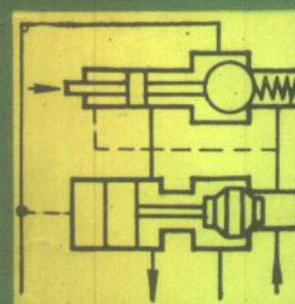
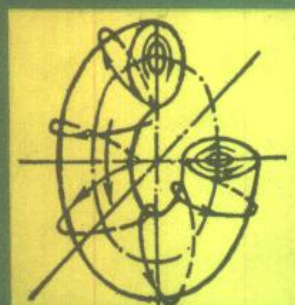
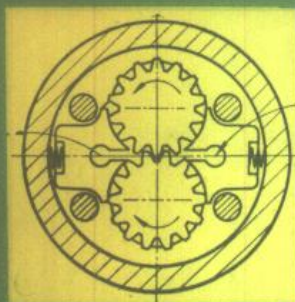


高等学校试用教材



液 压 元 件

华中工学院何存兴 主编



机 械 工 业 出 版 社

高等学校试用教材

液 压 元 件

华中工学院何存兴 主编

机械工业出版社

液 压 元 件

华中工学院何存兴 主编

*

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)

机械工业出版社印刷厂印刷

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 $37^{1/2}$ · 字数 930 千字
1982 年 2 月北京第一版 · 1982 年 2 月北京第一次印刷
印数 0,001—8,500 · 定价 3.80 元

*

统一书号: 15033 · 5108

前 言

本书是根据1978年4月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的出版计划,和同年9月在兰州召开的一机部高等院校液压专业教材编审会议制订的《液压元件》教学大纲编写的。

本书可做为高等学校液压专业教材,也可供有关科研、设计单位及工厂等有关技术人员参考。

本教材与《液压传动系统》和《液压伺服控制系统》两本教材一起构成液压专业专业课程的完整体系。

本书具有以下特点:

1. 书中较详尽地阐述了液压传动系统中所应用的各种元件(泵、马达、缸、阀和辅件)的工作原理、特性分析、运动分析、受力分析、设计计算及一些典型结构等。
2. 内容力求新颖,并尽量反映国内外最新成就和发展趋势。
3. 采用国际单位制。
4. 专业名词术语和图形符号均符合我国新制定的相应标准。

全书共十九章,每周讲授5~6学时,一学期可以修毕。书中打“*”号的节段供学生毕业设计时参考。

本书由华中工学院何存兴编写第二、三、六、七、八、九、十九章及附录,王忠编写绪论、第一、四、五、~~六、七、八、九、十、十一、十二、十三、十四、十五、十六、十七、十八、十九~~、§8-3、§8-4及§9-6,陈尧明编写第十二、十三、十四、十五、十六、十八章,然后由何存兴对全书进行统稿工作。

本书由甘肃工业大学王明智、张~~明~~二位负责主编。最后,一机部教材编辑室责任编辑高文龙对全书作了细致地复审工作。以上同志提了许多宝贵意见,一并在此感谢!

由于编者水平有限,编写时间仓促,书中存在不少问题,敬请读者批评指正。

一九八一年三月

目 录

绪论	1	§ 4-2 双作用叶片泵的定子曲线	139
§ 1 液压传动的工作原理和特征	1	§ 4-3 双作用叶片泵叶片数的选取	146
§ 2 液压传动的优缺点和应用	3	§ 4-4 双作用叶片泵的设计要点	148
* § 3 液压传动的工作液体	4	§ 4-5 几种双作用叶片泵的结构介绍	150
第一篇 液 压 泵			
第一章 液压泵概述	13	§ 4-6 双作用高(中高)压叶片泵	151
§ 1-1 液压泵的工作原理	13	§ 4-7 变量叶片泵	155
§ 1-2 液压泵的分类、性能参数及其 关系式	14	* § 4-8 凸轮转子型叶片泵	159
§ 1-3 液压泵的特性曲线	16	第五章 轴向柱塞泵	166
第二章 齿轮泵	23	§ 5-1 轴向柱塞泵的工作原理及分类	166
§ 2-1 外啮合齿轮泵的工作原理	23	§ 5-2 直杆式轴向泵的运动分析	171
§ 2-2 外啮合齿轮泵的困油现象及其 卸荷措施	24	§ 5-3 直杆式轴向泵的几何流量	173
§ 2-3 外啮合齿轮泵的流量计算	38	§ 5-4 直杆式泵主要零部件的受力分析	178
§ 2-4 外啮合齿轮泵的径向力	53	§ 5-5 直杆式泵主要零部件的设计计算	192
§ 2-5 外啮合齿轮泵的效率 and 间隙	63	§ 5-6 直杆式泵的几种变量机构	206
§ 2-6 高压外啮合齿轮泵的结构特点	70	§ 5-7 无铰泵	215
§ 2-7 外啮合齿轮泵的设计要点	83	* § 5-8 轴向柱塞泵主要零件的材料、 技术要求与使用要求	229
§ 2-8 渐开线内啮合齿轮泵	88	第六章 阀式径向柱塞泵	231
§ 2-9 摆线内啮合齿轮泵	93	§ 6-1 工作原理	231
第三章 螺杆泵	104	§ 6-2 柱塞的运动学分析	231
§ 3-1 螺杆泵的工作原理	106	§ 6-3 流量计算	234
§ 3-2 第一个密封条件——对螺杆齿 形的要求	108	§ 6-4 受力分析	235
§ 3-3 第二个密封条件——螺杆个数 与螺纹头数的关系	113	§ 6-5 配流阀	238
§ 3-4 第三个密封条件——壳体的最 小长度	115	§ 6-6 阀式径向柱塞泵设计中的几个问题	245
* § 3-5 螺杆齿形的修正	117	§ 6-7 阀式径向柱塞泵的典型结构	247
* § 3-6 摆线齿廓方程式	120	第二篇 液 压 马 达	
* § 3-7 螺杆泵的排量 and 流量	121	第七章 液压马达概述	251
* § 3-8 作用在螺杆上的力和扭矩	122	§ 7-1 液压马达的分类	252
第四章 叶片泵	137	§ 7-2 液压马达的主要工作参数和 使用性能	252
§ 4-1 双作用叶片泵的工作原理 and 流量	137	第八章 高速马达	259
		§ 8-1 齿轮马达	259
		§ 8-2 螺杆马达	278
		§ 8-3 双作用叶片马达	280
		* § 8-4 轴向柱塞马达	283

第九章 低速大扭矩液压马达	288
§ 9-1 单作用连杆型径向柱塞式液压 马达	288
§ 9-2 单作用无连杆型径向柱塞式 马达	313
§ 9-3 多作用内曲线径向柱塞式液 压马达	319
§ 9-4 多作用外曲线径向柱塞式液 压马达	358
* § 9-5 谐波液压马达	360
* § 9-6 轴向点接触多作用液压马 达	363

第三篇 液压缸与摆动液压缸

(摆动液压马达)

第十章 液压缸	365
§ 10-1 液压缸的种类及特点	365
§ 10-2 液压缸的结构	369
§ 10-3 液压缸的设计	374
第十一章 摆动液压缸(摆动液 压马达)	386
§ 11-1 摆动液压缸的结构介绍	386
§ 11-2 摆动液压缸的设计计算	387

第四篇 液压控制阀

第十二章 滑阀和锥阀的特性分析	389
§ 12-1 概述	389
§ 12-2 圆柱滑阀的特性分析	391
§ 12-3 锥阀的特性分析	396
第十三章 压力控制阀	403
§ 13-1 溢流阀	403
§ 13-2 减压阀	424
§ 13-3 顺序阀	433
§ 13-4 压力继电器	435
第十四章 流量控制阀	439
§ 14-1 节流口的流量特性	439

§ 14-2 节流阀	444
§ 14-3 调速阀	447
* § 14-4 溢流节流阀	454
* § 14-5 分流(集流)阀	457
*第十五章 方向控制阀	467
§ 15-1 单向阀	467
§ 15-2 换向阀的分类及结构分析	470
§ 15-3 换向阀的设计计算要点	481
§ 15-4 多路换向阀	487
§ 15-5 逻辑阀	491
第十六章 电液比例阀	498
§ 16-1 概述	498
§ 16-2 电-机械比例转换装置	500
§ 16-3 电液比例压力阀	509
§ 16-4 电液比例流量阀	513
§ 16-5 电液比例换向阀及复合 阀	517

第五篇 液压辅件

*第十七章 密封件、管件、管接头 和油箱	524
§ 17-1 密封件	524
§ 17-2 油管和管接头	533
§ 17-3 油箱	539
*第十八章 滤油器与冷却器、加热器	543
§ 18-1 滤油器	543
§ 18-2 冷却器和加热器	553
*第十九章 蓄能器	559
§ 19-1 蓄能器的用途	559
§ 19-2 蓄能器的种类和性能	562
§ 19-3 蓄能器参数的选择及计算	568
附录一 单位换算表	582
附录二 液压及气动图形符号 (GB786-76) 摘要	585
参考文献	596

绪 论

§ 1 液压传动的工作原理和特征

一、液压传动

一般一部完整的机器主要由三部分组成，即原动机、传动机构和工作机。

原动机包括电动机，内燃机等。

工作机即完成该机器之工作任务的直接工作部分。如剪床的剪刀，车床的刀架、车刀、卡盘等。

由于原动机的功率和转速变化范围有限，为了适应工作机工作力和工作速度变化范围较宽的要求，以及其它操纵性能（如停车、换向等）的要求，在原动机和工作机之间设置了传动装置（或叫传动机构）。

传动机构通常分为机械传动、电气传动和流体传动。

流体传动是以流体为工作介质进行能量的转换、传递和控制的传动。包括液体传动和气体传动。

液体传动是以液体为工作介质的流体传动。包括液压传动和液力传动。

液压传动是只利用液体压力势能的液体传动；液力传动则主要利用液体的动能。

二、液压传动装置的组成

以图 1 所示的液压千斤顶为例，说明液压传动的组成。

当手摇泵（液压泵）的压杆 10 向上抬起时，单向阀 3 关闭，泵缸 1 的工作容积扩大，形成真空。在大气压作用下，油箱 7 中液体经管 6、打开单向阀 5 流入缸 1 中；当压杆 10 向下运动时，单向阀 5 关闭。缸 1 中的油液推开单向阀 3、经管 4 进入缸 2，使活塞 2' 上移，克服重物 11 的重力 F_2 而做功；当需活塞 2' 停止时，停止压杆 10 的运动，缸 2 中的油压使单向阀 3 关闭，活塞 2' 就自锁不动；需要 2' 向下返回时，打开旁通截止阀 8，在 F_2 的作用下，活塞 2' 即可复位。这就是液压千斤顶的工作原理。它是简单又较完整的液压传动装置。由此可见液压传动装置有下面几个组成部分：

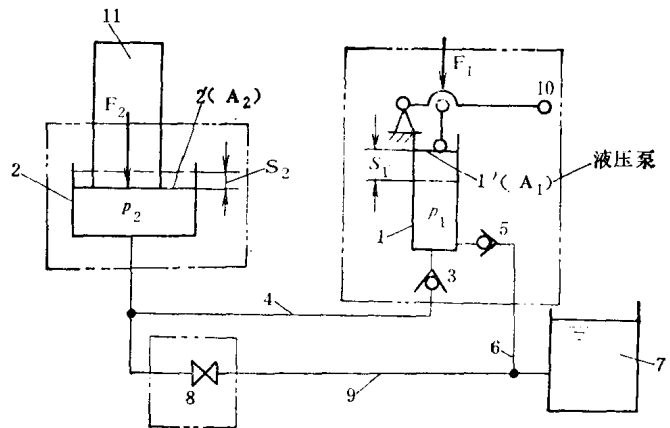


图 1 液压千斤顶原理图

1—泵缸 2—缸 3、5—单向阀 4、6、9—管 7—油箱
8—截止阀 10—压杆 11—重物 1'、2'—活塞

(一) 液压泵：把机械能转换成液体压力能的元件。缸 1 和单向阀 3、5 组成一个单缸液压泵。

(二) 执行元件：把液体压力能转换成机械能的元件。如缸 2。

(三) 控制元件：通过对流体的压力、流量、方向的控制，来实现对执行元件的运动速度、方向、作用力等的控制；也用于实现过载保护、程序控制等。图 1 中的阀 8 即属控制元件。

(四) 辅助元件：上述三个组成部分以外的其它元件，如管道、接头、油箱、滤油器等。

三、液压传动的基本特征

液压传动区别于其它传动方式主要有如下两个基本特征（由于传动中液体的压力损失相对工作压力比较小，为了揭示液压传动的本质，在讨论中忽略液体的压力损失和容积损失）：

(一) 特征一：力（或力矩）的传递是按照帕斯卡定律（静压传递定律）进行的。

观察压杆 10 的力 F_1 传递给活塞 2' 产生推力 ($-F_2$) 的过程可以发现，缸 1 的压力油打开单向阀 3 之前，活塞缸 2、管 4 和单向阀 3 组成一个封闭腔。在力 F_2 的作用下，此封闭腔内到处作用着压力（即压强） p_2 ，且

$$p_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad (1)$$

式中 A_2 ——活塞 2' 的面积。

当压杆 10 向下运动使缸 1 中的压力 p_1 上升达到 $p_1 = p_2 = p$ 时，单向阀 3 处于开启状态，而使缸 1、缸 2 连同管道 4 组成一个封闭腔。此后，杆 10 继续下压，缸 1 的液体被推入缸 2 中，使缸 2 活塞 2' 上移做功。在此过程中，从力 F_1 到力 ($-F_2$) 的传递本质（忽略压力损失）来看，可以把活塞 1'、2' 之间的封闭腔中的液体当成静止的理想流体来看，其内“静”压力 p 把活塞 1' 的推力 F_1 传给了活塞 2' 产生推力 ($-F_2$)。这就是帕斯卡定律在“液压传动”中的应用。故而有人把液压传动叫作“静压传动”。

由此可以得出如下结论：

1. 活塞的推力等于油压力与活塞面积的乘积。由式(1)得

$$F_2 = A_2 p_2 = A_2 p \quad (2)$$

2. 油压力 p 由外负荷建立，由式(1)可知，当 $F_2 = 0$ 时， $p = p_2 = 0$ 。

初学者以为液压泵打出油就一定有压力，是错误的。

(二) 特征二：速度或转速的传递按“容积变化相等”的原则进行。这就是有人把“液压传动”叫做“容积式液力传动”的原因。

设图 1 中的活塞 1' 的移动速度为 v_1 ，面积为 A_1 ，则 Δt 时间内活塞 1' 移动所排挤的空间，即排出的液体体积为

$$V_1 = v_1 A_1 \Delta t$$

Δt 时间内活塞 2' 移动让出的空间，即进入其内的液体体积为

$$V_2 = v_2 A_2 \Delta t$$

式中 v_2 ——活塞 2' 的移动速度。

忽略液体的泄漏损失，有

$$V_1 = V_2 = V$$

$$\therefore v_1 A_1 \Delta t = v_2 A_2 \Delta t = V$$

或
$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = \frac{V}{\Delta t} \quad (3)$$

考虑流体力学中把单位时间流过的流体体积叫作流量，则流量

$$Q = \frac{V}{\Delta t}$$

则式(3)变为

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = Q \quad (4)$$

所以

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (5)$$

由此可以得出如下结论：

1. 活塞移动的速度正比于进入其内的流量，与负荷无关。也就是活塞的移动速度，可以通过改变流量 Q 的方法进行调节。

2. 活塞的速度反比于活塞的面积〔见式(5)〕，可通过对活塞面积的控制来控制速度。如可以通过改变活塞杆的粗细，来控制双向液压缸的往返速度比等。

(三) 几点说明

1. 当管道中的流速比较高时，会存在压力损失，在一个较复杂的液压系统中，压力在各区段也可能不同，故泵的出口压力 p_1 不会等于执行元件的进口压力 p_2 ，但执行元件的推力（或力矩）仍然是液体的压力来传递的。在稳态下，图1中缸2腔中这一区段，巴斯卡定律还是适用的。

2. 压力取决于负荷，此“负荷”应理解为综合阻力，即包括克服外负荷的推力和各种流动阻力。

§ 2 液压传动的优缺点和应用

一、液压传动的优点

(一) 借助油管的连接可以方便灵活地布置传动机构，这是比机械传动优越的地方。执行元件可以布置得离原动机较远，方位也不受限制。例如比较深的地质钻机的钻头，已有人用螺杆马达（在紧靠钻头处）来驱动；在井下抽取石油的泵也有人采用液压传动来驱动，用以克服长驱动轴效率低的缺点。由于液压缸的推力很大，又加之极易布置，在挖掘机等重型工程机械上，已基本取代了老式的机械传动，不仅操纵方便，而且外形美观大方。

(二) 液压传动与电传动和气压传动相比，有重量轻，体积小的突出特点。如液压泵和液压马达单位功率的重量指标，目前是发电机和电动机的十分之一，液压泵和液压马达可小至 0.0025N/W (牛/瓦)，发电机和电动机则约为 0.03N/W 。而用于直线往复运动的电动加力缸，由于有传动机构，单位功率的重量比 (0.35N/W) 是液压缸 (0.004N/W) 的八十七倍〔3〕。电机受到磁饱和的限制，单位面积上的切向力不到 10bar ，而液压力可达 350bar ，所以液压泵（或马达）的能容大。

(三) 可方便的实现无级调速，调速范围大。

借助阀或变量泵、变量马达，可以实现无级调速，这是一般机械传动（小功率的摩擦传动例外）无法实现的。如磨床工作台的往复运动，高速轧钢机轧辊间隙的调整，都是采用液

压传动实现无级调节的。

液压传动的调速范围可达1000:1；柱塞式液压马达的最低稳定转速为1rpm，这是电传动很难达到的。

(四) 液压传动与电传动相比，有惯性小，响应速度高的特点。

由于液压马达比电动机有较高的力矩—惯量比 $\left(\frac{\text{驱动力矩}}{\text{转动惯量}}\right)$ 。液压马达的力矩—惯量比是20，电动机是2，所以其加速能力较强。加速中等电动机要1~几秒，而液压马达只要0.1秒。所以液压马达可以实现高频正反转。液压马达的这种特性，对伺服系统意义特别大，可以使增益提高，频带加宽。

(五) 液压系统借助安全阀等可自动实现过载保护，同时以油作介质时，相对运动表面间可自行润滑，故使用寿命长。

(六) 液压传动借助各种控制阀，可实现机器运行的自动化，特别采用电液联合控制以后，不但可实现更高层次的自动控制过程，而且可以实现遥控。

二、液压传动的缺点

(一) 由于液体流动的阻力损失和泄漏较大，因此液压传动的效率较低，一般为75~80%左右。如果处理不当，泄漏不仅污染场地，而且当附近有火种存在时，还可能引起火灾和爆炸事故。

(二) 工作时受温度变化的影响大。温度变化引起液体粘性变化，随之泄漏发生变化。

(三) 噪声较大，近年来正在研究克服中，某些泵的噪声值已下降到70分贝。

(四) 液压元件制造精度要求较高，因而价格较贵；使用和维修要求有较高的技术水平和一定的专业知识。

(五) 对污染敏感。污染的液压油会使液压元件磨损和堵塞，性能变坏，寿命缩短，甚至损坏。

三、液压传动的应用

近三十年来，由于加工工艺上的飞快进步和液压传动的独特优点，在许多工业部门中都采用了液压传动。

由于它有无级调速和传动平稳的优点，在磨床工作台的往复运动上用得较早。接着又在插、拉、刨、铣等机床上得到应用；因其布置方便并易于实现自动化，在组合机床上用得较广。由于液压执行元件的推力（或扭矩）比较大、操纵方便、布置灵活，液压和电器配合易实现自动化和遥控，在冶金设备、矿山机械、钻探机械、起重运输机械、建筑机械、塑料机械、农业机械、液压机、铸锻机以及飞机和军舰上的许多控制机构都普遍采用着液压传动。可以预见，随着国民经济的四个现代化的逐步实现，液压传动将会在许多工业部门中发挥越来越大的作用。

* § 3 液压传动的工作液体

一、工作液体与液压传动有关的一些物理性质

(一) 重度 and 密度

由于许多流体方程中都应用了流体的重度或密度，所以它是很重要的物理量。

由物理学知道，单位体积液体的质量称为密度，用 ρ 表示；单位体积液体的重量称为重度，用 γ 表示。则

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad (6)$$

式中 g ——重力加速度。

通常石油基液压油的密度为 $0.85 \sim 0.95 \text{g/cm}^3$ 左右。一般所说油的比重，是指 20°C 某种油的重度与 4°C 纯水重度之比。数值上等于重度，但它是一无因次量。

(二) 颜色

油液的颜色可以标示油中氧化物和硫化物的除净程度。由于胶质有很强的着色力，使重芳烃有颜色，所以每种标准油都有一定的颜色。与此标准色进行比较，可以评价新油的质量或旧油的老化程度。

一般油质相对变黑，表示油已氧化变质；油液颜色变得有乳白色倾向时，内中必有水或气泡。

(三) 粘度

粘性是液体流动性能的指标，对液压件的泄漏和油的润滑能力有很大影响。粘性的力学本质是表示液体内部剪切摩擦阻力的大小。其表示方法有动力粘度，运动粘度和条件粘度三类。

1. 粘度的表示方法及其相互关系

(1) 动力粘度（绝对粘度）

根据牛顿内摩擦定律（见流体力学）而导出的粘度单位叫动力粘度，通常以 μ 表示。其单位为帕·秒 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)，即 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。

1 帕·秒表示距离为 1 米的两层液体，相对速度为 1 米/秒，在每米² 面积上所作用的剪切摩擦力为 1 牛顿 ($1 \text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$) 时的粘度。即

$$1 \text{Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = (1 \text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2)(\text{s}/\text{m}^2) = 1 \text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$$

(2) 运动粘度

由于许多方程（如纳维尔斯托克斯方程、雷诺方程）中出现有绝对粘度与液体密度的比值，于是流体力学中就把同一温度下的这一比值定名为运动粘度，以 ν 表示。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (7)$$

应当明确，运动粘度，已超出粘性的基本力学涵义，除了液体的粘性（内摩擦力）因素外，它还受密度因素的影响，粘性力相同的液体，其密度小时，运动粘度要大。

运动粘度的单位为 m^2/s 。

(3) 条件粘度

条件粘度是各种粘度计所测得的液体粘度。它受到粘度计的品种和订的测试条件（如盛装液体的数量等）、液体的绝对粘度、液体的重度等三个主要因素的影响，所以只能相对地表示液体的粘性。特别值得指出的是，用粘度计所测得的不同粘度值，与其相应的运动粘度或动力粘度不成直线关系。现分述如下。

恩氏粘度：温度一定， 200cm^3 的被试液体流过恩氏粘度计所用的时间，与 20°C 等体积蒸馏水流出同一粘度计所需的时间之比，叫恩氏粘度，用 $^\circ\text{E}$ 表示。

在工业上，常用 20°C 、 50°C 作为测定恩氏粘度的标准温度，记为 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 。

赛氏通用粘度：60cm³被试液体，温度一定，流过孔径为0.176cm(长1.225cm)的赛氏粘度计(美国)所需的时间(秒)，叫赛氏通用粘度。用SSU表示。

雷氏粘度：温度一定，50cm³被试液体流过雷伍德粘度计(英国)所需的时间(s)。

恩氏粘度与运动粘度的换算公式如下：

$$\nu(\text{m}^2/\text{s}) \approx \left(8.0^\circ \text{E} - \frac{8.64}{\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{当 } 1.35 \leq \text{E} \leq 3.2 \text{ 时}) \quad (8)$$

$$\nu(\text{m}^2/\text{s}) \approx \left(7.6^\circ \text{E} - \frac{4.0}{\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{当 } \text{E} > 3.2 \text{ 时}) \quad (9)$$

赛氏粘度与运动粘度的换算公式为

$$\nu(\text{m}^2/\text{s}) \approx \left(0.216 \text{SSU} - \frac{166}{\text{SSU}} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{当 } \text{SSU} > 32 \text{ 时}) \quad (10)$$

2. 温度对粘度的影响

所有液体的粘度都随温度的变化而变化。因此对于每一种液体都能绘制一条粘度随温度变化的曲线。经验证明，一般矿物油，粘度随温度的变化关系为以运动粘度的重对数为纵座标(即令 $y = \ln \ln \nu$)，以绝对温度 T 取对数为横座标(即 $x = \ln T$) 所得到的是一条斜率为负值的直线；如以10为底取对数也可，各轴只差一个比例。当温度变化不大时，因密度值的变化比较小，这一规律对绝对粘度也是适用的。

$$\text{则} \quad \ln \ln \nu - \ln \ln \nu_0 = a (\ln T_0 - \ln T) = -a (\ln T - \ln T_0) \quad (11)$$

式中 ν —— 温度 T 下的运动粘度；

ν_0 —— 温度 T_0 下的运动粘度；

a —— 该直线的斜率，与油液的品种有关。

$$\text{则} \quad \nu = \nu_0 \left(\frac{T_0}{T} \right)^a$$

$$\text{或} \quad \nu = \nu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-a} \quad (12)$$

用式(11)所表示的直线方程绘制的图形，即通常所说的粘温曲线图。如图2所示。

工业上常采用粘度指数这一概念来评价油的粘度受温度影响的大小，粘度指数越高，表示粘度随温度的变化越小。粘度指数 V. I. 值的表达式如下：

$$\text{V. I.} = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (13)$$

式(13)中 U 、 L 、 H 三个符号分别表示待测油、粘度指数为零的标准油和粘度指数为一百的标准油，在一个特定条件下，温度又为100°F(37.8°C)时，三者各自所具有的运动粘度数值(见图3)。这个特定条件就是上述三种油在210°F(98.9°C)时，具有相同的粘度值。

矿物油的粘度指数一般为70~110；油包水型工作油的粘度指数为130~170；水-乙二醇粘度指数为140~170；水包油型粘度指数最高，达180；磷酸酯则为零以下；环烷基油液的 V. I. = 0，石蜡基油液的 V. I. ≈ 100。

3. 压力对粘度的影响

粘度随压力增高而增加，设大气压力下的粘度为 ν ，任意压力下的粘度为 ν_p ，则

$$\nu_p = \nu e^{bp} \quad (14)$$

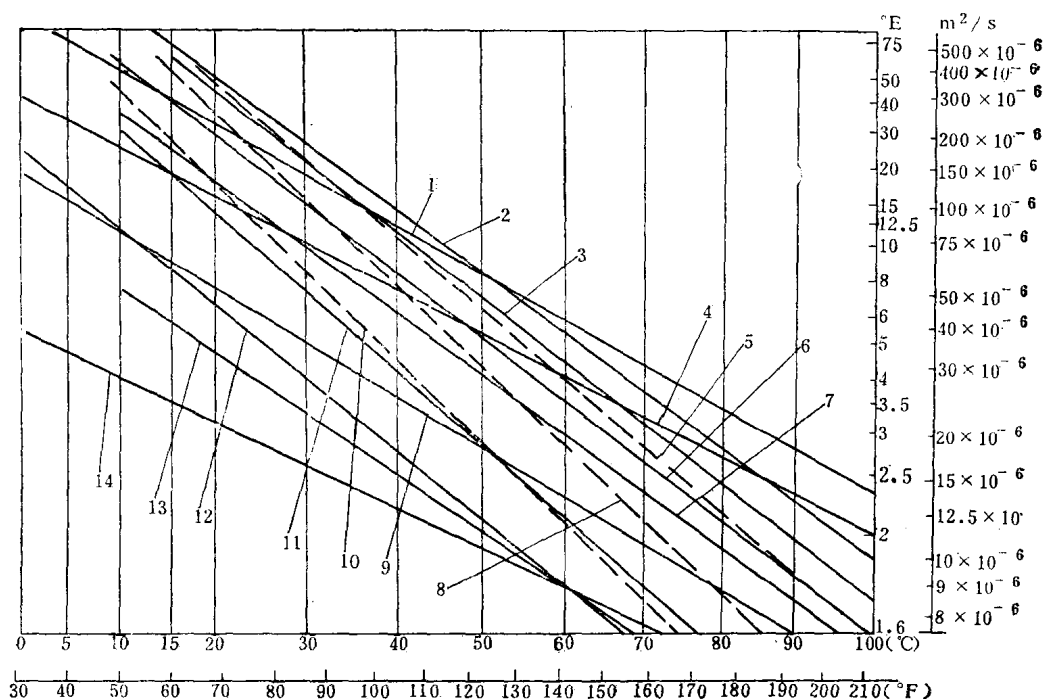


图2 国产油粘温图

1—上稠90-1 2—70号机械油(10号柴油机油) 3—50号机械油 4—上稠50-1 5—45号汽轮机油
6—40号机械油 7—30号机械油 8—30号汽轮机油 9—上稠30-1 10—20号汽轮机油 11—20号
机械油 12—上稠20-1 13—10号机械油 14—10号航空液压油

式中 e ——自然对数的底;

b ——与油液有关的常数, 约为 $(0.002 \sim 0.003) (\text{bar})^{-1}$

4. 适于液压系统的粘度范围

工作油液应有适宜的粘度, 粘度过低, 则泄漏增加, 润滑性能变差; 粘性过大, 又会增大粘性摩擦力, 并使泵的吸油阻力加大, 有造成气蚀的危险。合适的粘度范围为 $2 \sim 8^{\circ} \text{E}$ [$(11.5 \sim 60) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$]; 最好在 $(20 \sim 40) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$; 但无论如何, 不能超出 $(5 \sim 850) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 。具体采用时视工作压力, 工作温度, 和运动速度而定。高压、高温宜选高粘度; 高速运动粘度宜偏低。

(四) 压缩率及热膨胀率

由于液体有可压缩性, 常常使系统产生噪声, 还会使系统的容积效率和系统的刚性降低; 但也有些场合就是利用油液的可压缩性进行工作的, 如用硅油作为液体弹簧之用。

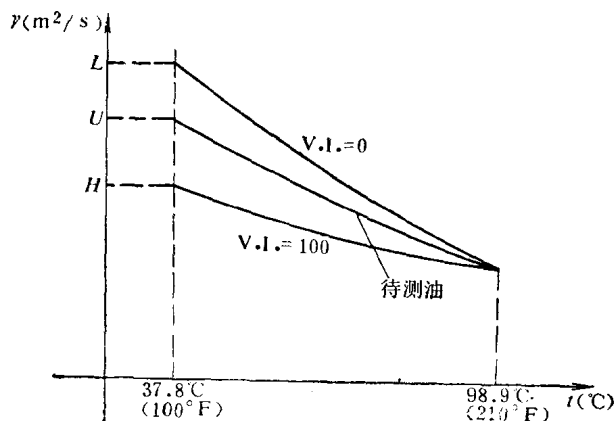


图3 粘度指数

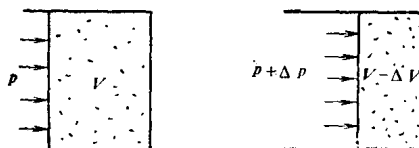


图4 升压后油液体积的变化

如图4所示,假定压力为 p 时,油液的体积为 V ,压力为 $p + \Delta p$ 时,油液的体积减小至 $V - \Delta V$,由于液体的压缩率正比于压力差,则

$$\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p$$

即 $\frac{\Delta V}{V}$ (体积压缩比),正比于压力的增量 Δp 。 β 为单位压力变化所对应的体积变化率,叫压缩系数。

$$\beta = \frac{\Delta V/V}{\Delta p} = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (15)$$

一般石油基油液的 β 值约为 $(5 \sim 7) \times 10^{-5} (\text{bar})^{-1}$ 。 β 的倒数称体积弹性模量,用 E 表示。

由于油体积的压缩,会引起油的重度发生变化。当 $p = p_0$ 时,重度为 γ ,体积为 V ;当 $p = p_0 + \Delta p$ 时,重度为 γ_p ,体积为 $V - \Delta V$ 。则

$$\frac{\gamma_p}{\gamma} = \frac{V}{V - \Delta V} = \frac{1}{1 - \Delta V/V} = \frac{1}{1 - \beta \Delta p} \quad (16)$$

油温升高时,油体积所发生的膨胀,一般可按下式计算:

$$V = V_0(1 + \alpha_{15}\Delta t) \quad (17)$$

式中 V ——温度为 t 时的体积;

V_0 ——温度为288K时的体积;

$\Delta t = (t - 288) \text{K}$;

α_{15} ——15°C时的热膨胀系数, $\alpha_{15} = (6 \sim 9) \times 10^{-4} (\text{K}^{-1})$ 。

因温度升高而使重度发生变化的值可按下式计算:

$$\frac{\gamma_t}{\gamma_{15}} = \frac{1}{1 + \alpha_{15}\Delta t} \quad (18)$$

式中 α 、 Δt 与式(17)同义;

γ_t ——温度为 t 时的比重;

γ_{15} ——温度为288K时的比重。

考虑压力增加为 Δp ,温度上升为 Δt 时的重度 $\gamma_{p,t}$ 值为

$$\frac{\gamma_{p,t}}{\gamma_{15}} = \frac{1}{1 + \alpha_{15}\Delta t - \beta \Delta p} \quad (19)$$

(五) 热力学特性——比热和导热系数

1. 比热是指单位质量油液温度升高1K所吸收的热量。

通常矿物油的比热为 $1674 \sim 2093 \text{J/kg} \cdot \text{K}$ 。它表示油液吸收热量抵抗温升的能力,用小写 c 表示。

2. 导热系数,表示油中热量向外传导而散发的能力。单位时间导出的热量叫热流量。热流量与温度梯度 (K/m) 、散热面积 (m^2) 及导热系数 λ 成正比。热流量的单位是W,所以导热系数的单位是 $\text{W/m} \cdot \text{K}$ 。石油基油液的导热系数约为 $0.132 \text{W/m} \cdot \text{K}$ 。

(六) 凝点(或流动点)

当油液失去流动性,而开始具有塑性的温度叫该油的凝点,一般工作油温要高于凝点 10°C 以上。

（七）饱和蒸气压

在给定温度下，密封容器中的油液之轻质馏分挥发成油蒸气后所形成的压力，为该温度下的饱和蒸气压。此压力偏低为好，以免吸入压力低时（自吸时出现真空），形成的蒸气占据了一部分吸入空间，使吸油不足造成气蚀、泵的效率显著下降、产生噪音。

二、工作液体有关的化学性质

油容易和周围的物质起化学反应，而使油质变坏。这种反应都与油的化学性质有关。

（一）润滑性

润滑性是指油液在运动付表面，作为分界面和润滑剂的能力。好的润滑性，即表明油膜对运动表面有牢固的附着能力，并且保证摩擦系数很小，从而增加元件的寿命。有时油液中加入一些抗磨添加剂（如氯化石蜡、环烷酸等），在局部产生高温高压时，可与金属表面产生化学反应，将油膜破裂处覆盖，因其生成物有良好的减磨特性，故提高了油液的润滑性能。

（二）腐蚀性和防锈性

1. 腐蚀性：油中之少量活性氯化物、硫化物，以及低分子溶性有机酸等，对液压系统中金属的腐蚀作用。由腐蚀试验（见 SY2620-66）鉴定。

2. 防锈性：防锈性是油液防止金属与水接触时生锈的能力。其试验规范见 SY2674-66。

（三）酸值

酸值：中和一克油液所需的氢氧化钾数量（毫克数）。

一般除了油液中加入有抗磨添加剂而造成的酸值提高对金属腐蚀无害外，通常酸值高会使油液腐蚀作用加大。

（四）相容性

相容性是指油液与系统中的各种密封材料、涂料等非金属材料互相接触时能否因化学反应而变坏的性能。某些油液有使涂料和密封物质软（硬）化或液化的倾向，因此必须谨慎地使用。油液对密封材料的影响这一性能也称为密封材料的适应性。

（五）热稳定性和氧化稳定性

热稳定性是油在高温下抵抗化学反应的能力，包括与周围物质的化学反应和自身的化合和分解。

氧化稳定性是指油液抵抗与含氧化物（特别是空气）起化学反应的能力。氧化能力往往随温度上升而迅速增加。

（六）剪切安定性

为改善油液的粘度指数，油中往往加入聚甲基丙烯酸酯、聚异丁烯等高分子聚合物。这些物质分子链较长，在流经液压元件的狭缝时，受到很大的剪切作用，往往会使分子断链，而使粘温特性下降。因此有良好的抗剪切能力是提高液压油寿命的一个重要途径。

（七）抗乳化性和抗泡性

抗乳化性是指油中混入水，并搅动使其成乳化液后，水从其中分离出来的能力；油中混入空气并搅动而生成乳状液的现象叫作起泡，把气泡从油中分离出来的能力叫作抗泡性。无论混入水还是空气，都会使油的润滑性降低，加速油的变质。混入空气还会降低油的容积模数。因此油液要有良好的气水分离能力（乳化液例外）。

（八）抗燃性

抗燃性通常是指有较高的闪点、着火点和自燃点。

1. 闪点：某油加热到一定温度，将产生大量油雾，此时，如将一试验火源移近油面时，就会引起瞬间的火焰，这一温度叫作该油的闪点。

2. 着火点：某油加热至一定温度，移近一试验火源引起的火焰可维持5秒钟以上时，这一温度叫该油的着火点。

3. 自燃点：油加热至某一温度，处于这一温度下的细小油滴一旦撞入空气中时，热表面将自行燃烧，这一温度叫该油的自燃点；不过这一温度，随试验的条件不同而有可观的变化。

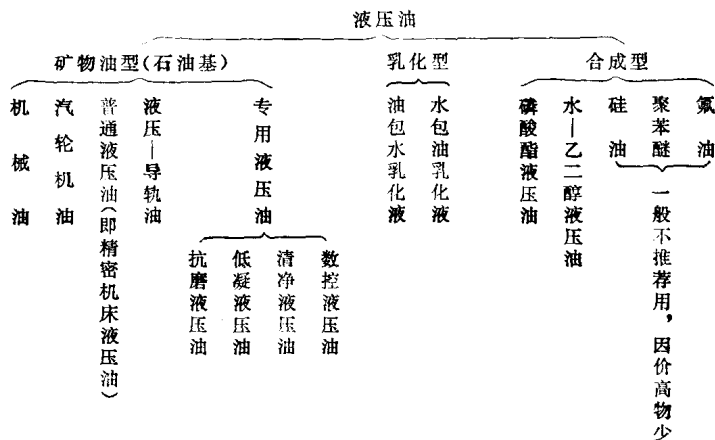
(九) 操作特性

操作特性是指油液的毒性、气味、颜色和贮藏特性。有些油液的油雾毒性很大，直接接触及会刺激皮肤；油液气味应当好闻或无味；而颜色则应易于识别；更希望长期贮存而不变质，又无苛刻的存放条件。

三、液压传动工作液体的选择

(一) 工作液体的分类和性能简介

液压传动的工作液体很多，一般直接用自然界水进行工作的不多，主要工作液体可分为三大类：矿物油型（也叫石油基型）、乳化型和合成型。现归纳列表如下：



若按易燃和抗燃分类，矿物油（石油基油）属易燃型，乳化液和合成油属抗燃型。

1. 矿物油型（石油基）液压油

这种油液是以石油的精炼物为基础，加入各种改进性能的添加剂而成。添加剂有抗氧添加剂、油性添加剂（目前用的油性剂，如油酸、硫化鲸鱼油等，只适用于摩擦面温度低于200°C的情况，高温时会分解失效）、抗磨添加剂、粘度指数改进剂、抗泡剂、防锈剂、降凝剂、金属纯化剂（防止金属腐蚀）等。不同品种的油，除精制程度不同外，就是根据不同工作情况而加入不同的添加剂而成。现略述如下：

(1) 机械油

由浅度精制的润滑油馏分制成，除加适量的降凝剂外，少数厂还加有抗泡剂。用于一般机床润滑和普通机床液压系统。换油时间为半年。目前为延长换油时间，正准备在20，30号机油中加入适量的抗氧剂和抗泡剂。按50°C时的运动粘度值（其单位为m²/s）的10⁶倍分为10，20，30，40，50，70和90号等。

(2) 汽轮机油

汽轮机油是用比机械油精制程度深的润滑油分馏后，加 0.3% 的抗氧化剂调合而成。有使用寿命长，更油期约为一年左右。该油有抗氧化安定性好的优点。但产量比较少（只及机油的 $\frac{1}{10}$ ），要酌情选用。按 50°C 的运动粘度值（其单位为 m^2/s ）的 10^6 倍分为 20、30、40、45、55 号。

（3）普通液压油（即精密机床液压油）

一般液压油是采用汽轮机油馏分作基础油，加入抗氧、抗腐、抗磨、抗泡、防锈等添加剂调合而成。用于高精密的机床，或要求较高的中、低压液压系统。换油期可达一年以上。其凝点为 -10°C，只适用于 0°C 以上的工作环境。

（4）液压-导轨油

其基础油与液压油同，除液压油所具有的全部添加剂外，还加有油性剂，以防止低速爬行。有静压导轨的机床必须选用这种油作为导轨部分的工作油。

（5）抗磨液压油

抗磨液压油的基础油与液压油同，仅针对摩擦面金属材料的不同，加入一定量的抗磨剂（如钢对钢加二烷基二硫代磷酸锌；对含有银或青铜材料的零件用只含硫、磷的抗磨剂，称无灰型抗磨液压油），此外还加有抗氧、抗腐、抗泡、抗锈等添加剂，总量在 1.5~3% 左右，抗磨效果比较好。适用于高、中压液压系统，特别适用于高压叶片泵。凝点为 -25°C，故适用于 -15°C 以上的工作环境。

（6）低凝液压油

用低凝点的机械油或汽轮机油，加抗氧、抗腐、抗磨、抗泡、防锈、降凝和增粘等添加剂调合而成。低温下该油有好的起动性能，在正常温度下又具有满意的工作性能，其粘度指数在 130 以上。而且其抗剪切性能好。适用于 -15°C 以下的户外高压系统。

（7）数控液压油

这是用于数控机床的电液脉冲马达的液压油。它是低粘度的变压器油分馏后并加增粘剂、抗磨剂、油性剂、抗氧化剂等调合而成。除一般性能好外，其突出特点是粘度指数可达到 175 以上，且抗剪切安定性好，此外还有较好的润滑性，以保证不发生低速爬行和低速不稳定现象。

（8）清净液压油

清净液压油，是指油中的杂质（固体）颗粒的粒度和数量都予以严格控制的油。此外还要求有较高的抗氧化安定性。

国外液压油的污染度标准多采用 NAS（美国航空标准）分级。其分级有两种方法：一是 100ml 油中允许的微粒个数，共分 14 级；另一种是 100ml 油中允许微粒的重量毫克数，分 9 级。一般，对于有 10 微米以下过滤器的液压伺服系统，其清净度必须在计数法 NAS 9 级以下；重量法 NAS101 级以下。

2. 乳化型液压油

乳化液是一种极小的液滴悬浮分散在另一种液体中的分散体。一般来说液滴大小和乳化液之间有如下关系

液滴大小	10~1 μ	1~0.1 μ	0.1~0.05 μ	0.05 μ 以下
乳化液外观	乳白色乳状液	蓝白色乳状液	灰白色乳状液	透明乳状液

乳化液液滴能否均匀保持的关键在于加入适量的乳化剂。它吸附在水油的分界面上，降