

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.07.003

风电机组传动链的动力学仿真研究

杨 扬, 齐 涛, 苏凤宇, 董姝言, 何海建, 晁贯良
(许昌许继风电科技有限公司, 河南 许昌 461000)

摘要:针对风电机组传动链在工作转速范围内的扭转共振问题,基于GL2010标准,结合动力学仿真软件SIMPACK和有限元分析软件ANSYS,建立了某兆瓦级风电机组传动链的多柔体动力学仿真模型,并使用模态分析方法对传动链动力学仿真模型进行了频域响应分析,基于2D坎贝尔图和模态能量分布图,筛选出了传动链的潜在共振点,最终通过时域仿真分析,对相关部件的加速度进行了傅里叶变换,进一步验证了该潜在共振点是否是实际的危险共振点。研究表明,该机型风电机组传动链不存在危险的共振频率,在工作转速范围内能够安全稳定地运行;该方法可为风电机组的稳定性和可靠性设计提供依据。

关键词:风电机组;传动链;扭转共振;动力学仿真模型;时域仿真

中图分类号:TH113.1;TK83

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)07-0702-07

Dynamic simulation of wind turbine drive train

YANG Yang, QI Tao, SU Feng-yu, DONG Shu-yan, HE Hai-jian, CHAO Guan-liang
(XJ Group Wind Power Technology Company, Xuchang 461000, China)

Abstract: Aiming at the problems of torsional resonance of the wind turbine drive chain in its working speed range, the multi-flexible body dynamics simulation model of MW wind turbine drive chain was built based on dynamic simulation software SIMPACK and FE analysis software ANSYS according to GL2010 standard. The frequency domain response analysis of the dynamic simulation model of the drive chain was carried out through modal analysis method and its potential resonance frequencies were selected based on 2D Campbell and modal energy distribution diagrams. Finally the time domain simulation analysis was conducted and the Fourier transform of the acceleration of the relevant parts was carried out to further verify whether the potential resonance frequencies were the actual resonance frequencies. The results indicate that there is no dangerous resonance frequency of the wind turbine drive train, so it can run safely and stably in its working speed range. This method can provide the reference basis for the stability and reliability design of the wind turbine.

Key words: wind turbine; drive train; torsional resonance; dynamic simulation model; time domain simulation

0 引言

传动链是风电机组重要的组成部分,内部包含大量旋转运动的零部件。在机组运行过程中,由于风载的随机变化、电网的不稳定波动及内部各零部件柔性变形等因素的影响,传动链经常受到振荡扭矩的作用,极易出现剧烈的共振现象,导致风电机组停机或破坏^[1]。因此开展传动链的动态特性及扭转共振问题研究,对于及时发现传动链的危险共振点和设计薄弱

环节,从而优化机组设计和提高风电机组稳定性具有重要的指导意义^[2]。

国内外许多学者对风电机组传动链的动力学特性进行了研究,陈严等人^[3]采用弹簧-质量-阻尼结构建立了风电机组传动系统的刚性轴和柔性轴模型并进行了紊流场仿真分析;海森等^[4]对风电齿轮箱采用纯扭转、六自由度-刚体和多自由度-多柔体3种建模方法对齿轮箱的动态特性进行了研究,证明了多柔体建模方法的优越性;金鑫^[5]采用ADAMS软件建立了风电

收稿日期:2016-12-22

作者简介:杨扬(1987-),女,河南信阳人,硕士研究生,主要从事风力发电机组传动链动力学方面的研究。E-mail: yyang_xd@163.com

机组传动链的非线性动力学模型,并与 Matlab 联合仿真实现了结构与控制之间的耦合;王建宏^[6]对风力发电机传动系统的动力学特性进行了深入研究,简历了整机柔性多体系统动力学模型,模拟了风力发电机的动态响应;南高齿应用 ANSYS 有限元软件对 2.5 MW 风电机组进行了传动链动力学分析^[7];黄宜森等^[8]通过对各种风机传动形式的比较分析,设计了 1.5 MW 低速风机的最佳结构形式,并对传动链进行了动力学建模与模态分析,验证了结构设计的可靠性。

本研究将以柔性多体动力学理论及 GL2010 标准为建模标准,考虑相关零部件的扭转、轴向及弯曲自由度,基于 SIMPACK 和 ANSYS 建立某兆瓦级风电机组传动链的柔性多体动力学仿真模型,通过频域和时域仿真研究,得到传动链的扭转固有频率、能量图及坎贝尔图并最终确定其有无危险共振点,为风电机组的稳定性和可靠性设计提供参考。

1 传动链结构及参数

风电机组传动链是指从风轮到发电机的所有传递扭矩的部件,主要由叶片、轮毂、主轴、轴承、齿轮箱、联轴器、发电机、弹性支撑等部件组成。传动链的动力学行为取决于各组成部件的质量、转动惯量、刚度和阻尼等属性^[9]。因此其仿真计算中输入的各零部件的质量、转动惯量、刚度和阻尼等参数,将影响着机组传动链系统的动力学仿真结果。传动链系统建模所需具体参数包括:

- (1)定位参数。各轴承、部件及弹性支撑等的定位尺寸;
- (2)轮毂、柔性体部件。三维模型、材料参数;
- (3)质量参数。各刚体部件的质量、质心及转动惯量;
- (4)联轴器参数。刚度、阻尼系数;
- (5)弹性支撑。刚度、阻尼系数;
- (6)轴承。6 个方向刚度、阻尼系数;
- (7)发电机参数。功率外特性曲线。

本研究所研究风电机组传动链为某 MW 级风机传动链,机组基本参数为:3 叶片,水平轴,上风向风机;变桨式风轮;主轴与齿轮箱集成为一体;两级行星一级平行传动齿轮箱,24 个圆周分布弹性支撑;弹性膜片联轴器;兆瓦级双馈异步发电机,四点弹性支撑。

2 风电机组传动链动力学建模

2.1 传动链系统拓扑结构

机组传动链系统属于复杂非线性强耦合多自由度

系统,建模之前需要确定正确而合理的拓扑图,该拓扑结构既应该能正确处理各部件的刚柔性以反映柔性传动链的动力学特性,又需在保证建模正确性的前提下,尽可能地减小模型的复杂程度以减小计算量与计算时间^[10]。

根据 GL2010 标准,风电机组传动链动力学模型应包含零部件及零部件刚柔性要求如表 1 所示。

表 1 传动链动力学建模要求

传动链主要零部件	零部件建模要求	零部件建模自由度最低要求
叶片	柔性体	摆振和挥舞
轮毂	刚体	扭转,轴向和弯曲自由度
主轴	至少两段刚体/柔性体	扭转,轴向和弯曲自由度
齿轮箱箱体	刚体/柔性体	扭转,轴向和弯曲自由度
行星架	刚体/柔性体	扭转,轴向和弯曲自由度
齿轮轴	至少三段刚体/柔性体	扭转,轴向和弯曲自由度
齿轮	刚体	扭转,轴向和弯曲自由度
齿轮箱弹性支撑	弹簧阻尼力元	移动自由度
刹车盘	刚体	扭转,轴向和弯曲自由度
发电机联轴器	至少三段刚体/柔性体	扭转,轴向和弯曲自由度
发电机转子	刚体	扭转,轴向和弯曲自由度
发电机箱体	刚体	扭转和移动自由度
发电机弹性支撑	弹簧阻尼力元	移动自由度
主机架	刚体/柔性体	零自由度
轴承	弹簧阻尼力元	全刚度矩阵

结合传动链实际运行中的受载情况及载荷传递路径,本研究在 SIMPACK 中采用相关铰接和力元来模拟各部件之间的连接关系及载荷传递,最终绘制出笔者所研究的风电机组传动链的拓扑结构,如图 1 所示。

2.2 传动链系统动力学模型建立

风电机组传动链系统不能完全简化成刚体模型,而应视为一个复杂的弹性连续体进行建模研究^[11],本研究采用柔性多体动力学分析方法建模,具体建模标准参照 GL2010 标准。

2.2.1 柔性体建模

叶片通过采用 SIMPACK 中的 Rotor Generation 模块生成 3 段柔性体仿真模型,各段之间固定连接。需要输入的叶片数据包含物理属性和结构属性及几

何描述文件(. rbl 文件和. rbx 文件)。叶片仿真模型 如图 2 所示。

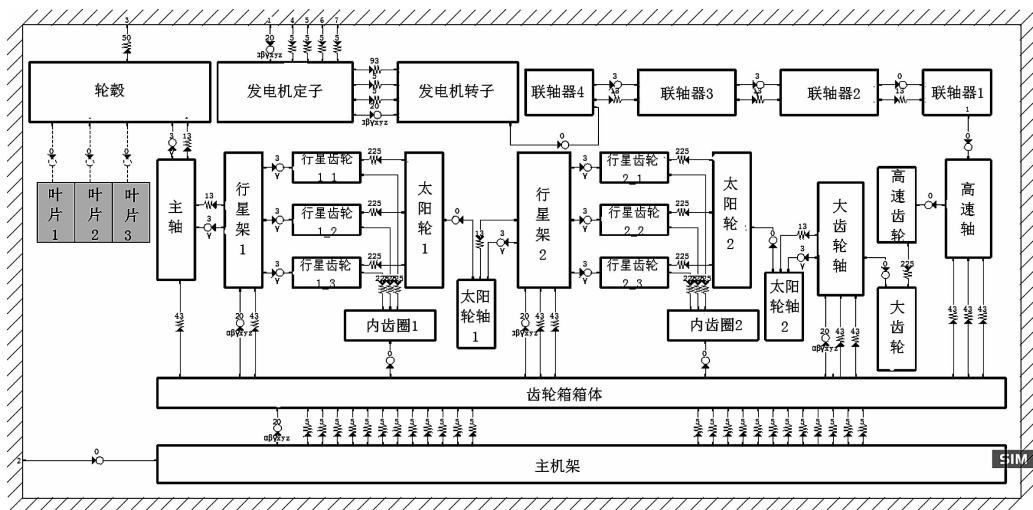


图 1 风电机组传动链拓扑图



图 2 叶片仿真模型

齿轮箱内的主轴、齿轮轴等部件被等效为柔性体,本研究采用 SIMPACK 和 ANSYS 软件联合建立其柔性体仿真模型,柔性体的变形是通过模态坐标来表示的,由于柔性体自由度过大,为减少结构自由度并节省计算仿真时间,要求对结构有限元模型首先进行子结构分析。本研究采用 ANSYS 对结构有限元模型自由度进行缩减,提取主自由度并进行模态分析,其中主节点与从节点之间采用了柔性多点约束技术来模拟力的传递。计算完成后,笔者将模型的. cdb 文件,. sub 文件及. rst 文件导入 SIMPACK 生成柔性体输入文件(. fbi 文件),再将该文件导入 SIMPACK 中即可生成柔性体仿真模型,该模型包含了柔性体的质量属性、模态和阻尼等信息。

2.2.2 刚性体建模

本研究将轮毂、行星架、齿轮箱箱体、主机架及发

电机等部件考虑为刚性体,在 SIMPACK 中通过导入三维 CAD 几何模型作外形显示,并输入正确的质量、质心位置及惯性矩等参数建立刚体模型,其中轮毂和行星架的扭转刚度通过有限元软件 ANSYS 进行计算,并在 SIMPACK 中采用 FE13 号力元进行模拟。联轴器则被等效为 4 段刚体,采用 3 个扭转弹簧连接来模拟其柔性特征,3 个扭转弹簧采用旋转铰接和 FE13 号力元来模拟,联轴器动力学模型与拓扑图如图(3~4)所示。

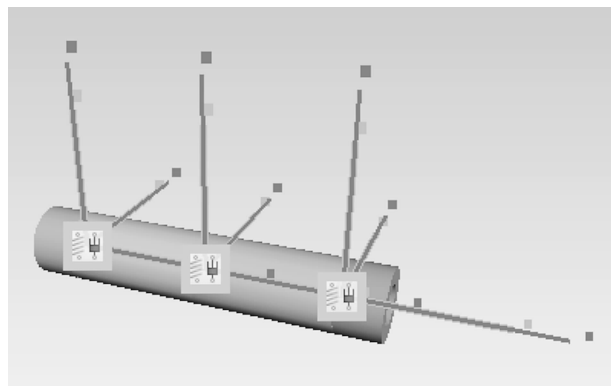


图 3 联轴器动力学模型

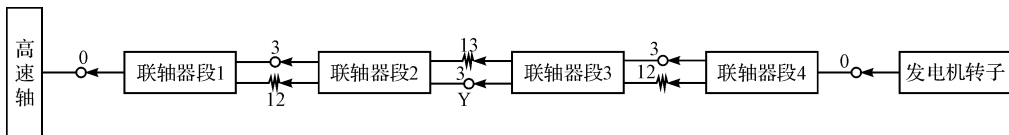


图 4 联轴器拓扑图

2.2.3 弹性支撑及轴承等力元建模

齿轮副之间的啮合通过 FE225 号力元来模拟;齿轮箱的弹性支撑和发电机的弹性支撑在 SIMPACK 中则采用 FE5 号弹簧阻尼力元来模拟,其刚度由厂家提供的数据确定,阻尼则通过公式

计算得到;传动链中的轴承采用 FE43 号力元来模拟。

最终本研究根据传动链的拓扑结构图,并结合建模所需的参数,最终传动链多柔体动力学仿真模型如图 5 所示。

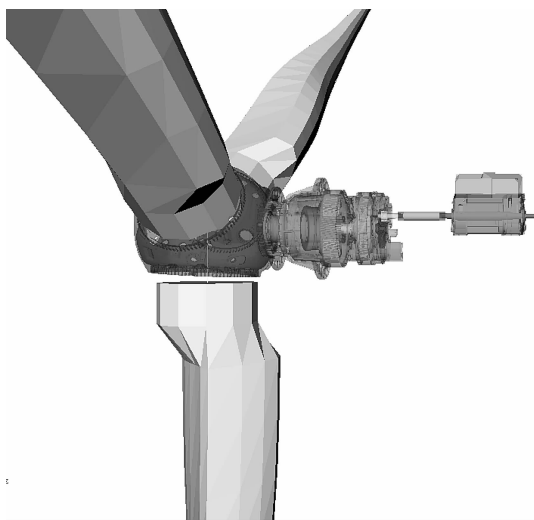


图5 风电机组传动链动力学模型

3 传动链动力学仿真研究

风电机组传动链动力学研究的主要目的是找出传动链系统中的潜在共振点。动力学分析的结果是坎贝尔图,用来表征激励频率和特征频率之间的关系,对固有频率的研究应包括每个模态变形下的能量分布。为找出潜在共振区域,本研究根据GL2010标准,首先通过对模型进行静平衡分析,得到传动链的理论固有频率。然后分别进行切入、额定和切出3个工况下的频域分析,即动平衡计算及模态分析,得到2D坎贝尔图,再结合模态能量分布图找到潜在共振点。最后对模型进行时域分析,进一步甄别共振点。

本研究中风电机组传动链发电机工作转速范围为930 r/min ~ 2 070 r/min,需要关注的激励频率为风轮轴1P/2P/3P/6P转频、齿轮轴1P/2P/3P转频和齿轮1P/2P/3P啮合频率,可以根据风电机组切入、额定和切出转速以及各级传动比计算得到。

3.1 静平衡分析

静平衡分析目的是求出轮毂与发电机转子之间的扭转刚度,通过得到传动链系统的一阶理论固有频率,为后续模态分析提供参考,频率如下所示:

$$f = \frac{\sqrt{\frac{k}{I}}}{2\pi} \quad (1)$$

式中: k —传动链的扭转刚度, I —传动链的转动惯量。

根据相关参数最终得到传动链一阶理论固有频率为 $f=1.327$ Hz。

3.2 频域仿真及结果分析

频域分析目的是为得知风电机组传动链是否存在潜在共振点。

3.2.1 动平衡分析

在动平衡分析计算前,需要对模型施加扭矩,包括轮毂中心的驱动扭矩和发电机转子与定子之间的反馈扭矩。在SIMPACK中,本研究分别采用FE93号力元与FE50号力元来模拟该扭矩。动平衡分析后,本研究查看高速轴转速,当其最终稳定运行在相应恒值附近,相对波动误差在小数点后两位变化时,可认为传动链已达到动平衡状态。高速轴转速变化如图6所示。

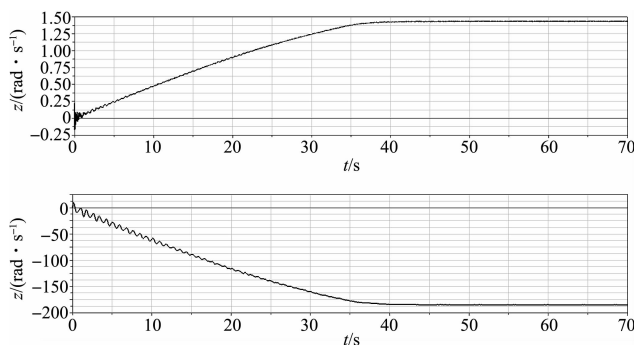


图6 高速轴转速变化

3.2.2 模态分析

本研究通过模态线性化来计算处于动平衡状态的传动链固有频率和模态^[12-14],再根据不同频率下的模态振型及模态能量分布特性,筛选出具有扭转振型且模态能量分布中扭转方向为主方向的固有频率,最终得到传动链的潜在共振点。具体筛选标准如下:

(1)选取转轴基频到高速输出轴齿轮啮合3倍频之间的固有频率,即频率范围应涵盖工作转速范围内所考虑的所有激励频率;

(2)去除频率值为0的频率,零频表示整机系统的刚体运动;

(3)去除阻尼比相对(或很接近)且频率值很接近的频率和模态能量图很接近的频率,这是模态求解过程中产生的重根;

(4)去除零部件转动能量总和小于1的频率,小于1表明该振型为非能量分布主方向,不会产生共振。

本研究通过切入、额定和切出转速下动平衡计算和模态分析,最终得到3种工况下传动链扭转方向固有频率,如表2所示。

表 2 传动链固有频率计算结果(涉密处理)

频率序号	固有频率/Hz		
	切入工况	切入工况	切入工况
f_N1	1.295	1.302	1.308
...	...	...	...
...	...	...	...
...	...	...	...
f_N27	2 901.096	2 921.056	2 945.655

由于风电机组转动会产生应力刚化效应,转速不同时,固有频率会有所差异。由表 2 可知,固有频率在 3 种工况下没有明显变化,表明固有频率主要取决于系统本身刚度、质量等参数,因此可以采用额定工况下的固有频率表征传动链的动力学特性。

3.2.3 结果分析

本研究将模态分析得到的一阶扭转频率结果与静平衡分析结果进行对比,结果如表 3 所示。

表 3 传动链一阶固有频率对比

	理论值/Hz	仿真/Hz	误差
一阶固有频率	1.327	1.302	1.90%

由表 3 知,一阶扭转固有频率仿真值与理论计算值两者误差为 1.9%,符合 GL2010 规定的偏差不大于 5%的要求,从而验证了建模的正确性,可用于后续仿真研究。

根据传动链额定工况下的固有频率和所关注的激励频率,本研究绘制 2D 坎贝尔图。固有频率在 0 ~ 2 Hz 范围内的 2D 坎贝尔图如图 7 所示。

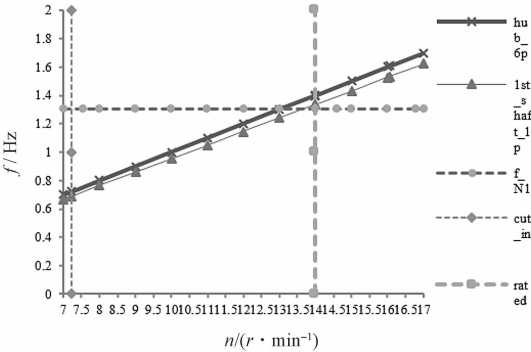


图 7 风电机组传动链 2D 坎贝尔图(0 ~ 2 Hz)

水平虚线—固有频率;倾斜实线—激励频率;交点—潜在共振频率

依据 GL2010 标准,在切入转速与额定转速之间,传动链固有频率和风轮轴及齿轮轴等激励频率存在交点,有可能引起部件共振。再结合该阶模态振型下的能量分布,筛选出传动链潜在共振点。根据 GL2010 标准,只考虑模态能量分布图中扭转振动能量比大于 20%的零部件,当其与交点对应的激励频率的零部件属于同一速度等级时,该激励可以直接作用于该部件,

引起共振,则认为该阶固有频率是潜在的共振点。

以 f_N1 为例,其模态能量主要分布在发电机转子上,如图 8 所示。

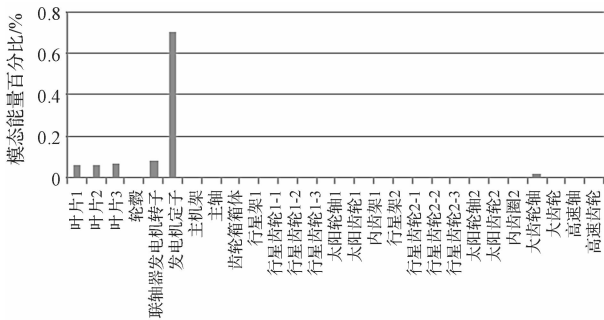


图 8 f_N1 对应的各部件模态能量分布直方图

结合图 7, f_N1 与激励频率风轮轴 6 倍转频和一级太阳轮轴 1 倍转频有交点,由于发电机转子与低速轴和第一级太阳轮轴不在一个速度级上,不会引起共振,即该阶固有频率不是潜在共振点。

依照该方法,逐一甄别各阶频率,由坎贝尔图知, f_N18 与激励频率 2nd mesh_3p 在工作转速内有交点, f_N26 与激励频率 hss mesh_3p 在工作转速范围内有交点,对应固有频率下的模态能量分布图如图(9 ~ 10)所示。

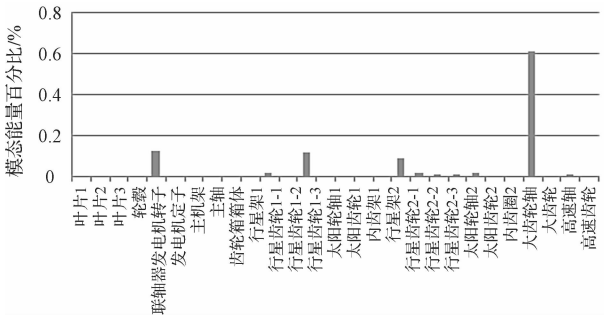


图 9 f_N18 对应的各部件模态能量分布直方图

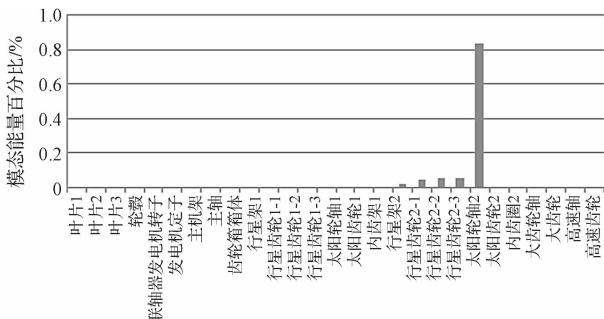


图 10 f_N26 对应的各部件模态能量分布直方图

由图(9 ~ 10)可知, f_N18 和 f_N26 确定为传动链系统的潜在共振点,至此,经过频域分析筛选出了传动链的潜在共振频率,如表 4 所示。

表4 传动链潜在共振频率

序号	固有频率	激励频率	产生响应部件
f_N18	...	2 nd mesh_3p	三级大齿轮轴
f_N26	...	Hssmesh_3p	二级太阳轮轴

3.3 时域仿真及结果分析

时域仿真分析是对潜在共振点的进一步验证,笔者通过扭矩扫频分析覆盖风电机组所有的工作转速,研究潜在共振点是否是实际的危险共振点。

3.3.1 时域仿真设置

在时域仿真分析中,扭矩扫频时需要在轮毂中心施加驱动扭矩(该扭矩由 GH Bladed 计算该机组正常发电额定工况下提取的轮毂中心处时域转矩,考虑风剪切和塔影效应,需将其转化为扭转-角度序列),发电机定子与转子之间施加反馈扭矩,使风力发电机组以恒定加速度从切入转速加速到切出转速,模拟启机工况。

本研究在 SIMPACK 中采用 FE50 与 FE93 力元分别模拟驱动扭矩与反馈扭矩,其中 FE50 力元引用上述载荷角度序列数据,而 FE93 力元引用额定工况下发电机反馈扭矩。

3.3.2 时域仿真结果分析

扫频分析完成后,在 SIMPACK 后处理器中可以查看柔性体变形及各零部件的振动特性,如位移、速度及加速度等信号。轮毂的转动角速度变化曲线如图 11 所示。

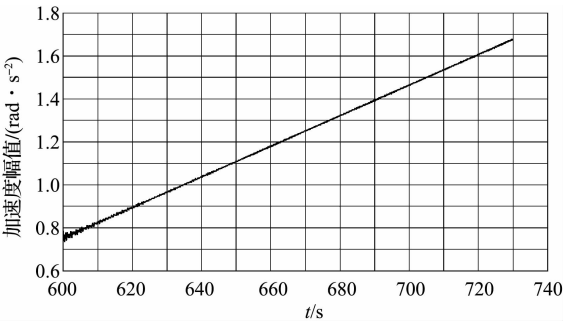


图 11 轮毂转动角速度变化曲线

由图 11 可知,机组以恒定加速度从切入转速运行到切出转速整个范围。

本研究对潜在共振零部件的加速度信号进行快速

傅里叶变换(FFT),将其时域信号转化为频域信号,如果加速度幅值在潜在共振点附近出现突变峰值,则说明零部件在该激励频率下产生共振响应,可确认其为实际的危险共振点,需要予以关注,否则排除该点。时域与频域曲线如图(12~13)所示。

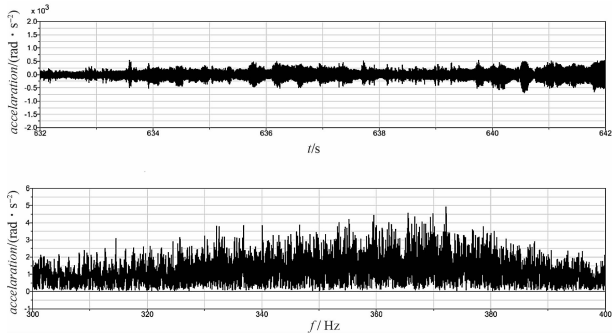


图 12 三级大齿轮轴加速度时域与频域曲线

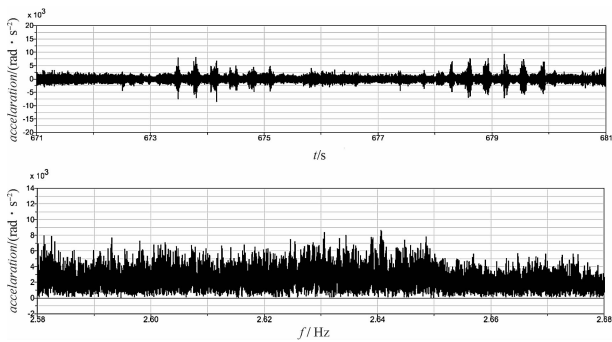


图 13 二级太阳轮轴加速度时域与频域曲线

由图(12~13)可知,响应部件的加速度幅值在潜在共振点附近未出现突变,故频域分析得到的潜在共振点均不是实际共振点,即该传动链不存在共振破坏风险,表明传动链在工作转速内能够安全平稳地运行。

4 结束语

本研究依据 GL2010 标准,结合 ANSYS 将零部件柔性化,在 SIMPACK 中建立了风电机组传动链多自由度-多柔性动力学仿真模型。通过动平衡及模态分析得到其扭转方向固有频率,并将其一阶固有频率与理论固有频率进行对比,证明了建模的正确性。由坎贝尔图和能量分布图确定传动链存在 2 个潜在共振点。结合 Bladed 提供的载荷序列和时域分析,确定该传动

(下转第 735 页)

本文引用格式:

杨扬,齐涛,苏凤宇,等.风电机组传动链的动力学仿真研究[J].机电工程,2017,34(7):702-707,735.
YANG Yang, QI Tao, SU Feng-yu, et al. Dynamic simulation of wind turbine drive train[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017,34(7): 702-707,735.
《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>