

食品斗式提升机电控无油化制动方式研究

Research of braking way with electric control and oil free of food bucket elevator

靳华伟^{1,2} 张新^{1,2} 陈清华^{1,2} 徐少洋¹ 王赛¹

JIN Hua-wei^{1,2} ZHANG Xin^{1,2} CHEN Qing-hua^{1,2} XU Shao-yang¹ WANG Sai¹

(1. 安徽理工大学机械工程学院, 安徽淮南 232001; 2. 安徽理工大学机械工程学院实验中心, 安徽淮南 232001)

(1. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, Huainan, Anhui 232001, China; 2. Experimental Center of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, Huainan, Anhui 232001, China)

摘要:设计食品斗式提升机电控无油化制动装置,以传统液压制动效能为基础,进行“电机+行星齿轮减速器+螺旋变向”机构的选型计算,完成了运动转换装置、直流量矩电机和减速增矩机构的分析,并采用相似原理进行了试验研究。结果表明:设计的食品斗式提升机电-机械制动装置制动力稳定可靠且振动较小,制动块制动迅速,部件运行正常,结构设计合理,实现了食品无油化、无菌化生产,能够满足食品斗式提升机的制动需要和食品卫生要求。

关键词:斗式提升机;制动装置;电控

Abstract: The electrical-mechanical brake device with food bucket elevator was designed, based on the traditional hydraulic braking effectiveness. The calculation of "motor + planetary gear reducer + spiral" was conducted, and the movement conversion device, dc torque motor and deceleration moment were analyzed. Moreover, the test was studied by using the similarity principle. The results showed that brake equipment operation of the electrical-mechanical brake device with food bucket elevator was stable and reliable, and brake disc vibration was small. The brake block was quickly, with the parts running normally, and structure design was reasonable. Finally, the food oil free, and the sterile productions were realized. The design could satisfy the food bucket elevator normal brake job needs and the food hygiene requirements.

Keywords: food bucket elevator; electrical-mechanical brake device; electric brake

斗式提升机是食品加工常用的固体输送设备,常密封运行,不易产生粉尘等外部污染,在食品领域有着重要的地

位^[1]。近些年,斗式提升机的设备水平逐渐提高,中国一些大型食品加工企业的技术装备水平达到或接近国际先进水平。但传统提升机在长期运行中存在着机油泄漏的隐患,泄漏的机油被误食后会对人体消化系统带来危害,严重影响人体健康^[2]。2014年,中国曾出现因机油泄漏致馒头中毒的事件。发达国家早已立法禁止在食品加工中使用非食品级润滑油,但对于如食品斗式提升机制动系统这些需要高性能液压油运行部件的操作存在瓶颈,故对其提出了新的要求,期望实现无油化操作^[3-5]。

斗式提升机制动系统作为提升机的重要部件,在密封条件下,采用电控制动方式,是实现无油化、无菌化操作的有效途径^[6]。欧美国家对以无油化为目标的电控制动减速变矩机构研发较早, Frank^[7]设计了以电机带动锥齿轮加滚珠丝杠副机构; Chih 等^[8]设计了电磁离合器加二级减速齿轮机构; Atia 等^[9]设计了“内置电机+齿轮减速器+滚珠丝杠+棘爪锁”机构等。中国对电控机械制动的研究起步较晚,但发展较快,李伯全等^[10]以汽车为研究对象进行了无油化制动系统研究,田甜等^[11]以农用机械为研究对象进行了电控制动研究。上述成果的研究多集中在工程机械领域,针对食品机械领域的研究较少,且在制动稳定性和控制振动方面需进一步研究。本研究以食品斗式提升机制动执行器为对象,采用电控无油化制动方式,变液压为电控,研发“电机+行星齿轮减速器+螺旋变向”机构。基于相似原理的试验表明其制动性能可靠。在实现设备无油化、无菌化操作的同时,满足了食品斗式提升机在食品加工相关领域中的食品卫生要求。

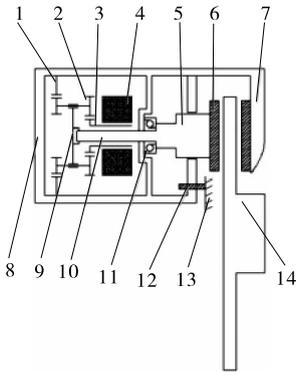
1 总体方案设计

“电机+行星齿轮减速器+螺旋变向”结构见图1。微型力矩电机4在行星齿轮减速器1、2、3的作用下运转,丝杠10随电机转动;钳体7在平动的螺母5带动下,推动内侧制动

基金项目:安徽省高等学校自然科学研究重点项目(编号: KJ2017A082)

作者简介:靳华伟(1986—),男,安徽理工大学讲师,在读博士研究生。E-mail: jinhuawei.love@163.com

收稿日期:2017-06-02



1、2、3、9. 行星齿轮减速器 4. 微型力矩电机 5. 螺母 6. 内侧制动块 7. 钳体 8. 保护罩 10. 丝杠 11. 轴承 12. 销 13. 斗式提升机本体 14. 斗式提升机摩擦件

图1 制动执行器结构

Figure 1 Structure of brake actuator

块6移动;内侧制动块6完成消除制动间隙作业,完成夹紧命令。

2 关键零部件设计

2.1 电—机械制动装置的目标制动力

以食品斗式提升机传统液压制动为研究对象进行选型设计,取其制动间隙 $0.1\sim 0.3\text{ mm}$,制动间隙消除时间 $0.05\sim 0.15\text{ s}$ 。目标对象的参数为:直径 40 mm ,液压力 12 MPa ,得最大制动压力:

$$N_{\max} = P \times 1/4\pi d^2 = 15.08\text{ kN}。 \quad (1)$$

式中:

N_{\max} ——单个制动器最大制动压力,kN;

P ——制动管路最大液压力,MPa;

d ——液压活塞直径,mm。

故在设计时新型电机制动执行器目标夹紧力取 16 kN ,

摩擦系数取 0.4 ,得摩擦力和力矩:

$$F_f = N_{\max} \times 0.4 = 6.4\text{ kN}, \quad (2)$$

$$T_{\mu} = 2 \times F_f \times R = 2 \times 6.4 \times 10^3 \times 97 \times 10^{-3} = 1\ 241.6\text{ N} \cdot \text{M}。 \quad (3)$$

式中:

T_{μ} ——制动盘与摩擦块的摩擦力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

R ——制动盘与摩擦块的距离,m。

制动器制动力为:

$$F_{\mu} = T_{\mu} / r = 1\ 241.6 / 0.288 = 4\ 311\text{ N}, \quad (4)$$

式中:

F_{μ} ——装置能提供的最大制动力,N;

r ——制动器到装置外沿距离,m。

$$F_{Xb\max} = F_z \cdot \phi = 1\ 120 \times 9.8 \times 0.85 = 9\ 329.6\text{ N}。 \quad (5)$$

式中:

$F_{Xb\max}$ ——所需的最大制动力,N;

F_z ——给定预压力,N;

ϕ ——摩擦系数。

2.2 运动转换装置的设计

以中等制动强度的食品斗式提升机为对象,设计滚珠丝杠副转动为移动,此时,丝杠承受的最大载荷约为液压的 $1/2$ 。根据式(1)得,平均载荷 F_m 为 7.54 kN 。制动间隙参数为 0.2 mm ,若要求在 0.01 s 夹紧,则 $V_{\max} = 2\text{ mm/s}$ 。由于丝杠导程 L_0 为 5 mm ,外径 d_m 为 20 mm ,则丝杠特定间隙行程内的转速、轴向载荷和容许转速为:

$$n = v_{\max} / L_0 = 24\text{ r/min}, \quad (6)$$

$$F = N_{\max} = 16\text{ kN}, \quad (7)$$

$$N_1 = \lambda_2 d_1 / l_b^2 \times 10^7 = 8.9 \times 10^6\text{ r/min}。 \quad (8)$$

式中:

N_1 ——丝杠轴的容许转速,r/min;

l_b ——安装间距,m;

d_1 ——丝杠轴沟槽谷径,m;

λ_2 ——安装方法相关参数。

其额定寿命(总转数)为:

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \times F} \right)^3 \times 10^6 = 2.92 \times 10^5。 \quad (9)$$

无预紧时的正传动效率为:

$$\eta = \tan\phi / \tan(\phi + \rho) = 96\%, \quad (10)$$

$$\tan\phi = \frac{L_0}{\pi d_m} = \frac{5 \times 10^{-3}}{\pi \times 20 \times 10^{-3}} = 0.08, \quad (11)$$

得有预紧时正传动效率为:

$$\eta_{\beta} = \frac{F \times \eta}{F + F_{\beta} (1 - \eta^2)} = \frac{16 \times 10^3 \times 0.96}{16 \times 10^3 + 16 \times 10^3 (1 - 0.96^2)} = 93\%。 \quad (12)$$

一般 F_{β} 取 F 的 $1/3$,则驱动力矩为:

$$T_{\max} = M_{\beta} = \frac{F_{\beta} \times L_0}{2\pi\eta_{\beta}} = \frac{16 \times 10^3 \times 5 \times 10^{-3}}{2 \times \pi \times 0.93} = 13.69\text{ N} \cdot \text{m}。 \quad (13)$$

2.3 直流力矩电机的选择

在食品斗式提升机布置空间有限的条件下,选择转矩为 $3.2\text{ N} \cdot \text{m}$ 的力矩电机,其主要参数见表1。

2.4 减速增矩机构的设计

选择NGW型行星齿轮减速器作为减速增矩机构,机构示意图见图2。由图2知,固定内齿圈2,动力传输路线为“太阳轮1+行星架4”,齿轮都为标准齿轮,得传动比:

$$i_{14}^2 = 1 - i_{12}^4 = 1 + Z_2 / Z_1, \quad (14)$$

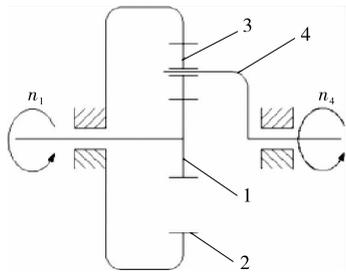
$$i_{\min} = T_{\max} / T_a = 4.3, \quad (15)$$

$$i_{\max} = n_{\max} / n = 7.9。 \quad (16)$$

表1 电机性能参数

Table 1 Motor performance parameter

峰值			连续			最大空载转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	电感/L	电阻/ Ω
电压/V	电流/A	转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	电压/V	电流/A	转矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)			
24	6.7	7	12	3.35	3.2	190	6.3	3.9



1. 太阳轮 2. 内齿圈 3. 行星轮 4. 行星架 n_1 . 太阳轮输入转速 n_4 . 行星架输出转速

图 2 减速增矩机构示意图

Figure 2 Schematic diagram of slow increase torque

式中:

T_{max} ——丝杠驱动力矩, $N \cdot m$, 取 $13.69 N \cdot m$;

T_a ——电机堵转转矩, $N \cdot m$, 取 $3.2 N \cdot mm$;

n_{max} ——电机最高转速, r/min , 取 $190 r/min$;

Z_{1-4} ——太阳轮、内齿圈、行星轮和内齿圈齿数。

取 $Z_1 = 25, i = 4.8$, 则 Z_3 和 Z_2 为:

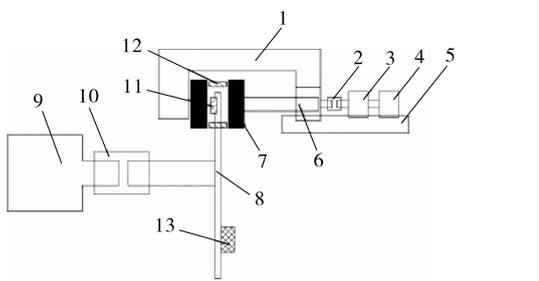
$$Z_3 = Z_1 \times (i - 2) / 2 = 35, \tag{17}$$

$$Z_2 = Z_1 \times (i - 1) = 95. \tag{18}$$

3 试验与结果

3.1 试验方案

以食品斗式提升机制动盘为对象,对堵转制动力和间隙消除时间参数进行测试研究,采用相似原理搭建试验方案见图 3。通过上述“电机+行星齿轮减速器+螺旋变向”结构,设置在移动导轨 5 上的力矩电机 4 和减速器 3,传递动力使滚轴丝杠副 6 平动;制动钳体 1 在滚轴丝杠副 6 的带动下作用于制动块 7,进而使压力传感器 11 和位移传感器 12 动作。压力传感器 11 压头设置制动盘外侧,位移传感器 12 设置在两制动块的内侧,制动盘 8 的动力由动力电机 9 提供。



1. 制动钳体 2. 联轴器一 3. 减速器 4. 力矩电机 5. 移动导轨
6. 滚轴丝杠副 7. 制动块 8. 制动盘 9. 动力电机 10. 联轴器二
11. 压力传感器 12. 位移传感器 13. 加速度传感器

图 3 试验方案

Figure 3 Experimental scheme

3.2 试验结果分析

3.2.1 制动压力测试试验 在试验台架上,分别对力矩电机施加 2,4,6,8,10,12 V 的电压值,进行对比试验,结果见表 2。

由表 2 可知,制动夹紧力的试验值、理论值与仿真值相差不大,说明仿真及试验效果较为理想,制动夹紧力与电压呈线性关系,仿真值略大于试验值和理论值,这是由于简化

表 2 制动夹紧力试验结果

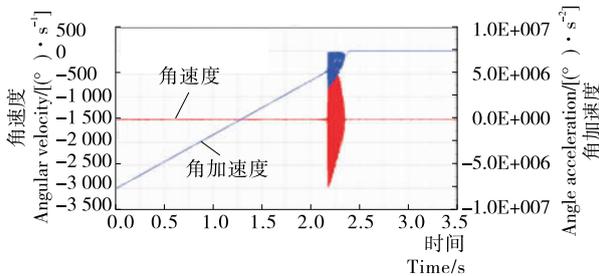
Table 2 Experimental results of braking clamping force

堵转电压/ V	理论值制动 加紧力/N	仿真制动 加紧力/N	试验制动 加紧力/N
2	2 751	2 800	2 521
4	5 502	5 700	5 336
6	8 253	8 400	8 008
8	11 004	11 200	10 772
10	13 755	13 800	13 384
12	16 506	16 900	15 982

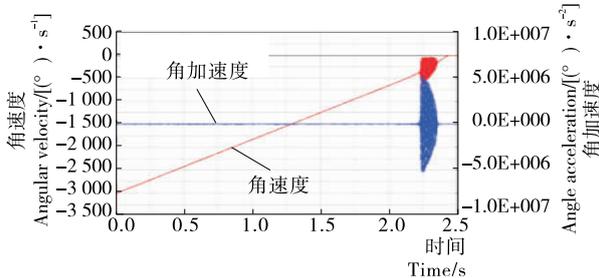
执行器和传动部件模型、安装误差以及外界环境变化等多种因素作用的结果。

3.2.2 制动间隙消除时间及稳定性测试试验 制动间隙消除时间测试试验中,在制动间隙已知的情况下,通过多次测量 2 个位移传感器运动 2,3,4,5 mm 所用时间,取平均值,得到间隙消除速度。在间隙为 0.1 mm 时,制动间隙消除时间很小,采用直接方法测量难度较大,故采用增加间隙进而增大运动时间的方法间接地测试速度。试验结果显示测试速度为 2.48 mm/s,间隙消除时间为 0.10 s,与理论的最大速度 (2 mm/s) 和仿真时间 (0.087 5 s) 较为接近。

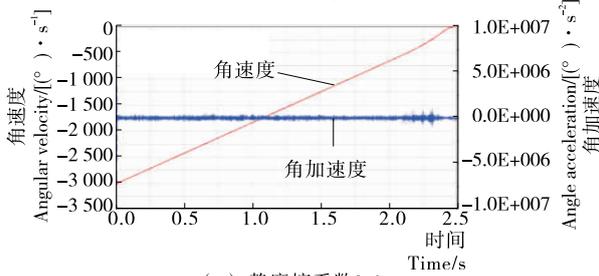
以制动块静摩擦系数为 0.6,0.7,0.8 的制动盘角速度稳定性对比分析见图 4。从径向和轴向振动分析可知,机构只



(a) 静摩擦系数 0.8



(b) 静摩擦系数 0.7



(c) 静摩擦系数 0.6

图 4 角速度及角减速度变化

Figure 4 Changes with angular velocity and angle acceleration

(下转第 155 页)

同种类鱼的鱼精蛋白活性差异,今后可开展鲢鱼鱼精蛋白与其他鱼类鱼精蛋白的活性比较研究。

参考文献

- [1] SCHEICHER B, SCHACHNER-NEDHERER A L, ZIMMER A. Protamine-oligonucleotide-nanoparticles: Recent advances in drug delivery and drug targeting[J]. *European Journal of Pharmaceutical Sciences*, 2015, 75: 54-59.
- [2] HE Hui-ning, YE Jun-xiao, LIU Er-gang, et al. Low molecular weight protamine (LMWP): A nontoxic protamine substitute and an effective cell-penetrating peptide [J]. *Journal of Controlled Release*, 2014, 193: 63-73.
- [3] ZHANG Zhi-feng, MIAO Yan-ming, ZHANG Qin-di, et al. Facile and sensitive detection of protamine by enhanced room-temperature phosphorescence of Mn-doped ZnS quantum dots [J]. *Analytical Biochemistry*, 2015, 478: 90-95.
- [4] PUGSLEY M K, KALRA V, FROEBEL-WILSON S. Protamine is a low molecular weight polycationic amine that produces actions on cardiac muscle[J]. *Life Sciences*, 2002, 72(3): 293-305.
- [5] FRITSCH A, SCHWEITZER M A, HRING H. Glimpeptide combined with morning insulin glargine, bedtime neutral protamine hagedorn insulin, or bedtime insulin glargine in patients with type 2 diabetes a randomized, controlled trial[J]. *Annals of Internal Medicine*, 2003, 138(12): 952-959.
- [6] 上官新晨. 鲤鱼抗菌精蛋白的提取, 分离, 抗菌特性研究及抗菌机理探讨[D]. 西安: 陕西师范大学, 2004: 36.
- [7] 万娜. 鱼精蛋白对细菌及生物膜的抑制作用及初步应用研究

- [D]. 武汉: 华中农业大学, 2013: 1.
- [8] 刘燕妮. 鱼精蛋白的制备, 纯化及其絮凝和抑菌活性研究[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2015: 21.
- [9] 胡晓璐, 刘淑集, 吴成业. 鲑鱼鱼精蛋白的提取工艺优化研究[J]. *福建水产*, 2013(6): 434-440.
- [10] 马秀婷, 肖志刚, 孙旭, 等. 超声波辅助提取豆渣蛋白工艺优化[J]. *食品与机械*, 2013, 29(1): 108-112.
- [11] 胡炜东, 蔡永敏, 杨俊峰. 超声波辅助提取油莎豆油工艺的研究[J]. *食品与机械*, 2013, 29(2): 109-112, 129.
- [12] 涂宗财, 张露, 王辉, 等. 超声波辅助提取藜蒿多酚工艺优化及抗氧化活性研究[J]. *食品工业科技*, 2012, 33(5): 239-242.
- [13] 高洁, 董文宾, 王勇, 等. 山皂荚多糖的提取工艺及抑菌活性[J]. *食品与机械*, 2017, 33(3): 145-149.
- [14] 谢秋涛, 李高阳. 超声波辅助乙醇提取法提取玫瑰色素[J]. *食品与机械*, 2012, 28(3): 148-150.
- [15] 黄占旺, 上官新晨, 沈勇根, 等. 鲤鱼精蛋白的提取与抗菌稳定性研究[J]. *农业工程学报*, 2005, 21(2): 165-168.
- [16] 李艳, 孙海燕, 周丽珍, 等. 凝胶层析和离子交换层析结合法纯化重组降血压肽 VLPVPR[J]. *食品工业科技*, 2014, 35(17): 111-114.
- [17] MCFARLAND G. The staining of starch gels with Coomassie Brilliant Blue G-250 perchloric acid solution[J]. *Experientia*, 1977, 33(12): 1 668.
- [18] LI Ying-qiu, HAN Qing, FENG Jian-ling, et al. Antibacterial characteristics and mechanisms of ϵ -poly-lysine against *Escherichia coli* and *Staphylococcus aureus*[J]. *Food Control*, 2014, 43: 22-27.

(上接第 110 页)

在径向出现小的振动,且振动与静摩擦系数有关:当静摩擦系数为 0.8 时,电控化制动 2.18 s 后,食品斗式提升机速度降到 9 km/h;当静摩擦系数为 0.7 时,电控化制动 2.23 s 后,食品斗式提升机速度降到 7.5 km/h 时;当静摩擦系数为 0.6 时,食品斗式提升机制动盘速度减少得较为明显,且径向出现平缓振动。

4 结论

(1) 设计了食品斗式提升机电—机械制动装置,选用最大驱动力矩 13.69 N·m、转速 24 r/min 的丝杠螺母副,转矩 3.2 N·m 的力矩电机和太阳轮、内齿圈、行星轮齿数为 25、95、35 的标准行星齿轮,传动精确、可靠,完全满足液压制动的参数要求。

(2) 基于相似原理进行了试验研究,试验结果表明食品斗式提升机电—机械制动装置运行正常,刹车驻车等安全可靠,稳定性较好。

(3) 食品斗式提升机制动平稳,振动较小,结构设计合理。但电—机械制动装置仅做了特定制动工况下的试验,还需进行多工况多动载试验,使其满足食品斗式提升机的工况和性能要求。

参考文献

- [1] 中国食品科学技术学会秘书处. 坚守食品安全底线 巩固产业健

- 康转型: 2017 年国际食品安全大会 4 月在京启幕[J]. *食品与机械*, 2016, 33(3): 1-2, 109.
- [2] 陈雨萌. 中国食品安全监管中行政法的规制研究[J]. *食品与机械*, 2016, 32(8): 227-229.
- [3] 虎自平, 曹新华, 宁有才, 等. 斗式提升机的结构分析及改进[J]. *现代食品*, 2016(1): 74-76.
- [4] 赵艳平, 马利平, 贾佳, 等. 胶带斗式提升机张紧装置探析[J]. *粮油食品科技*, 2016, 24(3): 108-110.
- [5] 贺新华. 斗式提升机的参数化设计及仿真分析[D]. 长春: 吉林大学, 2015: 28-40.
- [6] 薛晓金, 姜学鹏, 马鹏飞, 等. 斗式提升机的结构分析及改进[J]. *粮食与食品工业*, 2014, 21(1): 72-74.
- [7] FRANK Schumann. Method for operating an electromechanical wheel brake device: US, 6305508[P]. 2001-10-23.
- [8] CHIH Feng Lee, CHRIS Manzie. Active brake judder attenuation using an electromechanical brake-by-wire system[J]. *IEEE-Asme Transactions on Mechatronics*, 2016, 21(6): 2 964-2 976.
- [9] ATIA M RA, KAMAL A MM, HAGGAG SA, et al. Enhanced electromechanical brake-by-wire system using sliding mode controller[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control- Transactions of the Asme*, 2016, 138(4): 120-125.
- [10] 李伯全, 董现伦, 何仁, 等. 基于 EMB 和路面自动识别的汽车 ABS 仿真[J]. *机械设计与制造*, 2009(9): 186-188.
- [11] 田甜. 四轮独立驱动电动底盘设计及试验研究[D]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2012: 39-43.