

文章编号: 1005-0329(2018)02-0013-06



# 考虑倾覆力矩影响的涡旋式压缩机径向泄漏机理研究

李 超, 张兰霞, 刘志华, 王浩磊

(兰州理工大学, 甘肃兰州 730050)

**摘 要:** 针对涡旋式压缩机动涡旋盘受到倾覆力矩作用, 使得轴向间隙形成楔形角, 而引起的径向泄漏问题, 运用气体动力学理论, 建立楔形平板间气体泄漏模型, 计算得到考虑气体压缩性和摩擦损失影响的楔形平板间气体的质量泄漏量。应用计算流体动力学软件对涡旋压缩机工作腔的内流场进行了三维数值模拟, 获得工作腔内压力场、速度场、温度场分布规律。通过试验比较相邻工作腔压差对动涡旋盘受到倾覆力矩作用泄漏量的影响, 验证模型可行性和正确性。计算结果表明, 楔形角变化时考虑气体可压缩性、摩擦损失影响, 气体质量泄漏量的理论计算与数值模拟曲线变化吻合较好, 渐扩形泄漏通道对气体泄漏影响较大。

**关键词:** 涡旋压缩机; 楔形角; 径向泄漏; 数值模拟

**中图分类号:** TH45

**文献标志码:** A

**doi:** 10.3969/j.issn.1005-0329.2018.02.004

## Study on Radial Leakage Mechanism of Scroll Compressor Considering Overturning Moment

LI Chao, ZHANG Lan-xia, LIU Zhi-hua, WANG Hao-lei

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** According to the effect of overturning moment on scroll compressor scroll, making the axial gap forms a wedge angle, which causes the radial leakage problem. Based on the theory of gas dynamics the model of gas leakage in the wedge plate is established and the mass leakage of the wedge plate is calculated considering the influence of gas compressibility and friction loss. Three dimensional numerical simulation of the flow field in the working chamber of scroll compressor is performed by using the computational fluid dynamics software, the distribution of pressure field, velocity field and temperature field are obtained. Through the experimental comparison of adjacent chamber pressure difference on the orbiting scroll is affected by the effect of overturning moment leakage, verifying the feasibility and correctness of the model. The calculation results show that the wedge angle changes considering gas compressibility and friction loss influence, the theoretical calculation of gas mass leakage tallies with that of numerical simulation, the extended leakage passage has a great influence on the gas leakage.

**Key words:** scroll compressor; wedge angle; radial leakage; numerical simulation

### 1 前言

涡旋式压缩机具有效率高、体积小、噪声低和结构简单等优良特性, 在制冷、动力及空调等领域获得了广泛应用。由于涡旋压缩机特定的运动方式, 使得工作腔内部存在着径向泄漏和切

向泄漏。泄漏引起压缩机内部流场和压缩性能发生变化, 为了减少泄漏提高效率, 许多学者对泄漏相关问题展开了研究。

查海滨等提出了带有移动边界、啮合间隙和封闭工作腔的涡旋压缩机三维数值模拟方法, 得到了任意曲轴转角下的各工作腔内各截面的气

收稿日期: 2017-01-17 修稿日期: 2017-03-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51265026)

体流动的压力和速度分布规律<sup>[2]</sup>。章大海等对泄漏后容积式压缩机内部的真实流动进行研究,得出压缩机运转过程中各个工作腔内气体压力、温度的变化规律及气体泄漏规律<sup>[3]</sup>。王君等建立涡旋压缩机三维结构化网格模型,研究了排气过程中流场的变化特点,分析了压力场、温度场的分布规律及排气过程中压力损失系数<sup>[4]</sup>。刘国平等分别对非结构化网格的3种方法进行了模拟试验,确定了适合涡旋压缩机三维流场的网格,分析了涡旋压缩机随时间周期变化的压力、温度、流速的分布规律<sup>[5]</sup>。M M Cui 对工作腔内部流体的非定常流动进行数值模拟,得出场量的瞬时分布、流体的面积和质量的平均参数对压缩腔流动的影响<sup>[6]</sup>。肖根福等建立了涡旋压缩机的流体模型,模拟了涡旋压缩机的质量流量、温度和压力的变化规律<sup>[7]</sup>。李超等对不同涡旋型线压缩腔内部流场进行分析,通过模拟后速度场、温度场及压力场的分析比较,得出不同型线对流场分布的影响<sup>[8]</sup>。由于涡旋压缩机在实际工作过程中,动涡旋盘受到倾覆力矩的作用而产生倾斜,使得泄漏通道发生改变。已有的研究均没有考虑动涡旋盘受到倾覆力矩作用对泄漏产生的影响。

考虑动旋涡盘受到倾覆力矩的作用而发生倾斜,动静涡旋盘轴向间隙形成楔形角情况下的泄漏问题。基于气体动力学理论建立楔形平板间泄漏模型。本文采用理论建模、数值模拟及试验对比的方法对压缩腔内流场进行研究。通过理论计算结果、数值模拟结果和试验值验证模型的准确性,为进一步研究径向泄漏对涡旋压缩机内部流场的影响提供理论参考。

### 2 楔形平板泄漏间隙理论泄漏量计算

将气体通过轴向间隙的泄漏简化为楔形平板间的泄漏模型进行计算。当楔形角  $\alpha < 0^\circ$  时,为渐缩楔形平板间的泄漏模型;楔形角  $\alpha = 0^\circ$  时,为平行平板间的泄漏模型;楔形角  $\alpha > 0^\circ$  时,为渐扩楔形平板间泄漏模型。

在楔形平板中,取长为  $dx$  的微段流体为控制体,气流参数分别为  $\rho, v, p$ , 如图 1 和 2 所示,设  $\delta_1$  为泄漏通道进口处的间隙,  $\delta$  为泄漏通道任意处的间隙。

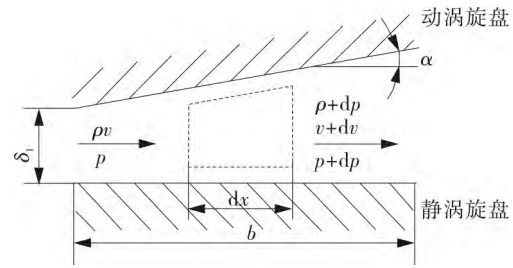


图 1 渐扩楔形平板气体流动

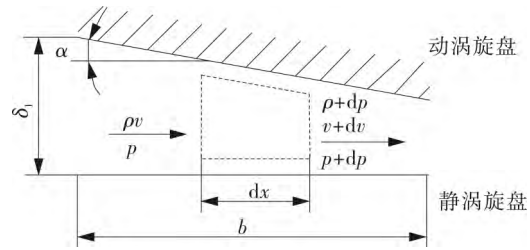


图 2 渐缩楔形平板气体流动

根据楔形平板间气体流动的几何图可知:

$$\begin{cases} \delta = \delta_1 - |x \tan \alpha| & \alpha < 0^\circ \\ \delta = \delta_1 & \alpha = 0^\circ \\ \delta = \delta_1 + x \tan \alpha & \alpha > 0^\circ \end{cases} \quad (1)$$

任意截面上流体与壁面接触的长度  $x$  为:

$$x = 2(l + \delta) \quad (2)$$

其中  $l = P(4\pi - \theta)$

式中  $l$  ——  $y$  方向的当量长度, m

$\theta$  —— 曲柄转角,  $^\circ$

泄漏通道内任意处的截面积  $A$  为:

$$A = l\delta \quad (3)$$

分别选取楔形角  $\alpha < 0^\circ$ 、 $\alpha > 0^\circ$  的楔形平板间的泄漏模型如图 3, 4 所示。图中 2-2 截面为第 2 工作腔截面, 3-3 截面为第 3 工作腔截面, 2'-2' 截面为径向泄漏的进口截面, 截面 3'-3' 为径向泄漏的出口截面。

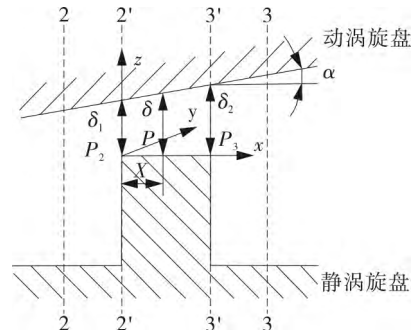


图 3 渐扩楔形平板泄漏模型

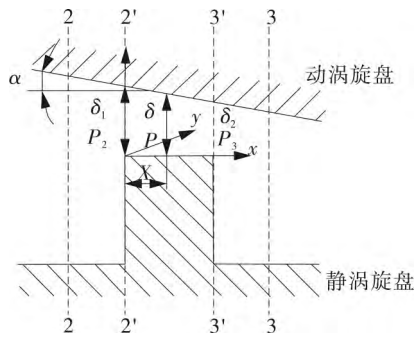


图 4 渐缩楔形平板泄漏模型

假设气体流动为不可压缩流, 并忽略流动中的摩擦损失。由能量守恒定律可得出泄漏通道出口流速  $V_{3'}$  表达式:

$$V_{3'} = \begin{cases} A_{2'} \left[ \frac{2(p_2 - p_3)}{\rho(A_{2'}^2 - A_{3'}^2)} \right]^{1/2} & \alpha < 0^\circ \\ A_{3'} \left[ \frac{2(p_2 - p_3)}{\rho(A_{3'}^2 - A_{2'}^2)} \right]^{1/2} & \alpha > 0^\circ \end{cases} \quad (4)$$

式中  $A_{2'}, A_{3'}$  ——进、出口截面积,  $m^2$   
 $V_{3'}$  ——出口速度,  $m/s$   
 $p_2, p_3$  ——第 2、第 3 工作腔压力,  $MPa$   
 $\rho$  ——第 2 工作腔密度,  $kg/m^3$

则楔形平板间忽略摩擦损失影响的不可压缩气体的质量泄漏量  $Q_m$  为:

$$Q_m = \rho V_{3'} A_{3'} \quad (5)$$

当相邻工作腔压力比:

$$\frac{p_3}{p_2} < \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6)$$

式中  $\kappa$  ——绝热指数

则说明泄漏通道的某截面气速达到了声速, 且声速  $c$  为:

$$c = (\kappa RT_2)^{1/2} \quad (7)$$

式中  $R$  ——气体常数,  $J/(kg \cdot K)$   
 $T_2$  ——第 2 工作腔温度,  $K$

对于平行平板间气体质量泄漏量  $Q_m$  为<sup>[9]</sup>:

$$Q_m = A_{3'} \left( \frac{2\kappa RT_2}{\kappa + 1} \right)^{1/2} \quad (8)$$

即楔形角  $\alpha = 0^\circ$  时, 气体泄漏速度为:

$$V_{3'} = \frac{Q_m}{A_{3'} \rho} = \frac{1}{\rho} \left( \frac{2\kappa RT_2}{\kappa + 1} \right)^{1/2} \quad (9)$$

根据马赫数定义知:

$$M = \frac{V_{3'}}{(\kappa RT_2)^{1/2}} \quad (10)$$

式中  $M$  ——马赫数

联立以上计算公式并整理得:

$$M = \begin{cases} A_{2'} \left[ \frac{2(p_2 - p_3)}{\kappa RT_2 \rho (A_{2'}^2 - A_{3'}^2)} \right]^{1/2} & \alpha < 0^\circ \\ \frac{1}{\rho} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/2} & \alpha = 0^\circ \\ A_{3'} \left[ \frac{2(p_2 - p_3)}{\kappa RT_2 \rho (A_{2'}^2 - A_{3'}^2)} \right]^{1/2} & \alpha > 0^\circ \end{cases} \quad (11)$$

当考虑摩擦损失影响时, 气体从第 2 工作腔泄漏到第 3 工作腔是一个多变膨胀的过程, 其中膨胀指数  $1 < m < \kappa$  <sup>[10]</sup>。

2-2 截面和 3-3 截面的热力过程有:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left( \frac{v_2}{v_3} \right)^m \quad (12)$$

式中  $v_2, v_3$  ——第 2、3 工作腔中气体的比容,  $m^3/kg$   
 $m$  ——膨胀指数

临界截面处气体密度为:

$$\rho_c = \rho \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{m(\kappa - 1)}} \quad (13)$$

考虑气体可压缩性影响时, 气体在泄漏通道中的速度存在相对误差  $\varepsilon$  <sup>[11]</sup>。

$$\varepsilon = \frac{V_i - V_n}{V_n} = \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 + \frac{1}{40} M^4 + \dots - 1 \right)^{1/2} \quad (14)$$

式中  $V_i$  ——不可压缩气体速度,  $m/s$   
 $V_n$  ——可压缩气体速度,  $m/s$

由上式整理得:

$$V_{3'} = \frac{V_{3'}}{\varepsilon + 1} \quad (15)$$

综上可得, 考虑可压缩性和摩擦损失影响时楔形平板间的质量泄漏量  $Q_m$  为:

$$Q_m' = \begin{cases} \frac{1}{\varepsilon + 1} A_{3'} \frac{2\kappa RT_2}{\kappa + 1} & \alpha = 0^\circ \\ \frac{1}{\varepsilon + 1} \rho_c V_{3'} A_{3'} & \alpha \neq 0^\circ \end{cases} \quad (16)$$

### 3 数值分析模型

#### 3.1 涡旋压缩机设计参数

根据实际情况当楔形角  $\alpha = 0^\circ$  时,取轴向啮合间隙为 0.5 mm,径向啮合间隙为 0.2 mm。其它各参数如表 1 所示。

表 1 涡旋压缩机设计参数

参数	数值	参数	数值
吸气压力 (MPa)	0.1	涡旋盘厚度 (mm)	3.24
排气压力 (MPa)	0.5	涡旋齿高度 (mm)	40
基圆半径 (mm)	2.7	渐开线的发生角 (rad)	0.6
涡旋圈数	3.654	涡旋齿终止角 (rad)	2.3
涡旋节距 (mm)	16.96	压缩比	4.61
回转半径 (mm)	5.24		

表 2 不同楔形角下的理论参数值

参数	$\alpha$ ( $^\circ$ )	$\delta$ (mm)	$A_2$ (mm <sup>2</sup> )	$A_3$ (mm <sup>2</sup> )	$V_3$ (m/s)	$V_{3'}$ (m/s)	$c$ (m/s)	$M$	$m$	$\varepsilon$	$Q_m$ (g/s)	$Q_{m'}$ (g/s)
数值	-6	0.16	71.685	23	629.6	443.4	350	1.8	1.36	0.42	0.168	0.072
	0	0.5	71.685	71.685	275.1	255	350	0.79	1.36	0.0824	0.231	0.134
	6	0.84	71.685	120.57	377.6	328	350	1.08	1.36	0.151	0.530	0.292

#### 3.2 三维模型

动静涡旋型线采用圆渐开线,涡旋压缩机三维模型轴向投影如图 5 所示。轴向间隙气体泄漏的三维模型如图 6 所示。

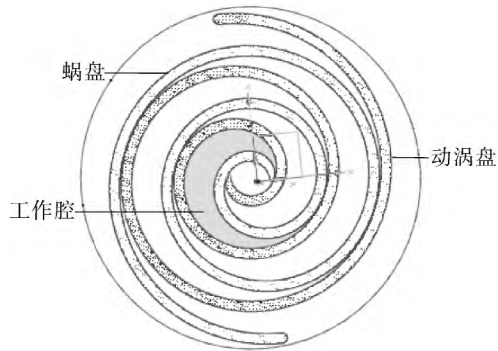


图 5 涡旋压缩机月牙形工作腔

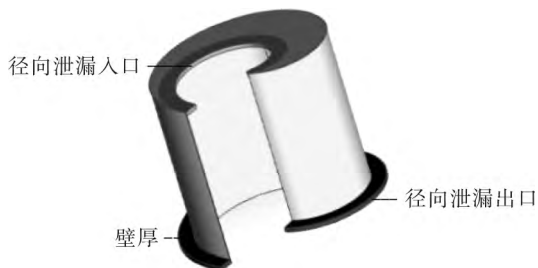


图 6 涡旋压缩机单个工作腔三维模型

考虑到动旋涡盘受到倾覆力矩而产生倾斜,为了确保涡旋压缩机产生楔形角时能够正常运转,满足关系:

$$\delta - |b \tan \alpha| \geq 0 \quad (17)$$

即楔形角  $|\alpha| \leq 8^\circ$ 。为计算方便本文分别取楔形角  $\alpha = -6^\circ, 0^\circ, 6^\circ$  进行计算。

假设压缩过程是绝热过程,涡旋压缩机的吸气压力为 0.1 MPa,吸气温度为 20  $^\circ\text{C}$ 。利用涡旋压缩机设计参数可计算出各工作腔对应的压力值和温度值。由涡旋压缩机设计参数和楔形平板泄漏间隙理论计算公式,分别计算出当楔形角  $\alpha = -6^\circ, 0^\circ, 6^\circ$  时对应的理论参数值,具体数值见表 2。

### 4 三维流场模拟

#### 4.1 压缩腔内部流场的控制方程

以涡旋压缩机的月牙形工作腔为控制容积,在流场中任意选取流体微团为控制体。设压缩腔内气体为可压缩理想气体,满足质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程。

质量守恒方程:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (18)$$

动量守恒方程:

$$\rho \frac{dV}{dt} - \nabla \cdot [\tau] = 0 \quad (19)$$

式中  $[\tau]$ ——应力张量

能量守恒方程:

$$\rho \frac{d(U + V^2/2)}{dt} - \nabla \cdot ([\tau] \cdot V) - \nabla \cdot (\kappa' \nabla T) - \rho Q = 0 \quad (20)$$

式中  $U$ ——单位质量流体内能

$Q$ ——单位质量流体热量

$\kappa'$ ——流体的传热系数

#### 4.2 网格划分

网格划分在软件 ICEM CFD 中完成,分别选



取楔形角  $\alpha$  为  $-6^\circ, 0^\circ, 6^\circ$  的第 2 工作腔进行划分, 网格数分别为 613754, 624369, 639935。采用适应性较好的四面体非结构网格离散, 由于工作腔模型表面曲率半径大, 划分网格加密, 在泄漏较大的啮合间隙处网格的层数和节点数增加。随着楔形角的增大使得啮合间隙变大, 网格数量也随之增加。

### 4.3 计算边界条件及数值求解方法

计算域入口出口边界: 给定进口压力、出口压力; 壁面条件: 采用无滑移边界条件; 材料选取: 理想空气模型; 流动模型: 湍流模型; 控制方程在 FLUENT 软件中采用有限体积法离散; 压力项用 PRESTO! 格式离散; 扩散项用中心差分格式离散;

其余项用二阶迎风格式离散; 压力速度耦合方程采用 SIMPLE 算法求解。

## 5 计算结果及分析

### 5.1 工作腔压力场、速度场及温度场的分布规律

计算进口压力为 0.5 MPa, 出口压力为 0.1 MPa。分别对第 2 工作腔中楔形角  $\alpha = -6^\circ, 0^\circ, 6^\circ$  的泄漏模型进行数值模拟计算。

图 7 分别给定排气角时刻涡旋压缩机楔形角变化时工作腔的压力分布。随着楔形角变化, 工作腔内压力产生一定的波动, 泄漏间隙入口处压力最高。

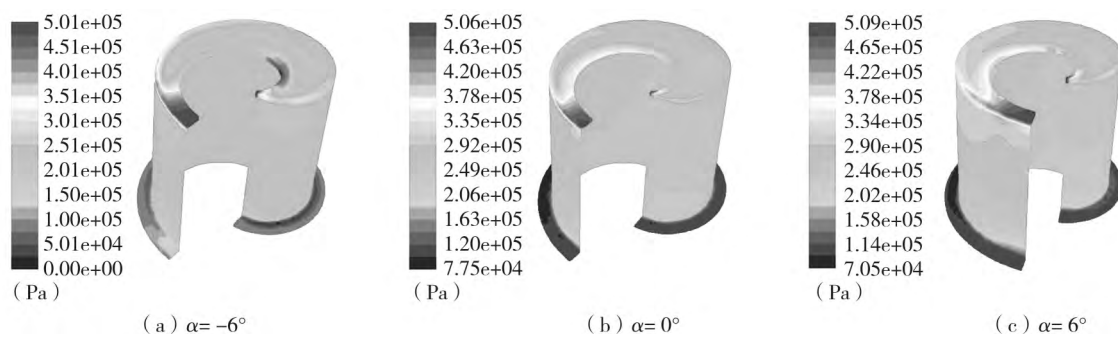


图 7 压力场的分布

比较图 7 中的 (a) 和 (c) 可知, 同一工作腔内楔形角  $\alpha = 6^\circ$  时 X 方向的压力分布大于楔形角  $\alpha = -6^\circ$  的工作腔, 但工作腔内压力的整体分布却减小。由于切向泄漏、摩擦等因素影响, 使得啮合间隙处压力出现局部不均匀变化。

由图 8 可以看出工作腔内的速度矢量场分布不均匀。气体泄漏速度方向从高压指向低压, 工作腔内最大速度集中在间隙进出口处, 随着楔形

角的增大泄漏速度减小。楔形角  $\alpha = -6^\circ$  时, 最大泄漏速度达到 615 m/s; 楔形角  $\alpha = 0^\circ$  时, 最大泄漏速度为 330 m/s; 楔形角  $\alpha = 6^\circ$  时最大泄漏速度达到 344 m/s。由于倾覆力矩大小的影响使得不同楔形角下的轴向间隙变化, 从而使气体平均泄漏速度变化。同时可压缩性、切向泄漏及流动出口截面积变化等影响, 使同一工作腔进出口泄漏气速相对减小。

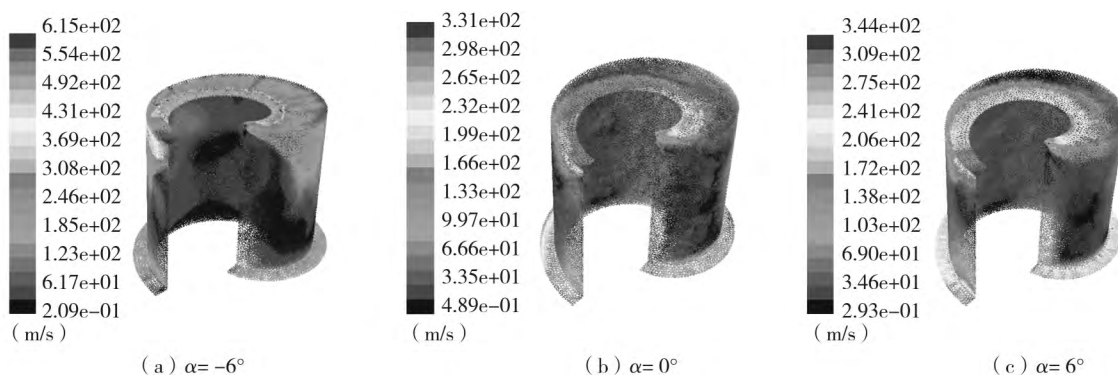


图 8 速度矢量场的分布

由图 9 可以看出温度场分布与压力场分布规律相似。楔形角变化引起不同间隙泄漏量变化,

从而导致温度场局部分布不均匀。温度总体变化规律符合热力学理论。

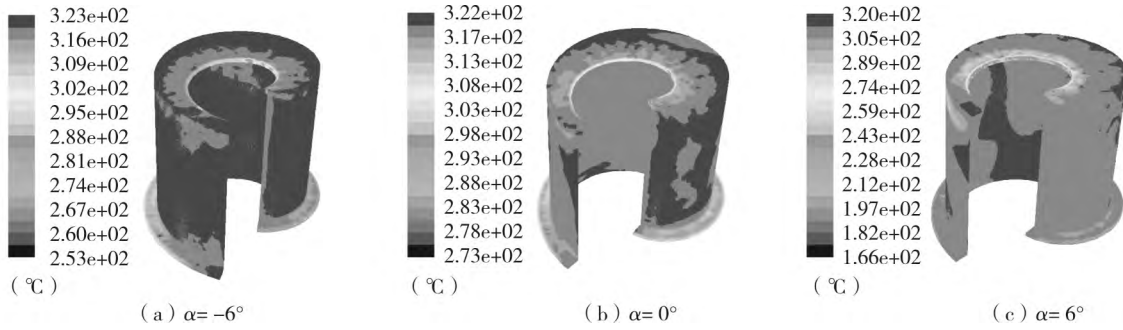


图9 温度场的分布

5.2 对比分析

为验证对比本文楔形角  $\alpha = 0^\circ$  泄漏模型,在文献 [10,12] 基础上考虑倾覆力矩、气体压缩性和摩擦损失对泄漏量的影响。数值模拟选取楔形角  $\alpha = -6^\circ$  的工作腔进行压差变化的模拟分析,由理论计算知楔形角  $\alpha = -6^\circ$  时轴向间隙  $\delta_1, \delta_2$  分别为 0.5, 0.16 mm。由图 10 可以看出理论计算、数值模拟及试验所测的泄漏量均随相邻工作腔压差的增大而增大。由于试验间隙采用迷宫密封,泄漏量小于理论计算和数值模拟;压差较小时,倾覆力矩对渐缩形泄漏通道的影响使得出口泄漏量相对减小。计算结果与试验结果的对比较验证了本文模型是可行的。

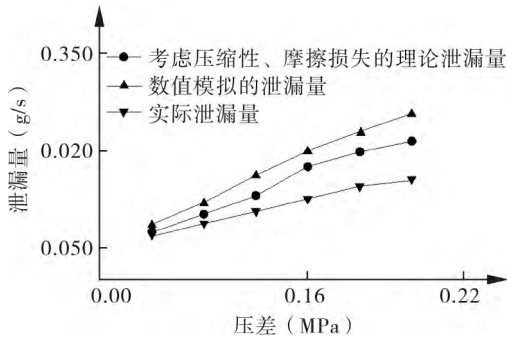


图10 泄漏量随相邻工作腔压差的变化关系

数值模拟排气角时刻工作腔轴向间隙处的质量泄漏量如图 11 所示。

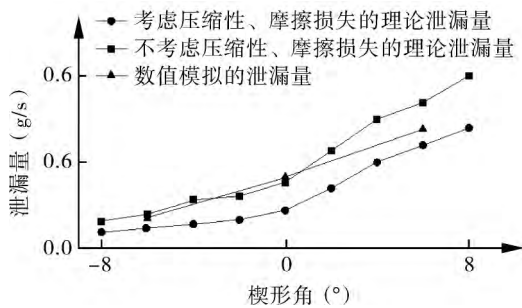


图11 质量泄漏量随楔形角变化规律

从图中可以观察到轴向间隙处气体质量泄漏

量先增大后趋于稳定。楔形角  $\alpha = -6^\circ, 0^\circ, 6^\circ$  的泄漏量分别为 0.08, 0.25, 0.415 g/s。同一工作腔内楔形角增大引起泄漏间隙泄漏量增大、可压缩性、摩擦损失影响的理论泄漏量相对减小,数值模拟不同楔形角的泄漏量基于理论计算泄漏量之间。从楔形角  $\alpha > 0^\circ$  的曲线斜率可看出,渐扩形泄漏通道对气体泄漏影响较大。

6 结论

(1) 随着楔形角的增大泄漏间隙相应变大。气体在膨胀过程中受压缩性和摩擦损失的影响使工作腔内的压力分布减小。数值分析泄漏气体的入口速度与楔形角的变化无关。当进出口压差为 0.4 MPa 时,同一工作腔内泄漏气体的入口速度约为 125 m/s 保持不变。由于楔形角变化引起间隙出口截面积变大,从而使间隙出口处气体的泄漏速度、泄漏量增大。温度总体变化规律符合热力学理论。

(2) 通过数值模拟计算与试验结果比对相邻工作腔压差对动涡旋盘受到倾覆力矩作用泄漏量的影响,确定本文模型可行。对比分析考虑气体可压缩性、摩擦损失影响的理论计算与数值模拟不同楔形角时,气体质量泄漏量的曲线变化吻合较好。计算结果表明,渐扩形泄漏通道对气体泄漏影响较大。

参考文献

[1] 占磊, 屈宗长. 涡旋变频压缩机在空调中的应用 [J]. 压缩技术, 2004 (1) : 28-30.  
 [2] 查海滨, 张晓慧, 王君, 等. 涡旋压缩机非正常流动的三维数值模拟 [J]. 流体机械, 2016, 44 (2) : 17-23.  
 [3] 章大海, 张晓慧, 王振波. 基于涡旋压缩机的容积式压缩机的三维数值模拟技术 [J]. 流体机械, 2016, 44 (3) : 18-22.

(下转第 83 页)

充分说明不安装气阀的压缩机随着排气压力和转速的提高,性能下降越显著。

### 3 结论

(1) 建立了一套对涡旋式汽车空调压缩机内部工作过程的试验方法,采用了一种引压管的方法,得到了涡旋压缩机的示功图,验证了试验方法的可行性。

(2) 通过分析涡旋压缩机的示功图,可以看出:不安装气阀的涡旋压缩机在排气过程中,排气腔内高压气体易倒流至涡旋盘其它压缩腔,从而导致各个压缩腔之间的内泄漏增加明显,使得压缩机耗功明显增加。并且,提高涡旋压缩机的转速,各个压缩腔之间的内泄漏降低,系统的制冷量明显增大。

(3) 试验对比了有气阀和不安装气阀时涡旋压缩机在各个工况下的示功图,与有气阀的涡旋压缩机相比,不安装气阀的涡旋压缩机会导致压缩机耗功增加,制冷量和系统 COP 减小。并且,随着排气压力的提高,内泄漏越大,制冷量越低,压缩机性能下降越明显。

### 参考文献

- [1] Stefan Grunwald S, Beagle W. Check valve movement in a scroll compressor [C]. International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 1990, 764: 716-723.
- [2] 屈宗长,王开宁,王迪生,等. 汽车空调涡旋压缩机气阀的优化[J]. 流体机械, 1997, 25(11): 51-54.
- [3] Zhang Y F, Ji Z H, Liu J Y, et al. Study on mathematical

model in working process of automotive air conditioning scroll compressor [J]. Applied Mechanics & Materials, 2015, 741: 572-576.

- [4] Cui M M, Sauls J. Investigation of suction process of scroll compressors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2006, 222: 219-240.
- [5] Rak J. The thermal-flow behavior of the working chamber in an oil-free scroll compressor [J]. Archives of Thermodynamics, 2013, 34(34): 161-172.
- [6] 王小燕,郭旭红,汪上杰. 空调压缩机排气阀泄漏原因的分析及改善[J]. 科技创新与应用, 2016(14): 171.
- [7] 陈章华. 压缩机出口管道振动原因分析及对策[J]. 化工设备与管道, 2016, 53(2): 51-57.
- [8] 彭斌,朱兵. 涡旋型线对涡旋压缩机性能的影响[J]. 流体机械, 2016, 44(6): 17-23.
- [9] 李慧青,朱杰,王迪生,等. 涡旋压缩机工作过程的试验研究[J]. 流体工程, 1992, 20(10): 41-45.
- [10] 顾兆林,郁永章,冯诗愚. 涡旋压缩机及其它涡旋机械[M]. 西安:陕西科学技术出版社, 1998.
- [11] Cheng M C, Yanagisawa T, Fukuta M, et al. Optimum operating pressure ratios for scroll compressors [J]. Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen/transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B, 1989, 55(513): 1318-1323.

作者简介:何志龙(1975-),男,副教授,主要从事压缩机及制冷系统研究。

通讯作者:陈倩(1991-),女,硕士研究生,主要从事涡旋压缩机及制冷系统的研究,通讯地址:710049 陕西西安市咸宁西路 28 号西安交通大学压缩机研究所, E-mail: chenqian937@stu.xjtu.edu.cn.

(上接第 18 页)

- [4] 王君,宋永兴,查海滨,等. 涡旋压缩机三维数值模拟及排气过程研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(4): 766-769.
- [5] 刘国平,张国琳,李宇峰,等. 基于三棱柱动网格的涡旋压缩机三维流场模拟[J]. 机械设计与制造, 2016(6): 22-25.
- [6] Cui M M. Numerical study of Unsteady Flows in a Scroll compressor [C]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 947-955.
- [7] 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.
- [8] 李超,罗辉,张芸豫. 不同涡旋型线压缩腔流场的

模拟分析[J]. 压缩机技术, 2009(4): 11-14.

- [9] 陈志明,乔宗亮,万迪晖. 压缩机气体泄漏量计算方法的比较及实验验证[J]. 流体机械, 1991, 29(7): 12-14.
- [10] 刘兴旺,赵嫚,李超,等. 涡旋压缩机的径向迷宫密封研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 97-104.
- [11] 潘锦珊,单鹏,刘火星,等. 气体动力学基础[M]. 北京:国防工业出版社, 2012.
- [12] 刘兴旺,张官正,李超,等. 基于相似理论的涡旋压缩机径向迷宫密封泄漏量研究[J]. 化工机械, 2015, 42(5): 634-647.

作者简介:李超(1958-),男,教授,博导,主要从事气体压缩机机械理论及应用方面的研究,通讯地址:730050 甘肃兰州市兰州理工大学石油化工学院, E-mail: lichao@lut.cn.