

全国高等农业院校试用教材

液 压 传 动

西北农学院主编

农业机械化专业用

农业出版社

主 编 西北农学院 王政邦
副主编 华南农学院 陈忠卫
编 者 华中农学院 苏友源 王光耀
青海工农学院 范学中 张玉虎

全国高等农业院校试用教材

液 压 传 动

西北农学院 主编

农业出版社出版 (北京朝内大街 130 号)

新华书店北京发行所发行 农业出版社印刷厂印刷

787×1092 毫米 16 开本 20.75 印张 453 千字
1981 年 5 月第 1 版 1981 年 5 月北京第 1 次印刷
印数 1—10,900 册

统一书号 15144·631 定价 2.15 元

目 录

绪论	1
第一章 液压传动的水力学基础	4
§ 1—1 液压油的一些物理性质	4
一、密度和重度	4
二、油液的压缩性	4
三、粘性	5
§ 1—2 液体静力学	8
一、静压力及其特性	8
二、绝对静止液体基本方程	8
三、绝对压力、相对压力、真空度	10
四、静压力的单位	10
五、作用在壁面上的总压力	10
§ 1—3 流体动力学	12
一、一些基本概念	12
二、连续性方程式	15
三、绝对运动的贝努利方程式	16
§ 1—4 液压系统中压力损失的计算	21
一、液体的两种流动状态	21
二、沿程损失的计算	23
三、局部损失的计算	28
四、管路系统中的总压力损失	29
§ 1—5 油液流经小孔及缝隙的流量计算(指层流时)	29
一、油液流经小孔的流量计算	29
二、流经缝隙的流量计算	31
§ 1—6 液压冲击和空蚀	33
一、液压冲击	33
二、空蚀	39
§ 1—7 液压系统压力的形成及计算方法	40
第二章 液压泵和液压马达	46
§ 2—1 液压泵和液压马达的基本概念	46
一、液压泵和液压马达的主要参数和效率	46
二、容积泵的工作特性	49
§ 2—2 齿轮式液压泵和液压马达	49
一、CB系列齿轮泵的结构和工作原理	50
二、齿轮泵的流量	50
三、齿轮泵的困油现象	54

四、径向力不平衡现象	55
五、齿轮泵的泄漏和端面补偿	56
六、齿轮式液压马达的工作原理	56
七、内啮合摆线齿轮液压泵和液压马达	58
§ 2—3 叶片式泵和叶片式马达	60
一、单作用非卸荷式叶片泵	60
二、双作用叶片泵工作原理	61
三、变量叶片泵	61
四、叶片式液压马达	64
§ 2—4 径向柱塞式液压泵和液压马达	65
一、径向柱塞式液压泵工作原理	66
二、曲轴连杆式径向柱塞马达	66
三、静力平衡式径向柱塞马达	67
四、径向柱塞式多作用内曲线油马达	68
§ 2—5 轴向柱塞式液压泵和液压马达	70
一、斜盘式轴向柱塞泵和马达	71
二、斜轴式轴向柱塞泵和马达	72
三、轴向柱塞式泵的变量	72
§ 2—6 静压传动装置	76
第三章 液压缸	82
§ 3—1 液压缸的种类和特点	82
一、柱塞式液压缸	82
二、活塞式液压缸	84
三、复合液压缸及特种作用液压缸	87
四、活塞行程的定位装置和定位液压缸	90
五、液压缸的传动机构	92
§ 3—2 液压缸的计算和特性	92
一、液压缸作用能力 F 和载荷 R 的计算	93
二、液压缸内径 D 的确定	93
三、作用时间及储油量	94
四、单叶片式摆动液压缸技术参数的计算	94
五、液压缸的缓冲	95
六、液压缸的性能	98
第四章 液压控制阀	107
§ 4—1 压力阀	107
一、溢流阀	107
二、减压阀	114
三、顺序阀	117
四、压力阀的控制形式和符号	120
五、压力继电器	121
§ 4—2 换向阀	122
一、单向阀	122
二、换向滑阀	122

三、多路阀	125
四、转阀	127
五、换向滑阀的滑阀机能	129
六、换向阀的主要特性	129
§ 4—3 流量阀	133
一、节流阀	133
二、调速阀	137
三、分流（集流）阀	139
§ 4—4 比例控制阀	144
一、电液比例压力先导阀	144
二、电液比例调速阀	144
三、电液比例方向阀	145
§ 4—5 NDF 农用多路阀和手动分配器	145
一、NDF型和 NDFS 型农用多路阀	145
二、手动分配器	149
第五章 液压系统的辅助元件	151
§ 5—1 滤油器	151
一、滤油器的作用与结构类型	151
二、滤油器在液压系统中的安装位置	153
三、滤油器的选择	154
§ 5—2 油箱和冷却器	154
一、油箱	154
二、冷却器	154
§ 5—3 蓄能器	155
一、蓄能器的作用	155
二、蓄能器的结构类型	157
§ 5—4 密封装置	158
一、间隙密封	158
二、活塞环密封	159
三、密封圈密封	159
四、回转轴的密封装置	161
§ 5—5 油管和管接头	161
一、油管	161
二、管接头	162
第六章 基本回路	166
§ 6—1 压力控制回路	166
一、调压回路	166
二、减压回路	168
三、增压回路	168
四、卸荷回路	168
§ 6—2 速度控制回路	170
一、调速回路	170
二、增速回路	183

三、速度变换回路	184
§ 6—3 多缸配合工作回路与周期运动回路	186
一、顺序动作回路	186
二、同步回路	188
三、多液压缸工作时快速运动和慢速工作运动互不影响回路	189
四、周期(间歇)运动回路	190
§ 6—4 液压马达控制回路	191
一、液压马达的制动回路	191
二、液压马达的补油回路	192
三、液压马达并联、串联回路	195
第七章 液压系统示例	196
§ 7—1 联合收割机的液压系统和液压传动	196
一、东风 ZKB—5 联合收割机液压系统	196
二、联合收割机的其他液压传动	196
§ 7—2 联合收割机和农用机动车辆的静压传动	201
一、液压传动的方案	201
二、差速阀工作原理	204
三、导向轮的液压驱动	208
四、履带式行走装置的液压驱动	208
§ 7—3 装载挖掘机的液压系统	210
一、悬挂式装载挖掘机液压系统工作过程	210
二、装载挖掘机液压系统特点	211
§ 7—4 油压机液压系统	215
一、YB32—300 型四柱万能油压机液压系统工作过程	215
二、油压机液压系统的特点	216
§ 7—5 外圆磨床工作台液压系统	218
一、M131W 外圆磨床液压系统	218
二、磨床工作台液压系统特点	220
§ 7—6 液压系统的分类	224
一、开式循环系统和闭式循环系统	224
二、中心开式和中心闭式	224
第八章 液压系统设计	226
§ 8—1 对主机的工况分析	226
§ 8—2 拟定液压系统方案	228
§ 8—3 液压系统的基本计算	231
一、计算液压缸尺寸	232
二、计算液压马达的排量 q	234
三、计算液压执行器所需流量	235
四、作出液压执行器工况图	235
五、选定液压泵的规格	236
六、确定驱动泵的电机功率	237
七、选择控制阀	238
八、确定管道尺寸	239

九、确定油箱容量	240
§ 8—4 液压系统的验算	240
一、管路压力损失的验算	240
二、发热温升的验算	243
三、液压冲击的验算	244
第九章 液压伺服传动	247
§ 9—1 自动调节的基本概念	247
一、液压伺服机构工作原理	247
二、自动调节系统的基本元件	250
§ 9—2 液压伺服系统的类型和应用	251
一、液压伺服系统的类型	251
二、液压伺服系统应用举例	254
§ 9—3 液压伺服系统的静特性	259
一、静不灵敏区、速度放大系数和刚性系数的基本概念	259
二、液压伺服系统的静态方程式	260
§ 9—4 液压伺服系统的动态特性	262
一、液压伺服系统的稳定性	262
二、液压伺服系统动态特性的影响因素	263
三、液压伺服系统稳定性分析	264
§ 9—5 电液伺服阀和液压扭矩放大器	266
一、电液伺服阀	266
二、液压扭矩放大器	270
§ 9—6 液压伺服基本回路	273
一、位置控制回路	273
二、压力控制回路	273
三、速度控制回路	273
四、油缸同步回路	274
第十章 液压传动系统的合理使用	275
§ 10—1 防止油液的污染	275
一、油液的各种杂质对系统的危害性	275
二、防止油液污染的主要办法	275
§ 10—2 防止空气进入系统	276
一、空气进入液压系统的原因	276
二、油液中的气泡对系统的影响	277
三、防止空气进入液压系统的措施	277
§ 10—3 液压传动中的噪音	278
一、噪音产生的原因	278
二、控制噪音的措施	279
§ 10—4 低速爬行现象	279
一、爬行产生的原因	279
二、防止爬行的办法	280
§ 10—5 油液的选择	280
一、液压油的品种	280

二、液压油的选择	282
第十一章 其他液压技术	284
§ 11—1 交流液压	284
一、交流液压系统的型式	284
二、三相交流液压系统	285
三、交流振动器	288
四、交流液压的特点和应用	289
§ 11—2 液压射流	290
一、射流的附壁效应及切换	290
二、附壁式射流元件	291
三、射流动量交换元件	292
四、元件的性能	292
五、射流技术的应用举例	292
§ 11—3 液体静压支承	293
一、液体静压支承的特点	293
二、静压支承工作原理	294
三、静压轴承工作原理	296
四、液体静压导轨的工作原理	302
五、静压丝杠螺母工作原理	305
附表 1 常用液压系统图图形符号 (GB786—65)	308
附表 2 农机用齿轮泵主要技术参数	316
附表 3 CB 型齿轮泵技术规格	316
附表 4 FP 型分配器技术规格	316
附表 5 高压液压阀 (榆次液压件厂系列) 型号说明	317
附表 6 高压液压阀 (一机部联合设计系列) 型号说明	318
附表 7 中低压液压元件型号说明	319
附表 8 常用液压算图	320

绪 论

液压传动工作原理和元件的应用，早已提出。但真正应用于生产实践还是本世纪的事情；特别是近几十年来，液压传动在各种机械复杂运动的实现和控制方面得到了更加广泛的应用，目前液压行业已成为机械工业的重要组成部分，液压技术也成为基础技术之一。

解放后，我国就着手进行液压元件的系列设计，并逐步组织液压元件厂进行批量生产，此后我国液压元件的产品在数量和品种方面都得到了大幅度增长，质量也不断提高。在农业机械方面，1958年我国开始研究在农业机械上应用液压技术的问题，1961年开始在拖拉机上推广液压悬挂系统，1965年开始研究液压驱动拖拉机及液压驱动联合收割机。

目前我国的拖拉机，除手扶拖拉机外，普遍用上了液压悬挂系统，联合收割机普遍采用了液压操纵，农田基本建设机械、林业机械和渔机械也都应用了液压技术。

现代化的农业机械，无论是拖拉机、联合收割机，还是犁、耙、播种机与二十年前的农业机械相比，重大的发展是广泛地采用液压技术和先进的制造工艺。电子技术和液压技术结合起来在农业机械上的应用，代表了农业机械先进水平的一个重要方面。农业机械上采用液压技术后，可以简化机器结构，减轻机器重量，减少材料消耗，降低制造成本，提高工作效率，减轻劳动强度，并提高工作可靠性。

一、简单的液压缸操纵系统

图 0—1 所示为一个简化了的液压缸操纵系统，这个系统在农业机械上很多地方都在使用。

液压泵从油箱内吸油，经过液压泵将油压入操纵阀；操纵阀是用来控制进入液压缸或回油箱的液流方向，从而可使活塞处于上升、中立或下降等状况。压力阀起超载的安全保护作用。通过液压缸操纵系统对液压传动的基本工作原理可有如下初步了解。

液压传动是以有压力的

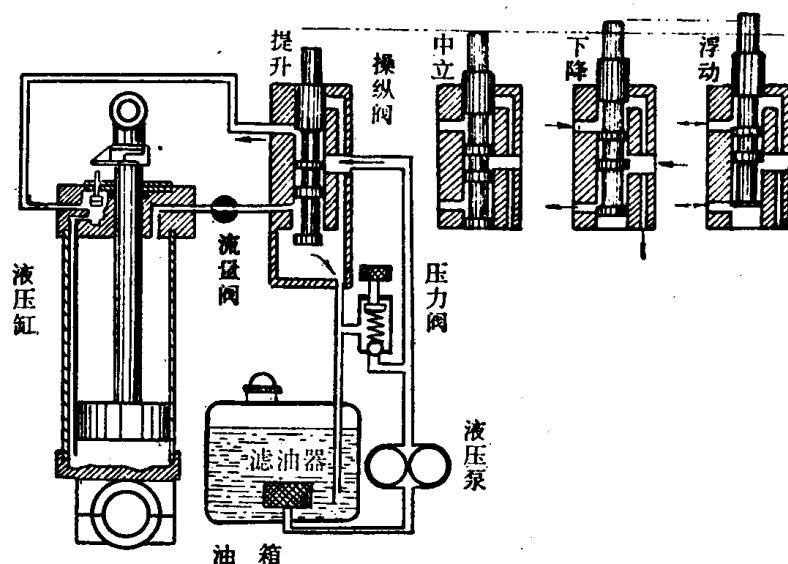


图 0—1 简单的液压缸操纵系统

油液作为传递动力的工作介质。

发动机（电动机）带动油泵输出压力油，是将发动机供给的机械能转换成油液的压力能，压力油再通过管路进入液压缸，推动工作部件运动，是将油的压力能又转换成机械能。

活塞所推动外负载的能力，决定于油的压力高低和活塞面积的大小。

活塞运动的速度决定于压入液压缸内油液流量的大小。

图 0—1 是结构原理图，这种表示方法的直观性强，容易理解，但图形复杂，绘制不方便，给液压系统的设计工作带来困难。为此常用职能符号液压原理图（图 0—2）。

我国制订的液压系统图的图形符号见附录。在系统图中的元件位置，规定均以元件的静止位置或零位置表示。如图 0—2 中各元件所示的位置。符号只表示元件的职能，连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数，也不表示从一个工作状态转到另一个工作状态的过渡过程，不表示元件在机器中的具体位置，职能符号图是使用、维修和设计液压系统不可缺少的工具。

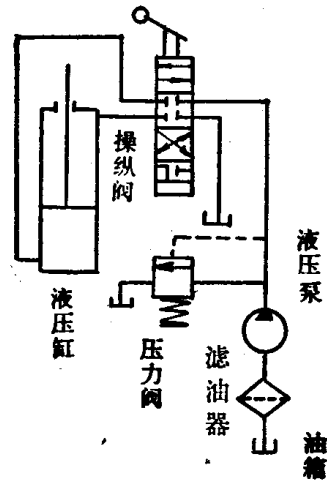


图 0—2 职能图

二、液压系统的组成

一个完整的液压系统主要有四个部分组成。

1. 液压泵：它供给液压系统压力油，将电动机或发动机输出的机械能转变为油液的压力能，用这压力油推动整个液压系统工作。

2. 控制调节装置：如方向操纵阀、压力阀、节流阀等，通过它们来调节液流的压力、方向和流量，以满足作业的各种要求和维持系统正常工作。

3. 液压执行器：液压执行器又叫液动机，包括液压缸和液压马达，通过它又使液体的压力能转换成执行机构的机械能。

4. 辅助装置：油箱、滤油器、压力表、油管及其接头。

本书以后章节将对传动介质、液压泵、控制阀、液压执行器以及辅助装置逐一进行讲解，在此基础上对液压系统的分析和设计进行讨论和研究。

三、液压传动的特点

机器的传动形式归纳起来大致有：机械传动、电气传动、气压传动、液压传动等几种。液压传动与其他几种传动相比，有以下特点：

液压传动的优点：

1. 液压元件的压力强度比电机的磁场强度大得多。油泵、油马达的工作压力一般在

2.5—32 兆帕之间, 而电机的磁场作用强度约相当于压力强度 0.4—0.6 兆帕。因此, 液压传动容易获得很大的力和力矩。如直径为 30 厘米的液压缸, 当液体压力为 20 兆帕时, 活塞上的推力可达 1.4 千牛, 所以液压传动广泛的应用于农业机械及工程机械中。

2. 动作快, 可以高速起动和快速换向。因为油马达的重量轻, 惯性小, 转动惯量仅为相应电动的 1%, 所以可以高速起动和快速换向。起动一个中等功率的电机要 1—2 秒, 而起动油马达不超过 0.1 秒。因此, 液压传动允许经常快速换向。这在挖掘、装载等频繁换向的机械上是适合的。

3. 能在较大的范围内实现无级调速。在液压传动中, 调节液体的流量就可容易地实现无级调速。且调速范围较大。当用节流阀调速时, 流量变化如在 0.3—1670 厘米³/秒之间, 调速范围就达 5000, 这是其他传动所不能达到的。

4. 液压传动的机器运动平稳, 在低速下也能稳定的运转, 而电机在低转速时则不稳定。

5. 简化机器结构, 易于完成各种复杂的动作。液压传动由液压泵供油, 而油缸和油马达可以直接与工作机构连接, 可实现直线运动, 摆动或转动, 在泵和执行元件中间只用油管连接即可, 所以结构简单。

6. 体积小重量轻, 油马达的外形尺寸约为同功率电机的 12%, 重量为 10—20%。

7. 操作简单, 便于实现自动化。特别是电液联合应用时, 能够充分发挥两者的优点, 易于实现很复杂的自动工作循环。当前在自动化程度高的机械上, 均采用液、电联合的控制和驱动。

8. 易于实现过载保护; 同时因油液为工作介质, 相对运动表面间能自行润滑, 故使用寿命长。

9. 不需要复杂的离合器, 单用阀门就可实现带载离合。

10. 主油流很容易分成多股分油流。

液压传动的缺点:

1. 液体易泄漏, 而且阻力损失大, 降低了运动速度和效率。一般效率为 80—90%, 比一般机械传动的效率为低。

2. 工作时受温度的影响较大, 使运动不稳定。

3. 对于油液的污染较敏感。

4. 实现定比传动较为困难。

第一章 液压传动的水力学基础

§ 1—1 液压油的一些物理性质

一、密度和重度

密度 ρ ，对于均质液体来说，是指单位体积内所具有的质量。若以 M 表示体积为 V 的均质液体的质量，则该液体的密度 ρ 可用下式表示

$$\rho = M/V \quad (1-1)$$

质量的单位为千克，体积的单位为米³，因而密度的单位是，千克每立方米，记为 kg/m³。

重度 γ ，对于均质液体来说，是指单位体积所具有的重量。若以 G 表示体积为 V 的均质液体的重量，则该液体的重度 γ 可用下式表示

$$\gamma = G/V \quad (1-2)$$

重度的单位是牛顿每立方米，记为 N/m³。

密度和重度有如下的关系式

$$\gamma = g\rho$$

式中 重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

液体的密度和重度随温度和压力而变化，但在一般液压系统使用的温度和压力范围内，可视为常数。计算时可取油液的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，取油液的重度 $\gamma = 8800 \text{ N/m}^3$ 或 $900 \times 9.81 \text{ N/m}^3$ 。

液体的比重是液体的密度（或重度）与 4℃ 时水的密度（或重度）之比值，是无单位数；其值也是随温度而变化的。

二、油液的压缩性

压缩性是指受力作用而体积减小的性质。压缩性的大小用体积压缩系数 β 表示，其定义为增加一单位压力时所发生的体积 V 的相对变化量，即

$$\beta = -\frac{dV}{Vdp} \quad (\text{m}^2/\text{N}) \quad (1-3)$$

因为 dV 与 dp 的变化方向相反，压力增加时体积减少，所以式中加一负号。

体积压缩系数 β 的倒数，称为体积弹性系数（或称体积弹性模数），以 E_v 表示，即

$$E_0 = \frac{1}{\beta} \quad (\text{Pa}) \quad (1-4)$$

液压油的体积压缩系数约为 $\beta = 0.6 \times 10^{-9} \text{m}^2/\text{N}$ 。可见液体的压缩性是很微小的，一般可将液体视为是不可压缩的来看待。但是在压力变化很大的高压液压系统或精度要求很高的液压随动系统，就需要考虑液体的压缩性。

三、粘 性

液体流动时，内部产生内摩擦力或切应力的这个性质，叫做液体的粘性。

以液体在管中层流状态时为例：如图 1-1 为垂直于管轴的截面上各点液体运动的速度分布图。可见在紧贴管壁的液体速度为零，愈近轴心速度愈大，轴心处为最大速度。这说明液体层之间有相对运动存在，很显然，当快的液体层在慢的液体层滑过时，可以带动慢的液体层；反之，较慢的液体层，却又阻碍运动较快的液体层。这过程很类似于固体的摩擦过程，所以在液体层之间产生摩擦力。这种摩擦力由于发生在液体内部，称为内摩擦力。

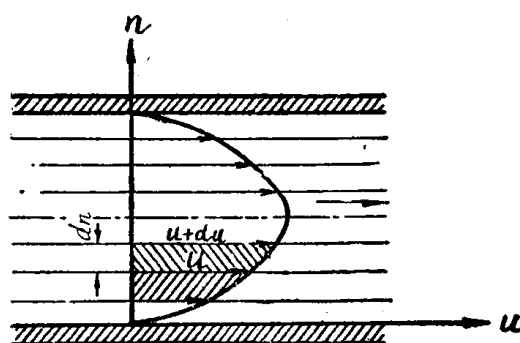


图 1-1 速度分布

液体粘性的大小用粘度来表示。

(一) 粘度 粘度是液压系统重要参数之一，在选择液压用油和设计液压系统时均需用到这个参数。粘度的大小可用动力粘度、运动粘度和条件粘度等单位来表示。其中前两者是绝对粘度，后者是相对粘度。

1. 动力粘度：液体流动时产生的内摩擦力 T 或切应力 τ 可用牛顿内摩擦定律表示

$$T = \pm \mu A \frac{du}{dn} \quad (1-5)$$

$$\text{或} \quad \tau = \frac{T}{A} = \pm \mu \frac{du}{dn} \quad (1-6)$$

式中 A ——相对运动的内外相邻间的接触面积

$\frac{du}{dn}$ ——速度梯度； du 为相邻两层间的速度差， dn 为内外相邻两层液体的厚度。

故速度梯度表示垂直液流方向上单位长度内速度的变化量

μ ——动力粘性系数；它表示液体粘度的大小，称动力粘度

式 (1-5) 中取 “ $\pm$ ” 号是为了保持 T 永为正值。如果速度梯度 $\frac{du}{dn}$ 为正时，取 “ $+$ ”

号；如果速度梯度为负时，取“-”号，以使 T 永为正。

下面谈一谈有关动力粘性系数 μ 的一些问题：

(1) 动力粘性系数 μ 的物理意义：从式(1—6)并取绝对值可得

$$\mu = \left| \frac{\tau}{\frac{du}{dn}} \right| \quad (1-7)$$

故可见 μ 的物理意义是当速度梯度等于1时，接触液层间单位面积上的内摩擦力。

(2) 动力粘性系数 μ 的单位为帕斯卡·秒，记为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 或 $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)。

从 μ 的单位可看出，由于 μ 具有力、长度、时间的因次，即具有动力学的量，故叫动力粘性系数。

2. 运动粘度(运动粘性系数) ν ：液体的动力粘度 μ 和它的密度 ρ 的比值称为运动粘度，用 ν 表示。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (1-8)$$

在物理单位制中，运动粘度的单位为厘米²/秒，一般称为沱，沱的百分之一是厘沱。在温度 t 时的运动粘度用符号 ν_t 表示。

在国际单位制中，运动粘度的单位为米²/秒，换算关系如下：

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4(\text{cm}^2/\text{s})\text{沱}(\text{St}) = 10^6(\text{mm}^2/\text{s})\text{厘沱}(\text{cSt})$$

ν 没有什么特殊的物理意义，只是因为是在液压系统的计算中，动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值常常出现，因而才采用 ν 这一符号来代替 $\frac{\mu}{\rho}$ 。

从 ν 的单位可看出：由于 ν 的单位含有长度和时间的量(即具有运动学的量)，故称之为运动粘度。

3. 条件粘度(相对粘度)：条件粘度是应用各种不同的粘度计在特定的条件下测定的粘度。我国工程上采用恩氏粘度计来测定液体的粘度，称为恩式粘度 $^{\circ}\text{E}$ ，单位为秒。国际上用得较多的还有塞氏粘度 SSU 和雷氏粘度 $^{\circ}\text{R}$ 。

利用如下经验公式，可得恩式粘度和运动粘度的换算关系：

$$\text{运动粘度 } \nu = 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \quad (\text{cSt}) \quad (1-9)$$

(二) 粘度和温度的关系 油的粘度随温度的上升而降低，随温度的降低而增高。液体粘度随温度的变化叫粘温特性。在液压传动中，由于油的粘度的变化，将直接影响到液压系统的性能和工作的稳定性。因此，油的粘温特性是液压油在使用性能方面的一个重要指标。

由于油的组成、提制方法等不同，不同种类的油，它的粘度随温度的变化规律也不同。对于液压系统常用的油液，当运动粘度不超过76厘沱、温度在30—150℃范围内时，

油的粘度随温度变化的数值，可用近似公式计算

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-10)$$

式中 ν_t ——温度为 $t^\circ\text{C}$ 时油液的运动粘度， cSt

ν_{50} ——温度为 50°C 时油液的运动粘度， cSt

n ——指数，随油液的粘度而变化，见表 1—1

表 1—1 指数 n 随运动粘度变化的数值

ν_{50} (厘沲)	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

我国常用粘温图来表示液压油的粘温特性。部分国产油的粘温图见图 1—2。

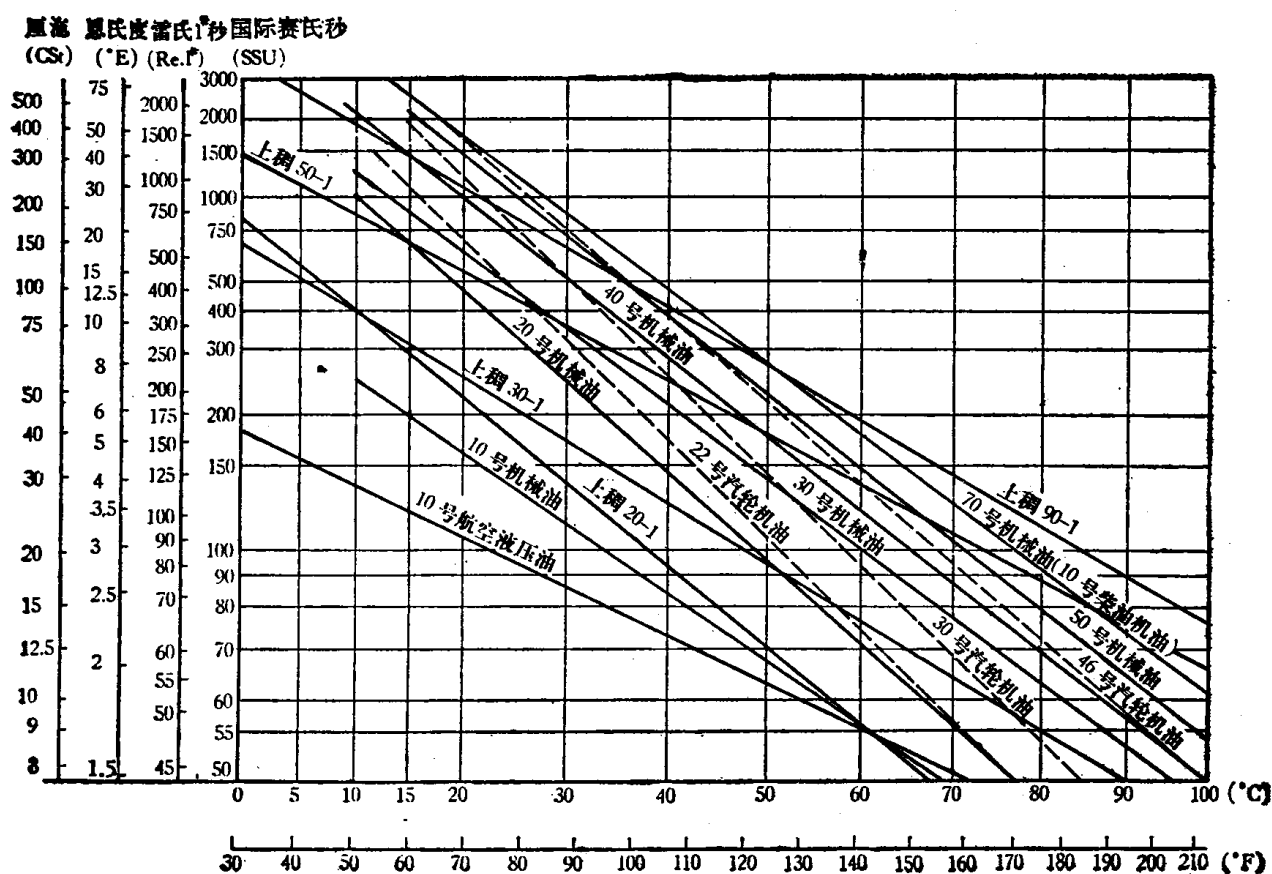


图 1—2 国产油的粘温图

(三) 油的粘度和压力的关系 油的粘度随压力的升高而增大，其关系可用下式表示：

$$\nu = \nu_0 e^{b_p} \quad (1-11)$$

式中 ν ——压力为 p 时的运动粘度

ν_0 ——压力为一个大气压时的运动粘度

b ——系数, 对于一般液压传动用油 $b = 0.002 - 0.003$

p ——油压力

当使用压力 p 小于 20MPa 时, 由于压力所引起的粘度变化可以忽略不计。

§ 1—2 液体静力学

静止液体包括绝对静止液体和相对静止液体。

绝对静止: 液体整体对地球没有相对运动的叫绝对静止。如一箱水放在地球上不动。

相对静止: 液体整体对地球有相对运动的叫相对静止。如一箱水以等角速度绕它的铅垂轴转动。

一、静压力及其特性

(一) 静压力 液体的压力是指液体单位面上的作用力 (又称为压强), 其常用单位是巴, 符号为 bar。液体处于静止时的压力称为静压力。

(二) 静压力的特性

1. 静压力的方向永远沿着作用面的内法线方向。设在静止液体中取出任意一块体积, 如图 1—3: 现用任意截面 $S-S$ 将液体分为两部分。我们来分析带影线部分的分离体, 假设曲面上点 1 的静压力 p 不是以内法线方向作用于作用面, 而是倾斜向外, 这时可将 p 分解为两个分力: n 力垂直于作用面, 并且指向作用面外部, 是张力; τ 力与作用面相切, 是切力。但由于研究的是静止液体, 若有张力和切力存在, 则势必引起液体的运动, 因此作用力 p 只可能垂直于作用面, 并指向作用面的内部, 即内法线方向。

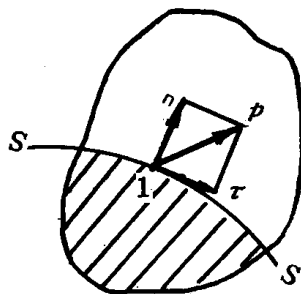


图 1—3 静压力方向

2. 静止液体中, 任意一点所受到的各个方向的静压力相等; 如果液体中某点受到各个方向压力不等, 则势必引起液体的运动, 这与静止液体前提矛盾。故静止液体中, 任意一点所受到的各个方向的静压力必须相等。

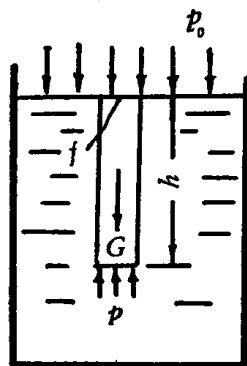


图 1—4 静止液体中任一点的压力

二、绝对静止液体基本方程

在连续均质绝对静止液体中 (图 1—4), 研究一个高为 h , 上下底面积相等的垂直柱体, 其上顶与自由液面相重合, 自由液面压力为 p_0 , 下底面上的压力为 p , 上下底面积为 f , 其作用于被分离出来的液柱上的各力为: 在液柱侧面上, 垂直于它

而作用着是大小相等、方向相反的液体静压力之水平力，在上底面上受到的表面总压力为 $p_0 f$ ，在下底面上受到的总压力为 $p f$ 。除此之外，还有作用于液柱的重心上的重力 G ，若液体的重度为 γ ，则 $G = \gamma h f$ 。由于液柱处于平衡状态，则作用于其上的一切力在任意轴上的投影之和必须等于零。把作用于我们分离出来的液柱上的一切力都投影于垂直轴上

$$p_0 f + \gamma h f - p f = 0$$

用 f 除方程式各项并移项得

$$p = p_0 + \gamma h \quad (1-12)$$

式 (1-12) 为绝对静止液体的基本方程。它说明在连续均质绝对静止液体中任一点的压力，等于液面的表面压力 p_0 和该点在自由液面以下的淹没深度 h 与该液体的重度 γ 乘积之和。可看出，在 h 相等处各点的压力 p 是相等的，若把压力相等的各点联成一个面（此面称等压面），该面很显然是一个水平面。由此可得出一个很重要的结论，在连续的均质的绝对静止液体中，等压面是个水平面。

须指出，在应用方程 (1-12) 和等压面是个水平面这个结论时，必须注意它们的适用条件。它们的适用条件就是处于绝对静止状态下连续均质的液体。现举例对适用条件加以说明。

例 1-1 如图 1-5 用一个杯式水银真空计测定油泵进口处的压力，已知 $h_1 = 0.3$ 米， $h_2 = 0.6$ 米，水银的重度 $\gamma_{\text{水银}} = 133370 \text{ N/m}^3$ ，油的重度 $\gamma_{\text{油}} = 8800 \text{ N/m}^3$ ，大气压力 $p_a = 101325 \text{ N/m}^2$ ，求 C 点的压力 p_c 。

解：由图 1-5 可看出： S_1-S_1 水平面是一个等压面，所以 1 点压力 p_1 和 2 点压力 p_2 相等（在 1 点和 2 点之间的管路中是同一种液体水银，即符合均质条件，而且这一段水银是连续的）。

即 $p_1 = p_2$ ，而 $p_1 = p_a$ 。

所以 $p_2 = p_a$ 。 (1-13)

又 S_2-S_2 水平面是个等压面，所以 3 点的压力 p_3 和 4 点的压力 p_4 相等，即

$$p_3 = p_4 \quad (1-14)$$

而 $p_2 = p_3 + \gamma_{\text{水银}} h_1$ (1-15)

把式 (1-13) 和式 (1-14) 代入式 (1-15) 得

$$p_4 = p_a - \gamma_{\text{水银}} h_1 \quad (1-16)$$

又 $p_c = p_4 + \gamma_{\text{油}} h_2$ (1-17)

把式 (1-16) 代入式 (1-17) 得

$$p_c = p_a - \gamma_{\text{水银}} h_1 + \gamma_{\text{油}} h_2 \quad (1-18)$$

把已知数代入式 (1-18) 得

$$p_c = 101325 - 133370 \times 0.3 + 8800 \times 0.6 = 66594 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

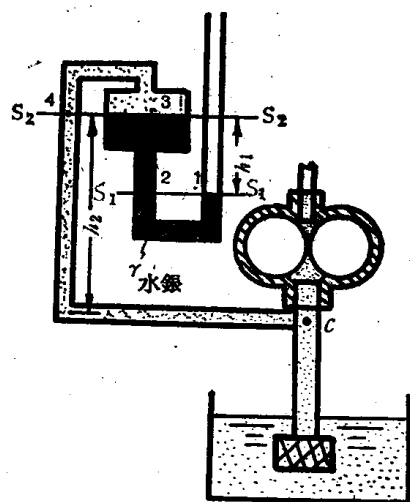


图 1-5 等压面适用条件