

液压传动与控制

YEYA CHUAN DONG
YU KONGZHI

李贤燊 主编

重庆大学出版社

376113

液压传动与控制

李贤燊 主编



重庆大学出版社

内容摘要

本书是大学机械类本科各专业液压传动课程教材。内容共分十一章,包括:液压流体力学基础,液压泵、液压缸和液压阀的作用原理、性能和用途,典型的基本回路和典型液压系统,液压伺服系统,液压元件及系统的动态特性分析,以及液压系统的设计计算。每章都附有习题。

本书是作为技术基础课教材,它不局限于某一专业,内容偏重中、高压系统,因而除供大学机械类各专业用之外,还可供工程技术人员学习和参考。

0.157/127



液压传动与控制

李贤桑 主编

责任编辑 蒋怒安

*

重庆大学出版社出版发行

新华书店经销

威远县印刷厂印刷

*

开本:787×1092 1/16 印张:16.25 字数406千

1993年10月第1版 1993年12月第2次印刷

印数:1501—5000

ISBN 7-5624-0790-8 /TH·35 定价:11.00元

(川)新登字 020 号

前 言

本书是按机械类各专业液压传动课的教学需要编写的教材。也可供液压技术人员学习、参考之用。

液压技术在近 30 年来有很大发展,已广泛应用于各个工业领域的机械设备上。但就其应用和教学内容来看,液压技术所含的基本理论和基本内容都大致相同。为此,本书是作为一门技术基础课来编写的,不局限于与某一专业的配合,因而它适用于机械类各个专业的教学要求。

本书每章配有一定份量的习题,便于培养学生分析问题和解决问题的能力,巩固所学的知识,也方便教师组织教学。

本书内容包括:液压传动的基本理论、液压元件、液压回路和系统、动态特性分析、液压系统设计,以及液压伺服系统等。

本书由重庆大学李贤(第一章、第九章、第十章)、徐霖(第七章、第八章)、阴正锡(第三章、第四章)、张德文(第五章、第六章)、冯明志(第二章、第十一章)等同志编写。全书由李贤主编,重庆建筑工程学院王铁荪教授主审。

由于编者水平有限,书中难免有差错和不妥之处,欢迎广大读者批评指正。

编 者

1992 年 12 月

目 录

第一章 绪论	(1)
§ 1-1 液压传动的工作原理及其组成.....	(1)
§ 1-2 液压传动的优缺点.....	(4)
§ 1-3 液压传动的发展概况.....	(4)
第二章 液压油和液压流体力学基础	(6)
§ 2-1 液压油.....	(6)
§ 2-2 液体静力学基础.....	(9)
§ 2-3 液体动力学基础.....	(12)
§ 2-4 液体在管中的流动状态和压力损失.....	(19)
§ 2-5 液体流经孔口及缝隙的特性.....	(23)
§ 2-6 液压冲击.....	(27)
§ 2-7 空穴现象.....	(29)
习题.....	(30)
第三章 液压泵和液压马达	(33)
§ 3-1 概述.....	(33)
§ 3-2 齿轮泵和齿轮马达.....	(36)
§ 3-3 叶片泵和叶片马达.....	(41)
§ 3-4 柱塞泵和柱塞马达.....	(46)
§ 3-5 泵和马达的性能比较和选用.....	(62)
习题.....	(66)
第四章 液压缸	(67)
§ 4-1 液压缸的类型及其特点.....	(67)
§ 4-2 液压缸的设计计算.....	(76)
习题.....	(84)
第五章 液压阀	(85)
§ 5-1 概论.....	(85)
§ 5-2 液压阀的力学知识.....	(85)
§ 5-3 方向控制阀.....	(88)
§ 5-4 压力控制阀.....	(97)
§ 5-5 流量控制阀.....	(107)
§ 5-6 电液比例控制阀.....	(113)
§ 5-7 逻辑阀.....	(117)
习题.....	(122)
第六章 辅助装置	(124)
§ 6-1 密封装置.....	(124)
§ 6-2 蓄能器.....	(128)
§ 6-3 滤油器.....	(133)

§ 6-4	油箱	(136)
§ 6-5	热交换器	(137)
§ 6-6	管系元件	(138)
习题		(141)
第七章	液压基本回路	(142)
§ 7-1	压力控制回路	(142)
§ 7-2	速度控制回路	(145)
§ 7-3	多缸控制回路	(157)
习题		(161)
第八章	液压元件和系统的动态特性分析	(164)
§ 8-1	引言	(164)
§ 8-2	液压管道的动态特性	(164)
§ 8-3	液压泵的动态特性	(166)
§ 8-4	液压马达的动态特性	(169)
§ 8-5	直动式溢流阀的动态特性	(171)
§ 8-6	节流阀的动态特性	(175)
§ 8-7	典型液压系统的动态特性	(176)
习题		(188)
第九章	液压系统设计计算	(190)
§ 9-1	明确液压系统的工作任务和设计要求	(190)
§ 9-2	确定液压系统的主要参数	(191)
§ 9-3	拟定液压系统图	(194)
§ 9-4	液压元件的选择和设计	(194)
§ 9-5	验算液压系统的性能	(196)
§ 9-6	液压装置的结构设计	(198)
§ 9-7	液压系统设计计算实例	(200)
习题		(213)
第十章	液压伺服系统	(216)
§ 10-1	概述	(216)
§ 10-2	液压伺服阀和机液伺服系统	(217)
§ 10-3	电液伺服阀和电液伺服系统	(225)
习题		(234)
第十一章	典型液压系统	(235)
§ 11-1	组合机床动力滑台液压系统	(235)
§ 11-2	外圆磨床液压系统	(237)
§ 11-3	Q2-8型汽车起重机液压系统	(241)
§ 11-4	ZB318型高压造型机液压系统	(243)
§ 11-5	ZLM-50型装载机液压系统	(246)
§ 11-6	YA32-200型四柱万能液压机液压系统	(248)
参考文献		(251)

第一章 绪 论

每部机器都有传动机构,以达到对动力和运动传递的目的。按照传动所采用的装置或工作介质的不同,传动形式可分为:机械传动、电气传动、气压传动和液体传动等。

以液体为工作介质,传递能量和进行控制的叫液体传动,它包括液力传动和液压传动。

液力传动是以液体为介质,把液体的动能转换为机械能,这种只利用液体的动能的传动叫液力传动。如液力耦合器和液力变矩器。由于液力传动不是本教材的范围,在此就不深入讨论。

液压传动是用密封在系统中的液体作为介质,把液压能转换为机械能,这种只利用液体的压力能的传动叫液压传动。

§ 1-1 液压传动的工作原理及其组成

一、工作原理

下面以图 1-1、图 1-2 所示液压千斤顶为例说明液压传动的工作原理。在图 1-2 中,大、

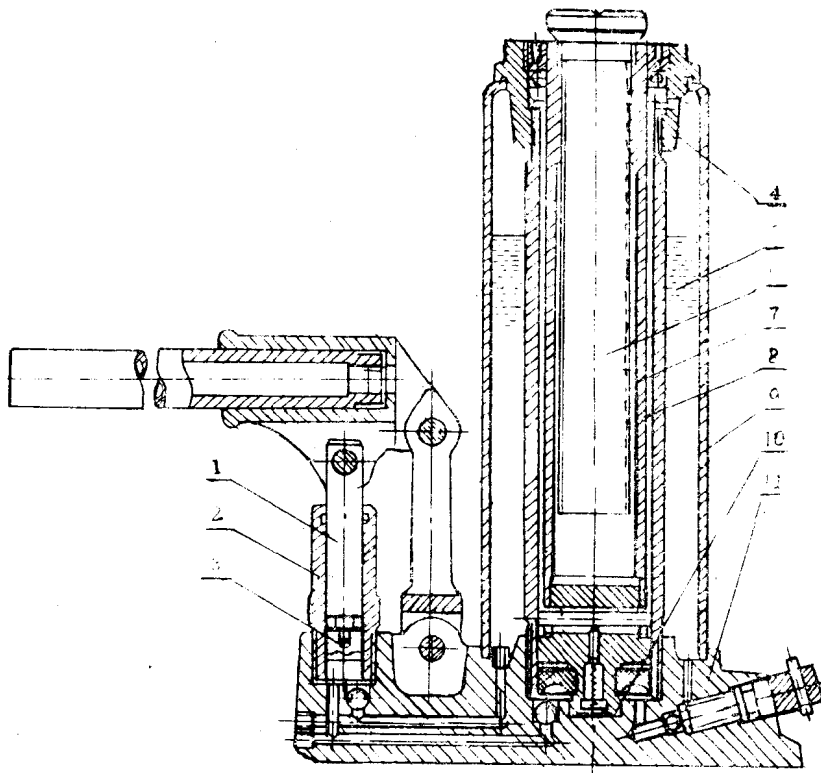


图 1-1 液压千斤顶结构图

- 1—小活塞 2—小油缸 3—密封圈 4—顶帽 5—液压油 6—调节螺杆
7—大活塞 8—大油缸 9—外套 10—大密封圈 11—底座

小两油缸相互连通。由物理学中知,液体具有两个重要特性:液体几乎不可压缩;密闭容器中静止液体的压力以同样大小向各方向传递。图 1-1 中,用手向上搬动手柄时,小活塞向上移动,使小活塞下端密闭容积腔增大,形成真空。在大气压作用下,油经油管 5、单向阀 4 进入小油缸下腔;用力下压手柄,小活塞下移,密闭容积腔内的油液受到挤压,

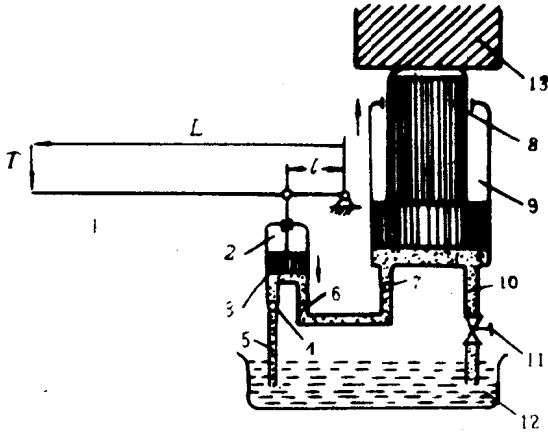


图 1-2 液压千斤顶原理图

1—手柄 2—小油缸 3—小活塞 4、7—单向阀 5、6、10—管道积;

a ——小活塞的面积。

因密闭容器中压力处处相等,故

下腔的油经管道 6、单向阀 7 输入大油缸的下腔(此时单向阀 4 关闭,与油箱的油隔断),迫使大活塞 8 向上移动顶起重物 13。反复搬动手柄,油液就不断地输入大油缸的下腔,推动大活塞缓慢上升。现将图 1-2 简化为图 1-3 的密闭连通器,可更清楚地分析其动力传递过程:在大活塞上有负载 \bar{W} ,当小活塞上作用一个主动力 F ,使密闭连通器保持力的平衡。此时,油液受压后在内部建立了压力。则有:

$$\text{大活塞上的压力} = \frac{\bar{W}}{A}; \text{小活}$$

$$\text{塞上的压力} = \frac{F}{a}$$

式中 A ——大活塞的面

$$\frac{\bar{W}}{A} = \frac{F}{a} = p$$

这样,可用较小的力平衡大活塞上很大的负载力

$$\bar{W} = \frac{A}{a} F$$

由此可知,在液压传动中,力不但可以传递,而且通过作用面积的不同($A > a$),力可以放大。千斤顶所以能够以较小的推力顶起较重的负载,原因就在这里。

通过上例可知,液压传动实际上是一种能量转换装置,它是靠油液通过密闭容积变化的压力能来传递能量的。

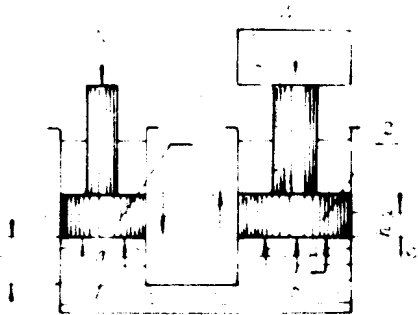


图 1-3 密闭连通器

二、液压传动系统的组成

图 1-4 所示,为一台机床工作台往复运动的液压传动工作原理图。该系统由油箱、液压泵、溢流阀、开停阀、节流阀、换向阀、液压缸以及连接这些元件的油管等组成。工作原理如下:液压泵由电机带动旋转后,从油箱中吸油,油液经滤油器进入液压泵,当它从泵中输出进入压力管后,在图 1-4a 所示的状态下,通过开停阀、节流阀、换向阀进入液压缸左腔,推动活塞和工作台向右移动,而液压缸右腔的油经换向阀和回油管排回油箱。如将换向阀手柄转换成图 1-4b 所示的状态,工作台向左移动。改变节流阀开口大小就可控制工作台的移动速度。

在液压泵出口油路上并联安装了一个溢流阀,它限定系统油液压力的最大值。当工作台的

负载增大时,系统压力升高,当系统压力超过溢流阀调定值时,溢流阀开启,油通过溢流阀回油箱,系统压力不再升高。

综上所述,通常一个液压系统由以下四部分组成:

1) 动力元件——把机械能转换成油液液压能的装置。这里常指液压泵,它给系统提供压力油。

2) 执行元件——把油液的液压能转换成机械能的装置。指作直线运动的液压缸,作回转运动的液压马达。

3) 控制元件——对系统中油液压力、流量或流动方向进行控制或调节的装置。如上例中的溢流阀、节流阀、换向阀等。

4) 辅助元件——除上述三部分以外的其它装置。如上例中的油箱、滤油器、油管等。

三、液压系统图的图形符号

液压系统可以用两种不同的图形符号来表达。

图 1-4 所示是一种半结

构式的工作原理图,它直观性强,容易理解,但绘制起来比较麻烦,系统中元件数量多时更是如此。

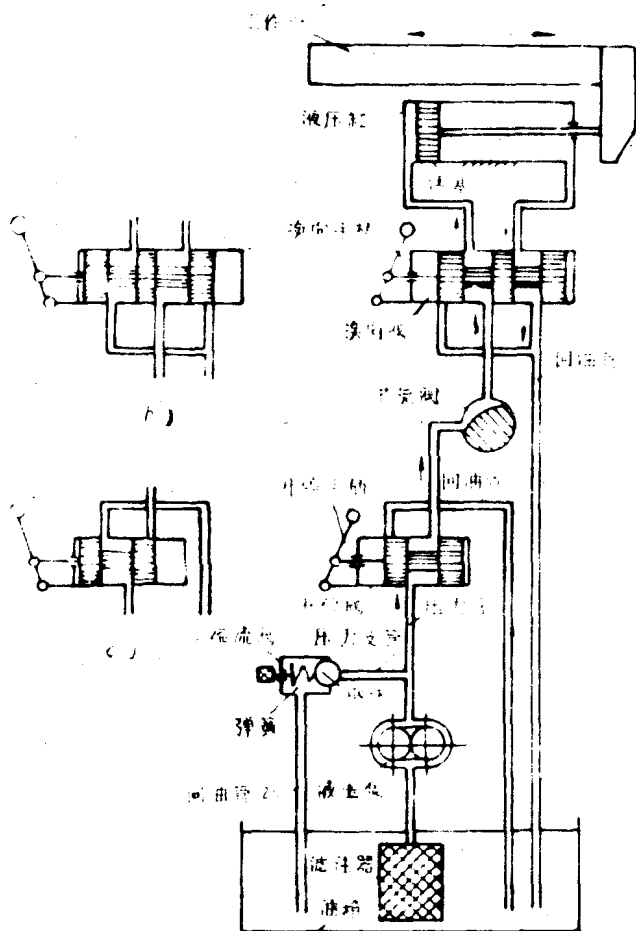


图 1-4 机床工作台液压系统的工作原理图

图 1-5 所示即图 1-4 的液压系统,是按 GB786—76 液压及气动职能图形符号绘制成的工作原理图。使液压系统图简单明了,便于绘制。有些液压元件的职能如果无法用这些符号表达时,仍可采用它的结构示意图形式。

§ 1-2 液压传动的优缺点

液压传动有以下一些优点:

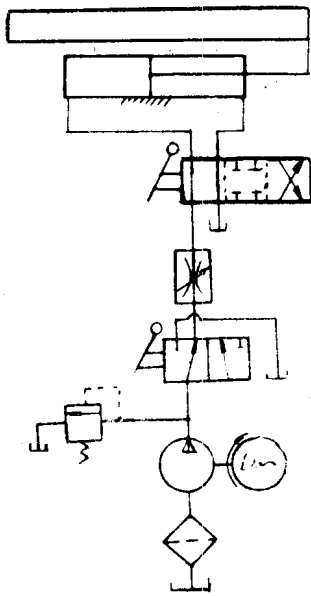


图 1-5 机床工作台液压系统的图形符号图

1. 在同等功率的情况下,液压装置的体积小,重量轻,结构紧凑。液压马达的体积和重量只有同等功率电动机的 12% 左右。

2. 液压传动工作比较平稳。由于惯性小,反应快,易于实现快速启动、制动和频繁的换向。

3. 能在大范围内实现无级调速(调速范围可达 1:2000),且能在运行过程中进行无级调速。

4. 操作简单,当与电气控制或气动控制结合在一起使用时,容易实现自动控制和远程控制,以及能实现复杂的程序动作。

5. 易于实现过载保护。液压件能自行润滑,因此使用寿命较长。

6. 由于液压元件已实现标准化、系列化和通用化,液压系统的设计、制造和使用都比较方便。

液压传动的缺点是:

1. 液压传动不能保证严格的传动比,这是由液压油的可压缩性和泄漏等因素造成的。

2. 液压传动的传动效率不高。在工作过程中有较多的能量损失(摩擦损失、泄漏损失等),不宜作远距离传动。

3. 液压传动对油温的变化比较敏感,油温的变化要影响工作稳定性。不宜在很高或很低的温度条件下工作。

4. 液压元件制造精度要求较高,造价较贵,且对油液的污染比较敏感。

5. 液压系统出现故障时不易找出原因。

总的说来,液压传动的优点是主要的,随着科学技术的发展,它的缺点将逐渐得到克服。

§ 1-3 液压传动的发展概况

液压传动从 1795 年英国制成第一台水压机算起已有近 200 年历史,然而在工业上真正推广使用却只是近三四十年,因此液压传动相对来说还是较年轻的一门新技术。但它具有很

多突出的优点,因而发展迅速。

本世纪初一些国家生产了液压元件,开始在通用机床上应用。第二次大战期间,某些兵器上采用了反应快、动作准、功率大的液压传动装置,推动了液压技术的发展。战后,液压技术很快转入民用工业,在机床、工程机械、矿山机械、冶金机械、农业机械、汽车、船舶、航空等行业中得到应用。本世纪60年代以后,随着原子能工业、空间技术、计算机技术等的发展,液压技术得到了很大发展,渗透到国民经济的各个领域。

从发展趋势来看,液压技术正向高压、高速、大功率、高效、低噪声、经久耐用、高度集成化等方向发展。同时,液压领域中的新技术、新元件也不断出现,在液压系统的计算机辅助设计、液压元件的计算机辅助实验、计算机仿真、优化设计和微机控制等方面,也日益取得显著成果。

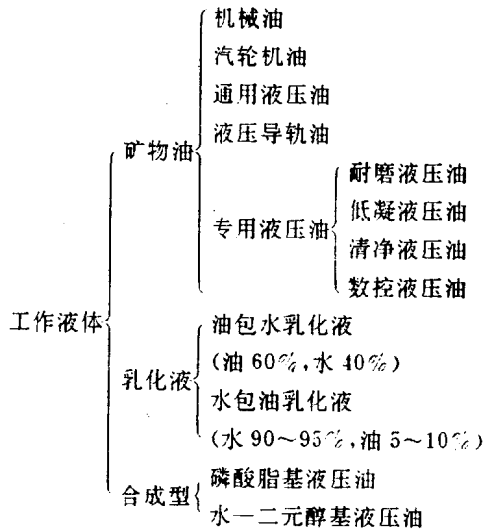
我国的液压工业开始于解放后,即本世纪50年代,最初应用于机床和锻压设备中,后来又用于拖拉机和工程机械。60年代从国外引进一些液压元件的生产技术,同时进行自行设计液压产品,并已形成系列,在各种机械设备上得到广泛的使用。自80年代我国改革开放以来,液压工业与其它工业一样,大量引进消化国外新技术,使液压工业又上了一个新的台阶。

第二章 液压油和液压流体力学基础

§ 2-1 液 压 油

一、液压油的类型

目前液压传动中采用的工作液体主要有矿物油、乳化液和合成型液三大类。由于矿物油润滑性能好、腐蚀性小、品种多、化学安定性好,能满足各种粘度的需要,故大多数液压传动系统都采用矿物油作为传动介质。工作液体的种类如下表所示:



国外 70 年代初发展起来的高水基液压油现已演变到第三代。第一代是可溶性油,由 5% 的可溶性油和 95% 的水制成,即原始的水包油乳化液。第二代是合成液,不含油,由无色透明的合成溶液和水按 5:95 的比例配制而成。第三代是微型乳化液,它既不是乳化液,也不是溶液,而是一种在 95% 水中均匀地扩散着水溶性抗磨添加剂的胶状悬浮液。高水基液压油适用于大型液压机以及环境温度较高的液压系统。

二、液压油的性质

1. 可压缩性

单位压力变化下引起的液体体积的相对变化量称为体积压缩系数,用 k 表示,并以 k 来度量油的可压缩性的大小。

$$k = - \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (\text{m}^2/\text{N}) \quad (2-1)$$

式中 Δp —— 压力变化量(Pa);

ΔV —— 被压缩后油液体积的变化量(m^3);

V —— 油液压缩前的体积(m^3)。

由于压力增大时液体的体积减小,上式右边加一负号,以使 k 为正值。

液体体积压缩系数的倒数称为液体的体积弹性模量,用 K 表示。即

$$K = 1/k \quad (\text{N/m}^2) \quad (2-2)$$

各型液压油的体积弹性模量如表 2-1 所示。矿物油的压缩性是钢的 100~150 倍。

表 2-1 各种液压油的体积弹性模量
(20°C, 大气压)

液压油的种类	$k(\text{N/m}^2)$
矿物型	$(1.4 \sim 2.0) \times 10^9$
水——二元醇基	3.15×10^9
W/O 型	1.95×10^9
磷酸脂型	2.65×10^9

液压系统在静态下工作时,一般不考虑油的压缩性。但是液压油的压缩性对液压系统的动态性能影响很大,在计算液压系统的动态特性时,必须考虑液压油的压缩性。

2. 粘性

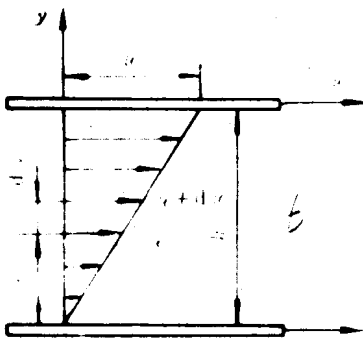


图 2-1 液体粘性示意图

当液体在外力作用下发生流动时,分子间的内聚力要阻止分子间的相对运动而产生一种内摩擦力。我们把油液在流动时产生内摩擦力的特性称为油的粘性。油液只有在流动时才有粘性,静止液体不显示粘性。

粘性的大小用粘度来衡量。粘度是选择液压油的主要指标,它对油液流动特性影响很大。

(1) 粘度的定义及其物理意义

如图 2-1 所示,两平行平板之间充满液体,下平板固定不动,而上平板以速度 u_0 向右运动。由于油液的粘性,紧贴下平板的油液静止不动,即速度为零,而中间各层液体的速度呈线性分布

根据牛顿液体内摩擦定律,液体流动时,相邻两层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 、速度梯度 du/dy 成正比,即

$$F_f = \eta A \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

式中 η ——粘度(粘度系数)。

单位面积上的内摩擦力

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

由(2-4)式知,液体的粘度的物理意义是液体在单位速度梯度下流动时,单位面积上产生的内摩擦力。它表示油液抵抗变形的能力。

(2) 粘度的表示方法

1) 动力粘度

(2-4)式中的 η 称为动力粘度,它的法定单位为 P·S,以前用的单位为 P(泊, $\text{dyne} \cdot \text{s}$)

/cm²), 1P_s = 10P = 10³cP (厘泊)。

2) 运动粘度

液体的动力粘度与其密度的比值, 称为液体的运动粘度, 用 ν 表示, 即

$$\nu = \eta / \rho \tag{2-5}$$

运动粘度的法定单位为 m²/s 以前用的单位为 St (沲), 1m²/s = 10⁴st = 10⁶cSt (厘沲)。就物理意义来说, ν 不是一个粘度量, 但习惯上常用它来表示液体粘度。油的牌号就是以其在 50℃ 时运动粘度的平均值来标注的。例如, 20 号机械油表示其在 50℃ 时, 它的平均运动粘度为 20cSt。

3) 相对粘度

动力粘度和运动粘度在理论分析和计算中经常使用, 但要实际测定出来却很麻烦。工程上常采用另一种粘度表示方法, 即相对粘度。

相对粘度是在一定的测定条件下测定的, 所以相对粘度又称条件粘度。我国、德国、原苏联等都采用恩氏粘度 °E, 美国采用赛氏秒 S.S.U., 英国采用雷氏秒 R。

恩氏粘度用恩格勒 (Engler) 粘度计测定。将 200cm³ 温度为 t ℃ 的被测液体装入底部有 Ø2.8mm 小孔的恩格勒粘度计的容器中, 测出 200cm³ 液体从小孔流出的时间 t_1 与同体积的蒸馏水在 20℃ 时从恩氏粘度计小孔流出时间 t_2 的比值, 即恩氏粘度。用 °E_t 表示, 即

$$°E_t = \frac{t_1}{t_2} \tag{2-6}$$

°E_t 称为液体在某温度 t 时的恩氏粘度。工业上一般以 20℃、50℃、100℃ 作为测定恩氏粘度的标准温度, 相应地以符号 °E₂₀、°E₅₀、°E₁₀₀ 表示。

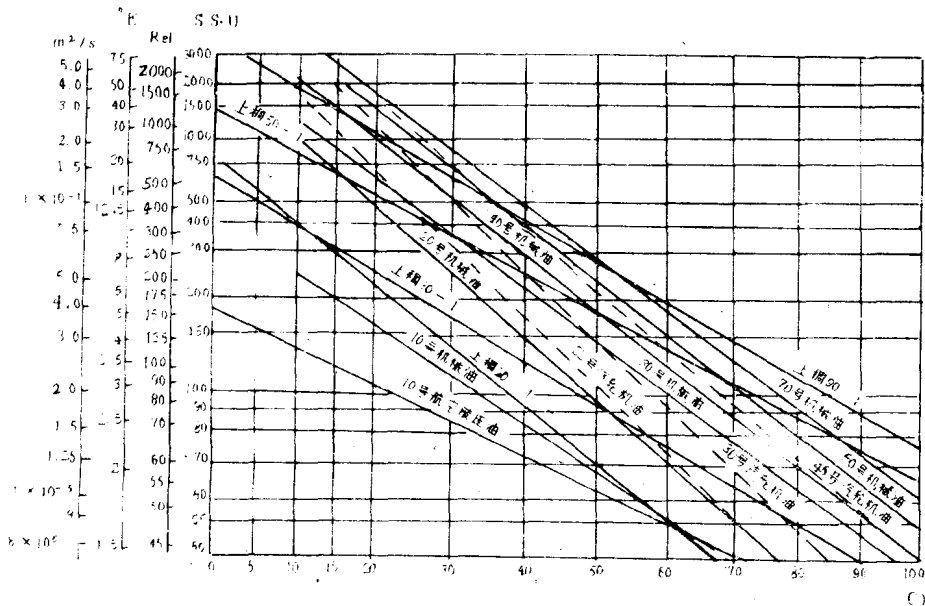


图 2-2 几种国产液压油的粘度-温度曲线

恩氏粘度与运动粘度的换算关系为

$$\nu_1 = (7.31^{\circ E_1} - \frac{6.31}{^{\circ E_1}}) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-7)$$

(3) 压力、温度对液体粘度的影响

液体粘度随液体压力、温度的变化而变化。对液压油而言,其粘度随压力增大而增大,但压力对液体粘度的影响小,在一般液压系统的压力使用范围(小于 5MP_a)内,可以忽略不计。当液压系统的压力较高时,应视对液压系统的要求,考虑压力对粘度的影响。

液体粘度对温度变化十分敏感,温度升高,粘度减小。图 2-2 表示了几种国产液压油的粘度与温度的关系。

实际应用中,常用粘温指数 V_1 来衡量粘度随温度变化的程度。 V_1 值越大,粘度随温度变化越小,即粘温性能越好。液压油的粘温指数一般要求在 90 以上。

3. 其它特性

除以上所述特性外,液压油还有其它一些性质,如稳定性(热稳定性、氧化稳定性、水解稳定性、剪切稳定性)、抗泡沫性、抗乳化性、润滑性、相容性等,对液压系统的性能、使用寿命等都有很大的影响,在选择液压油时必须考虑这些特性。

三、对液压油的要求

液压油是液压系统传递动力的工作介质,其性能好坏直接影响液压系统的性能。故对液压油有一定的要求:

1. 粘温性能要好。在使用的温度范围内,粘度随温度变化要小。一般要求 $V_1 \geq 90$ 。
2. 良好的润滑性能。油液既是工作介质,又是运动部件之间的润滑剂,油液应能在零件的滑动表面上形成强度较高的油膜,以便形成液体润滑,避免发生干摩擦。
3. 液体中的杂质少,不允许有沉淀,以免磨损机件,堵塞管道及液压元件。
4. 对热、氧化、水解有良好的稳定性。
5. 对金属和密封件有良好的相容性。
6. 抗泡沫性、抗乳化性好以及凝固点低、闪点高。

四、液压油的选择

选择液压传动的工作介质时,通常粘度是主要考虑的指标。因为粘度既影响系统的泄漏,又影响功率损失。另外,还应主要考虑以下因素:

1. 工作压力的高低 当系统工作压力较高时,宜采用粘度较高的液压油,以减少泄漏,提高容积效率。一般当工作压力低于 7MP_a 时,宜选用粘度为 $\nu_{50} = (20 \sim 40) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 的液压油,压力在 (7~20)MP_a 时,宜选用粘度为 $\nu_{50} = (30 \sim 60) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 的液压油。
2. 环境温度 液压油的粘度对温度很敏感。为了保证在工作温度下有合适的粘度,在温度较高时,宜选用粘度较高的液压油,反之,宜选用粘度较低的液压油。
3. 工作部件运动速度的高低 液压系统工作部件运动速度的高低与油液流速的高低是一致的。为了减少压力损失,运动速度较高时,宜选用粘度较低的液压油,反之,宜选用粘度较高的液压油。

§ 2-2 液体静力学基础

本节讨论与液压传动有关的处于静止状态或相对静止状态的液体受力平衡问题。

一、压力及其性质

作用在液体上的力有质量力和表面力。质量力作用在液体的所有质点上,如重力、惯性力等;表面力仅作用在液体的表面上,单位面积上作用的表面力称为应力,它有法向应力和切向应力之分。当液体处于静止状态时,质量力只有重力,表面力只有法向力。这是因为液体静止时,液体质点间没有相对运动,不存在摩擦力,所以只有法向力。由于液体质点间的凝聚力很小,不能受拉,所以法向力总是向着液体表面的内法线方向作用的。习惯上把液体在单位面积上所受的內法线方向的法向应力称为压力,即在 ΔA 平面上作用有法向力 ΔF ,则液体该点处的压力定义为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-8)$$

此外,液体的压力有如下重要性质:静止液体内任意点处的压力在各个方向上都相等。

二、液体静力学方程

如图 2-3 所示,在重力作用下的静止液体,其受力情况有:液体重力、液面上的压力和容器壁面作用在液体上的压力。如要求得离液面深度为 h 处的压力,可以从液体内取出一个底面通过该点的垂直小液柱。设液柱的底面积为 ΔA ,高为 h ,由于液柱处于平衡状态,于是有 $p \Delta A = p_0 \Delta A + F_G$, F_G 为液柱重量, $F_G = \rho g h \Delta A$,因此有

$$p = p_0 + \rho g h \quad (2-9)$$

上式即为液体的静力学方程式。由上式知:

- 1) 静止液体内的压力随液体深度呈线性分布。
- 2) 离液面深度相同的各点的压力相等。压力相等的所有点组成的面叫做等压面。静止液体的等压面是一个水平面。

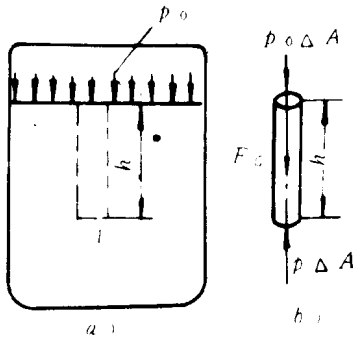


图 2-3 重力作用下的静止液体

根据(2-9)式,在密闭容器内的平衡液体中,施加于液体任一点的压力将以等值同时传到液体各点。这就是静压传递原理(帕斯卡原理)。

三、液体静压力的传递(帕斯卡原理)

图 2-4 是液压千斤顶的工作原理图,两个互通的油缸内装满油液。设小活塞的面积为 A_1 ,大活塞的面积为 A_2 ,在大活塞上放有重力为 W 的重物,要使重物上升,小活塞上应施加的力

$$F_1 > \frac{A_1}{A_2} W = \frac{W}{(A_2/A_1)} \quad (2-10)$$

由(2-11)式可以看出,两活塞的面积比 A_2/A_1 越大,其举重倍率越高。液压千斤顶就是利用这一原理进行起重工作的。

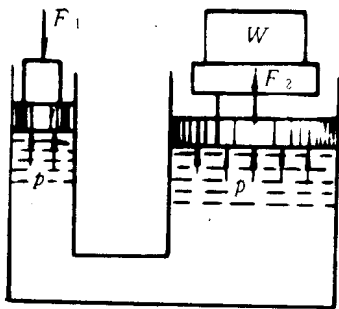


图 2-4 液压千斤顶工作原理简图

四、液体作用在固体壁面上的静压力。

1. 作用在平面上的静压力

图 2-5 所示液压缸,作用在活塞左端的液压力为 p ,作用在活塞杆上的负载为 F ,回油腔

压力为零。活塞作匀速运动时,分析活塞上的力平衡有

$$\frac{\pi}{4}D^2p = F$$

即要推动负载 F , 活塞左端所需液压力为

$$p = \frac{4F}{\pi D^2} \quad (2-11)$$

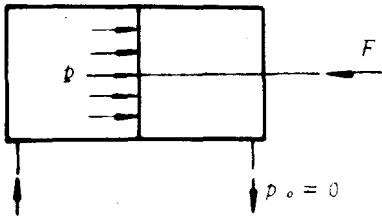


图 2-5 活塞上的受力

2. 作用在曲面上的静压力

由于液体的压力是垂直于承受压力的表面, 所以作用在曲面上各点的压力其方向是互不平行的, 液体作用在曲面上的力在不同的方向也是不一样的。因此要计算液体作用在曲面上的力时, 必须明确要计算那一个方向上的力。

例如图 2-6 所示油缸, 油缸中充满了压力为 p 的压力油, 要求 x 方向上压力油作用在液压缸右半壁上的力。设油缸缸筒半径为 r , 长度为 l , 在油缸壁上取一微小面积

$lds = lrd\theta$, 压力油作用在这一微小面积上的力为

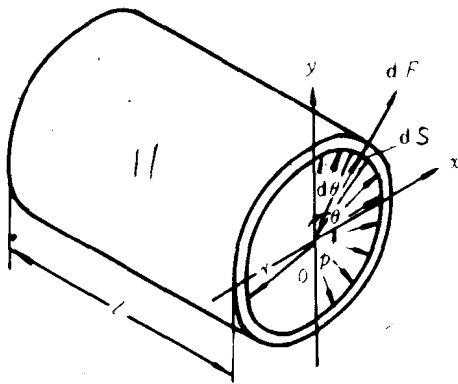


图 2-6 油缸受力

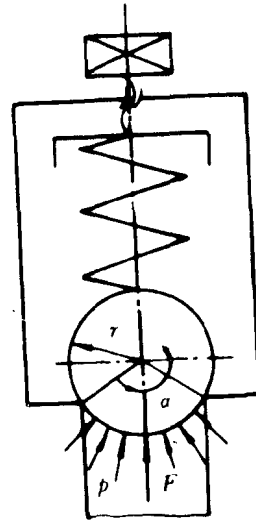


图 2-7 溢流阀阀芯受力

$$dF = p l r d\theta$$

dF 在 x 上的分力为

$$\begin{aligned} dF_x &= dF \cos\theta \\ &= p l r \cos\theta d\theta \end{aligned}$$

压力油作用在 x 方向的总作用力