

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.09.002

转矩耦合轮系的内外部激励对系统均载性能的影响研究^{*}

张 硕, 胡明辉^{*}, 段绪明

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘要:针对多电机驱动系统中转矩耦合轮系的受载不均问题,以采煤机截割部短程传动系统为研究对象,采用集中参数法对齿轮传动系统进行了建模,对驱动电机采用直接转矩控制,基于 Matlab/Simulink 平台建立了包括电机和齿轮传动系统在内的机电耦合动力学模型。分析了时变啮合刚度的产生机理和直接转矩控制策略中的转速控制原理,以时变啮合刚度作为耦合轮系的内部激励,以电机的输出转速波动作为耦合轮系的外部激励,研究了内外部激励对耦合轮系均载性能的影响。研究结果表明:时变啮合刚度会降低耦合轮系的均载性能;通过降低电机转速波动幅值,可以有效地提高耦合轮系的均载性能。

关键词:均载性;转速波动;转矩耦合;多电机

中图分类号:TH113;TP24

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)09-0959-06

Effect on load sharing characteristics of torque coupling gear set based on internal and external excitation

ZHANG Shuo, HU Ming-hui, DUAN Xu-ming

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Aiming at the problem of uneven load in the multi-motor gear coupling system, a dynamic model of the electromechanical coupling system was established based on Matlab/Simulink software, in which the gear transmission system was built by using lumped-parameter method and the motor was controlled by direct torque control (DTC). The generation mechanism of time-varying meshing stiffness and the principle of speed control in DTC were analyzed, and the load sharing behavior of torque couple gear transmission system was analyzed with the time varying meshing stiffness as the internal excitation and the output speed fluctuation of the motor as the external excitation of the gear coupling system. The results indicate that the time-varying meshing stiffness will exacerbate the uneven load of the system. By reducing the speed fluctuation amplitude of the motor, it will be able to improve the load sharing performance of the system.

Key words: load sharing characteristics; speed ripples; torque couple; multi-motor

0 引 言

目前,多电机驱动系统广泛应用在大功率传动的场合,每台电机通过转矩耦合轮系进行动力耦合。多电机驱动系统的运行工况一般为大功率,重载荷,所以

研究耦合轮系的载荷均衡对整个多电机驱动系统的安全可靠运行有着重要意义^[1]。

YU 等^[2]建立转矩耦合轮系的动力学模型,提出了均载系数的计算方法,分析了轴承刚度,主动轮的安装位置,齿轮尺寸对均载性能的影响;WEI 等^[3]分析

收稿日期:2017-02-19

基金项目:国家重点基础研究发展计划(“973”计划)资助项目(2014CB046304)

作者简介:张硕(1992-),男,河北廊坊人,硕士研究生,主要从事动力传动系统及其综合控制方面的研究. E-mail: 498182622@qq.com

通信联系人:胡明辉,男,副教授,硕士生导师. E-mail: hu_ming@cqu.edu.cn

了齿轮振动位移和不同转速对均载性能的影响;ZHANG 等^[4]研究了不同的啮合频率,啮合刚度的幅值和相位对均载性能的影响规律;SHU 等^[5]分析了不同主动轮间的动态啮合力和均载性能的关系;LI 等^[6-7]分析了间隙,静态传递误差,齿轮的惯量和振动位移对均载性能的影响;KAHRAMAN 等^[8-9]分析了行星轮的个数,制造和安装误差,以及负载扭矩对行星轮系均载性能的影响,并且提出一种评价均载性能的方法;彭等^[10]基于 ADAMS 建立了复合行星轮系虚拟样机模型,分析了齿轮偏心误差对均载性能的影响。

以上研究主要分析轮系结构、轮系内部激励因素、负载转矩等因素对轮系均载性能的影响,周期性内外部激励对均载性能的影响少有研究。

本研究通过集中参数法建立转矩耦合轮系的动力学模型,采用工业上广泛应用的直接转矩控制方法控制三相异步电动机,建立多电机驱动系统的机电耦合系统动力学模型。笔者分析时变啮合刚度和转速波动对耦合轮系均载性能的影响,从控制角度为改善系统的均载性能提供参考依据。

1 多电机转矩耦合轮系动力学模型

1.1 研究对象

笔者所研究对象为采煤机截割部短程传动系统,由 3 台电机、转矩耦合轮系和行星轮系组成。

其三维模型如图 1 所示。

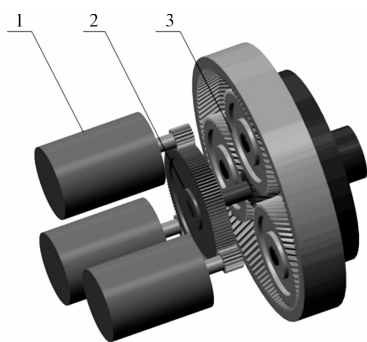


图 1 采煤机截割部新型短程传动系统

1—电机;2—转矩耦合轮系;3—行星轮系

电机为三相异步电动机,与主动轮轴之间由联轴器连接,3 个主动轮共同驱动从动轮,从而进行动力耦合,然后输入到行星轮系太阳轮。

1.2 耦合轮系动力学模型

考虑齿轮的时变啮合刚度,建立耦合轮系的动力学模型,并将与之相连的行星轮系简化为转动惯量和

传动比考虑。耦合轮系的分析模型如图 2 所示。

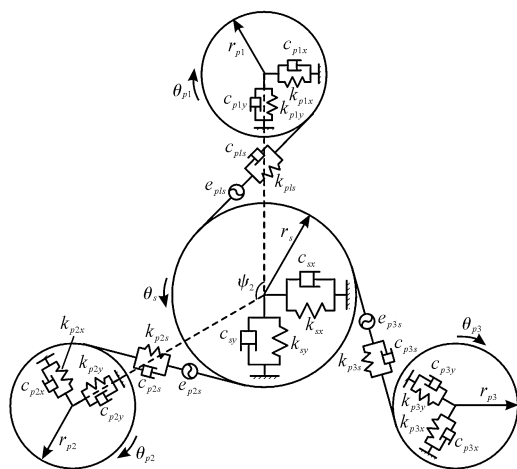


图 2 耦合轮系动力学模型

主动轮 $i(i=1,2,3)$ 和从动轮沿啮合线上的位移表示为:

$$\delta_{pis} = r_{pi} \cdot \theta_{pi} - r_s \cdot \theta_s - x_{pi} \cdot \cos \alpha + x_s \cdot \cos(\alpha + \psi_i) + y_{pi} \cdot \sin \alpha - y_s \cdot \sin(\alpha + \psi_i) - e_{pis} \quad (1)$$

轮齿间的动态啮合力:

$$F_{pis} = k_{pis} \cdot \delta_{pis} + c_{pis} \cdot \dot{\delta}_{pis} \quad (2)$$

耦合轮系动力学模型如下:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K} \cdot \boldsymbol{\theta} = \mathbf{F} \quad (3)$$

其中:阻尼和刚度矩阵如下:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_1 & 0 \\ 0 & C_2 \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_1 & 0 \\ 0 & K_2 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} c_{mip1} & -c_{mip1} & 0 & 0 \\ -c_{mip1} & c_{mip1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{pix} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{piy} \end{bmatrix}, \mathbf{C}_2 = \begin{bmatrix} c_{sL} & 0 & 0 & -c_{sL} \\ 0 & c_{sx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{sy} & 0 \\ -c_{sL} & 0 & 0 & c_{sL} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{K}_1 = \begin{bmatrix} k_{mip1} & -k_{mip1} & 0 & 0 \\ -k_{mip1} & k_{mip1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{pix} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{piy} \end{bmatrix}, \mathbf{K}_2 = \begin{bmatrix} k_{sL} & 0 & 0 & -k_{sL} \\ 0 & k_{sx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{sy} & 0 \\ -k_{sL} & 0 & 0 & k_{sL} \end{bmatrix}.$$

广义质量矩阵和广义坐标列阵:

$$\mathbf{M} = \text{diag}(I_{mi}, I_{pi}, m_{pi}, m_{pi}, I_s, m_s, m_s, I_L),$$

$$\boldsymbol{\theta} = [\theta_{mi}, \theta_{pi}, x_{pi}, y_{pi}, \theta_s, x_s, y_s, \theta_L]^T.$$

外载荷列阵:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} T_{mi}, -r_{pi} \cdot F_{pis}, F_{pis} \cdot \cos \alpha, -F_{pis} \cdot \sin \alpha, \\ r_s \cdot \sum_{i=1}^3 F_{pis}, -\sum_{i=1}^3 F_{pis} \cdot \cos(\alpha + \psi_i), \sum_{i=1}^3 F_{pis} \cdot \sin(\alpha + \psi_i), -T_L \end{bmatrix}^T$$

式中: r_{pi}, r_s —第 i 个主动轮和从动轮的半径; $\theta_{mi}, \theta_{pi}, \theta_s, \theta_L$ —第 i 个电机和第 i 个主动轮的角位移; θ_s, θ_L —

从动轮和输出轴的角位移; x_{px},x_{py} —主动轮在 x 和 y 方向的振动位移; x_{sx},x_{sy} —从动轮在 x 和 y 方向的振动位移; α —压力角; ψ_i —第 i 个主动轮的相位角, $\psi_i = 2\pi \cdot (i - 1)/3$; e_{pis} —静态传递误差; k_{pis},c_{pis} —第 i 个主动轮和从动轮间的啮合刚度和啮合阻尼; k_{mipi},c_{mipi} —第 i 个输入轴的扭转刚度和阻尼; k_{sL},c_{sL} —输出轴的扭转刚度和阻尼; k_{pix},k_{piy} —第 i 个主动轮 x 和 y 方向的支承刚度; c_{pix},c_{piy} —第 i 个主动轮 x 和 y 方向的支承阻尼; k_{sx},k_{sy} —从动轮 x 和 y 方向的支承刚度; c_{sx},c_{sy} —从动轮 x 和 y 方向的支承阻尼; I_{mi},I_{pi} —第 i 个电机和第 i 个主动轮的等效惯量; I_s,I_L —从动轮和行星轮系的等效惯量; m_{pi},m_s —第 i 个主动轮和从动轮的质量; T_{mi} —第 i 个电机的电磁转矩; T_L —施加到行星轮系的负载转矩。

1.3 均载系数

转矩耦合轮系的均载性能由均载系数表示,均载系数的值越接近于 1,系统的均载性能越好。

一个啮合齿频周期中的均载系数为^[11-12]：

$$K_{pis} = \frac{N \cdot (F_{pijs})_{\max}}{\sum_{i=1}^N (F_{pijs})_{\max}}$$

(4)

式中: N —主动轮的个数; $(F_{pijs})_{\max}$ —一个啮合周期内动态啮合力的最大值; j —啮合传动的齿频周期数。

1.4 直接转矩控制电机模型

直接转矩控制是采用电磁转矩闭环结构将电机与逆变器结合为一个整体,在定子坐标系下,利用空间电压矢量分析法观测当前磁链和转矩值,经过磁链调节器和转矩调节器后产生控制开关信号,并结合磁链所在的位置信号,从电压矢量选择表中得到逆变器下一状态的电压矢量。

其控制系统框图如图 3 所示。

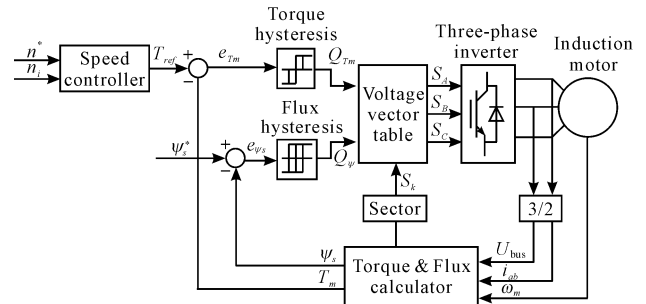


图 3 直接转矩控制系统框图

1.4.1 电机动态模型

电机的动态模型如下：

$$\begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \\ u_{rd} \\ u_{rq} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_{rd} \\ \psi_{rq} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\omega\psi_{sq} \\ \omega\psi_{sd} \\ -(\omega - \omega_r)\psi_{rq} \\ (\omega - \omega_r)\psi_{rd} \end{bmatrix}$$

(5)

$$\begin{bmatrix} \psi_{sd} \\ \psi_{sq} \\ \psi_{rd} \\ \psi_{rq} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \\ i_{rd} \\ i_{rq} \end{bmatrix}$$

(6)

式中: $L_s = L_{ls} + L_m, L_r = L_{lr} + L_m$; u_{sd}, u_{sq} — d 轴 q 轴的定子电压; u_{rd}, u_{rq} — d 轴 q 轴的转子电压; R_s —定子电阻; R_r —转子电阻; i_{sd}, i_{sq} — d 轴和 q 轴的定子电流; i_{rd}, i_{rq} — d 轴和 q 轴的转子电流; ψ_{sd}, ψ_{sq} — d 轴和 q 轴的定子磁链; ψ_{rd}, ψ_{rq} — d 轴和 q 轴的转子磁链; ω — $d - q$ 坐标轴的旋转电角速度; ω_r —转子旋转的电角速度; L_{ls} —定子漏感; L_{lr} —转子漏感; L_m —励磁电感; L_s —定子总电感; L_r —转子总电感。

1.4.2 速度控制器

直接转矩控制的第一个环节为 PI 速度控制器,输入为目标转速和电机实际转速,输出为 DTC 控制单元的给定转矩。

其控制算法如下：

$$T_{ref} = k_p \cdot \Delta n + k_i \cdot \int \Delta n dt$$

(7)

式中: T_{ref} —DTC 控制单元的给定转矩; $\Delta n = n^* - n_i$; n^* —目标转速; n_i —电机实际转速; k_p —比例系数; k_i —积分系数。

1.5 传动系统机电耦合动力学模型

基于 Matlab/Simulink 仿真平台,本研究根据前面建立的数学模型,搭建了采煤机截割部短程传动系统仿真模型。3 台驱动电机为同规格的三相异步电动机,但是由于制造误差,每台电机的具体参数仍然存在差异,仿真中电机参数差异在额定值的 1% 范围内。

耦合轮系的参数如表 1 所示。

表 1 耦合轮系参数

Parameter	Value	Parameter	Value
m/mm	4	$\varphi_{E2}/(^{\circ})$	35
Z_{pi}	16	$\varphi_{E3}/(^{\circ})$	- 30
Z_s	99	$I_{pi}/(kg \cdot m^2)$	0.005
$\hat{E}_{pi}/\mu m$	20	$I_s/(kg \cdot m^2)$	0.921 5
$\varphi_{E1}/(^{\circ})$	50	$I_L/(kg \cdot m^2)$	32.593 9

电机参数如表 2 所示。

表 2 电机参数

Parameter	Motor 1	Motor 2	Motor 3
P/kW	90	90	90
$\bar{U}/\text{V}$	660	660	660
R_s/Ω	0.035 52	0.035 87	0.035 16
R_r/Ω	0.020 92	0.021 13	0.020 71
L_{ls}/H	0.000 335	0.000 338	0.000 332
L_{lr}/H	0.000 335	0.000 338	0.000 332
L_m/H	0.015 10	0.015 25	0.014 95
n_p	2	2	2
$I_m/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.1	1.1	1.1

2 时变啮合刚度对耦合轮系均载性能的影响分析

2.1 时变啮合刚度的计算

刚度激励是齿轮啮合过程中综合刚度的时变性引起的动态激励,是齿轮传动中最主要的动态激励形式之一^[13-14]。本研究通过周期性类似矩形波函数近似地描述齿轮时变啮合刚度。

啮合刚度周期变化如图 4 所示。

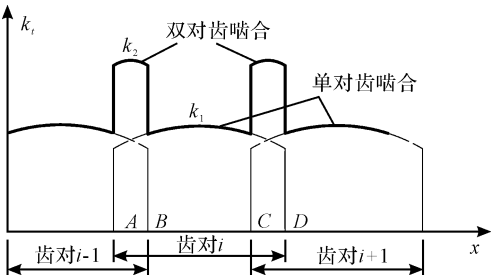


图 4 啮合刚度周期变化

k_1 —单对轮齿啮合刚度; k_2 —双对轮齿啮合刚度

本研究以主动轮齿根与从动轮齿顶刚进入啮合

时作为计时零点,用略去高阶项的关于啮合频率的傅里叶级数来描述时变啮合刚度,其表达式如下:

$$k(t) = k_s + \sum_{m=1}^{\infty} (b_m e^{j\omega_s(t+t_0)} + B) \tag{8}$$

式中: k_s —平均啮合刚度, $k_s = (2 - \varepsilon)k_1 + (\varepsilon - 1)k_2$;
 ω_s —齿轮副啮合角频率, $\omega_s = 2\pi z_{pi}n_{pi}/60 = 2\pi z_s n_s/60$;
 b_m —第 m 阶谐波幅值, $b_m = 2(k_2 - k_1)\sin(m\pi(\varepsilon - 1))/m\pi$;
 ε —重合度; t_0 —啮合初相位; B —前一项共轭复数; z_{pi}, z_s —主动轮 i 和从动轮的齿数; n_{pi}, n_s —主动轮 i 和从动轮的转速。

本研究结合 GB3480-1997 以及齿轮系统参数可分别得到耦合轮系的单对轮齿的啮合刚度 k_1 、双对轮齿啮合刚度 k_2 和平均啮合刚度 k_s ,并由式(8)得到耦合轮系时变啮合刚度随时间变化曲线,如图 5 所示。

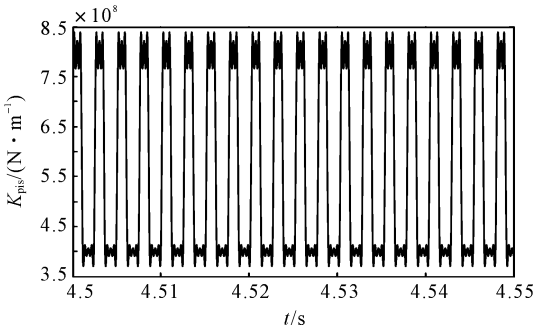


图 5 耦合轮系时变啮合刚度

2.2 时变啮合刚度对均载性能的影响

本研究设定仿真时间为 5 s,仿真步长为 5×10^{-6} s,给定负载扭矩 $T_L = 4\ 000\ \text{Nm}$,对比分析时变啮合刚度和定啮合刚度($k_{pis} = k_s = 5.95 \times 10^8\ \text{N/m}$)对耦合轮系均载性能的影响。

仿真结果如图 6 所示。

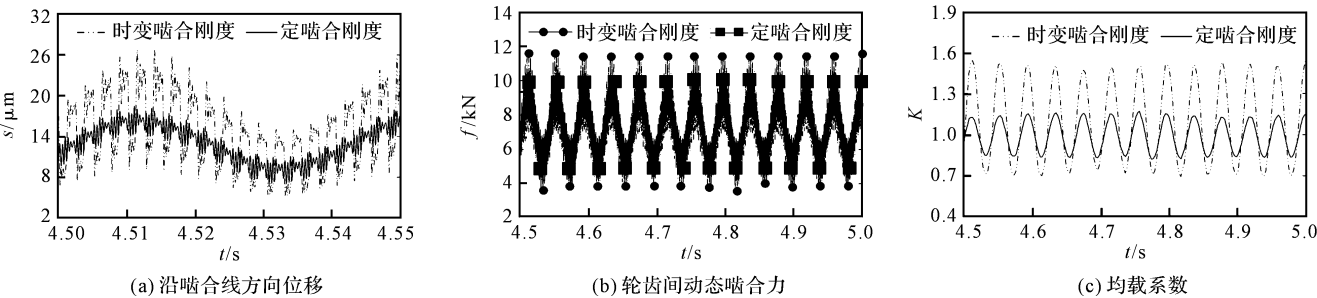


图 6 时变啮合刚度对耦合轮系均载性能的影响

主动轮 3 和从动轮间沿啮合线方向的位移如图 6(a)所示。轮齿间的动态啮合力如图 6(b)所示。均载系数如图 6(c)所示。

由图 6(a)可以看出,由于时变刚度的影响,啮合线方向上的位移振动幅值较大,其振动特性与时变刚度密切相关,且在单双对轮齿交替啮合时会出现

峰值。

由于轮齿间的动态啮合力受沿啮合线方向的位移影响,由图 6(b)可以看出,当处于时变刚度激励下,轮齿间的动态啮合较大。

由图 6(c)可以看出,时变啮合刚度激励使得均载系数最大值由 1.176 4 增加到 1.589 0,耦合轮系的均载性能变差。

3 电机转速特性对耦合轮系均载性能的影响分析

电机输出轴和主动轮轴通过联轴器连接,所以电机的输出转速特性会影响主动轮的角速度,使得每对啮合轮齿的啮合状态不同,进而影响耦合轮系的均载

性能。

由式(7)可知,电机的输出转速特性主要和 PI 控制器的参数选择有关,选择 5 组不同的 k_p 、 k_i 参数来研究电机的输出转速特性对均载性能的影响。

参数的具体值如表 3 所示。

表 3 速度控制器参数		
Condition	k_p	k_i
I	1	3
II	3	7
III	5	11
IV	7	15
V	9	19

第 III 组和第 V 组对应的仿真结果如图 7、图 8 所示。

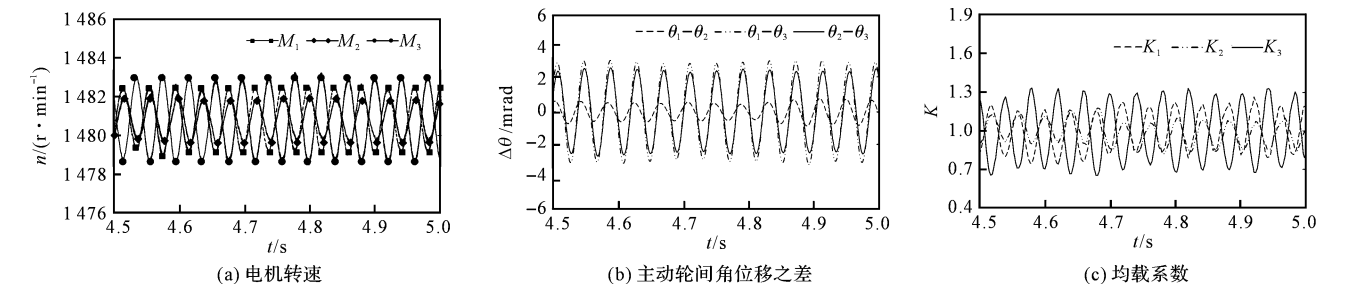


图 7 仿真结果($k_p=5, k_i=11$)

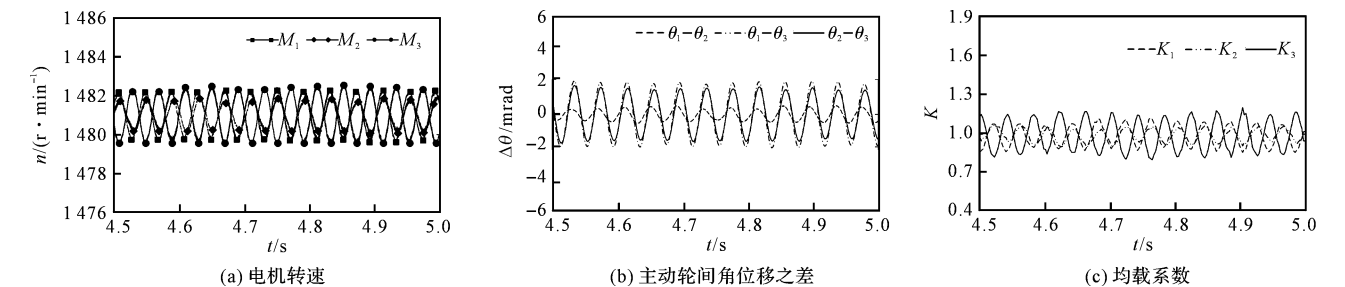


图 8 仿真结果($k_p=9, k_i=19$)

由图 7(a)和图 8(a)可以看出,随着 $k_p k_i$ 值的增大,电机的输出转速波动幅值由 3 r/min 减小到 1.5 r/min。

由图 7(b)和图 8(b)可以看出,随着 k_p 、 k_i 值的增大,3 个主动轮角位移之差波动的幅值从 3 mrad 降低到 2 mrad,啮合状态趋于一致。

由图 7(c)和图 8(c)可以看出,随着 k_p 、 k_i 值的增大,均载系数最大值由 1.340 2 减小到 1.188 2,轮系的均载性能得到了提高。

5 组情况对应的均载系数最大值如表 4 所示。

结果表明:随着 k_p 、 k_i 值的增大,对应的均载系数最大值降低,耦合轮系的均载性能变好。

表 4 均载系数最大值	
Condition	Max[K_i]
I	1.589 0
II	1.488 3
III	1.340 2
IV	1.253 6
V	1.188 2

由于在直接转矩控制中,速度控制器通过改变电机的给定转矩来调节输出转速。假设在两个相邻的采样时刻 t_1 和 t_2 ,电机的目标转速和实际转速的差值由 Δn_{t1} 增加到 Δn_{t2} ,由式(7)可知,当选取较大 k_p 、 k_i 时,

在 t_2 时刻控制器输出较大电机给定转矩,对转速的控制效果增强,电机输出转速波动幅值降低,3 个主动轮角位移之差波动的幅值降低,耦合轮系的均载性能变好。

4 结束语

本研究以采煤机截割部短程传动系统为研究对象,建立 3 电机转矩耦合轮系的机电系统动力学模型,分析了内外部激励对转矩耦合轮系的均载性能的影响,得出以下结论:

(1)时变啮合刚度作为转矩耦合轮系内部激励,对耦合轮系均载性能的影响主要表现在轮齿沿啮合线上的位移差异上,使得耦合轮系载荷分配不均,均载性能变差;

(2)电机的输出转速波动作为转矩耦合轮系的外部激励,当速度控制器的 k_p 、 k_i 值比较大时,输出转速波动小,耦合轮系的均载性能好。

参考文献 (References):

- [1] 刘 然. 盾构机刀盘同步驱动系统自适应均载控制研究 [D]. 大连:大连理工大学机械工程学院,2013.
- [2] YU Hai-dong, EBERHARD P, ZHAO Yong, et al. Sharing behavior of load transmission on gear pair systems actuated by parallel arrangements of multiple pinions [J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2013, 65(65):58-70.
- [3] WEI Jing, SUN Qin-chao, SUN Wei, et al. Dynamic analysis and load-sharing characteristic of multiple pinion drives in tunnel boring machine [J]. **Mechanical Science and Technology**, 2013, 27(5):1385-1392.
- [4] ZHANG K Z, YU H D, ZENG X X, et al. Numerical simulation of instability conditions in multiple pinion drives [J].

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C Mechanical Engineering Science, 2011, 225(6):1319-1327.

- [5] SHU Rui-zhi, LIU Zhen-jun, LIU Chang-zhao, et al. Load sharing characteristic analysis of short driving system in the long-wall shearer [J]. **Vibroengineering**, 2015, 17(7):3512-3585.
- [6] LI Xian-hong, YU Hai-bin, YUAN Ming-zhe, et al. Study on the linear dynamic model of shield TBM cutterhead driving system [C]. 37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, NEW York: IEEE, 2011.
- [7] LI Xian-hong, YU Hai-bin, ZENG Peng, et al. Dynamic two-dimensional nonlinear vibration modeling and analysis for shield TBM cutterhead driving system [J]. **Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering**, 2014, 38(4):417-463.
- [8] KAHRAMAN A. Load sharing characteristics of planetary transmissions [J]. **Mechanism and Machine Theory**, 1994, 29(8):1151-1165.
- [9] BOGUSKI B, KAHRAMAN A. A new method to measure planetary load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets [J]. **Mechanical Design**, 2012, 134(7):169-180.
- [10] 彭则明, 巫世晶. 复合行星轮系均载特性仿真研究 [J]. 机电工程, 2015, 32(2):157-162.
- [11] 戴先葵, 吴 价, 胡锡文. 面齿轮的超静定支撑对传动扭矩的影响 [J]. 轻工机械, 2016, 34(3):80-83.
- [12] 陆俊华, 朱如鹏. 行星传动动态均载特性分析 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(5):85-90.
- [13] 王郑力. 渐开线齿轮传动啮合效率及噪声分析 [J]. 机械, 2016, 42(6):43-48.
- [14] 王玉新, 柳 杨, 王仪明. 考虑啮合时变啮合刚度和传递误差的齿轮振动分析 [J]. 机械传动, 2002, 26(1):5-8.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

张 硕, 胡明辉, 段绪明. 转矩耦合轮系的内外部激励对系统均载性能的影响研究 [J]. 机电工程, 2017, 34(9):959-964.

ZHANG Shuo, HU Ming-hui, DUAN Xu-ming. Effect on load sharing characteristics of torque coupling gear set based on internal and external excitation [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2017, 34(9):959-964.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>