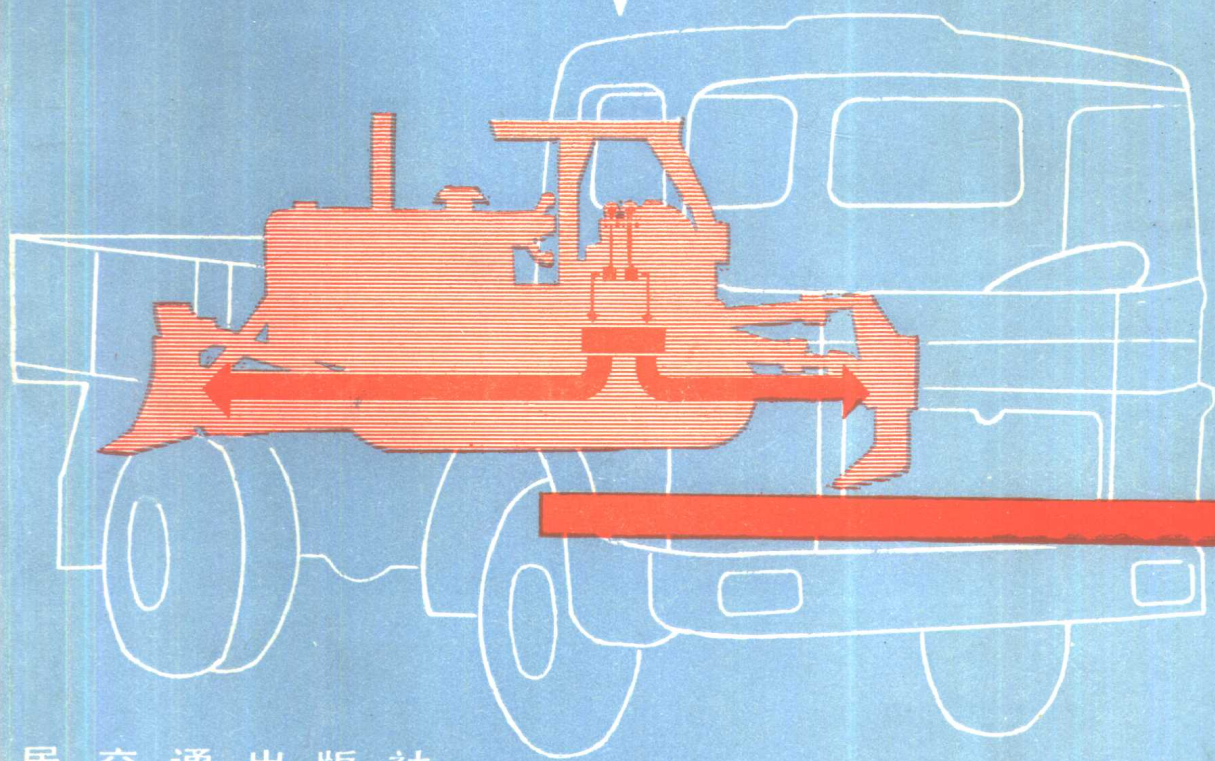


# 汽车与工程机械 液压传动

朱家珺 鲁达 编



人民交通出版社

# 汽车与工程机械液压传动

朱家珺 鲁 达 编

人 民 交 通 出 版 社

## 内 容 提 要

本书内容大部分取自近年来引进的现用车型的实际资料,包括:液压技术基础知识、油泵、油马达、油缸、油泵油马达的效率及试验、阀类、辅助元件、液压基本回路、汽车与工程机械典型液压系统、液压随动机构、液力变矩器、液压机械传动和液压装置的使用等,可供从事车辆液压技术工作的人员和使用具有液压装置车辆的驾驶员以及设计人员和大专院校师生参考。

## 汽车与工程机械液压传动

朱家珺 鲁 达 编

人民交通出版社出版  
新华书店北京发行所发行  
各地新华书店经售  
江苏省如东县印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$  印张: 28.75 字数: 678千

1984年2月 第1版

1984年2月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—7,400 册 定价: 4.40元

# 前 言

近二十年来液压传动与操纵在行走机械上的应用获得了迅速发展，在液压技术领域形成了称之为“车辆液压”的独特分支。普及这方面的知识，对车辆设备的使用来说是十分重要的。本书将向读者介绍在车辆领域内应用液压技术的基本知识，内容侧重于实际运用而不是抽象的理论。书中所收集的资料大多来自近年来引进的各种现用车型，其中亦有作者多年来从事“车辆液压”教学与技术服务工作所积累的心得体会。

在编写过程中，赵源泰工程师对本书内容提供了宝贵意见，在此表示感谢。

由于作者水平有限，书中难免存在缺点和错误，恳请读者批评指正。

# 目 录

<b>第一章 液压技术基础知识</b> .....	1
第一节 什么是液压传动 .....	1
第二节 液压油 .....	3
第三节 静液压基本参数 .....	8
第四节 液流的连续性原理 .....	11
第五节 能量方程 .....	12
第六节 压力损失 .....	13
第七节 缝隙流动 .....	15
第八节 薄壁节流孔和阻尼管节流孔 .....	19
第九节 静液压支承 .....	20
第十节 动量定律 .....	22
<b>第二章 油泵</b> .....	25
第一节 齿轮泵 .....	26
第二节 轴向柱塞泵 .....	37
第三节 叶片泵 .....	57
<b>第三章 油马达</b> .....	64
第一节 齿轮油马达 .....	65
第二节 齿轮式分流增压器 .....	66
第三节 轴向柱塞式常压油马达 .....	68
第四节 曲轴连杆式油马达 .....	71
第五节 双斜盘轴向柱塞油马达 .....	78
第六节 静力平衡油马达 .....	83
第七节 内曲线油马达 .....	90
<b>第四章 油缸</b> .....	101
第一节 油缸结构 .....	101
第二节 油缸计算要点 .....	105
<b>第五章 油泵油马达的效率及试验</b> .....	110
第一节 油泵的效率 .....	110
第二节 油马达的效率 .....	112
第三节 油泵油马达试验 .....	113
第四节 油泵油马达试验装置 .....	114
第五节 油缸试验 .....	116
<b>第六章 阀类</b> .....	118
第一节 压力控制阀 .....	118

第二节	流量控制阀	156
第三节	方向控制阀	168
<b>第七章</b>	<b>辅助元件</b>	<b>185</b>
第一节	油管和接头	185
第二节	密封件	189
第三节	滤油器	192
第四节	油箱	198
第五节	蓄能器	199
<b>第八章</b>	<b>液压基本回路</b>	<b>202</b>
第一节	液压系统的型式	202
第二节	液压系统基本回路	205
第三节	液压系统的效率	226
<b>第九章</b>	<b>汽车与工程机械典型液压系统介绍</b>	<b>233</b>
第一节	全液压汽车起重机	233
第二节	单斗液压挖掘机	276
第三节	液压装载机与推土机	281
第四节	液压自卸汽车	289
第五节	阿里森 DP8961 型传动器液压操纵系统	293
第六节	汽车自动变速器的液压控制系统	327
第七节	汽车全液压制动系统	364
<b>第十章</b>	<b>液压随动机构</b>	<b>369</b>
第一节	概述	369
第二节	轮式车辆转向助力器	376
第三节	离合器及制动器助力器	390
第四节	液压调速器	393
<b>第十一章</b>	<b>液力变矩器</b>	<b>395</b>
第一节	变矩器的结构	395
第二节	术语解释	397
第三节	变矩器工作原理	398
第四节	变矩器特性曲线和指标	400
第五节	变矩器的型式和分类	403
第六节	变矩器与发动机的共同工作	407
第七节	循环圆有效直径的选择	410
<b>第十二章</b>	<b>液压机械传动</b>	<b>413</b>
第一节	基本原理	413
第二节	典型结构	415
第三节	评价指标	418
<b>第十三章</b>	<b>液压装置的使用</b>	<b>423</b>
第一节	液压系统的故障检查	423
第二节	液压系统的 $T_c$ 试验	425

<b>第三节 液压传动中的常见故障</b> .....	430
<b>附一、介绍动臂系统的一种设计方法</b> .....	436
<b>附二、液压系统图谱</b> .....	440

# 第一章 液压技术基础知识

## 第一节 什么是液压传动

众所周知，常见的车辆传动是由发动机的曲轴通过一系列齿轮减速装置，带动车轮来实现的。为什么发动机曲轴不能直接和车轮相连接呢？这是因为，发动机只能产生高转速、小扭矩，与车轮要求低转速、大扭矩相矛盾。任何型式的传动系统都是为了解决这个矛盾而设置的。用液压传动来解决上述矛盾的原理，可通过油压千斤顶的工作过程加以说明（见图 1-1）。使用千斤顶时，可以见到下列现象：

1) 手柄上只需施加几公斤的力，但千斤顶的大柱塞却能顶起好几吨重的东西。

2) 在某一段时间内，来回压动手柄好几下，相应的小柱塞上下移动较多距离，但是在这一时间内，大柱塞只上升很少的距离，这就是说，大柱塞的速度比小柱塞速度小。

由此可见，千斤顶这个液压机构，与齿轮传动一样，也能降低速度，增大力量，因此它也可用作传动机构。但是千斤顶中的柱塞只能作直线传动，为了获得旋转运动，可按图 1-2 那样，在大小柱塞上都装上连杆和曲轴。当发动机曲轴与轴 a 相连，曲轴旋转，使小柱塞不断地将油送往大柱塞处，大柱塞从而推动轴 b 旋转；若将驱动轮装在 b 轴上，车辆就能前进了。图 1-2 仅用来说明什么是液压传动。为了实现连续而均匀的旋转，实际结构要远比这个简图所表示的复杂和完善。

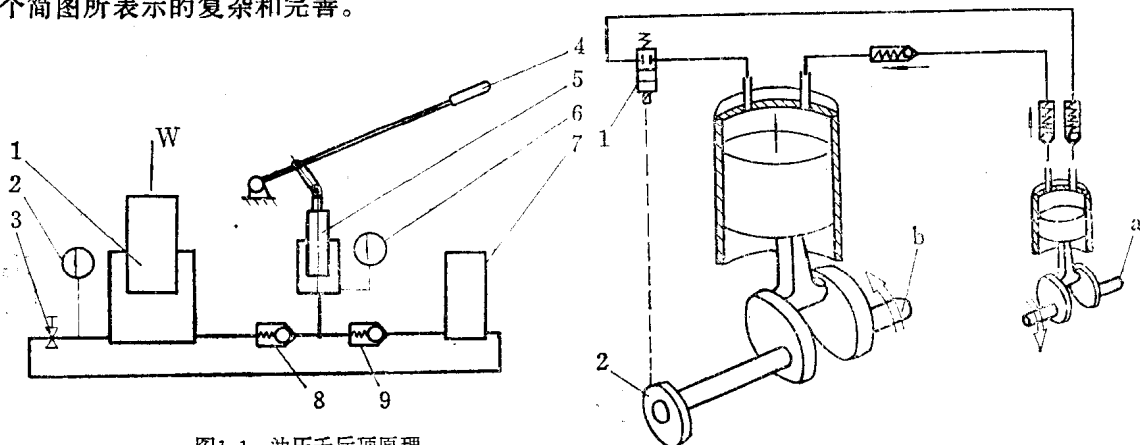


图1-1 油压千斤顶原理

1-大柱塞；2-压力表；3-截止阀；4-手柄；5-小柱塞；  
6-压力表；7-油箱；8、9-单向阀

图1-2 静液压驱动原理示意图

1-受凸轮控制的阀；2-凸轮

千斤顶这个例子所代表的液压传动系统，具有下列特性：

1) 如果在靠近小柱塞和大柱塞处，分别接上压力表 2 和 6（图 1-1）则当压动手柄时，两个压力表上显示的读数是一样的，并且该油压力大小和大柱塞上的负荷  $W$  大小成正比。 $W$  越大油压力也越高，手柄向下压的力也大。当大柱塞上负荷为零时，柱塞缸和油路中也就不会有油压力，压动手柄时，仅需克服很小的摩擦阻力。

当负荷  $W$  一定时，大柱塞做得越粗，则压动手柄所需花费的力也就越小，相应压力表



上的读数也越小。

上述情况表明，当大柱塞的面积一定时，液压系统中的油压力完全决定于外负荷  $W$ ，而当负荷  $W$  一定时，液压系统中的油压力大小就由大柱塞面积来决定。这是一个重要的概念。

油压力  $p$ 、负荷  $W$ 、大柱塞面积  $A_2$ ，三者的关系是：

$$W = p \cdot A_2 \quad (1-1)$$

前面已经指出，大小柱塞处的油压力是相等的，因此要克服小柱塞上受到的油压作用力，就必须对小柱塞施加外力，其值为  $W_1$ ：

$$W_1 = p \cdot A_1 \quad (1-2)$$

式中： $A_1$ ——小柱塞上油压作用面积。

由式(1-1)及(1-2)可得：

$$p = \frac{W}{A_2} = \frac{W_1}{A_1}$$

即：

$$\frac{W_1}{W} = \frac{A_1}{A_2}$$

及

$$W_1 = W \cdot \frac{A_1}{A_2} \quad (1-3)$$

式(1-3)表明，只要小柱塞面积  $A_1$  做得很小，大柱塞面积  $A_2$  做得很大，就可用很小的力  $W_1$  去推动大的负荷  $W$ 。这就是前面所说的“力的放大作用”。

2) 如果每压动一次手柄，小柱塞向下移动的距离为  $l_1$ 。不管大柱塞上的负荷有多大，大柱塞每次都只能上升  $l_2$  的距离 (图1-3)。这是因为在某一时间段  $t$  内，小柱塞向下移动了  $l_1$  距离，由于没有泄漏和油的不可压缩性，小柱塞排出的油体积  $A_1 l_1$  全部进入了大柱塞的下腔，使大柱塞向上移动  $l_2$  距离，它让出的体积  $A_2 l_2$  即等于  $A_1 l_1$  故有：

$$A_1 \cdot l_1 = A_2 \cdot l_2 \quad \therefore \frac{l_1}{l_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-4)$$

又大小柱塞平均速度分别为：

$$V_1 = \frac{l_1}{t}, \quad V_2 = \frac{l_2}{t}$$

则传动比  $i$  为：

$$i = \frac{V_1}{V_2} = \frac{l_1/t}{l_2/t} = \frac{l_1}{l_2} \quad (1-5)$$

将式(1-4)代入式(1-5)得：

$$i = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-6)$$

式(1-6)表明，容积式静液压传动系统的速比，在没有泄漏的情况下，只与大小柱塞的结构尺寸有关，而与大柱塞上的外负荷大小无关。需要指出的是，这个结论仅适用于容积式液压调速系统。而对于液压传统中的另一种调速方法，即节流调速系统，由于调速时采用节流阀与溢流阀共同配合工作，有一部分油要从溢流阀溢走，故上述结论不适用。

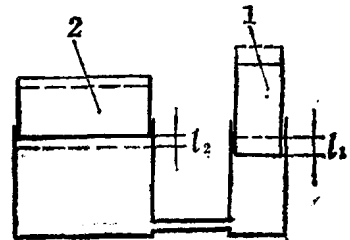


图1-3 柱塞位移关系图  
1-小柱塞，其柱塞面积为  $A_1$ ；2-大柱塞，其柱塞面积为  $A_2$ 。

## 第二节 液 压 油

### 一、对液压油的要求及其选用

在液压装置中，液压油主要用来传递能量并对液压元件中各摩擦副进行润滑。为了用好液压装置，首先要对液压油的使用性能有所了解。过去在液压装置中曾普遍应用普通油，例如：20号、30号机械油、8号、11号柴油机机油、透平油、变压器油等。应该明确，上述油种的性能，不太适合液压传动装置的使用，因为这些油的性能，是针对非液压传动的其他机器设备使用要求而确定的。例如普通机械油是一种一般工业中用的润滑油、它的氧化安定性差，在摩擦副表面生成的油膜强度较低。又例如柴油机机油，它是专为柴油机的润滑要求而炼制的，油中加有抗氧化、抗腐蚀等添加剂以改善高温下使用的性能，作为代用液压油比起普通机械油来略好，但它仍然不是一种专门适应液压传动要求的液压油。近代由于液压系统普遍向高压、高速和长寿命方向发展，随之而来也就产生了专门适应液压系统需要的液压油。工程机械和汽车的露天使用环境和复杂多变的负荷条件，要求液压油具有下列性能：

1) 低凝点。也就是好的流动性，工程机械要在露天的寒冷气温下工作，要求低温起动液压装置时，液压油容易被油泵吸入并在系统内循环，所以油的低温流动性要好。

2) 合适的粘度。粘度是选择液压油的一项主要依据，粘度太低时，润滑表面容易磨耗从而使液压元件的内漏和外漏增加，泵的效率降低，油温上升。而粘度太大时，泵吸油困难，流动损失增加，系统的发热和温升都将提高。因此使用者要按照产品说明书中规定的液压油粘度来选择油品。液压传动中油的粘度大多在 $2\sim 8^{\circ}\text{E}_{50}$  (11.5~60厘沲)，更高的粘度较少采用。当周围环境温度高时采用高粘度油，环境温度低时采用低粘度油。压力高时用高粘度油，压力低时用低粘度油。当转速或运动速度很高时，油流速度也高，为减少流动损失和防止油泵吸油不足，采用低粘度的油更为适宜。

当油泵类型不同时，可参照表 1-1 来选择油的粘度。

油料粘度的选择

表1-1

泵 类 型	油温 (°C)	粘度范围 (厘沲37.8°C)		最低粘度 (厘沲) (高温界限)	最高粘度 (厘沲) (起动时低温界限)	合适粘度范围 (厘沲) (正常运转温度)
		5~40	40~80			
叶 片 泵		30~70	43~95	13	870	15~54
柱 塞 泵		30~70	110~220	15	800	25~150
齿 轮 泵		30~70	110~154	15	800	25~150

3) 润滑性。泵和马达等元件中有许多相对运动的摩擦副。在这些摩擦副上，往往承受很大的负载，同时又有相当高的相对运动速度。这些部位要靠液压油来润滑，以免发生磨损和烧伤，因此液压油应该具有良好的润滑性。润滑性的好坏通常是以零件表面生成的油膜强度来衡量的。若油膜越不易破裂，则润滑性能越好，油膜强度可以通过“四球机”这一仪器来加以测定。

4) 粘温性。该性能表示粘度随温度变化的大小，粘度应随温度的变化越小越好。在油温变化显著的条件，以及在环境温度剧烈变化的场所使用时，如果液压油的粘度也随温度变

化而有很大变化时，液压装置的性能就会受到影响。粘温性可以用粘度指数或粘温比作为评价指标。粘度指数越高，则粘度随温度的变化越小。

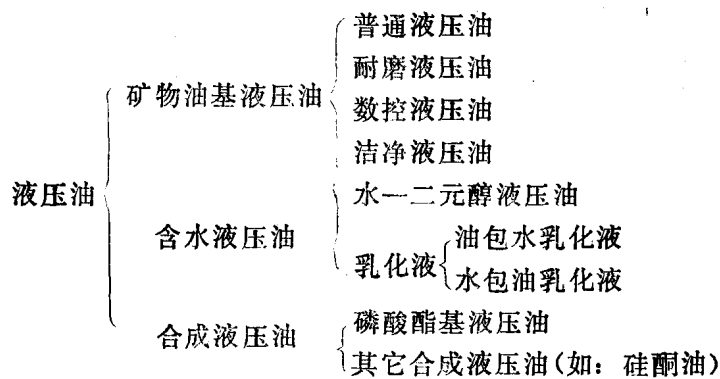
5)消泡性。液压装置工作时，油中混入空气也是常见的。当油中含有气泡时，不但会产生噪音，使油缸马达工作不平稳，而且气泡在高压下压缩时，将局部产生高温，有时甚至会烧坏油缸的密封等。因此当油中混入气体时，液压油应具有使气体从油中迅速离出的性能，即所谓的消泡性。

6)抗乳化性。当液压油混入水时，会使液压油乳化，从而破坏液压油的原有性能，促使液压元件烧伤，造成锈蚀及磨损等不良后果，所以液压油应具有使水从油中易于分离出去的性能，即所谓的抗乳化性。

7)化学稳定性。液压油在系统中循环时，一方面承受相当高的压力和温度，另一方面又随时与铜、铁等金属接触（其中铜一类金属具有触媒作用），再加上空气中氧的作用，从而使液压油氧化变质，丧失其原有的良好性能，生成胶质等污染物，使系统不能正常工作，因此液压油要有良好的化学稳定性。

8)相容性。液压油应与液压装置中的有机材料（如密封件等）能互相在一起工作，而不使其侵蚀。

常用的液压油分类如下：



我国随着液压装置的普遍采用，石油部门已经生产出下列七大类液压油：通用液压油，抗磨液压油，低凝点液压油，洁净液压油，数控液压油，抗燃油以及液力传动油。可以预见，随着这些专用液压油的大量使用，将把我国液压技术的使用水平，提高到一个新的程度，也将大大有助于提高液压元件的使用寿命。

## 二、粘性的实质及其度量指标

我们用图 1-4 所示的模型来比拟油液受力后的变形和流动情况。

如果有一叠纸，夹于二块木板之间，下面的一块木板固定在桌面上，不能移动。当上面的那块木板受到一个推力  $P$ ，并以速度  $V$  向前移动时，由于各纸层之间有摩擦力，上层木板要带着和它紧贴的纸张以同样的速度  $V$  向前移动，然后依次其他各层纸都会带着相邻的下层纸张移动。但纸层间在摩擦力的作用下，其下层纸张都要阻碍相邻的上层纸张移动，结果整个一叠纸，就发生了歪斜变形（这种变形叫剪切变形）。如果纸层间的摩擦力越小，这纸的变形就越大。摩擦力越大，变

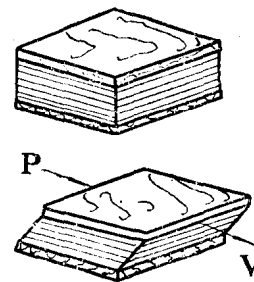


图1-4 油液受力变形的比拟

形就越小。

与此类似，夹于二平行间隙中的油液，当最上面的一层液层受外力作用后，也将产生剪切变形，而且流动较快的液层有拖动流动慢的液层的作用。流动较慢的液层又有阻碍流动较快液层流动的作用。这说明油层之间存在着内摩擦力（这内摩擦力叫剪力），内摩擦力越大，油液越不容易变形和流动，也就是所谓的“油稠”（即粘性大）。所以油液粘性的实质，就是油液流动时，各液层之间产生阻碍油液变形的内摩擦力。

实验证明，相邻液层间单位面积上的内摩擦力  $\tau$ ，与两液层间的速度差  $\Delta V$  成正比，与两液层间的距离  $\Delta Y$  成反比，即：

$$\tau = \pm \mu \frac{\Delta V}{\Delta Y} \quad (1-7)$$

式中：  $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$  —— 称作速度梯度；

$\mu$  —— 衡量油液粘性大小的系数。它有好几个名称：动力粘度系数、绝对粘度系数或内摩擦系数。

为了保证  $\tau$  值永远为正值，上式前面的  $\pm$  号，要根据  $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$  的符号来定，若  $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$  为正值，则取“+”号， $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$  为负值则取“-”号。

绝对粘度系数  $\mu$  的物理意义是：面积为 1 米<sup>2</sup>，并相距 1 米的一层液体，如果沿着高度方向，液层间的相对速度在单位长度上的增加值为  $\frac{\Delta V}{\Delta Y} = \frac{1 \text{米/秒}}{\text{米}}$  时，液层间所产生的单位面积上的内摩擦力。 $\mu$  的单位是公斤·秒/米<sup>2</sup>，或公斤·秒/厘米<sup>2</sup>。

在液压传动的计算中，还常用到绝对粘度系数  $\mu$  和油液密度的比值  $\frac{\mu}{\rho}$ 。为了计算方便，这个比值用符号  $\nu$  表示（单位为厘米<sup>2</sup>/秒），称运动粘度。

绝对粘度系数测试困难，工业上通常是采用恩格勒粘度计来测量油液粘度的（图 1-5）。用这个仪器测出的粘度叫相对粘度，又称条件粘度。

这个仪器的测试方法是，使 200 厘米<sup>3</sup> 的被试油液，在某一恒定温度下，借自重流过孔径为 2.8 毫米的小孔时，测出所需的时间  $t_1$  与同一体积的蒸馏水在 20°C 时，流过该小孔所需时间  $t_2$  的比值。该比值叫做该恒定温度下的恩氏粘度  $^{\circ}E_t$  即：

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2}$$

测得相对粘度后可根据经验公式 (1-8) 及 (1-9) 换算出绝对粘度  $\mu$  及运动粘度  $\nu$ ：

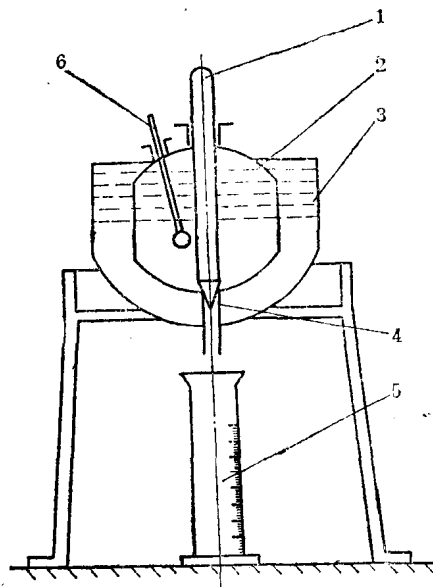


图 1-5 测粘度的装置  
1-塞棍；2-容器；3-保温水槽；4-小孔（孔径  $\phi 2.8$  毫米）；5-量筒；6-温度计

$$\mu = 0.00067^{\circ} E_t - \frac{0.00058}{^{\circ} E_t} \text{公斤} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 \quad (1-8)$$

$$\nu = \left( 7.31^{\circ} E_t - \frac{6.31}{^{\circ} E_t} \right) \times 10^{-2} \text{厘米}^2 / \text{秒} \quad (1-9)$$

绝对粘度系数  $\mu$  有时采用“泊”做单位，泊和公斤·秒/米<sup>2</sup>之间的关系为，

$$1 \text{ 泊} = \frac{1 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}}{98.1 \text{ 米}^2}$$

由于泊的单位太大，常用厘泊。1厘泊 = 10<sup>-2</sup>泊。

对于运动粘度  $\nu$ ，当其单位为厘米<sup>2</sup>/秒时，称该单位为“施” (Stoke) 施的单位太大，常用厘施。1厘施 = 10<sup>-2</sup>施。如果  $\nu$  的单位为米<sup>2</sup>/秒时，则1米<sup>2</sup>/秒 = 10<sup>4</sup>施 = 10<sup>6</sup>厘施。

### 三、液压油的正确使用

根据对液压装置发生的故障原因统计表分析表明，液压装置的故障70%以上与液压油有关，而且在这70%之内又有90%是液压油中混入异物而造成的。因此要保证液压装置的完好技术状态。首先必须加强对液压油的管理和正确的使用它。

正确的使用要把握这几个方面：防止液压油被污染；保证在正常油温下工作；定期对液压油进行检查并按规定时间换油和清洗系统。

油液所允许的污染程度，根据使用的场合不同，已制定了相应的标准，表1-2是美国NAS1638污染度标准，表1-3是美国MIL. STD1246A污染度标准。这两个表中给出的值是每

美国 NAS1638 污染度标准

表1-2

级	100	101	102	103	104	105	106	107	108
重量(毫克)	0.02	0.05	0.10	0.30	0.50	0.70	1.0	2.0	4.0

美国 MIL. STD1246A 污染度标准

表1-3

级	A	B	C	D	E	F	G	H	I
重量(毫克)	1.0	1.0~2.0	2.0~3.0	3.0~4.0	4.0~5.0	5.0~7.0	7.0~10.0	10.0~15.0	15.0~25.0

一毫升油液中所含杂质的重量，以毫克计。应该认识到即使是刚从炼油厂送来的新油也不是绝对纯净的，表1-4给出了美国MILH5606C新油的污染许用界限。

对于工程机械和汽车液压装置而言，当液压油中的夹杂物含量超过7.0~10.0毫克/毫升 (MILG级) 时即应停止使用。

液压油的工作温度不但影响油的粘度，而且油温过高将加速油的劣化。一般液压装置运转时最好能使油温保持在40~50°C。温度超过

80°C时，油液的氧化速度显著提高，而超过140°C后，每上升10°C，氧化反应速度要提高

美国 MILH5606C 新油的

污染许用界限

表1-4

颗粒大小(微米)	最大允许量 (100毫升中的个数)
5~15	2500
16~25	1000
26~50	250
51~100	25
100以上	10

2倍。但是油的运转温度也不能太低，当油温低于10°C时即属危险起动温度，在这温度以下工作，元件及系统的工作阻力增加，泵产生噪音，严重时使泵损坏，最好能使油液加温到20~30°C以后再开机起动。

液压油在经过一段使用后会劣化，其原有的物理化学性质将会发生变化，如果继续使用这种已经劣化了的油，将使液压装置的寿命缩短。同时也会产生事故。液压油性质变化及原因，见表1-5。一般液压装置允许的油劣化界限见表1-6。

液压油性质变化及原因

表1-5

性 状	劣化后引起的变化	原 因 及 检 查 项 目
比 重	增 加	油劣化、异种油混入
闪 点	降 低	油劣化、异种油混入
比 色	透明度恶化、色变浓	油氧化，水混入后乳化，混入金属粉末
粘 度	增加、降低	油劣化后增加，由于洗涤的油混入使其降低
酸 值	增 加	由于油温上升、金属粉末混入

一般液压装置允许的油劣化界限

表1-6

粘 度	±10%以 内
水 分	0.1%以下，过滤后加热静置沉淀，如果油不能分离，则换油
酸值，KOH毫克/克	±0.4
表 面 张 力	15达因/厘米 <sup>2</sup> 以下时换油（油的表面张力是氧化反应度的表示）

对于现场使用者来讲，要用试验室的方法来检查油的劣化程度是不太现实的，但可采用目测的方法来判断油的劣化程度。这时可从油箱的上部及底部采取油样，并放在透明的容器中与盛入同样容器中的新油来进行对比观察。液压油氧化劣化后会放出刺激性恶臭。当油中混入0.02%的水分时油即变乳白色。不过混入空气时也会呈乳白色，但静置5~10小时后，由气泡引起的乳白色将消失变得透明，而水分混入所引起的乳白色则仍存在。油中是否混入固体粒子可以在光线照射下与新油对比观察，也可以静置24小时，从沉淀物上来判断。

在正常使用情况下，工程机械每使用400~2000小时便应换油，此外液压装置的工作液，当发现：油质显著劣化、水分混入引起白油现象、金属粉或灰尘杂物大量侵入、与异种油混合等问题时，就得立刻更换。若机器在长期停放后再使用，也得换油。

不论哪一种情况，换油时，都要对系统进行冲洗。冲洗的目的，在于除去工作液劣化生成物、锈垢、防锈漆渣、非油性杂质以及沉积于油箱的异物等。这些异物杂质的存在会使工作液起泡，使金属件腐蚀，还会使密封填料膨胀，从而给机器带来不良影响。至于劣化油的残存，则会显著缩短新油的使用寿命，因此管路和元件中的排油必须彻底干净。

工作液更换的方法如下：

首先进行排出旧工作液前的冲洗，为此对要排出的工作液中加入冲洗促进剂，然后在40~60°C的油温下运转5~6小时，这项处理工序，目的在于排除系统内部的氧化劣化物。此时压力可调节在10公斤/厘米<sup>2</sup>左右。

当排油前的冲洗完毕后，乘工作液尚未完全冷却之前将油排出。不仅要使油管内的油排出，即使是油缸、贮能器里的油也应该尽可能排除干净。因为残油的存在将造成污染，或成

为氧化促进剂而产生不好的影响。

在旧油排除后，应用轻质油（煤油、柴油等）和泡沫塑料仔细刷洗油箱，管路部分等有生锈的地方。应该把锈垢洗净（外部用砂纸、内部用酸洗法刷洗）。至于涂料剥落部分，则应重新涂漆。螺钉松弛而导致可能发生漏油或污物浸入之处，都需要仔细检查并拧紧。

以上工作完成后，便可进行新油换入之前的冲洗工作。为此将冲洗油加到油箱中，油量达1/3油箱容量以上，冲洗油的粘度应与工作油相同，一般石油厂家出售的冲洗油，通常是由具有增强环烷系基油溶解力的溶剂和防锈剂等调配而成。在液压装置使用多年后，管路内附着有油泥的情况下，这种冲洗油是必须使用的。如无冲洗油，或油液污染轻微，则可采用无添加剂的纯透平油来代替，其价格，工作油、冲洗油和纯透平油的比率为100:55:40。

进行冲洗作业前，尚须将油缸油管接头拆下，并以软管将油缸短接。在回油管路中应装上网眼为20~30 $\mu$ 的过滤器两个。

由于这种冲洗工序是在利用冲洗油中溶剂的作用，以去除工作油所无法剥落的污泥，因此不可能在短时间内完成冲洗工作，一般来讲，需连续运转12~24小时后，方可大致上获得清洁的效果。如污泥堆积严重，则需更长的冲洗时间。通常运转五小时以后就能除去一半以上的异物。因此应频繁地更换滤芯。随着冲洗时间的增长，如过滤器的污染显著减少，则可拆下油管进行检查。如检查后情况良好，则可结束冲洗作业。在上述冲洗作业中，为了使管路内锈垢等异物杂质剥落而被冲洗油冲走，可时而轻轻敲打管子。整个冲洗作业过程中油温应达60~70 $^{\circ}\text{C}$ 。冲洗完了，在油尚未回冷之前将冲洗油排出。油箱用泡沫塑料洗刷，然后注入规定的工作液，将过滤器换成过滤精度10 $\mu$ 的。之后，在最低工作压力下，连续运转1~2小时，拆洗滤清器一次。自此以后的12工作小时之内，应每隔3~4小时检查一次滤清器，并对滤清器进行清洗便可投入正常工作。

### 第三节 静液压基本参数

#### 一、压力和流量

如图1-6所示，油缸中的油液，由于受外力 $F$ 及油液自重作用，在静止液体内的任一点 $a$ 处，将产生压力 $P$ 。在静液压传动中，由油液自重产生的压力比起由外力产生的压力要小得多，因此自重产生的压力可以略而不计。此时，由外力产生的油压力为：

$$P = \frac{F}{A} \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}$$

式中： $A$ ——柱塞的面积（厘米 $^2$ ）；

$F$ ——外力（公斤）。

单位时间内流过某一断面的油液体积叫流量 $Q$ ，常用的单位是升/分。

下面用一个简单的活塞和油缸的例子（图1-7）来解释参数之间的关系。具有流量 $Q$ 和压力 $p$ 的油液从左面进入油缸，这时面积为 $A$ 的活塞将受到一个向右的力 $F$ ，并获得速度 $V$ 。从以上的压力概念可知，压力 $p$ 和活塞上受力 $F$ 之间的关系为：

$$F = Ap$$

而流量和活塞速度之间的关系，可以这样得出，在某一时间 $t$ 内流入油缸的油体积为

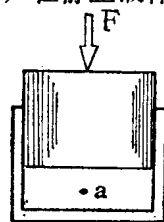


图1-6 油液被加压示意图

$Q \cdot t$ ，此时活塞向右移动了一段距离  $l$ ，它所让出的体积为  $l \cdot A$  应与  $Q \cdot t$  相等，即： $l \cdot A = Q \cdot t$ 。将此式变化一下，得：

$$\frac{l}{t} = \frac{Q}{A}$$

由于  $\frac{l}{t}$  即为活塞的移动速度  $V$ ，故：

$$V = \frac{Q}{A}$$

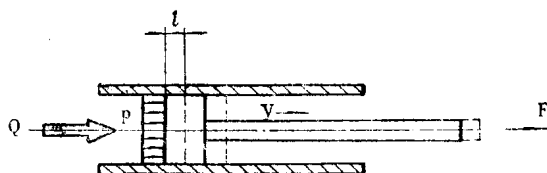


图1-7 活塞受力简图

上式说明油缸尺寸一定时，活塞的移动速度完全取决于进入油缸的流量。

活塞杆上作用有力  $F$  及速度  $V$ ，相应的机械功率  $N$  为：

$$N = F \cdot V$$

但  $F = p \cdot A$ ， $V = \frac{Q}{A}$ ，

故  $N = F \cdot V = p \cdot Q$ ，因此机械功率也可以用液压参数  $p$  及  $Q$  来计算，称为液压功率，即：

$$N_{液} = p \cdot Q$$

## 二、油泵和油马达基本参数

油泵和油马达是液压系统中的两个基本元件，要使油泵工作，必须在输入轴上加一定的扭矩  $M$  和一定的转速  $n$ ，然后油泵才能输出有一定压力  $p$  和一定流量  $Q$  的油。所以油泵是一种把机械能转换为液压能的元件。

对于油马达正好和油泵相反，在油马达入口，输入有压力  $p$  和流量  $Q$  的油，才能在其输出轴上得到扭矩  $M$  和转速  $n$ ，因此它是把液压能转换为机械能的元件。

下面分析  $M$ 、 $n$ 、 $p$ 、 $Q$  之间的关系。

从物理学知道，功率由下式计算：

$$\text{功率} = \text{力} \times \text{速度}$$

对机械功率：

$$\text{功率} = \text{力} \times \text{速度}$$

$$= \text{力} \times (\text{转速} \times 2\pi r)$$

$$= (\text{力} \times r) \times (\text{转速} \times 2\pi)$$

式中：力——作用在轴上的力，以符号  $R$  代表（见图1-8）；

$r$ ——力  $R$  的作用点到轴中心的距离；

转速——以符号  $n$  代表；

功率——以符号  $N$  代表。

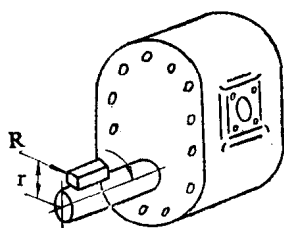


图1-8 轴上受力简图

则上式可写成：

$$N = R \times r \times n \times 2\pi$$

此式中  $R \times r$  即为作用在轴上的扭矩。故：

$$N = M \times n \times 2\pi \text{ 公斤} \cdot \text{米} / \text{分}$$

式中： $M$ ——公斤·米；

$n$ ——转/分。



如果  $N$  以马力为单位, 经过单位换算 (1 马力 = 75 公斤·米/秒) 则可得:

$$N = \frac{1}{716.2} M \cdot n \quad \text{马力}$$

对液压功率:

$$\begin{aligned} \text{功率} &= \text{力} \times \text{速度} \\ &= (\text{压力} \times \text{面积}) \times \text{速度} \\ &= \text{压力} \times (\text{面积} \times \text{速度}) \end{aligned}$$

式中: 压力——以  $p$  代表;  
面积——以  $A$  代表;  
速度——以  $V$  代表。

则上式变为:

$$N = p \cdot (A \cdot V)$$

由于  $A \times V = Q$ —流量。故上式可写为:

$$N = p \cdot Q$$

当  $p$  的单位为公斤/厘米<sup>2</sup>,  $Q$  的单位为升/分,  $N$  的单位为马力时, 经过换算, 上式可写成:

$$N = \frac{pQ}{450} \quad \text{马力}$$

根据能量守恒定律, 在不考虑损失的情况下, 可以得出:

$$\frac{1}{716.2} M n = \frac{pQ}{450}$$

化简得:

$$Q = \frac{M n}{1.59 p} \quad \text{升/分}$$

现引入与油泵、油马达结构尺寸有关的另一参数: 排量  $q$ , 因为它被定义为油泵或油马达的轴转一周时所排出的油体积, 故有:

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{M}{1.59 p} \quad (\text{升/转})$$

排量  $q$  是一个很有用的参数, 知道了排量  $q$  后, 即可根据具体结构计算出油泵、油马达的活塞直径、行程、缸数等尺寸和参数。

例一: 要设计一个泵, 其理论流量在 1300 转/分时为 60.7 升/分, 工作压力为 135 公斤/厘米<sup>2</sup>。若认为油泵的效率为 100%, 试求:

- 1) 泵应有的排量  $q$  是多少?
- 2) 压力为 135 公斤/厘米<sup>2</sup> 时, 带动这个泵需多大扭矩  $M$ ?
- 3) 驱动这个泵的功率  $N$  为多少?

解:

1) 泵的排量为  $q$ :

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{60.7}{1300} = 4.67 \times 10^{-2} \text{ 升/转。}$$