

文章编号: 0253-4339(2020)05-0144-09
doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2020.05.144

无油涡旋压缩机涡旋齿齿顶密封结构的研究

王建吉^{1,2} 刘涛¹

(1 陇东学院机械工程学院 庆阳 745000; 2 兰州理工大学机电工程学院 兰州 730050)

摘要 本文对无油涡旋压缩机涡旋齿齿顶密封结构进行优化,提出一种新型径向组合密封结构,利用几何和工程流体力学的方法,推导出基圆渐开线无油涡旋压缩机齿顶光滑间隙密封、齿顶迷宫密封、齿顶组合密封泄漏量的算法,建立了无油涡旋压缩机相邻压缩腔实验台,分别测量了 3 种密封结构在相同压差条件下的气体泄漏量,并研究了无油涡旋压缩机动涡旋盘转速对泄漏量的影响。对比实验与理论计算结果可得:理论计算结果与实验结果基本相近,光滑密封与迷宫密封泄漏量随压差的增大而增大,而组合密封泄漏量与压差成反比,但密封条磨损量增加。迷宫密封泄漏量实测值约为光滑密封实测值的 80%,组合密封泄漏量实测值约为光滑密封实测值的 63%,且 3 种密封结构的径向泄漏量随动涡旋盘转速的提高而降低,当动涡旋盘转速超过 4 000 m/s 时趋于平稳。

关键词 无油; 涡旋压缩机; 密封结构; 泄漏率

中图分类号: TH455

文献标识码: A

Study on the Sealing Structure of Scroll Tooth of an Oil-free Scroll Compressor

Wang Jianji^{1,2} Liu Tao¹

(1. College of Mechanical Engineering, Longdong University, Qingyang, 745000, China; 2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050, China)

Abstract A novel type of radial combined sealing structure was proposed to improve the end-face sealing of wraps between fixed and orbiting scrolls. Geometry and engineering fluid mechanics were considered to develop an algorithm for determining leakage from the tooth top of the base circular involute oil-free scroll compressor with a smooth clearance tip seal, labyrinth tip seal, and combination tip seal. A simulation platform to test adjacent compression chambers for scroll compressors was established to measure the gas leakage of three sealing structures under the same pressure difference. The experimental and theoretical calculation results were compared, and the theoretical calculations were identical to the measured results. The amount of leakage from the smooth seal and labyrinth seal increased as pressure difference increased, while the leakage amount of the combined seal was inversely proportional to the pressure difference. However, the wear amount of the seal increased. The measured leakage of the labyrinth seal was 80% that of the smooth seal, and the measured leakage of the combined seal was 63% that of the smooth seal. Thus, we can confidently conclude that the combination sealing structure is more suitable for large compression ratio scroll compressor applications. Furthermore, the radial leakage of these three sealing structures decreases as the speed of the moving scroll increases. This tends to be stable when the rotational speed exceeds 4 000 m/s.

Keywords oil free; scroll compressor; seal structure; leakage rate

针对无油涡旋压缩机轴向间隙泄漏与密封的研究很多,但没有从根本上解决无油涡旋压缩机轴向间隙泄漏这一难题,提出的密封方法仅从理论上证明了方案的可行性,无法广泛应用甚至没有实验的验证。李海生等^[1-3]提出在齿顶密封槽底部安装弹簧,尝试补偿密封条因磨损而造成的轴向位移,但该方案仍处于研究阶段。刘兴旺等^[4-5]提出在涡旋齿顶开设迷宫槽,利用迷宫效应实现轴向间隙的径向密封,并建立了相邻压缩腔实验台,对比理论和实验结果,理论

上认为该方法可行,但实验未考虑主轴转速对密封结构密封效果的影响。刘涛等^[6]通过设计开发变截面涡旋型线的方法减小径向泄漏线长度,进而降低泄漏量。但变截面型线增加了工作腔之间的压差,使气体切向泄漏量增加。

针对轴向间隙大小的测量问题,杨启超等^[7]提出采用电涡流法测量动静涡旋盘的轴向间隙,该方法能够准确测量出使用金属密封材料时的轴向间隙的大小。所以,迫切需要一种可导电的自润滑材料作为

收稿日期: 2019-12-26; 修回日期: 2020-03-25

涡旋压缩机端面密封条的材料。Lin C. 等^[8]在静涡旋盘上安装温度传感器,测出静涡旋盘在工作时测量点的温度,分析了热载荷下的应力和变形,对准确分析齿顶间隙变化具有参考意义。

针对泄漏量计算,查海滨等^[10]根据实际的涡旋压缩机原型拓扑出几何模型并建立 CFD 模型,得到径向泄漏和切向泄漏不同压差、不同间隙宽度的质量流率,但未对该计算方法的准确性进行实验验证。I. H. Bell 等^[11]考虑摩擦因素,在等熵喷嘴模型的基础上进行修正,得到不同介质、压差、间隙宽度、雷诺数等参数对于质量流率的影响。但大量带有半经验修正系数公式的堆积,需要复杂且长时间的迭代运算。N. Ishii 等^[12]将气体假设为不可压缩黏性流体,按管道摩擦损失进行泄漏量计算。

本文通过对现有齿顶密封结构进行分析,提出一种新型径向组合密封结构,利用流体力学和热力学的方法推导了齿顶光滑间隙密封、齿顶迷宫密封、齿顶组合密封泄漏量的理论计算过程;建立了相邻压缩腔实验台,在相同压差力作用下,测量了不同密封结构的泄漏量,同时研究了主轴转速对泄漏量的影响;通过对比不同密封结构的泄漏量,分析各密封结构的优劣势。

1 涡旋齿齿顶密封结构

1.1 齿顶光滑密封

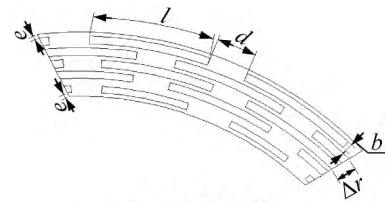
齿顶光滑密封利用涡旋齿齿顶和齿根的加工误差所形成的微小间隙实现间隙密封。该密封虽结构简单,但对表面加工要求较高,特别在无油涡旋压缩机中应用时,间隙大小需要严格控制,间隙过大会引起高压腔气体泄漏增加,间隙过小,会增大摩擦。

1.2 齿顶迷宫密封结构

径向迷宫密封结构是在涡旋齿齿顶开设一定数量的迷宫槽,迷宫槽结构和尺寸相同,每排槽沿涡旋齿径向错开,如图 1 所示,图中 l 、 b 、 H 分别为密封槽弧长、宽度、深度; d 为密封槽沿涡旋齿型线方向间距; Δr 为沿涡旋齿齿厚方向间距; e 为迷宫槽至涡旋齿内/外壁面的距离(所有尺寸单位均为 mm)。高压腔气体流经轴向间隙,一部分气体由于直通效应直接流入低压腔,另一部分高压气体在间隙产生动能,该部分动能在迷宫槽中产生涡旋效应,转化成热能消耗掉,经过若干个迷宫齿后,最后一个迷宫齿前后压差大大减小,从而达到减小泄漏的目的。齿顶迷宫密封结构如图 2 所示。

1.3 齿顶组合密封结构

齿顶组合密封是密封槽与密封条组合实现齿顶



(a) 二维分布图



(b) 三维图

图 1 涡旋齿齿顶迷宫槽

Fig.1 Labyrinth groove on top of the scroll teeth

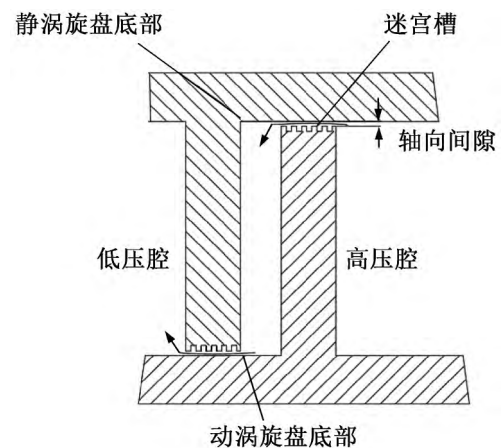


图 2 齿顶迷宫密封结构

Fig.2 The labyrinth sealing structure of scroll tooth top

轴向间隙的密封。为了实现密封条因磨损造成的轴向位移补偿,在密封槽底部开设气孔,沿涡旋盘展角按 30° 均匀分布;为了防止产生多级压缩腔之间的内泄漏,密封槽分段布置,密封条也分段安装在密封槽中;为了保证密封条底部有足够的气体储存空间,在靠近低压腔一侧的槽底部设置台阶,齿顶组合密封结构如图 3 所示。密封条材料采用聚亚酰胺和石墨按照一定比例填充的聚四氟乙烯,并实验验证了该材料具有摩擦系数低、磨损量小、热塑性和稳定性好的特点。

组合密封结构中密封条工作过程为:利用密封槽底部靠高压腔一侧的孔,将高压腔气体引入密封条底部,使密封条上下产生压差,迫使密封条在密封槽中上下移动,实现密封条因磨损造成的轴向补偿。为了保证密封条底部有足够的气体力,在密封槽底部靠低压腔一侧设置台阶。密封条所受压差越大,密封条的

密封力越大,密封效果越好。密封条工作原理如图 4 所示。

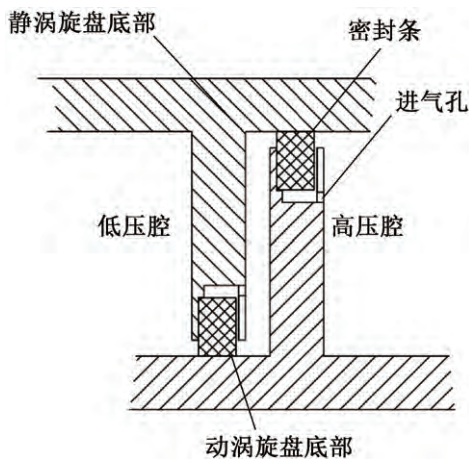


图 3 齿顶组合密封结构

Fig.3 The combined sealing structure of tooth top

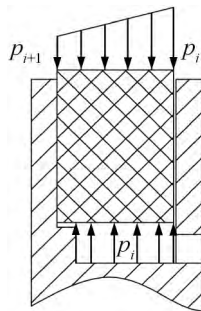


图 4 密封条工作原理

Fig.4 Working principle of seal bar

压差 Δp 和密封力表达式如下:

$$\Delta p = p_i - p_{i+1} \quad (1)$$

$$F_x = LB\Delta p \quad (2)$$

组合密封的工作原理: 由于压差恒大于 0, 则密封力大于 0, 理论密封间隙趋于 0。在不考虑微间隙泄漏时, 径向泄漏的理论值为 0; 密封条在压差作用下, 与涡旋盘底部产生摩擦, 摩擦引起的磨损使密封条与涡旋盘产生间隙, 由于密封条上下表面始终有一定的压差, 使密封条有向上的运动趋势, 从而保证密封条始终与涡旋盘底部接触, 达到密封的作用。

2 密封结构泄漏量理论计算

为对比光滑密封、迷宫密封、组合密封 3 种结构的密封效果, 选择一台基圆渐开线涡旋压缩机的第二压缩腔和第三压缩腔为研究对象, 相关技术参数如下:

1) 径向光滑密封: 渐开线基圆半径 $r = 4.3 \text{ mm}$, 渐开线初始展角 $\alpha = 40^\circ$, 齿厚 $t = 6 \text{ mm}$, 回转半径 7.5

mm, 涡旋齿齿高 $h = 45 \text{ mm}$, 主轴转速 $3\ 000 \text{ r/min}$, 压缩腔数 $N = 3$, 介质为空气。

2) 径向迷宫密封: 单个迷宫槽弧长 $l = 31.5 \text{ mm}$, 宽度 $b = 1 \text{ mm}$, 深度 $H = 0.5 \text{ mm}$, 迷宫槽之间的径向间距 $\Delta r = 1 \text{ mm}$, 沿弧线方向间距 $d = 5 \text{ mm}$ 。

3) 径向组合密封结构: 齿端面密封槽深为 3 mm , 宽为 4 mm ; 密封条基圆半径为 4.3 mm , 宽为 3.5 mm , 高度为 5.5 mm , 密封条材料是密度为 $1.8 \times 10^{-3} \text{ g/mm}^3$ 的聚酰亚胺填充 PTFE。

2.1 光滑密封泄漏量计算

由于气体黏度很小, 轴向间隙尺寸相对于涡旋齿齿厚小得多, 因此可将压缩腔内的气体流动视为可压缩流体的等熵流动。根据一元收缩管中可压缩流动的方法计算高压室气体泄漏至低压室的过程。

根据绝热能量方程可得:

$$h_h + \frac{v_h^2}{2} = h_l + \frac{v_l^2}{2} \quad (3)$$

假定泄漏过程是等熵的, 故忽略初速度, 式(3)演化为:

$$\frac{v_l^2}{2} = \frac{p_l}{\rho_l} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_h}{p_l} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4)$$

根据基圆渐开线涡旋压缩机任意压缩腔容积比与压力比的关系可得:

$$V_i = \pi P (P - 2B) h \left(2N - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) \quad (5)$$

由于基圆渐开线涡旋齿型线圈数受加工因素的影响, 一般小于 4, 代入几何参数计算可知相邻压缩腔压力比满足下式:

$$\frac{p_{i-1}}{p_i} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

由式(6)可知, 径向泄漏气体达到声速流动。根据等熵流动的性质得出径向泄漏量的大小。

$$Q_g = \frac{A_2 p_2}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (7)$$

其中, $A_2 = \delta_a L_i$, $L_i = 2\pi r (2i\pi - \theta)$ 。

2.2 迷宫密封泄漏量计算

图 5 所示为齿顶迷宫密封结构气体泄漏示意图。0-0 截面是第二压缩腔任意截面, 1-1 截面是气体通过第一个迷宫齿出口截面, 2-2 是第一个迷宫槽任意截面, (z-2)-(z-2) 截面是最后一个迷宫槽内任意截面, (z-1)-(z-1) 截面是气体通过最后一个迷宫齿出口截面, z-z 是第三压缩腔任意截面。

迷宫槽内气体流动可等效为若干个渐缩-扩张喷嘴等熵流。在压差作用下, 泄漏气体通过第一个迷宫

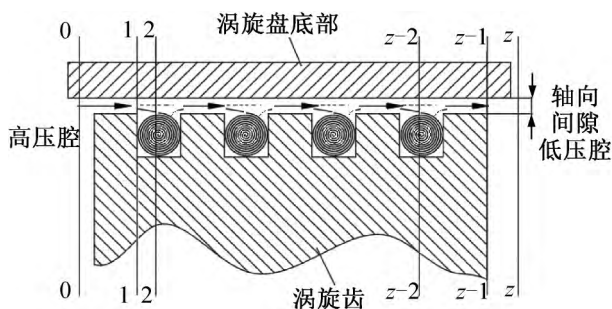


图 5 齿顶迷宫密封结构气体泄漏示意图

Fig.5 Schematic of gas leakage for the labyrinth sealing structure of scroll tooth top

齿,该过程是一个渐缩后膨胀的过程,除一小部分气体沿轴向间隙直接进入下一个迷宫槽,大部分气体在第一个迷宫槽中产生涡旋效应,迷宫槽内的气体压力减小,气体流速增大,降压后的气体再沿着轴向间隙进入第二个迷宫槽,直至通过最后一个迷宫齿后,泄漏气体压力已经非常小,最后进入第三压缩腔。按照迷宫流动的运动规律: $p_2 > p_1 > p_{i+1} > p_3$,从而实现迷宫密封。

按照渐缩-扩张喷嘴等熵流动模型计算迷宫密封的泄漏量,需要利用气体前后压比判断泄漏气体的流速是否达到声速。由于在整个泄漏过程中,泄漏气体压强不断降低,流速增大,故泄漏气体流经最后一个迷宫齿时最有可能达到声速。

最后一个迷宫齿临界压力比为:

$$\frac{p_{z-1}}{p_{z-2}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (8)$$

假设最后一个迷宫齿在缝口处的气速达到了声速,利用式(7)可以求得质量泄漏量为:

$$Q_m = \frac{A_z p_{z-1}}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (9)$$

剩余 $z-1$ 个迷宫齿缝口的气速为亚声速,则可以求得通过第 $z-1$ 个迷宫齿缝口处的质量泄漏量:

$$Q_{m(z-1)} = \frac{A_{z-1} p_{1-1}}{\sqrt{p_{z-1} v_{z-1}}} \sqrt{\frac{1 - \frac{p_{z-1}}{p_{1-1}}}{z-1}} \quad (10)$$

根据连续方程,由式(8)~式(10)得出最后一个迷宫齿缝口处的气速判别式为:

$$\frac{p_3}{p_2} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \frac{1}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}(z-1) + 1}} \quad (11)$$

将涡旋压缩机相关参数代入式(11),发现泄漏气体未达到声速,故迷宫密封泄漏量计算按照亚声速

下计算。亚声速下气体质量流量为:

$$Q_m = \delta_a L_{ri} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_i \rho_i \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (12)$$

2.3 组合密封泄漏量计算

组合密封结构泄漏量计算与光滑密封相似,不同的是组合密封结构中,当压差力足够大,密封力大于 0 时,轴向间隙为 0,则泄漏量为 0。由于密封条因磨损导致轴向尺寸减小,当压差力小,使密封力不为 0 时,密封条与涡旋盘底部产生间隙,由于该间隙随压差力的变化而变化,所以任意曲柄转角的泄漏量与压差力大小有关。

图 6 所示为组合密封结构中,密封条受力示意图。根据密封条受力分析,参考文献[13]的计算方法,各参数的计算式如下:

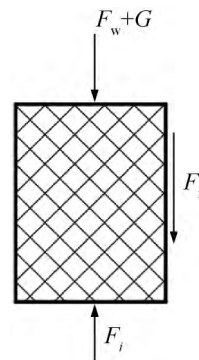


图 6 密封条受力示意图

Fig.6 Schematic diagram of the force for sealing strip

$$F_w = F_a + M/R \quad (13)$$

$$F_a = p_1 A_1 + \sum_{i=2}^N \pi P^2 \left[(2i-1) - \frac{\theta}{\pi} \right] p_i \quad (14)$$

倾覆力矩 M ($N \cdot mm$) 根据文献[13]求得,则密封条密封力为:

$$F_x(\theta) = F_i - F_w - G - F_f \quad (15)$$

由于 $\theta = \omega t$,因此 $F_x(t)$ 可以转化为 $F_x(\theta)$, $\delta_a(t)$ 可以转换为 $\delta_a(\theta)$ 。

$$\delta_a(t) = \frac{1}{m\omega_n} \int_0^t F_x(\tau) \sin \omega_n(t-\tau) d\tau \quad (16)$$

在组合密封中,由式(15)可以看出气体压差不足会产生轴向间隙,由于气体压差不断发生变化,导致轴向间隙随着压差变化而变化,在计算组合密封结构泄漏量时,按照光滑密封泄漏量计算方法计算,不同的是, δ_a 是一个变量。将式(16)代入式(7),得到组合密封结构间隙泄漏计算模型。

$$Q_e = \frac{\delta_a L_i P_i}{\sqrt{T_i}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (17)$$

3 齿顶密封结构泄漏量测定

3.1 实验条件

实验装置在文献 [4, 12] 的基础上进行了优化, 更接近涡旋压缩机的实际工作情况。实验台主要由变频电机、精密压力表、真空压力表、空压机、真空泵、微调阀门等组成。图 7 所示为模拟压缩腔横截面, 其中, 动盘模拟动涡旋盘, 静盘模拟静涡旋盘。为了测量涡旋压缩机在主轴转角为 0° 时第二压缩腔的泄漏量, 使静盘壁厚等于涡旋压缩机涡旋齿的厚度, 静盘周长等于第二压缩腔泄漏线长度, 高压腔容积等于第二压缩腔在转角为 0° 时的容积, 低压腔容积等于第三压缩腔在转角为 0° 时的容积。实验装置选型如下: 精密压力表, 型号 YB-150A, 量程 $0 \sim 1$ MPa, 精度 ± 0.01 MPa; 变频电机, 型号 YVF2-132S1, 功率 2.2 kW; 空压机, 藤原牌小型空气压缩机, 功率 750 W, 排气量 ≥ 45 L/min, 容积 24 L; 真空泵, 型号 PCV-4M 单级旋片式, 抽气率 100 L/min, 极限真空值 -0.95 MPa; 微调阀, 型号 WL91H-160P; 法兰盘和端盖加工精度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。

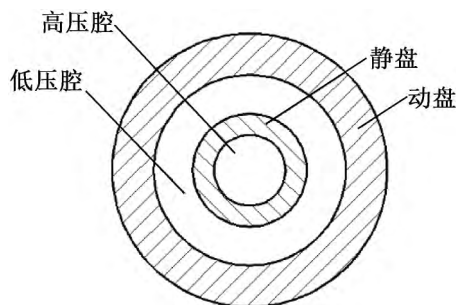
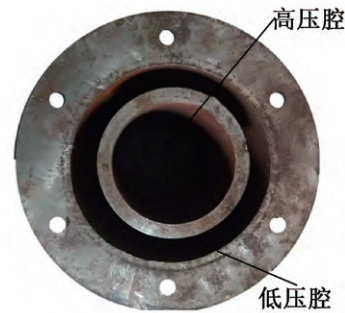


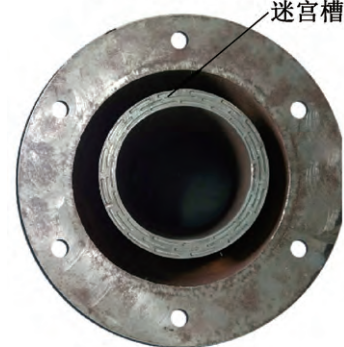
Fig.7 Cross section of simulated compression cavity

实验中, 模拟涡旋压缩机第二压缩腔和第三压缩腔, 分别加工光滑密封径向结构模型(图 8(a))、迷宫式径向密封结构模型(图 8(b))、径向组合密封结构模型(图 8(c))。利用法兰与端盖之间的垫片, 调节两个压缩腔之间的泄漏间隙。泄漏量测试方案和实验台分别如图 9、图 10 所示。实验前, 利用真空泵将真空储罐中的压力抽成真空, 打开微调阀 1, 关闭微调阀 2, 待压力表 P_2 升至一定数值时, 关闭微调阀 1, 开启电机, 运行 30 min, 观察压力表 P_2 和 P_3 。若压力无变化, 表明该装置的气密性完好^[14-15], 然后正式开始实验。

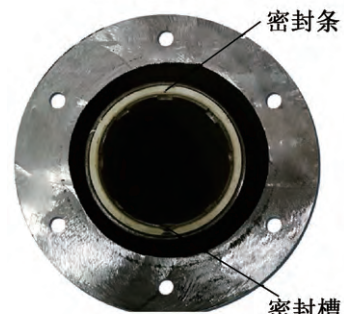
高压腔模拟涡旋压缩机第二压缩腔, 低压腔模拟



(a) 光滑密封压缩腔



(b) 迷宫密封压缩腔



(c) 组合密封压缩腔

图 8 3 种径向密封压缩腔

Fig.8 Three compression chamber test models of radial seals

第三压缩腔。计算曲柄转角为 0° 时第二压缩腔和第三压缩腔气体压力的大小。根据计算结果调节微调阀 1 和微调阀 2, 使模拟第二、第三压缩腔值模拟压力值等于计算压力值, 然后关闭微调阀 1, 同时按动秒表, 测量真空容器中的压力升值, 根据式(17)计算质量泄漏量。实验动涡旋盘转速为 3 000 r/min, p_2 初始值为 0.6 MPa, 测量某一段时间内 p_2 、 p_3 、 p_k 的变化量, 为了保证实验的准确性, 重复测量 3 次, 求平均值。为了研究动涡旋盘转速对泄漏量的影响, 在定压差作用下, 分别测量不同转速时的气体泄漏量并对比^[16]。

根据文献 [4] 中泄漏量测定折算经验公式可知:

$$Q_c = \frac{V_k \gamma}{RT_k t} \Delta p_k \quad (18)$$

3.2 结果分析

图 11 所示为径向光滑密封、径向迷宫密封、径向

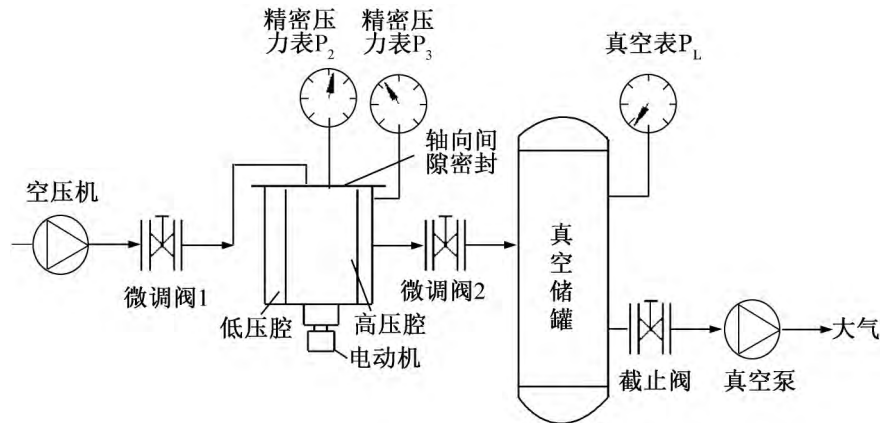


图 9 实验方案
Fig.9 Experimental program



图 10 径向泄漏量测定实验台

Fig.10 Experimental bench for radial leakage measurement

组合密封泄漏量的理论计算值和实际测量值与相邻压缩腔压差之间的关系。图 12 所示为组合密封和迷宫密封泄漏量占光滑密封泄漏量的比例。图 13 所示为不同动涡旋盘转速下 3 种径向密封结构的泄漏量的对比。

由图 11 可知,相邻压缩腔压差是由压缩腔容积变化引起的。当压差较小时,光滑密封和迷宫密封的理论泄漏量略大于实测泄漏量;压差超过一定值后,实测泄漏量大于理论泄漏量,且压差越大,实测泄漏量与理论泄漏量相差越大。对于组合密封,当压差力较小时,理论泄漏量和实测泄漏量差异较大;但当压差力大于一定值后,理论计算值和实际测量值近似重合。总体来看,相邻压缩腔压差力对密封结构的性能影响较大。组合密封明显优于其它两种密封结构,且高压腔压力越大,密封效果越好。因为高压腔气体压

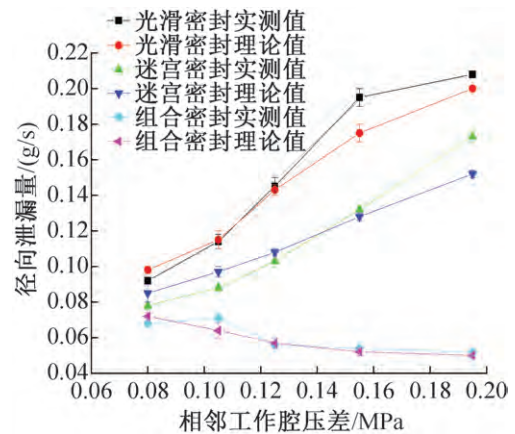


图 11 相邻压缩腔压差-径向泄漏量曲线
Fig.11 Pressure difference of adjacent compressed cavities-radial leakage curve

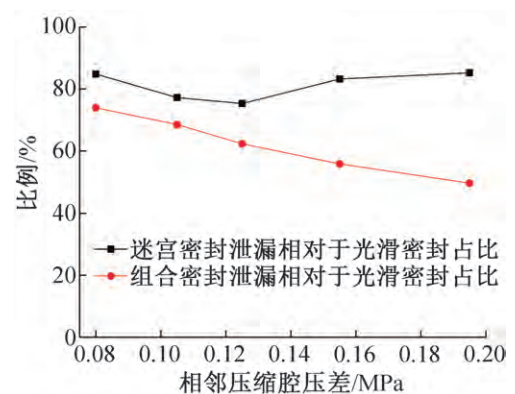


图 12 组合密封和迷宫密封泄漏量占光滑密封泄漏量比例
Fig.12 The leakage proportion of combined seal and labyrinth seal to smooth seal

力增大,密封条底部压力增加,密封条向上运动。导致密封条与涡旋盘底部摩擦力增大,密封条端面和涡旋盘接触端面的微观结构均发生变化,由于加工误差造成的微凸体被磨平,轴向微间隙值减小,微间隙泄

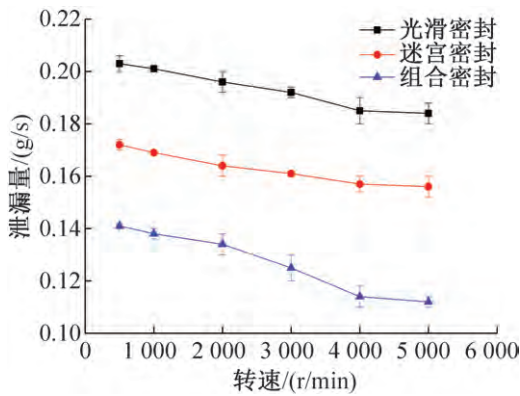


图 13 不同转速下 3 种径向密封结构的泄漏量对比
Fig.13 Leakage comparison of three radial seal structures at different rotational speeds

漏量也随之减小,降低了轴向间隙总的泄漏量。迷宫密封结构的泄漏量测量值明显大于理论计算值,且随着压差增大,泄漏量增速较快。这是由于在理论计算时,忽略了轴向间隙造成的直通效应。迷宫密封结构在实际应用时,只有一部分气体进入迷宫槽,另一部分气体从轴向间隙中流入低压腔。且压差越大,直通效应越明显。

由图 12 可知,经过测算,迷宫密封泄漏量实测值约为光滑密封实测值的 80%,组合密封泄漏量实测值约为光滑密封实测值的 63%。且随着压差增大,组合密封泄漏量实测值占光滑密封泄漏量实测值的比例越小。证明对于无油润滑的涡旋齿,采用组合密封技术密封效果显著。

由图 13 可知,从整体趋势来看,动涡旋盘转速增大,3 种密封结构的泄漏量均减小。组合密封的泄漏量最小,光滑密封泄漏量最大。且泄漏量在动涡旋盘转速增至一定程度时,3 种密封结构的泄漏量曲线趋于平缓。当动涡旋盘转速达到 4 000 r/min 时,3 种密封结构的泄漏值均趋于稳定。光滑密封和迷宫密封均为非接触式密封,组合密封属于接触式密封。对于迷宫密封,因为当转速达到一定值后,迷宫齿内的涡流得到了充分发展,泄漏量变化也达到峰值。在实际应用中,无油涡旋压缩机动涡旋盘在高转速下工作能够增强径向密封性能,达到临界值后动涡旋盘转速变化对泄漏量影响甚微。泄漏量减小是因为随着动盘转速的增加,动涡旋盘壁面带动气流运动,密封中形成的涡旋效应加大,加快了动能的损耗,从而减少了泄漏量。对于光滑密封,由于动涡旋盘加工误差和安装误差,动涡旋盘转速越大,产生的离心力越大。离心力对涡旋盘的振动影响强烈,必然会影响轴向间隙的大小,实

验结束后观察转子端面和端盖表面,发现有明显磨损。说明在运动过程中,转子和端盖产生接触,轴向间隙为 0。所以当动涡旋盘转速增至一定程度,除了接触面微间隙泄漏外,其余轴向间隙泄漏量为 0。对于组合密封,动涡旋盘在高转速下,密封槽底部气体压力增大,密封条与端盖表面压紧更可靠,提高了密封效果。所以仍然除了微间隙泄漏外,其余轴向间隙泄漏为 0。

4 结论

1) 在泄漏量测定实验台上,工作腔容积、动涡旋盘转速、压差等条件相同,仅改变密封结构,测量 3 种结构的泄漏量,并与理论计算结果进行对比,结果表明 3 种密封结构实验结果与理论计算结果相差较小,证明理论计算算法的正确性。

2) 随着压差的增大,光滑密封和迷宫密封泄漏量明显增大,而组合密封结构泄漏量变化较小,证明了组合密封的优越性。

3) 对比压缩腔转动和静止时的密封效果,发现动涡旋盘转速对密封效果的影响显著,动涡旋盘转速增大,泄漏量有减小的趋势。

4) 通过泄漏量对比,组合密封结构明显优于其它两种密封结构。组合密封泄漏量实测值约为光滑密封实测值的 63%,但随着动涡旋盘转速的增大,加剧了密封条的磨损,磨损产生的磨削会影响压缩气体的质量,故对密封条材料要求较高。

本文受甘肃省高等学校创新能力提升项目(2019B-160)资助。(The project was supported by the Gansu Research Program of Improvement of Innovation Ability in Colleges and Universities (No. 2019B-160).)

符号说明

- F ——气体力, N
- p ——气体压力, MPa
- Δp ——压差, MPa
- L ——径向泄漏线长度, mm
- B ——涡旋齿齿厚, mm
- h ——单位质量气体焓, J/g
- v ——气体流速, m/s
- k ——绝热压缩指数, 空气一般为 1.4
- V ——腔体容积, L
- P ——渐开线节距, mm
- h' ——涡旋齿高, mm
- N ——压缩腔数
- θ ——主轴转角, rad
- Q ——质量泄漏量, g/s

A ——横截面积 mm^2
 T ——气体温度 $^\circ\text{C}$
 R ——气体常数 $\text{N}\cdot\text{m}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 取 462
 δ_a ——轴向间隙 μm
 r ——基圆半径 mm
 G ——密封条重力 N
 m ——多变压缩过程指数
 ρ ——气体密度 g/L
 ω ——角速度 rad/s
 ω_n ——主轴额定角速度 rad/s
 t ——时间 s
 τ ——时间变量 $\tau = 0 \sim 4 \text{ s}$
 γ ——空气分子量

下标

h ——高压腔
 l ——低压腔
 i ——第 i 个压缩腔/迷宫槽
 z ——第 z 个迷宫齿
 1 ——第一压缩腔
 2 ——第二压缩腔
 3 ——第三压缩腔
 k ——真空容器
 w ——密封条
 a ——轴向
 x ——密封
 f ——摩擦力
 e ——组合
 g ——光滑
 m ——迷宫
 c ——测算

参考文献

[1] 李海生, 陈英华, 章新喜, 等. 无油润滑涡旋压缩机自润滑的研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(8): 128-130. (LI Haisheng, CHEN Yinghua, ZHANG Xinxi, et al. Research on self-lubricating of oil-free scroll compressor[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(8): 128-130.)

[2] LI Haisheng, CHEN Yinghua, WU Kaibo, et al. Experimental study on influencing factors axial clearance for scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 54: 38-44.

[3] 吴开波, 李海生, 陈英华, 等. 涡旋压缩机齿端面密封条的力载荷分布规律的研究[J]. 流体机械, 2014, 42(11): 38-42. (WU Kaibo, LI Haisheng, CHEN Yinghua, et al. Study on load distribution of the scroll compressor teeth seal [J]. Fluid Machinery, 2014, 42(11): 38-42.)

[4] 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. (LIU Xingwang, ZHAO Man, LI Chao, et al. Research on the radial labyrinth of scroll compressor [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 97-104.)

[5] 刘兴旺, 张官正, 李超, 等. 涡旋压缩机的径向迷宫密封中泄漏气体气动热力行为研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(20): 201-207. (LIU Xingwang, ZHANG Guanzheng, LI Chao, et al. Research on gas leakage pneumatic thermodynamic behavior in the radial labyrinth of scroll compressor [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(20): 201-207.)

[6] LIU Tao, WU Zaixin. Modeling of top scroll profile using equidistant-curve approach for a scroll compressor [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 5: 1-8.

[7] 杨启超, 李连生, 赵远扬, 等. 涡旋压缩机轴向动态间隙的实验测量[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 795-798, 847. (YANG Qichao, LI Liansheng, ZHAO Yuanyang. Experimental measurement of axial dynamic clearance in scroll compressor [J]. Xi'an Jiaotong University Xuebao, 2008, 42(7): 795-798, 847.)

[8] LIN C, CHANG Y, LIANG K. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(11/12): 1724-1739.

[9] JANG K, JEONG S. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 744-753.

[10] 查海滨, 宋永兴, 王君, 等. 一种涡旋压缩机泄漏间隙内气体泄漏模型[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(7): 1438-1443. (ZHA Haibin, SONG Yongxing, WANG Jun, et al. A gas leakage model in the leakage clearance of scroll compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(7): 1438-1443.)

[11] BELL I H, GROLL E A, BRAUN J E. A computationally efficient hybrid leakage model for positive displacement compressors and expanders [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(7): 1965-1973.

[12] ISHII N, BIRD K, SANO K, et al. Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors [C]//Proceedings of International Compressor Engineering Conference. Purdue E-Pubs, 1996.

[13] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998. (LI Liansheng. Scroll compressors [M]. Beijing: China Machine Press, 1998.)

[14] 王吉进, 曲德虎, 倪龙, 等. 宽温区空气源热泵热水机性能实验研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(1): 20-25. (WANG Jijin, QU Dehu, NI Long, et al. Experimental study on the performance of air source heat pump water heater over wide-range temperature conditions [J]. Journal

of Refrigeration ,2020 ,41(1) : 20–25.)

- [15] HEO J , JEONG M W , KIM Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter driven heat pump for cold regions [J]. International Journal of Refrigeration , 2010 , 33(4) : 848–855.
- [16] MOJIRI A , MIKEL M , BARBER T. Compression chamber volume analysis for co-rotating scroll compressors [J]. International Journal of Refrigeration , 2020 , 112: 172–188.

通信作者简介

王建吉 ,男 ,副教授 ,陇东学院机械工程学院 ,13659480634 , E-mail: 421717140@ qq.com。研究方向: 涡旋压缩机泄漏与密封。

About the corresponding author

Wang Jianji , male , associate professor , College of Mechanical Engineering , Longdong University , +86 13659480634 , E-mail: 421717140@ qq.com. Research fields: leakage and seal of scroll compressor.

(上接第 129 页)

- [19] 郭宪民 ,陈轶光 ,汪伟华 ,等. 室外环境参数对空气源热泵翅片管蒸发器动态结霜特性的影响 [J]. 制冷学报 , 2006 , 27 (6) : 29 – 33. (GUO Xianmin , CHEN Yiguang , WANG Weihua , et al. Effects of outdoor air parameters on frosting characteristics of fin-tube evaporator for air source heat pump unit [J]. Journal of Refrigeration , 2006 , 27(6) : 29–33.)

通信作者简介

郭宪民 ,男 ,博士 ,教授 ,天津商业大学天津市制冷技术重点实验室 ,13821309202 ,E-mail: xmguo@ tjcu.edu.cn。研究方向: 制冷系统节能及优化。

About the corresponding author

Guo Xianmin , male , Ph. D. , professor , Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology , Tianjin University of Commerce , +86 13821309202 , E-mail: xmguo@ tjcu.edu.cn. Research fields: optimization and energy-saving technology of refrigeration system.

(上接第 143 页)

- [22] ZHAO Yanjie , LI Zhaoning , UTAKA Y , et al. Adhesion characteristics of ice in urea aqueous solution for efficient slurry formation in cold storage [J]. International Journal of Refrigeration , 2019 , 100: 335–342.
- [23] BARTELS J. Handbook of physics [M]. Germany: Springer-Verlag , 1962.

通信作者简介

赵彦杰 ,男 ,博士 ,讲师 ,天津大学机械工程学院 ,022 – 27402567 ,E-mail: yj_zhao@ tju.edu.cn。研究方向: 相变蓄能、相变传热。

About the corresponding author

Zhao Yanjie , male , Ph. D. , lecturer , School of Mechanical Engineering , Tianjin University , +86 22–27402567 , E-mail: yj_zhao@ tju.edu.cn. Research fields: phase change thermal energy storage , phase change heat transfer.