

现代液压工程

〔德〕J.U. 托马 著

张能扬 译

国防工业出版社

内 容 简 介

本书是根据作者在德国和美国的大学讲课的内容编写而成,已在德、英、意等国出版。

本书全面、系统、精炼地论述了液压技术的各个方面;内容包括:发展简史、液压流体力学、各种元件、各种装置(其中包括伺服控制及液压传动装置)以及振动与噪声等。书的重点在于液压元件的原理、设计及应用,其中又着重于液压泵和液压马达,还介绍了相似理论在其设计中的应用。书中特别对冲击波作了比较详细的介绍,还附有方框图和量纲分析的原理及应用。

本书以阐明概念及方法为主,大量采用方框图而很少用复杂的数学推导,并附有许多计算例题。适合与液压技术有关的科技人员阅读,也适合大学和中专有关专业的师生作为教学参考书。

MODERN OILHYDRAULIC ENGINEERING

Jean U. Thoma

trade and technical press ltd.

*

现 代 液 压 工 程

[德] J. U. 托马 著

张能扬 译

*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

850×1168 $1/32$ 印张 $8\frac{3}{4}$ 221千字

1984年3月第一版 1984年3月第一次印刷 印数:00,001—13,000册

统一书号:15034·2643 定价:1.10元

译者的话

本书是根据该书的英文版翻译的，并参考了德文版。

原书的排印疏误很多，译者在译文中曾做了大量改正，其中有一部分在呼应注中做了说明。由于本人水平有限，译文中的疏忽和错误在所难免，希读者多加批评指正。

在翻译过程中，领导和许多同志曾给予很多的支持和帮助，董国华、苏可皇、冯中和赵连瑞等同志对译文的内容和文字提出了很多宝贵的意见，译者在此表示衷心的感谢。

前 言

本书论述的主题是液压元件，特别是定量或变量液压机械的设计及应用。论述是以流体力学的原理为基础，所以我们在第一章，结合液压油粘度较大的特点来阐述它们。油在狭窄缝隙中的流动情况和压力分布具有特殊重要的意义，第二章在介绍这些问题时还联系到一般机械工程中的完全润滑问题。在有关阀的一章之后，其余各章的内容是：液压回路基本原理、伺服控制设计的实用方面、液压传动装置，最后，是振动与冲击波。

本书是根据作者在德国康斯坦士工学院和美国的几所大学授课和讲学的内容编写而成。此外，还增加了一些设计师和工业界感兴趣的资料，鉴于这一部分内容不是理解本书所必需，故用小号字体印刷或印成脚注。

作者在脚注中还穿插了一些摘自讲课的幽默之谈，这些话不仅是为了调剂一下工程师们的生活，而且还有助于理解和记忆某些重要概念。

虽然液压传动装置十分重要，但由于作者已经在同一出版社出版过另一本以它为主题的书，故这里仅简略介绍一、二。实际上，要详细论述液压传动装置的回路、试验、控制以及应用诸问题，需要花费很多篇幅，只有另写一本方为适宜。

本书只包含一些很简单的数学表达式；在表达液压元件诸变量之间的相互作用和关系方面，则大量采用方框图。这个得力的方法在《液压传动装置》一书中已经得到广泛采用，本书将于附录2中讨论之。

一些国家的公司提供了部分插图，对此，作者表示感谢。在这些图的标题上都注明了公司名称的缩写，至于这些公司的全名和地址则列表于书末。

作者希望这本书将有助于“液压工程”这一学科的实践和进展。

J. U. 托马 于 1970 年春

瑞士 楚格

美国 马利兰 学院公园

目 录

符号说明	1
发展简史	6
第一章 液压系统的流体力学	9
§ 1.1 基本原理	9
1.1-1 流体中的力	9
1.1-2 液压技术的基本变量	10
1.1-3 单位制和实际计算	12
1.1-4 作用在壁面上的力	16
§ 1.2 液压流体的性质	18
§ 1.3 惯性力作用下的流动	25
§ 1.4 液压回路技术	30
1.4-1 液压偶极	30
1.4-2 偶极的串联和并联	31
1.4-3 液压阻抗和液压导纳	32
第二章 缝隙——液压技术的基本单元	37
§ 2.1 缝隙中的流动	37
§ 2.2 两固定平行壁面形成的缝隙	43
§ 2.3 变高度缝隙	51
2.3-1 壁面静止的变高度缝隙	51
2.3-2 壁面运动的变高度缝隙	56
§ 2.4 缝隙中的热效应和惯性效应	58
2.4-1 热效应	58
2.4-2 惯性效应	62
§ 2.5 液体静压轴承	64
2.5-1 滑靴——液体静压轴承的基本形式	64
2.5-2 液体静压轴承的类型	69
2.5-3 诸变量之间的相互作用	71
2.5-4 圆形滑靴	75
2.5-5 倾复力和倾复力矩	77

2.5-6	几何形状设计及载荷能力	79
2.5-7	必要的缝隙高度	82
2.5-8	欠平衡式滑靴和轴承的设计	83
§ 2.6	液体动力轴承	86
2.6-1	几何楔	86
2.6-2	各种不同的结构形式	89
2.6-3	滚柱轴承中的润滑楔	91
§ 2.7	柱塞和滑阀的稳定性	92
第三章	液压泵和液压马达	96
§ 3.1	工作和工作极限	96
3.1-1	液压功率的产生	96
3.1-2	工作图	97
3.1-3	无损失时的基本方程式	100
3.1-4	有损失时的基本方程式	103
3.1-5	损失的数学模型	107
3.1-6	柱塞液压机械的流量变化	112
§ 3.2	柱塞液压机械	113
3.2-1	分类	113
3.2-2	径向柱塞液压机械	115
3.2-3	轴向柱塞液压机械	116
3.2-4	低速液压机械	124
§ 3.3	柱塞液压机械的零件	128
3.3-1	带滑靴的柱塞	129
3.3-2	节流装置	132
3.3-3	缸体的几何尺寸	136
3.3-4	配油面的设计	138
3.3-5	缸体的支承和力的补偿	145
3.3-6	驱动法兰与缸体之间的同步	149
§ 3.4	无柱塞液压机械	151
3.4-1	齿轮液压机械	152
3.4-2	叶片液压机械	157
3.4-3	其它类型的液压机械	161
§ 3.5	工作极限和相似定理	163
3.5-1	工作极限的性质	163
3.5-2	相似定理在液压机械设计中的应用	166
§ 3.6	液压机械的特性	170
第四章	液压元件	174

§ 4.1	节流阀	174
4.1-1	概论	174
4.1-2	作用于座阀及滑阀上的力	175
4.1-3	节流阀的特性	176
§ 4.2	溢流阀	178
4.2-1	直动式溢流阀	178
4.2-2	单向阀	180
4.2-3	先导式溢流阀	181
4.2-4	特殊形式的溢流阀	183
§ 4.3	流量控制阀	183
§ 4.4	方向控制阀	187
§ 4.5	伺服阀	190
§ 4.6	其它液压元件	195
4.6-1	液压蓄能器	195
4.6-2	滤油器	198
第五章	液压装置	203
§ 5.1	液压能源装置	203
§ 5.2	液压操作装置	209
§ 5.3	水压机	211
§ 5.4	伺服控制	214
5.4-1	组成及分类	214
5.4-2	伺服控制的工作情况	217
5.4-3	设计与计算	221
第六章	液压传动装置	225
§ 6.1	原理及回路	225
§ 6.2	工作情况和特性	230
§ 6.3	液压传动装置的计算	234
§ 6.4	功率分流液压传动装置	239
第七章	振动与噪声	242
§ 7.1	振动与谐振	242
§ 7.2	闭阀时所引起的冲击波	244
§ 7.3	冲击波的形式	252
附录 1	液压回路符号	257
附录 2	方框图	262
附录 3	量纲、变量及数字	266
参考文献		271
提供插图的厂家全名及地址		272

符号说明●

为了使符号便于记忆，我们将尽可能地采用同一字母来代表量纲相同的那些变量，而用角注来表示它们之间的区别。推荐使用的单位则附在方括号内。

- a 冲击波在管路中的传播速度〔厘米/秒〕
- b 宽度，特别是指密封唇口〔厘米〕
- c_f 量纲常数（式（1.1-5））
- c_o 油的比热
- $c_f, c_h, c_v, c_s, c_{ss}$ 数学模型中的损失系数（§3.1）
- d 直径〔厘米〕
- d_e, d_m, d_i 滑靴的外直径、平均直径及内直径
- d_p, d_s 柱塞直径；节圆直径（§3.4）
- e 偏心距〔厘米〕（§3.4）
- e 壁厚〔厘米〕（§7.2）
- f 函数或方框的传递函数
- f_{in} 内环的传递函数（§5.4）
- f_{red} 液体静压轴承的相当摩擦系数，其定义式为式（2.5-3）
- g 重力加速度
- g 方框的传递函数（附录3）
- h 高度〔厘米〕，特别是指第二章中的缝隙高度
- h 齿高（§3.4）
- h_1, h_0 缝隙始端和终端的高度
- i 伺服阀的控制电流

k	弹簧常数
m	质量〔公斤〕
m	压力比因数 (3.3-4)
m	齿轮模数〔厘米〕 (§ 3.4)
p	压力〔巴〕
p_0 、 p_{sp}	工作压力及供油压力
p_{dyn} 、 p_{stat}	动压力及静压力 (§ 1.3)
p_{ld}	载荷压力
p_L	损失压力, 其定义式为式 (3.1-6)
p_c 、 p_{Lf} 、 p_{Lv} 、 p_{Lh}	数学模型中的损失压力分量 (§ 3.1)
p_{vs}	伺服阀的压力降 (§ 4.5)
p_{fill}	气体蓄能器的充气压力 (§ 4.6)
p_x	液压油的特征压力 (§ 1.2)
q	每旋转一周的排量〔厘米 ³ /转〕
q	每旋转一弧度的排量〔厘米 ³ /弧度〕
q_0	每旋转一弧度的最大排量
q_{10} 、 q_{20}	初级和次级每旋转一弧度的最大排量
r 、 r_e 、 r_i	圆形滑靴的半径、外半径和内半径
s	行程或直线位置〔厘米〕
s	拉普拉斯变量 (§ 5.4)
s_e	齿顶间隙 (§ 3.4)
s_{Ap} 、 s_E 、 s_{vs}	执行活塞位置、输入位置和阀芯位置 (§ 5.4)
s_p	柱塞位置 (§ 3.2)
t	时间〔秒〕
u	积分变量 (第二章)
v	速度或速率〔厘米/秒〕
v_0 、 v_m	壁面速度及平均流速
x	沿缝隙高度方向的坐标轴
y	沿缝隙宽度方向的坐标轴

- z 沿缝隙长度方向的坐标轴
 z 缸数或齿数
 A 面积〔厘米²〕
 A_{ov} 、 A_{lp} 、 A_{tot} 液体静压轴承的油腔面积、密封唇口面积及总面积（由式（2.5-1 a）定义）
 A_{ms} 阀芯的有效面积（§ 4.2）
 A_{fl} 阀的开口面积（§ 4.2）
 A_t 一个齿的截面积（§ 3.4）
 B 容积弹性系数〔巴〕，其定义式为式（1.2-2）
 D 微分算子（ d/dt ）（第五章）
 E 弹性系数（杨氏系数）〔巴〕
 E 能量〔拾牛·厘米〕
 E_{comp} 、 E_{dis} 压缩能和排油能（§ 1.2）
 E_{def} 变形能（§ 7.2）
 F 力〔拾牛或千牛〕
 F_{ld} 、 F_{ta} 载荷力和切向力（§ 2.5）
 F_a 、 F_r 轴向力和径向力（§ 3.2）
 F_p 柱塞所受总压力（§ 3.2）
 F_{sl} 滑靴的载荷（§ 3.2）
 F_{vs} 、 F'_{vs} 扰动力（§ 4.5）
 J 热功当量
 K 伺服阀的阀芯位置与流量之间的增益〔厘米²/秒〕
 L 长度〔厘米〕
 L_{cr} 连杆两球头之间的中心距（3.3-6）
 L_{eq} 球形活塞的当量长度，其定义式为式（2.3-8）
 L_H 行程（§ 3.2）
 L_m 缝隙的平均长度
 M 扭矩或转矩〔拾牛·厘米〕
 M_e 、 M_i 有效扭矩及理想扭矩（§ 3.1）

M_L	损失扭矩 (§ 3.1)
M_f, M_v, M_c, M_h	数学模型中的损失扭矩的分量 (3.1-5)
M_1, M_2	初级和次级的扭矩 (§ 6.1)
M_u	输出轴的扭矩 (§ 6.4)
P	功率〔拾牛·厘米/秒或千瓦〕
P_{ap}	表观功率 (§ 3.2及 § 6.3)
P_{he}, P_{me}	液压功率和机械功率
Q	容积流量〔厘米 ³ /秒〕
Q_e, Q_i	有效容积流量及理想容积流量 (§ 3.1)
Q_s, Q_{s1}	泄漏量 (3.1-5)
R	半径〔厘米〕
R_{f1}	驱动法兰球座中心分布圆半径 (§ 3.2)
R_{s1}	缸孔中心分布圆半径 (§ 3.2)
T	温度
T_x	液压油的特征温度 (§ 1.2)
V	容积〔厘米 ³ 〕
V_{cc}	压缩腔容积 (§ 3.3)
V_0	气体蓄能器的容积 (4.6-1)
Y	导纳〔厘米 ³ /巴·秒〕
Y_s	泄漏导纳
Y_{sc}, Y_{sg}	割线导纳及切线导纳
Z	阻抗〔巴·秒/厘米 ³ 〕
Z_{sc}, Z_{sg}	割线阻抗及切线阻抗
α	排量调节系数
$\hat{\alpha}$	倾斜角或摆动角
β	欠平衡式液体静压轴承中的平衡系数, 其定义式为式 (2.5-11)
δ	缝隙的高度比 (§ 2.3)
δ	壁厚与柱塞直径之比
γ	配油面的遮盖角 (§ 3.3)

- γ 扭矩放大倍数 (§ 6.3)
- γ_{cr} 连杆角 (§ 3.3)
- ϵ 应变 (§ 7.3)
- ξ 损失系数
- ξ 阻尼系数 (§ 5.4)
- η 效率
- η_m 、 η_v 、 η_{tot} 机械效率、容积效率及总效率
- θ 射流角
- κ 气体的定压比热与定容比热之比 (§ 4.6)
- λ 液体静压轴承的载荷系数
- λ 相似定理中的长度系数 (§ 3.5)
- λ_R 管中的摩擦系数
- μ 粘度〔巴·秒〕
- ρ 密度〔公斤/厘米³〕
- σ 弹性应力〔巴〕
- τ 剪切应力〔巴〕
- ϕ 旋转角〔弧度〕
- ω 旋转频率〔弧度/秒〕
- ω_1 、 ω_2 、 ω_u 初级、次级及输出轴的旋转频率 (第六章)
- ω_n 谐振频率 (§ 5.4)
- ω_r 损失频率, 其定义式为式 (3.1-5)
- Ω 液压机械的比旋转频率, 其定义式为式 (3.5-1)

发展简史

本书所涉及之内容在许多液压产品的设计原理，这些产品今日已构成液压或流体动力工程学科。这门学科不同于河流及堰坝的水力学，在该水力学中，重力居于压倒一切之地位。

液压工程建立在以导管和回路中流体的静压力传递力和功率这一原理的基础上。这个原理，帕斯卡早在十七世纪即已发现；而第一个把它应用于工业生产的人，当推英国伦敦的约瑟夫·布拉默（1749~1814）。他把这个原理用于水压机，以水作为介质来产生极大的力。他在细部方面的最大发展是在活塞和缸孔之间采用了适当的填料和密封装置。布拉默在自己的工厂里造了一批水压机，用于压紧羊毛和纺织原料、榨取植物油以及拔树等作业。当时造船业正缺少专用的橡木，木材生产成为关键，后一用途对木材生产起了很大作用●。

图 1-1 是一个示意图，表明水压机的泵的小活塞与大的压力活塞之间的流体柱传递流体静压力的情况。按照帕斯卡原理，流体柱与钢

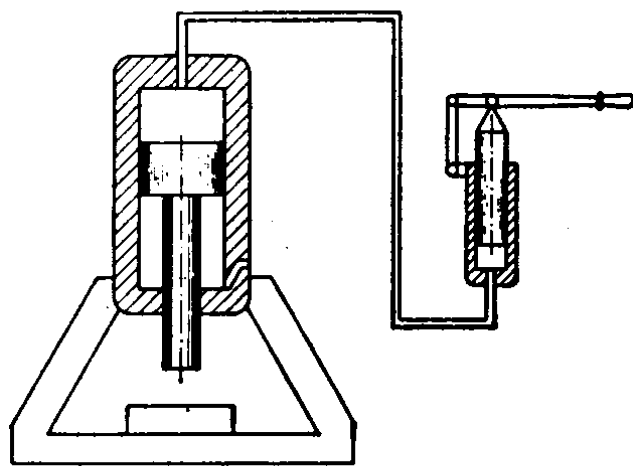


图1.1 借助于流体柱在两活塞之间传递力的原理图

柱不同之处是它必须容纳在管壁内，或受管壁侧表面的支撑。这个设计方案不仅应用于第一台水压机，也为现代液压工程奠定了基础。只不过今天我们采用适当的控制阀来控制流体及其流量，

● 根据Jan McNeil "Joseph Brama", London, 1968.

并用液压机械来代替手泵而已。

在十九世纪的后半叶，阿姆斯创 (W. G. Armstrong) 曾研制了很多液压机械和元件，这些机械和元件主要用于造船中的锚机和起重机上。阿姆斯创曾经采用重锤式蓄能器以均衡高压水的流量；还采用了输出旋转运动的径向柱塞机械，其配流面 (valve face) 用金属和叫做铁梨木的热带木材组配[●]。

电机及电驱动的发展曾使液压工程停滞不前。这一局面一直延续至1905年油液首次被用作工作流体时为止。詹尼 (Janney) 设计了一个带轴向柱塞机械的液压传动装置，用于转动[●]军舰上的炮塔，其中主要的改进就是用油作为工作流体，从而利用了油的润滑作用。

水轮机的调速器和大阀的操纵装置大约出现于1901年，这是液压工程的又一重大应用。

以油作为工作流体的径向柱塞机械先后由海勒·肖 (Hele Shaw) 及汉斯·托马 (Hans Thoma) 于1910年及1922年研制成功。汉斯·托马还研制出斜轴式轴向柱塞液压机械。起初 (1930年) 他采用平面配流面，并用万向节实现同步；1946年后改用球形配流面，用连杆实现同步。斜盘式轴向柱塞液压机械则大约于1950年开始用于工业生产。

另一个重大进展是在阀的方面，尤其是包括先导式溢流阀在内的两通阀，是哈里·威克斯 (Harry Vickers) 于1936年提出来的。此外，在液压元件中还值得一提的，是蓄能器采用气体作为弹性介质，用橡胶膜将油液和气体隔开。这是琼·默西埃 (Jean Mercier) 在1950年研制成功的。

美国麻萨诸塞州理工学院的布莱克本 (Blackburn)、李 (Lee) 等人对于高压的液压问题以及伺服控制问题进行了深入的研究。

● 这些古老而有趣的设计，有许多被陈列于英国伦敦肯辛顿 (Kensington) 科学博物馆。

● 原文误为“训练”。——译者

大约在 1958 年，他们造出了电液伺服阀。今天，这种阀几乎是普遍使用了。

这些进展为液压工程提供了一切必要的元件。从1950年开始，液压技术在许多领域里，特别是在自动化和合理化方面得到了广泛应用。当前的趋势是将液压元件与电子元件及射流元件结合起来。这种系统能够提供很多有益的解决问题办法，包括数控机床的进给驱动在内。多年来流行着一句俗语：电是神经，液压是肌肉。今天，这句话比以往任何时候都更为适用。

至于有多少“电神经”（或信息处理部分）将被射流元件（带有或不带有运动的固体零件，如薄膜）所取代，这一问题将留待未来去做结论。

第一章 液压系统的流体力学

液压机械和液压元件的工作是和有压力的流体分不开的，故在设计时需要遵循流体力学的一些定理。然而，由于本书所采取的观点与普通流体力学不同；因此，似乎还有必要在本章中将流体力学的部分内容加以重述。

§ 1.1 基本原理

1.1-1 流体中的力

流体与固体不同，它不运动时是不能承受剪应力的。此时，流体内任何一点的应力在所有的方向上都相等，称为静压力或流体静压力[●]。按照十七世纪发现的帕斯卡定理，静压力相等地作用于一切方向。

流体[⊕]的一个更重要的性质是，它几乎是不可压缩的。这意味着一定量的流体在外界压力作用下，体积仅有很小的压缩。这个问题将在第 1.2 节中详述。流体的这个性质正好与气体相反；气体的体积可以有很大的压缩，它给液压技术的姊妹技术——气动技术——带来许多新问题。

液压机械是按照采用不可压缩流体设计的；由于所用流体也可供润滑之用，故不需要象汽车发动机那样地有一个单独的润滑油路。

在运动或静止的流体中，一共存在着下列诸力：

1. 压力产生的力；
2. 由于粘性而引起的剪切力；

● 这里不包括所谓的非牛顿流体，非牛顿流体很少用于液压工程。

⊕ 本书中的“流体”常专指“液体”。——译者