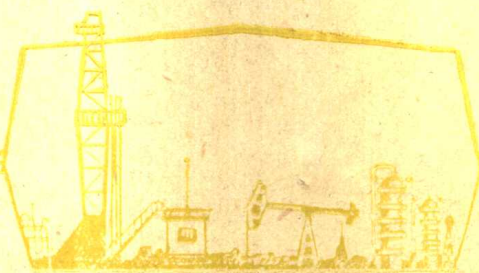


高等学校教学用书

# 液压与气动

赵怀文 陈智喜 编



石油工业出版社

# 液 压 与 气 动

赵怀文 陈智喜 编

石油工业出版社

## 内 容 提 要

本书是石油高等院校矿场机械专业的专业课教材。全书共分两篇，分别叙述液压传动系统和气动控制系统的基本原理、基本元件、辅助元件、设计计算，以及它们在石油钻机中的应用，两篇自成体系又互相衔接，以求缩短篇幅。书末附有有关的标准和符号，以备查阅。

## 液 压 与 气 动

赵怀文 陈智喜 编

石油工业部教材编译室编辑（北京902信箱）

石油工业出版社出版

（北京安定门外安华里二区一号楼）

北京昊海印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

787×1092毫米 16开本 27<sup>1</sup>/<sub>4</sub>印张 668千字 印1—7,000

1988年5月北京第1版 1988年5月北京第1次印刷

书号：15037·2852 定价：4.25元

ISBN 7-5021-0001-6/TE·2

## 编者的话

根据石油部(83)油教高字16号通知精神,为改进教学内容,提高教学质量,按照华东石油学院1983年编印的机械类“教学大纲汇编”,我们编写了这本《液压与气动》。

本书是在总结我院及兄弟石油院校几年来的教学经验,并参考了最近出版的一些较好的液压与气动教材以及国外专著的基础上编写而成的,可作石油高校机械类本科教材使用,也可供石油厂矿现场技术人员参考。

本书在大的编写体系上,与传统作法无甚差别。但在选材及写法上则力求按照课程要求,突出重点,讲清基本理论、基本方法,使学生在掌握这些基本内容的基础上,知道进一步探索问题的途径,能够分析和解决液压和气动设备设计和使用中的一些实际问题。

在内容取舍上,本书主要是针对石油工业常用液压与气动技术的需要,丰富重点章节内容,而对一般章节则采取“简化”的作法,基本上属于工程机械类液压与气动教材。

本书分一、二两篇,第一篇是《液压传动》,共10章,由华东石油学院赵怀文教授执笔编写;第二篇是《气动控制》,共7章,由华东石油学院陈智喜讲师执笔编写。全书由赵怀文主编,由华东石油学院万邦烈教授主审。华东石油学院张作龙讲师参加了校订工作。

本书在编写过程中,得到华东石油学院陈如恒教授,石油院校矿机学科组的大庆石油学院杨敏嘉教授,西南石油学院马德坤教授,西安石油学院沈迪成副教授,江汉石油学院符达良等同志的关心和指正。这里一并表示衷心的感谢!

由于时间紧迫以及编者的水平所限,本书的缺点和错误在所难免。望广大读者提出宝贵意见,作为以后修改的借鉴。

编者

赵怀文 陈智喜

# 目 录

## 第一篇 液压传动

|                         |     |
|-------------------------|-----|
| 第一章 液压传动概述 .....        | 1   |
| 第一节 什么是液压传动 .....       | 1   |
| 第二节 液压系统的组成 .....       | 3   |
| 第三节 液压传动的发展概况 .....     | 4   |
| 第四节 液压传动的优缺点 .....      | 5   |
| 第五节 液压传动用油 .....        | 6   |
| 第二章 液压传动水力学基础 .....     | 15  |
| 第一节 静止液体的力学性质 .....     | 15  |
| 第二节 流动液体的力学性质 .....     | 16  |
| 第三节 液体流动中的能量损失 .....    | 23  |
| 第四节 液体流经小孔的流量 .....     | 28  |
| 第五节 液体流经缝隙的流量 .....     | 30  |
| 第六节 液压冲击与空穴现象 .....     | 37  |
| 第三章 油泵和油马达 .....        | 43  |
| 第一节 概述 .....            | 43  |
| 第二节 轴向柱塞式油泵及油马达 .....   | 50  |
| 第三节 径向柱塞式低速大扭矩油马达 ..... | 59  |
| 第四节 齿轮油泵及油马达 .....      | 66  |
| 第五节 叶片油泵及油马达 .....      | 73  |
| 第四章 动力油缸 .....          | 78  |
| 第一节 动力油缸的结构和工作原理 .....  | 78  |
| 第二节 油缸的连接和密封 .....      | 84  |
| 第三节 油缸的强度计算 .....       | 89  |
| 第五章 液压控制阀 .....         | 94  |
| 第一节 概述 .....            | 94  |
| 第二节 阀的特性分析 .....        | 95  |
| 第三节 压力控制阀 .....         | 103 |
| 第四节 流量控制阀 .....         | 117 |
| 第五节 方向控制阀 .....         | 126 |
| 第六节 逻辑阀 .....           | 137 |
| 第七节 电液比例阀 .....         | 140 |

|                            |     |
|----------------------------|-----|
| 第六章 液压辅助装置 .....           | 151 |
| 第一节 滤油器 .....              | 151 |
| 第二节 蓄能器 .....              | 154 |
| 第三节 油管和管接头 .....           | 156 |
| 第四节 油箱 .....               | 158 |
| 第七章 基本回路 .....             | 159 |
| 第一节 调速回路 ..                | 159 |
| 第二节 其它基本回路 .....           | 190 |
| 第八章 实用液压系统介绍 .....         | 202 |
| 第一节 不压井液压修井机的液压系统 .....    | 202 |
| 第二节 石油钻机液压系统 .....         | 207 |
| 第三节 汽车起重机液压系统 .....        | 209 |
| 第九章 液压传动系统的设计计算 .....      | 217 |
| 第一节 液压传动系统设计中的一般性原则 .....  | 217 |
| 第二节 液压传动系统的设计步骤及计算方法 ..... | 218 |
| 第十章 液压系统的安装与调试 .....       | 230 |
| 第一节 液压系统的安装 .....          | 230 |
| 第二节 液压系统的清洗及试压 .....       | 234 |
| 第三节 液压系统的调试 .....          | 236 |

## 第二篇 气动控制

|                       |     |
|-----------------------|-----|
| 第十一章 概述 .....         | 239 |
| 第一节 石油钻机气控系统的特点 ..... | 239 |
| 第二节 空气的性质及基本计算 .....  | 242 |
| 第十二章 气源装置 .....       | 253 |
| 第一节 空气压缩机 .....       | 253 |
| 第二节 储气罐 .....         | 257 |
| 第十三章 执行元件 .....       | 260 |
| 第一节 气缸 .....          | 260 |
| 第二节 气动马达 .....        | 291 |
| 第三节 气动摩擦离合器 .....     | 307 |
| 第十四章 控制元件 .....       | 323 |
| 第一节 压力控制阀 .....       | 323 |
| 第二节 流量控制阀 .....       | 340 |
| 第三节 方向控制阀 .....       | 343 |
| 第四节 控制阀的选择 .....      | 354 |
| 第十五章 辅助元件 .....       | 357 |
| 第一节 气源净化装置 .....      | 357 |
| 第二节 过滤器 .....         | 365 |

|      |                              |     |
|------|------------------------------|-----|
| 第三节  | 油雾器 .....                    | 370 |
| 第四节  | 消声器 .....                    | 372 |
| 第五节  | 导气管 .....                    | 374 |
| 第六节  | 其它辅助元件 .....                 | 375 |
| 第十六章 | 气动基本回路与石油钻机气控系统 .....        | 382 |
| 第一节  | 气动控制的基本回路 .....              | 382 |
| 第二节  | 石油钻机的气控系统 .....              | 392 |
| 第十七章 | 气动系统设计 .....                 | 400 |
| 第一节  | 气路的一般分析 .....                | 400 |
| 第二节  | 气动系统设计的主要内容 .....            | 400 |
| 参考文献 | .....                        | 405 |
| 附录   |                              |     |
| 附录一  | 液压系统图图形符号 ( GB786-65 ) ..... | 406 |
| 附录二  | 常用气动系统图图形符号 .....            | 414 |
| 附录三  | 石油钻采设备气动元件的特殊图形符号 .....      | 419 |
| 附录四  | 石油钻采设备气动元件名称对照及元件代号 .....    | 421 |
| 附录五  | 国际制 ( SI ) 单位及其换算 .....      | 426 |

# 第一篇 液压传动

## 第一章 液压传动概述

### 第一节 什么是液压传动

在油矿钻采设备及矿用工程机械设备的柴油机—传动—工作机系统中，传动是必不可少的重要的部分，它以一定的变速变力要求把动力传给工作机构以达到满足工作要求、合理利用功率的目的。

在这些机械设备中，传统的传动方式是机械传动（有些是直流电传动）。但液体传动方式得到越来越广泛的应用。所谓液体传动，就是以油液为工作介质传递能量，实现工作机构的变速和变力。按照液体传递能量的形式，又可分为两种，一种是利用液体动能（ $v^2/2g$ ）的变化传递能量，称为液力传动，或动力式液体传动，比如液力耦合器、液力变矩器都是实现液力传动的液力元件。另一种是利用液体的压能（ $P/\rho$ ）变化传递能量，称为液压传动，又叫容积式液体传动。

为了说明液压传动的工作原理和方式，参看图 1-1。

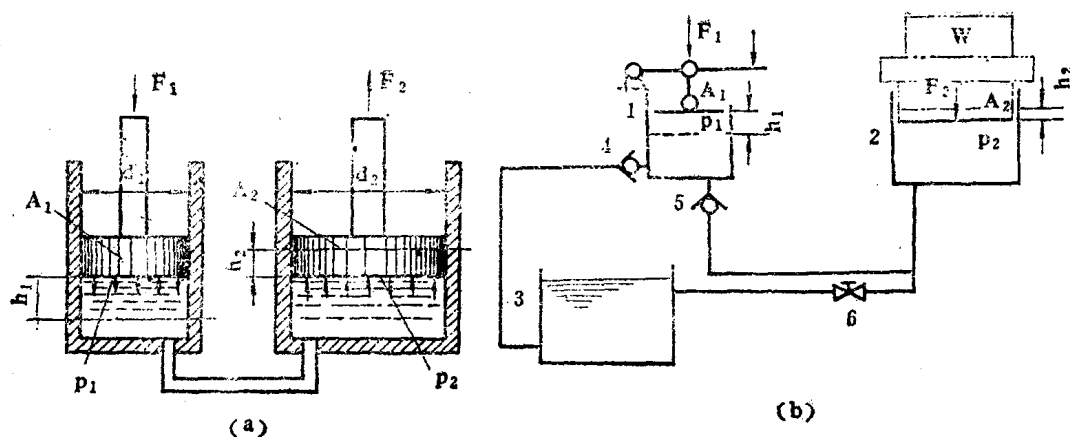


图 1-1 液压传动工作原理

1—手摇泵； 2—液压缸 3—油箱； 4、5—单向阀； 6—截止阀

图 1-1 (a) 所示是把大小两个液压缸连接起来的连通器。大小液缸均配以密封的活

塞。根据液体中压力各向相同的特性，则两个液缸中的压力相同。故当小活塞上作用有较小的主动力时，就可以使大活塞上产生较大的负载力。当小活塞被压向下移动时，小液缸排出液体进入大液缸，假定液体不可压缩，则进入大液缸的液体推动大活塞上升，并负载做功。

从能量转换的角度看，小液缸是把作用在小活塞上的机械能转变为液压能（压力和流量）。大液缸则把这个液压能又转变为负载的机械能。这个转换能量的大小，与液体压力有关，也与流出小液缸，流入大液缸的液体容积大小有关。显然压力愈大则转换能量愈大，变化容积愈大则转换能量也愈大。这是液压传动能够传递能量的两个基本要素，所以我们又叫它为容积式液体传动。还可以看到，能量形式的转换都是在液缸内进行的，所以这里的液缸可以统称为换能器。在液压传动中，凡是把机械能转变成液压能的装置（换能器）都称为液压泵。凡是把液压能转变为机械能的装置（换能器）都称为液动机（液缸，液马达）。而两缸之间的连通管则成为能量运移（传递）的通道。如果在液压泵和液动机之间的通道上再配以各种用途的阀件、油箱以及附加油管等，就可以组成各种性能的液压传动装置。例如，如果在图 1-1 (a) 上增加油箱、单向阀、截止阀和连接管等就构成了如图 1-1 (b) 所示的液压千斤顶的工作原理图。关闭截止阀时，由于手摇泵（小活塞）上下连续动作，使大活塞不断提升，起到举升重物的作用。停止手摇泵（小活塞）的运动时，由于单向阀 5 的作用，使大活塞静止不动。开启截止阀，则液压缸内的油在大活塞压力作用下，流回油箱，活塞回到原始位置。

下面分析其力和速度的关系。

设  $p_1$ ,  $A_1$ ,  $F_1$  —— 分别为小液缸的液体压力，活塞面积，活塞推动力，

$p_2$ ,  $A_2$ ,  $F_2$  —— 分别为大液缸的液体压力，活塞面积，活塞推动力。

由于两个液缸连通，所以，

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 = p; \\ F_1 &= p_1 A_1 = p A_1; \\ F_2 &= p_2 A_2 = p A_2 = \frac{F_1}{A_1} A_2 \end{aligned} \quad (1-1)$$

式 (1-1) 即为忽略系统阻力损失的力的传递方程式。压力  $p$  是随外负载而变化的，即  $p$  值由  $F_2$  决定。反之，如  $F_2$  已知，则给定  $p$  后就能计算大活塞的面积  $A_2$ 。

其次，运动速度的传递是按液体容积变化相等的原则进行。假设液体不可压缩，并忽略任何的泄漏，则液压泵排出的液体容积等于流进液压缸的容积，即：

$$h_1 A_1 = h_2 A_2 = V$$

式中  $h_1$ ,  $h_2$  —— 分别为液压泵、液压缸活塞的行程；

$V$  —— 液体容积。

等式两边除以时间  $t$ ，得：

$$\begin{aligned} h_1 A_1 / t &= h_2 A_2 / t \\ v_1 A_1 &= v_2 A_2 = Q \end{aligned} \quad (1-2)$$

式中  $t$  —— 时间，秒；

$v_1$ ,  $v_2$  —— 分别为液压泵、液压缸活塞移动速度，米/秒；

$Q$  —— 流量，米<sup>3</sup>/秒。

式 (1-2) 即为忽略系统泄漏的运动速度传递方程式。由式 (1-2) 可见，当连续调节液

压泵的流量  $Q$ ，就可获得连续变化的液压缸速度  $v$ ，因而液压传动可实现无级调速。由式 (1-1)，(1-2) 对比，还可看出，液压传动所传递的力和速度是无关的。因此，理论上液压传动可以实现与负载无关的任意规律的运动。

## 第二节 液压系统的组成

从前面液压千斤的例子 (图1-1) 可以看出，液压传动系统，基本由四部分组成：

- 1) 动力元件 液压泵。如图 1-1 (b) 中的手摇泵。其职能是将机械能转变为液压能。
- 2) 控制调节元件 各种阀，在系统中控制和调节各部分液体的压力、流量、流向，以满足机械工作的要求，完成一定工作循环。图 1-1 (b) 中单向阀就是控制液流方向的，而截止阀不仅能控制液压缸和油箱间的油路开、闭，还可控制流量，从而控制重物下降的速度。
- 3) 执行元件 液压缸，它将液体压能转变为机械能 (包括直线运动和旋转运动两种形式的机械能)。图 1-1 (b) 中液压缸即是。
- 4) 辅助元件 除油箱外，通常还有滤油器、蓄能器、油管及管接头、冷却器及各种检测仪表等。

为了进一步说明液压传动系统的这些组成部分，下面举一个机床液压系统的例子。图 1-2 是它的结构图。图 1-3 是它的半结构符号表示的原理图。

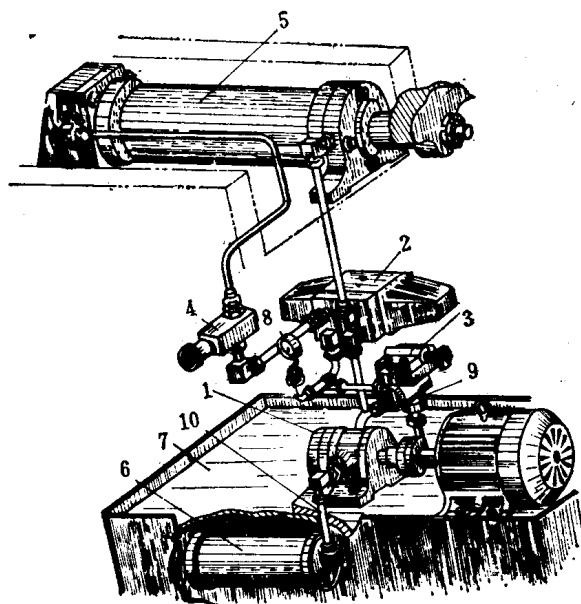


图1-2 液压系统结构图

- 1—液压泵；2—换向阀；3—溢流阀；4—节流阀；  
5—液压缸；6—滤油器；7—油箱；8—压力表；9, 10—油管

从图 1-2 和 1-3 中看到，该液压系统是由动力元件（液压泵），控制调节元件（换向阀、溢流阀、节流阀），执行元件（液压缸），辅助元件（滤油器、油箱、压力表、油管）等四部分组成。

电动机带动液压泵，从油箱中通过滤油器及吸油管 10 吸油，而以较高的油压输出，这样，液压泵把电机输出的机械能转换成液压泵输出的压力能。压力油经过油管 9 及换向阀

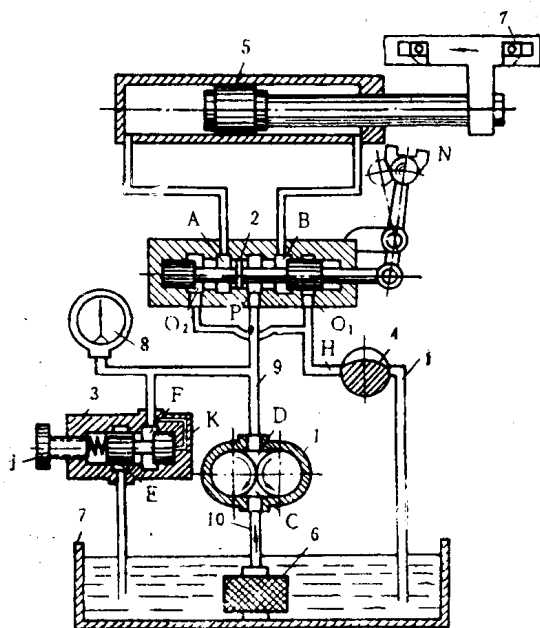


图 1-3 液压系统半结构符号原理图

(图注见图 1-2)

进入液压缸，按照换向阀控制的通道变换（即换向）而使液压缸活塞杆伸出或缩回，带动机床工作台 T 沿着机床床身的导轨作往复运动。而换向阀的换向动作是通过一套杠杆机构 N，由工作台上的撞块自动控制的，因此，这是一种能自动连续往复运动的控制系统。这样，由液压泵连续输出的压力油通过液压缸把其携带的液压能转变为工作台往复运动的机械能。溢流阀用于维持系统压力近似恒定。工作台 T 的速度变化由可调节流阀来控制。油箱用于储存油液并散热，滤油器用于滤去油液中的杂质。压力表用于观察系统压力。

当然，一般一个完整的液压机械设备工作系统比上面的例子要复杂的多，它可能包括多个液压泵、液动机、多种工作循环和控制。但无论怎样复杂的液压系统，也都是由上述四大部分组成。

顺便指出，图 1-3 所示的半结构式液压系统图，其中液压元件都是用其半结构原理表示的，也叫断面结构系统图，是一种常见的系统图。这种系统图直观性强，元件结构和动作原理容易理解。但是图形比较复杂，绘制和使用都不方便。为了简化，对于比较熟悉液压技术的人来说，更经常使用的是职能符号液压系统图。在这种系统图中用各种规定符号表示元件职能。更简单易看，绘制、使用都方便。图 1-4 用职能符号绘制了图 1-3 所示的机床液压系统图。这种图只表示元件的职能和连接通路，不表示元件的具体结构和参数，也不表示从一个工作状态转变到另一个工作状态的过程，更不表示系统布置和元件在机器中的实际安装位置。系统图中的符号通常均以元件的静止位置或零位表示。元件的名称、型号和参数一般在系统图的零件表中说明，必要时可注在元件符号旁边。对于标准中没有规定的图形符号，可以根据标准和所列图例规律进行派生。当无法派生时，或有特别必要说明某一元件的结构和动作原理时，允许局部采用结构简图表示。附录 1-1 中引出了我国目前采用的液压系统图形符号。

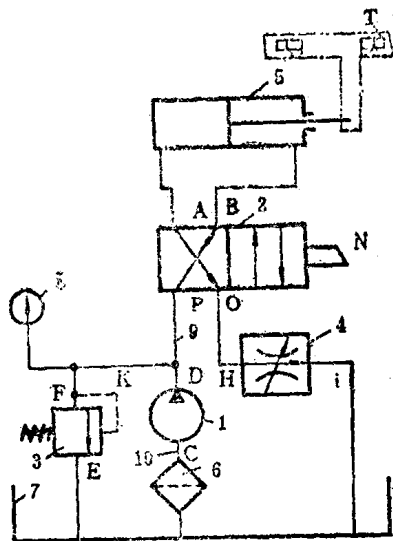


图1-4 机床液压系统图

1—液压泵；2—换向阀；3—溢流阀；4—节流阀；5—液压缸；6—滤油器；7—油箱；8—压力表；9，10—油管

### 第三节 液压传动的发展概况

液压传动技术是在十八世纪末出现的。1795 年英国制成了第一台水压机。十九世纪末，

德国制造了液压龙门刨床，美国制造了液压六角车床和液压磨床。但那时由于没有成熟的液压元件，因而液压技术并未得到普遍使用。

二十世纪初，由于精研加工工艺的成熟，为液压元件向高压高效率的发展创造了条件，因而在第一次世界大战到第二次世界大战期间，液压技术被用于军事上而得到很大发展。在这期间出现了动作准确、反应迅速的液压传动装置，并用于大炮、飞机、坦克上，而且在舰艇上出现了电液随动阀和随动系统。第二次世界大战后，将这些军事上应用的成果转用到民用工业上，并且由于控制论的发展以及液压油，液压元件的结构不断改进，使液压技术得到了飞速发展。50年代初，液压技术已开始应用到各行各业，如机床、汽车、工程机械等，在这期间出现了仿形机床、自动机床、各种流水作业线以及自动传动器的液控系统。到了六十年代以至最近二、三十年以来，由于空间技术、大型船舶以及电子技术的发展而使液压技术的发展又达到一个全新的阶段。目前液压技术广泛用于机械制造、冶金、造船、石油化工、建筑、汽车、工程机械、注塑、纺织、食品及其它轻工部门。在国防方面，如飞机、舰艇、大炮、坦克上的应用以及原子能方面的应用仍是一个重要的技术领域。已经出现了反应灵敏，动作准确的液压随动系统。特别是比例阀的出现和发展，它与电子技术结合起来，可以大面积的实现生产过程的自动化。现在在生产中应用着工作压力  $400 \times 10^5$  帕以上，流量 1000 升/分 (16.67 升/秒) 以上，功率 368kW 以上的高压大功率元件。液马达可以作到重量只是同功率电机的 10~20%，体积是同功率电机的 12~13%。液压元件和系统达到了小形化、集成化。例如美国生产的 Allison 传动器，实现一个 5 档 (或以上) 变速箱的动力换档、自动跳档的液压控制系统，全部元件和系统采用集成板结构，其面积只有 1 英尺<sup>2</sup>，厚度只有 1 英寸。其它如静压轴承、静压导轨、静压丝杆都在生产中得到成功的应用。近年来又出现了交流液压技术，如液压镐及原子能工业中的机械手。此外，液压射流技术也获得了应用和发展。总之，液压技术是近代工业技术中的一个重要分支。可以相信，它与迅猛发展起来的电子技术相结合，将进一步显示出其强大的威力和优越性。

#### 第四节 液压传动的优缺点

为什么液压技术能在 100 多年的历史中，特别是近二、三十年来获得如此广泛而迅速的应用和发展呢？这是因为，和机械传动、电力传动相比，它有其独特的优点。概括起来，它的主要优点是：

(1) 容易获得很大的力或力矩。一个内径为 30 厘米的液压缸，当其油压为  $140 \times 10^5$  帕时，活塞上可产生近 1 兆牛 (100 吨) 的推力，低速大扭矩液压马达可实现低速大扭矩传动，无需减速器。

(2) 能在很大范围内实现无级调速，调速范围可在 200 以上，而且准确，平缓，结构简单，成本低廉，这在机械或电力传动中是难以作到的。

(3) 能容量大、重量轻、体积小。起重量为 5 吨的液压起重机，每台可比机械传动型式的减轻自重 3~5 吨。液压马达的体积只有相同功率电机的 12~13%，重量为同功率电机的 10~20%。

(4) 传动平稳、动作准确，可以容易地获得各种复杂动作。容易实现自动化。

(5) 零部件易于灵活布局，操纵简单。

(6) 液压元件自行润滑, 因而磨损少, 寿命长。

(7) 液压元件易于实现标准化、系列化、通用化, 便于组织批量生产, 提高质量, 降低成本, 给专用液压设备的设计、制造、使用都带来很大方便。

除了上述优点外, 液压传动也存在某些缺点, 主要有:

(1) 受温度变化影响大。由于液压油的粘度随环境温度而变化, 因而会引起运动特性的变化。

(2) 油质要求清洁、防火, 并定期更换。

(3) 由于液体流动中的阻力损失。与机械传动和电力传动相比, 其传动效率低。

(4) 因为存在泄漏, 其传动比是软特性的, 受负载影响大。

虽然存在上述缺点, 但其优点远远多于缺点, 是其它传动形式所不能比拟的。并且, 上述这些缺点通过正确的设计、制造和使用是可以克服以致消除的。因而它的广泛应用也是理所当然的了。

## 第五节 液压传动用油

### 一、对液压油的基本要求

一个液压传动装置工作得好坏, 往往与用油的性质及其合理使用有很大关系。经验表明, 一个设计和制造良好的液压设备出毛病, 往往与工作油的使用不合理有关。实际上, 好多工业用矿物油都可作为液压油, 但必须注意两条原则: (1) 油的清洁纯净程度, 特别在使用过程中的防污染。(2) 油的性质及合理使用条件。那么, 作为良好的液压油应满足哪些要求呢?

(1) 质量纯净, 不含机械杂质和酸碱, 以免堵塞管路, 腐蚀元件。

(2) 具有适宜的粘度和良好的粘温特性, 也就是在使用温度变化范围内, 工作油的粘度变化小。

(3) 具有良好的润滑性, 能在相对滑动表面上形成较厚的油膜。

(4) 具有良好的化学稳定性, 在使用和贮存过程中, 不易氧化变质, 不析出胶质沉淀物, 并具有防锈性能。

(5) 抗乳化和抗泡沫性好, 油中含水量不大于 0.025%。

(6) 在需要防火的地方, 油的闪点要高; 在寒冷环境, 油的凝固点要低。

(7) 具有好的抗剪切安定性。在有核辐射的条件下应具有核辐射安定性。

### 二、液压油的物理化学性质

#### (一) 密度和重度

单位体积的质量称为密度, 以  $\rho$  表示。

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

式中  $m$ ——体积为  $V$  的液体质量, 公斤;

$V$ ——质量为  $m$  的液体体积, 米<sup>3</sup>。

单位体积的重量称为重度, 用  $\gamma$  表示。

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \text{牛/米}^3 \quad (1-4)$$

式中  $G$ ——液体的重量, 牛;

$V$ ——液体的容积, 米<sup>3</sup>。

按照牛顿力学, 物体中物质的量称质量, 它是表征物体惯性的物理量, 物体不论在地球的任何地方, 其质量大小是不变的标量。在国际单位制中质量单位是一基本单位, 为千克 (或公斤), 以符号  $kg$  表示。而重量是地球对物体的引力, 是一矢量。由于在地球上不同位置的地心引力不同, 故物体重量不是常量。在国际单位制中重量单位是一导出单位, 为牛顿 (或  $N$ )。由公式  $G=mg$  可得: 一公斤质量的物体, 在纬度  $45^\circ$  海平面上的重量为  $9.81$  牛顿。式中  $G$ ——重量, 牛顿;  $m$ ——质量, 公斤;  $g$ ——重力加速度,  $9.81$  米/秒<sup>2</sup>。

油液的密度和重度是随温度和压力而变化的, 对于液压系统中所用的石油基液压油, 在使用温度和压力范围内, 密度和重量变化很小, 计算时一般可取  $\rho=900$  公斤/米<sup>3</sup>,  $\gamma=8.829 \times 10^3$  牛/米<sup>3</sup>。

## (二) 压缩性

液压油受到压力后, 其体积减少、密度增加的性质叫压缩性。在温度不变的条件下, 被压缩液体的体积相对变化量可用下式表示

$$\frac{\Delta V}{V} = -\beta_v \Delta p \quad (1-5)$$

式中  $\Delta V$ ——液体受压后减小的体积, 米<sup>3</sup>;

$V$ ——液体被压缩前的体积, 米<sup>3</sup>;

$\Delta p$ ——压缩前后的压力差值, 帕 (牛/米<sup>2</sup>);

$\beta_v$ ——体积压缩系数, 米<sup>2</sup>/牛。

在  $150$  标准大气压以内,  $20^\circ C$  时常用液压油的体积压缩系数  $\beta_v = (5 \sim 7.5) \times 10^{-10}$  米<sup>2</sup>/牛。

$\beta_v$  的倒数称体积弹性系数  $E_0$ 。

$$E_0 = \frac{1}{\beta_v} \quad \text{帕} \quad (1-6)$$

一般常用液压油的  $E_0 = (1.3 \sim 2) \times 10^9$  帕。

如果考虑管道变形对液压系统的影响, 可引用综合体积弹性系数  $E$ 。

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_0} + \frac{d}{E\delta} \quad (1-7)$$

式中  $d$ ——管道内径, 米;

$E$ ——杨氏模量,  $E=2.1 \times 10^{11}$  帕;

$\delta$ ——管壁厚, 米。

对常用钢管取  $\frac{d}{\delta} = 6.1 \sim 13.2$ , 则可近似取  $E_s = 0.909 E_0$ 。

由于液压油的压缩系数都很小, 因此在一般工程计算中常把油看成是不可压缩的。仅在压力变化极大, 或要求计算准确度很高时, 才考虑液体的压缩性。

### (三) 粘度

粘度是反映液体流动时, 相对运动层间的摩擦力大小的一种物理量。按一般生活中的概念, 液体粘性大就是稠, 粘性小就是稀。液体只有发生相对运动时才表现出粘性, 相对静止时也就无所谓粘性了。粘滞性是运动液体的重要物理特性之一。其大小用粘度表示。液体的粘度有三种表示单位。

#### 1. 绝对粘度 $\mu$

绝对粘度又称动力粘度或粘性动力系数, 是直接表示液体内部摩擦力大小的一种度量方法。在国际单位制 (SI) 中, 单位为帕·秒

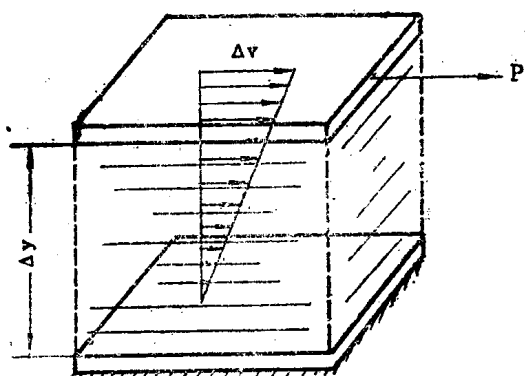


图1-5 液流的剪切力及速度分布

如图 1-5, 设有两块面积为  $A$  的平板。两平面间的距离为  $\Delta y$ , 它们之间充满被测液体。现在使下板固定不动, 用拉力  $P$  拉动上板, 并使上板相对于下板以  $\Delta v$  的速度作相对运动。这时可以测出拉力  $P$  的大小。这个  $P$  值实际反映了上下板相对运动时两板间液体的内摩擦阻力, 又叫液体剪切力。

下面我们研究二板间液体的运动规律, 由于液体有附着力, 使得粘附在上板上的油液以  $\Delta v$  的速度与上板一起运动; 而粘附在下板上的液体, 则与下板一起静止不动 (速度为零), 中间的油液, 由于液体间的内聚力, 使两板间的液体速度从零到  $\Delta v$  按线性分布。这样, 在  $\Delta v$  不变的条件下, 液体流层间的相对速度的差值与两板间距离  $\Delta y$  成反比。另外从牛顿的实验表明, 当流体中的质点作层流运动时, 单位面积的内剪切力与两板间相对速度大小成正比, 同时与流体性质有关。这样, 可以写出下列关系

$$\frac{P}{A} = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} \quad (1-8)$$

其中,  $\mu$  是与液体粘性有关的比例系数。

我们把公式 (1-8) 中的  $P/A$  称为切应力 ( $\tau$ )。变化公式 (1-8), 得

$$\mu = \tau \frac{\Delta y}{\Delta v} \quad (1-9)$$

系数  $\mu$  称为液体的绝对粘度, 如果取  $\tau$  的单位是帕,  $\Delta v$  的单位取米/秒,  $\Delta y$  的单位取米, 那么  $\mu$  的单位就是帕·秒。

如果取  $\Delta y$  和  $\Delta v$  的数量为 1, 则

$$\mu = \tau \quad (1-10)$$

由此可以知道, 如果两平板的面积为 1 米<sup>2</sup>, 两板间距离为 1 米, 以力  $P$  拉动上板使其以相对于下板 1 米/秒的速度运动, 所测出的力  $P$  大小 (N) 在数值上就等于绝对粘

度值, 这个数值也是液体切应力的数值。这就是绝对粘度的物理概念。它直接反映相对运动液体切应力的数值。

如果把国际单位制换成物理单位制 (CGS), 则:

$$1 \text{ 帕} \cdot \text{秒} = 10 \text{ 达因} \cdot \text{秒} / \text{厘米}^2 = 10 \text{ 泊}$$

也就是说, 当油层厚度为 1 厘米, 并且有 1 厘米/秒的相对速度, 在 1 厘米<sup>2</sup> 的接触面上所产生的内摩擦力 (剪切力) 的大小为 1 达因, 称为 1 泊。1 泊 = 100 厘泊。

## 2. 运动粘度 $\nu$

实际上, 绝对粘度  $\mu$  除与液体内摩擦力有关外, 还应与液体的惯性有关。液体密度  $\rho$  大则  $\mu$  也大。因而又提出运动粘度的概念。所谓运动粘度就是绝对粘度与液体密度  $\rho$  的比值。

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ 米}^2 / \text{秒} \quad (1-11)$$

因为  $\mu/\rho$  的单位中只有运动学的量, 故称运动粘度。

运动粘度的物理单位是厘米<sup>2</sup>/秒, 1 厘米<sup>2</sup>/秒 = 1 施 (Stoke) = 100 厘施

液压系统计算和液压油牌号表示中一般不用绝对粘度, 而采用运动粘度, 例如: 10 号机械油在 50°C 时的运动粘度平均值为 10 厘施。

## 3. 相对粘度 (条件粘度)

绝对粘度 (动力粘度)  $\mu$  和运动粘度  $\nu$  一般都很难准确测量, 为了避免这个缺点, 工程中更常用的是相对粘度。如图 1-6 所示为恩格勒粘度计, 将 200 毫升被测油液装入容器内, 在温度为  $T^\circ\text{C}$  的情况下, 使油液通过  $d=2.8$  毫米的小孔流入 200 毫升量筒内, 测出流尽所用的时间  $t_1$ 。另外把 20 毫升的蒸馏水装入容器内, 在 20°C 的条件下, 测出蒸馏水流尽所用的时间  $t_2$ 。时间  $t_1$  和  $t_2$  的比值, 即为相对粘度 (恩氏粘度)

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-12)$$

$t_2$  的时间一般是 51 秒。工业上一般以 20°C、50°C 和 100°C 为测定  $t_1$  时间的温度标准, 并以  $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$  和  $^\circ\text{E}_{100}$  表示。一般液压油的相对粘度大多在  $2 \sim 8^\circ\text{E}_{50}$  (即  $\nu = 11.5 \sim 60$  厘施) 之间。

由于各国所采用的相对粘度计规格不同, 因此所用的相对粘度标准也不一样, 我国以及欧洲各国多采用恩氏粘度 (Engler), 英国用雷氏 (Redwood) 粘度, 美国用赛氏 (Saybolt) 粘度, 法国用巴氏粘度 ( $^\circ\text{B}$ )。下面给出各种相对粘度与运动粘度的换算经验公式:

$$\left. \begin{aligned} \nu_t &= 7.31^\circ\text{E}_t - 6.31/^\circ\text{E}_t && \text{厘施} \\ \nu_t &= 0.22 \text{SSU} - 180/\text{SSU} && \text{厘施} \\ \nu_t &= 0.26^\circ\text{R} - 172/^\circ\text{R} && \text{厘施} \\ \nu_t &= 4850/^\circ\text{B} && \text{厘施} \end{aligned} \right\} \quad (1-13)$$

式中 取油液密度  $\rho = 900$  公斤/米<sup>3</sup>;

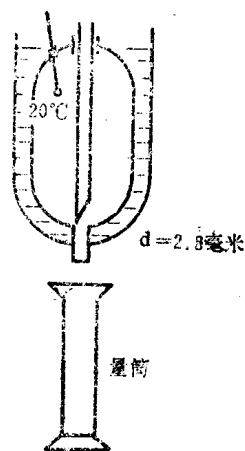


图1-6 恩格勒粘度计

SSU (或SUS) —— 国际赛氏秒 (通用赛氏秒);  
 °R (Re.1°) (RSS) —— 商用雷氏秒 (雷氏 1°秒);  
 °B —— 法国巴氏度, 又名巴洛刻度。

动力粘度、运动粘度和相对粘度三者之间的换算关系亦可从有关手册的图表中查得。

### (四) 粘度指数 (V.I)

油液的粘度随温度变化而变化, 其变化关系称为油的粘-温特性。对于 50°C 时粘度不超过 76 厘沱的矿物油, 当其温度在 30~150°C 范围内变化时, 可近似地用下式计算 t°C 时油的运动粘度。

$$v_t = v_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n \tag{1-14}$$

式中  $v_{50}$ ,  $v_t$  —— 50°C 和 t°C 时油的运动粘度;

n —— 指数, 它是随粘度变化的数值, 如表 1-1 所示。

油的粘-温特性也可用粘-温图来表示。图 1-7 是部分国产油的粘-温图。

表1-1 油的粘温指数

| $v_{50}$<br>厘沱 | 2.5  | 6.5  | 9.5  | 12   | 21   | 30   | 38   | 45   | 52   | 60   | 68   | 76   |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| n              | 1.39 | 1.59 | 1.72 | 1.79 | 1.99 | 2.13 | 2.24 | 2.32 | 2.42 | 2.49 | 2.52 | 2.56 |

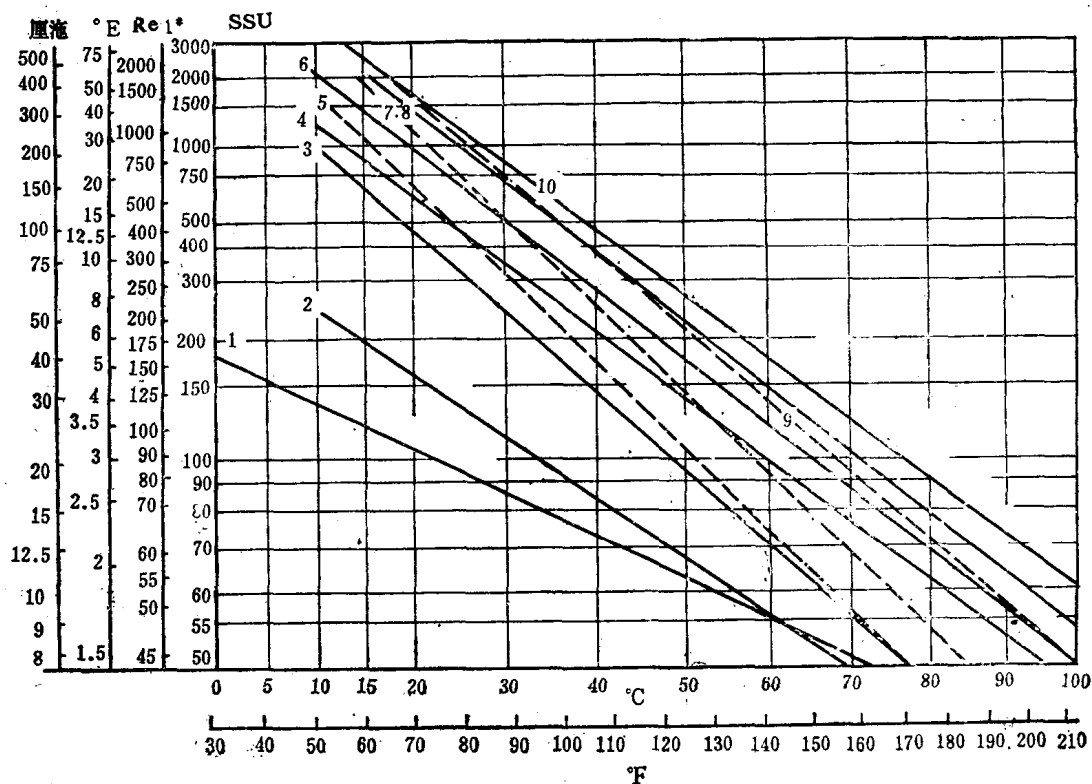


图1-7 国产油粘-温图

1—10号航空液压油; 2—10号机械油; 3—20号机械油; 4—30号机械油; 5—22号汽轮机油;  
 6—40号机械油; 7—30号汽轮机油; 8—50号机械油; 9—46号汽轮机油; 10—70号机械油 (10号柴油机油)