文章编号:1000-582X(2010)03-030-06

风力发电机齿轮传动系统的动态优化设计

张庆伟,张　博,王建宏,秦大同
(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘　要:同时考虑时变啮合刚度、啮合误差以及风速变化引起的外载荷波动,建立了 1.5 MW 风力发电机齿轮传动系统的集中参数模型,并利用谐波平衡法,得到时变振动微分方程的解析解。在此基础上,建立了以各构件的振动加速度和系统体积/质量为目标函数的多目标动态优化模型,利用混合离散变量组合型法对其进行求解。计算结果表明,提出的系统建模和优化设计方法,可有效降低风电齿轮箱的振动水平和质量,为低噪声、低成本的风电齿轮箱的设计提供参考。

关键词:风力发电机;齿轮传动系统;谐波平衡法;离散变量;动态优化设计
中图分类号: TH113.1　　　　文献标志码:A

Dynamic optimization design of gear transmission system for wind turbine

ZHANG Qing-wei, ZHANG Bo, WANG Jian-hong, QIN Da-tong
(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The differential equation which governs the behavior of the gear transmission system of 1.5 MW wind-turbine is established. The external excitation caused by wind speed fluctuation is discussed and the internal excitation due to time-varying mesh stiffness and comprehensive error is also analyzed. The calculating formulations of the harmonic balance method of nonlinear dynamic equations are presented. Then, the multi-objective dynamic optimization model is developed to minimize the value of vibration acceleration and the overall volume. The optimization of a practical example using mixed-discrete combined programming is performed. The result shows that the proposed method of modeling and optimization design can effectively reduce the wind turbines gearbox vibration levels and weight.

Key words: wind turbines; gear transmission system; harmonic balance method; discrete variable; dynamic optimization design

风力发电机组工作在变工况变载荷的恶劣环境下,且传动系统是多级多自由度系统,目前已有的外载荷稳定条件下的单级行星齿轮系统的动力学研究[1-6]难于满足风电齿轮箱动力学分析的要求,在理论上,对多自由度时变系统的强迫振动研究也较少。而对于风力发电机齿轮系统,风速变化引起的外载波动是不可忽略的影响因素。建立符合工程实际的动力学模型,引入外载荷的变化,是进行风力发电机齿轮传动系统动力学分析和动态优化设计的重要基础工作[7-9]。国内外学者对齿轮传动系统动力学进行了相关研究[3-6,10-11],但针对齿轮传动系统进行基于动力学分析的优化设计相对较少,这主要是因为系统的动态响应求解困难。

笔者以齿轮系统动力学为基础,考虑时变啮合刚度、啮合误差以及风载荷变化激励的影响,建立了 1.5 MW 风力发电机齿轮传动系统的动力学模型,并利用谐波平衡法求得解析解。在此基础上,建立了以各构件的振动加速度和系统体积/质量为目标

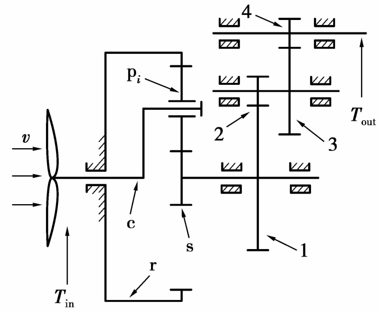
收稿日期:2009-10-10
基金项目:国家自然科学基金资助项目(50675231);国家支撑计划项目(2006BAF01B07-01)
作者简介:张庆伟(1959-),女,重庆大学副教授,主要从事机械传动及设计研究,(E-mail)zqwqlt@163.com。

函数的多目标动力学优化模型，利用混合离散变量组合型法对其进行求解。计算结果表明，提出的系统建模和优化设计方法，可有效降低系统的振动和质量，为低噪声、低成本的风电齿轮箱的设计提供参考。

1　传动系统动力学模型

1.1　集中参数模型

图 1 为兆瓦级风力发电机组齿轮箱传动系统简图。该齿轮箱由单级行星轮系加两级定轴斜齿轮构成，行星级的内齿圈固定，行星架与风力发电机叶轮相连，作为载荷输入端，太阳轮为行星级的输出。考虑各齿轮的扭转振动及斜齿轮级的轴向振动，采用集中参数法[1,10]建立系统的三维动力学模型，根据拉格朗日方程推导出系统的振动微分方程如式(1)，其中考虑变位系数时沿啮合线的相对位移如式(2)。



T_{in}—低速端输入转矩；T_{out}—高速端输出转矩；
P_i—第 i 个行星轮($i=1, 2, \cdots, N_p$)，N_p 为行星轮数目；
c—行星架；r—内齿圈；s—太阳轮；
1,2,3,4—各级定轴圆柱齿轮

图 1　齿轮传动系统简图

$$\left.\begin{aligned}
&(I_c/r_{bc}^2)\ddot{u}_c+\sum_{i=1}^{N_p}c_{rp_i}\dot{\delta}_{sp_i}+\sum_{i=1}^{N_p}c_{sp_i}\dot{\delta}_{rp_i}+c_{cu}\dot{u}_c+\sum_{i=1}^{N_p}k_{rp_i}(t)\delta_{sp_i}+\sum_{i=1}^{N_p}k_{sp_i}(t)\delta_{rp_i}+k_{cu}u_c=T_{in}/r_{bc},\\
&(I_{p_i}/r_{bp_i}^2)\ddot{u}_{p_i}-c_{sp_i}\dot{\delta}_{sp_i}+c_{rp_i}\dot{\delta}_{rp_i}-k_{sp_i}(t)\delta_{sp_i}+k_{rp_i}(t)\delta_{rp_i}=0,\\
&(I_s/r_{bs}^2)\ddot{u}_s-\sum_{i=1}^{N_p}c_{sp_i}\dot{\delta}_{sp_i}+c_{1s}\left(\dot{u}_s-\frac{\dot{u}_1 r_{b1}}{r_{bs}}\right)-\sum_{i=1}^{N_p}k_{sp_i}(t)\delta_{spi}+k_{1s}(u_s-u_1 r_{b1}/r_{bs})=0,\\
&(I_1/r_{b1}^2)\ddot{u}_1+c_{n12}\dot{\delta}_{n12}\cos\beta_{b12}+c_{1s}(u_1-\dot{u}_s r_{bs}/r_{b1})+k_{n12}(t)\delta_{n12}\cos\beta_{b12}+k_{1s}(u_1-u_s r_{bs}/r_{b1})=0,\\
&(I_2/r_{b2}^2)\ddot{u}_2+c_{n12}\dot{\delta}_{n12}\cos\beta_{b12}+c_{23}(u_2-\dot{u}_3 r_{b3}/r_{b2})+k_{n12}(t)\delta_{n12}\cos\beta_{b12}+k_{23}(u_2-u_3 r_{b3}/r_{b2})=0,\\
&(I_3/r_{b3}^2)\ddot{u}_3-c_{n34}\dot{\delta}_{n34}\cos\beta_{b34}+c_{23}(\dot{u}_3-\dot{u}_2 r_{b2}/r_{b3})-k_{n34}(t)\delta_{n34}\cos\beta_{b34}+k_{23}(u_3-u_2 r_{b2}/r_{b3})=0,\\
&(I_4/r_{b4}^2)\ddot{u}_4-c_{n34}\dot{\delta}_{n34}\cos\beta_{b34}-k_{n34}(t)\delta_{n34}\cos\beta_{b34}=-T_{out}/r_{b4},\\
&m_{1s}\ddot{v}_{1s}+c_{1z}\dot{v}_{1s}-c_{n12}\dot{\delta}_{n12}\sin\beta_{b12}+k_{1z}v_{1s}-k_{n12}(t)\delta_{n12}\sin\beta_{b12}=0,\\
&m_{23}\ddot{v}_{23}+c_{23}\dot{v}_{23}+c_{n12}\dot{\delta}_{n12}\sin\beta_{b12}+c_{n34}\dot{\delta}_{n34}\sin\beta_{b34}+k_{23}v_{23}+k_{n12}(t)\delta_{n12}\sin\beta_{b12}+k_{n34}(t)\delta_{n34}\sin\beta_{b34}=0,\\
&m_4\ddot{v}_4+c_4\dot{v}_4-c_{n34}\dot{\delta}_{n34}\sin\beta_{b34}+k_4 v_4-k_{n34}(t)\delta_{n34}\sin\beta_{b34}=0。
\end{aligned}\right\}\tag{1}$$

$$\left.\begin{aligned}
&\delta_{sp_i}=r_{bc}\cos\alpha_{sp}\theta_c-r_{bp_i}\theta_{p_i}-r_{bs}\theta_s-e_{sp_i}=u_c\cos\alpha_{sp}-u_{p_i}-u_s-e_{sp_i},\\
&\delta_{rp_i}=r_{bp_i}\theta_{p_i}-r_{br}\theta_r+r_{bc}\cos\alpha_{rp}\theta_c-e_{rp_i}=u_{p_i}-u_r+u_c\cos\alpha_{rp}-e_{rp_i},\\
&\delta_{n12}=(r_{b1}\theta_1+r_{b2}\theta_2-e_{12})\cos\beta_{b12}=(u_1+u_2-e_{12})\cos\beta_{b12},\\
&\delta_{n34}=(-r_{b3}\theta_3-r_{b4}\theta_4-e_{34})\cos\beta_{b34}=(-u_3-u_4-e_{34})\cos\beta_{b34}。
\end{aligned}\right\}\tag{2}$$

式中：u 表示齿轮扭转位移，下标为图 1 中相应的零部件(下同)；v 表示齿轮轴向位移；r_{bi} 表示各齿轮基圆半径($i=p_i$, s, 1, 2, 3, 4)；I_i 表示各集中质量的转动惯量 ($i=p_i$,s,1,2,3,4)；e_i 表示齿轮间综合误差($i=sp_i$,rp_i,12, 34 表示各啮合副，下同)；α_{sp_i}、α_{rp_i} 表示齿轮节圆啮合角；r_{bc} 表示行星架当量基圆半径；β_{b12}、β_{b34} 表示定轴斜齿轮基圆柱面上的螺旋角。

将式(2)写为矩阵形式，得

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}=\boldsymbol{F},\tag{3}$$

式中：$\boldsymbol{x}$ 表示位移矢量，$\boldsymbol{x}=[u_c, u_{p_1}, u_{p_2}, u_{p_3}, u_s, u_1, u_2, u_3, u_4, v_{1s}, v_{23}, v_4]^T$；$v_{1s}$、$v_{23}$、$v_4$ 表示定轴级各传动轴的轴向振动；$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}$、$\boldsymbol{K}$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵，$\boldsymbol{F}$ 表示外载荷向量。

1.2　系统激励分析

1.2.1　时变啮合刚度

齿轮轮齿啮合过程中同时参与啮合的轮齿对数

随时间作周期变化，同时轮齿在从齿根到齿顶啮合的过程中，弹性变形也不同，这些因素引起了齿轮啮合综合刚度的变化，刚度激励就是齿轮啮合过程中由啮合综合刚度的时变性引起的动态激励。计算齿轮时变啮合刚度时，通常先按 GB3480—1997 计算出啮合刚度的峰值和平均值，然后按啮合频率将轮齿啮合综合刚度简化成矩形波周期函数，再将其展开成傅里叶级数并略去高阶项后整理得

$$k(t) = k_{\mathrm{m}} + \sum_{i=1}^{M_{\mathrm{e}}} k_{\mathrm{a}i} \cos(i\omega_{\mathrm{e}} t + \varphi), \tag{4}$$

式中：k_{m} 表示平均啮合刚度；$k_{\mathrm{a}i}$ 表示变刚度幅值系数；ω_{e} 表示啮合频率，$\omega_{\mathrm{e}} = \pi \cdot n \cdot z/30$，$n$、$z$ 分别为转速和齿数；φ 表示相位角。

1.2.2 啮合误差激励

啮合误差激励是一种位移激励，齿形误差和基节误差可用正弦函数表示为[10]

$$e(t) = e_{\mathrm{m}} + e_{\mathrm{r}} \sin(2\pi t/T_z + \varphi), \tag{5}$$

式中：e_{m}、e_{r} 分别表示齿轮啮合误差的常值和幅值；T_z 表示齿轮的啮合周期，$T_z = 60/nz$。

1.2.3 外部激励

风电齿轮传动系统在风力发电机中位于叶片与发电机之间，叶片在风载作用下旋转产生的力矩是传动系统的主要载荷。

风速的变化是随机的，它与地形、高度及季节性等密切相关，在实际工程应用中可以得到不同风场的风速数据，根据风速数据可以计算出变载荷引起的外部激励[12]。风电机组正常运行时，通常是处于某一功率水平，可认为有一基本风速 v_{m} 与之对应，为了反映风速的变化特性，可在基本风速上叠加一渐变风速分量 Δv。为便于后面进行计算分析，假设时变风速分量可以按傅里叶级数展开，则

$$v = v_{\mathrm{m}} + \Delta v = v_{\mathrm{m}} + \sum_{j=1}^{M} v_{\mathrm{a}j} \sin(j\omega_{\mathrm{v}} t) + \sum_{j=1}^{M} v_{\mathrm{b}j} \cos(j\omega_{\mathrm{v}} t), \tag{6}$$

式中：v_{m} 表示平均风速；Δv 表示时变风速；ω_{v} 表示风速变化频率；$v_{\mathrm{a}j}$、$v_{\mathrm{b}j}$ 表示风速改变系数。

风速变化引起的外部载荷激励可以由平均分量 T_{m} 和交变分量 ΔT 组成[5]，故有

$$T_{\mathrm{in}} = T_{\mathrm{inm}} + \Delta T_{\mathrm{in}}, \tag{7}$$

式中：T_{inm} 表示基本风速下的输入转矩，$T_{\mathrm{inm}} = 1/2 \cdot \rho\pi R^3 C_{\mathrm{T}}(\lambda) v_{\mathrm{m}}^2$；$\Delta T_{\mathrm{in}}$ 表示渐变风、阵风下的动态输入转矩，$\Delta T_{\mathrm{in}} = 1/2\rho\pi R^3 C_{\mathrm{T}}(\lambda)(\Delta v)^2$，$\rho$ 表示空气密度，R 表示风轮半径，λ 表示叶尖速比，$C_{\mathrm{T}}(\lambda)$ 表示叶尖速比为 λ 时的扭矩系数。

将式(6)代入式(7)，进行三角函数变换后，则输入转矩可以表示为

$$T_{\mathrm{in}} = T_{\mathrm{inm}} + \sum_{j=1}^{M} T_{\mathrm{ina}j} \sin(j\omega t) + \sum_{j=1}^{M} T_{\mathrm{inb}j} \cos(j\omega t), \tag{8}$$

式中：$T_{\mathrm{ina}j}$、$T_{\mathrm{inb}j}$ 表示输入转矩变化系数；ω 表示转矩波动频率，即风轮转动的激振频率。

2 动力学模型的求解

谐波平衡法是求解非线性振动微分方程的方法之一。笔者同时考虑了齿轮系统内部激励和外载荷变化引起的激励，根据前面的分析和谐波平衡法的基本原理，假设系统的谐波响应为[1,14]

$$q = \{q_{\mathrm{m}}\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M} q_{\mathrm{a}j} \sin j\omega t\Big\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M} q_{\mathrm{b}j} \cos j\omega t\Big\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} q_{\mathrm{e}j} \sin j\omega_{\mathrm{e}} t\Big\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} q_{\mathrm{f}j} \cos j\omega_{\mathrm{e}} t\Big\}_{N\times1}, \tag{9}$$

式中：q_{m} 表示稳态响应幅值；$q_{\mathrm{a}j}$、$q_{\mathrm{b}j}$、$q_{\mathrm{e}j}$、$q_{\mathrm{f}j}$ 表示响应谐波系数。

将时变啮合刚度、内部和外部载荷变化分别写成矩阵的形式

$$\boldsymbol{K}(t) = [K_{\mathrm{m}}]_{N\times N} + \Big[\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} K_{\mathrm{e}j} \sin(j\omega_{\mathrm{e}} t)\Big]_{N\times N} + \Big[\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} K_{\mathrm{f}j} \cos(j\omega_{\mathrm{e}} t)\Big]_{N\times N}, \tag{10}$$

$$\boldsymbol{p} = \{p_{\mathrm{m}}\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} p_{\mathrm{e}j} \sin(j\omega_{\mathrm{e}} t)\Big\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} p_{\mathrm{f}j} \cos(j\omega_{\mathrm{e}} t)\Big\}_{N\times1}, \tag{11}$$

$$\boldsymbol{F} = \frac{\boldsymbol{T}}{r_{\mathrm{b}i}} = \{F_{\mathrm{m}}\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M} F_{\mathrm{a}j} \sin(j\omega t)\Big\}_{N\times1} + \Big\{\sum_{j=1}^{M} F_{\mathrm{b}j} \cos(j\omega t)\Big\}_{N\times1}。 \tag{12}$$

式中：K_{m}、$K_{\mathrm{e}j}$、$K_{\mathrm{f}j}$ 分别表示时变啮合刚度的平均值、该元素第 j 阶正弦交变分量的幅值和余弦交变分量的幅值；p_{m}、$p_{\mathrm{e}j}$、$p_{\mathrm{f}j}$ 分别表示内部载荷列向量中的平均分量、该元素第 j 阶正弦交变分量的幅值和余弦交变分量的幅值；$\boldsymbol{T}$ 为外载荷力矩向量；$r_{\mathrm{b}i}$ 为位移向量中第 i 个分量对应的齿轮基圆半径；F_{m}、$F_{\mathrm{a}j}$、$F_{\mathrm{b}j}$ 分别表示外部载荷列向量的平均分量、该元素第 j 阶正弦交变分量的幅值和余弦交变分量的幅值。

将式(9)–(12)代入到基本方程(3)中，令同次谐波系数相等，得到 $2(M+M_{\mathrm{e}})\times N+1$ 个方程联立而成的代数方程组，可以写成矩阵形式

$$\boldsymbol{K}_{\mathrm{m}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{m}} = \boldsymbol{p}_{\mathrm{inm}} + \boldsymbol{F}_{\mathrm{m}} - \omega^2 \boldsymbol{M}\Big\{\sum_{j=1}^{M} j^2 A_1\Big\}_{N\times1} -$$

$$
\begin{aligned}
&\omega\boldsymbol{C}\left\{\sum_{j=1}^{M} jA_3\right\}_{N\times1}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{m}}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_1\right\}_{N\times1}=\\
&\{\boldsymbol{F}_{\mathrm{a}}\}_{N\times1}-\omega^2\boldsymbol{M}\left\{\sum_{j=1}^{M} j^2A_2\right\}_{N\times1}+\\
&\omega\boldsymbol{C}\left\{\sum_{j=1}^{M} jA_4\right\}_{N\times1}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{m}}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_2\right\}_{N\times1}=\\
&\{\boldsymbol{F}_{\mathrm{b}}\}_{N\times1}-\omega_{\mathrm{e}}^2\boldsymbol{M}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} j^2A_5\right\}_{N\times1}-\\
&\omega_{\mathrm{e}}\boldsymbol{C}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} jA_7\right\}_{N\times1}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{m}}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_5\right\}_{N\times1}+\\
&\{\boldsymbol{q}_{\mathrm{m}i}\}_{N\times1}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_5\right\}_{N\times1}+\{\boldsymbol{q}_{\mathrm{m}i}\}_{N\times1}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} K_{\mathrm{e}}\right\}_{N\times N}=\\
&\{\boldsymbol{P}_{\mathrm{e}}\}_{N\times1}-\omega_{\mathrm{e}}^2\boldsymbol{M}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} j^2A_6\right\}_{N\times1}+\\
&\omega_{\mathrm{e}}\boldsymbol{C}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} jA_8\right\}_{N\times1}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{m}}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_6\right\}_{N\times1}+\\
&\{\boldsymbol{q}_{\mathrm{m}i}\}_{N\times1}\left\{\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} A_6\right\}_{N\times1}+\{\boldsymbol{q}_{\mathrm{m}i}\}_{N\times1}\left[\sum_{j=1}^{M_{\mathrm{e}}} K_{\mathrm{f}}\right]_{N\times N}=\\
&\{\boldsymbol{P}_{\mathrm{f}}\}_{N\times1},
\end{aligned}\tag{13}
$$

式中：$A_1=q_{\mathrm{a}j}\sin j\omega t$；$A_2=q_{\mathrm{b}j}\cos j\omega t$；$A_3=q_{\mathrm{b}j}\sin j\omega t$；$A_4=q_{\mathrm{a}j}\cos j\omega t$；$A_5=q_{\mathrm{e}j}\sin j\omega t$；$A_6=q_{\mathrm{f}_j}\cos j\omega t$；$A_7=q_{\mathrm{f}_j}\sin j\omega t$；$A_8=q_{\mathrm{e}j}\cos j\omega t$。

式(13)即为同时考虑时变啮合刚度、啮合误差和输入载荷变化时，用谐波平衡法求解多自由度动力学方程的非线性代数平衡方程。在方程中存在 $q_{\mathrm{m}i}$、$q_{\mathrm{a}ij}$、$q_{\mathrm{b}ij}$、$q_{\mathrm{e}ij}$、$q_{\mathrm{f}ij}$ 共 $2(M+M_{\mathrm{e}})\times N+1$ 个未知变量。

利用 MATLAB 软件，对上述非线性代数方程组进行求解，即得到系统在简谐激励形式的稳态解 q，依次对振动位移 q 进行二阶求导，即为各构件振动加速度 $\ddot{q}$。

3　传动系统优化设计

3.1　设计变量

在齿轮传动系统中，对系统动态性能影响较大的参数有齿数、模数、变位系数、压力角及修形量等，它们可作为优化设计变量[5]，其他的一些变量可用常规方法求得。行星级取太阳轮齿数 Z_{s}，行星轮齿数 Z_{p}，法面模数 m，齿宽 b，变位系数 X_{s}，太阳轮与行星轮啮合角 α_{sp}，行星轮与内齿轮啮合角 α_{rp} 为设计变量；定轴斜齿轮级取法面模数 $m_{\mathrm{n}12}$、$m_{\mathrm{n}34}$，齿数 Z_1、Z_2、Z_3、Z_4，螺旋角 β_{12}、β_{34}，法面变位系数 $x_{\mathrm{n}2}$、$x_{\mathrm{n}4}$，啮合角 α_{12}、α_{34}，齿宽 b_{12}、b_{34}，以及各轴齿轮所在处的轴径 $d_{\mathrm{s}1}$、$d_{\mathrm{s}23}$、$d_{\mathrm{s}4}$和两级定轴传动中间轴跨距 L 为设计变量，即

$$\boldsymbol{X}=[Z_{\mathrm{s}},\ Z_{\mathrm{p}},m,b,x_{\mathrm{s}},\alpha_{\mathrm{rp}},\alpha_{\mathrm{rp}},m_{\mathrm{n}12},m_{\mathrm{n}34},Z_1,Z_2,Z_3,Z_4,\ \beta_{12},\beta_{34},x_{\mathrm{n}2},x_{\mathrm{n}4},\alpha_{12},\alpha_{34},b_{12},b_{34},d_{\mathrm{s}1},d_{\mathrm{s}23},d_{\mathrm{s}4},\ L]。$$

3.2　目标函数

齿轮传动系统的动态性能指标包括最大动载荷、动载系数和最大振动加速度等。不同的振动结构，可选用一个或多个指标作为动态优化的目标函数。针对风力发电齿轮箱的结构特点和影响系统动态性能的主要因素，选用行星轮、太阳轮、齿轮 2 和齿轮 4 的振动加速度最大值作为动态优化的目标函数，同时由于风力发电机处于高空安装的特殊工作环境，优化设计还必须满足重量轻、体积小的要求，所以将系统的体积/质量作为静态优化的目标函数。按照求解多目标优化的基本思想，采用规格化加权法[11]将各目标函数统一起来，即

$$f=w_{\mathrm{V1}}f_{\mathrm{V1}}+w_{\mathrm{V2}}f_{\mathrm{V2}}+w_{\mathrm{s}}f_{\mathrm{s}}+w_{\mathrm{p}}f_{\mathrm{p}}+w_2f_2+w_4f_4,\tag{14}$$

式中：w_{V1}、w_{V2}、w_{s}、w_{p}、w_2 和 w_4 为权重；f_{V1} 表示行星级体积/质量分目标，计算式为

$$f_{\mathrm{V1}}=\pi b(d_{\mathrm{as}}^2+3d_{\mathrm{ap}}^2+d_{\mathrm{fr}}^2-d_{\mathrm{ar}}^2)/4;\tag{15}$$

f_{V2}表示两级斜齿轮体积/质量分目标，计算式为

$$f_{\mathrm{V2}}=\frac{\pi}{4}\,[b_{12}(d_{\mathrm{a1}}^2+d_{\mathrm{a2}}^2)+b_{34}(d_{\mathrm{a3}}^2+d_{\mathrm{a4}}^2)+d_{\mathrm{s1}}^2(L-b_{12})+d_{\mathrm{s23}}^2(L-b_{12}-b_{34})+d_{\mathrm{s4}}^2(L-b_{34})],\tag{16}$$

式中：$d_{\mathrm{a}i}(i=1,\ 2,\ 3,\ 4)$表示齿轮齿顶圆直径；$f_{\mathrm{p}}$、$f_{\mathrm{s}}$、$f_2$ 和 f_4 分别表示行星轮、太阳轮、齿轮 2 和齿轮 4 的振动加速度最大值分目标，即 $\max(\ddot{q}_{\mathrm{p}})$，$\max(\ddot{q}_{\mathrm{s}})$，$\max(\ddot{q}_2)$和 $\max(\ddot{q}_4)$。

由于各分目标物理意义不一样，量级也不一样。为了统一规格化，对其作如下处理，设某点 $X^{(0)}$ 在可行域内，取

$$F_i(x)=\frac{f_i(x)}{f_i(X^{(0)})},(i=\mathrm{V}_1,\mathrm{V}_2,\mathrm{s},\mathrm{p},2,4)。\tag{17}$$

处理后的目标函数在量级上一致，便于目标函数的寻优。这样式(14)转化为

$$F=w_{\mathrm{V1}}F_{\mathrm{V1}}+w_{\mathrm{V2}}F_{\mathrm{V2}}+w_{\mathrm{s}}F_{\mathrm{s}}+w_{\mathrm{p}}F_{\mathrm{p}}+w_2F_2+w_4F_4。\tag{18}$$

考虑到风力发电齿轮箱的体积/质量和振动的重要程度，经过多次计算比较分析，取

$$w_{\mathrm{V1}}=w_{\mathrm{V2}}=0.1,\ w_{\mathrm{s}}=w_{\mathrm{p}}=w_2=w_4=0.2。$$

3.3　约束条件

对于一级行星齿轮传动和两级定轴齿轮传动，主要考虑传动比条件、同心条件、装配条件、邻接条件和范成顶切、过渡曲线干涉、齿廓重叠干涉以及强

度条件、端面重合度、螺旋角约束等，有关约束条件的确定参考文献[5]。

4 设计计算举例

已知风力发电机齿轮的额定功率为 1.5 MW，风叶转子直径 70 m，风叶转子设计转速14.8 r/min，风场设计风速为 13 m/s，风密度 1.21 kg/m^3，叶尖速比 4.17，风能利用系数 0.29。寿命 15 a，总传动比 95±1%，齿轮精度等级 6，各齿轮副沿啮合线的综合误差常值 $e_{\mathrm{msp}_i}=e_{\mathrm{mrp}_i}=10$ μm，$e_{\mathrm{m12}}=e_{\mathrm{m34}}=15$ μm；幅值 $e_{\mathrm{rsp}_i}=e_{\mathrm{rrp}_i}=1$ μm，$e_{\mathrm{r12}}=e_{\mathrm{r34}}=1.5$ μm。内齿轮材料为 40CrMo，热处理为调质；轴材料为 45，热处理为调质；其余材料为 17CrNiMo6。

上述优化数学模型中包含 58 个不等式和 2 个等式约束方程，考虑到模数、齿数为离散变量，笔者采用以离散复合形法为主体的具有离散搜索策略的组合型算法[14]，编写了基于 MATLAB 的分析计算程序进行求解，优化结果见表 1，优化设计前后各构件振动加速度对比见表 2。

表 1 优化设计结果与原设计对比

参数符号	Z_s	Z_p	m	b	x_s	α_{sp}/(°)	α_{rp}/(°)	m_{n12}	m_{n34}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
原设计结果	27	44	13	370	0.50	25.22	21.78	10	6.5	104	23	98	25
离散优化结果	30	32	16	320	0.83	24.49	19.93	11	7.0	95	22	120	23

参数符号	β_{12}/(°)	β_{34}/(°)	x_{n2}	x_{n4}	α_{34}/(°)	α_{12}/(°)	b_{12}	b_{34}	d_{s1}	d_{s23}	d_{s4}	L
原设计结果	10.50	12.50	0.43	0.52	22.05	23.68	300	170	340	180	130	615
离散优化结果	9.74	11.71	0.50	0.80	21.19	22.79	340	145	320	160	115	610

表 2 优化前后各构件振动加速度对比

构件编号	最大振动加速度/(m·s^{-2}) 优化前	优化后	构件编号	最大振动加速度/(m·s^{-2}) 优化前	优化后
行星架 $\ddot{q}_c$	19.613	12.573	斜齿轮 $\ddot{q}_3$	1.496	0.587
行星轮 $\ddot{q}_{p_i}$	30.395	18.222	斜齿轮 $\ddot{q}_4$	1.538	0.569
太阳轮 $\ddot{q}_s$	41.621	26.641	定轴 $\ddot{q}_{s1}$	1.259	0.572
斜齿轮 $\ddot{q}_1$	0.174	0.029	定轴 $\ddot{q}_{41}$	0.537	0.158
斜齿轮 $\ddot{q}_2$	0.528	0.168			

由表 2 可知，优化后各个构件的振动加速度最大值有明显减小，降低了系统的振动水平，提高了系统运行的可靠性。限于篇幅这里只列出行星齿轮、太阳轮和齿轮 4 的振动加速度优化前后对比曲线，见图 2。将表 1 的数据代入式(15)、(16)，然后求和可知，优化前的风力发电齿轮传动系统的总体积为 8.058 8×10^8 mm^3，优化后总体积为 7.430 4×10^8 mm^3，减少了 7.79%。

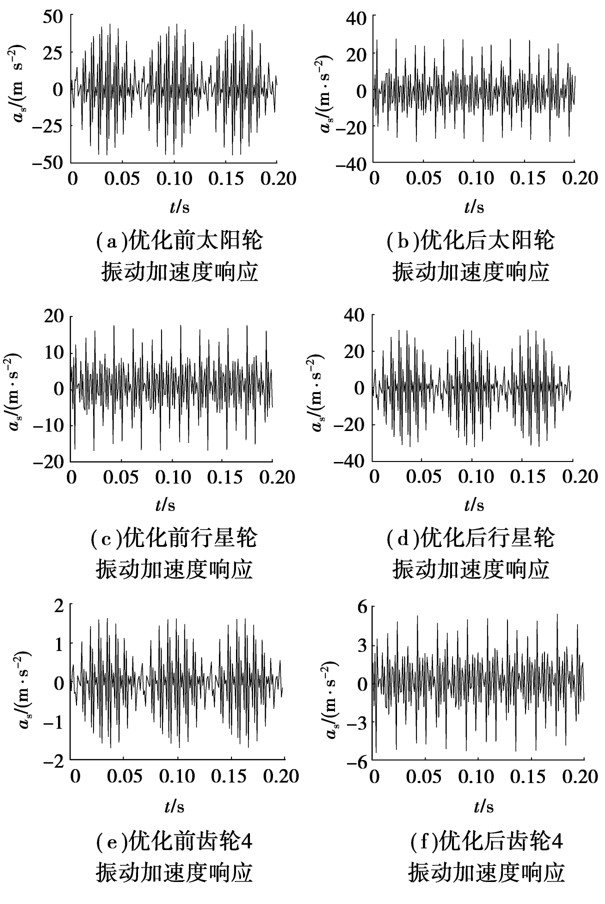


图 2 振动加速度优化前后对比

5 结 语

1)在考虑时变啮合刚度和啮合误差的基础上,采用集中参数法建立了风力发电机多级齿轮传动系统的动力学微分方程;针对风速变化引起的外载荷变化激励,给出了适合谐波平衡法求解的外载荷表达式;用谐波平衡法推导出传动系统振动模型的解析解,使复杂齿轮系统的动力学优化成为可能。

2)将构件振动加速度和系统体积/质量作为优化设计的目标函数,用混合离散变量组合型法求解优化模型,得到系统最优设计。提出了一套可用于复杂齿轮系统动态优化设计的方法,从而为风力发电机齿轮传动系统的动态优化设计提供参考。

3)对变工况动载荷条件下的1.5 MW风电齿轮传动系统进行动态优化设计得到的设计参数,能有效地降低传动系统的振动水平和质量,从而减少制造成本,提高系统的可靠性。

参考文献:

[1] PARKER R G, VIJAYAKAR S M, IMAJO T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 237(3): 435-455.

[2] 宋轶民,许伟东,张策,等. 2K-H行星传动的修正扭转模型建立与固有特性分析[J]. 机械工程学报,2006,42(5):16-20.
SONG YI-MIN, XU WEI-DONG, ZHANG CE, et al. Modified torsional model development and natural characteristics analysis of 2K-H eplcyclic gearing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 16-20.

[3] AMBARISHA V K, PARKER R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(1): 577-595.

[4] CHAARI F, HBAEIB R, FAKHFAKH T, et al. Dynamic response simulation of planetary gears by the iterative spectral method[J]. Internatinal Journal of Simulation Modeling, 2005, 4(1): 35-45.

[5] SUN T, HAI Y H. Nonlinear dynamics of a planetary gear system with multiple clearances[J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(12): 1371-1390.

[6] AL-SHYYAB A, KAHRAMAN A. Non-linear dynamic analysis of a multi-mesh gear train using multi-term harmonic balance method: period-one motions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284(1/2): 151-172.

[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] HBAIEB R, CHAARI F, FAKHFAKH T, et al. Dynamic stability of a planetary gear train under the influence of variable meshing stiffnesses [J]. Automobile Engineering, 2006, 220: 1711-1725.

[9] ABOUSLEIMAN V, VELEX P. A hybrid 3D finite element/lumped parameter model for quasi-static and dynamic analyses of planetary/epicyclic gear sets[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 41: 725-748.

[10] 秦大同,邢子坤,王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. 机械工程学报,2008,44(7):24-31.
QIN DA-TONG, XIN ZI-KUN, WANG JIAN-HONG. Optimization design of system parameters of the gear transmission of wind turbine based on dynamics and reliability [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2008, 44(7): 24-31.

[11] 蒋春明,阮米庆. 基于MATLAB的斜齿轮传动多目标优化设计[J]. 传动技术,2006,20(4):7-9.
JIANG CHUN-MING, RUAN MI-QING. Multi-objective optimal design of the helical gear transmission[J]. Drive System Technique, 2006, 20(4): 7-9.

[12] 赵阳. 变速恒频风力发电系统的建模和仿真[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2006.

[13] 杨绍普,申永军,刘献栋. 基于增量谐波平衡法的齿轮系统非线形动力学[J]. 振动与冲击,2005,24(3):41-42,95.
YANG SHAO-PU, SHEN YONG-JUN, LIU XIAN-DONG. Nonlinear dynamics of gear system based on incremental harmonic balance method[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(3): 41-42, 95.

[14] 王晨曦. 基于混合离散复合形法的工程优化设计[J]. 长安大学学报:自然科学版,2004,24(4):91-96.
WANG CHEN-XI. Optimum design of engineering structure based on mixed-discrete complex shape method[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2004, 24(4): 91-96.

(编辑 张 苹)