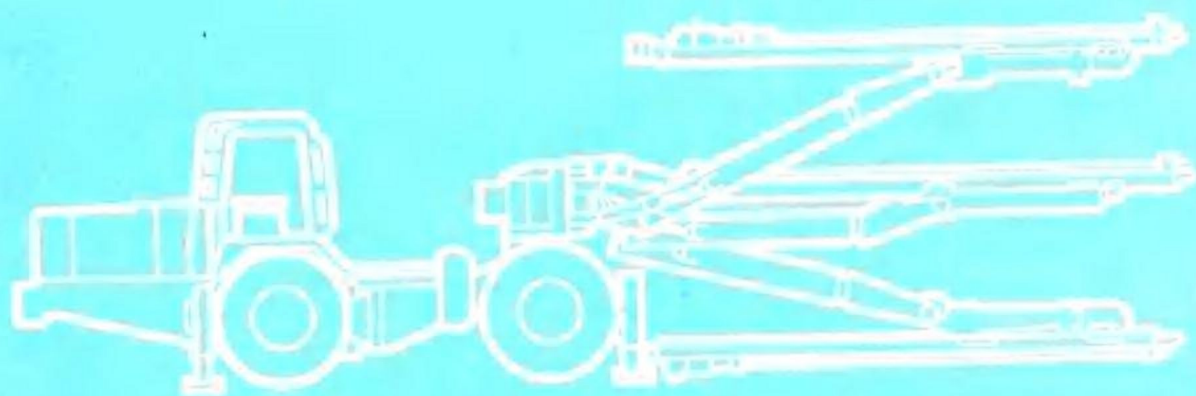




国外液压凿岩机

王维华 郭孝先 黎永泉

李殿臣 编译

煤炭工业出版社

国外液压凿岩机

王维华 郭孝先 黎永泉 李殿臣 编译

煤炭工业出版社

目 录

绪论

第一章 液压凿岩机的液压传动基础	5
第一节 液压传动基本概念	5
第二节 液压泵	10
第三节 液动机之一——液压马达	18
第四节 液动机之二——液压缸	24
第五节 液压控制阀	26
第六节 辅助装置	29
第二章 液压凿岩机的工作原理	34
第一节 岩石可钻性及钻眼参数的选择	34
第二节 液压凿岩机的分类	47
第三节 液压凿岩机的工作原理	48
第三章 液压凿岩机的结构	57
第一节 冲击机构	57
第二节 转钎机构	63
第三节 供水机构	65
第四节 结构工艺性的几个问题	66
第四章 国外液压凿岩机	69
第一节 瑞典的液压凿岩机	69
第二节 法国的液压凿岩机	80
第三节 联邦德国的液压凿岩机	91
第四节 美国的液压凿岩机	106
第五节 英国的液压凿岩机	113
第六节 芬兰的液压凿岩机	122
第七节 其他国家的液压凿岩机	127
第五章 液压凿岩机的液压系统	132
第一节 基本液压回路	132
第二节 瑞典阿特拉斯·柯普科公司液压凿岩机的液压系统	158
第三节 法国赛可马公司液压凿岩机的液压系统	163
第四节 联邦德国扎尔茨吉特公司液压凿岩机的液压系统	166
第五节 美国加德纳·丹佛公司液压凿岩机的液压系统	168
第六节 几种液压凿岩机液压系统的比较	170
第六章 液压凿岩机配套钻车的基本构成	173
第一节 液压钻车的种类	173
第二节 液压钻车的行走机构	174

第三节	液压钻臂	177
第四节	推进器	215
第五节	锚杆支护转架	228
第六节	液压钻车的液压系统	240
第七节	液压钻车的供水系统	253
第八节	液压钻车的电气系统	254
第七章	地下工程用全液压钻车	261
第一节	中小断面用的全液压钻车	261
第二节	大断面掘进用的全液压钻车	299
第三节	锚杆支护钻车	311
第四节	电脑控制的全液压钻车	326
第八章	液压凿岩机用钻具	332
第一节	钻具的分类与构成	332
第二节	钎头	333
第三节	钎杆	334
第四节	钎头的修磨	339
第九章	液压凿岩机的工作液	345
第一节	液体的主要物理性质	345
第二节	液压凿岩机对工作液的基本要求	348
第三节	液压凿岩机用矿物油	348
第四节	液压凿岩机用难燃液	350
第十章	液压凿岩机的性能测试	354
第一节	液压凿岩机主要技术性能测试方法	354
第二节	国外液压凿岩机测试装置	359
第三节	液压凿岩机现场实际测试	370
第十一章	液压凿岩机的使用和维修	374
第一节	使用液压凿岩机的基本原则	374
第二节	液压凿岩机的基本操作	376
第三节	液压凿岩机与钻车的维修	378
第四节	液压凿岩机的拆卸、清洗和装配	382
附录		
1.	液压凿岩机性能计量单位与换算	407
2.	液压凿岩机用摆线液压马达主要技术性能	408
3.	国外液压凿岩设备的主要生产厂家	409
主要参考文献		410

绪 论

液压凿岩机是七十年代开始生产并得到应用的一种新型凿岩机械。这种凿岩机一出现就受到各国采矿界的重视,很多专家认为,液压凿岩机的研制成功是凿岩技术上的一项重大突破。

人们开始研究液压凿岩机械已有一百多年的历史。早在1876年,德国人冯·布兰特以水为工作介质,研制出了一种旋转式水力凿岩机,可以钻凿耐磨程度低的软岩石。据说冯·布兰特水力凿岩机现在在联邦德国博姆采矿博物馆还可以看到。

冯·布兰特水力凿岩机出现之后,欧洲有些制造厂继续组织力量进行研制。但是由于当时工业发展水平的限制,进展很缓慢。大约过了四十多年,直到1920年,才出现了英国人多尔曼制成的液压凿岩机。又过了四十年以后,英国人萨特利夫研制成了另一种液压凿岩机。

在这之后不久,美国加德纳·丹佛公司(Gardner-Denver)根据尤布科斯专利,制造了MP-Ⅲ型液压凿岩机,其冲击能为210J,冲击次数为7200L/min,可以用来钻凿直径76~178mm的岩孔。但因为钎具寿命太短,未得到推广使用。

以上提到的几种液压凿岩机,均由于一些技术关键问题未能很好地解决,因而没有能在生产上应用。

正式用于生产的液压凿岩机,应该说是在本世纪七十年代制成的。

七十年代初期,法国在液压凿岩机的研制方面处于领先地位。1970年法国蒙塔贝特公司(Montabert)制造了世界上第一台实用的冲击式液压凿岩机,并且很快成批生产,推广使用。

法国对这一技术的突破,促使世界其他国家更加重视。瑞典、美国、芬兰、联邦德国、苏联、波兰和英国等,都组织力量,加快了液压凿岩机的研制工作。

1973年瑞典阿特拉斯·柯普科公司(Atlas-Copco)研制成COP1038HD型旋转-冲击式液压凿岩机,并开始在国际市场上出售。

1974年美国英格索尔·兰德公司(Ingersoll-Rand)制造的HARD-Ⅲ型液压凿岩机样机,在美国采矿协会举办的一个展览会上首次展出。

此后,液压凿岩机的研制工作就更加广泛地开展起来了。先后有十几个国家的几十家公司研制液压凿岩机。法国、瑞典、美国、芬兰、联邦德国、英国和日本都有定型产品在市场出售。据了解,目前在国际市场上竞争能力较强的液压凿岩机,主要是以下五个公司制造的,这些公司是:瑞典的阿特拉斯·柯普科公司,林登·阿利马克公司;法国的蒙塔贝特公司,赛可马公司;芬兰的塔姆洛克公司。其中阿特拉斯·柯普科公司、蒙塔贝特公司和赛可马公司制造的液压凿岩机,销售出的数量都已达千台左右,在世界上很多地方使用,效果良好。

以上简单地介绍了液压凿岩机的研制历史,从探索到研制成功,经历了一百多年。液压凿岩机的发展之所以有这样一个较长的过程,主要有两个方面的原因。一是技术上的成

熟情况，二是生产上的急需程度。

从技术上讲，必须解决两个问题。第一是解决消除高压冲击波问题。液压凿岩机所用的工作介质，几乎是一种不可压缩的液体。依靠液体传递能量的过程中，一遇到冲击，例如液压凿岩机冲击锤的冲击，立刻会产生高压冲击波。这种高压冲击波具有相当高的峰值，容易造成凿岩机零件的损坏。因此没有找到一种消除高冲击波的有效方法之前，就不可能造出能够实际使用的液压凿岩机；第二是要解决高精度零件的加工问题。液压凿岩机及有关设备的主要零部件，如液压马达，液压泵，各种阀及管路接头等都需要很高的加工精度，而且还要有很好的密封性能。这些在当时的加工技术水平，也是很难实现的。

从生产需要方面讲，当时已有气动凿岩机，可以满足生产发展的要求，对高效能的液压凿岩机的需要尚不迫切。过去一百多年来，气动凿岩机发挥了重大作用。自从1868年首型气动凿岩机制成并用于隧道掘进以后，很快就在采矿等地下工程中推广使用。特别是近二十年来，经过各种技术改进，气动凿岩机得到了进一步发展，凿岩速度提高了两三倍，凿岩机的性能更加完善，品种也不断增加。至今仍然是凿岩的主要机械。

但是，到了六十年代的末期，随着工交事业的迅速发展，凿岩工程量大幅度增加，对于高效能凿岩机械的要求愈来愈迫切。在这期间，一些制造气动凿岩机的厂家看到，气动凿岩机存在几个问题，如能量利用率低，噪声高，喷出油雾等，这些缺点又都是不易解决的难题。有的厂家，通过分析气动凿岩机输出功率的发展曲线看出，气动凿岩机的输出功率已出现不再增加的趋势。例如1960年比1950年经过十年的改进提高，气动凿岩机的输出功率增加100%，1970年又比1960年增加80%。但在1970年以后，尽管仍在采取各种改进措施，可是输出的功率几乎没有增加。这个问题的出现，使气动凿岩机的进一步发展受到很大限制。如果仍以发展气动凿岩机解决凿岩工程发展的急需，势必就要加大机型，制造大功率的重型气动凿岩机。由于气动凿岩机的能量利用率很低，机型加重功率增大，能量的利用会更加不合理，造成能量的很大浪费。

人们在研制液压凿岩机的过程中发现，液压凿岩机的输出功率可比气动凿岩机的输出功率大得多。仅就这一点，也使人们看到了液压凿岩机的发展前途。特别是当人们把它与气动凿岩机分析对比以后，看到液压凿岩机有很多优点：

第一，液压凿岩机的能量利用率高。在一定重量的条件下，可以制造出高效能的凿岩机。根据目前使用的液压凿岩机统计，液压凿岩机的耗能量仅是气动凿岩机的 $1/4 \sim 1/5$ 。而且由于不用压缩空气，可以节省空气压缩机和管路等装置，减少了配套设备的投资。

第二，液压凿岩机的输出功率大，凿岩速度高。液压凿岩机的凿岩速度可比气动凿岩机的凿岩速度高出50%~100%。例如COP1038型液压凿岩机，用直径57mm的钎头，钻凿瑞典花岗岩，凿岩速度达1.6m/min。

第三，液压凿岩机的噪声低，它比气动凿岩机的噪声低15%~25%。而且经过采取消声措施，可使液压凿岩机的噪声达到对人体无害的程度。因为液压凿岩机产生的噪声主要是高频声波，这种声波易被滤出，所以采取防护措施也比较容易。

第四，液压凿岩机不象气动凿岩机那样喷出油雾。工作现场比较干净，可见度高，便于操作，并且也防止了环境污染。

第五，冲击能、冲击次数、扭矩、转速和推进力等凿岩参数均能做成可调的，这样可使液压凿岩机更适应岩石的特性，提高凿岩效率。

第六，液压凿岩机的运动部件或零件均在液压介质中工作，润滑条件好，可以延长这些零部件的使用时间。例如现有的 液 压 凿岩机冲击锤，使用寿命就相当长，可用其钻凿炮孔达三万多米。

第七，使用液压凿岩机可以提高钎具的寿命，因为液压凿岩机的冲击锤是匀称的细长体，这种细长冲击锤冲击钎尾，使钎子在传递能量的过程中，钎杆内产生的应力均匀，峰值较小，改善了钎杆和钎头的受力状况。

当然，在液压凿岩机的使用和推广中，尚需解决配套设备问题。其中最主要的是全液压钻车。因为一般说来，液压凿岩机的机型重，推力大，凿岩速度快，没有相应的钻车就不能发挥液压凿岩机的效率。另外，液压凿岩机的使用和维护较为复杂，对工人的技术水平要求较高，因此需要加强培训工作。

最近十年来，液压凿岩机的配套问题，基本上得到解决。现有各种型号的全液压钻车与液压凿岩机配套使用，已初步适应生产上的要求。

经过几年的实际使用，液压凿岩机的技术可靠性和经济合理性均已得到验证。例如阿特拉斯·柯普科公司的液压凿岩机及其配套全液压钻车，用于阿尔卑斯山隧道掘进的情况，就是一个成功的实例。这项工程中的凿岩作业非常艰难，但是当这个工地有了维修机构后，每班有一个维修工和一名管理人员负责设备的维修，这样就保证了设备的正常使用。在1974年和1975年两年当中，这个工程中使用的三台全液压钻车和12台液压凿岩机，没有出现因凿岩设备故障而影响掘进循环。其中液压钻车主要靠日常维修，及时消除故障；需修理的液压凿岩机每月平均只有一台半。

液压凿岩机及配套钻车的经济合理性，也有实例证明。欧洲使用液压凿岩机的一个矿山，从经济分析中得出，使用液压凿岩机效率比气动凿岩机提高20%，从掘进一米巷道的费用对比看，用气动凿岩机掘进一米巷道的费用为1.66美元，而用液压凿岩机为1.39美元，降低费用16%。

当然，分析液压凿岩机的经济效果需要综合考虑，对不同的工程还要做具体分析。例如在人工费用高的工程上，由于使用液压凿岩机而减少人工费用，仅这一项就可能见到明显的经济效果。但在机械费用占比重大的工程上情况就比较复杂。一是已有压缩空气设备及系统的老工程，在局部工程中配备液压凿岩机，由于一次投资高，经济上不一定合算。二是较大的新工程，如一个矿山或一条长隧道，采用液压凿岩设备，尽管一次投资高，但因节省了压缩空气设备，总的设备投资不会增加，考虑效率等因素在经济上当然合算。

广泛采用液压凿岩机，除了技术经济因素外，这种设备的其他优越性也吸引着人们。如使用液压凿岩机耗能量低，这在全世界能源普遍紧张的情况下，在耗能较大的凿岩工程上节省能量，正符合人们的愿望。另外使用液压凿岩机可保证作业安全，减轻工人的劳动强度，改善了劳动条件，这些都是液压凿岩机推广使用的有利条件。

随着液压凿岩机设计和制造水平的提高，配套设备的不断完善，液压凿岩机的使用范围将越来越大，使用数量越来越多。

据有人估计，仅到1976年，全世界就有近300台液压钻车和650台液压凿岩机在各地使用。1976年以后的具体数字没有人统计。但从有些公司的销售数量也能看到发展趋势。例如阿特拉斯·柯普科公司到1979年底，共出售液压钻车273台。这个公司是从1974年开始出售全液压钻车的，其中1974年到1976年三年共售出106台，而1977年到1979年三年共售出

167台，后三年等于前三年的1.6倍。液压凿岩机的销售量增加得更快，据阿特拉斯·柯普科公司、蒙塔贝特公司和赛可马公司等三家公司的统计，到1979年底共销售液压凿岩机约3000台。仅就这个数字计算，扣除1976年以前出售的，大约增加三倍。日本在液压凿岩技术的应用方面起步较晚，1974年开始探讨，1977年正式使用，但发展迅速；目前，已约有300台各种型号的液压凿岩机在各地使用。据资料统计到1983年底，液压凿岩机的总销售量超过了5000台。

随着液压凿岩机的广泛使用，特别是电子计算机技术的发展，近年来又出现了用电子计算机控制液压凿岩机的液压钻车。

液压凿岩机发展这样快，足以证明它代表着凿岩设备的发展方向，具有广阔的发展前景。

当然，在液压凿岩机发展道路上还有许多问题需要进一步解决，在使用范围方面应进一步扩大。当前，由于施工条件限制，液压凿岩机尚未正式在立井井筒掘进中使用。但是，因为它的凿岩速度高、噪声低、油雾少已引起苏联、波兰、联邦德国等国的重视，他们已开始寻求使其早日用于立井井筒掘进的途径。据报导，南非煤矿立井井筒掘进将于本世纪末以前正式使用液压凿岩机进行凿岩作业。我们相信，当立井井筒掘进使用液压凿岩机以后，会象对地下平巷掘进工程产生的巨大影响那样，对掘进技术引起重大变革。

第一章 液压凿岩机的液压传动基础

为了掌握液压凿岩机与配套设备的工作原理、结构以及基本特性，必须了解液压传动基本概念和常用液压元件。

第一节 液压传动基本概念

在机械设备中，有四种能量传递方式：机械传动、电力传动、气压传动和液体传动。

以液体为工作介质进行能量传递或控制的叫做液体传动。液体传动可分为动力式液体传动和容积式液体传动。

动力式液体传动也称透平传动或液力传动，它是靠液体运动的动能来传递能量。动力式液体传动常常用于起重机、矿山机械与工程机械中的液力耦合器与液力变矩器。

容积式液体传动也称静力式液体传动或液压传动，它借助于密封容积内液体的压力能来实现能量或动力的传递。液压凿岩机与配套设备各主要动作——往复运动或旋转运动均属容积式液体传动，即液压传动。液压传动的优越性为：

(1) 利用液体压力传递力与力矩。液压泵输出的压力较高，而液压缸与液压马达有效承压面积较大，工作机构容易得到很大的力与力矩。这一优点，使液压凿岩机的冲击能与扭矩比传统的气动凿岩机大得多。

(2) 易于实现直线往复运动或摆动，以直接推动工作机构。这样，钻车各主要动作和凿岩机的推进，都可以采用比机械传动简单得多的液压传动来完成。

(3) 液压传动的能容量大，即输出能量与自身重量的比值大。如液压泵外形尺寸仅为同功率电机的12~13%，重量仅为同功率电机的10~20%。因此，液压传动结构紧凑、重量轻。这一优点对于主要用于井下施工的凿岩机械尤为重要。

(4) 液压传动传递运动平稳、均匀，并可在较大范围内实现无级调速。若采用节流阀调速，使流量在0.02~100L/min之间变化，调速比可以达到5000。凿岩机的工作对象是条件千变万化的岩石，传动平稳与无级调速可使凿岩机能够适应岩石变化而有效地工作。

(5) 液压传动比机械传动机构简单，元件数量少，且保护系统完善可靠；如果维修得当，事故少，零件寿命长。

(6) 液压传动操作方便，容易实现机械化、自动化。

一、液压流体力学的几个基本概念

1. 静止液体的力学特性

1) 压力及其特性

容器中静止的液体对容器的内表面将产生作用力，单位面积上所受液体的作用力为压力强度，即所谓“压力”，它以 P 表示，其单位是Pa（称帕斯卡， $1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$ ）。

静止液体的压力有两个基本特性：

(1) 容器中任意一点的各个方向压力大小相等。

(2) 压力的方向始终垂直于受压器壁的表面。

2) 压力产生与传递

液体压力的产生有两个因素：（1）液体自重；（2）外力。

如图1-1-1a，容器中液体A-A截面上的压力是由高度为h的液柱自重产生，其压力值：

$$p = \gamma h \quad \text{Pa}$$

式中 γ ——液体重度， N/m^3 ；

h ——液柱高度， m 。

在液压传动中，液柱高度h一般不超过10m，油的重度小，因此，自重产生的压力对液压传动影响很小，可忽略不计。

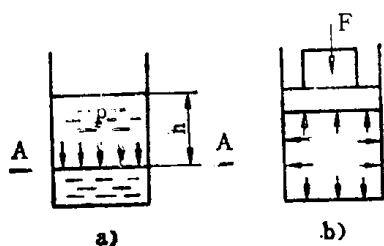


图 1-1-1 压力产生原理示意图

a—液柱自重产生压力；b—外负载产生压力

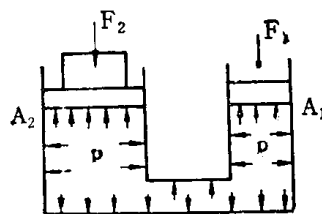


图 1-1-2 压力传递原理示意图

A_1 、 A_2 —分别为两个活塞的面积；

F_1 、 F_2 —分别为两个活塞上的作用力

在图1-1-1b中，充满液体的密闭容器中的活塞上加一负载（外力）F，假设液体不渗漏，则使液体产生压力：

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{Pa}$$

式中 F ——外加负载作用力， N ；

A ——活塞面积； m^2 。

这样，液体压力大小与外加负载作用力F和作用面积A有关。

图1-1-2是一个连通器，根据帕斯卡原理，图1-1-2中压力可写为：

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

则

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

这说明，各个活塞上的作用力与活塞面积成正比。这样，我们可以用加大活塞面积的方法将作用力放大。在本书第二章中可以看到，液压凿岩机冲击动作的分析，是以帕斯卡原理为基础的。

2. 流动液体的特性

在液压传动中，液体在液压元件与连接管路中流动，是能够传递力与力矩的基本条件。

1) 流动液体的连续性

理想液体在管道中流动时呈稳定流动状态，根据物质不灭定律，液体不能增多也不能

减少，管道任意两个截面上的流量相等，即：

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \dots = Q = \text{常数}$$

式中 Q ——流量， m^3/s ；

A_1, A_2 ——1、2两截面的截面积， m^2 ；

v_1, v_2 ——1、2两截面的流速， m/s 。

这一原理称为流动液体的连续性原理。

上面这个公式还可写成：

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

由此，在流量一定的前提下，液流速度与管路截面积成反比。

根据连续性原理，如图 1-1-3 所示的管道，有以下基本关系：

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

进行液压系统管道计算时，经常应用连续性原理。

2) 液压功与功率

根据：

$$W = F \cdot S$$

$$N = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot S}{t} = F \cdot v$$

式中 W ——力所做的功， J ；

F ——作用力， N ；

S ——物体位移量， m ；

N ——功率， W ；

t ——力 F 的作用时间， s ；

v ——物体位移速度， m/s 。

由帕斯卡原理：

$$F = p \cdot A$$

由液体流动的连续性原理：

$$Q = A \cdot v$$

则液压传动中液体的功率：

$$N = F \cdot v = p \cdot A \cdot v = pQ$$

式中 p ——压力， Pa ；

Q ——流量， m^3/s 。

若流量 Q 的单位为 L/min ，压力 p 的单位为 MPa （兆帕斯卡， $1\text{MPa} = 10^6\text{Pa}$ ）

则：

$$N = 60pQ \quad \text{kW}$$

3) 液体流动的两种状态——层流与紊流

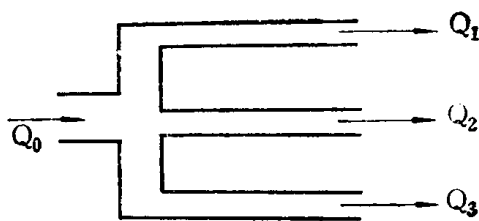


图 1-1-3 分支管道流量

Q_0 —总流量； Q_1 、 Q_2 、 Q_3 —分支管道流量

液体在管道中流动时，流体中各分子的运动平行于管道轴线方向，液流呈不混杂的线状或层状，则称为层流。如果液体流动时分子除沿轴向运动外，还有横向无规则运动，即呈混杂紊乱状态，这就是紊流。从层流向紊流过渡时的流速，叫做临界流速。

试验证明，液流状态与流速 v 、管道直径 d 以及液体运动粘度 ν 等因素有关，即：

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

式中 Re ——雷诺数（无因次量）；

v ——液流速度，m/s；

d ——管道直径，m；

ν ——液体运动粘度， m^2/s 。

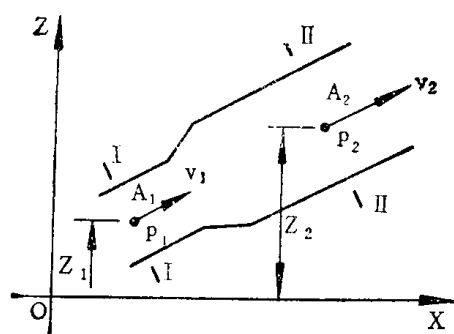


图 1-1-4 液流能量变化示意图

A_1 、 A_2 —分别为液流 I-I、II-II 截面的截面积，(m^2)；

p_1 、 p_2 —分别为液流 I-I、II-II 截面压力，(Pa)；

v_1 、 v_2 —分别为液流 I-I、II-II 截面平均流速，(m/s)；

Z_1 、 Z_2 —分别为液流 I-I、II-II 截面中心纵坐标高度 (m)

液流从层流状态过渡到紊流状态的雷诺数 $Re_{临}$ 叫临界雷诺数。

若 $Re < Re_{临}$ ，液流为层流；而 $Re > Re_{临}$ 时，液流为紊流。

液压传动中应避免出现紊流。

4) 伯努力方程

流动的液体，具有一定的质量和运动速度，因此，除了具有位能和压力能外，还具有动能。图1-1-4表示理想液体在各部截面大小和高低都不相同的管道内作稳定流动，截面 I-I 和 II-II 的压力、面积和流速分别为 p_1 、 A_1 、 v_1 和 p_2 、 A_2 、 v_2 。液体在截面 I-I 与 II-II 处的能量分别表示在表1-1-1中。

表 1-1-1

截面	I - I	II - II	注
压力能 (J)	$p_1 Q \cdot \Delta t$	$p_2 Q \cdot \Delta t$	液体在油压作用下，在 Δt 时间做的功
动能 (J)	$\frac{1}{2} m v_1^2$	$\frac{1}{2} m v_2^2$	
位能 (J)	$mg Z_1$	$mg Z_2$	

由能量守恒定律，

$$\frac{1}{2} m v_1^2 + mg Z_1 + p_1 Q \Delta t = \frac{1}{2} m v_2^2 + mg Z_2 + p_2 Q \cdot \Delta t$$

公式中 $Q \cdot \Delta t = \Delta v$ ，为液体体积，与液体重力 ΔG 有如下关系：

$$\Delta G = \Delta v \cdot \gamma = mg$$

这样，单位重量液体的能量为：

$$\frac{\frac{1}{2}mv_1^2}{\Delta G} + \frac{mgZ_1}{\Delta G} + \frac{p_1\Delta v}{\Delta G} = \frac{\frac{1}{2}mv_2^2}{\Delta G} + \frac{mgZ_2}{\Delta G} + \frac{p_2\Delta v}{\Delta G}$$

即

$$\frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}$$

式中 g —— 重力加速度, $g = 9.8\text{m/s}^2$;

γ —— 液体重度, N/m^3 ;

m —— 质量, kg 。

这个公式说明, 理想液体在管道内作稳定流动时, 所具有的三种能量可以互相转化, 但任何一点的总能量不变。这就是理想液体作稳定流动时的能量守恒定律, 也即伯努力定律。

在液压传动中, 实际上有能量损失, 则伯努力方程应写为:

$$\frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \Delta W$$

式中 ΔW —— 能量损失造成的液体高度差, m 。

在实际的液压系统中, 流速一般不超过 6m/s , 高度也极少超过 10m , 则液体动能与位能可忽略, 这样:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + \Delta W \quad p_1 - p_2 = \gamma \Delta W = \Delta p$$

式中 Δp —— 液体压力损失, Pa 。

液体压力损失 Δp , 是由于液体具有粘性, 与管道内壁摩擦产生的阻力而引起的。

压力损失包括沿程损失与局部损失, 沿程损失与液体粘性和管道内壁光洁度有关; 局部损失是液体流经截面大小与方向突然变化的管道时产生涡流而造成的损失, 或者流速过大而产生的压力损失。在液压传动中, 为减小压力损失, 应尽量缩小管道长度, 减小截面变化与弯曲次数, 力求管道内壁光滑, 还应选择粘度适当的液体作液压传动的工作液。但是, 尤为值得注意的是应对流速加以限制, 一般规定范围可参见表1-1-2。

管道流速一般允许范围

表 1-1-2

管道部位	吸油管	排油管	回油管	短管局部收缩
流速 m/s	< 1	$2.5 \sim 5.0$	< 2.5	$5 \sim 7$

二、液压传动系统基本组成

图1-1-5是一般液压系统方框原理图。液压系统主要部分为:

1. 液压泵

它是将原动机的机械能转换成工作液的压力能的元件, 是液压传动系统的动力部分。在全液压凿岩设备中, 根据使用条件不同, 原动机可为气动马达、柴油发动机或电动机。

2. 液动机

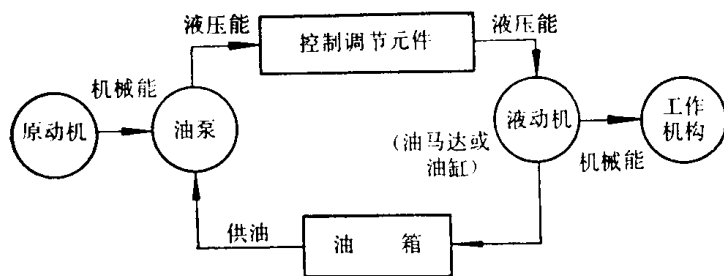


图 1-1-5 液压系统方框图

它是将工作液的压力能转换成机械能的元件；是液压传动的执行部分。液动机有两种：（1）液压缸：作直线运动或往复回转运动。直线运动的液压缸可采用活塞式油缸；往复回转运动的液压缸采用叶片式摆动液压缸、齿条-齿轮式液压缸或螺旋线式液压缸；（2）液压马达：作连续旋转运动。

3. 控制元件

即用来控制与调节工作液的压力、流量、速度和方向，以实现所要求的元件的运动；如压力阀、流量阀和方向阀等。这是液压传动系统的控制部分。

4. 辅助元件

用以沟通油路、清除污物与改善传动条件的液压元件；如油箱、滤油器、蓄能器、冷却器或加热器、油管、接头以及指示仪表等。辅助元件是液压传动系统的辅助部分。

5. 工作液

进行能量传递与控制的工作介质。

液压凿岩机与配套设备的液压系统，也由各种基本液压元件组成，了解各种基本元件的原理与结构特点，是非常必要的。

以下几节，介绍常用基本液压元件的主要结构原理与特征。

第二节 液 压 泵

一、液压泵的工作原理、性能参数与分类

液压泵大致分为容积式液压泵与非容积式液压泵两类，液压传动中采用容积式液压泵。

1. 容积式液压泵工作原理

参见图1-2-1当曲柄1转动时，活塞3做往复运动，A腔容积由于活塞位置变化而变化。当A腔容积由零开始逐渐增大时，形成负压，油箱中液体经单向阀6进入A腔；当活塞3由容积最大逐渐缩小时，腔内液体因外力作用产生压力，经排油单向阀5排至液压系统中。

由此可以看出，容积式液压泵是通过密封工作容积的变化，实现吸油与排油过程。这样，保证容积式液压泵正常工作必需具备以下条件：（1）有一个密封的周期性变化的工作容积；（2）在工作容积周期性变化过程中，必须有效地将高低压腔隔开，因此，需要配油装置。

2. 液压泵基本性能参数

1) 压力P

液压泵的输出压力取决于负载。如果负载无限制地增加，液压泵压力也无限地升

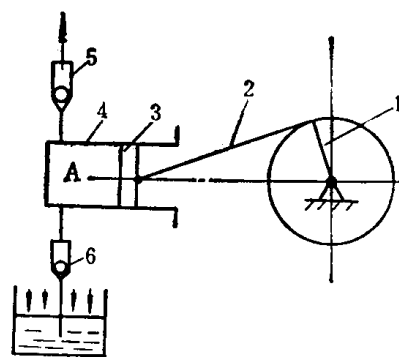


图 1-2-1 液压泵工作原理

1—曲柄；2—连杆；3—活塞；4—缸体；
5—排油单向阀；6—吸油单向阀；A—液压
泵工作腔

高，直至密封件、零件或管路破坏。这是容积式液压泵的重要特点。

额定压力是指液压泵在连续运转情况下允许使用的工作压力。在额定压力以内工作的液压泵可保证容积效率和寿命。

最大压力是指液压泵在短时间内允许超载运行的极限压力。在液压传动系统中，最大压力由安全阀限定。

2) 流量Q

流量是指油泵在单位时间内输出液体的体积。流量分理论流量和实际流量。

理论流量 Q_0 等于排量 q 与转数 n 的乘积。

$$Q_0 = q \cdot n \cdot 10^{-3} \quad \text{L/min}$$

式中 q —— 液压泵排量，ml/r；

n —— 液压泵转数，r/min；

Q_0 —— 液压泵理论流量，L/min。

液压泵排量是液压泵每转一周排出液体的体积，它取决于液压泵的结构参数。液压泵排量可调节的称为变量泵；液压泵排量不可调节的称为定量泵。

液压泵的实际流量 Q 小于 Q_0 ，这是因为液压泵各密封间隙不可避免地有泄漏。若泄漏量为 ΔQ ，则有：

$$Q = Q_0 - \Delta Q = Q_0 \cdot \eta_v = q \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3} \quad \text{L/min}$$

式中 η_v —— 液压泵的容积效率；

Q_0 —— 液压泵理论流量，L/min；

ΔQ —— 液压泵泄漏量，L/min；

q —— 液压泵排量，ml/r；

n —— 液压泵转数，r/min。

3) 转数n

液压泵转数有额定转数与最大转数之分。

额定转数是液压泵正常工作情况下的转数，在使用中，一般不要超过额定转数。

液压泵的最大转数受运动件寿命的限制，也受气蚀条件的限制。如果超过最大转数运转，液压泵会产生很大的振动和噪声，并使零件过早损坏。因此，决不能超过油泵名牌或说明书中规定的最大转数。

4) 扭矩与功率

液压泵的输入扭矩 M_i ：

$$M_i = p \cdot q \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

式中 p —— 液压泵进出口压力差，MPa；

q —— 液压泵排量，ml/r；

η_m —— 液压泵机械效率。

液压泵输入功率 N_i

$$N_i = \frac{p \cdot Q}{\eta} \quad \text{W}$$

式中 p —— 液压泵进出口压力差，Pa；

Q——液压泵流量, m^3/s ;

η ——液压泵总效率。

若油泵流量Q以L/min单位计, 液压泵进出口压力差p以MPa为单位时, 则

$$N_i = 60 \cdot \frac{p \cdot Q}{\eta} \quad \text{kW}$$

液压泵输出功率 N_0 :

$$N_0 = p \cdot Q \quad \text{W}$$

式中 p——液压泵进出口压力差, Pa;

Q——液压泵流量, m^3/s 。

$$\text{或 } N_0 = 60p \cdot Q \quad \text{kW}$$

式中 p——液压泵进出口压力差, MPa;

Q——液压泵流量, L/min。

5) 液压泵效率

液压泵容积效率是实际流量Q与理论流量 Q_0 的比值。

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_0 - \Delta Q}{Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_0}$$

可见, 容积效率与泄漏量 ΔQ 有关, ΔQ 的大小取决于液压泵密封性能、工作压力与工作液的粘度。

液压泵机械效率是理论扭矩 M_0 与实际输入扭矩 M_i 的比值。

$$\eta_m = \frac{M_0}{M_i} = \frac{M_i - \Delta M}{M_i} = 1 - \frac{\Delta M}{M_i}$$

式中 ΔM ——扭矩损失, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_0 ——液压泵理论扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_i ——液压泵输入扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

扭矩损失与液压泵零件运动时摩擦力大小有关。液压泵压力损失较小, 一般将其与摩擦损失放在一起考虑。

液压泵总效率是输出功率与输入功率的比值, 也等于容积效率与机械效率的乘积。

$$\eta = \frac{N_0}{N_i} = \eta_v \cdot \eta_m$$

式中 N_0 ——液压泵输出功率, kW;

N_i ——液压泵输入功率, kW;

η_v ——液压泵容积效率;

η_m ——液压泵机械效率。

6) 液压泵自吸能力

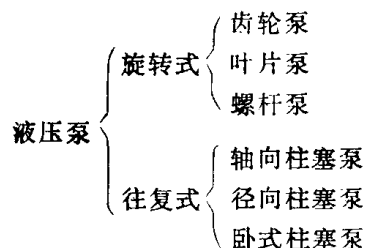
液压泵自吸能力是指在额定转数下, 对开式油箱中液体的吸油能力。吸油能力的大小用吸油高度或真空度来表示, 液压泵吸油腔的真空度越大, 液压泵吸油高度越大。一般液压泵所允许的吸油高度为0.5m。

若吸油能力不足, 必须采取以下措施: (1) 使油箱液面高于液压泵吸油口; (2) 采用压力油箱, 即封闭式油箱, 液体表面预加0.05~0.25MPa的压缩空气; (3) 采用补

液压泵供油，补液压泵工作压力一般定为0.3~0.7MPa。

液压泵自吸能力是衡量其性能优劣的指标之一，我们在分析每种液压泵时，必须考察其自吸能力如何。

3. 液压泵分类



如果按流量调节方式分，有定量液压泵与变量液压泵。上述各类液压泵中，有的可制成变量液压泵，有的不能制成变量液压泵。

液压凿岩机与液压钻车的液压系统中，采用液压泵型式因各制造厂条件不同而不同。下面，我们将介绍一些常用液压泵的原理与结构特点。

二、齿轮液压泵

齿轮液压泵具有结构简单、体积小、重量轻，自吸性能好、工作可靠，成本低等优点；而且，对工作液污染不敏感。这对工作条件恶劣的矿山井下是一个非常重要的优点。但是，目前的齿轮泵允许工作压力比较低，流量脉动和压力脉动较大，噪声高，而且只能作定量泵使用。在液压凿岩机与液压钻车的液压系统中，常作辅助液压泵之用。

目前，国外齿轮液压泵的工作压力可达21MPa，排量可达350ml/r，转数可达4000r/min。

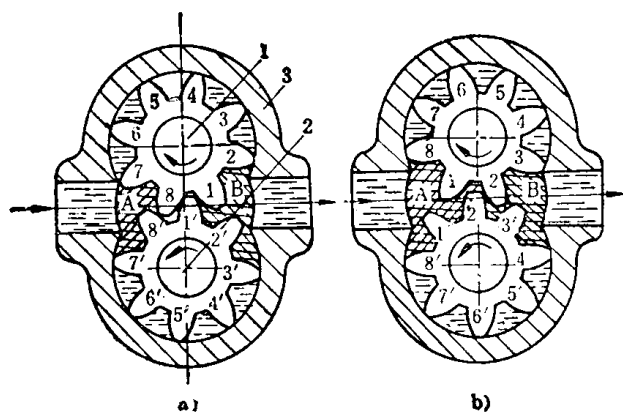


图 1-2-2 齿轮液压泵工作原理图

a—吸油，b—排油

1—主动齿轮，2—从动齿轮，3—壳体

外啮合齿轮液压泵由相互啮合的一对齿轮、壳体以及前、后盖等主要零件组成。这一对齿轮齿数相同，模数相等。

参见图1-2-2，当主动齿轮1旋转时，带动从动齿轮2旋转，相互啮合的齿由啮合到脱开，是齿间容积由小至大的变化过程，即1-1'啮合齿脱开时，容腔A相应增大，局部形成真空而将工作液吸入B腔。齿2-2'在啮合过程中，B腔容积由大变小，工作液受压而排出。齿轮连续转动，液压泵不断吸油与排油。

齿轮液压泵吸油腔与排油腔是被齿轮的啮合接触线以及径向间隙和端面间隙隔

开，泄漏点较多，特别是端面间隙泄漏占75~80%，因此齿轮液压泵容积效率只有80%左右。

由齿轮液压泵吸油与排油过程还可看出，轮齿啮合是依次进行，齿间容积是变化的，瞬时流量不等，流量脉动较大，并引起压力脉动；影响液压系统工作的平稳性。

在齿轮液压泵的运转过程中，高低压腔有较大的压力差作用于齿轮轴承，容易使轴承磨损。