

基于电气阻尼-刚度控制的双馈风电机组 轴系扭振抑制策略

司金冬¹, 柴兆森^{1,2}, 李辉², 龚立娇¹, 王宾^{1,3}, 张新¹

(1. 石河子大学 机械电气工程学院, 新疆 石河子 832003;

2. 重庆大学 输配电装备及系统安全与新技术国家重点实验室, 重庆 400044;

3. 清华大学 电机系 电力系统及发电设备控制与仿真国家重点实验室, 北京 100084)

摘要:针对现有扭振控制中,难以平衡抑振效果和响应速度的关系,以及高、低速轴的阻尼比变化速率不同导致整体阻尼比难以调节的问题,提出了一种双馈风电机组轴系扭振抑制策略。首先推导了机械扭转角与电磁转矩的传递函数,通过引入等效阻尼和刚度分析了高低速轴机电耦合阻尼比的差异。其次对电气刚度抑制轴系扭振的机理进行分析,根据阻尼和刚度的协调作用,提出基于电气阻尼-刚度控制的轴系扭振抑制策略,得到电气阻尼-刚度控制下的轴系阻尼比变化趋势。最后在搭建FAST-MATLAB/Simulink联合仿真双馈风电机组模块的基础上,引入湍流风与电网暂降激励,对所提策略的抑振效果进行仿真验证。结果表明,相较于传统的阻尼控制,所提策略能够充分发挥传动链的机电强耦合作用,在保证响应速度的同时具有更好的抑振能力。

关键词:双馈风电机组;轴系扭振抑制策略;电气刚度;响应速度;补偿控制;阻尼

中图分类号:TM 614

文献标志码:A

DOI:10.16081/j.epae.202109009

0 引言

随着风电大规模接入,各种控制策略和锁相环的大规模应用使得风电机组与电力系统的交互作用成为一个很突出的问题^[1-2]。而传动链作为机电能量转化的关键部件,受到电磁转矩和机械转矩2个方面的扰动冲击^[1]。由于传动链具有柔性特征,长期工作于扭振状态下增加了传动链的疲劳损伤,严重缩短了机组寿命,影响了机网稳定性^[3-4]。因此,深入研究机网交互特性下的扭振抑制策略具有重要意义。

获知风电机组的动态特性是采取有效扭振抑制策略的前提。文献[4]分析了传动链参数与双馈风电机组动态特性的关系,但并未考虑电气控制的作用。文献[5-6]利用小信号模型建立了电磁转矩和传动链扭振的关系,分析了功率控制下电气阻尼对扭振抑制的影响,但并未考虑传动链机械耦合的关系。进一步,文献[7-8]利用复转矩法建立反映机电振荡的电磁和机械耦合表达式。但文献[5-8]均基于机械尺度上的风扰动进行分析研究,并未考虑电网故障的情况。对此,文献[9-10]研究了低电压穿越下传动链振荡的机理、模式和频率。上述文献对传动链扭振的机电耦合动态特性进行深入研究,但并未考虑传动链等效阻尼和等效刚度。

阻尼是传动链的重要参数,合适的阻尼系数将抑制轴系振荡。文献[11-12]利用带通滤波器增加了传动链谐振频率点处的阻尼。但滤波器的设计基于传动链固定参数,无法保证参数变化下的抑振效果。文献[13]提出滑模非线性控制改变转子电流抑制传动链参数非线性时变的扭振;文献[14]提出一种将高速轴转速波动附加到有功参考值的轴系扭振抑制策略,无需传动链参数,但转速波动无法反映质量块间的机械扭转角;文献[7]采用复转矩法分析不同控制环节的扭振抑制机理,提出一种不同控制环节下的最优抑振策略。但文献[7,11-14]所采用的方法均利用电气阻尼进行补偿,没有考虑高低速轴的补偿差异,在抑振的同时可能无法保证轴系响应速度;并且高低速轴机电耦合程度的不同会导致传动链整体阻尼比难以调节。文献[15-16]针对风扰动引起的传动链低频振荡问题,提出利用电气阻尼和电气刚度双变量的轴系扭振抑制策略,但并未给出电气刚度的准确表达式。然而目前这些抑振策略大多在风扰动或电气扰动下进行分析,对2种激励共同作用下的扭振抑制研究尚待深入。传动链同时受到机械转矩和电磁转矩的作用,由于风力机的惯性使得风速变化引起的机械转矩扰动属于机械时间尺度下的扰动;而由定、转子电流决定的电磁转矩时间尺度远小于机械时间尺度。故传动链的扭振行为可归结为双时间尺度下的扰动耦合。因此,考虑传动链高低速轴差异、电网和双时间尺度扰动的扭振抑制需要进一步研究。

收稿日期:2021-02-05;修回日期:2021-07-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675354)

Project supported by the National Natural Science Foundation of China(51675354)

基于此,本文在分析高低速轴动态特性的基础上,提出电气阻尼-刚度相协调的轴系扭振抑制策略。首先推导出传动链电磁转矩与机械扭转角的传递函数,分析高低速轴的机电耦合动态特性。其次建立电气刚度对扭振抑制的作用机理,计及高低速轴的时间响应,提出电气阻尼-刚度双变量的轴系扭振抑制策略。最后对所提控制策略在湍流风和电压暂降 2 种激励下的抑制效果进行仿真验证。与传统阻尼控制相比,所提策略充分发挥传动链的机电强耦合作用,可在保证响应速度的同时,更好地抑制轴系扭振和输出功率波动。

1 双馈风电机组模型

1.1 传动链三质量块模型

双馈风电机组传动链由风力机、齿轮箱、发电机等构成。为简化分析机网交互作用,同时考虑轴系模型准确性,运用集中质量法将整个传动链简化为三质量块模型,即风力机质量块、齿轮箱质量块和发电机转子质量块,风力机质量块与齿轮箱质量块由低速轴连接,齿轮箱质量块与发电机转子质量块由高速轴连接,如图 1 所示。图中, D_{12} 、 D_{23} 分别为低、高速轴机械阻尼; K_{12} 、 K_{23} 分别为低、高速轴机械刚度; T_{12} 、 T_{23} 分别为低速轴、高速轴传递转矩; T_m 、 T_e 分别为机械转矩和电磁转矩。

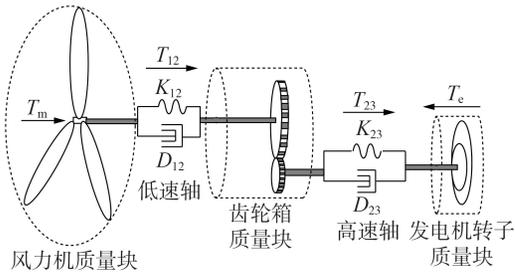


图 1 双馈风电机组传动链三质量块等效模型

Fig.1 Equivalent model of three-mass blocks of drive chain of doubly-fed wind turbine

将低速侧各量归算至高速侧,建立传动链三质量块动力学方程^[14],如式(1)所示。

$$\begin{cases} 2H_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = T_m - K_{12}(\theta_1 - \theta_2) - D_{12}(\omega_1 - \omega_2) - D_1\omega_1 \\ 2H_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} = K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + D_{12}(\omega_1 - \omega_2) - K_{23}(\theta_2 - \theta_3) - D_{23}(\omega_2 - \omega_3) - D_2\omega_2 \\ 2H_3 \frac{d^2\theta_3}{dt^2} = K_{23}(\theta_2 - \theta_3) + D_{23}(\omega_2 - \omega_3) - T_e - D_3\omega_3 \\ T_{12} = K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + D_{12}(\omega_1 - \omega_2) \\ T_{23} = K_{23}(\theta_2 - \theta_3) + D_{23}(\omega_2 - \omega_3) \end{cases} \quad (1)$$

式中: H_1 、 H_2 、 H_3 为各质量块惯性常数; ω_1 、 ω_2 、 ω_3 为各质量块角速度; θ_1 、 θ_2 、 θ_3 为各质量块机械角度。

1.2 双馈风电机组空气动力学模型

在设计变速恒频双馈风电机组时,为提高运行效率,通常将风力机最大风能追踪区域设定为最常出现的风速范围。在最大风能追踪区域,风力机控制子系统实行定桨距角控制,转速随风速相应变化,风能利用系数始终保持最大恒定值 C_{pmax} ,叶尖速比保持最佳值 λ_{opt} 。此时风力机将捕获最大风能,输送给传动链的功率为^[14]:

$$P_{max} = \frac{\pi}{8} \rho R_w^2 \left(\frac{R_w}{\lambda_{opt}} \right)^3 C_p(\lambda_{opt}, \beta) \omega_1^3 = K_{opt} \omega_1^3 \quad (2)$$

式中: ρ 为空气密度; R_w 为风轮半径; λ_{opt} 为最佳叶尖速比,表示叶片尖端线速度与风速之比; β 为桨距角; C_p 为风能利用系数,表征风力机运行效率,通常由一簇不同桨距角的风能利用系数曲线表示。

机械转矩 T_m 由风力机捕获的风能 P_m 提供^[17],如式(3)所示。

$$T_m = \frac{P_m}{\omega_1} = \frac{\pi \rho R_w^2 v^3 C_p(\lambda_{opt}, \beta)}{8 \omega_1} \quad (3)$$

式中: v 为进入风力机扫掠面之前的空气流速。

2 传动链轴系扭振特性分析

本节首先利用模态分析法推导传动链的固有模态,建立表征扭振特性的机械扭转角方程,分析其弱阻尼特性。其次推导功率控制下的机电耦合表达式,引入等效阻尼、等效刚度,推导高低速轴阻尼比。最后以频谱分析和载荷分析进行验证,证明了分析结果的正确性。

2.1 传动链轴系本身特性分析

传动链三质量块动力学方程可以转化为^[11]:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ 2H^{-1}K & 2H^{-1}D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 2H^{-1}T \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: $2H$ 为转动惯性常数矩阵; $\theta = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3]^T$; $\omega = [\omega_1 \ \omega_2 \ \omega_3]^T$; I 为单位矩阵; $T = [T_m \ 0 \ T_e]^T$; $D = [D_1 \ D_2 \ D_3]^T$ 为阻尼矩阵; K 为机械刚度矩阵, $K =$

$$\begin{bmatrix} -K_{12} & 0 & K_{12} \\ K_{12} & -(K_{12} + K_{23}) & K_{23} \\ 0 & K_{23} & -K_{23} \end{bmatrix}。$$

传动链的固有频率 f 计算表达式见式(5),所求得特征模态 1、2 对应的固有频率和阻尼比参数分别为 1.8、9.2 Hz 和 0.0203、0.0057。传动链模型参数见表 1,表中参数均为标么值。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\text{eig}(2H^{-1}K)} \quad (5)$$

根据式(1),低、高速轴机械扭转角微分方程分别为:

表1 传动链模型参数

Table 1 Parameters of drive chain model

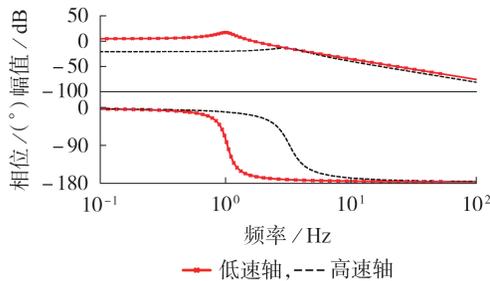
模块	参数	参数值	模块	参数	参数值
风力机	H_1	2.6029	低速轴	K_{12}	0.5162
	D_1	0.0100		D_{12}	0.1229
齿轮箱	H_2	0.2717	高速轴	K_{23}	3.6136
	D_2	0.0100		D_{23}	0.5044
发电机转子	H_3	0.5047			
	D_3	0.0100			

$$\begin{cases} \frac{d^2\theta_{12}}{dt^2} + \frac{H_1+H_2}{2H_1H_2}D_{12}\frac{d\theta_{12}}{dt} + \frac{H_1+H_2}{2H_1H_2}K_{12}\theta_{12} = \\ \frac{1}{2H_1}T_m + \frac{1}{2H_2}T_{23} \\ \frac{d^2\theta_{23}}{dt^2} + \frac{H_2+H_3}{2H_2H_3}D_{23}\frac{d\theta_{23}}{dt} + \frac{H_2+H_3}{2H_2H_3}K_{23}\theta_{23} = \\ \frac{1}{2H_2}T_{12} + \frac{1}{2H_3}T_e \end{cases} \quad (6)$$

式中： θ_{12} 、 θ_{23} 分别为低、高速轴机械扭转角。建立表征传动链高、低速轴扭振程度的传递函数如下：

$$\begin{cases} \frac{\theta_{12}(s)}{T_{23}(s)} = \frac{1}{2H_2} \frac{1}{s^2 + \frac{H_1+H_2}{2H_1H_2}D_{12}s + \frac{H_1+H_2}{2H_1H_2}K_{12}} \\ \frac{\theta_{23}(s)}{T_e(s)} = \frac{1}{2H_3} \frac{1}{s^2 + \frac{H_2+H_3}{2H_2H_3}D_{23}s + \frac{H_2+H_3}{2H_2H_3}K_{23}} \end{cases} \quad (7)$$

式(7)所对应的幅频特性曲线如图2所示。传动链各轴系均出现谐振频率增益很高的点,在谐振频率点附近相位出现 180° 的突变,表明电磁转矩会激发高、低速轴极不稳定的扭转振荡,同时低速轴谐振增益更大,意味着扭振更严重。

图2 $\theta_{12}(s)/T_{23}(s)$ 和 $\theta_{23}(s)/T_e(s)$ 频域特性曲线Fig.2 Frequency domain characteristic curves of $\theta_{12}(s)/T_{23}(s)$ and $\theta_{23}(s)/T_e(s)$

2.2 机电耦合下的轴系特性分析

转子侧变流器的有功控制将转速偏差转化为电磁转矩传递给传动链,增强了变流器与传动链的机电联系。参照附录A表A1所示双馈风电机组参数,设发电机额定转速为1.2 p.u.。转速电流双闭环控制器框图如附录A图A1所示^[5],转子侧变流器有功

控制包含电流内环、转速外环。传动链振荡过程中,由于电流环时间尺度远小于机械时间尺度,转速外环得到的电流参考值能够被很好地跟随^[9]。忽略电流内环控制,得到电磁转矩改变量 ΔT_e 与发电机转子电角速度偏差量 $\Delta\omega_3$ 的传递函数^[5]为:

$$\frac{\Delta T_e(s)}{\Delta\omega_3(s)} = \frac{K_p s + K_i}{s} \quad (8)$$

式中： K_p 、 K_i 分别为转速外环比例、积分参数。机组在稳定运行情况下,高速轴与低速轴传递转矩大小一致,由式(1)可得风力机转速增量 $\Delta\omega_1$ 与发电机转子角速度偏差量 $\Delta\omega_3$ 之比为:

$$\frac{\Delta\omega_1}{\Delta\omega_3} = \frac{\Delta\omega_1}{\Delta\omega_2} \frac{\Delta\omega_2}{\Delta\omega_3} = \frac{-\frac{1}{2H_1}T_{12}}{\frac{1}{2H_2}(T_{12}-T_{23})} \frac{1}{\frac{1}{2H_3}T_{23}} = -\frac{H_3}{H_1} \quad (9)$$

式中： $\Delta\omega_2$ 为齿轮箱角速度偏差量。风力机与发电机转子间的相对扭转角速度 $\Delta\omega_\Delta$ 为:

$$\Delta\omega_\Delta = \Delta\omega_1 - \Delta\omega_3 = -\left(1 + \frac{H_3}{H_1}\right)\Delta\omega_3 \quad (10)$$

将式(10)代入式(8),当发生外界扰动时,轴系激发自振角频率 ω_{osc} ,电磁转矩增量可由电气阻尼和电气刚度系数构成,如式(11)所示。

$$\begin{cases} \Delta T_e = -\frac{H_1}{H_1+H_3}(K_p\Delta\omega_\Delta + K_i\Delta\theta) = D_e\Delta\omega_\Delta + K_e\Delta\theta \\ \Delta\omega_\Delta = \Delta\omega_{12} + \Delta\omega_{23} \\ \Delta\theta = \Delta\theta_{12} + \Delta\theta_{23} \end{cases} \quad (11)$$

式中： $\Delta\omega_{12}$ 、 $\Delta\omega_{23}$ 分别为风力机与齿轮箱间相对扭转角速度、齿轮箱与发电机转子间相对扭转角速度； $\Delta\theta_{12}$ 、 $\Delta\theta_{23}$ 分别为风力机与齿轮箱间相对机械扭转角、齿轮箱与发电机转子间相对机械扭转角； $\Delta\theta$ 为风力机与发电机转子间的相对机械扭转角。整理式(11)可得电磁转矩作用到低、高速轴上的电气阻尼和电气刚度分别为:

$$\begin{cases} D_{ei} = -\frac{H_1 K_p}{H_1 + H_3} < 0 \\ K_{ei} = -\frac{H_1 K_i}{H_1 + H_3} < 0 \end{cases} \quad i = 1, 2 \quad (12)$$

机电耦合下的轴系等效阻尼 D_{eq} 和等效刚度 K_{eq} 分别为:

$$\begin{cases} D_{eq} = D_s - D_{ei} \\ K_{eq} = K_s - K_{ei} \end{cases} \quad (13)$$

式中： D_s 、 K_s 分别为传动链的机械阻尼、机械刚度。根据式(12)、(13),电磁转矩提供正的电气刚度和电气阻尼,幅值与轴系惯性常数和转速外环比例、积分参数有关。电气阻尼 D_{ei} 大于电气刚度 K_{ei} ,而传动链

机械刚度 K 远大于机械阻尼 D , 根据式(13), 由于传动链机械阻尼受到机电耦合的影响程度更大, 且幅值很小, 当电气阻尼为负时, 轴系等效阻尼将降低轴系稳定性。

根据 MATLAB / Simulink 中湍流风下的电压暂降仿真分析结果, 当电网扰动激发轴系振荡时, 低速轴上只存在 1.7 Hz 的扭振频率, 高速轴存在 1.7、9.2 Hz 的扭振频率。与模态分析的轴系固有频率相比, 由于电磁转矩的电气刚度作用, 扭振频率发生了偏移。可见在湍流风与电网扰动下只会激发轴系固有频率, 而当激发轴系振荡时, 由于电气刚度耦合作用会使扭振频率相对固有频率发生偏移, 仿真分析验证了式(13)所示的理论分析结果。

将式(13)代入式(6)可得低、高速轴的等效阻尼比分别为:

$$\left\{ \begin{aligned} \zeta_1 &= \frac{\frac{H_1 + H_2}{2H_1H_2} D_{12} - \frac{1}{2H_2} D_{e1}}{2 \sqrt{\frac{H_1 + H_2}{2H_1H_2} K_{12} - \frac{1}{2H_2} K_{e1}}} \\ \zeta_2 &= \frac{\frac{H_2 + H_3}{2H_2H_3} D_{23} - \frac{1}{2H_3} D_{e2}}{2 \sqrt{\frac{H_2 + H_3}{2H_2H_3} K_{23} - \frac{1}{2H_3} K_{e2}}} \end{aligned} \right. \quad (14)$$

考虑到实际工程中阻尼比一般为 0.4~0.8, 设最优阻尼比 0.707 为期望值, 根据式(14)计算低、高速轴阻尼比分别为 0.1219、0.2664。当不施加任何补偿时, 整个传动链处于弱阻尼状态。高低速轴的阻尼比不同导致激发扭振的难易程度也不同。由于谐振频率点相近, 一旦低速轴扭振被激发, 整个传动链都会发生扭振, 低速轴扭振情况更严重。证明了图 2 所示的低速轴在谐振点处增益更大、相位突变更剧烈的现象。

2.3 扭振载荷分析

无论是风扰动还是电网扰动都会激发传动链的固有扭振频率。基于 NREL WP-1.5 MW 双馈风电机组, 施加平均风速为 11 m/s、持续时间为 500 ms 的 A 类湍流风扰动, 同时施加三相电压对称暂降的电网扰动, 暂降深度为额定电压的 60%。分析扰动运行与正常运行工况下传动链的载荷。利用雨流计数法将传动链轴系载荷转化为当量等效疲劳载荷 (S-N 斜率曲线取 10)^[9], 结果如表 2 所示。

由表 2 可知, 扰动运行工况下, 发电机转子最大载荷达到 10.72 kN/m, 为正常运行工况下发电机转子载荷的 1.57 倍, 最小载荷约为正常运行工况下的 8.15%, 受到冲击性载荷。而高、低速轴最大载荷分别较正常运行工况增加了 0.17%、0.16%, 没有受到冲击性载荷, 但正常运行工况下的低、高速轴最小载

表 2 传动链载荷分析结果

Table 2 Load analysis results of drive chain

工况	单位: kN·m ⁻¹					
	低速轴载荷		高速轴载荷		发电机转子载荷	
	最大值	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值
正常运行	636.3	445.5	7.233	5.065	6.831	5.0730
扰动运行	637.4	281.1	7.246	3.196	10.720	0.4138

荷均为扰动运行工况下的 1.58 倍, 轴系载荷的波动明显加剧。可见, 传动链在扰动工况的影响下, 发电机转子载荷出现冲击性载荷, 而低、高速轴振荡明显加剧, 出现较大的扭振, 缩短了传动链寿命。

3 电气阻尼-刚度抑制策略

为了对高、低速轴进行特定补偿, 首先推导出高、低速轴电气阻尼-刚度双变量控制的阻尼比表达式; 其次分析电气阻尼和电气刚度转化扭振抑制量的原理, 发现高、低速轴补偿速率不同的问题; 最后建立最优的扭振抑制与响应控制参数的目标函数, 确定最优补偿值。

3.1 电气阻尼-刚度抑制器设计

将双馈感应电机用一阶惯性环节表示, 以风轮转速与发电机转速偏差为补偿输入, 采用一个轴系补偿器同时对高、低速轴进行补偿, 补偿量直接叠加至电磁转矩参考值上。附加控制环节包含电气阻尼和电气刚度 2 个通道, 所提附加控制策略简化框图如图 3 中虚框所示。图中, $G(s)$ 为 T_e 与 $\Delta\omega_\Delta$ 间的传递函数, $G(s) = -H_1(K_p s + K_i) / [(H_1 + H_2)s]$; T_{comp} 为控制环节对电磁转矩参考值的补偿转矩; T_e^* 为补偿后的电磁转矩参考值; D_{comp} 、 K_{comp} 分别为电气阻尼和电气刚度补偿系数; τ_r 为感应电机惯性时间常数。

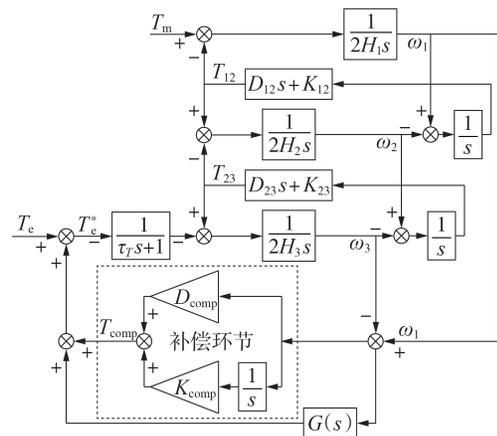


图 3 电气阻尼-刚度控制框图

Fig.3 Block diagram of electrical damping and stiffness control

补偿转矩 T_{comp} 为:

$$T_{comp} = D_{comp} \Delta\omega_\Delta + K_{comp} \Delta\theta \quad (15)$$

将式(13)代入式(15), 结合式(14), 得到补偿后低、高速轴阻尼比分别为:

$$\left\{ \begin{aligned} \zeta_1 &= \frac{a[D_{12} + b(D_{\text{comp}} - D_{e1})]}{\sqrt{K_{12} + b(K_{\text{comp}} - K_{e1})}} \\ \zeta_2 &= \frac{c[D_{23} + d(D_{\text{comp}} - D_{e2})]}{\sqrt{K_{23} + d(K_{\text{comp}} - K_{e2})}} \end{aligned} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{aligned} a &= \frac{\sqrt{\frac{H_1 + H_2}{2H_1H_2}}}{2}, \quad b = \frac{H_1}{H_1 + H_2} \\ c &= \frac{\sqrt{\frac{H_2 + H_3}{2H_2H_3}}}{2}, \quad d = \frac{H_2}{H_2 + H_3} \end{aligned} \right. \quad (17)$$

式中： a 、 c 和 b 、 d 分别为传动链低、高速轴机械量和电气量系数，其大小与惯性常数有关； $D_{\text{comp}} - D_{ei}$ 、 $K_{\text{comp}} - K_{ei}$ 表示机电耦合分量，该分量的绝对值与机组参数有关，其值的正负号与电气补偿有关，取正表示耦合分量增强了轴系等效阻尼和等效刚度，有利于稳定运行，取负表示加强了轴系柔性，不利于稳定运行。由式(16)可知：当补偿电气阻尼时，高、低速轴阻尼比随之增大；补偿电气刚度对过阻尼有修正作用，修正的程度与传动链本身参数有关，同时电气刚度的补偿是基于扭振特征量 $\Delta\theta$ 的补偿，有利于抑制传动链的振荡。

忽略传动链机械阻尼 D_{12} 、 D_{23} ，结合式(6)、(13)等效阻尼比为 $\zeta = \tan \alpha = mD_{\text{eq}} / \sqrt{K_{\text{eq}}}$ (m 为常系数)，以 $\sqrt{K_{\text{eq}}}$ 为 x 轴、 D_{eq} 为 y 轴，电气阻尼与电气刚度的补偿关系曲线见附录A图A2。设 $\tan \alpha_1$ 为补偿前传动链阻尼比， $\tan \alpha_2 = \tan \alpha_3$ 为补偿后的阻尼比。当传动链发生扭振时，单一电气阻尼控制通过加入电气阻尼补偿量 $\Delta D_{\text{comp}1}$ 改变曲线斜率，将阻尼比 $\tan \alpha_1$ 变为 $\tan \alpha_2$ 。电气阻尼-刚度双变量控制实现在阻尼比变化曲线上平滑改变阻尼比。补偿过程可看成首先加入电气阻尼补偿量 $\Delta D_{\text{comp}2}$ 将传动链补偿至过阻尼，再注入电气刚度补偿量 ΔK_{comp} 改变 $\sqrt{\Delta K_{\text{eq}}}$ 将阻尼比修正至最优的一个微元组合过程，最终修正后的阻尼比为 $\tan \alpha_3$ 。电气刚度将消减的阻尼比转化为扭振抑制量，直接附加在电磁转矩参考值上。保证响应速度的同时，抑制了传动链扭振。与单一电气阻尼控制相比，增加了 ΔK_{comp} 转化的扭振抑制量。

阻尼比 ζ 能同时反映传动链的响应速度和扭振的抑制程度。由式(16)可知，当低、高速轴机械量系数比为 $a:c=6:1$ 时， ζ_2 的改变较 ζ_1 迅速得多；当机械量与电气量系数比为 $a:b=1:1$ ， $c:d=3:1$ ，即低、高速轴注入相同电气刚度时， K_{comp} 对 ζ_2 的消减效果要小于 ζ_1 ，低速轴所转化的扭振抑制量要大于高速轴。刚好解决低速轴扭振严重的问题。因此，相比单一

阻尼控制，电气阻尼-刚度双变量控制可通过注入 D_{comp} 和 K_{comp} 这两个分量协调控制传动链高低速轴的阻尼比，增加抑振补偿量。

3.2 控制参数确定与性能验证

为获取最优的扭振抑制与响应控制参数，使得高、低速轴都能获得最优控制效果。选取传动链轴系阻尼比在区域内的最大值为目标，建立目标函数见式(18)。

$$\left\{ \begin{aligned} L &= \min(\zeta_{1\text{max}}, \zeta_{2\text{max}}) \\ 0.4 &< \zeta_{1\text{max}} \leq 0.707 \\ 0.4 &< \zeta_{2\text{max}} \leq 0.707 \end{aligned} \right. \quad (18)$$

式中： $\zeta_{1\text{max}}$ 和 $\zeta_{2\text{max}}$ 分别为低、高速轴阻尼比最大值。

为了达到平衡低、高速轴补偿效果，协调阻尼和刚度系数使 $\zeta_1 = \zeta_{1\text{max}} = 0.707$ ，将注入电气阻尼从0逐渐增大，求取 ζ_2 的最优值。将阻尼比性能变化曲线与文献[18]比较，如图4所示，原始数据见附录A表A2。

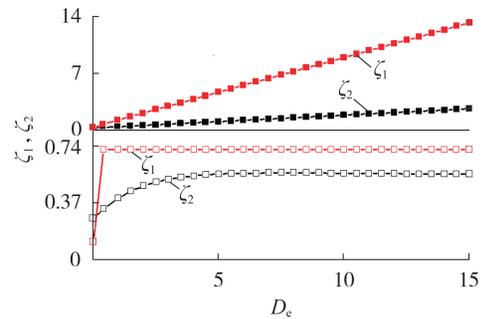


图4 阻尼比性能比较

Fig.4 Comparison of damping ratio performances

图4上、下图分别为文献[18]、本文所提电气阻尼-刚度控制的阻尼比性能变化趋势。当采用电气阻尼-刚度控制时，低速轴阻尼比保持最优值0.707。由于电气刚度 K_{comp} 的协调作用，随着电气阻尼的增加，高速轴阻尼比先升后降。当 $D_{\text{comp}} \in [0.406, 7.5]$ p.u.时，低速轴保持恒定最佳阻尼比，高速轴阻尼比明显提高，随着 D_{comp} 增大，振荡频率增大；当 $D_{\text{comp}} \in (7.5, 15.5]$ p.u.时，随着 D_{comp} 增大，高速轴阻尼比减小，振荡频率增大。当补偿电气阻尼、电气刚度分别为7.5 p.u.、57.096 p.u.时，各轴段阻尼比最大， $\zeta_1 = 0.707$ ， $\zeta_2 = 0.5589$ 。当 $\zeta_1 = 0.707$ 时，文献[18]中 $\zeta_2 = 0.329$ ，相较于本文所提策略减少了0.2299，这表明电气阻尼-刚度控制能够提供更多的扭振抑制量，同时保证了较好的响应速度。

为了说明电气阻尼-刚度控制的影响，图5绘制了传动链扭振特征值的位置变化。当补偿增益增加时，传动系统的2个振荡模态特征根均随着 $0 < \zeta < 1$ 的变化趋势向远离虚轴方向移动，表明该振荡模式下的等效阻尼增加。

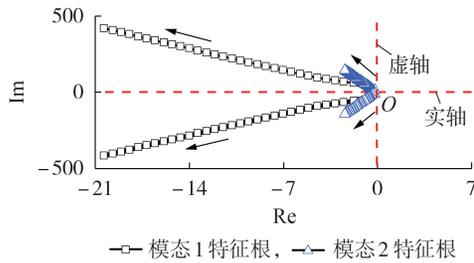


图 5 传动链极点位置变化

Fig.5 Pole position change of drive chain

4 时域仿真分析验证

为验证电气阻尼-刚度控制抑制扭振的有效性,本节基于 FAST-MATLAB / Simulink 建立 1.5 MW 双馈风电机组暂态模型,见附录 A 图 A3。由 FAST 模拟风力机输出的气动转矩,在 MATLAB / Simulink 中建立三质量块传动链和双馈电机,系统参数见附录 A 表 A3,以湍流风与电网电压三相对称暂降扰动引起的传动链扭振为例,验证电气阻尼-刚度控制抑振效果。仿真条件设置如下:Turbsim 模块模拟平均风速为 11 m/s 的 A 类湍流风,见附录 A 图 A4;电网在第 20 s 施加三相电压暂降扰动,骤降幅值为 0.6 p.u.,持续时间为 500 ms。

4.1 电气阻尼-刚度控制对系统稳态影响

为了说明电气阻尼-刚度控制对系统稳定性的影响,本文设置如下 3 种控制方式对比分析机组的运行特性:①双馈风电机组无阻尼控制;②双馈风电机组附加电气阻尼-刚度控制;③双馈风电机组附加电气阻尼-刚度变参数控制。对比结果如图 6 所示,图中 ω_3 、 T_{12} 、 T_{23} 均为标幺值。

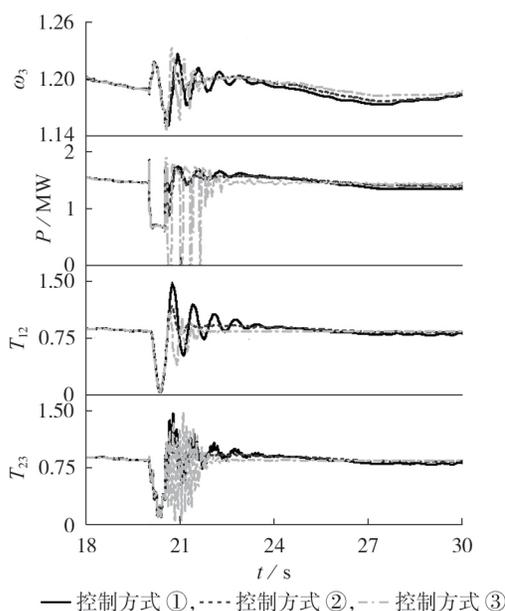


图 6 3 种控制方式下双馈风电机组运行特性

Fig.6 Operation characteristics of doubly-fed wind turbine under three control methods

根据图 6 所示机组运行特性波形,比较控制方式①、②对机组内部稳定性的影响。与无阻尼控制相比,系统加入补偿环节后发电机转速波动幅度降低了 0.02 p.u.,振荡时间缩短约 2.5 s;低速轴转矩波动幅值约为无补偿时的 48%,振荡时间缩短 2.5 s,明显减少了轴系扭振时间;传动链高速轴扭矩经 2.5 个周期后达到稳定;附加补偿环节使有功功率恢复加快,振荡时间缩短 2.5 s,缓解了传动链轴系扭转载荷,但加剧了有功功率恢复过程中的波动,在第一个周期内其峰值增大 0.43 MW,对电力系统稳定性产生了一定的负面影响。这是由于附加电气刚度后,电磁转矩的快速变化加剧了有功功率的波动。

根据图 6 所示机组运行特性波形,比较控制方式②、③对机组及系统稳定性的影响。控制方式②下,当 $D_{\text{comp}}=7.5$ p.u.、 $K_{\text{comp}}=57.1$ p.u. 时,等效阻尼、等效刚度相协调使低速轴阻尼比最优,控制效果最佳。此时传递转矩扭振时间最短,功率波动幅值约为未调整参数时的 50%,高、低速轴阻尼比分别为理论最优值 0.559、0.707,平衡了轴系机械寿命与输出功率波动。为分析电气刚度对机组稳定性的影响,取 D_{comp} 为最优值的 10 倍,仍按式(18)求取电气刚度补偿系数。控制方式③下,高速轴振荡加剧,发电机转速与高速轴传递转矩的扭振相耦合使功率波动更为严重,激发 3.8、5.3、9.4 Hz 一系列 10 Hz 频段内的扭振频率。上述结果验证了图 4 中随着电气阻尼的增加高速轴阻尼比呈现先升后降的趋势。

4.2 电气阻尼-刚度控制与电气阻尼控制对比

将电气阻尼-刚度双变量控制与文献[18]中电气阻尼控制进行对比,结果见附录 A 图 A5。由图可知,电气阻尼-刚度控制有效减小了机组输出有功功率的波动,传动链轴传递转矩和发电机转速的振荡幅值明显减小,进入稳态时间更短。这表明电气刚度的引入一方面能够改善整个传动链的响应速度,另一方面能够将消减的阻尼比,通过机械扭转角转化为抑制传动链扭振的物理量。相比传统传动链电气阻尼控制,所提电气阻尼-刚度抑振控制充分发掘了传动链的强机电耦合作用,无需带通滤波器,具有更快的响应速度,能抑制传动链振荡,稳定功率输出。

进一步地,将湍流平均风速设置为 8、12、16 m/s,其余仿真条件不变。比较电气阻尼-刚度控制与文献[18]电气阻尼控制在最大风能追踪区、恒转速区、恒转矩区的抑制性能提升效果,采用本文所提控制策略后不同参数的幅值和时间参数的减小量见表 3,表中幅值减小量为标幺值。

由表 3 可知,相比采用文献[18]中电气阻尼控制,采用电气阻尼-刚度双变量控制对于轴系扭振抑制效果有明显提升。其中,在恒转速区性能提升最大;高、低速轴传递转矩幅值减小量均超过 0.2 p.u.,

表3 抑制性能结果对比

Table 3 Comparison of suppression performance results

参数	幅值减小量			时间减小量 / s		
	最大风能 追踪区	恒转 速区	恒转 矩区	最大风能 追踪区	恒转 速区	恒转 矩区
T_{12}	0.1730	0.2819	0.3336	1.00	1.80	1.60
T_{23}	0.1407	0.2115	0.2418	1.30	1.75	1.90
ω_3	0.0106	0.0186	0.0235	1.16	1.50	1.30
P	-0.2629	-0.4029	-0.4288	1.20	1.10	2.00

波动时间减小量超过 1.7 s;对发电机转速波动抑制提升较弱,但波动时间缩短了 1.5 s。同时由于电气刚度的施加,电磁转矩的快速变化引起输出功率在故障恢复的第 1 个周期内波动峰值增大,对电力系统稳定性产生了一定的负面影响,但波动时间缩短。上述结果表明电气阻尼-刚度双变量控制能够有效减小扭振幅度,缩短扭振时间。

5 结论

针对现有双馈风电机组传动链扭振控制方法难以协调扭振效果与响应速度的关系,以及传动链整体阻尼比难以调节的问题,分析传动链机电耦合的扭振特性;考虑传动链高、低速轴阻尼比差异,基于电气阻尼和电气刚度补偿机理,提出了传动链轴系扭振抑制策略。并对其抑制效果进行仿真验证,主要结论有:

1)推导传动链电磁转矩与机械扭转角的传递函数,表明电磁转矩与传动链机械轴系间存在强耦合,高、低速轴等效阻尼比的差异与激发轴系振荡难易程度相关,可通过附加补偿环节有效提高轴系稳定性,减轻传动链扭振;

2)分析了等效阻尼和等效刚度协调控制的机理,以高低速轴的阻尼比为目标函数,获取最优的扭振抑制与轴系响应速度,进一步发现电气刚度能将消减的阻尼比转化为抑制轴系扭振的量,直接附加在电磁转矩参考值上,有利于抑制轴系振荡;

3)提出电气阻尼-刚度的扭振控制策略,对比单一阻尼控制,整体阻尼比提高了 0.23,通过湍流风与电网暂降 2 种激励下扭振抑制效果的比较,表明所提控制策略充分发挥传动链的机电强耦合作用,可在保证响应速度的同时,更好地减轻传动链的扭振和输出功率波动。

附录见本刊网络版(<http://www.epae.cn>)。

参考文献:

[1] KAVIL KAMBRATH J, KHAN M S U, WANG Y Y, et al. A novel control technique to reduce the effects of torsional interaction in wind turbine system[J]. IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics, 2019, 7(3): 2090-2105.

[2] SHEN Y Q, MA J, WANG L T, et al. Study on DFIG dissi-

pation energy model and low-frequency oscillation mechanism considering the effect of PLL[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2020, 35(4): 3348-3364.

- [3] 赵洪山,李自立. 风电机组轴系的剩余寿命预估[J]. 电力自动化设备, 2020, 40(6): 70-75, 99.
- ZHAO Hongshan, LI Zili. Prognosis of remaining lifetime of wind turbine unit shafting[J]. Electric Power Automation Equipment, 2020, 40(6): 70-75, 99.
- [4] 李辉,叶仁杰,高强,等. 传动链模型参数对双馈风电机组暂态性能影响[J]. 电机与控制学报, 2010, 14(3): 24-30.
- LI Hui, YE Renjie, GAO Qiang, et al. Influence of models and parameters on transient performances of a wind turbine with DFIG[J]. Electric Machines and Control, 2010, 14(3): 24-30.
- [5] SUN L, LIU K, HU J B, et al. Analysis and mitigation of electromechanical oscillations for DFIG wind turbines involved in fast frequency response[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2019, 34(6): 4547-4556.
- [6] 张琛,李征,高强,等. 双馈风电机组的不同控制策略对轴系振荡的阻尼作用[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(27): 135-144, 19.
- ZHANG Chen, LI Zheng, GAO Qiang, et al. Damping effects on torsional oscillation of DFIG drive-chain using different control strategies[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(27): 135-144, 19.
- [7] YAO J, ZHANG T, WANG X W, et al. Control strategy for suppressing the shafting oscillation of the grid-connected DFIG-based wind power generation system[J]. International Transactions on Electrical Energy Systems, 2019, 29(9): 1-14.
- [8] 王立新,程林,孙元章,等. 补偿双馈风电机组电磁转矩-转速闭环相位滞后特性的传动轴系统阻尼控制[J]. 电网技术, 2014, 38(12): 3333-3340.
- WANG Lixin, CHENG Lin, SUN Yuanzhang, et al. Damping control of drive-train system of DFIG to compensate phase lag characteristics of electromagnetic torque-generator speed closed loop[J]. Power System Technology, 2014, 38(12): 3333-3340.
- [9] QIU Shilong, LI Hui, GONG Lijiao, et al. Analysis of fatigue life loss of doubly-fed wind turbines under power grid short-circuit fault of power grid[C]//8th Renewable Power Generation Conference. Shanghai, China: RPG, 2019: 1-6.
- [10] 袁辉,宋晓喆,孙福寿,等. 弱电网中低电压穿越控制策略导致的双馈风机失稳机理分析[J]. 电力自动化设备, 2020, 40(9): 50-56.
- YUAN Hui, SONG Xiaozhe, SUN Fushou, et al. Analysis of LVRT control strategy-oriented DFIG instability mechanism in weak grid[J]. Electric Power Automation Equipment, 2020, 40(9): 50-56.
- [11] MANDIC G, NASIRI A, MULJADI E, et al. Active torque control for gearbox load reduction in a variable-speed wind turbine[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2013, 48(6): 2424-2432.
- [12] TOHA S F, YOSHIDA S, ZHU H Z. Torsional vibration reduction with augmented inverse model-based controller in wind turbine drivetrain[J]. Procedia Computer Science, 2017, 105: 203-208.
- [13] FATEH F, WHITE W N, GRUENBACHER D. Torsional vibrations mitigation in the drivetrain of DFIG-based grid-connected wind turbine[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2017, 53(6): 5760-5767.
- [14] LIU L B, XIE D, CHU H X, et al. A damping method for torsional vibrations in a DFIG wind turbine system based on small-signal analysis[J]. Electric Power Components and Systems, 2017, 45(5): 560-573.

- [15] LIU J, ZHOU F H, ZHAO C C, et al. Mechanism analysis and suppression strategy research on permanent magnet synchronous generator wind turbine torsional vibration [J]. ISA Transactions, 2019, 92: 118-133.
- [16] 张琛, 李征, 蔡旭, 等. 双馈风电机组轴系扭振的稳定与控制 [J]. 电工技术学报, 2015, 30(10): 301-310.
ZHANG Chen, LI Zheng, CAI Xu, et al. Stability and control of shaft torsional oscillation for doubly-fed wind power generator [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2015, 30(10): 301-310.
- [17] WANG L, WU J H, WANG T G, et al. An optimization method based on random fork tree coding for the electrical networks of offshore wind farms [J]. Renewable Energy, 2020, 147: 1340-1351.
- [18] 贾锋, 王瑞明, 李征, 等. 电网故障下风电机组轴系扭振抑制方法 [J]. 电力自动化设备, 2015, 35(10): 74-80, 86.
JIA Feng, WANG Ruiming, LI Zheng, et al. Torsional vibration suppression of DFIG drive-chain under grid fault [J]. Electric

Power Automation Equipment, 2015, 35(10): 74-80, 86.

作者简介:



司金冬

司金冬(1996—),男,山东菏泽人,硕士研究生,主要研究方向为风力发电稳定性分析(**E-mail**:sjdaixx@163.com);

柴兆森(1981—),男,甘肃武威人,讲师,博士研究生,主要研究方向为风力发电与控制(**E-mail**:czssea@163.com);

李辉(1973—),男,重庆人,教授,博士,主要研究方向为风力发电技术、新型电机控制(**E-mail**:eqlh@163.com);

龚立娇(1978—),女,甘肃武威人,教授,博士,通信作者,主要研究方向为能量收集技术和可再生能源利用技术(**E-mail**:glj_mac@shzu.edu.cn)。

(编辑 王欣竹)

Torsional vibration suppression strategy for doubly-fed wind turbine shafting based on electrical damping and stiffness control

SI Jindong¹, CHAI Zhaosen^{1,2}, LI Hui², GONG Lijiao¹, WANG Bin^{1,3}, ZHANG Xin¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China;

2. State Key Laboratory of Power Transmission Equipment and System Security and New Technology, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

3. State Key Laboratory of Control and Simulation of Power System and Generation Equipment, Department of Electrical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In order to solve the problem that it is difficult to balance the relationship between vibration suppression effect and response speed in the existing torsional vibration control, and it is hard to adjust the overall damping ratio due to the different change rates of damping ratio between high-speed shafting and low-speed shafting, a torsional vibration suppression strategy for doubly-fed wind turbine shafting is proposed. Firstly, the transfer function of mechanical torsional angle and electromagnetic torque is derived, and the difference of electromechanical coupling damping ratio between high-speed shafting and low-speed shafting is analyzed by introducing equivalent damping and stiffness. Secondly, the torsional vibration suppression mechanism of stiffness for shafting is analyzed. According to the coordination of electrical damping and stiffness, a torsional vibration suppression strategy for shafting based on electrical damping and stiffness control is proposed, and the trend of shafting damping ratio under the electrical damping and stiffness control is obtained. Finally, based on the wind turbine module built on the FAST-MATLAB / Simulink joint simulation platform, the turbulence wind and grid sag excitation are introduced to verify the torsional vibration suppression effect of the proposed strategy. The results show that compared with the traditional damping control, the proposed method makes full use of the strong electromechanical coupling effect of the drive chain, which ensures the response speed and has better torsional vibration suppression ability.

Key words: doubly-fed wind turbine; torsional vibration suppression strategy for shafting; electrical stiffness; response speed; compensation control; damping

附录 A

表 A1 1.5 MW 双馈风电机组参数

Table A1 Parameters of 1.5 MW doubly-fed wind turbine

参数	数值	参数	数值
额定功率/MW	1.5	叶片长度/m	70.0
叶片数	3	切入风速/(m s^{-1})	3.5
额定转速/(r min^{-1})	18	切出风速/(m s^{-1})	25
塔基高度/m	84.287 6	额定风速/(m s^{-1})	11

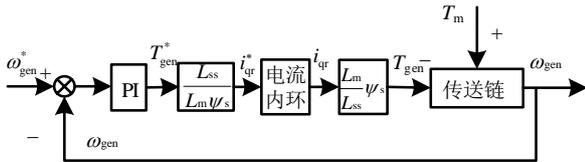


图 A1 转速电流双闭环控制框图

Fig.A1 Block diagram of power and current double closed loop control

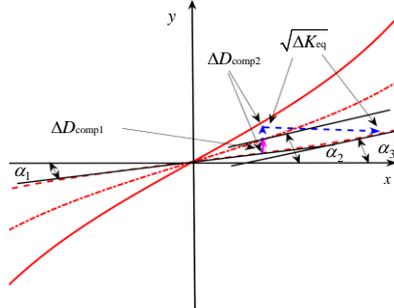


图 A2 电气阻尼与电气刚度补偿关系

Fig.A2 Compensation relationship between electrical damping and electrical stiffness

表 A2 补偿电气阻尼、刚度轴系阻尼变化

Table A2 Compensation for electrical damping and stiffness variation of shafting damping

D_{comp}	K_{comp}	ζ_1	ζ_2	D_{comp}	K_{comp}	ζ_1	ζ_2
0	0	0.235	0.266 4	8	64.615	0.707	0.558 9
0.406	0	0.707	0.329 1	8.5	72.594	0.707	0.558 6
1	1.227	0.707	0.398 0	9	81.034	0.707	0.558 2
1.5	2.764	0.707	0.442 6	9.5	89.933	0.707	0.557 7
2	4.760	0.707	0.476 4	10	99.293	0.707	0.557 2
2.5	7.2169	0.707	0.501 2	10.5	109.113	0.707	0.556 6
3	10.134	0.707	0.519 1	11	119.394	0.707	0.555 9
3.5	13.511	0.707	0.531 9	11.5	130.134	0.707	0.555 2
4	17.348 4	0.707	0.541 0	12	141.335	0.707	0.554 5
4.5	21.646 1	0.707	0.547 4	12.5	152.995	0.707	0.553 8
5	26.403 9	0.707	0.551 8	13	165.117	0.707	0.553 2
5.5	31.622	0.707	0.554 8	13.5	177.698	0.707	0.552 5
6	37.300	0.707	0.556 7	14	190.740	0.707	0.551 8
6.5	43.439	0.707	0.557 9	14.5	204.241	0.707	0.551 2
7	50.037	0.707	0.558 6	15.5	218.203	0.707	0.550 5
7.5	57.096	0.707	0.558 9				

注: D_{comp} 、 K_{comp} 均为标么值。

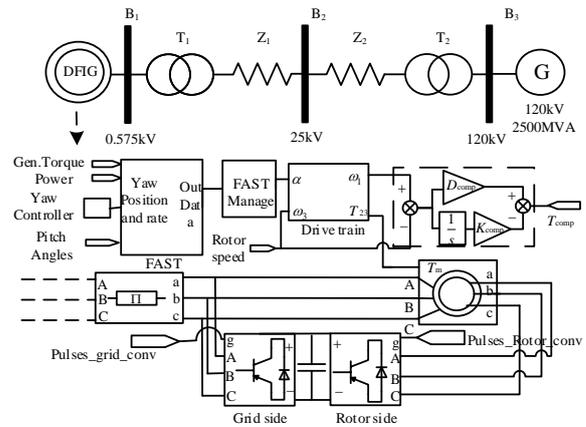


图 A3 系统接线图

Fig.A3 System wiring diagram

表 A3 DFIG 参数

Table A3 Parameters of DFIG

参数	数值	参数	数值
U_s/V	575	R_r	0.016
R_s	0.023	L_r	0.06
L_s	0.18	L	2.9

注: R_s 、 L_s 、 R_r 、 L_r 、 L_m 均为标么值。

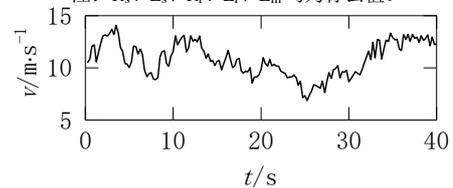


图 A4 湍流风速

Fig.A4 Turbulent wind speed

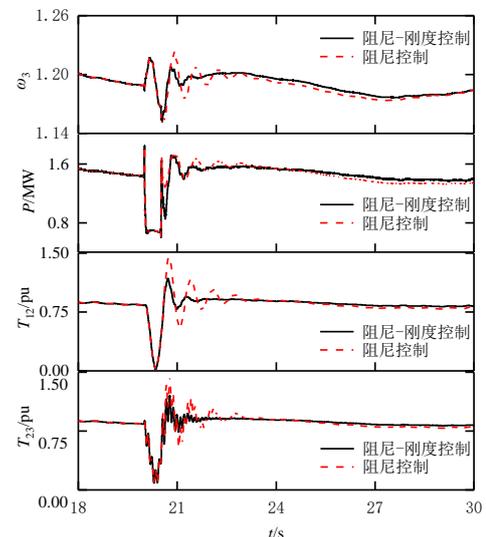


图 A5 阻尼-刚度控制和传统阻尼控制的比较

Fig.A5 Comparison between damping and stiffness control and traditional damping control