

文章编号:1671-6833(2006)03-0063-05

液压缸式收送料机构的设计与分析

庞勇, 孟瑾

(河南公安高等专科学校交通管理工程系 河南 郑州 450002)

摘要:介绍了自动化生产线中的液压缸式收送料机构设计,包括机械系统的动力学建模、分析和液压系统的设计计算,给出 FORTRAN 软件计算程序的流程图,计算了等效质量、惯性阻力系数、传动机构的效率和速比、油缸的工作推力,给出收送料构件的位移、速度变化规律,提出液压缸式收送料机构的机械系统与液压系统的整体设计,程序分析结果与试验结果基本符合,所设计的液压缸式收送料机构执行动作准确,运动平稳。

关键词:收送料机构;动力学分析;液压系统;整体设计

中图分类号: TH 237 + .1 **文献标识码:** A

0 引言

在自动化生产线中,生产工艺要求液压缸式收送料机构的送料动作和产品回收动作的运动时间准确,工作平稳,具有良好的动力学性能。液压缸式收送料机构的作用是:送料时,活塞杆伸出,将原料水平输送到生产线;接收产品时,活塞杆收回,通过联动机构将收料筒转到生产线接收产品。笔者提出对液压缸式收送料机构的机械系统设计和液压系统设计,对设计参数进行了运动学分析。设计的液压缸式收送料机构具有重量轻、结构简单、调整方便的特点。

1 液压缸式收送料机构受力分析

1.1 工作原理

收送料机构的动力由油缸 0 产生,属于并联单自由度机构,其结构简图如图 1 所示。送料时,油缸的活塞杆 0 推出,带动构件 1 将构件 2 平推到生产线,同时油缸的活塞杆 0 上固定的齿条驱动小齿轮。通过两级齿轮传动,控制收料筒转动 65° ,完成收料筒和产品的转离生产线的动作。收料时,油缸的活塞杆 0 收回,带动构件 1 将构件 2 收回到初始位置,同时油缸的活塞杆 0 上固定的齿条驱动小齿轮。通过两级齿轮传动,控制收料筒转回 65° ,完成收料筒和产品的转回到生产线的动作。

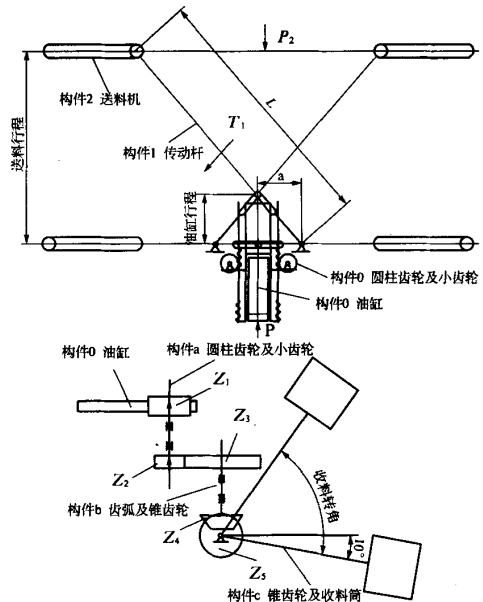


图1 液压缸式收送料机构的机构运动简图

Fig.1 Simple diagram of delivering mechanism with hydraulic driving

1.2 结构参数

油缸到收料筒的传动线完全由齿轮副和齿轮齿条副组成,求取其各环节传速比和效率有成熟公式借鉴,因此本文仅分析、求取油缸到送料机构传动路线的传速比和效率。

假设有外力 P 使构件 0 向送料方向运动,同时在构件 1 转动的相反方向加一假设力矩 T_1 ,在

收稿日期:2006-02-12;修订日期:2006-05-15

作者简介:庞勇(1969-),男,河南确山人,河南公安高等专科学校高级工程师,主要从事机械新产品的设计和开发工作。

2 构件运动的相反方向加一假设力 P_2 . 这样, 在 3 个假设外力的作用下, 送料机构处于受力平衡状态, 分别写出各构件的力平衡方程式.

由于机构是对称的, 仅分析左侧送料机构的受力.

构件 0 受力, 如图 2 所示, 图中 F_1 是构件 1 对构件 0 的压力, fF_1 是构件 1 对构件 0 的摩擦力. 于是有

$$\frac{P}{2} = F_1 \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi).$$

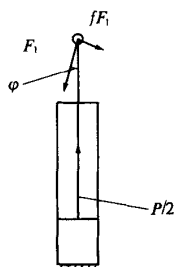


图 2 构件 0 受力

Fig.2 Load on component 0

构件 1 受力, 如图 3 所示, 图中 F_1 是构件 0 对构件 1 的推力, fF_1 是构件 0 对构件 1 的摩擦力, 它们是图 2 中相应力的反作用力, F_2 是构件 2 对构件 1 的压力, fF_2 是构件 2 对构件 1 的摩擦力. 于是有

$$F_1 = [F_2 \cdot L \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi) + T_1] \cdot \frac{\cos \varphi}{a}.$$

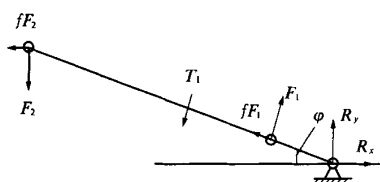


图 3 构件 1 受力

Fig.3 Load on component 1

由图 1 知, 送料行程与转臂杠杆 1 的转角 φ 之间的关系为

$$\varphi = \arctan\left(\frac{x}{a}\right) \quad (1)$$

式中: x 为油缸行程.

构件 2 受力, 如图 4 所示: 图中 F_2 是构件 1 对构件 2 的推力, fF_2 是构件 1 对构件 2 的摩擦力, 它们是图 3 中相应力的反作用力. 于是有:

$$F_2 = \frac{P_2}{2}$$

于是有

万方数据

$$\begin{aligned} \frac{P}{2} &= \frac{P_2}{2} \cdot L \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi)^2 \cdot \frac{\cos \varphi}{a} \\ &+ T_1 \cdot \frac{\cos \varphi}{a} \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi). \end{aligned}$$



图 4 构件 2 受力

Fig.4 Load on component 2

比较系数后得出

$$\frac{i_1}{\eta_1} = \frac{\cos \varphi}{a} \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi) \quad (2)$$

$$\frac{i_2}{\eta_2} = L \cdot \frac{\cos \varphi}{a} \cdot (\cos \varphi + f \cdot \sin \varphi)^2 \quad (3)$$

$$i_1 = \left(\frac{i_1}{\eta_1}\right)_{f=0} = \frac{\cos^2 \varphi}{a} \quad (4)$$

$$i_2 = \left(\frac{i_1}{\eta_1}\right)_{f=0} = \frac{L}{a} \cdot \cos^3 \varphi \quad (5)$$

3 机械系统及液压系统设计

3.1 机械系统的齿轮参数选择

由工艺要求, 从油缸到收料筒传动路线中的定轴轮系的各齿轮齿数选择, 如表 1 所示.

表 1 轮系中的各齿轮齿数

Tab.1 Gear teeth number of gear system

Z_0	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5
13	25	18	38	25	25

活塞杆齿条与齿轮的传动将直线运动变为转动, 有

$$v_1 = \frac{1}{2} m z_1 \omega_1 \quad (6)$$

齿轮 z_1 、 z_2 的传动比为

$$i_{12} = \frac{z_1}{z_2} \quad (7)$$

齿轮 z_1 、 z_2 的啮合效率为

$$\eta = 1 - 2.3f \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \quad (8)$$

同理, 可以得到送料机构各部分的传动比与啮合效率, 如表 2 所示.

表 2 各部分的传动比与啮合效率

Tab.2 Speed ratio and mesh efficiency

i_a	i_b	i_c	η_a	η_b	η_c
40	18.947	18.947	0.993	0.978	0.963

收料筒与水平位置的夹角 θ 与送料行程 x 之

间的关系为

$$\theta = \frac{\pi \cdot Z_2 \cdot Z_4 \cdot 360}{r_1 \cdot Z_2 \cdot Z_5 \cdot \pi} - \theta_0.$$

式中： θ_0 取 10° 。

3.2 液压系统设计

对收送料机构液压系统进行分析后^[1],设计的液压原理图如图5所示,图中1为柱销式叶片泵,2为电动机,3为单向阀,4为电磁溢流阀,5为调速阀,6为单向阀,7为电液换向阀,8为叠加式单向减压阀,9为油缸。

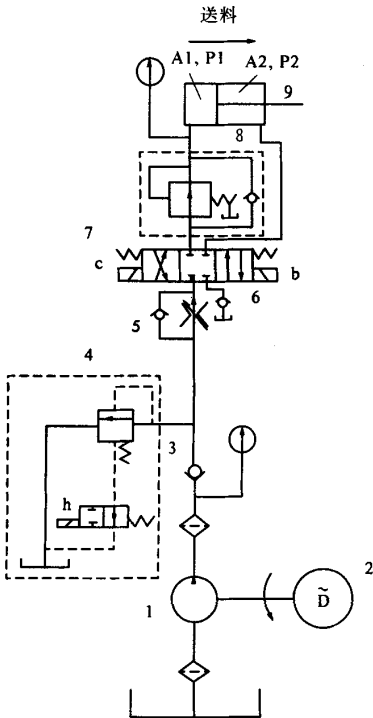


图5 液压系统原理图
Fig.5 Principle of hydraulic system

液压系统主要参数如表3所示。

表3 液压系统主要参数
Tab.3 Main parameters of hydraulic system

D_1/m	D_2/m	H/m	$\rho/(kg \cdot m^{-3})$	$\nu/(m^2 \cdot s^{-1})$	$Q/(m^3 \cdot s^{-1})$
0.040	0.028	0.12	0.8465×10^3	1.897×10^5	1.167×10^3

说明： D_1 为油缸内径； D_2 为活塞杆直径； H 为活塞行程； ρ 为液压油密度； ν 为液压油运动黏度； Q 为调速阀测定流量。

由结构参数可求得差动油缸的工作面积和工作压力,如图3所示。 $A_1 = 1.256 6 \times 10^{-3} m^2$, $A_2 = 6.408 8 \times 10^{-4} m^2$ 。

$$P_1 = P_{01} - \sum \Delta P_{f1} - \sum \Delta P_{\xi 1} - \sum \Delta P_{val1}$$

式中： P_{01} 为初始压力； $\sum \Delta P_{f1}$ 为管路沿程损失； \sum

$\Delta P_{\xi 1}$ 为管路局部损失； $\sum \Delta P_{val1}$ 为流经液压阀的压力损失。

$$P_2 = P_{02} - \sum \Delta P_{f2} - \sum \Delta P_{\xi 2} - \sum \Delta P_{val2}$$

式中： P_{02} 为初始压力； $\sum \Delta P_{f2}$ 为管路沿程损失； $\sum \Delta P_{\xi 2}$ 为管路局部损失； $\sum \Delta P_{val2}$ 为流经液压阀的压力损失。

计算油路压力降如表4所示。

表4 液压系统的各部分压力降
Tab.4 Pressure decrease of hydraulic system MPa

收、送料油路 压力降	送料	送料	收料	收料
P_0	10	0	0	10
$\sum \Delta P_f$	0.041	0.04	0.04	0.041
$\sum \Delta P_{\xi}$	0.016	0.012	0.014	0.014
$\sum \Delta P_{val}$	5.6	0.6	1.1	0.6
P_1	4.343			
P_2				9.345

表中： $\sum \Delta P_{val}$ 为考虑单向阀、电液换向阀、叠加式单向减压阀的压力损失。

液压系统中的2FRM16-20型调速阀进出口的压力差与流量有关,即与油缸速度有关,其值应按下式计算

$$\Delta P_{val} = \left(\frac{Q}{K} \right)^2.$$

式中：系数 K 与节流口的截面形状、截面积和液压油特性有关,取 $K = 0.2$ 。

送料时油缸推力为

$$F(X) = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \tag{9}$$

收料时油缸推力为

$$F(X) = P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1 \tag{10}$$

4 收送料机构的动力学分析

4.1 各构件受力及各构件的质量与转动惯量

送料机构滑轨摩擦力 F_f 为

$$F_f = m_1 \cdot g \cdot f \tag{11}$$

式中： f 为钢与钢之间滚动摩擦系数,取 f 为 0.02； m_1 为送料机构质量(送料时包括料质量)。

收料筒重力产生的扭矩 M 为

$$M = m \cdot g \cdot l \cdot \cos \theta \tag{12}$$

式中：送料时, l 为收料筒与产品的质心距回转中心的距离,收料时, l 为收料筒质心距回转中心的距离；送料时, m 为收料筒与产品的质量,收料 m 时为收料筒的质量。收送料机构各构件质量、转动惯量见表5。

表 5 收送料机构各构件的质量与转动惯量

Tab.5 Mass and moment of inertia of components

构件编号	0	1	2	a	b	c
质量/kg	0.5		32 + 20			17 + 16
转动惯量/(kg·m ²)		1		1.1	1.6	27 + 10

4.2 收送料机构的等效力学模型

送、收料机构的等效力学^[2,3]模型为

$$\begin{cases} \left(m_0 + \sum_{i=1}^2 \frac{i_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{j=a}^c \frac{j_j^2}{\eta_j} m_j \right) \frac{dv}{dt} + \sum \frac{i_i}{\eta_i} \cdot m_i \cdot \frac{di_i}{dx} \cdot v^2 \\ = F(x) - \sum \frac{i_i}{\eta_i} \cdot F_i \\ v = \frac{dx}{dt} \\ \varphi = \arctan\left(\frac{x}{a}\right) = \arctan\left(\frac{x}{0.13}\right) \end{cases} \quad (13)$$

式中： F_i 为送、收料阻力； $F(x)$ 为送料、收料时油缸的推力。

方程组中仅 v, x, φ 为未知参数，其余参数可由式(2)~(8)求得。

计算收送料机构运动学参数的初始条件为：

送料起始位置， $t = 0, \varphi = 0^\circ, v = 0$ ，行程 $x = 0$ ；送料终止位置，行程 $x = 0.12 \text{ m}$ 。

收料起始位置， $t = 0, \varphi = 45^\circ, v = 0$ ；行程 $x = 0.12 \text{ m}$ ，收料终止位置， $x = 0$ 。送料与收料时，调速阀调定流量均为 $Q = 1.167 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 。可以分别求得送料与收料时的送料构件速度 $v(t)$ 、送料构件位移 $x(t)$ 。

4.3 收送料机构的动力学分析程序及计算结果

收送料机构动力学分析^[4]程序的流程图如图 6 所示。

动力学分析主程序 SSL.FOR

子程序功能说明：

DXZL：计算各构件的等效质量；

ZHL：计算由传动比变化引起的惯性阻力系数；

SONGL：根据油缸推杆行程计算传动机构效率、速比等；

SOUL：根据油缸推杆行程计算收料效率、速比等参数；

F1：计算送料时油缸推力；

F2：计算收料时油缸推力；

FS：计算送料时摩擦力、重力等引起的力矩；

FH：计算收料时摩擦力、重力等引起的力矩。

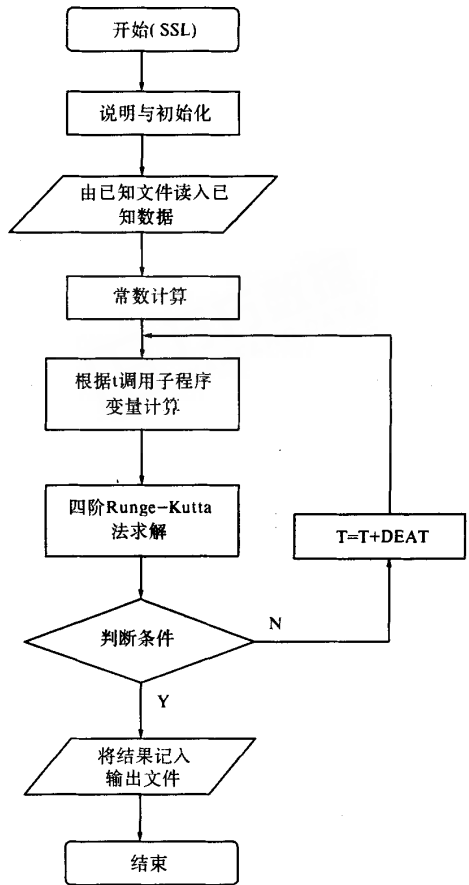


图 6 收送料机构的动力学分析程序流程图

Fig.6 The Flow chart of dynamics analysis of goods-delivering mechanism

表 6 收送料机构的部分计算结果

Tab.6 Calculating result of goods-delivering mechanism

序号	时间/s	油缸行程/m	送料速度/(m·s ⁻¹)	收料角速度/(rad·s ⁻¹)
1	0.000 0	0.000 000	0.000 0	0.000 0
2	0.015 0	0.000 416	0.289 4	0.525 5
3	0.045 0	0.003 761	0.880 0	1.600 0
4	0.060 0	0.006 765	1.213 1	2.211 8
5	0.090 0	0.016 321	2.147 9	3.993 0
6	0.105 0	0.023 649	2.786 2	5.312 9
7	0.135 0	0.045 746	4.065 5	8.795 7
8	0.150 0	0.059 673	3.635 9	8.795 7
9	0.180 0	0.087 526	2.764 6	8.795 7
10	0.195 0	0.101 452	2.373 1	8.795 7
11	0.215 0	0.120 000	1.921 2	8.795 7
12	0.000 0	0.120 000	0.000 0	0.000 0
13	0.030 0	0.117 008	0.428 2	1.893 7
14	0.060 0	0.107 945	0.965 1	3.848 5
15	0.090 0	0.092 413	1.795 8	6.022 8
16	0.120 0	0.069 071	3.383 1	8.920 7
17	0.150 0	0.033 702	6.936 4	13.887 2
18	0.171 0	0.000 000	9.134 0	16.588 2

收送料机构的部分计算结果如表6所示。

由计算结果可知:送料时间为0.215 s,收料时间为0.171 s,最大送料速度为4.065 5 m/s,最大收料角速度为16.588 2 rad/s,所设计的收送料机构运动学参数满足生产线工艺要求,收、送料时间小于0.25 s。

实际使用时调整液压系统压力、改变调速阀的调定流量,使收送料机构满足生产线不同的工艺要求,提高运动平稳性。

5 结论

在以往的设计计算中,液压缸式收送料机构^[5]液压系统与机械系统的计算往往是分别进行的,很少综合考虑机械系统与液压系统的协调工作。这样设计出来的收送料机构虽然能满足某些参数如平均流量、时间等要求,但运动的起始与终止状态只能通过试验测定。作者对收送料机构的机械系统与液压系统进行了整体设计,并进行了

动力学分析,分析结果与收送料机构的试验结果基本符合。按照整体设计方案制造出的液压缸式收送料机构执行动作准确,运动平稳。

参考文献:

- [1] 杨 勇,罗 安, JONAS L. 基于 HOPSON 和 MATLAB/SIMULINK 的液压系统协同控制仿真研究[J]. 机床与液压, 2005(8): 79 ~ 81.
- [2] 袁士杰,吕哲勤. 多刚体系统动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1992.
- [3] 刘远伟,常 勇,李延平,等. 一种基本尺寸参数可调送料机构的分析与设计[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(2): 30 ~ 33.
- [4] 李建良,蒋 勇. 计算方法及计算实习[M]. 南京: 南京理工大学出版社, 1998.
- [5] 熊滨生,张明成,李秀明. 四位置刚体导引曲柄滑块机构[J]. 郑州大学学报(工学版), 2004, 25(2): 84 ~ 86.

Design and Analysis of the Goods - Delivering Mechanism with Hydraulic Driving

PANG Yong, MENG Jin

(The Department of Traffic Management Project, Henan Public Security College, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: The design of goods - delivering mechanism(GDM) with hydraulic driving used in automatic production line is introduced. The dynamics model of mechanical system is set up and analyzed. Calculation of hydraulic system is completed. The flow chart using I-DEAS software is given. Equivalent mass, resistance coefficient of inertia, mechanical efficiency, speed ratio of transmission mechanism, and thrusting force of hydraulic cylinder are calculated. Displacement and velocity of components of the GDM are computed. Integration design of mechanical system and hydraulic system of the GDM is accomplished. Analysis result and testing result are basically consistent. The movement of the GDM with hydraulic driving is accurate and smooth.

Key words: goods-delivering mechanism; dynamics analysis; hydraulic system; integration design