

杨文华 编著

液控原理

学术书刊出版社

346087

液 控 原 理

杨文华 编著

学 术 书 刊 出 版 社

D2/57/14
内 容 提 要

本书是关于液控技术的理论著作,它是作者根据自己多年来从事这项工作的经验,撮要取精,编著而成,论述严密、简洁明了,取材适当,旨意深刻,突出了理论联系实际,而不赘于具体结构的描述。全书共分七章,内容包括控制论基本知识、液压系统基本元件的静态特性、阀控原理、泵控原理和蓄能器控制原理。每章末附有习题。书末附有拉普拉斯变换特性表和拉普拉斯变换对照表。

本书既可作为工科院校有关专业大学生或硕士研究生的教学参考书,也可作为工程师或技术员的理论读物。

液 控 原 理

杨文华 编著

学术书刊出版社出版 (北京海淀区学院南路86号)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
北京燕山印刷厂印刷

开本: 850×1168毫米 1/32 印张: 12 字数: 323千字
1990年8月第1版 1990年8月第1次印刷
印数: 1—2500册 定价: 12.00元
ISBN 7-80045-682-X/TF·1

自 序

液压技术已在各方面广泛地应用。液压传动业已成为机械设备的一种重要传动方式，它与传统的机械传动相比，具有结构紧凑、操作灵便、传动平稳和调速容易等优点，但在传动原理和控制方法上，则与机械传动迥异，而有其独立的系统。

本书系根据作者多年的科研手稿和授课讲义，撮要取精，增删节补而写成，以使之适合液控专业的需要。全书共分七章，介绍了控制理论的基础知识，论述了液压系统基本元件的静态特性，讨论了液压系统的阀控原理、泵控原理和蓄能器控制原理。本书侧重于液压传动原理及控制方法的讨论，并结合实际进行理论分析，而不赘于具体结构的描述。每章末皆附有习题，俾便读者加深理解。

液控技术是一门新兴学科，日有发展。限于作者水平，疏漏和错误在所难免，殷望读者批评指正。

杨文华

一九八九年十月

目 录

第一章 液压传动系统的基本元件及其静态特性	(1)
1.1 液压泵	(1)
1.2 液压马达	(8)
1.3 液压缸	(9)
1.4 管道及油液在管道中的流动	(13)
1.4.1 管中层流	(13)
1.4.2 管中紊流	(15)
1.5 薄壁孔口通流及阀的流量计算	(17)
1.6 溢流阀	(19)
1.6.1 直动型溢流阀	(20)
1.6.2 先导型溢流阀	(22)
1.6.3 差动型溢流阀	(23)
1.7 单向阀	(24)
1.8 节流阀	(24)
1.8.1 固定式节流阀	(25)
1.8.2 可调式节流阀	(25)
1.9 流量控制阀	(26)
1.9.1 串联补偿式流量阀	(26)
1.9.2 并联补偿式流量阀	(29)
1.10 油液的压缩性、弹性系数及有效流量	(30)
1.11 液压静刚度	(31)
1.12 油气相混后弹性系数的变化	(36)
1.13 系统的固有频率	(39)
1.14 荷载性质及原动机种类	(41)
习题	(43)

第二章 传递函数、系统框图及信号流图	(45)
2.1 传递函数	(45)
2.1.1 传递函数的概念	(45)
2.1.2 传递函数的性质	(46)
2.2 液压系统框图	(46)
2.2.1 框图的构成方法	(46)
2.2.2 框图的简化及根据框图求传递函数	(43)
2.3 信号流图	(55)
2.3.1 信号流图的构成方法	(55)
2.3.2 信号流图的简化及根据信号流图求传递函数	(58)
2.4 非线性系统的线性化	(61)
习题	(70)
第三章 系统的动态分析	(77)
3.1 一阶系统及其时域响应	(77)
3.1.1 一阶系统	(77)
3.1.2 一阶系统的响应	(79)
3.2 二阶系统及其时域响应	(83)
3.2.1 二阶系统	(83)
3.2.2 二阶系统的响应	(85)
3.3 高阶系统	(94)
3.3.1 零点、极点概念	(94)
3.3.2 高阶系统的阶跃响应	(95)
3.3.3 高阶系统的低阶近似描述	(96)
3.4 误差分析	(97)
3.4.1 稳态误差	(97)
3.4.2 动态误差	(103)
3.5 频率响应特性	(106)
3.5.1 频率响应的概念	(106)
3.5.2 频率响应函数	(106)
3.6 频率响应的图解	(109)
3.6.1 极坐标图	(110)

3.6.2	对数坐标图	(110)
3.6.3	幅相图	(111)
3.7	典型环节的频率特性图	(112)
3.7.1	传递函数的组成环节	(112)
3.7.2	典型环节的极坐标图	(113)
3.7.3	典型环节的对数坐标图	(116)
3.7.4	开环系统波德图的绘制	(129)
3.7.5	闭环系统的频率特性	(133)
3.8	截止频率、频带宽度和剪切率	(148)
	习题	(149)
第四章	系统的稳定性	(152)
4.1	零点、极点与稳定性的关系	(152)
4.1.1	开环特征方程	(152)
4.1.2	闭环特征方程	(155)
4.2	相角变化的稳定性判据	(156)
4.3	代数稳定性判据(劳斯-胡维茨稳定性判据)	(159)
4.4	奈奎斯特稳定性判据	(165)
4.4.1	开环系统稳定时的奈奎斯特判据	(166)
4.4.2	普遍情况下的奈奎斯特判据	(169)
4.4.3	开环特征方程具有零根时的稳定性判定	(173)
4.5	波德图上的奈奎斯特判据	(176)
4.6	稳定裕量	(179)
4.6.1	增益裕量	(179)
4.6.2	相位裕量	(180)
4.7	系统的校正	(182)
4.7.1	串联校正	(182)
4.7.2	并联校正	(187)
	习题	(190)
第五章	阀控原理	(192)
5.1	速度控制	(192)
5.1.1	节流阀控制速度	(192)

5.1.2	调速阀控制速度	·····	(205)
5.2	压力控制	·····	(217)
5.1.2	溢流阀控制压力	·····	(218)
5.2.2	减压阀控制压力	·····	(226)
5.3	滑阀控制	·····	(228)
5.3.1	四通阀控油缸	·····	(229)
5.3.2	三通阀控油缸	·····	(252)
5.3.3	阀控马达	·····	(260)
5.3.4	阀芯液流力和阀芯的稳定性	·····	(264)
5.4	喷嘴挡板阀控制	·····	(271)
5.4.1	单喷嘴挡板阀	·····	(271)
5.4.2	双喷嘴挡板阀	·····	(275)
5.4.3	挡板液流力和挡板的稳定性	·····	(281)
5.4.4	喷嘴挡板阀对滑阀的控制	·····	(284)
	习题	·····	(290)
第六章	泵控原理	·····	(295)
6.1	泵控马达的速度特性	·····	(295)
6.2	恒扭矩负载时的马达转速	·····	(299)
6.3	恒功率负载时的马达转速	·····	(302)
6.4	纯惯性负载时的马达转速	·····	(307)
6.5	惯性负载及粘滞阻力负载时的马达转速	·····	(310)
6.6	惯性、粘阻及负载扭矩共同作用时的马达转速	·····	(317)
6.7	泵控马达的位移及动态刚度	·····	(319)
6.8	变量泵的控制	·····	(324)
6.8.1	恒压变量控制	·····	(325)
6.8.2	恒流变量控制	·····	(330)
6.8.3	功率匹配控制	·····	(333)
	习题	·····	(335)
第七章	蓄能器控制原理	·····	(337)
7.1	蓄能器的静态特性	·····	(337)
7.1.1	系统的平均流量及供油压力	·····	(337)

7.1.2	蓄能器的容积	(338)
7.1.3	蓄能器的最大有效能量及最佳容积	(342)
7.2	蓄能器系统的动态分析	(349)
7.3	蓄能器的热力分析	(356)
7.4	蓄能器的稳压作用分析	(360)
7.4.1	稳压蓄能器的容积	(360)
7.4.2	稳压蓄能器的动态分析	(362)
习题		(369)
附录		(373)
I.	拉普拉斯 (Laplace) 变换特性表	(373)
II.	拉普拉斯变换对照表	(374)
III.	主要参考资料	(375)

第一章 液压传动系统的基本 元件及其静态特性

根据机器对液压执行元件的动作和性能要求，将有关液压元件进行适当地组合与联接，即构成所需的液压传动系统。通常，完成同样的动作和性能要求，可有很多液压系统来满足。然而，设计时应以最经济的手段来获取最满意的效果为原则。因此，对于一台采用液压传动的机械，液压系统设计的优劣，直接关系到其工作性能、使用寿命和经济效果。而掌握液压元件及系统性能的分析方法，则是正确选用元件和合理设计系统的前提。

液压系统通常由动力元件——泵；控制元件——各种阀；执行元件——液压缸或液压马达，以及将上述诸元件互相联系以体现其作用功能的管道等组成。

1.1 液压泵

液压泵（油泵）是向整个液压系统输送油液，并提供系统为克服外载前所需压力油源的元件。在液压传动系统中所使用的泵均为容积式泵，即驱动轴每转一转泵所排出的油液容积为一恒定值。此容积即称为泵的排量。按照泵的排量能否变化，有定量泵和变量泵之分。前者结构简单，但其排量始终如一，不可调节。后者则装有一套调节油腔容积的机构，故排量可在一定范围内进行调节。必须指出，变量泵的排量虽然可变，但其仍属容积式泵。通常齿轮泵、径向柱塞泵多做成定量泵；轴向柱塞泵、叶片泵则定量及变量两者均有。

对于理想的泵在稳态时的流量（单位时间内输出的油液容积） Q_p 为

$$Q_p = c_p \omega_p = 2\pi c_p n_p \quad (1-1)$$

或
$$Q_p = c_p' n_p = c_p' \frac{\omega_p}{2\pi} \quad (1-1a)$$

式中 c_p 表泵的排量, (毫升/弧度); ω_p 表泵的角速度, (弧度/秒); n_p 表泵的转速, (转/秒); c_p' 表泵的排量, (毫升/转)。

图1-1示容积式泵的稳态工作状态。由于实际上任何一个泵均不可能做得绝对地完善, 因此, 在压力油作用下, 沿相互运动

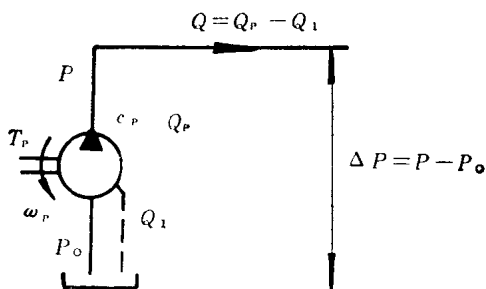


图 1-1 容积式泵的稳态工作状态

零件间的间隙常有油液漏损。所以泵的实际流量将低于按式 (1-1) 或 (1-1a) 计算得出的。因相互运动零件间的间隙很小, 故可认为其间渗漏的油液为层流运动。因此, 漏损流量即可按下式计算

$$Q_1 = \frac{K \Delta P}{\mu} = \lambda_p \Delta P \quad (1-2)$$

式中 Q_1 表漏损流量; ΔP 表漏损油道两端的压差 (一般均假定其等于油泵的排油压力); μ 表油液的动力粘度; K 表与泵有关的常数。

在一定温度下 $\frac{K}{\mu} = \lambda_p$ 为常数, 称为泵的漏损系数。

由于泵内的机械损失, 所以泵内油液所获得的功率小于施于

泵的轴功率。假若泵内油液的进出口压差为 ΔP ，泵轴所需转矩为 T_p ，角速度为 ω_p ，则油液（包括漏损流量 Q_1 ）通过泵后所获得的功率即为 $c_p \omega_p \Delta P$ 。而施加于泵的轴功率为 $T_p \omega_p$ 。于是泵的机械效率（也称转矩效率） η_{mp} 为

$$\eta_{mp} = \frac{c_p \Delta P}{T_p} \quad (1-3)$$

泵的实际流量（即不包括漏损流量 Q_1 ）所获得的功率与施于泵轴功率之比，称为泵的总效率 η_{op} 。且有

$$\eta_{op} = \frac{(Q_p - Q_1) \Delta P}{T_p \omega_p} \quad (1-4)$$

泵的实际流量与理论流量之比，称为泵的容积效率 η_{vp} 。即

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p - Q_1}{Q_p} \quad (1-5)$$

将式（1-3）与式（1-5）相乘，得

$$\eta_{mp} \eta_{vp} = \frac{c_p (Q_p - Q_1) \Delta P}{T_p Q_p},$$

但因 $Q_p = c_p \omega_p$ ，所以

$$\eta_{mp} \eta_{vp} = \frac{(Q_p - Q_1) \Delta P}{T_p \omega_p} = \eta_{op} \quad (1-6)$$

即泵的总效率等于其机械效率与容积效率的乘积。注意，以上所述各种效率均为瞬时效率。亦即其仅为某一给定情况下的效率。

若使变量泵的输出流量 Q_p 随输出压力 P 的增高而降低，即构成压力补偿泵。意即利用流量的减少以弥补压力升高所需的功率。反之，也可认为是利用压力降低弥补流量的增大。结果可使荷载变化时造成的功率波动不致太大。显然，若能达到 $PQ_p = \text{常数}$ ，则外载荷或流量发生变化时，泵所需的驱动功率就可保持不变。这就是恒功率变量泵。因通常驱动泵的原动机（如电动机、柴油机等），其功率一般均不可变化，故恒功率变量泵对提高原动机的功率利用，具有很大的实用意义。

图 1-2 即示压力补偿泵的原理。当泵的输出压力 P 增加时，即推动变量机构的活塞 L ，于是使泵的输出流量减小。若 x 为变

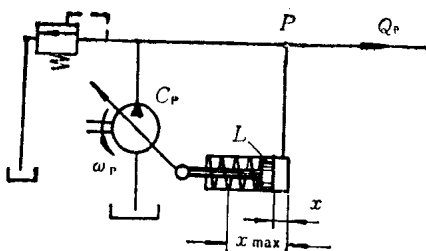


图 1-2 压力补偿泵工作原理

量活塞弹簧的预压缩量，其相应的压力为 P_c 。于是当变量机构活塞位移 $x=0$ 时，则 $P=P_c$ ，这时 $c_p=c_{pmax}$ ， $Q_p=Q_{pmax}=\eta_{vp}c_{pmax}\omega_p$ ，当 $x=x_{max}$ 时， $P=P_{max}$ ，及 $c_p=0$ ， $Q_p=0$ 。

当变量机构活塞处于 $0 < x < x_{max}$ 的位置时，则泵输出压力为 P 。因泵的输出流量与 $x_{max} - x$ 成正比，故有

$$Q_p = c(x_{max} - x),$$

式中 c 表比例常数，当 $x=0$ 时， $Q_p=P_{pmax}$ ，

所以

$$c = \frac{Q_{pmax}}{x_{max}},$$

于是得

$$Q_p = Q_{pmax} \left(1 - \frac{x}{x_{max}} \right) \quad (1-7)$$

图1-3示 Q_p 随 x 的变化关系。自 P_c 开始泵的出口压力 P 即与 x 成正比，即 $P - P_c = Kx$ ， $P_{max} - P_c = Kx_{max}$ ，代入 (1-7) 式，则得流量与压力的关系为

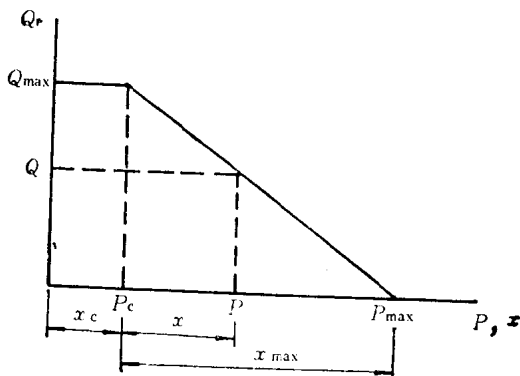


图 1-3 Q_p 与 P, x 的关系

$$Q_p = Q_{p_{max}} \left(1 - \frac{P - P_c}{P_{max} - P_c} \right) \quad (1-8)$$

或

$$\frac{Q_p}{Q_{p_{max}}} = \frac{1 - P/P_{max}}{1 - P_c/P_{max}} \quad (1-8a)$$

于是得 $Q_p/Q_{p_{max}}$ 与 P/P_{max} 及 P_c/P_{max} 的关系, 如图1-4。

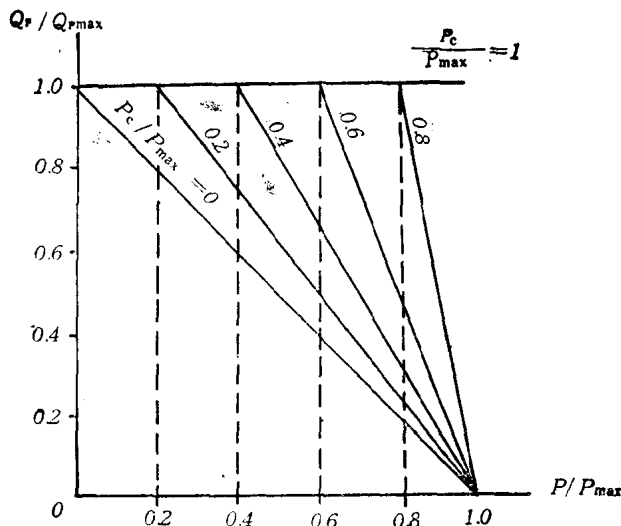


图 1-4 $Q_p/Q_{p_{max}}$ 与 P/P_{max} 及 P_c/P_{max} 的关系

当 $P_c/P_{max} = 1$, 即 $P_c = P_{max}$ 时, 则变量机构不起作用, 泵将始终以其最大流量供油。这时与定量泵无异。当 $P \leq P_c$, 即 $P/P_{max} \leq P_c/P_{max}$ 时, 泵亦将以最大流量供油。而在 $P_c/P_{max} = 0$, 即变量机构弹簧无预压缩时, 泵的变量范围最大。

压力补偿式变量泵的输出功率 N_p 为

$$\begin{aligned} N_p &= P Q_p = P Q_{p_{max}} \left(1 - \frac{P - P_c}{P_{max} - P_c} \right), \\ &= P Q_{p_{max}} \left(\frac{P_{max} - P}{P_{max} - P_c} \right) \end{aligned} \quad (1-9)$$

令 $\frac{dN_p}{dP} = 0$, 则得

$$P = \frac{1}{2} P_{max} \quad (1-10)$$

于是
$$N_{pmax} = \frac{P_{max}^2 Q_{pmax}}{4(P_{max} - P_c)} \quad (1-11)$$

式 (1-10) 及 (1-11) 说明, 当泵的输出压力 P 为其最大压力的 $\frac{1}{2}$ 时, 输出功率达到最大。又据 (1-8) 及 (1-9) 式有

$$\begin{aligned} \frac{N_p}{P_{max} Q_{pmax}} &= \frac{P}{P_{max}} \cdot \frac{Q_p}{Q_{pmax}} = \frac{P}{P_{max}} \left(1 - \frac{P - P_c}{P_{max} - P_c} \right) \\ &= \frac{P}{P_{max}} \left(\frac{1 - P/P_{max}}{1 - P_c/P_{max}} \right) \end{aligned} \quad (1-12)$$

根据以上分析知当 $P_c/P_{max} = 1$, 即 $P_c = P_{max}$ 时, 泵的变量机构失效, 成为定量泵, 这时其输出功率为

$$N_p = P Q_{max},$$

于是有

$$\frac{N_p}{P_{max} Q_{pmax}} = \frac{P}{P_{max}} \quad (1-12a)$$

若以 $N_p/(P_{max} Q_{pmax})$ 为纵坐标, P/P_{max} 为横坐标, 同时考虑压力补偿式变量泵的工作特点必须是 $P_c < P < P_{max}$, 于是由 (1-12) 及 (1-12a) 式即可绘出功率与压力变化关系的无因次曲线如图1-5。当 $P_c > \frac{1}{2} P_{max}$ 及 $P > \frac{1}{2} P_{max}$ 时,

$N_p/(P_{max} Q_{pmax})$ 将不出现峰值, 这时泵的最大 (不是峰值) 输出功率为 $P_c Q_{max}$ 。

从以上分析可知, 对于变量活塞仅有一节弹簧时, 压力补偿泵的流量与压力呈直线关系变化。而恒功率变量泵则要求 $PQ = \text{常数}$, 即流量与压力按等轴双曲线关系变化。所以均通常在变量活塞上采用若干节弹簧, 使 P 值依次改变。于是即可用一系列不同斜率的直线近似地代替双曲线, 使泵基本上达到恒功率的特

性。实用上一般采用2~3节弹簧即可。图1-6即示用两节弹簧调节的恒功率变量泵特性。直线 AB 为仅有一节弹簧工作时的变量效果， BC 为两节弹簧同时工作的变量效果。

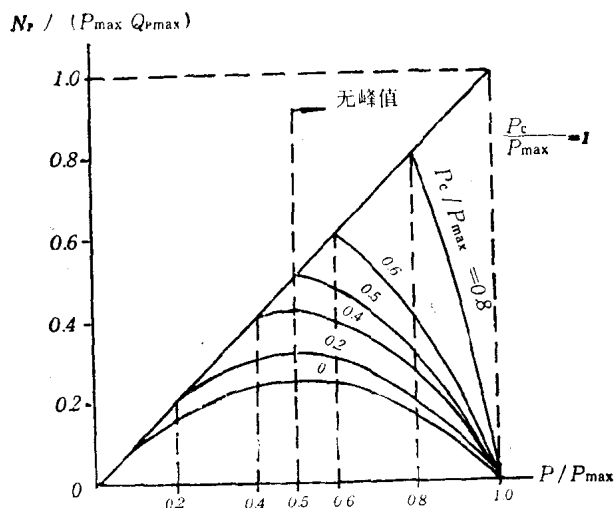


图 1-5 $N_p/(P_{max} Q_{pmax})$ 与 P/P_{max} 及 P_c/P_{max} 的关系

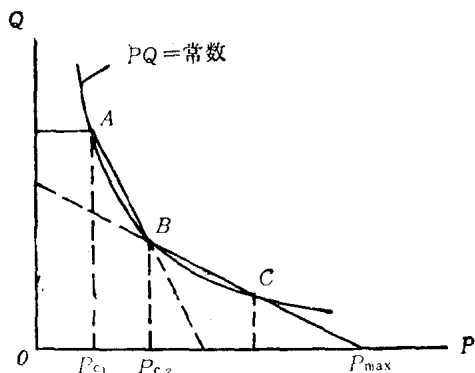


图 1-6 恒功率变量泵的 P 、 Q 关系及弹簧近似调节

1.2 液压马达

液压马达（油马达）是带动荷载作连续回转运动的执行元件。其输出功率由转速及油流通过马达后的压降决定。马达的转速可根据系统回路的设计予以控制，而压力则按荷载的情况确定。这些将在泵控系统一章中详细讨论。液压传动中所采用的液压马达均为容积式的。与液压泵一样，液压马达也有定量及变量之分。稳态时液压马达的转速仅与通过的流量有关。因此，对于理想的液压马达有

$$Q_m = c_m \omega_m = 2\pi c_m n_m \quad (1-13)$$

$$\text{或} \quad Q_m = c'_m n_m = c'_m \frac{\omega_m}{2\pi} \quad (1-13a)$$

式中 Q_m 表通过马达的流量； c_m 表马达的排量，（毫升/弧度）； c'_m 表马达的排量，（毫升/转）； ω_m 表马达的角速度，（弧度/秒）； n_m 表马达的转数，（转/秒）。

液压马达的漏损与液压泵的计算方法相似，即

$$Q_l = \frac{K' \Delta P}{\mu} = \lambda_m \Delta P \quad (1-14)$$

式中 Q_l 表液压马达的漏损流量； ΔP 表油流通过马达后的压降； μ 表油液的动力粘度； K' 表与马达有关的常数； λ_m 表液压马达的漏损系数， $\lambda_m = \frac{K'}{\mu}$ 。

严格说来，液压马达的漏损由两部分组成，即由于压差 ΔP （马达进口压力与出口压力的差值）所引起的漏损，和由于马达进口压力 P 所引起的漏损。但在一般情况下都只按 ΔP 一项来考虑其漏损。因此，

$$Q_m = c_m \omega_m + Q_l = c_m \omega_m + \lambda_m \Delta P \quad (1-15)$$

所以液压马达的容积效率 η_{vm} 为：

$$\eta_{vm} = \frac{c_m \omega_m}{Q_m} = \frac{Q_m - Q_l}{Q_m} \quad (1-16)$$