

# 基于 CAE 仿真的风机叶轮结构强度分析

孙 伟

(宁波瑞佰利风机有限公司, 浙江 宁波 315000)

**摘 要** 针对风力发电机组叶轮在复杂风载荷作用下的结构安全性问题, 本研究采用 CAE (Computer Aided Engineering, 计算机辅助工程) 仿真技术对某 2 MW 风电机组叶片进行有限元建模与分析。通过 ANSYS Workbench 平台, 建立了叶片的三维实体模型, 对叶片材料属性、网格划分、边界条件等进行设置, 模拟了正常运行工况下的气动载荷分布。计算结果表明, 叶片最大应力出现在根部与轮毂连接处, 最大变形发生在叶尖位置。基于分析结果, 本研究提出了优化叶片结构设计的建议, 旨在为提高风机叶轮结构可靠性提供理论依据。

**关键词** 风力发电; 叶轮; 结构强度; CAE 仿真; 有限元分析

中图分类号: TP391.9

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2097-3365.2025.10.001

## 0 引言

风力发电作为清洁能源的重要组成部分, 其安全稳定运行直接关系到发电效率和经济效益。风机叶轮作为风力发电机组的核心部件, 在长期运行过程中承受复杂的气动载荷和惯性载荷。随着风电机组向大型化方向发展, 叶片尺寸不断增大, 其结构强度分析显得尤为重要。传统的实验测试方法成本高、周期长, 而 CAE 仿真技术凭借其高效、经济的特点, 在风机叶轮结构设计和优化中发挥着越来越重要的作用。

## 1 风机叶轮结构特征分析

### 1.1 叶片结构组成

风机叶片主要由叶片蒙皮、梁帽、腹板、箱型梁和加强肋等结构组成。叶片蒙皮采用复合材料制成, 包括表面胶衣层、增强纤维和树脂基体, 构成叶片的外形轮廓, 承受气动载荷并传递至内部结构。梁帽位于叶片的前缘和后缘, 是由单向碳纤维或玻璃纤维增强复合材料制成的带状结构, 主要承受弯曲载荷产生的拉伸和压缩应力。腹板垂直于叶片展向布置, 连接前后梁帽, 形成闭合的箱型梁结构, 提供抗剪切强度<sup>[1]</sup>。箱型梁是叶片的主承重构件, 由两片腹板和上下梁帽组成, 贯穿叶片展向, 具有较高的抗弯和抗扭刚度。在箱型梁内部设置多个加强肋, 用于防止腹板失稳, 同时增加结构的整体刚度。叶片根部与轮毂连接处设计有金属连接法兰, 通过预埋螺栓将复合材料结构与金属法兰可靠连接。叶尖部位设有避雷针和避雷带, 形成完整的防雷系统。

### 1.2 材料特性

风机叶片采用的主要材料包括玻璃纤维增强复合材料、碳纤维增强复合材料和环氧树脂基体材料。玻

璃纤维增强复合材料具有密度低、比强度高、耐腐蚀等特点, 在叶片蒙皮和非主承重部位广泛应用。碳纤维增强复合材料因其优异的力学性能, 主要用于制作梁帽等主承重构件, 其弹性模量达到 230 GPa, 抗拉强度超过 3 500 MPa, 但成本较高, 在大型风机叶片中逐步推广应用。环氧树脂是最常用的基体材料, 具有优良的浸润性和固化特性, 与纤维材料的界面结合强度高。在叶片芯层中应用的 PVC 泡沫和蜂窝材料, 密度在 60 ~ 200 kg/m<sup>3</sup> 之间, 具有良好的抗压强度和剪切强度。叶片根部采用的金属材料为高强度合金钢, 屈服强度不低于 600 MPa, 通过热处理工艺提高疲劳性能。

### 1.3 受力分析

风机叶轮在运行过程中承受复杂的载荷作用, 主要包括气动载荷、重力载荷、离心力载荷和惯性载荷。气动载荷由来流风速与叶片之间的相互作用产生, 在叶片表面形成压力分布, 产生推力和扭矩。随着风速的变化, 气动载荷呈现出显著的波动特性<sup>[2]</sup>。在大型风机中, 单片叶片重量达数吨, 重力载荷导致叶片产生周期性的弯曲应力, 这种应力随叶片旋转位置发生循环变化。叶片在高速旋转过程中产生的离心力载荷沿径向分布, 对叶片根部产生拉伸作用。当风机进行偏航调节或叶片变桨时, 会产生科氏力和陀螺力等惯性载荷。在极端工况下, 如大风、台风、雷击等情况, 叶片还需承受冲击载荷和温度载荷。

## 2 CAE 仿真建模方法

### 2.1 几何模型建立

建立风机叶片 CAE 几何模型时, 采用参数化建模方法, 通过翼型坐标点和扭转角数据生成叶片外形轮

廓。基于CATIA软件建立叶片三维实体模型，叶片总长52 m，根部弦长3.5 m，最大弦长4.2 m位于25%叶片径向位置，翼型从根部到叶尖依次采用圆形过渡段、DU系列厚翼型和NACA64系列薄翼型。在建模过程中对内部结构进行细化，精确建立前后梁帽、腹板、夹层结构和加强肋。前后梁帽采用实体建模方式，厚度沿展向渐变；腹板采用面建模方式，并定义不同区域的层合特性；箱型梁结构采用扫掠特征生成，确保与叶片外形完全匹配。针对根部金属法兰与复合材料过渡段，建立三维过渡模型，包含螺栓孔、预埋件等细节特征。

## 2.2 材料属性定义

风机叶片的材料属性定义采用分层建模方法，基于实验数据和材料手册对各构件进行属性赋值。蒙皮采用玻璃纤维增强环氧树脂复合材料，定义双向织物的弹性模量 $E_x=45$  GPa， $E_y=12$  GPa，泊松比 $\mu_{xy}=0.28$ ，剪切模量 $G_{xy}=4$  GPa。梁帽结构采用碳纤维单向带材，纤维体积分数65%，沿纤维方向弹性模量达230 GPa，垂直于纤维方向弹性模量8 GPa。腹板和加强肋采用多向夹层结构，芯层为PVC泡沫材料，密度 $120$  kg/m<sup>3</sup>，压缩模量80 MPa，剪切模量30 MPa。面层采用 $\pm 45^\circ$ 玻璃纤维织物，通过定义铺层角度和厚度确定各层材料的力学性能。根部金属法兰采用42CrMo钢，弹性模量210 GPa，泊松比0.3，屈服强度650 MPa。在ANSYS Workbench平台中建立材料库，将各向异性材料的全部工程常数和强度参数输入系统，为后续结构分析提供准确的材料数据支撑。

## 2.3 网格划分策略

风机叶片网格划分采用多区域混合网格技术，基于结构特征确定单元类型与尺寸。叶片蒙皮采用四节点Shell1181壳单元，基准网格尺寸50 mm，前后缘曲率较大区域网格加密至20 mm。箱型梁结构选用八节点Solid185实体单元，梁帽区域采用映射网格保证单元正交性，腹板使用结构化网格并在厚度方向设置3层单元<sup>[3]</sup>。加强肋区域应用四面体自由网格，与主梁连接处局部加密。根部法兰采用二十节点Solid186高阶实体单元，螺栓孔周围网格尺寸控制在5 mm。网格质量控制方面，约束单元最大长宽比在3以内，雅可比系数大于0.85，扭转因子小于0.1。通过网格收敛性分析，最终确定总节点数约150万，单元数约120万，满足计算精度要求。

## 3 载荷工况分析

### 3.1 气动载荷计算

基于叶素动量理论和计算流体力学方法分析叶片表面压力分布。根据Navier-Stokes方程：

$$\partial u / \partial t + (u \cdot \nabla) u = -1 / \rho \cdot \nabla p + \nu \nabla^2 u$$

在额定工况下（风速12 m/s，空气密度 $1.225$  kg/m<sup>3</sup>，湍流强度15%），通过FAST软件计算得到叶片表面压力系数分布。压力系数定义为：

$$C_p = (p - p_\infty) / \frac{1}{2} \rho V^2$$

计算显示25%叶片径向位置处压力系数最大（ $C_p, \max=1.2$ ）<sup>[4]</sup>。变桨过程中（ $0^\circ$ 至 $20^\circ$ ），单位展长的法向力和切向力为：

$$dFN = \frac{1}{2} \rho V^2 c_l C_l(\alpha) dr$$

$$dFT = \frac{1}{2} \rho V^2 c_t C_t(\alpha) dr$$

积分得到额定工况下单片叶片总推力80 kN，力矩120 kN·m。气动载荷以节点力形式导入有限元模型：

$$\delta = [K]^{-1} [F(u)]$$

通过迭代求解流固耦合方程，获得结构变形响应，为强度分析提供载荷输入，具体见图1。

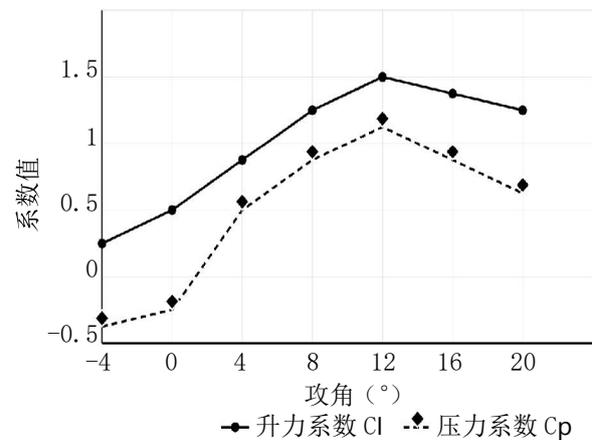


图1 压力系数与攻角的关系

### 3.2 重力载荷

重力载荷分析基于叶片的质量分布特征，通过有限元模型计算不同转动角度下的应力状态。单片叶片总重量达到12吨，重力载荷沿叶片展向呈非均匀分布，在最大弦长位置处线密度达到350 kg/m。重力载荷随叶片旋转产生周期性变化，导致叶片根部承受交变弯

矩,最大弯矩值达到  $580 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。在叶片水平位置时,重力载荷对叶片产生最大展向弯曲作用,通过箱型梁和梁帽传递至根部。当叶片处于垂直位置时,重力载荷主要产生面内弯曲效应,作用于腹板结构。由于叶片质量较大,重力载荷引起的应力循环对结构疲劳寿命产生显著影响。重力载荷的计算采用重力加速度  $9.81 \text{ m/s}^2$ ,在 ANSYS 中设置标准地球重力场。

### 3.3 离心力载荷

离心力载荷分析基于叶片高速旋转运动特性,在额定工况下叶轮转速为  $15 \text{ rpm}$ ,产生显著的离心力效应。离心力大小与转动半径和角速度的平方成正比,在叶尖处达到最大值。通过 ANSYS Mechanical 平台建立旋转坐标系,设置转动角速度  $1.57 \text{ rad/s}$ ,计算离心力场分布。离心力载荷沿叶片径向分布,对根部产生拉伸作用,最大拉伸力达到  $280 \text{ kN}$ 。这种拉伸作用部分抵消了重力引起的弯曲效应,使叶片处于预应力状态。在变速运行过程中,转速变化导致离心力大小发生改变,与重力载荷共同作用形成复杂的应力场。对于复合材料结构,离心力载荷主要由梁帽和箱型梁承担,对材料界面粘接强度提出较高要求。在根部过渡段,离心力通过预埋螺栓传递至法兰,产生剪切应力。

## 4 结构强度仿真结果分析

### 4.1 应力分布特征

结构强度仿真结果显示,风机叶片在多种载荷耦合作用下呈现出复杂的应力分布特征。最大等效应力出现在叶片根部与轮毂连接处,数值达到  $125 \text{ MPa}$ ,主要集中在金属法兰与复合材料过渡段的连接区域<sup>[5]</sup>。沿叶片展向,应力呈现出明显的衰减趋势,在 25% 径向位置处等效应力降至  $85 \text{ MPa}$ 。箱型梁结构承受主要的弯曲载荷,梁帽区域产生显著的拉压应力。前缘梁帽最大拉应力为  $180 \text{ MPa}$ ,后缘梁帽最大压应力为  $165 \text{ MPa}$ ,均未超过材料许用应力。腹板在剪切载荷作用下产生面内应力,最大剪应力值  $45 \text{ MPa}$ ,位于根部区域。叶片蒙皮承受气动压力载荷,表面呈现双向应力状态,最大主应力为  $55 \text{ MPa}$ 。

### 4.2 变形分析

有限元分析结果揭示了风机叶片在多重载荷作用下的变形特征。叶片展向最大挠度达到  $2\ 850 \text{ mm}$ ,位于叶尖处,主要由气动载荷引起的弯曲变形导致。变形沿叶片展向呈非线性分布,在 70% 叶片径向位置处变形量达到  $1\ 980 \text{ mm}$ 。叶片弯扭耦合变形显著,最大

扭转角  $2.1^\circ$  出现在叶尖位置,扭转变形由气动力矩和结构非对称性共同引起。箱型梁作为主承重构件,其变形直接影响叶片整体刚度。前缘梁帽在拉伸载荷作用下伸长  $0.15\%$ ,后缘梁帽在压缩载荷下产生  $-0.12\%$  应变。腹板承受剪切变形,导致截面出现翘曲,最大剪切应变为  $0.28\%$ 。蒙皮在压力载荷作用下产生局部变形,相邻加强肋之间最大挠度为  $35 \text{ mm}$ 。

### 4.3 模态分析

模态分析采用 Block Lanczos 方法提取叶片前 10 阶固有频率和振型。第一阶固有频率为  $1.15 \text{ Hz}$ ,对应展向弯曲振动模式,振型呈典型的悬臂梁特征。第二阶频率  $1.85 \text{ Hz}$ ,表现为面内弯曲振动。第三阶频率  $2.72 \text{ Hz}$ ,为扭转振动模式。高阶模态表现出弯扭耦合特征,振型逐渐复杂化。通过 Campbell 图分析叶片固有频率与转频的关系,评估共振风险。一阶固有频率与叶轮一倍频和三倍频均有足够的频率裕度,避开了主要激振源。模态分析还显示,箱型梁结构刚度分布合理,各阶振型均匀分布在叶片展向。

## 5 结束语

通过 CAE 仿真技术对风机叶轮进行结构强度分析,揭示了叶片在各类载荷作用下的应力分布规律和变形特征。研究发现叶片根部是应力集中区域,建议通过采用复合材料过渡段设计、增加加强筋等方式提高其结构强度。同时,基于模态分析结果,提出了避免叶片共振的设计方案。这些研究成果可为大型风电机组的结构设计和优化提供重要参考,对提升风电机组运行可靠性具有重要的工程应用价值。

## 参考文献:

- [1] 罗吉恩.煤矿通风机叶轮优化设计与实践应用研究[J].机械管理开发,2024,39(07):142-144.
- [2] 张鹏.焦化产品回收厂离心式风机叶轮结构仿真与优化分析[J].矿业装备,2023(08):202-203.
- [3] 范旭明,李策策,王颖剑,等.基于概率密度演化理论的风机叶轮结构时变可靠度分析[J].机械强度,2023,45(02):366-372.
- [4] 贾世俊,梁英.乏气风机叶轮结构仿真及优化分析[J].风机技术,2022,64(S1):90-93.
- [5] 徐珊.80S 型除尘喷雾机风送系统流场分析及结构优化[D].湘潭:湘潭大学,2022.