

● 严金坤 编

YEYA
DONGLI KONGZHI

液 压 动 力 控 制

上海交通大学出版社

液 压 动 力 控 制

严 金 坤 编 著

上 海 交 通 大 学 出 版 社

内 容 简 介

本书主要讲述蓄能器的理论计算、静态与动态特性以及动态试验, 液压伺服控制系统基本理论与设计, 液压动力系统电路模拟的方法与典型实例。内容充实, 分析详尽, 可帮助读者提高对液压动力系统的分析和设计水平。

本书可作为高等工科院校液压传动与控制专业的教材, 亦可供有关工厂与研究所工程技术人员参考。

液压动力控制

上海交通大学出版社出版

(淮海中路1984弄19号)

新华书店上海发行所发行

常熟市文化印刷厂印装

开本: 787×1092毫米 1/16 印张9 字数217000

1986年10月第1版 1986年12月第1次印刷

印数: 1—3,500

统一书号: 15324.151

科技书目: 135—254

定价: 1.50元

前 言

本书是根据一九八三年中国船舶工业总公司液压技术专业教材会议拟定的《液压动力控制教材编写大纲》编写的。

由于液压动力控制与其他类型控制相比,具有许多优点,所以被广泛应用于交通、船舶、飞机、空间技术、机床、采矿、农业设备以及其他各种领域。我国近十多年来,自行设计的各种机械中采用液压控制装置的日益增多;在近七、八年来,向国外引进的各种机械和仪器设备中采用液压控制系统的比重很大,急需熟悉液压的人员掌握应用。为此就相应要培养大量液压技术人材,以适应我国四个现代化建设的要求。但是能满足当前专业人才培养要求的教材还很缺乏,尤其是液压动力控制的教材在国内更不多见。编者试图将液压技术发展的一些较新的理论和工程应用在本书内容中得到反映,使读者学后能在解决实际问题中应用。

全书共七章,第一章是蓄能器液压系统,介绍蓄能器基本知识,脉动、冲击压力与热膨胀的吸收以及它的性能试验;第二章至第六章是液压伺服系统,介绍分析系统的工具、系统分析、摩擦对动态性能的影响、提高系统相对阻尼系数的方法和典型液压伺服系统的设计;第七章是液压动力系统的电路模拟,介绍电液模拟的方法及典型实例。书末附有习题和思考题。本书总结了过去的教学实践和经验,吸收了国内外液压技术的研究成果,并着重于阐明基本理论和分析方法。全书易于教师组织教学,也适合于学生自学。由于编者水平有限,编写时间较短,错误在所难免,希请读者指正。

本书由哈尔滨工业大学叶文柄同志主审,提出了许多宝贵的意见。全书文稿由师国宝等同志帮助誊写。在编写过程中曾得到上海交通大学流体传动及控制教研室的同志以及专业研究生的帮助。在此一并向他们表示感谢。

编著者 1985年4月

符 号 表

A, a ——面积 m^2, cm^2, mm^2 ;	v ——速度 $m/s, cm/s$;
a ——加速度 $m/s^2, cm/s^2$;	x, y, z ——位移 m, cm, mm ;
a ——波的传播速度 m/s ;	x ——阀开口量 m, cm, mm ;
B ——粘性阻尼系数 $N \cdot s/m$;	Z ——阻抗 $N \cdot s/m^5$;
b ——宽度 m, cm, mm ;	β ——压缩系数 m^2/N ;
b ——面积梯度 $m^2/m, cm^2/cm$;	γ ——重度 N/m^3 ;
c, k ——刚度系数 N/m ;	γ ——气体多变指数;
C ——泄漏系数 $m^5/(N \cdot s)$;	ξ ——相对阻尼系数;
D, d ——直径 m, cm, mm ;	η ——效率 %;
D, q ——排量 $m^3/rad, m^3/r, cm^3/r$;	λ ——沿程阻力系数;
E ——容积弹性模数 N/m^2 ;	μ ——流量系数;
$^{\circ}E$ ——恩氏粘度;	μ_0, μ ——动力粘度 $Pa \cdot s$;
e ——偏心距 m, cm, mm ;	ν ——运动粘度 m^2/s ;
F ——作用力 N ;	ξ ——局部阻力系数;
f ——摩擦系数;	ρ ——密度 $kg/m^3, g/cm^3$;
f ——频率 Hz ;	τ ——切应力 N/m^2 ;
g ——重力加速度 $m/s^2, cm/s^2$;	ϕ, φ ——相位角 $(^{\circ}), rad$;
h ——间隙 m, cm, mm ;	ω ——角速度 rad/s ;
L, l ——长度 m, cm, mm ;	C_{em} ——液压马达外部泄漏系数
M, m ——质量 kg ;	$m^5/(N \cdot s)$;
N ——传动功率 W, kW ;	C_{im} ——液压马达内部泄漏系数
n ——转速 $r/min, r/s$;	$m^5/(N \cdot s)$;
p ——压力 $N/m^2, bar$;	C_{tm} ——液压马达总泄漏系数
Δp ——压力差, 压降 $N/m^2, bar$;	$m^5/(N \cdot s)$;
Q ——流量 $m^3/s, l/min, ml/min$;	c_h ——液压刚度 N/m ;
W ——重力 N ;	D_m, q_r ——液压马达排量 m^3/rad ;
R, r ——半径 m, cm, mm ;	K_m, K_v ——速度增益 $m/(s \cdot m)$;
R ——液阻 $N \cdot s/m^5$;	K_p, μ_h ——压力增益(压力灵敏度) N/m^3 ;
S ——行程 m, cm, mm ;	ξ_h ——液压相对阻尼系数;
U ——正开口量 m, cm, mm ;	ω_h ——液压固有频率 rad/s ;
V ——容积 m^3, cm^3 ;	

目 录

符号表	v
第一章 蓄能器系统	1
§ 1-1 蓄能器的形式及功用	1
一、蓄能器的形式(种类)	1
二、蓄能器的功用	1
§ 1-2 蓄能器用于储存能量时的分析	1
一、流量简图	1
二、蓄能器尺寸	2
三、蓄能器充气压力大小对供油容积的影响	7
四、蓄能器能量的合理使用	7
五、蓄能器的热力学特性	8
六、蓄能器瞬时供给动力的液压系统动态计算	10
§ 1-3 蓄能器用于吸收脉动压力时的分析	21
一、蓄能器容量的确定	21
二、蓄能器用于吸收脉动压力的动态计算	22
§ 1-4 蓄能器用于吸收冲击压力时的容量和压力的确定	27
一、理论计算式	27
二、经验公式	28
§ 1-5 系统管路热膨胀的吸收	29
§ 1-6 蓄能器性能试验及换算	30
一、蓄能器进出口端局部损失系数的测定	30
二、蓄能器频率响应的测定	31
第二章 液压伺服系统分析工具	36
§ 2-1 紊流	36
§ 2-2 油液的可压缩性和容积弹性模数	39
§ 2-3 力及流量连续性	42
一、驱动液压缸的主要作用力	42
二、流量连续性	43
第三章 液压伺服系统分析	48
§ 3-1 概述	48
§ 3-2 三通阀控不对称液压缸	48
一、基本公式及特性	48
二、速度增益特性与常规阀特性比较	51
三、液压缸的速度、面积比及驱动力的简化分析	53
§ 3-3 对称四通阀控对称液压缸	55

§ 3-4 对称四通阀控不对称液压缸	56
一、无负载条件下对称四通阀控不对称液压缸	57
二、恒定重力负载下对称四通阀控不对称液压缸的匹配问题	58
§ 3-5 不对称四通阀控不对称液压缸	60
§ 3-6 由数学模型转换到传递函数	62
§ 3-7 流道液阻和系统参数对于液压伺服机构输出速度限制的分析	64
一、液压伺服机构中的流道液阻	64
二、液阻及其它系统参数与执行机构输出速度的关系	65
三、实例分析	68
§ 3-8 负载补偿	69
一、不对称负载补偿	69
二、对称负载补偿	70
第四章 动态分析	72
§ 4-1 概述	72
§ 4-2 比例控制	72
§ 4-3 动态负载	74
§ 4-4 由于库仑摩擦所造成的动态死区	76
§ 4-5 库仑摩擦和稳定性	77
§ 4-6 库仑摩擦的模拟	78
第五章 液压伺服系统提高相对阻尼系数的方法	81
§ 5-1 概述	81
§ 5-2 液压马达的进、出口端并联阻尼孔	81
一、阀控液压马达的液压系统原理	81
二、并联阻尼孔的计算	84
三、系统由并联阻尼孔校正后带来的问题	87
四、测速反馈对系统的影响	88
§ 5-3 瞬态流量稳定器	90
一、隔离气压式蓄能器和阻尼器串联型瞬态流量稳定器	90
二、弹簧活塞式蓄能器和阻尼器串联型瞬态流量稳定器	97
§ 5-4 阻尼方法分析综述	99
第六章 惯性和恒定预负载正弦作用液压缸的性能曲线和设计	104
§ 6-1 引言	104
§ 6-2 性能曲线	104
一、最大行程 $S = 2y_{\max}$ 和频宽 ω_b 之间的关系	104
二、阀的空载流量 $Q_{\max}$ 和最大速度 $\dot{y}_{\max}$ 间的关系	105
三、气穴和最大加速度 $\ddot{y}_{\max}$ 间的关系	105
四、初始性能曲线	105
五、最终性能曲线	107
§ 6-3 设计	107
一、对称液压缸的设计	107
二、不对称液压缸的设计	108

三、设计举例	109
章七章 液压动力系统	112
§ 7-1 引言	112
§ 7-2 液压动力系统中液压元素的基本关系	112
§ 7-3 简单的液压系统	114
§ 7-4 控制元件	115
§ 7-5 动态特性	116
§ 7-6 动力系统实例	117
例 7-1 低频动流量装置	117
例 7-2 隔离气压式蓄能器液压阻抗幅频特性测试	119
例 7-3 管件和管接头脉冲试验装置	121
例 7-4 阀控液压马达系统	125
习题和思考题	130
主要参考文献	133

第一章 蓄能器系统

§ 1-1 蓄能器的形式及功用

一、蓄能器的形式(种类)

1. 非分离式 一般是充气式,在这里气体与液体直接接触。优点是结构简单;缺点是气体容易溶解于油中,而且所溶解的气体与绝对压力成正比,因此蓄能器中要定期补充气体。
2. 分离充气式 一般充以氮气,用皮囊或活塞等与液体隔开;因此气体不会溶解至液体中。这种形式的蓄能器的最大优点是频率响应高,此外气体容易封住,维护简单。当然,结构要复杂一些,其中皮囊用久后易破损。
3. 弹簧式 放出液体时,弹簧压活塞,将液体排出。与其他形式相比所用压力较低,容量也较小。
4. 重锤式 液体的排出靠重锤。这种结构工作可靠,寿命长,维护亦方便。但体积大,重量重,频率响应差。

二、蓄能器的功用

1. 作为辅助液压源,即所谓二次液压源。某些液压系统中,在短期内需要大流量,而一般情况下所需流量并不大时,用泵站加蓄能器可减小泵的容量,降低能量消耗。
2. 作为泄漏的补充。在一定的时间内需要保持足够压力时采用,如机床夹具在使用时间内需要有一定压力夹紧工件,为了防止有关部分泄漏而降低压力,采用蓄能器是一种简便方法。
3. 作为紧急用液压源。在停电等情况下,或发生事故时,有些系统如静压轴承等不允许油压立即消失,这时可装蓄能器,以便在短时间内维持一定压力。
4. 吸收系统冲击压力脉动及脉动压力。液压执行机构负载的波动及泵的流量脉动引起的压力脉动等都可以借助蓄能器来吸收。
5. 输送与泵站所用液体不同的另一种液体(如防燃液体)或有毒气体等。

§ 1-2 蓄能器用于储存能量时的分析

一、流量简图

在系统中要求泵供应的流量如果是变化的,若定量泵具有提供最大流量需要的能力,则会造成功率率的浪费。如果与蓄能器联用就可以采用比较小的泵。图 1-1 描述了有可能出现的系统的流量图解,平均流量 Q_A 可以用下式估计:

$$Q_A = \frac{\Sigma Q t}{\Sigma t} \quad (1-1)$$

在平均值以上的流量由蓄能器供给;而在平均值以下的流量由泵供给。

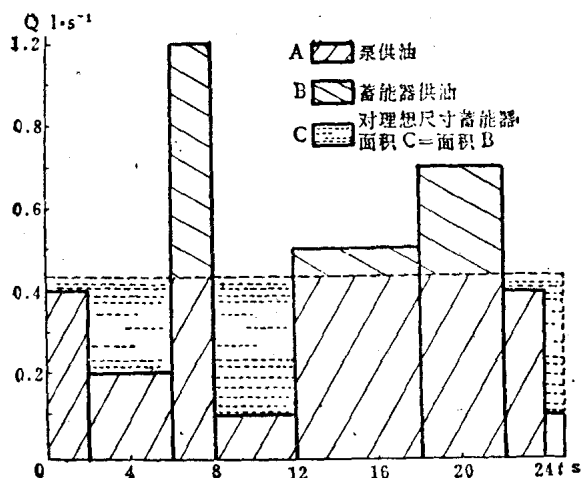


图 1-1 流量-时间循环图

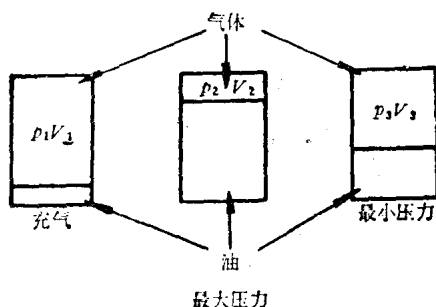


图 1-2 蓄能器充放的三个阶段

此外,欲获得蓄能器内需要油的容积,则必须知道油从蓄能器内放出来的最低压力。当蓄能器被充油时,气体(在橡皮囊或在自由活塞上)将被压缩;若蓄能器完全被充满时,泵必须有克服蓄能器中气体最大压力的能力。实际上,应不使蓄能器中油完全排空,一般应有 10% 容积的油保存在蓄能器中。选择蓄能器时,希望结构容积尽量小,供油容积尽可能大,则储存的能量就多,这是蓄能器容积大小计算的出发点。

二、蓄能器尺寸

图 1-2 代表一蓄能器充放的三个主要阶段。动线代表油与气体之间的分界线(气囊与活塞)。

- 图中
- p_1 ——初始气体压力(绝对压力);
 - p_2 ——当油完全充满时的气体压力(即气体容积最小时的最高气体压力);
 - p_3 ——系统可以使用的最小压力;
 - V_1 ——蓄能器的初始气体容积;
 - V_2 ——最大压力下的气体容积;
 - V_3 ——压力 p_3 下的气体容积。

应注意 V_1 、 V_2 及 V_3 包括与蓄能器相连的气瓶容积。

在压力降 $p_2 - p_3$ 间,从蓄能器放出油的容积为 $V_3 - V_2$ 。计算时蓄能器的容积应取为 V_1 , 因为 V_1 是实际的气体容积,所以大于 V_1 最相近标准尺寸的蓄能器被选用。

假设充入气体为理想气体,其质量为恒定的,则

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} = \frac{p_3 V_3}{T_3} \quad (1-2)$$

式中 T 是每一阶段的绝对温度。因此,

$$\text{供油容积} = V_3 - V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_3} \frac{T_3}{T_1} - \frac{p_1}{p_2} \frac{T_2}{T_1} \right) \text{蓄能器容积的大小为}$$

$$V_1 = \frac{V_3 - V_2}{\left(\frac{p_1}{p_3} \frac{T_3}{T_1} - \frac{p_1}{p_2} \frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{V_3 - V_2}{\frac{p_1}{p_2} \frac{T_2}{T_1} \left(\frac{p_2 T_3}{p_3 T_2} - 1\right)} = \frac{\frac{p_2}{p_1} (V_3 - V_2)}{\frac{T_2}{T_1} \left(\frac{p_2 T_3}{p_3 T_2} - 1\right)} \quad (1-3)$$

可见, 液压系统的工作条件不一样, 蓄能器容积的大小是有差异的。

1. 等温变化 充油或放油的时间在 3 分钟以上可认为等温过程。容积 V_1 的计算为

$$V_1 = \frac{\frac{p_2}{p_1} (V_3 - V_2)}{\frac{p_2}{p_3} - 1} \quad (1-4)$$

2. 绝热变化 充油或放油时间在 1 分钟以下可认为绝热过程。容积 V_1 的计算按式

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

$$p_2 V_2^\gamma = p_3 V_3^\gamma$$

则供油容积为

$$V_3 - V_2 = \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} V_2 - \frac{T_2 p_1 V_1}{T_1 p_2} = \left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left(\frac{T_2 p_1 V_1}{T_1 p_2}\right) - \frac{T_2 p_1 V_1}{T_1 p_2}$$

$$= \frac{T_2 p_1}{T_1 p_2} V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right]$$

$$V_1 = \frac{\frac{p_2}{p_1} (V_3 - V_2)}{\frac{T_2}{T_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right]} \quad (1-5)$$

3. 等温充油绝热放油 式(1-5)中假设 $T_1 = T_2$ 即等温充油, 一般在使用时往往都是这样的状态, 则

$$V_1 = \frac{\frac{p_2}{p_1} (V_3 - V_2)}{\left[\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1\right]} \quad (1-6)$$

式中 γ 为多变指数。绝热时 $\gamma = 1.4$; 等温时 $\gamma = 1$ 。

方程式(1-3)、(1-4)、(1-5)、(1-6)能用于不同条件下蓄能器大小的计算, 因为膨胀过程的速率是变化的, 一般习惯于以 $pV^{1.2} = \text{常数}$ 的规律代替理想的 $pV^\gamma = \text{常数}$ 。

图 1-3 是 $pV = \text{常数}$ 的等温曲线图, 它能用于解决许多简单的蓄能器问题。利用这些曲线的步骤是:

- (1) 首先定 p_2 ; 定压力轴的大小;
- (2) 定 p_3 ;
- (3) 划出在 p_2 与 p_3 之间的 $V_3 - V_2$; 这就定了容积轴的大小。
- (4) 选择 p_1 (预先充气压力), 只能低于 p_3 (一般低 10 bar)。
- (5) 由 (3) 量出确定 V_1 。

图 1-4 上示明了绘制在双对数坐标上的 $pV = \text{常数}$ 的直线线图, 可以按此线图进行计算。 $pV^{1.4} = \text{常数}$ 和 $pV^{1.2} = \text{常数}$ 也包括在图中, 因而可以考虑蓄能器放油时的过程。

图 1-4 中压力 p 与容积 V 都用对数坐标, 则

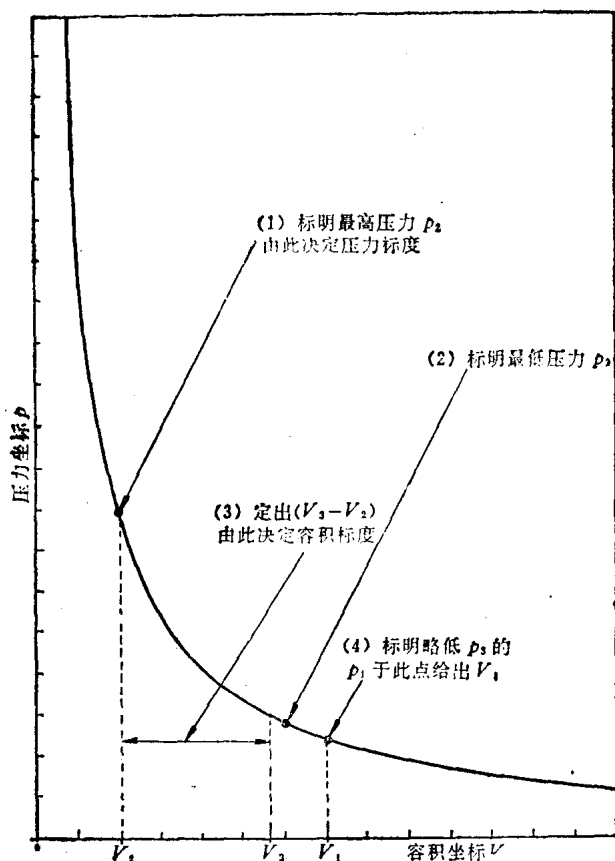


图 1-3 蓄能器压力-容积曲线图

$$pV^\gamma = G$$

设 $\log p = y, \log V = x, \log G = \text{常数}$
因此 $y + \gamma x = \text{常数}$

所以采用对数坐标时,压力相对于容积的关系可画成直线。

压力 p_1 是未充油蓄能器初始气体压力。式(1-3)、(1-4)、(1-5)与(1-6)表明 p_1 减小时 V_1 增加。所以一般希望减小蓄能器的尺寸,就要求有较高的 p_1 值。

例题 1-1 两个双出杆液压缸顺序工作,第一个液压缸 A 伸出共 6 s,需要 50 l 油完成它的行程,停歇 4 s 后第二个液压缸 B 伸出共 5 s,需油 30 l, A 和 B 一起缩回需 3 s。最大泵压调定 200 bar。A 和 B 伸出时的最低压力为 130 bar,回程时的最低压力为 56 bar,卸载阀压力差为 13 bar,工作循环的间隔是 200 s。试确定适合于这个系统的蓄能器容积。比较采用蓄能器与不采用蓄能器所需泵的流量及功率。给出图 1-5 所示的容积-时间图,液压缸 A 与 B 的循序动作原理见图 1-6 所示。

按题意知道在液压缸行程终止以前不能降到最低压力。压力由 200 bar 下降到不低于 130 bar 时,需油 80 l。然后当压力下降到不低于 56 bar 时还需要 80 l。

(1) 当蓄能器充油压力到 200 bar,液压缸 A、B 外伸需油 80 l,应用图 1-7 来确定蓄能器的容积。图 1-7 上点(2)压力不能低于 130 bar,定为 140 bar,否则液压缸 B 不能伸出;

(2) 当液压缸 A 与 B 一起缩回时,液压缸 A 与 B 需油 80 l,由图 1-7 上知点(3)压力为

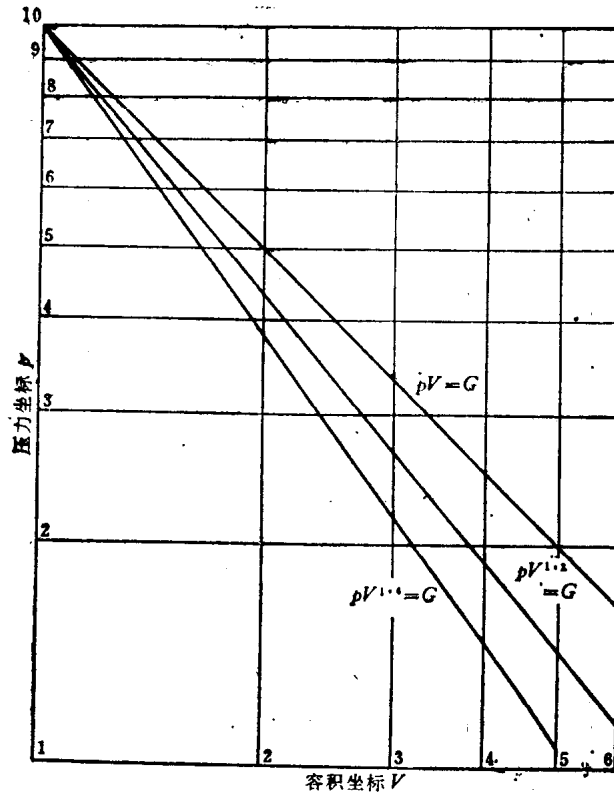


图 1-4 p - V 对数坐标图

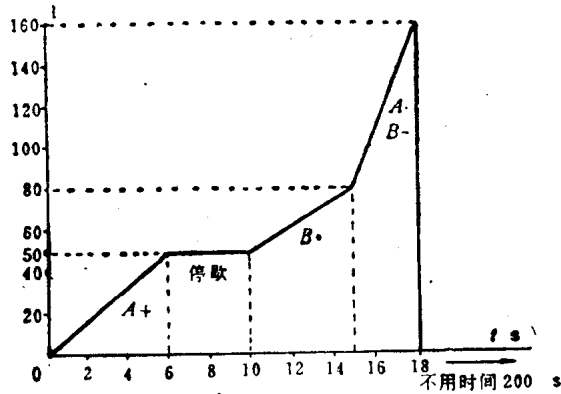


图 1-5

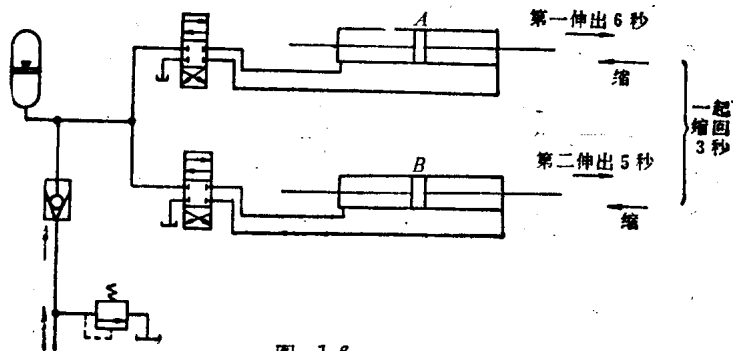


图 1-6

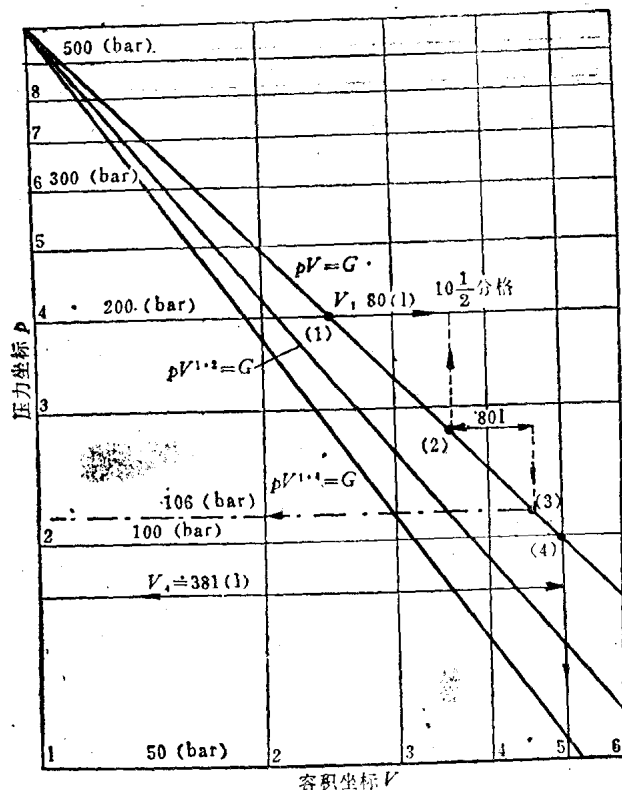


图 1-7 对数坐标的压力-容积关系

106 bar. 点(3)压力大于回程的最低压力 56 bar, 可保证回程. 选择点(4)为蓄能器的预充气压力 $p_4 = 100$ bar.

(3) 将 80 l 分为 $10 \frac{1}{2}$ 分格, 也就是横坐标上的 1.05 单位, 所以

$$V_4 = \frac{5}{1.05} \times 80 = 381 \text{ l}$$

名义上可选择容积为 400~500 l 的蓄能器. 上述计算是假定等温过程的情况, 如果是绝热过程可使用直线 $pV^{1.4} = G$, 见图 1-7 所示.

(4) 液压泵规格的选择

用蓄能器时, 根据题意工作循环周期为 200 s, 在此间隔内液压泵给蓄能器充液, 蓄能器的初始充填为 192 l, 每次需充油 160 l, 所以

$$\text{液压泵的流量} = \frac{160}{200} = 0.8 \text{ l/s (最小值)}$$

现选用 1 l/s 的液压泵, 最高压力 200 bar, 则需要功率为 $N = pQ = 200 \times 10^5 \times 1 \times 10^{-3} \times 10^{-3} = 20 \text{ kW}$. 事实上容许有允差, 当压力降到 (200-18) bar 左右时泵接通, 因此, 泵在蓄能器供油的大部分时间中排油到系统, 液压泵的最大供油 18 s 内是 18 l, 所以容许采用 (384-18) l = 366 l 较小的蓄能器.

不采用蓄能器时需要的流量为;

对于 A^+ , $\frac{50}{6} \text{ l/s}$;

对于 B^+ , $\frac{30}{5} \text{ l/s}$;

对于 $A^- B^{-1}$, $\frac{80}{3} \text{ l/s}$;

因为泵的流量必须供给最大的数值, 即 $80/3 \text{ l/s} = 26.7 \text{ l/s}$ (取 30 l/s), 这是前面的 30 倍。此时需要的压力最大值为 130 bar , 所以液压泵需要的功率为 $N = 30 \times 10^{-3} \times 130 \times 10^5 \times 10^{-3} = 390 \text{ kW}$, 几乎是前述配有蓄能器系统所需功率的 20 倍。

三、蓄能器充气压力大小对供油容积的影响

蓄能器用于储存能量时, 充气压力的大小对蓄能器的供油容积有很大影响。图 1-8 是按不同的充气压力所作的 $p-V$ 曲线, 纵坐标为压力, 横坐标为油容积百分比或气容积百分比。

设某一系统工作最高压力 $p_2 = 160 \text{ bar}$, 最低压力 $p_3 = 120 \text{ bar}$, 从图 1-8 上可得出在不同的充气压力下同一蓄能器供油量是不一样的, 如:

充气压力 $p_1 = 120 \text{ bar}$, 供油容积占 $25\% V_1$;

充气压力 $p_1 = 40 \text{ bar}$, 供油容积占 $8.3\% V_1$;

充气压力 $p_1 = 20 \text{ bar}$, 供油容积占 $4.5\% V_1$ 。

所以充气压力 p_1 的大小对蓄能器供油容积 $V_3 - V_2$ 有很大的影响。

一般在选择充气压力 p_1 值时, 尽可能趋近于系统使用的最小压力 p_3 , 但一般应留一个安全裕度, 以保证最小压力的工作。根据统计数据取 $p_1/p_3 = 0.8 \sim 0.9$ 。有的资料上认为蓄能器充气的压力低于系统最低压力 p_3 值 10 bar 左右。

四、蓄能器能量的合理使用

对于给定大小的蓄能器希望它能提供最大数量的流体能量。即蓄能器的容积要最小, 输出的能量要最大。按图 1-9 所示, 蓄能器有用的输出能量为

$$E = p_3(V_3 - V_2) \quad (1-7)$$

式中 p_3 为操作设备的最小工作压力。

假使蓄能器为等温工作过程, 将 $V_2 = V_3 \frac{p_3}{p_1}$ 代入式(1-7), 则

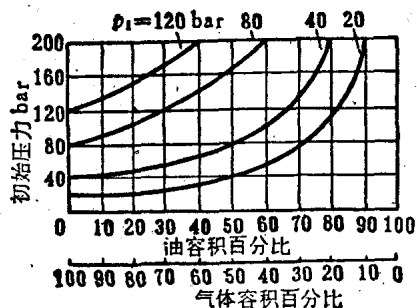


图 1-8 蓄能器充气压力曲线

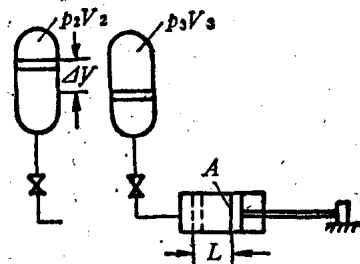


图 1-9

$$E = p_3 V_3 - p_3^2 \frac{V_3}{p_2} \quad (1-8)$$

求最大能量 E , 取 $dE/dp_3 = 0$, 则

$$\frac{dE}{dp_3} = V_3 - \frac{V_3}{p_2} \times 2p_3 = 0, \quad p_3 = \frac{1}{2} p_2 \quad (1-9)$$

即最小工作压力应是最大工作压力的一半, 则

$$E_{\max} = \frac{1}{2} p_3 V_3 \quad (1-10)$$

p_3 对 V_1 有着较大的影响, 例如在相同的 $V_3 - V_2$ 和 p_2 工作条件下, 取 $p_3 = \frac{1}{2} p_2$ 时, 蓄能器的结构容积为最小。在上述工作条件下, 等温过程蓄能器的容积可用下列方法进行计算:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = p_3 V_3$$

$$V_3 - V_2 = \frac{p_1}{p_3} V_1 - \frac{p_1}{p_2} V_1$$

因为 $p_3 = \frac{1}{2} p_2$, 则得

$$V_1 = \frac{p_2}{p_1} (V_3 - V_2) \quad (1-11)$$

五、蓄能器的热力学特性

如图 1-10 所示, 蓄能器在预充气条件下, 气体的质量为

$$m = \frac{p_1 V_1}{RT} \quad (1-12)$$

式中 $R = c_p - c_v$ = 气体常数;
 c_p —— 气体的等压比热;
 c_v —— 气体的等容比热。

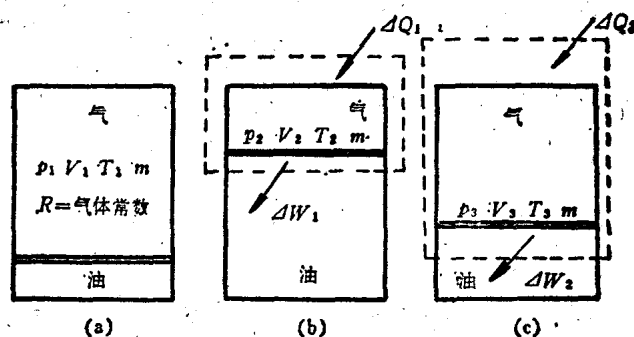


图 1-10 蓄能器热力学特性分析简图

气体的内能可由下式表示:

$$U_1 = mc_v T$$

假设气体被压缩, 如图 1-10 所示, ΔW 代表由气体作用于油液上所作的功; ΔQ 代表在此过程中加到气体上的热能。由热力学第一定律得

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta U \quad (1-13)$$

热力学第一定律是能量守恒及转化在热力学系统中应用。下面结合蓄能器充油和排油进行

讨论。

蓄能器在充油过程中,对气体作功, ΔW 应是负的, ΔQ 也是负的,即热量从气体中放出。因此,

$$\begin{aligned} -\Delta Q_1 - (-\Delta W_1) &= \Delta U_1 \\ \Delta W_1 &= \Delta U_1 + \Delta Q_1 \end{aligned} \quad (1-14)$$

蓄能器在排油过程中,如图 1-10(c)所示,此时气体膨胀,从蓄能器中排出油液, ΔW 和 ΔQ 都是正的,所以

$$\begin{aligned} \Delta Q_2 - \Delta W_2 &= \Delta U_2 \\ \Delta W_2 &= \Delta Q_2 - \Delta U_2 \end{aligned} \quad (1-15)$$

现在考虑工作过程中的两种极端情况:

1. 等温过程 此时 $T_1 = T_2 = T_3$, 假设气体温度不变,内能没有变化,所以等温充油时,根据式(1-14)得:

$$\Delta W_1 = \Delta Q_1 \quad (1-16)$$

油液对气体所作功的增量,从图 1-11 所示得:

$$\Delta W_1 = \int_{x_1}^{x_2} p A dx = - \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (1-17)$$

式中 dV 由

$$pV = p_1 V_1$$

$$V = \frac{p_1 V_1}{p}$$

$$V = p_1 V_1 p^{-1}$$

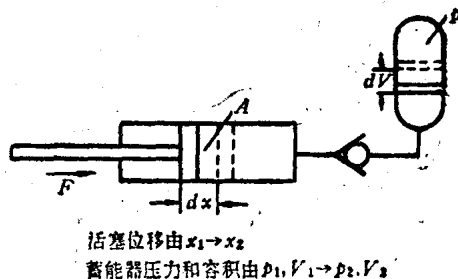


图 1-11

因此

$$dV = -p_1 V_1 p^{-2} dp \quad (1-18)$$

将式(1-18)代入式(1-17)则得:

$$\begin{aligned} \Delta W_1 &= - \int_{V_1}^{V_2} p dV = - \int_{p_1}^{p_2} p_1 V_1 p p^{-2} dp \\ &= p_1 V_1 \ln p \Big|_{p_1}^{p_2} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \end{aligned} \quad (1-19)$$

所以式(1-17)可写成

$$\Delta W_1 = \Delta Q_1 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1-20)$$

等温排油时,根据式(1-15)并经推导得:

$$\Delta W_2 = \Delta Q_2 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_3} \quad (1-21)$$

式中 $p_2 > p_1$, 预充气压力 p_1 值决定于存在气体的质量,而最大压力 p_2 值决定于所给气体质量的总能量传递。应该注意到在等温过程中气体没有内能储存,而是吸收外界的能量,又全部传递出去。

2. 绝热过程 在这种情况下气体和周围环境间没有热交换,即 $\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = 0$, 所有能量被储存在气体中作为增加内能。

绝热充油时,由式(1-14)得:

$$\Delta W_1 = \Delta U_1 = mc_v(T_2 - T_1) \quad (1-22)$$

绝热排油时,由式(1-15)得:

$$\Delta W_2 = \Delta U_2 = -mc_v(T_3 - T_2) = mc_v(T_2 - T_3) \quad (1-23)$$