

现代液压回路 设计基础

陈 城 书 著

中国农业机械出版社

现代液压回路设计基础

陈 城 书 著

中国农业机械出版社

责任编辑 孙 瑞

内 容 简 介

目前一般文献中的液压回路理论分析是借助控制论中的方法进行,因此一些物理概念不够明确、计算公式太繁杂,为了改变这一状况,本书的作者把电子学的理论运用到液压技术中来解释液压回路,它完全不同于目前一般文献中对液压回路的传统分析方法。这一新的学术观点对今后开展液压技术的科研工作和液压元件的大规模自动化生产有很大的帮助。

本书共分六章。分别讲述了液压技术中的基本元件、放大器、恒值调节、逻辑元件、开环控制回路、闭环控制(伺服)系统等,可供广大科研人员参考。

现代液压回路设计基础

陈城书 著

*

中国农业机械出版社出版

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行

新华书店经售

*

787×1092 32开 $4\frac{1}{2}$ 印张 98千字

1982年8月北京第一版·1982年8月重庆第一次印刷

印数: 0.001—9.600 定价 0.58 元

统一书号: 15216·109

前 言

目前一般文献中的液压回路理论分析是借助控制论中的方法来进行的，在讲述过程中物理概念不很明确，且计算公式太繁杂，这对液压设计是不便的。液压技术没有建立起象电子学那样的液压回路学。本书就是想建立起象电子学那样的液压回路学，它完全不同于目前一般文献中对液压回路的传统分析方法，另外本书只涉及一些最基本的回路，故取名为《现代液压回路设计基础》。

本书是将电子学中的理论移植到液压技术中，来解释液压回路，且着重于物理概念的理解。如果在学了电子学之后来阅读本书，则可直接引用电子学中的许多概念和结论来理解本书内容。

液压技术的内容应分为液机学和回路学两大部分。液机学是讲述泵和液动机等液压机器的设计计算；回路学是专门研究液压回路。因此本书将不涉及液机学的内容，对液机仅作极简单的介绍。

由于本人对这方面的研究浅薄，不免有错误之处，请读者指正。

陈 城 书

目 录

前言	
概述	1
第一章 基本元件	3
第一节 泵	3
第二节 液动机	7
第三节 液阻、液感、液容	9
第四节 网络变换	21
第五节 液管	28
第二章 放大器	40
第一节 流量放大器	40
第二节 压力放大器	47
第三节 反馈放大器	55
第三章 恒值调节	63
第一节 恒压液源	63
第二节 减压恒压调节	77
第三节 恒流调节	79
第四章 开关控制回路	88
第一节 逻辑元件	90
第二节 开关回路的设计	92
第五章 开环控制回路	99
第一节 节流式开环控制	99

第二节	容积式开环控制	110
第三节	电液开环控制	112
第六章	闭环控制（伺服）系统	114
第一节	静压轴承	116
第二节	液压仿形刀架	125
第三节	电液闭环控制系统	136

概 述

液压系统是由一些液压元件组合在一起，完成一定的任务的组合体。图 0-1 是常见的液压系统，它是由油泵、液动机和控制回路所组成。

油泵是将机械能转换为液压能，输出压力油，供液动机使用。液动机是将液压能转换成机械能，输出位移（角位移）、速度（角速度）或力（力矩），为完成一定的任务服务。为了要控制液动机的输出量，需要加入控制回路。在实际应用中，对液动机输出量的要求是千变万化的，因此控制回路也是五花八门。由此可见，控制回路在液压系统中是起着重要的作用，而且复杂多变。但这些复杂而多变的回路却是由为数不多的几种基本液压元件组成。这些元件是液阻、液容、液感和液管等元件。所以一个液压系统无非是由泵、液动机、液阻、液容、液感和液管等元件所组成。

元件之间的连接最初是用管路，管路连接对较长距

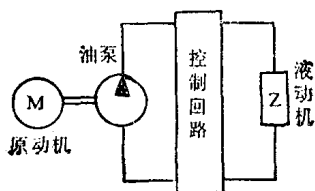


图 0-1 液压系统简图

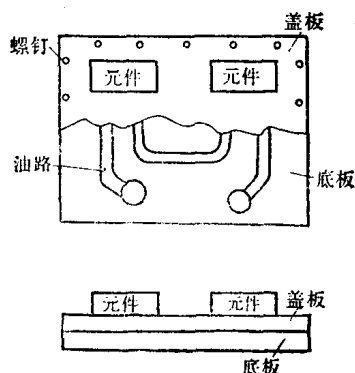


图 0-2 板式回路

离来说是可行的，但对由基本元件密集堆积在一起组成的控制回路来说就显得臃肿。最初代替管路的是板式回路，如图 0-2 所示，在底板上铣有油路，油路将元件之间按一定的回路连接起来，盖板将油路密封住，盖板与底板之间用螺钉紧密贴合在一起，元件装在盖板上。这种连接方式比管路要紧凑，但因板上受力较大，由于变形而易引起漏油。

进一步的改进出现了板式集成回路，如图 0-3 所示，将油路集成板做成一些标准件，用这些油路标准件组叠成各种常用回路，这样在使用上是很方便的。另外板的面积小，受力也小，漏油问题也得到改善。

在七十年代出现了套筒式集成回路，如图 0-4 所示，它是将油路开在套筒上，套筒一个套一个，将元件之间连接起来。它在结构上要比板式的更为紧凑。

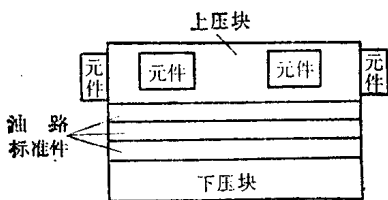


图 0-3 板式集成回路

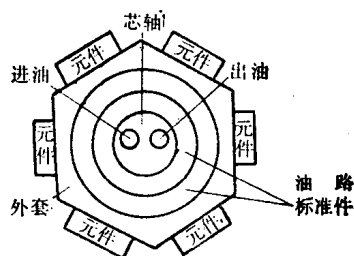


图 0-4 套筒式集成回路

第一章 基本元件

第一节 泵

在液压系统中都采用容积式泵，它是靠改变封闭容积的大小把油硬挤压出去的，如图 1-1 所示，当将杠杆往下压时，油液就被挤压出去。这就是最原始的容积式泵（活塞泵）。

油液被压出去的压力 P 为：

$$P = \frac{F(\text{外作用力})}{A(\text{有效作用面积})} \quad (1-1)$$

其中 A ——油液对活塞产生作用力的作用面积，称为有效作用面积。

目前一般常用的油泵是齿轮泵、叶片泵和轴向柱塞泵。

一、齿轮泵

齿轮泵是由一对外啮合齿轮和泵壳围成的一个封闭腔所构成如图 1-2 所示，当一对外

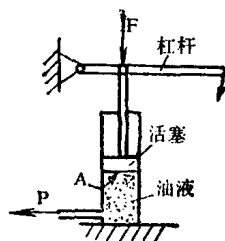


图 1-1 活塞泵

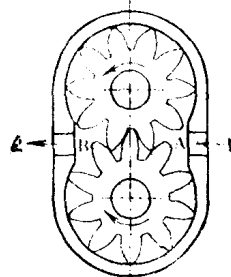


图 1-2 齿轮泵的工作原理图

啮合齿轮旋转时，油从入口 1 进入泵内的低压腔 A，填充于齿谷空间中，并沿着泵壳被输送到高压腔 B。在高压腔中，当两轮齿啮合时，油从齿谷空间中被挤压出，造成高压油，并从出口 2 排出，供液动机使用，这就是齿轮泵的工作过程。齿轮泵的工作压力较低。

二、叶片泵

图 1-3 是叶片泵的结构，油泵由转子、定子、叶片和端盖围成的封闭腔构成。定子和转子间有偏心距。叶片装在转子的槽中，并可在槽内滑动。当转子回转时，叶片紧贴在定子内壁，这样在定子、转子、叶片和端盖间形成若干个密封的工作腔。当

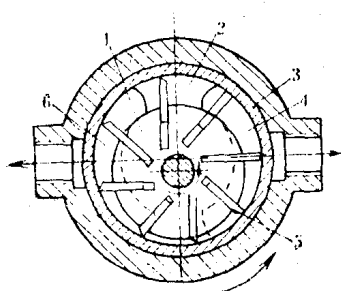


图 1-3 单作用叶片泵工作原理图

1—转子 2—配油盘 3—定子 4—低压油槽 5—叶片 6—高压油槽

转子按图示箭头方向回转时，在吸油腔处叶片逐渐伸出，叶片间的工作腔逐渐增大，从低压油槽吸油。在压

油腔内，叶片被定子内壁逐渐压进槽内，工作腔逐渐缩小，将油液从高压油槽压出。配油盘的低压油槽同进油口相通，高压油槽同出油口相通。如图 1-4 所示。

这种叶片泵在转子每转一转时，每个工作空间完成一次吸油和压油，因此称为单作用式叶片泵。也称为非卸荷式叶片泵，因为转子受到来自压油腔作用的单向压力，使轴承上所受负载较大的缘故，这也是使其工作压力不高的原因。

为了解决单作用叶片泵轴承负载较大的缺点，出现了双作用叶片泵，它的工作原理示于图 1-5 中。

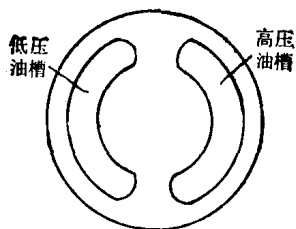


图 1-4 配油盘

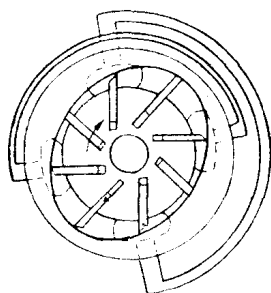


图 1-5 双作用叶片泵工作原理图

双作用叶片泵的转子和定子中心是重合的，定子内表面近似椭圆形，在转子每转一转的过程中，每个工作空间完成两次吸油和压油。由于油泵有两个吸油区和两个压油区，且各自的中心夹角是对称的，所以作用在转子上的油压作用力互相平衡，因此它又称为卸荷式叶片泵。由于双作用叶片泵平衡了轴承的受力，它的工作压力可达 $50 \sim 100$ 公斤力/厘米²。

三、轴向柱塞泵

在高压液压系统中 ($100 \sim 200$ 公斤力/厘米²) 就要采用轴向柱塞泵。轴向柱塞泵的工作原理见图 1-6。柱塞装在油缸体中，油缸体由传动轴带动旋转，配油盘和斜盘都是固定不动的。当油缸体回转时，在斜盘的作用下，柱塞就在油缸中作往复运动。当柱塞从油缸中伸出时，就是经配油盘吸入低压油的过程；当柱塞被斜盘压进油缸时，就是经配油盘输出高压油的过程。传动轴带动油缸体连续回转时，就可不断地输出压力油。

由图 1-7 可知，轴向柱塞泵每转一转排出的油液体积为

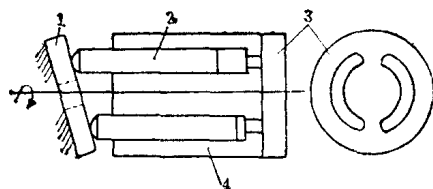


图 1-6 轴向柱塞泵的工作原理图
1—斜盘 2—柱塞 3—配油盘 4—油缸体

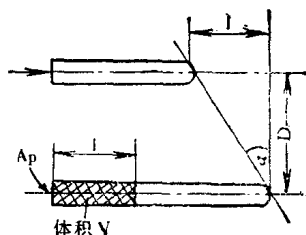


图 1-7

$$V_r = N A_p l = N A_p D \tan \alpha$$

油泵传动轴的转速为 n ，则油泵排出的流量为：

$$q_p = n N A_p D \tan \alpha = \frac{N A_p D \tan \alpha}{2\pi} \omega = A_e \omega \quad (1-2)$$

$$A_e = \frac{N A_p D}{2\pi} \tan \alpha \quad (1-3)$$

式中 N —— 轴向柱塞泵的缸数；

A_p —— 柱塞截面积；

D —— 油缸分布圆直径；

α —— 斜盘倾角；

ω —— 传动轴的角速度；

A_e —— 轴向柱塞泵的当量有效面积。

一般 ω 是固定的，由原动机输出轴转速确定。 A_e 不可变者称为定量泵， A_e 可变者（只要改变斜盘倾角 α ）是变量泵。

以上讲的容积式泵的 P - q 特性曲线是一样的，如图 1-8 所示。这种特性的形成是因为容积式油泵所排出的油液压力不是由油泵本身建立的，而是当被排出的油液在回路中受

到阻碍而产生的，可是它的排量不管排出的油液是否受阻，却是不变的， $q_p = \text{常数}$ 。当油路被堵死，油泵排出的油液无路可走时，油液压力从理论上讲可以无限上升，如果没有其他措施加以限制的话，那么就会导致元件的破坏。因此，在实际使用中还必须采取压力控制回路来加以保护。

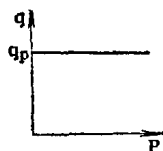


图 1-8 泵的特性曲线

第二节 液 动 机

常用液动机有作往复直线运动的油缸和作回转运动的液压马达。液压马达的结构和工作原理与油泵相同，两者是可逆元件。

一、液压马达

常用的马达是轴向柱塞马达(泵)，它的输出特性参数是输出轴上的力矩 M 和角速度 ω ，即 $M-\omega$ 特性曲线。

由式(1-2)可知，马达的角速度为：

$$\omega = q_1 / A_e \quad (1-4)$$

当不考虑马达的容积效率时，则

$$q_1 = q_z$$

式中 q_z ——供给马达的流量；

q_1 ——马达获得角速度 ω 所需的理论流量。

如果不考虑马达的效率，则

$$\omega M \text{ (马达输出功率)} = P_z q_z \text{ (输入马达的功率)} \quad (1-5)$$

$$M = A_e P_z \quad (1-6)$$

式中 P_z ——马达的入口压力（当出口压力为零时）。

注意式(1-6)中的 P_z 是由马达的外载确定的，随着外

載的增減 P_z 會自動地增減(不需要由人工調節), 是一個非控參數, 因此馬達輸出力矩 M 僅受 A_e 的控制。

由式(1-4)可知, 改變馬達的轉速有如下三種方法:

第一種變速: 改變 q_z , $A_e = \text{常數}$, 這時馬達輸出軸力矩並不發生變化, 而角速度 ω 發生變化如圖1-9a所示, 因此把它稱作為恒力矩變速。

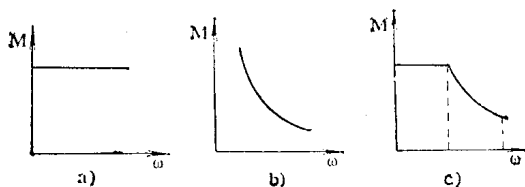


圖 1-9 液壓馬達的調速特性

第二種變速: $q_z = \text{常數}$, 改變 A_e , 這時馬達輸出軸的 M 和 ω 同時發生變化, 如圖1-9b所示。

第三種變速: 既改變 q_z , 又改變 A_e , 顯然它是第一和第二種變速的組合如圖1-9c所示。

二、油缸

最常見的油缸有柱塞油缸, 單推杆活塞油缸和雙推杆活塞油缸如圖1-10所示。



圖 1-10

a)單推杆 b)雙推杆

當推杆上作用一個外力 F 時如圖1-11a所示, 活塞處於靜止狀態不動, 這時克服力 F 油缸所需之壓力為 $P_s = F/A$ 。

如果将力 F 去掉，在回路中加入一个反向液源 $P_F = F/A$ ，这时活塞也处于静止状态不动，就是说两者是等效的。因此我们可以把油缸的外作用力等效为一个反向液源如图 1-11b



图 1-11

所示，称为外作用液源。

第三节 液阻、液感、液容

一、液阻

在流体力学中讲过液体流过管路、局部收缩或弯头处都要产生阻力，我们把这样的构件称为液阻。液阻的阻值如公式 (1-7) 所示：

$$R = \frac{P}{q} \quad (1-7)$$

式中 R ——液阻的阻值；

P ——液阻两端的压差；

q ——通过液阻的流量。

我们在回路的讨论中，往往是忽略管路和弯头的液阻，而只考虑局部收缩处的液阻，因为前者的阻值远较后者的小。

局部收缩处的液阻，对于细长的小孔（毛细管）来讲，

其压力和流量的关系式为:

$$P = \frac{128\mu l}{\pi d^4} q = Rq \quad (1-8)$$

$$R = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \quad (1-9)$$

式中 d ——小孔直径;
 l ——毛细管长度;
 μ ——摩擦系数。

这类液阻称为线性液阻。

对于薄壁小孔 (简称小孔) 可根据伯努利方程获得:

$$q = C_d A_g \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P} = B A_g \sqrt{P} \quad (1-10)$$

式中 C_d ——流量系数;
 A_g ——通流面积;
 ρ ——液体密度;
 P ——小孔两端的压差;

$$B \text{——常数, } B = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

在式 (1-10) 中 q 和 P 不成线性比, 所以称这种液阻为非线性液阻。非线性液阻阻值的定义如下式:

$$R = \frac{dP}{dq} = \frac{2\sqrt{P}}{B A_g}$$

在液压回路中大量遇到的是非线性液阻, 这就给计算带来很多麻烦。为了避免这种计算上的麻烦, 我们用经常工作的压力点 P_a 处的液阻值来代替压力在该点附近变化范围内的液阻值。这样一来, 薄壁小孔的阻值就被定义为:

$$R = \left. \frac{dP}{dq} \right|_{P=P_a} = \frac{2\sqrt{P_a}}{BA_g} \quad (1-11)$$

这经常工作点 a 称为静态工作点。则有：

$$\tilde{P} = R\tilde{q} = \frac{2\sqrt{P_a}}{BA_g}\tilde{q} \quad (1-12)$$

式中， $\tilde{P}$ 和 $\tilde{q}$ 是在静态工作点 a 附近的压力和流量的变化量。

式 (1-12) 和式 (1-7) 是相同的，其中 R 都是常数，也就是说，式 (1-12) 将一个非线性液阻在静态工作点 a 附近近似地化成了线性液阻。

凡是适合于公式 (1-7) 的参数 R ，不管其物理意义如何不同，都称其为液阻。例如油缸驱动一个在平台上以油液润滑的物体 W (图 1-12)。平台和物体 W 之间的阻尼系数为 D ，物体 W 的速度为 v ，则由此而引起的阻尼力 F_R 为：

$$F_R = Dv = \frac{Dq}{A}$$

为克服阻尼力 F_R ，油缸作用腔所需之压力 P_R 为：

$$P_R = \frac{F_R}{A} = \frac{D}{A^2}q = R_1q \quad (1-13)$$

$$R_1 = \frac{D}{A^2} \quad (1-14)$$

式 (1-13) 和式 (1-7) 之表示式相一致，则由 D/A^2 所表示之参数 R_1 我们也称其为液阻。显然式 (1-13) 和式 (1-7) 的物理意义是有所不同的。

二、液感

液感是由质量惯性引起的，当油液流经管导被加速时必须施以一定的力，即：