://doi.org/10.1063/1.5013602>
 - [14] Chang, H., Park, D. and Jeong, S. (2000) Effect of Gap Flow on Shuttle Heat Transfer. *Cryogenics*, **40**, 159-166. [https://doi.org/10.1016/s0011-2275\(00\)00020-5](https://doi.org/10.1016/s0011-2275(00)00020-5)
 - [15] 林锦城, 植晓琴, 韦涛, 等. 大功率脉管制冷机回热器填料优化研究[J]. 低温工程, 2022(3): 6-12.