

双伺服电机驱动的钻床齿隙模型仿真分析

□ 常军

兰州理工大学 机电工程学院 兰州 730050

摘要:更高的速度和精度是机床发展的方向,在强力龙门钻床回转工作台上采用双电机驱动的方式进行消除,建立双电机消隙伺服系统动力学模型,并对其进行机理分析和研究。通过动力学仿真分析,表明双电机驱动可以有效消除齿轮间隙。

关键词:龙门钻床 双电机消隙 动力分析

中图分类号:TH132

文献标识码:A

文章编号:1000-4998(2012)12-0008-03

强力龙门钻床回转工作台进给传动采用了齿轮减速来获得大力矩输出,但在这种齿轮传动中由于存在齿轮间隙会造成系统极限环振荡、低速不平稳和换向跳变等现象,使机床的伺服系统不能达到较高的定位控制精度。常用的消除齿轮间隙方法主要从机械调整和预紧上面入手,如偏心轴套调整法、轴向垫片调整法、双片薄齿轮错齿调整法、弹簧力偏置法等,但这些机械消隙方法要么会使机床的机械结构变得复杂,要么不能驱动大功率的动力传动,特别是强力龙门钻床回转工作台^[1]。针对机械消隙方法的不足,本文提出一种在工程上容易实现的方法,即采用双电机驱动来消除齿轮传动的间隙,通过两个电机的差步加载,消除齿轮间隙现象,达到较高的定位精度和提高输出轴的力矩,实践证明这是一种较好的、切实可行的方法。

1 双电机驱动系统结构

收稿日期:2012年5月

(1) 考虑油缸影响之后,伸缩臂变截面系数 μ_2 变小了,伸缩臂的欧拉临界力增大了,吊臂稳定时的承载能力提高了,因此,按不考虑油缸影响计算是偏安全的。

(2) 伸缩臂的临界力与油缸支承的位置有关,油缸支承在不同位置,失稳特征方程也不一样,根据相同臂节数、不同支承情况下的结果对比得知,油缸位置越靠上,伸缩臂的抗失稳能力越强。

(3) 微分方程法给出了油缸不先期失稳的条件,可求出油缸的最小截面惯性矩。

(4) 具有油缸支承的起重机伸缩臂之欧拉临界力取决于油缸自身的欧拉临界力和由本文给出的临界力。在油缸不先行失稳的前提下,伸缩吊臂的承载力主要

双电机同步联动伺服系统是用两个具有相同参数的交流同步电机^[2]共同驱动一个大齿轮的转动,每个交流同步电机各自带动一个小齿轮,小齿轮再与大齿轮啮合,从而带动大齿轮转动。当黏性摩擦力忽略不计时,根据齿轮系统动力学,双电机驱动系统中,大小齿轮的啮合原理可以用如图1所示的双电机同步联动伺服系统结构简图来表示,图中 ω_{e1}, ω_{e2} 是两个驱动齿轮的角速度, J_{e1}, J_{e2} 是两个驱动齿轮的转动惯量, ω_1, ω_2 是两个驱动电机的角速度, U_1, U_2 是两个驱动电机的电枢电压, ω_m 是大齿轮的角速度, J_m 是大齿轮的转动惯量。

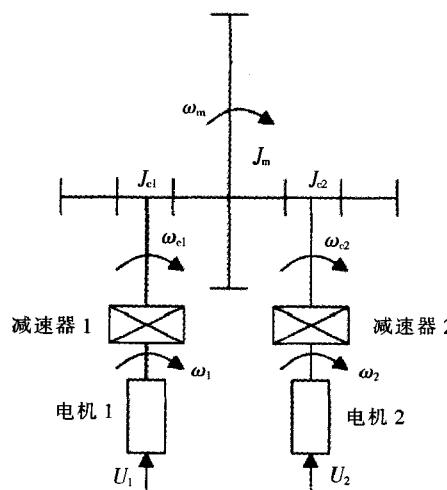
建立单电机驱动系统的动力学模型,分析小齿轮和大齿轮的啮合原理。在大小齿轮的运动过程中,大齿轮和小齿轮的啮合运动是通过它们之间的弹性力和黏性摩擦力的相互作用来完成的。图2给出了大齿轮和小齿轮的啮合原理, k_1, b 分别表示大、小齿轮间的弹性系数和黏性摩擦因数, θ_m, θ_e 分别为大、小齿轮的转角。

取决于吊臂的截面惯性矩及支承形式,与油缸的惯性矩无关。

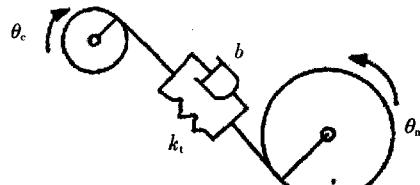
参考文献

- [1] 起重机设计规范.GB/T3811-2008[S].
- [2] 陆念力,刘士明,兰朋.具有伸缩液压缸的起重机伸缩臂之整体稳定性[J].工程机械,2008,39(9):46-49.
- [3] 陆念力,张宏生,兰朋.计及液压缸作用的起重机伸缩臂欧拉临界力的精确解析解 [J].起重运输机械,2008(11):13-16.
- [4] 刘士明,陆念力,寇捷.起重机箱形伸缩臂整体稳定性分析 [J].中国工程机械学报,2010,8(1):29-34.

(编辑 凌云)



▲图1 双电机同步联动伺服系统的结构简图



▲图2 大小齿轮啮合原理图

由于制造工艺不精密和机械误差的原因，齿轮的啮合会不够精确，这时齿隙的影响便进一步加大。下面先建立不考虑齿隙影响时的理想状态的动力学模型，再把齿隙因素考虑进去，最终建立含齿隙的系统动力学模型。

2 含齿隙的双电机驱动系统动力学建模

2.1 理想状态下不含齿隙的双电机驱动动力学建模

假设理想状态下双电机驱动的系统不产生齿隙，通过分析两驱动电机间的回路电压平衡及转矩平衡，建立电压方程和转矩平衡方程^[3]。同时根据小齿轮和大齿轮的受力建立它们的动力学方程，最终得出理想状态下不含齿隙的双电机驱动系统的动力学模型，可以简化成如下方程组：

$$\begin{cases} K_{e1}\theta'_{c1}+I_1R_1+L_1(dI_1/dt)=U_1 \\ K_{e2}\theta'_{c2}+I_2R_2+L_2(dI_2/dt)=U_2 \\ J_1\theta''_{c1}+b_1\theta'_{c1}+k_{11}\phi_1(\theta_{c1}-\theta_m)=K_{m1}I_1 \\ J_2\theta''_{c2}+b_2\theta'_{c2}+k_{12}\phi_2(\theta_{c2}-\theta_m)=K_{m2}I_2 \\ J_m\theta''_m+b_m\theta'_m=k_{11}\phi_1(\theta_{c1}-\theta_m)+k_{12}\phi_2(\theta_{c2}-\theta_m) \end{cases} \quad (1)$$

其中：

$$\begin{aligned} J_n &= i^2 J_{dn} + J_{cn} \\ b_n &= i^2 b_{dn} + b_{cn} \quad (n=1, 2) \end{aligned} \quad (2)$$

式中： K_{en} 等于两电机间的反电动势系数与减速器传动比的乘积； θ_{cn} 表示第 n 个小齿轮的转角； θ_m 表示大齿

轮的转角； I_n 表示流过第 n 个驱动电机回路的电流； R_n 表示第 n 个驱动电机的电枢回路电阻； L_n 表示第 n 个电机电枢回路电感； U_n 表示第 n 个驱动电机电枢回路的电压； k_n 表示第 n 个小齿轮和大齿轮之间的弹性系数； K_{mn} 表示传动比和第 n 个电动机的力矩系数的乘积； b_m 表示大齿轮的黏性摩擦因数； J_m 表示大齿轮的转动惯量； J_{dn} 表示第 n 个电机的转动惯量； J_{cn} 表示第 n 个小齿轮的转动惯量； b_{dn} 表示第 n 个电机的黏性摩擦因数； b_{cn} 表示第 n 个小齿轮的黏性摩擦因数； i 表示传动比。

2.2 含齿隙的双电机驱动系统动力学建模

在前面研究的基础上，引入齿隙作为影响因素，并考虑它对系统的影响。从齿轮的动力学分析可以得出，式(1)中代表齿轮弹性力的项 $k_{tn}(\theta_{cn}-\theta_m)$ 与两个相互啮合的齿轮间的相对位置有关。当 $|\theta_{cn}-\theta_m|$ 大于等于两个齿轮传动齿隙的一半时，两个齿轮间存在弹性接触力，具体值与齿轮的运动方向有关；当 $|\theta_{cn}-\theta_m|$ 小于传动齿隙的一半时，两个齿轮间不存在弹性接触力。

设齿隙为 2α ，用 $\phi_n(\cdot)$ 表示齿隙非线性函数， $\delta_{cn}=(\theta_{cn}-\theta_m)$ 表示第 n 个小齿轮和大齿轮的位置差，利用齿隙死区模型^{[4][5][6]}，可以得到：

$$\phi_n(\delta_{cn}) = \begin{cases} \delta_{cn}-\alpha & \delta_{cn} \geq \alpha \\ 0 & -\alpha < \delta_{cn} < \alpha \\ \delta_{cn}+\alpha & \delta_{cn} \leq -\alpha \end{cases} \quad (3)$$

即当考虑小齿轮和大齿轮间齿隙时，它们之间的非线性函数表达式为：

$$\phi_n(\theta_{cn}-\theta_m) = \begin{cases} \theta_{cn}-\theta_m-\alpha & \theta_{cn}-\theta_m \geq \alpha \\ 0 & -\alpha < \theta_{cn}-\theta_m < \alpha \\ \theta_{cn}-\theta_m+\alpha & \theta_{cn}-\theta_m \leq -\alpha \end{cases} \quad (4)$$

由方程(1)不含齿隙的双电机驱动系统动力学方程，考虑含齿隙的影响，可表示为：

$$\begin{cases} K_{e1}\theta'_{c1}+I_1R_1+L_1(dI_1/dt)=U_1 \\ K_{e2}\theta'_{c2}+I_2R_2+L_2(dI_2/dt)=U_2 \\ J_1\theta''_{c1}+b_1\theta'_{c1}+k_{11}\phi_1(\theta_{c1}-\theta_m)=K_{m1}I_1 \\ J_2\theta''_{c2}+b_2\theta'_{c2}+k_{12}\phi_2(\theta_{c2}-\theta_m)=K_{m2}I_2 \\ J_m\theta''_m+b_m\theta'_m=k_{11}\phi_1(\theta_{c1}-\theta_m)+k_{12}\phi_2(\theta_{c2}-\theta_m) \end{cases} \quad (5)$$

令：

$$\phi_n(\theta_{cn}-\theta_m)=\varphi_n(\theta_{cn}-\theta_m+\beta_n) \quad (6)$$

式中： φ_n, β_n 为描述齿隙非线性的参数，可以表示为：

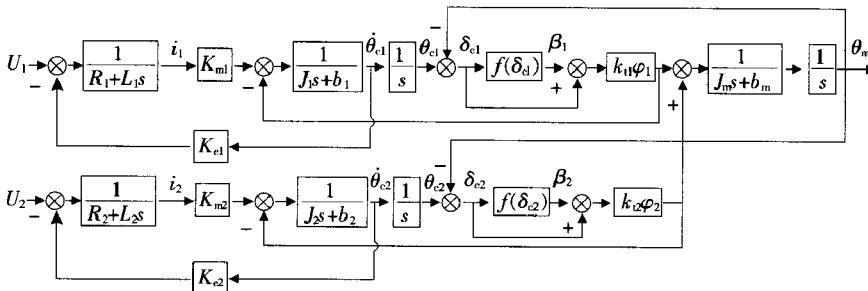
$$\begin{cases} 1 & |\delta_{cn}| \geq \alpha \\ 0 & |\delta_{cn}| < \alpha \end{cases} \quad \varphi_n =$$

$$\begin{cases} \alpha & \delta_{cn} \geq \alpha \\ 0 & |\delta_{cn}| < \alpha \\ -\alpha & \delta_{cn} \leq -\alpha \end{cases} \quad \beta_n = f(\delta_{cn}) =$$

$$(7)$$

将式(6)代入式(1)得到如下含齿隙双电机驱动系统的动力学模型方程组：

左貳拾肆



▲图3 含齿隙的双电机驱动系统的结构框图

$$\begin{aligned} K_{e1}\theta'_{e1} + I_1 R_1 + L_1 (\frac{dI_1}{dt}) &= U_1 \\ K_{e2}\theta'_{e2} + I_2 R_2 + L_2 (\frac{dI_2}{dt}) &= U_2 \\ J_1\theta''_{e1} + b_1\theta'_{e1} + k_{11}\varphi_1(\theta_{e1} - \theta_m + \beta_1) &= K_{m1}I_1 \\ J_2\theta''_{e2} + b_2\theta'_{e2} + k_{12}\varphi_2(\theta_{e2} - \theta_m + \beta_2) &= K_{m2}I_2 \\ J_m\theta''_{em} + b_m\theta'_{em} &= k_{11}\varphi_1(\theta_{e1} - \theta_m + \beta_1) + k_{12}\varphi_2(\theta_{e2} - \theta_m + \beta_2) \end{aligned} \quad (8)$$

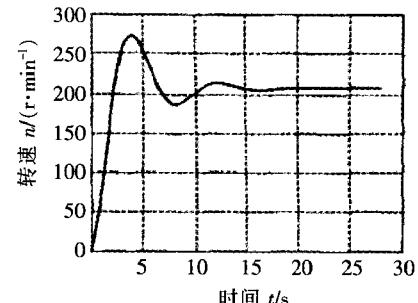
变换到 s 域, 得到复域模型如下:

$$\begin{aligned}
 & K_{e1s} \Theta_{c1}(s) + (R_1 + L_{1s}) I_1(s) = U_1(s) \\
 & K_{e2s} \Theta_{c2}(s) + (R_2 + L_{2s}) I_2(s) = U_2(s) \\
 & (J_1 s^2 + b_{1s}) \Theta_{c1}(s) + k_{11} (\Theta_{c1}(s) - \Theta_m(s) + \frac{\beta_1}{s}) = K_{m1} I_1(s) \\
 & (J_2 s^2 + b_{2s}) \Theta_{c2}(s) + k_{12} (\Theta_{c2}(s) - \Theta_m(s) + \frac{\beta_2}{s}) = K_{m2} I_2(s) \\
 & (J_m s^2 + b_ms) \Theta_m(s) = k_{11} (\Theta_{c1}(s) - \Theta_m(s) + \frac{\beta_1}{s}) + k_{12} (\Theta_{c2}(s) - \Theta_m(s) + \frac{\beta_2}{s})
 \end{aligned} \tag{9}$$

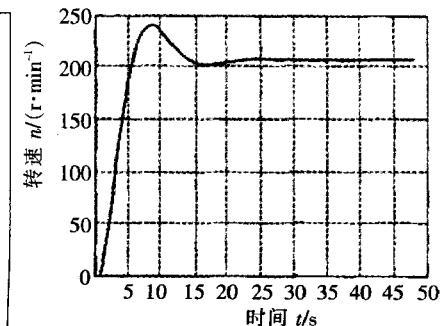
为了获得高精度的结果,本文在 MATLAB 的 simulink 模块中对含齿隙双电机伺服系统进行建模,式(9)所示的模型在 MATLAB 可以用结构图表示,如图 3 所示。

3 系统动力学模型的仿真分析

当系统含有齿隙时,在未加偏置电压的情况下,为了测试系统的整体性能,对含齿隙的单电机和双电机伺服驱动系统模型进行了施加幅值为 200 r/min 的阶跃信号,作出了系统的阶跃响应曲线,并保存了试验数据。在相同的参数条件下,对模型进行仿真,得出其实验数据,并用 MATLAB 仿真曲线图,如图 4、图 5 所示。



▲图4 含齿隙单电机系统模型的响应曲线



▲图5 含齿隙双电机系统模型的响应曲线
平稳,反应快,性能优于单电机伺服
用双伺服电机驱动强力龙门钻床回
。)

4 結論

从响应曲线图4、图5可以看出，在阶跃响应下，含齿隙双电机伺服系统模型的响应曲线较之含齿隙单电机伺服驱动系统的响应驱动系统。因此进转工作台是可行的。

参考文献

- [1] 蔡新娟.伺服系统的机械传动装置设计[J].精密制造与自动化,2007(1):31-33.
 - [2] 王馨,陈康宁.机械工程控制基础[M].西安:西安交通大学出版社,1992.
 - [3] 汤蕴璆.交流电机动态分析[M].北京:机械工业出版社,2004.
 - [4] 张天平,裔扬,梅建东.带有未知死区模型的鲁棒自适应模糊控制[J].控制与决策,2006,21(4):367-375.
 - [5] Wang X S, Hong H, Su C Y. Robust Adaptive Control a Class of Nonlinear System with an Unknown Dead-zone [J]. Automatica, 2004, 40(3):407-413.
 - [6] 周俊峰,寇凯.基于现场总线的多电机同步控制[J].机械与电子,2006(11):38-40.

(编辑 小 前)

**把思想统一到十八大精神上来
把力量凝聚到确定的任务上来**

上海《机械制造》杂志社有限公司

• 公益广告 • 公益广告