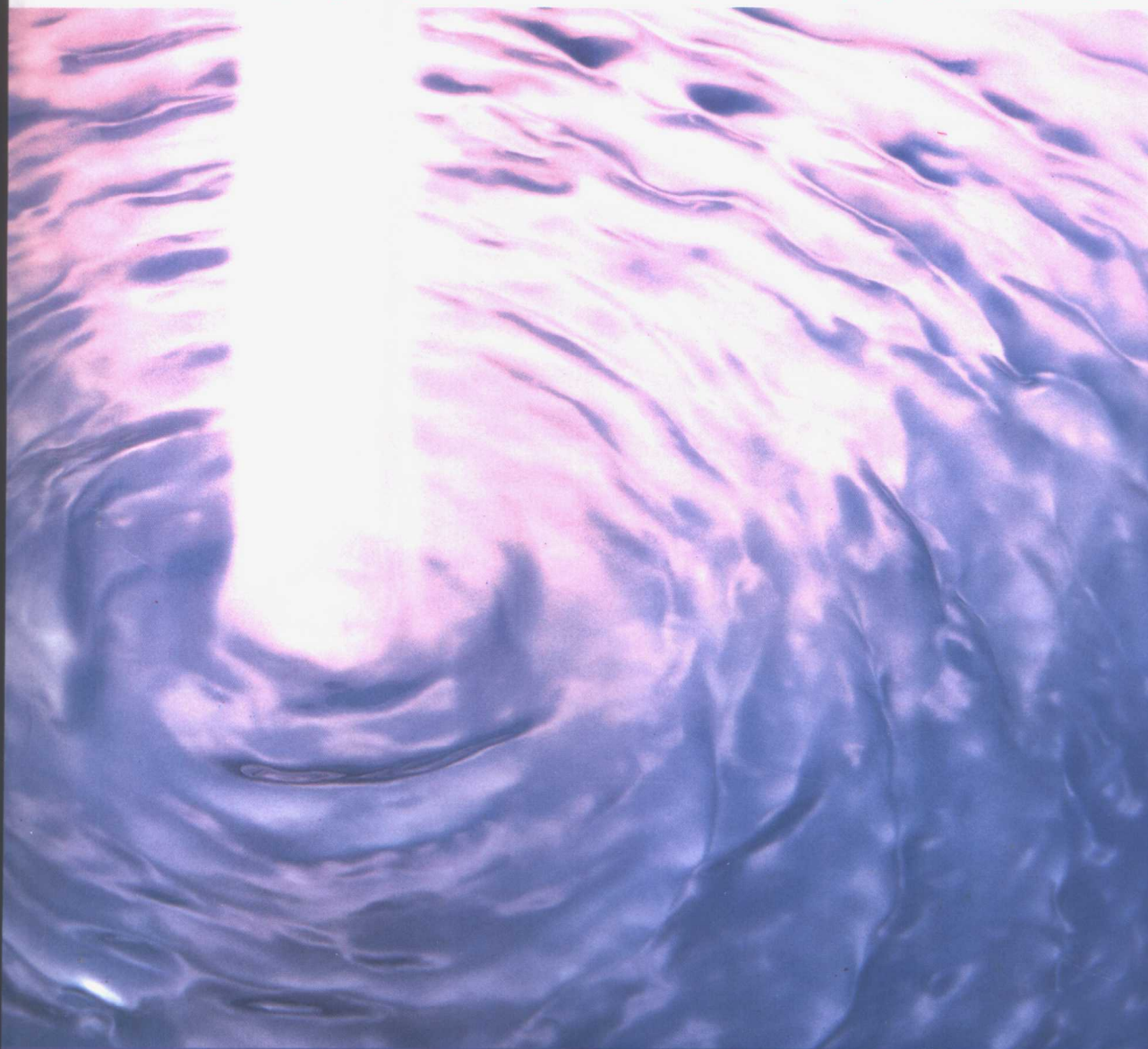




柯 坚 编著

现代水压驱动技术



西南交通大学出版社

内 容 简 介

《现代水压驱动技术》论述了当今世界处于机械工程领域前沿的现代水压驱动技术,是全面系统介绍现代水压驱动技术的论著。全书分为八章,详细阐述了国内外现代水压驱动技术动态;水压驱动介质——水;水压基本回路;水压驱动元件——水压泵;水压控制元件——水压阀;水压执行元件——水压马达、水压缸;水压源设计;水压系统设计等内容。

该书可供在该领域的研究人员、制造人员参考,也可作为高校的机械类本科生、硕士生、博士生的教学参考书。

图书在版编目 (C I P) 数据

现代水压驱动技术 / 柯坚编. —成都: 西南交通大学出版社, 2002.1
ISBN 7-81057-603-8

I. 现... II. 柯... III. 水压驱动 IV. TE341

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 079131 号

现 代 水 压 驱 动 技 术

柯 坚 编著

*

出 版 人 宋绍南

责任编辑 任继英

封面设计 肖 勤

西南交通大学出版社出版发行

(成都二环路北一段 111 号 邮政编码: 610031 发行科电话: 7600564)

<http://press.swjtu.edu.cn>

E-mail: cbs@center2.swjtu.edu.cn

四川森林印务有限责任公司印刷

*

开本: 787mm×1092mm 1/16 印张: 7.625

字数: 177 千字 印数: 1—1000 册

2002 年 1 月第 1 版 2002 年 1 月第 1 次印刷

ISBN 7-81057-603-8/TE · 275

定价: 28.00 元



柯坚，工学博士，西南交通大学教授、博士生导师。1963年7月出生，1996年毕业于日本横滨国立大学。

学术兼职：日本油空压工业协会节能研究委员会委员；日本油空压学会会员；日本机械学会会员。

研究方向：新型驱动技术。

前 言

在 21 世纪,人类社会的发展,要求人类赖以生存的环境是一个安全、无污染、高度文明、美好的环境。因此,也要求科学技术向安全化、生态化、艺术化、环境系统化的目标发展。

一种新型的驱动方式——高压水驱动技术,正在受到越来越多的重视,它以过滤处理的水为工作介质实现动力的传递。作为动力驱动的高压水驱动,既保持了油压的大功率动力传递与驱动的优点,又因水介质价格低和方便易取,不会产生生态环境的污染问题,是值得今后大力发展的绿色动力。国外从事流体技术研究的大学和研究所以 20 世纪 90 年代开始对高压水驱动技术及产品的产业化投入大量的研究人员和经费,在欧洲和日本已取得了突破性进展。本书作者,在日本的世界著名的液压公司作为主任研究员在该领域研究多年,掌握了该领域的有关理论和关键技术,近年来一直从事流体传动与控制方面的研究和液压传动新产品的开发,并已取得了一些突破性进展。

作为中华民族的一分子,作者愿把在国外所学到点滴知识,奉献给曾经培育自己的祖国和社会,为祖国科学技术进步和发展尽微薄之力。

本书出版之际,我衷心感谢西南交通大学新型驱动技术中心于兰英老师,王琪、刘桓龙同学以及许明恒教授、陈留教授、刘思宁教授和西南交通大学出版社给予我的无私帮助。

由于在本书编著过程中,查阅、整理了浩瀚、繁杂的原始技术资料,虽经反复修改,错误仍在所难免,诚挚期待读者不吝指正。

柯 坚

2001 年 7 月

目 录

第一章 绪 论

- 第一节 水压驱动技术与其他驱动技术的比较..... (1)
- 第二节 水压驱动技术的发展过程及展望..... (4)
- 第三节 液压基本原理..... (8)

第二章 水压驱动介质——水

- 第一节 液压介质的发展史..... (14)
- 第二节 水压技术..... (16)
- 第三节 液压流体的物理特性..... (16)
- 第四节 用自来水作液压系统的工作介质..... (23)
- 第五节 用海水作液压系统的工作介质..... (29)

第三章 水压基本回路

- 第一节 基本水压系统..... (32)
- 第二节 基本水压系统控制回路..... (33)
- 第三节 液控单向阀锁紧回路..... (33)
- 第四节 马达速度控制回路..... (34)
- 第五节 背压阀锁紧回路..... (35)
- 第六节 顺序控制回路..... (36)
- 第七节 差动回路..... (36)
- 第八节 双泵回路..... (37)
- 第九节 蓄能器回路..... (37)
- 第十节 开式与闭式回路..... (38)

第四章 水压动力元件——水压泵

- 第一节 容积式排量原理..... (39)
- 第二节 水压机械的静态分析..... (40)
- 第三节 泵和马达的实际工作特性..... (43)
- 第四节 水压泵..... (45)

第五章 水压控制元件——水压阀

- 第一节 概 述..... (59)
- 第二节 方向控制阀..... (61)
- 第三节 流量控制阀..... (63)
- 第四节 压力控制阀..... (66)
- 第五节 比例控制阀..... (69)
- 第六节 水压伺服阀..... (71)

第六章 水压执行元件——水压马达、水压缸

- 第一节 概 述..... (73)

第二节 实际工作特性	(74)
第三节 水压马达	(76)
第四节 水压缸	(79)
第七章 水压源	
第一节 水箱的作用和容积	(84)
第二节 水箱布局	(86)
第三节 过滤器	(88)
第四节 系统的控制和监测	(92)
第五节 蓄能器	(94)
第八章 水压系统设计	
第一节 概 述	(96)
第二节 系统特性	(97)
第三节 回路布置	(99)
第四节 设计规则	(101)
第五节 维 护	(109)
第六节 应 用	(110)
参考文献	(115)

第一章 绪 论

现代水压技术即是用水（自来水、海水等）取代液压油而形成的新的驱动技术或传动技术。由于该技术在传动介质、控制方式、元件材料、元件结构形式等方面的特殊性，使得该技术既不同于古代的水压技术，又不同于现代的油压、气动技术，而逐渐形成一门新理论、新学科和新产品体系。

第一节 水压驱动技术与其他驱动技术的比较

21 世纪科学技术的发展必须以保护环境、节省自然资源为主旨，水压技术的大力发展主要是基于环境保护要求，而近年一些新技术的迅速发展为新型水压驱动技术的发展和实用型产品的开发奠定了基础。如材料技术的发展解决了生锈问题；加工技术、表面处理技术、润滑技术的发展解决了摩擦和磨损问题；水处理技术的发展解决了水质问题（如 pH 值、硬度、一般细菌、微生物、污染离子）；可靠性技术、流体解析技术、系统控制技术的发展解决了水击和气穴问题。

作为产业机械传统的动力传动技术，机械、电气、液力、油压、气压传动技术达到了相当成熟的阶段。但是随着环境管理、监查系统 ISO14000 的实施，对工业节能、环境保护、安全、机器周围的生态平衡和废物处理等都提出了更高的要求。为适应环保节能的要求，世界机械工程界投入了大量的人力、物力、财力，开展对现代水压技术的研究，并取得了一定的成果，使现代水压技术逐步发展成一种环保、节能的新型实用技术。表 1.1 是现代水压技术和其他几种传统传动技术的比较。

表 1.1 水压驱动技术与其他几种传统驱动技术的比较

驱动技术 项 目	液 压 驱 动		气压驱动	电驱动
	水压驱动	油压驱动		
传动介质	水（自来水、清水、纯水、海水）	油（矿物油）	空 气	—
动力源	水压泵	油压泵	压缩机	电 源
技术特性、性能	具有与油压系统相当的高输出力，高响应特性，粘度随温度变化小、体积弹性系数大、控制性高	高输出力、高响应	压缩性较大、高精度的位置控制难	高精度的位置控制容易，响应快，但与液压相比，输出力较小
动力粘度	好	好	较 好	较 差
响应性、控制性	较 好	较 好	较 差	好

续表 1.1

项 目 \ 驱动技术	液 压 驱 动		气压驱动	电驱动
	水压驱动	油压驱动		
对环境的影响	泄漏时, 对环境无污染; 存储时, 无火灾危险	泄漏时会造成环境污染, 废油处理难	排气产生污染, 噪声很大	水的附近有漏电危险, 低速大转矩时需要减速器, 润滑油泄漏造成污染
经济性	介质成本低, 但现阶段机器设备价格较高	介质需要定期更换, 需要废油处理, 运行成本较高	具有构成较容易、设备投资小的特点, 运行成本比油压、水压低	动力源是电源, 运行成本低于水压系统, 但需考虑防爆对策
主要利用工况	中小输出力, 对泄漏、环境污染控制严、清洁性要求高、消防法严格控制的场合	大中输出力, 特别是输出力矩大的场合	中小输出力时不要求高精度、高响应, 要求维护简便的场合	中小输出力时要求高精度、高响应, 维护简便的场合

液压控制系统一般由图 1.1 所示的四个基本环节组成: 分别是液压动力元件(泵), 液压控制元件或调节元件(阀), 液压传动管路(管道、软管、接头等)和液压执行元件(单作用或双作用液压缸和旋转马达)。

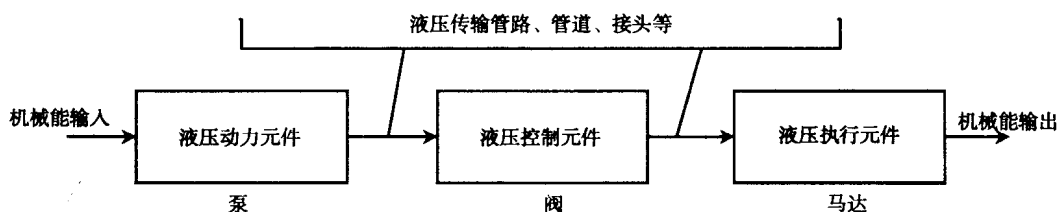


图 1.1 液压动力传动系统

液压控制系统中的传输功率根据流量和压力值来计算。对图 1.2 所示的简单液压系统, 其功率与流体流动路径的位置函数关系如图 1.3 所示。在两图中, 用相同的数字表达各组成部分的位置。图示系统中, 流量 Q 为常量, 压力差 Δp_1 和 Δp_2 分别与液压系统的输入和输出功率成正比。

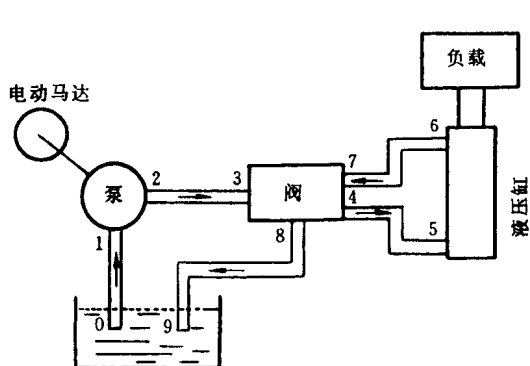


图 1.2 简单液压系统

0~1—吸入管路 1~2—泵; 2~3—压力管路; 3~4—阀; 4~5—压力管路;
5~6—液压缸; 6~7—回流管路; 7~8—阀; 8~9—回流管路

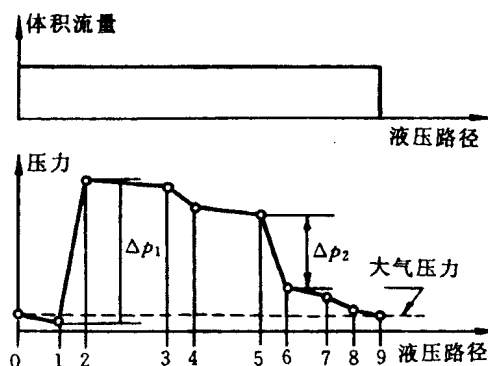


图 1.3 液压系统动力传输

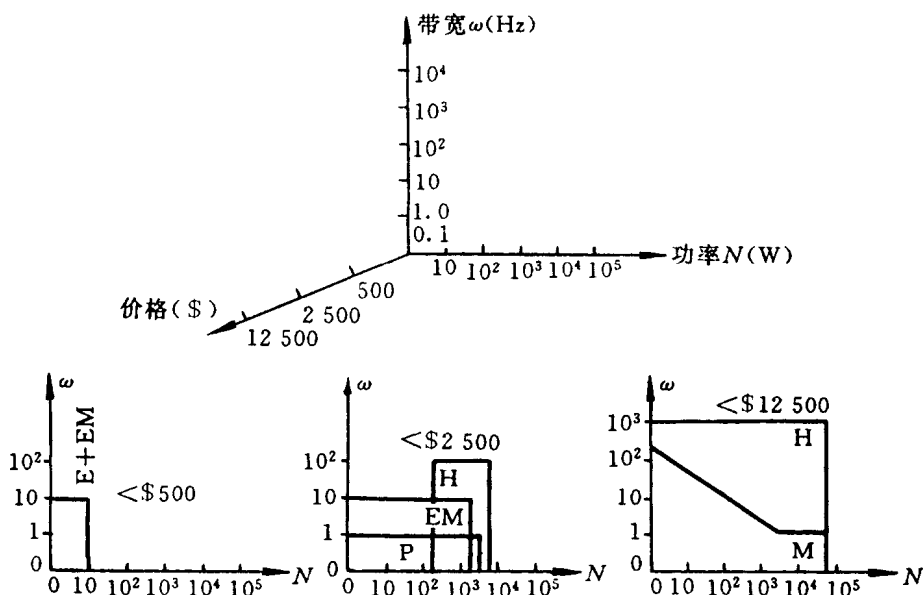


图 1.4 不同传动装置的比较

不同的动力传动系统都有各自的优缺点。一个特殊系统可能在某种应用中具有显著的优点，但随着新应用和新产品的不断涌现，又会带来新的动态平衡。在同一阶段对系统间的差异进行比较是有用的，但在许多应用场合，不同的动力系统是不相容的。因此，图 1.4 为不同传动装置的比较情况，具体应用还应该按实际情况加以比较。

在图 1.4 中，用以下三个基本参数来描述一个传动装置的主要性能：①功率 N (W)；②带宽 ω (Hz)；③价格 (\$)。它们构成一个三维坐标来描述系统的状况。带宽轴和功率轴是按对数刻度标定的。

图 1.4 表明了系统价格分别为 \$500，\$2 500 和 \$12 500 三种情况下的示意图，图形的下半部分分别是相应的 (N, ω) 平面图。在三个 (N, ω) 平面图中，都表明了不同系统的主要应用区域。

图 1.4 清楚地表明了液压传动在动力传动系统中所占的重要地位。

我们不可能也无需认识到液压系统所有的应用场合。因为应用液压动力传动的范围仍在扩大。但是，实践中经常遇到的一些液压系统应用的专门术语有必要在此提出来：

(1) 用于机床、锻压机、注塑机和挤压机、机器人以及其他加工设备的液压控制系统和设备叫做工业液压系统；

(2) 用于施工机械、农业机械、汽车工业的液压系统和设备叫做车辆液压系统；

(3) 用于飞机控制和操纵以及宇宙飞船的液压系统叫做航空液压系统；

(4) 用于船上绞车、起重机、舱口的驱动以及阀操纵等的液压系统叫船舶液压系统；

(5) 用于海上作业，如海底钻井的液压系统叫做海上液压系统。

直到 20 世纪初，液压系统惟一使用的压力介质仍是水或水溶液。虽然少数试验液压系统的压力相当高，但一般来说，系统的压力 10 MPa 和泵转速 ($<10\,000$ r/min) 中等。20 世纪初，由于液压系统引入矿物油作为压力介质，安装使用要求的液压驱动系统尺寸的减小，使工作压力增加到 50 MPa，并开始使用高速泵 ($>4\,000$ r/min)，这样，系统功率提高 1~2 个数

量级。虽然这种发展源于矿物油替代水作压力介质，但是新型轴承的创新设计及应用，对水压技术的发展起了推波助澜的作用。

20 世纪初的几年里，水压技术的发展停滞不前，基本上只是用在重工业的液压设备上，如锻压机、造船厂、钢铁厂和采矿业。但是，20 世纪 80 年代以来，在汽车工业、食品工业和核工业等的应用使人们对水压技术越来越感兴趣。

这种转变是由于人们对液压技术中使用矿物油越来越不信任所致。对水压技术兴趣增加的原因如下：

- (1) 提高工作场所的安全性；
- (2) 要求改善环境。

这些要求使选择液压系统压力介质时，除了传统的技术准则，如粘度、润滑性能和老化特性外，增加了新的选择准则。这些新的选择准则如下：

- (1) 难燃性；
- (2) 与产品的相容性；
- (3) 生物分解性。

良好的难燃性指液压流体没有火灾危险；良好的产品相容性指使用液压功率传送的工业系统中，泄漏的液压流体不污染生产的产品；良好的生物分解性指液压系统的泄漏不造成工作场所、土壤和地下水的污染。

考虑到以上准则，水，特别是清洁的水（自来水）成为一种令人感兴趣的、有吸引力的液压系统压力介质。但是，水的物理特性和矿物油相差很大。因此，至今工业界还普遍认为：应用于普通自动化机械控制的高水压技术的功率控制十分困难且成本高。

一般说来，压力介质从矿物油到水的转变不能仅靠调整油压元件来完成。两种压力介质物理特性的巨大差异要求改变一系列的设计。要满足水压元件、系统的具体要求，其设计必有其独到之处。

第二节 水压驱动技术的发展过程及展望

一、概述

油（气）压驱动技术在工业自动化、各类作业机械、生产加工设备、军事装备、建筑机械等领域中得到广泛应用。其中，油压驱动以传递功率大、效率高、传动元件体积小、可实现精确控制而应用于各种驱动场合；气压传动则以介质不产生污染而应用于功率需求较小的场合。尽管两种传动技术已经发展到相当高的应用水平，但近年来随着对地球环境、自然资源和工作环境的要求，油（气）压技术各自暴露出的不足，即油压驱动系统的环保性差和气动系统传递功率小和效率低，使得人们不得不寻找新的传动方式。

事实上，水在很久以前就已经用来传递动力了。早在公元前 200 年，亚里山大一位理发师的儿子 Ctesibus 发明了第一台水泵——容积式柱塞水泵，用来抽水。

第一台蒸汽机在 18 世纪诞生后不久，用压力液体来传递动力便引起了人们的极大兴趣，这是因为这种技术更加准确和经济。1795 年，Joseph Bramah 因发明了第一台水压机而获得

了英国专利。18 世纪 60 年代，英国工业革命把液体动力引入了动力压力机、电梯、起重机和挤压机械等。并且，在伦敦和其他城市，建立了工业液压中心网，网络的功率达到了几千马力。如今，伦敦液压动力中心网仍在使用。

然而，大约在 1900 年，以能量供应和电动机控制为特征的电力供应网的重大发展，延缓甚至阻碍了液压控制的发展长达几十年之久。

第一台油压系统装置诞生于 1906 年。Janney 用油作为流体介质研制了轴向静压传动装置。液压传动取代了机电传动，用来升降和控制舰炮。H.S.Heleshaw 和 Hans Thoma 分别于 1910 年和 1922 年提出了用于油压系统的径向柱塞装置。并且，Hans Thoma 还研制出了第一台斜轴式轴向柱塞变量泵。1930 年，Harry Vickers 发明了先导式溢流阀。

然而，直到第二次世界大战后的许多年，流体传动和控制才被投入使用，并在机器控制中得到推广。新的液压元件和系统相继产生并得到广泛应用，其中用于机械自动控制的电磁换向阀的问世是液压技术的一项重大突破。

斜盘式液压泵/马达和用于伺服系统的电液伺服阀都是 20 世纪 50 年代的重大发明成果。

1978 年，英国皇家海军与全国工程实验室（NEL）合作研制一种用海水作传动介质的海底作业工具。后来，Shell/Esso 与 NEL 合作，继续进行以海水作介质的海底作业工具和液压泵站的研制。1987 年，英国 Fenner 公司成立了一个子公司 Scot—Tech，用来继续研制水压动力元件。

1994 年，丹麦著名的油压元件制造公司 Danfoss 提出了一种全新的水压系统技术——Nessie。它采用纯净自来水作为液体介质，同时又具有油压系统的优良控制特性。

历史上使用液压传动的主要情况如图 1.5 所示。在早些年代，普遍采用水压系统。但自 20 世纪以来，油压系统的使用变得越来越广泛。然而近年来，新型水压技术的出现将在今后引起液压传动系统的技术革命是完全可能的。

总的来说，水压技术通过对泵和马达中轴承的新颖设计以及选用新型的材料，克服了传统水压技术中的两大缺点：元件的润滑性较差和系统装置的腐蚀性。

水压技术的出现推动了液压技术的应用。比如，在食品加工、药物制造等领域。到目前为止，丹麦在这些领域里原有的大多数油压系统已被水压系统取代了。

在多数液压传动系统（液压控制系统）中，压力能是系统的主要能量。这种系统叫做静压系统，它不同于动压系统。在动压系统中，流动液体的动能是系统的主要能量。在静压系统中，所用的泵和马达都是根据容积原理而设计的。也就是说，它们都是容积式装置。

今天市面上已有一些不同的水压元件和水压设备。完全用纯水（自来水、海水）运转的标准设备，如泵、阀、旋转马达、线性马达、过滤器、蓄能器等已设计开发出来。具体应用中，设计和建立全水压功率控制系统时，上述元件都可买到，它们也可应用到食品工业、肉加工业和奶业等。以后还会有更广的应用领域。

此外，几种新的水压元件，如比例阀、伺服阀和变量泵，有望引入市场。这样，可供选择的水压元件范围更广，为以后制作更好的、更有竞争性的水压系统提供了方便。

本文中叙述的纯水压元件的性能和工作寿命是完全可与油压系统相应元件比较的。并且，水压系统安全防火，用水压系统的产品卫生条件好，液体泄漏不会污染内部或外部环境等。

可见，水压系统可用于两类应用：① 水既可用作加工工具又可用作功率传输的场合；
② 水仅被用作功率传输控制的场合。

现代水压技术的发展仅比 10 年前略有起色。尽管如此，随着成熟的水压产品的开发，并投放市场，已可用标准的元件建立完整的水压系统。今天，在一些应用场合水压控制系统已是提高经济性的方法之一，在另一些场合甚至是惟一的解决方法。

随着人们对环保的关注及市场需求的扩大，水压技术将稳步发展，它终会提供能和液压系统相比的，甚至更加优良的性能、更高的效率和更长的使用寿命。水压系统的诸多优势为水压元件和水压系统的开发及应用提供了广阔的前景。

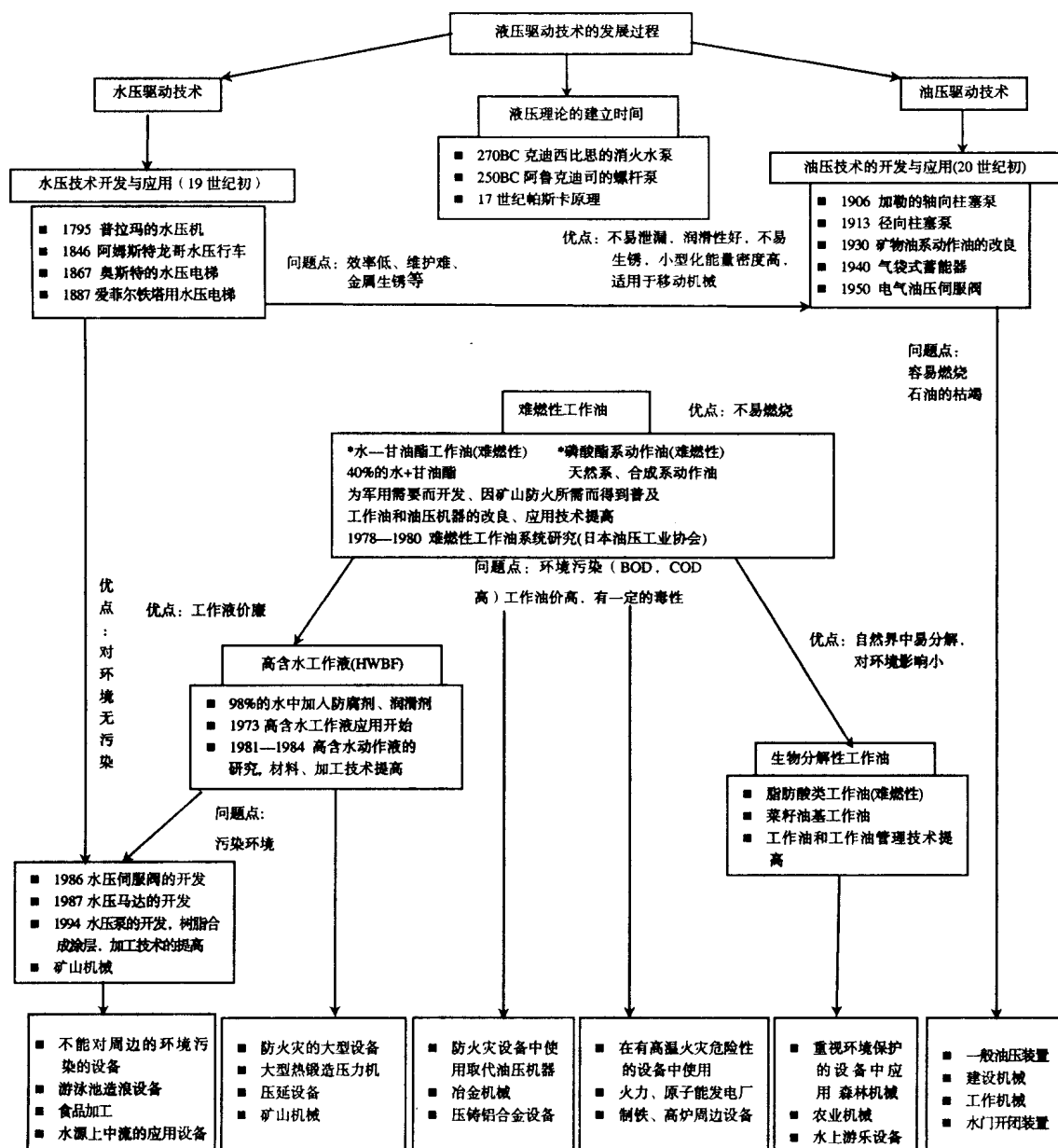


图 1.5 液压驱动技术的发展过程及水压驱动技术的发展趋势

二、各国海水的液压元件开发现状

作为现代液压技术的一个重要分支——海水液压技术，因其在海洋中的巨大应用潜力，推动了海水液压元件的发展。在此有必要对各国海水液压元件的现状与发展作一简单介绍。

(一) 美国

美国海军土木工程实验室 (NCEL) 受美国海军的委托于 1976 年开始海水传动的研究。1971 年美国海军舰船研究中心研制出压力为 14 MPa 的海水液压泵，1980 年研制出压力为 10 MPa 的海水液压叶片马达，1984 年研制出首套海水液压水下作业工具系统，并正式交付美国海军水下工程队 (UCTS) 使用。该工具适合于过滤精度为 10 μm 的海水，因此该系统没有自动补偿水深压力，只在 60 m 水深范围内作业，且作业完后要求用淡水清洗系统。美国 ISTI. Delaware 公司与 Delaware 大学合作于 1988 年研制成功压力为 6.2 MPa、流量为 19 mL/min 的柱塞式水泵，累积运行 2 600 h 及 10^8 次工作循环，维修间隔期一年以上。

(二) 英国

英国海军 1978 年与国家工程实验室 (NEL) 合作研究海水液压水下作业工具，1985 年 Shell 与 Esso 两大石油公司投资加入继续研究。1987 年 Fenner 公司获得技术产权，并成立 Scot—Tech 子公司面向市场开发产品，英国 Hull 大学等成为其技术伙伴。1988 年 Fenner 公司研制出压力分别为 14 MPa 和 10 MPa 的轴向柱塞式液压马达，并用于 300 m 海洋水下作业工具系统。1996 年 Hull 大学采用整体陶瓷做缸体、配流盘和柱塞获得成功，研制出 14 MPa 压力的陶瓷海水液压泵，在 120 μm 粗过滤海水润滑条件下试验 500 h 无故障发生，表现出优异的性能。并将其用于海底石油天然气井口起闭自给控制系统。目前英国有 Fenner 等 16 家公司，分别以海水、淡水或高水基液体 (含 95% 的水) 作为工作介质生产各类水压驱动元件。

(三) 日本

日本荻场 (Kayaba) 工业株式会社 1989 年与法国 Bronzavia Air-equipment 公司合作，研究开发用于驱动海洋极限深度下作业的机器人海水液压动力系统，已研制出压力为 21 MPa、流量为 10 L/min、总效率为 78% 的阀配流轴向柱塞式海水液压泵及相应的海水液压控制元件。日本小松 (Komatsu) 制作所为开发用于驱动海洋水下作业机械手的海水液压系统，于 1991 年研制出压力 21 MPa、流量为 30 L/min、总效率为 92%、比功率为 0.65 kW/kg 的端面配流轴向柱塞式海水液压泵。日本川崎重工分别研制出压力高达 78 MPa、流量 6~9 L/min 的超高压海水泵，已于 1987 年成功地用于 6 500 m 的深海调查船上。

(四) 德国

Hauhinco 公司以研制生产水基介质液压元件而著名。1995 年其在原来的乳化液为介质的径向柱塞泵的基础上，改变一些关键件的配合间隙和使用材料后用于海水，研制出了压力可达 32 MPa、流量从 20~700 L/min 共 5 个系列的海水液压泵，已成功用于海底管道铺设及维护系统等海洋开发机械设备。

(五) 芬兰

1994 年芬兰 Hytar Oy 公司和 Tamper 理工大学等参与尤里卡 (EUREKA) 计划，合作研制海水液压元件，已成功研制出 16 MPa 的轴向柱塞式海水液压泵。该泵有 13 mL/r、31 mL/r、40 mL/r 三种规格，转速达 1 800 r/min，容积效率达 92%，且可作为马达使用，已用于海洋水下作业工具采用便携式海水液压动力系统。该系统中设计了一套可自动清洁滤芯的、过滤精度分别为 10 μm 和 5 μm 的两级递进式海水过滤装置，以减轻海水泵

及系统元件遭受污染及污染磨损的危害。

(六) 中国

中国有多所高校致力于水压传动技术的研究。西南交通大学新型驱动技术研究中心成立于 2000 年初,水压驱动技术是其主要研究方向之一。该中心于 2000 年研制出了压力 16 MPa、效率高达 94% 的淡、海水两用轴向柱塞泵,并获得了国家专利。该泵的开发者曾在国外某世界著名公司长期从事该方向的研究,回国后,利用其掌握的先进技术和成果开发出该泵,该泵有效解决了水压技术面临的许多技术难题,具有密封、润滑性能好,磨损小,效率、噪声控制和寿命均达到实用化水平。该中心并于 2001 年制的高性能的水压实验台,压力为 21 MPa,工作流量为 40 L/min,最大功率达 35 kW,具有国际领先水平。具备了对泵、马达、阀等元件综合开发能力。此外,华中科技大学(原华中理工大学)从 1990 年开始,最先在国内开展海水液压传动技术的研究,1992 年研制出压力为 3.5 MPa 的单柱塞海水液压泵,1996 年研制出工作压力为 3.5 MPa,最高压力为 6.3 MPa,流量为 100 L/min 的轴向柱塞式液压泵、马达、缸等元件,目前正在进行实验研究。在实验设备方面,1996 年研制出中低压海水液压元件综合性能实验台,1998 年研制出海水液压柱塞泵/马达典型摩擦副模拟摩擦磨损实验台,2001 年初研制出压力为 14 MPa 的中高压海水液压元件综合性能实验台。

三、水压技术的主要问题

水压系统元件的设计和发展需克服的最重要的问题:

- (1) 水对压力元件、连接件的材料有很强的腐蚀性。
- (2) 由于水的高蒸汽压、低粘度和高速度引起的气穴影响,元件材料的磨耗、腐蚀较快,且严重。
- (3) 由于水的粘度低,元件滑动部位(如止推轴承及柱塞/柱塞缸运动)磨损和摩擦大。
- (4) 水的低粘度使间隙泄漏大。
- (5) 水锤效应的压力泄漏和噪声大。
- (6) 水的工作温度范围有限。

这些问题可用以下方法解决:①选择合适的材料,如不锈钢、黄铜和青铜,在一些应用中甚至使用聚合物、阳极氧化铝和陶瓷;②水压元件如轴承和节流阀间隙采用新的设计原理和柔性布局;③优化元件内部几何设计,以便在水的物理特性下取得期望的流量和压力状态,保证内部通道、间隙和缓冲腔的作用;④给动力单元设计合适的热交换器(水冷却器),让水的工作温度维持在 3℃~50℃ 之间。

第三节 液压基本原理

流体是无限柔性的。它也像固体一样,在很大程度上是不可压缩的。但它能随着容器的形状而改变自身的形状。流体可分成多股支流,因此能在不同的地方工作。而且,它可以根据通流面积的大小而改变流路中的流量,在任何方向都产生作用力。在动力控制方面,只有流体能以较小的质量和体积实现准确性和柔性的良好统一。

在液压系统中,两个最重要的参数就是压力 p 和流量 Q 。在动力传动系统中,变量

(p , Q) 和机械量中的力 F 与速度 v 以及扭矩 T 和转速 n 是类似的。

下面将详细讨论压力和流量的特点：

一、压力

液体静压力遵循帕斯卡定律。它可描述为如下三点：

- (1) 忽略液体的质量并假定液体处于静止状态，则液体内部的压力值处处相等 (见图 1.6)；
- (2) 静压力同时向各个方向传递；
- (3) 静压力方向恒垂直于边界作用面。

静压力 p 定义为单位面积上的作用力

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

在图 1.6 中，作用在微小面积 ΔA 上的力 ΔF 垂直于作用面，可由下式计算

$$\Delta F = p \cdot \Delta A$$

所有微小作用力的总和可由下式求出

$$F = p \cdot \sum \Delta A = p \cdot \int_0^A dA = p \cdot A$$

在给定的受力方向上，若作用表面是曲面，其受力面积 A 等于容器表面在该方向上的投影面积。

压力和力都是用来度量作用力大小的量。作用力所做的功 W 等于作用力和移动距离 S 的乘积，即

$$W = F \cdot S$$

由定义可知，功与时间无关。人们把单位时间内所做的功定义为功率 N 。

由于在一般情况下都认为液体是不可压缩的，所以机械力便能在流体中进行传递、放大和控制 (见图 1.6)。图 1.7 给出了一个最简单的静压力放大器。液压缸 x 、 y 中各自的活塞把水封闭在缸内且活塞能在缸中无摩擦移动。两个液压缸用管子连接起来。液压缸内充满了流体 (如水)，允许活塞在垂直方向运动。

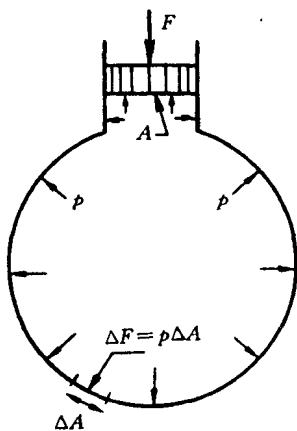


图 1.6 帕斯卡定律

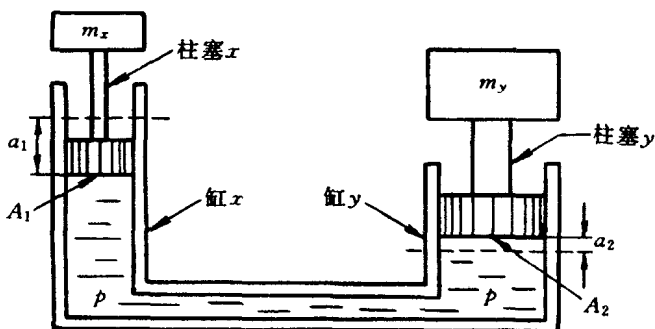


图 1.7 简易增力器

根据帕斯卡定律，两个液压缸内的流体压力处处相等。液压缸 x 和液压缸 y 中各自活塞

上的作用力 F_x 和 F_y 根据牛顿第二运动定律计算, 即

$$F_x = m_x \cdot g \text{ 和 } F_y = m_y \cdot g$$

式中 m_x 和 m_y ——活塞 x 和 y 的质量;

g ——重力加速度。

假设活塞缓慢移动并不受摩擦力作用, 则压力可由下式计算

$$p = \frac{F_x}{A_1} = \frac{F_y}{A_2}$$

也可变为

$$F_x = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_y$$

式中 A_1/A_2 ——力放大系数。

进一步假设流体是不可压缩的, 并且液压缸和连接管路都由非弹性材料制成, 那么活塞 y 的下降位移 a_2 将导致活塞 x 产生上升位移 a_1 , 其关系为

$$a_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot a_2$$

活塞 y 和 x 所做的功 W_x 、 W_y 分别为

$$W_x = F_x \cdot a_1$$

$$W_y = F_y \cdot a_2$$

如果运动时间为 t , 则活塞在单位时间内所做的功为

$$E = \frac{F_x \cdot a_1}{t} = \frac{F_y \cdot a_2}{t}$$

或

$$E = \frac{p \cdot A_1 \cdot a_1}{t} = p \cdot Q$$

式中 Q ——流体从缸 y 流到缸 x 中的流量: $Q = A_1 \cdot a_1 / t$ 。

值得注意的是, 从缸 x 到缸 y 中传输的液压功率也由 $p \times Q$ 计算而得。

二、流量

假设流路(管道)的横截面积不同, 并且流体是理想的, 则由连续性方程可知, 管路中每个截面上的流量 Q 都相等, 即

$$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = \dots = v_n \cdot A_n$$

式中 v_1, v_2, v_3 和 A_1, A_2, A_n ——横截面 1, 2, 3, ...,

n 上的流速和面积。

由上式可知, 流速与横截面积成反比, 即

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

当流体为理想流体, 即液体重度是常量, 忽略流体惯性, 则流过管路中每个横截面上的流体质量相等。如图 1.8 所示, 根据伯努利方程, 每个横截面上的单位质量流体具有同样大小的能量。其方程为

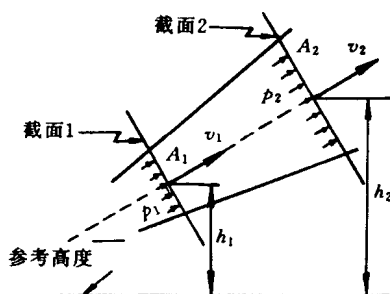


图 1.8 伯努利流动

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + h_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_2 = \text{常数}$$

式中，下标 1 和 2 分别指横截面 1 和横截面 2， γ 为液体重度， v_1 和 v_2 为平均流速， p_1 和 p_2 为平均压力， h_1 和 h_2 为流体中心水平高度。

一般把伯努利方程写成

$$h = h_{dyn} + h_{stat} + h_{pot} = \text{常数}$$

式中 h ——总能量高度；

$$h_{dyn} = \frac{v^2}{2g} = \text{动能高度；}$$

$$h_{stat} = \frac{p}{\gamma} = \text{静压能高度；}$$

$$h_{pot} = \text{位势能高度。}$$

各能量值用压力高度（长度单位）来表示。

在实际的流体流动中，由于存在流体内部摩擦力和沿管壁的流动摩擦力，因此流体从 A_1 面流到 A_2 面时将产生能量损失 h_v 。而且，因为横截面的水平位置高度是定值，所以位势能不变。于是，伯努利方程的修正式为

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_v$$

能量损失 h_v 转换为热能消散在流体中，并且产生相应的压力降。假设流速为定值，即， $v_1 = v_2 = v$ ，并且管道是圆管，具有光滑的内表面，则图 1.8 的截面 1 和截面 2 之间的压力差可用如下的经验公式表达，即

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\lambda \cdot \gamma \cdot v^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} + \frac{\psi \cdot \gamma \cdot v^2}{2g}$$

式中 λ ——无量纲直管摩擦系数；

γ ——流体重度；

ψ ——无量纲阻力系数；

L ——管道长度；

D ——管内径；

v ——平均速度。

在上面的方程中，方程右边的第一项表示的是因摩擦而引起的流体能量损失，第二项表示了因管路的弯曲、接头和截面突变而引起的能量损失。这些损失常称为局部损失。

摩擦系数 λ 取决于流体实际流动的雷诺数 Re （无量纲），它与管内流动是层流还是紊流无关。它们的关系将在下面的段落中介绍。

圆截面管的雷诺数可用下式定义，即

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

式中 v ——平均速度；

D ——管内径；