

文章编号: 1671-6612 (2023) 05-687-07

# 基于 CFD 的微型 无油滚动转子压缩机泄漏分析和结构优化

孙效航 杨启超 郑泽烨

(青岛科技大学机电工程学院 青岛 266061)

**【摘 要】** 采用 CFD 仿真软件 PumpLinx, 对应用于 300W 冷量的微型制冷系统中的滚动转子压缩机的工作过程进行仿真, 在保证排量不变的情况下, 通过改变微型滚动转子压缩机的偏心率和相对气缸长度, 探讨微型滚动转子压缩机容积效率、等熵效率的变化规律, 寻找微型滚动转子压缩机最佳设计结构参数的取值范围, 为微型无油滚动转子压缩机的设计提供参考。研究结果表明: 压缩机的容积效率和等熵效率随偏心量的增大而减小, 针对研究的 2cm<sup>3</sup> 的压缩机, 偏心率为 0.24 左右时可获得较好的容积效率和等熵效率。考虑到尽可能缩小气缸尺寸, 微型无油滚动转子压缩机的相对气缸长度可以控制在 0.5 左右。

**【关键词】** 微型无油滚动转子压缩机; CFD; 泄漏损失; 容积效率; 等熵效率  
**中图分类号** TH45 **文献标识码** A

## Leakage Analysis and Structural Optimization of Oil-free Miniature Rolling Piston Compressor Based on CFD

Sun Xiaohang Yang Qichao Zheng Zeye

( College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, 266061 )

**【Abstract】** Using the CFD simulation software PumpLinx, the working process of the rolling piston compressor in the micro refrigeration system with 300W cooling capacity is simulated. Under the condition that the displacement is unchanged, by changing the eccentricity and the relative cylinder length of the miniature rolling piston compressor, the variation law of the Volumetric efficiency and isentropic efficiency of the miniature rolling piston compressor is discussed, and the value range of the optimal design structural parameters of the miniature rolling piston compressor is found, Provide reference for the design of oil-free miniature rolling piston compressor. The research results show that the Volumetric efficiency and isentropic efficiency of the compressor decrease with the increase of eccentricity. For the 2cm<sup>3</sup> compressor studied in this paper, when the eccentricity is about 0.24, better Volumetric efficiency and isentropic efficiency can be obtained. Considering minimizing the cylinder size as much as possible, the relative cylinder length of the oil-free miniature rolling piston compressor can be controlled at around 0.5.

**【Keywords】** Miniature rolling piston compressor; CFD; Leakage losses; Volumetric efficiency; Isentropic efficiency

## 0 引言

随着微加工技术的发展, 微型制冷设备的生产成为可能<sup>[1]</sup>, 微型滚动转子压缩机在电子设备冷却

领域广泛应用<sup>[2,3]</sup>, 同时也广泛应用在人体微环境调节的设备当中<sup>[4,5]</sup>。

微型无油滚动转子压缩机具有结构简单, 体积

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51976095)

作者简介: 孙效航 (1998.12-), 男, 硕士, E-mail: sun1516411292@163.com

通讯作者: 杨启超 (1980.11-), 男, 博士, 教授, E-mail: qichaoyang@qust.edu.cn

收稿日期: 2023-07-19

小, 便于加工, 适用制冷剂范围广等特点<sup>[6]</sup>, 但微型化和无油化带来的问题不可忽视, 泄漏是影响微型无油滚动转子压缩机性能的主要问题之一。过去很多学者通过数学模型来计算无油滚动转子压缩机的泄漏损失, Pandeya<sup>[7]</sup>等人使用喷管模型来计算叶片端部和气缸盖之间径向和轴向间隙的质量流量。Yanagisawa<sup>[8]</sup>等人将制冷剂看作单相泄漏, 用简单的数学模型来预测滚动转子压缩机的泄漏损失。Wu<sup>[9]</sup>等人使用 Fanno 和不可压缩粘性流模型计算了无油滚动转子压缩机的内部泄漏。随着 CFD 仿真技术的发展, 很多人开始通过 CFD 的方法来研究滚动转子压缩机的性能, 早在 2004 年有学者提出滚动转子压缩机和阀门的动网格应用是 CFD 模拟中最困难的任务之一。在众多学者的努力下, Ding<sup>[9]</sup>等人提出了一个带有排气阀的滚动转子压缩机三维 CFD 仿真模型。从文献调研的情况来看, 滚动转子压缩机的 CFD 模型已经比较成熟, 是预测滚动转子压缩机的性能的一个重要方法。

然而, 大多数研究的小型或微型制冷压缩机都是有油结构, 对于无油滚动转子式压缩机的研究较为欠缺。本文采用 CFD 的方法, 在分析其内部流场特性的基础上, 通过改变排量为  $2\text{cm}^3$  的微型无油滚动转子压缩机的偏心率和相对气缸长度等结构参数, 探讨其容积效率和等熵效率的变化规律, 为微型无油滚动转子压缩机的结构参数设计提供依据。

## 1 计算方法

### 1.1 模型介绍

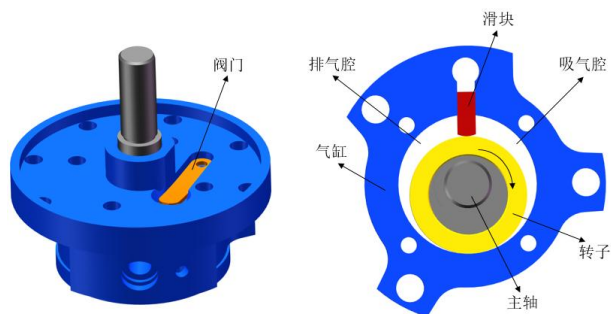


图 1 微型无油滚动转子压缩机主机结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the main structure of a oil-free miniature rolling piston compressor

本文研究的微型无油滚动转子压缩机主要应用于制冷量为  $300\text{W}$  的微型制冷系统, 其吸气容积

设计为  $2\text{cm}^3$ , 其主机结构示意图如图 1 所示, 主要由气缸、滚筒、滑块、主轴、偏心轮、排气阀门等零件组成。

### 1.2 网格划分

微型滚动转子压缩机的流体域比较复杂, 主要包括进口流体域、阀门出口流体域、轴向间隙流体域、滑块与滑块槽间隙流体域、阀门流体域、工作腔流体域, 具体结构如图 2 所示, 网格划分情况如图 3 所示, (a) 展示了整体的网格划分情况, (b) 展示了工作腔的网格划分情况, (c) 展示了阀门区域的网格划分情况, (d) 展示了滑块与滑块槽间隙的网格划分情况, (e) 展示了气缸与转子径向间隙的网格划分情况。

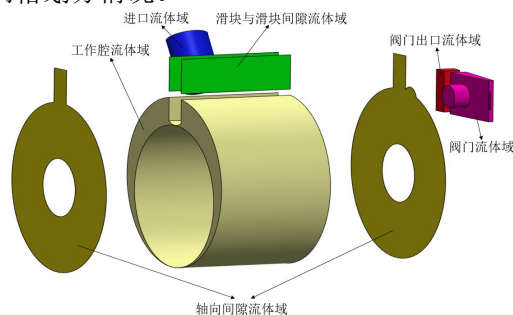
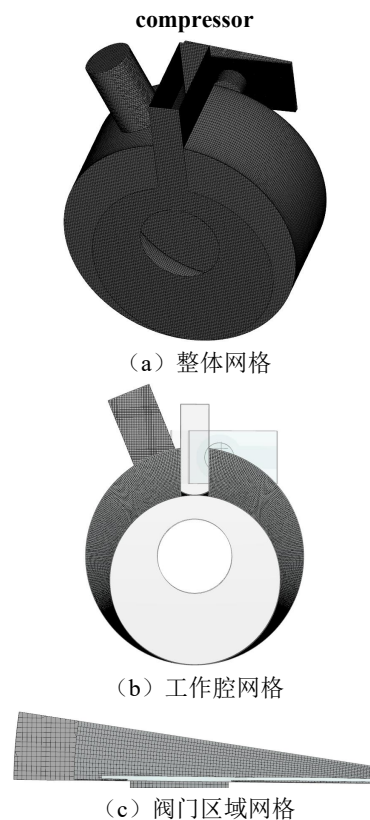
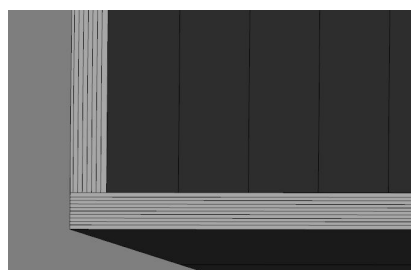


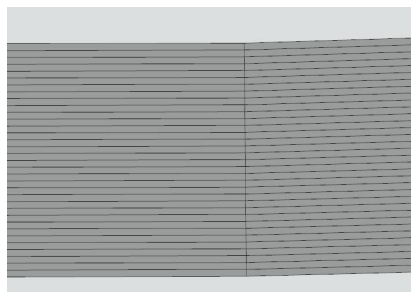
图 2 滚动转子压缩机流体域示意图

Fig.2 Schematic diagram of fluid domain of rolling piston compressor





(d) 滑块槽间隙网格



(e) 径向间隙网格

图 3 流体域网格示意图

Fig.3 Schematic diagram of fluid domain grid

### 1.3 数学模型

制冷剂在压缩机内的流动满足连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程。

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p u_j T) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu}{Pr} \right) \lambda \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial x_j} + w_s Q_s \quad (3)$$

式中:  $\rho$  表示密度;  $u_i$ 、 $u_j$  表示速度矢量;  $c_p$  表示比热容;  $\mu$  表示粘性系数;  $\lambda$  表示导热系数;  $\tau$  表示切应力;  $T$  表示温度;  $Pr$  表示普朗特数;  $w_s Q_s$  表示源项。

微型无油滚动转子压缩机的容积效率计算公式:

$$\eta_v = \frac{m_{out}}{\frac{n}{60} \rho_{in} V_{in}} \times 100\% \quad (4)$$

式中:  $m_{out}$  表示实际出口质量流量, kg/s;  $n$  表示转速, r/min;  $\rho_{in}$  表示吸气状态密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_{in}$  表示压缩机理论吸气容积, m<sup>3</sup>/s。

微型无油滚动转子压缩机的等熵效率计算公式:

$$\eta_s = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \times 100\% \quad (5)$$

式中:  $h_{out,s}$  表示等熵压缩过程出口焓值, kJ/kg;  $h_{out}$  表示实际压缩过程出口焓值, kJ/kg;  $h_{in}$  表示压缩机入口焓值, kJ/kg。

### 1.4 数学模型

考虑微型滚动转子压缩机属于容积式压缩机, 因此按照设计工况条件指定进出口的压力, 并指定进口的温度, 工质选用 R134a<sup>[10]</sup>, 主要物性参数如表 1 所示, 工质的物性数据来自美国国家标准与技术研究院 NIST。

表 1 R134a 的主要物性参数

Table 1 Main physical parameters of R134a

| 物性参数                      | R134a |
|---------------------------|-------|
| 临界温度/℃                    | 101.1 |
| 工作压力(以 54℃为例)/MPa         | 1.462 |
| 压差(54℃/7.2℃)/MPa          | 1.09  |
| 单位容积制冷量/kJ/m <sup>3</sup> | 1.46  |
| 单位容积比功/kJ/m <sup>3</sup>  | 519.0 |

PumpLinX 软件基于有限体积法求解控制方程, 速度-压力耦合算法采用 SimpleS, 该算法的比 Simple 算法更容易收敛, 湍流模型选用标准 k-ε 模型, 由于压缩过程很迅速, 因此壁面看作绝热壁面具体模拟参数如表 2 所示。

表 2 模拟参数

Table 2 Simulation parameters

| 模拟参数            | 数值     |
|-----------------|--------|
| 进口压力(kPa)       | 377.2  |
| 出口压力(kPa)       | 1469.8 |
| 吸气温度(℃)         | 18.3   |
| 气缸内半径(mm)       | 12.3   |
| 转子外半径(mm)       | 10.4   |
| 进气口内半径(mm)      | 2.5    |
| 排气口内半径(mm)      | 1.7    |
| 气缸高度(mm)        | 15.2   |
| 转子与气缸内壁间隙(mm)   | 0.01   |
| 转子和滑块与气缸盖间隙(mm) | 0.01   |
| 滑块与滑块槽间隙(mm)    | 0.01   |
| 转速(r/min)       | 4500   |

仿真过程需要考虑阀门的运动, 阀门的真实模型如图 4 所示。

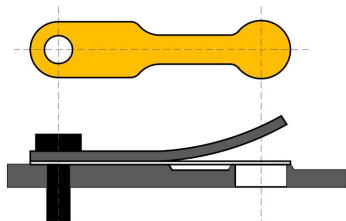


图4 排气阀模型

Fig.4 Exhaust valve model

本文将阀门的运动进行简化<sup>[1]</sup>，采用悬臂梁的模型来模拟阀片的运动，将阀片看成绕某一轴线做旋转运动的物体，用旋转阀片来代替弯曲阀片，控制旋转阀片在工作腔出口中心位置的最大升程  $y$  不变，如图 5 所示。通过 PumpLinx 中的周向阀模块来实现阀片的仿真，达到工作腔与阀门部分流固耦合的效果。

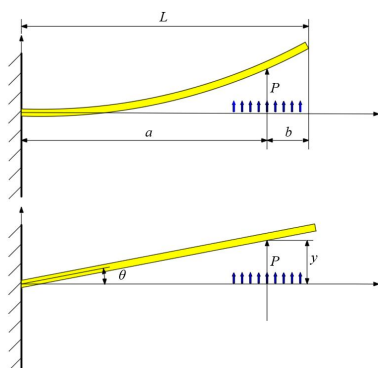


图5 阀片旋转运动与弯曲运动对比图

Fig.5 Comparison diagram of valve disc rotation motion and bending motion

### 1.5 数学模型网格无关性验证

为了验证计算区域的网格无关性，取气缸内径为 24.6mm，转子外径为 20.6mm，气缸高度为 14.2mm 为例，用不同的网格尺寸对计算域进行网格划分，网格参数如表 3 所示，出口质量流量随网格数量的变化如图 6 所示，从图中可以看出，当网格数量为 807563 时，监测出口质量流量为 1.419g/s，此后再增加网格数量，质量流量的变化非常小，可以认为此时的解为网格无关解，因此采用网格数量为 807563 的模型进行数值模拟。

表3 网格参数

Table 3 Grid parameters

| 网格参数 | 网格1    | 网格2    | 网格3    | 网格4    | 网格5    | 网格6    |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 网格数量 | 402792 | 508393 | 604231 | 709722 | 807563 | 907933 |

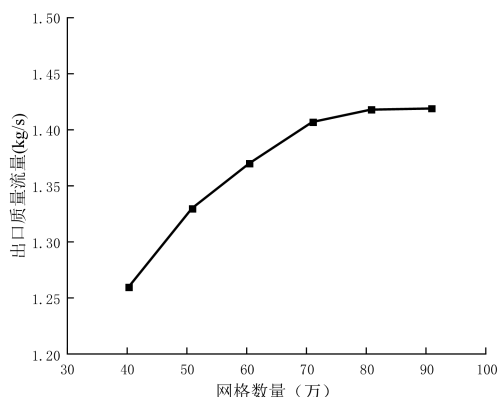


图6 网格数量与出口流量的关系

Fig.6 The relationship between the number of grids and export traffic

## 2 计算结果与分析

### 2.1 工作过程流场分析

为了方便观察工作腔内的流场情况，图 7 给出了工作腔二维云图的截取位置，取在气缸高度中截面位置。图 8 和图 9 分别给出了压缩机一个工作周期之内，不同时刻工作腔内压力和温度的分布情况。当主轴转角  $\theta=0^\circ$  时，压缩机进气口有剧烈的温度变化，这是由于余隙容积的高温高压制冷剂回流到工作腔，进气口此时没有吸入低温低压的制冷剂，气缸外排气压力下的制冷剂通过滑块与滑块槽的间隙泄漏到工作腔内，导致进气口处有较大的温度梯度。随后，工作腔容积变化率增大，进气口开始大量进气，压缩腔的压力逐渐升高至排气压力，此后排气过程压缩腔的压力保持不变。径向间隙附近流体的温度变化剧烈，并且压缩腔压力越大，这部分流体温度变化越剧烈，这是由于压缩腔的高温高压气体通过间隙泄漏到吸气腔，泄漏量随着两侧的压差增大而增大。

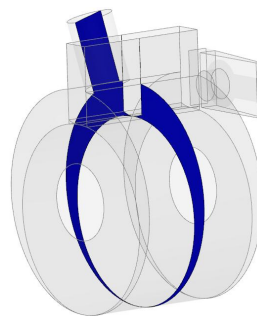


图7 工作腔二维云图截取位置

Fig.7 2D cloud image capture position of working chamber

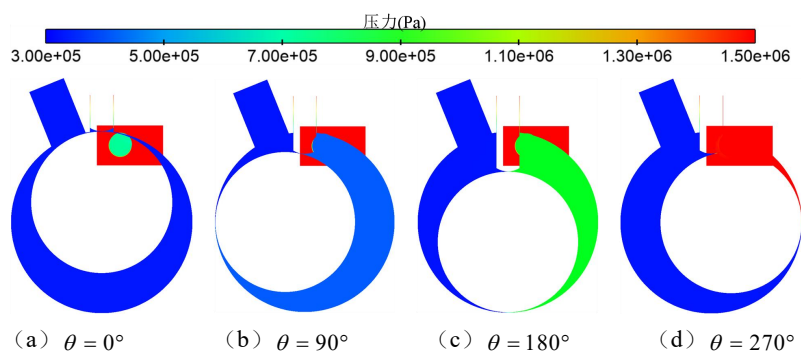


图 8 不同主轴转角压缩机工作腔压力分布

Fig.8 Pressure distribution in the working chamber of compressors with different crank angle

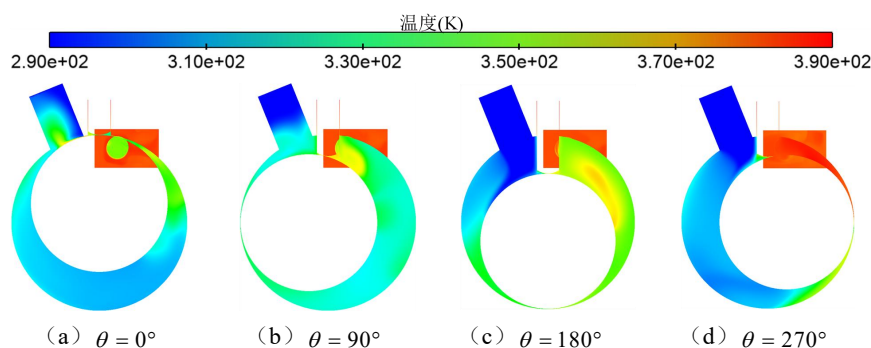


图 9 不同主轴转角压缩机工作腔温度分布

Fig.9 Temperature distribution in working chamber of compressors with different crank angle

图 10 给出了不同主轴转角下压缩机工作腔截面的速度分布。工作腔内大部分流体的速度方向与转子的运动方向一致, 转子的运动会带动流体的流动。当主轴转角 $\theta=0^\circ$  时, 余隙容积的再膨胀与气缸外高压气体通过滑块槽间隙的泄漏, 导致进气口处有明显的制冷剂回流现象。随着转子的运动, 吸气腔开始吸入大量制冷剂, 吸气刚开始时, 制冷剂流速在进气口处较大, 进入吸气腔内流体的速度降低, 在气缸内壁和转子表面流体的速度低于工作腔内的流体, 随着吸气过程的进行, 进气的速度变慢, 进气口的流体流速变慢, 吸气腔内的流体向着容积

变大的方向运动。当主轴转角 $\theta=90^\circ$  时, 排气腔内的流体运动方向与转子运动方向相同, 这部分流体与从滑块槽间隙泄漏进来的高速流体掺混, 在排气腔内靠近滑块处产生漩涡, 造成一定的能量损失, 当排气腔内的压力达到排气压力后, 工作腔外的高压气体不再泄漏到工作腔内, 此时排气腔内的漩涡消失。值得注意的是, 排气腔内的高压气体会通过转子与气缸的径向间隙泄漏到吸气腔, 高速的泄漏流与吸气腔内流体运动方向相反, 此处流体掺混也会造成一定的能量损失。

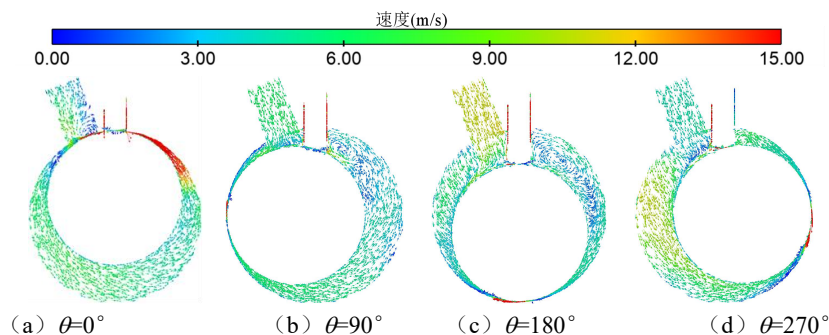


图 10 不同主轴转角压缩机工作腔速度分布

Fig.10 Velocity distribution in working chamber of compressor with different crank angle



## 2.2 结构参数对压缩机性能的影响

保持压缩机排气容积和气缸内径不变,通过改变转子外径和气缸长度来改变滚动转子压缩机的偏心率。图 11 所示为压缩机容积效率和等熵效率随压缩机偏心率的变化曲线,从图中可以看出增大滚动转子压缩机的偏心率,其容积效率和等熵效率会先增大后减小,主要原因是:一方面,偏心率越大,滑块与气缸盖之间泄漏通道的泄漏线长度越长,制冷剂通过此处的泄漏量越大;另一方面,偏心率越大,气缸的长度越短,滑块与滑块槽和转子与气缸之间泄漏通道的泄漏线长度会越短,制冷剂通过这两个泄漏通道的泄漏量会越小。

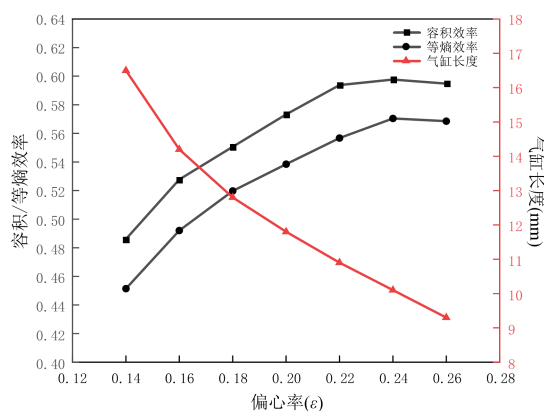


图 11 偏心率对压缩机容积效率和等熵效率的影响

Fig.11 Influence of eccentricity on compressor volumetric efficiency and isentropic efficiency

当微型滚动转子压缩机的偏心率 $\varepsilon$ 从0.14增加到0.24,气缸长度从16.5mm减小到10.1mm,压缩机的容积效率从48.6%增大到59.8%,等熵效率从45.1%增大到57.1。在这个区间提高压缩机的偏心率,气缸长度的变化较快,此时泄漏线变短的通道泄漏量降低的幅度高于泄漏线变长的通道泄漏量增大的幅度,因此容积效率和等熵效率是增加的。当微型滚动转子压缩机的偏心率 $\varepsilon$ 从0.24增加到0.26,气缸长度从10.1mm减小到9.3mm,压缩机的容积效率从59.8%降低到59.4%,等熵效率从57.1%降低到56.9%。当偏心率 $\varepsilon$ 超过0.24后,气缸长度缩短的幅度变缓,泄漏线变短的通道泄漏量降低幅度变缓,总的泄漏量增加,此时再增大偏心率,滚动转子压缩机的容积效率和等熵效率反而降低。对于本压缩机,偏心率为0.24,气缸长度为10.1mm,相对气缸长度约为0.4,此时压缩机容积效率和等熵效率较高。

保证排气容积和偏心距不变,通过改变气缸内径 $D$ 和气缸长度 $L_{ro}$ 来改变滚动转子压缩机的相对气缸长度。图 12 所示为压缩机容积效率和等熵效率随相对气缸长度的变化曲线,从图中可以看出,增大微型滚动转子压缩机的相对气缸长度会降低其容积效率和等熵效率。主要原因是:相对气缸长度越大,滑块与滑块槽之间的泄漏通道越长,转子与气缸之间径向间隙的泄漏通道越长,压缩机的泄漏量越大。微型滚动转子压缩机的相对气缸长度从0.2增大到0.5,气缸内径从39.2mm降低到25.2mm,气缸内径缩小了35.7%,容积效率从60.1%降低到56.9%,等熵效率从56.2%降低到53.3%,在这个区间增大微型滚动转子压缩机的相对气缸长度可以明显缩小气缸的内径,且对容积效率和等熵效率的影响较小。考虑到尽可能缩小微型滚动转子压缩机的尺寸,又能获得不错的容积效率和等熵效率,可以将相对气缸长度控制在0.5以下。此后继续增大相对气缸长度,当相对气缸长度从0.5增大到0.8,气缸内径从25.2mm降低到20.2mm,气缸内径缩小了19.8%,容积效率从56.9%降低到45.6%,等熵效率从56.2%降低到42.8%。

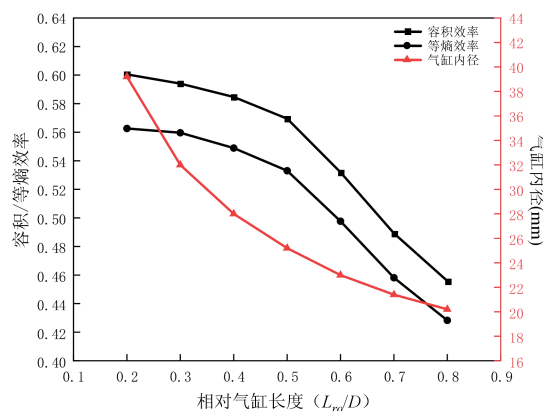


图 12 相对气缸长度对压缩机容积效率和等熵效率的影响

Fig.12 Influence of relative cylinder length on compressor volumetric efficiency and isentropic efficiency

## 3 结论

通过 CFD 的办法,对微型无油滚动转子压缩机的工作过程进行仿真,分析了工作腔内的压力分布、温度分布、内部流动特性。通过改变压缩机气缸的偏心率和相对气缸长度,得到不同结构下微型无油滚动转子压缩机的容积效率、等熵效率的变化

规律,为微型无油滚动转子压缩机的设计提供参考。主要结论如下:

(1) 微型无油滚动转子压缩机的排气腔靠近滑块附近泄漏流与排气腔流体发生冲撞,有漩涡产生,转子与气缸的径向间隙处,高速泄漏流与吸气腔内的流体掺混,这两处流体的冲撞会产生一定的能量损失。

(2) 微型无油滚动转子压缩机的偏心率增大,压缩机的容积效率和等熵效率会先增大后减小,针对本文研究的 $2\text{cm}^3$ 的压缩机,偏心率控制在0.24左右可以获得较好的容积效率和等熵效率。

(3) 微型无油滚动转子压缩机的相对气缸长度增大,压缩机的容积效率和等熵效率会减小,相对气缸长度从0.2增大到0.5,气缸内径缩小35.7%,容积效率和等熵效率仅减小了3.2%和2.9%,相对气缸长度从0.5增大到0.8,气缸内径缩小19.8%,容积效率和等熵效率仅减小了11.2%和13.4%,因此考虑到尽可能缩小气缸尺寸,微型无油滚动转子压缩机的相对气缸长度可以控制在0.5左右。

本文主要研究内容是微型无油滚动转子压缩机的工作特性以及容积效率和等熵效率的影响因素,没有考虑压缩机结构参数对主要摩擦副摩擦功耗的影响,后续将从动力学的角度研究结构参数和运行参数对微型滚动转子压缩机摩擦功耗的影响,并开展试验验证工作。

#### 参考文献:

- [1] 桑岱,孙淑凤,王立.主动式冷却系统微型化发展现状[J].低温与超导,2011,39(4):53-60.
- [2] Weixing Yuan, Bo Yang, Yufei Yang, et al. Development and experimental study of the characteristics of a prototype miniature vapor compression refrigerator[J]. Applied Energy, 2015,143:47-57.
- [3] XiaoHui Zhong, YuJun Gou, YuTing Wu, et al. Development and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration equipment[J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2008,51(5): 632-640.
- [4] Yu Fei Yang, Wei Xing Yuan, Yi Bin Liao. Development of a Miniature Vapor-Compression Refrigeration System for Computer CPU Cooling[C]. Applied Mechanics and Materials: Trans Tech Publ, 2013:383-386.
- [5] Chih-Chung Chang, Nai-Wen Liang, Sih-Li Chen. Miniature vapor compressor refrigeration system for electronic cooling[J]. Ieee Transactions on Components and Packaging Technologies, 2010,33(4):794-800.
- [6] JianHua Wu, Ang Chen. A new structure and theoretical analysis on leakage and performance of an oil-free R290 rolling piston compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2015,49:110-118.
- [7] PN Pandeya,Werner Soedel. Rolling piston type rotary compressors with special attention to friction and leakage[C]. International Compressor Engineering Conference, 1978:268.
- [8] Tadashi Yanagisawa,Takashi Shimizu,I Chu, et al. Motion analysis of rolling piston in rotary compressor[C]. Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, Purdue, 1982:185-192.
- [9] 肖根福,刘国平,王俊亭,等.基于动网格的涡旋压缩机内部流场数值模拟[J].机床与液压,2013,41(1):146-149.
- [10] Hui Ding,Haiyang Gao. 3-D Transient CFD Model For A Rolling Piston Compressor With A Dynamic Reed Valve[C]. International Compressor Engineering Conference, 2014:2362.
- [11] 张慢来,张琴,廖锐全,等.压缩机环状进气阀不同步特性的数值分析[J].排灌机械工程学报,2014,32(5):422-428.