

一次曲率半径函数涡旋重构型线动力学特性*

刘 涛¹ 邬再新¹ 芮执元²

(1. 兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050;

2. 兰州理工大学数字制造技术与应用省部共建教育部重点实验室, 兰州 730050)

【摘要】 应用法向等距原理构建了基于始端一次曲率半径函数方程的涡旋型线;建立了基于母线参数的吸气腔、压缩腔和排气腔容积数学模型,得到了涡旋压缩机的轴向、切向和径向气体力随曲轴转角的动态变化历程,研究了一次曲率半径函数型线参数对压缩机动力学特性的影响。数值模拟结果表明:一次曲率半径函数始端重构型线的参数显著影响涡旋压缩机的动力学特性;母线始端一次曲线与基圆渐开线连接点处曲率半径的不连续性导致了径向气体力的波动和极性变化,进而对径向间隙的密封、泄漏损失和轴承寿命产生直接影响。

关键词: 涡旋型线 动力学特性 曲率半径 一次曲线 径向力

中图分类号: TH455 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)03-0213-06

Dynamic Property of Reconstructed Scroll Profile Based on First-order Function of Radius of Curvature

Liu Tao¹ Wu Zaixin¹ Rui Zhiyuan²

(1. School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Key Laboratory of Digital Manufacturing Technology and Application, Ministry of Education, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract

Scroll profile plays a key role in dynamic property of the machine. The scroll profiles were constructed by using normal-equidistant-line method based on baseline with the first-order function of radius of curvature in accordance with continuity conditions. The models of suction chamber, compressing chamber and discharge chamber were established based on the parameters of the baseline. The dynamic process of dynamic gas forces in a scroll compressor verse crank angle was obtained. The influence of the first-order curvature radius parameters on dynamic property was approached. The numerical simulation showed that the first-order curvature radius parameters of top scroll profile had significant effects on dynamic property of a scroll machine. Furthermore, the discontinuity of curvature radius of connecting point on the top first-order and involutes led to fluctuation and polarity change of radial force. Thus, the sealing force-load of radial clearance, leakage loss and bearing life would be influenced directly.

Key words Scroll profile, Dynamic property, Radius of curvature, First-order curve, Radial force

引言

动、静涡旋是涡旋流体机械的关键零件,涡旋型线对涡旋机械性能的影响不仅是复杂的,同时也是多方面的,因而引起了广泛关注^[1~5]。

可用于涡旋始端型线的曲线有圆弧、直线、基圆渐开线及三角函数曲线^[6]等。王宝龙^[7]等提出了适宜于任意基圆渐开线初始角的包含吸气、压缩和排气全过程的工作腔容积模型和泄漏面积模型;高秀峰等^[8]提出了涡旋齿端等 β 角圆弧类型线修正

收稿日期: 2010-03-26 修回日期: 2010-06-10

* 国家自然科学基金资助项目(50965011)和甘肃省自然科学基金资助项目(0710RJZA061、1014RJZA025)

作者简介: 刘涛,教授,博士,主要从事机械设计制造及其自动化研究,E-mail: liutao1971@lut.cn

理论;王君等^[9]采用圆渐开线修正涡旋始端型线,提出该方法优于现有的任何一种型线修正方法,所得到的修正涡旋齿综合性能较高。然而,目前各种型线研究方法并不是基于一个统一的型线模型,此外,基圆渐开线修正型线的参数对涡旋机械的容积特性和动力学特性的影响尚未有报道。

本文构建基于一次曲率半径函数的始端重构型线与主体基圆渐开线的涡旋型线。建立基于一次曲率半径函数的封闭腔容积特性模型和动力学模型,并按实际工况参数对曲轴旋转一周时动涡旋上的气体力进行动态数值模拟。

1 一次曲率半径函数型线的构成

如图 1 所示,涡旋型线的母线主体取基圆渐开线,始端重构曲线通过坐标原点,其与主体型线在 P 点处光滑连接^[6],母线上各点的曲率半径可表示为

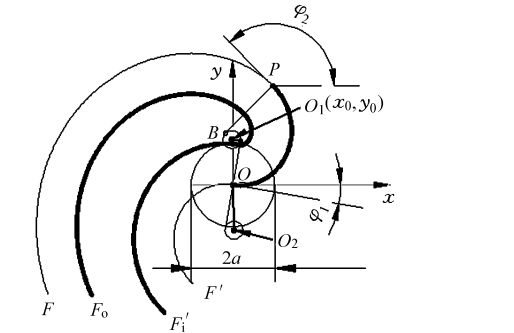


图 1 涡旋型线的构成

Fig. 1 Configuration of scroll profile

点处光滑连接^[6],母线上各点的曲率半径可表示为

$$\rho(\varphi) = \begin{cases} \rho_0(\varphi) & (\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]) \\ a\varphi & (\varphi \in [\varphi_2, \varphi_{\max}]) \end{cases} \quad (1)$$

式中 a ——基圆半径

φ_1 ——母线起始切向角

φ_2 ——母线上连接点 P 处切向角

$\varphi_{\max}$ ——母线的最大切向角

为提高涡旋机械的设计柔性,取重构曲线为一次曲率半径函数曲线

$$\rho_0(\varphi) = C_0 + C_1\varphi \quad (2)$$

式中 C_0 ——曲率半径函数的零次系数

C_1 ——曲率半径函数的一次系数

由曲率半径函数可以构建一条光滑的涡旋型线母线 F,其方程为^[10]

$$\begin{cases} x(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \rho(\varphi) \cos\varphi d\varphi \\ y(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \rho(\varphi) \sin\varphi d\varphi \end{cases} \quad (\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_{\max}) \quad (3)$$

以 F 及其中心对称曲线 F'为母线,运用法向等距曲线理论^[5],得到涡旋齿外壁型线 F₀和涡旋齿内壁型线 F'₁,如图 1 所示。两条母线的起始段在坐标

原点 O 处相切,其曲率中心与 O 点共线,满足连续性条件,故所得涡旋齿型线是光滑曲线。若母线 F'选用不同的 C₀和 C₁,则可得到非对称的动、静涡旋型线。

母线始端一次曲线上各点的轨迹为圆渐开线,其曲率中心的轨迹(即渐缩线)为平面内的圆弧,点 O₁和 O₂分别为母线 F 和 F'的渐缩线的曲率中心,即圆心。

2 型线的容积特性

已知设计参数:涡旋圈数 N=3,基圆渐开线最大切向角 $\varphi_{\max}=630^\circ$,取吸气闭合时的曲轴转角 $\theta=0^\circ$,由于动、静涡旋型线啮合构成了若干对封闭气室,由外到内依次为吸气腔、压缩腔、排气腔,如图 2 所示。

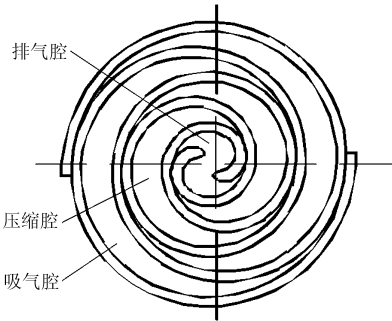


图 2 涡旋压缩机封闭气室

Fig. 2 Enclosed chambers in a scroll compressor

2.1 吸气腔容积

最外侧的一对对称封闭气室为吸气腔,吸气腔仅由主体母线(基圆渐开线)的法向等距线构成,其中一个吸气腔的容积为

$$V_1(\theta) = R_{or}h \int_{\varphi_{\max}-\theta-2\pi}^{\varphi_{\max}-\theta} a\varphi d\varphi \quad (4)$$

其中 R_{or} ——动涡旋回转半径

h ——涡旋齿高

2.2 压缩腔容积

较内侧的对称压缩腔在不同的曲轴转角范围有不同的变化规律。当曲轴转角 $0^\circ \leq \theta \leq 270^\circ - \varphi_2$ 时,压缩腔仅由基圆渐开线的法向等距线构成,其容积为

$$V_2(\theta) = R_{or}h \int_{\varphi_2}^{\varphi_{\max}-\theta} a\varphi d\varphi \quad (5)$$

当曲轴转角 $270^\circ - \varphi_2 \leq \theta \leq 270^\circ - \varphi_1$ 时,压缩腔由基圆渐开线和一次曲线的法向等距线构成,此时压缩腔的容积为

$$V_2(\theta) = R_{or}h \left(\int_{\varphi_2}^{\varphi_{\max}-\theta} a\varphi d\varphi + \int_{\varphi_{\max}-\theta-2\pi}^{\varphi_2} (C_0 + C_1\varphi) d\varphi + l \right) \quad (6)$$

其中 $l = d \sin \left(\arctan \frac{y^* - y_1}{x^* - x_1} - (\pi - \theta) \right) \quad (7)$

$$d = \sqrt{(x^* - x_1)^2 + (y^* - y_1)^2} \tag{8}$$

$$\begin{cases} x^*(\varphi) = x(\varphi) - \frac{y'(x'^2 + y'^2)}{x'y'' - y'x''} \\ y^*(\varphi) = y(\varphi) + \frac{x'(x'^2 + y'^2)}{x'y'' - y'x''} \end{cases} \tag{9}$$

$$\begin{cases} x_1(\varphi) = a \cos \varphi \\ y_1(\varphi) = a \sin \varphi \end{cases} \tag{10}$$

2.3 排气腔容积

当曲轴转角 $\theta \geq 270^\circ - \varphi_1$ 时,压缩过程结束,排气过程开始,此时两压缩腔连通,合并成为最大的排气腔。开始排气角为

$$\theta^* = 270^\circ - \varphi_1 \tag{11}$$

如图 3a 所示,当 $0^\circ \leq \theta \leq 270^\circ - \varphi_2$ 时,排气腔由一次曲线和基圆渐开线的等距线构成,其容积为

$$V_3(\theta) = 2R_{or}h \left(\int_{\varphi_2}^{270^\circ - \theta} a\varphi d\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (C_0 + C_1\varphi) d\varphi - a \right) \tag{12}$$

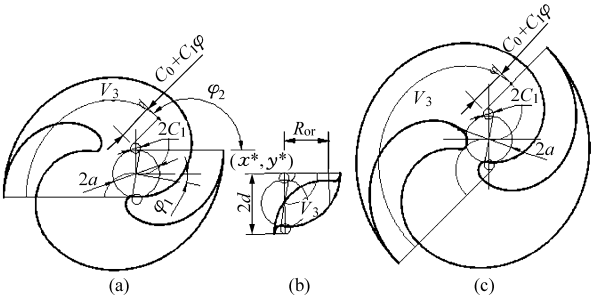


图 3 排气腔的横截面积

Fig. 3 Cross-sectional area of discharge chamber

(a) $0^\circ \leq \theta \leq 270^\circ - \varphi_2$ (b) $270^\circ - \varphi_2 \leq \theta \leq \theta^*$ (c) $\theta^* \leq \theta \leq 360^\circ$

如图 3b 所示,当曲轴转至 $270^\circ - \varphi_2 \leq \theta \leq \theta^*$ 范围时,排气腔由一次曲线的等距线构成,此时

$$V_3(\theta) = 2R_{or}h \left(\int_{\varphi_1}^{270^\circ - \theta} (C_0 + C_1\varphi) d\varphi - 2d \sin(\theta_0 - \theta) \right) \tag{13}$$

其中
$$\theta_0 = 270^\circ + \arctan \frac{x^*}{y^*} \tag{14}$$

如图 3c 所示,当 $\theta^* \leq \theta \leq 360^\circ$ 时,排气腔由一次曲线和基圆渐开线的等距线构成,容积为

$$V_3(\theta) = 2R_{or}h \left(\int_{\varphi_2}^{\varphi_{\max} - \theta} a\varphi d\varphi + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (C_0 + C_1\varphi) d\varphi - a \right) \tag{15}$$

图 4 是不同型线参数下排气腔容积随曲轴转角变化的曲线。

3 型线的动力学特性

3.1 轴向气体作用力

吸气腔内的气体压力为

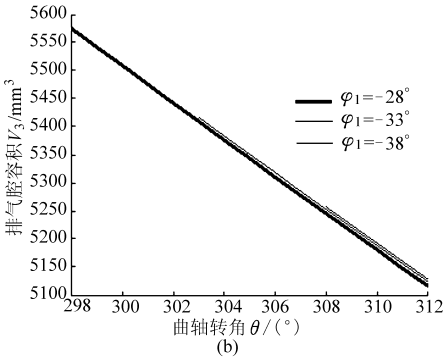
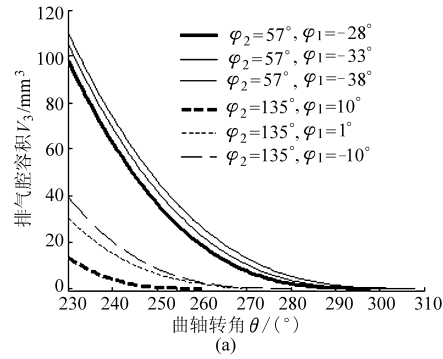


图 4 排气腔容积

Fig. 4 Volume of discharge chamber

(a) $0^\circ \leq \theta \leq \theta^*$ (b) $\theta^* \leq \theta \leq 360^\circ$

$$p_1 = p_s \left(\frac{V_1(0)}{V_1(\theta)} \right)^k \quad (0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ) \tag{16}$$

式中 p_s ——吸气压力 k ——绝热指数
压缩腔内的气体压力为

$$p_2 = p_s \left(\frac{V_1(0)}{V_2(\theta)} \right)^k \quad (0^\circ \leq \theta \leq \theta^*) \tag{17}$$

排气腔内气体压力即排气压力

$$p_3 = p_d = p_s \left(\frac{V_1(0)}{V_2(\theta^*)} \right)^k \quad (0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ) \tag{18}$$

作用在动涡旋上的轴向气体作用力为

$$F_a(\theta) = \frac{1}{h} \sum_{i=1}^N p_i V_i(\theta) \quad (0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ) \tag{19}$$

3.2 切向气体作用力

切向气体力是沿曲轴切线方向施加在动涡旋上的气体作用力。如图 5 所示,啮合点 3 和 3' 形成的排气腔内切向气体力作用线为

$$L_{t3} = \begin{cases} 2a \left(\frac{3\pi}{2} - \theta \right) & (0 \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \varphi_2) \\ 2 \left[C_0 + C_1 \left(\frac{3\pi}{2} - \theta \right) - d \cos(\theta_0 - \theta) \right] & (\frac{3\pi}{2} - \varphi_2 \leq \theta \leq \theta^*) \\ 2a \left(\frac{7\pi}{2} - \theta \right) & (\theta^* \leq \theta \leq 2\pi) \end{cases} \tag{20}$$

其余封闭腔内的切向气体力作用线为

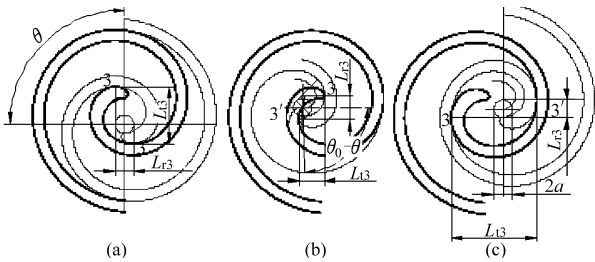


图5 封闭腔内的气体力作用线

Fig.5 Acting lines of gas forces in enclosed chambers

(a) $0 \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \varphi_2$ (b) $\frac{3\pi}{2} - \varphi_2 \leq \theta \leq \theta^*$ (c) $\theta^* \leq \theta \leq 2\pi$

$$L_{ti} = 2a[6\pi^2(N-i) - \theta] \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi, i = 1, 2) \quad (21)$$

动涡旋上的切向气体作用力

$$F_t(\theta) = h \sum_{i=1}^N L_{ti}(p_i - p_{i-1}) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (22)$$

式中,当*i*=1时*p*_{*i*-1}表示吸气压力。

3.3 径向气体作用力

径向气体力是沿动、静涡旋基圆中心连线方向

施加在动涡旋上的气体力。如图5所示,啮合点3和3'形成的排气腔内径向气体力作用线为

$$L_{r3} = \begin{cases} 2a & (0 \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \varphi_2) \\ 2d\sin(\theta_0 - \theta) & (\frac{3\pi}{2} - \varphi_2 \leq \theta \leq \theta^*) \\ 2a & (\theta^* \leq \theta \leq 2\pi) \end{cases} \quad (23)$$

其余压缩腔内径向气体力作用线为

$$L_{ri} = 2a \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi, i = 1, 2) \quad (24)$$

动涡旋上的径向气体作用力

$$F_r(\theta) = h \sum_{i=1}^N L_{ri}(p_i - p_{i-1}) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (25)$$

以涡旋制冷压缩机为例,当设计参数为:制冷剂R22,*a*=2.069 mm,*R*_{or}=4 mm,*N*=3,*h*=40 mm,*k*=1.19,*p*_s=0.5 MPa,*p*_d=3.2 MPa时,对动涡旋上的气体作用力进行数值模拟,结果如图6~8和表1所示。图9为不同型线参数时母线的曲率半径函数曲线。

表1 一次曲线始端型线动力学参数

Tab.1 Values of dynamic parameters with the first-order curve reconstruction

参数	数值					
切向角 $\varphi_2/(^\circ)$	57	57	57	135	135	135
切向角 $\varphi_1/(^\circ)$	-38	-33	-28	-10	1	10
开始排气角 $\theta^*/(^\circ)$	308	303	298	280	269	260
轴向气体力 $F_a(\theta^*)/\text{kN}$	1.825	1.817	1.810	1.791	1.776	1.765
切向气体力 $F_t(\theta^*)/\text{kN}$	3.542	3.452	3.367	3.157	3.002	2.881
径向气体力 $F_{r\max}/\text{N}$	559.3	536.8	517.3	533.8	506.4	486.5
<i>P</i> 点处圆渐开线曲率半径 $\rho(\varphi_2)/\text{mm}$	2.057	2.057	2.057	4.872	4.872	4.872
曲率半径差 $\Delta\rho(\varphi_2)/\text{mm}$	-0.235	0	0.245	-1.551	-1.998	-2.489

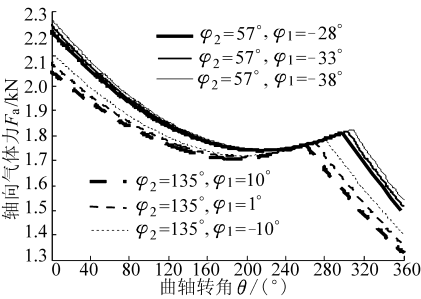


图6 动涡旋上的轴向气体作用力

Fig.6 Axial gas force on orbiting scroll

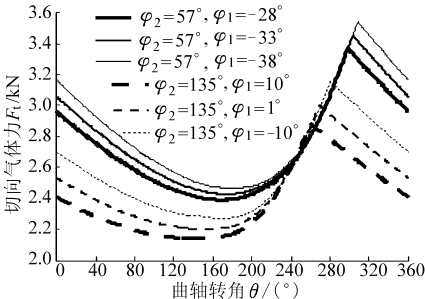


图7 动涡旋上的切向气体作用力

Fig.7 Tangential gas force on orbiting scroll

4 讨论

(1)切向角对容积特性的影响。如图4所示,随着一次曲线切向角*φ*₁的减小,压缩过程延长,排气过程缩短,排气腔容积曲线斜率增大;随着切向角*φ*₂的减小,压缩过程延长,排气过程缩短,排气腔容

积曲线斜率增大。

(2)切向角对气体力的影响。随着*φ*₁的减小,作用在动涡旋上的气体作用力增大;随着*φ*₂的减小,动涡旋上的气体作用力增大。如图6~8和表1所示,当*θ*=0°时,轴向气体力有最大值,当*θ*=*θ*^{*}时,轴向气体出现第2个峰值;当*θ*=*θ*^{*}时,切向气

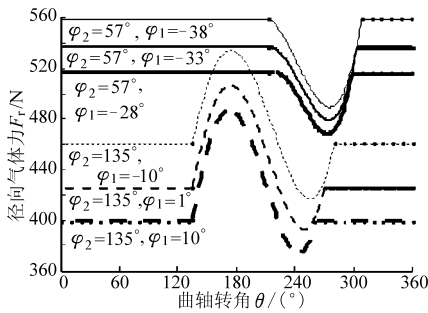


图 8 动涡旋上的径向气体作用力

Fig. 8 Radial gas force on orbiting scroll

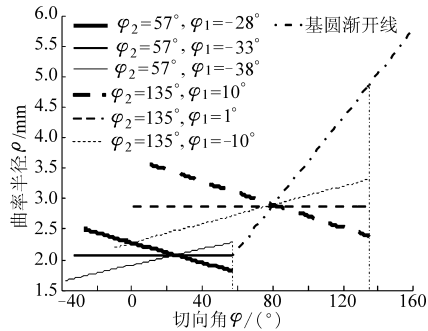


图 9 母线的曲率半径变化曲线

Fig. 9 Variation of curvature radius of baseline

体力有最大值。

(3) 一次曲率半径函数曲线参数对径向气体力的影响。如表 1、图 8 和图 9 所示,当 $\varphi_2 = 135^\circ$ 时,由于母线上一次曲线与基圆渐开线连接点处曲率半径不连续且差值较大,导致径向气体力波动幅度较大,且有极性变化;当 $\varphi_2 = 57^\circ, \varphi_1 = -33^\circ$ 时,一次曲线与基圆渐开线连接点处曲率半径相等,故径向力曲线的斜率连续变化,径向力无极性变化,一次曲线啮合区内径向力幅值小于渐开线啮合段的值;而 $\varphi_1 = -38^\circ$ 和 $\varphi_1 = -28^\circ$ 时曲率半径不连续但差值较小,径向力幅值和极性变化不明显。

(4) 一次曲率半径函数曲线参数对压缩机性能的影响。当 $\varphi_2 = 57^\circ$ 时,由于动涡旋上径向气体力方向与动涡旋的离心力作用方向相反,径向力的减

小增大了径向间隙的密封力,有利于减小通过径向通道的泄漏损失;而当 $\varphi_2 = 135^\circ$ 时,一次曲线啮合段内径向力间呈由小到大、再由大到小的周期性变化,从而使径向间隙的密封力也出现周期性波动,不利于径向间隙的密封。另外,径向力的波动增加了动涡旋滑动轴承上的摩擦功耗,对轴承使用寿命不利。

(5) 目前车用空调涡旋压缩机中采用的钢球防自转结构具有很大的间隙,不能严格的保证动、静涡旋 180° 相位差。若按照无间隙啮合设计则可能造成始端咬合损坏,故经常会在动静涡盘始端啮合处人为设置较大的间隙。

5 结论

(1) 构建了基于一次曲率半径函数始端的涡旋型线,提出了仅由母线参数表示的封闭压缩腔的容积模型,并建立了涡旋型线的动力学特性随曲轴转角的动态变化历程。

(2) 对作用在涡旋压缩机动涡旋上的轴向、切向和径向气体力进行实际工况下的数值模拟,结果表明:一次曲率半径函数的切向角参数对涡旋机械的动力学特性影响显著。随着切向角 φ_1 和 φ_2 的减小,动涡旋上的气体作用力增大,且在曲轴转至排气角 θ^* 时,轴向力和切向力达到峰值。

(3) 一次曲率半径函数的几何连续性对径向气体力有较大影响。只要母线的曲率半径不连续,径向气体力就呈现波动性,且始端一次曲率半径函数曲线与主体渐开线连接点处曲率半径之差越大,径向力的波动幅值越大。

(4) 径向气体力由小到大、再由大到小的周期性变化,将使径向间隙的密封力也出现周期性波动,不利于径向间隙的密封。此外,径向力的波动还将增加动涡旋滑动轴承上的摩擦功耗,从而影响轴承的使用寿命。

参 考 文 献

- Gravesen J, Christian H. The geometry of the scroll compressor [J]. Siam Review, 2001, 43(1): 113 ~ 126.
- Wang Baolong, Li Xianting, Shi Wenxing. A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 958 ~ 966.
- 王君,李雪琴. 多齿涡旋机械啮合型线的构建理论[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 74 ~ 79.
Wang Jun, Li Xueqin. Construction theories of meshing profile for multi-wraps scroll machinery [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 74 ~ 79. (in Chinese)
- 王立存,陈进,李世六,等. 基于泛函的涡旋型线共轭啮合理论[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3): 50 ~ 53.
Wang Licun, Chen Jin, Li Shiliu, et al. Conjugate meshing theory of scroll profiles based on functional expression [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3): 50 ~ 53. (in Chinese)
- 刘涛,邬再新,刘振全. 法向等距线法生成涡旋压缩机型线的研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(6): 55 ~ 58.
Liu Tao, Wu Zaixin, Liu Zhenquan. Study on generating profile with normal-equidistant-curve method for scroll compressor

- [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(6): 55 ~ 58. (in Chinese)
- 6 Liu Tao, Liu Zhenquan. Trigonometric-curve based modification of scroll profile and its effect on performances of a scroll compressor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 18(4): 498 ~ 503.
- 7 王宝龙, 石文星, 李先庭. 制冷空调用涡旋压缩机数学模型[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2005, 45(6): 726 ~ 729. Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting. Mathematical modeling of scroll refrigeration compressors [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2005, 45(6): 726 ~ 729. (in Chinese)
- 8 高秀峰, 刘卫华, 冯诗愚, 等. 涡旋齿端等 β 角圆弧类型线修正理论的研究[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(7): 750 ~ 754. Gao Xiufeng, Liu Weihua, Feng Shiyu, et al. Theoretical study on modification of top profile based on arc shaped curves with equal beta angle for scroll fluid machinery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(7): 750 ~ 754. (in Chinese)
- 9 王君, 刘振全. 采用圆渐开线修正涡旋压缩机涡齿型线[J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 221 ~ 226. Wang Jun, Liu Zhenquan. Investigation of wrap profile modification using circle involute for scroll compressor [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 221 ~ 226. (in Chinese)
- 10 刘涛, 芮执元, 邬再新, 等. 基于正交标架矢量函数的涡旋机械集成型线研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 209 ~ 212. Liu Tao, Rui Zhiyuan, Wu Zaixin, et al. Integration of profile for scroll fluid machine based on vector function of orthogonal frame [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 209 ~ 212. (in Chinese)
-

(上接第 212 页)

- 3 Shearer J L. Effect of radial clearance, rounded edges, and underlap on hydraulic servo valve characteristics [C] // Proceedings of the Joint Automatic Control Conference, Paper TA9-G, 1980, 1: 124 ~ 132.
- 4 Leu M, Henke R, Jacksons R. Application of optimization on theory to the design of torque motors [C] // ASME Design Engineering Division Conference, Cincinnati, Ohio, Paper 85-DET-98, 1985: 48 ~ 55.
- 5 Arafa H A, Rizk M. Identification and modeling of some electrohydraulic servo valve non-linearities [J]. Proc. IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1987, 201(2): 137 ~ 145.
- 6 Kim D H, Tsao T C. A linearized electrohydraulic servovalve model for valve dynamics sensitivity analysis and control system design [J]. ASME Journal of Dynamic System, Measure and Control, 2000, 122(1): 179 ~ 187.
- 7 阮健. 电液(气)直接数字控制技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2000: 129 ~ 130.
- 8 Ruan J, Burton R, Ukrainetz P. An investigation into the characteristic of a two dimensional "2D" flow control valve [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2002, 24(1): 214 ~ 220.
- 9 圣国梁. 基于 MATLAB 对齿轮间隙非线性动力学仿真研究[J]. 电子机械工程, 2008, 24(5): 58 ~ 60. Sheng Guoliang. Simulated study on the gear gap non-linear dynamics based on MATLAB [J]. Electro-mechanical Engineering, 2008, 24(5): 58 ~ 60. (in Chinese)