

UJIEGOU SHEJI

液压系统的计算与结构设计

张世伟 朱福元 主编

俞启荣 主审



宁夏人民出版社

内 容 简 介

本书是高等专科学校机械制造专业的辅助教材，主要用于高等专科学校、职工大学、业余大学以及中等专业学校的课程设计和毕业设计。也可供有关的工程技术人员参考。

书中着重介绍了液压系统计算和结构设计。通过设计实例叙述了设计的全过程；对液压缸、油箱、油路板和集成块的设计方法作了详细的说明，特别是编入了广州机床研究所设计的JK系列液压集成块共五十多种单元回路，并将回路原理图与元件装配图对应给出，便于读者选用；书中还编入了多幅液压装置结构图供读者参考。本书的特点是文图配合，易懂实用。

液压系统的计算与结构设计

张世伟 朱福元 主编
俞启荣 主审

宁夏人民出版社出版

(银川市解放西街105号)

上海高机书店发行

(上海市复兴中路1195号)

江苏溧水县印刷厂印装

开本: 787×1092 1/16 印张: 16 字数: 360千 插页: 1

1987年3月第1版第1次印刷 印数1-15,000册

ISBN7-227-00020-6/TH·1

统一书号: 15157·17 定价: 2.95元

前 言

本书是高等专科学校机械制造专业的辅助教材,是根据一九八三年在福州召开的高等专科学校《机床液压传动》审编会决议决定进行编写的,是用于液压传动课程设计和毕业设计的主要参考书。

本书也适用于职工大学、业余大学和中等专业学校,并可供有关的工程技术人员参考。

在进行液压系统设计时,需要查阅各种手册、选择元件、确定液压装置结构形式、进行结构设计等。特别是在进行液压系统结构设计时,往往会遇到各种困难,甚至不知怎样着手进行设计。我们针对这些情况,作了一定的努力,编写了这本书。

本书在内容处理上,是以设计实例引路,以结构设计为重点。书中对设计实例,从命题、计算到结构设计叙述了全过程,可供读者参考;书中还编入了多幅有关的液压装置结构图,尤其是将广州机床研究所设计的JK系列液压集成块收集在册,并将回路原理图和元件装配图对应绘出,便于选用和结构设计。此外,对油路板和集成块的设计方法还作了详细说明。在内容方面力求作到易懂实用。

全书共分七章:第一章是液压系统设计实例,通过一个实例介绍了设计步骤、内容和方法;第二章、第三章是常用液压元件和辅助元件;第四章是液压缸设计,介绍液压缸的一般计算和结构设计;第五章是液压阀的配置及连接板的设计,介绍了油路板和集成块的设计方法和JK系列液压集成块;第六章是液压站,介绍了液压站的结构形式和油箱设计;第七章是液压系统图例,介绍一些有关的液压系统图供读者参考。

本书由张世伟、朱福元两同志主编,俞启荣同志主审,责任编辑是机械部教材编辑室孙祥根同志。参加编写的同志有宋永祥、赵锡华、王珏翎、朱福元和张世伟同志。本书曾经过两次审稿会议进行了集体审阅和修改,大家提出不少宝贵意见。参加审稿会的有林从滋、丁树模、李善术、宋秋云、李芝、叶寒芳、刘荫青、曾祥福和戴长文等二十多位同志。

本书编写过程中,曾得到有关工厂、兄弟学校、特别是广州机床研究所的大力支持和帮助,还有些同志曾帮助本书收集资料和绘图,我们在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中错误和不妥之处难免,希望广大读者给予批评指正。

编 者

一九八六年七月

目 录

第一章 液压系统设计实例

一、设计课题、原始数据及设计要求·····	(1)
(一) 设计课题·····	(1)
(二) 原始数据·····	(2)
(三) 设计要求·····	(2)
二、设计步骤、内容及方法·····	(2)
(一) 工况分析并初步确定液压缸参数·····	(2)
(二) 拟定液压系统原理图·····	(5)
(三) 液压系统计算与选择液压元件·····	(9)
(四) 液压系统的验算及绘制正式液压系统图·····	(10)
(五) 液压装置设计·····	(15)

第二章 常用液压元件

一、液压泵与液压马达·····	(20)
(一) CB-B型齿轮泵(广州机床研究所系列)·····	(20)
(二) YB、YB ₁ 型叶片泵(广州机床研究所系列)·····	(21)
(三) YBX型变量叶片泵·····	(24)
(四) 柱塞泵·····	(26)
(五) 液压马达·····	(27)
二、液压控制阀(广州机床研究所系列)·····	(28)
(一) 压力控制阀·····	(28)
(二) 流量控制阀·····	(34)
(三) 方向控制阀·····	(39)

第三章 辅助元件

一、管道·····	(58)
二、管接头·····	(59)
(一) 管接头的类型及特点·····	(59)
(二) 卡套式管接头·····	(61)
(三) 扩口式管接头·····	(67)

(四) 钢丝编织胶管接头.....	(72)
三、密封件.....	(75)
(一) 密封件的类型.....	(75)
(二) O形橡胶密封圈.....	(77)
(三) Y形橡胶密封圈.....	(81)
(四) Yx形密封圈.....	(83)
(五) V形夹织物橡胶密封圈.....	(86)
(六) 安装和使用示例.....	(88)
(七) 无骨架防尘圈.....	(89)
四、滤油器.....	(90)
(一) 滤油器的作用和过滤精度.....	(90)
(二) 滤油器的类型和特性.....	(90)
五、蓄能器.....	(92)
(一) 蓄能器的应用.....	(93)
(二) 蓄能器的规格.....	(93)
(三) 充气式蓄能器的容量计算.....	(93)
六、压力表、真空表和压力表开关.....	(95)
(一) 压力表、真空表.....	(95)
(二) 压力表开关.....	(96)

第四章 液压缸的设计

一、液压缸主要尺寸的确定.....	(97)
(一) 液压缸工作压力的确定.....	(97)
(二) 液压缸内径D和活塞杆直径d的确定.....	(97)
(三) 液压缸活塞行程的确定.....	(99)
二、液压缸的结构设计.....	(100)
(一) 缸体与端盖的连接形式.....	(100)
(二) 活塞杆导向部分的结构形式.....	(100)
(三) 活塞杆与活塞的连接形式及密封.....	(102)
(四) 液压缸进出油孔的形式及大小的确定.....	(103)
三、液压缸的典型结构.....	(104)
四、液压缸主要零件的材料及技术要求.....	(107)
(一) 缸体.....	(107)
(二) 活塞.....	(108)
(三) 活塞杆.....	(110)
(四) 导向套.....	(110)
(五) 缸盖.....	(110)

五、液压缸的缓冲及排气装置.....	(112)
(一) 液压缸的缓冲.....	(112)
(二) 液压缸的排气.....	(114)

第五章 液压阀的配置及连接板的设计

一、油路板的结构和设计.....	(116)
(一) 油路板的结构.....	(116)
(二) 油路板的设计.....	(116)
二、集成块的选用及设计.....	(125)
(一) JK集成块系列简介.....	(125)
(二) 集成块的选用和设计.....	(189)

第六章 液压站

一、液压站的结构、技术规格及型号说明.....	(200)
(一) 型号说明.....	(201)
(二) 外形尺寸.....	(201)
(三) 油箱设计.....	(202)
(四) 液压泵装置.....	(210)
二、液压站结构图例.....	(214)
(一) 液压站总成.....	(214)
(二) YPX-16泵装置图及零件图.....	(214)
(三) 油箱总图及主要零件图.....	(216)

第七章 液压系统图例

一、机床液压系统.....	(217)
(一) 组合机床液压系统.....	(217)
(二) 拉床液压系统.....	(219)
(三) 双柱塞缸龙门刨床液压系统.....	(219)
(四) 珩磨机液压系统.....	(222)
二、100 t单柱校正压装机液压系统.....	(222)
三、250、500 t液压机液压系统.....	(222)
四、500Cm ³ 塑料注射机液压系统.....	(223)
五、QY8型汽车起重机液压系统.....	(225)
附录.....	(226)
参考资料.....	(246)

第一章 液压系统设计实例

液压系统设计是机床设计的一部分，它与机床设计是紧密联系的，有时由机床设计者设计，有时则以技术任务书的形式提出原始数据及设计要求由液压设计者进行设计。值得重视的是，液压系统的设计者在设计前必须充分了解机床的结构和明确机床对液压系统的要求。

液压系统设计的步骤并不是固定不变的，根据设计中的实际情况有些步骤可以省略，有些步骤可以合并，而各个设计步骤又是互相联系、互相制约的，在设计中常常是互相穿插，经过反复修改，取得矛盾的统一后才将液压系统完成。液压系统设计步骤大体如下：

1. 明确机床原始数据及液压系统设计要求；
2. 工况分析及初步确定液压缸参数；
3. 拟定液压系统原理图；
4. 液压系统计算及选择液压元件；
5. 液压系统验算及绘制正式液压系统图；
6. 设计液压装置。

下面举一实例，通过此例的全过程可使读者了解机床液压系统设计的一般步骤和方法。

一、设计课题、原始数据及设计要求

(一) 设计课题

设计一台卧式单面多轴钻孔机床的液压系统。其工作循环为：“定位→夹紧→快进→工进→快退→拔销松开”，如图1-1所示。

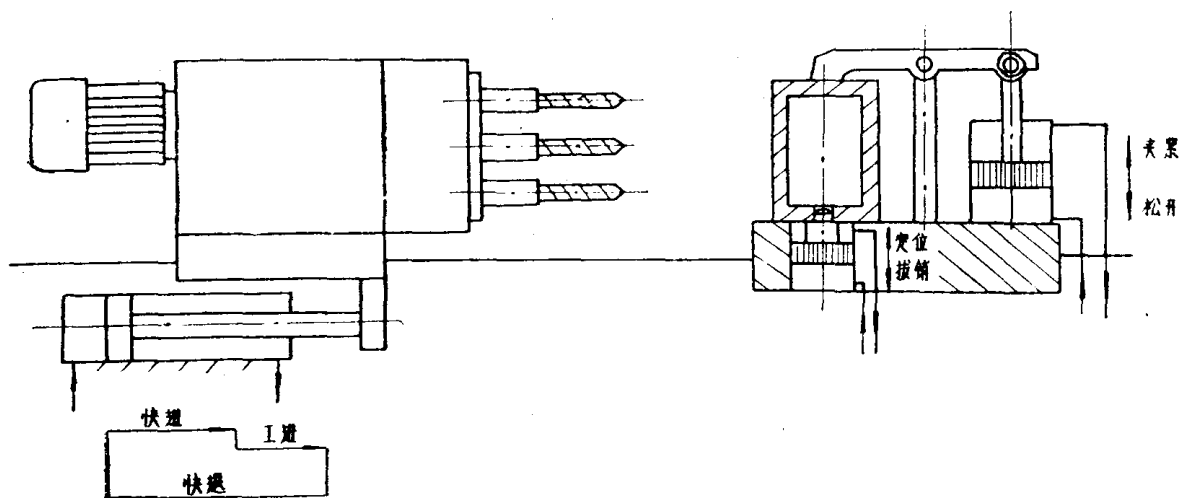


图1-1 卧式单面多轴钻孔机床示意图

(二) 原始数据

1. 主轴数及孔径: 主轴 6 根, 孔径 $\phi 14\text{mm}$;
2. 总轴向切削阻力: 12400N ;
3. 运动部件重量: 9800N ;
4. 快进、快退速度: 5m/min ;
5. 工进速度: $0.04\sim 0.1\text{m/min}$;
6. 行程长度: 320mm ;
7. 导轨形式及摩擦系数: 平导轨, $f_{\text{静}} = 0.2$, $f_{\text{动}} = 0.1$;
8. 加速、减速时间: 不大于 0.2s ;
9. 夹紧力: $5000\sim 6000\text{N}$;
10. 夹紧时间: $1\sim 2\text{s}$;
11. 夹紧液压缸行程长度: 16mm 。

(三) 设计要求

1. 夹紧后在工作中如突然停电时, 要保证安全可靠, 当主油路压力瞬时下降时夹紧缸保持夹紧力;
2. 快进转工进时要平稳可靠;
3. 钻削时速度平稳, 不受外载干扰, 孔钻透时不前冲。

二、设计步骤、内容及方法

(一) 工况分析并初步确定液压缸参数

1. 负载分析及绘制负载图和速度图

液压缸负载主要包括: 切削阻力、摩擦阻力、惯性阻力、重力、密封阻力和背压阻力等。

(1) 切削阻力 $F_{\text{切}}$

$$F_{\text{切}} = 12400\text{N}$$

(2) 摩擦阻力 $F_{\text{静}}$ 、 $F_{\text{动}}$

$$F_{\text{静}} = F_{\text{法}} \cdot f_{\text{静}} = 9800 \times 0.2 = 1960\text{N}$$

$$F_{\text{动}} = F_{\text{法}} \cdot f_{\text{动}} = 9800 \times 0.1 = 980\text{N}$$

式中 $F_{\text{法}}$ —作用在导轨上的法向力;

$f_{\text{静}}$ 、 $f_{\text{动}}$ —静摩擦系数和动摩擦系数。

(3) 惯性阻力 $F_{\text{惯}}$

$$F_{\text{惯}} = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{9800}{9.81} \times \frac{5}{0.2 \times 60} = 416\text{N}$$

式中 g —重力加速度 (m/s^2);

G —运动部件重量 (N);

Δv —在 Δt 时间内的速度变化值 (m/s);

Δt —启动加速或减速制动的的时间。

(4) 重力

因运动部件是水平安置，故重力在运动方向的分力为零。

(5) 密封阻力 $F_{\text{密}}$

一般按经验取 $F_{\text{密}} = 0.1F$ (F 为总的负载)。

(6) 背压阻力 $F_{\text{背}}$

这是液压缸回油路上的阻力。初算时，可不考虑，其数值待系统确定后才能定下来。

根据上述分析，可计算出液压缸各动作阶段中的负载。计算公式及数值见表1—1。

表1—1 进给液压缸负载计算

工 况	计 算 公 式	液压缸的负载 (N)
启动阶段	$F_{\text{启}} = F_{\text{静}} + F_{\text{密}}$	$F_{\text{启}} = 1960/0.9 = 2178$
加速阶段	$F_{\text{加}} = F_{\text{动}} + F_{\text{惯}} + F_{\text{密}}$	$F_{\text{加}} = (980 + 416)/0.9 = 1551$
快进阶段	$F_{\text{快}} = F_{\text{动}} + F_{\text{密}}$	$F_{\text{快}} = 980/0.9 = 1089$
工进阶段	$F_{\text{工}} = F_{\text{切}} + F_{\text{动}} + F_{\text{密}}$	$F_{\text{工}} = (12400 + 980)/0.9 = 14867$
快退阶段	$F_{\text{快}} = F_{\text{动}} + F_{\text{密}}$	$F_{\text{快}} = 980/0.9 = 1089$

(7) 绘制进给液压缸的负载图和速度图

根据上表数值，绘制出液压缸的负载图和速度图，此图直观性强，便于分析，如图1—2所示。

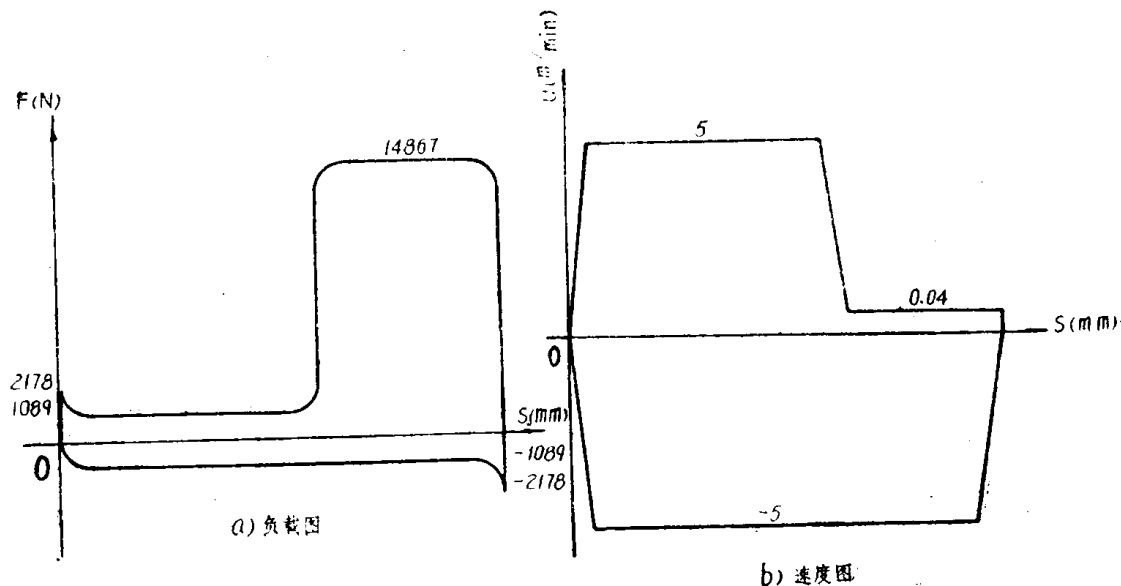


图1—2 液压缸的负载图和速度图

2. 初步确定液压缸参数及绘制工况图

(1) 确定进给液压缸的内径和活塞杆直径

根据 $F_{\text{工}} = 14867\text{N}$ ，选 $p_{\text{工}} = 30 \times 10^5 \text{Pa}$ 液压缸直径 D 为：

$$D = \sqrt{\frac{4 F_{\text{工}}}{\pi p_{\text{工}}}} = \sqrt{\frac{4 \times 14867}{3.14 \times 30 \times 10^5}} = 0.079\text{m} = 7.9\text{cm}$$

按缸径尺寸系列, 取 $D=8\text{cm}$ 。

根据液压缸快进、快退速度相等, 可选择单出杆液压缸差动连接, 活塞杆直径可按下列式计算:

$$d=0.71D=0.71\times 8=5.7\text{cm}$$

按活塞杆尺寸系列, 取 $d=5.5\text{cm}$ 。

根据已取的缸径和活塞杆直径, 计算液压缸实际有效工作面积, 无杆腔面积 A_1 和有杆腔面积 A_2 分别为:

$$A_1=\frac{\pi}{4}D^2=\frac{3.14}{4}\times 8^2=50.24\text{cm}^2$$

$$A_2=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)=\frac{3.14}{4}(8^2-5.5^2)=26.5\text{cm}^2$$

液压缸面积初步确定后, 还需验算液压缸能否获得最小稳定速度, 如果验算后不能获得最小稳定速度时, 还需相应加大液压缸直径, 直至满足稳定速度为止。其验算方法如下:

$$A_{\text{稳}}=\frac{Q_{\text{min}}}{v_{\text{min}}}=\frac{70}{4}=17.5\text{cm}^2$$

式中 $A_{\text{稳}}$ —能保证最小稳定速度的最小有效面积 (cm^2);

Q_{min} —调速阀最小稳定流量, 从手册中查得 $Q=25\text{l/min}$, 流量阀 $Q_{\text{min}}=70\text{cm}^3/\text{min}$;

v_{min} —执行机构最低速度, 取 4cm/min 。

由于液压缸有效面积 $A_1>A_{\text{稳}}$, 所以能满足最小稳定速度的要求。

(2) 确定夹紧缸的内径和活塞杆直径

根据 $F_{\text{夹}}=5000\sim 6000\text{N}$, 选 $p_{\text{夹}}=16\times 10^5\text{pa}$

夹紧缸内径 D 为:

$$D=\sqrt{\frac{4F_{\text{夹}}}{\pi p_{\text{夹}}}}=\sqrt{\frac{4\times 5000}{3.14\times 16\times 10^5}}=0.063\text{m}=6.3\text{cm}$$

取 $D=6.3\text{cm}$, 符合缸径尺寸系列。

根据活塞杆工作中受压, 活塞杆直径适当取大些, 活塞杆直径 d 为:

$$d=0.5D=0.5\times 6.3=3.15\text{cm}$$

按尺寸系列, 取 $d=3.2\text{cm}$

(3) 计算进给液压缸各运动阶段的压力、流量和功率

通过估计, 如果取差动快进时压力损失 $\Delta p=5\times 10^5\text{pa}$, 工进时背压力 $p_{\text{背}}=8\times 10^5\text{Pa}$, 快退时背压力 $p_{\text{背}}=5\times 10^5\text{Pa}$, 则各阶段的压力、流量和功率值如表1-2。

(4) 计算夹紧液压缸的压力和流量

进油腔压力 p_1 为:

$$p_1=\frac{F_{\text{夹}}}{A_1}=\frac{5000\sim 6000}{\frac{3.14}{4}\times 0.063^2}=(16\sim 19.3)\times 10^5\text{pa}$$

表1-2 液压缸的压力、流量和功率计算

工 况	负 载 $F(N)$	回油腔压力 $p_2 \times 10^5 (pa)$	进油腔压力 $p_1 \times 10^5 (pa)$	输入流量 $Q(l/min)$	输入功率 $N(kw)$	计 算 公 式
快进启动	2178	—	9.2	—	—	$p_1 = \frac{F + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2}$
快进加速	1551	$p_2 = p_1 + \Delta p$ ($\Delta p = 5$)	12.1	变化值	变化值	$Q = (A_1 - A_2) v_{快}$
快进恒速	1089	$p_2 = p_1 + \Delta p$ ($\Delta p = 5$)	10.2	11.9	0.2	$N = p_1 Q$
工 进	14867	$p_2 = p_{背} = 8$	33.8	0.2~0.5	0.01~0.03	$p_1 = \frac{F + A_2 p_2}{A_1}$ $Q = A_1 v_{工}$ $N = p_1 Q$
快退启动	2178	—	8.2	—	—	$p_1 = \frac{F + A_1 p_2}{A_2}$
快退加速	1552	$p_2 = p_{背} = 5$	15.3	变化值	变化值	$Q = A_2 v_{快}$
快退恒速	1089	$p_2 = 5$	13.6	13.3	0.3	$N = p_1 Q$

输入流量 Q 为:

$$Q = v_{快} A_1 = \frac{1.6}{1.5} \times 60 \times \frac{3.14}{4} \times 6.3^2 = 1994 \text{ cm}^3/\text{min} \approx 2 \text{ l/min}$$

定位缸的负载小、行程短计算从略。

(5) 绘制进给液压缸工况图

根据进给液压缸各阶段的压力、流量和功率值,用坐标法绘制出“液压缸工况图”,此图可直观看出液压缸各运动阶段主要参数的变化情况,如图1-3所示。

(二) 拟定液压系统原理图

1. 选择液压基本回路

(1) 选择调速回路

根据“工况图”可知,此系统为小功率系统($N < 1.5 \text{ kW}$),设计 requirements 是进给速度

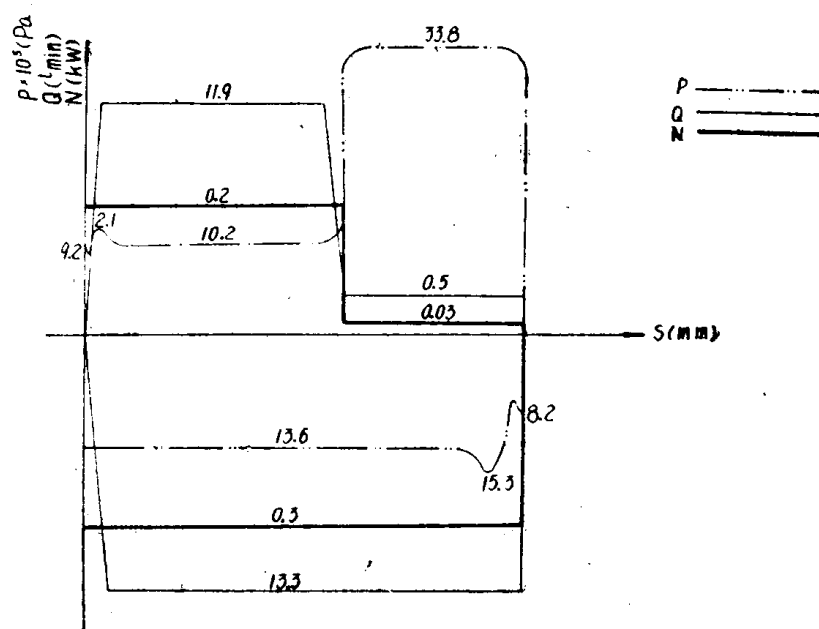


图1-3 进给液压缸工况图

均匀,孔钻透时不前冲,可选:用调速阀的进口节流调速回路,出口加背压,如图1-4a所示。

(2) 选择快速回路

根据设计要求: $v_{快进} = v_{快退}$,并为了达到 $v_{快进} = 5m/min$ 要求,而尽量采用较小规格的液压泵,可选择差动连接快速回路,如图1-4b所示。

(3) 选择速度换接回路

根据设计要求:换接要平稳可靠,可选择行程阀控制的速度换接回路,如图1-4a所示。

(4) 选择换向回路

由“工况图”可知,快速时流量不大,运动部件的重量也较小,在换向方面又没有什么特殊要求,所以可选择电磁换向阀控制的换向回路。为了便于差动连接,选择三位五通的电磁换向阀,如图1-4b所示。

(5) 选择泵源和压力控制回路

由“工况图”可知,快进(退)和工进的流量相差很大,如选择定量单泵供油,工进时会由于能量损失太大而使油液发热,所以应选择双联叶片泵供油。泵的调压回路见图1-4c,在快速运动时,双泵同时向系统供油,当转为工进时,大流量泵通过液控顺序阀卸荷,小流量泵单独向系统供油,小泵的供油压力由溢流阀调节。

为了减少能量损失,也可采用限压式变量泵供油,如图1-4d所示。采用限压式变量泵后,无溢流损失,一般可不装溢流阀,但有时为了保证液压系统的安全,仍可在泵的出口处并联一个溢流阀起安全保护作用,如图1-4d中双点划线所示。

(6) 选择定位、夹紧回路

按先定位后夹紧的要求,可选择用单向顺序阀控制的顺序动作回路。由计算知,夹紧缸的工作压力低于进给缸的工作压力,并由同一液压泵供油,所以在夹紧回路中应设减压阀减压,同时还需满足:夹紧时间可调,在进给油路压力瞬时下降时能保持夹紧力,所以要接入节流阀调速和单向阀保压。换向阀可连接成失电夹紧方式,也可采用带定位的电磁换向阀,以免工作时突然失电而松开。定位夹紧回路实质上是几个回路的组合,如图1-4e所示。

(7) 选择动作转换的控制方式

为了保证工件夹紧后才能进行切削,夹紧与进给的顺序动作应采用压力继电器控制。当工作进给结束转换为快退时,由于加工零件是通孔,位置精度不高,转换控制方式可采用行程开关控制。

2. 液压回路的组合

将已选择的液压回路,组合成符合设计要求的液压系统并画成液压系统原理图。在组合时应全面考虑各执行元件间的先后动作顺序,发讯元件、各回路间如何防止干扰、减少液压冲击以及联锁等安全措施。并在此基础上尽可能减少元件和提高系统效率。

图1-5为组合后的液压系统原理图,在组合时,除了应用回路中原有的元件外,又增加了液控顺序阀5和单向阀4等。其作用简要分析如下:

(1) 快进时,阀2左位工作,由于系统压力低,液控顺序阀5关闭,液压缸有杆腔

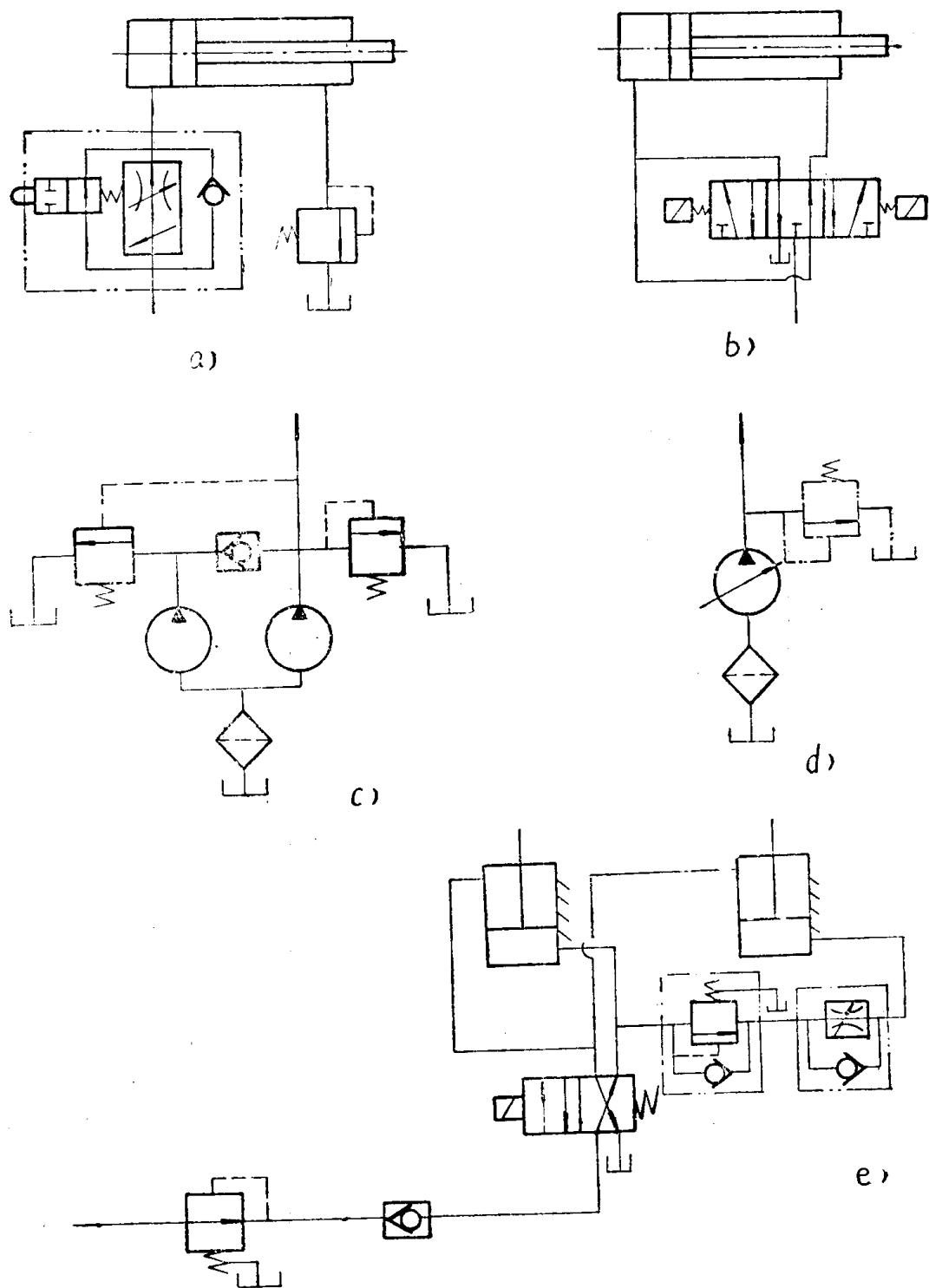


图1-4 液压回路图

的回油只能经换向阀2、单向阀4和泵流量合并经单向行程调速阀3进入无杆腔而实现差动快进。

(2) 工进时，系统压力升高，液控顺序阀被打开，回油腔油液经液控顺序阀5和背压阀6流回油箱。此时，单向阀4关闭，将进、回油路隔开，使液压缸实现工进。

系统组合成后，应合理安排几个测压点，这些测压点通过压力表开关与压力表相接，可分别观察各点的压力。

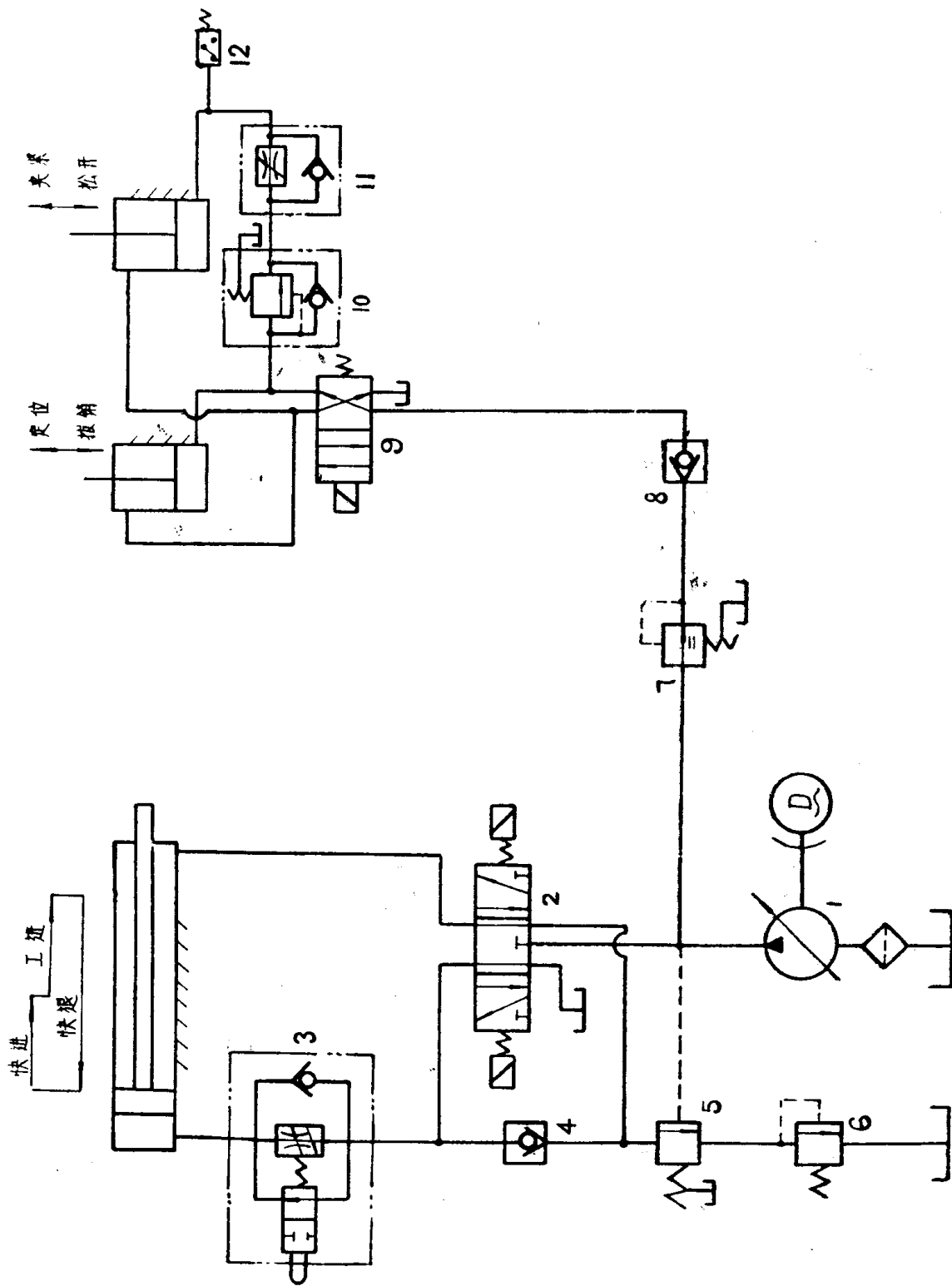


图1—5 液压系统原理图

(三) 液压系统计算与选择液压元件

1. 液压泵的计算与选择

(1) 计算液压泵工作压力

液压泵的工作压力应考虑液压缸最高有效工作压力和系统的压力损失。本系统是调速阀进口节流, 出口加背压的调速方式。这类系统的压力损失, 在估算时可取 $\Sigma \Delta p = (5 \sim 15) \times 10^5 \text{ pa}$, 如取 $\Sigma \Delta p = 10 \times 10^5 \text{ pa}$, 则液压泵工作压力 $p_{\text{泵}}$ 为:

$$p_{\text{泵}} = p_{\text{工}} + \Sigma \Delta p = \frac{F_{\text{工}}}{A_1} + \Sigma \Delta p = \frac{14867}{0.005024} + 10 \times 10^5 = 39.6 \times 10^5 \text{ pa}$$

(2) 计算液压泵流量

液压泵流量应考虑液压缸最大工作流量和回路的泄漏, 常取回路泄漏系数 $K = 1.1 \sim 1.3$ 。如取 $K = 1.1$, 则液压泵工作流量 $Q_{\text{泵}}$ 为:

$$Q_{\text{泵}} = K(\Sigma Q)_{\text{max}} = 1.1 \times 13.3 = 14.6 \text{ l/min}$$

14.6 l/min为限压式变量叶片泵流量调整值。

(3) 选择液压泵规格型号

根据 $p_{\text{泵}}$ 和 $Q_{\text{泵}}$ 值查阅液压泵规格型号表进行选择, 经查阅选定: YBX-16型限压式变量叶片泵。

2. 驱动电机的计算与选择

(1) 计算驱动电机功率

由工况图可知, 液压缸最大输入功率在快退阶段, 可以按此阶段估算电机功率。液压缸工况图中的压力值不包括由泵到液压缸这段管路的压力损失, 在快退时这段管路的压力损失如果取 $\Delta p = 2 \times 10^5 \text{ pa}$, 液压泵总效率取 $\eta_{\text{泵}} = 0.70$, 则电机功率 $N_{\text{电}}$ 为:

$$N_{\text{电}} = \frac{p_{\text{泵}} \cdot Q_{\text{泵}}}{10^3 \cdot \eta_{\text{泵}}} = \frac{(13.6 + 2) \times 10^5 \times \frac{14.6}{60 \times 10^3}}{10^3 \times 0.7} = 0.54 \text{ kW}$$

(2) 选择电机规格型号

选择电机时, 除考虑功率外还要考虑机泵转速的匹配和机泵连接型式等, 决定选用: Y90L-4, 1.5kW, 1400r/min电机, 旧型号为JO₂22~4 (1.5kW, 1410r/min)。

3. 液压元件的选择

根据所拟定的液压系统图, 计算或分析通过各元件的最大流量和最高工作压力, 选择液压元件的规格。选好的元件规格如表1—3。

4. 油管的计算和选择

管内径尺寸一般可参照元件接口尺寸而定, 也可以按管路允许流速进行计算。计算要与结构结合起来考虑。本系统主油路流量如取差动时流量 $Q = 28 \text{ l/min}$, 允许流速按压油管路取 $v = 4 \text{ m/s}$, 则油管内径 d 为:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.00047}{3.14 \times 4}} = 0.012 \text{ m} = 1.2 \text{ cm}$$

表1—3 液压元件明细表

序 号	元 件 名 称	通过流量 [l/min]	选 用 规 格
1	限压式变量叶片泵		YBX-16
2	三位五通电磁阀	28	35E ₁ -25BY
3	单向行程调速阀	28	QCI-25B
4	单 向 阀	16	I-25B
5	液 控 顺 序 阀	<0.5	XY-25B
6	背 压 阀	<0.5	P-B25B
7	减 压 阀	15	J-25B
8	单 向 阀	15	I-25B
9	二位四通电磁阀	15	24E ₁ -25B
10	单 向 顺 序 阀	15	XI-B25B
11	单 向 节 流 阀	15	LI-25B
12	压 力 继 电 器		DP ₁ -63B
13	压 力 表 开 关		K-6B
14	滤 油 器	15	XU-40×100J

可选择内径为 $\phi 12\text{mm}$ 的油管（也符合元件接口尺寸）。

定位夹紧油路的管径，可按元件接口尺寸选取。

吸油管可按上式计算（ $Q=14.6\text{ l/min}$ ， $v=1.5\text{m/s}$ ），选择内径为 $\phi 15\text{mm}$ 的油管。

5. 油箱容量的确定

本系统为中压系统，按经验公式计算，油箱容量 V 为：

$$V = (5 \sim 7) Q_{\text{泵}} = (5 \sim 7) \times 14.6 = 73 \sim 102\text{ l}$$

可选择yx-100型油箱。

（四）液压系统的验算及绘制正式的液压系统图

液压系统验算主要是验算液压缸在各运动阶段中的压力损失。验算后如与原估算值相差较大要进行修改。压力损失算出后，可确定液压泵各运动阶段的输出压力及某些元件的调整压力。

1. 计算液压缸各运动阶段的进、排油量

为了计算压力损失，首先应算出液压缸各运动阶段的进油量和排油量。如不计流量损失，各运动阶段的进、排油量如表1—4。

表1—4 液压缸各运动阶段的进排油数值表

	运动速度(m/min)	进油量(l/min)	排油量(l/min)
快进阶段 (差动)	$v = \frac{Q_{\text{泵}}}{A_1 - A_2}$ $= \frac{0.0146}{0.005024 - 0.00265}$ $= 6.1$	$Q = A_1 v$ $= 0.005024 \times 6.1$ $= 0.030 \text{ m}^3/\text{min}$ $= 30$	$Q = A_2 v$ $= 0.00265 \times 6.1$ $= 0.016 \text{ m}^3/\text{min}$ $= 16$
工进阶段	$v = \frac{Q_{\text{工}}}{A_1}$ $= \frac{0.0002}{0.005024}$ $= 0.04$	$Q = Q_{\text{工}}$ $= 0.2 \sim 0.5$	$Q = A_2 \cdot v$ $= 0.00265 \times 0.04$ $= 0.00011 \text{ m}^3/\text{min}$ $= 0.11$
快退阶段	$v = \frac{Q_{\text{B}}}{A_2}$ $= \frac{0.0146}{0.000265}$ $= 5.5$	$Q = Q_{\text{B}}$ $= 14.6$	$Q = A_1 \cdot v$ $= 0.005024 \times 5.5$ $= 0.028 \text{ m}^3/\text{min}$ $= 28$

2. 验算进给油路在快进、工进和快退时的压力损失

(1) 验算快进时的压力损失

管路长度：进出油管均为 2 m (泵至阀 2 距离很短，可略去不计)

管内径：12 mm (已选)

油液最低粘度： $\nu = 1.5 \text{ cm}^2/\text{s}$ (150 cSt)

① 沿程损失

进油路沿程损失

流量：进油路上有较长一段 (阀 2 → 液压缸) 为 30 l/min，现按此值计算。

流态：可用雷诺数判断

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \times 30 \times 1000}{60 \times 3.14 \times 1.2 \times 1.5} = 354 < 2300$$

流态为层流。

$$\Delta p_{\text{进沿}} = \frac{800 \nu Q l}{d^4} \times 10^5 \text{ pa} = \frac{800 \times 1.5 \times 30 \times 2}{12^4} \times 10^5 = 3.5 \times 10^5 \text{ pa}$$

差动油路沿程损失

流量：液压缸至阀 4 段的流量为 16 l/min，阀 4 至液压缸无杆腔的流量为 30 l/min。

流态：仍为层流

液压缸至阀 4 段的沿程损失

$$\Delta p_{\text{差沿}} = \frac{800 \times 1.5 \times 16 \times 2}{12^4} \times 10^5 = 1.8 \times 10^5 \text{ pa}$$