

风力机叶片载荷谱及疲劳寿命分析

*李德源, 叶枝全, 陈 严, 包能胜

(汕头大学能源所, 汕头 515063)

摘 要: 研究了大型风力机玻璃钢叶片载荷谱和疲劳寿命的工程估算方法。运用片条理论分析了影响风力机叶片疲劳寿命的气动载荷分布; 应用多体动力学方法, 分析了旋转叶片动力刚化效应产生的原因及其对叶片振动模式的影响; 根据模态叠加法, 计算了叶片在气动力、重力和旋转惯性力等确定性载荷作用下的动应力响应; 探讨了玻璃钢叶片的疲劳性能、破坏准则及疲劳寿命估计方法; 提出了一种基于 Palmgren Miner 线性累积损伤法则的玻璃钢叶片安全寿命估计方法。通过所设计的 1.5MW 变速变桨距风力机叶片疲劳寿命估计的算例表明, 该方法是可靠和实用的。

关键词: 风能利用; 风力机; 玻璃钢叶片; 疲劳寿命; 动力刚化

中图分类号: TK83 **文献标识码:** A

LOAD SPECTRUM AND FATIGUE LIFE ANALYSIS OF THE BLADE OF HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE

*LI De-yuan, YE Zhi-quan, CHEN Yan, BAO Neng-sheng

(Institute of Energy and Environment Science, Shantou University, Shantou 515063, China)

Abstract: This paper presents the load spectrum and an engineering estimating method of the fatigue life of GRP blade of large-scale wind turbine. The distribution of aerodynamic loads which affect the fatigue life of the blade are analyzed using strip theory. The stiffening effects of the rotating blade are discussed, using the multi-body dynamics method. The influence of the dynamic stiffening effect on the blade vibration mode is then analyzed. The dynamic stress response caused by the deterministic dynamic loads such as aerodynamic load, gravitational load and rotating centrifugal load, etc., is calculated using finite element mode superposition method. The fatigue damage performance, fatigue damage rule and fatigue life estimate method of GRP blade are discussed. Based on the Palmgren Miner linear fatigue damage accumulation rule, a safety life estimate method is developed. The fatigue life estimate of the 1.5MW variable speed pitch regulated wind turbine blade shows that the GRP blade fatigue life estimate method is reliable and feasible.

Key words: wind energy utility; wind turbine; GRP blade; fatigue life; dynamic stiffening

收稿日期: 2003-02-28; 修改日期 2003-04-15

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划)专项经费; 国家自然科学基金(50076023); 汕头大学博士后基金(140-934008)

作者简介: *李德源(1965), 男, 重庆市人, 副教授, 博士, 汕头大学能源所博士后研究人员, 从事风力机气动及结构设计研究工作;

(E-mail: dyli@stu.edu.cn)

叶枝全(1938), 男, 广东省普宁人, 教授, 享受政府津贴专家, 中国空气动力学学会理事, 中国太阳能学会风能专业委员会委员, 从事风力机气动及结构设计研究工作;

陈 严(1964), 男, 湖南新化人, 副教授, 博士, 中国空气动力学学会风能空气动力学专业委员会委员, 从事风力机气动及结构设计工作;

包能胜(1972), 男, 江西赣州人, 讲师, 硕士, 从事风力机气动及结构设计研究工作

1 引言

玻璃钢叶片的结构、强度和稳定性对风力机组的可靠性起着重要的作用。由于叶片长期受到动态载荷的作用，可能产生疲劳破坏。研究表明，风力机叶片的使用寿命很大程度上取决于疲劳寿命^[1]。

叶片疲劳分析应考虑确定性和随机性载荷的综合影响，分析叶片在这些载荷作用下的动态应力以及它对叶片疲劳破坏影响的大小。而动态载荷作用下的应力分析，涉及到叶片振动特征值计算，风力机叶片在正常工作时，绕转轴作大范围的空间旋转运动。叶片大范围空间运动和叶片弹性变形之间的相互耦合将导致叶片刚度增大，即动力刚化(Dynamic Stiffening)现象，给叶片动力学分析建模和数值计算增加了复杂性。

玻璃钢叶片疲劳分析尽管很困难，但由于它的重要意义而受到重视^[2-6]。疲劳寿命的估计涉及到许多不确定的随机因素，目前能够具有一定可靠性又简便实用的工程估算方法还不多见。本文针对玻璃钢叶片，利用较精确的片条理论(Strip theory)^[7]计算了叶片气动性能；用柔性多系统动力学的方法，探讨了叶片动力刚化对其振动特性的影响；运用模态叠加法，计算了叶片在气动载荷和重力、惯性力等周期载荷作用下的动力响应；采用 Palmgren Miner 的线性疲劳损伤累积法则，提出了一种玻璃钢叶片的安全寿命疲劳计算方法。

2 叶片载荷分析

疲劳寿命分析首先要了解构件的载荷情况。风力机叶片所承受的载荷包括确定性和随机性载荷。与气动力有关的载荷均应视为随机载荷，理想稳定状态几乎不存在，但由于风力机工况范围较大，随机响应分析仍有局限性。可把叶片上的荷载简化为确定性的。确定性载荷又可分为瞬时和周期性的。典型的瞬时荷载如叶片受阵风以及控制机构产生的起动、停车、紧急刹车、变矩等，这些载荷出现的次数在整个叶片寿命中占的比例不多，在叶片疲劳分析中可忽略。周期性载荷主要有风剪、塔影、侧风和偏航率等引起的气动荷载和重力、陀螺力矩和惯性力等机械载荷。对于上风向风力机和非大风速失速状态，塔影和侧风等气动载荷的影响可忽略。在机械载荷中，陀螺力矩与转速、偏航率及叶片惯量成比例，大型风力机采用机械偏航机构，偏

航率较小，故陀螺力矩不大，疲劳分析时可忽略。

2.1 气动载荷计算

叶片气动性能计算采用片条理论。该理论综合了动量理论和叶素理论，考虑了叶尖损失、叶栅效应和间隙修正等因素的影响，为目前国际上风力机气动设计广泛采用。忽略叶片俯仰、偏航、锥角等影响，根据该理论可得出叶片法向和切向力：

$$F_{Yp} = \int dF_{Yp} = \frac{1}{2} \frac{B}{2\pi} \rho \int_0^{2\pi R} C_Y C \Omega^2 d\theta dr \quad (1)$$

$$F_{Xp} = \int dF_{Xp} = \frac{1}{2} \frac{B}{2\pi} \rho \int_0^{2\pi R} C_X C \Omega^2 d\theta dr$$

式中， ρ 为空气密度， Ω 为风轮角速度， B 为风轮叶片数， C 为弦长， r 为剖面半径， θ 为风轮转动方位角， C_X 、 C_Y 为惯性坐标下的升、阻力系数，由翼型升、阻力系数和来流角 ϕ 确定：

$$C_X = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi \quad (2)$$

$$C_Y = C_L \cos \phi + C_D \sin \phi$$

叶片根部挥舞力矩、摆振力矩和扭转力矩分别为

$$M_{Xp} = \int_0^R r dF_{Yp} \quad M_{Yp} = -\int_0^R r dF_{Xp} \quad (3)$$

$$M_{Kp} = -\left[\int_0^R (x_p - x_c) dF_{Yp} + \int_0^R (y_p - y_c) dF_{Xp} \right]$$

P 为翼型压力中心， C 为扭转中心。

考虑风剪效应，风速随地面高度分布如下

$$V(y) = V_h \left(1 + \frac{r \cos \theta}{h}\right)^m \quad r = e + y \quad (4)$$

式中， V_h 为轮毂处风速， m 为风剪指数。结合(1)~(4)式，可计算出某风速下叶片所受气动载荷，图 1 为由风力机分析软件“Bladed for Windows”^[8]计算的 1.5MW 变速变桨距风力机玻璃钢叶片在 12m/s 时的叶根气动力矩。从图中可看出，考虑风剪影响的气动力矩基本为 1P 频率的简谐余弦振动。

表 1 为工作风速段 5~25m/s 中叶根的气动力矩均值及其交变幅值。

重力在叶片坐标系中为

$$P_g = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ mg \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式中 m 为叶片质量。

叶片旋转所产生的惯性力处理为不随时间变化的轴向载荷。

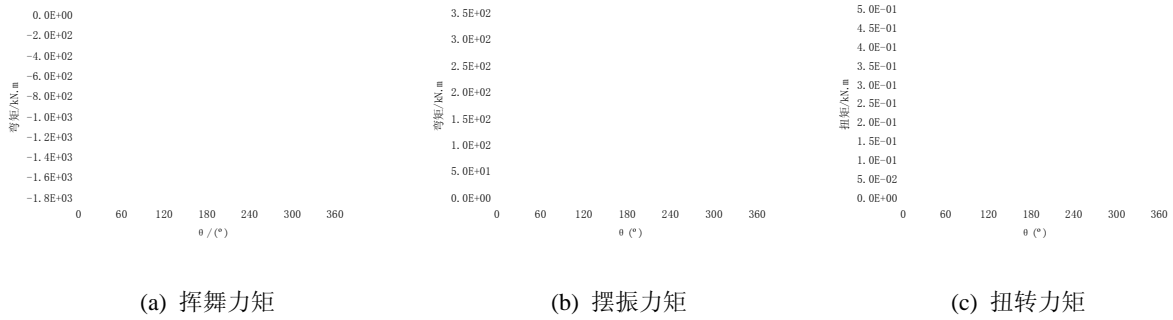


图 1 12m/s 风速下叶片根端气动力矩

Fig.1 The aerodynamic moments at the blade root in 12m/s wind speed

表 1 各风速下叶根的气动力矩

Table 1 Aerodynamics moments of the blade root in various wind speed

风速 m/s		5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
挥舞力矩	均值	-361.0	-687.0	-1130.	-1420.	-1090.	-839.0	-680.	-561.0	-467.	-388.0	-322.
	kN.m 幅值	72.2	137.4	226.0	284.0	218.0	167.8	136.0	112.2	93.4	77.6	64.4
摆振力矩	均值	38.5	78.6	130.0	223.0	255.0	254.0	253.0	251.0	250.0	249.0	247.0
	kN.m 幅值	9.625	19.65	32.5	55.75	63.75	63.5	63.25	62.75	62.5	62.25	61.75
扭转力矩	均值	-0.173	-0.203	-0.327	0.621	-0.092	-0.49	-0.589	-0.611	-0.595	-0.556	-0.497
	kN.m 幅值	0.007	0.008	0.013	0.025	0.004	0.020	0.024	0.024	0.024	0.022	0.020

2.2 风速分布

在考察叶片疲劳损伤累积时，需要计算各种风速下气动载荷及其工作循环数。采用 Weibull 分布函数来描述风速分布情况。其风速概率密度函数和累积分布函数分别为

$$f(v) = \frac{K}{C} \left(\frac{v}{C}\right)^{K-1} \exp\left[-\left(\frac{v}{C}\right)^K\right] \quad (6)$$

$$F(v) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{v}{C}\right)^K\right]$$

把整个工作风速分成若干段，则某一风速段的全年累计小时数为

$$T_i = 8760 F(v) \frac{v_i + \Delta}{v_i - \Delta} \quad (7)$$

Δ为风速区段宽度。表 4 中列出了根据广东省南澳风电场风速分布函数求得的风速全年分布小时数，其中，尺度参数 C = 9.2m/s，形状参数 K = 2.0。

3 叶片动力响应分析

进行准确的叶片疲劳寿命估计，需要在计算出各风速下叶片所受气动和机械载荷后，分析叶片在这些载荷作用下的动应力响应，同时考虑叶片旋转带来的动力刚化对叶片固有频率的影响。动力分析采用有限单元方法进行，分析软件采用有限元分析

软件 ANSYS5.7^[9]。

3.1 叶片有限元模型的建立

由于风力机叶片形状的复杂性，采用汕头大学能源所“Blade Design for Windows”CAD 软件中的叶片结构分析模块对于叶片进行建模和前处理^[10]。所建立的叶片实体模型文件生成成为 IGES 格式，以便于 ANSYS 读取。有限元网格的划分，针对叶片自身形状和玻璃钢材料的特点，采用三维 brick(立方体)单元，运用 ANSYS 的 MESHING 功能，生成的 1.5MW 叶片网格如图 2 示。

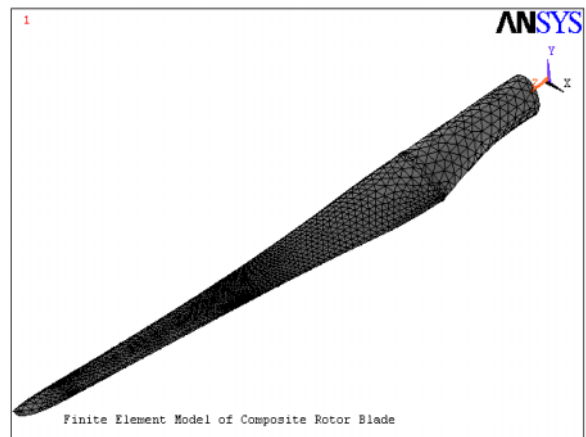


图 2 叶片有限单元网格图

Fig.2 The FE mesh of the blade

表 2 玻璃钢叶片材料参数

Table 2 The material parameters of GRP blade

材料	7: 1 玻璃布	1: 1 玻璃布
展向模量(Pa)	42.6×10^9	17.5×10^9
径向模量(Pa)	16.5×10^9	17.5×10^9
剪切模量(Pa)	5.5×10^9	3.6×10^9
泊松比	0.22	0.14
密度(kg/m ³)	1950	1950

叶片内部为空心结构。考虑玻璃钢材料力学特性的正交各向异性性质。应分别输入其展向、弦向弹性模量、剪切模量、泊松比和密度等。表 2 所示为 1.5MW 风力机叶片材料参数。

3.2 计算模型

叶片由有限元离散化处理后，应用瞬时最小势能原理可导出运动微分方程

$$[M]\{\ddot{a}\} + [c]\{\dot{a}\} + [k]\{a\} = \{F\} \quad (8)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ 分别为叶片结构的整体质量、阻尼和刚度矩阵。 $\{\ddot{a}\}$ 、 $\{\dot{a}\}$ 、 $\{a\}$ 及 $\{F\}$ 分别表示有限元节点加速度、速度、位移及所作用的外力矢量。求解此方程组采用模态叠加方法，即用叶片的前 q 阶实际主模态构成坐标变换阵进行变换，实现方程组降阶，求得近似解。在求解方程(8)之前，先求解如下的叶片特征方程。

$$[K]\{\phi\} = \lambda[M]\{\phi\} \quad (9)$$

方程(9)的解反映了叶片本身固有的特性即频率与振型。式中求解的未知量 $\lambda = \omega^2$ 和 $\{\phi\}$ 分别为叶片结构的特征值和特征矢量。

3.3 叶片动力刚化及其对叶片动特性的影响

叶片绕转轴以一定角速度大范围转动，转动与叶片变形之间相互耦合导致叶片刚度增大，出现所谓动力刚化^[11]。1987 年，Kane^[12]发现运动基上的悬臂梁在旋转时横向振动频率增大，提出了“动力刚化”的概念。下面用附加刚度法说明玻璃钢叶片的动力刚化及对叶片刚度和振动频率的影响。

由于玻璃钢材料的高强度和低弹性模量特性，叶片作大范围空间运动时，变形和应变之间为非线性关系。叶片 Green-Lagrange 形式的应变张量为

$$\varepsilon = [\varepsilon_{11} \quad \varepsilon_{22} \quad \varepsilon_{33} \quad 2\varepsilon_{12} \quad 2\varepsilon_{23} \quad 2\varepsilon_{31}]^T \quad (10)$$

式中

$$\varepsilon_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} [(u_{\alpha,\beta} + u_{\beta,\alpha} + \sum_{r=1}^3 u_{\gamma,\alpha} u_{\gamma,\beta})], u_{\alpha,\beta} = \frac{\partial u_\alpha}{\partial p_\beta} \quad (11)$$

其中， p 为质点位置坐标。上式的应变分量表达式

中，如果去掉第三项，则

$$\varepsilon_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} [(u_{\alpha,\beta} + u_{\beta,\alpha})] \quad (12)$$

为线性化的应变-位移关系，若过早进行该线性化处理，得到的叶片刚度矩阵为常值阵，不能反映其刚度与运动及应力状态的关系。现保留(11)式的非线性关系，运用有限元法得到叶片大范围空间旋转运动引起的附加刚度。由(10)、(11)两式可得^[13]

$$\varepsilon = Lu, \quad L = L^0 + L^{1(u)} \quad (13)$$

L^0 和 $L^{1(u)}$ 分别由(11)式中的线性部分和非线性部分导致。叶片的应力-应变关系为

$$\sigma = \sigma^r + H\varepsilon \quad (14)$$

σ^r 为初始应力^[14]。应用模态和模态坐标描述叶片的变形，由变形引起的内力为

$$F_a^p = [K_0 + K_a]a + F_a^r$$

$$K_a = \int_v [L^0 \psi]^T \sigma^r dV, \quad F_a^r = \int_v [L^{1(u)} \psi]^T \sigma^r dV \quad (15)$$

其中， K_0 为常值的模态刚度矩阵。 K_a 为动刚度矩阵， a 为模态坐标。由(15)式可以看出，当考虑到非线性位移-应变关系后，叶片的刚度增大，是初始应力 σ^r 的函数。风力机叶片绕转轴旋转时，离心惯性力引起初始应力和附加动刚度矩阵，出现动力刚化。

Wallrapp^[15]认为动力刚化实质上是变形体的刚度随着其应力状态的变化而变化，叶片内部惯性力越大，其动力刚化现象越明显。因(15)中动刚度与初始应力成线性关系，可应用有限元法预先计算出叶片转动时单位惯性力 \hat{F}_a^r 产生的动刚度矩阵 \hat{K}_a ，则总惯性力 F_a^r 引起的动刚度矩阵可表示为

$$K_a = \hat{K}_a (\hat{F}_a^r) F_a^r \quad (16)$$

表 3 动力刚化对叶片固有频率影响

Table 3 The effect of dynamic stiffening on blade natural frequencies

模态数	频率 Hz(0rpm)	频率 Hz(19rpm)
1	1.087	1.183
2	1.820	1.863
3	3.391	3.456
4	4.568	4.612
5	9.906	9.956

表 3 列出叶片在 0rpm 和额定转速 19rpm 时的前五阶固有频率。可见叶片振动固有频率随其转速增加而增大，在风力机额定转速(19rpm)下第一阶挥舞频率从 1.087Hz 增加到 1.183Hz，相应的摆振频

率由 1.820Hz 变为 1.863Hz。

求出叶片的前 q 阶主模态后,即可运用模态叠加法计算叶片的动态响应。在结构分析程序 ANSYS5.7 中,具有用此方法求解动力方程(8)的模块,以叶片气动载荷和周期变化的重力载荷以及惯性力载荷形成外力矢量 $\{F\}$,即可求得节点位移,从而求得叶片的应力分布。针对疲劳分析,在某风速下,求出叶片的最大 Van-Mises 应力,作为该风速下的等效应力。1.5MW 风力机叶片在各风速下叶根处 Van-Mises 的应力见表 4。

4 玻璃钢复合材料疲劳性能及叶片的安全寿命计算

4.1 玻璃钢疲劳性能曲线

与常规金属材料不同,玻璃钢材料不存在明确的疲劳极限,一般以循环次数增加到 10^8 的应力作为其条件疲劳极限,但到 10^8 以上循环区域里的疲劳性能数据很少,可采用近似估算,考虑玻璃钢疲劳曲线在 $S - \lg N$ 坐标上近似为直线^[16]

$$\alpha \sigma_i + \lg N_i = b \quad (17)$$

式中,常数 $b = \sigma_b / B$, σ_b 为材料静强度, σ_b / B 近似在 10.0 左右, $\alpha = 1/B$, σ_i 和 N_i 为对应的应力水平和破坏时的循环数。

玻璃钢材料的 $S - N$ 曲线是在规定的循环特征 $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -1$ 条件下得到的。在规定的循环寿命下,可根据修正的 Goodman 曲线方程得到不同循环特征下的条件疲劳极限

$$\sigma_a = \sigma_{-1}(1 - \sigma_m / \sigma_b) \quad (18)$$

式中, σ_a 为应力幅, σ_m 为平均应力, σ_{-1} 为条件疲劳极限。

4.2 叶片的安全寿命计算

作用在风力机叶片上的风速是变化的,也即是说叶片是在多个应力水平下循环加载,为了估算其疲劳寿命,除了 $S - N$ 曲线以外,还必须借助于疲劳累积损伤准则。风力机叶片的疲劳安全寿命设计要求叶片在一定的使用期限内不发生疲劳破坏。本文采用线性损伤累积法则,即 Palmgren-Miner 法则进行疲劳寿命估算。该法则指出:构件在给定应力水平反复作用下,损伤可以认为与应力循环成线性累积的关系,当损伤累积到某一临界值时,就产生破坏,即

$$\sum_i^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (19)$$

式中, n_i 为应力水平为 σ_i 时工作循环数, N_i 为相应的材料破坏循环数^[17]。在标准载荷作用下发生疲劳破坏时的总循环次数 N 为

$$N = 1 / \left(\sum \frac{\gamma_i}{N_i} \right) \quad (20)$$

式中, γ_i 为第 i 级应力 σ_{di} 循环的百分数。各级应力 σ_{di} 对应下的破坏循环数 N_i 可由式(17)得到。风力机玻璃钢叶片的疲劳寿命估计式为

$$Y = \frac{N}{(N' \times \omega \times 60)} \quad (21)$$

ω 为风轮转速, Y 为估计寿命(年), N' 为一年中有效风速持续小时数,由风速分布式(7)得到。

5 算例

根据前面所讨论的玻璃钢叶片疲劳强度的安全寿命设计方法,估算了 1.5MW 变速恒频风电机组玻璃钢叶片的疲劳寿命。风力机工作风速 $v = 4 \sim 24\text{m/s}$, 额定风速为 12m/s , 转速 $\omega = 19\text{rpm}$, 玻璃钢蒙皮承载结构为单向层与 45° 层。单向层材料为 7:1 玻璃布, 45° 层采用 1:1 玻璃布。各风速下的工作循环数如表 4 所示,可知 $N' = \sum n_i = 7248$ 。取玻璃钢材料 $\sigma_b = 255\text{MPa}$, $\sigma_b / B = 9.88$, 应力比 $r = 0.3$, 得条件疲劳极限 $\sigma_{-1} = 40.4\text{MPa}$, 相应的循环基数为 $N_0 = 2 \times 10^8$ ^[1]。叶根稳态振动的 Van-Mises 应力如表 4 所示。考虑在不同应力比下的 $S - N$ 曲线在 $S - \lg N$ 坐标中的斜率相同,即式(17)式中的 α 相同,可算出各级 σ_i 所对应的疲劳寿命 N_i , 见表 4。由式(20),总循环次数为

表 4 1.5MW 玻璃钢叶片载荷谱

Table 4 The loads spectrum of the 1.5MW GRP blade

风速 (m/s)	全年分布 时数(h)	σ_{\max} (MPa)	σ_{\min} (MPa)	应力循环 百分数 γ_i	相应疲劳 寿命 N_i
5	1526	27.12	8.13	0.211	小于疲劳极限
7	1613	35.25	10.58	0.223	不产生损伤
9	1425	42.41	12.72	0.197	1.68×10^8
11	1090	49.35	14.81	0.150	0.90×10^8
13	734	45.08	13.53	0.101	1.32×10^8
15	439	40.97	12.29	0.061	1.95×10^8
17	235	40.24	12.07	0.032	小于疲劳极限
19	113	39.12	11.74	0.016	不产生损伤
21	49	38.40	11.52	0.006	
23	19	37.96	11.39	0.003	
25	7	37.78	11.33	0.001	

$$N = \frac{1}{\left(\sum \gamma_i\right)^{N_i}} = 2.55 \times 10^8$$

代入(21)式可得 1.5MW 变速变桨距风力机玻璃钢叶片的估计寿命为

$$Y = \frac{N}{(N' \times \omega \times 60)} = \frac{2.55 \times 10^8}{7248 \times 19 \times 60} \approx 31(\text{年})$$

考虑安全系数等因素,此结果对设计要求使用寿命为 20 年以上是满足的。

6 结论

疲劳寿命估计是风力机叶片设计的重要方面。本文采用确定性的疲劳分析方法,探讨了大型风力机叶片载荷谱的计算及玻璃钢叶片的疲劳特性,对风力机气动和机械载荷谱进行了分析;运用现代多体系统动力学的理论分析了风力机叶片动力刚化效应产生的原因;通过 ANSYS 有限元分析软件,针对 1.5MW 风力机叶片,考察了叶片动力刚化效应对叶片振动固有频率的影响;基于 Palmgren-Miner 损伤累积法则,提出了一种玻璃钢叶片疲劳寿命估计的工程实用算法。通过计算分析可知:

(1) 旋转叶片动力刚化是叶片的转动与其弹性变形的相互影响的结果,叶片刚度随其应力状态的变化而变化。转速增高,惯性力对刚度的影响增大,叶片固有频率的增加越多。

(2) 玻璃钢材料的疲劳性能不同于金属的疲劳性能,不存在疲劳极限,其疲劳性能曲线在 $S - \lg N$ 坐标上为直线。而金属的疲劳性能曲线在 $\lg S - \lg N$ 坐标上为直线。

(3) 疲劳性能安全寿命估算方法由于计及了载荷谱的分布情况,精度高于用某校核风速进行的玻璃钢叶片无限寿命估算法。算例表明,本文提出的,基于风力机载荷谱和线性累积损伤法则的玻璃钢叶片疲劳寿命估算法是较可靠又简便实用的工程估算方法。

参考文献:

[1] 陈余岳. 玻璃钢风力机叶片疲劳设计[J]. 风力发电, 1992, (4): 17-21.
Chen Yuyue. Fatigue life design of the GRP blade of wind turbine [J]. Wind Power, 1992, (4): 17-21. (in Chinese)

[2] Jackson K L. A method of fatigue life assessment of wind turbine structures [J]. Wind Energy ASME, 1993,

14(2): 179.

[3] Mandell J F, Reed M, Samborsky D D, et al. Fatigue performance of wind turbine blade composite material [J]. Wind Energy ASME, 1993, 14(2): 191-198.

[4] Musial W, Allread J. Test methodology and control of Full-Scale fatigue tests on wind turbine blades [J]. Wind Energy ASME, 1993, 14(2): 199-206.

[5] Dimitris G M, Vasilis A R, Spyros G V. Length scale effects on fatigue loads calculation procedure[C]. European Wind Energy Conference, Nice. France, 1999. 250-253.

[6] Braam H, Christensen C J, Ronold K O, et al. PRODETO, A computer code for probabilistic fatigue design[C]. European Wind Energy Conference, Nice. France, 1999, 03: 195-198.

[7] Garrad Hassan and Partners. Bladed for windows theory manual [M]. Garrad Hassan and Partners Limited Registered in England 1878456, 1998.

[8] Garrad Hassan and Partners, Bladed for Windows User's Manual [M], Garrad Hassan and Partners Limited Registered in England 1878456, 1998

[9] ANSYS, Inc. ANSYS User's Manual [M]. Release 5.7 001378, 2000

[10] Ye Zhiquan, Ma Haomin, Bao Nengsheng, et.al. Structure dynamic analysis of a horizontal axis wind turbine system using a modal analysis method [J]. Wind Engineering, 2001, 25(4): 237-248.

[11] Ryu J, Kim Sang Sup, Kim Sung Soo. A general approach to stress stiffening effects on flexible multibody dynamic systems [J]. Mech Struct & Mach, 1994, 22(2): 157-180.

[12] Kane T R, Ryan R R, Baneruee A K. Dynamics of a Guidance [J]. Control and Dynamics, 1987, 10(2): 139-151.

[13] Wallrapp O. Linearized flexible multibody dynamics including geometric stiffening effects [J]. Mech Struct Mach, 1991, 19(3): 385-409.

[14] Wallrapp O. Standardization of flexible body modeling in multibody system codes, part 1: definition of standard input data [J]. Mech Struct Mach, 1994, 22(3): 283-304.

[15] Wallrapp O, Schwerassek R. Representation for geometric stiffening in multibody system simulation [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1991, 32: 1833-1850.

[16] 朱颐龄. 玻璃钢结构设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1980.
Zhu Yiling. Structure design of glass Reinforced Plastic[M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 1980. (in Chinese)

[17] 陈育仁, 缪龙秀, 侯炳麟. 疲劳强度[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1990.
Chen Yuren, Miu Longxiu, Hou Binglin. Fatigue strength [M]. Beijing: China Railway Press, 1990. (in Chinese)