

风电联轴器力矩限制器失效分析

宋荃铠 汪韵朗 吕万

(明阳智慧能源集团股份有限公司, 中山 528400)

摘要:【目的】风电联轴器力矩限制器打滑失效会导致风电机组传动系统受损。以5 MW机组联轴器力矩限制器为对象, 探究打滑失效关键原因, 为提升可靠性及机组稳定性提供支撑。【方法】结合故障数据、现场拆解结果与标定测试数据开展多维度分析。计算端转矩, 分析转速匹配性及转矩波动; 拆解检测摩擦片磨损与结构缺陷; 通过出厂标定测试研究转矩波动及标定方法影响。【结果】失效主因包括变流器信号不稳产生超额冲击转矩、两瓣式悬臂结构致摩擦片偏磨、标定方法导致转矩控制精度不足。优化后可有效解决打滑问题, 延长使用寿命, 提升运行可靠性。

关键词: 风电机组联轴器; 力矩限制器; 打滑失效; 结构优化

中图分类号: TM315 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.010

0 引言

风能作为一种高效清洁能源, 已经成为实现“碳中和”目标的首选能源之一^[1]。随着科技的发展, 大型兆瓦级双馈风力发电机组的应用日渐成熟。目前, 主流的双馈风力发电机组传动链由主轴、轴承、齿轮箱、联轴器和发电机组成。联轴器作为机组中重要的一环, 承载着传递转矩, 补偿齿轮箱和发电机的轴向、径向及角向偏移, 实现电气绝缘和保护齿轮箱的重责^[2]。在极端多变的风况下, 机组在运行过程中容易出现变流器故障、电网低电压穿越或者发电机短路等情况。电气过载保护装置一旦失效, 极易导致整个传动系统的载荷发生剧增^[3-4]。为了避免瞬时的冲击载荷造成齿轮箱断齿、异常磨损等故障, 高速轴联轴器中必须具有过载保护功能。联轴器中的力矩限制器可通过摩擦打滑的方式阻断载荷的传递, 避免齿轮箱和发电机受损, 从而保证机组的正常运行^[5]。

1 结构特点

1.1 联轴器整体结构

双馈式高速轴联轴器(图1)处于齿轮箱高速轴和发电机输入轴之间, 主要由胀紧套、制动盘、挠性补偿元件、力矩限制器、玻纤管等部件组成。

胀紧套采用锥面过盈的方式连接齿轮箱高速轴和发电机输入轴^[6]; 制动盘与制动器配合使用, 实现高速轴刹车功能, 同时与盘车工装配合使用, 能够在风速较小的情况下锁车, 便于短暂的维护; 挠性

补偿元件通常为膜片式和连杆式, 其主要作用为补偿机组在运行过程中的微小偏移^[7-8]; 玻纤管除了传递转矩之外, 还可以实现齿轮箱和发电机之间的电气绝缘。力矩限制器通过摩擦打滑的方式抵消机组过大的载荷, 实现过载保护功能。

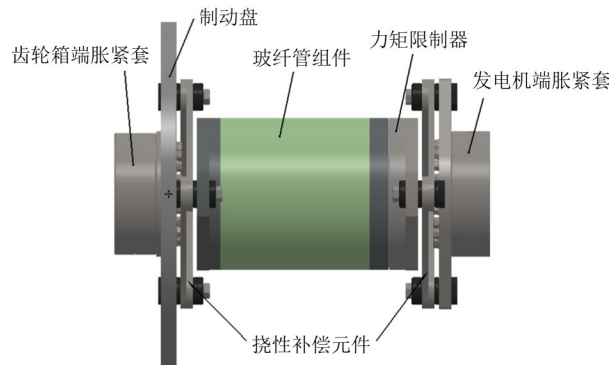


图1 联轴器结构示意图

Fig. 1 Structural schematic diagram of the coupling

1.2 力矩限制器结构

在风电行业中, 联轴器的力矩限制器主要采用摩擦式结构, 如图2所示。其工作原理是: 将拉紧螺栓的预紧力作用于碟簧, 使碟簧产生的压力作用于摩擦片, 依靠对偶件和摩擦片之间产生的摩擦力来传递转矩^[9-10]。当载荷过大时, 通过摩擦打滑的方式中断转矩的传递, 并且无需额外的复位动作, 适合间断性、冲击性过载场合。

力矩限制器根据在联轴器中的分布方式, 可分为内置式和外置式。外置式力矩限制器作为一个单

收稿日期: 2024-05-16 修回日期: 2024-06-18

作者简介: 宋荃铠,男,1997年生,山西长治人,硕士研究生,工程师; 主要研究方向为机械传动件设计; 18135145694@163.com。

引用格式: 宋荃铠,汪韵朗,吕万. 风电联轴器力矩限制器失效分析[J]. 机械传动,2025,49(9):79-84.

SONG Jiangkai, WANG Yunlang, LÜ Wan. Failure analysis of torque limiters in wind turbine couplings[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(9):79-84.

独的零部件,与胀紧套通过紧固件连接,介于胀紧套和中间筒组件之间。其优点是便于更换和维护,缺点是当机组在进行位移补偿时,力矩限制器受到轴向和径向的力。因此,摩擦副需要保证有一定的刚度。而内置式力矩限制器位于中间筒组件内(图1),其优缺点与外置式正好相反,且由于两侧膜片中心的距离加长,具有更好的补偿能力。

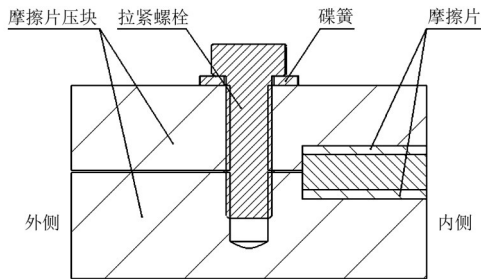


图2 力矩限制器结构示意图

Fig. 2 Structural schematic diagram of the torque limiter

力矩限制器作为一个保护装置,在风机运行中允许间断性的小角度打滑。摩擦片应具有良好的耐磨性,摩擦因数应稳定在0.35左右^[1]。根据目前试验要求,以大于最大打滑转矩值的转矩进行打滑测试,单次打滑角度为50°或60°,要求间断性累计打滑60 000°后,摩擦片的摩擦转矩仍大于额定打滑转矩。

2 故障状况

某风场某台5 MW风力发电机组报出叶轮转速与发电机转速不匹配的故障,经现场人员远程控制复位后,风机仍无法正常运行。经详细检查发现,联轴器力矩限制器下方有黑色粉末掉出,打滑标记线已经错位,力矩限制器已经失效,如图3所示。为找出其失效的原因,进行了运行数据分析、现场拆解和标定测试验证工作。



图3 力矩限制器打滑

Fig. 3 Slipping of the torque limiter

3 故障数据分析

3.1 计算原理和故障状况

5 MW风力发电机组相关参数如表1所示。首先,计算联轴器端的转矩,计算式为

$$T_1 = (J_1 + J_2) \times (n_{i+1} - n_i) \times \frac{2\pi}{600} \quad (1)$$

$$T_2 = 9.550 \times \frac{P}{n} \quad (2)$$

$$T = T_1 + T_2 \quad (3)$$

式中, T_1 为机组运行时的惯性转矩, $\text{kN}\cdot\text{m}$; T_2 为发电机的电磁转矩, $\text{kN}\cdot\text{m}$; T 为机组运行时总转矩, $\text{kN}\cdot\text{m}$; J_1 为联轴器转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; J_2 为发电机转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; n_i 为发电机前0.01 s的转速, r/min ; n_{i+1} 为发电机后0.01 s的转速, r/min ; P 为发电机输出功率, kW ; n 为发电机转速, r/min 。

表1 5 MW风力发电机组相关参数

Tab. 1 Parameters related to 5 MW wind turbine generator set

项目	测试结果
机组额定输出功率/ kW	5 000
发电机额定输出转矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	28
发电机额定转速/ (r/min)	1 700
联轴器额定打滑转矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	42
联轴器最大打滑转矩/ $(\text{kN}\cdot\text{m})$	47

根据式(1)~式(3)计算运行故障数据,结果如图4所示。由图4可知,在机组停机前1 min内,除去传感器误差因素,联轴器的转矩远超过力矩限制器的最大打滑转矩。这说明联轴器的力矩限制器在此期间可能出现连续性打滑,直至63 s左右,该机组的联轴器转矩下降为0,此时机组处于停机状态。

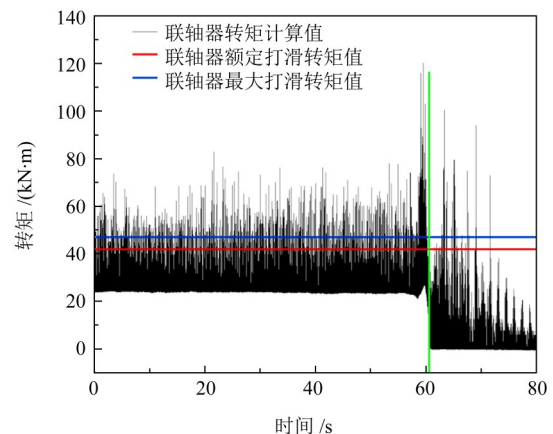


图4 联轴器计算转矩

Fig. 4 Calculated torque of the coupling

图5所示为在此段时间的叶轮转化速度、发电机转速及两者的转速差。图6和图7所示分别为该运行时间段内力矩限制器持续性打滑的角度和联轴器转矩。力矩限制器在持续打滑时会产生大量的热,根据式(4)、式(5)可计算出在该段时间内产生的热量。

$$W_f = T_f \theta \quad (4)$$

$$\Delta t = \frac{\alpha_1 W_f}{mc} \quad (5)$$

式中, W_f 为打滑做的功, J ; T_f 为打滑时摩擦转矩, $\text{kN}\cdot\text{m}$; θ 为打滑角度, $(^\circ)$; m 为摩擦盘的质量, kg ; c 为摩擦材料的比热容, $c=490 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; α_1 为摩擦材料的热流分配系数, $\alpha_1=0.25$ 。

由图5~图7可知,在58.2~60.5 s,转速差(齿轮

箱侧的转速与发电机侧的转速差值)逐渐增大, 之后 60.5~63 s 又逐渐回落。根据转速差计算得知, 在这期间共打滑 64 626.9°。在持续性高速打滑下, 根据式(4)、式(5)可知, 摩擦片在短时间内温度升高 619.9 °C左右。在高温下, 摩擦片的材料会融化, 摩擦因数降低, 加剧磨损。密封圈、导向带也会在高温下融化, 摩擦盘的对中能力丧失, 导致摩擦盘在径向方向晃动, 这也会加剧摩擦片的磨损。因此, 在持续高速打滑之后, 传扭能力下降直至丧失, 造成该机组停机。

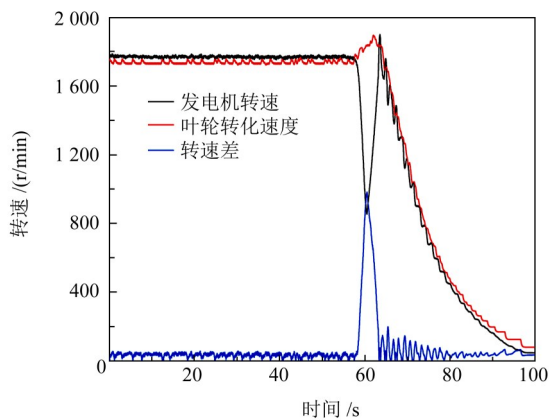


图5 齿轮箱侧与发电机侧转速差

Fig. 5 Speed difference between the gearbox side and the generator side

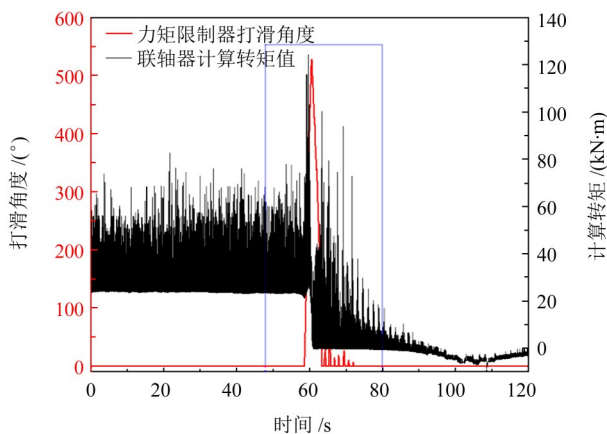


图6 持续性打滑角度和联轴器转矩

Fig. 6 Continuous slipping angle and coupling torque

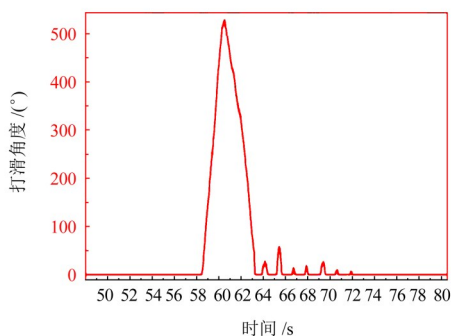


图7 联轴器打滑角度局部放大图

Fig. 7 Local magnified view of the coupling slipping angle

由图8可知, 该机组此时处于满发状态, 在 20 s 时, 机组转速突然开始出现大幅度周期性波动, 波动周期在 10 s 左右, 转速波动高达 200 r/min, 机组的功率也随之呈波动下降状态, 直至停机。

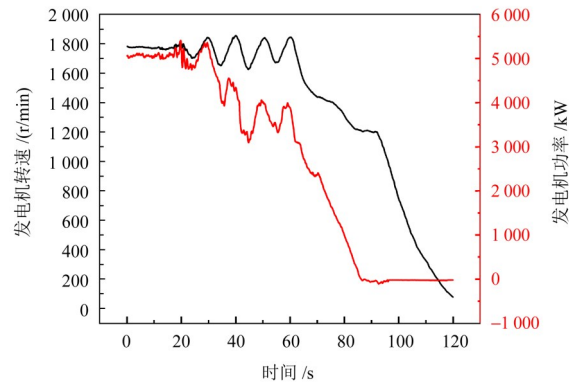


图8 发电机功率和转速

Fig. 8 Generator power and rotational speed

3.2 故障原因及解决措施

结合图5~图8中数据可知, 力矩限制器打滑的直接原因是发电机转速的大幅度波动, 造成很强的冲击转矩, 超过了联轴器的最大打滑转矩。发电机转速的波动主要与变流器的电压不稳定有关。发电机的定子与外网连接, 当外网电压波动时, 变流器中的电流并没有随着电网频率同步变化, 此时定子和转子就会产生感应电流, 造成发电机转子的速度变化较大^[12-13], 由式(2)可知, 其角加速度会产生电磁冲击转矩。这些转矩的波动将产生小范围的冲击载荷, 这对力矩限制器是不利的。

首先, 排查变流器本身的问题, 变流器若存在器件接触不良、虚焊、安装错误等情况, 主控系统会收到转矩波动异常的信号, 从而给出错误的指令; 其次, 在检查变流器输出信号时发现, 变流器电流信号转变的转速波动高达 8 r/min 左右, 频繁的波动造成发电机电磁转矩波动高达 12 kN·m。因此, 后续通过优化变流器的输出信号逻辑, 控制转化信号在 4 r/min 以下, 减少转矩的波动, 如图9所示。同时, 调整控制逻辑, 确保转速信号能随着电网频率的变化做出相应的变化。经验证, 优化后, 联轴器侧的转矩控制在额定打滑转矩以下, 如图10所示。表明程序优化后, 力矩限制器状况良好。

4 力矩限制器拆解分析

4.1 拆解

将已经打滑失效的力矩限制器送往厂家进行拆解, 在拆解之前力矩限制器的实测转矩只有 10 kN·m 左右。拆解情况如图11所示。由图11可知, 摩擦片剧烈磨

损,摩擦片外侧存在明显的凹痕。这是在力矩限制器打滑时,摩擦片磨损下的粉末对其造成的凹痕。由于摩擦片与摩擦盘为整体铆接结构,因此,需整体测量摩擦盘的厚度。采用千分尺测量的数据如表2所示。摩擦盘原始厚度为27.04 mm,其中,摩擦片的厚度为5.5 mm。由表2可知,摩擦盘内、外侧的平均磨损量相差1.4 mm;内侧的平均磨损量为1.04 mm,磨损率为19.00%;外侧的平均磨损量为2.63 mm,磨损率为47.82%;摩擦盘内、外侧存在严重的偏磨情况,偏磨区域约占50%。

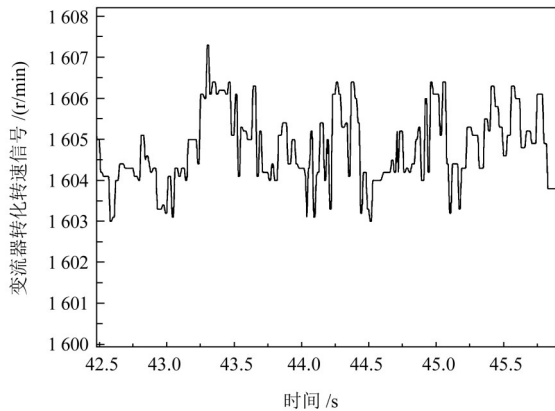


图9 优化后变频器信号波动

Fig. 9 Signal fluctuation of the optimized converter

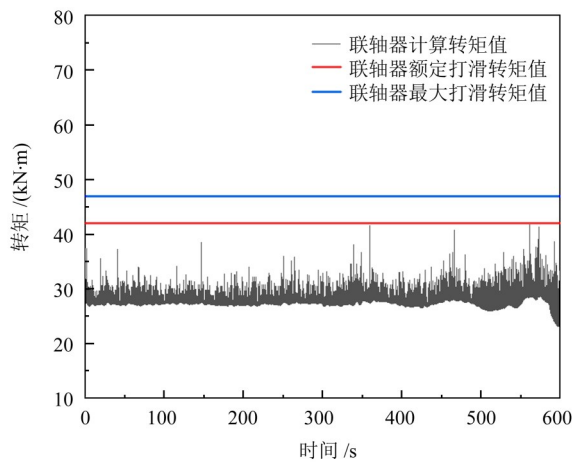


图10 优化后联轴器侧转矩

Fig. 10 Torque on the optimized coupling side

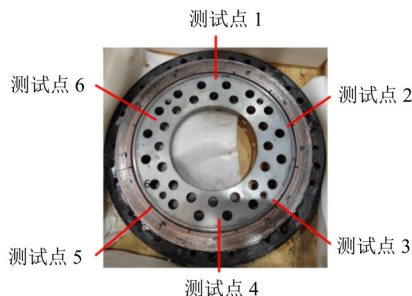


图11 摩擦片厚度测量

Fig. 11 Thickness measurement of the friction plate

表2 摩擦片内外侧厚度测量

Tab. 2 Measurement of inner and outer thickness of the friction plate

测试点	摩擦盘内侧厚度/mm	摩擦盘外侧厚度/mm	摩擦片原始厚度/mm	摩擦片内侧磨损率/%	摩擦片外侧磨损率/%
1	26.000	24.385	5.5	18.91	48.27
2	26.090	24.425		17.27	47.55
3	26.020	24.325		18.55	49.36
4	25.975	24.495		19.36	46.27
5	25.885	24.405		21.00	47.91
6	26.000	24.425		18.91	47.55
平均值	25.995	24.41		19.00	47.82

4.2 原因分析与验证解决

摩擦片偏磨的主要原因是,力矩限制器结构为两瓣式的悬臂结构(图2),拉紧螺栓的力作用在力矩限制器时,摩擦片外侧受到的压力较大,内侧受到的压力较小,从而导致摩擦片内、外侧偏磨。摩擦片的偏磨会导致摩擦片压强增大,相同载荷下,磨损更加严重。

为解决偏磨现象,采用对偶件角度修正的方式使摩擦片受力均匀,如图12(a)所示;或者采用大型碟簧结构,使摩擦片的受力点位于摩擦片的正中间,如图12(b)所示。厂家采用修正摩擦片对偶件角度的方式打滑20 000°试验,结果表明,当修正角度 α 在 $0.1^\circ \sim 0.15^\circ$ 时,摩擦片的贴合率达到90%以上,减少了异常磨损现象的发生,延长了摩擦片寿命。

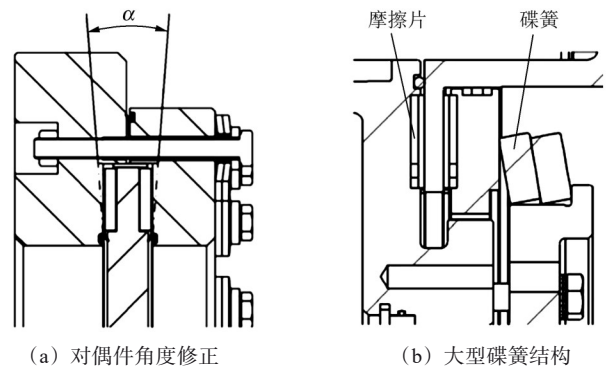


图12 优化后的力矩限制器结构

Fig. 12 Structure of the optimized torque limiter

除此之外,由图11可知,力矩限制器的导向带也完全融化,之后又重新凝结在摩擦盘边缘(摩擦盘最边缘的黑色部分)。该导向带材质为聚氨酯材料,最高能承受的温度为 180°C 。导向带融化后,摩擦盘的径向窜动也是摩擦片表面有多条凹坑的缘由。因此,厂家将后续出厂的导向带更换为具有耐高温性能的铍铜材料。铍铜材料具有良好的弹性、耐磨性和耐高温性能^[4],能有效防止因小角度打滑产生的高温引起的导向带融化,延长力矩限制器使用寿命。

5 力矩限制器标定磨合测试分析

5.1 磨合测试

在出厂之前要对力矩限制器进行转矩标定, 对其进行一定角度的磨合, 确保出厂之前转矩波动范围在5%以内。随机抽取一台正在标定的力矩限制器, 每次打滑 60° , 打滑时间为3 s, 其转矩测试结果如图13所示。由图13可知, 每次标定时的转矩存在不规则的波动。这主要是由于摩擦片是由铜基粉末冶金烧结而成的, 实际表面并不是理论上那么平整, 烧结材料都存在一定的空隙率。打滑过程中温度升高, 摩擦因数随着温度的升高而升高, 因此, 摩擦因数在一定小范围内向上波动^[15], 造成转矩有所增大。

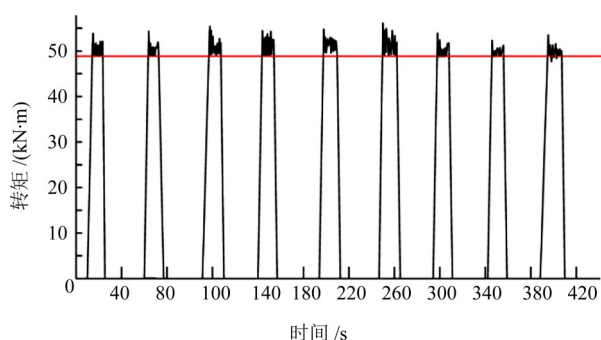


图13 转矩磨合标定

Fig. 13 Torque running-in calibration

力矩限制器标定的最终转矩是以开始打滑的转矩峰值为最终的评判值, 即图14所示的第一个波峰。第一个波峰是由静摩擦变为动摩擦的临界点。由于静摩擦因数高于动摩擦因数, 所以, 通常第一个转矩值较大。而之后的转矩波峰值比第一个波峰要低 $3\sim 4\text{ kN}\cdot\text{m}$, 波幅在 $2\text{ kN}\cdot\text{m}$ 左右, 且转矩的波谷值基本相同, 这表明该摩擦片的滑动摩擦因数相对稳定。

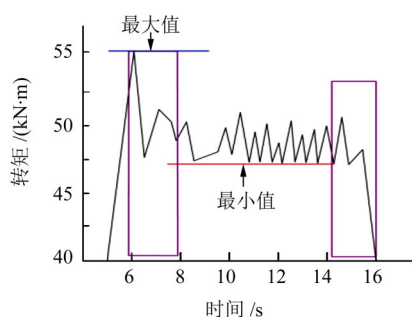


图14 标定转矩优化示意图

Fig. 14 Schematic diagram of the calibrated torque optimization

5.2 标定转矩优化分析

力矩限制器开始打滑时, 转矩会瞬间急剧增大; 若采用动、静摩擦转变点的转矩作为最终的标定值, 后续打滑会更加剧烈, 且持续时间相对较长, 易缩短摩擦片的寿命。同时, 由于摩擦因数的波动, 该值波

动较大, 无法作为一个稳定的摩擦转矩值(图13)。

基于上述原因, 改进的标定方法是除去前、后10%的转矩值, 取中间80%转矩曲线波谷值的平均值作为最终的转矩标定值, 如图14所示。这样在保证转矩稳定的同时, 可减少因力矩限制器转矩值过小而引起的不必要打滑, 从而延长摩擦片的寿命。

6 结论

通过分析已经失效的力矩限制器的数据、现场拆解结果和出厂标定数据情况, 得出以下结论:

1) 力矩限制器发生持续性打滑的主要原因是发电机转速的周期性振荡对力矩限制器造成载荷冲击, 最根本原因在于变流器输出信号的不稳定。应优化变流器的控制逻辑, 保证发电机转子的平稳运行。

2) 对于悬臂结构的力矩限制器, 应采用修形的方式, 保证摩擦片和摩擦对偶件之间能有85%以上的贴合率, 减小摩擦片的面压。同时, 导向带应有更好的耐高温能力, 降低摩擦盘径向窜动的风险, 延长摩擦片的寿命。

3) 在标定力矩限制器打滑转矩值时, 应舍去转矩值曲线两端的不稳定的转矩, 取中间段转矩曲线的最低的平均值作为最终的标定值, 确保标定转矩的准确性和稳定性。

参 考 文 献

- [1] XU X M, NIU D X, XIAO B W, et al. Policy analysis for grid parity of wind power generation in China [J]. Energy Policy, 2020, 138:111225.
- [2] 王岳峰, 王书勇, 姜宏伟, 等. 兆瓦级风电机组联轴器的研究[J]. 机械工程与自动化, 2019(4):101-102.
WANG Yuefeng, WANG Shuyong, JIANG Hongwei, et al. Research of megawatt wind turbine coupling [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2019(4):101-102.
- [3] 姜圣, 李建涛, 叶昌煜, 等. 风力发电机试验台联轴器打滑故障诊断及改善[J]. 机械工程师, 2018(9):170-172.
JIANG Sheng, LI Jiantao, YE Changyu, et al. Failure diagnosis and improvement of coupling in wind turbine test-bed [J]. Mechanical Engineer, 2018(9):170-172.
- [4] 白聪儿, 秦美娟, 孙哲杰, 等. 发电机短路工况下风电机组传动链动力响应特性研究[J]. 机电工程, 2022, 39(5):612-619.
BAI Conger, QIN Meijuan, SUN Zhejie, et al. Dynamic response characteristics of drivetrain of wind turbine under generator short circuit [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(5):612-619.
- [5] 宋霄, 李钦奉, 耿莹晶, 等. 兆瓦级风电高速联轴器设计与试验[J]. 机械与电子, 2019, 37(8):55-59.
SONG Xiao, LI Qinfeng, GENG Yingjing, et al. Design and test of high speed coupling for megawatt wind power group [J]. Machinery & Electronics, 2019, 37(8):55-59.
- [6] 张康智, 毕永强, 曹鹏飞. 风力发电机锁紧盘内外环锥角的有限元分析[J]. 电机与控制应用, 2021, 48(1):68-72.

- ZHANG Kangzhi, BI Yongqiang, CAO Pengfei. Taper angles of the inner and outer rings of shrink disk in wind power generator: a finite element analysis[J]. *Electric Machines & Control Application*, 2021, 48(1): 68-72.
- [7] 张凯,肖旺,李肖霞,等.兆瓦级双馈风电联轴器设计与制造技术研究[J].*风能*,2023(11):80-84.
- ZHANG Kai, XIAO Wang, LI Xiaoxia, et al. Research on design and manufacturing technology of megawatt doubly-fed wind power coupling[J]. *Wind Energy*, 2023(11): 80-84.
- [8] 王博,王建梅,欧栋,等.联轴器膜片结构角向补偿模型建立与优化[J].*机械设计*,2022,39(11):54-59.
- WANG Bo, WANG Jianmei, OU Dong, et al. Establishment and optimization of angular-compensation model of coupling diaphragm[J]. *Journal of Machine Design*, 2022, 39(11): 54-59.
- [9] 秦中正,彭浩坤,陆响,等.某型风电联轴器用扭矩限制器的设计及试验[J].*机械研究与应用*,2019,32(5):79-81.
- QIN Zhongzheng, PENG Haokun, LU Xiang, et al. Design and test of torque limiter for wind power coupling [J]. *Mechanical Research & Application*, 2019, 32(5): 79-81.
- [10] 李亚鹏,温斌,苏风宇,等.风电机组扭矩限制器损坏故障原因分析[J].*机械设计与制造工程*,2022,51(1):127-130.
- LI Yapeng, WEN Bin, SU Fengyu, et al. Analysis on the cause of damage of torque limiter of wind turbine[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2022, 51(1): 127-130.
- [11] 蔡荣誉. 盘式制动器摩擦衬片的摩擦磨损性能研究与结构优化设计[D]. 镇江:江苏大学,2019:25-29.
- CAI Rongyu. Friction and wear behaviors research and structural optimization design of disc brake pad[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019: 25-29.
- [12] 张红义,呼木吉乐图.电压跌落下的双馈风力发电机网侧变流器自适应变惯量控制方法[J].*微电机*,2023,56(10):49-54.
- ZHANG Hongyi, HU Mujiletu. Adaptive variable inertia control method for side converter of doubly-fed wind generator under voltage sag[J]. *Micromotors*, 2023, 56(10): 49-54.
- [13] 邓森,黄宝成,胡从星,等.基于深度学习的异步风力发电机组功率振荡抑制方法[J].*自动化应用*,2024(8):132-134.
- DENG Sen, HUANG Baocheng, HU Congxing, et al. Deep learning based power oscillation suppression method for asynchronous wind turbine generators [J]. *Automation Application*, 2024 (8) : 132-134.
- [14] 张建福,于一鹏.铍在金属材料中的应用[J].*现代交通与冶金材料*,2021,1(6):76-85.
- ZHANG Jianfu, YU Yipeng. Application of beryllium in metallic materials [J]. *Modern Transportation and Metallurgical Materials*, 2021, 1(6): 76-85.
- [15] 李和言,马成男,吴健鹏,等.铜基粉末冶金干式摩擦副磨合过程摩擦性能研究[J].*摩擦学学报*,2018,38(2):153-160.
- LI Heyan, MA Chengnan, WU Jianpeng, et al. Friction performance of Cu-based powder metallurgy dry friction pairs in running-in process[J]. *Tribology*, 2018, 38(2): 153-160.

Failure analysis of torque limiters in wind turbine couplings

SONG Jiangkai WANG Yunlang LÜ Wan

(Mingyang Smart Energy Group Co., Ltd., Zhongshan 528400, China)

Abstract: [Objective] Slipping failure of the wind power coupling torque limiter could cause damage to the transmission system of wind turbines. The coupling torque limiter of a 5 MW unit was taken as the research object, and the key causes of its slipping failure were explored to provide support for improving reliability and unit stability. [Methods] A multi-dimensional analysis was adopted, combined with fault data, on-site disassembly results, and calibration test data. End torque was calculated, and speed matching and torque fluctuation were analyzed; the failure limiter was disassembled to inspect friction plate wear and structural defects; and calibration tests were conducted to study the influence of torque fluctuation and calibration methods. [Results] The main causes of failure include: unstable converter signals leading to excessive impact torque; the two-lobe cantilever structure causing uneven wear of friction plates; and inadequate torque control accuracy due to the calibration method. After optimization, the slipping problem can be effectively solved, and the service life and operational reliability were improved.

Key words: Wind turbine coupling; Torque limiter; Slipping failure; Structural optimization