

液 压 传 动

— 油 泵 油 马 达 专 辑



浙江大学《新技术译丛》编译组

液 压 传 动

——油泵油馬达專輯

(译 文 集)

浙江大学机械系液压传动专业 编译
《新技术译丛》编译组

江苏工业学院图书馆
藏书章

1 9 7 1

毛主席语录

我国人民应该有一个远大的规划，要在几十年内，努力改变我国在经济上和科学文化上的落后状况，迅速达到世界上的先进水平。

外国有的，我们要有，外国没有的，我们也要有。

独立自主、自力更生。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

中国应当对于人类有较大的贡献。

出 版 说 明

毛主席关于“中国应当对于人类有较大的贡献”的伟大号召鼓舞着我国亿万工农兵奋战在社会主义革命和社会主义建设的各条战线上，夺得了又一个又一个极其辉煌的胜利。国内外形势一片大好，“敌人一天天烂下去，我们一天天好起来”。

在这大好形势下，我们遵照毛主席“教育必须为无产阶级政治服务，必须同生产劳动相结合”的伟大教导，结合教学、生产和科研的需要，编译出版了这本《液压传动》（译文集），供从事液压技术的广大工人、技术人员和教师参考。

液压传动是某些机械实现自动化的一种方法，具有体积小、重量轻、运动平稳、能防止过载、能在较大范围内实现无级调速等优点。目前液压技术日益广泛地应用于我国国防工业、冶金、锻压、矿山设备、机床、交通运输、起重、建筑，以及农业机械、工程机械、轻工业等许多部门。

本译文集以油泵油马达为中心内容，转载了近年来国外期刊中有关液压技术的文章共11篇，内容包括：柱塞泵新结构和设计计算方法、降低柱塞泵噪声的途径、低速大扭矩油马达的结构和性能、油马达的制动特性，以及高压齿轮泵结构等。

必须指出，资本主义和修正主义期刊中的文章，不可避免地带有唯心论的先验论和反动的唯生产力论等毒素。遵照毛主席“批判地吸收外国文化”的教导，我们对原文中谬误

之处作了一些必要的删改。但由于我们活学活用毛泽东思想不够，业务水平不高，译文中一定会有不少缺点和错误，希望读者批评指正。

目 录

高压齿轮泵间隙补偿的设计.....	(1)
轴向柱塞平面配流盘式容积液压机械的计算.....	(15)
球面活塞——一种新的液压结构元件.....	(66)
油膜——设计要素之一.....	(78)
端面配流盘结构对轴向柱塞泵调节机构的 参数的影响.....	(89)
轴向柱塞式液机油缸体的平衡条件.....	(97)
新型高压径向柱塞泵.....	(106)
液压径向柱塞泵的噪声级及减弱噪声的研究.....	(116)
减低滞回损耗以克服噪声和提高效率.....	(136)
低速大扭矩油马达的结构和特性.....	(165)
带外负荷的油马达和油缸的制动.....	(188)

高压齿轮泵间隙补偿的设计*

一、引言

容积式泵是决定液压传动可靠性的主要元件。目前采用的容积式泵有许多种结构，齿轮泵就是其中之一。它的历史虽然不久，却有不少优点，故在液压设备中得到广泛应用。

齿轮泵的主要优点是：造价低；功率大，重量轻；外形尺寸小，结构紧凑；寿命相当长；对油中的污染不敏感；可达到高转数；效率高，间隙补偿泵效率很高；按多流道原则设计可能有多种结构形式。

齿轮泵的缺点是：流量和压力脉动大，噪声大，流量不可变。

世界上大多数工厂生产的齿轮泵，基本上都带有二只齿数相同的渐开线齿形齿轮。这种结构可以大大降低泵的成本，并可使泵的各种另件，特别是齿轮的加工达到高精度。这对泵的工作性能（如寿命、噪音及在高容积效率 η_v 和高总效率 η 下的最大允许工作压力）影响很大。

根据典型结构达到最高效率时的最大允许工作压力，齿轮泵可以分为三类：

第一类是固定轴向间隙齿轮泵和固定径向间隙齿轮泵。

* Karol Strozniak, "Zahnradpumpen—Konstruktive Gestaltung der Spaltkompensation", O + P, Jg. 13, 1969, Nr. 3, S. 102-108.

这类泵适用于工作压力不超过125公斤/厘米²的场合。

第二类齿轮泵具有液压轴向间隙补偿，最大工作压力为100—200公斤/厘米²。

轴向间隙和径向间隙都可进行液压补偿的齿轮泵属于第三类。这类泵适用于工作压力约为160—320公斤/厘米²的场合。

下面就讨论这三类齿轮泵，分析目前产品的不同结构，也谈到间隙补偿的设计问题。

二、固定间隙齿轮泵

这类齿轮泵的典型结构如图1所示，它由一对互相啮合的圆柱正齿轮组成。齿轮装在泵体里，由前后盖板密封。按结构，齿轮轴可装在前后盖板的滑动轴承或滚动轴承里。这种齿轮泵的基本结构，因为有一定的轴向间隙 S_2 和径向间隙 S_1 （图1上有所放大），所以不可能达到较高的工作压力。这是由于间隙使油从压油腔流回吸油腔。这样，实际流量就明显减少。在极限情况下，间隙泄漏很大，以致使有效流量等于零。在轴承间隙极限内，由于油压对齿轮圆周作用，齿轮就向吸油腔方向移动。径向间隙（图1上是环形的，实际上是镰刀形的）在压油腔最大，在吸油腔几乎等于零。轴向间隙〔1、2〕对齿轮的间隙泄漏有很大影响，它在这种泵结构中决定于泵体和齿轮的宽度差。齿轮泵的最小轴向间隙与下列条件有关：

1. 齿轮和壳体的加工精度（盖板端面与轴孔的垂直度，前后盖板轴孔的同心度，泵体端面的平行度等）

2. 为保证滑动面之间的液体摩擦，必须留有最小间隙，这对保持油膜是不可缺少的。

3. 齿轮和泵体的材料膨胀系数不一样，因而在油压系统温度上升时，间隙值会有明显的变化。

这种泵的主要缺点是，工作时间一长，由于摩擦面的磨损，间隙（特别是轴向间隙）会增大。

泵的质量决定于容积效率和总效率，它们可用特性曲线表示，用这些曲线可判断和比较不同型号的泵。

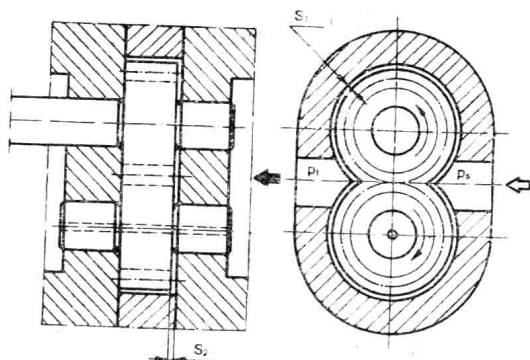


图 1 齿轮泵的结构

图 2 是固定间隙齿轮泵在常用压力范围内总效率和容积效率随工作压力而变化的情况。图上所示的效率变化是根据不同产品的数据画的。

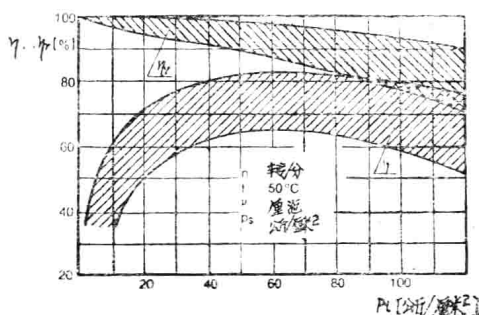


图 2 固定间隙齿轮泵的总效率和容积效率的变化

从齿轮、轴承和壳体部分的压力负荷图也可看出上述三类泵的特征。图 3 a 和 3 b 为固定间隙齿轮泵的纵横剖面简图。与下面二类泵比较，这一类泵的优点是只有泵体受到压力负荷。

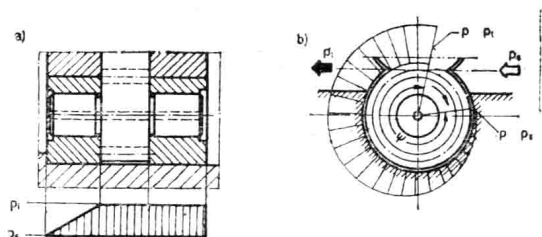


图 3 固定间隙齿轮泵的压力负荷图

三、轴向间隙补偿齿轮泵

实验证明 [1、2]，轴向间隙对泵的内部密封和容积效率影响极大。改善容积效率也就提高了总效率。当然，设计者要特别注意减少由轴向间隙所引起的容积损耗，并力求在泵在整个预定工作期限内达到高的效率。为了获得更高的工作压力，制成了一种新式结构的泵，它的轴向间隙可由液压补偿。图 4 就是这种泵的结构和这类泵的补偿作用原理。

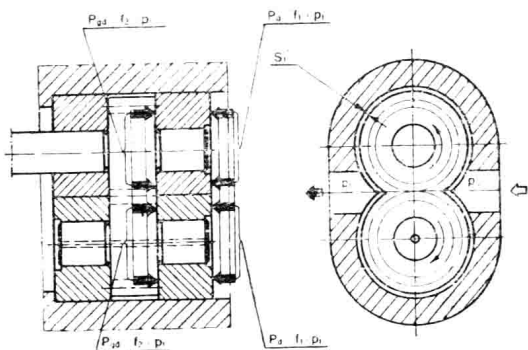


图 4 轴向间隙补偿的作用原理

二个互相啮合的圆柱正齿轮装在前后盖板的滑动轴承或滚动轴承里，轴套可限制在壳体内作轴向浮动。从压油腔流向轴套外端面的油所产生的力把轴套压向齿轮的侧面。作用在有一定形状和大小的面积 f_1 上的压力可由合力（压紧力）代替，其大小随着泵的工作压力成正比地变化。这个合力 P_d 可用公式（1）计算：

$$P_d = f_1 \cdot P_t \quad (1)$$

压力从泵的内端面作用在轴套上，其变化见图 6 b。它所产生的反推力也与工作压力成正比，可用公式（2）求得：

$$P_{gd} = f_2 \cdot P_t \quad (2)$$

式中 f_2 是当量面积，压力负荷图上绘出的平均压力 P'_t 作用在 f_2 上。

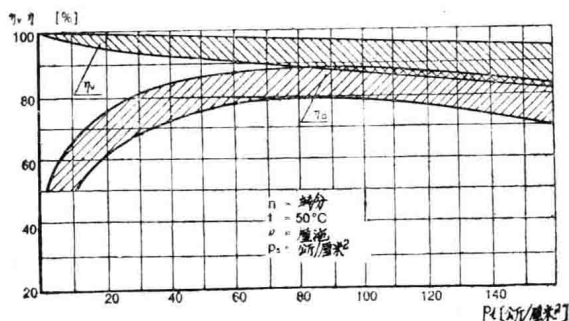


图 5 轴向间隙补偿齿轮泵的总效率和容积效率的变化

泵起动时，可作轴向浮动的轴套在橡皮垫圈和弹簧等几个另件的弹力 P_e 作用下，紧贴齿轮。为保证压紧面之间的

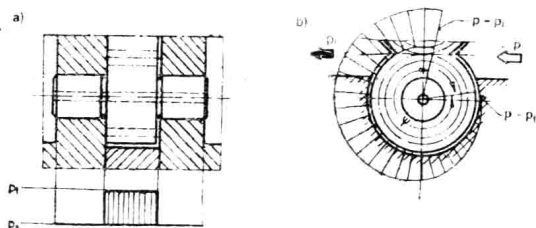


图 6 轴向间隙补偿齿轮泵的压力负荷图

密封要求，必须满足下列条件：

$$P_d + P_e > P_{gd}$$

但要强调，压力 $P_d + P_e$ 不允许任意大于 P_{gd} ，这个限制取决于：

1. 轴套和齿轮材料的 Pv 值；
2. 机械效率。

为保证正确的补偿作用，所有结构都必须满足第二个条件：二个合力的作用线完全重合。如果没有满足，就会产生力偶，使轴套倾斜在原有的间隙内，这样会增大单面间隙。

因此，齿轮泵轴向间隙的液压补偿可以归纳为：

1. 把高压油引至轴套外侧，轴套装在一块或二块盖板里，可以轴向浮动。
2. 使工作压力作用于一定形状和大小的合适密封元件上。

3. 为使压紧力和反推力几乎相等，并使二个力在同一直线上起作用，面积的形状和大小要相适应。

如果泵的构件加工精度高，压力又选择得当，可以假设轴向间隙几乎等于零。轴向间隙的减小可以大大提高容积效率，这样也可以使泵在较高的压力下工作。这是固定间隙齿

轮泵所不能做到的。因为间隙可以通过轴套的轴向浮动而自动补偿，这种结构的泵可保证在较长的工作期间内具有高的效率。径向间隙对容积效率的影响与第一类泵一样，因为间隙的大小相等。

从图 5 可看出，轴向间隙液压补偿齿轮泵要比固定轴向间隙齿轮泵优越。图中所示效率变化是根据不同工厂所生产的许多泵的试验结果绘出的。在整个压力范围内，效率比第一类泵要高。值得指出，在很大压力范围内，总效率会出现最大值，但壳体构件的压力负荷（图 6 a）是不适宜的。不仅泵体，而且连前后盖板也受到压力负荷。齿轮和轴承的负荷（图 6 b）与轴向间隙没有补偿的齿轮泵一样。

图 7 是意大利 Salami 公司生产的一种轴向间隙补偿齿轮泵。8 字形面积 f_1 上作用着由孔 B 引入的工作压力。这个面积一方面受在壳体 1 内可以轴向浮动的轴套 3 限制，另一方面受两只与齿轮同心的 O 形橡皮垫圈 2 限制。浮动轴套中有两只滚针轴承。此外，在泵起动而油压未建立时，O 形垫圈可以使浮动轴套和齿轮间产生足够的、必要的接触。图上标出的 A 孔可以把内部泄漏引进吸油腔。

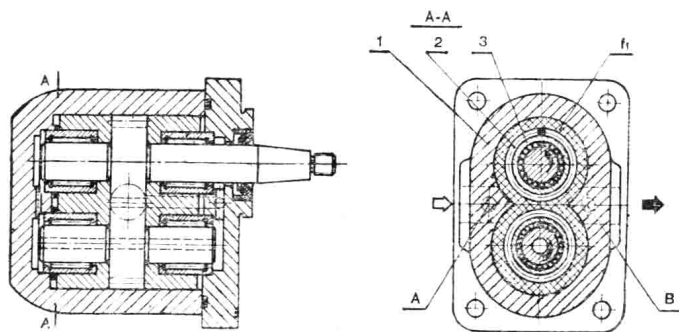


图 7 轴向间隙补偿齿轮泵的结构

图 8 结构与图 7 类似，只是个别地方有区别。它是法国 Hydromeca 公司制造的。这种结构的轴承装在两只可浮动的套筒里，用两只螺旋弹簧把套筒紧压在齿轮端面上。面积 f_1 的形状和限制方法与图 7 的结构完全一样。

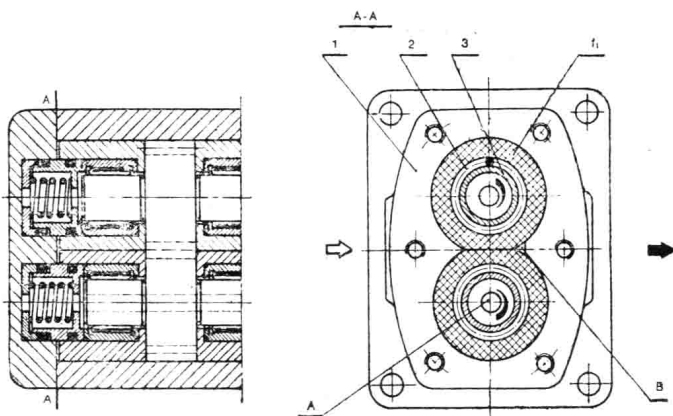


图 8 轴向间隙补偿齿轮泵

图 9 是美国 Thompson Ramo Wooldridge 公司制造的齿轮泵。图中可看出这种泵的间隙补偿原理。这里有两个补

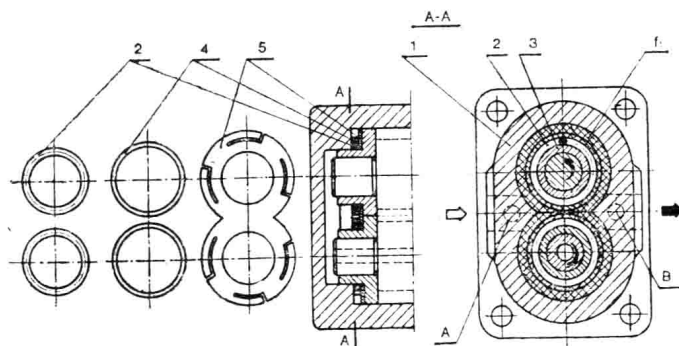


图 9 轴向间隙补偿齿轮泵

充另件：硬质园形垫片 4 和弹簧垫圈 5，在泵起动而油压未建立时可保证轴套端面和齿轮紧密接触。

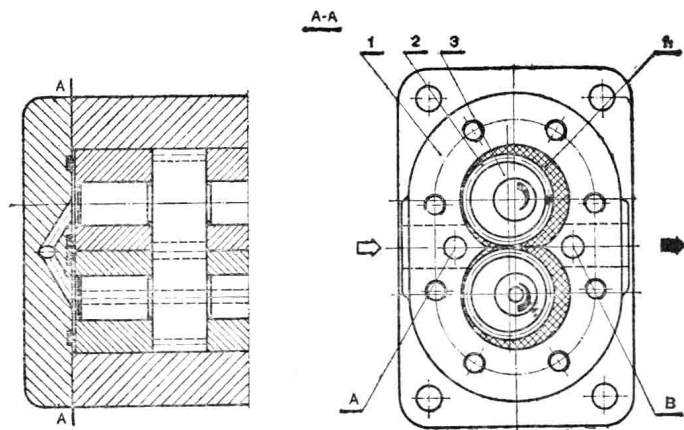


图10 PZ型齿轮泵间隙补偿原理

所有这些结构，作用在面积 f_1 上的力 P_d 几乎都在齿轮轴线上，而不在方向相反的反推力 P_{gd} 的作用线上。为此，必须使补偿面偏心移动，或者把补偿面作成不规则形状。

图10是波兰制造的PZ型齿轮泵的轴向间隙补偿原理。补偿面在两只嵌入环形凹槽的O形橡皮垫圈以内。可以通过环形凹槽的偏心移动来调节压力 P_d 的作用点对齿轮泵轴线的偏离。橡皮垫圈也可产生轴套对齿轮端面的预加压紧力。

英国的Plessey（图11）和Dowty（图12）公司生产的型式可获得更大的压力作用点的偏移。这两种型号的泵，补偿面积只由一个特殊形状的橡皮密封圈构成。这些密封圈也有一个园形截面，并嵌在相应的槽内。

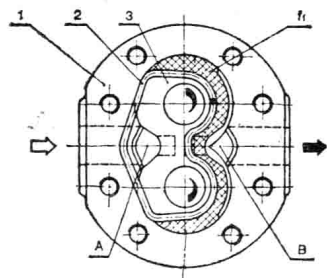


图11 英国Plessey公司的间隙补偿结构

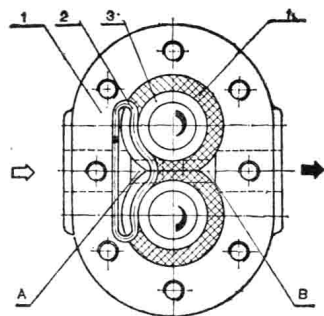


图12 Dowty公司的间隙补偿结构

图13所示 Bosch 公司的结构与上述结构不同，它有二个分开的面积 f_1 和 f_2 。面积 f_1 一方面受不分开 的轴套 3 的限制，另一方面受密封圈 2 限制。它上面作用着由压油腔经 B 孔来的工作压力。面积 f_2 只在密封圈 2 之间，它上面作用着从特别的环形腔 D 经 C 孔来的工作压力。这压力的大小决定于液流通过轴承间隙的阻力。此结构保证轴承润滑良好，并

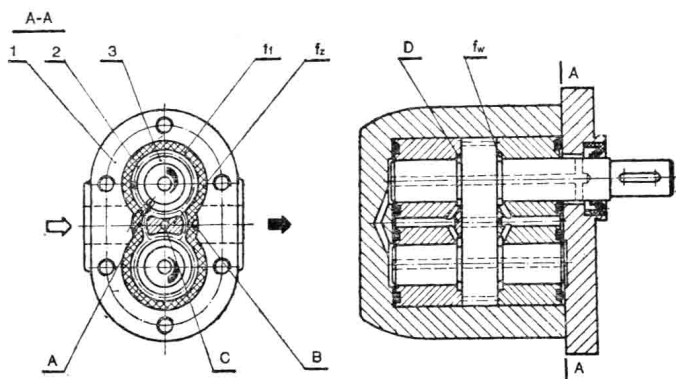


图13 Bosch公司的间隙补偿结构

能改变轴套内端面上的压力分布，反推力的作用点和大小与这压力分布有关。把面积 f_2 的轴线偏离泵的二根对称轴，可以使这二个力的作用线重合。

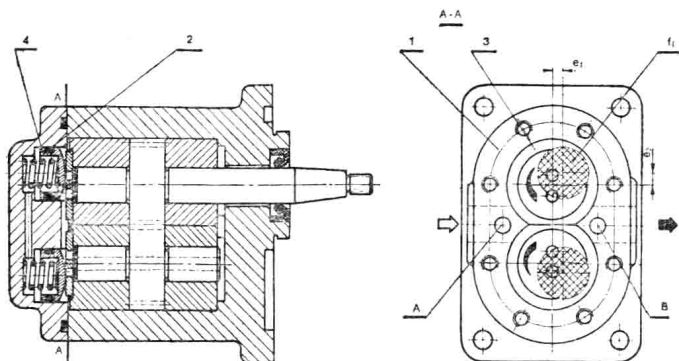


图14 通过活塞使轴套作轴向浮动的齿轮泵

图14是完全异样的轴向间隙补偿结构。可轴向浮动的轴套3通过活塞4紧压在齿轮端面上。经B孔导入的高压油从外面压到活塞上，压力的大小决定于活塞的横截面。把活塞轴线偏离泵的二根对称轴可以使压紧力和反推力的作用线重合。

四、轴向间隙和径向间隙补偿的齿轮泵

图15是这类泵的结构。因为这类泵的二种间隙能补偿到最小值，所以可应用于更高的工作压力。这种泵的效率 and 密封问题与活塞泵相同，十分容易解决。图16是与压力有关的总效率和容积效率的变化，曲线是根据试验结果画的。可以清楚地看出，工作参数有显著的提高。这类齿轮泵的优点是齿轮上的压力分布适宜，这样，轴承负荷也较小。工作压力