

环路热声制冷机的多层丝网回热器数值模拟研究

文靖, 康慧芳*, 张凌霄

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 热声制冷技术具备高度可靠性的同时具有显著的环境友好性, 回热器作为核心部件直接影响热声制冷机的性能。为了使热声制冷机回热器在不同温度下均高效地泵热, 设计了一种使用多层丝网回热器的四级环路热声制冷机并进行了数值模拟研究。计算结果表明, 多层回热器的设计有利于保证回热器换热效果的同时减少黏性耗散, 从而提升制冷机制冷量和效率。研究表明, 三层丝网回热器的系统性能最优, 在 6 MPa 高压氦气、高温端 923 K、室温端 303 K 的条件下, 在 77 K 制冷温度时获得制冷量 109 W, 高于单层、二层和四层回热器。

关键词: 热声制冷机; 环路; 回热器; 多层丝网

中图分类号: TB651

文献标志码: A

文章编号: 1006-7086(2024)05-0556-10

DOI: 10.12446/j.issn.1006-7086.2024.05.012

Numerical Study on a Looped Thermoacoustic Refrigerator with Multi-layered Mesh Screen Regenerators

WEN Jing, KANG Huifang*, ZHANG Lingxiao

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Thermoacoustic refrigeration technology, known for its high reliability and significant environmental friendliness, relies heavily on the performance of the regenerator. To efficiently pump heat at different temperatures in the regenerator, a four-stage looped thermoacoustic refrigerator utilizing a multi-layered mesh regenerator is proposed and numerically simulated. The computational results indicate that the design of a multi-layered regenerator is conducive to ensuring efficient heat exchange while reducing viscous dissipation, thereby enhancing refrigeration capacity and efficiency. Among the investigated configurations, the system performance is most optimal with a three-layer mesh regenerator. Under the conditions of using 6 MPa high-pressure helium gas, a hot end temperature of 923 K, and a room temperature end of 303 K, the refrigeration system achieved a cooling capacity of 109 W at 77 K, surpassing the conditions with one, two and four-layer regenerators.

Key words: thermoacoustic refrigeration; loop structure; regenerator; multi-layer mesh

0 引言

目前世界上 20%~30% 的能量以废热的形式散失, 导致了大量的能源浪费^[1]。化石燃料的枯竭和全球人口的增长进一步加剧了能源问题。近年来, 学者们已提出各种方法来将废热转化为其他形式的能源^[2]。热声技术是一种高效的能量回收技术, 它运用热声效应来实现热能和声能之间的相互

转换^[1], 由于以声波为能量载体实现能量的转换与传递, 有效避免了机械运动部件。热声热机可应用领域广, 比如天然气液化^[2-4]、太阳能利用^[5-8]、工业余热回收^[9-10]和芯片散热^[11], 目前热声技术在制冷^[12-13]和发电领域^[14]已有广泛深入的研究。

近些年热声制冷机发展较为迅速, 2000年, Swift等^[15]以天然气液化为目标的大型热驱动热声

收稿日期: 2023-11-15

基金项目: 国家重点研发计划(2022YFB3505103)

作者简介: 文靖, 硕士研究生, 主要从事热声制冷研究。E-mail: WJ18801106225@163.com

通信作者: 康慧芳, 博士, 副教授, 主要从事热声转换和低温储存方面研究。E-mail: kanghf@bit.edu.cn

引用信息: 文靖, 康慧芳, 张凌霄. 环路热声制冷机的多层丝网回热器数值模拟研究[J]. 真空与低温, 2024, 30(5): 556-565.

WEN J, KANG H F, ZHANG L X. Numerical study on a looped thermoacoustic refrigerator with multi-layered mesh screen regenerators[J]. Vacuum and Cryogenics, 2024, 30(5): 556-565.

制冷系统能够在 150 K 的制冷温度下产生 3.8 kW 制冷量, 是热驱动热声制冷机实用化的重要里程碑。2004 年, Ueda 等^[16]设计了一台行驻波混合型热驱动室温热声制冷机, 可在 273.15 K(0 °C)的制冷温度下获得 11 W 的制冷量。2010 年, Kang 等^[17]的行驻波混合型热驱动室温热声制冷机在谐振频率为 234 Hz, 2.2×10^6 Pa 氦气工质条件下, 制冷温度为 273.15 K, 系统制冷量为 40 W。2013 年, Hasegawa 等^[18]提出了一种双环路行驻波混合型热驱动热声制冷机, 该装置在温差为 110.8 K 时实现了振荡, 整个装置效率超过了 21%。罗二仓课题组的直连型热驱动双作用行波热声制冷机在工作压力 8 MPa、573.15 K(300 °C)加热温度和 283.15 K(10 °C)制冷温度的条件下实现了最大整机制冷系数 0.41^[12]。Xu 等^[13]提出的旁接型环路热驱动热声制冷系统, 在加热温度为 923 K、制冷温度为 130 K 时可获得 1.2 kW 制冷量和 8% 整机相对卡诺效率。

上述高性能热声制冷机全部使用的是单层丝网回热器, 在 2~8 cm 的长度范围内保持同一目数。热声热机的板叠和回热器温度梯度通常较高, 目前最高效的行波热声发动机^[19]中回热器的温度梯度可达 92.8 °C/mm。在这样高的温度梯度下, 工作气体的热渗透层深度和黏性渗透层深度的变化相当剧烈。目前已有关于驻波发动机的多级变孔径板叠研究, 变孔径的设计可以提高驻波热声发动机的效率^[20]。在斯特林制冷机中也有类似的研究^[21-22], 说明多层丝网回热器可以有效提高制冷机性能, 但是目前鲜有关于行波热声制冷机的多层丝网回热器研究。本文提出一种使用多层丝网回热器的四级环路低温热声制冷机, 分析多层丝网回热器应用于低温行波热声制冷机的优势, 并对多级热声制冷机环路系统的声场分布和系统性能进行数值模拟, 比较不同层数回热器下的系统性能。

1 回热器性能理论分析

根据线性热声理论^[15], 单位长度回热器产生或消耗的声功 $d\dot{E}_2/dx$ 可以写为:

$$\frac{d\dot{E}_2}{dx} = -\frac{r_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_k} |p_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[g\bar{p}_1 U_1] \quad (1)$$

式中: r_v 为流道单位长度的黏性阻力; $1/r_k$ 为流道单位长度的热弛豫导纳; g 为体积流率的放大或衰减系数; U_1 和 p_1 分别为复数形式的体积流率和压力幅度; “~” 为复共轭; 下标 2 为声功阶数为二阶; $\text{Re}[\]$ 为复数的实部。

式(1)中:

$$\begin{cases} r_v = \frac{\omega \rho_m \text{Im}[-f_v]}{A_r |1-f_v|^2} \\ \frac{1}{r_k} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\omega A_r \text{Im}[-f_k]}{p_m} \\ g = \frac{(f_k - f_v)}{(1-f_v)(1-Pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \end{cases} \quad (2)$$

式中: γ 为比热容比; Pr 为普朗特数; ρ_m 为平均密度; p_m 为平均压力; T_m 为平均温度; A_r 为流道横截面积; ω 为角频率; f_k 和 f_v 为描述固体壁面与工作气体的热接触及黏性接触的热黏函数, 分别为相对热渗透层深度 δ_k/r_h 和相对黏性渗透层深度 δ_v/r_h 的函数; r_h 为水力直径。热渗透层深度 δ_k 和黏性渗透层深度 δ_v 如(3)式所示:

$$\begin{cases} \delta_k = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}} \\ \delta_v = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \end{cases} \quad (3)$$

式中: κ 为热扩散系数; ν 为动力黏度。

式(1)中等号右侧的第一项为回热器内的黏性耗散项, 第二项为回热器内的热弛豫耗散项, 第三项为回热器产生或消耗的声功。第一项和第二项恒为负, 表示它们总是耗散声功。行波热声热机由于处于行波主导的声场, 回热器与工作气体需要良好的热接触^[23], 在行波主导的声场中, 热弛豫耗散项占比较小 ($\text{Im}[f_k]$ 足够小), 黏性耗散项占主导。对于丝网回热器, 流道单位长度黏性阻力可以表示为^[24]:

$$r_v = \frac{1}{2} \frac{\omega \rho_m}{A_r} \left(\frac{\delta_v}{r_h} \right)^2 \left(\frac{c_1(\phi)}{8} + \frac{c_2(\phi) Re}{3\pi} \right) \quad (4)$$

式中: $c_1(\phi)$ 和 $c_2(\phi)$ 是丝网孔隙率 ϕ 的函数^[25]; Re 为雷诺数。

由式(4)可以看出, 回热器内的黏性阻力与相对黏性渗透层深度的平方成正比。足够小的回热器水力直径可以保证较大的相对热渗透层深度, 保证回热效果。但是这同时也增大了相对黏性渗透层深度, 增强了黏性耗散。而增大回热器水力直径可以有效减小黏性耗散, 但是需要损失回热效果。回热器的设计是换热效果与黏性耗散之间的折中。Yu 等^[26]的实验表明对于不同的工作气体、工作压力, 回热器相对热渗透层深度 δ_k/r_h 的最佳值在 4~7 内, 相对黏性渗透层深度 δ_v/r_h 的最佳值在 3~5 内。而低温热声制冷机中回热器温度梯度较大, 从室温端到低温端工作气体热渗透层深度及黏性渗透层深度变化剧烈。如表 1 所列为 6 MPa 压力、66 Hz 频率氮

气在不同温度时的热渗透层深度及黏性渗透层深度。可以看出,在 77~293 K 温度范围内氦气的热渗透层深度和黏性渗透层深度变化相当剧烈,单一水力直径的丝网回热器难以满足回热器对热接触和

黏性接触的要求。因此在热声制冷机中采用多层回热器的设计可以保证回热器整体保持较优的相对热渗透层深度和相对黏性渗透层深度,从而提高回热器性能。

表 1 6 MPa/66 Hz 氦气不同温度下热渗透层深度及黏性渗透层深度

Tab. 1 Thermal penetration depth and viscous penetration depth at different temperatures of 6 MPa/66 Hz helium gas

温度/K	热渗透层深度 $\delta_k/\mu\text{m}$	黏性渗透层深度 $\delta_v/\mu\text{m}$
303	133.8	108.2
239	104.6	84.8
131	62.4	53.0
77	43.3	36.0

2 系统设置

2.1 系统描述

图 1(a)展示了四级环路热声制冷系统,由三个尺寸相同的热声发动机(1st TAE, 2nd TAE, 3rd TAE)和一个热声制冷机(TAC)组成,热声核之间通过四根谐振管连接(1st RT、2nd RT、3rd RT、4th RT)。通过多级热声发动机的串联排布实现声功

的连续放大,并通过制冷机集中输出冷量。图 1(b)和图 1(c)展示了热声发动机以及热声制冷机的示意图,其中热声发动机主要由室温端换热器、回热器、高温端换热器、热缓冲管和次室温端换热器组成。热声制冷机主要由室温端换热器、回热器、低温端换热器、脉管和次室温端换热器组成。表 2 为环路热声制冷系统的结构参数。

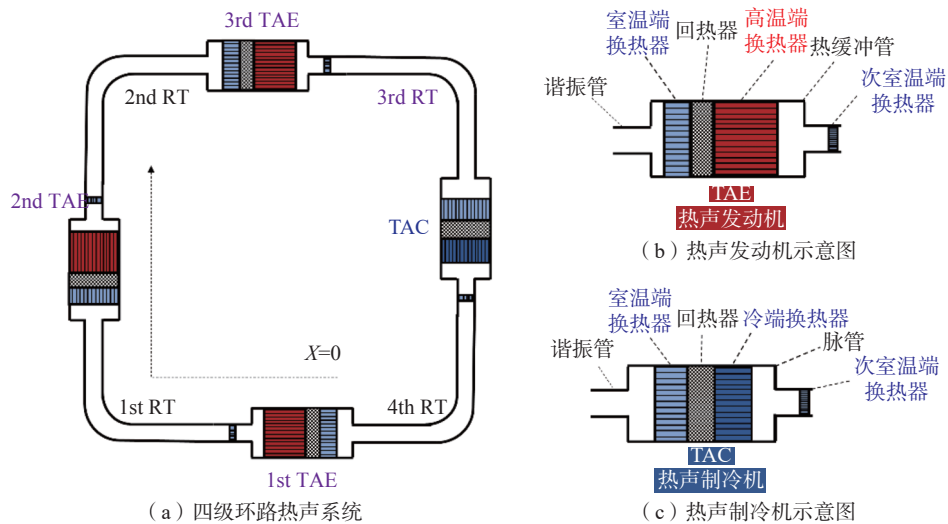


图 1 四级环路热声制冷机

Fig. 1 Four-stage looped thermoacoustic refrigerator

系统性能由热效率、制冷系数、总效率以及相对卡诺效率综合体现。

热声发动机效率为:

$$\eta = \frac{\Delta E_1}{Q_h} \quad (5)$$

式中: ΔE_1 为回热器两端的净声功增益; Q_h 为加入高温端换热器的热量。

热声制冷机制冷系数为:

$$COP = \frac{Q_c}{\Delta E_2} \quad (6)$$

式中: ΔE_2 为制冷机回热器两端的声功之差; Q_c 为热声制冷机在低温端换热器产生的制冷量。

系统总效率为:

$$\psi = \frac{Q_c}{Q_h} \quad (7)$$

表 2 多级环路行波热声制冷机结构参数

Tab. 2 Structural parameters of the multi-stage thermoacoustic refrigerator

设备	组件	直径/mm	长度/mm	细节
发动机	高温端换热器	80	60	平行板翅式
	回热器	80	60	不锈钢丝网
	室温端换热器	80	80	平行板翅式
	热缓冲管	80	120	-
	次室温端换热器	80	40	平行板翅式
制冷机	室温端换热器	94	40	平行板翅式
	回热器	94	35	不锈钢丝网
	低温端换热器	94	30	平行板翅式
	脉管	72	100	-
	次室温端换热器	54	10	平行板翅式
谐振管	谐振管 1 (1st RT)	18	2 200	-
	谐振管 2 (2nd RT)	28	2 400	-
	谐振管 3 (3rd RT)	25	2 200	-
	谐振管 4 (4th RT)	15	2 400	-

系统相对卡诺效率为:

$$\psi_c = \frac{\psi}{\frac{T_c(T_h - T_a)}{T_h(T_a - T_c)}} \quad (8)$$

式中: T_h 为高温端换热器的温度; T_a 为室温端换热器的温度; T_c 为冷端换热器的温度。

2.2 模型验证

计算采用热声学专业计算软件 DeltaEC 开展。为了验证所建立的计算模型的有效性, 使用 DeltaEC 软件搭建 Xu 等^[27] 的热声制冷机的计算模型, 并与其实验结果进行对比。该热声制冷系统结构与本文所研究的热声制冷系统结构类似, 不同的是该热声制冷机单元为并联结构, 制冷温度为 110~130 K。图 2 为不同加热温度下系统谐振频率与实验结果的对比, 结果显示计算与实验结果平均误差为 6.3%, 验证了模型的合理性。

此外, 国内外学者^[28-30] 也基于 DeltaEC 软件开展了一系列热声热机的理论和实验研究, 结果表明, DeltaEC 的计算模型可以有效捕捉热声热机系统特性。因此本文使用该软件对图 1 所示系统开展模拟计算。

3 结果与讨论

3.1 单层丝网回热器

计算工况为热声发动机高温端加热温度为 923 K, 室温端为 303 K; 热声制冷机室温端温度为 303 K, 制冷温度为 77 K; 气体工质为 6 MPa 下的氦气, 系统谐振频率为 66 Hz。图 3 为制冷机的制冷

量和相对卡诺效率 ψ_c 随着单层丝网水力直径的变化曲线。由于现实中的丝网没有如此多的水力直径尺寸, 图中标注了 200 目、300 目、400 目和 500 目丝网所对应水力直径。可以看出, 最优制冷功率和最优相对卡诺效率所对应的丝网目数并不重合: 采用 300 目丝网时的制冷功率和 ψ_c 分别为 115.6 W 和 0.067 5, 处于高功率区; 采用 400 目丝网时的制冷功率和 ψ_c 分别为 78.8 W 和 0.078 6, 处于高效率区; 采用 500 目丝网时的制冷功率和 ψ_c 分别为 28 W 和 0.052 2; 而采用 200 目丝网时制冷温度无法达到 77 K。对于单层丝网回热器来说, 追求制冷量时可选用 300 目丝网, 而追求效率时可选用 400 目丝网。但是无论是 300 目丝网还是 400 目丝网, 其在回热器长度方向上的水力直径都是不变的。

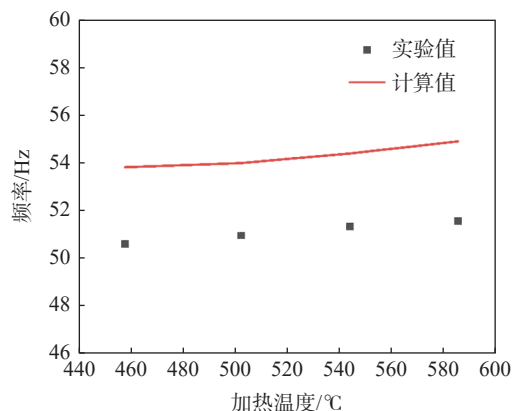


图 2 不同加热温度下频率计算结果与文献实验结果对比
Fig. 2 Comparison of frequency calculation results at various heating temperatures with experimental findings in the literature

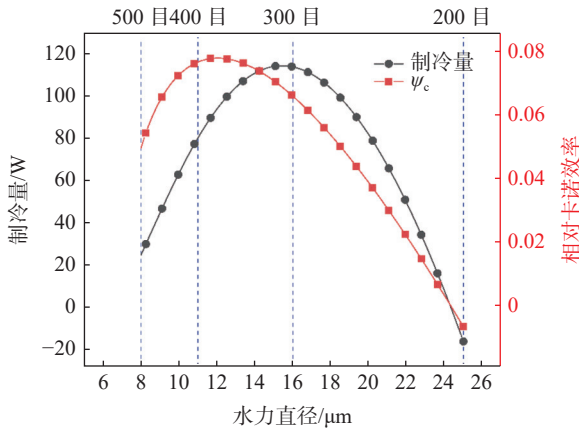


图 3 系统制冷量和 ψ_c 随丝网水力直径的变化

Fig. 3 Variation of cooling power and ψ_c with changes in wire mesh hydraulic diameter

图 4 为制冷系统中各个发动机单元的效率和制冷机单元 COP 随着单层丝网水力直径的变化曲线。可以看出,随着制冷机丝网目数的增大,热声发动机的效率是逐渐降低的,但是对于制冷机来说,存在一个最佳丝网水力直径使得制冷机 COP 最大。

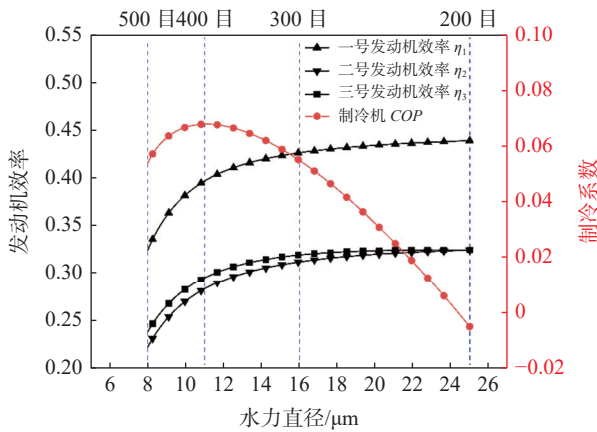


图 4 发动机效率和制冷机 COP 随单层丝网水力直径的变化

Fig. 4 Variation of engine efficiency and refrigeration COP with changes in wire mesh hydraulic diameter

3.2 二层丝网回热器

采用二层丝网回热器解决制冷机回热器两端不同温度导致的不同最优水力直径的问题,以提高回热器性能。二层丝网回热器方案如图 5 所示,在热声系统中,靠近室温端的气体的热渗透层深度较大,而靠近低温端的气体的热渗透层深度较小。因此靠近室温端一侧采用小目数丝网,设置丝网目数为 200 目,水力直径为 25 μm ,对应室温端 303 K 温度下相对热渗透深度为 5.35,相对黏性渗透层深度

为 4.32;靠近低温端一侧采用大目数丝网,设置丝网目数为 500 目,水力直径为 8 μm ,对应冷端 77 K 温度下相对热渗透层深度为 5.4,相对黏性渗透层深度为 4.5。同时,分析回热器全部采用 200 目和 500 目丝网的方案,并和二层丝网回热器的方案进行比较。

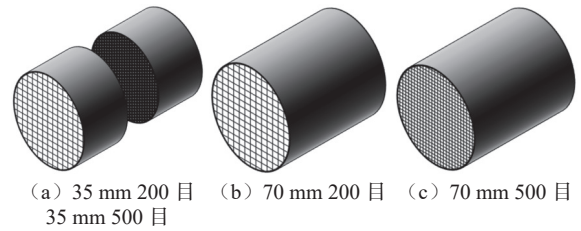


图 5 二层丝网回热器示意图

Fig. 5 Schematic diagram of a two-layer regenerator

对三种回热器丝网搭配方案下的热声系统进行声场分析,结果如图 6 所示。

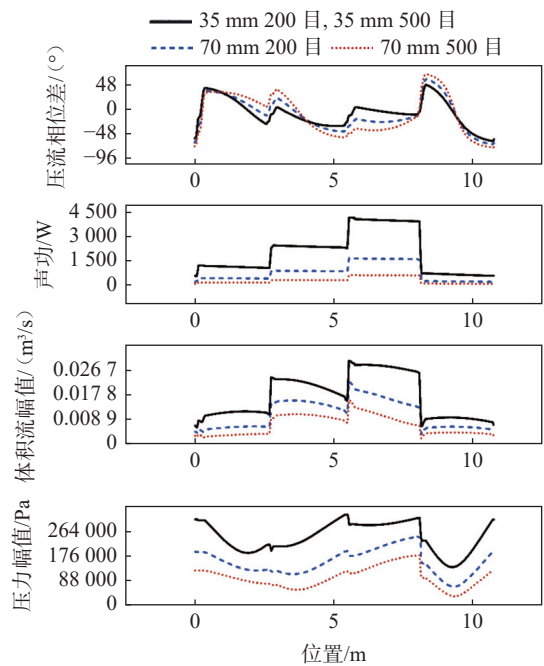


图 6 三种不同回热器系统的声场分布图

Fig. 6 Sound field distribution of three different regenerator systems

以 35 mm、200 目和 35 mm、500 目的方案为例,首先是压力振幅和体积流速,系统的压力振幅分布是一个典型整波长的声场分布,发动机和制冷机分布在两个峰上。回热器相当于一个体积源流,经过多级放大后体积流速变大。接着是声阻抗的相位分布,系统中各回热器均处于行波分量占主导

的声场中: 制冷机单元回热器内相位差为 $-4^{\circ}\sim 30^{\circ}$, 第一级发动机回热器内相位差依次为 $-45^{\circ}\sim -34^{\circ}$, 第二级发动机的回热器相位处于 $-6^{\circ}\sim -9^{\circ}$ 区间, 第三级发动机的回热器相位处于 $-39^{\circ}\sim -31^{\circ}$ 区间。最后观察系统声功的分布, 在该系统中 750 W 的声功从第一级发动机的入口开始经过三次放大, 声功放大比依次为 2.37、2.17 和 2.01, 放大后约 1 578 W 的声功被传输到制冷机中并被消耗, 最终的制冷量和相对卡诺效率 ψ_c 分别为 87.93 W 和 0.077 5, ψ_c 达到了单层 400 目丝网的水平, 且制冷功率提高了 11.6%。从图 6 中还可以看出, 二层填充方案不仅提高了系统环路内的声功水平, 还使得制冷机出口相位更接近于 0, 行波分量增加。

保持回热器总长度 70 mm 不变, 图 7 展示了 500 目丝网长度对发动机效率和制冷机 COP 的影响。可以看到随着 500 目丝网长度的增加, 发动机热效率不同程度地下降, 但是制冷机 COP 却呈现了先增大后减小的趋势, 在 500 目长度为 35 mm 附近达到最大。图 8 展示了 500 目丝网长度对制冷功率和系统相对卡诺效率 ψ_c 的影响。可见制冷功率和 ψ_c 随着 500 目丝网长度的增加呈现了先增大后减小的趋势, 但是最大制冷功率对应的 500 目丝网长度为 16 mm, 而最大 ψ_c 对应的 500 目丝网长度为 30 mm, 可见效率和最大制冷量对应的最优长度并不重合, 20 mm 左右 500 目丝网长度可以兼顾效率和制冷功率。同时, 若系统全部采用 200 目丝网, 则无法实现制冷机回热器从低温端向室温端泵热, 这是由于 200 目丝网水力直径过大, 无法在冷端形成较好的热接触。

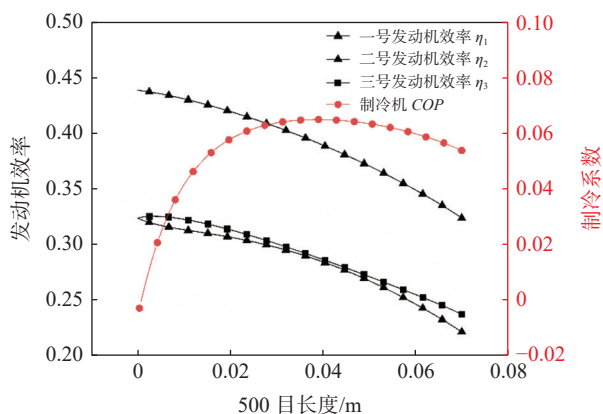


图 7 500 目丝网长度对发动机和制冷机性能的影响
Fig. 7 Influence of length of 500-mesh screen on engine and refrigerator performance

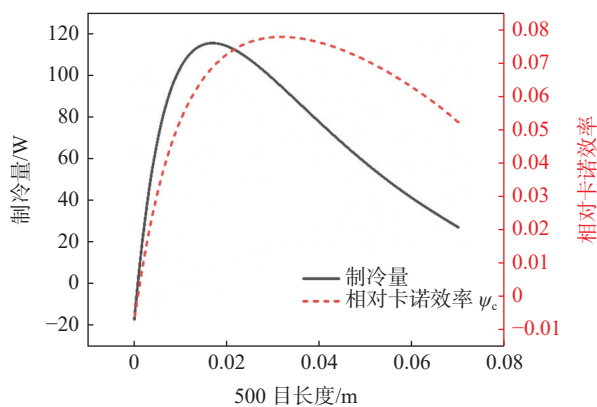


图 8 500 目丝网长度对制冷量和 ψ_c 的影响
Fig. 8 Effect of 500-mesh screen length on cooling capacity and ψ_c

图 9 比较了三种不同 500 目丝网长度下的系统性能, 在三种方案中, 35 mm、200 目和 35 mm、500 目条件下系统相对卡诺效率 ψ_c 最高。50 mm、200 目和 20 mm、500 目方案下虽然系统的 η_1 、 η_2 和 η_3 都较大, 但是其制冷机的 COP 较低, 因此最终的相对卡诺循环效率 ψ_c 较低。而两种分层方案的制冷系数和相对卡诺循环效率均高于只填充 500 目丝网的方案。

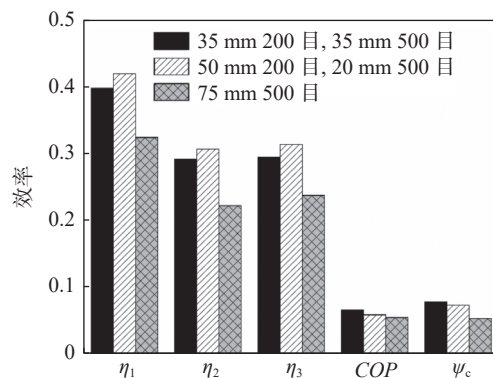


图 9 三种不同回热器方案下的系统性能
Fig. 9 System performance employing three different regenerator schemes

3.3 多层丝网回热器

本文中回热器长度为 70 mm, 在长度较长的情况下二层丝网也不能完全优化热声制冷机回热器的性能, 因此本节对三层和四层丝网回热器下的热声制冷系统进行了仿真分析, 并和二层丝网进行比较。分层回热器方案如图 10 所示, 当采用三层丝网回热器时, 选取 200 目、350 目和 500 目回热器的长度分别为 20 mm、30 mm 和 20 mm。在四层丝网回热器方案中, 200 目、300 目、400 目和 500 目回热器的长度全部为 17.5 mm。

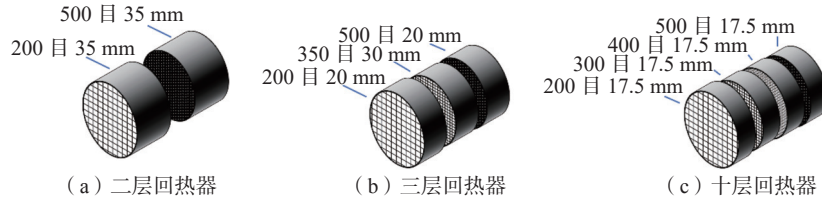


图 10 三种分层回热器方案示意图

Fig. 10 Schematic diagram of three multi-layer regenerator schemes

图 11 展示了不同层数回热器对系统声功分布的影响,可以看到三层回热器和四层回热器下的系统声功基本相当,但是远高于二层回热器下的系统声功。在三层回热器系统中 174.12 W 的声功从第一级发动机的入口开始经过三次放大,声功放大比依次为 2.33、2.18 和 1.98,放大后约 1955.7 W 的声功被传输到制冷机中并被消耗,最终的制冷量和 ψ_c 分别为 109.60 W 和 0.080 8,均高于二层回热器条件下的系统制冷量和 ψ_c 。而四层回热器条件下的系统制冷量和 ψ_c 分别为 108.56 W 和 0.081 6,制冷量略低于三层回热器,而相对卡诺效率 ψ_c 略高于三层回热器。

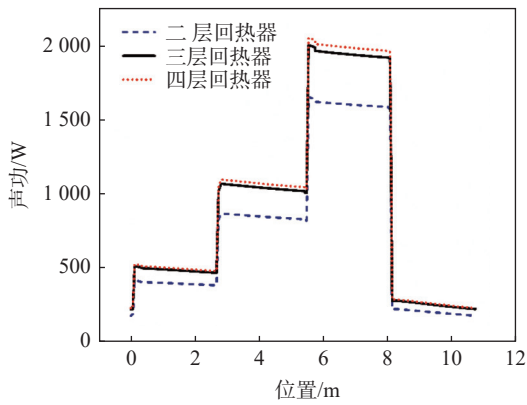


图 11 不同层数回热器对系统声功的影响

Fig. 11 Influence of different layers of regenerator on acoustic power in the system

图 12 展示了不同层数回热器对系统效率的影响,可以看到使用三层回热器和四层回热器方案,无论是发动机的热效率 η_1 、 η_2 、 η_3 还是制冷机的 COP ,均高于二层回热器条件下的值,因此总相对卡诺循环效率 ψ_c 也大于两层回热器系统下的值。四层回热器的 ψ_c 大于三层。综上所述,回热级层数大于 2 时,系统的制冷性能和效率均得到提升。但是三层回热器系统和四层回热器系统的性能差别却较小,四层回热器系统制冷量稍低而效率稍高,

两者性能基本相当。

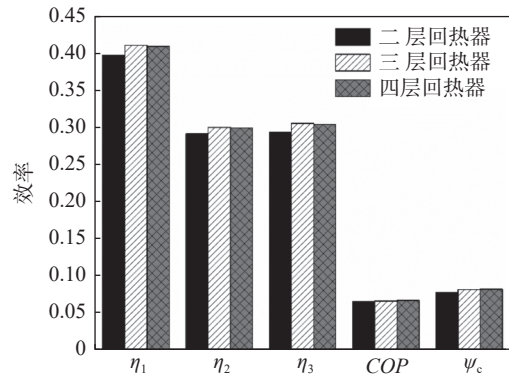


图 12 不同层数回热器对系统效率的影响

Fig. 12 Influence of different layers of regenerator on system efficiency

由于三、四层回热器的系统性能基本相当,则分析三层回热器系统,以 350 目丝网的长度为变量,200 目丝网和 500 目丝网长度保持相同,回热器总长保持为 70 mm。图 13 展示了 350 目丝网长度对发动机效率和制冷机 COP 的影响。

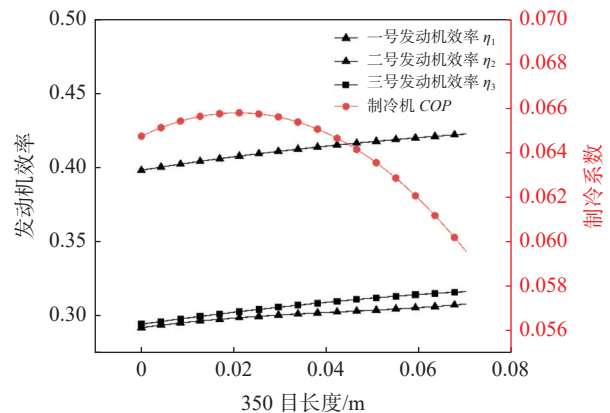


图 13 350 目丝网长度对发动机和制冷机性能的影响

Fig. 13 Effect of length of 350-mesh screen on engine and refrigerator performance

由图 13 可以看到,随着 350 目丝网长度的增加,发动机热效率不同程度地上升,但是制冷机

COP 却呈现了先增大后减小的趋势, 在 350 目丝网长度为 20 mm 时达到最大。图 14 展示了 350 目丝网长度对系统总相对卡诺循环效率 ψ_c 的影响。可见 ψ_c 随着 350 目丝网长度的增加呈现了先增大后减小的趋势, 最大 ψ_c 对应的 350 目丝网长度为 30 mm。

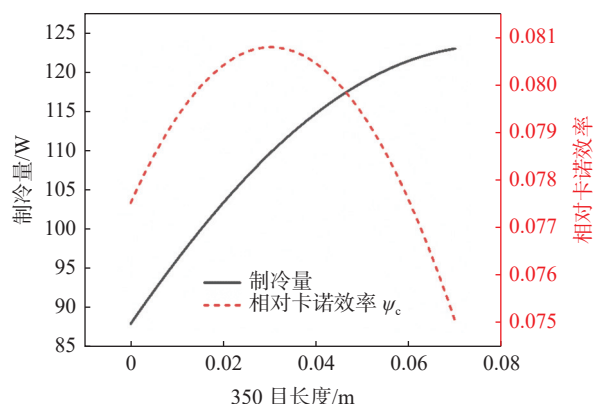


图 14 350 目丝网长度对 ψ_c 和制冷量的影响

Fig. 14 Effect of length of 350-mesh screen on ψ_c and cooling power

仿真计算结果显示, 在环路热声制冷机中选用多层丝网可以有效提高热声制冷机效率和制冷量。采用 35 mm、200 目/35 mm、500 目丝网回热器获得的制冷量以及相对卡诺效率分别为 87.93 W 和 0.077 5, 相较于单层 400 目丝网回热器的 78.8 W 制冷量和 0.078 6 相对卡诺效率, 相对卡诺效率降低了 0.1% 而制冷量增加了 9.13 W。三层丝网回热器获得了 109.6 W 制冷量和 0.080 8 相对卡诺效率, 相较于单层 400 目丝网回热器有较大提升。

多层丝网回热器性能的提升可以归结于室温端流阻的降低和低温端回热效果的提升。在制冷机的回热器室温端, 氦气热渗透层深度和黏性渗透层深度都较大, 选择低目数大水力直径的丝网可以在保证热接触的同时减小黏性耗散。而在回热器低温端, 氦气热渗透层深度和黏性渗透层深度都较小, 选择高目数小水力直径的丝网以保证热接触。这样多层回热器的设计可以保证回热器整体保持较优的相对热渗透层深度和相对黏性渗透层深度, 从而提高回热器性能。回热器丝网目数的选择需综合考虑流阻和回热效果。随着温度的降低, 氦气热渗透层深度和黏性渗透层深度降低。多层丝网回热器的设计, 可使得回热器流阻和回热效果平衡关系适应温度的变化。本文的研究为回热器的精细化设计提供参考, 但是限于篇幅, 本文对于回热、

流阻两个因素的影响规律没有进行定量研究, 和声场相位因素的主次地位尚不清楚, 有待以后深入研究。

多层丝网回热器除了影响制冷机性能之外, 其负载效应也会影响热声发动机的性能。改变各个目数丝网长度对热声发动机的效率也有较大影响。整体表现及原因为: (1) 增加低目数大水力直径丝网填充率时热声发动机效率提高, 这是由于制冷机回热器平均水力直径增大, 制冷机的阻抗降低, 消耗声功降低, 热声发动机的阻抗在整个系统中更为显著, 易于使发动机回热器更接近高阻抗零相位区, 提高热声发动机效率; (2) 反之, 增加高目数小水力直径丝网填充率时热声发动机效率降低, 这是由于制冷机回热器平均水力直径降低, 制冷机阻抗增大, 消耗声功降低, 热声制冷机的阻抗在整个系统中更为显著, 而热声发动机阻抗水平相对较低, 发动机效率降低。如图 15 所示为热声发动机效率和整机相对卡诺效率随热声制冷机回热器出口相对声阻抗的变化曲线, 可以看出在所计算的范围内, 热声发动机的效率随着制冷机回热器阻抗的增大而降低, 但是整机相对卡诺效率先增大后减小, 这是因为整机相对卡诺效率由热声发动机和热声制冷机共同决定, 对于相对卡诺效率而言, 制冷机回热器阻抗不是越大越好。

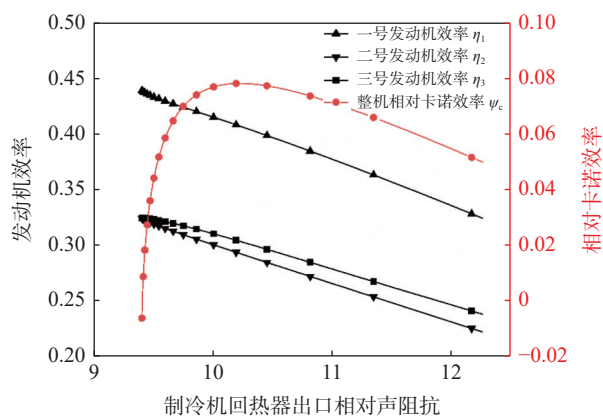


图 15 制冷机回热器声阻抗对效率的影响

Fig. 15 Effect of impedance of regenerator on efficiency

热声发动机效率以及热声制冷机 COP 共同影响整机相对卡诺效率, 对热声发动机驱动热声制冷机系统进行整体优化设计时, 需综合考虑多层回热器目数变化对热声制冷机和热声发动机的影响。

4 结论

本文提出了一种使用多层丝网回热器的四级

环路热声制冷机,分析了多层丝网回热器的优势,并对多级环路热声制冷系统的声场分布和系统性能进行了数值模拟,然后比较分析了不同层数回热器对系统性能的影响,最终得出以下结论:

(1)单层400目丝网回热器条件下系统处于高效率区,相对卡诺效率为0.0786,制冷量为78.8W;二层丝网回热器条件下系统相对卡诺效率为0.0775,制冷量为87.93W;三层丝网回热器条件下的系统相对卡诺效率为0.0808,制冷量为109.60W;四层丝网回热器条件下的系统相对卡诺效率为0.0816,制冷量为108.56W。相较于单层丝网回热器系统,多层丝网回热器系统的制冷量和效率均得到提升。

(2)在回热器室温端填充低目数的丝网可以降低室温端的黏性阻力,在低温端填充高目数丝网可以保证低温端的换热效果。分层丝网的设计有利于回热器在较大长度下保持相对热渗透层深度和相对黏性渗透层深度位于较佳范围内,使回热器流阻和回热效果达到较好平衡,从而提高回热器的综合性能。

(3)多层丝网回热器的性能优于单层丝网回热器,但是层数并非越多越好。本文中三层回热器和四层回热器性能已相当,制冷量在三层时达到最优。

参考文献:

- [1] XIAO L, LUO K, CHI J, et al. Study on a direct-coupling thermoacoustic refrigerator using time-domain acoustic-electrical analogy method[J]. *Applied Energy*, 2023, 339: 120972.
- [2] WANG X, XU J, WU Z, et al. A thermoacoustic refrigerator with multiple-bypass expansion cooling configuration for natural gas liquefaction[J]. *Applied Energy*, 2022, 313: 118780.
- [3] ZHANG L M, HU J Y, WU Z H, et al. A 1 kW-class multi-stage heat-driven thermoacoustic cryocooler system operating at liquefied natural gas temperature range[J]. *Applied Physics Letter*, 2015, 107(3): 033905.
- [4] HOU M Y, WU Z H, YU G Y, et al. A thermoacoustic Stirling electrical generator for cold exergy recovery of liquefied nature gas[J]. *Applied Energy*, 2018, 226: 389–396.
- [5] BI T, WU Z, ZHANG L, et al. Development of a 5 kW traveling-wave thermoacoustic electric generator[J]. *Applied Energy*, 2015, 185: 1355–1361.
- [6] CHEN G, TANG L H, MACE B, et al. Multi-physics coupling in thermoacoustic devices: a review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, 146: 111170.
- [7] ZARE S, TAVAKOLPOUR-SALEHA A R, AGHAHOSEI-NIB A, et al. Thermoacoustic Stirling engines: a review[J]. *International Journal of Green Energy*, 2023, 20(7): 89–111.
- [8] JIANG Z J, XU J Y, YU G Y, et al. A Stirling generator with multiple bypass expansion for variable-temperature waste heat recovery[J]. *Applied Energy*, 2023, 329: 120242.
- [9] CHEN H D, MA Z H, LIU X L, et al. Evaluation of thermo-magnetic generation performance of classic magnetocaloric materials for harvesting low-grade waste heat[J]. *Applied Energy*, 2022, 306: 117999.
- [10] YU Z, JAWORSKI A J, BACKHAUS S. Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy[J]. *Applied Energy*, 2012, 99(1): 135–145.
- [11] CHEN G, XU J. Development of a small-scale piezoelectric-driven thermoacoustic cooler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 213: 118667.
- [12] YANG Y, CHI J, WU Z, et al. A heat-driven combined cooling and heating system based on thermoacoustic technology[J]. *Applied Physics Letters*, 2022, 120: 223902.
- [13] XU J Y, HU J Y, LUO E C, et al. Numerical study on a heat-driven piston-coupled multi-stage thermoacoustic-Stirling cooler[J]. *Applied Energy*, 2022, 305: 117904.
- [14] AHMED F, YU G, LUO E C. A triboelectric nanogenerator is attached to a thermoacoustic heat engine for power generation[J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 276: 116482.
- [15] SWIFT G W, MARTIN R A, RADEBAUGH R. A thermoacoustically driven orifice-pulse-tube cryocooler[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1989, 85(S1): S47.
- [16] UEDA Y, BIWA T, MIZUTANI U, et al. Experimental studies of a thermoacoustic Stirling prime mover and its application to a cooler[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2004, 72(3): 1134–1141.
- [17] KANG H F, ZHOU G, LI Q. Heat driven thermoacoustic cooler based on traveling-standing wave[J]. *Energy Conversion Management*, 2010, 51(11): 2103–2108.
- [18] HASEGAWA S, YAMAGUCHI T, OSHINOYA Y. A thermoacoustic refrigerator driven by a low temperature-differential, high-efficiency multistage thermoacoustic engine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 58(1/2): 394–399.
- [19] TIJANI M, SPOELSTRA S. A high performance thermoacoustic engine[J]. *Journal of Applied Physics*, 2011, 110(9): 1508.

- [20] YANAGIMOTO K, SAKAMOTO S, KURODA K, et al. Improvement of energy conversion efficiency of thermoacoustic engine by a multistage stack with multiple pore radii [J]. *AIP Conference Proceedings*, 2012, 1474(1): 279-282.
- [21] 彭杰, 陈晓屏, 赵琳珊, 等. 线性斯特林制冷机分层回热器优化设计与实验 [J]. *红外技术*, 2017, 39(2): 184-188.
- [22] 辛光磊, 任博文. 斯特林制冷机回热器的热损失理论分析及实验研究 [J]. *红外*, 2021, 42(3): 31-35.
- [23] YAZAKI T, IWATA A, MAEKAWA T, et al. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube[J]. *Physical Review Letters*, 1998, 81(15): 3128.
- [24] YU Z, JAWORSKI A J. Impact of acoustic impedance and flow resistance on the power output capacity of the regenerators in travelling-wave thermoacoustic engines[J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(2): 350-359.
- [25] SWIFT G W, WARD W C. Simple harmonic analysis of regenerators[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1996, 10(4): 652-662.
- [26] YU Z B, LI Q, CHEN X, et al. Experimental investigation on a thermoacoustic engine having a looped tube and resonator[J]. *Cryogenics*, 2005, 45(8): 566-571.
- [27] XU J, HU J, SUN Y, et al. A cascade-looped thermoacoustic driven cryocooler with different-diameter resonance tubes. Part II : experimental study and comparison[J]. *Energy*, 2020, 207: 118232.
- [28] 毕天骄, 吴张华, 余国瑶, 等. 热声发动机核心单元热功转换性能的研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(12): 2542-2547.
- [29] 杨睿. 环路行波热声发动机声阻抗匹配的机理与优化研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
- [30] KRUSE A, RUZIEWICZ A, NEMŠ A, et al. Numerical analysis of competing methods for acoustic field adjustment in a looped-tube thermoacoustic engine with a single stage[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 181: 26-35.

(责任编辑: 郭 云)