

高等工业专科学校联编试用教材

液 压 传 动

上海纺织工业专科学校 杨培元
薛忠良 编
上海轻工业专科学校 张康华

上海科学技术文献出版社

Ye Ya Chuan Dong

内 容 简 介

本书共分九章。第一章液压传动基础知识,介绍液压传动的入门知识及液压流体力学基础。第二至第五章讲述常用液压元件(包括液压泵、液压马达、液压缸、液压阀和辅助装置),第六至第九章介绍液压回路和系统(包括基本回路、典型系统、系统设计和伺服系统)。

本书适用于作高等专科学校机械类专业的教材,同样也适用于职工大学、业余大学的教材,并可供有关工程技术人员参考。

高等工业专科学校联编试用教材

液 压 传 动

上海纺织工业专科学校 杨培元
薛忠良 编
上海轻工业专科学校 张康华

*

上海科学技术文献出版社出版发行
(上海市武康路2号)

新华书店经销

昆山亭林印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 14.25 字数 355,000

1988年2月第1版 1988年2月第1次印刷

印数: 1—6,000

ISBN 7-80513-108-2/G·31

定 价: 3.40 元

《科技新书目》158-279

前 言

液压传动是利用液体作为介质来传递能量的传动方式,由于它具有许多突出的优点,故近年来发展较快,被广泛应用在各个工业部门。

为了提高教学质量,1984年在湘潭召开全国部分高等工业专科学校《液压传动》课程的教学经验交流会,会上根据各校的教学经验,并结合专科学校的特点和要求,制定了具有专科特色的教育大纲,本教材是按该大纲要求编写的。

在本书的编写中,力求用简洁的语言,较少的篇幅阐明液压传动的基本概念、液压元件的工作原理和性能、液压系统的分析、使用和设计。在论述中力图理论与实际有机的结合,并适当地加强理论分析,培养学生分析问题和解决问题的能力,每章结束还附有思考题和习题。

本教材共分九章,其中第一章液压传动基础知识、第七章液压系统分析、第八章液压系统的设计与计算由杨培元同志编写,第二章液压泵和液压马达、第三章液压缸、第五章辅助元件、第九章液压伺服系统简介由张康华同志编写,第四章液压控制阀、第六章液压基本回路由薛忠良同志编写。上海第二工业大学关肇勋副教授担任本书的主审工作。

在本书的编写过程中,曾得到有关工厂、学校等单位的大力支持和帮助,部分同志还绘了插图,在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中难免有不少缺点和错误,欢迎广大读者批评指正。

编 者

1987年3月

目 录

第一章 液压传动基础知识	1
§ 1-1 液压传动概论	1
一、液压传动的工作原理	1
二、液压系统的组成	1
三、液压传动的优缺点	2
§ 1-2 液压油	3
一、液压油的物理性能	3
二、液压油的选用	7
§ 1-3 静止液体的性质	8
一、静止液体的压力	8
二、绝对压力、相对压力和真空度	8
三、液体静压力的特性	9
四、液压系统压力的形成	9
五、油液作用在平面和曲面上的力	9
§ 1-4 流动液体的性质	10
一、连续性方程	10
二、伯努利方程	11
三、动量方程	14
§ 1-5 液体流动中的压力损失	15
一、层流、紊流、雷诺数	15
二、沿程压力损失	16
三、局部压力损失	18
四、管路系统总压力损失	18
§ 1-6 油液流经小孔和缝隙的流量计算	18
一、油液流经小孔的流量计算	18
二、油液流经缝隙的流量计算	20
§ 1-7 液压冲击和空穴现象	22
一、液压冲击	22
二、空穴现象	23
思考题与习题	24
第二章 液压泵和液压马达	26
§ 2-1 液压泵的工作原理和基本技术参数	26
一、液压泵的工作原理	26
二、液压泵的基本技术参数	27
§ 2-2 齿轮泵	29
一、外啮合齿轮泵的工作原理	29

二、CB型齿轮泵的结构分析	29
§ 2-3 叶片泵	32
一、定量叶片泵	32
二、变量叶片泵	35
§ 2-4 柱塞泵	37
一、轴向柱塞泵	37
二、径向柱塞泵	43
§ 2-5 液压马达	44
一、液压马达概述	44
二、液压马达有关参数的计算和选用	48
思考题与习题	50
第三章 液压缸	51
§ 3-1 液压缸的分类和结构	51
一、液压缸的分类	51
二、液压缸的结构	51
§ 3-2 液压缸的一般结构	57
一、缸体与端盖的联接	57
二、活塞杆与活塞的联接	58
三、液压缸的密封	59
四、液压缸的缓冲	63
五、液压缸的排气	68
§ 3-3 液压缸的基本计算	69
一、直线液压缸的基本计算	69
二、摆动液压缸的基本计算	74
§ 3-4 液压缸零件的材料和制造要求	74
一、缸体	74
二、活塞	75
三、活塞杆	75
四、导向套	75
思考题与习题	75
第四章 液压控制阀	76
§ 4-1 方向控制阀	76
一、单向阀	76
二、换向阀	77
三、其他(多通)阀	84
§ 4-2 压力控制阀	86
一、溢流阀	86
二、减压阀	92
三、顺序阀	95

四、压力继电器	97
§ 4-3 流量控制阀	98
一、节流口的流量特性	98
二、节流口的结构	99
三、节流阀	100
四、调速阀	102
五、溢流节流阀	104
§ 4-4 比例阀与逻辑阀	106
一、比例阀	106
二、逻辑阀	108
§ 4-5 阀的连接	109
一、管式连接	109
二、有管板式连接	109
三、无管板式连接	110
四、集成块式连接	110
五、叠加阀式连接	111
第五章 辅助元件	112
§ 5-1 油管与管接头	112
一、油管	112
二、管接头	112
§ 5-2 滤油器	115
一、滤油器的种类与过滤精度	115
二、滤油器的选用原则	117
三、滤油器的安装位置	117
§ 5-3 蓄能器	118
一、蓄能器的类型和性能	118
二、蓄能器的计算	120
三、蓄能器的安装与使用	121
§ 5-4 油箱	122
一、油箱的种类与一般要求	122
二、油箱容量的确定	123
§ 5-5 压力表	123
思考题与习题	123
第六章 液压基本回路	125
§ 6-1 速度控制回路	125
一、调速回路	125
二、速度换接回路	132
三、增速回路	136
四、减速回路	137

§ 6-2 压力控制回路	138
一、调压回路	138
二、减压回路	139
三、增压回路	139
四、平衡回路	140
五、保压回路	140
六、卸荷回路	142
七、缓冲回路	143
§ 6-3 顺序动作回路	144
一、压力控制	144
二、行程控制	145
三、时间控制	145
§ 6-4 方向控制回路	147
一、一般换向回路	147
二、连续往复回路	147
三、锁紧回路	148
§ 6-5 多缸同步回路	149
一、用机械方法同步	149
二、液压缸串联同步	149
三、用调速阀同步	149
四、用分流阀同步	149
五、用同步缸同步	151
§ 6-6 互不干扰回路	151
一、用单向阀防干扰	151
二、用顺序阀防干扰	151
三、用蓄能器防干扰	151
§ 6-7 液压马达回路	152
一、液压马达制动回路	152
二、液压马达补油回路	153
第七章 液压系统分析	154
§ 7-1 怎样阅读液压系统图	154
一、阅读液压系统图的方法与步骤	154
二、阅读液压系统图举例	154
§ 7-2 机械手液压系统	158
一、机械手液压系统工作原理	158
二、液压回路性能分析	160
§ 7-3 组合机床的液压系统	162
一、YT 4643 型液压动力滑台液压系统	162
二、动力滑台液压系统之二	164

三、动力滑台液压系统之三	165
§ 7-4 外圆磨床液压系统	166
一、磨床换向运动实现的方法	167
二、M 1432 A 型万能外圆磨床液压系统	170
§ 7-5 油压机液压系统	175
一、油压机液压系统工作原理	175
二、油压机液压系统的特点	177
思考题与习题	179
第八章 液压系统的设计与计算	180
§ 8-1 液压系统的设计步骤和内容	180
一、明确对液压系统的工作要求进行工况分析	180
二、拟定液压系统原理图	182
三、计算和选择液压元件	182
四、对液压系统进行验算	184
五、绘制正式工作图和编制技术文件	186
§ 8-2 液压系统设计计算举例	186
一、进行工况分析	186
二、液压系统原理图的拟定	187
三、计算和选择液压元件	189
四、液压系统的验算	191
思考题与习题	195
第九章 液压伺服系统简介	196
§ 9-1 液压伺服系统的工作原理和分类	196
§ 9-2 阀控液压缸伺服系统的分析	197
一、工作原理	197
二、四边控制阀	198
三、阀控液压缸系统分析	200
§ 9-3 电液伺服阀与电液脉冲马达	203
一、电液伺服阀	203
二、电液脉冲马达	206
§ 9-4 液压伺服系统实例	210
一、液压仿形刀架	210
二、数控机床中的液压伺服控制	210
思考题与习题	212
附录	212
一、液压传动中常用物理量换算表	212
二、常用基础标准	213
三、液压阀额定流量下的压力损失参考值(MPa)	214
四、中低压液压元件型号说明	215

第一章 液压传动基础知识

§ 1-1 液压传动概论

一、液压传动的工作原理

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,如机械传动、电气传动、气压传动、液压传动、液力传动以及复合传动等。凡是借助于运动着的压力油的压力能来传递动力的传动称为液压传动。

图 1-1 是液压千斤顶工作原理图。将手柄 1 向上扳动时,小活塞 2 向上移动,小缸内形成局部真空,储存在油箱 9 内的油经过管道和单向阀 4 吸入小液压缸 3 下腔;当手柄 1 被压下时,小活塞向下移动,于是小缸下腔的油经单向阀 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 上升,顶起重物。反复提压杠杆 1,就可以使重物不断上升,达到起重的目的。

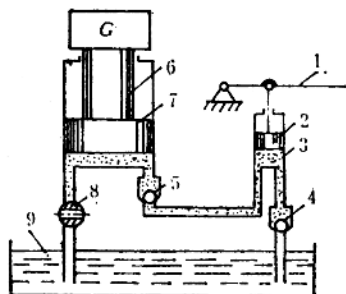


图 1-1 液压千斤顶工作表原理图

从上述的原理图中可以看出液压传动有以下的特点。

1. 液压传动以液体(一般为矿物油)作为工作介质,传动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元件把液体的压力能转换为机械能。

2. 油液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。

二、液压系统的组成

图 1-2 是简化的磨床工作台液压系统原理图。其工作原理如下:

电动机带动油泵 3 运转,油箱中的油液经滤油器 2 被吸入泵内。油泵输出的压力油经节流阀 5,换向阀 7 的 P、A 阀口进入液压缸 8 的右腔,推动活塞带动工作台 9 向左移动,缸 8 左腔的油液经换向阀 7 的 B、O 阀口流回油箱。将换向阀 7 的手柄顺时针转动,则换向阀 7 的阀芯向右移动,这时阀口 P 与 B、A 与 O 互相接通,油泵 3 输出的压力油便经阀口 P、B 进入缸 8 左腔,使工作台 9 向右移动,缸 8 右腔的油液经阀口 A、O 流回油箱。

磨床在工作时,工作台要作往复运动,此时根据加工要求的不同,工作台的运动速度需要调整。图 1-2 中的节流阀 5 和换向阀 7 用来控制油液的流量与流向,以满足工作台改变运动速度和运动方向的要求。

工作台运动时,要克服切削力、摩擦力等阻力。这些阻力是由油压力作用在活塞有效工作面积上的推力来克服,当工作情况不同时,阻力的大小不同,调节溢流阀 4,可以调节液压

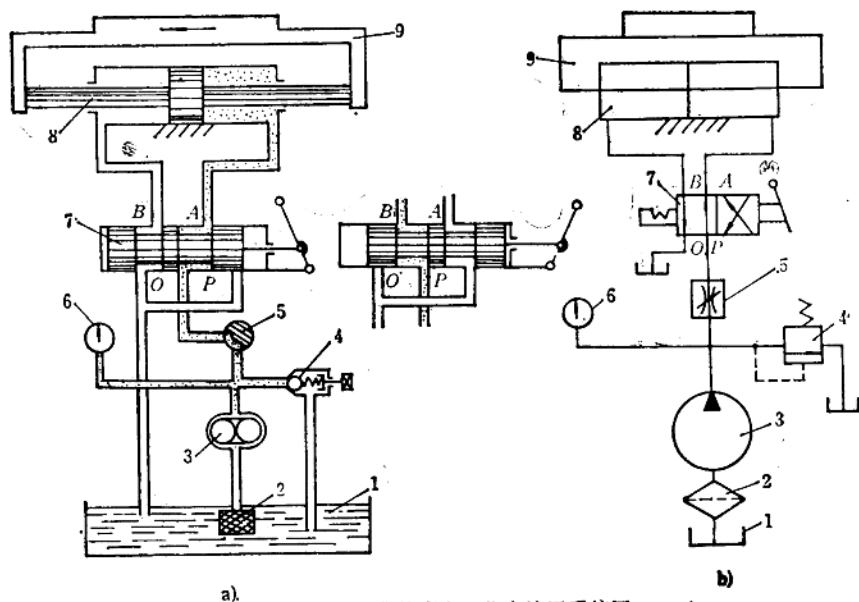


图 1-2 简化的磨床工作台液压系统图

泵的出口压力。

图 1-2 中的 2 为滤油器，油泵从油箱吸进的油液先经过滤油器，以起到滤清油液的作用。

图 1-2 b)，是用我国制订的图形符号表示的液压系统图。图形符号只表示元件的职能，连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数。

从简化的磨床这个例子中可以看出，液压系统除了工作介质外，应由以下四个部分组成：

1. 动力装置 如液压泵。由它将电动机或其它发动机输出的机械能转换成油液的压能。它供给液压系统压力油，是液压系统的动力源。

2. 执行元件（液动机） 它将油液的压能转换成机械能而克服负载做功。执行机构根据工作需要可采用液压缸，也可采用液压马达。

3. 调节控制装置 包括各种阀类，如换向阀、节流阀、溢流阀等，用来控制和调节油液的压力、流量和方向，以满足液压系统的各种性能要求和动作。

4. 辅助装置 包括油箱、油管、管接头、滤油器、冷却器、压力表、蓄能器以及控制仪表等辅助元件，它们在液压系统中分别起着不同的辅助作用。

三、液压传动的优缺点

液压传动所以能得到如此迅速的发展和广泛的应用，是由于它具有一系列优点：

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，能高速启动和频繁的换向。
3. 液压传动与机械、电气传动相比，在输出功率相同的前提下，体积小、重量轻、惯性小、结构紧凑，而且能传递较大的力和转矩。

4. 液压传动装置的控制、调节比较简单,操纵比较方便,便于实现自动化。特别是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. 易于实现自动过载保护。同时因采用油液作为工作介质,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. 液压元件易于实现标准化、通用化、系列化。故便于设计、制造和推广使用。

当然液压传动也存在着下列的缺点:

1. 液压传动采用液体为介质,在相对运动表面间不可避免地要有泄漏,同时油液不是绝对不可压缩的,油管等也会产生弹性变形,因此液压传动不宜在传动比要求严格的情况下使用。

2. 温度的变化可使油液的粘度受到影响,使运动件的速度不易保持稳定。不宜在低温和高温条件下使用。

3. 当油液受污染后会使液压系统发生故障。发生故障不易检修和排除。

4. 为了防止泄漏和满足某些性能要求,要求提高液压元件的制造精度,这样元件的加工工艺较为复杂。

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。

§1-2 液 压 油

目前液压传动中常采用的工作介质有石油基、水基及合成液体三大类。其中石油基液体(矿物油)润滑性好、腐蚀性小、粘度较高、化学稳定性好,故一般都采用矿物油作为工作介质。油液的性质直接影响液压系统的工作性能。因此,要对油液的性质和选用原则进行必要的讨论。

一、液压油的物理性能

1. 液压油的密度和重度

油的密度是表示单位容积油液所具有的质量,用 ρ 表示;油的重度是指单位容积油液所具有的重量,用 γ 表示。

密度和重度两者的关系是

$$\gamma = \rho g \quad (1-1)$$

在国际单位制中 ρ 的单位为 kg/m^3 ; γ 的单位是 N/m^3 。在工程单位制中, ρ 的单位是 $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$; γ 的单位是 kgf/m^3 。两种不同单位制的换算关系可见本书附录。

液压油的密度和重度随温度和压力而变化,一般是随温度升高而减小,随压力增高而加大,但变化很小,所以在一般使用条件下,可近似地把液体的密度和重度当作常量。

矿物油的密度约为 $\rho = 850 \sim 960 \text{ kg}/\text{m}^3$,油液的重度约为 $\gamma = 8400 \sim 9500 \text{ N}/\text{m}^3$ 。

2. 液压油的可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质称液体的可压缩性。液体的可压缩性极小,在很多场合下是可以忽略不计的。但在压力较高、体积较大或对液压系统进行动态分析时,就必需考虑液体的可压缩性。

液体受到压力作用后,其相对压缩量与压力增量成正比(参阅图1-3),即

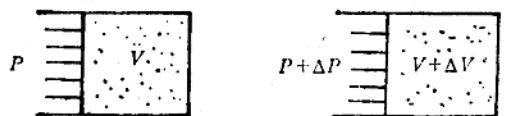


图 1-3 压力升高时, 油液体积的变化

$$-\Delta V/V = \beta \Delta p \quad (1-2)$$

式中 V ——增压前液体的体积(m^3);

ΔV ——压力增加 Δp 时体积的变化量(m^3);

Δp ——压力的增量(10^5 Pa);

β ——液体的压缩率或称压缩系数(m^2/N)。

式(1-2)亦可写成

$$\beta = -\frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta p} \right) \quad (\text{m}^2/\text{N}) \quad (1-3)$$

当压力增量 Δp 增加时, 液体的体积总是减小, 则 ΔV 为负值, 为使 β 为正值, 故在上式中加一负号。压缩系数 β 的物理意义是: 当液体所受的压力增加单位增量时, 其体积的相对变化率。液压油的 β 值一般为 $(5 \sim 7) \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$, β 的倒数用 E_0 表示, 称为容积弹性模数。

$$E_0 = \frac{1}{\beta} = -V \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (\text{N}/\text{m}^2) \quad (1-4)$$

油液的 E_0 值一般为 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ N}/\text{cm}^2$ 。液压油的弹性模数约是钢的弹性模数的 $1/100 \sim 150$ 左右。必须指出, 当液压油中混有空气时, 它的可压缩性将显著增加。例如当液压油中混有 1% 空气时, 容积弹性模数降到纯油的容积弹性模数的 5% 左右, 当油中混有 5% 空气时, 它的容积弹性模数降为纯油的 1% 左右。故在液压系统中应设法使油中含空气量减至最小, 以提高系统运动的平稳性和刚度。

考虑到一般液压系统中很难避免混入气体, 所以计算中可取 $E_0 = 7 \times 10^4 \text{ N}/\text{cm}^2$ 。

当压力变化时, 除液压油的体积有变化外, 液压缸和管道等也会变形, 对于金属液压缸和金属管道, 由于其容积弹性模数比液体的体积弹性模数大得多, 所以其变形的影响一般可以忽略不计。但当使用橡胶软管或尼龙软管时, 由于这些管道的容积弹性模数比液体的小很多, 约为油液的 $1/4 \sim 20$ 左右, 所以在计算时必须考虑管道的影响。

3. 液压油的粘度

(1) 粘度的定义与单位

液体受外力作用而流动时, 在流体分子间产生内摩擦力, 以阻碍液体的流动, 我们把液体的这种性质称为粘性。在流动中, 不同的液体其内摩擦力的大小也不同, 表征液体流动时内摩擦力大小的系数即是粘度。粘度是液压油最重要的特性之一, 也是选择液压油的重要指标之一。常用的粘度有动力粘度、运动粘度和相对粘度(恩氏粘度)三种。

1) 动力粘度(μ)

当一层油液相对另一层油液运动时, 两层油液间存在着内摩擦力, 由实验结果可证明, 该内摩擦力的大小与液层间接触面积 A 及液层间相对运动速度 du 成正比, 与两液层间距离 dh 成反比, 即

$$F = \mu A \frac{dv}{dh}$$

式中 μ ——比例系数,称为动力粘度系数。

由于 $\frac{F}{A} = \tau$, 表示单位面积上的内摩擦力即切应力,因此可得

$$\tau = \mu \frac{dv}{dh} \quad (1-5)$$

上式称为牛顿液体内摩擦定律。动力粘度 μ 的物理意义是:当速度梯度 dv/dh 等于 1 时,接触液面间单位面积上的内摩擦力。在物理单位制中, μ 的单位为 $\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$,一般称为 P,百分之一 P 称为 cP。

在国际单位制中 μ 的单位是 $\text{Pa}\cdot\text{s}$, 或 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。其换算关系如下:

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

2) 运动粘度 ν

在同一温度下,液体的动力粘度 μ 与它的密度 ρ 之比称为运动粘度,

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

在国际单位制中,运动粘度 ν 的单位是 m^2/s 。

在物理单位制中, ν 的单位是 cm^2/s ,习惯上称为 St, St 的单位较大,工程中常用 cSt 来表示, $1 \text{ St} = 100 \text{ cSt}$ 。

运动粘度 ν 没有明确的物理意义,它是一个在液压传动计算中经常遇到的物理量。但在习惯上它却常用来标志液体的粘度,例如机械油的牌号,就是这种油液在 50°C 时的运动粘度 ν (cSt) 的平均值。如 20 号机械油就是指这种机械油在 50°C 时的运动粘度 ν 的平均值为 20 cSt。由于蒸馏水 20°C 时运动粘度恰好为 1 cSt,所以机械油粘度的牌号表示法有助于估计粘性的大小,例如 20 号机械油的粘度约为水在 20°C 时的粘度的 20 倍。

3) 相对粘度

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。因此工程上常采用一种可用仪器直接测量的粘度表示法,即相对粘度。各国采用的相对粘度单位有所不同,我国和欧洲国家采用恩氏粘度 $^\circ E_i$ 。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定,即将 200 cm^3 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8 \text{ mm}$ 小孔的恩氏粘度计容器中,在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时,测定其在液体自重作用下流尽所需时间 t_1 ,和同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52 \text{ s}$) 之比值,便是该液体在 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度。即

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

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

利用经验公式(1-8),可将恩氏粘度换算成对应的运动粘度。

$$\nu = 7.31^\circ E_t - \frac{6.31}{^\circ E_t} \quad (\text{cSt}) \quad (1-8)$$

为了使工作油液的粘度符合需要,也可采用两种不同粘度的油液,将它们按一定比例混合,混合所得油的粘度可用下列经验公式计算

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (1-9)$$

式中 $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ ——用于混合的两种油液的粘度, 并且 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$;

$^{\circ}E$ ——混合所得油液的恩氏粘度;

a 、 b ——用于混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 混合油系数 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

(2) 粘度与温度关系

温度对油液粘度影响很大, 当油温升高时, 其粘度显著下降。油液粘度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量, 因此希望油液的粘度随温度的变化越小越好。不同的油液有不同的粘度温度变化关系, 这种关系叫做油液的粘温特性。

对于粘度不超过 76 cSt 的矿物油, 当温度在 20~150°C 范围内, 可用下述近似公式, 计算温度为 t °C 时油液的运动粘度。

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-10)$$

式中 ν_t —— t °C 时油液的粘度 (cSt);

ν_{50} ——50°C 时油液的粘度 (cSt);

n ——与油液粘度有关的特性指数, 其值列于表 1-2。

表 1-2 指数 n 随粘度变化的数值

$^{\circ}E_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
ν_{50}	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

我国液压传动常用油液的粘度与温度的关系可参阅图 1-4 国产油粘温图。

(3) 粘度与压力的关系

在一般情况下, 压力对粘度的影响较小, 在工程中压力低于 50×10^5 Pa 时, 一般均不考虑压力对粘度的影响。但在高压情况下, 随着压力增加, 其分子间的距离缩小, 内聚力增大, 粘度也随之增大。这种关系称为液体的粘压特性。在实际应用中, 当油压力在 500×10^5 Pa 范围内, 可用下式近似计算油的粘度。

$$\nu_p = \nu_0 (1 + 0.003 p) \quad (1-11)$$

式中 ν_p ——压力为 p 时油的粘度 (cSt);

ν_0 ——一个大气压下油的粘度 (cSt);

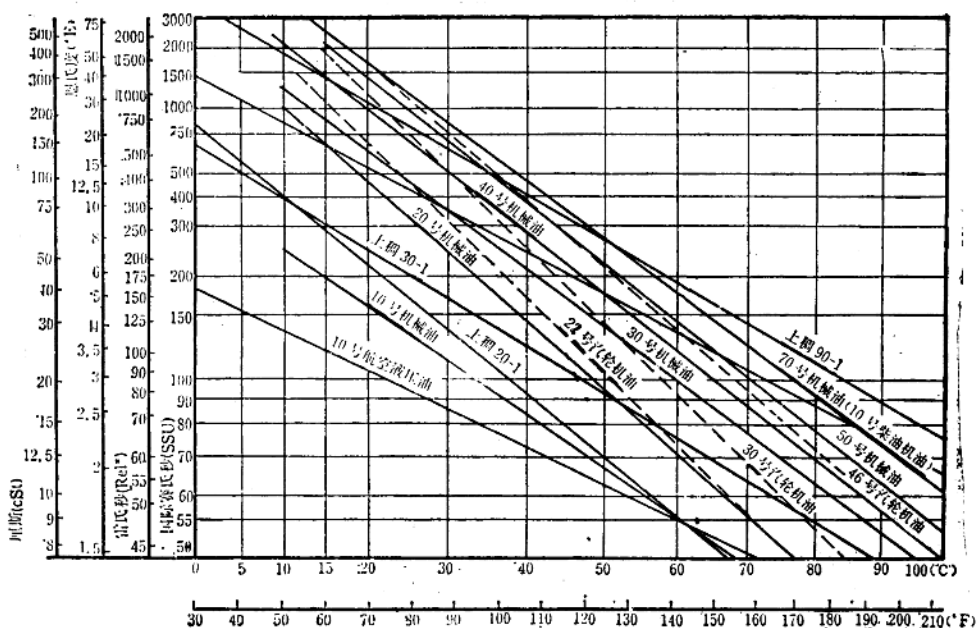


图 1-4 国产油粘温图

p ——油的压力 (10^6 Pa)。

二、液压油的选用

液压系统中的工作油液除了传递能量外,它还起润滑作用,它的性能直接影响液压系统的工作。

在油液品种的选择上,过去较多采用普通机械油,由于该油脱蜡和精制程度不够,并且也未加入抗氧化、防锈蚀和抗磨损等添加剂,氧化稳定性和润滑性比较差,它只能用于要求较低的场合,现在广泛使用的是精密机床液压油。这种油有较好的抗氧化、抗磨损、抗泡沫和防锈蚀能力,其粘温特性也较好。

油的粘度是选用油液的一个重要指标,粘度过大造成内摩擦力增大,能量损失大;粘度过小会使系统泄漏增加,影响液压系统的效率和运动的稳定性。在选用中还要考虑到周围环境温度,考虑到液压系统的压力和速度的大小。一般可参考下列原则进行选择。

1. 一般用的油液其粘度在 $10 \sim 60$ cSt 之间。
2. 应考虑周围环境温度,例如在机床液压传动中,冬季用粘度较低的 10 号液压油,夏季用 20 号液压油,酷热时用 30 号液压油。
3. 高压时用粘度高的油,低压时用粘度低的油。例如压力低于 $70(10^6 \text{ Pa})$ 时,可用 20~40 号油;压力在 $70 \sim 200(10^6 \text{ Pa})$ 时,可选用 60 号油。
4. 当压力不高,而执行机构的速度很高 ($v > 8 \text{ m/min}$),采用粘度较低的 10~20 号油。

总之油液的选用,要按生产实践中的具体情况作具体分析,然后再作出选择。

§1-3 静止液体的性质

一、静止液体的压力

液体的压力 p 是指液体在单位面积上所受的作用力,即是物理学中所称的压强,而在液压传动中通常称为压力。液体的压力均垂直作用于承压面。

液体处于静止状态下的压力称为液体静压力。设在液体面积 A 上所受的作用力为 F , 则液体的压力 p 为

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-12)$$

压力 p 在国际单位制中采用 N/m^2 , 简称 Pa。

液体的静压力是由液体的自重和液面上气体或固体壁面的作用而产生。图 1-5 所示的容器中盛有液体, 液面上的大气压力为 p_0 , 此时在液面下 h 处的 a 点的压力 p_a 可通过单元液柱体来求得。在 a 点处取单元液柱体如图 1-5 所示, 液柱体的底面积为 ΔA , 高为 h 。由于该液柱体处于平衡状态, 则作用在柱面上的一切力在垂直方向投影的代数和必须等于零, 即

$$p_a \Delta A = p_0 \Delta A + h \gamma \Delta A$$

$$p_a = p_0 + \gamma h \quad (1-13)$$

式(1-13)是液体静力学中的基本方程, 式中的 γ 是液体的重度。该基本方程表明, 在液体自重的作用下, 液体静压力随淹没深度线性增加。处于同一水平面上的压力都是相等, 我们把压力相等的所有点组成的面称为等压面, 则在重力场中静止液体的等压面为水平面。当不计自重时, 液体静压力可认为是处处相等的。

在一般情况下, 液体自重产生的压力与液体传递压力相比要小得多, 所以它在液压传动中常常忽略不计。

在一般情况下, 液体自重产生的压力与液体传递压力相比要小得多, 所以它在液压传动中常常忽略不计。

二、绝对压力、相对压力和真空度

在式(1-13)中 a 点的压力是 p_a , 它的大小是与零压力(绝对真空)作比较, 所以我们称它为绝对压力。由于作用于物体上的大气压力一般自成平衡, 在进行分析计算时它往往不

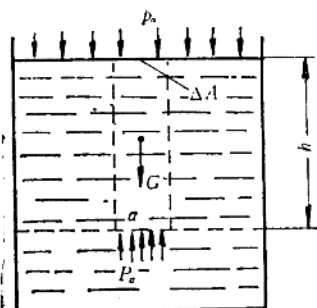


图 1-5 深度为 h 处的液体的压力

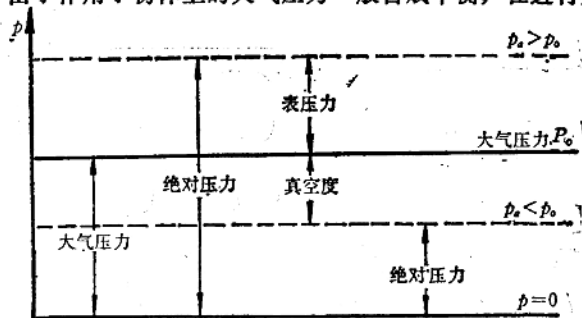


图 1-6 绝对压力、相对压力和真空度的关系

起作用,而且在绝大多数测压仪表中,测得的压力,只是高于大气压的那部分压力,即我们称为的相对压力(表压力)。它们三者关系为:

绝对压力 = 大气压力 + 相对压力(表压力)

当绝对压力低于大气压时,习惯上称出现了真空,同样我们常用的是该绝对压力比大气压力小的那部分压力值,该值我们把它称为真空度。它们的关系是

真空度 = 大气压力 - 绝对压力

绝对压力、相对压力和真空度的关系见图 1-6 所示。

三、液体静压力的特性

1. 静止液体中任一点所受到的各个方向的压力都相等。这是因为如果液体在某一点受到各方向的压力不等时,该点液体将要产生运动,这就破坏了液体静止的条件。

2. 液体的压力垂直于承受压力的表面,其方向与该表面的内法线方向相同。因为如果压力不垂直承压表面,或压力方向与该表面的内法线方向相反,则液体将会产生流动。

3. 在密封容器里,静止液体中任意一点的压力如有变化,则这个压力变化值将传给液体中的所有各点,而且其值不变。这就是著名的帕斯卡原理,它已被广泛地应用在机械工程上,如液压千斤顶、油压机等。帕斯卡原理也是液压传动系统工作的基础。

四、液压系统压力的形成

液压系统在工作中,它的工作压力是取决于什么呢?

图 1-7 所示的液压缸大腔活塞面积为 A , 活塞杆上有外载荷 R , 左腔输入压力油后,将对活塞产生液压力 p , 输入的压力油要推动活塞运动, 而外载荷 R 要阻碍活塞运动, 在这种前阻后推的情况下, 随着液压泵不断向液压缸供油, 液压缸内液体压力 p 不断增加, 直到液压力 p 产生的总推力略大于外负载 R 时, 就推动活塞向右运动。由此可见缸左腔的液压力 p 是一种被动力, 它的大小是取决于外负载的大小(若油压力的作用面积不变)。因此我们常说系统的压力决定于负载。这是一个重要的结论, 它对油压系统设计与分析极为重要。

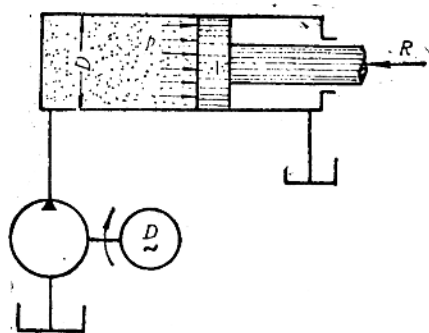


图 1-7 液压系统压力的形成

五、油液作用在平面和曲面上的力

在考虑液压系统问题时,常常需要计算油压力在某一方向上的总作用力,这时要根据承压表面是平面还是曲面来分别计算。

液压力 p 在平面上的总作用力 P , 它等于液压力 p 与承压面积 A 的乘积, 即

$$P = pA \quad (1-14)$$

当承压表面是曲面时, 由于作用在曲面上各点的压力的作用线彼此是不平行的, 所以计算总作用力时要用投影面积来计算。即液压力作用在曲面某一方向上的总作用力等于液压力与曲面在该方向投影面积的乘积。

在图 1-8 所示的阀中, 钢球在弹簧力的作用下压在阀座上, 阀座下面与压力油相通, 油压力为 p , 油压力对钢球向上的总作用力为