

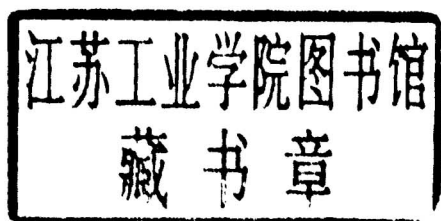
液 压 传 动

马晴和 马翠兰 编

焦 作 矿 业 学 院

液 压 传 动

马晴和 马翠兰 编



焦 作 矿 业 学 院

一九八六年六月

前 言

本书是为满足我院采矿等专业教学的急需，并根据专业的教学要求而编写的液压传动试用教材。

本书系统地讲述了液压传动系统及其元件的工作原理、主要结构、理论计算、基本性能、基本回路及系统分析等内容。编者力图尽量减少篇幅、做到简明扼要，以适应教学学时数较少的要求；为体现专业特点，本书所选基本回路及液压系统尽量结合实用中的采掘机械；为使学生有更多的机会阅读与分析液压系统，本书从第五章（液压阀）起就提前编入有关元件的应用回路举例；书中的物理量除个别必须采用特定的单位之外，其余均采用国际单位制。

全书概况如下：第一章是绪论，第二章至第六章分别讲液压泵、液压马达、液压缸、液压阀和液压辅助元件，最后的第七章讲液压传动系统。前三章由马兰编写，其余各章由马晴和编写。全书由马晴和审校。

本书编写过程中，参考了兄弟院校的有关教材，并得到有关同志的大力帮助，在此一并致谢。

由于编者水平有限，编写时间仓促，本书肯定存在不少缺点和错误，敬请读者批评指正。

编 者

一九八六年四月

目 录

前 言

第一章 绪论	1
§ 1—1 液压传动的工作原理及特性.....	1
§ 1—2 液压传动系统的组成.....	2
§ 1—3 液压传动的优缺点.....	7
§ 1—4 液压传动用的工作介质（工作油液）.....	8
一 油液的主要物理性质.....	8
二 液压传动系统对工作油液的要求.....	14
三 常用工作油液的基本类型.....	15
四 液压传动系统用油液的选择.....	16
第二章 液压泵	18
§ 2—1 概述.....	18
一 液压泵的基本工作原理和分类.....	18
二 液压泵的吸油高度和“气穴”.....	18
三 液压泵的基本性能参数.....	20
§ 2—2 齿轮泵.....	23
一 齿轮泵的基本组成和工作原理.....	23
二 齿轮泵的流量和流量脉动.....	24
三 齿轮泵的困油现象及其消除方法.....	26
四 泄漏.....	27
五 径向力不平衡问题.....	27
六 外啮合齿轮泵的典型结构 —— YBC型齿轮泵.....	29
七 转子泵.....	30
§ 2—3 叶片泵.....	31
一 单作用叶片泵.....	31
二 双作用叶片泵.....	36
§ 2—4 径向柱塞泵.....	40
一 配流阀配流的径向柱塞泵.....	41
二 配流轴配流的径向柱塞泵.....	44
§ 2—5 轴向柱塞泵.....	48
一 直轴式轴向柱塞泵（斜盘泵）.....	48
二 斜轴式轴向柱塞泵（摆缸泵）.....	62

第三章 液压马达	67
§ 3—1 概述	67
一 液压马达的特点	67
二 液压马达的分类	67
三 液压马达的基本性能参数	67
§ 3—2 高速液压马达	70
一 齿轮液压马达	70
二 双作用叶片马达	72
三 轴向柱塞马达	73
§ 3—3 曲轴连杆式液压马达和静压平衡式液压马达	76
一 曲轴连杆式液压马达	76
二 静压平衡式液压马达	79
§ 3—4 内曲线径向柱塞式液压马达	83
一 内曲线液压马的工作原理	83
二 内曲线液压马的基本技术参数计算	84
三 内曲线液压马达的传力方式	87
四 内曲线液压马达的典型结构	89
五 内曲线液压马达的导轨曲线类型和柱塞运动学	92
六 柱塞滚轮组径向受力分析与马达背压的确定	101
第四章 液压缸	104
§ 4—1 液压缸的分类与参数计算	104
§ 4—2 液压缸的结构	108
一 液压缸的典型结构	108
二 推力液压缸主要零件的结构	111
§ 4—3 液压缸的设计	116
一 设计依据和设计步骤	116
二 确定基本参数	116
三 强度和稳定性计算	118
四 缓冲装置设计	125
第五章 液压控制阀	127
§ 5—1 液压控制阀的功用和分类	127
§ 5—2 方向控制阀	128
一 单向阀	128
二 换向阀	131
§ 5—3 压力控制阀	148
一 溢流阀	148

二	减压阀	154
三	顺序阀	158
四	压力继电器	161
§ 5—4	流量控制阀	162
一	节流阀	162
二	调速阀的工作原理	166
三	溢流节流阀(溢流调速阀)的工作原理	168
四	同步阀	170
五	流量阀应用回路举例	172
§ 5—5	电液比例控制阀简介	173
一	电液比例压力阀	173
二	电液比例流量阀	174
三	电液比例阀的主要优点	175
第六章	液压辅助元件	176
§ 6—1	蓄能器	176
一	蓄能器的功用和类型	176
二	蓄能器的应用回路举例	177
§ 6—2	滤油器	178
一	滤油器的类型	178
二	滤油器在液压系统中的安装位置	181
§ 6—3	油管 and 管接头	183
一	油管的材料与分类	183
二	油管通径与壁厚的选择	183
三	管接头	185
§ 6—4	油箱	188
§ 6—5	冷却器	190
一	冷却器的作用及类型	190
二	冷却器的常用回路举例	191
§ 6—6	密封装置	192
一	密封装置的作用与基本要求	192
二	密封装置的类型	193
三	接触密封的摩擦阻力	198
第七章	液压传动系统	201
§ 7—1	液压系统分类及主回路	201
一	开式系统	201
二	闭式系统	202
§ 7—2	节流调速	202

一	进油节流调速	203
二	回油节流调速	205
三	旁路节流调速	206
§ 7—3	容积调速	208
一	变量泵—定量马达调速系统	209
二	定量泵—变量马达调速系统	210
三	变量泵—变量马达调速系统	212
§ 7—4	液压系统的基本回路	212
一	速度控制回路	212
二	压力控制回路	214
三	方向控制回路	217
四	“反链缸”保护回路	218
§ 7—5	液压伺服系统的基本概念	219
一	液压伺服系统的工作原理	129
二	液压伺服系统的组成与分类	220
三	液压伺服系统举例	222
§ 7—6	典型液压系统	225
一	DY—150(100)型采煤机牵引部液压系统	225
二	AM—500型采煤机牵引部液压系统	226
三	液压支架的液压系统	229
四	AM—50型掘进机的液压系统	230
§ 7—7	液压系统设计计算简介	231
一	明确设计依据 进行工况分析	232
二	拟定液压系统原理图	232
三	液压系统的基本计算	235
四	液压系统验算	237
五	绘制正式图纸并编制技术文件	243

第一章 绪 论

自古至今，传动的类型很多，有机械传动、电气传动、气压传动、液体传动、和复合传动等，它们的共同点在于，都是把外界能源通过转换和传递用以驱动负载。

液体传动是用液体作为工作介质进行能量的转换和传递的传动形式。按工作原理不同，液体传动又分为“容积式液体传动”（液压传动）和“动力式液体传动”（液力传动）。前者是利用液体的压力能进行工作，而后者是利用液体的动能进行工作。

本书只讨论容积式液体传动，简称“液压传动”。它的理论基础是液压流体力学。

§ 1—1 液压传动的工作原理及特性

现以液压千斤顶的工作原理为例，说明液压传动的工作原理如下：

液压千斤顶是一种简单的液压传动装置，如图1—1所示。它由小油缸1、大油缸2、油箱6以及它们之间的连接通道构成一个具有封闭容积的油路装置。在开关5关闭的情况下，提起手柄时，小油缸1的柱塞上移，使其工作容积增大，形成真空，油箱6里的油液在大气压力的作用下，通过滤油器7和单向阀3进入小油缸。压下手柄时，小油缸的柱塞下移，挤压其下腔的油液，由于单向阀3自动关闭，这部分压力油便顶开单向阀4进入大油缸2，推动大柱塞，从而顶起重物。再提起手柄时，单向阀4阻止大油缸内的压力油倒流入小油缸保证了重物不致自动落下。反复提、压手柄，小油缸内不断交替地进行着上述的吸油和排油过程，这样压力油便源源不断地进入大油缸，重物也就会渐渐地被顶起。当需要放下重物时，则可打开开关5，这时大油缸的柱塞便在重物作用下下移，将油液挤回油箱6。

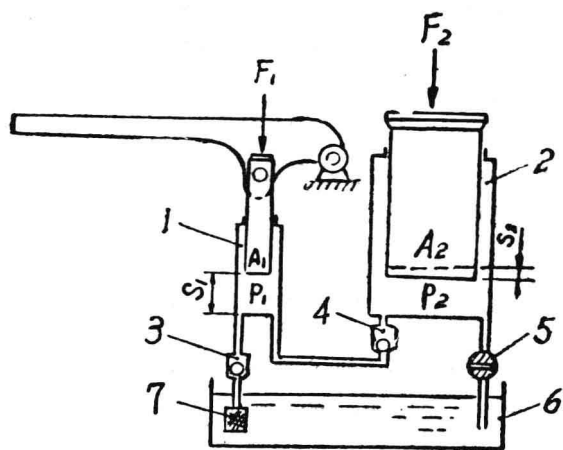


图 1—1 液压千斤顶工作原理图

从能量转换的角度来看，小油缸是把小活塞作用的机械能转变成油液的液压能（压力、流量），大油缸则把这个液压能又重新转换成提升负载的机械能。在液压传动中，凡是把机械能转变成液压能的装置都称为液压泵，而把液压能变换成机械能的装置则称为液动机或液压执行机构（如液压缸、液压马达）。

因此，液压传动的工作原理可以概述为：以液体作为介质，用液压泵和液动机配以各种用途的阀件和油箱，油管等辅件组成各种液压传动装置，进行能量转换和传递，实现

对外负载做功，同时实现对外负载的位置，速度、加速度和运动方向的控制。

对图 1—1 的进一步分析，可以得出液压传动的两个工作特性：

第一，力（或力矩）的传递是通过液体的压力来实现的。

根据帕斯卡原理，如果不考虑管道的压力损失，则小油缸内的压力 p_1 与大油缸内的压力 p_2 之间的关系为：

$$p_1 = p_2 = p \quad (1-1)$$

输入力

$$F_1 = p_1 \cdot A_1 \quad (1-2)$$

于是输出力，即所能克服的负载为：

$$F_2 = p_2 \cdot A_2 = F_1 \cdot A_2 / A_1 \quad (1-3)$$

式（1—3）即为力传递的基本方程式。

可见，输入力 F_1 是通过压力 p 来传递的，而负载 F_2 是由输入力 F_1 来承受的。系统内液体的压力是由于有了负载 F_2 才能建立，负载的大小决定了压力的大小，若没有负载就不可能建立起油压，即若 $F_2 = 0$ ，则 $p = 0$ 。除了压力只是随负载的变化而变化之外，还可看出，压力与流量无关。

第二，运动速度（或转速）的传递，是按容积变化相等的原则进行的。

当不考虑油液的泄漏和压缩时，小油缸 1 的活塞向下运动扫过的容积等于大油缸 2 活塞向上运动所扫过的容积，即容积变化相等，

$$A_1 S_1 = A_2 S_2 \quad (1-4)$$

式中， S_1 、 S_2 为相应活塞的行程。

将该式两端同除以时间 t ，经整理得：

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1 = \frac{Q_1}{A_2} \quad (1-5)$$

式（1—5）即为运动速度传递的基本方程式。

可见，在两油缸的面积 A_1 、 A_2 确定之后，负载运动速度 V_2 只取决于 V_1 的大小，而与压力 p 无关。

如果使 V_1 （或 Q_1 ）连续变化，则 V_2 亦可连续变化，就可实现液压传动的无极调速。

如上所述，在液压传动中可用改变液体流量 Q ，压力 p 来满足工作机构的各种运动速度和力（或力矩）的需要。即满足各种工况的需要。因此，流量 Q 、压力 p 是液压传动中两个最基本的参数。

§ 1—2 液压传动系统的组成

下面例举几个液压传动系统的实例，进而归纳出液压传动系统的基本组成部分。

图 1—2 为升降采煤机滚筒的液压系统。

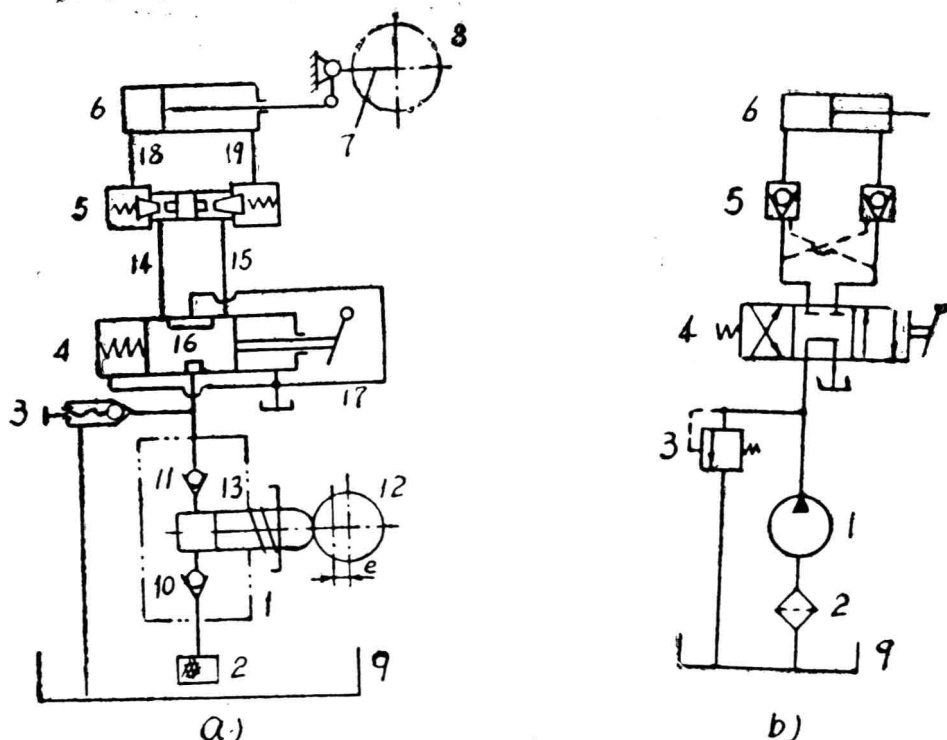


图 1—2 采煤机滚筒调高的液压系统
a) 结构原理图 b) 职能符号图

电动机带动偏心轮12，使油泵从油箱9中吸油，并将压力油送入管路。为使油液清洁，油泵所吸的油要经过滤油器2过滤。油泵排出的压力油经换向阀4时，可以改变油流方向。图示位置为换向阀的中间位置。压力油经阀芯16的中间油口流回油箱，油泵空载运转。用手把将换向阀的阀芯移到左端时，压力油经阀芯的油口和油管14进入液压锁5，打开两边的锥阀，使压力油进入油缸6的左腔，推动活塞向右移动。同时，活塞右腔的油经液压锁5，油管15，换向阀4的右腔和油管17回油箱。活塞向右移动时，通过摇臂7的摆动使滚筒升高，以适应采煤工作面煤层厚度的变化。换向阀的阀芯移到右端时，工作原理一样，仅活塞移动的方向相反，滚筒降低。如需要滚筒停在某一位置，只要把换向阀打到中间位置，使油泵的排油经过换向阀流回油箱；而油缸两侧的油液被液压锁5的锥阀锁住，油缸和滚筒就固定在既定位置。滚筒调高时，如截割岩石，滚筒受力很大，油泵的压力也很高，压力超过安全阀3的弹簧所调整的压力后，压力油顶开安全阀的钢球流回油箱，以保护整个液压系统的元件不被损坏。

图 1—3、a) 为 MLQ₁—80 型采煤机牵引部的液压系统，电动机驱动液压泵6的转子顺时针旋转，泵体内左腔工作容积变大形成真空，油箱内油液即推开板状吸油阀3进入泵腔，当叶片泵右腔工作容积变小时，泵腔内的油液被推出，推开排油阀7进入油管9到换向阀10，经月牙形通道和油管11到液压马达的进油腔推动液压马达转子逆时针旋转，转子轴驱动工作机构运动。液压马达排出的油液经油管12，换向阀的径向通孔，再经阀芯的中心孔流回油箱。

如需马达反转，将换向阀顺时针转动，使月牙形通道接通进油管9和12，这时，液压

马达排出的油液经油管11，换向阀径向孔，阀芯的中心孔流回油箱。

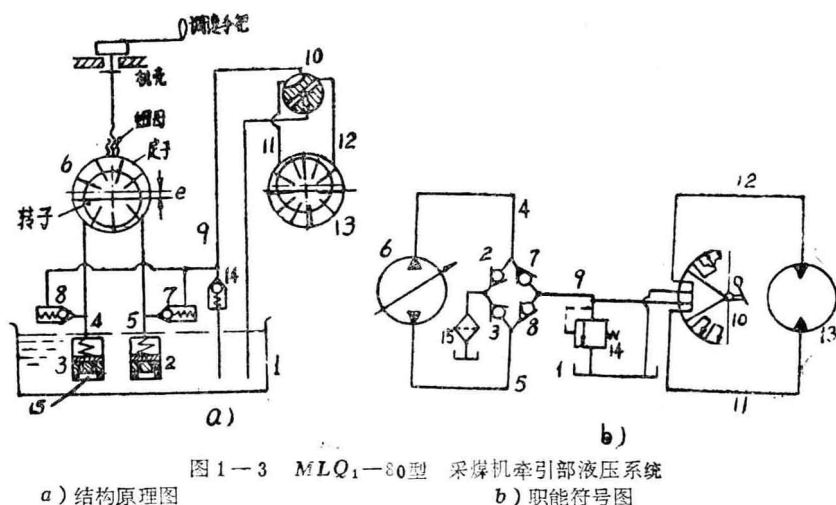


图 1—3 MLQ₁—80型 采煤机牵引部液压系统

当液压马达过载时，安全阀14被打开，油液直接流回油箱，起过载保护作用。如液压泵转子反转时，油泵右腔从油箱经吸油阀2吸油；油泵左腔的油液在叶片的推动下，打开排油阀8进入油管9再经换向阀进入液压马达。

如果需要调节液压马达的转速，可操纵调速手把，使液压泵的定子上下移动改变偏心距 e 的大小，因而改变液压泵对液压马达的输油量来调节马达的转速。

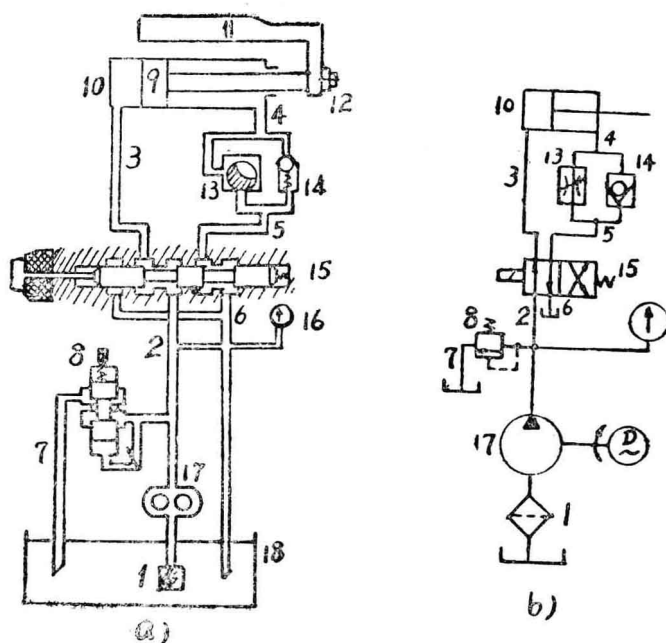


图 1—4 机床工作台液压系统

图 1—4 为机床工作台液压系统。工作台要求实现慢速向右进给，然后快速向左退回的动作循环。图中活塞9通过活塞杆12与工作台11固定在一起。液压缸10固定在床身上。图

示电磁换向阀15处于通电状态，管道2与3连通，液压泵17排出的油液输入液压缸10的左腔，使其容积不断扩大，推动活塞与工作台向右作进给运动。这时，液压缸右腔的容积缩小，排出的油液经管道4、节流阀13、管道5及6返回油箱18。调节节流阀13的阀口通流面积，便可控制液压缸右腔的回油流量，从而达到控制活塞与工作台的进给速度的目的。

如果令电磁阀断电，则阀芯15便在弹簧力的作用下左移，使管道2与5，3与6连通。这时液压泵排出的油液经过单向阀14输入液压缸右腔，使其容积不断扩大，推动活塞与工作台向左返回。而其左腔容积不断缩小，回油经管道3与6直接流回油箱。在此过程中，油液不受节流阀的控制，活塞与工作台总以固定的快速运动返回。

溢流阀8与液压泵的排油口并联，当活塞进给速度较慢时，系统中积累多余的油液将使其压力升高，压力上升到足以克服阀芯的弹簧力作用时，就将阀芯推开，使多余的油液直接返回油箱，以稳定系统压力，防止系统过载。调节弹簧的预压力，便可以改变系统的最大工作压力。

在此系统中，液压泵的输出流量为常数，采用节流阀来控制进入液压缸的流量大小，以调节其进给速度。这种液压传动系统称为节流调速系统。

系统中压力表16用于监测系统的工作压力。吸油口滤油器1可以防止工作油液中的大颗粒固体杂质进入液压泵和传动系统，以防损坏液压元件。

综上所述、一个完整的液压传动系统都包括以下五个基本组成部分：

1. 液压动力源

它是将原动机（常用的有人力机构，电动机和内燃机等）所提供的机械能转变为工作液体的液压能的机械装置。通常称为液压泵。

2. 液压执行元件

将液压泵所提供的工作液体的液压能转变为机械能的机械装置，称为液压执行元件或称为液动机。作直线往复运动的液动机称为液压缸或油缸；作连续旋转运动的液动机则称为液压马达或油马达。

3. 液压控制元件

对液压系统中工作液体的压力、流量和流动方向进行调节控制的机械装置称为液压控制元件，通常简称为液压阀或阀。

4. 液压辅助元件

液压辅助元件包括油箱、管道、管接头、密封元件、滤油器、蓄能器、冷却器、加热器以及各种液体参数的监测仪表等。它们的功能是多方面的，各不相同。

5. 工作液体

工作液体是能量的承受和传递介质，即为能量的载体。

图1—5就是液压传动系统的基本组成部分与能量传递路线关系的示意图。

如上所述，一个液压系统是由若干液压元件组合而成。在液压系统中，凡是功能相同的元件，尽管其结构和工作原理不同，均用同一种符号表示。这种图形符号便称为液压元件的职能符号。因此，用职能符号绘制的液压传动系统图，只表示系统和各个元件的功能，而不表示这些元件的具体结构和参数，以及它们在系统中的具体安装位置。

液压系统的职能符号图形简洁标准，绘制方便，功能清晰、阅读容易。非常适用于分析系统工作性能和元件的功能，大大简化了方案设计过程中的绘图工作，但是它不能代替

装配结构图的作用。

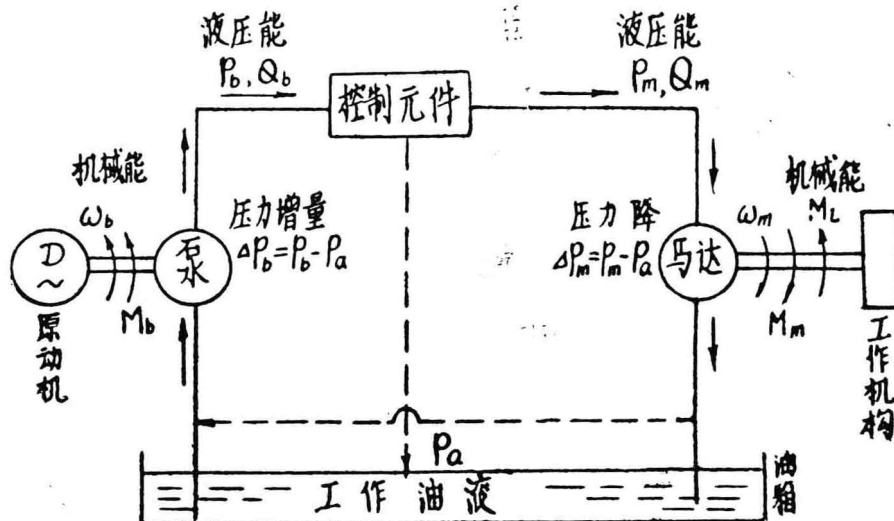


图 1-5 液压传动系统的组成

我国已经制定了液压及气动图形符号的国家标准（GB786—76）。

图 1-6 列出了其中几个最常用的液压元件的职能符号。我国国家标准与国际标准和

项目	名称	符号	项目	名称	符号
泵 马达 及油缸	单向定量泵		流量控制阀	可调式节流阀	
	双向定量泵			分流阀	
	双向定量马达		方向控制阀	二位二通阀	
	双作用单活塞杆缸			三位四通阀	
控制方式	液压先导式控制			单向阀	
	单线圈式电磁控制		辅助和其它装置	隔离式气作蓄能器	
压力控制阀	溢流阀（或安全阀）			冷却器	
	定压减压阀			精滤油器	
	顺序阀			压力表	

图 1-6 国标GB786—76中常用职能符号举例

多数发达国家的标准都十分接近，是一种通用的国际工程语言。

在绘制和阅读系统的职能符号图时应注意以下几点：

1) 元件的名称，型号和参数（压力、流量、管径等），一般在系统图的明细表中注明，必要时可标注在元件职能符号旁边。

2) 图中元件职能符号，如不特别说明，均指元件处于静止状态或零位置而言。

3) 符号在系统图中的位置，除有方向性的元件符号（如油箱和监测仪表等）以外，均可根据具体情况水平或垂直绘制，不得任意倾斜。

4) 凡标准中未规定的图形符号，可以根据绘制标准元件符号的基本原则和图例进行派生；当必须特别说明某元件在系统中的动作原理或结构时，允许局部采用结构原理图表示。

图 1—2 至图 1—4 中的 (b) 是分别与 (a) 相对应的职能符号图，而 (a) 称 结构原理图。

§ 1—3 液压传动的的优缺点

前面已经提到的机械传动，电气传动，气压传动，液压传动等传动方式，它们各有其特点、用途和适用范围。液压传动与其它传动方式比较，有以下优点：

1. 由于液压元件可在较高的压力下工作（可高达 320 巴以上），因此液压传动容易获得很大的力和力矩。

2. 液压元件体积小，重量轻。在输出功率相同条件下，液压传动的体积和重量都比其它传动方式要小要轻。例如液压马达的外形尺寸为同功率电机的 12%，重量约为电机的 10~12%；或者说单位重量传递功率大。

由于重量轻，因此惯性小，动作灵敏，可以高速启动和快速换向。例如启动中等功率的电机要 1—2 秒，而起动液压马达不超过 0.1 秒。

3. 能在较大的范围内比较方便的实现无级调速。其调速范围（指最高稳定速度和最低稳定速度的比值）很大，可高达 400 以上，这是由于液压缸和液压马达可以在很低的速度和转速下运转，如液压缸的运动速度可低于 1×10^{-5} 米/秒，液压马达的转速可低于 1~2 转/分。再如大扭矩液压马达的调速范围在 100 以上，而中小型直流电动机的调速范围一般为 2~4。

4. 运动平稳，能在低速下稳定运转，由于以油液为工作介质，油液本身有吸振能力，因此液压传动比较平稳，而不象机械装置因加工和装配误差会引起振动和撞击，这对于要求运转均匀性较高的设备具有重要意义。

5. 简化机器结构，易于完成各种复杂动作。液压传动的液压缸，液压马达可直接与工作机构联结，实现直线运动，摆动或旋转，而且结构比较简单。

6. 操纵简单省力，与电气或或气压传动相配合易于实现远距离操作和自动控制。

7. 易于实现过载保护。只要设一安全阀即能可靠的实现过载安全保护。此外动力源发生故障时可借助蓄能器产生应急动作，这是机械和电气传动所做不到的。

8. 液压元件相对运动表面有油液，能自行润滑，因此工作寿命长。

9. 液压元件易于通用化，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是：

1. 由于存在泄漏和油液流动时的压力损失，造成液压传动的总效率低，一般小于80~90%，油液流动时压力损失随管长和流速的增大而增大，故不宜用于远距离的传动。

2. 工作油液的性能与温度密切相关，因此，不宜用于高温和低温环境条件下工作。

3. 由于泄漏，元件变形，以及油液微量可压缩性，所以，液压传动不宜用于定比传动场合。

4. 液压元件要求制造精度和表面光洁度都比较高，而且材料质量和热处理工艺要求也比较严，因此，制造成本较高。

5. 故障发生时不易检查和排除，这一点对在井下进行安装和维修的机械特别不利。

§ 1—4 液压传动用的工作介质（工作油液）

油液是液压传动系统中实现能量转换、传递和控制的工作介质。在工作过程中，油液要改变本身的状态，承受压力、温度、内摩擦等作用；同时担负散热、润滑、防锈蚀等功能。所以油液对液压传动系统的工作性能有着重要意义。

本节将讨论工作油液的主要物理性质，液压传动对工作油液的要求，以及常用工作油液的类型和选用原则。

一、油液的主要物理性质

油液的许多物理性质，在流体力学中已经学习过，下面仅就对液压传动系统的工作性能有直接影响的一些物理性质，作进一步的讨论。

（一）密度和重度

单位容积中液体的质量称为该液体的密度，用 ρ 表示：

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{公斤/米}^3) \quad (1-6)$$

式中 m ——液体的质量（公斤）；

V ——液体的容积（米³）。

单位容积中液体的重量称为该液体的重度，用 γ 表示：

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (\text{牛顿/米}^3) \quad (1-7)$$

式中 G ——液体的重量（牛顿）；

V ——液体的容积（米³）。

因为 $G = mg$ ，所以液体的重度和密度的关系为：

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (1-8)$$

式中 γ ——液体的重度（牛顿/米³）；

ρ ——液体的密度（公斤/米³）；

g ——重力加速度（米/秒²）， $g = 9.81$ 米/秒²。

油液的密度和重度是随温度、压力而变化的。对于液压系统中所用的石油基液压油，在使用的温度和压力范围内，密度和重度的变化很小，在计算时一般可取密度 $\rho = 900$ （公斤/米³），重度 $\gamma = 8.829 \times 10^3$ （牛顿/米³）。

油液的比重是油液在20 °C时的重度和40 °C时蒸馏水的重度之比，是没有单位的量。

（二）粘度

液体受外力作用而流动时，各液层的运动速度不相等，由于液体分子间内聚力的作用使液体分子间产生内摩擦力，阻止层间相对滑动，液体的这种性质称为粘性，其大小用粘度来表示。粘度大，液层间内摩擦力就大，油液就“稠”；反之，油液就“稀”。

粘度是流动油液最基本的物理性质，是液压传动系统中选择油液的主要指标，粘度大小直接影响系统的正常工作、效率和灵敏度。

粘度的常用表示方法有动力粘度，运动粘度和相对粘度。

1. 动力粘度 μ ：

由牛顿液体内摩擦定律得知，油液流动时产生的内摩擦力 F （或切应力 $\tau = \frac{F}{A}$ ）与

液体运动时的速度梯度 $\frac{dv}{dy}$ 和接触面积 A 成正比。（见图1—7）。以式表示如下：

$$F = \pm \mu A \frac{dv}{dy} \quad (1-9)$$

以切应力 $\tau = F/A$ 代入，上式可改写成

$$\tau = \pm \mu \frac{dv}{dy} \quad (1-10)$$

式中， μ 是表征液体粘性的系数，称为动力粘度；

dy ——相邻油膜层的间隔距离；

dv ——相邻油膜之间的相对滑动速度。从上式可得：

$$\mu = \pm \tau \frac{dy}{dv} \quad (1-11)$$

因此，动力粘度的物理意义是：当 $\frac{dv}{dy}$ 等于1时，接触层间单位面积上的内摩擦力。直接表示内摩擦力的大小。

μ 的量纲如下：

$$[\mu] = \frac{F \cdot S}{L^2} \quad \left(\frac{\text{力} \cdot \text{时间}}{\text{长度}^2} \right) \quad (1-12)$$

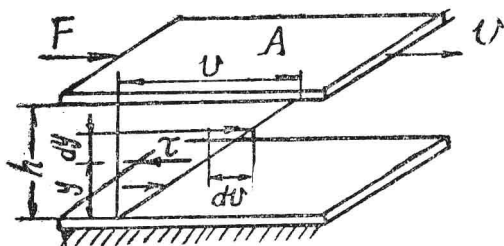


图1—7 相对运动的平行板间液体的流动

在 CGS 单位制中采用 $\frac{\text{达因} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2}$ 作为动力粘度的单位称之为泊 (Poise 或 P) (具有专门名称的厘米克秒制单位)。因为泊的单位一般使用嫌大, 故取泊的 1% 叫厘泊, 1 厘泊 $= \frac{1}{100}$ 泊。在工程制中动力粘度的单位为公斤·秒/米², 换算关系如下:

$$1 \text{ 公斤} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 98.1 \text{ 泊} (\text{dyn} \cdot \text{sec} / \text{cm}^2) \approx 100 \text{ 泊} = 10^4 \text{ 厘泊}。$$

在国际单位制中, μ 的量纲为牛顿·秒/米² 或 $\text{N} \cdot \text{S} / \text{m}^2$ 。称为帕斯卡秒, 简称为帕秒 ($\text{Pa} \cdot \text{S}$)

$$1 \text{ 泊} (P) = 0.1 \text{ 帕} \cdot \text{秒} (\text{Pa} \cdot \text{S})$$

2. 运动粘度 ν :

液体的动力粘度 μ 和其密度 ρ 的比值称为运动粘度, 用 ν 表示。即:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} (\text{厘米}^2 / \text{秒}) \quad (1-13)$$

式中, μ ——液体的动力粘度 (达因·秒/厘米²);

ρ ——液体的密度 (克/厘米³ 或达因·秒²/厘米⁴)。

在 CGS 制中, 运动粘度单位为厘米²/秒, 称为斯 (stoke 或 st), 使用时又嫌斯的单位太大, 而常用斯的 1% 称厘斯 (cst) 为单位。在温度 t 时的运动粘度用符号 ν_t 来表示。

在工程制中 ν 的单位为米²/秒。换算关系为:

$$1 \text{ 米}^2 / \text{秒} = 10^4 \text{ 斯} (\text{厘米}^2 / \text{秒}) = 10^6 \text{ 厘斯}。$$

而在国际单位制中, ν 的单位也为米²/秒, 换算关系同上式。

ν 没有什么特殊的物理意义, 只是因为 μ 与 ρ 的比值在流体学计算中经常出现, 因此采用 ν 这一符号来代替 $\frac{\mu}{\rho}$ 。它之所以被称为运动粘度是因为在量纲上只有运动学的量, 如动力粘度在量纲上有动力学的量一样。

粘度测定的方法有两大类, 一是直接测定 μ 、 ν 的数值采用 CGS 绝对单位制, 故称为绝对粘度。各种毛细管粘度计就是用来测定绝对粘度的, 这种方法较难掌握, 一般都不采用。

在工厂和实验室内多采用第二类方法, 即利用液体粘性愈大通过量孔愈慢的特性来测量其相对粘度。

3. 相对粘度 (恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}$):

相对粘度也有称为条件粘度的。在我国、苏联和德国等常用恩氏 (Engler) 粘度计来测量液体的相对粘度。

恩氏粘度为 200 厘米³ 的被测油液在一定温度 t 下垂直流过孔径 2.8 毫米短管所需的时间 t_1 (秒) 与 200 厘米³ 的蒸馏水在 20°C 的温度下垂直流过同一短管所需的时间 t_{20} (秒), 的比值, 以 $^{\circ}\text{E}_t$ 表示, 即

$$^{\circ}\text{E}_t = \frac{t_1}{t_{20}} \quad (1-14)$$