

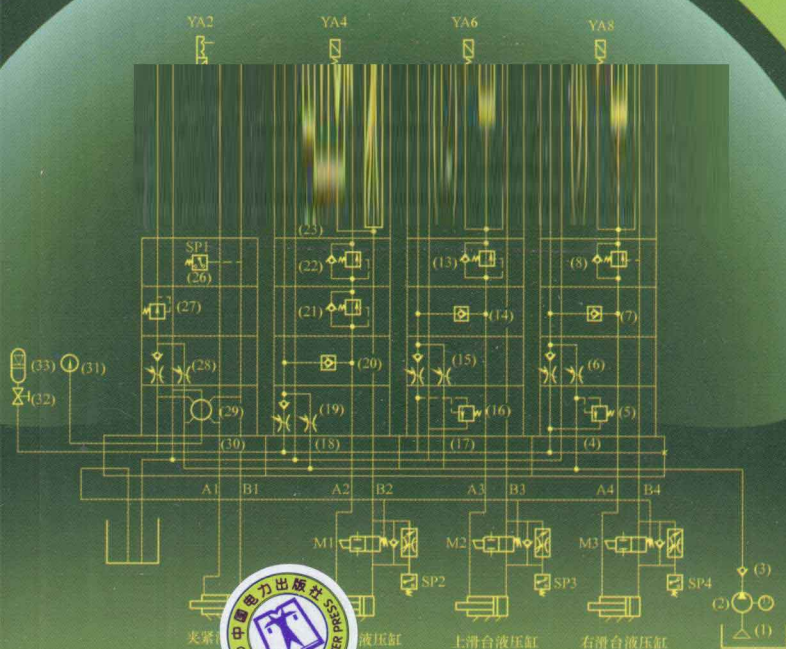
液压系统 PLC控制实例

YEYA XITONG

PLC KONGZHI SHILI JINGJIE

王守城 段俊勇 编著

精解



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

液压系统 PLC控制实例 精解

YEYA XITONG

PLC KONGZHI SHILI JINGJIE

王守城 段俊勇 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书以液压系统应用实例形式编写,旨在突出基本应用,特别注重反映液压系统 PLC 控制分析及设计方法上的具体实施与操作。

本书共分五章,第一章介绍了液压系统设计基础知识,第二~第五章分别以不同行业液压系统中的 PLC 控制系统为例介绍了液压系统的基本功能、设计原理、电气控制原理及系统技术特点。为避免千篇一律,各案例的侧重点不尽相同。

本书可供各行业从事液压控制系统设计、制造和维护的工程技术人员、现场工作人员参阅使用,也可作为高等院校的教学参考书和有关部门的培训教材。

图书在版编目 (CIP) 数据

液压系统 PLC 控制实例精解/王守城,段俊勇编著. —北京:中国电力出版社,2010.11

ISBN 978-7-5123-1117-6

I. ①液… II. ①王…②段… III. ①可编程序控制器-应用-液压系统:自动控制系统 IV. ①TP332.3②TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 226759 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2011 年 7 月第一版 2011 年 7 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 14.125 印张 320 千字 1 插页

印数 0001—3000 册 定价 32.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究

前言

现代机器设备大部分采用自动控制,从而使得液压传动与计算机控制技术成为工业中两个密切相关的重要学科,传统的液压技术也在现代科技领域显示出了新的活力。液压技术是现代机械工程的基本技术构成和现代控制工程的基本技术要素,其应用几乎遍及国民经济的各个领域,液压技术的应用程度已成为衡量一个国家工业化水平的重要标志之一。正确合理地将现代控制技术设计应用到液压设备中,对于提高各类液压机械及装置的工作品质,实现高智能化、信息化以及人机界面的集成控制具有重要的现实意义。因而综合现代液压技术与 PLC、DCS 以及各种智能控制器的特点,并将它们有机结合起来,是现代工业控制领域又一个新的发展趋势,是机械、电子、液压、计算机技术的完美结合。

液压系统的 PLC 控制技术是整个液压技术中的一个重要分支,也是自动控制领域的一个重要组成部分。随着 PLC 控制技术的日趋完善,各种总线技术、数字控制技术,以及强大的网络技术应用都已十分成熟,这为液压系统的研制和使用提供了广阔的空间。电液比例与伺服控制技术是流体传动与控制技术相结合的产物,由于它结合了液压能传递较大功率、刚性大、响应快等优越性与电子控制的灵活性,尤其是近年来电液比例技术的迅猛发展,更使得它们的应用渗透到几乎所有的工业部门和航空、航天、军事领域中。电液比例与伺服控制技术的基础是工程流体力学、自动控制理论、电力电子技术和液压传动与控制技术,它们虽然各有特点,应用场合也不同,但从组件的结构、性能及分析问题的方法上有很多相通和相似的地方,它们互相渗透、互相影响。现代的电液比例控制与电液伺服控制技术更是将液压系统与控制技术紧密地结合在一起,相得益彰,这也是交叉学科发展的必然趋势。

然而,由于液压与自动控制结合的系统是一个系统工程,它涉及的面相当广泛,所以当前介绍液压与控制相结合的书籍较少,而且太过于理论化。究其原因主要有以下三个方面:

- (1) 液压控制系统的分析、设计、调整和维护对力学、机械学、电子学、自动控制理论、计算机控制等学科知识及工程实践经验要求较高;
- (2) 液压与自动控制系统的投资费用和运行成本较高;
- (3) 液压系统 PLC 控制易因工作介质污染引起故障,而且故障难以诊断和排除。

为了适应现代化经济发展及工程设计的需要,提高液压系统 PLC 控制的设计与使用水平,作者编写了本书。

本书立足于工程设计及应用实际进行编写,以实际工程案例为主,并从国内外相关专著、手册、教材、专业期刊、产品样本、技术标准及 Internet (互联网) 等搜集了大量实用素材,以案例的形式进行表述。从功能需求、液压系统设计、电气控制、PLC 控制、计算机控制等方面详细介绍了液压系统的控制结构和原理,希望能对工程技术人员起到借鉴

和指导作用。

使用本书的读者，应对液压泵、液压执行器、普通液压控制阀及液压辅助装置等各种液压元件的功能、原理有所了解或较为熟悉；对基本电气控制元件、继电器接触器电路设计具有一定的水平，对 PLC 控制技术较为熟练。

本书由青岛科技大学王守城、段俊勇编著。青岛职业技术学院任海霞参与了部分章节的编写，青岛科技大学罗力维、王雪、郑博等参与了文献资料的搜集、部分程序的编程计算、文稿录入整理和部分插图的绘制等工作。

感谢在本书编写过程中给予大力支持的单位及参考文献的各位作者。由于作者水平所限，书中难免存在不妥之处，恳请同行专家及广大读者给予批评指正。

作 者

目 录

前言

第一章 液压系统设计基础知识	1
第一节 明确设计要求进行工况分析	1
第二节 确定液压系统主要参数	4
第三节 液压元件的选择	6
第四节 液压系统性能的验算	9
第五节 绘制正式工作图和编写技术文件	12
第六节 组合机床液压系统设计实例	12
第二章 PLC 液压控制系统在机床中的应用	18
第一节 双面铣床液压控制系统	18
第二节 两工位镗孔机床的 PLC 控制	23
第三节 金刚镗床的液压控制系统	25
第四节 缸体珩磨机床的液压控制系统	30
第五节 普通深孔钻的液压控制系统	35
第六节 钻孔组合机床液压传动控制系统	38
第七节 机体三面钻床的 PLC 液压控制系统	42
第三章 PLC 液压控制系统在专用液压机械中的应用	50
第一节 PLC 控制的液压剪板机系统设计	50
第二节 PLC 控制的水下液压钻孔器系统设计	54
第三节 棒料全自动下料机液压控制系统	57
第四节 金属薄板冲压机的 PLC 液压控制系统设计	61
第五节 液压送料机控制系统的设计	68
第六节 专用液压机的液压控制系统	77
第四章 橡胶行业中的 PLC 液压控制系统	84
第一节 悬挂式胶片冷却机中的液压控制系统	84
第二节 轮胎耐久试验机的 PLC 液压控制系统	113
第五章 在其他机械中的应用	182
第一节 垃圾压块机的液压控制系统	182
第二节 全自动液压废纸打包机控制系统的设计	189
第三节 液压元件性能测试试验台	194
参考文献	218



第一章

液压系统设计基础知识

液压系统设计的步骤大致如下：

- (1) 明确设计要求，进行工况分析。
- (2) 初定液压系统的主要参数。
- (3) 拟订液压系统原理图。
- (4) 计算和选择液压元件。
- (5) 估算液压系统性能参数。
- (6) 绘制正式工作图和编写技术文件。

根据液压系统的具体内容，上述设计步骤可能会有所不同，下面对各步骤的具体内容进行介绍。

第一节 明确设计要求进行工况分析

在设计液压系统时，首先应明确以下问题，并将其作为设计依据。

- (1) 主机的用途、工艺过程、总体布局以及对液压传动装置的位置和空间尺寸的要求。
- (2) 主机对液压系统的性能要求，如自动化程度、调速范围、运动平稳性、换向定位精度以及对系统的效率、温升等的要求。
- (3) 液压系统的工作环境，如温度、湿度、振动冲击以及是否有腐蚀性和易燃物质存在等情况。

在上述工作的基础上，应对主机进行工况分析，工况分析包括运动分析和动力分析，对复杂的系统还需编制负载和动作循环图，由此了解液压缸或液压马达的负载和速度随时间变化的规律，以下对工况分析的内容作具体介绍。

一、运动分析

主机的执行元件按工艺要求的运动情况，可以用位移循环图 ($L-t$)、速度循环图 ($v-t$) 或速度与位移循环图表示，由此对运动规律进行分析。

1. 位移循环图 $L-t$

图 1-1 所示为液压系统液压缸的位移循环图，纵坐标 L 表示活塞位移，横坐标 t 表示从活塞启动到返回原位的时间，曲线斜率表示活塞移动速度。该图清楚地表明液压缸的工作循环分别由快速下行、减速下行、压制、保压、泄压慢回和快速回程 6 个阶段组成。

2. 速度循环图 $v-t$ (或 $v-L$)

工程中液压缸的运动特点可归纳为三种类型，其 $v-t$ 图如图 1-2 所示。在图 1-2



中，第一种类型如实线所示，液压缸开始作匀加速运动，然后匀速运动，最后匀减速运动到终点；第二种类型如虚线所示，液压缸在总行程的前一半作匀加速运动，在后一半作匀减速运动，且加速度的数值相等；第三种类型如双点画线所示，液压缸在总行程的一大半以上以较小的加速度作匀加速运动，然后匀减速至行程终点。三条速度曲线，不仅清楚地表明了三种类型液压缸的运动规律，也间接地表明了三种工况的动力特性。

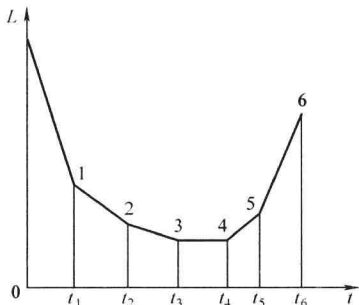


图 1-1 液压系统液压缸的位移循环图

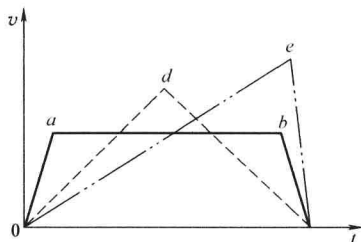


图 1-2 三种类型液压缸的速度循环图

二、动力分析

动力分析，就是研究机器在工作过程中，其执行机构的受力情况。对液压系统而言，就是研究液压缸或液压马达的负载情况。

1. 液压缸的负载及负载循环图

(1) 液压缸的负载力计算。工作机构作直线往复运动时，液压缸必须克服的负载由 6 部分组成，即

$$F = F_c + F_f + F_i + F_G + F_m + F_b \quad (1-1)$$

式中： F_c 为切削阻力； F_f 为摩擦阻力； F_i 为惯性阻力； F_G 为重力； F_m 为密封阻力； F_b 为排油阻力。

1) 切削阻力 F_c 。 F_c 为液压缸运动方向的工作阻力，对于机床来说就是沿工作部件运动方向的切削力，此作用力的方向如果与执行元件运动方向相反为正值，两者同向为负值。该作用力可能是恒定的，也可能是变化的，其值要根据具体情况计算或由实验测定。

2) 摩擦阻力 F_f 。 F_f 为液压缸带动的运动部件所受的摩擦阻力，它与导轨的形状、放置情况和运动状态有关，其计算方法可查有关的设计手册。图 1-3 为最常见的两种导轨形式，其摩擦阻力的值如下：

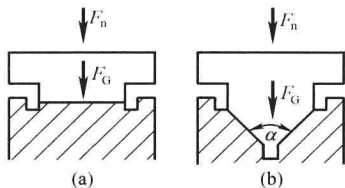


图 1-3 导轨形式

(a) 平导轨；(b) V 形导轨

$$\text{平导轨} \quad F_f = f \sum F_n \quad (1-2)$$

$$\text{V 形导轨} \quad F_f = f \sum F_n / [\sin(\alpha/2)] \quad (1-3)$$

式中： f 为摩擦因数，参阅表 1-1 选取； $\sum F_n$ 为作用在导轨上总的正压力或沿 V 形导轨横截面中心线方向的总作



用力； α 为 V 形角，一般为 90° 。

表 1-1

摩擦因数 f

导轨类型	导轨材料	运动状态	摩擦因数 f
滑动导轨	铸铁对铸铁	启动时	0.15~0.20
		低速 ($v < 0.16\text{m/s}$)	0.1~0.12
		高速 ($v > 0.16\text{m/s}$)	0.05~0.08
滚动导轨	铸铁对滚柱 (珠)		0.005~0.02
	淬火钢导轨对滚柱 (珠)		0.003~0.006
静压导轨	铸铁		0.005

3) 惯性阻力 F_i 。 F_i 为运动部件在启动和制动过程中的惯性力，可按式 (1-4) 计算

$$F_i = ma = \frac{G}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{N}) \quad (1-4)$$

式中： m 为运动部件的质量，kg； a 为运动部件的加速度， m/s^2 ； G 为运动部件的重量，N； g 为重力加速度， $g = 9.81\text{m/s}^2$ ； Δv 为速度变化值， m/s ； Δt 为启动或制动时间，s，一般机床 $\Delta t = 0.1 \sim 0.5\text{s}$ ，运动部件重量大的取大值。

4) 重力 F_G 。指垂直放置和倾斜放置的移动部件，其本身的重量也成为一种负载，当上移时，负载为正值，下移时为负值。

5) 密封阻力 F_m 。 F_m 是指装有密封装置的零件在相对移动时的摩擦力，其值与密封装置的类型、液压缸的制造质量和液压油的工作压力有关。在初算时，可按液压缸的机械效率 ($\eta_m = 0.9$) 考虑；验算时，按密封装置摩擦力的计算公式计算。

6) 排油阻力 F_b 。 F_b 为液压缸回油路上的阻力，该值与调速方案、系统所要求的稳定性、执行元件等因素有关，在系统方案未确定时无法计算，可放在液压缸的设计计算中考虑。

(2) 液压缸运动循环各阶段的总负载力。液压缸运动循环各阶段的总负载力计算，一般包括启动加速、快进、工进、快退、减速制动等几个阶段，每个阶段的总负载力是有区别的。

1) 启动加速阶段。这时液压缸或活塞处于由静止到启动并加速到一定速度，其总负载力包括导轨的摩擦阻力、密封装置的摩擦阻力（按液压缸的机械效率 $\eta_m = 0.9$ 计算）、重力和惯性阻力等项，即

$$F = F_f + F_i \pm F_G + F_m + F_b \quad (1-5)$$

2) 快进阶段
$$F = F_f \pm F_G + F_m + F_b \quad (1-6)$$

3) 工进阶段
$$F = F_f + F_c \pm F_G + F_m + F_b \quad (1-7)$$

4) 减速阶段
$$F = F_f \pm F_G - F_i + F_m + F_b \quad (1-8)$$

对于简单的液压系统，上述计算过程可简化。例如采用单定量泵供油，只需计算工进阶段的总负载力，若简单液压系统采用限压式变量泵或双联泵供油，则只需计算快速阶段和工进阶段的总负载力。

(3) 液压缸的负载循环图。对较为复杂的液压系统, 为了更清楚地了解该系统内各液压缸 (或液压马达) 的速度和负载的变化规律, 应根据各阶段的总负载力和它所经历的工作时间 t 或位移 L 按相同的坐标绘制液压缸的负载时间 ($F-t$) 或负载位移 ($F-L$) 图, 然后将各液压缸在同一时间 t (或位移) 的负载力叠加。

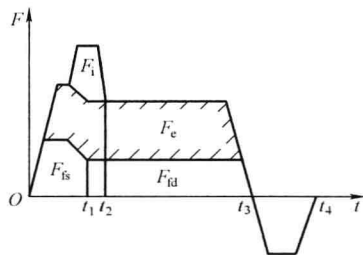


图 1-4 负载循环图

图 1-4 所示为一部机器的负载循环图, 其中: $0 \sim t_1$ 为启动过程; $t_1 \sim t_2$ 为加速过程; $t_2 \sim t_3$ 为恒速过程; $t_3 \sim t_4$ 为制动过程。它清楚地表明了液压缸在动作循环内负载的规律。图中最大负载是初选液压缸工作压力和确定液压缸结构尺寸的依据。

2. 液压马达的负载

工作机构作旋转运动时, 液压马达必须克服的外负载为

$$M = M_e + M_f + M_i \quad (1-9)$$

式中: M_e 为工作负载力矩, $N \cdot m$; M_f 为摩擦力矩, $N \cdot m$; M_i 为惯性力矩, $N \cdot m$ 。

(1) 工作负载力矩 M_e 。工作负载力矩 M_e 可能是定值, 也可能随时间变化, 应根据机器的工作条件进行具体分析。

(2) 摩擦力矩 M_f 。摩擦力矩 M_f 为旋转部件轴颈处的摩擦力矩, 其计算公式为

$$M_f = GfR \quad (1-10)$$

式中: G 为旋转部件的重量, N ; f 为摩擦因数, 启动时为静摩擦因数, 启动后为动摩擦因数; R 为轴颈半径, m 。

(3) 惯性力矩 M_i 。惯性力矩 M_i 为旋转部件加速或减速时产生的惯性力矩, 其计算公式为

$$M_i = J\epsilon = J \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (1-11)$$

$$J = 1GD^2/4g$$

式中: J 为旋转部件的转动惯量, $kg \cdot m^2$; ϵ 为角加速度, r/s^2 ; $\Delta\omega$ 为角速度的变化, r/s ; Δt 为加速或减速时间, s ; GD^2 为回转部件的飞轮效应, $N \cdot m^2$, 各种回转体的 GD^2 可查《机械设计手册》。

根据式 (1-9), 分别算出液压马达在一个工作循环内各阶段的负载大小, 然后可绘制液压马达的负载循环图。

第二节 确定液压系统主要参数

一、液压缸的设计计算

1. 初定液压缸工作压力

液压缸工作压力主要根据运动循环各阶段中的最大总负载力来确定, 此外, 还需要考



虑以下因素：

- (1) 各类设备的不同特点和使用场合。
 - (2) 考虑经济和重量的因素，压力选得低，则元件尺寸大，重量重；压力选得高，则元件尺寸小，重量轻，但对元件的制造精度和密封性能要求高。
- 因此，液压缸工作压力的选择有两种方式：①根据机械类型选，见表 1-2；②根据切削负载选，见表 1-3。

表 1-2 按机械类型选执行元件的工作压力						
机械类型	机床				农业机械	工程机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力 (MPa)	≤2	3~5	≤8	8~10	10~16	20~32

表 1-3 按切削负载选执行元件的工作压力						
切削负载 (N)	<5000	5000~10 000	10 000~20 000	20 000~30 000	30 000~50 000	>50 000
工作压力 (MPa)	≤0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	>5

2. 液压缸主要尺寸计算

液压缸的有效面积和活塞杆直径，可根据缸受力的平衡关系计算，具体计算公式见第六节相关内容。

3. 液压缸的流量计算

液压缸的最大流量

$$q_{\max} = Av_{\max} \tag{1-12}$$

式中：A 为液压缸的有效面积 A_1 或 A_2 ， m^2 ； $v_{\max}$ 为液压缸的最大速度， m/s 。

液压缸的最小流量

$$q_{\min} = Av_{\min} \tag{1-13}$$

式中： $v_{\min}$ 为液压缸的最小速度， m/s 。

液压缸的最小流量 $q_{\min}$ 应等于或大于流量阀或变量泵的最小稳定流量。若不满足此要求时，则需重新选定液压缸的工作压力，使工作压力低一些，液压缸的有效工作面积大一些，则所需最小流量 $q_{\min}$ 就会大一些，以满足泵的最小稳定流量。

流量阀和变量泵的最小稳定流量，可从相关产品样本中查到。

二、液压马达的设计计算

1. 计算液压马达的排量

液压马达的排量根据式 (1-14) 确定，即

$$V_m = 6.28T/\Delta p_m \eta_{\min} \quad (\text{m}^3/\text{r}) \tag{1-14}$$

式中： T 为液压马达的负载力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； Δp_m 为液压马达进出口压力差， Pa ； $\eta_{\min}$ 为液压马达的机械效率，一般齿轮和柱塞马达取 0.9~0.95，叶片马达取 0.8~0.9。

2. 计算液压马达所需流量

液压马达的最大流量为

$$q_{\max} = V_m n_{\max}$$

式中: V_m 为液压马达的排量, m^3/r ; $n_{\max}$ 为液压马达的最高转速, r/s 。

第三节 液压元件的选择

一、液压泵的确定与所需功率的计算

1. 确定液压泵的最大工作压力 p_B

液压泵所需最大工作压力的确定, 主要根据液压缸在工作循环各阶段所需最大压力 p_1 , 再加上液压泵的出油口到液压缸进油口处总的压力损失 $\Sigma\Delta p$, 即

$$p_B = p_1 + \Sigma\Delta p \quad (1-15)$$

式中: $\Sigma\Delta p$ 包括油液流经流量阀和其他元件的局部压力损失、管路沿程损失等, 在系统管路未设计之前, 可根据同类系统经验估计, 一般管路简单的节流阀调速系统的 $\Sigma\Delta p$ 为 $(2\sim5)\times 10^5 \text{ Pa}$, 用调速阀及管路复杂系统的 $\Sigma\Delta p$ 为 $(5\sim15)\times 10^5 \text{ Pa}$, $\Sigma\Delta p$ 也可只考虑流经各控制阀的压力损失, 而将管路系统的沿程损失忽略不计, 各阀的额定压力损失可从液压元件手册或相关产品样本中查找, 也可参照表 1-4 选取。

表 1-4 常用中、低压各类阀的压力损失 (Δp_n)

阀名	$\Delta p_n (\times 10^5 \text{ Pa})$	阀名	$\Delta p_n (\times 10^5 \text{ Pa})$	阀名	$\Delta p_n (\times 10^5 \text{ Pa})$	阀名	$\Delta p_n (\times 10^5 \text{ Pa})$
单向阀	0.3~0.5	背压阀	3~8	行程阀	1.5~2	转阀	1.5~2
换向阀	1.5~3	节流阀	2~3	顺序阀	1.5~3	调速阀	3~5

2. 确定液压泵的流量 q_B

液压泵的流量 q_B 根据执行元件动作循环所需最大流量 $q_{\max}$ 和系统的泄漏量确定。

(1) 多液压缸同时动作时, 液压泵的流量要大于同时动作的几个液压缸 (或马达) 所需的最大流量, 并应考虑系统的泄漏和液压泵磨损后容积效率的下降, 即

$$q_B \geq K(\Sigma q)_{\max} \quad (1-16)$$

式中: K 为系统泄漏系数, 一般取 1.1~1.3, 大流量取小值, 小流量取大值; $(\Sigma q)_{\max}$ 为同时动作的液压缸 (或马达) 的最大总流量, m^3/s 。

(2) 采用差动液压缸回路时, 液压泵所需流量为

$$q_B \geq K(A_1 - A_2)v_{\max} \quad (1-17)$$

式中: A_1 , A_2 分别为液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积, m^2 ; $v_{\max}$ 为活塞的最大移动速度, m/s 。

(3) 当系统使用蓄能器时, 液压泵流量按系统在一个循环周期中的平均流量选取, 即

$$q_B = \sum_{i=1}^z V_i K / T_i \quad (1-18)$$

式中: V_i 为液压缸在工作周期中的总耗油量, m^3 ; T_i 为机器的工作周期, s ; z 为液压缸的个数。



3. 选择液压泵的规格

根据上面所计算的 p_B 和 q_B , 查液压元件产品样本, 选择与 p_B 和 q_B 相当的液压泵的规格型号。

上面所计算的 p_B 是系统静态压力, 系统工作过程中存在着过渡过程的动态压力, 而动态压力往往比静态压力高得多, 所以泵的额定压力 p_N 应比系统最高工作压力大 25%~60%, 使液压泵有一定的压力储备。若系统属于高压范围, 压力储备取小值; 若系统属于中低压范围, 压力储备取大值。

4. 确定驱动液压泵的功率

(1) 当液压泵的压力和流量比较衡定时, 所需功率为

$$P = p_B q_B / 10^3 \eta_B \quad (1-19)$$

式中: p_B 为液压泵的最大工作压力, Pa; q_B 为液压泵的流量, m^3/s ; η_B 为液压泵的总效率。

各种形式液压泵的总效率可参考表 1-5 估取, 液压泵规格大, 取大值, 反之取小值; 定量泵取大值, 变量泵取小值。

表 1-5 液 压 泵 的 总 效 率

液压泵类型	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.6~0.7	0.65~0.80	0.60~0.75	0.80~0.85

(2) 在工作循环中, 泵的压力和流量有显著变化时, 可分别计算出工作循环中各个阶段所需的驱动功率, 然后求其平均值, 驱动液压泵的功率计算公式为

$$P = \sqrt{(t_1 P_1^2 + t_2 P_2^2 + \cdots + t_n P_n^2) / (t_1 + t_2 + \cdots + t_n)} \quad (1-20)$$

式中: $t_1, t_2, \cdots, t_n$ 为一个工作循环中各阶段所需的时间, s; $P_1, P_2, \cdots, P_n$ 为一个工作循环中各阶段所需的功率, kW。

按上述功率和泵的转速数值, 可以从产品样本中选取标准电动机, 再进行验算, 使电动机发出最大功率时, 其超载量在允许范围内。

二、阀类元件的选择

1. 选择依据

阀类元件的选择依据为额定压力、最大流量、动作方式、安装固定方式、压力损失数值、工作性能参数和工作寿命等。

2. 选择阀类元件应注意的问题

(1) 应尽量选用标准定型产品, 除非不得已时才自行设计专用件。

(2) 阀类元件的规格主要根据流经该阀油液的最大压力和最大流量来选取。选择溢流阀时, 应按液压泵的最大流量选取; 选择节流阀和调速阀时, 应考虑其最小稳定流量满足机器低速性能的要求。

(3) 一般选择控制阀的额定流量应比系统管路实际通过的流量大一些, 必要时, 允许通过阀的最大流量超过其额定流量的 20%。



三、蓄能器的选择

蓄能器按照不同功用，其有效容积选择如下。

(1) 蓄能器用于补充液压泵供油不足时，其有效容积为

$$V = \sum A_i L_i K - q_B t \quad (1-21)$$

式中： A_i 为液压缸有效面积， m^2 ； L_i 为液压缸行程， m ； K 为液压缸损失系数，估算时可取 $K=1.2$ ； q_B 为液压泵供油流量， m^3/s ； t 为动作时间， s 。

(2) 蓄能器做应急能源时，其有效容积为

$$V = \sum A_i L_i K \quad (1-22)$$

(3) 当蓄能器用于吸收脉动、缓和液压冲击时，应将其作为系统中的一个环节与其关联部分一起综合考虑其有效容积。

根据求出的有效容积并考虑其他要求，即可选择蓄能器的形式。

四、管道的选择

1. 油管类型的选择

液压系统中使用的油管分硬管和软管，选择的油管应有足够的通流截面和承压能力，同时，应尽量缩短管路，避免急转弯和截面突变。

(1) 钢管。中高压系统选用无缝钢管，低压系统选用焊接钢管，钢管价格低，性能好，使用广泛。

(2) 铜管。紫铜管工作压力在 $6.5 \sim 10 \text{MPa}$ ，易弯曲，便于装配；黄铜管承受压力较高，达 25MPa ，但不如紫铜管易弯曲。铜管价格高，抗振能力弱，易使油液氧化，应尽量减少用，只用于液压装置配接不方便的部位。

(3) 软管。软管用于两个相对运动件之间的连接。高压橡胶软管中夹有钢丝编织物；低压橡胶软管中夹有棉线或麻线编织物；尼龙管是乳白色半透明管，承压能力为 $2.5 \sim 8 \text{MPa}$ ，多用于低压管道。因软管弹性变形大，容易引起运动部件爬行，所以软管不宜装在液压缸和调速阀之间。

2. 油管尺寸的确定

(1) 油管内径 d 按式 (1-23) 计算，即

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v}} \approx 1.13 \times 10^3 \sqrt{\frac{q}{v}} \quad (1-23)$$

式中： q 为通过油管的最大流量， m^3/s ； v 为管道内允许的流速， m/s ，一般吸油管取 $0.5 \sim 5 \text{m/s}$ ，压力油管取 $2.5 \sim 5 \text{m/s}$ ，回油管取 $1.5 \sim 2 \text{m/s}$ 。

(2) 油管壁厚 δ 按式 (1-24) 计算，即

$$\delta \geq pd/2[\sigma] \quad (1-24)$$

$$[\sigma] = \sigma_b/n$$

式中： p 为管内最大工作压力， MPa ； $[\sigma]$ 为油管材料的许用压力， MPa ； σ_b 为材料的抗拉强度， MPa ； n 为安全系数。

钢管 $p < 7 \text{MPa}$ 时，取 $n=8$ ； $p < 17.5 \text{MPa}$ 时，取 $n=6$ ； $p > 17.5 \text{MPa}$ 时，取 $n=4$ 。

根据计算出的油管内径和壁厚，查《机械设计手册》选取标准规格油管。



五、油箱的设计

油箱的作用是储油、散发油的热量、沉淀油中杂质、逸出油中的气体。其形式有开式和闭式两种：开式油箱油液液面与大气相通；闭式油箱油液液面与大气隔绝。开式油箱应用较多。

1. 油箱设计要点

- (1) 油箱应有足够的容积以便散热，同时其容积应保证系统中油液全部流回油箱时不渗出，油液液面不应超过油箱高度的 80%。
- (2) 吸油管 and 回油管的间距应尽量大。
- (3) 油箱底部应有适当斜度，泄油口置于最低处，以便排油。
- (4) 注油器上应装滤网。
- (5) 油箱的箱壁应涂耐油防锈涂料。

2. 油箱容量计算

油箱的有效容量 V 可近似用液压泵单位时间内排出油液的体积确定，按式 (1-25) 计算，即

$$V = K \sum q \tag{1-25}$$

式中： K 为系数，低压系统取 2~4，中、高压系统取 5~7； $\sum q$ 为同一油箱供油的各液压泵流量的总和。

六、滤油器的选择

选择滤油器的依据有以下几点。

- (1) 承载能力。按系统管路工作压力确定。
- (2) 过滤精度。按被保护元件的精度要求确定，选择时可参阅表 1-6。
- (3) 通流能力。按通过最大流量确定。
- (4) 阻力压降。应满足过滤材料强度与系数要求。

表 1-6 滤油器过滤精度的选择

系统	过滤精度 (μm)	元件	过滤精度 (μm)
低压系统	100~150	滑阀	1/3 最小间隙
$70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 系统	50	节流孔	1/7 孔径 (孔径小于 1.8mm)
$100 \times 10^5 \text{ Pa}$ 系统	25	流量控制阀	2.5~30
$140 \times 10^5 \text{ Pa}$ 系统	10~15	安全阀溢流阀	15~25
电液伺服系统	5		
高精度伺服系统	2.5		

第四节 液压系统性能的验算

为了判断液压系统的设计质量，需要对系统的压力损失、发热温升、效率和系统的动



态特性等进行验算。由于液压系统的验算较复杂,只能采用一些简化公式近似地验算某些性能指标,如果设计中有经过生产实践检验的同类型系统供参考或有较可靠的实验结果可以采用时,可以不进行验算。

一、管路系统压力损失的验算

当液压元件规格型号和管道尺寸确定之后,就可以较准确地计算系统的压力损失,压力损失包括油液流经管道的沿程压力损失 Δp_L 、局部压力损失 Δp_e 和流经阀类元件的压力损失 Δp_v ,即

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_e + \Delta p_v \quad (1-26)$$

计算沿程压力损失时,如果管中为层流流动,可按式(1-27)计算,即

$$\Delta p_L = 4.3\nu qL \times 10^6 / d^4 \quad (1-27)$$

式中: q 为通过管道的流量, m^3/s ; L 为管道长度, m ; d 为管道内径, mm ; ν 为油液的运动黏度, m^2 。

局部压力损失可按式(1-28)估算,即

$$\Delta p_e = (0.05 \sim 0.15) \Delta p_L \quad (1-28)$$

阀类元件的 Δp_v 值可按式(1-29)近似计算,即

$$\Delta p_v = \Delta p_n (q_v / q_{v_n})^2 \quad (1-29)$$

式中: q_{v_n} 为阀的额定流量, m^3/s ; q_v 为通过阀的实际流量, m^3/s ; Δp_n 为阀的额定压力损失, Pa 。

计算系统压力损失的目的是,为了正确确定系统的调整压力和分析系统设计的好坏。系统的调整压力为

$$p_0 \geq p_1 + \Delta p \quad (1-30)$$

式中: p_0 为液压泵的工作压力或支路的调整压力; p_1 为执行件的工作压力。

如果计算出来的 Δp 比在初选系统工作压力时粗略选定的压力损失大得多,应该重新调整有关元件、辅件的规格,重新确定管道尺寸。

二、系统发热温升的验算

系统发热来源于系统内部的能量损失,如液压泵和执行元件的功率损失、溢流阀的溢流损失、液压阀及管道的压力损失等。这些能量损失转换为热能,使油液温度升高。油液的温升使黏度下降,泄漏增加,同时,会使油分子裂化或聚合,产生树脂状物质,堵塞液压元件小孔,影响系统正常工作,因此必须使系统中油温保持在允许范围内。一般机床液压系统正常工作油温为 $30 \sim 50^\circ\text{C}$; 矿山机械正常工作油温 $50 \sim 70^\circ\text{C}$; 最高允许油温为 $70 \sim 90^\circ\text{C}$ 。

(1) 系统发热功率 P 的计算,即

$$P = P_B (1 - \eta) \quad (1-31)$$

式中: P_B 为液压泵的输入功率, W ; η 为液压泵的总效率。

若一个工作循环中有几个工序,则可根据各个工序的发热量,求出系统单位时间的平

均发热功率，即

$$P_{av} = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n P_i (1 - \eta) t_i \quad (1-32)$$

式中：\$T\$ 为工作循环周期，s；\$t_i\$ 为第 \$i\$ 个工序的工作时间，s；\$P_i\$ 为循环中第 \$i\$ 个工序的输入功率，W。

(2) 系统的散热功率和温升系统的散热功率可按式 (1-33) 计算，即

$$P' = \sum_{j=1}^m K_j A_j \Delta t_s \quad (1-33)$$

式中：\$K_j\$ 为散热系数，W/(m² · °C)；\$A_j\$ 为散热面积，m²；\$\Delta t_s\$ 为液压系统的温升，°C，即液压系统比周围环境温度的升高值；\$j\$ 为散热面积的次序号。

散热系数 \$K_j\$ 的选择：当周围通风很差时，\$K_j \approx 8 \sim 9\$；周围通风良好时，\$K_j \approx 15\$；用风扇冷却时，\$K_j \approx 23\$；用循环水强制冷却时的冷却器表面 \$K_j \approx 100 \sim 175\$。

当油箱长、宽、高比例为 1 : 1 : 1 或 1 : 2 : 3，油面高度为油箱高度的 80% 时，油箱散热面积近似按式 (1-35) 计算，即

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} \quad (1-34)$$

式中：\$V\$ 为油箱体积，L。

当液压系统工作一段时间后，达到热平衡状态，则

$$P = P'$$

所以液压系统的温升为

$$\Delta t = \frac{P}{\sum_{j=1}^m K_j A_j} \quad (^\circ\text{C}) \quad (1-35)$$

计算出温升 \$\Delta t\$，再加上环境温度，不应超过油液的最高允许温度。

当系统允许的温升确定后，也能利用上述公式来计算油箱的容量。

三、系统效率验算

液压系统的效率是由液压泵、执行元件和液压回路效率来确定的。

液压回路效率 \$\eta_c\$ 一般可用式 (1-36) 计算，即

$$\eta_c = \frac{p_1 q_1 + p_2 q_2 + \cdots}{p_{b1} q_{b1} + p_{b2} q_{b2} + \cdots} \quad (1-36)$$

式中：\$p_1, q_1, p_2, q_2, \cdots\$ 为每个执行元件的工作压力和流量；\$p_{b1}, q_{b1}, p_{b2}, q_{b2}, \cdots\$ 为每个液压泵的供油压力和流量。

液压系统总效率为

$$\eta = \eta_b \eta_c \eta_m \quad (1-37)$$

式中：\$\eta_b\$ 为液压泵总效率；\$\eta_m\$ 为执行元件总效率；\$\eta_c\$ 为回路效率。