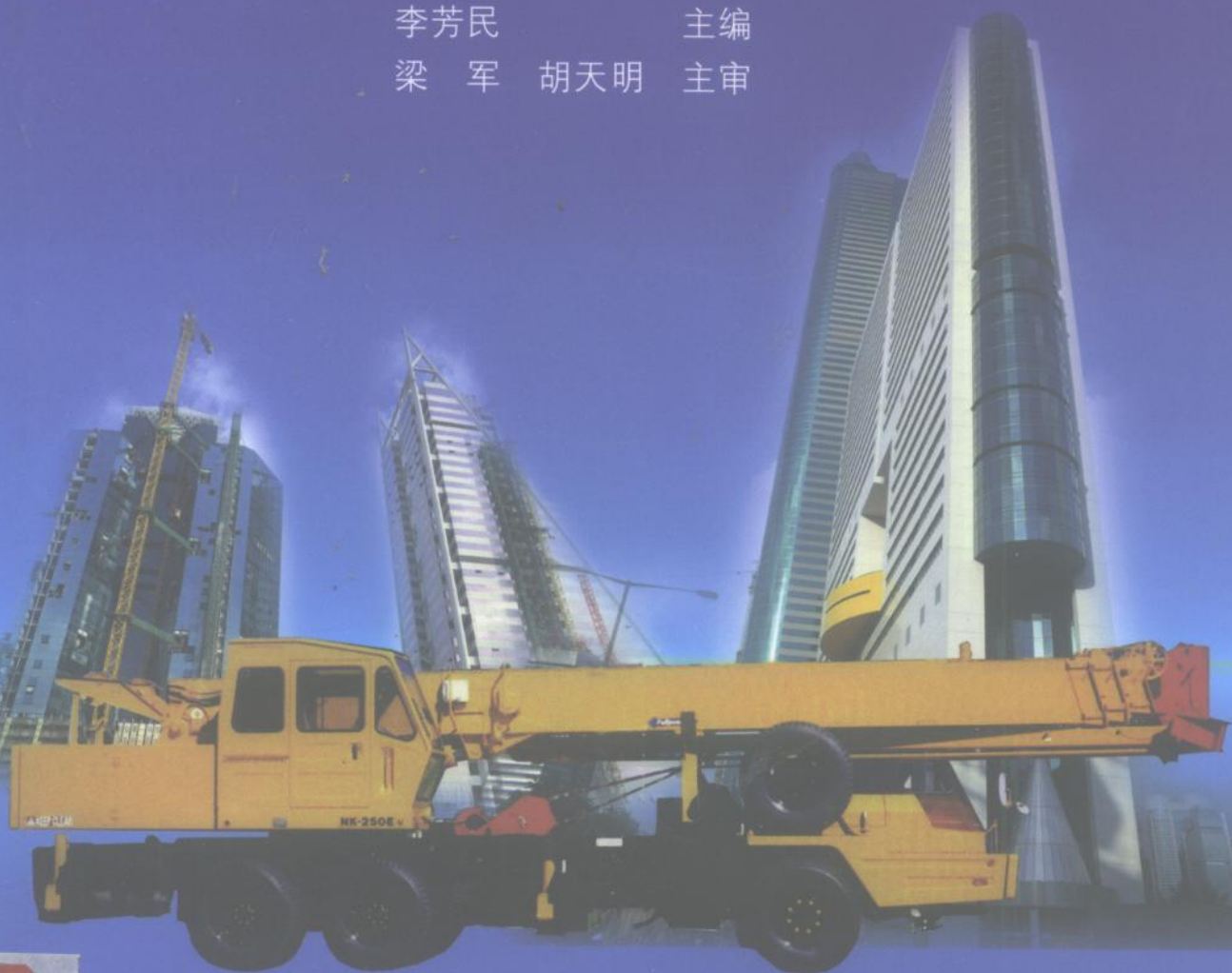


工程机械

液压与液力传动

李芳民 主编
梁 军 胡天明 主审



人民交通出版社



高等学校教学用书

工程机械液压与液力传动

李芳民 主编
梁军、胡天明 主审

人民交通出版社

图书在版编目(C I P)数据

工程机械液压及液力传动/李芳民主编. —北京: 人民交通出版社, 2000

ISBN 7-114-03607-8

I. 工... II. 李... III. ①工程机械-液压传动②工程机械-液力传动 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 23454 号

高等学校教学用书

工程机械液压与液力传动

Gongcheng Jixie Yeya Yu Yeli Chuandong

李芳民 主编

梁军、胡天明 主审

版式设计: 刘晓方 责任校对: 张捷 责任印制: 杨柏力

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号 010 64216602)

各地新华书店经销

北京鑫正大印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 13 字数: 320 千

2000 年 6 月 第 1 版

2000 年 6 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数: 0001—5000 册 定价: 25.00 元

ISBN 7-114-03607-8

U · 02605

前 言

本书是根据交通高等专科学校工程机械与汽车运用专业教学大纲编写的。

本书着重叙述液压流体力学基础、液压元件的工作原理、典型结构、性能分析及选用。对于液压系统,结合工程机械与汽车特点介绍典型机构回路,进行液压系统分析。本书还介绍了液力传动的有关知识及应用。

本书由南京交通高等专科学校李芳民副教授主编。编写分工如下:第一、二章由济南交通高等专科学校郑澈副教授编写,第三、四章由黑龙江交通高等专科学校胡天明副教授编写,第五、八章由辽宁交通高等专科学校赵波老师编写,第六、七章及附录由李芳民编写并拟订编写大纲。本书由辽宁交通高等专科学校梁军、黑龙江交通高等专科学校胡天明担任主审。本书为高等专科学校工程机械、汽车运用及机械类的有关专业教材,也可供工程技术人员参考。

编者

1999年10月

目 录

第一章 液压流体力学	1
§ 1-1 液压传动的基本概念	1
§ 1-2 液压传动的工作液体	3
§ 1-3 静止液体力学基本规律	6
§ 1-4 流动液体的力学基本规律	9
§ 1-5 液体流动中的压力损失	14
§ 1-6 液体流经小孔和缝隙的流量	19
§ 1-7 液压冲击与空穴现象	24
第二章 液压泵	27
§ 2-1 液压泵的工作原理和性能参数	27
§ 2-2 齿轮泵	29
§ 2-3 叶片泵	37
§ 2-4 轴向柱塞泵	43
§ 2-5 径向柱塞泵	55
§ 2-6 液压泵的选择	56
第三章 液压马达与液压缸	57
§ 3-1 液压马达的基本概念	57
§ 3-2 高速液压马达	61
§ 3-3 低速液压马达	62
§ 3-4 液压缸	67
§ 3-5 液压缸的设计计算	79
第四章 液压控制阀	83
§ 4-1 压力控制阀	83
§ 4-2 流量控制阀	92
§ 4-3 方向控制阀	97
§ 4-4 插装阀	109
§ 4-5 比例控制阀	112
§ 4-6 液压阀的选择	115
第五章 辅助元件	118
§ 5-1 蓄能器	118
§ 5-2 滤油器	120
§ 5-3 油管及管接头	123
§ 5-4 油箱	126
第六章 基本回路与工程机械典型液压回路	130

§ 6-1	基本回路	130
§ 6-2	重力负载液压回路	137
§ 6-3	回转机构液压回路	139
§ 6-4	支腿机构液压回路	140
§ 6-5	转向机构液压回路	141
第七章	液压传动系统	143
§ 7-1	概述	143
§ 7-2	汽车起重机液压系统	144
§ 7-3	装载机液压系统	147
§ 7-4	挖掘机液压系统	148
§ 7-5	摊铺机的液压系统	149
§ 7-6	液压系统设计计算	153
§ 7-7	液压系统的使用维护及故障诊断	159
第八章	液力传动	162
§ 8-1	概述	162
§ 8-2	液力传动的流体力学基本知识	165
§ 8-3	液力变矩器工作原理及特性曲线	170
§ 8-4	液力变矩器的结构类型	176
§ 8-5	综合式液力变矩器	178
§ 8-6	液力变矩器与发动机共同工作	180
§ 8-7	液力传动系统的使用维修	185
附录:	常用液压传动图形符号	188
参考文献	200

第一章 液压流体力学

液压流体力学是研究液体的宏观运动规律,以解决液压传动与控制有关问题的科学。由于液流现象非常复杂,完全用数学分析的方法,不能得到符合实际的结果。现代的液压流体力学是在经典液体动力学的基础上,通过实验对理论分析进行验证或加以纠正、补充,所得成果的统一体。所以,在液压流体力学的理论公式中,常常列出一些由实验得来的系数,实用上它的准确度尚能使人满意。

液体的性质介于气体与固体之间。一方面液体象固体一样能保持一定体积,很不容易压缩;而另一方面,液体又与气体一样,没有固体那样保持自身形状的能力,具有易流性。

在液压流体力学的研究中,因为考虑的是宏观运动,把液体都看成是连续介质(不考虑其分子间隙的连续分布的介质),这样用数学处理就方便了。这种看法之所以能成立,是因为液体微观的分子间的空隙和液体机械运动的宏观尺寸比较起来是极为微小的缘故。

§ 1-1 液压传动的基本概念

任何一部机器都由三部分组成,即动力装置、工作机构和传动机构。

工作机构为了完成机器的任务,对力、速度等有一定的要求,而动力装置往往难以满足这些要求,因此需要传动机构将动力装置的能量传递给工作机构,并对其进行控制,以满足工作机构的要求。

常见的传动方式有:机械传动、电力传动和流体传动。其中流体传动又分为气压传动、液压传动和液力传动。

以液体为工作介质,主要利用液体压力传递和控制能量的传动叫液压传动。

一、液压传动的工作原理

图 1-1 所示为液压千斤顶,这是一种最简单的液压传动装置。

当掀动手柄使活塞上提时,手动泵缸容积增大形成真空,油箱中的液体在大气压力的作用下,经过进油阀 4(此时排油阀 3 关闭)进入手动泵缸。操纵手柄使活塞下压时,液体被排出手动泵缸,顶开排油阀 3(此时吸油阀 4 自动关闭)进入液压缸 2,迫使液压缸活塞带动负载重物一起上移。

工作时截止阀 6 关闭,当需要液压缸活塞下降时打开截止阀,液体在重力的作用下流回油箱。

根据帕斯卡压强传递原理可知

$$p_1 = p_2 = p$$

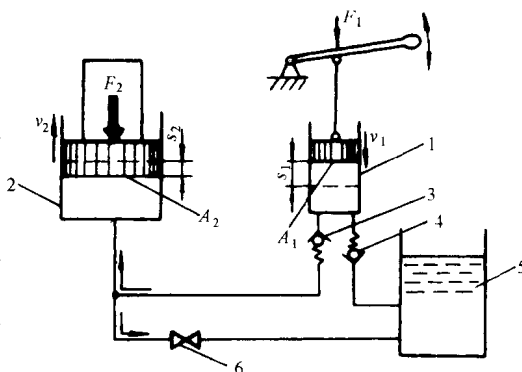


图 1-1 液压千斤顶原理图

1-手动泵;2-液压缸;3-排油单向阀;4-进油单向阀;5-油箱;6-截止阀

即

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

由于泵缸排出的液体全部进入液压缸,所以

$$S_2 A_2 = S_1 A_1 \quad (1-2)$$

由此可得液压传动的工作特征:

1. 力(或力矩)的传递符合帕斯卡压强传递原理;
2. 运动(速度、位移等)的传递符合容积变化相等的原则。

还应着重指出:上述两个特征是独立存在的。不管千斤顶的负载如何变化,只要供给流量一定,则重物上升的运动速度就一定,即“速度取决于流量”。同样,不管液压缸活塞移动速度多大,只要负载重量一定,则推动负载所需液体压力就确定不变,即“压力取决于负载”。

二、液压系统的组成

液压传动系统,除以液体为传动介质外,通常由以下四部分组成:

1. 动力元件——把机械能转化为液体压力能的元件。油压千斤顶中的手动泵即起此种作用。最常见的形式是液压泵,它为液压系统提供压力油。
2. 执行元件——把液体的压力能转化为机械能的液压元件。液压千斤顶中的液压缸即起此种作用。在液压系统中常见的是作直线往复运动的液压缸或作回转运动的液压马达。
3. 控制调节元件——对液压系统的压力、流量和液流方向进行控制或调节的元件。液压千斤顶中的吸油阀、排油阀和截止阀即属于此类元件。液压系统中的液压控制阀均为控制调节元件。
4. 辅助元件——上述三部分以外的其它元件。液压千斤顶中的油箱属此类元件。液压系统中的油箱、油管、管接头、滤油器和冷却器等均为辅助元件,它们对保证系统的正常工作也有重要作用。

三、液压传动的优缺点

液压传动的主要优点:

1. 单位质量输出功率大,容易获得大的力和力矩。如轴向柱塞泵的质量仅是同功率直流发电机质量的 10% ~ 20%,尺寸前者是后者的 12% ~ 13%。对于工程机械,这一优点尤为突出。
2. 由于体积小,质量轻,因而惯性小,启动、制动迅速,运动平稳。
3. 可以简便地与电控部分组成电液结合成一体的传动、控制器件,实现各种自动控制。这种电液控制既具有液压传动输出功率适应范围大的特点,又具有电子控制方便灵活的特点。现代工程机械已普遍采用了此种方法。
4. 工作安全性好,易于实现过载保护。
5. 操纵控制方便,易于实现无级调速而且调速范围大,可达 100:1 至 2000:1。
6. 易于实现标准化、系列化和通用化,便于设计、制造和推广使用。

液压传动的主要缺点是:

1. 由于受泄漏和流动阻力的影响,液压传动的传动效率低,一般为 75% ~ 85% 左右。
2. 工作性能易受温度的影响。温度的变化引起粘度变化,并影响其工作性能。

3. 液压元件的制造和维护要求较高,价格也较贵。

§ 1-2 液压传动的工作液体

工程机械液压系统所采用的工作介质往往为石油型液压油。液压油除了作为能量传递的工作介质外,还兼有润滑和冷却的作用。

一、工作液体的物理性质

(一)密度

单位体积液体的质量称为该液体的密度,用符号 ρ 表示。如果体积为 V 的液体,它的质量为 m 那么

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-3)$$

密度的单位是 kg/m^3 。我国采用 20°C 时的密度为液压油的标准密度,以 ρ_{20} 表示。工程机械常用液压油密度为 $\rho_{20} = 880\text{kg}/\text{m}^3$ 左右,在实用中可认为密度不受温度和压力的影响。

(二)压缩性

液体的体积随压强的增大而减小,这种性质叫做压缩性。压力为 P_0 、体积为 V_0 的液体,如压力增大 ΔP ,体积减小 ΔV ,则此液体的可压缩性可用体积压缩系数 β ,即单压力变化下的体积相对变化量来表示。

$$\beta = - \frac{1}{\Delta P} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (1-4)$$

由于压力增大时体积减小,因此式(1-4)右边需加一负号,以使 β 成为正值。

液体压缩系数的倒数,称为体积弹性模量 K ,即 $K = 1/\beta$ 。体积弹性模量表示液体抵抗压缩的能力。体积弹性模量越大,液体抵抗压缩的能力越强。一般石油型液压油的 K 值,平均约为 $(1.2 \sim 2) \times 10^3 \text{MPa}$ 。但实际应用中,液体内不可避免地会混入气泡等原因,使 K 值显著减小,因此一般选取 $K = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{MPa}$ 。

油液的压缩性是很小的,在工程机械液压传动中一般可以忽略。

(三)粘性

如图 1-2 所示,两平面间充满液体,设下平面固定不动而上平面以速度 U 运动。由于液体附着力的作用,贴于两平面的液体必粘附于平面上。紧贴在上平面的液体质点必以与上平面相同的速度 U 运动,紧贴在下平面的液体质点的运动速度为零。由于液体内聚力的作用,平面间流体层的运动速度各不相同,接近上平面的液层流速必大于接近于下平面液层的流速运动速度较快的液层可以带动运动速度较慢的液层,反之运动速度较慢的液层则又阻滞运动速度较快的液层,任意两液层的接触面上将产生一对等值反向的力,这一对力称为内摩擦力或切力。液体流动时产生内摩擦力的性质叫液体的粘性。

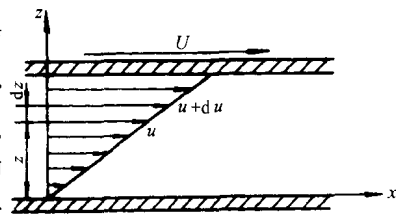


图 1-2 粘性的作用

经过大量的实验和理论研究,1686年牛顿首先揭示了液体的内摩擦规律:液层间的内摩擦

力 T 的大小与接触面积 A 和流速梯度 du/dy 成正比,与液体的性质有关而与压力无关,即

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

以面积 A 除上式的两端得单位面积上的内摩擦力,即切应力 τ 为

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-6)$$

式中 μ 为比例系数,称为动力粘度。

由上可知,液体的动力粘度是指它在单位速度梯度下流动时的切应力。动力粘度的单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

液体的粘性是液压传动系统选择油液的重要指标之一,粘性的大小用粘度度量。除了动力粘度之外,工程上还经常采用运动粘度和相对粘度。

液体动力粘度与其密度的比值,称为液体的运动粘度 ν ,即 $\nu = \mu/\rho$ 。运动粘度的单位为 m^2/s 。运动粘度没有什么特殊的物理意义,只是因为从在液压系统的理论分析和计算中常常遇到动力粘度 μ 与密度的比值,因而才采用运动粘度来代替 μ/ρ ,它之所以被称为运动粘度,是因为在它的单位中只有运动学因次的缘故。习惯上常用它标志液体粘度。

由于动力粘度和运动粘度难于直接测量,因此工程实践中,总是先用简便的方法测定液体的相对粘度,然后再根据关系式换算出运动粘度或动力粘度。相对粘度是按一定条件制定的。我国、俄罗斯和德国采用恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}$,美国用赛氏粘度 $\text{Say}\cdot\text{s}$,英国用雷氏粘度 Rs ,等等。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定:将 200ml 温度为 $T^{\circ}\text{C}$ 的被测液体装入粘度计的容器内,使之由其下部直径为 2.8mm 的小孔流出,测出液体流尽所需时间 t_1 (s);再测出 200ml 温度为 20°C 的蒸馏水在同一粘度计中流尽所需的时间 t_2 (s)。这两个时间的比值即为被测液体在 $T^{\circ}\text{C}$ 下的恩氏粘度, $^{\circ}\text{E}_T = t_1/t_2$ 。

由以上可知恩氏粘度是一个无因次量。

恩氏粘度与运动粘度的换算关系式为

$$\nu = (8.0^{\circ}\text{E} - 8.64^{\circ}\text{E}) \times 10^{-6} \quad 1.35 < ^{\circ}\text{E} < 3.2 \quad (1-7)$$

$$\nu = (7.6^{\circ}\text{E} - 4.0^{\circ}\text{E}) \times 10^{-6} \quad ^{\circ}\text{E} > 3.2 \quad (1-8)$$

ν 的单位为 m^2/s 。

液体的粘度随压力的增大而增大。但在一般液压系统的使用压力范围内,增大的数值很小,一般忽略不计。

液体的粘度对温度的变化十分敏感,温度升高,粘度下降。粘度的变化影响液压系统的性能,其重要性不亚于粘度本身。

二、对工作液体的基本要求

为了很好地传递力和运动,工程机械使用的液压油应具备如下性能:

1. 合适的粘度和良好的粘温特性

粘度过高,各部件的运动阻力增加,温升快,泵的自吸能力下降,同时管道压损增大。反之粘度过低,液压系统容积损失增大,泵内油膜支撑能力下降,导致摩擦体间干摩擦。工程机械常用油液的粘度为 $\nu = (41.4 \sim 74.8) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 。

液体的粘度随温度变化的特性叫粘温特性。粘温特性好是指粘度随温度的变化要小,常用粘度指数评价。通常液压油的粘度指数大于 90。

2. 润滑性能好

在油温、油压的变化范围内应保证摩擦面间的润滑性能。

3. 对密封材料的相容性

工作介质对密封的影响为使得密封溶胀软化和使其硬化,结果都会使密封失效,所以要求工作介质与系统内密封材料的相容性好。

4. 对氧化、乳化和剪切都有良好的稳定性。

温度低于 57℃时,油液的氧化速度缓慢,之后温度每增加 10℃,氧化程度增加一倍,所以控制液压油液的温度特别重要。

5. 抗泡沫性好,腐蚀性小,防锈性好。

6. 清洁度高。

三、工作液体的种类及主要性能

液压系统的工作液体有三大类型:石油型、乳化型和合成型。本节介绍工程机械液压系统通常采用的石油型工作介质。

石油型液压系统工作介质分为: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、汽轮机油和其它专用液压油。工程机械液压系统常用液压油为抗磨液压油、低温液压油、高粘度指数液压油和机械油。

1. 抗磨液压油

抗磨液压油的配置较复杂,除加的防锈、抗氧剂外,还添加抗磨剂、金属钝化剂、破乳化剂和抗泡沫添加剂等。从抗磨剂的组成来看,抗磨液压油分为两种:一种是以二烷基二硫代磷酸锌为主剂的含锌油;一种是不含金属盐(简称无灰型)的油。含锌抗磨液压油,对钢—钢摩擦副(如叶片泵)来说抗磨性特别突出,而对含有银和铜的部件有腐蚀作用。无灰抗磨液压油对银和铜部件不会产生腐蚀且在水解安定性、破乳化及氧化安定性方面好于含锌抗磨液压油。

抗磨液压油适用于高压系统,以及户外温度不低于 - 15℃的场合。

2. 低温液压油和高粘度指数液压油

这是两种不同档次的低温液压油。前者用于寒区(- 36℃),后者用于严寒区(- 45℃)。

3. 机械油

主要适于低负荷机械部件的润滑。可作液压系统的代用油,适用于环境温度为 0 ~ 40℃,工作压力低于 7MPa 液压传动系统。

四、工作液体的选择

工作液体的选择应考虑下述问题:

1. 液压系统所处的环境

如液压设备在室内还是室外作业,气温如何,有无高温热源和明火等。

2. 液压系统的工作条件

如液压泵的类型、工作压力、温度;液压元件使用的金属、密封件的性质。

3. 液压油的性质

4. 经济性

由于液压泵对油的粘度和粘温特性是最敏感的元件之一,所以应尽可能满足液压泵对油品的要求。适于各种液压泵的油列于表 1-1。

液压泵粘度范围及用油表

表 1-1

名 称	粘度范围(cst)		工作压力 (MPa)	工作温度 (℃)	推 荐 用 油
	允 许	最 佳			
叶片泵 1200r/min	16 ~ 220	26 ~ 54	7	5 ~ 40	N32, N46, 机械油
				40 ~ 80	N46, N68, 机械油
叶片泵 1800r/min	20 ~ 220	25 ~ 54	14 以上	5 ~ 40	YA—N32, YA—N46 液压油
				40 ~ 80	YA—32, YA—N68 液压油
齿轮泵	4 ~ 220	25 ~ 54	12.5 以下	5 ~ 40	YA—N32, YA—N46 液压油
				40 ~ 80	YA—N46, YA—N68 液压油
			10 ~ 20	5 ~ 40	YA—46, YA—68 液压油
				40 ~ 80	YA—N46, YA—N68 液压油
			16 ~ 32	5 ~ 40	YB—N32, YB—N46 抗磨液压油
				40 ~ 80	YB—N46, YB—68 抗磨液压油
径向柱塞泵	10 ~ 65	16 ~ 48	14 ~ 35	5 ~ 40	YB—N32, YB—N46 抗磨液压油
				40 ~ 80	YB—N46, YB—N68 抗磨液压油
	4 ~ 76	16 ~ 47	35 以上	5 ~ 40	YB—N32, YB—N46 抗磨液压油
				40 ~ 80	YB—N68, YB—100 抗磨液压油

§ 1-3 静止液体力学基本规律

液体静力学研究液体处于静止状态下的力学规律。这里所谓的“静”是指液体宏观质点之间没有相对运动。

一、静压强的两个重要特性

1. 静压强的方向垂直并指向承压面。这是因为液体只能抵抗压缩力,任何微小的剪切力都将使其产生变形(即运动)。
2. 静止液体内任意一点静压强的大小与方位无关。

二、液体静压基本方程和帕斯卡原理

如图 1-3 所示,在静止液体中任意取一点 M , M 距液面的深度为 h 。以 M 为中心取一微小面积 ΔA , 则形成高为 h 的小圆柱体。若 M 点及 ΔA 面积上的压力为 p , 顶面的液体表面压力为 p_0 , 取微小圆柱体为隔离体, 分析作用在圆柱体上的力, 计有:

- (1) 作用在顶部的表面总压力 $p_0 \Delta A$;
- (2) 作用在底部的液体总压力 $p \Delta A$;
- (3) 圆柱体的自重 $\rho g h \Delta A$;
- (4) 作用在圆柱体圆周水平方向的力, 大小相等, 方向对称, 相互抵消。

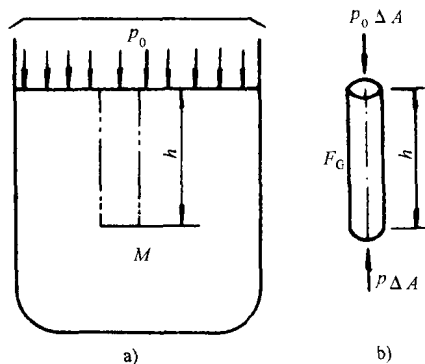


图 1-3 重力作用下的静止液体

由于圆柱体在上述诸力的作用下处于平衡(静止)状态,所以可以列出平衡方程式

$$\begin{aligned} p\Delta A - p_0\Delta A - \rho gh\Delta A &= 0 \\ p - p_0 - \rho gh &= 0 \end{aligned}$$

整理后得

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-9)$$

式(1-9)说明:在重力作用下的静止液体中,任一点的静压强 p 由液面压强 p_0 和液体自重产生的压强 ρgh 两部分组成。式(1-9)称为静压基本方程。

由静压基本方程可知:静止液体中任意一点的压强均含了表面压强 p_0 ,这就是说液面压强可以等值的在液体内部传递,这就是帕斯卡压强传递原理。

在液压传动技术中,液面压强远大于液体自重产生的压强,故后者一般忽略不计,这就大大简化了计算。

三、压强的表示方法

根据起量点的不同,压强可分为绝对压强和相对压强。以绝对真空为零作为起量点,这样量得的压强叫绝对压强,以 p' 表示。

地球是由一层空气所包围的,这层空气受到地球的吸引力必然产生压强,即大气压强,以 p_a 表示。压强可用仪表测量,仪表也受到大气压强的作用,但在大气中它的读数却是零,因此测得的压强只是绝对压强与当地大气压强的差值,这种压强叫做相对压强或表压强,即相对压强是以大气压强为零作为起量点的压强。

绝对压强总是正值,相对压强可正可负,负的相对压强表示其绝对压强小于大气压强,这种现象叫做真空。真空的程度可用大气压强与绝对压强的差值来度量,简称真空度,以 p_v 表示。

绝对压强、相对压强和真空度的关系是:

$$p' = p_a + p \quad (1-10)$$

$$p = p' - p_a \quad (1-11)$$

$$p_v = p_a - p' = -p \quad (1-12)$$

绝对压强、相对压强和真空度之间的关系亦可用图 1-4 表示。

如图 1-4 所示,最大的真空度为 p_a ,可是液压系统的工作介质往往溶有 10% ~ 12% 的气体分子,在正常状态下这部分气体液化,对液压系统的性能没有影响,但当压力低于空气分离压时溶解在液体中的气体便分离出来,当压力低于饱和蒸气压时,液体沸腾气化,产生汽蚀现象。因此,液压系统低压区真空度不能太大,如液压泵吸油口真空度一般不超过 0.04 ~ 0.05MPa。

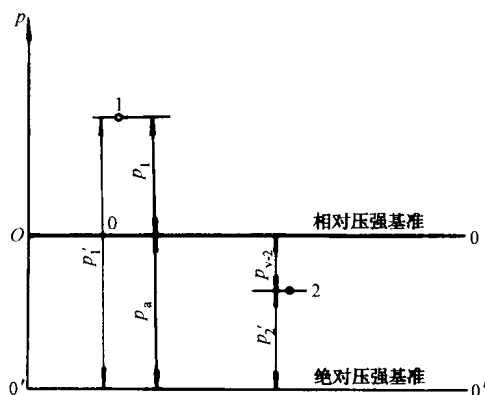


图 1-4 绝对压力、相对压力和真空度的关系

四、作用在平面上和曲面上的力

在液压系统的设计和分析时,常需计算压力在某一方向的总作用力,如液压缸的推力和拉

力等。

根据前面所述静压强的特性可知静止液体压强的方向垂直于承压面,而液压传动又可认为连通器中静止液体压力处处相等。如果受力表面是一个平面,例如图 1-5 所示,则作用于此面上的总作用力 P 就等于压力 p 与该面面积 A 的乘积,即

$$P = A \cdot p \quad (1-13)$$

若承受压力的表面是曲面(如球面、圆柱形壁等),其总作用力该如何计算呢?下面通过一个例子的分析找出解决此类问题的方法。

图 1-6 所示为一个半径为 r 、长度为 l 的液压缸缸筒,里面充满了压力为 p 的液体,试求在 x 方向上压力油作用在液压缸右半壁上的力。

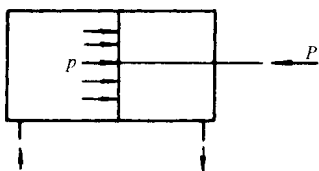


图 1-5 活塞上受力示意图

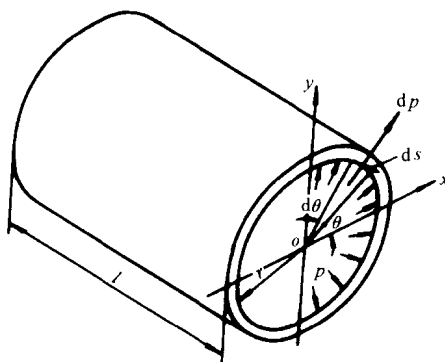


图 1-6 液压缸受力计算简图

在液压缸的右半壁上取一狭长条微小面积 $lds = lr \cdot d\theta$,液体作用在其面积上的作用力为

$$dp = p \cdot l \cdot r \cdot d\theta$$

dp 在 x 方向上的投影为

$$dp_x = dp \cos\theta = p \cdot l \cdot r \cdot \cos\theta d\theta$$

液体作用在 x 方向右半壁上的力为

$$P_x = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p \cdot l \cdot r \cos\theta d\theta = 2plr$$

从上式可以看出,液体在 x 方向的作用力 P_x 等于液体压力 p 和右半壁在 x 的垂直面上的投影面积($2lr$)的乘积。可以得如下结论:静止液体作用在曲面某一方向上的力等于液体的压力与曲面在该方向的垂直平面上的投影面积的乘积。

例 1-1 图 1-7 所示为安全阀,当 $p_1 = 6 \times 10^6 \text{Pa}$ 时,阀动作。若 $d_1 = 10 \text{mm}$, $d_2 = 15 \text{mm}$, $p_2 = 5 \times 10^6 \text{Pa}$,试求弹簧预压紧力 P_T (钢球、弹簧和垫圈的重力忽略不计)。

解:向上推开钢球的力 P_2 为

$$P_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 \cdot p_2$$

使钢球压紧阀孔的力 P_1 为

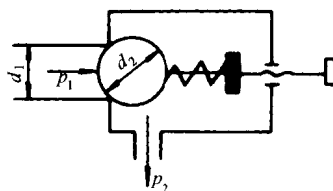


图 1-7 安全阀示意图

$$P_1 = P_T + \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot p_2$$

钢球开始动作时 $P_1 = P_2$ 即

$$P_T + \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot p_2 = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot p_1$$

整理后得弹簧的预紧力 P_T 为

$$\begin{aligned} P_T &= \frac{\pi}{4} d_1^2 (p_1 - p_2) \\ &= \frac{\pi}{4} (10 \times 10^{-3})^2 \times (6 - 5) \times 10^6 = 78.5 \text{ N} \end{aligned}$$

§ 1-4 流动液体的力学基本规律

液压传动系统的液体在输送过程中处于流动状态,本节研究在流动过程中的力学基本规律,重点是三个基本方程:连续性方程、伯努利方程和动量方程。前两个方程用来解决流速、流量、压力和位置之间的关系,而动量方程则用来解决液体与限制其流动的固体容腔之间作用力关系。

一、名词解释

过流断面 垂直于液流流向的横断面称为液流的过流断面以(A)表示。如果流线相互平行,则过流断面为一平面,如图 1-8 中 A—A 和 B—B 断面;如果流线互不平行,则过流断面为曲面,如 C—C 断面。

流量 液体单位时间流过某一过流断面的液体体积称为流量,以 Q 表示,常用单位为 L/min 。

流速与过流断面平均流速 液体质点单位时间流过的距离称为流速,单位为 m/s 。由于液体具有粘性,过流断面各点的流速实际上是不均匀的,为解决问题方便起见,设想一个流速其值为过流断面上的平均流速,即假定过流断面上各点的流速都为 v ,如图 1-9 所示而且按这个流速计算出的流量,恰好与过流断面中以实际出现的不均匀流速所通过的流量相等,这个设想的速度叫断面平均速度,以 v 表示。 v 、 Q 和 A 间的关系为

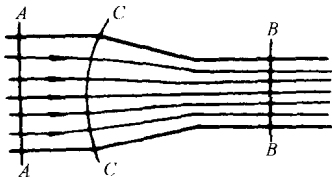


图 1-8 过流断面示意图

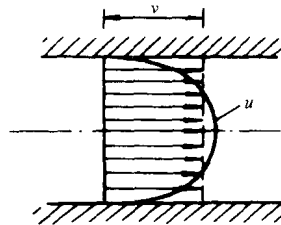


图 1-9 过流断面平均流速示意图

$$v = Q/A \quad (1-14)$$

理想液体 一种假设既没有粘性又没有压缩性的液体。显然,理想液体没有粘性,在流动

时不存在内摩擦力,没有摩擦损失,这样对研究问题带来很大方便。但实际上液体有粘性和压缩性,因而将液体作为理想液体去研究问题,必然存在误差,所以这样研究的问题必须进行修正。

稳定流动 液体流动时通过空间某一固定点的液体质点,其压力、速度和密度都不随时间而变化。如果压力、速度或密度中有一个是随时间而变化的,就称为不稳定流动。

二、连续性方程

物质不灭定律在液体运动中的特殊表现形式,称为连续性原理。它是表达液体运动的基本规律之一。根据物质不灭定律,液体在流动中,其质量既不能自行产生,也不无故消失。如图 1-10 所示,液体之间为控制体积,设过流断面 1 和 2 的面积分别为 A_1 和 A_2 ,在两个过流断面上的流速分别为 V_1 和 V_2 ,密度分别为 ρ_1 和 ρ_2 ,当液体作稳定流动时,在同一时间 t 流过过流断面 1 的液体质量 M_1 和流过过流断面 2 的液体质量 M_2 是相等的,即

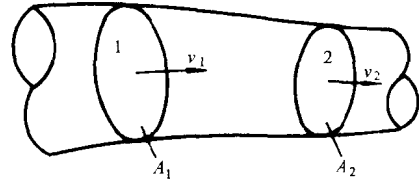


图 1-10 液流连续原理简图

$$M_1 = M_2$$

$$\rho_1 v_1 A_1 t = \rho_2 v_2 A_2 t$$

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

若为不可压缩液体,则 $\rho_1 = \rho_2$, 所以

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (1-15)$$

因 $vA = Q$ 上式也可写成

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = \text{常数} \quad (1-16)$$

上式为不可压缩性液体稳定流动的连续性方程。它表明不可压缩性液体稳定流动时,流量是沿程不变的,并建立了流速和过流断面面积之间的关系,

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-17)$$

即流速与过流断面面积成反比。

三、流动液体的能量方程—伯努利方程

本节仅研究液体运动时只受到重力这样一种质量力的情况。

(一)理想液体稳定流动时的伯努利方程

如图 1-11 所示,理想液体在管内作稳定流动,取 AB 为控制体,设在极短时间 dt 内,控制体从 AB 位置流到 $A'B'$ 位置。由于 A 与 A' 和 B 与 B' 的距离很小,因而 A 与 A' 及 B 与 B' 的过流断面面积、压力、流速和位置高度都可看成是相等的。设在 AA' 处和 BB' 处的过流断面面积分别为 A_1 、 A_2 ,压力分别为 p_1 、 p_2 ,位置高度分别为 Z_1 、 Z_2 ,流速分别为 v_1 、 v_2 ,经 dt 移动距离分别为 ds_1 、 ds_2 。

由动能定律知道:作用在运动物体上各外力所作功的总和等于同时间段内物体动能的变化。现在就根据动能定律来分析作用在控制体上各外力所作的功和动能的变化情况。

1. 表面压力做功

作用在控制体侧表面的表面压力处处垂直于流动方向,所以不作功。只有控制体两端过流

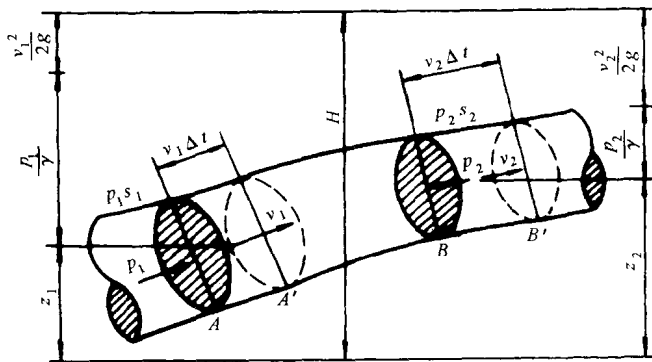


图 1-11 液流流量变化示意图

断面上的表面压力作了功。表面压力
 做功 S_1 为:

$$S_1 = p_1 A_1 v_1 \Delta t - p_2 A_2 v_2 \Delta t$$

由连续性方程知

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q$$

$$A_1 v_1 \Delta t = A_2 v_2 \Delta t = Q \Delta t = \Delta V$$

式中: ΔV —— AA' 或 BB' 段液体的
 体积。

所以,

$$S_1 = p_1 \Delta V - p_2 \Delta V$$

2. 重力做功 s_2

由 2-11 可知液体从 AB 运动至
 $A'B'$ 时, $A'B$ 这段液体虽有质点的流动和替换, 但形状和位置没有变化, 故重力所作的功可以
 看成是将 AA' 中的液体搬到 BB' 位置时所作的功, 即

$$\begin{aligned} S_2 &= A_1 v_1 \Delta t \rho \cdot g Z_1 - A_2 v_2 \Delta t \rho \cdot g Z_2 \\ &= \Delta V \rho \cdot g Z_1 - \Delta V \rho g Z_2 = \Delta m g (Z_1 - Z_2) \end{aligned}$$

式中: Δm —— AA' 或 BB' 段液体具有的质量。

3. 动能的变化

在上述各力的作用之下, 液体由 AB 流到 $A'B'$ 时动能发生变化。由于 $A'B$ 段液体的各个运
 动参数(压力、流速等)和位置都没有变化, 所以它所具有的能量不会有增减。有变化的是 AA'
 这段液体移到了 BB' 处。因此, 动能的变化 E 为:

$$E = \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2$$

根据动能定律, 得

$$E = S_1 + S_2$$

$$\frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2 = p_1 \Delta V - p_2 \Delta V + \Delta m g Z_1 - \Delta m g Z_2$$

$$p_1 \Delta V + \frac{1}{2} \Delta m v_1^2 + \Delta m g Z_1 = p_2 \Delta V + \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 + \Delta m g Z_2$$

将上式两边同时除以 $\Delta m g$, 得

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (1-18)$$

因为 A 和 B 这两个截面是任意选取的, 上式所表示的关系适用于管内任意两个表面, 则
 有

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z = \text{常数} \quad (1-19)$$

式(1-18)和(1-19)即为理想液体稳定流动的伯努利方程。它各项的意义可说明如下:

$\frac{p}{\rho g}$ ——表示单位质量的液体所具有的压力能。

$\frac{v^2}{2g}$ ——表示单位质量的液体所具有的动能。

Z ——表示单位质量的液体所具有的位置势能。