

弹性支撑下风电机组传动系统结构动力分析

李慧新[†] 吕杏梅 王璇 巫发明 王磊

(南车株洲电力机车研究所有限公司风电事业部, 株洲 412001)

摘要 考虑水平轴风力发电机组齿轮箱弹性支撑的柔性连接特性, 基于集中质量思想和拉格朗日方法, 建立风力发电机传动系统多体动力学模型, 研究了齿轮箱弹性支撑对传动系统结构动力学特性的影响. 利用动力学模型和模态分析方法, 得到了由弹性支撑耦合到系统后的模态频率, 并获取了在该模态激励下的模态动能分布. 采用变参数方法进行传动系统模态对齿轮箱弹性支撑刚度变化的敏感性分析, 利用模态叠加法进行齿轮箱体的动响应分析. 数值求解结果和分析表明, 考虑齿轮箱弹性支撑的传动系统某阶固有频率即为弹性支撑下齿轮箱体振动主模态; 弹性支撑线刚度对传动系统低频率固有模态存在一定影响; 齿轮箱体振动分析时应考虑1阶和2阶的低频模态较为合理. 本研究工作对传动链系统方案可靠性设计和抑制传动链振动的加阻控制提供了一定理论基础.

关键词 风力发电机, 传动系统, 扭转模态, 齿轮箱弹性支撑, 动态响应

DOI: 10.6052/1672-6553-2014-030

引言

兆瓦级以上风力发电机是当今世界上旋转半径最大的机械系统. 常见双馈型风力机传动系统一般由风轮、低速轴、增速齿轮箱、联轴器、发电机转子等组成. 尽管风轮转子转速较低, 但是由于它是一个大的惯性体, 风轮将空气动能转化为旋转的机械能, 传动系统再将机械能转化为电能, 整个过程中会因风的不稳定带给风力机系统复杂的振动和噪声. 为了达到减振降噪目的, 风力机系统设计提出了适度柔性化的要求. 传动链各柔性轴系部件组合成复杂的非线性传动系统, 对其模态鉴别在指导有效避开潜在共振点的传动系统设计中具有重要意义.

传动链结构动力特性是其本身系统内部的固有特性, 也是结构振动的内因. 相关文献在风力发电机组传动系统的建模中通常仅仅简单考虑了柔性的低速轴和高速轴, 而将风力机增速箱视为一种将低速轴与高速轴之间的扭矩和转速均按固定的传动比进行传递的刚性连接^[1-3]. 这种模型, 在分析中没有考虑输入轴与输出轴之间发生的细微的扭

转振动; 增速箱作为大功率等级风力机传动系统中的关键部件, 需要能够承受极大的动载荷, 减振降噪控制往往通过加装增速箱弹性支撑来实现^[4-5]. 参考文献[6-7]在风力发电机传动系统建模中虽然细化了齿轮箱结构, 但是没有考虑传动系统的支撑参与建模, 因此无法分析传动链与支座之间的柔性连接对系统模态的影响. MW级风电机组齿轮箱底部均采用弹性支撑元件与机架连接. 弹性支撑元件与传动链模态存在一定程度耦合, 对传动链动态特性有重大影响^[8], 因此传动链建模分析时不考虑弹性支撑耦合影响是不合理的. SIMPACK等动力学软件虽然能建立详尽的考虑弹性支撑的传动模型^[9-10], 但其建模过程复杂、需要详尽的参数并且效率低下, 计算和分析对软件的依赖程度高^[11]. 此外, 对于大型旋转机械实验测试的方法实现难度大, 成本很高.

本文在细化增速箱的同时, 将弹性减振单元视为支座与传动链之间柔性连接并将其线性刚度折算到绕轴扭转刚度后参与系统建模, 并采用拉格朗日方法建立起了11个自由度的多体系统动力学模型. 依据数值求解获取并分析了弹性支撑参与传动

2013-06-28 收到第1稿, 2013-08-24 收到修改稿.

[†] 通讯作者 E-mail: lihx3@teg.cn

系统耦合后的结构动力特性.

1 风力发电机弹性支撑

目前主流的水平轴风力发电机组传动系统布置有一点支撑式、两点支撑式和三点支撑式的结构方案. 其中三点支撑式结构是主轴上布置一个主轴承, 齿轮箱两侧扭力臂下一般安置瓦轴式弹性支撑元件与主轴承形成三点支承传动链.

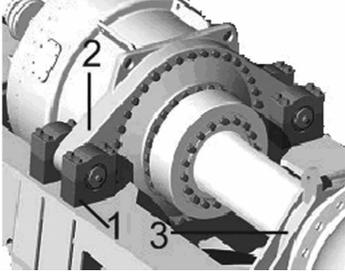


图1 水平轴风力机三点支撑结构:

1. 弹性支撑; 2. 扭力臂; 3. 主轴承

Fig. 1 Three points drivetrain of horizontal axis wind turbine:

1. mounting 2. torque arm 3. main bearing

本文以三点支撑形式并具有一级行星二级平行轴增速箱的风力发电机传动链作为研究对象, 基于柔性多体建模思想构建系统的动力学模型.

由于风的随机波动性, 增速箱在传递扭矩过程中会承受瞬态大的动载荷. 对于三点支撑形式的传动系统中, 增速箱扭力臂上装设的瓦轴式弹性元件具有良阻尼及减振性能. 弹性支撑由上下弹性衬套、弹性支承轴及齿轮箱支承座组成. 它主要承受来自于低速轴的扭转载荷, 增速箱和部分低速轴端重力载荷, 并由此产生弹性支承上的径向载荷. 弹性支撑元件采用弹簧阻尼单元进行模拟, 其受力情况如图2所示.

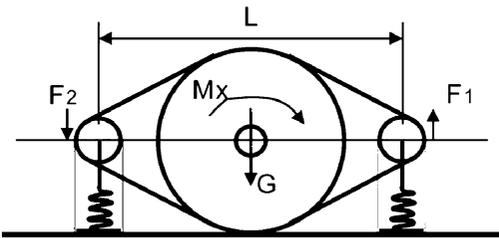


图2 齿轮箱弹性支撑示意图

Fig. 2 Gearbox mounting layout

弹性支承受力可以由下式确定

$$F_1 = \frac{M_x}{L} + \frac{G}{2} \quad (1)$$

$$F_2 = \frac{M_x}{L} - \frac{G}{2} \quad (2)$$

其中 M_x 是低速轴扭矩, L 是扭力臂跨度, G 是增速箱和部分低速轴重力. 由式(1)和(2)可知, 由于弹性支撑约束, 增速箱在承受低速轴扭矩情况下并不会发生扭转. 尽管如此, 弹性支撑柔性释放了一定自由度以利于传动链减振降噪. 为了充分地分析增速箱弹性支撑与传动系统扭转自由度的耦合关系, 采用等量变形法^[12]将弹性支撑线刚度折算成为绕轴扭转刚度:

$$K_0 = K \times (L/2)^2 \quad (3)$$

其中 K 和 K_0 分别表示弹性支撑线刚度和折算到绕轴向扭转刚度. 弹性支撑的阻尼系数为:

$$d = \frac{2D}{n} \sqrt{Km_{eq}} \quad (4)$$

其中 D 为阻尼因子, n 为弹性支撑数目, m_{eq} 是等效旋转质量.

2 传动系统扭转振动模型

2.1 模型分析

通常来讲, 扭转自由度模型对描述旋转机械系统可以提供足够的反映系统的信息^[13]. 这对了解复杂动力学系统的动力特性和研究其动力学现象提供了基础. 集中参数模型处理方法是系统中各个运动构件处理成为包含了质量集中的质点, 并将体结构之间考虑成弹簧阻尼单元连接, 由此建立起系统的二阶运动微分方程组^[2-7]. 在参考文献[7]基础上, 进一步将弹性支撑考虑进水平轴风力发电机组传动链系统之中, 等效出 11 个质量块的体结构, 其中低速轴、齿轮箱中间级传动轴和高速轴段视为无质量扭转弹簧建立起了两端质量块之间的关系; 增速箱弹性支撑视为齿轮箱体与机架之间的弹簧阻尼单元, 并且认为塔架机舱和主机架一体化, 相对于传动系统为刚性底座; 齿轮箱箱体为刚性体置于弹性支撑之上; 对齿轮箱轮系采用集中参数模型并进行细化, 考虑了齿轮与齿轮之间的啮合关系^[6-7], 这种处理方法在预估增速箱轮系的非线性动力学特性过程中是有效的, 对于行星轮系扭转模型预测出来的固有频率与扭转-横向耦合模型一致^[13].

工程设计中认为, 主轴承刚度对传动链扭转模态基本不产生影响. 另外由于高速轴端转矩远远小

$$[K] = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_a & k_a + 3k_{rp}(r_p - r_c)^2 & -3k_{rp}r_r(r_p + r_c) & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + 3k_{sp}r_s(r_p - r_s) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ +3k_{rp}(r_p + r_c)^2 & & (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & & & & & & & \\ 0 & -3k_{rp}r_r(r_p + r_c) & k_0 + 3k_{rp}r_r^2 & -k_{rp}r_r r_p & -k_{rp}r_r r_p & -k_{rp}r_r r_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & -k_{rp}r_r r_p & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 & 0 & 0 & k_{sp}r_p r_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & -k_{rp}r_r r_p & 0 & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 & 0 & k_{sp}r_p r_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 + (k_{rp} - k_{sp})r_c r_p & -k_{rp}r_r r_p & 0 & 0 & (k_{sp} + k_{rp})r_p^2 & k_{sp}r_p r_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3k_{sp}r_s(r_p - r_s) & 0 & k_{sp}r_p r_s & k_{sp}r_p r_s & k_{sp}r_p r_s & k_1 + 3k_{sp}r_s^2 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_{12}r_1^2 & k_{12}r_1 r_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{12}r_1 r_{12} & k_{12}r_{21}^2 + k_{23}r_{22}^2 & k_{23}r_{22}r_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{23}r_{22}r_{23} & k_g + k_{23}r_{23}^2 & -k_g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_g & k_g & 0 \end{bmatrix}$$

3 系统动力特性分析

结构动力特性是结构系统本身系统内部的固有特性,也是结构振动的内因. 上述在考虑了增速箱弹性支撑柔性连接情况下建立起水平轴风力发电机传动系统运动微分方程,这为鉴别系统固有模态信息提供了基础. 参照文献[7]提供的某水平轴风力发电机传动系统参数进行结构动力特性分析.

3.1 模态分析

模态分析的目的是寻找到机械结构系统的固有特性. 工程上,一般在讨论结构的这种固有动力

特性时,不计阻尼作用,于是方程(6)可以变为:

$$[K]\{\phi\} = \lambda[M]\{\phi\} \tag{10}$$

这就是结构动力问题的广义特征值方程. 求解结构动力系统的特征问题就是求解式(10)代数方程组的解. 式中求解的未知量 $\lambda = \omega^2$ 和 $\{\phi\}$ 分别为结构的特征值和特征矢量,它们将分别反映了结构本身固有的特性即频率与振型.

为了分析齿轮箱弹性支撑对传动链模态影响,以下分别求取了考虑和不考虑弹性支撑时两组传动系统的固有频率.

表1 系统固有频率

Table 1 Natural frequency of system

order	Frequency (Hz)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Drive Train with elastic mounting	0	1.890	33.46	59.13	193.63	297.34	297.34	297.34	446.71	685.1	800.94
Drive Train without elastic mounting	0	1.950	58.78	193.61	297.34	297.34	297.34	446.71	685.1	800.94	

从以上两组固有频率的对比可以发现,当考虑增速箱弹性支撑建立系统模型时,系统模型增加了一个自由度,运动方程中增加了一个二次微分方程,于是求解获得的模态中出现了一个新阶次的固有模态,其频率为 33.46Hz. 由于增速箱弹性支撑作为柔性环节耦合到系统中,系统的部分模态也随之受到一定程度影响. 不难发现系统由于弹性支撑的影响,使得 1.95Hz 固有频率略降低到 1.89Hz, 58.78Hz 的模态频率略升至 59.13Hz,其他各阶次

固有频率变化不明显.

当系统发生第 i 模态振动时,第 k 个自由度上的模态动能定义为

$$e_{ki} = \sum_{l=1}^N \phi_{ki} m_{kl} \phi_{li} \tag{11}$$

其中 m 为相应的模态质量, ϕ 为相应模态振型.

用第 k 个自由度上的模态动能占系统总的动能的比例可以表征出该阶模态振动时第 k 个自由度的振动程度. 模态能量分布可以确定各阶模态隶属于哪些部件的主导模态. 采用这个分析方法可以

鉴别考虑弹性支撑时所获得固有频率隶属于哪个结构的主导模态。

当系统激发 33.46Hz 的模态振动时,各个体结

表 2 激发 33.46Hz 的模态振动时系统模态能量分布

Table 2 Modal energy distribution of the system by 22.46Hz

	Rotor	Carrier	Housing	Planets	Sun	Gear1	Gear2	Gear3	Generator rotor
Modal energy distribution	4.73%	0.18%	94.96%	0.00%	0.00%	0.05%	0.03%	0.05%	0.00%

以上分析及模态动能的分布发现,传动系统中与弹性支撑相关的固有模态频率为 33.46Hz,当发生该模态的激振时,齿轮箱体上模态动能占据了 94.96%,该激振下主体体现出齿轮箱箱体的强烈振动。

3.2 弹性支撑参数敏感性分析

为了进一步甄别齿轮箱弹性支撑与传动系统耦合作用,现进行弹性支撑线性刚度参数对系统固有模态的敏感性分析.这里考虑实际工程中弹性支撑的线性刚度在允许变化范围内变动时,对无阻尼系统方程组式(10)进行逐一求解,获取各个模态对弹性支撑刚度参数敏感特性趋势见下图 4.

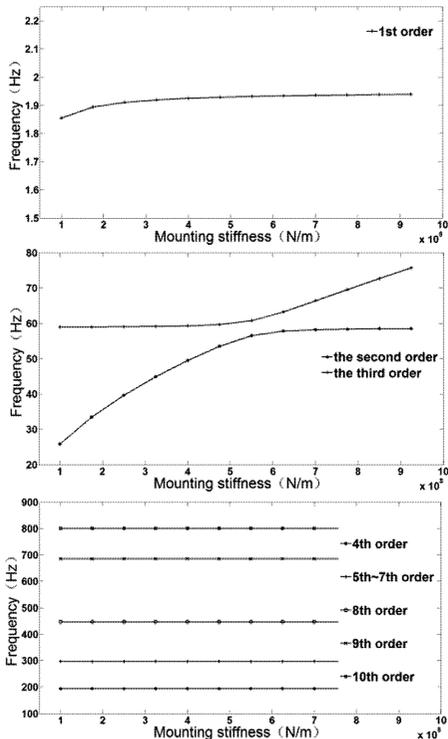


图 4 各阶模态随弹性支撑参数变化曲线

Fig. 4 Modal characteristics curve by variable parameter of the gearbox mounting

分析发现一阶频率在较低弹性支撑线刚度范围内,随线刚度参数增大略有 3% 左右增大,之后

构上的模态动能可以由式(11)确定,并由此获得在该模态下传动系统各个结构上的模态能量分布见表

随线刚度参数增大趋于稳定;二阶固有模态是因弹性支撑本身引入系统而出现的,该模态在低线性刚度区间时随弹性支撑线刚度增大而显著增大,但到达一定值后趋于水平稳定,因此该阶模态在较低线性刚度时对其反应敏感,对较高线性刚度参数又变得不敏感;三阶模态在较低弹性支撑线刚度时对其不敏感,但随着参数增大该模态会随之增大,进而变得敏感;第四至第十阶模态频率均超过 100Hz,这些模态随弹性支撑线刚度增大无明显变化,故表现出对该参数不敏感。

3.3 结构动力响应

在上述讨论中均未考虑阻尼对结构系统的影响,对系统进行动响应分析时需要考虑系统阻尼以获得完整的系统运动方程式(6).建模过程中弹性支撑采用的是弹簧阻尼单元模拟,根据工程经验取其阻尼因子为 0.06.为了研究弹性支撑下增速箱体动响应特性,采用振型叠加法,通过结构的振型组合计算结构的变形,每阶模态乘以一个标量因子.位移矢量为 $\sum_{i=1}^{\infty} \alpha_i \phi_i$,其中 α_i 是振型 ϕ_i 的标量因子。

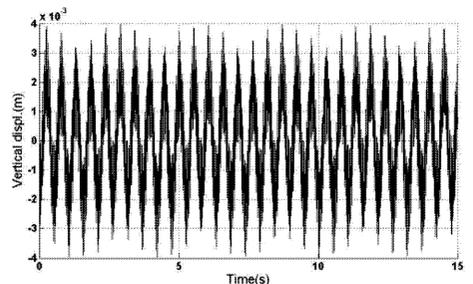


图 5 振型叠加法获得增速箱体动态响应

Fig. 5 Dynamic responses by mode superposition method

对图 5 振动响应进行 FFT 变换,获取振动频率成分。

从图 6 可以明显看出,当发生激振时,齿轮箱体上的共振响应的主导成分是系统固有的 1.89Hz

和 33.46Hz 两个振动模态的叠加,前者是风力发电机传动系统低阶敏感系统固有频率,后者是因齿轮箱弹性支撑存在于系统而固有的频率.因此增速箱振动时应该着重关注系统的 1 阶和 2 阶模态较为合理.

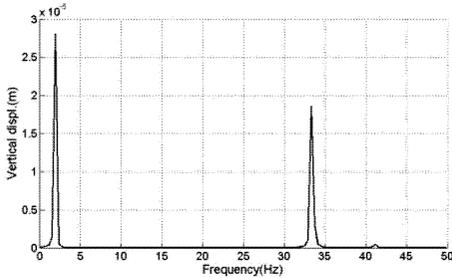


图 6 增速箱体振动响应 FFT 变换

Fig. 6 Frequency responses by FFT

4 结论

(1) 建立起考虑弹性支撑的水平轴风力发电机组传动系统动力学模型,识别出了传动系统中由于弹性支撑耦合产生的模态,通过模态能量法进一步证明了该振动主模态由弹性支撑释放出自由度引起.

(2) 弹性支撑线刚度对传动系统的结构动力学特性存在一定影响:它使 100Hz 以内的低频模态出现一定程度变化,更高频的固有模态对其不敏感.由于传动系统低阶模态往往是设计考虑的关键模态,因此不考虑齿轮箱弹性支撑的风电机组传动链动力学分析是不合理的.

(3) 水平轴风力发电机组传动链齿轮箱体上共振响应主要体现出系统前几阶低频振动模态的叠加.本研究对传动链系统方案可靠性设计和抑制传动链振动的加阻控制提供了一定理论基础.

参 考 文 献

- Bossanyi E. The effect of gearbox flexibility on wind turbine dynamics. Brussels: EWEC, 2008
- 陈严,欧阳高飞,叶枝全.大型水平轴风力机传动系统的动力学研究.太阳能学报,2003,24(5):729~734(Chen Y, Ouyang G F, Ye Z Q. Dynamic analysis of HAWT drive-train. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2003, 24(5): 729~734(in Chinese))
- 张锁怀,王开专,张文礼,陈杨.兆瓦级风力发电机组传动系统的振动特性研究.起重运输机械,2009,(5):79~83(Zhang H S, Wang K Z, Zhang W L, Chen Y. Research on the vibration characteristics of drive-train system for MW grade wind turbine. *Hoisting and Conveying Machinery*, 2009(5):79~83(in Chinese))
- 胡伟辉,林胜,秦中正,张亚新.大功率风力发电机组齿轮箱减振支撑的结构特点与应用.机械,2010,36(4):74~77(Hu W H, Lin S, Qin Z Z, Zhang Y X. The structure and application of gearbox suspension in high-power wind turbine. *Machinery*, 2010, 36(4):74~77(in Chinese))
- 肖相梅,张才盛.风力机齿轮箱弹性支撑设计与应用.中国科技博览,2009,34:233~234(Xiao X M, Zhang C S. Design and application of wind turbine gearbox mounting. *China Packing Science and Technology Review*, 2009, 34: 233~234(in Chinese))
- 秦大同,古西国,王建宏,刘建国.兆瓦级风力机齿轮传动系统动力学分析与优化.重庆大学学报,2009,32(4):408~414(Qin D T, Gu X G, Wang J H, Liu J G. Dynamic analysis and optimization of gear trains in a megawatt level wind turbine. *Journal of Chongqing University*, 2009, 32(4):408~414(in Chinese))
- Li H X, Wu F M, Li W, Wang D. Crucial torsional modal identify on drive-train in a wind turbine. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, 226-228:275~280
- 黄宜森,顾金,刘松超.1.5MW 低风速风力发电机组主传动系统设计及动力学分析.可再生能源,2012,30(1):21~32(Huang Y S, Gu Q, Liu S C. Design and dynamic analysis of main driving system for 1.5MW low-speed wind turbine. *Renewable Energy Resources*, 2012, 30(1):21~32(in Chinese))
- Helsen J, Vanhollenbeke F, Marrant B, Vandepitte D, Desmet W. Multibody modelling of varying complexity for modal behaviour analysis of wind turbine gearboxes. *Renewable Energy*, 2011, 36(11):3098~3113
- Peeter J, Vandepitte D, Lammens P. Comparison of analysis techniques for the dynamic behaviour of an integrated drivetrain in a wind turbine. Belgium: Proceedings of IS-MA, 2002, 3:1397~1406
- 张云清,周凡利,王波,陈立平.复杂机械系统动力学建模技术研究与应用.动力学与控制学报,2004,2(2):15~22(Zhang Y Q, Zhou F L, Wang B, Chen L P. Research and application of the modeling technology in the simulation platform of the complicated mechanical system. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(2):15~22(in Chinese))

Chinese))

12 李伟. 汽车传动系用双质量飞轮的设计方法与扭转隔振特性研究[博士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2009(Li Wei. Research on the method and the performance of isolation of torsional vibration of DMF-CS based on the vehicle power train [PhD Thesis]. Changchun: JiLin University, 2009(in Chinese))

13 卜忠红, 刘更, 吴立言. 行星齿轮传动动力学研究进展.

振动与冲击, 2010, 29(9): 161 ~ 166 (Bu Z H, Liu G, Wu L Y. Research advances in planetary gear trains dynamics. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(9): 161 ~ 166 (in Chinese))

14 钟一谔, 王正等. 转子动力学. 北京: 清华大学出版社, 1987 (Zhong Y E, Wang Z, et al. Rotor dynamics. Beijing: Tsinghua University Press, 1987(in Chinese))

ANALYSIS OF MOUNTING ON DRIVE TRAIN STRUCTURAL DYNAMICAL SPECIALITY OF A WIND TURBINE

Li Huixin[†] Lv Xingmei Wang Dian Wu Faming Wang Lei
(CSR Zhuzhou Institute CO., LTD. Zhuzhou 412001, China)

Abstract A wind turbine multi-body dynamics model, which based on lumped mass method and Lagrange equations, has been built to research the elastic mounting of the gearbox effect on the dynamics characteristics of the drive train after considering the flexible connection characteristics of the gearbox elastic mounting in the horizontal axis wind turbine. With the help of the dynamic model and the modal analysis method, the modal natural frequency has been obtained after coupling the system with gearbox elastic supporting, and the modal energy distribution by this method has been gotten. Using variable parameter of the gearbox elastic mounting, sensitivity of the drive train modal characteristics analysis is performed, and the dynamic response of gearbox housing is calculated with mode superposition method. Numerical solution and analysis show that the modal natural frequency of the drive train system is the main gearbox mounting vibration modal caused by the gearbox elastic mounting, Linear stiffness of the mounting has an impact on the low natural frequency of the drive train, It is reasonable to consider the first and second order modal of the system when doing the vibration analysis of the gearbox mounting. This research provides a theoretical basis on the reliability design of the drive train and damped control which suppress the vibration of the drive train.

Key words wind turbine, drive-train system, torsional modal, gearbox mounting, dynamics response