

## 斯特林发动机中回热器性能研究

黄护林<sup>1</sup> 张喜东<sup>1</sup> 吴月<sup>1,2</sup> 亓宗磊<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学航天学院, 南京, 210016; 2. 无锡油泵油嘴研究所, 无锡, 214000)

**摘要:**斯特林发动机中回热器的有效性对斯特林发动机的整机性能有较大的影响。文中通过商业软件 FLUENT 的动网格功能模拟了回热器内部流场的交变流动以及流体工质与回热器之间的往复式热量交换, 进而捕捉斯特林发动机运行时, 回热器基体在高速交变气体流场中温度场的变化规律。研究表明, 回热器的有效性和流阻损失随孔隙率的增大而减小, 随长径比的增大而增大。因此在设计斯特林发动机时需要综合考虑回热器的孔隙率和长径比。

**关键词:**回热器性能; 孔隙率; 长径比; 有效性; 流阻损失

**中图分类号:**TK514; TK05 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2615(2014)02-0265-07

## Performance of Regenerator of Stirling Engine

Huang Hulin<sup>1</sup>, Zhang Xidong<sup>1</sup>, Wu Yue<sup>1,2</sup>, Qi Zonglei<sup>1</sup>

(1. College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China;

2. Wuxi Institute of Oil Pump and Nozzle, Wuxi, 214000, China)

**Abstract:** The efficiency of regenerator of Stirling engine influences mightily the performance of Stirling engine. The periodical oscillating flow in the regenerator and the heat transfer characteristics between fluid and regenerator are modeled in two dimensions by the dynamic mesh model of the commercial CFD software-FLUENT. Moreover, the regenerator temperature field can be also simulated when the Stirling engine begins to work. The results show that the effectiveness of regenerator and loss of flow resistance decrease with the increase of the porosity, and increase with the increase of length-diameter ratio. Therefore the porosity and length-diameter ratio need to be selected according to the overall design requirements of the engine.

**Key words:** regenerator performance; porosity; length-diameter ratio; effectiveness; loss of flow resistance

斯特林发动机是一种新型的可以利用外部能源(如太阳能)加热的闭式循环活塞发动机。其工质被密封在气缸里, 受热膨胀后推动活塞, 使发动机对外做功。回热器作为斯特林发动机中重要的蓄换热设备, 其工作性能对斯特林发动机整机性能有巨大的影响。研究表明, 斯特林发动机的功率损失主要来自于回热器, 而回热器的功率损失主要取决于回热器的孔隙率、基体热导率、进口温度变化、

工质流量以及回热器的空体积<sup>[1]</sup>。文献[2,3]对金属丝网回热器的振荡流动阻力和换热性能进行了实验研究, 得到了摩擦因数与雷诺数、努塞尔数的关系, 并介绍了一种估算振荡流动下努塞尔数的新方法。文献[4]对回热器进行低温环境中的振荡流实验研究发现回热器压降幅值与回热器热端工质质量流率呈线性关系, 受运行频率的影响较小。文献[5]使用 Fluent 软件对分段渐开线形金属薄片

**基金项目:**江苏高校优势学科建设工程和江苏省过程强化与新能源装备技术重点实验室(南京工业大学)资助项目。

**收稿日期:**2013-07-10; **修订日期:**2013-10-23

**通信作者:**黄护林, 男, 教授, 博士生导师, E-mail: hlhuang@nuaa.edu.cn。

回热器进行了二维和三维数值模拟。发现对于稳定流,三维模型的局部摩擦因数和局部平均努塞尔数与二维模型的数值在进入第二层时就开始有区别;对于往复流,二维模型论证了流体的往复幅度和频率等参数对整个回热器热损失的影响。文献[6]对回热器内的热扩散现象及涡传播现象进行了实验研究,进而建立了涡传播模型。文献[7]数值模拟发现回热器基体温度的波动主要包括以轴向近似线性温度分布为基础的波动和回热器冷热端附近往复流引起的温度波动。文献[8]在数值模型中将网片分别假定为非 Darcy 模型和非热平衡模型,进而对回热器内部的流场和温度场进行了研究,结果表明回热器长径比较大时效率可高达0.9。文献[9]通过研究分析了斯特林发动机系统压比等3个参数对回热器性能和发动机性能的影响,得出提高发动机性能和提高回热器性能存在一定区别的结论。文献[10]利用 CFD 软件,对回热器进行了二维数值模拟,得到了回热器在不同时刻的轴向瞬时速度场、温度场和压力分布。文献[11]中发现回热器孔隙率对回热器压降以及蓄热能力有很大影响。文献[12]研究了丝网回热器的金属丝径和回热器构造对回热器以及系统有效性的影响。回热器的设计要求回热器材料具有高的热容量,回热器必须具有良好的换热能力(即有效性);回热器的通流体积要小,工质的流动阻力要小等,而回热器的换热能力以及由流动阻力引起的流阻损失都与回热器基体的长径比、孔隙率有关。本文分别计算了在不同长径比和孔隙率条件下,回热器的有效性以及压力变化,为回热器设计尺寸的选取提供参考。

## 1 计算方法

### 1.1 物理模型

为了缩短计算周期和真实反映高速交变气体流场中温度的波动及其影响因素,本文考虑了斯特林发动机的各个部件并进行了简化。图1为斯特林发动机的剖视图,由图可见加热器是由加热管束所组成,冷却器是由冷却水管所组成,在此分别将它们简化为直径与回热器直径一致的流通容积,忽略活塞与汽缸之间的间隙。因为活塞杆的存在,减小了压缩腔的容积,在保证压缩腔行程不变的情况下,需要对压缩腔缸径作适当调整。膨胀腔与加热器之间的连接通道为附加容积2,压缩腔与冷却器

之间的连接通道为附加容积6,最终简化模型如图2所示,是二维轴对称模型, $x$ 轴为其对称轴。此图中斯特林发动机处于启动阶段,压缩腔活塞位于外止点,膨胀腔活塞位于汽缸中部。各部件的尺寸大小见表1。计算区域整体采用非均匀结构化网格,在近壁面处对网格进行局部加密。本文选择4种网格划分( $1 \times 10^4$ ,  $1.5 \times 10^4$ ,  $2 \times 10^4$ ,  $3 \times 10^4$ )分别对回热器中心线上的温度变化进行对比分析,结果发现当网格数大于  $1.5 \times 10^4$  时中心线上的温度随网格数变化很小,在兼顾计算精度和计算时间的情况下最终选择的网格数目为  $2 \times 10^4$ ,图2为回热器模型计算域的划分示意图。

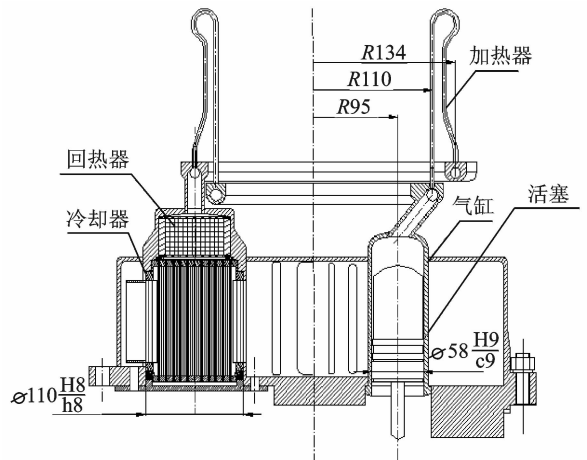
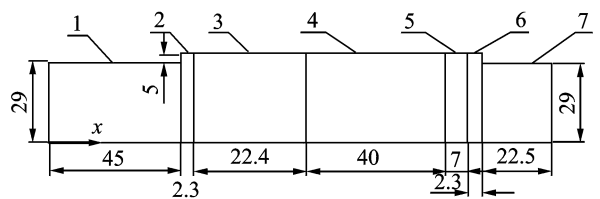


图1 斯特林发动机剖视图

Fig. 1 Section view of Stirling engine



1:膨胀腔,2:附加容积,3:加热器,4:回热器,5:冷却器,6:附加容积,7:压缩腔。

图2 斯特林发动机简化模型

Fig. 2 Physical model of Stirling engine

表1 斯特林发动机部件尺寸

Tab. 1 Part size of Stirling engine

部件	参数	数值
回热器	直径/cm	6.6
	长度 $L_R$ /cm	
	孔隙率 $\epsilon$	
其他	冷却器长度/cm	7
	加热器长度/cm	22.4
	附加容积长度/cm	2.3
	缸径/cm	5.8

## 1.2 回热器处理方式

回热器在计算中按多孔介质模型处理,计算过程中作了如下假定:(1)回热器壁面绝热,无外界热损失;(2)忽略 Soret 效应(温度梯度引起的质量扩散)和 Dufour 效应(浓度梯度引起的热传递);(3)因为强迫对流换热,重力的影响忽略不计,忽略压力功和动能;(4)气体密度按照理想气体模型变化;(5)气体与固体间的对流换热系数足够大,气体和固体温度相同;(6)忽略材料的轴向导热损失及传输损失等。

多孔介质数学模型的质量、动量和能量守恒方程分别表示为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i + S \quad (2)$$

方程式(2)中的源项  $S$  包括两部分(渗透阻力和惯性阻力),其功能是为了实现丝网与流体之间的相互作用

$$S = (C_i \mu + C_j u \rho) u \quad (3)$$

式中: $C_i, C_j$  分别为上述两部分力的系数因子。在计算渗透阻力和惯性阻力系数时本文利用了文献[13]中所提出的计算模型,最终推导得出了该回热器的两种阻力系数的表达式分别为

$$C_i = \frac{47.5 n}{l \epsilon} \frac{n}{L}, C_j = \left[ 1.3(1-\epsilon) + \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^2 \right] \frac{n}{\epsilon^2 L} \quad (4)$$

式中: $n$  为丝网片数; $l$  为丝网间距; $\epsilon$  为介质的多孔率; $L$  为填充区域长度。

$$\frac{\partial}{\partial t} [\epsilon \rho_i h_i + (1-\epsilon) \rho_s h_s] + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_i u_i h_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i}) + \epsilon \frac{Dp}{Dt} + \epsilon \tau_{ik} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \epsilon S_i^h \quad (5)$$

式中: $h_i$  为流体质物的焓; $h_s$  为固体介质的焓; $\epsilon$  为介质的多孔率; $k_{\text{eff}} = \epsilon k_i + (1-\epsilon) k_s$  为多孔介质区域的有效热导率; $k_i$  为流体状态热导率; $k_s$  为回热器丝网基体的热导率; $S_i^h$  为流体焓的源项。

## 1.3 活塞速度处理方式

斯特林发动机采用斜盘传动机构,它的膨胀腔活塞与压缩腔活塞位移随时间的变化分别为

膨胀腔行程

$$S_{\text{EX}} = S_p [0.5 \times \sin(50 \times 2\pi \times t + 1.5\pi) + 0.5] \quad (6)$$

压缩腔行程

$$S_{\text{CX}} = S_p [0.5 \times \sin(50 \times 2\pi \times t + \pi) + 0.5] \quad (7)$$

式中:活塞行程  $S_p = 50$  mm,  $t$  为运行时间。通过对膨胀腔行程和压缩腔行程求导即可获得活塞的速度模型。并通过 Fluent 中的用户自定义函数功能将速度模型加载到活塞上。

## 1.4 流体物性

数值模拟中,斯特林机内部的工质温度变化范围为 348~993 K,物性参数受温度的影响较大,因此有必要考虑物性参数随温度的变化。其中工质氦气的比热容  $C_p = 5.2 \times 10^3$  J/kg·K,密度按照理想气体模型进行变化,导热系数和粘度按下式计算:

导热系数

$$\lambda = 0.06185 + 3.06732 \times 10^{-4} \times T - 5.00298 \times 10^{-8} T^2 \quad (8)$$

粘度

$$\mu = 6.99271 \times 10^{-6} + 4.71718 \times 10^{-8} T - 1.01754 \times 10^{-11} T^2 \quad (9)$$

回热器基体采用碳钢(含碳量 1%),比热容  $C_p = 470$  J/kg·K,密度  $\rho = 7790$  kg/m<sup>3</sup>,导热系数由下式计算

$$\lambda = 41.58005 + 0.00979T - 1.73266 \times 10^{-5} T^2 \quad (10)$$

## 1.5 运行环境和数值方法

斯特林发动机转速为 3 000 r/min,回热器与膨胀腔和压缩腔的壁面均为绝热壁,充气时平均压力为 6 MPa。为节约计算时间加速收敛,热区(包括加热器和膨胀腔)、回热器、冷区(包括冷却器和压缩腔)初始温度设置如表 2 所示。本文利用 Fluent-CFD 软件进行动网格的数值模拟,对于湍流的模拟采用涡粘性模型中的 Realizable  $k-\epsilon$  双方程模型,因为这种模型可以更为精确地捕捉流动分离及

表 2 各区域的初始温度

Tab. 2 Initial temperature of different regions

区域	初始温度/K
膨胀腔(包括附加容积)	993
加热器	993
回热器	500
冷却器	348
压缩腔(包括附加容积 2)	348

复杂二次流,近壁区的边界层通过标准壁面函数法进行设置,压力速度耦合采用 Simple 算法,各物理量在空间和时间上的离散均采用二阶迎风格式进行,且时间项采用了全隐式推进格式。收敛条件为残差均小于  $10^{-6}$ ,且监控回热器不同轴向位置温度随时间的变化,判断收敛标准为前后十个周期的相对误差小于 0.1%。

## 2 计算结果与分析

### 2.1 回热器温度场分布

本文中所给出的计算结果是迭代的残差小于  $10^{-6}$  后的结果,即计算已达到本文所设置的收敛判定标准。图 3 中给出了斯特林发动机自启动到实现稳定状态过程中,回热器的轴向温度分布随时间的变动,其中横坐标为从热端到测量点的长度与整个回热器长度的比率。假定回热器的径向导热远小于轴向导热,则可以把轴向中心点的温度看作该截面的平均温度。从图中可以看出,回热器的热端温度随斯特林发动机的时间而逐渐升高,而冷端温度则逐渐降低。在活塞做周期性振荡的最初几个周期内,回热器的中心截面温度变化不大,而在接下来的时间内靠近热端部分的温度逐渐升高,接近冷端部分的温度逐渐降低。最后,从热端到冷端的温度分布成为近似于直线。在斯特林发动机工作过程中,活塞往复运动推动冷热区的工质对回热器基体进行反复的冲击,从而实现流体与基体之间的能量交换,因此回热器基体上任一截面的温度分布随时间的推移都呈现出周期性的变化,图 4 所示为回热器冷端截面平均温度随时间的变化,其呈正弦(余弦)周期性变化。

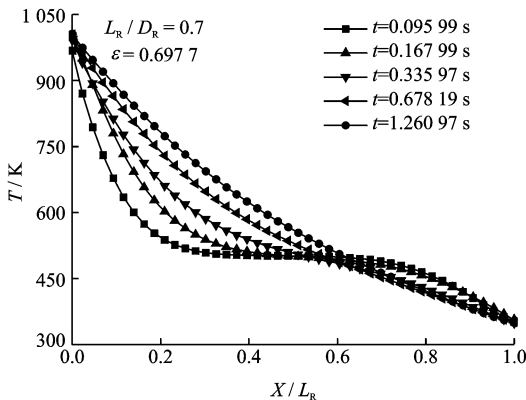


图 3 回热器轴向温度分布随时间的变化

Fig. 3 Variation of regenerator axial temperature with time

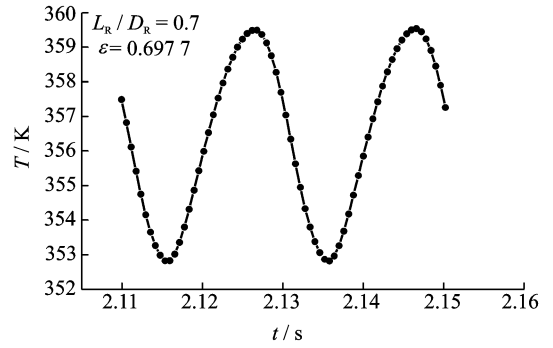


图 4 冷端截面温度随时间的变化

Fig. 4 Variation of cool region temperature with time

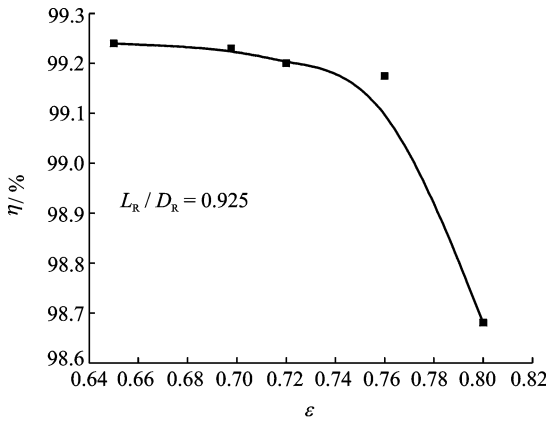
### 2.2 回热器孔隙率和长径比对有效性的影响

在斯特林发动机理想的运行状态下,认为在热吹阶段结束后,工质温度会上升到热端温度,而在冷吹阶段结束后,工质温度会下降至冷端温度,即可以认为此种工况下回热器的有效性  $\eta$  可达到最佳值 1。然而斯特林发动机在实际运行过程中,由于潜在热损失的存在会使得工质温度必然低于热端温度或高于冷端温度,因此回热器的有效性也达不到理想状况下的值 ( $\eta < 1$ )。在此引用了文献 [14] 所介绍的回热器有效性计算方法

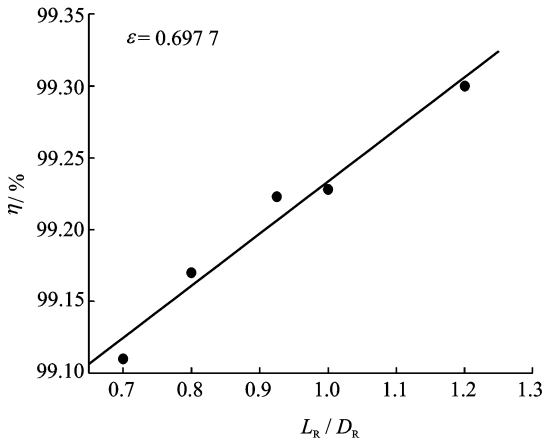
$$\eta = \frac{T_{1g} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{3g}} \quad (11)$$

式中:  $T_{1g}$  表示热吹阶段流入热端的工质温度;  $T_{2g}$  表示热吹阶段流出冷端的工质温度;  $T_{3g}$  表示冷吹阶段进入冷端的工质温度。

图 5(a) 所示为孔隙率  $\epsilon$  (气体流通截面与通道总流通截面之比) 依次为 0.65, 0.6977, 0.72, 0.76, 0.80 时,回热器有效性随孔隙率的变化曲线。从图中可以看出,回热器的有效性与孔隙率成反比。这是由于孔隙率的增加必然会造成回热器基体与工质的热容量比减小,因此有效性随着孔隙率的增加而有所降低。特别当孔隙率由 0.72 增加到 0.80 左右时,回热器有效性降低相对较大。图 5(b) 给出了回热器长径比  $L_r/D_r$  变化对回热器有效性的影响。目前已有的相关文献表明,回热器长径比的取值范围通常为 0.5~2.5,且当使用氦气作为工作流体时,回热器的长径比应取小值。因此在本文的计算中长径比的取值分别为 0.7, 0.8, 0.925, 1, 1.2。由图 5(b) 可见回热器的有效性与长径比成正比,因为长径比的增加表示回热器丝网片数增加,从而换热面积增加,换热量变大,导致回



(a)  $\eta$  vs  $\varepsilon$



(b)  $\eta$  vs  $L_R / D_R$

图 5 有效性随孔隙率和长径比的变化

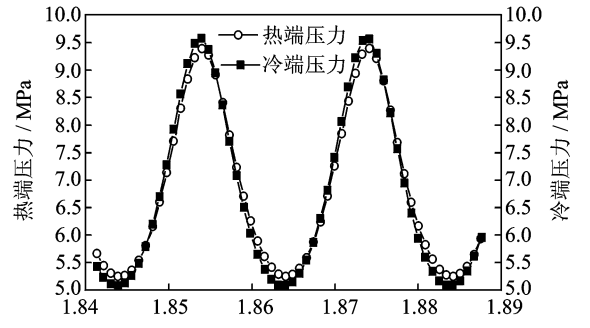
Fig. 5 Effectiveness variation with porosity and length-diameter ratio

热器有效性的增加。

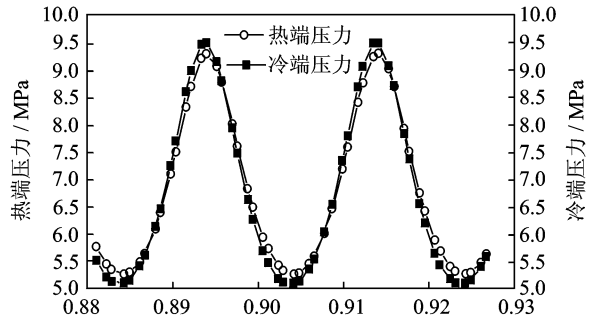
### 2.3 孔隙率和长径比对回热器流阻损失的影响

图 6 给出了回热器冷热端压力随孔隙率的变化。对比图 6 中 4 幅图可以发现回热器的压降与孔隙率成反比关系,即孔隙率越大压降越小,而且回热器的进口速度呈周期性的变化,因此流经回热器的工质流量也呈周期性的变化,致使压降呈正弦(余弦)周期性变化。比较图 6(a~d)可知,随着孔隙率的增加,通流面积增加,回热器冷、热端的压降减小。这就意味着流动阻力下降,流阻损失减小。

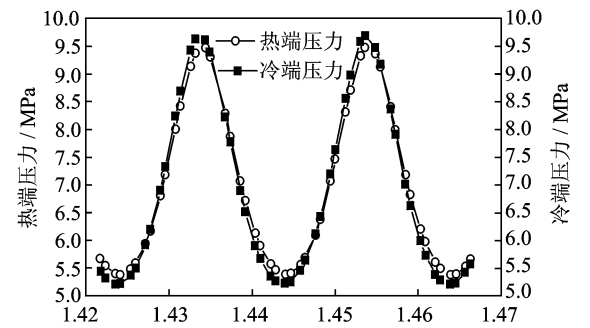
图 7 所示为回热器的长径比  $L_R / D_R$  分别取 0.7, 0.8, 0.925, 1, 1.2 时,对回热器压降的影响。比较图 7(a~e)可知,随着长径比的增加,流道长度增加,使得回热器冷、热端的压降增加。这意味着流动阻力增加,流阻损失增加。



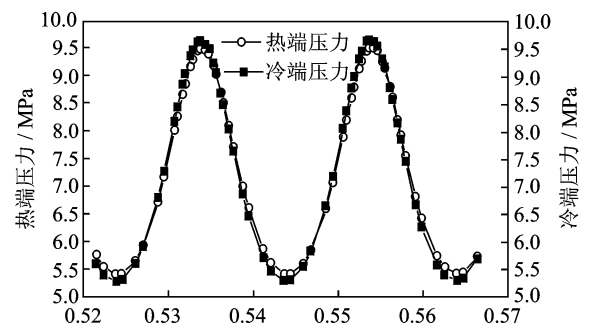
(a)  $\varepsilon = 0.65$



(b)  $\varepsilon = 0.6977$



(c)  $\varepsilon = 0.72$



(d)  $\varepsilon = 0.8$

图 6 回热器压降随孔隙率的变化

Fig. 6 Variation of pressure drop of regenerator with porosity

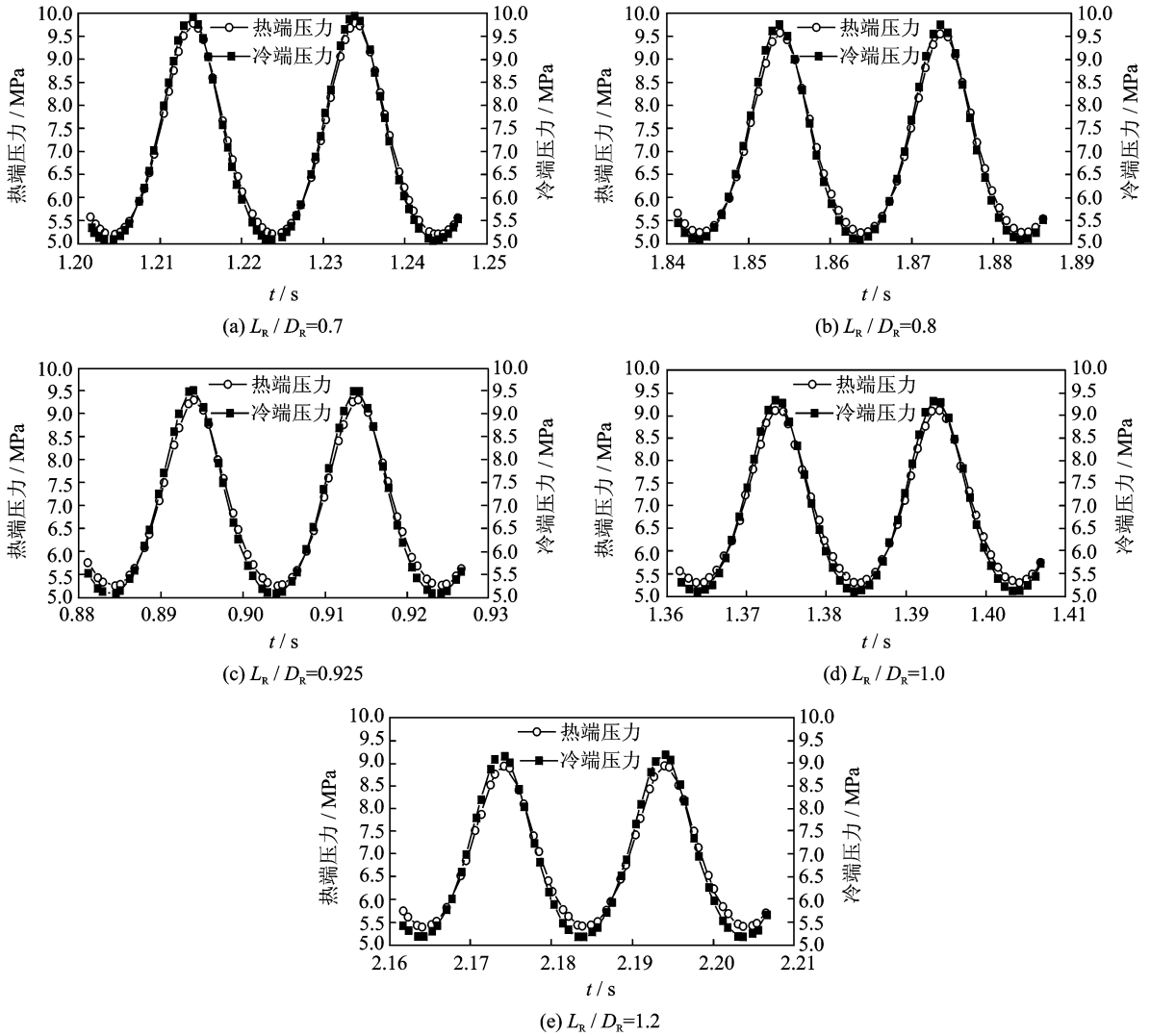


图7 回热器压降随长径比的变化

Fig. 7 Variation of pressure drop of regenerator with length-diameter ratio

### 3 结 论

本文通过 Fluent 软件对斯特林发动机回热器进行了动网格数值计算, 得出了在不同的孔隙率和长径比下回热器的内部流场、温度及压力的变化规律, 结论如下:

(1) 在假定回热器径向导热、工质和回热器基体的温差很小的前提下, 计算稳定后, 回热器的内部温度场沿轴向呈线性分布。

(2) 回热器冷热端压力和压降均呈周期性变化, 且压降随着回热器孔隙率的增大而减小, 随着长径比的增大而增大。

(3) 回热器的有效性和流阻损失的变化趋势是一致的, 均与孔隙率成反比, 与长径比成正比。因此回热器设计时必须综合考虑有效性和流阻损失

的最佳工况, 以达到回热器性能的最优化。

#### 参考文献:

- [1] Timoumi Y, Tlili I, Nasrallah S B. Performance optimization of Stirling engines[J]. Renewable Energy, 2008, 31(9): 2134-2144.
- [2] Isshiki S, Sakano A, Ushiyama I, et al. Measurement on nusselt number of regenerator wire meshes by cylindrical probe [C]//Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Washington DC: [s. n.], 1996, 2: 1337-1342.
- [3] Isshiki S, Sakano A, Ushiyama I, et al. Studies on flow resistance and heat transfer of regenerator wire meshes of Stirling engine in oscillatory flow [J]. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal Engineering, 1997, 40(2): 281-289.

- [4] Nam Kwanwoo, Jeong Sangkwon. Measurement of cryogenic regenerator characteristics under oscillating flow and pulsating pressure[J]. *Cryogenics*, 2003,43(10/11):575-581.
- [5] Ibrahim M B, Danila D, Terrence W, et al. Computational modeling of a segmented-involute-foil regenerator for Stirling engines[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2009,23(4):786-800.
- [6] Niu Y, Simon T, Gedeon D, et al. Direct measurements of eddy transport and thermal dispersion in high-porosity matrix[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2006,20(1):101-106.
- [7] Andersen S K, Carlsen H, Thomsen P G. Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations [J]. *Energy Conversion and Management*,2006,47(7/8):894-908.
- [8] Muralidhar K, Suzuki K. Analysis of flow and heat transfer in a regenerator mesh using a non-Darcy thermally non-equilibrium mode [J]. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 2001, 44 (13): 2493-2504.
- [9] 蔡保华,王幼存,陈焕倬.斯特林发动机中回热器性能分析[J].*工程热物理报*,1987,8(3):260-262.  
Cai Baohua, Wang Youchun, Chen Huanzhuo. Performance analysis of Stirling engine regenerators[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1987,8(3): 260-263.
- [10] Zhang Zhiguo. 2D Numerical model of flow and heat transfer for Stirling engine components [D]. Cleveland: Cleveland State University, 2003.
- [11] 贾明兴,王景甫,马重芳,等.孔隙率对斯特林发动机回热器影响的数值模拟[J].*工业加热*,2009,38(3):37-39.  
Jia Mingxing, Wang Jingfu, Ma Chongfang, et al. Numerical simulation of void fractions influencing regenerator of Stirling engine[J]. *Industrial Heating*, 2009,38(3):37-39.
- [12] 董仲元,吕传毅, Naso V,等. V160 热气机中回热器的模拟研究[J]. *西安理工大学学报*,1994, 10(2): 79-83.  
Dong Zhongyuan, Lu Chuanyi, Naso V, et al. A study on the regenerator in V160 [J]. *Journal of Xi'an University of Technology*,1994, 10(2):79-83.
- [13] Zhao T S, Cheng P. Oscillatory pressure drops through a woven screen packed column subjected to a cyclic flow[J]. *Cryogenics*,1996,36(5):333-379.
- [14] 钱国柱,周增新,严善庆.热气机原理与设计[M].北京:国防工业出版社,1987:127-155.  
Qian Guozhu, Zhou Zengxin, Yan Shanqing. Principle and design of Stirling engine[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1987:127-155.

