

本书着重介绍了组合机床液压系统设计的有关问题,并介绍了组合机床液压系统中所采用的元件和附件。此外,对液压传动的一般概念、液压系统的故障及其排除方法以及液压元件的试验和验收,也作了适当的阐述。

本书可供从事液压系统设计工作的工人和技术人员使用,也可供大专院校有关专业的同志参考。

组 合 机 床 设 计

第 二 册

液 压 部 分

大连组合机床研究所编

(只限国内发行)

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

北京第二新华印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 $1/16$ ·印张 19·字数 437 千字

1975 年 10 月北京第一版·1975 年 10 月北京第一次印刷

印数 00,001—70,000·定价 2.45 元

*

统一书号: 15033·(内)658

前 言

在毛主席无产阶级革命路线指引下，在思想和政治路线教育的推动下，我国组合机床事业取得了很大成就。

组合机床的产量迅速增长，质量不断提高，新产品不断涌现，组合机床及其自动线在机械制造业中正获得越来越广泛的应用。

组合机床是由许多预制的通用部件及少量的专用部件组成的，它能从多面、多工位、多轴对一个或几个工件同时进行加工，和一般万能机床相比，具有设计制造周期短、成本低、自动化程度高、加工效率高、加工质量稳定、减轻工人劳动强度等优点。在机械制造业中，装备新企业或者对老企业进行技术改造，采用组合机床及其自动线，是发展生产、提高质量的有效途径之一。

为了普及组合机床技术，适应广大工人和技术人员设计制造组合机床及其自动线的需要，我们搜集、整理了工人和技术人员在设计、制造、使用组合机床实践中的丰富经验，编写了《组合机床设计》这套书。全书共分三册。第一册为机械部分，着重介绍组合机床的设计原理、步骤和方法，以及组合机床及其自动线工艺方案和结构方案的拟定原则；第二册为液压部分，介绍组合机床及其自动线液压系统的设计，以及常用液压元件的规格、性能及工作原理；第三册为电气部分，介绍组合机床及其自动线电气控制系统的设计，并附有常用电气元件规格、性能及选用原则。

我们希望广大读者，通过对本书的阅读和实践，对组合机床结构原理和设计方法有所了解，进而在技术革新、技术革命运动中，有所发明，有所创造，进一步推动组合机床事业向前发展。

在编写过程中，我们得到了全国很多从事设计、制造和使用组合机床的工厂及科研设计单位的大力支持和协助，在此表示衷心感谢。由于我们政治思想水平和技术水平有限，本书一定存在许多缺点和错误，希望广大读者批评指正。

大连组合机床研究所

一九七三年二月

目 录

第一章 绪 论

1-1 液压传动发展简况	1
1-2 液压传动的特点和优缺点	1
1-3 液压传动在组合机床中的应用	2

第二章 液压传动的基础知识

2-1 液体静力学	3
2-2 液体动力学	4
2-3 汽蚀现象	7
2-4 层流和紊流	8
2-5 液体在流动中的压力损失	9
2-6 流速	13
2-7 液体在窄缝和小孔中的流动	15
2-8 流经薄刃节流孔的流量	17
2-9 液压冲击及其计算	18
2-10 电机功率的计算	20

第三章 液 压 油

3-1 液压油的组成	22
3-2 液压油的物理性质	23
3-3 液压油的粘度选择	31
3-4 液压油的正确使用与换油周期	31

第四章 油 泵

4-1 叶片泵	33
4-2 齿轮泵	46
4-3 柱塞泵	51

第五章 油缸和液压马达

5-1 油缸	53
5-2 液压马达	66

第六章 液 压 阀

6-1 概 述	68
6-2 压力阀	69
6-3 流量阀	87
6-4 方向阀	96
6-5 设计、制造中的几个问题	123

第七章 辅 助 装 置

7-1 油箱	126
7-2 油管	131
7-3 管接头	133
7-4 空气滤清器	140
7-5 滤油器	141
7-6 压力表	146
7-7 压力表开关	148
7-8 蓄能器	148
7-9 密封装置	153

第八章 液压系统设计

8-1 液压传动的回路	161
8-2 运动机构的速度调节和速度稳定	178
8-3 典型进给液压系统	195
8-4 组合机床和组合机床自动线辅助装置的液压系统	206
8-5 组合机床液压系统的设计	223
8-6 组合机床自动线液压系统的设计	241

第九章 装 配、维 修

9-1 液压传动装置的装配	244
9-2 组合机床和组合机床自动线液压系统的故障及其排除方法	244

第十章 组合机床用 液压元件的验收标准与试验方法

10-1 油泵的验收标准与试验方法	247
10-2 油缸的验收标准与试验方法	251
10-3 液压阀的验收标准与试验方法	253
10-4 液压传动装置的验收标准与试验方法	260
10-5 液压元件试验台设计中的几个问题	261

附录

I 液压系统常用标准	263
II 常用液压系统图图形符号	265
III 组合机床常用液压系统图	272

第一章 绪 论

1-1 液压传动发展简况

从世界上第一台水压机的出现到现在已经有一百八十多年了，然而，液压传动技术被各国普遍重视、广泛应用于工业部门，只是近五十年左右的事。

解放前，我国在液压技术方面是个空白；只是在解放后，我国的液压技术才开始发展起来。一九五六年成立了组合机床研究所，同年生产了我国第一台液压传动的组合机床。

文化大革命以前，由于受刘少奇的“爬行主义”、“洋奴哲学”等修正主义思想的影响，液压技术发展缓慢。文化大革命以后，广大工人和革命技术人员遵循毛主席“**独立自主、自力更生**”、“**破除迷信，解放思想**”的伟大教导，许多工厂和科研单位都自行设计和制造了液压元件和液压传动装置，使我国的液压技术迅速发展起来。

为满足组合机床液压系统的需要，组合机床研究所从一九六五年着手自行设计和制造了板式连接的中低压阀类等元件，并用这些元件组成典型系统来取代结构复杂、性能较差的整体式操纵板，对提高组合机床的性能起了很大作用。

一九六六年组织的中低压液压元件联合设计组，拟订了液压元件的型谱，设计了部分基型。此后，广州机床研究所的同志们在新系列元件的设计方面，做了很多工作。北京机床研究所在数控液压元件的研制方面，上海机床厂在磨床用液压元件的研制方面，榆次液压件厂、天津液压件厂等单位在提高液压元件的质量和性能方面都做了大量工作，为逐步实现液压元件的“三化”（标准化、规格化、系列化）工作，奠定了较为坚实的基础。

液压元件的生产，不论在产品的数量、品种和质量上，文化大革命以来都有了显著的增长和提高，部分产品已达到了国际先进水平。液压化机床的品种和数量也大大增加。

随着批林批孔运动的深入发展，可以预料，我国的液压技术将会更蓬勃地向前发展。

1-2 液压传动的特点和优缺点

液压传动区别于其它传动的主要之点是以液体（主要是矿物油）作为传递动力的介质。根据液体在工作过程中的特点，传动的形式可分为两大类：液力传动（或称动液传动）和容积式液压传动（或称静液传动）。

液力传动是将机械能转换为流体的动能，并依靠流体的动能来实现能量的传递；容积式液压传动是将机械能转换为流体的压力能，并依靠压力能来实现能量的传递。当容积式液压传动装置的执行机构的容量确定后，其运动速度取决于液体容积变化的快慢（即流量的大小），执行机构的输出力取决于液体的压力。

目前，应用流体传动的机床几乎全部采用容积式液压传动。所以机床液压传动就是指容积式液压传动。

液压传动与其它传动相比有如下优点：

1. 结构紧凑，体积小，重量轻，反应快，承载能力大；
2. 较易实现无级调速，调速比大；
3. 运转平稳；
4. 易于实现自动化，特别是采用电-液联合传动时能实现较复杂的自动工作循环；
5. 具有自润滑能力，磨损小，寿命长；
6. 液压元件易于通用化、标准化，便于大批生产。

任何事物都是一分为二的，液压传动也存在一些缺点：

1. 由于液压设备中工作液体的内、外泄漏，使液压系统的效率下降；
2. 由于工作液体的泄漏和液体的可压缩性的影响，不宜直接用于定比传动；
3. 油温变化会影响系统的稳定工作；
4. 液压系统比较容易产生振动；
5. 故障原因不易查找（但找到故障后排除故障比较容易）；
6. 元件制造精度要求较高。

当然，随着液压技术的发展和人们对液压传动装置规律性的认识，这些缺点是能够逐步得到克服的。

1-3 液压传动在组合机床中的应用

由于液压传动具有一系列优点，它在组合机床及其自动线中已被广泛应用。

目前，液压传动在组合机床中主要用于实现进给运动，如钻、镗、铣、铰等工序的进给运动，以及一些辅助运动，如工件的定位、夹紧、运输（上升、下降、翻转、输送）等。在主运动中，也有采用液压驱动的。

目前，组合机床液压系统的配置形式，主要有控制板式（或称操纵箱式）和液压站式两种。

所谓控制板式，就是将液压元件安装于一个（或几个）箱体上，并在箱体上钻孔实现油路的连接。

所谓液压站式，就是将液压元件固定在安装于油箱上的立板上，并用油管实现油路的连接。

控制板式的优点是结构紧凑，占地面积较小，适用于较成熟的系统；但这种型式工艺性和灵活性较差。

用液压元件组成的液压站，其优点是灵活性大，便于维修，元件易于通用化、标准化。

近年来，为降低管路的压力损失、简化装配，采用了无管连接的方式。集成化元件（如泵与阀、阀与阀、阀与油缸的组合等）就是其中的一种。这种配置形式的优点是：

1. 节省了大量的油管和管接头；
2. 油路短，压力损失小（可以提高效率，减少发热）；
3. 结构紧凑，装拆方便；
4. 可根据工作需要配置于最合适的位置。

组合机床液压系统的能源部分，以前大多采用双联定量泵。近年来变量泵得到了较为广泛的应用，这对合理地利用功率，降低液压系统的温升具有较显著的效果。

第二章 液压传动的基础知识

2-1 液体静力学

压力

取一高度为 h 、截面面积为 A 的液柱 (见图 2-1)。此液柱在大气压力 p_2 、自重和压力 p_1 的作用下处于平衡状态, 即:

$$p_2 A + \gamma h A = p_1 A \quad (2-1)$$

式中 γ 为液体重度。

$$\text{对单位面积来说:} \quad p_1 = p_2 + \gamma h \quad (2-2)$$

如设 $p_1 - p_2 = p$, 则:

$$p = \gamma h \quad (2-3)$$

也就是说, 当不考虑大气压力时, 液柱中某点的压力是由该点的深度决定的。这里的 p 称为表压力。

在液压传动中, 如不特殊指明, 所说的压力都是指表压力。

在地球表面, 一切物体都受大气压力的作用。

1 标准大气压 = 1.033 公斤力/厘米² = 760 毫米水银柱高 = 10.33 米水柱高。

在工程计算中, 将 1 工程大气压作为压力的单位。

1 工程大气压 = 1 公斤力/厘米² = 736 毫米水银柱高 = 10 米水柱高。

所以 1 标准大气压稍大于 1 工程大气压。在工程应用中将工程大气压简称为大气压。

巴斯加原理

若在一充满液体的球形容器的面积为 A 的柱塞上 (见图 2-2) 作用一外力 P , 在忽略液体重力的情况下, 球形容器内的各点 (如图中 1、2、3、4、5、6 点) 的压力均相同, 其值为 $\frac{P}{A}$ 。这种现象称为巴斯加原理。巴斯加原理可叙述为: 一压力加于密封容器中的一部分, 则压力以完全一样的大小向容器中所有各点传递。

图 2-3 所示为水压机的的工作原理图。面积为 F_1 和 F_2 的活塞 1 和 2 分别位于底部连通容器中的 a 、 b 腔。如在活塞 1 上作用一外力 P_1 , 则由 P_1 所形成的压力为 $\frac{P_1}{F_1}$ 。按巴斯加原理, 在活塞 2 的底面上也将作用有压力 $\frac{P_1}{F_1}$ 。则, 作用于活塞 2 上的液压力 $P_2 = \frac{P_1}{F_1} F_2$ 。

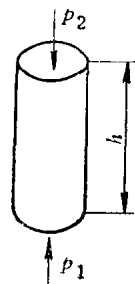


图2-1 作用于液柱上的力

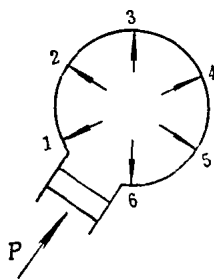


图2-2 压力的传递

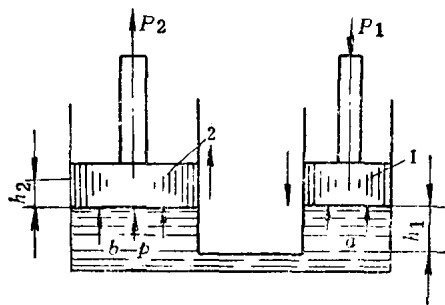


图2-3 水压机的的工作原理图

设 $\frac{F_2}{F_1} = n$ ，则，从活塞 2 输出的力为 nP_1 。这样，当两活塞的面积差较大时，如在活塞 1 处作用一较小的力，便可在活塞 2 处获得很大的力。当然，对活塞 1 所作的功（输入功）与活塞 2 所作的功（输出功），如果不考虑能量损失的话，是相等的，即 $P_1 h_1 = P_2 h_2$ 。

容积式液压传动的基本原理就是遵循这个静力学原理的。如将图 2-3 中的活塞 1 作为液压传动系统中的油泵，活塞 2 作为油缸，当我们用力推动活塞 1 时，油泵所输出的流体的压力能，便转换为油缸的输出功。当然，实际的液压系统并非如此简单。为了使系统能正常工作，还需采用各种控制、调节的阀类等。

2-2 液体动力学

液流的连续性

如图 2-4 所示，液体在管路中的流动如果是连续的（即液流在管路中既无泄漏也无补充），则：

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = \text{常数} \quad (2-4)$$

式中 v_1 、 v_2 ——分别为流道截面 1 和 2 处的平均流速；

F_1 、 F_2 ——分别为流道在 1 和 2 处的截面积。



图 2-4

液能

液体所具有的能量可分为动能、位能和压力能。

单位重量的液能称为比能。

例如，质量为 M ，速度为 v 的液体所具有的动能为：

$$E_v = \frac{Mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g} \quad (2-5)$$

而比能为：

$$e_v = \frac{v^2}{2g} \quad (2-6)$$

比能 e_v 通常叫做速度头。

重量为 G 的液体在高度为 h 时所具有的位能为：

$$E_h = Gh \quad (2-7)$$

其比能为：

$$e_h = h \quad (2-8)$$

比能 e_h 通常叫做静水头。

重量为 G 的液体，所受的压力为 p ，其压力能为：

$$E_p = G \frac{p}{\gamma} \quad (2-9)$$

比能为：

$$e_p = \frac{p}{\gamma} \quad (2-10)$$

比能 e_p 通常叫做压力头。

理想流体的柏努利方程式

连续流动的理想液体（不可压缩、没有内摩擦）在理想情况下（在流动中没有能量损失

和补充) 在各个截面处的能量总和为一常数, 即:

$$G h_1 + G \frac{v_1^2}{2g} + G \frac{p_1}{\gamma} = G h_2 + G \frac{v_2^2}{2g} + G \frac{p_2}{\gamma} = \text{常数} \quad (2-11)$$

或
$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \text{常数} \quad (2-12)$$

式中 $h_1(h_2)$ 、 $\frac{v_1^2}{2g}$ ($\frac{v_2^2}{2g}$)、 $\frac{p_1}{\gamma}$ ($\frac{p_2}{\gamma}$)——分别为单位重量的液体的位能、动能和压力能;

h_1 、 h_2 ——分别为截面 1 和 2 处的 (平均) 高度;

v_1 、 v_2 ——分别为截面 1 和 2 处的液体的 (平均) 流速;

G ——液体重量;

g ——重力加速度;

p_1 、 p_2 ——分别为截面 1 和 2 处液体所受的压力;

γ ——液体的重度。

式 (2-12) 即为柏努利方程式。

柏努利方程式是流体力学的重要公式。根据柏努利方程式可推导出容积式液压传动中液体能量的转换关系。

托里拆利原理

如图 2-5 所示, 容器的底部有一孔口, 容器中液体的液面距孔口的高度为 h , 液面上作用着大气压 p_a , 油自孔口流出, 在孔口处的流速为 v 。若容器足够大, 液面下降速度可以忽略时, 在液面和孔口处应用柏努利方程式:

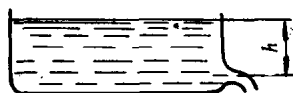


图 2-5

$$\frac{p_a}{\gamma} + h = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (2-13)$$

得
$$h = \frac{v^2}{2g} \text{ 或 } v = \sqrt{2gh} \quad (2-14)$$

式 (2-14) 称托里拆利公式。

上式表明了位能与动能的转换关系。

液体在容器底部的压力 $p_h = \gamma h$

则

$$h = \frac{p_h}{\gamma}$$

将上式代入 (2-14), 得

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_h} \quad (2-15)$$

上式表明了压力能与动能的转换关系。

在计算孔口或喷嘴的流量时, 可按式 (2-14) 或 (2-15) 算出流速, 再乘以收缩断面面积即可。

毕托管

图 2-6 所示的上端封闭、左端开口的弯管称为毕托管, 将其置于开口与流动方向相对的方向。由于弯管的上端是封闭的, 因而在管内的液体是不流动的 ($v = 0$)。在开口端面 and 上端封闭面处应用柏努利方程式, 则



图 2-6 毕托管原理图

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{p_m}{\gamma} \quad (2-16)$$

式中 v ——开口端面液体流速;

p ——开口端面液体压力;

p_m ——弯管内液体压力。

将式 (2-16) 的二端乘以重度 γ , 得:

$$p_m = p + \gamma \frac{v^2}{2g} \quad (2-17)$$

因为 $\gamma = \rho g$ (ρ 为液体密度)

$$p_m = p + \rho \frac{v^2}{2} \quad (2-18)$$

$$v = \sqrt{\frac{2(p_m - p)}{\rho}}$$

式 (2-18) 表示动能与压力能的转换关系。

利用上述装置测出 p_m 、 p 的值, 即可求出 v 值和流量 (由于管路中流速不均匀, 所以计算时还需引入校正系数)。

文都里流量计

为测量管路中的流量, 常利用文都里流量计。其原理如图 2-7 所示。当液流流经通道时, 在截面 1 和 2 处应用柏努利方程式, 则有:

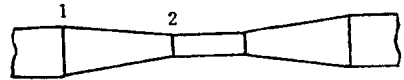


图2-7 文都里流量计

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2-19)$$

按连续性原理:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2$$

即

$$v_2 = \frac{F_1}{F_2} v_1$$

将 v_2 值代入式 (2-19), 得:

$$v_1 = \sqrt{2g \frac{1}{(F_1/F_2)^2 - 1} \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right)} \quad (2-20)$$

令

$$\sqrt{\frac{1}{(F_1/F_2)^2 - 1}} = K (\text{常数})$$

则

$$v_1 = K \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}$$

流经流量计的流量为

$$Q = F_1 v_1 = F_1 K \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \quad (2-21)$$

实际流体的柏努利方程式

式 (2-12) 是理想流体的柏努利方程式。实际上, 液体在流动过程中是有能量损失的。因此, 实际流体的柏努利方程式为:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) + \Delta H \quad (2-22)$$

式中 ΔH ——液体流动过程中的能量损失 (在液压系统中为沿程损失和局部损失)。

在一般的液压传动装置中, 由于位能与压力能和动能相比是很小的, 因而常将位能忽略。故柏努利方程式又可写为:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) + \Delta H \quad (2-23)$$

回转液体的动压力

当液体绕某轴作回转运动时，液体因受离心力的作用而产生动压力。

下面我们来求回转液体距回转中心为 r 处的某点的动压力。在这一点流体运动的离心加速度为：

$$a = r\omega^2 \quad (2-24)$$

式中 ω ——回转角速度。

则从回转中心至 r 处的平均加速度为：

$$a_{\pi} = \frac{r\omega^2}{2} \quad (2-25)$$

单位质量流体所受的平均离心力为：

$$F_{\pi} = \frac{\gamma}{g} \cdot a_{\pi} = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{r\omega^2}{2} \quad (2-26)$$

所以在距回转中心 r 处的动压力：

$$p_c = F_{\pi} \cdot r = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{r^2\omega^2}{2} = \frac{\gamma u^2}{2g} \quad (2-27)$$

式中 $u = r\omega$ ——液体在半径为 r 处的线速度。

从上式可看出， p_c 与 γ 成正比。

对于分布在距回转中心为 r_0 到 r 处的回转液体，上式可改写为：

$$p_c = \frac{\gamma\omega^2(r^2 - r_0^2)}{2g} \quad (2-28)$$

所以，作用于绕轴回转的液体圆柱面上任何一点的径向和轴向压力相等。因此，用式（2-28）可以确定旋转泵中由于离心力而产生的轴向液体动压力。对于齿轮泵和叶片泵来说，这个压力是阻止油泵进口吸油的压力，因而在一定的吸油压力下，油泵的最高转速受此压力的限制。

2-3 汽蚀现象

在常温和大气压力下，溶解于液压油中的气体量约为 6~12%，以游离状态存在于液压油中的小气泡在 0.2~0.3% 以上。

从柏努利方程可知，在流动的液体中，流速大的地方，压力较低。这样，在这些压力较低的地方，溶解在油中的气体就会游离出来，形成气泡。液体本身的蒸气也会产生气泡。当油液从低压区流到高压区时，这些气泡就会很快的消灭，形成局部压力和温度的急剧升高（这种压力可达数百个大气压），并出现噪音和振动。由于冲击力很大，会使金属材料的表面产生“小坑”。高温下空气的氧化作用也会腐蚀金属材料。液压系统内的这种现象，就称为“汽蚀现象”。

在液压传动装置中，汽蚀现象可能发生在油泵，管道以及其它具有节流装置的地方，但以油泵装置处所产生的这种现象最为严重。

汽蚀现象是使液压元件和液压系统产生各种故障的原因之一。因为汽蚀现象不但会腐蚀元件的材料、降低元件的使用寿命，而且还会使油泵的容积效率显著下降，并会使机器各部

分的压力不平衡,使回转运动的执行机构的输出扭矩发生波动。同时,汽蚀现象还是液压设备产生噪音和振动的原因之一。

目前,液压设备正向高压、高速的方向发展,因而,防止和消除汽蚀现象就更显得迫切和必要。

为了消除或减少汽蚀现象,应使液压系统内的所有各点的压力均高于液压油的空气分解压力。对于液压装置的油泵部份的油路来讲,为了防止汽蚀现象的发生,除应选用结构和尺寸合适的油泵以及粘度合适的液压油外,还应注意油泵的吸油高度不能太高,吸油侧管道内的流速不要太大,油泵的转速不要太高,吸油管路的密封应良好,吸油滤油器应有足够的通油能力,油箱设计应合理,回油管道的出口应没入油箱的油面以下等。对于其它的管路也应注意避免流速的剧烈变化和空气的混入。

2-4 层流和紊流

液体在管路中的流动,有两种流态:层流和紊流。

液流的流线沿与管道中心线平行的方向运动、各流线之间不互相搅混(即流体运动没有横向分量)时,称为层流;当流体运动不但有纵向的,而且有横向的运动分量时,称为紊流。

液体的流态与液体的粘度、液体的流动速度、管道内径的大小、管道内壁的光洁度、管口形状以及是否有外部扰动等因素有关。当液体的粘度较大、流动速度较低、管道内径较小、光洁度较高、外部没有振动等干扰时,液流处于层流状态;反之,则易于出现紊流。

在液压传动中广泛地应用了雷诺数 R_e 的概念。雷诺数表征了液体的粘度、流动速度、管道内径对液体流动状态的综合影响。雷诺数 R_e 是一个无因次的量。其计算公式为:

$$R_e = 1000 \frac{vd}{\nu} \quad (2-29)$$

式中 v ——液体流速(米/秒);
 d ——管道内径(毫米);
 ν ——液体的运动粘度(厘沲)。

雷诺数 R_e 也可按下式计算:

$$R_e = 2123 \frac{Q}{d\nu} \quad (2-30)$$

式中 Q ——液体流量(升/分);
 d ——管道内径(厘米);
 ν ——液体的运动粘度(厘沲)。

实验表明,对于一定的管道,存在着一定的“临界值雷诺数”,当液流的雷诺数小于此“临界值”时,液流处于层流状态;当雷诺数大于此“临界值”时,液流可能仍处于层流状态,也可能处于过渡状态,也可能处于紊流状态(视雷诺数大小和扰动情况)。为了使问题简化,认为液流的雷诺数大于“临界值”时,液流就处于紊流状态。

“临界值”需要由实验求得。下面介绍几种管道的临界雷诺数:

光滑钢管	2000~2300
软管	1600~2000
光滑的同心圆环缝	1100
光滑的不同心圆环缝	1000
带环槽的同心圆环缝	700
带环槽的不同心圆环缝	400
阀门	550~750
柱状滑阀上的油口	260
平板或锥形阀口	20~100

2-5 液体在流动中的压力损失

液体在管道内流动时,存在着压力损失。压力损失有两种:沿程损失和局部损失。

沿程损失

沿程损失是由液体的内摩擦及液体和管道的摩擦而产生的。沿程损失与液体的流速及管道的长度和内径等因素有关。

对于尺寸不大的圆截面直管道,在层流状态 ($R_e < 2000$) 下沿程损失的 理论 公式为:

$$\Delta p_{\text{层}} = \frac{Q \rho \nu l}{147 d^4} \text{ (公斤力/厘米}^2\text{)} \quad (2-31)$$

式中 Q ——流量 (升/分);

ν ——液体运动粘度 (厘沱);

ρ ——液体密度 (克·秒²/厘米⁴) (对于液压系统所用的矿物油可取 $\rho = 0.907 \times 10^{-3}$ 克·秒²/厘米⁴);

l ——管道长度 (厘米);

d ——管道内径 (厘米)。

可以看出,在层流状态下管道的沿程损失与液体流速成正比。

紊流状态下管道沿程损失的常用计算公式为:

$$\Delta p_{\text{紊}} = \lambda_{\text{紊}} \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \text{ (公斤力/厘米}^2\text{)} \quad (2-32)$$

式中 γ ——油的重度 (公斤/厘米³);

v ——油的流速 (厘米/秒);

d ——油管内径 (厘米);

l ——油路长度 (厘米);

g ——重力加速度 (981 厘米/秒²);

$\lambda_{\text{紊}}$ ——摩擦阻力系数 (需由实验确定)。

可以看出,在紊流状态下管道的沿程损失与流速平方成正比。

将式 (2-31) 经过适当的变换,可改写为与式 (2-32) 相类似的形式:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{层}} &= \frac{64}{R_e} \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \\ &= \lambda_{\text{层}} \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \end{aligned} \quad (2-33)$$

所以,在实际计算中,常常将式(2-32)和式(2-33)归并为一个对层流和紊流都适用的公式:

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2-34)$$

必须注意,在层流和紊流状态下, λ 的数值是不同的(见图 2-8)。

在层流状态时的等温流动相应于图中线段 1, $\lambda = \frac{64}{Re}$ 。在实际计算中,由于液压系统中的流动存在热交换,所以取 $\lambda = \frac{75}{Re}$, 相应于图中的虚线段 2。

在紊流时,对于光滑的管道,当 $2300 < Re < 8000$ 时,取 $\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$; 当 $Re > 10^5$ 时, $\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$ 。

应当指出,在紊流状态下, λ 除与 Re 有关外,还与油管的相对粗糙度 $\frac{\Delta}{d_{\text{管}}}$ 有关(其中, Δ 为管道内壁的粗糙度; $d_{\text{管}}$ 为油管内径)。

表 2-1 所示为流体在光滑钢管内流动时流量和压力损失关系的实验数据。此表在进行沿程压力损失的计算时可以作为参考。

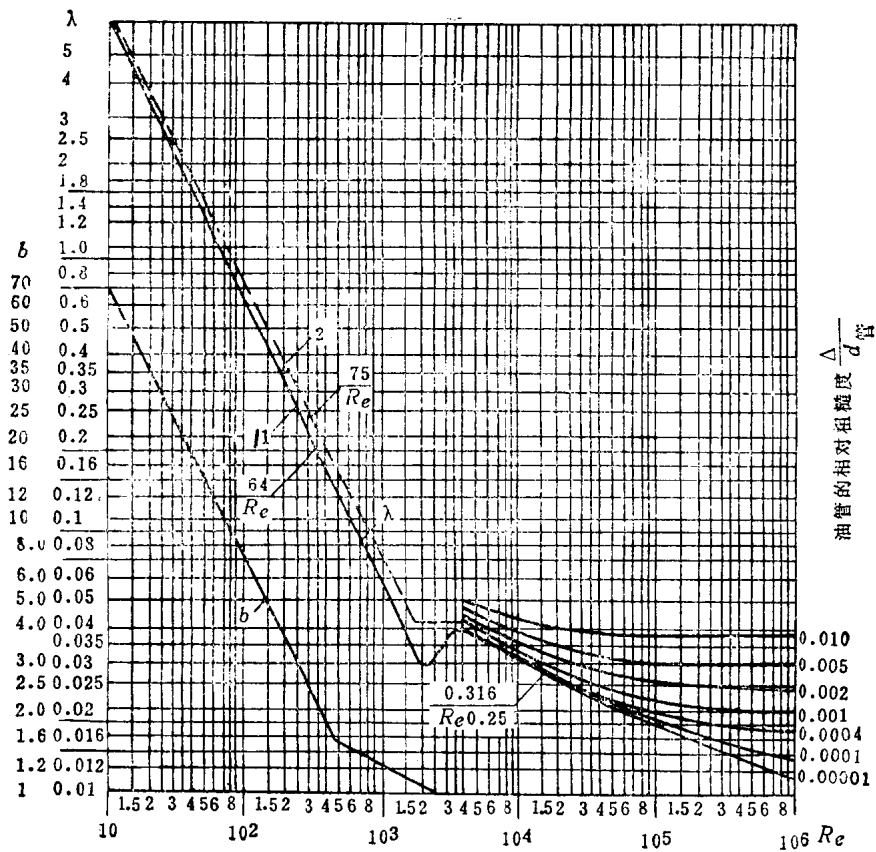


图 2-8

表2-1 在不同内径的光滑钢管内流动时流量和压力损失的关系 (钢管长度 1 米)

内径 d (毫米)	8	11	15	20	27	36
流量 Q (升/分)	压 力 损 失 (公斤力/厘米 ²)					
2.5	0.15	0.040	0.018	0.005	0.0020	0.00050
2.8	0.16	0.045	0.020	0.006	0.0023	0.00057
3.2	0.18	0.05	0.023	0.007	0.0026	0.00068
3.6	0.21	0.055	0.025	0.0075	0.0028	0.00075
4.0	0.23	0.062	0.028	0.0085	0.0033	0.00085
4.5	0.26	0.070	0.031	0.009	0.0037	0.00092
5.0	0.29	0.075	0.035	0.010	0.0040	0.0010
5.6	0.32	0.086	0.040	0.012	0.0046	0.0012
6.3	0.37	0.096	0.044	0.013	0.0051	0.0013
7.1	0.40	0.11	0.047	0.014	0.0057	0.0015
8.0	0.45	0.12	0.054	0.016	0.0065	0.0017
9.0	0.51	0.14	0.059	0.018	0.0073	0.0019
10.0	0.56	0.15	0.067	0.020	0.0080	0.0021
11.2	0.63	0.16	0.075	0.023	0.0092	0.0025
12.5	0.69	0.18	0.083	0.025	0.010	0.0028
14	0.78	0.21	0.092	0.028	0.012	0.0031
16	1.0	0.25	0.10	0.031	0.013	0.0035
18	1.2	0.28	0.12	0.035	0.014	0.0040
20	1.4	0.32	0.13	0.038	0.015	0.0044
22	1.6	0.39	0.14	0.042	0.017	0.0047
25	2.1	0.46	0.17	0.046	0.020	0.0054
28	2.3	0.57	0.21	0.054	0.023	0.0060
32		0.69	0.25	0.063	0.026	0.0070
36		0.90	0.32	0.076	0.029	0.0078
40		1.1	0.4	0.094	0.033	0.0087
45		1.3	0.46	0.12	0.038	0.0096
50		1.5	0.55	0.13	0.041	0.011
56		1.8	0.69	0.16	0.049	0.013
63		2.3	0.9	0.21	0.063	0.017
71			1.1	0.27	0.077	0.021
80			1.4	0.33	0.095	0.025
90			1.7	0.4	0.12	0.032
100			2.0	0.46	0.14	0.035
112			2.3	0.57	0.16	0.044
125				0.69	0.21	0.053
140				0.82	0.26	0.063

注：1. 此表是根据实验数据作出的；

2. 实验是在粘度为 $\nu = 40$ 厘沱 (即相当于20号工业油或3号锭子油在温度 $t = 32^\circ\text{C}$ 时的粘度) 的情况下进行的；

3. 表中所列的数值接近于由公式计算所得出的数值；

4. 在阶梯形粗线上部为层流状态；在阶梯形粗线下部为紊流状态；在二个阶梯形粗线的中间区域为过渡状态。

局部损失

局部阻力损失是由于液流的变形等原因所造成的。例如，当液体流经各种管接头、阀及滤油器时，以及液流的突然收缩或扩张时，都会形成局部阻力损失。

由于零件结构的不同、尺寸的偏差以及表面光洁度的不同，要准确地计算出局部阻力损

失的数值是困难的。

局部阻力损失的计算公式为：

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g} \quad (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (2-35)$$

式中 v —— 油流流速(厘米/秒)；
 g —— 重力加速度(981厘米/秒²)；
 γ —— 油的重度(公斤/厘米³)；
 ζ —— 局部阻力系数。

局部阻力系数 ζ 在流动状态为紊流时，其值为一常量，与雷诺数 R_e 无关；当流动状态为层流时， ζ 为一变量，与雷诺数 R_e 有关。因此，在层流状态下进行局部阻力损失计算时（尤其是当雷诺数 R_e 的值较小时），需考虑雷诺数 R_e 对局部阻力损失的影响。为了方便起见，一般将紊流时的局部阻力系数 ζ 乘以修正系数 b 作为层流时的局部阻力系数，修正系数 b 的值可由图 2-8 中查得。

下面列出液压系统内一些常用零件的局部阻力系数 ζ 的值。由于零件的结构形式和具体尺寸是多种多样的，因而这里给出的值只是一些大致的数值。如要进行准确的计算时，需在实际工作的条件下由实验确定。

(1) 阀门	不转角或转角较小时 0.5~1 转角为90°时 2.5~3
(2) 压力阀	2.4~2.6
(3) 换向阀和单向阀	2~4
(4) 油流扩大（如流入油缸、蓄能器和滤油器等）	0.8~0.9
(5) 油流收缩	$\zeta = 0.5 \left(1 - \frac{f}{F} \right)$
	式中 F —— 收缩前的断面面积 f —— 收缩后的断面面积
(6) 吸油口	0.5~1
(7) 回油口	1~2
(8) 管子均匀弯曲	0.12~0.15
(9) 直通管接头	0.1~0.15
(10) 直角管接头	2
(11) 三通管接头（见图2-9）	

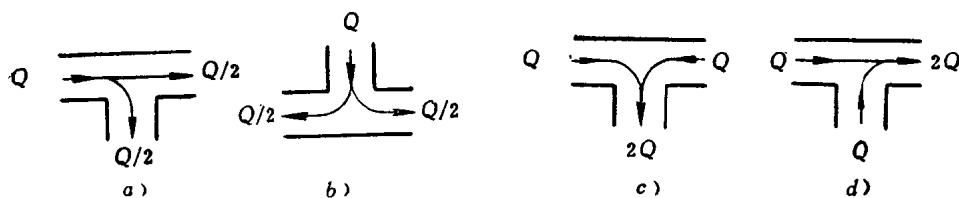


图 2-9

a) 主油流0.1~0.2, 支油流0.9~1.2; b) 1~1.5; c) 1~2.5; d) 0.5~0.6

液压系统压力损失的计算

流体在管道中流动时的压力损失等于沿程损失和局部损失之和，

$$\Delta p_{\text{总}} = \sum \Delta p_{\text{沿程}} + \sum \Delta p_{\text{局部}} \quad (2-36)$$

按当量长度计算管道的局部损失

为简化计算，可将局部阻力损失折算成与直管道某一长度相当的沿程损失。

由式 (2-35) 可知局部阻力损失的公式为：

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g}$$

由式 (2-34) 可知直管道的沿程损失为：

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2 \gamma}{2g}$$

如令

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}$$

则

$$l_{\text{当}} = \frac{\zeta d}{\lambda} \quad (2-37)$$

如将某一管道中的直管道长度与局部阻力损失的当量长度相加，然后按直管道沿程损失的计算公式 (2-34)，便可计算出液流流经这一管道的总的压力损失。

2-6 流 速

液压管路内的流速对液压系统的性能有很大的影响。

当油的流速过高时，会增大压力损失，并容易产生振动和噪音。如吸油管路中液流流速过高时，容易产生“汽蚀”现象，这会造成液压装置的振动和噪音，降低液压元件的寿命。但流速也不宜过低。因为流速过低，就需要加大管路直径和各种元件的尺寸，使液压装置的结构庞大。所以，在管路中应有适宜的流速。

流速的计算公式为：

$$v = \frac{Q}{6F} \text{ (米/秒)} \quad (2-38)$$

式中 Q —— 流量 (升/分)；

F —— 油管断面面积 (厘米²)。

对于圆管，式 (2-38) 可以改写为：

$$v = 21.2 \frac{Q}{d^2} \text{ (米/秒)} \quad (2-39)$$

式中 Q —— 圆管中液体的流量 (升/分)；

d —— 圆管内径 (毫米)。

在设计液压系统时，首先必须确定液压系统中各种管路的合理流速，然后根据流速确定不同流量时的油管内径尺寸。

为了设计上的方便，液压系统各部位管路中的流速可按下列数据确定：

吸油管路	0.6~1.2米/秒
压油管路	2~4米/秒
溢油管路	2米/秒
控制阀及其它较短的收缩性管路	6米/秒

压力油路的油管内径可按表 2-2 选取。

根据不同的流量在控制箱箱体上钻孔时孔径的大小可按表 2-3 确定。

表 2-4 所示为各种油管内径在不同流速时的流量。

表2-2 压力油路所用油管内径

流 量 ＜ 升/分	油 管 内 径 （毫米）	
	油 管 长 度 ＜ 3 米	油 管 长 度 3~15 米
1	2.7	2.9
1.6	3.4	3.7
2.5	4.2	4.6
4	5.3	5.8
6	6.5	7
10	8.4	9.2
12	9.2	10
16	10.6	11.6
25	13.3	14.5
32	15	16.5
40	16.8	18.4
50	18.8	20.6
63	21.2	23.2
80	23.8	26
100	26.5	29

- 注：1.本表适用于20号工业油或粘度与其相近的液压油；
2.油管长度小于3米时的油管内径，按流速为3米/秒计算；
油管长度为3~15米时的油管内径，按流速为2.5米/秒计算；
3.本表数值为计算值，在选择油管时应按实际情况选用油管内径与表中数值相近者。

表2-3 在控制箱箱体上钻孔时孔径的推荐值和最小直径

流 量 ＜ 升/分	钻 孔 直 径 （毫米）			
	钻 孔 深 度 ＜ 50 毫 米		钻 孔 深 度 50~200毫米	
	推 荐 直 径	最 小 直 径	推 荐 直 径	最 小 直 径
1	2.3	1.9	2.5	2
1.6	2.9	2.4	3.1	2.6
2.5	3.6	3	3.9	3.2
4	4.6	3.8	4.9	4.1
6	5.6	4.6	6	5
10	7.3	6	7.8	6.5
12	8	6.5	8.5	7.1
16	9.2	7.5	9.8	8.2
25	11.5	9.4	12.3	10.3
32	13	10.6	14	11.6
40	14.5	11.9	15.5	13
50	16.3	13.3	17.4	14.5
63	18.3	15	19.5	16.3
80	20.6	16.8	22	18.3
100	23	18.8	24.6	20.5

- 注：1.本表适用于20号工业油或粘度与其相近的液压油；
2.钻孔深度小于50毫米时的孔径按流速为4米/秒计算；最小孔径按流速为6米/秒计算；
钻孔深度为50~100毫米时的孔径按流速为3.5米/秒计算；最小孔径按流速为5米/秒计算；
3.本表所示为计算值，钻孔时应按实际情况，选用直径与表中数值相近的钻头。