

左健民 主编

夜玉与气压传动
高等学校适用教材

液压与气压传动

机械工业出版社

389535

74187
2198

高等学校适用教材

液压与气压传动

左健民 主编



机械工业出版社

本书分液压传动和气压传动两篇，共十五章。第一章为液压传动，主要讲述了液压传动基础知识、液压元件、液压基本回路、典型液压传动系统及其设计方法；第二篇为气压传动，主要讲述了气压传动基础知识、气源装置、气动元件、气动回路以及气动程序控制系统的设计方法。本书在着重基本概念与原理阐述的同时，突出其应用，旨在培养学生的应用和设计能力。

本书可供高等学校机械制造、机械设计、机电一体化、模具设计与制造、纺织机械等机械类的学生使用，也可供有关的工程技术人员参考。

液压与气压传动

左健民 主编

*

责任编辑：林 松 责任校对：张 佳

封面设计：方 芬 版式设计：冉晓华

责任印制：王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码：100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $16^{3/4}$ ·字数412千字

1995年10月第1版第3次印刷

印数22 801—32 800·定价：15.20元

*

ISBN 7-111-03756-1/TH·453 (课)

前言

DY66/11

本书是为高等学校机械制造、机械设计、机电一体化、模具设计与制造、纺织机械等机械类专业编写的《液压与气压传动》教材。全书共两篇、十五章。第一篇为液压传动，主要包括液压传动基础知识、液压元件、液压基本回路、典型液压传动系统及其设计；第二篇为气压传动，主要包括气压传动基础知识、气源装置、气动元件、气动基本回路以及气动程序控制系统的分析和设计等。

本书在编写过程中，力求贯彻少而精、理论联系实际的原则，在较全面地阐述有关液压与气动的基本内容的基础上，力求反映我国液压与气动行业发展的最新情况。为此在本书中介绍了液压油的使用和抗污染知识、新型全端面配油轴向柱塞泵、液压马达的低速稳定性、叠加式和插装式液压阀及其应用、组合式密封装置、节能回路等内容。在具体讲述液压与气动元件时侧重于基本原理而不过多涉及具体结构，在气压传动的讲述中，既考虑到其内容的独立性和完整性，又考虑到它与液压传动方面的共同点，力求使读者学完本书后，能真正掌握液压与气压传动的主要内容和设计方法。本书元件的图形符号、回路和系统原理图采用国家最新图形符号绘制。

本书适用于普通工科院校机械制造类专业，也适用于各类成人高校、自学考试等有关机械类的学生。本书教学时数为75学时左右，两篇既有联系，又相互独立，可根据需要选用。本书也可供工程技术人员参考。

本书由左健民主编，樊瑞、陈国强为副主编。参加编写工作的有：左健民、朱建新、汪虹、陈国强、高佩川、韩淑英、樊瑞等。

本书由燕山大学韩屋谷教授主审，张怀德工程师为副主审。在编写过程中得到了东南大学王积伟教授的众多指点，沙洲工学院茹建洪副教授、纺织工业专科学校杨培元副教授、江苏海门液压件厂张国如高级工程师等对编者给予了很大的帮助，在此一并表示感谢。

由于我们编写水平有限，书中难免有不足之处，敬请广大读者指正。

编者

1992年11月于南京

目 录

前言

绪论	1
----	---

第一篇 液 压 传 动

第一章 液压传动基础知识	7	习 题	117
第一节 液压油	7	第五章 液压辅助元件	120
第二节 液体静力学	15	第一节 管路和管接头	120
第三节 液体动力学	19	第二节 油箱	122
第四节 定常管流的压力损失计算	28	第三节 滤油器	123
第五节 孔口和缝隙流动	33	第四节 密封装置	125
第六节 空穴现象	39	第五节 蓄能器	128
第七节 液压冲击	40	习 题	131
习 题	43	第六章 液压基本回路	132
第二章 液压动力元件	46	第一节 压力控制回路	132
第一节 液压泵的概述	46	第二节 速度控制回路	136
第二节 齿轮泵	48	第三节 多缸工作控制回路	148
第三节 叶片泵	53	第四节 其它回路	151
第四节 柱塞泵	61	习 题	153
第五节 液压泵的噪声	66	第七章 典型液压传动系统	155
第六节 液压泵的选用	67	第一节 组合机床动力滑台液压系统	155
习 题	68	第二节 万能外圆磨床液压系统	158
第三章 液压执行元件	69	第三节 液压压力机液压系统	162
第一节 液压马达	69	第四节 装卸堆码机液压系统	165
第二节 液压缸	73	习 题	167
习 题	83	第八章 液压系统的设计与计算	169
第四章 液压控制元件	84	第一节 明确设计要求, 进行工况分析	169
第一节 概述	84	第二节 拟定液压系统原理图	172
第二节 方向控制阀	84	第三节 液压元件的计算和选择	173
第三节 压力控制阀	94	第四节 液压系统的性能验算	175
第四节 流量控制阀	102	第五节 绘制工作图和编制技术文件	176
第五节 叠加式液压阀	108	第六节 液压系统设计计算举例	177
第六节 电液比例阀及二通插装阀	110	习 题	183
第七节 液压阀的连接	115		

第二篇 气 压 传 动

第九章 气压传动基础知识	185	第二节 气体状态方程	186
第一节 空气的物理性质	185	第三节 气体流动规律	188

第四节 逻辑运算简介	192
习 题	193
第十章 气源装置及气动辅助元件	194
第一节 气源装置	194
第二节 气源净化装置	196
第三节 其它辅助元件	198
第四节 供气系统的管道设计	203
习 题	204
第十一章 气动执行元件	205
第一节 气缸	205
第二节 气动马达	212
习 题	213
第十二章 气动控制元件	214
第一节 方向控制阀	214
第二节 压力控制阀	219
第三节 流量控制阀	221
第四节 气动逻辑元件	222
习 题	226
第十三章 气动基本回路	227
第一节 换向回路	227
第二节 速度控制回路	228

第三节 压力控制回路	230
第四节 气液联动回路	230
第五节 计数回路	232
第六节 延时回路	233
第七节 安全保护和操作回路	233
第八节 顺序动作回路	234
习 题	235
第十四章 气动程序系统及其设计	237
第一节 行程程序控制系统的设计步骤	237
第二节 多缸单往复行程程序回路设计	238
第三节 多缸多往复行程程序回路设计	244
习 题	246
第十五章 气压传动系统实例	247
第一节 气动机械手气压传动系统	247
第二节 气动钻床气压传动系统	249
第三节 气液动力滑台气压传动系统	251
第四节 工件夹紧气压传动系统	251
习 题	252
附录 A 叠加阀系列型谱	253
附录 B 常用液压与气动元件图形符号	259
参考文献	264

绪 论

一、液压与气压传动的研究对象

液压与气压传动是研究以有压流体（压力油或压缩空气）为能源介质，来实现各种机械的传动和自动控制的学科。液压传动与气压传动实现传动和控制的方法是基本相同的，它们都是利用各种元件组成所需要的各种控制回路，再由若干回路有机组合成能完成一定控制功能的传动系统来进行能量的转换与控制。因此，要研究液压与气压传动及其控制技术，就首先要了解传动介质的基本物理性能及其静力学、运动学和动力学特性；要了解组成系统的各类液压与气动元件的结构、工作原理、工作性能以及由这些元件所组成的各种控制回路的性能和特点，并在此基础上进行液压与气压传动控制系统的设计。

液压传动所用的工作介质为液压油或其它合成液体，气压传动所用的工作介质为空气，由于这两种流体的性质不同，所以液压传动和气压传动又各有其特点。液压传动传递动力大，运动平稳，但由于液体粘性大，在流动过程中阻力损失大，因而不宜作远距离传动和控制；而气压传动由于空气的可压缩性大，且工作压力低（通常在1.0MPa以下），所以传递动力不大，运动也不如液压传动平稳，但空气粘性小，传递过程中阻力小、速度快、反应灵敏，因而气压传动能用于较远距离的传动和控制。

二、液压与气压传动的工作原理

液压与气压传动的基本工作原理是相似的，现以图0-1所示的液压千斤顶来简述液压传动的工作原理。由图0-1a可知，大缸体9和大活塞8组成举升液压缸。杠杆手柄1、小缸体2、小活塞3、单向阀4和7组成手动液压泵。如提起手柄使小活塞向上移动，小活塞下端油腔容积增大，形成局部真空，这时单向阀4打开，通过吸油管5从油箱12中吸油；用力压下手柄，小活塞下移，小活塞下腔压力升高，单向阀4关闭，单向阀7打开，下腔的油液经管道6输入举升液压缸9的下腔，迫使大活塞8向上移动，顶起重物。再次提起手柄吸油时，举升缸下腔的压力油将力图倒流回手动泵内，但此时单向阀7自动关闭，使油液不能倒流，从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动手柄，就能不断地把油液压入举升缸下腔，使重物逐渐地升起。如果打开截止阀11，举升缸下腔的油液通过管道10，阀11流回油箱，重物就向下移动。这就是液压千斤顶的工作原理。

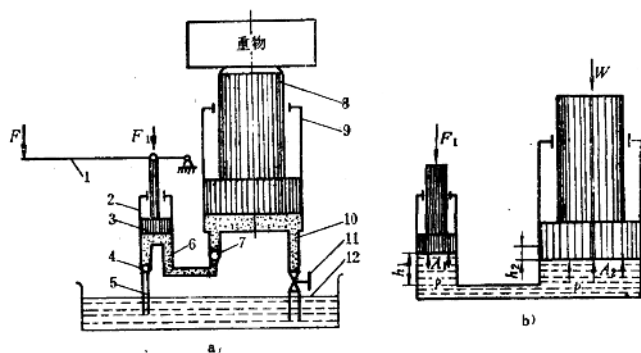


图0-1 液压千斤顶

a) 液压千斤顶原理图 b) 液压千斤顶简化模型

1—杠杆手柄 2—小缸体 3—小活塞 4—单向阀 5—吸油管 6—管道
7—单向阀 8—大活塞 9—大缸体 10—管道 11—截止阀 12—油箱

腔容积增大，形成局部真空，这时单向阀4打开，通过吸油管5从油箱12中吸油；用力压下手柄，小活塞下移，小活塞下腔压力升高，单向阀4关闭，单向阀7打开，下腔的油液经管道6输入举升液压缸9的下腔，迫使大活塞8向上移动，顶起重物。再次提起手柄吸油时，举升缸下腔的压力油将力图倒流回手动泵内，但此时单向阀7自动关闭，使油液不能倒流，从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动手柄，就能不断地把油液压入举升缸下腔，使重物逐渐地升起。如果打开截止阀11，举升缸下腔的油液通过管道10，阀11流回油箱，重物就向下移动。这就是液压千斤顶的工作原理。

图0-1b为液压千斤顶的简化模型, 据此可分析两活塞之间的力比例关系、运动关系和功率关系。

1. 力比例关系

当大活塞上有重物负载 W 时, 大活塞下腔的油液就将产生一定的压力 p , $p = W/A_2$ 。根据帕斯卡原理“在密闭容器内, 施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点”。因而要顶起大活塞及其重物负载 W , 在小活塞下腔就必须产生一个等值的压力 p , 也就是说小活塞上必须施加力 F_1 , $F_1 = pA_1$, 因而有

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{W}{A_2}$$

$$\text{或} \quad \frac{W}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (0-1)$$

式中 A_1 、 A_2 分别为小活塞和大活塞的作用面积; F_1 为杠杆手柄作用在小活塞上的力。

式(0-1)是液压传动和气压传动中力传递的基本公式, 由于 $p = W/A_2$, 因此, 当负载 W 增大时, 流体工作压力 p 也要随之增大, 亦即 F_1 要随之增大; 反之若负载 W 很小, 流体压力就很低, F_1 也就很小。由此建立了一个很重要的基本概念, 即在液压和气压传动中工作压力取决于负载, 而与流入的流体多少无关。

2. 运动关系

如果不考虑液体的可压缩性、漏损和缸体、油管的变形, 则从图0-1b可以看出, 被小活塞压出的油液的体积必然等于大活塞向上升起后大缸扩大的体积。即

$$A_1 h_1 = A_2 h_2$$

$$\text{或} \quad \frac{h_2}{h_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (0-2)$$

式中 h_1 、 h_2 分别为小活塞和大活塞的位移。

从式(0-2)可知, 两活塞的位移和两活塞的面积成反比, 将 $A_1 h_1 = A_2 h_2$ 两端同除以活塞移动的时间 t 得

$$A_1 \frac{h_1}{t} = A_2 \frac{h_2}{t}$$

$$\text{即} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (0-3)$$

式中 v_1 、 v_2 分别为小活塞和大活塞的运动速度。

从式(0-3)可以看出, 活塞的运动速度和活塞的作用面积成反比。

Ah/t 的物理意义是单位时间内液体流过截面积为 A 的某一截面的体积, 称为流量 q , 即

$$q = Av$$

$$\text{因此} \quad A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (0-4)$$

如果已知进入液压缸的流量 q , 则活塞的运动速度为

$$v = \frac{q}{A} \quad (0-5)$$

调节进入液压缸的流量 q , 即可调节活塞的运动速度 v , 这就是液压传动与气压传动能实现无级调速的基本原理。从式(0-5)可得到另一个重要的基本概念, 即活塞的运动速度取决于进入液压(气压)缸(马达)的流量, 而与流体压力大小无关。

3. 功率关系

由式 (0-1) 和式 (0-3) 可得

$$F_1 v_1 = W v_2 \quad (0-6)$$

式 (0-6) 左端为输入功率, 右端为输出功率, 这说明在不计损失的情况下输入功率等于输出功率, 由式 (0-6) 还可得出

$$P = p A_1 v_1 = p A_2 v_2 = p q \quad (0-7)$$

由式 (0-7) 可以看出, 液压与气压传动中的功率 P 可以用压力 p 和流量 q 的乘积来表示, 压力 p 和流量 q 是流体传动中最基本、最重要的两个参数, 它们相当于机械传动中的力和速度, 它们的乘积即为功率。

从以上分析可知, 液压传动和气压传动是以流体的压力能来传递动力的。

三、液压与气压传动系统的组成

图0-2所示为一驱动机床工作台的液压传动系统, 它由油箱1、滤油器2、液压泵3、溢流阀4、换向阀5、节流阀6、换向阀7、液压缸8以及连接这些元件的油管、管接头等组成, 该系统的工作原理是: 液压泵由电动机带动旋转后, 从油箱中吸油, 油液经滤油器进入液压泵的吸油腔, 当它从液压泵中输出进入压力油路后, 在图0-2a所示状态下, 通过换向阀5、节流阀6、换向阀7进入液压缸左腔, 此时液压缸右腔的油液经换向阀7和回油管排回油箱, 液压缸中的活塞推动工作台9向右移动。

如果将换向阀7的手柄移动成图0-2b所示的状态, 则经节流阀的压力油将由换向阀7进入液压缸的右腔, 此时液压缸左腔的油液经换向阀7和回油管排回油箱, 液压缸中的活塞将推动工作台向左移动。因而换向阀7的主要功用就是控制液压缸及工作台的运动方向; 系统中换向阀5若处于图0-2c的位置, 则液压泵输出的压力油将经换向阀5直接回油箱, 系统处于卸荷状态, 液压油不能进入液压缸, 所以换向阀5又称为开停阀。

工作台的移动速度是通过节流阀来调节的, 当节流阀的开口大时, 进入液压缸的油液流量就大, 工作台移动速度就快; 反之, 工作台移动速度将减小。因而节流阀6的主要功用是控制进入液压缸的流量, 从而控制液压缸活塞的运动速度。

液压缸推动工作台移动时必须克服液压缸所受到的各种阻力, 因而液压缸必须产生一个足够大的推力, 这个推力是由液压缸中的油液压力产生的。要克服的阻力越大, 液压缸中的油液压力越高; 反之压力就越低。系统中输入液压缸的油液由节流阀调节, 液压泵所输出的多余的油液须经溢流阀和回油管排回油箱, 这只有在压力管路中的油液压力对溢流阀的阀芯

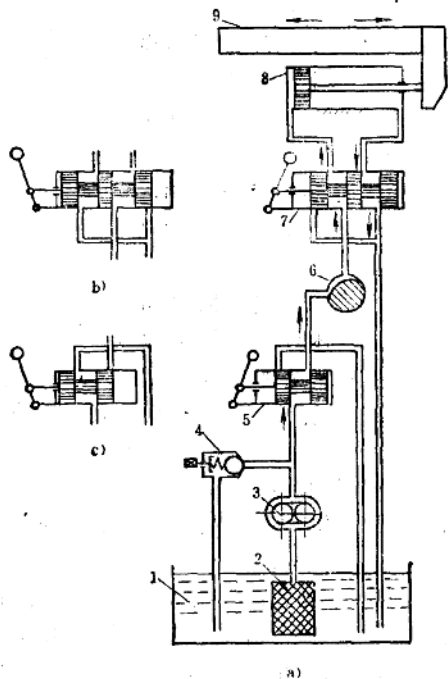


图0-2 机床工作台液压系统的工作原理图

- 1—油箱 2—滤油器 3—液压泵 4—溢流阀
5—换向阀 6—节流阀 7—换向阀 8—液压缸 9—工作台

(图中为钢球)的作用力等于或略大于溢流阀中弹簧的预压力时,油液才能顶开溢流阀中的钢球流回油箱,所以在图示系统中液压泵出口处的油液压力是由溢流阀决定的,它和液压缸中的压力(由负载决定的)不一样大,一般情况下,液压泵出口处的压力值大于液压缸中的压力,因而溢流阀在液压系统中的主要功用是控制系统的工作压力。

图0-3为一可完成某程序动作的气动系统的组成原理图,其中的控制装置是由若干气动元件组成的气动逻辑回路。它可以根据气缸活塞杆的始末位置,由行程开关等传递信号,在作出逻辑判断后指示气缸下一步的动作,从而实现规定的自动工作循环。

由上面的例子可以看出,液压与气压传动系统主要由以下几个部分组成:

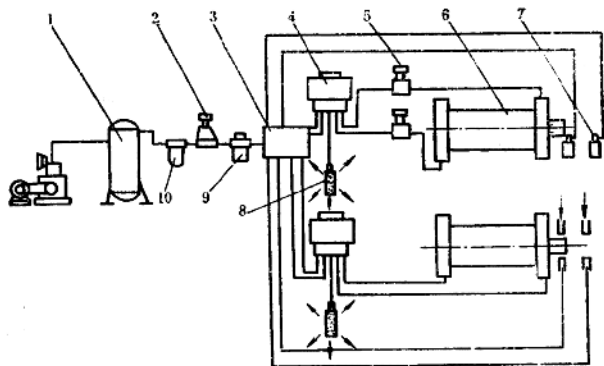


图0-3 气压传动系统的组成

(1) 能源装置 把机械能转换成流体的压力能的装置,一般最常见的是液压泵或空气压缩机。

(2) 执行装置 把流体的压力能转换成机械能的装置,一般指作直线运动的液(气)压缸、作回转运动的液(气)压马达等。

(3) 控制调节装置 对液(气)压系统中流体的压力、流量和流动方向进行控制和调节的装置。例如溢流阀、节流阀、换向阀等。这些元件的不同组合组成了能完成不同功能的液(气)压系统。

(4) 辅助装置 指除以上三种以外的其它装置,如油箱、滤油器、分水滤气器、油雾器、蓄能器等,它们对保证液(气)压系统可靠和稳定地工作有重大作用。

(5) 传动介质 传递能量的流体,即液压油或压缩空气。

四、液压与气压传动的优缺点

液压与气压传动同电力拖动系统、机械系统相比有许多优异的特点,下面从拖动负载能力和控制方式性能两个方面进行比较:

1. 拖动能力

由于气压传动系统的使用压力一般在 $0.2 \sim 1.0 \text{ MPa}$ 范围之内,因此它不能作为功率大的动力系统。在此只对液压传动系统与电力拖动系统作比较。从所能达到的最大功率看,液压系统远不如电力拖动系统,但液压传动最突出的优点是出力大、重量轻、惯性小以及输出刚度大,可用以下指标来表示:

(1) 功率—质量比大 这意味着同样功率的控制系統,液压系统体积小、重量轻,这是因为机电元件,例如电动机由于受到磁性材料饱和和作用的限制,单位质量的设备所能输出的功率比较小,液压系统可以通过提高系统的压力来提高输出功率,这时仅受到机械强度和密封技术的限制。在典型情况下,发电机和电动机的功率—质量比仅为 165 W/kg 左右,而液

压泵和液压马达可达 1650W/kg ，是机电元件的10倍，在航空、航天技术领域应用的液压马达可达 6600W/kg 。作直线运动的动力装置将更加悬殊，从单位面积出力来看，液压缸的出力一般可达到 $(700\sim 3000)\text{N/cm}^2$ ，而直流直线式电动机为 30N/cm^2 左右。

(2) 力—质量比 液压缸的力—质量比一般为 13000N/kg ，而直流直线式电动机仅为 130N/kg 。一般回转式液压马达的转矩—惯量比是同容量电动机的10倍至20倍，一般液压马达为 $61\times 10^3\text{N}\cdot\text{m}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ （近年来发展的无槽电动机具有很高的转矩—惯量比，同液压马达相当）。转矩—惯量比大，意味着液压系统能够产生大的加速度，也就是说时间常数小，响应速度快，具有优良的动态品质。

2. 控制方式性能

液压及气压传动在组成控制系统时，与机械装置相比，其主要优点是操作方便、省力、系统结构空间的自由度大，易于实现自动化，且能在很大的范围内实现无级调速，可达 $100:1$ 至 $2000:1$ 。如与电气控制相配合，可较方便地实现复杂的程序动作和远程控制。此外流体传动还具有传递运动均匀平稳，反应速度快，冲击小，能高速启动、制动和换向；易于实现过载保护；流体控制元件标准化、系列化和通用化程度高，有利于缩短机器的设计、制造周期和降低制造成本。

当然液压和气压传动也有一定的缺点，例如传动介质易泄漏和可压缩性会使传动比不能严格保证；由于能量传递过程中压力损失和泄漏的存在使传动效率低；流体传动装置不能在高温下工作；流体控制元件制造精度高以及系统工作过程中发生故障不易诊断等。

气压传动与液压传动相比，有如下优点：

(1) 空气可以从大气中取之不竭，无介质费用和供应上的困难，将用过的气体排入大气，处理方便。泄漏不会严重影响工作，不会污染环境。

(2) 空气的粘性很小，在管路中的阻力损失远远小于液压传动系统，宜于远程传输及控制。

(3) 工作压力低，元件的材料和制造精度低。

(4) 维护简单，使用安全，无油的气动控制系统特别适用于无线电元器件的生产过程，也适用于食品及医药的生产过程。

(5) 气动元件可以根据不同场合，采用相应材料，使元件能够在恶劣的环境（强振动、强冲击、强腐蚀和强辐射等）下进行正常工作。

气压传动与电气、液压传动相比有以下缺点：

(1) 气压传动装置的信号传递速度限制在声速（约 340m/s ）范围内，所以它的工作频率和响应速度远不如电子装置，并且信号要产生较大的失真和延滞，也不便于构成较复杂的回路，但这个缺点对工业生产过程不会造成困难。

(2) 空气的压缩性远大于液压油的压缩性，因此在动作的响应能力、工作速度的平稳性方面不如液压传动。

(3) 气压传动系统出力较小，且传动效率低。

五、液压与气压传动在机械工业中的应用及发展

机械工业的各个部门应用液压与气压传动技术其出发点是不尽相同的。例如，工程机械、矿山机械、压力机械和航空工业中采用液压传动的主要原因是取其结构简单、体积小、重量轻，输出力大；机床上采用液压传动是取其能在工作过程中方便地实现无级变速、易于

实现频繁的换向、易于实现自动化；在无线电工业、包装机械、印染机械等方面应用气压传动主要是取其操作方便，且无油、无污染的特点。表0-1是液压与气压传动在各类机械行业中的应用举例。

表0-1 液压与气压传动在各类机械中的应用

行业名称	应 用 举 例	行业名称	应 用 举 例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机	轻工机械	打包机、注塑机
矿山机械	凿岩机、开掘机、提升机、液压支架	灌装机械	食品包装机、真空镀膜机、化肥包装机
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机	汽车工业	高空作业车、自卸式汽车、汽车起重机
冶金机械	轧钢机、压力机、步进加热炉	铸造机械	砂型压实机、加料机、压铸机
锻压机械	压力机、模锻机、空气锤	纺织机械	织布机、捻砂机、印染机
机械制造	组合机床、冲床、自动线、气动扳手		

液压与气压传动发展到目前的水平主要是由于液压与气压传动本身的特点所致，随着工业的发展，液压与气压传动技术必将更加广泛地应用于各个工业领域。

液压技术自18世纪末英国制成世界上第一台水压机算起，已有二三百年的历史了，但其真正的发展只是在第二次世界大战后的近50年的时间内，战后液压技术迅速转向民用工业，在机床、工程机械、农业机械、汽车等行业中逐步推广。本世纪60年代以来，随着原子能、空间技术、计算机技术的发展，液压技术得到了很大的发展，并渗透到各个工业领域中去。当前液压技术正向高压、高速、大功率、高效、低噪声、经久耐用、高度集成化的方向发展。同时，新型液压元件和液压系统的计算机辅助设计（CAD）、计算机辅助测试（CAT）、计算机直接控制（CDC）、机电一体化技术、计算机仿真和优化设计技术、可靠性技术，以及污染控制技术等方面也是当前液压传动及控制技术发展和研究的方向。

气压传动技术在技术飞速发展、能源紧张的当今世界发展将更加迅速。随着工业的发展，它的应用范围也将日益扩大，同时它的性能也就必须满足气动机械多样化以及与机械电子工业快速发展相适应的要求，处在这样的变革时期，要求按不同于以前的观点去开发气动技术、气动机械和气动系统。即不单纯强调进行气动元件本身的研究而使之满足多样化的要求，而且为了达到提高系统的可靠性、降低成本，要进行无给油化、节能化、小型化和轻量化、位置控制的高精度化，以及与电子学相结合的综合控制技术的研究。

第一篇 液 压 传 动

第一章 液压传动基础知识

流体传动包括液体传动和气体传动，以液体的静压能传递动力的液压传动是以油液作为工作介质的，为此必须了解油液的种类、物理性质，研究油液的静力学、运动学和动力学规律，本章主要介绍这方面的内容。

从微观的观点来看，油液与其它流体相同。也是由一个一个的、不断作不规则地运动的分子组成的。分子之间存在着间隙，它们是不连续的。但是由于分子之间的间隙是极其微小的，因而在研究宏观的机械运动时可以认为它是一种连续介质，这样就可以把油液的运动参数看作是时间和空间的连续函数，并有可能利用解析数学来描述它的运动规律。

另一方面，由于油液分子与分子间的内聚力极小，几乎不能抵抗任何拉力而只能承受较大的压应力；不能抵抗剪切变形而只能对变形速度呈显阻力。不管作用的剪力怎样微小，油液总会发生连续的变形，这就是油液的易流性，它使得油液本身不能保持一定的形状，只能呈现所处容器的形状。

第一节 液 压 油

一、液压油的种类

目前，我国各种液压设备所采用的液压油，按抗燃烧特性可分为两大类：一类为矿物油系；一类为不燃或难燃油系。矿物油系的主要成分是提炼后的石油制品加入各种添加剂精制而成。这种液压油润滑性好、腐蚀性小、化学稳定性较好，故被大多数设备的液压系统所采用。不燃或难燃液压油系可分为水基液压油与合成液压油两种。水基液压油的主要成分是水，加入某些防锈、润滑等添加剂。其优点是价格便宜、不怕火、不燃烧，缺点是润滑性能差、腐蚀性大、适用温度范围小，一般用于水压机、矿山机械和液压支架等特殊场合。合成液压油是由多种磷酸脂和添加剂用化学方法合成，其优点是润滑性能好、凝固点低、防火性能好，缺点是价格贵、且有毒。一般用于钢铁厂、压铸车间、火力发电厂和飞机等防火要求较高的场合。

在难燃型液压油系中还有一种乳化型液压油，它有油包水(W/O)和水包油(O/W)型两种，前者含油60%左右，润滑性较好；后者含油5%~10%左右，润滑性差，常用的液压油种类见表1-1。

近年来我国研制成了一整套的液压油系列，主要有：通用液压油(N32、N46、N68、N32G、N46G和N68G等)、抗磨液压油(N32、N46、N68、N100、N150和N68K等)、低温

液压油 (N15、N32、N46、N68和N46D等) 和抗燃液压油 (3*磷酸酯和4*磷酸酯等)。

表 1-1 液压油种类

工业液压油	矿物型	机 械 油	
		汽 轮 机 油	
		通 用 液 压 油	
		抗 磨 液 压 油	
		低 温 液 压 油	
		清 净 液 压 油	
		高 粘 度 指 数 液 压 油	
	难燃型	水 - 乙 二 元 醇 基 液 压 油	
		磷 酸 酯 基 液 压 油	
		乳 化 型 (水 乳 化 液)	
		可 溶 性 油	
		合 成 溶 液	
		微 型 乳 化 液	

国外在70年代初随着能源危机而发展起来的高水基液 (HWBF) 现在已演变到第三代。第一代是可溶性油, 由5%的可溶性油和95%的水制成, 即原始的水包油型乳化液。第二代是合成溶液, 不含油, 由无色透明的合成溶液和水按5:95的比例配制而成。第三代是微型乳化液, 它既不是乳化液, 也不是溶液, 而是一种在95%水相中均匀扩散着的水溶性抗磨添加剂的胶状悬浮液。随着科学技术的发展和世界面临能源短缺的现状, 这种合成乳化液必将越来越广泛地被应用于工业领域。

二、液压油的性质

1. 密度

体积为 V 、质量为 m 的液体的密度 ρ 为

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

由于油液的体积随着温度的上升而增加, 随着压力的提高而减少, 故矿物油型液压油的密度随着温度的上升而有所减小, 随着压力的提高而稍有增加, 但其变动值很小, 可以认为其为常数, 一般矿物油系液压油在15℃时密度约为900kg/m³左右。

2. 可压缩性

压力为 p_0 时体积为 V_0 的液体, 当压力增大 Δp 时, 由于液体的可压缩性, 体积要减小 ΔV , 液体的可压缩性用体积压缩系数 κ , 即在单位压力变化下的体积相对变化量来表示

$$\kappa = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (1-2)$$

由于随着压力增大时液体的体积减小, 因此上式右边须加一负号, 以使 κ 成为正值。

液体体积压缩系数的倒数, 称之为液体的体积弹性模量, 即

$$K = \frac{1}{\kappa} \quad (1-3)$$

纯油的可压缩性随着压缩过程、温度及起始压力的变化而变动。温度增大时， K 值减小，在液压油正常的工作范围内， K 值会有 5%~25% 的变化；压力增大时， K 值增大，但这种变化不呈线性关系，当 $p \geq 3.0\text{MPa}$ 时， K 值基本上不再增大。纯油的体积模量为 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^3\text{MPa}$ ，约为钢的弹性模量 $(2.1 \times 10^5\text{MPa})$ 的 $1/100 \sim 1/150$ ，即纯油的可压缩性是钢的 100~150 倍。在一般情况下，油液的可压缩性对液压系统性能的影响不大，但在高压下或在研究系统动态性能时，则不能忽略。实际上，系统的油液中不可避免地含有一定量的游离空气，由于空气的可压缩性很大，所以油液的当量体积模量就会下降很多。例如取纯油的体积模量为 $1.8 \times 10^3\text{MPa}$ ，压力为 10.0MPa ，当含气量为 1% 时，混合体的当量体积模量降为纯油的 35.6%；若夹带 4% 的气体则仅为纯油的 12.2%。因此在分析计算液压系统动态性能时，一般取油液的当量体积模量为 $(7.0 \sim 10.0) \times 10^2\text{MPa}$ 。

液压油的可压缩性使它在压力变动下的作用极象一个弹簧，如图 1-1 所示，当对液压缸活塞一端施加的外力增大 ΔF 时，由于油液的可压缩性，活塞便会沿着受力方向产生一位移 Δl ，使液压缸容腔中的油液受到压缩，当外力变化消除时，被压缩的液体膨胀，于是活塞经过若干次振荡之后又回弹到原来的位置。这一现象类似于机械弹簧的性质，因此称“液压弹簧”，由式 (1-2)、(1-3) 可知

$$\Delta p = \frac{K \Delta V}{V_0} = \frac{K A \Delta l}{V_0}$$

又

$$\Delta F = \Delta p A = \frac{K A^2}{V_0} \Delta l$$

所以液压弹簧刚度系数为：

$$K_s = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{K}{V_0} A^2 \quad (1-4)$$

式中 A 为液压缸的有效作用面积。

3. 粘性

液体在外力作用下流动时，由于液体与固体壁面之间的附着力和液体本身之间的分子运动和内聚力的存在，使液体的流动受到牵制，且在流动截面上各点的流速也不相同，如图 1-2 所示，两平面间充满液体，两平面的间距为 h ，下平面固定不动，当上平面以速度 u_0 向右运动时，紧贴上平面的一层液体将以与上平面相同的速度 u_0 向右运动，而紧贴下平面的液体则保持不动。两平面间各层液体的速度各不相同，当层间的距离较小时，其速度按线性规律分布。各层液体间有相互牵制作用，运动快的带动运动慢的，而运动慢的对运动快的起阻滞作

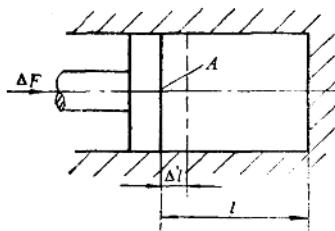


图1-1 液压弹簧的刚度计算简图

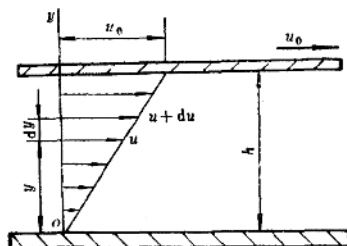


图1-2 液体的粘性示意图

用。这种相互牵制的力称之为液体的内摩擦力或粘滞力，而液体流动时呈现的这种性质称为液体的粘性，粘性是液体的固有属性。液体的内摩擦力只能使液体流动的速度减慢而不能最终阻止其流动，这点和固体间的摩擦力不同。

实验测定表明，液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A ，液层间的速度梯度 du/dy 成正比，即

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

内摩擦力 F_f 除以接触面积 A 就得到液体内部的切应力

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

这里 μ 是表征液体粘性的比例系数，称为动力粘度，在法定计量单位制（或SI单位制）中，它的单位是牛·秒每平方米（符号为 $N \cdot s/m^2$ ），或帕·秒（符号为 $Pa \cdot s$ ），在CGS单位制中，动力粘度的单位为泊（符号为P， $dyne \cdot s/cm^2$ ），其换算关系为

$$1P = 10^{-1} Pa \cdot s$$

由式（1-6）可知，液体的粘度是指它在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力，它是衡量液体粘性的指标，粘性大的液体在产生同样速度梯度的流动条件下，所需克服的摩擦阻力就比粘性小的要大，因而能量损失也就大。如果动力粘度只与液体种类有关而与速度梯度无关，这种液体称为牛顿液体，反之则为非牛顿液体。液压油一般可近似看作为牛顿液体。

液体动力粘度与其密度的比值，称为液体的运动粘度 ν ，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-7)$$

运动粘度的法定计量单位为 m^2/s ，目前使用的单位还有斯（符号为st）和厘斯（符号为cst）。

$$1cst(mm^2/s) = 10^{-2}st(cm^2/s) = 10^{-6}m^2/s$$

就物理意义来说， ν 不是一个粘度的量，但习惯上常用它标志液体的粘度，例如机械油的牌号就是用其在 $40^\circ C$ 时的平均运动粘度（ mm^2/s ）为其标号。

液体粘度的测定可用旋转粘度计直接测定，也可先测出液体的相对粘度，然后再根据关系式换算出动力粘度或运动粘度。相对粘度又称条件粘度，是根据一定的测量条件测定的，中国、德国、前苏联等都采用恩氏粘度 $^\circ E$ ，美国用赛氏粘度SSU，英国则用雷氏粘度 R ，等等。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定，将200mL温度为 t 的被测液体装入粘度计的容器内，通过下部直径为 $\phi 2.8mm$ 的小孔流出，测出液体流尽所需的时间 t_1 ，与温度为 $20^\circ C$ 的200mL蒸馏水在同一粘度计中流尽所需的时间 t_2 （标定值）之比定义为被测液体在 t 下的恩氏粘度， $^\circ E = t_1/t_2$ 。一般以 $20^\circ C$ 、 $50^\circ C$ 和 $100^\circ C$ 作为测定液体粘度的标准温度，由此而得到的恩氏粘度分别用 $^\circ E_{20}$ 、 $^\circ E_{50}$ 和 $^\circ E_{100}$ 标记。恩氏粘度没有明确的物理意义，但与运动粘度间有固定的换算关系，为

$$\begin{aligned} \text{当 } 1.35 \leq ^\circ E \leq 3.2 \text{ 时} \quad \nu &= \left(8^\circ E - \frac{8.64}{^\circ E} \right) \times 10^{-6} \quad m^2/s \\ \text{当 } ^\circ E > 3.2 \text{ 时} \quad \nu &= \left(7.6^\circ E - \frac{4}{^\circ E} \right) \times 10^{-6} \quad m^2/s \end{aligned} \quad (1-8)$$

液体的粘度随液体的压力和温度的变化而变化，对液压油来说，压力增大时，粘度增大，但其变化量很小，在一般中低压系统中可以忽略不计。但液压油对温度的变化十分敏感，温度升高，粘度下降，这主要是温度增加使油液中分子间的内聚力减小的原因。这从图1-3所示的几种国产液压油的粘度—温度曲线中可以看出。

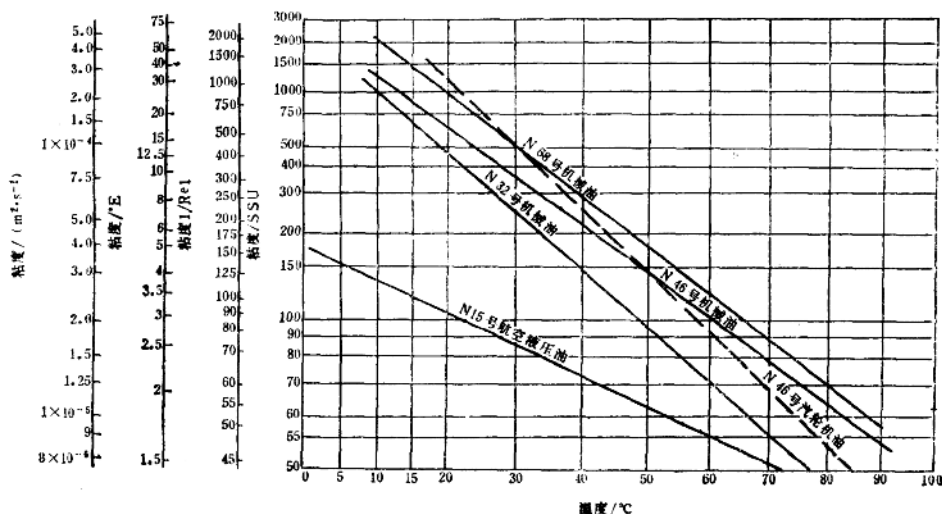


图1-3 几种国产液压油的粘度—温度曲线

4. 其它性质

作为传动介质的液压油还需要有其它一些性质，如稳定性（热稳定性、氧化稳定性等）、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性以及相容性（标志它和密封材料、涂料等起作用的程度）等，都对它的选择和使用有重要影响，这些性质需要在精炼的矿物油中加入各种添加剂来获得，其含义较为明显，不再多作解释，可参阅有关资料。

三、对液压油的要求

在液压传动中液压油既是传动介质，又兼作润滑油因此它比一般润滑油有更高的要求，对液压油的要求为：

(1) 合适的粘度和良好的粘度—温度特性，一般液压系统所选用的液压油，其运动粘度大多为 $(13 \sim 68) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ (40°C) 或 $2 \sim 5.8^\circ\text{E}_{50}$ 。

(2) 良好的化学稳定性，这里主要指在高温下（抗热）与空气长期接触（抗氧化）以及在高速通过缝隙或小孔（抗机械剪切）后仍能保持其原有化学成分不变的性质。

(3) 良好的润滑性能，以减小元件中相对运动表面的磨损。

(4) 质地纯净，不含或含有极少量的杂质、水分和水溶性酸碱等。

(5) 对金属密封件有良好的相容性。

(6) 抗泡沫性好，抗乳化性好，腐蚀性小，防锈性好。

(7) 体积膨胀系数低，比热容高。

(8) 流动点和凝固点低，闪点（明火能使油面上油蒸气内燃，但油本身不燃烧的温度）和燃点高。