

液压与气压传动

学习指导

主 编 明仁雄
副主编 范志雄 万会雄

YEYA YU QIYA CHUANDONG XUEXI ZHIDAO



国防工业出版社

National Defense Industry Press

高等学校教材

液压与气压传动学习指导

主 编 明仁雄

副主编 范志雄 万会雄

国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

本书是为《液压与气压传动》(国防工业出版社出版,武汉理工大学明仁雄、万会雄主编)教材配套而编写的一本教学参考书,各章内容与教材一一对应。

本书第一章至第十五章分为主要内容、重点与难点及例题详解三大板块。第十六章为6个气动技术的应用实例。

在本书附录中提供了袖珍题库及标准试卷。试题库将试题题型规范化,分为填空题、选择填空题、判断题、简答题、职能符号练习题及分析计算题六大类,共400余题。试题难易兼有,涵盖了课程的全部知识点。学生可以通过袖珍题库及标准试卷自己检测对所学知识的掌握程度,教师也可以很方便地利用袖珍题库组成试卷。

本书旨在帮助读者加深对课程基本概念、基本理论及重点、难点的理解。可以作为高等工科院校学习“液压与气压传动”课程的学生、高等职业技术学校及相关专业工程技术人员必备的参考书,也可以作为“液压与气压传动”教师的教学参考书。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动学习指导/明仁雄主编. —北京:国防工业出版社,2007.1

ISBN 7-118-04902-2

I. 液... II. 明... III. ①液压传动-高等学校-教学参考资料②气压传动-高等学校-教学参考资料
IV. TH13

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第146346号

※
国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号 邮政编码100044)

天利华印刷装订有限公司印刷

新华书店经售



*
开本 787×1092 1/16 印张 16¼ 字数 376 千字

2007年1月第1版第1次印刷

印数 1—4000册 定价 25.00元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010) 68428422

发行邮购:(010) 68414474

发行传真:(010) 68411535

发行业务:(010) 68472764

前 言

本书是为《液压与气压传动》(国防工业出版社出版,武汉理工大学明仁雄、万会雄主编)教材配套而编写的一本教学参考书。

全书分为两大篇、共十六章,各章内容与教材章、节完全对应。

本书第一章至第十五章分为主要内容、重点与难点及例题详解三大板块。第一板块简明列举本章讲授的主要内容;第二板块指出本章应掌握的主要知识点,并对难点进行剖析;第三板块精选一定数量的例题,全书重点放在流体(包括液体和气体)传动基础知识及液压、气动基本回路上,因为它们是液压与气压传动分析与计算的基础。第十六章为6个气动技术应用实例。

希望本书能对学生的学习和老师的教学提供有益的帮助。通过对这些精选例题的学习,一方面使学生对课程的基本概念、重点、难点进一步地消化,并加深理解、掌握,达到学以致用目的;另一方面扩充教材的内容、扩展读者的视野。

本书附录提供了袖珍题库及供读者自测的两套标准试卷。试题库将试题题型规范化,分为填空题、选择填空题、判断题、简答题、职能符号练习题及分析计算题六大类。精选的题库涵盖了“液压与气压传动”课程的全部知识点。该题库既用于学生自己检测对所学知识的掌握程度,也供教师考察学生时调用。

本书由武汉理工大学明仁雄教授主编。明仁雄教授完成第一篇第一、二、五、七、八、九、十章及题库的编写工作,武汉理工大学万会雄老师完成第一篇第三、四、六章的编写工作,武汉理工大学范志雄研究员完成第二篇的编写工作。

限于编者水平,恳请广大读者不吝赐教,并欢迎将宝贵的建议反馈至E-mail: mrx027@163.com,也可以通过电子邮箱索取袖珍题库电子版本。

编 者

2006年8月于武汉

目 录

第一篇 液压传动

第一章 液压传动概述	1
1.1 主要内容	1
1.2 重点及难点	1
1.3 例题详解	2
第二章 液压传动基础	4
2.1 主要内容	4
2.2 重点及难点	4
2.3 例题详解	11
第三章 液压泵及液压马达	27
3.1 主要内容	27
3.2 重点及难点	27
3.3 例题详解	37
第四章 液压缸	40
4.1 主要内容	40
4.2 重点及难点	40
4.3 例题详解	45
第五章 液压控制阀	49
5.1 主要内容	49
5.2 重点及难点	49
5.3 例题详解	63
第六章 辅助元件	68
6.1 主要内容	68
6.2 重点及难点	68
6.3 例题详解	76
第七章 液压基本回路	79
7.1 主要内容	79
7.2 重点及难点	79
7.3 例题详解	88
第八章 液压系统的形式、工程应用及其分析	123
8.1 主要内容	123
8.2 重点及难点	123

8.3 例题详解	128
第九章 液压伺服系统	132
9.1 主要内容	132
9.2 重点及难点	132
9.3 例题详解	137
第十章 液压传动系统的设计计算	139
10.1 主要内容	139
10.2 重点及难点	139
10.3 例题详解	142

第二篇 气压传动

第十一章 概述	154
11.1 主要内容	154
11.2 重点及难点	154
第十二章 气压传动理论基础	156
12.1 主要内容	156
12.2 重点及难点	156
12.3 例题详解	160
第十三章 气动元件	168
13.1 主要内容	168
13.2 重点和难点	168
13.3 例题详解	173
第十四章 气动基本回路	179
14.1 主要内容	179
14.2 重点和难点	179
14.3 例题详解	184
第十五章 气动系统设计	191
15.1 主要内容	191
15.2 重点及难点	191
15.3 例题详解	196
第十六章 气动技术应用实例	203
16.1 应用实例1 槽形弯板机气动回路	203
16.2 应用实例2 真空吸盘搬送回路	204
16.3 应用实例3 垃圾集装压实机	204
16.4 应用实例4 气动自动打印机	206
16.5 应用实例5 自动钻床	207
16.6 应用实例6 散包运输自动控制装置	209

附 录

附录一 袖珍题库.....	212
附录二 标准试卷.....	247
参考文献.....	254

第一篇 液压传动

第一章 液压传动概述

1.1 主要内容

- (1) 液压传动的定义及工作原理;
- (2) 液压传动系统的主要组成;
- (3) 液压传动的优缺点。

1.2 重点及难点

1.2.1 液压传动的定义及工作原理

一、液压传动的定义

液压传动是利用液体的压力能进行能量传递、转换和控制的一种传动形式。

二、液压传动的工作原理

帕斯卡原理。

液压传动中最基本、最重要的参数压力和流量(掌握其定义及常用单位)。

液压传动的两个工作特性(贯穿全书,正确理解,熟练掌握):

- (1) 在不考虑泄漏的条件下,液压传动中的工作压力取决于外负载。
- (2) 液压执行机构的运动速度取决于输入其流量的大小,而与外负载无关(在忽略泄漏、液体的压缩性及容器、管路变形的条件下)。

1.2.2 液压传动系统的主要组成

通常一个完整的液压系统由以下五个部分组成:

- (1) 液压动力元件:如液压泵等。将原动机的机械能(Fv 或 $M\omega$)转换成液压能(pq)。
- (2) 液压执行元件:如液压缸、液压马达等。将液压能转换成机械能。
- (3) 液压控制元件:如各种控制阀。利用这些元件对系统中的液体的压力、流量及方向进行控制或调节,以满足工作装置对传动的要求。
- (4) 液压辅助元件:起辅助作用,如油箱、滤油器、管路、管接头及各种控制、检测仪表

等。在有些系统中,为了进一步改善系统性能还采用蓄能器、加热器及散热器等。

(5) 工作介质:液压力,是动力传递的载体。

在工程实际中,采用“气动与液压”图形符号(GB/T 786.1—1993(2001*))绘制液压系统原理图。

1.2.3 液压传动的优缺点

一、液压传动的优点

(1) 液压传动可在运行过程中方便地实现大范围的无级调速,调速范围可达1000:1。

(2) 功率质量比大,即在输出相同功率的情况下,液压传动装置的体积小、质量轻、结构紧凑、惯性小。因此,液压传动易于实现快速启动、制动及频繁换向,每分钟的换向次数可达500(左右摆动)、1000(往复移动)。

(3) 易于实现自动化,特别是采用电—液和气—液传动时,可实现复杂的自动控制。

(4) 液压装置易于实现过载保护。

(5) 液压元件已实现了标准化、系列化和通用化,易于设计、制造,其元件的排列布置也有很大的灵活性。

二、液压传动的缺点

(1) 不能保证严格的传动比。

(2) 系统工作时,对温度的变化较为敏感。由于液压介质的粘性随温度变化而变化,从而使液压系统不易保证在高温和低温下都具有良好的工作稳定性。

(3) 在液压传动中,能量需经过两次变换,且液压能在传递过程中存在流量和压力损失,所以系统能量损失较大,传输效率较低。

(4) 由于液压元件的制造精度高、造价高,对其使用和维护提出了较高的要求。

(5) 出现故障时,比较难于查找和排除,对维修人员的技术水平要求较高。

1.3 例题详解

例1-1 液压千斤顶如图1-1所示。小活塞3直径 $d=10\text{mm}$,行程 $h=20\text{mm}$,大活塞8直径 $D=40\text{mm}$,重物重量 $W=50000\text{N}$,杠杆臂长 $l=25\text{mm}$, $L=500\text{mm}$ 。求:

(1) 液压千斤顶顶起重物时,密闭容积中液体的压力 p ;

(2) 液压千斤顶顶起重物时,在杠杆端所施加的力 F ;

(3) 杠杆上下动作一次,重物的上升量 H ;

(4) 如果小活塞上存在摩擦力 $f_1=200\text{N}$,大活塞上存在摩擦力 $f_2=1000\text{N}$,杠杆每上下动作一次,密闭容积中液体外泄漏 0.02cm^3 至油箱,重新计算 F 、 p 、 H 。

解:(1) 由重物重量 W 在大活塞下产生液体的压力:

$$p = W/A_2 = 4W/\pi D^2 = 4 \times 50000/(\pi \times 0.04^2) = 39.81\text{MPa}$$

(密闭容积中液体的压力 p 取决于外负载)

(2) 根据帕斯卡原理,顶起重物时,在杠杆端所施加的力 F :

$$F = fl/L = W(d/D)^2 l/L = 156.25\text{N} \quad (f \text{ 为小活塞作用在杠杆上的力})$$

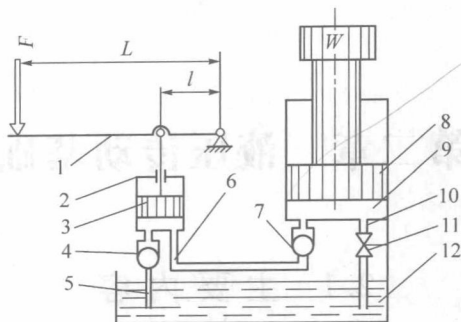


图 1-1

计算结果表明：液压千斤顶用较小的力(156.25N)可以将较重的重物(50000N)顶起。在这里,力得到放大。

(3) 根据容积相等的原则,杠杆上下动作一次,重物的上升量 H 为

$$H = (d/D)^2 h = 1.25\text{mm}$$

注意：在忽略泄漏、液体的压缩性及容器、管路变形的条件下,从小活塞圆筒压出的液体体积等于进入大活塞圆筒的液体体积。

(4) 当小活塞摩擦力 $f_1 = 200\text{N}$,大活塞摩擦力 $f_2 = 1000\text{N}$,杠杆每上下动作一次,密闭容积中液体外泄漏 0.02cm^3 至油箱时:

① 顶起重物时,密闭容积中液体的压力 p :

$$p = 4(W + f_2)/\pi D^2 = 4 \times 51000/(\pi \times 0.04^2) = 40.61\text{MPa}$$

② 顶起重物时,在杠杆端所施加的力 F :

$$F = fl/L = [(W + f_2)(d/D)^2 + f_1]l/L = 169.4\text{N}$$

③ 杠杆上下动作一次,重物的上升量 H :

$$H = (d/D)^2 h - 0.02 \times 10^3 \times 4\pi/D^2 = 1.25 - \pi/20 = 1.1\text{mm}$$

将重新计算得到的 F 、 p 、 H 值与前面的计算值进行比较,研究摩擦力、外泄漏量对该装置的输出参数会产生哪些影响(如表 1-1 所列)。

表 1-1

	液体的压力 p/MPa	所施加的力/N	重物的上升量 H/mm
仅有负载,无泄漏,无摩擦力	39.81	156.25	1.25
有负载,存在泄漏及摩擦力	40.61	169.4	1.1

第二章 液压传动基础

2.1 主要内容

- (1) 液压液的主要物理性质;
- (2) 静止及流动液体的力学基本规律;
- (3) 液体流经孔口及缝隙的力学特性;
- (4) 液压冲击及气穴现象。

2.2 重点及难点

2.2.1 液压液的主要物理性质

液体是液压传动的工作介质,同时,液体还起润滑、防腐、防锈及冷却作用。

液压液的主要物理性质包括液压液的密度(或重度)、可压缩性及粘性。

本节重点掌握粘性的定义、粘性的度量(包括相应单位)以及工作压力、油液温度对粘性的影响。

一、液压液的可压缩性

液体的可压缩性用体积压缩系数 β 或其倒数——液体的体积弹性模数 K 表示。

体积压缩系数:

$$\beta = - \frac{\Delta V/V_0}{\Delta p} \quad (2-1)$$

体积弹性模数:

$$K = \frac{1}{\beta} = - \frac{\Delta p}{\Delta V/V_0} \quad (2-2)$$

对于石油基液压液其体积弹性模数 $K = (1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$,是钢的 $1/(100 \sim 170)$ 。

值得注意的是:当液压液中混入气体后,液体的体积弹性模数将大大下降。

由于在液压系统中不可避免地存在一定量的游离空气,因此在分析计算时,对石油基液压液,通常取 $K = (0.7 \sim 1.4) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。

本章公式中相应符号的说明可以参考教材相应公式。

二、液压液的粘性

流体在外力作用下流动(或有流动趋势)时,由于分子间的内聚力阻止分子间相对运动而产生一种内摩擦力,流体的这种特性称为粘性。粘性的大小可以用粘度来度量。

牛顿内摩擦定律:流体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 、液层间

的速度梯度 du/dy 成正比,还与液体的种类有关,即

$$F_t = \mu A \frac{du}{dy} \left(\text{或} = \mu A \left(\frac{u_0}{h} \right) \right) \quad (2-3)$$

式中 μ ——动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$),其值与液体的种类有关。

动力粘度是一种绝对粘度,它的物理意义是:当速度梯度为 1 时,接触液层间单位面积上的内摩擦力。

运动粘度:液体动力粘度与液体密度之比值称为运动粘度 ν ,即

$$\nu = \mu / \rho \quad (2-4)$$

运动粘度的单位是 m^2/s , $1\text{m}^2/\text{s} = 10^6\text{mm}^2/\text{s}$ (厘斯, cSt)。

国产液压油的牌号表示该液压油在 40°C 时运动粘度 ν 的平均值。

工作压力、温度的变化都会引起工作液粘度发生变化。当工作压力增大时,工作液分子间的距离减小,粘性增大;当温度升高时,粘度下降。

2.2.2 静止及流动液体的力学基本规律

一、静止液体的力学基本规律

静止液体是指内部质点间无相对运动,并处在相对平衡状态的液体。

1. 压力——流体在单位面积上所承受的法向作用力

压力的表示方法有两种:绝对压力与相对压力。

以绝对真空为基准进行度量的压力称为绝对压力。

以大气压为基准进行度量的压力称为相对压力。

在相对压力中,高于大气压的那一部分称为表压,低于大气压的那一部分称为真空度(也称为负的表压)。

2. 静压力的两个基本特性

(1) 静压力的方向永远沿着作用面的内法线方向;

(2) 压力的大小与作用面的方向无关,仅是其位置坐标的函数,即 $p = p(x, y, z)$ 。

3. 重力作用下静力学基本规律

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2-5)$$

在液压传动中,由重力产生的压力 $\rho gh \ll p_0$ (p_0 是液压系统的工作压力)。例如:当 $h = 10\text{m}$, $g = 9.81\text{m/s}^2$, $\rho = 900\text{kg/m}^3$ 时,由重力产生的压力 $\rho gh = 0.088\text{MPa}$ 。计算结果表明,重力压力(质量力)与液压系统工作压力相比常可忽略不计,所以在一般情况下不考虑位置(高程)对静压力产生的影响。

4. 静压力对固体壁面的总作用力

当固体壁面为平面时,静压力在该平面上的总作用力 F 等于液体工作压力(忽略质量力)与该平面面积 A 的乘积,即

$$F = pA \quad (2-6)$$

当固体壁面为一曲面时,液压力作用在曲面某一方向上的总作用力等于液体压力与曲面在该方面垂直平面上投影面积的乘积。

二、流动液体的力学基本规律

流动液体的连续性方程、伯努利方程、动量方程是描述流动液体力学规律的三个基本方程式。伯努利方程反映压力、流速或流量与能量损失之间的关系,动量方程用来解决流动液体与固体壁面边界间的作用力问题。它们是液压技术中分析问题和设计计算的理论依据。

本节应熟练掌握连续性方程及伯努利方程,并用其解决简单的工程计算问题。

1. 几个基本概念

稳定流动与非稳定流动、理想流体、通流截面、流量与平均流速等。

2. 流量连续性方程

流量连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

流体的连续性方程为

$$\sum q_i - \sum q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{K} \frac{dp}{dt} \quad (2-7)$$

式(2-7)表明,流进与流出控制体的流量之差等于控制体体积对时间的变化率与因控制体内流体的压缩性而引起的附加流量之和。

在管流中,管壁通常用金属材料制成。此时,可认为 $\Delta V \rightarrow 0$ 。若同时忽略液体的可压缩性,则连续性方程可写为

$$\sum q_i = \sum q_o$$

该式表明,当流体在无分歧非等截面管中流动时

$$q_1 = q_2 = \cdots = q_i \cdots = q_n$$

即

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = \cdots = v_i A_i \cdots = v_n A_n \quad (2-8)$$

重要结论:理想流体在无分歧管中作稳定流动时,所有过流截面上流量相同,其流速与过流截面面积成反比,面积越小,速度越大。

3. 伯努利方程

需要强调的是:本教材仅研究在重力作用下流体流动时的伯努利方程。

(1) 根据能量守恒定理可推导出理想流体、稳定流动时的伯努利方程

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{常数}$$

或

$$\frac{p_1}{\gamma} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2-9)$$

由式(2-9)可以看出:在管内作稳定流动的理想流体具有压力能、势能和动能,它们之间可以相互转换,但在任何一处截面的能量总和不变,即能量守恒。

(2) 实际流体的伯努利方程。根据能量守恒定律,考虑到能量损失,并引进动能修正系数 α 后,实际流体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\gamma} + h_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_w \quad (2-10)$$

式(2-10)与式(2-9)不同在于:考虑到能量损失 Σh_w 并引进动能修正系数 α 。

需要说明的是:

① 式(2-10)的适应条件是流体仅受重力作用,流体作稳定流动,液体的体积弹性模数 $K \rightarrow \infty$,且沿程流量不变。

② 所研究的截面1、2应顺流向选取,且选择在流动平缓变化的截面上(在两截面间不一定要平缓流动)。

③ 在工程计算中常选用该截面几何中心处的压力 p 及高程 h 作为计算参数。

④ 由流体力学分析可知:对于层流流动 $\alpha=2$,紊流流动 $\alpha=1$ 。

4. 动量方程

将刚体力学动量定理应用于流动液体,得到液压传动中的动量方程:

$$\Sigma F = \frac{d(mv)}{dt} = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (2-11)$$

式中 β 为动量修正系数,由流体力学分析可知:流体在管流中作层流流动时 $\beta=1.33$,紊流流动时 $\beta=1$ 。

需要强调的是:

(1) 动量方程是矢量方程。

(2) ΣF 为作用在控制体上所有外力的矢量和。

2.2.3 流体流动时的能量损失

在液压技术中流体流动时的能量损失主要表现为压力损失 Δp ,流体流动时的压力损失和流体的流动状态密切相关。

掌握流体流动时的两大类压力损失——沿程损失和局部损失,并明确其产生的原因及相应的计算公式。

一、液体的两种流态及雷诺判据

液体的两种流态:层流和紊流,它由一个无因次数——雷诺数 $Re(vd_H/\nu)$ 决定。雷诺数是同一流动中同一点上液体的运动惯性力与粘性力之比。

一般用 Re_F (液体由紊流变成层流时的雷诺数)作为判别液流流态的依据,称为临界雷诺数 Re_c 。

关于液体流态的重要判据:

当 $Re < Re_c$ 时,液体作层流流动;当 $Re > Re_c$ 时,液体作紊流流动。

液体在光滑圆管中流动时,临界雷诺数 $Re_c=2320$ 。

二、等径管中的沿程压力损失

沿程压力损失计算公式:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \gamma \quad (2-12)$$

式中 沿程阻力系数 λ 与流态有关。

1. 层流流动时

沿程阻力系数 $\lambda=64/Re$,实际计算中对光滑金属管常采用 $\lambda=75/Re$,对橡胶软管 $\lambda=80/Re \sim 108/Re$ (较大的值对应于曲率较大的软管)。

由式(2-12)可知,流体在等径管中作层流流动时,其沿程压力损失与管长 l 、平均流速 v 、重度 γ 、粘度 μ 成正比,而与管径的平方反比。

2. 紊流流动时

流体在等径管中作紊流流动时,其沿程阻力系数 λ 除与雷诺数有关外,还与管壁的相对粗糙度 Δ/d 有关,即 $\lambda=f(Re, \Delta/d)$ 。可以根据不同的 Re 及 Δ/d 值从教材表2-11(《液压与气压传动》)选择相应的公式进行计算,也可以从(教材)图2-23所示的沿程阻力系数随 Re 、 Δ/d 变化图中查找。

三、局部压力损失

局部压力损失为

$$\Delta p_{\xi} = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma \quad (2-13)$$

式中 ξ ——局部阻力系数,通常由实验确定,其值可查相关液压方面的工程手册。

当流体流经标准阀类零件的实际流量为 q 时,其实际压力损失常按下式计算

$$\Delta p = \Delta p_H (q/q_H)^2 \quad (2-14)$$

式中 q_H ——阀的额定流量;

Δp_H ——流经阀的流量为 q_H 时的压力损失(q_H 、 Δp_H 可从产品目录中查得)。

四、管路中总的压力损失及管路系统的压力效率 η_p

1. 管路系统中总的压力损失 Δp

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\lambda i} + \sum \Delta p_{\xi j} \quad (2-15)$$

利用式(2-15)进行简单相加来计算总的压力损失 Δp ,只有各局部阻力间相距足够[两局部阻力处之间连接直管长 $l > (10 \sim 20)d$, d ——管径]时,才是正确的。

2. 压力效率 η_p

在液压系统中,如果液压执行元件所需的有效工作压力为 p ,考虑到系统中的压力损失 Δp ,管路系统的压力效率 η_p 为

$$\eta_p = \frac{p}{p_s} = 1 - \frac{\Delta p}{p_s} \quad (2-16)$$

为了提高管路系统的压力效率,必须尽量减少总的压力损失 Δp 。系统中的压力损失不仅耗费功率,还将使系统油液温度上升,工况恶化。

压力损失 Δp 与流速 v (或 v^2)成正比。为了减少压力损失,应限制液体在管道和阀口处的流速,但太低的流速将使管道和元件的尺寸增大,成本增加。

在设计液压系统时,除尽量采用合适的流速及粘度外,还应力求油管内壁光滑,尽可能缩短连接管的长度,减少弯头、接头,减少管道截面的变化,选用质量好、压力损失小的阀件,提高配管质量等,以减少管路系统的压力损失。

2.2.4 液体流经孔口及缝隙的力学特性

本节讨论的小孔及缝隙除薄壁孔口外,其流态均假设为层流流动状态。

本节重点掌握液体流经薄壁孔口、细长孔及同心环形缝隙的压力-流量特性。

液体流经孔口及缝隙的计算公式如表2-1所列。

表 2-1 小孔及缝隙流动的流量特性

小孔及 缝隙	简图	流量 q / (m^3/s)	小孔及 缝隙	简图	流量 q / (m^3/s)
薄壁孔口 $l/d \leq 0.5$		$C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$	同心环形缝 隙中的平行 流动		$\frac{\pi d \delta^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{v}{2} \pi d \delta$
细长孔 $l/d > 4$		$\frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p$	偏心环形缝 隙中的平行 流动		$\frac{\pi d \delta^3}{12\mu l} \Delta p (1 + 1.5 \varepsilon^2)$
平行平面 缝隙中的 平行流动		$\frac{b \delta^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{b \delta}{2} v$	平面环形缝 隙差压流动		$\frac{\pi \delta^3 \Delta p}{6\mu l n r_2 / r_1}$
符号说明: A_0 ——过流截面; Δp ——压力差; C_d ——流量系数; l ——缝隙长度; b ——缝隙宽度; v ——相对速度; δ ——缝隙高度; ε ——偏心率 $\varepsilon = e/\delta$; e ——偏心量; ρ ——油液密度; μ ——粘度					

对于表 2-1 小孔及缝隙流动的流量特性,需要说明如下几点:

(1) 由于流体流经薄壁孔口的流量 q 与小孔前后压差的平方根成正比,所以孔口流量受孔口压差变化的影响较小。由于流量 q 与液体的粘度无关,因而工作温度的变化对薄壁孔口流量 q 的影响甚微。利用该流量特性,在液压技术中,节流孔口常做成薄壁孔口。

(2) 液体流经滑阀阀口、锥阀阀口及喷嘴挡板阀阀口时,其流量均可利用薄壁孔口流量公式计算,但流量系数 C_d 有所区别。

对于圆柱滑阀阀口,当 $Re > 10^3$: 阀口为尖锐棱边时, $C_d = 0.67 \sim 0.74$; 阀口为棱边圆滑或有小圆角时, $C_d = 0.8 \sim 0.9$ 。

对于锥阀阀口,当 $Re > 10^3$ 时, $C_d = 0.77 \sim 0.82$ 。

对于喷嘴挡板阀喷嘴节流孔,当 $Re > 10^5$ 时, $C_d = 0.61 \sim 0.62$ (相当于薄壁孔口)。

(3) 流经短管型 (介于薄壁孔口与细长孔之间的) 孔口的流量公式与薄壁孔口的流量公式相同,但流量系数 C_d 有所不同。当 $Re > 10^5$ 时, $C_d = 0.8 \sim 0.82$ 。

(4) 液体流经细长孔的流量公式表明通过细长孔的压差 Δp 与孔径 d^4 成反比。在液压系统中,细长孔通常用做建立一定压差的阻尼孔。

应注意油液粘性的变化对通过细长孔的流量 (或阻尼孔前后的压差) 的影响。

(5) 在液压传动中,液体的缝隙流动具有如下两个特点:

① 缝隙高 (间隙) 相对其长度和宽度 (或直径) 而言要小得多。

② 液体在缝隙中的流动常属于层流。

(6) 对于平行平面缝隙中的平行流动,在压差与剪切联合作用下,流经平行平板缝隙的流量有两项,一项是在压差 Δp 作用下的流量,另一项是因粘性而产生剪切流动的流量。应当注意的是,当平板相对运动方向与压差方向一致时取“+”号,反之取“-”号。

(7) 对于同心环形缝隙中的平行流动,当缝隙高 δ 与直径 d 之比 $\delta/d \ll 1$ 时,将平行平面缝隙中平行流动公式中的缝隙宽 b 用 πd 代替,可导出流经圆柱同心环形缝隙的流量公式。

(8) 对于偏心环形缝隙中的平行流动,通过偏心圆柱环形缝隙的最大流量(不考虑相对运动时)是通过同心时的 2.5 倍。

(9) 液压卡紧现象的本质是:由于配合副存在几何形状误差及不同心度,致使在配合间隙中因压力不平衡而产生径向力(称之为侧向力),该力作用在柱塞(阀芯或活塞)上使其卡住。

在倒锥情况下,若存在偏心,将产生液压卡紧现象;在顺锥情况下,不产生液压卡紧现象。最大的液压卡紧力为 $F = 0.275 L d \Delta p f$ 。

通常,采取在阀芯表面上开均压槽的措施来减小液压卡紧力。在阀芯表面上开三个等距离的均压槽可以使液压卡紧力减小到无均压槽时的 6%。

(10) 对于平面环形缝隙差压流动,考虑到中心油腔内的作用力,则环形缝隙中总作用力 F 为

$$F = \pi r_1^2 p_1 + F_\delta = \frac{\pi}{2} \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] p_1 \quad (2-17)$$

公式表明,环形缝隙中总作用力 F (支承力)与结构尺寸 r_1 、 r_2 有关,与进油压力 p_1 成正比,而与缝隙高度(即油膜厚度) δ 无关。

2.2.5 液压冲击及气穴现象

一、液压冲击

(1) 重点掌握液压冲击的定义、产生液压冲击产生的两种原因、液压冲击将给系统带来的巨大危害及减少液压冲击应采取的相应措施。

(2) 液压冲击值计算公式如表 2-2 所列。

表 2-2 液压冲击值计算公式

产生 液压冲击 的原因	管流中因阀门关闭而产生的 液压冲击值	完全冲击 (当阀门关闭时间 $t \leq T$ 时)		不完全冲击 (阀门关闭时间 $t > T$ 时逐渐关闭时)	
		突然完全关闭	突然不完全关闭, 液 流从 v_0 突然变成 v_1	逐渐完全关闭	逐渐不完全关闭, 液 流从 v_0 逐渐变成 v_1
		$\Delta p = \rho c v_0$	$\Delta p = \rho c (v_0 - v_1)$	$\Delta p = \rho c v_0 \left(\frac{T}{t} \right)$	$\Delta p = \rho c \frac{T}{t} (v_0 - v_1)$
	运动部件制动时, 因负载 惯性而产生的液压冲击值	$\Delta p = \sqrt{\frac{K_m m}{A L_1 (1 + L_1 / L_2)}} v$ (仅适用于教材图 2-42 所示情况)			
$T = 2l / c, c$ 为压力波在油液中的传递速度, $c = \sqrt{K_m / \rho} / \sqrt{1 + K_m d / E \delta}$					