

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.01.014

风电主齿轮箱动态响应分析

孙中奎, 孙义忠, 何爱民, 王少丽

(南京高速齿轮制造有限公司, 南京 211100)

摘要:以某 3 MW 风电齿轮箱为研究对象, 通过导入壳体、齿圈、转架有限元凝聚刚度矩阵, 建立基于 MASTA 的多柔体动力学模型, 分析发现箱体在三级齿轮啮合频率附近有最高的动能分布, 齿轮箱在高速级齿轮第一阶啮合频率激励下有最大的振动响应, 且计算结果和试验测试结果基本符合。该结果可对风电齿轮箱设计阶段进行振动风险规避提供一定计算参考。

关键词:风电齿轮箱; 动态特性; 振动响应; MASTA

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2015)01-0103-07

Dynamic analysis of wind turbine gearbox

SUN Zhongkui, SUN Yizhong, HE Aimin, WANG Shaoli

(Nanjing High Speed Geer Manufacturing Co., Ltd., Nanjing 211100, P.R.China)

Abstract: By inputting reduced matrix of stiffness and mass, a dynamic model including flexible housing, ring gear and carrier for a 3 MW wind turbine gearbox is established based on MASTA. And analysis results show that the kinetic percentage of housing is maximum near the gear mesh frequency and response is maximum at the 1st mesh frequency of HSS gear. The analysis results show certain agreement with vibration test results. This paper can provide reference for avoiding vibration in gearbox design.

Key words: wind turbine gearbox; dynamical characteristics; vibration response; MASTA

齿轮箱是风机的关键传动部件, 齿轮系统在其内部激励和外部激励作用下会产生振动, 随着机组容量的增加, 齿轮箱体积增大以及弹性增加, 振动问题更加突出, 这些问题促使人们在丰富齿轮系统分析模型、理论创新等方面进行深入的研究^[1-2], 在产品设计中更强调齿轮箱的动力学性能^[3-6]。

风电齿轮箱系统是由齿轮箱箱体、齿轮副、轴以及轴承等零部件组成的复杂机械弹性系统^[7-8], 其动态特性计算有一定的复杂性和数据处理量, 随着有限元理论的日趋成熟以及相关计算机软件的商业化, 出现了一些对风电齿轮箱进行振动噪声分析优化的研究^[9-12]。其中, 文献[10-11]对常用一级 NGW 行星和两级平行齿轮结构的小兆瓦齿轮箱进行振动分析并优化, 但计算还需进一步试验的佐证。大兆瓦方面, 魏静等^[12]对行星轮只有自转运动的 NW 结构 3 MW 齿轮箱进行分析, 建立其系统耦合非线性动力学模型, 研究了在外部变载激励及内部激励下的振动响应, 且与试验结果很好地吻合。

随着风力机组容量的增大, 主流采用两级 NGW 行星和一级平行齿轮结构的 3 MW 及更大的主齿轮箱获得越来越多的应用, 其振动特性较 NW 行星结构齿轮箱更加复杂, 以市场上逐渐广泛使用的某款 3 MW 风电主齿轮箱为研究对象, 建立能有效模拟实际使用状态的试验台动力学模型, 研究其在极限工况下的振动

收稿日期:2014-11-10

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2012BAA01B05)。

Supported by National Key Technology Support Program(2012BAA01B05).

作者简介:孙中奎(1984-), 男, 工程师, 主要从事风电主齿轮箱计算分析工作, (E-mail) sun.zhongkui@NGCtransmission.com.cn。

特性,并将计算结果与测试数据进行对比,验证模型建立与各参数选取的准确性,为后续产品优化提供参考,通过这些分析对风电齿轮箱设计中优化其动态特性,减少振动噪声,缩短产品开发周期有一定的参考。

1 动力学分析

1.1 动力学模型

该齿轮箱为两级 NGW 行星和一级平行齿轮结构,在试验台中,扭力臂使用与实际风机相同的弹性支撑,输出轴与电机转子间的连接使用与实际风机相同的柔性联轴器,以模拟实际工作状态。

在壳体和转架轴承安装孔及连接面上建立凝聚节点,通过提取其凝缩刚度矩阵、质量矩阵、固有频率及重力数据应用于动力学模型中以考虑其柔性和模态信息。

所有轴系采用有限单元 Timshenko 梁处理,轴承使用基于赫兹理论计算的非线性刚度。建立的模型如图 1 和图 2 所示。

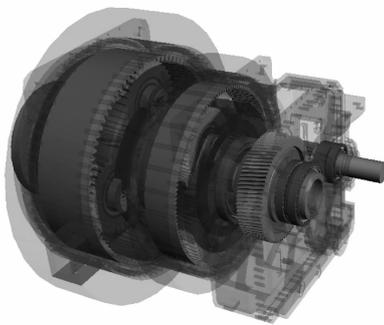


图 1 齿轮箱 MASTA 模型

Fig.1 MASTA model of gearbox

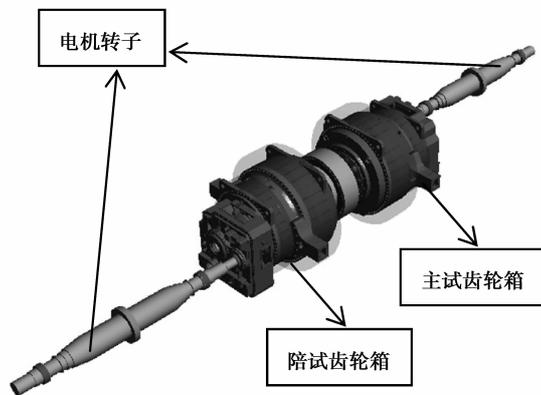


图 2 齿轮箱试验台架模型

Fig.2 Test rig model of gearbox

1.2 齿轮箱振动分析

主要分析与实际风机使用状态相同的主试齿轮箱。根据齿轮参数,齿轮箱在极限工况下的各级齿轮副啮合频率如表 1 所示。

表 1 各级齿轮副啮合频率

Tab.1 Mesh frequency of each stage

啮合副	LSS			IMS			HSS		
阶次	1	2	3	1	2	3	1	2	3
频率/Hz	18.99	37.98	56.96	137	273.9	410.9	522.7	1 045.3	1 568

注:LSS为低速级;IMS为中间级;HSS为高速级。

工程经验上,固有频率计算时,其数值要覆盖整机最高啮合频率的 3 倍频^[13]。同时某阶激励频率 $\pm 10\%$ 范围内的固有频率,若其较大动能分布在激励源上,则可能会发生振动,而重叠则可能会发生共振,为满足要求,笔者取系统前 500 阶固有频率进行计算。

做齿轮副啮合激励和固有频率的坎贝尔图,横轴为极限转速 $\pm 10\%$,纵轴为固有频率,相交点为需要进一步分析的固有频率,如图 3~9 所示。

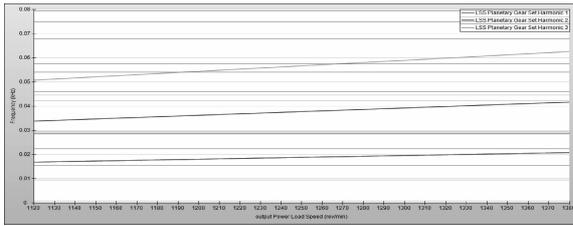


图 3 LSS 前三阶坎贝尔图
Fig.3 Campbell chart of LSS first three order

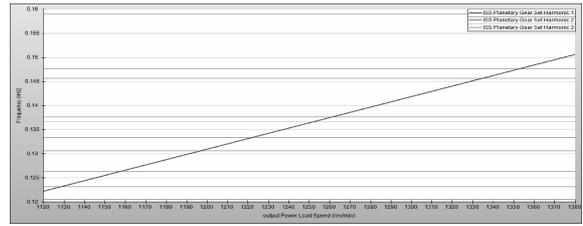


图 4 IMS 第一阶坎贝尔图
Fig.4 Campbell chart of IMS first order

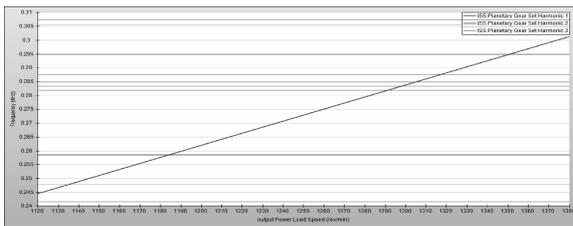


图 5 IMS 第二阶坎贝尔图
Fig.5 Campbell chart of IMS second order

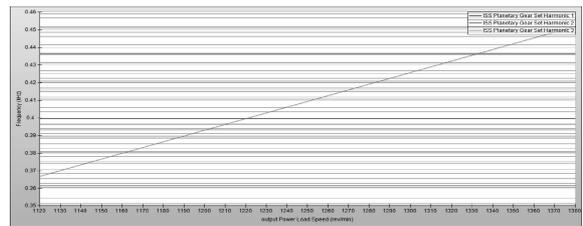


图 6 IMS 第三阶坎贝尔图
Fig.6 Campbell chart of IMS third order

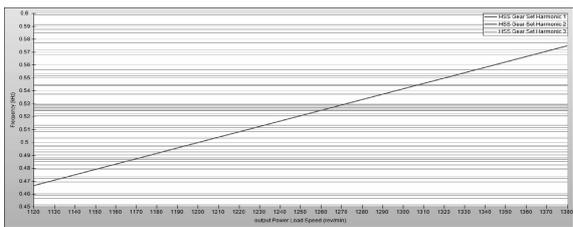


图 7 HSS 第一阶坎贝尔图
Fig.7 Campbell chart of HSS first order

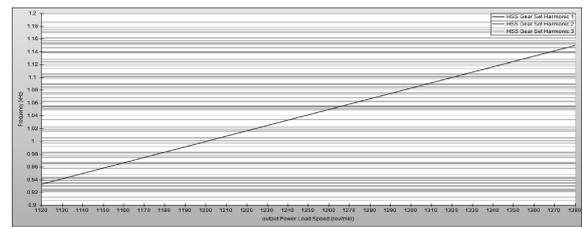


图 8 HSS 第二阶坎贝尔图
Fig.8 Campbell chart of HSS second order

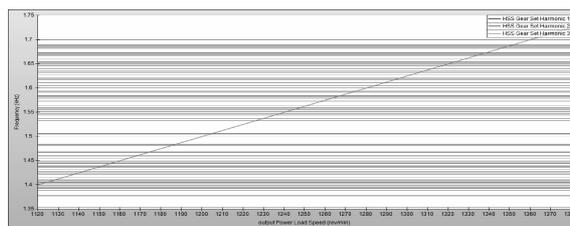


图 9 HSS 第三阶坎贝尔图
Fig.9 Campbell chart of HSS third order

坎贝尔图得到相交的固有频率阶数如表 2 所示。

表 2 相交固有频率阶数
Tab.2 Intersected natural frequency orders

项目	数值								
啮合频率阶数	LSS 1	stLSS 2 st	LSS 3 st	IMS 1 st	IMS 2 st	IMS 3 st	HSS 1 st	HSS 2 st	HSS 3 st
	无	无	11~12	30~37	62~70	97~134	140~175	289~348	398~483

表 2 中,对主试齿轮箱中每阶有零部件动能占比超过 10% 的频率进行分析,限于篇幅,笔者着重分析每

级齿轮啮合频率第一阶处的振动情况,根据模态阵型和动能分布,将满足条件的固有频率及其动能分布情况整理如表 3 所示。

表 3 动能分布
Tab.3 Kinetic energy distribution

模态阶数	频率/Hz	壳体	LSS 转架	LSS 行 星轮	IMS 转架	IMS 行星轮	HSS 大轮	HSS 高 速轴
30	126.4	16.23	—	—	—	—	—	—
31	130.6	42.04	—	—	—	—	—	12.31
35	137.7	16.23	11.57	—	—	—	—	—
36	145.7	—	—	—	—	33.22	—	—
141	473.3	11.12	—	—	—	—	—	—
142	479.4	38.00	—	11.44	—	—	—	—
143	482.6	48.71	—	—	—	—	—	—
144	485.5	14.76	—	—	19.76	14.56	—	—
148	492.9	10.56	17.24	23.96	—	—	—	—
151	497.8	32.70	—	—	18.16	—	—	—
154	504.2	26.85	10.03	22.67	—	—	—	—
156	511.6	—	10.41	—	—	—	—	—
157	513.3	—	—	—	11.77	28.39	—	—
158	520.9	20.16	10.20	—	—	—	—	—
159	522.2	18.86	—	12.5	—	—	—	—
163	527.5	60.27	—	—	—	—	—	—
165	529.6	60.63	—	—	—	—	—	—
167	537.5	96.73	—	—	—	—	—	—
168	544.2	75.96	—	—	—	—	—	—
171	551.6	38.82	12.85	—	—	—	—	—
174	567.9	16.07	—	—	—	—	—	—

表中“—”表示动能占比小于 10%。

由动能分布可知,在 LSS 一阶啮合激励频率±10%范围内无固有频率,在 IMS 一阶激励频率处 IMS 组件无较大动能分布,10%范围内动能主要分布在壳体上,IMS 行星轮和 HSS 高速轴有一定动能分布。HSS 一阶激励频率处无较大动能分布,10%范围内动能主要分布在壳体上,且有四阶频率壳体动能占比超过 50%,另除了高速级上,其余部件上均有一定动能分布,但动能占比较小。

综上所述,此齿轮箱不会产生明显共振,但会有一定振动,高速级齿轮啮合频率较低速级和中间级更易发生一定振动,且壳体上振动应最大。

1.3 齿轮箱响应分析

齿轮系统的主要激振源是轮齿啮合的动态激励^[14],动态激励包括刚度激励、误差激励和啮合冲击激励。刚度激励的产生是由于啮合过程中单、双齿对啮合交替出现导致轮齿综合啮合刚度和轮齿载荷周期性变化,进而引起对齿轮系统的动态激励。其激励力可表示为

$$F = D \times \delta, \quad (1)$$

$$D = (C_p + C_w)^{-1}, \quad (2)$$

式中: F 为啮合力; D 为动态啮合刚度; δ 为静态传递误差; C_p 为小轮柔度; C_w 为大轮柔度。

在实际试验台中,由于两低速级联轴器的对中性以及高速轴在重载后的弯曲扭转变形影响,会产生一定的误差激励和冲击激励,即实际激励力比计算的刚度激励更大,故在计算中增大 LSS 和 HSS 的齿轮传递误差来实现激励力的增大。

由分析得到,最大响应发生在壳体上,故选取齿轮箱体上两测点 MP1,MP2,计算其在 X (水平)、 Y (轴向)、 Z (垂直)方向上的响应。

以横轴代表齿轮副 LSS、IMS、HSS 级的 1、2、3 阶激励频率,计算结果分别如图 10~15 所示。

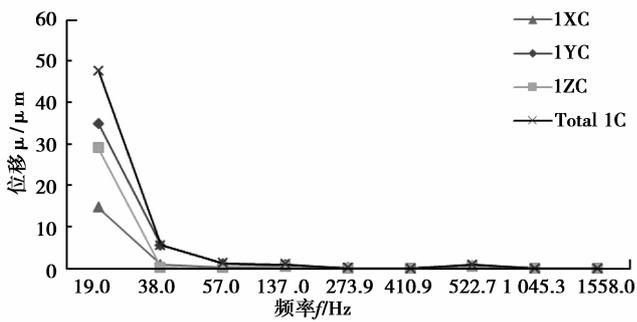


图 10 测点 1 位移响应

Fig.10 Displacement response of measured point 1

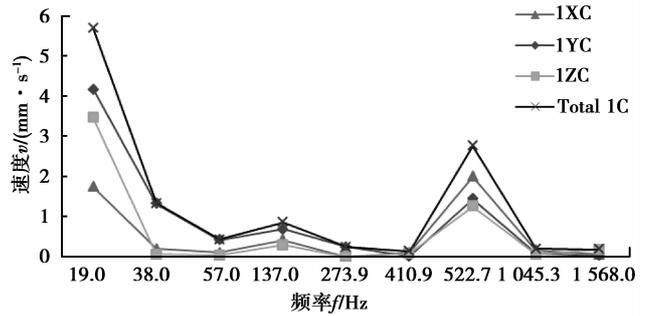


图 11 测点 1 速度响应

Fig.11 Velocity response of measured point 1

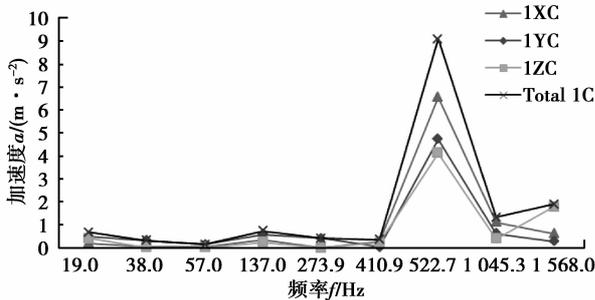


图 12 测点 1 加速度响应

Fig.12 Acceleration response of measured point 1

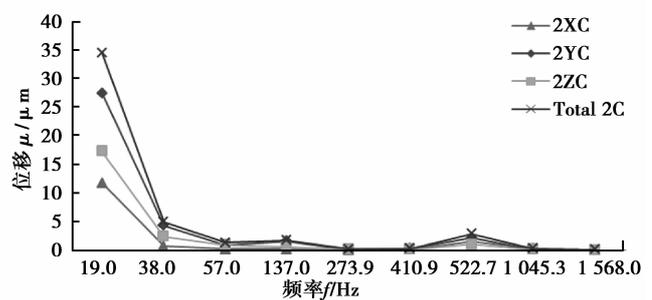


图 13 测点 2 位移响应

Fig.13 Displacement response of measured point 2

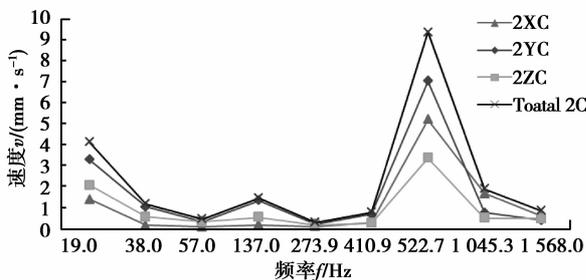


图 14 测点 2 速度响应

Fig.14 Velocity response of measured point 2

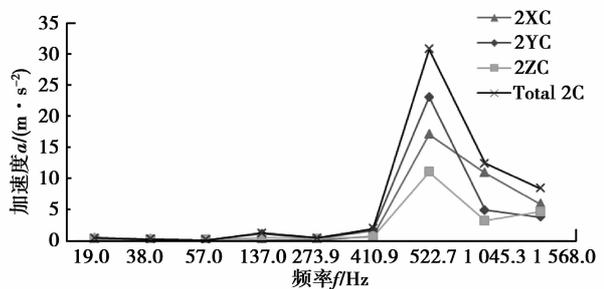


图 15 测点 2 加速度响应

Fig.15 Acceleration response of measured point 2

由表可以看出,测点 1 的振动速度最大值发生在 LSS 一阶啮合频率上,测点 2 的振动速度最大值发生在 HSS 一阶啮合频率上。测点 1 和测点 2 振动加速度最大值均发生在 HSS 级一阶啮合频率上,且距离 HSS 级更近的测点 2 振动加速度更大,每级齿轮的第一阶啮合频率激励下,齿轮箱有更大的振动响应。

由上分析可知,HSS 一阶啮合激励引起的壳体振动最强烈,高速级零部件承受更大的额外动载荷,在设计中,要着重进行高速级的结构及齿轮激励优化。

2 试验对比

使用高功率电机对齿轮箱进行加载。本次试验测试振动速度,共进行了 5 次测量,笔者使用此 5 组数据的平均值与计算值进行比较。

在测量点 MP1、MP2 上其振动速度和计算进行比对如图 16、图 17 所示。

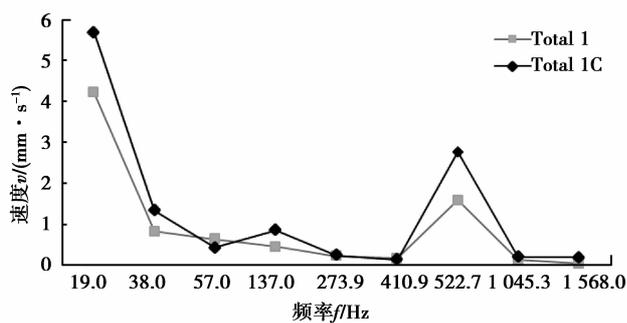


图 16 测点 1 比对

Fig.16 Comparison of measured point 1

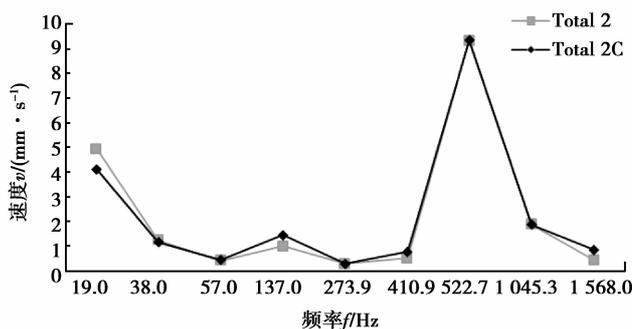


图 17 测点 2 比对

Fig.11 Comparison of measured point 2

其中, Total 1 为测量值, Total 1C 为计算值, 以此类推。

测点 1、2 在每阶激励下计算值和试验测量值对比如表 4 所示。

表 4 振动速度对比

Tab.4 Vibration velocity comparison

测点	阶次	计算值/ (mm · s ⁻¹)	测量值/ (mm · s ⁻¹)	偏差/%
测点 1	LSS 1 st	5.69	4.22	25.88
	LSS 2 st	1.34	0.83	38.29
	LSS 3 st	0.43	0.64	47.20
	IMS 1 st	0.86	0.46	46.42
	IMS 2 st	0.24	0.23	7.43
	IMS 3 st	0.14	0.17	22.81
	HSS 1 st	2.77	1.59	42.54
	HSS 2 st	0.20	0.13	37.34
测点 2	HSS 3 st	0.19	0.04	81.45
	LSS 1 st	4.12	4.95	20.24
	LSS 2 st	1.17	1.25	6.87
	LSS 3 st	0.46	0.43	6.80
	IMS 1 st	1.45	1.01	30.70
	IMS 2 st	0.29	0.30	2.32
	IMS 3 st	0.78	0.51	34.07
	HSS 1 st	9.36	9.33	0.37
	HSS 2 st	1.89	1.88	0.58
HSS 3 st	0.86	0.45	47.29	

由上可知, 计算数据与测试数据趋势一致。除某些较小振动速度值处, 如 LSS 3st 和 HSS 3st, 由于测量现场及精度原因, 有一定偏差, 在较大振动速度值处, 计算和试验结果有较好的一致性。通过以上对比, 验证了动力学模型的准确性。

3 结 语

建立某 3 MW 风电齿轮箱多柔体动力学模型, 并基于坎贝尔图和动能分布对其进行振动分析。壳体在各级齿轮啮合频率附近有最大的动能占比, 在每级齿轮的第一阶啮合频率激励下, 齿轮箱有更大的振动响

应,且齿轮箱在高速级第一阶啮合频率处振动最大;对齿轮箱进行振动测试,并将计算数据与其进行对比,两者具有一定的吻合度,为后续产品进行设计改进积累一定的计算基础;本文结果对风电齿轮箱设计阶段进行振动风险规避提供一定的计算参考。

参考文献:

- [1] Hall J F, Mecklenborg C A, Chen D M, et al. Wind energy conversion with a variable-ratio gearbox: design and analysis[J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(3): 1075-1080.
- [2] 王建军,李润方. 齿轮系统动力学的理论体系[J]. *中国机械工程*, 1998, 9(12): 55-58.
WANG Jianjun, LI Runfang. The theoretical system of the gear vibration theory[J]. *China Mechanical Engineering*, 1998, 9(12): 55-58.
- [3] Smith J D. Gear noise and vibration[M]. 2th. New York: Marcel Dekker, 2003.
- [4] Krouse J. Wind turbine gearbox vibration[J]. *Power Engineering*, 2009, 113(10): 16.
- [5] 张庆伟,张博,王建宏,等. 风力发电机齿轮传动系统的动态优化设计[J]. *重庆大学学报*, 2010, 33(3): 30-35.
ZHANG Qingwei, ZHANG Bo, WANG Jianhong, et al. Dynamic optimization design of gear transmission system for wind turbine[J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(3): 30-35.
- [6] 朱才朝,黄泽好,唐倩,等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(8): 203-207.
ZHU Caichao, HUANG Zehao, TANG Qian, et al. Analysis of nonlinear coupling dynamic characteristics of gearbox system about wind-driven generator[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(8): 203-207.
- [7] Peeters J L M, Vandepitte D, Sas P. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine[J]. *Wind Energy*, 2006, 9(1/2): 141-161.
- [8] 庞辉,方宗德,欧卫林. 多平行齿轮耦合转子系统的振动特性分析[J]. *振动与冲击*, 2007, 26(6): 21-25.
PANG Hui, FANG Zongde, OU Wei-lin. Analysis on lateral-torsional coupling vibration characteristics of multi-parallel gear-rotor system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2007, 26(6): 21-25.
- [9] Heege A, Betran J, Radovec Y. Fatigue load computation of wind turbine gearboxes by coupled finite element, multi-body system and aerodynamic analysis[J]. *Wind Energy*, 2007, 10(5): 395-413.
- [10] 孟令宽. 风电增速箱非线性振动噪声分析及动力优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
- [11] 彭秋林. 兆瓦级风力发电机齿轮传动系统动力学分析及优化设计[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- [12] 魏静,孙清超,孙伟,等. 大型风电齿轮箱系统耦合动态特性研究[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(8): 16-23.
WEI Jing, SUN Qingchao, SUN Wei, et al. Dynamical coupling characteristics of a large wind turbine gearbox transmission system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(8): 16-23.
- [13] Brooktorkai. Guideline for the certification of Wind Turbine[M]. Germany: Germanischer Lloyd, Hamburg, 2010.
- [14] 李锦花,史妍妍,孔祥锋. 齿轮箱系统动态特性分析及优化[J]. *航空科学技术*, 2012(6): 32-35.
LI Jinhua, SHI Yanyan, KONG Xiangfeng. Dynamic Characteristics Analysis and Optimization of Gearbox[J]. *Aeronautical Science & Technology*, 2012(6): 32-35.

(编辑 王维朗)