

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2312182

风电齿轮箱振动信号耦合调制建模与应用*

武英杰, 佟源, 李鹏飞, 田野, 王建国
(东北电力大学自动化工程学院 吉林 132012)

摘要:风电齿轮箱不同轮系间存在的耦合调制现象干扰了实际故障诊断,为此,针对两级行星一级平行结构的齿轮箱提出一种考虑级间耦合调制的现象学模型。首先,在风电齿轮箱振动信号幅值、频率解调分析基础上,定义了多级传动下的级间串联调制特性,并提出幅值-频率级间串联调制模型;通过构造多级调幅信号和调频信号,在频谱和解调谱中对串联调制特性进行仿真分析,并提出耦合调制特性边带能量指标用于模型评价;设计与现场齿轮箱具有相同结构的缩比齿轮箱实验台,并在正常与故障状态下进行实验、现场联合分析,验证级间串联调制模型的有效性。结果表明:频率耦合调制现象在四种状态下尤为明显,其耦合调制特性边带能量分别为1.02、1.04、1.18、1.25。本模型所反映的齿轮箱级间耦合调制现象是齿轮箱本身所有,不会因齿轮箱的状态而发生改变,本模型为提高风电齿轮箱故障诊断准确性提供参考。

关键词: 风电齿轮箱; 幅值调制; 频率调制; 现象学模型

中图分类号: TH165.3 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 470.4047

Modeling and application of coupled modulation of vibration signals in wind power gearboxes

Wu Yingjie, Tong Yuan, Li Pengfei, Tian Ye, Wang Jianguo

(School of Automation Engineering, Northeast Electric Power University, Jilin 132012, China)

Abstract: The coupling modulation phenomenon between different gear trains of wind turbine gearbox interferes with the actual fault diagnosis. Therefore, a phenomenological model considering interstage coupling modulation is proposed for a two-stage planetary one-stage parallel gearbox. Firstly, based on the amplitude and frequency demodulation analysis of vibration signal of wind power gearbox, the characteristics of series modulation between stages under multistage transmission are defined, and the series modulation model between amplitude-frequency stages is proposed. By constructing multistage amplitude-modulation signal and frequency-modulation signal, the series modulation characteristics are simulated in both the spectrum and demodulation spectrum, and the sideband energy index of coupling modulation characteristics is proposed for model evaluation. A scaled gearbox test bench with the same structure as the field gearbox is designed, and experiments and field analysis are carried out under both normal and fault conditions to verify the validity of the series modulation model between stages. The results show that the frequency coupling modulation phenomenon is particularly obvious in the four states, and the sideband energies of the coupling modulation characteristics are 1.02, 1.04, 1.18 and 1.25, respectively. The coupling modulation between gearbox stages reflected in this model is the gearbox itself, and will not change with the gearbox state. This model provides a reference for improving the fault diagnosis accuracy of wind power gearbox.

Keywords: wind turbine gearbox; amplitude modulation; frequency modulation; phenomenological model

0 引言

行星齿轮箱具有结构紧凑、动力传递效率高以及结

构刚性好的特点,故在风力发电机、汽车、船舶、航空航天等多种机械装备中应用广泛。随着全球风能大规模开发,风电机组的规模和数量在近些年得到大幅度的增加,与此同时,在其运行中暴露的问题也越来越多。大多数

收稿日期:2023-11-22 Received Date: 2023-11-22

* 基金项目:吉林省科技发展计划重点研发(20220203077SF)项目资助

已安装的风电机组出现不同程度的机械故障,主要集中在齿轮箱、发电机等部件。由于机组齿轮箱结构复杂,齿轮箱故障导致机组停机时间更长,设备更换以及期间的电量损失使其运维成本大幅度增加^[1-2]。

主流风电齿轮箱是三级复合传动结构,这直接导致了不同轮系间的振动耦合调制,并时常干扰现场故障诊断,另外,风电齿轮箱包含一级或两级行星传动,其中,多对齿轮啮合引起的振动相互叠加,各啮合点与传感器之间的传递路径周期性变化等特点使其故障诊断比定轴齿轮箱难度进一步加大,为了准确判断行星齿轮箱故障,分析传动机理,建立振动信号现象学模型尤为重要^[3-4]。

在国内外学者的共同努力下,齿轮箱振动信号建模取得了众多成果。文献[5]考虑行星轮位置的角度移和不均载,建立了太阳齿轮与行星齿轮局部故障时振动信号现象学模型;文献[6]总结行星齿轮箱太阳齿轮故障啮合位置的周期为潮汐周期,并将其纳入振动信号现象学模型,解释其对齿轮箱振动响应的独特影响;文献[7]分析了振动信号建模过程中忽略的问题,指出啮合频率边带结构不对称的原因应归因于不同行星齿轮啮合振动的不同,而不是行星齿轮的相位角不同;文献[8]在建立风电齿轮箱传动系统的三维实体模型基础上,研究了中间级齿轮与高速级齿轮的单一裂纹故障以及裂纹耦合故障对高速级齿轮位置的影响;文献[9]基于齿轮故障振动啮合调制模型,利用平方幅值解调,提出一种调幅调频信号准确分离方法。文献[10]分别推导了正常状态和平稳型故障的频率响应及诱发因素,表明啮合频率及其两侧的倍频的调制边带是由位移误差函数和啮合刚度所引起的,推导了振动响应频率特征规律。由于齿轮箱为双弹性支撑,风电齿轮箱的输出轴天然的存在不对称现象,另外,一些基于行星齿轮箱振动模型的故障分析方法,例如考虑时变路径影响的振动分离技术^[11-12]、针对振动模型中的调制规律的幅值解调技术^[13]、考虑等间隔行星轮相位差异的边频带分析^[14]等。

上述研究为行星齿轮箱故障诊断提供了理论基础,由于双馈式风电机组齿轮箱为三级传动,包括一级行星两级平行结构或两级行星一级平行结构,行星轮系与平行轮系共置于一个箱体内,当风电机组运行时,会出现不同于单级齿轮箱或实验室环境下发现的调制现象;文献[15]提出了风电齿轮箱两级齿圈故障下振动信号耦合调制模型,其现场数据分析发现,载波信号既受到两级齿圈故障特征频率的幅值调制,又受平行级低速轴转频调制。文献[16]研究了正常与行星轮断齿故障的分叉特性及频谱特征,建立了两级平行一级行星的动力学模型,指出第二级平行轮系啮合频率被第三级行星轮故障特征频率所调制,Wang等^[17]提出一种新的调制模型:分

布式故障的行星级啮合频率会调制齿轮箱中速级、高速级以及箱体的固有频率。文献[18]针对风电齿轮箱多级传动导致的振动耦合调制问题,提出了一种考虑级间调幅调频的齿圈故障新模型,通过参数辨识技术将其应用于齿圈故障监测。

在多级传动的过程中,风电齿轮箱振动信号的故障载波有多个,调制信号可能为多个转频的组合,这些级间转频耦合调制是正常齿轮箱本身所有还是故障引发,尚无明确结论,为此,本文对两级行星一级平行齿轮箱振动信号进行现象学建模,揭示其中的耦合调制规律,避免误诊断。

1 风电齿轮箱结构

本文的研究对象为两级行星一级平行传动的风电齿轮箱,行星齿轮箱主要由齿圈、行星轮,太阳轮、低速轴、输出轴组成,一级、二级、三级传动以转速大小划分,分别对应低速级、中间级和高速级。风电齿轮箱结构图如图1所示。



图1 风电齿轮箱结构图

Fig. 1 Structure diagram of wind turbine gearbox

2 幅值频率串联调制模型

在基于振动信号的齿轮箱故障诊断中,一般现象学模型主要考虑齿轮的故障频率及其倍频调制齿轮副的啮合频率或其他机械固有频率,但实际信号解调中,模型载波与调制频率并不是单一的。

文献[14]考虑建立一级、二级齿圈故障下两级风电机组齿轮箱振动信号幅值耦合调制模型,调幅部分如式(1)所示。

$$a_1(t)a_2(t) = c[1 + A_1 \cos(2\pi f_{r1} + \phi_1)] \cdot [1 + A_2 \cos(2\pi f_{r2} + \phi_2)] \quad (1)$$

式中: $a_1(t)$ 和 $a_2(t)$ 分别为一级、二级齿圈故障的幅值调制函数; c 为决定信号幅值大小的常数(经验证, c 的大小并不影响模型的结果,故设置 $c = 1$, 后文 c 默认设置为 1); A_1 和 A_2 分别为一级、二级齿圈故障的幅值调制函数;

f_{r1} 和 f_{r2} 分别为一级、二级齿圈故障特征频率; ϕ_1 和 ϕ_2 为幅值调制函数初始相位(经仿真验证,初始相位对模型不产生影响,故设置 $\phi_1 = \phi_2 = 0$)。由式(1)调制函数可知,在包络谱中,频谱峰值不仅出现在 f_{r1} 和 f_{r2} 位置处,还会出现在 $f_{r2} \pm f_{r1}$ 处。

当风力驱动叶片旋转,扭矩通过主轴传递到齿轮箱输入轴(一级保持架),经第一级行星轮系中行星轮与太阳轮啮合传递至二级行星轮系保持架,再经二级行星轮系传递至平行级低速轴,最后经平行传动传递到输出轴(高速轴)。在行星轮系与平行轮系中,由于一级啮合频率较小,会淹没在二级啮合频率之中;振动信号沿着第二级行星轮系-低速轴-输出轴(高速轴)的路径进行传递,所以当对输出端/平行级振动信号进行解调时,会在解调谱中同时出现太阳轮、低速轴和高速轴的转频。

综上所述,本文建立风电齿轮箱的耦合调制模型,考虑一级太阳轮转频、低速轴和高速轴之间的级间串联调制:一级太阳轮转频调制低速轴与高速轴转频,低速轴与高速轴转频调制载波信号,形成串联调制。模型示意图如图2所示。

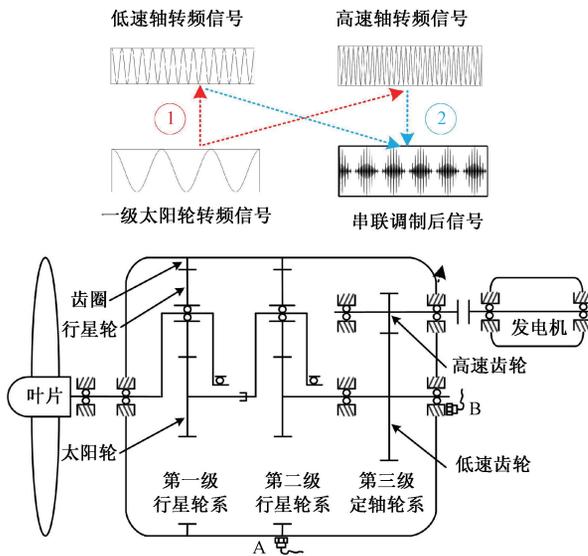


图2 串联调制示意图

Fig. 2 Schematic diagram of series modulation

2.1 幅值串联调制模型

本文建立一级太阳轮、低速轴和高速轴三级轮系间振动信号幅值耦合调制模型,根据上文的分析,所建立的模型既可以反映出齿轮箱正常振动信号的耦合调制,又可以反应故障状态下的耦合调制,只需要改变参数变量即可。

现提出本文所建立的幅值调制模型如式(2)所示。

$$f(t) = a [1 + A_1 \cos(2\pi f_s t)] \cdot [1 + A_2 \cos(2\pi f_l t)] \cdot [1 + A_3 \cos(2\pi f_h t)] \cdot \cos(2\pi f_c t + \phi) \quad (2)$$

式中: a 为决定信号大小的常数; A_1 、 A_2 和 A_3 为一级太阳轮、低速轴和高速轴幅值调制函数的幅值; f_c 为载波频率; f_s 为太阳轮转频; f_l 为低速轴转频; f_h 为低速轴转频; ϕ 为载波信号初始相位。

2.2 频率串联调制模型

上文建立了幅值串联调制模型,本节提出一级太阳轮、低速轴和高速轴三级轮系间振动信号频率耦合调制模型,所建立的频率调制模型如式(3)所示。

$$f(t) = b \cos \{ [1 + A_4 \sin(2\pi f_s t)] \cdot [1 + A_5 \sin(2\pi f_l t)] \cdot [1 + A_6 \sin(2\pi f_h t)] + 2\pi f_c t + \phi \} \quad (3)$$

式中: b 为决定幅值信号的常数(通常设置为1); A_4 、 A_5 和 A_6 为一级太阳轮、低速轴和高速轴频率调制函数的幅值; f_c 为载波频率; f_s 为太阳轮转频; f_l 为低速轴转频; f_h 为高速轴转频; ϕ 为载波信号初始相位。式(3)中继续用贝塞尔级数将 \cos 函数转化为 \sin 函数。

2.3 幅值频率串联调制模型

本节建立一级太阳轮、低速轴和高速轴三级间振动信号幅值-频率耦合调制模型,所建立的幅值频率耦合调制模型如式(4)所示。

$$f(t) = c \{ [1 + A_1 \cos(2\pi f_s t)] \cdot [1 + A_2 \cos(2\pi f_l t)] \cdot [1 + A_3 \cos(2\pi f_h t)] \cdot \cos \{ [1 + A_4 \sin(2\pi f_s t)] \cdot [1 + A_5 \sin(2\pi f_l t)] \cdot [1 + A_6 \sin(2\pi f_h t)] + 2\pi f_c t + \phi \} \} \quad (4)$$

式中: c 为决定信号大小的常数; A_1 、 A_2 和 A_3 为一级太阳轮、低速轴和高速轴幅值调制函数的幅值; A_4 、 A_5 和 A_6 为一级太阳轮、低速轴和高速轴频率调制函数的幅值; f_c 为载波频率; f_s 为太阳轮转频; f_l 为低速轴转频; f_h 为高速轴转频; ϕ 为载波信号初始相位。

3 振动信号串联调制现象仿真分析

3.1 两级齿圈故障下调幅信号仿真

文献[14]与[18]建立两级齿圈故障下振动信号模型,模型如下:

$$x(t) = c [1 + A_1 \cos(2\pi f_{r1} t + \phi_1)] \cdot [1 + A_2 \cos(2\pi f_{r2} t + \phi_2)] \cdot \cos(2\pi f_c t + \phi_3) \quad (5)$$

基于式(5), c 为决定幅值大小的常数(为了方便设置为1), f_{r1} 、 f_{r2} 为一级、二级齿圈故障特征频率, ϕ_1 与 ϕ_2 为初始相位,设置 f_{r1} 、 f_{r2} 分别为1 Hz、10 Hz, f_c 为100 Hz。对其进行傅里叶变换与希尔伯特包络解调得到频谱与包络谱如图3(a)和(b)所示。

图3(a)表明在两级齿圈故障下,在频谱中可以得出一级齿圈故障特征频率与二级齿圈故障特征频率调制啮

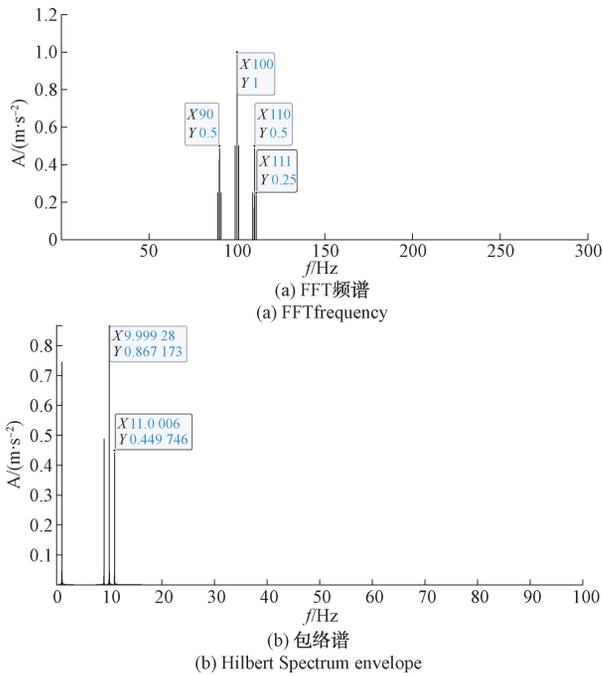


图3 两级齿圈故障下FFT频谱与包络谱
Fig. 3 FFT spectrum and envelope spectrum under two-stage gear ring fault

合频率,在包络谱中,可以解调出一级齿圈故障特征频率与二级齿圈故障特征频率,且存在级间串联调制现象。即一级齿圈故障特征频率和二级齿圈故障特征频率调制载波,且一级齿圈故障特征频率调制二级齿圈故障特征频率。

文献[14]从调幅角度给出了齿圈复合故障下的串联调制模型,本文从调幅信号、调频信号、调幅调频复合信号3个方面进行耦合调制建模,通过实验验证模型的正确性与可行性。模型如下节所示。

3.2 调幅信号仿真

基于式(2),经验证,初始相位和幅值系数对仿真结果没有影响,故将函数中各初始相位设置为0(同下文),一级太阳轮、低速轴和高速轴幅值调制函数的系数设置为1(同下文),简化后调幅函数模型如式(6)所示。

$$y(t) = [1 + \cos(2\pi f_s t)] \cdot [1 + \cos(2\pi f_l t)] \cdot [1 + \cos(2\pi f_h t)] \cos(2\pi f_c t) \quad (6)$$

引入仿真信号,对式(6)进一步的分析,信号采样频率为10 000 Hz,载波频率100 Hz,太阳轮转频、低速轴转频和高速轴转频分别为1.39、7.31和26.72 Hz。仿真信号 $y(t)$ 的时域波形如图4(a)所示。采用Hilbert包络解调的信号分析方法对仿真信号进行解调分析,仿真结果如图4(c)所示,由频谱可知,载波频率100 Hz周围有边带间隔为7.31、19.41、26.72和34.03 Hz,其中,

19.41 Hz对应高速轴与低速轴转频相减所对应的转频,34.03 Hz对应高速轴与低速轴转频相加所对应的转频。同时在7.31、19.41、26.72和34.03 Hz两侧也有间隔为1.39 Hz的调制边带,FFT的频谱分布与式(2)中推导结果一致。包络谱中可解调出1.39、7.31、19.41、26.72和34.03 Hz的调制频率,在较高的调制频率周围有间隔为1.39 Hz的调制边带,呈现一级太阳轮调制低速轴、高速轴以及低高速轴转频相加减所对应转频的三级间串联调制。

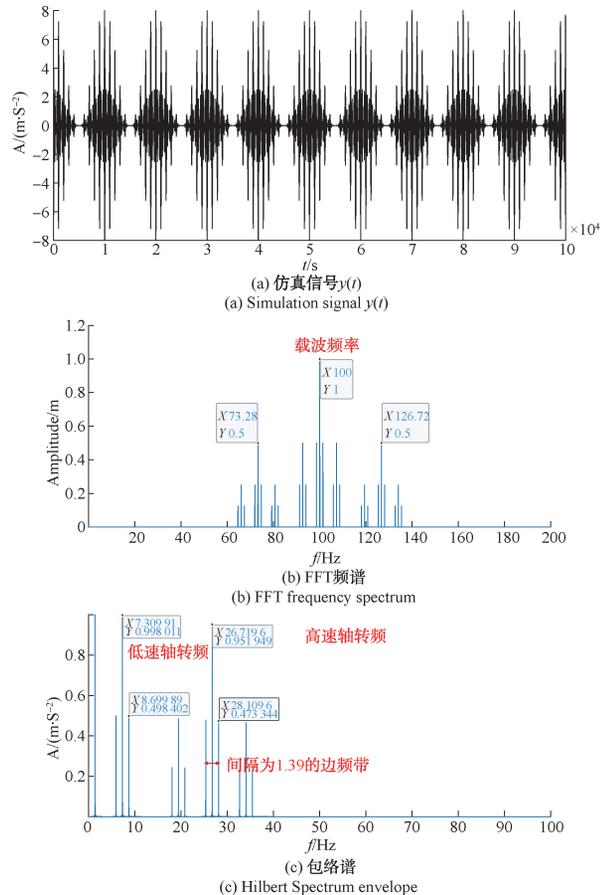


图4 调幅仿真信号时域波形、FFT频谱和包络谱
Fig. 4 Time-domain waveform, FFT spectrum and envelope spectrum of amplitude modulation simulation signal

3.3 调频信号仿真

基于式(3),将各调频函数的初始相位设置为0,幅值大小设置为1,简化后调频模型如式(7)所示。

$$x(t) = \cos \{ [1 + \sin(2\pi f_s t)] \cdot [1 + \sin(2\pi f_l t)] \cdot [1 + \sin(2\pi f_h t)] + 2\pi f_c t \} \quad (7)$$

对式(7)进一步仿真分析,仿真参数同调幅信号相同,采样频率10 000 Hz,载波频率100 Hz,太阳轮转频、低速轴转频和高速轴转频分别为1.39 Hz、7.31 Hz和

26.72 Hz。仿真信号 $x(t)$ 时域波形如图 5(a) 所示。频率解调谱如图 5(b) 所示。频率解调谱中可解调出 1.39、7.31、19.41、26.72 和 34.03 Hz 的调制频率,且在 7.31、19.41、26.72 和 34.03 Hz 的两侧存在间隔为 1.39 调制边带,呈现一级太阳轮、低速轴和高速轴的串联调制现象。

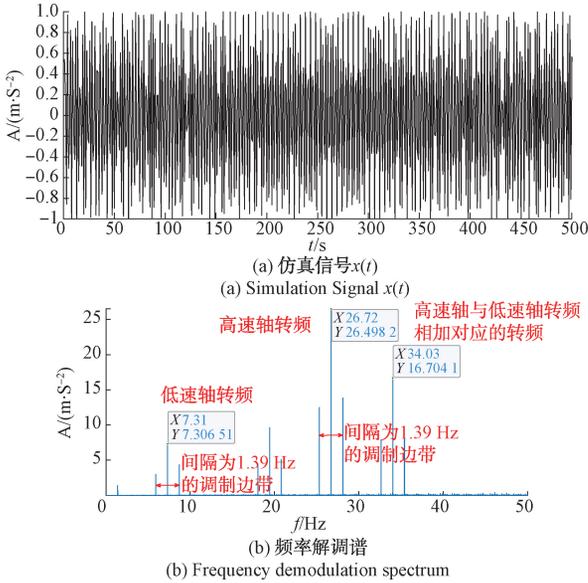


图 5 调频仿真信号时域波形和频率解调谱

Fig. 5 Time-domain wave-form and frequency demodulation spectrum of frequency modulation simulation signal

3.4 调幅调频信号仿真

基于式(4),将调频调幅函数模型的初始相位设置为 0,幅值系数 $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ 设置为 1,简化后调幅调频模型如式(8)所示。

$$z(t) = [1 + \cos(2\pi f_{sun} t)] \cdot [1 + \cos(2\pi f_{high} t)] \cdot [1 + \cos(2\pi f_{low} t)] \cdot \cos\{[1 + \sin(2\pi f_{sun} t)] \cdot [1 + \sin(2\pi f_{high} t)] \cdot [1 + \sin(2\pi f_{low} t)] + 2\pi f_c t\} \quad (8)$$

对式(8)采用 Hilbert 包络解调的信号分析方法进行仿真分析,采样频率 10 000 Hz;载波频率 100 Hz;太阳轮转频 1.39 Hz;低速轴转频 7.31 Hz;高速轴转频 26.72 Hz;仿真信号时域波形如图 6(a) 所示,对仿真信号分别进行幅值解调与频率解调,在解调谱中均解调出一级太阳轮转频、低速轴转频、高速轴转频以及低高速轴相加减对应的转频,且在其周围均存在间隔为 1.39 的调制边带,幅值解调与频率解调谱分别对应图 6(b)与(c),呈现风电齿轮箱正常信号三级间串联调制现象。

3.5 耦合调制特性边带能量指标

为便于评价所提耦合调制模型在齿轮箱不同状态下

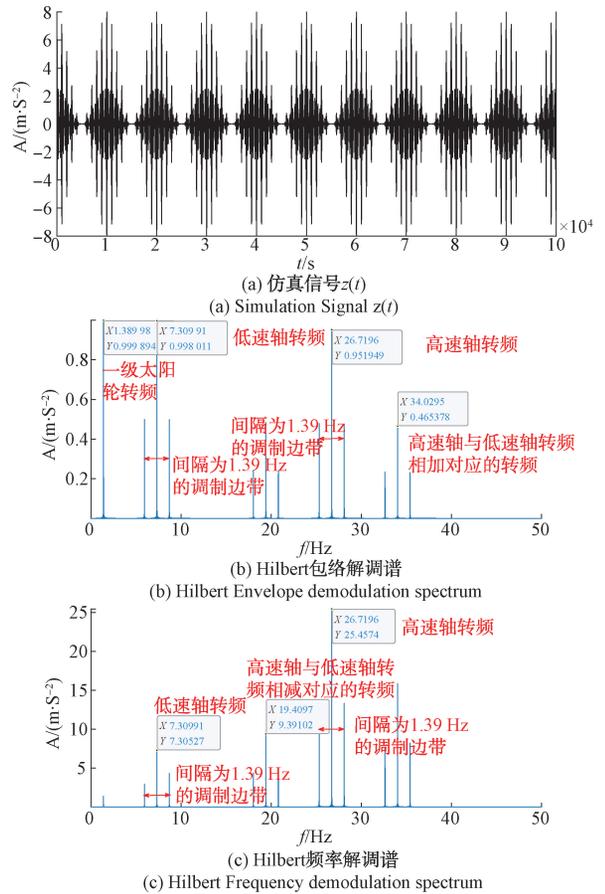


图 6 调幅调频仿真信号时域波形、包络解调谱和频率解调谱

Fig. 6 Time domain waveform, envelope demodulation spectrum, and frequency demodulation spectrum of amplitude modulation and frequency modulation simulation signals

耦合调制特性的有效性,本文在仿真信号分析基础上,提出一种考虑多个边带的边带能量指标 (Sec)。

$$Sec = \frac{E_{\text{实验台正常}} + E_{\text{实验台断齿}} + E_{\text{实际风场正常}} + E_{\text{实际风场故障}}}{4} \quad (9)$$

其中,以 $E_{\text{实验台正常}}$ 为例,计算过程如下:

$$E_{\text{实验台正常}} = \frac{f_{l-s} + f_{l+s}}{f_l} + \frac{f_{h-s} + f_{h+s}}{f_h} + \frac{f_{h-l-s} + f_{h-l+s}}{f_{h-l}} + \frac{f_{h+l-s} + f_{h+l+s}}{f_{h+l}} \quad (10)$$

其中, f_{l-s} 和 f_{l+s} 为低速轴两侧的调制边带能量 f_{h-s} 和 f_{h+s} 为高速轴两侧调制边带能量 f_{h-l-s} 和 f_{h-l+s} 为高速轴与低速轴转频相减两侧的调制边带能量 f_{h+l-s} 和 f_{h+l+s} 为高速轴与低速轴转频相加两侧调制边带能量。

经计算,对于调幅、调频仿真信号,耦合调制特性边带能量指标均为 1。

4 实验台幅值频率串联调制验证

4.1 双馈式风力发电模拟实验台

双馈式风力发电模拟实验台主要由驱动单元(变频器)和三相异步驱动电机)、减速齿轮箱、增速齿轮箱、双馈式发电机以及背靠背控制器组成,整体结构如图7所示。其中,减速齿轮箱与增速齿轮箱结构完全对称,并通过扭矩传感器串联,与发电机形成一个能量流闭环。增速齿轮箱以现场雅克1.5 WM 齿轮箱为参考进行缩比设计,内部采用两级行星一级平行结构,具体参数如表1所示。

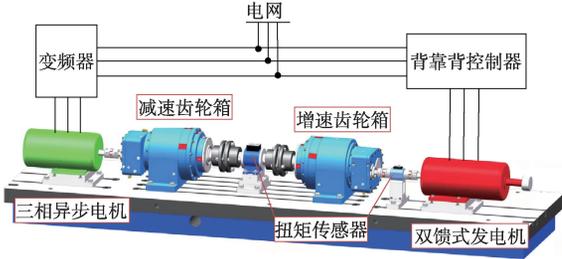


图7 双馈风电模拟实验台示意图

Fig.7 Diagram of doubly-fed wind power simulation test bench

表1 缩比齿轮箱齿轮参数

Table 1 Gear parameters of scaled gearbox

名称	齿数
一级太阳轮	24
一级行星轮	39
二级太阳轮	24
二级行星轮	39
低速轴	106
高速轴	29

图8展示了增速齿轮箱测点的分布,本实验选择平行级低速轴测点。

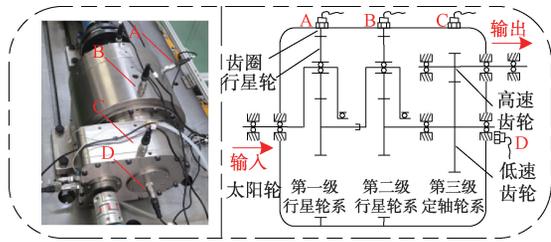


图8 测点结构分布

Fig.8 Measuring point structure distribution

4.2 正常状态下实验数据串联调制特性验证

由于风电齿轮箱是多级传动,很难采用频谱的边带结构来确定故障,通过 Hilbert 幅值频率解调方法,进行风电机组的故障诊断。

以模拟实验台齿轮箱的振动信号为例,采样时发电机转频为 26.72 Hz,结合齿轮箱参数可计算出齿轮箱部件转频如表2所示、各级啮合频率如表3所示。

表2 齿轮箱各部件转频

Table 2 Rotation frequencies of various components of the gearbox Hertz

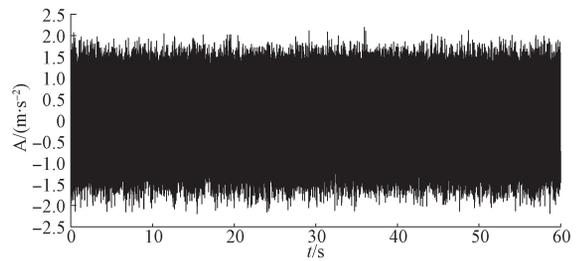
名称	转频
一级太阳轮	1.393
一级行星轮	0.857
低速轴	7.312
高速轴	26.72

表3 齿轮箱各级啮合频率

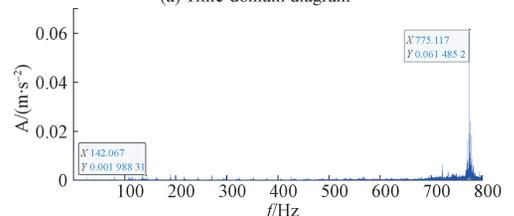
Table 3 Meshing frequencies of the gearbox

名称	大小	Hz
一级啮合频率	27.06	
二级啮合频率	142.06	
三级啮合频率	775.10	

图表3中存在频率相近的成分,为对其进行区分,选择长数据进行分析。本文选用1 min 振动信号进行数据分析,用以保证采样信号的分辨率,采样频率为 25 600 Hz。图9为齿轮箱振动信号时域波形和 FFT 频谱,时域波形无明显冲击;FFT 频谱的低频区域中:26.73 Hz 代表发电机转频;142.06 Hz 代表二级行星啮合频率;324.45 Hz 代表一级啮合频率的倍频。在高频区域中:568.517 Hz 代表二级行星啮合频率的倍频;775.11 Hz 代表三级行星啮合频率。



(a) 时域图
(a) Time-domain diagram



(b) FFT频谱
(b) FFT frequency spectrum

图9 时域波形和 FFT 频谱

Fig.9 Time domain waveform and FFT spectrum

用 Hilbert 解调分析方法分别对齿轮箱振动信号进行幅值解调和频率解调。为了更清晰的展示包络谱中的串联调制现象,包络谱与频率解调谱分别用两幅图片进行展示。图 10 和 11 为齿轮箱振动信号经过幅值解调后的包络谱,在图 10 中:7.31 Hz 为低速轴转频;26.72 Hz 为高速轴转频,在 7.31 Hz 与 26.72 Hz 周围存在间隔为太阳轮转频 1.39 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制低速轴和高速轴转频。在图 11 中:34.03 Hz 为高速轴与低速轴转频之和;19.41 Hz 为高速轴与低速轴转频之差,在 34.03 Hz 与 19.41 Hz 周围存在间隔为太阳轮转频 1.39 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制高速轴和低速轴转频之和与高速轴和低速轴转频之差。图 12 和 13 为齿轮箱振动信号的频率解调谱,在图 12 中:7.31 Hz 为低速轴转频;26.72 Hz 为高速轴转频,在 7.31 Hz 与 26.72 Hz 周围存在间隔为太阳轮转频 1.39 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制低速轴与高速轴的转频。在图 13 中:19.41 Hz 为高速轴与低速轴转频之差,在 34.03 Hz 与 19.41 Hz 周围存在间隔为太阳轮转频 1.39 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制高速轴和低速轴转频之和与高速轴和低速轴转频之差。

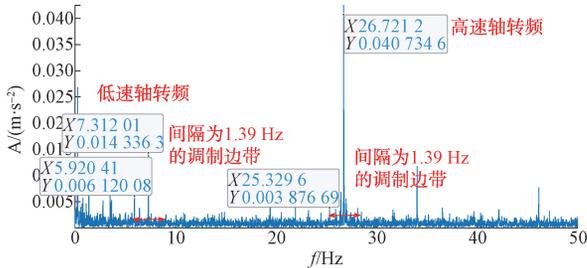


图 10 振动信号幅值解调谱

Fig. 10 Amplitude demodulation spectrum of vibration signal

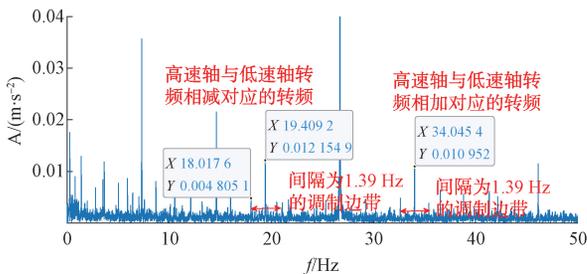


图 11 振动信号幅值解调谱

Fig. 11 Amplitude demodulation spectrum of vibration signal

在幅值解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 0.52;频率解调谱中的耦合调制特性边带能量指标为 1.02。

4.3 平行级小齿轮断齿故障下串联调制特性验证

采用实验台所采集的平行级小齿轮断齿数据,小齿

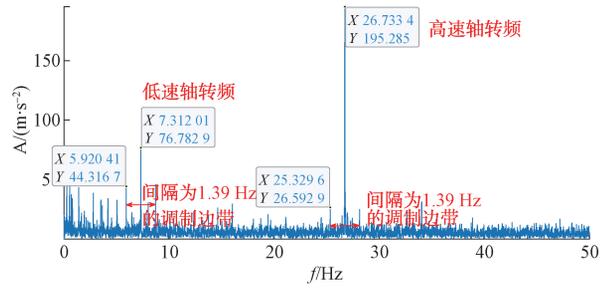


图 12 振动信号频率解调谱

Fig. 12 Frequency demodulation spectrum of vibration signal

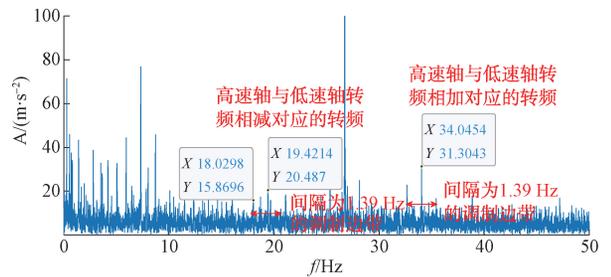


图 13 振动信号频率解调谱

Fig. 13 Frequency demodulation spectrum of Vibration signal

轮断齿如图 14 所示,三级啮合频率 804.75 Hz,中间轴测点,转速 1 362 rpm/min,各部件转频如表 4 所示。



图 14 平行级小齿轮断齿

Fig. 14 Parallel pinion broken tooth

表 4 齿轮箱各部件转频

Table 4 Rotation frequencies of each part of the gearbox

	Hz	
名称	大小	
三级啮合频率	804.75	
一级太阳轮转频	1.44	
低速轴半倍频	3.795	
高速轴转频	27.74	
低速轴转频	7.59	

通过图 15~17 可以看出,在低速轴转频 7.59 Hz 与高速轴转频 27.74 Hz 的周围存在间隔为 1.44 Hz 的太阳

轮转频的边带,与正常状态下存在的串联调制特性一致,可以证明是齿轮箱自身所有,不会因齿轮箱状态改变而发生改变。在幅值解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 0.12;在频率解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 1.04。

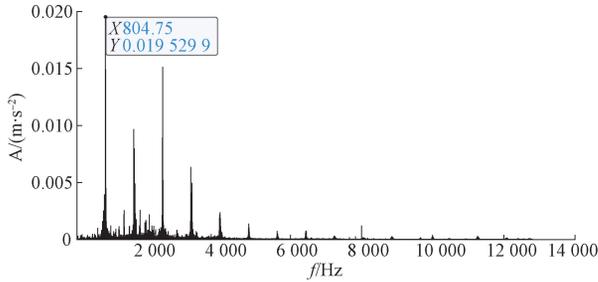


图 15 FFT 频谱

Fig. 15 FFT frequency spectrum

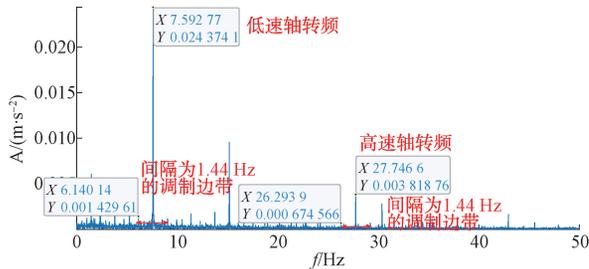


图 16 振动信号幅值解调谱

Fig. 16 Amplitude demodulation spectrum of vibration signal

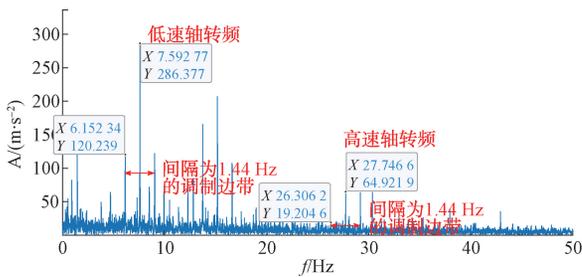


图 17 振动信号频率解调谱

Fig. 17 Amplitude demodulation spectrum of vibration signal

5 串联调制特性现场验证

5.1 正常状态下现场数据串联调制特性验证

现场数据来源于与实验台具有相同齿轮箱结构的某 1.5 MW 双馈式风电机组(雅克齿轮箱)2 号机,其振动监测系统为课题组自主开发,如图 18 所示,其中采样频率为 10 000 Hz,表 5 为 1 467 r/min 转速下齿轮箱各部件转频。

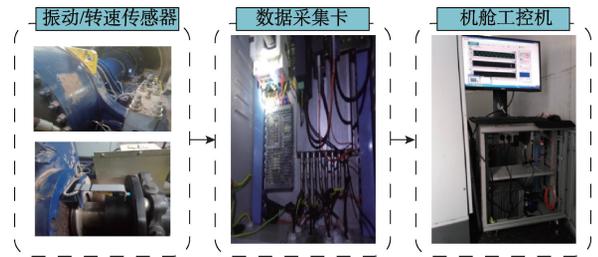


图 18 风电齿轮箱数据采集系统

Fig. 18 Wind power gearbox data acquisition system

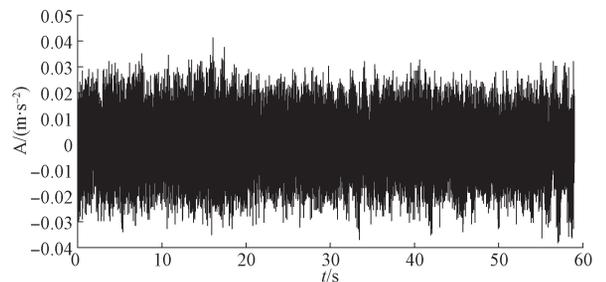
表 5 齿轮箱各部件转频

Table 5 Rotation frequencies of each part of the gearbox Hz

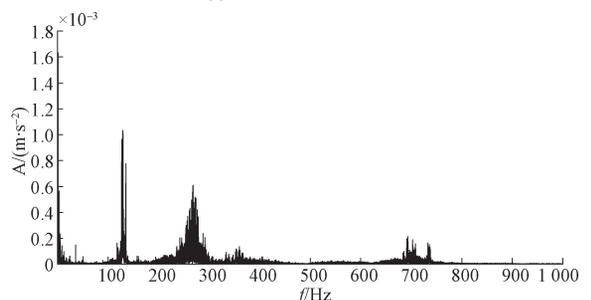
名称	转频
一级行星轮	0.766
一级太阳轮	1.571
二级太阳轮	6.640
低速轴	6.641
高速轴	25.33

选择 50 s 的风场振动数据进行分析,对其进行 Hilbert 包络解调与频率解调。时域波形图与频谱如图 19(a)与(b)所示,包络解调谱与频率解调谱如图 19(c)与(d)所示。

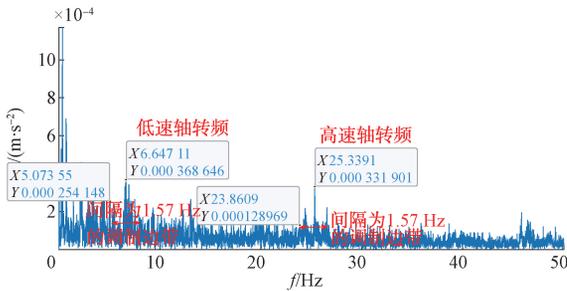
在图 19(c)包络谱中:在低速轴转频 6.64 Hz 周围存在间隔为 1.57 Hz 的调制边带,1.57 Hz 为一级太阳轮转频,即一级太阳轮转频调制低速轴转频;在高速轴转频



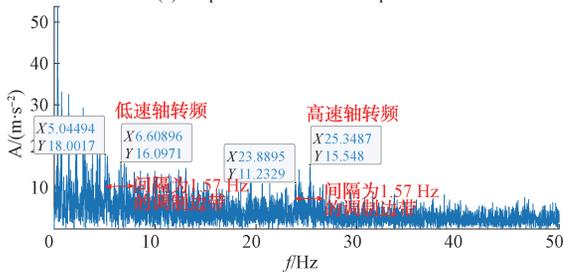
(a) 时域波形图
(a) Time domain waveform



(b) FFT 频谱
(b) FFT spectrum



(c) Amplitude demodulation spectrum



(d) Frequency demodulation spectrum

图 19 振动信号波形图、频谱、包络解调谱和频率解调谱

Fig. 19 Time waveform, FFT spectrum, envelope demodulation spectrum and frequency demodulation spectrum of vibration signal

25.33 Hz 的周围存在间隔为 1.57 Hz 的太阳轮转频的调制边带,即一级太阳轮转频调制高速轴转频。在图 19(d)频率解调谱中:在低速轴转频 6.60 Hz 周围存在间隔为 1.57 Hz 的太阳轮转频的调制边带,即一级太阳轮转频调制低速轴转频;在高速轴转频 25.34 Hz 周围存在间隔为 1.57 Hz 的一级太阳轮转频的调制边带,即一级太阳轮转频调制高速轴转频。由此可以证明在实际的风场正常状态下,存在一级太阳轮转频调制低速轴转频与高速轴转频的级间串联调制现象,与所提出模型一致。

在幅值解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 0.42;在频率解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 1.25。

5.2 两级行星内齿圈故障下串联调制特性验证

1.5 MW 双馈式风电机组(雅克齿轮箱)3号机,选取中间轴测点,三级啮合频率 547.23 Hz,各部件转频如表 6 所示。

振动信号的频谱如图 20 所示,动信号进行 Hilbert 变换,得到幅值解调谱,如图 21 示,对图 21 值解调谱进行滤波,得到结果如图 22 示。在图 21 幅值解调谱中:6.04 Hz 周围存在间隔为 1.18 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制齿轮箱低速轴转频;20.20 Hz 周围存在间隔为 1.18 Hz 的边带,即一级太阳轮转频调制齿轮箱高速轴转频。在图 22 中:0.553 为一级行星内齿圈缺陷特征频率,2.946 为二级行星内齿圈缺陷特征频率。图 23 为内窥镜

表 6 齿轮箱各部件转频

Table 6 Rotation frequencies of each part of the gearbox

名称	转频
三级啮合频率	547.23
一级太阳轮转频	1.18
低速轴转频	6.04
高速轴转频	20.20
一级行星内齿圈缺陷	0.553
二级行星内齿圈缺陷	2.950

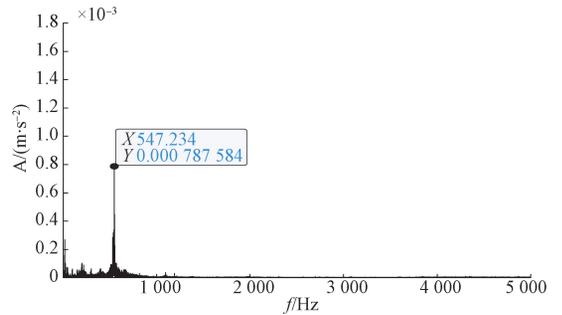


图 20 FFT 频谱

Fig. 20 FFT frequency spectrum

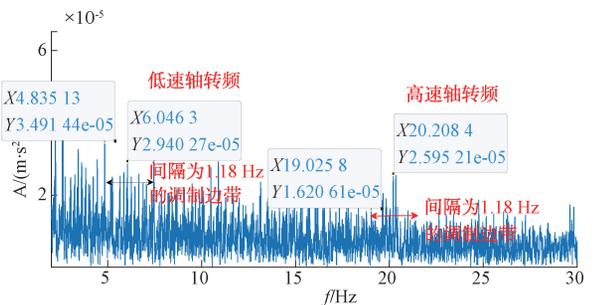


图 21 振动信号幅值解调谱

Fig. 21 Amplitude demodulation spectrum of vibration signal

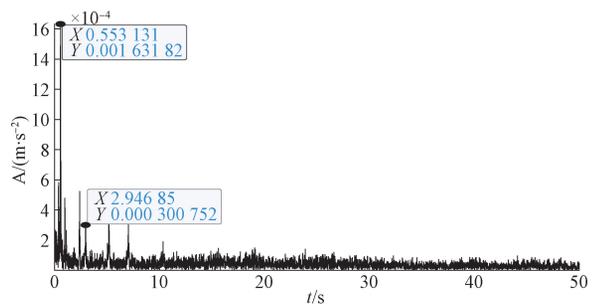


图 22 滤波后幅值解调谱

Fig. 22 Amplitude demodulation spectrum after filtering

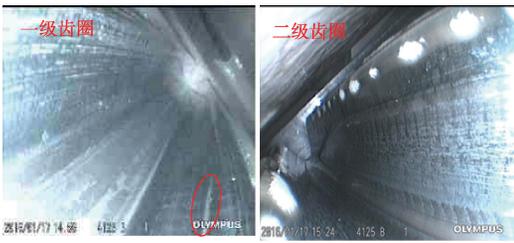


图 23 内窥镜下的一二级齿圈磨损

Fig. 23 First and second ring wear under endoscope

下的一二级齿圈,可以明显看出,一二级齿圈处于磨损状态。

在幅值解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 0.46;在频率解调谱中,耦合调制特性边带能量指标为 1.18。

现场数据表明,此串联调制特性无论是在正常状态下,还是在故障状态下都存在,是齿轮箱自身所有,不会因齿轮箱状态的改变而改变。

对于实验台与现场数据的耦合调制特性边带能量指标总结如表 7、8 所示。

表 7 频率解调谱中耦合调制特性边带能量指标

Table 7 Sec in frequency demodulation spectrum

	f_i	f_h	f_{h-i}	f_{h+i}	Sec
实验台正常状态	1.18	0.26	1.35	1.29	1.02
实验台小齿轮断齿	0.84	1.15	0.96	1.15	1.04
现场数据正常状态	1.13	1.37	1.41	1.12	1.25
现场数据齿圈故障	1.24	1.17	1.09	1.22	1.18

表 8 幅值解调谱中耦合调制特性边带能量指标

Table 8 Sec in amplitude demodulation spectrum

	f_i	f_h	f_{h-i}	f_{h+i}	Sec
实验台正常状态	0.64	0.71	0.16	0.59	0.52
实验台小齿轮断齿	0.02	0.06	0.13	0.27	0.12
现场数据正常状态	0.47	0.62	0.36	0.24	0.42
现场数据齿圈故障	0.72	0.61	0.34	0.19	0.46

通过表 7 与 8 可知,耦合调制特性边带能量指标在幅值解调谱中较低,在频率解调谱中较高,且在频率解调谱中更接近仿真信号的耦合调制特性边带能量指标。

综合上述的仿真分析与实验验证,建立了齿轮箱幅值频率调制耦合模型。风电齿轮箱之所以有上述特殊的耦合调制现象,通过正常状态与故障状态下的实验对比,可以确定该现象是由多级复合传动引起的,而非故障引发,这与单级平行齿轮箱或单级行星齿轮箱振动信号调

制现象有显著区别。本文提出的风电齿轮箱耦合调制模型为典型故障以及复合故障表征分析奠定了基础。

6 结 论

本文对风电齿轮箱正常与故障状态下振动信号的幅值频率调制特性进行了详细的分析,建立一种考虑级间耦合调制的现象学模型,结论如下:

1) 现场 1.5 WM 雅克齿轮箱振动信号、实验台缩比齿轮箱振动信号均验证了一级太阳轮转频调制高、低速轴转频,高、低速轴转频调制某载波信号这一耦合串联调制现象,并且频率解调串联调制现象更为明显。

2) 本文发现的串联调制现象并非代表低速轴或高速轴故障,即使解调谱中出现明显的低速轴和高速轴转频,这是齿轮箱正常运行所产生的耦合调制现象。这一现象与二级太阳轮-花键-低速轴所形成的组件质量相对大,转速相对高以及制造安装误差有关。

3) 通过实验与现场振动信号分析,验证了所建模型的有效性和实用性,避免了将正常振动状态诊断为故障,为提高风电齿轮箱故障诊断可靠性提供参考。

参考文献

[1] 陈雪峰,郭艳婕,许才彬,等. 风电装备故障诊断与健康监测研究综述[J]. 中国机械工程, 2020, 31(2): 175-189.
CHEN X F, GUO Y J, XUN C B, et al. Review of fault diagnosis and health monitoring for wind power equipment[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(2): 175-189.

[2] 张琛,邓伟. 中国风电产业发展现状及趋势研究[J]. 机电产品开发与创新, 2023, 36(3): 206-208.
ZHANG CH, DENG W. Research on the development status and trend of China's wind power industry[J]. Electromechanical product development and innovation, 2023, 36(3): 206-208.

[3] 徐玉秀,赵晓菲,熊一奇. 基于传递路径的多级齿轮箱齿轮裂纹故障识别[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(5): 1018-1024.
XU X Y, ZHAO X F, XIONG Y Q. Based on the transmission path of multistage gearbox gear crack fault recognition[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(5): 1018-1024.

[4] FENG Z, GAO A, LI K, et al. Planetary gearbox fault diagnosis via rotary encoder signal analysis [J]. Mechanical Systeem and Signal Processing, 2021, 149: 107325.

[5] LEI Y G, LIU Z, LIN J, et al. Phenomenological models of vibration signals for condition monitoring and fault

- diagnosis of epicyclic gearboxes [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 369: 266-281.
- [6] ZHANG M, ZUO M J, WEI D, et al. Motion periods of sun gear dynamic fault meshing positions in planetary gear systems [J]. *Measurement*, 2020, 496(4): 1078-1090.
- [7] ZHANG M, LI D, ZUO M J, et al. An improved phenomenological model of vibrations for planetary gearboxes [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 496(4): 1159-1180.
- [8] 郭延鑫, 韩振南, 常慧贞, 等. 风电齿轮箱轮齿裂纹故障建模与仿真研究 [J]. *机械设计与制造*, 2019(4): 99-102.
- GUO Y X, HAN ZH N, CHANG H ZH, et al. Research on modeling and simulation of tooth crack fault of wind power gearbox [J]. *Mechanical Design and Manufacture*, 2019(4): 99-102.
- [9] 杨小青, 丁康, 何国林. 齿轮故障振动啮合调幅调频信号分离方法 [J]. *振动工程学报*, 2021, 34(2): 379-388.
- YANG X Q, DING K, HE G L. Separation method of gear fault vibration meshing amplitude modulation frequency modulation signal [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2021, 34(2): 379-388.
- [10] 李永焯, 丁康, 何国林. 齿轮系统振动响应信号调制边频带产生机理 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(5): 105-112.
- LI Y ZH, DING K, HE G L. Mechanism of side band modulation in gear system vibration response signal [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(5): 105-112.
- [11] YU G, LEI Z, Vibration separation technique based localized tooth fault detection of planetary gear sets: A tutorial [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 129: 130-147.
- [12] YU G, LEI Z, Tooth root crack detection of planet and sun gears based on resonance demodulation and vibration separation [J]. *IEEE Transaction on Instrumentation and Measurement*, 2020, 69(1): 65-75.
- [13] FENG Z P, ZUO M J, QU J, et al. Joint amplitude and frequency demodulation analysis based on local mean decomposition for fault diagnosis of planetary gearboxes [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, 40: 56-75.
- [14] LI Y Z, DING K, YANG X Q. Vibration modulation side bands mechanisms of equally-spaced planetary gear train with a floating sun gear [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 129: 70-90.
- [15] 辛红伟, 安伟伦, 武英杰. 风电齿轮箱两级齿圈故障下振动信号幅值耦合调制建模 [J]. *振动与冲击*, 2021, 40(22): 221-233.
- XIN H W, AN W L, WU Y J. Amplitude coupling modulation modeling of vibration signal under two-stage gear fault of wind turbine gearbox [J]. *Vibration and shock*, 2021, 40(22): 221-233.
- [16] 王鑫, 徐玉秀, 武宝林. 齿轮传动系统中行星轮断齿故障特征分析 [J]. *振动与冲击*, 2016, 35(21): 81-86.
- WANG X, XU Y X, WU B L. Fault characteristics analysis of planetary gear broken tooth in gear transmission system [J]. *Vibration and Shock*, 2016, 35(21): 81-86.
- [17] WANG T, DING X, CHENG H, et al. Compound faults diagnosis and analysis for a wind turbine gearbox via a novel vibration model and empirical wavelet transform [J]. *Renewable Energy*, 2019, 136: 393-402.
- [18] 刘少康, 武英杰, 田野. 基于振动信号耦合调制新模型和参数辨识的风电齿轮箱齿圈故障监测 [J]. *仪器仪表学报*, 2022, 43(10): 260-269.
- LIU SH K, WU Y J, TIAN Y. Fault monitoring of gear ring of wind gearbox based on new vibration signal coupling modulation model and parameter identification [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2022, 43(10): 260-269.

作者简介



武英杰(通信作者), 分别于2009、2012和2016年于华北电力大学获得学士、硕士和博士学位, 现工作于东北电力大学, 主要研究方向为风电机组故障诊断。

E-mail: wuyingjie6668@163.com

Wu Yingjie (Corresponding author) received his B. Sc. degree, M. Sc. degree, and Ph. D. degree all from North China Electric Power University in 2009, 2012, and 2016, respectively. He is currently working at Northeast Electric power university. His main research interest is wind turbine fault diagnosis.



佟源, 2021年于东北电力大学获得学士学位, 现为东北电力大学在读研究生, 主要研究方向为风电机组故障诊断。

E-mail: tongyuan9812@163.com

Tong Yuan received his B. Sc. degree from Northeast Electric Power University in 2021. He is currently a M. Sc. candidate at Northeast Electric Power University. His main research interest is wind turbine fault diagnosis.