

采掘机械

(上册)

煤矿高等院校《采掘机械》编写组

一九七三年

目 录

(上 册)

第一篇 采掘机械的液压传动

绪 言	(2)
第一章 液压油	(2)
§ 1—1 液压油的物理性质	(2)
§ 1—2 液压油的选择	(5)
§ 1—3 乳化液	(6)
第二章 油泵	(7)
§ 2—1 概述	(7)
§ 2—2 柱塞泵	(9)
§ 2—3 齿轮泵	(35)
§ 2—4 叶片泵	(42)
第三章 油马达	(45)
§ 3—1 概述	(45)
§ 3—2 单作用连杆式径向油马达	(50)
§ 3—3 单作用无连杆式径向油马达	(54)
§ 3—4 内曲线油马达	(60)
第四章 油缸	(77)
§ 4—1 油缸的分类	(78)
§ 4—2 油缸主要零件的材料和结构	(78)
§ 4—3 油缸的设计计算	(81)
§ 4—4 设计油缸时应注意的几个问题	(84)
§ 4—5 油缸的密封装置	(84)
第五章 液压阀	(89)
§ 5—1 安全阀和溢流阀	(90)
§ 5—2 安全阀的设计计算	(94)
§ 5—3 减压阀	(96)
§ 5—4 顺序阀	(97)
§ 5—5 节流阀	(98)

§ 5--6 单向阀.....	(100)
§ 5--7 换向阀.....	(101)
第六章 辅助元件.....	(107)
§ 6-1 滤油器.....	(107)
§ 6-2 蓄能器.....	(110)
§ 6-3 油管 and 管接头.....	(110)
§ 6-4 油箱.....	(113)
§ 6-5 冷却器.....	(114)
第七章 液压系统.....	(115)
§ 7-1 液压系统的型式.....	(115)
§ 7-2 液压系统的调速方法.....	(116)
§ 7-3 液压系统的基本回路.....	(120)
§ 7-4 液压系统的设计.....	(127)
附 录 常用液压系统图图形符号.....	(134)

第一篇 采掘机械的液压传动

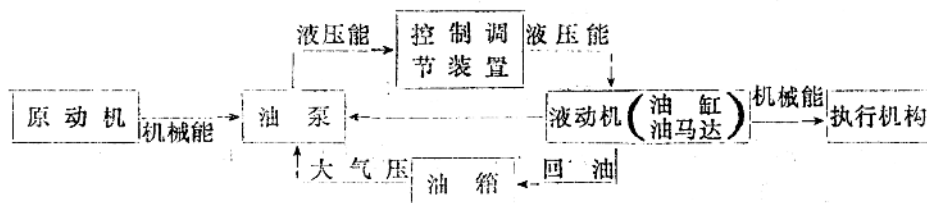
绪 言

一、液压传动在采掘机械上的应用概况

在煤矿中，我们常常看到液压传动的采掘机械在工作。它们和机械传动的采掘机械比较，具有重量轻，结构简单，能无级调速等特点。但是，在无产阶级文化大革命以前，叛徒、内奸、工贼刘少奇一伙，大肆贩卖“洋奴哲学”和“爬行主义”，压制了广大革命工人的积极性和创造性，使液压传动这门新技术，在采掘机械中得不到广泛应用。文化大革命以来，随着斗、批、修运动的逐步深入，广大工人和革命技术人员，遵循毛主席关于“我们必须打破常规，尽量采用先进技术，……”和“一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。”的指示，在采掘机械中广泛的采用了液压传动。近年来，我国自己设计并制造出了各种液压传动的联合采煤机、全液压刨煤机、液压传动的掘进机、装料机、输送机 and 自移式液压支架。这些液压设备的应用，促进了煤炭生产的发展。

二、液压传动的工作原理及其优缺点

液压传动是用液体来转换和传递能量。根据工作原理的不同，液压传动可分两大类：一种是动力式液压传动，主要靠液体的动能进行工作，如离心式水泵；另一种是容积式液压传动，它的特点是利用容积变化与压力来传递动力的。在这本书里，只讨论容积式液压传动。



组成液压系统的元件可归纳成四部分：

- 1、油泵：它是把原动机的机械能转变为液体的压力能而输送到液压系统中去。
- 2、液动机：油缸和油马达。它是把液压能转换成机械能，使执行机构工作。

3、控制元件：包括压力阀、方向阀和流量控制阀三类元件。它是控制系统中的油压、油流方向和流量的大小，以满足系统的既定运动规律和动力参数。

4、辅助元件：包括滤油器、油箱、管道、蓄能器等。它们起着改善系统工作条件的作用。

液压传动的主要优点如下：

- 1、能够在较大的范围内实现无级调速，且便于改变运动方向和实现大的传动比。
- 2、在同样功率的条件下，液压传动装置的体积小，重量轻，惯性小。
- 3、传递运动均匀，平稳，易于实现过载保护，摩擦表面能保证自行润滑，提高了机器的工作可靠性和寿命。

4、操作方便，易于实现自动化。

5、易于实现另部件的标准化和系列化。

任何事物都是“一分为二”的。液压传动亦有其缺点，主要有：

- 1、另件的加工精度比较高，装配要求也比较严格。
- 2、由于温度变化会引起油的粘度发生变化，因此液压系统的工作性能受温度的影响较大。

3、工作过程中易于引起管路的振动。

4、设计、制造和使用不当时，容易产生漏油现象。

从上面来看，液压传动的优点是主要的，其中一些缺点应在设计、制造和使用中注意，要发扬液压传动的优点，避免上述的缺点。

三、采掘机械对液压传动的主要要求

采掘机械是在井下工作，受地质条件影响很大，空间很小，且空气中含有煤尘等污物，因此对液压传动设备提出了要求，其主要的有如下几点：

- 1、液压传动系统的工作可靠性要高。
- 2、要有灵敏的过载保护装置，以防止机器和元件的损坏。
- 3、要能适应负荷变化大的特点，必须易于无级调速。
- 4、传递功率要大，结构要紧凑，重量要轻。
- 5、使用方便和易于维护修理。

第一章 液压油

液压油是液压传动中传递能量的介质，又是液压元件的润滑剂。为了正确的选用液压油，首先应了解它的性质。

§ 1—1、液压油的物理性质

一、密度和重度

单位容积液体内所具有的质量，叫做密度。以 ρ 表示。如果液体的质量为 M 公斤—

秒²/米, 液体容积 V 米³, 则液体的密度为:

$$\rho = \frac{M}{V} \quad \text{公斤—秒}^2/\text{米}^3 \quad \dots\dots\dots (1-1)$$

单位容积液体内具有的重量, 叫做重度。以 γ 表示。液体的重量为 G 公斤, 则液体的重度为:

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \text{公斤/米}^3 \quad \dots\dots\dots (1-2)$$

密度和重度之间具有下列关系:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \dots\dots\dots (1-3)$$

式中 g 为重力加速度, 等于 9.81 米/秒²。

重度和密度也可用其它单位表示。液压油的重度一般为 $0.85 \sim 0.9$ 克/厘米³。

二、压缩性和膨胀性

当压力升高时, 油的体积将有所缩小。若压缩前的体积为 V_0 , 压力升高 ΔP 时, 它的体积将为:

$$V = V_0 (1 - \beta \cdot \Delta P) \quad \dots\dots\dots (1-4)$$

式中 β 为油的压缩率。通常 $\beta = 5 \times 10^{-5} \sim 7 \times 10^{-5}$ 厘米²/公斤。此值随温度及压力而变化。如果油中混有空气, 则 β 值增大。

液体体积压缩系数很小, 因此在一般计算中常把液体看成为不可压缩的, 在高压系统中才予以考虑。

体积压缩系数的倒数($1/\beta$), 叫做体积弹性系数 E 。常用矿物油的 E 值为:
 $E = (1.92 \sim 1.34) \times 10^4$ 公斤/厘米²。

体积弹性系数 E 对于计算液力冲击, 液压系统的稳定性和振动, 以及计算远距离操纵的液压机构是需要用的。

当油的温度升高时, 体积将有所膨胀: 若油的温度升高 Δt 时, 它的体积 V 为:

$$V = V_0 (1 + \alpha \cdot \Delta t) \quad \dots\dots\dots (1-5)$$

式中: V_0 一起始时的体积;

α —油的温度膨胀系数, α 一般取为 $(8.5 \sim 9.0) \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$ 。

三、油的粘度

粘度是液体主要物理特性之一, 它直接影响液压系统的工作性能。

液体在圆管中流动时, 紧贴管壁处因液体与管壁间存在着附着力, 液体流动的速度很小, 理论上该处速度为零。而愈近管子中心速度愈大, 管子轴线处速度最大。垂直于管子轴线的截面上各点液体的运动速度是按一定的曲线规律分布的, 如图 1—1 所示。我们可以把管中液体流动看成是许多很薄的同心圆管形的液体层在运动。因此, 运动较快的液体层可以带动较慢的液体层, 而运动较慢的液体层却阻碍着运动较快的液体层流动, 这样就使液体层之间产生内摩擦力, 这种性质就叫做液体的粘性。一般习惯用粘度来表示

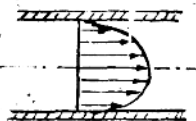


图1—1

粘滞性大小的程度。表示粘度通常有三种方法：

动力粘度：图1—2表示了相邻两单元的流体，由于相对运动而产生摩擦阻力的情况。设 dz 为相邻两单元流体间的距离， dv 为其垂直于 dz 方向的速度差，则在单位接触面积上的摩擦阻力 τ 正比于它的速度梯度，即：

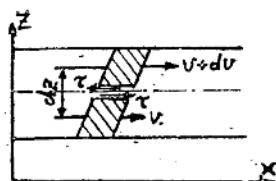


图 1—2

$$\tau = \mu \frac{dv}{dz} \quad \dots\dots\dots (1-6)$$

这一比例常数 μ 称为动力粘度。它的物理学单位为“泊”，因次为达因·秒/厘米²。工程单位的因次是公斤·秒/米²，物理学单位与工程单位间的关系如下：

1公斤·秒/米² = 98.1泊 = 9810厘泊；1厘泊 = 0.01泊 = 0.000102公斤·秒/米²。

运动粘度：在计算中，常用运动粘度 ν 代替动力粘度 μ ：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \dots\dots\dots (1-7)$$

式中： ρ 为液体的密度。

在物理单位制中， ν 的单位为厘米²/秒，叫做施。施的百分之一为厘施。在工程单位制中， ν 的单位为米²/秒。

1米²/秒 = 10⁴施 (厘米²/秒) = 10⁶厘施

相对粘度或恩氏粘度：测定 μ 和 ν 是非常困难的。对于液体，实际上都用恩氏粘度计来测定粘度。方法是把200厘米³的被试液体，流过直径为2.8厘米的细管，记下所需的时间。200厘米³的20℃的蒸馏水流过同一细管所需的时间，叫做仪器常数。被试液体流过细管的时间除以仪器常数，即为相对粘度，又叫恩氏粘度，用 $^{\circ}\text{E}$ 表示之。

三种粘度间的换算：在分析计算液压系统的工作性能和参数时，应用恩氏粘度颇为不便，因此还是应用动力粘度或运动粘度，下式表明了三种粘度之间的换算。

$$\nu = 0.0731^{\circ}\text{E} - \frac{0.0631}{^{\circ}\text{E}} \quad (\text{施, 或厘米}^2/\text{秒}) \quad \dots\dots\dots (1-8)$$

$$\mu = 0.00067^{\circ}\text{E} - \frac{0.00058}{^{\circ}\text{E}} \quad \text{公斤} \cdot \text{秒}/\text{米}^2$$

温度对粘度的影响：随着油液温度上升，（由于环境温度和液压系统工作时引起）分子活动力增加，分子间内聚力则下降，油的粘度也就降低。这样会使系统泄漏增加，影响系统的容积效率，所以液压用油要求粘度随温度的变化尽可能小些。有时要用冷却器或加热器来保持合理的油温。油的种类不同，粘度变化规律也不同，但对于恩氏粘度小于10 $^{\circ}\text{E}$ 的矿物油，温度在30~150℃时，粘度与温度有如下近似关系：

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

式中： ν_t 和 ν_{50} 分别表示温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 和50℃时的运动粘度（厘米²/秒）。

n —指数，其值见表1—1

表1—1

$^{\circ}\text{E}_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32

压力对粘度的影响：油随着压力增加，分子间距离减小，分子内聚力增大。故粘度增大，在实际应用上，矿物油粘度与用力关系可用下式：

$$\dot{\gamma}_p = \dot{\gamma} (1 + k \cdot \Delta p)$$

式中： $\dot{\gamma}_p$ 和 $\dot{\gamma}$ 分别表示所求压力下和大气压力下的运动粘度（厘米²/秒）。

Δp ——压力差

k ——系数。通常取0.001~0.003，轻油取小值，当系统压力在500公斤/厘米²以下时，取 $k = 0.003$ 。

在计算液压元件泄漏量时，应考虑压力对粘度的影响，如在液压支架中，压力通常为 $P = 200 \sim 800$ 公斤/厘米²，必须考虑其影响。

为了得到所需要的粘度，有时用两种不同的油掺和一起，其混合液的粘度计算，可查设计手册。

§ 1-2, 液压油的选择

我们分析液压油性质的目的，是为了合理选择液压油，使液压传动的机器能更好地工作，因此，对液压油的要求：

一、在工作温度和压力变化范围内，粘度的变化要最小。

二、应具有良好的润滑性和化学稳定性，能抵抗空气和水的氧化作用，液压油应不腐蚀管道另件及密封装置。

三、机械杂质含量要尽量少，不能含有沥青等高温易分解的物质，因为在油温超过40~50℃时，它要开始析出，堵塞油路。

四、不允许含有气体，皂脂和其它易汽化的混合物。它会使液压元件的运动不均匀，引起气化变质，或液压元件产生噪音。

五、凝固点要低，在气温低时亦能工作。闪点要高，以满足防火安全的要求。

在液压传动中，经常采用矿物油，因植物油和动物油中含有酸性及碱性杂质，腐蚀性大，化学稳定性差，不宜作液压油。

液压油的选择应根据系统的用途、工作条件、压力、温度和速度等来确定。粘性是液体的主要特征，选择时要特别注意。一般要求在2~8°E₅₀或11.5~60厘沱的范围内

当周围环境温度高，或系统的压力高，或液压元件运动速度不大时，或流量小时，应采用粘度大的油。否则，可采用低粘度油。液压元件运动速度很高时，阻力损失会剧增，这时若用粘度大的油，就会导致吸油困难，所以，当运动速度很高时，虽漏损较大，也应采用低粘度油。

在低压（ $P \leq 25$ 公斤/厘米²）下工作的往复运动系统中，当工作活塞的速度大于8米/秒时，可采用低粘度（运动粘度10~20厘沱）的机械油。中压（ $P \leq 80$ 公斤/厘米²）时，用运动粘度为20~40厘沱的油。压力小于200公斤/厘米²时用运动粘度为60~110厘沱的油。

按油泵类型，推荐选择油的粘度见表1-2

表1-2

	油 泵 类 型	环境温度14~38℃ 厘沲(50℃)	环境温度38~80℃ 厘沲(50℃)
叶片泵	70公斤/厘米 ² 以下	18~27	25~42
	70公斤/厘米 ² 以上	32~38	36~53
齿轮泵		18~38	60~80
柱塞泵		18~38	60~110

具体选择,可参照泵阀样本提出的要求或参阅设计手册,做来决定。

§ 1-3 乳化液

在自移式支架的液压传动中,广泛采用乳化液(1~10%的乳化油和90%以上的水)作工作液体。

乳化液因含水量多,故粘度低,比热大,使得系统压力损失小,温升低。特别有利于支架的长的管路系统和选择较细的管径。乳化液成本很低,在外部供油的液压支架中,为了简化液压系统,可取消回油管路,用后即将乳化液放掉。但乳化液的粘度小会引起漏渗增加,故必须用提高工艺要求增强密封性能来克服。

乳化液我国能成批生产,可以选用。如需自己配制也很容易。下面介绍一种乳化油的配方。它是以75%(指重量)的20号机械油与10.4%的松香混合后加热至115~120℃,保温10~15分钟后,加油酸8%,边加边搅,然后再加苛性钠1.6%及酒精5%,搅拌均匀,即制成乳化油。

使用时将乳化油和水按一定比例混合后即成乳白色乳化液。乳化液中的油是用来防止另件锈蚀和增加润滑作用。

液压传动常用油性性能表

表1-3

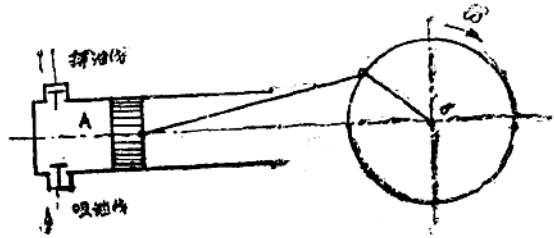
名 称	代 号	标 准 号 码	质 量 指 标					
			运动粘度 50℃ 厘 沲	酸值毫克 koH/克 ≤	闪 点 (开口)℃ ≥	凝 点 ℃ ≤	灰 分 %	机械杂质 %
汽 轮 机 油	HU-22	SyB1501-60	20~23	0.02	180	-15	0.005	无
	HU-30	SyB1201-60	28~32	0.02	180	-10	0.005	无
	HU-46	SyB1201-60	44~48	0.02	195	-10	0.02	无
	HU-57	SyB1201-60	55~59	0.05	195	0	0.04	无
机 械 油	HJ-10	GB443-64	7~13	0.14	165	-15	0.007	0.005
	HJ-20	GB443-64	17~23	0.16	170	-15	0.007	0.005
	HJ-30	GB443-64	27~33	0.2	180	-10	0.007	0.007
	HJ-40	GB443-64	37~43	0.35	190	-10	0.007	0.007
	HJ-50	GB443-64	47~53	0.35	200	-10	0.007	0.007
	HJ-70	GB443-64	67~73	0.35	220	0	0.007	0.007
	HJ-90	GB443-64	87~93	0.35	220	0	0.007	0.007
柴 油 机 油	HC-8	SyB1152-62E	8~9 *	有添加 剂时取	195	-20	0.005	有添加 剂时<
	HC-11	SyB1152-62E	10.5~11.5		205	-15	0.006	
	HC-14	SyB1152-62E	13.5~14.5	0.1	210	0	0.01	0.01

第二章 油 泵

§ 2-1 概述:

一、油泵是一种将机械能转变为液压能的能量转换装置,是液压传动中的动力来源。所以油泵是液压传动系统中的主要元件之一。

二、容积式液压传动中所用的各种泵都是靠容积变化来输送油液。泵在运转过程中不断反复的使密封的容积由小变大,又由大变小,如图2-1所示曲柄连杆机构带动柱塞在缸孔内来回运动,当柱塞前面的工作容积A由小变大时,形成部分真空,在大气压力的作用下打开吸油阀进行吸油,(即接通吸油腔)。当该容积由大变小时,则打开排油阀进行排油(即接通排油腔)。



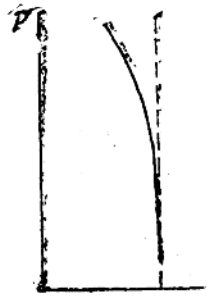
(图2-1)

三、根据以上分析,可以得出油泵的基本工作原理是: 1、密封的工作容积的变化; 2、在工作容积变化过程中分别与高压腔(排油腔)和低压腔(吸油腔)相通; 3、同时应使高压腔和低压腔隔开。油泵的排量Q决定于工作容积的大小和容积的变化速度。油泵的压力取决于外负荷,但受容积密封性能和另件强度的限制。从理论上讲油泵的流量与压力无关。但实际上压力的大小通过油的泄漏,间接对流量有一定影响。

四、根据结构型式的不同油泵分为四类:

1、齿轮油泵, 2、叶片油泵, 3、柱塞油泵, 4、螺杆油泵。

五、油泵的功率和效率计算:如图2-1所示,电动机带动曲柄轴转动,作用在曲柄轴上的扭矩为M,曲柄的迴转角速度为 ω 。则曲柄传递的功率为: $N = M \cdot \omega$



(图2-2)

根据能量守恒定理得: $N = M \cdot \omega = P \cdot V \times 10^{-2}$ 公斤-米/秒

式中: P—柱塞的工作阻力、(公斤)

$P = pF$ 式中: F—柱塞端面积 p—单位面积的油压力

V—柱塞的运动速度(厘米/秒)

代入上式得:

$$N = p \cdot F \cdot V = \frac{p \cdot Q \times 10^3}{60 \times 10^2} \quad (\text{公斤-米/秒})$$

$Q_{\text{实}}$ —— 柱塞泵的实际排油量 升/分
 油泵的输出功率为:

$$N_{\text{出}} = \frac{Q_{\text{实}} \Delta P}{450} \quad (\text{马力}) \dots\dots\dots (2-1)$$

$$\text{或 } N_{\text{出}} = \frac{Q_{\text{实}} \Delta P}{612} \quad (\text{瓩}) \dots\dots\dots (2-2)$$

(1 马力 = 75 公斤—米/秒, 1 瓩 = 102 公斤—米/秒)

实际上由于油泵的内部泄漏和机械磨擦的损失, 消耗了一部分能量。因此选择与油泵配套使用的电动机时, 必须考虑这部分能量损失, 使电动机功率有所增加, 功率增加的多少与油泵的总效率有关。设油泵的总效率用 η 来表示, 则电动机的输入功率为:

$$N_{\text{入}} = \frac{\Delta P \cdot Q_{\text{实}}}{612 \eta} \quad (\text{瓩}) \dots\dots\dots (2-3)$$

$$\text{或 } N_{\text{入}} = \frac{\Delta P \cdot Q_{\text{实}}}{450 \eta} \quad (\text{马力}) \dots\dots\dots (2-4)$$

总效率 η 包括油泵的容积效率 η_v 和机械效率 η_m 。这两种效率表示油泵容积损失和机械损失的大小。

油泵的容积效率是由于油泵中有关零件之间的间隙产生泄漏所造成的, 液体的压力越大, 粘度越小, 油泵有关零件的配合间隙越大, 则液体的漏损越多, 容积效率越低。

泵的容积漏损是油泵的理论流量和实际流量之差:

$$\text{容积漏损: } \Delta Q = Q_{\text{理}} - Q_{\text{实}}$$

容积效率:

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{实}}}{Q_{\text{理}}} \dots\dots\dots (2-5)$$

实际流量 $Q_{\text{实}}$ 可以实际测出。理论流量可以按各种泵的相应公式来计算, 但实际上常用测量的方法是: 慢慢的转动油泵 (每分钟 20—30 转左右), 吸油腔和排油腔的压力基本上为另时测出的流量, 这是油泵在无压力时 (即无负载) 的流量。

机械效率是由于油泵有关零件相对运动产生摩擦所造成的, 如轴和轴承之间, 轴和密封之间, 油缸和柱塞之间等等。由于机械摩擦损失而消耗的功率就等于作用在油泵轴上的功率和油泵理论上所需功率之差:

机械摩擦损失: $\Delta N_{\text{机}} = N_{\text{入}} (\text{作用在油泵轴上的功率}) - N_{\text{理}} (\text{油泵理论上所需功})$ 。

油泵的机械效率:

$$\eta_m = \frac{N_{\text{理}}}{N_{\text{入}}} = \frac{N_{\text{理}}}{N_{\text{理}} + \Delta N_{\text{机}}} \dots\dots\dots (2-6)$$

油泵的总效率: $\eta = \eta_v \eta_m$

如果对油泵输入压力油, 则油泵轴就会旋转, 输出机械能, 这样就变成油马达。一般的说, 油泵 (除伐式配油的泵外) 都可以当油马达用。但实际上有些油泵当油马达用时结构上要有所改变。

§ 2—2 柱塞泵

柱塞泵是根据柱塞在缸孔中作往复运动时发生的容积变化来进行排油和吸油。由于柱塞和缸孔都是圆形零件，工艺性好，加工精度比较高，可以达到比较高的配合精度。因此这种泵的容积效率和机械效率都比较高，所以这种泵压力比较高，适宜于作高压油泵。

根据柱塞的布置和运动方向同主轴的相对位置的不同，柱塞泵可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵。

一、径向柱塞泵：径向柱塞泵是柱塞布置的方向和运动方向都同主轴半径方向一致的一种柱塞泵，径向柱塞泵有两种结构：一种是柱塞装在固定的柱塞缸中，采用配油阀配油，另一种是柱塞装在旋转的柱塞缸中，采用配油轴配油。本节专门讲阀式配油的径向柱塞泵。

1. 阀式配油的径向柱塞泵的工作原理。

如图2—3所示，曲柄回转一周，柱塞来回往复运动一次，进行一次吸油和一次排油，由于柱塞的运动速度是变化的，所以油泵的排油量（瞬时）也是随曲柄回转角度的变化而变化。现在从曲柄回转机构的运动方程来分析和计算其流量：

已知曲柄半径为 r ，连杆长度为 L ，曲柄在时间 t 内的回转角度为 φ ，柱塞位移为 x ，如曲柄的回转中心在柱塞的水平轴线上，则柱塞的位移方程式为：

$$x = r(1 - \cos\varphi) + L(1 - \cos\beta) \quad \dots\dots\dots (2-7)$$

若连杆的长度 L 比较长，曲柄的半径 r 比较短，则 β 角很小，因此 $\cos\beta \approx 1$ 。

$$(2-7) \text{式可近似写成: } x = r(1 - \cos\varphi) \quad \dots\dots\dots (2-8)$$

将(2—8)式对时间一次微分得柱塞运动的速度方程式为：

$$V = \frac{dx}{dt} = r \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} = r\omega \sin\varphi \quad \dots\dots\dots (2-9)$$

单柱塞泵的容积变化为（即流量变化）

$$Q = FV = F\omega r \sin\varphi \quad \dots\dots\dots (2-10)$$

由上式知流量的瞬时变化曲线为正弦曲线如图2—4所示。

当 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ 时流量 Q 为最大值：

$$Q_{\text{最大}} = F \cdot \omega \cdot r = 2\pi r F n \times 10^{-3} \text{升/分} \quad \dots\dots\dots (2-11)$$

式中： r —曲率半径（厘米）

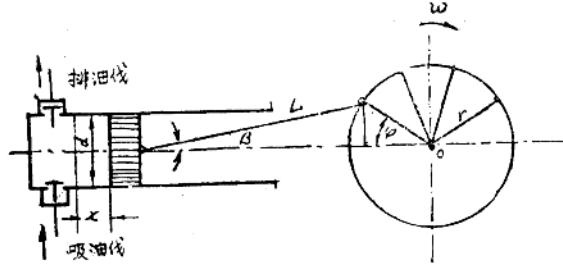


图 2—3

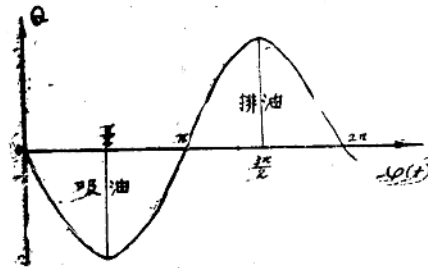


图 2—4

F—柱塞端面面积 (厘米²)

n—曲柄转速 (转/分)

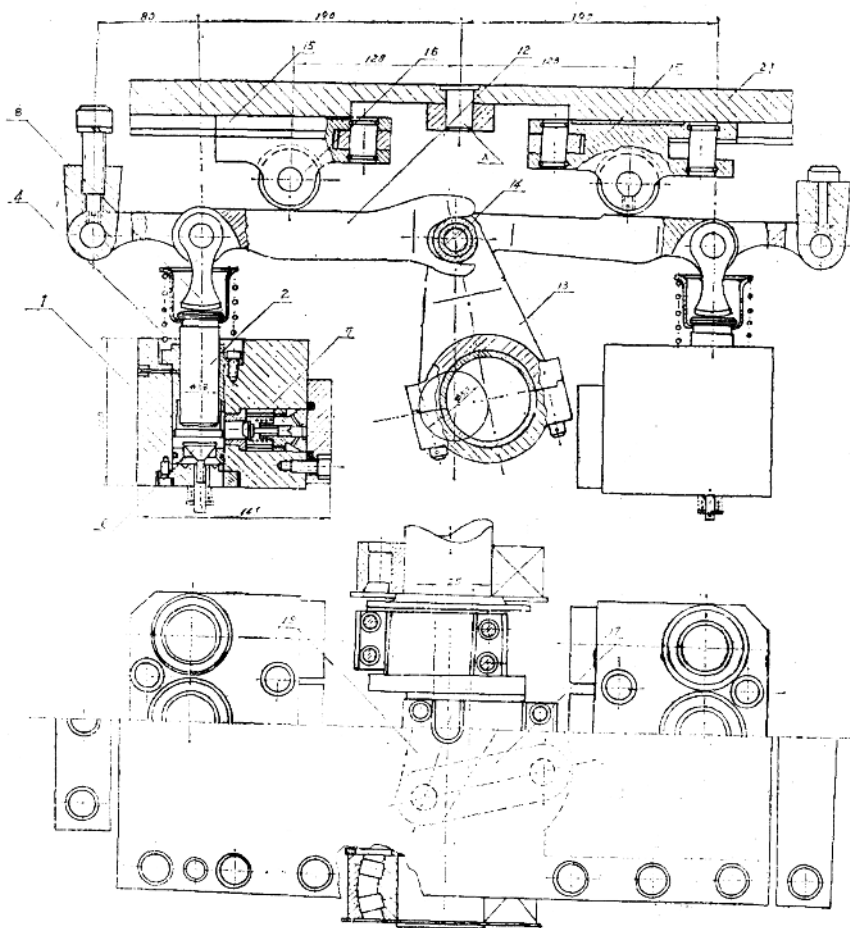
曲柄每转一转, 柱塞的位移为 $2r$, 如曲柄的转速为 n 时, 单柱塞泵每分钟排油量(流量)的平均值为:

$$Q_{\text{平均}} = 2Frn \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad \dots\dots\dots (2-12)$$

由于柱塞泵的瞬时流量是变化的, 因此用一个流量不均匀系数 δ 来表示瞬时流量的脉动变化大小:

$$\delta = \frac{Q_{\text{最大}} - Q_{\text{最小}}}{\frac{Q_{\text{最大}} + Q_{\text{最小}}}{2}} \% \quad \dots\dots\dots (2-13)$$

2. 曲拐泵(伐式配油径向柱塞泵)的构造: (图2-5)

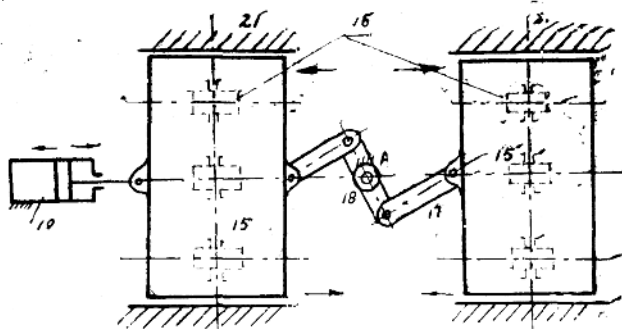


在采煤机械中，MZS双滚筒采煤机的牵引部采用这种泵作为油马达的动力源。该泵由泵的主体部分、曲柄连杆机构和变量机构组成。如图2—5所示在泵体1内装有柱塞2、吸油阀6、排油阀7。当曲柄回转带动连杆13上下摆动时连杆13通过铰接轴14带动杠杆12，以支承滚子16为支点上下摆动，从而使杠杆12带动顶爪8上下移动。当顶爪8向上移动时，柱塞2在恢复弹簧4的作用下也向上移动，柱塞下部空间逐渐增大而形成局部真空，在压力差作用下打开吸油阀6进行吸油。当顶爪8下移时压着柱塞2向下移动，柱塞下部空间逐渐减小，挤压油液打开排油阀7而排油。曲柄回转一转，柱塞上下往复运动一次，进行一次排油和吸油。

泵的变量机构的工作原理：这种泵一般的产品为定量泵，由于采煤机牵引速度变化的需要，设计成为变量泵，其变量机构的工作原理图如图2—6所示：作为杠杆支点的支承滚子16装在左右滑板15上，左滑板由变量油缸的小活塞10带动，沿导向板21左右移动，左右两块滑板由连杆17、18绞连，连杆18由轴A支承，轴A装在导向板21上，而导向板是固定在泵体上。当左滑板15向左移动时，通过连杆17、18带动右滑板向右移动，同时使装于滑板上的左右支承滚轮16也向柱塞泵方向移动，油泵流量逐渐减小，相反若左滑板15向右移动，则可调正油泵的流量逐渐增大。

为了增加油泵的流量，减少流量脉动，该泵采用双排三柱塞，即在泵体1内沿轴向装有三组柱塞付，其它机构也相应增加三套，泵体1对称于曲轴左右按装，在曲轴上有三个偏心轴颈相互错开120°。

泵的主要另件的材料和加工工艺要求：



(图2—6) 变量机构工作原理图

- (1) 柱塞：材料为GCr15，淬火硬度HRC = 60—62，柱塞直径为 $\Phi 30$ 毫米，椭圆度和圆锥度允许公差 ≤ 0.005 毫米。
- (2) 缸套：材料为9—4铝铁青铜，内径为 $\Phi 30$ 毫米，椭圆度的允许公差 ≤ 0.005 毫米。
- (3) 吸排油阀：材料为GCr15，淬火硬度HRC = 60—62。
- (4) 曲轴：材料为40Cr，调质硬度HB = 270—300。偏心轴颈表面高频淬火硬度HRC = 45—50。

3、曲拐泵的流量计算：

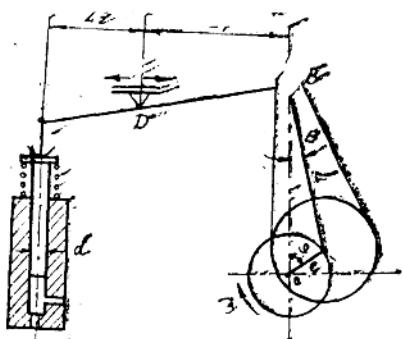
根据公式 (2-7) 连杆绞点B沿OB轴线的位移方程式为：

$$x = e(1 - \cos\varphi) + L(1 - \cos\beta) \dots\dots\dots (2-14)$$

式中：e = 曲柄的偏心距。(厘米)

L = 连杆长。(厘米)

φ = 曲柄迴转角。



β = 连杆的摆角。

因连杆长度比较短，偏心距e比较大，因此 β 角也比较大，公式 (2-14) 第二项不能忽略。

在三角形OBC中根据正弦定理：

$$\frac{L}{\sin\varphi} = \frac{e}{\sin\beta} \quad \therefore \sin\beta = \frac{e \sin\varphi}{L}$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{e \sin\varphi}{L}\right)^2}$$

(图 2-7)

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{L} \sin\varphi\right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{e}{L} \sin\varphi\right)^4 + \dots\dots$$

在一般情况下 $\frac{e}{L}$ 比值均小于1，如当 $\frac{e}{L} \leq \frac{1}{4}$ 时，则该式第三项 $\frac{1}{8} \left(\frac{e}{L}\right)^4 \leq \frac{1}{2048}$ ，其数值很小，因此展开式从第三项起以后的所有各项均可略去。

所以上式可近似写成：

$$\begin{aligned} \cos\beta &= 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{L} \sin\varphi\right)^2 \\ &= 1 - \frac{e^2 \sin^2\varphi}{2L^2} = 1 - \frac{e^2 \sin^2\varphi}{2L^2} \\ &= 1 - \frac{e^2 (1 - \cos^2\varphi)}{2L^2} \\ &= \frac{1}{L} \left(L - \frac{e^2 (1 - \cos^2\varphi)}{2L}\right) \dots\dots\dots (2-15) \end{aligned}$$

将 $\cos\beta$ 代入 (2-14) 式得：

$$\begin{aligned} x &= e(1 - \cos\varphi) + L \left\{ 1 - \frac{1}{L} \left(L - \frac{e^2 (1 - \cos^2\varphi)}{2L}\right) \right\} \\ &= e - e\cos\varphi + \frac{e^2}{2L} - \frac{e^2 \cos^2\varphi}{2L} \dots\dots\dots (2-16) \end{aligned}$$

已知铰接点B的位移方程式, 求其速度方程式:

$$v = \frac{dx}{dt}, \text{ 曲柄轴的角速度 } \omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

$$dt = \frac{d\varphi}{\omega} \text{ 所以 } v = \omega \frac{dx}{d\varphi}$$

将(2-16)式对 φ 角一次微分得:

$$\frac{dX}{d\varphi} = e \sin \varphi + \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{2L}$$

$$v = \omega \frac{dx}{d\varphi} = \omega \left(e \sin \varphi + \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{2L} \right) \dots\dots\dots (2-17)$$

单柱塞泵的流量等于:

$$Q_p = F v = \frac{\pi d^2}{4} \omega \left(e \sin \varphi + \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{2L} \right) \dots\dots\dots (2-18)$$

将变量机构的杠杆比 $\frac{L_2}{L_1}$ 考虑进去则到:

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} \frac{L_2}{L_1} \omega \left(e \sin \varphi + \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{2L} \right) \dots\dots\dots (2-19)$$

式中: d —柱塞直径。 $\frac{L_2}{L_1}$ —变量机构杠杆比。 $\frac{L_2}{L_1}$ 在大于1等于1、和小于1时, 流量由大调到小。从理论上讲当滑动的支点D与B点重合时, 泵的流量为另(参看图2-7) 因此改变支点D的位置可以调变油泵的流量大小。

曲拐泵的瞬时流量计算公式为:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$= \frac{\pi d^2}{4} K \omega e \left[\left(\sin \varphi_1 + \frac{e \sin^2 \varphi_1}{2L} \right) + \left(\sin \varphi_2 + \frac{e \sin^2 \varphi_2}{2L} \right) + \left(\sin \varphi_3 + \frac{e \sin^2 \varphi_3}{2L} \right) \right] \dots\dots\dots (2-20)$$

式中: $K = \frac{L_2}{L_1}$ 。 $\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3$ 为各柱塞的偏心轴颈的相位角。

流量脉动分析: 如图2-8所示, 泵的偏心曲柄轴颈互成 120° , 因此在曲柄轴运转时, 泵的三组柱塞交替吸油和排油。当柱塞1、3吸油时, 柱塞2排油。因此在每一瞬间至少有一个柱塞, 最多有两个柱塞在排油, 每个柱塞泵的流量变化图为1、2、3 三根正弦曲线, 其相位角互成 120° , 每根正弦曲线表示一个柱塞的瞬时流量变化。当曲轴转过 φ 角, 柱塞1的工作点是C时(吸油), 柱塞2的工作点是A(排油), 柱塞3的工作点是B(吸油)。泵的总流量的瞬时变化值等于各柱塞瞬时排油量之和, 即三根曲线的上半部曲线的叠加值。该泵是双排三柱塞泵, 因此总流量应为该叠加值的两倍。该泵为单向变量油泵, 其代表符号如图2-8左图所示。

根据公式(2-11)三柱塞泵的流量总平均值为:

$$Q_{\text{平均}} = 2FeZn\eta_{\text{总}} \times 10^{-3} \quad (\text{升/分}) \dots\dots\dots (2-20)$$

式中 $\eta_{\text{容}}$ 为柱塞泵的容积效率,这种泵的容积效率比较高,通常在0.90以上。 Z 为柱塞数。

MZS采煤机曲拐泵的流量计算:

已知数据: (1) 柱塞
排数 $j = 2$

(2) 每排柱塞数
 $Z = 3$

(3) 柱塞直径
 $d = 30$ 毫米

(4) 柱塞行程
 $S = 25$ 毫米

(5) 油泵转速
 $n = 998$ 转/分

根据计算:

$Q_{\text{最大}} = 57.056$ 升/分

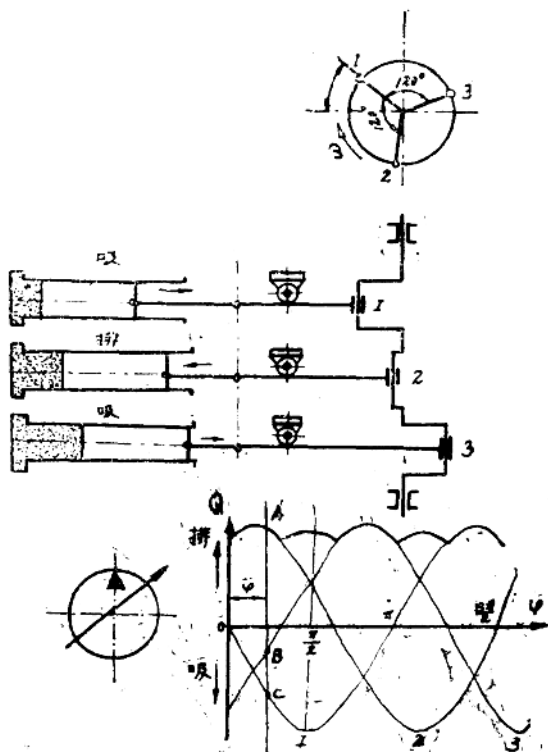
$Q_{\text{最小}} = 42.85$ 升/分

泵的流量总平均值为:

$Q_{\text{平均}} = 2 F e Z j n \eta_{\text{容}} 10^{-3}$

$= 2 \times 52.5 = 105$ 升/分

该泵的流量的不均匀系数为:



(图2-8) 曲拐泵作工原理图

$$\delta = \frac{57.056 - 42.85}{49.9} = \frac{14.206}{49.9} = 28\%$$

泵的流量变化曲线图如图2-9

4. 关于阀式配油柱塞泵的特性分析:

(1) 密封性: 阀式配油柱塞泵中压力油泄漏的途径有二: 一、经柱塞与孔的配合间隙; 二、经排吸油伐。柱塞泵是依靠柱塞在柱塞缸孔中往复运动来吸排油, 因此柱塞与孔之间要有足够的间隙以保证柱塞在孔中灵活运动, 另一方面又要防止间隙过大造成泄漏过多而影响油泵的容积效率。所以柱塞与缸孔的椭圆度和锥度, 以及配合间隙应合理选择。间隙的大小与柱塞直径大小, 缸体结构, 工作压力高低和柱塞付的材料有关。柱塞直径大则间隙可大一些, 如果油缸孔四周的壁厚不均匀较显著的, 要考虑油缸在油压作用下的变形影响。工作压力高时, 则间隙应稍小一些。若柱塞与油缸的材料热膨胀系数不相同, 应考虑油温变化对间隙改变的影响。MZS采煤机组曲拐泵的柱塞直径为30毫米, 缸体材料是45号钢, 柱塞材料是GCr15钢, 缸套材料是9-4铝铁青铜, 油泵的最高工作压力是160公斤/厘米², 柱塞与缸套的配合间隙为0.025~0.030毫米。其椭