

基于 ANSYS Workbench 的某生活垃圾发电厂大型风机振动分析

崔民明 何志刚 程继余

(江苏天楹环保能源成套设备有限公司 江苏 南通 226600)

摘要: 以某生活垃圾发电厂大型风机叶轮为分析对象, 通过 SolidWorks 建立其三维实体模型, 导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 进行模态仿真分析, 获得了风机叶轮的固有频率, 并通过 MATLAB 与转动频率以及叶片穿越频率进行比较分析, 得出风机叶轮产生共振的频率区间。为生活垃圾焚烧厂风机在设计中避免共振提供理论依据。

关键词: 大型风机; 叶轮; 有限元分析; 模态; 共振

0 引言

风机是一种使用广泛的通用机械设备, 各行各业都在使用。在垃圾发电厂中的各大主要系统: 焚烧系统、烟气处理系统、渗滤液处理系统、除臭系统等都配套有不同的风机, 是全厂的关键设备之一。上述各系统的风机常态稳定化运营是保证全厂连续安全生产、各类污染物合规处置达标排放的重要保障。对于风机而言, 发现各类问题造成的风机振动是影响垃圾电厂稳定运行、造成计划外检修的重要原因之一。一旦风机的振动过大, 就会引起电机电流过大、温升过高, 严重时会引起电机线圈过烧; 而且还会对轴承、地脚螺栓等零部件产生不良影响, 严重时风机的振动造成轴瓦、转子的频繁损坏, 导致生产成本的增加。

通过调查整理发现造成垃圾电厂风机振动过大的原因出现较多, 下面列举其中部分:

- (1) 烟气处理系统前端设备故障或运行不当, 造成进入风机烟气温度较低、粉尘含量高, 造成积露、叶轮挂泥;
- (2) 风机安装或维护后, 减速机、风机、电机轴线不对中;
- (3) 紧固件松动或活动部分间隙过大, 联轴器与轴松动;
- (4) 轴承间隙过大, 滚动轴承固定螺母松动;
- (5) 风机机架刚度不够或混凝土基础不牢固, 如风机基座地脚螺栓或垫铁松动、混凝土浇注质量不良或二次灌浆不实;
- (6) 烟道、风道、其他设备传来的振动;
- (7) 基础、风机共振;
- (8) 风机本身固有频率与系统气流脉动频率产生共振;
- (9) 因为润滑油品质问题, 润滑脂氧化变质、混入太多的硬粒造成轴承损坏产生振动; 异物进入造成污染等。会造成轴承表面损坏。

造成上述振动过大的原因归类后分为了以下三方面: 一是风机的设计制造质量; 二是安装质量; 三是运行方面的因素。而影响风机常态稳定运行的一个重要原因就是风机的振动不在理想范围内。风机振动对加工制造、运转、噪声情况等产生很大影响, 因此要把振动控制在有效范围之内。

从上可以看出, 风机振动的原因多种多样, 包括机械方面的振动、频率重叠发生共振、工作介质和润滑系统造成

的振动等。其中共振是在风机设计阶段要避免的。

因此, 对大型风机进行振动研究至关重要。本文通过 SolidWorks 建立三维实体模型, 导入有限元分析软件 ANSYS Workbench 进行模态仿真分析, 得到了风机叶轮的固有频率, 通过 MATLAB 与转动频率及叶片穿越频率进行比较分析, 为该类型的风机优化设计提供理论依据, 为风机的抗振设计提供参考。

1 风机叶轮模态分析

1.1 创建风机叶轮有限元模型

风机叶轮主要由轮盘、轮盖、叶片、轮毂、止退垫片、螺栓和螺母等组成。忽略对下面要进行的模态分析影响不大的零部件, 本文以轮盘、轮盖、叶片和轮毂为主创建风机叶轮的有限元模型, 直径 2.325m, 风机叶轮有限元分析模型如图 1 所示。

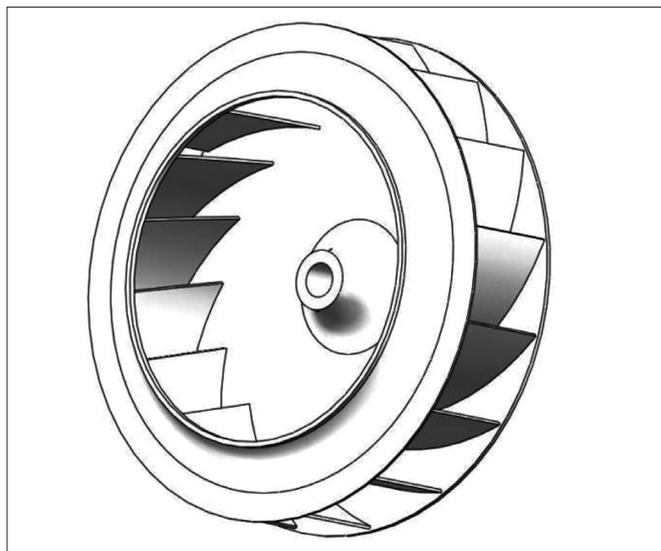


图 1 风机叶轮有限元分析模型

1.2 模态分析

为了得到风机叶轮的固有频率, 需要对风机叶轮进行模态分析, 本文采取计算模态分析的方法。利用 ANSYS Workbench 的 Modal 分析模块中的约束模态分析法进行分析, 需要对风机叶轮的轮毂孔施加圆周约束。提取风机叶轮

的前六阶固有频率如表 1 所示。

2 风机叶轮固有频率与叶片穿越频率及转动频率比较分析

风机叶轮叶片数为 16, 则当转数 $n=360\text{rpm}$ 、 420rpm 、 560rpm 、 750rpm 、 980rpm 、 480rpm 时, 叶片穿越频率、转动频率如表 2 所示。

当固有频率落入激振频率的 10% 范围内时容易导致致动, 当固有频率与激振频率重叠时产生共振。风机叶轮频率 10% 的浮动变化如表 3 所示。

绘制曲线图, 风机叶轮频率 10% 的浮动变化如图 2 所示。

分析上图, 对于同一系列在不同的频率下会形成一个以原点为起点的两条曲线, 然后观察固有频率。落入曲线之间的, 则会造成共振; 没有落到曲线之间的, 则认定安全。

风机叶轮的第一阶固有频率为 24.671Hz , 落到叶轮转速 $n=1480\text{rpm}$ 时转动频率曲线范围之内, 会发生共

振; 风机叶轮的第三阶固有频率为 24.978Hz , 落到叶轮转速 $n=1480\text{rpm}$ 时转动频率曲线范围之内, 会发生共振; 风机叶轮的第四阶固有频率为 44.011Hz , 没有落到频率曲线范围之内, 不会发生共振; 风机叶轮的第五阶固有频率为 107.07Hz , 落到叶轮转速 $n=420\text{rpm}$ 时叶片穿越频率曲线范围之内, 会发生共振; 风机叶轮的第六阶固有频率为 111.93Hz , 落到叶轮转速 $n=420\text{rpm}$ 时叶片穿越频率曲线范围之内, 会发生共振; 风机叶轮的第七阶固有频率为 112.13Hz , 落到叶轮转速 $n=420\text{rpm}$ 时叶片穿越频率曲线范围之内, 会发生共振。

通过以上分析可以得出, 风机叶轮的固有频率将会落到转速较高的转动频率曲线范围之内, 就会发生共振; 风机叶轮的高阶固有频率则会落到转速较低的叶片穿越频率曲线范围之内, 就会发生共振。因此, 在风机的优化设计中, 一定要避免风机叶轮的固有频率与转速较高的转动频率两者之间的重叠, 以及避免风机叶轮的高阶固有频率与转速较低的叶片穿越频率两者之间的重叠。

3 结语

本文对某垃圾发电厂的大型风机叶轮进行模态分析, 从而获得了风机叶轮的前六阶的固有频率, 并计算出了风机叶轮的转动频率以及叶片穿越频率, 并使用 MATLAB 绘制了风机叶轮频率 10% 的浮动变化曲线图, 还分析了风机叶轮的固有频率、叶片穿越频率以及转动频率三者之间的关系, 得出主要结论如下: 风机叶轮的固有频率体现在与转速较高的转动频率振动区重叠, 风机叶轮的高阶固有频率体现在与转速较低的叶片穿越频率振动区重叠。因此, 在对风机叶轮进行优化设计时, 如何防止叶片穿越频率与转动频率之间引起风机振动, 是在风机设计中必须研究和解决的问题。本文的分析研究为此提供了理论依据, 并为风机的抗振设计提供了参考。

参考文献:

- [1] 鲁素萍, 李慧琴. 风机振动原因分析及处理方法探讨 [J]. 包钢科技, 2016, 42(2): 20-23.
- [2] 李东辰. 基于 LabVIEW 的小波神经网络在煤矿通风机故障诊断中的应用 [D]. 淮南: 安徽理工大学, 2012.
- [3] 胡绍猫. 基于 ansys workbench 通信机柜的抗震分析 [J]. 机电工程技术, 2014, 43(4): 77-79.
- [4] 李斌. 5MW 风电齿轮传动系统动力学建模与分析 [D]. 湘潭: 湖南科技大学, 2016.

表 1 风机叶轮的前六阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率 / Hz	24.671	24.978	44.011	107.07	111.93	112.13

表 2 六种转速下的风机叶轮频率

风轮转速 / rpm	$n=360$	$n=420$	$n=560$	$n=750$	$n=960$	$n=1480$
叶片穿越频率 / Hz	96	112	149.3	200	256	394.7
转动频率 / Hz	6	7	9.3	12.5	16	24.7

表 3 风机叶轮频率 10% 的浮动变化

$n=360$	$n=420$	$n=560$	$n=750$	$n=960$	$n=1480$
86.4-105.6	100.8-123.2	134.4-164.3	180-220	230.4-281.6	355.2-434.2
5.4-6.6	6.3-7.7	8.4-10.3	11.3-13.8	14.4-17.6	22.2-27.7

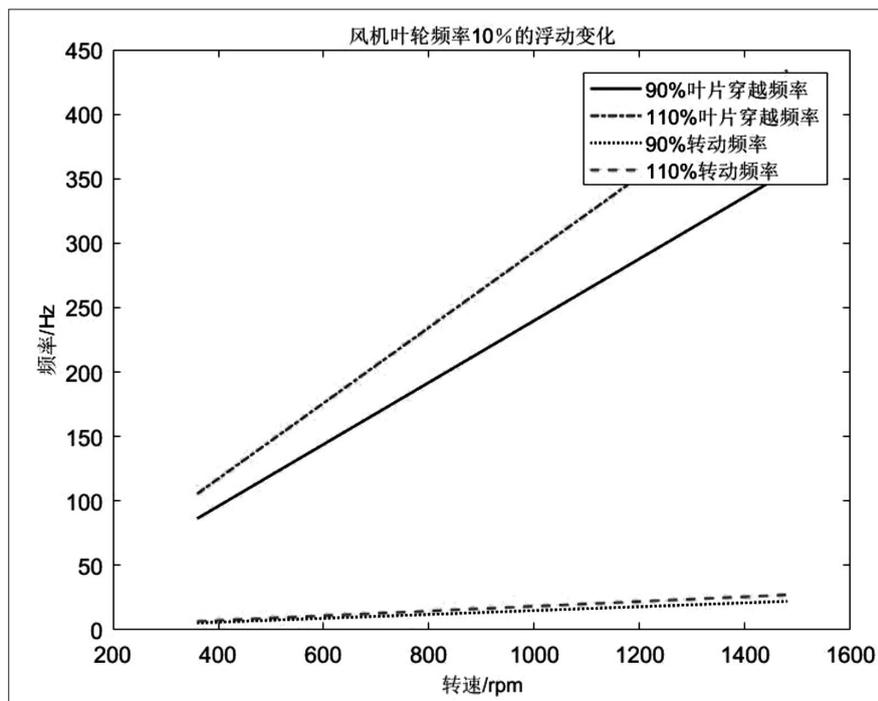


图 2 风机叶轮频率 10% 的浮动变化