文章编号:0253-4339(2022) 02-0046-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2022.02.046

梯形截面涡旋压缩机的型线设计及泄漏特性

吴嘉浩[1] 宋 霞[1] 施骏业[1,2] 陈江平[1,2]

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240;2 上海市高效冷却系统工程技术中心 上海 200240)

摘 要 电动汽车整车热管理系统需要搭载大排量的涡旋压缩机以适应多工况高负载的设计需求。本文提出一种大排量涡旋压缩机的型线设计方法,通过经实验校正的仿真模型研究了梯形截面涡旋压缩机的几何特性及泄漏特性。计算结果表明:梯形截面涡旋压缩机在保证齿根强度校核的前提下,平均壁厚降低 29.9%,排量提升 19.5%。研究型线设计参数对泄漏特性的影响,发现梯形截面涡旋压缩机的内泄漏率与等壁厚涡旋压缩机相差不足 2%,具有良好的应用前景。

关键词 涡旋压缩机;型线;排量;泄漏

中图分类号:TB61+1; TB652 **文献标识码**: A

Profile Design and Leakage Characteristics of Scroll Compressor with Trapezoidal Cross Section

Wu Jiahao[1] Song Xia[1] Shi Junye[1,2] Chen Jiangping[1,2]

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai High Efficient Cooling System Research Center, Shanghai, 200240, China)

Abstract An integrated thermal management system for an electric vehicle requires a scroll compressor with a large displacement that runs under multiple working conditions and high loads. A design method for the scroll profile to enlarge compressor displacement was proposed. The geometric and thermodynamic characteristics of the novel scroll compressor were studied using a simulation model validated experimentally. The results show that the trapezoidal section scroll compressor can increase the displacement by 19.5% by reducing the average wall thickness by 29.9%, on the premise of ensuring the strength reliability of the root of the scroll wrap. Based on the influence of the profile parameters on the leakage characteristics, it was found that the difference of internal leakage rate between a trapezoidal cross-sectional scroll compressor and a constant-wall thickness scroll compressor is less than 2% , showing huge potential for application of trapezoidal cross-sectional scroll compressor.

Keywords scroll compressor; profile; displacement; leakage

涡旋压缩机因体积小、效率高的优点被广泛应用于汽车空调系统。电动汽车整车热管理系统的复杂度远高于传统燃油车,对涡旋压缩机的设计提出全新要求。除了制冷工况,涡旋压缩机的设计工况还包括制热工况、电池预热或冷却工况及除霜工况等[1]。因此,增大排气容量是涡旋压缩机重要设计方向之一[2-3]。

涡旋型线直接决定了涡旋压缩机的排量大小[4]。目前,增大排量的涡旋型线改动方法有两类:1)齿端修正;2)主工作涡旋齿型线改动[5]。吴昊等[6]提出使用对称圆弧加直线的齿端修正方法可以通过延后脱啮角增大中心压缩腔容积从而提高涡旋压缩机排量。刘国平等[7]认为对称圆弧类修正方法虽然增大排量但排气温度也过高,提出了非对称单圆弧修正方法,可以实现排气温度不变下增大压缩机排量。

主工作涡旋齿型线的改动方案可分为两种:增加齿高的等壁厚型线和选用变壁厚型线[8]。等壁厚型线是目前应用最广泛的型线,此类型线的排量与齿高成正比。通过增加齿高来增大排量的方法具备操作简单的优势,因为除齿高外等壁厚型线的其他参数均无需改动,但也存在涡齿断裂的风险[9]。变壁厚型线与等壁厚型线相比,体积利用系数更大,即相同排量体积更紧凑,是车用涡旋压缩机的最新设计方案。Liu Yangguang 等[10]推导了变基圆型线方程的两种形式,为设计加工奠定了理论基础。郝胜利等[11]对

基金项目:国家自然科学基金(51776119)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51776119).)

收稿日期:2021-07-11;修回日期:2021-10-09

同款电动车用涡旋压缩机进行变壁厚和等壁厚的对比研究,发现变壁厚涡旋压缩机的排量和制冷量均有显著提升,分别为 7.90%、15.55%。但变壁厚型线的节距随渐开角变化,无法使用成本较低的展成法加工,加工成本显著提高[12-13]。

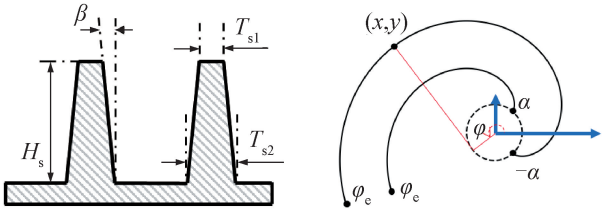
现有提升排量的涡旋型线设计方法主要关注于二维平面上的型线方程,三维空间的设计方法较少。本文基于轴向变壁厚圆渐开线提出一种新型大排量涡旋压缩机的设计方法,并分析型线设计参数对排量的影响。同时,利用经实验校正的仿真模型,研究型线设计参数对内泄漏特性的影响,从而确定合理的设计参数范围,同时为后续的优化设计提供理论基础。

1 设计方法

1.1 型线方程

梯形截面涡旋压缩机的涡齿壁厚从基板到齿顶沿轴线方向线性降低,因此其纵剖面为梯形。如图 1(a)所示,定义涡齿的侧壁与轴线形成的夹角为拔模角 β(°),其与齿高 H_s(mm)、涡齿齿顶端壁厚 T_{s1}(mm)和涡齿基板端壁厚 T_{s2}(mm)的关系式为:

$$\beta = \arctan\frac{T_{s2} - T_{s1}}{2H_s} \tag{1}$$



(a) 纵剖面　　(b) 横剖面

图 1 梯形截面涡齿几何参数定义

Fig.1 Geometrical parameters definition of the trapezoidal section scroll wrap

梯形截面涡旋压缩机使用的动静盘涡齿形状完全一致。如图 2 所示,梯形截面涡旋压缩机工作时动静涡盘沿轴线相向组装,动涡盘齿顶与静涡盘基板贴合,静盘齿顶也与动涡盘基板贴合,动静涡盘侧壁啮合形成工作腔室,工作腔室的容积随曲轴转角增加逐渐减小,从而压缩工作腔内的制冷剂。

与常规的涡旋压缩机涡齿不同的是,在端盖至机架方向上,梯形截面涡旋压缩机的静盘涡齿壁厚递减,而动盘涡齿壁厚却递增。因此,在梯形截面涡旋压缩机的同一齿高剖切面观察,动盘和静盘的涡齿壁厚并不相同。在动盘基底,动盘涡齿比静盘涡齿薄;在静盘基底,动盘涡齿厚于静盘涡齿。

梯形截面涡旋压缩机涡盘型线方程属于三维圆

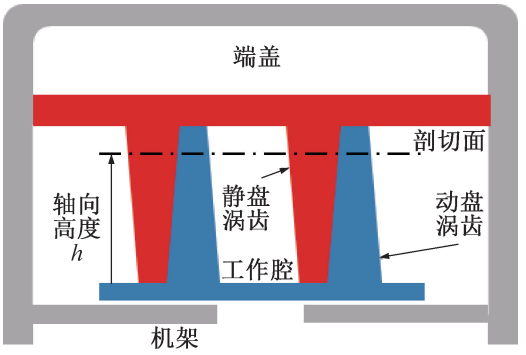


图 2 梯形截面涡旋压缩机截面图

Fig.2 Cross-sectional view of trapezoidal scroll compressor

渐开线,设计参数如图 1 所示,包括基圆半径 R_b(mm)、拔模角 β、涡齿基板端壁厚 T_{s2}、齿高 H_s、圆渐开线起始角 φ_s(rad)、圆渐开线结束角 φ_e(rad)。

对于静涡齿,内壁和外壁的型线方程为:

$$\begin{cases} x_{fi} = R_b(\cos\varphi + (\varphi - \alpha_f)\sin\varphi) \\ y_{fi} = R_b(\sin\varphi - (\varphi - \alpha_f)\cos\varphi) \end{cases} \tag{2}$$

$$\begin{cases} x_{fo} = R_b(\cos\varphi + (\varphi + \alpha_f)\sin\varphi) \\ y_{fo} = R_b(\sin\varphi - (\varphi + \alpha_f)\cos\varphi) \end{cases} \tag{3}$$

动涡齿的型线方程为:

$$\begin{cases} x_{mi} = R_{or}\cos\Theta - R_b(\cos\varphi + (\varphi - \alpha_m)\sin\varphi) \\ y_{mi} = R_{or}\sin\Theta - R_b(\sin\varphi - (\varphi - \alpha_m)\cos\varphi) \end{cases} \tag{4}$$

$$\begin{cases} x_{mo} = R_{or}\cos\Theta - R_b(\cos\varphi + (\varphi + \alpha_m)\sin\varphi) \\ y_{mo} = R_{or}\sin\Theta - R_b(\sin\varphi - (\varphi + \alpha_m)\cos\varphi) \end{cases} \tag{5}$$

式中:坐标参数有两个下标,第一个表示涡盘的是否运动,f 代表静盘,m 代表动盘;第二个下标表示涡齿内外壁,i 代表内壁,o 代表外壁。φ 为圆渐开线展开角,rad;α 为圆渐开线偏置角,rad,即初始时刻发生线与 x 轴的夹角。参数 α_f 为静盘偏置角,rad;α_m 为动盘偏置角,rad。与轴向高度的关系为:

$$\alpha_f(h) = \frac{T_{s2}/2 - (H_s - h)\tan\beta}{R_b} \tag{6}$$

$$\alpha_m(h) = \frac{T_{s2}/2 - h\tan\beta}{R_b} \tag{7}$$

式中:$\Theta = \varphi_e - \theta - \pi/2$,其中 θ(rad)为曲轴转角。引入 Θ 的目的是令 $\theta = 0$ 时动静涡齿的啮合位置恰好位于涡齿的末端。

由此可生成如图 3 所示的梯形截面涡齿的三维模型。

1.2 容积公式

曲线积分法[14]通过回转半径和啮合点坐标可以计算得到梯形截面涡旋压缩机的各工作腔投影面积。回转半径 R_{or}(mm)公式为:

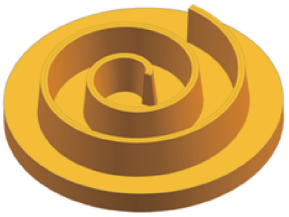


图 3 梯形截面涡盘三维模型

Fig.3 3D model of trapezoidal scroll compressor

$$R_{or} = R_b\pi - (T_{s2} - H_s\tan\beta) \tag{8}$$

啮合点方程为：

$$\varphi_{k,fi} = \varphi_{k,mi} = \varphi_e - \theta - (2k-2)\pi \tag{9}$$

$$\varphi_{k,fo} = \varphi_{k,mo} = \varphi_e - \theta - (2k-1)\pi \tag{10}$$

吸气腔投影面积 A_s（mm^2）、压缩腔投影面积 A_c（mm^2）及排气腔投影面积 A_d（mm^2）的计算公式如下：

$$A_s = R_b R_{or}\left[\begin{array}{c} 2\theta\varphi_e - \theta(\bar{\alpha}+\pi) - \\ \theta^2 + 2(1-\cos\theta) - \\ 2(\varphi_e-\pi)\sin\theta - \dfrac{\pi}{4}\sin 2\theta \end{array}\right] \tag{11}$$

$$A_c = 2\pi R_b R_{or}[2\varphi_e - 2\theta - (\bar{\alpha}+\pi)] \tag{12}$$

$$A_d = R_b R_{or}\left(\varphi_e\theta - \theta^* - \frac{\pi}{2}\right)\left(\varphi_e - \theta - \theta^* - \bar{\alpha} + \frac{7\pi}{2}\right) \tag{13}$$

由几何关系得平均壁厚对应的平均偏置角 $\bar{\alpha} = \dfrac{T_{s2} - H_s\tan\beta}{2R_b}$，各工作腔 V_i（mm^3）的容积计算公式为：

$$V_i = A_i H_s (i = s, c, d) \tag{14}$$

排量 V_{disp}（mm^3）和内容积比 V_r 计算公式分别为：

$$V_{disp} = 2\pi H_s R_b R_{or}(2\varphi_e - 3\pi) \tag{15}$$

$$V_r = \frac{2\varphi_e - 3\pi}{(2\varphi_{is} + \pi)} \tag{16}$$

式中：φ_k 为啮合点对应的圆渐开线展开角，rad；θ^* 为排气角，rad；φ_{is} 为圆渐开线内壁起始角，rad；下标 s、c、d 分别表示吸气腔、压缩腔、排气腔。

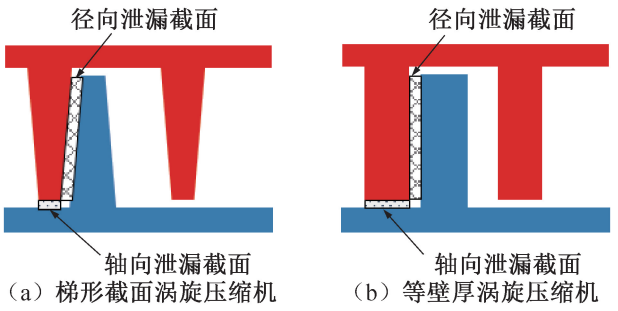
1.3 泄漏面积

涡旋压缩机内泄漏通道可分为径向泄漏和轴向泄漏[4]。由于型线随轴向高度发生变化，梯形截面涡旋压缩机的泄漏面积与等壁厚涡旋压缩机存在差异，如图 4 所示。

对于径向泄漏，泄漏截面由矩形变为平行四边形，但计算公式与等壁厚涡旋压缩机的相同。

$$A_f = \delta_f H_s \tag{17}$$

式中：δ_f 为径向泄漏宽度，mm。对于轴向泄漏，



（a）梯形截面涡旋压缩机　（b）等壁厚涡旋压缩机

图 4 梯形截面与等壁厚涡旋压缩机的泄漏截面对比

Fig.4 Comparison of the leakage cross section of trapezoidal and normal scroll compressor

泄漏截面形状不变，但轴向泄漏长度 δ_r（mm）发生变化，按照上顶面的泄漏面积计算。

$$A_r = R_b\delta_r\left[\frac{1}{2}(\varphi_{k+1}^2 - \varphi_k^2) - \varphi_0(\varphi_{k+1} - \varphi_k)\right] \tag{18}$$

2 泄漏模型

为研究泄漏特性，需要建立泄漏仿真模型。现有涡旋压缩机的泄漏模型主要有 4 种：等熵流动模型、不可压缩黏性流模型、可压缩绝热黏性流模型和准一维模型[15]。本文采用等熵流动模型，因为此模型无需迭代计算，具有计算速度快的优点。

现有研究[16-18]一般都采用隐式方法求解泄漏量，即先建立耦合泄漏模型在内的热力学仿真模型，迭代计算得到各个曲轴转角对应的各工作腔的温度和压力，再将泄漏通道两端工作腔室的温度和压力代回式(19)和式(20)所示的泄漏模型，计算得到泄漏质量流量。本文使用如图 5 所示零维热力学仿真模型。

$$\dot{m} = A\sqrt{p_h\rho_h}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\left(p_r^{\frac{2}{k}} - p_r^{\frac{k+1}{k}}\right)} \tag{19}$$

$$p_r = \begin{cases} \left(\dfrac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{1-k}}, & \left(\dfrac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{1-k}} < \dfrac{p_l}{p_h} \\ \dfrac{p_l}{p_h}, & \left(\dfrac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{1-k}} \geqslant \dfrac{p_l}{p_h} \end{cases} \tag{20}$$

式中：$\dot{m}$ 为泄漏质量流量，g/s；p_r 为压比；A 为泄漏面积，mm^2；k 为绝热指数；p_h 为高压腔压力，Pa；p_l 为低压腔压力，Pa；ρ_h 为高压腔内制冷剂密度，kg/m^3。

3 实验方法

对使用 R134a 制冷剂的车用涡旋压缩机进行性能实验，关键参数如表 1 所示。按照 GB/T 5773—

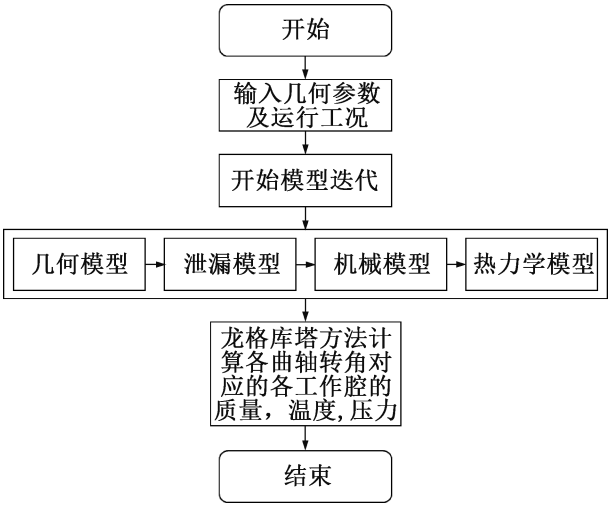


图 5 热力学仿真模型流程图

Fig.5 Flow chart of thermal dynamic simulation model

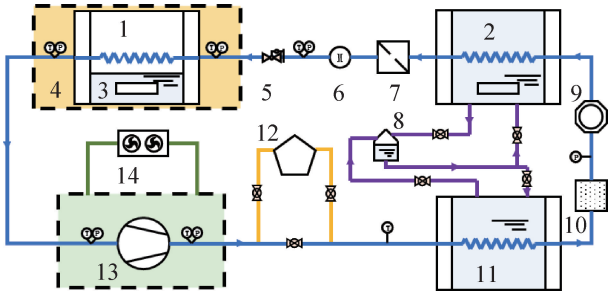
2016《容积式制冷剂压缩机性能试验方法》[19] 规定，X 法采用第二制冷剂量热计法，二次制冷剂用 HCFC123，Y 法采用制冷剂液体流量计法。

表 1 实验用涡旋压缩机参数

Tab.1 The parameters of experimental scroll compressor

变量	数值
壁厚/mm	3. 104
齿高/mm	17. 700
基圆半径/mm	2. 500
回转半径/mm	4. 750
拔模角/(°)	0
偏置角/rad	0. 621
起始角/rad	1. 895
结束角/rad	14. 935
排量/cm^3	27. 000

实验台架的设计如图 6 所示，该实验系统主要由



1 蒸发器；2 过冷器；3 加热器；4 量热器；5 电子膨胀阀；6 流量计；7 过滤器；8 水罐；9 视液镜；10 干燥器；11 冷凝器；12 油分离器；13 涡旋压缩机；14 制冷机组。

图 6 实验台架

Fig.6 Experimental bench

蒸发器、冷凝器、过冷器、电子膨胀阀、油分离器组成。

台架通过调节电加热器 1 控制过冷器水温从而调节系统过冷度，类似地电加热器 2 用于控制蒸发器吸气温度。通过调节水流量进一步调节冷凝器中的水温，同时调节电子膨胀阀开度，从而实现调节压缩机排气压力。实验时先设定压缩机吸气过热度、吸气压力、排气压力，然后通过布置的传感器测定计算压缩机排气温度、质量流量及电功率。实验台精度分析如表 2 所示。

表 2 实验不确定度分析

Tab.2 Experiment measurement accuracy

测量参数	传感器类型	测量范围	不确定度
温度	Pt100	−30～150 ℃	±0. 1 ℃
压力	压力变送器	0～2. 5 MPa	±0. 1%
热量	量热器	输入电压:0～600 V 输入电流:0～20 A	±0. 05%
质量流量	质量流量计	0～30 m^3/h	±0. 5%
电功率	功率计	输入电压:0～600 V 输入电流:0～20 A	±0. 05%

参考国标 GB/T 22068—2018《汽车空调电动压缩机总成》[20] 设定实验工况。6 种工况下的转速如表 3 所示，其它条件均相同：吸气压力为 300 kPa，吸气过热度为 10 ℃，排气压力为 1 500 kPa，过冷度为 5 ℃。

表 3 实验工况

Tab.3 Experiment conditions

工况	1	2	3	4	5	6
转速/Hz	33. 3	50. 0	66. 7	83. 3	100. 0	116. 7

4 结果分析

首先使用实验数据校核拔模角为 0°的梯形截面涡旋压缩机的热力学仿真模型，然后使用仿真模型研究拔模角对梯形截面涡旋压缩机的几何特性和泄漏特性的影响。除拔模角和涡齿顶端壁厚以外，仿真机型的其他参数基本与实验机型相等，涡齿齿根壁厚 T_{s2} 为 3. 104 mm，具体参数如表 4 所示。仿真工况也与实验工况完全一致。

4. 1 模型校核

由于泄漏模型与热力学模型是耦合的，热力学模型中在迭代过程中使用了泄漏模型，而泄漏量计算则以热力学模型的计算结果作为输入，因此可以

表 4 梯形截面涡旋压缩机参数

Tab.4 The parameters of scroll compressor with trapezoidal cross section

拔模角/(°)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
涡齿顶端壁厚 T_{s1}/mm	2.795	2.486	2.177	1.868	1.558	1.249

通过校核热力学仿真模型来提高泄漏量计算的准确度[18]。

本文使用的零维热力学模型可以通过校核压缩机功率、质量流量及排气温度提升精度[14,16]。利用实验数据校核热力学仿真模型,如图 7~图 9 所示,排气温度、压缩机功率以及质量流量的相对误差分别为 8%、8%和 12%。

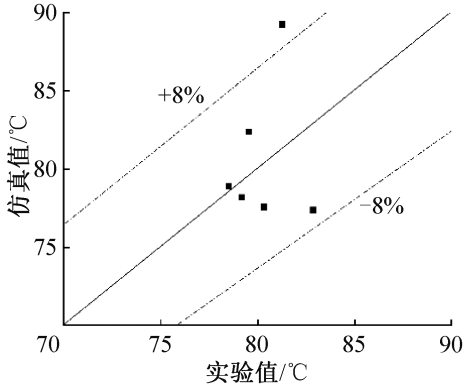


图 7 排气温度的实验值与仿真值对比

Fig.7 Validation of discharge temperature

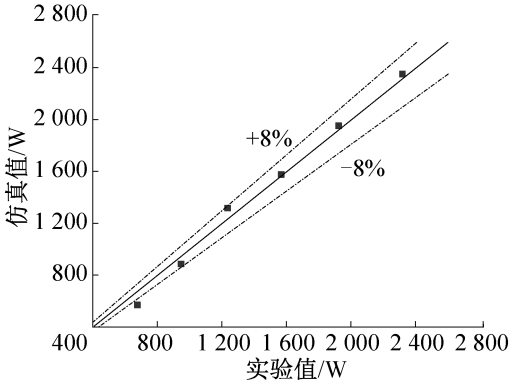


图 8 压缩机功率的实验值与仿真值对比

Fig.8 Validation of compressor efficiency

4.2 排量对比分析

图 10 所示为不同拔模角对应的排量、平均壁厚及回转半径的变化。排量和回转半径与拔模角均为线性递增关系,平均壁厚与拔模角为线性递减关系。当拔模角为 3°时,梯形截面涡旋压缩机的排量取得最大值,达到 32.27 cm^3,比等壁厚涡旋压缩机(β=0°)提升了 19.5%。拔模角从 0°增至 3°,公转半径从 4.75 mm 增至 5.68 mm,平均壁厚从 3.104 mm 降至 2.176 mm。这可以理解为梯形截面压缩机通过降低平均壁厚来增加体积利用系数从而增加排量。而公转半径增加的原因是动静涡盘的啮合线与电机出轴形成的夹角(数值上等于拔模角)增加。对于常规的等壁厚涡齿,动静涡盘的啮合线与电机出轴平行,而梯形截面涡旋压缩机的动涡盘需相对于电机出轴径向偏出。

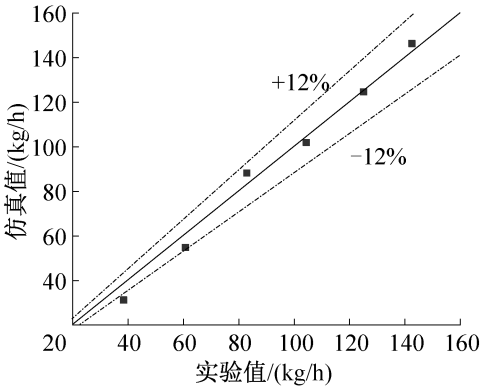


图 9 质量流量的实验值与仿真值对比

Fig.9 Validation of mass flow

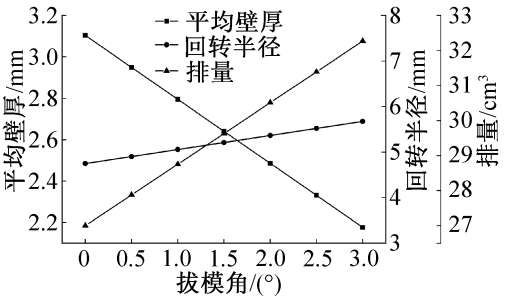


图 10 不同拔模角下排量、平均壁厚及回转半径的变化

Fig.10 Variation in displacement, average wall thickness and radius of base circle at different draft angles

相比于等壁厚增大排量的方法(增加齿高或减少壁厚),梯形截面涡旋压缩机的优点为在保证强度校核的前提下仍可降低平均壁厚,提高体积利用系数。由于发生在涡齿末端的涡齿齿根疲劳弯曲折断是涡齿的主要失效原因之一,此处提及的强度校核以涡齿齿根强度为基本设计准则[21]。文献[21]通过有限元仿真拟合得到最小计算安全系数 $n_{\sigma\min}(\alpha, r, H_s)$ 的简化计算公式,过渡圆角半径 r(mm)与拔模角关系为 $r = H_s\tan\beta$。选择实验用涡旋压缩机涡齿为基准涡齿,最小安全系数比定义为增大排量后涡齿的最小安全系数与基准涡齿的最小安全系数的商,与涡旋压缩机排量的关系如图 11 所示。

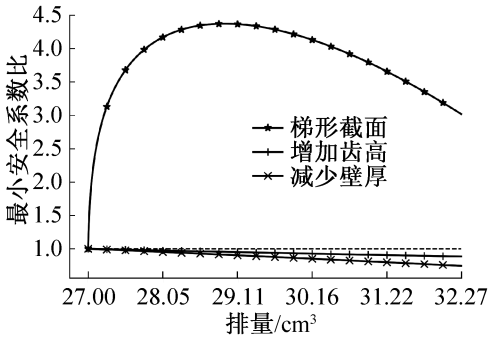


图 11 不同增大排量方法的最小安全系数比与排量关系

Fig.11 Smallest safety factor with scroll compressor displacement using different enlarging methods

尽管梯形截面涡齿的断面面积小于基准涡齿,但梯形截面的设计相当于通过增加过渡圆角来保证强度校核,因为过渡圆角可以提高侧面支撑从而提高涡齿强度[22]。而且梯形截面涡齿与的基准涡齿齿根厚度一致,因此最小安全系数比大于 1,说明梯形截面的强度高于基准涡齿,可以保证强度校核。而减少壁厚和增加齿高的等壁厚涡齿最小安全系数比小于 1,强度均低于基准涡齿,未能通过强度校核。

4.3 泄漏特性研究

内泄漏是涡旋压缩机性能衰减的重要原因之一。理论上动静涡盘完全啮合,但在实际工作过程中,由于涡齿两端分别为吸气腔和排气腔,温度相差数十度,涡齿不可避免发生热应变;同时涡盘受到倾覆力矩和自转力矩的影响,动静涡盘挤压也会产生力应变。受到热应力和机械应力的共同影响,动静涡盘之间出现缝隙,在相邻的工作腔之间发生制冷剂从高压腔向低压腔的输运现象。

由于泄漏质量流量随曲轴转角呈非线性变化,不同时刻不同通道的泄漏质量流量差异较大。为了更好对比不同拔模角的涡旋压缩机的泄漏特性,定义内泄漏率为泄漏质量流量的时均值与实际吸气质量流量之比[17],泄漏率越高,压缩机的效率越低。

涡旋压缩机的工作腔室可分为吸气腔、压缩腔和排气腔,在不同阶段的各工作腔的相邻腔室并不相同,据文献统计径向泄漏通道和切向泄漏通道各有十余种,不便逐一对比。本文按照泄漏通道两侧的工作腔进行化简,得到 3 类泄漏通道,每类又可按泄漏方向细分出两个子类,径向和切向,如表 5 所示内泄漏特性分析对象简化为 6 种泄漏通道。

4.3.1 工作腔压力变化曲线对比

由于梯形截面涡旋压缩机的设计压缩比不随拔模角改变,如图 12 所示,拔模角为 3°的梯形截面涡旋压缩机各腔室工作压力与等壁厚涡旋压缩机差异较小。

表 5 泄漏通道分类

Tab.5 Classification of investigated leakage channels

低压腔-高压腔	吸气腔-压缩腔(s-c)	压缩腔-压缩腔(c-c)	压缩腔-排气腔(c-d)
径向泄漏通道	径向 s-c	径向 c-c	径向 c-d
切向泄漏通道	切向 s-c	切向 c-c	切向 c-d

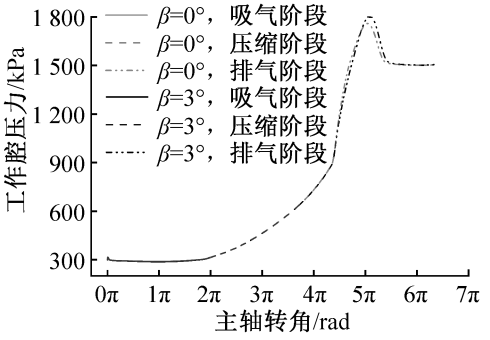


图 12 梯形截面涡旋压缩机和等壁厚涡旋压缩机工作腔压力变化对比

Fig.12 Variation of working chamber pressure with crank angle between trapezoidal and normal scroll compressor

4.3.2 不同泄漏通道的泄漏特性

图 13 所示为以等壁厚涡旋型线为比较基准,梯形截面涡旋压缩机在不同拔模角下内泄漏率的变化趋势。对于等壁厚涡旋压缩机,三类径向泄漏通道 s-c、c-c 及 c-d 的径向泄漏率分别为 7.62%、1.92%和 11.67%,可以看出 c-d 的径向泄漏比 s-c 和 c-c 都更严重。根据切向泄漏面积公式(18),c-d 泄漏线是型线修正部分,展开角比排气角 θ_d 更小,c-d 的切向泄漏面积相比于 s-c 和 c-c 更小。如表 6 所示,c-d 的压差高于 s-c 和 c-c,据式(19)压比对泄漏率的影响更显著,因此 c-c 的径向内泄漏率最低,c-d 的径向内泄

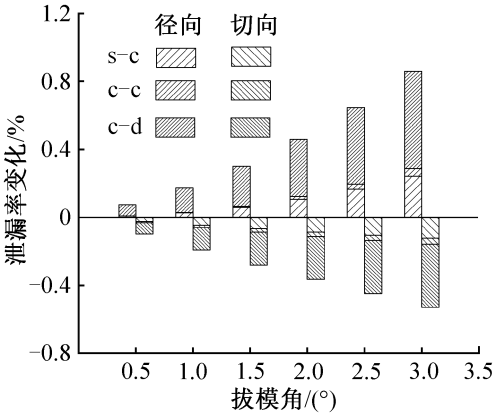


图 13 不同拔模角下内泄漏率的变化

Fig.13 Variation of internal leakage rate with different draft angle

漏率最高。

表 6 泄漏通道两端工作腔压差(单位:kPa)

Tab.6 Pressure difference of leakage channel(Unit:kPa)

拔模角/(°)	吸气腔-压缩腔	压缩腔-压缩腔	压缩腔-排气腔
0	272.23	251.74	582.36
0.5	272.18	251.68	575.71
1.0	271.89	251.19	568.07
1.5	271.84	251.13	558.68
2.0	271.44	250.52	549.09
2.5	271.23	250.27	538.44
3.0	270.76	249.57	527.91

4.3.3 拔模角对泄漏率的影响

由图 13 可知,梯形截面涡旋压缩机的压缩腔与吸气腔、排气腔与压缩腔的压比几乎不随拔模角变化。拔模角从 0.5°增至 3°,各通道径向泄漏率升高。以等壁厚涡旋型线为比较基准,拔模角为 3°时,总径向内泄漏率上升 0.86%。根据式(16)和式(17),三类径向泄漏通道的平均泄漏面积分别上升 2.82%、2.83%、1.42%;内泄漏率分别增加 0.24%、0.04%、0.57%,可见 c-d 对拔模度的敏感度远高于 s-c 和 c-c。对于切向泄漏量而言,三类通道的切向泄漏面积相同,切向泄漏量完全取决于相邻腔室的压比。以等壁厚涡旋压缩机为例,三类切向泄漏通道 s-c、c-c 及 c-d 的切向泄漏率分别为 1.14%、0.34% 和 3.53%,c-d 的切向泄漏率最高。拔模角从 0.5°增至 3°,各通道切向泄漏率下降,最多分别下降 0.12%、0.03%、0.37%。因此从径向泄漏和切向泄漏的角度出发,泄漏通道 c-d 均为密封设计重点。例如可以考虑在 c-d 部分适当加粗密封条,或使用迷宫密封设计;另外,还可增加涡齿在型线修正部分的壁厚,从而减少泄漏面积。

5 结论

本文首先提出一种增大涡旋压缩机排量的型线设计方法,建立将几何模型和泄漏模型耦合在内的仿真模型,并对仿真模型进行实验校核。对不同拔模角的梯形截面涡旋压缩机进行仿真计算,以等壁厚涡旋压缩机为比较基准,研究排量变化和泄漏特性,得到结论如下:

1)梯形截面涡旋压缩机使用的型线实质是壁厚随齿高变化的一组关于拔模角的等基圆的圆渐开线,当拔模角为 0°时即为等壁厚涡齿几何模型。

2)相比于等壁厚涡旋压缩机增大排量的方法(增加齿高或减少壁厚),梯形截面涡旋压缩机的优点为在保证齿根强度校核的前提下仍可降低平均壁厚,提高体积利用系数。控制其他几何参数不变,当拔模角为 3°时,梯形截面涡旋压缩机的排量达到 32.27 cm^3,增加 19.5%。

3)相比于切向泄漏,拔模角对梯形截面压缩机的径向泄漏影响更大。对于径向泄漏,平均泄漏面积随拔模角上升而上升,最大增加 2.83%。对于切向泄漏,平均泄漏面积与拔模角无关。

4)梯形截面涡旋压缩机的内泄漏特性与等壁厚涡旋压缩机接近,具有良好的应用前景。研究发现拔模角增加,径向泄漏率增加而切向泄漏率下降,总体幅度不超过 2%。此外由于压缩腔与排气腔的压差较大,泄漏通道 c-d 为梯形截面涡旋压缩机密封设计重点。

参考文献

[1] 李万勇, 刘雨声, 施骏业, 等. 电动汽车热泵空调系统低温制热性能及优化[J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 31-39. (LI Wanyong, LIU Yusheng, SHI Junye, et al. Low-temperature heating performance and optimization of electric vehicle heat pump air-conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 31-39.)

[2] 赵宇, 祁照岗, 陈江平. 汽车空调压缩机排量控制方法的实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(8): 1274-1276, 1281. (ZHAO Yu, QI Zhaogang, CHEN Jiangping. Experimental study on a control method for compressor displacement in mobile air conditioning system[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2008, 42(8): 1274-1276, 1281.)

[3] 唐景春, 左承基. 电动汽车空调热泵型涡旋压缩机结构分析[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 54-58. (TANG Jingchun, ZUO Chengji. Structural analysis of heat pump scroll compressor for electric automobile air-conditioning [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 54-58.)

[4] BELL I H, GROLL E A, BRAUN J E, et al. Comprehensive analytic solutions for the geometry of symmetric constant-wall-thickness scroll machines [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 45: 223-242.

[5] 刘强, 曹晨燕, 王君, 等. 涡旋压缩机新型渐变壁厚涡旋齿的设计和工作特性研究[J]. 流体机械, 2018, 46(12): 18-24. (LIU Qiang, CAO Chenyan, WANG Jun, et al. Design and performance study of a novel tapered thickness wrap for scroll compressors[J]. Fluid Machinery, 2018, 46(12): 18-24.)

[6] 吴昊, 刘向农, 王铁军, 等. 对称圆弧加直线修正型线涡旋压缩机脱啮角与排气角研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(6): 20-24. (WU Hao, LIU Xiangnong, WANG Tiejun, et al. Study on mesh-apart angle and discharge angle of scroll compressor with symmetrical circular arc plus line-shaped top profile[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(6): 20-24.)

[7] 刘国平, 张帅, 刘慧. 涡旋压缩机非对称单圆弧修正方法[J]. 机械设计与制造, 2020(7): 39-42. (LIU Guoping, ZHANG Shuai, LIU Hui. The modification method of asymmetric single circular arc for scroll compressor[J]. Machinery Design & Manufacture, 2020(7): 39-42.)

[8] HWANG S J, LI S T, HWANG Y L, et al. Study on scroll profile design using involute of elliptic for scroll compressor [J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 319: 622-628.

[9] 黄蕾, 唐景春, 韩坤. 温度场对动涡旋盘应力与应变的影响[J]. 低温与超导, 2013, 41(5): 60-63. (HUANG Lei, TANG Jingchun, HAN Kun. The effect of temperature field on the stress and strain of orbiting scroll [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2013, 41(5): 60-63.)

[10] LIU Yangguang, HUNG C, CHANG Y. Study on involute of circle with variable radii in a scroll compressor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(11): 1520-1536.

[11] 郝胜利, 马国远, 许树学, 等. 电动车空调用变壁厚涡旋压缩机的性能研究[J]. 流体机械, 2020, 48(4): 24-28, 41. (HAO Shengli, MA Guoyuan, XU Shuxue, et al. Research on performance of variable wall thickness scroll compressors for electric vehicle air conditioning[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(4): 24-28, 41.)

[12] 李敏霞, 王派, 马一太, 等. 转子压缩机与涡旋压缩机的对比与发展[J]. 制冷学报, 2019, 40(1): 22-28, 78. (LI Minxia, WANG Pa, MA Yitai, et al. Comparison and development of rotary and scroll compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(1): 22-28, 78.)

[13] 刘涛, 郭刚. 变截面涡旋盘高速铣削仿真加工与实验研究[J]. 现代制造工程, 2020(2): 13-19. (LIU Tao, GUO Gang. Simulation and experimental research on high speed milling of the variable cross-section scroll plates[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2020(2): 13-19.)

[14] 王宝龙, 韩林俊, 石文星, 等. 基于制冷剂泄出的涡旋压缩机容量调节技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(2): 7-10. (WANG Baolong, HAN Linjun, SHI Wenxing, et al. Modulating technology for scroll compressor with refrigerant release[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 7-10.)

[15] 王建吉, 刘涛. 无油涡旋压缩机涡旋齿齿顶密封结构的研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(5): 144-152. (WANG Jianji, LIU Tao. Study on the sealing structure of scroll tooth of an oil-free scroll compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(5): 144-152.)

[16] BELL I H, ZIVIANI D, LEMORT V, et al. PDSim: a general quasi-steady modeling approach for positive displacement compressors and expanders[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 310-322.

[17] CHEN Rong, WANG Wen. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1433-1441.

[18] 李超, 张晓东, 王海宏, 等. 涡旋压缩机多变压缩过程指数变化规律研究[J]. 流体机械, 2020, 48(8): 11-17. (LI Chao, ZHANG Xiaodong, WANG Haihong, et al. Study on the change law of index of multi-variable compression process of scroll compressor[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(8): 11-17.)

[19] 容积式制冷剂压缩机性能试验方法: GB/T 5773—2016[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016. (The method of performance test for positive displacement refrigerant compressors: GB/T 5773—2016[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.)

[20] 汽车空调电动压缩机总成:GB/T 22068—2018[S]. 北京:中国标准出版社,2018. (Electrically driven compressor assembly for automobile air conditioning: GB/T 22068—2018[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.)

[21] 强建国, 马晓, 刘振全. π展角区域内压作用涡旋齿齿根疲劳强度简化计算[J]. 中国机械工程, 2008, 19(2): 137-141. (QIANG Jianguo, MA Xiao, LIU Zhenquan. Simplified fatigue strength calculation on the root of scroll wrap acted π-region inner pressure[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(2): 137-141.)

[22] KIKUCHI Y, SAITOU S. Scroll compressor wall strength improvement[C]//SAE Technical Paper Series. Warrendale: SAE International, 1996: 1292-1296.

通信作者简介

陈江平,男,博士,教授,博士生导师,上海交通大学制冷与低温工程研究所,(021)34206775,E-mail: jpchen_sjtu@163.com。研究方向:车用空调、节能环保技术、换热器设计优化等。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., professor, Ph. D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com. Research fields: mobile air-conditioning technology, energy saving and environmental protection technology, thermal design and optimization of heat exchangers.