

文章编号:1000-6893(2010)01-0019-09

### 3 代脉管制冷机的工作原理和性能的全场数值模拟

巩亮<sup>1</sup>, 何雅玲<sup>1</sup>, 丁文静<sup>2</sup>, 陶文铨<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

(2. 中国空间技术研究院, 北京 100094)

#### Numerical Simulation on Working Mechanism and Performance of Three Generations of Pulse Tube Refrigerators

Gong Liang<sup>1</sup>, He Yaling<sup>1</sup>, Ding Wenjing<sup>2</sup>, Tao Wenquan<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

(2. China Academy of Space Technology, Beijing 100094, China)

**摘 要:** 建立了脉管制冷机(PTR)的全场数值模型,并在二维可压缩 SIMPLEC 程序基础上分别开发了针对基本型(BPTR)、小孔型(OPTR)和双向进气型(DPTR)脉管制冷机的可压缩交变流动与换热的全场数值模拟程序。通过对脉管制冷机内的流场、温度场、压缩机内压力等重要参数的数值模拟研究以及对基本型、小孔型和双向进气型脉管制冷机数值模拟结果的对比,逐步地揭示了不同类型脉管制冷机的复杂流动与换热,并从传热学角度揭示了脉管制冷机的普遍制冷机理,为脉管制冷机的进一步数值模拟研究以及优化改造奠定了基础。

**关键词:** 脉管制冷机; 数值模拟; 流体流动; 换热; 制冷机理

**中图分类号:** TB651      **文献标识码:** A

**Abstract:** A full-field numerical model for the pulse tube refrigerator (PTR) is established and the full-field compressible oscillating flow and heat transfer numerical simulation code based on two dimensional compressible SIMPLEC code are developed for the basic pulse tube refrigerator (BPTR), the orifice pulse tube refrigerator (OPTR) and the double inlet pulse tube refrigerator (DPTR). Based on the distribution of velocity, temperature and pressure and a comparison of the numerical results between the BPTR, OPTR and DPTR, the complex fluid flow and heat transfer of BPTR are investigated and the basic principle of PTR is revealed, thus laying down foundation for its optimization and further numerical study.

**Key words:** pulse tube refrigerator; numerical simulation; fluid flow; heat transfer; cooling mechanism

在当今科学技术发展中,低温技术被广泛地应用于军事、航空航天、医药等领域。作为小型低温制冷机之一的脉管制冷机(PTR)由于没有常规回热式制冷机的低温运动部件,从根本上解决了冷腔振动、磨损等问题,使得其在航天、军事(维持气象卫星红外探测器工作温度和军事探测卫星上高灵敏度的讯号接收分析仪器的冷却等)等领域被广泛地应用,已成为目前最具有发展前途的小型低温制冷机之一<sup>[1]</sup>。

自 W. E. Gifford 等首次提出基本型脉管制冷机(BPTR)<sup>[2]</sup>以来,先后有众多科研工作者对脉管制冷机的发展做出了贡献,其中最重要的有: E. I. Mikulin 等提出小孔型脉管制冷机(OPTR)<sup>[3]</sup>以及

朱绍伟提出了双向进气型脉管制冷机(DPTR)<sup>[4]</sup>。这两种改进型脉管制冷机大大提升了脉管制冷机的制冷能力,被国际上公认为第 2、3 代脉管制冷机。由于脉管制冷机独有的特性,近年来吸引众多研究者从理论<sup>[5-7]</sup>、实验<sup>[8-10]</sup>以及数值模拟<sup>[11-25]</sup>方面对其进行大量的研究。在数值模拟研究方面,由于脉管内复杂的零马赫数可压缩交变流动使得发展较为落后,现有的方法可以分为一维模型基础上热力学分析<sup>[11-17]</sup>和多维流动与换热数值模拟研究<sup>[18-25]</sup>。前者方法简单,能够得到较好的定性及部分定量结果,在 3 代制冷机中均得到广泛的应用,但是不能揭示出脉管内的复杂流动状况;后者大多采用了不少假设(正弦压力波代替压缩机出口压力,省略了回热器,理想式换热器等),这些假设都或多或少地影响了计算的准确度;而且数值模拟研究多集中于基本型<sup>[18-22]</sup>或简化的小孔

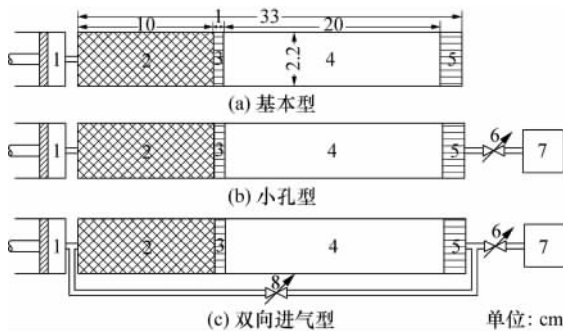
收稿日期: 2008-10-07; 修订日期: 2009-05-09  
基金项目: 国家自然科学基金(50425620, 50636050)  
通讯作者: 陶文铨 E-mail: wqtao@mail.xjtu.edu.cn

型<sup>[22-25]</sup>。对此,本文在可压缩 SIMPLEC 程序<sup>[26-27]</sup>基础上逐步开发了针对基本型、小孔型和双向进气型脉管制冷机的全场模拟程序;并分别对它们进行了数值模拟研究,进而揭示了3代脉管制冷机内复杂的流动与换热状态以及制冷机理。

## 1 物理模型与数值方法

### 1.1 物理模型

基本型脉管制冷机主要由压缩机、回热器、冷端换热器、脉管和热端换热器组成(见图1(a));小孔型是在基本型的基础上增加了小孔阀和气库(见图1(b));而双向进气型则是在小孔型的基础上又增加了旁路通道和旁路通道阀(见图1(c))。其中回热器中均填充了多孔介质。所模拟的脉管制冷机的主要几何尺寸如图1(a)所示。这里需要补充说明的是压缩机死气容积为 $10\text{ cm}^3$ ,扫气容积为 $120\text{ cm}^3$ ,气库容积为 $100\text{ cm}^3$ 。



1—压缩机;2—回热器;3—冷端换热器;4—脉管;  
5—热端换热器;6—小孔阀;7—气库;8—旁路通道阀

图1 脉管制冷机物理模型

Fig. 1 Schematic of simulated PTR

### 1.2 数值方法

为了能较准确地模拟出脉管制冷机中气体的复杂流动与换热过程,同时也为了简化计算,在数值模拟过程中采用了两个假设:①忽略脉管的管壁导热;②工作介质为理想气体。由于脉管制冷机内复杂的流动与换热现象主要表现在回热器、冷端换热器、脉管和热端换热器内,所以在数值模拟研究过程中对这4个部件采用二维数值模拟,控制方程详见文献[18]和文献[28]。而对于压缩机和气库均采用了热力学零维等温模型进行处理,控制方程如式(1)~式(2)所示。

压缩机的容积变化为

$$V_{\text{comp}} = V_d + \frac{V_s}{2}(1 - \cos(\omega\tau)) \quad (1)$$

式中: $\omega$ 为压缩机的转动角速度; $\tau$ 为时间; $V_d, V_s$ 分别为压缩机的死气容积和扫气容积(本文中 $V_d = 10\text{ cm}^3, V_s = 120\text{ cm}^3$ )。

压缩机内的压力变化为

$$\frac{dp_{\text{comp}}}{d\tau} = \frac{np_{\text{comp}}}{V_{\text{comp}}} \left( \frac{\dot{m}_{\text{in}}}{\rho_{\text{comp}}} - \frac{np_{\text{comp}}}{V_{\text{comp}}} \cdot \frac{dV_{\text{comp}}}{d\tau} \right) \quad (2)$$

式中: $n$ 为多变指数; $\dot{m}_{\text{in}}$ 为流入压缩机的质量流量; $p_{\text{comp}}$ 和 $\rho_{\text{comp}}$ 分别为压缩机内的压力和气体密度。

### 1.3 边界条件

二维计算区域的边界条件如下所示:

(1) 回热器进口及热端换热器出口速度边界:在计算出回热器进口及热端换热器出口质量流量及平均密度条件下采用均匀速度分布。其中,压缩机与回热器间、热端换热器与气库间以及旁路通道的质量流量均采用如下所示的流经狭窄通道的质量流量公式计算:

$$\dot{m} = \begin{cases} CA_0 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_2 \rho_2 \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} & p_1 \leq p_2 \\ -CA_0 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 \rho_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} & p_1 > p_2 \end{cases} \quad (3)$$

式中: $C$ 为流量系数; $A_0$ 为流通面积; $\kappa$ 为绝热指数; $p_1, p_2, \rho_1, \rho_2$ 分别为狭窄通道两侧的压力和密度。

(2) 回热器进口温度边界条件为 $T_{\text{in}} = 300\text{ K}$ 。

(3) 热端换热器出口温度边界条件为

$$\begin{cases} T_{\text{out}} = 300\text{ K} & \dot{m}_{\text{out}} \leq 0 \\ \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{\text{out}} = 0 & \dot{m}_{\text{out}} > 0 \end{cases}$$

(4) 壁面速度采用无滑移边界条件。

(5) 冷、热端换热器壁面采用定温边界条件,制冷温度 $T_c = \text{const}, T_h = 300\text{ K}$ ;除此以外均采用绝热边界条件。

### 1.4 收敛条件

由于工作气体在脉管制冷机内是周期性非稳态流动与换热,因而在数值模拟过程中存在着两条判断计算收敛的准则。首先要判断瞬时计算是否收敛;其次要判断周期性稳态计算是否收敛。

本文在数值计算过程中的收敛条件为

(1) 在瞬时计算过程中,速度与温度均要满足:

$$\left. \begin{aligned}
 RC_u &= \sum_{i,j} \frac{u_{i,j}^n - u_{i,j}^{n-1}}{u_{i,j}^n} \leq 1.0 \times 10^{-5} \\
 RC_v &= \sum_{i,j} \frac{v_{i,j}^n - v_{i,j}^{n-1}}{v_{i,j}^n} \leq 1.0 \times 10^{-5} \\
 RC_T &= \sum_{i,j} \frac{T_{i,j}^n - T_{i,j}^{n-1}}{T_{i,j}^n} \leq 1.0 \times 10^{-5}
 \end{aligned} \right\} (4)$$

式中:  $u, v, T$  分别为气体的轴向速度、径向速度和气体温度。

(2) 周期性收敛的判定为:当相邻两个周期间制冷量  $Q_c$  相对误差小于 0.01%。其中  $Q_c$  的计算如下:

$$Q_c = \frac{1}{t} \int_0^t \int_A -k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R} dAd\tau \quad (5)$$

式中:  $t$  为压缩机往返一周的时间;  $r$  为径向坐标;  $A$  为冷端换热器表面积;  $k$  为气体传热系数。

### 2 计算结果与分析

本文采用了可压缩 SIMPLEC 程序处理压力与速度的耦合关系。数值模拟均在压缩机处于死气容积时,充气压力为 2.7 MPa,压缩机工作频率为 10 Hz 以及工作气体为氦气的情况下进行。

#### 2.1 网格独立性考核

首先以基本型脉管制冷机为例,在  $T_c = 140$  K 情况下对空间和时间进行了严格的网格独立性考核(见图 2)。最终选取了  $42 \times 402$  作为空间计算网格;选取了将一个周期划分为 360 份作为时间计算网格。

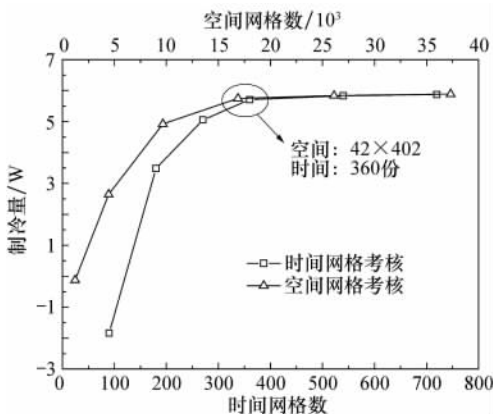


图 2 网格独立性考核

Fig. 2 Grid-independence examination

#### 2.2 速度分布

图 3 给出了在压缩机转角  $\alpha = 270^\circ$  情况下,基本型脉管制冷机回热器内的速度场分布。需要说明的是,压缩机转角为式(1)中的  $\omega\tau$ 。当  $0^\circ < \alpha < 180^\circ$  时为膨胀过程;当  $180^\circ < \alpha < 360^\circ$  时为压缩过程。从图中可以看出速度分布较为均匀,仅在壁面附近存在较大的速度梯度;此外,速度大小由左向右逐渐减小。这些特点都是由于回热器中填充了多空介质所致。对于小孔型和双向进气型脉管制冷机而言,流动特性与基本型相似。

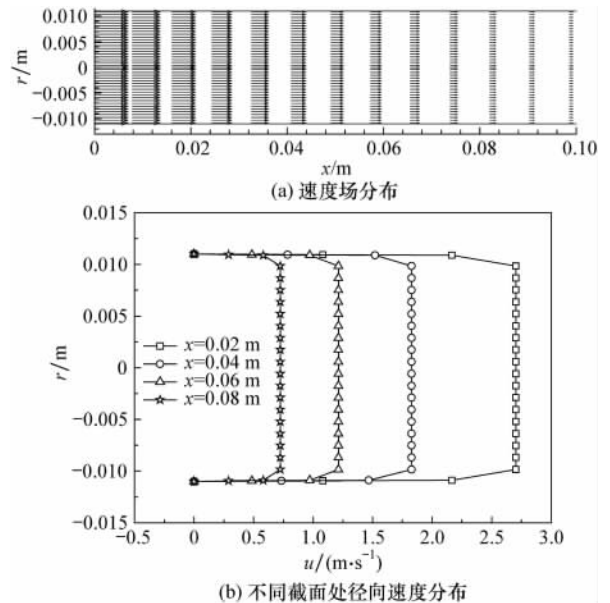


图 3 回热器内速度分布

Fig. 3 Velocity distribution in regenerator

相对于回热器,脉管内的速度分布却十分的复杂。图 4 给出了 3 代脉管制冷机在  $270^\circ$  压缩机转角情况下脉管内的速度场分布。从中可以看出,3 代脉管制冷机在脉管壁附近均出现了高于主流速度的局部速度分布,这与通常圆管内流动的速度分布不同;同时壁面附近还存在着与主流速度方向相反的二次流动。从图 5 中可以更清晰地看出这些相似的特性。

此外,从图 4 中还可以看出,3 代脉管制冷机分别存在着各自不同的速度分布特性。对于基本型脉管制冷机,由于右端封闭,流体的速度由冷端到热端逐渐降低并趋近于零;对于小孔型脉管制冷机,出现了瞬时“反向流动”现象(即指图 4(b)中脉管左端的气体流向与右端的气体流向相反的现象);而对于双向进气型脉管制冷机,则出现瞬时“源”和“汇”的流动现象:如图 4(c)所示,在

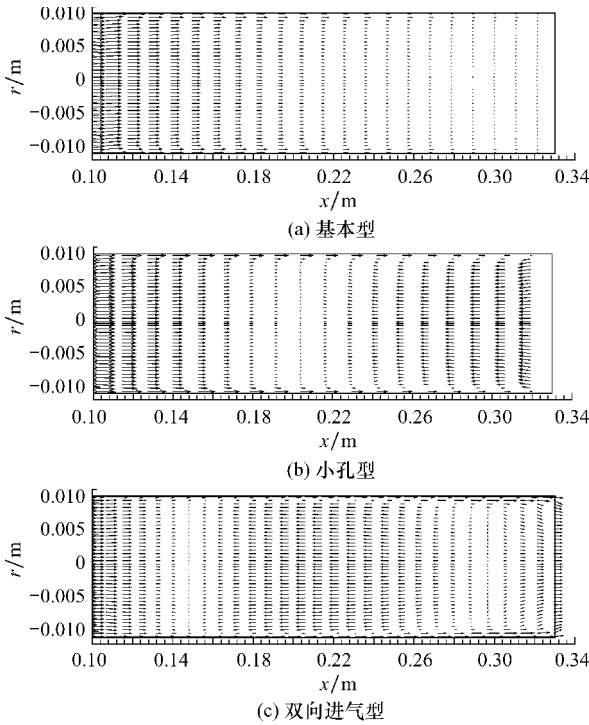


图 4 脉管内速度场分布

Fig. 4 Velocity distribution in pulse tube

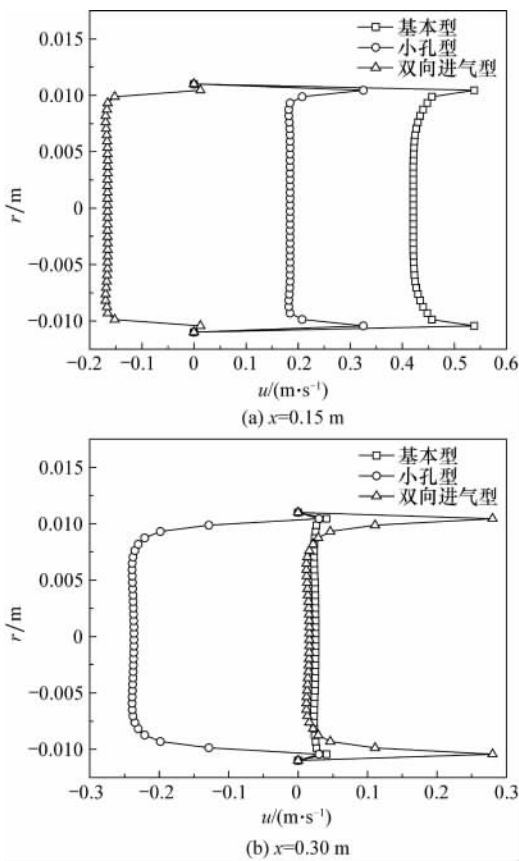


图 5 3 代脉管制冷机脉管内不同截面处轴向速度分布

Fig. 5 Axial velocity along radial direction at different sections for three generations of PTR

$x=0.15\text{ m}$  附近存在一个“汇”;在  $x=0.30\text{ m}$  附近存在一个“源”。从图 5 和图 6 中可以更清晰看出这些不同点。

这些复杂流动结构是由于脉管中的交变可压缩流动所致,同时也影响着脉管内的温度分布。

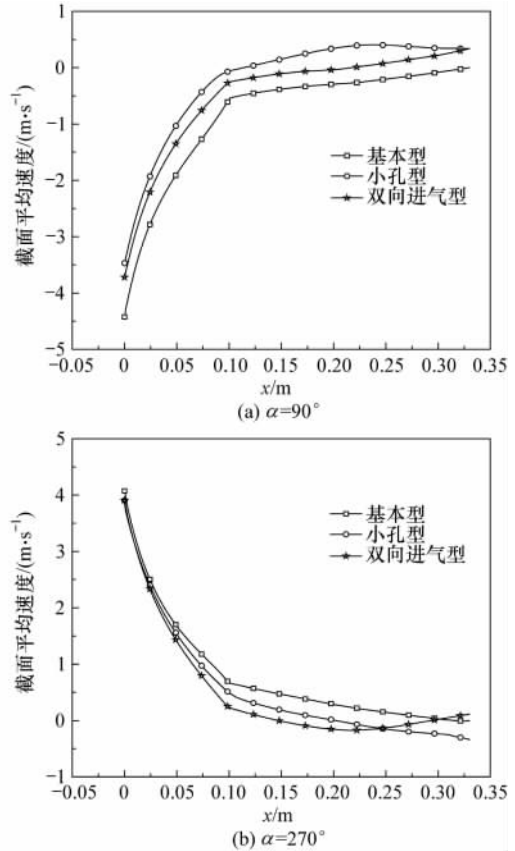


图 6 3 代脉管制冷机不同时刻截面平均速度分布

Fig. 6 Section average velocity at different times for three generations of PTR

### 2.3 温度分布

图 7 给出了 3 代脉管制冷机内回热器、冷热端换热器及脉管内周期平均温度场分布。从图中可以看出 3 代脉管制冷机均存在着如下 4 点共同点: ①回热器内温度呈现出较好的层状分布;②冷端区域附近温度分布比热端区域有更明显的分层特性;③冷、热端换热器附近均存在着环状高温或低温区;④在靠近脉管壁面附近存在着较大的温度梯度。此外,从图 7 中还可以看出,3 代脉管制冷机依次改善了温度场的层状分布,并使得沿轴线方向气体温度更均匀化(见图 8),同时也逐步改善冷端换热器内气体温度,进而提升制冷量,如图 9 和图 10 所示(图中  $D_1$  表示小孔无量纲开度,定义为小孔直径与脉管直径之比; $D_2$  表示旁路通道无量纲开度,定义为旁路通道直径与小孔直径之比)。

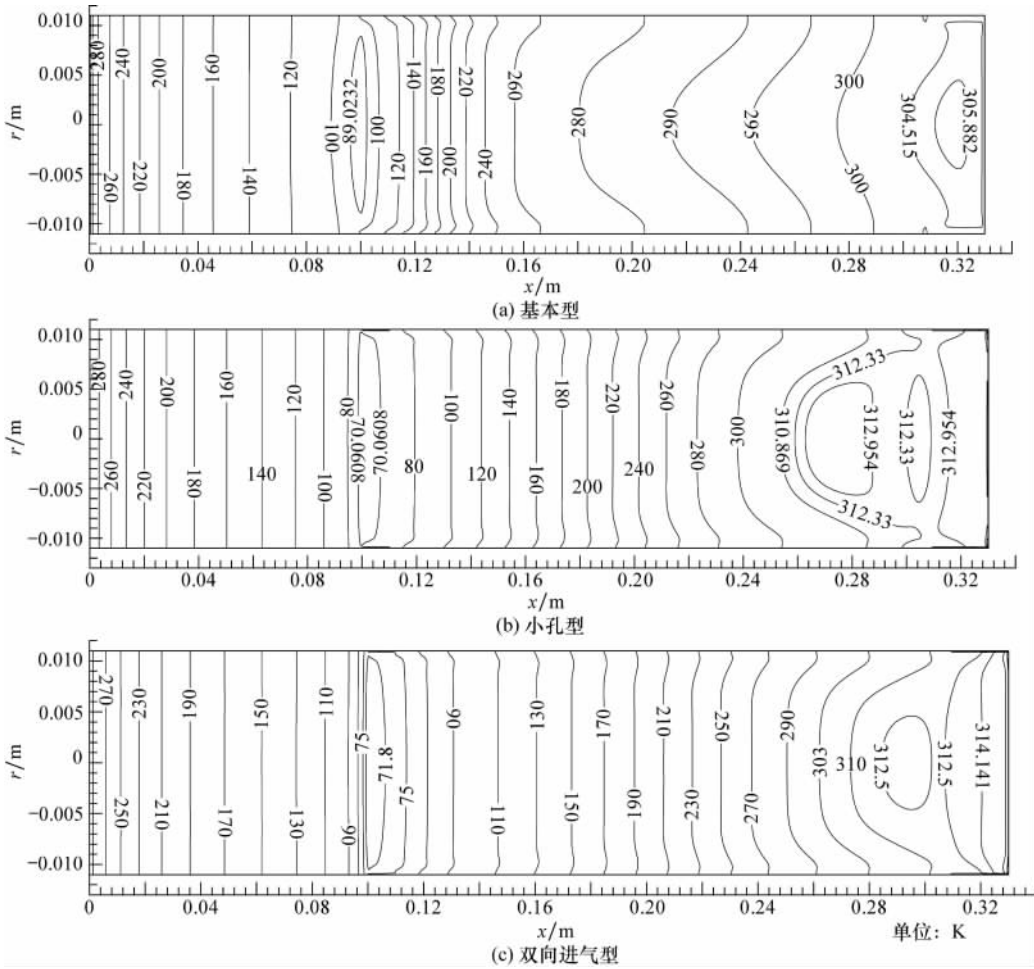


图 7 3 代脉管制冷机周期平均温度场

Fig. 7 Cycle-averaged temperature distribution of three generations of PTR

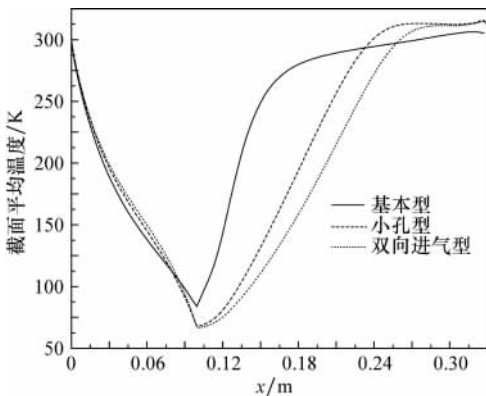
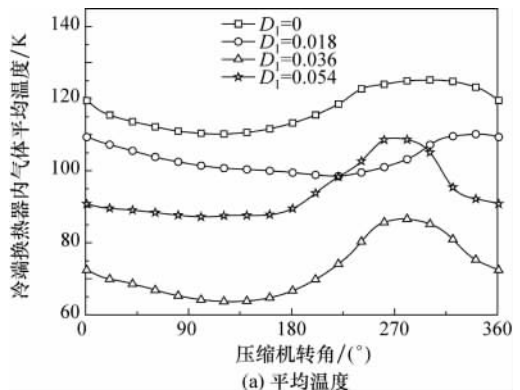


图 8 3 代脉管制冷机的周期截面平均温度分布

Fig. 8 Section cycle-averaged temperature of three generations of PTR

从图 9(a)中还可以看出,随着小孔开度的增加,冷端换热器内气体的平均温度逐渐降低,而后又逐渐升高,从而使得冷端换热器内的瞬时换热量呈现出同样的趋势(见图 9(b))。这是由于随着小孔开度的增加,使得更多的气体能

在热端换热器内得到冷却,从而在膨胀过程中冷端附近的气体能达到较低的温度;但另一方面,如果小孔开度较大,压缩过程中气体就得不到充分压缩,进而在膨胀过程中也影响了气体膨胀降温程度,因此使得冷端换热器内的气体温度上升。这说明了对于小孔型脉管制冷机,存在着最佳小孔开度,在该开孔度下制冷量最大。对于双向进气型脉管制冷机而言,从图 10 中可以看出,随着旁路通道开度的逐渐增加,冷



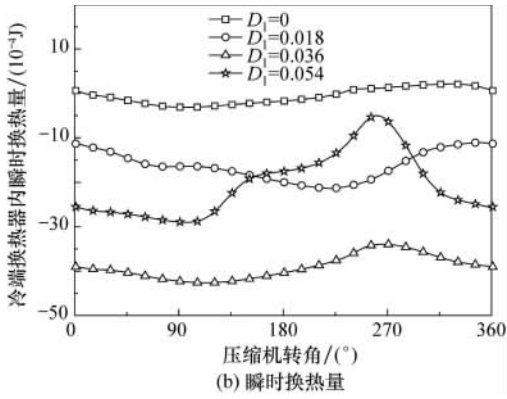


图 9 不同时刻和不同小孔开度情况下冷端换热器内气体的平均温度与瞬时换热量

Fig. 9 Average temperature and instantaneous heat transfer in cold end heat exchangers at different times and orifice diameters

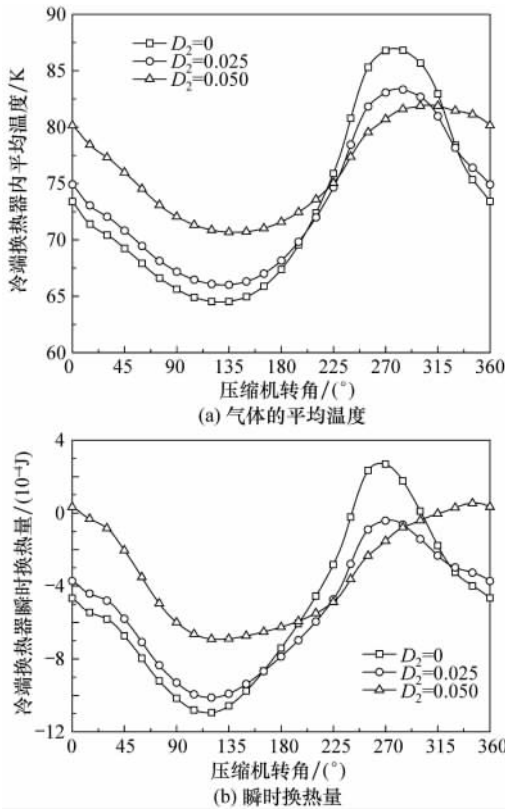


图 10 一个周期内冷端换热器内气体的平均温度与瞬时换热量

Fig. 10 Cycle-averaged temperature and instantaneous heat transfer in cold end heat exchangers

端换热器内的气体最低温度越来越高;而最高温度却越来越低(见图 10(a))。即随着旁路通道开度的逐渐增加,冷端换热器内的气体平均温度逐渐趋向于冷端换热温度。相应的冷端换热器瞬时壁面换热量随着旁路开度的逐渐增加压缩段换热量由输出热量逐渐变为输出冷量,而后继续

增加旁路开度,又逐渐输出热量,如图 10(b)所示。进而也反映出旁路通道开度直接影响着制冷机的制冷能力,并且也存在着一个最佳的旁路通道开度。

2.4 最佳开度

图 11 给出了脉管制冷机的制冷量随小孔及旁路开度的变化趋势。从图 11(a)中可以看出随着小孔直径的逐渐增加,制冷量先逐渐增加后逐渐减小。制冷量峰值所对应的小孔直径即为最佳小孔开度。对于本文的数值模拟研究,当  $D_1 = 0.036$  时,小孔型脉管制冷机的制冷量最大,在  $T_c = 120\text{ K}$  情况下达到了  $14.07\text{ W}$ 。在此最佳小孔开度情况下改变旁路开度,如图 11(b)所示。随着旁路通道开度的逐渐增加,制冷量先是逐渐增加而后逐渐减小。制冷量的峰值所对应的旁路通道开度即为最佳旁路通道开度。在本文的数值模拟研究中,当  $D_2 = 0.25$  时,双向进气型脉管制冷机的制冷量最大,在  $T_c = 80\text{ K}$  的制冷温度下,可以得到  $1.98\text{ W}$  的制冷量。

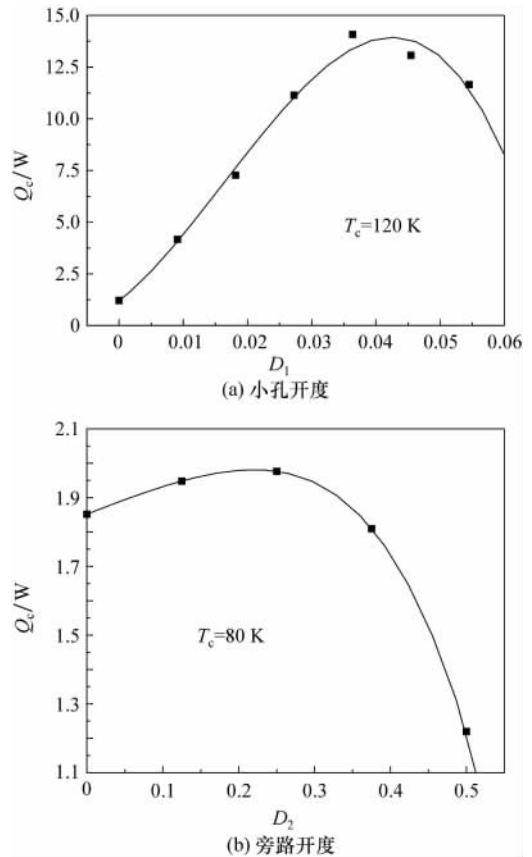


图 11 最佳小孔及旁路开度

Fig. 11 Optimum dimensionless diameter of orifice and bypass

### 2.5 制冷量与制冷温度

图 12 给出了 3 代脉管制冷机在最佳开度情况下,制冷量随制冷温度的变化曲线。从中可以看出制冷量随制冷温度呈现出线性变化,这与文献[10]、文献[29]给出的实验结果相吻合。此外,还反映出小孔和旁路通道均降低了曲线的斜度。对于所模拟的 3 代脉管制冷机可以到达的最低制冷温度分别为 115 K,74 K 及 67 K。

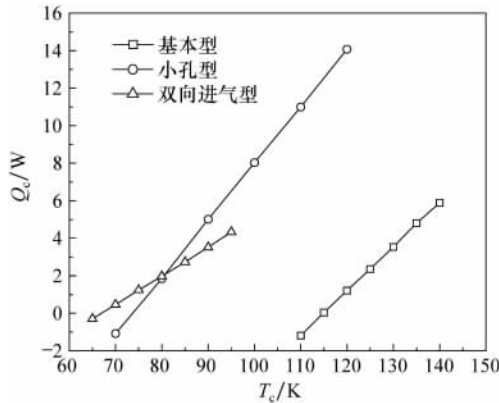
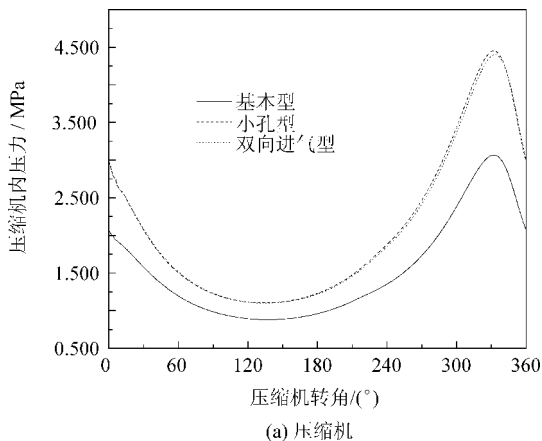


图 12 制冷量随制冷温度的变化

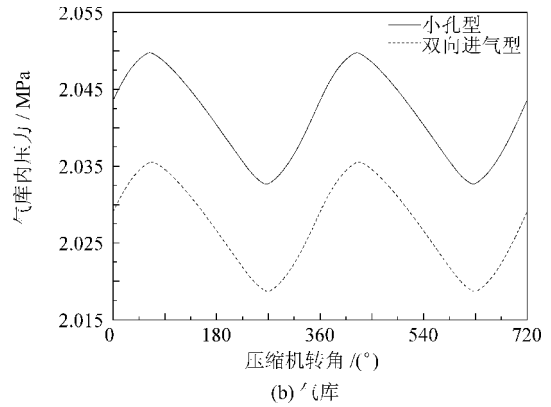
Fig. 12 Cooling power vs cooling temperature

### 2.6 压缩机和气库内压力变化

图 13 给出了 3 代脉管制冷机压缩机及气库内气体压力变换图。从图 13(a)中可以看出,压缩机内压力变换并非正弦变化,而是压缩区间窄膨胀区间宽的趋势。另外,压缩机内压力最低点和最高点出现在压缩机转角为 138°和 333°时刻,并非在压缩机两个死点(180°和 360°)。这是由于在膨胀(压缩)后半期,气体流量变小使得膨胀(压缩)不充分,从而使得压力回升(下降),表现出压缩(膨胀)效应。此外,在同一时刻,小孔和双向进气型脉管制冷机压缩机内的压力明显地高于基本



(a) 压缩机



(b) 气库

图 13 不同时刻压缩机及气库内压力分布

Fig. 13 Pressure distribution in compressor and reservoir at different times

型脉管制冷机压缩机内的压力,与文献[4]的结果相一致。这是由于小孔的存在使得工作气体变多,从而增加了压缩机内的压力。而小孔和双向进气型相比,压缩机内的压力变化并不明显,但气库内的压力变化却较大,如图 13(b)所示。从图中可以看出,旁路的存在降低了气库内的压力。这是由于旁路通道使得从热端换热器流出地部分气体被导流至回热器入口,从而降低了进入气库内的气体质量,进而降低了气库内的压力。

### 3 脉管制冷机制冷机理分析

综合对基本型、小孔型脉管制冷机的研究及对比,可以得出脉管制冷机最基本的制冷机理是:由于周期性压缩、膨胀使得在气体膨胀阶段与压缩阶段分别在脉管内靠近冷端部分形成低于冷端温度和靠近热端部分会形成高于热端温度的区域,创造了使热量从低温物体(冷端)向高温物体(热端)传递的条件;同时周期性压缩、膨胀过程中所形成的气体等温线垂直于管制轴线的层状温度分布又促进了气体能在压缩时向热端放热,膨胀向冷端输出冷量。

小孔型脉管制冷机之所以比基本型脉管制冷机大大地提高了制冷能力,是因为小孔的存在增加了参与制冷的气体流量,同时也改善了脉管内的层状温度分布。

对于双向型脉管制冷机,由于旁路的存在进一步改善了脉管内气体层状温度分布,使得工质的轴向温度分布更均匀,从而在小孔型脉管制冷机的基础上进一步提高了脉管制冷机的制冷能力。

## 4 结 论

(1) 回热器内的速度及温度分布较均匀,但脉管内却呈现出十分复杂的流动状态与温度分布。不仅存在二次流、壁面附近相对较大的轴向流速外,小孔型脉管制冷机还出现了反向流动现象,而双向进气型脉管制冷机则同时出现“源”和“汇”的流动现象。

(2) 气体在周期性压缩(膨胀)过程中形成了层状温度分布,使得气体压缩过程中向热端放热,膨胀过程中向冷端输出冷量,这是脉管制冷机最基本的制冷机理;基本型、小孔型及双向进气型脉管制冷机逐次改善了这种层状温度分布,从而提高制冷能力。

(3) 对所模拟的3代脉管制冷机而言,最佳小孔、最佳旁路相对开度分别为0.036和0.25。在最佳旁路开度情况下,基本型、小孔型和双向进气型脉管制冷机的最低温度分别可以达到115 K、74 K和67 K。

(4) 压缩机内压力非正弦变化,呈现出压缩区间窄膨胀区间宽的趋势;小孔的存在增加了压缩机内的压力,而旁路的存在却降低了气库内的压力。

## 参 考 文 献

- [1] 何雅玲. 分置式斯特林制冷机及脉管制冷机性能改进的理论与实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2002.  
He Yaling. Theoretical and experimental investigations on the performance improvements of split-Stirling refrigerator and pulse tube cryocooler[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2002. (in Chinese)
- [2] Gifford W E, Longsworth R C. Pulse tube refrigeration [J]. Trans of the ASME, Journal of Engineering for Industry, Series B, 1964, 86(1): 264-268.
- [3] Mikulin E I, Tarasov A A, Shkrebyonock M P. Low temperature expansion pulse tubes[J]. Advances in Cryogenic Engineering, 1984, 29: 629-637.
- [4] 朱绍伟. 脉管制冷机的热力学原理分析及其重要改进——双向进气脉管制冷机[D]. 西安: 西安交通大学, 1990.  
Zhu Shaowei. Theory of the pulse tube refrigerator and double inlet pulse tube refrigerator: an important improvement[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 1990. (in Chinese)
- [5] Razani A, Roberts T, Flake B. A thermodynamic model based on exergy flow for analysis and optimization of pulse tube refrigerators[J]. Cryogenics, 2007, 47(3): 166-173.
- [6] He Y L, Huang J, Zhao C F, et al. First and second law analysis of pulse tube refrigerator[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17/18): 2301-2307.
- [7] 何雅玲, 陶文铨. 场协同原理在强化换热与脉管制冷机性能改进中的应用(下)[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(11): 1106-1110.  
He Yaling, Tao Wenquan. Field synergy principle and its applications in enhancing convective heat transfer and improving performance of pulse tube refrigerator(2)[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(11): 1106-1110. (in Chinese)
- [8] Wang X L, Zhao M G, Cai J H, et al. Experimental flow characteristics study of a high frequency pulse tube regenerator[J]. Cryocoolers, 2005, 13: 439-444.
- [9] Masuyama S, Kim Y H, Park S J, et al. Experimental research of Stirling type pulse tube refrigerator with an active phase control[J]. Cryogenics, 2006, 46(5): 385-390.
- [10] Richardson R N. Pulse tube refrigerator—an alternative cryocooler[J]. Cryogenics, 1986, 26(6): 331-340.
- [11] Zhu S W, Nogawa M, Inoue T. Numerical simulation of a step-piston type series two-stage pulse tube refrigerator[J]. Cryogenics, 2007, 47(9/10): 483-489.
- [12] Andersen S K, Dietrich M, Carlsen H, et al. Numerical study on transverse asymmetry in the temperature profile of a regenerator in a pulse tube cooler[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2795-2804.
- [13] Wu P Y, Zhu S W. Mechanism and numerical analysis of orifice pulse tube refrigerator with a valveless compressor [C]//Chen G B, Thomas M F. Proceeding of International Cryogenics and Refrigeration Conference. Beijing: International Academic Publishers, 1989: 85-90.
- [14] Wang C, Wu P Y, Chen Z Q. Numerical modelling of an orifice pulse tube refrigerator[J]. Cryogenics, 1992, 32(9): 785-790.
- [15] Xu M Y, He Y L, Chen Z Q. Analysis of an orifice pulse tube refrigerator using the method of characteristics[J]. Cryogenics, 1999, 39(9): 751-757.
- [16] Wang C, Wu P Y, Chen Z Q. Numerical analysis of a double-inlet pulse tube refrigerator[J]. Cryogenics, 1993, 33(5): 526-530.
- [17] 巨永林. 脉冲管制冷机内部交变气流动态实验和数值模拟研究[D]. 北京: 中国科学院低温技术实验中心, 1998.  
Ju Yonglin. Experimental study and numerical simulation of the oscillating flow characteristics in pulse tube refrigerator [D]. Beijing: Cryogenics Lab Center, Chinese Academic of Science, 1998. (in Chinese)
- [18] 丁文静. 脉管制冷机三维数值模拟计算及混合工质应用的试验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2005.  
Ding Wenjing. Three dimensional numerical simulation of the pulse tube refrigerator and experimental study of PTR with mixture working fluid [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2005. (in Chinese)
- [19] Lyulina I A, Mattheij R M M, Tijsseling A S, et al. Nu-



- merical simulation of pulse-tube refrigerators[J]. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 2004, 5(1):79-88.
- [20] Koshimizu T, Kubota H, Takata Y, et al. Numerical simulation of heat and fluid flow in basic pulse tube refrigerator[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 2005, 15(7):617-630.
- [21] He Y L, Zhao C F, Ding W J, et al. Two-dimensional numerical simulation and performance analysis of tapered pulse tube refrigerator[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(11/12):1876-1882.
- [22] Ding W J, Gong L, He Y L, et al. Three dimensional numerical simulation of the basic pulse tube refrigerator[J]. Frontiers of Energy and Power Engineering in China, 2008, 2(1): 48-53.
- [23] Zhang X B, Qiu L M, Gan Z H, et al. CFD study of a simple orifice pulse tube cooler[J]. Cryogenics, 2007, 47(5/6):315-321.
- [24] 赵春风,何雅玲,黄竞,等.小孔型脉管制冷机的二维数值研究[J].工程热物理学报,2007,28(增刊1):45-48. Zhao Chunfeng, He Yaling, Huang Jing, et al. Two-dimensional numerical simulation of orifice pulse tube refrigerator[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(S1): 45-48. (in Chinese)
- [25] 赵春风.脉管制冷机内流动和换热特性的数值研究[D].西安:西安交通大学,2006. Zhao Chunfeng. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in pulse tube refrigerator[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2006. (in Chinese)
- [26] 丁文静,何雅玲,陶文铨.基于脉管制冷机的二维可压缩流动数值计算程序的开发与应用[J].工程热物理学报,2004,25(6):949-951. Ding Wenjing, He Yaling, Tao Wenquan. The development and application of a two-dimensional calculation procedure for compressible flow in the pulse tube refrigerator[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(6):949-951. (in Chinese)
- [27] 陶文铨.计算传热学近代进展[M].北京:科学出版社,2000. Tao Wenquan. Recent advances in computational heat transfer[M]. Beijing: Science Press, 2000. (in Chinese)
- [28] 张鸣远,景思睿,李国君.高等工程流体力学[M].西安:西安交通大学出版社,2006. Zhang Mingyuan, Jing Sirui, Li Guojun. Advanced fundamentals of fluid mechanics[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2006. (in Chinese)
- [29] 陈国邦,郭方中,张亮,等.最新制冷低温技术[M].2版.北京:机械工业出版社,2003. Chen Guobang, Guo Fangzhong, Zhang Liang, et al. Advanced cryogenic refrigeration techniques[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2003. (in Chinese)

#### 作者简介:

巩亮(1980—)男,博士研究生。主要研究方向:复杂流体与传热的数值及实验研究。

Tel: 029-82663321

E-mail: lgong@mailst. xjtu. edu. cn

陶文铨(1939—)男,中国科学院院士。主要研究方向:传热强化,计算传热学,多尺度模拟,细微尺度流动与传热、太阳能应用中的热科学。

Tel: 029-82669738

E-mail: wqtao@mail. xjtu. edu. cn

(编辑:赵利)