基于叶尖延长的2 MW级风机叶片载荷优化控制策略

王大鹏，孙　旗，苏红飞，朱鹏宇

（国华（江苏）风电有限公司，江苏 东台 224200）

摘要：针对风资源优良、风电机组叶片相对较短的现有风场，通过叶片延长可有效提升风电机组发电量，但同时增加了叶片载荷，降低了叶片寿命，并影响机组功率输出的稳定性。首先利用叶素 - 动量理论对比分析叶尖延长前后的叶片根部载荷变化，提出叶片坐标转换变桨控制方法，通过 Coleman 变换得到叶片桨距角变换参数，以此优化机组变桨系统输出的桨距角调整量。实验结果表明，采用所提方法在机组功率提升 11% 基础上仍可使桨叶系统达到减负降载效果，保证了风电机组叶片延长后输出功率的稳定。

关键词：风电机组；叶尖延长；叶片载荷；载荷控制

Optimization control strategy for load on 2 MW wind turbine blades based on blade tip extension

WANG Dapeng, SUN Qi, SU Hongfei, ZHU Pengyu

(Guohua (Jiangsu) Wind Power Co., Ltd., Dongtai 224200, China)

Abstract: For existing wind farms with excellent wind resources and relatively short wind turbine blades, blade extension can effectively improve their wind turbine power generation, but at the same time, increasing blade load will reduce blade life and affect the stability of unit power output. This article first uses the leaf element momentum theory to compare and analyze the load changes at the root of the blade before and after the blade tip extension. A blade coordinate conversion pitch control method is proposed, and the blade pitch angle transformation parameters are obtained through Coleman transformation to optimize the pitch angle adjustment output of the unit pitch system. The experimental results show that the proposed method can still achieve the effect of load reduction and load reduction in the blade system, while increasing the unit power by 11%, ensuring the stability of the output power of the wind turbine after the blade is extended.

Key words: wind turbine; blade tip extension; blade load; load control

0　引言

在当前“碳达峰、碳中和”大背景下，风能已成为世界各国主要开发的清洁能源之一，各厂商为有效利用当前风电场风资源及原有风电机组，实现风电场收益最大化，常采用叶片延长的方式来增加风电机组扫风面积，提升其发电量，从而提升风电场的经济效益。

叶尖的延长通常会伴随着风电机组各部位载荷的增加，其中叶片载荷的增加尤为突出[1]。针对叶片延长后风电机组叶片载荷增加的问题，目前国内外学者提出了多种载荷控制方法，其中一些学者设计了一种额定风速下柔性变桨控制策

略，解决了机组在额定风速下只依靠单一调节电动机功率来控制转速问题[2]，但只缓解了叶片在风速剧烈波动时的瞬态载荷；此外有部分学者提出了一种转速与桨距角控制的主动减载方式，能够有效降低机组叶片载荷[3]，但无法保证机组输出功率的提升；还有部分学者在变速变桨距的控制基础上采用扩大过渡区的控制策略，降低载荷突变，并能保持机组的最佳功率追踪[4]，但主要适用于降低风机在额定功率运行点附近切换造成的载荷变化。针对使用叶尖延长技术后机组叶片载荷与发电量之间的不平衡关系[5]，本文提出采用多叶片坐标转换变桨控制策略，对风电机组变桨控制系统输出的桨距角变化量进行优化。该策略在统一变桨基础上将风电机组叶片旋转坐标系参数通过Coleman变换转换为固定坐标系参数，将叶片载荷力矩转换为叶片根部倾斜力矩与偏航力矩，然后计算得出固定坐标系桨距角，最后利用Coleman逆变换，将得到的桨距角转换为旋转坐标系中桨距角调整量，并将其与统一变桨控制得到的桨距角变化量叠加，得出机组实际变桨所需的参数。实验结果表明，所采用的方法能够在保持风电机组原先输出功率的基础上，降低各叶片载荷，保证机组输出的稳定性。

1 叶尖延长对风电机组叶片载荷的影响

兆瓦级风力发电机组通过叶片叶尖延长技术提升发电量的原理源于叶素-动量理论，利用叶尖延长扩大叶片扫风面积达到机组功率提高的目的。在风电机组叶片设计中，风力发电机组有效输出功率与叶片扫风面积的关系式为[6]

$$P=\frac{C_{\mathrm{p}}\rho V^{3}A}{2} \tag{1}$$

式中，P为风电机组输出功率；C_{p}为机组功率系数；ρ为空气密度；A为叶片扫风面积；V为风速。

由式（1）可知，对正常运行的风电机组来说，现场的空气密度、叶片的风能利用系数和风况水平均已确定，因此叶片扫风面积与其输出功率成正比。

风电机组主要载荷由叶片吸收风能产生，根据叶素理论，叶尖延长后的叶片扫风面积将会增加，载荷随之提高，风在叶片半径为r、长度为dr的叶素产生的推力为

$$\mathrm{d}T=\frac{1}{2}\rho W^{2}(C_{\mathrm{L}}\cos\varphi+C_{\mathrm{D}}\sin\varphi)c\mathrm{d}r \tag{2}$$

式中，T为叶素产生的推力；W为相对风速；C_{L}为叶素升力系数；C_{D}为叶素阻力系数；c为叶素弦长。

叶片推力为各叶素推力合力，所以叶尖延长部分较高的速度会产生额外的推力叠加到原推力上，造成叶片各部位载荷的增加。

图1为旋转坐标系下风电机组叶根处的载荷情况，在载荷计算过程中使用该坐标系进行叶片载荷的对比分析。图1中，XB、YB、ZB为互相垂直的坐标轴；M_{XB}、M_{YB}、M_{ZB}为桨叶根部不同方向的弯矩；F_{XB}、F_{YB}、F_{ZB}为叶根不同方向所受推力。

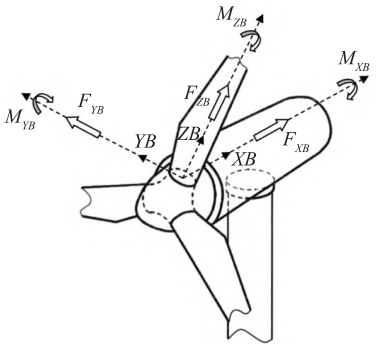


图 1 旋转坐标系下叶根载荷

Fig. 1 Blade root load in rotating coordinate system

在风电机组正常运行时，叶片载荷主要来源为叶片旋转产生的气动载荷与离心力载荷，其中叶片挥舞方向载荷M_{XB}与摆振方向载荷M_{YB}由叶片气动力弯矩构成，叶片扭矩M_{ZB}由叶片气动力扭矩与离心扭矩叠加构成。

将叶片所受气动力延叶片方向积分可得叶根面内与叶根面外气动力弯矩，叶根面内弯矩M_{XB}和叶根面外弯矩M_{YB}与叶片不同方向受力的关系如下。

挥舞方向

$$M_{XB}=\int_{0}^{R}r_{1}F_{X}\mathrm{d}r_{1} \tag{3}$$

摆振方向

$$M_{YB}=\int_0^R r_1 F_Y \mathrm{d}r_1 \tag{4}$$

式中，R为叶片半径；r_1为叶片受力点处的半径；F_X为叶片在挥舞方向所受力；F_Y为叶片在摆振方向所受力。

叶片气动力扭矩M_{ZB1}为

$$M_{ZB1}=-[\int_0^R F_Y(x_\mathrm{p}-x_\mathrm{c})\mathrm{d}r_1+\int_0^R F_X(y_\mathrm{p}-y_\mathrm{c})\mathrm{d}r_1] \tag{5}$$

式中，x_p、y_p为叶素截面的气动中心；x_c、y_c为叶素截面的旋转中心。

叶片旋转产生的离心力在叶片上产生的离心扭矩M_{ZB2}为

$$M_{Z2\mathrm{B}}=\int_0^R \rho\omega^2 I_{XY}\mathrm{d}r_1 \tag{6}$$

式中，ω为叶片旋转速度；I_{XY}为叶素截面的惯性矩。

叶片扭矩M_{ZB}由M_{ZB1}与M_{ZB2}叠加而得

$$M_{ZB}=M_{ZB1}+M_{ZB2} \tag{7}$$

以2 MW的W2000-105-80风力发电机组为例，在额定风速9 m/s、湍流强度为0.12时，计算叶片根部载荷。

图2为叶片长度从93 m延长至105 m前后叶根处载荷M_{XB}的变化情况。由图2可知，在旋转坐标系下，机组叶片延长后的M_{XB}载荷水平有较高程度的增长，增长幅度在7%～22%之间变化，并且整体载荷上下波动变化较为规律。

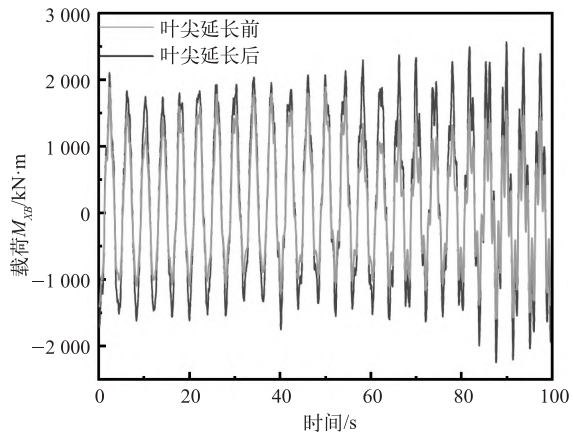


图2　叶尖延长前后叶根载荷 M_{XB} 对比

Fig. 2 Comparison of root load M_{XB} before and after blade tip extension

图3为机组叶尖延长前后叶根处载荷M_{YB}的变化情况。从图3中可以看出，叶根处载荷M_{YB}在叶尖延长后也有一定程度的增长，增长幅度在5%～8%之间，但对比M_{XB}的变化程度，M_{YB}的增长幅度较小。

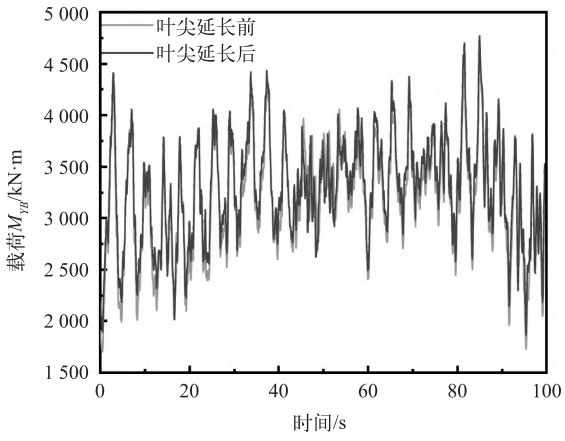


图3　叶尖延长前后叶根载荷 M_{YB} 对比

Fig. 3 Comparison of blade root load M_{YB} before and after blade tip extension

图4为机组叶尖延长前后叶根处载荷M_{ZB}的变化情况。由图4可知，叶尖延长后叶根处载荷M_{ZB}的变化程度远小于载荷M_{XB}和载荷M_{YB}，整体变化幅度在2%以内，并且在个别的载荷峰值区域内，技改后的叶片载荷M_{ZB}会出现小于原载荷的情况。

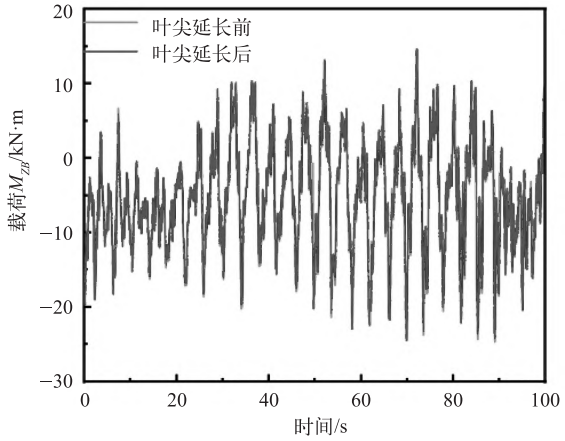


图4　叶尖延长前后叶根载荷 M_{ZB} 对比

Fig. 4 Comparison of root load M_{ZB} before and after blade tip extension

综合以上图2～图4的数据来看，风电机组叶

尖延长会对叶片载荷产生一定影响，并且叶片载荷整体呈现增长趋势，载荷M_{XB}与载荷M_{YB}的变化幅度较大，高于安全要求5%的范围，而载荷M_{ZB}的变化幅度处在安全范围内，因此在设计风电机组降载控制策略时主要针对载荷M_{XB}与载荷M_{YB}。

2 叶片坐标转换变桨控制策略

在进行风电机组变桨控制理论分析的过程中，平衡机组输出功率与机组叶片载荷情况是重要部分之一。由上述叶片载荷计算过程中可以得知，在使用叶尖延长技术后，风电机组叶片载荷增长变化突出，为减小该载荷，本文设计使用叶片坐标转换变桨控制策略对叶片载荷进行优化。

叶片坐标转换变桨控制策略框图如图5所示。在进行叶片坐标转换变桨控制过程中，风电机组首先在统一变桨控制的基础上获得所有叶片的统一桨距角变换参数β；其次通过对外部传感器测得的各叶片拍打力矩M_{Bi}进行Coleman变换，将其转换到d-q坐标系中，得到了叶根倾覆力矩M_{tilt}和叶根偏航力矩M_{yaw}；再次使用两个PI控制器对这两个力矩进行控制，并计算相应的桨距角变化量θ_i^{col}；最后通过Coleman逆变换，将桨距角变化量θ_i^{col}转换回旋转坐标系，得到了各叶片的桨距角调整量，并与统一变桨控制中的桨距角变化量叠加，得到机组叶片桨距角实际变化量[7]。

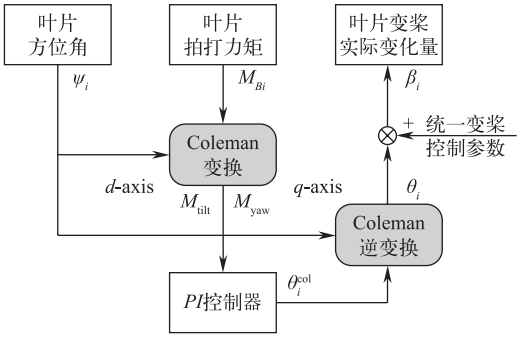


图5 叶片坐标转换变桨控制策略框图

Fig. 5 Blade coordinate conversion pitch control strategy block diagram

通过叶片坐标转换变桨控制策略，风电机组能够更有效地管理各叶片的桨距角变化，以降低叶尖延长带来的叶片载荷，从而提高风电机组的性能和稳定性[8]。

在叶片的周期旋转过程中，利用Coleman变换可以将叶片拍打方向力矩与桨距角转换至固定坐标系下的参数，叶片坐标变换矩阵$\boldsymbol{Q}$为

$$\boldsymbol{Q}=\frac{2}{3}\begin{pmatrix}\sin\psi_1 & \sin\psi_2 & \sin\psi_3\\ \cos\psi_1 & \cos\psi_2 & \cos\psi_3\end{pmatrix} \tag{8}$$

式中，ψ_i为叶片i的方位角。

叶片旋转坐标参数与固定坐标参数转换如下

$$\begin{pmatrix}M_{gB2}\\ M_{gB3}\end{pmatrix}=\boldsymbol{Q}\cdot\begin{pmatrix}M_{B1}\\ M_{B2}\\ M_{B3}\end{pmatrix} \tag{9}$$

式中，M_{gBi}为固定坐标系下叶片i的力矩；M_{Bi}为叶片i的拍打力矩。

相互垂直的d-q坐标轴上的叶根倾覆力矩和偏航力矩与叶片固定坐标参数间的关系式为

$$\begin{pmatrix}M_{\text{tilt}}\\ M_{\text{yaw}}\end{pmatrix}=\frac{3}{2}\begin{pmatrix}M_{gB2}\\ M_{gB3}\end{pmatrix} \tag{10}$$

式中，M_{tilt}为叶根倾覆力矩，M_{yaw}为叶根偏航力矩。

通过两个PI控制器计算得出固定坐标系下的桨距角。叶根倾覆力矩M_{tilt}、叶根偏航力矩M_{yaw}与桨距角变化量的关系为[9]

$$\delta M_{\text{tilt}}=-h_B\frac{27R}{16H}x'_{fb}-\frac{3}{2}k_B\theta_2^{\text{col}}-\frac{3}{2}h_Bu_2^{\text{col}} \tag{11}$$

$$\delta M_{\text{yaw}}=\frac{3}{2}k_B\theta_3^{\text{col}}-\frac{3}{2}h_Bu_3^{\text{col}} \tag{12}$$

式中，h_B、k_B为增益系数；x'_{fb}为塔架前后方向的位移速率；θ_i^{col}为Coleman坐标系下叶片i的桨距角；u_i^{col}为Coleman坐标系下叶片i的风速。

得到固定坐标系下桨距角变化量后，再对其进行Coleman逆变换，得到旋转坐标系下各叶片桨距角调整量，Coleman逆变换计算公式为

$$\boldsymbol{P}^{-1}=\begin{pmatrix}\sin\psi_1 & \cos\psi_1\\ \sin\psi_2 & \cos\psi_2\\ \sin\psi_3 & \cos\psi_3\end{pmatrix} \tag{13}$$

$$\begin{pmatrix}\theta_1\\ \theta_2\\ \theta_3\end{pmatrix}=\boldsymbol{P}^{-1}\cdot\begin{pmatrix}\theta_2^{\text{col}}\\ \theta_3^{\text{col}}\end{pmatrix} \tag{14}$$

式中，θ_i为叶片i在旋转坐标系下的桨距角调整量。

将上述计算得出的各叶片桨距角变化参数与统一变桨控制所得的桨距角变化量叠加，得到机组各叶片变桨所需参数为

$$\beta_i = \theta_i + \beta \tag{15}$$

式中，β_i为机组各叶片桨距角实际变化量；β为统一变桨控制中的桨距角变化量。

叶片坐标转换变桨控制策略主要在统一变桨的基础上，将风机的俯仰力矩和偏航力矩作为控制目标，独立地控制每个叶片的变桨角[10]，这种控制策略能够降低机组各叶片的受载情况，减少风机叶片的损耗，从而提高机组输出的稳定性。

3　实验验证与分析

以某风场W2000-105-80机组为例，该型号是在W2000-93-80型号的基础上，通过叶尖延长得到单台机组额定功率为2 MW，机组所在风电场场址位于东经120° 54′、北纬32° 56′左右。W2000-105-80风电机组参数见表1。

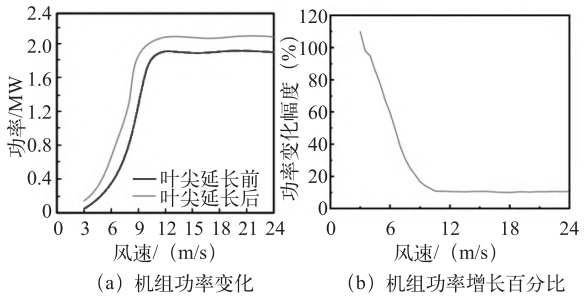
表 1　W2000-105-80 风力发电机组参数

Tab. 1 W2000-105-80 wind turbine parameters

参数 / 单位	参数值
风轮直径 /m	105
轮毂高度 /m	80
额定风速 /（m/s）	10
空气密度 /（kg/m^3）	1.225

设定风电机组在时间t=0 s时开始运行，当风速提高至3 m/s时，机组开始产生输出功率，此后外界湍流风强度保持为0.12，在风速为24 m/s时停止机组输出功率测量，在时间t=100 s时停止叶片载荷测量。实验所测得机组输出功率变化如图6所示。

由图6a可知，在风速提高至3 m/s时，机组叶片开始旋转，风机产生输出功率。在图6b中，当机组处于低风速时，输出功率较低，叶尖延长后的功率提升幅度占比较高，高达110%。随着风速的逐渐提升，机组的输出功率在逐步提高，机组功率提升幅度的百分比值呈线性降低趋势。当风速达到额定值10 m/s左右时，机组输出功率达到最大值1.9 MW，此时机组叶尖延长后的功率提升至2.1 MW。在风速继续提高后，机组输出功率仍保持在最大值附近，此时机组功率提升幅度保持在11%左右。由分析可知，在使用叶片坐标转换变桨控制策略后，风电机组仍保持了叶尖延长对机组输出功率的提高作用。

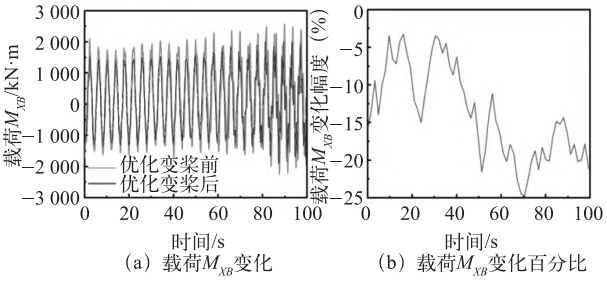


（a）机组功率变化　（b）机组功率增长百分比

图 6　风电机组在叶尖延长后的功率变化

Fig. 6 Power variation of wind turbines after blade tip extension

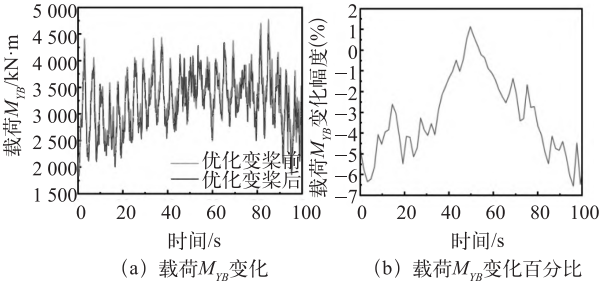
图7、图8分别为风电机组采用叶尖延长前后的叶片载荷变化。从图中可见，使用叶片坐标转换变桨控制策略后，风电机组的叶片载荷M_{XB}与M_{YB}均出现了不同程度的降低。



（a）载荷M_{XB}变化　（b）载荷M_{XB}变化百分比

图 7　优化变桨控制策略后叶根载荷 M_{XB} 变化

Fig. 7 Changes in blade root load M_{XB} after optimizing pitch control strategy



（a）载荷M_{YB}变化　（b）载荷M_{YB}变化百分比

图 8　优化变桨控制策略后叶根载荷 M_{YB} 变化

Fig. 8 Changes in blade root load M_{YB} after optimizing pitch control strategy

图7a中，叶片载荷M_{XB}在全时间段均出现了下降，下降幅度在3%～25%之间。由图7b对比图

2可知，叶片坐标转换变桨控制策略在原载荷涨幅较高的70～100 s时间段内，使叶片载荷M_{XB}出现了不低于15%的大幅度下降，保证了机组叶片运转的稳定性。从图8a中可以看出，叶片载荷M_{YB}在整体上也出现了下降，下降幅度最高可达7%，并且图8b中载荷M_{YB}的降低变化趋势与图3中载荷M_{YB}的变化趋势相似，但在50～55 s的时间区域内，载荷M_{XB}并未实现下降，这需要对叶片坐标转换变桨控制策略进行进一步研究优化。

通过实验数据可以看出，在采用叶片坐标转换变桨控制策略后，延长叶尖的风电机组能够实现叶片载荷的有效降低，相对于未进行叶尖延长的机组叶片载荷，通过采用所提方法可使叶尖延长的机组叶片整体载荷变化幅度控制在安全裕度5%内，在实现叶片载荷降低的同时，机组输出功率仍保持在提升状态。

4 结束语

为研究叶尖延长技术对风电机组叶片载荷的影响，本文选取2 MW的W2000-105-80风力发电机组为研究对象。首先确定了风电机组叶根旋转坐标系，并在该坐标系内对机组正常运行时叶根处的不同方向载荷进行了详细分析。载荷数据表明，叶尖延长后风电机组在正常运行时，叶根处载荷M_{XB}增长幅度最大，最高可达22%，其次为载荷M_{YB}，增长幅度在5%～8%之间，载荷M_{ZB}的变化幅度最小，处于安全裕度5%内，此外，在部分时间区域内，载荷M_{ZB}出现微弱下降的现象。

针对叶尖延长技术引起的风电机组叶片载荷增加问题，本文提出叶片坐标转换变桨控制策略，该策略通过Coleman变换将叶片拍打力矩转换至固定坐标系中，并通过PI控制器计算得出桨距角变化量后，将其逆变换至旋转坐标系，结合统一变桨控制的桨距角参数，得到叶片桨距角的实际调整量，以减少各叶片上的载荷。通过实验数据验证表明，叶片坐标转换变桨控制策略不仅保持了机组叶尖延长后11%的功率提升，而且成功降低了叶片的整体载荷，将机组叶片载荷降低至5%的安全范围内，减少了叶片的损耗，提高了风电机组输出的稳定性。

参考文献

[1] 金鑫，巨文斌，何玉林，等．独立变桨控制对大功率风力发电机受载的影响[J]．重庆大学学报，2014，37(4)：1-7．

[2] 王湘明，任树平．风电机组Ⅱ区功率与叶片气动载荷协同控制[J]．沈阳工业大学学报，2017，39(1)：6-11．

[3] 祁佟．双馈风电机组减载运行的协调控制研究[J]．电测与仪表，2015，52(1)：53-57．

[4] 刘军，何玉林，李俊，等．变速变桨距风力发电机组控制策略改进与仿真[J]．电力系统自动化，2011，35(5)：82-86．

[5] 田德，黄明月，唐世泽，等．大型风电机组输出功率与塔架载荷自抗扰控制[J]．太阳能学报，2023，44(5)：466-472．

[6] 刘乐．风力发电机组的功率控制及载荷分析[D]．兰州：兰州理工大学，2023．

[7] 姚兴佳，马佳，郭庆鼎．大型风电机组的动态加权模糊独立变桨距控制[J]．电气应用，2011，30(24)：38-41．

[8] GEYLER M，CASELITZ P．Robust multivariable pitch control design for load reduction on large wind turbines[J]．Journal of Solar Energy Engineering，2008，130(1)：1-12．

[9] 任海军．变速变桨风力机叶片载荷控制策略[J]．可再生能源，2013，31(7)：51-54．

[10] CHRISTIAN S，ALI K，PETER S，et al．Toward control co-design of utility-scale wind turbines：Collective vs．individual blade pitch control[J]．Energy Reports，2023(9)：793-806．

作者简介

王大鹏（1991—），男，助理工程师，研究方向为风力发电控制与管理技术。

（收稿日期：2023-10-08）