

圆弧类修正齿型涡旋机械气体力研究

高秀峰, 冯诗愚, 顾兆林, 郁永章

(西安交通大学环境与化学工程学院, 710049, 西安)

摘要: 分析了采用圆弧和线段修正齿端的涡旋机械型线啮合规律, 发现只有修正曲线参与啮合的转角阶段的气体力才有别于不修正齿型; 总结出了其在任意动盘转角位置的切向和径向气体力的简化和精确解析计算方法, 该方法适用于所有采用圆弧和线段修正的涡旋齿型. 实验验证表明, 简化计算方法所带来的偏差切向力不超过 5%, 径向力不超过 15%. 齿端修正后切向和径向气体力波动幅度约增大 1 倍, 不足压缩工况下径向气体力的最大值已接近切向气体力的最小值.

关键词: 涡旋机械; 齿型修正; 气体力

中图分类号: TB652 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253 - 987X(2004)11 - 1165 - 04

Gas Forces for Scroll Machinery Modified by Arc2Shaped Top Wrap

Gao Xiufeng, Feng Shiyu, Gu Zhaolin, Yu Yongzhang

(School of Environmental and Chemical Engineering, Xi an Jiaotong University, Xi an 710049, China)

Abstract: The analysis of the meshing regulation of profiles for scroll fluid machinery modified by arcs and lines reveals that the gas force is different from that of the unmodificative wraps only if the modified profile participates in the meshing process. The simplified and accurate methods to calculate the tangential and radial gas forces at any rotating angle of the moving scroll are summarized. These methods are suitable for all scroll wraps modified by arcs and lines. The practical examples verify that the deviation of the simplified method is less than 5% for the tangential force and 15% for the radial force. After the wrap modification, the fluctuation of tangential and radial forces is one time higher, and the maximal radial force is almost equal to the minimal tangential force under the insufficient compressing condition.

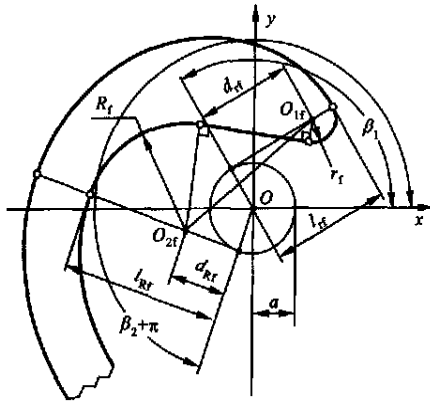
Key words: scroll machinery; modification of wrap; gas force

涡旋机械在运行过程中, 作用在动涡盘上的切向和径向气体力的准确计算是各部件正确设计的基础, 渐开线涡旋齿端因与加工刀具的干涉而需要采用其他型线对其进行修正, 齿端修正后这些力的计算方法及其变化规律、幅值等与不修正的单纯渐开线齿型差别甚大. 理论上讲, 任何曲率半径大于刀具半径的曲线都可用于修正涡旋齿型, 但目前生产中多采用圆弧和线段来修正齿端, 这种齿型统称为圆弧类修正齿型^[1]. 本文即针对此类修正齿型分析其切向和径向气体力的计算方法及变化特性, 为相关研究提供理论基础.

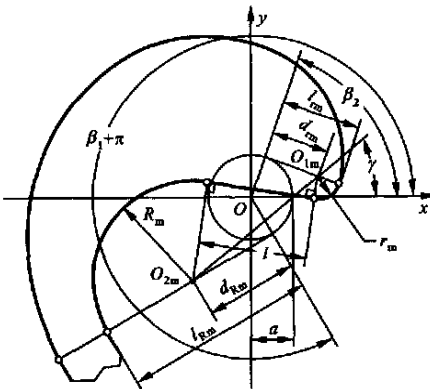
1 修正齿型气体力分析

圆弧类修正齿型因使用场合及目的不同, 故齿端修正参数及形状多种多样, 按外形可将其分为两大类. 一类是动静盘齿端形状相同的修正, 这种齿型处于对称位置的一对工作腔形状任何时刻均相同, 容积相等; 一类是动静盘齿端形状不同的修正, 这种齿型当处于对称位置的一对工作腔的部分边界为修正曲线时, 其容积和压力不等. 在各种圆弧类修正齿型中, 一般用 α_1 和 α_2 代表齿端修正角, r 和 R 分别代表齿端连接圆弧和修正圆弧半径, 其中最复杂的

是图1所示的不等修正角不对称圆弧加直线修正^[2],带下标f的变量为静盘参数,带下标m的变量为动盘参数.其他圆弧类修正齿型均为此种修正型的特例.本文以此为例分析圆弧类修正齿型的气体力计算,结果当然适用于所有的圆弧类修正齿型.



(a) 静盘涡圈



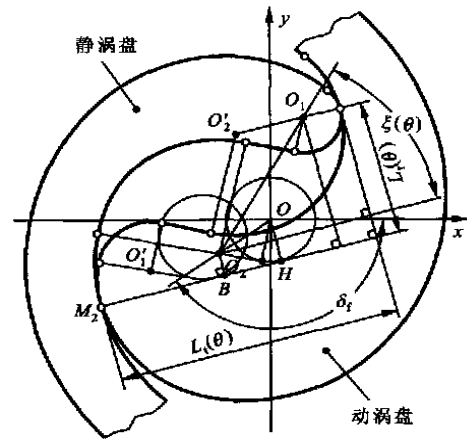
(b) 动盘涡圈

图1 不等修正角不对称圆弧加直线修正

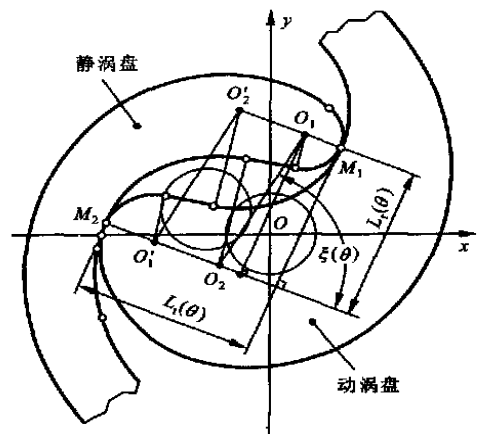
分析表明,齿端修正只影响中心和次中心工作腔的边界构成及压力,而且在动盘的2转角周期内只有当处于 $3/2 - \theta_1 \sim \theta_3$ 转角阶段,即齿端修正部分参与啮合时,气体力的计算才有别于不修正情况,此处 θ_3 为排气角^[3],故只需研究这一转角阶段中心和次中心工作腔气体力的计算方法.建立坐标系如图2、图3所示,动盘基圆中心的初始位置在x轴正半轴上,顺时针旋转.从中心向外,各工作腔参数分别用带下标1,2,...,k的变量依次表示;切向和径向参数分别用带下标t和r的变量表示.

2 忽略动静盘齿端差别的简化方法

有时为简单起见,忽略动静盘齿端形状不同的影响,以处于对称位置的一对工作腔容积之和为研



(a) 1 进入啮合, 2 未进入啮合



(b) 1、2 均进入啮合

图2 中心腔啮合示意图

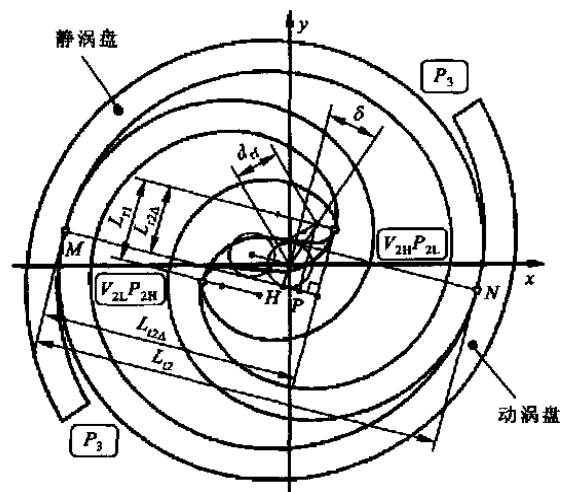


图3 切、径向气体力精确计算示意图

究对象,并以此确定其压力状态,得到气体力的简化计算方法.因忽略了次中心工作腔的容积差别,从而只有中心工作腔的气体力计算有别于不修正齿型,

整个压缩机的切向和径向气体力为

$$F_t(\theta) = F_{t1}(\theta) + \sum_{k=2}^N hP_t \left(2k - \frac{1}{2} \right) (p_k - p_{k+1}) \quad (1)$$

$$F_r(\theta) = F_{r1}(\theta) + 2ah(p_2 - p_S) \quad (2)$$

式中: h 为齿高; P_t 为节距; p 为工作腔压力; k 、 N 分别代表从中心算起的工作腔个数及总个数; 下标 S 代表进气腔^[3]; 中心腔 $F_{t1}(\theta)$ 和 $F_{r1}(\theta)$ 计算如下

$$F_{t1}(\theta) = hL_{t1}(\theta)(p_1 - p_2) \quad (3)$$

$$F_{r1}(\theta) = hL_{r1}(\theta)(p_1 - p_2) \quad (4)$$

其中 $L_{t1}(\theta)$ 、 $L_{r1}(\theta)$ 见图 2, 计算如下

$$L_{t1}(\theta) = \begin{cases} r_f + |O_1 O_2| \cos \theta + |M_2 B| & \left[\frac{3}{2} - 1, \frac{3}{2} - 2 \right] \\ (R_f + r_f) + |O_1 O_2| \cos \theta & \left[\frac{3}{2} - 2, 3 \right] \end{cases} \quad (5)$$

$$L_{r1}(\theta) = \begin{cases} |O_1 O_2| \sin \theta + |O_2 B| & \left[\frac{3}{2} - 1, \frac{3}{2} - 2 \right] \\ |O_1 O_2| \sin \theta & \left[\frac{3}{2} - 2, 3 \right] \end{cases} \quad (6)$$

式中各未知参数计算如下

$$l = \sqrt{3} + \arctan \left(\frac{l}{R_f + r_f} \right) \quad (7)$$

$$|O_1 O_2| = [l^2 + (R_f + r_f)^2]^{1/2} \quad (8)$$

$$|M_2 B| = |M_2 H| - |KH| = a \left(\frac{5}{2} - \theta \right) - (a^2 + d_{Rf}^2)^{1/2} \cos(\theta - \theta_f) \quad (9)$$

$$|O_2 B| = a - (a^2 + d_{Rf}^2)^{1/2} \sin(\theta - \theta_f) \quad (10)$$

$$\theta_f = \theta - 2 + \arctan \left(\frac{d_{Rf}}{a} \right) \quad (11)$$

$$d_{Rf} = a(\theta_2 + \theta) - R_f \quad (12)$$

式中 l 为齿端修正直线长度, θ_f 为涡线发生角。

3 考虑动静盘齿端差别的精确方法

若考虑动静盘齿端形状不同对次中心腔压力的影响, 则中心腔和次中心腔这两个力的计算都有所不同。如图 3, 将两个次中心腔的容积和压力分别定义为 V_{2H} 、 P_{2L} 和 V_{2L} 、 P_{2H} , 则由图示几何关系可得整个压缩机的切向和径向气体力

$$F_t(\theta) = F_{t1}(\theta) + F_{t2}(\theta) + \sum_{k=3}^N hP_t \left(2k - \frac{1}{2} \right) (p_k - p_{k+1}) \quad (13)$$

$$F_r(\theta) = F_{r1}(\theta) -$$

$$hL_{r2}(\theta)(p_{2H} - p_{2L}) + 2ah(p_{2H} - p_S) \quad (14)$$

式中各变量如下, 其他参数同式(5)、(6)

$$F_{t1}(\theta) = hL_{t1}(\theta)(p_1 - p_{2L}) \quad (15)$$

$$F_{r1}(\theta) = hL_{r1}(\theta)(p_1 - p_{2L}) \quad (16)$$

$$F_{t2}(\theta) = hL_{t2}(\theta)(p_{2H} - p_3) - hL_{t2}(\theta)(p_{2H} - p_{2L}) \quad (17)$$

$$L_{t2}(\theta) = P_t \left(4 - \frac{1}{2} \right) \quad (18)$$

$$L_{r2}(\theta) = |MH| + |HP| + r_f = a \left(\frac{9}{2} - \theta \right) + (a^2 + d_{Hf}^2)^{1/2} \sin \theta + r_f \quad (19)$$

$$L_{r2}(\theta) = a + (a^2 + d_{Hf}^2)^{1/2} \cos \theta \quad (20)$$

$$\theta = \frac{3}{2} - \theta - 1 + \arctan \left(\frac{d_{Hf}}{a} \right) \quad (21)$$

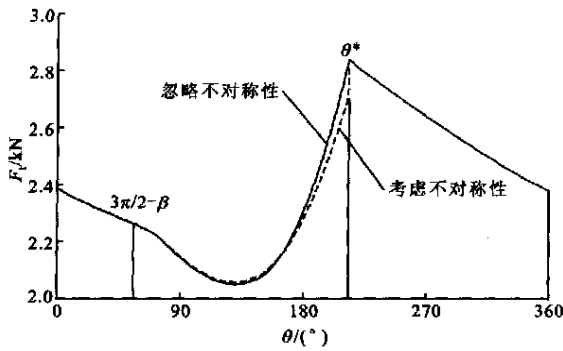
4 两种计算方法的实例比较

由前述可见, 考虑动静盘齿端形状差别计算气体力较忽略这种差别的简化方法要复杂得多。图 4 所示为按上述两种方法计算得到的某一采用了动静盘齿端形状不同的圆弧类修正齿型的单元空调涡旋压缩机气体力数据。可见, 齿端修正与不修正相比, 气体力的差别只发生在修正部分进入啮合的阶段。对于动静盘齿端形状不同的修正型式, 在气体力的计算中忽略这种影响所引起的切向力最大偏差不超过 5%, 径向力最大偏差不超过 15%, 这对大多数工程设计是可以接受的。

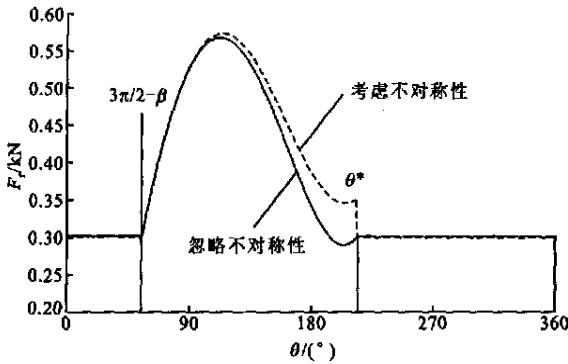
5 齿端修正对气体力的影响

图 5 所示为某采用了圆弧类修正齿端的涡旋压缩机实际工作条件下的气体力与不修正的单纯渐开线齿型的比较。图 5a 为设计工况下气体力随转角的变化关系, 此时切向和径向气体力数值相差较远, 但修正齿型切向和径向气体力的变化幅度均较不修正大, 尤其是径向气体力由原来的基本为定值变成波动值, 其最大幅值约为不修正的 2 倍。图 5b 为不足压缩工况下气体力随转角的变化关系, 此时切向和径向气体力变化更加剧烈, 而且径向气体力的上限值与切向气体力的下限值已相差不多。

图 5 所示的修正齿型气体力变化规律在涡旋压缩机设计时必须引起注意, 否则可能导致错误的设计。如在汽车空调用涡旋压缩机中普遍采用一种图 6 所示的偏心盘径向柔性机构, 该机构通过偏心盘中心 O_m 绕曲柄销中心 O_p 的顺时针方向旋转带动

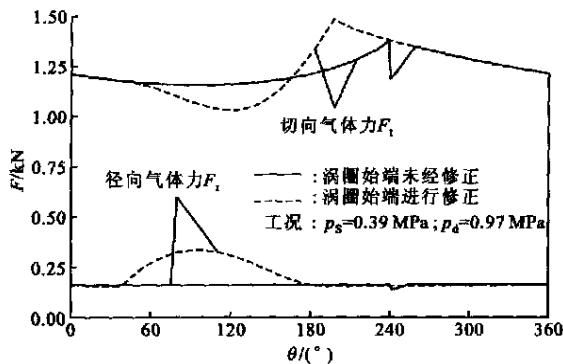


(a) 切向气体力

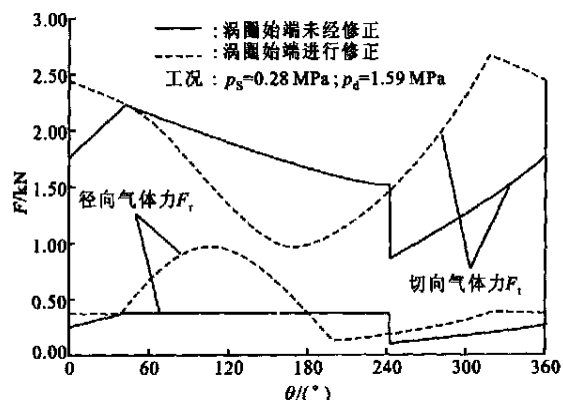


(b) 径向气体力

图4 修正齿端涡旋压缩机气体力



(a) 设计工况



(b) 不足压缩工况

p_s :吸气压力; p_d :排气压力

图5 修正与不修正齿端压缩机气体力比较

动涡盘在径向靠向静盘侧壁,实现动静涡盘径向间隙的密封^[4].该机构中偏心盘中心绕曲柄销中心的旋转方向取决于切向和径向气体力共同产生于偏心盘中心绕 O_p 点的总旋转力矩,只有该力矩为顺时针方向才能实现两涡盘侧壁的接触密封,否则将导致两涡盘侧壁分离,密封失效.对于图6所示的偏心盘径向调节机构,在早期的设计中因齿端不修正,因而多忽略数值较小的径向气体力的影响,但采用修正齿端后,切向和径向气体力变化幅度和极值增大,径向气体力则必须加以认真考虑.

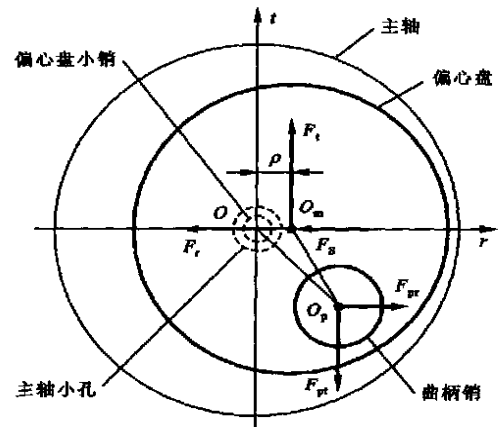


图6 偏心盘径向调节机构

6 结论

总结得到了适用于所有圆弧类修正齿型的切向和径向气体力简化及精确计算方法,前者引起的计算偏差切向力不超过5%,径向力不超过15%.

修正齿型与不修正齿型相比,气体力的差别只发生在修正部分进入啮合的阶段,其他阶段均相同.

齿端修正后切向和径向气体力波动幅值增大,尤其是在不足压缩工况下,径向气体力的最大值甚至已接近切向气体力的最小值.

参考文献:

- [1] 高秀峰,郁永章. 涡旋齿端圆弧类型修正概述[J]. 流体机械, 2001, 29(12): 25 - 29.
- [2] 高秀峰,冯诗愚,顾兆林,等. 涡旋齿端不等角圆弧类型修正研究[J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(12): 56 - 60.
- [3] 平野隆久,荻本清,前田光敏. 形状に関する研究[J]. 三菱重工技报, 1989, 26(3): 200 - 205.
- [4] 平贺正治. 制冷压缩机的现状和发展方向——汽车空调用涡旋式压缩机[J]. 流体工程, 1989, 17(3): 54 - 61.

(编辑 荆树蓉)