

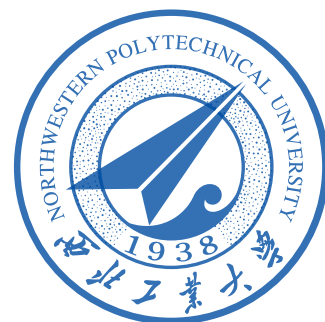


机床液压传动与控制

作者：卢光贤 王立伦

组织：西北工业大学

版本：4



目录

1	绪论	1
1.1	机床液压传动系统	1
1.2	液压传动的优、缺点及在机床上的应用	3
2	液压油及液压流体力学基础	6
2.1	液压油	6
2.2	压力的表示方法及单位	14
2.3	帕斯卡原理——静压传递原理	15
2.4	液体静压力作用在固体壁面上的力	15
3	流动液体的基本力学性能	17
3.1	基本概念	17
3.2	流体的流动状态、雷诺数	18
3.3	流动液体的流量-压力特性	31
3.4	液压冲击和气穴现象	39
4	液压泵和液压马达	48
4.1	概述	48
4.2	齿轮泵	52
4.3	齿轮泵的泄漏问题和高压化措施	55
5	叶片泵	56
5.1	双作用叶片泵	56
5.2	柱塞泵和柱塞液压马达	62
5.3	思考题和习题	74
5.4	第三章 液压缸	76
5.5	活塞式液压缸	77
5.6	柱塞式液压缸	80
5.7	摆动液压缸	81
5.8	液压缸结构设计中应注意的问题	90
6	控制阀	96
6.1	概述	96
6.2	方向控制阀	96
6.3	减压阀	113
6.4	顺序阀	115

7	辅助装置	129
7.1	蓄能器	129
7.2	滤油器	134
7.3	油箱和热交换器	134
8	液压传动系统的速度调节	138
8.1	调速回路	138
8.2	容积调速回路	148
8.3	快速运动回路	159
8.4	速度换接回路	161
9	典型液压系统	165
9.1	组合机床动力滑台液压系统	165
9.2	M1432A 型万能外圆磨床的液压系统	167
9.3	液压机的液压系统	171
10	机床液压系统的设计与计算	177
10.1	概述	177
10.2	液压系统设计与计算举例	178
10.3	计算外负载	179
10.4	绘制负载图和速度图	183
10.5	确定液压系统参数	184
10.6	拟定液压系统原理图	188
10.7	选择液压元件	191
11	液压伺服系统	202
11.1	液压伺服系统的工作原理与类型	202
11.2	液压放大器	207
11.3	机液伺服系统特性分析与计算	213

第一章 绪论

液压传动技术早在 18 世纪末就已开始应用，从 1795 年英国制成第一台水压机，至今已有 200 多年的历史。液压传动技术的研究被各国普遍重视，并应用于各个工业部门，只是近 60 年的事，因此液压传动与机械传动相比，还是比较年轻的技术。

第二次世界大战以后，液压元件迅速发展，性能也日趋完善，因而，液压传动技术开始得到广泛的应用。自从出现了精度高及快速响应的伺服阀和伺服控制系统以后，液压传动技术的应用就更为大家所重视。液压传动具有许多突出的优点，目前已广泛应用于机械制造、工程建设、交通运输、矿山、冶金、航空、航海、军事、轻工、农机等工业部门，也被应用到宇宙航行、海洋开发、预测地震等方面。在机床行业中，液压传动的应用更为普遍，如应用在磨床、车床、拉床刨床、镗床、锻压机床、组合机床、数控机床、仿形机床、单机自动化、机械手和自动线等机械加工设备中。

从发展趋势来看，液压传动正向着高压化、高速化、集成化、大流量、大功率、高效率、长寿命、低噪声方向发展。为此，一些主要液压元件生产国，注意了在下列几方面进行理论性研究：液压回路中的动态特性；元件的噪声、振动和气蚀；液压油的难燃性、充气性、压缩性和污染；阀的稳定性、流量系数、液动力；元件的内、外泄漏；提高元件的低温特性；提高元件的寿命；微电子与数字计算机在电液自动控制系统的应用等。

1.1 机床液压传动系统

1.1.1 液压传动的工作原理

液压传动在机床上应用很广，具体的结构也比较复杂。下面介绍一个简化了的机床液压传动系统，用以概括地说明液压传动的工作原理。

图 0-1 所示为简化了的机床工作台往复送进的液压系统图。液压缸 10 固定不动，活塞 8 连同活塞杆 9 带动工作台 14 可以做向左或向右的往复运动。图中所示为电磁换向阀 7 的左端电磁铁通电而右端的电磁铁断电状态，将阀芯推向右端。液压泵 3 由电动机带动旋转，通过其内部的密封腔容积变化，将油液从油箱 1 中，经滤油器 2、油管 15 吸入，并经油管 16、节流阀 5、油管 17、电磁换向阀 7、油管 20，压入液压缸 10 的左腔，迫使液压缸左腔容积不断增大，推动活塞及活塞杆连同工作台向右移动。液压缸右腔的回油，经油管 21、电磁换向阀 7、油管 19 排回油箱。当撞块 12 碰上行程开关 11 时，电磁换向阀 7 左端的电磁铁断电而右端的电磁铁通电，便将阀芯推向左端。这时，从油管 17 输来的压力油经电磁换向阀 7，由油管 21 进入液压缸的右腔，使活塞及活塞杆连同工作台向左移动。液压缸左腔的回油，经油管 20、电磁换向阀 7、油管 19 排回油箱。电磁换向阀的左、右端电磁铁交替通电，活塞及活塞杆连同工作台便循环往复左、右移动。当电磁换向阀 7 的左、右端电磁铁都断电时，阀芯在两端的弹簧作用下，处于中间位置。这时，液压缸的左腔、右腔、进油路及回油路之间均不相通，活塞及活塞杆连同工作台便停止不动。由此可见，电磁换向阀是控制油液流动方向的。

调节节流阀 5 的开口大小，可控制进入液压缸的油液流量，改变活塞及活塞杆连同工作台移动的速度。

在进油路上安装溢流阀 6，且与液压泵旁路连接。液压泵的输出压力，可从压力表 4 中读出。当油液的压力升高到稍超过溢流阀的调定压力时，溢流阀开启，油液经油管 18 排回油箱，这时油液的压力不再升高，稳定在调定的压力值范围内。溢流阀在稳定系统压力和防止系统过载的同时，还起着把液压泵输出的多余油液排回油箱的作用。

电磁换向阀 7 的阀芯两端弹簧腔泄漏油，通过油管 22（泄漏口）排回油箱。



图 1.1: 简化的机床液压系统图

在图 0-1 所示液压系统中，所采用的液压泵为定量泵，即在单位时间内所输出压力油的体积（称为流量）为定值。定量泵所输出的压力油，除供给系统工作所需外，多余的油液由溢流阀排回油箱，能量损耗就增大。为了节约能源，可以采用在单位时间内所输出的流量根据系统工作所需而调节的变量泵。如果机床液压系统的工作是旋转运动，则可以将液压缸改用液压马达。

通过上述例子可以看到：

（1）液压传动是以有压力的油液作为传递动力的介质，液压泵把电动机供给的机械能转换成油液的液压能，油液输入液压缸后，又通过液压缸把油液的液压能转变成驱动工作台运动的机械能。

（2）在液压泵中，电动机旋转运动的机械能是依靠密封容积的变化转变为液压能，即输出具有一定压力与流量的液压油。在液压缸中，也是依靠其密封容积的变化，把输入的液压能转换为活塞直线往复运动的机械能。这种依靠密封容积变化来实现能量转换与传递的传动方式称为液压传动，它与主要依靠液体的动能来传递动力的“液力传动”（例如水轮机、离心泵、液力变矩器等）不同，后者在机床上用得极少。液压传动与液力传动，都是液体传动。

（3）工作台运动时所能克服的阻力大小与油液的压力和活塞的有效工作面积有关，工作台运动的速度决定于在单位时间内通过节流阀流入液压缸中油液体积的多少。

（4）在液压传动系统中，控制液压执行元件（液压缸或液压马达）的运动（速度、方向和驱动负载能力）是通过控制与调节油液的压力、流量及液流方向来实现的，即液流是处在液压控制的状态下进行工作的，因此液压传动与液压控制是不可分割的。然而通常所谓的液压控制系统是指具有液压动力机构的反馈控制系统。

1.1.2 液压系统的组成

从分析上述系统可以看出，液压传动系统均由以下四个部分所组成：

(1) 动力元件（液压泵）。液压泵的作用是向液压系统提供压力油，是动力的来源。它是将原动机（电动机）输出的机械能转变为油液液压能的能量转换元件。

(2) 执行元件（液压缸或液压马达）。它的作用是在压力油的推动下，完成对外做功，驱动工作部件。它是将油液的液压能转变为机械能的能量转换元件。

(3) 控制元件。如溢流阀（压力阀）、节流阀（流量阀）及换向阀（方向阀）等，它们的作用是分别控制液压系统油液的压力、流量及液流方向，以满足执行元件对力、速度和运动方向的要求。

(4) 辅助元件。如油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表等，分别起储油、输油、连接过滤、储存压力能、测压等作用，是液压系统中不可缺少的重要组成部分。但从液压系统的工作原理来看，它们是起辅助作用的，故因此而得名。

上述各类元件，将在以后章节中分别予以介绍。

1.1.3 液压系统图的职能符号

图 0-1（a）所示的液压系统，各元件的图形基本上表示了它们的结构原理，称结构式原理图。它直观性强，容易理解，发生故障时按此类图来检查和判断故障原因比较方便，但图形复杂，不便绘制。为了简化液压原理图的绘制以适应液压技术的迅速发展，我国国家标准（GB 786—76）规定了液压系统图的图形符号。这些符号只表示元件的职能、连接系统的通路，并不表示元件的具体结构和参数，是职能符号。图 0-1（b）所示为该液压系统的职能符号式原理图。当无法用职能符号表示，或必须特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时，也允许局部用结构式原理图表示。

国家标准规定：图中各元件的符号均以静止状态（或零工位）表示；工作油路（包括主压油路和主回油路）以标准实线表示。泄漏油路以细实线表示，控制油路以虚线表示。

1.2 液压传动的优、缺点及在机床上的应用

液压传动系统中的传动介质是油，油本身的物理特性（将在第一章中讲到），使液压传动与机械传动、电气传动、气压传动相比，具有以下优点：

(1) 能方便地实现无级调速，调速范围大。在液压传动中，可以在工作时进行无级调速，调速方便且调整范围大，可达 $100:1 \sim 200:1$ 。

(2) 运动传递平稳、均匀。液压传动中的工作介质为液体，是无间隙传动且有吸振的能力，使液压传动工作平稳、均匀。不像机械传动装置，由于加工和装配误差总会存在传动间隙，从而会引起振动和冲击。

(3) 易于获得很大的力或力矩。液压传动的工作压力较高（可达 $350 \times 10^5 \text{Pa}$ 甚至更高），液压缸或液压马达的有效承压面积亦可取得较大，因此可获得很大的力或力矩。

(4) 单位功率的重量轻，体积小，结构紧凑，反应灵敏。在同等功率的情况下，液

压泵或液压马达的重量为一般电机的 10%~20%，外形尺寸为电机的 15% 左右。液压马达的运动惯量不超过同等功率电机的 10%，启动中等功率的一般电动机需要 1~2 s，而启动同功率的液压马达时间不超过 0.1 s。液压传动反应灵敏，易于平稳地实现频繁的启、停、换向或变速。

(5) 易于实现自动化。液压传动的控制、调节比较简单，操纵比较方便、省力，易于实现自动化。当与电气或气压传动相配合使用时，更能实现远距离操纵和自动控制。

(6) 易于实现过载保护，工作可靠。在液压传动中，作为工作介质的油液压力很容易由压力控制元件来控制。只要设法控制油液压力在规定限度就可达到防止过载及避免事故的目的，使工作可靠。

(7) 自动润滑，元件寿命长。液压元件相对运动的表面因有液压油，能自行润滑，所以使用寿命较长。

(8) 液压元件易于实现通用化、标准化、系列化，便于设计、制造和推广使用。

液压传动的主要缺点：

(1) 液压传动以液体作为工作介质，在相对运动的表面间无法避免泄漏，再加上液体具有微小的压缩性及油管产生弹性变形等原因，使液压传动不能实现严格的定比传动。泄漏使液压系统能量损失增加，效率降低；泄漏造成油液的浪费，污染周围环境。

(2) 温度对液压系统的工作性能影响较大。液体的黏度和温度有密切关系，当黏度因温度的变化而变化时，将直接影响液压系统的泄漏、液压损失和通过节流元件的流量等。故一般的液压系统不宜用于高温或低温的条件下。

(3) 传动效率较低。液压传动在能量转换及传递过程中存在着机械摩擦损失、压力损失和泄漏损失，传动效率往往较低。这一缺点，使液压传动在大功率系统中的使用受到限制，也不宜作远距离传动。

(4) 空气混入液压系统后引起工作不良，如发生振动、爬行、噪声等，因此，必须采取措施防止空气渗入。

(5) 为了防止泄漏以及满足某些性能上的要求，液压元件的制造精度要求高，使成本增加。

(6) 液压设备故障原因不易查找。液压传动的大部分故障都是由于油液不洁所造成的，因此要求工作液体清洁、无杂质。液压传动中的工作液体一般为各种矿物油，经过一段时间的使用后会变质，并可能混入铁屑、尘埃等杂物，油液在压力状况下通过液压泵及控制阀的缝隙，分

子链被剪切，黏度会逐步下降，因此必须定期换油。液压传动中的各种元件和工作液体都在封闭的油路内工作，故障原因一般较难查找。

总的说来，液压传动的优点较多，随着生产的发展，缺点正在逐步加以克服因此液压传动有着广阔的发展前途。

液压传动的优点很多，在工程中的应用很广。在现代飞机的襟翼、尾舵、起落架等的操纵中，采用液压传动是为了获得大的力和力矩，并且单位功率重量轻。在机床中，采用液压传动主要是为了在工作过程中便于无级变速实现自动化和实现换向频繁的往复运动。液压传动在机床上的应用如下：

(1) 进给运动。液压传动在机床上的进给运动中应用最为广泛，例如：车床六角车床、自动车床的刀架及转塔刀架的进给；组合机床的动力头、动力滑台的进给等，要求有较大的调整范围，且在工作中能无级调节；C7120 车床的纵向进给，最小工作进给量为 25mm/min，而纵向快进可达 5000mm/min；磨床、刨床工作台往复一次，用液压控制，周期地实现定量进给次，进给量可进行无级调节。

(2) 主体运动。龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕，都可采用液压传动实现所需的高速往复运动，并可减少换向冲击，缩短换向时间。液压传动也可用于自动车床、数控机床等的主轴旋转运动。

(3) 仿形装置。车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来实现。液压仿形精度可达 0.01~0.02mm，灵敏性好，靠模接触力小，寿命长。

(4) 辅助装置。工件与刀具的装卸、输送转位、变速操纵，垂直移动的部件平衡等都可采用液压传动来实现。采用液压传动可以简化机床结构，提高机床自动化程度。

(5) 数控机床。在数控机床的拖动系统中广泛地采用液压传动，如电液脉冲马达及电液伺服阀等的电液伺服装置。

(6) 静压支承。在重型机床、高速机床、高精度机床上采用液体静压轴承液体静压导轨及液体静压丝杆，可以使其工作平稳，运动精度高，是近年来的一项新技术。

随着液压技术的发展，液压传动在机床上的应用将得到不断的扩大和完善。

第二章 液压油及液压流体力学基础

液压传动是以油液作为工作介质来传递动力的，为此必须了解油液的物理性质研究油液的运动规律。这一章主要介绍这两方面的内容，着重介绍液压流体力学的一些基础知识。

由于流体力学只研究流体的宏观运动，因此假设流体是连续的，即假设流体是由无限多个一个紧挨着一个的流体质点组成的，流体质点之间没有任何间隙，这种假定称做连续介质假定。根据这一假定就可以把油液的运动参数看做是时间和空间的连续函数，从而可用解析数学去描述这种流体的运动规律，以解决工程实际问题。

液压油同其他流体一样，没有确定的几何形状，它在受切应力作用时，会产生连续不断的变形，即表现出流动性。另外，当流体四周同时受到压力作用时，它具有弹性的性质，即流体能承受压应力。相反，由于流体分子间内聚力很小，基本上不能承受拉应力。

2.1 液压油

下面要介绍的液压油的物理性质（密度、比容、压缩性、黏性等）都是与流体的力学特性关系很密切的性质。

2.1.1 流体的密度和比容

单位体积内所含有的流体质量称为（质量）密度，用符号 ρ 表示。设有一均质流体的体积为 V ，所含有的质量为 m ，则其密度

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.1)$$

密度的倒数称为比容，用符号 v 表示，它是单位质量流体所占的体积，即

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2.2)$$

流体的密度和比容将随着它们所在处的压力和温度而变化，而压力和温度又都是空间点坐标和时间的函数，即

$$\rho = \rho(x, y, z, t)$$

$$v = v(x, y, z, t)$$

由于液体的密度随压力和温度的变化改变极小，一般情况下可忽略不计，因此，常令 ρ 为常数；同样比容也是如此。

2.1.2 流体的压缩性及液压弹簧刚性系数

流体受压力作用其体积减小的性质称为压缩性。流体压缩性的大小用体积压缩系数 κ 来表征。一定体积 V 的流体，当压力增大 dp 时，体积减小了 dV ，则体积压缩系数

$$\kappa = -\frac{dV}{V} \frac{1}{dp} = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (2.3)$$

式中， dV/V 表示流体的体积相对变化量，负号表示 dV 与 dp 的变化方向相反，即压力增加时，体积是减少的，反之亦然。

压缩系数 κ 的倒数称为体积弹性模量，用符号 K 表示，即

$$K = \frac{1}{\kappa} = -V \frac{dp}{dV} \quad (2.4)$$

流体的压缩系数和体积弹性模量的值都是随压力和温度而变化的。对液体来说，它们的变化是很小的，一般忽略不计。

纯液体的压缩系数很小，即其体积弹性模量很大，例如，当压力为 $(1 \sim 500) \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，纯水的平均体积弹性模量 $K \approx 2.1 \times 10^3 \text{ MPa}$ ，纯液压油的平均体积弹性模量 K 值则在 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 范围内。如果液体中含有非溶解的气体，则其体积弹性模量就会下降较多。在定压力下，油液中混有 1% 的气体时，其体积弹性模量将降低为纯油的 30% 左右；如果混有 4% 的气体，则其体积弹性模量仅为纯油的 10% 左右。由于油液在使用中很难避免不混入气体，因此工程上常将油液的 K 值取为 700MPa。

如不特殊指明，一般 K 值都是表示等效体积弹性模量，也即是综合考虑了盛放液压油的封闭容器（包括管道）受压变形引起的容积变化、液压油本身的可压缩性以及混入油中的气体的可压缩性。为了叙述简单，将 K 值就叫液体的体积弹性模量。



图 2.1: 图 1-1 液压弹簧的刚性计算简图

液体的压缩性在液压机械中会产生“液压弹簧效应”。如图 1-1 所示，当对活塞一端施加的外力变化 ΔF 时，由于液体是可压缩的，活塞便会沿受力方向产生一个位移量 Δl ，使容器中的液体受到压缩。外力消除后，被压缩的液体就会膨胀活塞就会向反方向移动 Δ ，回复到原来位置。这一现象与机械弹簧受力变形的情况类似，被称之为“液压弹簧效应”。液压弹簧的刚性系数按如下方法计算。

由式（1-4）得出

$$dp = \frac{KdV}{V} = \frac{KA dl}{V}$$

又

$$dF = dpA = \frac{KA^2}{V}dl$$

故有

$$K_h = \frac{dF}{dl} = \frac{KA^2}{V} \quad (2.5)$$

式中 A ——活塞的有效面积；

dl ——活塞的微小位移量；

dF ——作用在活塞上外力的变化量；

K_h ——液压弹簧刚性系数。

一般在作液压系统静态分析和计算时，可以不考虑液体的压缩性。但在进行动态分析和计算时，例如液压系统动态性能计算和液压冲击最大压力峰值的计算等，必须重视油的可压缩性这一因素的影响。“液压弹簧效应”还是造成液压传动装置产生低速爬行的一个重要原因。

2.1.3 流体的黏性

2.1.3.1 黏性及其表示方法

液体在外力作用下流动时，液体分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生内摩擦力的性质，就是液体的黏性。



图 2.2: 图 1-2 液压黏性示意图

以图 1-2 所示的两块平行平板流动情况为例，观察黏性的作用。上平板以速度 u_0 相对于下平板向右运动，下平板固定不动。经测量平板某法线 y 上各点的流速发现，紧贴在上平板上极薄的一层液体，在流体分子与平板表面的附着力作用下，以相同的速度 u_0 随上平板一起向右运动。紧贴在下平板上极薄的一层液体黏附在下平板上而保持静止。中间各层液体流速则由零逐渐增加，流动快的流层会拖动流动慢的流层，而流动慢的流层

又阻止流动快的流层流动，这样层与层之间就因为存在黏性而产生了内摩擦力。这种摩擦力是产生在两流层接触表面之间的剪切力因此，流体的黏性又可说成是决定流体反抗剪切力程度的一种性质。

实验还表明，流体层相对运动时产生的内摩擦力的大小，与流体黏性的大小和接触面积的大小以及流速沿法线的变化率（即速度梯度）有关。其数学表达式为

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2.6)$$

式中 F_f ——流体层相对运动时的内摩擦力；

μ ——液体黏性的比例系数；

A ——流层之间的接触面积；

$\frac{du}{dy}$ ——流层相对运动时的速度梯度。

内摩擦力 F_f 除以接触面积 A ，即得液体内的切应力

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.7)$$

式（1-7）又称为牛顿液体内摩擦定律。

表示液体黏性大小程度的参数称为黏度，流体的黏度有三种表示方法：

(1) 动力黏度（又称绝对黏度）。动力黏度以 μ 表示，这就是式（1-6）中的黏性比例系数。它直接表示了流体内摩擦力的大小，其物理意义为：两相邻流体层以单位速度梯度流动时，在单位接触面积上所产生的内摩擦力的大小，即

$$|\mu| = \left| \frac{\tau}{du/dy} \right|$$

μ 的国际单位是 $\frac{N \cdot s}{m^2}$ 或 $Pa \cdot s$ 。

(2) 运动黏度。运动黏度以 ν 表示，它是动力黏度 μ 与密度 ρ 的比值，没有什么特殊的物理意义，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.8)$$

ν 的国际单位是 m^2/s ，常用 mm^2/s 。

我国目前常用运动黏度 ν 来表示油液的黏度，普通机械油的牌号就是用该油液在 50 (323K) 时运动黏度 $\nu(mm^2/s)$ 的平均值来标志的。例如，10 号机械油就是该油的运动黏度为 $10mm^2/s$ 。

(3) 相对黏度。液体的动力黏度及运动黏度都难以直接测量，一般多用于理论分析和计算。相对黏度是一种以被测液体的黏度相对于同温度下水的黏度之比值来表示黏度的大小的。相对黏度按其测试方法的不同，有多种名称。我国习惯采用恩氏黏度，以符号 E_t 表示。它们是在某标定温度（如 20 或 50）下将 $200cm^3$ 的被测油液在自重作用下从恩氏黏度计中直径为 2.8mm 的小孔流出的时间 $t_1(s)$ ，与 $200cm^3$ 蒸馏水在 20 时从恩氏黏

度计中流出所需时间 $t_2(s)$ 之比, 即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2.9)$$

恩氏黏度计只能用来测定比水黏度大的液体。恩氏黏度与运动黏度的换算关系如下:

$$\nu_t = (7.31^{\circ}E_t - \frac{6.31}{^{\circ}E_t})10^{-6}m^2/s \quad (2.10)$$

2. 温度和压力对黏度的影响

液压油的黏度随温度的增加而减小, 这是因为液体的黏性是由于分子之间的相互作用力而引起的, 这种作用力随着温度升高引起分子间的距离增大而减小。油液黏度的变化直接影响液压系统的工作性能, 因此希望黏度随温度的变化越小越好。当其运动黏度不超过 $7610^{-6}m^2/s$, 温度变化在 $30 \sim 150$ 范围内时, 可用下式计算温度为 t 时的运动黏度:

$$\nu_t = \nu_{50}(\frac{50}{t})^n \quad (2.11)$$

式中 ν_t ——温度为 t 时油液的运动黏度;

ν_{50} ——温度为 50 时油液的运动黏度;

n ——根据油液种类而定的常数。其值可参考表 1-1 ;

我国常用液压油的黏度与温度的关系可参阅图 1-3 所示国产油黏度温度曲线。

液压油的黏度随压力的升高而变大, 其原因是由于分子之间距离缩小, 内聚力增大所致。其关系可以表示为

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \quad (2.12)$$

式中 ν_0 ——压力为 $10^5 Pa$ 时液体的运动黏度；

ν_p ——压力为 p （相对压力）时的运动黏度；

p ——油液的压力（ $10^5 Pa$ ）；

b ——根据液体种类不同而定的系数，一般 $b = (0.002 \sim 0.003) \frac{1}{10^5 Pa}$ 。

若压力变化不大（变化值在 $5MPa$ 以下），液体的黏度变化甚微，可忽略不计。如果压力变化大于 $20MPa$ ，则液体黏度的变化就不容忽视了。



图 2.3: 国产液压油粘度温度曲线

四、对液压油的要求和选用

在液压传动中，液压油既是传递动力的介质，又是润滑剂，油液还可以将系统中的热量扩散出去。在这三点作用中前两点是主要的。

随着液压技术的日益广泛应用，液压系统的工作条件、周围环境以及所控制的对象也越来越复杂，因此，要保证液压系统工作可靠、性能优良，对液压油必须提出以下几项要求：

（1）应具有合适的黏度，且黏温性要好，即黏度随温度的变化要小。黏性过大，油液流动时阻力大，功率损失大，系统效率低。黏度过小，将引起泄漏增加，系统效率也要降低。

（2）可压缩性要小，即体积弹性模量要大，释放空气性能要好，这是由于油中混入空气时，将大大降低油的体积弹性模量，降低系统的动态性能指标。

（3）润滑性要好，保证在不同的压力、速度和温度条件下，都能形成足够的油膜强度。

（4）具有较好的化学稳定性，不易氧化和变质，以免造成元件或机件的损坏，影响系统的正常工作。

（5）质量应纯净，应尽量减小机械杂质、水分和灰尘的含量。水混入液压油中，会降低液

压油的润滑性、防锈性；其他杂质混入液压油中，会堵塞节流小孔和缝隙或导致运动部件卡死这些都影响系统工作的可靠性和准确性。

（6）对密封材料的影响要小，液压油对密封材料的影响主要是使密封材料产生溶胀、软化或硬化，结果都会使密封装置密封性能降低，系统泄漏增加。

（7）抗乳化性要好，不易起泡沫。油中如果混入水则在泵及其他液压元件的作用下，会产生乳化液，引起油的变质、劣化，生成油泥和沉淀物，降低使用寿命。

（8）流动点和凝固点要低，闪点（明火能使油面上油蒸气闪燃，但油本身不燃烧的温度）和燃点应高。

在机床液压系统中，目前使用最多的是矿物油，常用的像机械油、汽轮机油等。随着液压技术的发展，对液压油提出了更高的要求，油液经过精炼或在其中加入各种改善其性能的添加剂——抗氧化、抗泡沫、抗磨损、防锈等的添加剂，以提高其使用性能。如精密机床液压油、稠化液压油以及航空液压油等，其使用性能超过一般的机械油。

选用液压油时首先考虑的是它的黏度。在确定黏度时应考虑下列因素：工作压力的高低；环境温度的高低；工作部件运动速度的高低。例如，当系统工作压力较高、环境温度较高、工作部件运动速度较低时，为减少泄漏，宜采用黏度较高的液压油。此外，各类泵对液压油的黏度有一个许用范围，其最大黏度主要取决于该类泵的自吸能力，而其最小黏度则主要考虑润滑和泄漏。各类液压泵的许用黏度范围可查阅有关液压手册。

几种国产液压油的主要质量指标见表 1-2

1-2 液体静力学

本节主要讨论静止液体的平衡规律以及这些规律的应用。所谓“静止液体”是指液体内部质点与质点之间无相对运动，至于盛装液体的容器，不论它是静止的或是运动的，都没有关系。

一、静压力（或称压力）及其性质

作用在液体上的力有表面力和质量力两类。单位面积上作用的表面力称为应力，它有法向应力和切向应力，当液体静止时，液体质点间没有相对运动，不存在摩擦力，不呈现黏性，因而静止液体表面力只有法向力。因为液体质点间的内聚力非常小，不能受拉，所以法向力总是向着液体表面的内法线方向作用的。习惯上即称它为压力（或压强），用公式表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.13)$$

式中 F ——作用在流体上的外力；

A ——外力作用的面积；

p ——压力（或压强）。

如果流体上各点的压力是不均匀的，则液体中某一点的压力可写为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F}{\Delta A} \right)$$

此外，液体的压力还有如下性质，即静止液体内任意点处的压力在各个方向上都相等。

二、在重力作用下静止液体中的压力分布



图 2.4: 重力作用下的静止液体

在重力作用下的静止液体，其受力情况如图 1-4 所示，如要求得液体内任意点 A 的压力，可从自由液面向下取一微小圆柱体，其高度为 h ，底面积为 ΔA ，这微小圆柱体在重力及周围压力作用下处于平衡状态，于是有

$$p\Delta A = p_0\Delta A + F_G$$

式中 F_G 为液柱重力，即 $F_G = \rho gh \Delta A$ ，代入上式并化简

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2.14)$$

式中 p_0 为作用于流体表面上的压力。由 (1-14) 可以看出：

(1) 静压力由两部分组成：一是液面上的压力 p_0 ；二是液柱质量产生的压力 ρgh 。当液面上只有大气压力 p_a 作用时，则 A 点处静压力为

$$p = p_a + \rho gh \quad (2.15)$$

(2) 静止液体内的压力沿深度呈直线规律分布

(3) 离液面深度相同处各点的压力都相等。压力相等的所有点组成的面叫做等压面。

在

重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

为了更清晰地说明静压力的分布规律，将式 (1-14) 按坐标 Z 变换，即以 $h = Z_0 - Z$ 代入式 (1-15) 整理后得

$$Z + \frac{p}{\rho g} = Z_0 + \frac{p_0}{\rho g}$$

对于某一基准面来说，自由液面的高度 Z_0 及压力 p_0 均是常数，因此

$$Z + \frac{p}{\rho g} = \text{常数}$$

2.2 压力的表示方法及单位

液体压力通常有绝对压力、相对压力（表压力）和真空度三种表示方法（见图 1-5）。



图 2.5: 绝对压力、相对压力和真空度

在地球表面上，一切物体都受大气压力的作用，而且是自成平衡的，因此绝大多数的压力表测得的压力值均为高于大气压力的那部分压力，即相对压力，又称表压力。绝对压力是以绝对真空为基准来进行度量的，由式 (1-14) 所表示的压力即是绝对压力。

如果液体中某点的绝对压力小于大气压力，就说这一点具有真空，而其不足大气压力的那部分数值称为该点的真空度。由此可知，真空度就是负的相对压力，其最大值不超过 1 个大气压 ($1.013 \times 10^5 \text{Pa}$)。

绝对压力、相对压力及真空度的三者之间的关系为

$$\text{绝对压力} = \text{相对压力} + \text{大气压力}$$

真空度 = 绝对压力 - 大气压力 = 负的相对压力

压力的单位在国际制 (SI) 中为 牛/米² (N/m²), 称为帕斯卡, 简称帕 (Pa)。

2.3 帕斯卡原理——静压传递原理

由静力学基本方程式 (1-14) 可知, 盛放在密闭容器内的液体, 其外加压力 p_0 发生变化时, 只要流体仍然保持原来的静止状态, 液体中任一点的压力, 均将发生同样大小的变化。也就是说, 在密闭的容器内, 施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点。这就是静压传递原理或帕斯卡原理。

在液压系统中, 外力作用所产生的压力远远大于由液体自重所产生的压力, 因此常将液体自重产生的压力忽略不计, 而认为在密闭容器中静止液体的压力处处相等。

根据帕斯卡原理可推导出推力与负载的关系。如图 1-6 所示, 图中垂直液压缸、水平液压缸的截面积分别为 A_1 和 A_2 , 活塞上作用的负载与推力为 F_1 和 F_2 。由于两缸互相连通, 构成一个密闭容器, 按帕斯卡原理, 缸内压力处处相等, $p_1 = p_2$, 于是

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 \quad (2.16)$$



图 2.6: 帕斯卡原理应用实例

只要 F_2 满足公式 (1-16) 就可推动负载 F_1 , 而如果没有负载 F_1 , 不计其他各种阻力, 不论怎样推动水平液压缸的活塞, 也不能在液体中形成压力, 说明液压系统中的压力是负载决定的, 这是液压传动中的一个基本概念。

2.4 液体静压力作用在固体壁面上的力

静止液体和固体壁面相接触时, 固体壁面上各点在某一方向上所受静压作用力的总和, 便是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

固体壁面为一平面, 如不计重力作用, 即忽略 ρgh 项, 平面上各点处的静压力大小相等, 则作用在固体壁面上的力等于静压力与承压面积的乘积, 即 $F = pA$, 其作用方向垂直于壁面。

如果承受压力的表面为曲面, 由于压力总是垂直于承受压力的表面, 因此作用在曲面上各点的压力互相间是不平行的, 但大小仍然是相等的, 要计算在曲面上的合力, 就

必须明确要计算的是哪一个方向上的力。下面以图 1-7 所示液压缸为例计算静压力作用在液压缸缸筒右半壁上 x 方向的力。



图 2.7: 液压缸受力计算图

设 r 为液压缸的内半径, l 为液压缸有效长度, 在液压缸上取一微小窄条面积 dA , 则 $dA = lds = lrd\theta$, 静压力作用在这微小面积上的力 dF 在 x 方向的投影

$$dF_x = dF \cos \theta = pdA \cos \theta = plr \cos \theta d\theta$$

液压缸右半壁上 x 方向的总作用力

$$F_x = \int_{+\frac{\pi}{2}}^{-\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{+\frac{\pi}{2}}^{-\frac{\pi}{2}} plr \cos \theta d\theta$$

其值等于静压力与曲面在垂直面上投影面积 $2lr$ 的乘积。由此可以得出结论: 曲面上液压作用力在某一方向上的分力等于静压力与曲面在该方向投影面积的乘积。

第三章 流动液体的基本力学性能

本节讨论液体在流动时的运动规律、能量转换和流动液体对固体壁面的作用力等问题，主要讨论三个基本方程——连续方程、能量方程和动量方程。这三个方程是刚体力学中质量守恒、能量守恒及动量守恒在流体力学中的具体体现。前两个用来解决压力、流速及流量之间的关系问题，后一个则用来解决液体与固体壁面之间的相互作用力问题。

3.1 基本概念

3.1.1 理想液体、恒定流动和一维流动

所谓理想液体是一种假想的没有黏性、不可压缩的液体。事实上，液体是既有黏性也可压缩的。之所以作这种假设是由于液体在流动时考虑黏性的影响会使问题变得相当复杂，而液体的可压缩性又很小。为了分析问题方便，先作这样的假设以推导出一些基本方程，然后再通过实验来修正或补充这些方程，这是实际工程中最常用的方法。

按液体运动时液体中任意一点处的参数与时间的关系来区分，可分为恒定流动（稳定流动、定常流动或非时变流动）和非恒定流动。所谓恒定流动是指液体运动参数仅是空间坐标的函数，不随时间变化，即在任何时间内，通过空间某一固定点的各液体质点的速度、压力和密度等参数都保持某一常数。否则就称为非恒定流动。研究液压系统静态性能时，可以认为液体作恒定流动，但在研究其动态性能时则必须按非恒定流动来考虑。

一般地说，流体的运动都是在三维空间内进行的，运动参数是三个坐标的函数，称这种流动为三维流动或三元流动。依此类推即有二维流动和一维流动。一维流动最简单，但是严格地说一维流动要求液流截面上各点处的速度矢量完全相同，这种情况在现实中不存在。但当管道截面变化很缓慢，管道轴心线的曲率不大，管道每个截面取液流速度的平均值时，一般都可近似地按一维流动处理。

3.1.2 流线、流束和通流截面

流线是某一瞬时液流中一条条标志其质点运动状态的曲线，在流线上各点处的瞬时液流方向与该点的切线方向重合（见图 1-8）。对于恒定流动，流线形状不随时间变化。由于液流中每一点处每一瞬时只能有一个速度，因而流线不能相交，也不能转折，它是一条光滑的曲线。

如果通过某截面 A 上所有各点画出流线，这些流线的集合就构成流束如图 1-9 所示。因为流线不能相交，所以流束内外的流线均不能穿越流束表面。当面积 A 无限小时，这个流束称为微小流束。微小流束截面上各点处的运动速度可以认为是相等的。

流束中与所有流线正交的截面称为通流截面（见图 1-9 中的 A 面和 B 面），截面上每点处的流动速度都垂直于这个面。



图 3.1: 流线



图 3.2: 流束

3.1.3 流量及平均流速

单位时间内流过某通流截面的液体体积称为流量。对微小流束而言，通流截面 dA 上的各点流速 u 认为是相等的，则通过 dA 的微小流量为

$$dQ = u dA$$

对此进行积分，可得流经通流截面 A 的总流量为

$$Q = \int_A u dA$$

要求得 Q 的值必须先知道流速 u 在整个通流截面上的分布规律，这实际上是很难求得的，为便于解决问题，在液压传动中，常采用一个假想的平均流速来求流量。认为通流截面上所有各点的流速均等于平均流速，即

$$Q = \int_A u dA = v A \quad (3.1)$$

故平均流速

$$v = \frac{Q}{A} \quad (3.2)$$

有了上述基本概念就能方便地理解复杂的流体力学和解决实际的工程问题。

3.2 流体的流动状态、雷诺数

实际流体是有黏性的，其流动情况如何，这要涉及流体运动的物理本质。19 世纪末，英国物理学家雷诺通过大量实验发现，液体的流动具有两种基本的状态，即层流和紊流。

其实验装置如图 1-10 所示，水箱 4 由进水管 2 不断供水，多余的水由隔板 1 上部流出，以使实验过程中保持恒定水位。在水箱下部装有玻璃管 6 和开关（水龙头）7，在玻璃管进口处放置与颜色水箱 3 相连的小导管 5。



图 3.3: 液流状态实验

实验时首先将开关 7 打开，然后打开颜色水导管的开关，并用开关 7 来调节玻璃管 6 中水的流速。当流速较低时，颜色水的流动是一条与管轴平行的清晰的线状流，和大玻璃管中的清水互不混杂（如图 1-10(a) 所示），这说明管中的水流是分层的，这种流动状态叫层流。逐渐开大开关 7，当玻璃管中的流速增大至某一值时，颜色水流便开始抖动而呈波纹状态（如图 (1-10b) 所示），这表明层流开始破坏。再进一步增大水的流速，颜色水流便和清水掺混在一起（如图 1-10(c) 所示），这种流动状态叫紊流。

如果将开关 7 逐渐关小，则玻璃管中的流动状态便又从紊流向层流转变，只是其流速的临界值并不相同。

由层流过渡到紊流液体的速度叫上临界速度；由紊流过渡到层流的速度称为下临界速度；在上、下临界速度之间，液流处于过渡状态，或称变流，变流是一种不稳定的流态，一般按紊流处理。

由相似理论可以得出：层流与紊流是两种性质不同的流动状态。层流时黏性力起主导作用，惯性力与黏性力相比不大，液体质点受黏性的约束，不能随意运动；紊流时惯性力起主导作用，液体质点在高速流动时黏性对它的约束就大为减小了。

实验证明，液体在圆管中流动是层流还是紊流与管内平均流速、管径及液体黏度有关。雷诺从一系列的实验发现：不论平均流速 v 、管径 d 及液体运动黏度 ν 如何变化，液流状态仅与无量纲组合数 vd/ν 有关，这个组合数叫雷诺数，以 Re 表示，即

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

在工程上常用一个临界雷诺数 Re_{cr} 来判别流动状态是层流还是紊流。当 $Re < Re_{cr}$ 层流；当 $Re > Re_{cr}$ 时为紊流。表 1-3 所示为常见液流管道的临界雷诺数 Re_{cr} 。

对于非圆截面的管道来说，有

$$Re = \frac{4vR}{\nu}$$

式中, R 为通流截面的水力半径，它等于液流的有效面积 A 和它的湿周 (有效截面的



图 3.4: 连续性方程简图

周长) x 之比, 即

$$R = \frac{A}{x}$$

例如, 正方形每边长为 b , 则湿周为 $4b$, 面积为 b^2 , 则水力半径

$$R = \frac{b^2}{4b} = \frac{b}{4}$$

通流截面相同的管道, 其水力半径与管道形状有关。圆形管道水力半径最大, 同心圆环截面的水力半径最小。水力半径大小对管道通流能力影响很大, 水力半径大, 表明液流与管道壁接触少, 通流能力大; 水力半径小, 表明液流与管壁接触多, 通流能力小, 容易堵塞。

一般液压传动系统所用液体为矿物油, 黏度较大, 且管中流速不大, 因而多属层流, 只有当液流流经阀口或弯头等处时才会形成紊流。

3.2.1 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的表达形式。假设液体是不可压缩的, 而且是作恒定流动, 则液体的流动过程遵守质量守恒定律, 即在单位时间内流体流过通道任意截面的液体质量相等。

如图 1-11 所示, 液体在管内流动, 任取两通流截面 A_1 和 A_2 , 在管内取一微小流束, 面积分别为 dA_1 和 dA_2 , 流速为 u_1 和 u_2 , 因为是恒定流动, 故流束形状不随时间变化, 即液体不会穿过流束的侧面流入或流出; 又因液体不可压缩, 所以 $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ 。根据质量守恒定律, 在出时间内流过两个微小通流截面的液体质量相等, 即

$$\rho u_1 dA_1 dt = \rho u_2 dA_2 dt$$

化简为

$$u_1 dA_1 = u_2 dA_2$$

对整个流管, 则有

$$\int_{A_1} u_1 dA_1 = \int_{A_2} u_2 dA_2$$

以通流截面 A_1 和 A_2 的平均速度 v_1 和 v_2 来表示, 则有

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{常数}$$



图 3.5: 串联油缸计算

即

$$Q_1 = Q_2 = Q = \text{常数}$$

或

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

式 (1-21) 和式 (1-22) 称为流量连续方程。它表明在不可压缩的恒定流动的液流中, 通过各通流截面的流量相等, 或通流截面面积与平均流速成反比。

例 1-1 某液压系统, 两液压缸串联, 缸 1 的活塞是主运动, 缸 2 的活塞对外克服负载 (从动运动), 如图 1-12 所示。已知小活塞的面积 $A_1 = 14\text{cm}^2$ 。大活塞的面积 $A_2 = 40\text{cm}^2$ 连接两液压缸管路的流量 $Q = 25\text{L/min}$, 试求两液压缸运动速度及速比。解由式 (1-21) 和式 (1-22) 求得小活塞运动速度

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{25 \times 1000}{14 \times 60} \approx 30\text{cm/s}$$

流进大缸的流量仍为

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{25 \times 1000}{40 \times 60} \approx 10\text{cm/s}$$

两活塞速比

$$i = \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{40}{14} = 2.86$$

3.2.2 18 页

四、伯努利方程——流动液体的能量守恒定律

伯努利方程式是能量守恒定律在流动液体中的表现形式。要说明流动液体的能量问题, 必须先研究液体的受力平衡方程, 亦即它的运动微分方程。由于实际流体比较复杂, 在讨论时先从理想流体着手, 然后再扩展到实际流体中去。

1. 理想流体的运动微分方程在某一瞬时, 取微小流束中一微元体 (见图 1-13), 用 dA 和 ds 表示它的通流截面和长度, 在一维流动的情况下, 分析这微元体的受力情况: 质量力为重力, 其大小为 $\rho g dA ds$, 方向垂直向下, 与微元体轴线夹角为 θ 。微元体所受压力 (表面力) 为

$$p dA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial s} ds \right) dA = - \frac{\partial p}{\partial s} ds dA$$



图 3.6: 流体上的作用力

3.2.3 第 19 页

这一微元体积的惯性力为

$$\begin{aligned} ma &= \rho dA ds \frac{du}{dt} = \rho dA ds \left(u \frac{ds}{ds} \frac{du}{ds} + \frac{\partial u}{\partial t} \right) \\ &= \rho dA ds \left(u \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t} \right) \end{aligned}$$

由牛顿第二定律知

$$-\frac{\partial p}{\partial s} ds dA - \rho g dA ds \cos \theta = \rho dA ds \left(u \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t} \right)$$

化简上式得

$$-g \cos \theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} = u \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t}$$

由于

$$\frac{\partial z}{\partial s} = \lim_{ds \rightarrow 0} \frac{dz}{ds} = \cos \theta$$

将式 (b) 代入式 (a), 得

$$g \frac{\partial z}{\partial s} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial s} = 0$$

这就是理想流体一维流动的运动微分方程, 也称欧拉方程。

2. 理想流体的伯努利方程

在恒定流动条件下, $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$; p, z, u 只是轴向距离 s 的函数。可将式 (1-23) 中偏导数改写成全导数, 从而得到理想液体一维恒定流动的欧拉方程

$$g dz + \frac{dp}{\rho} + u du = 0$$

由于微小流束的极限是流线, 因此上述形式的欧拉方程是沿任意一根流线都是成立的。式 (1-24) 表达了沿任意一根流线液体质点的压力、密度、速度和位移之间的微分关系。

$$gz + \int \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} u^2 = \text{常数}$$

将式 (1-24) 沿流线积分得对于不可压缩的理想液体 $p = \text{常数}$, 再以 g 除各项则有

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{常数}$$

这就是著名的伯努利方程。方程左端的各项分别代表单位重力液体的位能、压力能和动能或称比位能、比压能和比动能。伯努利方程的物理意义是, 理想的不可压缩液体



图 3.7: 图题不包括图号

在重力场中作恒定流动时，沿流线上各点的位能、压力能和动能之和是常数。

不难看出，伯努利方程的各项都具有长度量纲，因此工程上常用液柱高度（称为水头）来表示这三部分能量。如图 1-14 所示，微小流束在 1 和 2 截面处的总水头均为 H ，而比位能、比压能和比动能三者之间可以相互转换。图中， ac 和 $a'c'$ 表示两截面的压力能和位能，称为静水头， cb 和 $c'b'$ 表示两截面的动能，称为速度水头。

如果液体是在同一水平面内流动，或者流场中 z 坐标的变化与其他流动参数相比可以忽略不计，则式 (1-25) 变成

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{常数}$$

该式表明，沿流线压力越低，速度越高。

3. 实际液体的伯努利方程

由于实际液体在流动时存在有黏性，产生内摩擦，因而液体总的能量沿着流动方向逐渐减小。又由于液体在密闭的容器或管道中流动时，还会遇到一些其他局部装置引起液体运动的扰动，同样也要损失一部分能量。这样，实际液体沿流线上各点的总机械能不再保持为常数。如任取两个点，则伯努利方程应为

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{u_2^2}{2g} + h'_w$$

式中 h'_w 表示微小流束上从点 1 到点 2 单位重力液体的损失水头。

总流是由通过其通流截面全部微小流束所组成的。若求总流的伯努利方程，只要将式 (1-26) 乘以微小流束上的液体重量 $\rho g dQ$ ，然后对总流通流截面 A_1 和 A_2 进行积分，即可求得，即

$$\begin{aligned} \int_{A_1} z_1 \rho g dQ + \int_{A_1} \frac{p_1}{\rho g} \rho g dQ + \int_{A_1} \frac{u_1^2}{2g} \rho g dQ = \\ \int_{A_2} z_2 \rho g dQ + \int_{A_2} \frac{p_2}{\rho g} \rho g dQ + \int_{A_2} \frac{u_2^2}{2g} \rho g dQ + \int_{A_1-A_2} \rho g dQ \end{aligned} \quad (3.3)$$

为了简化式 (1-27) 需引入两个概念：

(1) 缓变流动。指流束内的流线夹角很小，几乎平行，通流截面总是垂直于流束。对缓变流动而言，每一通流截面都是与流动方向垂直的平面，这样，在每一通流截面上压力

的分布即可以按静压处理，即

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{常数}$$

于是公式 (1-27) 中等号两边前二项可写为

$$\begin{aligned} \int_{A_1} \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \rho g dQ &= \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \int_{A_1} \rho g dQ = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \rho g Q_1 \\ \int_{A_2} \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \rho g dQ &= \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \int_{A_2} \rho g dQ = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \rho g Q_2 \end{aligned}$$

(2) 动能修正系数。由于实际速度在通流截面上是一个变数，即给动能的计算带来了困难，而用平均速度 v 计算的动能代替用实际速度“计算的动能，必然有偏差，故需进行修正而引入了动能修正系数 α ， α 表示用实际速度计算的动能与平均速度计算的动能的比，由式 (1-28) 给出。

$$\alpha = \frac{\int_A \frac{u^2}{2} \rho dQ}{\frac{v^2}{2} \rho \int_A dQ} = \frac{\int_A u^2 dQ}{v^2 Q} = \frac{\int_A u^3 dA}{v^3 A}$$

不难证明，动能修正系数是大于 1 的数，其数值与速度分布的均匀程度有关。层流时约为 2；紊流时约为 1。

引入了缓变流动和动能修正系数 α 之后，式 (1-27) 简化得到如下结果：

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) \rho g Q_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \rho g Q_1 = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \rho g Q_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \rho g Q_2 + \int_{A_1-A_2} h'_w \rho g dQ$$

由流量连续方程有 $Q_1 = Q_2 = Q$ ，并以 $\rho g Q$ 除上式，得到总流上单位重力液体的伯努利方程式

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (3.4)$$

式中 h_w 表示单位重力液体从截面 A_1 流到截面 A_2 过程中的能量损失，一般通过计算或实验确定，写成

$$h_w = \frac{\int_{A_1-A_2} h'_w \rho g dQ}{\rho g Q} \quad (3.5)$$

α_1 和 α_2 为动能修正系数。式 (1-29) 仍然是能量守恒的方程式，也是实际工程应用中的伯努利方程。它在液压传动和液力传动中是很重要的一个公式，常与连续方程一起来求解系统中的压力和速度等问题。

4. 伯努利方程的应用举例

例 1-2 计算从容器侧壁小孔喷射出来的射流速度。

如图 1-15 所示的水箱侧壁开一小孔，水箱自由液面 1-1 与小孔 2-2 处的压力分别为 p_1 和 p_2 ，小孔中心到水箱自由液面的距离为 h ，且 h 基本不变，如果不计损失，求水从小孔流出的速度。

解 以小孔中心线为基准，列出 1-1 和 2-2 的伯努利方程，即

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

按给定条件， $z_1 = h$ ， $z_2 = 0$ ， $h_w = 0$ ，又因小孔截面积远小于水箱截面积，故 $v_1 \ll v_2$ ，



图 3.8: 侧壁孔出流

令 $v_1 \approx 0$, 设 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, 则上式可简化为

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

则

$$v_2 = \sqrt{2gh + \frac{2g(p_1 - p_2)}{\rho g}} \approx \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}$$

例 1-3 推导文丘利流量计的流量公式。

解 图 1-16 所示为文丘利流量计, 1-1 和 2-2 两通流截面处直径分别为 D_1 和 D_2 , 现以管轴线为基准, 且取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, 不计能量损失, 列出两截面的伯努利方程, 即

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

由连续方程

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q$$

代入上式并加以整理得

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(\frac{D_1^4}{D_2^4} - 1)}}$$

由静力学方程可推出

$$\Delta p = p_1 - p_2 = h(\rho_{\Lambda} g - \rho g) = h \rho g \left(\frac{\rho_{\Lambda} g}{\rho g} - 1 \right) = h \rho g \left(\frac{\rho_{\Lambda} g}{\rho} - 1 \right)$$



图 3.9: 文丘利流量计

式中 h ——测压管高度差;
 $\rho_{\Lambda g}$ ——水银的密度;
 ρ ——被测液体密度。
 通过的流量

$$Q = v_1 A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \sqrt{\frac{2gh(\frac{\rho_{\Lambda g}}{\rho} - 1)}{\frac{D_1^4}{D_2^4} - 1}}$$

由上式可以看出, 文丘利流量计参数确定之后, 通过流量计的流量只与测压管汞柱高度差 h 有关, 因此可以用测 h 值的办法测流量。

五、动量方程

液流作用在固体壁上的力用动量方程求解。动量定理指出: 作用在物体上的力的大小等于物体在力作用方向上动量的变化率, 即

$$\sum \mathbf{F} = \frac{d\mathbf{N}}{dt} = \frac{d(\sum m\mathbf{u})}{dt}$$

将动量定理应用到流动液体上可推导出流体的动量方程。在总流中沿流线取一段固定空间, 如图 1-17 中的 I-I-II-II 区域, 称为控制体。为使问题简化, 设包围控制体的表面就是通流截面 I-I 和 II-II 以及周面, 而周面可以是固定壁面或者是由无数流线组成的液面, 因此无流体经此周面流入和流出控制体, 流体只能经通流截面 I-I 和 II-II 流入和流出控制体。

在某时刻 t , 占据控制体的液体所处的空间区域为 I-I 至 II-II 段, 经 dt 时间后运动到



图 3.10: 控制体与动量方程

I'-I' 至 II'-II' 位置，即有 I-I 至 I'-I' 和 II-II 至 II'-II' 段流体流入和流出控制体。

分析恒定流动时的情况，公共段 I'-I'-II-II 的形状、位置、质量与速度等参量都不随时间变化，故流体动量不变。控制体内的动量增量只是流出与流入流体的动量差，即 I-I 至 I'-I' 和 II-II 至 II'-II' 段流体的动量之差。

任取一股微小流束如图 1-17 所示。该微小流束在 I-I 和 II-II 两截面上的微元面积分别为 dA_1 和 dA_2 ；流速为 \mathbf{u}_1 和 \mathbf{u}_2 ，微小流量为 dQ_1 和 dQ_2 ，总流的流量为 Q_1 和 Q_2 ；两截面面积为 A_1 和 A_2 。则微小流束 I-I' 段和 II-II' 段的动量

$$m_1 \mathbf{u}_1 = \rho_1 \mathbf{u}_1 u_1 dA_1 dt = \rho_1 \mathbf{u}_1 dt dQ_1$$

$$m_2 \mathbf{u}_2 = \rho_2 \mathbf{u}_2 u_2 dA_2 dt = \rho_2 \mathbf{u}_2 dt dQ_2$$

流入、流出控制体的流体 I-I 至 I'-I' 段和 II-II 至 II'-II' 段的总动量

$$\sum m_1 \mathbf{u}_1 = \sum \rho_1 \mathbf{u}_1 u_1 dA_1 dt = \left[\int_{A_1} \rho_1 \mathbf{u}_1 u_1 dA_1 \right] dt = \left[\int_{Q_1} \rho_1 \mathbf{u}_1 dQ_1 \right] dt$$

$$\sum m_2 \mathbf{u}_2 = \sum \rho_2 \mathbf{u}_2 u_2 dA_2 dt = \left[\int_{A_2} \rho_2 \mathbf{u}_2 u_2 dA_2 \right] dt = \left[\int_{Q_2} \rho_2 \mathbf{u}_2 dQ_2 \right] dt$$

控制体内动量的增量就是 I-I 至 I'-I' 段和 II-II 至 II'-II' 段流体的动量差。即

$$dN_C = \left[\int_{Q_2} \rho_2 \mathbf{u}_2 dQ_2 - \int_{Q_1} \rho_1 \mathbf{u}_1 dQ_1 \right] dt$$

则作用在流体上的外力合力

$$\sum \mathbf{F} = \frac{dN_C}{dt} = \int_{Q_2} \rho_2 \mathbf{u}_2 dQ_2 - \int_{Q_1} \rho_1 \mathbf{u}_1 dQ_1 \quad (3.6)$$

通流截面 I-I 和 II-II 上各点流速 \mathbf{u}_1 和 \mathbf{u}_2 的分布一般难以确定, 现用两通流截面上的平均流速 \mathbf{v}_1 和 \mathbf{v}_2 乘以动量修正系数 β_1 和 β_2 来代替 \mathbf{u}_1 和 \mathbf{u}_2 , 则式 (1-31) 改写成

$$\sum \mathbf{F} = \int_{Q_2} \rho_2 \beta_2 \mathbf{v}_2 dQ_2 - \int_{Q_1} \rho_1 \beta_1 \mathbf{v}_1 dQ_1 = \rho_2 \beta_2 \mathbf{v}_2 Q_2 - \rho_1 \beta_1 \mathbf{v}_1 Q_1 \quad (3.7)$$

对于不可压缩流体, 则有 $Q_1 = Q_2 = Q$, $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, 于是式 (1-32) 可以改写成

$$\sum \mathbf{F} = \rho Q (\beta_2 \mathbf{v}_2 - \beta_1 \mathbf{v}_1) \quad (3.8)$$

一般在计算时, 为方便常写成投影形式, 如求在 x 方向的分量

$$\sum F_x = \rho Q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x}) \quad (3.9)$$

式 (1-33b) 就是液体作恒定流动时的动量方程, 从中看出, 作用在控制体上外力合力的大小仅与流出、流入控制面的流速和流量有关, 与控制体内部流体的运动参数无关。无论所选取的控制体的形状、尺寸及位置如何, 这个结论都是适用的。

公式中 β_1 和 β_2 是动量修正系数, 它是实际动量与采用平均流速计算的动量之比, 即

$$\beta = \frac{\int_A u^2 dA}{v^2 A} \quad (3.10)$$

可以推出 β 也是大于 1 的数。工程上常取 β 为 1~1.33, 紊流时取 $\beta = 1$, 层流时取 $\beta = 1.33$ 。

对于非恒定流动, 由于控制体内各点的参数均随时间变化, 因此在 dt 时间内, 控制体内的动量增量就不仅仅是流出、流入控制体的动量差, 且还要加上控制体内部的动量增量, 即

$$\begin{aligned} dN_C &= d\left(\sum \rho \mathbf{u}_C dV\right) + \left(\sum m_2 \mathbf{u}_2 - \sum m_1 \mathbf{u}_1\right) = \\ &= d\left[\int_{CV} \rho \mathbf{u}_C dV\right] + \left[\int_{Q_2} \rho_2 \mathbf{u}_2 dQ_2 - \int_{Q_1} \rho_1 \mathbf{u}_1 dQ_1\right] dt \end{aligned}$$

式中 dV ——控制体内任取的流体的微元体;

\mathbf{u}_C ——微元体 dV 的速度;

CV ——控制体体积。

其余参数含义同前。

则此时的作用力

$$\sum \mathbf{F} = \frac{dN_C}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\int_{CV} \rho \mathbf{u}_C dV \right] + (\rho_2 \beta_2 \mathbf{v}_2 Q_2 - \rho_1 \beta_1 \mathbf{v}_1 Q_1)$$

对于不可压缩的液体, 则有

$$\sum \mathbf{F} = \frac{d}{dt} \left[\int_{CV} \rho \mathbf{u}_C dV \right] + \rho Q (\beta_2 \mathbf{v}_2 - \beta_1 \mathbf{v}_1) \quad (3.11)$$

在 x 方向投影为

$$\sum F_x = \left[\frac{d}{dt} \int_{CV} \rho \mathbf{u}_C dV \right]_x + \rho Q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x}) \quad (3.12)$$

瞬态液动力

稳态液动力

由式 (1-36) 可见, 当液体作非恒定流动时, 作用在控制体上的力由两部分组成: 一部分是由于流体流入流出的动量变化引起的 (式中第二项), 称为稳态液动力。另一部分则是由于流体作非恒定流动时, 在控制体内流体产生加速度运动而引起的 (式中第一项), 称



图 3.11: 控制体与动量方程

为瞬态液动力。

必须注意，液体对壁面作用力的大小和 F 相同, 但方向相反。

对于直管或缓变流动的情况，可以用如下公式来求瞬态液动力 (见图 1-18):

$$F_a = \frac{d}{dt} \left[\int_{CV} \rho \mathbf{u} dV \right] = \frac{d}{dt} \left[\int_{CV} \rho \mathbf{u} ds dA \right] = \rho \frac{d}{dt} \left[\int_{s_1}^{s_2} ds \int_A \mathbf{u} dA \right] = (s_2 - s_1) \rho \frac{dQ}{dt}$$

或

$$F_a = l \rho \frac{dQ}{dt}, \quad l = s_2 - s_1 \quad (3.13)$$

式中 l ——通常称为阻尼长度;

s_2, s_1 ——沿流向取的液流段坐标值。

其他参数含义同前。

下面以液压传动中常用的滑阀为例，加深理解动量方程。

很多液压阀都是滑阀结构，这些滑阀靠阀芯的移动来改变阀口的大小或启闭，从而控制了液流。液流通过阀口时，阀芯所产生的液动力，将对这些液压阀的性能有很大影响。

由前面分析可知，作用在阀芯上的液动力有稳态液动力和瞬态液动力两种。

1. 稳态液动力 (或稳态轴向液动力)

稳态液动力是阀芯移动完毕，开口固定以后，液流流过阀口时因动量变化而作用在阀芯上的力。图 1-19 给出液流流过阀口的两种情况。取阀芯两凸肩间的容腔中液体作为



图 3.12: 滑阀的稳态液动力

控制体，由

式（1-33）可求得液流流入或流出阀腔时的稳态液动力为

$$F_s = \rho Q v \cos \theta \quad (3.14)$$

式中 θ ——射流角，一般取 $\theta=69^\circ$ ；

v ——阀口处的平均流速。

稳态液动力的方向总是指向关闭阀口的方向，相当于一个回复力，使滑阀的工作趋于稳定。

瞬态液动力

瞬态液动力是滑阀在移动过程中（即开口大小发生变化时）阀腔中液流因加速或减速而作用在阀芯上的力。这个力只与阀芯移动速度有关（即与阀口开度的变化率有关），与阀口开度本身无关。

图 1-20 表示了阀芯移动时出现瞬态液动力的情况。当阀口开度变化时，阀腔内长度为 l 那部分油液的轴向速度亦发生变化，也就出现了加速或减速，于是阀芯上就受到了一个轴向的反作用力 F_a ，这就是瞬态液动力。由式（1-37a）可知

$$F_a = \rho l \frac{dQ}{dt}$$

当阀口前后的压差不变或变化不大时，流量的变化率 $\frac{dQ}{dt}$ 与阀口开度的变化率 $\frac{dx_v}{dt}$ 成正比。

滑阀上瞬态液动力的方向，视油液流入还是流出阀口而定。图 1-20（a）中油液流出阀口，当阀口开度加大时长度为 l 的那部分油液加速，开度减小时油液减速，这两种情



图 3.13: 瞬态液动力

况下瞬态液动力作用方向都与阀芯移动方向相反,起着阻止阀芯移动的作用,相当于一个阻尼力,并将 l 称之为“正阻尼长度”。反之,图 1-20 (b) 的情况油液流入阀口,阀口开度变化时引起液流流速变化的结果,都是使瞬态液动力的作用方向与阀芯移动方向相同,起着帮助阀芯移动的作用,相当于一个负的阻尼力。这种情况下 l 称为“负阻尼长度”。

3.3 流动液体的流量-压力特性

前一节叙述了液体运动最普遍适用的基本规律,并未涉及具体装置中(如管路、孔口等)液体运动的物理本质,因而有些问题,例如伯努利方程中的能量损失(h_w)等并未解决。每一具体的流动都有其相应的流量-压力特性,下面分别加以叙述。

压力损失

在密封管道中流动的液体存在两种损失:一种是液体在圆管中流动因黏性产生的沿程损失;另一种是由于管道截面突然变化、液流速度大小和方向突然改变等而引起的局部损失。两种能量损失均可用压力损失来表示。压力损失大小与流动状态有关,下面将分别进行讨论。

沿程损失

当液流为层流状态时,其流量及沿程压力损失均可由理论公式计算。

图 1-21 所示为液体在等径(半径为 R) 水平圆管中作恒定层流时的情况。在图中



图 3.14: 圆管中层流

的管内取出一段半径为 r ，长度为 l ，与管轴相重合的微小圆柱体，作用在其两端面上的压力为 p_1 和 p_2 ，作用在侧面上的内摩擦力为 F_f 。根据力的平衡，有

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 = F_f$$

内摩擦力按式 (1-6) 计算为

$$F_f = -2\pi\mu r l \frac{du}{dr}$$

图 1-21 所示坐标轴中速度梯度为负值，故式中加一负号以使摩擦力为正值。令 $\Delta p = p_1 - p_2$ ，将这些关系代入上式，则有

$$\frac{du}{dr} = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r \quad (3.15)$$

对式 (1-38) 进行积分得

$$u = -\frac{\Delta p}{4\mu l} r^2 + C$$

积分常数 C 由边界条件确定，即 $r=R$ 时， $u=0$ ，则有

$$C = \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2$$

从而求得速度分布表达式为

$$u = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \quad (3.16)$$

式 (1-39) 是一抛物面方程。最大速度发生在轴线上，即 $r=0$ 处，速度最大，有

$$u_{max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2 = \frac{\Delta p}{16\mu l} d^2 \quad (3.17)$$

由式 (1-39) 看出，液体在圆管中作层流流动时，速度按对称于管轴的抛物线规律

分布。由于速度分布不均匀,为了计算流量,在半径 r 处取一层厚为 dr 的微小圆环面积 (见图 1-21), 通过此环形面积的流量为

$$dQ = 2\pi u r dr$$

对此式积分

$$Q = \int_0^R 2\pi u r dr = \frac{\pi R^4}{8\mu l} \Delta p = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \quad (3.18)$$

或

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{8\mu Q}{\pi R^4}$$

式 (1-41) 表明, 液体在圆管中作层流流动时, 流量与管径的四次方成比例, 压力差 (压力损失) 则与管径的四次方成反比, 可见管径对流量及压力损失的影响是很大的。这个公式又叫泊肃叶公式。

管中平均流速 v 可表示为

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{\frac{\pi R^4}{8\mu l} \Delta p}{\pi R^2} = \frac{1}{2} \frac{\Delta p}{4\mu l} R^2 = \frac{1}{2} u_{max} \quad (3.19)$$

由式 (1-42) 可知, 通流截面上的平均流速为管子中心线上最大流速之半。

由速度分布规律, 可计算出通流截面上的实际动能和实际动量, 则可进一步求出动能修正系数 α (式 (1-28)) 及动量修正系数 β (式 (1-34))。

$$\alpha = \frac{\int_A u^3 dA}{v^3 A} = \frac{\int_0^R [\frac{\Delta p (R^2 - r^2)}{4\mu l}]^3 2\pi r dr}{[\frac{\Delta p R^2}{8\mu l}]^3 \pi R^2} = 2$$

$$\beta = \frac{\int_A u^2 dA}{v^2 A} = \frac{\int_0^R [\frac{\Delta p (R^2 - r^2)}{4\mu l}]^2 2\pi r dr}{[\frac{\Delta p R^2}{8\mu l}]^2 \pi R^2} = \frac{4}{3} \approx 1.33$$

伯努利方程中 h_w 一项, 若仅考虑沿程损失, 管径不变并水平安放, 则可按式 (1-29) 求出

$$h_\lambda = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.20)$$

若管中是层流流动, 由式 (1-41) 可得到

$$\Delta p = \frac{128\mu l}{\pi d^4} Q = \frac{32\mu l}{\pi d^2} v \quad (3.21)$$

将上式代入式 (1-43) 中, 并经适当变换可得到

$$h_\lambda = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{64}{\rho \frac{ud}{\mu}} = \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{64}{ld} \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (3.22)$$

式中 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 为沿程阻力损失系数。在机床液压传动系统中, λ 和 Re 间的关系曲线如图 1-22 所示。

由式 (1-45) 可见, 流体在管道中流动的能量损失表现为流体的压力损失, 即流体下游的压力要小于上游的压力, 这个压力差值用来克服流动中的摩擦阻力。

在实际情况下, 由于管壁附近的流体层因冷却作用而引起局部黏性系数增多, 从而使摩擦阻力加大, 因此在液压技术中流体为油时取

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$



图 3.15: 沿途阻力系数曲线图

如果管道是橡胶软管, 由于管中流动状况易受扰动, 常取

$$\lambda = \frac{80}{Re}$$

液体在直管中作紊流运动时, 沿程损失仍按式 (1-45) 计算, 但如何取 λ 值就相当复杂了, 只能按经验公式或实验曲线得到。

当 Re 较低时, 由于在管道的管壁附近有一层层流的边界层, 把管壁的粗糙度掩盖住, 因而管壁粗糙度将不影响液体的流动, 这时似乎液体流过一根光滑管, 或称水力光滑管。这时 λ 仅和 Re 有关, 和粗糙度无关, 即 $\lambda = f(Re)$ 。

当 Re 增大时, 层流边界层厚度减薄, 小于管壁粗糙度, 管壁粗糙度就突出在层流边界层以外, 对液体的紊流压力损失产生影响, 这时的 λ 将和 Re 以及管壁的相对粗糙度 Δ/d (Δ 为管壁的绝对粗糙度, d 为管的内径) 有关, 即 $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ 。

在不同的雷诺数范围内, λ 值也可按下列经验公式求出

$$\lambda = 0.032 + 0.221Re^{-0.237} \quad (3 \times 10^6 > Re > 10^5)$$

$$\lambda = 0.316Re^{-0.25} \quad (10^5 > Re > 4000)$$

$$\lambda = \left(2 \lg \frac{d}{2\Delta} + 1.74\right)^{-2} \quad \left(Re > 900 \frac{d}{\Delta}\right)$$

2. 局部压力损失

局部压力损失是液体流经如阀口、弯头及通流截面变化等局部阻力处所引起的压力损失。流体通过这些局部阻力处时流速大小和方向会产生急剧变化, 流体质点间产生撞击, 形成漩涡区, 从而产生了能量损失。

局部损失除少数几种能在理论上作一定的分析计算外,一般都依靠实验方法求得。



图 3.16: 突然扩大处的局部损失

下面以截面突然扩大时的局部损失为例进行计算。如图 1-23 所示,假设是理想流体不可压缩且作恒定流动,因为是紊流,动能修正系数和动量修正系数均取 1,列截面 1-1 和 2-2 的伯努利方程。

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_\zeta$$

式中 h_ζ 为单位质量液体的局部压力损失 (由于路程短不计沿程损失)

将选截面 1-1 和 2-2 间的核心区 I 为控制体,根据动量方程,有

$$p_1 A_1 + P_0 (A_2 - A_1) - p_2 A_2 = \rho Q (V_2 - V_1)$$

由实验得知 $p_0 \approx p_1$, 则上式可化简为

$$p_1 - p_2 = \rho v_2 (v_2 - v_1)$$

将式 (b) 带入式 (a) 中可求得

$$h_\zeta = \frac{v_2 (v_2 - v_1)}{g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

化简上式, 并将

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1$$

代入, 得

$$h_\zeta = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

令

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

称为突然扩大时的局部损失系数, 则

$$h_\zeta = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

由式 (1-46) 不难看出, 局部损失系数仅与通流面积 A_1 与 A_2 比值有关, 而与速度, 黏性 (或与雷诺数) 无关。常见的局部损失系数如图 1-24 所示。

当 $A_2 \gg A_1$ 时, $\zeta = 1$, 因此突然扩大截面处的局部能量损失为, 这说明进入突然扩大截面处液体的全部动能会因液体扰动而全部损失掉, 变为热能而散失。

由于各种局部损失的实质是一样的, 因此, 可以将突然扩大的局部压力损失公式 (1-47) 作为普遍的局部压力损失计算公式



图 3.17: 各种局部损失系数

3. 管路系统总能量损失

管路系统中总能量损失等于系统中所有直管沿程能量损失之和与局部能量损失之和的叠加, 即

$$h_w = \Sigma \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta p = \Sigma \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \Sigma \zeta \frac{\rho v^2}{2}$$

上式仅在两相邻局部损失之间的距离大于管道内径 10~20 倍时才是正确的, 否则液流受前一个局部阻力的干扰还没有稳定下来, 就又经历后一个局部阻力, 它所受扰动将更为严重, 因而会使式 (1-48) 算出的压力损失值比实际数值小。

由前推导的计算压力损失的公式中可以看出, 层流直管中的沿程损失与流速 v 呈一次方关系, 局部损失则与流速 v 的平方成正比, 因此, 为了减少系统中的压力损失, 管道中液体的流速不应过高

为了减少压力损失, 还应尽量减少截面变化和管道弯曲, 管道内壁力求光滑, 油液黏度适当。

二、流量公式

1. 孔口流量公式

在液压传动中, 经常装有断面突然收缩的装置, 称为节流装置 (如节流阀)。突然收缩处的流动叫节流。一般均采用各种形式的孔口来实现节流。液体流过节流口时要产生局部损失, 使系统发热, 油液黏度减小, 系统的泄漏增加, 这是不利的一面。但是这种节流装置能实现对压力和流量的控制。

液体流经小孔的情况, 可分为薄壁小孔和细长小孔, 介于二者之间的孔叫短孔。它们的流量计算和流量压力特性有相同之处, 也有区别。下面将分别进行分析。

(1) 薄壁小孔的流量公式。所谓薄壁小孔是指小孔的长度 l 与直径 d 之比 $l/d \leq 0.5$ 的孔。如流量阀中的节流口, 静压支承中的小孔节流器都是薄壁孔, 一般都将孔口边缘作为刃口形式, 如图 1-25 所示 “液流在小孔上游大约 $d/2$ 处开始加速并从四周流向小孔, 贴近管壁的液体由于惯性不会作直角转弯而是向管轴中心收缩, 从而形成收缩断面, 大约在小孔出口 $d/2$ 的地方, 形成最小收缩截面 A_e , 通常把最小收缩面积与孔口截面积之比称为收缩系数, 即

$$C_e = \frac{A_e}{A_0}$$

截面收缩的程度取决于 Re 、孔口及边缘形状、孔口离管道及容器侧壁的距离等因素。如圆形小孔，当管道直径与小孔直径之比 $d/d_0 \geq 7$ 时，称完全收缩，此时流束的收缩不受大孔侧壁的影响。反之，当 $d/d_0 < 7$ 时，称为不完全收缩，由于这时管壁与小孔较近，侧壁对收缩的程度有影响。

如图 1-25 所示，小孔前截面 1-1，其相应参数为 A_1 ， p_1 ， v_1 ；小孔后截面 2-2，其相应参数为 A_2 ， p_2 ， v_2 ，收缩处的参数为 A_e ， p_e ， v_e 。

选取轴心线为参考基准，列写截面 1-1 及 2-2 的伯努利方程，则有

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \Sigma h_\zeta$$

取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ，并且 $v_1 = v_2$ ，则上式简化为



Elegant \LaTeX Program

图 3.18: 通过薄壁小孔的液流

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \Sigma h_\xi$$

式中 Σh_ξ 为液体流经小孔的局部能量损失，它包括两部分：液体流经截面突然缩小时的局部损失 $h_{\xi 1}$ 和突然扩大时的 $h_{\xi 2}$ 。当收缩截面上的平均流速为 v_e 时，即可写成

$$h_\xi = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_e^2}{2g}$$

带入上式，有

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_e^2}{2g}$$

由上式求出

$$v_e = \frac{1}{\sqrt{\zeta_1 + \zeta_2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = C_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

又因 $\zeta_2 = \left(1 - \frac{A_e}{A_2}\right)^2$ 而 $\frac{A_e}{A_2} \ll 1$ ，故 $\zeta_2 = 1$ ，因此

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_1}}$$

称 C_v 为速度系数, Δp 为小孔前后的压力差 $\Delta p = p_1 - p_2$, 由此得流经小孔的流量为

$$Q = A_e v_e = C_c C_v A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

式中 C_d 为流量系数, $C_d = C_c C_v$ 。

流量系数的值由实验条件确定。图 1-26 给出了在液流完全收缩的情况下, 当 $Re \leq 10^5$ 时, C_d , C_c , C_v 与 Re 之间的关系。当 $Re > 10^5$ 时, C_d 可以认为是不变的常数, 计算时取平均值 C_d 为 0.60 0.62。



图 3.19: C_d - Re , C_v - Re 曲线

从图 1-26 看出, 当 Re 较小时, C_d 随 Re 的增大而迅速增大, 这是由于粘性起主导作用的结果。它对收缩系数影响较小, 而对速度系数 C_v 影响较大, 此时 C_d 主要受 C_v 影响, 随 Re 增加而迅速增加。当 Re 进一步增大时, C_d 随 Re 增加而缓慢增加, 这是因为此时黏性作用相对减小而惯性作用增大, 直到惯性作用起主导作用时, 它对收缩系数影响较大, 而对 C_v 影响较小。在 Re 增大到一定值后, 黏性作用可以忽略, 此时 C_v 趋近 1, C_d 也趋于某一常数。当液流不完全收缩时, 管壁离小孔较近, 此时管壁对液流起导向作用, 流量系数可增大到 0.7 0.8。

从以上对薄壁小孔的流量公式推导可以看出: 流经薄壁小孔的流量 Q 与小孔前后压差 ΔP 的 1/2 次方成正比; 摩擦阻力作用极小, 流量受黏度的影响也很小, 因而油温变化对流量影响也很小; 此外, 薄壁小孔不易堵塞。这些都使得薄壁小孔 (或近似薄壁小孔) 在流量控制阀中表现出较好的性能。

(2) 细长小孔的流量公式。细长小孔一般是指小孔的长径比 $l/d > 4$ 时的情况, 如液压系统中的导管、某些阻尼孔、静压支承中的毛细管节流器等。

液流在细长孔中流动, 一般都是层流, 若不计管道起始段的影响, 可以应用前面推出的圆管层流的公式 (1-41), 即

$$Q = \frac{\pi d^4}{128ul} \Delta p = \frac{d^2}{32ul} A_o \Delta p = C A_o \Delta p$$

式中 $A_o = \pi d^2/4$ 即细长小孔截面积; $C = d^2/(32ul)$; 其他符号同前。

从式 (1-51) 可知: 油液流经细长小孔的流量 Q 与小孔前后压差 ΔP 的一次方成正比; 流量受油液黏性 (η) 变化的影响较大, 即油温变化引起黏度的变化, 从而引起流过细长小孔的流量变化; 此外, 细长小孔较易堵塞。这些特点都和薄壁小孔不同。

介于薄壁小孔与细长小孔之间的孔, 即 $1/2 < l/d \leq 4$ 时, 称为厚壁小孔或称为短孔。这时的过流情况, 除流束在入口处有收缩作用外, 且收缩结束后, 流束要扩大, 致使扩大后有一段沿程损失, 以后才流出。所以, 能量损失应为收缩、扩大和沿程三个部分的能量损失之和。应该指出的是, 这里的收缩仅发生在孔的内部, 液流一旦流出短孔就不再收缩。一般液压系统中的圆柱形外伸管嘴的流出情况, 均属此类。

厚壁孔加工起来比薄壁孔容易得多, 因此特别适合于作固定节流孔用。流量计算也可采用薄壁小孔的公式, 但流量系数 C_d 应根据短管的形状和安装方式不同而作具体计算或查表, 关于这方面的深入了解, 可参考有关的流体力学专著。

2. 缝隙的流量公式

在液压传动的元件中, 适当的缝隙 (间隙) 是零件间正常相对运动所必需的。间隙对液压元件的性能影响极大。液压系统的泄漏主要是由于间隙和压力差决定的, 泄漏的增加使系统油温升高效率降低, 系统性能受影响。因此应尽可能减少泄漏以提高系统的性能, 保证系统正常工作。

缝隙的大小相对于它的长度和宽度小得很多, 因此, 液体在缝隙中的流动受固体壁的影响很大, 其流动状态一般均为层流。缝隙的流量公式不再推导, 现列于表 1-44, 可作为计算各种缝隙流量时选用。

表 1-4 公式中各符号的意义为:

Q ——通过缝隙的流量 (L/min); b ——缝隙的宽度 (m); δ ——缝隙的高度 (m); Δp ——缝隙前后压力差 (Pa); u ——油液的动力黏度 (Pa·s); l ——缝隙的长度 (m); d ——环形缝隙的直径或圆盘的中心孔径 (m); ε ——缝隙的相对偏心率, 即内圆柱中心与外圆筒中心的偏心距离 e 对缝隙 δ 的比值, 即 $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ D ——圆盘外圆直径 (m)。

当偏心环形缝隙的偏心率达到最大值, 即 $\varepsilon = \frac{e}{\delta} = 1$ 时, 偏心环形缝隙的流量增加为同心环形缝隙的 2.5 倍。

3.4 液压冲击和气穴现象

一、液压冲击

在液压系统的工作过程中, 因执行部件的突然换向或阀门突然关闭以及外负载的急剧变化而引起压力急剧变化, 出现压力交替升降的波动过程, 这种现象称为液压冲击。液压冲击常伴随着很大的噪音和振动, 它的压力峰值有时会大到正常工作压力的几倍至几十倍, 甚至足以使管道和某些液压元件产生破坏的程度。因此, 弄清液压冲击的本质, 估算出它的压力峰值, 并研究抑制措施, 是十分必要的。

液压冲击是一种非恒定流动, 它的瞬态过程相当复杂, 本节只是简单分析产生冲击的原因及压力峰值的计算方法。

通常所说的压力冲击主要有两种情况:

一种是阀门突然打开或关闭, 以及系统中某些元件反应的滞后, 使液流突然停止运动。由于管路中液流的惯性及油液的可压缩性等原因, 将流体的动能转变为压力能, 并迅速逐层形成压力流, 在阀门前出现高压波, 阀门后出现低压波 (从而产生空穴), 这种压力



图 3.20: 液压冲击

波在水力学中称为“水击”现象或“水锤”现象。由于油液的黏性作用, 经过一段时间以后这种压力波逐渐衰减而停止。

另一种情况是运动部件(如机床工作台)突然启动或停止, 由于运动部件的惯性使液压缸和相连管道内的压力产生急剧的变化而形成压力波, 产生液压冲击。

以上两种情况本质上都是相同的, 产生的后果也是相类似的。

1. 液流突然停止时的液压冲击

设有如图 1-27 所示的一根等径直管, 其上游与一固定水面的大水池相连, 出口经一快速

闸门通大气。设管长为 l , 截面积为 A , 在阀门正常开启情况下, 管中流速为 v_0 , 压力为 p_0 (不计沿程失), 当阀门突然关闭时, 首先是紧靠门的一层厚度为 Δl 的液体停止运动, 它的动能在极短约时间内转化为压力增量 p , 同时液体被压缩, 压力位升高, 如此继续下去, 管中液体一层接一层地逐步停止运动, 同时压力升高, 在停止流动液体形成的高压区和在流动液体的原有低压区的分界(称为增压波面), 以速度 a 向水池方向传递, 称为压力波传播。 a 是液压冲击波的传播速度, 其值等于液体中声速。

在阀门关闭后的 $t_1 = l/a$ 时刻, 第一次液压冲击波从阀门传到了管道入口, 此时管中的液体全部停止流动。而且液体处于压缩状态, 使管内压力大于水池中的压力, 处于一种不平衡状态, 于是管中紧邻入口处的第一层厚为 Δl 的液体将会以速度 v_0 向水池冲击, 与此同时, 该层液体结束了受压状态, 液体的压力增量随即消失, 恢复到正常压强, 这样, 管中液体次结束受压状态, 液体高压区和低压区的分界面即为减压波面, 在阀门关闭后的 $t_2 = l/a$ 时刻管内全部液体的压力和体积都恢复了原状。但由于惯性作用, 紧靠阀门的液体仍然企图以速度 v_0 流向水池, 这就使得紧阀门的第一层液体开始受到拉松, 因使压力突然降低 Δp 大小。

同样, 紧接各层液体依次放松, 这就形成一减压波面, 并以速度 v_0 向水池方向传去, 经 $t_3 = 3l/a$ 时刻后, 减压波面传到管道入口处, 管内全部液体都处于低压而且是静止的状态, 这时水池中压力大于管中压力, 在此压差作用下, 液体又由水池向管中冲去, 这又使管道入口处的第一层液体首先恢复原来正常情况下的压力和速度, 接着依次一层一层地以速度 aa 向阀门方向恢复原状。直到 $t_4 = 4l/a$ 时刻, 管内全部液体的压力和速度都恢复到正常状态, 即液体仍以速度 v_0 流向阀门。



图 3.21: 运动部件制动

这时若阀门仍然关闭着, 则将重复上述四个过程, 若无能量消耗, 则上述情况将水远持续。

实际上由于液体的黏性和管壁变形都将消耗液体的能量, 液压冲击产生的能量将逐渐消失, 于是压力将逐渐减弱而直至消失。

2. 运动部件制动时产生的液压冲击

如图 1-28 所示, 活塞以正常运动速度 v_0 带动负载 $\sum m$ 向左运动, 当换向阀突然关闭时, 油液被封死在缸两腔及管道中, 由于惯性作用, 活塞不能立即停止运动, 将继续向左运动使左腔内油液受到压缩, 压力急剧上升达到某一峰值。产生液压冲击。封闭在右腔的油液因容积扩大并没有油液补充进来将使压力突然降低。当运动部件的动能全部转化为油液的弹性能时, 活塞将停止向左运动, 此时油液的弹性能将释放出来, 使活塞改变其运动方向而向右运动, 这样来回运动将持续地振荡一段时间, 直到泄漏与摩擦消耗了全部能量为止。

同样利用能量守恒定律, 可以求出冲击压力峰值

$$\frac{1}{2} \sum m v_0^2 = \frac{1}{2} K_h \Delta l^2$$

式中 Δl ——关闭阀门后活塞移动的距离;

K_h ——液压弹簧刚性系数, 由式 (1-5) 可知 $K_h = A^2 K / V$ 。

又

$$\Delta p A = K_h \Delta l^2$$

将上边各式整理得

$$\Delta p = v_0 \sqrt{\frac{\sum m K}{V}}$$

由式 (1-52) 可以看出, 运动部件质量越大, 起始运动速度越大, 产生的冲击压力越大。在推导公式 (1-52) 时, 是假设速度减至零, 并未考虑其他损失, 因此公式是近似的。对以上两种情况分析得出, 液压冲击现象对管道和液压机械都是十分有害的, 因此应设法将其消除或减弱之, 常用的办法有:

(1) 缓慢关闭阀门。若使阀门关闭时间 $t_c > 2l/a$, 则当返回的减压波回到阀门时, 阀

门还在关闭过程中, 这后来产生的压力升高值将与返回的减压波相抵消掉一部分, 因此, 液压冲击压力峰值将减小。

(2) 缩短管子长度 l , 即使 $t_c > 2l/a$ 减小, 也同样可达到前项所说的效果。

(3) 限制管中液体的流速 v_0 。

(4) 在靠近液压冲击源处安装安全阀、蓄能器等装置。

液压冲击现象并非有百害而无一利, 事实上人们早已利用液压冲击的能量制成了一种水、锤泵, 用来扬水。

例 1-4 有一直径 $d = 205\text{mm}$, 管壁厚度 $\delta = 10.5\text{mm}$ 的管道, 管中水流速度 $v = 2\text{m/s}$, 此时阀门处的压力 $p_0 = 1.5\text{MPa}$, 已知水的容积弹性模量 $K = 2.1 \times 10^3\text{MPa}$, 管壁材料的弹性模量 $E = 10^5\text{MPa}$, 若阀门突然关闭, 求管壁内产生的应力。

解 由式 (1-52) 得解由式 (1-52) 得

$$\Delta p = \rho v_0 \sqrt{\frac{\frac{K'}{\rho}}{1 + \frac{dK'}{\delta E}}}$$

取 $\delta = 1000\text{kg/m}^2$, 则有

$$\Delta p = 1000 \times 2 \times \sqrt{\frac{2.1 \times 10^9 / 1000}{1 + \frac{0.205 \times 2.1 \times 10^9}{0.0105 \times 10^{11}}}} = 2.44\text{MPa}$$

故发生液压冲击时的总压力应为

$$p = p_0 + \Delta p = 1.5 + 2.44 = 3.94\text{MPa}$$

此时, 管壁中的应力为

$$\sigma = \frac{pd}{2\delta} = \frac{3.94 \times 20.5}{2 \times 1.05} = 38.46\text{MPa}$$

而正常时管壁中的应力为

$$\sigma = \frac{p_0 d}{2\delta} = \frac{1.5 \times 20.5}{2 \times 1.05} = 14.6\text{MPa}$$

二、气穴 (或空穴)

在流动的液体中, 如果某一点处的绝对压力低于液体的空气分离压, 液体中溶解的空气就分离出来, 产生大量气泡, 这就是气穴。另外, 当绝对压力低于液体的饱和蒸气压时, 液体中会产生大量的蒸气泡, 这也是气穴。气穴现象使液压装置产生噪声和振动, 使金属表面受到腐蚀。为了说明这种现象的机理, 有必要介绍一下液压油的空气分离压和饱和蒸气压。

1. 空气分离压和饱和蒸气压

液压油总是含有一定量的空气的。液压油中所含空气体积的百分数称为它的含气量。空气可溶解在液压油中, 也可以以气泡的形式混合在液压油中。空气的溶解量和液压油



图 3.22: 节流口处的空穴现象

的绝对压力成正比。常用的矿物型液压油，常温时在一个大气压下约含有 5% 10% 的溶解空气，溶解空气对液压油的体积弹性模量没有影响。

在一定温度下，当液压油压力低于某值时，溶解在油中的过饱和的空气将会突然地迅速从油中分离出来，产生大量气泡，这个压力称为液压油在该温度下的空气分离压。含有气泡的液压油的体积弹性模量将降低。

当液压油在某温度下的压力低于一定数值时，油液本身将迅速汽化，产生大量蒸气气泡，这时的压力称为液压油在该温度下的饱和蒸气压。一般来说，饱和蒸气压相当小，比空气分离压小得多。几种液压油的饱和蒸气压值如表 1-5 所示。

由上述可知，要使液压油不产生大量气泡，它的压力最低不得低于液压油所在温度下的空气分离压。

2. 节流口处的气穴现象

在液压系统中的节流口，在突然关闭的阀门附近，在吸油不畅的油泵吸油口等处，均可能产生气穴。现以图 1-29 所示节流口的喉部为例进行分析。根据伯努利方程知，该处流速大、压力低，如压力低于该液压油工作温度下的空气分离压，溶解在油中的空气将迅速地分离出来变成气泡。这些气泡随着 p 液流流到高压区时，会因承受不了高压而破灭，产生局部的液压冲击，发出噪声并引起振动。当附在金属表面上的气泡破灭时，它所产生的局部高温和高压会使金属剥落，使表面粗糙或出现海绵状的小洞穴。节流口下游部位常发生这种腐蚀的痕迹，这种现象称为气蚀。

其他像液压泵吸油管太细，安装位置太高等都会使吸油口绝对压力过低，即真空度太大，而产生气穴现象，使液压泵输出流量和压力急剧波动，系统无法稳定地工作；严重时使泵的机件腐蚀，出现气蚀现象。

思考题和习题

1-1 如图 1-30 所示，直径为 d ，重量为 F_G 的柱塞浸在液体中，并在外力 F 的作用下处于静止状态。若液体的密度为 ρ ，柱塞浸入深度为 h ，试确定液体在测压管内的上升高度 x 。

1-2 有一容器充满了密度为 ρ 的油（见图 1-31），其压力 p 由水银压力计的读数 h 来确定。若测压计与容器以柔软胶管连接，现将测压管向下移动距离 a ，这时虽然容器中压力不变化，但测压管中的读数则由 h 变为 $h + \Delta h$ 。试求 Δh 与 a 的关系式。



图 3.23: 题 1-1 图



图 3.24: 题 1-2 图

1-3 转轴直径 $d = 0.36m$, 轴承长度 $l = 1m$, 轴与轴承间的间隙 $\delta = 0.2mm$, 其中充满动力黏度 $\mu = 0.72Pas$ 的油, 若轴的转速为 $n = 200r/min$, 求克服油的黏性阻力所需的功率。

1-4 如图 1-32 所示, 液压泵从油箱吸油, 吸油管直径 $d = 6cm$, 流量 $Q = 150L/min$, 液压泵入口处的真空度为 $0.2 \times 10^5 Pa$, 油液的运动黏度 $\nu = 20 \times 10^{-6} m^2/s$, 油液的密度 $\rho = 900kg/m^3$, 不计任何损失, 求最大吸油高度。

1-5 将流量 $Q = 16L/min$ 的液压泵安装在油面以下, 已知油的运动黏度 $\nu = 0.11cm^2/s$, 油液的密度 $\rho = 880kg/m^3$, 弯头处的局部阻力系数 $\zeta = 0.2$, 其他尺寸如图 1-33 所示。求液压泵入口处的绝对压力。

1-6 如图 1-34 所示, 管道输送 $\rho = 900kg/m^3$ 的液体, 已知 $h = 15m$, 1 处的压力为 $4.5105Pa$, 2 处的压力为 $4105Pa$, 判断管中油流的方向。

1-7 如图 1-35 所示, 活塞上作用有外力 $F = 3000N$, 活塞直径 $D = 50mm$, 若使油从液压缸底部的锐缘孔口流出, 设孔口直径 $d = 10mm$, 孔口速度系数 $C_v = 0.97$, 流量系数 $C_d = 0.63$, 油液的密度 $\rho = 870kg/m^3$, 不计摩擦, 试求作用在液压缸缸底壁面上的力。

1-8 当阀门关闭时压力表的读数为 $2.5 \times 10^5 Pa$, 阀门打开时压力表的读数为 $0.6 \times 10^5 Pa$ 如果 $d = 12mm$, 不计损失, 求阀门打开时管中的流量 Q (见图 1-36)。

1-9 将一平板置于油液的自由射流之内, 并垂直于射流轴线, 设该平板截去射流流量的部分 Q_1 , 并使射流的其余部分偏转一个角度 θ (见图 1-37)。已知射流流速 $v = 30 m/s$, 总流量 $Q = 30 L/s$, $Q_1 = 10 L/s$, 若液体的重力和液体与平板间的摩擦可以忽略不计, 油



图 3.25: 题 1-4 图



图 3.26: 题 1-5 图

液的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。试确定射流作用在平板上的力 F 及射流的偏转角 θ 。(提示: 不计损失且忽略高度的影响可以证明 $v = v_1 = v_2$)

1-10 如图 1-38 所示, 水沿垂直变径管向下流动, 已知上管直径 $D = 0.2 \text{ m}$, 流速 $v = 3 \text{ m/s}$, 为使上下两个压力表的读数相同, 下管直径应为多大? 水头损失不计。

1-11 如图 1-39 所示, 一柱体在压力 $F = 150 \text{ N}$ 作用下向下移动, 将液压缸中的油通过 $\delta = 0.05 \text{ mm}$ 的缝隙排到大气中去。假设活塞和缸筒处于同心状态, 缝隙长 $l = 70 \text{ mm}$, 柱塞直径 $d = 20 \text{ mm}$, 油液的动力黏度 $\mu = 50 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 试确定活塞下落 0.1 m 所需的时间。

1-12 如图 1-40 所示, 运动黏度 $\nu = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$ 的油液通过 300 m 长的光滑管道, 管道两端连接两个液面差保持不变的容器, 液面差 $h = 30 \text{ cm}$, 如果仅计管道中的沿程损失, 求:

- (1) 当通过流量为 10 L/s 时, 液体作层流运动的管道直径;
- (2) 由 (1) 所得出的直径, 求不发生紊流时两容器最高液面差 h_{\max} 。



ElegantL^AT_EX Program

图 3.27: 题 1-6 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.28: 题 1-7 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.29: 题 1-8 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.30: 题 1-9 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.31: 题 1-10 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.32: 题 1-11 图



ElegantL^AT_EX Program

图 3.33: 题 1-12 图

第四章 液压泵和液压马达

4.1 概述

液压泵和液压马达在液压系统中都属于能量转换装置。如图 2-1 所示, 液压泵是将电机输出的机械能 (电机轴上的转矩 T_p 和角速度 ω_p 的乘积) 转变为液压能 (液压泵的输出压力 P_p 和输出流量 Q_p 的乘积), 为系统提供一定流量和压力的油液, 是液压系统中的动力源。而液压马达是将系统的液压能 (液压马达的输入压力 P_m 和输入流量 Q_m 的乘积) 转变为机械能 (液压马达输出轴上的转矩 T_m 和角速度 ω_m 的乘积), 使系统输出一定的转速和转矩, 驱动机床工作部件运动, 它是液压系统中的执行元件。液压缸和液压马达的作用一样, 也是执行元件, 只是液压缸作直线运动。关于液压缸的详细内容将在下一章介绍。



图 4.1: 能量转换示意

一、液压泵和液压马达的工作原理和特点

尽管液压系统中采用的液压泵类型很多, 但都是属于容积式液压泵, 它的工作原理可以用图 2-2 所示的简单柱塞式液压泵来说明。

柱塞 2 在弹簧 3 的作用下紧压在凸轮 1 上, 电机带动凸轮 1 旋转, 使柱塞 2 在柱塞套中作往复运动。当柱塞向外伸出时, 密封油腔 4 的容积由小变大, 形成真空, 油箱中的油液在大气压力的作用下, 顶开单向阀 5 (这时单向阀 6 关闭) 进入油腔 4, 实现吸油。当柱塞向里顶入时, 密封油腔 4 的容积由大变小, 其中的油液受到挤压而产生压力, 当压力增大到能克服单向阀 6 中弹簧的作用力时, 油液便会顶开单向阀 6 (这时单向阀 5 封住吸油管) 进入系统, 实现压油。凸轮连续旋转, 柱塞就不断地进行吸油和压油。图示结构中只有一个柱塞向系统供油, 所以油液输出是不连续的, 只能作为润滑泵使用, 为实现连续供油, 可以设置多个柱塞, 使它们轮流向系统供油。

由上可知, 容积式液压泵是依靠密封工作油腔的容积变化来进行工作的, 因此, 它必须具有一个 (或多个) 密封的工作油腔。当液压泵运转时, 该油腔的容积必须不断由小逐渐加大, 形成真空, 油箱的油液才能被吸入。当油腔容积由大逐渐减小时, 油被挤压在密封工作油腔中, 压力才能升高, 压力的大小取决于油液从泵中输出时受到的阻力 (如单向阀 6 的弹簧力)。这种泵的输油能力 (或输出流量) 的大小取决于密封工作油腔的数目以及容积变化的大小和频率, 故称容积式泵。



图 4.2: 容积式液压泵的工作原理

泵在吸油时吸油腔必须与油箱相通,而与压油腔不通;在压油时压油腔与压力管道相通,而与油箱不通,由吸油到压油或由压油到吸油的转换称为配流。图 2-2 中所示是分别由阀 5 和阀 6 来实现的,阀 5 和 6 称为配流装置,配流装置是泵不可缺少的,只是不同结构类型的泵,具有不同形式的配流装置,如叶片泵、轴向柱塞泵等的配流盘,径向柱塞泵的配流轴或配流阀等。

泵借助大气压力从比它的位置低的油箱中自行吸油的能力,叫泵的自吸能力,它用泵的中心线到油箱液面间的吸油高度来表示。图 2-2 中弹簧 3 的作用在于使柱塞克服惯性力、摩擦力等向外伸出,使泵具有自吸能力。如果没有这个弹簧,则柱塞不会自动伸出,就无法吸油,也就失去了自吸能力。

从原理上来讲,液压泵与液压马达之间是可逆的,但它们在具体结构上仍有差异,图 2-2 所示单柱塞泵不能作为液压马达使用。如果将压力油通入工作油腔 4(输入液压能),则柱塞就在液压力的作用下,顶向凸轮,产生转矩,而使凸轮旋转(输出机械能),输出转矩的大小取决于输入油液的压力,凸轮轴的转速取决于输入的流量以及工作油腔容积变化的大小。

二、液压泵和液压马达的基本性能

1. 液压泵和液压马达的工作压力和公称压力

液压泵的工作压力是指泵出口处的实际压力,由容积式泵的工作原理可知:液压泵每转一转,总要将一定体积的油液输入系统,如果液压泵要驱动一个如图 2-3(a) 所示的具有负载力 F 的液压缸时,油液在前阻后推的情况下受到挤压,油液的压力就会逐渐升高,直到克服各种阻力(管道阻力、摩擦力和外载力等)使液压缸运动为止。阻力越大,则泵出口处油液的压力升得越高。如果使泵的出口直接与油箱连通,且油管又粗又短(见图 2-3(b)),这时液压泵输油的阻力很小,则泵出口处的压力就建立不起来。由此可见,液压泵的工作压力取决于泵的总负载。

液压马达的工作压力是指它的输入油液的实际压力,其大小同样也是取决于液压马达的负载。

为了保证液压泵具有一定的效率和使用寿命,液压泵的工作压力有一个最大的限制值。因为当工作压力随外加负载的增大而升高时,液压泵本身的泄漏也随着增加,所以实际输出的流量会减少,导致效率降低。当压力超过某一定值时,实际输出流量不仅会低于



图 4.3: 液压泵的工作压力

公称的流量, 同时泵的使用寿命也会低于规定的值, 这时的工作压力就是液压泵的公称工作压力, 超过这个压力就算是过载。从这个意义上来讲, 并不是绝对不允许液压泵在一定程度上在大于其公称压力下工作进行。此外, 如果液压泵在低于其公称压力下工作, 则泵的使用寿命将会增高。

对液压马达来讲, 也是一样, 因为当液压马达的负载过大致使工作压力过大时, 泄漏量增加, 导致转速下降, 效率降低, 寿命减少, 所以也有一个最大工作压力的限制值, 即液压马达的公称压力。可见液压泵和液压马达的公称压力实际上是取决于它们本身结构的密封性能和规定的使用寿命。

4.1.0.1 液压泵和液压马达的排量 and 流量

液压泵的排量是指在没有泄漏的情况下, 液压泵每转一转所排出的油液体积。在图 2-2 所示的液压泵中, 凸轮轴每转一转, 柱塞往复一次, 它所排出的油液体积 q_p (排量) 等于柱塞截面积 A 和柱塞行程 l 的乘积, 即

$$q_p = Al \quad (4.1)$$

因此液压泵的排量仅仅取决于密封工作油腔每转变化的容积而与转速无关。

液压泵的理论流量 Q_{op} 是指在没有泄漏的情况下, 单位时间内输出的油液体积, 它等于排量和转速的乘积, 即

$$Q_{op} = q_p n_p \quad (4.2)$$

因此液压泵的理论流量只与排量和转速有关 (即与密封容积变化的大小和变化的频率有关) 而与压力无关。工作压力为零时, 实际测得的流量可作为其理论流量。

与液压泵类似, 液压马达的排量 q_m 是指在没有泄漏的情况下, 液压马达转一转所输入的油液体积。液压马达的理论流量 Q_{om} 也是其排量和转速的乘积, 即

$$Q_{om} = q_m n_m \quad (4.3)$$

4.1.0.2 液压泵和液压马达的功率和效率

图 2-1 表示了液压泵和液压马达的能量转换图, 液压泵是将原动机输入的机械能即转矩和转速 (角速度) 转换成液体的压力能即液体的压力和流量。液压马达则相反, 它是

将输入的液压能转换成机械能，若不考虑转换过程的能量损失，则输出功率等于输入功率，也就是它们的理论功率是

$$P = pQ_o = T_o\omega \quad (4.4)$$

式中 Q_o ——液压泵（液压马达）的理论流量；实际上，液压泵和液压马达在能量转

T_o ——液压泵（液压马达）的理论转矩；

p ——液压泵（液压马达）的压力；

ω ——液压泵（液压马达）的角速度

换过程中是有损失的，因此输出功率小于输入功率，两者之间的差值为功率损失。功率损失可以分为容积损失和机械损失两部分。

容积损失是因泄漏而造成流量上的损失，对液压泵来说，输出压力增大时泄漏加大，泵实际输出的流量 Q_p 减小。设泵的泄漏为 ΔQ_1 ，则

$$Q_p = Q_{op} - \Delta Q_{1p} = Q_{op} - C_{1p}p_p \quad (4.5)$$

泵的容积损失可用容积效率 η_V 来表示，容积效率为液压泵的实际流量与理论流量之比，即

$$\eta_{V_p} = \frac{Q_p}{Q_{op}} = \frac{Q_{op} - \Delta Q_{1p}}{Q_{op}} = 1 - \frac{C_{1p}p_p}{Q_{op}} \quad (4.6)$$

机械损失是指因摩擦而造成的转矩上的损失。对液压泵来说，驱动泵的转矩总是大于其理论上所需要的转矩。设转矩损失为 ΔT_p ，则泵实际输入转矩为 $T_p = T_{op} + \Delta T_p$ ，机械损失可用机械效率 η_{jp} ，即液压泵的理论输入转矩与实际输入转矩之比来表示：

$$\eta_{jp} = \frac{T_{op}}{T_p} = \frac{T_p - \Delta T_p}{T_p} = 1 - \frac{\Delta T_p}{T_p} \quad (4.7)$$

由黏性摩擦和机械摩擦而产生的转矩损失的大小与油液黏性、转速以及工作压力有关。油液黏度愈大、转速愈高、工作压力愈高时，转矩损失就愈大。液压泵的总效率是指其输出功率与输入功率之比。由前而几式可以得出

$$\eta_p = \frac{p_p Q_p}{T_p \omega_p} = \eta_{V_p} \eta_{jp} \quad (4.8)$$

即液压泵的总效率等于其容积效率和机械效率的乘积。

液压泵的输入功率 P_p 可表示为

$$P_p = \frac{p_p Q_p}{\eta_p} \quad (4.9)$$

若考虑常用单位，泵的输入功率的计算式为

$$P_p = \frac{p_p Q_p}{600 \eta_p} (kW) \quad (4.10)$$

式中 P_p ——泵的输入功率（kW）；

Q_p ——泵的实际输出流量（L/min）；

η_p ——泵的总效率

对于液压马达来说，输入功率为液压能，输出功率为机械能，因此其总效率为

$$\eta_m = \frac{T_m \omega_m}{p_m Q_m} = \eta_{V_m} \eta_{jm} \quad (4.11)$$



图 4.4: 液压泵和液压马达的图形符号

(a) 定量泵; (b) 变量泵; (c) 定量马达;
(d) 变量马达; (e) 双向变量泵; (f) 双向变量马达

其中容积效率为液压马达的理论流量 Q_{om} 与实际输入流量 Q_m 之比, 即

$$\eta_{V_m} = \frac{Q_{om}}{Q_m} = \frac{Q_m - C_{1m}p_m}{Q_m} = 1 - \frac{C_{1m}p_m}{Q_m} \quad (4.12)$$

机械效率为实际输出转矩 T_m 与理论转矩 T_{om} 之比, 即

$$\eta_{jm} = \frac{T_m}{T_{om}} = \frac{T_{om} - \Delta T_m}{T_{om}} = 1 - \frac{\Delta T_m}{T_{om}} \quad (4.13)$$

对于液压马达, 常需要根据输入的油液压力 p_m 和排量 q_m 来计算它的输出转矩 T_m , 由液压马达的公式可得

$$T_m = \frac{1}{2\pi} p_m q_m \eta_{jm} \quad (4.14)$$

4.1.1 液压泵和液压马达的类型

液压泵和马达的类型很多, 常用的类型主要可分为柱塞式、叶片式和齿轮式三大类。而对每一类还可进一步细分, 如柱塞式可分为轴向和径向柱塞式; 叶片式可分为单作用与双作用式; 齿轮式可分为外啮合式和内啮合式。根据泵或马达其排量 q 是否可以改变, 又可分为定量泵、定量马达和变量泵、变量马达; 调节排量的方式有手动和自动两种; 而自动调节又分为限压式、恒功率式、恒压式和恒流量式等。根据转速高低和转矩大小, 液压马达又可分为高速小扭矩和低速大扭矩马达等。液压泵和液压马达的图形符号见图 2-4。

4.2 齿轮泵

4.2.1 齿轮泵的构造和工作原理

图 2-5 所示为普通常用的外啮合齿轮泵的工作原理。它是由装在壳体内的一对齿轮所组成的, 齿轮的两个端面处用两个端盖 (图中未示出) 来密封。两个齿轮、壳体与端盖之间在齿轮啮合点的两侧形成两个密封的工作腔。当齿轮在电动机的带动下, 按图示方向旋转时, 在啮合点的右侧, 啮合的齿轮逐渐脱开, 使密封工作腔不断由小变大, 形成局部真空, 将油液从油箱经吸油口吸入, 填充齿间。随着齿轮的旋转, 油液被带到啮合点的左侧, 由于齿轮在这里逐渐进入啮合, 使密封的工作腔容积不断由大变小, 油液便经压油口被挤到系统中去。



图 4.5: 齿轮泵的工作原理

4.2.2 齿轮泵的流量

从上述齿轮泵的工作原理可知, 齿轮每转过一个齿, 就会将一对齿间容积的油液挤出, 所以齿轮泵的排量 q 应是其两个齿轮的齿间容积之总和。近似计算时, 可假设齿间的容积等于轮齿的体积, 且不计齿轮啮合时的径向间隙。当齿轮齿数为 z , 节圆直径为 D 、工作齿高为 h 、模数为 m 、齿宽为 b 时, 泵的排量为

$$q = \pi D h b = 2\pi z m^2 b \quad (4.15)$$

实际上齿间的容积比齿轮的体积大一点, 齿数少时大得更多, 为此可令数 3.33 来代替 π 值, 则齿轮泵的排量应为

$$q = 6.66 z m^2 b \quad (4.16)$$

当泵的转速为 n , 容积效率为 η_V 时, 其实际输出流量应为

$$q = 6.66 z m^2 b n \eta_V \quad (4.17)$$

式中的 Q 表示齿轮泵的实际平均流量。由于在齿轮不同的啮合点, 密封工作腔的容积变化率不一样, 因此瞬时输出的流量是变化的, 这就是齿轮泵输出流量脉动的基本原因。液压泵输出流量的脉动程度, 如图 2-6 所示, 可用脉动率 (或脉动系数) σ 来表示, 即

$$\sigma = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q} \quad (4.18)$$

式中 Q_{max} ——瞬时流量的最大值; 流量脉动率 σ 是液压泵工作性能的重要参数之
 Q_{min} ——瞬时流量的最小值;
 Q ——泵的实际平均流量

一, 它直接影响系统工作的平稳性。齿轮泵的流量脉动率与齿数有关, 齿数愈少, 脉动率愈大。此外, 外啮合齿轮泵比内啮合齿轮泵的脉动率要大。由于齿轮泵流量脉动率较大, 一般为 10%~20% 故在精密机床上很少采用。

从式 (2-17) 可知, 提高齿轮泵的转速, 增大模数和齿数, 可以增大流量。但转速的提高有一定限度, 因为转速太高时, 油液在离心力的作用下, 不易填满齿间, 会形成“空穴现象”, 并会使容积效率降低。齿数增多时, 将导致泵的体积加大。由于流量与模数的平方成正比, 若想不增大泵的体积而要加大流量, 则应尽量增大模数, 减少齿数。所以一般齿轮泵的齿数较少 (9~17 齿)。齿数太少也不好, 这会使流量脉动率增大。



图 4.6: 流量脉动曲线



图 4.7: 齿轮泵的困油现象

4.2.3 困油现象

为保证齿轮传动平稳, 供油连续, 齿轮的重叠系数 ε 必须大于 1, 即一对轮齿即将脱开前, 下一对轮齿已开始啮合, 因此在某一短时间内同时有两对轮齿啮合如图 2-7(a) 所示, 留在齿间中的油液被围困在两对轮齿间的封闭容腔内, 既不与压油口连通, 也不与吸油口连通。随着齿轮的旋转 (由图 2-7(a) 转到图 2-7(b) 所示位置), 该封闭容积由大变小。由于油液的可压缩性很小, 因而压力急剧增高, 油液只能从各缝隙里硬挤出去, 使齿轮轴和轴承等受到很大的冲击载荷。当齿轮继续旋转 (由图 2-7(b)) 转到图 2-7(c) 所示位置), 该封闭容积将由小变大, 造成局部真空, 使油液中的空气分离出来, 油液本身也会汽化, 产生气泡, 这就是困油现象。困油现象会使流量不均匀, 形成压力脉动, 产生很大的噪声, 使泵的寿命降低。为了消除困油现象, 可在齿轮两侧的端盖上铣两个凹下去的卸荷槽, 如图 2-7(d) 所示。当封闭容腔缩小时, 通过右边的卸荷槽与压油口连通, 当封闭容腔增大时, 通过左边的卸荷槽与吸油口连通, 卸荷槽之间的距离 a 应保证在任何时候吸、压油口都不会串通。

4.2.4 径向液压作用力的不平衡

由图 2-5 可知, 齿轮啮合点的左侧是压油腔, 其中压力为工作压力; 右侧是吸油腔, 其中压

力一般都低于大气压力; 同时部分压力油沿齿顶圆周缝隙由压油腔漏至吸油口, 压力沿周向逐渐由高降低, 致使沿齿轮径向的液压作用力不平衡, 再加上齿轮啮合力的联合作用, 因此在齿轮轴的轴承上受到一个很大的径向力。泵的工作压力愈高, 该径向力愈大, 使泵的工作条件变坏, 不仅加速轴承的磨损, 减低泵的寿命, 而且会使轴变形, 造成齿顶与壳本内表面之间的摩擦, 使泵的总效率降低。为了解决齿轮泵径向受力不平衡

的问题，有的泵在侧盖或座圈上开有平衡槽，如图 2-8（a）所示。这种方法会增多泄漏的途径，使容积效率降低，压力上不去，此外加工较复杂。另一种方法是缩小压油口（见图 2-8（b）），通过减小压力油作用在齿轮上的面积来减小径向力，虽然采用这种方法后径向力未得到完全平衡，轴仍受径向力的作用而产生弯曲变形，但可稍加大齿顶的径向间隙以减小摩擦，由于圆周密封带较长，漏油的增加并不显著。



图 4.8: 径向力平衡的方法

4.3 齿轮泵的泄漏问题和高压化措施

对任何容积式液压泵来讲，为了提高其工作压力，必须使液压泵具有较好的密封性能，但为了实现密封容积的变化，相对运动的零件间又不得不具有一定的间隙，这就构成了一对矛盾。因此，提高容积式液压泵工作压力的途径就是要合理地解决这一矛盾。对齿轮泵来讲，漏油的途径有齿顶圆和壳体内孔之间的径向间隙；齿轮端面和侧盖之间的轴向间隙以及由于在齿宽方向上不能保证完全啮合而造成的齿面缝隙。而其中尤以齿轮端面的轴向间隙对泄漏的影响为最大，油压愈高，泄漏愈多。如果制造时减小此间隙，这不仅会给制造带来困难，而且将引起齿轮端面的很快磨损，容积效率仍不能提高。所以高压外啮合齿轮泵一般都采取利用液压力来补偿轴向间隙的方法。目前国内生产的外啮合齿轮泵，主要是采用浮动轴套或采用浮动侧板来自动补偿轴向间隙，这两种方法都是引入压力油使轴套或侧板贴紧齿轮端面，压力越高贴得越紧，便可自动补偿轴向磨损和间隙，这种泵结构紧凑，容积效率高，但是流量脉动较大。

第五章 叶片泵

由于普通齿轮泵的工作压力较低，流量脉动较大，且流量不能调节，在机床的中压系统中或要求运动平稳的机床上广泛采用了叶片泵。叶片泵又分为双作用叶片泵和单作用叶片泵两种形式，前者为定量泵，后者一般为变量泵。

5.1 双作用叶片泵

5.1.1 双作用叶片泵的工作原理

双作用叶片泵的工作原理可以用图 2-9 所示的简图来说明。该泵由转子 1、定子 2、叶片 3、配油盘 4 以及泵体 5 等零件组成。定子 2 与泵体 5 固定在一起，其内表面类似椭圆形，是由与转子同心的四段圆弧（ \widehat{ab} ， \widehat{cd} ， \widehat{ef} ， \widehat{gh} ）和连接这些圆弧的四段过渡曲线（ bc ， de ， fg ， ha ）所组成（见图 2-10）所示。其中 \widehat{ab} 和 \widehat{ef} 圆弧段的半径为 R ， \widehat{cd} 和 \widehat{gh} 圆弧段的半径为 r ，且 $R > r$ 。叶片 3 可在转子径向叶片槽中灵活滑动，叶片槽的底部通过配油盘上的油槽（图中未表示出来）与压油窗口相连。当电机带动转子 1 按图示方向转动时，叶片在离心力和叶片底部压力油的双重作用下，向外伸出，其顶部紧贴在定子内表面上。处于圆弧上的四个叶片分别与转子外表面、定子内表面及两个配油盘组成四个密封工作油腔，这些密封工作油腔随着转子的转动，在图示 2 和 4 象限内，密封工作油腔的容积逐渐由小变大，通过配油盘的吸油窗口（与吸油口相连），将油液吸入。在图示 1 和 3 象限，密封工作油腔的容积由大变小，通过配油盘的压油窗口（与压油口相连），将油液压出。由于转子每转一转，每个工作腔完成两次吸油和压油，所以称为双作用叶片泵。由图不难看出，两个吸油区（低压）和两个压油区（高压）在径向上是对称分布的。作用在转子上的液压作用力互相平衡，使转子轴轴承的径向载荷得以平衡，故也称为卸荷式叶片泵。由于改善了机件的受力情况，所以双作用叶片泵可承受的工作压力比普通齿轮泵高。一般国产双作用叶片泵的公称压力为 $63 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

5.1.2 双作用叶片泵的结构特点

（1）叶片倾角。在双作用叶片泵中，叶片在转子槽中的安装并不是沿转子半径方向，而是将叶片顶部朝转子旋转方向往前倾斜了一个角度如图 2-11（a）。其理由如下：因为当叶片在压油区工作时，定子内表面将叶片向中心顶入，定子内表面给叶片的作用力其方向是沿内表面的法向，所以该力与叶片移动方向的夹角是 α ，称为压力角。定子曲线坡度愈陡，压力角 α 就愈大。若叶片沿径向放置（见图 2-11（b）），则定子内表面对叶片的法向作用力 F_N 便与叶片成一个较大的角度 β 。 F_N 可分为两个分力，即沿叶片方向的分力 F_P 和垂直叶片分力 F_T ，力 F_T 会使叶片弯曲，使叶片在槽中偏斜而引起磨损不均匀，滑动不灵活。当力 F_T 太大时（力 F_T 随 β 角和液压力的增大而增大），甚至会发生叶片折断和卡死现象。所以应将叶片相对转子半径倾斜一个角度 θ ，尽量使力 F_N 的方向与叶片运动方向一致。最理想的情况是将叶片槽开在定子内表面的法线方向上，但是过



图 5.1: 双作用叶片泵的工作原理



图 5.2: 定子内表面形状

渡曲线上各处的法线方向是不同的, 所以只好根据理论分析和试验探索以选择适当的叶片倾角 θ 。国产双作用叶片泵的叶片倾角取 $\theta = 13^\circ$ 。目前, 关于叶片倾角的问题仍有争议, 可采用的范围为 $0^\circ \sim 13^\circ$ 。



图 5.3: 叶片倾角

(2) 定子曲线。双作用叶片泵定子内表面轮廓形状如图 2-10 所示。四个圆弧段对应的中心角为 β ; 四个过渡曲线段所对应的中心角为 α 。长半径 R 和短半径 r 的差值 $(R - r)$ 称为曲线的升程, 它的大小直接影响到泵的输出流量。 $(R - r)$ 愈大, 流量就愈大, 但 $(R - r)$ 过大时, 压力角太大, 叶片易折断和卡死。且叶片在吸油区由于径向伸出运动的速度跟不上, 容易引起叶片顶部和定子内表面的脱空现象, 所以长短半径之比值有一定的限制。

叶片转过圆弧部分时, 叶片沿径向槽的运动速度为零。一旦进入过渡曲线时, 叶片的径向速度就不为零。在曲线的转接处, 如果叶片径向速度有突变, 则叶片径向加速度将会很大, 叶片就会以很大的力冲击定子内表面引起噪声和严重磨损。为避免此种现象, 国产双作用叶片泵的定子过渡曲线采用了等加速曲线 (见图 2-12(a))。叶片从 B 点转到 C 点, 扫过前半 α 角时, 叶片按等加速运动规律作径向运动, 其径向速度由零逐渐增加到最大。叶片从 C 点转到 D 点, 扫过后半 α 角时, 叶片按等减速运动规律作径向运动, 其径向速度又从最大逐渐减小到零。由于在与圆弧 \widehat{DE} 和 \widehat{AB} 的连接处 (D 和 B 点), 叶片的径向速度为零, 所以速度不会产生突变, 叶片对定子内表面也不会产生过大的冲击力。

等加速度过渡曲线的极坐标方程如下:

$$\rho = r + \frac{2(R-r)}{\alpha^2} \varphi^2 \quad (0 \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2}) \quad (5.1)$$

$$\rho = 2r - R + \frac{4(R-r)}{\alpha} (\varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha}) \quad (\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha) \quad (5.2)$$

式中 ρ —— 曲线的极径;

φ —— 叶片的转角;



图 5.4: 等加速度过渡曲线的形状和运动特性

R ——长半径;

r ——短半径;

α ——过渡曲线段对应的中心角。

设转子的角速度为常数 ω , 则有 $\varphi = \omega t$, 代入式 (2-19) 和式 (2-20) 可得

$$\rho = r + \frac{2(R-r)}{\alpha^2}(\omega t)^2 \quad (0 \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2})$$

叶片的径向速度

$$v = \frac{d\rho}{dt} = \frac{4\omega(R-r)}{\alpha^2}\varphi \quad (5.3)$$

叶片的径向加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{4\omega^2(R-r)}{\alpha^2} = \text{常数} \quad (5.4)$$

$$\rho = 2r - R + \frac{4(R-r)}{\alpha}[\omega t - \frac{(\omega t)^2}{2\alpha}] \quad (\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha) \quad (5.5)$$

叶片的径向速度

$$v = \frac{d\rho}{dt} = \frac{4\omega(R-r)}{\alpha} - \frac{4\omega(R-r)}{\alpha^2}\varphi \quad (5.6)$$

叶片的径向加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = -\frac{4\omega^2(R-r)}{\alpha^2} = \text{常数} \quad (5.7)$$

由式 (2-21)~式 (2-24) 可画出叶片的运动特性 (见图 2-12(b)), 图中可看出叶片径向速度是均匀变化的, 不会产生刚性冲击, 因而使定子内表面受力和磨损均匀。但叶片在两端接点 B , D 和过渡曲线的中点 C 三处径向加速度仍有突变, 由于加速度 a 为有限值, 故只产生柔性冲击。

(3) 配油盘的三角槽。在双作用叶片泵的配油盘 (见图 2-13) 上, 有两个吸油窗口 2, 4 和两个压油窗口 1, 3, 窗口之间为封油区。通常应使封油区对应的中心角 β 稍大于或等于两个叶片之间的夹角, 否则会使吸油腔和压油腔连通, 造成泄漏。当两个叶片间的密封油液从吸油区过渡到封油区 (长半径圆弧处) 时, 其压力基本上与吸油压力相同。但当转子再继续旋转一个微小角度时, 该密封腔突然与压油腔连通, 使其中油液压力突然

升高，油液的体积突然收缩，压油腔中的油倒流进该腔，使油泵的瞬时流量突然减小，引起油泵的流量脉动、压力脉动和噪声。为此在配油盘的压油窗口靠叶片从封油区进入压油区的一边开有一个截面形状为三角形的三角槽（又称眉毛槽），使两叶片之间的封闭油液在未进入压油区之前就通过该三角槽与压力油相连，使其压力逐渐上升，因而减缓了流量和压力脉动并降低了噪声。

5.1.2.1 双作用叶片泵的流量

双作用叶片泵的流量与两叶片间密闭工作腔的容积在半转中的变化量 ΔV 有关，而 ΔV 等于两叶片处于定子长度半径 R 圆弧（见图 2-14）上的工作腔容积 V_1 减去短半径 r 圆弧上的工作腔容积 V_2 。由于叶片有厚度 s ，叶片所占据的容积并不起输油作用，因此在计算 V_1 和 V_2 时，应扣除叶片所占的容积。



图 5.5: 配油盘的三角槽



图 5.6: 双作用叶片泵的流量计算

由图可得

$$V_1 = \frac{\pi(R^2 - r_0^2)}{z}b - \frac{R - r_0}{\cos \theta}sb$$

$$V_2 = \frac{\pi(r^2 - r_0^2)}{z}b - \frac{r - r_0}{\cos \theta}sb$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{z}b - \frac{R - r}{\cos \theta}sb$$

式中, R ——定子长半径;

r ——定子短半径;

r_0 ——转子半径;

b ——叶片宽度;

s ——叶片厚度;

θ ——叶片倾角;

z ——叶片数。

双作用叶片泵的排量 q 和流量 Q 分别为

$$q = 2z\Delta V = 2b[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R - r}{\cos \theta}sz]$$

$$Q = qn\eta_{V_p} = 2bn[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R - r}{\cos \theta}sz]\eta_{V_p} \quad (5.8)$$

一般双作用叶片泵的叶片底部都与压油腔相连通, 叶片在压油区时, 叶片向里运动, 叶片从压油腔让出的那部分容积刚好由叶片底部挤出的那部分压力油来补偿。因此在压油区, 叶片的存在并不影响流量, 也就不会影响流量的均匀性。但叶片在吸油区时, 因为这时叶片的底部仍通压力油, 当叶片向外伸出时, 叶片底部容积增大, 需由压力油来补充, 使输出流量减少。如果处于吸油区的叶片, 其底部容积变化率的总和是一个常数, 那么也不会影响流量的均匀性。为此, 对等加速度过渡曲线来讲, 应使在过渡线段上始终保持有两个叶片, 它们之间的夹角为 $\alpha/2$ (即当叶片数 $z = 12, \alpha/2 = 30^\circ$ 时), 这两个叶片运动速度 dp/dt 的总和就是一个常数 (参见图 2-12(b)), 从而保证流量平稳。国产双作用叶片泵的叶片数为 12, 故其流量脉动较其他液压泵 (除螺杆泵外) 小得多。

5.1.2.2 高压叶片泵的结构特点

一般双作用叶片泵的叶片底部通压力油, 这就使得处于吸油区的叶片顶部和底部的液压作用力不平衡, 因为这时叶片的顶部是低压油, 而底部是压力油。叶片顶部以很大的压紧力抵在定子吸油区的内表面上, 使磨损加剧, 影响了油泵的使用寿命, 尤其是工作压力较高时, 磨损更严重。因此吸油区叶片两端压力不平衡, 限制了双作用叶片泵工作压力的提高。所以, 要提高叶片泵的压力, 则必须减小吸油区叶片对定子表面的压紧力。目前一般常采用减小叶片底部受压面积及通到吸油区叶片底部油液压力的办法来减小吸油区叶片对定子的压力。



图 5.7: 单作用叶片泵的工作原理

5.1.3 单作用叶片泵

单作用叶片泵的构造和工作原理可用图 2-15 来说明。它与双作用叶片泵相似,也是由转子 1、定子 2、叶片 3 以及侧面两个配油盘等零件组成。不同之处是定子 2 的内表面是圆的,且转子 1 和定子 2 并不是同心安装,而是有一个偏心量 e ,当转子转动时,转子径向槽中的叶片在离心力的作用下伸出,使叶片顶部紧靠在定子内表面上。在两侧配油盘上开有吸油和压油窗口,分别与吸、压油口连通,在吸油窗口和压油窗口之间的区域(其夹角应等于或稍大于两个叶片间的夹角)就是封油区,它把吸油腔和压油腔隔开。处在封油区的两个叶片 a, b 与转子外圆、定子内孔以及侧面两个配油盘形成左、右两个密封工作腔。当转子按图示方向旋转时,右边密封工作腔的容积逐渐增大,通过配油盘上的吸油窗口将油液吸入,而左边密封工作腔的容积逐渐减小通过压油窗口将油液压出。转子每转一转,每两叶片间的密封工作腔实现一次吸油和压油,故称单作用叶片泵。由图可看出转子受到压油腔的单向液压作用力,使转子轴承承受很大的径向载荷,所以也称为非卸荷式叶片泵。通常这类泵的叶片底部通过配油盘上的通油槽与叶片所在的工作腔相连,因此叶片在压油区时,叶片底部通高压,叶片在吸油区时,叶片底部通低压,从而使叶片顶端和底端因径向运动而对流量产生的影响互相抵消,故叶片的厚度对泵的流量无影响,但由于封油区定子内表面和转子外表面不是同心圆弧,因而会产生流量脉动且困油现象也难以避免,故一般不宜用在高压系统中。单作用叶片泵的优点是它的流量可以通过改变转子和定子之间的偏心距 e 来调节,当加大 e 时,密封工作腔的容积变化大,因而输出流量增大。随着 e 的减小,输出流量相应减小,当 e 减小到零时,转子和定子同心,密封容积不产生容积变化,因而输出流量为零。此外,还可以通过改变偏心的方向来调换泵的进出油口,从而改变泵的输油方向。调节流量的方式可以是手动的,也可以自动进行。

5.2 柱塞泵和柱塞液压马达

为了提高泵的工作压力,必须改善泵的密封性能和机件的受力情况。柱塞泵和柱塞液压马达是利用柱塞在油缸中作往复运动实现密封容积变化来进行工作的,由于它们的主要构件——柱塞和油缸的密封面形状是圆柱形,易于准确加工,达到很精密的配合,能

保证严格的间隙和良好的密封性,因而保证了在高压下工作仍有较高的容积效率。并且其主要零件都承受压力,充分发挥了材料的强度性能,所以柱塞泵可承受的工作压力很高,一般可达 30MPa 以上。

根据柱塞-油缸排列方式,柱塞泵可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵两大类。

5.2.1 径向柱塞泵的工作原理和流量计算

径向柱塞泵的工作原理如图 2-16 所示。它是由定子 1、转子(缸体)2、配油轴 3、衬套 4 和柱塞 5 等主要零件构成。沿转子的半径方向均匀分布有若干个柱塞缸,柱塞可在其中灵活滑动。衬套 4 与转子内孔是紧配合,随转子一起转动。配油轴 3 是固定不动的,其结构如图中右半部所示,当转子转动时,由于定子内圆中心和转子中心之间有偏心距 e ,于是柱塞在定子内表面的作用下,在转子的油缸中作往复运动,实现密封容积变化。图示转向,在上半部柱塞向外伸出(柱塞的伸出是靠本身的离心力及吸油腔中低压油的压力或者借助于机械联结装置),缸内密封容积逐渐增大,通过配油轴的油孔 c 将油液吸入。在下半部柱塞向里推入,缸内密封容积逐渐缩小,通过配油轴上的孔 d 将油液压出。为了配油,在配油轴与衬套 4 接触处加工出上下两个缺口,形成吸、压油口 a 和 b ,留下的部分形成封油区,封油区的宽度应适当,既能保证封住衬套上的孔,使 a 和 b 两油口不通,又能避免产生困油现象。转子每转一转,每个柱塞往复一次,完成一次吸油和压油。柱塞在吸油区除靠本身离心力向外伸出外,往往采用辅助泵向吸油口供低压油(压力一般为 $4 \times 10^5 Pa$),使柱塞在低压油液的作用下伸出,以改善泵的吸油条件。沿水平方向移动定子,改变偏心距 e 的大小,便可改变柱塞移动的行程长度,从而改变密封容积变化的大小,达到改变其输出流量的目的。若改变偏心距 e 的偏移方向,则泵的输油方向亦随之改变,即成为双向的变量径向柱塞泵了。



图 5.8: 径向柱塞泵的工作原理

径向柱塞泵的平均理论流量 Q_0 。计算如下:

$$Q_0 = nq = nq_z z = \frac{\pi d^2 e z n}{2} \quad (5.9)$$

式中, n ——泵的转速;
 q ——泵的每转排量;
 q_z ——每个柱塞的排量;
 z ——柱塞数目;
 e ——偏心距;
 d ——柱塞直径。

实际上径向柱塞泵的输出流量是不均匀的, 这是因为每个柱塞径向移动速度是变化的。实践证明柱塞数越多, 流量脉动越小, 并且当柱塞是单数时, 流量比较均匀, 所以柱塞数一般为 5,7,9,11 等。

径向柱塞泵由于柱塞缸按径向排列, 造成径向尺寸大, 结构较复杂。柱塞和定子间不用机械联结装置时, 自吸能力差。配油轴受到很大的径向载荷, 易变形, 磨损快, 且配油轴上封油区尺寸小, 易漏油。因此限制了泵的工作压力和转速的提高。尤其是作为液压马达使用时, 因其惯量大, 对于快速系统、速度频繁变换的系统以及自动调节系统是十分不利的, 因而在机床液压系统中较少采用。

5.2.2 轴向柱塞泵的工作原理和流量计算

轴向柱塞泵的柱塞缸是轴向排列的, 因此它除了具有径向柱塞泵良好的密封性和较高的容积效率等优点外, 它的结构紧凑, 尺寸小, 惯性小。在机床及其他工业上应用较多, 尤其是作为液压马达更是如此。



图 5.9: 轴向柱塞泵的工作原理

图 2-17 所示为轴向柱塞泵的工作原理。它是由倾斜盘 1、柱塞 2、转子 (缸体)3、配油盘 4 等主要零件组成。缸体上沿圆周均匀分布若干轴向排列的柱塞缸, 柱塞可在其中灵活滑动, 倾斜盘和配油盘固定不动, 传动轴 5 带动转子 3 和柱塞 2 一起转动, 柱塞在低压油 (由辅助泵供给) 的作用下或靠机械联结装置使柱塞紧压在倾斜盘上。由于倾斜盘 1 相对转子 3 的轴 5 倾斜了一个角度 δ , 当传动轴按图示方向转动时, 柱塞在从下到上回转的半周内逐渐向外伸出, 使缸内密封容积不断增大, 将油液从配油盘上的吸油窗口 a 吸入。柱塞在从上到下回转的半周内, 逐渐向里推入, 使缸内密封容积不断减小, 将油液从配油盘上的压油窗口 b 压出。转子每转一转, 每个柱塞往复移动一次, 完成一次吸油和压

油。改变倾斜盘倾斜角度 δ 的大小，可以改变柱塞往复运动的行程长度，从而改变泵的排量。

由图 2-18 可看出，轴向柱塞泵的平均理论流量 Q_0 的计算式

$$Q_0 = nq = q_z z n = \frac{\pi}{4} d^2 D n z \tan \delta \quad (5.10)$$

式中， q_z ——每个柱塞的排量；

z ——柱塞数目；

n ——泵的转速；

d ——柱塞直径；

D ——柱塞在缸体上的分布圆直径；

δ ——倾斜盘倾角。

实际上由于柱塞轴向移动的瞬时速度不是常数，所以泵的输出流量是脉动的，这一点用图 2-18 来说明。假设柱塞从最高位置开始转动，当缸体转过 θ 角度时，柱塞的轴向位置，由图可看出，有

$$\tan x = \frac{x}{\frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \theta}$$

$$x = \frac{D}{2} (1 - \cos \theta) \tan \delta$$

柱塞轴向移动速度 v 为

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\delta} \frac{d\delta}{dt} = \frac{dx}{d\delta} \omega = \frac{D}{2} \omega \tan \delta \sin \delta \quad (5.11)$$

式中 ω 为泵传动轴的角速度（常数）。

从式 (5.11) 中可看出，柱塞的轴向移动速度随转角 δ 而变，因此每个柱塞的瞬时流量 q'_z 也随 δ 而变，即

$$q'_z = \frac{\pi}{4} d^2 v = \frac{\pi}{4} d^2 \frac{D}{2} \omega \tan \delta \sin \delta = \frac{\pi}{8} d^2 D \omega \tan \delta \sin \delta$$

泵的瞬时流量 Q'_o 为

$$Q'_o = \sum_{i=1}^{z_0} q'_z = \frac{\pi}{8} d^2 D \omega \tan \delta \sum_{i=1}^{z_0} \sin[\theta + (i-1) \frac{2\pi}{z}] \quad (5.12)$$

式中 z_0 ——处于压油区的柱塞数；

z ——泵的柱塞总数。

z 为偶数时

$$z_0 = \frac{z}{2}$$

z 为奇数时

$$\begin{cases} z_0 = \frac{z+1}{2} & (\frac{\pi}{z} \geq \theta \geq 0) \\ z_0 = \frac{z-1}{2} & (\frac{2\pi}{z} \geq \theta \geq \frac{\pi}{z}) \end{cases}$$

轴向柱塞泵的流量脉动系数 σ 与柱塞数 z 的关系如表 5.1 所示。由表中可以看出柱塞

数 z 愈大，流量脉动系数愈小，且柱塞数为奇数时的脉动系数比偶数时的脉动系数小得多，故一般采用奇数柱塞，如 $z=7$ 或 9 。

表 5.1: 轴向柱塞泵 z 与 δ 的关系

z	5	6	7	8	9	10	11
$\delta /(^{\circ})$	4.98	13.9	2.53	7.8	4.53	5.0	1.02

图5.10所示为轴向柱塞式手动变量泵的典型结构，这种泵由泵体和倾斜盘两部分组成。泵体部分包括转子（缸体）6、配油盘 7、柱塞 5、传动轴 8 等零件。传动轴 8 利用轴左端的花键部分带动缸体旋转，在缸体 6 的 7 个轴向排列的柱塞缸中，各装有柱塞 5，柱塞 5 的球形头部铆合在滑履 4 中，使滑履不会脱离柱塞球头，在球形配合面间可以相对转动。由传动轴中心弹簧通过钢球和压盘 3 将滑履 4 紧压在倾斜盘 2 上，采用这种结构，可以使泵具有自吸能力。为了减少滑履和倾斜盘之间的磨损，在柱塞的中心和滑履的中心开有直径为 1mm 的小孔，柱塞缸中的压力油可经此小孔进入滑履和倾斜盘接触部分的中间油室中，使处于压油区各柱塞滑履对倾斜盘的作用力大大减小，同时压力油进入有相对滑动的配合面，形成油膜，起着静压支承的作用。因为倾斜盘不需要跟着转动，省去了支承倾斜盘的推力支承，使结构简单。在缸体 6 的外表面，镶有钢套并由滚柱轴承支承，使倾斜盘给缸体的径向分力由该滚柱轴承来承受，从而使传动轴和缸体不承受颠覆力矩，以保证缸体端面与配油盘均匀接触。



图 5.10: 轴向柱塞式手动变量泵

倾斜盘部分主要包括倾斜盘和变量机构。转动手柄 1，通过丝杆移动螺母滑块，使倾斜盘绕钢球中心摆动，改变倾斜盘斜角 δ 的大小，实现流量的调节。

这种泵的优点是结构简单，体积小，重量轻，容积效率高，一般可达 95 % 左右，公称压力为 $32010^5 Pa$ ，具有自吸能力。缺点在于滑履和倾斜盘之间的滑动表面易磨损。

5.2.2.1 轴向液压马达的工作原理和结构

轴向柱塞液压马达在机床液压系统中用得较多，它的结构和轴向柱塞泵基本相同。圈 5.11所示为轴向柱塞液压马达的工作原理，其中倾斜盘 1 和配油盘 4 是固定不动的，转子征体 2 与液压马达传动轴 5 相连并一起转动。倾斜盘的中心线与转子缸体的轴线相交一个倾斜角 δ ，当压力油通过配油盘的进油窗口输入到缸体的柱塞孔时，处于高压区的各个柱塞，在压力油的作用下，顶在倾斜盘的端面上。倾斜盘给每个柱塞的反作用力 F

是垂直于倾斜盘端面的，该反作用力可分解为两个分力：一个为水平分力 F_x ，它和作用在柱塞上的液压推力相平衡；另一个为垂直分力 F_y ，分别由下式求得：

$$F_x = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$$F_y = F_x \tan \delta = \frac{\pi}{4} d^2 p \tan \delta$$

式中 d ——柱塞直径；
 p ——输入液压马达的油液压力；
 δ ——倾斜盘的倾斜角。

垂直分力 F_y ，使处于压油区的每个柱塞都对转子中心产生一个转矩，这些转矩的总和使缸体带动液压马达输出轴作逆时针方向旋转。若使进、回油路交换，即改变输油方向，则液马达的旋转方向亦随之而改变。



图 5.11: 轴向柱塞液压马达的工作原理

液压马达的转速 n_m 取决于输入液压马达的实际流量 Q_m 和液压马达的排量 q_m ，即

$$n_m = \frac{Q_m}{q_m} \eta_{v_m} = \frac{Q_m}{\frac{\pi}{4} d^2 z D \tan \theta} \eta_{v_m} \quad (5.13)$$

式中 η_{v_m} ——液压马达的容积效率；
 D ——柱塞在缸体上的分布圆直径；
 z ——柱塞数。

改变倾斜角 δ 的大小，就可调节液压马达的转速，倾斜角越小，液压马达的排量就越小，当输入流量不变时，液压马达转速升高。倾斜角可调的液压马达就是轴向柱塞变量液压马达。

液压马达的实际平均输出转矩 T_m 可由式 (2-14) 求得，即

$$T_m = \frac{1}{2\pi} q p_m \eta_{j_m} = \frac{1}{8} d^2 z D p_m \eta_{j_m} \tan \delta \quad (5.14)$$

式中 η_{j_m} ——液压马达的机械效率；
 p ——液压马达输入的油液压力。

但实际上液压马达的输出转矩是脉动的，因为垂直分力 F_y ，所产生的使缸体旋转的转矩与柱塞在高压区所处的位置有关。假设某一个柱塞在高压区所处的位置与缸体垂直中心线的夹角为 θ ，则该柱塞产生的转矩 T_z 为

$$T_z = F_y \frac{D}{2} \sin \theta = \frac{\pi}{2} d^2 p D \tan \delta \sin \theta$$

液压马达的理论瞬时输出总转矩应由所有处于高压区的柱塞产生的转矩所组成

$$\begin{aligned} T'_m &= \frac{\pi}{8} d^2 p D \tan \delta \sin \theta + \sin\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \cdots + \sin\left[\theta + (i-1) \frac{2\pi}{z}\right] \\ &= \frac{\pi}{8} d^2 p D \tan \delta \sum_{i=1}^{z_0} \left[\theta + (i-1) \frac{2\pi}{z}\right] \end{aligned} \quad (5.15)$$

式中 z_0 为处在高压区的柱塞数。

由式 (5.15) 可知, 瞬时输出的转矩 T'_m 随柱塞转角 θ 而变化, 其脉动情况与轴向柱塞泵的流量脉动一样, 当柱塞数较多且为单数时, 输出转矩的脉动较小。同样, 当输入流量不变时, 输出转速脉动较小, 转动平稳。

图5.12所示为轴向柱塞液压马达的结构, 它和轴向柱塞泵类似, 也是由缸体 7、柱塞 9、配油盘 8、倾斜盘 2、传动轴 1 等主要零件组成。为了保证缸体和配油盘相对运动表面之间的密封性, 应该使配油盘表面不受颠覆力矩, 以减少磨损, 为此将转子分成两段, 左半段称鼓轮 4, 右半段就是缸体 7。鼓轮 4 上有可以轴向滑动的推杆 10, 推杆在柱塞的作用下, 顶在倾斜盘上, 获得转矩, 并通过键带动轴转动。缸体 7 是空套在传动轴上并由鼓轮上的传动销 6 拨动它与轴一起转动。由于转子缸体本身不传递转矩, 倾斜盘对推杆的反作用力所造成的颠覆力矩不会作用在缸体和配油盘的配油表面上。此外, 缸体 7 和柱塞 9 只受轴向力, 因此使配油盘表面以及柱塞和柱塞孔的磨损都较均匀。由于缸体与轴之间的配合面很窄, 因此缸体具有自位作用 (浮动), 缸体在 3 个弹簧 5 和柱塞孔底部液压力的作用下, 能很好地与配油盘表面贴合, 既保证了密封性能又能自动补偿磨损。倾斜盘由推力轴承支撑, 目的是为了减少推杆端部与倾斜盘端面的磨损和提高液压马达的机械效率。因为该液压马达倾斜角是固定不变的, 它的排量不可调节, 属定量液压马达, 它的转速只能通过改变输入流量的大小来调节。



图 5.12: 轴向柱塞马达的结构

5.2.3 液压泵的流量调节

前面几节所介绍的泵大部分为定量泵, 某些泵可作为变量泵, 如单作用叶片泵和径向、轴向柱塞泵能很容易地进行排量调节, 只需用手动或自动的方式改变其偏心距或倾斜角, 哪可在泵转速不变的情况下调节流量, 以适应液压系统的要求。采用变量泵调节液压系统的流量具有节约能量的效果。近年来使用变量泵越来越广泛, 品种发展也相当迅速, 如有恒压变量泵、恒流量变量泵、功率匹配变量泵、限压式变量泵等类型, 在这里主要介绍一下限压式变量泵。

限压式变量泵的工作原理和结构

图 2-22 为限压式变量叶片泵的工作示意图, 这种泵的流量可以根据其出口压力的大小(油泵出口压力的大小取决于泵的负载)自动调节。如图所示, 转子的中心 O 是固定不动的, 定子的中心 O_1 可以左右移动, 它在左边限压弹簧的作用下被推向右端, 使相对转子中心 O 有一个偏心量 e_x 。当转子以图示方向旋转时, 转子上半部为压油腔, 下半部为吸油腔, 定子压力油的作用下压在滑块上, 滑块由一排滚针支承, 以减小摩擦, 增加定子的灵活性。定子右侧装有压力反馈的柱塞小油缸, 油缸与压油腔连通。设反馈柱塞油缸的有效面积为 A_x , 泵的出口压力为 p , 则通过柱塞作用在定子上的反馈力为 pA_x 。限压弹簧的预紧力 F_s 由弹簧左端的螺钉调定, 当 pA_x 小于限压弹簧的预紧力 F_s 时, 弹簧把定子推向最右端, 此时偏心距为最大值 e_{max} (e_{max} 的大小可通过油缸右端的螺钉来调节), 泵的流量最大。当 $pA_x > F_s$ 时, 反馈力将克服弹簧的预紧力把定子向左推移, 偏心 e_x 减小, 流量也相应减小。压力愈高, e_x 愈小, 输出流量亦愈小。当压力增大到使泵的偏心距减小到所产生的流量只够用来补偿泄漏时, 泵的输出流量为零。这时, 不管负载再怎样增大, 泵的出口压力不会再升高, 即泵的最大输出压力是受到限制的, 故称限压式变量泵。

变量叶片泵与单作用叶片泵相同, 在压油腔叶片底部通压力油, 在吸油腔叶片底部通低压油, 使叶片的顶部和底部受力基本上是平衡的, 避免了在吸油腔定子内表面的严重磨损问题。



图 5.13: 限压式变量叶片泵工作原理

限压式变量叶片泵的静态特性

限压式变量叶片泵的静态特性主要是指其流量和压力之间的关系, 亦称流量-压力特性。

由图 2-22 所示的限压式变量泵的工作原理可知: 泵的理论流量 Q_0 与泵的尺寸参数以及偏心距 e_x 的大小有关; 泵的泄漏量 Q_t 与压力有关, 则泵的实际流量 Q 可用下式表示:

$$Q = Q_0 - Q_t = K_Q e_x - C_1 p$$

式中 K_Q ——单位偏心距所产生的理论流量, 其值由泵的尺寸参数决定;

C_1 ——泵的泄露系数;

e_x ——转子与定子之间的偏心距;

当柱塞油缸内的液压反馈力小于弹簧预紧力, 即 $pA_x < F$ 时, 定子处在最右端位置, 这时 $e_x = e_{max}$, 故有

$$Q = K_Q e_{max} - C_1 p$$

当柱塞油缸内的液压反馈力大于弹簧预紧力, 即 $pA_x > F_s$ 时, 弹簧产生附加压缩量 $x = e_{max} - e_x$, 使弹簧作用力增大至 $F_s + k_s(e_{max} - e_x)$, 考虑支承滑块处有摩擦力, 则定子在弹簧力方向上的受力平衡方程式为

$$pA_x \mp F_f = F_s + k_s(e_{max} - e_x)$$

式中 F_f ——滑块支撑处的摩擦力 (设定子内壁承受液压力的投影面积为 A_y , 摩擦系数为 f , 则有 $F_f =$

k_s ——限压弹簧的刚度。

在式 (2-33) 和式 (2-35) 中消 e_x , 整理后得

$$Q = \frac{K_Q}{k_s}(F_s + k_s e_{max}) - \frac{K_Q}{k_s}(A_x \mp A_y f + \frac{k_s C_1}{K_Q})p$$

由式 (2-34) 和式 (2-36) 可画出限压式变量叶片泵的 $Q-p$ 曲线 (见图 2-23)。图中 AB 段曲线与式 (2-34) 相对应。在这区段内, 由于 e_{max} 为常数, 相当于定量泵, 故其理论流量是一常数, 压力只是通过泄漏量来影响实际输出流量, BC 段曲线与式 (2-36) 相对应, 在这一区段内, 泵的理论流量随压力而改变。当压力增大时, 偏心距 e_x 减小, 理论流量和实际流量迅速下降。B 点所对应的压力为 p_c , p_c 值主要由弹簧预紧力 F_s 决定。当 $p = p_c$ 时, 式 (2-34) 和式 (2-36) 中的流量相等, 可得

$$p_c = \frac{F_s}{A_x \mp A_y f}$$

泵的最大输出压力 p_{max} 相当于其输出流量为零时的压力, 令式 (2-36) 中的 $Q=0$, 则得

$$p_{max} = \frac{F_s + k_s e_{max}}{A_x \mp A_y f + \frac{k_s C_1}{K_Q}}$$

调节弹簧的预紧力, 可改变 p_c 和 p_{max} 的值, 使 BC 段曲线左右平移。最大偏心距 e_{max} 的值可通过反馈液压缸右端的限位螺钉来调节, 并由此改变最大输出流量的大小, 这时, 曲线 AB 上下平移, 如图 2-23 所示。因为 p_{max} 值和 BC 线段的斜率不变, 所以 p_c 值要发生变化。如果更换弹簧改变 k_s 值, BC 线段的斜率相应也改变了。弹簧愈“软”, 即 k_s 值愈小, BC 线段愈陡, p_{max} 值愈小, p_{max} 和 p_c 的差距亦愈小。反之, 弹簧愈“硬”, 即 k_s 值愈大, BC 线段愈平缓, p_{max} 值愈大, p_{max} 和 p_c 的差距亦愈大。在应用时, 可根据不同的需要, 通过可调环节来获得所要求的流量-压力特性。

限压式变量叶片泵的流量-压力特性正好满足既要实现快速行程又要实现工作进给的工作部件对液压源的要求。快速行程时, 负载压力低, 流量大, 可以使泵的工作点落在



图 5.14: 限压式变量叶片泵的流量-压力特性曲线

AB 线段上。工作进给时负载压力升高, 流量减小, 工作点正好落在 BC 段。

限压式变量叶片泵的优缺点和应用

限压式变量叶片泵与双作用定量叶片泵相比, 结构复杂, 尺寸大, 相对运动的机件多, 轴上受单向径向液压力大, 故泄漏大, 容积效率和机械效率较低。由于流量有脉动和困油现象的存在, 因而压力脉动和噪声大, 工作压力的提高受到限制。国产限压式变量叶片泵的公称压力为 $63 \times 10^5 \text{Pa}$ 。但是这种泵的流量可随负载的大小自动调节, 故功率损失小, 可节省能源, 减少发热。由于它在低压时流量大, 高压时流量小, 特别适合驱动快速推力小、慢速推力大的工作机构, 例如在组合机床上驱动动力滑台实现快速趋近 → 工作进给 → 快速退回的半自动循环运动, 以及在液压夹紧机构中实现夹紧保压等。

为了提高工作压力和流量, 目前已广泛采用了限压式柱塞变量泵。其工作原理类同限压式变量叶片泵, 也是利用反馈缸的液压力与弹簧预紧力相互作用改变径向柱塞泵或轴向柱塞泵的定子偏心距和倾斜盘倾斜角度的方法, 来实现图 2 - 23 所示相似的流量-压力特性。

其他类型的泵

转子泵

转子泵也称为内啮合摆线齿轮泵。在这种泵中, 内外齿轮的齿形为一对共轭的摆线 (见图 2-24(a)), 小齿轮 1 称为内转子, 内齿轮 2 称为外转子, 它们的齿数只相差 1。图示转子泵中, 外转子为 7 个齿, 内转子为 6 个齿。内、外转子相啮合形成若干密封工作腔。当内转子 1 由电机带动绕中心 O_1 旋转时, 外转子 2 被带着绕中心 O_2 同向旋转, 用阴影表示的密封工作腔 c (见图 2 - 24(b)) 的容积逐渐增大, 通过侧面配油盘上的吸油窗口 b 将油液吸入。该密封工作腔容积逐渐增大的过程可由图 2- 24(b)~(h) 清楚地表示出来。不难看出, 在内转子继续回转的后半周内, 该工作腔的容积将逐渐减小, 并通过配油盘的压油窗口 a 将油压出。



图 5.15: 转子泵的工作原理

转子泵的的优点在于结构简单, 尺寸小, 重量轻; 啮合重叠系数大, 传动平稳; 齿轮同向旋转, 滑动速度小, 磨损小, 寿命长; 流量脉动、压力脉动以及噪声小, 油液在离心力的作用下易填入齿间, 故允许高速旋转, 容积效率高。缺点是齿形复杂, 加工困难, 应用还不普遍, 仅在低压系统中应用。

螺杆泵

螺杆泵的工作原理和结构可参看图 2-25. 一般它是由一根双头右旋主动螺杆 4 和两根双头左旋从动螺杆 5 以及泵体 6、泵盖 1 和 7 等零件所组成的。泵体内的三根螺杆互相啮合, 在垂直于轴线的剖面内, 齿形为相互共轭的摆线, 螺杆的啮合线把各螺杆的螺旋槽分割成若干密封工作腔, 当主动螺杆 4 带动两根螺杆 5 按图示方向 (从轴头伸出端看去为顺时针方向) 旋转时, 随着空间啮合曲线的移动, 各密封工作腔将沿着轴向从左向右移动。主动螺杆每转一转, 各密封工作腔移动一个螺旋导程。在左端吸油区, 密封工作容积逐渐增大, 完成吸油过程, 随着螺杆的继续转动, 充满油液的各螺旋工作腔沿轴向移动到右端并进入压油区。这时, 密封工作腔的容积逐渐减小, 完成压油过程。

螺杆泵的最大优点就是输油非常均匀, 从理论上讲是没有流量脉动的, 只是由于泄漏等原因使流量有微小的脉动, 但比起其他类型的泵来讲仍小得多, 因此, 它宜被采用在某些运动平稳性要求高的精密机床上。此外, 螺杆泵的优点还有结构简单, 紧凑; 体积小, 重量轻; 运动平稳, 无困油现象, 噪声小; 由于螺杆转动惯量小, 且由于液体是沿轴向移动, 螺杆的旋转不影响油液的吸入, 所以允许采用高转速, 容积效率高; 对油的污染不敏感。它的主要缺点是螺杆形状复杂, 精度要求高, 加工较困难, 工作压力不易提高, 多用



图 5.16: 螺杆泵的工作原理和结构

于低压系统。

总之,任何一种液压泵,都存在有自吸能力、配油装置泄漏、困油、径向力不平衡、噪声、效率等问题,因此,在设计和使用时应注意到这些。表 2-2 列出了机床常用液压泵的性能比较,可供选用液压泵时参考。



图 5.17

5.3 思考题和习题

2-1 什么是容积式液压泵？它是怎样进行工作的？这种泵的实际工作压力和输油量的大小各取决于什么？

2-2 什么是液压泵和液压马达的公称压力？其大小由什么来决定？

2-3 齿轮泵的困油现象、径向力不平衡是怎样引起的？对其工作有何影响？如何解决？

2-4 为什么齿轮泵的齿数少而模数大？

2-5 双作用叶片泵定子内表面的过渡曲线为何要做成等加速曲线？其最易磨损的地方在吸油区还是在压油区？

2-6 为何国产双作用叶片泵的流量脉动很小？

2-7 限压式变量叶片泵有何特点？适用于什么场合？用什么方法来调节它的流量压力特性？

2-8 单作用叶片泵和双作用叶片泵的叶片倾角的方向为何相反？

2-9 轴向柱塞液压马达输出轴上的转矩是如何产生的？其输出转矩的大小与哪些因素有关？已知其排量为 q_m ，输入和输出的油压力分别为 p_{m1} 和 p_{m2} ，试求其理论平均转矩 T_m

2-10 试分析图 2-19 所示轴向柱塞式手动变量泵及图 2-21 所示轴向柱塞液压马达的工作原理及结构。

2-11 如图 2-26 所示，已知液压泵的排量 $q_p=10\text{mL/r}$ ，转速 $n_p=1000\text{r/min}$ ；容积效率 η_V 随压力按线性规律变化，当压力为调定压力 4Mpa 时， $\eta_V=0.6$ ；液压缸 A 和 B 的有效面积皆为 100cm^2 ；液压缸 A 和 B 需举升的物重分别为 $W_A=45000\text{N}$ ， $W_B=10000\text{N}$ ，试求：

- (1) 液压缸 A 和 B 举物上升速度；
- (2) 上升和上升停止时的系统压力；
- (3) 上升和上升停止时液压泵的输出功率。

2-12 已知轴向柱塞泵斜盘倾角 $\delta = 22^\circ 30'$ ，柱塞直径 $d=22\text{mm}$ ，柱塞分布圆直径 $D=$

68mm, 柱塞数 $z=7$, 当输出压力 $P_p=10\text{Mpa}$ 时, 其容积效率 $\eta_v=0.98$, 机械效率 $\eta_j=0.9$, 转速 $n_p=960\text{r/min}$ 。试计算:



图 5.18: 题 2-11 图

- (1) 泵的实际输出流量 (L/min);
- (2) 泵的输出功率 (kW);
- (3) 泵的输入转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。

2-13 已知液压马达的排量 $q_m=250\text{mL/r}$, 入口压力为 $98 \times 10^5\text{Pa}$, 出口压力为 $4.9 \times 10^5\text{Pa}$, 此时的总功率 $\eta=0.9$; 容积效率 $\eta_v=0.92$, 当输入的流量为 22L/min 时, 试求:

- (1) 液压马达的输出转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);
- (2) 液压马达的输出功率 (kW);
- (3) 液压马达的转速 (r/min)。

5.4 第三章 液压缸

5.4.1 3-1 液压缸的基本类型和特点

液压缸是液压传动系统中的执行元件，它和液压马达一样，都是将油液的压力能转换成机械能的能量转换装置。所不同的是，液压马达实现连续的回转运动，而液压缸实现直线往复运动或摆动。由于液压缸结构简单，工作可靠，在机床及其他领域得到了广泛的应用。如用来驱动磨床、组合机床的进给运动；刨床、拉床的主运动；送料、夹紧、定位、转位等辅助运动。不同的应用场合，对液压缸结构形式的要求也不同，因此液压缸的类型很多。归纳起来，液压缸可以分为三大类：活塞式液压缸、柱塞式液压缸和摆动式液压缸。前二者实现直线往复运动，后者实现摆动运动。液压缸除单个使用外，还可以几个组合起来或和其他机构组合起来，以完成特殊的功用。表 3-1 中列出了常用液压缸的类型和结构。

5.5 活塞式液压缸

5.5.1 双出杆液压缸

这种液压缸其活塞两端都有活塞杆（见图 3-1），它有两种不同的安装形式。图 3-1（a）所示为缸体固定时的安装形式，缸体两端设有进出油口，活塞通过活塞杆带动工作台移动。当活塞的有效行程为 l 时，整个工作台的运动范围为 $3l$ ，所以运动部件占地面积大，一般适用于小型机床。当机床工作台行程要求长时，可采用图 3-1（b）所示的活塞杆固定的形式。这时，缸体与工作台相连，活塞杆通过支架固定在机床上，动力由缸体传出。在这种安装形式中，机床工作台的移动范围只等于液压缸有效行程的 2 倍（ $2l$ ），因此占地面积小。进出油口可以设置在固定不动的活塞杆的两端，使油液从空心的活塞杆中进出，也可以设置在缸体的两端，但这时必须使用软管连接。由于这种结构形式复杂，移动部分（缸体）的质量大，惯性大，所以只用于中型和大型机床。

双出杆液压缸两端的活塞杆直径通常是相等的。因此它的左、右腔的有效面积亦相等。当分别向左、右腔输入相同压力和相同流量的油液时，液压缸左、右两个方向的推力和速度相等。推力 F 和速度 v 的计算式如下：

$$F = A(P_1 - P_2) = \frac{\pi(D^2 - d^2)(p_1 - P_2)\eta_j}{4} \quad (5.16)$$

$$v = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}\eta_v \quad (5.17)$$

式中 A ——液压缸的有效面积；
 D, d ——活塞、活塞杆的直径；
 Q ——输入液压缸的流量；
 p_1, p_2 ——进油腔、回油腔压力；
 η_v, η_j ——液压缸的容积效率，机械效率。

双出杆液压缸由于两端都有活塞杆，在工作时可以使活塞受拉力而不受压力，因此活塞杆可以做得比较细。



图 5.19: 双出杆活塞式液压缸

5.5.1.1 单出杆液压缸

如图 3-2 所示，活塞只有一端带活塞杆，单出杆液压缸也有缸体固定和活塞杆固定两种形式，但它们的工作台移动范围都是最大行程的 2 倍。



图 5.20: 单出杆液压缸

这种液压缸由于左、右两腔的有效面积 A_1 和 A_2 （见图 3-2（a），（b））不相等，因此，当进油腔和回油腔的压力分别为 p_1 和 p_2 ，输入左、右两腔的流量皆为 Q 时，左、右两个方向的推力和速度亦不相同。单出杆液压缸推力和速度不计机械与容积效率时的计算式如下：

$$F_1 = p_1 A_1 - p_2 A_2 = \frac{\pi}{4} [D^2 p_1 - (D^2 - d^2) p_2] \quad (5.18)$$

$$F_2 = p_1 A_2 - p_2 A_1 = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \quad (5.19)$$

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (5.20)$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (5.21)$$

式中 F_1, F_2 ——压力油分别进入无杆腔、有杆腔时的活塞能力；

A_1, A_2 ——无杆腔，有杆腔的有效面积；

v_1, v_2 ——压力油分别输入无杆腔、有杆腔时活塞的运动速度。

v_2 与 v_1 之比称为速度比 λ_v ，即

$$\lambda_v = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{1 - (\frac{d}{D})^2} \quad (5.22)$$

上式说明：活塞杆直径越小， λ_v 越接近 1，活塞两个方向运动的速度差值也就越小。如果活塞杆较粗，活塞两个方向运动的速度差值较大，这时可以用较小流量的液压泵获得快速退回运动。 $\frac{d}{D}, \lambda_v$ 和 $\frac{A_2}{A_1}$ 之间的关系见表 3-2。

如果向单出杆液压缸的左、右两腔同时通压力油（见图 3-2(c)），即所谓的差动连接，作差动连接的单出杆液压缸称为差动液压缸。开始时差动缸左、右两腔的油液压力相同，但是由于无杆腔的有效面积大于有杆腔的有效面积，故活塞将向右运动，同时使有杆腔中排出的油液（流量为 Q^1 ）也进入无杆腔，加大了流入无杆腔的流量（ $Q+Q^1$ ），从而加快了活塞移动的速度，实际上当活塞运动时，由于差动缸两腔间的管路中有压力损失，所以有杆腔中的油压力稍大于无杆腔的油压力，当该压力损失很小可忽略不计时，差动缸活塞推力 F_3 和运动速度 V_3 的计算式如下：

$$F_3 = p_1(A_1 - A_2) = \frac{\pi}{4}[D^2 - (D^2 - d^2)]p_1 = \frac{\pi}{4}d^2p_1 \quad (5.23)$$

$$v_3 = \frac{Q + Q^1}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{Q + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)v_3}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

整理后得

$$v_3 = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (5.24)$$

由式 (3-8) 和式 (3-9) 可知，差动连接时液压缸的推力比非差动连接时小，速度比非差动 • 连接时大，正好利用这一点，可使在不加大油源流量的情况下得到机床工作台快速进、退和慢速进给的运动循环。例如，在组合机床中，液压驱动的动力滑台就是利用差动缸来完成快速趋

近（见图 3-2（c））——慢速工作（见图 3-2（a））——快速退回（见图 3-2（b））的。

如果要使快进和快退的速度相等,即使 $v_3=v_2$, 则有

$$\frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

这时液压缸面积 A_1 和活塞杆截面积 A_3 存在如下关系:

$$A_1 = 2A_3$$

或

$$D = \sqrt{2}d \quad (5.25)$$

5.6 柱塞式液压缸

上述活塞式液压缸中,缸的内孔与活塞有配合要求,所以要有较高的精度,当缸体较长时,加工就很困难,为了解决这个矛盾,可采用柱塞式液压缸,如图 3-3 所示。



图 5.21: 柱塞式液压缸

从图 3-3 看出,柱塞缸的内壁与柱塞并不接触,没有配合要求,故缸孔不需要精加工,柱塞仅与缸盖导向孔间有配合要求,这就大大简化了缸体加工和装配的工艺性。因此,柱塞缸特别适用于行程很长的场合。为了减轻柱塞的重量,减少柱塞的弯曲变形,柱塞一般被做成空心的。行程特别长的柱塞缸,还可以在缸筒内设置辅助支撑,以增强刚性。图 3-3(a) 所示为单柱塞缸,柱塞和工作台连在一起,缸体固定不动,当压力油进入缸内时,柱塞在液压力作用下带动工作台向右移动。柱塞的返回要靠外力(如弹簧力或立式部件的重力等)来实现,图 3-3(b) 所示为双柱塞缸,它是由两个单柱塞缸组合而成的,因而可以实现两个方向的液压驱动。

柱塞液压缸的推力 F 和运动速度 v 的计算式如下:

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 p \quad (5.26)$$

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (5.27)$$

式中 d ——柱塞直径;

p ——缸内油液压力;

Q ——输入液压缸的流量。

5.7 摆动液压缸

摆动液压缸主要用来驱动做间歇回转运动的工作机构,例如回转夹具、分度机构、送料、夹

紧等机床辅助装置,也有用在需要周期性进给的系统中。

图 3-4(a) 所示为单叶片摆动液压缸,叶片 1 固定在轴上,隔板 2 固定在缸体上,隔板 2 的槽中嵌有密封块 4,密封块 4 在弹簧片 3 的作用下紧压在轴的表面上,起密封作用。当压力油进入摆动缸时,在油压作用下,叶片带动轴回转,摆动角度小于 300° ,单叶片摆动缸结构较简单,摆动角度大。但它有两个缺点:一是输出的转矩小;二是心轴受单向径向液压力大。图 3-4(b) 所示为双叶片摆动缸,心轴上固定着两个叶片,因此在同样大小的结构尺寸下,所产生的转矩比单叶片摆动缸增大 1 倍,而且径向液压力得到平衡,但双叶片摆动缸的转角较小(小于 150°),且在相同流量下,转速也减小了。



图 5.22: 摆动液压缸

叶片摆动缸的转矩 T 和角速度 ω 的计算式如下:

$$T = zb \int_{R_2}^{R_1} (p_1 - p_2) r dr = \frac{1}{2} bz (R_2^2 - R_1^2) (p_1 - p_2) \quad (5.28)$$

$$\omega = \frac{2\pi Q}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) bz} = \frac{8Q}{bz (D^2 - d^2)} \quad (5.29)$$

式中 b ——叶片宽度;
 R_1, R_2 ——叶片底部、顶部的回转半径;
 r ——叶片径向长度;
 z ——叶片数;
 p_1, p_2 ——工作腔、回油腔的液压力;
 D, d ——缸体内径、转轴外径, $D=2R_2, d=2R_1$;
 Q ——进入摆动缸的流量。

应指出的是,在计算以上液压缸的推力和转矩时,未考虑在液压缸的密封装置上产生的摩擦力,因此,在计算液压缸的有效推力和转矩时,应乘以液压缸的机械效率 η_j , 一般 $\eta_j=0.9\sim 0.95$ 。

5.7.1 液压缸的构造

图 3-5 所示为单出杆活塞式液压缸的典型结构,它由缸体组件和活塞组件这两个基本部分组成。缸体组件包括缸体 5 与前、后端盖 1 和 8 等。活塞组件包括活塞 3、活塞杆 4 等零件,



图 5.23: 单出杆活塞式液压缸结构

这两部分在组装后用四根长拉杆 6 串起来, 并用螺母固紧。为了保证液压缸具有可靠的密封性, 在前、后端盖和缸体之间, 缸体和活塞之间, 活塞杆和后端盖之间以及活塞和活塞杆之间都分别设置了相应的密封件 12, 2, 7 等。活塞杆的伸出端由装有刮油、防尘装置 9 的导向套 10 支撑。为了防止活塞在两端对端盖的撞击, 在前、后缸盖中都设置了由单向阀 14 和节流阀 13 组成的缓冲装置, 其工作原理将在本节后面详细介绍。在液压缸工作前, 应先放出缸内积聚的空气, 为此在缸体的最上方开设排气装置 (图中未表示出来), 本节后面将介绍。

从以上对液压缸典型结构的分析可看出, 液压缸是由缸体组件、活塞组件以及密封装置、缓冲装置、排气装置等所组成。它们的结构和性能直接影响到液压缸的工作质量和制造成本。下面分别做一介绍。

一、缸体组件

图 3-6 所示为几种常用的缸体组件的结构, 设计时, 主要应根据液压缸的工作压力、缸体材料和具体工作条件来选用不同的结构。一般工作压力低的地方, 常采用铸铁缸体, 它的端盖多用法兰连接, 如图 3-6(a) 所示。这种结构易于加工和装拆, 但外形尺寸大。工作压力较高时, 可采用无缝钢管的缸体, 它与端盖的连接方式如图 3-6(b), (c), (d) 所示。采用半环连接 (见图 3-6(b)), 装拆方便, 但缸壁上开了槽, 会减弱缸体的强度。采用螺纹连接 (见图 3-6(c)), 外形尺寸小, 但是缸体端部需加工螺纹, 使结构复杂, 加工和装拆不方便。图 3-6(d) 所示为焊接结构, 构造简单, 容易加工, 尺寸小。缺点是易产生焊接变形。图 3-5 所示缸体和端盖的连接是采用四根拉杆固紧的方法, 缸体的加工和装拆都方便, 只是尺寸较大。

二、活塞组件

最简单的形式是把活塞和活塞杆做成一体, 这种结构虽然简单, 工作可靠, 但是当活



图 5.24: 缸体组件结构

塞直径大, 活塞杆较长时, 加工较费事。

图 3-7 所示为几种常用的活塞组件结构形式, 其中图 3-7(a) 所示为活塞和活塞杆之间采用螺纹连接的方式, 它适用于负载较小受力较平稳的液压缸中。当液压缸工作压力较高或负载较大时, 由于活塞杆上车有螺纹, 强度有所削弱。另外工作机构振动较大时, 因必须设置螺母防松装置而使结构复杂, 这时可采用非螺纹连接的方式, 如图 3-7(b),(c),(d) 所示。图 3-7(b) 中所示活塞杆 5 上开有一个环形槽, 槽内装有两个半圆环 3 以夹紧活塞 4, 半圆环 3 用轴套 2 套住。弹簧圈 1 用来轴向固定轴套 2。图 3-7(c) 所示的活塞杆 1 使用了两个半圆环 4, 它们分别由两个密封圈座 2 套住, 然后在两个密封圈座之间塞入两个半圆环形的活塞 3。图 3-7(d) 中, 则是用锥销 1 把活塞 2 固定在活塞杆 3 上。

由于活塞组件在液压缸中是一个支撑件, 必须有足够的耐磨性能, 所以活塞一般都是铸铁的, 而活塞杆通常都是用钢做的。

三、密封装置

液压缸中的密封主要指活塞和缸体之间, 活塞杆和端盖之间的密封, 它是用来防止内、外泄漏的, 液压缸中密封性能的好坏, 直接影响到液压缸的工作性能和效率, 因此设计时应根据液压缸不同的工作条件来选用相应的密封方式。一般对密封装置的要求是:

(1) 在一定工作压力下, 具有良好的密封性能。最好是随压力的增加能自动提高密封性能, 使泄漏不致因压力升高而显著增加。

(2) 相对运动表面之间的摩擦力要小, 且稳定。

(3) 要耐磨, 工作寿命长, 或磨损后能自动补偿。

(4) 使用维护简单, 制造容易, 成本低。

液压缸中常见的密封形式有下述几种。

1. 间隙密封



图 5.25: 活塞组件结构

间隙密封是靠相对运动件配合表面间微小间隙来防止泄漏的(见图 3-8)。它的密封性能与间隙大小、压力差、配合表面长度、直径以及加工质量有关。为了提高它的密封性能,在活塞上常开有深 $0.3 \sim 0.5 \text{ mm}$ 的截面为三角形的环形槽(也称作平衡槽),在环形槽中形成等压区,使作用在活塞上的径向液压力得到平衡,有使活塞自动对中的作用,从而减小了活塞和油缸配合表面间的摩擦力,并减少泄漏量。关于环形槽的作用分析,在第四章中还将详细说明。间隙密封结构简单,摩擦力小,在滑阀中被广泛采用,但隙密封结构简单,摩擦力小,在滑阀中被广泛采用,但是其密封性能不能随压力的增大而提高,且磨损后不能自动补偿间隙,当活塞直径大时,配合表面很大,要保证缸体很高的加工精度有一定困难,且不经济,因此一般在液压缸中较少采用,而仅用于直径小、运动速度快的低压液压缸中。

2. 活塞环密封

如图 3-9(a) 所示,在活塞的环形槽中,嵌放有开口的金属活塞环,其形状如图 3-9(b) 所示。活塞环依靠其弹性变形所产生的张力紧贴在油缸内壁,从而实现密封,这种密封装置的密封效果较好,能适应较大的压力变化和速度变化,耐高温,使用寿命长,易于维护保养,并能使活塞有较长的支撑面。缺点是制造工艺复杂,因此只适用于高压、高速或密封性能要求较高的场合。

3. 密封圈密封

密封圈密封是液压元件中应用最广的一种密封形式,它的优点在于:

- (1) 结构简单,制造方便,是大量生产的标准模压件,所以成本低;
- (2) 能自动补偿磨损;
- (3) 油液的工作压力越高,密封圈在密封面上贴得越紧,其密封性能可随着压力的加大而提高,因而密封可靠;



图 5.26: 间隙密封



图 5.27: 活塞环密封



图 5.28: 密封圈形状

(4) 被密封的部位, 表面不直接接触, 所以加工精度可以降低;

(5) 既可用于固定件, 也可用于运动件。

密封圈的材料应具有较好的弹性, 适当的机械强度, 耐热耐磨性能好, 摩擦系数小, 与金属接触不互相黏着和腐蚀, 与液压油有很好的“相容性”。目前用得最多的是耐油橡胶, 其次是尼龙和聚氨酯, 也有的为了增加耐磨性, 在密封圈表面喷涂上一层聚四氟乙烯。密封件的形状应使密封可靠、耐久, 摩擦阻力小, 容易制造和拆装, 特别是应能随压力的升高而提高密封能力和利于自动补偿磨损。

常用密封圈按其断面形状可分为 O 形密封圈和唇形密封圈, 而唇形密封圈中又可分为 Y 形、V 形等密封圈, 现分述如下:

图 3-10(a) 所示为 O 形密封圈的形状, 其外侧、内侧及端部都能起密封作用。O 形密封圈装入沟槽时的情况如图 (a) 右部所示, 图中 1 和 2 为 O 形圈装配后的预变形量, 它们是保证间隙的密封性所必须具备的, 预变形量的大小应选择适当, 过小时会由于安装部位的偏心、公差波动等而漏油, 过大时对运动件上用的 O 形密封圈来说, 摩擦阻力会增加, 所以固定件上 O 形圈的预变形量通常取大些, 而运动件上 O 形圈的预变形量应取小些, 由安装沟槽的尺寸来保证。用于各种情况下的 O 形圈尺寸, 连同安装它们的沟槽的形状、尺寸和加工精度等可从设计手册中查到。O 形密封圈一般适用于低于 $100 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的工作压力下, 当压力过高时, 可设置多道密封圈, 并应加用密封挡圈, 以防止 O 形圈从密封槽的间隙中被挤出。使用 O 形圈的优点是简单, 可靠, 体积小, 动摩擦阻力小, 安装方便, 价格低, 故应用极为广泛。

图 3-10(b) 所示为 Y 形密封圈, 一般用耐油橡胶制成, 它在工作时受液压力作用使唇张开, 分别贴在轴表面和孔壁上, 起到密封作用。为此, 在装配时应注意使唇边面对有压力的油腔。这种密封圈因摩擦力小, 在相对运动速度较高的密封面处也能应用, 其密封

能力可随压力的加大而提高,并能自动补偿磨损。

图 3-10(c) 所示为 V 形密封圈,它是用多层涂胶织物压制而成的,并由三个不同截面的支撑环、密封环和压环组成,其中密封环的数量由工作压力大小而定。当工作压力小于 $100 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,使用三件一套已足够保证密封。压力更高时,可以增加中间密封环的数量。它与 Y 形密封圈一样,在装配时必须使唇边开口面对压力油作用方向。V 形密封圈的接触面较长,密封性好,但摩擦力较大,在相对速度不高的活塞杆与端盖的密封处应用较多。

图 3-7 中表示了 O 形和 Y 形密封圈在液压缸和活塞密封处的应用情况。图 3-11 中的 (a), (b), (c) 分别表示了 O 形、Y 形和 V 形密封圈在活塞杆和端盖密封处的应用情况。对于工作环境较脏的液压缸来说,为了防止脏物被活塞杆带进液压缸,使油污染,加速密封件的磨损,需在活塞

活塞杆密封处设置防尘圈。防尘圈应放在朝向活塞杆外伸的那一端,如图 3-11(d) 所示。



图 5.29: 活塞杆和端盖处的密封装置

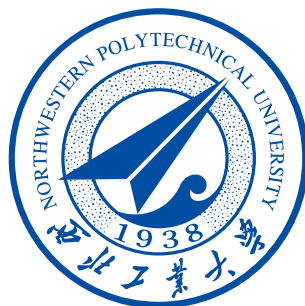


图 5.30: 回转轴密封圈

在液压泵、液压马达和摆动缸的转轴上,通常采用回转轴密封圈,其形状如图 3-12 所示。它由耐油橡胶压制而成,内部有一个断面为直角的金属骨架 1 支撑着。内唇由一根螺旋弹簧 2 收紧在轴上,防止油液沿轴向泄漏到壳体外面去。它的工作压力一般不超过 $1 \times 10^5 \text{ Pa}$,最大允许速度为 $4 \sim 8 \text{ m/s}$,且应在有润滑的情况下进行工作。

5.7.2 缓冲装置

当液压缸所驱动的工作部件质量较大,移动速度较快时,由于具有的动量大,致使在行程终了时,活塞与端盖发生撞击,造成液压冲击和噪声,甚至严重影响工作精度和发生破坏性事故,因此在大型、高速或要求较高的液压缸中往往须设置有缓冲装置。尽管液压缸中的缓冲装置结构形式很多,但它的工作原理都是相同的。当活塞接近端盖时,增大液压缸回油阻力,使缓冲油腔内产生足够的缓冲压力,使活塞减速,从而防止活塞撞击端盖。液压缸上常用的缓冲装置如图 3-13 所示。图 3-13(a) 为间隙缓冲装置,当活塞移近端盖时,活塞上的凸台进入端盖的凹腔,将封闭在回油腔中的油液从凸台和凹腔之间的环状间隙 δ 中挤压出去,吸收了能量形成缓冲压力,从而使活塞减慢了移动速度。这种缓冲装置结构简单,但缓冲压力不可调节,且实现减速行程较长,适用于移动部件惯性不大,移动速度不高的场合。图 3-13(b) 所示为可调节流缓冲装置,它不但有凸台和凹腔等结构,而且在端盖中还装有针形节流阀 1 和单向阀 2。当活塞移近端盖时,凸台进



ElegantL^AT_EX Program

图 5.31: 液压缸的缓冲装置

入凹腔。由于凸台和凹腔之间有 O 形密封圈挡油, 所以回油腔中的油液只能经针形节流阀流出。由于回油阻力增大, 因而使活塞受到制动作用。这种缓冲装置可以根据负载情况调整节流阀开口的大小, 改变吸收能量的大小, 因此适用范围较广。图 3-5 中缓冲装置就属此类。图 3-13(c) 所示为可变节流缓冲装置, 它在活塞上开有横断面为三角形的轴向斜槽 1。当活塞移近液压缸端盖时, 活塞与端盖间的油液须经轴向三角槽流出, 而使活塞受到制动作用。从图中可看出, 它在实现缓冲过程中能自动改变其节流口大小(随着活塞移动速度的降低而相应关小节流口), 因而使缓冲作用均匀, 冲击压力小, 制动位置精度高。

5.7.3 排气装置

当液压系统长时间停止工作, 系统中的油液由于本身重量的作用和其他原因而流出时, 易使空气吸入系统, 如果液压缸中有空气或油中混入空气, 都会使液压缸运动不平稳, 因此一般在机床工作前应使系统中的空气排出, 为此可在液压缸的最高部位(那里往往是空气聚积的地方)设置排气装置。排气装置通常有两种: 一种是在液压缸的最高部位处开排气孔(见图 3-14(a)), 并用管道连接排气阀进行排气, 当系统工作时该阀应关闭; 另一种是在液压缸的最高部位处装排气塞(见图 3-14(b), (c))。

5.8 液压缸结构设计中应注意的问题

液压缸的设计是整个液压系统设计的重要内容之一, 由于液压缸是液压传动的执行元件, 它和机床工作机构有直接的联系, 对于不同的机床及其工作机构, 液压缸具有不同的用途和工作要求。因此在设计液压缸之前, 应作好充分的调查研究, 收集必要的原始资料和设计依据, 包括机床用途、性能和工作条件; 工作机构的类型、结构特点、负载情况, 行程大小和动作要求; 液压缸所选定的工作压力和流量; 同类型机床液压缸的技术资料和使用情况以及有关国家标准和技术规范等。

不同的液压缸有不同的设计内容和要求, 一般在设计液压缸的结构时应注意下列几个问题:

(1) 在保证满足设计要求的前提下, 尽量使液压缸的结构简单紧凑, 尺寸小, 尽量采用标准形式和标准件, 使设计、制造容易, 装配、调整、维护方便。

(2) 应尽量使活塞杆在受拉力的情况下工作, 以免产生纵向弯曲。为此, 在双出杆活塞式液压缸中, 活塞杆与支架连接处的螺栓固紧螺母应安装在支架外侧。对单出杆活塞式液压缸来讲, 应尽量使活塞杆在受拉状态下承受最大负载。

(3) 当确定液压缸在机床上的固定形式时, 必须考虑缸体受热后的伸长问题。为此, 缸体只应在一端用定位销固定, 而让另一端能自由伸缩。双出杆液压缸的活塞杆与支架之间不能采用刚性连接。

(4) 当液压缸很长时, 应防止活塞杆由于自重产生过大的下垂而使局部磨损加剧。

(5) 应尽量避免用软管连接。



ElegantL^AT_EX Program

图 5.32: 排气装置

(6) 液压缸结构设计完后，应对液压缸的强度稳定性进行验算。有关验算校核的方法详见材料力学的有关公式。

思考和习题

- 3-1 常用液压缸有哪些类型？结构上各有何特点？各用于什么场合？
- 3-2 缸体组件、活塞组件的连接方式有哪几种？各用于什么场合？
- 3-3 活塞与缸体，活塞杆与端盖之间的密封方式有哪几种？各用于什么场合？
- 3-4 液压缸的缓冲方式有哪几种？各有何特点？
- 3-5 设计液压缸的结构时应注意哪些问题？
- 3-6 两个单出杆液压缸，其结构尺寸如图 3-15 所示，(a) 为活塞杆固定，左侧进油压力为 p_1 ，回油压力为 p_2 ；(b) 为液压缸固定，差动连接，进油压力为 p_1 。试问：
 - (1) 输入油量 Q 相同，两者运动速度是否一样？
 - (2) 两者运动方向怎样？
 - (3) 两缸能承受的最大负载 F_a 和 F_b 各为多少？
- 3-7 设计差动连接液压缸，要求快速速度 ($v_{\text{快进}}$) 为快退速度 ($v_{\text{快退}}$) 的 2 倍，则缸筒内径 D 是活塞杆直径 d 的几倍？
- 3-8 今需设计组合机床动力头驱动液压缸，其快速趋近、工作进给和快速退回的油路分别在图 3-16(a),(b),(c) 中示出，现采用限压式变量泵供油，其最大流量 $Q_M=30\text{L/min}$ 。要求 $v_{\text{快进}}=8\text{m/min}$ ； $v_{\text{工作}}=1\text{m/min}$ 。试求液压缸内径 D 、活塞杆直径 d 以及工作进给时变量泵的流量 Q 。
- 3-9 如图 3-17 所示，两个相同的液压缸串联起来，它们的无杆腔和有杆腔的有效面积分别为 $A_1 = 100\text{cm}^2$ ， $A_2 = 80\text{cm}^2$ ，两缸的负载 F 相等，输入的压力 $p = 9 \times 10^5\text{Pa}$ ，流量 $Q=12\text{L/min}$ ，试求：
 - (1) 可承受的负载 $F(\text{N})$ ；
 - (2) 两缸活塞运动速度 v_1 和 $v_2(\text{m/min})$ 。



图 5.33: 题 3-6 图



图 5.34: 题 3-8 图



图 5.35: 题 3-9 图

第六章 控制阀

6.1 概述

阀在液压系统中起控制调节作用,它可对液压系统所需的压力大小、油液的流动方向、流量的多少进行控制调节,以满足工作部件克服外部载荷、改变运动方向和运动速度的要求。阀的类别根据用途不同,大致可分为三大类:方向控制阀、压力控制阀和流量控制阀;如果依据操纵动力划分,则有手动、机动、电动、液动、气动及电-液动等类型;如果按照连接方式分,则有管式、板式、法兰连接式和集成块式等形式。

尽管阀的类别和品种繁多,但它们都具有以下共性:

- (1) 从阀的结构来看,均由阀体、阀芯和控制动力三大部分组成。
- (2) 从阀的工作原理来看,都是利用阀芯和阀体的相对位移来改变通流面积,从而控制压力、流向和流量。
- (3) 各种阀都可以看成是油路中的一个液阻,只要有液体流过,都会产生压力降(有压力损失)和温度升高等现象。

阀在液压系统中起着神经中枢作用,阀的质量优劣,直接影响液压系统工作的性能。为此,控制阀应具备如下要求:

- (1) 动作灵敏、准确、可靠,工作平稳,冲击和振动要小。
- (2) 密封性好,油液流过时漏损少,压力损失小。
- (3) 结构紧凑,工艺性好,使用维护方便,通用性好。

6.2 方向控制阀

方向控制阀在液压系统中起阻止和引导油液按规定的流向进出通道,即在油路中起控制油液流动方向的作用。

方向控制阀按工作职能可分为单向阀和换向阀两类。

6.2.1 单向阀

单向阀的作用是使油液只能向一个方向流动,而不能反向流动。常用的单向阀有普通单向阀与液控单向阀两种。

6.2.1.1 普通单向阀

图 4-1 所示为一种普通单向阀的结构和符号图。其工作原理是:压力为 p_1 的压力油从阀体的入口流入,推动阀芯压缩弹簧,油液则经阀芯的径向孔从阀体的出口流出,其压力降为 p_2 。如反向流入油液,则阀芯在液压力与弹簧力的共同作用下,堵死阀口,使油液无法流出。



图 6.1: 单向阀



图 6.2: 球式单向阀

单向阀的阀芯还有钢球式, 如图 4-2 所示。由于它的对中性及密封性较差, 多用在小流量及要求不高的场合。

在普通单向阀中, 要求通油方向的液阻尽量小, 一般选用的弹簧刚度较小, 其开启压力为 $(0.35 \sim 0.5) \times 10^5 \text{ Pa}$, 全流量的压力损失为 $(1 \sim 3) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。如果单向阀作为背压阀使用, 其弹簧刚度可取大一些, 其开启压力为 $(2 \sim 6) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

6.2.1.2 液控单向阀

图 4-3 所示为液控单向阀的结构和符号图。其工作原理是: 当控制油口 K 不通压力油时, 液控单向阀与普通单向阀的工作原理相同。当控制油口 K 通入控制油液时, 活塞 1 推动顶杆 2, 进而顶开阀芯 3, 使 p_1 与 p_2 连通, 油液可以从两个方向自由流动。控制油口的压力 p_K 一般取主油路压力的 30%~40%。



图 6.3: 液控单向阀

图 4-4 为液控单向阀的应用实例。当手动换向阀 3 左移时, 压力油经换向阀 3, 打开液控单向阀 4 (此时单向阀 4 的控制油口 K 通油箱, 其性能与普通单向阀相同) 进入液压缸 6 的 A 腔, 与此同时, 压力油进入液控单向阀 5 的控制油口, 将阀 5 的阀芯顶开。液压缸 6 上腔的油液经液控单向阀 5、换向阀 3 与油箱连通。此时活塞在压力油的作用下运动。反之亦然。当换向阀处于中位时, 液压缸 6 处于自锁状态。

图 4-5 所示是用液控单向阀的平衡回路。当换向阀左位接入回路时, 压力油进入液压缸下腔, 同时打开液控单向阀, 工作部件向下运动。当换向阀处于中位时, 液压缸下腔失

压,液控单向阀关闭,工作部件立即停止运动。由于液控单向阀是锥面密封,泄漏量小,故锁闭性能好,可以防止工作部件因泄漏而缓慢下滑。



图 6.4: 双路油压自锁装置

1—液压泵; 2—溢流阀; 3—手动换向阀;
4,5—液控单向阀; 6—液压缸



图 6.5: 液控单向阀式平衡回路

6.2.2 换向阀

换向阀在机床液压系统中用以改变液流的方向,实现运动换向及速度换接等。按结构可分为转阀式和滑阀式;按阀芯工作位置可分为二位、三位、多位;按阀的进出口通道数目可分为二通、三通、四通、五通等。

6.2.2.1 转阀

转阀是利用阀芯的转动,使阀芯与阀体相对位置发生变化来改变油流的方向。图 4-6 所示为转阀工作原理和符号图。

当转阀处在图 4-6 所示右位时,压力油从 P 口进入,经径向孔(实线所示)由 A 口流出,进入执行元件,而执行元件的回油由 B 口进入,经径向孔(虚线所示),由 O 口流出。当转阀阀芯转动到图 4-6 所示左位时,则 P 口和 B 口相通,A 口和 O 口相通,使液流换向。

转阀由于结构尺寸较大,密封性能较差,易出现径向力不平衡,因而多用在流量较小、压力不高的场合,如用作先导阀及小型低压换向阀等。



图 6.6: 转阀工作原理和符号图

6.2.2.2 滑阀

机床及其他各类液压系统中所使用的换向阀大部分是滑阀式结构。下面扼要介绍滑阀的结构、工作原理及其性能分析。

(1) 结构和工作原理。

- 1) 主体部分。滑阀阀芯与阀体是换向阀的主体, 图 4-7 所示为阀体与阀芯结构示意图及相应的符号图。其工作原理是利用阀芯相对阀体的轴向位移以变换油液的流动方向。

图 4-7(a) 表示滑阀阀芯相对阀体处在左位, 压力油由 P 口进入, 经 B 口流出, 回油从 A 口进入, 经 O 口流回油箱。图 4-7(b) 表示滑阀阀芯相对阀体右移到右位时的油流走向。由于阀芯的移动, 改变了油流的方向, 因而也就改变了执行元件运动的方向。在结构示意图的下面画出了它们的符号图。



图 6.7: 换向阀的工作原理



图 6.8: 换向阀的位置数和通路符号

滑阀式换向阀, 按阀芯工作位置数和进出阀的油口数目, 可分为如图 4-8 所示的几种。

- 2) 操纵和定位部分。滑阀阀芯相对阀体的移动是靠操纵动力实现的。为了使滑阀可靠地工作, 必须在实现操纵后将阀芯定位, 使阀芯与阀体的相对位置处于给定状态。在机床液压传动与控制系统中常用的有以下几种类型:
 - (i) 如图 4-9 所示, 摆动手柄, 即可改变阀芯与阀体的相对位置, 从而使油路通断。阀芯定位靠钢珠、弹簧使其保持确定的位置。



图 6.9: 手动换向阀结构示意图及符号图

- (ii) 机动式: 如图 4-10 所示, 挡块移动, 压下阀芯, 使油路接通。



图 6.10: 机动换向阀原理图及符号图

(iii) 电磁式: 如图 4-11 所示, 线圈通电, 衔铁被吸动, 推动顶杆使滑阀阀芯移动接通油路。断电后, 阀芯在弹簧作用下复位, 使油路换向。



图 6.11: 电磁换向阀

(iv) 液动式: 如图 4-12 所示, 控制油从 K 口通入, 推动阀芯移动, 使油路接通。断开控制油路, 阀芯在弹簧作用下复位, 油路中断。

以上四种类型都是用二位二通换向阀为例说明这四种操纵、定位方式的原理, 这四种



图 6.12: 液动换向阀

方式同样应用在二位、三位的三通、四通和五通换向阀上。

(V) 电-液式: 如图 4-13 所示, 电-液式是个组合换向阀, 利用电磁阀作先导阀去控制液动阀改变主油路的方向。



图 6.13: 电-液换向阀

电磁铁线圈 1 和 3 都不通电时, 电磁阀阀芯 2 处在中位, 液动阀阀芯 6 两端都接油箱, 也处在中位。电磁铁线圈 1 通电时, 阀芯 2 移向右位, 压力油经单向阀 7 接通主阀芯 6 的

左端, 其右端的油则经节流阀 4 和电磁阀而与油箱相通, 于是主阀芯在压力油作用下向右移动, 移动速度的快慢由节流阀 4 的开口大小决定。同理, 当电磁铁线圈 3 通电, 阀芯 2 移向左位时, 主阀芯 6 也移向左位, 其移动速度的快慢由节流阀 8 的开口大小决定。

阀芯定位除了手动式定位采用如钢珠、弹簧外, 其余均采用不解除操纵动力方式。有些阀芯定位还采用双重定位, 即除了不解除操纵动力以外, 还附加钢珠、弹簧定位。此种定位是确保在换向前不因操纵动力的解除而变位。

操纵方式的选择视具体情况而定。手动式用于小流量、低压以及便于随时变换的场合。机动式常用于行程控制, 要求换向性能好, 布置方便的场合。电磁式常用于远距离或自动控制系统中。液动式则多用于阀芯行程长、高压、大流量的液压系统。而电-液式则用于要求换向平稳无冲击, 高压、大流量的液压系统中。

由于电磁式使用方便, 在机床液压系统中使用较普遍。电磁式换向阀有直流和交流供电两种, 二者都有国产产品。交流采用市电 (220 V, 50 Hz), 启动大, 换向时间短, 约 0.01~0.07 s 内完成一次换向, 但它换向冲击和振动大, 衔铁吸不上时易烧坏线圈, 可靠性差, 体积大, 市电对人身也不安全。直流须采用专门的整流装置, 但它工作可靠, 不易烧坏线圈, 体积小, 寿命长, 换向冲击小, 对人身安全。

(2) 性能分析。

1) 中位机能。三位换向阀, 当阀芯处于中间位置时, 阀的通道内部可根据使用的需要有各式各样的连通, 常用的连通类型如表 4-1 所示, 这种中间位置通道内部连通类型称为三位换向阀的中位机能。

O 型中位机能的特点是: 油口全部被封住, 油液不流动, 执行元件可在任意位置被锁住, 不能应用手动机构。由于液压缸内充满着油, 从静止到启动较平稳, 但换向时冲击较大。

H 型中位机能的特点是油口全部连通, 液压泵卸荷, 液压缸处于浮动状态, 可用手动机构。由于回油口通油箱, 当停车时, 执行元件中的油流回油箱, 再次启动时, 易产生冲击。由于油口全通, 换向时比 **O 型** 平稳, 但冲出量较大, 换向精度较低。当用于单出杆液压缸时, 中位机能不能使液压缸在任意位置停止。

M 型中位机能的特点是压力油口 **P** 与回油口 **O** 连通, 其余封闭, 液压泵卸荷, 不能使用手动机构, 液压缸可在任意位置停止, 启动平稳, 换向时有冲击现象。

其他类型的中位机能的特点, 读者可自行分析。

2) 液压卡紧现象。滑阀式换向阀的阀芯从理论上讲, 只要克服阀芯与阀体的摩擦力以及恢复弹簧的弹力就可移动。然而在实际上, 由于阀芯几何形状的偏差以及阀芯与阀体的不同心, 在中、高压控制油路中, 阀芯停止一段时间后或换向时, 阀芯在操纵动力作用下不移动, 或操纵动力解除后, 恢复弹簧不能使阀芯复位, 这种现象叫做液压卡紧现象。

阀芯的卡紧现象是由于阀芯所受径向力不平衡所造成的。它会使操纵费力, 液压动作失灵, 故必须尽可能地排除产生卡紧的因素。

图 4-14 所示为阀芯径向力不平衡的几种情况。

图 4-14(a) 所示阀芯是理想的圆柱形, 当它与阀体产生一个平行轴线的偏心 e 时, 由于阀芯沿轴线间隙均匀, 根据沿间隙压力分布规律可知, 阀芯上、下沿轴线的压力是对应相

等的,不会因阀芯的偏心而产生径向力的不平衡。



图 6.14: 阀芯径向受力分析

图 4-14(b) 所示是阀芯加工具有锥度,且大头在高压油一边(倒锥),当阀芯与阀体产生一平行于轴线的偏心 e 时,由于上部间隙小,沿轴线方向压力下降梯度大,而下部间隙大,沿轴线方向压力下降梯度小,在阀芯对应处产生径向力的不平衡。由图中可看出,这种径向不平衡力,将使阀芯的较小间隙的一侧进一步缩小而趋于卡死。

图 4-14(c) 所示为阀芯加工具有锥度,且小头在高压油一边(顺锥),当阀芯与阀体轴线不重合产生一平行于轴线偏心 e 时,由于大头在低压油一边,上边间隙小,下边间隙大,沿轴线方向的阻力上边比下边的要大,因而沿轴线的压力下降梯度,上边就比下边的要小,如图所示。在此情况下,径向不平衡力使偏心减小,不会产生卡紧现象。

上面我们只是定性地分析一下产生径向不平衡力的原因,如进行定量分析,则需应用有关缝隙流量公式进行推导求出。

径向力不平衡问题是一个普遍存在的现象,智能设法减小,而不能完全消除。因为几何形状以及装配精度不可能达到理想状态。从上述分析可知,如阀芯出现锥状,则希望在装配时使其按顺锥形式安置,这样可减小卡紧现象。另外,应严格控制零件的制造精度,对其外圆表面,其粗糙度一般不低于 $R_a 0.2$ 阀孔粗糙度不低于 $R_a 0.4$,圆柱度、直线度等保持在 $0.003 \sim 0.005 \text{ mm}$ 范围内。配合间隙不宜过大,径向间隙一般在 $5 \sim 15 \text{ }\mu\text{m}$ 之间。

为了减小径向不平衡力,除了在加工工艺上严格要求以外,在滑阀阀芯结构上也可采取一定措施,如开环形均压槽。阀芯上开环形均压槽以后,其径向不平衡力将大大减小,如图 4-15 所示,没有开环形均压槽时,其径向不平衡力如虚线 A_1A_2 包围的面积所示,而开了环形均压槽后,其径向不平衡力如实线 B_1B_2 包围的面积所示。环形均压槽的尺寸:宽度为 $0.3 \sim 0.5 \text{ mm}$,深度为 $0.5 \sim 1.0 \text{ mm}$,槽间距离为 $3 \sim 5 \text{ mm}$ 。

Elegant[®]TeX Program

图 6.15: 滑阀环形槽的功用

Elegant[®]TeX Program

图 6.16: 换向阀换向卸荷回路

3) 滑阀上的液动力 (包括稳态轴向液动力和瞬态液动力)。在第一章中对滑阀上的液动力作了分析与计算见式 (1-37a)、式 (1-37b), 它们对滑阀的工作性能, 特别是动态性能具有很大的影响。对滑阀的操纵机械的设计也是必须认真对待。

3. 换向阀的应用

(1) 利用换向阀换向和卸荷回路。当工作部件短时间暂停工作 (如进行测量或装卸工件) 时, 为了节省功率, 减少发热, 减轻泵和电机的负荷, 以延长其使用寿命, 一般都让液压泵在空载状态下运转 (液压泵在很低压力下工作), 也就是让泵与电机进行卸荷, 一般功率在 3 kW 以上的液压系统, 大多设有能实现这种功能的卸荷回路。

采用 H 型 (或 M 型、 K 型) 滑阀机能, 油路在换向阀左、右位工作时, 可实现执行元件的运动变换。当换向阀处于中位时, 液压泵输出油液通过换向阀中位通道直接流回油箱, 泵的出口压力仅为油液流经管路与换向阀时所引起的压力损失, 如图 4-16 所示。这种回路结构简单, 所用元件少。但当泵从卸荷重新升压工作时, 可能产生压力冲击, 故不宜在高压大流量条件下使用。

图 4-17 所示是利用三位四通 O 型中位机能电磁换向阀实现油路换向。当三位阀处于中位时, 二位二通电磁阀把液压泵的输出油全部接通油箱, 实现液压泵的“无载”运转。这种回路要求二位二通阀的规格需和泵的容量相适应。同样, 当泵从卸荷状态重新升压工作时, 亦存在可能产生压力冲击的问题。

(2) 图 4-18 所示是一种用行程阀 (机动换向阀) 实现顺序动作的回路。当电磁阀 1 通电时 (图示位置), 液压缸 3 的活塞先向右运动, 并在其挡块压下行程阀 2 后、才使缸 4



Elegant \LaTeX Program

图 6.17: 三位二通阀卸荷回路



Elegant \LaTeX Program

图 6.18: 行程阀式顺序动作回路

的活塞右行。在阀 1 的电磁铁断电后、缸 3 的活塞先行左退并在其挡块松开行程阀 2 后，才使缸 4 的活塞也向左退回。这种回路工作可靠，但改变动作顺序比较困难。



图 6.19: 直动型溢流阀

4-3 压力控制阀

用以控制和调节液压系统油液压力,或以液压力作为控制信号的元件,统称为压力控制阀。按照压力控制阀在液压系统中所起的具体作用又可分为溢流阀、减压阀顺序阀和压力继电器等。

一、溢流阀

溢流阀使用在不同场合,具有不同的用途。它可用于定量节流调速系统中作为溢流定压阀;在容积调速系统中作为过载保护的安全阀;用作液压泵的低压卸荷阀等。

1. 结构和工作原理

(1) 直动型溢流阀。直动型溢流阀是直接作用式,它的结构如图 4-19(a) 所示。直动型溢流阀由带阻尼活塞的阀芯(锥阀或球阀)1、阀体 2、上盖 3、弹簧 4 和调节手柄 5 等组成。

(a) 溢流阀结构图:1—阀芯, 2—阀体, 3—上盖, 4—弹簧, 5 调节手柄; (b) 锥阀式结构局部放大图: 1—偏流盘, 2—锥阀, 3—阻尼活塞

P 口通压力油, O 口接回油箱, 压力油进入溢流阀后, 阀芯底部进入压力油。由于阀芯顶部作用着弹簧力, 因此阀芯的工作位置要由阀芯底部的油压力 p 与弹簧力两部分决定。当作用在阀芯上的液压力 pA_v 小于弹簧力 F_s 时, 阀芯处于最低位置, P 口与 O 口不通。当 pA_v 大于 F_s 时, 阀芯上升, P 口与 O 口接通, 溢流阀溢流。当 $pA_v = F_s$ 时, 阀口处于某一开度, P 口压力也就基本维护在这一压力数值 $p = \frac{F_s}{A_v}$ (A_v 为阀芯底部面积)。由于阀芯上下移动距离很小, 因此, 在这段距离内弹簧力 F_s 也变化很小, 可近似地视为不变, p 也基本维持不变。这就是直动型溢流阀的工作原理。直动型溢流阀的压力调节可通过手柄 5 来进行, 压力等级可切换弹簧 4 来实现, 如压力级别为 2.5MPa, 6MPa, 10MPa, 20MPa, 31.5MPa 和 40MPa 等。

阻尼活塞的侧面铣一个小平面或加大配合间隙, 以便压力油可以流到活塞底部。阻尼活塞有两个作用: 在阀开启或闭合时起阻尼作用, 以提高阀芯的工作稳定性; 保证阀芯移动时的对中性, 防止倾斜, 以改善阀的静态特性。此外, 在锥阀的端部设有偏流盘, 偏流盘上开有一个环形槽, 用以改变锥阀出油口的液流方向, 产生一个与弹簧力相反的射流

图 6.20: Y_1 型先导式溢流阀

力。当通过溢流阀的流量增加时虽然, 因为锥阀阀口增大引起弹簧力增大, 但由于与弹簧力方向相反的射流力同时增加, 其结果抵消了弹簧力的增量, 因此它改善了阀的启闭特性, 提高了阀的压力和流量稳定性。偏流盘可以支撑较大的弹簧, 为弹簧设计提供了方便。

直动型溢流阀通常用于小流量液压系统, 溢流稳压效果较好。当溢流量变化较大时, 由于阀芯移动量变化大, 使调压弹簧压缩量变化大, 从而造成 F_s 变化较大, 故压力波动较大, 影响系统的工作性能。直动型溢流阀在系统中一般作安全阀使用。

(2) 先导式溢流阀。直动型溢流阀用于大流量溢流时, 压力波动较大。为了减小压力波动, 使液压系统的压力更加稳定, 则采用先导式溢流阀。图 4-20 所示为 Y 型先导式溢流阀结构, 此种阀是一些液压系统中普遍使用的类型。

图 4-21 所示为一种推广型先导式溢流阀的结构。图 4-22 所示为先导式溢流阀的原理图。

先导式溢流阀由主阀芯 1、主阀弹簧 14、阀体 15 和先导阀 7 等组成。先导阀 7 相当于一个直动型溢流阀。

压力油进入溢流阀直接作用在阀芯 1 上, 同时经过阻尼孔 2,3 及控制管道 4,5 作用在主阀芯 1 上端面和先导阀 7 的先导锥阀 6 上。当系统的压力 p 低于弹簧 8 所调定的压力值时, 锥阀 6 关闭, 主阀芯 1 两端所受液压力相等, 主阀芯 1 在弹簧 14 的作用下压向阀座, 使 P 口与 O 口不相通。当系统压力 p 超过弹簧 8 的调定值时, 先导锥阀 6 打开, 压力油通过阻尼孔 2、管道 4、先导锥阀 6、回油管道 10 流回油箱。此时由于液流通过阻尼孔的流动, 造成主阀芯 1 两端的液压力的不平衡, 这个压差超过弹簧 14 的作用力而使阀芯 1 移动, 从而打开 P 和 O 的通道, 实现溢流。

外控口 K 通过管道 4 和 5, 阻尼孔 3 与主阀芯 1 的弹簧腔相通, 如在外控口 K 处接通控制油路, 就可对溢流阀进行远程调压或卸荷。

先导式溢流阀的主阀弹簧 14 比较软, 刚度很小, 在很小的外力作用下即可被压缩, 主阀芯的位移量大小, 对系统的压力影响较小。先导阀 7 的结构尺寸较小, 其锥阀 6 的承压面积亦较小, 调压弹簧 8 不必选用刚度较强的弹簧, 因而使调节压力比较轻便。阻尼孔 3 起到增加主阀芯上下移动的阻尼, 可以起稳定主阀芯的作用。

由图 4-22 可以列出溢流阀阀芯受力的平衡方程式



图 6.21: 先导式溢流阀



图 6.22: 先导式溢流阀原理图

$$pA_v = F_s + G + F_w + F_f + p' A_v \quad (6.1)$$

式中 p —— 液压力;

F_s —— 主阀弹簧作用力;

F_w —— 稳态轴向液动力;

G —— 阀芯自重;

F_f —— 阀芯与阀体之间的摩擦力;

A_v —— 阀芯截面积;

p' —— p 经过阻尼孔后的压力, $p' = \frac{F_{s8}}{A_6}$;

p' 由先导阀调定, 保持基本不变, F_{s8} 是先导阀弹簧 8 的弹簧力, A_6 是锥阀 6 的承压面积。如将 G, F_f, F_w 略去不计, 则上式可写成

$$p = p' + \frac{F_s}{A_v} \quad (6.2)$$

由前所述可知, 溢流阀的进口压力 p 可以保证基本是一个恒值。

2. 溢流阀的特性

溢流阀的工作性能分为静态特性与动态特性两部分。

(1) 静态特性。静态特性主要有压力稳定性、启闭特性和黏滞特性等。

1) 压力稳定性。压力稳定性是指溢流阀在调定压力下长期工作的性能。压力稳定性的好坏一般用压力脉动、压力偏移和噪声等的大小来衡量。它们的大小与阀的结构、阀芯移动阻尼的大小、加工精度、油液性质和油温的变化等因素有关。一般溢流阀的压力脉动与压力偏移要求不大于 $\pm 210^5 Pa$ 。



图 6.23: 溢流阀的启闭特性



图 6.24: 直动型溢流阀原理图

2) 启闭特性。启闭特性通常用流量-压力曲线表示, 是静态特性中的重要特性。它表示溢流阀从开启到闭合的过程中, 通过阀的流量与控制压力之间的关系。

图 4-23 所示为溢流阀的启闭特性。理想的溢流阀其特性曲线最好是一条在 p_t 处平行于纵坐标的直线。它表示溢流阀进口处压力 p 低于 P_t 时不溢流, 仅在 p 到达 p_t 时才溢流, 而且不管溢流量的多少, 其压力始终保持在 p_t 值上。图 4-23 所示溢流阀的实际特性曲线说明阀的工作压力是随溢流量的变化而变化的。这组曲线可以通过理论分析和实验得出。下面以图 4-24 所示的直动型溢流阀的原理图为例, 来分析其启闭特性。

当系统的初始压力为 p_0 时, 滑阀尚未开启, 但已经处在液压力与弹簧力相平衡的状态, 弹簧的预压缩量为 x_0 , 滑阀进油口的直径为 d , 此时

$$\frac{\pi}{4}d^2p_0 = K_s x_0 \quad (6.3)$$

式中 d —— 滑阀进油口直径;
 p_0 —— 系统的初始油液压力;
 K_s —— 弹簧刚度;
 x_0 —— 弹簧预压缩量。

当油液压力 p_0 上升为 p_1 时, 阀门开口量为 x , 则弹簧总压缩量为 x_0+x , 此时阀芯平衡方程式为

$$\frac{\pi}{4}d_1^2 p_1 = K_s (x_0 + x) \quad (6.4)$$



图 6.25: 溢流阀的流量-压力特性曲线

式中 p_1 —— 溢流阀进口油液压力;
 d_1 —— 阀芯直径;
 x —— 开口量。

若设 $d \approx d_1$, 将式 (4-4) 减去式 (4-3) 得

$$x = \frac{\pi}{4K_s} d_1^2 (p_1 - p_0) \quad (6.5)$$

流过阀口缝院的流量可依据下式计算

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = C_d \pi d_1 x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6.6)$$

式中 Q —— 流过阀口的流量;
 A —— 滑阀开口后所形成的环形过流面积;
 Δp —— 阀门节流口前后两端的油液压力差;
 C_d —— 流量系数;
 ρ —— 油液的密度。

将式 (4-5) 代入式 (4-6), 可得

$$Q = C_d \pi d_1 \frac{\pi}{K_s} d_1^2 (p_1 - p_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \frac{C_d \pi^2 d_1^3}{4K_s} (p_1 - p_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6.7)$$

因为 $\Delta p = p_1 - p_2$, 溢流阀流出口的压力 p_2 一般都是接通油箱的, 可以认为其压力为零, 所以 $\Delta p = p_1$, 将 $\Delta p = p_1$ 代入上式可得

$$Q = \frac{C_d \pi^2 d_1^3}{4K_s} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_1^{\frac{3}{2}} - p_0 p_1^{\frac{1}{2}}) \quad (6.8)$$

从式 (4-8) 中可以看出, 流量-压力特性曲线如图 4-25 所示。不同的初始压力, 对应着不同的曲线 (改变弹簧的预压缩量 x_0 , 就可调节初始压力 p_0 的大小), 当 $p_0=0$ 时, $X_0=0$, 即是曲线 1。当 p_0 增加时, 则曲线右移为 2,3,4。 p_0 越大, 曲线离原点越远, 溢流阀所控制的压力值 p 越大。

从图 4-23 的曲线可看出, 直动型溢流阀由于阀芯弹簧刚度较硬, 一定的开口量变化对应的压力变化量就比先导式溢流阀的压力变化量大, 所以先导式溢流阀的流量-压力特性就好。从溢流阀的使用情况考虑, 我们总希望开启和关闭过程中压力的变化要小, 由于在开启和关闭时滑阀摩擦力方向的不同, 就使得两个曲线不重合。又因先导式溢流阀有主阀芯上的和先导阀上的两部分摩擦力, 故它的启闭曲线不重合更加显著。开启时, 一



图 6.26: 溢流阀的压力示波图

般要求被试阀溢流口溢流量为额定流量的 1% 时所对应的压力值与调定压力值之比应在 90% 以上, 此对应的压力值称为阀的开启压力。闭合时, 被试阀溢流口溢流量为额定流量的 1% 时所对应的压力值与调定压力值之比应在 85% 以上, 而此对应的压力值称为阀的闭合压力。

3) 黏滞特性。溢流阀阀芯工作时, 由于受摩擦阻力的作用, 因此就产生了黏滞现象。黏滞现象将使溢流阀工作特性曲线出现不灵敏区, 这个区间的存在增大了溢流阀所控制系统压力的波动范围。

4) 其他特性。如溢流阀作为卸荷阀使用, 则对它的卸荷压力, 即在全溢流时的压力损失有一定的要求, 一般规定卸荷压力为 $3 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。卸荷压力越小, 油液的发热越小, 表示阀的性能越好。

其他如内部泄漏、密封性能等都影响溢流阀的静态性能。这一些要求, 在其他阀中也是重要的, 在此就不再叙述了。

(2) 动态特性。溢流阀的动态特性通常是指溢流阀由关闭 (此时压力为 p_0) 到开启, 再关闭的突然变化时, 溢流阀所控制的压力随时间变化的过渡过程品质。由于阀内流动和受力情况比较复杂, 因而动态特性的理论分析就比较困难。实践中往往采用计算机仿真和实测的方法来进行分析。实测曲线如图 4-26 所示。

1) 压力超调量 Δp 。当压力从 p_0 突然上升到某一调定压力 p_t 时, 液压系统将出现最大压力冲击峰值 p_{max} 。压力超调量 $\Delta p = p_{max} - p_t$ 要小, 否则会发生元件损坏、管道破裂以及使一些以压力作为控制信号的元件错误动作。

2) 压力回升时间 Δt_2 。又称过渡过程时间或调整时间。当溢流阀从初始压力 p_0 开始升压并稳定到调定压力 p_t 时所需时间为 Δt_2 , 一般要求 $\Delta t_2 = 0.1 \sim 0.5 \text{ s}$ 。

3) 卸荷时间 Δt_1 。当溢流阀从调定压力 p_t 开始下降至卸荷压力 p_0 时所需时间为 Δt_1 , 一般要求 $\Delta t_1 = 0.03 \sim 0.1 \text{ s}$ 。

压力回升时间 Δt_2 与卸荷时间 Δt_1 , 反映溢流阀在工作中从一个稳定状态转变到另一个稳定状态所需要的过渡时间的大小, 过渡时间短, 溢流阀的动态性能好。

从溢流阀的静、动态特性可以看到, 我们既希望溢流阀的启闭特性好, 也希望溢流阀的压力超调量小, 显然这是矛盾的。而实际设计溢流阀时, 是综合考虑的。

3. 溢流阀在系统中的应用

溢流阀是定量泵供油液压系统中必不可少的元件。溢流阀在液压系统中的应用大致

可分为溢流恒压、安全限压防止过载、远程调压、造成背压和使系统卸荷等。

图 4-27 所示为溢流阀用于定量泵液压系统。溢流阀常开，随着执行元件所需油量的不同，阀的溢流量时大时小，使系统压力保持恒定。调节溢流阀弹簧的弹力，即可调节系统的供油压力。

图 4-28 所示为溢流阀用于变量泵系统以限制系统压力超过最大允许值，防止系统过载。在正常情况下，阀口关闭，当超载时，系统油压达到最大允许值（溢流阀调定压力），阀口打开，压力油通过阀口回油箱，油压便不再升高。在此情况下，溢流阀起安全限压保护作用，故又称安全阀。



图 6.27: 定量泵系统溢流调压



图 6.28: 变量泵系统的安全限压

图 4-29 所示为一种采用两个溢流阀的多级调压回路。图中 3 为远程调压阀，接溢流阀 2 的外控口即图 4-20、图 4-21 中的 K 口。图示位置表明，当二位二通电磁阀 4 关闭时，泵的出口压力由溢流阀 2 调定为 p_1 。在二位二通电磁阀通电切换后，如远程调压阀 3 的调整压力 p_2 低于溢流阀 2 的调整压力 p_1 ，则泵的出口压力由远程调压阀调定为 p_2 ；如远程调压阀的调整压力 p_2 大于 p_1 ，则远程调压阀就不起作用。



图 6.29: 多级调压回路

如果把二位二通电磁阀 4 放置在溢流阀 2 与远程调压阀 3 之间，则当压力切换时，可能产生较大的压力波动与冲击。

图 4-30 所示为两个溢流阀串联连接的二级调压回路，它可以供给两条油路以两种不同压力。泵出口压力 p_1 由两个调压阀 2 和 3 调定。油路 b 的工作压力 p_2 由溢流阀 3 调定，通常用于润滑、控制等需要较低压力和较小流量的支路。

图 4-31 为先导溢流阀式卸荷回路，图中二位二通电磁阀安装在先导式溢流阀的外控油路上，卸荷时（电磁阀通电），泵输出流量通过溢流阀的溢流口流回油箱，而通过电磁阀的流量很小，只是溢流阀控制腔的流量，故只须选用小规格的电磁阀。卸荷时，溢流

阀处于全开状态。当停止卸荷系统重新工作时，不会产生压力冲击现象，故宜用于高压大流量系统中。但电磁阀连接溢流阀的外控口后，使溢流阀的控制容积增大，工作时易产生不稳定现象，故须在该两阀间的连接油路上必要时设置阻尼装置。

6.3 减压阀

减压阀在液压系统中起减压作用，使液压系统中某一部分得到一个降低了的稳定压力。

6.3.1 结构和工作原理

图 4-32 所示为一些液压系统广为使用的 J 型减压阀的结构。



图 6.30: 两个溢流阀串联的调压回路



图 6.31: 先导溢流阀式卸荷回路



图 6.32: J 型减压阀结构

图 4-33 为一种推广型先导式定值减压阀的结构，它的主要组成与溢流阀相同，外形亦相似。

进入减压阀的压力油的压力 p_1 经阀口降低为 p_2 ，从减压阀出口流出。同时 p_2 还通过阻尼孔 2、管道 4 进入先导阀 7 的阀座底部并与主阀弹簧腔相通。压力油 p_2 作用在主阀芯 1 两端并作用在锥阀 6 上，当出口压力 p_2 小于先导阀的调整压力时，锥阀 6 关闭，阻尼孔 2 无油流通，主阀芯 1 两端液压力相等，而主阀芯在弹簧 14 的作用下，阀口全部打开，使油液在压降较小的情况下流出，这时减压阀没有工作。当出口压力 p_2 大于先导阀的调整压力时，锥阀 6 打开，油液经阻尼孔 2、管道 4、先导阀弹簧腔 9、管道 10 流回油箱。由于阻尼孔 2 的作用，主阀芯 1 弹簧腔的压力低于 p_2 ，造成阀芯 1 两端的压力不

平衡，使阀芯移动，进而使阀口减小，使压力油流过阀口时压降加大，出口压力 p_2 减至某调定值。出口处保持调定压力时，阀芯 1 处于某一平衡位置上，此时阀口保持一定的开口度，减压阀处于工作状态。如果由于某种原因使进口压力 p_1 发生变化当阀口还没有来得及变化时， p_2 则相应发生变化，造成阀芯 1 两端的受力状况发生变化，破坏了原来的平衡状态，使阀芯到达另一平衡状态，以保持 p_2 的稳定。阻尼孔 3 起稳定阀芯 1 的作用。



图 6.33: 先导式减压阀

图 4-34 所示为减压阀工作原理图，减压阀稳定工作时阀芯受力平衡方程式可列写如下：

$$p_2 A_g = p_2' A_g + F_s + G + F_f + F_w \quad (6.9)$$

式中 p_2 ——减压阀出口压力；
 p_2' ——流经阻尼孔 2 后的油液压力，由先导阀调定；
 A_g ——主阀芯端面积；
 F_s ——主阀芯上弹簧力；
 G ——主阀芯自重；
 F_f ——主阀芯与阀体之间的摩擦力；
 F_w ——稳态轴向液动力。



图 6.34: 减压阀工作原理图

如果忽略阀芯自重、摩擦力及液动力的影响，则上式可写成

$$\begin{aligned} p_2 A_g &= p_2' A_g + F_s \\ p_2 &= p_2' + \frac{F_s}{A_g} \end{aligned} \quad (6.10)$$

p_2' 由先导阀调定，基本不变，而 F_s 因弹簧刚度较小，在位移过程 F_s 变化也很小，所以使减压阀出口压力 p_2 基本保持一个稳定的压力值。

减压阀与溢流阀的主要不同是：

- (1) 主阀芯结构不同；
- (2) 减压阀压力油 p_1 进入并经阀芯开口 (使压力降低) 变为 p_2 从出口流出，同时与阀芯弹簧平衡，进油口与出油口之间是常开的；

(3) 先导阀弹簧腔的油液单独接油箱，与进出孔道不连通。

6.3.2 减压阀在系统中的应用

在液压系统中，一个油源供应多个支路工作时，由于各支路要求的压力值大小不同，这就需要减压阀去调节，利用减压阀可以组成不同压力级别的液压回路，如夹紧油路、控制油路和润滑油路等。

图 4-35 所示为减压阀应用在夹紧油路时的减压回路，液压泵 1 排出的油液，其最大工作压力由溢流阀 2 根据主系统的负载要求加以调节。当液压缸 5 这一支路需要比液压泵供油压力低的油液时，在支路上设置一减压阀 3，就可得到比溢流阀 2 调定压力低的压力。但当溢流阀的调节压力低于减压阀的调节压力时，减压阀不起作用。



图 6.35: 减压回路

6.4 顺序阀

顺序阀是用压力作为控制信号以实现油路的通断。按调压方式的不同，可分为直控式顺序阀与液控式顺序阀两种。

顺序阀的结构与工作原理和溢流阀相似，现以图 4-36 为例说明其结构和工作原理。主阀和先导阀均为滑阀式，其外形与溢流阀相似。



图 6.36: 先导式顺序阀

压力油进入顺序阀作用在主阀一端，同时压力油一路经管道 4 进入先导阀 7 左端，作用在滑阀 6 的左端面上，一路经阻尼孔 2 进入主阀芯 1 上端，并进入先导阀的中间环形部分。当进油压力低于先导阀的调整压力时，主阀芯 1 关闭，顺序阀无油流出。一旦进油压力超过先导阀的调整压力时，进入先导阀左端的压力将滑阀 6 推向右边，此时先导阀 7 的中间环形部分与顺序阀出口沟通，压力油经阻尼孔 2、主阀芯 1 上腔、先导阀 7 流向出口。由于有液阻，主阀芯 1 上腔压力低于进口压力，主阀芯移动，使顺序阀进出口沟通。从上分析可知，主阀芯 1 的移动是主阀芯

图 4-43 所示几种典型结构形式，分别通过轴向移动或旋转阀芯来调节通道截面的大小以调节流量。由于节流口的结构形式不同，在调节过程中，节流口变化规律差异较大，因

而调节性能的差别也比较明显。对于图 4-43(a), (b), (c) 所示节流口形式, 结构简单, 制造比较方便, 但由于通道长, 水力半径小, 容易堵塞, 工作性能较差, 只适用于要求不高的场合。而图 4-43(d), (e) 所示节流口形式, 结构较复杂, 但它们接近于薄壁小孔式, 节流通短, 不易堵塞, 工作性能较好, 多用于精密调速设备或低速调节稳定性较高的机床。

二、流量稳定性的分析

在液压系统工作时, 希望节流口大小调节好后, 流量稳定不变。但实际上会有变化, 特别是流量小时变化较大。影响流量稳定的因素有下列几方面:

1. 节流阀前后的压力差 Δp 对流量稳定性的影响

从第一章中式 (1-50)、式 (1-51) 及表 1-4 可以将节流阀的流量公式综合为

$$\begin{aligned} Q &= CA_j(p_1 - p_2)^\varphi \\ Q &= CA_j\Delta p^\varphi \end{aligned} \quad (6.11)$$

式中 Q ——通过节流口孔道的流量;

C ——由节流口形式、液体流态、油液性质等因素决定的系数;

A_j ——节流口通流截面积;

Δp ——节流口前、后的压力差;

φ ——节流阀指数。对于细长孔 $\varphi=1$, 对于薄壁小孔 $\varphi=0.5$, 介于二者之间的 $\varphi=0.5\sim 1$ 。

节流阀的流量特性曲线如图 4-44 所示。

从式 (4-11) 可以看出, 当节流阀通流截面 A_j 一定时, 如果节流阀进出口的压力差 $(p_1 - p_2)$ 发生变化, 将影响通过节流阀的流量, 从而影响它所控制的执行元件的运动速度。

为了深入分析压差变化对流量的影响, 我们引用节流阀刚性 k_T , 它定义为节流阀通流截面 A_j 一定时, 节流阀前后压力差 Δp 发生的变化量, 与由此而引起通过节流阀流量变化量之比。用数学表达式表示即

$$k_T = \frac{\partial(\Delta p)^{1-\varphi}}{\partial Q} \quad (6.12)$$

将式 (4-11) 对 Q 求导数并整理后得

$$k_T = \frac{(\Delta p)^{1-\varphi}}{CA_j\varphi} \quad (6.13)$$

从式 (4-13) 可知, φ 值越小, 越接近薄壁小孔, 其刚性亦越大; 同一节流阀, 阀前、后压力差 Δp 相同时, 开口小的刚性较大; 同一节流阀, 在节流口开度一定时, 其前后压差 Δp 越大, 则节流阀刚性越大。因此, 为了保持节流阀具有一定的刚性, 必须保证阀前后具有一定的压差。

不同开口时的流量特性曲线如图 4-45 所示。



Elegant \LaTeX Program

图 6.37: 节流阀的流量特性曲线



Elegant \LaTeX Program

图 6.38: 不同开口的流量特性

2. 温度对流量稳定性的影响

液压传动的工作介质是矿物油。矿物油的性质,特别是黏性,受温度的影响最大。黏性变化,就引起节流阀的系数 C 发生变化,从而影响通过节流阀的流量。

另外,油液由于温度的变化会加速自身的氧化,生成胶状沉淀物,如沥青等物质,它们与油中的其他机械杂质混合,极易堵塞节流口。而这些杂质对节流口的堵塞往往又是随机的,它将随着因温度的变化所产生沉淀物的多少以及在高温高速下杂质附着与冲刷的情况而变化,其结果就导致通过节流阀的流量时多时少,影响了流量的稳定性。特别是在低速运动时,最突出的现象就是执行元件的“爬行”和周期性的波动。

为了保持液压系统执行元件的运动平稳性,关键在于改善节流阀的流量稳定性。从以上分析可知,我们通常采用薄壁小孔节流口形式,同时控制液压系统的温升和提高油液的过滤精度,减少杂质以改善杂质对节流口的堵塞现象。

3. 流量调节范围和最小稳定流量

节流阀的流量调节范围 R_Q 是指节流阀最大开口量时的流量 Q_{\max} 与最小开口量时的最小稳定流量 Q_{\min} 的比值, 即

$$R_Q = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = \frac{C A_{\max} \Delta p^\varphi}{C A_{\min} \Delta p^\varphi} = \frac{A_{\max}}{A_{\min}} \quad (6.14)$$

式 (4-14) 表示流量调节范围是最大开口时通流截面积与最小开口时通流截面积的比值。根据节流口结构形式的不同, 通流截面的开口有的是轴向位移的函数, 有的是转动角度的函数。目前国产元件的流量调节范围可以很大, 如使用轴向三角槽式节流口的节流阀其流量调节范围在 100 以上。

所谓最小稳定流量就是节流阀在最小的开口量和一定的压差下能够长期保持其调节的流量恒定。目前国产轴向三角槽式节流阀的最小稳定流量在 30~50 mL/min, 而薄壁小孔式节流阀的最小稳定流量在 20 mL/min 左右。

节流阀的最小稳定流量是节流阀的一项重要性能指标。有些液压系统的执行元件在低速时出现“爬行”现象。所谓“爬行”是指液压传动中, 当液压执行元件在低速下运转时可能产生时断时续的运动现象。爬行现象实质上是当一物体在滑动面上作低速相对运动时, 在一定条件下产生的停止与滑动相交替的现象, 是一种不连续的振动。究其原因是多方面的, 如摩擦力的不均匀, 负载的变化, 环境温度的变化, 油液的弹性变形, 系统的泄漏, 供油量的不稳定等都能产生低速“爬行”现象, 而在液压调速系统中, 最小供油量的稳定程度将对其是否产生“爬行”起着很大的作用。因此采用节流阀进行流量控制, 在小流量时受节流阀最小稳定流量限制。如果采用一种叫计量阀的流量控制元件, 就能比较稳定地控制小流量而不受负载、温度以及堵塞的影响。这种计量阀相当于一个柱塞泵, 它利用改变柱塞行程大小来改变流量的大小。

三、调速阀

调速阀可调节流量, 并在调节后起稳定流量的作用。图 4-46 所示为它的工作原理图和符号图。

从原理图上可以看到, 调速阀是由一个定差式减压阀串联一个普通节流阀组成的。压力油以压力 p_1 进入减压阀, 其出端压力 p_2 作为节流阀的入端压力, 节流阀出端压力 p_3 , 也就是调速阀的出口压力。现以调速阀安装在液压缸的进油路上为例说明其工作原理。

p_1 是由液压泵提供, 由溢流阀调定的压力, 基本上维持恒定值。 p_3 是由外部负载所决定的调速阀出端压力, 其值为

$$p_3 = \frac{\Sigma F}{A_1} \quad (6.15)$$



Elegant \LaTeX Program

图 6.39: 调速阀工作原理和符号

调速阀两端的压差 $p_1 - p_3$, 将式 (4-15) 代入则得

$$p_1 - p_3 = p_1 - \frac{\Sigma F}{A_1} \quad (6.16)$$

式中 p_1 ——调速阀入端压力;

p_3 ——调速阀出端压力;

ΣF ——作用在活塞上的全部外载荷;

A_1 ——活塞的有效工作面积。

在节流阀一段中, 我们已分析了当节流阀两端压差变化时, 其调节的流量亦相应发生变化, 使速度不稳定。调速阀两端的压差发生变化时是如何保证它所调节的流量恒定的呢? 在原理图中, 我们标出了油液流经调速阀的压力变化。压力油 p_1 进入调速阀, 首先通过其中的减压阀, 使压力降为 p_2 , 然后通过节流阀使压力变为 p_3 与外部载荷相适应。节流阀两端的压差 $\Delta p_j = p_2 - p_3$, 现在的问题是如何保持节流阀的压差 Δp_j 恒定。

下面我们来分析一下调速阀中减压阀的作用。从图 4-46 上可以看到, 减压阀阀芯 1 的顶端弹簧腔 b 经孔道 a 与节流阀 2 的出油端 (p_3) 相通; 阀芯 1 的肩部 c 和下端 d 经孔道 f、e 与节流阀 2 的入端 (p_2) 相连。当外部载荷增加时, 从式 (4-15) 知 p_3 亦增加, 这时 p_3 通过 a 孔道把 p_3 作用在减压阀的阀芯 1 的顶端, 使顶端作用力增大, 破坏阀芯原来的平衡状态, 使阀芯下移。减压阀的开口加大, 通过减压阀的液阻减小, 使 p_2 也增大, 而使 $\Delta p_j = p_2 - p_3$ 基本上能保持原来的数值不变。当外部载荷减小时, p_3 亦减小, 同理阀芯 1 又失去平衡而上移, 此时减压阀的开口减小, 液流通过减压阀的液阻增大, 使 p_2 也跟随降低, 同样使 $\Delta p_j = p_2 - p_3$ 仍保持不变, 由于减压阀可保持节流阀两端压差为常数 (故称定差式减压阀), 因而流过节流阀的流量也就稳定不变了。减压阀阀芯上所受力的平衡方程式为

$$p_2 A_j = p_3 A_j + F_s + G + F_f \quad (6.17)$$

式中 p_2 ——节流阀入端压力, 即减压阀的出端压力;

p_3 ——节流阀出端压力;



图 6.40: 节流阀与调速阀的性能曲线

A_g ——减压阀阀芯顶端面积;

F_s ——减压阀恢复弹簧的作用力;

G ——减压阀阀芯自重 (滑阀垂直安放时考虑);

F_f ——阀芯移动时的摩擦力。

如略去 G 和 F_f 的影响, 可得

$$\Delta p_j = p_2 - p_3 = \frac{F_s}{A_g} \quad (6.18)$$

考虑到 F_s , 是作为恢复作用的, 该弹簧的刚性较小, 当阀芯移动时, 由于弹簧的压缩量的变化所附加的弹簧作用力的变化是很小的, 即 F_s , 近似为常数, 因而可认为 $p_2 - p_3$ 是一常数, 则通过节流阀的流量也是个常数, 亦即通过调速阀的流量是个常数, 这就保证了执行元件运动速度的稳定性。

调速阀正常工作时, 要求调速阀两端的压差至少为 $(4 \sim 5) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。这是因为压差过小, 调速阀中的减压阀阀芯在弹簧力作用下, 使减压阀开口全部打开, 不能起到调节和稳定节流阀前压力的缘故。这种调速阀亦可用在回油路上, 用相同的原理保持回油流量不变。

调速阀与普通节流阀一样, 对温度和堵塞现象都是敏感的, 为了弥补温度对流量稳定性的影响, 可以采用带温度补偿装置的调速阀。所谓温度补偿装置的原理, 就是采用一温度膨胀系数较大的材料附加控制节流开口的大小。我们知道, 温度升高后, 黏度降低, 通过节流口的流量将增大, 而受热膨胀的热敏元件推动节流阀阀芯, 使节流开口减小, 限制流量的增大。反之, 若温度降低, 黏度增加, 流量将减小, 此时热敏元件收缩拉回节流阀芯, 使节流开口增大, 使流量维持在温度变化前的数值。利用这种方法, 可部分地补偿由于温度的变化而造成流量的变化。如要根本解决问题, 则必须控制温度的变化。温度补偿调速阀的工作原理与调速阀相同。其最小稳定流量为 20 mL/min , 其节流口形式多采用薄壁缝隙式, 壁厚在 $0.07 \sim 0.09 \text{ mm}$, 缝隙的最小部分为 $0.13 \sim 0.16 \text{ mm}$, 结构形式如图 4-43(e) 所示。

由上分析, 我们可用图 4-47 来对比节流阀与调速阀的性能。

四、溢流节流阀

除了上述调速阀可以比较稳定地控制流量以外,还可采用一种定差溢流阀与节流阀并联组成的溢流节流阀来控制流量,同样可以达到稳定流量的效果,而这种阀仅安装在进油管道上。图 4-48 所示为它的工作原理及符号图。

压力油 p_1 进入溢流节流阀后,一路经节流阀 4 从出口流出进入主油路系统 (p_2),一路经溢流阀的溢流口流回油箱。溢流阀阀芯大端的弹簧腔与节流阀 4 的出口 (p_2) 相连,而其肩部 b 与小端部的 c 腔接通入口压力油 p_1 。当出口压力 p_2 增大时,溢流阀阀芯腔压力增加,阀芯 3 下移,溢流口减小,液阻加大,使液压泵提供的压力油 p_1 增加,因而使节流阀前后的压差 $\Delta p_j =$

$p_1 - p_2$ 可基本保持不变。当 p_2 减小时,溢流阀阀芯 a 腔的压力亦减小,溢流阀阀芯受力平衡被破坏,向上移动,溢流阀溢流口加大,液阻减小,使液压泵出口压力 p_1 相应地减小,同样使 $p_1 - p_2$ 保持基本不变。溢流阀阀芯受力平衡方程式为

$$p_1 A_y = p_2 + F_s + G + F_f \quad (6.19)$$

式中 p_1 —— 节流阀入端压力,即液压泵供油压力;

p_2 —— 节流阀出端压力,即由外载荷决定的压力;

A_y —— 溢流阀阀芯的大端面积,也就是阀芯肩部 b 与下端 c 的有效面积之和;

F_s —— 溢流阀阀芯大端 a 腔的弹簧作用力;

G —— 阀芯自重(垂直安装时考虑);
如略去 G 和 F_f 的影响,式 (4-19) 可写成

$$p_1 - p_2 = \frac{F_s}{A_y} \quad (6.20)$$

式 (4-20) 表明,当溢流阀阀芯移动量较小,且弹簧的刚度又很小时, F_s 可基本维持是个常数,亦即节流阀前后压差 ($p_1 - p_2$) 基本为一常数,这就保证了通过节流阀的流量的稳定。



图 6.41: 溢流节流阀

安全阀 2 用以防止系统过载,它相当先导式溢流阀的先导部分。

调速阀与溢流节流阀都可用来调节并稳定流量,功能相似,但其使用性能不完全相同。调速阀是在保持液压泵供油压力基本不变(由溢流阀调定)情况下工作的。此压力要满足系统的最大载荷,因此消耗功率较大。而溢流节流阀的供油压力是随负载而变的。当负载小时,节流阀后的压力降低,液压泵供油压力也随着下降,这样就可减小驱动液压泵所需的功率,并减少液压系统的发热。但溢流节流阀中流过的流量是液压泵的全流量,调芯运

动时的阻力较大, 因此溢流阀上的弹簧一般比调速阀的硬一些, 这样就加大了节流阀前后的压差波动, 如考虑稳态液动力的影响, 溢流节流阀入口压力的波动也影响节流阀前后压差的稳定, 因此溢流节流阀的稳速性能稍差。

比例阀和逻辑阀

比例阀和逻辑阀的出现, 扩大了液压系统的使用范围。所谓比例阀就是一种按输入电信号连续地、按比例地控制液压系统的压力和流量的阀。在液压系统中常用的控制阀多具有开关控制的性质。它的作用是使一个液压元件接入液压系统或脱离液压系统, 或者进行简单的油路切换等, 而不能进行连续控制。如果要对液压系统的参数进行连续控制, 则必须使用伺服阀 (对于伺服阀, 将在第九章介绍)。由于伺服阀的价格昂贵, 维护保养要求严格, 使用条件要求高, 因而限制了它在一般液压系统中的广泛使用。比例阀可以对液压系统的参数进行连续、成比例的控制。而它与伺服阀相比, 则结构简单, 成本低, 通用性好, 并能简化液压系统的油路及减少元件的数量。比例阀的组成就是把普通的压力阀、流量阀和换向阀的控制部分换上比例电磁铁, 用比例电磁铁的吸力来改变阀的参数以进行比例控制。根据用途和工作特点的不同, 比例阀可分为比例压力阀、比例流量阀和比例方向阀等。

逻辑阀是以锥阀为基本单元, 以芯子插入式为基本连接形式, 配以不同的先导阀来满足各种动作要求的阀类, 它实际上是一种液控单向阀, 又叫嵌装式闸阀或插装式锥阀。这种受控单向阀的开启和闭合完全像一个受操纵的逻辑元件那样工作, 所以又叫逻辑阀。它特别适用于高压、大流量的液压系统中。

下面分别简要地说明一下它们的工作原理。

6.4.1 一、电磁比例压力阀

图 4-49 所示为电磁比例溢流阀的结构原理图。

它是由普通先导式溢流阀和比例电磁铁组成, 它的工作原理与先导式溢流阀相同。所不同的, 普通溢流阀的调压多是用手调的, 而电磁比例溢流阀的压力是由电磁铁产生的电磁力推动推杆, 压缩弹簧作用在锥阀上, 顶开锥阀的压力 p , 即是调整压力。其电磁推力的大小与通入比例电磁铁的电流成比例, 因此改变电流的大小, 即可调节溢流阀压力的大小。其关系式如下:

$$\text{电磁力} \quad F_D = K_1 I$$

$$\text{弹簧压缩力} \quad F_s = pA$$

由于 $F_D = F_s$, 所以 $pA = K_1 I$

$$p = \frac{K_1}{A} I = K_p I \quad (6.21)$$

式中 p ——溢流阀调整压力；
 K_p ——比例常数；
 A ——锥阀在阀座上的受压面积；
 I ——通入比例电磁铁中的电流大小。



图 6.42: 电磁比例溢流阀

从式 (4-21) 中可以看出, 若输入的电流是连续的或按一定程序变化, 则比例阀所控制的压力也是与输入信号成比例的或按一定程序变化的。

图 4-50 所示为比例压力阀的 $p-I$ 特性曲线。根据式 (4-21), 压力 P 与电流 I 的关系应该是线性的, 但由于磁性材料和运动部件的磁滞、摩擦影响, $p-I$ 上升与下降曲线不重合。从图上可以看到, 在电流上升到 I_0 时, 输出压力为 p_A , 继续增大控制电流, 压力将按比例增加, 直到 I_M 时, 压力为 p_M 。当控制电流减小时, 压力不按原来的曲线下降, 当控制电流为零时, 输出压力为 p_A , 而在控制电流从零到 I_0 范围内, 输出压力不变, 出现不灵敏区。

图 6.43: 比例压力阀的 $P-I$ 特性曲线

图 6.44: 电磁比例调速阀

6.4.2 二、电磁比例流量阀

图 4-51 所示为电磁比例调速阀的结构原理图，它是由普通调速阀与比例电磁铁组合而成的，是把普通调速阀的手柄换上了比例电磁铁。当外加电信号输入时，节流阀的阀芯在弹簧力与比例电磁铁的电磁力作用下保持平衡，该位置对应节流阀定的开口量 x ，通过节流口的流量可按小孔流量特性方程决定，即

$$Q = CA\Delta p^\varphi$$

因为减压阀保证了 Δp 基本恒定，所以

$$Q \propto A = bx \quad (6.22)$$

比例电磁铁的电磁力

$$F_D = K_1 I$$

弹簧的作用力

$$F_s = K_s x$$

由于 $F_D = F_s$ ，所以

$$K_1 I = K_s x$$

$$x = \frac{K_1}{K_s} I \quad (6.23)$$

将式 (4-23) 代入式 (4-22) 得

$$Q \propto \frac{K_1 b}{K_s} I \quad (6.24)$$

式中 K_1 —— 比例常数；

K_s —— 弹簧刚度；

b —— 节流口宽度；

x —— 节流口开度。

从式 (4-24) 可看出，只要改变输入电流信号的大小，就可控制调速阀的流量，其流量-电流特性曲线与图 4-50 很相似。



图 6.45: 逻辑阀

6.4.3 三、逻辑阀

图 4-52 所示为逻辑阀锥阀式基本单元。它是由弹簧 1、阀套 2 和阀芯 (锥阀) 3 组成的。根据用途不同，逻辑阀又分为逻辑压力阀、逻辑流量阀和逻辑换向阀三种。

逻辑阀的工作原理：逻辑锥阀有两个管道连接口 A 、 B 和一个控制连接口 C ，压力油分别作用在锥阀的三个控制面 A_a 、 A_b 和 A_c 上。其中 A_a 面总是处在 A 口压力油的作用下， A_b 面总是处在 B 口压力油的作用下。如果忽略锥阀的质量和阻尼的影响，作用在

阀芯上的力平衡关系如下:

$$F_s + F_w + p_c A_c - p_b A_b - p_a A_a = 0 \quad (6.25)$$

式中 F_s ——作用在阀芯上的弹簧力;
 F_w ——阀口液流产生的稳态液动力;
 p_c ——控制口 C 的压力;
 p_b ——工作油口 B 的压力;
 p_a ——工作油口 C 的压力;
 A_a, A_b, A_c 分别为锥阀三个控制面的面积。

从式 (4-25) 可以看出, 锥阀的启、闭与控制压力 p_c 以及工作压力 p_a 和 p_b 的大小有关, 同时还与弹簧力 F_s 、液动力 F_w 的大小有关。当锥阀开启时, 油流的方向视 p_a 与 p_b 的具体情况而定, 当 $p_a > p_b$ 时, 油从 A 口流向 B 口; 当 $p_b > p_a$ 时, 油从 B 口流向 A 口; 当锥阀关闭时,

$p_1 - p_2$ 可基本保持不变。当 p_2 减小时, 溢流阀阀芯 a 腔的压力亦减小, 溢流阀阀芯受力平衡被破坏, 向上移动, 溢流阀溢流口加大, 液阻减小, 使液压泵出口压力 p_1 相应地减小, 同样使 $p_1 - p_2$ 保持基本不变。溢流阀阀芯受力平衡方程式为

$$p_1 A_y = p_2 + F_s + G + F_f \quad (4-19)$$

式中 p_1 ——节流阀入端压力, 即液压泵供油压力;
 p_2 ——节流阀出端压力, 即由外载荷决定的压力;
 A_y ——溢流阀阀芯的大端面积, 也就是阀芯肩部 b 与下端 c 的有效面积之和;
 F_s ——溢流阀阀芯大端 a 腔的弹簧作用力;
 G ——阀芯自重 (垂直安装时考虑);
 F_f ——阀芯移动时的摩擦力。

如略去 G 和 F_f 的影响, 式 (4-19) 可写成

$$p_1 - p_2 = \frac{F_s}{A_y} \quad (4-20)$$

式 (4-20) 表明, 当溢流阀阀芯移动量较小, 且弹簧的刚度又很小时, F_s 可基本维持是个常数, 亦即节流阀前后压差 ($p_1 - p_2$) 基本为一常数, 这就保证了通过节流阀的流量的稳定。

安全阀 2 用以防止系统过载, 它相当先导式溢流阀的先导部分。

调速阀与溢流节流阀都可用来调节并稳定流量, 功能相似, 但其使用性能不完全相同。调速阀是在保持液压泵供油压力基本不变 (由溢流阀调定) 情况下工作的。此压力要满足系统的最大载荷, 因此消耗功率较大。而溢流节流阀的供油压力是随负载而变的。当负载小时, 节流阀后的压力降低, 液压泵供油压力也随着下降, 这样就可减小驱动液压泵所需的功率, 并减少液压系统的发热。但溢流节流阀中流过的流量是液压泵的全流量, 调芯运动时的阻力较大, 因此溢流阀上的弹簧一般比调速阀的硬一些, 这样就加大了节流阀前后的压差波动, 如考虑稳态液动力的影响, 溢流节流阀入口压力的波动也影响节流阀前后压差的稳定, 因此溢流节流阀的稳速性能稍差。

4-5 比例阀和逻辑阀

比例阀和逻辑阀的出现,扩大了液压系统的使用范围。所谓比例阀就是一种按输入电信号连续地、按比例地控制液压系统的压力和流量的阀。在液压系统中常用的控制阀多具有开关控制的性质。它的作用是使一个液压元件接入液压系统或脱离液压系统,或者进行简单的油路切换等,而不能进行连续控制。如果要对液压系统的参数进行连续控制,则必须使用伺服阀(对于伺服阀,将在第九章介绍)。由于伺服阀的价格昂贵,维护保养要求严格,使用条件要求高,因而限制了它在一般液压系统中的广泛使用。比例阀可以对液压系统的参数进行连续、成比例的控制。而它与伺服阀相比,则结构简单,成本低,通用性好,并能简化液压系统的油路及减少元件的数量。比例阀的组成就是把普通的压力阀、流量阀和换向阀的控制部分换上比例电磁铁,用比例电磁铁的吸力来改变阀的参数以进行比例控制。根据用途和工作特点的不同,比例阀可分为比例压力阀、比例流量阀和比例方向阀等。

逻辑阀是以锥阀为基本单元,以芯子插入式为基本连接形式,配以不同的先导阀来满足各种动作要求的阀类,它实际上是一种液控单向阀,又叫嵌装式闸阀或插装式锥阀。这种受控单向阀的开启和闭合完全像一个受操纵的逻辑元件那样工作,所以又叫逻辑阀。它特别适用于高压、大流量的液压系统中。

下面分别简要地说明一下它们的工作原理。

一、电磁比例压力阀

图 4-49 所示为电磁比例溢流阀的结构原理图。

它是由普通先导式溢流阀和比例电磁铁组成,它的工作原理与先导式溢流阀相同。所不同的,普通溢流阀的调压多是用手动调的,而电磁比例溢流阀的压力是由电磁铁产生的电磁力推动推杆,压缩弹簧作用在锥阀上,顶开锥阀的压力 p 。即是调整压力。其电磁推力的的大小与通入比例电磁铁的电流成比例,因此改变电流的大小,即可调节溢流阀压力的大小。其关系式如下:

$$\text{电磁力} \quad F_D = K_1 I$$

$$\text{弹簧压缩力} \quad F_s = pA$$

由于 $F_D = F_s$, 所以 $pA = K_1 I$

$$p = \frac{K_1}{A} I = K_p I \quad (4-21)$$

式中 p ——溢流阀调整压力;

K_p ——比例常数;

A ——锥阀在阀座上的受压面积;

I ——通入比例电磁铁中的电流大小。

从式 (4-21) 中可以看出,若输入电流是连续的或按一定程序变化,则比例阀所控制的压力也是与输入信号成比例的或按一定程序变化的。

图 4-50 所示为比例压力阀的 $p-I$ 特性曲线。根据式 (4-21), 压力 P 与电流 I 的关系应该是线性的,但由于磁性材料和运动部件的磁滞、摩擦影响, $p-I$ 上升与下降曲线不重合。从图上可以看到,在电流上升到 I_0 时,输出压力为 p_A ,继续增大控制电流,压

力将按比例增加,直到 I_M 时,压力为 p_M 。当控制电流减小时,压力不按原来的曲线下降,当控制电流为零时,输出压力为 p_A ,而在控制电流从零到 I_0 范围内,输出压力不变,出现不灵敏区。

二、电磁比例流量阀

图 4-51 所示为电磁比例调速阀的结构原理图,它是由普通调速阀与比例电磁铁组合而成的,是把普通调速阀的手柄换上了比例电磁铁。当外加电信号输入时,节流阀的阀芯在弹筑力与比例电磁铁的电磁力作用下保持平衡,该位置对应节流阀定的开口量 x ,通过节流口的流量可按小孔流量特性方程决定,即

$$Q = CA\Delta p^\varphi$$

因为减压阀保证了 Δp 基本恒定,所以

$$Q \propto A = bx \quad (4-22)$$

比例电磁铁的电磁力

$$F_D = K_1 I$$

弹簧的作用力

$$F_s = K_s x$$

由于 $F_D = F_s$, 所以

$$K_1 I = K_s x$$

$$x = \frac{K_1}{K_s} I \quad (4-23)$$

将式 (4-23) 代入式 (4-22) 得

$$Q \propto \frac{K_1 b}{K_s} I \quad (4-24)$$

式中 K_1 ——比例常数;

K_s ——弹簧刚度;

b ——节流口宽度;

x ——节流口开度。

从式 (4-24) 可看出,只要改变输入电流信号的大小,就可控制调速阀的流量,其流量-电流特性曲线与图 4-50 很相似。

三、逻辑阀

图 4-52 所示为逻辑阀锥阀式基本单元。它是由弹簧 1、阀套 2 和阀芯 (锥阀) 3 组成的。根据用途不同,逻辑阀又分为逻辑压力阀、逻辑流量阀和逻辑换向阀三种。

逻辑阀的工作原理:逻辑锥阀有两个管道连接口 A , B 和一个控制连接口 C ,压力油分别作用在锥阀的三个控制面 A_a , A_b 和 A_c 上。其中 A_a 而总是处在 A 口压力油的作用下, A_b 面总是处在 B 口压力油的作用下。如果忽略锥阀的质量和阻尼的影响,作用在阀芯上的力平衡关系如下:

$$F_s + F_w + p_c A_c - p_b A_b - p_a A_a = 0 \quad (4-25)$$

式中 F_s ——作用在阀芯上的弹簧力;

F_w ——阀口液流产生的稳态液动力;

p_c ——控制口 C 的压力;

p_b ——工作油口 B 的压力;

p_a ——工作油口 C 的压力;

A_a , A_b , A_c 分别为锥阀三个控制面的面积。

从式 (4-25) 可以看出, 锥阀的启、闭与控制压力 p_c 以及工作压力 p_a 和 p_b 的大小有关, 同时还与弹簧力 F_s 、液动力 F_w 的大小有关。当锥阀开启时, 油流的方向视 p_a 与 p_b 的具体情况而定, 当 $p_a > p_b$ 时, 油从 A 口流向 B 口; 当 $p_b > p_a$ 时, 油从 B 口流向 A 口; 当锥阀关闭时,

第七章 辅助装置

液压系统中的辅助装置，是指除液压泵、液压缸（包括液压马达）和各种控制阀之外的其他各类组成元件，如油箱、滤油器、蓄能器、压力表、密封件和管件等等。它们虽称之为辅助装置，但却是液压系统不可缺少的组成部分，而且它们的性能对液压系统的工作性能好坏有直接影响。因此，对它们的设计和选用不能掉以轻心。本章只对蓄能器、滤油器、管件和油箱的设计、选用做一介绍。

7.1 蓄能器

7.1.1 蓄能器的用途

蓄能器是储存和释放液体压力能的装置，它在液压系统中的主要用途有以下几个方面：

7.1.1.1 短期大量供油

对于短时间内需要大量压力油的液压系统，采用蓄能器辅助供油可减小液压泵容量，从而减少了电机功率的消耗，降低了液压系统的温升。

7.1.1.2 维持系统压力

在液压系统的保压回路中采用蓄能器。图 5-1 所示是蓄能器用于夹紧油路的情况。当压力达到压力继电器调定压力时，压力继电器发出信号，使二位二通电磁阀换向，液压泵卸荷，由蓄能器把原先储存起来的压力油供应出来，补偿系统泄漏，以维持系统压力。这样做也可以减少电机功率消耗，降低系统温升。

7.1.1.3 吸收冲击压力或液压泵的脉动压力

对于由液压缸的突然停止或换向，换向阀的突然关闭或换向以及液压泵的突然启、停所引起的液压冲击，可采用蓄能器来加以吸收，避免系统压力过高造成元件损坏。对于一些要求液压源供油压力恒定的液压系统，需要在液压泵出口处安装蓄能器，以吸收液压泵的脉动压力。图 5-2 给出了在上述情况下使用蓄能器的情况。用来吸收冲击压力的蓄能器尽可能安装在靠近产生冲击的地方。

除以上三项用途外，蓄能器还可作紧急动力源用，以及作热膨胀补偿器用。也可用来改善压力补偿式变量泵的频率特性。

7.1.2 蓄能器的种类

蓄能器的类型有重锤式、弹簧式和充气式等几种，但在机床上常采用的是充气式蓄能器。下面就只介绍这类蓄能器的结构和性能。



ElegantLaTeX Program

图 7.1: 蓄能器用于夹紧系统



ElegantLaTeX Program

图 7.2: 蓄能器用于吸收冲击压力



图 7.3: 活塞式蓄能器

7.1.2.1 活塞式蓄能器（见图 5-3）

在活塞 2 的上腔 1 中充有高压气体，下腔 3 与液压系统管路相通，进入压力油。活塞随着蓄能器中油压的增减在缸筒内移动。这种蓄能器结构简单；油气隔离，油液不易氧化又能防止气体进入，工作可靠；安装容易；维护方便；寿命长。但活塞有惯性和摩擦阻力，故反应不灵敏，容量小，主要用来蓄压。

7.1.2.2 气囊式蓄能器（见图 5-4）

气囊 3 用特殊橡胶制成，固定在壳体 2 的上半部。气体（常用氮气）从气门 1 充入，气囊外面加压力油。在蓄能器下部有一受弹簧力作用的提升阀，它的作用是防止油液全部排出时气囊膨胀出壳体之外。这种蓄能器的优点是气囊的惯性小，因而反应快，容易维护，重量轻，尺寸小，安装容易。缺点是气囊制造困难。气囊有折合型和波纹型两种，前者容量较大，适用于蓄能器，后者则适用于吸收冲击。

7.1.2.3 隔膜式蓄能器（见图 5-5）

用耐油橡胶隔膜把油和气分开，工作原理与上述两种相同。其优点是容器为球形，重量与体积之比值最小；缺点是容量很小。适用于吸收冲击，广泛用在航空机械中。

7.1.2.4 气瓶式蓄能器

这是一种油和气在壳体内直接接触的蓄能器。其优点是容量大，惯性小，反应灵敏，轮廓尺寸小，没有摩擦损失；缺点是气体易混入油中，影响系统工作的平稳性，气体消耗量大，需经常补充，附属设备多（空气压缩机、高低位液面计等）。仅适用于中、低压大流量回路。



ElegantTeX Program

图 7.4: 气囊式蓄能器



ElegantTeX Program

图 7.5: 隔膜式蓄能器

7.1.3 蓄能器的计算

选用蓄能器时，应知道它该有多大的容量，而计算蓄能器容量的方法又视其使用情况有所不同。下面以气囊式蓄能器为例，来说明其容量的计算方法。

7.1.3.1 储存能量时的容量计算方法

蓄能器容量 V_{Λ} 和充气压力 p_{Λ} 是根据它在工作中将要输送出去的油液体积 V_W ，系统最高工作压力 p_1 和所要维持的最低工作压力 p_2 来决定的。由气体定律可知

$$p_{\Lambda} V_{\Lambda}^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{常数} \quad (7.1)$$

式中 V_1 ——最高压力下气体的体积；

V_2 ——最低压力下气体的体积；

n ——指数。

当蓄能器用来保持系统压力、补偿泄漏时，它释放能量的速度是缓慢的，可以认为气体在等温下工作，取 $n=1$ ；当蓄能器用来大量供应油液时，它释放能量的速度是迅速的，可认为气体在绝热条件下工作，取 $n=1.4$ 。

令 $V_W = V_2 - V_1$ ，因此，由式 (5-1) 得

$$V_{\Lambda} = \left(\frac{p_2}{p_{\Lambda}}\right)^{\frac{1}{n}} V_2 = \left(\frac{p_2}{p_{\Lambda}}\right)^{\frac{1}{n}} (V_W + V_1) = \left(\frac{p_2}{p_{\Lambda}}\right)^{\frac{1}{n}} \left[V_W + \left(\frac{p_{\Lambda}}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} V_{\Lambda}\right]$$

整理后，得

$$V_{\Lambda} = \frac{V_W \left(\frac{p_2}{p_{\Lambda}}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}$$

故有

$$V_W = V_{\Lambda} p_{\Lambda}^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{1}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \right] \quad (7.2)$$

p_{Λ} 值在理论上可与 p_2 值相等，但由于系统中有泄漏，为了保证系统压力为 p_2 时蓄能器还有可能补偿泄漏，应使 $p_{\Lambda} > p_2$ ，一般取 $p_2 = (0.8 \sim 0.85)p_{\Lambda}$ 。

7.1.3.2 吸收液压冲击时蓄能器容量的计算

从理论上虽可导出适用于完全液压冲击的容量计算公式，但在实际应用中常采用下述经验计算公式

$$V_{\Lambda} = \frac{0.004 Q p_2 (0.0164 L - t)}{p_2 - p_1} \quad (7.3)$$

式中 V_{Λ} ——蓄能器容量 (L)；

L ——产生冲击波的管道长度 (m)；

Q ——阀口关闭前管内流量 (L/min)；

t ——阀口由开到关闭的持续时间 (s)；

p_1 ——阀口关闭前的工作压力 (10^5Pa)；

p_2 ——系统允许的最大冲击压力，一般可取 $p_2 = 1.5 p_1 (10^5 \text{Pa})$ 。

7.1.3.3 吸收液压泵脉动压力时蓄能器容量计算

一般采用以下经验公式进行计算

$$V_{\Lambda} = \frac{q^i}{0.6K} \quad (7.4)$$

式中 q ——液压泵每转排量 (L/r);

i ——排量变化率 $\frac{\Delta q}{q}$, Δq 是超过平均排量的过剩排出量 (L);

K ——液压泵的压力脉动率, $K = \frac{\Delta p}{p_p}$, 是压力脉动单侧振幅。

使用时, 取蓄能器充气压力 $p_{\Lambda} = 0.6p_p$ 。

7.2 滤油器

7.2.1 对滤油器的要求

对液压系统中保持油的清洁十分重要, 因为油中的杂质颗粒会引起相对运动零件划伤、磨损以至卡死, 或堵塞节流阀和管道小孔导致液压系统不能正常工作, 因此需要对油液进行过滤。一般对过滤器的基本要求是:

- (1) 具有较好的过滤能力, 即能阻挡一定尺寸以上的机械杂质;
- (2) 通油性能好, 即油液全部通过时不致引起过大的压力损失;
- (3) 过滤材料要有足够的机械强度, 在压力油作用下不致破坏;
- (4) 过滤材料耐腐蚀, 在一定温度下工作有足够的耐久性;
- (5) 容易清洗和便于更换滤芯;
- (6) 价格便宜。

滤油器的过滤精度按过滤颗粒的大小可分为四级: 粗滤油器 (滤去杂质直径大于 0.1mm)、普通滤油器 (滤去杂质直径为 0.1~0.01mm)、精滤油器 (滤去杂质直径为 0.01~0.005mm)、特精滤油器 (滤去杂质直径为 0.005~0.001mm)。

7.3 油箱和热交换器

7.3.1 油箱

油箱的作用是保证供给系统充分的工作油液, 同时具有沉淀油液中的污物、逸出油中的空气和散热等作用。为此, 它需要有一定大小的容积。通常油箱的有效容积取为液压泵每分钟流量的 3~6 倍。液压泵流量大、压力低或允许的油温升高时, 取下限, 反之取上限。如有必要, 油箱有效容积应根据散热需要来确定 (见第八章中的算法)。

油箱的结构形式有总体式和分离式两种。总体式油箱是利用机床床身的内腔作为油箱, 这种油箱结构紧凑, 不占地面, 各处漏油易于回收, 但增加了床身结构的复杂性, 维护不便, 散热不良, 由于油温升高引起床身热变形, 会降低机床的精度。分离式油箱是设置一个与机床分开的单独油箱, 可减少油的温升和电机、液压泵的振动对机床工作精度的影响, 精密机床一般都采用这种形式。



图 7.6: 油箱结构简图

图 5-12 所示为一分离式油箱的结构简图。图中 1 为吸油管，4 为回油管，中间有两个隔板 7 和 9，隔板 7 用作阻挡沉淀杂物进入吸油管，隔板 9 用来阻挡泡沫进入吸油管。沉淀污物可从油阀 8 放出。加油滤油网 2 设在回油管一侧的上部。盖 3 上有通气孔。6 是油面指示器。当彻底清洗油箱时可将上盖 5 卸开。

进行油箱的结构设计时应注意几个问题：

(1) 油箱应有足够的刚度和强度。油箱一般用 2.5 ~ 4mm 的钢板焊接而成，尺寸高大的油箱要加焊角板、筋条以增加刚度。油箱上盖板若安装电击传动装置、液压泵和其他液压元件，则盖板不仅要适当加厚，而且还要采取措施局部加强。液压泵和电机直立安装时，振动一般比横放安装时要好。

(2) 吸油管和回油管之间的距离应尽量远些，两管最好要用隔板隔开，以增加油液循环流动的距离，提高散热效果，并使油液有足够长的时间放出气泡和沉淀杂质。隔板的高度约为最低油面高度的 2/3。

吸油管离油箱底面的距离应不小于管径的 2 倍，距油箱侧面应不小于管径的 3 倍，以便油流畅通。回油管应插入最低油面一下，以防回油冲入液面使油中混入气泡。回油管路管端切成 45° 角，以增大排油口面积，排油口应面向箱壁，利于散热。泄油管不应插入油中，以免增大元件泄露腔处的背压。

(3) 要采取措施保护箱内油液清洁。油箱上盖板与油箱四周都严密密封，盖板上的各种安装孔也都要密封，以防灰尘杂物进入油箱污染油液。加油口上要装滤油器，通气孔上须装空气滤清器。吸油管入口处最好装粗滤油器，它的额定通过流量应为液压泵流量的 2 倍以上。

(4) 要便于清洗和维护。为便于排放污油，油箱箱底应做成倾斜形，且与地面保持一定距离。在箱底最低处安装放油阀或放油塞。油箱结构还应考虑能方便地拆装滤油器和清洗内部。油箱侧壁应安装观察油面高低地油面指示器，以便适时补充油液。

(5) 油箱内壁应涂上耐油地防锈涂料，以延长油箱寿命和减少油液污染。

(6) 如有必要安装热交换器、温度计等附加装置，需要合理确定它们的安放位置。

7.3.2 热交换器

为了提高液压系统的工作稳定性，应使系统在允许的温度下工作并保持平衡。液压系统的油液工作温度一般希望保持在 30 ~ 50°C 范围内，最高不超过 60°C，最低不低于 15°C。油温过高将使油液变质，加速其污染，同时油的黏性和润滑能力降低，增加油液的泄露，缩短液压元件的寿命。油温过低，则液压泵启动时吸油有困难，系统的压力损失也增大。

如果液压系统单靠自然散热不能使油温限制在允许值以下，就必须安装冷却器；反

之，如果环境温度太低无法使液压泵正常启动，就必须安装加热器。冷却器和加热器统称为热交换器。

7.3.2.1 冷却器

冷却器按其使用冷却介质的不同分为风冷、水冷和氨冷等多种形式。

风冷式冷却器构造比较简单，它通常由许多带散热片的管子所组成的油散热器和风扇两部分构成。油散热器也可用汽车散热器来代替。风冷式冷却器可节约用水，但它的冷却效果较差。



图 7.7: 多管式冷却器

水冷式冷却器有多种式样。最简单的一种是在油箱中安置蛇形水冷管，冷水从蛇形管里通过，把油的热量带走。这种冷却器的散热效率低，耗水量大，运转费用高。

液压系统中采用得较多的是多管式水冷却器，其结构如图 5-13 所示。油从右端上部油口 c 进入冷却器，经由左端上部油口 b 流出。冷却水从右端盖 4 中央的孔 d 进入，经过多根水管 3 的内部，从左端盖 1 上的孔 a 流出。油在水管外面流过，三块隔板 2 用来增加油的循环路线长度，以改善热交换的效果。



图 7.8: 冷却器在油路中的安装位置

近来出现一种翅片管式冷却器，即在水管外面增加横向或纵向的散热翅片，使传热面积增加，其传热效率比直管式提高数倍。

冷却器一般应安装在回油路或在溢流阀的溢流管路上，图 5-14 所示是其正确的安装位置。液压泵输出的压力油直接进入液压系统，已经发热的回油和溢流阀溢出的热油一起通过冷却器 1 进行冷却后，回到油箱。单向阀 2 是保护冷却器用的。当不需要进行冷却时可将截止阀 3 打开，使油直接回油箱。

7.3.2.2 加热器

液压系统中的加热器一般都采用电加热器。这种加热器结构简单，使用方便，可根据所需的最高和最低温度进行自动调节。电加热器外形呈长管状，常横装在油箱侧壁上，用法兰盘固定。由于油液是热的不良导体，因此单个加热器的容量不能太大，以免周围油温过高，使油质发生变化。如有需要，可在油箱内多装几个加热器，使加热均匀。

思考题和习题

5-1 设蓄能器预充压力为 9 MPa，并在绝对压力 10 ~ 20 MPa 中间工作，若要求供油量为 5 L，试求该蓄能器的尺寸。

5-2 在调整阀和液压伺服阀的入口油路上应安装什么样的滤油器？

5-3 设管道流量 $Q = 25 \text{ L/min}$ ，若限制管内流速 $v \leq 5 \text{ m/min}$ ，问应选用多大内径的油管？

5-4 确定油箱的容积应考虑哪些因素？

第八章 液压传动系统的速度调节

液压传动系统中的速度调节是液压系统中的核心部分，它的工作性能优劣对系统起着决定性的作用。速度调节包括调速回路、速度换接回路、快速运动回路等。

8.1 调速回路

调速回路用于工作过程中调节执行元件的运动速度，它对液压传动系统的性能好坏起决定性作用，故在机床液压系统中占有突出地位，往往是机床液压系统的核心部分。

调速回路应能满足如下基本要求：

- (1) 在规定的调速范围内能灵敏、平稳地实现无级调速，具有良好的调节特性。
- (2) 负载变化时，工作部件调定速度的变化要小（在允许范围内），即具有良好的速度刚性（或速度-负载特性）
- (3) 效率高，发热少，具有良好的功率特性。

液压缸的速度 v 与输入流量 Q_1 及缸有效工作面积 A_1 间的关系为

$$v = \frac{Q_1}{A_1}$$

液压马达的转速 n 与输入流量 Q_1 及马达排量 q_m 之间的关系为

$$n = \frac{Q_1}{q_m}$$

可见，改变输入执行元件的流量 Q_1 ，或改变液压缸有效工作面积 A_1 和液压马达每转排量 q_m ，都可以达到调速的目的。改变液压缸有效工作面积 A_1 较困难，改变排量 q_m 在变量液压马达上则容易做到，而最易实现和广泛应用的是改变输入流量 Q_1 。

目前在机床液压系统的调速回路中，主要有以下三种基本调速形式：

- (1) 节流调速。采用定量泵供油，由流量控制阀调节进入执行元件的流量来实现调速。
- (2) 容积调速。通过改变变量泵或变量马达的排量来实现调速。
- (3) 容积节流调速。采用压力反馈式变量泵供油，配合流量控制阀进行节流来实现调速，又称联合调速。

就油路的循环形式而言，调速回路又有开式与闭式之分。开式回路是液压泵从油箱吸油，执行元件的回油直接通油箱（见图 6-1、图 6-2、图 6-3）。这种回路形式结构简单，油液在油箱中能得到较好冷却和沉淀杂质故应用最广。但油箱尺寸大，油液与空气接触易使空气混入

对于工作中负载变化很大的回路，效率和有效功率 P_1 一样，随 p_p 和 A_j 而变，当 $p_1 = \frac{2}{3}p_p$ 时，回路有最佳效率。由式 (6-17) 和式 (6-19) 可知

$$\eta \leq \frac{0.385 p_p Q'_1}{p_p Q_p} = 0.385 \frac{Q'_1}{Q_p}$$

此式表明， $\frac{Q'_1}{Q_p}$ 越小，溢流损失越大，效率越低。因 Q'_p 恒小于 Q_p ，故此情况下的回路效率恒低于 0.385。

由以上分析可知, 这种进口节流调速回路是不宜在负载变化大的工作状态下使用的。负载变化大带来执行元件的速度变化大 v 速度稳定性差, 回路效率也低。只有在负载恒定(或变化很小)、调速范围不大的工作情况下, 才能获得较好的速度稳定性与回路效率。

(2) 出口节流调速回路 (见图 6-2)。

1) 工作原理与回路参数。节流阀装在执行元件的回油路上, 控制从执行元件回油腔流出的流量 Q_2 , 从而也就控制了进入执行元件工作腔的流量 Q_1 , 因为这两者有固定的比例关系, 即

$$v = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{Q_1}{A_1}$$

液压泵输出流量除流入执行元件的流量 Q_1 外, 其余由溢流阀流回油箱, 即

$$Q_p = Q_1 + \Delta Q_y$$

当忽略管路压力损失时, 由活塞平衡方程可得

$$p_1 A_1 = p_p A_1 = F + p_2 A_2$$

或

$$p_2 = \frac{p_p A_1 - F}{A_2} = \Delta p_j$$

可见, 负载 F 越小, 回油腔压力 p_2 越大, 当 $A_2 < A_1$, 且负载很小时, 回油腔压力 p_2 可比工作腔压力大得多, 甚至超过泵的供油压力很多, 节流阀的两端将承受很大的压力差。

执行元件的运动速度, 由通过节流阀从执行元件回油腔排出的流量 Q_2 决定, 即

$$v = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{C A_j p_2^\varphi}{A_2} = \frac{C A_j (p_p A_1 - F)^\varphi}{A_2^{\varphi+1}}$$

2) 速度-负载特性。由式 (6-24) 可求得出口节流调速回路的速度刚性为

$$k_v = -\frac{\partial F}{\partial v} = \frac{A_2^{\varphi+1}}{\varphi C A_j (p_p A_1 - F)^{\varphi-1}}$$

由式 (6-24)、式 (6-25) 可写成

$$k_v = \frac{A_1}{\varphi v} \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right)$$

比较式 (6-26) 和式 (6-11), 其形式完全相同。在供油压力 p_p 、执行元件的运动速度 v 及节流阀的结构形式与液压缸尺寸相同的情况下, 出口节流调速回路的速度刚性和进口节流调速回路完全相同, 其速度-负载特性曲线与特性分析也完全一样。比较式 (6-24) 和式 (6-8), 在其他条件相同的情况下, 因为 $A_2 < A_1$, 故进口节流调速能获得较低的工作速度。若为双出杆液压缸, $A_1 = A_2$, 则两者的速度范围完全相同。

3) 功率特性与回路效率。泵的输出功率为

$$P_p = p_p Q_p$$

执行元件的有效功率

$$P_1 = F v = (p_1 A_1 - p_2 A_2) v = p_p Q_1 - p_2 Q_2$$

功率损失为

$$\Delta P = P_p - P_1 = p_p \Delta Q_y + p_2 Q_2$$

而

$$p_2 Q_2 = \Delta p_j \left(\frac{A_2}{A_1} Q_1 \right) = \Delta p'_j Q_1$$

这里 $\Delta p'_j$ 为折算到进油路上的节流阀压力损失, 故

$$\Delta P = p_p \Delta Q_y + \Delta p'_j Q_1$$

说明出口节流调速回路的功率损失和进口节流调速回路相同. 也是由溢流损失 ($p_p \Delta Q_y$) 和节流损失 ($\Delta p'_j Q_1$) 两部分组成, 两者的功率特性和回路效率也相同。

(3) 旁路节流调速回路 (见图 6-3)。

1) 工作原理和回路参数。节流阀装在与执行元件并联的旁支油路上, 定量泵输出的流量部分 (Q_1) 直接进入执行元件, 另一部分 (Q_2) 通过节流阀流回油箱。不计泄漏时, 由连续方程

$$Q_p = Q_1 + Q_2$$

当不考虑管路的压力损失时, 液压泵供油压力等于执行元件的工作压力, 亦等于节流阀两端压力差, 其大小决定于负载 F 和工作腔有效工作面积 A_1 , 即

$$p_p = p_1 = \Delta p_j = \frac{F}{A_1}$$

溢流阀调定压力必须大于克服最大负载所需压力, 故在工作时溢流阀处于关闭状态, 仅回路过载时才打开, 起安全保护作用。

调节节流阀通流面积, 改变通过节流阀的流量 Q_2 , 也就改变了进入执行元件的流量 Q_1 , 从而调节执行元件的工作速度 v , 即

$$v = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_p - Q_2}{A_1} = \frac{Q_p - C A_j p_1^\varphi}{A_1} = \frac{Q_p - C A_j \left(\frac{F}{A_1} \right)^\varphi}{A_1}$$

式中 Q_p 是指泵的出口流量, 随压力的变化, 泵的泄漏量也变化, 即

$$Q_p = Q_o - \Delta Q_1 = Q_o - C_1 p$$

其中 Q_o —— 泵的理论流量;

ΔQ_1 —— 泵的泄露量, 随压力的增大而增大;

2) 速度-负载特性。由式 (6-32) 可求得旁路节流调速回路的速度刚性为

$$k_v = \frac{A_1^2}{\varphi C A_j} \left(\frac{F}{A_1} \right)^{1-\varphi}$$

按式 (6-32) 可得旁路节流调速回路的速度-负载特性曲线, 如图 6-7 所示。

由式 (6-32)、式 (6-33) 及图 6-7 可知:a) 随着负载的增加, 运动速度下降很快, 其速度——负载特性比进、出口节流调速回路更软;b) 在节流阀通流截面积一定时, 负载愈大, 速度刚性愈大;c) 负载-定时, 节流阀通流面积愈小 (即执行元件运动速度愈高) 速度刚性愈好;d) 增大执行元件有效工作面积, 减小节流阀指数, 可以提高速度刚性;e) 执行元件工作速度愈低 (即节流阀通流面积愈大), 则其能承受的最大负载愈小, 即低速时的最大承载能力变小, 故节流阀的开度不能太大, 这种回路只能在小流量范围内进行调节, 调速范围较小。



图 8.1: 节流阀旁路节流调速回路速度-负载特性曲线



图 8.2: 节流阀旁路节流调速回路负载恒定时的功率-速度曲线

3) 功率特性和回路效率。液压泵输出功率随负载增大而增大, 即

$$P_p = p_p Q_p = p_1 Q_p = \frac{F}{A_1} Q_p$$

旁路节流无溢流损失, 只有油液通过节流阀时所产生的节流损失和液压泵泄漏损失, 即

$$\Delta P_j = p_1 Q_2 C A_j p_1^{\varphi+1}$$

执行元件的有效功率为

$$P_1 = p_1 Q_1 = p_1 (Q_p - C A_j p_1^{\varphi}) = P_p - C A_j p_1^{\varphi+1}$$

当负载一定时, 有效功率随工作速度增加而线性上升, 功率损失则随之线性下降, 如图 6-8 所示。

当负载变化时, 泵功率随负载的增加而线性上升, 有效功率则与进、出口节流调速回路相似, 与负载呈曲线变化关系。旁路节流调速回路的效率为

$$\eta = \frac{P_1}{P_p} = \frac{Q_1}{Q_p} = 1 - \frac{C A_j p_1^{\varphi}}{Q_p}$$

由于泵的驱动功率随负载的增减而增减, 故此种回路的效率比进、出口节流调速回路为高, 工作速度愈大, 效率愈高。

(4) 三种节流调速方式的比较。三种节流阀节流调速回路主要性能的综合比较列于表 6-1。

在进、出油路上同时安装节流阀的复合节流调速回路在生产实际中亦得到应用。由



图 8.3: 调速阀进口节流式调速回路

理论分析可知,复合节流调速回路的低速性能、速度刚性及调速范围均优于进口节流或出口节流调速回路,但由于回路上增加了一个节流元件,故功率损失与发热较大。

节流阀调速的共同优点是结构简单,能在较大范围内实现无级调速,速度随负载的变化而变化,机械特性软是普通节流阀调速的共同缺点,故多在负载变化不大的机床(如磨床工作台的传动系统)中应用。功率损耗大,尤其在低速、轻载时效率低,是这种调速方式的另一个共同缺点,故只限于用在功率不大的系统。

2. 节流调速系统中的速度稳定

在节流阀调速回路中,负载的变化引起速度变化的原因在于负载变化引起节流阀两端的压力差变化,因而使通过节流阀进入执行元件的流量发生变化,执行元件的运动速度亦随之变化。要解决这个问题,必须使节流阀两端的压力差与负载的变化无关或关系很小。

(1) 采用调速阀(速度稳定器)的节流调速回路。图 6-9 是调速阀装在进油路上的回路图。该图所示的工作原理与节流阀进口节流调速回路相同。调速阀的工作原理见第 4-4 节。调速阀中的减压阀 a 是一种能自动调节开口量,进行压力补偿,保持节流阀 b 两端的压力差基本不变的定差式减压阀,减压阀阀芯两端的压力分别作用于节流阀 b 的进出口端,由式 (4-18) 可知,使节流阀两端的压力差亦基本保持不变,即

$$\Delta p_j = p_g - p_1 = \frac{F_g}{A_g} \approx \text{常数}$$

式中 p_g ——减压阀后,节流阀入口处压力;

Δp_1 ——节流阀出口处压力;

其余同式 (4-18)。

节流阀的开口量一定时,不管负载如何变化,由于 Δp_j 基本不变,故其过流量亦基本保持

不变,使执行元件的运动速度保持稳定。实际上由于缸与阀的泄露、减压阀阀芯弹簧力的微小变动与液压力的变化等原因。负载的变化会对速度产生一定影响。在全负载下,这种回路的速度波动值一般不会超过 $\pm 4\%$ 。

图 6-10 所示是采用调速阀与采用节流阀的进出口节流调速(见图 6-10 (a))与旁路节流调速(见图 6-10 (b))的速度-负载特性曲线比较。曲线 1 为采用调速阀,曲线 2 为采用节流阀的特性曲线。由图可见,采用调速阀的节流调速回路其机械特性要硬得多。这种调速工作回路工作时也有节流损失(包括减压阀和节流阀两者的节流损失)与溢流



ElegantL^AT_EX Program

图 8.4: 采用调速阀与节流阀的调速回路速度-负载特性曲线比较

损失，因调速阀的最小压差要比普通简式节流阀大些，在相同条件下，供油压力也需调得高些，故功率损失也大些。负载恒定时，回路的功率与速度间的关系和简式节流阀的调速回路相同。当负载变化时，由于调速阀使流量不随负载而变，有效功率及回路效率只是负载的函数。在调定节流阀通流截面积下，其溢流量保持不变，泵输出功率与溢流损失都是常量，而有效功率随负载增加而线性上升，节流损失则随负载增加而线性下降。其功率-负载关系曲线如图 6-11 所示。因此，在变负载情况下，调速阀进出口节流调速回路都是利用节流损失的变化来适应有效功率的变化。

如果采用一个普通定值减压阀后面串接一个简式节流阀装在回油路上，由于定值减压阀出口压力恒定，节流阀两端压力差也能保持不变，从而同样可以达到稳速。显然这种方法不能用于进口调速回路的速度稳定。

(2) 采用溢流节流阀的节流调速回路。图 6-12 是采用溢流节流阀的进口节流调速回路。由差压式溢流阀 a 和节流阀 b 组成的溢流节流阀也是一种速度稳定器。定量泵输出的流量，一部分 (Q_1) 经节流阀 b 进入液压缸，其余流量 (ΔQ_y) 经差压式溢流阀 a 流回油箱，c 是安全阀，用来防止过载。由式 (4-23) 可知，当负载发生变化时，差压式溢流阀自动调节开口量，保持其阀芯两端的压力差 (同时也是节流阀两端的压力差) 基本不变，即

$$p_p - p_1 = \Delta p_j = \frac{F_s}{A_y} \approx \text{常数} \quad (8.1)$$

式中 F_s —— 差压式溢流阀中弹簧力；

A_y —— 差压式溢流阀阀芯截面积。

从而保证了通过节流阀进入液压缸的流量和活塞的运动速度基本不变。如果负载增大时，工作压力 p_1 增大，差压式溢流阀内弹簧腔一侧的压力大于无弹簧一侧，使阀芯下移致溢流口关小，泵的供油压力随之增大。反之，当 p_1 减小时， p_p 亦随之减小，使节流阀两端的压力差基本不变。这种回路在全负载下的速度波动值也不大于 $\pm 4\%$ 。

由于供油压力随负载的增减而增减，故功率损耗较小，效率较采用普通节流阀或调速阀的节流调速回路为高。但这种溢流节流阀只能在进油路上使用，适用于对运动平稳性要求较高、功率较大的系统。

节流调速系统，无论是采用节流阀或调速阀，其功率损失较大，效率较低是一个共同的缺点，尤其是调速范围较大时，能量的利用率很低，发热很大。为了提高效率，可采用多泵供油、分级调速的方法，即采用二个或三个不同流量的液压泵组成供油系统。工作时根据速度 (即所需流量) 的大小，分别由一个、二个或三个泵供油，不供油的泵进行卸荷，同时采用节流阀或调速阀进行无级调速。

图 6-13 所示为双泵分级节流调速回路。换向阀的四种不同工作位置，对应于泵 1 供油、泵 2 供油、双泵供油和双泵供油加差动连接四种回路工作状态，可使液压缸获得四种不同的运动速度，再利用装在旁油路上的调速阀，就可在四种速度之间获得无级调速。但这种回路的换向阀结构复杂，泵的数量也较多，一般仅用于调速范围较大的中等功率液压系统。



ElegantL^AT_EX Program

图 8.5: 调速阀进口节流式调速回路的功率-负载曲线



ElegantL^AT_EX Program

图 8.6: 溢流节流阀进口节流式调速回路



ElegantL^AT_EX Program

图 8.7: 双泵分级节流调速回路



ElegantL^AT_EX Program

图 8.8: 变量泵-定量执行元件式容积调速回路

8.2 容积调速回路

容积调速回路由变量泵或变量马达及安全阀等元件组成，它通过改变变量泵的输油量或变量马达的每转排量来实现运动速度的调节。

这种调速回路仅有泵和马达的泄露损失，没有节流元件和溢流量，故没有节流损失和溢流损失，效率高，发热小，一般用于功率较大或对发热要求严格的系统。但变量泵与变量马达的结构比较复杂，成本较高。

根据调节对象的不同，容积调速方法可有三种：①变量泵和定量执行元件（定量液压马达或液压缸）组成的容积调速回路；②定量泵和变量液压马达组成的容积调速回路；③变量泵和变量液压马达组成的容积调速回路。

8.2.1 变量泵和定量执行元件组成的调速回路

如图 6-14 所示，依靠改变变量泵 1 的输出流量来调节定量液压马达或液压缸 2 的运动速度。3 是安全阀，只在系统过载时才打开。回路为闭式并通过单向阀 4 从副油箱补油。

在这种调速回路中，变量泵的流量是根据执行元件的运动速度要求来调节的，需要

多少流量就供给多少流量，没有多余流量从溢流阀溢走。当不考虑管路损失时，液压泵的供油压力等于执行元件的工作压力并由负载决定，随负载的增减而增减，允许最大工作压力由安全阀调定。

这种调速回路具有如下特性：

(1) 当不计漏损时，液压马达或液压缸的最高与最低运动速度决定于变量泵的最大与最小流量 Q_{\max} 和 Q_{\min} ，即

液压马达

$$\left. \begin{aligned} n_{\max} &= \frac{Q_{\max}}{q_m} \\ n_{\min} &= \frac{Q_{\min}}{q_m} \\ \text{液压缸 } v_{\max} &= \frac{Q_{\max}}{A_1} \\ v_{\min} &= \frac{Q_{\min}}{A_1} \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

变速泵调速范围一般可达 40。实际上，调速范围受容积效率的限制。

(2) 在各种速度下，液压马达能产生的转矩和液压缸能产生的推力分别为

$$\left. \begin{aligned} T_m &= \frac{p_1 q_m}{2\pi} \\ F &= p_1 A_1 \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

式中 p_1 —— 液压马达或液压缸的工作压力，大小由负载决定，最大工作压力由安全阀调定；

q_m —— 液压马达每转排量；

A_1 —— 液压缸有效工作面积。

当负载转矩或负载一定时，在整个调速范围内，液压马达的输出转矩或液压缸产生的推力不变；由于安全阀的调定压力一定，故其最大输出转矩或最大推力亦不变。因此，这种调速方式称为恒扭矩或恒推力调速。

(3) 忽略系统的损失，液压马达或液压缸的有效功率等于泵的输出功率。当负载一定时，执行元件的功率随液压泵输油量呈线性变化。这种调速回路的输出特性如图 6-15 所示。

(4) 液压泵和执行元件的容积效率随负载的增加而下降，泄露增加，因而执行元件的速度将随之下降，故这种回路也有速度随负载增加而下降的特性，速度低时，负载增加，转速容易变成零。影响这一特性的主要因素是泵和执行元件的质量。加大执行元件的有效工作面积，减少元件的泄露，可以提高回路的速度刚性。

8.2.2 定量泵和变量液压马达组成的调速回路

如图 6-16 所示，定量泵 1 输油量不变，改变变量液压马达 2 的排量 q_m 就可改变液压马达的转速。3 是安全阀，4 是辅助阀，用以向系统补油。5 为辅助泵的溢流阀，其压力调得较低，使主泵吸油腔保持一定的压力，防止空气侵入，改善吸油特性。

这种调速回路有如下特性：



ElegantL^AT_EX Program

图 8.9: 变量泵-定量执行元件式调速回路的输出特性



ElegantL^AT_EX Program

图 8.10: 定量泵和变量液压马达容积调速回路



ElegantL^AT_EX Program

图 8.11: 定量泵-变量液压马达式容积调速回路的输出特性

(1) 液压马达的最高转速与最低转速，相应于其最小排量与最大排量，即

$$\left. \begin{aligned} n_{\max} &= \frac{Q_p}{q_{m \min}} \\ n_{\min} &= \frac{Q_p}{q_{m \max}} \end{aligned} \right\} \quad (8.4)$$

由 $T_m = \frac{p q_m}{2\pi}$ ，故液压马达的最小排量 $q_{m \min}$ 不能调得太小，否则输出转矩太小，带不动负载，所以调速范围较小（约为 4）。

(2) 在各种转速下，泵的供油量不变，且其最大工作压力由安全阀调定，故泵的最大输出功率恒定。如不考虑系统效率，则液压马达的输出功率在整个调速范围内亦恒定，故称恒功率调速。当外负载所要求的工作压力低于调定的最大工作压力时，液压马达的输出功率与输出转矩亦低于其可能输出的最大功率与最大转矩。减少排量，转速提高，输出转矩下降。图 6-17 所示为这种回路在其安全阀允许的最大工作压力下的输出特性曲线。

(3) 不宜采用双向液压马达在运转中实现换向，因为换向时，双向液压马达的偏心量（或倾斜角）必须要经历一个变小 → 为零 → 反向增大的过程，也就是马达的排量变小 → 为零 → 变大的过程。输出转矩就要经历转速变高 → 输出转矩太小带不动负载转矩而使转速为零 → 反向高转速的过程。调节很不方便，

甚至会因转速太高（飞车）而造成事故，故不宜采用这种换向方式。



图 8.12: 变量泵-变量马达式容积调速回路

(4) 液压泵和液压马达随负载的增加而容积效率降低, 使泄露增加, 故这种回路也存在随负载增加而速度下降的现象。

8.2.2.1 变量泵和变量液压马达组成的调速回路

如图 6-18 所示, 双向变量泵 1 不仅可以改变输出流量, 而且可以改变输油方向, 以实现变量马达的调速与换向。由于双向供油, 故在辅助泵 3 的油路中增加了单向阀 6 和 8, 在安全阀 4 的油路中增加了单向阀 7 和 9。

这种调速回路是上述两种调速回路的组合, 由于泵和马达的排量均为可变, 故扩大了调速范围, 并扩大了液压马达转矩与功率输出特性的选择余地。其输出特性曲线如图 6-19 所示。

一般工作部件都在低速时要求有较大的转矩, 因此, 这种系统在低速范围内调速时, 先将液压马达的排量调为最大 (使马达能获得最大的输出转矩), 然后改变泵的输油量, 当变量泵的排量由小变大, 直至达到最大输油量时, 液压马达转速亦随之升高, 输出功率随之线性增加; 若要进一步加大液压马达转速, 则可将变量马达的排量由大变小, 此时输出转矩随之降低, 而泵则处于最大功率输出状态不变, 故液压马达亦处于恒功率输出状态。

这种回路和上两种调速回路相同, 亦有随负载增大而泄露增加、转速下降的特性。

8.2.3 容积节流调速回路

这种调速回路采用变量泵和节流阀 (或调速阀) 相配合进行调速, 是容积式与节流式调速的联合, 故称联合调速。液压泵的供油量与执行元件所需流量相适应, 回路中没有



ElegantL^AT_EX Program

图 8.13: 变量泵-变量马达式容积调速回路的输出特性

溢流损失,故效率比节流调速方式高;变量泵的泄露由于压力反馈作用而得到补偿,进入执行元件的流量由调速阀控制,故速度稳定性比容积式调速好。因此在调速范围大、中等功率的机床液压系统中常采用之。

机床上常用的容积节流调速方法有限压式变量泵和调速阀的联合调速;差压式变量泵和节流阀的联合调速。

8.2.3.1 限压式变量泵和调速阀式容积节流调速回路

如图 6-20 (a) 所示,系统由限压式变量泵供油,压力油经调速阀进入液压缸工作腔,回油经背压阀流回油箱。调节调速阀的开口大小,即可改变进入液压缸的流量 Q_1 ,从而调节活塞的运动速度。设泵的流量为 Q_p ,从图可见,稳态工作时, $Q_i=Q_1$ 。可是在关小调速阀的一瞬间, Q_1 减小,而液压泵的每转排量还未来得及改变,流量 Q_p 没有变,于是出现了 $Q_p>Q_1$,因回路中没有溢流阀,多余油液使泵和调速阀间的油路压力升高,也即使泵的出口压力升高,从而使限压式变量泵输出流量自动减小,直至 $Q_p=Q_1$ 为止。反之,开大调速阀的一瞬间,将出现 $Q_p<Q_1$,就会使限压式变量泵出口压力降低,输出流量自动增加。调速阀在这里不仅保证进入液压缸的流量稳定,而且可使泵的供油量自动地和液压缸所需流量相适应。液压泵的流量总是和负载流量相匹配,故这种回路又称流量匹配回路。调速阀亦可装在回油路上。

图 6-20 (b) 所示是这种回路的特性曲线。曲线 1 是限压式变量泵的压力-流量特性曲线。曲线 2 是某一开度下调速阀的压差-流量特性曲线。两条曲线的交点 b 是回路的工作点(此时泵油的供油压力为 p_p ,流量为 Q_1),改变调速阀的开口度,使曲线 2 上下移动,回路的工作状态便相应改变。为了保证调速阀的正常工作(调速阀中的减压阀具有压力补偿机能,当负载变化时,通过调速阀的流量不变)所需的最小压力降 $\Delta p_{t\min}$ (一般为 $5 \times 10^5 \text{Pa}$ 左右),限压式变量泵的供油压力应调节为

$$p_p \geq p_1 + \Delta p_{t\min} \quad (8.5)$$

系统最大工作压力应为

$$p_{1\max} \leq p_p - \Delta p_{t\min} \quad (8.6)$$

同时,应使 p_0 大于快速移动时所需压力,此时,便可保证当负载变化时,执行元件工作速度不随负载而变。如采用“死档铁停留”发信号时,为保证压力继电器可靠地工作,则泵的供油压力还应调得更高些(使泵按曲线 3 工作)。当然,泵的供油压力也不能调得过高,以免功耗过多,发热增加。

由于限压式变量泵一经调定后其压力-流量曲线是不变的,因此当负载 F 变化引起 p_1 发生变化时,调速阀的自动调节作用,使调速阀内节流阀上的压差 Δp 保持不变,流过此节流阀的流量 Q_1 也不变,从而使泵的输出压力 p_p 和流量 Q_p 也就不变,回路就能保持在原工作状态下工作,速度稳定性好,速度-负载特性较硬。



ElegantL^AT_EX Program

图 8.14: 限压式变量泵-调速阀式联合调速回路 (a) 回路图; (b) 特性曲线

若不考虑泵、缸和管路的损失，回路效率为

$$\eta = \frac{(p_1 - p_2 \frac{A_2}{A_1}) Q_1}{p_p Q_1} = \frac{p_1 - p_2 (\frac{A_2}{A_1})}{p_p} \quad (8.7)$$

若无背压， $p_2 \approx 0$ ，则

$$\eta = \frac{p_1}{p_p} = 1 - \frac{\Delta p_t}{p_p} \quad (8.8)$$

这种回路在重载条件下工作时，效率较高，轻载下工作时效率较低，故不宜用于负载变化大，且大部分时间在小负载下工作的场合。

8.2.3.2 差压式变量泵和节流阀式的容积节流调速回路

如图 6-21 (a) 所示，系统由差压式（或称稳流量式）变量泵 3（如变量叶片泵）供油，液压泵输出流量 Q_p 全部通过节流阀 4 进入液压缸 5，即 $Q_p = Q_1$ ，没有溢流损失。泵的变量机构由定子 3 两侧的控制缸 1 和 2 与弹簧组成，控制缸的左腔引入泵的出口压力，亦即是节流阀前的压力 p_p 而右腔则经阻尼孔 7 引入节流阀出口的工作压力 p_1 。变量泵的定子相对转子的移动，改变二者之间的偏心量，达到调节泵流量 Q_p 的目的。偏心量的改变是靠控制缸的液压力之差与弹簧力的平衡来实现的，即

$$p_p A_1 + p_p (A - A_1) = p_1 A + F_s \quad (8.9)$$

可得

$$p_p - p_1 = \Delta p_j = \frac{F_s}{A} \quad (8.10)$$

式中 F_s —— 弹簧压紧力；

Δp_j —— 节流阀前后压差，也是液压泵控制缸左、右腔的压力差。

泵的输出流量与压差的关系如图 6-21 (b) 中的 abcd 曲线所示，类似限压式变量叶片泵（见图 2-23 所示）。改变压差即可改变输出流量。图 6-21 (a) 中的阻尼孔 7 用以增加变量泵定子移动的阻尼，避免发生振荡。8 为安全阀限制工作压力 p_1 的最大值。

调节节流阀通流截面积 A_j 即可改变 Δp_j 从而调节泵的输出流量 Q_p 。从节流阀的流量公式 (4-11) 有：

$$Q_p = Q_1 = C_j A_j \Delta p_j^\varphi \quad (8.11)$$

式中 A_j —— 节流阀的开口面积。

由上式可以绘出不同开口 A_j ($A_{j1}, A_{j2}, A_{j3} \dots$) 的节流阀流量-压差曲线族，如图 6-21 (b) 所示。既然节流阀的压差和流量就是变量泵的控制缸压差与泵输出流量，则节流阀的流量-压差曲线族与变量泵的流量-压差曲线的交点就是系统的工作点。从图 6-21 (b) 可知调节节流阀的开口 A_j 即可调节流量 $Q_p(Q_1)$ ，达到调节液压缸运动速度的目的。



ElegantL^AT_EX Program

图 8.15: 差压式变量泵-节流阀式联合调速回路 (a) 回路图; (b) 特性曲线

节流阀开口调定后, 负载 p_l 变化时, p_p 也跟随变化, 从而使其压差并没有改变 (从式 (6-47) 亦可看出), 因而流量及速度也就稳定不变。

在 p_p 跟随 p_l 而增加的瞬间, 泵的泄露也有所增加, 使输出流量 Q_p 也瞬间有所下降, 由式 (6-48) 可知节流阀的压差 Δp_j 也因此而减小, 通过泵的控制缸而使定子左移, 偏心加大, 从而使泵的输出流量 Q_p 有所回升, 弥补泄露的增大, 直到流量重新回到原来的大小。反之, p_p 减小时, 将逆向变化上述过程。由此可见泵的输出流量不会因负载的变化而改变, 达到稳定速度的目的。

综上所述, 此调速系统的速度-负载特性硬, 速度稳定性好。为了保证可靠地控制变量泵定子相对转子的偏心量, 压力差 p_j 不可过小, 一般须保持 $p_j \approx (3 \sim 4) \times 10^5 \text{ Pa}$, 即泵的控制缸的弹簧选择为 $F_s \approx A(3 \sim 4) \times 10^5 \text{ N}$ 。

这种调速回路没有溢流损失, 故回路效率较高。由于泵的供油压力随工作压力的增

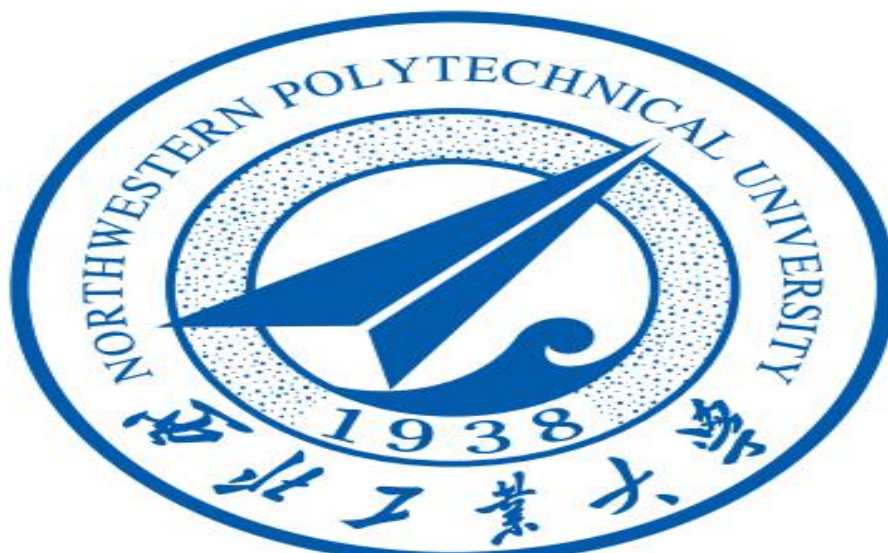


图 8.16: 差动连接回路

减而增减，故在轻载条件下工作时，其效率较高的特点尤为显著。

8.3 快速运动回路

为了缩短辅助时间提高生产率，合理利用功率，机床上的空行程一般都希望做快速运动，故机床液压系统中常常同时设置工作行程时的调速回路和空行程时的快速运动回路。两者相互联系，快速运动回路的选择必须使调速回路工作时的能量损耗尽可能小。

实现快速运动的方法一般有三种：增加输入执行元件的流量；减小执行元件在快速运动时的有效面积；③以上两种方法的联合使用。

下面介绍几种机床上常见的快速运动回路。

8.3.1 差动连接回路

图 6-22 所示为一差动连接回路。图示位置时，若二位三通阀通电，液压缸差动连接，活塞便获得快速运动，其速度为非差动连接时的 $\frac{A_1}{A_1 - A_2}$ 倍。如欲使快进与快退速度相等，则需使 $A_1 = 2A_2$ ，此时快进（退）速度为工进速度的 2 倍。

差动连接时，油缸右腔的回油 Q_2 经二位三通阀后与液压泵供给的油液 Q_1 一起进入液压缸左腔，相当于增大了供油量。此时，进油路上的某些管路与阀的通过流量增大，其规格必须按差动时的流量选择，以免压力损失与功耗过大。

这种回路方法简单、经济，但由于差动时的推力减小，差动速度愈大，执行元件输出的推力愈小，故快速运动的速度不能太高。如欲获得较大的运动速度，常与双泵供油或限压式变量泵供油等方法联合使用。



图 8.17: 双泵供油回路

8.3.2 双泵供油回路

图 6-23 为采用双泵供油实现快速运动的回路。1 是小流量泵, 2 是大流量泵。快速运动时, 系统压力小于卸荷阀 3(起卸荷作用的液控顺序阀) 的调整压力, 阀 3 关闭, 两泵同时向系统供油。工作进给时, 系统压力升高, 阀 3 打开, 泵 2 卸荷, 单向阀 4 关闭, 系统由小泵 1 单独供油, 系统最大工作压力由溢流阀 5 调节。

这种方法和单泵供油方式相比, 效率较高, 功率损失较小, 故得到广泛应用。但须设置两个油泵或采用双联泵, 泵站结构较为复杂。

8.3.3 采用增速缸与限压式变量泵组合的快速运动回路

如图 6-24 所示, 快速运动时 (轻载), 顺序阀 2 关闭, 限压式变量泵供给的低压油经固定在缸体上的柱塞 4 中心孔而进入活塞 5 内的增速腔 II。由于增速腔 II 的有效工作面积较小, 且系统压力较低, 变量泵处于最大输油量状态, 故活塞 5 获快速向右运动, 左腔 I 通过液控单向阀 3 从油箱补油。当进入工作行程时, 系统压力升高, 限压式变量泵输油量减少, 同时顺序阀 2 打开, 压力油同时进入油腔 I 与 II, 活塞获得低速工作运动。快速退回时, 液压泵供油进入缸右腔 III, 同时打开液控单向阀, 使左腔 I 的油液流回油箱。

这种回路由于增速缸内的增速腔有效工作面积可以做得远比活塞面积小, 加上限压式变量泵又能在系统压力上升时自动减小输出流量, 故可使系统在空行程时获得远比工作速度为高的快速运动, 功率利用较合理。它在压力机的液压系统中应用较多, 但液压缸结构与油路较复杂。

8.3.4 采用蓄能器的快速运动回路

如图 6-25 所示, 在图示位置, 液压缸停止工作时, 泵经单向阀向蓄能器充液, 使蓄能器储存能量。当蓄能器压力达到某一调定值时, 卸荷阀打开, 使泵卸荷, 单向阀使蓄能器



图 8.18: 增速缸-限压式变量泵式快速运动回路



图 8.19: 蓄能器增速回路

保压。当电磁换向阀通电使左位或右位接通回路时, 泵和蓄能器同时给液压缸供油, 使活塞获得快速运动。卸荷阀的调整压力应高于系统最高工作压力。

这种回路可采用较小流量的液压泵, 而在短时间内能获得较大的快速运动速度。但系统在整个工作循环内需有足够的停歇时间, 以使液压泵能完成对蓄能器的充液工作。

8.4 速度换接回路

机床在做自动循环的过程中, 工作部件往往需要有不同的运动速度, 经常进行不同速度的变换, 如快速趋近工件变换到慢进工作速度, 从第一种工作进给速度变换到第二种工作进给速度, 等等。这就需要系统具有速度换接回路。对于加工精度要求高的机床, 在速度换接过程中 (特别是在两种工作进给速度的变换过程中) 要求换接平稳, 不允许出现前冲现象 (速度换接时速度突然增大使工作部件出现跳跃式前冲)。



图 8.20: 速度换接回路
(a) 电磁阀式; (b) 行程阀式

8.4.1 快速运动和工作进给运动的换接回路

8.4.1.1 利用电磁阀或行程阀实现快速运动和工作进给运动的换接回路

如图 6-26 所示, 在图示位置, 泵输出的压力油经二位四通阀进入液压缸左腔, 右腔回油经二位二通电磁阀 (或行程阀), 再经二位四通阀流回油箱, 获快速运动。在活塞杆上挡块压住行程开关 X , 控制二位二通电磁阀通电, 使通道切断 (或直接压下二位二通行程阀, 把通道切断) 后, 回油必须经调速阀流回油箱, 实现慢速工作进给运动。二位四通换向阀切换后, 压力油经单向阀进入液压缸右腔, 实现快速退回。

采用电磁阀的换接回路, 安装比较方便, 除行程开关须装在床身上外, 其他液压元件均可集中安装在靠近液压泵的液压柜中, 但速度换接时平稳性较差。采用行程阀的换接回路, 由于行程阀通道的关闭与切换是逐渐进行的, 故换接时速度平稳, 但行程阀必须安装在床身上, 管道的连接较长, 较不方便。

调节活塞杆上挡块与行程开关 (或行程阀) 间的距离及挡块的长度, 便可调节快速运动行程及工作进给行程的长度, 调整比较方便, 结构比较简单。

8.4.1.2 利用液压缸本身结构实现快慢速度换接回路

图 6-27 所示是一种利用特殊结构的液压缸速度换接回路。在图示位置, 缸右腔回油经油路 1 和二位四通换向阀流回油箱, 活塞获快速运动。当活塞移动到封盖住油路 1 的门口处时, 右腔回油必须经节流阀 3, 然后经换向阀流回油箱, 活塞转变为工作进给。二位四通换向阀切换后, 压力油经单向阀 2 进入缸右腔, 使活塞快速退回。

这种回路结构简单, 速度换接位置准确, 但不能调节。工作行程长度由活塞宽度决定, 是固定的, 故行程一般不宜太长。此外, 由于油路 1 的存在, 活塞上不能使用密封件, 只能采用间隙密封, 故这种回路只宜用于压力不高、工作进给的行程不长、工作状况固定的场合。



图 8.21: 特殊结构的液压缸速度换接回路

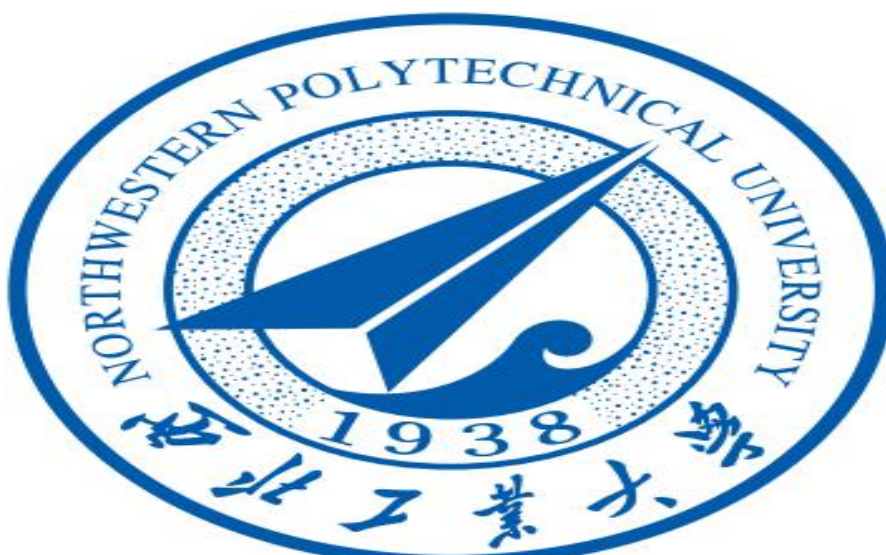


图 8.22: 特殊结构的双活塞液压缸速度换接回路

图 6-28 所示是采用另一种特殊结构的双活塞液压缸速度换接回路。在活塞杆上浮动的活塞 7 与主活塞 9 之间的最大距离 l_1 可以通过螺母 6 加以调节。在图示位置, 压力油经换向阀进入缸左腔, 两个活塞 (其间充满油液并保持 l_1 距离) 一起向右做快速运动, 右腔油液经油路 5 和换向阀流回油箱。当浮动活塞 7 越过油口 a 到达端点时, 两活塞之间的油液从油口 a 经节流阀 4 和换向阀流回油箱, 主活塞及活塞杆便以慢速向右继续运动, 直至碰到浮动活塞时为止。当换向阀换向时, 压力油进入缸右腔, 先通过浮动活塞上的单向阀 8, 使主活塞连同活塞杆向左快速退回。直至螺母 6 碰到浮动活塞时, 带动后者一起向左运动。此时, 两个活塞间又充满了油液。

这种回路亦可获得准确的速度换接位置, 工作运动行程可以调节, 但液压缸结构比较复杂。

8.4.2 两种工作速度的换接回路

8.4.2.1 两个调速阀并联式速度换接回路

图 6-29 为两个调速阀并联实现两种工作进给速度换接的回路。在图示位置, 液压泵输出的压力油经调速阀 3 和电磁阀 5 进入液压缸, 当需要第二种工作速度时, 电磁阀 5 通电切换, 使调速阀 4 接入回路, 压力油经调速阀 4 和电磁阀 5 进入液压缸。这种回路, 当一个调速阀停止工作没有油流通过时, 它的减压阀处于完全打开的位置。当它被突然接入回路时, 会使工作部件出现突然前冲的现象, 这在某种工作场合下是不允许的。

图 6-30 所示为另一种调速阀并联的两种工进速度换接回路。这里, 两个调速阀始终处于工作状态, 故一种工作速度转换为另一种工作速度时, 不会出现执行部件突然前冲的现象。但系统在工作时, 总有一部分油液通过其中一个不起调速作用的调速阀流回油箱, 造成能量损耗。故对于工作速度较大 (调速阀开口大, 能量损耗亦大) 的系统, 不宜采用这种回路。

8.4.2.2 两个调速阀串联式速度换接回路

图 6-31 所示为两个调速阀串联的速度换接回路。在图示位置, 压力油经调速阀 3 和电磁阀 5 进入液压缸, 工作部件的运动速度由调速阀 3 控制。当电磁阀 5 通电切换时, 调速阀 4 接入回路, 压力油经调速阀 3 和 4 进入液压缸, 工作部件的运动速度由调速阀 4 控制。调速阀 4 的开口量应调得比阀 3 为小, 否则将不起作用。这种回路的能量损失比图 6-29 的大, 但比图 6-30 的小。由于速度换接的瞬间, 调速阀 3 仍在工作, 可限制通过调速阀 4 的流量突然增加, 故其换接平稳性亦比图 6-29 所示的回路好。

第九章 典型液压系统

机床液压系统是根据机床的工作要求，选用合适的基本回路构成。本章通过对典型的机床液压系统的学习和分析，进一步加深各个液压元件和回路综合应用的认识，并学会对机床液压系统的分析方法，为机床液压系统的调整、使用、维修或设计打下基础。各个典型系统图都用职能符号或结构式符号绘制，它表示了系统内所有液压元件及其连接或控制方式，其工作原理则通过机床的工作循环图和系统的动作循环表以及文字叙述或油液流动路线来说明。

9.1 组合机床动力滑台液压系统

组合机床是由通用部件和部分专用部件所组成的高效率专用机床，动力滑台是组合机床上实现进给运动的一种通用部件，配上动力头和主轴箱后便可以完成各种孔加工、端面加工等工序。液压动力滑台由液压缸驱动，在电气和机械装置的配合下可以完成各种自动工作循环。

图9.7和表 7-1 分别表示 YT4543 型动力滑台的液压系统图和系统的动作循环表。由图可见，这个系统在机械和电气的配合下，能够实现“快进 → 工进 → 停留 → 快退 → 停止”的自动工作循环，其工作情况如下：

9.1.0.1 动力滑台快进

按下启动按钮，电磁铁 1DT 通电，电液换向阀左位接入系统，顺序阀因系统压力不高仍处于关闭状态。这时液压缸作差动连接，限压式变量泵输出最大流量。系统中油液流动情况为：

进油路：变量泵 单向阀 I_1 → 换向阀（左位）→ 一行程阀（右位）→ 液压缸左腔；

回油路：液压缸右腔 → 换向阀（左位）→ 单向阀 I_2 → 行程阀（右位）→ 液压缸左腔。

9.1.0.2 第一次工作进给

当滑台快速前进到预定位置时，挡块压下行程阀。这时系统压力升高，顺序阀打开；变量泵自动减小其输出流量，以便与一工进调速阀的开口相适应。系统中油液流动情况为：

进油路：变量泵 → 单向阀 I_1 → 换向阀（左位）→ 一工进调速阀 → 电磁阀（右位）→ 液压缸左腔；

回油路：液压缸右腔 → 换向阀（左位）→ 顺序阀 → 背压阀 → 油箱。

9.1.0.3 第二次工作进给

当第一次工作进给结束时，挡块压下行程开关，电磁铁 3DT 通电。顺序阀仍打开，变量泵输出流量与二工进调速阀的开口相适应。系统中油液流动情况为：

进油路：变量泵 → 单向阀 I_1 → 换向阀（左位）→ 一工进调速阀 → 二工进调速阀 → 液压缸左腔；

回油路：液压缸右腔 → 换向阀（左位）→ 顺序阀 → 背压阀 → 油箱。

9.1.0.4 死挡块停留及动力滑台快退

在动力滑台第二次工作进给碰到死挡块后停止前进，液压系统的压力进一步升高，压力继电器发出动力滑台快速退回的信号，电磁铁 1DT 断电，2DT 通电，这时系统压力下降，变量泵流量又自动增大。系统中油液的流动情况为：



图 9.1: YT4543 型动力滑台液压系统图

进油路：变量泵 → 单向阀 I_1 → 换向阀（右位）→ 液压缸 → 液压缸右腔。

回油路：液压缸左腔 → 单向阀 I_3 → 换向阀（右位）→ 油箱。

9.1.0.5 动力滑台原位停止

当动力滑台快速退回到原位时，挡块压下行程开关，使电磁铁 1DT, 2DT, 3DT 断电，这时换向阀处于中位，液压缸两腔封闭，滑台停止运动。系统中油液的流动情况为：

卸荷油路：变量泵 → 单向阀 I_1 → 换向阀（中位）→ 油箱。

由上述可知，YT4543 型动力滑台的液压系统主要由下列一些回路组成：

(1) 由限压式变量叶片泵、调速阀、背压阀组成的容积节流调速回路；

- (2) 差动连接式快速运动回路;
- (3) 液换向阀式换向回路;
- (4) 行程阀和电磁阀式速度换接回路;
- (5) 三位换向阀式卸荷回路。

系统具有以下一些特点:

(1) 系统采用了“限压式变量叶片泵—调速阀—背压阀”式调速回路,能保证稳定的低速运动(进给速度最小可达 6.6 mm/min)、较好的速度刚性和较大的调速范围($R \approx 100$)。

(2) 系统采用了限压式变量泵和差动连接式液压缸来实现快进,能量利用比较合理。滑台停止运动时,换向阀使液压泵在低压下卸荷,减少能量损耗。

(3) 系统采用了行程阀和顺序阀实现快进与工进换接,不仅简化了油路,而且使动作可靠,换接精度亦比电气控制式高。至于两个工进之间的换接则由于两者速度都较低,采用电磁阀完全能保证换接精度。

从上面介绍的组合机床动力滑台液压系统工作原理来看,动力滑台的行程范围及有关加工尺寸等主要靠行程挡块来保证和调节,加工过程中滑台在指定位置上的停留时间可用定时器(或延时元件)来实现。目前普遍采用的一种方法是用可编程控制器(PC, Programmable Controller)来实现上述功能。

可编程控制器是一种以微型计算机为基础的工业控制器,其控制特点是以开关量为主,带有定时、计数等指令能,可完成顺序动作的逻辑控制操作。可编程控制器的可靠性高,逻辑关系易于修改,体积小,因此,它比现有的继电器控制线路有更大的优越性,它在类似的组合机床机电控制设备上已经得到了广泛的应用。读者若有兴趣,可查阅有关可编程控制器原理及应用方面的教材。

9.2 M1432A 型万能外圆磨床的液压系统

M1432A 型万能外圆磨床主要用于磨削内外圆柱、圆锥以及阶梯形表面等。它是一种较典型的换向频繁而平稳和换向精度要求高的系统。工作台的往复运动和抖动、手动和机动的互锁、砂轮架的间歇进给和快速运动、尾架的松开等都是液压来实现的。图 7-2 所示为 M1432A 型万能外圆磨床的液压系统图。

9.2.1 液压系统的工作原理

9.2.1.1 工作台的往复运动

在图 9.6 所示状态下,开停阀、先导阀和换向阀都处于右端位置,工作台向右运动,主油路中的油液流动情况为:

进油路: 液压泵 → 换向阀(右位) → 工作台液压缸右腔;

回油路: 工作台液压缸左腔 → 换向阀(右位) → 先导阀(右位) → 开停阀(右位) → 节流阀 → 油箱。

当工作台向右移动到预定位置时,工作台上的左挡块拨动先导阀,并使它最终处于左端位置。这时操纵油路上 a_2 点接通高压油, a_1 点接通油箱,使换向阀亦处于其左端位

置，于是主油路中油液流动情况就变为：

进油路：液压泵 → 换向阀（左位）→ 工作台液压缸左腔；

回油路：工作台液压缸右腔 → 换向阀（左位）→ 先导阀（左位）→ 开停阀（右位）→ 节流阀 → 油箱。

工作台向左运动，并在其右挡块碰上拨杆后发生与上述情况相反的变换，使工作台又改变方向向右运动，如此不停地反复进行下去，直到开停阀拨向左位时才使运动停下来。



ElegantL^AT_EX Program

图 9.2: M1432A 型万能外圆磨床液压系统图

工作台换向过程：工作台换向时，先导阀先受到挡块的操纵而移动，接着又受到抖动缸的操纵而产生快跳。这样就使工作台的换向经历了迅速制动、停留和迅速反向启动三个阶段。具体情况如下：

当先导阀（见图9.6）被拨杆推着向左移动时，先导阀中段的右制动锥逐渐将通向节流阀的通道关小，使工作台逐渐减速，实现预制动。当工作台挡块推动先导阀直到先导阀阀芯右部环形槽使 a_2 点接通高压油，左部环形槽使 a_1 点接通油箱时，控制油路被切换。这时左、右抖动缸便推动先导阀向左快跳，因为这里的油液流动情况是：

进油路：液压泵 → 精滤油器 → 先导阀（左位）→ 左抖动缸；

回油路：右抖动缸 → 先导阀（左位）→ 油箱。



图 9.3: 时间控制制动式换向回路

液动换向阀亦开始向左移动，因为阀芯右端接通高压油。

液压泵 → 精滤油器 → 先导阀（左边）→ 单向阀 I_2 换向阀阀芯右端；

阀芯左端通向油箱的油路则先后出现三种接法：

(1) 在图 7-2 所示的状态下，回油的流动路线为：

换向阀阀芯左端 → 先导阀（左位）→ 油箱。

回油路畅通无阻，阀芯移动速度很大，出现第一次快跳，右部制动锥很快地关小主回油路的通道，使工作台迅速制动。

(2) 换向阀阀芯则快速移动一小段距离后，它的中部台肩移动到阀体中间沉割槽处，使液压缸两腔油路相通，工作台停止移动。此后换向阀在压力油作用下继续左移时，直通先导阀的油路被切断，回油流动路线改为：

换向阀阀芯左端 → 节流阀 J_1 → 先导阀（左位）→ 油箱。

这时阀芯按节流阀 J_1 调定的速度满速移动。由于阀体上沉割槽宽度大于阀芯中部台肩的宽度，液压缸两腔油路在阀芯慢速移动期间继续保持相通，使工作台的停止持续一段时间（可在 0~5 s 内调整），这就是工作台在其反方向的端点停留。

(3) 当阀芯慢速移动到其左部环形槽和先导阀相接的通道接通时，回油流动路线又改变成：

换向阀阀芯左端 → 通道 b_1 → 换向阀左部环形槽 → 先导阀（左位）→ 油箱。

回油路又畅通无阻，阀芯出现第二次快跳，主油路被迅速切换，工作台迅速反向启动，最终完成了全部换向过程。

反向时，先导阀和换向阀自左向右移动的换向过程与上述相同，但这时 a_2 点接通油箱而 a_1 点接通高压油。

外圆磨床对往复运动的要求很高，不但应保证机床有尽可能高的生产率，还应保证换向过程平稳，换向精度高。为此机床上常采用行程控制制动式换向回路，图 7-2 所示就是采用了这种换向回路。还有一种回路比较简单，称之为时间控制制动式换向回路，如图 7-3 所示。

这个回路中的主油路只受换向阀控制。在节流阀 J_1 和 J_2 的开口大小调定之后，换向阀阀芯移动距离 l 所需的时间（使活塞制动所经历的时间）就确定不变，因此，称这种制

动方式为时间控制制动。时间制动式换向回路的主要优点是它的制动时间可以根据机床部件运动速度的快慢、惯性的大小、通过节流阀 J_1 和 J_2 开口量得到调节,以便控制换向冲击,提高工作效率;其主要缺点是换向过程中的冲出量受运动部件的速度和其他一些因素的影响,换向精度不高。所以这种换向回路主要用于工作部件运动速度较高但换向精度要求不高的场合,例如,平面磨床的液压系统。

2. 砂轮架的快进、快退运动

这个运动由快动阀操纵,由快动缸来实现。在图 7-2 所示的状态下,快动阀右位接入系统,砂轮架快速前进到其最左端位置,快进的终点位置是靠活塞与缸盖的接触来保证的。为了防止砂轮架在快速运动终点处引起冲击和提高快进运动的重复定位精度,快动缸的两端设有缓冲装置,并设有抵住砂轮架的闸缸,用以消除丝杆和螺母间的间隙。快动阀左位接入系统时,砂轮架快速后退到其最后端位置。

3. 砂轮架的周期进给运动

这个运动由紧急阀操纵,由砂轮架进给缸通过其活塞上的拨爪棘轮、齿轮、丝杆螺母等传动副来实现。砂轮架的周期进给运动可以在工件左端停留时进行,可以在工件右端停留时进行,也可以在工件两端停留时进行,也可以不进行,这些都由选择阀的位置决定。在图 7-2 所示的状态下,选择阀选定的是“双向进给”,进给阀在操纵油路的 a_1 和 a_2 点每次相互变换压力时,向左或向右移动一次(因为通道 d 与 c_1 和 c_2 各接通一次),砂轮架便做一次间隙进给。进给量大小由拨爪棘轮机构调整,进给快慢及平稳性则通过调节节流阀 J_3 和 J_4 来保证。

4. 工作台液动手动的互锁

这个动作是由互锁缸来实现的。当开停阀处于图 7-2 所示位置时,互锁缸内通入压力油,推动活塞使齿轮 z_1 和 z_2 脱开,工作台运动时就不会带动手轮转动。当开停阀左位接入系统时,互锁缸接通油箱,活塞在弹簧作用下移动,使 z_1 和 z_2 啮合,工作台就可以通过摇动手轮来移动,以调整工件。

5. 尾架顶尖的退出

这个动作是由一个脚踏式的尾架阀操纵,由尾架缸来实现。尾架顶尖只有砂轮架快速退出时才能后退以确保安全,因为这时系统中的压力油在快动阀左位接入时才能通向尾架阀处。

二、液压系统具有的特点

(1) 系统采用了活塞杆固定式双杆液压缸,保证左、右两向运动速度一致,并使机床的占地面积不大。

(2) 系统采用了简单节流阀式调速回路,功率损失小,这对调速范围不需很大、负载较小且基本恒定的磨床来说是很相宜的。此外,出口节流的形式在液压缸回油腔中造成的背压力有助于工作稳定,有助于加速工作台的制动,也有助于防止系统中深入空气。

(3) 系统采用了 HYY21/3 P—25T 型快跳式操纵箱,结构紧凑,操纵方便,换向精度和换向平稳性都很高。此外,这种操纵箱还能使工作台高频抖动(即在很短的行程内实现快速往复运动),有利于提高切入磨削时的加工质量。



图 9.4: YA32-200 四柱式万能液压机的工作循环图

9.3 液压机的液压系统

液压机是利用液压传动技术进行压力加工的设备，可以用来完成各种锻压及加压成形加工。例如钢材的锻压，金属结构件的成型，塑料制品和橡胶制品的压制等。液压机是最早应用液压传动的机械之一，目前液压传动已成为压力加工机械的主要传动形式。在重型机械制造业、航空工程、塑料及有色金属加工工业等之中，液压机已成为重要设备。

一、工况特点及对液压系统的要求

液压机的液压传动系统是以压力变换为主，系统压力高，流量大，功率大。因此，应特别注意提高原动机功率利用率和防止泄压时产生冲击振动，保证安全可靠。

液压机根据压制工艺要求主缸能完成快速下行 → 减速压制 → 保压延时 → 泄压回程 → 停止（任意位置）的基本工作循环（见图 7-4），而且压力、速度和保压时间需能调节。顶出液压缸主要用来顶出工件，要求能实现顶出、退回、停止的动作。如薄板拉伸时，又要求有顶出液压缸上升、停止和压力回程等辅助动作。有时还需用压力缸将胚料压紧，以防止周边起皱。

液压机以主运动中主要执行机构（主缸）可能输出的最大压力（吨位）作为液压机主要规格，并已系列化。顶料缸的吨位常采用主缸吨位的 20%~50%。液压机的顶出缸可采用主缸吨位的 10% 左右。双动拉伸液压机的压力缸吨位，一般采用拉伸吨位的 60% 左右。

由压力加工工艺需要来确定主缸的速度，一般在由泵直接供油的液压系统中，其工作行程速度不超过 50 mm/s，快进速度不超过 300 mm/s，快退速度与快进速度相等。

二、液压系统的工作原理

现在介绍图 7-5 所示的 YA32—200 四柱式万能液压机的液压系统，用以概括地说明液压机的液压系统工作原理。

YA32-200 四柱式万能液压机的工作循环图如图 7-4 所示。该液压机的液压系统由主油路、辅助油路和低压控制油路三部分组成。主油路和辅助油路能源为大流量的恒功率



图 9.5: YA32-200 四柱式万能液压机的液压系统图

变量泵 3，控制油路的能源是低压泵 1。主缸工作压力由远程调节阀 9 来调整。运动速度由改变泵 3 的流量来调节。利用液控单向阀 14（充液阀）来实现快慢速度转换。主缸的上下和保压以及顶出缸的顶出和顶退，都由相应的阀来控制。

表 7-2 为 YA32—200 四柱式万通液压机的电磁铁及阀的动作表。下面分别说明各部分液压系统的工作原理。

1. 主缸的运动

（1）快速下行。在主缸快速下行的起始阶段，尚未触及工件时，主缸活塞在自重作用下迅速下行。这时泵 3 的流量还不足以补充主缸上腔空出的体积，因而上腔形成真空。处于液压机顶部的充液筒 18 在大气压作用下，打开液控单向阀 14 向主缸上腔加油，使之充满油液，以便主缸活塞下行到接触工件时，能立即进行加压。

进油：

回油：

（2）减速加压。主缸活塞接触工件后，阻力增加，上腔油压升高，关闭液控单向阀 14。这时只有泵 3 继续向主缸上腔供高压油，推动活塞慢速下行，对工件加压。主缸下腔排油将液控单向阀 12 封闭，经背压阀 13 回油箱。这样，当快速行程转为工作行程时，速度减低，从而避免了液压冲击。

系统中的远程调压阀 9 可使液压机在不同的压力下工作，安全阀 8 用于防止系统超载。

进油：

回油：

（3）保压延时。当主缸上腔的油压达到要求的数值时，由压力继电器 17 发信号，使电液换向阀 10 回复中位，将主缸上、下腔油路封闭。这时泵 3 也卸荷，而单向阀 15 被高压油自动关闭，主缸上腔进入保压状态。但这种实现保压的方法要求主缸活塞，单向阀（保压阀）及其间的管种具有很高的密封性能，若泄漏较大，压力会迅速下降，无法实现保压。在保压过程中变量泵 3 的压力油经换向阀 10 和 4 回油箱，使泵卸荷。

进油：

回油：



ElegantL^AT_EX Program

图 9.6: YA21-200 四柱式万能液压机的电磁铁及阀动作表

(4) 泄压回程。保压时主缸上腔油液的压缩和管道膨胀储存了能量，而使其上腔的油压很高，再加上主缸为差动油缸，所以当电液换向阀 10 很快切换到回程位置，会使回程开始的短时间内泵 3 及主缸下腔的油压升得很高，比保压时主油路的压力还要高得多，以致引起冲击和振动。所以保压后必须先逐渐泄压然后再回程，以防冲击和振动发生。该液压系统保压完毕，压力继电器 17 控制时间继电器 TS 发信号（定程成形时，由挡铁压行程开关 XK_3 发信号），使各阀处于回程位置，回程开始。主缸上腔高压油打开泄压阀 15，并且液控单向阀 14 也被打开，使泵 3 来的油经泄压阀 15 中的阻尼孔（形成一定阻力）回油箱，泵 3 成为低负荷运转。这时主缸活塞并不马上回程，待上腔压力降低，泄压阀被关闭后，泵 3 的油才能进入主缸下腔开始回程。

主油箱：

控制油路：

(5) 回程停止。当主缸挡铁压行程开关 XK_1 时，使各阀处于停止位置，主缸活塞回程停止。变量泵 3 经电液换向阀 10 和 4 卸荷。

进油：

回油：

2. 顶出缸的运动

顶出缸的动作是在主缸停止时才能进行的，因为进入顶出缸的压力油，经过主缸油路的电液换向阀 10 后，才通入顶出缸油路的电液换向阀 4 的。电液换向阀 10 处在中间位置即主缸停止运动时，才能实现顶出和顶退运动，保证免除误动作。

(1) 顶出。按下按钮 A_3 ，使电液换向阀 4 在左位工作，从泵 3 来的压力油进入顶出缸下腔，顶出缸的活塞上升将工件顶出。

进油：

回油：

(2) 顶退，按下按钮 A_4 ，使电液换向阀 4 在右位工作，从泵 3 来的压力油进入顶出缸上腔，顶出缸的活塞向下退回。

进油：

回油：

(3) 停止。按下按钮 A_5 ，使各阀处于停止位置，顶出缸活塞停止运动。

进油：

回油：

(4) 压边。作薄板拉伸时的压边动作，顶出缸停止在顶出位置。这时顶出缸下腔油液被电液换向阀 4 封闭，所以当主缸活塞下压时，顶出缸活塞被迫随之下行（此时阀 4 中位，泵 3 卸荷），顶出缸下腔的油液只能经固定节流器 7 和溢流阀 6 缓慢流回油箱，从而建立起所需的压边力。固定节流器 7 和溢流阀 6 用来调节压边压力；安全阀 5 是当固定节流器 7 阻塞时起安全作用。

3. 静止时下滑问题

液压机主缸活塞及其所带的滑块往往很重，为防止活塞回程停止后，因泄漏或其他原因（如泵电机突然掉电）而自动下滑，回路中装有液控单向阀 12 和背压阀 13 来封闭

主缸下腔的油液，起支撑平衡作用，保证主缸活塞可靠地停留在任何位置。但为防止因阀 12 失灵（不通）使主缸下腔产生超高压事故，背压阀 13 起安全作用。其背压所产生的抗力，足以支持活塞及其所带动的滑块的自重，即光靠自重无法顶开背压阀 13，所以活塞不会自动下落。

4. 液压机工作缸的换向及其低压控制

主液压缸和顶出液压缸的换向都由电液换向阀担当。为使两缸动作协调，两个电液换向阀 4 和 10 这样配置，即主缸油路的回油要经过顶出缸油路的电液换向阀 4 才能回油箱，从而保证了顶出缸停止动作时，主缸才能运动。而且顶出缸的进油要经过控制主缸油路的阀 10，这就保证了主缸处于停止时，顶出缸才能运动。当液压机系统压力高时，为避免换向冲击，电液换向阀由外控供油，必须有低压控制油路，不宜直接引用主油路的高压油。该系统采用单独的小流量辅助液压泵作为能源的低压控制油路，控制压力为 $(10 - 15)10^3 Pa$ ，压力稳定，工作可靠。

三、液压系统的分析

（1）液压机工作循环中，压力、行程速度和流量变化较大，泵的输出功率也较大。如何满足液压机工作循环要求，又能使能量消耗最小，是液压机液压系统设计中要考虑的问题。

液压机液系统通常有两种供油方案：一种是采用高低压泵组，用一个高压小流量柱塞泵和一个低压大流量齿轮泵组合起来向系统供油；另一种是采用恒功率变量柱塞泵向系统供油，以满足低压快速行程和高压慢速行程的要求。

（2）在不增加主油泵功率的前提下提高快速行程速度以提高生产率，其基本方法是增加低压供油的流量或减小活塞面积，可采用自重充液 蓄能器强制充液、快速缸、辅助缸或差动回路来提高低压快速行程的速度，当快速行程转为慢速工作行程时，为了避免冲击，可通过减速回路减速。

（3）立式液压机为使滑块可靠地停留在任何位置，须采用平衡回路，可根据具体要求选用各种基本回路来组合。

（4）由于液压机主油路压力较高，为避免换向冲击，电液换向阀一般由低压，外控油路来控制，不宜直接引用主油路的高压油。

（5）液压机工作循环中的保压过程与制品质量密切相关，很多液压机均要求保压性能。保压后必须逐渐泄压，泄压过快，将引起液压系统猛烈的冲击、振动和噪声。因此保压和泄压是液压机系统必须考虑的两个问题。

（6）液压机的液压系统属高压，大流量和太功率系统。因此，合理利用功率以降低温升非

常重要。这类液压系统是高压，又有保压要求，密封问题更为突出，应予以特别注意。

思考题与习题

7-1 YT4543 型动力滑台的液压系统：



图 9.7: logo

- (1) 液压缸快进时如何实现差动连接？
- (2) 如何实现液压缸的快慢速运动换接和进给速度的调节？

7-2 M1432A 型万能外圆磨床的液压系统：

(1) 时间控制换向回路及行程控制换向回路的工作原理是怎样的？各适用于何种情况？

(2) 换向阀实现第一次快跳、慢移和第二次快跳时，三种不同的回油通道是怎样的？各起什么作用？

- (3) 抖动缸起何作用？
- (4) 尾顶针与砂轮架为何要互锁？油路如何实现？
- (5) 闸缸起什么作用？

7-3 列出图 7-8 所示油路中电磁铁动作状态表（电磁铁通电用“+”表示）。

7-4 YA32-200 四柱式万能液压机的液压系统：

- (1) 如何实现主缸的快速下行、减速加压、保压延时、泄压回程及回程停止？
- (2) 如何实现顶出缸的顶出、顶退、停止及压边？
- (3) 如何解决静止时的下滑问题？
- (4) 如何解决主缸和顶出缸的动作协调问题？
- (5) 电液换向阀由外控供油，为什么不宜直接引用主油路的高压油？

第十章 机床液压系统的设计与计算

10.1 概述

在前述几章中,对液压传动的基本原理,液压元件的结构、工作原理和基本回路(包括典型机床的液压系统)等进行了分析,本章的任务是应用这些基本知识来讨论液压传动系统设计、计算的步骤和方法。液压系统的设计必须重视调查研究,注意借鉴别人的经验。一般说来,液压系统设计应着重解决的主要问题是满足工作部件对力和运动两方面的要求。在满足工作性能和工作可靠性的前提下,应力求系统简单、经济且维修方便。

在机床上决定采用液压传动方案之后,液压系统的设计任务才会被提出来。具体的设计步骤大致如下:

1. 明确设计依据,进行工况分析

(1) 设计依据。设计开始时,首先根据任务进行调查研究,明确下列主要问题:

1) 机床总体布局和加工的工艺要求,明确机床哪些运动采用液压传动,用哪种液压执行元件及空间尺寸的限制。

2) 机床的工作循环(复杂的机床要给出动作周期表),液压执行元件的运动方式,运动速度,调整范围,工作行程等。

3) 液压执行元件的负载性质和变化范围,以及精度、平稳性要求。

4) 机床各部件(电气、机械、液压)的动作顺序、转换和互锁要求等。

5) 其他要求,如工作环境、占地面积和经济性等。

(2) 工况分析。经调查研究之后,就可以对液压执行元件进行工况分析,即动力分析(负载循环图)和运动分析(速度循环图)。有些简单的液压系统,可以不绘制上述两种图,但必须找出最大负载点、最大速度和最大功率点。通过负载循环图和速度循环图可以清楚地看出液压执行元件的负载、速度和功率随时间变化的规律,它们是确定系统方案,选择泵、阀和电机功率的依据,同时便于设计中检查、改进和完善液压系统。

2. 初步确定液压系统参数

压力与流量是液压系统最主要的两个参数。当液压回路尚未确定时,其系统压力损失和泄漏都无法估算。这里所讲的确定系统主要参数,实际上是确定液压执行元件的主要参数。

3. 拟定液压系统图

拟定液压系统图是整个设计中的重要步骤,它将以简图的形式全面、具体地体现设计任务中提出的动作要求和性能。这一步骤涉及的面广,需要综合运用前面各章,特别是第四、六章中的知识,亦即要拟定一个比较完善的液压系统,必须对各种基本回路、典型液压系统有全面深刻的了解。

4. 计算、选择或设计液压元件

对泵和阀类元件主要是通过计算来确定它们的两个主要参数,即压力和流量。这两个参数是选择泵、电机、阀及辅助元件的依据。选择元件时应尽量选用标准元件,在有

特殊要求时才设计专用元件。

5. 液压系统的性能验算和绘制工作图、编写技术文件

性能验算包括系统压力损失验算和液压系统的发热与温升验算。

正式工作图一般包括正式的液压系统工作原理图、系统管路装配图和各种非标准液压元件的装配图和零件图。

正式的液压系统原理图，就是对初步拟定的系统图经过反复修改完善，选定了液压元件之后，所绘制的液压系统图。图中应列出明细、规格和调整值；对复杂系统应按各执行元件的动作程序绘制工作循环图和电气控制程序状态表。一般按停车状态画液压系统原理图。然后绘制系统的管路装配图（或管路布置示意图），在管路装配图上应表示出各液压部件和元件在机床或工作地的位置和固定方式，油管的规格和分布位置，各种管接头的形式和规格等。

对于自行设计的非标准液压件如液压缸、油源站等，必须画出部件装配图和专用零件图。

当绘制装配图时，应考虑安装、使用、调整 and 维修方便，管道应尽量短，其中弯头和接头尽量少。

编写的技术文件，一般应包括设计任务书、计算书和使用维修说明书；零、部件目录表，标准件，通用件和外购件总表等。

应该指出，在实际设计过程中，根据所设计机床的用途和掌握的资料情况，上述步骤有的可以省略，有的可以合并。同时，各设计步骤是相互联系、相互影响的。设计中往往是互相穿插，交叉进行，有时还要经过多次反复才能完成。

10.2 液压系统设计与计算举例

某厂自制一台卧式钻、镗组合机床的动力滑台，其工况要求：

(1) 工作性能和动作循环。动力滑台加工铸铁的箱形零件的孔系，要求孔的加工精度为二级，表面粗糙度为 $R_a 1.6$ （精镗）或 $R_a 6.3$ （粗镗）。工作循环为快进、工进、快退、原位停止。

(2) 动力和运动参数。轴向最大切削力 $12\,000\text{N}$ ，动力滑台自重 $20\,000\text{N}$ ，工作进给速度要求在 $0.33 \times 10^{-3} \sim 20 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ 范围内无级调节，快进和快退的速度均为 $v_1 = 0.1 \text{ m/s}$ ，导轨形式为平导轨，静、动摩擦系数： $f_s = 0.2$ ， $f_d = 0.1$ 。往返运动的加速、减速时间为 0.2 s ，快进行程 L_1 为 0.1 m ，工进行程 L_2 为 0.1 m 。

(3) 自动化程度。采用液压与电气配合，实现工作自动循环。

根据上述工况要求和动力滑台的结构安排，应采用液压缸为执行元件，由液压缸筒与滑台固结完成工作循环，活塞杆固定在床身上。由于要求快进与快退的速度相等，为减少液压泵的供油量，决定采用差动型液压缸，取液压缸前、后腔的有效工作面积为 $2:1$ ，活塞杆较粗，结构

上可允许油管通过，进、出油管穿过活塞杆，直接使用硬管与液压装置或液压泵连接。这样就避免了由于较长软管的弹性变形引起动力滑台在转换中产生“前冲”、“后坐”现象。



ElegantL^AT_EX Program

图 10.1: 动力滑台受力分析简图

使液压缸无杆腔为高压工作腔, 这样能得到较大的输出动力, 并可得到较低的稳定工作速度, 以便满足精加工的要求。

下面按设计步骤进行计算。

10.3 计算外负载

动力滑台受力情况如图 8-1 所示。当机床上的液压缸做直线往复运动时, 液压缸必须克服的外载 F 为

$$F = F_t + F_f + F_m + F_g + F_b \quad (10.1)$$

式中 F_t ——工作负载;

F_f ——摩擦负载;

F_m ——惯性负载;

F_g ——重力负载;

F_b ——背压阻力。

10.3.1 工作负载

工作负载与机床的工作性质有关,它可能是定值,也可能是变值。一般工作负载是时间的函数,即 $F_t = f(t)$,需根据具体情况分析决定。如机床进给系统,其工作负载就是沿进给方向的切削分力,若负载方向与进给方向相反,如钻、镗、扩、攻丝时沿进给方向的切削力(亦称切削阻力)称正值负载。负载方向与进给方向相同,如顺铣的切削阻力称负值负载。切削阻力值的大小由实验测出或按切削力公式估算。

本例切削阻力为已知,即

$$F_t = 12\,000\text{ N}$$

10.3.2 摩擦力

液压缸驱动工作部件工作时要克服机床导轨处的摩擦阻力,它与导轨形状、安放位置及工作台的运动状态有关。

图 8-2 所示为机床上常见的两种导轨形式,其摩擦阻力的估算公式如下:

平导轨

$$F_f = f(F_g + F_n) \quad (10.2)$$

V 型导轨

$$F_f = f \frac{F_g + F_n}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (10.3)$$

式中 F_n ——切削力垂直于导轨上的正压力;

α ——V 形导轨的夹角;

f ——导轨摩擦系数,启动时按静摩擦系数 f_s 计算,其余按动摩擦系数 f_d 计算,参考表 8-1。

工作部件倾斜 β 角放置时如图 8-3 所示,将 $(F_g + F_n)$ 变为 $(F_g \cos \beta + F_n)$ 后代入式 10.2 和式 10.3 中。

详细计算各种导轨上的摩擦阻力见机床设计有关部分,计算中如颠覆力矩数值较小可以忽略不计。

本例导轨摩擦阻力由动力滑台和颠覆力矩产生,若忽略颠覆力矩的影响,则

静摩擦阻力

$$F_{fs} = f_s F_g = 0.2 \times 20\,000 = 4\,000\text{ N}$$

动摩擦力

$$F_{fd} = f_d F_g = 0.1 \times 20\,000 = 2\,000\text{ N}$$



ElegantL^AT_EX Program

图 10.2: 导轨形式
(a) 平导轨;(b) V 型导轨



ElegantL^AT_EX Program

图 10.3: 倾斜导轨

10.3.3 惯性负载

工作部件在启动和制动过程中产生惯性力,可按牛顿第二定律求出,即

$$F_m = ma = \frac{F_g}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (10.4)$$

式中 g ——重力加速度;

Δv ——加(减)速时速度的变化量;

Δt ——启动或制动时间,一般机床的主运动取 $0.2 \sim 0.5$ s,进给运动取 $0.1 \sim 0.5$ s,磨床取 $0.01 \sim 0.05$ s,工作部件较轻或运动速度较低时取小值。

本例惯性阻力包括以下两部分:

(1) 动力滑台快速时惯性阻力 F_m 。动力滑台启动加速、反向启动加速和快退减速制动的加速度相等, $\Delta v = 0.1$ m/s, $\Delta t = 0.2$ s, 故惯性阻力为

$$F_m = \frac{F_g}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{20\,000}{9.8} \times \frac{0.1}{0.2} \approx 1\,020 \text{ N}$$

(2) 动力滑台工进时惯性阻力 F'_m 。动力滑台由工进转换到制动是减速,取 $\Delta v = 20 \times 10^{-3}$ m/s, $\Delta t = 0.2$ s, 故惯性阻力为

$$F'_m = \frac{F_g}{\Delta t} = \frac{20\,000}{9.8} \times \frac{20 \times 10^{-3}}{0.2} \approx 204 \text{ N}$$

10.3.4 重力负载

当工作部件垂直运动或倾斜放置时,它的自重也是一种负载,向上移动时为正负载,向下运动时为负负载。当工作部件水平放置时, $F_g = 0$ 。

本例由于动力滑台为卧式放置,所以负载不考虑重力。

以上为液压缸所克服的外负载,实际上,液压缸工作时还必须克服其内部密封装置产生的摩擦阻力 F_s ,它包括活塞及活塞杆处的摩擦力,其值与密封装置的类型、液压缸制造质量和油液工作压力有关,计算比较繁琐,详细计算查液压传动手册中有关部分,一般将它计入液压缸的机械效率中。

此外,液压缸还必须克服回油路上的阻力,称为背压阻力 F_b ,其值为

$$F_b = p_b A \quad (10.5)$$

式中 A ——回油腔有效工作面积;

p_b ——液压缸背压,在系统方案、结构尚未确定之前,一般按经验数据估算一个数值,如进油节流调速时取 $p_b = (2 \sim 5) \times 10^5$ Pa;回油路上有背压阀或调速阀时取 $p_b = (5 \sim 15) \times 10^5$ Pa;对于闭式回路 $p_b = (8 \sim 15) \times 10^5$ Pa。

根据以上分析,计算各工况负载列表 8-2。本机床动力滑台所受负载亦为液压缸所受负载。

10.4 绘制负载图和速度图

根据已给的快进、快退、工进的行程和速度,配合表 8-2 中相应负载的数值,可绘制液压缸的 $F-l$ 与 $v-l$ 图,或近似计算快进、工进、快退的时间如下:

10.4.1 快进

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1} = \frac{100 \times 10^{-3}}{0.1} = 1 \text{ s}$$

10.4.2 工进

工进所需最长时间 $t_{2\max}$ 为

$$t_{2\max} = \frac{l_2}{v_{2\min}} = \frac{100 \times 10^{-3}}{0.33 \times 10^{-3}} = 303 \text{ s}$$

工进所需最短时间 $t_{2\min}$ 为

$$t_{2\min} = \frac{l_2}{v_{2\max}} = \frac{100 \times 10^{-3}}{20 \times 10^{-3}} = 5 \text{ s}$$

10.4.3 快退

$$t_3 = \frac{l_3}{v_3} = \frac{200 \times 10^{-3}}{0.1} = 2 \text{ s}$$

配合表 8-2 中相应负载的数值, 可绘制 $F-t$ 和 $v-t$ 图, 如图 8-4 所示。

此图清楚地表明了液压缸在运动循环内负载的变化规律。图中最大负载值是初选液压缸工作压力和确定液压缸结构尺寸的依据。

10.5 确定液压系统参数

10.5.1 初选液压缸的工作压力

液压缸工作压力的选择是否合理, 直接影响到整个系统设计的合理性, 确定时不能只考虑满足负载要求, 应全面考虑液压装置的性能要求和经济性。如果液压缸的工作压力选定较高, 则泵、缸、阀和管道尺寸可选得小些, 这样结构较为紧凑、轻巧, 加速时惯性负载也小, 易于实现高速运动的要求。但工作压力太高, 对系统的密封性能要求也相应提高了, 制造较困难, 同时缩短了液压装置的使用寿命。此外, 高压会使构件弹性变形的影响增大, 运动部件容易产生振动。

对于各类机床的液压系统, 由于各自特点和使用场合不同, 其液压缸的工作压力亦不相同, 一般常用类比法, 参考表 8-3 或表 8-4 来选择。

由于液压技术的发展, 当前国内外许多人认为, 就目前材质情况和生产水平, 取液压系统压力为 $350 \times 10^5 \text{ Pa}$ 左右为最经济, 并有资料论证低压系统的价格比高压系统的价格高 $0.5 \sim 2$ 倍。为此, 国内液压行业正在研制高压系列的泵、阀, 以供不同压力的液压系统使用。

关于组合机床液压系统的工作压力, 一般为 $(30 \sim 50) \times 10^5 \text{ Pa}$ (参照表 8-4)。本例初选液压缸工作压力 $p_1 = 44 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。为防止钻通孔时动力滑台发生前冲, 液压缸回油腔应有背压, 背压 $p_2 = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。假定快进、快退回油压力损失 $\Delta p_2 = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。



ElegantL^AT_EX Program

图 10.4: 液压缸负载图和速度图
(a) $F-t$ 图; (b) $v-t$ 图

10.5.2 计算液压缸尺寸

(1) 按最大负载初定液压缸的结构尺寸。计算液压缸的有效面积时, 还要考虑往返行程的速比 λ_v 的要求, 活塞杆受拉或受压的情况以及背压力 p_b 的数值 (在系统方案尚未拟定, 回油路结构尚未确定之前, 背压力是无法估算的。这里只能参考背压力 p_b 的经验数据暂选一个)。利用第三章的有关公式求出液压缸左右有效工作面积 A_1 及 A_2 、直径 D 和活塞杆直径 d 等的值。

(2) 按液压缸最低运动速度验算其有效工作面积。有效工作面积决定于负载和速度两个因素。用负载和初选压力计算出来的有效工作面积, 还须按下式进行检验:

$$A \geq \frac{Q_{\min}}{v_{\min}} \quad (10.6)$$

式中 v_{\min} ——液压缸的最低工进速度;

A ——液压缸的有效工作面积;

Q_{\min} ——液压缸最小的稳定流量。

在节流调速系统中, Q_{\min} 决定于调速阀或节流阀的最小稳定流量, 其值可在产品样本性能表上查到。在容积调速系统中, 液压缸的最小稳定流量决定于变量泵的最小稳定流量。

如果有效工作面积 A 不能满足式 (8-6), 则应适当加大液压缸直径。将确定的液压缸直径和活塞杆直径圆整化为规定的标准值 (见表 8-5 和表 8-6), 以便采用标准的密封件和标准的工艺装备。

本例由于取液压缸前、后腔有效面积之比为 2 : 1, 因此得液压缸无杆腔有效工作面积 A_1 为

$$A_1 = \frac{F_0}{(p_1 - \frac{1}{2}p_2)} = \frac{15556}{(44 - \frac{6}{2}) \times 10^5} \approx 37.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

取

$$A_1 = 38 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

故液压缸内径 D 为

$$D = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 38 \times 10^{-4}}{\pi}} \approx 6.96 \times 10^{-2} \text{ m}$$

按表 8-5 取标准值

$$D = 7 \times 10^{-2} \text{ m}$$

按式 (3-10) 计算活塞杆直径

$$d = 0.7D \approx 5 \times 10^{-2} \text{ m (标准直径)}$$

液压缸尺寸取标准值之后的有效工作面积:

无杆腔面积

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times (7 \times 10^{-2})^2}{4} \approx 38.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$



Elegant LATEX Program

图 10.5: 液压缸工况图 (a) 流量图; (b) 压力图; (c) 功率图

有杆腔面积

$$A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4}(7^2 - 5^2) \times 10^{-4} \approx 18.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

活塞缸面积

$$A_3 = A_1 - A_2 = 19.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

10.5.3 计算液压缸在工作循环中各阶段所需的压力、流量和功率

根据表 8-7 计算, 表中 F_0 为液压缸的驱动力, 由表 8-2 查得。

10.5.4 绘制液压缸的工况图

根据表 8-7, 即可绘制液压缸的流量图、压力图和功率图, 如图 8-5 所示。

工况图的作用是:

(1) 通过工况图找出最大压力、最大流量点和最大功率点, 分析各工作阶段中压力、流量变化的规律, 作为选择液压泵和控制阀的依据。

(2) 验算各工作阶段所确定参数的合理性。例如, 当功率图上各阶段的功率相差太大时, 可在工艺情况允许的条件下, 调整有关阶段的速度, 以减小系统需用的功率。当系统有多个液压缸工作时, 应把各液压缸的功率图按循环要求叠加后进行分析, 若最大功率点相互重合, 功率分布很不均衡, 则同样应在工艺条件允许情况下, 适当调整参数, 避开或削减功率“高峰”, 增加功率利用的合理性, 以提高系统的效率。

(3) 通过对工况图的分析, 可以合理地选择系统主要回路、油源形式和油路循环形式等, 如果在一个循环内流量变化很大, 则不适宜采用单定量泵, 也不宜采用蓄能器, 而适宜采用“大小泵”的双泵供油回路或限压式变量泵的供油回路。

以上分析、计算和调整, 有利于拟定出较为合理、完善的液压系统方案。

10.6 拟定液压系统原理图

10.6.1 调整方式的选择

钻、镗组合机床工作时,要求低速运动平稳性好,速度负载特性好。由图 8-5 可知,液压缸快速和工进时功率都较小,负载变化也较小,因此采用调速阀的进油节流调速回路。为防止工作负载突然消失(钻通孔)引起前冲现象,在回油路上加背压阀。

10.6.2 快速回路和速度换接方式的选择

本例已选用差动型液压缸 ($A_1 = 2A_2$) 实现“快、慢、快”的回路,即采用快进和快退速度相等的差动回路作为快速回路。由于快进转为工进时有平稳性要求,故决定采用行程阀来实现,而工进转快退则利用压力继电器来实现。

综上所述,本系统的主要液压回路为进油节流调速回路与差动回路。为实现这两种回路的要求,可以有多种不同形式的进油节流调速回路与差动回路的组合。下面对图 8-6 所示的 (a),(b),(c) 和 (d) 四种回路进行分析比较。

图 8-6 中,(a) 回路是利用两个二位三通电磁换向阀代替 (b) 回路和 (c) 回路中的一个三位五通电磁换向阀。二位换向阀通道简单,压力损失小,而且 (a) 回路比 (b) 回路和 (c) 回路少用一个液压顺序阀。(b) 回路和 (c) 回路两种换向阀的中间机能,一为 V 形,一为 O 形。前者中位时液压缸两腔可以卸荷,换向冲击较小。后者换向阀在中间位置时液压缸前后两腔封闭,应用于立式机床较合适。本系统换向精度要求不高,为减小换向冲击,可选 (b) 回路。(d) 回路也有应用,因 O 形三位四通电磁换向阀在液压系统中应用较为普遍,一般工厂常有备件,故也有用 (d) 回路方案,其性能与 (c) 回路方案基本相同。

综合上述,(a) 回路是利用两个二位三通电磁换向阀代替 (b) 回路中的三位五通电磁换向阀和液控顺序阀,从回路性能上看两者是完全相似的,而且价格也接近,因此,两种方案均可采用。但目前在设计“进油节流一次进给液压系统”时,习惯采用 (b) 回路作为调速回路,为利用标准图纸采用 (b) 回路较为方便。

10.6.3 油源的选择

由图 8-5 清楚地看出,其系统特点是快速时低压大流量时间短,工进时高压小流量时间长。显然选用单定量液压泵效率低,系统发热量大,故应采用双联叶片泵或限压式变量泵,两者比较见表 8-8。本机床要求系统压力平稳,工作可靠,为此采用双联叶片泵。

10.6.4 液压系统的组合

在所选择基本回路的基础上,再综合考虑其他因素的影响和要求,便可组成完整的系统图。在图 8-7 中为了使液压缸(滑台)快进时实现差动连接,而在工作进给时使进油路与回油隔离,在系统中增设一个单向阀 11 及液控顺序阀 8;在液压泵 1 和电磁换向阀 3 的出口处,分别增设单向阀 9 和 12,以免当液压系统较长时间不工作时,在“油柱”的压力下油液流回油箱,形成局部真空,由于系统不可能绝对密封,使空气渗入系统,影



图 10.6: 那么聪明



图 10.7: 那么聪明



图 10.8: 那么聪明



图 10.9: 那么聪明



图 10.10: 那么聪明

响系统工作平稳性。单向阀 9 的另一个作用是防止液压系统在电机停转时反转。为了过载保护或行程终了利用压力控制来实现切换油路，在系统中还装有压力继电器 13。为观察和调整系统压力，应在图 8-7 所示四处设置测压点，为减少压力表，设置一个多点压力表开关 14。

初步拟定出液压系统图后，应检查其动作循环，并制定出系统工作循环表，见表 8-9。

10.6.5 选择液压元件的配置形式

在确定液压系统图之后，应进一步确定液压元件的配置形式。目前主要是采用集成式配置，详细内容见有关设计手册。

10.7 选择液压元件

10.7.1 选择液压泵和电机

(1) 确定液压泵的工作压力。液压泵的最大工作压力与执行元件的工作性质有关。若执行元件在工作行程终点运动停止时才需要最大压力，如液压机的压制、成形、校准，机床的定位夹紧等，液压泵的最大工作压力等于执行元件的最大工作压力。

对于执行元件运动过程中需要最大压力，如铣床和组合机床等。液压缸的工作压力为

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p \quad (10.7)$$

式中 p_1 ——执行元件在稳定工况下的最高工作压力：



图 10.11: 那么聪明

$\sum \Delta p$ ——进油路沿程的局部损失。初算时按经验数据选取，如管路简单的节流调速系统取 $\sum \Delta p = (2 \sim 5) \times 10^5 \text{Pa}$ ；管路复杂，进油路采用调速阀系统，取 $\sum \Delta p = (5 \sim 15) \times 10^5 \text{Pa}$ 。亦可参考同类系统选取。

由图 8-5 和表 8-7 可知，液压缸在整个工作循环中的最大工作压力为 $43.4 \times 10^5 \text{Pa}$ 。本系统采用调速阀进油节流调速，选取进油管路压力损失为 $8 \times 10^5 \text{Pa}$ ，由于采用压力继电器，溢流阀的调整压力一般应比系统最高压力大 $5 \times 10^5 \text{Pa}$ ，故泵的最高工作压力为

$$p_{p1} = (43.3 + 8 + 5) \times 10^5 = 56.4 \times 10^5 \text{Pa}$$

这是小流量泵的最高工作压力（稳态），即溢流阀的调整工作压力。

前面计算的液压泵压力 p_p 是系统的稳态压力。系统工作时还存在有动态超调压力，其值总是超过稳态压力。所以选择液压泵规格时，其公称压力应比计算的最大压力高 25% ~ 60%，液压泵的公称工作压力 p_n 为

$$p_n = 1.25p_{p1} = 1.25 \times 56.4 \times 10^5 \approx 70 \times 10^5 \text{Pa}$$

大流量泵只在快速时向液压缸输油，由图 8-5(b) 可知，液压缸快退时的工作压力比快进时大，这时压力油不通过调速阀，进油路较简单，但流经管道和阀的油流量较大，去进油路压力损失为 $5 \times 10^5 \text{Pa}$ ，故快退时，泵的最高压力为

$$p_{p2} = (21.8 + 5) \times 10^5 = 25.8 \times 10^5 \text{Pa}$$

这是大流量泵的最高工作压力，此值是液控顺序阀 7 和 8（见图 8-7）调整时的参考数据。

(2) 液压泵的流量。单液压泵供给多个执行元件同时工作时，泵的流量要大于液压执行元件所需最大流量的总和，并考虑系统泄露和液压泵磨损后容积效率下降等因素，即

$$Q_p \geq K(\sum Q)_{\max} \quad (10.8)$$

式中 K ——考虑系统泄露的修正系数，一般取 1.1 ~ 1.3, 大流量取小值，小流量取大值；
 $(\sum Q)_{\max}$ ——多个执行元件同时工作时系统所需最大流量。对动作复杂的系统，将同时工作的执行元件的流量循环图组合在一起（见图 8-8），从中求 $(\sum Q)_{\max}$ ，图中 ΔQ 为系统总泄漏量。

对于工作过程中采用节流调节的系统，确定液压泵的流量时，还需要加溢流阀稳定工作所需的最小溢流量 Q_{\min} ，即

$$Q_p \geq K(\sum Q)_{\max} + Q_{\min} \quad (10.9)$$

采用差动连接液压缸时，液压泵流量为

$$Q_p \geq K(A_1 - A_2)v_{\max} \quad (10.10)$$

式中 A_1, A_2 ——分别为液压缸无杆腔和有杆腔的有效工作面积；

v_{\max} ——活塞或液压缸的最大移动速度。

当系统采用蓄能器储存压力油时，液压泵的流量按系统在一个周期中的平均流量选择

$$Q_p \geq K \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{T} \quad (10.11)$$

式中 T ——主机工作周期；

V_i ——各执行元件在工作周期内总的耗油量；

n ——执行元件的个数。

泵的公称流量与系统设计的 Q_p 相当。

由图 8-5(a) 可知，最大流量在快进时，其值为 $0.2 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ (12L/min)。按式 (8-8) 计算液压泵的最大流量，取 $K = 1.15$ ，得

$$Q_p = 1.15 \times 0.2 \times 10^{-3} = 0.23 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s} (13.8\text{L}/\text{min})$$

最小流量在工进时，其值为 $0.077 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ (4.62L/min)，为保证工进时系统压力较稳定，应考虑溢流阀有一定的最小溢流量，取最小溢流量为 $0.017 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ (约 1L/min)，故小流量泵应取 $0.094 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ (约 5.62L/min)。

根据以上计算数值，选用公称流量分别为 $0.15 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$, $0.1 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ ，公称压力为 $70 \times 10^5 \text{Pa}$ 的双联叶片泵。

(3) 选择电动机。在工作循环中，当泵的压力和功率比较恒定时，驱动泵的电机功率 P_p 为

$$P_p = \frac{p_p Q_p}{\eta_p} \quad (10.12)$$

式中 p_p ——液压泵的最高工作压力；

Q_p ——液压泵的流量；



图 10.12: 那么聪明

η_p ——液压泵的总效率。

各种泵在公称压力下的总效率可参考表 8-10，液压泵规格大时取大值，小时取小值。

应该指出，当液压泵的工作压力只有公称压力的 10% ~ 15% 时，泵的总效率将显著下降，有时只达 0.5 或更低。此外，当变量泵的流量为公称流量的 1/4 或 1/3 以下时，容积效率和总效率都要下降很多，因此，设计时必须注意。

限压式变量叶片泵的驱动效率，可按流量特性曲线拐点处的流量、压力值计算，如图 8-9 所示。一般拐点流量的压力在泵最大压力 80% 处，即

$$P_p = \frac{p_p Q_p}{\eta_p} = \frac{0.8 p_{\max} Q_{pn}}{\eta_p} \quad (10.13)$$

式中 Q_{pn} 为泵的公称流量。

通常，限压式变量泵在工作时，当流量很小时，效率很低。可按下式粗略估算驱动功率：

$$P_p = p_p Q_p + \Delta P \quad (10.14)$$

式中 p_p, Q_p ——泵的实际工作压力和流量；

在工作循环过程中，液压泵的工作压力和流量变化较大时，液压泵的驱动功率应按各工作阶段的功率进行计算，然后取平均值 P_{av} ，即

$$P_{av} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \cdots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \quad (10.15)$$

式中 t_1, t_2, \cdots, t_n ——在整个工作循环中各阶段对应的时间；根据式 (8-15) 算得的功率

P_1, P_2, \cdots, P_n ——在整个工作循环中各阶段所需功率。

和液压泵要求的工作转速，可以从产品样本中选取标准电动机，然后必须检查每一阶段电动机的超载量是否都在允许范围内。一般规定电动机在短时间内可超载 25%，否则就按最大功率选取电动机。

由图 8-5(c) 可知，最大功率出现在快退阶段，其数值按式 (8-12) 计算

$$P_p = \frac{P_{p2}(Q_1 + Q_2)}{\eta_p} = \frac{26.8 \times 10^5 \times (0.1 + 0.15) \times 10^{-3}}{0.75} = 893\text{W}$$

式中 Q_1 ——大泵流量, $Q_1 = 0.15 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ (9L/min);

Q_2 ——小泵流量, $Q_2 = 0.1 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ (6L/min);

η_p ——液压泵总效率, 取 $\eta_p = 0.75$ 。

根据快退阶段所需功率 893W 及双联叶片泵要求的转速, 选用功率为 $1.1 \times 10^3\text{W}$ 的标准型号电机。

元、辅件的选择

(1) 阀的选择依据。主要依据是根据该阀在系统工作的最大工作压力和通过该阀的实际流量, 其他还需考虑阀的动作方式、安装固定方式、压力损失数值、工作性能参数和工作寿命等条件来选择标准阀类的规格。

(2) 选择控制阀应注意以下几个问题:

1) 应尽量选择标准定型产品, 要求非标准元件尽量少, 不得已时, 才自行设计制造专用阀或其他液压元件。

2) 选择溢流阀时, 按泵的最大流量选取, 使泵的全部流量能回油箱, 选择节流阀和调速阀时, 要考虑其最小稳定流量满足机床执行机构低速性能的要求。

3) 一般选择控制阀的公称流量比管路系统实际通过的流量大些。必要时允许通过阀的流量超过公称流量的 20%。4) 应注意差动液压缸由于面积差形成不同回油量对控制阀的影响。

关于滤油器、蓄能器等辅助元件的选择详见有关手册的辅助元件部分。

根据液压泵的工作压力和通过阀的实际流量, 选择各种液压元件和辅助元件的规格。本例中只列出系统所用元件的名称和技术数据, 型号从略 (见表 8-12)。

确定管道尺寸

油箱尺寸一般可根据选定元件的连接口尺寸来确定。如需要计算, 则先按通过管路的最大流量和管内允许的流速选择油管内径, 然后按工作压力确定油管的壁厚或外径。

当通过管路的油液流量 Q 一定时, 油管内径 d 决定于管中油流的平均流速 v , 即

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (10.16)$$

式中 Q ——通过油管的最大流量;

v ——管内允许流速, 其值按表 8-13 选取。

由于本系统液压缸差动连接时,油管内通油量较大,其实际流量 $Q \approx 0.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ (30L/min), 取允许流速 $v = 5 \text{m/s}$, 因此主压力油管 d 用式 (8-16) 计算, 即

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1.13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1.13 \sqrt{\frac{0.5 \times 10^{-3}}{5}} = 11.3 \times 10^{-3} \text{m} (11.3 \text{mm})$$

圆整化取 $d = 12 \text{mm}$ 。

油管壁厚一般不需计算, 根据选用的管材和管内径查液压传动手册的有关表格得管的壁厚 δ 。

选用 $14 \times 12 \text{mm}$, 10 号冷拔无缝钢管。

其他进油管、回油管和吸油管, 按元件接口尺寸决定油管尺寸, 测压管选用 $4 \times 3 \text{mm}$ 紫铜管或铝管。管接头选用卡套式管接头, 其规格按油管通径选取。

确定油箱容积

中压系统油箱的容积, 一般取液压泵公称流量 Q_n 的 5 ~ 7 倍, 故油箱容积

$$V = 7Q_n = 7 \times 15 \times 10^{-3} = 105 \times 10^{-3} \text{m}^3 (105 \text{L})$$

10.7.2 管路系统压力损失的验算

由于有同类型液压系统的压力损失值可以参考, 故一般不必验算压力损失值。下面以工进时的管路压力损失为例计算如下。

已知: 进油管、回油管长均为 $l = 1.5 \text{m}$, 油管内径 $d = 10 \times 10^{-3} \text{m}$, 通过流量 $Q = 0.077 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$, 选用 20 号机械油, 考虑最低工作温度为 15°C , $v = 1.5 \text{cm}^2/\text{s}$ 。

判断油流类型

利用式 (1-19), 经单位换算为

$$Re = \frac{vd}{v} \times 10^4 = \frac{1.273 \ 2Q}{dv} \times 10^4 \quad (10.17)$$

式中 v ——平均流速 (m/s);

d ——油管内径 (m);

v ——油的运动黏度 (cm^2/s);

Q ——通过流量 (m^3/s)。

$$Re = \frac{1.273 \times 0.077 \times 10^{-3}}{12 \times 10^{-3} \times 1.5} \times 10^4 \approx 55 < 2000$$

故为层流。

沿程压力损失 $\sum \Delta p_1$

$$\Delta p_1 \approx 4.3 \times 10^{12} \frac{vlQ}{d^4} \quad (10.18)$$

式中 Δp_1 ——油管的沿程压力损失 (Pa); 当系统中油流为紊流时, 可利用式 (1-45), 但

v ——油的运动黏度 (cm^2/s);

Q ——通过流量 (m^3/s);

l ——油管长度 (m);

d ——油管内径 (mm)。

其阻力系数 λ 按紊流时的数值选取。利用式 (8-18) 分别算出进、回油压力损失, 然后相加即得到总的沿程压力损失。

在进油路上

$$\Delta p_1 = 4.3 \times 10^{12} \frac{vlQ}{d^4} = 4.3 \times 10^{12} \frac{1.5 \times 1.5 \times 0.077 \times 10^{-3}}{12^4} \approx 0.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

在回油路上, 其流量 $Q = 0.0385 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (差动液压缸 $A_1 \approx 2A_2$), 压力损失

$$\Delta p_1 = 4.3 \times 10^{12} \frac{vlQ}{d^4} = 4.3 \times 10^{12} \frac{1.5 \times 1.5 \times 0.0385 \times 10^{-3}}{12^4} \approx 0.2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

由于是差动液压缸, 且 $A_1 \approx 2A_2$, 故回油路的压力损失只有一半折合到进油腔。所以工进时总的沿程压力损失为

$$\sum \Delta P_1 = (0.4 + 0.5 \times 0.2) \times 10^5 = 0.5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

局部压力损失 $\sum \Delta P_2$

由于采用集成块式的液压装置, 故只考虑阀类元件和集成块内油路的压力损失。油流流经集成块时的压力损失可查标准集成块油路资料。在公称流量 Q_n 下通过液压元件的压力损失 Δp_n 可由产品样本中查到。但应注意, 某些液压元件, 如换向阀、顺序阀和滤油器等的实际压力损失 Δp_2 与通过该元件的实际流量 Q 有关, 即

$$\Delta p_2 = \Delta p_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (10.19)$$

此外, 对于流经节流阀、调速阀的实际流量与在系统中应保证的最小压力降基本无关。背压阀的压力损失也与实际流量基本无关。

图 10.13: 测试用图

为计算方便, 将工进时油流通过各种阀的流量和压力损失列于表 8-14。

利用式 (8-19), 计算各阀局部压力损失之和 $\sum \Delta p_v$ 如下:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_v &= 2 \times 10^5 \times \left(\frac{4.62}{25} \right)^2 + 2 \times 10^5 \times \left(\frac{4.62}{25} \right)^2 + 5 \times 10^5 \times \left(\frac{4.62}{25} \right)^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} \times 1.5 \times 10^5 \times \left(\frac{2.31}{25} \right)^2 + \frac{1}{2} \times 6 \times 10^5 \times \left(\frac{2.31}{10} \right)^2 = \\ &= 0.47 \times 10^5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

取油流通过集成块时的压力损失为

$$\Delta p_1 = 0.3 \times 10^5 \text{ Pa}$$

故工进时总的局部压力损失为

$$\sum \Delta p_2 = (0.47 + 0.3) \times 10^5 = 0.77 \times 10^5 \text{ Pa}$$

所以 $\sum \Delta p = (0.5 + 0.77) \times 10^5 = 1.27 \times 10^5 \text{ Pa}$

这个数值加上液压缸的工作压力（由外负载决定的压力）和压力继电器要求系统调高的压力（取其值为 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ），可作为溢流阀调整压力的参考数据。其压力调整值 p 为

$$p = \sum \Delta p + p_1 + 5 \times 10^5 \text{ Pa}$$

式中 p_1 为液压缸工进时克服外负载所需压力，

$$p_1 = F_0/A_1 = 15556/(38.5 \times 10^{-4}) = 40.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

所以 $p = (40.4 + 1.27 + 5) \times 10^5 = 46.67 \times 10^5 \text{ Pa}$

这个值比估算的溢流阀调整压力值 $56.4 \times 10^5 \text{ Pa}$ 小。因此，主油路上的元件和油管直径均可不变。

应该指出，本系统液压缸快退时，由于流量大和液压缸前后腔压力折算的影响，此时管路系统总的压力损失比工进时要大。若工进时负载较小，则其溢流阀的调整压力就有可能要按快退时所需压力调定。

10.7.3 液压系统的发热与温升预算

从图 8-4 知，本机床的工作时间主要是工进工况。为简化计算，主要考虑工进时的发热，故按工进工况验算系统温升。

10.7.3.1 液压泵的输入功率

工进时小流量泵的压力 $p_{p1} = 56.4 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，流量 $Q_{p1} = 0.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ，小流量泵功率为

$$P_1 = \frac{p_{p1} Q_{p1}}{\eta_p} = \frac{56.4 \times 0.1 \times 10^2}{0.75} = 752 \text{ W}$$

式中 η_p 为液压泵的总效率。

工进时大流量泵卸荷，顺序阀的压力损失 $\Delta p = 1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，即大流量泵的工作压力 $p_{p2} = 1.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，流量 $Q_{p2} = 0.15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ，大流量功率

$$P_2 = \frac{p_{p2} Q_{p2}}{\eta_p} = \frac{1.5 \times 0.15 \times 10^2}{0.75} = 30 \text{ W}$$

故双联泵的合计输入功率

$$P_i = P_1 + P_2 = 752 + 30 = 782 \text{ W}$$

10.7.3.2 有效功率

工进时，液压缸的负载 $F = 14000 \text{ N}$ （见表 8-2），取工进速度 $v = 1.67 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ （0.1 m/min），输出功率 P_0 为

$$P_0 = Fv = 14000 \times 0.00167 = 23.4 \text{ W}$$

10.7.3.3 系统发热功率 P_h

系统的发热功率 P_h 为

$$P_h = P_i - P_o \approx 759 \text{ W}$$

10.7.3.4 散热面积

油箱容积 $V = 105 \text{ L} = 105 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

油箱近似散热面积 A 为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} = 0.065 \sqrt[3]{105^2} = 1.447 \text{ m}^2$$

10.7.3.5 油液温升 ΔT

假定采用风冷，取油箱的散热系数 $C_T = 23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，利用式 (8-20) 可得油液温升为

$$\Delta T = \frac{P_h}{\sum C_T A} = \frac{759}{23 \times 1.447} \approx 22.8 ^\circ\text{C} \quad (10.20)$$

设夏天的室温为 $30 ^\circ\text{C}$ ，则油温为 $30 + 22.8 = 52.8 ^\circ\text{C}$ ，没有超过最高允许油温 ($50 \sim 70 ^\circ\text{C}$)。

思考题和习题

8-1 试按图 8-10 所示压力机的液压系统，对其系统主要工作参数进行计算。已知：

- (1) 工作循环为快速下降 \rightarrow 压制工件 \rightarrow 快速退回 \rightarrow 原位停止（或再快速下降）；
 - (2) 液压缸无杆腔面积 $A_1 = 1\,000 \text{ cm}^2$ ，有杆腔有效面积 $A_2 = 50 \text{ cm}^2$ ，移动部件自重 $F_g = 5\,000 \text{ N}$ ；
 - (3) 快速下降时的外负载 $F_1 = 10\,000 \text{ N}$ ，速度 $v_1 = 6 \text{ m/min}$ ；
 - (4) 压制工件时的外负载 $F_2 = 50\,000 \text{ N}$ ，速度 $v_2 = 0.2 \text{ m/min}$ ；
 - (5) 快速回程时的外负载 $F_3 = 10\,000 \text{ N}$ ，速度 $v_3 = 12 \text{ m/min}$ ；
- 管路压力损失、泄露损失、液压缸的密封摩擦力以及惯性力等均忽略不计。

试求：

- (1) 液压泵的最大压力及流量。
- (2) 阀 3，4，6 各起什么作用？它们的调整压力各为多少？

8-2 某组合机床的动力滑台，其液压系统如图 8-11 所示，其工作循环为快进 \rightarrow 工进 \rightarrow 快退 \rightarrow 原位停止。

已知：液压缸直径 $D=63 \text{ mm}$ ，活塞杆直径 $d=45 \text{ mm}$ ，工作负载 $F = 16\,000 \text{ N}$ ，液压缸的效率 $\eta_m = 0.95$ ，不计惯性力和导轨摩擦力，快速运动 $v_1 = 7 \text{ m/min}$ ，工作进给速度 $v_2 = 53 \text{ mm/min}$ ，系统总的压力损失折合到进油路上 $\sum \Delta p = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

试求：

- (1) 该系统实现工作循环时电磁铁、行程阀、压力继电器的动作顺序表。



图 10.14: 题 8-1 图



图 10.15: 题 8-2 图

(2) 计算并选择系统所需元件, 并在图上标明各元件型号。

8-3 试按下列技术条件设计一台拉床的液压系统并对系统进行计算。

(1) 最大切削力 $F = 10\,000\text{N}$;

(2) 工作进给速度 v_1 为 $0.5 \sim 4\text{m/min}$;

(3) 快速回退速度 v_2 为 $10 \sim 20\text{m/min}$;

(4) 运动循环为: 工进 \rightarrow 停 (或不停) \rightarrow 快退 \rightarrow 停 (或再工进);

(5) 工作行程 s 不小于 1.2m ;

(6) 加工时要运动平稳。

以下条件供设计时参考:

(1) 可按容积调速系统设计;

(2) 用一台 ZBSV40 轴向柱塞式手调变量泵, 可用电机直接连接, 取转速 $n = 1460\text{r/min}$, 液压泵总效率 $\eta = 0.9$;

(3) 设本拉床进油管长 $L_1 = 4\text{m}$, 回油管长 $L_2 = 3\text{m}$, 活塞杆直径 $d = 55\text{mm}$, 滑鞍重 $3\,000\text{N}$;

(4) 活塞杆密封为 V 形密封, 活塞密封用活塞环。

第十一章 液压伺服系统

液压伺服系统是采用液压控制元件和液压执行元件,根据液压传动的原理建立起来的。它能使执行元件以一定的精度自动地跟随微弱的输入信号而动作。作为一种自动控制系统,液压伺服系统具有快速性好、伺服精度高、体积小等优点,因而在航空、机床、船舶、能源等各行业中获得广泛应用。下面就它的工作原理、类型、动态和静态特性分析以及使用给予介绍。

11.1 液压伺服系统的工作原理与类型

根据不同的应用场合,液压伺服系统可以有各种各样的组成形式。按照输入信号的形式不同,大致可以分为两大类:机械液压式伺服系统和电气液压式伺服系统(简称机液伺服系统和电液伺服系统)。

11.1.1 机械液压式伺服系统

这种系统是通过机械传动方式,将机械运动形式的信号输入到系统中去操纵有关的液压控制元件动作,来控制液压执行元件使其跟随输入信号而动作。这类伺服系统几乎都是专门用来进行位置控制的,即控制液压执行元件运动的位置。下面通过几个具体的实例来说明其工作原理。

图 9-1 所示为一种车床上的液压仿形刀架的工作原理图。整个仿形刀架安装在车床纵拖板上,它是由液压缸 2、随动阀 3、刀架 1 以及恒压油源所组成。刀架随纵拖板沿车床床身导轨做等速纵向运动 s_0 时,仿形销 5 在弹簧 7 的作用下,压在固定不动的样板 6 的工作面上,并在其上滑动。在样板的作用下,仿形销绕固定在液压缸上的支点 4 做上下摆动 $x_r(t)$ 。通过杠杆将这个运动传给随动阀阀芯 3,使它在与液压缸固定在一起的随动阀阀套中前、后移动 x_v ,图中可见,随动阀阀芯利用中间的两个凸肩棱边与阀套相对应的两个凹槽校边组成两个节流口 δ_1 和 δ_2 。当阀芯在阀套内移动时,将改变这两个节流口的通流截面尺寸。刀架 1 除了随纵拖板一起获得纵向送进运动 s_0 以外,还由伺服液压缸 2 驱动获得前、后方向的仿形送进运动 $x_c(t)$ 。液压缸有效面积小的一腔直接与恒压油源相连,其压力不变,即 $p_1 = p_p$ 。压力油经节流口 δ_1 流到液压缸有效面积大的另一腔,由于节流口 δ_1 的作用,其压力由 p_p 下降为 p_2 。压力油并经节流口 δ_2 流回油箱,其压力由 p_2 下降为大气压。显然,液压缸大腔的压力 p_2 取决于节流口 δ_1 和 δ_2 的大小。当仿形销 5 沿样板上平行于纵向方向的直线段滑动时,仿形销将无摆动,即 $x_r(t) = 0$,随动阀阀芯 3 也无前后移动,此时阀芯 3 处于中间平衡位置。在这个位置上节

流口 δ_1 和 δ_2 所决定的液压缸大腔的压力 p_2 与液压缸小缸中的恒压力 p_1 对液压缸的总作用力是相对平衡的,于是液压缸静止不动,刀架将无前后方向的仿形送进运动,即 $x_c(t)=0$,只有纵向送进运动 s_0 ,所以车削出圆柱表面来。当仿形销在样板作用下绕支点上摆动了 $x_r(t)$ 距离时,通过杠杆使随动阀阀芯相对阀套向上移动,其结果是使节流口



图 11.1: 液压仿形刀架原理

δ_1 开大, δ_2 关小。由液压原理可知, 液压缸大缸的压力 p_2 加大, 打破原来的平衡状态, 则液压缸在油压的作用下连同随动阀阀套和杠杆支点 4 一起向上运动, 使刀架获得向上的仿形送进运动 $x_c(t)$ 。液压缸向上运动的结果将使 δ_1 重新关小, 而 δ_2 重新开大。一旦液压缸运动到使 δ_1 和 δ_2 恢复原来尺寸, 使 p_2 回到原来平衡状态的数值, 液压缸两缸总作用力重新回到平衡时, 运动也终止。不难看出, 此时液压缸向上移动的距离 $x_c(t)$ 将与仿形销的位移距离 $x_r(t)$ 一样。如果仿形销在样板的作用下再继续向上移动, 则将再次打破平衡, 重复上述过程, 使刀架再跟随向上移动, 而刀架运动的结果又促使系统再回到平衡。只要仿形销连续移动, 则将连续不断地重复平衡—不平衡—平衡的变化过程, 于是刀架就获得与仿形销移动一致的连续向上的仿形送进运动 $x_c(t)$, 因而加工出与样板一致的工件。当仿形销在样板作用下向下运动时, 整个过程与上述相似, 将使 δ_1 减小, δ_2 加大, 因此使 p_2 下降, 打破了液压缸上、下作用力的平衡, 于是液压缸连同刀架将向下运动, 直至 δ_1 和 δ_2 重新恢复原来尺寸, 系统回到平衡状态为止。由上述工作原理可以看出:

(1) 液压伺服系统是一个具有负反馈的闭环自动控制系统, 其框图如图 9-2 所示。正是系统的输入信号 $x_r(t)$ (仿形销的机械运动) 与输出信号 $x_c(t)$ (刀架的仿形送进运动) 的不一致, 即出现了位置误差 $e(t)=x_r(t)-x_c(t)$, 将引起随动阀阀芯相对阀套产生偏移 $x_v(t)$, 改变了节流口 δ_1 和 δ_2 的尺寸, 改变了进入液压缸的压力油的压力和流量, 从而产生液压缸的运动 $x_c(t)$, 且运动到输入与输出信号之间的误差 $e(t)$ 消除为止。

(2) 液压伺服系统是一个功率放大装置, 推动仿形销的力很小, 一般不超过 $5 \sim 10\text{N}$, 而液压缸上产生的力很大, 达几千牛顿乃至几万牛顿。系统中作为功率放大的关键环节是随动阀, 它根据输入的微弱机械运动信号的大小, 输出相应的具有很大功率的压力油(液压信号: p_1, Q_1) 去驱动液压缸。所以随动阀又称为液压放大器。



图 11.2: 液压仿形刀架方框图



图 11.3: 车床仿形刀架送进运动



图 11.4: 液压转矩放大器原理图

(3) 上述液压伺服系统主要是依靠液压放大器上的两个节流口 δ_1 和 δ_2 的通流截面积的改变, 即液阻的改变来控制液压缸的运动。所以, 这样的系统实质上是一个自动的节流调速系统, 因此具有节流调速的基本特点: 系统结构简单, 工作可靠, 但效率很低, 不易用于大功率的地方。

必须说明, 在车床仿形刀架上加工图 9-3 所示零件时, 车刀沿工件表面的切向送进运动 s 实际上是由纵向送进 s_0 与仿形送进运动 x_c 合成的。在加工中, s_0 一般是一个等速运动, 因此为了获得垂直于车床主轴的合成送进运动, 以便加工轴类的端面, 刀架必须相对车床主轴方向成 $45^\circ \sim 60^\circ$ 。

在上述例子中, 系统的输入信号 (仿形销的移动) x_r 与输出信号 (液压缸和刀架的移动) x_c 都是直线运动。图 9-4 所示为输入与输出信号均为旋转运动的机液伺服系统——液压转矩放大器的原理图。小功率的伺服电机 1 产生很小的转矩即可通过齿轮副 2 带动随动阀阀芯 3 转动。阀芯 3 的右端有反馈丝杠 4 与螺母 5 相配合, 而螺母 5 则固定在液压马达 6 的输出轴上。在随动阀上, 阀芯与阀套的棱边组成的四个节流口 δ_1 , δ_2 , δ_3 及 δ_4 以及它们间的油路连接, 利用这四个节流口分别控制液压马达两腔的压力。当处于图示中间平衡位置时, 四个节流口完全一致, 因而油马达两腔的压力相同, 液压马达静止不动。当伺服电机 1 转动一角度 $\theta_r(t)$ 时, 使随动阀阀芯 3 转过 $\beta(t)$ 角度 ($\beta=i\theta$, i 为齿轮副 2 的传动比), 在丝杠 4 和螺母 5 的作用下, 将使阀芯从原来中位移动一个距离, 改变了四个节流口的状态, 使液压马达两腔压力平衡被打破, 在油压的作用下, 液压马达轴旋转, 输出旋转运动 $\theta_c(t)$, 且输出很大的转矩来驱动负载。液压马达轴的旋转又联动螺母 5 一起转动, 螺母旋转而丝杠不旋转则会使丝杠移动, 因此通过丝杠 4 使随动阀阀芯反方向移动。当液压马达轴的转角 $\theta_c(t)$ 也达到 $\beta(t)$ 角时, 随动阀阀芯反向移动到原来的中位上, 使四个节流口重新恢复一致, 于是液压马达两腔压力恢复平衡, 转动停止。当



图 11.5: 电液伺服系统的组成

伺服电机连续转动时, 液压马达也将跟随连续转动, 并且转过的角位移与伺服电机的角位移成比例, 即 $\theta_c(t) = i\theta_r(t)$ 。我国生产的 DMY 型电液脉冲马达就属于此类转矩放大器, 它的伺服电机为步进电机, 它由伺服步进电机、随动阀和液压马达组成一单独部件供某些数控机床送进系统使用。

11.1.2 二、电气液压式伺服系统

在伺服系统中, 用电气信号控制就有传递快, 线路连接方便, 适用于远距离控制, 易于测量、比较和处理等优点。用液压能作为动力就有输出力 (或力矩) 大, 惯性小, 响应快等优点。因此两者结合而成的电液伺服系统是一种控制灵活、精度高、快速性好、输出功率大的控制系统。

图 9-5 所示是一个采用电液伺服阀控制的液压缸驱动的电液伺服系统的组成图。系统的液压执行元件——液压缸, 根据输入系统的电气信号而动作, 从而驱动负载输出相应的物理量, 即系统的输出信号 (如位移、速度、力等), 这个输出信号经电气测量反馈装置测得并回输到系统输入端与输入信号相比较, 如不一致, 将产生反映二者误差大小的电压信号, 即误差信号, 该信号经过伺服放大器放大成具有一定功率输出的电流信号后被送入电液伺服阀。在电液伺服阀内部, 首先把输入的电流信号通过电气—机械转换装置按比例地变换成类似上述各例中的随动阀阀芯的机械位移, 从而改变了相应的节流口状态, 输出具有一定压力和流量的压力油 (即输出具有足够大的液压功率的液压信号) 去驱动液压执行元件及负载, 执行元件运动到输入信号与反馈信号完全一致, 误差信号消失为止。这样的电液伺服系统广泛用于位置控制、速度控制和施力控制等。根据不同的输出信号和使用要求, 反馈测量装置可以是电位器、旋转变压器、测速发电机和力传



图 11.6: 容积式液压伺服系统的方框图

传感器等。由上述可知,电液伺服阀在系统中是完成电气-液压信号转换和最后的功率放大的关键环节,关于它的结构和工作原理将在第 9-4 节中讲述。

11.1.3 节流控制与容积控制液压伺服系统

前面所举的液压伺服系统的基本控制方式都是利用液压放大器(随动阀)中的几个节流口的通流截面积的改变来控制输给执行元件的压力油的压力和流量,从而达到控制执行机构运动的目的,所以它们都属于节流控制的液压伺服系统。这样的系统和节流调速一样效率很低。在大功率、大流量的系统中将造成很大的能量损耗,因此要求采用效率高的类似容积调速那样的容积控制的液压伺服系统。图 9-6 所示为这种系统的方框图。输入的控制信号首先通过前述的小功率节流控制的液压伺服系统来控制主液压泵的变量机构,如控制轴向柱塞泵的斜盘倾斜角度、变量叶片泵的定子偏心距等,从而改变主液压泵输出的液压功率(输出的压力油的流量和压力)来控制系统执行元件的运动(系统的输出信号)。这个输出信号再经反馈装置回输到输入端与输入信号比较,实现闭环控制。

综上所述,液压伺服系统的分类情况可概括为

11.2 液压放大器

液压伺服系统的核心是液压放大器,如上节各例中的随动阀。它根据输入的微弱机械位移信号来控制压力油的流量和分配,从而控制执行元件的运动。因此,液压放大器是一种具有功率放大作用的、起到机械与液压信号转换作用的液压控制元件。根据控制方式的不同,液压放大器分为滑阀式、喷嘴挡板式和射流管阀式三种。



图 11.7: 滑阀式液压放大器

11.2.1 一、滑阀式液压放大器

图 9-1 和图 9-4 所示各例中的液压放大器都属于此类。它们都是利用圆柱滑阀阀芯上的凸肩棱边与阀套上对应的凹槽棱边组成控制节流口, 当阀芯相对阀套移动时, 改变这些节流口的通流截面积来控制输出的压力油的流量与压力。根据组成节流口的数目不同, 滑阀式液压放大器又分为四边控制、双边控制和单边控制滑阀式液压放大器。

11.2.1.1 1. 四边控制滑阀式液压放大器

图 9-4 所示实例中的随动阀就是此类放大器。他是利用滑阀阀芯与阀套组成四个节流口来进行控制, 其工作原理不在赘述。为了便于进一步理解这四个节流口的控制作用, 我们用图 9-7(c) 所示四臂电桥等效电路来描绘。每一个节流口相当于电桥的一个臂上的电阻, 而液压缸作为负载被连在电桥中间, 油流量相当于电路中的电流, 油压则相当于电压。当阀芯移动时, 使各节流口开大或关小, 即液阻 (电阻) 减小或加大, 从等效电路中不难理解, 这将改变加在负载上的压力差和流过负载的流量的大小和方向, 从而达到控制负载运动的目的。

根据节流口在中间平衡位置时不同的初始开口量, 又有正开口、零开口和负开口三种滑阀, 如图 9-8 所示。当阀芯移动时, 不同的初始开口量将有不同的流量输出, 图 9-8(d) 所示为

三种开口的滑阀的位移-流量特性曲线。

从图 9-8(a) 可见, 负开口滑阀在中间平衡位置时, 四个节流口都被遮盖, 完全断开了油源与执行元件之间的通路。阀芯需左右移动一段距离 x_0 以后, 才能把相应的节流口启开, 才有油流输给执行元件, 因此形成了没有流量输出的一段阀芯位移区, 即死区, 造



图 11.8: 正开口、零开口和负开口滑阀

成不良的非线性的死区特性。

图 9-8(c) 所示为正开口滑阀。从图可见, 阀芯在中间平衡位置时, 由于各节流口都有一定的开口量, 因此造成一部分压力油经这些节流口直接流回油箱, 成为无功损耗, 并从以后的分析计算可知, 正开口滑阀增加了系统的静态误差。

图 9-8(b) 所示的零开口滑阀避免了正、负开口滑阀的缺点, 所以应用最广。

为了保证良好的控制调节性能, 制造时必须保证滑阀的四个节流口对称一致。为此形成节流口的四个阀芯凸肩棱边的轴向位置尺寸与对应的阀套凹槽四个棱边轴向位置尺寸必须保持精密的配合, 有些甚至要求轴向配合精度在 $2\mu\text{m}$ 以内。此外, 各棱边必须保持尖锐, 四对棱边不得有轻微擦伤或圆角, 阀芯与阀套径向配合也要求十分精密, 所有这一切都给制造带来困难, 使制造成本增加。

11.2.2 双边控制滑阀式液压放大器

其工作原理在图 9-1 示例中已作了详细说明。滑阀所形成的两个节流口的控制调节作用可用图 9-7(b) 所示的双臂电桥等效电路来描述。阀芯的偏移使一个节流口关小, 液阻(电阻) 加大, 而另一个则开大, 液阻减小, 从而使液压缸大腔压力力发生改变, 使液压缸因此产生相应的伺服运动。

双边控制滑阀在中间平衡位置时, 两节流口的初始开口量不同, 同样有正开口、零开口和负开口之分。和四边控制滑阀相似, 以零开口的性能最好, 应用最广。由于只有两个节流口起控制调节作用, 液压缸只一腔的压力随阀芯位移而变化, 另一腔的压力恒定不变, 不受控制。而四边控制滑阀则利用四个节流口使油缸两腔压力同时变化, 一腔增加则另一腔降低。因此, 在相同的条件下, 在液压缸上可获得的推力和速度变化, 四边控制

的要比双边控制的大。由于双边控制滑阀只有两个节流口, 要求精确配合的轴向尺寸比四边控制的少, 只有一个轴向尺寸要求精确配合, 再加上棱边数目少, 因此制造较容易。

11.2.3 单边控制滑阀式液压放大器

如图 9-7(a) 所示, 具有恒压力为 p_p 的压力油从油源直接进入液压缸有效面积小的一腔, 并经阻尼孔 1 进入液压缸有效面积大的另一腔, 且压力降为 p_1 , 再经滑阀上的节流口 2 流回油箱。当滑阀阀芯移动时, 改变节流口 2 的通流截面积的大小, 从而改变液压缸大腔的压力 p_1 , 使液压缸两腔的油压作用力不平衡而产生运动。在中间平衡位置时, 节流口 2 有一个预开口量 x_0 , 它使得液压缸两腔油压作用力保持平衡, 即在油缸无负载时, $p_1 A_1 = p_p A_2$, 因此油缸静止不动。当推动阀芯向左偏移 x_v 距离时, 节流口 2 开大, 使压力 p_1 降低, 使得 $p_1 A_1 < p_p A_2$, 则推动油缸向左移动。滑阀阀套是与液压缸固定在一起的, 液压缸左移, 阀套也一起左移, 当左移距离也为 x_v 时, 使节流口 2 恢复原来尺寸, 压力 p_1 也因此恢复到原值, 液压缸左右油压作用力又恢复平衡, 液压缸运动停止。同样, 阀芯向右偏移时, 节流口 2 关小, p_1 上升, 液压缸将跟随右移并直到节流口 2 再回到原来状态为止。单边控制滑阀的工作原理可用图中的双臂电桥的等效电路来描绘。阀芯偏移时, 只改变电桥中的一个臂的阻值, 另一臂是固定液阻 (阻尼孔 1)。因此, 在相同的条件下, 它比双边控制滑阀所能获得的液压缸推力与运动速度的变化要小。而且在中间平衡位置时, 节流口 2 必须是开启的, 因此不可避免地有无功流量损耗。但由于只有一个节流口, 所以结构最简单, 制造最容易, 成本亦最低。

综上所述, 三种滑阀式液压放大器中, 四边控制的控制调节性能最好, 但结构最复杂, 制造成本高, 因此主要用在控制要求严格的精密伺服系统中。而双边和单边控制的滑阀式液压放大器则用在一般系统中或作为多级液压放大器的前置级。

11.2.4 喷嘴挡板式液压放大器

图 9-9(a) 所示为单喷嘴挡板式液压放大器的原理图。恒压力为 p_p 的压力油经固定节流口 a 流入喷嘴前腔 b, 且压力降为 p_c 。压力油再由喷嘴前腔一路流入执行元件 (液压缸) 的工作腔, 另一路经喷嘴 c 与喷嘴及挡板 d 间的节流缝隙 δ 流回油箱。显然, 当挡板在输入信号作用下左右摆动, 改变节流缝隙 δ 时, 将使前腔压力 p_c 变化, 从而使执行元件运动。其工作原理类似单边控制滑阀式液压放大器, 其等效电路如图 9-9(b) 所示。

为了改善挡板受力情况和提高灵敏度更常采用的是如图 9-10 所示双喷嘴挡板式液压放大器。它实际上是将两个单喷嘴挡板式液压放大器连成推挽形式。当挡板处于两喷嘴之间的中间位置时, 不难看出, 两喷嘴的前腔及执行元件 (液压缸) 的两腔压力 p_{c1} 和 p_{c2} 相等, 所以输出的压力差 $p_1 = p_{c1} - p_{c2} = 0$, 液压缸不动。当挡板偏离中间位置时, 例如向左偏移 x_d , 使缝隙 δ_1 减小, 液流流经它时的液阻加大 (参看图中的等效电路), 则 p_{c1} 增高。缝隙 δ_2 加大, 液阻减小, 则 p_{c2} 下降, 因而有压力差 $p_1 = p_{c1} - p_{c2}$ 产生, 即可推动执行元件运动。喷嘴挡板式液压放大器更多的是作为多级液压放大器的前置级, 在第 9-4 节将要讲到的电液伺服阀中就是用它来作为前置级放大器。



图 11.9: 单喷嘴挡板式液压放大器



图 11.10: 双喷嘴挡板式液压放大器



图 11.11: 射流管式液压放大器

11.2.5 射流管式液压放大器

图 9-11 所示为射流管式液压放大器的原理图。压力油经收缩型的射流管 1 将液体压力能变成动能, 从射流口 2 高速射出, 并为接收器 5 上呈扩散形的两接收孔 3 和 4 所接收, 再将液体动能重新变成压力能来驱动执行元件。输入信号为射流管绕轴心 O 的摆动, 它使射流口 2 相对两接收口的重叠面积 Δf_1 和 Δf_2 改变, 因而改变了两接收孔中接收到的液体动能分配比例。当射流口 2 在中间时, $\Delta f_1 = \Delta f_2$, 两接收口所接收到的液体动能相同, 因此 $p_1 = p_2$, 液压缸不动。

当射流管摆动使射流口向右偏移 x_f 距离 (见图 9-11(b)) 时, $\Delta f_1 > \Delta f_2$, 接收孔 3 接收到的液体动能就比接收孔 4 的大。因此 $p_1 > p_2$, 液压缸的活塞将左移。当射流口向左偏移时, 同理, 活塞将右移。显然, 活塞移动的速度以及产生的推力大小与输入信号 (射流管) 偏移量 x_f 成比例。

射流管式液压放大器是一种非节流式液压放大器, 其工作原理与滑阀式、喷嘴挡板式液压放大器有根本区别。前者是改变液体动能分配比例来控制执行元件运动的, 而后者是利用油液通过不同开口量的节流口造成不同的压力降来控制执行元件运动的。

射流管式液压放大器的优点是射流口较大, 因而对脏物不敏感, 不容易出现堵塞或像滑阀式那样出现“卡死”故工作可靠性高结构简单, 制造容易。然而至今对射流口与接收孔之间的液流状态的分析研究不够, 还没有精确的分析和计算方法, 对其性能也难预测, 因此应用还不多, 但有的国家在液压放大前置级中逐渐用它来代替喷嘴挡板式放大器的趋势。目前我国已有此类的系列产品。

11.3 机液伺服系统特性分析与计算

现在以图 9-12 所示四边控制滑阀式液压仿形刀架为例, 对机液伺服系统的特性分析与计算做简要的介绍。

11.3.1 四边控制滑阀式液压放大器特性

系统是依靠四边控制滑阀式液压放大器实现伺服控制的, 因此它的特性在系统中就起关键的作用。现在假定系统所使用的是理想零开口的四边控制滑阀, 即认为阀芯与阀套相应的校边绝对锋锐, 轴向尺寸完全一致、对称, 阀芯与阀套的径向问隐也为零。因此, 这个理想的滑阀当其处于中间平街位置时, 四个控制节流口完全关闭无油流。当阀芯相对阀套向右位移 x_v 时, 节流口 1 和 4 启开, 而 2 和 3 关闭, 从图中右上角的等效电路可见。1 和 4 两臂是通的, 其液阻大小取决于 x_v 的大小, 而 2 和 3 两臂则断开。如果滑阀所控制的液压缸两腔的有效面积一样, 在不考虑油液的泄漏和可压缩性的情况下, 流过节流口 1 和 4 以及液压缸的流量 Q_1, Q_4 和 Q_1 是相等的, 即

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_1)} \quad (11.1)$$

令

$$\left. \begin{aligned} K_v &= \frac{K_{Qi}}{A} \text{ (开环增益)} \\ G &= \frac{AK_{Qi}}{K_c + C} \text{ (刚度系数)} \\ T &= \frac{V_t}{4K(K_c + C)} \text{ (时间常数)} \end{aligned} \right\} \quad (11.2)$$

则系统结构简化成图 9-16 结构形式。



图 11.12: 系统结构图和等效过程



图 11.13: 系统结构

从图 9-16 可得, 系统对输入信号 $X_r(s)$ 的闭环传递函数为

$$\Phi_r(s) = \frac{X_{cr}(s)}{X_r(s)} = \frac{K_v}{\frac{1}{\omega_n^2}s^3 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s^2 + s + K_v} \quad (11.3)$$

系统对外负载力 $F(s)$ (干扰信号) 的闭环传递函数为

$$\Phi_f(s) = \frac{X_{cf}(s)}{F(s)} = \frac{-K_v(Ts + 1)/G}{\frac{1}{\omega_n^2}s^3 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s^2 + s + K_v} \quad (11.4)$$

式中 $X_{cr}(s)$ 和 $X_{cf}(s)$ 分别为输入信号 $X_r(s)$ 与外载力 $F(s)$ 作用下刀架的输出响应 (即刀架的位移) 的拉氏变换式。

系统总的输出响应 (刀架的位移) 的拉氏变换式为

$$\begin{aligned} X_c(s) &= X_{cf}(s) + X_{cr}(s) \\ &= \frac{K_v}{\frac{1}{\omega_n^2}s^3 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s^2 + s + K_v} \left[X_r(s) - \frac{F(s)}{G}(Ts + 1) \right] \end{aligned} \quad (11.5)$$

必须指出, 在以上的分析计算中, 对于仿形销、传动杠杆和滑阀的质量以及由此而引起的惯性力、机械弹性变形; 阀芯上的稳态和瞬态液动力以及黏性摩擦力等都认为是很小的而没有考虑, 所以在计算中将传动杠杆和滑阀式液压放大器均作为比例环节对待。这样的简化处理合乎大多数机液伺服系统的实际情况, 但对于某些高速、精密的液压伺服系统, 这样简化就过于粗糙, 而需要考虑上述因素, 进行精确的分析与计算。

11.3.2 系统性能分析

建立了系统的数学模型, 即图 9-16、式 (9-21) 和式 (9-22) 以后, 就可以根据数学模型对系统的性能进行全面的分析。

11.3.2.1 系统稳定性

由式 (9-21) 和式 (9-22) 可知系统的特征方程式为

$$\frac{1}{\omega_n^2} s^3 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s^2 + s + K_v$$

相应的劳斯表为

s^3	$\frac{1}{\omega_n^2}$	1
s^2	$\frac{2\zeta}{\omega_n}$	K_v
s^1	$\frac{\omega_n}{2\zeta} \left(\frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{K_v}{\omega_n^2} \right)$	
s^0	K_v	

由劳斯判据可得保证系统稳定的充分和必要条件是, 劳斯表中第一列各元素必须大于零。而 ω_n , ζ , K_v 由前面的分析可知均是大于零的, 于是得系统稳定的充要条件为

$$\frac{\omega_n}{2\zeta} \left(\frac{2\zeta}{\omega_n} - \frac{K_v}{\omega_n^2} \right) > 0$$

即是

$$K_v < 2\zeta\omega_n \quad (11.6)$$

将式 (9-19) 和式 (9-20) 带入式 (9-24) 并整理得

$$K_Q < \frac{1}{i} \sqrt{\frac{2KA^2}{V_t m}} \left[\frac{B}{2} \sqrt{\frac{V_t}{Km}} + 2(K_c + C) \sqrt{\frac{Km}{V_t}} \right] \quad (11.7)$$

一旦系统各部分的结构参数确定了, 就可以用式 (9-25) 来校核系统的稳定性。凡满足该式者则是稳定的, 反之系统则必不稳定, 则各部分的结构参数需要调整。所以该式成为检验系统各部分的参数匹配是否恰当的最基本的公式之一。往往根据系统的应用场合和驱动负载的大小将液压缸的基本参数 A , m , V_t 等确定了, 因此该式就是选择液压放大器性能参数 K_Q 和 K_c 的最基本的公式。

如果略去黏性摩擦和系统的泄漏不计, 即 $B \approx 0$, $C \approx 0$, 则式 (9-25) 可简化成

$$\frac{K_c}{K_Q} > \frac{iV_t}{4KA} \quad (11.8)$$

式 (9-26) 大为简化了确定系统主要元件 (液压放大器、液压缸、传动杠杆) 的主要参数的匹配条件。按式 (9-26) 计算, 由于忽略了对稳定有利的黏性摩擦和泄漏而偏于保守。但是在进行系统动态性能估算或设计新系统的过程中, 进行系统参数预选时, 这个公式仍然是十分有用的。

11.3.2.2 系统的频率特性

从图 9-16 可知, 系统对输入信号 $X_r(s)$ 的开环传递函数为

$$W_r(s) = \frac{K_v}{s \left(\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1 \right)} \quad (11.9)$$

则系统的开环对数频率特性曲线 (波德图) 如图 9-17 所示。为了确保系统稳定并使系统具有良好的过渡过程, 必须使系统具有一定的稳定裕量 (相角裕量 γ 和幅值裕量 h)。为



ElegantL^AT_EX Program

图 11.14: 机液伺服系统（液压仿形刀架）开环波德图

此，在自然频率 ω_n 一定的情况下，必须严格控制开环增益 K_v 和阻尼比 ζ 值，图中曲线①所示系统是稳定的，且具有一定稳定裕量。当阻尼比 ζ 不变而使开环增益 K_v 增加时，将会使对数幅频特性曲线向上平移而使系统变为不稳定，如图中曲线②所示。当开环增益 K_v 不变，阻尼比 ζ 减小也同样使稳定裕量减小，甚至变为不稳定，如图中曲线③所示。因此使系统具有一定的阻尼比是改善系统动态性能的重要途径。从式（9-19）可知，适当地增加滑阀放大器的流量——压力系数 K_c 或液压缸的综合泄漏系数 C 值可以使阻尼比 ζ 加大。从图 9-14 可知，采用具有一定的正开口的滑阀可使 K_p 下降， K_c 加大。也可以采用在执行元件的两腔间跨接一个固定节流器，如图 9-18 所示，人为地造成一定的泄漏量使 C 值增加。用这两种方法来增加阻尼比固定方便可行，但都造成无功流量的增加而降低了系统的效率，并且从式（9-20）可知， K_c 或 C 值的增加将使刚度系数 G 下降。从以后的分析将知道，刚度系数 G 下降使系统静态误差加大。



ElegantL^AT_EX Program

图 11.15: 用跨接液阻的方式增加阻尼比

还应指出，提高油液的综合体积弹性模量 K 值，不仅可以使阻尼比 ζ 适当增加，而



图 11.16: 仿形刀架的信号流图

且尤为重要是使系统自然频率 ω_n 提高, 从式 (9-24) 可知, 这将改善系统的稳定性。因此, 在保证一定的稳定裕量的条件下, 可提高开环增益 K_v 和系统的快速性, 而 K_v 的增加又会提高系统的静态精度, 减小静态误差。然而空气渗入到系统内部将会使油液综合体积弹性模量 K 值严重下降。为此必须采用各种措施严格防止空气的渗入。对于这点, 液压伺服系统比一般液压传动系统要求更为严格。此外, 液压缸与滑阀之间尽量不要用软管连接, 软管弹性变形大, 促使 K 值下降。

11.3.2.3 系统的静态误差

液压伺服系统是利用误差信号进行控制的闭环控制系统。因此仿形销的输入运动 $x_r(t)$ 与液压缸 (刀架) 的输出运动 $x_c(t)$ 之间必然存在误差。从图 9-16 可知, 误差 $e(t)$ 包含两部分: 一部分是由输入信号 $x_r(t)$ 所引起的误差 $e_r(t)$; 另一部分为外负载力 (干扰信号) $f(t)$ 所引起的误差 $e_f(t)$ 。所以系统总的误差为二者的代数和, 即

$$e(t) = e_r(t) + e_f(t)$$

或

$$E(s) = E_r(s) + E_f(s) \quad (11.10)$$

为了便于计算, 我们也可以将图 9-16 变换成图 9-19 所示的信号流图, 并从节点 $E(s)$ 引出一条单位增益的支路, 变 $E(s)$ 为阱点。