

风机叶片的防颤设计与试验分析

北京航空学院 宋兆泓 孔瑞莲 魏星禄 王雨渭

摘 要

本文着重对内蒙牧民用的50瓦双叶风力发电叶片振动故障进行了理论计算和试验分析研究。确认叶片出现强烈振动故障是流体诱发振动的颤振现象。为了排故,设计了两种排振防颤的新叶型,即FD-01型与FD-02型。其中对FD-01型叶片进行了野外车载试验,并采用7T17频谱分析仪进行数据处理与分析。试验证实新型叶片,无大振,性能与运转效果良好。

内蒙古动力机厂生产的小型50瓦双叶风力发电机,采用玻璃钢叶片。叶轮直径1.65m,起动风速3~3.5m/s,工作转速范围3~18m/s,高速性 $\lambda_0 = 8$ 。该风机为草原牧民家庭发电用,由于设备简易,使用维修方便,深受牧民欢迎。但是,使用中在风速8~10m/s时,叶片多次发生强烈振动现象,叶片大面积产生裂纹,有的在近叶根部折断,因此使牧民生畏。

一、故障分析

对故障的原型叶片,进行了气动验算,静态振动特性试验与叶片断口分析。认为叶片是出现一阶弯曲振型或扭转振型的大振幅低周疲劳振动现象。

叶片共振分析:当叶片的自振频率与系统激振力的频率相一致时,叶片便产生共振。对六个玻璃叶片进行静频测定,其低阶振型与频率见图1。同时发现叶片频率随共振振幅的增大而降低的非线性特性。

对六个故障叶片进行平面检查,其外形挠曲较大,两叶尖在水平旋转面挠曲度平均相差11mm左右,两安装角相差2°左右。解剖的叶片截面质量其分布十分不均,排气边缘太厚,未达到原图纸的设计要求,这些都相对减弱了叶片的抗振性能。

对叶片的激振力分析,其不同风速下转子不平衡力形成的主振源频率如下表所示(静频 $f_1 = 15$)

风速(m/s)	6	7	8	9	10	11
转速(r/min)	555	648	740	833	926	1029
激振频率 f_B	9.2	10.8	12.3	13.8	15.1	17.1
动频 f_D	19.8	21.4	23.0	24.6	26.0	28.4

其中激振频率 $f_B = kn$, $k = 1$ 为主转子不平衡激励, n 为发动机每秒转速。叶片动频率为 $f_D^2 = f^2 + Bn^2$, B 为动频系数,依照车载试验验证取 $B = 2$ 。叶片动频受转速影响,叶片刚性较弱,叶片随转速增大而增高。但从表中分析,在中等转速范围内,叶片受主转子激起的共

振动名称	振 型 图	频率赫芝
一阶弯曲 反对称振型		$f_1 = 12$
一阶弯曲 对称振型		$f_{10} = 15$
一阶扭转 振 型		$T_1 = 48$
二阶弯曲 反对称振型		$f_2 = 60$
二阶弯曲 对称振型		$f_{20} = 72$

图1 振型图

振可能性不大。由于叶片加工不对称性,形成平错、背角、弯曲和安装角不等等现象,造成激振频率为主转子的倍数,其中以 $K=2$ 为多出现也较为危险。由于此时激振频率在叶片各个速度下与叶片的动频率相接近,有发生共振的可能。

叶片颤振分析: 由于叶片处于低亚音速相对流速下工作,可发生古典失速颤振现象。这主要是叶片型面产生气流失速引起的气动弹性失稳现象,属于流体诱发振动的自激振动。叶片的失速颤振主要取决于叶片来流进气攻角,而风轮工作时,来流阵风忽大忽小的突变,叶轮随风性的滞后等,都导致攻角的改变,叶片本身变形和安装角的不对称也是内在原因。

经采用失速颤振的折合速度判据准则进行校核,取叶片沿叶高85%特征截面数据($R=717\text{mm}$),按折合速度式 $V_R = W_1 / \pi b f_1$,算得风速 $V=5、8、10$ 时,来流相对风速 $W_1=42.0、42.36、42.78$ (b 值见图2), $V_R=8.3、8.4、8.5$ 。

折合速度 $V_R \geq 8.0 \sim 8.6$ 时,叶片就会发生失速颤振。而上述计算值皆接近颤振发作值。当进气攻角由某种原因偏离设计值而增大时,更会助长颤振发生。经计算该叶型气流分离临界攻角约为 $\alpha=17^\circ$,当有阵风突增,攻角就会超过此值。

我们应用小攻角下叶片弯扭耦合颤振理论,对叶片型面三心位置和形成颤振条件进行了计算与分析。得知原型叶片剖面三心位置设计不合理,如图2所示,沿弦向坐标,扭心位于弦向的 $0.31b$,重心位于弦向的 $0.41b$ 。而气动中心接近位于扭心与重心之间。从叶片三心理论分析^[1]得知,这种叶型最易发生颤振。叶片型面之所以造成这样状态,还受叶型制造时,翼弦后缘太厚,内腔质量分布不均等影响。

上述因素都导致了叶片在中等风速下出现亚音失速颤振,造成叶片极大的抖振。

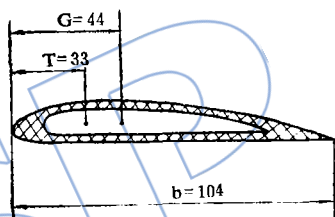


图2 原型叶片剖面图

二、新型叶片的设计

根据上面分析,我们设计了新型叶片,它主要从防颤方面着手提高叶片固有频率,改进重扭心位置和提高成型的工艺质量要求。我们设计了两种型面的叶片,翼型依然采用NACA 4412翼型,采用泡沫塑料充芯,玻璃钢多层铺层。

第一型为FD-01型,即为加宽的等弦长型面,即 $b=120\text{mm}$ (图3)。设计时使其一弯自振频率大于 20Hz ,内腔的工艺设计及充填物使重心位于扭心之前(图4)。经估算其折合速度 $V_R \leq 5.7$,小于颤振临界值。同时改进了叶片各截面处的气流攻角,以改善其启动性和工作特性。

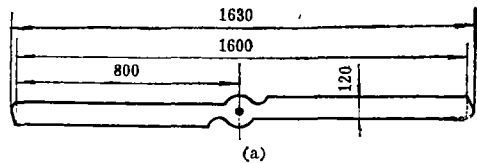


图3 FD-01型叶轮

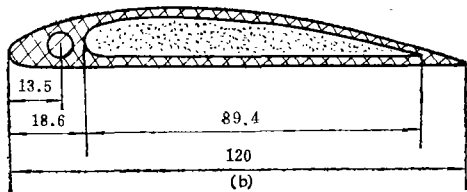


图4 FD-01型叶片剖面图

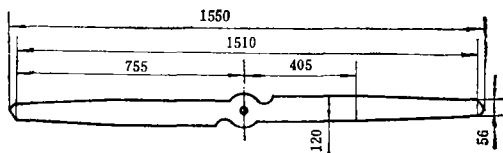


图5 FD-02型叶轮

第二型为FD-02型,采用小弦长设计,距叶根2/3处为等弦长 $b = 120\text{mm}$,以上沿叶高弦长逐渐减小(图5)。使叶型重心位于扭心之前,并尽量移向前缘,采用加大进气边的C形梁厚度,减薄排气边缘厚度的方法。设计成重心位于31%弦长处,扭心位于34.5%弦长处。

为确保叶片加工质量和增加抗振性能,改进了叶片的工艺要求。规定玻璃钢铺层最外二层按 45° 向铺设,中间四层为零向铺层。叶片厚度沿叶高变化,距叶根2/3处以下逐渐增加为三层。为使质量均布,将内腔原波纹结构改为硬泡沫塑料充填,并严格控制叶片型面的准确性。

三、车载性能试验

对FD-01型新叶片进行了公路车载性能试验。试验安排及测试系统如图5所示。

每个叶片上在一阶弯曲振动最大振动应力部位各贴两片应变片,用以测取振动时的应变和振动频率值,应变片通过六点水银引电器将振动讯号输送到7线磁带记录仪,供脱机进行数据处理。在磁带记录仪上还记载叶轮转速信号,和安装在电机上的加速度拾振器所感受的机匣振动信号。车载试验时录取了叶轮启动风速到最大风速下全过程的各项信号,并将所录取信号在7T-17振动数据处理仪上进行脱机信号处理。图6为风速为 8.3m/s 时采样的四个参数波形图,可以看出叶片无大振动发生。图7为风速 8.3m/s 时,叶片产生不稳定振动瞬间的振动波形图,此时振动也不算大,经数据处理获得的叶片动频率 $f_{1D} = 29.2\text{Hz}$ 。

车载试验表明,FD-01型新叶片运转性能极为良好。攻角重新设计后,其启动风速 $V = 3\text{m/s}$,启动迅速平稳。风速进入 $V = 7 \sim 10\text{m/s}$ 之间,叶片未出现强烈振动现象,运转平稳轻快。在全部试验过程中,只有在风速为 $8.3 \sim 9\text{m/s}$ 附近,叶片曾出现过微小振动。经数据处理分析认为是车载试验时突遇阵风,方向舵调整迟缓引起的系统抖振现象,从图8中可以看出,此时振动能量最大的是 298.8Hz ,而不是叶片频率 29.2Hz 。

为考验叶片的超速性,将叶轮尾舵固定不使摆动,加速跑车使风速达 20m/s ,此时叶轮依然平稳、无振动,强度可靠。

通过以上车载试验,证实改进叶片FD-01型除保证了原型叶片的基本性能外,已排除了在常用风速

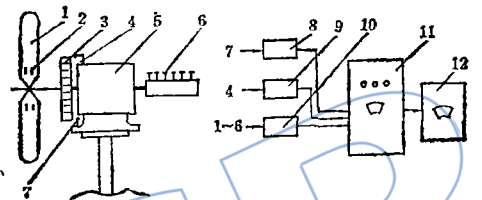


图6 车载测试系统

1. 叶片 2. 测振应变片 3. 转速齿轮 4. 加速度计
5. 电机 6. 水银引电器 7. 电磁式转速测感头 8. 频率计
9. 测振仪 10. 动态应变仪 11. 磁带记录仪
12. 7T17频谱分析仪

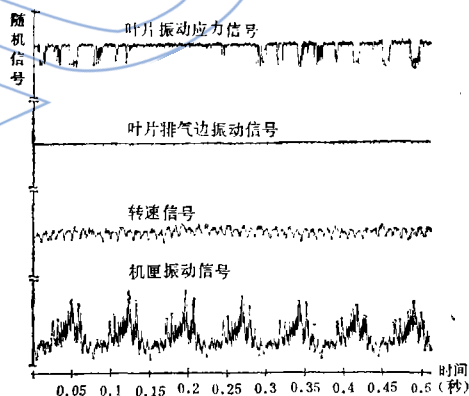


图7 四个参数波形图

- ① 叶片振动应力信号 ② 叶片排气边振动信号
③ 转速信号 ④ 机匣振动信号

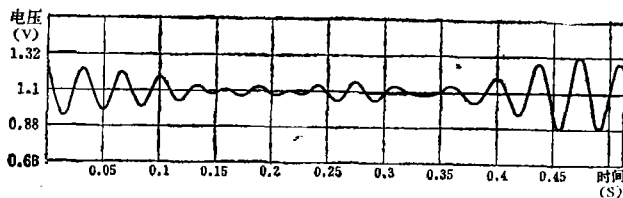


图8 叶片微振时的振动波形图

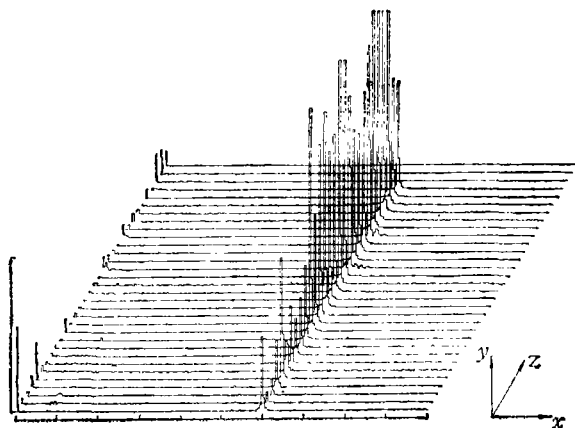


图9 叶片微振时振动信号的三维频谱图

工作范围内出现强烈振动的现象。同时新叶轮额定功率提高到 74W ，较原型叶轮增大近 50% 。如果在此基础上再作进一步改进，可以获得性能更为良好的叶片。

四、结 论

通过新叶片的车载试验及数据处理分析结果，可认为

1. 新叶片设计是成功的，启动风速较快，运转平稳，在常用风速工作范围内未出现大振动现象。用时新叶片发出功率近 74W 。

2. 在风速近 8.3m/s 秒左右，叶片有微振动，认为是系统受阵风影响产生的抖振现象，已不影响风轮的正常工作的。

3. 如在FD-01型的基础上作进一步改进，可以获得性能更为良好的风机叶片。

本叶片的设计与试验工作，皆得到内蒙古动力机厂风能所的合作和支持，特此致谢。

参 考 文 献

- 〔1〕 张成胜、宋兆泓，“叶片三心与颤振特性分析”，航空动力学报，第一卷，第二期，1986年。
- 〔2〕 杰克·派克著〔美〕，孙云尤译：《风能及其利用》，能源出版社，1982年2月。
- 〔3〕 上海玻璃钢结构设计所，《玻璃钢结构设计》中国建筑工业出版社，1980年2月。
- 〔4〕 内蒙古动力机厂风能所，“50瓦风机设计资料”，1985年。
- 〔5〕 时近常、寿梅华、于希哲，《水轮运行》，水力电力出版社，1982年。

load length, unbalance and centralizing spring stiffness, on nonsynchronous orbits and the relation between nonsynchronous orbits and rotor vibration are studied. It is found that the centralizing spring is a very effective means to suppress the nonsynchronous orbit. The unbalance of the rotor is a main cause for occurrence of the nonsynchronous orbits. $1/2$ subsynchronous orbit can be observed no matter whether the bearing parameter is quite small or very large provided the unbalance of the rotor is large enough. In some cases, the subsynchronous orbits with many inter loops can be obtained. Analytical and experimental results are found in good agreement.

EXPERIMENTAL ANALYSIS AND MODIFICATION OF A WINDMILL FAN FOR PREVENTING FLUTTER

Song Zhaohong, Kong Ruilian, Wei Xinglu, Wang Yuwei

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

A Violent vibration emerged in the fan of a 50W wind-driven generator and caused many cracks at its surface as the velocity of wind reached about 8-10m/s. Some of the fans even broke down near the root (about $1/3$ length to root). Theoretical and experimental analyses of the faults show that the violent vibration is caused essentially by flutter due to flow-induced vibration. Therefore, the fan was modified into two new types (FD-1 and FD-2) to prevent the forced vibration and flutter. According to the flutter theory, the attack angle of the original fan was changed and its weight center was moved ahead so that the modified fans possessed enhanced natural frequency and decreased reduced velocity.

The modified fan FD-1 was investigated by testing on the running car. The windmill generator with this fan started smoothly and ran very well. When the velocity of wind was about 8m/s, its maximum power was about 74W, nearly 1.5 time of the original. No flutter phenomenon occurred.

MODEL SIMPLIFICATION FOR A MARINE GAS TURBINE PROPULSION SYSTEM

Ni Weidou and Lu Siqing

(Tsinghua University)

Abstract

Simplification of the mathematical model for a marine gas turbine propulsion system is studied by modal analysis, and selection of remained state variables in the order-reduced model is considered. The dynamical characteristics of the system are evaluated according to the relationship between the state and the modal variables. The ratio of the output variation to input variation is obtained from the sensitivity analysis, and then the state variables to be remained are determined. The modal variables are adopted to simplify the model, finally they are reduced to remained state variables. Numerical evaluation show that this order-reduced model is much better than the simplified model obtained directly from the state equations.