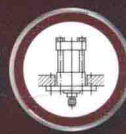
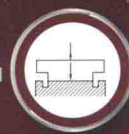
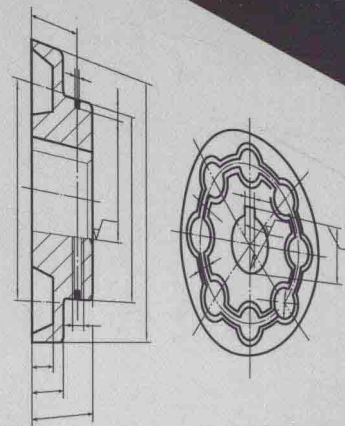
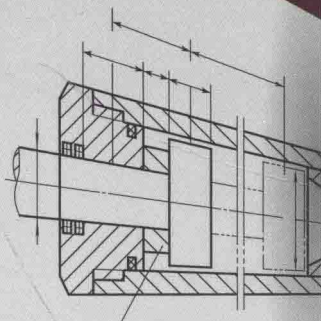
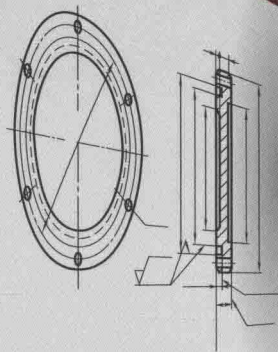


郭洪鑫 韩桂华 李永海 编著



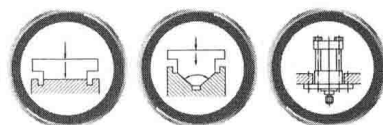
液压传动系统设计 实用教程

YEYA CHUANDONG XITONG SHEJI
SHIYONG JIAOCHENG



化学工业出版社

郭洪鑫 韩桂华 李永海 编著



液压传动系统设计 实用教程

YEDIA CHUANDONG XITONG SHEJI
SHIYONG JIAOCHENG



化学工业出版社

·北京·

图书在版编目 (CIP) 数据

液压传动系统设计实用教程/郭洪鑫, 韩桂华, 李永海编著. —北京: 化学工业出版社, 2016. 6
ISBN 978-7-122-26736-8

I. ①液… II. ①郭… ②韩… ③李… III. ①液压
传动系统-系统设计-教材 IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2016) 第 070906 号

责任编辑: 贾 娜
责任校对: 王素芹

文字编辑: 陈 喆
装帧设计: 刘丽华

出版发行: 化学工业出版社 (北京市东城区青年湖南街 13 号 邮政编码 100011)
印 装: 大厂聚鑫印刷有限公司
787mm×1092mm 1/16 印张 12 字数 293 千字 2016 年 7 月北京第 1 版第 1 次印刷

购书咨询: 010-64518888 (传真: 010-64519686) 售后服务: 010-64518899
网 址: <http://www.cip.com.cn>
凡购买本书, 如有缺损质量问题, 本社销售中心负责调换。

定 价: 58.00 元

版权所有 违者必究

液压系统的合理设计是液压技术应用的关键,熟练掌握并灵活运用液压系统设计技术及方法是从业人员应具备的基本技能。为了给机械工程领域工程技术人员和高校相关专业学生提供实用性帮助,我们编写了本书。

本书以两个实例——组合钻床和组合铣床液压系统设计的各个步骤贯穿全书,分7章讲解了液压传动设计的方法与要点。第1章液压系统工况分析,以实例说明运动分析和负载分析的方法;第2章拟定液压系统原理图,根据实例要求选择适当的基本回路并组合成液压系统;第3章液压系统的计算和选择液压元件,通过确定实例的主要参数,选择液压元件与非标准元件;第4章液压系统的验算,以实例说明压力损失和油液温升的验算过程;第5章液压缸结构设计,介绍了液压缸的参数计算和结构设计,并提供了液压缸的图例;第6章液压阀组的设计,介绍了实例的集成块、阀板和叠加阀连接方法;第7章液压站设计,介绍了液压站的结构及油箱设计,给出了实例的电气控制线路图及多种工作方式下的PLC程序图。

本书由郭洪鑫、韩桂华和李永海编著。其中,第1~4章由哈尔滨理工大学韩桂华编写,第5章和第6章由哈尔滨理工大学李永海编写,第7章由黑龙江省机械科学研究院郭洪鑫编写,全书由韩桂华统稿。哈工大机器人集团王秋红、贵州航天天马机电科技有限公司崔燕、山东科瑞控股集团于凤丽做了大量文字处理工作,研究生王鹏飞、张此军协助完成了绘图等工作,张现伟参与了PLC程序的编制调试。本书在编写过程中,还得到了院系领导和同事的支持与帮助,在此一并表示感谢。

本书可供工程技术人员在设计液压系统时使用,也可用于高等院校、大中专学校及高职学校液压传动课程设计和毕业设计。

由于水平所限,本书难免存在不足和疏漏之处,敬请广大专家、读者给予批评和指正。

编著者

第1章 液压系统工况分析

1

1.1 液压传动系统设计内容与步骤	1
1.2 传动类型的选择	2
1.3 液压-机械工作机构形式	4
1.4 运动分析	6
1.5 负载分析	7
1.5.1 液压缸负载分析	7
1.5.2 液压马达负载力矩分析	8
1.6 工况分析实例	9

第2章 拟定液压系统原理图

14

2.1 确定调速方案和速度换接方法	14
2.1.1 节流调速回路选择	15
2.1.2 容积调速回路选择	17
2.1.3 快速运动回路选择	18
2.1.4 速度换接回路选择	19
2.2 执行机构的自动循环和顺序动作	21
2.2.1 顺序回路的实现方式问题	21
2.2.2 顺序动作回路选择注意的问题	22
2.3 执行机构的换向和安全互锁要求	26
2.3.1 换向回路选择	26
2.3.2 锁紧回路选择	31
2.4 系统的调压、卸荷要求	34
2.4.1 调压回路选择	34
2.4.2 减压回路设计	42
2.4.3 卸荷回路选择	44
2.5 辅助回路设计	49
2.5.1 油温控制回路设计	49
2.5.2 液压油净化回路	50
2.5.3 液压泵配管问题	51
2.5.4 油源方式的选择	52
2.5.5 压力测量点的合理选择	53
2.6 拟定液压原理图实例	53

3.1 计算液压执行元件的主要尺寸以及所需的压力和流量	58
3.1.1 初选执行元件的设计压力	58
3.1.2 计算和确定液压缸的主要结构尺寸和液压马达的排量	59
3.2 计算液压泵的工作压力、流量和传动功率	63
3.3 选择液压泵和电动机的类型和规格	64
3.4 选择阀类元件和辅助元件的规格	67
3.4.1 选择控制阀	67
3.4.2 确定管道尺寸	71
3.4.3 确定蓄能器参数	72
3.4.4 确定油箱容量	74
3.5 设计实例	76

4.1 压力损失的计算	85
4.2 液压系统效率 η 的估算	87
4.3 热平衡验算	87
4.3.1 液压传动系统发热功率估算	87
4.3.2 液压系统散热功率估算	89
4.3.3 根据散热要求计算油箱容量	89
4.3.4 热交换器的选择	89
4.4 液压冲击验算	90
4.5 设计实例	91

5.1 液压缸基础知识	98
5.2 液压缸主要尺寸的确定	100
5.2.1 液压缸壁厚和外径的计算	100
5.2.2 液压缸缸筒长度计算	101
5.3 液压缸结构设计	103
5.3.1 缸体与缸盖连接形式	103
5.3.2 活塞与活塞杆的连接结构	104
5.3.3 活塞杆导向部分结构	105
5.3.4 液压缸排气装置	106
5.3.5 液压缸缓冲装置	107
5.3.6 液压缸密封设计	108
5.3.7 液压缸安装连接结构	111
5.3.8 液压缸主要零件的材料和技术要求	117
5.4 液压缸典型结构	118

6.1 液压集成块结构与设计实例	133
------------------	-----

6.1.1 液压集成块结构	133
6.1.2 集成块设计实例	133
6.2 板式连接的阀板结构设计实例	145
6.2.1 阀板结构	145
6.2.2 组合铣床液压阀板设计实例	146
6.3 叠加阀连接结构与设计实例	149
6.3.1 叠加阀绘制问题	150
6.3.2 组合铣床液压夹紧叠加回路设计实例	151

第7章 液压站设计

154

7.1 液压油箱设计	154
7.1.1 液压油箱的外形尺寸	154
7.1.2 油箱的结构设计	155
7.1.3 油箱结构设计实例	164
7.2 液压站的结构设计	167
7.2.1 液压泵的安装方式	167
7.2.2 电动机与液压泵的连接方式	168
7.2.3 液压站结构设计实例	169
7.2.4 液压站结构设计的注意事项	172
7.3 电控装置设计实例	172
7.3.1 设计要点	172
7.3.2 继电器-接触器控制电路	173
7.3.3 PLC 控制电路及程序	175
7.4 液压站的结构总成	184

参考文献

185

第1章

液压系统工况分析

1.1 液压传动系统设计内容与步骤

液压系统有液压传动和液压控制之分，两者的结构组成、工作原理无本质差别，前者侧重静态性能设计，而后者还包括动态性能设计。通常，液压系统设计即指液压传动系统设计，其设计内容与方法只要略作调整即可直接用于液压控制系统设计。

液压传动设计过程中，设计内容分两大部分：一是液压系统的原理设计，主要完成液压系统的工况分析、液压系统计算设计和各类元件计算选择等；二是液压系统的结构设计，主要包括选择液压元件和辅助元件的连接安装方式、连接零件的结构、非标准零件的设计与图样绘制、电气控制部分的设计与元器件表、电磁铁动作顺序表、液压泵站或者油箱的设计图、系统装配图、管路布置图、电路图、安装试车要求及使用操作说明书等。

液压系统设计的设计步骤大体如下：

(1) 液压系统的工况分析

在开始设计液压系统时，首先要对机器的工作情况进行详细的分析，一般要考虑下面几个问题。

- ① 确定该机器中哪些运动需要液压传动来完成。
- ② 确定各运动的工作顺序和各执行元件的工作循环。
- ③ 确定液压系统的主要工作性能。例如：执行元件的运动速度、调速范围、最大行程以及对运动平稳性的要求等。
- ④ 确定各执行元件所承受的负载及其变化范围。

(2) 拟定液压系统原理图

拟定液压系统原理图一般要考虑以下几个问题。

- ① 采用何种形式的执行机构。
- ② 确定调速方案和速度换接方法。
- ③ 如何完成执行机构的自动循环和顺序动作。
- ④ 系统的调压、卸荷及执行机构的换向和安全互锁等要求。
- ⑤ 压力测量点的合理选择。

根据上述要求选择基本回路，然后将各基本回路组合成液压系统。当液压系统中有多个执行部件时，要注意到它们相互间的联系和影响，有时要采用防干扰回路。在液压系统原理图中，应该附有运动部件的动作循环图和电磁铁动作顺序表。

(3) 液压系统的计算和选择液压元件

液压系统计算的目的是确定液压系统的主要参数,以便按照这些参数合理选择液压元件和设计非标准元件。具体计算步骤如下:

- ① 计算液压缸的主要尺寸以及所需的压力和流量。
- ② 计算液压泵的工作压力、流量和传动功率。
- ③ 选择液压泵和电动机的类型和规格。
- ④ 选择阀类元件和辅助元件的规格。

(4) 对液压系统进行验算

必要时,对液压系统的压力损失和发热温升要进行验算,但是有经过生产实践考验过的同类型设备可供类比参考,或有可靠的试验结果,也可以不再进行验算。

(5) 液压缸及液压装置的结构设计

- ① 确定液压缸的结构形式,包括类型、安装方式、密封形式、缓冲结构和排气方法等。
- ② 液压缸主要零件的强度和刚度计算。绘制液压缸结构装配图和主要零件图。若是选用标准液压缸时,只按要求确定型号及规格即可。
- ③ 确定液压装置连接形式,包括阀板、集成块、插装式等连接结构,液压泵装置与油箱部件的设计。

(6) 绘制正式工作图和编制技术文件

设计的最后一步是要整理出全部图纸和技术文件。正式工作图一般包括如下内容:液压系统原理图;自行设计的全套工作图(指液压缸和液压油箱等非标准液压元件);液压泵、液压阀及管路的安装总图。

技术文件一般包括以下内容:基本件、标准件、通用件及外购件汇总表,液压系统安装和调试要求,设计说明书等。

1.2 传动类型的选择

适宜采用液压传动的场合见表 1-1。不适宜采用液压传动的场合见表 1-2。

表 1-1 适宜采用液压传动的场合

序号	场 合	解 释
1	功率重量比要求大时,宜采用 液压传动	由于液压系统的工作压力较高(例如 32MPa 或更高),故相应的传输功率与执行机构(液压缸、液压马达)的重量之比就较大。而电气传动或气压传动所能传输的功率与其执行机构(电动机、气缸)的重量之比较小(例如:液压马达的重量仅为同功率电动机的 10%~12%),因此在功率重量比要求较大的场合应选用液压传动
2	负载大、响应要求快时,宜采 用液压传动	由于气压传动的压力不能太高(一般常用气压不大于 1MPa),所以其驱动的负载力也不能太大。另外,由于气体有压缩性,气容较大,因此其响应较慢。故对动态响应要求快时,液压传动能满足要求
3	要求无级变速、调速范围大 时,宜采用液压传动	液压系统只要调节流量就能达到变速的目的。一般用调速阀便可达到无级变速,而且调节范围也比较大,例如液压系统的调速范围可达 200 以上,而电动机的调速范围只有 20 左右
4	要求低速稳定性高时,宜采用 液压传动	气压传动由于压力不高,因此负载不能太大,而相对来说,摩擦力在总负载中所占的比例大于液压或电气传动的比例。而且低速时摩擦力的变化较大[特别是动摩擦力和静摩擦力相互(或反复)转换时],在低速时,气动设备容易出现爬行现象,又由于气体有压缩性,更加剧了爬行的产生。因此要求低速稳定性高的场合不宜采用气压传动,宜用液压传动

续表

序号	场 合	解 释
5	直线往复运动,宜选用液压传动或气压传动	电动机输出的是旋转运动,如要求负载做直线往复运动,就必须增加机械机构(如齿轮齿条机构),将电动机输出的旋转运动转变为直线运动,而液压缸或气缸一般做直线往复运动的,可直接带动负载做直线往复运动,所以结构简单
6	要求刚度大的系统,宜采用液压传动	由于气体的压缩性大,因此气压系统的刚度比液压系统小,所以要求刚度大的系统不宜采用气压传动,而宜用液压传动
7	要求定位精度高的场合,宜采用液压传动	由于气体压缩性较大,因此气压系统的流量控制的精度相对于液压系统的控制精度差。另外气压系统在低速范围容易出现爬行。而零位附近总是在低速范围运行,因此气压系统的定位精度比液压系统差,在要求定位精度高的场合不宜采用气压传动
8	有冲击载荷的场合,宜采用液压传动	电气传动的抗冲击能力较差,而液压系统可以用溢流阀、蓄能器等来吸收冲击,使系统压力及运动速度平稳,因此抗冲击能力较强。在冲击载荷大的场合宜选用液压系统
9	低速大转矩场合,不宜用气压传动和电气传动,应选用液压传动	对低速大转矩的场合,气压传动不易获得大的转矩,电气传动不易获得稳定的低转速(必须另加减速器)。只有在液压传动系统中采用低速大转矩液压马达,才能实现低速大转矩的要求,其最低稳定转速可达 1r/min ,最大转矩可大于 $4\times 10^4\text{N}\cdot\text{m}$
10	有过载保护要求的场合,宜采用液压或气压传动	液压传动及气压传动系统可以用安全阀简单地实现过载保护,而且过载结束后能自动继续运转,不需重新启动。而电气传动或机械传动则过载保护装置比较复杂,而且过载结束后常需重新启动
11	能用普通液压传动系统完成的动作不用液压比例系统,能用液压比例系统完成的动作不用液压伺服系统	从抗污染要求来说,依次是液压传动系统、液压比例系统、液压伺服系统。从系统的造价来说,也是按这一顺序而逐渐增加的,因此无论从设备投资还是维护运转费用来说,都是液压伺服系统大于液压比例系统,液压比例系统大于液压传动系统。所以能用液压传动系统完成的动作不用液压比例系统,能用液压比例系统者不用液压伺服系统

表 1-2 不适宜采用液压传动的场合

序号	场 合	解 释
1	轻载高精度位置控制,宜尽量采用电气传动	在负载不大而要求控制精度高的场合,最好采用电气传动,因为电气传动的控制精度较高,电源比较容易获得(只要用电线就可以)。相应的液压传动和气压传动需要液压源或气源,液压源或气源的建立比电源复杂得多。电气传动也能获得较高的控制精度,因此负载不大而精度要求高时应首先选用电气传动
2	要求价格低廉,能用电动机带动简单机械机构实现的简单运动,在负载不大、控制精度要求不高的场合,不宜选用液压传动	由于液压传动需配备液压源,液压源的结构较复杂,价格较高,因此整个液压系统的成本也就较高。为简单运动配备一套油源系统是不合算的。相对来说,用电动机加简单机械机构来实现这种简单运动,其成本就较低,但如用一个油源供应多个执行机构动作的场合,则使用液压系统就比较合适
3	环境防污染要求高的场合不宜用液压传动	由于液压系统常出现漏油等现象,清理比较费事,容易污染环境,所以对环境防污染要求高的场合,不宜用液压传动
4	要求效率高的场合不宜用液压传动和气压传动	由于液压系统及气压系统的流量调节大多用节流式,阻力损失较大,因此效率较低,一般整个系统效率不超过 50% 。即使采用容积调速,其总效率也不会超过 85% ,而电气传动加齿轮传动系统的总效率常可达 90% 以上,因此要求效率高的场合宜用电气传动,不宜选用液压传动或气压传动
5	温度变化大的场合用液压系统不易获得高的控制精度	液压油的黏度与温度有关,温度越高,则黏度越小。因此温度变化较大时,其黏度变化也大,相应的系统泄漏量变化也较大,同时管道的流动阻力变化也较大(因为流动阻力与黏度成比例)。因此原来调定的参数在温度变化较大时参数的变化也大,易产生温度漂移,使系统的控制精度相应降低
6	易燃易爆、多尘多水等环境恶劣的场合,一般不宜用液压传动	一般液压介质是石油基液压油(特殊的抗燃液压介质除外),因此不宜于易燃易爆的环境使用,多尘环境宜使液压介质污染而引起元件磨损,泄漏增加,甚至造成元件报废。因此在易燃易爆、多尘的场合,不宜用液压传动
7	对降低噪声要求高的场合,不宜用液压传动和气压传动	液压传动(主要是液压油源及换向阀等)及气压传动(主要是气源及气缸、气阀等)在工作时噪声都较大(一般大于 60dB)。因此对降噪要求高的场合不宜采用液压及气压传动

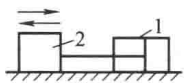
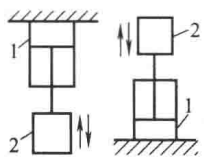
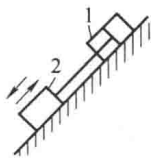
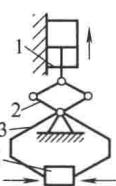
续表

序号	场 合	解 释
8	除简单功能外,不宜用纯液压或纯气动系统完成控制功能,最好采用机电液(气)一体化系统来完成	液压或气压一般是用来驱动执行机构以带动负载完成直线或回转运动的,至于运动的定位、变速、信号传递等功能,一般要由电气元件来配合完成,而若要进行逻辑运算或对运动的动态特性进行控制,则由电子元件或计算机来完成更为方便,单纯用液压或气压元件来完成复杂的逻辑运算或动特性控制功能是相当困难的。最好的方案是把电子技术、计算机技术与液压气动技术结合起来完成设备的总体功能,即所谓机电液一体化技术
9	超高速旋转或往复运动的场合不宜用电气成液压传动,应选用气压传动	要使电动机高速旋转,需加增速齿轮装置,增速比大时体积大,摩擦力也大,液压传动也不易获得太高的运转速度。只有气压传动由于气体黏性小、阻力小,可以有很高的流速,故运动速度可以很高,如气动内圆磨头转速可达 10^5 r/min,气动凿岩机的冲击次数可达每分钟往复 3500 次
10	传动比要求严格的场合,不宜用液压或气压传动	由于液压系统的内、外泄漏量随工作压力及温度而变化,因此其传动比就难以保持恒定。至于气压传动,则由于空气的压缩性大,难以保持恒定的传动比。所以液压及气压传动不如机械传动那样能保持严格的传动比
11	远距离传输功率时,不宜用液压传动	由于液压传动的功率传输是用管道来实现的,因此远距离传输时,管道长度将很长,安装布置不方便而且成本增加,另外,管路长,其功率损失也大,所以远距离传输功率时最好用电气传动
12	冬季北方严寒地区、野外,不宜采用液压传动	冬季气温达到 -25°C 以下,即使采用抗凝液压油,野外作业的液压设备也不能可靠地工作。如在此条件下工作,将会对泵中的零件及液压缸密封件带来不同程度的损坏

1.3 液压-机械工作机构形式

对于主机工作机构运动形式较为复杂的情况,可将液压执行元件与其他机构有机地配合,构成液压-机械工作机构,满足动作要求。对于液压马达和摆动液压马达,可以通过齿轮机构和丝杠螺母机构等驱动工作机构运动。对于液压缸,可以在水平、垂直、倾斜方位驱动工作机构,其简图及特点如表 1-3 所示。

表 1-3 常见液压缸组合工作机构

序号	机构名称	简图	特 点	应用场合举例
1	直接驱动机构		液压缸 1 的活塞杆直接与移动物 2 相连接,液压缸驱动移动物作水平往复直线运动	平面磨床工作台、组合机床动力滑台往复运动等
2			液压缸 1 的活塞杆部直接与移动物 2 相连接,液压缸驱动移动物作垂直往复直线运动	压力机滑块及顶出装置、液压电梯升降装置、收割机割台升降等
3			液压缸 1 的活塞杆直接与移动物 2 相连接,液压缸驱动移动物作倾斜方位的往复直线运动	矿山冶金机械等
4	增力夹持机构		立置液压缸 1 的活塞杆与连杆机构 2 相连接,通过夹具 3 将工件 4 在水平方向夹紧,用较小推力的液压缸实现较大的夹紧力,夹紧力随被夹工件尺寸的变化而变化	机床夹具、机械手等

续表

序号	机构名称	简图	特 点	应用场合举例
5	伸缩扩程机构		卧置液压缸 1 的活塞杆与连杆机构 2 相连接, 将液压缸的水平运动转换为平台 3 的垂直升降运动, 可扩程和增速	升降舞台、大行程剪式伸缩架、汽车维修升降平台等
6	滑轮提升机构		液压缸 1 倾斜安装, 其活塞杆与缠绕在滑轮 3 上的钢索 2 相连接, 用以实现提升物 4 的升降运动	提升机、高炉上料装置
7	摆动机构		液压缸 1 的活塞杆与摇杆机构 2 相连接, 将液压缸的伸缩运动转换为摇杆的摆动	工程机械、建筑机械工作机构
8	齿条-齿轮机构		液压缸 1 的活塞杆与齿条 2 相连接, 将液压缸的往复直线运动转换为齿轮 3 的回转运动	间歇进给机构、送料机构
9	扇形齿轮-齿条机构		端部铰接的液压缸 1 的活塞杆与扇形齿轮 2 相连接, 将液压缸的水平往复直线运动转换为齿条 3 的垂直往复直线运动	短行程工作装置
	直线运动机构		液压缸 1 的活塞杆与杆系 2 相连接, 将液压缸的垂直运动转换为正反易调节方向的水平往复直线运动	各类机械中的周期运动机构
10	移动凸轮机构		液压缸 1 的活塞杆与移动凸轮 2 相连, 可使从动件 3 在凸轮驱动下按预定运动规律作垂直往复运动, 结构简单、紧凑, 用数控机床加工容易获得所需凸轮轮廓	自动送料装置等
11				
12	拉压夹紧机构		液压缸 1 的活塞杆与锥形夹套 2 相连, 通过活塞杆的拉伸运动实现夹紧	机床夹具等
13	双缸刚性同步机构		两个液压缸 1 的油路并联, 其活塞杆通过刚性构件 2 建立刚性联系, 实现位移同步	压力机、高炉料机、播种机肥种箱提升装置、收割机割台等

选定执行元件的形式与数量后,即可将机器的循环时间合理细分为各执行元件的顺序动作时间、间歇时间等,并作出执行元件动作周期顺序图,其典型示例如图 1-1 所示(其中水平涂黑部分的长度表示该执行元件动作时间长短,相互重叠部分表示两个或多个执行元件同时动作)。对于动作较为简单的系统或单执行元件系统,则可直接作出动作循环图,其典型示例见图 1-2。

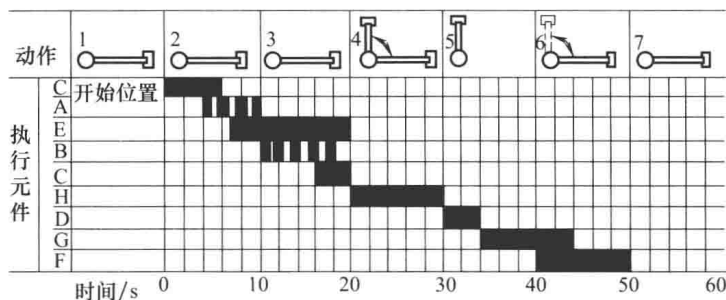


图 1-1 液压挖掘机执行元件动作周期顺序

A—斗杆缸伸出；B—斗杆缸缩回；C—铲斗缸伸出；D—铲斗缸缩回；
E—动臂缸伸出；F—动臂缸缩回；G—顺时针回转；H—逆时针回转

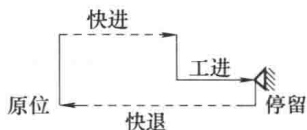


图 1-2 组合机床动作循环

1.4 运动分析

主机执行元件的运动情况可以用位移循环图 ($L-t$)、速度循环图 ($v-t$) 和速度与位移循环图 ($v-L$) 表示,由此对运动规律进行分析。

(1) 位移循环图 ($L-t$)

图 1-3 为液压机的液压缸位移循环图,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。图 1-3 清楚地表明液压机的工作循环由快速下行、减速下行、压制、保压、泄压慢回和快速回程六个阶段组成。

(2) 计算和绘制速度循环图

根据整机工作循环图和执行元件的行程或转速以及加速度变化规律,即可计算并绘制出执行元件的速度循环图 ($v-t$ 或 $v-L$),按工程中液压缸的运动形式特点可归纳为三种类型。图 1-4 为液压缸三种运动形式的速度循环图。

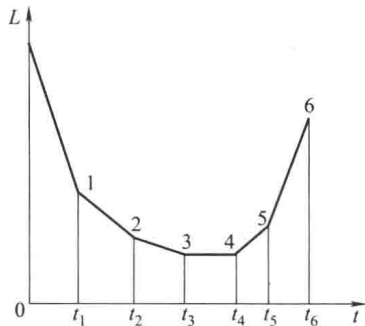


图 1-3 液压机的液压缸位移循环图

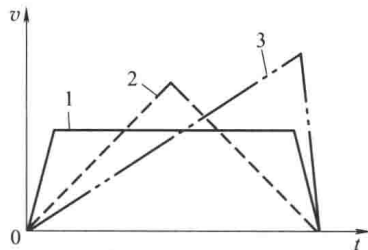


图 1-4 液压缸三种运动形式的速度循环图

如图 1-4 中实线 1 所示,液压缸开始作均匀加速运动,然后匀速运动,最后匀减速运动到终点;如图 1-4 中虚线 2 所示,液压缸总行程的前一半作匀加速运动,最后作匀减速运动,且加速度的数值相等;如图 1-4 中双点画线 3 所示,液压缸在总行程的前大半段以较小的加速度

运动,然后匀减速至行程终点。图 1-4 中的三条速度曲线,不仅清楚地表明了液压缸三种类型的运动规律,也表明了三种工况的动力特性。

(3) 整机工作循环图

在具有多个液压执行元件的复杂系统中,执行元件通常是按一定程序循环工作。因此,必须根据主机的工作方式和生产率,合理安排各执行元件的工作顺序和作业时间,并绘制出整机的工作循环图。

1.5 负载分析

负载分析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,对于负载变化复杂的系统必须画出负载循环图。

工艺目的不同,负载分析的重点也不同。例如对于驱动机床工作机构的执行元件,着重点在负载与各工况阶段的时间关系;对于驱动工程机械作业机构的执行元件,着重点为重力在各个位置上的情况,负载图以位置为变量。

液压执行元件的外负载包括工作负载、摩擦负载和惯性负载三类。其中工作负载有阻力负载(与运动方向相反而阻止运动的负载,又称正负载)和超越负载(与运动方向相同而助长运动的负载,又称负负载)两种类型;摩擦负载是指液压执行元件驱动工作机构时所要克服的机械摩擦阻力负载,它又有静摩擦负载和动摩擦负载两种类型;惯性负载是由于速度变化产生的负载。执行元件的负载大小可由主机规格确定,也可用实验方法或理论分析计算得到。理论分析确定负载时,必须仔细考虑各执行元件在一个循环中的工况及相应的负载类型。

1.5.1 液压缸负载分析

图 1-5 为液压缸计算简图,有关参数标注在图中。其中 F_e 为作用于活塞杆上的外部负载, F_m 为液压缸密封处(活塞与缸筒内壁以及活塞杆与缸盖上导向套之间的密封)的内部密封阻力。

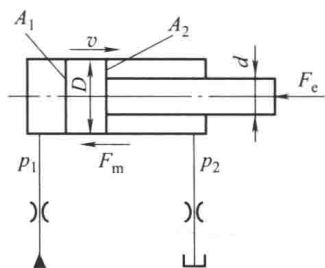


图 1-5 液压缸计算简图

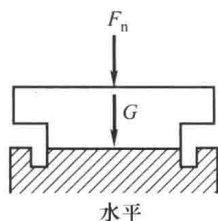


图 1-6 平导轨

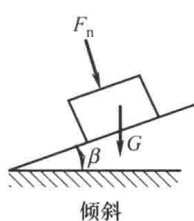


图 1-7 V 形导轨

(1) 工作负载 F_e

液压缸的常见工作负载有重力、切削力、挤压力等。阻力负载为正,超越负载为负。

(2) 机械摩擦负载 F_F

机械摩擦负载 F_F 对于机床而言,即导轨的摩擦阻力。

① 平导轨,平导轨的摩擦阻力因导轨的安放形式不同而不同。

水平安放的平导轨(见图 1-6)。

$$F_{fs} = \mu_s (G + F_n) (N) \quad (1-1)$$

$$F_{fd} = \mu_d (G + F_n) (N) \quad (1-2)$$

倾斜安放的平导轨(见图 1-6)。

$$\text{静摩擦阻力} \quad F_{fs} = \mu_s (G \cos \beta + F_n) (\text{N}) \quad (1-3)$$

$$\text{动摩擦阻力} \quad F_{fd} = \mu_d (G \cos \beta + F_n) (\text{N}) \quad (1-4)$$

② V形导轨 (见图 1-7)。

$$\text{静摩擦阻力} \quad F_{fs} = \mu_s (G + F_n) / \sin(\alpha/2) (\text{N}) \quad (1-5)$$

$$\text{动摩擦阻力} \quad F_{fd} = \mu_d (G + F_n) / \sin(\alpha/2) (\text{N}) \quad (1-6)$$

式中 G ——运动部件重力, N;

F_n ——工作负载在导轨上的垂直分力, N;

β ——平面导轨倾斜角, ($^\circ$);

α ——V形导轨夹角, ($^\circ$);

μ_s, μ_d ——静、动摩擦因数, 根据摩擦表面的材料及性质选定, 通常, 对于滑动导轨, $\mu_s = 0.1 \sim 0.2$, $\mu_d = 0.05 \sim 0.12$ (低速时取大值, 高速时取小值), 对于滚动导轨, $\mu_d = 0.003 \sim 0.02$ [铸铁对滚珠 (柱) 取大值, 钢对滚柱取小值], 铸铁静压导轨, $\mu_d = 0.005$ 。

(3) 惯性负载 F_i

惯性负载是运动部件在启动和制动过程中的惯性力, 其平均值可按式计算:

$$F_i = \frac{G}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} (\text{N}) \quad (1-7)$$

式中 g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;

Δv ——速度变化量, m/s;

Δt ——启动或制动时间, s, 一般机械 $\Delta t = 0.1 \sim 0.5 \text{ s}$, 轻载低速运动部件取小值, 重载高速部件取大值, 行走机械一般取 $\Delta t = 0.5 \sim 1.5 \text{ s}$ 。

上述三种负载之和即为液压缸的外负载 F 。

液压缸在工作过程中, 一般要经历启动、加速、恒速和减速制动四种负载工况, 各工况下的外负载计算公式为

$$\text{启动阶段} \quad F = \pm F_e + F_{fs} (\text{N}) \quad (1-8)$$

$$\text{加速阶段} \quad F = \pm F_e + F_{fd} + F_i (\text{N}) \quad (1-9)$$

$$\text{恒速阶段} \quad F = \pm F_e + F_{fd} (\text{N}) \quad (1-10)$$

$$\text{减速制动阶段} \quad F = \pm F_e + F_{fd} - F_i (\text{N}) \quad (1-11)$$

除外负载 F 外, 作用于液压缸活塞上的负载还包括密封处的密封摩擦阻力 F_m , 由于其大小与密封类型、缸的制造质量和工作压力有关, 故难以详细计算, 一般将其算入液压缸的机械效率 η_{cm} 中, $\eta_{cm} = 0.90 \sim 0.95$ 。

1.5.2 液压马达负载力矩分析

(1) 工作负载力矩 T_s

液压马达的工作负载力矩也有阻力负载与超越负载两种形式, 应根据主机的工作性质具体分析。

(2) 摩擦力矩 T_F

旋转部件轴颈处的摩擦力矩计算公式为:

$$\text{静摩擦力矩} \quad T_{fs} = \mu_s F'_n R (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-12)$$

$$\text{动摩擦力矩} \quad T_{fd} = \mu_d F'_n R (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-13)$$

式中 F'_n ——作用于轴径处的总径向力, N;

R ——轴径半径, m;

μ_s, μ_d ——静、动摩擦因数,可参考上节选用。

(3) 惯性力矩 T_i

旋转部件加速或减速时产生的惯性力矩计算公式为:

$$T_i = J\epsilon = J \frac{\Delta\omega}{\Delta t} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-14)$$

式中 J ——旋转部件的转动惯量; kg/s^2 ;

ϵ ——旋转部件的角加速度, rad/s^2 ;

$\Delta\omega$ ——角速度变化量, rad/s ;

Δt ——启动或制动时间, s 。

上述三种负载力矩之和即为液压马达的外负载力矩 T 。

液压马达在工作过程中,不同工况下的负载力矩计算公式为:

$$\text{启动阶段} \quad T = \pm T_e + T_{fs} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-15)$$

$$\text{加速阶段} \quad T = \pm T_e + T_{fd} + T_i (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-16)$$

$$\text{恒速阶段} \quad T = \pm T_e + T_{fd} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-17)$$

$$\text{减速制动阶段} \quad T = \pm T_e + T_{fd} - T_i (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-18)$$

根据计算出的液压缸的外负载或液压马达的负载力矩和循环周期,即可绘制负载液压缸的负载循环图 ($F-t$ 图) 或液压马达的负载力矩循环图 ($T-t$ 图)。

对复杂的液压传动系统,如有若干个执行元件同时或分别完成不同的工作循环,则有必要按上述各阶段计算的总负载力,并根据上述各阶段计算的总负载力和它所经历的工作时间 t (或位移 s),按相同的坐标绘制液压缸的负载时间图 ($F-t$) 或负载位移图 ($F-s$)。

图 1-8 所示为某机床主液压缸的工作循环图和负载图。负载图中的最大负载力是初步确定执行元件工作压力和结构尺寸的依据。

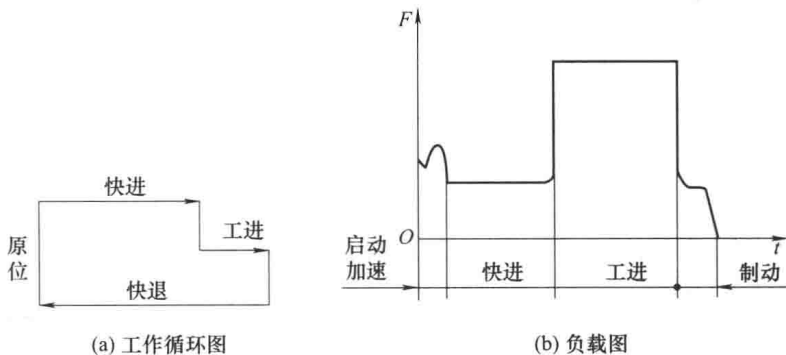


图 1-8 某机床主液压缸的工作循环图和负载图

1.6 工况分析实例

实例 1 组合钻床液压系统工况分析

(1) 明确设计要求

① 组合机床动力滑台的工作要求 液压系统在组合机床上主要是用于实现工作台的直线运动和回转运动,多数动力滑台采用液压驱动,以便实现自动工作循环,例如首先工件由定位

缸进行定位，夹紧缸夹紧，当工件夹紧后，压力继电器发出电信号；然后如果有回转工作台，这时回转工作台完成抬起-转位-落下的动作循环；接着一个或多个液压动力滑台同时实现快进—工进—快退—原位停止的动作循环。动力滑台完成动作循环后，回转工作台完成抬起—复位—落下的动作循环；最后夹紧缸松开，定位缸缩回，至此组合机床完成一个完整的动作循环。

组合机床动力滑台液压系统的典型工作循环如图 1-9 所示。

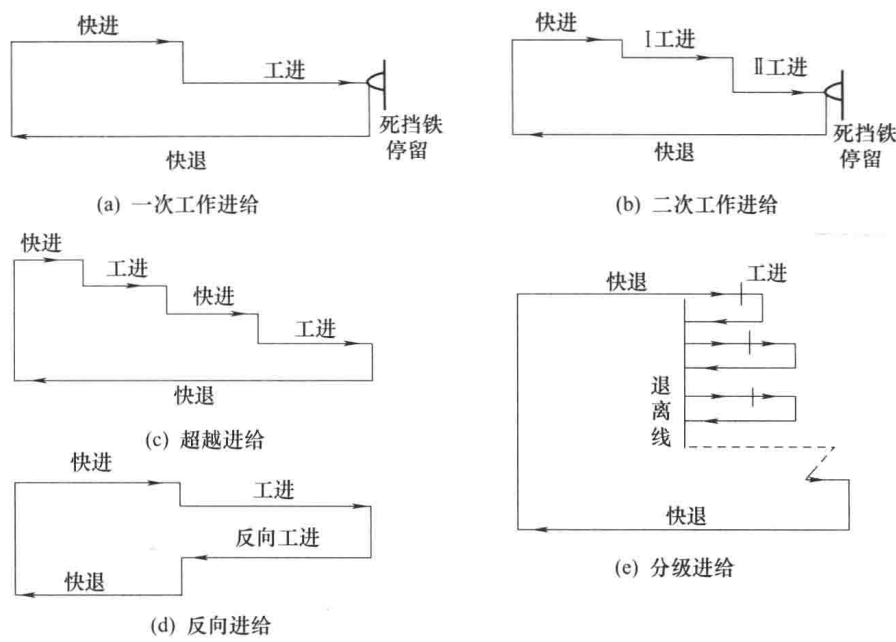


图 1-9 组合机床动力滑台的典型工作循环

② 本设计实例的设计参数和技术要求 设计一个卧式钻孔组合机床动力滑台的液压系统，要求液压系统完成的工作循环是：快进—工进—死挡铁停留—快退—原位停止。系统设计参数如表 1-4 所示，动力滑台采用平面导轨，其静、动摩擦系数分别为 $\mu_s=0.2$ ， $\mu_d=0.08$ ，往复运动的加、减速时间要求不大于 0.2s。

表 1-4 设计参数

参 数			数 值
主轴参数	孔一	直径/mm	16
		个数	8
	孔二	直径/mm	6
		个数	8
	孔三	直径/mm	10
		个数	4
快进、快退速度/(m/min)			4.5
工进速度/(mm/min)			20~180
最大行程/mm			400
工进行程/mm			180
材料硬度			240HB
工作部件重量/N			12000

(2) 确定执行元件

组合钻床的工作特点要求液压系统主要完成直线运动，因此液压系统的执行元件确定为液压缸。

(3) 运动分析

组合机床动力滑台液压系统的速度可根据已知的设计参数进行计算。