

高等学校信息与通信工程“十一五”规划教材

液压传动与控制

主编/刘卓夫 主审/李福义

HEUP 哈尔滨工程大学出版社
Harbin Engineering University Press

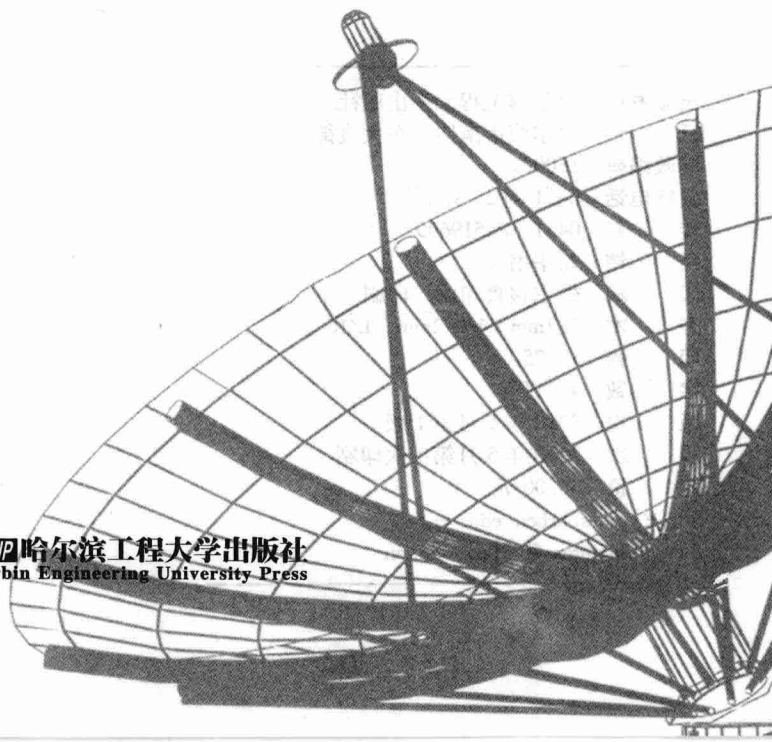
高等学校信息与通信工程“十一五”规划教材

液压传动与控制

主编/刘卓夫 主审/李福义
参编(按姓氏笔画)

孙 慧 孙继禹 李 超
李国栋 秦 勇

HEUP 哈尔滨工程大学出版社
Harbin Engineering University Press



内 容 简 介

本书根据液压控制技术的基本理论体系,首先介绍了液压流体力学的主要问题和相关理论,而后对液压元件和油路的性能及特点进行了阐述,重点介绍了几种典型的液压控制阀、机液控制系统、电液控制系统的特性、数学模型、设计和分析方法。

本书系统性强,涉及内容广泛,理论分析思路清晰,归纳简练,设计方法实用。对课后习题给出了解答,并提供了大量的实际设计内容,从而为教师教学和学生自学提供了参考。

本书可作为高等院校控制专业和机电一体化专业学习液压控制技术的教材,也可作为从事液压系统研究、设计和开发的工程技术人员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动与控制/刘卓夫主编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2010.4

ISBN 978 - 7 - 81133 - 713 - 6

I. ①液… II. ①刘… III. ①液压传动②液压控制
IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 067962 号

出版发行 哈尔滨工程大学出版社
社 址 哈尔滨市南岗区东大直街 124 号
邮政编码 150001
发行电话 0451 - 82519328
传 真 0451 - 82519699
经 销 新华书店
印 刷 肇东粮食印刷厂印刷
开 本 787mm × 1 092mm 1/16
印 张 19.75
字 数 490 千字
版 次 2010 年 5 月第 1 版
印 次 2010 年 5 月第 1 次印刷
定 价 36.00 元
<http://press.hrbeu.edu.cn>
E-mail: heupress@hrbeu.edu.cn

前言

本书是在李福义教授编写的《液压技术与液压伺服系统》的基础上编写而成的。原书曾获得黑龙江省教委优秀教材二等奖,自1992年出版后,被哈尔滨工程大学控制专业作为教材使用多年,并且被多所高校选作教学用书或教学参考书。与原书相比,本书有如下改进:

- (1) 根据新的教学要求和其他相关课程的设置情况,重新编排了全书的章节内容;
- (2) 根据教学体系的要求调整了原书第4章液压系统基本回路的结构,并增加了新的内容;
- (3) 利用 Matlab 重新编写了原书第9章控制系统数字仿真的全部程序;
- (4) 修正了原书中的错误,并对部分内容作了增改;
- (5) 给出了课后习题的完整解答过程,为使用者提供了方便。

本书(《液压传动与控制》)由哈尔滨理工大学刘卓夫主编,并统稿。哈尔滨工程大学李福义教授审阅了全部书稿。第1、7章由李国栋编写(6.3万字);第2、9章由秦勇编写(10万字);第3章由孙继禹编写(6.9万字);第4章由李超编写(3.7万字);第5、8章由刘卓夫编写(14.9万字);第6章由孙慧编写(7.2万字)。习题解答部分由各章节编写老师分别给出。李福义教授对本书的内容细节提出了很多宝贵而富有价值的审阅意见。李福义教授认真细致的工作作风、严谨的治学态度、广博的知识积累给我们留下了深刻的印象。编写过程中,哈尔滨理工大学罗中明教授提供了许多有价值的建议。在此,谨向在本书编写过程中给予帮助的人,表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,书中难免存在不足之处,恳请读者批评指正。

编者
2009年12月

目 录

1	绪论	1
1.1	液压传动及其优缺点	1
1.2	液压油	4
	习题	7
	习题精解	8
2	液压传动基本原理	10
2.1	液体压强和静压强公式	10
2.2	连续性原理与伯努利方程	16
2.3	流体的动量法则	20
2.4	实际流体与能量损失	22
	习题	27
	习题精解	31
3	液压元件简介	36
3.1	液压泵和液压马达的共同规律	36
3.2	液压泵简介	41
3.3	液压缸与液压马达	47
3.4	液压泵和液压马达的基本特性	51
3.5	液压阀	53
	习题	71
	习题精解	74
4	液压系统基本回路	79
4.1	压力控制回路	79
4.2	速度控制回路	81
4.3	其他基本回路	92
	习题	95
	习题精解	98
5	液压控制系统	103
5.1	简介	103
5.2	滑阀型控制阀	104
5.3	喷嘴-挡板阀	113
5.4	机液伺服控制系统	117
5.5	电液伺服阀	132
5.6	射流管型两级放大电液伺服阀	145
5.7	伺服泵简介	147
5.8	三级放大伺服阀简介	150

5.9	液压分析中的基本特性方程	150
	习题	153
	习题精解	160
6	电液伺服系统分析	177
6.1	电液伺服系统简介	177
6.2	阀控伺服系统分析	182
6.3	泵控伺服系统分析	189
6.4	结构柔度和结构阻尼的影响	193
6.5	液压伺服系统数学模型的统一形式	198
6.6	影响系统响应能力的两个问题	202
	习题	207
	习题精解	212
7	电液伺服系统设计	222
7.1	电液伺服机构分析	222
7.2	电液伺服机构设计中的几个问题	224
7.3	负载特性与负载匹配	227
7.4	电液伺服系统设计	233
7.5	泵控电液伺服系统设计	242
7.6	选取辅助元件	249
	习题	251
8	电液力控制系统	253
8.1	电液施力系统特性分析	253
8.2	电液加载系统	258
8.3	双自由度力控制系统分析	263
8.4	电液力控制系统设计与小结	266
	习题	271
9	控制系统的数字仿真	272
9.1	系统数学模型变换为仿真模型	272
9.2	系统结构图法数字仿真	280
9.3	数值积分法	287
9.4	连续系统离散法数字仿真	294
9.5	连续系统离散化的数字仿真	300
	主要参考文献	309

1 绪 论

液压技术主要是由于武器装备对高质量控制装置的需要而发展起来的。随着控制理论的出现和控制系统的发展,液压技术与电子技术的结合日臻完善,从而产生了广泛用于武器装备的高质量电液控制系统(高响应能力、高精度、高功率-质量比和大功率的控制系统)。同时,液压技术也广泛地应用于许多工业部门。

在这个发展过程中,控制装置的需要反过来迫使液压元器件、液压控制系统不断更新,不断发展提高,也使液压技术的理论和实际应用日益发展和成熟。现在液压技术已成为一门独立的学科。通过理论与实践的密切结合,这门技术已经广泛应用于众多的工业部门。除了应用于导弹、飞机、舰船、坦克、火炮、运输车辆、雷达跟踪系统之外,还广泛应用于冶金、机械、交通运输,以及近代试验科学等方面。

随着工业自动化程度的提高、液压技术与电子技术和计算机应用技术日益紧密的结合,液压技术将有更新、更快的发展,液压控制在工业中的应用也将更加广泛、深入。随着国民经济的发展,液压技术会在更多的方面为我国的现代化建设发挥更大的作用。

1.1 液压传动及其优缺点

1.1.1 液压传动

将原动机的能量按一定方式和规律传递给工作机构的作用称为传动。在机器中起传动作用的机构称为传动机构。

传动有五种形式:机械传动、电力传动、气体传动、液体传动及复合传动。在液体传动中,有一种以液体为传动介质,主要靠受压液体的压力能来实现运动和能量传递的方式叫液压传动。

一个简单的连通器就可以传递能量。如图 1-1 所示,左边大活塞上托起重物,右边是个带杆的小活塞。两活塞下面密封着充满腔室的液体。当右边小活塞在外力作用下向下推压右边腔室的液体时,该处的液体通过两腔室间连通的通道被挤压到左边大腔室中。大腔室没有多余的空间,液体便一齐挤压大活塞,使其抬高位置,让出的空间正好容纳右边小腔室被挤过来的液体。大活塞向上运动,推动重物做功,使重物的位能增加。这样,外力作用的能量被传给了重物。传递能量的介质是被密封在液压传动机构中的液体。

连通器不能连续工作。将连通器适当装上些液压阀,可以组成能连续工作的液压传动系统。图 1-2 所示的油压千斤顶就是一种最简单的液压传动系统。在图 1-2 中,小活塞及其活塞缸为主动缸,在单向阀配合下,不断从油箱吸油,排向左边大缸腔,被称为液压泵。左边大活塞及其缸腔为工作缸,不断得到压力油,不断推举重物做功,被称为液压缸(液动机的一种)。液压泵、液动机(液压缸和液压马达)和控制阀(由各种液压阀组成)为组成液压系统的三个主要部分,加上辅助装置(如油箱等)和液压油,这五部分是实际液压机构所

必需的。

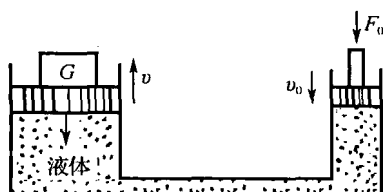


图 1-1 连通器简图

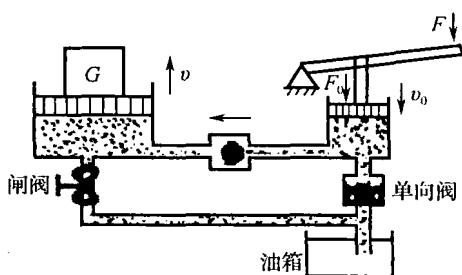


图 1-2 油压千斤顶简图

人们通过操纵控制阀,改变压力油液的流动,控制工作机(负载)的运动。液压传动与电传动一样,容易实现对工作机的自动控制和机械装置的自动化。液压传动还有较电传动更优越的特点,从而受到广泛的关注。

1.1.2 液压传动的优缺点

液压传动系统与其他类型的传动系统相比,有如下优点:

①液压传动容易实现无级调速,调速范围广,运动平稳,容易实现往复直线运动。

机械传动实现无级调速比较困难。电传动与液压传动一样,也容易实现无级调速,并且调速范围也可以较大。但是,在运动平稳和实现往复直线运动方面不如液压传动方便。

②液压控制系统的输出刚度大,即输出位移受外负载的影响小,定位准确。所以,位置误差小,控制精度高。

液压传动中使用的液压油的容积弹性模数很大,装配很好的液压系统的油液泄漏量很少,故输出刚度大。如前面所讲的连通器中,油液不可压缩(压缩很小)、负载重力 G 的变化就不会对重物的托起位置产生大的影响。也正因为油液很少压缩,所以液压系统的响应也快。相同压力和负载的气动系统,其响应速度只有液压系统的 $1/50$,输出刚度只有液压系统刚度的 $1/400$ 。

电动机的开环速度刚度(即输出轴运动速度不容易受外负载力矩影响的能力)约为液压马达的 $1/5$,电动机的位置刚度接近于零。因此,电动机只能用来组成闭环的位置控制系统,而液压马达(或液压油缸)可以用来进行开环位置控制。如广泛使用的农业机械、挖土机械、矿山机械等方面的自动装置。其中液压缸或液压马达是简单地由人工操纵来定位的,在负载力大范围变化时,操控的确实位置可以变化很小,从而满足工作机的工作要求。当然,闭环的液压控制系统的刚度比开环系统高很多,所以,液压控制系统容易实现高精度、高响应的控制。

③液压传动在快速性方面优于电传动。典型液压马达与电动机相比,液压马达的转矩-惯量比一般为相当容量电动机的 10 倍。无槽电机则属例外。实践证明,电动机转动部分的惯性力矩占驱动力矩的 50%,而液压传动中液压马达则不到 5%。加速中等功率的电动机需一至几秒钟,加速同等功率液压马达的时间只是电动机的 $1/10$ 左右。因此,液压传动允许高频正反转,旋转运动的液压马达可达 500 次/分,直线运动的液压缸可达 400 ~ 1 000 次/分。在控制系统中,液压传动可以获得较高的响应速度。

④在单位输出功率的机构质量方面,即功率-质量比参数,液压传动优越。因此,液压

传动系统加速性好,结构紧凑,尺寸小,质量轻。所以,航空、导弹等战备上使用较多。

统计表明,一般液压泵的质量只有同功率电机质量的 10% ~ 20%,尺寸是后者的 12% ~ 13%。因为在磁饱和情况下,电机的磁场强度所对应的电磁力与磁场横截面积之比的单位面积上的磁场力强度只有 0.4 ~ 0.6 MPa,而油压强度可达 34 MPa 之多。为了输出较大的力矩,电机只能增大尺寸、质量。而液压系统中,可以用提高油压的办法达到。所以,液压传动装置比电传动装置尺寸小、质量轻,而且传输功率大。

下面的一些数字足以说明这些问题。直流电动机和液压缸是相似的执行元件。一个典型的直流电动机在 50 mm 直径的定子上能产生的推力为 586 N,其等效的压力为 2.89×10^5 Pa,这数值远远低于液压系统中的使用压力。直流电动机运动部分的质量为 4.45 kg,其力 - 质量比为 120 N/kg。若采用油压力为 6.9 MPa,推力为 689 N 和具有 0.3 m 行程的液压缸,其活塞的力 - 质量比约为 1.3×10^4 N/kg,即高出 100 倍。并且,其活塞的尺寸和质量比直流电动机小很多。

典型液压马达与电动机相比较,液压马达的扭矩 - 惯量比一般为相当容量电动机的 10 ~ 20 倍,功率 - 质量比为电动机的 15 倍。

但是,无槽直流电动机的扭矩 - 惯量比稍高于液压马达。因此,它同样可以构成高响应的控制系统。如数控机床等领域,由于维护、可靠性和经济方面的原因,电液伺服系统正在被应用无槽电机或力矩电机的高响应系统所取代。但是,无槽电机或力矩电机在输出扭矩、速度刚度和质量方面仍不如液压马达。两种典型无槽直流电动机和一种液压马达的比较如表 1-1。

表 1-1 液压马达与无槽电机的比较

马达类型	额定功率 /kW	输出扭矩(连续 工作)/(N·m)	速度刚度 /(N·m/(rad/s))	开环频率 /Hz	质量/kg	扭矩 - 惯量比 /(N·m/(kg·m ²))
液压马达	19.4	50	1.79	175	111	61×10^3
电动机 A	3	14	0.36	194	755	182×10^3
电动机 B	3	11		46		61×10^3

在航空航天技术领域应用的液压马达,其功率 - 质量比可达到 6 622 W/kg 或更大,而目前的稀土电机的功率 - 质量比为 2 207 W/kg。

以上几点是控制系统选用液压传动形式的主要依据。另外,液压系统解决温升问题比较方便。液压油是很好的载热介质,可将系统中产生的热量带到便于安置热交换器的地方,而由热交换器帮助散热。液压油能够兼起润滑作用,可以延长液压元器件的使用寿命,这一点比气动系统优越。而且,液压系统也可以远距离传动,很容易实现过载保护。

液压传动的这些突出优点使它得到广泛的应用。但也存在一些缺点,使其应用受到某些限制,主要缺点如下:

①油液黏度受温度影响,不适于在过高或过低的温度下工作。温度过高,油液黏度变小,漏油量增加,损失加大,性能变差。油温过低,油液黏度加大,流动阻力增加,损失加大。相反,气体特性受温度影响小,温度对气动控制系统的影响也较小。

②当液压元器件的密封装置设计、制造或使用不当时,容易造成漏油。液压油会被压缩,不适于定比传动。

③制造加工、使用维护都需要较高的技术水平。液压元器件的制造加工精度很高,价格较贵。粗制滥造必然影响元器件的性能和寿命。由于制造精度高,对液压油的清洁度要求也极严,尤其是电液伺服系统,油液不干净会给系统造成很多故障,严重影响系统的正常工作。因此,要求使用和维护人员也必须有相当的技术水平。

④液压能源的获得不像电能那样方便,也不像气源那样易于储存。

⑤如果液压能源与执行机构的距离较远,使用长管道连接会增加重量,传输损失增加,并使系统响应速度降低,甚至引起系统不稳。远距离传动不如电系统方便。

鉴于以上各点,一般采用电-液结合的方式,控制信号采用电信号,执行部分用液压传动,组成电液控制系统,相互取长补短。

1.2 液 压 油

1.2.1 液压油的一些物理性质

1. 密度与重度

密度 ρ :单位体积液体的质量,单位为 kg/m^3 。对连续均匀物质,如液压油

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

式中 m ——液体质量;

V ——液体体积。

重度 γ :单位体积液体的重力,单位为 N/m^3 。

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (1-2)$$

式中 G ——液体重力;

g ——重力加速度,其标准值为 $g = 9.80665 \text{ m/s}^2$ 。

一般认为,液体的密度和重度随物质不同而异,并随温度和液体中的压力而变化。因其随温度变化较大,随压力变化较小,一般只考虑其随温度变化的性质。工程上以 20°C 的数值为计算用数值。

相对密度 δ :物质的密度与同体积 4°C 的淡水的密度的比值。

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{\text{水}}} \quad (1-3)$$

比热容:石油基液压油的定压比热容。

$$C_p = (0.17082 \sim 0.2135) \text{ kJ}/(\text{N} \cdot ^\circ\text{C})$$

温度 t 时的比热

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{\gamma}}(1.7375 \sim 0.003475t) \text{ J}/(\text{N} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1-4)$$

式中 γ —— 15°C 时油的重度。

常见液体的密度、重度和相对密度如表1-2所示。

表 1-2 大气压下,常见液体的密度、重度及相对密度

名称	温度/℃	密度 ρ /(kg/m ³)	重度 γ /(N/m ³)	相对密度
水	4	1 000	9 806.65	1
海水	15	1 020 ~ 1 030.05	10 006.2 ~ 10 104.80	1.02 ~ 1.03
水银	0	13 595.061	133 322	13.6
酒精	20	789	7 740.09	0.789
航空汽油	15	650.01	6 376.60	0.65
普通汽油	15	700.04 ~ 749.97	6 867.41 ~ 7 357.25	0.7 ~ 0.75
矿系液压油	15	850 ~ 900	8 338.5 ~ 8 829	0.85 ~ 0.9
润滑油	15	900 ~ 930	8 829 ~ 9 123.3	0.9 ~ 0.93
重油	15	890 ~ 940	8 730.9 ~ 9 221.4	0.89 ~ 0.94

2. 黏度

黏度是液体稀稠的程度。液体分子间相互吸引,使有相对运动的流层间形成内摩擦力。宏观表现为黏性,其大小的量度称为黏度。

黏度随温度升高而变小,反之变大。黏度大,流动阻力损失加大,运动件间摩擦力加大;黏度小,漏油增加。两种情况都使系统性能变差。液压系统要求油液黏度适当。除了正确选用液压油之外,一般都把工作油温度范围限制在 10 ~ 60 ℃。

(1) 动力黏度 μ

由液体流层间的内摩擦力公式来定义。由牛顿的液体内摩擦定律得知,相对运动的流层间单位面积上的内摩擦力为

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

式中 dv ——层间液体相对运动的流速差;

dy ——相对运动的流层间距离;

μ ——动力黏度(也称“绝对黏度”),单位为 Pa·s 或 MPa·s。

(2) 运动黏度 ν

定义为液体动力黏度与其密度的比值。单位为 m²/s 或 mm²/s。

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

(3) 条件黏度

又称相对黏度,有多种形式。

对于恩式黏度,定义为

$$^{\circ}E_T = t_T/t_K$$

式中 t_T ——200 cm³ 被测液体在温度 T 时流出恩式黏度计所用的时间;

t_K ——200 cm³ 蒸馏水在 20 ℃ 时流出恩式黏度计所用的时间(约 50 s)。

运动黏度与恩式黏度的换算关系为

$$\nu = 0.073 \text{ } ^{\circ}E_T - 0.063 \text{ } 1/^{\circ}E_T \quad (1-7)$$

单位为 cm²/s。

当温度升高 Δt 时,液压油黏度 μ 变化为

$$\mu = \mu_t e^{-\lambda \Delta t} \quad (1-8)$$

式中 μ_t ——某温度下的油黏度。

对于石油基液压油, $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2} (1/^\circ\text{C})$ 。

油黏度随压力变化。若大气压下的油黏度为 μ_0 , 则油压力(表压)为 p 时的油黏度为

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (1-9)$$

其中,对石油基液压油, $\alpha = (2.04 \sim 3.06) \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

3. 液体的压缩性

在高压下实际液体的体积将变小。这种液体的压缩性在研究液压元件和系统的动态特性时必须考虑。但是,液体的压缩性很小(刚度很大),一般认为液体是不可压缩的。当液体被压缩时,单位体积液体的压缩量与压力增量成正比,即

$$\frac{\Delta V}{V_0} = -\frac{1}{\beta} \Delta p = -E \Delta p \quad (1-10)$$

式中 Δp ——液体压强(称为“压力”)的增量;

E ——压缩率,一般 $E = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$;

β ——油液的容积弹性模数, $\beta = \frac{1}{E}$, 建议取 $\beta = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。

β 的数值表示液体产生单位体积的压缩变形所需要的压力差,表示液体弹性刚度的大小。纯净的液体 β 值较大,混入少量空气时, β 值下降很多。纯油的 β 值约为 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。混入 1% 少量空气后, β 值降为纯油 β 值的 5%;混入空气达到 5% 时, β 值变为纯油 β 值的 1%。

由于 β 值较大,在液压传动的基本原理中都假设液体是不可压缩的。在实际系统中,也希望 β 值大些, β 值越大,系统性能越好。高压下混入油中的空气减少, β 值加大。

单位时间内流过某横截面积的流体体积称为液体流量 Q 。任意情况下

瞬时流量

$$Q_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{dV}{dt} \quad (1-11)$$

如果在某截面上流速均匀分布,则

平均流量

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = Av \quad (1-12)$$

式中 A ——横截面积;

v ——该面积上的平均流速。

压缩流量 q_p , 定义为液体因压力增加被压缩而减少的流量。

由式(1-10)有 $\Delta V = -\frac{V_0}{\beta} \Delta p$, 其中 V_0 为初始时刻的体积;“-”表示压力增加,体积减小。两边对 t 取导数可得压缩流量

$$q_p = -\frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1-13)$$

由式(1-13)可见,压缩流量与压力对时间的变化率成正比,且受 β 值影响。当被研究的液体体积 V_0 较大、压力变化率也较大时,压缩流量不可忽略。

1.2.2 液压油的选用原则

液压系统对液压油有特殊要求,选用的原则如下。

1. 适当的黏度,且随温度变化小

一般,系统的工作油温为 10 ~ 60 ℃,使用 10 ~ 30 号液压油, $\nu = 10 \sim 30 \text{ mm}^2/\text{s}$, 随温度不变的程度用黏度指数表示,应在 90 ~ 100 以上。

2. 液体的耐磨性、润滑性好,不腐蚀

3. 液体的饱和蒸汽压低、沸点高、凝固点低

液体中溶解的气体析出时的真空绝对压力 - 空气分离压要低,否则,影响泵的吸油性能和管中流速的提高。

4. 油液干净,无杂质

在液压系统中,90% 以上的故障是因为油液不干净,因此,防止液压油被污染至关重要。

一般伺服阀用油的污染标准为 NAS 6 ~ 8 级,相应的过滤精度为 5 ~ 20 μm 。高压高速液压系统的油液污染标准为 NAS 8 ~ 9 级,普通液压系统用油的污染标准为 NAS 10 ~ 12 级。

关于 NAS 污染标准可查相关资料。

防止油液污染的办法有:制造中严格清洗油路,在液压系统的适当处安置一定过滤精度的油液过滤器。系统油路上所用滤油器的过滤精度由此油路上液压元件的要求确定。

5. 不易起泡沫,不氧化生成杂质,不易燃,无损健康

通常,根据工作压力、环境温度和油的黏度选取液压油。一般压力、温度较高或运动速度较低时,采用黏度较高的油;反之,用黏度较低的油,这样可以减少能量损失。

一般情况,按液压泵类型选用液压油,如表 1 - 3。

表 1 - 3 按液压泵类型选用液压油

环境温 度 项 目 泵 类 型	10 ~ 38 ℃		38 ~ 80 ℃	
	$\text{mm}^2/\text{s}(50 \text{ }^\circ\text{C})$	推荐用液压油(号)	$\text{mm}^2/\text{s}(50 \text{ }^\circ\text{C})$	推荐用液压油(号)
叶片泵 $p \leq 7 \text{ MPa}$ $p > 7 \text{ MPa}$	18 ~ 27	20	25 ~ 42	30 ~ 40
	22 ~ 28	20 ~ 30	36 ~ 52	40 ~ 60
齿轮泵	18 ~ 38	20 ~ 30	60 ~ 80	60 ~ 80
柱塞泵	18 ~ 38	20 ~ 30	60 ~ 110	80

也可按常规或液压元件产品说明书中推荐的牌号选用液压油。

习 题

1 - 1 用法定计量单位表示相对密度为 0.85 的液压油的密度。

1 - 2 已知 500 L 水银的质量为 6 795 kg,求密度、重度和相对密度。

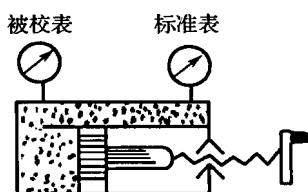
1 - 3 将某液重度 $\rho = 95 \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$ 化成法定计量单位。

1 - 4 用量筒测出某燃料油体积为 492 cm^3 ,在天平上称得其质量为 0.446 kg,用法定计量单位表示其密度和重度。

1-5 求动力黏度为 $4.905 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ 、相对密度为 0.85 的油的运动黏度系数。

1-6 200 cm^3 , 50°C 的液压油流过恩式黏度计的时间 $t_1 = 153 \text{ s}$, 而 200 cm^3 , 20°C 的蒸馏水流过的时间是 $t_2 = 51 \text{ s}$, 问该油的 $^\circ\text{E}$ 和 μ 为多少?

1-7 用标准压力计检验一般压力表的仪器如图, 仪器内充满油液、油液压缩率 $E = 4.842 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$, 仪器内的油压力由手轮、丝杠和活塞造成。活塞直径 $d = 1 \times 10^{-2} \text{ m}$, 螺距 $t = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$, 当大气压力为 100 kPa 时, 机内油液体积 $V = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, 求机内形成 20 MPa 时手轮需摇多少转?



1-7 题图

1-8 大气压下体积为 200 L 的油, 压缩率为 $6 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$, 压力达到 100 MPa 时, 体积缩小多少?

1-9 柱塞与缸体呈同心状态, 柱塞运动速度 $v = 3 \times 10^{-2} \text{ m/s}$, 柱塞直径 $d = 8 \times 10^{-2} \text{ m}$, 长 $L = 4 \times 10^{-2} \text{ m}$, 间隙 $\delta = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$, 油黏度 $\mu = 0.065 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 求柱塞上所受的黏性阻力和黏阻系数。($F_b = b v = \tau L \pi d$, b 为黏阻系数)

1-10 面积为 30 cm^2 的两平板水平放置, 间隙为 $10 \mu\text{m}$, 其间充满 $\mu = 5 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ 的油, 上平板相对下平板水平移动速度为 1 m/s , 求所需动力。

1-11 一滑动轴承, 轴的直径 $D = 15 \text{ cm}$, 轴承宽度 $b = 25 \text{ cm}$, 间隙 $t = 0.1 \text{ cm}$, 其中充满润滑油。当以转速 $n = 180 \text{ r/min}$ 正常运转时, 润滑油温度为 40°C , 试求润滑油阻力损耗的功率。

习题精解

1-1 解: 因为 $\delta = \rho_{\text{油}}/\rho_{\text{水}} = 0.85$, 故 $\rho_{\text{油}} = \rho_{\text{水}} \delta = 1000 \times 0.85 = 850 \text{ kg}/\text{m}^3$

1-2 解: 根据定义

$$\rho = m/V = 6795/500 \times 10^{-3} = 13590 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\gamma = \rho g = 13590 \times 9.80665 = 133272.374 \text{ N}/\text{m}^3$$

$$\delta = \rho/\rho_{\text{水}} = 13.59$$

1-3 解: 因为 $1 \text{ kgf} = 9.80665 \text{ N}$, 故 $\rho = 95 \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4 = 931.63 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$1-4 \text{ 解: } \rho = \frac{0.446}{492 \times 10^{-6}} = 0.9065 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3, \gamma = \rho g = 8893 \text{ N}/\text{m}^3$$

$$1-5 \text{ 解: } \mu = 0.5 \times 10^{-6} \times 9.81 \times 10^4 = 4.905 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$\delta = 0.85, \rho_{\text{油}} = 850 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\gamma = \mu/\rho = 0.577 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} = 57.7 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$1-6 \text{ 解: } ^\circ\text{E}_{50} = \frac{153}{51} = 3$$

$$\text{运动黏度 } \nu = 0.0371 ^\circ\text{E}_{50} - \frac{0.0631}{^\circ\text{E}_{50}} = 0.0903 \text{ cm}^2/\text{s} = 0.903 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{动力黏度 } \mu = \nu \rho = 0.903 \times 10^{-5} \times 900 = 81.27 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$1-7 \text{ 解: } \Delta V = VE\Delta p = 4.842 \times 10^{-10} \times 2 \times 10^{-4} \times 20 \times 10^6 = 193.68 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

$$n = \frac{\Delta V}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot t} = \frac{19.368 \times 10^{-7}}{\frac{\pi}{4} \times 10^{-4} \times 2 \times 10^{-3}} = 12.3 \text{ 转}$$

$$1-8 \text{ 解: } \Delta V = VE\Delta p = 200 \times 10^{-3} \times 6 \times 10^{-6} \times 10^{-4} \times (1000 - 1) \times 10^5 \\ = 0.01199 \text{ m}^3 = 11.99 \approx 12 \text{ L}$$

1-9 解: 因为 $\tau = \mu \frac{dv}{dy}$, $\Delta y = \delta$, $\Delta v = v = 3 \times 10^{-2} \text{ m/s}$, $\mu = 0.065 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 所以 $\tau = 0.065 \times \frac{3 \times 10^{-2}}{5 \times 10^{-3}} = 39 \text{ N/m}^2$

$$F_b = b v = \tau L \pi d = \pi \times 8 \times 10^{-2} \times 4 \times 10^{-2} \times 39 = 0.392 \text{ N}$$

$$\text{黏阻系数 } b = F_b / v = 0.392 / 3 \times 10^{-2} = 13.1 \text{ N} \cdot \text{m/s}$$

1-10 解: 因为 $\tau = \mu \frac{dv}{dy}$, $\mu = 5 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/cm}^2 = 5 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

$$\text{所以 } F = \tau \cdot s = s \cdot \mu \frac{dv}{dy} = 30 \times 10^{-4} \times 5 \times 10^{-2} \times \frac{1}{10 \times 10^{-6}} = 15 \text{ N}$$

$$1-11 \text{ 解: 轴表面线速度 } v = \frac{180 \times 2\pi}{60} \times \frac{0.15}{2} = 1.414 \text{ m/s} = dv$$

$$\text{润滑油 } 40^\circ\text{C} \text{ 时, } \mu = 0.054 \text{ Pa} \cdot \text{s}, \tau = \mu \frac{dv}{dy} = 0.054 \frac{1.414}{0.1 \times 10^{-2}} = 76.356 \text{ N/m}^2$$

$$\text{力矩 } M = FR = \tau b \cdot \pi D \cdot \frac{D}{2} = \frac{1}{2} \tau \pi b D^2 = \frac{1}{2} \times \pi \times 0.15^2 \times 76.356 \times 0.25 = 0.675 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{消耗功率 } N = M\omega = 0.675 \times \frac{180 \times 2\pi}{60} = 12.72 \text{ W}$$

2 液压传动基本原理

2.1 液体压强和静压强公式

2.1.1 液体压强

1. 液体压强(压强)的定义

考察连通器的大活塞缸部分,如图 2-1 所示,重物 G (包括活塞重量)压在活塞底面的液面上,被该液面上的液体力 F 托起而平衡,即 $F = G$ 。

定义:液体中单位面积上的液体力称为液体压强,用 p 表示,简称压强。

对液体的任意点处

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-1)$$

在压强均匀的液面上

$$p = \frac{F}{A} \quad (2-2)$$

式中 A ——活塞底面(受力液面)面积;

ΔA ——包含任意点的微小面积;

ΔF ——微小面积上的液体力。

连通器大活塞底面上的液体压强为

$$p = \frac{F}{A} = \frac{G}{A} \quad (2-3)$$

例 2-1 千斤顶的活塞直径 $D = 50 \text{ mm}$,顶升重物的重量 $G = 3 \times 10^4 \text{ N}$ 。求工作时千斤顶活塞腔的油压强 p 。

解:由式(2-3)有

$$p = \frac{G}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{4 \times 3 \times 10^4}{\pi \times 25 \times 10^{-4}} = 15.28 \text{ MPa}$$

例 2-2 一台油压机,活塞腔中油压强最高可达 21 MPa ,活塞直径为 25 cm 。问此油压机最大可施加多大压紧力?

解:据式(2-3)有

$$G = pA = p \frac{\pi}{4} D^2 = 21 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times 0.25^2 = 1.03 \times 10^6 \text{ N}$$

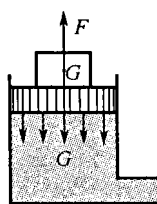


图 2-1 连通器的大活塞缸部分

2. 液体压强的性质

研究液体压强及压强的传递特性时,假定液体是不可压缩的。液体不能承受拉力和剪切力,是只能承受压强的无黏性理想液体。实际上也近似如此。

液体压强有如下性质:

(1) 液体压强恒垂直于固体壁表面。

(2) 静止液体内任一点的压强为一定值,与方向无关。即该点处任意方向上的压强大小相同。该性质表明,静止(包括匀速运动)液体内某点的压强可用坐标的连续函数 $p = P(x, y, z)$ 表示。

(3) 帕斯卡原理——加于密封容器(或系统)中液体某表面上的压强,将以相同的大小均匀地传递到容器内的所有各点。

由此可以看出帕斯卡原理是容易理解的,它的用途很广泛。

3. 应用举例

图 2-2 中,活塞面积分别为 A 和 A_0 ,液体压强分别为 p 和 p_0 ,由定义有

$$p_0 = \frac{F_0}{A_0}, p = \frac{G}{A}$$

由帕斯卡原理

$$p_0 = p = \frac{F_0}{A_0} = \frac{G}{A} \quad (2-4)$$

式中 p ——连通器内任一点处的液体压强。

从式(2-4)可以看出:

(1) 连通器内任意点处的压强 p 可用负载重力 G (包括活塞自重,不计摩擦阻力)来计算。

(2) $G=0$ (大活塞敞开), $p=0$, $F_0=0$ 。

(3) 因 $A \gg A_0$, 故 $G \gg F_0$, 表明输入很小的力 F_0 , 可以获得很大的输出力 G_0 , 液压传动的力放大倍数 $K = \frac{G}{F_0} = \frac{A}{A_0}$ 为大、小活塞面积之比。所以,很容易获得很大的力放大倍数。

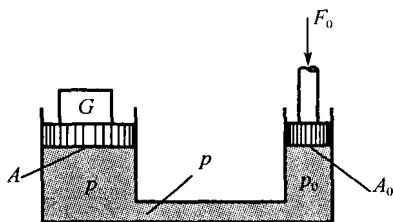


图 2-2 连通器

例 2-3 油压千斤顶(图 2-2)小活塞直径 $d = 10 \text{ mm}$, 大活塞直径 $D = 25 \text{ mm}$ 。问小活塞杆上应加多大的力 F_0 , 才能使大活塞向上托起 $2 \times 10^4 \text{ N}$ 重物, 力放大倍数是多少?

解: $G = 2 \times 10^4 \text{ N}$, 由式(2-4)得

$$F_0 = \frac{A_0}{A} G, A_0 = \frac{\pi}{4} d^2, A = \frac{\pi}{4} D^2$$

所以

$$F_0 = \frac{d^2}{D^2} G = \frac{100}{625} \times 2 \times 10^4 = 320 \text{ N}$$

力放大倍数

$$K = \frac{A}{A_0} = 6.25$$

2.1.2 静止液体内压强与静液压强公式

对液体取前面的假设。静止状态的液体受两种形式的外力:一种是在液体界面上其他介质作用于液体的表面外力(如连通器活塞底液体面上受的力);另一种为液体所受的地球