

Analysis Error on Dynamic Balance of Multi-Blade Impeller in the Range Hood

Chengjie Hu^{1,2}, Bin Li², Ruyi Ji³, Xiaotie Zhang², Libo He²

¹School of mechanical and power engineering Tongji University, Shanghai

²Key Laboratory of Healthy & Intelligent Kitchen System Integration, Ningbo Zhejiang

³Industry Shanghai Lanya Petrochemical Equipment Inspection Institute Co. Ltd., Shanghai

Email: qq394997625@163.com

Received: Oct. 10th, 2019; accepted: Oct. 24th, 2019; published: Oct. 31st, 2019

Abstract

In this paper, aiming at the problem of large fluctuation of the test value when the dynamic unbalanced mass of multi-blade impeller used by the range hoods are repeatedly disassembled and measured, the main factors are summed up by the combination of calculation and experiment, and the results are compared with the experimental data to verify the accuracy of the theoretical analysis, and thus reasonably explain the phenomenon where the test value will have a greater fluctuation when repeatedly disassembling and measuring the dynamic unbalanced mass of multi-blade impeller. Through the analysis and summary, we can add some design basis for designing the structure of the multi-winged impeller, but also provide the research ideas of the similar problem for other researchers and provide the reference conclusion for the similar product designer as well as some thinking for the similar product quality sampling.

Keywords

Impeller, Dynamic Imbalance Quality, Repeated Disassembly, Error Analysis

吸油烟机用多翼叶叶轮动平衡误差分析

胡承杰^{1,2}, 李斌², 姬如一³, 张晓铁², 何立博²

¹同济大学机械与能源工程学院, 上海

²浙江省健康智慧厨房系统集成重点实验室, 浙江 宁波

³机械工业上海蓝亚石化设备检测所有限公司, 上海

Email: qq394997625@163.com

收稿日期: 2019年10月10日; 录用日期: 2019年10月24日; 发布日期: 2019年10月31日

摘要

本文针对在重复拆装测量吸油烟机用多翼叶叶轮的动不平衡质量时,测试值波动较大的问题,通过计算分析和实验验证相结合,总结出主要因素,同时计算结果与实验的数据进行比较,验证理论分析的准确性,从而合理地解释了重复拆装测量叶轮动不平衡质量时,测试值会有较大波动的现象。通过分析总结,可以对以后的多翼叶叶轮的结构设计,增加一些设计依据,同时也为其他类似问题的研究者提供研究思路,为类似产品的设计者提供参考结论,也为类似产品的品质抽检提供一些思考。

关键词

叶轮,动不平衡量,重复拆装,误差分析

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着人民物质生活水平的提高,国内家庭用户对于油烟机的运行稳定性提出了更高的要求。吸油烟机的标准中[1],对于吸油烟机的最大风量和最大静压有明确的规定,因此在吸油烟机说明书和宣传中经常用这些数值来衡量油烟机的性能优劣。而近年来,烟机制造商为了提高用户的体验,加强吸烟效果,增强客户使用时刻的口碑和黏性,同时建立自己的品牌优势等,因此提高了油烟机风机的静压和风量,而提高风压风量势必对叶轮直径,转速,噪音等造成影响[2]。因此在大风量或大静压状态下,叶轮的动不平衡量成为了影响吸油烟机运行稳定性的核心参数(如吸油烟机异音、抖动[3][4][5]等)。现有(计算/测试)方法下,吸油烟机叶轮动平衡测试的重复测试精度较低,同一叶轮的重复拆装测试结果之间存在较大的差值。随着叶轮动不平衡量的许用值不断降低,现有重复测量误差已难以接受。目前针对动平衡机的研究表明动平衡测试精度很高,传感器数据处理的算法差异引起的误差也不大,基本控制在5%以内[6][7][8][9]。而目前在测试油烟机叶轮的时候,测试值波动大。针对上述问题,本文将通过理论分析以及实验验证,得出一些有益的结论。

2. 动不平衡质量重复测试数据波动的理论分析

2.1. 动平衡机的测试原理

在测试过程中,由于动不平衡质量在两个端面产生的两个离心力 F_L 和 F_R ,通过公式(1),转换成动平衡机传感器上能够获取电信号的支反力 N_L 和 N_R 。 N_L 和 N_R 的值可以通过加速度传感器积分或者位移传感器等获取。

$$\begin{cases} F_L = N_L + \frac{1}{B}(AN_L + CN_R) = m_1\omega r^2 \\ F_R = N_R + \frac{1}{B}(AN_L + CN_R) = m_2\omega r^2 \end{cases} \quad (1)$$

动平衡机控制系统是基于传感器获取的电信号转化为位移信号。对于转速 ω 稳定状态下的转子动平

衡, 位移 $x(t)$ 满足公式(2)。根据采集的信号进行傅里叶转化获取到幅值和相位相关的数据, 并且计算出来。最终公式里的振幅值 $A_0 A_1(\omega)$ 和相位 $\varphi_0 + \varphi(\omega)$ 可以获取到。从而测试的离心力 F_L 和 F_R 可以计算获取, 最终可以测试出动不平衡的质量 m_1 和 m_2 (图 1)。

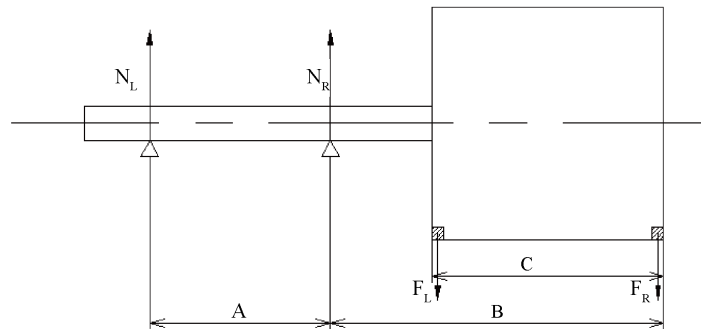


Figure 1. Dynamic balance machine support solution
图 1. 动平衡机支撑解算方式

$$x(t) = A_0 A_1(\omega) \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi(\omega)) \quad (2)$$

2.2. 双面动不平衡质量的简化计算

对于叶轮组装件而言, 技术图纸上通常给出的是配重质量的上限值, 并且测试的动不平衡质量指的也是需要配重的配片质量, 因此需要将叶轮的不平衡质量换算至半径为 r 的圆周上的配重质量。

换算公式如下:

$$m_i = \frac{M_i e}{r} \quad (3)$$

M_i —表示第 i 配平面上的叶轮转子的偏心质量(mg);

e —表示叶轮转子整体偏心距(mm);

m_i —表示第 i 配平面上的需要配平的质量(mg);

r —表示转子上放置配重片的半径位置(mm);

由于叶轮整体轴向的长度较长, 动不平衡质量测试以及分析需要将叶轮抽象成两个面质量面[10] (图 2 所示的面 1 和面 2), 同时整体质量 M 需要分配到面 1 (M_1)和面 2 (M_2)上。

质量守恒:

$$M = M_1 + M_2 \quad (4)$$

质心矩守恒:

$$M_1 h_1 = M_2 h_2 \quad (5)$$

由(2) (3)可以得到整体叶轮动不平衡量分配到各个面上的质量为

$$M_1 = \frac{M h_2}{h_1 + h_2} \quad (6)$$

$$M_2 = \frac{M h_1}{h_1 + h_2} \quad (7)$$

由(1) (5) (6)可以得到

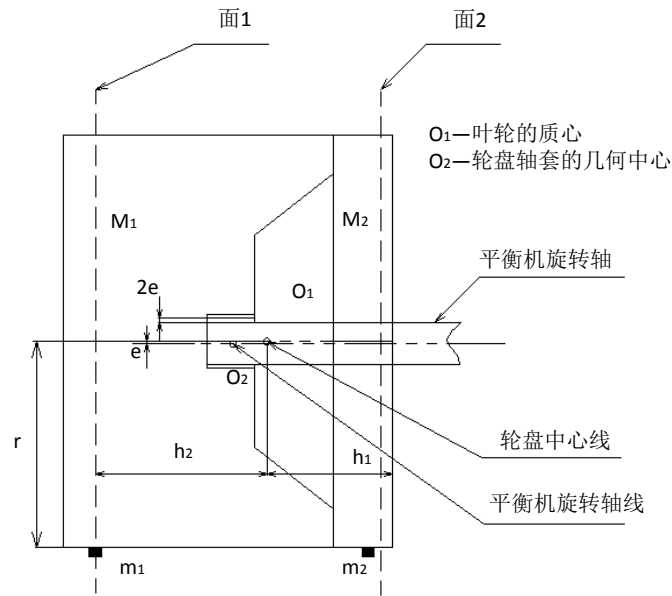


Figure 2. Translation between The rotor axis and the theoretical axis of rotation of rotation

图 2. 转子轴线与理论旋转轴线发生平移

$$m_1 = \frac{Mh_2e}{(h_1 + h_2)r} \quad (8)$$

$$m_2 = \frac{Mh_1e}{(h_1 + h_2)r} \quad (9)$$

至此，可以通过获取已知的几何关系来推算不同状态下的动不平衡质量值。

2.3. 孔轴极限位置引起的动不平衡量

为了便于计算将图 2 简化成图 3 所示的示意图。图 3 和图 4 中所示的是叶轮安装到动平衡机转轴上后，孔轴之间形成的极限配合关系。其中图 3 是叶轮轴线与理论动平衡机转子轴线发生了平移，图 3 是叶轮轴线与理论动平衡机转子轴线发生了相交。

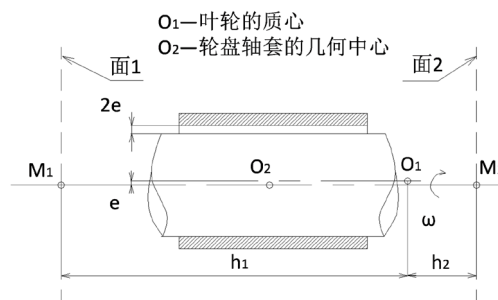


Figure 3. Translation between shaft axis and hole axis

图 3. 孔轴轴线平移

根据图 3 所示的几何关系，孔轴轴线平移使得叶轮整体的偏心距为

$$e = \frac{\text{轴的上偏差} - \text{孔的下偏差}}{2}$$

根据图 4 的几何关系可知, $\Delta O_1AO_2 \sim \Delta BCD$ 。而孔轴轴线相交引起的叶轮整体偏心距为

$$e \approx O_1A = \frac{CD \times O_2A}{BD} \approx \frac{(\text{轴的上偏差} - \text{孔的下偏差}) \times O_2A}{BD}$$

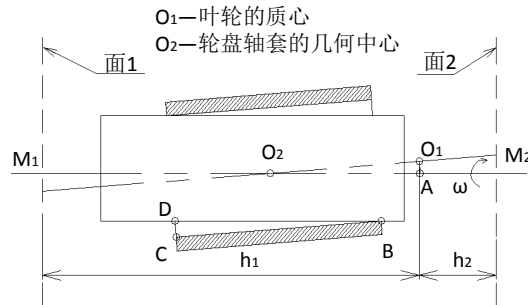


Figure 4. Intersecting between shaft axis and hole axis
图 4. 孔轴轴线相交

式中, BD (叶轮轮盘的轴套长度), O_2A 等几何尺寸可以测量获知。根据表 1 所示的已知数据, 带入公式 (7) 可以计算出表 2 的数据。

Table 1. Known parameters of an impeller

表 1. 某叶轮的已知参数

轴的上偏差/(mm)	孔的下偏差/(mm)	M /(mg)	r /(mm)	O_2A /(mm)	BD /(mm)
+0.018	-0.014	1292	112	24.76	26.5

Table 2. Dynamic imbalance of the limit position between shaft axis and hole axis

表 2. 孔轴极限位置的动不平衡量

	面 1/(mg)	面 2/(mg)
孔轴轴线平移	90.9	93.7
孔轴轴线相交	169.9	175

通过上述分析发现, 所选叶轮的孔轴轴线相交引起的误差大于孔轴轴线平移引起的误差。

3. 实验验证和结论分析

因为叶轮的转速的测试低于 1400 RPM, 因此实验设备采用申克的 HV2-10 动平衡机, 一种气浮立式硬支承动平衡机[11] [12], 有别于软支撑的动平衡机[13] [14]。根据厂商提供的参数, 计算出对应叶轮的动不平衡质量, 可见申克的动平衡机误差分析与估计已经能够满足测试需求, 见表 3。

Table 3. Schenk HV2-10 dynamic balancing machine parameters

表 3. 申克的 HV2-10 动平衡机参数

动平衡机器型号	最大转子重量/(kg)	最大转子直径/(mm)	测试转速/(rpm)	测试前述叶轮的误差范围/(mg)
HV2-10	10	400	1200	18~54

为了避免叶轮在转动过程中的整体变形、风流的反向作用力等影响, 设计图 5 所示的仿叶轮转子。转子整体形状同前述某叶轮基本一致。孔的公差尺寸按照叶轮轮盘孔的公差带进行加工。为了验证动平

衡机本身测试精度,增加不拆装重复测试仿叶轮转子的动不平衡量实验组。最终测试后数据如表 4 所示。

对比表 4 的 1 号实验组和表 3 的动平衡机测试波动范围,可以认为动平衡机的测试正常。根据表 2 的理论值,其最大理论极限误差 $\pm 175 \text{ mg}$,即面 2 上的动不平衡量最大差值为 350 mg。理论计算的值同表 4 的 2 号实验组数据逼近。因此,可以认为孔轴轴线相交情况下,计算值与测量值的吻合情况较好。通过对比表 2 中两种偏移方式下的动不平衡量数据,可以得知相较于孔轴轴线平移,孔轴轴线相交对于叶轮轮盘动不平衡质量的影响更大;通过对比表 4 中两种情况下的动不平衡量,可以得知频繁拆装的确会加大叶轮的动不平衡量,而且测试的时候拆开叶轮再进行安装复测时,其测试数据的一致性会有干扰。

使用真实的叶轮进行测试,观察数据波动情况。该实验测试了 12 个叶轮的动平衡量。因为变相位比定相位更容易改变孔轴之间的位置关系,因此实验分成两组。一组拆装后不改变叶轮轮盘同电机转轴的相对位置,然后进行测试,即定相位;一组拆装后将叶轮旋转 180° ,再进行测试,即变相位。定相位和变相位各测试 3 次。从图 6 和图 7 的差值来看,基本都在前述分析 350 mg 以内,有个别差值超过了 350 mg,意味还有其他因素影响重复测试误差。很显著的是,不定相位的重复拆装引起的动不平衡量波动大于定相位的。

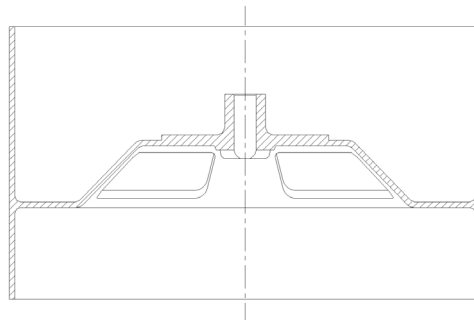


Figure 5. Imitation impeller rotor
图 5. 仿叶轮转子

Table 4. Imitation impeller rotor dynamic unbalance test

表 4. 仿叶轮转子动不平衡量测试

序号	状态	面 1 平均/(mg)	面 1 方差	面 1 最大差值/(mg)	面 2 平均/(mg)	面 2 标准差	面 2 最大差值/(mg)
1	不拆装	503	4	45	450	7	76
2	拆装	491	14	142	531	28	306

注: 1、每组实验测试为 $n=10$ 次; 2、状态包括不拆仿叶轮转子测试和拆转子旋转 180° 后再测试; 3、“面 1 平均”表示图 2、图 3 所示的配平面上动不平衡量的平均值; 4、“面 1 最大差值”= 重复测试数据组中最大值 - 重复测试数据组中最小值。

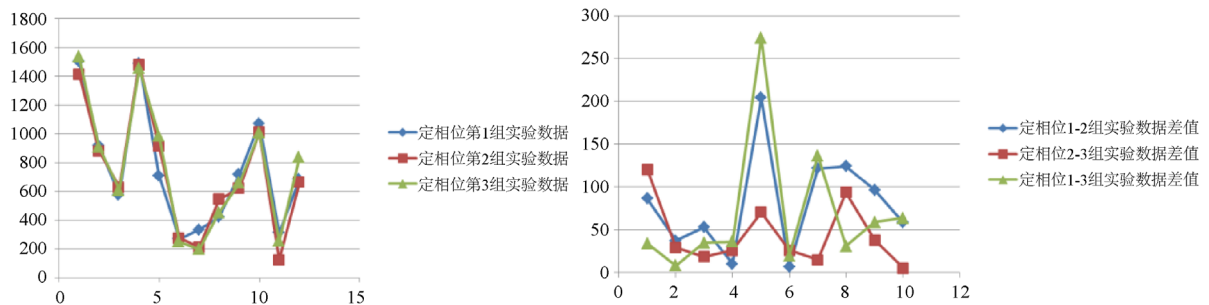


Figure 6. Fixed phase dynamic imbalance test data
图 6. 定相位动不平衡量测试数据

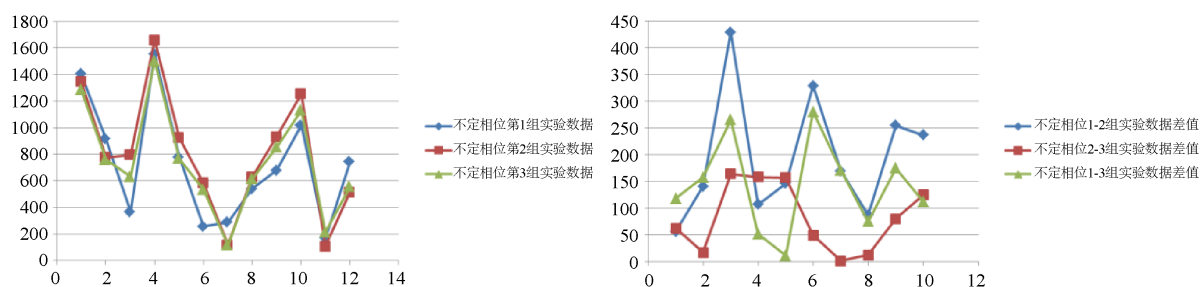


Figure 7. Uncertain phase dynamic imbalance test data
图 7. 不定相位动不平衡量测试数据

4. 结论

相较于孔轴轴线平移,孔轴轴线相交对于叶轮轮盘动不平衡质量的影响更大。孔轴轴线相交情况下,计算值与测量值的吻合情况较好。频繁拆装叶轮的确会加大叶轮的动不平衡量。测试的时候拆开叶轮再进行安装复测时,其测试数据的一致性会有干扰,而且变相位的拆装影响较大。除了孔轴配合引起重复测试的误差外,必然存在其他因素影响测试的稳定性。

参考文献

- [1] 诸永定, 易洪斌, 等. GB/T 17713 2011 吸油烟机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2012.
- [2] 刘小民, 王星, 汤虎, 等. 我国吸油烟机性能改进技术研究进展[J]. 轻工机械, 2011, 29(3): 122-127.
- [3] 金清肃, 郭聚东, 等. 大型引风机叶轮的动平衡问题及对策[J]. 风机技术, 2003(2): 21-22.
- [4] 王学良. 动平衡对离心压缩机影响的分析与对策[J]. 风机技术, 2000(6): 56-57.
- [5] 三轮修三, 下村玄. 旋转机械的平衡[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992: 82-100.
- [6] 宋菊平, 秦如, 等. 动不平衡测量电路频率特性原位补偿技术研究[J]. 仪表仪器学报, 2017, 38(5): 1143-1149.
- [7] 郭天浩, 丁力. 基于 Goertzel 算法的转子动不平衡测量方法[J]. 测控技术, 2019, 38(7): 1143-1149.
- [8] 魏巍, 张海鹏, 谈演. 基于 M 估计的转子不平衡量的识别[J]. 科技创新与应用, 2018(6): 87-89.
- [9] Wang, A.M., Cheng, X.H., Meng, G.Y., et al. (2017) Dynamic Analysis and Numerical Experiments for Balancing of the Continuous Single-Disc and Single-Span Rotor-Bearing System. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **86**, 151-176. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.09.034>
- [10] 商景泰. 通风机手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994: 296-307.
- [11] 赵钧. 气浮立式硬支承动平衡机研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(5): 481-484.
- [12] 陈剑飞, 梁睦, 等. 双面立式动平衡机理论分析和应用[J]. 纺织学报, 2005, 26(4): 83-85.
- [13] Parkinson, A.G. (1991) Balancing of Rotating Machinery. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*, **205**, 53-56. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1991_205_091_02
- [14] 余先涛. 软支承刚性转子动平衡测试系统设计[J]. 机械电子, 2000(3): 44-46.