

沈阳化工大学科亚学院

本科毕业论文

题 目： 浇注机械手结构设计

专 业： 机械设计制造及其自动化

班 级： 1103

学生姓名： 赵利民

指导教师： 赵艳春

论文提交日期： 2015 年 6 月 1 日

论文答辩日期： 2015 年 6 月 5 日

毕业设计（论文）任务书

机械设计制造及其自动化专业 1101 班 学生：赵利民

毕业设计（论文）题目：

浇铸机械手结构设计

毕业设计（论文）内容：

1. 设计说明书一份
2. CAD 图纸一套（包括总装图、零件图）
3. 文献综述（不少于 3000 字）

毕业设计（论文）专题部分：

浇铸机械手结构

起止时间： 2015 年 3 月 6 日至 2015 年 6 月 5 日

指导教师： 赵艳春 签字 2015 年 3 月 6 日

摘要

机械工业是为国民经济提供装备和人民生活耐用消费品的产业。随着世界经济的发展，机械工业的规模和技术水平已成为衡量一个国家发展水平的重要标志。因此，世界各个国家都把发展机械工业作为发展本国经济的战略重点。

随着工业革命的不断变革，在各个工业领域中机械手的地位变得越来越重。本篇文章主要记述了机械手的设计计算过程。

首先，本文介绍了机械手的发展和机械手的用途，组成，分类等，说明自由度和机械手整体座标的样式。同时，文章给出了这台机械手主要的性能规格参量。

文章中介绍了机械手的设计原理与设计方法。全面详尽的讨论了机械手各主要组成部分的结构设计。

关键词： 机械手； 液压传动； 液压缸；

Abstract

Machinery industry is to provide equipment for the national economy and people's life and durable consumer goods industry. With the development of world economy, scale and technical level of machinery industry has become a measure of an important symbol of a nation's development. Therefore, the world all countries to develop machinery industry as a strategic priority to develop national economy.

With the constant change of the industrial revolution, in various industrial fields in the position of the manipulator is becoming more and more heavy. This article mainly describes the design and calculation process of the manipulator.

First, this paper introduces the development and use of the manipulator of the manipulator, composition, classification and so on, the degrees of freedom and the style of the manipulator overall coordinates. At the same time, the article gives the main performance specifications of the manipulator parameters.

The article introduces the design of the manipulator principle and design method. Comprehensive and detailed discussed the structure design of the main component of manipulator.

Keywords: manipulator; hydraulic power transmission; hydraulic cylinder.

目录

第一章引言	1
第二章手部结构设计	4
2.1 手爪的结构选定	4
2.2 液压缸的选定	5
2.2.1 单活塞液压缸缸筒内径的计算	5
2.2.2 缸筒壁厚的计算	5
2.2.3 缸筒壁厚的验算	6
2.2.4 液压缸活塞杆的确定及校核	8
2.2.5 活塞的最大行程	8
2.2.6 缸盖螺钉的计算	9
2.2.7 液压缸其它元件的确定	10
第三章上升缸设计	12
3.1 上升缸活塞杆受力分析	12
3.1.1 缸筒壁厚验算	13
3.1.2 缸筒端部法兰厚度计算	14
3.1.3 液压缸其它元件的确定	14
3.1.4 液压缸行程确定	15
第四章底座的设计	16
4.1 底座材料及尺寸的选定	16

4.2 地板螺栓的确定	16
4.2.1 受翻转力矩的螺栓组连接	16
4.2.2 缸盖螺钉的计算	17
第五章计算和选择液压元件	19
5.1 阀的种类和功用	19
5.1.1 压力控制阀	19
5.1.2 流量（速度）控制阀（流量阀）	19
5.1.3 方向控制阀	19
5.2 拟定液压系统	20
5.2.1 换向回路	20
5.2.2 调速方案	20
5.2.3 系统的安全性	20
5.2.4 合成并完善液压系统	20
5.3 油泵的选择	20
5.3.1 确定油泵的工作压力	20
5.3.2 计算液压泵的流量	21
5.3.3 确定油泵所需要的电动机功率	21
5.4 液压系统中的辅助装置	22
5.4.1 油箱容积的确定	22
5.4.2 油箱的结构	23
5.5 液压系统中的辅助装置	23
结论	25

参考文献	26
致谢	27

第一章引言

工业机器人是一种智能机器人的简化版本, 仅仅通过模仿人类行为来帮助完成大量人类日常生产和生活, 操作简单, 重复率高的工作。

在早期的工业机器人是一种教学和再现机器人。它由驱动器, 教箱, 框架控制器和机械臂爪等组成。运营商通过教学板输入机械手的工作内容。机器人收到启动命令后, 将从内存读取相关的程序指令, 完成相对的工作内容。

中期的工业机器人已经配备外部传感器设备(如触觉传感器、力传感器、视觉传感器和语音识别设备等等), 可以得到关于工作条件和操作对象的基本信息。机器人根据信息反馈控制机械臂的运动。

现如今, 工业机器人已经发展成为一个拥有高度适应性和各种认知功能的智能机器人。这种机器人控制系统可以自行判断决定反馈信息, 使机器人在未知环境中提前独立操作, 从事各种复杂的操作。工业机器人和其他专业自动化生产设备的主要区别是, 它的工作内容可以通过改变计算机程序完成。当生产任务改变, 工业机器人编程和辅助器具配置, 付出相对较低的成本就可以快速适应新工作。

机器人机械手主要由本体和控制系统两部分组成。本体部分包括机械臂, 驱动器和爪子。爪用于抓取工件(或工具)的部件, 根据抓住对象的形状, 尺寸, 重量, 材料和需求, 结构和结构有很多类型, 比如夹类型, 类型和吸附型, 等等运动旋转手完成各种各样的机械手臂(摆动), 移动或复合运动来实现, 改变抓取工件的位置和姿态。机械臂的升降、缩放、旋转、等独立运动方式, 称为机械手的自由度。为了抓住任何在空间对象的位置和方向, 需要一定程度的自由。自由度是机械手设计的关键参数。自由度越多, 机械手的灵活性越大, 通用性更广泛, 它的结构比较复杂。

机械手通常用作机床或其他机器的附件, 如自动机床和自动生产线装卸或转让工件等, 一般没有独立的控制装置。一些操作需要由人直接操纵装置, 例如原子能部门。

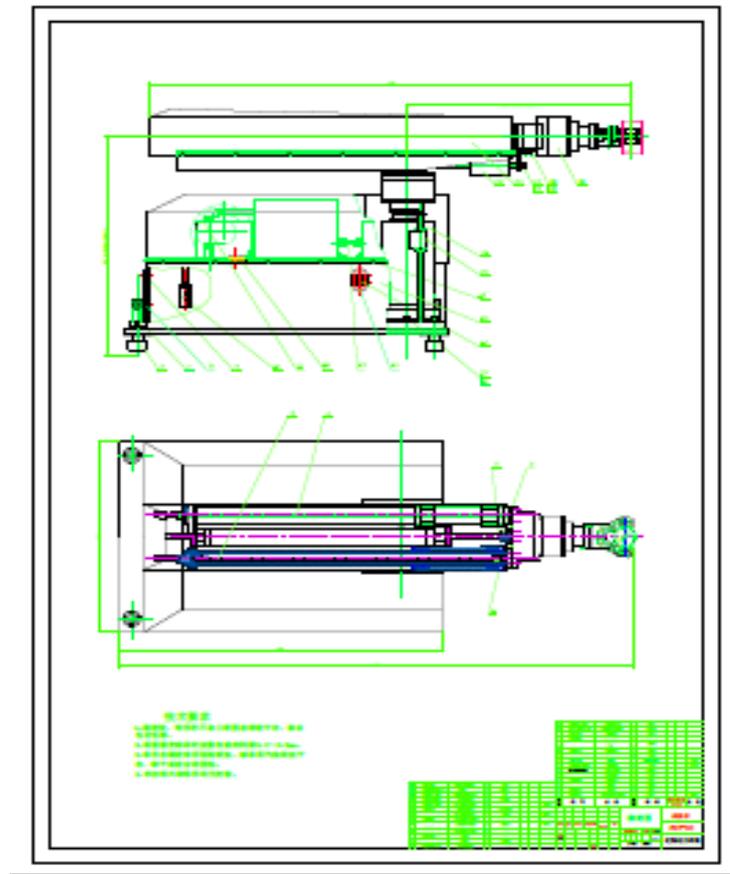


图 1.1 浇铸机械手结构

在机械工业部门使用液压传动的起点是不一样的:1. 在操作控制方面,如机床的工作过程中使用液压传动可使其实现无级速度,容易实现频繁变换,容易实现自化;2. 它在传动功率方面,如工程机械、压力机械和航空工业的主要原因是采用液压传动使它与之前相比结构相对简单,减少体积,重量,输出功率大等等,不同的主机也可以选择不同的准确性控制式液压传动装置。现在液压领域实际上已经成为一个完整的智能单元。

一句话,液压技术和微电子技术在一起,在微型计算机或微处理器控制,进一步扩大其应用领域,形成了使用机器人和智能组件形式类型只是它是最常见的例子。现在一直在各种产业海外通用智能硬件的组合,他们只是用适当的软件可以在不同行业完成不同的任务。

通过上述相关的介绍可以知道, 液压行业变得越来越重要在国民经济的地位中, 其发展一直用作如何看待一个国家的工业水平的重要标志, 液压行业在中国和其他主要工业国家仍相当落后, 在标准化工作上仍需继续保持。

第二章 手部结构设计

2.1 手爪的结构选定

拟定最大抓取重量为 300N，根据工作位置和工作环境的需要，决定采用连杆杠杆式手部（图 2.1）。拟订手爪基架的材料为 HT200。

如图 $\theta_a = 100$ ， $b = 40$ ， $\theta = 30^\circ$ ， $g = 9.8m/s^2$ ：

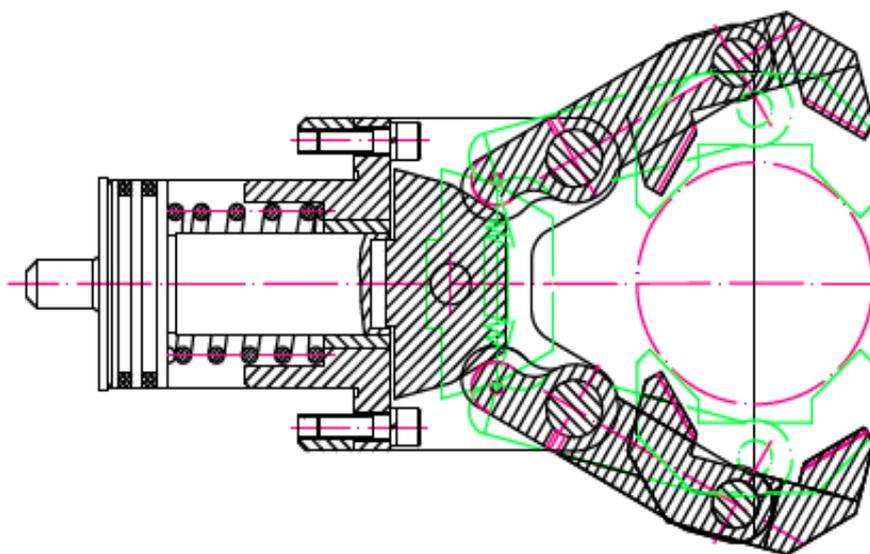


图2.1 手爪结构图

手指夹紧力的计算：

$$N \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times G = 1.5 \times 2.0 \times 0.5 \times 300 = 450N$$

$$K_1 = 1.5 \text{ (安全系数, } K_1 = 1.1 \sim 1.5 \text{);}$$

$$K_2 = 1.5 \text{ (工作情况系数, } K_2 = 1 \sim 2.5 \text{);}$$

$$K_3 = 0.5 \text{ (方位系数, 手爪水平放置夹水平放置工件);}$$

$$G = 300N \text{ (被抓取工件的重量);}$$

夹紧时活塞杆的驱动力计算：

取 $N=500$ ，则

$$P = 2An/r = 4000N \tag{2-1}$$

故初步估算手爪结构的重量为 $60N$ 。

2.2 液压缸的选定

2.2.1 单活塞液压缸缸筒内径的计算

液压缸的负载推力，液压缸的理论输出力 P 可按式计算：

$$P = P_{需} / \psi \cdot \eta_t \quad (2-2)$$

$P_{需}$ ：活塞的实际作用力（ N ）；

ψ ：负载力，一般取 $0.5 \sim 0.7$ ；

η_t ：液压缸的总效率，一般取 $0.9 \sim 0.95$ ；

$$P = P_{需} / \psi \cdot \eta_t = 1097.78 / 0.6 \times 0.92 = 1988.73N \text{ 错误！未找到引用源。}$$

由机械设计手册查的液压缸的工作压力，初定 $P_n = 2.5Mpa$ 错误！未找到引用源。。

由公式：

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi P_n}} = \sqrt{\frac{4 \times 1988.73}{\pi \times 2.5 \times 10^6}} = 31.83mm$$

由机械设计手册查的可选用标准液压缸内径 $D = 40mm$ 。

2.2.2 缸筒壁厚的计算

初定：

$$\frac{\delta}{D} = 0.3$$

则按下式计算：

$$\delta_0 \geq \frac{D}{2} \left\{ \sqrt{\frac{\sigma_p + 0.4P_{max}}{\sigma_p - 1.3p_{max}}} - 1 \right\} \quad (2-3)$$

σ_p —缸筒材料的许用应力；

$$\text{而} \quad \sigma_p = \sigma_b / n \quad (2-4)$$

因为缸筒的材料要求要有足够的强度和可靠的冲击韧性，所以选用45号缸，由机械设

计手册 $\sigma_b = 610\text{Mpa}$ 错误! 未找到引用源。; 而知液压缸为冲击载荷, 故查得安全系数, $n = 12$;

则得 $\sigma_p = \sigma_b / n = 610 / 12 = 50.8\text{Mpa}$ 错误! 未找到引用源。。

由机械设计手册^[3]查得已选取 $p_{\max} \leq 1.5p_n$; $p_n = 1.6\text{Mpa}$ 错误! 未找到引用源。 , 则选定:

$$p_{\max} = 1.5p_n = 1.5 \times 1.6 = 2.4\text{Mpa}$$

$$\text{故得 } \delta_0 \geq \frac{D}{2} \left\{ \sqrt{\frac{\sigma_p + 0.4P_{\max}}{\sigma_p - 1.3P_{\max}}} - 1 \right\} = \frac{D}{2} \left\{ \sqrt{\frac{50.8 + 0.4 \times 2.4}{50.8 - 1.3 \times 2.4}} \right\} = 0.84\text{mm}$$

初选 $\delta = 6\text{mm}$, 则 $D_{\text{外}} = 52\text{mm}$ 。

$$\text{故 } \frac{\delta}{D} = \frac{6}{40} = 0.15 \in (0.08 \sim 0.3)。$$

由机械设计手册^[3]查得:

$$\delta_0 \geq \frac{P_{\max} \cdot D}{2.3\sigma_p - 3P_{\max}} = \frac{2.4 \times 40}{2.3 \times 50.8 - 3 \times 2.4} = 0.88\text{mm}$$

则知初选壁厚成立。

综上所述选取标准液压 $D_{\text{外}} = 54\text{mm}$, 则液压缸壁厚为

$$\delta = \frac{54 - 40}{2} = 7\text{mm}。$$

2.2.3 缸壁厚度的验算

额定工作压力 p_n 应低于一定极限值, 以保证安全:

$$P_n \leq 0.35 \frac{\sigma_s (D_1^2 - D^2)}{D_1^2} \quad (2-5)$$

错误! 未找到引用源。: 缸筒材料的屈服强度;

错误! 未找到引用源。: 缸筒外径;

D: 缸筒内经;

故可得:

$$P_n \leq 0.35 \times \frac{360 \times (54^2 - 40^2)}{54^2} = 56.86 \text{ Mpa} \text{ 错误! 未找到引用源。}$$

则可得: $P_n \leq 1.6 \text{ Mpa}$ 。

为了使缸筒在工作时不使其发生塑性变形, 液压缸的额定工作压力**错误! 未找到引用源。**值应该和塑性变形压力有一定的比例范围:

$$P_{rL} \leq 2.3\sigma_s \lg \frac{D_1}{D} \quad (2-6)$$

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42)P_{rL} \quad (2-7)$$

σ_s : 缸筒发生塑性变形的压力;

而 $P_{rL} \leq 107.9 \text{ Mpa}$, 则取 $P_{rL\max} = 108 \text{ Mpa}$; 所以:

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42)P_{rL} = (0.35 \sim 0.42) \times 108 = (37.8 \sim 45.4) \text{ Mpa}$$

本液压缸最大工作压力为1.6Mpa, 故设计选择的壁厚符合要求。

缸筒的底部厚度计算(因为缸筒底部为平面, 所以它的厚度可以按照四周嵌住圆盘的强度公式进行近似计算得):

$$\sigma_1 \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}} = 0.433 \times 32 \times \sqrt{\frac{1.6}{5.8}} = 2.46 \text{ mm} \quad (\text{取错误! 未找到引用源。})$$

源。)

故 $\delta = 7 \text{ mm}$ **错误! 未找到引用源。**。

缸筒端部法兰厚度的计算:

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{\pi(r_a - d_L)\sigma_p}} \times 10^3 \quad (2-8)$$

选用M6的沉头螺钉;

初选 $b = 5 \text{ mm}$, $r_a = 38 \text{ mm}$;

$$F = P_{\max} \cdot A = 1.6 \times \frac{\pi}{4} \times 40^2 = 2009.6 \text{ N}$$

则

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{\pi(r_a - d_L)\sigma_p}} \times 10^3 = \sqrt{\frac{4 \times 2009.6 \times 5}{\pi \times (38 - 6) \times 50.8}} \times 10^3 = 2.8 \text{ mm}$$

为了防止油液的泄漏，两端内需装入O型密封圈，所以端盖向内凹处厚度选为7mm；即整个端盖厚度14mm。

2.2.4 液压缸活塞杆的确定及校核

对于双作用单活塞杆的液压缸，其活塞杆直径 d ，可依据往复运动速度比错误！未找到引用源。的要求初步按下式计算活塞杆直径 d ：

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \quad (2-9)$$

D ：缸筒内径；

φ ：速度比；

由机械设计手册^[3]查得： $\varphi = 1.33$ ；

$$d = 40 \times \sqrt{\frac{1.33 - 1}{1.33}} = 19.9mm$$

由机械设计手册^[3]查得： $d = 20mm$ ；

大体估计整个液压缸加上油液的重量约为25N。

活塞杆强度的计算：

$$\sigma = \frac{F \times 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} \times d^2} \leq \sigma_p \quad (2-10)$$

（活塞杆在稳定工况下，只受轴向推力或拉力）；

$$\sigma = \frac{680 \times 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} \times 20^2 \times 10^{-6}} = 2.2Mpa$$

而
$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{360}{3} = 120Mpa$$

（活塞杆选用45号钢）；

故可知 $\sigma \leq \sigma_p$ ，所以满足工作时的强度要求。

2.2.5 活塞的最大行程

活塞杆一般为细长杆，当 $L_K \leq (10 \sim 15)d$ 时，由欧拉公式推导得：

$$L_K = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot EI}{F_K}} \rightarrow L_K \approx 320 \frac{d^2}{\sqrt{F_k}} \quad (2-11)$$

F_K ：活塞杆弯曲失衡临界压缩力；

F ：活塞杆纵向压缩力；

n_k ：安全系数，通常 $n_k = 3.5 \sim 6$ ；

E ：材料的弹性模数，材钢 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ ；

I ：活塞杆横截面惯性矩；

$$F_K \geq Pn_k = 680 \times 6 = 4080 \text{ N}$$

取 $F_K = 4080 \text{ N}$ ；则：

$$L_K \approx 320 \times \frac{20^2}{\sqrt{4080}} = 2006 \text{ mm}$$

由机械设计手册^[3]得取取活塞杆标准行程 10 mm 。

2.2.6 缸盖螺钉的计算

缸盖用受轴向载荷的螺钉组联接，工作载荷 (N)：

$$F = \frac{\sum F}{Z} = \frac{P_n \cdot A}{Z} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 P_n}{Z} \quad (\text{Z取6}) \quad (2-12)$$

则
$$F = \frac{\frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 1.6 \times 10^{-6}}{6} = 335 \text{ N}。$$

$$Q_p = KF; \quad K = 1.5 \sim 1.8;$$

Q_p ：剩余预紧力；

$$Q_p = 1.6 \times 335 = 536 \text{ N}$$

$$Q_{\text{理}} = Q_p + F = 536 + 335 = 871 \text{ N}$$

螺钉强度条件：

$$\frac{1.3Q}{\frac{\pi}{4}d^2} \leq [\sigma] \quad \text{即 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3Q}{\pi \times [\sigma]}}$$

$[\sigma]$: 料的许用应力;

因 $\sigma = 360\text{Mpa}$; n 为安全系数, 则 n 取3;

$$\frac{\sigma_s}{n} = \frac{360}{3} = 120\text{Mpa}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 871}{\pi \times 120}} \times 10^{-3} = 3.5\text{mm}$$

则选用标准六角螺栓6M。

2.2.7 液压缸其它元件的确定

缸盖的材料: 因为缸盖的另一用途是活塞杆的导向套, 所以缸盖选用铸铁, 拟定 *HT200*。

活塞的材料: 无导向环的活塞可用耐磨铸铁, 灰铸铁 (*HT300, HT350*), 球墨铸铁; 故初步拟定为 *HT300*

密封圈的选择: 选用O形橡胶密封圈, 选取横截面为圆形, 标准直径 $d_2 = 3.55\text{mm}$, 型号为 *GGB/T34521=1992*。

油口接头的确定: 因为油口孔大多数是属于薄壁孔 (其指的是孔的长度与直径之比 $l/d \geq 0.5$ 的通孔)。通过薄壁孔的流量按下面公式计算:

$$Q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (2-13)$$

式中: C 为流量系数, 接头处大孔与小孔之比大于7时, $C = 0.6 \sim 0.62$, 小于7 时, $C = 0.4 \sim 0.8$;

A : 油孔的截面积;

ρ : 液压油的密度;

P_1 : 油孔前腔压力 ;

P_2 ：油孔后腔压力；

ΔP ：油孔前后腔压力差；

推导可得式子：

$$D \geq 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} \quad (2-14)$$

Q ：液体的流量；

V ：按推荐值选定，一般 $V = 3m/s$ ；

$$Q = 0.01 \times \frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 10^{-6} = 0.1256 \times 10^{-4} m^3 / s$$

$$D \geq 4.6 \times \sqrt{\frac{0.7536}{3}} = 2.3mm$$

取标准值 $d = 3mm$ 。

第三章上升缸设计

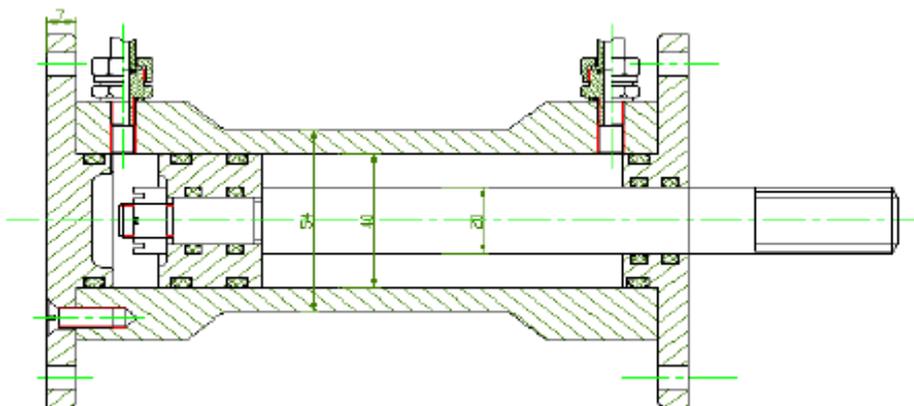


图3.1 上升缸结构图

3.1 上升缸活塞杆受力分析

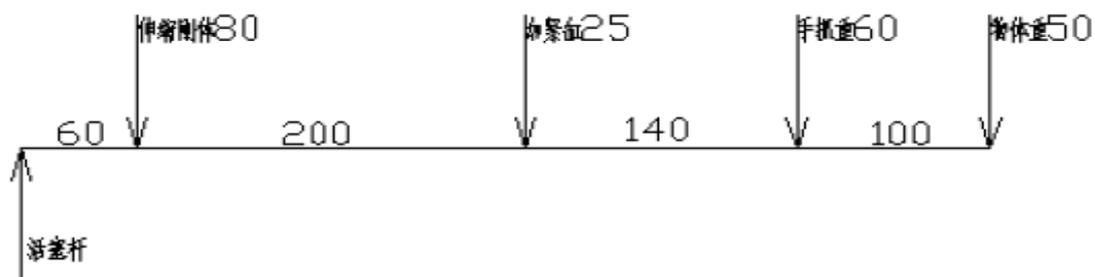


图3.2 上升缸活塞杆受力图

一个人的 $M = 80 \times 60 + 25 \times 200 + 60 \times 140 + 50 \times 100 = 23200 N \cdot mm$

因：

$$\delta = \frac{M}{W} \leq [\sigma];$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32};$$

$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 Mpa;$$

$$\delta = \frac{23200}{W} \leq 120 Mpa;$$

得出： $d \geq 17mm$ 。

选标准值, 选活塞杆直径 $d = 32mm$ 。

因：

$$d = \sqrt{\frac{9-1}{9}} \quad (P_n = 2.5MPa)$$

$$D = \frac{d}{\sqrt{\frac{9-1}{9}}} = \frac{32}{0.498} = 64.3mm$$

选取标准值：

$$D_{\text{内}} = 80mm$$

$$P_y = 1.25 \times P_{\text{max}} = 1.25 \times 1.5 = 1.875MPa$$

$$D_{\text{外}} = dD \sqrt{\frac{\sigma_p + 0.4P_y}{\sigma_p - 1.3P_y}} = 83.7mm$$

选取标准值：

$$D_{\text{外}} = 95mm$$

所选液压缸的壁厚为：

$$\delta = 95 - 80/2 = 7.5mm$$

3.1.1 缸筒壁厚验算

额定压力：

$$P_n = 0.35 \frac{\sigma_s (D_1^2 - D^2)}{D_1^2} \quad (3-2)$$

$$P_n = 0.35 \times \frac{360 \times (95^2 - 80^2)}{95^2} = 36.64MPa$$

则知符合 $P_n = 2.4MPa \leq 36.64MPa$ 。

为了缸筒在工作时不发生塑性变形, 液压缸的额定压力值应该和塑性错误! 未找到引用源。

变形压力有一定的比例范围：

$$P_{rL} \leq 2.3\sigma_s \cdot \lg \frac{D_1}{D}$$

P_{rL} : 缸筒发生完全塑性变形的压力

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42)P_{rL}$$

则:

$$P_{rL} \leq 2.3\sigma_s \cdot \lg \frac{D_1}{D} = 2.3 \times 360 \times \lg \frac{76}{63} = 67.45 \text{ Mpa}$$

选取 $P_{rL\max} = 67.5 \text{ Mpa}$,

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42) \times 67.5 = (23.6 \sim 28.4) \text{ Mpa}$$

本液压缸最大工作压力为 2.5 Mpa 。故设计选择的壁厚可满足要求。

缸筒底部厚度计算:

$$\delta_1 \geq 0.433D_2 \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}} = 0.433 \times 70 \times \sqrt{\frac{2.5}{50.8}} = 6.7292 \text{ mm}$$

取 $\delta = 8 \text{ mm}$ 。

3.1.2 缸筒端部法兰厚度计算

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{\pi \times (r_a - d_1)} \times 10^3 F} \quad (3-3)$$

选用M6 沉头螺钉初定 $b = 6$ 。

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{\pi \times (r_a - d_1)} \times 10^3 F} = P_{\max} A = 3.75 \times \frac{\pi}{4} \times 63^2 = 11683.74 \text{ H}$$

选定螺栓为M6, 所以初选 $b = 10 \text{ mm}$, $d_2 = 6 \text{ mm}$ $r_a = 120 \text{ mm}$ 。

为了防止油液的泄露两端盖内需要装入O型密封圈, 所以盖内凹处厚度选用为 8 mm , 即整个端厚度为 16 mm 。

3.1.3 液压缸其它元件的确定

缸盖的材料: 缸盖本身因为又是活塞杆的导向套, 所以缸盖选用的材料为铸铁拟

定HT200。

活塞的材料：无导向环的活塞可用耐磨铸铁，灰铸铁（HT300，HT350），球墨铸铁，初步拟定为HT300。

密封圈的选择：密封件大多采用O型密封圈，参考机械手册可知，O型密封圈的标准值，即截面直径 $d = 3.55\text{mm}$ ，故端盖厚度符合要求。

管接头的确定，由公式得：

$$d \geq 4.6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (3-4)$$

Q ：液体流量，L/min；

$$Q = 0.01 \times \frac{\pi}{4} \times 63^2 \times 10^{-6} = 0.31 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

v 按推荐制选定，一般 $v = 3\text{m/s}$ 。

求得 $d \geq 1.91$ ，取标准值 $d = 2\text{mm}$ 。

3.1.4 液压缸行程确定

由公式：

$$L_K = \sqrt{\frac{\pi^2 EI}{F_K}} \quad (3-5)$$

$$F_K \geq Pn_k, \quad n_k = 3.5$$

选用 $n_k = 4$ ，可选行程为 250mm ，所以整个液压缸的长度为 $250 + (7 + 7) \times 2 = 278\text{mm}$ 。

第四章底座的设计

4.1 底座材料及尺寸的选定

初步拟定底座上底版和臂座以及连接板均采用200HT，底板边长为640mm，高为438mm的方铸铁，臂座采用边长为600mm，高为70mm的方铸铁，连接板边长为400mm，高为25mm的圆铸铁，立柱为80mm直径，高为460mm的圆铸铁，回转缸固定在连接板和底板中间，采用螺栓连接。估算底座重量约为650N。

4.2 底板螺栓的确定

受扭转力矩以及翻转力矩的螺栓组连接，初步拟定底板用8个螺栓，螺栓中心距翻转轴距离270mm。

公式：

$$Q_p = \frac{K_f T}{f \sum_{i=1}^n r_i} \quad (4-1)$$

其中：

K_f ：防滑系数， $K_f = 1.2$ ；

T ：扭转力（N/m）；

f ：摩擦系数， $f = 0.2$ ；

r_1, r_2, r_3, \dots ：螺栓中心至底板旋转中心的距离；

$$Q_p = \frac{K_f T}{f \sum_{i=1}^n r_i} = \frac{1.2 \times 432.5}{0.2 \times 4 \times 0.182} = 3564.64 \text{ N/m}$$

4.2.1 受翻转力矩的螺栓组连接

公式：

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{Z \sum_{i=1}^n L_i^2} \quad (4-2)$$

其中：

F_{\max} : 螺栓所受的最大工作载荷 (N);

L_i : 对称轴线左侧各螺栓轴线到对称轴线的距离 (mm);

L_{\max} : L_i 中最大值 (mm);

M : 各运动工件的偏重力矩;

求得:

$$\begin{aligned} M_{\text{重}} &= G_{\text{物}} X_{\text{物}} + G_{\text{手部}} X_{\text{手部}} + G_{\text{缸1}} X_{\text{缸1}} + G_{\text{缸2}} X_{\text{缸2}} + G_{\text{小臂}} X_{\text{小臂}} + G_{\text{缸3}} X_{\text{缸3}} \\ &+ G_{\text{大臂}} X_{\text{大臂}} + G_{\text{缸4}} X_{\text{缸4}} \\ &= 100 \times 2.25 + 80 \times 2 + 30 \times 1.685 + 60 \times 1.99 + 80 \times 0.95 + 180 \times 0.475 \\ &+ 80 \times 0.9 + 180 \times 0.18 + 90 \times 0.18 \\ &= 865.05 \text{ N} \cdot \text{m} \\ F_{\max} &= \frac{865.05 \times 0.27}{2 \times 4 \times 0.27^2} = 400.49 \text{ N} \end{aligned}$$

4.2.2 缸盖螺钉的计算

公式:

$$Q_s = Q + Q_s' \quad (4-3)$$

其中:

$$Q: \text{工作载荷 (N)}, Q = \frac{P}{Z} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 P}{Z};$$

P : 缸盖所受的负载液压力 (N);

Z : 螺钉数目;

D : 螺钉中心所在圆的直径 (mm);

P : 油缸内油液的工作压力 (Mpa);

Q_s' : 剩余锁紧力对于要求紧密的连接, $Q_s' = KQ$, $K = 1.5 \sim 1.8$, 取 $K = 1.6$;

公式:

$$\sigma_{\text{台}} = \frac{1.3Q_s}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4Q_j}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_L \quad (4-4)$$

$[\sigma_L]$: 材料的许用应力, $[\sigma_L] = \frac{\sigma_s}{n}$, n : 安全系数, $n = 5$, $\sigma_s = 360\text{Mpa}$;

$$[\sigma]_L = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{360}{5} = 72\text{Mpa};$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q_j}{\pi[\sigma]_L}} \text{mm}, \quad Q_j = 1.3Q_0;$$

$$d_1 \geq 12.34\text{mm};$$

取标准开槽沉头螺钉M16错误! 未找到引用源。100。

第五章 计算和选择液压元件

5.1 阀的种类和功用

5.1.1 压力控制阀

其作用主要是控制系统中油液的压力大小,用来达到机械手运动时所需要的输出力(或力矩)。这种类型阀主要包括溢流阀、液压阀、安全阀和压力继电器等。

溢流阀其主要功用是维持液压系统中的压力趋于稳定,也可以作安全阀使用,以防止液压系统压力超负荷,还可以作卸荷阀用,以减少液压系统的功率损耗和发热量。

减压阀其主要功用是使阀的出口压力低于进口压力,并使液压系统某一部分的压力低于油泵的稳定压力。

5.1.2 流量(速度)控制阀(流量阀)

它的作用主要是控制液压系统中油液流量的大小,用来实现机械手执行机构所要求的运动速度,如节流阀、调速阀。

节流阀亦称筒式节流阀,其主要功用是以节流的形式改变所通过的流量大小,使执行机构得到不同的运动速度。它也可作背压阀和截止阀使用。

调速阀亦称复式节流阀,它是由减压阀与节流阀串联而成,用以保证节流阀进出口压力差趋于稳定,从而调节流量时不受外界负荷的变化影响。

5.1.3 方向控制阀

其主要功能是控制液压系统中的油液流动方向,用来达到机械手的执行机构所要求的运动方向,如电磁换向阀等。

电磁换向阀是利用其电磁铁线圈通电后通过电磁铁带动阀芯完成换向工作的。按电源的不同。

它又分为交流和直流两类;而按阀芯位置数和油路数又可分为二位二通、二位三通、二位四通、二位五通、三位四通和三位五通等。

阀类的选择原则,是根据通过阀门的流量,工作压力及要求的通路等因素结合产

品的规格型号进行选取。

5.2 拟定液压系统

5.2.1 换向回路

所有换向阀选用O型三位四通换向阀。选人控阀便于人工控制，选中位为O型定位准确。

5.2.2 调速方案

该系统功率较小，所以选简单的进油路节流阀调速，同理可见选用单泵供油，力求获得较好的经济性。

5.2.3 系统的安全性

为防止俯仰缸因为自重导致自由下滑，在仰起一定角度后自由下滑，所以都采用液控单向阀来控制其平衡。为乐保证夹紧缸工作的可靠性所以选用液控单向阀保压和锁紧。

5.2.4 合成并完善液压系统

压力继电器在夹紧工件后发出讯号，让微机控制其它缸开始运动。二位二通电磁换向阀用于系统卸荷。

5.3 油泵的选择

5.3.1 确定油泵的工作压力

公式：

$$P_{\text{泵}} \geq P + \sum V_p \text{Mpa} \quad (5-1)$$

P ：油缸的最大工作油压（ Mpa ）；

$\sum V_p$ ：管道和各阀的全部压力损失之和， $\sum V_p = 0.5 \sim 0.8 \text{Mpa}$ 。

因 $P_{\max} = P_{\text{大缸}} = 2.0\text{Mpa}$ ，估算 $\sum V_p = 0.8\text{Mpa}$ 。

$$P_{\text{泵}} \geq P + \sum V_p = 2.8\text{Mpa}$$

取 $P_{\text{泵}} = 3.0\text{Mpa}$ 。

5.3.2 计算液压泵的流量

油泵的流量 $Q_{\text{泵}}$ 应该根据各系统回路，按设计其要求在工作时实际所需的最大流量 $Q_{\text{最大}}$ ，并考虑系统的总泄露量来确定，即：

$$Q_{\text{泵}} = KQ_{\text{最大}}$$

$Q_{\text{最大}}$ ：是在系统中同时工作的所有并联油缸，按最大的速度运动时需要的总量 (m^3/s)。

K ：考虑系统油液泄露的系数，一般取 $K=1.10$ 错误！未找到引用源。1.25。

所选油泵的额定流量 Q_0 ，应该大于上述计算的数值 $Q_{\text{泵}}$ ，但也不宜过大，避免浪费动力和引起油温的突然升高。

$$Q_{\text{泵}} = 1.25 \times 12.6 = 15.75\text{L}/\text{min}$$

根据手册选标准的定量单片叶泵 YB， $n = 1000\text{r}/\text{min}$ ， $Q_{\text{泵}} = 16\text{L}/\text{min}$ ， $P_{\text{泵}} = 3\text{Mpa}$ 。

5.3.3 确定油泵所需要的电动机功率

公式：

$$N = P_{\text{泵}} \times Q_{\text{泵}} / \eta \quad (5-2)$$

N ：油泵所需要的电动机功率；

$P_{\text{泵}}$ ：所需油泵的工作压力 (Mpa)

$Q_{\text{泵}}$ ：油泵的额定流量 (m^3/s)；

η ：油泵的总效率，一般叶片泵取 $\eta = 0.8$ ；

$$N = 3.0 \times 10^6 \times 0.267 \times 10^{-3} / 0.8 = 1.0\text{KW}$$

选电动机Y801-4, $N = 1.0KW$, $n = 1390r/min$ 。

5.4 液压系统中的辅助装置

油箱的主要功用是存储液压油使供给液压系统的工作液压油不会出现缺失,同时达到散发热量(在工作环境温度较低时可以保持液压油中的热量)、沉淀液压油中杂质和溢出混在液压油中的气体等作用,因此其容积不宜太小。最小容积应能贮存整个液压系统都充满油液还稍有富余。目前液压驱动机械手的油压一般多为中压($P = 2 \sim 6.5$)范围内,油管容积一般是油泵每分钟流量的3~4倍以上。

5.4.1 油箱容积的确定

从油箱的散热和沉淀杂质等方面考虑,油箱的体积越大就越好,但也因油箱的体积过大导致占空间,难移动,操作不方便等。油箱的有效容积是指油位高度大约是槽体积高度的80%。因此,油箱的有效容积应根据加热的原理的液压系统设计计算和热平衡。一般条件下,油箱的有效容积可以根据油泵的额定流量计算公式:

$$v = \varepsilon q_p;$$

v : 油箱的有效容积, (错误! 未找到引用源。);

错误! 未找到引用源。: 与系统压力有关的经验数字; 低压系统中 $\varepsilon = 2 \sim 4$, 中压系统中 $\varepsilon = 5 \sim 7$, 高压系统中 $\varepsilon = 10 \sim 12$, 取 $\varepsilon = 6$ 。

q_p : 液压泵的额定流量, (L/min);

$$v = \varepsilon q_p = 6 \times 16 = 96L$$

拟定长、宽、高分别为640mm, 500mm, 438mm, 底座高为38mm。

5.4.2 油箱的结构

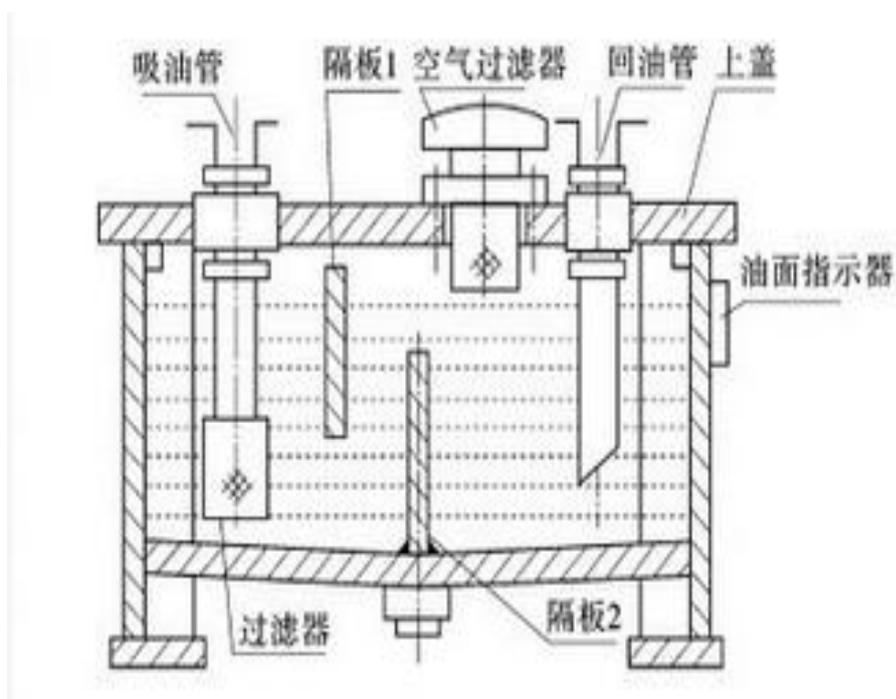


图 4.2 油箱的结构简图

5.5 液压系统中的辅助装置

油管：有紫铜管、塑料管、尼龙管和软管等，应根据油管的压力，流量、装置条件和工作部位等不同进行选取。

紫铜管弯曲较方便，容易装配，承受压力65错误！未找到引用源。100公斤/厘米以下，对机械手来说一般还是够用的，故采用较多。

橡皮管多用于高压和有相对运动的部件上较为方便。尼龙和塑料管已逐渐广泛采用。尼龙管可用于低压或中压系统中，而塑料管则可用于回油管系统中。

管接头：在管路中应采用管接头进行连成管路时，必须注意紧凑、美观、整齐等。在手部和腕部所用的油缸，如果在外部有很多较长的软管输油，就有可能影响机械手的运动，甚至损坏油管。因此，常将从液压操作板来的油管在远离手部处集中输入，然后根据结构的特点在油缸壁或活塞杆、导向杆等内部钻孔输油，采用回转接头或伸缩油管将油液输往手部或腕部动作的油缸内。

滤油器：它的主要作用是滤油，以保证油液的清洁，防止油泵和液压系统中其它

元件的擦伤，咬死或堵塞节流阀和管路小孔而影响机械手工作。

网式过滤器结构简单，清洗方便，通用性好。但滤油强度强度较大，抗腐蚀性能较好，制造较简单，过滤精度较高，可是一旦本身的颗粒有脱落，则会影响过滤精度。

结论

机械手主要优点是：

1. 工作环境工作时间长，可重复的流程，维护生产线的正常工作。
2. 运动精度，灵活，尤其是在计算机的控制下，可达到很高的精度。
3. 对环境的要求简单，可用于粉尘，易燃，易爆糟糕的工作环境。
4. 工作效率高，提高劳动生产率的同时也降低了生产成本。
5. 良好的通用性，除了特定的目的，简单的改变手部，就能完成喷涂，焊接的要求。

本文所设计的机械手综合运用了机械设计，材料力学，金属工艺学，热处理，技术测量配合与公差，机械制图，机械原理，理论力学等知识，主要是运用在那些简单，频繁的操作中来代替人的劳动进行工作。

就本次设计而言，我在所掌握的资料的基础上，增加了对液压缸设计过程以及机械手手部和手腕结构的分析和液压控制系统的原理，这使我加深了对液压系统和有关机械手知识的认识和理解，巩固了以前书本上的理论知识。最重要的是，在这次设计中，我学会了液压设计的步骤以及分析和解决问题的方法。开阔了视野，增加了自己的知识面，同时也锻炼了自己独立思考和实际动手的能力。

但是，在这次设计中也存在着一些不可避免的欠缺和不足。主要是因为缺少设计经验，对许多的细节问题考虑不周，希望老师给予批评和指导，我会在以后的学习和设计工作中不断的完善和纠正自己，努力的提高自己的专业素质。

参考文献

- [1] 董林福, 赵艳春. 液压与气压传动[M]. 沈阳: 化学工业出版社, 2006: 15-36.
- [2] 章宏甲, 黄谊. 液压传动[M]. 上海: 机械工业出版社, 2007: 27-59.
- [3] 成大先. 机械设计手册[M]. 沈阳: 化学工业出版社, 2008: 12-31.
- [4] 孙志礼, 冷兴聚, 魏延刚等. 机械设计[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2000: 19-25.
- [5] 王承义. 机械手及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 13-78.
- [6] 加藤一郎. 机械手图册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1979: 27-42.
- [7] 刘朝儒, 彭福荫, 高政一. 机械制图[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002: 25-30.
- [8] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2012: 11-15.

致谢

首先,我要诚挚的感谢沈阳化工学院以及机械工程学院的各位老师在这四年中给予我的悉心培育,使我由一个毫无专业概念的高中生,变成了一名对专业知识有了相当把握并具有较高设计实力的合格大学毕业生。特别要感谢的是赵艳春老师在这一个学期内对我毕业设计的尽心指导,使我对所设计的课题有了深刻的了解,并顺利的完成了此次设计。

在这次设计中,我将大学四年所学的基础知识和专业知识进行了系统的复习和巩固,对以前所学的知识有了一个全新的理解,弄清楚了许多以前不甚了解的地方,使我的知识面得到了扩展,也使我的专业水平得到了提高。在赵老师的耐心指导下,我在资料室和图书馆中查阅了大量的资料,并将他们综合运用于我的设计之中,理论联系实际,终于在设计课题上画上了圆满的句点。

就本次设计而言,我在所掌握的资料的基础上,增加了对液压缸设计过程以及机械手手部和手腕结构的分析和液压控制系统的原理,这使我加深了对液压系统和有关机械手知识的认识和理解,巩固了以前书本上的理论知识。最重要的是,在这次设计中,我学会了液压设计的步骤以及分析和解决问题的方法。开阔了视野,增加了自己的知识面,同时也锻炼了自己独立思考和实际动手的能力。

本次设计是在赵艳春老师的仔细修订和悉心斧正下完成的。无论是在最初课题的选择,还是在中间课题设计过程中,直至到最后的设计总结。赵老师都给予了我莫大的帮助,她给予了许多设计的指导,并提出了许多建设性的意见,使我能够直接捕捉到本次设计的精髓所在,少走了许多弯路。因此,此次设计的成功与赵老师的精心培养是分不开的。她注意培养同学们在设计中的创造能力以及独立思考能力,鼓励同学们应用现有的比较先进的设备,并传授她的学习的心得以帮助我们设计的顺利进行。此外,赵老师在生活上也给予了无限的关心和照顾,赵老师的工作作风与为人处事的态度都使我敬佩不已,在此,仅以此文表示对赵老师的教诲和帮助表示我最衷心的感谢。

另外,在此次设计的过程中,我还要特别感谢我的搭档付晓庆对我的帮助,以及教研室其他老师对我的帮助,使我在设计过程中能够一直保持干劲,克服学习上的困

难，不断前行。在此，本人予以最诚挚的感谢。此外，我还要向其他所有帮助过我，鼓励过我的师长、同窗致以我最深深的谢意。

最后，谨祝科亚的明天更加美好！

毕业设计（论文）指导教师评阅意见表

专业	机械设计制造及其自动化	班级	1103	姓名	赵利民
题目	浇铸机械手结构设计				
指 导 教 师 评 语	<p style="text-indent: 2em;">赵利民同学在毕业设计中，设计题目为浇铸机械手结构设计，经检查得出以下结论：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 完成图纸和设计计算说明书的规定毕业设计的工作量。 2. 设计计算书参数选取及计算正确，应用基础理论知识的能力较强，文中插图较合理。 3. 结构设计较好，视图表达较为清晰，能用计算机进行绘图。 4. 具有良好的专业知识基础，能够结合题目进行分析运算，基础概念清楚。 5. 能够结合题目查阅技术文献，参考文献较多。 <p style="text-align: center; margin-top: 20px;">可以参加答辩。</p>				
	签字： 		2015 年 5 月 25 日		

毕业设计（论文）评阅教师评阅意见表

专业	机械设计制造及其自动化	班级	机制 1103	姓名	赵利民
题目	浇铸机械手结构设计				
评 阅 人 评 语	<p style="text-align: center;">赵利民同学在毕业设计中，设计题目为浇铸机械手结构设计，经检查得出以下结论：</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 完成图纸和设计计算说明书的规定毕业设计的工作量。 2. 设计计算书参数选取及计算正确，应用基础理论知识的能力较强，文中插图较合理。 3. 结构设计较好，视图表达较为清晰，能用计算机进行绘图。 4. 具有良好的专业知识基础，能够结合题目进行分析运算，基础概念清楚。 5. 能够结合题目查阅技术文献，参考文献较多。 <p style="text-align: center;">可以参加答辩。</p>				
	<p>签字：  2015 年 5 月 25 日</p>				

沈阳化工大学科亚学院

本科生毕业设计成绩考核评价表

毕业设计名称	浇铸机械手结构设计				
专业	机械设计制造及其自动化	班级	1103	姓名	赵利民
评价人	权重	评价点			得分
指导教师	10	图纸完备、整洁，设计说明书的撰写质量			
	5	分析、计算、论证的综合能力			
	5	能综合运用所学知识和专业知识，独立工作能力强			
	5	毕业实习表现、进度表书写情况			
评阅人	10	设计的有重大改进或独特见解，有一定应用价值			
	5	设计的难度和工作量，结合本专业情况			
	5	计算、图纸、公式、符号、单位是否符合工程设计规范			
	5	说明书的条理性、语言、书写、图表水平			
答辩小组	10	设计规格符合要求及答辩规范程度			
	10	答辩挂图准备情况			
	10	答辩中思维敏捷，知识面宽厚程度			
	10	回答问题的正确性，有无错误			
	10	是否有创新意识，设计是否有新意			
教师、评阅人和答辩小组按以上各条的相应评价点给出得分，合计总分数。 在总成绩分数中，90-100分为优秀，80-89分为良好，70-79为中等，60-69为及格，不足60分为不及格，列入本表右侧成绩栏中。 注意：有严重抄袭现象的学生成绩应定为不及格，有抄袭现象但不严重的学生成绩应降档处理。指导教师、评阅人及答辩小组对此应切实注意，如有不可解决的分歧，可交于院系答辩委员会裁定。				合计分数	
				成绩	

答辩小组：_____

年 月 日

毕业设计(论文)答辩记录

专业班级:机械设计制造及其自动化 1103 班 学号: 311202127 姓名:赵利民

答辩内容记录:

记录人:

