

采用喷嘴结构的高效微型同轴 脉冲管制冷机

周 远 巨永林 朱文秀 梁惊涛 罗二仓
(中国科学院低温技术实验中心, 北京 100080)
(收稿日期 1998-04-23)

HIGH EFFICIENT COAXIAL MINIATURE PULSE TUBE CRYOCOOLER WITH SYMMETRY SPRAY NOZZLE

Zhou Yuan Ju Yonglin Zhu Wenxiu Liang Jingtao Luo Ercang
(Cryogenic Laboratory, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080)

Abstract: A kind of coaxial pulse tube refrigerator that used a symmetry spray nozzle as the resistance between the pulse tube and reservoir, instead of the orifice, adjusted valve or capillary tube was first presented and discussed in the paper. Thermodynamic analysis and experimental data demonstrated that the symmetry spray nozzle can decrease the flow resistance and entropy generation, resulting in the improvement of the refrigeration performance for the pulse tube refrigerator.

Keywords: Coaxial pulse tube cryocooler, Symmetry spray nozzle.

摘 要: 首次介绍了一种采用对称喷嘴结构调相装置代替脉冲管和气库之间的阻力元件(小孔、毛细管或调节阀)的同轴脉冲管制冷机。理论分析和初步的实验研究表明,通过合理的喷嘴曲线设计,在相同功耗下,可进一步降低制冷温度,提高脉冲管制冷机的性能。

关键词: 脉冲管制冷机、对称喷嘴。

分类号: TB65、TQ116。

微型低温制冷技术是随着红外遥感技术和高温超导的兴起而发展起来的一门高技术。其主要任务是为空间卫星遥感遥测、卫星预警和军事夜视探测装置等红外探测器件以及高温超导器件提供必要的低温环境。近十年来,随着空间红外探测器、军用夜视系统、高温超导 SQUID 器件以及相应的低温电子学器件的飞速发展,推动了微型低温制冷机的迅速发展。在国外斯特林制冷机已经得到广泛的应用,国内也已开始得到部分应用。在一定程度上可以满足要求。但是低温运动部件的存在所引起的振动、磨损以及电磁干扰和寿命是很难得到根本解决的。而微型脉冲管制冷机能很好的满足上述要求,特别是在抗电磁干扰、低振动和长寿命方面优势明显。

1963 年 Gifford 和 Longsworth 利用一股气体在薄壁管内作周期性压力振荡所产生的制冷效果发明了基本型脉冲管制冷机^[1]。1984 年 Mikulin 在基本脉冲管制冷机的热端做出重大革新,加上一个气库和小孔阀门,形成小孔型脉冲管制冷机^[2]。通过提高气流质量流量和压力波的振幅以及调节它们之间的相位差,大大提高了脉冲管制冷机的制冷能力。这一点已被 Radebaugh 通过焓流理论分析和实验研究所证实^[3]。结论是脉冲管内的压力波和体积流速之

间的相位差是影响制冷量的关键因素,这对于分析脉冲管的制冷机理有重要的指导意义。随后,朱绍伟和周远等分别提出了双向进气^[4]和多路旁通型^[5]脉冲管制冷机。通过调节双向进气和多路旁通阀门或管路的流动阻力,可以进一步调节气流质量流量和压力之间的相位,提高脉冲管制冷机性能。另外,日本的 Ishizaki 曾提出双活塞脉冲管制冷机^[6]。指出其可以回收膨胀功,降低小孔的不可逆损失,从而提高制冷机性能。但由于增加了一个膨胀活塞,降低了脉冲管制冷机的可靠性。随后 Matsubara 为取代小孔和气库等不可逆部件,提出了四阀式脉冲管制冷机。并比较了基本型、小孔型、双向进气型和四阀式脉冲管制冷机的制冷性能^[7]。1994 年日本的 Kanao 在研究 50 Hz 小孔型高频脉冲管制冷机时报道了采用一根尺寸合适的毛细管代替常规小孔可以改进脉冲管制冷机的制冷性能^[8]。随后,Godshalk 等人对 350 Hz 的小孔型热声脉冲管制冷机进行实验研究中也采用了相似的毛细管结构,他们称该结构为 Inertance tube^[9]。最近,在日本作研究的朱绍伟和 NASA 的 Gardner 和 Swift 分别采用数值模拟^[10]和向量分析法^[11]研究了 Inertance tube 的调相作用。指出它可以通过增加电阻、电感、电容元件进一步调节脉冲管中质量流量和压力波的相位,从而提高脉冲管制冷机的制冷性能。这对于大功率脉冲管制冷机性能的提高更加明显。目前,美国 NASA 和 NIST 的研究人员正在对此进行进一步的实验和理论研究工作^[12]。但是,采用以上阻力元件(小孔、毛细管或调节阀)来调节脉冲管中气流工质的质量流量和压力波之间的相位差时,存在节流损失,使每一次循环过程中因节流过程产生相对的熵增。而且采用调节阀结构复杂,刻度容易发生变化。

1 设计时需解决的问题

微型脉冲管制冷机由微型压力波发生器(即压缩机)和脉冲管制冷器两部分组成。其压缩机与斯特林制冷机的压缩机相同,因此,可以直接利用斯特林已有的压缩机研制技术成果。由于脉冲管制冷机的独特优点,使它在红外探测和超导领域具有很好的应用前景。脉冲管制冷机将可能作为冷却红外探测器件的主力制冷机,引起国内外众多研究者和一些大公司的极大兴趣。美国、日本和欧洲各国目前都在广泛地开展脉冲管制冷机的研究和为在不远的将来投入实用进行技术准备。对于脉冲管制冷机的应用取决于是否解决好以下几方面的问题:

1)制冷量:该指标是指特定冷量。目前,脉冲管制冷机按压缩机气量和充气压力的多少可以提供不同温度范围内几十毫瓦到几百瓦的制冷量。

2)输入功率:包括系统运行所需要的总功率,由压缩机功耗和控制电路功耗组成,它在很大程度上决定了制冷量的大小,目前脉冲管制冷机的功耗范围由十几瓦到几千瓦。

3)效率:指制冷机单位功耗的制冷量,即制冷系数与卡诺循环效率之比。目前脉冲管制冷机在制冷性能、能耗等方面的指标是其实际应用的最大问题。

4)降温时间:一般情况下,由于没有冷端排出器,脉冲管制冷机的降温时间快于斯特林制冷机。

5)振动和电磁干扰:这一指标非常重要,特别是冷却非常灵敏的空间红外探测器件、超导 SQUID 器件等相似器件,通过合理的设计以及分置布置压缩机和冷头可以大大降低振动。脉冲管制冷机在这一方面具有明显的优势。另外,蓄冷器及冷头换热器填料采用非磁性材料可有效减小电磁干扰。我们已对无磁脉冲管制冷机进行了初步的分析,认识到蓄冷器是降低脉冲管磁噪声和电磁干扰的关键。已经开展了无磁脉冲管制冷机的蓄冷器结构和填料以及磁噪声和冷头机械振动的测量的研究。

6)可靠性和寿命:制冷机的可靠性取决于运动部件以及支撑和间隙密封。由于脉冲管制冷机只有一个工作在常温的运动部件—压缩机,取消了斯特林制冷机冷头作往复运动的排出器,不再需要与之相匹配的电子控制、支撑和间隙密封等。结构简单,可靠性得到显著提高。脉冲管制冷机的寿命只取决于压缩机,其寿命预计可达 10 000 h 以上。

7)价格:由于结构简单,脉冲管制冷机的价格低于常规斯特林和 G—M 制冷机。

2 同轴脉冲管制冷机

脉冲管制冷机主要有三种布置方式,即直线式、并列式(U 型)和同轴式。区别主要在于脉冲管和蓄冷器之间的连接方式和相互位置不同。在实际应用中,根据情况不同,这三种布置方式都可被采用。采用同轴布置的优点是结构紧凑,冷头可直接与器件耦合,脉冲管可直接用非金属材料制造,减少了泵热损失和导热损失,可直接在脉冲管壁上开孔实现多路旁通和双向进气。但是同轴布置对于脉冲管制冷机的制冷性能有一定的影响,主要有:1)气流在蓄冷器中流道是环形的,因此,相对于圆形流道多出了一个边界层,导致流动阻力增大;2)由于填料和壁面之间的接触面积过大,容易使流过蓄冷器的气流短路而增加蓄冷器的损失;3)脉冲管和蓄冷器长度方向上温度分布不一致,使得两者之间的耦合传热增大;4)进出脉冲管和蓄冷器的气流工质流经冷头时要转向 180°,使得气流流动不均匀,引起不可逆的二次流损失和附加的阻力损失。

因此,考虑上述综合因素,设计同轴脉冲管制冷机时需仔细考虑。采取的有效方法有:采用多路旁通方案以提高制冷性能;同轴脉冲管和蓄冷器采用非等长布置方案,或匹配温度分布以减小耦合传热损失;采用低热导率的材料制作脉冲管进一步减小耦合传热损失;为解决进气不均匀的问题,在蓄冷器与脉冲管冷头接口处设计一个配气装置并采用特殊的耦合布置,改善进气条件以减小气流流动阻力损失。

3 热力学理论分析

根据 Radebaugh 的焓流理论^[3],脉冲管内的焓流 H 可表示为

$$\langle H \rangle = \frac{\omega C_p}{2\pi} \oint \dot{m} T dt = \frac{\omega A C_p}{2\pi R} \oint P u dt \quad (1)$$

式中, H 为焓流; ω 为角频率; C_p 为定压比热容; $\dot{m}$ 为质量流量; T 为热力学温度; R 为气体常数; A 为脉冲管横截面积; P 为压力; u 为流速; t 为时间。它的意义是一个周期内通过脉冲管各截面的焓流。稳定工况下且不考虑损失时各截面的焓流应当是相等的。所以它实际上就代表了理论制冷量。根据正弦假设,设相角差为 θ 时,得

$$\langle H \rangle \propto |P| |u| \cos \theta \quad (2)$$

上式说明,为获得最大制冷量,相位角 θ 等于 0 最好。此时压力波和气流流速同相。而 θ 等于 90° 时焓流为 0,效果最差。所以,提高制冷机内部气流质量流量和压力波的振幅和调节合适的相位差是提高脉冲管制冷机制冷能力的关键。采用小孔、毛细管或调节阀等阻力元件可以调节脉冲管中气流工质的质量流量和压力波之间的相位差,但气流经过以上阻力元件时存在节流损失,使在每一次循环过程中因节流过程产生相当的熵增。

先考虑气流工质通过气库和脉冲管之间阻力元件的节流过程,是一个具有不可逆损耗的绝热节流过程。当略去节流前后流速的变化时,可以认为绝热节流前后的焓值不变。在如图

1 所示的 $H-S$ 图上,此节流过程如水平虚线 $1-1'$ 表示。绝热节流前后的焓值不变,能量在节流前后的量不变,但是质量降低了,即焓流不变,但存在熵增 ΔS 。而且不可逆性集中在局部阻力,且损耗更加严重。采用拉瓦尔喷嘴代替节流阀的情况则有所不同。为简单起见,分析模型采用如图 2 所示的一维模型。先作如下假设:理想气体,经过喷嘴的气体流动是绝热的且无阻力,各截面参数按正弦规律变化。则由伯努利方程(下式中 ρ 为密度; g 为重力加速度; Z 为势能; V 为截面平均流速)

$$P + \rho g Z + \frac{\rho V^2}{2} = \text{const} \quad (3)$$

对于用氦气作工质的脉冲管制冷机系统

$$Z = 0 \quad (4)$$

对于截面 1, 2, 3, 连续流动的由伯努利方程为

$$P_1 + \frac{\rho_1 V_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho_2 V_2^2}{2} = P_3 + \frac{\rho_3 V_3^2}{2} \quad (5)$$

式中, P_1 、 V_1 分别是脉冲管出口处气流压力和流速; P_2 、 V_2 分别是喷嘴最小断面处气流压力和流速; P_3 、 V_3 分别是气库入口处气流压力和流速。

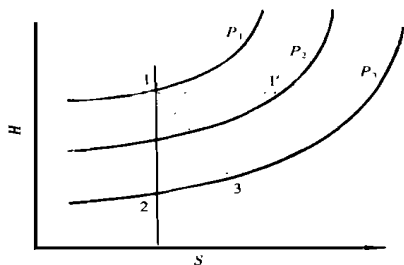


图 1 绝热节流过程的 $H-S$ 图

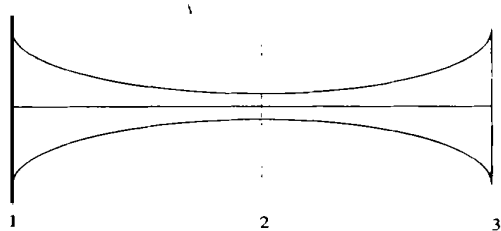


图 2 一维对称喷嘴的分析模型

在等熵流动过程中,喷嘴沿程阻力损失可以忽略。当向脉冲管充气时,有 $P_1 > P_3 > P_2$, $V_2 > V_3 > V_1$; 而当脉冲管放气时,则有 $P_3 > P_1 > P_2$, $V_2 > V_1 > V_3$ 。气库和脉冲管之间的压力降 ($P_1 - P_3$) 使气流的动能增加,而在与之相对称的喷嘴中这种动能的增加又可以在其后的喷嘴中扩压,使得动能得到恢复,这一理想过程如图 1 中曲线 $1-2$ 所示。如果考虑到气流经过喷嘴过程中存在沿程阻力损失 ΔP , 是一非等熵流动过程,因此,要使脉冲管和气库之间产生气体运动,则所消耗的压力降就等于克服沿程阻力损失 ΔP 。这一过程如图 1 中曲线 $1-3$ 所示。在这种情况下,气库和脉冲管之间的压力降 ($P_1 - P_3$) 仍可使气流动能部分恢复。这是因为喷嘴出口状态 3 点虽在 2 点的右面,但决不会达到 1 点的等焓线上。但在绝热节流过程中,局部阻力的作用使这部分动能几乎全部变为热能,且为气流所吸收。该过程如图 1 中曲线 $1-1'$ 所示。

从以上分析可见,在改进型脉冲管制冷机系统中,采用拉瓦尔喷嘴代替节流小孔或调节阀门阻力元件,对脉冲管中气流工质质量流量和压力波之间的相位差进行相位调节时,能够通过减少熵产生率,降低制冷系统的功耗,提高整机制冷性能。

4 实验装置和结果

实验用的脉冲管制冷机是一台高频微型同轴脉冲管制冷机,外型与分置式斯特林制冷机相似,压缩机是我们自行研制的单边普通弹簧牛津型线性压缩机。扫气体积为 0.79 cm^3 。运动频率为 50 Hz 。脉冲管和蓄冷器采用同轴非等长布置。实验的目的是比较采用对称喷嘴结构代替脉冲管和气库之间的阻力元件(小孔针阀)对制冷机整机性能的影响规律。为此保证制冷机其它结构尺寸和运行参数完全一致,并使压缩机输入功耗相同。

表 1 采用对称喷嘴和针阀的对比实验结果

充气压力	$P_0=2.0\text{ MPa}$		$P_0=2.6\text{ MPa}$	
型 式	小孔型	双向进气型	小孔型	双向进气型
针 阀	132.0	128.5	124.0	119.5
对称喷嘴	129.0	124.0	121.0	116.5

首先要对喷嘴曲线尺寸进行选择,对一系列喷嘴最小断面尺寸进行了大量实验测量。表 1 给出了一组小孔和双向进气均采用针阀,和另一组小孔采用对称喷嘴,双向进气采用针阀,开度均调节到最佳时该制冷机的对比实验结果。在充气压力 $P_0=2.0\text{ MPa}$,相同的真空条件下,采用针阀时该脉冲管制冷机获得 128.5 K 的制冷温度,采用对称喷嘴获得 124 K 的制冷温度。在充气压力 $P_0=2.6\text{ MPa}$,采用针阀时获得 119.5 K 的制冷温度,而采用对称喷嘴获得 116 K 的制冷温度。即采用对称喷嘴结构代替脉冲管和气库之间的阻力元件(小孔、毛细管或调节阀)的同轴脉冲管制冷机,在相同压缩机功耗下,可进一步降低 $3\sim 5\text{ K}$ 的制冷温度,提高脉冲管制冷机的性能。需要说明的是在上述实验过程中,喷嘴结构并没有进行优化设计,若结构优化设计,可望获得更好的实验结果。而且该结构简单,有利于脉冲管制冷机的微型化和实用化。

参 考 文 献

1 Gifford W E, Longsworth R C. Pulse tube refrigeration. Trans. ASME. 63—WA—290, 1963, 17(22): 264

2 Mikulin E I, Tarasov A A, Shrebyonock M P. Low temperature expansion pulse tube. Adv. Cry. Eng., 1984, 29: 629

3 Storch P J, Radebaugh R. Development and experimental test of an analysis model of the orifice pulse tube refrigerator. Adv. Cry. Eng., 1988: 851

4 Zhu S, Wu P, Chen Z. Double inlet pulse tube refrigerator—An important improvement. Cryogenics, 1990, 30: 514

5 Zhou Y, Han Y J. Pulse tube refrigerator research. Proc. 7th. Int. Cry. Con., USA, 1992: 147

6 Ishizaki Y, Ishizaki E. Experimental study and medullization of pulse tube refrigerator below 80 K down to 23 K . Proc. 7th. Int. Refrigerator Con., USA. 1992: 140

7 Matsubara Y. Four valve pulse tube refrigerator. JSJS—4, Beijing, 1994: 54

8 Kanao K, Watanabe N, Kanazawa Y. A miniature pulse tube refrigerator for the temperature below 100 K . Cryogenics, 1994, 34: 164

9 Gardner. D et al. Characterization of 350Hz thermoacoustic driven orifice pulse tube refrigerator with mea-

surements of the phase of the mass flow and pressure·Adv·Cry·Eng·, 1996, 41; 1411

- 10 Gardner D L·Use of inertance in orifice pulse tube refrigerators·Cryogenics·1997, 37; 117
- 11 Zhu S W, Zhou S L·Phase shift of the long neck tube for the pulse tube refrigerator·Cryocoolers, 1997, 9; 345
- 12 Radebaugh R·Advances in cryocoolers·ICEC16/ICMC 1996; 33

作者简介:周远,男。现为中国科学院低温技术实验中心研究员。主要从事低温领域研究工作。已在国内外学术期刊和会议上发表多篇论文。《真空与低温》杂志编委。