

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.04.018

轴承支座对轴流风机性能试验的影响

马睿¹, 刘淑莲², 郑水英¹

(1. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027;
2. 浙江科技学院 机械与汽车工程学院, 浙江 杭州 310023)

摘要:为了研究风机性能试验中支承结构与风机出口的距离对性能试验的影响,采用理论分析和CFD数值模拟相结合的方法进行研究。分析轴流风机性能试验中C型装置的轴承支座对出口气流的阻碍作用。利用FLUENT软件对试验装置的三维流场进行数值模拟,计算了轴承支座与风机出口的距离不同时,全压效率与流量间的关系,并用ANSYS对结构进行了强度和刚度分析。结果表明轴承支座距离风机出口过近时会显著影响试验结果,应在风机性能试验台的设计过程中加以注意。

关键词:轴流风机;性能试验;C型管道进口;数值模拟

中图分类号:TH432 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)04-0083-05

Effects of Bearing Support on Performance Test of Axial-Flow Fan

MA Rui¹, LIU Shulian², ZHENG Shuiying¹

(1. Institute of Process Equipment, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: CFD numerical simulation combined with theoretical analysis were used to research and discuss the obstructing effect, caused by the bearing support of type-C device, on the outlet airflow in axial-flow fan performance test. The three-dimensional flow field in test device was simulated through FLUENT. The relations between total pressure efficiency and flow rate were studied when the distance between bearing support and fan outlet was different, and the structural strength and stiffness were also analyzed through ANSYS. The results indicated that test results were significantly affected when bearing support was too close to fan outlet, so particular consideration should be taken into the design of fan performance test device.

Key words: axial-flow fan; performance test; type C ducted inlet; numerical simulation

通风机在出厂时都自带特性参数表和性能曲线,这些性能参数的获取主要依赖于性能试验,因此通风机性能试验是通风机设计、生产和检验中必不可少的环节。目前我国通风机性能试验采用的标准是GB/T 1236—2000《工业通风机用标准化风道进行性能试验》,其在技术内容和编写规则上等同于ISO 5801:1997。

根据标准,风机性能试验装置分为A、B、C、D 4种类型。对轴流风机进行性能试验时,由于出口气流具有较大的周向速度,若采用出气装置,风筒中的旋转气流会造成流场的不均匀,影响静压的测量,因而一般采

用C型进气装置对轴流风机进行性能试验^[1]。

进行风机性能试验时如果不采用电机直连的驱动方式,则需要有专门的由轴承支座、轴承和连接轴组成的支承结构来支承被试验风机。采用C型进气装置进行性能试验时,上述支承结构位于风机出口的自由端,可能会对轴流风机的出口气流产生阻碍作用。GB/T 1236—2000明确指出:“要小心避免可能会出现相当大改变进口或出口处空气流动的任何障碍物的存在。特别在风道或试验通风机的进口或出口处接近两个风道直径内不得有任何墙壁或其他主要障碍。”^[2]因此有必要对支承结构与风机出口的距离对性能试验

收稿日期:2015-12-08;修回日期:2016-03-10

作者简介:马睿(1991),男,湖北宜昌人,硕士研究生,主要研究方向为风机性能试验及CFD仿真计算。E-mail: marui1991813@163.com

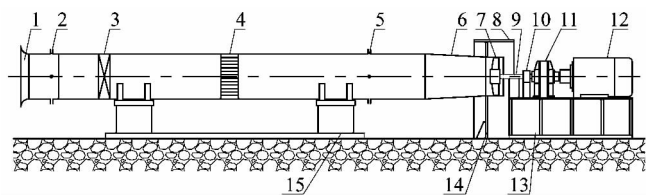
的影响进行研究。这种情况在 C 型进气试验中经常遇到,目前尚未查到相关资料对此问题进行分析讨论。

本文采用理论分析和 CFD 数值计算^[3-5]相结合的方法对其进行研究与分析,为合理地设计风机性能试验装置提供参考。

1 模型的建立

1.1 几何模型

试验装置类型为 C 型管道进气,由进口喷嘴、流量调节阀、风筒、整流装置、扭矩仪、电机等部件组成。风机性能试验台的整体布置如图 1 所示。



1—90°弧进口喷嘴;2—差压压力测孔;3—流量调节阀;4—整流栅;5—静压压力测孔;6—锥形连接管;7—试验风扇;8—防护罩;9—连接轴;10—扭矩仪;11—高速齿轮箱;12—电机;13—电机底座;14—支撑立板;15—风筒支座。

图 1 C 型风机性能试验台示意图

Figure 1 Schematic diagram of fan performance test device

试验台的风筒直径为 700 mm。测试风机的轮毂直径为 320 mm,叶片外径为 690 mm,轮毂比为 0.46。风机的 8 片动叶沿周向均布,转速为 $1\,750\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。风机支承结构的尺寸及三维模型如图 2 所示。

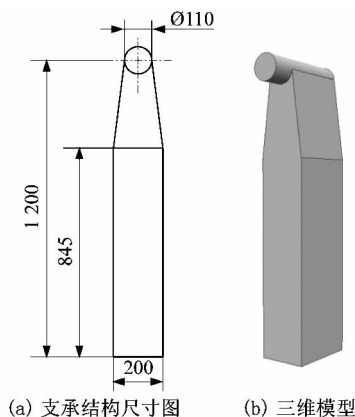


图 2 风机支承结构的尺寸及三维模型

Figure 2 Size and 3-D model of supporting structure

依据图 1~2 所示结构建立计算模型,并进行适当的简化和处理,忽略管壁测压孔,流量调节阀和整流装置^[6]。流量调节通过在 FLUENT 中直接设定不同的进口流量而实现。计算区域包括风机进口段、叶轮区域以及风机出口段。风机进口段为静压测孔与风机进

口之间的流场区域,长度为风筒直径的 3 倍。风机出口段为防护罩所包围的流场区域,尺寸为 $570\text{ mm} \times 1\,280\text{ mm} \times 1\,940\text{ mm}$ 。

风机的支承结构不可避免地会影响出口气流的压力分布,进而影响风机的测试效率,因此有必要找到与风机出口合适的距离。建立轴承支座与风机出口不同距离时的计算模型,结构图和三维模型如图 3(a)所示,图中 L 为支承结构与风机出口的距离。为了与理想状况(无出口障碍)进行对比,建立无支承结构的计算模型如图 3(b)所示。

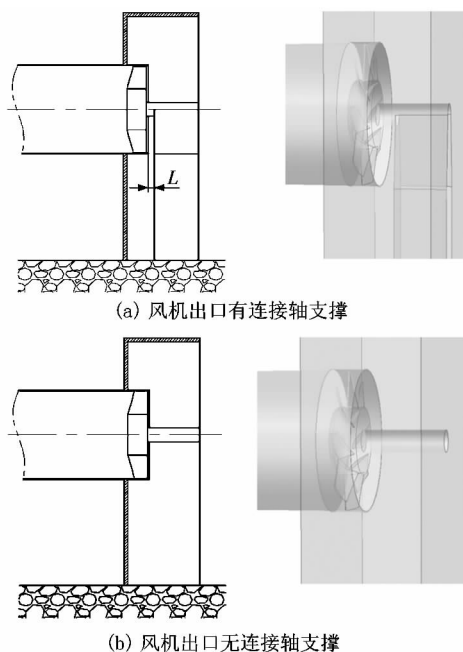


图 3 计算区域的三维模型

Figure 3 3-D model of computational domain

风机模型的建立是通过 FLUENT 软件中的 Gambit/Turbo 模块实现的。首先沿叶片的重心积迭线选取 5 个截面,将每个截面的点坐标写入 tur 文件;然后导入 Gambit 中,通过 Turbo 模块建立风机叶片实体的三维模型;最后通过 Gambit 中的一系列的点、线、面操作,完成风机实体的完整的三维模型^[7]。

风机的进口段和出口段采用六面体和三棱柱进行网格划分,由于叶轮区域的几何结构较为复杂,对其采用四面体网格进行划分,网格总数大约为 200 万。

1.2 模型参数设置

将空气视为不可压缩流体,流动中无热量交换,不考虑能量守恒方程。气体为稳态流动,采用定常计算,并忽略重力对流场的影响。湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型,近壁面应用标准壁面函数,压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,动量方程、湍流动能和湍流耗散相均采

用一阶迎风格式离散。收敛准则定义为所有监测项残差小于 1×10^{-4} 。

边界条件设置:质量进口,速度方向垂直于边界;压力出口,给定静压为零。固壁采用无滑移边界条件,动静部件交界面采用多重参考系模型(MRF)处理。

选取 5 个基本工况进行数值计算,如表 1 所示。

表 1 模拟计算的不同工况

Table 1 Different operating condition points

工况	流量 $\times 10^4 / (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$
1	1.4
2	1.6
3	1.8
4	2.0
5	2.2

2 计算结果

2.1 风机全压及全压效率的计算

风机的全压 p_t 定义为风机进出口截面间的静压差与轴向动压差之和,而风机出口的旋转动压不计入风机全压^[8],则有

$$p_t = p_{st2} - p_{st1} + \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{q_v}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{q_v}{A_1} \right)^2 \right]; \quad (1)$$

轴功率

$$N = \frac{T \cdot n}{9\,550}; \quad (2)$$

风机全压效率

$$\eta_t = \frac{q_v \cdot p_t}{1\,000} \quad (3)$$

式中: p_{st2} , p_{st1} 分别为风机的出口和进口静压,由于风机出口直接通向大气,因此出口静压 $p_{st2} = 0$; ρ 为空气密度; q_v 为风机的体积流量; A_2 , A_1 分别为风机的出口和进口面积; T , n 分别为风机的扭矩和转速。

标准规定,出口面积为不扣除电机或轮毂等障碍物的出口开放处的总面积,所以出口面积 $A_2 =$ 管道的截面积 - 轴的截面积 $= 0.375 \text{ m}^2$; 进口面积 $A_1 =$ 管道的截面积 $= 0.386 \text{ m}^2$ 。

2.2 支承结构对风机进出口压力的影响

根据图 3 所示的模型对风机性能试验装置进行流场计算。改变风机支承结构与风机出口的距离 L , 分析距离不同时风机进出口的压力分布, 找到一个合适的距离, 使得出口障碍对风机压力影响较小。分别取 L 为 50, 100, 200 和 300 mm。为了对比, 同时计算了无支承结构, 也就是风机出口没有障碍时的压力分布。

图 4 给出了流量为 $2.2 \times 10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时风筒竖直截面的静压云图以及风机出口轴向截面的静压云图。

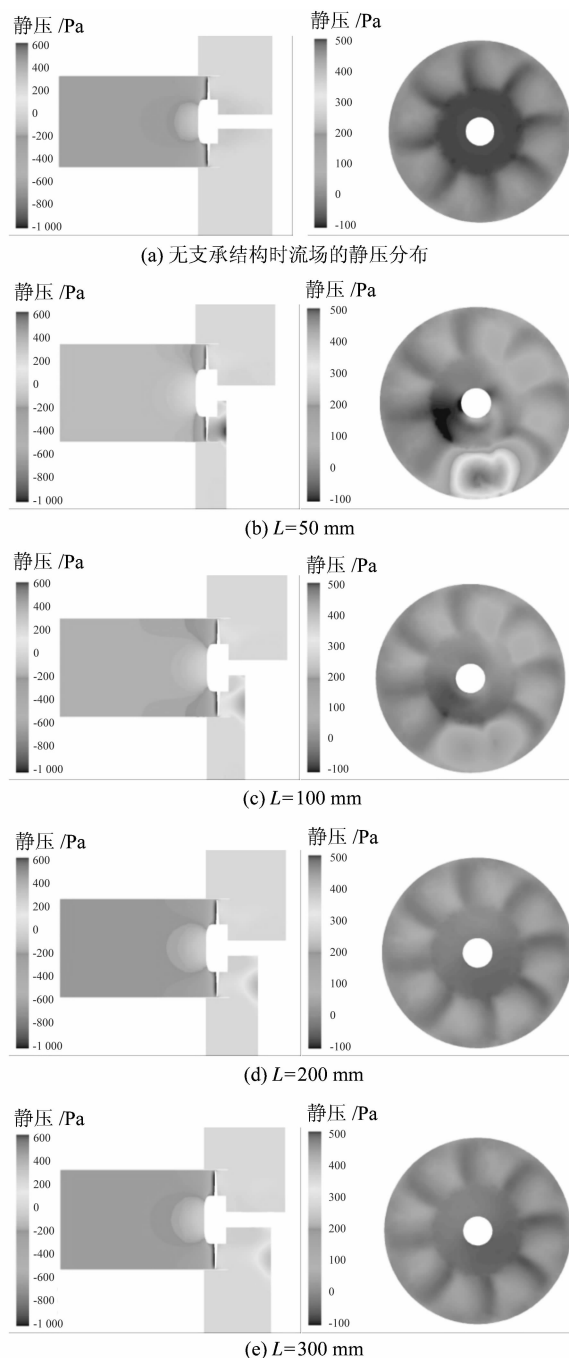


图 4 流场静压云图

Figure 4 Contours of static pressure

由图 4(b) 可以看出, $L = 50 \text{ mm}$ 时, 由于支承结构对出口气流的阻挡, 气体的动压能转化为静压能, 导致风机出口下方靠近支承结构处的气体静压有明显的升高, 由于相同工况下风机的做功能力不变, 从而进口静压也有相应的升高, 但依据标准计算风机全压时, 出口静压按零取值, 所以由于支承结构的阻挡而升高的出口静压值并未计算在全压中。根据公式(1), 出口静压 p_{st2} 不变而入口静压 p_{st1} 增大, 导致风机全压 p_t 的测

试值要低于实际值。由于一般轴流风机的全压并不大,所以静压的测量误差对全压的影响较为显著。

同时可以看出,随着距离 L 的增大,风机的出口静压不断减小。当 L 增大至 200 mm 时,轴承座附近的气体静压依然有升高,但数值并不大,此时风机出口截面的静压分布与无支承结构时非常接近,所以本试验装置的支承结构与风机出口的距离大于 200 mm 时就可以看作出口障碍不影响全压的测量。

2.3 连接轴支撑对风机全压效率的影响

图 5 所示为支承结构与风机出口的距离不同时全压效率与流量的关系曲线。从图中可以看出,在小流量的工况下,5 种模型的风机全压效率基本一致,随着流量的增大,支承结构的阻碍作用对全压效率的影响也在不断增大,到了最大流量工况, $L = 50$ mm 的全压效率比无支承结构时低了 20%, $L = 200$ mm 和 300 mm 的全压效率则与无支承结构的情况相当接近,误差在 5% 以内。由此可见,距离过小时支承结构的阻碍作用会使全压效率的测试值显著降低,增大支承结构与风机出口的距离则可以减小对全压效率测试结果的影响,对于本试验装置, L 取 200 mm 较为适宜。

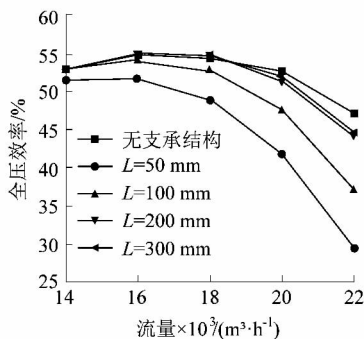


图 5 全压效率-流量曲线

Figure 5 Curves of efficiency-flow rate

2.4 支承结构的强度和刚度分析

由于轴流风机采用悬臂支承,若增大支承结构与风机出口的距离,则连接轴的长度也会相应增加。当轴的悬臂长度过大时,可能会出现断裂或变形过大的问题,因此利用 ANSYS 对连接轴进行结构静力分析。

2.4.1 模型的建立

按照图 2 所示的尺寸在 ANSYS 中建立轴承座及传动轴的三维模型。轴承压盖的外径为 110 mm,内径为 80 mm,材料为 Q235 碳素结构钢,其弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.28,密度为 $7\,870\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。传动轴的直径为 50 mm,材料为 40Cr,其弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3,密度为 $7\,800\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。在轴承压

盖的两端各有一对角接触球轴承。用三维实体单元 SOLID187 对轴承座和传动轴进行网格划分,并将轴承简化为套筒,通过设置接触单元来模拟轴与轴承以及轴承与轴承座之间的相互作用。

本模型在轴承座底面施加固定约束以模拟基础的支撑作用和螺栓的固定作用,在轴端节点施加大小为 800 N 的集中力以模拟风机的重力。

2.4.2 位移分析

图 6 为 $L = 300$ mm 时支承结构的位移云图,轴端的位移为 0.03 mm。对于一般轴流风机这样的变形在可承受范围内。当 $L = 200$ mm 和 100 mm 时,轴端的变形更小,分别为 0.018 mm 和 0.011 mm。

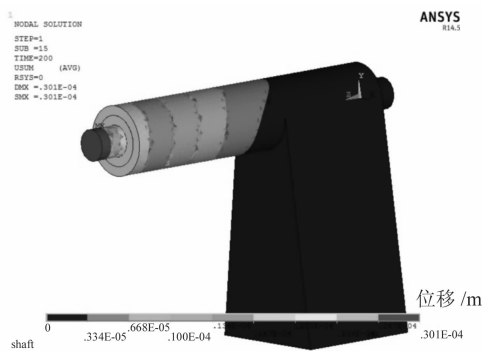


图 6 $L = 300$ mm 结构变形图

Figure 6 Deformation of structure when $L = 300$ mm

2.4.3 应力分析

图 7 为 $L = 300$ mm 时支承结构的应力云图,结构的最大应力为 15.2 MPa。当 $L = 200$ mm 和 100 mm 时,最大应力分别为 15.1 MPa 和 14.5 MPa。远小于材料的许用应力。

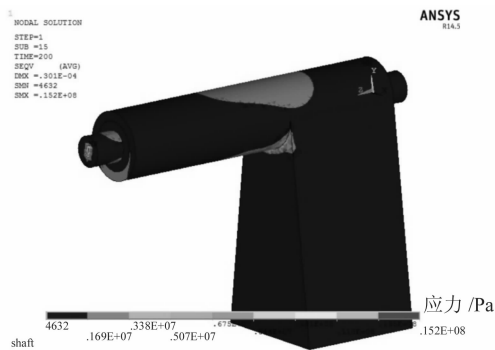


图 7 $L = 300$ mm 结构应力图

Figure 7 Stress of structure when $L = 300$ mm

由此可见,增大支承结构与风机出口的距离至 300 mm 是满足结构的强度及刚度要求的。

(下转第 91 页)