

电子机械制动执行器的摩擦力矩和能耗分析*

夏利红¹, 邓兆祥^{1,2†}

(1. 重庆大学 汽车工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:为了实现在设计阶段对系统摩擦力矩的合理预估,提高执行器性能预测的准确性,以行星齿轮滚珠丝杆式电子机械制动执行器为研究对象,分析系统摩擦的主要来源及其对执行器性能的影响;建立执行器系统动力学模型和摩擦力矩模型,将理论计算与实验相结合,对模型参数进行了辨识,基于理论计算和实验辨识结果的对比分析讨论了两者存在差异的原因;同时分析摩擦模型参数对制动间隙消除时间和最大制动夹紧力的影响,各部件摩擦对系统摩擦力矩的影响及其随转速和载荷的变化规律,以及紧急制动过程中执行器产生的摩擦能耗。结果表明:影响制动间隙消除时间的摩擦主要来源于电机和滚珠丝杆;影响制动夹紧能力的摩擦主要来源于滚珠丝杆、电机和推力轴承,随着制动夹紧力的增加滚珠丝杆和推力轴承对系统摩擦的影响增大,而电机的影响显著降低;紧急制动过程中,执行器产生的有效力矩传递比仅为73.56%,摩擦能耗高达48.1%。

关键词:电子机械制动执行器;动力学模型;摩擦模型;摩擦能耗

中图分类号:U463

文献标志码:A

Calculation and Analysis of Friction Torque and Energy Dissipation of Electromechanical Brake Actuator

XIA Lihong¹, DENG Zhaoxiang^{1,2†}

(1. School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: To realize the rational prediction of system friction torque in the design phase and improve the correctness of performance prediction for the actuator, taking the electronic mechanical brake (EMB) actuator with planetary gear and ball screw as the study object, the main source of system friction and its influence on the EMB actuator were analyzed. Firstly, the dynamic model and friction torque model were established according to the structure and load of EMB. The prediction of the friction torque model was compared with the experimental results, and the reason of the difference between the experimental and predicted results was discussed. Based on the dynamic model and friction torque model, the influence of parameters in the friction torque model on the gap closing time and maximum clamping force was studied.

* 收稿日期:2017-12-08

基金项目:国家高技术研究发展计划(863计划)项目(2012AA111803), National 863 Research Program (2012AA111803);重庆市科委科技攻关项目(CSTC2008AA6030), Chongqing Science and Technology Key Program (CSTC2008AA6030);机械传动国家重点实验室科研业务费专项项目(SKLM-T-ZZKT-2012MS03), The State Key Laboratory of Mechanical Transmission Program(SKLM-T-ZZKT-2012MS03)

作者简介:夏利红(1986-),女,江西鹰潭人,重庆大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: zxdeng@cqu.edu.cn

The energy dissipation during braking with the maximum clamping force was calculated. The proportion of the friction torque at each component and the influence of rotation rate and clamping force on these friction torques were analyzed. It was found that the frictions which influence the gap closing time come from ball screw and motor, while the frictions which affect the capability to clamp are generated by ball screw, motor and thread bearing. With the increase of the clamping force, the influence of the frictions due to ball screw and thread bearing increased significantly, while the impact of friction from motor decreased greatly. During emergency braking, the effective torque transfer ratio was 73.56%, and the energy dissipation ratio was 48.1%.

Key words: electromechanical brake actuator; dynamic model; frictional model; frictional energy dissipation

电子机械制动系统(electromechanical brake, EMB)以机电系统代替传统制动的液压回路,不仅有利于实现汽车制动力主动控制,同时避免了制动控制时产生的踏板抖动现象^[1-5]. 为了提升 EMB 执行器性能预测的准确性,如何实现系统摩擦的准确预估,已成为 EMB 执行器设计开发的关键问题之一. 早在 1997 年 Maron 等^[2]建立了包含摩擦、传动比以及刚度曲线的集中质量单自由度 EMB 执行器的简化模型,分别研究了单个驱动电机和整套 EMB 执行器的摩擦力矩随转速的变化规律,其中 EMB 执行器的摩擦力矩明显大于驱动电机的摩擦力矩,说明执行器中其他部件所产生的摩擦力矩不容忽视. Schwarz 等^[3-4]沿用了集中质量单自由度的简化模型,其中系统摩擦力矩由与转速相关的粘性摩擦力矩和与载荷相关的库伦摩擦力矩两部分组成,测量了不同转速和载荷下推力轴承的摩擦力矩,并应用到系统摩擦力矩模型中. Line 等^[5-6]和 Lee 等^[7]提出的执行器系统摩擦力矩模型包括,粘性摩擦力矩、与载荷无关的静摩擦力矩、与载荷无关的库伦摩擦力矩以及与载荷相关的摩擦力矩四部分. Chihoon 等^[8]实验分析了空载工况下电机齿轮组在转速阶跃输入时产生的电机输出力矩和转速响应,分析了粘性摩擦、库伦摩擦和静摩擦对电机齿轮组性能的影响,结果表明上述三种摩擦的影响均不能忽视;此外,实验分析了 EMB 执行器在制动夹紧力阶跃和斜坡输入下的制动夹紧力和电机输出力矩响应,对比分析了电机齿轮组摩擦和丝杆摩擦对执行器性能的影响,发现丝杆摩擦在与载荷相关的摩擦中起主要作用. Kwak 等^[9]建立了 EMB 执行器 10 自由度动力学模型,但在模型中仅考虑了齿轮和制动块的库伦摩擦和粘性摩擦. 可见,摩擦力矩对 EMB 执行器性能有显著影响,但关于在设计阶段如

何对系统摩擦进行合理预估以及对系统摩擦的来源,即驱动电机、齿轮、推力轴承以及丝杆等各部件的摩擦对执行器性能的影响,及其随电机转速和制动夹紧力的变化规律缺乏系统研究. 作者以行星齿轮滚珠丝杆驱动式 EMB 执行器为研究对象,通过理论计算与实验结合识别系统摩擦力矩,并分析其主要来源和影响因素. 首先基于执行器的单自由动力学模型和系统摩擦力矩模型分析摩擦模型参数对制动间隙消除时间和最大制动夹紧力的影响;然后通过电机转速特性实验分析电机摩擦力矩,利用设计参数分别计算滚珠丝杆、行星齿轮以及推力轴承的摩擦力矩,根据功率等效原理计算系统总摩擦力矩及其模型参数,并通过执行器性能实验验证其合理性;进一步分析系统摩擦的主要来源和影响因素及其随转速和制动夹紧力的变化规律;最后分析紧急制动过程执行器产生的摩擦能耗.

1 EMB 执行器的结构和动力学模型

1.1 执行器结构分析

图 1 为 EMB 执行器结构剖面图. EMB 执行器

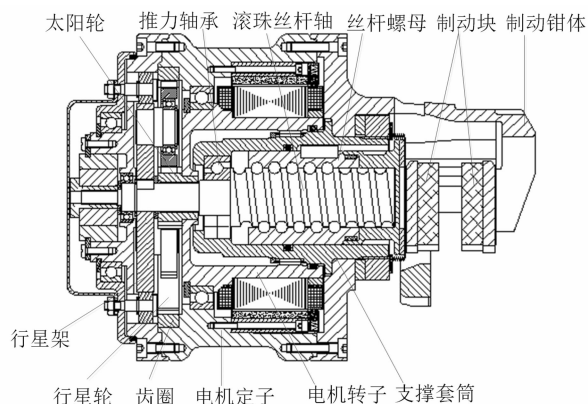


图 1 EMB 执行器结构剖面图^[10]

Fig. 1 Cross section view of EMB actuator^[10]

主要包括分装式直流力矩电机、行星齿轮组、滚珠丝杆、推力轴承及制动钳体。电机转输出扭矩经行星齿轮放大后传递到滚珠丝杆轴,滚珠丝杆将旋转运动转换为螺母的移动,推动内制动块压紧制动盘产生轴向推力。其反作用力经滚珠丝杆螺母和推力轴承传递到制动钳体和外制动块,使外制动块压紧制动盘形成制动夹紧力。由此可见,系统摩擦力矩的主要来源包括:电机、行星齿轮、推力轴承、滚珠丝杆以及制动块等。

1.2 EMB 执行器动力学模型

基于集中参数和刚性传动的假设,将执行器简化为以下公式所示的绕电机轴转动的单自由度系统。

$$J_{me}\dot{\omega}_m = T_m - \frac{l}{2\pi i_g} F_{cl} - T_f \quad (1)$$

$$J_{me} = J_m + J_g + \frac{J_s}{i_g^2} + \left(\frac{l}{2\pi i_g}\right)^2 m_n \quad (2)$$

$$\frac{\theta_m}{\theta_c} = \frac{\omega_m}{\omega_c} = \frac{\dot{\omega}_m}{\dot{\omega}_c} = i_g \quad (3)$$

$$\frac{\theta_c}{x} = \frac{\omega_c}{\dot{x}} = \frac{\dot{\omega}_c}{\ddot{x}} = \frac{2\pi}{l} \quad (4)$$

式中: J_{me} 为等效转动惯量; $\dot{\omega}_m$ 为电机角加速度; T_m 为电机输出力矩; l 为滚珠丝杆导程; i_g 为行星齿轮传动比; F_{cl} 为制动夹紧力; T_f 为系统摩擦力矩; J_m 为电机转动惯量,由供应商提供; J_g 为行星齿轮减速器等效到输入端的转动惯量,作者利用 CAD 软件获取各零件的转动惯量,再利用能量等效原理求得; J_s 为滚珠丝杆轴的转动惯量,作者利用 CAD 软件获取; m_n 为滚珠丝杆螺母的质量(含单个制动块的质量),利用 CAD 软件获取; θ_m 、 ω_m 分别为电机的角位移和转速; θ_c 、 ω_c 和 $\dot{\omega}_c$ 分别为行星架的角位移、转速和角加速度; x 、 \dot{x} 和 \ddot{x} 分别为滚珠丝杆螺母的位移、速度和加速度;忽略螺母与制动块间的间隙,制动块与螺母同步运动。

忽略温度和磨损的影响,制动夹紧力与制动块位移存在式(5)所示的数学关系^[3,9]:

$$F_{cl} = \begin{cases} 0 & x \leq x_{ag} \\ K_b(x - x_{ag}) & x > x_{ag} \end{cases} \quad (5)$$

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{K_c} + \frac{2}{K_p} + \frac{1}{K_s}} \quad (6)$$

式中: K_b 为系统刚度; x_{ag} 为制动间隙,根据 EMB 执行器的设计参数取值; K_c 为制动钳体的刚度,作者利用有限元的方法,通过测量不同轴向力对应的变形量来估算; K_p 为制动块的刚度,参照文献[9]取

值; K_s 为滚珠丝杆的刚度,由供应商提供。

将 EMB 执行器用永磁直流力矩电机简化为公式(7)、(8)所示的单相直流电机模型^[5,9]:

$$T_m = K_T I_a \quad (7)$$

$$E_a = L_a \dot{I}_a + R_a I_a + K_E \omega_m \quad (8)$$

式中: K_T 为力矩系数; I_a 为电枢电流; E_a 为电枢电压; L_a 为电枢电感; R_a 为电枢电阻; K_E 为反电动势系数;上述电机模型参数由供应商提供,具体见表 1。

表 1 EMB 执行器的动力学模型中参数

Tab.1 Parameters in the dynamic model of the EMB actuator

名称	数值	名称	数值
$J_m/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	2.00e-3	$J_g/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.50e-5
$J_s/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.64e-5	m_n/kg	0.66
l/m	2.50e-3	i_g	5.05
x_{ag}/m	0.20e-3	$K_c/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	6.29e7
$K_b/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	3.00e8	$K_s/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	6.80e8
$K_T/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	1.29	$K_E/(\text{V} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	1.25
R_a/Ω	5.55	L_a/H	4.95e-3

2 系统摩擦力矩模型

2.1 系统摩擦力矩模型

在传统摩擦模型^[11]的基础上引入载荷的影响建立公式(9)所示的系统摩擦力矩模型^[6],该模型描述了启动、转动及锁止过程的系统摩擦力矩。

$$T_f = \begin{cases} (T_{fc} + GF_{cl}) \text{sgn}(\omega_m) + B\omega_m, & \forall |\omega_m| > \epsilon \\ T_m - \frac{1}{2\pi i_g} F_{cl}, & |\omega_m| < \epsilon \\ \text{且 } |T_m - \frac{1}{2\pi i_g} F_{cl}| < (T_{fs} + GF_{cl}) \\ (T_{fs} + GF_{cl}) \text{sgn}\left(T_m - \frac{1}{2\pi i_g} F_{cl}\right), & \text{其他} \end{cases} \quad (9)$$

式中: T_{fc} 为与载荷无关的初始库伦摩擦力矩; G 为载荷系数; B 为粘性摩擦系数; ϵ 为零速边界常数; T_{fs} 为与载荷无关的初始最大静摩擦力矩。

2.2 系统摩擦力矩模型参数对执行器性能的影响

制动响应时间和制动能力是衡量制动器的关键性能。制动间隙消除时间直接影响着制动器的制动响应时间,而最大制动夹紧力直接反应了制动器的制动能力,因此本文分别分析了系统摩擦模型参数对制动间隙消除时间和最大制动夹紧力的影响。

制动间隙消除过程, $\omega_m > \epsilon$ 且 $F_{cl} = 0$,系统摩擦力矩 $T_f = T_{fs} + B\omega_m$ 。由式(1)~式(9)得到电机转速的 Laplace 变换函数为:

$$\omega_m(s) = \frac{K_T E_a(s) - \frac{T_{fc}}{s}(L_a s + R_a)}{(J_{me} s + B)(L_a s + R_a) + K_E K_T} \quad (10)$$

为了在最短的时间内消除制动间隙,以峰值堵转电压 E_{amax} 启动系统直到制动间隙 x_{ag} 消除. 则消除间隙阶段的电机转速的 Laplace 变换函数为:

$$\omega_m(s) = \frac{\frac{K_T E_{amax}}{s} - \frac{T_{fc}}{s}(L_a s + R_a)}{(J_{me} s + B)(L_a s + R_a) + K_E K_T} \quad (11)$$

由于电枢电感 L_a 很小,忽略其影响则:

$$\omega_m(s) = \frac{K_T E_{amax} - T_{fc} R_a}{s(J_{me} R_a s + B R_a + K_E K_T)} \quad (12)$$

由式(12)得到电机转速的时间函数 $\omega_m(t)$:

$$\omega_m(t) = K(1 - e^{-t/T}) \quad (13)$$

$$K = \frac{K_T E_{amax} - T_{fc} R_a}{B R_a + K_E K_T}, T = \frac{J_{me} R_a}{B R_a + K_E K_T} \quad (14)$$

式中: K 为最大稳定转速; T 为时间常数.

丝杆螺母移动位移的时间函数 $x(t)$ 为:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi i_g} \int_0^t K(1 - e^{-t/T}) dt = \frac{1}{2\pi i_g} K[t - T(1 - e^{-t/T})] \quad (15)$$

当 $t = 4T$ 时,系统转速 $\omega_m = 0.987K \approx K$. 则制动间隙消除时间 T_{ag} 为:

$$T_{ag} = 4T + [x_{ag} - x(4T)] / \left(\frac{1}{2\pi i_g} K\right) = \frac{x_{ag} 2\pi i_g}{K} + 0.9817T \quad (16)$$

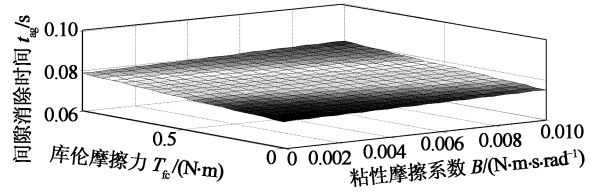
由式(14)、式(16)可知,影响制动间隙消除时间的因素包括:力矩系数 K_T 、峰值堵转电压 E_{amax} 、电枢电阻 R_a 、反电动势系数 K_E 、等效传动惯量 J_{me} 、齿轮传动比 i_g 、滚珠丝杆导程 l 、粘性摩擦系数 B 以及初始库伦摩擦力矩 T_{fc} 等;提高最高稳定转速 K 或降低时间常数 T 均可减少制动间隙消除时间 T_{ag} ;随着粘性摩擦系数 B 的增加,时间常数 T 降低;随着粘性摩擦系数 B 和初始库伦摩擦力矩 T_{fc} 的增大,最高稳定转速 K 降低. 如图 2(a) 所示,当粘性摩擦系数从 0 增到 0.01 N·m·s/rad,且初始库伦摩擦力从 0 增到 1 N·m 时,制动间隙消除时间增加了 11%,可见粘性摩擦系数和初始库伦摩擦力的变化对制动间隙消除时间的影响不可忽视.

在制动力保持过程,系统处于堵转平衡,满足 $T_m = \frac{1}{2\pi i_g} F_{cl} + T_f$, $T_f = T_{fs} + G F_{cl}$. 则最大制动夹紧力为:

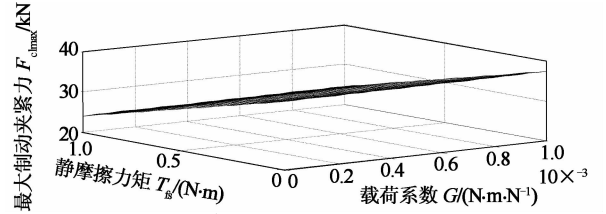
$$F_{clmax} = \frac{T_c - T_{fs}}{\frac{1}{2\pi i_g} - G} \quad (17)$$

式中: T_c 为电机的连续堵转力矩,由供应商提供.

由式(17)可见,影响最大制动夹紧力的因素包括电机连续堵转力矩 T_c 、齿轮传动比 i_g 、滚珠丝杆导程 l 、始静摩擦力矩 T_{fs} 以及载荷系数 G . 随着初始静摩擦力矩 T_{fs} 的降低或载荷系数 G 的增加,最大制动夹紧力 F_{clmax} 增加. 如图 2(b) 所示,当初始静摩擦力矩,由 0 增到 1 N·m,且载荷系数由 0 增到 $1e-3$ N·m/N 时,最大制动夹紧力由 37.30 kN 降低到 24.13 kN,降低了 35.3%. 可见,初始静摩擦力和载荷系数的变化对最大制动夹紧力影响较大.



(a) 摩擦参数对间隙消除时间的影响



(b) 摩擦参数对最大制动夹紧力的影响

图 2 摩擦参数对执行器性能的影响

Fig. 2 Influence of friction parameters on performance of EMB actuator

3 系统摩擦力矩的计算与实验识别

3.1 电机摩擦力矩的实验分析

由于推力轴承的作用,避免了轴向力向电机的传递,因此忽略制动夹紧力对电机摩擦的影响,建立式(18)所示的电机摩擦力矩模型.

$$T_{fm} = \begin{cases} T_{fcm} \operatorname{sgn}(\omega_m) + B_m \omega_m, & \forall |\omega_m| > \epsilon \\ T_m - T_L, & |\omega_m| < \epsilon \text{ 且 } |T_m - T_L| < T_{fsm} \\ T_{fsm} \operatorname{sgn}(T_m), & \text{其他} \end{cases} \quad (18)$$

式中: T_{fcm} 为电机库伦摩擦力矩; B_m 为电机粘性摩擦系数; T_L 为负载力矩; T_{fsm} 为电机最大静摩擦力矩.

电机空载运动时的动力学方程为:

$$J_m \dot{\omega}_m = T_m - T_{fm} \quad (19)$$

由式(18)、(19)可知通过电机空载转速特性实验可以识别电机摩擦模型的各个参数. 图 3 为电机空载转速特性实验台架,通过 DT-2235B + 测速仪

测量电机转速,由 150V/30A 直流稳压稳流程控电源给力矩电机供电,由电压表和电流表直接测量电机电压和电流.通过可调稳压电源使电机的供电电压从零开始增加.电机未转动之前,电机输出力矩主要克服静摩擦力矩,随着供电电压的增加,电流增加,电机输出力矩不断增大,当电机输出力矩大于最大静摩擦力矩 T_{fsm} 时,电机开始转动,此时 $T_{fsm} = T_m = K_T I_{a0}$, I_{a0} 为启动电流.当电机匀速运行时,满足 $T_{fm} = T_{fcm} + B_m \omega_m = T_m = K_T I_{a0}$ 因此,通过测量电机在不同稳定转速 ω_m 对应的电机电流 I_a ,可以获得图 4 所示的转速-电机摩擦力矩曲线.可见,转速和电机摩擦力矩符合线性关系,且其斜率为电机粘性摩擦系数 B_m ,截距为电机库伦摩擦力 T_{fcm} ,见表 2.

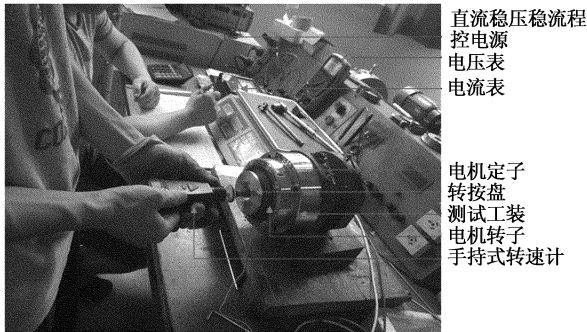


图 3 电机空载转速特性实验架架

Fig. 3 The test rig of motor

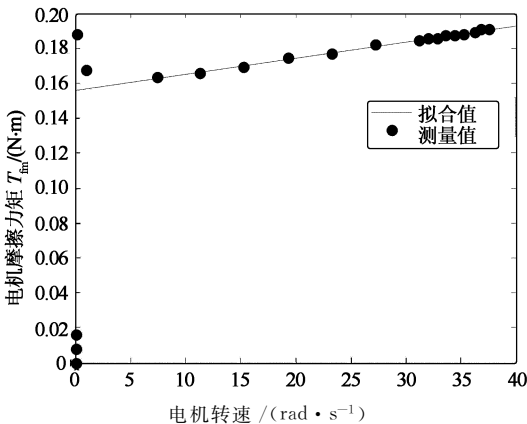


图 4 电机摩擦力矩-电机转速曲线

Fig. 4 Friction torque-rotation rate curve of motor

表 2 电机摩擦力矩模型参数

Tab. 2 Parameters in friction torque model of motor

$T_{fsm}/(\text{N} \cdot \text{m})$	$T_{fcm}/(\text{N} \cdot \text{m})$	$B_m/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$
0.189	0.154	$1.77\text{e}-3$

3.2 移动件的摩擦力

移动件的摩擦力主要来源于滚珠丝杆螺母和制

动块,移动件的摩擦力为:

$$F_{fm} = F_{fn} + F_{fp} \quad (20)$$

$$F_{fn} = \frac{1}{2\pi R_k} F_{cl} u_k \quad (21)$$

$$F_{fp} = \mu_b \mu_c F_{cl} \quad (22)$$

式中: F_{fm} 为移动件的滑动摩擦力; F_{fn} 为丝杆螺母的滑动摩擦力; F_{fp} 为制动块的滑动摩擦力; R_k 为固定丝杆螺母用的平键到丝杆轴心的等效半径; μ_k 为丝杆螺母与滑动槽间的摩擦系数; μ_b 为制动块与制动盘间的摩擦系数; μ_c 为制动块与卡槽间的摩擦系数.

3.3 推力轴承的摩擦力矩

采用适合低速重载工况的 SKF 轴承摩擦计算模型获得推力轴承的摩擦力矩 T_{fb} , 计算式如下^[12]:

$$T_{fb} = M_0 + M_1 \quad (23)$$

$$M_0 = \begin{cases} 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 & v \cdot n \leq 2000 \\ 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 & v \cdot n \geq 2000 \end{cases} \quad (24)$$

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b \quad (25)$$

式中: M_0 为与轴承载荷无关的摩擦力矩; M_1 为与载荷相关的摩擦力矩; f_0 为与轴承类型和润滑方式相关的系数; $d_m = 0.5(d + D)$ 为轴承内外径的平均值; v 为润滑液在工作温度时的动力粘度; n 为轴承转速; f_1 为与轴承类型和润滑方式相关的系数; P_1 为轴承载荷(N); a, b 均为轴承类型相关的系数.

3.4 滚珠丝杆的摩擦力矩

忽略润滑剂产生的粘性摩擦,通过传递效率获取正反转时滚珠丝杆产生的库伦摩擦,并近似认为最大静摩擦等于库伦摩擦. EMB 制动过程,此时丝杆轴为输入端,滚珠丝杆的正向传递效率 η_{scr} 为:

$$\eta_{scr} = \frac{P_{out}}{P_{out} + P_{loss}} = \frac{F_n \dot{x}}{F_n \dot{x} + T_{fscr} \omega_c} \quad (26)$$

$$F_n = F_{cl} + F_{fm} \quad (27)$$

式中: P_{out} 为输出功率; P_{loss} 为摩擦损失功率; F_n 为丝杆螺母的输出力; T_{fscr} 为滚珠丝杆的摩擦力矩.

预紧力 F_p 作用下的滚珠丝杆正传递效率 $\eta_{scr}^{[13]}$:

$$\eta_{scr} = \frac{F_n \eta}{F_n + F_p (1 - \eta^2)} \quad (28)$$

式中: η 为无预紧力时滚珠丝杆的正传递效率,由厂商提供; F_p 为预紧力,作者取 $F_p = F_{cl}/3$.

整理得到制动过程时滚珠丝杆摩擦力矩 T_{fscr} 为:

$$T_{fscr} = \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \frac{1}{2\pi} F_n + \frac{1}{2\pi} F_p \left(\frac{1}{\eta} - \eta\right) \quad (29)$$

在 EMB 制动力释放过程中,此时丝杆轴为输出端,滚珠丝杆的逆向传递效率 η_{scr} 为:

$$\eta_{\text{serr}} = \frac{P_{\text{in}} - P_{\text{loss}}}{P_{\text{in}}} = \frac{F_n \dot{x} - T_{\text{fscr}} \omega_c}{F_n \dot{x}} \quad (30)$$

$$F_n = F_{\text{cl}} - F_{\text{fm}} \quad (31)$$

式中: P_{in} 为输入功率。

预紧力 F_p 作用下的滚珠丝杆逆传递效率 $\eta_{\text{serr}}^{[13]}$:

$$\eta_{\text{serr}} = \frac{F_n \eta_r - F_p \eta_r (1 - \eta_r^2)}{F_n} \quad (32)$$

式中: η_r 为无预紧力时滚珠丝杆的逆向传递效率, 通过公式 $\eta_r = 2 - \frac{1}{\eta}$ 求得。

整理得到制动释放时滚珠丝杆摩擦力矩 T_{fscr} 为:

$$T_{\text{fscr}} = (1 - \eta_r) \frac{1}{2\pi} F_n + \frac{1}{2\pi} F_p \eta_r (1 - \eta_r^2) \quad (33)$$

3.5 行星齿轮组的摩擦力矩

忽略密封损失、搅油损失和风阻损失, 则行星齿轮组的摩擦力矩 T_{fg} 包括轴承摩擦力矩 T_{fg}^b 和啮合摩擦力矩 T_{fg}^g , 即 $T_{\text{fg}} = T_{\text{fg}}^b + T_{\text{fg}}^g$, 其中轴承摩擦力矩的计算方法在 3.3 节中已描述。啮合摩擦力矩 T_{fg}^g 则通过行星齿轮啮合效率的计算获得。

在 EMB 制动过程中, 此时太阳轮为输入端, 行星齿轮的正向啮合效率 η_g 为:

$$\eta_g = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{out}} + P_{\text{loss}}} = \frac{T_c \omega_c}{T_c \omega_c + T_{\text{fg}}^g} \quad (34)$$

$$T_c = \frac{1}{2\pi} F_n + T_{\text{fscr}} + T_{\text{fb}} \quad (35)$$

式中: η_g 为行星齿轮的正向传递效率, 根据行星齿轮的设计参数按照文献[14]提供的公式计算获得; T_c 为行星架端的输出力矩。

则制动过程时行星齿轮的啮合摩擦力矩 T_{fg}^g 为:

$$T_{\text{fg}}^g = \left(\frac{1}{2\pi} F_n + T_{\text{fscr}} + T_{\text{fb}} \right) \left(\frac{1}{\eta_g} - 1 \right) \quad (36)$$

在 EMB 制动力释放过程中, 此时行星架为输入端, 行星齿轮的逆向传递效率 η_{gr} 为:

$$\eta_{\text{gr}} = \frac{P_{\text{in}} - P_{\text{loss}}}{P_{\text{in}}} = \frac{T_c \omega_c - T_{\text{fg}}^g \omega_c}{T_c \omega_c} \quad (37)$$

$$T_c = \frac{1}{2\pi} F_n - T_{\text{fscr}} - T_{\text{fb}} \quad (38)$$

式中: η_{gr} 为行星齿轮的正向传递效率, 作者根据行星齿轮的设计参数按照文献[14]提供的公式计算获得。

则制动释放时行星齿轮的啮合摩擦力矩 T_{fg}^g 为:

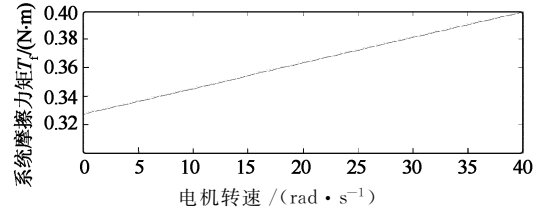
$$T_{\text{fg}}^g = \left(\frac{1}{2\pi} F_n - T_{\text{fscr}} - T_{\text{fb}} \right) (1 - \eta_{\text{gr}}) \quad (39)$$

3.6 系统摩擦力矩的理论计算

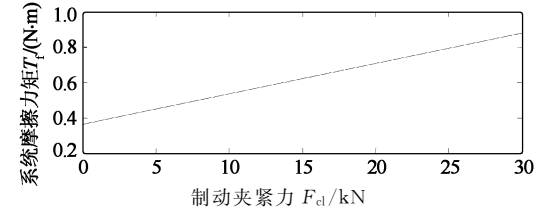
根据功率等效原理将各主要部件的摩擦力矩代入式(40)得到等效系统摩擦力矩 T_f :

$$T_f = T_{\text{fm}} + \frac{T_{\text{fg}}}{i_g} + \frac{T_{\text{fb}}}{i_g} + \frac{T_{\text{fscr}}}{i_g} + \frac{lF_{\text{fm}}}{2\pi i_g} \quad (40)$$

如图 5(a) 所示, 随着转速的增加, 系统摩擦力矩增加, 启动时初始系统摩擦力矩为 0.362 N·m, 转速为 40 rad/s 时系统摩擦力矩为 0.399 N·m; 随着制动夹紧力的增加, 系统摩擦力矩增大, 当制动夹紧力为 30 kN 时, 系统摩擦力矩为 0.884 N·m (见图 5(b))。



(a) 系统摩擦力矩-电机转速



(b) 系统摩擦力矩-制动夹紧力

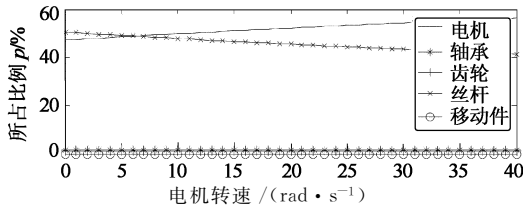
图 5 系统摩擦力矩变化曲线

Fig. 5 Friction torque curve of system

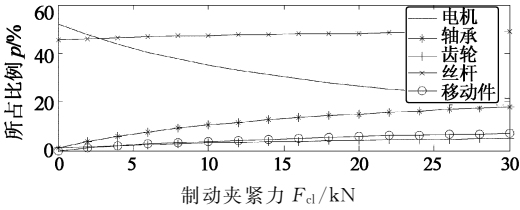
电机、行星齿轮、推力轴承、滚珠丝杆和移动件等产生的摩擦力矩占系统总摩擦力矩 T_f 的比例 p_m 、 p_g 、 p_b 、 p_{serr} 和 p_m 分别为:

$$p_m = \frac{T_{\text{fm}}}{T_f}, p_g = \frac{T_{\text{fg}}}{i_g T_f}, p_b = \frac{T_{\text{fb}}}{i_g T_f}, p_{\text{serr}} = \frac{T_{\text{fscr}}}{i_g T_f}, p_m = \frac{lF_{\text{fm}}}{2\pi i_g T_f} \quad (41)$$

如图 6(a) 所示, 制动间隙消除过程中, 随着转速的增加, 电机摩擦力矩在系统摩擦力矩中所占比例增加, 而滚珠丝杆所产生的摩擦力矩所占比例下降; 启动时, 电机摩擦力矩和滚珠丝杆摩擦力矩分别占 45.5% 和 52.2%; 当转速大于 6 rad/s 时, 电机摩擦力矩开始大于滚珠丝杆摩擦力矩; 当转速为 40 rad/s 时, 电机摩擦力矩和滚珠丝杆摩擦力矩分别占 56.3% 和 41.3%。如图 6(b) 所示, 制动力保持过程中, 随着制动夹紧力的增加, 滚珠丝杆摩擦力矩和轴承摩擦力矩所占比例增加, 而电机摩擦力矩所占比例降低; 当转速当制动夹紧力为 30 kN 时, 滚珠丝杆、电机、轴承、移动件以及行星齿轮的摩擦力矩分别占 48.9%、21.4%、17.9%、6.9% 和 4.9%, 此时滚珠丝杆为主要的摩擦源 (与 Chihoon 等的实验结果[8]一致)。



(a) 部件摩擦占总摩擦比例-电机转速



(b) 部件摩擦占总摩擦比例-电机转速

图6 各部件摩擦占总摩擦的比例变化曲线
Fig. 6 The curve of the proportion of friction torques at each component

由式(41)获得正反转时系统摩擦力矩模型参数,见表3.可见:正反转时,粘性摩擦系数 B 相同,最大静摩擦力矩 T_{fs} 相差 6.71%,库伦摩擦力矩 T_{fc} 相差 7.43%,载荷系数 G 相差 2.93%,因此正反转时系统摩擦参数的差异均小于 10%,在对执行器进行性能分析及控制研究时可以忽略其差异.

表3 理论识别的系统摩擦力矩参数

Tab.3 Parameters of the friction torque determined by calculation

	T_{fs} /(N · m)	T_{fc} /(N · m)	B /(N · m · s · rad ⁻¹)	G /(N · m · N ⁻¹)
正转	0.362	0.327	1.8e-3	1.74e-5
反转	0.338	0.303	1.8e-3	1.69e-5

3.7 系统摩擦力矩的实验识别

图7为EMB执行器性能实验台架,包括EMB执行器、PC机、直流稳压电源、控制器EMB-ECU和压力传感器等.执行器内部安装的旋转变压器和电流传感器用于测量电机转速 ω_m 和电枢电流 I_a ,压力传感器用于测量制动夹紧力 F_{cl} .由传感器测量信号输送给EMB-BCU,再通过串口最终传给PC机.

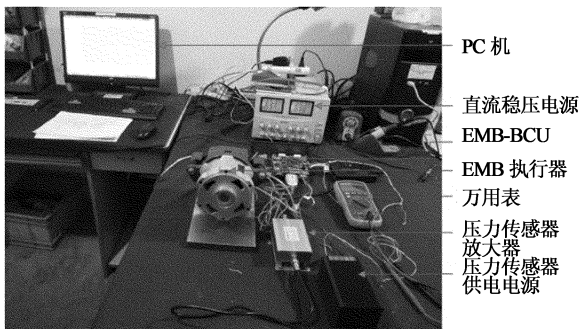


图7 EMB执行器性能实验台架

Fig. 7 The test rig of EMB actuator

去掉图7所示的实验台架中类制动盘的被夹紧件,使EMB执行器可以较长时间在空载工况下运行.由式(1)、(7)、(9)可知:初始最大静摩擦力矩 $T_{fs} = K_T I_{a1}$, I_{a1} 为系统启动电流;当执行器稳定匀速运转时, $K_T I_a = T_{fc} + B\omega_m$.因此,作者从零开始增加电源电压,记入系统启动前后的电流值,重复3次求其平均值得到启动电流 I_{a1} ;然后继续增加供电电压,记入不同稳定转速 ω_m 及其对应的电流值 I_a ,获取图8所示的系统转速 ω_m 与系统摩擦力矩 T_f 的关系曲线,与图5(a)相似,转速和系统摩擦力矩满足线性关系,且由直线斜率和截距可以获得初始库伦摩擦 T_{fc} 和粘性摩擦系数 B .

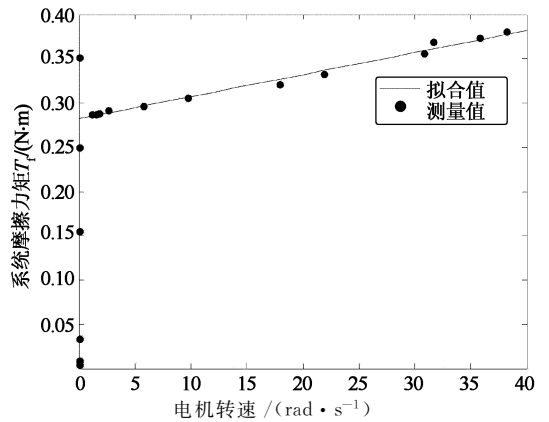


图8 系统摩擦力矩-电机转速曲线

Fig. 8 Friction torque-rotational rate curve of the system

由系统运动方程(1)可知,通过测量电机电流 I_a 、转速 ω_m 以及制动夹紧力 F_{cl} ,可以计算相应的系统摩擦力矩 T_f .图9为制动夹紧力 F_{cl} 为 6 kN、10 kN 和 14.5 kN 的阶跃响应下分别获得的制动夹紧力 F_{cl} 与系统摩擦力 F_{cl} 的关系曲线,对图9中的数据通过线性回归最小二乘法识别系统摩擦力 $T_f = (T_{fc} + GF_{cl})\text{sign}(\omega_m) + B\omega_m$ 中的载荷系数 G .

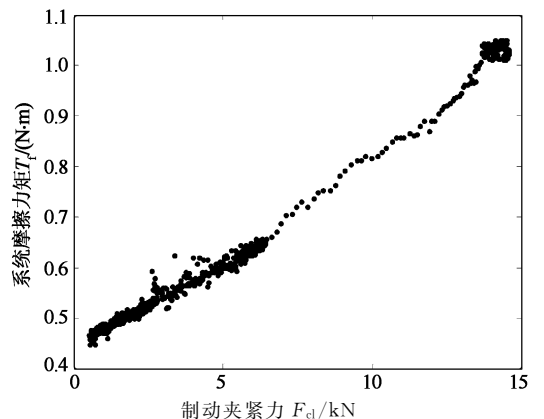


图9 系统摩擦力矩-制动夹紧力曲线

Fig. 9 Friction torque-clamping force curve of the system

对比表3和表4所示的系统摩擦力矩模型参数的理论与实验值可知,理论值和实验值存在一定偏差,其中粘性摩擦系数 B 和载荷系数 G 的偏差较大。其主要原因有以下几点:1)在移动件、滚珠丝杆以及行星齿轮的摩擦力矩理论计算中均忽略了因润滑剂产生的粘性摩擦力矩,这是导致粘性摩擦系数 B 的理论计算小于实验辨识结果的主要原因,因此需要添加滚珠丝杆这一主要摩擦源的粘性摩擦力矩计算;2)粗糙度和润滑条件影响各零件的滑动摩擦系数,从而影响系统摩擦力矩,因此实际加工粗糙度和润滑条件没有达到理论需求很有可能是载荷系数 G 的理论计算小于实验辨识结果的主要原因;3)影响滚珠丝杆摩擦力矩的主要因素包括滚珠适应度、滚道粗糙度、接触角及螺纹升角等,在低速高负载的工况下接触角和粗糙度对滚珠丝杆传动效率的影响显著^[15],同时转速和负载又会影响接触角^[16]从而影响传动效率,因此传递效率是一个随加工精度、转速和负载变化的值,而理论计算时采用传递效率的平均值与实际情况有所偏差;4)滚珠丝杆的预紧力影响滚珠丝杆摩擦力,若在实际安装过程中预紧力小于理论则会导致实际初始静摩擦力矩 T_{fs} 和初始库伦摩擦力矩 T_{fc} 小于理论计算值;5)支撑套筒及丝杆螺母等轴孔等的同轴度精度不满足要求时会产生附加载荷从而导致实际载荷系数大于理论识别结果。Line^[6]中两台结构相同的EMB执行器(EMB9和EMB19)的系统摩擦参数实验识别结果相差约一倍,表明加工精度和安装精度对系统摩擦产生显著影响。课题组加工了5个同样结构尺寸的EMB执行器,并实验分析了该5个执行器的系统摩擦力矩,如表4所示其系统摩擦参数有较大差异。通过互换法和修配法来提高执行器的装配精度以降低系统摩擦力,得到表4第6组所示与理论计算结果较接近的执行器。但由于部件的表面粗糙度、尺寸精度、组件的配合精度等均与理论条件有差距,实验结果与理论计算结果仍有一定差别。因此除了合理的设计、准确的动力学性能仿真,部件的加工精度和装配精度对执行器性能的影响也不容忽视。

表4 实验识别的系统摩擦力矩参数

Tab.4 Parameters of the friction torque determined by test

序号	T_{fs} /(N·m)	T_{fc} /(N·m)	B /(N·m· s·rad ⁻¹)	G /(N· m·N ⁻¹)
1	0.352	0.282	2.50e-3	3.80e-5
2	0.392	0.302	2.10e-3	3.30e-5
3	0.302	0.242	2.60e-3	2.80e-5
4	0.462	0.352	2.90e-3	4.80e-5
5	0.292	0.212	2.20e-3	2.90e-5
6	0.201	0.192	2.00e-3	2.20e-5

4 系统摩擦能耗的分析

4.1 有效力矩传递比

系统有效力矩传递比 l_e 为:

$$l_e = T_L / T_m \quad (42)$$

在制动力保持过程,系统处于堵转平衡,满足 $T_m = T_L + T_f$, $T_f = T_{fs} + GF_{cl}$ 。如图10所示,随着制动夹紧力 F_{cl} 的增加,系统有效力矩传递比 l_e 增加,当制动夹紧力 F_{cl} 为30 kN时,系统摩擦力矩 T_f 为0.849 N·m,电机输出力矩 T_m 为3.213 N·m,有效力矩传递比 l_e 仅为73.56%,在制动夹紧力 F_{cl} 小于5.9 kN时有效力矩传递比 l_e 小于50%,大量电机力矩被用来克服摩擦力矩。

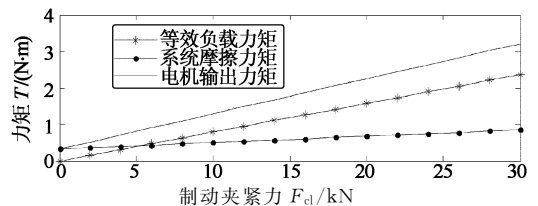
4.2 系统摩擦能耗分析

EMB制动过程系统摩擦能耗率 φ_f 为:

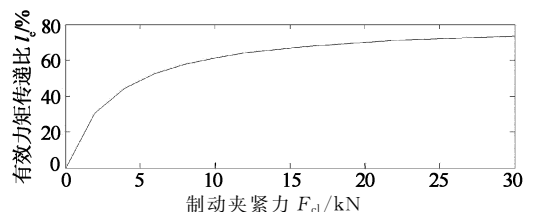
$$\varphi_f = \frac{W_f}{W_i} = \frac{\int_0^t T_f(t) \dot{\theta}_m dt}{\int_0^t T_m(t) \dot{\theta}_m dt} \quad (43)$$

式中: W_i 为电机输出力矩所做的功。

图11为30 kN制动夹紧力的阶跃响应过程所产生的力矩、能量及耗散率。最大制动夹紧力 F_{cl} 对应的系统摩擦力矩 T_f 为0.858 N·m,电机输出力矩 T_m 为2.77 N·m;电机输出能量 W_i 为11.04 J,等效载荷做功为5.78 J,摩擦损失能量 W_f 为5.30 J,摩擦耗损率 φ_f 为48.1%,制动过程中出现的最高摩擦耗损率 φ_f 为53.9%,可见系统摩擦对执行器的性能有很大影响。



(a) 制动夹紧力对摩擦力矩的影响



(b) 制动夹紧力对有效传递比的影响

图10 制动夹紧力对有效力矩传递比的影响

Fig. 10 Influence of clamping force effective torque transfer ratio

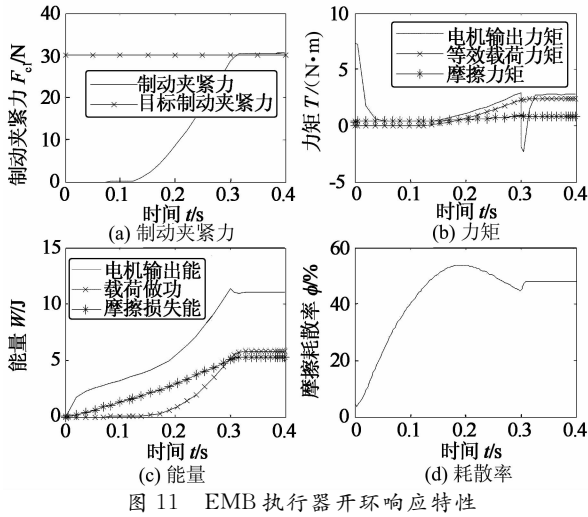


图 11 EMB 执行器开环响应特性

Fig. 11 Open loop response of the EMB actuator

5 结论

以行星齿轮滚珠丝杆驱动式 EMB 执行器为研究对象,通过理论计算和实验结合的方法分析系统摩擦的主要来源和影响因素.基于 EMB 执行器动力模型和系统摩擦力矩模型分析了系统摩擦力矩模型参数对执行器性能的影响,基于摩擦力矩的理论计算结果与实验结果的对比分析讨论了模拟与实验结果存在差异的原因,分析了各主要部件所产生的摩擦力矩占系统摩擦力矩的比例随电机转速和夹紧力的变化规律以及紧急制动过程执行器产生摩擦能耗.所得结论如下:

1) 粘性摩擦系数和初始库伦摩擦力矩影响着制动间隙消除时间,而初始静摩擦力和载荷系数的变化对最大制动夹紧力这一性能指标有显著影响.

2) 随着制动夹紧力的增加滚珠丝杆和推力轴承对系统摩擦的影响增大,而电机的影响显著降低;当制动夹紧力为 30 kN 时,滚珠丝杆、电机和推力轴承产生的摩擦力矩分别占 48.9%、21.4% 和 17.9%,其中滚珠丝杆为主要摩擦源.

3) 系统启动时,以电机和滚珠丝杆产生的摩擦力矩为主;随着电机转速的增加,系统摩擦力矩增加,电机摩擦力矩所占比例增加;当转速达到 40 rad/s 时,电机摩擦力矩所占比例为 56.3%.

4) 制动夹紧力为 30 kN 的紧急制动过程中,电机输出能量为 11.04 J,摩擦损失能量为 5.30 J,摩擦耗损率高达 48.1%.

参考文献

- [1] 彭晓燕,陈昌荣,章兢.电子机械制动系统的滑模控制研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2010,37(8):35-39.
PENG Xiaoyan, CHEN Changrong, ZHANG Jing. Study of the sliding mode control of electromechanical brake systems [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2010, 37(8): 35-39. (In Chinese)
- [2] MARON C, DIECKMANN T, HAUCK S, *et al.* Electromechanical brake system: Actuator control development system [R]. SAE 970814. Detroit, 1997.
- [3] SCHWARZ R, ISERMANN R, BHM J, *et al.* Modeling and control of an electromechanical disk brake [R]. SAE 980600, Detroit, 1998.
- [4] SCHWARZ R, ISERMANN R, BHM J, *et al.* Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator [R]. SAE 1999-01-0482, Detroit, 1999.
- [5] LINE C, MANZIE C, GOOD M. Control of an electromechanical brake for automotive brake-by-wire systems with an adapted motion control architecture [R]. SAE 2004-01-2050, Detroit, 2004.
- [6] LINE C. Modelling and control of an automotive electromechanical brake [R]. Melbourne: The University of Melbourne, 2007.
- [7] LEE C F, MANZIE C. High-bandwidth clamp force control for an electromechanical brake [R]. SAE 2012-01-1799, Detroit, 2012.
- [8] CHIHOON J, SUNGHO H, HYUNSOO K. Clamping force control for electromechanical brake [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(7): 3205-3212.
- [9] KWAK J, YAO B, BAJAJ A. Analytical model development and model reduction for electromechanical brake system [C]// 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim, United States, 2004.
- [10] 邓兆祥,夏利红,李灿华,等.电子机械制动器[P].中国专利:ZL201310110852.1,2016-01-06.
DENG Zhaoxiang, XIA Lihong, LI Canhua, *et al.* Electromechanical brake actuator [P]. China: ZL201310110852.1, 2016-01-06. (In Chinese)
- [11] OLSSON H, ASTROM K J, CANUDAS C, *et al.* Friction models and friction compensation [J]. European Journal of Control, 1998, 4(3): 176-195.
- [12] <http://www.skf.com/cn/zh/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/skf-model/index.html>.
- [13] 饶振纲,王勇卫.滚珠丝杆副及自锁装置[M].北京:国防工业出版社,1990:110-111.
RAO Zhengang, WANG Yongwei. Ball screw and self-lock device [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1990: 110-111. (In Chinese)
- [14] 崔丽,秦大同,石万凯.行星齿轮传动啮合效率分析[J].重庆大学学报(自然科学版),2006,29(3):11-14.
CUI Li, QING Datong, SHI Wankai. Reference efficiency of planetary gear train [J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2006, 29(3): 11-14. (In Chinese)
- [15] 许胜,姚振强,王洪宇,等.滚珠丝杠摩擦力矩影响因素的正交分析[J].精密制造与自动化,2015(4):7-11,46.
XU Sheng, YAO Zhengqiang, WANG Hongyu, *et al.* An orthogonal analysis of the influence of factors on frictional torque of ball screw [J]. Precision Manufacturing and Automation, 2015(4): 7-11, 46. (In Chinese)
- [16] 牟世刚,冯显英.高速滚珠丝杠副动态特性分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2011,38(12):25-29.
MU Shigang, FENG Xianying. Study of the dynamic characteristic of high-speed ball screw [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2011, 38(12): 25-29. (In Chinese)