

# 蚌埠學院

## 液壓傳動課程設計

題目名稱

鑽鏜專用機床液壓系統設計

專業班級

15 級機械設計製造及其自動化（升本）

學生姓名

劉備

學 號

XXXXXXXXXXXX

指導教師

諸葛亮



机械与车辆二

二〇一四年六月六日

# 目 录

一、任务书	3
二、指导教师评阅表	4
三、设计内容	5
(一) .....	5
(二) .....	5
(三)	5
(四) .....	6
(五) .....	6
四、设计小结	14
五、参考资料	14

# 液压传动课程设计任务书

班级 2015 机械设计制造及自动化升本 姓名 刘备 学号 \_\_\_\_\_ 指导教师：诸葛亮

## 一、设计题目：

设计一台卧式多轴镗孔专用机床的液压传动系统，要完成的工作循环是“快进—工进—快退—原位停止”，液压系统的主要参数与性能要求如下：加工时轴向最大切削力为 120000N，移动部件总重力  $G=22000N$ ；导轨形式为矩形，静摩擦系数  $f_s =$ ；动摩擦系数  $f_d =$ ，快进行程为 100mm，快进与快退的速度均为 6m/min，工进行程为 60mm，工进速度为 50mm/min，加速和减速时间要求不大于，机床加工时，要求快进转工进平稳可靠，请设计该组合机床的液压传动系统。

## 二、设计要求：

液压系统图拟定时需要提供 2 种以上的设计方案的选择比较。从中选择你认为更好的一种进行系统元件选择计算。

## 三、工作量要求

- 1 • 液压系统图 1 张 (A1)
- 2 • 液压缸装配图 1 张
- 3 • 设计计算说明书 1 份

## 四、设计时间

2016 年 6 月 6 日—2016 年 6 月 10 日

# 蚌埠学院本科课程设计评阅表

机械与车辆工程系 2015 级 机械设计制造及其自动化升本专业

学生姓名	刘备	学 号	XXXXXXX
课题名称	钻镗专用机床液压系统设计		
指导教师评语：			
指导教师（签名）：			
2016 年 6 月 16 日			
评定成绩			

## 引言

液压系统已经在各个部门得到越来越广泛的应用，而且越先进的设备，其应用液压系统的部门就越多。

液压传动是用液体作为来传递能量的，液压传动有以下优点：易于获得较大的力或力矩，功率重量比大，易于实现往复运动，易于实现较大范围的无级变速，传递运动平稳，可实现快速而且无冲击，与机械传动相比易于布局和操纵，易于防止过载事故，自动润滑、元件寿命较长，易于实现标准化、系列化。

液压传动的根本目的就是用液压介质来传递能量，而液压介质的能量是由其所具有的压力及力流量来表现的。而所有的基本回路的作用就是控制液压介质的压力和流量，因此液压基本回路的作用就是三个方面：控制压力、控制流量的大小、控制流动的方向。所以基本回路可以按照这三方面的作用而分成三大类：压力控制回路、流量控制回路、方向控制回路。

## 第一章 明确液压系统的设计要求

设计一台卧式多轴镗孔专用机床的液压传动系统，要完成的工作循环是“快进—工进—快退—原位停止”，液压系统的主要参数与性能要求如下：加工时轴向最大切削力为 120000N，移动部件总重力  $G=22000\text{N}$ ；导轨形式为矩形，静摩擦系数  $f_s=$ ；动摩擦系数  $f_d=$ ，快进行程为 100mm，快进与快退的速度均为 6m/min，工进行程为 60mm，工进速度为 50mm/min，加速和减速时间要求不大于，机床加工时，要求快进转工进平稳可靠，请设计该组合机床的液压传动系统。

## 第二章 负载与运动分析

负载分析中，暂不考虑回油腔的背压力，液压缸的密封装置产生的摩擦阻力在机械效率中加以考虑。因工作部件是卧式放置，重力的水平分力为零，这样需要考虑的力有：夹紧力，导轨摩擦力，惯性力。

在对液压系统进行工况分析时，本设计实例只考虑组合机床动力滑台所受到的工作负载、惯性负载和机械摩擦阻力负载，其他负载可忽略。

### (1) 工作负载 $F_w$

工作负载是在工作过程中由于机器特定的工作情况而产生的负载，对于金属切削机床液压系统来说，沿液压缸轴线方向的切削力即为工作负载，即

$$F_t = 120000 \text{ N}$$

## (2) 阻力负载 $F_f$

阻力负载主要是工作台的机械摩擦阻力，分为静摩擦阻力和动摩擦阻力两部分。导轨的正压力等于动力部件的重力，设导轨的静摩擦力为  $F_f$ ，则

$$\text{静摩擦阻力 } F_{fs} = 0.2 \times 22000 = 4400 \text{ N}$$

$$\text{动摩擦阻力 } F_{fd} = 0.1 \times 22000 = 2200 \text{ N}$$

## (3) 惯性负载

最大惯性负载取决于移动部件的质量和最大加速度，其中最大加速度可通过工作台最大移动速度和加速时间进行计算。已知启动换向时间为，工作台最大移动速度，即快进、快退速度为  $\frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{22000}{60 \times 0.2} \text{ min}$ ，因此惯性负载可表示为

$$F_m = m \times \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{22000}{9.81} \times \frac{5}{60 \times 0.2} \text{ N} = 934.420 \text{ N}$$

如果忽略切削力引起的颠覆力矩对导轨摩擦力的影响，并设液压缸的机械效率  $\eta_w$ ，根据上述负载力计算结果，可得出液压缸在各个工况下所受到的负载力和液压缸所需推力情况，如表 1 所

表 1 液压缸总运动阶段负载表 (单位: N)

工况	负载组成	液压缸负载 F/N	液压缸推力 $F/\eta_m$
启动	$F = F_{fs}$	4400	4889
加速	$F = F_{fd} + F_m$	3134	3482
快进	$F = F_{fd}$	2200	2444
工进	$F = F_{fd} + F_t$	24200	26889
快退	$F = F_{fd}$	2200	2444

反向启动	$F = F_{fs}$	4400	4889
加速	$F = F_{fd} + F_m$	3134	3482
快退	$F = F_{fd}$	2200	2444
制动	$F = F_{fd} - F_m$		

### 第三章 负载图和速度图的绘制

负载图按上面数值绘制，如下图 a 所示。速度图按已知数值  $v_1 = v_3 = 6m/min$ 、 $l_1 = 100mm$ 、 $l_2 = 60mm$ 、快退行程  $l_3 = l_1 + l_2 = 160mm$  和工进速度  $v_2 = 0.05m/min$  绘制，如下图 b 所示

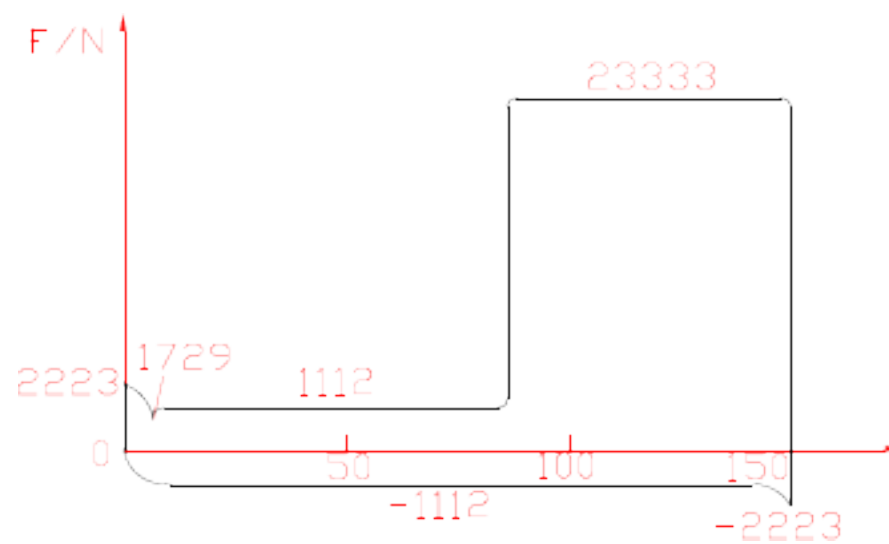


图 a 负载图



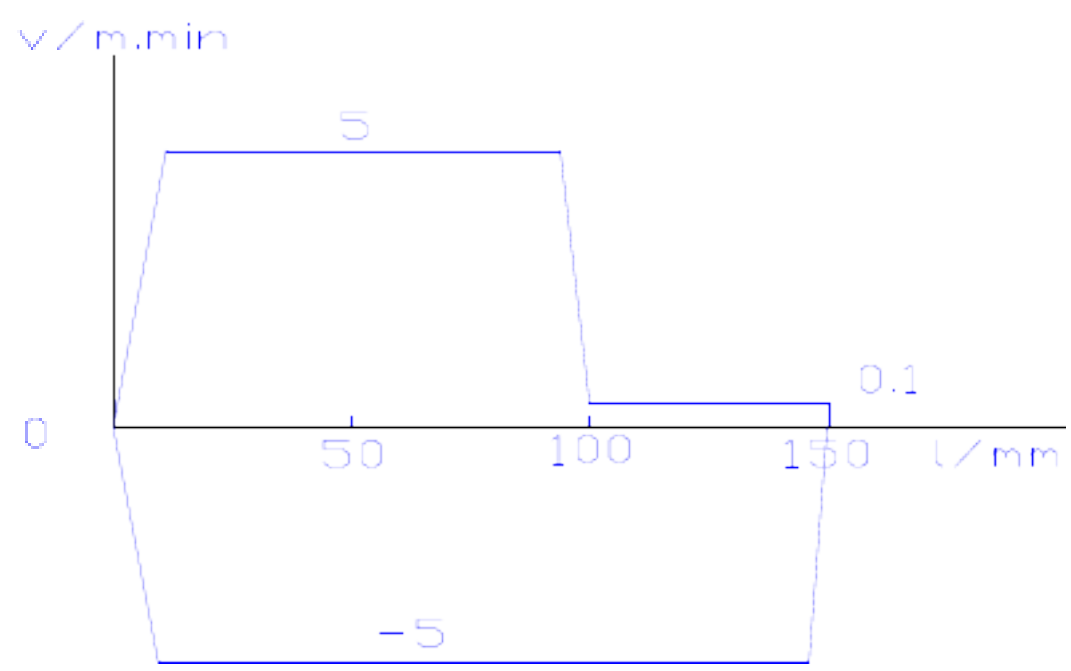


图 b 速度图

## 第四章 确定液压系统主要参数

机械类型	机 床				农业机械 小型工程机械 建筑机械 液压凿岩机	液压机 大中型挖掘机 重型机械 起重运输机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力/MPa	~2	3~5	2~8	8~10	10~18	20~32

### 确定液压缸工作压力

由表 2 和表 3 可知，组合机床液压系统在最大负载约为 12000 N 时宜取 3MP。

表 2 按负载选择工作压力

负载/ KN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
工作压力/MPa	< ~1	~2	~3	3~4	4~5	≥5

表 3 各种机械常用的系统工作压力

表 4 执行元件背压力

系统类型	背压力/MPa
简单系统或轻载节流调速系统	~
回油路带调速阀的系统	~
回油路设置有背压阀的系统	~
用补油泵的闭式回路	~
回油路较复杂的工程机械	~3
回油路较短且直接回油	可忽略不计

表 5 按工作压力选取 d/D

工作压力/MPa	≤	~	≥
d/D	~	~	

表 6 按速比要求确定 d/D

2/1						2
d/D						

注：1—无杆腔进油时活塞运动速度；

2—有杆腔进油时活塞运动速度。

## 计算液压缸主要结构参数

由于工作进给速度与快速运动速度差别较大，且快进、快退速度要求相等，从降低总流量需求考虑，应确定采用单杆双作用液压缸的差动连接方式。通常利用差动液压缸活塞杆较粗、可以在活塞杆中设置通油孔的有利条件，最好采用活塞杆固定，而液压缸缸体随滑台运动的常用典型安装形式。这种情况下，应把液压缸设计成无杆腔工作面积  $A_1$  是有杆腔工作面积  $A_2$  两倍的形式的形式，即活塞杆直径  $d$  与缸筒直径  $D$  呈  $d = \frac{D}{2}$  的关系。

工进过程中，当孔被钻通时，由于负载突然消失，液压缸有可能会发生前冲的现象，因此液压缸的回油腔应设置一定的背压(通过设置背压阀的方式)，选取此背压值为  $p_2$ 。

快进时液压缸虽然作差动连接（即有杆腔与无杆腔均与液压泵的来油连接），但连接管路中不可避免地存在着压降  $\Delta p$ ，且有杆腔的压力必须大于无杆腔，估算时取  $\Delta p \approx p_2$ 。快退时回油腔中也是有背压的，这时选取背压值 =  $p_2$ 。

工进时液压缸的推力计算公式为

$$F / \eta_m = A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_1 p_1 - (A_1 / 2) p_2,$$

式中：F ——负载力

$\eta_m$  ——液压缸机械效率

$A_1$  ——液压缸无杆腔的有效作用面积

$A_2$  ——液压缸有杆腔的有效作用面积

$p_1$  ——液压缸无杆腔压力

$p_2$  —— 液压有杆腔压力

因此，根据已知参数，液压缸无杆腔的有效作用面积可计算为

$$A_1 = \frac{F}{\eta_m \left( p_1 - \frac{p_2}{2} \right)} = \frac{24200}{0.9 \left( 3 - \frac{0.6}{2} \right)} = 9958.85 \text{ mm}^2$$

液压缸缸筒直径为

$$D = \sqrt{4A_1/\pi} = 112.63 \text{ mm}$$

由于有前述差动液压缸缸筒和活塞杆直径之间的关系， $d = \frac{D}{2}$ ，因此活塞杆直径为  $d = \frac{D}{2}$ ，根据 GB/T2348—1993 对液压缸缸筒内径尺寸和液压缸活塞杆外径尺寸的规定，圆整后取液压缸缸筒直径为  $D=115\text{mm}$ ，活塞杆直径为  $d=80\text{mm}$ 。

此时液压缸两腔的实际有效面积分别为：

$$A_1 = \pi D^2 / 4 = 10382 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \pi (D^2 - d^2) / 4 = 5360 \text{ mm}^2$$

工作台在快进过程中，液压缸采用差动连接，此时系统所需要的流量为

$$q_{\text{快进}} = (A_1 - A_2) \times v_1 = 30.13 \text{ L/min}$$

工作台在快退过程中所需要的流量为

$$q_{\text{快退}} = A_2 \times v_3 = 32.16 \text{ L/min}$$

工作台在工进过程中所需要的流量为

$$q_{\text{工进}} = A_1 \times v_2 = \text{L/min}$$

根据上述液压缸直径及流量计算结果，进一步计算液压缸

缸在各个工作阶段中的压力、流量和功率值如下

计算液压缸各工作阶段的工作压力、流量和功率

设快进、快退时，回油腔压力  $\Delta p_0$ ，工进回油腔背压  $p_2 = 0$ 。

1. 快进（差动）

$$(1) \text{ 进油腔压力 } p_1 = (F + \Delta p_0 A_2) / (A_1 - A_2)$$

$$p_1 = (2444 + \times 10^6 \times \times 10^{-4}) / (\ ) \times 10^{-4} =$$

$$(2) \text{ 所需流量 } q_1 = (A_1 - A_2) V_1$$

$$q_1 = (\ ) \times 10^{-4} \times 6 / \text{min} = \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{min} = \text{min}$$

$$(3) \text{ 输入功率 } P_1 = P_1 q_1$$

$$P_1 = \times 10^6 \times \times 10^{-2} / 60 \text{ (w)} =$$

2. 工进

$$(1) \text{ 进油腔压力 } p_1 = (F + p_2 A_2) / A_1$$

$$p_1 = (26889 + \times 10^6 \times \times 10^{-4}) / \times 10^{-4} \text{ (Pa)} = \times 10^4 =;$$

$$(2) \text{ 所需流量 } q_1 = A_1 V_1$$