

文章编号:1000-582X(2010)01-0012-07

大型船用齿轮箱传动系统的动态耦合特性

王海霞¹,朱才朝¹,张磊²,宁杰³,刘伟辉³

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 洛阳矿山机械工程设计院, 河南 洛阳 471039;

3. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要:考虑输入和输出端横向振动与系统扭转振动的耦合作用,建立大型船用齿轮箱三级齿轮传动系统横-扭耦合动力学分析模型,利用基于能量的 Lagrange 法建立传动系统耦合动力学方程。采用 Matlab 软件计算了在时变啮合刚度和误差激励下的某大型船用齿轮传动系统固有特性和动态响应分析,得出系统动态良好,不存在共振现象,在工作负载下系统处于概周期振动的结论。

关键词:船用齿轮箱;动力学模型;耦合振动;固有特性;动态响应

中图分类号:TH132.41

文献标志码:A

Dynamical coupling characteristics of large marine gearbox transmission system

WANG Hai-xia¹, ZHU Cai-chao¹, ZHANG Lei², NING Jie³, LIU Wei-hui³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. Luoyang Mining Machinery Engineering Design Institute, Luoyang 471039, P. R. China;

3. Hangzhou Advance Gearbox Group Co., Ltd, Hangzhou 311203, P. R. China)

Abstract: Taking the coupling interaction between transverse vibration and torsional vibration of input and output end into account, a transverse-torsional coupling dynamic analysis model of triple geared drive system of large marine gearbox is established and dynamical coupling equations of transmission system is built according to energy-based Lagrange Law. The natural characteristic and dynamic response of this drive system are analyzed using MATLAB software. The result shows that there's no resonance phenomenon in the system, it has a good dynamic performance and operates almost periodically under the current operating load.

Key words: marine gearbox; dynamical systems; coupling vibration; natural characteristics; dynamic response

大型重载船用齿轮箱由于其特殊的使用条件,要求承载能力高、体积小、重量轻,综合技术指标远

远高于其他船用齿轮箱。重载齿轮传动过程中会产生较大的振动、噪声和动载荷,影响整机的安全性及

收稿日期:2009-08-17

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAF01B07-01);新世纪优秀人才计划项目(NCET-05-0766);重庆市科技攻关计划项目(2008AC3087);高等学校博士点学科专项科研基金资助项目(200806110004)

作者简介:王海霞(1983-),女,重庆大学博士研究生,主要从事机械振动、噪声分析识别与控制方向的研究。

朱才朝(联系人),男,重庆大学教授,博士生导师,(Tel)023-65111192;(E-mail)zcc92@sohu.com。

稳定性,因而对重载齿轮的动态特性提出了更高的要求。随着现代船用齿轮传动不断向着高速、重载方向的发展,开展重载船用齿轮传动动态特性分析具有重要的意义。

目前,国内外对大型船用重载齿轮箱的研究多集中在固有特性分析、有限元法求解齿轮振动和单对齿轮副的动力学分析,对于多级弯-扭耦合系统的动力学研究还较少。施华民^[1]建立了舰用大功率两级斜齿轮传动的12自由度的动力学模型,并进行了振动分析。陈艳锋等^[2]运用有限元法分析了舰船用齿轮箱的振动固有特性;马亮、李瑰贤等^[3-4]建立了两级齿轮系统动力学模型,并利用傅里叶级数的形式计算舰船用宽斜齿轮副的啮合刚度,分析了单自由度扭转振动系统在时变啮合刚度及齿轮副误差激励作用下系统的动态特性。Chaari等^[5]分析了单对齿轮副的失效对时变啮合刚度和动态响应的影响。齿轮啮合过程中,由于啮合综合刚度具有时变特性而产生系统动态啮合力,形成了系统的刚度激励。目前有不少研究者将周期性变化的啮合刚度近似为矩形波,然后用傅里叶级数将其展开,以求近似的解析解或数值解^[6-10]。对于3级齿轮传动系统的大功率重载船用齿轮箱,由于其结构复杂,精度要求高,其动态性能的好坏直接影响系统的性能,因而对其进行动力学研究有着重要的意义和工程价值。笔者采用集中参数法建立了3级齿轮传动系统横-扭耦合动力学模型,根据Lagrange能量法建立了传动系统耦合动力学方程,根据接触线时变长度计算时变啮合刚度,分析计算了传动系统的固有频率和振型向量及横-扭耦合状态下振动系统的动态响应,对减少系统的振动和故障检测及日后的系统动态性能优化提供了依据。

1 船用齿轮箱的传动原理

图1为某大型船用齿轮箱的传动示意图,I为输入轴,II、III分别为顺车、倒车传动轴,IV、V分别为顺车、倒车齿轮轴,VI为输出轴。实际工作中输入扭矩经输入轴I传递到顺车传动轴II,顺车时,摩擦离合器2内齿轮闭合,轴II与轴III连接,扭矩经顺车齿轮3、输出齿轮4传递给输出轴IV;倒车时,扭矩经离合器2与6传到传动轴VI,摩擦离合器6内齿轮闭合,轴VI与轴V连接,经倒车齿轮5、输出齿轮4传递到输出轴VI。

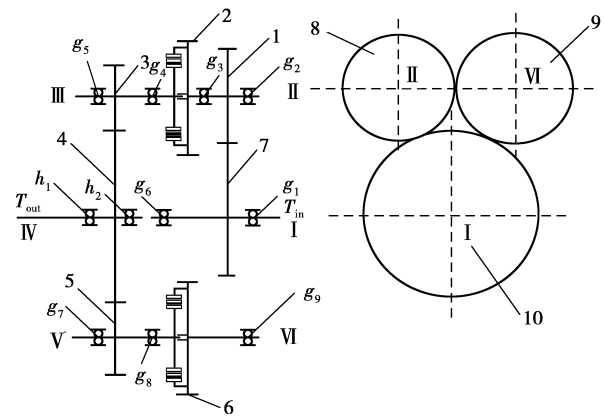


图1 传动系统简图

1. 顺车离合器齿轮;2. 顺车离合器外壳齿轮;3. 顺车齿轮;4. 输出齿轮;5. 倒车齿轮;6. 倒车离合器外壳齿轮;7. 输入齿轮;8. 顺车部件;9. 倒车部件;10. 输入、输出部件; T_{in} 输入扭矩; T_{out} 输出扭矩; g_i 滚动轴承代号, i 代表轴承编号, $i=1,2,\dots,9$; h_j 滑动轴承代号, j 代表轴承编号, $j=1,2$

2 传动系统耦合动力学模型的建立

采用集中参数法建立齿轮传动系统的动力学模型,针对其结构特点作一定的假设简化处理。输入输出端齿轮的横向振动直观地反映了齿轮的不均载状况,对于重载船用齿轮传动系统,必须考虑输入输出端的横向振动情况,为了简化模型,将齿轮轴向啮合作为刚性处理,同时不考虑中间齿轮轴的弯曲刚度。由于时变啮合刚度激励和误差激励对整个传动系统的振动影响很大,所以在动力学模型中必须考虑各级啮合齿轮副的啮合刚度和误差影响。

由图1建立大型船用齿轮传动系统倒车工况下3级传动的横-扭耦合振动动力学模型,如图2所示。

图中输入、输出传动轴,轴承的支撑刚度和阻尼分别用综合等效值 $k_1, k_2, c_1, c_2, k_8, k_9, c_8$ 和 c_9 来表示,2对齿轮副的啮合刚度和啮合阻尼分别为 k_3, c_3, k_5, c_5, k_7 和 c_7 ;2个中间轴的扭转刚度分别为 k_4 和 k_6 ;各齿轮的基圆半径分别为 $r_{b1}, r_{b2}, r_{b3}, r_{b4}, r_{b5}$ 和 r_{b6} ;各齿轮的扭转角度分别为 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ 和 θ_6 ;输入扭矩和输出扭矩分别为 T_1 和 T_2 ; e_1, e_2 和 e_3 为2对齿轮副的综合误差。

对于这一多自由度耦合振动系统,根据Lagrange能量法,采用能量(动能 T 、势能 U 及能量逸散函数 D)表示的系统运动方程为^[3]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} = F_i, \quad (1)$$

式中: x_i 为系统的坐标; F_i 为系统所受的外力。

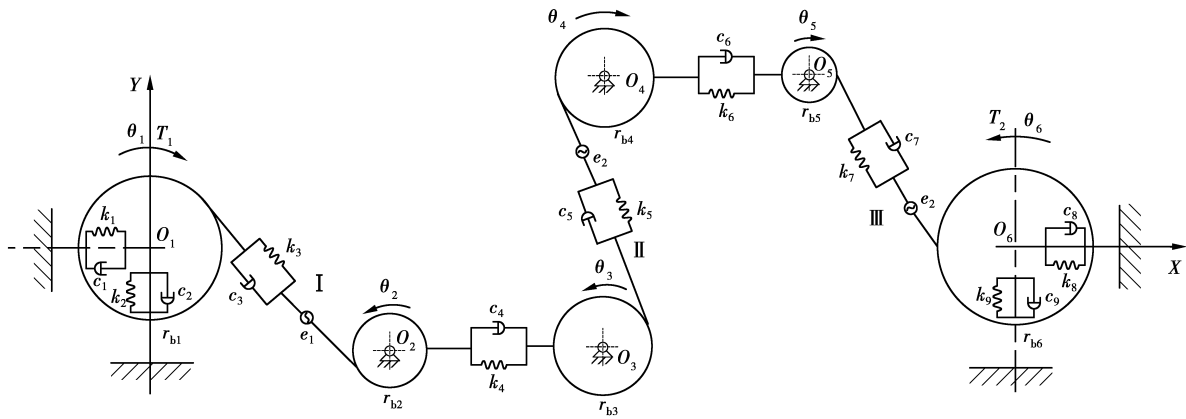


图 2 3 级齿轮传动系统动力学模型

2.1 系统的动能和总质量矩阵

系统的动能主要包括轴的弯曲振动动能 T_w 和轴的扭转振动动能 T_θ 。

$$T_w = T_{w1} + T_{w2} = \frac{1}{2} m_1 \dot{X}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{Y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{X}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{Y}_2^2, \quad (2)$$

式中： m_1 、 m_2 分别为输入、输出齿轮的质量； X_1 、 Y_1 、 X_2 、 Y_2 分别为输入、输出齿轮的横向振动位移。

$$\left. \begin{aligned} T_{\theta 1} &= \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2, T_{\theta 2} = \frac{1}{2} (I_2 \dot{\theta}_2^2 + I_3 \dot{\theta}_3^2), \\ T_{\theta 3} &= \frac{1}{2} (I_4 \dot{\theta}_4^2 + I_5 \dot{\theta}_5^2), T_{\theta 4} = \frac{1}{2} I_6 \dot{\theta}_6^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中： $T_{\theta i}$ 为各子系统的扭转振动动能， $i=1, 2, 3, 4$ ； I_j 为对应节点上齿轮的转动惯量； θ_j 为第 j 个齿轮的扭转角， $j=1, 2, \dots, 6$ 。

系统总的动能为

$$T = T_w + T_{\theta 1} + T_{\theta 2} + T_{\theta 3} + T_{\theta 4} = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{x}}, \quad (4)$$

式中： \mathbf{M} 为系统总体质量矩阵； \mathbf{x} 为系统坐标列阵， $\mathbf{x} = \{X_1, Y_1, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6, X_2, Y_2\}^T$ 。

$$\text{取 } \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{x}}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{x}_i} = \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}, \quad (5)$$

得到系统的总质量矩阵

$$\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, m_1, I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, m_2, m_2)。$$

2.2 系统的势能和总刚度矩阵

系统的势能包括轴的动弯曲变形势能 U_w 、轴的

动扭转变形势能 U_θ 和齿轮副的弹性变形势能 U_e 。

$$U_{w1} = \frac{1}{2} k_1 X_1^2 + \frac{1}{2} k_2 Y_1^2, U_{w2} = \frac{1}{2} k_6 X_2^2 + \frac{1}{2} k_7 Y_2^2. \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} U_{\theta 1} &= \frac{1}{2} k_4 (\theta_2 - \theta_3)^2 = \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta}_{\theta 1}^T \mathbf{k}_{\theta 1} \boldsymbol{\theta}_{\theta 1}, \\ U_{\theta 2} &= \frac{1}{2} k_6 (\theta_4 - \theta_5)^2 = \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta}_{\theta 2}^T \mathbf{k}_{\theta 2} \boldsymbol{\theta}_{\theta 2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$U_{eI} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n k_{3j}(t) [r_{b1} \theta_1 - r_{b2} \theta_2 + X_1 \sin(\alpha_{t1} + \alpha_0) - Y_1 \cos(\alpha_{t1} + \alpha_0) - e_{1j}(t)]^2,$$

$$U_{eII} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n k_{5j}(t) [r_{b3} \theta_3 - r_{b4} \theta_4 + X \cos \alpha_{t2} + Y \sin \alpha_{t2} - e_{2j}(t)]^2,$$

$$U_{eIII} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n k_{7j}(t) [r_{b5} \theta_5 - r_{b6} \theta_6 + X_2 \sin(\alpha_{t3} - \alpha_0) - Y_2 \cos(\alpha_{t3} - \alpha_0) - e_{3j}(t)]^2. \quad (8)$$

式中： α_{t1} 、 α_{t2} 和 α_{t3} 分别为齿轮副端面啮合角； α_0 为两齿轮副中心线与 X 轴之间的夹角。

系统的总势能

$$U = U_{w1} + U_{w2} + U_{\theta 1} + U_{\theta 2} + U_{eI} + U_{eII} + U_{eIII}, \quad (9)$$

$$\text{取 } \left(\frac{\partial U}{\partial \mathbf{x}} \right) = \mathbf{K} \mathbf{x} - \mathbf{R}_e. \quad (10)$$

式中 \mathbf{R}_e 为误差激励列阵。

$$\text{令 } f_1 = \sin(\alpha_{t1} + \alpha_0), f_2 = \cos(\alpha_{t1} + \alpha_0),$$

$$f_3 = \sin(\alpha_{t3} - \alpha_0), f_4 = \cos(\alpha_{t3} - \alpha_0),$$

得到系统的总刚度矩阵

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_3 f_1^2 & -k_3 f_1 f_2 & k_3 f_1 r_{b1} & -k_3 f_1 r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 f_1 f_2 & k_2 + k_3 f_2^2 & -k_3 f_2 r_{b1} & k_3 f_2 r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_3 f_1 r_{b1} & -k_3 f_2 r_{b1} & k_3 r_{b1}^2 & -k_3 r_{b1} r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 f_1 r_{b2} & k_3 f_2 r_{b2} & -k_3 r_{b1} r_{b2} & k_4 + k_3 r_{b2}^2 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 r_{b3}^2 & -k_5 r_{b3} r_{b4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 r_{b3} r_{b4} & k_5 r_{b4}^2 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 r_{b5}^2 & -k_7 r_{b5} r_{b6} & k_7 f_3 r_{b5} & -k_7 f_4 r_{b5} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 r_{b5} r_{b6} & k_7 r_{b6}^2 & -k_7 f_3 r_{b6} & k_7 f_4 r_{b6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 f_3 r_{b5} & -k_7 f_3 r_{b6} & k_7 f_3^2 + k_8 & -k_7 f_3 f_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 f_4 r_{b5} & k_7 f_4 r_{b6} & -k_7 f_3 f_4 & k_7 f_4^2 + k_9 \end{bmatrix}$$

2.3 系统的能量逸散函数与总阻尼矩阵

系统的能量逸散函数是指阻尼力做功消耗的能量,从图 2 可以看出,在系统的动力学模型中,阻尼

与刚度总是成对共同存在,系统的能量逸散函数 D 与系统的动能 T 及势能 U 在形式上相似。

同理推出总阻尼矩阵

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 + c_3 f_1^2 & -c_3 f_1 f_2 & c_3 f_1 r_{b1} & -c_3 f_1 r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_3 f_1 f_2 & c_2 + c_3 f_2^2 & -c_3 f_2 r_{b1} & c_3 f_2 r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_3 f_1 r_{b1} & -c_3 f_2 r_{b1} & c_3 r_{b1}^2 & -c_3 r_{b1} r_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_3 f_1 r_{b2} & c_3 f_2 r_{b2} & -c_3 r_{b1} r_{b2} & c_4 + c_3 r_{b2}^2 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 r_{b3}^2 & -c_5 r_{b3} r_{b4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 r_{b3} r_{b4} & c_5 r_{b4}^2 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 r_{b5}^2 & -c_7 r_{b5} r_{b6} & c_7 f_3 r_{b5} & -c_7 f_4 r_{b5} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 r_{b5} r_{b6} & c_7 r_{b6}^2 & -c_7 f_3 r_{b6} & c_7 f_4 r_{b6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_7 f_3 r_{b5} & -c_7 f_3 r_{b6} & c_7 f_3^2 + c_8 & -c_7 f_3 f_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 f_4 r_{b5} & c_7 f_4 r_{b6} & -c_7 f_3 f_4 & c_7 f_4^2 + c_9 \end{bmatrix}$$

2.4 传动系统的动力学方程

根据 Lagrange 能量法建立了齿轮传动系统的动力学方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}, \tag{11}$$

其中,载荷

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^n k_{3j}(t)e_1 f_1, & -\sum_{j=1}^n k_{3j}(t)e_1 f_2, & T_1 + \sum_{j=1}^n k_{3j}(t)e_1 r_{b1}, \\ -\sum_{j=1}^n k_{3j}(t)e_1 r_{b2}, & \sum_{j=1}^n k_{5j}(t)e_2 r_{b3}, & -\sum_{j=1}^n k_{5j}(t)e_2 r_{b4}, \\ \sum_{j=1}^n k_{7j}(t)e_3 r_{b5}, & T_2 - \sum_{j=1}^n k_{7j}(t)e_3 r_{b5}, & \\ -\sum_{j=1}^n k_{7j}(t)e_3 f_3, & \sum_{j=1}^n k_{7j}(t)e_3 f_4 & \end{bmatrix}^T$$

3 传动系统耦合动态特性分析

3.1 系统固有特性分析

为了减小齿轮系统的振动,应避免齿轮啮合激励的频率与系统的固有频率重合或接近,以免发生共振。由于求解的是系统的固有特性(固有频率和固有振型),与所受外力无关,可忽略外部载荷的作用;且在求解结构的固有特性时,阻尼对其影响不大,阻尼项可以略去,故耦合后 3 级齿轮箱系统无阻尼自由振动的运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0, \quad (12)$$

其对应的特征方程为

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M})\boldsymbol{\psi}_i = 0, \quad (13)$$

式中: ω_i 为系统第 i 阶固有频率; $\boldsymbol{\psi}_i$ 为对应第 i 阶固有频率的第 i 阶振型向量, $i=1, 2, \dots, n$ 。

式(13)是一个关于 ω_i^2 的 n 次方程,共有 n 对根 $\boldsymbol{\psi}_i$ 和 ω_i 。这 n 对根称为该系统的 n 个特征对,即 n 个特征向量 $\boldsymbol{\psi}_i$ 和 n 个特征值 ω_i^2 。特征向量的物理意义反映了齿轮系统在按照固有频率 ω_i 作振动时的空间形态,所以又称为振型向量或模态。

笔者针对某型号船用齿轮箱的传动系统进行分析,表 1 为该齿轮箱的传动参数。

表 1 大功率船用齿轮箱传动参数

部件		齿数	模数	螺旋角 β	转速 n
				/($^\circ$)	/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)
输入级	主动	54	20	12	400
	被动	27	20	12	800
传动级	顺车(主动)	37	18	12	800
	倒车(被动)	37	18	12	800
输出级	顺车(主动)	21	16	8	800
	倒车(主动)	21	16	8	800
	被动	83	16	8	202

表 2 为求得的该船用齿轮箱传动系统的固有频率和振型向量。该齿轮箱输入转速和啮合频率分别为: 400 r/min, 360 Hz; 中间级转速和啮合频率为 800 r/min, 493.33 Hz; 输出转速和啮合频率为 202 r/min, 280 Hz。与表 2 比较,系统不产生共振现象。

表 2 传动系统的固有频率及振型向量

i	f_i/Hz	振型向量 $\boldsymbol{\psi}_i$										
1	70.702	-0.001 6	0.008 7	0	0.171 9	-0.144 3	-8.782 0 $\times 10^{13}$	-0.144 7	-0.100 2	0.005 0	0	
2	165.129	0.016 6	0.546 2	0	1.000 0	-0.213 2	-0.750 2	0.294 6	0.511 6	-0.025 9	0.000 2	
3	173.929	0.061 1	1.000 0	0	0.531 0	0.581 3	-0.844 5	1.000 0	-5.339 4	0.410 8	-0.005 2	
4	221.600	0.160 6	0.809 2	0	-1.325 1	1.000 0	0.889 9	-1.340 9	-0.469 8	-1.087 6	0.031 6	
5	249.670	0.195 9	0.772 9	0	-1.543 7	0.981 3	1.000 0	-1.476 7	1.000 0	1.000 0	-0.056 2	
6	314.876	1.000 0	0.194 9	0	-3.420 7	-0.373 4	-2.031 4	0.043 2	0.218 1	0.397 8	1.000 0	
7	948.618	0.318 3	-0.022 2	0	-0.041 2	-0.032 5	-0.004 3	0.028 0	-0.006 0	-0.007 7	-0.013 8	
8	1 120.657	-0.000 3	0.000 8	-39.934 8	-0.013 8	-0.001 7	-0.010 5	0.000 6	-0.000 1	-0.000 1	-0.000 1	
9	1 319.836	-0.013 7	0.031 2	1.000 0	-0.551 4	-0.069 1	-0.341 6	0.024 8	-0.002 3	-0.002 9	-0.005 1	

3.2 动态响应分析

3.2.1 刚度激励

刚度激励是齿轮啮合过程中综合啮合刚度的时变性引起的动态激励。由于斜齿轮啮合过程中,齿轮的啮合刚度在单齿和双齿啮合交替时会发生突变,且在不同的啮合位置,啮合刚度也是不同的。

根据接触线长度的时变规律,将 $l_i(t)$ 周期性展开为傅里叶级数并略去高阶项后整理得式(14),总接触线长度 $L(t)$ 表示为式(15)^[3,5]。

$$l_i(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\begin{array}{l} a_n \cos\left(\frac{2\pi n t}{(\epsilon+1)p_{bt}}\right) + \\ b_n \sin\left(\frac{2\pi n t}{(\epsilon+1)p_{bt}}\right) \end{array} \right], \quad (14)$$

$$L(t) = l_0(t) + l_1(t) + \dots + l_n(t) =$$

$$\sum_{i=0}^p l_i(t-i), \quad (15)$$

$$\text{式中: } a_0 = \frac{2b \tan(\beta_b)}{(\epsilon+1)p_{bt}};$$

$$a_n = \frac{(\epsilon+1)p_{bt}}{2b \tan(\beta_b) \pi^2 n^2} \cdot$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos\left(\frac{2\pi n b \tan(\beta_b)}{(\epsilon+1)p_{bt}}\right) + \cos\left(\frac{2\pi n \epsilon p_{bt}}{(\epsilon+1)p_{bt}}\right) - \\ \cos\left(\frac{2\pi n (\epsilon p_{bt} + b \tan(\beta_b))}{(\epsilon+1)p_{bt}}\right) - 1 \end{array} \right\};$$

$$b_n = \frac{(\epsilon+1)p_{bt}}{2b \tan(\beta_b) \pi^2 n^2} \cdot$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin\left(\frac{2\pi n b \tan(\beta_b)}{(\epsilon + 1) p_{bt}}\right) + \sin\left(\frac{2\pi n \epsilon p_{bt}}{(\epsilon + 1) p_{bt}}\right) - \\ \sin\left(\frac{2\pi n (\epsilon p_{bt} + b \tan(\beta_b))}{(\epsilon + 1) p_{bt}}\right) \end{array} \right\};$$

p 为啮合齿对数; p_{bt} 为基圆端面齿距; ϵ 为总重合度。

齿轮的时变啮合刚度可以用式(16)表示,将斜齿轮单齿单位长度啮合刚度转化为斜齿轮时变综合啮合刚度曲线,如图 3 所示。

$$\Delta k(t) = (0.75\epsilon_\alpha + 0.25)c' \times b \times 10^6 \times L(t), \tag{16}$$

式中: ϵ_α 为轴向重合度。

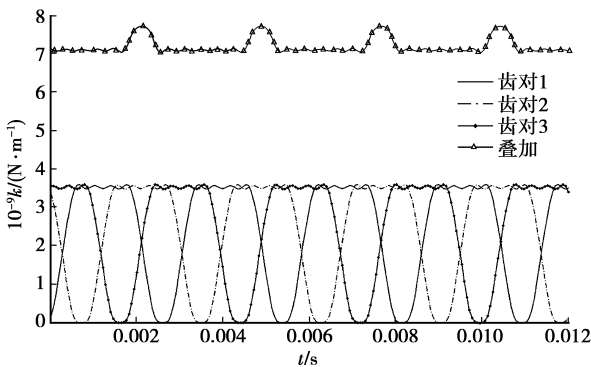


图 3 输入级时变啮合刚度曲线

3.2.2 误差激励

齿轮误差在振动分析中常用的处理方法主要有 4 种:用实测的误差数值表示;用实测的误差曲线函数表示;用傅里叶级数表示;用简谐函数表示。显然,用实测的误差数值或误差曲线函数表示最能反映实际情况,但由于测试条件或测试数量的限制,在实际生产中难以实现。此外,在设计阶段只有精度要求,无具体的误差数值。所以,笔者根据齿轮的精度等级所规定的齿轮偏差,用简谐函数表示法进行模拟,并假设齿轮从齿根到齿顶的误差为半正弦分布。由于影响齿轮振动的主要误差是齿形误差和基节误差,故计算误差曲线时仅考虑这 2 种误差形式。

$$e(t) = e_0 + e_r \sin(\omega_n t + \varphi), \tag{17}$$

式中: e_0 、 e_r 分别为轮齿误差的幅值和常值; ω_n 为齿轮副的角频率; φ 为相位角。

齿轮加工精度为 6 级,则啮合轮齿的时变误差曲线如图 4 所示。

采用 5 阶变步长自适应 Runge-Kutta 法求解系统方程,在动态计算过程取若干连续周期,以消除瞬态激励的影响,计算得出位移、速度的振动时域响应,通过傅里叶变换(FFT)可得到频域响应。图 5

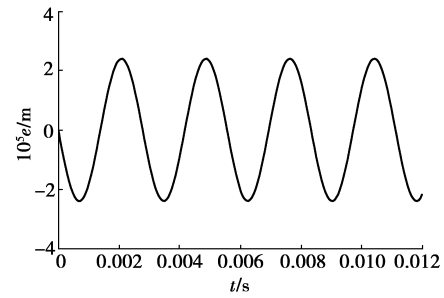
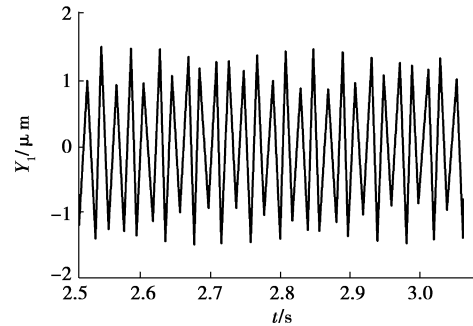
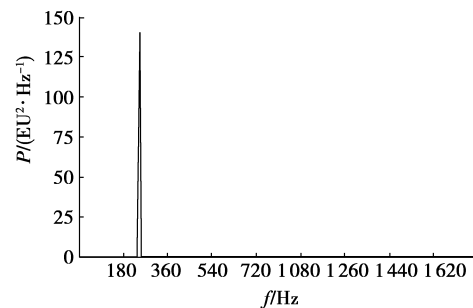


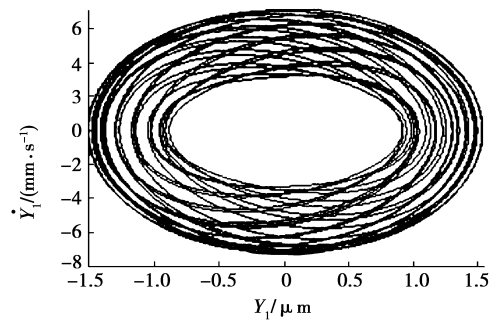
图 4 输入级误差曲线



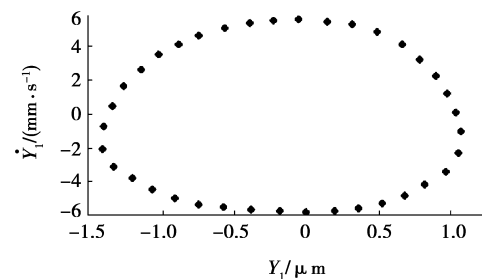
(a)时域图



(b)频域图



(c)相图



(d)poincare图

图 5 转速为 400 r/min 时 Y_1 处的动态响应曲线图

为输入级齿轮副主动轮 Y_1 向横向位移、速度的时域和频域响应曲线图。图 6 为输出级从动齿轮 Y_2 向横向位移、速度的时域和频域响应曲线图。

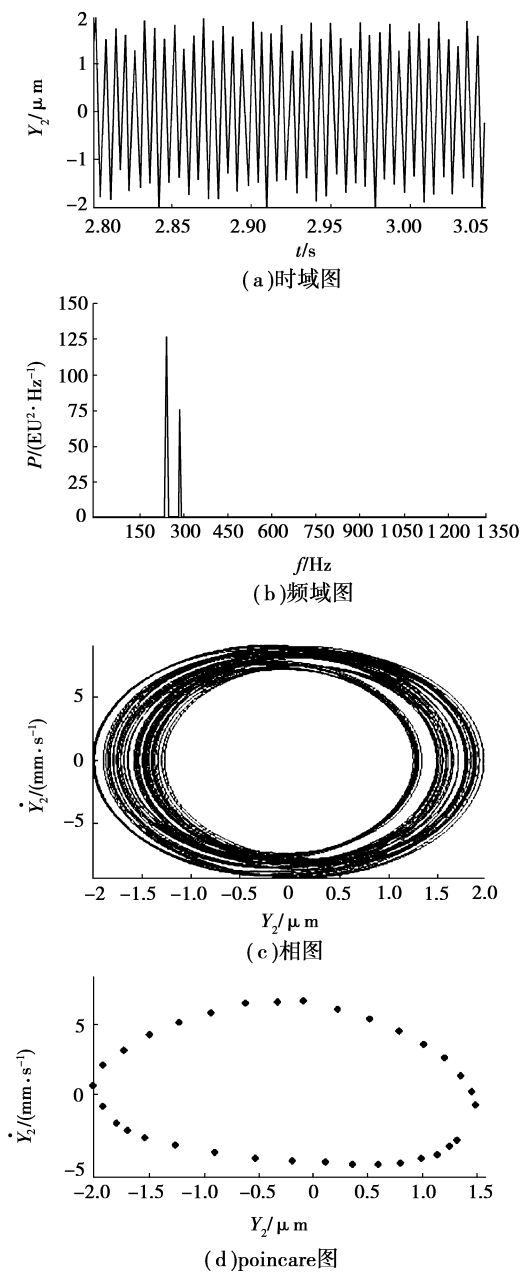


图 6 转速为 202 r/min 时 Y_2 处的动态响应曲线图

由图 5 可见,在 $n=400$ r/min 时,初步可见输入级主动齿轮 Y_1 向横向动态响应表现为规律性响应,频谱图上 2 个峰值处的幅值差别较大,约为 0.65 和 1.00 (1.00 处啮合频率为 360 Hz),即此系统不仅含啮合频率,还有出现其他频率成分的运动。但从相图上得知,在一定的空间内运动,轨迹呈现为椭圆曲线,且轨迹中心为原点,坐标原点即为相轨迹奇点,可认定该系统是稳定的。另外相图表现为多圈

椭圆运动,即表示两频率之比不是有理数,是概周期解的表现。并且在 Poincaré 曲线图上呈环型的有限点,可以判定该系统为概周期性振动。

由图 6 可见,在 $n=202$ r/min 时,输出级从动齿轮轴承处 Y_2 方向横向位移动态响应表现为有规律性响应,频谱图两峰值约为 0.85 和 1.00,即包含了啮合频率 280 Hz 和其他频率成分的运动,相图和 Poincaré 曲线图呈环形与图 5 类似,亦可认为是概周期性振动。

4 结 语

笔者考虑 3 级齿轮传动系统输入、输出端横向振动与系统扭转振动的耦合作用,采用集中参数法建立了大型船用齿轮传动系统的横-扭耦合动力学模型,基于 Lagrange 能量法建立了齿轮传动系统的动力学方程,得到以下结论:

1) 计算了船用齿轮传动系统固有频率和振型向量,结果表明输入级、输出级啮合频率远离系统固有频率,不产生共振现象,结构设计合理。

2) 根据接触线的时变长度计算了时变啮合刚度,在考虑时变刚度和误差激励的情况下,计算了传动系统的动态响应,得出了输入级、输出级处相应的时域、频域、相图和 Poincaré 曲线图,分析判断该系统在工作负载下处于概周期性振动。

参考文献:

- [1] 施华民. 舰用大功率二级斜齿轮传动的振动分析[J]. 武汉造船, 1999(2): 31-33.
SHI HUA-MIN. Analysis of the vibration of the high-powered 2-Stage helical gears of the warship[J]. Wuhan Shipbuilding, 1999(2): 31-33.
- [2] 陈艳锋, 吴新跃, 宋继忠. 某船用齿轮振动分析[J]. 航海工程, 2008, 37(3): 68-70.
CHEN YAN-FENG, WU XIN-YUE, SONG JI-ZHONG. Vibration analysis of the gear system of a ship[J]. Ship & Ocean Engineering, 2008, 37(3): 68-70.
- [3] 马亮. 大型船用齿轮传动系统动力学研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电学院, 2001.
- [4] 李瑰贤, 马亮, 陶建国, 等. 舰船用齿轮传动啮合刚度及动态性能研究[J]. 船舶工程, 2000(5): 41-43.
LI GUI-XIAN, MA LIANG, TAO JIAN-GUO, et al. A study on meshing rigidity and dynamic property of gear transmission used for the warship [J]. Ship Engineering, 2000(5): 41-43.

(下转第 30 页)

- of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2006, 128(2): 494-502.
- [10] PELLICANO F, FREGLIANT A, BERTUZZI F, et al. Primary and parametric non-linear resonances of power transmission belt: experimental and theoretical analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 244(4): 669-684.
- [11] FERRANDO F, MARTIN F, RIBA C. Axial force test and modeling of the V-belt continuously variable transmission for mopeds [J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1996, 118(2): 266-273.
- [12] COSSALTER V, LOT R, PERETTO M. Steady turning of motorcycles [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(11): 1343-1356.
- [13] SRIVASTAVA N, HAQUE I. Transient dynamics of metal V-belt CVT: effects of band pack slip and friction characteristic [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(4): 459-479.
- [14] CARBONE G, MANGIALARDI L, MANTRIOTA G. The influence of pulley deformations on the shifting mechanism of metal belt CVT [J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2005, 127(1): 103-113.
- [15] SHARP R S. Optimal preview speed-tracking control for motorcycles [J]. Multibody System Dynamics, 2007, 18(3): 397-411.

(编辑 张 莘)

~~~~~

(上接第 18 页)

- [5] CHAARI F, BACCAR W, ABBES M S, et al. Effect of spalling or tooth breakage on gearmesh stiffness and dynamic response of a one-stage spur gear transmission[J]. European Journal of Mechanics -A/Solids, 2008, 27(4): 691-705.
- [6] 陆波, 朱才朝, 宋朝省, 等. 大功率船用齿轮箱耦合非线性动态特性分析及噪声预估[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 76-80.
- LU BO, ZHU CAI-CHAO, SONG CHAO-SHENG, et al. Coupled nonlinear dynamic characteristics analysis and noise predestination of a large burden marine gearbox[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 76-80.
- [6] 林江, 楼建勇. 斜齿圆柱齿轮传动系统动力学模型及动特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2003, 37(7): 29-33.
- LIN JIANG, LOU JIAN YONG. Study on dynamic models and behavior of power transmission helical gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 37(7): 29-33.
- [7] LUO A C J. Past, current and future on nonlinear dynamics and noise origins of non-smooth gear transmission dynamic systems [C] // 2005 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, June 6-8, 2005, Las Vegas, USA. [S.l.]: IEEE, 2005: 674-681.
- [8] 孙月海, 张策, 潘凤章, 等. 直齿圆柱齿轮传动系统振动的动力学模型[J]. 机械工程学报, 2000, 36(8): 47-50.
- SUN YUE-HAI, ZHANG CE, PAN FENG-ZHANG, et al. Dynamic model of a spur gear transmission system vibration [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(8): 47-50.
- [9] 朱才朝, 黄泽好, 唐倩, 等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(8): 203-207.
- ZHU CAI-CHAO, HUANG ZE-HAO, TANG QIAN, et al. Analysis of nonlinear coupling dynamic characteristics of gearbox system about wind-driven generator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(8): 203-207.
- [10] 孙智民, 沈允文, 王三民, 等. 星型齿轮传动系统的非线性动力学分析[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(2): 222-226.
- SUN ZHI-MIN, SHEN YUN-WEN, WANG SAN-MIN, et al. On nonlinear dynamic behavior of star gear system due to clearances [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2002, 20(2): 222-226.
- [11] PAREY A, TANDON N. Dynamic modeling of spur gear pair and application of empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294(3): 547-561.
- [12] ERITENEL T, PARKER R G. Modal properties of three-dimensional helical planetary gears [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1/2): 397-420.
- [13] WALHA L, FAKHFAKH T, HADDAR M. Nonlinear dynamics of a two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 1058-1069.

(编辑 张 莘)