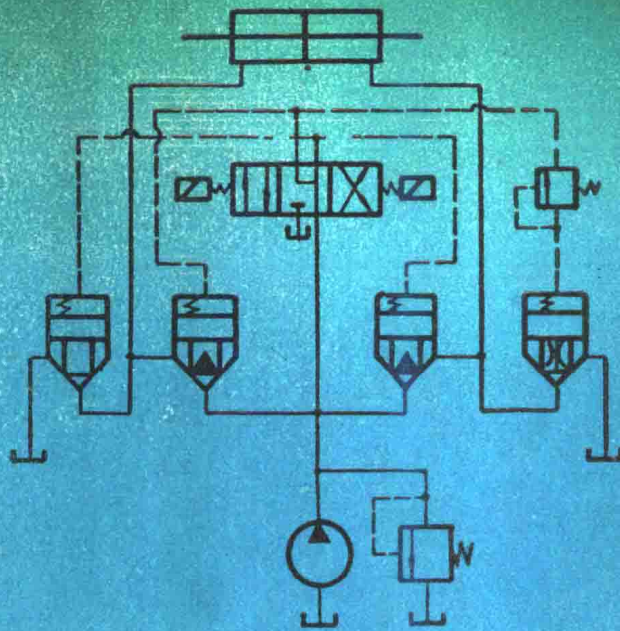


高等工程专科学校试用教材

液压传动与控制

朱新才 主编



重庆大学出版社

内 容 提 要

本书分为10个部分。主要包括:液压流体力学基础理论;各种液压元件的结构、工作原理、性能特点以及应用;常见故障现象分析和排除;常见液压基本回路及分析;典型液压传动实例及分析;液压系统的设计与计算;液压伺服系统及应用等。对比例控制、二通插装阀及应用等新技术也作了介绍。

本书内容全面,取材较新,通俗易懂。可作为高等工程专科学校机械类专业教材,也可供工厂技术人员学习、参考之用。

液 压 传 动 与 控 制

朱新才 主 编
肖顺杰 责任编辑

重庆大学出版社出版发行
新华书店经销
重庆花溪印制厂印刷

*

开本:787×1092 1/16 印张:16.5 字数:412千
1996年6月第1版 1996年6月第1次印刷
印数: 1—6000

ISBN 7-5624-1124-7/TH·53 定价:15.80元

(川)新登字020号

前 言

由于液压技术独特的优越性,使其得到了越来越广泛的应用。液压技术介于机械和电子技术之间,同时又包含了机械和电子技术的有关内容,将传动与控制有机地结合已是一种必然。

本书在对有关厂矿进行调研,大量征求有关学校开设液压传动课意见的基础上,结合编者多年教学与实践应用的体会,参考有关文献编写而成。在编写中着重于基本内容的掌握和应用,不局限于某个专业的需要,但在满足基本内容的前提下,又适当照顾了有关专业的特点。

本书在内容的选材和处理上,力求理论联系实际,学以致用。把重点放在提高读者正确、合理地选用液压元件和分析、设计液压系统以及对液压元件的常见故障进行分析和排除的能力上,并适当增加了二通插装阀及其应用的内容。为了便于读者加深理解和巩固所学的知识,每章后面附有一定数量的习题及思考题。在附录中还介绍了常用液压系统图图形符号(GB786—76)。本书由朱新才主编,杨敏副主编。参加编写的有重庆钢铁高等专科学校朱新才(绪论、第四章、第七章部分内容)、郑公福(第六章);重庆石油高等专科学校杨敏(第三章、第七章部分内容)、周秋莎(第八章、第九章)、骆家骏(第二章、第五章);长沙高等工业专科学校吴万荣(第一章、第七章部分内容)。本书由重庆大学的唐中一教授担任主审。

在本书的编写过程中,曾得到有关工厂、兄弟学校等单位的大力支持和帮助,在此一并感谢。

由于编者水平有限,书中难免存在错误和不妥之处,恳请广大读者批评指正。

编 者

1995年9月于重庆

目 录

绪论	1
一、液压传动的工作原理及特性	1
二、液压传动系统的组成及工程表示	3
三、液压传动的优缺点	4
思考题与习题	4
第一章 液压流体力学基础	5
第一节 液压油	5
第二节 静止液体的力学基本规律	10
第三节 流动液体的力学基本规律	13
第四节 液体流动中的压力损失	19
第五节 液体在小孔和缝隙中的流动	32
第六节 液压冲击和气穴现象	36
思考题与习题	38
第二章 液压泵	41
第一节 概述	41
第二节 齿轮泵	43
第三节 叶片泵	48
第四节 柱塞泵	53
第五节 液压泵的选用	61
思考题与习题	63
第三章 执行元件	64
第一节 液压马达	64
第二节 液压缸	75
思考题与习题	94
第四章 控制阀及应用	96
第一节 方向控制阀及应用	96
第二节 压力控制阀及应用	109
第三节 流量控制阀及应用	124
第四节 电液比例控制阀及应用	132
第五节 二通插装阀及应用	136
第六节 阀的集成	144

思考题与习题	147
第五章 液压辅助元件	150
第一节 滤油器	150
第二节 蓄能器	154
第三节 油箱	158
第四节 其它辅件	160
思考题与习题	164
第六章 液压基本回路及分析	165
第一节 概述	165
第二节 速度控制回路及分析	166
第三节 压力控制回路及分析	179
第四节 液压马达控制回路	186
思考题与习题	188
第七章 液压系统实例分析	190
第一节 怎样阅读液压系统图	190
第二节 液压系统实例	191
思考题与习题	206
第八章 液压系统的设计与计算	209
第一节 液压系统设计步骤	209
第二节 液压系统设计与计算举例	220
思考题与习题	229
第九章 液压伺服系统	230
第一节 液压伺服系统的工作原理、组成、特点及分类	230
第二节 液压伺服阀	233
第三节 电液伺服阀	237
第四节 液压伺服系统应用举例	243
思考题与习题	248
附录	249
参考文献	257

绪 论

液压传动与机械传动相比是一门比较新兴的技术,它被各国普遍重视并得到广泛应用,也只是近 50 年左右的事。液压技术的发展历史虽然较短,但发展速度却非常之快。

自从 1795 年英国制成了第一台水压机起,液压技术进入了工程领域;第二次世界大战期间,由于军事工业迫切需要反应快、精度高的自动控制系统,因而出现了液压伺服控制系统。随着液压元件的迅速发展,性能也更趋完善,液压技术的应用就更为大家所重视。液压传动具有许多独特的优越性,目前已被广泛应用到机械制造、工程建设、交通运输、矿山、冶金、石油化工、航空、航海、军事、农机等工业部门;也被应用到宇宙航行、海洋开发、预测地震等方面。它们已经和机械、电气等综合地应用于各种机械设备中,成为机器中不可缺少的一部分。

液压传动从发展趋势来看,正向着高压化、高速化、集成化、大流量、大功率、高效率、长寿命、低噪声方向发展。液压元件、液压传动系统的计算机辅助设计和制造以及计算机在电液自动控制系统的应用等也有广阔的发展前景。

一、液压传动的工作原理及特性

传动即是动力的传递,是把动力源的能量通过某种方式送到执行机构,去带动工作机构实现一定的动作。传动的类型有许多种,凡是以液体为工作介质,依靠运动着的液体的压力能来传递动力的叫液压传动。

下面以液压千斤顶来说明液压传动的工作原理。图 0-1 是液压千斤顶的工作原理图,将手柄 1 向上扳动时,小活塞 2 向上移动,使小液压缸 3 的下腔(无杆腔)密闭容积增大形成局部真空,油箱中的液体便在大气压力的作用下经管道和单向阀 4 吸入小液压缸下腔。当手柄被压下时,将使小活塞向下移动,下腔中的液体受到挤压,由于液体几乎是不可压缩的,于是液体便只能经单向阀 5 进入大液压缸 7 的下腔(此时单向阀 4 关闭),迫使大活塞 6 向上运动,顶起负载。反复提压杠杆,就可以使重物不断上升,达到起重的目的。当需要大活塞向下运动时,这时单向阀 5 关闭,只要将开关阀 8 打开,大液压缸下腔的液体便经管道和开关阀 8 流回油箱,大活塞便在负载及自重作用下向下运动,恢复到原始位置。

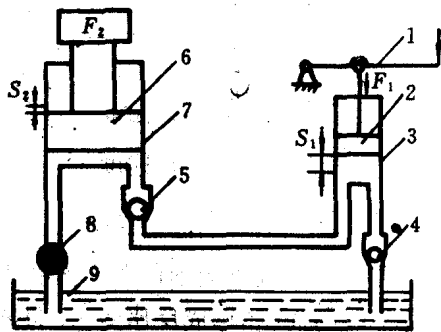


图 0-1 液压千斤顶工作原理图

- 1—手柄; 2—小活塞; 3—液压缸;
- 4、5—单向阀; 6—大活塞;
- 7—大液压缸; 8—开关阀; 9—油箱

从液压千斤顶的工作原理可以看出液压传动有以下的特点:

1. 液压传动以液体作为工作介质,动力的传递必须经过两次能量转换。首先通过动力装置把机械能转换为液体的压力能,然后再通过液压缸等执行元件把液体的压力能转换为机械能。

2. 液体必须在密封容器内传送,而且容积要发生变化,所以又称为容积式液压传动。

3. 液压传动其液体压力由外负载决定。如图 0-1 所示,外力 F_1 加于小直径液压缸的活塞杆上,大直径液压缸的活塞杆上作用有负载力 F_2 。在两个活塞的作用下,两缸工作腔和管道中的液体具有压力 p 。

$$F_1 = pA_1 \quad p = \frac{F_1}{A_1} \quad (0-1)$$

$$F_2 = pA_2 \quad p = \frac{F_2}{A_2} \quad (0-2)$$

式中 A_1 ——小活塞的有效面积;

A_2 ——大活塞的有效面积;

因封闭液体中的压力处处相等,故

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$
$$F_2 = pA_2 = \frac{A_2}{A_1}F_1 \quad (0-3)$$

式(0-3)为力传递的基本方程式,由此可得出结论:液体压力 p 是由输出端的外负载 F_2 引起,其大小随外负载的大小而变化。同时,力的传递效果随承压面积的增大而增大。

4. 运动速度或转速的传递靠液体容积变化相等的原则进行。设小活塞的位移为 S_1 ,大活塞的位移为 S_2 ,在不计液体压缩性及泄漏,不考虑缸及管道变形时,则小活塞向下运动所扫过的容积等于大活塞向上所扫过的容积。即:

$$A_1S_1 = A_2S_2$$
$$S_2 = \frac{A_1}{A_2}S_1 \quad (0-4)$$

设在时间间隔 t 内同时完成位移 S_1 和 S_2 ,则

$$v_1 = \frac{S_1}{t}, \quad v_2 = \frac{S_2}{t}$$

v_1 ——小活塞的运动速度;

v_2 ——大活塞的运动速度。

同理:

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2}v_1 \quad (0-5)$$

式(0-5)为速度传递的基本方程式。由此可得出结论:在输入速度 v_1 和面积 A_1 一定时,输出速度 v_2 与面积 A_2 成反比变化。只要连续减少 v_1 (或流量 Q) 就可以获得逐渐减小的 v_2 ,这就是液压传动能实现无级调速的原因。

必须指出:液压千斤顶虽然把力放大了,但是大活塞的运动速度却比小活塞的运动速度低。当两个活塞的面积相差愈大时,力就放大得愈大,而其运动速度也降低得愈多。

将式(0-3)代入式(0-5),可以得到

$$F_1v_1 = F_2v_2 \quad (0-6)$$

该式说明,在输入功率(F_1v_1)一定时,无论输出力 F_2 和速度 v_2 怎样变化,它们的乘积是

不变的,且等于输出功率(忽略损失),这正是能量不灭定律在液压传动中的体现。

对(0-6)式若用液压参数表示,则液压功率为

$$P = F \frac{S}{t} = p \frac{AS}{t} = p \frac{V}{t} = pQ \quad (0-7)$$

式中 Q ——体积流量,简称流量。

因此,在液压传动中,液体的压力和流量是两个很重要的参数,它是设计和选用液压泵、控制阀、液压缸、液压马达和管道等液压元件的重要依据。

二、液压传动系统的组成及工程表示

图 0-2 所示为一个简单的液压系统原理图。

其工作原理:电动机带动液压泵 3 运转,油箱中的液体经滤油器 2 被吸入泵内。液压泵输出的压力油经节流阀 5 流到电磁换向阀 7。当电磁换向阀的左右端电磁铁均不通电时,阀芯在两端的弹簧力作用下处于中间位置。这时,液压缸的左腔、右腔、进油路及回油路之间均不相通,液压缸活塞锁紧不动。当阀 7 右边电磁铁得电时,换向阀在右位工作,压力油经阀 7 右位进入液压缸 8 的右腔,推动活塞向左移动,缸 8 左腔的液体经阀 7 流回油箱。当阀 7 左边电磁铁得电时,换向阀在左位工作,液压泵输出的压力油经阀 7 左位进入缸 8 左腔,使活塞右移,缸右腔排出的液体经阀 7 流回油箱,由此可见,电磁换向阀是控制液体流动方向的。

调节节流阀 5 的开口大小,可控制进入液压缸的液体流量,以改变液压缸活塞的移动速度。在液压泵的出口并联了溢流阀 6,液压泵输出液压力的大小可从压力表 4 中读出。当液体的压力升高到稍超过溢流阀的调定压力时,溢流阀开启,液体经管道排回油箱,这时液体的压力不再升高,稳定在调定的压力值范围内。溢流阀在稳定系统压力和防止系统过载的同时,还起着把液压泵输出的多余液体排回油箱的作用。

在液压泵的入口安了一个滤油器,液压泵从油箱吸进的液体先经过滤油器,以起到滤清油液的作用。

从以上分析看出,一个完整的液压系统除了工作介质外,均由以下四个部分组成:

1. 动力元件 如液压泵。由它将电动机输出的机械能转换成液体的压力能。它供给液压系统压力油,是液压系统的动力源。
2. 执行元件 如液压缸和液压马达。它的作用是在压力油的推动下,完成对外作功,驱动工作部件。它是将液体的液压能转换为机械能的能量转换元件。
3. 控制与调节装置 包括各种控制阀类(如方向阀、压力阀、流量阀)。它们的作用是分别控制液压系统液体的流动方向、压力和流量大小,以满足执行元件对运动方向、力和速度的要求。
4. 辅助元件 如油箱、油管、滤油器、蓄能器、压力表等,分别起贮油、输油、过滤、贮存压力能、测压等作用,是液压系统中不可缺少的重要组成部分。但从液压系统的工作原理来看,它们

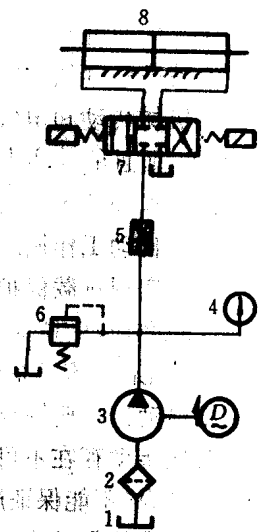


图 0-2 液压传动系统原理图
(用图形符号绘制)

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

是起辅助作用的。

以上各类元件,将在以后章节中分别予以介绍。

图 0-2 是用我国制定的图形符号表示的液压系统原理图。我国国家标准(GB786—76)规定了液压系统图的图形符号。这些符号只表示元件的职能、连接系统的通路,并不表示元件的具体结构和参数,是职能符号。国内应用的一般液压原理图都是按照我国制定的图形符号标准绘制,在以后讲述各种液压元件时,还要提到。

国家标准规定:图中各元件的符号均以静止状态(或零位工位)表示;工作油路(包括主压油路和主回油路)以标准实线表示,泄漏油路以细实线表示,控制油路以虚线表示。

三、液压传动的优缺点

液压传动的主要优点有:

1. 液压传动可以在很大的调速范围内较方便地实现无级调速。
2. 运动平稳、可靠、反应快,能高速启动、制动和频繁换向。
3. 与机械传动和电气传动相比,在输出功率相同的情况下,液压传动装置的体积小、重量轻、惯性小,而且能传递大的力和转矩。
4. 控制和调节比较简单,操作方便,易于实现自动化。当和电气控制配合使用时,易于实现各种复杂的自动工作循环。
5. 易于实现过载保护。因采用液体作为工作介质,使相对运动的表面间能够自行润滑,减少了零件的磨损,提高了元件的使用寿命。
6. 液压元件实现了系列化、标准化和通用化,故易于设计、制造和推广使用,元件的布置灵活。

液压传动的主要缺点有:

1. 液压传动存在不可避免的泄漏,同时液体不是绝对不可压缩的,在高压下油管等也会产生弹性变形,故不能保证严格的传动比。
2. 由于在能量转换和传递过程中存在着压力损失和泄漏,因而效率低。
3. 温度的变化可使液体的粘度受到影响,故不宜在高温和低温条件下工作,同时要求有较好的过滤设施。
4. 当液体受污染后会使得液压系统发生故障,出现故障时不易直观地查找原因。

总的说来,液压传动优点是主要的。其某些缺点将会随着科学技术的发展、设计制造水平的提高而逐步得到解决,液压传动将会得到更广泛地应用。

思考题与习题

1. 何谓“液压传动”?
2. 液压系统由哪几部分组成?各部分的主要作用是什么?
3. 液压传动有哪些优缺点?

第一章 液压流体力学基础

液压传动是用油液作为传递能量的工作介质。油液作为一种液体，它具有许多特性。因此，了解液体的基本性质，掌握液体平衡和运动的主要力学规律，对于正确理解液压传动的基本原理和规律，从而更好地设计和使用液压系统都是非常重要的。

第一节 液压油

一、液压油的主要物理性质

1. 密度

液体的密度是指单位体积液体的质量，常用 ρ 表示

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

式中 m ——液体的质量；

V ——液体的体积。

液压油的密度随温度和压力的变化而变化，但这种变化量通常不大，可忽略不计。一般液压油的密度为 900kg/m^3 。

2. 可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质称为液体的可压缩性。液体的压缩性大小用体积压缩系数 β 表示。其意义为单位压力变化时液体体积的相对变化值，即

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (1-2)$$

式中 Δp ——液体压力的变化值；

ΔV ——液体压力变化 ΔP 时其体积变化量；

V ——液体被压缩前的体积。

由于压力增加时液体体积减小，为使 β 为正值，故在式中加一负号“—”。

液体体积压缩性系数的倒数称为体积弹性模量，用 K 表示。

$$K = \frac{1}{\beta} = -\frac{\Delta p}{\Delta V} \cdot V \quad (1-3)$$

常用液压油的体积弹性模量为 $1.4 \sim 2 \times 10^3 \text{MPa}$ ，而钢的弹性模量为 $2 \sim 2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ，可见液压油的可压缩性比钢大 $100 \sim 150$ 倍左右。但对于一般液压系统，由于压力变化而引起

的液体体积变化不大,故可认为液体是不可压缩的。在液体中若混入空气,其可压缩性将显著增加,并严重影响液压系统的工作性能。在有动态性能要求或压力变化很大的高压系统中,应考虑液体的压缩性影响,并在液压系统的实际计算中,取液压油的弹性模量 $K = 0.7 \times 10^3 \text{MPa}$ 。

3. 粘性

(1) 粘性的意义 液体在外力作用下流动时,由于液体分子间的内聚力而产生阻止液体内部的相对滑动的内摩擦力,液体的这种特性称为粘性。粘性是液体的重要物理特性之一,是选择液压油的主要依据。

液体流动时,由于液体和固体壁间的附着力,以及流体的粘性会使液体内部的速度大小不等。如图 1-1 所示,设有两平行平板间充满液体,上板以速度 v_0 相对静止的下板向右运动;紧贴下平板的极薄一层液体粘附在下板上,其速度为零。而中间各层液体则从上到下按递减速速度向右移动,这是因为在相邻各层液体间存在内摩擦力的缘故,该力对上层液体起阻滞作用,而对下层液体起拖曳作用。当平行平板的距离较小时,各层液体的速度近似按线性规律分布。

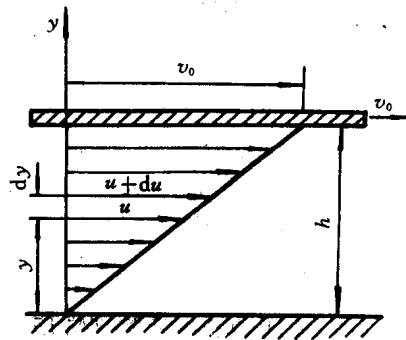


图 1-1 液体的粘性

由实验得出液层间的内摩擦力 F 与液层的接触面积 A 及液层间的相对速度 du 成正比,而与液层间距 dy 成反比,即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-4)$$

式中 μ ——比例系数,称为动力粘度;

$\frac{du}{dy}$ ——速度梯度。

若以 τ 表示切应力,即单位面积上的内摩擦力,则

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-5)$$

上式称为牛顿内摩擦定律。

由上式可知,在静止液体中,因速度梯度 $\frac{du}{dy} = 0$,内摩擦力为零,所以液体在静止状态下是不呈粘性的。

(2) 粘度 液体粘性的大小用粘度来表示。液压传动中常用的粘度有动力粘度、运动粘度和条件粘度。

1) 动力粘度 动力粘度又称为绝对粘度,由式(1-4)可得

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

由上式可知动力粘度的物理意义是液体在单位速度梯度下流动时,相接触液层单位面积上的内摩擦力。

动力粘度的单位为帕·秒($\text{Pa} \cdot \text{s}$),工程制中用泊(P)表示,即达因·秒/厘米²($\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$),

或用厘泊(cP)表示。换算关系为:

$$1\text{Pa} \cdot \text{s} = 10\text{P} = 10^3\text{cP}$$

2)运动粘度 动力粘度 μ 与液体密度 ρ 的比值称为运动粘度。以 ν 表示,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-6)$$

运动粘度没有特殊的意义,只是因为理论分析和计算中常遇到 μ 与 ρ 的比值,为方便起见采用 ν 表示。其单位为 m^2/s ,工程制中用 cm^2/s ,称为斯(St),或用厘斯(cSt)表示。换算关系为

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$$

3)条件粘度 条件粘度又称相对粘度,它是采用特定的粘度计在规定的条件下测量出来的粘度。由于测定方法不同,各国采用的条件粘度的单位有所不同,我国采用恩氏粘度。

恩氏粘度是用恩氏粘度计测定,即将 200mL 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计的容器中,在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时,测定液体自由流过小孔所需的时间 t_1 和同体积的蒸馏水在 20°C 时从同一小孔流完所需时间 t_2 的比值,称为液体在该温度时的条件粘度。用 $^\circ\text{E}$ 表示

$$^\circ\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-7)$$

工业上常用 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测量恩氏粘度的标准温度,并分别用符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 和 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示,恩氏粘度与运动粘度的换算关系式为

$$\text{当 } 1.35 \leq ^\circ\text{E} \leq 3.2 \text{ 时 } \nu = 8^\circ\text{E} - \frac{8.64}{^\circ\text{E}} \text{ (cSt)} \quad (1-8)$$

$$\text{当 } ^\circ\text{E} > 3.2 \text{ 时 } \nu = 7.6^\circ\text{E} - \frac{4}{^\circ\text{E}} \text{ (cSt)} \quad (1-9)$$

(3)粘度和温度的关系 液压油的粘度对温度的变化很敏感,温度升高,油的粘度显著降低,而液压油的粘度变化又直接影响液压系统的工作性能。

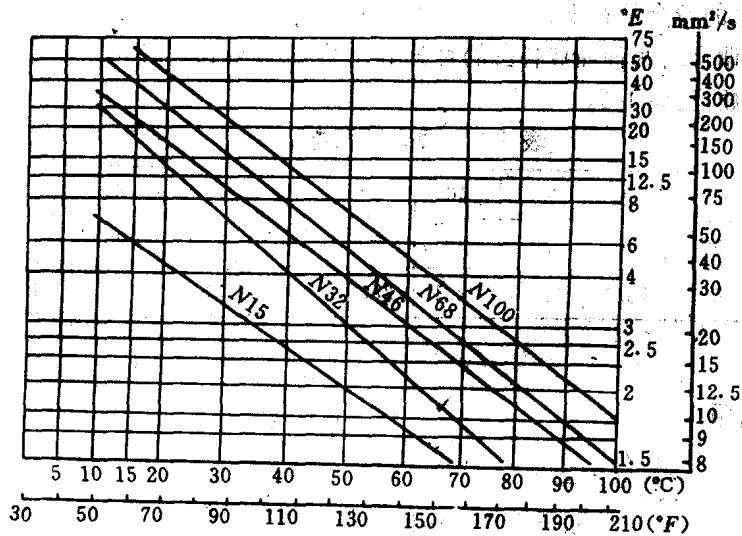


图 1-2 几种国产油液粘温图

液压油的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。不同种类的液压油有不同的粘温特性。我

国常用粘温图表示液压油的粘度随温度变化的关系。部分国产液压油的粘温图见图 1-2。

从图 1-2 中可以看出,液压油的粘度受温度的影响较大。例如 N₃₂号液压油,温度在 40°C 时的运动粘度为 $32 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$;在 20°C 时粘度增大为 $100 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$;而在 70°C 时粘度则降至 $9 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 。

液压系统工作时,油温不能太高,油温过高除粘度降低过多外,油液还容易氧化变质,析出沥青等杂质,降低油液的使用寿命,并容易使小孔堵塞,影响系统的可靠性。一般液压系统的工作温度最好控制在 30~60°C。

液压油的粘温特性也可以用粘度指数 VI 来衡量。粘度指数表示被试液压油的粘度随温度变化的程度与标准油粘度变化程度比较的相对值。VI 值越大,表示油液粘度随温度的变化率越小,即粘温特性越好。一般液压油要求 VI 值在 90 以上,精制液压油及加有添加剂的液压油其 VI 可大于 100。

(4)粘度与压力的关系 一般情况下,液体随压力增加,其分子距离缩小,内聚力增大,粘度也随之增大。而压力不高且变化不大时,这种影响可忽略不计。在压力较高($p \geq 20 \text{MPa}$)或变化较大时,需考虑压力对粘度的影响。在 50MPa 以下,压力与粘度的关系可用下式表示:

$$\mu_p = \mu_0 e^{bp} \approx \mu_0 (1 + bp) \quad (1-10)$$

式中 μ_p ——压力为 p 时油液粘度;

μ_0 ——大气压下油液的粘度;

b ——指数,一般为 $(0.002 \sim 0.003) \times 10^{-5} \text{Pa}^{-1}$;

p ——油的工作压力 Pa。

(5)调合油的粘度 为获得所需要的油液粘度,可用几种相互溶解的液压油调合。调合油的粘度可用下面的经验公式计算

$${}^\circ\text{E} = \frac{a{}^\circ\text{E}_1 + b{}^\circ\text{E}_2 - c({}^\circ\text{E}_1 - {}^\circ\text{E}_2)}{100}$$

式中 ${}^\circ\text{E}_1, {}^\circ\text{E}_2$ ——混合前两种油液的粘度,取 ${}^\circ\text{E}_1 > {}^\circ\text{E}_2$;

${}^\circ\text{E}$ ——混合后的调合油粘度;

a, b ——参与调合的两种油液各占的百分数($a\% + b\% = 100\%$);

c ——实验系数,见表 1-1。

表 1-1 调合油系数 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

二、液压油的选用

1. 液压系统对液压油的基本要求

在液压传动系统中,液压油除了用作传递能量的介质外,还有润滑和冷却的作用,其性能会直接影响到液压系统的工作。因此,液压系统所用的工作油液应满足下列要求:

(1)适当的粘度和良好的粘温性能。粘度是液压油的重要使用性能指标。粘度过大,流动

损失大,能量消耗增加,系统灵敏度降低,严重时可能造成液压泵吸空或发生气穴现象。粘度过低则会增大泄漏,降低系统的容积效率,影响系统动作的准确性。此外,液压系统在工作过程中,液压油的温度常常发生变化,这就希望液压油的粘度在工作温度变化范围内的变化要小,即粘温性能要好。

(2)具有良好的润滑性能。工作油液既是传递能量的介质,也是相对运动零件之间的润滑剂,油液应当能在相对滑动的零件表面上形成强度较高的油膜,以便形成液体润滑,避免干摩擦。

(3)质地应纯净,不含有各种杂质。含有机杂质的油液,容易使油路堵塞,含有腐蚀性的物质,会使机件和密封装置腐蚀。

(4)不易氧化。油液氧化后会产生胶状物和沥青等杂质,这些杂质容易使油路堵塞进而使系统发生故障。

(5)闪点高,凝点低。油液用于高温场合时,为了防火安全,闪点要求高。在低温条件下工作时,凝固点要低。

(6)油液的抗乳化性和泡沫性要好。油液乳化会降低油液的润滑性,而使酸值增加,油液的寿命缩短。油液中产生的泡沫会引起气穴现象,从而产生噪音和振动。影响液压系统的正常工作。

2. 液压油的选择和使用

(1)液压油的种类 液压油的品种很多,主要可分为三大类型:石油型、合成型和乳化型。石油型又分为普通液压油、液压导轨油、抗磨液压油、低温液压油、高粘度指数液压油、机械油、汽轮机油及其它专用液压油。合成型主要有水—乙二醇液压油和磷酸酯液压油。乳化型分为油包水乳化液和水包油乳化液。

石油型液压油是以机械油为原料,精炼后按需要加入适当添加剂而成。这类液压油润滑性好,腐蚀性小,化学稳定性较好,是目前液压传动系统中使用最为广泛的一种油型。但石油型液压油的主要缺点是具有可燃性。所以,在一些高温易燃、易爆的工作场合的液压系统采用抗燃性合成型液压油或难燃性的乳化型液压油。

各种液压油的主要性能及技术指标参见有关液压手册和产品说明书。

(2)液压油的选择 正确而合理地选用液压油,是保证液压设备高效率正常运转的前提。液压油的选择应主要考虑以下几个方面。

1)正确选择液压油的类型 液压油类型和品种的选择,一般根据液压装置本身的使用性能和工作环境等因素确定。

2)正确选择液压油的粘度 在确定液压油的粘度时应考虑以下因素,即工作压力的高低、工作环境温度的高低、工作部件运动速度的高低。例如当系统工作压力较高,环境温度较高,工作部件运动速度较低时,为了减少漏损,宜采用粘度较高的液压油。

在液压系统的所有元件中,以液压泵对液压油的性能最为敏感,因为泵的零件运动速度最高,承受压力最大,且承压时间最长,工作温度也比较高。因此常根据液压泵的类型及要求来选择液压油的粘度。表 1-2 为各类液压泵推荐用油粘度范围。

(3)液压油的合理使用 液压油的合理使用,是保证液压系统正常工作的前提条件,有些液压系统出现种种故障往往与液压油的变质和污染有关。根据实践经验,液压油的使用应特别注意以下方面:

1)工作温度要合适。对于一般的液压系统工作温度应控制在 15~65°C 之间。油温过高时要改善散热条件,必要时,在油箱中设置冷却器。油温过低时,应在油箱中设置加热器。

2)防止空气混入。混入油中的空气主要以细小气泡形式进入液压系统内,它会加速油液的氧化、容易引起振动和噪音、影响液压系统的传动性能。为了防止空气混入,应特别注意液压泵的吸油管路的密封,吸油管口必须浸入油面以下相当深的地方。回油管口也应在油面以下,以防止喷流作用将空气带入油中,系统的高处应设置放气装置。

表 1-2 各类液压泵推荐用油粘度表

液压泵类型		环境温度 5~40°C	环境温度 40~80°C
		40°C 粘度(10 ⁻⁶ m ² /s)	40°C 粘度(10 ⁻⁶ m ² /s)
叶片泵	7MPa 以下	30~50	40~75
	7MPa 以上	50~70	55~90
齿轮泵		30~70	95~165
轴向柱塞泵		40~75	70~150
径向柱塞泵		30~80	65~240

(4)防止污染 液压系统中应有防尘装置,力求减少外来污染;滤油器的规格要合适,并定期检查,清洗或更换滤芯;按液压设备使用要求定期检查更换液压油;换油时要清洗油箱,冲洗系统管路及元件。

第二节 静止液体的力学基本规律

静止液体,是指液体内部质点间无相对运动的液体,因此,液体不呈现粘性,也不存在切应力。

一、液体静压力及其特性

作用在液体上的力有两种类型:即质量力和表面力。质量力作用在液体内部所有质点上,它的大小与质量成正比,如重力、惯性力等。表面力作用在所研究的液体的表面上,如法向力、切向力。表面力是与液体接触的其它物体(如活塞、大气层)作用于液体上的力,这是外力;也可以是一部分液体作用于另一部分液体上的力,这是内力。由于静止液体质点间没有相对运动,不存在摩擦力,所以静止液体的表面力只有法向力。

所谓静压力就是指液体内部某点处单位面积 ΔA 上所受到的法向力 ΔF ,用 p 表示

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1-11)$$

若法向力均匀地作用在面积 A 上,则

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-12)$$

由于静止液体只能承受压力,而不能承受拉力和切向力,所以静压力具有以下两个重要特性:

1. 静止液体内任意点所受到的各个方向的静压力都相等。
2. 液体静压力的方向总是向着作用面的内法线方向。

二、静止液体中的压力分布规律

在重力作用下的静止液体其受力状况如图 1-3(a)所示,静止液体所受的力有质量力如液体的重力、表面力有液面上的外加压力 p_0 和容器壁面作用在液体上的反力。为求任意深度 h 处的压力 p ,可假想从液面往下切取一个垂直小液柱作为研究体,设液柱的底面积为 ΔA ,高为 h ,如图 1-3(b)所示。

由于液柱处于平衡状态,故有

$$p \cdot \Delta A = p_0 \cdot \Delta A + \rho g h \Delta A$$

$$\text{即} \quad p = p_0 + \rho g h \quad (1-13)$$

上式称为液体静压力基本方程式,由该式可知:

(1) 静止液体任一点的压力由两部分组成,一部分是液面上的压力 p_0 ,另一部分是该点以上液体自重形成的压力,即 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压力 p_a 作用时,则液体内的任一点压力为

$$p = p_a + \rho g h \quad (1-14)$$

(2) 静止液体内任一点的压力随液体深度 h 的增加而线性地增加。

(3) 离液面深度相同的各点压力都相等,压力相等的所有点组成的面称为等压面。在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

三、帕斯卡原理

密闭容器中的液体,当外加压力 p_0 发生变化,只要液体仍保持原来的平衡状态,液体中所有各点,其压力都将发生同样大小的变化,这就是帕斯卡原理,或称为静压传递原理。

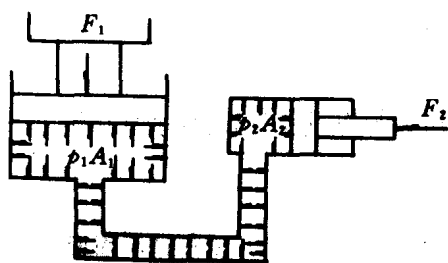


图 1-4 帕斯卡原理应用实例

根据帕斯卡原理, $p_1 = p_2$. 则

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 \quad (1-15)$$

由式 $p_1 = F_1/A_1$ 可知,若外力负载为零,则 $p_1 = 0$,此时, $p_2 = 0$,即液压缸活塞上没有负载,不考虑活塞自重及其它阻力时,系统的压力不能形成。这说明液压系统中的压力决定于负

载。

式(1-15)表明,若 F_2 一定,两活塞面积之比(A_1/A_2)越小,推动大活塞的作用力越大。即在小活塞施加较小的力,则可以使大活塞上产生较大的作用力。液压千斤顶就是利用这个原理进行起重工作的。

四、压力的表示方法及单位

根据度量的基准不同,液体的压力分为绝对压力和相对压力两种。以绝对真空为基准测得的压力称为绝对压力;以当地大气压为基准测得的那一部分压力称为相对压力。

由此可见:

$$\text{绝对压力} = \text{大气压力} + \text{相对压力}$$

如果液体中某点的绝对压力小于大气压力,这时,把这个点的绝对压力比大气压力小的那部分数值称之为真空度。即

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力,故相对压力也称表压力。即

$$\text{表压力} = \text{相对压力} = \text{绝对压力} - \text{大气压力}$$

绝对压力、相对压力和真空度的关系如图 1-5 所示。

压力的单位除法定单位 Pa(帕, N/m^2)外常采用兆帕(MPa),还有暂时允许使用的单位 bar(巴)和以前常用的一些单位,如工程大气压 at(即 kgf/cm^2),水柱高(mmH_2O)或汞柱高(mmHg)等。各种压力单位之间的换算关系见表 1-3。

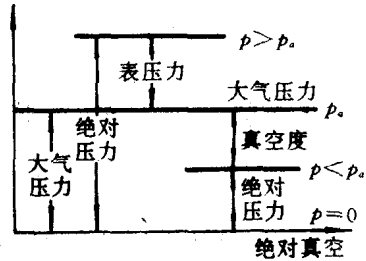


图 1-5 绝对压力、相对压力和真空度的关系

表 1-3 各种压力的换算关系

Pa	MPa	bar	kgf/cm^2	mmH_2O	mmHg
1×10^5	0.1	1	1.02	1.02×10^4	7.5×10^2

五、液体静压力作用于固体壁面的力

由前所述,如不考虑油液自重产生的那部分压力,压力是均匀分布的,且垂直作用于承压面的表面上。

1. 作用在平面上的力

当固体壁面是一平面时,静止液体对平面的总作用力 F 为液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积,其方向与该平面垂直,即

$$F = p \cdot A \quad (1-16)$$

如图 1-6(a)所示,压力 p 作用在无杆腔侧的活塞上,承受液体作用的面积为 $A = \frac{\pi}{4} D^2$,活塞上受到液体作用力为:

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