

职工高等工业专科学校机制专业

试用教材

中国机械工程学会职工高等教育专业学会

机械制造委员会 编

液压传动

第二版

北京科学技术出版社

内 容 简 介

本书是中国机械工程学会职工高等教育学会组织编写的机制专业《液压传动》教材的修订版,修订时做了适当的增删和变动。使这套教材包括:例题习题集、实验指导书及课程设计(大型作业)指导书的合订本,更具有职工高教特点,适应性更强。全书分十二章:绪论、液压流体力学、液压泵与液压马达、液压缸、液压阀、液压辅件、基本回路、典型液压传动系统、液压系统设计与计算、液压伺服系统简介、液压设备的安装使用与维修、微型计算机在液压传动中的应用简介。附录包括液压系统图形符号、中低压液压元件型号说明和单位换算表。

本书可作为职工(业余)大学教材。也可供其他成人高校,工程技术人员、高级技工培训班作为教材,或中专机制专业师生参考。

职工高等工业专科学校试用教材

液 压 传 动

中国机械工程学会职工高等教育专业学会

机械制造委员会 编

北京科学技术出版社出版

(北京西直门外南路19号)

印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16 开本14.875印张368千字

1988年11月第一版 1988年11月第一次印刷

印数1—10000册

ISBN 7-5304-0410-5/T77. 定价: 4.60元

前 言

为适应我国职工(业余)大学及其他成人高等学校机制专业的教学需要,我会根据原教育部成人高教局一九八二年召开的广州会议,拟定的职工高等工业专科学校《金属切削原理与刀具》、《液压传动》、《机械制造工艺学》、《机床夹具设计》、《金属切削机床概论与设计》等五门专业课教学大纲,经机械工业部同意推荐,供各职工大学教学试用。我会根据上述教学大纲,组织有关职工大学有丰富教学经验和实践经验的教师,在总结职工高校多年教学实践的的基础上本着教育要“面向现代化、面向世界、面向未来”的精神,按照少而精和理论联系实际的原则,经过多次讨论和审定,编写出这套较适合职工高校教学特点的五门专业课教材。

本套教材,贯彻“重视基础课,加强技术基础课的主干课,学好专业课”的精神,力求体现职工高校的特点,着眼于学生在应用技术方面能力的培养,注意引用新技术成就,通俗易懂,便于自学。

本套教材除供职工(业余)大学及其他成人高等工业专科学校机制专业使用外,也可供普通高校、中专机制专业师生以及有关工程技术人员参考。

本套教材的出版得到机械工业部教育局的大力支持。

本书共分十一章。绪论、液压流体力学、液压泵与液压马达、液压缸、液压阀、液压辅件、基本回线、典型液压传动系统、液压系统设计与计算、液压伺服系统和静压轴承简介、液压设备的安装与维修,并有附录。

本会将陆续编写《液压传动课程设计指导书》、《液压实验指导书》、《液压传动例题与习题集》等实践性教学参考书。

本书由哈尔滨市工人业余大学韩尚勇同志主编,广州业余大学麦元相同志任副主编。参加编写的同志有韩尚勇、麦元相、徐焕铭(常州市机械冶金工业公司职工大学)、王玉华(广州业余大学)、任建勋(哈尔滨兵器工业职工大学)、周国柱(苏州市轻工局职工大学)、钱韵秋(上海市机电一局职工大学)、董明鹏(第一汽车制造厂职工大学)、柴绶璠(扬州市职工大学)。全书由东安工学院张仲毅副教授主审,上海第二工业大学关肇勋副教授主持编写了教学大纲

本书在定稿和编辑过程中,周国柱、任建勋、刘峰等同志协助做了许多校改工作,同时又得到有关院校、科研单位和工厂的大力支持,谨此一并表示衷心的感谢。

由于编者水平所限,书中难免存在缺点和错误,敬请读者批评指正。

编 者

一九八五年十月

修 订 版 前 言

中国机械工程学会职工高等教育专业学会（原职工大学机制专业教学研究会）组织编写的《液压传动》、《金属切削原理与刀具》、《机械制造工艺学》、《机床夹具设计》、《金属切削机床概论与设计》等五门专业课教材，自1986年由北京科学技术出版社出版以来，经广大职工高校试用两年，普遍反映较好。蒙各校各界同行热忱关心与支持，并提出了一些建设性意见，要求修订再版。现经中国机械工程学会职工高等教育专业学会研究决定：由我学会机械制造委员会和编辑出版委员会在广泛征求意见的基础上，组织该套教材的修订再版及其辅助教材的配套出版工作。

《液压传动》修订版教材，不仅保留和发扬了原版的特色，并在坚持精炼、实用的前提下，做了较大幅度的增删和变动。我们期望能更多地反映时代气息，强调了内容新、广与形式的统一，使理论与实践紧密结合，对教学更为有利。

在修订本教材的同时，编写完成了《液压传动辅助教材》，内容包括：例题习题集、实验指导书及课程设计（大型作业）指导书，合订一册出版，与教材配套使用。

参加修订再版的同志有：哈尔滨市工人业余大学韩尚勇（第一、八、九、十一章）；苏州轻工局职工大学周国柱（第三、五章）；常州市机械冶金工业公司职工大学徐焕铭（第二、六章）；哈尔滨兵器工业职工大学任建勋（第四、十章）；长春第一汽车制造厂职工大学董明鹏（第七章）；哈尔滨工业大学王寿椿、顾云飞两位高级工程师为修订版增写了第十二章。本书主编韩尚勇；副主编周国柱；主审：哈尔滨东安工学院张仲毅副教授。上海第二工业大学关肇勋副教授对修订本书给予了原则性的指导。

在本套教材的初版、再版工作中，刘兴家同志做了大量的工作和不懈的努力；在图稿的质量方面，韩志宇、刘峰等同志做了许多有益的工作，在此一并致谢。

本教材可作为职工（业余）大学及其他成人高校专业教材；也可供有关高级技工培训班作为试用教材或参考书。

由于编者水平所限，不足之处恳请批评指正。

编 者

一九八八年六月

目 录

第一章 绪论

§ 1—1 概述

- 一、液压传动的研究对象…………… (1)
- 二、液压传动的工作原理及
液压系统的组成…………… (1)
- 三、液压系统图及图形符号
(GB786—76)…………… (3)
- 四、液压传动的优缺点…………… (3)

§ 1—2 液压传动的发展概况及发展动向

- 一、液压传动的发展概况…………… (4)
- 二、液压传动的发展动向…………… (4)

第二章 液压流体力学基础

§ 2—1 液压油

- 一、液压油的物理性质…………… (6)
- 二、对液压油的要求和选用…………… (10)

§ 2—2 静止液体力学

- 一、液体的压力…………… (11)
- 二、静止液体内压力的传递…………… (13)
- 三、液体静压力作用在固体
壁面上的力…………… (13)

§ 2—3 流动液体力学

- 一、基本概念…………… (14)
- 二、连续性方程…………… (16)
- 三、伯努利方程…………… (16)
- 四、动量方程…………… (19)

§ 2—4 液体流动中的压力损失

- 一、液体的流动状态…………… (21)
- 二、直管中的压力损失…………… (23)
- 三、局部压力损失…………… (26)
- 四、管路系统中的总压力损失…………… (29)
- 五、推荐流速…………… (30)

§ 2—5 液体流经小孔和缝隙的流量计算

- 一、液体流经小孔的流量计算…………… (30)
- 二、液体流经缝隙的流量计算…………… (32)

§ 2—6 液压冲击和空穴现象

- 一、液压冲击…………… (35)
- 二、空穴现象…………… (36)

第三章 液压泵和液压马达

§ 3—1 概述

- 一、液压泵和液压马达的工作原理…………… (37)
- 二、液压泵和液压马达的主要性能
参数…………… (37)
- 三、对液压泵和液压马达的要求…………… (40)

§ 3—2 齿轮式液压泵和液压马达

- 一、齿轮式液压泵的工作原理…………… (41)
- 二、CB型齿轮式液压泵…………… (41)
- 三、齿轮泵的流量计算…………… (43)
- 四、齿轮式液压马达…………… (44)

§ 3—3 叶片式液压泵和液压马达

- 一、叶片式液压泵的工作原理…………… (45)
- 二、YB1型叶片式液压泵…………… (46)
- 三、变量叶片式液压泵…………… (48)
- 四、叶片式液压泵的流量计算…………… (51)
- 五、双联和双级叶片式液压泵…………… (52)
- 六、叶片式液压马达…………… (53)

§ 3—4 柱塞式液压泵和液压马达

- 一、轴向柱塞泵…………… (54)
- 二、轴向柱塞液压马达…………… (58)
- 三、径向柱塞泵…………… (59)
- 四、径向柱塞液压马达…………… (60)

§ 3—5 液压泵和液压马达的选择

- 一、液压泵的选择…………… (62)
- 二、液压马达的选择…………… (63)

第四章 液压缸

§ 4—1 液压缸的类型和特点

- 一、分类…………… (65)
- 二、类型和特点…………… (66)

§ 4—2 液压缸的结构

- 一、缸筒组件…………… (71)
- 二、活塞组件…………… (73)

§ 4—3 液压缸的设计计算

- 一、液压缸结构设计中应注意的
几个问题及设计步骤…………… (74)
- 二、主要参数的确定…………… (75)
- 三、结构强度计算和稳定性验算…………… (77)
- 四、缓冲装置和排气装置的设计…………… (79)

第五章 液压阀

§ 5—1 概述

- 一、液压阀的分类…………… (82)
- 二、对液压阀的基本要求…………… (82)

§ 5—2 方向阀

- 一、单向阀…………… (82)
- 二、换向阀…………… (83)

§ 5—3 压力阀

- 一、溢流阀…………… (92)
- 二、减压阀…………… (96)
- 三、顺序阀…………… (97)
- 四、压力继电器…………… (99)

§ 5—4 流量阀

- 一、节流口的流量特性…………… (100)
- 二、节流阀和调速阀…………… (102)

§ 5—5 其它液压阀

- 一、比例阀…………… (107)
- 二、逻辑阀…………… (110)

第六章 液压辅助元件

§ 6—1 蓄能器

- 一、功用…………… (112)
- 二、类型…………… (113)
- 三、气体式蓄能器的容量计算…………… (115)

§ 6—2 密封装置

- 一、间隙密封…………… (116)
- 二、接触密封…………… (116)

§ 6—3 滤油器

- 一、对滤油器的要求…………… (119)
- 二、滤油器类型…………… (119)
- 三、滤油器的选用与安装…………… (120)

§ 6—4 油管 and 管接头

- 一、油管…………… (122)
- 二、管接头…………… (123)

§ 6—5 油箱及冷却和加热装置

- 一、油箱…………… (125)
- 二、油的冷却和加热装置…………… (126)

第七章 液压基本回路

§ 7—1 速度控制回路

- 一、调速回路…………… (128)
- 二、快速运动回路…………… (137)
- 三、速度换接回路…………… (139)

§ 7—2 压力控制回路

- 一、调压回路…………… (141)
- 二、减压回路…………… (141)
- 三、卸荷回路…………… (142)
- 四、增压回路和增力回路…………… (143)
- 五、平衡回路…………… (144)

§ 7—3 多缸工作控制回路

- 一、顺序动作回路…………… (144)
- 二、同步回路…………… (147)
- 三、多缸快慢速互不干扰回路…………… (148)

§ 7—4 液压马达制动回路

第八章 液压传动系统实例

§ 8—1 YT4543 型液压他驱式动力

滑台的液压系统

- 一、工艺分析…………… (151)
- 二、运动分析…………… (151)
- 三、结构分析…………… (153)

§ 8—2 M1432 A型万能外圆磨床液

压系统

- 一、工艺分析…………… (153)
- 二、运动分析…………… (154)
- 三、结构分析…………… (155)

§ 8—3 YA79-250 型液压机的液压

系统

- 一、工艺分析…………… (157)
- 二、运动分析…………… (158)
- 三、结构分析…………… (159)

§ 8—4 塑料注射成型机的液压系统

- 一、概述…………… (161)
- 二、工艺分析…………… (162)
- 三、运动分析…………… (163)
- 四、结构分析…………… (166)

§ 8—5 起重机液压系统

- 一、工艺分析…………… (168)
- 二、运动分析…………… (168)
- 三、结构分析…………… (170)

第九章 液压系统的设计与计算

§ 9—1 液压系统的设计步骤

§ 9—2 机器对液压系统的要求

§ 9—3 工况分析和绘制工况图

- 一、液压缸的负载分析…………… (171)

二、绘制液压缸的负载图·····	(172)
§ 9—4 液压系统参数的初步确定	
一、初选液压缸的工作压力·····	(173)
二、液压缸主要结构尺寸的决定·····	(173)
三、液压缸所需的最大流量·····	(175)
§ 9—5 绘制工况图	
§ 9—6 确定液压系统方案	
一、选择回路·····	(175)
二、综合考虑其它问题·····	(177)
三、拟定液压系统图(回路合成)·····	(178)
§ 9—7 液压元件的计算与选择	
一、液压泵的选择·····	(178)
二、液压阀的选择·····	(179)
三、蓄能器的选择·····	(179)
四、管道(导管)的选择·····	(180)
五、确定油箱容量·····	(180)
六、滤油器的选择·····	(181)
七、液压油的选择·····	(181)
§ 9—8 液压系统的性能估算	
§ 9—9 绘制正式工作图和编制技术文件	
一、正式工作图·····	(182)
二、液压装置的结构形式·····	(183)
三、液压元件的配置形式·····	(183)
§ 9—10 液压传动系统设计计算实例	
一、设计依据·····	(184)
二、负载分析·····	(184)
三、绘制负载图和速度图·····	(185)
四、确定液压缸参数·····	(185)
五、选择液压回路·····	(185)
六、拟定液压系统·····	(186)
七、确定液压泵规格和电机功率·····	(187)
八、元、辅件的选择·····	(189)
九、确定管道尺寸·····	(189)
十、确定油箱容量·····	(189)
十一、液压系统性能的验算·····	(189)

第十章 液压伺服系统简介

§ 10—1 液压伺服系统概述	
一、液压传动系统与液压伺服系统比较·····	(191)
二、液压伺服系统的特点·····	(192)
三、液压伺服系统的基本类型·····	(193)

§ 10—2 液压伺服阀	
§ 10—3 液压伺服系统的应用	
一、液压助力器·····	(196)
二、液压仿形刀架·····	(197)
三、轴向柱塞泵的伺服变量机构·····	(197)
四、带材跑偏控制系统·····	(198)

第十一章 液压设备的安装使用与维护

§ 11—1 油液的污染及其控制	
一、油液污染的途径及其危害性·····	(199)
二、油液的清洁度·····	(199)
三、油液污染的控制·····	(200)
§ 11—2 液压设备的安装与调试	
一、液压设备的安装·····	(200)
二、液压系统的配管·····	(200)
三、液压设备的调试·····	(201)
§ 11—3 液压设备的维修与保养	
一、建立严格的维护保养制度·····	(201)
二、液压系统的故障及其排除方法·····	(202)

第十二章 微型计算机在液压传动中的应用简介

§ 12—1 概述	
一、用微机进行液压元件和系统的设计、分析与计算·····	(208)
二、用微机对液压传动系统和元件进行试验——计算机辅助测试(CAT)·····	(208)
三、用微机对液压系统进行控制·····	(208)
§ 12—2 用微型计算机进行液压传动系统的设计、分析与计算	
一、计算机绘制液压传动系统原理图·····	(209)
二、液压传动系统设计计算·····	(209)
§ 12—3 用微型计算机对液压系统进行控制	

附录

(附录一) 液压系统图图形符号	(GB786-76)
(附录二) 中、低压液压元件型号说明	
(附录三) SI制单位和单位换算表	

参考文献

第一章 绪 论

§ 1-1 概述

一、液压传动的研究对象

任何一台完整的机器都是由三部分组成,即:原动机→配力机→工作机。其中原动机属于能源装置,是主动的部分;配力机是传递和分配原动机的能量与运动给予工作机的中间部分,配力机包括了传动机构;工作机是机器直接对外作功的部分。所以,液压传动装置在机器中的地位是属于配力机的范畴。

工作机为了完成机器的任务,一般都对力、速度或位置有一定的要求,若用原动机直接驱动则难以实现这些要求。配力机介于它们之间,它可将原动机的功率在损失最小的条件下,转变为在工作机所需范围内变化的力、速度或位置。

传动的类型很多,有机械传动、电气传动、气压传动、液体传动和复合传动等。

那么,什么是液压传动呢?首先要知道什么是液体传动。

用液体作为工作介质进行能量传递,称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同,又可分为“容积式液体传动”和“动力式液体传动”两类。前者是以液体的压力能进行工作;后者除压力能外,还以液体的动能进行工作。因此,一般将前者简称为“液压传动”,后者简称为“液力传动”,以资区别,本书只讨论前者。

用液体(液压油)作为工作介质,并以压力能的形式,进行能量的传递或转换,这种传动方式,便称之为液压传动。

液压传动是一门新兴的学科,近二十年来,这门技术得到了迅速的发展和广泛的应用,并已成为自动控制系统中一个重要组成部分。

液压传动是利用各种液压元件,组成所需要的控制回路来进行能量的转换和自动控制。由于液压元件的种类和型式很多,要研究液压传动及其控制,就需要首先了解组成液压系统的各类液压元件的工作原理、结构特点、工作性能、适用范围及由这些元件所组成的各种基本控制回路的性能和特点,在这基础上才能进行液压传动系统的设计以及自动控制系统的设计。这就是本门课程的研究对象。

二、液压传动的工作原理及液压系统的组成

(一) 液压传动的工作原理

现以液压千斤顶为例说明其工作原理。

如图 1-1 所示,当手动杠杆上提时,活塞 1 跟着朝上运动,油腔 1' 的容积增大形成真空,导致单向阀 9 关闭而 8 开启,于是液体便在大气压力作用下,从油箱 6 经管道 7 进入其中;随后,当活塞 1 在力 F_1 作用下,朝下运动时,油腔 1' 的容积减小,于是被挤出的液体将单向阀 8 关闭而打开 9,经管道 3 进入液压缸的油腔 2' 之中,克服负载 F_2 使活塞 2 抬升。当杠杆不断上、下往复运动,负载就不断被抬高。杠杆不

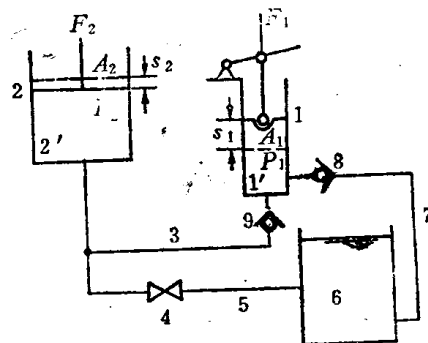


图 1-1

动时，阀 9 关闭，油腔 2' 内液体被封死。打开截止阀 4，油腔 2' 内的液体便经管道 5 流回油箱 6，于是活塞 2 回到原始位置。

由此可知：

第一，力的传递靠液体的压力来实现。

不难看出，力从手动泵的活塞 1 传到液压缸的活塞 2 是通过液体实现的；因此，活塞与液体间有力的作用，单位面积上所受的力就称为工作压力。如果以 p_2 表示油腔 2' 内的工作压力， F_2 表示活塞 2 的负载（其大小与输出力相等）， A_2 表示活塞 2 的面积， p_1 表示油腔 1' 内的工作压力， F_1 表示活塞 1 的输入力， A_1 表示活塞 1 的面积，则活塞 2 和 1 的静力平衡方程式为

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= p_2 \cdot A_2 \\ F_1 &= p_1 \cdot A_1 \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

如果不考虑管道的压力损失，根据巴斯加原理，则油腔 1' 的工作压力 p_1 与油腔 2' 的工作压力 p_2 之间的关系为

$$p = p_1 = p_2 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1-2)$$

于是输出力，即所能克服的负载为

$$F_2 = p_2 A_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 \quad (1-3)$$

由式 (1-2) 和式 (1-3) 可引出以下两点结论：

1. 液压系统的压力 p 决定于负载 F_2 。
2. 若大小活塞的面积比 $A_2/A_1 = n$ ，则输出力 F_2 可较输入力 F_1 放大 n 倍。

第二，运动速度的传递靠液体“容积变化相等”的原则进行。

当不考虑液体的泄漏和压缩时，活塞 1 朝下运动减少的容积应该等于活塞 2 朝上运动所增加的容积，即容积变化相等：

$$A_1 \cdot S_1 = A_2 \cdot S_2 \quad (1-4)$$

式中 S_1 、 S_2 ——活塞 1、2 的行程

将该式两端同除以 t ，整理后得：

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot v_1 = \frac{Q_1}{A_2} \quad (1-5)$$

上式即为运动速度传递的基本方程式。由该式可引伸出以下两点结论：

1. 只要能连续改变液压泵的流量 Q_1 ，就可以获得连续变化的液压缸的速度 v_2 。
2. 若运动速度 v_2 为已知，就可将液压泵所需的流量 Q_1 求出。

综上所述，容积式液压传动的工作原理是首先形成一个密封容积，当这个容积发生变化时，借助于液体所形成的压力能，便可传递能量。压力的形成取决于外负载，流量取决于容积变化的大小，压力与流量无关。

(二) 液压系统的基本组成

由上例可以看出液压系统的基本组成为：

1. 能源元件——液压泵。使动力部分（电机或其它原动机）所输出的机械能转换成液压能，给系统提供压力油液；
2. 执行元件——液压机（液压缸、液压马达）。通过它将液压能转换成机械能，推动

负载做功；

3. 控制元件——液压阀（流量阀、压力阀、方向阀等）。通过它们的控制和调节，使液流的压力、流速和方向得以改变，从而改变执行元件的力（或力矩）、速度和方向；

4. 辅助元件——油箱、管路、蓄能器、冷却器、管接头、压力表开关等。通过这些元件把系统联结起来，实现各种工作循环；

5. 工作介质——液压油。绝大多数是采用矿物油，用它来传递能量或信息。

上述这些液压元件将在以下各章中分别介绍。

三、液压系统图及图形符号（GB786—76）

液压系统由许多元件组成，如果用各种元件的结构图来表示整个液压系统，虽然很直观、明显，但绘制起来非常复杂，而且往往难于将其原理表达清楚，因而实践中常以各种规定的符号表示元件的职能。将各种元件的符号用通路联接起来，组成液压系统图以表示液压传动及控制系统的原理。附录一中列出了我国目前采用的液压系统图图形符号（GB786—76）。

图1-2即是用职能符号表示的液压系统原理图。

现行的液压系统图图形符号，只表示元件的职能和连接通路，不表示元件的具体结构和参数，也不表示从一个工作状态转到另一个工作状态的过渡过程；系统图只表示各元件的连接关系，而不表示系统布管的具体位置或元件在机器中的实际安装位置。系统图中的符号通常以元件的静止位置或零位置表示。例如图1-2中的换向阀有三个位置，在系统图中一般则以其静止位置即不去操作时的中立位置表示。当需要标明元件的名称、型号和参数时，一般在系统图的零件表中说明，必要时可标注在元件符号旁边。对于标准中没有规定的图形符号，可以根据标准的原则和所列的规律进行派生，当无法直接引用或派生时，或者有必要特别说明系统中某一元件的结构及动作原理时，均允许局部采用结构简图表示。

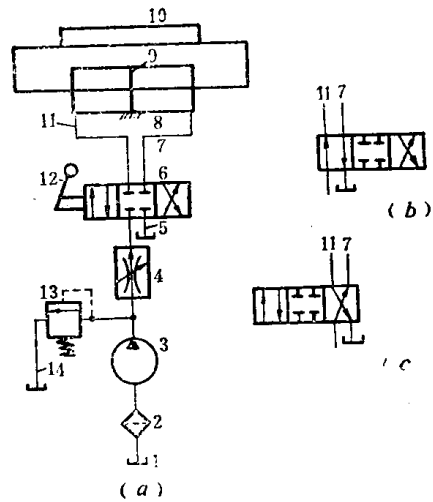


图1-2 用职能符号表示的液压系统原理图
1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；4—调速阀；
5—油箱；6—换向阀；7—进油管；8—液压缸；
9—活塞；10—工作台；11—回油管；12—手柄；
13—溢流阀；14—回油管

四、液压传动的优缺点

液压传动的应用所以能得到迅速发展，是由于它存在不少特点，概括说明如下。

优点

比 功 效	功 率 重 量	力 重 量	转 矩 惯 量	功 率 积 体
液压/电动机	~10	~100	10~20	6~7

1. 比功率密度大（功率与体积之比），调速范围大，速比可达 $i=5000$ 。
2. 体积小，惯性小，磨损小（寿命长，自润滑）。体积是电机的10~13%。
3. 结构简单，制造简单。

4. 修理方便, 排除故障方便 (找出故障原因后), 操纵方便。
5. 重量轻。与同功率电机相比重量仅是电机的1/10。
6. 动作响应快, 速度快。电机起动需1~2秒, 而液压马达起动8次/秒, 液压缸7~17次/秒。

7. 很容易实现无级变速, 这是液压传动独到之处。

8. 易实现集中控制。

9. 易于实现三化 (标准化、系列化、通用化)。目前又在向微型化、自动化方向发展。

缺点

1. 液压系统的内、外泄漏, 很难保证定比传动。

2. 所有的能量损失, 几乎都变成热能, 使系统油温升高, 在低温、高温下工作不稳定。

3. 元件有振动噪声, 当大于90分贝时不能使用, 一般规定应小于80分贝。

4. 污染环境。食品工业、军工产品及易燃、防爆产品要注意。

5. 元件制造精度要求高, 常在 $Ra0.2\sim0.1$ 之间。

6. 效率低。由于泄漏引起的容积效率下降最大 $\eta_v=0.85\sim0.9$ 有时低到 $\eta_v=0.7$ 。

7. 查找故障原因难 (查出原因后修理则很方便)。

§ 1—2 液压传动的发展概况及发展动向

一、液压传动的发展概况

液压传动是根据17世纪帕斯卡指出的液体静压力传递原理 (即帕斯卡原理), 而发展起来的一门新兴技术。1795年英国约瑟夫·布拉曼 (Joseph Braman, 1749~1814), 在伦敦用水作为工作介质, 以水压机的形式将其应用于工业上, 诞生了世界上第一台水压机。1905年将工作介质水改为油, 又进一步得到改善。

第一次世界大战 (1914~1918年) 后液压传动广泛应用, 特别是1920年以后, 进展更为迅速。液压元件大约在19世纪末20世纪初的20年间, 才开始进入正规的工业生产阶段。1925年维克斯 (F. Vickers) 发明了压力平衡式叶片泵, 为近代液压元件工业或液压技术的逐步建立奠定了基础。20世纪初康斯坦丁·尼斯克 (G. Constantinesco) 对能量波动传递所进行的理论及实际的研究; 1910年对液力传动 (液力联轴节、液力变矩器等) 方面的贡献, 使这两方面领域得到了发展。1930年曾出现过“液压万能”的想法, 但很快就偃旗息鼓了。

第二次世界大战 (1941~1945年) 期间, 在美国机床中有30%应用了液压传动。

应该指出, 日本液压技术的发展较欧美等国家晚了近20多年。在1955年前后, 日本迅速发展液压技术, 1956年成立了“液压工业会”。近20~30年间, 日本液压技术发展之快, 居世界领先地位。

我国液压技术在50年代刚刚兴起, 60年代有较大的发展。1976年制订了元件型谱, 设计了部分基型, 近十几年液压技术得到普遍应用。目前应用范围之广, 已涉及到各个领域。

二、液压传动的发展动向

应该特别提及的是, 近年来, 世界科学技术不断迅速发展, 各部门对液压传动提出了更高的要求。液压传动与电子技术配合在一起, 广泛应用于智能机器人、海洋开发、宇宙航行、地震预测及各种电液伺服系统, 使液压技术的应用提高到一个崭新的高度。

目前, 液压技术发展的动向, 概括有以下几点:

1. 节约能源，发展低能耗元件，提高元件效率；
2. 发展新型液压介质和相应元件，如：发展高水基液压介质和元件，新型石油基液压介质；
3. 注意环境保护，降低液压元件噪声；
4. 重视液压油的污染控制；
5. 进一步发展电气—液压控制，提高控制性能和操作性能；
6. 重视发展密封技术，防止漏油；
7. 其它方面如元件微型化、复合化和系统集成化的趋势仍在继续发展，对液压系统与元件的可靠性设计、逻辑设计，与电子技术的高度结合，对故障的早期诊断、预测以及防止失效的早期警报等都越来越受到重视，在此不详细叙述了。

第二章 液压流体力学基础

现代液压系统中传递能量和信息用的工作介质基本上都是液压油。本章叙述液压油的物理和化学特性, 便于正确理解液压传动的基本原理和规律, 学会根据液压系统的要求正确选用液压油; 并掌握流体力学中的一些基本规律, 为分析液压元件、基本回路和液压系统的性能打好基础。

§ 2—1 液 压 油

一、液压油的物理性质

1. 液体的质量、重量、密度和重度

液体的质量是指一定液体所含该物质的数量, 其大小是不变的标量。液体的重量是指一定质量的液体所受到的地球引力, 是一个矢量。由于地球各处引力不同, 所以液体的重量不是常量。根据牛顿第二定律

$$G = mg \quad \text{或} \quad m = G/g \quad (2-1)$$

式中 G ——重量;

m ——质量;

g ——重力加速度。

本书采用国际单位制 (SI), 质量单位为公斤 (kg), 重力加速度单位为米/秒² (m/s²), 重量单位是一导出单位, 即公斤·米/秒², 简称牛顿 (N)。通常取在地球纬度45°海平面上的重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

目前我国生产实践中还应用工程单位制, 读者必须熟悉两种单位制的换算关系, 以免造成计算中的错误。国际单位制和工程单位制及其换算关系见附录三。

液体单位体积的质量称为液体的密度, 用 ρ 表示。对均质液体

$$\rho = m/V \quad (\text{kg/m}^3) \quad (2-2)$$

式中 V ——质量为 m 的液体体积。

液体单位体积的重量称为液体的重度, 用 γ 表示。

$$\gamma = G/V \quad (\text{N/m}^3) \quad (2-3)$$

因为 $G = mg$, 所以液体的重度和密度之间的关系为:

$$\gamma = \rho g \quad (2-4)$$

液体的密度和重度均随压力和温度的不同而有微小的变化, 且近似地呈线性关系。对于液压传动中常用的液压油——矿物油来说, 在使用的温度和压力范围内, 近似地认为油液的密度和重度不变。计算时取15°C时的液压油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 重度 $\gamma = 8.83 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 。

2. 液体的可压缩性和热膨胀性

液体受压后发生体积变小的性质称为可压缩性。可压缩性的大小用压缩率 β 来表示, 其定义为: 液体在单位压力变化下的体积相对变化量, 即

$$\beta = -1/\Delta p \cdot \Delta V/V \quad (2-5)$$

注: 油液的比重是油液在20°C时的重度和一个标准大气压下、温度4°C时蒸馏水的重度之比。比重是没有单位的量。故重度和比重是两个不同的概念, 不能混淆。

式中 ΔV ——液体受压后的体积变化值；

V ——液体的初始体积；

Δp ——液体压力的变化值。

压力增大时，液体体积减小，反之则增大。为使 β 为正值，故在等式右面加一个负号。液体体积压缩率的倒数称为体积弹性模量，简称体积模量，即

$$K = \frac{1}{\beta} = - \frac{V}{\Delta V} \Delta p \quad (2-6)$$

对常用的矿物油系液压油，取 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-5} 1/\text{bar}$ ， $K = (1.4 \sim 2.0) \times 10^4 \text{bar}$ ($1 \text{bar} = 1 \times 10^5 \text{Pa}$)。由 β 值可知，若压力变化不大，油液的体积变化极小。故在研究液压系统的静态特性和低压 ($p < 180 \times 10^5 \text{Pa}$) 的情况下，通常将油液看作是**不可压缩的**。只有在研究液压系统的动态特性和高压情况下，必须考虑油液的可压缩性。必须指出，当液体中混入空气时，可压缩性将显著增加，故应使液压系统中油液内空气的含量减至最小。

当液体的温度变化时，其体积产生相应变化的性质称为热膨胀性。热膨胀性的大小可用热膨胀率 α 来衡量。其定义为：液体在单位温度变化下的体积相对变化量。即

$$\alpha = \frac{1}{\Delta T} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (2-7)$$

式中 ΔT ——液体的温度变化量。

从工程实用观点来看，可以认为 α 是只取决于液体本身的常数，而与压力和温度无关。

3. 液体的粘性

液体在外力作用下流动时，液体分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动，从而在液体中产生内摩擦力。液体的这种性质称为粘性。液体流动时才会出现粘性，静止液体是不呈现粘性的。粘性只能阻碍、延缓液体内部的相对滑动，但不能消除这种滑动。

液体粘性的大小用粘度来衡量。粘度是选择液压油的主要指标，是影响液体流动的重要物理性质。

(1) 粘度的定义

液体流动时，液体与固体壁面间的附着力及液体本身的粘性使液体内部各处的速度大小不等。以图 2-1 所示的被两平行平板所隔开的液体流动情况为例，设上平板以速度 u_0 向右运动，下平板固定不动。紧贴于上平板的极薄一层液体在附着力的作用下，以 u_0 的速度随上平板向右运动，紧贴于下平板的极薄一层液体则粘附于下平板而保持静止，而中间各层液体则从上到下按递减的速度向右运动。这是因为相邻两薄层液体间分子内聚力对上层液体起阻滞作用，而对下层液体则起拖曳作用的缘故。当平板间的距离较小时，各液层的速度按线性规律分布，平板间距离较大时则各液层的速度按曲线规律分布。

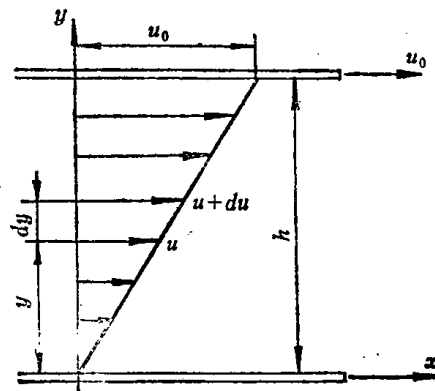


图 2-1

实验测定指出：液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_i 与液层接触面积 A 、液层间相对速度 du 成正比，而与两液层间的距离 dy 成反比，即

$$F_t = \eta A \frac{du}{dy} \quad (2-8)$$

式中 η ——比例常数，称为动力粘度；

$\frac{du}{dy}$ ——速度梯度，即液层相对速度对液层间距离的变化率。

如以 τ 表示作用于液层表面的切应力，即单位面积上的内摩擦力，则有

$$\tau = \frac{F_t}{A} = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-9)$$

上式称为牛顿的液体内摩擦定律，它对于牛顿液体和非牛顿液体都适用。速度梯度变化时 η 值不变的液体称牛顿液体；而 η 值随速度梯度变化的液体称非牛顿液体。除高粘性或含大量特种添加剂的油液外，一般液压油均可看作牛顿液体。

(2) 粘度的不同表示方法和单位

(a) 动力粘度 μ 动力粘度又称绝对粘度，是指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。在国际单位制中，动力粘度的单位为帕·秒 (Pa·s)，即牛顿·秒/米² (N·s/m²)。其所以称为动力粘度是因为在它的量纲中有动力学的要素力的缘故。

(b) 运动粘度 ν 液体的动力粘度 μ 和其密度 ρ 的比值称为运动粘度，用 ν 表示，即

$$\nu = \mu / \rho \quad (2-10)$$

在国际单位制中， ν 的单位为米²/秒 (m²/s)。

ν 没有什么特殊的物理意义，只是因为 μ 与 ρ 的比值在流体力学计算中经常出现，为方便起见，用 ν 来代替 μ/ρ 。它之所以被称为运动粘度是因为在它的量纲中有运动学的要素长度和时间的缘故。

在CGS制中，动力粘度的单位为达因·秒/厘米² (dyn·s/cm²)，或称泊 (P)。运动粘度的单位为厘米²/秒 (cm²/s)，或称沱 (St)，1 %沱称为厘沱 (cSt)。故国际单位制与工程单位制之间的换算关系如下：

$$1 \text{ 泊 (P)} = 0.1 \text{ 帕·秒 (Pa·s)} = 0.01 \text{ 公斤力·秒/米}^2 \text{ (kgf·s/m}^2\text{)}$$

$$1 \text{ 沱 (St)} = 100 \text{ 厘沱 (cSt)} = 10^{-4} \text{ 米}^2 \text{/秒 (m}^2 \text{/s)}$$

机械油的牌号就是用这种油液在50°C时运动粘度 ν 的平均值来表示的。如20*机械油就是指这种油在50°C时运动粘度的平均值为20厘沱 (cSt)。

动力粘度和运动粘度是理论分析和公式推导中经常使用的粘度单位，它们都难以直接测量，因此在工程上采用另一种可用仪器直接测量的粘度单位，即相对粘度。

(c) 相对粘度 相对粘度又称条件粘度，它是使用特定的粘度计在规定的条件下直接测量出液体的粘度。根据测定条件的不同，各国采用的相对粘度的单位也不一样。美国用赛氏粘度SSU；英国用雷氏粘度 R 或 Re ；我国和德国、苏联用恩氏粘度 E 。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定。在某个标准温度 $t^\circ\text{C}$ 下，将200cm³的被测液体装入恩氏粘度计中，测定其在自重作用下经容器底部 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔流尽所需的时间 t_1 ，与20°C时同体积的蒸馏水在同一容器中流尽所需的时间 t_2 之比值，即为该液体在温度 $t^\circ\text{C}$ 下的恩氏粘度。即

$$E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-11)$$

通常采用 t_2 的平均值为51秒。

液压油的测试温度一般采用50℃，其恩氏粘度以 $^{\circ}E_{50}$ 表示。

恩氏粘度与运动粘度之间，可用如下经验公式换算：

$$\nu = 7.31 \cdot E - \frac{6.31}{E} \quad (\text{cSt}) \quad (2-12)$$

亦可利用图2-2的换算标尺对各种粘度进行换算。

有时，单一品种的液压油不能满足使用要求，这就需要用几种能互相溶解的液压油调合，以达到规定的粘度。两种液压油调合后，其调合油的粘度可用下述经验公式计算：

$$^{\circ}E = \frac{a \cdot E_1 + b \cdot E_2 - c (^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (2-13)$$

式中 $^{\circ}E$ ——调合油的恩氏粘度；

$^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ ——用于调合的两种液压油的恩氏粘度，且 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$ ；

a 、 b ——用以调合的两种液压油的百分数， $a + b = 100$ ；

c ——与 a 、 b 有关的实验系数，见表2-1。

表2-1 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

(3) 粘度与温度的关系

液压油的粘度对温度的变化十分敏感，温度升高，粘度下降。油液粘度的变化直接影响液压系统的工作性能。因此希望粘度随温度的变化越小越好。油液粘度与温度之间的关系称为油的粘温特性，不同的液压油有不同的粘温特性，图2-2是国产常用液压油的粘温图。

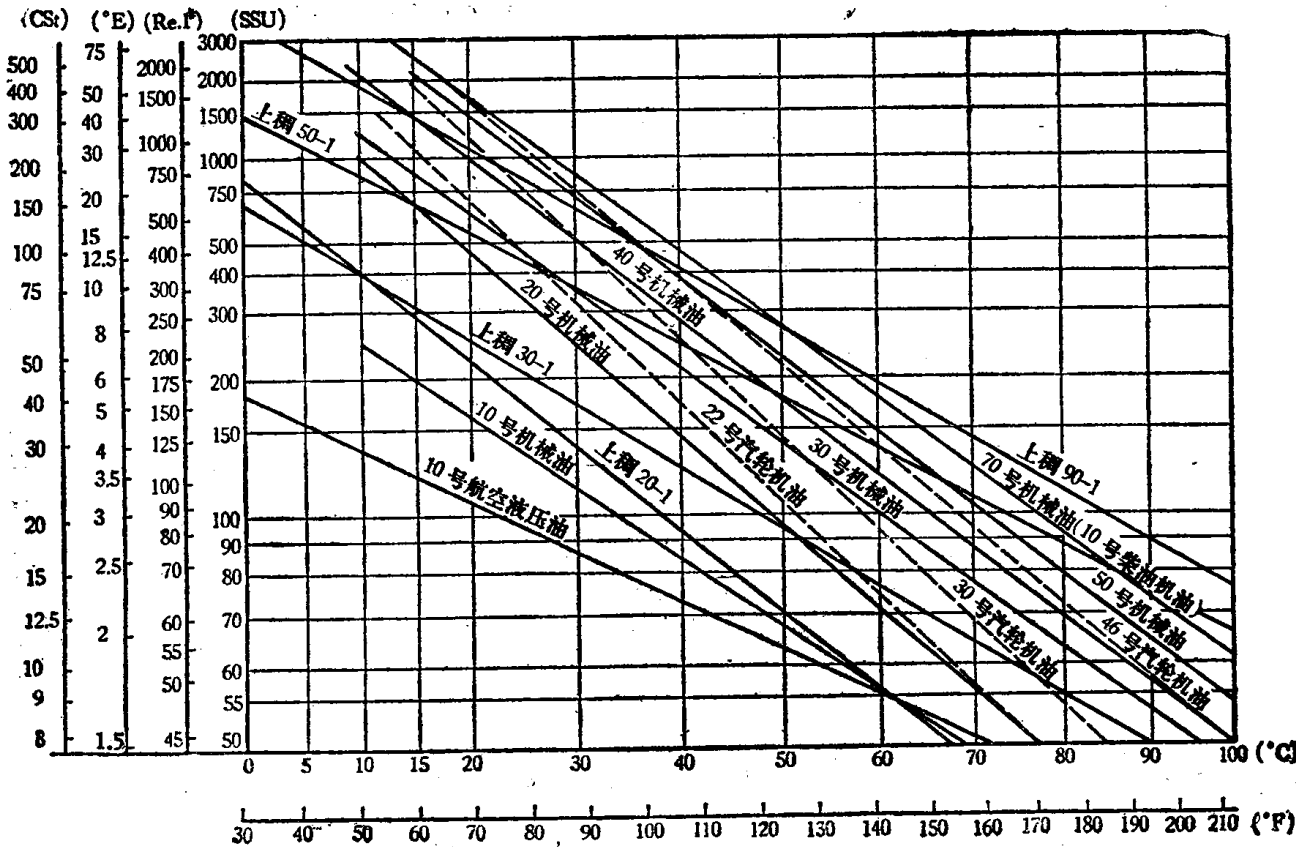


图 2-2

当温度在30~150°C范围内,对运动粘度 $\nu < 76 \text{cSt}$ 的矿物油,其粘度和温度的关系可用下述近似关系式表示:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (2-14)$$

式中 ν_t —— $t^\circ\text{C}$ 时油的运动粘度 (cst);

ν_{50} ——50°C时油的运动粘度 (cst);

n ——指数,见表2-2。

表2-2 指数 n

ν_{50} (cSt)	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

(4) 粘度与压力的关系

压力对油液的粘度也有一定的影响。随着压力的增高,分子间的距离缩小,内聚力增大,因此粘度变大。但实际上,在压力小于50巴 (5MPa) 时,一般均不考虑压力对粘度的影响。只有在压力较高或变化较大时,需要考虑压力对粘度的影响,其间关系按指数规律变化:

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \approx \nu_0 (1 + bp) \quad (2-15)$$

式中 ν_p ——压力为 p 时的油液运动粘度;

ν_0 ——一个大气压下的油液运动粘度;

b ——指数,一般 $b = 0.002 \sim 0.003 \text{巴}^{-1}$ 。

二、对液压油的要求和选用

液压系统中的液压油具有双重作用,一是作为传递能量的介质,二是作为运动零件工作表面的润滑剂。因此,液压油的性能会直接影响液压系统的性能,如工作可靠性、灵敏性、工况稳定性、系统效率和零件寿命等。故选用液压油时应满足下列要求:

1. 粘温性好。在使用温度范围内,粘度随温度的变化愈小愈好。
2. 润滑性能好。在规定的范围内有足够的油膜强度,以免产生干摩擦。
3. 化学稳定性好。在贮存和工作过程中不易氧化变质,以防粘质沉淀物影响系统正常工作;防止油液变酸,腐蚀金属表面。
4. 质地纯净,抗泡沫性好。油液中若含有机机械杂质易堵塞油路,若含有易挥发性物质,会使油液中产生气泡,影响运动平稳性。
5. 闪点要高,凝固点要低。

选择液压油时,首先要考虑的是粘度。因为液压油粘度的高低,即影响系统的泄漏,又影响功率损失。当系统工作压力较高,环境温度较高,或工作部件运动速度较慢时,为了减少泄漏,宜采用粘度较高的液压油;反之,当工作压力较低,环境温度较低,或工作部件运动速度较快时,为了减少功率损失,宜采用粘度较低的液压油。

其次,要特别强调的是对于不同性能参数的液压系统应选用不同性能的液压油。不要把机械油作为“万用油”在任何情况下都使用。我们这里推荐使用我国现有的液压油系列品种(五类二十二个品种),见表2-3,供从事液压系统和设备设计、使用和维护的部门及人员参考选用。

为了提高液压系统的工作性能和液压元件寿命,除了正确选择液压油以外,合理地使用和维护也有极大关系。根据我国液压系统用油情况的现场调查,在使用和维护中对以下三个