

第二章 液压泵

3.1 重点、难点分析

本章的重点是容积式泵和液压马达的工作原理；泵和液压马达的性能参数的定义、相互间的关系、量值的计算；常用液压泵和马达的典型结构、工作原理、性能特点及适用场合；外反馈限压式变量叶片泵的特性曲线(曲线形状分析、曲线调整方法)等内容。学习容积式泵和马达的性能参数及参数计算关系，是为了在使用中能正确选用与合理匹配元件；掌握常用液压泵和马达的工作原理、性能特点及适用场合是为了合理使用与恰当分析泵及马达的故障，也便于分析液压系统的工作状态。

本章内容的难点是容积式泵和液压马达的主要性能参数的含义及其相互间的关系；容积式泵和液压马达的工作原理；容积式泵和液压马达的困油、泄漏、流量脉动、定子曲线、叶片倾角等相关问题；。限压式变量泵的原理与变量特性；高压泵的结构特点。

1. 液压泵与液压马达的性能参数

液压泵与液压马达的性能参数主要有：压力、流量、效率、功率、扭矩等。

(1) 泵的压力

泵的压力包括额定压力、工作压力和最大压力。液压泵（马达）的额定压力是指泵（马达）在标准工况下连续运转时所允许达到的最大工作压力，它与泵（马达）的结构形式与容积效率有关；液压泵（马达）的工作压力 $p_B(p_M)$ 是指泵（马达）工作时从泵（马达）出口实际测量的压力，其大小取决于负载；泵的最大压力是指泵在短时间内所允许超载运行的极限压力，它受泵本身密封性能和零件强度等因素的限制；工作压力小于或等于额定压力，额定压力小于最大压力。

（2）泵的流量

泵的流量分为排量、理论流量、实际流量和瞬时流量。泵（马达）的排量 $V_B(V_M)$ 是指在不考虑泄漏的情况下，泵（马达）的轴转过一转所能输出（输入）油液的体积；泵（马达）的理论流量 $q_{Bt}(q_{Mt})$ 是指在不考虑泄漏的情况下，单位时间内所能输出（输入）油液的体积；实际流量 $q_B(q_M)$ 是指泵（马达）工作时实际输出（输入）的流量；额定流量 $q_{Bn}(q_{Mn})$ 是指泵（马达）在额定转速和额定压力下工作时输出（输入）的流量。泵的瞬时流量 q_{Bin} 是液压泵在某一瞬间的流量值，一般指泵瞬间的理论（几何）流量。考虑到泄漏，泵（马达）的实际流量小于（大于）或

等于额定流量，泵（马达）的理论流量大于（小于）实际流量。

（3）液压泵与液压马达的功率与效率

液压泵与液压马达的功率与效率主要指输入功率、输出功率、机械效率、容积效率、总效率。对于液压泵，输入的是机械功率 P_{BI} ，输出的是液压 P_{BT} ，两功率之比为泵的总效率 η_B ，泵的输出功率小于输入功率，两者之间的差值为功率损失，包括容积损失和机械损失，这些损失分别用总效率 η_B 、容积效率 η_{Bv} 、机械效率 η_{Bm} 表示。由于存在泄漏损失和摩擦损失，泵的实际流量 q_B 小于理论流量 q_{Bt} ，理论扭 T_{Bt} 矩小于实际扭矩 T_B 。与泵有关的计算公式有：

$$\begin{aligned}\eta_B &= \frac{P_{BT}}{P_{BI}} = \frac{p_B q_B}{P_{BI}} & \eta_B &= \eta_{Bv} \eta_{Bm} & q_{Bt} &= V_{Bt} n_B \\ \eta_{Bv} &= \frac{q_{Bt}}{q_B} = 1 - \frac{q_{Bi}}{q_B} & \eta_{Bm} &= \frac{T_{Bt}}{T_B} & T_{Bt} &= \frac{V_B p_B}{2\pi}\end{aligned}$$

对于液压马达，输入的是机械功率 P_{MI} ，输出的是液压 P_{MT} ，两功率之比为泵的总效率 η_M ，马达的输出功率小于输入功率，两者之间的差值为功率损失，功率损失分为容积损失和机械损失，这些损失分别用总效率 η_M 、容积效率 η_{Mv} 、机械效率 η_{Mm} 表示。马达的实际流量 q_M 大于理论流量 q_{Mt} ，理论扭 T_{Mt} 矩大于实际扭矩 T_M 。与马达有关的计算主要公式有：

$$\eta_M = \frac{P_{MT}}{P_{MI}} = \frac{p_M q_M}{T_M \omega_M}$$

$$\eta_M = \eta_{Mv} \eta_{Mm}$$

$$q_{Mt} = V_{Bt} n_M$$

$$\eta_{Mv} = \frac{q_M}{q_{Mt}} = 1 - \frac{q_{ni}}{q_{mt}}$$

$$\eta_{Mm} = \frac{T_{Mt}}{T_M}$$

$$T_{Bt} = \frac{V_M p_M}{2\pi}$$

2. 液压泵的工作原理

容积式液压泵的共性工作条件是：有容积可变化的密封工作容积，有与变化相协调的配流机构；工作原理是当容积增大时吸油，当容积减小时排油。

不同的液压泵，密封工作容积的构成方式不同，容积变化的过程不同，配流机构的形式不同。外啮合齿轮泵的工作密闭容积由泵体、前后盖板与齿轮组成，啮合线将齿轮分为吸油腔和排油腔两个部分，工作时，轮齿进入啮合的一侧容积减小排油，轮齿脱开啮合的一侧容积增大吸油，啮合线自动形成配流过程；叶片泵是由定子、转子、叶片、配流盘等组成若干个密封密闭工作容积，转子旋转时叶片紧贴在定子内表面滑动，同时可以在转子的叶片槽内往复移动，当叶片外伸时吸油，叶片内缩时压油，由配流盘上的配流窗完成配流；柱塞泵的密闭工作容积是由柱塞与缸体孔配流盘（轴）组成，当柱塞在缸体孔内作往复运动时，柱塞向外伸出时柱塞底部容积增大吸油，柱塞向里缩回则柱塞底部容积减小排油，轴

向柱塞泵由配流盘上的配流窗完成配流，径向柱塞泵由配流轴完成配流。

液压泵的密闭工作容积变化方式是难点之一，需要特别注意。齿轮泵靠轮齿的啮合与脱开实现整体容积变化；叶片泵的叶片外伸依靠叶片根部的液压作用力及作用在叶片上的离心力，内缩依靠定子内表面的约束；单作用叶片泵密闭容积大小变化是因为定子相对于转子存在偏心，叶片外伸完全依靠离心力的作用，内缩也靠定子内表面的约束；柱塞泵的柱塞在缸体孔内作往复运动时，轴向柱塞泵由斜盘与柱塞底部的弹簧（或顶部的滑履）共同作用实现，径向柱塞泵则是由定子与压环共同作用来完成。

3. 液压马达的工作原理

液压马达的共性工作原理是液压扭矩形成的过程。齿轮马达是靠进油腔的液压油，作用在每一齿轮齿侧的面积差而形成切向力差构成扭矩；叶片马达是靠进油腔每一组工作腔内，液压油作用在叶片相邻侧面的液压作用力的差值形成扭矩；轴向柱塞马达是靠作用在进油侧柱塞上斜盘垂直于柱塞轴线反作用分力形成扭矩；径向柱塞马达是靠进油侧偏心定子作用在柱塞上的切向反作用分力形成扭矩。

液压马达按其结构类型分为齿轮马达、双作用叶片马达、轴向柱塞马达和径向柱塞马达。前三类为高速马达，高速液压马达的结构与同类液压泵大致相同，液压马达要求能够正反转，启动时能形成可靠的密封容积，为此液压马达在结构上具有对称性：进、出油口大小一样、泄漏油单独外引、叶片径向放置等。为保证启动时能形成可靠的密闭容积，双作用叶片马达的叶片根部装有燕式弹簧等。径向柱塞液压马达为低速马达，具有单作用曲柄连杆与多圆心内圆弧定子曲线等特殊结构。

4. 变量液压泵

排量可以改变的液压泵称为变量泵，按照变量方式不同有手动变量泵(含手动伺服变量)和自动变量泵两种，自动变量泵又分恒压变量泵、恒流量变量泵、恒功率变量泵、限压式变量泵、差压式变量泵等。轴向柱塞泵通过变量机构改变斜盘倾角可以改变排量；径向柱塞泵和单作用叶片泵是通过改变定子相对转子轴线的偏心距改变排量。

限压式变量叶片泵的原理是自动变量的变量泵工作过程的典型范例。其工作过程主要是分析作用在定子两端的液压力与弹簧力相互作用而使定子与转子间偏心得自动调整的过程，最后达到泵的输出流量随泵出

口压力的增加而自动变小的效果。可以通过调整弹簧调整螺钉和最大偏心螺钉来调整泵的限定压力和最大流量；也可以通过调整上述螺钉，分析泵的特性曲线的变化过程。

5. 泵的困油现象

泵的困油现象是容积式液压泵普遍存在的一种现象。产生困油现象的条件是：在吸油与压油腔之间存在一个封闭容积，且容积大小发生变化。为了保证液压泵正常工作，泵的吸、压油腔必须可靠的隔开，而泵的密闭工作容积在吸油终了须向压油腔转移，在转移过程中，当密闭工作容积既不与吸油腔通又不与压油腔相通时，就形成了封油容积；若此封油容积的大小发生变化时，封闭在容积内的液压油受到挤压或扩张，在封油容积内就产生局部的高压或孔穴，于是就产生了困油现象。解决困油现象的方法有：开卸荷槽、开减振槽或减振孔、控制封油区的形成等。

在轴向柱塞泵中，由于配流窗口间隔角大于缸体孔分布角，柱塞底部容积在吸、压油转移过程中会产生困油现象。为减少困油现象的危害，可以通过在配流盘的配流窗上采取结构措施来消除：如在配流窗口前端开减振槽或减振孔，使柱塞底部闭死容积大小变化时与压油腔或吸油腔

相通；若将配流盘顺着缸体旋转方向偏转一定角度放置，使柱塞底部密闭容积实现预压缩或预膨胀就可以减缓压力突变；对双作用叶片泵，由于定子的圆弧段为泵吸、压油腔的转移位置，设计时只要取圆弧段的圆心角大于吸、压油窗口的间隔角与叶片间的夹角，使封闭容积的大小不会发生变化，困油现象就不会产生；在外啮合齿轮泵中，为了保证齿轮传动的平稳性，要求重合度 $\varepsilon > 1$ ，因此会出现两对轮齿同时啮合的情况。此时两对轮齿同时啮合所构成的封闭容积既不与压油腔相通，也不与吸油腔相通，并且该容积大小先由大变小，后由小变大，因此便产生了困油现象，为消除齿轮泵困油现象，通常在泵的前、后盖板或浮动侧板、浮动轴套上开卸荷槽。

6. 液压泵的流量计算

分析液压泵流量计算的目的是了解影响液压泵流量大小的结构参数，从而了解液压泵的设计思路。在设计液压泵时，要求在结构紧凑的前提下得到最大的排量。液压泵流量计算的方法是：通过泵工作时，几何参数的变化量计算泵的排量，再通过排量与转速相乘得到理论流量，然后再乘以容积效率得到泵的实际流量

对于齿轮泵排量 $V=2\pi zm^2B$ 在节圆直径 $D=mz$ 一定时，增大 m 、减小 z 可增大排量，为此齿轮泵的齿数都较少。为避免加工出现根切现象，须对齿轮进行正变位修正；对于双作用叶片泵排量 $V=2\pi B(R^2-r^2)-\frac{2\pi bs(R-r)}{\cos\theta}$ ，增大 $(R-r)$ 可以增大排量，但受叶片强度限制，一般取 $R/r=1.1\sim 1.2$ ；对于轴向柱塞泵排量 $V=(\pi d^2 Dz \tan\alpha)/4$ 在柱塞分布圆直径 D 一定时，增大柱塞直径 d 容易增大泵的排量，但缸体的结构强度限制 $zd\leq 0.75\pi D$ 。

7. 液压泵的泄漏

由于液压泵内相对运动件大部分是采取间隙密封的密封方式，液压泵工作时，压油腔的高压油必然经过此间隙流向吸油腔和其他低压处，从而形成了泄漏。这样不仅降低了泵的容积效率，使泵的流量减小，而且限制了液压泵额定压力的提高。因此，控制泄漏、减少泄漏，是保证液压泵正常工作的基本条件之一。液压泵泄漏的条件是存在间隙和压力差，并且其泄漏量与间隙值的三次方成正比、与压力差的一次方成正比。分析泵的泄漏是主要从密封间隙大小、间隙压差高低以及运动是否增加泄漏三个方面入手。

柱塞泵的主要的泄漏间隙是柱塞与缸体孔之间的环形间隙，其次为轴向柱塞泵缸体与配流盘之间的端面间隙、滑履与斜盘之间的平面间隙。对于径向柱塞泵除柱塞与缸体孔之间的环形间隙外，还有缸体与配流轴之间的径向间隙、滑履与定子内环之间的间隙。由于柱塞与缸体孔的环形间隙加工精度易于控制，并且其他间隙容易实现补偿，因此柱塞泵的容积效率和额定压力都较高。在叶片泵中主要的泄漏间隙是转子与配流盘之间的端面间隙，其次还有叶片与转子叶片槽之间、叶片顶部与定子内环之间的间隙。中高压双作用叶片泵为减少泄漏，有的将配流盘设计为浮动式配流盘，实现端面间隙自动补偿。对外啮合齿轮泵，其主要的间隙是齿轮端面与前后泵盖或左右侧板之间的端面间隙，其次还有齿顶与泵体内圆之间的径向间隙、两啮合轮齿间的啮合间隙。中高压齿轮泵的端面间隙采用自动浮动补偿机构予以补偿。

8. 高压泵的特点

为提高各类液压泵的额定压力，除采取措施减小泄漏、提高容积效率外，还需要在结构设计时采取措施，减少作用在某些零件上的不平衡力。如：在轴向柱塞泵中，将滑履与斜盘、缸体与配流盘之间设置静压平衡措施；

在双作用叶片泵中，采用子母叶片、双叶片、柱销叶片等措施，减小吸油区叶片根部的液压作用力，以减小叶片顶部对定子吸油区段造成的磨损。

对于齿轮泵除在泵的端面间隙设置自动浮动补偿机构外，还采用了开径向力平衡槽等措施，补偿作用在齿轮轴上的液压径向不平衡力。

