

# 风力发电机组传动系统扭振特性分析

张建华, 高 源, 戴春蕾, 于东霞

(扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225009)

**摘 要:** 根据风力发电机组三质量传动系统动力学模型, 建立传动系统状态空间模型, 运用现代控制理论方法对传动系统在外界扰动下的扭振特性进行详细分析, 并揭示自由振荡频率与传动系统参数的内在关系。在此基础上运用 Matlab/Simulink 下对传动系统建模, 并在时域下与控制理论的分析结论进行仿真对比, 验证理论分析的正确性。通过对自由振荡频率的对比分析, 论证采用风力发电机组传动系统三质量模型的必要性, 并为风电机组传动系统的抗共振设计提供科学依据。

**关键词:** 风力发电机组; 传动系统; 暂态特性; 扭振; 自由振荡频率

**中图分类号:** TM315

**文献标识码:** A

## 0 引 言

在并网型风电机组中, 由于传动轴刚度系数仅为传统同步发电机轴刚度系数的  $1/30 \sim 1/100$ , 发电机的惯性常数远低于风力机的惯性常数, 当受到来自风和电网电压波动等扰动时, 将会引起风电机组传动系统轴系振荡, 严重时还会引起风电机组的共振<sup>[1]</sup>。此外传动系统扭振将导致风电机组有功功率振荡, 有可能作为扰动源激发电力系统在该频率附近的低频振荡模式<sup>[2,3]</sup>。因此, 研究传动系统扭振特性对风电机组的安全运行具有重要意义。

在基于二质量模型传动系统扭振特性研究中, 文献[4]通过仿真说明风电机组本身可能产生传动系统扭振。文献[5]对传动系统自由振荡频率进行分析, 揭示自由振荡频率与传动系统参数的内在关系。在基于三质量模型传动系统扭振特性研究中, 文献[6~8]以传动系统状态空间方程为基础, 通过仿真确定传动系统有 2 个自由振荡频率。文献[9]对传动轴扭矩进行研究, 通过仿真分析确定扭矩中含有 2 个周期性的脉动成分。文献[10]利用理论力学中拉格朗日方法对传动轴低频振动影响进行分析, 但在数学模型中忽略发电机转子惯性的影

响。本文以传动系统三质量模型动力学方程为基础建立状态空间方程, 运用现代控制理论方法对机械暂态特性的分析, 确定传动系统的自由振荡频率与传动系统参数的关系。

## 1 风电机组传动系统数学模型

### 1.1 传动系统动力学模型

风力发电机组三质量模型如图 1 所示, 叶片作为第一质量, 轮毂和低速轴作为第二质量, 高速轴与发电机转子第三质量。

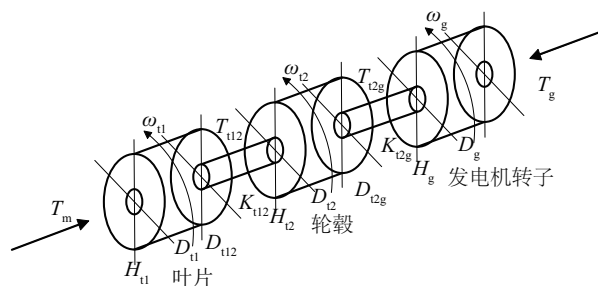


图 1 三质量等效模型示意图

Fig. 1 Diagram of three mass drive train model

传动系统动力学方程<sup>[11]</sup>:

$$2H_g \frac{d\omega_g}{dt} = T_g - T_{t2g} - D_{t2g}(\omega_g - \omega_{t2}) - D_g \omega_g \quad (1)$$

$$2H_{i2} \frac{d\omega_{i2}}{dt} = T_{i2g} + D_{i2g}(\omega_g - \omega_{i2}) - T_{i12} - D_{i12}(\omega_{i2} - \omega_{i1}) - D_{i2}\omega_{i2} \quad (2)$$

$$2H_{i1} \frac{d\omega_{i1}}{dt} = T_{i12} + D_{i12}(\omega_{i2} - \omega_{i1}) - T_m - D_{i1}\omega_{i1} \quad (3)$$

$$\frac{dT_{i2g}}{dt} = K_{i2g}(\omega_g - \omega_{i2}) \quad (4)$$

$$\frac{dT_{i12}}{dt} = K_{i12}(\omega_{i2} - \omega_{i1}) \quad (5)$$

式中,  $H_{i1}$ 、 $H_{i2}$  和  $H_g$  ——风力机叶片、轮毂和发电机转子的惯性常数;  $D_{i1}$ 、 $D_{i2}$  和  $D_g$  ——叶片、轮毂和发电机转子的阻尼系数;  $\omega_{i1}$ 、 $\omega_{i2}$  和  $\omega_g$  ——叶片、轮毂和发电机转子的角速度;  $D_{i12}$ 、 $K_{i12}$  和  $T_{i12}$  ——叶片和轮毂之间轴的阻尼系数、刚度系数和轴扭矩;  $D_{i2g}$ 、 $K_{i2g}$  和  $T_{i2g}$  ——轮毂与发电机转子之间轴的阻尼系数、轴的刚度系数和轴扭矩;  $T_m$  ——风力发电机的机械转矩;  $T_g$  ——异步发电机的电磁转矩。

## 1.2 传动系统状态方程

以  $\omega_g$ 、 $\omega_{i2}$ 、 $\omega_{i1}$ 、 $T_{i2g}$  和  $T_{i12}$  为状态变量, 将

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{D_g + D_{i2g}}{2H_g} & \frac{D_{i2g}}{2H_g} & 0 & -\frac{1}{2H_g} & 0 \\ \frac{D_{i2g}}{2H_{i2}} & -\frac{D_{i2g} + D_{i12} + D_{i2}}{2H_{i2}} & \frac{D_{i12}}{2H_{i2}} & \frac{1}{2H_{i2}} & -\frac{1}{2H_{i2}} \\ 0 & \frac{D_{i12}}{2H_{i1}} & -\frac{D_{i12} + D_{i1}}{2H_{i1}} & 0 & \frac{1}{2H_{i1}} \\ K_{i2g} & -K_{i2g} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{i12} & -K_{i12} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

输出矩阵  $B$  为:

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{2H_g} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2H_{i2}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2H_{i1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

由于传动系统的自由振荡频率与阻尼系数无关, 故在自由振荡频率的分析中阻尼系数忽略不计。将式(6)改写成:

$$\dot{X} = A'X + Bu \quad (14)$$

其中,

式(1)~式(5)用矩阵表示为:

$$H\dot{X} = DX + u \quad (6)$$

$X$  和  $u$  分别为:

$$X = [\omega_g \quad \omega_{i2} \quad \omega_{i1} \quad T_{i2g} \quad T_{i12}]^T \quad (7)$$

$$u = [T_g \quad 0 \quad -T_m \quad 0 \quad 0]^T \quad (8)$$

惯性时间常数矩阵  $H$  为:

$$H = \begin{bmatrix} 2H_g & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2H_{i2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2H_{i1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

阻尼系数矩阵  $D$  为:

$$D = \begin{bmatrix} -D_g - D_{i2g} & D_{i2g} & 0 & -1 & 0 \\ D_{i2g} & -D_{i2g} - D_{i12} - D_{i2} & D_{i12} & 1 & -1 \\ 0 & D_{i12} & -D_{i12} - D_{i1} & 0 & 1 \\ K_{i2g} & -K_{i2g} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{i12} & -K_{i12} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

将式(6)改写为状态方程的标准形式:

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (11)$$

系统矩阵  $A$  为:

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2H_g} & 0 \\ 0 & \frac{1}{2H_{i2}} & -\frac{1}{2H_{i2}} \\ -\frac{D_{i12} + D_{i1}}{2H_{i1}} & 0 & \frac{1}{2H_{i1}} \\ K_{i2g} & -K_{i2g} & 0 \\ 0 & K_{i12} & -K_{i12} \end{bmatrix} \quad (15)$$

## 2 传动系统机械暂态特性

### 2.1 机械暂态特性分析

根据现代控制理论, 式(14)的解可通过状态转移矩阵的方法求得。

$$\Phi(t) = L^{-1}(sI - A') \quad (16)$$

式中,  $L^{-1}$ ——拉普拉斯逆变换算符;  $I$ —— $5 \times 5$  单位矩阵。

将  $A'$  代入式(16)有:

$$\begin{aligned} \Phi(t) = & a_1 \cos(\omega_1 t) + b_1 \cos(\omega_2 t) + \\ & c_1 \sin(\omega_1 t) + d_1 \sin(\omega_2 t) + e_1 \end{aligned} \quad (17)$$

式中,  $a_1$ 、 $b_1$ 、 $c_1$ 、 $d_1$ 、 $e_1$ ——与传动系统参数有关的  $5 \times 5$  常数矩阵。

状态空间方程(14)的解为:

$$X(t) = \Phi(t)X(0) + \int_0^t \Phi(t-\tau)B u d\tau \quad (18)$$

其中  $X(0)$  为状态参量向量的初始条件, 令初始条件为  $X(0)=0$ , 输入量为机械转矩  $T_m=0$ 、电磁转矩  $T_g$  为阶跃信号, 则由式(11)得到各状态参量的解析解为:

$$\omega_g = A_1 \sin(\omega_1 t) + B_1 \sin(\omega_2 t) + C_1 t \quad (19)$$

$$\omega_{i2} = A_2 \sin(\omega_1 t) + B_2 \sin(\omega_2 t) + C_2 t \quad (20)$$

$$\omega_{i1} = A_3 \sin(\omega_1 t) + B_3 \sin(\omega_2 t) + C_3 t \quad (21)$$

$$T_{i2g} = A_4 \cos(\omega_1 t) + B_4 \cos(\omega_2 t) + C_4 \quad (22)$$

$$T_{i12} = A_5 \cos(\omega_1 t) + B_5 \cos(\omega_2 t) + C_5 \quad (23)$$

式(19)~式(23)中, 系数  $A_1 \sim A_5$ 、 $B_1 \sim B_5$  和  $C_1 \sim C_5$ , 见附录。

由式(19)~式(21)可见转速特性中含有 3 种分量, 其中 2 个频率为  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  等幅的周期性分量, 另一个与时间成正比的分量, 与文献[9]采用仿真分析的结论一致。由式(22)、式(23)可见扭矩特性均含有 3 种分量, 其中 2 个频率为  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  等幅的周期性分量, 另一个为恒定的分量。

## 2.2 自由振荡频率分析

为分析传动系统的自由振荡频率, 对式(17)中  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  作进一步分析,  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  表达式为:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \sqrt{a+b-\sqrt{(a-b)^2+c}} \quad (24)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \sqrt{a+b+\sqrt{(a-b)^2+c}} \quad (25)$$

其中系数  $a$ 、 $b$  和  $c$  为:

$$a = \frac{K_{i12}(H_{i2}+H_{i1})}{H_{i2}H_{i1}} \quad (26)$$

$$b = \frac{K_{i2g}(H_{i2}+H_g)}{H_g H_{i2}} \quad (27)$$

$$c = \frac{4K_{i12}K_{i2g}}{H_{i2}^2} \quad (28)$$

由于  $a$ 、 $b$  和  $c$  仅取决于传动系统的惯性常数和刚度系数, 因此  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  即为三质量传动系统的自由振荡频率。

由于叶片的惯性时间常数远大于轮毂及发电机的惯性时间常数因此有:

$$\tau_m \approx K_{i12}/H_{i2} \quad (29)$$

由式(24)、式(25)可得:

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = \frac{1}{2} \sqrt{(a-b)^2+c} \quad (30)$$

由于传动轴的刚度系数远大于惯性常数, 故由式(30)可见  $\omega_2 \gg \omega_1$ 。因此  $\omega_1$  即为相关文献中所对应传动系统的低频自由振荡频率,  $\omega_2$  对应传动系统的高频自由振荡频率。

## 2.3 扭矩特性分析

考虑到  $\omega_2 \gg \omega_1$ 、 $H_{i1} \gg H_{i2}$ , 进一步对式(22)、式(23)化简有:

$$\begin{aligned} T_{i2g} \approx & -\frac{1}{4} \frac{K_{i12}K_{i2g}T_g}{\omega_1^2\omega_2^2H_gH_{i2}} \cos(\omega_1 t) - \\ & \frac{1}{2} \frac{K_{i2g}T_g}{\omega_2^2H_g} \cos(\omega_2 t) + \frac{1}{4} \frac{K_{i12}K_{i2g}T_g}{\omega_1^2\omega_2^2H_gH_{i2}} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} T_{i12} \approx & -\frac{1}{4} \frac{K_{i12}K_{i2g}T_g}{\omega_1^2\omega_2^2H_gH_{i2}} \cos(\omega_1 t) + \\ & \frac{1}{4} \frac{K_{i12}K_{i2g}T_g}{\omega_2^4H_gH_{i2}} \cos(\omega_2 t) + \frac{1}{4} \frac{K_{i12}K_{i2g}T_g}{\omega_1^2\omega_2^2H_gH_{i2}} \end{aligned} \quad (32)$$

由式(31)、式(32)可见, 传动轴扭矩的各分量均与发电机的电磁转矩成正比, 因此减小发电机的电磁转矩可以减小扭振对传动系统的影响。进一步分析可知, 扭矩  $T_{i2g}$  的低频分量的幅值是高频分量幅值的  $K_{i12}/(2H_{i2}\omega_1^2)$  倍, 由于  $K_{i12} \gg H_{i2}$ , 因此低频分量幅值远大于高频分量的幅值; 扭矩  $T_{i12}$  与扭矩  $T_{i2g}$  的低频分量的幅值相等, 但扭矩  $T_{i12}$  的低频分量的幅值是高频分量幅值的  $(\omega_2/\omega_1)^2$  倍, 由于  $\omega_2 \gg \omega_1$  故扭矩  $T_{i12}$  中的高频分量可以忽略不计。由于低频扭矩的幅值远高于高频扭矩的幅值, 故低频扭振是激发传动轴系损坏的主要原因。

## 3 仿真分析

根据式(11)三质量传动系统原理图如图 2 所示, 利用 Matlab/Simulink 构建传动系统仿真模型, 并将仿真分析与理论分析进行比较。

实际模型参数为<sup>[12]</sup>:  $H_{11}=0.6388$ ,  $H_{12}=0.0114$ ,  $H_g=0.1419$ ,  $D_{11}=0.004$ ,  $D_{12}=0.01$ ,  $D_g=0.01$ ,  $D_{112}=3.5$ ,  $D_{12g}=10.0$ ,  $D_{112}=54.75$ ,  $D_{12g}=1834.1$ 。

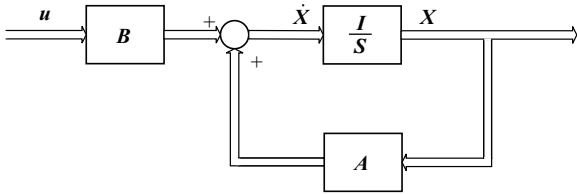


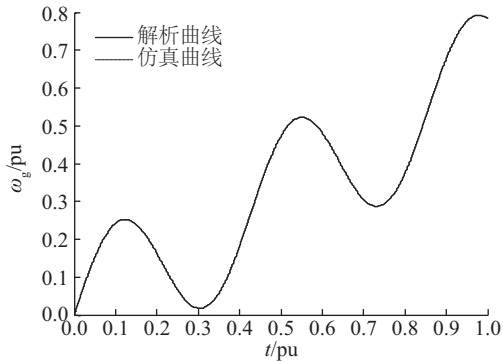
图2 三质量传动系统原理图

Fig. 2 Schematic diagram of three mass model transmission system

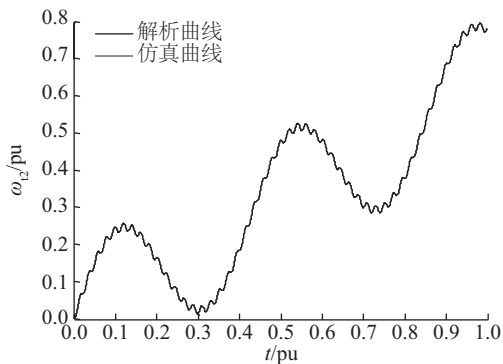
### 3.1 暂态特性仿真分析

在状态参量初始值为0,忽略传动系统阻尼系数,令 $T_m=0$ 、 $T_g=1$ 的条件下,对机械暂态特性进行仿真。传动系统的转速、扭矩与仿真结果的比较如图3~图5所示。

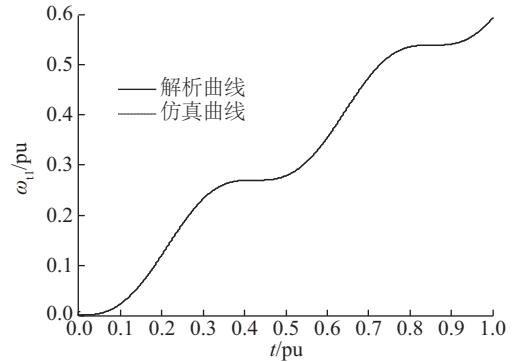
由图3可见,2种分析方法得到各转速特性曲线完全重合,说明本文理论分析的正确性。此外可见,各转速特性的高频分量都很小, $\omega_g$ 和 $\omega_{11}$ 中高频分量也可忽略不计。



a.  $\omega_g$ 特性曲线比较



b.  $\omega_{12}$ 特性曲线比较



c.  $\omega_{11}$ 特性曲线比较

图3 转速特性曲线比较

Fig. 3 Comparison of speed characteristic curve

由图4和图5可见,2种分析方法得到各扭矩特性曲线完全重合,再次验证本文理论分析的正确性。其扭矩的幅值达到电磁扭矩的1.6倍。

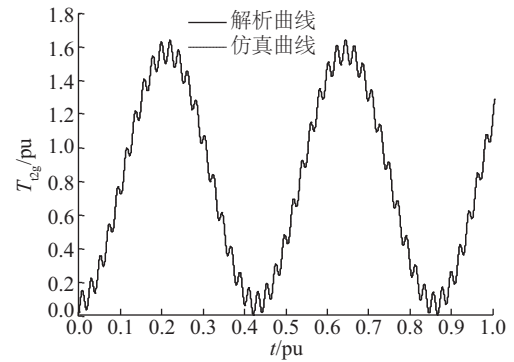


图4 扭矩 $T_{12g}$ 特性曲线比较

Fig. 4 Comparison of torque  $T_{12g}$  characteristic curves

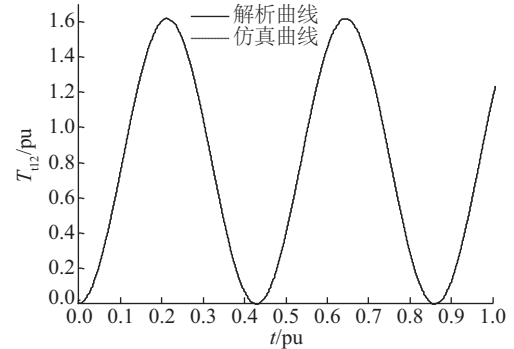


图5 扭矩 $T_{112}$ 特性曲线比较

Fig. 5 Comparison of torque  $T_{112}$  characteristic curves

### 3.2 自由振荡频率仿真分析

将仿真中电磁转矩改为脉冲信号,其他条件不变。由式(19)~式(23)分析可知,此时转速及扭矩

特性均为等幅振荡,但不改变传动系统的自由振荡频率。传动系统的转速及扭矩仿真结果如图 6、图 7 所示。

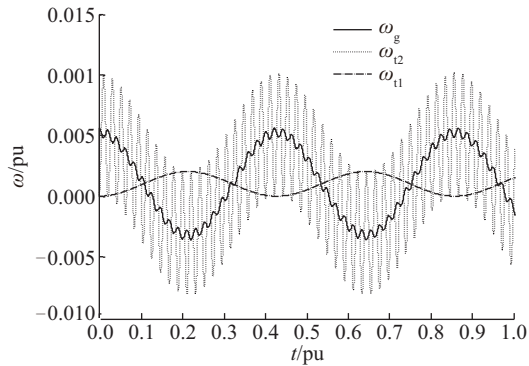


图 6 传动系统转速特性曲线

Fig. 6 Speed characteristics of transmission system

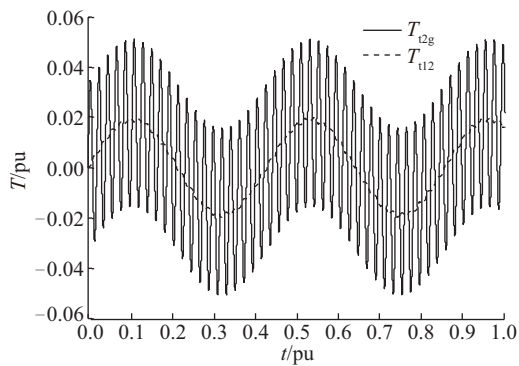
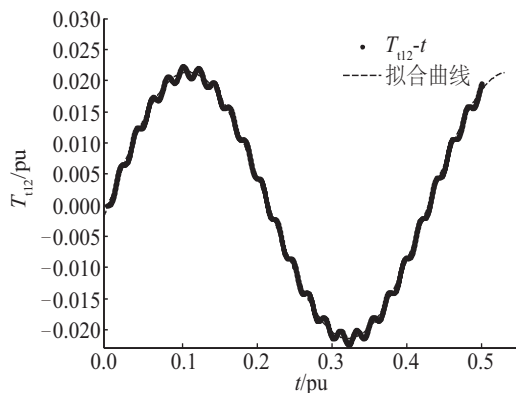


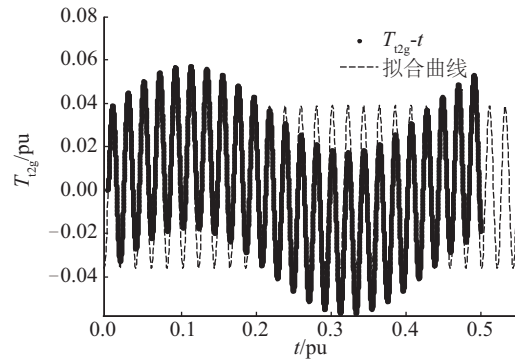
图 7 传动轴扭矩特性曲线

Fig. 7 Torque characteristics of drive shaft

由图 6、图 7 可见,各特性曲线中只有 2 个等幅的周期性分量。调用 Matlab/Simulink 中拟合工具箱 cftool 对扭矩仿真曲线进行傅里叶拟合,其拟合曲线如图 8 所示。



a.  $\omega_1=14.7(14.69, 14.71)$



b.  $\omega_2=298.5(298.4, 298.6)$

图 8 自由振荡频率拟合

Fig. 8 Fit of free oscillation frequency

将自由振荡频率根据式(24)和式(25)的理论计算值与拟合值进行比较,如表 1 所示。由表 1 可见拟合结果与理论计算相吻合。

表 1 自由振荡频率

Table 1 Free oscillation frequency

频率	理论值/ pu	拟合值/ pu	绝对误差/ pu	相对 误差
$\omega_1$	14.69	14.7	0.01	0.068
$\omega_2$	298.55	298.5	0.05	0.017

在理论分析中认为自由振荡频率与传动轴的阻尼系数无关,为此对有阻尼和无阻尼条件下传动轴的扭矩进行仿真比较,仿真结果如图 9 和图 10 所示。可见正如本文假设,阻尼仅会导致振荡扭矩的衰减,但并不改变自由振荡的频率。

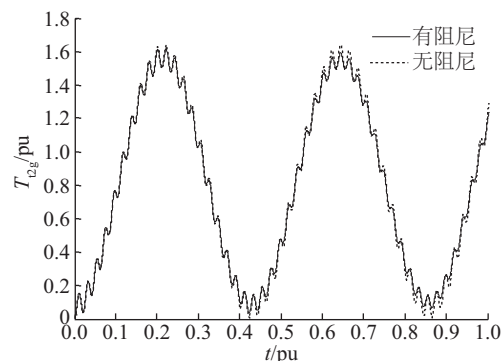
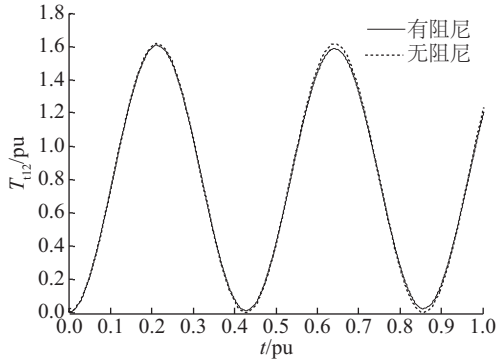


图 9 阻尼对扭矩 \$T\_{t2g}\$ 的影响

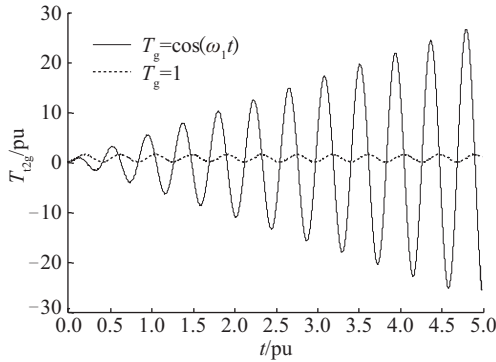
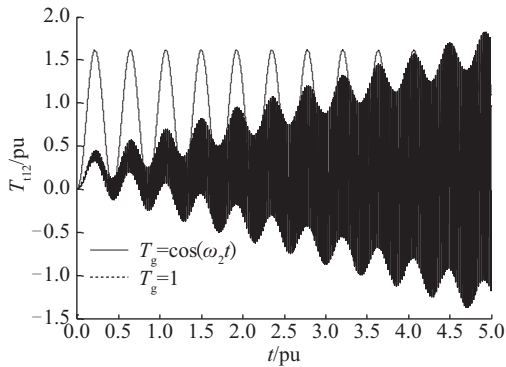
Fig. 9 Damping effects on torque  $T_{t2g}$



图10 阻尼对扭矩  $T_{112}$  的影响Fig. 10 Damping effects on torque  $T_{112}$ 

### 3.3 共振仿真分析

以本文传动系统参数为例,对共振进行仿真分析。电磁转矩按 $\omega_1=14.68$ ,  $\omega_2=298.6$ 作周期性变化时,如图11和图12,传动轴扭矩振幅不断放大将导致传动系统共振现象的发生,且主要是低频共振的影响。

图11 共振时扭矩  $T_{12g}$  特性曲线Fig. 11 Characteristic curve of torque  $T_{12g}$  at resonance图12 共振时扭矩  $T_{112}$  特性曲线Fig. 12 Characteristic curve of torque  $T_{112}$  at resonance

## 4 结 论

风力发电机组传动系统自由振荡频率是扭振特性研究的重要问题。本文依据风力发电机组传动系统三质量模型的动力学方程,建立传动系统的状态空间方程。基于现代控制理论的分析方法,对风力发电机组传动系统的动态响应及自由振荡频率进行理论和仿真分析,并获得结论:

1)传动轴的扭矩存在低频和高频2种振荡扭矩分量,高频分量小,而低频分量大,因此为保护风电机组的传动系统应限制扭矩的低频分量。

2)精确给出传动系统的自由振荡频率与参数的定量关系。适用于风力发电机组传动系统的自由振荡频率理论分析与计算。

### 附录

$$A_1 = -\frac{4\omega_1^4 H_{11} H_{12} - 2[(H_{11} + H_{12})K_{112} + H_{11}K_{12g}]\omega_1^2 + K_{112}K_{12g}}{8\omega_1^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$B_1 = \frac{4\omega_2^4 H_{11} H_{12} - 2[(H_{11} + H_{12})K_{112} + H_{11}K_{12g}]\omega_2^2 + K_{112}K_{12g}}{8\omega_2^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$C_1 = \frac{K_{112}K_{12g}T_g}{8\omega_1^2\omega_2^2 H_g H_{11} H_{12}}$$

$$A_2 = \frac{(K_{112} - 2\omega_1^2 H_{11})K_{12g}}{8\omega_1^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$B_2 = \frac{(K_{112} - 2\omega_2^2 H_{11})K_{12g}}{8\omega_2^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$C_2 = \frac{K_{112}K_{12g}T_g}{8\omega_1^2\omega_2^2 H_g H_{11} H_{12}}$$

$$A_3 = \frac{K_{12g}K_{112}}{8\omega_1^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$B_3 = \frac{K_{12g}K_{112}}{8\omega_2^3(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} T_g$$

$$C_3 = \frac{K_{112}K_{12g}T_g}{8\omega_1^2\omega_2^2 H_g H_{11} H_{12}}$$

$$A_4 = -\frac{(H_{11} + H_{12})K_{112} - 2\omega_1^2 H_{11} H_{12}}{4\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} K_{12g} T_g$$

$$B_4 = \frac{(H_{11} + H_{12})K_{112} - 2\omega_2^2 H_{11} H_{12}}{4\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_g H_{11} H_{12}} K_{12g} T_g$$

$$C_4 = \frac{(H_{11} + H_{12})K_{112}K_{12g}T_g}{4\omega_1^2\omega_2^2 H_g H_{11} H_{12}}$$

$$A_5 = -\frac{K_{i2g}K_{i12}}{4\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_gH_{i2}}T_g$$

$$B_5 = \frac{K_{i2g}K_{i12}}{4\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)H_gH_{i2}}T_g$$

$$C_5 = \frac{K_{i2g}K_{i12}}{\omega_1^2\omega_2^2H_gH_{i2}}T_g$$

### 【参考文献】

- [1] 郝正航, 余贻鑫. 励磁控制引起的双馈风力发电机组轴系扭振机理[J]. 电力系统自动化, 2010, 34(21): 81—86.
- [1] Hao Zhenghang, Yu Yixin. Torsional vibration mechanism of doubly fed wind power generation system caused by excitation control[J]. Power System Automation, 2010, 34(21): 81—86.
- [2] Licari J, Ugalde-Loo C E, Ekanayake J B, et al. Damping of torsional vibrations in a variable-speed wind turbine[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2013, 28(1): 172—180.
- [2] Qin Chao, Yu Yixin. Small signal stability region of power systems with DFIG in injection space[J]. Journal of Modern Power Systems and Clean Energy, 2013, 1(2): 127—133.
- [4] He Ping, Wen Fushuan, G Ledwich. Small signal stability analysis of power systems with high penetration of wind power[J]. Journal of Modern Power Systems and Clean Energy, 2013, 1(3): 241—248.
- [5] 王立新, 程林, 孙元章, 等. 双馈风电机组附加控制对轴系振荡影响的评估方法[J]. 电力系统自动化, 2015, 35(5): 34—40.
- [5] Wang Lixin, Cheng Lin, Sun Yuanzhang, et al. The evaluation method for the influence of additional control of doubly fed wind turbine on the vibration of shafting[J]. Power System Automation, 2015, 35(5): 34—40.
- [6] Mohsen Rahimi. Drive train dynamics assessment and speed controller design in variable speed wind turbines[J]. Renewable Energy, 2016, 89: 716—729.
- [7] 张琛, 李征, 高强, 等. 双馈风电机组的不同控制策略对轴系振荡的阻尼作用[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(27): 135—144.
- [7] Zhang Chen, Li Zheng, Gao Qiang, et al. Damping effect of different control strategies of doubly fed wind turbines on shafting oscillation[J]. Chinese Journal of Electrical Engineering, 2013, 33(27): 135—144.
- [8] 解大, 王瑞琳, 王西田, 等. 多机型风电机组机网扭振的模型与机理[J]. 太阳能学报, 2011, 32(9): 1281—1287.
- [8] Xie Da, Wang Ruilin, Wang Xitian, et al. Model and mechanism of torsional vibration of multi model wind turbine generator system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2011, 32(9): 1281—1287.
- [9] Zhu Caichao, Chen Shuang, Song Chaosheng, et al. Dynamic analysis of a megawatt wind turbine drive train[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(5): 1913—1919.
- [10] 章德, 刘锋, 梅生伟, 等. 双馈风机虚拟惯量控制对传动系统扭振影响[J]. 电机与控制学报, 2015, 19(10): 78—86.
- [10] Zhang De, Liu Feng, Mei Shengwei, et al. Influence of virtual inertia control of doubly fed induction generator on torsional vibration of transmission system[J]. Journal of Electrical Machinery and Control, 2015, 19(10): 78—86.
- [11] 刘先正, 王兴成, 温家良, 等. 风力发电机组动力学建模与分析[J]. 电力系统自动化, 2016, 39(5): 15—19.
- [11] Liu Xianzheng, Wang Xingchen, Wen Jialiang, et al. Dynamic modeling and analysis of wind turbine[J]. Power System Automation, 2016, 39(5): 15—19.
- [12] Han Xiaoqing, Wang Pengmin, Wang Peng, et al. Transient stability studies of doubly-fed induction generator using different drive train models[A]. IEEE Power & Energy Society General Meeting[C], Detroit, USA, 2011.

## TORSIONAL VIBRATION CHARACTERISTICS ANALYSIS OF WIND TURBINE DRIVE TRAIN

Zhang Jianhua, Gao Yuan, Dai Chunlei, Yu Dongxia

(*College of Water Conservancy and Energy Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China*)

**Abstract:** In grid-connected wind generation system, vibration and damages are frequent on drive shaft when the wind field or grid is disturbed due to the flexibility of the transmission system. In view of that, state space model of the transmission system is established based on the dynamic model of the three mass transmission system. Using modern control theory, the intrinsic relationship between the free oscillation frequency and the transmission parameters is revealed, by analyzing the torsional vibration characteristics under external disturbances. On this basis, the Matlab/Simulink model of the transmission system is built, comparing the simulation results and the analysis conclusions of the control theory in the time domain, the correctness of the theoretical analysis is verified. Then, the analysis of free oscillation frequency testifies the necessity of adopting the three mass model in wind turbine transmission system and also provides scientific basis for anti-resonance design of wind turbine transmission system.

**Keywords:** wind turbines; drive train; transient characteristics; torsional oscillations; free oscillation frequency