

DOI: 10.20271/j.cnki.1673-9833.2026.1009

涡旋压缩机泄漏间隙装配公差分析与优化

陈雪辉^{1,2}, 汪昱^{1,2}, 李昊^{1,2}, 杨冬林^{1,2}, 李聪敏^{2,3}, 高婷^{1,2}

(1. 安徽建筑大学 机械与电气工程学院, 安徽 合肥 230601;
2. 高端装备关键摩擦副安徽省重点实验室, 安徽 合肥 230601;
3. 合肥波林新材料股份有限公司, 安徽 合肥 230601)

摘要: 为解决涡旋压缩机在生产装配过程中泄漏间隙存在干涉或过大的问题, 提出一种基于装配顺序与蒙特卡洛法相结合的装配公差分析方法。首先, 利用三维公差分析软件建立涡旋压缩机公差仿真模型, 对其泄漏间隙进行装配公差分析, 并优化至理想波动范围; 其次, 将公差优化前后的涡旋压缩机进行性能对比; 最后, 对优化后的涡旋压缩机性能进行对比试验验证。结果表明: 试验结果基本与研究结果相符, 涡旋压缩机经公差优化后其出口质量流量提升了 21.8%, 出口温度降低了 7.86%, 动涡旋盘轴功率提升了 4.16%。

关键词: 涡旋压缩机; 泄漏间隙; 蒙特卡洛法; 装配公差分析与优化; 性能对比

中图分类号: TH45; TG8 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-9833(2026)01-0064-08

引文格式: 陈雪辉, 汪昱, 李昊, 等. 涡旋压缩机泄漏间隙装配公差分析与优化 [J]. 湖南工业大学学报, 2026, 40(1): 64-71.

Tolerance Analysis and Optimization of the Scroll Compressor Leakage Gap Assembly

CHEN Xuehui^{1,2}, WANG Yu^{1,2}, LI Hao^{1,2}, YANG Donglin^{1,2}, LI Congmin^{2,3}, GAO Ting^{1,2}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Anhui Jianzhu University, Hefei 230601, China;
2. Anhui Province Key Laboratory of Critical Friction Pair for Advanced Equipment, Hefei 230601, China;
3. Hefei Bolin Advanced Materials Co., Ltd., Hefei 230601, China)

Abstract: In view of a solution of the interference or excessive leakage clearance in the production assembly process of vortex compressors, a method with assembly sequence and Monte Carlo combined has been proposed for assembly tolerance analysis. Firstly, a three-dimensional tolerance analysis software is adopted to establish a tolerance simulation model for the vortex compressor, followed by an assembly tolerance analysis conducted on its leakage clearance, so as to optimize it to the ideal fluctuation range. Subsequently, a comparison is made of the scroll compressor performance before and after tolerance optimization. Finally, comparative experiments are conducted to verify the performance of the optimized scroll compressor. The results show that the experimental results are basically consistent with the research results. Based on a tolerance optimization, the outlet mass flow rate of the scroll compressor increases by 21.8%, the outlet temperature decreases by 7.86%, and the power of the moving scroll shaft increases by 4.16% respectively.

Keywords: scroll compressor; leakage gap; Monte Carlo method; assembly tolerance analysis and optimization; performance comparison

收稿日期: 2024-08-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51875152); 安徽省高校杰出青年科研基金资助项目 (2022AH020025); 安徽省高等学校自然科学基金资助重点项目 (2022AH050257)

作者简介: 陈雪辉, 男, 安徽建筑大学教授, 博士, 硕士生导师, 主要研究方向为数字化设计与制造, 精密与特种加工研究,
E-mail: xhenxh@163.com

0 引言

作为新一代压缩机的涡旋压缩机,因其效率高、噪音低、运行平稳和结构简单等优点,被广泛应用于家电、汽车、医疗器械和食品加工等领域^[1]。为使涡旋压缩机保持良好性能,需保证动静涡旋盘间密封良好,但在实际生产和运行过程中,受零件公差、装配精度等的影响,动静涡旋盘间会有微小泄漏间隙。泄漏间隙的尺寸大小直接影响着涡旋压缩机的整体工作效率和使用寿命^[2]。因此,根据涡旋压缩机现有设计方案对其进行装配公差分析与优化,控制泄漏间隙处于理想范围内,是涡旋压缩机设计中的重要课题。

目前,国内外学者对装配公差进行了大量研究。如周新雨等^[3]基于Herriott型气体池的基本原理以及ABCD矩阵的扩展矩阵,建立了公差数学模型。韩善灵等^[4]建立了车门的尺寸链模型,并分别使用极值法和概率法对尺寸链模型进行求解计算。M. Thilak等^[5]提出了一种结合遗传算法和优化模型的计算机辅助方法,用于计算工作尺寸的平均尺寸。P. Kosec等^[6]将4种公差分析方法应用于开环装配,并对其进行了评估。王皓等^[7]将特征公差元素纳入雅可比矩阵中,构建了模切机的装配公差分析模型。

公差优化研究中,房立金等^[8]提出了一种以成本与精度为目标的多目标公差优化分配方法。王诗雅^[9]、张永亮等^[10]以时间序列变化与遗传算法为基础,构建了相应的公差优化模型。李晓晓^[11]、罗静^[12]等提出了基于小位移旋量(small displacement torsor, SDT)的公差建模和蒙特卡洛模拟的装配体公差优化设计方法。

目前,国内外学者提出的公差分析及优化方法大多未考虑机构现实装配顺序。无法依据现实涡旋压缩机装配情况对泄漏间隙进行装配公差分析,导致分析效率较低、结果不精确,并严重影响涡旋压缩机后续公差优化的可行性。因此,本文拟提出一种基于装配顺序与蒙特卡洛法相结合的装配公差分析方法,对涡旋压缩机的泄漏间隙进行装配公差分析与优化,控制泄漏间隙处于理想波动范围内,并提升涡旋压缩机整体工作性能,为后续生产提供理论技术支撑。

1 公差尺寸链分析方法

装配尺寸链由组成环和封闭环构成,装配时各组成环和封闭环之间的关系可表示为

$$x_{\Sigma} = f(x_i),$$

式中: x_i 为各组成环的尺寸,多为正态分布和矩形分布两者其一; x_{Σ} 为封闭环的尺寸。

假设尺寸链中各组成环互相独立且互不干扰,尺

寸包括基本尺寸和尺寸偏差,则 x_i 可以写成:

$$x_i = x_{im} + \Delta x_i,$$

式中: x_{im} 、 Δx_i 分别为第 i 个基本尺寸与其尺寸偏差。

1.1 基于统计法的公差尺寸链模型

尺寸链中各组成环与封闭环尺寸为装配时随机抽取,且与封闭环各种统计特性和转移函数有关。为建立封闭环的统计参数,设 n 为组成环数, A_i 为传递比,则封闭环的尺寸设计函数为 $x_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_i x_i$ 。

若已知各组成环的基本尺寸 x_{im} ,则可计算封闭环的基本尺寸 $x_{\Sigma m}$ 和尺寸偏差 Δx_{Σ} :

$$x_{\Sigma m} = \sum_{i=1}^n A_i x_{im}, \quad \Delta x_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_i \Delta x_i,$$

故可得封闭环尺寸为 $x_{\Sigma m} + \Delta x_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_i (x_{im} + \Delta x_i)$ 。

1.2 基于极值法的公差尺寸链模型

极值法由组成环极值求出封闭环极值,不考虑各组成环尺寸分布特征的影响。考虑两种极端情况:一是所有增环处于最大极限尺寸,所有减环处于最小极限尺寸,此时封闭环为最大极限尺寸;二是所有增环处于最小极限尺寸,所有减环处于最大极限尺寸,此时封闭环为最小极限尺寸。则极值法封闭环公差为

$$T_{\Sigma 0} = x_{\Sigma \max} - x_{\Sigma \min} = \left(\sum_{i=1}^m |A_i| \bar{x}_{i \max} - \sum_{j=1}^{n-m} |A_j| \bar{x}_{j \min} \right) - \left(\sum_{i=1}^m |A_i| \bar{x}_{i \min} - \sum_{j=1}^{n-m} |A_j| \bar{x}_{j \max} \right).$$

式中: m 为增环数; $\bar{x}_{i \max}$ 为第 i 个增环尺寸的极大值; $\bar{x}_{i \min}$ 为第 i 个增环尺寸的极小值; $\bar{x}_{j \min}$ 为第 j 个减环尺寸的极小值; $\bar{x}_{j \max}$ 为第 j 个减环尺寸的极大值。

2 基于装配顺序和蒙特卡洛法相结合的公差分析方法

利用传统公差尺寸链虽能得出影响涡旋压缩机泄漏间隙的各组成环,但每个组成环的影响程度默认为1,且传统公差尺寸链分析方法并未考虑零件的实际状况与尺寸分布,不符合实际装配情况,导致公差分析结果与现实不符。若按此装配公差分析方法对封闭环进行计算并优化,会导致结果不精确且难度大。故本文选用基于装配顺序和蒙特卡洛法相结合的装配公差分析方法,将涡旋压缩机泄漏间隙精度作为随机变量处理。通过随机仿真与统计试验相结合的方式,根据各部件间的装配顺序,在每次模拟过程中随机生成参与装配中的各个部件尺寸数值,根据设置好的装配顺序模拟现实装配过程,得到一组测量对象的仿真结果。

将其按照“six sigma”原则进行统计,形成满足正态分布的直方数据图,反映测量对象的波动情况^[13-14]。

本文借助三维公差分析软件建立涡旋压缩机公差仿真模型,并对其涡旋压缩机泄漏间隙进行装配公差分析与优化。

2.1 建立各部件几何模型

本文以某型号涡旋压缩机为研究对象,其主要几何参数如表 1 所示。

表 1 模型的几何参数

Table 1 Model geometric parameters

参 数	取 值	参 数	取 值
基圆半径/mm	3	渐开线起始角/rad	0.942
型线壁厚/mm	5.652	涡旋齿高度/mm	33
型线节距/mm	18.84	涡旋圈数/圈	2.75

涡旋压缩机的主要部件包括静涡旋盘、动涡旋盘、支架、曲拐和偏心轴。根据表 1 的几何参数对涡旋压缩机各部件进行建模,其中动、静涡旋型线按照圆渐开线参数方程参数化建模,圆渐开线参数方程如下:

$$\begin{cases} x = R_b \cos \phi + R_b (\phi - \alpha) \sin \phi, \\ y = R_b \sin \phi - R_b (\phi - \alpha) \cos \phi. \end{cases}$$

式中: R_b 为基圆半径; α 为圆渐开线发生角; ϕ 为展开角。

2.2 添加公差信息

按照涡旋压缩机设计要求添加各部件尺寸公差(本文中仅考虑各部件线性公差),各主要部件尺寸公差的基本尺寸及上下偏差如表 2 所示。

表 2 主要部件尺寸公差的基本尺寸及上下偏差

Table 2 Basic dimensions with upper and lower deviations of major component compressors

部件	特征名称	基本尺寸/mm	上偏差/mm	下偏差/mm
静涡旋盘	型线壁厚	5.652	-0.040	-0.046
	型线齿高	33	0	-0.020
	型线节距	18.84	0.100	-0.100
	轴承孔直径	22	0	-0.018
	轴承孔深	23	-0.025	-0.040
	型线外侧到中心距离	18.7	0.012	0.010
	台阶高度	6	-0.030	-0.035
动涡旋盘	型线壁厚	5.652	-0.040	-0.046
	型线齿高	33	0	-0.020
	型线节距	18.84	0.100	-0.100
	轴承孔直径	22	0	-0.018
	型线外侧到轴承孔距离	66	0.006	0.005
	散热片高度	10	0.045	0.040
	底座高度	3	0.050	0.045
曲拐	左偏轴直径	4	-0.010	-0.015
	右偏轴直径	4	-0.010	-0.015
	右偏轴高度	23	0.015	0.010
	中部轴高度	6	0.020	0.010
偏心轴	偏心距	4.25	0.005	-0.005
	轴头直径	4.25	-0.007	-0.008
	偏心距	3.76	0.005	-0.005

2.3 创建装配顺序与测量对象

本文将涡旋压缩机各部件几何模型导入三维公差分析中,根据涡旋压缩机现实装配过程建立各部件之间的装配顺序。以静涡旋盘为装配基体,后续的装配顺序为动涡旋盘、曲拐和偏心轴,装配完成后的整体剖视图见图 1。

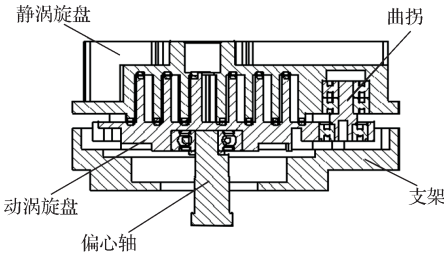


图 1 整体装配剖视图

Fig. 1 Overall assembly sectional view

测量对象为涡旋压缩机动、静涡旋齿端面和啮合处的轴向间隙和径向间隙,图 2 为泄漏间隙示意图。本文采用 Measure 中的 Feature Distance 测量间隙。根据涡旋压缩机以往的设计数据,确定间隙的理想范围,轴向为 0~0.02 mm,径向为 0~0.001 mm。

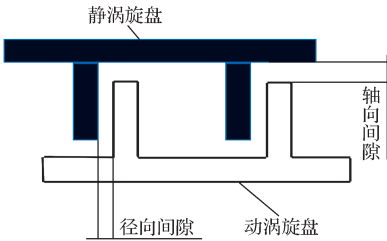


图 2 泄漏间隙示意图

Fig. 2 Leakage gap schematic diagram

3 公差优化及结果

对涡旋压缩机进行公差优化时,首先对泄漏间隙进行敏感度分析,并根据各敏感度因子的敏感度大小及公差调节的难度,对关键零件装配公差进行优化。然后,对公差优化后的泄漏间隙再次进行公差仿真,得到公差优化后的泄漏间隙结果,并将其与优化前的泄漏间隙结果进行比较,根据理想泄漏间隙范围分析得出最合理的公差设计方案^[15]。

通过这种方式,不仅可以充分运用传统公差分配方法的经验,还可以调节敏感度大的公差。结合关键部件的公差需求,缩小其装配公差,提升其装配精度,针对非关键部件,可适当放宽其公差范围,从而在保证总体装配精度的前提下,减少其生产和制造成本。

3.1 模拟次数无关性验证

为验证模拟次数是否对涡旋压缩机公差仿真结果存在影响,本文选取不同的模拟次数进行仿真,得到的公差仿真结果如表 3 所示。

表 3 仿真所得不同模拟次数下的泄漏间隙

Table 3 Leakage gap obtained from different simulation times

模拟次数	最小间隙/mm	平均间隙/mm	最大间隙/mm
1 000	0.013 577	0.013 673	0.013 756
1 500	0.013 581	0.013 672	0.013 755
2 000	0.013 579	0.013 672	0.013 764
2 500	0.013 588	0.013 672	0.013 764
3 000	0.013 591	0.013 672	0.013 764
3 500	0.013 591	0.013 672	0.013 764
4 000	0.013 591	0.013 672	0.013 764

由表 3 可以得知, 当模拟次数从 3 000 次增加到 4 000 次时, 泄漏间隙没有发生改变。因此当选用足够大的模拟次数时, 公差仿真结果趋近稳定。因此, 本文选择 4 000 次的模拟次数, 以保证公差仿真结果的精确性。

3.2 轴向间隙公差优化

图 3 为优化前的轴向间隙分析结果, 如图所示, 轴向间隙测量值为 0.000 000 20~0.025 772 83 mm, 有 3.78% 的仿真结果超出轴向间隙的理想范围, 因此公差大小不符合要求, 需进行公差优化。

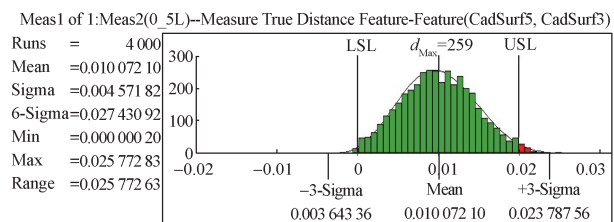


图 3 优化前轴向间隙分析结果

Fig. 3 Axial clearance analysis results after optimization

轴向间隙敏感度分析结果如表 4 所示, 轴向间隙的敏感度因子包括动、静涡旋盘型线齿高、静涡旋盘轴承孔深和曲拐中部轴高的尺寸公差。对比各因子的敏感度大小可知, 动涡旋盘型线齿高尺寸公差对轴向间隙的影响最大, 为 33.5%; 而静涡旋盘轴承孔深尺寸公差对轴向间隙的影响最小, 为 18.2%。

表 4 轴向间隙敏感度分析结果

Table 4 Axial clearance sensitivity analysis results

序号	敏感度因子	敏感度/%
1	静涡旋盘型线齿高	26.7
2	静涡旋盘轴承孔深	18.2
3	动涡旋盘型线齿高	33.5
4	曲拐中部轴高	22.1

根据表 4 中各敏感度因子的敏感度大小来选定其尺寸公差的调整幅度, 且保证动、静涡旋盘型线齿高尺寸公差一致。

经过调试, 将动、静涡旋盘型线齿高尺寸公差由 0.02 mm 缩减至 0.01 mm, 将静涡旋盘轴承孔深尺

寸公差由 0.015 mm 缩减至 0.01 mm, 将曲拐中部轴高尺寸公差由 0.01 mm 缩减至 0.005 mm, 其他尺寸公差不变。图 4 为优化后的轴向间隙分析结果, 可知, 轴向间隙的测量值为 0.000 002 05~0.019 384 94 mm, 完全符合理想轴向间隙范围, 因此公差大小符合要求, 公差优化完成。

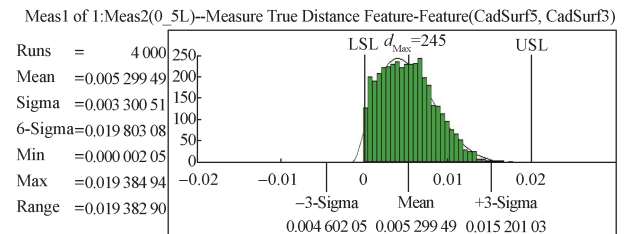


图 4 优化后轴向间隙分析结果

Fig. 4 Axial clearance analysis results before optimization

3.3 径向间隙公差优化

图 5 为优化前的径向间隙分析结果, 由图可知其径向间隙测量值为 0.003 701 23~0.003 877 84 mm, 仿真结果完全超出径向间隙的理想范围, 因此公差大小不符合要求, 需进行公差优化。

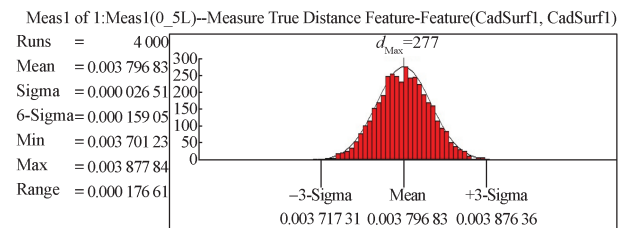


图 5 优化前径向间隙分析结果

Fig. 5 Radial clearance analysis results before optimization

如表 5 所示, 径向间隙的敏感度因子为动、静涡旋盘型线壁厚和曲拐偏心距的尺寸公差。通过敏感度的比对可知, 动涡旋盘型线壁厚尺寸公差对径向间隙的影响最大, 为 42.34%; 而曲拐偏心距尺寸公差对径向间隙的影响最小, 为 18.51%。

表 5 径向间隙敏感度分析结果

Table 5 Radial clearance sensitivity analysis results

序号	敏感度因子	敏感度/%
1	静涡旋盘型线壁厚	39.15
2	动涡旋盘型线壁厚	42.34
3	曲拐偏心距	18.51

根据表 5 中各敏感度因子的敏感度大小来选定其尺寸公差的调整幅度, 且保证动、静涡旋盘型线壁厚尺寸公差保持一致。

经过调试, 将动、静涡旋盘型线壁厚尺寸公差由 0.006 mm 缩减至 0.002 mm, 将曲拐偏心距尺寸公差由 0.01 mm 缩减至 0.005 mm, 其他尺寸公差不变。对公差进行优化后的径向间隙分析结果见图 6, 由图可得径向间隙测量值为 0.000 405 49~0.000 582 10

mm, 位于理想径向间隙范围, 因此公差大小符合要求, 公差优化完成。

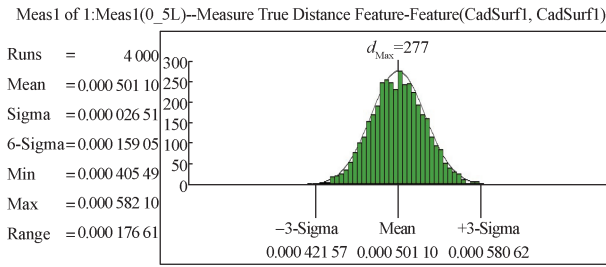


图6 优化后径向间隙分析结果

Fig. 6 Radial clearance analysis results after optimization

公差优化后的涡旋压缩机各主要部件尺寸公差的基本尺寸和上下偏差如表6所示。

表6 优化后各主要部件尺寸公差的基本尺寸及上下偏差
Table 6 Basic dimensions with upper and lower deviations of the optimized dimensional tolerances of major component compressors

部件	特征名称	基本尺寸 / mm	上偏差 / mm	下偏差 / mm
静涡旋盘	型线壁厚	5.652	-0.040	-0.042
	型线齿高	33	0	-0.010
	型线节距	18.84	0.100	-0.100
	轴承孔直径	22	0	-0.018
	轴承孔深	23	-0.030	-0.040
	型线外侧到中心距离	18.7	0.012	0.010
	台阶高度	6	-0.030	-0.035
	型线壁厚	5.652	-0.040	-0.042
动涡旋盘	型线齿高	33	0	-0.010
	型线节距	18.84	0.100	-0.100
	轴承孔直径	22	0	-0.018
	型线外侧到轴承孔距离	66	0.006	0.005
曲拐	散热片高度	10	0.045	0.040
	底座高度	3	0.050	0.045
	左偏轴直径	4	-0.010	-0.015
	右偏轴直径	4	-0.010	-0.015
偏心轴	右偏轴高度	23	0.015	0.010
	中部轴高度	6	0.020	0.015
	偏心距	4.25	0.005	0
轴	轴头直径	4.25	-0.007	-0.008
	偏心距	3.76	0.005	-0.005

4 性能对比

为了定量对比公差优化前后涡旋压缩机的性能变化, 在保证其他条件参数相同的情况下, 分别从公差优化前后的涡旋压缩机模型中提取出流体域, 利用流体仿真软件进行性能对比。为便于考虑不同主轴转角时刻的情况, 定义吸气完成时刻主轴转角为 0° 。

本文设定涡旋压缩机工作介质为理想气体, 转速

设为 2 000 r/min, 进口压力为 1 个大气压, 出口压力为 4 个大气压, 进口温度为 300 K。由于在涡旋压缩机高速运转过程中, 工作介质在工作腔内停留时间较短, 来不及与外界传递热量, 因此仿真时采用绝热模型^[16]。

以涡旋压缩机进出口质量流量随主轴旋转的变化规律为判定其运行是否达到稳态的标准, 在进入第 3 个循环后, 工作腔内部流场特性趋于稳定, 因此以第 4 个和第 5 个循环来分析涡旋压缩机出口压力、温度和进出口质量流量特性。

4.1 出口温度对比

图7为公差优化前后涡旋压缩机出口温度对比曲线, 由图可知, 公差优化前后涡旋压缩机工作过程中, 出口温度随主轴的旋转呈现周期性变化。出口温度在单个周期内先上升后下降, 表明主轴旋转一周内气体逐渐向出气口汇集, 气体带来热量, 则出气口温度上升; 当主轴到达排气角时, 气体从出气口排出, 则温度下降。

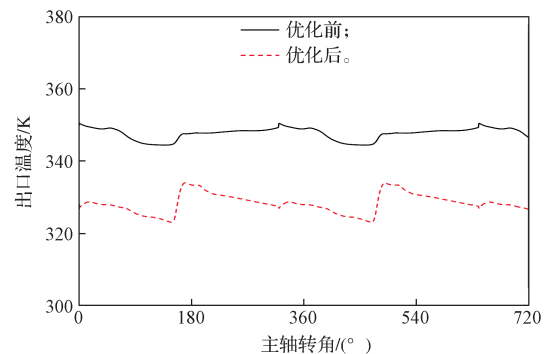


图7 优化前后出口温度对比曲线

Fig. 7 Comparison curves of the outlet temperature before and after optimization

推断当涡旋压缩机运行状态稳定后与外界达到热平衡时, 涡旋压缩机工作腔的出口温度稳定在某一特定值, 且优化后出口温度稳定值相较于优化前降低了 6.63%。出口温度越大, 会使得出气口以及内部涡旋齿发生的热变形量越大, 因此涡旋压缩机工作时出口温度不宜过大。

4.2 出口质量流量对比

涡旋压缩机工作腔内气体因相邻压缩腔之间的压差从高压腔回流至低压腔, 引起工作腔内气体质量流量发生波动。由于在动涡旋盘转动过程中出气口存在遮挡作用, 且随着动涡旋盘的公转平动, 出气口的气体流通面积会发生周期性变化, 因此瞬态出口质量流量会发生较大的波动, 且当工作腔状态稳定后, 波动呈现周期性变化。

图8为公差优化前后涡旋压缩机瞬态出口质量流量对比曲线。由图可得, 优化前后涡旋压缩机瞬态出

口质量流量变化趋势保持一致,但是优化后的瞬态出口质量流量始终高于优化前的瞬态出口质量流量。

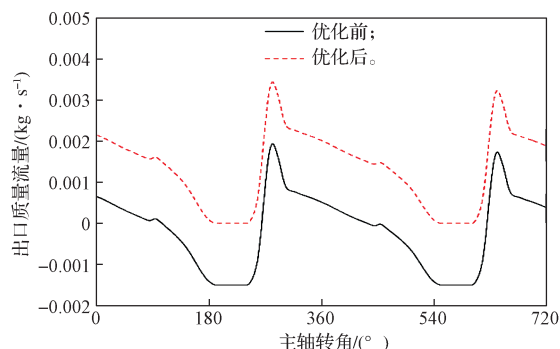


图 8 优化前后瞬态出口质量流量对比曲线

Fig. 8 Comparison curves of the transient outlet mass flow rate before and after optimization

为全面定量对比公差优化前后涡旋压缩机出口质量流量,本文分析了优化前后涡旋压缩机平均出口质量流量,所得结果见图 9。

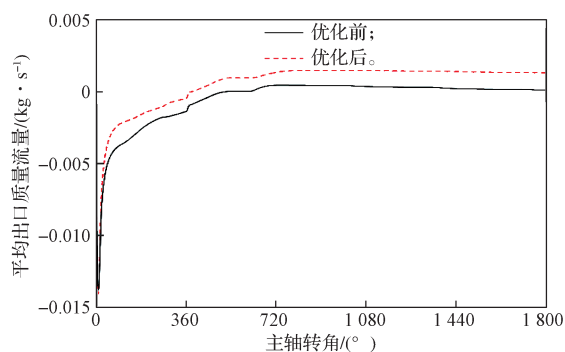


图 9 优化前后平均出口质量流量对比曲线

Fig. 9 Comparison curves of the average exit mass flow rate before and after optimization

由图 9 可知,平均出口质量流量在涡旋压缩机开始工作的一段时间内处于负值,表明出气口产生气体回流。随着涡旋压缩机工作,出气口回流作用减弱直至消失,出气口平均质量流量逐渐减少并转为正值。随着主轴进一步旋转,进出口平均质量流量逐渐趋于稳定。优化前后涡旋压缩机平均出口质量流量变化趋势保持一致,但优化后平均出口质量流量稳定值相较于优化前提高了 23.74%。

4.3 轴功率对比

图 10 为仿真所得公差优化前后涡旋压缩机动涡旋盘瞬时轴功率对比曲线。由图可知,涡旋压缩机动涡旋盘瞬时轴功率与主轴转角有关,具有较大周期性,在一个模拟周期中在 240° 左右出现突变,经公差优化后,动涡旋盘瞬时轴功率增大,但局部位置呈现差异性^[17]。

为全面定量对比公差优化前后涡旋压缩机动涡旋盘轴功率,本文分析了优化前后动涡旋盘平均轴功

率,所得结果如图 11 所示。由图 11 可知,优化前后动涡旋盘平均轴功率变化趋势保持一致,且优化后的最终平均轴功率稳定值相较于优化前提升 6.06%。

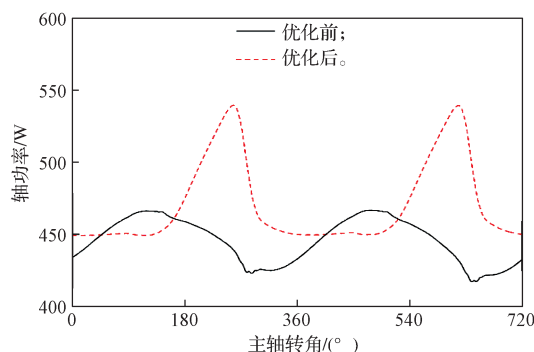


图 10 优化前后瞬时轴功率对比曲线

Fig. 10 Comparison curves of the instantaneous shaft power before and after optimization

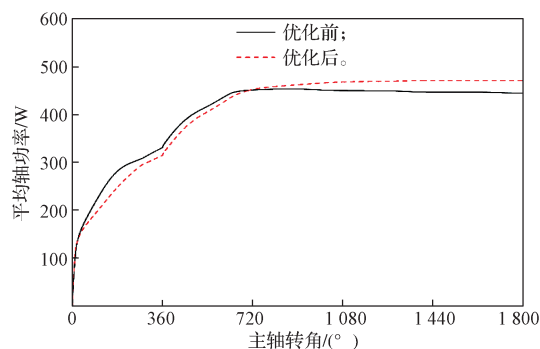


图 11 优化前后平均轴功率对比曲线

Fig. 11 Comparison curves of the average shaft power before and after optimization

5 试验验证

此试验为验证公差优化前后涡旋压缩机出口温度、出口流量和动涡旋盘轴功率的增幅与仿真结果增幅是否一致。

5.1 试验平台搭建

搭建涡旋压缩机试验平台,如图 12 所示,主要包括气体压力表、气体流量计、温度传感器、转速测量仪、驱动电机和电源箱等。

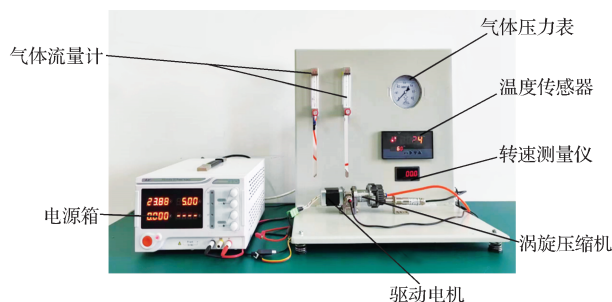


图 12 涡旋压缩机试验平台

Fig. 12 Scroll compressor test rig

此试验需要各部件装配公差如表 2 和 5 的两组涡旋压缩机。试验时打开电源箱开关, 涡旋压缩机开始吸入空气并压缩。试验过程中, 在涡旋压缩机出气口管道连接流量计和压力表, 用于测量出口压力和出口流量。在距出气口 20 cm 处放置温度传感器, 测量出口温度。电源箱显示瞬时输出电压和电流, 在主轴处放置转速测量仪, 测量主轴转速。

试验工况参数如下: 电源箱初始电压为 24 V, 初始电流为 5 A, 出口压力为 0.4 MPa, 电机主轴转速为 2 000 r/min。此试验所需数据为出口温度、出口流量、主轴转速、运行稳定时和空载时的瞬时输出电压和电流, 并根据式 (11) (12) 计算出动涡旋盘轴功率。

$$W = UI / \left[(2\pi / 6 \times 10^7) n \right], \quad (1)$$

$$P_a = n(W - W_1) / 9\,550, \quad (2)$$

式 (1) (2) 中: P_a 为动涡旋盘轴功率; n 为主轴转速; U 为瞬时输出电压; I 为瞬时输出电流; W 为运行稳定时主轴扭矩; W_1 为空载时主轴扭矩。

5.2 试验结果与分析

试验中, 电机初始电压及电流、出口压力和主轴转速保持一致, 两组涡旋压缩机出口温度、出口流量和动涡旋盘轴功率如表 7 所示。

表 7 两组涡旋压缩机试验测量值

Table 7 Test measurement values of two sets of scroll compressors

组别	出口温度 /℃	出口流量 / (L·min ⁻¹)	轴功率 /W
I	82.6	55	432
II	76.1	67	451

由表 7 可知, 公差优化后的涡旋压缩机相较于优化前, 出口温度约降低了 7.87%, 出口流量约提升了 21.8%, 轴功率约提升了 4.4%。

将公差优化前后仿真结果增幅与试验结果增幅进行对比, 如表 8 所示。

表 8 仿真结果增幅与试验结果增幅

Table 8 Comparison between simulation and experimental results amplification %

变量	仿真结果增幅	试验结果增幅
出口温度 /℃	-6.63	-7.86
出口流量 / (L·min ⁻¹)	23.74	21.80
轴功率 /W	6.06	4.16

由表 8 可得, 公差优化前后的仿真结果增幅与试验结果增幅误差不超过 2%, 故认为试验结果与仿真结果基本一致, 公差优化前后涡旋压缩机性能对比结果合理。

6 结语

本文提出一种基于装配顺序与蒙特卡洛法相结合的装配公差分析方法, 以涡旋压缩机泄漏间隙为研究对象, 解决了传统二维公差分析中存在的计算繁琐、周期长和结果不精确等问题, 极大提高了涡旋压缩机零部件的公差设计效率、整体工作性能和实际生产装配率。

本文建立的涡旋压缩机公差仿真模型, 未考虑其在运转过程中气体力和惯性力等因素对泄漏间隙的影响, 后续研究可进一步完善。

参考文献:

- [1] 刘振全, 杜桂荣. 涡旋压缩机理论机构模型 [J]. 机械工程学报, 1999, 35(2): 38-41.
LIU Zhenquan, DU Guirong. Mechanical Model of Scroll Compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1999, 35(2): 38-41.
- [2] LIU S L, KANG X L, SHAN C X, et al. Numerical Simulation of Three-Dimension Unsteady Flow in the Compression Chambers of a Scroll Compressor[C]// Proceedings of International Compressor Engineering Conference. Purdue: Purdue University, 2014: 1200 1-8.
- [3] 周新雨, 胡 源, 刘子龙, 等. Herriott 型气体池的反射镜装配公差影响分析 [J]. 光学学报, 2024, 44(13): 230-238.
ZHOU Xinyu, HU Yuan, LIU Zilong, et al. Influence Analysis of Mirror Assembly Error in Herriott Gas Cell[J]. Acta Optica Sinica, 2024, 44(13): 230-238.
- [4] 韩善灵, 高 源, 李志勇, 等. 基于尺寸链模型的车门装配公差分析 [J]. 制造业自动化, 2023, 45(12): 37-42.
HAN Shanling, GAO Yuan, LI Zhiyong, et al. Tolerance Analysis of Car Door Assembly Based on a Dimensional Chain Model[J]. Manufacturing Automation, 2023, 45(12): 37-42.
- [5] THILAK M, BRUCELY Y, PAULRAJ G, et al. Computer-Aided Tolerance Chain Identification System for Tolerance Allocation[J]. International Journal on Interactive Design and Manufacturing, 2023, 17(2): 917-929.
- [6] KOSEC P, ŠKEC S, MILER D. A Comparison of the Tolerance Analysis Methods in the Open-Loop Assembly[J]. Advances in Production Engineering & Management, 2020, 15(1): 44-56.
- [7] 王 皓, 徐旭松, 刘艳旭, 等. 雅可比 - 旋量在模切机装配公差分析中的应用 [J]. 机械设计与制造, 2024(7): 1-8.

- WANG Hao, XU Xusong, LIU Yanxu, et al. Application of Jacoby-Spin Volume in the Tolerance Analysis of Die-Cutting Machine Assembly[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2024(7): 1-8.
- [8] 房立金, 高 跃, 曹新星, 等. 基于 NSGA-II 的串联机器人几何参数公差的多目标优化分配 [J]. 东北大学学报 (自然科学版), 2024, 45(6): 829-836.
- FANG Lijin, GAO Yue, CAO Xinxing, et al. Multi-Objective Optimal Assignment of Geometric Parameter Tolerances for Tandem Robots Based on NSGA-II[J]. Journal of Northeastern University(Natural Science Edition), 2024, 45(6): 829-836.
- [9] 王诗雅. 基于时序变动偏差的公差分析及优化 [D]. 济南: 山东大学, 2018.
- WANG Shiya. Tolerance Analysis and Optimization Based on Time Series Variation Deviation[D]. Jinan: Shandong University, 2018.
- [10] 张永亮, 陈 旭, 姚家胜, 等. 基于改进遗传算法的电机公差优化设计 [J]. 机械强度, 2021, 43(3): 608-614.
- ZHANG Yongliang, CHEN Xu, YAO Jiasheng, et al. Optimized Design of Motor Tolerance Based on Improved Genetic Algorithm[J]. Mechanical Strength, 2021, 43(3): 608-614.
- [11] 李晓晓, 吴昊荣, 孙付春, 等. 基于小位移旋量公差建模和蒙特卡洛模拟的装配体公差优化设计方法 [J]. 机床与液压, 2022, 50(23): 153-159.
- LI Xiaoxiao, WU Haorong, SUN Fuchun, et al. An Assembly Tolerance Optimization Design Method Based on SDT Tolerance Modeling and Monte Carlo Simulation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022: 50(23): 153-159.
- [12] 罗 静, 杜建超, 梁梦洋. 锥齿轮铣齿机主轴刀盘部件装配误差建模与优化设计 [J/OL]. 制造技术与机床, 1-14. [2024-09-20]. <http://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?filename=ZJYC2024081200M&dbname=CJFD&dbcode=CJFQ>.
- LUO Jing, DU Jianchao, LIANG Mengyang. Modeling of Assembly Error and Optimization Design of Spindle Cutter Parts of Bevel Gear Milling Machine[J/OL]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 1-14. [2024-09-20]. <http://kns.cnki.net/KCMS/detail/detail.aspx?filename=ZJYC2024081200M&dbname=CJFD&dbcode=CJFQ>.
- [13] 谢雄伟, 徐宏海, 关 通. 基于 3DCS 的 RV 减速器静态装配公差分析及优化 [J]. 机械传动, 2019, 43(6): 150-153.
- XIE Xiongwei, XU Honghai, GUAN Tong. Tolerance Analysis and Optimization of Static Assembly of RV Reducer Based on 3DCS[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(6): 150-153.
- [14] 刘 杨, 吕 卓. 基于 3DCS 的车身前部偏差仿真分析 [J]. 汽车工艺与材料, 2015(8): 65-68.
- LIU Yang, LÜ Zhuo. Simulation Analysis of Vehicle Body Front Deviation Based on 3DCS[J]. Automobile Technology & Material, 2015(8): 65-68.
- [15] 高 瑞, 赵文军, 马 涛, 等. 基于 3DCS 的大型结构件尺寸公差分析与优化 [J]. 新技术新工艺, 2020(1): 24-28.
- GAO Rui, ZHAO Wenjun, MA Tao, et al. Dimensional Tolerance Analysis and Optimization of Large Structural Parts Based on 3DCS[J]. New Technology & New Process, 2020(1): 24-28.
- [16] ZHANG X J, XU Y J, XU J, et al. Study on the Performance and Optimization of a Scroll Expander Driven by Compressed Air[J]. Applied Energy, 2017, 186: 347-358.
- [17] 闫春丽. 车载垂直轴式增压泵内部流场及振动特性研究 [J]. 液压气动与密封, 2021, 41(3): 16-19, 23.
- YAN Chunli. Research on Internal Flow Field and Vibration Characteristics of Vehicle Mounted Vertical Shaft Booster Pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(3): 16-19, 23.

(责任编辑: 廖友媛)