

液压技术讲义

贾应生 编

重庆市科学技术情报研究所印

毛主席语录

认真看书学习，弄通马克思主义。

要搞马克思主义，不要搞修正主义；要团结，不要分裂；要光明正大，不要搞阴谋诡计。

我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。

团结起来，争取更大胜利！

编者说明

在伟大领袖和导师毛主席亲自批示的“**鞍钢宪法**”指引下，一场群众性的技术革新、技术改造运动蓬勃开展起来，随着革新的需要，液压技术已成为不可缺少的一门科学知识。为了普及、推广这一技术，我们出版了天津机械研究所整理编写的这本讲义，供我市工人、技术工作者、“七·二一”工大学生参考。

在出版中由于水平有限，错误不少，欢迎批评指正。

一九七六年十二月

液 压 技 术 及 应 用

目 录

第一章 液压传动的基本知识

- § 1—1 液体的性质..... (1)
- § 1—2 液压传动的优缺点..... (4)
- § 1—3 流体的基本知识..... (4)

第二章 油泵及液压马达

- § 2—1 齿轮油泵..... (7)
- § 2—2 叶片油泵..... (17)
- § 2—3 轴向活塞油泵..... (26)
- § 2—4 液压马达..... (34)
- § 3—4. 油缸的密封摩擦力..... (48)

第三章 油 缸

- § 3—1 油缸..... (37)
- § 3—2 油缸的结构..... (43)
- § 3—3 油缸的设计计算..... (44)

第四章 阀

- § 4—1 液压系统对阀的要求及其阀的分类..... (49)
- § 4—2 压力阀..... (49)
- § 4—3 方向阀..... (62)
- § 4—4 流量阀..... (73)
- § 4—5 组合阀..... (82)

第五章 液压传动的速度调节及其稳定

- § 5—1 对速度调节的基本要求及其实现的方法..... (85)
- § 5—2 节流调速的基本方法..... (85)
- § 5—3 节流调速器的特性..... (90)

§ 5—4 节流调速的速度稳定·····	(91)
§ 5—5 容积调速的速度稳定·····	(104)

第六章 液压传动的基本回路

§ 6—1 压力控制回路·····	(106)
§ 6—2 速度控制回路·····	(114)
§ 6—3 方向控制回路·····	(123)
§ 6—4 随动回路·····	(127)

第七章 机床液压传动的系统设计

§ 7—1 液压自驱和他驱式动力头的油路系统·····	(137)
§ 7—2 M131W万能外圆磨床油路系统及操纵箱·····	(140)
§ 7—3 M7120 A平面磨床的油路系统及操纵箱·····	(146)
§ 7—4 机床液压传动系统的设计与计算·····	(150)

第一章 液压传动的基本知识

§ 1—1 液体的性质

1. 液体的物理性质

一、液体的可压缩性

液体和气体比较, 液体几乎是不可压缩的, 但是在密封的容器中的液体在压力的作用下, 它的体积要随着压力的增加而缩小。

这个体积缩小量 ΔV 与压力增加量 ΔP 间存在如下的关系:

$$\Delta V = B_v \times V_0 \times \Delta P \dots\dots\dots (1-1)$$

式中: V_0 ——被压缩液体的原始体积 (厘米³)

B_v ——体积压缩系数 (厘米²/公斤), 通常为 B_v 取为 $(5-7) \times 10^{-5}$ 厘米²/公斤

由1—1式中可以看出由于 B_v 值很小, 故在中低压的传动中, 无需去计算, 压力对体积变化的影响, 仅在高压而且准确性要求很高时, 才予以考虑。

但是由于油具有可压缩性, 所以当油在高低压突然转换的瞬间, 体积突然膨胀而形成冲击。原阀元件上有的带有阻尼小孔或节流小倒角就是为了消除这种现象而设置的。

二、液体的热膨胀

液体的体积随着温度的升高而膨胀。在一般的温度和压力下, 对于通常采用的矿物油体积的膨胀量 ΔV , 可以用下式求得:

$$\Delta V = B_t \times V_0 \times \Delta t \dots\dots\dots (1-2)$$

式中: V_0 ——液体原始体积 (厘米³)

Δt ——温度的变化量 (°C)

B_t ——体积膨胀系数, 常为 $8.5 \sim 9 \times 10^{-4} (1/^\circ\text{C})$

由于液体的热膨胀关系, 有时可能会导致密封的油缸或其他机构导致胀坏, 但是这种情况很少发生。

三、液体的粘度

1. 液体的粘度及其表示方法:

液体都表现出不同程度的粘滞性。这实质上是液体存在着内摩擦力以抵抗在剪切力作用下产生变形的一种性质。液体粘滞性的大小用粘度来表示。

液体粘度的大小对液压传动有较大的影响, 液体的粘度大, 运动时内摩擦力大, 因而引起发热导致机床的精度降低, 现在的数控机床上油箱都没有油的冷却装置。粘度太大还会引起液压元件运动迟缓。甚至动作失调。粘度太小还会使泄漏增加, 使系

统的效率降低,甚至使系统压力上不去。

粘度的表示方法有三种:相对粘度、绝对粘度和运动粘度。

在工厂中,通常是采用相对粘度 $^{\circ}\text{E}$,这是因为它能够用相应的仪器(恩氏粘度计)来进行测量。相对粘度是表示200厘米³的液体与200厘米³的水,在同一工作条件下,流过同一直径小孔时,所需时间的比值,即:

$$^{\circ}\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \dots\dots\dots (1-3)$$

式中: t_1 ——200厘米³的被测液体流过恩氏粘度计小孔时所需的时间(秒)。

t_2 ——200厘米³的水流过恩氏粘度计小孔时所需的时间(秒)。

相对粘度仅是一个比值,所以没有单位,在测量时,通常是用20°C,50°C或100°C作为测量时的标准温度,所以所测得粘度相应的用符号 $^{\circ}\text{E}_{20}$, $^{\circ}\text{E}_{50}$ 或 $^{\circ}\text{E}_{100}$ 来表示。

另外两种粘度的表示方法是绝对粘度 μ 和运动粘度 V_0 。

绝对粘度 μ 是表示面积为1平方米,距离为一米的相邻两层流体,以1米/秒的速度相对运动时其相互间所作用之力。力大,粘度就大,力小,粘度就小。它的工程单位是以公斤秒/米²,物理单位是达因,秒/厘米²(或叫泊)。

运动粘度 V_0 是绝对粘度用液体密度来除所得的商值。即:

$$V_0 = \frac{\mu}{\rho} \text{ 厘米}^2/\text{秒} \dots\dots\dots (1-4)$$

式中: μ ——液体的绝对粘度。

ρ ——液体的密度。就是液体单位体积内所占有的质量,

$$\text{即 } \rho = \frac{m}{V}.$$

运动粘度的工程单位是米²/秒。物理单位是厘米²/秒,叫做司。

绝对粘度和运动粘度是理论运算和推导中经常使用的粘度单位。它们实际上无法直接测量。绝对粘度和运动粘度可以利用下面的关系从相对粘度中推算出来:

$$\mu = V_0 \times \rho \dots\dots\dots (1-5)$$

$$V_0 = 0.731^{\circ}\text{E} - \frac{0.0631}{^{\circ}\text{E}} \text{ (厘米}^2/\text{秒)} \dots\dots\dots (1-6)$$

2. 温度对液体粘度的影响

机床液压传动中所用的油,当温度升高时会变稀,即粘度降低。造成液压系统的泄漏增加。

油的种类不同,粘度变化规律也不相同,很难用一个公式来表达温度与粘度的关系。但对于普通粘度(不超过 6°E_{50})的矿物油,当温度在30°C~150°C的范围内可以近似用下公式来计算粘的变化:

$$A_t = V_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \dots\dots\dots (1-7)$$

式中: V_t ——温度为 t 时的运动粘度(厘米²/秒)。

V_{50} ——温度为50°C时的运动粘度(厘米²/秒)

n ——指数,其值为下表:

$^{\circ}\text{E}_{50}$	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

3. 压力对液体粘度的影响

液体的粘度与压力的大小有很大的关系，压力大，液体分子间的距离缩短，粘性变大。压力与粘度间有如下的关系式：

$$\mu = \mu_0 e^p \dots\dots\dots (1-8)$$

式中： μ_0 ——一个大气压下油的绝对粘度

e ——自然对数的底。

b ——实验试数，对于机床传动所用的
(由 b 值为0.002~0.003)。

p ——油的压力

μ ——油在压力为 p 下的绝对粘度

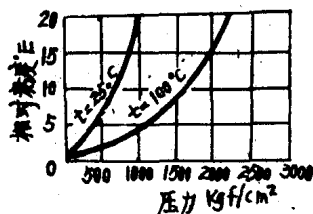


图 1—1

图 1—1 是矿物油在不同压力下实验时所得到的
压力——粘度关系曲线。图 1—1。

2. 液体的化学性质

一、热稳定性

油在通狭缝，小孔和沿管道流动时会产生很大的热量因而使油温升高，油温过高会使油分子裂化，粘度下降，从油中析出沥青，析出的沥青和其杂质会堵死节流阀的缝隙和阻尼 n ，严重的影响到液压系统的正常工作。所以我们经常把油温控制在 $15^{\circ}\sim 60^{\circ}\text{C}$ 的范围内就是这个道理。所以我们要求油在规定的油温内要稳定。

二、氧化性

在常温时，油与空气或其氧化物接触时会发生氧化，由于氧化而产生酸性物质会腐蚀金属零件，这是不好的现象，同时还要求油的燃点要高，不易燃烧，所以要求油的氧化性较差。

三、互溶性

不同性质的油有相互溶解的能力，同时也会与其他物质互相作用而溶解。例如油液对橡胶密封圈中的某些增塑剂起作用后而使密封圈失去弹性，破坏其密封性能。又如溶在液体中的空气，如果系统在工作中产生局部负压，这些气体就容易从油析出而成气泡，而引起系统中发生噪音和振动，爬行。所以限制吸油管中的流速在2米/秒以下，各回油管均深入液面以下，使液体流速降低。使气泡来得及浮于油面，所以要求油的互溶性较差。

根据以上油的性质，液压传动用油应根据以下几个原则进行选用：

(1) 有良好的润滑性能。

(2) 最好温度在 $-30^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ 之间, 粘度变化不大。

(3) 腐蚀性较小。同时也不容易吸收或溶解空气。

(4) 粘度大小应适应于现在一般液压件的密封间隙。

(5) 要求燃点较高。

(6) 绝缘性能良好。

(7) 散热性能好。价格便宜, 便于采用。

一般压力高时采用高粘度油, 速度较高时采用低粘度油, 如在中小压力 ($P = 20 \sim 50$ 公斤/厘米²) 的往复运动中, 以及当动力活塞速度较高 ($V \geq 8$ 米/分), 宜采用低粘度油如10号或20号机油, 在旋转传动中一般采用粘度较高的油如20号, 30号及40号机油。但是速度很高时液压损失急剧增加, 也应采用低粘度油以防止破坏油泵的吸油作用。

机床上, 一般冬季使用10号机油, 夏季使用20号机油, 酷热地区采用30号机油为宜。

§ 1—2 液压传动的优缺点

目前液压传动得到广泛应用是因为这与其他传动 (如电气, 机械) 比较它具有如下的特点:

(1) 在同样的功率下, 它具有体积小, 重量轻, 惯性小, 结构紧凑。

(2) 制造方便, 结构简单, 成本低。

(3) 运动平稳在较大的范围内能实现无级调速。易于吸收冲击, 能防止过载。

(4) 液压元件易于实现标准化, 系列化, 通用化, 互换性强。

(5) 容易实现自动化。

但是液压传动也存在着缺点:

(1) 由泄漏存在, 不适用于要求高的定比传动, 而且也影响工作效率和运动平稳。

(2) 由于油的粘度随着压力和温度而变化, 所以也影响到工作机构的工作性能。在低温和高温条件下采用液压传动有较大的困难。

(3) 由于油中容易渗入空气, 容易引起振动, 也影响到工作质量。

(4) 在使用时由于我们看不到系统内部的工作情况, 故寻找故障较为困难。

§ 1—3 流体的基本知识

一、层流和紊流, 雷诺数的意义

液体在管内流动时有两种形态, 层流和紊流。层流时液体的分子按着一个方向有秩序地顺序运动。紊流时液体各分子在沿总方向移动的过程中, 还有其他方向作不规则运动, 所以这种流动状态又叫做紊流。

层流和紊流时, 液体质点沿流动方向的流动速度如图 1—2 所示。层流时, 靠近管壁的地方流动速度较低。贴近管壁流动速度实际等于零, 而在中心流速最大。整个

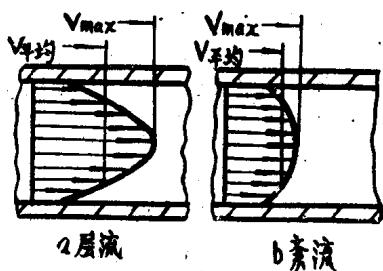


图 1—2

流动速度的分布情况呈一个抛物面如图 1—2 a 所示。紊流靠近管壁处的流速也是较低。但是总的情况速度分布比较均匀。在计算时不管是层流和紊流，都是取液体的平均流动速度进行计算。

图 1—2

液体的流动是处于层流，还是呈紊流状态，这与液体的平均流动速度 V ，管子的直径 d 以及液体的运动粘度 V_0 等因素有关。

经试验表明：当

$$\frac{V \times d}{V_0} < 2300 \dots \dots (1-9) \text{ 时，液体是处于层流状态。}$$

而当

$$\frac{V \times d}{V_0} > 2300 \dots \dots (1-10) \text{ 时，液体便处于紊流状态。}$$

从 $\frac{V \times d}{V_0}$ 式子中运算出来的结果是一个无因次量，它只是一个数字。通常把这个

$\frac{V \times d}{V_0}$ 叫做雷诺数、并用 Re 来表示：

$$Re = \frac{V \times d}{V_0} \dots \dots \dots (1-11)$$

液体的两种状态对液体的流动产生不同的影响。层流时常在管壁的表面有一层“层流附面层”，它将管壁高低不平之处复盖，使管子具有光滑管的性质，因而使流动的阻力减小，紊流时使管子的附面层变小，其结果是不能把管子高低不平的表面复盖，使流动时的阻力增加，而且紊流时，液体分子的扰动现象比层流剧烈的多。所以在进行流体的力学计算时，在许多的情况下，必须首先弄清楚流体是处在层流，还是紊流。在机床液压传动系统中，液体沿管子流动多数是层流。

二、沿程阻力和局部阻力

1. 沿程阻力

液体沿着管子流动的流速是不均匀的，则液体对管壁之间，以及液体分子之间必然要产生摩擦，因而使液体流动的压力受到损失。引起沿程压力损失的力叫沿程阻力。

沿程阻力可以用下式求得：

$$\Delta P = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{V^2}{2g} \dots \dots \dots (1-12)$$

式中： ΔP ——沿程阻力（公斤/厘米²）

λ ——管子的阻力系数（或叫压力损失系数）。

L ——管子（直管）的长度（米）

d ——管子的直径（厘米）

V ——液体的平均流速（米/秒）

g ——重力加速度 (米/秒)

γ ——液体的重度 (公斤/厘米²)

阻力系数 λ 通常用实验方法来确定, 但是经过水力学的深入研究以后, 发现阻力系数也可以用雷诺数来表示出来:

即: 对于前述的矿物油以层流状态流过硬直管时, λ 可按式算出:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \dots\dots\dots (1-13)$$

若是紊流则:

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \dots\dots\dots (1-14)$$

对于软管, 因为管中之扰动较大, 而且弯曲时在弯曲部分必然产生椭圆度使流通面积减小。因此, 阻力系数比硬直管稍大, 所以阻力系数约为:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \sim \frac{85}{Re} \dots\dots\dots (1-15)$$

2. 局部阻力

液体流过弯头、阀门、进出油口、小孔、缝隙、网孔……等等, 都会引起压力损失。这点由于液体流经这些地方时流线被压缩, 流速增高而产生的。局部阻力用下式求得:

$$\Delta P = \xi \times \frac{V^2}{2g} \times \gamma \dots\dots\dots (1-16)$$

ξ 叫阻力系数, 用实验的方法决定。其余符号同前。

沿程阻力和局部阻力都使液体的压力受到损失, 这个损失的压力虽然与传动中所用的压力比较很小, 但亦能使这个损失的压力能转换为热能, 这是引起系统发热原因之一。

从式 1—12 和 1—16 中可以看出, 沿程阻力和局部阻力都是与流速的平方成正比。所以在液压传动系统设计中, 通常就采用限制流动速度的办法来解决。

一般在各种管路中的流速情况大致如下:

高压管路: 3 ~ 6 (米/秒)

低压管路: ≤ 3 (米/秒)

排油管路: ≤ 3 (米/秒)

吸油管路: 1—2 (米/秒)

控制油路: 2 ~ 3 (米/秒)

充液油路: 1—2 (米/秒)

阀口流速: 5 ~ 9 (米/秒)

大直径选大数, 小直径选小值。

第二章 油泵及液压马达

§ 2—1 齿 轮 油 泵

齿轮油泵具有结构简单, 维护方便, 对冲击负荷适应性强, 成本低等优点, 因而广泛应用于机床的低压液压传动和工程, 矿山、农业以及航空液压系统中。在机床上一般使用在25公斤/厘米²以下, 而无特殊要求的液压传动系统。

一、齿轮泵的工作原理

齿轮油泵的工作原理如图 2—1 所示, 在油泵的壳体内装有一对渐开线的齿轮,

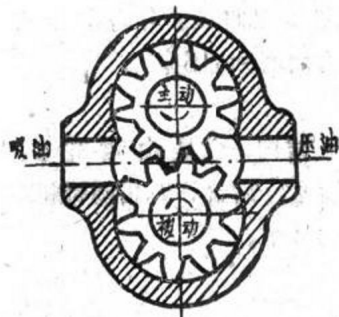


图 2—1

其一为主动齿轮, 旋转方向如图所示, 另一个为被动齿轮, 随主动齿轮转而转动。当两齿轮由啮合状态分开时, 一牙齿从另一齿轮的齿洼中脱开, 那么由两齿轮围成封闭的工作空间由小变大, 并造成一定的真空液体在大气压力的作用下, 由进油口进入, 充满两个齿轮的全部齿洼, 这一部分充满齿洼的油随着齿轮的旋转被沿着壳体圆周方向带到压油区。而压油作用是由两齿轮啮合一牙齿进入另一齿轮的齿洼, 将充满齿洼的油液挤出去。由排油口压出, 完成全部的吸油与压油作用。这就是齿轮油泵的工作原理。

二、齿轮泵的结构

(1) CB型齿轮油泵

CB型齿轮油泵的结构如图 2—2 所示, 它是由泵体 1, 前盖 8, 后盖 9, 齿 轮

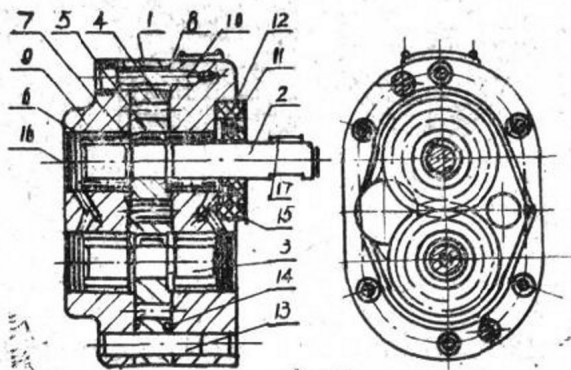


图 2—2

4, 主动轴 2, 被动轴 3, 密封环 11 和法兰盘 12 等组成, 两个渐开线齿轮装于泵体 1 中, 轴承 6 采用带保护架的滚针轴承分别装在前盖 8 和后盖 9 中, 主动轴 2 和被动轴 3 分别用单键联接, 前后盖和泵体间用园柱销定位, 用螺钉 10 将它们紧固在一起, 齿轮和前后盖端面的间隙为 0.03~0.04 毫米, 由泵体的厚薄和齿轮的厚薄来保证, 易于控制适合于大量的生产要求, 齿轮的径向间隙为 0.13~0.16 毫米。

CB 型齿轮油泵的优点:

(A) 结构简单, 间隙容易控制容积效率和机械效率比较高。

(B) 轴承采用带保护架的滚针轴承, 能保证滚针的公转与自转, 使滚针在工作过程中没有挤压现象, 提高了机械效率和使用寿命, 与 LIIΓ 型齿轮油泵比较省去了合金钢的轴承座。

(C) 泵体开有卸荷槽, 通过侧面的泄漏的油可通过此槽流回吸油腔减少螺钉的拉力, 省去纸垫, 而且噪音小。

(D) 油泵零件加工工艺性与装配工艺性比较好, 易于组织生产。

(E) 为了提高油泵的吸油率, 减少吸油损失 CB 型齿轮油泵将吸油孔与压油孔设计了不同形状而达到此目的。因而使用此型油泵时旋转方向必须固定。

(2) LIIΓ 型齿轮油泵

LIIΓ 型齿轮油泵的结构如图 2—3 所示, 此泵为整体式结构, 它是由齿轮 4, 滚针座 8, 主动轴 6, 被动轴 7, 共同装于泵体 1 内。前盖 2, 后盖 3, 用园锥销钉与泵体 1 定位并用螺钉紧固在一起。端面间隙为 0.03~0.06 毫米。

LIIΓ 型齿轮油泵具有的缺点是:

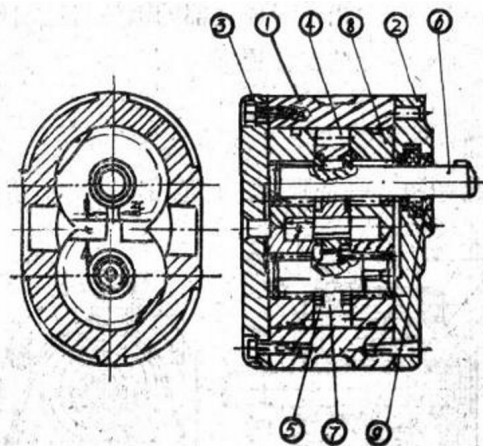


图 2—3

(A) 由于轴承座圈浮动的装在泵体内, 机械损失大所以机械效率也低。

(B) 在轴承座圈上开有压力平衡槽因此泄漏增加, 容积效率低。

(C) 滚针没有保护架, 滚针之间的间隙不易控制, 滚针易于倾斜, 因此不容易

实现公转与自转，不仅机械效率低而也加剧轴颈与座圈孔的磨损，缩短了滚针的工作寿命。

(D) 零件的装配工艺与加工工艺性比较差，尤其是轴承座圈更是如此，因此逐渐被CB型齿轮油泵所淘汰。

(3) 齿轮油泵的困油现象及消除方法。

从齿轮油泵的工作原理中可以看出，在油泵工作时仅有一对齿轮啮合就行了。但是，实际上当齿轮同时啮合的齿数少于和等于一对时，油泵的输油率很不均匀，齿轮

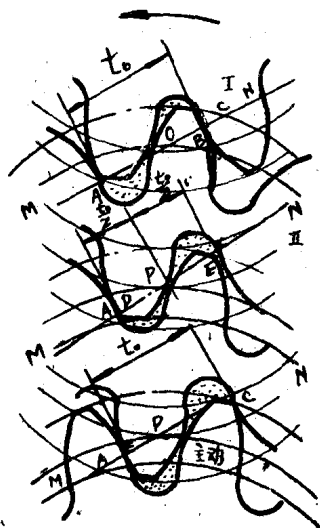


图 2—4

运转也不平稳，这样就会影响整个液压系统的不平稳性，因此在设计齿轮油泵时往往使同时参加啮合的齿数多于一对，但是由于同时啮合齿数多于一对，又会带来新的问题如图 2—4 所示，在泵内两齿轮啮合过程中，当新的一对齿在 A 点进入啮合时，前一对齿啮合点尚未脱开，于是在它们之间的齿洼内形成一个闭死容积，随着齿轮如图所示方向旋转，该闭死容积将逐渐缩小，当旋转到啮合点 D、E 处于节点 P 的两边对称位置时，此闭死容积缩小到最小，继续旋转则闭死容积又恢复到最大，直到 C 点脱开为止。图 2—4 III 所示。这样在闭死容积形成过程中，就出现了由大变小时，由小变大两种情况。当容积由大变小时，由于液体是不可压缩的，所以在闭死的容积内的液体由于受压而产生极大的压力，油液就会从一切可以泄漏的地方硬挤出去，使得齿轮油泵的容积效率降低，而且

使齿轮的轴承承受极大的径向附加载荷，降低使用寿命，并造成功率损失和油液发热等不良情况。当闭死的容积由小变大时由于液体已被高压从泄漏处挤出去了。那么就会造成真空，使油液中溶解的空气分解出来，液体也要蒸发，因而产生气泡，并被带入顺油腔造成流量不均匀或振动而产生较大的噪音，这种现象我们总称为“困油现象”因此在设计齿轮油泵时，使闭死容积内的液体放走从而卸荷，保证油泵正常工作，提高油泵的工作性能。解除困油方法比较多，比较典型的如 CB 型齿轮油泵在端盖上和 LII 型齿轮油泵在轴承座圈上铣出相应的凹槽，使其中一个凹槽通吸油腔，另一凹槽通压油腔。如图 2—2，图 2—3 的虚线部分就是如此。开卸荷槽的原则是：当闭死容积稍微往前或者往后转过一个角度时就相应地连通吸油腔或者压油腔。图 2—5 所示为 CB 型齿轮油泵开卸荷槽的示意图。图 2—6 所示为 LII 型齿轮油泵开卸荷槽的示意图。图 2—7 所示为 LII 型齿轮油泵在轴承座圈上开卸荷槽的结构图在无齿侧间隙的情况下，如图 2—5 所示为了使 I 腔容积压缩到最小值的过程中，始终与压油腔相通，又必须防止吸油腔与压油腔互通，可以使卸荷槽的位置不对称于两齿轮的联心线，而向吸油方向一方偏移一段距离，这样不仅解决了困油现象，而且闭死容积变小的过程中始终保持与压油腔相通，可以多回一部分压力油，提高容积效率。但卸荷

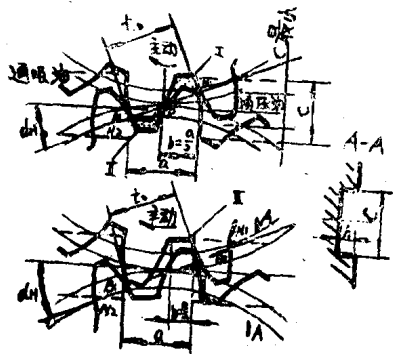


图 2—5

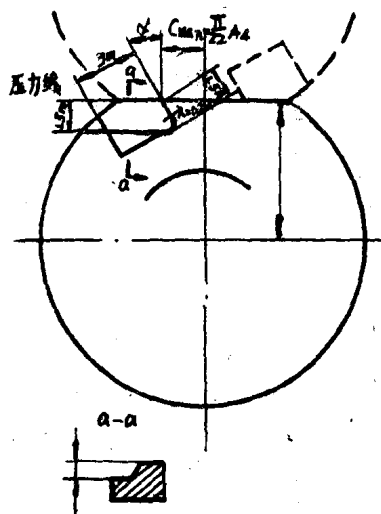


图 2—6

槽偏移后当闭死容积中心线越过节点后闭死容积新增时Ⅱ腔不立即同吸油腔接通，就可能出现局部真空。但事实上，当压力提高时，使齿轮中心距离加大，又出现齿侧间隙，有油补充，同时低压困油不是主要矛盾，实践证明噪音显著下降。图 2—7 所示是 III 型齿轮油泵车轴承座圈上开卸荷槽并 对 称 分 布。从而保证解除困油现象出发。沟槽边缘距离齿轮中心线（极点）的距离 C 应保证困油容积在达到最小位置以前保持与压油腔相通。

因此，当超越系数 ε 大约等于 1 时：

$$C = \frac{t_0}{2\cos\alpha} \dots\dots\dots (2-1)$$

式中： t_0 ——法面节距

α ——齿形压力角

在设计过程中，可以取 $C = (1.4 \sim 1.5)m$ ，沟槽的宽度稍大于齿顶高，一般取 $1.5m$ 左右（ m ——齿轮模数）。沟槽的深度影响困油排出的速度，一般排油平均速度应小于 10 米/秒。否则阻力过大。因此深度与困油容积的大小及沟槽的宽度有关，即 $y = f(\frac{y}{m})$ 。

对于检修正齿轮，沟槽深度 y 可以按下式计算：

$$y = 0.5Z \times b \times h \times 10^{-6} \text{ 毫米} \dots\dots\dots (2-2)$$

式中： b ——齿轮的宽度；

h ——油泵转数

Z ——齿轮齿数及模数

当二侧端面均开槽时则其深度可取 $\frac{y}{Z}$ 值。

(4) 齿轮油泵中的压力平衡

作用于齿轮外园表面的压力是不等的, 靠近吸油腔的地方比较低, 靠近压油腔的地方比较高, 分布形状, 如图 2—8 所示。因此, 在较高压力的齿轮泵, 常开有平衡油沟, 以使作用于齿轮外园的径向作用力能互相平衡如图 2—9 所示为 IIIΓ 型 齿轮

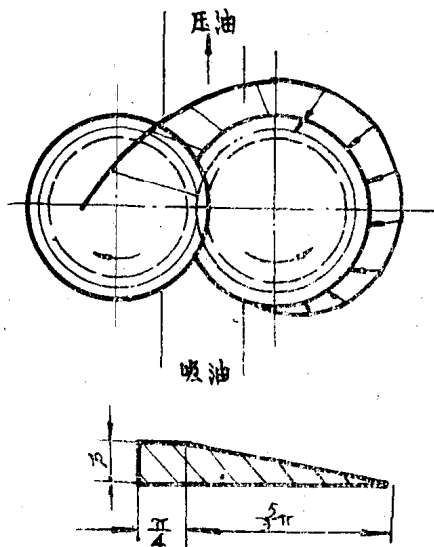


图 2—8

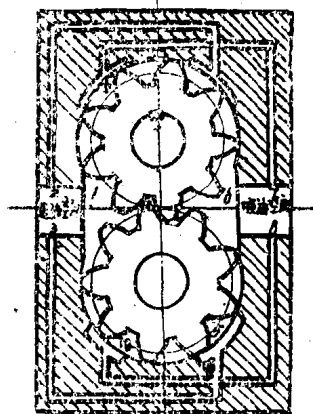


图 2—9

油泵中所采用的平衡油槽形式, 它是开在轴承座圈上如图 2—7 所示。这样将高压油引入低压区, 径向压力平衡了一部分, 但是造成压力油损失以及泄漏增加, 使将油泵的容积效率降低。毛主席教导我们: “**如果存在两个以上的矛盾的复杂过程的话, 就要全力找出它的主要矛盾, 捉住了这个主要矛盾, 一切问题就迎刃而解了。**” 因此 CB 型齿轮油泵就根据这个原则为了保证在主要作用是油泵的容积效率问题。为了提高油泵的容积效率而取消了压力平衡油槽, 将压油口缩小, 减少不平衡的径向力, 增加了齿轮的径向间隙, 这样做的结果提高了油泵的容积效率, 在理论上讲会使油泵的容积效率降低, 但是事实上高压油沿齿轮径向间隙流回吸油腔, 不是泵内泄漏的主要渠道, 而且因为圆周长度大, 又因为径向力的作用其间隙越来越小。所以容积效率影响不大, CB 型齿轮油泵的容积效率达到 0.9 以上, 超过 IIIΓ 型齿轮油泵的容积效率 0.7~0.85。

(5) 齿轮油泵的泄漏

齿轮油泵有两个旋转的齿轮, 依靠它的端面和齿顶圆与前后盖板和壳体之间的间隙来实现工作空间的密封, 由于相对运动零件的接触面较大, 特别是端面间隙不容易控制, 其密封性能较差, 泄漏路线如图 2—10 的箭头所示, 因此齿轮油泵一般用在低压系统。油泵的工作压力通常为 10~20 公斤/厘米², 如果采用自动补偿端面间隙或者提高工艺要求等措施, 也可以作成 100~200 公斤/厘米² 的高压油泵。

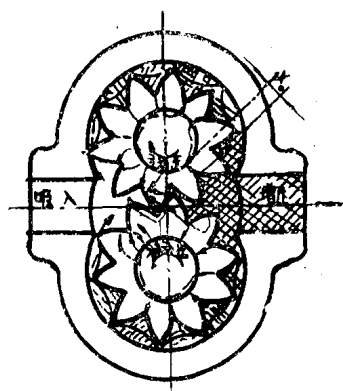


图 2—10

(6) 齿轮油泵的极限转数

油泵的工作转速与油的粘度有关，油的粘度愈大，齿轮的圆周速度应该愈低。但是速度太慢时，相对泄漏较大，油泵的容积效率低，齿距的最低圆周速度，按下式确定：

$$V_{\text{最小}} = 0.17 \frac{P}{E_{50}} \text{米/秒}, \dots\dots\dots (2-3)$$

式中： E_{50} ——在温度50℃时，油的恩氏粘度，

P ——油泵的压力（公斤/厘米²）

常用的油的粘度为 $E_{50} = 2 \sim 3$ ，因此；

$$V_{\text{最小}} = (0.057 \sim 0.085) P \text{ (米/秒)} \dots\dots\dots (2-4)$$

油泵中的齿轮圆周速度太高，由于离心力的影响，油来不及填满整个齿洼，会造成油泵的空白现象，因此齿轮的最高圆周速度为：

$$V_{\text{最大}} = 4.5 \sim 5 \text{ (米/秒)} \dots\dots\dots (2-5)$$

油的粘度愈大， $V_{\text{最大}}$ 应愈小。

(7) 齿轮油泵的输油率，转距和功率

由于齿轮油泵的工作原理是一对齿的啮合过程所以齿的输油率是脉动的。现在我们来推导一下齿轮油泵的输油率公式并研究它的变化情况。

如图 2—11所示，作用于 A_1O_1 的力当 $p \cdot r_1 \cdot b$ ，以 O_1 点为中心的转距为：

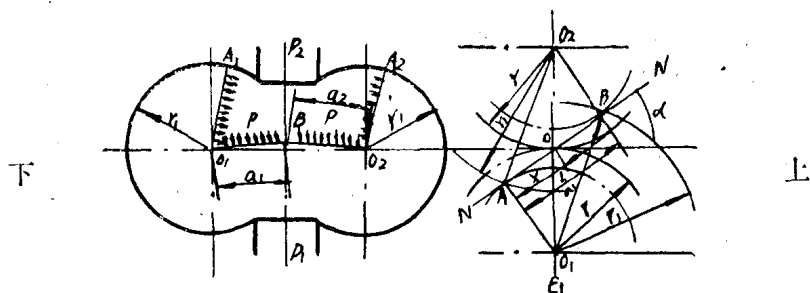


图 2—11