

高等学校试用教材

机床液压传动习题集

上海工业大学 黄 谊
东南大学 章宏甲 主编

机械工业出版社

高等学校试用教材

机 床 液 压 传 动 习 题 集

上海工业大学 黄 谊 主编
东南大学 章宏甲



机械工业出版社

(京) 新登字054号

机床液压传动习题集

本书是章宏甲、黄谊主编的高等学校教材“机床液压传动”的配套用书。全书收集习题约350道。本书特点是：内容丰富，紧密结合实际；题型多样，有分析、计算、判断、推理、设计、综合各类题目；编排细致，通过示例演示，加深对基本概念的理解，并交代解题技巧和要领，在相应处加注说明，习题的答案附在书后。本书对加深〈机床液压传动〉和〈自动控制原理〉课程中的基本概念以及系统的应用有很大的帮助。

机床液压传动习题集

上海工业大学 黄 谊 主编
东 南 大 学 章宏甲

责任编辑：孙祥根 版式设计：胡金瑛
责任印制：卢子祥 责任校对：肖新民

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）

北京市房山区印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $8^{3/4}$ ·字数212千字
1990年10月北京第1版·1992年10月北京第8次印刷
印数 16 001—22 300·定价4.10元

ISBN 7-111-02326-9/TH·380(课)

机
械

TH137-41
H94

24/06/05
前言

这是一本与“机床液压传动”统编教材（章宏甲、黄谊主编，机械工业出版社出版）配套使用的习题集。它在命题内容、覆盖面域、比重搭配、深浅层次和解题技巧上都努力做得与教材相适应，以便使学生通过它能对教材中的基本概念、基本内容和基本规律有进一步的理解和更好的掌握。

做习题和做实验历来是课堂教学不可缺少的辅助环节。做习题除了是在复习、巩固教材中学到的具体内容之外，更是在培养、锻炼学生各方面的能力。编者认识到了这一实质性内涵的重要性，在编写过程中有意识地作了种种安排，通过不同类型的习题锻炼学生的分析、判断能力，练习综合概括能力，引导接受钻研能力，增进演算推导能力，以及培养灵活应用能力等等。相信这些尝试对学生学好本门课程是会有帮助的。

本习题集的构架、章次和名称都与教材相同。每章之首扼要说明做本章习题所要注意之点。例题和习题采用混杂编排，便于就近查阅。例题除了有详细的题解之外，有的还附有简注，具体指出命题的涵义或解题的技巧，引导学生思索。

本习题集由上海工业大学黄谊、东南大学章宏甲主编，西安交通大学林廷圻主审。参加编写工作的有黄谊（第一、二、三、十三章）、杨林森（西安交通大学，第四、五章）、余大江（浙江工学院，第六、七、八、九章）和章宏甲（第十、十一、十二章）四人。由于水平限制，题集中难免有失误、差错或不妥之处，欢迎广大读者批评指正。

编者

1990年2月

目 录

第一章	绪论	1
第二章	液压油	2
第三章	液压流体力学基础	5
§ 3-1	静止流体力学	5
§ 3-2	连续方程和伯努利方程	9
§ 3-3	动量定理	15
§ 3-4	管流及压力损失	19
§ 3-5	孔口流	25
§ 3-6	缝隙流	28
§ 3-7	液压冲击	31
第四章	液压泵和液压马达	32
§ 4-1	泵的工作参数	32
§ 4-2	泵、马达的结构特点	34
§ 4-3	泵的使用	35
§ 4-4	泵、马达系统	36
第五章	液压缸	38
第六章	液压阀	41
§ 6-1	液控单向阀	41
§ 6-2	换向阀	42
§ 6-3	溢流阀	43
§ 6-4	减压阀	45
§ 6-5	顺序阀	46
§ 6-6	节流阀	48
§ 6-7	调速阀	48
§ 6-8	插装式锥阀	48
第七章	辅助装置	50
§ 7-1	蓄能器	50
§ 7-2	滤油器	51
§ 7-3	油箱	51
§ 7-4	密封装置	52
§ 7-5	管件	53
第八章	调速回路	54
§ 8-1	节流调速回路	54
§ 8-2	容积调速回路	57
§ 8-3	容积—节流调速回路	58
第九章	其它基本回路	61

IV

§ 9-1 调压回路	61
§ 9-2 减压回路	62
§ 9-3 卸荷回路	63
§ 9-4 平衡回路	65
§ 9-5 保压回路	66
§ 9-6 快速回路	66
§ 9-7 速度换接回路	68
§ 9-8 换向回路	70
§ 9-9 多缸顺序回路	70
§ 9-10 多缸同步回路	72
§ 9-11 多缸互锁回路	73
§ 9-12 综合题	74
第十章 典型液压系统	76
§ 10-1 一般系统	76
§ 10-2 记忆系统	81
第十一章 机床液压系统的设计和计算	83
§ 11-1 负载分析、工况图	83
§ 11-2 工作压力、运动速度和液压缸尺寸	84
§ 11-3 回路综合	85
§ 11-4 元件选择、性能验算	86
§ 11-5 综合题	87
第十二章 液压元件和系统的动态特性分析	88
第十三章 液压伺服系统	98
答案	115
参考文献	135

第一章 绪 论

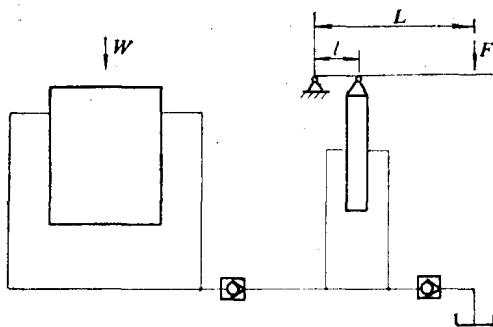
液压传动，由于它有很多突出的优点，所以在工业部门中获得了广泛的应用。它的主要优点是：在极低的稳定速度下能够产生极大的推力（或转矩），单位功率的系统重量轻，尺寸小。而它的缺点——泄漏，可以采用密封技术加以减小或消除。

1-1 千斤顶的小活塞直径为10mm，行程20mm，大活塞直径为40mm，重物 W 为50000N，杠杆比为 $L:l = 500:25$ ，求1) 杠杆端施加多少力才能举起重物 W ？2) 此时密封容积中的液体压力等于多少？3) 杠杆上下动作一次，重物的上升量。又如小活塞上有摩擦力200N，大活塞上有摩擦力1000N，并且杠杆每上下一次，密封容积中液体外泄 0.2cm^3 到油箱，重复上述计算。

注：演算此题，可体会到得之于力，失之于速的道理。考虑损失后，对输入功率、输出功率及功率损失有一初步的概念。

1-2 液压传动系统有泵、阀、执行元件、油箱、管路等元件和辅件，还得有驱动泵的电机。而如电机驱动系统，似乎只需一只电机就行了。为什么说液压系统的体积小，重量轻呢？

1-3 液压系统中，要经过两次能量的转换，一次是电机的机械能转换成为泵输出的流动液体的压力能，另一次是输入执行元件的流动液体的压力能转换成为执行元件输出的机械能。经过能量转换是要损失能量的，那么为什么还要使用液压系统呢？



图题 1-1

第二章 液 压 油

在液压系统中，液压油是一个重要的环节，它不仅传递动力和信号，而且还起到润滑冷却的作用。常用的液压油是矿物油型的。液压油的性质对液压系统的特性有很大的影响。在液压油的物理性质中，最主要的有：粘性、可压缩性、比热容及体积膨胀系数。粘性影响着液压系统的阻力以及液压油通过缝隙的泄漏；在研究液压系统的动态特性时要考虑油液的可压缩性；而液压系统中油液的温升却和系统的功率损耗、装置散热条件以及和油液的比热容值有关。因此要熟悉这几个参数的物理概念和它们的计算方法。

2-1 有密闭于液压缸中的一段直径 $d = 15\text{cm}$ ，长 $L = 40\text{cm}$ 的液压油，它的体积膨胀系数 $\beta_t = 6.5 \times 10^{-4}/\text{K}$ ，此密闭容积一端的活塞可以移动。如活塞上的外负载力不变，油温从 -20°C 上升到 $+25^\circ\text{C}$ ，求活塞移动的距离。

2-2 同题2-1，如果活塞不能移动，液压缸又是刚性的，问由于温度的变化，油液的膨胀使液压缸中的液压油的压力上升多少？

解：由上题答案，活塞移动了 1.17cm ，亦即由于温度升高而使液压油体积增大 $\frac{\pi}{4} d^2 s =$

$$\frac{\pi}{4} \times 15^2 \times 1.17 = 206.76\text{mL}。$$

依液压油可压缩性公式

$$\kappa = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0}$$

取 $\kappa = 0.5 \times 10^{-9}\text{m}^2/\text{N}$ ，则可得压力增大值为

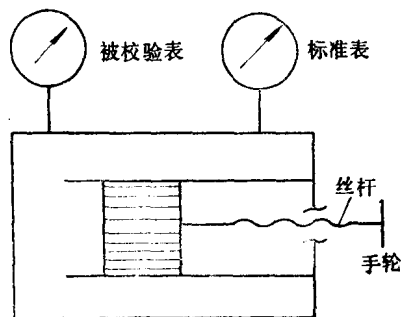
$$\Delta p = \frac{\Delta V}{\kappa V_0} = \frac{206.76}{0.5 \times 10^{-9} \times \frac{\pi}{4} \times 15^2 \times 40} \text{MPa} = 58.5 \text{ MPa}$$

注：由此可见，完全密闭的液压油，由于油温的增大而产生的数值如此高的液体压力，很有可能使液压缸爆裂。这在使用环境周围的气温会发生很大变动的野外装置的液压系统时应该注意的。

2-3 密闭容器内的油，压力为 0.5MPa 时容积为 2L 。求压力升高到 5MPa 时的容积，其压缩率是多少（用%表示）？设油的压缩系数为 $\kappa = 6 \times 10^{-9}\text{cm}^2/\text{N}$ 。

2-4 如图所示，根据标准压力表检验一般的压力表的活塞式压力计。机内充满油液，其压缩系数 $\kappa = 4.75 \times 10^{-9}\text{cm}^2/\text{N}$ 。机内的压力由手轮丝杆和活塞产生。活塞直径 $d = 1\text{cm}$ ，螺距 $t = 2\text{mm}$ 。当压力为 0.1MPa 时，机内油液体积 $V = 200\text{mL}$ 。求为在计内形成 20MPa 的压力，手轮要摇多少转？

2-5 某液压系统的油液中混入占体积 1% 的空



图题 2-4

气, 求压力分别为 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 和 $70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时该油的等效体积模量。若油中混入 5% 的空气, 压力为 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时油的等效体积模量等于多少 (设钢管的弹性忽略不计)?

解: 依公式^[2]

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K} + \frac{1}{K_c} + \frac{V_g}{V_z} \frac{1}{K_g}$$

式中, K 为纯油的体积模量, 取 $2.0 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, K_c 为钢管的体积模量在钢管的弹性忽略不计时, $K_c = \infty$, V_g/V_z 是混入空气的体积比, K_g 是空气的体积模量, $K_g = 1.4p$ 。于是, 混入空气体积比为 1%, 压力为 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 和 $70 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时液体的等效体积模量分别是

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.0 \times 10^9} + \frac{1}{100} \times \frac{1}{1.4 \times 35 \times 10^5} \right) \text{ m}^2/\text{N}$$

$$K' = 0.394 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \quad (p = 35 \times 10^5 \text{ Pa 时})$$

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.0 \times 10^9} + \frac{1}{100} \times \frac{1}{1.4 \times 70 \times 10^5} \right) \text{ m}^2/\text{N}$$

$$K' = 0.658 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \quad (p = 70 \times 10^5 \text{ Pa 时})$$

而当混入空气 5%, 压力为 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.0 \times 10^9} + \frac{5}{100} \times \frac{1}{1.4 \times 35 \times 10^5} \right) \text{ m}^2/\text{N}$$

$$K' = 0.093 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

注: 由此例可见, 混入空气对油液的体积模量影响很大。当混入空气从 1% 增大到 5% 时, 油的体积模量从 $0.394 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 下降到 $0.093 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, 几乎减小了 75%, 而如与纯油的 $2.0 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 相比, 则几乎减小了 95%, 由此可见油中气泡的危害了。这就是为什么液压油要有消泡性能的原因。

此例还可看到, 同样的空气混入量, 当压力增大时, 油的等效体积模量也增大, 所以在高压时混入空气的影响要比低压时小些。

2-6 某容器中有 2L 的油, 它的压力从 0.5 MPa 升高到 20.5 MPa 时, 1) 设容器是刚性的; 2) 假定压力每升高 0.1 MPa 容器本身的体积增大 0.01% , 试计算必须由泵补充输入该容器的油的体积。

2-7 油经溢流阀流入油箱时消耗了全部的能量, 已知此阀两端压力降为 11.3 MPa , 而油的比热容为 $1.67 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 试概略计算油的温升。

解: $1 \text{ kW} = 3598.8 \text{ kJ/h}$, 设通过溢流阀的流量为 $q(\text{L}/\text{min})$, 则通过溢流阀所损失的功率为 $\frac{11.3 \times q}{60} = 0.1883q \text{ kW}$, 产生的热量为 $0.1883q \times 3598.8 = 677.8q \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 11.3q \frac{\text{kJ}}{\text{min}}$ 。

这些热量使油的温度升高, 即等于 $c_p q \Delta t$, 于是

$$11.3q = 1.67 \times 0.9 \times q \times \Delta t$$

$$\Delta t = 7.52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

注: 上例是在不考虑系统散热的情况下算出的。如油液继续循环流经溢流阀, 则油液的温度将继续升高。考虑到散热, 当发热量和散热量相等时, 油液的温升达到稳定值。油箱容积大时, 散热面积大, 散去的热量多, 同时油液的循环频率降低, 所以油液的温升可以低些。这就是为什么油箱的容量必须是泵每分钟流量的若干倍 (视压力高低而定) 的原因。

2-8 20°C 时 200 mL 的蒸馏水从恩氏粘度计中流尽的时间为 51 s , 若 200 mL 的某液压油在

50°C时从恩氏粘度计中流尽的时间为229.5s, 试求该液压油的 $^{\circ}\text{E}$ 、 ν 及 η 的值, 设油的密度为 $\rho = 900\text{kg/m}^3$ 。

2-9 已知某液压油在20°C时为10 $^{\circ}\text{E}$, 在80°C时为3.5 $^{\circ}\text{E}$, 试求温度为60°C时的运动粘度。

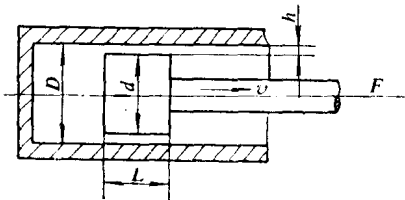
2-10 矿物质油在20°C及1大气压(atm)时的粘度为 $\nu = 20 \times 10^{-2}\text{cm}^2/\text{s}$, 求在50°C及21MPa时以 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 为单位的动力粘度值。设油的相对密度为0.88。

注: 粘度随压力的增大而加大, 其间的关系为

$$\eta_p = \eta_0 e^{bP}$$

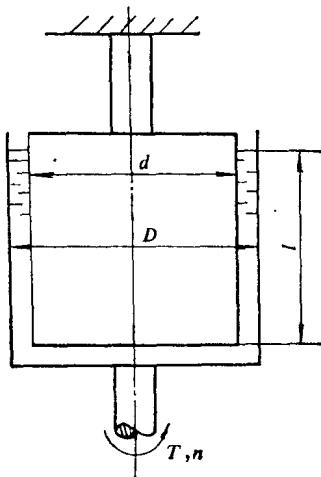
式中, η_0 为1大气压时的粘度, P 为压力(单位为MPa), b 为系数, 可取 $0.02 \sim 0.03\text{m}^2/\text{N}$

2-11 图示一液压缸, 内径 $D = 12\text{cm}$, 活塞直径 $d = 11.96\text{cm}$, 活塞宽度 $L = 14\text{cm}$, 油液粘度 $\eta = 0.065\text{Pa}\cdot\text{s}$, 活塞回程要求的稳定速度为 $v = 0.5\text{m/s}$, 试求不计油液压力时拉回活塞所需的力 F 等于多少?



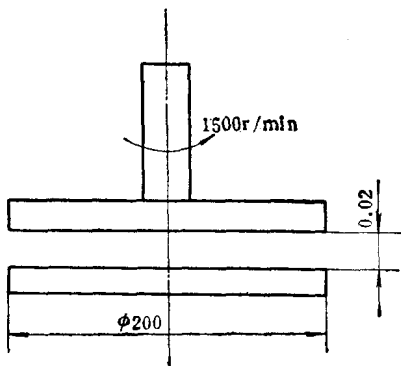
图题 2-11

2-12 图示一粘度计, 若 $D = 100\text{mm}$, $d = 98\text{mm}$, $l = 200\text{mm}$, 外筒转速 $n = 8\text{r/s}$ 时, 测得的转矩 $T = 40\text{N}\cdot\text{cm}$, 试求油液的粘度。



图题 2-12

2-13 图示一直径为200mm的圆盘, 与固定圆盘端面间的间隙为0.02mm, 其间充满润滑油, 油的粘度 $\nu = 3 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$, 密度为 900kg/m^3 , 转盘以1500r/min转速旋转时, 求驱动转盘所需的转矩。



图题 2-13

第三章 液压流体力学基础

液压传动的力学基础是液压流体力学。在液压流体力学中，主要研究了流体在静止时和运动时的一些基本规律。这些基本规律在研究液压系统和元件时是非常重要的。这里主要包括：压力以及它对固体壁面作用力的计算；流体流动时的四个主要方程（运动方程、连续方程、能量方程和动量方程）；和液压传动紧密相关的几种流动（管流、孔口流和缝隙流）以及影响系统性能的两个主要因素（液压冲击和空穴现象）。

本章运算的题目较多，要注意单位之间的换算。如都用国家法定单位进行计算，可以省去不少麻烦。在有的例题中，指出了一些容易引起的错误和解题的技巧，但最主要的一点，就是不要忘记题目所包含的基本概念。

§ 3-1 静 止 流 体 力 学

3-1 连通器中，存在两种液体，已知水的密度 $\rho_1 = 1000 \text{ kg/m}^3$ ， $h_1 = 60 \text{ cm}$ ， $h_2 = 75 \text{ cm}$ ，求另一种液体的密度 ρ_2 。

解：取1—1为基准面，由于在同一液体里，所以1—1是等压面，于是

$$\rho_1 h_1 = \rho_2 h_2$$

将数据代入，得

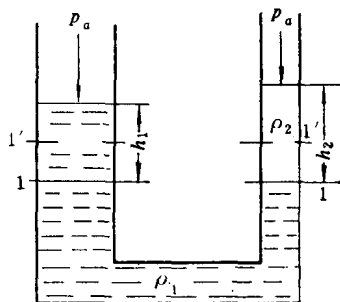
$$\rho_2 = \frac{1000 \times 0.6}{0.75} \text{ kg/m}^3 = 800 \text{ kg/m}^3$$

注：取等压面时，必须使等压面的两个面处于相互连通的同一液体里。如上例，1'—1'就不是等压面，不能列出 $\rho_1 h_1' = \rho_2 h_2'$ 。这一点在以后求解类似问题时很有用。

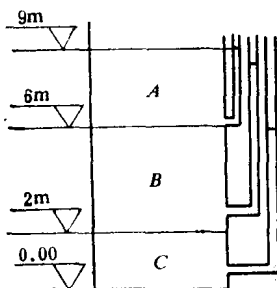
另外，必须注意，在以后重度的概念已经不用了，而用密度的概念。在计算液柱高 h 引起的压力值时，就用 $\rho g h$ 来表示。

3-2 用三种不同而不相混的液体 A、B、C 盛在同一容器之内，如果它们的密度分别是 800、1000、1600 kg/m^3 ，试求容器右侧各测压管的液面高度。

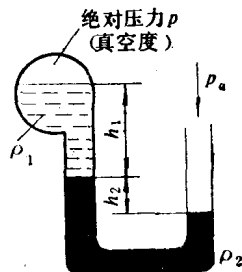
3-3 U形管中有两种液体，密度为 ρ_1 、 ρ_2 ，高度分别为 h_1 、 h_2 ，管一端通大气，另一端为球形容器（内为气体），求球形容器内气体的绝对压力和真空度。



图题 3-1



图题 3-2



图题 3-3

解：设球形容器内气体的绝对压力为 p ，取和大气相接触的液面为等压面，得

$$p + \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2 = p_a$$

所以

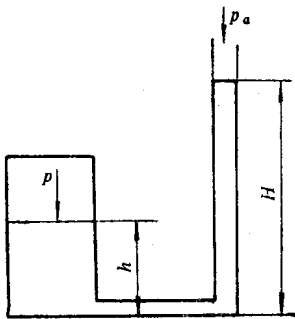
$$p = p_a - \rho_1 g h_1 - \rho_2 g h_2$$

真空度为 $\rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2$ 。

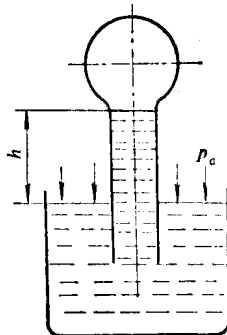
注：必须注意，当压力小于大气压时，处于真空状态。所谓真空度是指小于大气压的那部分压力。如绝对压力是 0.04MPa ，则真空度是 0.06MPa 。真空度是负的表压力，永远是正值。

3-4 图中容器内装有水，容器上半部充满压力为 p 的气体，液面高度 $h = 40\text{cm}$ ，小管内液柱高度 $H = 1\text{m}$ ，其上端和大气相通，问容器内气体的绝对压力、表压力各是多少？

3-5 图示油箱通大气，油液中插入一玻璃管，管内气体的绝对压力为 $0.6 \times 10^5 \text{Pa}$ ，求玻璃管内液面上升的高度 h 等于多少？设油的密度为 $\rho = 900 \text{kg/m}^3$ 。



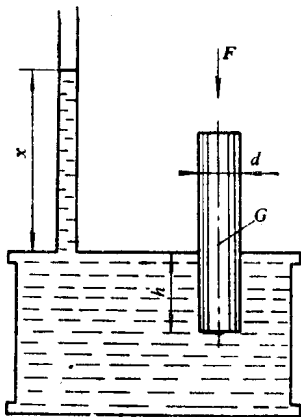
图题 3-4



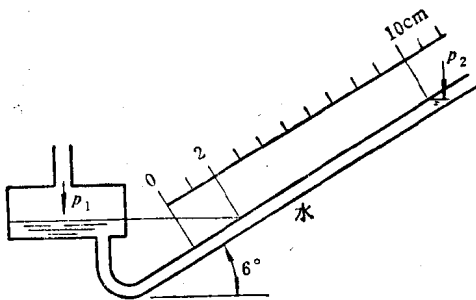
图题 3-5

3-6 如图所示，有一直径为 d ，重量为 G 的活塞浸在液体中，并在力 F 的作用下处于静止状态。若液体的密度为 ρ ，活塞浸入深度为 h ，试确定液体在测压管内的上升高度 x 。

3-7 有一微压计，根据读数计算 $p_1 - p_2$ 。



图题 3-6



图题 3-7

解：取 p_1 液面为等压面，则

$$p_1 = p_2 + \rho g l \sin \alpha$$

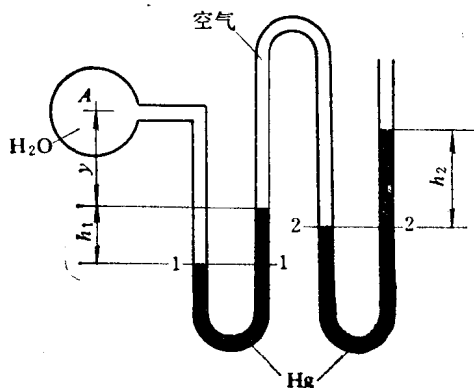
故

$$p_1 - p_2 = (1000 \times 9.8 \times 0.08 \times \sin 6^\circ) \text{Pa} = 81.95 \text{Pa}$$

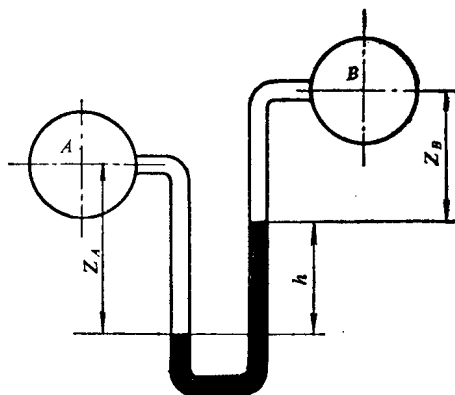
注：测压管倾斜安置，可以使刻度的长度增长为垂直安置时的 $1/\sin \alpha$ 倍，因而在相同条件下，读数可以精确些。

3-8 用多个 U 形管汞压强计测量水管中 A 点的压力, 设 $y = 0.3\text{m}$, $h_1 = 0.1\text{m}$, $h_2 = 0.2\text{m}$ 。问 A 点的压力等于多少?

3-9 图示容器 A 中液体的密度 $\rho_A = 900\text{kg/m}^3$, B 中液体的密度为 $\rho_B = 1200\text{kg/m}^3$, $Z_A = 200\text{mm}$, $Z_B = 180\text{mm}$, $h = 60\text{mm}$, U 形计测压介质为汞, 试求 A 、 B 之间的压差。



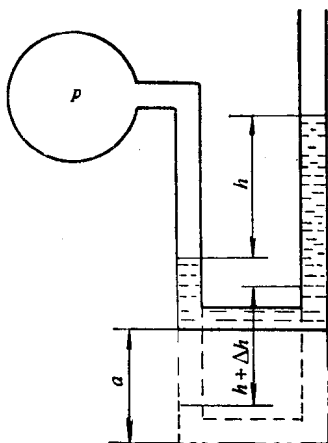
图题 3-8



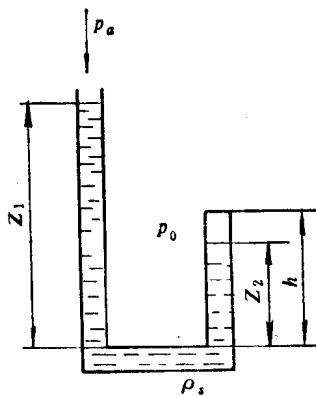
图题 3-9

3-10 被相对密度为 0.91 的油所充满的容器中的压力为 P , 由水银压力计的读数 h 来确定。水银的相对密度为 13.6。如压力 P 不变, 而使压力计下移 a 距离, 求压力计的读数变化量 Δh 。

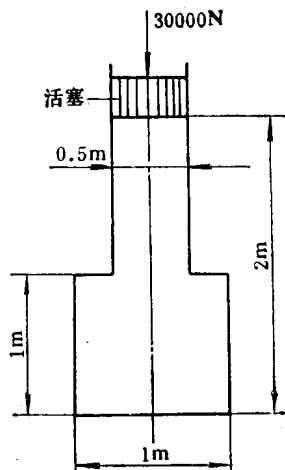
3-11 将水银一小部分、一小部分地从左肢管注入断面不变的 U 形管, 但右肢管的上端是封闭的, 其水银柱高为 h 。停止注入后, 试求左、右肢管内液面高度 Z_1 和 Z_2 间的函数关系 (水银的密度为 ρ_s , 管内气体按等温压缩)。



图题 3-10



图题 3-11



图题 3-12

3-12 水平截面是圆形的容器, 上端开口, 求作用在容器底的作用力。如在开口端加一活塞, 连活塞重量在内, 作用力为 30000N , 问容器底的总作用力是多少?

解: 上端开口, 则容器底部压力 $P = \rho gh$, 于是作用在底面的作用力为 $PA = 1000 \times 9.8$

$$\times 2 \times \frac{\pi}{4} \times 1^2 = 15394 \text{ N}.$$

如果上端加一活塞，作用了30000 N的力，则活塞下方液体的压力为 $p_1 = \left[30000 / \left(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \right] \text{ N/m}^2 = 15279000 \text{ N/m}^2$ ，这时容器底面处压力 $p = p_1 + \rho g h = (15279000 + 19600) \text{ N/m}^2 = 15298600 \text{ N/m}^2$ 。底面作用力为 $pA = \left(15298600 \times \frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \text{ N} = 12015520 \text{ N}$ 。

注：由此例可见，由作用在活塞上的力引起的压力为15.3MPa，而水柱高引起的压力仅为19600 N/m²，即0.02MPa（1m水柱高引起的压力仅为0.01MPa）。因此在高压系统中，由于液柱高引起的压力完全可以忽略不计。液压系统高压部分的压力，如不考虑液流阻力损失的话，可以认为是相等的。这在以后粗略分析液压系统时是经常使用的。但是，在系统的低压部分，就不能忽略由液柱高所引起的压力。如柱塞泵，为了提高它的吸油腔的压力，柱塞泵要置于油箱油面以下的位置为好。

3-13 图示用一圆锥体堵塞直径 $d = 1 \text{ cm}$ 的底部通孔，求作用于锥形体的总作用力。容器中的液体为水。

解：此题分两种情况进行讨论：

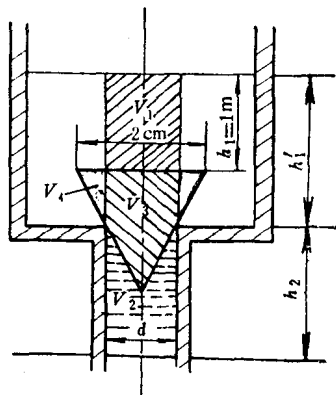
如锥体下方没有液体，则作用在锥体上的总作用力为 $\rho g h_1 \frac{\pi}{4} d^2$ 减去圆环锥体 V_1 部分排开的液体重。由于锥体的尺寸远小于液柱高，故可以忽略后一项。设圆锥体高为1cm，整个锥体的浮力为 $\left(\frac{1}{3} \times \pi \times 1^2 \times 1 \times 1 \right) \text{ N} = 0.01 \text{ N}$ ，而 $\rho g h_1 \times \frac{\pi}{4} d^2 = \left(1000 \times 9.8 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.01^2 \right) \text{ N} = 0.77 \text{ N}$ 。相比之下，浮力项极小，可以忽略。

如果锥体下方亦有液体，下方的液面高为 h_2 ，则作用在锥体上的力约为 $\rho g (h'_1 + h_2) \frac{\pi}{4} d^2$ 减去锥体的浮力。浮力很小，忽略，这时作用在锥体上的力为 $\rho g (h'_1 + h_2) \frac{\pi}{4} d^2$ 。设 $h'_1 = 1 \text{ m}$ ， $h_2 = 1 \text{ m}$ ，则作用力为 $\left[1000 \times 9.8 \times (1 + 1) \times \frac{\pi}{4} \times 0.01^2 \right] \text{ N} = 1.54 \text{ N}$ 。

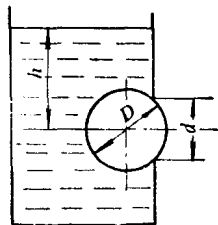
注：碰到上下都有液面的情况，可以这样来考虑作用在锥体上的力。如都以表压力计算，则作用在上方的力为 V_1 体积的液体重，方向向下，而作用在下方的作用力为 V_2 体积的液体重，方向向上，相当于吸力；则作用在锥体上的力相当于下式所示的液体重

$$\begin{aligned} (V_1 + V_2 - V_3) \rho g &= (V_1 + V_2 + V_3 - V_3 - V_4) \rho g \\ &= \rho g (h'_1 + h_2) \frac{\pi}{4} d^2 \text{ 减去锥体的浮力} \end{aligned}$$

3-14 图示容器，有直径 $D = 200 \text{ mm}$ 的钢球堵塞着垂直壁上直径 $d = 150 \text{ mm}$ 的圆孔。试求钢球（相对密度为8）恰好处于平衡状态时容器内油（相对密度为0.82）的高度 h 。

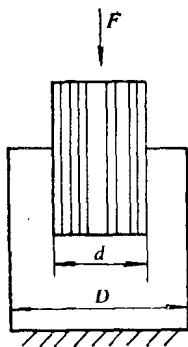


图题 3-13

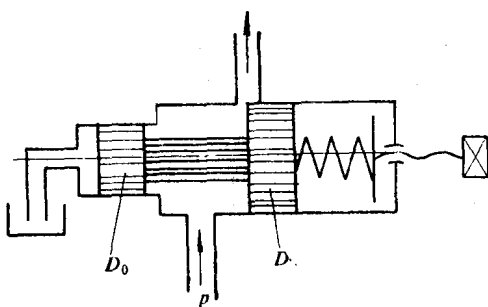
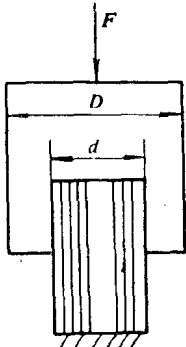


图题 3-14

3-15 液压缸直径 $D = 150\text{mm}$ ，柱塞直径 $d = 100\text{mm}$ ，液压缸中充满油液。如果柱塞上作用着 $F = 50000\text{N}$ 的力，不计油液的重量，求图示两种情况下液压缸中的压力分别等于多少？



图题 3-15

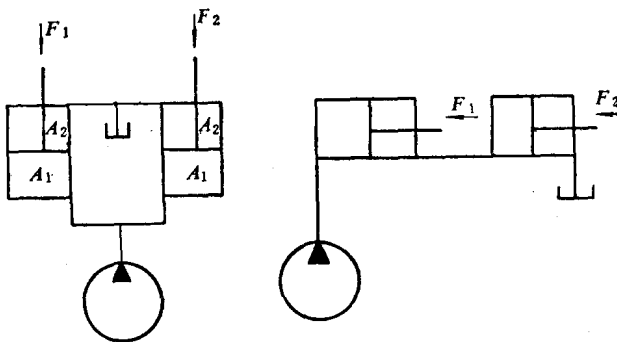


图题 3-16

3-16 试确定安全阀上弹簧的预压缩量 x_0 ，设压力 $p = 3\text{MPa}$ 时阀开启，弹簧刚度为 8N/mm ， $D = 22\text{mm}$ ， $D_0 = 20\text{mm}$ 。

3-17 两液压缸的结构和尺寸均相同，无杆腔和有杆腔的面积各为 A_1 和 A_2 ， $A_1 = 2A_2$ ，两缸承受负载 F_1 和 F_2 ，且 $F_1 = 2F_2$ ，泵流量 q ，求两缸并联和串联时，活塞移动速度和缸内的压力。

解：两缸并联时，由于两缸上作用负载不同，故两缸顺序动作。 F_2 作用的缸活塞运动时，速度为 q/A_1 ，压力为 F_2/A_1 。 F_1 作用的缸活塞运动时，速度为 q/A_1 ，压力为 F_1/A_1 。可见两者速度相同，但压力之比为 1:2。



图题 3-17

两缸串联时， $p_2 = F_2/A_1$ ， $p_1 A_1 = p_2 A_2 + F_1$ ，故

$p_1 = (p_2 A_2 + F_1)/A_1 = 2.5F_2/A_1$ 。故两缸压力之比为 1:2.5，左缸活塞速度 $v_1 = q/A_1$ ，右缸活塞速度 $v_2 = v_1 A_2/A_1 = q A_2/A_1^2$ ，故两缸活塞速度之比为 $v_1:v_2 = 1:1/2$ 。

注：这个例子清楚地说明了系统的压力决定于负载以及活塞运动的速度决定于输入的流量这两条液压传动的基本原理。

§ 3-2 连续方程和伯努利方程

3-18 一盛水容器，水流沿变截面管向外作恒定流动。已知 $A_0 = 4\text{m}^2$ ， $A_1 = 0.04\text{m}^2$ ， $A_2 = 0.1\text{m}^2$ 和 $A_3 = 0.03\text{m}^2$ 。液面到各截面的距离为 $H_1 = 1\text{m}$ ， $H_2 = 2\text{m}$ ， $H_3 = 3\text{m}$ 。试求 A_1 和 A_2 处的相对压力。

解：以 0—0、1—1、2—2 及 3—3 截面列伯努利方程，并以 3—3 为基准面，且设液流为紊流，则

$$\begin{aligned}\frac{p_0}{\rho g} + H_3 + \frac{v_0^2}{2g} &= \frac{p_1}{\rho g} + (H_3 - H_1) + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + (H_3 - H_2) + \frac{v_2^2}{2g} \\ &= \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g}\end{aligned}$$

压力以表压力表示, 图 $A_0 \gg A_1$ 、 A_2 和 A_3 , 故 $v_0 \approx 0$, 于是得

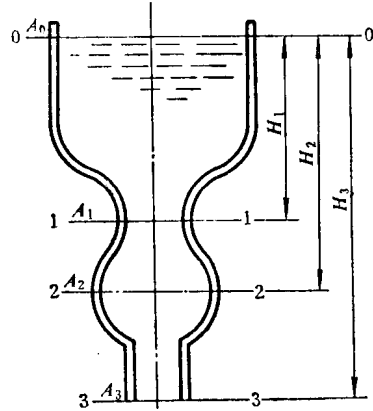
$$3 = \frac{p_1}{\rho g} + 2 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + 1 + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_3^2}{2g}$$

这里有 3 个方程, 5 个未知数, 不可解。另列出流量连续方程, 有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = v_3 A_3$$

于是, 由 $3 = v_3^2/(2g)$, 得 $v_3 = 7.67 \text{ m/s}$ 。由 $v_1 A_1 = v_3 A_3$, 得 $v_1 = v_3 A_3/A_1 = (7.67 \times 0.03/0.04) \text{ m/s} = 5.75 \text{ m/s}$ 。由 $v_2 A_2 = v_3 A_3$, 得 $v_2 = v_3 A_3/A_2 = (7.67 \times$

$0.03/0.1) \text{ m/s} = 2.3 \text{ m/s}$ 。由 $3 = \frac{p_1}{\rho g} + 2 + \frac{v_1^2}{2g}$ 得 $p_1/\rho g = -0.69 \text{ m}$ 水柱。由 $3 = \frac{p_2}{\rho g} + 1 + \frac{v_2^2}{2g}$, 得 $\frac{p_2}{\rho g} = 1.73 \text{ m}$ 水柱。



图题 3-18

注: 在应用伯努利方程时, 应注意下述各点。这是因为在推导伯努利方程过程中逐次加入了限制条件。

1) 液流是恒定流。如不是恒定流, 要加入惯性项。

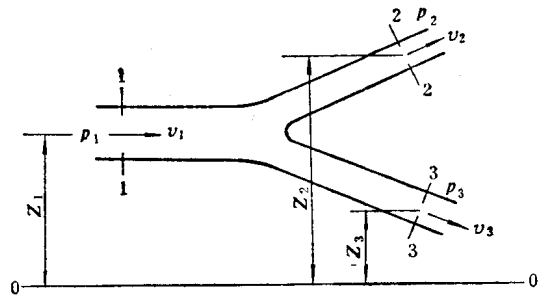
2) 截面要取在平行流动或渐变流动段上, 至于两截面间是什么流, 是没有关系的, 这最多影响能量损失的大小。

3) 液流仅受重力作用, 亦即盛液的容器没有牵连加速度的情况。

4) 液体不可压缩, 密度在运动中保持不变。

5) 流量沿程不变, 即没有分流。如出现分流, 如图所示, 设在截面 1-1 各点的 $Z_1 + \frac{p_1}{\rho g}$ 相等, 且采用平均流速, 动能为 $\frac{v_1^2}{2g}$, 则

由于伯努利方程是单位重量液体的能量守恒, 故



图题3-18 解

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + h_{1-3}$$

式中, h_{1-2} 、 h_{1-3} 为液流从 1-1 到 2-2 以及从 1-1 到 3-3 的能量损失。但不能错误地写成

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} + Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + h_{1-3}$$

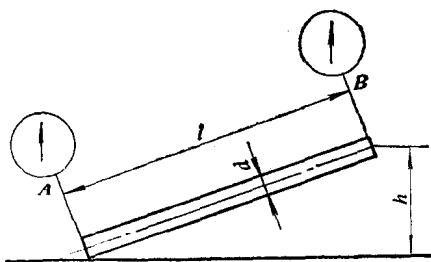
6) 适当地选取基准面, 一般取液平面, 这时 p 一般等于 p_a , $v \approx 0$ 。

7) 截面上的压力应取同一种表示法, 都取相对压力, 或都取绝对压力。压力小于大气压时, 则表压力为负值, 但用真空度表示时要写正值。如绝对压力为 0.03MPa , 则表压力为 -0.07MPa , 真空度为 0.07MPa 。

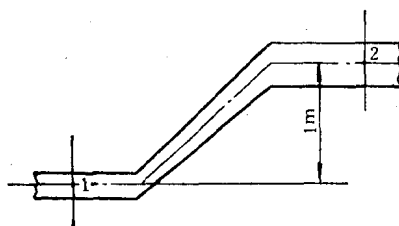
8) $Z + \frac{p}{\rho g}$ 项是测压管水头, 对平行流或缓变流, $Z + \frac{p}{\rho g} = \text{常量}$, 且因采用平均流速, 故在计算截面上总水头时, 可取截面上任一点。但一般对管流而言, 计算点都取在轴心线上。

9) 不要忘记动能修正系数 α , 在层流时 $\alpha = 2$, 紊流时 $\alpha = 1$ 。

3-19 图示倾斜管路, $h = 11\text{m}$, 压力表上指示 $p_A = 4.2 \times 10^5\text{Pa}$, $p_B = 3.5 \times 10^5\text{Pa}$, 内中流动的油液密度 $\rho = 900\text{kg/m}^3$, 问油的流动方向如何?



图题 3-19



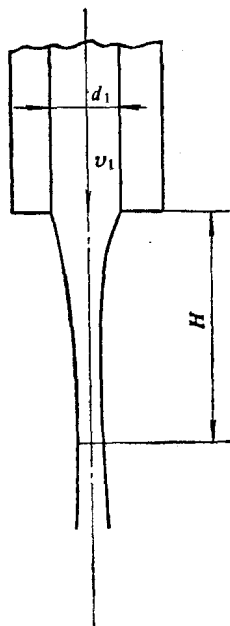
图题 3-20

3-20 图示管路由两根圆管和一段异径管接头连接而成。 $d_1 = 200\text{mm}$, $d_2 = 400\text{mm}$, 截面 1 相对压力 $p_1 = 0.07\text{MPa}$, 截面 2 $p_2 = 0.04\text{MPa}$, $v_2 = 1\text{m/s}$, 截面 1、2 间中心高度差为 1m , 判断液流方向, 并计算两截面间的水头损失。

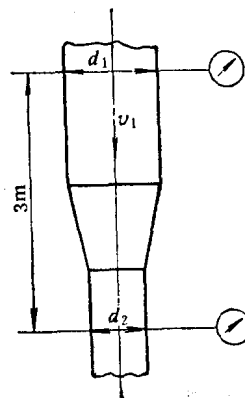
3-21 有油从垂直安放的圆管中流出, 如管内径 $d_1 = 10\text{cm}$, 管口处平均流速 $v_1 = 1.4\text{m/s}$, 求管垂直下方 $H = 1.5\text{m}$ 处的流速和油柱直径 d_2 。

3-22 水管以 $q = 10^{-2}\text{m}^3/\text{s}$ 的流量垂直向上喷水, 喷嘴口面积为 15cm^2 , 忽略损耗, 求水柱升高 2m 时的截面积。

3-23 水在图示竖管中流动, $v_1 = 6\text{m/s}$, $d_1 = 300\text{mm}$, 为使截面 1、2 的压力读数相等, 求 d_2 。



图题 3-21



图题 3-23