

Doi:10.3969/j.issn.1003-5060.2014.09.003

变基圆渐开线涡旋体热弹性耦合分析

唐景春, 查生凯, 韩 坤

(合肥工业大学 机械与汽车工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:文章以汽车空调涡旋压缩机为研究对象,重点分析了变基圆渐开线涡旋型线的几何理论,建立了变基圆渐开线涡旋型线的方程;利用有限元分析软件 ANSYS,在气体温度和压力耦合载荷工况下,对比分析了定、变基圆渐开线涡旋体的应力和应变。研究结果表明,在相同制冷量的条件下,变基圆渐开线涡旋体的结构特点优于定基圆渐开线涡旋体,能够更好地适应压缩机的复杂工况条件。

关键词:变基圆渐开线; 涡旋盘; ANSYS 软件; 热弹性; 应力; 应变

中图分类号:TH455

文献标识码:A

文章编号:1003-5060(2014)09-1034-05

Coupling analysis of the thermo-elasticity of scroll compressor with involutes of variable radii

TANG Jing-chun, ZHA Sheng-kai, HAN Kun

(School of Machinery and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: Taking scroll compressor used in automotive air conditioning as research target, the geometry theory of the scroll with involutes of variable radii is selectively analyzed and the equation of scroll is established. Under the working conditions of gas temperature load and temperature load coupled with pressure load, the stress and strain of the scroll with involutes of fixed and variable radii are compared and analyzed by using ANSYS software. The results show that the scroll with involutes of variable radii has better structural characteristics than the one with involutes of fixed radii and fits the complex working condition of compressor better when the refrigerating capacity is the same.

Key words: variable radii involute; scroll; ANSYS software; thermo-elasticity; stress; strain

0 引言

涡旋压缩机因具有高效率、高可靠性、低噪音和低成本等优点而被广泛应用。近年来,关于使用环境友好型制冷剂 R744(二氧化碳)的压缩机的研究受到了很多关注。为了满足更高的压力要求,开发一款具有更高强度和硬度的涡旋盘来承受这些高压工况成为当前的迫切需要;节约材料和轻量化也是未来涡旋盘设计制造的方向。

从几何角度看,已经知道并且能够用来创建曲线型线的各种方法都已经有了相关研究^[1-4]。此外,文献[5]已经证明与二维平面轨迹原理相关

的原理可以用来设计涡旋型线。为了使动静涡旋盘在中心很好啮合,一些方法和修正技术应运而生,这样既能防止它们运动时相互干涉又能提高运行效率^[6]。文献[7]比较了用不同曲线型线制造的涡旋压缩机的优缺点。在理论研究上,用方程式表示的平面曲线也被用来获得涡旋型线^[8]。这些涡旋型线研究表明,变基圆半径涡旋型线结构具有更高的效率、可靠性和广泛的设计自由^[9]。本文在论述变基圆型线方程的基础上,借助于有限元分析软件 ANSYS,对定、变基圆的动涡旋体的结构应力进行对比分析,证实变基圆结构具有更高的强度和刚性。

收稿日期:2013-11-15;修回日期:2014-02-13

基金项目:江苏省动力机械清洁能源与应用重点实验室开放基金资助项目(QK09001)

作者简介:唐景春(1968—),男,安徽蚌埠人,博士,合肥工业大学副教授,硕士生导师。

1 变基圆理论和变基圆渐开线方程

渐开线原理图如图1所示,定基圆涡旋型线是由一个常数半径 a 的基圆创建的,定基圆型线与变基圆型线最大的区别在于基圆半径 a 和曲率半径 ρ 这2个参数。基圆半径 a 沿着展开角变化,可形成变基圆型线。

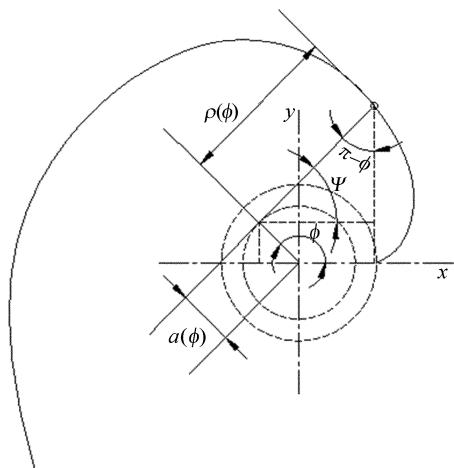


图1 渐开线原理图

根据图1,渐开线的坐标可以用下面的笛卡尔方程式表示^[4]:

$$x = a(\phi)\cos\phi + \rho(\phi)\sin\phi \quad (1)$$

$$y = a(\phi)\sin\phi - \rho(\phi)\cos\phi \quad (2)$$

其中

$$a(\phi) = a_0 + \delta_0\phi^k;$$

$$\rho(\phi) = \int_0^\phi (a_0 + \delta_0\phi^k) d\phi = a_0\phi + \frac{\delta_0}{k+1}\phi^{k+1};$$

ϕ 为渐开线角度; a_0 为初始基圆半径; δ_0 为修正增量; k 为多变指数,可取0、1、2…,也可取正的非整数,一般 k 取1。

$\delta_0=0$ 时,就能得到传统的定基圆半径渐开线。 $\delta_0>0$,从涡旋线的中间向外围,2条曲线之间的距离将会增加; $\delta_0<0$,从涡旋线的中间向外围,2条曲线之间的距离将会减少^[1]。 δ_0 绝对值越大,尺寸变化越大。本次涡旋盘在设计加工时取 $\delta_0=-0.01$ mm。

2 变基圆涡旋型线方程

由涡旋盘内外型线形成原理^[10],以及(1)式和(2)式,可得变基圆涡旋盘内外型线方程。外侧型线的方程为:

$$\begin{cases} x_{ou} = a_{ou}\cos\phi + \rho_{ou}\sin\phi, \\ y_{ou} = a_{ou}\sin\phi - \rho_{ou}\cos\phi \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$a_{ou} = a_{ou}(\phi) = a_0 + \delta_0\phi^k;$$

$$\rho_{ou} = \rho_{ou}(\phi) = a_0\phi + \frac{\delta_0}{k+1}\phi^{k+1}.$$

内侧型线的方程为:

$$\begin{cases} x_{in} = a_{in}\cos(\phi + \pi) + \rho_{in}\sin(\phi + \pi), \\ y_{in} = a_{in}\sin(\phi + \pi) - \rho_{in}\cos(\phi + \pi) \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$a_{in} = a_{in}(\phi) = a_0 + \delta_0\phi^k;$$

$$\begin{aligned} \rho_{in} = \rho_{in}(\phi) &= a_0[\phi + (\pi - 2\alpha)] + \\ &\quad \frac{\delta_0}{k+1}[\phi^{k+1} + (-1)^{k+2}(\pi - \alpha)^{k+1}]; \end{aligned}$$

α 为渐开线起始角。

当 k 和 δ_0 都为0时,可得传统定基圆的涡旋型线方程。外侧型线渐开线方程为:

$$\begin{cases} x_{ou} = a_0\cos\phi + a_0\phi\sin\phi, \\ y_{ou} = a_0\sin\phi - a_0\phi\cos\phi \end{cases} \quad (5)$$

内侧型线渐开线方程为:

$$\begin{cases} x_{in} = a_0\cos(\phi + \pi) + \\ \quad a_0[\phi + (\pi - 2\alpha)]\sin(\phi + \pi), \\ y_{in} = a_0\sin(\phi + \pi) - \\ \quad a_0[\phi + (\pi - 2\alpha)]\cos(\phi + \pi) \end{cases} \quad (6)$$

当 $k=1,\delta_0=-0.01$ mm,可得本文设计和加工的变基圆涡旋盘的型线方程。外侧型线渐开线方程为:

$$\begin{cases} x_{ou} = (a_0 + \delta_0\phi)\cos\phi + \left(a_0\phi + \frac{\delta_0}{2}\phi^2\right)\sin\phi, \\ y_{ou} = (a_0 + \delta_0\phi)\sin\phi - \left(a_0\phi + \frac{\delta_0}{2}\phi^2\right)\cos\phi \end{cases} \quad (7)$$

内侧型线渐开线方程为:

$$\begin{cases} x_{in} = (a_0 + \delta_0\phi)\cos(\phi + \pi) + \\ \quad \left[a_0(\phi + \pi - 2\alpha) + \right. \\ \quad \left.\frac{\delta_0}{2}(\phi^2 - (\pi - 2\alpha)^2)\right]\sin(\phi + \pi), \\ y_{in} = (a_0 + \delta_0\phi)\sin(\phi + \pi) - \\ \quad \left[a_0(\phi + \pi - 2\alpha) + \right. \\ \quad \left.\frac{\delta_0}{2}(\phi^2 - (\pi - 2\alpha)^2)\right]\cos(\phi + \pi) \end{cases} \quad (8)$$

根据(5)~(8)式,在UG软件中分别画出定基圆和变基圆的型线,初始基圆半径 $a_0=4.2176$ mm, $\alpha=30^\circ$,展开角 ϕ 的终值为 1080° 。定、变基圆型线对比如图2所示。

由图2可以看出,当展开角 ϕ 值较小时,两者的涡旋型线是重合的,随着 ϕ 值的增加,两者偏离

越来越明显。在 $\phi = 0$ 时, 定、变基圆的壁厚为 4.403 2 mm, 在 $\phi = 1080^\circ$ 时, 定、变基圆的壁厚分别为 4.403 2 mm 和 3.831 1 mm。

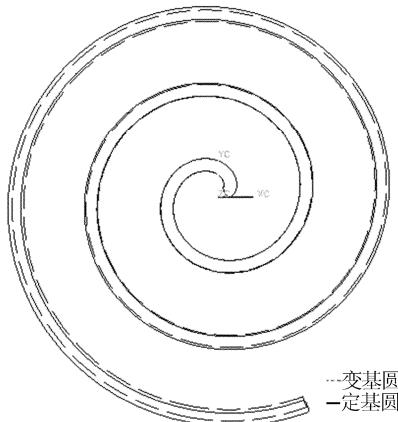


图 2 定、变基圆型线对比图

由图 2 还可以看出, 变基圆的型线是向中心偏移的, 在保证结构紧凑的条件下, 还可以有足够的设计自由。

3 变基圆涡旋齿高的确定

变基圆涡旋盘的优点在于, 当定基圆涡旋盘和变基圆涡旋盘吸气体积相等时, 变基圆涡旋盘涡旋齿的高度更低。由于压缩腔内的冷媒介质被压缩而对涡旋体产生压力, 其大小与涡旋体高度成正比, 因此, 降低涡旋盘的高度有利于改善涡旋的受力状况。

定基圆涡旋盘的吸气容积^[11]为:

$$V_d = \pi P(P - 2t)(2N - 1)h \quad (9)$$

其中, P 为涡旋体节距, $P = 2\pi r$; t 为涡旋体壁厚, $t = 2r\alpha$; N 为压缩腔的对数, 动静涡旋盘啮合形成 3 对压缩腔, 故 $N = 3$; h 为涡旋体高, $h = 30$ mm。

变基圆涡旋盘的吸气容积^[4]为:

$$V_b = -\frac{h_b}{6}\pi(\pi - 2\alpha)[-2a_0 + (\pi - 2\alpha)\delta_0] \cdot \\ \{-6a_0(\pi + 2\alpha - 2\phi) + \\ \delta_0[5\pi^2 + 12\pi(\alpha - \phi) + 6(\phi^2 - 2\alpha^2)]\} \quad (10)$$

其中, h_b 为变基圆涡旋体的高度。当变基圆涡旋盘的吸气容积与定基圆涡旋盘吸气容积相等时, 即 $V_d = V_b$, 有 $h_b = 0.935h \approx 28$ mm。

4 模拟计算与结果分析

根据(5)~(8)式, 利用 APDL 参数化语言编

程, 在 ANSYS 软件中直接建立定、变基圆动涡旋体的三维几何模型。涡旋盘的材质为铸铝 ADC12, 耦合计算选择热分析单元 Solid70 和结构分析单元 Solid185。涡旋体有限元划分采用四面体结构。

4.1 位移边界条件

根据动涡旋盘的实际工作情况, 给有限元模型施加了如下边界位移条件: 约束动涡旋盘主轴承座内孔表面的 3 个方向的位移, 也就是 x, y, z 方向的位移分别为 0^[12]。

4.2 动力条件

在涡旋压缩机的工作过程中, 动涡旋盘所受荷载有 3 部分: ① 涡旋盘回转以及重力作用下的惯性载荷; ② 内部制冷剂压缩气体对涡旋盘侧壁和底盘所产生的压力; ③ 非均匀温度场产生的热应力。模拟计算中忽略惯性载荷部分。

4.3 工作腔压力和温度的确定

涡旋盘是一个高速运动的部件, ANSYS 无法对其任意时刻进行有限元分析。本文选取图 3 状态进行静力学分析。此时, 作用于动涡旋盘内、外表面的压力差最大, 齿部的轴向变形及端板的变形也最大^[10]。

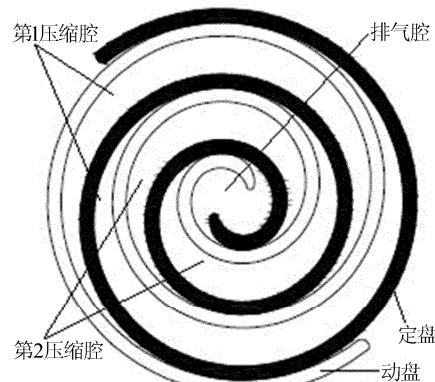


图 3 涡旋体位置图

涡旋式压缩机在运转过程中, 固定涡旋盘与动涡旋盘会在同一时刻形成高压、中压以及低压等 3 对不同的冷媒压力的压缩室。根据实际运行工况知, 该型号压缩机吸气压力 0.28 MPa, 排气压力 1.8 MPa。第 2 压缩室的压力值为^[13]:

$$p_i(\theta) = \left[\frac{V}{V_i(\theta)} \right]^\kappa p_s \quad (11)$$

其中, κ 为冷媒介质 R134a 的等熵指数, 一般取 1.19; p_s 为吸气压力, 取工作状态下的吸气压力 0.28 MPa; V 为吸气容积腔的体积; V_i 为中间容积腔的体积。对 V 和 V_i 的论述见文献[13]。

利用 ANSYS 施加温度载荷计算时,必须考虑汽车空调涡旋压缩机实际运行工况。文献[14]规定的试验运行工况中,最低吸气温度为 15 ℃,最高排气温度为 85 ℃。将温度分布简化为沿半径方向呈线性递减变化,本文施加的温度载荷变化规律为:

$$T_i(\theta) = 15 + 70(1 - x/r) \quad (12)$$

其中, x 为柱坐标系下的值; r 为涡旋盘的底盘半径。取压缩机工作时的外部环境温度 35 ℃ 为参考温度。

4.4 模拟计算与结果分析

分别在仅有温度场和热力耦合场 2 种工况下,对定、变基圆涡旋体进行应力分析^[15],结果如图 4~图 7 所示,见表 1、表 2 所列。

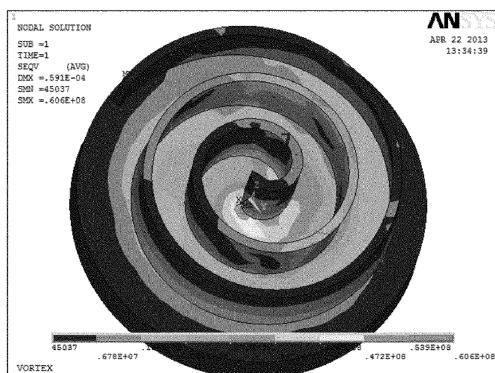


图 4 定基圆耦合工况下应力图

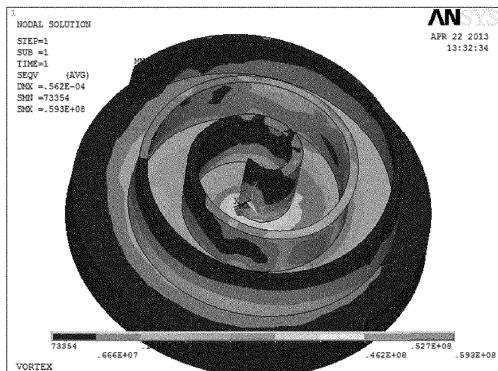


图 5 变基圆耦合工况下应力图

表 1 定、变基圆涡旋体耦合工况数据

项目	涡旋齿高/ mm	最大应力/ MPa	最小应力/ MPa	最大应变/ μm
定基圆	30.0	60.6	0.045	59.1
变基圆	28.0	59.3	0.073	56.2
变化率/%	6.74	2.21	-38.3	5.22

图 4 和图 5 是定、变基圆涡旋盘在热力耦合工况下的应力图。应力最大位置出现在涡旋体蛇头处,最小应力出现在展开角最大值时,其具体数值见表 1。除了最小应力外,变基圆其他值都明显低于定基圆。最小应力偏大的原因是外侧的壁厚明显减小,且最小应力对涡旋体结构影响最小,因此变基圆在结构强度和承受压力方面优于定基圆。

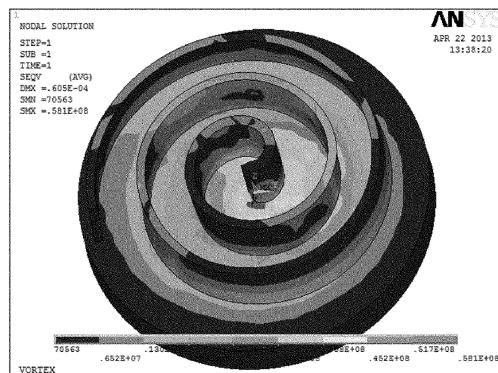


图 6 定基圆温度工况下应力图

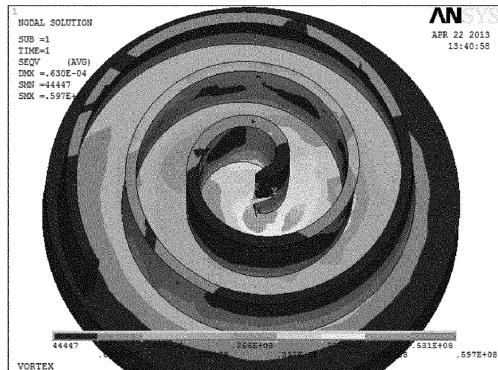


图 7 变基圆温度工况下应力图

表 2 定、变基圆涡旋体温度工况数据

项目	涡旋齿高/ mm	最大应力/ MPa	最小应力/ MPa	最大应变/ μm
定基圆	30.0	59.4	0.044	63.0
变基圆	28.0	58.1	0.071	60.5
变化率/%	6.74	2.23	-37.1	4.13

图 6 和图 7 是定、变基圆仅在温度场下的应力图。该工况下可以得出和前述工况相同的结论。

图 8 是加工完成的变基圆涡旋式压缩机的部分实物图。在文献[16]的试验工况下,定基圆涡旋式压缩机寿命测得为 3 000 h,而变基圆涡旋式

压缩机由于受力条件的改善能达到 3 500 h。



图 8 变基圆涡旋式压缩机产品

5 结 论

(1) 通过分析计算可知,变基圆半径渐开线涡旋齿的高度比定基圆半径渐开线涡旋齿的高度降低了大约 7%,涡旋体中心部位壁较厚,向外壁厚逐渐减小,在满足性能的同时又节省了材料。采用变基圆能节约 4% 的材料,减少资源、能源的浪费。

(2) 采用变基圆渐开线涡旋式压缩机,在相同的制冷量条件下,可以降低涡旋体高度,减小涡旋体根部的弯矩,进而减小应变值,提高工作时的可靠性。

(3) 在相同载荷条件下,变基圆渐开线涡旋体的受力状况优于定基圆。因此,变基圆涡旋体更加适应压缩机的复杂工况条件。

[参 考 文 献]

- [1] 田亚永. 变径基圆渐开线涡旋型线的研究[J]. 甘肃科技, 2011, 27(15):37—38.

- [2] 李雪琴,王君. 涡旋压缩机的变径基圆渐开线型线研究[J]. 压缩机技术, 2011, 228(4):1—4.
- [3] 王国梁. 采用双圆弧加直线单元组合型线的涡旋压缩机理论及试验研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46 (10): 144—147.
- [4] Liu Yangguang, Tang Y H, Chang Y C, et al. Optimum design of scroll profiles created from involute of circle with variable radii by using finite element analysis[J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 55:1—17.
- [5] Lee Y R, Wu W F. A study of planar orbiting mechanism and its applications to scroll fluid machinery[J]. Mechanism and Machine Theory, 1996, 31(5):705—716.
- [6] Terauchi K, Hiraga M. Scroll type fluid compressor with thickened spiral elements; US, 4547137[P]. 1985-10-15.
- [7] Li L S, Shu P C, Yu Y Z. The effect of scroll wraps on the performance of scroll compressors[J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(5):326—331.
- [8] Gravesen J, Henriksen C. The geometry of the scroll compressor[J]. SIAM Review, 2001, 43(1):113—126.
- [9] Tojo K, Ueda H. Scroll type fluid compressor with an involute spiral based on a circle having a varying radius: US, 5425626[P]. 1995-06-20.
- [10] 杨启超,赵远扬,李连生,等. 涡旋压缩机几何模型研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(3):257—260.
- [11] 缪道平,吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社, 2001:131—159.
- [12] 金丹,陈旭. 非均匀温度场下涡旋压缩机动涡旋盘的应力及变形分析[J]. 流体机械, 2003, 31(6):11—14.
- [13] 邬再新,杜文武. 渐开线-高次曲线组合型线涡旋压缩机的设计及有限元分析[J]. 压缩机技术, 2011(2):5—9.
- [14] GB/T 21360—2008, 汽车空调用制冷压缩机[S].
- [15] 韩坤,唐景春,高才. 涡旋压缩机动涡旋盘热弹性耦合分析[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2013, 36(7): 769—772.
- [16] GB/T 18429—2001, 全封闭涡旋式制冷压缩机[S].

(责任编辑 张淑艳)