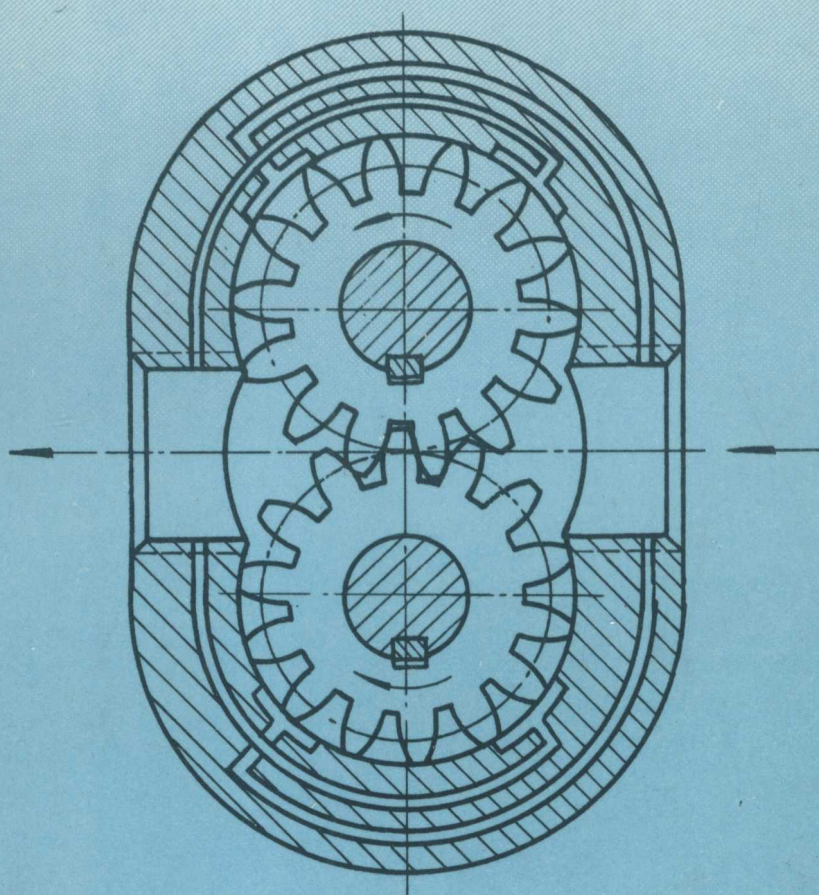


高等学校教材

主编 杨砚侗

液压传动



NEUPRESS
东北大学出版社

号 2 第字登录 (五)

高等学校教材

第 2 版 (1979) 月 1 日出版

液 压 传 动

主编 杨硯佣

江苏工业学院图书馆
藏书章

东北大学出版社

(辽)新登字第8号

大连海运学院

图书在版编目(CIP)数据

液压传动/杨硯侗主编.

—沈阳:东北大学出版社,1993.12

ISBN 7-81006-786-X

I. 液...

I. 杨...

II. 液压传动

N. TH137

内容简介

本教材在讲述液压传动基本原理的基础上,详细介绍了目前我国最新液压元件的工作原理、结构特点和应用范围。

全书共十章。第一章绪论;第二章液压介质和液压流体力学基础;第三章液压泵和液压马达;第四章液压缸;第五章液压阀;第六章基本回路;第七章典型液压传动系统;第八章插装阀控制技术;第九章液压传动系统的设计计算;第十章液力传动。液压辅件分别在有关章节中讲授。

本书可作为除液压专业外机械类各专业“液压传动”课程的教材;也可作为液压专业的教学参考书。同时,还可供现场从事液压技术工作的工程技术人员学习、参考之用。

©东北大学出版社出版

(沈阳·南湖 110006)

大连海运学院出版社印刷厂印刷 辽宁省新华书店发行

1994年4月第1版

1994年4月第1次印刷

开本: 787×1092 1/16

印张: 17

字数: 424千字

印数: 1~1500册

定价: 14.50元

前 言

液压传动是机械类各专业的一门主要技术基础课。根据东北大学（原东北工学院）1991年修订的九二届教学计划，我们编写了《液压传动》这本教材。

20世纪70年代以来，液压传动与控制技术在机床、冶金、矿山、工程、汽车、农机、轻纺、船舶、国防、宇航等方面得到越来越广泛的应用。尤其是近10年间，国外先进的液压技术和元件（如美国的 Sperry Vickers、德国的 Manuesmann Rexroth、日本的 Yuken 等）不断被引入，形成我国新的系列产品，加速了我国液压技术的发展，提高了我国液压技术的水平。对于这些变化与发展，作为教材必须有所反映。

本教材在编写过程中，力求突出以下特点：

1. 教材内容的选取，以性能最好、应用最广的液压元件为主。如液压阀一章，较全面地介绍了 Rexroth 液压阀的工作原理、性能和结构特点。全书所用职能符号，均采用了 GB786.1 所规定的符号。

2. 在教材内容的安排上，依照循序渐进的原则。前两章为液压传动的基本知识和基本理论，着重介绍液压传动的工作原理和特性，从物理意义上介绍了液压流体力学的几个基本方程及其应用。第三、四、五章，主要介绍各类液压元件的工作原理、参数计算、结构特点和应用。第六至九章为液压回路和系统，着重介绍各类回路和系统的工作原理及特点，液压系统的设计原则和设计方法。

3. 在教学内容处理上，既贯彻少而精、理论联系实际的原则，又要考虑到不同专业的要求。为适应矿山机械和冶金机械的需要，本教材编入了液力传动一章。

本书由杨砚侗主编。参加编写的有：杨砚侗（第一、二章），范景春（第五、八章），姚贵有（第九章），刘春荣（第六章），宋锦春（第三、四章），张志伟（第七、十章），周恩涛（附录）。

由于编者水平有限，难免出现错误，诚望读者批评指正。

杨砚侗

1993 年于沈阳

目 录

前言

第一章 绪论

第一节 液压传动系统的工作原理和组成	(1)
一、液压传动系统的工作原理	(1)
二、液压传动系统的组成	(3)
第二节 液压传动的优缺点	(4)

第二章 液压介质和流体力学基础

第一节 液压介质	(6)
一、液压介质的物理特性	(6)
二、液压介质的分类与代号	(13)
三、液压介质的选用	(14)
四、液压介质的污染和控制	(17)
第二节 液体静力学	(22)
一、液体静力学基本方程	(22)
二、帕斯卡定理	(25)
三、液体对壁面的作用力	(25)
第三节 液体动力学	(26)
一、基本概念	(26)
二、连续性方程——流动液体的质量守恒定律	(26)
三、伯努利方程——流动液体的能量守恒定律	(27)
四、动量方程——流动液体的动量定律	(29)
第四节 阻力计算	(31)
一、液体流动状态	(31)
二、阻力损失及其计算	(33)
第五节 孔口和缝隙流量计算	(39)
一、孔口流量计算	(39)
二、缝隙流量计算	(42)
第六节 液压冲击和气穴	(48)
一、液压冲击	(48)
二、气穴	(50)

第三章 液压泵和液压马达

第一节 液压泵和液压马达的基本概念	(51)
一、液压泵和液压马达的工作原理和分类	(52)
二、液压泵和液压马达的各项性能参数	(52)

第二节 齿轮泵	(57)
一、齿轮泵的工作原理	(57)
二、齿轮泵的排量和流量计算	(57)
三、齿轮泵的几个特殊问题	(58)
四、典型结构	(60)
五、优缺点与用途	(61)
第三节 叶片泵	(61)
一、叶片泵的工作原理	(62)
二、叶片泵的排量和流量计算	(62)
三、定量叶片泵的结构和特点	(64)
四、变量叶片泵的结构和特点	(67)
第四节 柱塞泵	(70)
一、柱塞泵的工作原理	(70)
二、柱塞泵的排量和流量计算	(71)
三、轴向柱塞泵的结构和特点	(71)
第五节 液压马达	(76)
一、齿轮马达	(76)
二、叶片马达	(76)
三、柱塞马达	(77)
第四章 液压缸	
第一节 液压缸的类型及其特点	(80)
一、液压缸的分类	(80)
二、活塞式液压缸	(80)
三、柱塞式液压缸	(81)
四、回转式液压缸	(81)
五、其它形式液压缸	(83)
第二节 液压缸的组成与结构	(84)
一、典型结构	(84)
二、液压缸组成部件	(84)
第三节 液压缸的设计和计算	(88)
一、液压缸设计中要注意的几个问题	(88)
二、液压缸的基本计算	(88)
三、液压缸结构强度计算和验算	(92)
第五章 液压阀	
第一节 概述	(95)
一、液压阀的分类	(95)
二、对液压阀的基本要求	(96)
第二节 方向控制阀	(96)
一、单向阀	(96)

二、换向阀	(98)
第三节 压力控制阀	(107)
一、溢流阀	(108)
二、减压阀	(111)
三、顺序阀	(112)
四、压力继电器	(114)
第四节 流量控制阀	(115)
一、节流口的形式及其特征	(115)
二、节流阀	(117)
三、调速阀	(118)
四、其它类型的流量控制阀	(119)
五、分流集流阀	(121)
第六章 基本回路	
第一节 液压源回路	(124)
一、定量泵—溢流阀液压源回路	(124)
二、变量泵—安全阀液压源回路	(124)
三、大小泵组合液压源回路	(125)
四、多泵并联供油液压源回路	(125)
五、辅助泵供油液压源回路	(125)
第二节 压力控制回路	(126)
一、调压回路	(126)
二、减压回路	(127)
三、增压回路	(127)
四、保压回路	(128)
五、卸荷回路	(128)
六、平衡回路	(130)
七、缓冲回路	(131)
第三节 速度控制回路	(132)
一、节流调速回路	(132)
二、容积调速回路	(139)
三、快速回路	(141)
四、减速回路	(142)
五、二次进给回路	(143)
第四节 方向控制回路	(144)
一、换向回路	(144)
二、锁紧回路	(144)
第五节 顺序动作回路	(145)
一、压力控制顺序动作回路	(145)
二、行程控制顺序动作回路	(146)

第六节 同步回路	(147)
一、流量控制同步回路	(148)
二、容积控制同步回路	(148)
第七节 液压马达回路	(150)
一、液压马达浮动回路	(150)
二、补油和冷却回路	(150)
三、冷却泵和马达壳体的回路	(151)
四、液压马达制动回路	(151)
第七章 典型液压传动系统	
第一节 怎样看液压系统图	(152)
第二节 组合机床动力滑台液压系统	(152)
一、机床概述	(152)
二、YT4543 型动力滑台液压系统的工作原理	(153)
三、YT4543 型动力滑台液压系统的特点	(156)
第三节 M7120A 型平面磨床液压系统	(156)
一、机床概述	(156)
二、液压系统的工作原理	(157)
三、液压系统的特点	(160)
第四节 WY—100 型液压挖掘机液压系统	(161)
一、概述	(161)
二、液压系统的工作原理	(161)
第五节 步进式加热炉液压系统	(163)
一、概述	(163)
二、步进式加热炉液压系统的工作原理	(164)
三、液压系统的特点	(166)
第六节 液压凿岩台车液压系统	(166)
一、概述	(166)
二、凿岩台车液压系统工作原理	(167)
第八章 插装阀控制技术	
第一节 插装阀的结构和工作原理	(170)
一、插装阀的结构	(170)
二、插装元件(主阀组件)	(171)
三、插装阀的控制元件	(172)
第二节 插装式液压控制阀	(173)
一、方向控制阀	(173)
二、压力控制阀	(178)
三、流量控制阀	(179)
第三节 插装阀式液压基本回路	(180)
一、换向回路	(180)

二、调压回路.....	(182)
三、插装阀对油流方向、压力和流量的复合回路.....	(183)
第四节 插装阀式液压传动系统.....	(184)
第九章 液压传动系统的设计计算	
第一节 液压传动系统的设计要求与设计步骤.....	(187)
一、设计要求.....	(187)
二、设计步骤.....	(187)
第二节 进行工况分析 确定液压系统主要参数.....	(187)
一、载荷的组成和计算.....	(188)
二、选择液压系统的工作压力.....	(189)
三、计算液压缸的主要结构尺寸和液压马达的排量.....	(190)
四、复算液压执行元件的工作压力.....	(192)
五、计算液压执行元件所需流量.....	(192)
六、绘制液压执行元件工况图.....	(192)
第三节 制定基本方案 拟定液压原理图.....	(193)
一、确定液压执行元件的形式.....	(193)
二、制定调速方案.....	(193)
三、制定压力控制方案.....	(193)
四、制定顺序动作控制方案.....	(194)
五、绘制整机的液压系统原理图.....	(194)
第四节 液压元件的选择和计算.....	(195)
一、液压泵的选择.....	(195)
二、液压阀的选择.....	(196)
三、蓄能器的选择.....	(196)
四、滤油器的选择.....	(199)
五、油箱的设计.....	(201)
六、热交换器的选择.....	(202)
七、管件的选择.....	(205)
第五节 液压系统性能验算.....	(207)
一、系统压力损失的验算.....	(207)
二、液压系统的发热温升计算.....	(208)
第六节 设计液压装置 编制技术文件.....	(211)
一、液压装置的设计.....	(211)
二、绘制正式工作图和编写技术文件.....	(211)
第十章 液力传动	
第一节 液力传动元件的基础理论知识.....	(213)
一、液流速度三角形及速度环量.....	(213)
二、相对伯努利方程式.....	(214)
三、欧拉方程式.....	(214)

四、相似理论及其应用.....	(215)
第二节 液力耦合器.....	(219)
一、液力耦合器的工作原理.....	(219)
二、液力耦合器的转矩方程式.....	(222)
三、液力耦合器的功用.....	(223)
四、液力耦合器的选择.....	(227)
第三节 液力变矩器.....	(228)
一、液力变矩器的工作原理.....	(228)
二、变矩器的基本特性.....	(230)
三、液力变矩器的各种特性曲线及其评价参数.....	(233)
第四节 液力变矩器的分类和构造.....	(235)
一、液力变矩器的类型和构造.....	(235)
二、液力机械变矩器的类型介绍.....	(240)
第五节 液力变矩器的选择及其与发动机的匹配.....	(243)
一、发动机与变矩器的联合输入特性.....	(243)
二、发动机与变矩器的联合输出特性.....	(244)
三、液力变矩器的选择.....	(245)
附录 例题与计算程序.....	(249)
参考文献.....	(260)

第一章 绪 论

液压传动是流体传动中液体传动的一种传动方式。所谓液体传动，是以液体为工作介质进行能量转换、传递和控制的传动形式。在液体传动中，根据其能量转换形式的不同，可分为液压传动和液力传动。

液压传动是基于工程流体力学中的“帕斯卡”原理，主要依靠液体通过密闭容积变化的压力能来传递能量或动力的。因而，液压传动又称为容积式液体传动或静力式液体传动。

液力传动则是基于工程流体力学中的“动量矩”原理，主要依靠液体的动能来传递动力的。故而，液力传动又称为动力式液体传动。

第一节 液压传动系统的工作原理和组成

工程中的液压传动系统千差万别，有的非常复杂，有的又十分简单。不过，就其工作原理来说却都是一样的。

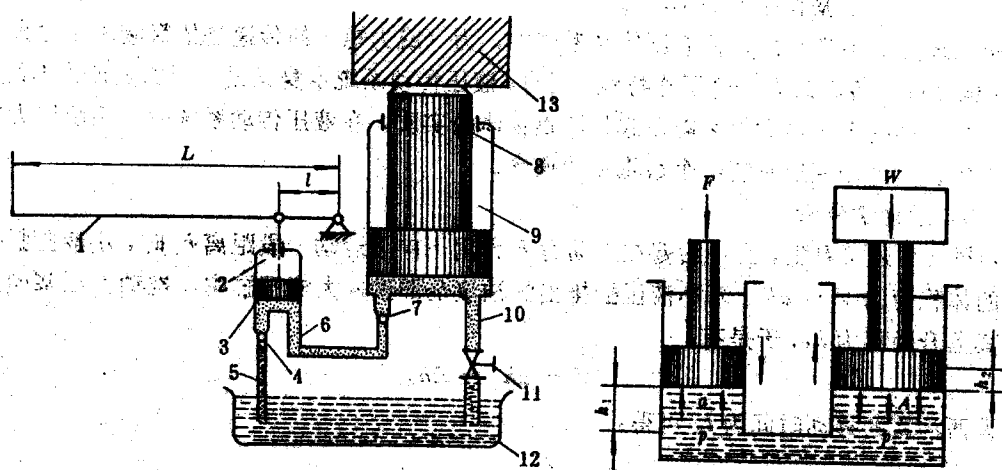


图 1-1 液压千斤顶原理图

一、液压传动系统的工作原理

以图 1-1 (a) 所示的液压千斤顶为例来说明液压传动系统的工作原理。由图 1-1 可见，当用手向上扳动手柄 1 时，小活塞 3 向上移动，其下端密闭容积增大，形成真空。在大气压力作用下，油箱 12 中的油液通过管道 5、单向阀 4 进入小液压缸 2 的下腔。当将手柄用力向下压时，小活塞下移，其下端密闭容积减小，油液受压而关闭单向阀 4，同时经管道 6、单向阀 7 进入大液压缸 9 的下腔，推动大活塞 8 上移，顶起重物 13。若反复不断地上下扳动手柄，油

液则不断地流入大液压缸，使重物逐渐上升。由此可见，液压传动是通过密闭容器的容积变化，依靠流动液体的压力能来进行能量的转换、传递和控制的。

为了便于问题的分析，将液压千斤顶简化成连通器，如图 1-1 (b) 所示。并假设：

①忽略活塞质量力和活塞与液压缸间的摩擦力，不考虑液体流动时的阻力损失；

②认为液压缸密封良好，没有泄漏；

③液体是不可压缩的。

(一) 动力学分析

由图 1-1 可见，在大活塞上有外负载力 W ，如果在小活塞上作用一个主动力 F 而使连通器处于平衡时，则有：

$$p = \frac{W}{A}$$

根据“帕斯卡”定理，可得：

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

或

$$W = \frac{A}{a} F$$

式中 p —— 连通器内的液体压力 (Pa)；

A —— 大活塞作用面积 (m^2)；

a —— 小活塞作用面积 (m^2)。

由上述分析不难看出，在液压传动系统中，力（或力矩）的传递是依靠液体压力来实现的，这就是液压传动的第一个工作特性。同时，液压传动系统本身又是一个力的放大系统，这就是一个小小的千斤顶为什么能顶起几吨重物体的实质。在液压传动系统中，系统压力决定于外界负载，这是液压系统一个最重要的概念。

(二) 运动学分析

由图 1-1 还可看出，当小活塞在主动力 F 作用下向下运动一段距离 h_1 时，小液压缸排出油液的体积应为 $V = ah_1$ 。若小液压缸排出的油液全部进入大液压缸中，推动大活塞向上运动，其上升距离为 h_2 ，于是有：

$$V = ah_1 = Ah_2 \quad (1-2)$$

设两活塞的移动时间为 t ，可得：

$$Q = \frac{V}{t} = av_1 = Av_2$$

或

$$v_2 = \frac{a}{A} v_1$$

式中 Q —— 流量 (m^3/s)，流量 Q 是指单位时间内流过某截面的液体体积量；

v_1 —— 小活塞的下降速度 (m/s)；

v_2 —— 大活塞的上升速度 (m/s)。

由此可以看到，在液压传动系统中，速度（或转速）的传递是按液体的“容积变化相等”原则来进行的，这就是液压传动的第二个工作特性。同时还可看出，液压传动系统的输

出速度决定于进入液压缸的流量，这是液压传动的另一个重要概念。并且，只要连续调节进入液压缸的流量就可以连续改变液压系统的输出速度，这就是液压传动系统可以实现无级调速的实质。

(三) 液压功率

根据前面的动力学分析和运动学分析，液压千斤顶大活塞的输出功率 P_2 为：

$$P_2 = W \cdot v_2 = p \cdot A \cdot \frac{Q}{A} = pQ \quad (1-3)$$

在液压传动系统中，系统压力 $p(\text{N/m}^2)$ 和流量 $Q(\text{m}^3/\text{s})$ 的乘积就表示功率 $P(\text{N} \cdot \text{m/s}$ 或 $\text{W})$ ，该功率被称为液压功率，它表示液压系统做功的能力。

二、液压传动系统的组成

工程中，实际的液压系统是千变万化的，然而，任何一个液压系统都离不开几个基本的组成部分。下面以简化的车床液压刀架系统为例，说明液压系统的组成。

在车削工件过程中，要求刀架慢速进给，实现刀具对工件的切削加工，并保证被加工零件的质量要求；切削完成后，要求刀具反向快速退回，以保证车床具有较高的生产效率。车床刀架的这种工作循环可由图 1-2 所示的刀架液压系统来实现。

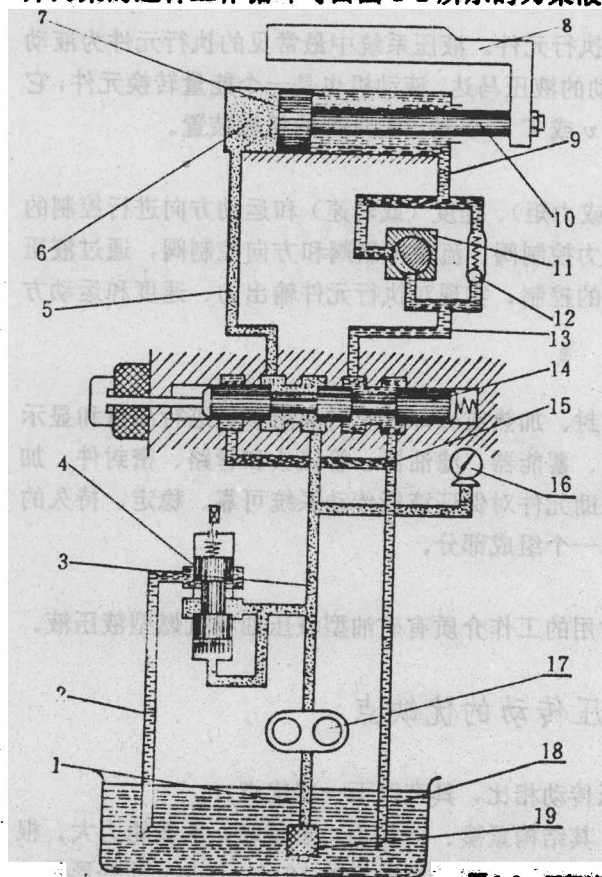
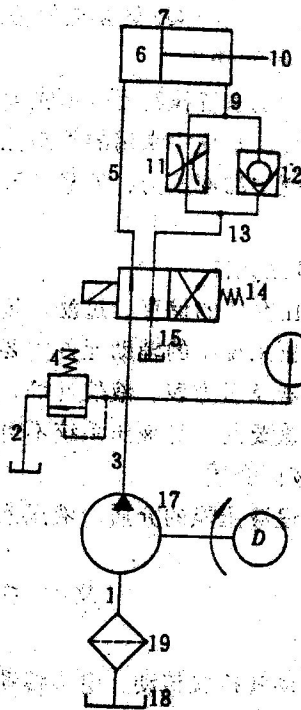


图 1-2 刀架液压系统

切削进给时，电磁铁带电，液压泵 17 经滤油器 19、管路 1 从油箱 18 吸油，排出的压力油经管路 3、电磁换向阀 14、管路 5 进入液压缸 7 大腔，液压缸小腔的油液经管道 9、节流阀



11、管路13、电磁换向阀14、管道15流回油箱，液压缸活塞杆10带动刀架8慢速向右运动，实现刀具对工件的慢速走刀切削。改变节流阀的通流面积，可以改变活塞的运动速度，即改变了刀具的走刀速度。切削完了以后，使电磁铁断电，电磁换向阀阀芯在弹簧作用下变换工作位置。此时，液压泵排出的压力油经管路3、电磁换向阀14、管路13、单向阀12、管路9进入液压缸小腔，液压缸大腔的油液经管路5、电磁换向阀14、管路15流回油箱，液压缸活塞杆带动刀架快速退回，空成一个工作循环。

当刀具切削工件时，存在着切削力、摩擦力等负载阻力，只有当活塞推力大于负载阻力时，才能完成切削工作。图1-2中溢流阀4用于调定系统压力，使活塞产生足以克服负载阻力的推力，实现刀具对工件的切削加工。

通过对车床液压刀架系统的工作分析，不难看出，一个液压系统通常由以下五个部分组成。

(一) 动力元件

向液压系统提供压力能源的元件称为动力元件。液压系统中最常见的动力元件为液压泵，液压泵是一个能量转换元件，它将原动机输入给系统的机械能($T \cdot \omega$)转换成液压能($p \cdot Q$)输出给液压系统。

(二) 执行元件

拖动机械设备完成所需运动的元件称为执行元件。液压系统中最常见的执行元件为液动机，它包括做直线运动的液压缸和做旋转运动的液压马达。液动机也是一个能量转换元件，它将输入的液压能($p \cdot Q$)转换成机械能($F \cdot v$ 或 $T \cdot \omega$)输出给外部的机械装置。

(三) 控制元件

对液压传动系统执行元件所需要的力(或力矩)、速度(或转速)和运动方向进行控制的元件。液压传动系统中常用的控制元件为压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀，通过液压阀对液压系统中油液压力、流量和流动方向的控制，实现对执行元件输出力、速度和运动方向的调节。

(四) 辅助元件

用于液压介质的储存、过滤、传输、密封、加热或冷却以及对液压参数进行测量和显示的元件。液压系统中的辅助元件主要有油箱、蓄能器、滤油器、管接头和管路、密封件、加热器、冷却器及压力表、液位计等，这些辅助元件对保证液压传动系统可靠、稳定、持久的工作是十分重要的，是液压系统不可缺少的一个组成部分。

(五) 液压介质

用于传递液压能的介质。液压系统中常用的工作介质有矿油型液压油和抗燃型液压油。

第二节 液压传动的优缺点

液压传动和机械传动、电力传动、气压传动相比，具有以下一些优点：

① 液压传动在输出同等功率的情况下，其结构紧凑、体积小，重量轻，承载能力大。据统计，轴向柱塞泵每千瓦功率的重量仅有2.5N，为同功率电机的10%~20%，其外形尺寸也仅为同功率电机的13%~21%，这对飞机、火箭等飞行器及挖掘机、汽车起重机等行走机械是非常有利的。由于体积小，重量轻，因而惯性小，反应速度快，动作灵敏。例如，一个

中等功率的液压马达，其惯性力矩仅为启动力矩的 5%，而同功率电机的惯性力矩则高达启动力矩的 50%。所以，加速液压马达的时间不超过 0.1s。这样，液压传动可在高速状态下实现启动、制动或换向，如直线往复运动的液压缸每分钟可达 400~1000 次，旋转运动的液压马达每分钟可达 500 次。因而，高速而换向频繁的平面磨床、龙门刨床等均采用液压传动。

② 液压传动可以在很宽的调速范围内方便地实现无级调速，而且调速性能好。如用额定流量为 100l/min 的节流阀进行速度调节时，若其最小稳定流量为 50ml/min，则其调速比可达 2000。机械传动通常多用于有级调速，虽然钢球变速器也能实现无级调速，但其调速范围较窄，而且传动功率也较小。电气传动虽也能无级调速，但调速范围小，而且角速度过低时则不稳定。液压传动很容易获得较低的稳定速度，如柱塞式液压马达的最低角速度可稳定到 0.1rad/s。

③ 液压传动装置的调节、控制比较简单，操纵方便且省力，容易实现自动化，尤其是和电气控制配合使用时，能获得各种复杂的顺序动作和远程控制。

④ 在液压传动系统中，用压力控制阀或设计专门的过压保护回路能方便地限制系统压力的大小，因而，液压传动装置能自动防止系统过载，避免发生事故。

⑤ 液压介质具有良好的润滑性能和防锈性能，因而液压元件在工作过程中其相对运动表面间能自行润滑，具有较长的使用寿命。

⑥ 液压传动由于其元件便于实现标准化、系列化和通用化，因而可组织专业化液压件厂进行大批量生产，即可提高劳动生产率，提高产品质量，又可降低生产成本。同时，简化了液压系统的设计工作，缩短了生产周期，易于推广使用。

⑦ 液压传动能有效地简化机械结构，减少零部件数目，提高产品质量，降低产品成本。如将机械传动的六角车床 CB3263 改成液压传动的六角车床 CB3463 后，其零件数目由原来的 624 种 1035 件减少到 327 种 434 件，并且调节性能和自动化程度均有所提高。

目前，液压传动还存在着一些缺点和不足，主要有：

① 液压传动采用液体做为传递能量的工作介质，在液压元件相对运动表面间不可避免地存在着泄漏，使液压系统的容积效率有所降低。同时，由于油液仅具有一定的可压缩性，尤其是当液体中混入空气后，其可压缩性明显增加，液压管道又会在压力作用下产生弹性变形，所以液压传动不能用于传动比要求严格的定比传动场合，如齿轮加工机床和螺纹加工机床的进给系统不能用液压传动。

② 由于液压介质粘度对温度非常敏感，随着液压传动装置工作温度的变化，容易引起泄漏量和节流流量的变化，造成工作机构运动速度的不稳定，因而在温度变化很大的工作条件下，不宜采用液压传动。

③ 液压传动装置在能量转换和传递过程中存在着机械损失、流量损失和压力损失，因而总效率较低，不适合远距离输送。

④ 在液压传动系统中，大约有 60% 以上的故障和失效是因为液压介质被污染而造成的。因此，液压传动装置要有良好的过滤设施。而且，液压传动装置出现故障不易查找，也不易排除，所以开发液压系统故障诊断技术是十分必要的。

第二章 液压介质和流体力学基础

工程流体力学是研究流体平衡和运动规律的一门基础科学。液压传动系统用液体作为工作介质来传递能量，因而液压介质的平衡和运动应符合工程流体力学中给出的帕斯卡定理、连续性方程、伯努利方程等诸定律。

第一节 液压介质

在液压传动系统中，液压介质担负着转换、传递、控制能量的重要作用。同时，液压介质对系统中液压元件的相对运动表面具有润滑作用，以减少摩擦磨损，延长元件的使用寿命。此外，液压介质具有防锈、冷却、清洗和密封等功用。在能量传递过程中，液压介质的运动规律和介质本身的物理特性有关，因此，我们首先介绍液压介质的主要物理性质。

一、液压介质的物理特性

(一) 密度和重度

1. 密度

对于均质液体，单位体积内液体的质量称为该液体的密度，以 ρ 表示：

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (2-1)$$

式中 M —— 液体质量 (kg)；

V —— 液体体积 (m^3)。

液体密度的法定计量单位为 kg/m^3 。液体密度随温度变化而变化，但因其变化极其微小，因而在液压传动系统中，通常把液体密度看成常数。各种常用液压介质的密度见表 2-1。

表 2-1

介质密度

kg/m^3

介质种类	矿物油 液压油	水包油 乳化液	油包水 乳化液	水-乙二醇 液压液	磷酸酯 液压液
	850~960	990~1000	910~960	1030~1080	1120~1200

2. 重度

对于均质液体，单位体积内液体的重量称为该液体的重度，以 γ 表示：

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (2-2)$$

式中 W —— 液体重量 (N)。

液体重度的单位为 N/m^3 。

由于 $W = gM$ ，所以液体重度和密度间具有如下关系：

$$\gamma = g\rho$$

(二) 粘性

液体在外力作用下在圆形管道内流动时,由于液体和管壁间的附着力、液体分子间的内聚力的作用,会产生阻碍液体分子相对运动的内摩擦力,其速度分布如图 2-1 所示。因此,液体在其质点间作相对运动时产生阻力的性质称为液体的粘性。液体只有在流动时才会显现粘性,静止液体是不显示粘性的。液体粘性只能延缓、阻碍液体内部的相对运动,但却不能消除这种运动。流动液体粘性的大小,可用粘度来表示。

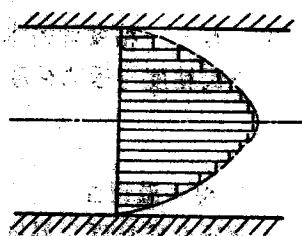


图 2-1 圆管中速度分布

1. 粘度单位

粘度是衡量流动液体粘性大小的物理量。我国常用的粘度单位有动力粘度、运动粘度和恩氏粘度。

(1) 动力粘度

根据牛顿对流动液体内摩擦力的试验研究证明,两层液体间的内摩擦力 F 大小与液体层间的接触面积 A 成正比,与速度梯度 du/dy 成正比,且与液体性质有关。可表示为

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

式中 μ ——粘性液体的动力粘度(或称粘性动力系数)($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

A ——液体层间的接触面积(m^2);

du/dy ——速度梯度($1/\text{s}$)。

将上式变换成:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2-3)$$

式中 τ ——切应力。即液体层间单位面积上的内摩擦力(Pa)。

式(2-3)称为牛顿粘性定律,它对牛顿液体和非牛顿液体都是适用的。所谓牛顿液体是指速度梯度变化时, μ 值不变的液体;凡速度梯度变化时, μ 值发生变化的液体称为非牛顿液体。由式(2-3)可以看出,流动液体的动力粘度 μ 具有明确的物理意义,它表示液体在单位速度梯度下流动时,单位面积上产生的内摩擦力。

(2) 运动粘度

液体动力粘度与其同温度下密度的比值,称为液体的运动粘度,以 ν 表示:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-4)$$

运动粘度 ν 的法定计量单位为 m^2/s 。它没有什么物理意义,只因在液压系统的理论分析和计算中经常遇到动力粘度 μ 和密度 ρ 的比值,所以才定义了运动粘度。之所以称为运动粘度,是因为在其量纲(L^2/T)中,只含有长度 L 和时间 T 两个基本量。

通常,我国矿油型液压油均以其在 40°C 时以 mm^2/s 为单位的运动粘度的平均值来定义其牌号的。如 L-HM46,表示为 N46 号抗磨液压油。在 40°C 时,其运动粘度的平均值为 $46\text{mm}^2/\text{s}$ (粘度范围为 $41.4 \sim 50.6\text{mm}^2/\text{s}$)。

(3) 恩氏粘度

恩氏粘度是指被测液体在某一测定温度下,依靠自重从恩氏粘度计的 $\phi 2.8\text{mm}$ 测定管中流出 200cm^3 所需时间 t_1 与 20°C 时同体积蒸馏水流出时间 t_2 的比值。用符号 $^\circ\text{E}$ 表示: