

11-2 蓄能器

蓄能器主要用于储存压力油，被用作液压缓冲器。虽然现已开发了各种不同种类的蓄能器，在这里打算描述普遍使用的蓄能器，如重力加载蓄能器，皮囊式蓄能器和活塞式蓄能器。

重力加载式蓄能器具有的优点是储存的液体可在恒定压力下释放，而缺点是它们的尺寸很大。

皮囊式蓄能器对冲压或泄压的变化比较其它种类有最快的响应速度，目前最为普遍使用。另一方面，在皮囊破裂的情况时，蓄能器变成不可用。

活塞式蓄能器可能是最可靠的一种，因为它们没有组件会造成象使蓄能器在瞬间不可用这样的损害，而响应速度对已设定压力的变化则比皮囊式蓄能器稍有不及。

在以上三种蓄能器中，应为系统做出正确的选择。

至于用作辅助液压源的充气式蓄能器如皮囊式和活塞式，所要求的预充气体体积和的压力应该在绝热变化(压缩和膨胀)下被检验。

不过，确定预充气体体积和压力的简化计算允许采用等温变化而不采用绝热变化如下获得其近似值。

等温变化的公式：

$$\Delta V = V_2 - V_3 = P_1 V_1 \left(\frac{1}{P_2} - \frac{1}{P_3} \right)$$

$$V_1 = \frac{\Delta V}{P_1 \left(\frac{1}{P_2} - \frac{1}{P_3} \right)}$$

P_1	: N_2 气体预充压力	kgf/cm ²
P_2	: 最小工作压力	kgf/cm ²
P_3	: 最大工作压力	kgf/cm ²
V_1	: 蓄能器容积	ℓ
V_2	: P_2 压力下的气体容量	ℓ
V_3	: P_3 压力下的气体容量	ℓ
ΔV	: 当压力在 P_2 和 P_3 间变化期间，冲压或泄压容量	ℓ

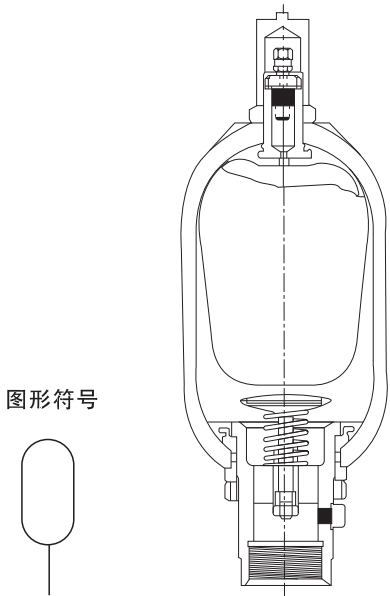
活塞式蓄能器的可取的特点之一是它的预充压力可以接近最小系统压力来估计，通常它可由以下公式确定：

$$P_1 = P_2 \times (0.80 \text{ 到 } 0.95),$$

而在皮囊式蓄能器中，

$$P_1 = P_2 \times (0.60 \text{ 到 } 0.85)$$

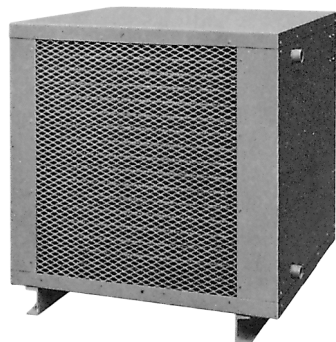
通常从其安全特性来看，氮气应被用作充气气体。



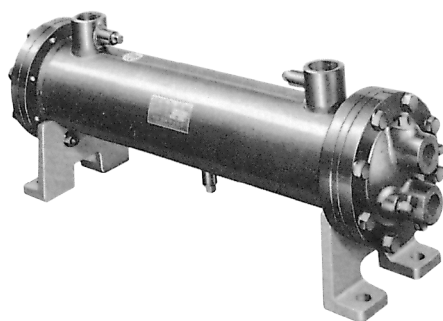
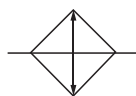
11-3 热交换器

为了使液压系统避免油的过热，这会在元件表面开始分解、产生腐蚀，会烧坏密封、降低粘度，使系统操作反复无常且低劣，应采用热交换器，以此使油温保持在理想的范围内。

热交换器有几种种类，如水冷式和风冷式等。水冷式热交换器是普遍使用的一种。另一方面，如果系统易于受水的严重影响或在不易得到冷却水的条件下操作，可使用风冷式热交换器。



图形符号



12. 液压装置

12-1 动力装置

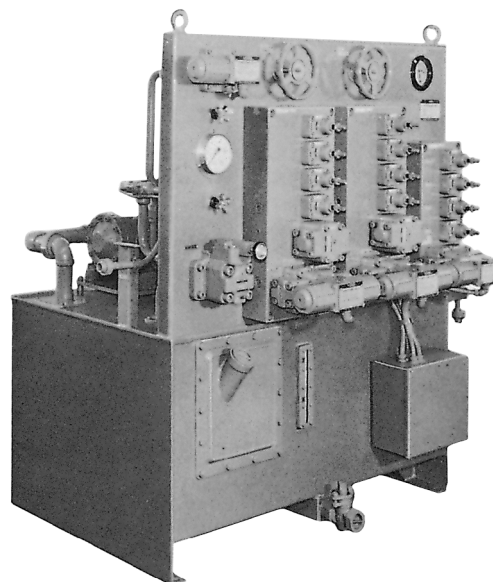
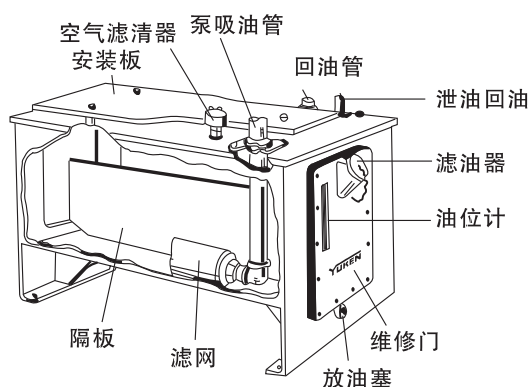
基本的动力装置由油箱和一些组件如电动机、泵和安装在油箱上的溢流阀组成。

(1) 油箱的结构和功能

- 油箱尺寸必须符合油箱中的油面在整个系统操作过程中从底部保持适当高度，并距顶盖留有适当空间。
- 油箱必须提供带有过滤元件以在加油时拦截相对大的污染物颗粒的加油口。需具备空气滤清器以防止当油面由于加油或系统回油而升高时油箱内压力升高，并防止压力为负的情况。
- 油箱应离开它为之工作的机器安装，因为内装油箱对机器产生不理想的影响，比如由于来自油的热量而降低机器的精度。
- 在油箱侧面需具备液位计以帮助检查高低油面之间的适当油面。
- 回油管与泵的吸油管必须限定于最低油面之下。
- 回油管与泵的吸油管必须于隔板的相对两侧开口。

(2) 配管及组装

- 关于用于螺纹连接管道的密封材料，推荐用聚四氟乙烯胶带。
- 管道及其螺纹不应以钝切割工具或锯片来切割。
- 在切割好管道及较好螺纹之后，要清除毛刺。
- 在管道弯曲部分的末端应留有足够的管长以连接螺纹，因为短螺纹不能阻止油泄漏，即便它可以承受由液压或机械所产生的应力。
- 管路应设计成使弯管及 / 或接头如弯头和三通接头尽可能少使用。但有时是故意采用弯管以避免由于管道热膨胀和收缩而造成的有害的管道畸形或者用作为避震器。
- 弯曲管道的曲度半径应大于管道内径 2.5 到 3 倍。



- g. 管道必须彼此连接成使两个中心线在同一直线上并被适当地支撑，以避免由于振动、连接部件的相对运动造成的损伤性的机械应变。未被支撑的元件、管道和组件易于拉伸、弯曲或扭曲管子，并造成危险的油泄漏和元件损坏。

使用压缩式接头装管必须遵循目录给出的指示。

(3) 关于软管管路的通告

- a. 软管不允许以极小的半径被弯曲。
- b. 软管必须被连接成使它们不会因扭曲或拉伸而受力。

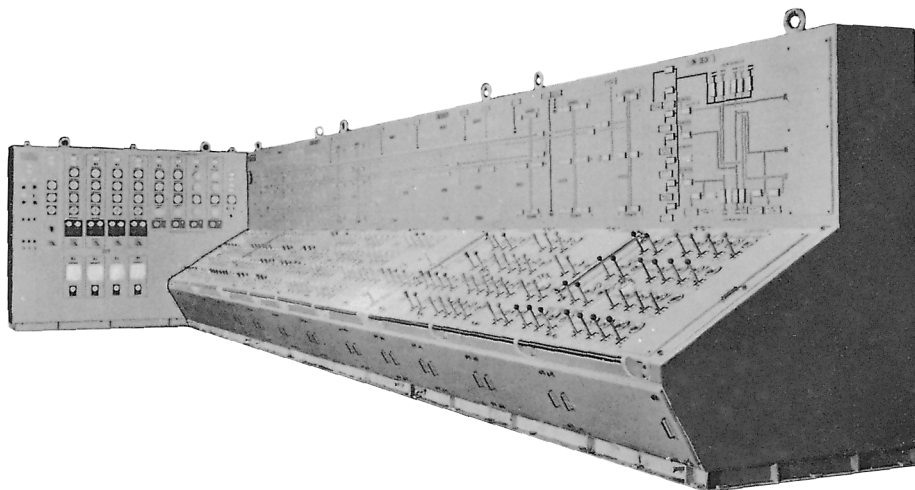
(4) 锥形螺纹接头不允许过度拧入，以避免螺纹裂缝。

螺纹尺寸	以聚四氟乙烯密封胶带上螺纹的合适力矩 (kgf-m)	
	钢	铸铁
1/16	0.8	0.7
1/8	1.2	1.1
1/4	3.0	2.5
3/8	5.5	5.0
1/2	9.0	7.5
3/4	15.0	13.0
1	20.0	17.5
1 1/4	25.0	22.0
1 1/2	32.0	28.5
2	40.0	35.0

12-2 阀架（阀台）

阀架由阀、辅件及与动力装置或一个结构上由钢板和型钢制成的独立支架一起安装在整体式操纵台上的各种测量仪器组成。这样按安装方式分类包括两种方式，如带有动力装置的整体式和独立式。前者为普通类型，但不能承受大尺寸的阀及/或太多的组件和辅件，而后者能够承受。

在两种类型中，阀和辅件都安装在仪表板前面以管子在另一侧连接以集中操作，采用了底板安装式阀以便于配管及维修。



13. 故障诊断及排除

故障部分	原因	补救
泵不输油或泵没有输送足量的油	泵反向旋转。	将电动机的旋转方向改成正确方向，泵应立即关闭。
	当油箱中的油面降低时，泵的吸油管接上大气中。	补充油以使吸油管管道开口于油面下。
	空气渗入泵吸油管。	检查空气渗入的地方，然后上紧接头或更换任何损坏的密封。
	泵速太慢。	检查推荐的泵速。
	油的粘度太高。	换成推荐的油。
	泵吸油管容积太大。	随泵旋转，从泵的出油口排除空气。
系统不加压	溢流阀的预设压力太低。	重新设定溢流阀压力。
	溢流阀是打开的。	检查滑动部件和锥阀座及座阀。
	组件如执行元件或阀有过量内漏。	检查执行元件或阀的渗漏，然后采取适当措施。
	系统油自由流回到油箱。	检查失灵的阀和不正确的阀芯功能。修理或更换阀或阀芯功能组件。
泵发出异常噪音	空气通过管道与泵吸油口的连接部分渗入。	可将油倾注到连接部分上，以在泵旋转时捕捉噪声的方法来探测空气渗漏。对气密性采取适当措施。
	空气通过泵轴与其密封间的间隙渗入泵的吸入口。	可将油倾注到轴的密封上，以在泵旋转时捕捉噪声的方法同样可轻松地发现。更换轴的密封。
	联轴器未校直。	重新准确校直泵和马达。校直到总读数TIR 0.25 mm之内, 而角公差在0.2° 之内。
	过量气泡混入油中。	检查回油管管道是否在任何时候都限定于油箱中的油面之下，及回油管管道和泵吸油管管道的两个开口之间的距离是否合理。
	泵速太高。	降低泵速至说明手册中所定的额定最大速度之下。
	泵速太高油粘度太高或太低。	使用推荐油。
	过量气泡混入油滤网或吸油管滤油器的流量容量太小，造成过大的吸油流阻。	将滤网或吸油管滤油器换成合适的那种。
	滤网、吸油管滤油器或泵的吸油管被杂质阻塞。	清洗或更换组件或清除杂质。
油温异常地升高	油粘度太高。	检查油的粘度或变质，如有必要就换油。
	发生过量内部油漏。	检查密封和元件如泵、阀和执行元件的滑动部件的磨损或松动。

故障部分	原因	补救
油温异常地升高	泵的输出压力太高。	重调溢流阀的设定压力以满足系统负载的要求。
	热交换器没有有效工作。	检查是否过量的油流过旁通管路或是否所指定的冷却水流过管子。
	蓄能器回路失灵。	检查电路、电磁阀及其先导回路及卸荷阀的失灵。此外，检查蓄能器本身的预充气体压力及内部泄漏以及活塞式蓄能器中滑动面上的刮伤痕迹及皮囊式蓄能器中破裂的橡皮囊。
	相对于泵输出，油箱容积太小。	增加热交换器或卸荷回路。
压力油泄漏	管路压力在阀密封的额定压力范围之外。	检查密封是否能满足管路压力的使用。如果不能，更换它。
	密封与油不相容。	检查密封材料是否与油相容。如果不是，更换密封。
	密封有缺陷。	检查密封的缺损、扭曲及破坏的裂缝。有缺陷就更换密封。
	与密封相接表面的光洁度不合适。	检查表面的粗糙度，毛刺和表面上的污染物颗粒。重新修光表面，清除毛刺并清洗表面。
失灵	当油温升高时，执行元件速度降低。	检查泵的容积效率及阀和执行元件的内部泄漏。
	油缸以爬行运动运行。	检查滑动面是否很好对接，空气是否没有混入油中或密封没有被过度挤压。
	当换向阀转换时系统中发生巨大的液压冲击。	不必要高的系统压力或阀芯的高速换向可能是原因。如果是这样，降低系统压力或将中位关闭式阀换成比如中位串联式或采用节流阀。
	不能达到执行元件的设计速度。	检查管子的过量流阻、阻塞于阀口或泵输出的杂质，然后采取必要措施。
	阀失灵。	检查阀的运动部件之间的间隙、内部泄漏、背压、不均匀的安装力及杂质。
	电磁阀的电磁铁失灵。	检查电磁铁的铁芯顶杆的阻塞、低磁力、低电压、杂质或过热。

14. 液压油

14-1 液压油的选择

液压装置是一个液压机器。关于由液压组件的控制下操纵执行元件的液体，水应该更好，因为它易于得到而且费用低。但是，由于水对液压组件材料的抗锈、抗磨损、流动点和粘度指数方面的性能较差，现已极少使用。液压油必需的性能如下：

- a. 适当的粘度及高粘度指数
- b. 低流动点
- c. 在高工作温度下较少质量变化
- d. 更好的润滑性
- e. 极佳的抗氧化性
- f. 稳定的切变性
- g. 防止金属腐蚀
- h. 抗锈
- i. 与橡胶和涂料相容
- j. 低压缩率
- k. 抗发泡及抗气溶性
- l. 抗燃

石油基液被开发为与透平油 (JIS K 2213) 有相同的粘度并按特性合成各种添加剂组合以最大满足上述要求。

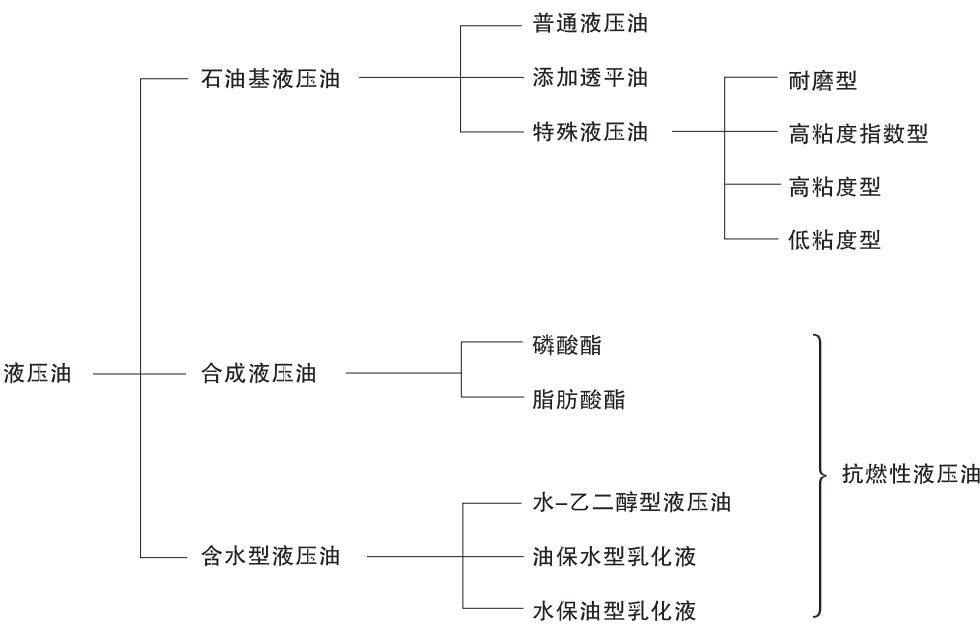
有添加剂的透平油及由生产厂家特别推出为液压液的同粘度石油基液，尤其被普遍使用。

当液压系统在大气环境中工作，泄漏的油或挥发的油容易造成燃烧或点火，高闪点油即所说的“抗燃油”被有效地使用。因为抗燃油与石油基液不但在化学方面也在物理上有相当不同的性能，所以抗燃油的成功使用取决于首先是对设计系统合适液压油的选择有充分的考虑及后述事宜。

除了以上提到的液压油，还有多种液压油。不过，表 1 显示的液压油可能涵盖了日常工业使用的几乎所有的液压油。

对于特殊液压油，向你的分销商咨询信息，因为那些液压油有可能造成过量内部油泄漏、缺乏润滑性、液压组件滑动部件的极度损耗、磨损或破坏密封。

表1 液压油的分类



如今，每间油公司都能提供液压油的普通性能和特殊实验数据。液压油的普通性能包括比重、颜色、闪点、粘度、粘度指数、流动点及总酸值等。至于特殊实验数据，润滑性、抗氧化性、切变性能的稳定性及其它等可被列出。因而，无论是液压系统的设计者或是用户都能使用这些资料来选择正确的液压油。普通性能显示了生产厂家质量控制的标准并随着液压油的使用而质量下降。相应地，可以通过将正在使用的油的性能与新油的性能相比较来判断是否现用的油适于继续使用。表 2 描述石油基液压油的普通性能。

每种液压油有相应的特性如表 3 所示，当选择合适的液压油时必须对此加以考虑。

表2 石油基液压油的普通性能

特性 液压油种类	比重 15/4℃	颜色 组合	闪点 COC °C	粘度		粘度 指数	流动点 °C	总酸值 mgKOH/g
				37.8°C	98.9°C			
添加透平油	0.866	1	214	33.25	5.29	98	-20	0.08
	0.870	2	200	31.5	5.20	95	-5	0.20
普通液压油	0.8667	1 (-)	222	35.34	5.53	102	-27	0.09
	0.870	2 1/2	227	34.00	5.40	107	-30	0.10
耐磨型液压油	0.869	1 (-)	220	33.00	5.27	99.5	-15	0.66
	0.874	2 1/2	202	34.2	5.5	102	-37.5	0.15

表3 标准液压油的特性表

特性 \ 液压油种类	石油基液压油	磷酸酯型	脂肪酸酯型	水-乙二醇型	油保水型乳化液	水保油型乳化液
比重 (15/4 °C)	0.87	1.13	0.93	1.04-1.07	0.93	1.00
粘度 (cSt) 37.8 °C 98.9 °C	34.0 5.4	30.8 7.7	42.4 8.2	42.2 6.9	99.8 15.8	0.7 0.3
粘度指数 (VI)	100	20	160	146	140	-
高温界限 (°C)	70	100	100	50	50	50
低温界限 (°C)	-10	-20	-5	-30	0	0
压缩率在20°C 700 kgf/cm ² (cm ² /kgf)	接近 6 × 10 ⁻⁵	接近 3 × 10 ⁻⁵	-	接近 3 × 10 ⁻⁵	接近 4 × 10 ⁻⁵	接近 5 × 10 ⁻⁵
泵寿命比	1	1-3/4	1	1/3-1/4	1/3-1/4	与水相同
溶解于油的空气(vol %)	8-10	4.6	-	1.5	5.7	2.1
过滤阻力	1.0	1.03	1.0	1.2	0.7-0.8	与水相同
对金属的影响	无	对滑动部件, 铝 会受影响	无	铝、镉、锌受 影响	铜、镉、锌受 影响	无
对密封材料的影响	丁基橡胶、 乙烯丙烯 橡胶不可	丁腈橡胶、 氯丁橡胶、 聚氨酯不可	丁基橡胶不 可	尿烷橡胶、 硅橡胶不可	丁基橡胶、 乙烯丙烯橡胶、 聚氨酯不可	聚氨酯不可
对油箱内表面涂料的影响	无	涂料不可	本酚类不可	涂料不可	涂料不可	本酚类、聚氨 酯类不可
新油的含水 (%)	小于0.01	小于0.02	小于0.1	35-40	40-45	90-95
价格比	1	4-6	3-4	3-4	2-2.5	1/4-1/5

14-2 抗燃液压油

阻止油从液压系统渗出及/或漏出是非常困难的, 而且极为昂贵, 所以总会有可能油从液压设备的裂缝、小孔或破损处喷出。这意味着我们被包围在火的危险之中, 在那里热工作机器如加热炉、热轧、热处理机或电焊弧在靠近液压系统的地方工作。

自从液压装置开始广泛应用于工业领域的许多年来, 火灾的数字、原因、等级还没有报道过, 尽管难以想象的许多火灾包括火光在内在工厂中肯定发生过。原因可能是这种事故对相关的人来说是不光彩的, 所以他们尽可能地掩盖事实。对液压油点火试验而设定的各种标准是火灾的可能危害的积极证据。

以下可被列举为这种火灾的主要原因。

- (1) 油雾喷出并起火。
- (2) 油流入热工作机器。
- (3) 服装如吸收了油的废布或材料或产品表面上的油膜点火。

液压油的点火试验标准是在上述条件的前提下由以下试验制定

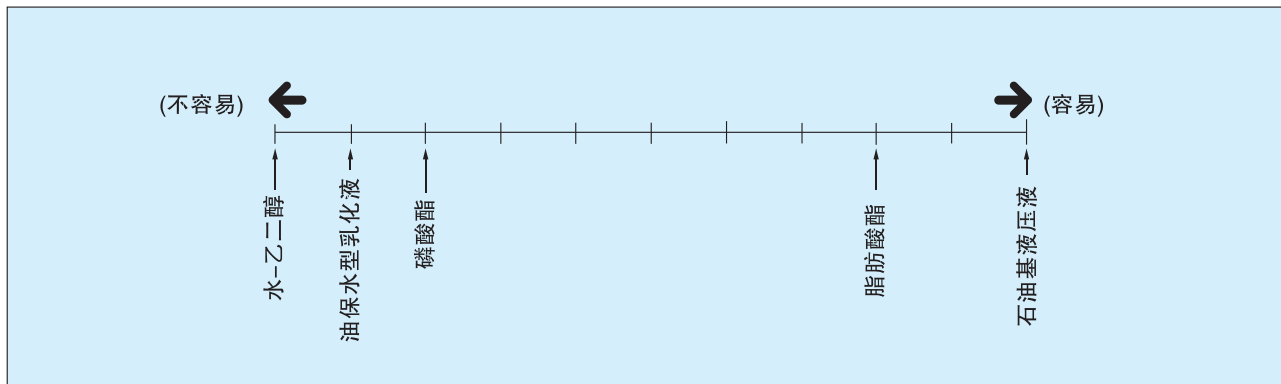
- (1) 闪点的定量方法, 通过提高环境温度或提高易于造成燃烧的条件进行, 如闪点测量法、自动点火温度测量法、洗管器试验。
- (2) 定性试验, 通过将试验油暴露在先前设定的燃烧条件下, 来检查发生及燃烧状态, 包括高压喷射试验和热歧管点火实验。

另一方面, 社会需要成功开发了抗燃液压油。标准抗燃液压油如表 1 所示。虽然为了对石油基液压油和抗燃液压油之间及每种抗燃液压油之间的易燃性比较, 大量不同标准已被提供, 但是尚不清楚哪种标准应会被有效采用以决定一种液压油的易燃性。

表4 液压液的易燃性

项目 实验方法 液压油种类	闪点 (°C)	自动点火温度 (°C)	高压喷射 试验	热歧管点火 试验	溶态金属点火 试验	洗管器试验 (次数)
	JIS K 2274	ASTM D 286	Fed 6052 MIL F 7100	Fed 6053 MIL F 7100	ASTM D 286	MIL F 7100
石油基液压油	150-270	230-350	爆炸点火	突然点火	立即点火	3
磷酸酯型	230-280	640<	不点火	不点火	不点火	80
脂肪酸酯型	260	480	点火	突然点火	-	27
水-乙二醇型	不点火	420-435	不点火	不点火（随蒸发的水从歧管滴出）	水蒸发后点火	66
油保水型乳化液	不点火	430	不点火			50

图1 液压油的易燃性



抗燃液压油实际使用时的通告

● 磷酸酯型

- 对该液压油使用特殊泵。
- 泵速不能高于1200 rpm。
- 使用具有三倍或以上于泵输出的流量容量的(吸油)滤网。
- 油箱中的液面应比泵的吸油口水平面低80cm，以避免泵吸油管流阻的提高。
- 最好避免在泵的吸油管使用小半径弯管或接头，如90°三通接头或弯头等，原因同d条一样。泵的吸油管最好与泵出油口保持同一直径。
- 任何涂料不得涂刷在油箱的内表面。
- 不得安装由丙烯酸系塑料制成的观察玻璃，不得与液体接触，因为这种液体腐蚀材料。必须使用非直接式的油位计。
- 必须用外包抗磷酸酯材料的铅线来布线。
- 必须提起最大关注以避免使水混入液压油中，因为水会水解磷酸酯。
- 系统组件的移动部件不得由铝制成。

● 脂肪酸酯型

- 酚醛树脂涂料不得涂于油箱。
- 丁基橡胶是不相容的。
- 必须提起最大关注以避免使水混入液压油中，因为水会水解脂肪酸酯。

● 水-乙二醇型液压油

- 对含水型液压油使用特殊泵。
- 泵速不能高于 1200 rpm。
- 工作油温不得超过 50℃。
- 使用具有 4 倍或以上于泵输出的流量容量的 (吸油) 滤网。
- 泵吸油管流阻应小于 120mmHg。
- 任何涂料不得涂于油箱的内表面。
- 铝、镉和锌不得在液压系统中使用。
- 聚氨酯是不相容的。

● 油保水型乳化液

- 对含水型液压油使用特殊泵。
- 泵速不能高于 1200 rpm。
- 工作油温不得超过 50℃。
- 使用具有 3 到 4 倍或以上于泵输出的流量容量 (流通能力) 的 (吸油) 滤网。
- 任何涂料不得涂于油箱的内表面。
- 通过排放旋塞清除沉积在油箱底部的水，至少每周一次。
- 泵吸油管流阻应小于 120mmHg。
- 铝、镉和锌不得用于液压系统。
- 聚氨酯是不相容的。

● 水保油型乳化液

- 使用水泵。
- 对于方向控制阀，应使用软密封式或座阀式阀。
- 溢流阀的先导部件应在工厂储存有备用部件以便更换。
- 聚氨酯是不相容的。

14-3 液压油的粘度

粘度是液体给予其部分液体对相关运动的的阻力。

包括液压油在内的工业润滑油的粘度以运动粘度 $\gamma [\frac{m^2}{s}]$ 表示，由绝对粘度除以密度得出。

目前的趋势倾向于以公制单位厘沱 (1/100 沱) 来表示粘度。关于粘度的测量方法，日本工业标准 (JIS K 2283) 提供通过一个小管来测定，而使用比厘沱用管更大管的塞波特 (Saybolt) 通用粘度计、雷德伍德 (Redwood) 粘度计在工业上被分别使用于美国、英国和德国。

粘度对于每个液压控制机构是液体的重要性质。粘度不当的液体会造成输油不足、在液压组件中过量油泄漏、润滑不充分、控制阀失灵及油温异常升高，这会导致液压组件使用寿命缩短及系统的意外事故。

液压油的理想粘度有上限和下限。比如，如果液体的粘度在额定范围之外，泵输出会显著降低。低粘度油会增加内部油泄漏，而高粘度油会造成气穴，两者都会降低泵效率。每种液压泵有其自己的液油粘度的合适范围如表 5 所示。

表5 液油粘度的合适范围

泵类型 粘度	叶片泵	齿轮泵	柱塞泵		螺杆泵
			轴向型	径向型	
最小粘度 (cSt)	20	16-25	12	16	7-25
最佳粘度 (cSt)	25	25-70	20	30	75
最大粘度 (cSt)	400-800	850	200	500	500-4000
吸入能力 (Torr)	250	400	25	100	50

运动粘度的范围由 ISO 和 JIS 标准如下规定：

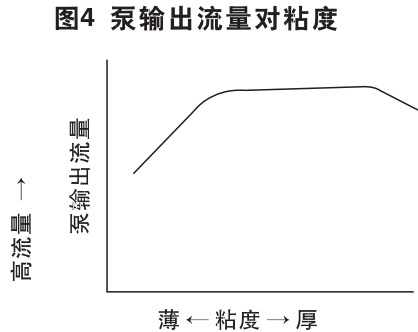
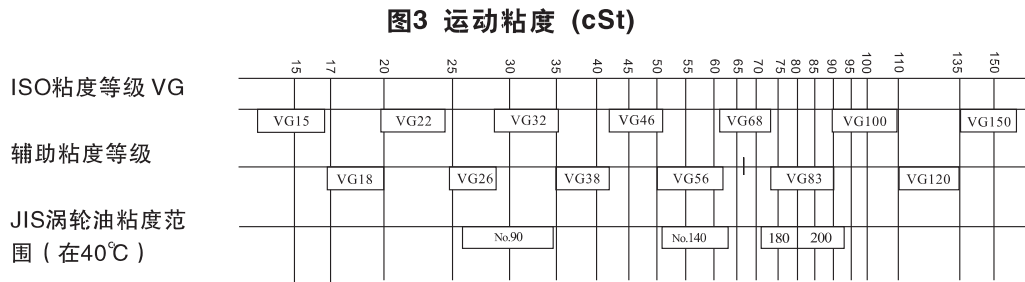


表6 液压油普通性能的界限

特性	变化值
比重 (15/4℃)	0.05
颜色	2
闪点 (°C)COC	60
总酸值 (mgKOH/g)	0.2
粘度 (cSt)	10~15

14-4 液压油可用界限

液压油在变成以下情况时，必须更换。

- 液压油过度变质。
- 液压油被不可清除的有害污染物颗粒污染。
- 发生过度乳化作用。

关于a条，变质程度可通过使用表6 给出的液压油普通性能来检验。实际上，b条和c条的情况是使换油成为必要的最可能原因。

液压油中的污染物颗粒会加速泵移动部件的磨损并经常导致阀的失灵。在使用间隙很小的精密组件如电液伺服阀或电液脉冲马达的液压系统中，液压油中含有的污染物颗粒必须在预设的时间间隔检查，因为那些组件会受到像几微米到几十微米这样小的污染物颗粒的严重影响。周期性的液压油检查是在显微镜下测量尺寸、计数或通过称量污染物颗粒的总重量来进行。

有某些标准提供新油的污染度：在美国用于航空应用的新油的极限清洁度由表7 给出；表 8 显示的美国国家科学院 (NAS) 标准提供的6-8级是针对普通新液压油。

液压油的清洁度通过比较污染物颗粒的尺寸和数量被划分成与表 8 所示一样的类别，这些污染物颗粒是 100 ml 试验油所含有的并对表中的那些项使用图 6 和图 7 所示的装置在微孔过滤膜上捕捉到的。

如果捕捉到的污染物颗粒太多，以至于难以估计尺寸及计数，可采用总污染物颗粒的重量达到同一目的，如表 9 所示。

油中混入的污染物及携带水分的极限允许量随系统变化如表 10、表11 所示分类，表12 针对相应的情况给出了对合适的充油管路滤油器的选择建议。

通常，新液压油含水范围从 50 ppm 到 80 ppm (从0.005%到0.008%)，但是含量将随通过马达的轴部分或油缸的杆部分带入的水分及从大气中中冷凝而来然后与液压油混合的水分而升高。因为液压油中的水分会加速液体的变质，造成液压元件的金属表面生锈及润滑不良，对水含量的常规检查是很重要的。水含量可通过 K 氏 (Karl Fischer) 方法以读数增量10 ppm来测定。

表7 用于航空应用的新油的极限清洁度

	尺寸 (μ)	允许数量 (Nos.)
污染物尺寸及数量	5 – 15	2500
	16–25	1000
	26–50	250
	51–100	25
	100 <	5
污染物重量	在100 ml 新油中小于0.5 mg	



图6 微孔滤油器组件



图7 液体的过滤

表8 美国国家科学院 (NAS) NAS 1638 标准 (液压油的颗粒数量)

尺寸 (μ)	级													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5-15	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	16,000	32,000	64,000	128,000	256,000	512,000	1,024,000
15-25	22	44	89	178	356	712	1,425	2,850	5,700	11,400	22,800	45,600	91,000	182,400
25-50	4	8	16	32	63	126	253	506	1,012	2,025	4,050	8,100	16,200	32,400
50-100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	180	720	1,440	2,880	5,760
100以上	0	0	1	1	2	4	8	16	32	32	128	256	512	1,024

表9 重量法

NAS	级	100	101	102	103	104	105	106	107	108
	mg/100mℓ	0.02	0.05	0.10	0.3	0.5	0.7	1.0	2.0	4.0
MIL	级	A	B	C	D	E	F	G	H	I
	mg/100mℓ	小于1.0	1.0-2.0	2.0-3.0	3.0-4.0	4.0-5.0	5.0-7.0	7.0-10.0	10.0-15.0	15.0-25.0

表10 污染界限

应用系统	计数法 (NAS级)	重量法 (NAS级)
普通液压系统	—	G
伺服阀或使用滤油器小于10 μ 的系统	9	105
以电磁阀或调速阀控制微流流量的系统及使用具有滑动部件径向间隙小于15 μ 的元件的系统	11	107
包括电磁阀和其他精密控制阀的系统，其中安全系统（即在加压条件下在很长一段时间内关闭液压系统的系统）被部分或全部使用	12	108
液压元件与系统的试验台	12	108

表11 水含量的界限

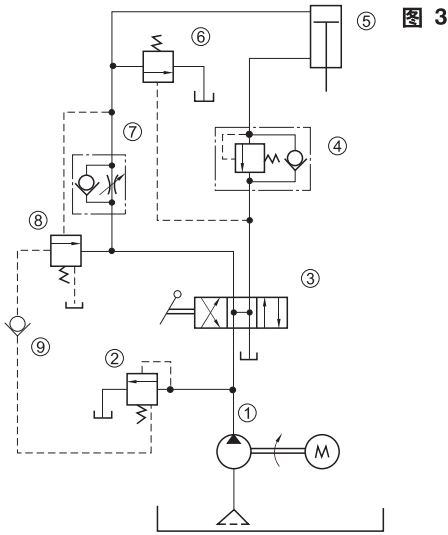
应用条件	界限
液压油含水而变成乳状	马上更换
工作油在其中循环并返回油箱及在很长一段时间内不会关闭的系统	1000 ppm
回路中的工作油在很长管线内不完全循环的系统	500 ppm
在很长一段时间内关闭的系统（安全系统）或回路中的工作油几乎不流动的系统及精密控制系统	300 ppm
对于无添加剂的液体允许值是以上对应值的1/2 1 ppm = 1/1000000	

表12 系统及纸滤芯微米规格

应用系统	纸滤芯规格
普通液压系统	30 μ
伺服阀或使用滤油器小于10 μ 的系统	5 μ
以电磁阀或调速阀控制微流流量的系统及使用具有滑动部件径向间隙小于15 μ 的元件的系统	10 μ
液压元件与系统的试验台	10 μ

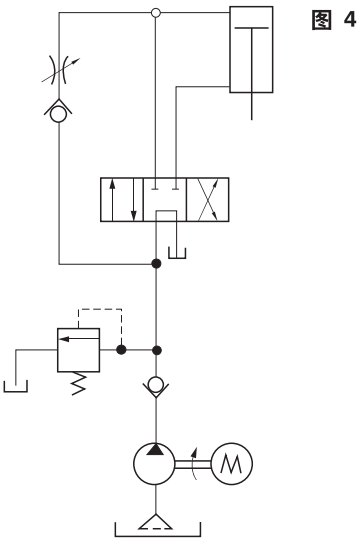
泄压回路 -2 (图 3)

该回路同样在油缸完成其加载工作后，为之提供内缩的平稳启动。当手动换向阀③被换向以使油缸内缩时，油缸盖端管道中的压力油通过节流阀⑦逐渐流到油箱以降低管道压力。同时已降低的压力关闭压力控制阀⑧，增加溢流阀②的压力使缸在卸荷阀⑥的先导压力达到预设压力之后使油缸内缩。



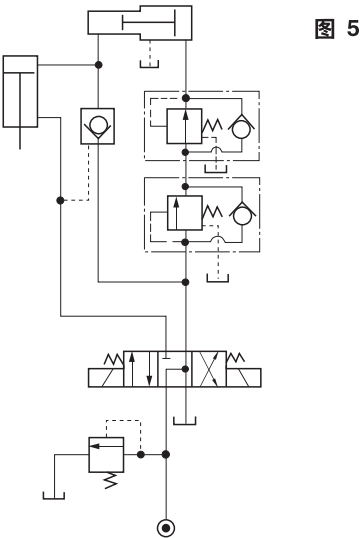
泄压回路 -3 (图 4)

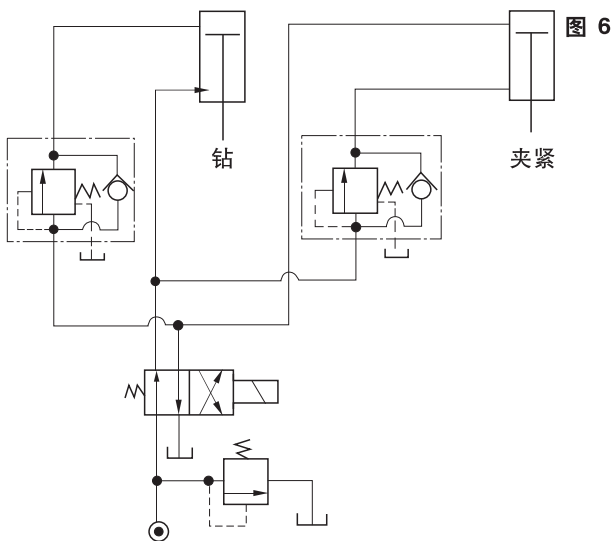
这是最简单的泄压回路之一，只使用一个节流阀和一个单向阀连接于管道中。



增压回路 (图 5)

这种回路不使用与压力成比例的高压泵而为缸提供成倍的压力。增压油在体积上是有限的，因而增压器应只能用于这种条件：高压油必须在不长的时间内保留于靠近工作油缸的短管道中，例如冲床的最后加压工序。另一方面，应适当地检验液控单向阀，由于对抗有被油缸的内缩阻力所产生的压力而打开的可能，没有重新设定旁通到油箱的增压器所需的流量。





顺序回路（图6）

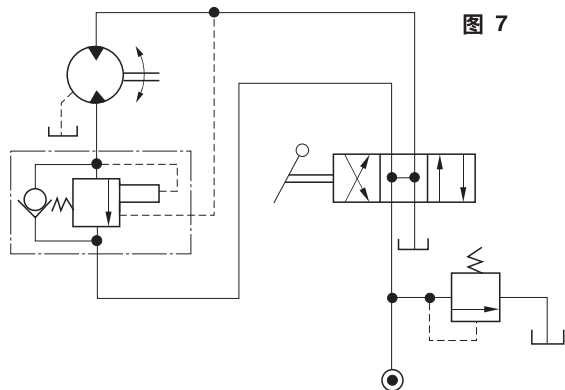
这是一个液压操作的顺序控制系统。因为这种回路仅由顺序阀执行顺序控制，每个使用的顺序阀的总压力增量必然加到工作实际需要的压力上，导致油温升高，并白白浪费能量。因而在这种顺序回路中，顺序控制阀的数目在系统的一个循环控制期，必须限制在2个或3个之内。

当复数位的执行元件在该回路中工作时，每个执行元件在液压上彼此相连，这样一个执行元件随工作压力变化或摩擦力变化而发生的压力变化会影响到其他执行元件，对这一点要密切关注。

带有辅助先导管道的平衡回路（图7）

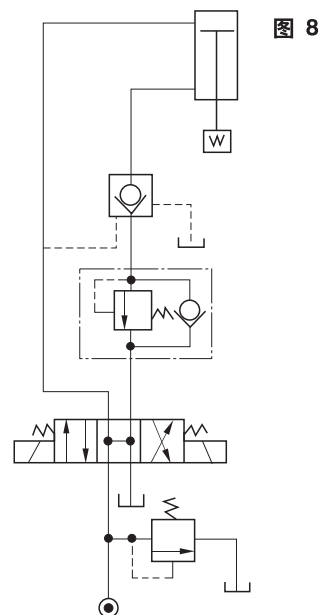
如图7所示，平衡阀有先导管道，一个原始的内部先导及一个辅助先导，以制动马达向某一方向的旋转。

当液压马达通过转换手动换向阀开始旋转时，连接于液压马达下游的平衡阀由辅助外部先导压力打开，以将马达输出流引导至油箱，且不妨碍马达的旋转。将换向阀保持在中位以使马达停止旋转，平衡阀只由内部先导操纵，象制动阀一样对马达工作。



锁紧回路（图8）

一个液控单向阀以及一个平衡阀连接于缸的管道中可使油缸避免下落。在图8中，前者通过位于中位的电磁阀来防止油泄漏，即便该电磁阀可能是中位关闭式或其它油缸口封闭中位式；而后者在油缸的外伸行程期间平衡一个重量，如冲床的压板，这样两者都使油缸避免下落。有平衡阀跟随于后的液控单向阀的泄油口如图8所示必须外部连接，因为那个单向阀承受平衡阀施加的一些背压。



差动回路-1（图 9）

该回路通过将油缸盖端流出的油加回到杆端而提供一个简单方法来加速油缸的前进行程。这样，前进速度是“泵输出 / 油缸杆的截面积”。因为油缸盖端与油缸杆端的压力相等，当缸的运动完成、负载被接触时，可得到的工作力取决于面积差。

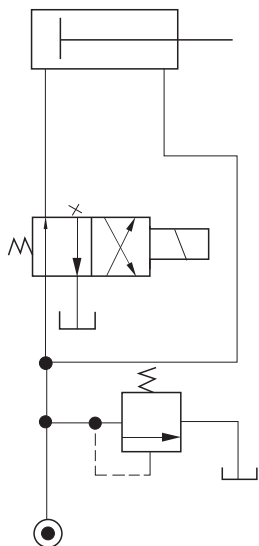


图 9

差动回路-3（图 11）

这是最简单的差动回路。当方向控制阀位于中位，快速接近行程可以以差动回路得到。在与负载接触时，已换位的换向阀在 A 位置能够在工件上施加完全有效的力。在完成工作程序后，油缸通过换向阀转换至位置 B 而内缩。

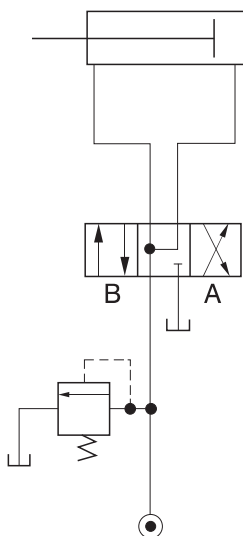


图 11

差动回路-2（图 10）

该回路可以克服前一个回路 (图 9) 中有有效工作力被减少的缺点。

这种差动回路以与上述回路相同的方式提供快速接近，只要由油缸的较大摩擦力造成的并可能打开顺序阀的压力在接近行程中没有产生。当负载被接触时，压力在杆端管道形成以打开顺序阀，并使油通过电磁四通阀从油缸盖端流到油箱。这样在工件上就可以得到完全有效的力。

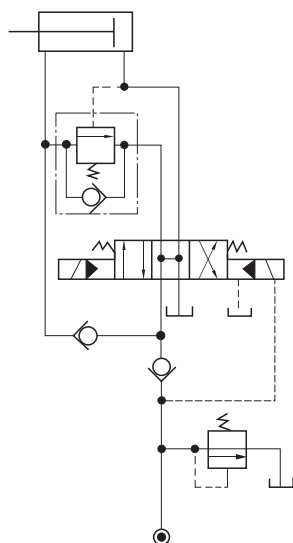


图 10

预充液回路（图 12）

在需要大油缸以获得必要的力的压力机上，压板下降速度可通过使用较小的辅助油缸叫作回程缸来提高。操作电磁阀将泵输出引导至两个回程油缸中而主油缸通过从油箱吸入油来预充液。这样可以大大减小要求的泵尺寸。当回程油缸到底时，顺序阀打开，压力施加于主油缸。当电磁阀被转换以提升压板时，先导控制压力打开充液阀，从主油缸流出的液体被导回到油箱。

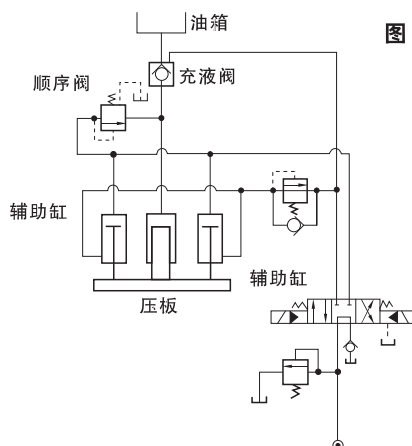


图 12

通过齿条和小齿轮机构传动的同步回路（图 13）

通过在每个活塞杆上安装齿条将两个油缸机械地连接起来，该齿条与对应的固定在单轴上的小齿轮恰当地咬合，这样可完成两个油缸的同步运动。双油缸可由与单油缸操作系统一样的液压系统操纵，另一方面，机械上会是非常复杂，包括缆绳和滑轮装置。

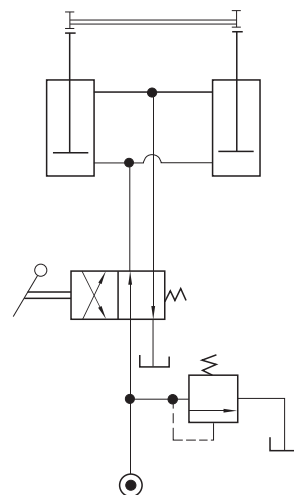


图 13

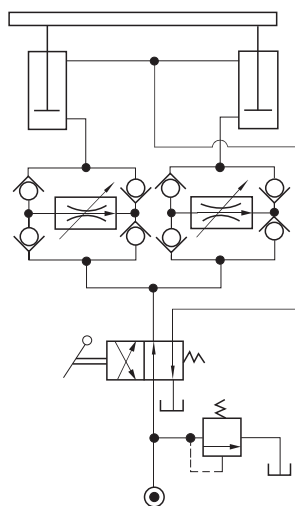


图 14

通过流量控制阀的同步回路（图 14）

双油缸的同步前进和内缩运动可通过流量控制阀的组合实现。同步精度主要取决于流量控制阀的内置减压阀的精度，通常被认为低于 3% 到 5%。

制动回路（图 15）

当泵的输出从一个运转的液压马达被截断时，马达由于其惯性和相连负载的惯性总要继续旋转一会儿，起到与泵一样的作用，导致马达出油管压力升高且在马达吸油管中产生负压，这会造成管道中吸入空气。为避免这些有害现象，开发了若干制动回路。图 15是这些回路中的一种，在回路中，单向阀的网络和溢流阀在每个管路中提供制动及再充油。

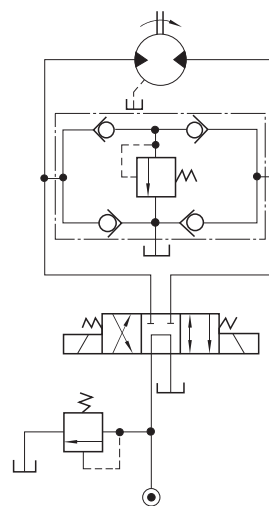


图 15

液压马达闭环回路（图 16）

图16是液压马达闭环回路的一个范例，其中使用了双向旋转的变量泵。

这里 ① = 双向旋转的变量泵

② = 补充泵

③ = 液压马达

④ 和 ⑤ = 提供最大压力以限定最大马达扭矩的溢流阀

⑥ = 快排阀

⑦ = 快排阀的低压溢流阀

快排阀用于从两者中任一管道快排出超出的油，并快排入由补充泵以两者之中任一方供给的补油，以补充油的泄漏。充液泵输出应对变量泵①和液压马达③的两者的容积效率都作应有的考虑以决定。

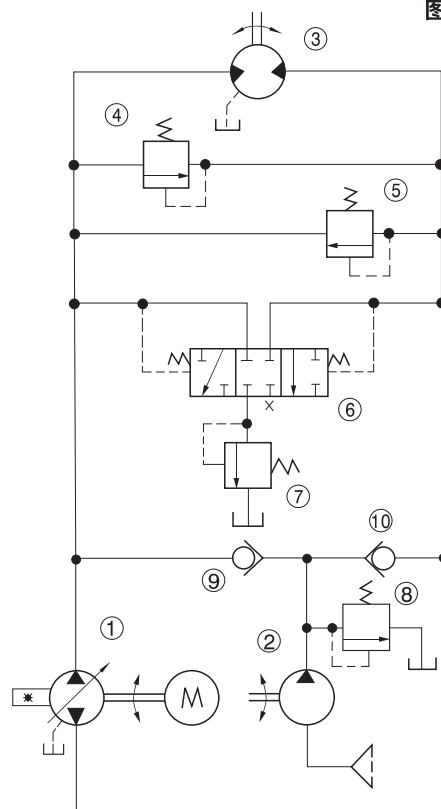


图 16

缓冲回路（图 17）

这种回路的功能是对负载及周围设备予以最小冲击地启动负载及停止运动的负载，在液压系统中，那就是最小的冲击压力，通过使用平行连接的两个换向阀（一个大尺寸阀和一个小尺寸阀）而实现。

在开始时，负载通过转换小尺寸阀以最小冲击开始低速移动，然后通过在其位转换大尺寸阀来提高速度，降低负载的速度，然后通过对小尺寸阀在其零位断电来使负载停止。

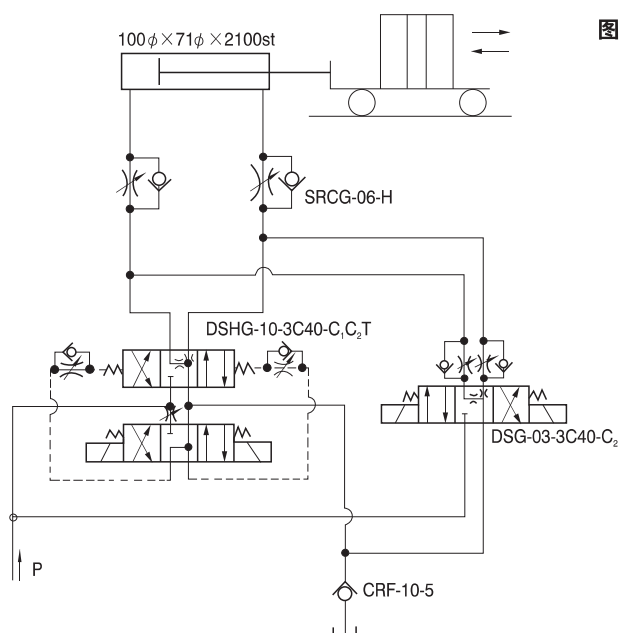


图 17

15. 系统设计公式

(1) 粘度

绝对粘度 $\mu = \tau / \frac{du}{dy}$ 单位：泊 (P)

$$1 \text{ 泊 (P)} = \frac{1 \text{ 达因} \cdot \text{秒}}{\text{平方厘米}}$$

$$1 \text{ 厘泊 (CP)} = \frac{1}{100} \text{ 泊 (P)}$$

dy : 平行于流动方向的平面距离

du : 流动的速度差

τ : 流层上的剪切压力

运动粘度 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ 单位：沱 (St)

$$1 \text{ 沱 (St)} = \frac{1 \text{ 平方厘米}}{\text{秒}}$$

$$1 \text{ 厘沱 (cSt)} = \frac{1}{100} \text{ 沱 (St)}$$

ρ : 密度 $\frac{\text{达因} \cdot \text{秒平方}}{\text{厘米四次方}}$

实际单位 塞波特通用秒 (SSU 或 SUS) : 60c.c. 的液体在自身重力引导下流过一个固定尺寸的毛细管所用的时间，秒。

粘度换算 厘沱与塞波特通用秒之间的换算由以下经验关系给出：

$$\nu = 0.226 t - \frac{195}{t} \text{ cSt} \quad \text{当 } t < 100$$

$$\nu = 0.220 t - \frac{135}{t} \text{ cSt} \quad \text{当 } t > 100$$

t : SSU (SUS)

对于普通应用，液压油粘度通常在 20 cSt 到 200 cSt (100 SSU到2000 SSU) 的范围内。见附表4。

(2) 温度对粘度的影响

温度与常见液压油粘度的关系由以下等式给出，附于本文附录中的关系图也是在该等式的基础上划分。

$$\log \log (\nu + 0.8) = n \log T + C$$

这里 ν : 运动粘度 cSt

T : 绝对温度

n 和 C 由油种类决定的常量

见附表5

粘度指数(VI) VI被用来显示液体的温度-粘度特性。

定义在温度变化下最稳定的油-宾西法尼亚液压油的 VI 为100，而对温度变化最敏感的油-葛夫科斯特油 (海湾开采的环丙基石油) 的 VI 定义为0 (零)，试验油的 VI 可由以下等式得出：

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

这里 L : VI 0 的油在 100°F (37.8°C) 的运动粘度

H : VI 100 的油在100°F (37.8°C)的运动粘度

U : 试验油在 100°F (37.8°C)的运动粘度

上述三种油在 210°F (98.9°C)时的粘度会相同。

(3) 压力对粘度的影响

油的粘度随施加的压力而变化。粘度与压力的关系如下：

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$$

这里， μ ：在压力 P 下的粘度

μ_0 ：在大气压下的粘度

α ：由油种类决定的常量

对于普通应用压力对粘度的影响可被忽略。

(4) 液体的体积模量

当暴露在均匀的外部施加力之下时，液体在体积上减少。减少的体积与施加的压力成正比。以下等式以系数“ K ”给出体积与压力的关系。这个比例系数“ K ”被称为体积弹性模量，表示液体的不可压缩性。 K 的倒数 $1/K$ ，被称为体积模量。

$$P - P_0 = K \frac{V_0 - V}{V_0}$$

这里， P_0 ：体积 V_0 时的压力 kgf/cm^2

P ：体积 V 时的压力 kgf/cm^2

V_0 ：在压力 P_0 下的体积 cm^3

V ：在压力 P 下的体积 cm^3

K ：体积模量 $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

对普通液体，体积模量的值不大于 $1.4 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ 到 $2.0 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ ，随温度、压力及混入的气泡变化。气泡尤其对体积模量有极大影响。

另一方面，当流体压力内部施加于管子时，管子的表观体积性模量“ K_e ”由以下等式给出：

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K} + \frac{d}{E \cdot b}$$

这里， d ：管子内径 cm

E ：管子材料的杨氏模量 $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

b ：管子厚度 cm

(5) 体积膨胀

油的体积随油温变化而变化。

$$V = V_0 [1 + \theta (T - T_0)]$$

这里， V_0 ：在 $T_0^\circ\text{C}$ 时油的体积 cm^3

V ：在 $T^\circ\text{C}$ 时油的体积 cm^3

θ ：膨胀系数

$$\theta = 8.5 \times 10^{-4}/^\circ\text{C} \text{ 到 } 9.0 \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$$

(6) 雷诺数

层流或紊流对流阻有很大影响。对于流过管子的液流，雷诺数可以显示流动是层流还是紊流，并可由以下等式得出：

$$R = \frac{Vd}{\nu}$$

这里， R ：雷诺数

V ：管道中的平均流动速度 cm/sec

d ：管道内径 cm

ν ：运动粘度 $\frac{\text{cm}^2}{\text{sec}}$

$R < 2320$ 表示层流。

$R > 2320$ 表示紊流。

$R = 2320$ 表示中间状态。

(7) 管子的耐压性

以下等式给出当液体流过具有精密抛光的内表面的管子时的压力损失。

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2$$

ΔP : 管道的耐压性 kgf/cm²

λ : 随雷诺数变化的阻力系数。取决于层流还是紊流, 以下两个系数应被对应地采用。

$$\text{对于层流} \quad \lambda = \frac{64}{R}$$

$$\text{对于紊流} \quad \lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{R}}$$

L : 管长 cm

d : 管内径 cm

γ : 比重 kgf/cm³ (对于石油基液压油为 0.87×10^{-3} kgf/cm³)

g : 重力的加速度 $980 \frac{\text{cm}}{\text{sec}^2}$

v : 管子中流动速度

$$v = \frac{Q \times 1000}{60 \times \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{16.7 \times Q}{\frac{\pi}{4} d^2} \frac{\text{cm}}{\text{sec}} \quad \text{这里, } Q : \text{流量 } \ell/\text{min}$$

附于本文末尾的图 1、图 2、图 3 给出 1m 长的额定尺寸的管道和管子两端的流阻。

(8) 液压系统中产生热量的计算

在液压系统中, 液体温度主要与其中产生的热量与散失到空气中的热量之差相关。

① 液压系统中生成的热量

以下列出的是热量产生的主要来源:

a. 液压泵

液压泵消耗大部分从其轴输入的功率来执行有效工作 (泵输出压力 $\times$ 泵输出流量), 而其余部分转化成热量没有做任何工作。

如果这些转化的热量被定义为 H_1 ,

$$H_1 = Li \times \frac{100 - \eta}{100} \times 860 \quad \text{Kcal/hr}$$

这里, Li : 泵输入功率 kW

η : 泵总效率 %

b. 阻尼

当压力油以一定压力流过节流元件时, 压力降低并转化为热量 (H_2)。当压力油通过溢流阀释放到油箱时, 尤其会产生相当大的热量。

$$H_2 = \frac{10 \times 60 \times P \times Q}{427} \quad \text{Kcal/hr}$$

这里, P : 越过阻尼的压差, kgf/cm²。在溢流阀的情况下, 设定压力即为压差。

Q : 流过阻尼的流量, ℓ/min

② 散失的热量

液体中的热量从油箱表面、管子和元件通过传导、转化及辐射散失到空气中。

从油箱表面散失的热量 (H_3) 可由以下等式估算：

$$H_3 = K \times A \times (t_1 - t_2) \quad \text{Kcal/hr}$$

这里，K：热量散失系数 7-9 $\text{Kcal/hr} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$

A：油箱有效表面面积 m^2

t_1 ：油温 $^\circ\text{C}$

t_2 ：房间温度 $^\circ\text{C}$

油箱的总有效表面面积应限制在暴露在自由流动空气中的相邻壁面之和。在通风良好的环境中，可估算热传导系数“K”的值约为 $15 \text{ Kcal/hr} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$ 。

③ 油温

油温随其升高加速热传导并在热量关系式 $H_1 + H_2 = H_3$ 时达到平衡状态。

当平衡温度定义为 t_1 ，

$$t_1 = \frac{H_1 + H_2}{KA} + t_2$$

当温度升高，并在热量关系式 $H_1 + H_2 > H_3$ 期间内，油温 t 在时间 T 可由以下等式得出：

$$t = \frac{H_1 + H_2}{KA} \left(1 - e^{-\frac{KA}{C}T} \right) + t_2$$

这里，C：油箱的热容

$$C = V \times \gamma \times S$$

这里，V：油箱容积 cm^3

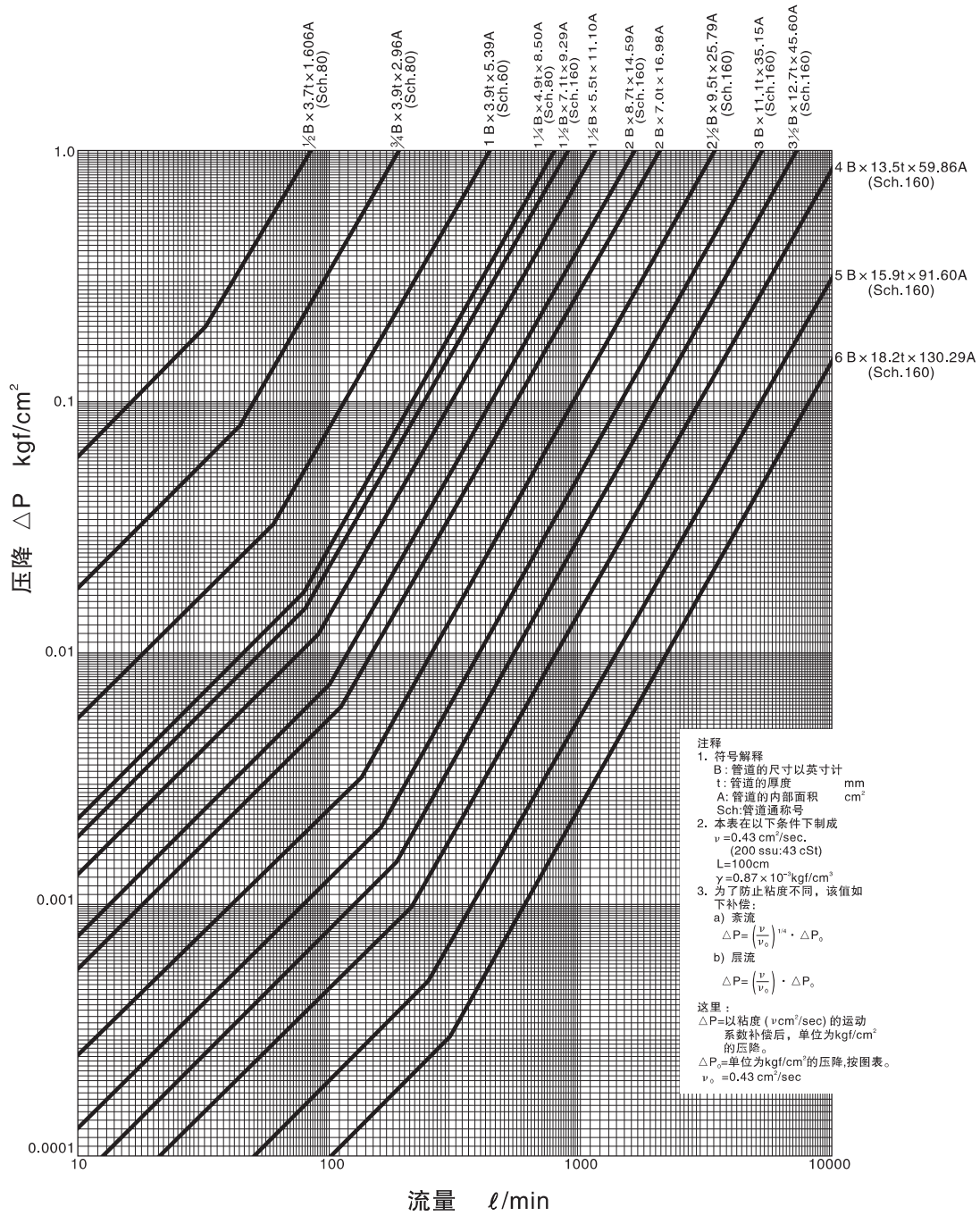
γ ：油的比重 $0.86 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3}$

S：油的比热 $0.45 \text{ Kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

T：时间 hr

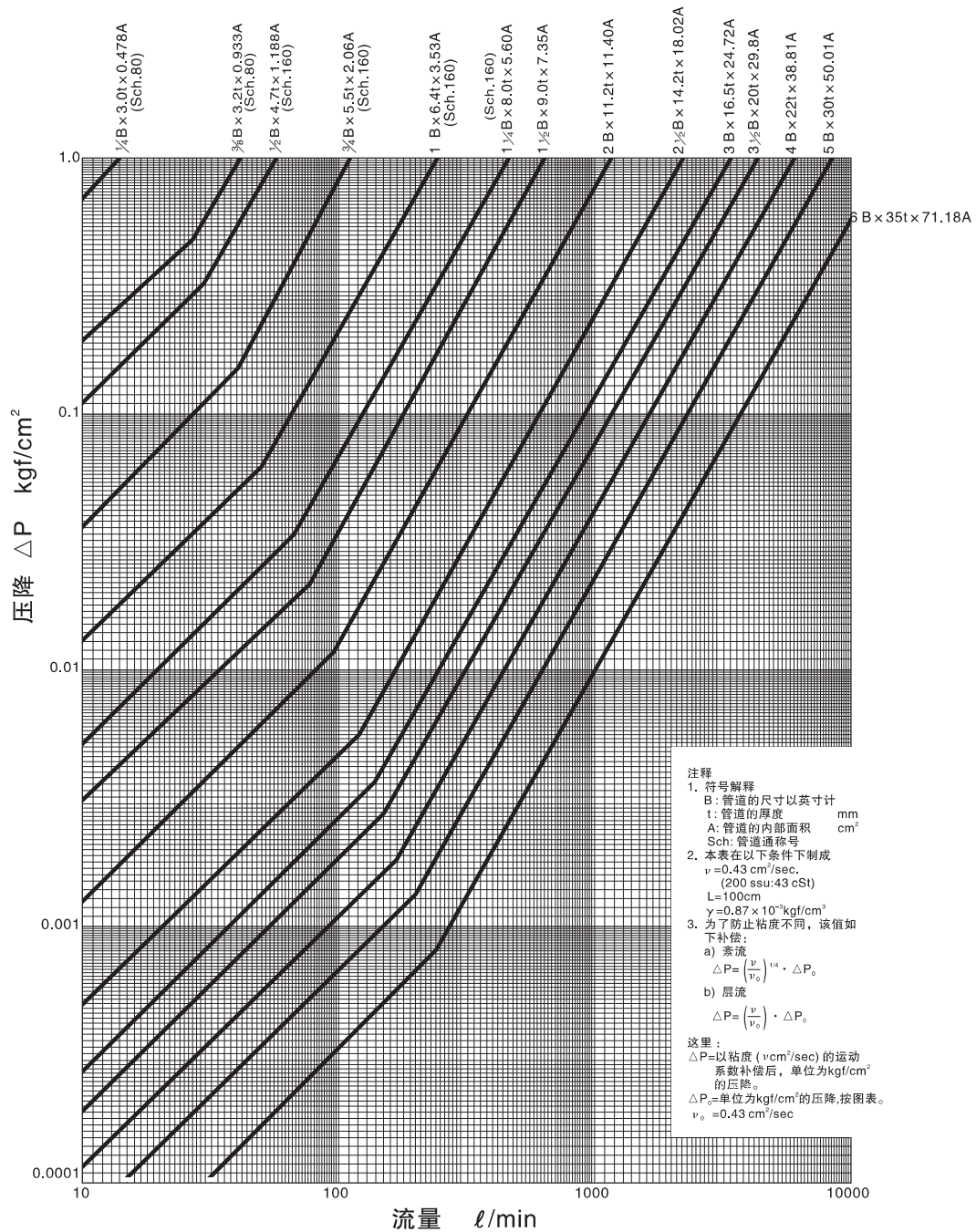
附录-图表1

管道中的压降特性 额定于 210 kgf / cm² 的管道

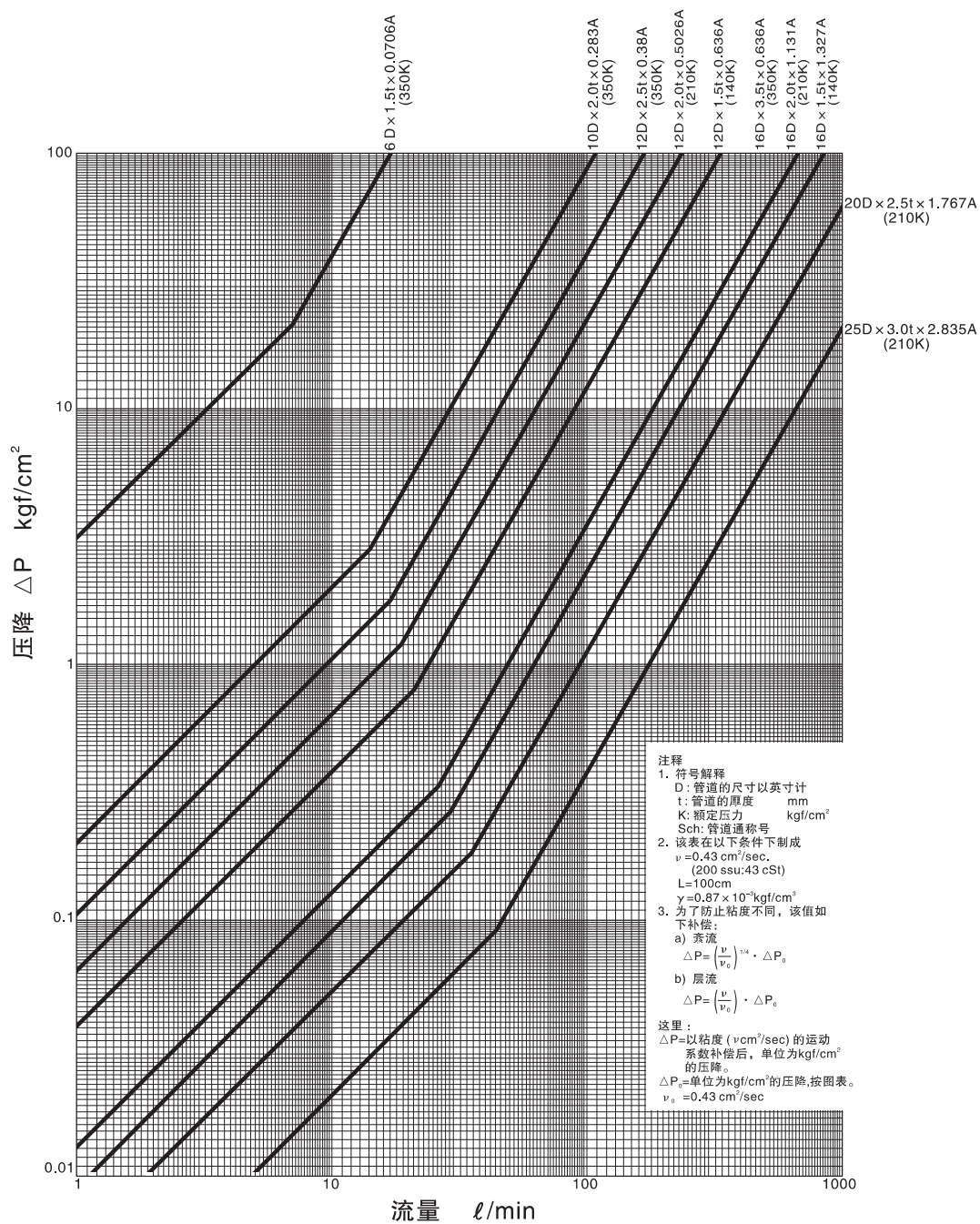


附录-图表2

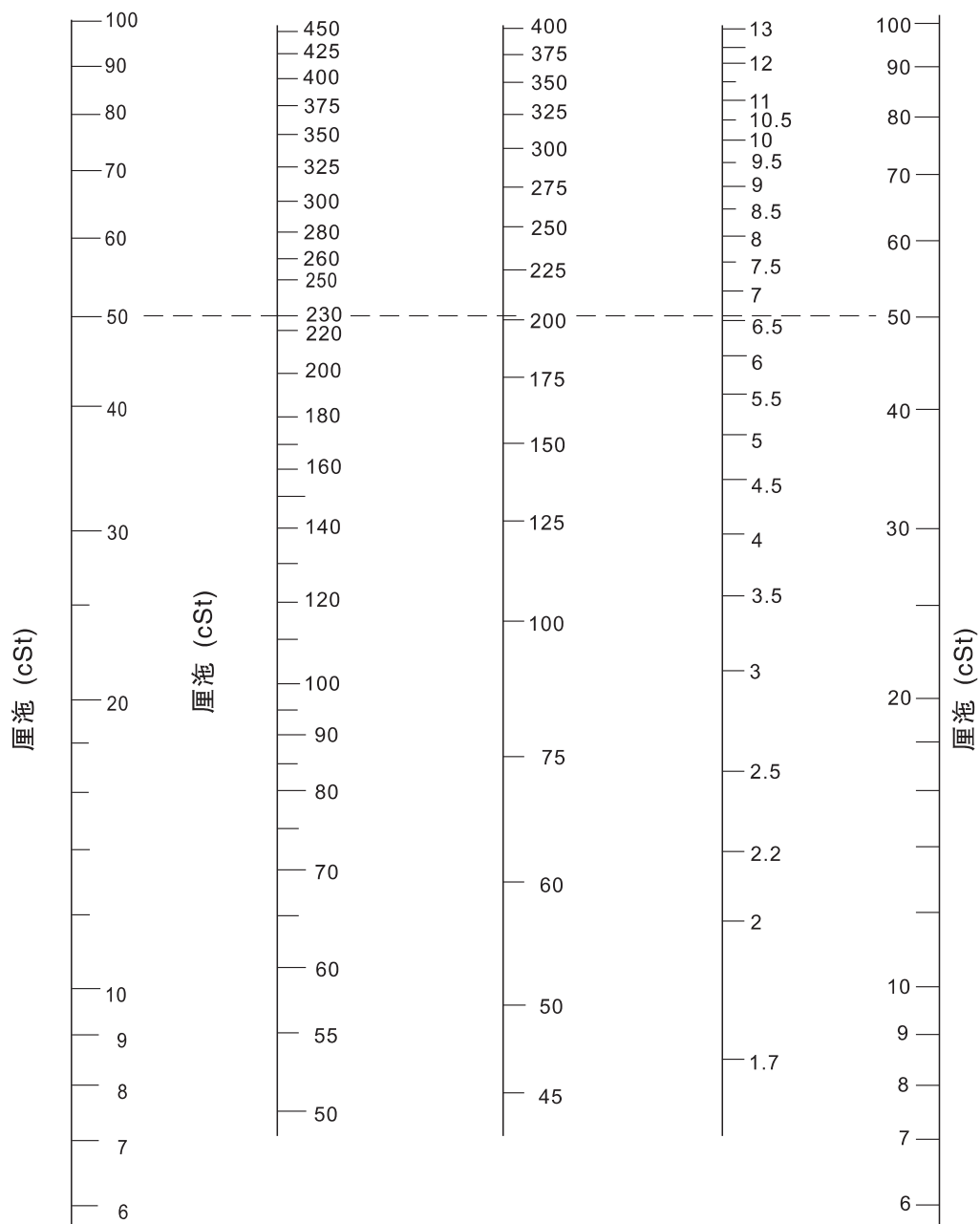
管道中的压降特性
额定于 350 kgf/cm^2 的管道



附录-图表3
管子的压降特性



附录-图表4
粘度单位的换算



以下公式用于超过100 cst的粘度范围

$$\text{SSU} \times 0.220 = \text{cSt}$$

$$\text{RSS} \times 0.2435 = \text{cSt}$$

$$^{\circ} \text{E} \times 7.6 = \text{cSt}$$

附录-图表5
粘度-温度特性

