

考虑负荷快速频繁调节的汽轮-发电机组轴系 扭转寿命损耗分析

赵洪山, 林酉阔, 刘 然, 刘辉海

(华北电力大学 电气与电子工程学院, 河北 保定 071003)

摘要: 针对未来可再生能源发电容量比例不断提升、传统火力发电机组由承担腰荷的角色向具有深度调峰能力的角色转变的发展趋势, 研究汽轮-发电机快速频繁调节出力引起的扭转寿命损耗。利用有限元分析软件 ANSYS, 建立了汽轮-发电机组轴系模型, 得到危险轴段的扭转响应; 利用雨流计数法将工作循环应力转化为对称循环下的疲劳应力; 考虑负荷的频繁波动, 结合 Manson-coffin 应变-寿命公式和连续损伤理论评估轴系扭转寿命损耗。以国产 600 WM 超临界汽轮-发电机为例进行仿真, 研究扭转寿命损耗与负荷波动性、随机性的关系; 随着爬坡率和调峰范围的提高, 寿命损耗呈指数增长; 权衡机组寿命损耗与可再生能源的消纳, 根据机组运行特点选择适当的爬坡率和调峰范围是火电机组将来作为深度调峰机组使用的关键; 当考虑负荷的频繁波动特性时, 扭转寿命损耗符合累积规则, 这是由转子扭转振荡衰减较快造成的。

关键词: 汽轮-发电机; 负荷调节; 有限元分析; 扭转寿命损耗; 爬坡率; 调峰范围; 模型

中图分类号: TM 311

文献标识码: A

DOI: 10.16081/j.issn.1006-6047.2017.08.019

0 引言

未来几十年将形成以核电为基荷、风光等可再生能源发电容量比例大幅提升、高能耗的传统火力发电机组的装机容量逐渐减小、负荷侧需求管理更加科学合理的电网清洁能源结构。由于风光等可再生能源发电具有随机和不确定的特点, 大规模可再生能源发电接入后将影响电网的灵活性。灵活性反映了电力系统在一定的尺度下响应供需两端变化的能力^[1], 其是电网优化运行、规划、调度中的重要约束条件。

为了保证电网的灵活性、减少碳等污染物的排放, 传统火力发电机组将由承担腰荷的角色向具有深度调峰能力的角色转变。而现在大容量火电机组通常以承担腰荷为主进行设计, 当这类机组快速频繁调节出力时, 由于运行工况发生变化, 汽轮-发电机的轴系会产生较大扭应力, 造成轴系疲劳, 进而引起机组主轴断裂、联轴器螺栓被剪断等故障, 这些故障的产生势必会给火电厂发电系统的安全运行带来严重影响。因此, 评估负荷快速频繁调节情况下的轴系扭转寿命, 分析该情况对轴系扭转寿命的影响, 对可再生能源进一步接入电网后传统火电机组的调节有重要意义。

长期以来, 国内外学者对轴系扭转寿命评估进行了深入的研究。文献[2]利用传递矩阵法分析扭振响应, 通过振型叠加法进行求解, 得到了轴系在两相

短路故障情况下的动力响应。文献[3]根据扭转疲劳寿命曲线, 利用局部应力应变法和累积疲劳损伤准则估算汽轮-发电机组轴系扭转疲劳。文献[4-6]对原有的局部应力应变法进行改进, 考虑材料刚度、阻尼、周围温度或多轴效应对寿命评估的影响, 使计算更加准确。上述文献都以短路或甩负荷情况下轴系的扭振特性和寿命损耗为研究对象, 对于负荷快速频繁调节情况下的扭转寿命研究不足。文献[7-8]利用传递矩阵法计算快速升降负荷情况下 600 MW 汽轮-发电机轴系的扭转响应特性, 但对于汽轮-发电机转子轴系这样的多盘、长轴类结构, 传递矩阵法求解时计算量较大、求解精度较低。

本文针对负荷快速频繁调节情况下的汽轮-发电机组轴系扭转寿命评估, 利用有限元分析软件 ANSYS 进行研究。采用梁单元建立有限元模型, 确定危险轴段; 通过设置载荷和约束条件, 对转子轴进行扭转响应分析; 采用雨流计数法和局部应力应变法计算寿命损耗, 针对该问题的频繁调节特点, 结合 Manson-coffin 应变-寿命公式和连续损伤理论进行分析, 使结果更加准确。

1 转子轴系模型及危险轴段的确定

1.1 转子轴系模型

在 ANSYS 中对轴系扭振进行分析之前, 需要对轴系建模, 转子轴系模型主要包括转子本体和支撑轴承两部分, 需要分别进行简化; 将整个轴系视为由多个直径、长度不同的轴段组成, 每个轴段简化为一个起点和对应长度的圆柱体; 将支撑轴承简化为弹簧支撑和阻尼, 用 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数来表征其

收稿日期: 2017-03-12; 修回日期: 2017-06-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51077053)

Project supported by the National Natural Science Foundation of China(51077053)

动特性。

在模型中施加载荷与约束,ANSYS 软件就可以根据扭转控制方程计算发电厂快速调节出力情况下的扭转响应,如式(1)所示。根据扭转控制方程可知,轴系的扭转寿命损耗是由驱动力矩与制动力矩不平衡造成的,而造成这种不平衡的原因是驱动力矩(制动力矩)突然变化,而制动力矩(驱动力矩)无法及时跟随变化。

$$\mathbf{I}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{D}\dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{T}^R - \mathbf{T}^L \quad (1)$$

其中, $\mathbf{I}$ 为轴系转动惯量矩阵; $\mathbf{D}$ 为轴系阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为轴系刚度矩阵; $\mathbf{T}^R$ 、 $\mathbf{T}^L$ 分别为轴系所受到的驱动力矩矩阵和制动力矩矩阵; $\ddot{\boldsymbol{\theta}}$ 、 $\dot{\boldsymbol{\theta}}$ 、 $\boldsymbol{\theta}$ 分别为轴系各点的扭转角加速度矩阵、角速度矩阵和角位移矩阵。

1.2 危险轴段的确定

转子中各轴段由于直径、长度和受力不相同,在扭转过程中的应力、应变响应也不相同,需要确定其中的危险轴段,转子的寿命就取决于这些部位的寿命损伤。本节通过轴段的应变能来判断危险轴段,应变能是弹性体在外力作用下因发生弹性变形而产生的能量。这种能量以应力或者应变的形式储存在物体中,应变能越大,动应力就越大^[9]。应变能够很好地反映轴段所承受的扭应力大小,可以由式(2)计算。

$$\begin{cases} V_s = \frac{1}{2} \frac{M_e^2 l}{GI_p} = \frac{1}{2} \frac{GI_p}{l} \varphi^2 \\ I_p = \pi d^4 / 64 \end{cases} \quad (2)$$

其中, V_s 为应变能; G 为剪切模量; I_p 为截面的极惯性矩; l 和 d 分别为轴段的长度和半径; M_e 为作用在轴段一端的力矩; φ 为力矩 M_e 作用下轴段两端截面的相对扭转角。

2 扭转响应

自动发电控制(AGC)是指发电机组在规定的出力调整范围内,跟踪电力调度指令,按照一定调节速率实时调整发电出力,以满足电力系统频率和联络线功率控制要求的服务。区域电网调度根据本地区电网的电源和负荷状况,自动生成区域内各个并网发电机组的 AGC 指令,对机组的输出功率进行控制^[10]。当可再生能源发电由于天气等原因快速变化时,AGC 命令应控制传统电厂跟随这种变化快速调节,传统电厂输出功率的快速调节引起转子轴系外力矩的快速变化,进而造成了寿命损耗。

转子轴传递功率 P 和外力矩载荷 T 之间的关系如式(3)所示^[11]。

$$T = \frac{P}{2\pi n / 60} \approx 9.549 P / n \quad (3)$$

其中, n 为汽轮-发电机转子转速; P 为转子轴传递功

率,单位为 W; T 为外力矩载荷,单位为 $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

在求解过程中定义载荷之后还需要设定边界条件,考虑主要研究转子扭转引起的寿命损耗,且在模型中转子轴与 x 轴重合,因此需要约束 x 、 y 、 z 轴方向上的平动自由度和 y 、 z 轴方向上的转动自由度,仅释放 x 轴方向的转动自由度。

求解汽轮-发电机轴系扭转响应的步骤如下:

- 利用梁单元建立轴系模型,并设置参数;
- 对建立的轴系模型进行网格划分;
- 对模型中相应单元施加载荷与约束;
- 通过时间后处理器观察危险轴段的扭转响应,即扭角、扭矩时间历程。

3 寿命计算

3.1 雨流计数法

在寿命计算中,转子轴段的应力响应是很复杂的,应力幅值和平均应力均发生随机变化,需要对轴系的应力时间历程进行适当的统计和处理。本文采用雨流计数法进行统计,该方法以材料的试验特性为基础,能将应力迟滞回环——分解出来,统计应力时间历程中的循环和半循环,能较全面地反映应力的全过程。

在应用雨流计数法对汽轮-发电机组轴系的扭转应力进行统计时,应先将应力中的非极值点去掉,仅保留极值点(峰谷点)。

图 1 为雨流计数法原理图,它是将应力时间历程顺时针旋转 90°,使时间坐标轴竖直向下得到的。雨流计数法有如下规则^[12]:

- 雨流依次从试验记录的起点和每一个峰值(或谷值)的内边开始流动,即从 1、2、3、...等尖点开始;
- 雨流依次从峰值(或者谷值)竖直下滴,一直流到有一个比开始时更大的波峰(或者更小的波谷)为止;
- 当雨流遇到来自上面屋檐流竖直滴下的雨流

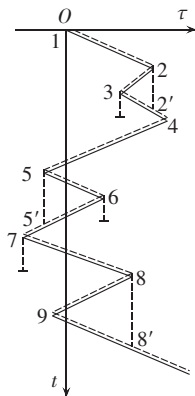


图 1 雨流计数法原理图

Fig.1 Schematic diagram of rain-flow counting method

时,就停止流动;

d. 记录每次雨流的起点和终点,构成一个封闭的全循环;

e. 当去掉全循环点之后,剩余点将组成一个发散-收敛序列,该序列中相邻两点构成一个半循环,在疲劳寿命的计算过程中,半循环的疲劳损耗为全循环的一半。

根据雨流计数法理论编写 MATLAB 程序,其流程图如图 2 所示。

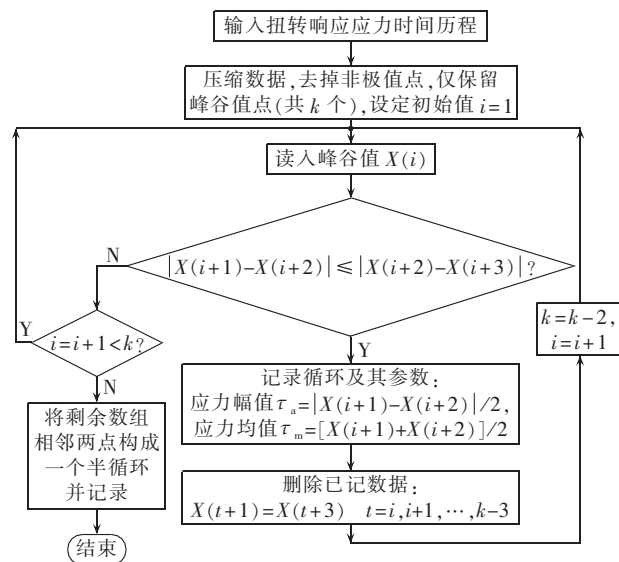


图 2 雨流计数法流程图

Fig.2 Flowchart of rain-flow counting method

3.2 局部应力应变法

局部应力应变法在计算疲劳损耗时有很好的效果,本节的研究思路是:根据构件的载荷谱求出构件危险部位的应力(应变)时间历程,由应力(应变)时间历程谱得到局部应力(应变)时间历程,通过统计方法得到应力(应变)循环周次,最后结合 Manson-coffin 应变-寿命公式和连续损伤理论计算危险部位的疲劳损伤。

由有限元分析得到的危险部位响应为扭矩时间历程,在进行局部应力应变法之前需要将其转换为扭应力。由于该应力是按照材料力学方法计算所得到的净截面应力,没有考虑缺口或者其他应力集中几何不连续性所产生的影响,称为名义应力,如式(4)所示。

$$\begin{cases} \tau_n = \frac{M_n}{W_p} \\ W_p = \frac{\pi D^3 [1 - (d/D)^4]}{16} \end{cases} \quad (4)$$

其中, τ_n 和 M_n 分别为危险部位的名义应力和扭矩; W_p 为抗扭截面系数; D 为轴段外径。

由扭矩时间历程得到名义应力时间历程后,利用雨流计数法进行统计,得到名义应力的平均值、幅

值和频数。再通过名义应力幅值求局部应力幅值,其中需要依靠诺伯双曲线和材料的迟滞曲线,分别如式(5)和式(6)所示。

$$\Delta \tau \Delta \varepsilon = \frac{K_f^2}{G} \Delta \tau_n^2 \quad (5)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \tau}{2G} + \left(\frac{\Delta \tau}{2k'} \right)^{1/n'} \quad (6)$$

联立式(5)和式(6)可得:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} - \frac{K_f^2 \Delta \tau_n^2}{2G^2 \Delta \varepsilon} - \left(\frac{K_f^2 \Delta \tau_n^2}{2G k' \Delta \varepsilon} \right)^{1/n'} = 0 \quad (7)$$

其中, $\Delta \tau$ 和 $\Delta \varepsilon$ 分别为局部应力和应变的幅值; $\Delta \tau_n$ 为名义应力幅值; K_f 为缺口剪切疲劳减弱系数; k' 和 n' 分别为材料循环应变硬化系数和指数。

在得到局部应变幅值后,可以通过 Manson-coffin 应变-寿命公式计算轴系的疲劳寿命,如式(8)所示。但 Manson-coffin 公式针对低周疲劳寿命计算。考虑到负荷的频繁波动以及疲劳过程中强度退化现象,本节结合 Manson-coffin 公式和连续损伤理论分析负荷频繁波动下的扭转寿命损耗。连续损伤理论依据损伤力学,能更准确地反映损伤的演变规律和材料的非线性损伤累积发展过程,但主要针对塑性形变引起的疲劳损耗。通过结合 Manson-coffin 公式和连续损伤理论,可以有效地分析负荷频繁波动下的扭转寿命损耗,该方法适用于塑性形变和弹性形变共存的高周疲劳寿命计算。

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\tau'_f - \tau_m}{G} (2N_f)^b + \varepsilon_p \quad (8)$$

其中, N_f 为疲劳循环次数; ε_e 为弹性应变; ε_p 为塑性应变; τ'_f 为剪切疲劳强度系数; τ_m 为平均剪切应力; b 为剪切疲劳强度指数。

连续损伤理论中塑性应变和寿命之间的关系如式(9)所示,将式(8)中的塑性应变 ε_p 用式(9)代替即得到新的寿命计算公式,如式(10)所示。

$$N_f = \frac{A(r+1)}{(\alpha+1)R_V} \varepsilon_p^{-(r+1)} \quad (9)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\tau'_f - \tau_m}{G} (2N_f)^b + \left[\frac{(\alpha+1)R_V}{A(r+1)} N_f \right]^{-1/(r+1)} \quad (10)$$

其中, A 、 r 、 α 均为材料常数; R_V 为三轴度因子。

最后通过连续损伤理论的疲劳损伤演化式^[13]可以得到轴系的扭转寿命损耗,如式(11)所示。

$$D_{\text{loss}} = 1 - \left(1 - \sum_{i=1}^K n_i / N_{fi} \right)^{1/(\alpha+1)} \quad (11)$$

其中, D_{loss} 为疲劳寿命损耗; N_{fi} 为任意循环的疲劳寿命; n_i 为对应的循环频数; K 为不同幅值应力循环的个数; α 为材料常数。

综上,通过局部应力应变法可由扭转响应得到该次负荷调节造成的寿命损耗,其计算流程如图 3 所示。

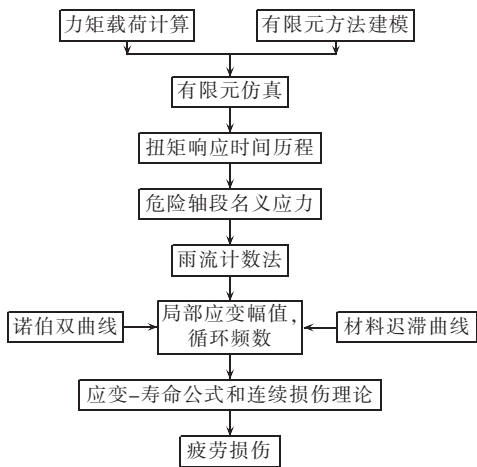


图 3 疲劳损耗计算流程

Fig.3 Flowchart of fatigue loss calculation

4 算例分析

针对大容量火电机组,本节以文献[14]中的国产 600 MW 超临界汽轮-发电机组 CLN600-24.2/566/566 为例,计算负荷快速频繁调节情况下的寿命损耗。该机组正常运行时转速为 3000 r/min,其轴系包括高中压转子、2 个低压转子和中间轴、发电机转子,各转子之间以刚性联轴器连接,共有 8 个支撑轴承,各转子均为两端支撑。转子轴结构参数和轴承参数分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 转子轴结构参数

Table 1 Structural parameters of rotor shaft

部件	转子长度/mm	简化段数
高中压转子	9 117	77
低压缸转子	2×7 397	2×71
中间轴	1 630	11
发电机转子	13 840	23

表 2 轴承参数

Table 2 Bearing parameters

参数	高压转子	低压转子	发电机转子
K_{yy}	4.54×10^8	8.20×10^8	9.74×10^8
K_{zz}	3.42×10^8	5.13×10^8	6.09×10^8
K_{yz}	3.85×10^8	5.48×10^8	6.86×10^8
K_{zy}	-1.37×10^8	-2.05×10^8	-2.43×10^8
C_{yy}	2.45×10^6	8.52×10^6	9.88×10^6
C_{zz}	1.32×10^6	5.19×10^6	6.16×10^6
C_{yz}	1.24×10^6	2.04×10^6	2.42×10^6
C_{zy}	1.24×10^6	2.04×10^6	2.42×10^6

注: K_{xx} 、 K_{yy} 和 C_{xx} 、 C_{yy} 分别为轴承水平、垂直方向上的油膜刚度和阻尼系数; K_{yy} 、 K_{yz} 为一对对称的水平 and 垂直方向上的交叉刚度; C_{yz} 、 C_{zy} 为一对对称的水平 and 垂直方向上的互阻尼系数。

在 ANSYS 中建立转子轴系模型,利用 BEAM188 梁单元模拟转子轴本体,COMBIN214 单元模拟支撑轴承,所有转轴的弹性模量为 2.04×10^5 MPa,泊松比为 0.286,密度为 7.86×10^{-9} t/mm³,得到转子模型如图 4 所示。



图 4 转子 ANSYS 模型

Fig.4 ANSYS model of rotor

首先对转子进行 ANSYS 模态分析,确定危险轴段,转子扭振的前三阶固有频率如表 3 所示,一阶扭角振型图如图 5 所示。

表 3 轴系扭振固有频率

Table 3 Inherent frequencies of rotor shaft torsional oscillation

阶数	固有频率/Hz	阶数	固有频率/Hz
一阶	11.986	三阶	24.651
二阶	23.346		

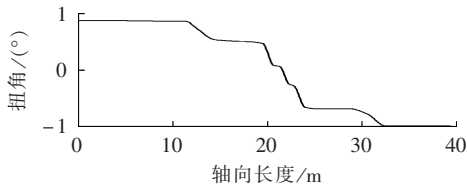


图 5 一阶扭角

Fig.5 First-order torsional angle

根据转子上各节点一阶扭角信息,计算各节点的应变能,其中应变能最大的是 2 个低压转子中间轴的中间节点(节点 455),确定该点为轴系扭转过程中的危险位置。

4.1 寿命损耗与负荷波动的关系

寿命损耗受负荷波动的影响主要体现在爬坡率与调峰范围两方面,爬坡率体现了负荷波动的快慢,调峰范围体现了负荷波动的大小。

首先,控制调峰范围为 0~5% P_N (P_N 为额定功率),设置汽轮-发电机分别以爬坡率 γ (汽轮-发电机每分钟变化功率占额定功率的比例)为 5%、30%、50%、70%、80%、90%、100% 提高输出功率,分析随着爬坡率的增加,轴系扭转寿命损耗的变化情况。若汽轮-发电机以 $\gamma=5\%$ 提高输出功率,则汽轮-发电机转子从开始的受力平衡,到 60 s 时受到 95 490 N·m 的外力矩。图 6 给出了节点 455 在 60 s 后的扭矩时间历程。

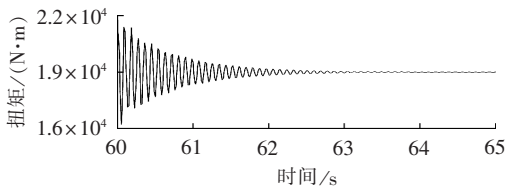


图 6 节点 455 的扭矩响应

Fig.6 Torsional response of node 455

根据节点 455 的扭矩时间历程和式(4)计算该节点的名义应力时间历程,并利用雨流计数法统计,得到雨流计数矩阵,如图 7 所示。

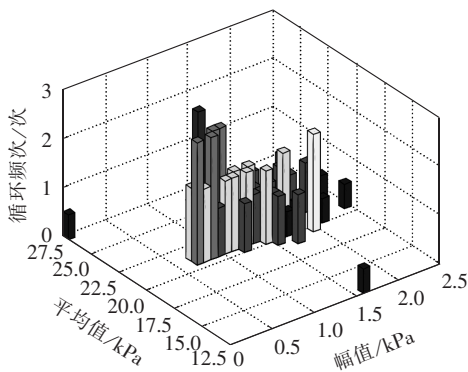


图 7 雨流计数矩阵

Fig.7 Rain-flow counting matrix

利用雨流计数法得到的名义应力幅值和式(7)计算危险轴段的局部应变,考虑到本文介绍的 600 MW 低压转子采用的是 30Cr2MoV 钢材料,常系数 G 、 K_f 、 k' 、 n' 分别为 27.34 GPa、1.47、461、0.1044^[15]。再结合文献[16]中国产 30Cr2MoV 转子钢在 500℃ 下的疲劳裂纹萌生结果,本文根据式(12)计算扭转寿命。最终得到该 600 MW 汽轮-发电机在爬坡率为 5%、调峰范围为 0~5% P_N 情况下的寿命损耗为 1.41×10^{-14} /次。

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = 0.00449 (2N_f)^{-0.1047} + 1.7341 (2N_f)^{-0.8841} \quad (12)$$

以相同的方法计算爬坡率 γ 为 30%、50%、70%、80%、90%、100% 时汽轮-发电机的扭转寿命损耗,通过拟合得到寿命损耗与爬坡率的关系曲线,如图 8 所示。由图 8 可知:随着爬坡率的增加汽轮-发电机轴系的寿命损耗呈指数增长;当爬坡率超过 70% 时,寿命损耗的增加较为明显。

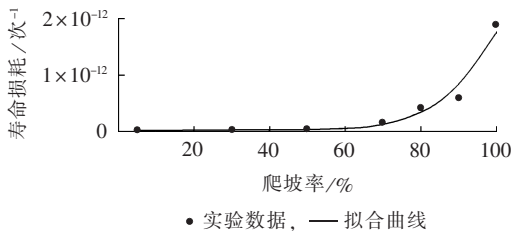


图 8 寿命损耗与爬坡率的关系曲线

Fig.8 Curve of life loss vs. ramping rate

控制爬坡率为 5%,参考文献[18]中的调峰范围设置仿真实验,计算汽轮-发电机在 0~5% P_N 、0~10% P_N 、0~20% P_N 、0~30% P_N 、0~40% P_N 、0~50% P_N 、0~57% P_N 调峰范围的扭转寿命损耗,分析汽轮-发电机的扭转寿命损耗与调峰范围之间的关系。拟合得到寿命损耗与调峰范围的关系曲线如图 9 所示。由图 9 可知:随着调峰范围的增加,汽轮-发电机轴系的寿命损耗呈指数增长;调峰范围对轴系扭转寿

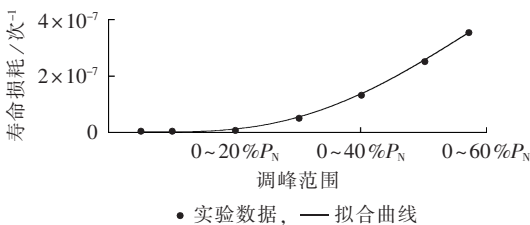


图 9 寿命损耗与调峰范围的关系曲线

Fig.9 Curve of life loss vs. peak regulation range

命影响较大,因此在调峰过程中应做好规划和调度,避免机组调峰范围过大。

4.2 寿命损耗与波动频繁性的关系

另一个影响寿命损耗的关键因素是可再生能源的波动频繁性。为了研究频繁性对扭转寿命损耗的影响,本文进行了如下的仿真:汽轮-发电机初始状态以 100% 的爬坡率提高 30 MW 输出功率,接着以 50% 的爬坡率减少 15 MW 输出功率,然后以 50% 的爬坡率增加 30 MW 输出功率,最后以 70% 的爬坡率减少 28 MW 输出功率。该过程中节点 455 的扭矩时间历程如图 10 所示。

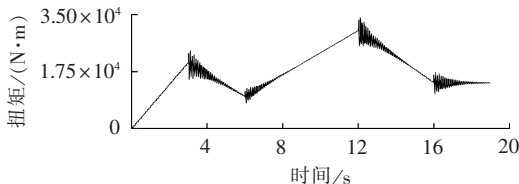


图 10 节点 455 的扭矩响应

Fig.10 Torsional response of node 455

该过程最终的寿命损耗为 1.27×10^{-11} /次,通过将该过程的寿命损耗结果与单次调节寿命损耗对比发现:扭转寿命损耗在不考虑转子性能退化等因素的影响下符合累积准则。同时,经过对图 10 的进一步分析可知:扭矩振荡衰减的速度较快,使得每次状态改变造成的扭矩振荡之间的影响较小,这是扭转寿命符合累积准则的主要原因。

5 结论

应用有限元分析软件,在合理简化模型、正确加载与约束下,可以快速和深入地分析负荷快速频繁调节情况下的轴系寿命损耗,具有计算精度高、结果形象直观的特点。通过结合连续损伤理论可以很好地分析材料的非线性损伤累积过程,从而解决负荷频繁波动的问题。本文针对负荷快速频繁调节情况下的扭转寿命损耗,通过有限元分析和改进的 Manson-coffin 公式计算轴系的扭转寿命,结果表明:

- a. 汽轮-发电机调峰范围较小时,无论爬坡率如何,轴系的扭转寿命损耗非常小,说明传统火电机组浅度调峰时寿命损耗非常小,可以忽略;
- b. 随着爬坡率和调峰范围的增加,寿命损耗都

呈指数增加,说明相比于正常运行,传统火电机组作为深度调峰机组使用时寿命损耗较大,此时的寿命损耗已经不能忽略;

c. 在未来火电机组作为深度调峰机组运行中,应权衡机组寿命损耗与可再生能源的消纳,根据机组的特点选择适当的爬坡率与调峰范围,以免造成过大的寿命损耗;

d. 当考虑负荷的频繁波动特性时,机组的扭转寿命损耗符合累积规则,这是由转子扭转振荡衰减较快造成的。

参考文献:

- [1] COCHRAN J, MILLER M, ZINAMAN O, et al. Flexibility in 21st century power systems [R]. London, UK: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2014.
- [2] 肖定森, 王承民, 曾平良, 等. 考虑可再生能源电源功率不确定性的电源灵活性评价[J]. 电力自动化设备, 2015, 35(7): 120-125.
XIAO Dingyao, WANG Chengmin, ZENG Pingliang, et al. Power source flexibility evaluation considering renewable energy generation uncertainty[J]. Electric Power Automation Equipment, 2015, 35(7): 120-125.
- [3] 王西田, 鲍文, 于达仁. 基于分布参数轴系模型的汽轮发电机扭振仿真模型[J]. 汽轮机技术, 1998, 40(2): 65-68.
WANG Xitian, BAO Wen, YU Daren. Simulation model of torsional vibration of turbogenerator based on distributed parameter model [J]. Turbine Technology, 1998, 40(2): 65-68.
- [4] YANG Y H, MENG Q J. Effects of changing structure factors on torsional performance of shaft systems[C]//Proceedings of the 3rd International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-3). Honolulu, HI, USA: [s.n.], 1990: 95-103.
- [5] 钟才茂. 大型汽轮机组轴系扭振特性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2014.
ZHONG Caimao. Analysis on the torsional vibration characteristics of large steam-turbine unit shaft[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014.
- [6] 李晓波. 汽轮发电机组轴系扭振建模与寿命损耗分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2006.
LI Xiaobo. Modeling and life loss analysis on torsional vibration of steam turbine-generator shafts[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2006.
- [7] 郭慧东. 汽轮发电机组轴系扭振分析及机电系统仿真[D]. 北京: 华北电力大学, 2005.
GUO Huidong. Torsional vibration analysis of turbine generator shafts and mechanical-electrical system simulation [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2005.
- [8] AN H W, MA Z Y, LI Z, et al. Analysis on shaft torsion response of 600 MW steam turbine unit under quick load regulation[C]//The 26th Chinese Control and Decision Conference (2014 CCDC). Changsha, China: IEEE, 2014: 204-208.
- [9] 安宏文. 大容量火电机组调峰运行的轴系振动特性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2014.
AN Hongwen. Research on shaft vibration feature of large steam turbine unit under veriated load[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014.
- [10] 郭惠勇, 李正良. 基于应变能等效指标的结构损伤识别技术研究[J]. 固体力学学报, 2013, 34(3): 286-291.
GUO Huiyong, LI Zhengliang. Structural damage identification method based on strain energy equivalence parameter[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2013, 34(3): 286-291.
- [11] 聂永辉, 冯浩然, 于永利, 等. 含风电场的电力系统动态优化潮流[J]. 电力自动化设备, 2017, 37(2): 15-21.
NIE Yonghui, FENG Haoran, YU Yongli, et al. Dynamic optimal power-flow of power system with wind power[J]. Electric Power Automation Equipment, 2017, 37(2): 15-21.
- [12] 赵九江. 材料力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1995: 51-71.
- [13] 王国军. Msc fatigue 疲劳分析实例指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 82-88.
- [14] 荆建平, 孙毅, 夏松波, 等. 非线性连续损伤模型在汽轮机转子低周疲劳分析中的应用[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(10): 28-32.
JING Jianping, SUN Yi, XIA Songbo, et al. Application of nonlinear continuous damage model on low cyclic fatigue analysis of steam turbine rotor[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(10): 28-32.
- [15] 胡建涛. 600 MW 汽轮发电机转子轴系振动特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
HU Jiantao. Vibration characteristic analysis of turbogenerator unit shafting of 600 MW supercritical steam-turbine[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013.
- [16] DOWLING N E. Fatigue failure predictions for complicated stress-strain histories[J]. Journal of Materials, 1972, 7(1): 71.
- [17] 史进渊, 杨宇, 邓志成, 等. 大功率电站汽轮机寿命预测与可靠性设计[M]. 北京: 中国电力出版社, 2011: 126-131.
- [18] 解春林. 火力发电机组深度调峰下汽轮机系统特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
XIE Chunlin. The turbine system characteristics research of thermal power units in deep regulating load[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013.

作者简介:



赵洪山

赵洪山(1965—),男,河北沧州人,教授,博士,主要研究方向为电力系统分析、运行和控制以及电力设备故障预测与优化检修(E-mail: zhaohshcn@126.com);

林酉阔(1993—),男,河北保定人,硕士研究生,主要研究方向为新能源接入后电力系统分析、运行和控制(E-mail: 1986250592@qq.com);

刘然(1992—),男,河北保定人,硕士研究生,主要研究方向为新能源接入后电力系统分析、运行和控制(E-mail: 1102801953@qq.com)。

刘辉海(1991—),男,河北保定人,硕士研究生,主要研究方向为风电机组的故障检测(E-mail: 1223354577@qq.com)。

**Torsional life loss assessment of turbine-generator shaft system
with quick and frequent load regulation**

ZHAO Hongshan, LIN Youkuo, LIU Ran, LIU Huihai

(School of Electrical & Electronic Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: As the capacity percentage of renewable energy power generation will increase and the role of traditional thermal power units will change from supporting mediate load to deep participating in peak regulation, the torsional life loss of turbine-generator caused by the quick and frequent power output regulation is studied. The finite element analysis software ANSYS is applied for building the models of turbine-generator shaft system to obtain the torsional response of dangerous shaft segment and the rain-flow counting method is used to convert the working cyclic stress into the symmetrical cyclic fatigue stress. With the consideration of the frequent load fluctuation, the Manson-coffin strain-life formula is combined with the continuum damage mechanics to evaluate the torsional life loss of shaft system. With domestic 600 WM supercritical turbine-generator as an example, the relationship between the torsional life loss and the fluctuation/randomness of load is studied by simulation. The life loss grows exponentially with the increase of ramping rate or peak regulation range. For balancing the life loss of turbine-generator and the accommodation of renewable energy, the key of thermal power units deeply participating in the peak regulation is to select suitable ramping rate and peak regulation range according to the operational characteristics of unit. When the frequent load fluctuation is considered, the torsional life loss conforms to the accumulation rules due to the faster attenuation of torsional oscillation.

Key words: turbine-generator; load regulation; finite element analysis; torsional life loss; ramping rate; peak regulation range; models