

内 容 简 介

本书介绍液压传动的基础知识，液压传动元件及液压驱动系统。

全书共分十七章：第一章和第二章为液压传动基础知识，论述了结合专业的水力学的原理与计算；第三章至第十二章阐述了各种液压泵、液压马达、油缸、各种液压阀及辅助件等液压元件的结构及设计计算；第十三章至第十七章论述了液压驱动系统的调速、基本回路、典型液压系统及驱动系统的设计计算的基本方法和步骤。分析和介绍的对象偏重于舰船和工程机械系统的实例。

本书系高等院校液压传动专业教材，也可供业余工大作教材用，以及从事液压传动的工程技术人员参考。

液 压 传 动

严金坤 张培生 主编

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₁₆ 印张35¹/₈ 823千字

1979年12月第一版 1979年12月第一次印刷 印数：00,001—16,000册

统一书号：15034·1973 定价：3.60元

前 言

本教材系根据 1978~1980 年全国造船专业统编教材会议通过的《液压传动》大纲编写的。

液压传动是一门比较新的技术,随着我国工业技术的发展,液压传动技术的应用越来越被各个工业部门所重视,已在造船、机床、锻压设备、矿山、冶金、起重运输、汽车和拖拉机等机械产品,以及在工艺装备中获得了广泛的应用。此外,在舰艇、飞机、坦克、火炮等武备中的使用范围也日益增多。为了实现四个现代化的需要,加速培养液压技术专门人材,根据我教研室对液压传动教学的实践,并吸收了国内外的有关文献和资料,编写了这本教材。

本书共分十七章:第一章和第二章为液压传动基础知识,论述了结合专业的水力学的原理与计算;第三章至第十二章阐述了各种液压泵、液压马达、油缸、液压阀、辅助件等液压元件的结构原理、设计及计算;第十三章至第十七章论述了液压驱动系统的调速、基本回路、典型液压系统以及驱动系统设计计算的基本方法和步骤,分析和介绍的对象偏重于舰船和工程机械方面的液压系统。

本书系高等工科院校教材,但也可供液压传动的工程技术人员、研究人员和高等工业学校有关专业的师生作参考。

本书由上海交通大学多位从事液压技术的教师承担编写工作。第一、二、四、十、十一章由严金坤编写;第三、五、八章由王钧功编写;第六章由马培荪编写;第七章由吴良宝、施佐原编写;第九章由段长宝编写;第十二章由张培生编写;第十三至第十七章由詹永麒编写。全书的主编工作由严金坤、张培生负责。

在编写过程中,曾得到有关工厂、研究所和兄弟院校等单位热情帮助和大力支持,六机部 467 厂派人参加了描图工作,六机部七院四所沈德毅等承担了本书的主审工作,提出了不少宝贵意见和建议,在此谨向上述单位及有关同志表示衷心感谢。本书在内容和形式方面,一定存在不少缺点和错误,我们热忱希望读者在使用中进一步审查,并提出批评指正。

编 者

目 录

第一章 绪论	1	§ 4-10 螺杆泵的主要特点	159
§ 1-1 液压传动的基本概念	1	第五章 叶片泵和叶片马达	160
§ 1-2 液压传动的典型系统	4	§ 5-1 叶片泵的工作原理	160
§ 1-3 液压传动的主要优缺点	5	§ 5-2 叶片泵的结构	161
§ 1-4 液压传动的应用	6	§ 5-3 叶片泵的流量计算	169
第二章 液压传动基础知识	7	§ 5-4 高压叶片泵的结构特点	171
§ 2-1 液压油	7	§ 5-5 叶片马达	176
§ 2-2 液体静力学	18	§ 5-6 双作用叶片泵 (叶片马达) 的设计及工艺	178
§ 2-3 液体动力学	23	第六章 轴向柱塞式液压泵 和液压马达	191
§ 2-4 管路系统压力损失计算	38	§ 6-1 轴向柱塞式液压泵和液压马达 的工作原理	191
§ 2-5 间隙流动及漏泄	52	§ 6-2 轴向柱塞泵的运动学	200
§ 2-6 液体静动压支承及润滑	68	§ 6-3 流量计算	210
§ 2-7 液压冲击	77	§ 6-4 直轴式轴向柱塞泵的受力计算	220
§ 2-8 气穴	84	§ 6-5 轴向柱塞泵主要零件的设计	248
§ 2-9 液压机械的功率及效率	89	§ 6-6 变量机构	275
§ 2-10 液压传动系统的发热概略计算	94	§ 6-7 轴向柱塞马达	280
第三章 齿轮泵和齿轮马达	98	第七章 径向柱塞式低速大扭矩 液压马达	281
§ 3-1 齿轮泵的工作原理和结构	98	§ 7-1 概述	281
§ 3-2 齿轮泵的困油现象及消除	101	§ 7-2 曲轴连杆式低速大扭矩液压 马达工作原理	284
§ 3-3 齿轮泵径向力分析, 轴承的设计 及径向力的液压平衡	105	§ 7-3 曲轴连杆式低速大扭矩液压 马达的工作特点	287
§ 3-4 齿轮泵的排量及平均流量计算	109	§ 7-4 曲轴连杆式低速大扭矩液压 马达的典型结构	292
§ 3-5 齿轮的齿形修正	111	§ 7-5 静力平衡式低速大扭矩液压 马达的工作原理	296
§ 3-6 高压齿轮泵的结构特点	113	§ 7-6 静力平衡式低速大扭矩液压 马达的受力分析	298
§ 3-7 齿轮马达	119	§ 7-7 静力平衡式低速大扭矩液压 马达的结构	305
§ 3-8 齿轮泵的设计及工艺	121	§ 7-8 多作用内曲线径向柱塞式液压马达 的工作原理与结构	306
§ 3-9 高压内啮合齿轮泵	126	§ 7-9 内曲线液压马达的导轨轮廓曲线种类 及柱塞运动学与动力学分析	312
§ 3-10 摆线转子泵	129		
第四章 螺杆泵	137		
§ 4-1 螺杆泵的结构和工作原理	137		
§ 4-2 摆线啮合螺杆泵齿形的横截面	140		
§ 4-3 摆线螺杆型线的一般方程式	144		
§ 4-4 螺杆泵几何理论流量的计算	146		
§ 4-5 螺杆上的受力分析	148		
§ 4-6 螺杆上的转矩	152		
§ 4-7 螺杆的根数和头数的关系	155		
§ 4-8 螺杆衬套的最小长度	157		
§ 4-9 螺杆泵的工艺、材料及技术要求	158		

§ 7-10 内曲线液压马达扭矩 与转速均匀性的分析	317	§ 11-7 比例控制阀	438
§ 7-11 内曲线液压马达导轨曲线的组成	321	第十二章 辅助元件	440
§ 7-12 导轨曲线的基本性能参数与液压 马达基本参数的选择原则	335	§ 12-1 蓄能器	440
§ 7-13 内曲线液压马达的一般情况	338	§ 12-2 滤油器	444
§ 7-14 液压马达的基本性能	343	§ 12-3 管件和管接头	447
§ 7-15 液压马达的使用注意事项	346	§ 12-4 油箱和冷却器	452
第八章 油缸	348	第十三章 液压传动系统的分类	457
§ 8-1 油缸的分类	348	13-1 开式与闭式系统	457
§ 8-2 油缸的工作原理及结构	349	13-2 单泵系统的油路组合方式	459
§ 8-3 油缸的密封	357	13-3 单泵和多泵系统	463
§ 8-4 油缸的设计计算	363	第十四章 液压传动系统的调速	466
§ 8-5 油缸的材料及技术条件	374	§ 14-1 节流调速系统	466
§ 8-6 特殊油缸	375	§ 14-2 容积调速	478
第九章 方向控制阀	381	§ 14-3 联合调速系统	491
§ 9-1 单向阀	381	第十五章 基本回路	495
§ 9-2 换向阀	383	§ 15-1 调压回路	495
§ 9-3 换向阀分析	392	§ 15-2 方向控制回路	505
第十章 压力控制阀	396	§ 15-3 速度控制回路	510
§ 10-1 溢流阀	396	第十六章 典型液压传动系统	518
§ 10-2 减压阀	414	§ 16-1 船舶机械液压系统	518
§ 10-3 顺序阀	418	§ 16-2 工程机械及工程船舶液压系统	536
第十一章 流量控制阀	422	第十七章 液压系统的设计计算	544
§ 11-1 节流阀的工作原理	422	§ 17-1 液压系统的计算及液压 元件的选择	544
§ 11-2 节流阀的特性	423	§ 17-2 液压系统的验算和装配图的绘制	549
§ 11-3 节流阀结构型式	425	§ 17-3 液压传动系统计算举例	550
§ 11-4 节流阀的设计计算	429	附录 I 常用符号及单位	551
§ 11-5 调速阀	430	附录 II 国际单位制 (SI) 及其换算	553
§ 11-6 分流阀	435	主要参考文献	555

第一章 绪 论

§ 1-1 液压传动的基本概念

液压传动是在水力学、工程力学和机械制造技术基础上发展起来的一门应用技术，1900年以前就有人对活塞式泵和活塞式马达的传动原理作过试验，1906年液压传动装置首先应用于海军战舰的炮塔俯仰装置，以及逐步用于操舵、起重、卷扬等设备。随着机械制造业的发展，液压传动技术用来实现复杂的机械传动，也不过五十多年的历史，但是由于液压传动具有很多优点，这门技术发展非常迅速，已愈来愈广泛地应用于工农业各个部门。

液压传动是用封闭在回路里的有压液体作为介质，把液压能转换为机械能，或反之，或其组合的技术。它和电气传动、机械传动一样，都是把外界能源通过转换和传递用以驱动负载的传动装置。

一、液压传动的基本工作原理

液压传动应用液体的两个最重要的特性：（1）假定液体不可压缩；（2）液体中压力向各方向作同样的传播。

如图 1-1(a) 是把大小两个油缸连接起来的连通器，大、小油缸均配以密封的活塞，当小活塞上作用有较小的主动力时，就可以平衡作用于大活塞上很大的负载力，这是因为两个油缸中的压力是相同的。当小活塞向下移动时，小油缸排出的液体正好进入大油缸，使大活塞提升并推动负载做功。如果在图 1-1(a) 的原理上增加油箱和两个单向阀门，如图 1-1(b) 所示，就能在小活塞上下连续动作时把大活塞不断提升，这就是液压千斤顶的传动原理。

从能量转换角度来看，小油缸是把小活塞作用的机械能转变成液体的液压能（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

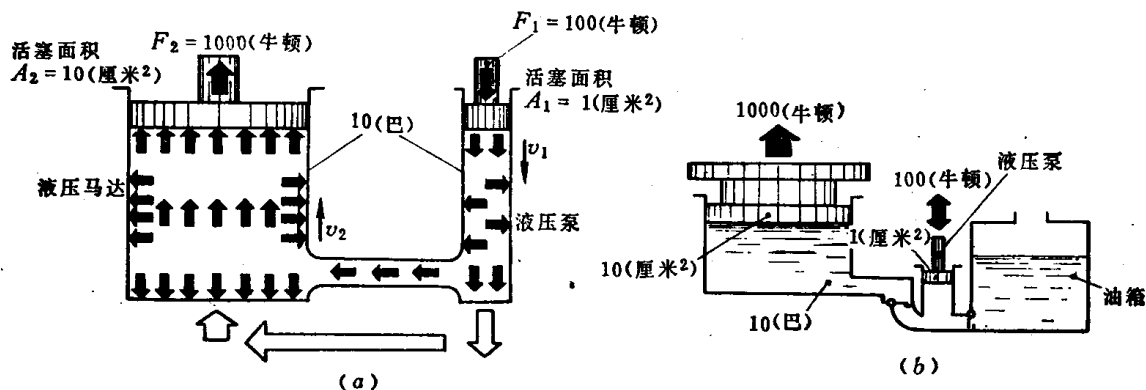


图 1-1 液压传动原理图

机械能转变成液压能的装置都通称为液压泵，而把液压能变换成机械能的装置称为液动机或液压执行机构（如油缸、液压马达）。以液体作为介质，液压泵和液动机配以各种用途的阀件和油箱、油管等附件组成各种液压传动装置，用以控制负载的位置、速度、加速度。

二、液压传动常用的基本公式

在前面已阐明了液压传动装置中的液压泵。它把机械能变成液体的压力能，并经过导管进入液动机。在液动机中则进行相反的能量变换，即把液体的压力能变为机械能。如图1-2所示的简单的液压装置中，假使在左面油缸加力 F_1 ，此油缸即起液压泵的作用，而右面油缸则起液动机的作用，它把液压力变成杆子上的工作力 F_2 。

如忽略液压泵，油缸以及整个液压系统中的损失，则有如下关系：

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

式中 F_1 ——作用在液压泵活塞面积 A_1 上的外力（牛顿）；

p_1 ——液压泵输出液体的压力（牛顿/米²）；

A_1 ——液压泵活塞面积（米²）。

在液压泵活塞的推动下，从液压泵中压出来的液体经过导管进入油缸，则有 $p_1 = p_2$ ，并令 $p_1 = p_2 = p$ 。

作用在油缸活塞面积 A_2 上的压力 p_2 ，将使油缸活塞产生推力 F_2 （牛顿），可用下式表示：

$$F_2 = p_2 A_2 = p A_2 \quad (1-2)$$

需要指出，液压泵所产生的液体压力是随油缸外负载而变化的。也即 p 值由 F_2 决定。

在图1-2中假设液体为不可压缩的，从液压泵至油缸的泄漏忽略不计，泵排出的液体容积等于流进油缸的液体容积，则

$$h_1 A_1 = h_2 A_2 = V$$

式中 V ——液体容积（米³）。

等式两边都除以时间 t ，得

$$\frac{h_1}{t} A_1 = \frac{h_2}{t} A_2$$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q \quad (1-3)$$

式中 Q ——流量，即每单位时间排出的液体容积（米³/秒）；

t ——时间（秒）；

v_1, v_2 ——分别为液压泵、油缸活塞移动速度（米/秒）。

如图1-2所示的油缸输出的直线运动转换成旋转运动输出时，则

$$M = F_2 r = p A_2 r = K_M p \quad (1-4)$$

式中 M ——液压马达输出力矩（牛顿·米）；

K_M ——力矩系数，决定于马达的结构；

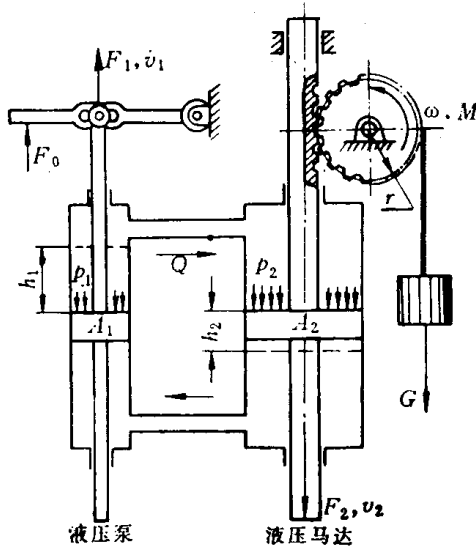


图1-2 液压传动装置示意图

r —— 齿轮节圆半径 (米)。

力矩 M 就是外加的负载, 从上式可知, 压力 p_2 随外负载力矩 M 成正比变化。

对于作直线往复运动的油缸, 其输出速度根据式 (1-3) 可得

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (1-5)$$

对于作旋转运动的液压马达, 其输出角速度为

$$\omega = \frac{Q}{q} \quad (\text{弧度/秒}) \quad (1-6)$$

式中 q —— 液压马达回转一个弧度所需的流量 ($\text{米}^3/\text{弧度}$), 此值根据液压马达几何尺寸的大小而定。

从上式中可见, 液压马达输出的回转角速度与进入马达的流量成正比。如以每分钟转数 n_2 表示马达转速时

$$n_2 = \frac{Q}{q_M} \quad (1-7)$$

式中 n_2 —— 液压马达每秒钟转速 (转/秒);

q_M —— 液压马达每转所需排量 ($\text{米}^3/\text{转}$)。

上面讨论了液压系统中两个重要参数压力 p 及流量 Q 与力、力矩、速度的关系。下面再讨论液压传动系统中功率 N 与压力 p 、流量 Q 的关系。

前面已利用图 1-1 说明了液压泵是将机械能变为液压能, 液动机是将液压能变为机械能。根据图 1-2 可以得出机械能与液压能的换算关系。输入液压泵的机械功率 N 是力 F_1 与速度 v_1 的乘积, 输出的功率 N 是压力 p 与流量 Q 的乘积, 则

$$F_1 v_1 = p A_1 v_1 = p Q \quad (1-8)$$

如果液压泵和液压马达在能量转换过程中没有损耗, 根据能量守恒定律, 则输入功率和输出功率应当彼此相等, 则得

$$N = F_1 v_1 = F_2 v_2 = p Q \quad (\text{瓦}) = \frac{p Q}{736} \quad (\text{马力}) \quad (1-9)$$

在工程单位制中, 流量单位为升/分, 压力单位为公斤力/厘米² 时

$$N = \frac{p Q}{450} \quad (\text{马力}) \quad (1-10)$$

$$N = \frac{p Q}{612} \quad (\text{千瓦})$$

对于输出是旋转运动的液压马达, 则它的输出功率可由输出力矩 M 和旋转角速度 ω 表示。

$$N = M \omega = p Q \quad (\text{瓦}) \quad (1-11)$$

根据式 (1-11) 可得出液压马达输出的理论转矩为

$$M = \frac{p Q}{\omega}$$

式中 $Q = n q_M / 60$ ($\text{米}^3/\text{秒}$);

$\omega = 2\pi n / 60$ (弧度/秒);

n —— 液压马达的转速 (转/分)。

所以

$$M = 0.159 p q_M \text{ (牛顿·米)} \quad (1-12)$$

从式(1-12)可知, 我们只要知道负载压力 p 以及液压马达的每转排量 q_M , 就可算出液压马达的理论转矩。

§ 1-2 液压传动的典型系统

液压传动系统执行机构的运动特点为: (1) 速度大小可以调节; (2) 速度方向可以改变; (3) 能够驱动一定的负载。对于一般的液压传动系统都能起到这样的作用。

为了阐明液压系统的组成, 介绍两个典型系统于后。

一、节流调速液压系统

如图 1-3 所示, 系统主要元件由液压泵 1、控制滑阀 2、溢流阀 5、油缸 3、蓄压器 4、电动机 7、油箱 6、油滤 8、单向阀 9 和油管等附件组成。

电动机带动泵 1 旋转, 从油箱中吸油, 并经过油滤、单向阀和控制滑阀这条主油路向油缸供压力油, 以驱动油缸。控制滑阀在泵和油缸之间起调节主油路通油面积和通油方向的作用, 所以操纵滑阀的阀芯, 可以改变滑阀通油面积和通油方向, 从而调节油量大小和方向, 使油缸调速和换向。

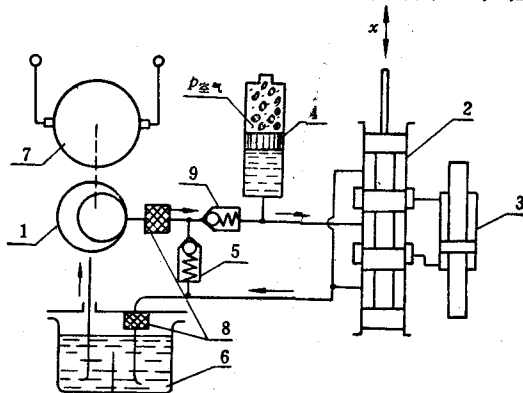


图1-3 节流调速液压系统原理图

1—液压泵; 2—控制滑阀; 3—油缸; 4—蓄压器; 5—溢流阀; 6—油箱; 7—电动机; 8—油滤; 9—单向阀。

利用改变油流通道面积来控制流量达到油缸调速目的的系统都通称为节流调速系统。

为了达到油缸调速的目的, 液压泵的排油量始终大于油缸所需油量, 多余油量从溢流阀排回油箱, 溢流阀在溢流过程中使滑阀前的工作油保持一定的压力。蓄压器在系统中可以起液压缓冲和储蓄能量作用, 单向阀用以防止主油路的压力油在泵停转时倒回液压泵。

二、容积式调速系统

这种液压传动是利用改变泵工作腔容积 (亦即改变泵的排油量), 从而达到调节液压马达的速度。如图 1-4 所示, 1 为变量泵, 它由交流电动机 11 驱动, 电动机启动后带动泵 1 旋转, 如 2 为高压油路, 高压油经滤油器 5 驱动液压马达 6 上的负载旋转, 液压马达的回油经低压油路 10 和滤油器 5 直接进入变量泵的吸油口。此系统工作油液在液压泵与液压马达之间形成闭路循环, 所以叫做闭式系统。此种系统由于液压泵和液压马达的漏油, 使得流回泵的液体比工作过程的要求量要小, 为了保证液流连续性必须补充油量。它是将辅助齿轮泵 9 排出的液体通过单向阀 4 将油液补入低压管道。安全阀 3 起过载保护作用, 当压力 p_1 超过调定值时, 阀 3 打开, 油液经阀 3 流入低压油路 10。当泵的调节参数 γ 的符号改变时, 则泵的排油方向将改变, 液压马达也就反转, 此时安全阀 3b、

单向阀 4b 起作用, 3a 和 4a 在此时不起作用。

此外, 辅助齿轮泵 9 一般使低压油路的液压提高到 3~5 巴, 这样可改善泵 1 的吸入性能。

按照以上所举的典型液压系统的例子, 可以看出一般液压系统主要由三大部分组成:

1. 能源部分 如图 1-3 和图 1-4 中的液压泵 1, 把电动机输出的机械能转变为液体压力能的能量转换装置;

2. 控制部分 如图 1-3 中的溢流阀 5、控制滑阀 2、单向阀 9 以及图 1-4 中溢流阀 7、安全阀 3a 和 3b、单向阀 4a 和 4b 用来控制传动装置的压力、流量和方向, 以满足传动性能的要求;

3. 执行机构部分 如图 1-3 中的往复直线运动的油缸, 图 1-4 中的旋转式液压马达, 它是把液压能转变为机械能的装置。

此外, 还有油管、油箱、管接头、滤油器、蓄压器、加热器、冷却器等辅助元件, 以及传递能量的工作介质——油液, 这些对传动系统来说也是必不可少的。

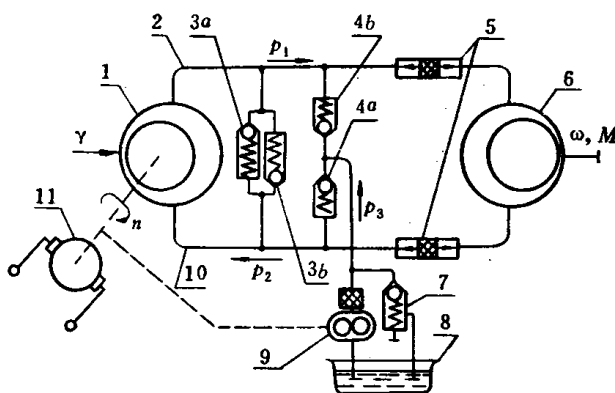


图1-4 容积式调速液压系统原理图

1—变量泵; 2—高压管路; 3a、3b—安全阀; 4a、4b—单向阀;
5—滤油器; 6—液压马达; 7—溢流阀; 8—油箱; 9—辅助齿轮泵;
10—低压管路; 11—驱动液压泵的电动机。

§ 1-3 液压传动的主要优缺点

液压传动与电气、机械等传动相比较, 具有以下优点:

(1) 液压传动装置的重量轻、结构紧凑、惯性小。例如: 相同功率液压马达的体积为电动机的 12~13%。当液压泵的转速为 2500~3000 转/分; 压力为 200~250 巴时, 液压泵的单位功率重量为 1.5~2 牛顿/千瓦, 而一般发电机则为 15~20 牛顿/千瓦;

(2) 能在很大的调速范围内实现无级变速。特别是采用节流式调速时, 结构极为简单, 成本低廉, 调速范围可达 200~250, 而电机通常只能达到 20。虽然机械传动也能实现无级变速, 如钢球变速器等, 但调速范围和传动功率都较小;

(3) 传递运动均匀平稳, 负载变化时速度较稳定, 正因为有这一特点, 金属切削机床中的磨床传动现在几乎都采用液压传动, 仿型机床也广泛使用液压传动;

(4) 操纵简单, 便于实现自动化, 特别是电液联合应用时, 能够充分发挥两者的优点, 易于实现复杂的自动工作循环;

(5) 借助于设置溢流阀等, 易于实现过载的保护;

(6) 可实现低速的大力矩传动, 无需减速器。

液压传动的缺点:

- (1) 液压系统中的漏油, 影响运动平稳性和正确性;
- (2) 因液体中含有空气容易产生噪声, 并使低速运动不平稳;
- (3) 温度变化时, 液体粘性变化, 引起运动特性的变化;
- (4) 液压元件的配合件制造精度要求较高, 加工工艺较困难。

总的说来, 液压传动的优点是主要的, 这些缺点随着设计制造和使用水平的不断提高, 是可以逐步克服的, 同时还可吸取其它传动方式的优点, 采用电液、气液联合传动, 以及射流技术和液压传动联合使用, 实现机械的自动化。

§ 1-4 液压传动的应用

驱动机械运动的机构以及各种传动和操纵装置有多种形式。根据所用的部件和零件, 可分为机械的、电气的、气动的、液压的传动装置。经常还将不同的形式组合起来运用。由于液压传动具有很多优点, 使这种新技术发展得很快。液压传动应用于金属切削机床也不过四、五十年的历史。航空工业在 1930 来以后才开始采用。特别是最近二、三十年以来液压技术在各种工业中的应用越来越广泛, 举例说明如下。

一、民用工业

1. 重工业方面

- (1) 机床工业: 液压机床有磨床、铣床、刨床、拉床、珩磨机、压力机、剪床等;
- (2) 汽车工业: 自卸式卡车、消防车、全液压越野车等;
- (3) 造船工业: 起货机、舵机、锚机、舱口开启等;
- (4) 冶金工业: 轧钢机的自动化、平炉的装料机、电炉和转炉的控制等;
- (5) 动力工业: 电站的自动控制、水坝闸门的启闭机、原子能反应堆的控制等;
- (6) 矿山机械工业: 挖掘机、运输机、钻探机等;
- (7) 工程与交通运输工业: 铲运机、推土机、平地机、水泥搅拌机、隧道开掘机、活动桥梁启闭机、轮渡引桥升降机等。

此外还有在各行各业中使用的起重机、铲车等等。

2. 轻工业方面 塑料成型机、橡胶压型机、造纸机、印刷机、纺织机等。

二、农业

半液压或全液压的拖拉机、收割机及液压悬挂装置等。

三、国防工业

1. 海军 舰炮瞄准稳定装置、海岸炮、鱼雷发射器、舰艇舵机、舰艇消摆装置、潜艇桅杆升降装置以及雷达稳定平台等。

2. 陆军 高射炮随动系统、坦克炮的稳定系统以及雷达天线扫描系统等。

3. 空军 飞机操舵装置、起落架、发动机自动调节、自动驾驶仪、炮塔瞄准系统等。此外在导弹的控制系统和导弹的发射装置中也大多采用了液压传动。

第二章 液压传动基础知识

§ 2-1 液 压 油

液体是液压传动的工作介质。在液压传动装置中,通常都采用矿物油作为工作介质,它不但能传递能量,而且对液压装置的机构与零件起润滑作用。液压系统中液体的压力、流速和温度在很大范围内变化着,油的质量优劣直接影响着液压系统的工作,因而对工作液体性质的研究和工作液体的选择是不容忽视的。

一、液压油的物理性质

1. 重度和密度

(1) 重度: 液体单位体积的重量称为重度

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (\text{牛顿/米}^3) \quad (2-1)$$

式中 G —— 液体的重量 (牛顿);

V —— 液体的体积 (米³);

矿物油的重度 $\gamma = 8400 \sim 9500$ (牛顿/米³)。

(2) 密度: 液体单位体积的质量称为密度

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{千克/米}^3) \quad (2-2)$$

式中 m —— 液体的质量 (千克);

V —— 液体的体积 (米³)。

矿物油的密度 $\rho = 850 \sim 960$ (千克/米³)。

由于重量等于质量乘重力加速度 g , 即 $G = mg$, 所以

$$\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (2-3)$$

上式表明了重度与密度的关系。重力加速度 g 的数值为 9.81 米/秒²。

液压油的密度和重度都随压力和温度的变化而变化。液体的密度和重度随温度升高而下降, 随压力增加而增大。但是在一般的工作情况下, 温度和压力引起的密度变化甚微, 所以在一般使用条件下, 油液的密度可视为常数。

2. 压缩性 液体受压力的作用发生体积变化的性质叫压缩性。液体的压缩性极小, 在很多场合下, 是可略而不计的。但在受压体积较大或进行动态分析时就有必要考虑液体的可压缩性。液体的相对压缩量与压力增量成正比, 参阅图2-1。

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p \quad (2-4)$$

式中 V —— 增压前液体的体积 (米³);

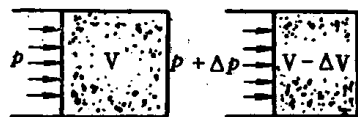


图2-1 压力升高时油液体积的变化

ΔV ——压力增量 Δp 时, 因压缩而减小的体积 (米³);

Δp ——压力增量 (牛顿/米²);

β ——液体压缩率或称压缩系数。

式 (2-4) 可写成下式:

$$\beta = -\frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta p} \right) = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dp} \right) \quad (\text{米}^2/\text{牛顿}) \quad (2-5)$$

由于式 (2-4) 中 β 为正值而当压力增加 dp 为正值时体积总是减少, dV 为负值, 所以在上式的右边要加一负号。 β 值的物理意义是: 液体的压力增加为单位增量时, 体积的相对变化率。

β 值与压缩的过程有关, 等温压缩与绝热压缩系数值不同, 但液压油的等温和绝热压缩系数差别很小, 故工程上通常不加以区别, 常用液压油的压缩率为 $\beta = (5 \sim 7) 10^{-10}$ 米²/牛顿。

压缩系数 β 的倒数称为容积弹性模数, 其值为

$$E = \frac{1}{\beta} = (1.4 \sim 1.9) 10^9 \text{ 牛顿/米}^2 \quad (2-6)$$

从上式中可见, 油的弹性模数约比钢的弹性模数小 100~150 倍。当油中混有空气时, 可压缩性将显著增加。例如油中混有 1% 空气时, 则容积弹性模数降低到纯油的 5% 左右; 油中混有 5% 空气时, 容积弹性模数降低到纯油的 1% 左右, 故液压系统在使用和设计时应努力设法不使油中混有空气。

3. 粘度

(1) 粘度的定义及其单位: 粘性是液体流动时在液体分子间所呈现的内部摩擦力。粘性是油的各种物理性质中最重要的特性, 也是选择油的一个非常重要的依据。粘性的大小可用粘度来表示。

图 2-2(a) 所示是平行平板间液体的流动, 设上平板以速度 V 相对下平板运动, 紧贴于上平板上的油液粘附于上平板上, 其速度为 V 。紧贴于下平板上的油液粘附于下平板上, 其速度为零, 中间油液的速度按线性分布。我们可以把这种流动看成是许多无限薄的油层在运动, 如图 2-2(b) 所示。当运动较快的油层在运动较慢的油层上滑过时, 两层间由于粘性就产生内摩擦力的作用。根据实际测定数据得知, 油层间的内摩擦力 F_r 与油层的接触面积 A 及油层的相对速度 du 成正比, 而与此二油层的距离 dy 成反比, 即

$$F_r = \mu A \frac{du}{dy}$$

以 $\tau = \frac{F_r}{A}$ 表示切应力, 则有

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-7)$$

$\frac{du}{dy}$ 称为速度梯度, 或称剪切率, μ 是一比例系数, 称为绝对粘度, 又称动力粘度。

当速度梯度变化时, μ 为不变常数的液体称为牛顿液体, μ 为变数的液体称为非牛顿液体。除高粘度或含有特种添加剂的油液外, 一般的液压油均可视为牛顿液体。

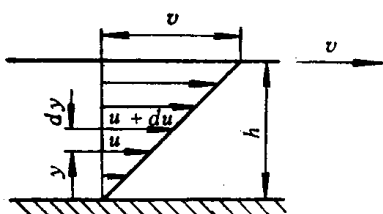


图2-2(a) 平行平板间液体的流动

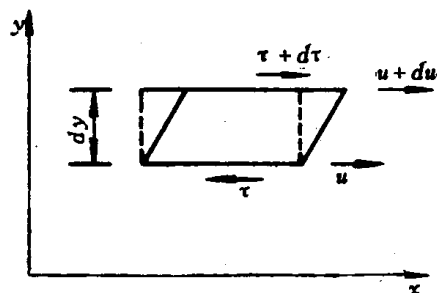


图2-2(b) 粘性液体两无限薄层间滑移变形

动力粘度 μ 在物理意义上讲，即是面积各为1厘米²和相距1厘米两层液体，当其中的一层液体以1厘米/秒的速度与另一层液体作相对运动时所产生的摩擦力。

动力粘度的物理单位为达因·秒/厘米²，又称“泊”。百分之一“泊”称为“厘泊”。在国际单位制中，绝对粘度的单位为帕·秒。国际单位和物理单位换算关系如下：

$$1 \text{ 泊(达因·秒/厘米}^2\text{)} = 0.1 \text{ 帕·秒}; \quad 1 \text{ 厘泊} = 0.1 \times 10^{-2} \text{ 帕·秒}$$

在计算中经常采用运动粘度。它是液体的动力粘度与它的密度之比值

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ 米}^2/\text{秒} \quad (2-8)$$

式中 μ ——液体的动力粘度 (帕·秒);

ρ ——液体的密度 (千克/米³)。

运动粘度在物理单位制中为厘米²/秒，这个单位习惯上称为沱 (st)。沱的单位太大，应用不便，常用1%沱，即1厘沱来表示，故

$$1 \text{ 厘沱} = 10^{-2} \text{ 沱} = 10^{-6} \text{ 米}^2/\text{秒}$$

运动粘度 ν 没有什么特殊的物理意义，只是因为是在液压系统的理论分析和计算中常常碰到绝对粘度 μ 和密度 ρ 的比值，因而才采用运动粘度这个单位来代替 μ/ρ 。它之所以称为运动粘度，是因为在它的单位中只有长度与时间因次的缘故。

动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的粘度单位，它们实际上难以直接测量，因此工程上常采用另一种可以用仪器直接测量的粘度表示法，即相对粘度。

相对粘度是以相对于水的粘性的大小来表示该液体的粘度的。相对粘度又称条件粘度。各国采用的相对粘度单位有所不同。有的用赛氏粘度，有的用雷氏粘度，我国采用恩氏粘度。

恩氏粘度的测定方法如下：测定200厘米³某一温度的被测液体在自重作用下流过直径2.8毫米小孔所需的时间 t_A ，然后测出同体积的蒸馏水在20℃时流过同一孔所需时间 t_B ($t_B=50\sim 52$ 秒)， t_A 与 t_B 的比值即为流体的恩氏粘度值。恩氏粘度用符号 $^{\circ}E$ 表示。被测液体温度 $t^{\circ}C$ 时的恩氏粘度用符号 $^{\circ}E_t$ 表示。

$$^{\circ}E_t = \frac{t_A}{t_B}$$

工业上一般以20℃、50℃和100℃作为测定恩氏粘度的标准温度，并相应地以符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 和 $^{\circ}E_{100}$ 来表示之。

知道恩氏粘度以后，利用下列的经验公式，将恩氏粘度换算成运动粘度。

$$\nu = 0.0731^{\circ}E - \frac{0.0631}{^{\circ}E} \text{ 沲 (厘米}^2/\text{秒)} \quad (2-9)$$

关于各种粘度单位之间的换算关系, 读者可查阅“液压传动设计手册”〔1〕。

(2) 压力对液压油粘度的影响: 当油液所受的压力加大时, 其分子间的距离就缩小, 实用上可以忽略不计。如压力的变化值大于 200 大气压则粘度的变化就相当可观。矿物油系液压油的粘度与压力的关系可用下列经验公式表示:

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (2-10)$$

式中 p —— 压力 (牛顿/米²);

μ_p —— 压力 p 时的动力粘度 (帕·秒);

μ_0 —— 压力为一个大气压时的动力粘度 (帕·秒);

α —— 压力系数, 因油的种类而异, 一般液压传动油为 $(0.002 \sim 0.004) 10^{-5} \text{ 米}^2/\text{牛顿}$ 。

(3) 温度对液压油粘度的影响: 液压油当温度升高时其粘度便下降。对于不超过 $6^{\circ}E_{50}$ 的矿物油, 当温度在 $30 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内时可近似用下式来计算粘度随温度的变化关系

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-11)$$

式中 ν_t —— 温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度 (米²/秒);

ν_{50} —— 温度 50°C 时的运动粘度 (米²/秒);

n —— 指数, 其数值参阅表 2-1。

表2-1 指数 n

$^{\circ}E_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32

图 2-3 表示出一部分国产液压油的粘温表, 可供使用时参考。

(4) 粘度指数: 一般希望液压油的粘度不要随温度发生较大的变化, 可采用粘度指数 VI 作为衡量粘度随温度而变化的标准。待测油液的粘度指数可按下列公式计算:

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (2-12)$$

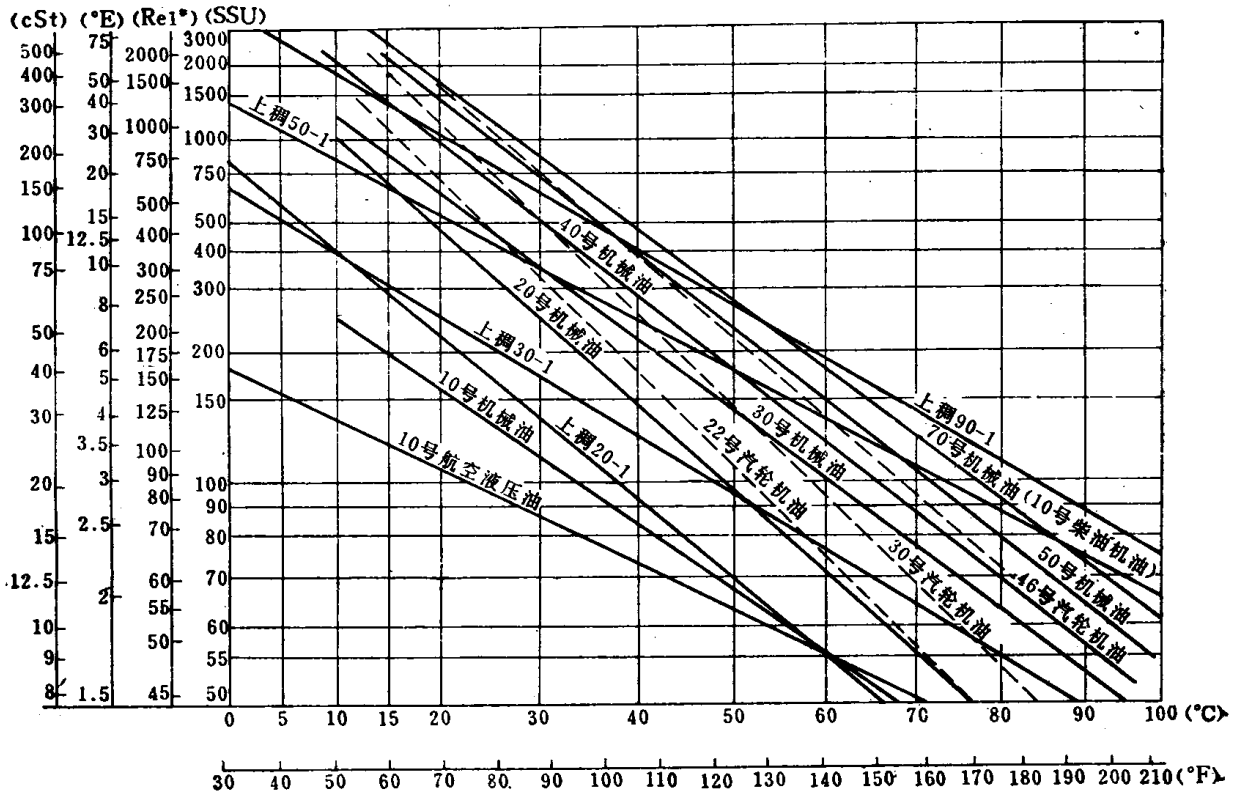
式中 U —— 欲求粘度指数的待测油液在 37.8°C (100°F) 时的运动粘度 (厘沲);

L —— 粘度指数为 0 的油液在 37.8°C 时的运动粘度 (厘沲), 该油液在 98.9°C (210°F) 时的运动粘度和待测油液相同;

H —— 粘度指数为 100 的油液在 37.8°C 时的运动粘度 (厘沲), 该油液在 98.9°C (210°F) 时的运动粘度和待测油液相同。

通常, 环烷基油液 $VI \approx 0$; 石蜡基油液的 $VI = 100$ 。图 2-4 所示说明了粘度指数 VI 值越大的油液, 其粘度随温度变化就越小。待测油液粘度指数 VI 往往在 0 和 100 之间。

液压油的粘度指数与其成分和炼制方法有关。上式中的 L 和 $L - H$ 值可根据试油在 98.9°C (210°F) 时的运动粘度而从有关手册中查得〔2〕。



(cSt)厘沲 (°E)恩氏度 (Re1°)雷氏1°秒 (SSU)国际赛氏秒

图2-3 国产液压油的粘温表

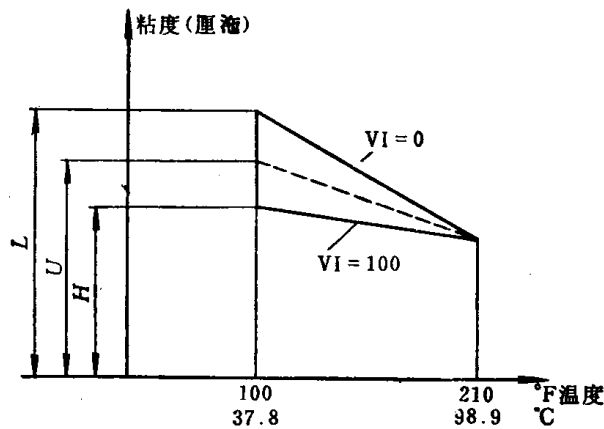


图2-4 粘度指数

工作液的粘度对液压装置的工作影响很大。粘度越大则液体通过缝隙的漏泄越小，但液体流经管路孔道时的摩擦阻力增加，粘度过大还易使液压泵吸油不足，所以应选择粘度适当的工作液体。一般说来，对于高压系统及工作温度较高时选择粘度较大的油液，反之则应选择粘度较小的油液。

(5) 调合油的粘度及调合率的计算：有时，一种液压油的粘度合乎某种用途的要求，必须用几种液压油调合以达到所要求的粘度。如用两种液压油调合成调合油，其粘度的计算公式如下：

$$\cdot E = \frac{a \cdot E_1 + b \cdot E_2 - c (\cdot E_1 - \cdot E_2)}{100} \quad (2-13)$$

式中 E_1 、 E_2 、 E ——分别表示第一种油、第二种油及两种油调合后的恩氏粘度，
 $E_1 > E_2$;

a 、 b ——两种油液各占的百分比;

c ——系数，其数值可参阅表 2-2。

表2-2 系数 c

$a\%$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b\%$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

4. 空气溶解量 液压油中所含空气按体积百分比计的数量叫含气量。空气在油中的状态可分混入和溶解两种，混入油的空气以直径 0.25~0.5 毫米的气泡状态悬浮于油中，它对液压油的容积弹性模数和粘度产生很大影响。溶解于油中的空气呈均匀的溶解状态，它对液压油的容积弹性模数和粘度不产生影响。

油中空气的溶解量正比于绝对压力，在一个大气压和常温下，按体积百分比计的空气溶解量对矿物油系液压油为 5~10%，合成型液压油为 5%，水、乙二醇系为 1~2%，油中水型乳化液为 5~7%。

压力加大时，部分混入空气将溶入油中，其余的仍以气相存在。混入的空气量增加，则油液的容积弹性模数急剧下降，油液中的压力波传播速度减慢。油液的粘度将按下列经验公式计算：

$$\mu_B = \mu_0 (1 + 0.015 B) \quad (2-14)$$

式中 B ——混入空气的体积百分比;

μ_0 ——液压油中没有混入空气时的动力粘度;

μ_B ——含有 $B\%$ 的混入空气时的动力粘度。

如果压力低于某一压力 p_g 值时，则油液中过饱和的空气发生气泡而加速分离出来，这个压力称为空气分离压。影响空气分离压的因素是以油液的种类、空气溶解量和温度而不同，油温越高，空气溶解越多，则空气分离压越高。

5. 其它物理性质

(1) 比热：单位质量的液体增加每单位温度所需的热量叫做比热 c 。对矿物油系液压油可取

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}}} (0.403 + 0.00081 t) \times 4186.8 \text{ 焦耳/千克} \cdot \text{度} \quad (2-15)$$

式中 t ——温度 $^{\circ}\text{C}$;

ρ_{15} ——在 15°C 时的油的密度 (千克/升)。

(2) 导热系数：液体的导热系数系指在沿热流方向单位温度梯度 (即在单位长度内温度降低 1°C) 下，单位时间内通过单位面积的热量。用 λ 表示。

$$\lambda = - \frac{dH}{dAdt \cdot \frac{d\tau}{d\delta}} \quad (2-16)$$

式中 H ——热量 (焦耳);

t ——时间 (小时);

τ ——温度 ($^{\circ}\text{C}$);

A ——截面积 (米^2);

δ —— s 截面的法线方向距离 (米)。

对矿物油系液压油, 在常温下可取: $\lambda = 0.116 \sim 0.151 (\text{瓦}/\text{米} \cdot ^{\circ}\text{C}) (= 2.8 \times 10^{-4} \sim 3.6 \times 10^{-4} \text{卡}/\text{厘米} \cdot \text{秒} \cdot ^{\circ}\text{C})$

(3) 流动点和凝固点: 液体趋于冷却时, 即逐渐失去流动性, 直至凝固。这时的温度叫凝固点。比凝固点高 2.5°C 的温度值就叫做流动点。在选择工作油时其流动点, 必须至少要比最低使用温度还要低 10°C 。

(4) 闪点和燃点: 油液加热时, 当挥发出来的气体接近火焰时有闪光发生, 此时油温称闪点。闪点高的油液挥发性小, 受热安定性好, 储存和运输较安全。

对油液继续加热到油液能自行连续燃烧的温度叫做该油液的燃点。燃点高的油液难以着火燃烧。

(5) 润滑性: 油液的润滑性是指油液在金属摩擦表面形成牢固油膜的能力。油膜的强度和厚度主要取决于油液的油质。若油膜的强度不足以承受工作负载的压力致使金属表面互相接触, 将导致摩擦力急剧增加, 零件迅速磨损。油液的润滑性对于液压装置具有重要意义。

除上述物理性能之外, 尚有一些其它物理性能, 如表面张力、沸点。

二、液压油的化学性质

用于液压传动的工作液体可分为矿物油与植物油两大类。一般说, 植物油为非饱和碳氢化合物, 性质活泼易氧化变质, 但其润滑性良好。矿物油基本上属于饱和碳氢化合物, 性质稳定, 但其润滑性稍差。液压传动系统中大多采用矿物油, 有时掺入少许附加物以改善其润滑性能。

1. 热稳定性 液压油在温度升高时发生化学变化的程度叫热稳定性, 如不发生变化或变化很少则稳定性好。大多数常用的液压油是有机化合物的混合物, 当温度升到一定程度时可能产生裂化作用, 使平均分子量减少而产生一些较高挥发性的物质。另外还可能产生一些聚合作用, 聚合产生一些树脂状物、焦油, 甚至焦炭。温度升高时也可能是裂化和聚合作用同时发生。在实际系统中, 由于和金属以及其他起催化剂作用的物质相接触, 反应的过程还会大大加快, 它所产生的物质和外来的杂质, 诸如水分和尘粒等混在一起, 形成了一种渣泥物。渣泥物一部分是悬浮在液体中, 一部分是沉积在系统的各个部分。当温度增加到某一极限温度以上时这反应速度变得更快, 从而使液压油工作性能很快丧失。

2. 氧化稳定性 液压油与空气或其它氧化物发生反应的程度叫氧化稳定性。不易氧化变质的油就是化学安定性好。液压油氧化后通常都将使油液的粘度增加并生成酸性化合物, 引起液压系统中金属部分的腐蚀现象。并且氧化物的化学性质一般比热解作用的产物更为活泼, 所以更容易产生渣泥, 温度增高液压油的氧化作用就剧烈。

大多数液压油是一种碳氢化合物的矿物油, 其中有些碳、氢化合物仍然是非饱和的,