

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.01.003

考虑空间坐标转换的风电机组载荷建模与分析

韩花丽^{1,2}, 陶友传², 文茂诗², 徐向阳³

(1.重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044; 2.中船重工(重庆)海装风电设备有限公司, 重庆 401122;
3.重庆交通大学, 重庆 400074)

摘要:根据坐标转换及力学分析, 推导风电机组叶根坐标系和风轮坐标系之间的载荷传递关系, 建立更接近实际工况的载荷分析模型。文章以某 5 MW 风电机组为分析对象, 对新分析模型、简化模型和 GH Bladed 模型进行结果对比, 验证该分析模型具有更高的可靠性和精确性; 根据机组载荷组成, 通过获取坐标转化过程中各组成因素的实例数据, 对各组成因素的影响程度进行精确分析, 对控制及降低载荷具有重要意义。

关键词:风电机组; 坐标系; GH Bladed; 载荷

中图分类号: TP391

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2015)01-0020-07

Load modeling and analysis of wind turbine under considering the space coordinate transformation

HAN Huali^{1,2}, TAO Youchuan², WEN Maoshi², XU Xiangyang³

(1.College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China;
2.CSIC(Chongqing) Haizhuang Windpower Equipment Co., Ltd., Chongqing 401122, P.R.China;
3.Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, P.R.China)

Abstract: Based on coordinate transformation and mechanical analysis, load transformation between blade root and rotor coordinate system for wind turbine is derived. And an analysis model closer to actual working condition is established. Taking a 5 MW wind turbine as analysis object, analyzing results of the new model, traditional simplified model and GH Bladed model are compared, and results are good enough to validate this new model has higher reliability and accuracy. In addition, based on analyzing to load component, through access to instance data of each factor in process of coordinate transformation, the impact of each factor can be accurately analyzed, which is of great significance to control and reduce load.

Key words: wind turbine; coordinate system; GH Bladed; loads

目前风机制造行业载荷计算软件, 如 GH Bladed, Flex, Fast, HAWC2 等普遍采用 GL 规范^[1]所推荐的 6 个关键坐标系进行载荷的计算及输出。然而, 随着风机向大型化和精确化发展, 日益增加的降载设计需求、风机载荷测试、零部件寿命预测以及理论模型的试验验证均需要载荷在各坐标系之间进行转换以获取更接近真实值的载荷, 但传统简单坐标系载荷结果已越来越不能满足风电机组设计需求。

国内外学者已经对风机载荷进行了大量研究。Lackner^[2]针对浮动风力发电机组及惯性引起的风机载荷, 提出了一种新的逻辑控制方法, 有效减小了浮动风力发电机组的载荷, 延长了风机使用寿命; Dunne^[3]采

收稿日期: 2014-11-20

基金项目: 国家国际科技合作项目(2010DFB60700)。

Supported by International Scientific and Technological Cooperation Project of China(2010DFB60700).

作者简介: 韩花丽(1980-), 女, 高级工程师, 主要从事风电系统技术研究, (E-mail)hh2050@126.com。

用风速预测的方法设计前馈控制系统用于减少风机的疲劳载荷,延长风机寿命;Vetas^[4]公司设计一种载荷控制方法用于降低风机叶片载荷不平衡;Yao^[5]在建立自由载荷控制模型的前提下,采用独立变桨距控制,实验结果表明这种控制策略在控制风机叶片载荷方面优于传统的统一变桨距控制策略;Larsen^[6]、Bossanyi^[7]等研究了独立变桨距的控制方法有效地控制风力发电组的载荷减少;孙磊^[8]对大型风电机组的叶片载荷进行了大量建模仿真分析,获得了较准确的载荷结果,戴巨川等^[9]对离心力引起的变桨距载荷、气动力引起的变桨距载荷、重力引起的变桨距载荷等进行系统研究;叶杭冶等^[10]采用变桨距控制和转矩控制的并联控制的方法研究风机动力学问题,减小了风机载荷;应有等^[11]则对风机机组的载荷优化进行了研究。这些研究为风机载荷的识别与优化提供了有效支撑,但目前对各个坐标系载荷的转换研究仍然较少。

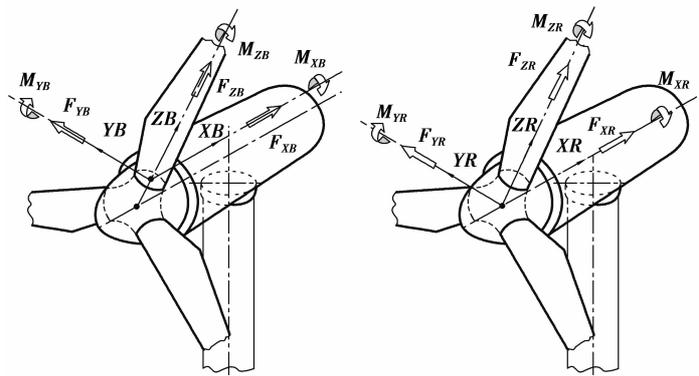
文章探索风机坐标系的载荷转化分析模型,确定载荷转换的影响因素,对某 5 MW 海上风机的 1 204 种海上工况的载荷结果与 GH Bladed 软件的仿真结果进行对比验证,验证分析模型的可靠性。

1 风电机组坐标系

GH Bladed 作为全球通用的风电机组载荷计算机性能仿真分析软件,采用 GL 规范所推荐的 6 大坐标系进行载荷结果输出。主要包括叶根坐标系、弦线坐标系、固定轮毂坐标系、风轮坐标系、偏航轴承坐标系、塔筒坐标系,各坐标系的详细定义见 GL 规范。文中重点使用叶根坐标系和风轮坐标系,见图 1 所示。

图 1 中:叶根坐标系原点位于叶片根部, x 轴指向风轮轴线, z 轴指向叶尖、 y 轴与 xz 轴符合右手规则。风轮坐标系原点位于风轮中心, x 轴指向风轮轴线, z 轴沿着叶片 1、 y 轴与 xz 轴符合右手规则。

在各坐标系载荷之间的转换中,风轮坐标系和固定轮毂坐标系、塔筒各截面载荷的转化相对简单。叶片根部和风轮坐标系、风轮坐标系和塔顶坐标系之间的转化,有很多相通之处。文中以表 1 所示的某 5 MW 海上风电机组为研究对象,重点分析叶片根部坐标系和风轮坐标系之间的载荷转化。



(a) 叶根坐标系

(b) 风轮坐标系

图 1 叶根坐标系和风轮坐标系

Fig.1 Coordinate system of blade root and rotor

表 1 某 5 MW 海上风电机组参数

Tab.1 Parameters of the 5 MW offshore wind turbine

参数	值
叶片锥角/(°)	4
主轴倾角/(°)	6
水平夹角/(°)	29.6
风轮到塔筒竖直方向距离/m	4.97
风轮到塔筒水平方向距离/m	2.83

2 力传递模型

分别使用简单模型和改进模型,分析叶根坐标系和风轮坐标系之间推力的转化关系,并与 GH Bladed 软件结果进行对比分析和验证。

2.1 简单模型

简单模型即通过常规的影响因素分析,进行各影响因素的公式计算。根据 GL 规范要求,叶尖距离塔筒的最小距离应大于 30% 的净空,对于千瓦级以上的风电机组,由于叶片较长及刚度影响,导致其变形量过大

而使叶尖间隙不能满足规范要求,存在着与塔筒碰撞的危险。因此,常规的风电机组均考虑一定的主轴倾角和叶片锥角,以增大叶尖间隙。从叶根坐标系与风轮坐标系的定义可以看出,当考虑主轴倾角及叶片锥角后,叶根推力 F_{XB} 与风轮推力 F_{XR} 并不同向。因此,两者之间的转化需要考虑以下影响因素包括:叶片锥角 φ ; 主轴倾角 δ ; 风压对轮毂的阻力; 机舱前后加速度和机舱俯仰旋转加速。

上述各因素的影响,可以分别用数学公式描述。

叶片锥角的影响为

$$F = \sum_{i=1}^3 F_{XB_i} \cdot \cos \varphi - \sum_{i=1}^3 F_{ZB_i} \cdot \sin \varphi, \quad (1)$$

式中: F_{XB_i} 为叶片 i 叶根坐标系的 x 向力; F_{ZB_i} 为叶片 i 叶根坐标系的 z 向力; φ 为叶片安装角。

主轴倾角的影响为

$$F_m = m_{\text{hub}} \cdot g \cdot \sin(\delta + \varphi_y), \quad (2)$$

式中: m_{hub} 为轮毂质量; g 为重力加速度; δ 为主轴倾角; φ_y 为机舱俯仰角。

风压的影响为

$$F_{\text{air}} = \frac{1}{2} \rho \cdot s \cdot V^2 \cdot \mu, \quad (3)$$

式中: ρ 为空气密度; s 为轮毂罩受风面积; V 为轮毂处平行于主轴的风速; μ 为空气阻尼系数。

机舱前后加速度的影响为

$$F_a = -m_{\text{hub}} \cdot a_x \cdot \cos(\delta + \varphi_y), \quad (4)$$

式中: a_x 为机舱沿 x 轴的平移加速度。

机舱俯仰加速度的影响为

$$F_\tau = m_{\text{hub}} \cdot (a_z - l \cdot a'_y) \cdot \sin(\varphi_y + \varphi), \quad (5)$$

式中: l 为风轮坐标系原点到塔顶坐标系原点的距离; a_z 为机舱沿 z 轴的平移加速度; a'_y 为机舱绕 y 轴的旋转加速度; φ 为 l 与水平面的夹角。

综合考虑式(1)~(5)所示的各载荷值后,推算出的风轮推力为

$$F_{XR} = F + F_m + F_{\text{air}} + F_a + F_\tau. \quad (6)$$

使用 GH Bladed 软件建立上述机组的载荷分析模型,对 GL2005 规范所定义的 1 204 种海上风电机组设计工况进行载荷计算,形成一套完整工况的载荷数据库。使用工况载荷数据库中的叶根载荷,结合上述建模方法,推算出 1 204 种工况下的风轮坐标系载荷,可获得公式 1~6 中的各影响因素 F 、 F_m 、 F_{air} 、 F_a 、 F_τ 的值,并对比 F_{XR} 、 F'_{XR} (是指公式 6 中去掉 F_{air} 所得的推力载荷)以及 GH Bladed 软件计算所得的风轮坐标系的推力值 Rotating hub F_x ,对比结果见表 2 所示,单位均为 kN。

表 2 各分量极限值

Tab.2 Extreme loads for every component

载荷量	极值	F	F_m	F_{air}	F_a	F_τ	F'_{XR}	F_{XR}	Rotating hub F_x
F	max	1 142.6	63.5	0.75	3.57	0.16	1 209.8	1 210.6	1 209.9
F	min	-594.0	48.4	0.36	-51.8	-2.17	-599.6	-599.2	-599.2
F_m	max	807.8	64.6	4.03	55.3	2.45	930.1	934.1	929.8
F_m	min	-422.9	45.5	1.62	-138.9	-5.76	-522.1	-520.5	-521.3
F_{air}	max	204.7	59.6	13.10	0.89	0.039	265.2	278.3	265.3
F_{air}	min	33.5	56.0	0	6.82	0.29	96.5	96.5	96.6
F_a	max	232.7	63.2	2.04	124.9	5.51	426.3	428.3	425.4
F_a	min	-423.5	45.5	1.62	-139.2	-5.78	-523	-521.3	-522.2
F_τ	max	232.7	63.2	2.04	124.9	5.51	426.3	428.3	425.4
F_τ	min	-423.5	45.5	1.62	-139.2	-5.78	-523	-521.3	-522.2

续表

载荷量	极值	F	F_m	F_{air}	F_a	F_τ	F'_{XR}	F_{XR}	Rotating hub F_x
F'_{XR}	max	1 142	63.5	0.75	4.17	0.18	1 209.8	1 210.6	1 209.9
F'_{XR}	min	-594	48.4	0.36	-51.8	-2.17	-599.6	-599.2	-599.2
F_{XR}	max	1 142	63.5	0.75	4.17	0.18	1 209.8	1 210.6	1 209.9
F_{XR}	min	-594	48.4	0.36	-51.8	-2.17	-599.6	-599.2	-599.2
Rotating hub F_x	max	1 142	63.5	0.75	4.17	0.18	1 209.8	1 210.6	1 209.9
Rotating hub F_x	min	-594	48.4	0.36	-51.8	-2.17	-599.6	-599.2	-599.2

计算结果表明,当考虑风压时,使用简单模型所得的载荷结果与 GH Bladed 软件所得结果的偏差小于 5%;而当不考虑风压时,使用简单模型所得的载荷结果与 GH Bladed 软件所得结果的偏差小于 0.3%。因此表明在 GH Bladed 4.2 版本中,没有考虑轮毂罩处的风压载荷。

根据表 2 的分析结果可得到风轮坐标系推力的各组成分量的贡献大小,如图 2 所示。

从图 2 可以看出,风轮系统的推力 55%~94%来自于叶根载荷,并受叶片锥角的影响;5%~22%来自于主轴倾角,并受轮毂重量的影响;0.06%~5%来自于轮毂罩的风压,并受轮毂罩面积和气压的影响;0.3%~30%来自于机舱前后平移加速度;0~1.3%来自于机舱俯仰加速度。这些细分的载荷组成数据可为机组特定工况降载提供重要的数据支撑。

2.2 改进模型

为完整体现机组的实际受载情况,结合坐标转换关系,在简单模型基础上提出二维和三维改进模型。

建立风轮坐标系 xyz ,当风轮坐标系 xyz 分别绕 z 、 y 、 x 轴旋转角度 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 后,分别获得 $x'y'z'o'$ 坐标系、 $x''y''z''o$ 坐标系、 (a,b,c) 矢量。示意图见图 3 所示,相应的载荷转化关系见式(7)~(9)。

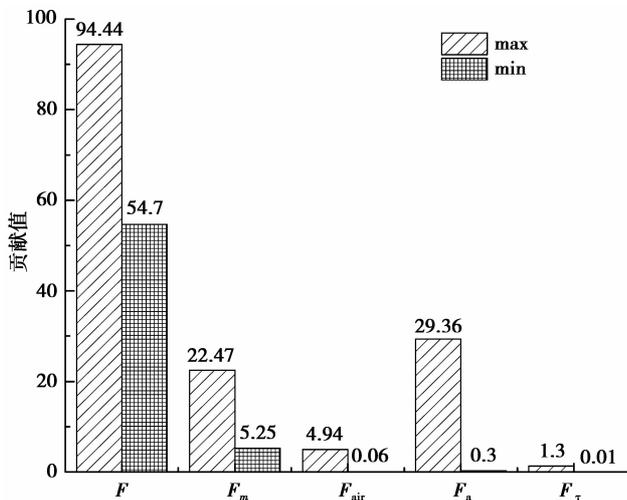


图 2 各分量的最大最小贡献

Fig.2 Max and min contribution of every component

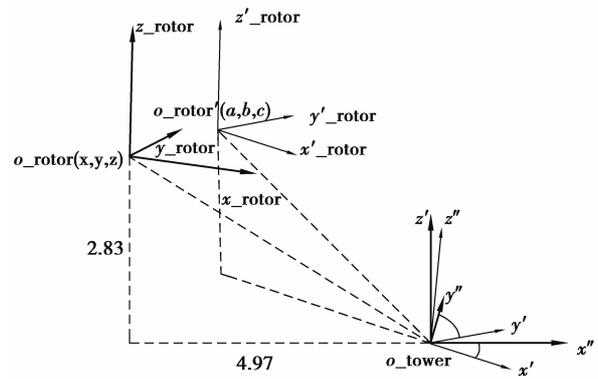


图 3 风轮和塔顶坐标系示意图

Fig.3 Coordinate system of rotor relative to tower top

$$\begin{cases} x' = x \cdot \cos \varphi_z - y \cdot \sin \varphi_z, \\ y' = x \cdot \sin \varphi_z + y \cdot \cos \varphi_z, \\ z' = z, \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x'' = x' \cdot \cos \varphi_y + z' \cdot \sin \varphi_y, \\ y'' = y', \\ z'' = -x' \cdot \sin \varphi_y + z' \cdot \cos \varphi_y, \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} a = x'', \\ b = -(y'' \cdot \cos \varphi_x + z'' \cdot \sin \varphi_x), \\ c = -y'' \cdot \sin \varphi_x + z'' \cdot \cos \varphi_x. \end{cases} \quad (9)$$

式中, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ 为机舱绕 x, y, z 方向的旋转角度。

因主轴有 6° 倾角, 故其方向向量坐标为 $(\cos 174^\circ, 0, \sin 174^\circ)$, 经 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ 旋转后 (见公式 7~9), 可得旋转后的方向向量 (A, B, C) 。

轮毂质心是风轮坐标系中固定的点, 因此轮毂质心保持与风轮坐标系相一致的运动状态。风轮坐标系旋转产生的向心加速度和切向加速度, 其矢量分解如图 4 所示。相应得到其绝对坐标系的加速度 $a_{xD_3}, a_{yD_3}, a_{zD_3}$ 为

$$\begin{cases} a_{xD_3} = a_x + \omega_y^2 l_y \cos (29.6^\circ + \varphi_y) + a'_y l_y \sin (29.6^\circ + \varphi_y) - \omega_z^2 l_z \cos \varphi_z - a'_z l_z \sin \varphi_z, \\ a_{yD_3} = a_y - \omega_z^2 l_z \sin \varphi_z + a'_z l_z \cos \varphi_z - \omega_x^2 l_x \cos \varphi_x - a'_x l_x \sin \varphi_x, \\ a_{zD_3} = a_z - \omega_y^2 l_y \sin (29.6^\circ + \varphi_y) + a'_y l_y \cos (29.6^\circ + \varphi_y) - \omega_x^2 l_x \sin \varphi_x + a'_x l_x \cos \varphi_x, \end{cases} \quad (10)$$

其中: a_x, a_y, a_z 分别为机舱沿 x, y, z 轴的平移加速度; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ 分别为机舱绕 x, y, z 轴的旋转速度; a'_x, a'_y, a'_z 分别为机舱绕 x, y, z 轴的旋转加速度; l_x, l_y, l_z 分别为风轮坐标系原点到塔顶坐标系 x, y, z 轴的距离。

主轴系统如图 5 所示, 主轴方向的重力如式 (11) 所示。考虑叶片有 4° 锥角, 3 个叶根的力转化为风轮坐标系后的方程如式 (12) 表示。三维改进模型中的风轮推力则如式 (13) 所示。

当只考虑 $x-z$ 平面运动, 且不考虑由机舱角速度引起的向心加速度情况时, 将风轮推力三维改进模型简化为二维改进模型, 如式 (14)~(16) 所示, 其中, $a_{x_{D_2}}, a_{z_{D_2}}, F_{xa}, F_{za}$ 分别为 x, y 方向的加速度分量和 x, y 方向质量力。

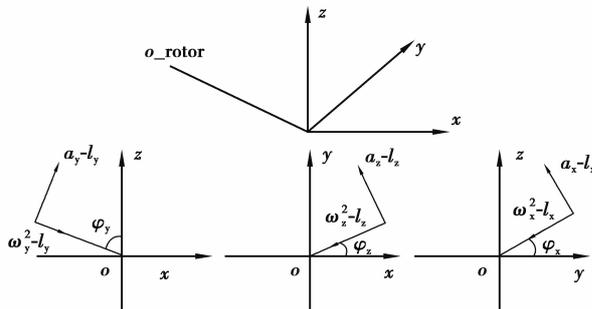


图 4 轮毂质心的加速度示意图

Fig.4 Decomposed acceleration of hub mass centre

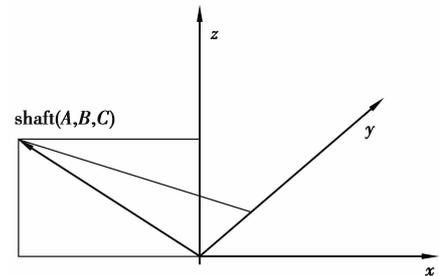


图 5 主轴系统

Fig.5 Main shaft system

以上述 5 MW 海上风电机组为例, 对 1 204 种载荷工况, 分别使用简化模型、三维改进模型、二维改进模型进行载荷推导, 对各种计算方法所得结果进行差值对比 (如表 3 所示)。用字母 S_p, D_3, D_2, B 分别代表简化模型、三维改进模型、二维改进模型和 GH Bladed 模型计算。而 $S_p - B$ 即以 S_p 方法计算结果减去 B 所得结果, 此行基准值代表 GH Bladed 值。

$$F_{a,g} = -m_{hub} \frac{-a_{xD_3} A - a_{yD_3} B - (a_{zD_3} + g) \cdot C}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}, \quad (11)$$

$$F = (F_{XB1} + F_{XB2} + F_{XB3}) \cdot \cos 4^\circ - (F_{ZB1} + F_{ZB2} + F_{ZB3}) \cdot \sin 4^\circ, \quad (12)$$

$$F_{XR3} = F_{a,g} + F, \quad (13)$$

$$\begin{cases} a_{xD_2} = a_x + \omega_y^2 l_y \cos (29.6^\circ + \varphi_y) + a'_y l_y \sin (29.6^\circ + \varphi_y), \\ a_{zD_2} = a_z - \omega_y^2 l_y \sin (29.6^\circ + \varphi_y) + a'_y l_y \cos (29.6^\circ + \varphi_y), \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} F_{xa} = -m_{hub} \cdot a_{x2'} \cdot \cos (\varphi_y + 6^\circ), \\ F_{za} = m_{hub} \cdot (a_{z2'} + g) \cdot \sin (\varphi_y + 6^\circ), \end{cases} \quad (15)$$

$$F_{XR2} = F_{xa} + F_{za} + F, \quad (16)$$

表 3 载荷差值表
Tab.3 Load derivations between two methods

计算方法	极值	工况	S_p-B	D_3-B	D_2-B	D_3-D_2	D_2-S_p	基准值
S_p-B	max	un42_3d	0.88	-0.19	-0.290	0.097	-1.170	364.1
S_p-B	min	un42_3d	-0.85	0.015	-0.097	0.11	0.750	-290.9
D_3-B	max	ua22d_3b	-0.15	2.45	-0.077	2.52	0.075	777.2
D_3-B	min	ua22d_3a	-0.12	-2.74	-0.057	-2.68	0.059	769.5
D_2-B	max	un15_4add	-0.068	0.034	0.170	-0.14	0.240	-273.6
D_2-B	min	un42_3d	0.78	-0.23	-0.380	0.14	-1.160	471.1
D_3-D_2	max	ua22d_3b	-0.15	2.45	-0.077	2.52	0.075	777.2
D_3-D_2	min	ua22d_3b	-0.11	-2.73	-0.046	-2.69	0.063	777.6
D_2-S_p	max	un42_3d	-0.78	0.12	0.001	0.12	0.780	-161.3
D_2-S_p	min	un42_3d	0.86	-0.19	-0.340	0.16	-1.210	426.3

由表 3 可见:简化模型所得结果与 GH Bladed 的偏差为 0.292%;三维改进模型所得结果与 GH Bladed 软件结果偏差为 0.356%;当三维改进模型仅考虑 $x-z$ 平面运动,转化为二维改进模型,二维改进模型与 GH Bladed 偏差在 0.081%之内。由此可见,Bladed 所考虑模

3 力矩分析

在力坐标系转换基础上,进行力矩分析。把叶根力矩转化为轮毂力矩,需要考虑:叶片锥角、风轮转速的变化、机舱 x 方向的角加速度、轮毂偏向(轮毂质心与风轮坐标系原点重合时,加速度不会对弯矩产生影响)和陀螺力矩(因陀螺力矩对载荷影响很小,暂不考虑)。

将 xyz 坐标系 y 轴旋转至 z 轴与 shaft 平行(变为 $x'y'z'o'$),再将 $x'y'z'o'$ 平移到 $x''y''z''o''$,见示意图 6,相应的载荷转化关系见式(17)。

x 方向角加速度见式(18),其中: n_{rotor} 为风轮转速; J_{rotor} 为轮毂相对于主轴的转动惯量。因为绕 z 轴的扭转加速度极小,倾角也较小,故在计算中做省略处理,对结果基本没有影响。三叶片合成见式(19)。

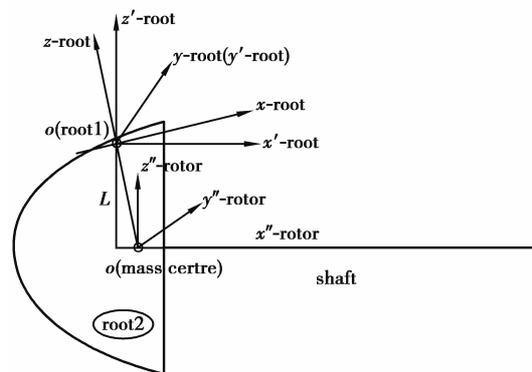


图 6 叶根坐标系转化示意图
Fig.6 Transform diagram for blade root coordinate systems

$$\begin{cases} M''_{xi} = M_{xi} \cdot \cos 4^\circ - M_{zi} \cdot \sin 4^\circ - F_{yi} \cdot L, \\ M''_{yi} = M_{yi} + L \cdot (F_{xi} \cdot \cos 4^\circ - F_{zi} \cdot \sin 4^\circ) + L \cdot \tan 4^\circ \cdot (F_{xi} \cdot \sin 3.5^\circ + F_{zi} \cdot \cos 4^\circ), \\ M''_{zi} = M_{xi} \cdot \sin 4^\circ + M_{zi} \cdot \cos 4^\circ - L \cdot F_{yi} \cdot \tan 4^\circ, \end{cases} \quad (17)$$

$$F_a = - \left(\frac{dn_{rotor}}{dt} + a'_y \cdot \cos(\varphi_y + \delta) - a'_z \cdot \sin(\varphi_y + \delta) \right) \cdot J_{rotor}, \quad (18)$$

$$\begin{cases} \sum M_x = M''_{x1} + M''_{x2} + M''_{x3} + F_a, \\ \sum M_y = M''_{y1} - (M''_{y2} + M''_{y3}) \cdot \cos 60^\circ + (M''_{z3} - M''_{z2}) \cdot \sin 60^\circ, \\ \sum M_z = M''_{z1} - (M''_{z2} + M''_{z3}) \cdot \cos 60^\circ + (M''_{y2} - M''_{y3}) \cdot \sin 60^\circ. \end{cases} \quad (19)$$

对上述 5 MW 海上风电机组进行 1 204 种载荷工况力矩分析,获取 M_x 、 M_y 、 M_z 绝对偏差最大的 3 个工况,并与 GH Bladed 4.2 所得结果进行比较,如图 7 所示。由图 7 可见, M_x 的最大偏差小于 1.4%, M_y 的最大偏差小于 1%, M_z 的最大偏差小于 1.1%,整体拟合较为准确。

4 结 论

根据风电机组受载特点,提出把叶根坐标系载荷转化为风轮坐标系载荷的建模方法,通过与 GH Bladed 软件所得结果的对比,确定分析模型的正确性;并进一步使用空间矢量理论,大胆提出更接近实际情况的二维和三维改进模型。研究结果表明:

1) 当未考虑风压载荷时,使用简化模型所计算的推力与 GH Bladed 软件计算结果的偏差小于 0.3%,力矩结果偏差小于 1.4%;当考虑风压载荷时,计算的推力与 GH Bladed 软件所得结果的偏差小于 5%。故 GH Bladed 4.2 软件计算风轮推力时,并未考虑轮毂罩的风压影响。

2) 未考虑风压影响时,三维改进模型所得推力与 GH Bladed 软件结果偏差在 0.356%;当三维改进模型仅考虑 $x-z$ 平面运动,转化为二维模型时,二维模型所得推力与 GH Bladed 结果偏差在 0.081% 之内。因此 GH Bladed 4.2 软件并不是最精确的三维模型。

参考文献:

- [1] Germanischer Lloyd industrial services gmbh. 2010 - R0 Guideline for the certification of wind turbines edition[S]. Germany, Germanischer Lloyd, 2010.
- [2] Lackner M A. An investigation of variable power collective pitch control for load mitigation of floating offshore wind turbines[J]. Wind Energy, 2013, 16(3): 435-444.
- [3] Dunne F, Simley E, Pao L Y. LIDAR wind speed measurement analysis and feed-forward blade pitch control for load mitigation in wind turbines[R]. Colorado: University of Colorado Boulder, 2011.
- [4] Lars R, Rasmus S, Carl M E. Wind turbine with pitch control arranged to reduce life shortening loads on components thereof: United States, 8096762[P]. 2012-01-17.
- [5] Yao Xingjia, Wang Xiaodong, Xing Zuoxia, et al. Individual pitch control for variable speed turbine blade loads mitigation[C]// Proceedings of IEEE International Conference on Sustainable Energy Technologies Nov24-27, 2008, Singapore. Piscataway: IEEE Press, 2008: 769-772.
- [6] Larsen T J, Madsen H A, Thomsen K. Active loads reduction using individual pitch based on local blade flow measurements[J]. Wind Energy, 2005, 8(1): 67-80.
- [7] Bossanyi E A. Further loads reductions with individual pitch control[J]. Wind Energy, 2005, 8(4): 481-485.
- [8] 孙磊. 大型风力发电机组风轮载荷的仿真计算与控制[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2009.
- [9] 戴巨川, 胡燕平, 刘德顺, 等. 大型风电机组变桨距载荷计算与特性分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2010, 40(7): 778-785. DAI Juchuan, HU Yanping, LIU Shunde, et al. Calculation and characteristics analysis of blade pitch loads for large scale wind turbines[J]. Scientia Sinica: Technologica, 2010, 40(7): 778-785.
- [10] 叶杭冶, 潘东浩. 风电机组变速与变桨距控制过程中的动力学问题研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(12): 1321-1328. YE Hangye, FAN Donghao. Dynamic analysis of variable speed and pitch controlled wind turbines[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2007, 28(12): 1321-1328.
- [11] 应有, 许国东. 基于载荷优化的风电机组变桨控制技术[J]. 机械工程学报, 2011, 47(16): 106-119. YING You, XU Guodong. Development of pitch control for load reduction on wind turbines[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(16): 106-119.

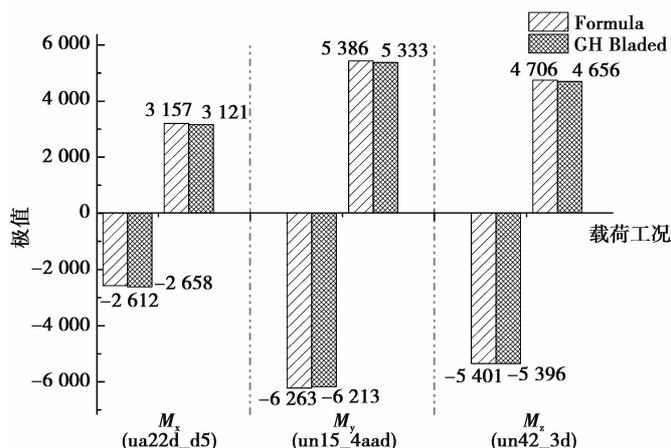


图 7 偏差最大工况的弯矩极值

Fig.7 Values from formula and GH Bladed when maximum derivation occurs