

大型风机传动链柔性建模与共振甄别优化方法

颜 强, 魏 静, 张世界, 郭剑鹏

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 为精确对大型风电机组进行共振分析及优化, 通过研究不同缩聚点个数的柔性齿对系统模态的影响, 指出了柔性轮齿缩聚的必要性和推荐数量, 并建立了考虑主轴柔性和齿轮传动系统全柔性的传动链动力学模型。根据求解的风机传动系统固有频率, 提出共振甄别五大筛选原则, 识别出系统潜在共振点, 通过扫频时/频域分析, 甄别出系统危险共振点。根据共振频率振型特点对齿轮箱进行了模型优化, 依据共振点数量和风电机组重量决定优化方案, 研究方法和结果可以为大型风机多柔体动力学高精度建模和共振甄别优化设计提供参考。

关键词: 多柔体动力学; 大型风机传动链; 潜在共振点甄别; 动力学优化设计

中图分类号: O313.7; TK83 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)05-1157-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.05.013

引 言

随着风电机组的普及, 降低其故障发生率已成为核心问题。据统计, 传动系统的主轴、齿轮箱等发生率较低的失效形式, 维修时间往往比较长, 其中齿轮箱故障导致风电机组停机的时间最长^[1]。风电机组受到齿轮时变啮合刚度、阻尼、啮合误差和轴承时变刚度等内部激励, 以及随机风载和部件柔性变形等外部激励的影响, 可能会在某个转速下发生剧烈的共振。一旦发生共振, 将对传动系统中的共振部件产生不可逆转的破坏, 造成整个风机的停机, 因此, 有必要在设计过程中进行风力发电机传动链危险共振甄别, 指导后期改进设计。

目前风机齿轮箱建模方法可概括为三类: 纯扭转模型、3, 4 或 6 自由度刚性多体模型和柔性多体模型^[2]。纯扭转模型对系统做了大量的简化, 而刚体模型忽略了部件的模态信息, 不能完整地反映系统的动态特征。近年来, 柔性多体建模方法得到了学者的青睐。然而考虑的柔性体数量较少, 常常忽略主轴、齿轮箱箱体或者齿轮的柔性^[3-6]。由于风力涡轮机尺寸的逐渐增大, 更大的力和力矩集中在齿轮内部, 齿轮箱部件的柔性会影响整个传动链的响应结果, 导致计算结果不够准确, 因此齿轮自身的柔性分析与齿轮副的啮合柔性对风电机组传动链振动特性的准确分析至关重要。此外, 在传动链共振点方面的

研究中, 大多是利用系统的固有频率求解坎贝尔图, 并结合系统能量分布来对传动链的共振点进行甄别^[7-8], 这种方法忽略了固有频率的阻尼特性和速度特性, 并不全面。

通过研究不同缩聚点个数的柔性齿对系统模态的影响, 指出了柔性轮齿缩聚的必要性和推荐数量, 并建立了考虑主轴柔性和齿轮传动系统全柔性的传动链动力学模型; 提出甄别系统潜在共振点的五大原则, 更为准确地甄别系统潜在共振点, 根据时/频域分析, 得到系统的危险共振点; 根据共振频率振型特点对齿轮箱进行了模型优化, 依据共振点数量和风电机组重量决定优化方案, 优化后的传动系统不存在危险共振点。研究方法和结果可以为大型风机多柔体动力学高精度建模和共振甄别优化设计提供参考。

1 柔性多体动力学理论

柔性多体系统动力学理论主要以拉格朗日乘法^[9]和模态综合法^[10]为理论基础。柔性体的运动包含刚体运动和自身的柔性变形两部分, 结合笛卡尔坐标系、欧拉角以及模态坐标可将其广义坐标表示为^[11]:

$$\xi = [x \ y \ z \ \psi \ \theta \ \varphi \ q]^T = [\bar{r} \ \bar{\psi} \ \bar{q}]^T \quad (1)$$

式中 ψ 为旋进角(又称进动角); θ 为章动角; φ 为自转角(可以统称为欧拉角), q 为某个柔性体模态

收稿日期: 2020-12-18; 修订日期: 2021-06-20

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB2001602); 中央高校基本科研业务费科研平台与成果培育专项项目(2020CDCGJX030)。

坐标; \bar{r} 为惯性参考系中的笛卡尔坐标; $\bar{\psi}$ 为反映刚体方位的欧拉角; \bar{q} 为模态坐标。柔性体经历刚体平移运动和柔体变形后, 其上任一位置的坐标矢量为:

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{r}_o + \mathbf{A}(s_i + \varphi_i \mathbf{q}) \quad (2)$$

式中 \mathbf{r}_o 为动坐标系原点在惯性坐标系中的位置向量; \mathbf{A} 为将物理坐标转换为惯性坐标的关系矩阵; s_i 为节点 i 发生变形之前的坐标位置; φ_i 表示点 i 平移运动的模态矩阵。

对式(2)求导即得到该节点的速度矢量:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_i &= \frac{d\mathbf{r}_i}{dt} = \frac{d\mathbf{x}}{dt} + \frac{d\mathbf{A}}{dt}(s_i + \varphi_i \mathbf{q}) + \mathbf{A} \frac{d(s_i + \varphi_i \mathbf{q})}{dt} = \\ & \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{A}(\tilde{s}_i + \tilde{\varphi}_i \mathbf{q})\boldsymbol{\omega} + \mathbf{A}\varphi_i \dot{\mathbf{q}} = \\ & \left[\mathbf{E} - \mathbf{A}(\tilde{s}_i + \tilde{\varphi}_i \mathbf{q})\mathbf{B} + \mathbf{A}\varphi_i \right] \dot{\boldsymbol{\xi}} \end{aligned} \quad (3)$$

式中 $\boldsymbol{\omega}$ 表示角速度向量; \mathbf{B} 为欧拉角求导后与角速度矢量转换的关系矩阵; \mathbf{E} 为单位矩阵; \sim 表示各矢量的对称矩阵。

结合拉格朗日方程建立柔性体的动力学方程:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}} \right] - \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\xi}} + \frac{\partial \Gamma}{\partial \boldsymbol{\xi}} + \left[\frac{\partial \psi}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right] \lambda - \mathbf{Q} = 0 \quad (4)$$

式中 ψ 为约束方程; λ 为拉格朗日乘子; $\boldsymbol{\xi}$ 为广义坐标; \mathbf{Q} 为投影到 $\boldsymbol{\xi}$ 上的广义力; L 为拉格朗日项; Γ 为能量消耗系数。柔性体的运动微分方程为:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{M}\dot{\boldsymbol{\xi}} - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \boldsymbol{\xi}} \dot{\boldsymbol{\xi}} \right)^T \dot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\xi} + \mathbf{f}_g + \\ \mathbf{D}\dot{\boldsymbol{\xi}} + \left(\frac{\partial \psi}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right)^T \lambda = \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (5)$$

式中 \mathbf{M} , \mathbf{K} 和 \mathbf{D} 分别为质量矩阵、模态刚度和阻尼矩阵; \mathbf{f}_g 为广义重力。

2 风机传动链动力学建模

2.1 系统整体建模

将完整的传动链结构拆分为若干个子结构, 其中包括齿轮、轴系、箱体三大种类的部件, 其基本参数如表 1 所示。利用 MPC (Multi-Point Constraints) 建立相应的力元、约束和风机传动链动力学分析模型, 如图 1 所示。

轴承刚度是齿轮箱内最重要的参数之一, 在全柔体模型中, 利用 6×6 的轴承刚度矩阵来建立齿轮与轴系及箱体之间的耦合关系。轴承的滚动体与内外圈之间的耦合关系为:

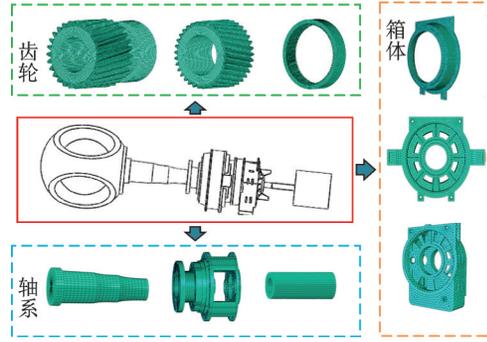


图 1 传动链子结构

Fig. 1 Drive chain substructures

表 1 某 8 MW 风电机组技术参数

Tab. 1 Technical parameters of 8 MW wind turbine

类型	参数
功率级	8 MW
额定功率/kW	8950
传动类型	2级行星轮系 + 1级平行级
额定输入转速/(r·min ⁻¹)	9
额定输出转速/(r·min ⁻¹)	600
主轴长度/m	3.9
风轮直径/m	195
风轮高度/m	95
叶片长度/m	82.3
齿轮箱-发电机中心距/m	4.9

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\text{body},1} \\ \mathbf{F}_{\text{body},2} \end{bmatrix} = \mathbf{K}_{\text{bearing}} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_{\text{body},1} \\ \mathbf{q}_{\text{body},2} \end{bmatrix} + \mathbf{C}_{\text{bearing}} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_{\text{body},1} \\ \dot{\mathbf{q}}_{\text{body},2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中:

$$\mathbf{F}_{\text{body},1} = [F_{X1} \ F_{Y1} \ F_{Z1} \ M_{X1} \ M_{Y1} \ M_{Z1}]^T \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_{\text{body},2} = [F_{X2} \ F_{Y2} \ F_{Z2} \ M_{X2} \ M_{Y2} \ M_{Z2}]^T \quad (8)$$

$$\mathbf{q}_{\text{body},1} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_1 \ \rho_{y1} \ \rho_{z1}]^T \quad (9)$$

$$\mathbf{q}_{\text{body},2} = [x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_2 \ \rho_{y2} \ \rho_{z2}]^T \quad (10)$$

$$\mathbf{K}_{\text{bearing}} = \begin{bmatrix} k_{\text{axial}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{\text{radial}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{\text{radial}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\text{tilt1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\text{tilt2}} \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中 $\mathbf{F}_{\text{body},i}$ 为外界载荷矩阵 ($i=1$ 代表齿轮, $i=2$ 代表轴承); $\mathbf{K}_{\text{bearing}}$ 为轴承刚度矩阵; $\mathbf{C}_{\text{bearing}}$ 为轴承阻尼矩阵; $\mathbf{q}_{\text{body},i}$ 为变形量; k_{axial} 表示轴承轴向刚度; k_{radial} 表示轴承径向刚度; k_{tilt1} 和 k_{tilt2} 表示沿径向方向的转动刚度。

利用 MPC 连接点, 通过施加齿轮力元、花键力元和轴承力元建立子部件的连接关系, 组建系统的耦合动力学模型, 其三维模型如图 2 所示。

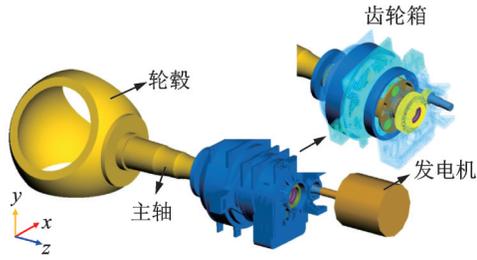


图 2 动力学模型

Fig. 2 Dynamical model

2.2 轮齿建模研究

Helsen 等^[12]表明由于刚性 MPC 中缩聚点与主节点之间是刚性连接,这种连接方式额外增加了有限元模型的刚度,这将大幅度地削弱传动链零部件的柔性。而柔性 MPC 利用下式所示的位移加权算法将缩聚点的载荷分配到主节点上,允许主节点(外部/界面节点)之间存在相对变形,保留了子结构连接界面的柔性,因此以下研究均采用柔性多点约束。

$$F_i = \frac{M \cdot \omega_i \cdot r_i}{\omega_1 \cdot r_1^2 + \omega_2 \cdot r_2^2 + \dots + \omega_n \cdot r_n^2} \quad (12)$$

式中 F_i 为作用在缩聚点上的力; M 为缩聚点受到的扭矩; ω_i 为权重系数; r_i 为主节点 i 到缩聚点的距离; n 为连接界面上的主节点数量。

根据每个零部件之间的运动关系,分别在各部件创建柔性多点约束(MPC)。为了将齿轮轮齿部分建立为柔性体,在每个轮齿节圆位置沿齿宽方向创建均匀分布的柔性 MPC,如图 3 所示。根据 Guyan^[13]提出的模型自由度静态缩减方法可知,由于模型忽略了从自由度的惯性力,使得计算精度随着模态频率的增大而降低,但这类误差可以通过增加缩聚点的数目来弥补。

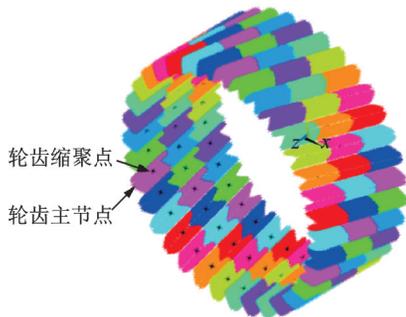


图 3 齿轮轮齿 MPC 连接

Fig. 3 MPC connections of the gear teeth

以单级斜齿齿轮传动系统为研究对象,建立单级齿轮传动系统全柔性传动链动力学模型,保持模型和加载方式不变,改变轮齿处缩聚点数,分别计算轮齿处不同缩聚点数对系统模态的影响,基本参数如表 2 所示。

表 2 单级齿轮传动系统基本参数

Tab. 2 Essential parameter of single gear drive system

参数名称和单位	主动轮	从动轮
齿数	35	20
模数/mm	18	18
法向压力角/(°)	22.5	
螺旋角/(°)	13	
转速/(r·min ⁻¹)	600	

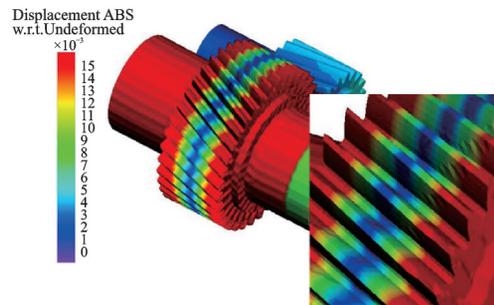
2.3 结果与分析

各阶频率随轮齿缩聚点数变化如表 3 所示。由表 3 可知,齿轮副的耦合作用会派生出新的频率,例如第 3 阶,其缩聚点数从 1 变化至 5 时,第 3 阶频率从 397.43 Hz 减小到 381.65 Hz,整体变化显著。图 4 为第 3 阶振型图,由图 4 可知,随着缩聚节点数的增加,

表 3 轮齿缩聚点数对固有频率的影响(单位:Hz)

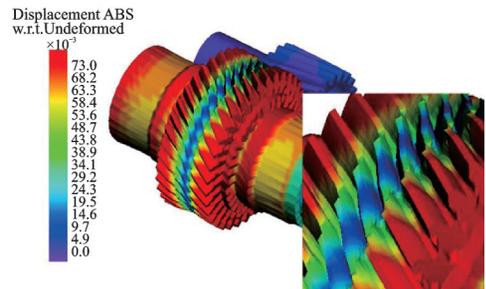
Tab. 3 The effect of the polycondensation points of gear tooth on the natural frequency (Unit: Hz)

阶次	缩聚点数				单轴系频率
	0 个	1 个	3 个	5 个	
1	340.66	335.30	334.05	334.05	-
2	342.74	342.76	342.76	342.76	-
3	380.40	397.43	388.71	381.65	-
4	529.06	527.78	527.73	527.71	-
5	560.06	560.00	560.03	560.02	-
6	766.63	766.68	766.65	766.64	766.80
7	840.93	949.56	949.68	949.71	-
8	948.90	973.82	968.36	954.32	-
9	1228.05	1228.19	1228.19	1228.19	1228.44
10	1336.22	1261.86	1256.53	1251.32	-



(a) 轮齿 1 个缩聚点

(a) One polycondensation point on each gear tooth



(b) 轮齿 3 个缩聚点

(b) Three polycondensation points on each gear tooth

图 4 振型图

Fig. 4 Mode shape diagram

轮齿的柔性更强。由表 3 可以看出,系统频率中各轴系单独的频率不受轮齿处缩聚节点的影响,如耦合系统第 6 阶频率为主动轮轴第 13 阶频率。

结果表明,耦合系统中与单轴系频率相近的频率基本不受轮齿缩聚点数影响;耦合系统派生频率中轮齿处变形较大的频率对轮齿缩聚点数敏感性较大,随着缩聚点数增加呈减小趋势。在大型传动链模型中,由于误差的累积与系统的耦合作用,精度会进一步下降。因此为了准确地表示轮齿变形,避免由简化轮齿柔性导致的振型缺失或不完整,建议轮齿处缩聚点数设置为 3 个,本文风电机组模型中轮齿处均采用 3 个缩聚点建模。

3 传动链系统动力学分析

3.1 系统潜在共振点甄别

3.1.1 频率原则

系统的内、外部激励频率及其倍频会与系统的固有频率形成共振,在分析时,将激励频率的上限定为最高转速轴转频的 6 倍频或者最高转速齿轮的啮频 3 倍频^[14]。

根据风机传动链齿轮传动系统的设计参数,模型中最高转速轴的轴频六倍频为 60 Hz;最高转速齿轮的啮频三倍频为 780 Hz。为了将尽可能多的潜在共振点考虑在内,本文选取啮频三倍频 780 Hz 为频率筛选的上限频率,即考虑到传动系统固有频率的 294 阶,如表 4 所示。

表 4 系统固有频率

Tab. 4 Natural frequencies of the system

阶次	频率/Hz	阻尼比
1	0.0022	1
2	0.0055	1
3	0.0133	1
4	0.0326	1
5	0.0857	1
6	0.2287	1
7	0.2566	1
8	0.5505	1
9	1.89287	0
10	1.89344	0.0001
⋮	⋮	⋮
291	756.173	0.0199
292	763.742	0.0193
293	775.352	0.0202
294	780.908	0.0158

3.1.2 阻尼原则

阻尼原则主要是通过对比各阶次固有频率对应的阻尼比范围,达到缩减固有频率排查范围的目的。

阻尼比 ζ 的数值范围及代表的物理意义如表 5 所示。根据机械零部件的物理及机械性质,无阻尼、临界阻尼和过阻尼这三种振动状态实际并不存在,因此其对应的固有频率是无意义的,应该排除。仅留下阻尼比满足 $0 < \zeta < 1$ 的固有频率阶次,从而达到了缩小甄别范围的目的。

表 5 阻尼比范围及物理意义

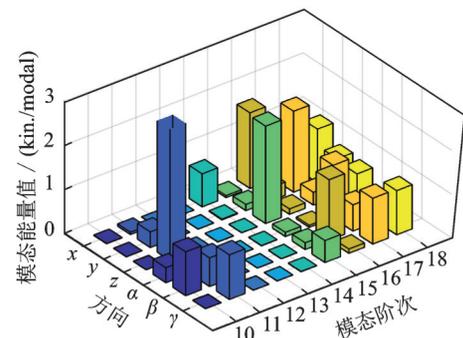
Tab. 5 Damping ratio range and physical significance

范围	物理意义
$\zeta=0$	无阻尼振动(振幅始终不衰减)
$0 < \zeta < 1$	欠阻尼振动(振幅逐渐衰减)
$\zeta=1$	临界阻尼振动(振幅衰减为 0 的时间为一周期)
$\zeta > 1$	过阻尼振动(一个振动周期内,振幅衰减为 0)

根据表 4 中各阶模态固有频率的阻尼比进行判断,可以将第 10 阶之前的频率阶次排除在外,系统还剩余 285 阶固有频率。

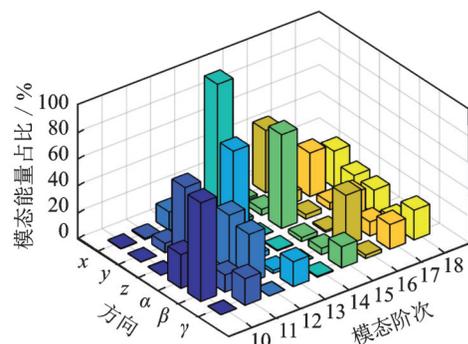
3.1.3 能量原则

第 10 阶到 18 阶频率系统各部件分别在 x, y 和 z 的平移运动方向及其对应的转动方向 α, β 和 γ 的振动能量占比,如图 5 所示。各阶次的模态总能量在六个方向上分布并不相同,不同阶次模态能量的主要分布方向也并不相同。而传动链扭转方向的阻尼比较小,吸振能力差,使传动链易于发生扭转振动,影响机组的安全稳定运行^[11],因此 γ 方向的模态能量需要重点关注。



(a) 各阶次下各方向能量值

(a) Energy values in each direction for each order



(b) 各阶次下各方向能量占比

(b) The proportion of energy in each direction for each order

图 5 不同阶次系统能量分布

Fig. 5 Energy distribution of system of different orders

能量筛选原则概括为:在某阶次频率下传动系统中的所有部件绕旋转方向的能量之和小于1,则该阶次频率不会激起系统的共振,故该频率可以排除^[15],即:

$$E_{1y} + E_{2y} + E_{3y} + \dots + E_{ny} < 1 \quad (13)$$

式中 E_{ny} 为某阶次频率下传动系统中的第 n 个子结构绕旋转方向的能量。将能量总和低于1的频谱阶次排除后,得到结果如表6所示的16个阶次。

表 6 能量筛选后的频率阶次

Tab. 6 Frequency order after energy screening

阶次	频率/Hz	总能量/(kin./modal)
11	42.805	1.0178
17	63.979	1.0445
18	65.608	1.0084
20	76.711	1.4719
40	121.670	2.7846
44	134.048	1.3382
49	144.938	1.8381
52	151.746	1.1845
54	158.300	1.1169
58	203.310	2.3668
79	222.252	1.0986
95	257.139	2.6932
110	292.340	1.0151
164	424.009	1.0464
169	453.759	1.6003
170	459.228	1.1779

3.1.4 同一速度级原则

同一速度级原则的内涵是:在某一个潜在共振点的系统频率上,如果与激励部件在同一速度级别的部件的模态能量值均小于20%,则该频率不足以激起系统的共振。若激励频率为第一级行星轮系啮频的3倍频,其同一速度级别的部件应包括:第一级行星轮、行星轴和太阳轮,如图6所示。排除不满足同一速度级原则的频率阶次后,得到满足条件的剩余阶次,如表7所示。

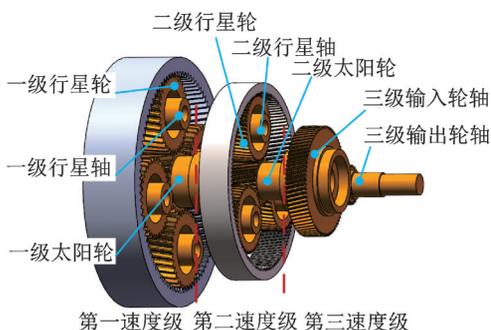


图 6 同一速度级激励部件

Fig. 6 Excitation components of the same speed level

表 7 模态能量占比汇总

Tab. 7 Summary of modal energy proportion

阶次	频率/Hz	响应部件	占比/%
11	42.805	平行级输出轮	95.48
17	63.979	平行级输入轮	41.82
18	65.608	平行级输入轮/输出轮	34.71
44	134.048	第二级行星轴	21.75
79	222.252	第二级行星轮	29.77
164	424.009	第二级行星轮	24.73

3.1.5 系统 Campbell 图

坎贝尔图可以将系统固有频率与激励频率曲线绘制在同一个坐标系内,以工作转速为横坐标,激励频率为纵坐标,通过寻找固有频率与激励频率曲线的交点来确定系统的潜在共振点。8 MW 风力发电机传动系统的切入转速为 2.57 r/min,切出转速为 21.43 r/min,额定转速为 9 r/min,依据表7的固有频率绘制出的系统坎贝尔图如图7所示。

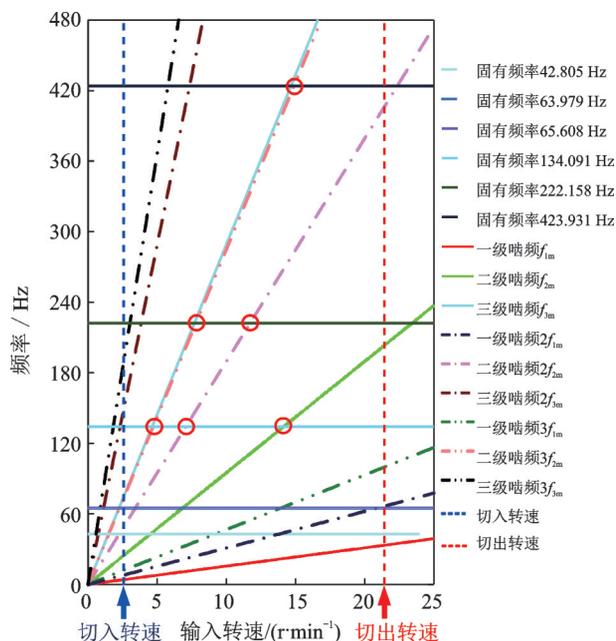


图 7 系统坎贝尔图

Fig. 7 Campbell diagram of system

坎贝尔图中,并不是所有的交点都是潜在共振点,结合表7,若某个交点的固有频率和对应的激励源与表6中相应的固有频率和激励源不一致,则该点并不是共振点,可以排除。最终找到6个潜在共振点,如表8所示,对应的振型如图8所示。表8中: f_{2m} 表示第二级的啮频。

表 8 系统潜在共振点

Tab. 8 Potential resonance points of system

阶次	频率/Hz	输入转速/(r·min ⁻¹)	激励类型	振型
44	134.048	14.14	f_{2m}	1级齿圈
44	134.048	7.07	$2f_{2m}$	径向变形
44	134.048	4.71	$3f_{2m}$	
79	222.252	11.71	$2f_{2m}$	后箱体摆动
79	222.252	7.81	$3f_{2m}$	
164	424.009	14.90	$3f_{2m}$	前后箱体摆动

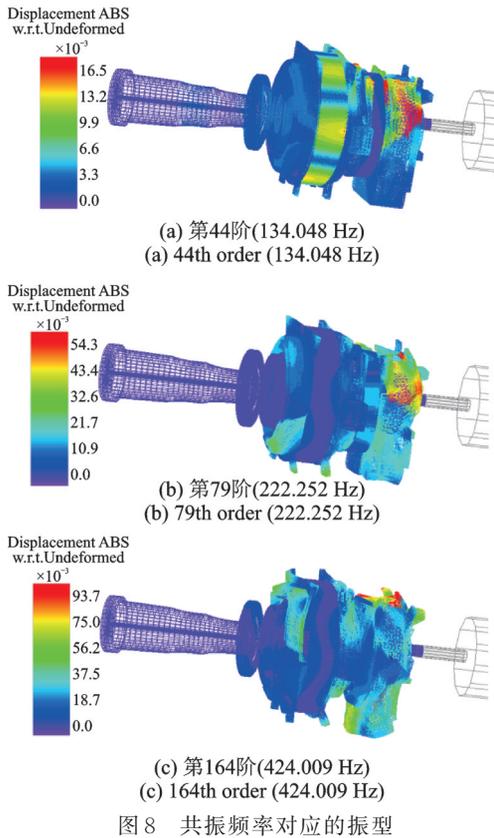


图8 共振频率对应的振型

Fig. 8 Mode shape corresponding to resonance frequency

3.2 扫频时/频域分析

上述五大筛选原则给出的是系统的潜在共振点,若要得到系统的危险共振点,需要对其进行升速扫频分析。限于篇幅仅以表8第一个潜在共振点为例进行分析,此点是固有频率 134.048 Hz 与齿轮箱第2级啮频的交点,能量主要集中在第1级齿圈,此时轮毂的转动速度为 14.14 r/min,该转速附近的角加速度时域图通过 FFT 变换。如图9所示为该转

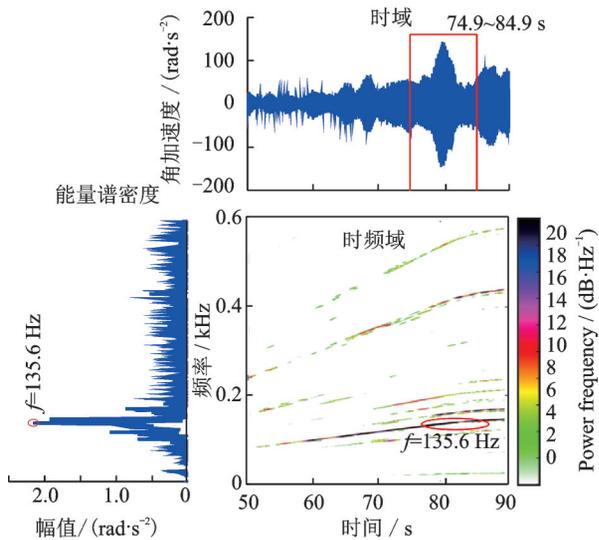


图9 第一级齿圈角加速度时/频域图

Fig. 9 Time/frequency domain diagrams of angular acceleration of the first stage ring

速附近第一级齿圈角加速度时/频域图,在 135.6 Hz 处存在峰值,与该潜在共振点对应频率 134.048 Hz 重合,故此潜在共振点是危险共振点,会在响应部件处产生共振危险,需要重点关注。通过对其余潜在共振点进行时/频域分析,系统共存在两个危险共振点,该模型有发生共振的危险,需要对其进行优化。

4 系统模型优化

传动链在经过共振点甄别后,识别出2个危险共振点,对应系统的2阶固有频率,对应的共振转速分别为 14.14 和 14.9 r/min,共振部件包括前箱体、一级齿圈和后箱体。由于各支撑刚度对固有频率的影响并不明显,而质量对固有频率的影响较大^[16],所以优化主要针对箱体结构尺寸,在保证能够为齿轮系统提供稳定支撑的基础上,尽可能地降低传动链系统的共振风险。最简单的一种优化方法是改变箱体壁厚;第二种优化方法是根据共振对应的振型,在适当的位置设置筋板,从而有针对性地阻止其发生共振变形。

基于已甄别出的共振点,第一种优化方案为增加前箱体和后箱体在发生共振时变形最大的位置处的箱体壁厚以及齿圈外圈直径,如图10所示,将这三个部件的壁厚增加20%。第二种优化方案考虑共振振型为一级齿圈变形和前后箱体整体摆动,故在前箱体前端的上、下吊耳处一共设置8个筋板,在后箱体变形较大处共设置12个筋板,如图11所示。

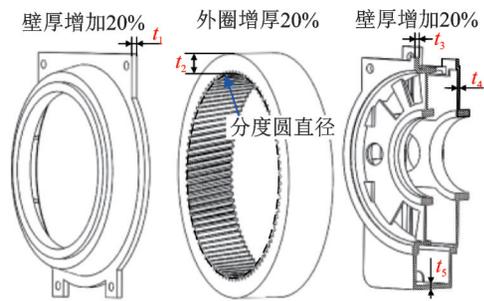


图10 增加箱体壁厚

Fig. 10 Increase the wall thickness of the box

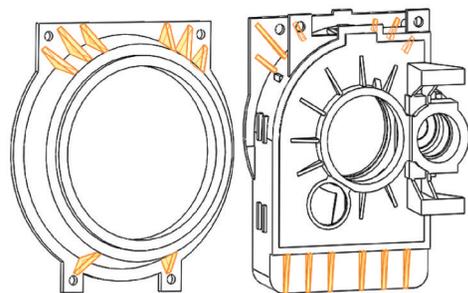


图11 增加筋板

Fig. 11 Increase the stiffeners

利用共振点甄别五大原则对优化模型进行潜在共振点甄别,通过扫频时/频域分析,方案一最终确定2个危险共振点,方案二未发现危险共振点,如表9所示。可见,在变形处增设筋板的优化方法可以有效降低系统的共振风险。并且从表10中可以看出,采用方案一使总质量增加了10.69%,远大于第二种方案的1.95%。

综上所述,在变形处增设筋板的优化方法在仅使齿轮箱增加了不到2%的重的情况下,减少了危险共振点的数量,是更优的优化方案。

表9 潜在共振点详细信息

Tab. 9 Details of potential resonance points

类别	阶次	频率/Hz	输入转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	激励 类型	危险共 振点
方案一	35	116	4.02	f_{3m}	否
	85	239	4.14	$3f_{3m}$	否
	85	239	8.28	$2f_{3m}$	是
	42	133	4.68	$3f_{2m}$	否
	42	133	7.02	$2f_{2m}$	是
	42	133	14.03	f_{2m}	否
方案二	159	426	14.98	$3f_{2m}$	否
	33	110	3.81	f_{3m}	否
	34	112	3.88	f_{3m}	否
	159	422	14.84	$3f_{2m}$	否

表10 优化前后箱体总质量

Tab. 10 Total box mass before and after optimization

类别	总质量/kg	增量/kg	增幅/%
优化前	40791.572	-	-
方案一	45152.978	4361.406	10.69
方案二	41587.576	796.004	1.95

5 结论

结合缩聚和多体动力学理论,建立了某8 MW大型风力发电机的多柔体动力学模型,考虑了主轴柔性和齿轮箱的全柔性。研究了轮齿处不同缩聚点数对系统模态的影响,得出耦合系统中与单轴系频率相近的频率基本不受轮齿缩聚点数影响;耦合系统派生频率中轮齿处变形较大的频率对轮齿缩聚点数敏感性较大,随着缩聚点数增加呈减小趋势。

利用模型求解了系统前294阶固有频率,利用五大筛选原则找到了系统的6个潜在共振点,通过时域分析和频域分析确定2个危险共振点。针对危险共振点的振型和时频域分析结果对系统模型进行优化,对比了改变箱体壁厚和在齿轮箱箱体变形位

置增设筋板两种优化方案,增设筋板的方法优化后,传动链没有危险共振点,模型优化取得了优良的效果。研究结果可以为大型风机多柔体动力学建模、共振点甄别和系统优化等提供参考。

参考文献:

- [1] 金晓航,孙毅,单继宏,等. 风力发电机组故障诊断与预测技术研究综述[J]. 仪器仪表学报, 2017, 38(5): 1041-1053.
Jin Xiaohang, Sun Yi, Shan Jihong, et al. Fault diagnosis and prognosis for wind turbines: an overview [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38(5): 1041-1053.
- [2] 刘波,贺志佳,金昊. 风力发电现状与发展趋势[J]. 东北电力大学学报, 2016, 36(2): 7-13.
LIU Bo, HE Zhijia, JIN Hao. Wind power status and development trends [J]. Journal of Northeast Dianli University, 2016, 36(2): 7-13.
- [3] 何玉林,黄伟,李成武,等. 大型风力发电机传动链多柔体动力学建模与仿真分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(1): 61-69.
HE Yulin, HUANG Wei, LI Chengwu, et al. Flexible multibody dynamics modeling and simulation analysis of large-scale wind turbine drivetrain [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(1): 61-69.
- [4] 张智伟,左扣成,周明明,等. 基于RomaxWIND的大兆瓦级风机传动链非线性动力学分析[J]. 机械传动, 2014, 38(10): 58-61.
Zhang Zhiwei, Zuo Koucheng, Zhou Mingming, et al. Nonlinear dynamics analysis of large wind turbine drivetrain based on RomaxWIND [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(10): 58-61.
- [5] 李浪. 大型风力发电机组整机动力学建模与性能预测分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
Li Lang. Dynamics modeling and performance prediction analysis of large-scale wind turbine [D]. Chongqing: Chongqing University, 2016.
- [6] 周林,郑四发,连小珉. 加速工况下传动系统扭转振动分析[J]. 振动工程学报, 2010, 23(6): 601-605.
ZHOU Lin, ZHENG Sifa, LIAN Xiaomin. Modeling and research on torsional vibration of transmission system under speeding-up condition [J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(6): 601-605.
- [7] 杜静,秦月,李成武. 风力发电机组传动链动力学建模与仿真分析[J]. 太阳能学报, 2014, 35(10): 1950-1957.
Du Jing, Qin Yue, Li Chengwu. Dynamics modeling and simulation analysis of wind turbine drive train [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2014, 35(10): 1950-1957.

- [8] 秦月. 风力发电机组传动链动力学建模与仿真分析研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
Qin Yue. Analysis and research on the wind turbine drive train's dynamic modeling and simulation [D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.
- [9] SIMEON B. On lagrange multipliers in flexible multi-body dynamics[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 195 (50-51): 6993-7005.
- [10] CRAIG Jr R R. Review of time-domain and frequency-domain component-mode synthesis method[J]. American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division, AMD, 1985, 67: 1-30.
- [11] 陈爽. 兆瓦级风力发电机组传动链动态特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
Chen Shuang. Dynamic characteristics research of megawatt level wind turbine drive train [D]. Chongqing: Chongqing University, 2013.
- [12] Helsen J, Vanhollebeke F, Marrant B, et al. Multi-body modelling of varying complexity for modal behaviour analysis of wind turbine gearboxes[J]. Renewable Energy, 2011, 36(11): 3098-3113.
- [13] GUYAN R J. Reduction of stiffness and mass matrices [J]. AIAA Journal, 1965, 3(2): 380.
- [14] 颜诚. 基于模态综合法 2 MW 风电增速箱柔体动力学分析及优化设计[D]. 湘潭: 湘潭大学, 2015.
Yan Cheng. Flexible body danamic simulation research for 2 MW wind turbine with component mode synthesis theory[D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2015.
- [15] 缪炳荣, 罗仁, 王哲, 等. SIMPACK 动力学分析高级教程[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2010.
Miao Bingrong, Luo Ren, Wang Zhe, et al. Advanced Tutorial on SIMPACK Dynamics Analysis[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2010.
- [16] 魏静, 吕程, 孙伟, 等. NGW 型行星轮系模态特性及参数敏感性研究[J]. 振动工程学报, 2013, 26(5): 654-664.
WEI Jing, LÜ Cheng, SUN Wei, et al. Study on the mode characteristics and parameter sensitivity for NGW planetary gear system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(5): 654-664.

Modeling of large-scale wind turbine drive train and methods of resonance identification and model optimization

YAN Qiang, WEI Jing, ZHANG Shi-jie, GUO Jian-peng

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: To analyze and optimize a large-scale wind turbine accurately, this paper considers the flexibility of the main shaft and the full flexibility of the gear transmission system, and establishes a flexible multi-body dynamic model of the drive chain of an 8 MW wind turbine. The effects of number of condense points on the gear system modal are also studied. The natural frequencies of the system are obtained, and 6 dangerous resonance points are identified by applying five screening principles. Based on the characteristics of the resonance points, the gearbox model is optimized by comparing two methods. The number of resonance points is reduced to zero by optimization. The results can provide a reference for the dynamic modeling and optimal design of large-scale wind turbines

Key words: flexible multi-body dynamics; large-scale wind turbine drive chain; potential resonance point identification; dynamic optimization and designing

作者简介: 颜强(1997—),男。电话:18728193776; E-mail: slmt_yanqiang@foxmail.com。

通讯作者: 魏静(1978—),男,教授,博士生导师。电话:13629752837; E-mail: weijing_slmt@163.com。