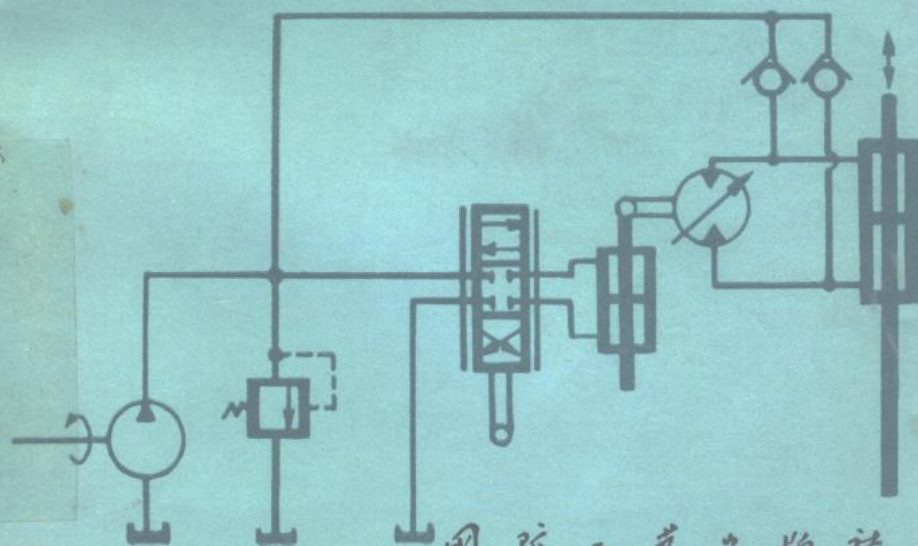


液压系统分析

〔美〕 G. R. 凯 勒 著

林其璈 陈燕庆 译

陈新海 校



国防工业出版社

液 压 系 统 分 析

〔美〕 G. R. 凯勒 著

林其璈 译
陈燕庆

陈新海 校

國 防 工 業 出 版 社

内 容 简 介

本书是论述液压系统分析与设计的专著。着重从理论上研究整个系统的分析和设计,同时对于作为分析液压系统基础的流体流动理论及构成液压系统的各主要部件——阀、马达及管路系统等也作了相应的论述。对有关液压系统设计中的许多实际问题如污染、密封、管路的连接等也有所论及。

本书可供从事液压传动与控制的工程技术人员阅读,也可作为大专院校有关专业的教学参考书。

307/17

Hydraulics System Analysis

George R. Keller

Published by the Editors of

Hydraulics & Pneumatics Magazine 1978

*

液压系统分析

【美】G. R. 凯勒 著

林其敦 译

陈燕庆

陈新海 校

责任编辑 米德友

*

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 10 253 千字

1985年7月第一版 1985年7月第一次印刷 印数: 0,001—8,200册

统一书号: 15034·2776 定价: 1.90元

译者序

本书系美国波音飞机公司培训液压技术工程师所用的教材。因此，除了有理论上的严密性及循序渐进等一般教材所具有的特点外，还阐述了许多实际问题的解决办法及许多技术细节，同时还提供了一些有用的数据，它们有助于解决液压系统中存在的许多棘手的问题，而这些内容在一般教科书或理论分析书籍中是很难找到的。此外，作者还特别强调了将整个液压系统从自动控制的角度来分析，以期获得最好的动态性能。这一点正是我国许多读者所关心的。

基于以上原因，我们决定把本书译出供有关同志参考。

译文的第一章至第六章以及附录由陈燕庆翻译，第七章至第十二章由林其璈翻译，并请陈新海同志校阅了全稿。由于我们水平有限，译文中一定会有不少错误或不妥之处，恳切希望读者批评指正。

译者

目 录

第一章 压力及流量

1.1 液压系统的优点	1
1.2 动力系统的类比	3
1.3 流体动力的基本原理	5
1.4 流体静力学	5
1.5 流体动力学	7
1.6 液流中能量、质量及功的关系	9
1.7 质量守恒	10
1.8 动量守恒	10
1.9 能量守恒	12
1.10 液流	15

第二章 液压系统的材料

2.1 引言	19
2.2 液压油	19
2.3 防火的油液	34
2.4 合成橡胶	36
2.5 合成橡胶的特性	38
2.6 无机材料	42

第三章 动力装置

3.1 引言	48
3.2 泵	49
3.3 定排量柱塞泵	50
3.4 变量泵	53
3.5 泵和系统间的相互影响	57
3.6 油泵的分析	61

3.7	压力补偿变量泵的动态特性	63
3.8	系统的阻尼	65
3.9	固有频率	66
3.10	实例	66
3.11	泵的故障检测	67
3.12	蓄压器	69

第四章 传输管道——稳定流

4.1	压力损耗	77
4.2	管道和导管的规格	78
4.3	直管中的压力损耗	79
4.4	管道的弯头	84
4.5	节流孔	87
4.6	管道的扩张	91
4.7	管道的收缩	92
4.8	环环节流孔	93
4.9	接头	96
4.10	挠性软管	98
4.11	管路系统	98

第五章 传输管道——不稳定流

5.1	不稳定流的起因	103
5.2	气-油混合物的有效容积模数	105
5.3	系统的有效容积模数	107
5.4	末端敞开的管道	110
5.5	末端封闭的管道	110
5.6	末端具有腔室的管道	111
5.7	具有固定节流孔的管道	114
5.8	具有控制阀的管道	116
5.9	压力脉动的阻尼	116
5.10	泵的脉动	117
5.11	用蓄压器作为脉动波的阻尼器	117
5.12	阀的迅速关闭	119

5.13 集中参数分析法	119
5.14 分布参数分析法	121
5.15 阀的缓慢关闭	124

第六章 传输管道——元件

6.1 油箱	129
6.2 溢流阀	132
6.3 减压阀	136
6.4 管道与导管	138
6.5 接头	139
6.6 可拆卸接头	140
6.7 可拆卸接头的类型	145
6.8 固定接头	146
6.9 挠性连接	149
6.10 蛇形管	150
6.11 旋转接头	152
6.12 伸缩接头	153

第七章 污染及过滤

7.1 液压系统的净化	154
7.2 污染	155
7.3 最低程度污染	157
7.4 滤油器和过滤	158
7.5 滤油器理论	160
7.6 滤油器精度等级	162
7.7 滤油器和系统的鉴定	167
7.8 液压系统中滤油器的安装位置	170
7.9 油液中的气体	172
7.10 气体的排除	175

第八章 控制阀

8.1 阀的功能	179
----------	-----

8.2	截流阀	180
8.3	液压随动阀	183
8.4	阀的控制	183
8.5	阀芯阀套式滑阀	184
8.6	阀的特性	188
8.7	阀-负载组合	192
8.8	单喷嘴挡板阀	195
8.9	双喷嘴挡板阀	197
8.10	射流管阀	199
8.11	伺服阀	200
8.12	电液伺服阀	200
8.13	流量控制伺服阀	204
8.14	压力控制伺服阀	205
8.15	加速转换 (AS) 伺服阀	205

第九章 动力输出元件

9.1	定义	208
9.2	作动筒式执行器	208
9.3	执行器-阀组合	215
9.4	执行器的设计计算	217
9.5	执行器动态分析	222
9.6	执行器冲击的吸收	226
9.7	执行器中的瞬变压力	230
9.8	伺服执行机构的设计依据	232
9.9	摆动式马达	234
9.10	旋转式马达	236
9.11	低速液压马达	237

第十章 密封及密封装置

10.1	引言	239
10.2	固定密封	236
10.3	运动密封	240
10.4	运动用O形密封圈	242

10.5	活塞环.....	244
10.6	金属活塞环.....	245
10.7	其他金属运动密封件.....	249
10.8	双重运动密封.....	249
10.9	旋转密封.....	250

第十一章 液压伺服机构

11.1	定义.....	252
11.2	其他调节系统.....	253
11.3	“邦-邦”伺服系统	253
11.4	比例伺服系统.....	254
11.5	机械输入伺服系统.....	255
11.6	动态系统的特性.....	256
11.7	弹簧-质量系统	257
11.8	电输入伺服系统.....	267
11.9	频率响应技术.....	270

第十二章 系统概念

12.1	引言.....	278
12.2	定流量系统.....	278
12.3	定压力系统.....	283
12.4	液压传动.....	284
12.5	泵控伺服机构.....	286
12.6	一次使用系统.....	288
12.7	自行起动系统.....	289
12.8	波动式液压系统.....	290
12.9	数字系统.....	293

附 录

习题解答.....	298
-----------	-----

第一章 压力及流量

1.1 液压系统的优点

随着液压流体和其他材料的改进，液压系统本身也更趋复杂和完善。大多数早期的液压系统，其复杂程度不会超过现今汽车上用的液压千斤顶。在这种装置中有一手摇泵将油液从油箱中泵出。油液通过止回阀或单向阀进入线性作动筒，流入作动筒的油液迫使活塞运动，而运动的活塞就可以对外负载做功。此外，另有一活门控制液流由活塞返回油箱。

借助于动力驱动泵及方向控制阀，这类简单系统发展成可用同一油源分别或按一定顺序操纵多个负载。液压动力传动装置实质上是一个功率放大器，只需在系统的控制元件上作用一个很小的力就会在负载上形成很大的动力。

使用助力伺服机构，液压动力可帮助操作人员进行各种操作。更进一步的改进就出现了单向伺服机构，在这种系统中操作人员的作用力被作动筒或马达中的油液隔离。

那末在重工业及汽车和飞机设计中采用液压传动的原因又是什么呢？纵使气动系统比液压系统出现得更早，电力传动系统又比液压系统使用得更普遍，但是对于那种需要高倍数的功率放大，或是要求体积很小的机构能产生很大能量的情况则几乎无例外地采用液压动力。

如果将液压动力的传输及放大特性与气动、电动以及机械系统相比就可得出如下一些采用液压传动的理由：

液压马达具有极高的力矩-惯量比。因此为使马达加速只需消耗很小的可用力矩；大部分力矩都可直接作用于负载上。举例来说，当工作压力为 3000 磅/英寸² 时大型液压马达的空载加速率约为 0.3×10^{-1} /秒²，小型液压马达的空载加速率约为 $3.4 \times$

10^5 1/秒^2 。没有其他那一种动力传输系统可以使马达具有接近这一数值的加速率。较高的油源压力相应地产生较高的加速率。

液压马达不像电动机那样会产生反电势。因此在整个设计范围内其加速率基本上是个常数。

液压部件比同体积的电气部件能产生更大的动力。其原因在于电气设备所用材料的特性。性能相当优良的电枢钢在不饱和的情况下也只能产生相当于 200 磅/英寸^2 的牵引力。与之相比,工作压力为 3000 磅/英寸^2 的液压设备是很普通的,压力高达 5000 磅/英寸^2 的也不少见。

由于压力密度较大,因此凡功率大于1马力的液压设备其体积都要比电动机小得多,而且也要比气动马达稍小。

液压马达在承受重型或弹性负载方面要比电动或气动马达好得多。至于从负载对马达的影响来看,电场或压缩空气都很“软”,而相对来说不易被压缩的液压油却是“硬”的。

液压传动系统有效传输动力的距离要比机械系统远,但不如电气系统。

液压传动系统的危险性可能要比电气传动小一些,比起机械传动系统来也要安全得多。

液压油是一种良好的导热体,因而即使系统在大负载下工作仍能保持较低的温升。在工作界面处产生的热量很快就被传走了。由于不需要考虑吸热的质量,因而系统的工作面积就可以做得较小。加之压力密度又较高,因此液压马达的重量小于每马力1磅。马力-重量比高达2.5的液压马达是很常见的。

当然,液压系统也有某些缺点。液压油比较脏,漏油现象不可避免。大多数液压油的良好润滑性使其产生泄漏,而漏出的油又非常危险[●]。有些油液还会损坏涂层及电气绝缘性能。

液压系统,特别是那些使用液压动力非常有效的高性能伺服系统极易受尘埃及污染的影响而损坏。必须经常对它们加以注意

● 指有着火燃烧的危险。——译者

以防进入杂质或产生污染。而且液压系统还需要昂贵的过滤装置以保持系统的清洁。

高压液压系统中某一元件的断裂或爆破都是很危险的。高速喷出的油束会损伤眼睛，刺穿皮肤，以及危害其他设备。作者曾见到过工作压力为3000磅/英寸²的管道断裂时一段长3英尺直径为 $1\frac{1}{2}$ 英寸的管道被飞转地抛出50英尺之远。

除非应用防火的油液，否则液压系统的泄漏很可能造成起火的风险。大多数石油基液压油都是高度易燃的。从裂口高速喷出的油束打到某个平面上时会产生很高的温度。

最后，液压动力装置的结构十分紧凑，因此小功率（小于1马力）系统的发展和控制就比较困难，除非将系统的压力密度降低到电力传动系统能与之激烈竞争的水平。

1.2 动力系统的类比

液压系统的工作情况，至少在层流范围内，与机械和电力系统十分相似。以后我们将推导出相似的方程。基于这个观点，我们用图表示各种系统的类比。图1.1所示为液压系统的参数与电力系统和平移及旋转的机械系统的有关参数的比较。相似的类比方法也可扩展到对气动系统、热力系统或使用其他能量的系统。这些元件（至少是电气元件）可以组成一种称为“无源”网络的形式。它们之所以称作“无源”，是因为在工作过程中没有能量加入系统，虽然在网络中会由于在电阻上转换成热量而有能量损耗。在系统产生周期性振荡（例如正弦振荡）的情况下，这些网络将对传输系统在不同频率下的稳定性产生影响。

由于在设计高性能的液压系统时对动态特性的要求日益增加，因此本书将从实用角度出发阐述那些影响系统动态运行的因素和元件设计及系统中各元件的配置之间的关系。我们并不打算提出设计方法，只不过想说明一下典型问题的初步解法。因此本书将把液压系统中各部分的讨论与基本工程方法联系起来。我们

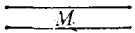
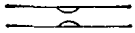
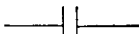
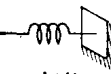
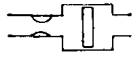
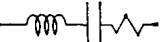
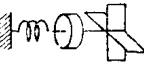
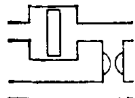
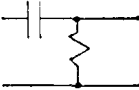
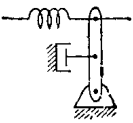
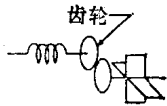
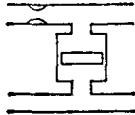
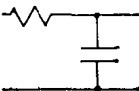
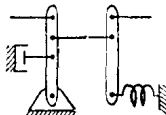
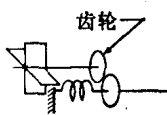
液压	电气	机械-平移	机械-旋转
 惯性质量	 电感	 惯性质量	 转动惯量
 层流节流器	 电阻	 阻尼器	 粘性阻尼器
 传动油缸	 电容	 弹簧	 扭簧
 	 	 	
 	 	 	 齿轮
 	 	 	 齿轮

图1.1 液压系统的参数和电气及机械系统的比较

的真正目的是想表明，如何用这些基本方法来解决典型的元件和系统设计问题。

在必要的地方将用微积分来解方程，但是在大多数情况下都无需用它来处理问题。参考书〔2，3，4，5，6〕对获得某些特定问题的详细了解可能是有价值的。不过本书将坚持自己的特点，所有合理的尝试已经表明不需要再用其他的方法。

液压工业中的某些习惯作法使问题的解决变困难了。如用英尺水头作为压力的度量以及使用赛波特(Saybolt)通用秒或公制

单位来度量粘度。在本书中大多数这种单位都已转换成英制当量。尽管作者比较喜欢用英制，但还是避免将每种单位都转换成磅力、英寸和秒，因为这样很可能产生混淆。在许多地方都可看到这样做所引起的与已经建立起来的习惯作法的矛盾。例如用牛顿作为运动粘度的转换公式早已有了。

在本书内容适合的地方都给出了习题，以便使初学者能获得解题的练习。这些习题几乎可以代表作者在不同的时间内所遇到过的困难。它们都是现代液压系统中的实际问题。在许多情况下只有作出简化假设，问题才可能有解。由于作了这些假设，液压工程师就不应盲目地使用这些公式。如果问题的真正困难已经解决，那末就要仔细地考虑由于假设条件而产生的实际误差。

1.3 流体动力的基本原理

多年来人们都把液压系统看成是一种由管路将许多元件连在一起的装置。要不就是把液压系统仅看作是液压伺服机构的能源。实际上这两种看法都可能导致基本的错误。如果按这种原则去组成系统，那末这种系统不是性能不理想就是不稳定，或者是两者兼而有之。

从工作的观点来看，任一液压系统都可分为四个部分：动力输入部分、动力传输系统、以及控制元件和动力输出部分。动力输入部分通常由油泵和蓄压器组成。传输系统包括管道、管接头、旋转接头及活动软管。流量控制阀、压力控制阀和溢流阀构成控制元件。动力输出部分通常由旋转和摆动马达或直线作动筒组成。由于几乎所有的实际液压系统都可分成这样相同的四个基本部分，因此下面我们将仔细地研究它们。

1.4 流体静力学

与各种力矩转换器不同，几乎所有的液压动力系统都是按帕斯卡（Pascal）定律来进行工作的。帕斯卡定律可叙述为：

连续液流中任一点的压力在各个方向上是相等的。

帕斯卡定律的若干重要推论为:

1. 在任何处于静止状态的均匀流体系统中压力随液体深度的增加而增加。

2. 在静止的均匀流体系统中任一点的压力都垂直地作用在与液体接触的表面上。对于弯曲的表面, 则任一点的压力都作用于该点所在平面的法线方向。

第一个推论可简述为: 压力随深度的增加而增加。这一点对于游泳者或潜水员来说并不陌生, 因为当他们游到更深的地方时就会感觉到作用在耳膜上的压力在增大。这个事实即可用来建立图 1.2 的数学关系式

$$P_2 = P_1 + \rho gh \quad (1.1)$$

式中 P_1 ——点 1 处的压力;

P_2 ——点 2 处的压力;

ρ ——液体的质量密度;

g ——重力加速度;

h ——1, 2 两点间的垂直距离。

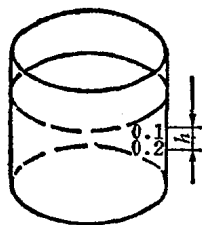


图1.2 压力随深度的增加而增加

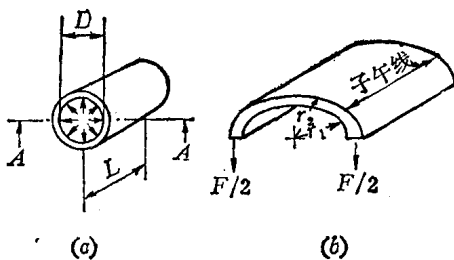


图1.3 压力作用在管道、作动器、蓄压器、油箱等弯曲表面上的效应

第二个推论对于了解作用在诸如油箱、作动器活塞、和其他具有弯曲表面的工作部件上的流体压力的效应非常重要。有效压力作用于曲面在作用平面的投影上。下面研究两个例子:

图 1.3 (a) 所示为一内径为 D , 长度为单位长的圆筒形部件。它可以是液压管道的一部分, 也可以是作动器、蓄压器或油

箱的一部分。如果忽略轴向作用的诸力，则推论又可叙述为：使图示压力容器膨胀的力可通过将作用在与 $A-A$ 线垂直方向上的诸力相加而获得。总的力为

$$F = PD \quad (1.2)$$

如果该圆筒形部件的筒壁足够薄 ($t < 0.1r_1$)，以致不存在沿筒壁的径向应力梯度，那末沿圆周作用的使筒壁破裂的张力所产生的单位长度上的应力为

$$S_1 = \frac{Pr_1}{t} \quad (1.3)$$

S_1 称为圆周张力。如图 1.3 (b) 所示，圆周张力为切向地作用在管道任意分离体上的合成力。压力同时也产生一个轴向的力。在薄壁管道中由此力引起的张力为

$$S_2 = \frac{Pr_1}{2t} \quad (1.4)$$

在以上条件下筒壁的径向变形（即膨胀）为

$$\text{径向变形} = \frac{r_1}{E} (S_1 - \mu S_2) \quad (1.5)$$

式中 E ——弹性模数；

μ ——泊松比。

作为第二个例子，我们来考察图 1.4 所示的液压作动筒的曲面形活塞头。尽管活塞的工作面积由于做成曲面形而有所增加，但作动筒输出的力仍为 $F = PA$ ，就如同活塞面完全是平的一样。

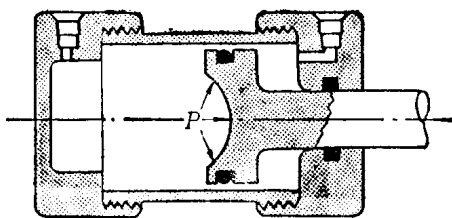


图1.4 曲面形受力面不会使作动筒的输出力加大

1.5 流体动力学

有关速度、流量和压力之间一系列的关系式都可由下列落体的基本运动方程导出。

$$h = \frac{1}{2} gt^2 \quad (1.6)$$

$$v = gt \quad (1.7)$$

将以上两式合并即可得到无摩擦的流体从节流孔流出的托里塞利 (Torricelli) 方程

$$v^2 = 2gh \quad (1.8)$$

此方程表明, 流体介质在重力影响下的流动速度与液柱距测量点高度的平方根成正比。

式(1.8) 在其他方面的应用为计算某贮箱中液体流尽所需的时间。液体从贮箱中流出的流量为

$$Q = A_0 v = \frac{dV}{dt} \quad (1.9)$$

式中 Q ——流量;

V ——贮箱的体积;

A_0 ——出口的面积;

v ——液流速度。

由于

$$V = A_i h, \quad dV = A_i dh, \quad \text{以及} \quad v = \sqrt{2gh} \quad (1.10)$$

式中 A_i ——油箱的面积。

故有

$$A_i dh = A_0 \sqrt{2gh} dt \quad (1.11)$$

$$dt = \frac{A_i dh}{A_0 \sqrt{2gh}} \quad (1.12)$$

$$t = \frac{A_i}{A_0 \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{dh}{\sqrt{h}} \quad (1.13)$$

$$t = \frac{\sqrt{2} A_i \sqrt{H}}{A_0 \sqrt{g}} \quad (1.14)$$

方程 (1.8) 也能表成以压力为单位的形式

$$P = \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.15)$$

这个关系式可根据已知的任意压差而求得液流的速度, 或是由速度的变化而求出压力。这个压力就叫做液压系统的“速度头”。