

同济大学出版社



流体传动与控制

徐元昌 编

内 容 提 要

本书全面地介绍了现代控制技术在流体传动中的应用。从典型的电液元件设计到复杂的控制系统分析,详细地讨论了系统的稳态、动态特性及其建模、仿真和微机控制技术。读者可从流体传动的基本概念学习开始,直到掌握用现代控制理论分析系统。

本书可作为大专院校机械工程及其他有关专业的教学用书,也可供从事流体传动与控制的工程技术人员学习参考。

DY/57/36

责任编辑 许纪森
封面设计 李志云

流体传动与控制

徐元昌 编著

同济大学出版社出版

(上海四平路 1239 号)

新华书店上海发行所发行

常熟市印刷七厂印刷

开本:789×1092 1/16 印张:23.5 字数:600 千字

1998 年 3 月第 1 版, 1998 年 3 月第 1 次印刷

印数:1-2500 定价:40.00 元

ISBN 7-5608-1798-X/TB·34

前 言

流体传动系统适用于大功率高精度控制的场合,其应用范围从机器人、宇航飞行器等精密控制系统到锻压轧钢设备、工程机械和机床等工农业生产领域。其位置精度可达 0.1mm ,动力可达数兆瓦。由于设计和控制技术的发展以及微机的广泛应用,促进了流体传动与控制的发展,使非线性系统的处理、系统的动态分析和实时控制成为可能,从而进一步实现脉宽调制数字控制和微机自适应控制。

《流体传动与控制》一书全面地介绍了现代控制技术在流体传动中的应用。从典型的电液元件设计到复杂的控制系统分析,详细地讨论了系统的稳态、动态特性及其建模、仿真和微机控制技术。读者可从流体传动的基本概念学习开始,直到掌握用现代控制理论分析系统。

流体传动系统包括液压传动系统和电液控制系统。液压传动因为具备很多其他传动方式所没有的特点,所以得到广泛应用;电液系统利用电信号容易处理的优点,既可产生很大动力,又可实现高精度控制。全书九章相应分为两大部分:第一章至第五章介绍流体传动工作原理、液压油、典型元件、基本回路以及系统和系统的设计计算;第六章至第九章则分析电液系统的稳态和动态特性、系统建模和电液系统的微机控制。

全书约60万字,可作为大专院校有关专业的教学用书,也可供从事流体传动与控制工作的工程技术人员学习参考。

目 录

第一章 绪 论	(1)
一、液压传动系统	(2)
二、液压流体力学	(3)
第二章 液压油	(22)
一、液压油的物理性质	(22)
二、液压油的选用	(26)
第三章 典型元件	(28)
第一节 液压泵和液压马达	(28)
一、齿轮液压泵和齿轮液压马达	(29)
二、叶片液压泵和叶片液压马达	(35)
三、柱塞液压泵和柱塞液压马达	(47)
第二节 液压缸	(52)
一、液压缸的基本类型	(52)
二、液压缸的构造	(60)
三、液压缸的设计计算	(66)
第三节 液压阀	(70)
一、压力控制阀	(72)
二、方向控制阀	(83)
三、流量控制阀	(91)
四、比例阀和逻辑阀	(95)
第四节 辅助装置	(100)
一、蓄能器	(101)
二、滤油器	(103)
三、油箱设计和液压泵的安装	(106)
四、管道元件及密封	(106)
第四章 基本回路	(110)
第一节 压力控制回路	(110)
一、调压回路	(110)
二、减压回路	(110)
三、卸荷回路	(111)

四、保压回路	(113)
五、增压与增力回路	(114)
六、平衡回路	(116)
第二节 速度控制回路	(117)
一、节流调速回路	(117)
二、容积调速回路	(121)
三、速度换接回路	(122)
第三节 顺序动作控制回路	(124)
一、行程控制顺序动作回路	(124)
二、压力控制顺序动作回路	(125)
三、时间控制顺序动作回路	(127)
第四节 同步回路	(127)
一、液压缸串联的同步回路	(127)
二、液压缸并联的同步回路	(127)
三、用分流阀的同步回路	(128)
四、伺服控制式同步回路	(129)
第五章 系统和系统设计	(130)
第一节 系 统	(130)
一、鼓轮机床液压系统	(130)
二、自驱式动力头液压系统	(133)
三、他驱式动力滑台的液压系统	(135)
第二节 系统设计	(137)
一、液压系统的设计	(138)
二、液压系统设计计算举例	(146)
三、电液系统的设计	(155)
四、电液系统设计举例	(160)
第六章 系统稳态特性	(166)
第一节 液压泵/马达的稳态特性	(166)
一、液压泵/马达的流量分析	(166)
二、流量损失	(168)
三、转矩损失	(171)
第二节 液压阀的稳态特性	(172)
一、滑阀特性	(172)
二、喷嘴/挡板阀特性	(181)
三、伺服阀特性	(187)
第三节 液压伺服系统	(192)
一、阀控缸式伺服系统	(192)

二、阀控马达式伺服系统	(195)
第七章 系统建模	(198)
第一节 液压马达动态建模	(199)
第二节 液压阀动态建模	(200)
一、溢流阀	(200)
二、电磁换向阀	(201)
三、伺服阀	(202)
第三节 液压系统动态建模	(205)
一、阀控缸/马达液压伺服系统	(205)
二、变量泵一定量液压马达系统	(206)
第四节 系统管路动态建模	(208)
一、波导模型	(208)
二、频率响应分析	(210)
三、时域分析	(216)
第八章 系统动态特性	(228)
第一节 线性系统分析	(228)
一、线性化技术	(228)
二、拉氏变换和 S 平面	(229)
三、方块图和传递函数	(232)
四、频率响应	(234)
五、闭环响应	(238)
六、状态空间法	(243)
第二节 非线性系统分析	(247)
一、相平面分析	(247)
二、描述函数分析	(250)
第三节 计算机仿真	(254)
一、模拟计算机仿真	(254)
二、数字计算机仿真	(260)
第四节 数字控制系统分析	(264)
一、采样和 Z 变换	(265)
二、闭环系统分析	(268)
三、频率响应	(272)
四、数字控制器设计	(275)
第五节 系统识别	(277)
一、富氏变换	(277)
二、功率谱分析	(278)
三、系统识别	(280)

第六节 激光多普勒测量仪的应用	(286)
一、轴向柱塞泵液流特性测量	(288)
二、轴向柱塞泵的频率响应与瞬态响应	(290)
第九章 电液系统控制	(293)
第一节 伺服阀控液压缸系统的位置控制	(293)
一、位置控制的静态精度和动态特性	(293)
二、传递函数和稳定性	(296)
第二节 伺服阀控液压马达系统的速度和位置控制	(301)
一、速度控制	(301)
二、位置控制	(304)
三、传输管路对系统响应和稳定性的影响	(310)
第三节 广义状态控制器	(320)
一、使用 Ackermann 方程分配极点	(321)
二、状态观察器	(323)
三、减阶观察器	(325)
第四节 微机控制系统	(329)
一、离散状态空间理论	(330)
二、系统识别	(340)
三、自适应控制	(345)
四、脉宽调制技术	(349)
附录一 脉动层流	(355)
附录二 传输管路函数的模态近似	(358)
附录三 A/D 和 D/A 转换(机器码)	(362)
附录四 本书主要符号一览表	(365)
主要参考文献	(366)

第一章 绪 论

流体传动系统适用于需要大功率、高精度控制的场合,其应用范围从机器人、宇航飞行器等精密控制系统到锻压轧钢设备、工程机械和机床等工农业生产领域,其位置精度可达 0.1mm ,动力可达数兆瓦。

流体传动系统包括液压传动系统和电液控制系统。液压传动因为具备很多其他传动方式所没有的独特优点,所以得到了广泛的应用;电液系统利用电信号容易处理的特点,既可产生很大动力,又可实现高精度控制。

液压传动优点:

(1) 液压传动与机械、电力和气动相比较,在输出同等功率的条件下,其结构紧凑、体积小、重量轻、承载能力强。

(2) 采用液压传动能获得各种复杂的机械动作,如仿形车床的液压刀架、数控铣床的液压工作台,以及自动线中的液压系统,便于实现自动化。

(3) 液压系统有卸荷、减压、增压和保压等装置和回路,很容易实现自动控制。

(4) 可以自由地实现无级调速,而且能获得很大的调速比。如果用调速范围在 $0.02\sim 100\text{L/min}$ 的节流阀,它的调速比可以达到 5000 ,这是其他传动方式无法比拟的。同时,液压传动还容易获得极低的速度,如每秒钟运动几微米的速度,几十天旋转一周的转速等。

(5) 惯性小,动作灵敏,启动、制动迅速,运动平稳,可以快速而无冲击地变速和换向。一个中等功率的电机启动需要几秒钟,而液压马达只需 0.1s 。

(6) 动力的传递和储存都很方便。由于用管道传递压力油,所以液压元件、机构和装置都易于布局,各元件的安装自由度很大,可以随意放到任何适当的位置上,并能远距离操纵。

(7) 自动防止过载,避免发生事故。

(8) 液压元件能自动润滑,寿命长。

(9) 液压传动可简化机械的结构,减少零件数目,使产量增加,成本降低。

(10) 易于实现系列化、标准化、通用化,故易于设计、制造和推广使用,缩短了制造周期并提高了生产效率。

但液压传动也有一些缺点,主要是:

(1) 液压传动装置以液体为工作介质,无法避免泄漏。液体的泄漏和液体的可压缩性使液压传动无法保证严格的传动比。

(2) 液压传动装置由于在能量转换及传递过程中存在着机械摩擦损失、压力损失和泄漏损失而使总效率降低,不宜于作远距离传动。

(3) 液压传动装置对油温和负载变化比较敏感,不宜在低温及高温条件下工作。液压传动装置对油液的污染亦比较敏感,要求有良好的过滤设备。

(4) 液压传动装置要求有单独的能源(例如液压泵站),液压能不像电能那样可从远处送来。液压元件制造精度要求高,造价贵,需组织专业生产。

(5) 液压传动装置出现故障时,不易检查原因,不易迅速排除。

总的说来,液压传动的优点较多,其缺点随着生产技术的发展正在逐步加以克服,因此液压传在的现代化的生产中有着广阔的发展前景。

一、液压传动系统

1. 液压传动工作原理

以液压千斤顶为例。其工作原理如图 1-1 所示。掀动手柄则小活塞上下移动。当小活塞向上移动时,活塞下腔容积增大,形成真空。在大气压力作用下油液经管道、单向阀 4 进入油缸下腔;当压下手柄时,小活塞下移,密封容积腔内的油液受到挤压,则下腔的油液经管道、单向阀 3 输入大油缸的下腔(因受油压的作用,单向阀 4 关闭,与油箱的油液隔断)迫使大活塞 8 向上移动,顶起重物 W ,反复掀动手柄,油液就不断地输入大油缸的下腔,推动大活塞缓慢上升。如果将图 1-1 简化为图 1-2 之密闭连通器,可以清楚地分析其动力传递过程:在大活塞上有负载 W ,当小活塞上作用一个主动力 P ,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。根据静力平衡原理:

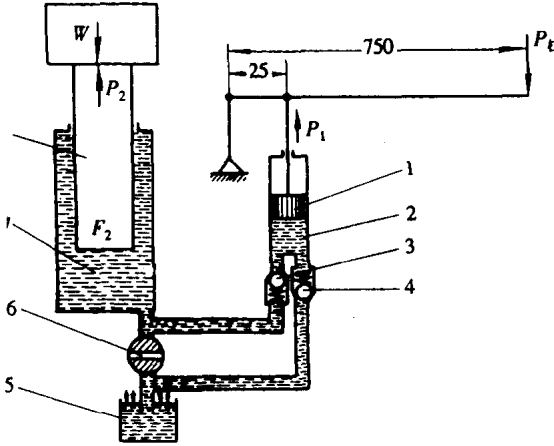


图 1-1 液压千斤顶原理图

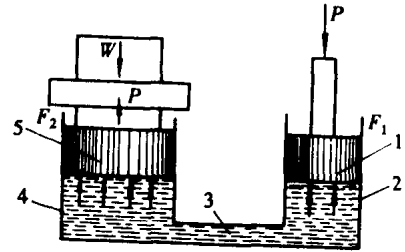


图 1-2 密闭连通器

$$\text{大活塞上的压力} = \frac{W}{F_2};$$

$$\text{小活塞上的压力} = \frac{P}{F_1};$$

式中 F_2 ——大活塞的面积;

F_1 ——小活塞的面积。

根据密闭容器中压力处处相等的原则,故

$$\frac{W}{F_2} = \frac{P}{F_1} = p$$

这样,可用较小的力平衡大活塞上很大的负载力

$$W = \frac{F_2}{F_1} \cdot P \quad (1-1)$$

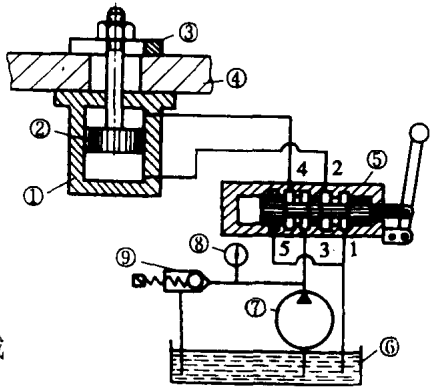


图 1-3 液压夹具原理图

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($F_1 > F_2$)的不同,力可以放大。千斤顶之所以能够用较小的力,顶起较重的负载,原因就在这里。

由上述可知,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。只要控制油液的压力、流量和流动方向,便可以控制液压设备动作所要求的推力(转矩)、速度(转速)和方向。

2. 液压系统的组成

由上述可知,液压传动系统的主要组成部分,是由以下四个方面所组成的:

(1) 能源装置:它是将机械能转换成液压能的一种装置,一般常见形式为液压泵,它为液压系统提供压力油,使整个系统能够动作起来。

(2) 执行装置:它是把油液的液压能转换成机械能的装置。如液压缸、液压马达等。

(3) 控制调节装置:它是控制液压系统中油液的压力、流量和流动方向的装置。如溢流阀、节流阀、换向阀等。

(4) 辅助装置:是液压系统除上述三项装置以外的其他装置。如油箱、滤油器、油管等,它们对保证液压系统可靠、稳定、持久地工作,有着重要作用。

3. 液压系统图

图 1-3 所示为液压夹具结构原理图,图形复杂。液压图形符号可以方便、清晰地表达各种类型的液压系统,图 1-4 即为应用这种符号绘制的磨床工作台的液压系统。由于符号表示的是元件的职能而不是它的结构,因此图面显得特别简洁。有些液压元件的职能如果无法用这些符号来表示时,则仍可用其结构来表示。图 1-4 所示的是液压泵自油箱吸油,通过手动换向阀 11、节流阀 13 和行程换向阀 15 将油液压送到液压缸右腔,液压缸左腔的油经行程换向阀 15 流回油箱,于是活塞克服了负载阻力向左运动。当行程滑阀碰到挡铁 21,活塞就向右移动。

二、液压流体力学

1. 静止液体的性质

静止液体主要是讨论其处于静止状态或相对静止状态的液体受力平衡问题,这些问题属于水静力学研究的范围。

(1) 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。设液体在面积 $f(\text{m}^2)$ 上所受的作用力为 $p(\text{N})$,则液体的压力 p 为:

$$p = \frac{P}{A} \quad (1-2)$$

如果液体中各点的压力是不均等的,则液体中某一点的压力 p 可取该点附近的极限值表示,即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta A} \right) \quad (1-3)$$

由于液体不能抵抗切力,所以液体的压力垂直于承受压力的表面。并且,在静止液体中,任何一点所受的各方向的压力都相等。

(2) 绝对压力和计示压力

设如图 1-5 所示的容器中盛有液体, 液面上的压力为大气压力 p_0 , 液面下深度为 h 处的一点 a 所承受的作用力, 比液面处还要多一高度为 h 的液体的重力。因此, a 点液体所受的压力 p_a 为

$$p_a = p_0 + \gamma h \quad (1-4)$$

式中 γ ——液体的重度;

p_a ——液体的绝对压力。

如果用绝对压力 p_a 减去大气压力 p_0 , 则其剩余值称为计示压力 $p_{\text{计}}$ 或称为相对压力, 即

$$p_{\text{计}} = p_a - p_0 = \gamma h \quad (1-5)$$

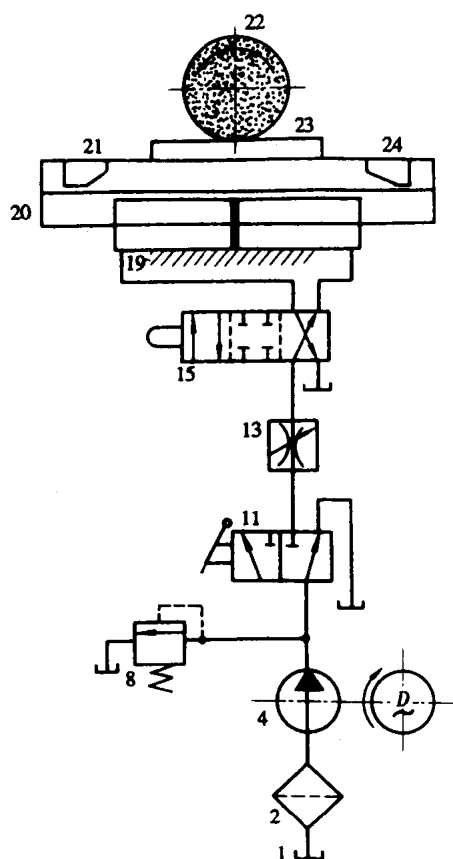


图 1-4 用职能符号表示的液压系统

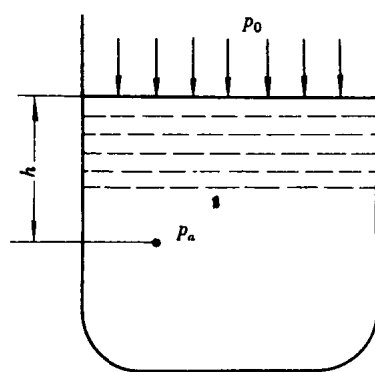


图 1-5 绝对压力和计示压力示意图

因为液体的重度 γ 一般认为是常量, 所以液体中某一点的计示压力与它所在位置的深度 h 成正比。因此在水力学中常用液柱高度来表示计示压力的大小, 即

$$h = p_{\text{计}} / \gamma \quad (1-6)$$

在如图 1-6 所示的盛有某种液体的封闭容器中, 在 a 点接一个和大气相通的细管, 由于加在容器液面上的压力 p 大于大气压, 所以液体沿管上升到 h 高度, 高度 h 和液体重度 γ

的乘积就表示 a 点的计示压力。

如图 1-7 所示,当作用在液体上的绝对压力小于大气压力时,大气压力与绝对压力的差值称为真空度,真空度也可用液柱高度来表示,即

$$h = \frac{p_0 - p}{\gamma} \quad (p \text{ 为小于大气压力的绝对压力})$$

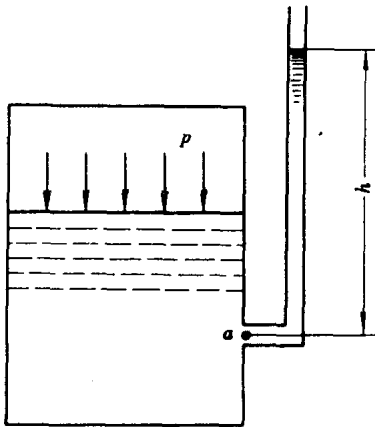


图 1-6 用液柱高度表示计示压力大小的示意图

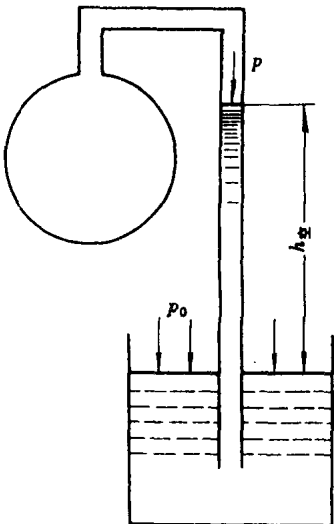


图 1-7 用液柱高度表示真空度的示意图

在一般液压传动中,通常所谓的液体压力是指计示压力,用压力表测量出的压力也是计示压力。同时,在液压系统的压力管路中,液体所在位置的高度对于压力的影响很小时,一般可以忽略不计。而在某些管路中,例如油泵的吸油管路中,就必须考虑液面距离油泵吸入口的相对高度,以免在油泵的吸油口造成过大的真空度,影响液压泵的正常工

表 1-1 常用的压力单位

帕(Pa)	巴(bar)	千克力/厘米 ² (kgf/cm ²)	工程大气压 (at)	标准大气压 (atm)	毫米水柱 (mmH ₂ O)	毫米水银柱 (mmHg)
9.806 5 × 10 ⁴	9.806 5 × 10 ⁻¹	1	1	9.678 41 × 10 ⁻¹	1 × 10 ⁴	7.355 59 × 10 ²

(3) 压力的传递

当盛放在密封容器内的液体,其外加压力 p_0 发生变化时,只要液体仍保持其原来的静止状态不变,液体任一点的压力,均将发生同样大小的变化;也就是说在密封容器内,施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体的各点。此即为静压传递原理,或称帕斯卡原理。

在液压系统中,通常由外力产生的压力要比液体本身重力引起的压力大得多,为此

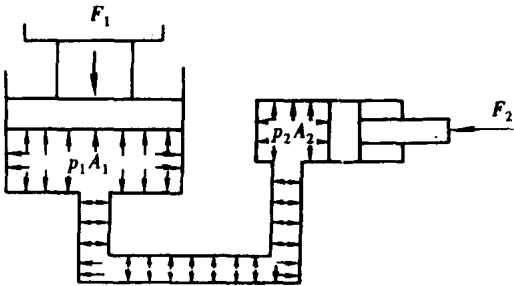


图 1-8 帕斯卡原理应用实例

可把式(1-4)中的 $\gamma \cdot h$ 项略去不计,而认为静止液体中的压力到处相等。

图 1-8 所示是运用帕斯卡原理寻找推力和负载间关系的实例。图中垂直液压缸的截面积为 A_1 ,其活塞上作用着一个负载 F_1 ,缸内液体压力为 $p_1 = F_1/A_1$;水平液压缸的截面积为 A_2 ,其活塞上作用着一个推力 F_2 ,缸内液体压力为 $p_2 = F_2/A_2$ 。由于两缸互相连通,构成一个密封容器,因此按帕斯卡原理有

$$p_1 = p_2$$

或

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 \quad (1-7)$$

如果垂直液压缸的活塞上没有负载,则当略去活塞重力及其他阻力不计时,不论怎样推动水平液压缸的活塞,也不能在液体中形成压力,说明液压系统中的压力是由外界负载决定的,这是液压传动中的一个基本概念。

2. 流动液体的性质

液压系统中的油液在压力差的作用下,不断流动着,因此我们除了研究静止油液的基本力学规律外,还必须讨论流动油液的力学规律。

另外,流动液体,由于重力、惯性力、粘性摩擦力等影响,不同时间处的运动变化除了对液体的能量损耗有所影响外,并无现实意义,而在工程上感兴趣的是整个流体在空间某特定区域或特定区域内的平均运动情况。此外,流动液体的状态还与温度、粘度参数有关,为了简化条件便于分析起见,一般都在等温的条件下讨论液体的流动情况。因而可把粘度看作是常量,密度只与压力有关。

液体流动中的一些基本概念:

(1) 理想液体和恒定流动

液体是有粘性的,而且粘性要在液体流动时才会表现出来,因此研究液体流动时必须考虑粘性的影响。由于液体中的粘性阻力是一个非常复杂的问题,所以开始分析时可以假设液体没有粘性,然后再考虑粘性的作用并通过实验验证的办法对理想结论进行补充或修正。利用这种办法同样可以处理液体的可压缩性的问题。这样,一般把既无粘性亦无可压缩性的假想液体称为理想液体,而把事实上既有粘性又有可压缩性的液体称为实际液体。

液体流动时,如液体中任何点处的压力、速度和密度都不随时间变化,就称为液体作恒定流动(定常流动或非时变流动);反之如压力、速度或密度中有一个随时间变化时,就称为非恒定流动(非定常流动或时变流动)。研究液压系统静态性能时,可认为液体作恒定流动,研究其动态性能时则必须按非恒定流动来考虑。

(2) 液流连续性原理

当理想液体在管中稳定流动时,根据物质不灭定律,液体在管内既不能增多,也不能减少,因此在单位时间内流过管子每一横截面的液体质量一定是相等的。这就是液流的连续性原理。如图 1-9 所示,液体在不等截面中的流动,设截面 1 和 2 的直径各为 d_1 和 d_2 ,面积各为 A_1 和 A_2 ,在这两个截面中液体

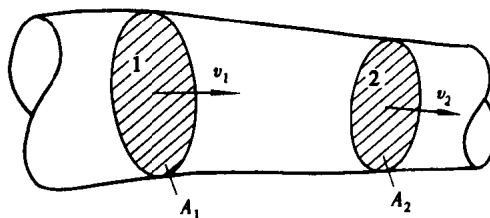


图 1-9 液流连续简图

流平均流速分别为 v_1 和 v_2 , 同时理想液体是不可压缩的, 就是在两个截面处液体的密度都是 ρ , 根据液流的连续性原理, 流经两截面 1 和 2 的液体质量应当相等, 即

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \rho v A = \text{常量} \quad (1-8)$$

式中(1-8)称为液流的连续方程式。

将式(1-8)除以 ρ 则得

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = v A = \text{常量} \quad (1-9)$$

或

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-10)$$

式(1-10)说明, 通过管内不同截面的液流速度与其截面积的大小成反比, 即管子细的地方流速大, 管子粗的地方流速小。

式(1-9)中流速 v 和截面积 A 的乘积表示单位时间内流经管路液体容积。一般流量用 Q 表示, 即

$$Q = v \cdot A \quad (1-11)$$

流量 Q 的单位常用“L/min”表示, 在式(1-11)代入常用单位后, 可得流量 Q 的计算公式为

$$Q = \frac{vA}{10} \quad (1-12)$$

式中 v ——液体的流速(m/min);

A ——液流通过的面积(cm^2)。

式(1-12)常用来计算管道或油缸中的流速, 亦可用来计算所需的面积、流量。

(3) 伯努利方程

在液压传动系统中是利用有压力的流动液体来传递能量的。

如图 1-10 所示, 为液体流经管道的一部分, 管道各处的截面大小和高低都互不相同。设管道内有一段理想液体作稳定流动, 在短时间 t 内, 从 AB 流动到 $A'B'$ 。因为移动的距离很小, 在从 A 到 A' 及从 B 到 B' 这两小段的距离范围内, 截面积、压力以及流速和高度等都可以看成是不变的。设在 AA' 处和 BB' 处的截面积分别为 F_1, F_2 , 压力分别为 p_1, p_2 , 流速则分别 v_1, v_2 , 高度分别为 h_1, h_2 , 如图所示。 AB 段液体前后都受有作用力, 当它运动时, 后面的作用力 P_1 把它推向前进, 同时又要克服前面液体的作用力 P_2 ; P_1 和 P_2 分别为

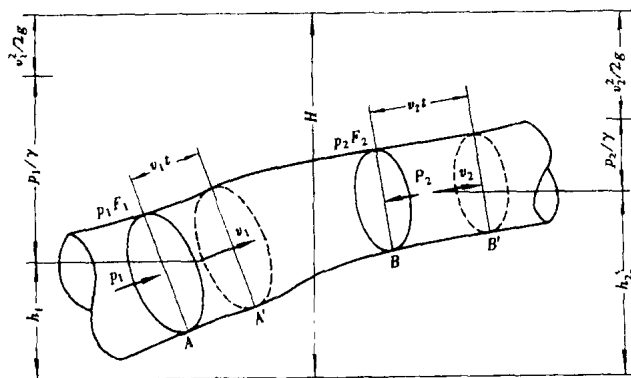


图 1-10 伯努利方程示意图

$$P_1 = p_1 F_1; \quad P_2 = p_2 F_2 \quad (1-13)$$

当 AB 段液体从 AB 运动到 A'B' 时, P_1 和 P_2 对它所作的总功 A 为

$$A = P_1 v_1 t - P_2 v_2 t = p_1 F_1 v_1 t - p_2 F_2 v_2 t \quad (1-14)$$

根据液流的连续性原理, 可得:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \quad (1-15)$$

$$\text{或} \quad F_1 v_1 t = F_2 v_2 t = V \quad (1-16)$$

式中 V ——AA' 或 BB' 小段液体的容积。

将式(1-16)代入式(1-14)得

$$A = p_1 V - p_2 V \quad (1-17)$$

另一方面, 当 AB 段液体流到 A'B' 时, 因为是稳定流动。A'B 这段液体的所有运动参数 (压力和流速等) 都不发生变化, 因此这段液体所具有的能量也不会有增减。有变化的仅是 AA' 这小段液体移到了 BB', 它的位置高度和流速都改变了, 因此势能 (由位置高度决定的能量) 和动能 (由流速决定的能量) 都有了变化。设这两小段的机械能 (包括势能和动能) 分别为 A_1 和 A_2 , 则

$$A_1 = \frac{1}{2} m v_1^2 + m g h_1$$

$$A_2 = \frac{1}{2} m v_2^2 + m g h_2$$

式中 m ——AA' 段或 BB' 段液体的质量。

增加的机械能为

$$A_2 - A_1 = \frac{1}{2} m v_2^2 + m g h_2 - \left(\frac{1}{2} m v_1^2 + m g h_1 \right) \quad (1-18)$$

因为假设在管道内流动的是理想液体, 流动时没有摩擦力, 因而也就没有能量损耗。所以管道内 AB 段液体流动到 A'B' 后所增加的机械能应当等于外力对它所做的功, 即

$$A = A_2 - A_1 \quad (1-19)$$

将式(1-17)和式(1-18)代入式(1-19)得

$$p_1 V - p_2 V = \frac{1}{2} m v_2^2 - m g h_2 - \left(\frac{1}{2} m v_1^2 - m g h_1 \right)$$

$$\text{或} \quad p_1 V + \frac{1}{2} m v_1^2 + m g h_1 = p_2 V + \frac{1}{2} m v_2^2 + m g h_2 \quad (1-20)$$

因为 F_1 和 F_2 这两个截面是任意取的, 式(1-20)所表示的关系适用于管道内任意两个截面, 所以式(1-20)也可写成

$$pV + \frac{1}{2} m v^2 + m g h = \text{常量} \quad (1-21)$$

式(1-20)和(1-21)是对重力为 mg 的液体而言的, 如果对单位重力来说, 则在该两式的各项中应除以 mg , 即得

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (1-22)$$

$$\text{或} \quad \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{常量} \quad (1-23)$$

式中 γ ——液体的重度, $\gamma = \frac{mg}{V}$ 。

式(1-22)和式(1-23)称为伯努利方程式,它表明理想流体在管道内作稳定流动时运动要素之间的关系。

在式(1-23)中, p/γ 为液体的比压能(即单位重力液体所具有的压力能), $\frac{v^2}{2g}$ 为比动能, h 为比势能。因此伯努利方程式的物理意义说明:在密封管道内作稳定流动的理想液体具有三种形式的能量,即压力能、动能和势能,它们之间可以互相转化,并且液体在管道内任意一处这三种能量的总和是一定的。这就是伯努利定律,也可称为理想液体作稳定流动时的能量守恒定律。

上面是对理想液体进行分析的,即假想液体是没有粘性和不可压缩的。但是实际液体是有粘性和可压缩的,在它运动时由于摩擦要损耗一部分能量,如果这部分能量损耗用损失水头 $h_{\text{损}}$ 表示,式(1-22)可写成

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + h_{\text{损}} \quad (1-24)$$

式(1-24)称实际液体的伯努利方程式。

3. 液体流动中的压力损失

(1) 液体的流动状态

① 层流和紊流

19 世纪末,雷诺首先通过实验观察了管内的水的流动情况,这时便发现了液体有两种流动状态:层流和紊流。图 1-11(a)为雷诺实验装置示意图。图内容器 6 和 3 分别装满了水和比重与水相同的红色液体,容器 6 中的液面由阀 2 及壁 1 维持恒定。阀 8 用以调节玻璃管 7 中水的流速。当开启阀 8 后,水从管 7 中流出,这时打开阀 4,红色液体也从小管 5 中流出;观察玻璃管 7 中水和红色液体的情况,就可以判断液体的流动状态。当流速较低时,红色液体的流动是一条与管轴线平行的红色细直线(图 1-11(b)),若将小管 5 的出口上下移动,则可见红色细线亦上下移动。这种流动状态称为层流。在层流运动中,液体质点互不干扰。当流速增至某一值时(称为上临界速度),红线开始曲折(图 1-11(c)),表示层流开始被破坏。继续增大流速,红线上下波动并出现断裂(图 1-11(d)),表示流体运动已趋于紊乱。若流速再增大,红线消失(图 1-11(e)),这说明管中液体质点运动已杂乱无章,这种流动称为紊流。由层流过渡到紊流的中间状态(图 1-11(d))叫做变流,变流是一种不稳定的流态,一般按紊流处理。如果把阀 8 逐渐关小,液体将由紊流经变流在某一速度值(称为下临界速度)转变为层流。

层流与紊流是两种不同性质的流动状态。层流时粘性力起主导作用,液体质点受粘性的约束,不能随意运动;紊流时惯性力起主导作用,液体质点在高速流动时粘性不再能约束它。液体流动时究竟是层流还是紊流,须用雷诺数来判别。

② 雷诺数

根据试验,层流还是紊流,不仅与管内平均流速有关,并与管子直径和液体粘度有关。可以用雷诺数 Re 作为判别流动状态的准则。

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (1-25)$$

式中 v ——管中液体的平均流速(cm/s);
 ν ——液体的运动粘度(cm^2/s);
 d ——液流的水力直径,对圆管即为管径(cm)。

雷诺数为一无量纲量。实验指出,对光滑圆管,当 $Re < 2320$ 时为层流运动; $Re > 2320$ 时为紊流运动。

对于非圆形截面,则

$$D = \frac{4F}{\chi} \quad (1-26)$$

式中 F ——通流截面积;
 χ ——湿周长度。

雷诺数的物理意义:液体流动时的惯性力和粘性力的比值。雷诺数大,表明这时的流动以惯性力为主,流动状态为紊流;雷诺数小,表明这时的流动以粘性力为主,其流动状态为层流。

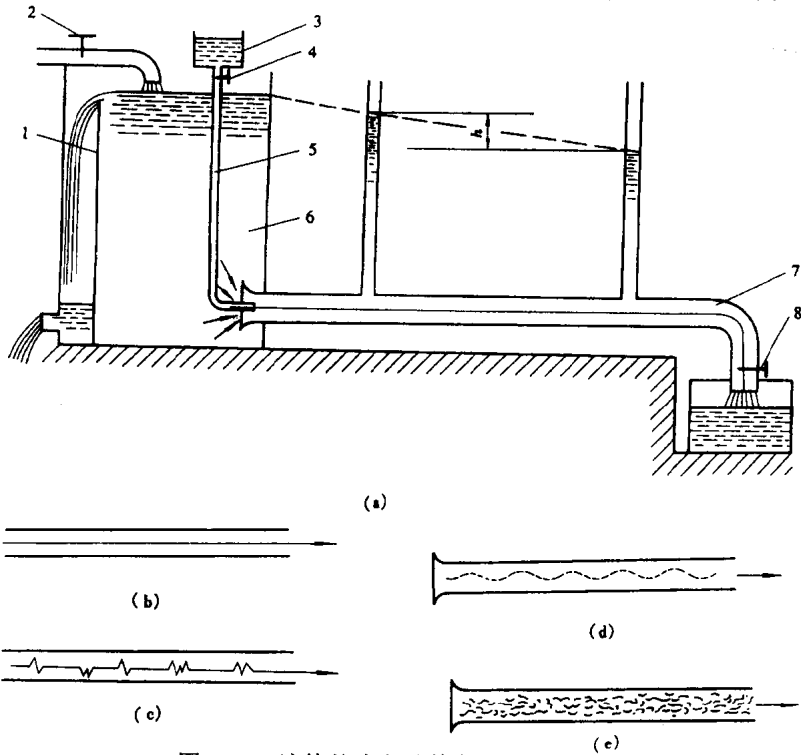


图 1-11 液体的流态及其实验装置

(2) 沿程压力损失

① 圆管中的层流运动的沿程压力损失

在液压系统中常见的圆管中流动是定常匀速流动,管道每一截面上其速度分布保持不变。

在管流中,取一轴心与管轴重合的微小圆柱体,如图 1-12 所示,圆柱长为 l ,半径为 r 。由于是匀速层流运动,故流速 v 仅是 r 的函数,且和轴线保持平行,压力 p 仅是 x 的函数。此时作用在这一小圆柱体的力有:两端的压力,圆柱侧面的剪切应力(由于流动与 x 轴对称,故均布于侧面)以及重力。在 x 方向的力的平衡方程式为

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 - 2\pi r \cdot l \cdot \tau = 0$$

式中 τ ——圆柱体侧表面上的剪切应力。