

文章编号:0253-4339(2016)05-0100-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.05.100

## 80 K 脉管制冷机惯性管调相机理及优化研究

刘少帅<sup>1,2</sup> 张华<sup>1</sup> 张安阔<sup>2</sup> 陈曦<sup>1</sup> 吴亦农<sup>2</sup>

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093; 2 中国科学院上海技术物理研究所 上海 200083)

**摘要** 液氮温区脉冲管制冷机在高温超导等领域的应用越来越广泛。基于热声理论,本文采用 DeltaEC 软件对纯惯性管及惯性管加气库的调相能力进行模拟研究,建立了 80 K 温区制冷机整机数值模型,分析了不同惯性管及气库组合方式对制冷机性能的影响。结果表明,纯惯性管结构和单段惯性管加气库两种方式可以达到较为接近的调相能力,采用双段惯性管接气库方式可以提高制冷机性能,最低温度可以达到 48.8 K。最后搭建制冷机整机性能测试实验台对模拟结果进行了验证。

**关键词** 脉管低温制冷机;惯性管;热声学;制冷性能实验

**中图分类号**:TB651+.4;TP391.9

**文献标识码**:A

## Theory and Optimization Study of Inertance Tube of 80 K Pulse Tube Refrigerator

Liu Shaoshuai<sup>1,2</sup> Zhang Hua<sup>1</sup> Zhang Ankuo<sup>2</sup> Chen Xi<sup>1</sup> Wu Yinong<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai, 200083, China)

**Abstract** The pulse tube refrigerator working at liquid nitrogen temperature is widely used in many fields, such as high temperature superconducting. Based on thermoacoustic theory, the phase shift ability of the inertance tube with/ without reservoir is investigated using DeltaEC. A pulse tube refrigerator model is built to investigate the effect of different inertance tube on cooling performance. The simulation results show that the inertance tube without reservoir would has close phase shift ability to the single-segment inertance tube with a reservoir. The pulse tube refrigerator connecting with double-segment inertance tube and reservoir gives a better cooling performance, in which lowest temperature would reach 48.8 K. At last, the test system is built to verify the simulation results.

**Keywords** pulse tube cryogenic cryocooler; inertance tube; thermoacoustic; refrigeration performance test

近年来,随着脉冲管制冷机制冷性能的提高和外形尺寸的优化,脉冲管制冷机依靠其高可靠性受到越来越多的关注。在脉冲管制冷机的设计过程中,研究者发现在脉冲管热端增加一个改变压力波和质量流相位差的调相机构,可以提高理论制冷量及整机制冷效率。如何选择合适的调相机构一直是研究者们所关心的重要问题<sup>[1-3]</sup>。

Radebaugh R 等<sup>[4]</sup>提出的焓流调相理论指出,脉冲管冷端压力波和质量流的相位差为 0°时,制冷机理论制冷量最大;相位差为 90°时,制冷效率最低。焓流调相理论<sup>[5]</sup>认为,基本型脉冲管制冷机中气体与管壁换热起到了调相作用,然而其调相能力较弱,因而制冷效果并不理想;Mikulin E I 等<sup>[6]</sup>在其热端增加一个小孔和气库,相当于增加了一个阻力元件,减小了冷端压力波和体积流之间的相位差,使制冷效果

得到一定的提升,却并未得到显著提高;Zhu S W 等<sup>[7-8]</sup>提出的双向进气型调相机构将一部分压缩机出口气体直接引入到脉管热端,进一步减小了冷端相位差,提高制冷效果。Dai W 等<sup>[9]</sup>对比了纯惯性管和惯性管接气库时的差异,结果表明惯性管接气库方式可以达到较好的制冷性能,纯惯性管的制冷性能略差。Luo E C 等<sup>[10]</sup>分别计算了层流和湍流状态下,惯性管的调相性能,并与实验结果对比,结果表明,湍流模型下计算的惯性管调相结果更为准确。Fang L 等<sup>[11]</sup>从惯性管调相角度出发,对脉管制冷机进行分析研究。Hofmann A 等<sup>[12]</sup>系统的研究了脉管制冷机内部相位特性,指出不同类型脉管制冷机的最优相位关系。声功传输大小与压力、质量流以及两者之间相位差有关,回热器中质量流和压力波之间的相位差最小时,传输声功最大,此时回热器损失最小。当回热

器中间位置相位差为  $0^\circ$  时,就要求回热器热端相位压力波领先质量流,冷端相位压力波落后于质量流<sup>[13]</sup>。在此基础上,Schunk L O 等<sup>[14]</sup>通过理论分析并结合实验研究了惯性管的调相能力,并对千瓦级脉管制冷机应用时调相机构的选择进行了研究;Lewis M A 等<sup>[15]</sup>对比了斯特林制冷机和小孔型脉管制冷机整机相位关系,验证了回热器中的相位关系对实际制冷性能具有重要影响;胡剑英等<sup>[16]</sup>对惯性管的调相能力做了一系列的研究,并研究了超高频下的调相能力。液氮温区脉冲管制冷机具有十分广泛的应用,专门针对液氮温区惯性管型调相机构的研究相对较少。

为了研究了 80 K 温区小制冷量下惯性管的调相能力及其应用,通过理论分析了惯性管内的流体波动压力及流速的变化。结合课题组内已有的一台 80 K 脉冲管制冷机结构,利用热声软件对惯性管调相能力及对制冷性能的影响进行建模分析。另外,通过实验对不同惯性管和气库组合方式以及纯惯性管调相时的制冷性能进行验证,不同的调相机构可以应用于不同场合。

## 1 数学模型

### 1.1 几何模型

惯性管型脉冲管制冷机的基本结构如图 1 所示,包括回热器热端换热器、回热器、冷端换热器、脉管、脉管冷端换热器、惯性管及气库。其中惯性管由不同管径及长度组合而成,图示为两段结构的组合调相方式。计算惯性管调相能力时仅考虑调相机构(惯性管 I、惯性管 II 及气库)部分,将脉管热端换热器出口参数作为调相机构的入口条件;计算调相机构对整机制冷性能影响时,不考虑驱动源的影响,仅考虑进入回热器的各参数(如 PV 功、入口压比、温度、频率等)。

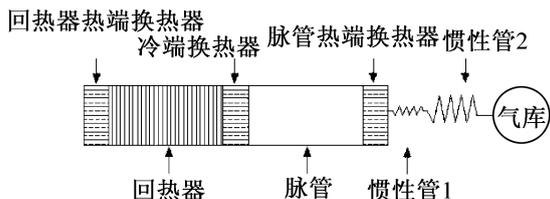


图 1 采用惯性管的脉冲管制冷机结构模型  
Fig. 1 Schematic of the pulse tube refrigerator with inertia tube

### 1.2 控制方程

惯性管是孔隙率为 1 的圆管,其内部工质为频率较高的周期性压缩和膨胀气体,不考虑壁面换热,其压力和速度传输方程可以表示为<sup>[13]</sup>:

$$\frac{dp_1}{dx} = - \frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)}U_1 \quad (1)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = - \frac{iA\omega}{\rho_m a^2} \left(1 + \frac{\gamma-1}{1+\varepsilon_s f_\kappa}\right) p_1 \quad (2)$$

式中: $\rho$  为气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $U$  为体积流率,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $p$  为压力,  $\text{Pa}$ ;  $\tau_{ij}$  为粘性应力张量;  $T_f$  为流体温度,  $\text{K}$ ;  $\varepsilon$  为多孔介质孔隙率;  $\omega$  为角频率。

进而可以推导出惯性管进出口压力和流速的表达式为:

$$p_{1,\text{out}} = p_{1,\text{in}} \cos k\Delta x - \frac{i\omega\rho_m}{(1-f_v)kA} U_{1,\text{in}} \sin k\Delta x \quad (3)$$

$$U_{1,\text{out}} = U_{1,\text{in}} \cos k\Delta x - \frac{i(1-f_v)kA}{\omega\rho_m} p_{1,\text{in}} \sin k\Delta x \quad (4)$$

式中各参数的意义参见文献[17]。

## 2 数值模拟

### 2.1 惯性管调相能力对比

脉管制冷机设计过程中,首先需要确定制冷温度及制冷量。制冷量等于冷端 PV 功减去脉管损失,对于 80 K 温区而言,一般情况下制冷量等于冷端声功的 30% ~ 40%。因此,选择惯性管计算时,入口声功需要作为确定参数之一。此外,惯性管内平均压力以及压比通常也作为固定的输入参数,将入口声功及调相角度作为横纵坐标研究不同尺寸下惯性管调相能力。声功及阻抗相位角关系式为:

$$\langle \dot{W} \rangle_i = \frac{RT_0}{P_0} \frac{|P|^2}{|Z_m|} \cos\theta \quad (5)$$

采用热声软件 DeltaEC 对惯性管型调相机构进行数值模拟<sup>[17]</sup>,包括惯性管和气库两部分。

气库作为压力容器,其作用是在惯性管的出口提供一个相对稳定的压力环境。气库体积的大小决定了其稳压能力,本文针对不接气库的纯惯性管结构以及惯性管接较大体积气库( $1\,000\text{ cm}^3$ )两种情况分别进行建模分析。设定管内平均压力 3.2 MPa,气体温度 293 K,压力波振幅 0.2 MPa。图 2 给出了纯惯性管型结构时,不同内径及长度时调相能力的变化情况。气库对于调相机构的影响主要在于其容性作用,去掉了气库部分必然带来调相阻抗中容性过小,其他部件不变的话,则总阻抗幅值及相位角都将减小。

从图 2 中还可以看出,增加惯性管内径可以增大其调相角度,随着惯性管长度的变化,惯性管的调相能力是波动变化的,存在一定长度达到最大调相角度。其他结构尺寸及运行参数不变情况下,随着惯性管内径增大,调相角度增大,这是由于黏性阻力减小

引起阻抗实部减小,感抗幅值增大使得阻抗虚部变大。对比图2(a)和(b)可以看出,运行频率对纯惯性管调相机构具有很大影响,主要表现在频率的变化带来惯性管内声感的大幅变化,一般运行频率越高,所需惯性管的尺寸(长度和内径)越小。

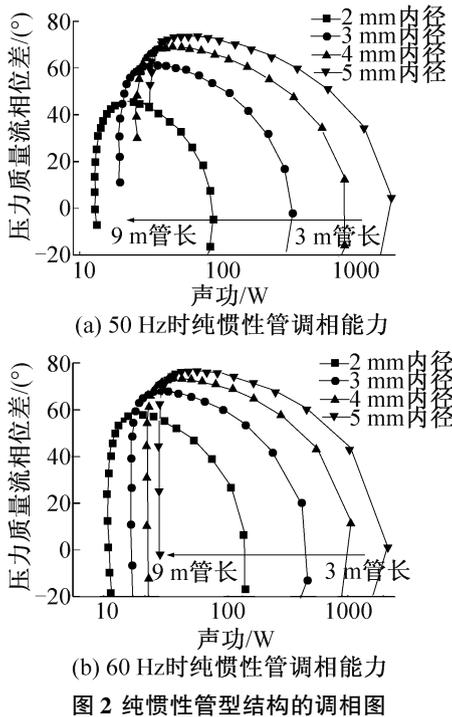


图2 纯惯性管型结构的调相图

Fig. 2 Phase shift diagram of pure inertance tube

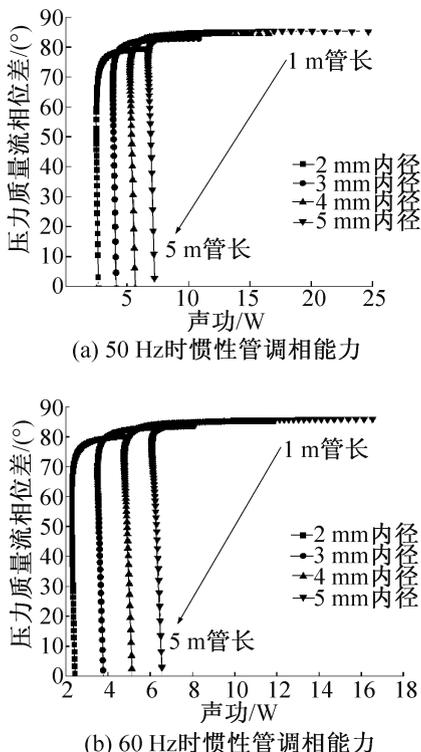


图3 1 000 cm<sup>3</sup>气库下惯性管的调相图

Fig. 3 Phase shift diagram of inertance tube with 1 000 cm<sup>3</sup> reservoir

气库体积大到一定程度其对制冷性能的影响就变得很小,通常小冷量下脉管制冷机气库体积不大于1 000 cm<sup>3</sup>,如图3所示,计算了1 000 cm<sup>3</sup>气库下调相机构的调相能力变化情况。热声理论中,声阻抗由声阻、声感和声容组成。其中,声感和声容影响阻抗虚部变化,当气库体积达到足够大时,惯性管中声感对阻抗的影响很小,较大的声容使得阻抗相位角增大。图3中可以看出随着管长的增加,管内阻力增大,调相角度减小;随着长度增大,调相角度存在一个急剧减小的拐点。这是因为随着管长的增加,阻抗实部值越来越接近虚部值,当阻抗实部占主导时,则表现为调相角度减小。同样对比图3(a)和图3(b)可以发现频率对惯性管调相有至关重要的影响。

## 2.2 整机性能优化

上述模拟结果表明,通过改变惯性管和气库的尺寸以及运行参数,综合选择纯惯性管结构或者结合一定体积气库的惯性管结构,作为不同制冷机所需调相机构。为了探究各种调相机构对于80 K温区脉管制冷机制冷性能的影响,首先针对调相能力有限的单段惯性管进行整机数值模拟,惯性管内径分别选取2 mm、3 mm、4 mm,计算随着惯性管长度变化时,脉冲管制冷机在80 K温区2 W制冷量时所需PV功变化。

图4所示为计算结果,不同内径下均存在最优惯性管长。为了更系统的研究惯性管组合方式的影响,分别选取6种情况下的惯性管及气库组合方式,并分别计算80 K制冷温度2 W制冷量时所需PV功。

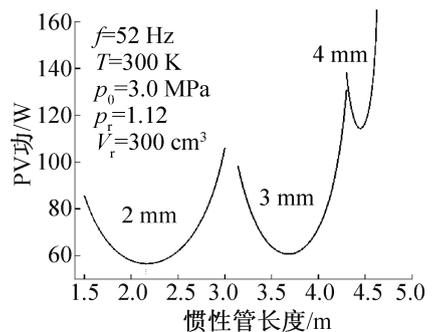


图4 惯性管尺寸与PV功

Fig. 4 Dimension of inertance tube vs. PV power

其中, $D_1$ 、 $L_1$ 、 $D_2$ 、 $L_2$ 分别为第一段惯性管内径、长度,第二段惯性管内径、长度; $V_r$ 为气库容积;表1给出了几种组合方式的惯性管尺寸和气库体积。其中,Case1和Case2为单段惯性管接较大气库的组合方式;Case3~Case5为双段惯性管接气库组合方式,Case3为小内径接小气库组合,Case4为中等内径惯

性管接中等体积气库组合, Case5 为较大内径惯性管接较大体积气库组合; Case6 为纯双段惯性管不接气库组合方式。各 Case 对应的惯性管及气库尺寸均为一定参数下, 优化后的最大调相角度对应的尺寸。图 5 所示柱状图中给出了各组合方式下调相角度, 其中 Case4 组合方式的调相能力最大, 无气库组合方式 Case6 次之。可以看出无气库状态下只要选择合适的惯性管组合方式, 也是可以在一定程度上满足制冷机调相需求的。

表 1 不同惯性管及气库组合调相方式

Tab. 1 Different cases of inertance tubes and reservoirs

Case	$D_1/mm$	$L_1/m$	$D_2/mm$	$L_2/m$	$V_r/cm^3$
1	2	2.2	-	-	300
2	3	3.7	-	-	300
3	1	0.23	2	3	50
4	2	1.6	3	1.8	100
5	3	2.47	4.5	3.3	250
6	2.3	2.5	5	4.7	0

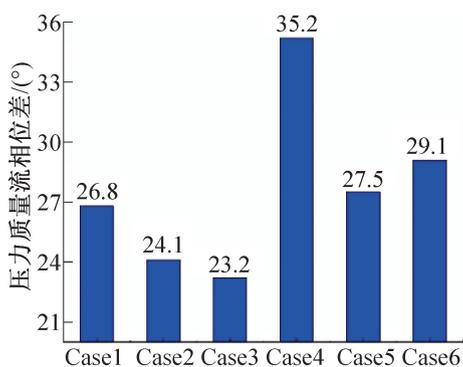


图 5 不同 Case 的调相角度对比

Fig. 5 Comparison of phase angle of different cases

图 6 所示为 80 K 温区时几种调相机构下制冷性能, 惯性管是基于 2 W 冷量下入口参数进行选择, 几种组合方式下制冷性能整体差异在 15 W 以内。其中 Case1 和 Case2 采用单段惯性管调相, 调相角度和整机制冷性能都较差; Case3 制冷性能较优, 并且整体尺寸较小; Case4 耗功最少, 制冷性能最佳, 且整体尺寸相对较小; Case5 和 Case6 调相能力及制冷性能较为接近, Case5 整体调相尺寸较大, 性能也不是最理想状态。Case6 采取无气库组合调相方式, 气库对于制冷机有补气、稳定压力及调节阻抗的作用, 对于调相而言, 无气库状态下则需要较大内径的惯性管, 使得纯阻力减小, 惯性项增大, 调相能力增加。虽然惯性管整体尺寸增大, 但是省去了体积较大的气库,

对制冷机的应用带来很大的便利。

搭建制冷系统性能测试实验台, 选取 Case3 ~ Case5 三种惯性管和气库组合方式作为调相机构, 进行相应性能测试实验。

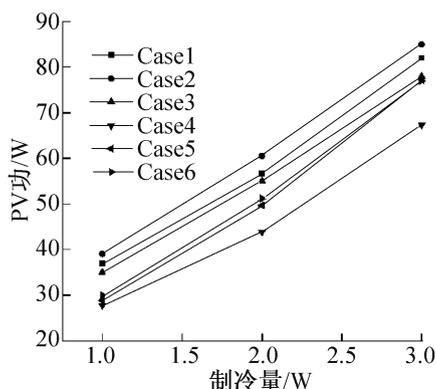


图 6 不同 Case 下制冷机制冷性能对比

Fig. 6 Comparison of cooling performance of PTR with different cases

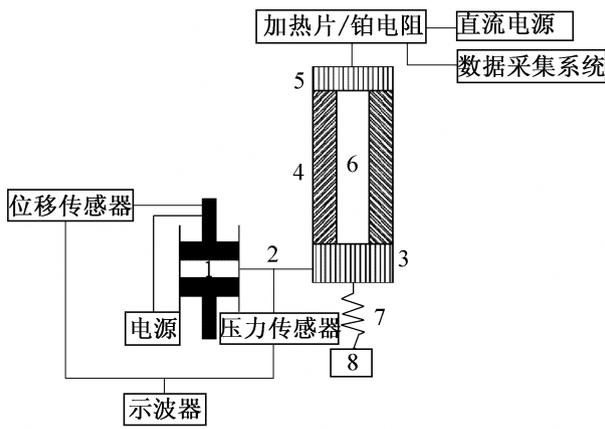
### 3 实验研究

#### 3.1 实验系统

线性压缩机驱动同轴脉冲管制冷机系统实验装置如图 7 所示, 该实验装置主要由制冷机系统、压缩机运行参数测试系统、温度及冷量测试系统等部分组成。制冷机系统包括线性压缩机、脉冲管冷指及调相结构组成, 系统内部充有高纯氦气作为制冷工质, 线性压缩机和实验用 80 K 同轴脉冲管冷指均为课题组自行研制。压缩机运行参数测量系统包括电参数测量、位移传感器(测量压缩机活塞位移)、压力传感器(测量压缩机输出压力幅值)以及压力波和位移相位测量, 用于计算压缩机输出 PV 功, 即进入脉冲管冷指所需功率。冷头温度采用四线制连接的标准 PT100 铂电阻温度计测量, 制冷量测量依据热平衡原理, 在冷头贴有加热片, 通过控制加热片上电压来控制附加在加热片上的加热量, 从而控制制冷机的制冷量。该传感器采用四线制测量方法, 消除引线电阻, 测量误差在 0.1 K 以内。传感器和冷端换热器之间涂有导热硅脂, 保证两者之间接触可靠性。

#### 3.2 80 K 温区不同调相机构制冷性能实验

压缩机出口的压力波动幅值是影响脉管制冷机性能的主要因素之一。图 8 所示为连管处波动压力幅值的实验与模拟值对比。模拟和实验时分别固定制冷温度为 80 K, 制冷量为 3 W, 惯性管采用 Case4 组合方式。由于模拟中忽略了同轴结构的弯折等压力损失, 因此压力幅值较实验值偏小。



1 直线压缩机; 2 连管; 3 热端换热器; 4 回热器;  
5 冷端换热器; 6 脉冲管; 7 惯性管; 8 气库

图 7 实验系统图

Fig. 7 Schematic diagram of the experimental system

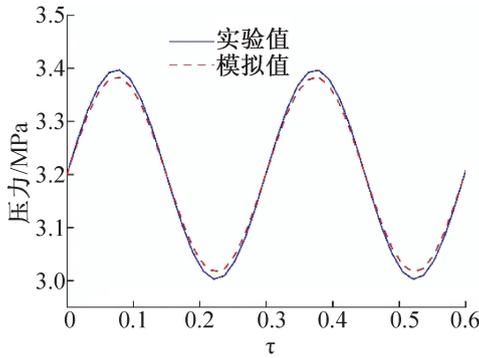


图 8 连管处压力波变化

Fig. 8 Pressure wave at the position of connecting tube

图 9 所示为 Case1 和 Case3 ~ Case5 在输入功率为 100 W 时的降温特性曲线。从图中可以看出, 分别采用几种组合结构的惯性管时, 冷头温度均可在 15 min 之内降至 80 K。其中 Case4 对应的最低温度可以达到 48.8 K。

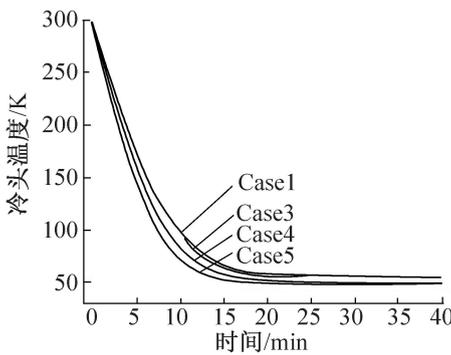


图 9 不同 Case 下制冷机降温特性

Fig. 9 Cooling down characteristics of the PTR with different cases

拟值对比, 实验结果与模拟值吻合较好。由图 10 可知, 相同制冷量下 Case4 作为调相机构时所需 PV 功最少, 即制冷性能最优, Case3 和 Case5 次之, Case1 制冷性能较差, 与模拟结果一致。表明与双段惯性管接气库组合方式相比, 单段惯性管的制冷性能最差。同样, 四种组合方式调相能力来看, 也是 Case4 的调相能力最大, 在一定条件下可以理解为调相角度越大, 制冷性能越好。实验中, 对 2 W 制冷量下不同频率对制冷性能的影响进行了研究, 发现 Case4 和 Case5 的最佳频率分别为 52 Hz 和 51 Hz, 相差不多, 而 Case3 作为调相机构时整机最优频率却是 44 Hz。实验中采用的直线压缩机共振频率在 56 Hz 左右, 因此采用 Case3 调相时还存在不匹配问题。综合考虑, 脉冲管制冷机选取 Case4 作为调相机构, 调相机构整体尺寸较小, 能够满足应用需求, 且整机制冷性能最佳。

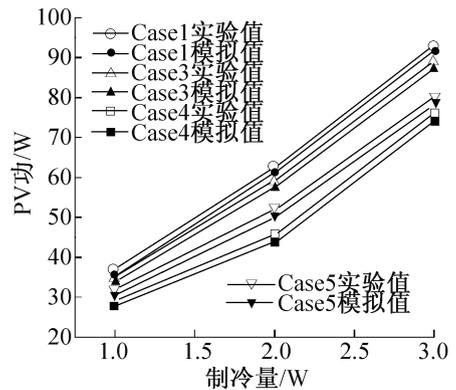


图 10 不同 Case 下制冷机 80 K 温区制冷性能对比  
Fig. 10 Comparison of cooling performance of PTR with different cases at 80 K

## 4 结论

本文在热声理论基础上, 建立纯惯性管结构以及惯性管接 1 000 cm<sup>3</sup> 气库的湍流数值模型, 并在此基础上对脉管制冷机接不同组合惯性管时的整机性能进行数值模型; 搭建脉管制冷机整机性能测试实验系统装置, 对不同调相机构组合方式进行实验研究, 得到如下结论:

1) 一定结构尺寸下, 采用惯性管接 1 000 cm<sup>3</sup> 气库作为调相机构时或者提高惯性管的运行频率, 可以更容易达到较大的调相角度; 而在无气库状态下, 通过合理选择惯性管内径及长度, 在一定程度上可以满足调相需求; 对于同样的调相角度, 采用纯惯性管结构需要选择更大尺寸惯性管。

2) 气库体积一定时, 相对内径为 2 mm 和 3 mm

图 10 所示为 80 K 制冷温度时的实验结果与模

的惯性管,采用4 mm 惯性管内径时,2 W@80 K 时所需输入功率最小。在运行参数一定条件下,采用调相角度更大的 Case4 结构可以提高脉管制冷机性能。

3) 实验表明几种不同组合调相方式制冷机的最低温度在相差4 K 左右,其中 Case4 对应的制冷温度最低,为48.8 K。表明在本文对应的结构下,采用较大惯性管及气库的组合方式可以提高脉管制冷机性能。

### 参考文献

[1] 王超,蔡京辉,周远,等. 小孔型脉管制冷机动态特性的实验研究[J]. 制冷学报,1996,17(2):1-5. (WANG Chao, CAI Jinghui, ZHOU Yuan, et al. Experimental studies of dynamic performance of orifice pulse tube refrigerators [J]. Journal of Refrigeration, 1996,17(2):1-5.)

[2] 邱利民,陈国邦. 液氦温区双小孔型二级脉管制冷机的改进实验[J]. 制冷学报,2000,21(1):10-14. (QIU Limin, CHEN Guobang. Experimental study of double-orifice pulse tube refrigerator reached liquid helium temperatures [J]. Journal of Refrigeration, 2000,21(1):10-14.)

[3] 王超,周远. 新型脉管制冷法[J]. 制冷学报,1995,16(3):1-7,36. (WANG Chao, ZHOU Yuan. New type of pulse tube refrigerator[J]. Journal of Refrigeration, 1995,16(3):1-7,36.)

[4] Radebaugh R, Lewis M A, Luo E C, et al. Inertance tube optimization for pulse tube refrigerators [J]. Advances in Cryogenic Engineering, 2006, 51:59-67.

[5] Radebaugh R. Thermodynamics of regenerative refrigerators[J]. Generation of Low Temperature and its Applications, 2003: 1-20.

[6] Mikulin E I, Tarasov A A, Shrebyonock M P. Low temperature expansion pulse tube [J]. Advances in Cryogenics Engineering, 1984, 29:629-637.

[7] Zhu S W, Wu P Y, Chen Z Q. Double inlet pulse tube refrigerator-an important improvement [J]. Cryogenics, 1990,30(6):514-520.

[8] Zhou Y, Han Y J. Pulse tube refrigerator research [C]// Proceedings of the 7th International Cryocooler Conference. Santa Fe, NM, USA, 1992:147-156.

[9] Dai W, Hu J, Luo E. Comparison of two different ways of

using inertance tube in a pulse tube cooler[J]. Cryogenics, 2006, 46(4): 273-277.

[10] Luo E C, Radebaugh R, Lewis M. Inertance tube models and their experimental verification[J]. Advances in Cryogenic Engineering: Transaction, 2004, 710(1): 1485-1492.

[11] Fang L, Deng X, Bauwens L. Pulse tube refrigerator analysis, including inertance tube and friction in the regenerator[C]// Cryocooler12. Kluwer Academic; Plenum Publishers, 2003: 389-396.

[12] Hofmann A, Pan H. Phase shifting in pulse tube refrigerators [J]. Cryogenics, 1999, 39(6): 529-537.

[13] Radebaugh R. Development of the pulse tube refrigerator as an efficient and reliable cryocooler [M/CD]. Institute of Refrigeration, London: 1999-2000. [http://cryogenics.nist.gov/Papers/Institute\\_of\\_Refrig.pdf](http://cryogenics.nist.gov/Papers/Institute_of_Refrig.pdf).

[14] Schunk L O, Pfothenhauer J M, Nellis G F, et al. Inertance tube optimization for kw-class pulse tube[J]. American Institute of Physics Conference Series, 2004, 710(1): 1269-1276.

[15] Lewis M A, Bradley P E, Radebaugh R, et al. Measurements of phase shifts in an inertance tube[C]// Cryocoolers 13. New York: Springer Science & Business Media, 2004: 267-273.

[16] 胡剑英. 液氮至液氦温区的热声驱动低温制冷机的研究 [D]. 北京:中科院理化技术研究所, 2007.

[17] Bill Ward, John Clark, Greg Swift. Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion [M/CD]. 2012. <http://www.lanl.gov/thermoacoustics/DeltaEC.html>.

### 通信作者简介

张华,男,教授,博导,上海理工大学能源与动力工程学院制冷与低温工程研究所,(021)55275542, E-mail: zhanghua3000@163.com。研究方向:制冷低温过程与系统,环保制冷剂。

### About the corresponding author

Zhang Hua, male, Ph. D./professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, +86 21-55275542, E-mail: zhanghua3000@163.com. Research fields: system process of refrigeration and cryogenics, environmental friendly refrigerants.