

空间红外探测用 30 K 单级脉管制冷机高效研究

刘少帅^{1*}, 蒋珍华¹, 张安阔¹, 唐振刚², 丁磊¹, 吴亦农¹

(1. 中国科学院上海技术物理研究所, 上海 200083;

2. 上海卫星工程研究所, 上海 200240)

摘要:建立了阻抗匹配模型,同时从冷指及压缩机两方面对制冷机性能进行优化.基于热声理论,构建了 30 K 温区脉管冷指的一维 DeltaEC 理论模型,优化了惯性管型单级脉管制冷机冷指和压缩机耦合的工作参数.从机理上分析了回热器填料、双段惯性管长度及气库体积对冷指声学阻抗及压缩机声功转化效率的耦合关系.搭建实验测试平台,测试结果表明此单级脉管制冷机可以获得 24.24 K 的最低温度,输入功 227 W 时可以在 30 K 获得 1 W 冷量,可较好的满足空间红外探测器应用.

关键词:脉冲管制冷机;低温;30 K;阻抗特性;空间红外探测器

中图分类号:TK123 **文献标识码:**A

Study on high energy efficiency 30 K single-stage pulse tube cryocooler for a space infrared detector

LIU Shao-Shuai^{1*}, JIANG Zhen-Hua¹, ZHANG An-Kuo¹, TANG Zhen-Gang², DING Lei¹, WU Yi-Nong¹

(1. Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200083;

2. Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 200240)

Abstract: The impedance matching model is built to optimize the performance of the PTC from both cold finger and compressor. Based on the thermoacoustic theory, a 1-D simulation model of the 30 K PTC is built by using DeltaEC software for optimizing the coupling working parameters of the cold finger and compressor. The effects of the regenerator material, the inertance tube and the reservoir on the impedance of the cold finger are investigated theoretically. The test system is set up and the results show that the lowest temperature of 24.24 K and cooling power of 1 W at 30 K with electric power of 227 W can be obtained, which satisfy the applications of the space infrared detectors.

Key words: pulse tube cryocooler, cryogenic, 30 K, impedance, space infrared detector

PACS: 44.15.+a, 47.85.-g

引言

脉管制冷机自 1963 年被 Gifford 和 Longsworth 提出以来,由于可靠性高,冷指振动小,寿命长,结构简单等优点,目前已广泛应用于航空、军事等领域.量子阱红外探测器、红外焦平面探测器等均需在低温下以降低信噪比,提高探测器性能^[1-2].红外探测器作为脉管制冷机最大的应用平台,随着探测器工作波段的扩展,对制冷机提出更低制冷温度的

需求,如碲镉汞(HgCdTe)等长波红外及甚长波红外探测器材料在 30 K 以下可以获得较高的性能^[3-5].

目前较为成熟的单级脉管制冷机较难达到 30 K 及以下制冷温区,一般采用两级或者更多级结构^[6-7].多级结构一般需要多个压缩机和多个调相装置,结构较单级结构更为复杂.因此国内外相继开展单级脉管制冷机在 30 K 以下温区的应用研究^[8-9].G. P. Wang 等人开发了一台 40 K 温区的脉管制冷机用于冷却红外探测器,获得 0.5 W 的制冷

收稿日期:2017-10-25,修回日期:2018-06-02

Received date: 2017-10-25, revised date: 2018-06-02

基金项目:国家自然科学基金(51741610),上海市自然科学基金(18ZR1445600)

Foundation items: Supported by National Natural Science Foundation of China(51741610), Natural Science Foundation of Shanghai(18ZR1445600)

作者简介(Biography):刘少帅(1990-),男,博士,从事空间低温制冷机研究.

* 通讯作者(Corresponding author): E-mail: usstlss@163.com

量,探测器可以在 38.5 K 工作. 但是其效率过低,最低温度也未能达到 30 K^[10]. L. W. Yang 等人设计了一台可以达到 30 K 以下的单级脉管制冷机,在输入功率 250 W 时获得 26.1 K 的最低制冷温度^[11]. Liubi Chen 等人报道了一台单级脉管制冷机,在原制冷机的基础上通过优化回热器丝网在 20 K 温区可以获得 386 mW 的冷量,输入功率 246 W. 但是其冷指结构存在两个回热器和两端脉管,两者之间通过气路耦合实现更低的制冷目标,结构较为复杂^[12]. TRW 报道了一台 35 K 单级脉管制冷机,采用直线型冷头结构以及惯性管调相机构,获得了 1 W@35 K 的制冷性能,无负荷温区达到 29.8 K,环境温度 290 K,压缩机输入功率 200 W,其比卡诺效率为 3.9%,未能在 30 K 获得制冷量^[13]. 从脉管制冷机冷指的本征特性来看,单纯采用单级的方式脉管制冷机在 30 K 以下温区很难获得较高的效率. 目前的研究采用的多个回热器和脉管结构、双向进气调相和多路旁通结构等均存在结构复杂、稳定性差等问题,不适用于空间红外探测器器件.

在前期的研究过程中发现当脉管冷指结构尺寸一定时,通过调节回热器丝网填料以及调相部件可以同时冷指效率和压缩机输出效率产生影响^[14]. 本文针对一台纯惯性管型单级脉管制冷机结构,构建一维热声软件计算模型,分析了回热器填料丝网孔隙率、丝径、双段惯性管长度及气库体积对冷指声学阻抗的影响,计算了不同声学负载条件下压缩机的声功转化效率. 在其基础上,进一步开展相应实验测试了纯单级脉管制冷机的最低温度及 30 K 温区的制冷性能.

1 理论分析

1.1 空间红外探测器脉管制冷机系统

脉管制冷机集热力学、动力学、结构力学等多种学科为一体的低温制冷系统,主要包括:压缩机、冷指和调相结构^[15-16],同轴型单级脉管制冷机的冷头结构有利于探测器及杜瓦封装,其结构示意图如图 1 所示. 压缩机用于将电功转化为不同频率和功率的正弦压力波,采用直线电机形式并对置布置以减少振动,最大输入功率一般不小于 100 W,预期连续工作寿命不小于 7 年. 制冷机冷指包括热端换热器、回热器、脉冲管和冷端换热器等部件;热端换热器一般采用狭缝式结构,对狭缝尺寸进行优化设计以满足高效换热. 调相结构通常包括惯性管和气库,用于调节冷指和压缩机输出所需质量流和压力波的相位关

系;最佳相位关系为回热器中间位置处质量流和压力波的相位差为 0,此时回热器损失最小效率最高. 由于脉管制冷机内部各参数之间具有相互耦合的影响关系,因此样机设计是各参数优化的结果.

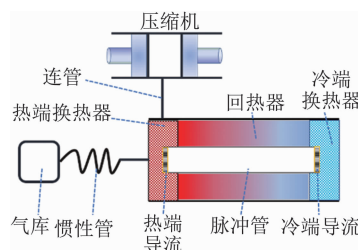


图 1 单级同轴型脉管制冷机基本结构示意图
Fig. 1 Schematic of the single-stage coaxial pulse tube cryocooler

1.2 脉管制冷机阻抗特性

脉管制冷机高效运行需满足两个条件:冷指高效和压缩机高效. 冷指的效率取决于回热器、脉冲管、换热器和调相结构的耦合参数,压缩机的效率在考虑电机因素以外还受限于冷指侧的阻抗特性. 基于线性热声理论,流体在 Euler 坐标系下的基本方程可以表示为^[17]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad , \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla T) \vec{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \rho(\vec{f}) \quad , \quad (2)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) = \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla p \right) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad . \quad (3)$$

气体状态方程:

$$\rho = p(T, P) \quad , \quad (4)$$

其中, p, \vec{u}, T, ρ, t 分布表示流体的压力、速度矢量、温度、密度和时间; \vec{f}, Φ 分别是体积力和耗散项; μ, C_p, k 分别是流体动力粘度、定压比热和导热系数. 对上述方程做一些小振幅等假设,并将流体周期性振荡参数看做成平均量与周期振荡的叠加,忽略高阶波动小量,可以得到:

$$\begin{aligned} \tilde{p}(x, t) &= p_0(x) + \text{Re}[\tilde{p}_1(x) e^{i\omega t}] \\ \tilde{u}(x, y, t) &= \text{Re}[\tilde{u}_1(x, y) e^{i\omega t}] \\ \tilde{T}(x, y, t) &= T_0(x) + \text{Re}[\tilde{T}(x, y) e^{i\omega t}] \\ \tilde{\rho}(x, y, t) &= \rho_0(x) + \text{Re}[\tilde{\rho}_1(x, y) e^{i\omega t}] \end{aligned} \quad , \quad (5)$$

式中, $\hat{\cdot}$ 表示波动量的复数幅值,包含物理量的波动幅值和相位; ω 为正弦波动角速度, i 为虚数单位,下

标 0 和 1 分别表示时间平均值和一阶波动幅值, $\text{Re}[\]$ 表示取复数实部. 不考虑体积力 f 和耗散项 Φ , 结合基本控制方程并忽略二阶及高阶小量, 可得到频域内的线性控制方程:

$$i\omega\hat{\rho}_1 + \frac{\partial(\rho_0\hat{u}_1)}{\partial x} + \rho_0 \frac{\partial\hat{u}_1}{\partial y} = 0 \quad , \quad (6)$$

$$i\omega\hat{\rho}_1\hat{u}_1 = -\frac{d\hat{p}_1}{dx} + \hat{\mu}_0 \frac{\partial^2\hat{u}_1}{\partial y^2} \quad , \quad (7)$$

$$i\omega\hat{T}_1 + \hat{u}_1 \frac{dT}{dx} - \frac{T_0\beta_0}{\rho_0 C_p} i\omega\hat{p}_1 = \frac{k}{\rho_0 C_p} \frac{\partial^2\hat{T}_1}{\partial y^2} \quad . \quad (8)$$

根据上面的假设条件, 流体的物性和压力在真实物体的横截面上均匀分布, 因此可以对上述方程在截面积上进行积分平均, 得到一维方程组的形式, 简化求解过程, 有利于数值模拟计算. 对于脉管制冷机的基本结构, 主要包括圆管模型和多孔介质模型, 求解上述方程可进一步得到压力波、体积流和温度的分布情况. 利用计算所得冷指参数, 可以获得冷指入口处阻抗, 可进一步用于分析压缩机侧的输出转化效率.

对于线性压缩机, 其 PV 功转换效率可以表述为^[18]:

$$\eta = \frac{W_{PV}}{W_e} = \frac{(\alpha A)^2 R_a}{(A^2 R_a + R_m)\alpha^2 + R_a[(A^2 R_a + R_m)^2 + (A^2 X_a + X_m)^2]} \quad , \quad (9)$$

其中, 冷指部分的阻抗实部 R_a 和虚部 X_a 是影响压缩机 PV 功转换效率的关键参数之一, 其余参数可参见文献^[19-20]. 在整机运行参数及冷指结构尺寸一定的情况下, 通过改变回热器填料、调相结构可以引起冷指阻抗实部和虚部的改变, 进而影响压缩机电声转化效率. 本文采用实验室自研的动磁式线性压缩机作为研究对象, 其基本参数如表 1 所示.

表 1 压缩机主要参数

Table 1 The main parameters of the compressor

参数	c	$ks(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	m/kg	A/m^2	$BL/(\text{N}/\text{A})$
数值	3.8	5880×2^a	0.16×2	$3.14\text{E}4 \times 2$	20×2

a. $\times 2$ 表示压缩机有两个电机

基于式(9)及表 1 压缩机基本参数, 利用 mathematic 软件可以绘制出压缩机的 PV 功转化效率随冷指声学阻抗变化图(图 2 所示), 从图中可以定量的分析出冷指阻抗变化时压缩机输出 PV 功的变化情况.

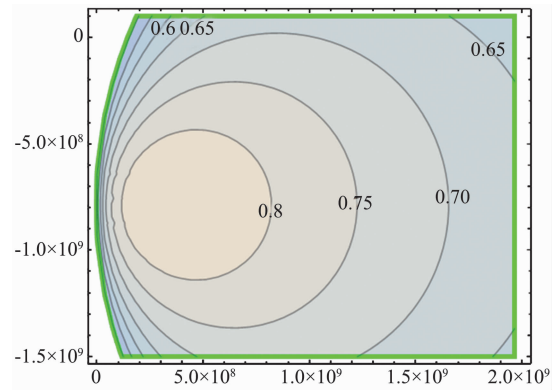


图 2 压缩机 PV 功转化效率图

Fig. 2 Compressor efficiency vs. impedance of the cold finger

2 模拟研究

美国 Los Alamos 国家实验室编制了一套热声计算程序 DeltaEC^[21], 用以模拟和计算热声与其他一维声学装置, 本质上是在通常的小振幅或声近似的条件下对一维波动方程进行数值积分. DeltaEC 软件将连管、换热器、回热器、脉冲管、惯性管和气库等部件串联, 结合内部几何结构边界的限定, 利用打靶法对热声制冷机进行模拟和计算(本文中打靶目标为制冷温度 30 K, 制冷量 1 W). 在现有冷指结构尺寸的基础上, 构建单级脉管冷指计算模型, 分别研究回热器填料(孔隙率和丝径)、惯性管(长度)和气库(体积)对制冷性能及压缩机 PV 功转化效率的影响, 选取合适的组合方式进行实验研究, 分析流程如图 3 所示.

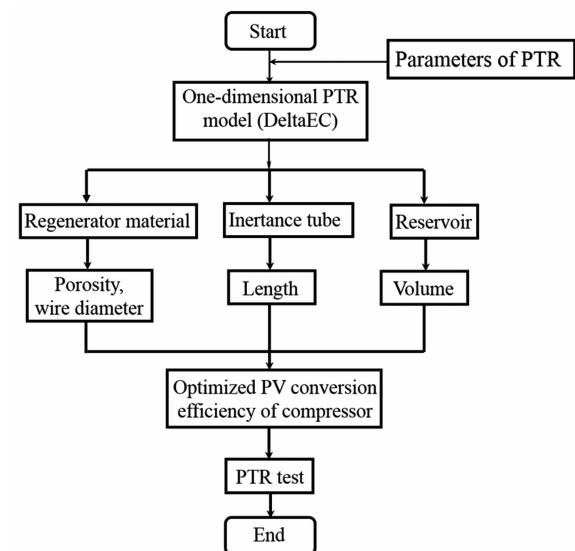


图 3 分析流程图

Fig. 3 Flow chart of the simulation

2.1 回热器填料丝网对声阻抗影响分析

针对丝网填充型回热器, 选用 STKSCREEN 模块进行计算, 压力和体积流可以通过下列公式计算:

$$\frac{dp_1}{dx} = -i\omega\rho_m \left[1 + \frac{(1-\phi)^2}{2(2\phi-1)} \right] \langle u_1 \rangle - \frac{\mu}{r_h^2} \left[\frac{c_1(\phi)}{8} + \frac{c_1(\phi)N_{R,1}}{3\pi} \right] \langle u_1 \rangle, \quad (10)$$

$$\frac{d \langle u_1 \rangle}{dx} = \frac{-i\omega\gamma}{\rho_m a^2} p_1 + \beta \frac{dT_m}{dx} \langle u_1 \rangle + i\omega\beta$$

$$\left[\frac{T_m\beta}{\rho_m c_p} \cdot \frac{\varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_p} g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_p} g_v) \varepsilon_h} p_1 - \frac{1}{i\omega} \cdot \frac{dT_m}{dx} \cdot \frac{\varepsilon_s + (g_c - g_v) \varepsilon_h}{1 + \varepsilon_s + (g_c + e^{2i\theta_p} g_v) \varepsilon_h} \langle u_1 \rangle \right] \quad (11)$$

填充丝网的孔隙率入口相位、入口压比及制冷效率的影响如图 4 所示, 可以看出, 随着孔隙率的增加, 制冷效率提高 (0.024 到 0.05). 这是因为流动阻力损失在回热器损失中占据主要部分, 当换热充分时孔隙率的增加减少了填料的流动阻力损失, 进而提高了整机效率. 冷指入口压比随孔体积增加逐渐减小 (1.429 到 1.223), 是由于空体积的增加所引起; 入口相位差随孔隙率的增加呈现先减小后增大的变化趋势. 丝径一致时, 随着孔隙率的增加声阻抗实部减小, 虚部减小 (图 6). 这是由于较大的孔隙率使得回热器内流动阻力减小, 带来纯阻力的变小; 同时空体积的增加使得声容增加, 引起阻抗幅值减小, 结合图 4b) 中相位角的变化带来阻抗虚部减小. 考虑到实际应用, 丝径一定时丝网孔隙率并不能无限增加, 同时考虑到孔隙率对冷指阻抗幅值的影响, 因此综合考虑合适的孔隙率.

当填充孔隙率保持不变时 (固定在 0.66), 计算分析了填充丝网的丝径对制冷性能、入口相位及入口压比的影响, 如图 5 所示. 从图 5(a) 中可以看出, 丝径较小时, 整机效率较高, 随着丝径的增加制冷效率逐渐减小. 丝径的增加不仅带来了流动阻力的增大, 同时由于同样温度处热渗透深度的不变, 较粗的丝径恶化了氦气工质与填料之间的换热, 增加了回热损失, 因此制冷效率降低 (0.053 到 0.044). 图 5(b) 中入口压比随着丝径的增加而减小, 这是由于流动阻力的增加带来回热器内压降的增大, 同样会引起损失增加, 降低制冷效率. 随着丝径的增加声阻抗实部减小, 虚部减小 (图 6). 由于冷端温度和冷量不变 (1 W@30 K), 结合图 5(b) 中入口压力和体积流的相位差的减小, 阻抗虚部变小, 同时阻抗幅值的

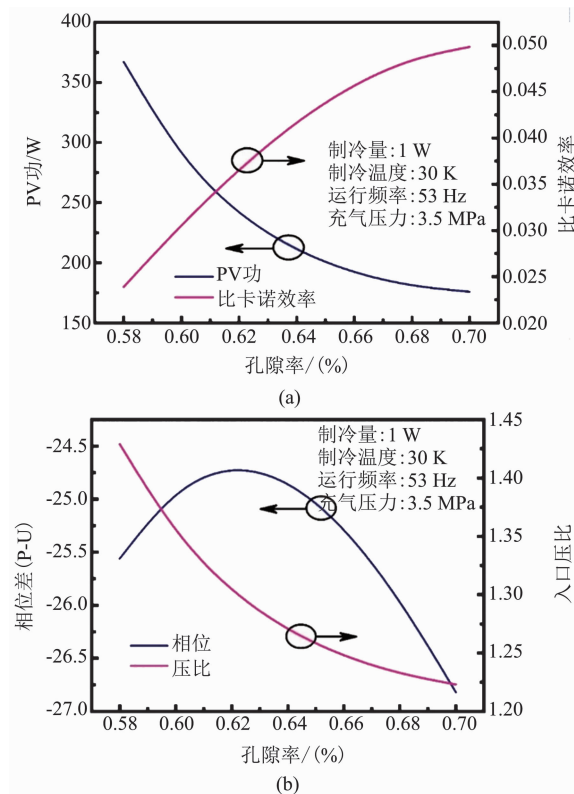


图 4 回热器丝网填料孔隙率对制冷性能影响 (a) PV 功和效率, (b) 入口相位及压比

Fig. 4 Cooling performance vs. regenerator screen porosity (a) PV power and efficiency, (b) phase difference and inlet pressure ratio

减小带来实部变小.

上述分析可以看出, 当其余结构尺寸和运行参数一定时, 单改变回热器填料不仅会影响冷指效率, 还可以在一定范围内调节冷指声学阻抗. 对线性压缩机而言, 负载阻抗的变化会带来电声转化效率的变化. 如图 6 所示, 当孔隙率从 0.58 增加到 0.7 时, 阻抗实部和虚部的减小引起压缩机 PV 功转化效率的略微降低, 而较细的丝径会带来较高的 PV 功转化效率. 因此在选取填充材料时, 应结合负载对压缩机的影响进行综合考虑, 结合实际加工工艺, 最终选取孔隙率 0.66, 丝径 0.022 mm.

2.2 惯性管长度对声学阻抗影响分析

惯性管和气库作为脉管制冷机的调相部件, 不仅可以改变冷指的工作参数 (运行频率和充气压力等), 同时也是改变冷指声学负载的较为有效且便捷的方法^[22-23]. DeltaEC 中 DUCT 模块可以通过调节截面积和长度模拟任意环形结构部件, 基于给定的优化参数及粗糙度计算湍流控制算法, 可较好的用于惯性管的计算模拟. 其压力和体积流计算公

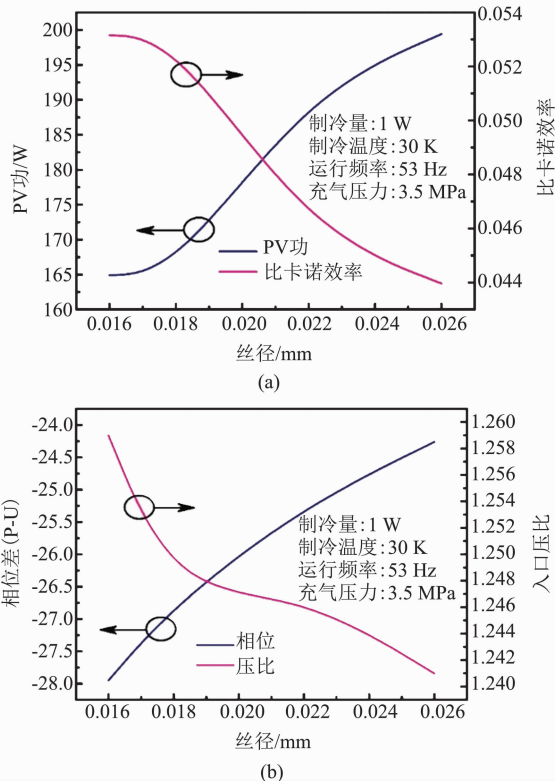


图 5 回热器丝网填料丝径对制冷性能影响 (a) PV 功和效率, (b) 入口相位及压比

Fig. 5 Cooling performance vs. regenerator screen wire diameter (a) PV power and efficiency, (b) phase difference and inlet pressure ratio

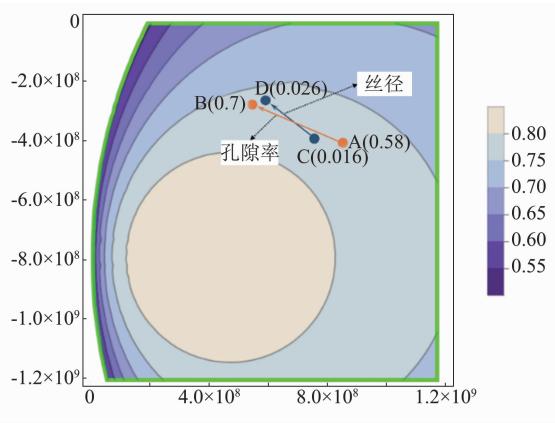


图 6 丝网填料参数对压缩机 PV 功转化效率的影响

Fig. 6 Compressor efficiency vs. regenerator material parameters

式为:

$$p_{out} = p_{in} \cos k \Delta x - \frac{i \omega \rho_m}{(1 - f_v) k A} U_{in} \sin k \Delta x \quad (12)$$

$$U_{out} = U_{in} \cos k \Delta x - \frac{i(1 - f_v) k A}{\omega \rho_m} p_{in} \sin k \Delta x \quad (13)$$

COMPLIANCE 模块是 DeltaEC 中一个声学体积单元,可用于气库模型计算,其表达式为:

$$U_{out} = U_{in} - i \frac{\omega p_1}{\rho_m a^2} \left[V - i \frac{\gamma - 1}{1 + \epsilon_s} S \frac{\delta_k}{2} \right] \quad (14)$$

图 7 和图 8 分别为第一段和第二段惯性管对冷指负载阻抗及制冷性能的影响关系. 当第一段惯性管长度从 0.8 m 增加到 1.8 m 时, 1 W@30 K 时所需 PV 功先增加后减小, 对应最小 PV 功为 185.2 W. 这是由于惯性管长度直接决定了脉管热端的相位关系, 进而影响了回热器内相位及质量流分布, 存在一组较优的惯性管尺寸使得整机效率最高. 从图 b) 中也可以看出, 惯性管的增加带来冷指入口相位差持续增加, 较大的 PV 功也引起入口压比的增大, 改变第二段惯性管时可以观察到类似的变化趋势 (图 8). 对比两者可以看出, 第一段惯性管长度较第二段惯性管长度变化对制冷性能的影响更大, 这主要是由于第一段惯性管内径较小, 对阻力阻抗的改变较大而导致的.

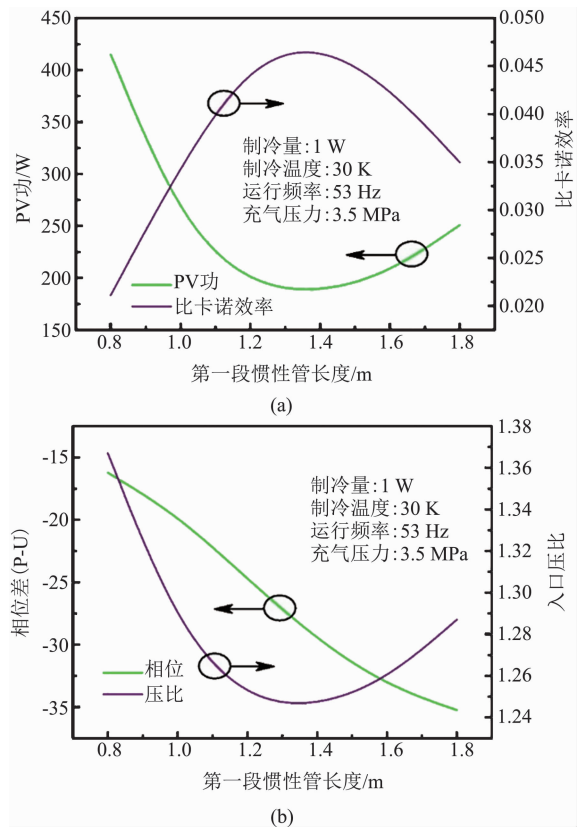


图 7 第一段惯性管长度对制冷性能影响 (a) PV 功和效率, (b) 入口相位及压比

Fig. 7 Cooling performance vs. length of inertance tube 1 (a) PV power and efficiency, (b) phase difference and inlet pressure ratio

两段惯性管的长度变化对冷指阻抗的影响及压

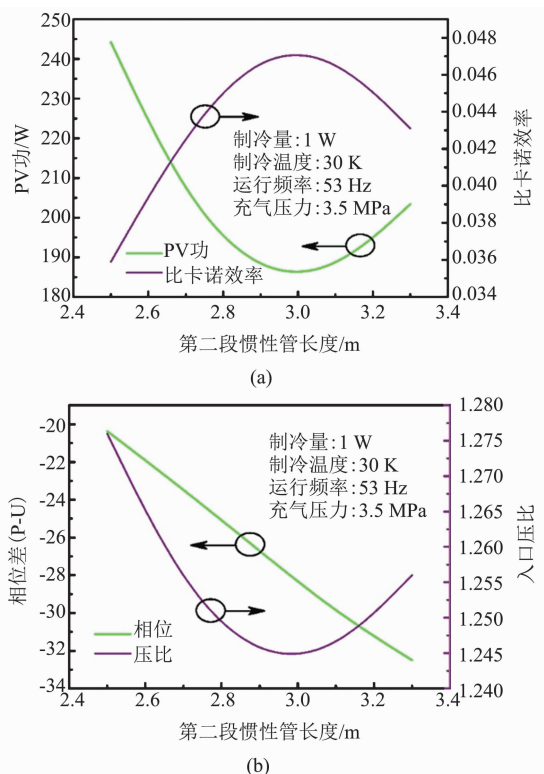


图8 第二段惯性管长度对制冷性能影响 (a) PV 功和效率, (b) 入口相位及压比
Fig. 8 Cooling performance vs. length of inertia tube 2 (a) PV power and efficiency, (b) phase difference and inlet pressure ratio

压缩机 PV 功转化效率的改变汇总如图 9 所示. 随着第一段和第二段惯性管长度的增加, 冷指阻抗实部减小, 虚部增大. 这是由于惯性管变化时, 冷指声阻抗幅值略微减小, 但是相位差增加较多, 因此阻抗实部逐渐减小, 虚部逐渐增大. 观察图中箭头指示方向, 可以看出, 在不考虑冷指效率的情况下, 通过增加惯性管长度可以提高压缩机侧 PV 功转化效率. 因此, 在实际应用中, 当压缩机结构一定时, 惯性管的设计不能仅考虑冷指侧效率, 应结合压缩机进行同步优化. 对于 30 K 制冷机而言, 最终选取第一段惯性管长度 1.3 m, 第二段惯性管长度 3.0 m.

2.3 改变气库对阻抗影响分析

气库体积提供一个较大的空体积, 可以在较大范围内改变冷指效率及阻抗容抗. 随着气库体积的增加, 冷指效率逐渐提高并趋于平缓. 当气库体积增加到 250 cm³ 时, 制冷效率随着气库体积的进一步增加变化较小. 随着空体积的增大, 容抗幅值增大引起冷指入口相位差增加, 同时入口压比逐渐变小 (图 10). 从式 (14) 中也可以看出, 气库内体积流的计算仅考虑入口压比和平均压力. 观察图 11 可以看

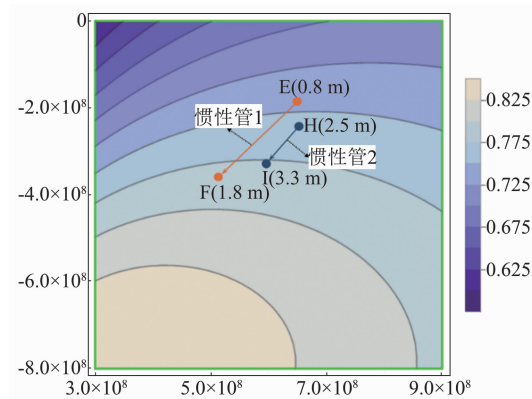


图9 双段惯性管长度对压缩机 PV 功转化效率的影响
Fig. 9 Compressor efficiency vs. length of inertia tubes

出, 气库体积的变化可以在较大范围内改变压缩机侧 PV 功转化效率, 然而综合考虑入口压比不能过小, 因此最终选取气库体积 250 cm³.

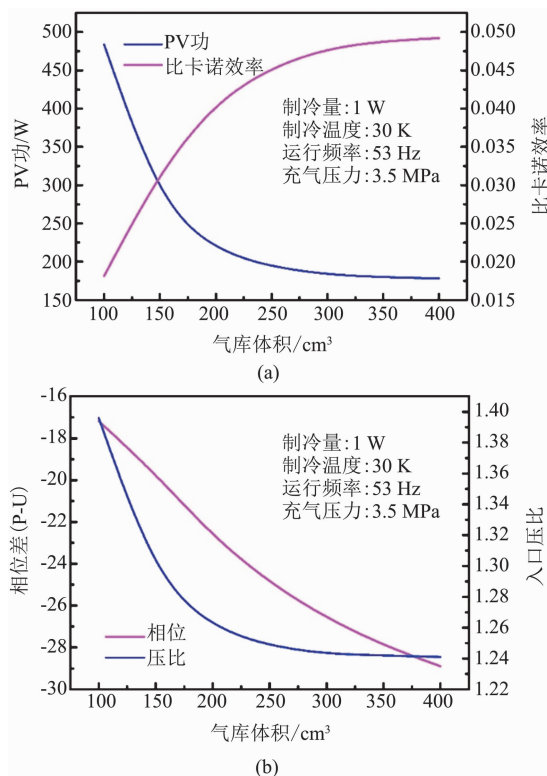


图10 气库体积对制冷性能的影响 (a) PV 功和效率, (b) 入口相位及压比
Fig. 10 Cooling performance vs. reservoir volume (a) PV power and efficiency, (b) phase difference and inlet pressure ratio

3 实验验证

3.1 实验样机系统

通过阻抗匹配分析获得了回热器丝网填料参

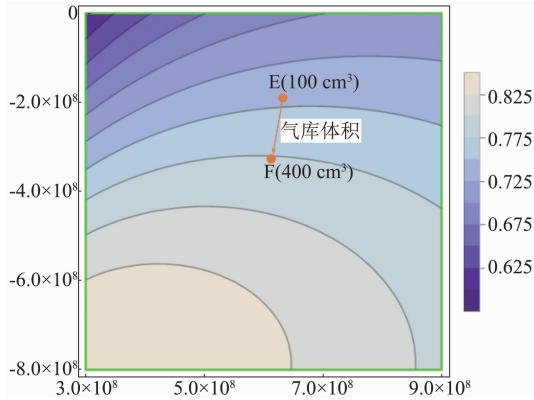


图 11 气库体积对 PV 功压缩机转化效率的影响
Fig. 11 Compressor efficiency vs. resevoir volume

数、惯性管长度及气库体积. 搭建实验测试平台对制冷机性能进行测试, 实验装置如图 12 所示.

实验装置采用压缩机为实验室自行研制的动磁式线性压缩机, 通过连管与冷指相连. 冷指热端采用 20℃ 水冷进行冷却, 压缩机采用强制风冷冷却. 惯性管按照计算尺寸拼接而成, 连接部件内径与惯性管内径保持一致以减少额外阻力损失. 回热器、冷头和脉冲管密闭在真空腔室中并保持高真空以减小漏热. 采用 PT-100 铂电阻测量冷头温度, 采用陶瓷加热片进行冷量测量.

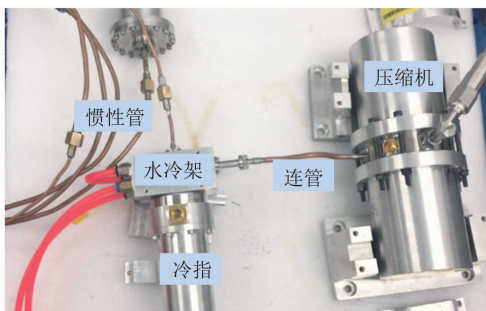


图 12 实验装置照片
Fig. 12 Photograph of the test system

3.2 实验结果及分析

图 13 为制冷机最低温度测试, 在固定输入功率 180 W 的情况下, 调节不同运行频率, 观察冷头的最低温度变化情况, 在运行频率 53 Hz 时, 可以获得最低 24.24 K 的制冷温度(图 a), 此时也趋近于压缩机的谐振频率, 当运行频率偏差最佳频率 ± 1 Hz 时, 温度变化幅值小于 0.2 K. 维持输入功率 180 K 时, 制冷机冷头从常温迅速降温, 20 min 后可降至 30 K; 30 min 后可降至 25 K 以下并逐渐趋于平稳.

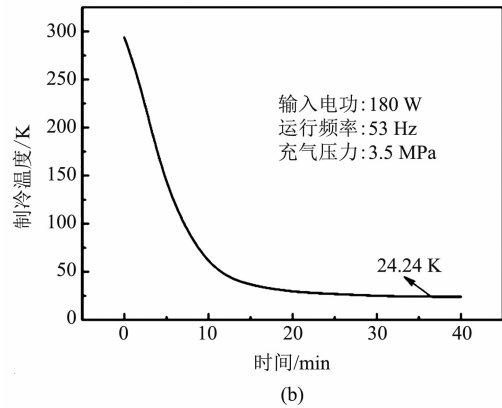
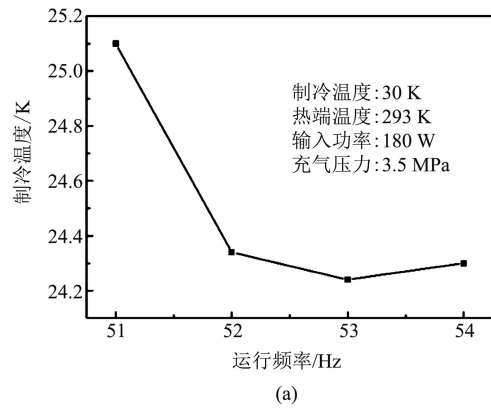


图 13 制冷机低温性能 (a) 最低温扫频, (b) 降温过程
Fig. 13 Low temperature cooling performance of the PTC (a) Frequency characteristics at different low-temperature, (b) cooling down curve

图 12 给出了制冷机在 30 K 温区和 35 K 温区的制冷性能. 当输入功率为 227 W 时, 可以在 30 K 温区获得 1 W 的制冷量; 输入电功 156 W 时可以在 35 K 获得 1 W 的制冷量. 30 K 时按照计算的 PV 功计算压缩机电声转化效率为 81.6%, 压缩机和脉管冷指匹配较好, 按照电功计算 30 K 的比卡诺效率为 3.98%.

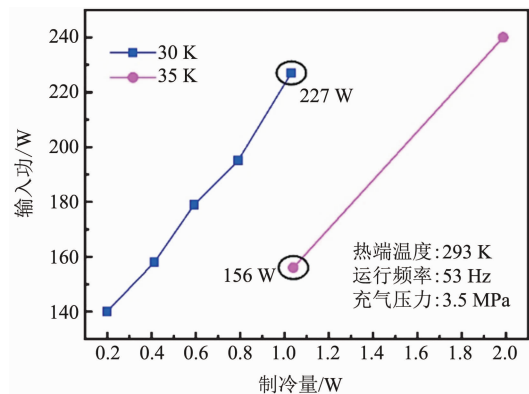


图 14 输入功与制冷量关系
Fig. 14 Input power vs. cooling power

4 结论

基于阻抗匹配方法,对空间红外探测器用纯室温惯性管调相结构的单级脉管制冷机进行优化设计.结合压缩机的电声转化效率,选取了0.66孔隙率和0.022 mm 丝径的丝网作为回热器填料.对二段惯性管和气库参数进行优化,综合选取二段惯性管长度分别为1.3 m 和3.0 m,气库体积250 cm³.采用优化后的填料参数及调相尺寸开展实验验证,测试结果为压缩机的电机效率为91%,计算得到电声转化效率为81.6%,1 W@30 K 时的比卡诺效率为3.98%,为目前有报道的采用纯室温惯性管调相结构的单级30 K 脉管制冷机的最高效率,该研究为空间探测器用30 K 脉管制冷机的高效设计提供参考.

References

- [1] WANG Han, LI Shi-Long, ZHEN Hong-Lou, *et al.* A tubular quantum well infrared photodetector under vertically-incident light coupling [J]. *J. Infrared Millim. Waves* (王晗,李世龙,甄红楼,等.一种可吸收垂直入射光的管状量子阱红外探测器. *红外与毫米波学报*), 2017, **36**(2):191-195.
- [2] MOU Hong-Shan, CHEN Jing, QIAO Yu-Hua. Design of a fast cool-down IRFPA image guidance system[J]. *J. Infrared Millim. Waves* (牟宏山,陈静,乔育花.快速制冷型红外焦平面成像制导系统设计. *红外与毫米波学报*), 2016, **35**(3):310-316.
- [3] WANG Yi-Feng, LI Pei-Zhi, LIU Zhi-Ming, *et al.* Developments of very long wavelength mercury cadmium telluride infrared detectors[J]. *Infrared technology* (王忆锋,李培智,刘黎明,等.甚长波碲镉汞红外探测器的发展. *红外技术*), 2012, **34**(7):373-382.
- [4] Raab J, Tward E. Northrop grumman aerospace systems cryocooler overview[J]. *Cryogenics*, 2010, **50**(9):572-581.
- [5] Duband L. Space cryocooler developments [J]. *Physics Procedia*, 2015, **67**:1-10.
- [6] Gan Z H, Fan B Y, Wu Y Z, *et al.* A two-stage Stirling-type pulse tube cryocooler with a cold inertance tube[J]. *Cryogenics*, 2010, **50**:426-431.
- [7] Kim Y, Park I, Jeong S. Experimental investigation of two-stage active magnetic regenerative refrigerator operating between 77 K and 20 K [J]. *Cryogenics*, 2013, **57**:113-121.
- [8] Ren J, Dai W, Luo E. Experimental investigation on a single-stage Stirling-type pulse tube cryocooler working below 30 K [C]. *Cryocoolers 16. Springer US*, 2011:51-55.
- [9] Chen L, Zhu Q, Zhu W, *et al.* Research of Stirling-type multi-bypass pulse tube cryocoolers with temperatures below 20 K [J]. 2014, *Advances in Cryogenic Engineering*, **1573**:982-987.
- [10] Wang G P, Cai J H, Li N, *et al.* Development of a 0.5 W40 K pulse tube cryocooler for an infrared detector [C]. *Cryocoolers 14. Boulder*. 2007:83-88.
- [11] Yang L W, Xun Y Q, Thummes G, *et al.* Single-stage high frequency coaxial pulse tube cryocooler with base temperature below 30 K [J]. *Cryogenics*, 2010, **50**:342-346.
- [12] Chen L, Zhou Q, Jin H, *et al.* 386 mW20 K single-stage Stirling-type pulse tube cryocooler [J]. 2013, *Cryogenics*, **57**:195-199.
- [13] Burt W W, Chan C K. Demonstration of a high performance 35 K pulse tube cryocooler [C]. *Cryocoolers 8. Springer US*, 1995:313-319.
- [14] Liu S S, Chen X, Zhang A K, *et al.* Investigation of the inertance tube of a pulse tube refrigerator operating at high temperature [J]. *Energy*, 2017, **123**:378-385.
- [15] Radebough R. Thermodynamics of regenerative refrigerators [J]. *Generation of Low Temperature and Its Applications*, 2003.
- [16] HE Ya-Ling, GAO Fan, TAO Yu-Bing, *et al.* Numerical simulation of entire pulse tube refrigerators [J] *Journal of XIAN Jiaotong University*. (何雅玲,高凡,陶于兵,等.脉管制冷机的整机数值模拟. *西安交通大学学报*) 2009, **43**(3):1-9.
- [17] W. S. G. Thermoacoustic engines [J]. *Journal of the Acoustic Society of America*, 1988, **84**:1145-1180.
- [18] Wakelang R S. Use of electrodynamic drivers in thermoacoustic refrigerators [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, **107**(2):827-832.
- [19] Gan Z H, Wang L Y, Zhao S Y, *et al.* Acoustic impedance characteristic of linear compressors [J]. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2013, **14**:494-503.
- [20] Liu S S, Chen X, Zhang A K, *et al.* Investigation on phase shifter of a 10 W70 K inertance pulse tube refrigerator [J]. 2017, *International Journal of Refrigeration*, **74**:448-455.
- [21] Ward B, Clark J, Swift G. Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion [R]. 2016.
- [22] LIU Shao-Shuai, ZHANG An-Kuo, CHEN Xi, *et al.* Effect of cooling ways of inertance tube on performance of pulse tube cryocooler [J]. *CIESC Journal* (刘少帅,张安阔,陈曦等.惯性管盘绕方式对脉管制冷机性能的影响. *化工学报*), 2016, **67**:1791-1797.
- [23] Liu S S, Chen X, Zhang A K, *et al.* Impact of coiled type inertance tube on performance of pulse tube refrigerator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, **107**:63-69.