

液压传动基础

洛阳农业机械学院 陈贤康 主编



中国农业机械出版社

TH137

32

5

高等院校试用教材

液 压 传 动 基 础

(拖拉机、农业机械专业用)

洛阳农业机械学院 陈贤康 主编

1081/16

中国农业机械出版社

液 压 传 动 基 础

洛阳农业机械学院 陈贤康 主编

*

中国农业机械出版社出版

湖南省岳阳地区印刷厂印刷

*

787×1092 16开11 1/2 印张 277千字

1981年7月北京第一版·1981年7月岳阳第一次印刷

印数: 00, 001—11,000册 定价1.20元

统一书号: 15216·065

前 言

本书是按照一九七八年四月天津《高等院校对口专业座谈会》确定的教学要求编写的。教材编写大纲经一九七八年六月镇江《拖拉机、农业机械专业教材编写会议》上讨论通过。

本书除绪论外共分五章。主要讲述液压元件的工作原理和结构特点、液压系统的设计计算以及滑阀式液压伺服机构的基本原理。以期为学生提供必要的液压技术基础知识。

本书为高等院校拖拉机、农业机械两专业的试用教材。同时也可供本专业有关生产、科研单位的技术人员参考。

本书由洛阳农业机械学院陈贤康同志主编，参加编写的有刘全鑫（第一章）和王敬林（第二章，第三章）二同志。由北京农业机械化学学院周一鸣同志审稿。

本书在编、校过程中得到了农业机械部拖拉机研究所张良华同志以及洛阳农业机械学院液压教研室有关同志的大力支持和帮助，借此表示衷心感谢。由于编者水平所限，书中难免有缺点和错误，切望读者批评指正。

一九八〇年七月

目 录

绪 论	1
第一章 液压泵和液压马达	4
§ 1-1 概述	4
§ 1-2 齿轮泵和齿轮马达	8
§ 1-3 转子泵和转子马达	17
§ 1-4 叶片泵和叶片马达	21
§ 1-5 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	25
§ 1-6 径向柱塞泵和径向柱塞马达	44
第二章 液压缸	56
§ 2-1 液压缸的工作原理和分类	56
§ 2-2 液压缸的结构	58
§ 2-3 液压缸的设计计算	64
§ 2-4 液压缸的密封	69
第三章 控制阀	73
§ 3-1 压力控制阀	73
§ 3-2 流量控制阀	82
§ 3-3 方向控制阀	91
第四章 液压系统设计	107
§ 4-1 液压系统图形符号简介	107
§ 4-2 液压系统概述	107
§ 4-3 压力控制基本回路	111
§ 4-4 速度控制基本回路	115
§ 4-5 多缸间的配合工作回路	121
§ 4-6 拖拉机与收割机的油路系统实例	124
§ 4-7 液压系统中的辅件	131
§ 4-8 液压系统设计计算	139
第五章 滑阀式液压伺服机构	150
§ 5-1 滑阀式液压伺服机构的工作原理	150
§ 5-2 液压伺服机构的方块图与传递函数	152
§ 5-3 液压伺服机构的稳定性、阶跃响应和频率响应	155
§ 5-4 伺服阀的特性	159
§ 5-5 伺服阀的设计计算	163
§ 5-6 滑阀上的轴向液动力	166
§ 5-7 阀的液压卡紧现象	168
§ 5-8 伺服阀的技术要求	172

绪 论

液体传动：利用液体作为能量传递介质的传动方式统称为液体传动。它的能量传递特征是：首先把输入的机械能转变成液体能，然后再将液体能转变成合乎要求的机械能输出去。也就是：

输入机械能——→液体能——→输出机械能。不过根据能量变换元件的工作原理和性质的不同，液体传动有着两种很不相同的类型。这就是〈液力传动〉和〈液压传动〉。

液力传动：液力传动是指液力偶合器和液力变矩器这一类传动方式。它们所采用的能量变换元件是泵轮和涡轮等。它们都是一些利用径向分布的叶片构成很多弯曲流道的叶轮。由泵轮和涡轮组合起来进行工作的原理可以比拟为离心泵与水轮机机组的工作道理，如图1所示。这里无论是泵轮1还是涡轮2中，液体从进入到出来的过程是畅通的，中间没有被某种密封结构所隔开。所以液体从泵轮1开始到达涡轮2之间的流道中不可能建立起一个密封性质的容积，液体始终是在畅通的流道里循环工作的。当发动机带动泵轮1转动时，首先将液体以一定的速度排入导管3，这样泵轮便把由发动机输入的机械能变成了液体能。从泵轮排出的高速液体再经导管3喷到涡轮2的叶片上，使涡轮转动，从而完成了把液体能转变成机械能输出去的过程。在这过程中主要是依靠叶轮中的叶片和液流的相互作用而产生的液动力造成转矩（其数值等于液流流经叶片前后的

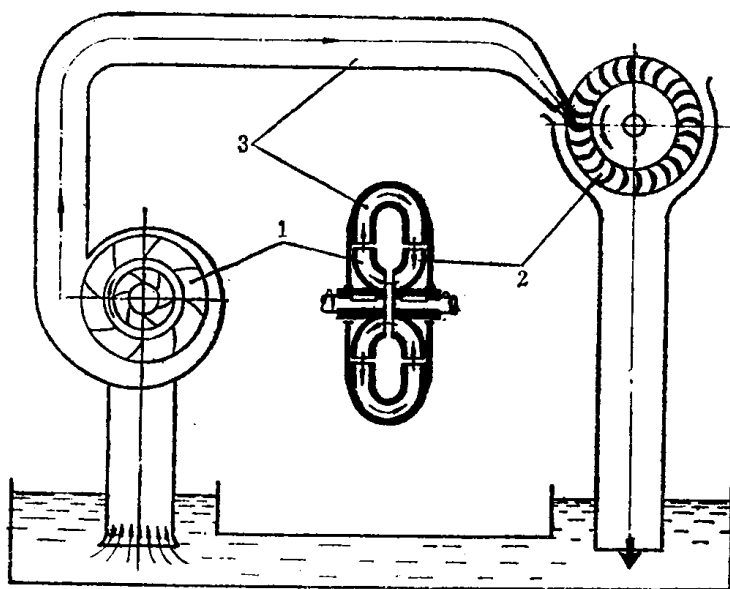


图1 液力传动原理图

1—泵轮 2—涡轮 3—导管

的动量矩之差）进行工作的。这样液体中的速度项（也相当于动能项）起着主要作用。正是因为这种工作原理的特点而称为〈液力传动〉。

液力传动的适用场合：液力传动中的涡轮转速是随着负载力矩而变化的。根据其原理它们之间有着固有的变化规律性，所以常表现为“软”的外特性。液力传动就是利用这种软特性来适应和满足在工况需要急剧而频繁变化的条件下，实行自动的连续无级变速的要求；也以此来保证当工作阻力遇到急剧变化的条件下发动机仍能正常地平稳工作的性能。所以对于那些在工况复杂多变条件下工作的坦克、内燃机车、闹市中行驶的轿车、工业用拖拉机、推土机等都能广泛的应用。它的缺点是效率稍低，变速范围窄，不能实施倒驶，所以通常需要附加某种机械装置才能弥补上述缺点。这样就使结构变得复杂、成本提高。当用于农用拖拉机和农业机械时，在田间作业中还会带来速度均匀性差，不便人为控制速度，不易保证作业质量的弱点。当用于耕地作业中，到田头起犁时，还会遇到突然加

速的危险，所以一般农用拖拉机就很少采用液力传动，而采用液压传动。

液压传动：液压传动所采用的能量变换元件是容积式的液压泵和液压马达（或为液压缸），如象齿轮式的泵和马达。这类元件的工作原理是依靠封闭容积的变化来实现吸、排油的。它们的特点是液体从进入元件到出来的过程中，其中间总要被某种密封结构（如象齿轮的啮合处）所隔开，以便分隔成高低压腔。这就使得液体由液压泵到液压马达之间的流道建立起一个带有密封性质的高压管路容积。液压传动就是借此建立起液体能，并进行液体能的传送、控制和调节的。图2就是这种传动方式的最简单又很典型的例子。这里可以清楚地看到从齿轮泵的啮合处到液压缸的进油腔之间就是这样一个密封性质的高压管路容积，即图2中表示为打点部分的管路。当电机带动齿轮泵运转时，齿轮退出啮合处而使容积扩大，形成真空实现吸油，直到充满全部齿槽；齿轮进入啮合处而使容积缩小，挤出液体实现排油。就这样齿轮泵不断地把油液压入密封的高压管路容积，形成有压力的油流，从而体现了把输入的机械能转变成为液体能。压力油流通过密封管道的输送进入液压缸的进油腔，使之推动活塞克服阻力对外做功，这就实现了液压缸把液体能转变成了机械能输出过程。这里值得注意的，也正是不同于液力传动的特点是它的

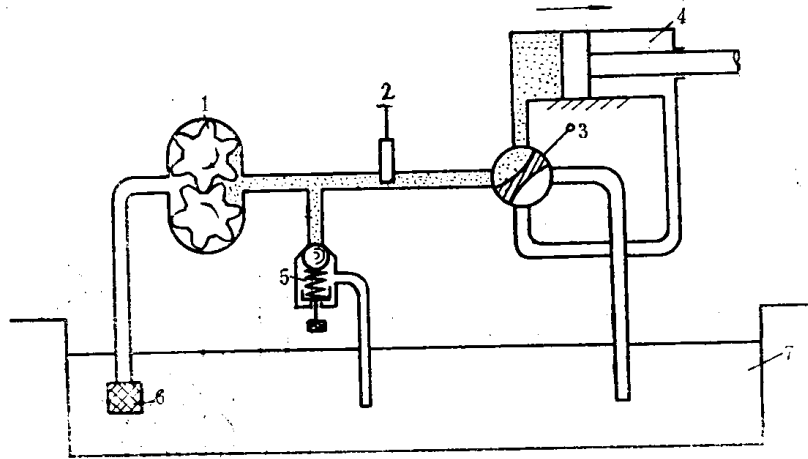


图2 液压传动原理图

- 1—液压泵 2—节流阀 3—换向阀
4—液压缸 5—溢流阀 6—滤油器
7—油箱

能量变换和传送过程都是在密封的高压管路容积中进行的。所以液体中的静压项（即相当于压力能）起着主要的作用，而不是速度项。因为这个缘故，有时也称液压传动为静压传动。

液压传动设备的基本组成：在实际中应用的液压传动设备，如果只能完成能量的变换和传递显然是不够的，也会降低它的实用价值的。所以传动的另一个重要方面必须能满足变换运动速度和方向的要求，以及能实现各种运动循环和特殊性能的要求。这就是说，必须具备一定的控制和调节装置。在液压传动中要实现这些要求主要是依靠各种阀门的组合实施对液流的压力、流向和流量进行必要的控制和调节来完成的。就图2来说，显而易见，换向阀是用来变换活塞运动的方向的；节流阀是用来变换活塞运动速度的；溢流阀是用来限压保护的。此外为适应液体传动介质的特点，还需要具有保证液压油正常工作循环所必需的各种辅助装置，如油箱、滤油器、蓄能器、管路与管接头等一些元件。综合上述，可见要组成一个完整的液压系统，液压传动设备必需包含着下列四种类型的元件。这就成为四个基本组成部分。

1. 液压泵——是用来把输入的机械能变换成液体能的元件，统称为动力元件。
2. 液压马达（或液压缸）——是用来把液体能再转变成机械能输出出去的元件，常称它为执行元件。
3. 各种液压阀——是作为控制和调节用的中间元件，常称为控制与调节装置。

4. 油箱、管道、滤油器等——是作为保证液压油正常工作循环所必需的辅助元件，统称为辅助装置。

液压传动的优缺点：液压传动与机械传动相比有如下明显的优点：

1. 容易实现无级变速，而且调速范围宽，传动比可达1000 : 1。
2. 传动平稳，能吸收冲击；允许频繁换向，可以进行不停车变速。
3. 容易实现自动化的操作和控制，也适合于远距离的操纵和控制。当与电器相结合时其优越性更加明显。
4. 容易防止超载，操纵轻便省力。
5. 体积小，重量轻，惯性小，结构紧凑。
6. 元件配置不受严格的空間位置限制，有利于进行合理的总体布置设计。
7. 液压件易于通用化，标准化和系列化。这对设计、制造、维护都有着极为重要的意义。

液压传动也存在着缺点，这些缺点限制着它的应用。主要缺点是：

1. 效率偏低，所以对于大功率传动显得不够经济。
2. 工作时其性能受温度的影响较大。同时由于泄漏难以避免，所以对于那些要求严格的定比传动不太合适。
3. 故障排除比较困难。
4. 制造工艺要求较高，所以成本偏高。

液压传动在农业机械和拖拉机中的应用概况：液压传动在拖拉机和联合收割机上的应用已经十分普遍。目前国内外生产的拖拉机绝大多数都有液压悬挂装置。有些拖拉机特别是大、中马力拖拉机普遍地采用了液压转向器或转向加力器。有些拖拉机为了提高和改善工作性能还分别采用了液压制动、负载换档变速的液压操纵机构、液压驱动前桥和液压变速箱等装置。不少拖拉机为了扩大用途都具有液压动力输出的装置。拖拉机上各种辅助的和附加的工作装置几乎都利用液压传动。我国目前生产的几种自走式联合收割机也都采用液压传动装置。其中包括驱动轮的无级变速、收割台升降、拨禾轮升降、拨禾轮的无级变速和转向加力等。目前国外的收割机已经采用了包括行走部分在内的全液压驱动形式的联合收割机。随着我国四个现代化的进程，特别是随着我国农业机械化的迅速发展，液压传动将会在拖拉机和农业机械中获得更为广泛的应用。

液压传动相对于机械传动来说还是一门比较年轻的技术，它在我国发展的历史还很短。应用最早的是在金属切削机床中，现在矿山机械、工程机械、纺织机械、起重运输机械和各种仪器设备等各个领域都得到了普遍的应用。目前在设计和制造中尚存在不少问题有待解决。如元件质量不稳定，可靠性较差，噪声大、使用寿命较短、液压油和密封件的质量不能满足使用要求等。但随着我国四个现代化的发展，我国的液压技术也必将很快地达到和赶上世界先进水平。

本教材所选内容是为高等工科院校拖拉机和农业机械两个专业的学生学习本专业有关专用的液压传动系统知识而提供基础的。这是考虑到一些专用的液压传动系统专题乃是有关专业课程所必修的内容。本教材的末页附有流体力学中有关小孔和缝隙流动的计算公式（附表1），以及有关工程单位和国际单位的对应表和换算表（附表2和附表3），以备参考查阅。

第一章 液压泵和液压马达

§1-1 概 述

一、液压泵和液压马达的类型及其主要技术性能

液压泵和液压马达是液压传动系统中的能量转换元件。液压泵是液压动力元件，它把原动机的机械能转变为液体能，其作用是向系统提供一定压力和流量的油液。液压马达是液压执行元件，用来拖动外负载作功。它把液体能转变为机械能。如图 1-1 所示。所以这两种元件就其职能来说是互为“逆过程”的。因为这个缘故，在原则上任何一种容积式泵都可作马达使用，反之也是一样，即存在着“可逆性”。不过在实际上，由于考虑到两者使用要求不同和效果好坏等因素，在设计时大多分别做成专用的结构，只有少数仍保留着这种“可逆性”，一般在产品说明书中都有规定。

液压传动中的液压泵和液压马达均是按照封闭容积变化的原理进行工作的。封闭容积扩大时，“进入油液”；封闭容积缩小时，“排出油液”，以此实现进排油工作过程，故又称为容积式泵和马达。能满足这种原理进行工作的元件类型很多，最常用的有：齿轮式、转子式、叶片式、轴向柱塞式和径向柱塞式等几种。现将几种液压泵的主要技术性能列于表 1-1 中。至于液压马达的技术性能

指标，往往比同类型的泵要差一些，其主要原因之一是因为液压马达使用中需要在很宽的转速范围内工作，通常在低速时，效率比较低些。

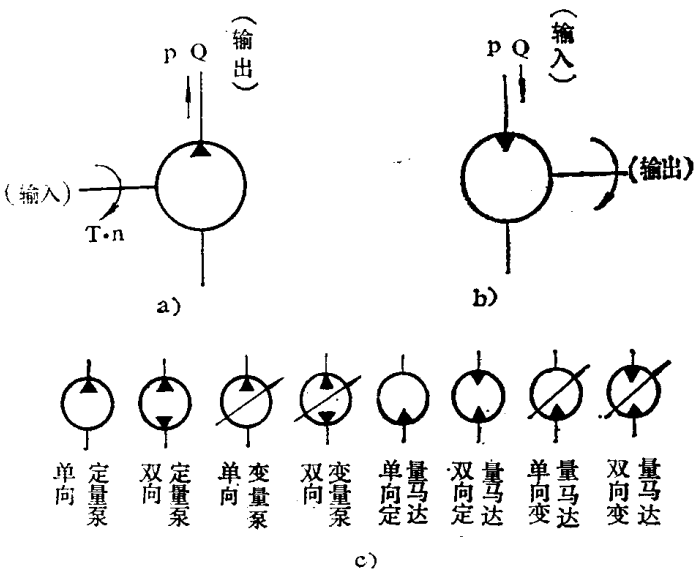


图 1-1 液压泵和液压马达能量转换示意图及图形符号
a) 液压泵 b) 液压马达 c) 液压泵和液压马达图形符号

表1-1 常用液压泵的主要技术性能

类 型	压 力 范 围 (公斤力/厘米 ²)	排 量 范 围 (毫升/转)	转 速 范 围 (转/分)	容 积 效 率 (%)	总 效 率 (%)	最大功率 (马力)
外啮合齿轮泵	≤200	0.3~650	300~7000	70~95	63~87	120
摆线转子泵	16~160	2.5~150	1000~4500	80~90	65~80	120
单作用叶片泵	≤63	1~320	500~2000	58~92	54~81	30
轴向柱塞泵	≤320	0.2~560	600~6000	88~93	81~88	730
径向柱塞泵	≤200	20~720	700~1800	84~90	80~83	250

二、液压泵和液压马达的基本性能参数

1. 压力p

容积式机械的压力p一般说是由外界负载决定的，随着负载变化而成正比地变化。其最大压力受密封或零件强度、效率和使用寿命等因素所限。因此，液压系统中应当有限压装置，以作过载保护用。有时往往由于系统工作性能要求，还必需装有稳压装置。一般在液压元件使用说明书中对压力有两种规定即：额定压力和最大压力。

额定压力是指泵在连续运转情况下允许使用的最大工作压力，它能保证泵的容积效率和使用寿命。

最大压力是指泵在短时间内超载所允许的极限压力，由液压系统中的安全阀限定。

目前我国农机、拖拉机液压系统所用的泵均为中压或中高压泵（40~175公斤力/厘米²）。我国液压泵的压力分级情况如表1-2所示。

表1-2 压力分级表

压力分级	低 压	中 压	中 高 压	高 压	超 高 压
压力范围（公斤力/厘米 ² ）	0~25	>25~80	>80~160	160~320	>320

2. 流量Q和排量q

排量q是泵和马达的一个重要结构参数，它是指泵（或马达）每转一周所排出的（或所需要的）液体体积，常用单位（毫升/转），它由元件的类型和尺寸大小所决定。排量可变的称为变量泵（或变量马达），排量不可变的称为定量泵（或定量马达），其图形符号如图1-1c所示。

流量Q则是指泵（或马达）在单位时间内输出（或输入）的液体体积。流量有理论流量 Q_0 和实际流量Q之分。显然，理论流量 Q_0 等于排量与转速的乘积。即：

$$Q_0 = qn \times 10^{-3} \text{ (升/分)} \quad (1-1)$$

式中 q——泵的排量（毫升/转）；

n——泵的转速（转/分）。

所以泵的理论流量与压力无关，仅与其排量和转速成正比。

实际流量是指实际上排出的（或所需要的）有效流量。它与理论流量的差，正是由泄漏所造成的容积损失。容积损失的表达式为：

$$\text{对泵} \quad Q_0 > Q, \quad \Delta Q = Q_0 - Q,$$

$$\text{对马达} \quad Q' > Q_0, \quad \Delta Q' = Q' - Q_0.$$

所以实际流量除与排量和转速有关外，还与压力等性能参数有关。不过在液压传动系统中流量与压力的关系，它仅表现为缝隙泄漏大小上。因为泄漏量一般应当要求尽可能少，所以人们粗略地评价液压传动时，认为其运动速度大体上不受负载变化的影响，这是液压传动的一个重要特点。

3. 转速n

转速有额定转速和最高转速之分。

泵的额定转速是指泵在正常工作情况下连续运转的最大工作转速，为了使泵具有一定

的自吸性能,避免产生空穴和气蚀现象。一般不希望泵超过额定转速运转。

泵的最高转速是指工作转速的上限值,它受运动件磨损和寿命的限制,同时也受气蚀条件的限制。如果泵的转速超过最高转速,则可能产生气蚀现象,使泵产生很大的振动和噪音,并加速零件损坏,使寿命显著降低。

4. 扭矩M与功率N

扭矩M (公斤力·米)对于泵和马达来说有着不同的含意,对泵说是指原动机给泵的驱动扭矩,而对马达来说则是指拖动负载的扭矩。

在液压传动系统中,液压功率和机械功率分别按下式计算:

$$\text{机械功率} \quad N_{\text{机}} = M \omega = \frac{2 \pi n M}{60} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米/秒}) \quad (1-2)$$

$$\text{液压功率} \quad N_{\text{液}} = \frac{\Delta p Q}{6} = \frac{\Delta p n q}{6} \times 10^{-3} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米/秒}) \quad (1-3)$$

式中 ω ——角速度 (弧度/秒);

n ——转速 (转/分);

Δp ——泵或马达进出口的压差 (公斤力/厘米²);

Q ——流量 (升/分);

q ——排量 (毫升/转)。

对泵来说其输入功率是机械功率,而输出功率是液压功率;而对马达来说恰好相反,输入功率是液压功率,而输出功率是机械功率。在不计能量损失的前提下,不论对泵对马达,能量变换都是守恒的,其输入功率等于输出功率,即 $N_{\text{机}} = N_{\text{液}}$

$$M \omega = \frac{\Delta p Q}{6} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米/秒})$$

为此可以求得扭矩M的计算表达式为:

$$M = \frac{\Delta p q}{2 \pi} \times 10^{-2} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米}) \quad (1-4)$$

5. 效率 η

无论是泵还是马达,在能量转换过程中,实际上都存在着能量损失。除了已提到的容积损失 ΔQ 外,还有机械摩擦损失和液压阻力损失。由于液压阻力损失相对说较小,故一般实用中把后两种损失合在一起,统称为机械损失。

效率是衡量能量损失的相对大小的一项重要指标。相应容积效率 η_v , 机械效率 η_m 和总效率 η 之分。三者之间的关系如下:

$$\eta = \eta_v \eta_m \quad (1-5)$$

在实用中,由于机械效率不便直接实测,通常只测总效率和容积效率两项,作为性能参数指标。它们的计算公式分别为:

$$\text{泵的容积效率} \eta_v = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \frac{Q}{Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_0} \quad (1-6)$$

$$\text{马达的容积效率} \eta' = \frac{\text{理论流量}}{\text{实际流量}} = \frac{Q_0}{Q'} = 1 - \frac{\Delta Q'}{Q'} \quad (1-7)$$

$$\text{泵的总效率} \quad \eta = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} = \frac{\Delta p Q}{6 M \omega} \quad (1-8)$$

$$\text{或电机轴功率} \quad N_{\lambda} = \frac{\Delta p Q}{6 \eta} \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米/秒}) \quad (1-9)$$

$$\text{马达的总效率} \quad \eta' = \frac{N_{\text{出}}}{N'_{\lambda}} = \frac{6 M \omega}{\Delta p Q} \quad (1-10)$$

$$\text{或液压马达轴功率} \quad N'_{\text{出}} = \frac{\Delta p' Q'}{6} \eta \quad (\text{公斤力} \cdot \text{米/秒}) \quad (1-11)$$

三、液压泵和液压马达的主要特性曲线

通过试验测出的特性曲线是评价泵和马达性能质量好坏，确定其合理使用范围的主要依据。通常所提供的特性曲线主要是负载特性和转速特性。负载特性是指在一定转速（常为额定转速）下，容积效率和总效率随油压而变化的关系曲线，有时也可附有功率和扭矩随压力变化的关系曲线。转速特性则是在一定压力（常为额定压力）下，容积效率随转速而变化的关系曲线。

图 1-2 为液压泵的负载特性和转速特性曲线。

如图 1-2 a) 所示，容积效率 η_v 随压力 p 的升高而降低，这是由于泵的泄漏损失随压力 p 升高而增大的缘故。总效率 η 曲线，开始随压力 p 的增大而很快上升，达到最大值后，随之逐步下降。通过考察总效率 η 和容积效率 η_v 两条曲线差值的变化，可以看出机械摩擦损失的变化情况。开始由于输出功率很小，相对地摩擦损失较大，所以总效率很低。但随着输出功率的增长，总效率很快提高，到达某个最大值后，机械摩擦损失大体上维持在某个较低的定值。但由于泄漏增加，容积效率的减少，所以表现出总效率曲线几乎和容积效率曲线平行地下降的变化规律。显然，总效率的最大值越大，最大值附近平缓区段越宽，额定压力越高，泵的性能就越好。反之就较差。

图 1-2 b) 为泵的转速特性。当排量一定时，在压力一定的条件下，提高泵的转速可以线性地增大泵的流量。而泵的容积损失主要取决于密封间隙和压力值。所以在转速低时，理论流量较小，这时相对地说容积损失所占比例较大，故显得容积效率较低。但随着转速的提高，容积损失所占的比率就不断减小，所以容积效率曲线不断上升。当到达最高点后有一段较为平缓的变化区，这时容积损失处于相对稳定状态。但之后随转速的增加，又出现容积效率很快下降的现象。这里有两个主要原因，一是转速过高，油液来不及充满工作容积，造成“吸空”现象，使泵的实际流量大大减少；另一个原因是转速过高，液流速度也提高，这样容易造成发热使温度升高，粘度减小，以致泄漏量增多。

对应于转速特性曲线上效率最高处附近的转速区选定为泵实际工作所使用的转速范围，以保证泵有最高的效率和寿命。

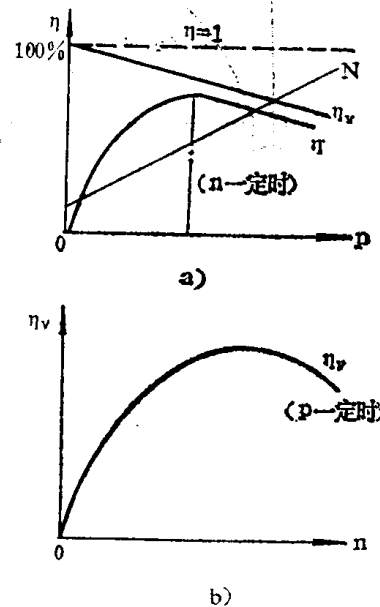


图1-2 液压泵的负载特性与转速特性曲线
a) 负载特性 b) 转速特性

图1-3是液压马达的特性曲线,其中a)为负载特性,b)为转速特性。其图形的大致情况与泵的特性曲线图形相似,所不同的是液压马达的负载特性图上有一段“自锁区”,在这区段内效率为零,其 p_0 值为无载下启动液压马达所需的最低压力,用以克服启动摩擦力、惯性力等。显然, p_0 值的大小是衡量液压马达启动性能好坏的一种标志。液压马达转速特性与泵不同的是容积效率曲线到达最高值之后随转速的改变而变化不大,这主要是由于液压马达的进油口是由液压泵所供给的压力油,所以不存在“吸空”现象等影响。液压马达的转速特性应当是上升区越陡越好,因为上升区窄说明其低速性能较好。液压马达除上述特性外还有输出转速随外负载而改变的外特性,这将在第四章里再讨论。

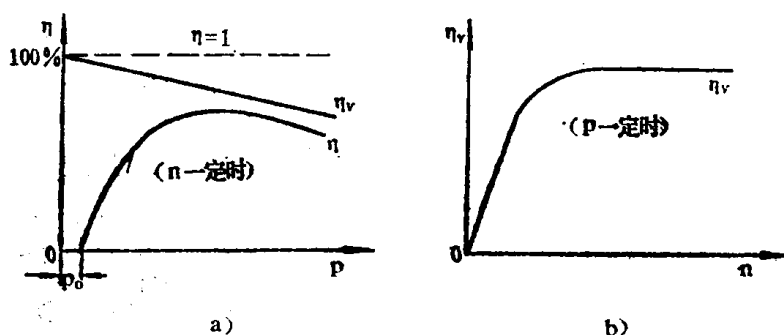


图1-3 液压马达的特性曲线

a) 负载特性 b) 转速特性

四、空穴和气蚀现象

在液压系统的管路或元件的通道中,如有一段特别狭窄的地方,液体的流速会增加很快,致使液体压力降低很多。当压力降低到空气分离压力以下时,溶解于油中的空气即大量从油中分离出来产生气泡。当压力继续降低到当时温度的饱和蒸汽压力以下时,油液即气化而产生大量气泡。这些气泡混杂在油液中,产生了空穴,使原来充满在管道和元件之中的液体成为不连续状态,这种现象一般称为空穴现象。

油中气泡被油液带到高压区时,周围高压液体质点就会高速地来填补这一气泡的空间,造成质点互相碰撞而产生局部的液压冲击,形成局部高压。局部压力升高有时可达数百甚至上千个大气压力。如果这个局部的液压冲击不断地发生在元件金属表面上,可引起固体壁面的疲劳剥蚀,称为气蚀现象。

空穴现象将使液压系统的性能恶化,使容积效率下降,使机械寿命缩短。同时由于局部液压冲击的存在,使系统中压力和流量不平稳,还产生噪音和振动等现象。

为了防止空穴现象的产生,对于液压泵来说,就要正确设计液压泵的结构参数和液压泵的管路,特别是吸油管道应有足够的管径,在管路中应尽量避免有狭窄处或急剧转弯处,以保证在吸油管路中各处的压力都不低于液体的饱和蒸汽压力,最好应不低于空气分离压力。

§1-2 齿轮泵和齿轮马达

齿轮泵具有结构简单、体积小、重量轻、价格低、工作可靠、自吸性能好以及对油液污染不敏感、维护方便等优点,因而广泛地应用于各种液压传动系统。其主要缺点是流量和

压力的脉动较大,噪音大,排量不可改变。目前齿轮泵的最高工作压力可达280公斤力/厘米²,转速达4000转/分。随着结构技术的发展,噪音有了很大降低,效率和寿命都有很大提高。

齿轮泵按啮合方式区分,有外啮合式和内啮合式两类。以外啮合齿轮泵应用最广,通常都采用渐开线圆柱齿轮。

一、齿轮泵的工作原理

齿轮泵的工作原理如图1-4所示,它由装在壳体内的一对相互啮合的齿轮所组成。齿轮两端有端盖密封。壳体、端盖和齿轮各齿谷形成密封工作空间,并依借轮齿啮合处把它们分隔为吸油腔与压油腔,并分别与吸油口和压油口相通。当齿轮按图示箭头方向旋转时,右侧吸油腔轮齿逐渐退出啮合,容积逐渐增大,形成部分真空。这样,油箱中油液在外界大气压力作用下,经吸油管道而吸入,充进齿谷。充入到齿谷的油液随着齿轮的旋转被带到左侧压油腔。由于左侧的轮齿逐渐进入啮合,压油腔容积逐渐减小,齿谷的油液就被挤出,再经压油管输送出去。齿轮泵就是这样连续不断地进行吸油和排油工作的。

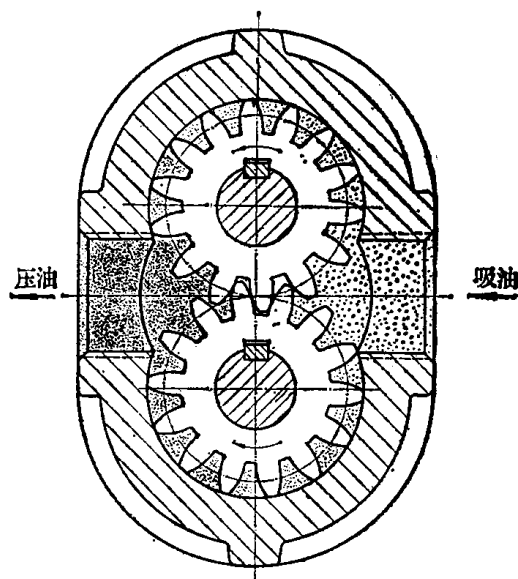


图1-4 齿轮泵的工作原理图

二、齿轮泵的流量及其脉动

齿轮泵的平均流量可以根据下述假设而得出的公式进行计算,即认为泵轴每转一周排出的油量等于两个相啮合齿轮全部齿谷容积的总和(不计径向间隙的容积),并假设齿谷容积等于轮齿的体积。因此,齿轮泵每转的排油量 q 为:

$$q = \pi D h b = 2 \pi m^2 Z b \quad (\text{厘米}^3/\text{转}) \quad (1-12)$$

式中 D —— 齿轮的节圆直径(厘米), $D = mZ$;

h —— 齿轮的有效工作高度(厘米), $h = 2m$;

b —— 齿宽(厘米);

Z —— 齿数;

m —— 齿轮模数(厘米)。

考虑到实际齿谷的容积比轮齿的体积稍大,并且齿数越少时差值越大,在式中可用系数3.33~3.5来代替 π 值,以补偿其误差,齿数少时取较大值。所以,齿轮泵的实际平均流量 Q 为:

$$Q = n q \eta_v \times 10^{-3} = 2 \pi m^2 Z b n \eta_v \times 10^{-3} \quad (\text{升/分}) \quad (1-13)$$

式中 n —— 齿轮泵的转速(转/分);

η_v —— 齿轮泵的容积效率,一般取 $\eta_v = 0.7 \sim 0.9$ 。

从上式可见,齿轮泵的平均流量与齿数 Z 成正比,又与模数 m 的平方成正比。所以在设计齿轮泵时均采用增大模数而不采用增加齿数的方法来增大流量,并使得泵的结构较紧

凑。齿轮泵一般的齿数 $Z = 6 \sim 14$ ，模数 $m = 2 \sim 7$ 。当对流量的均匀性要求较高时，就选用比较多的齿数。

提高转速可以增大流量。但如转速太高，齿谷在吸油腔逗留时间过短，使充填不足，且由于离心力的影响，也阻碍油液对齿谷的充填，以致造成泵的空穴和气蚀现象。因此，齿轮泵的转速提高是有限度的，一般要求齿轮最大圆周速度不超过 $4 \sim 5$ 米/秒为宜，且油液粘度较大时，允许的速度值还应当更低。另一方面，为保证泵具有较高容积效率，其转速也不能太低，通常不低于 $200 \sim 300$ 转/分。

流量的脉动：齿轮泵工作时，在轮齿逐渐进入啮合过程中，随着啮合点位置的改变，其工作容积的变化率是不一样的。因此，在每一瞬时泵所排出的油量也是不等的，从而造成油流脉动。其瞬时油量的变化情况如图1-5所示。从一对轮齿开始进入啮合，到啮合点处于节点位置这一区间内，瞬时输油量逐渐增大，而后，随之逐渐减小，直到相继的另一对轮齿进入啮合为止。啮合点处于节点位置时瞬时流量最大。当齿轮重叠系数 $\varepsilon = 1$ 时，后一对轮齿进入啮合恰好是前一对轮齿退出啮合，故流量曲线无重叠（见图1-5a）。当重叠系数 $\varepsilon > 1$ 时，后对轮齿进入啮合后，前一对轮齿即失去排出油液的能力，因此瞬时流量曲线如图1-5b)的实线所示，实际生产使用的齿轮泵其瞬时流量曲线就是这样的。

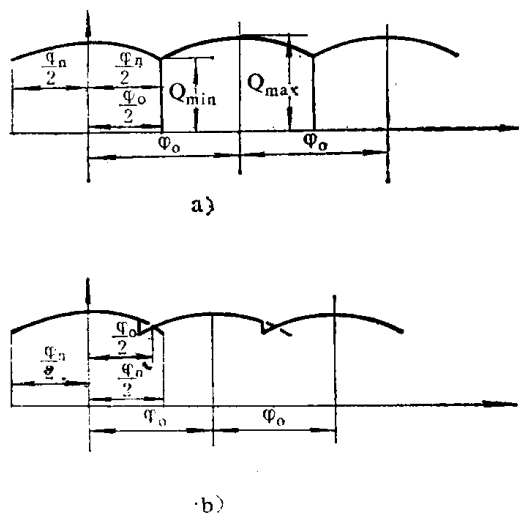


图1-5 齿轮泵瞬时流量变化图

a) $\varepsilon = 1$ 时 b) $\varepsilon > 1$ 时

φ_0 —齿间节距 t_0 所对应的圆心角

φ_n —啮合线长度 f_n 所对应的圆心角

流量的脉动，直接影响到系统工作的平稳性，并且由于流量脉动又引起压力脉动，使管路系统产生振动和噪音等不良后果。如果其脉动频率与系统的固有频率一致，还将引起共振，更加剧振动和噪音。

流量脉动的大小，可用流量脉动系数 σ 来衡量：

$$\sigma = \frac{Q_{\text{瞬max}} - Q_{\text{瞬min}}}{Q_{\text{瞬max}}}$$

齿轮泵的流量脉动系数和脉动频率分别为

$$\sigma = \frac{\varepsilon^2 \pi^2 \cos^2 \alpha}{4 \left(z + 1 - \frac{\varepsilon^2 \pi^2 \cos^2 \alpha}{8} \right)} \quad (1-14)$$

$$\omega_1 = nZ \quad (1-15)$$

式中 ε ——重叠系数；

α ——啮合角；

Z ——齿数；

n ——泵的转速。

公式表明, 齿轮泵的流量脉动与齿轮的齿数 Z , 啮合角 α 和重叠系数 ε 等参数有关。齿数愈少, 流量的脉动愈大。例如当 $Z = 8$ 时, $\sigma = 27\%$; $Z = 20$ 时, $\sigma = 11\%$ 。

三、齿轮泵的困油现象

齿轮泵要做到连续供油, 就要求齿轮的重叠系数 ε 大于1, 也就是要求在一对轮齿尚未脱开啮合之前, 后继的一对轮齿就要进入啮合, 这样, 就有两对轮齿同时啮合。这时, 留在齿间的油液就被困在两对轮齿形成的一个封闭空间内(称为闭死容积), 如图1-6所示。而且随着齿轮的旋转, 闭死容积是不断变化的。图1-6 a)所示位置是前一对轮齿尚未脱开啮合而后一对轮齿开始进入啮合, 此时闭死容积最大。随着齿轮旋转, 闭死容积逐渐减小, 直到图示1-6 b)位置, 这时两对轮齿啮合点 A_2 和 B_2 处于节点对称位置, 闭死容积为最小。在这过程中, 被困的油受挤压, 压力急剧升高, 油液要使缝隙中强行挤出, 使齿轮和轴承受很大的冲击负荷, 并造成功率损失, 使油液发热, 产生噪音和振动。之后, 随齿轮旋转, 该闭死容积又逐渐增大, 直到前一对轮齿即将退出啮合时, 如图1-6 c)所示闭死容积增至最大。在这过程中, 压力降低, 产生真空, 容易引起空穴和气蚀现象。

由上述闭死容积大小变化, 造成压力急剧变化所出现的现象称为困油现象。困油现象使齿轮泵工作时产生噪音, 容积效率降低, 并严重影响其工作平稳性和寿命。

一般说来, 闭死容积是容积式泵为了保证吸压油腔密封性引起的必然后果, 很难从根本上消除。只能在结构上采取措施, 以减轻困油现象造成的危害。一般是在齿轮泵的轴套或侧板上开有相应的卸荷槽, 以减弱困油现象。

卸荷槽的结构形式各有不同, 开卸荷槽的原则是应保证当闭死容积处于最小位置时, 吸油腔与压油腔不能连通; 当闭死容积由大变小时, 通过卸荷槽与压油腔连通; 当闭死容积由小变大时, 通过卸荷槽与吸油腔连通。对称啮合节点开长方形卸荷槽如图1-6 d)中虚线所示, 两卸荷槽的间距 a 可按式计算

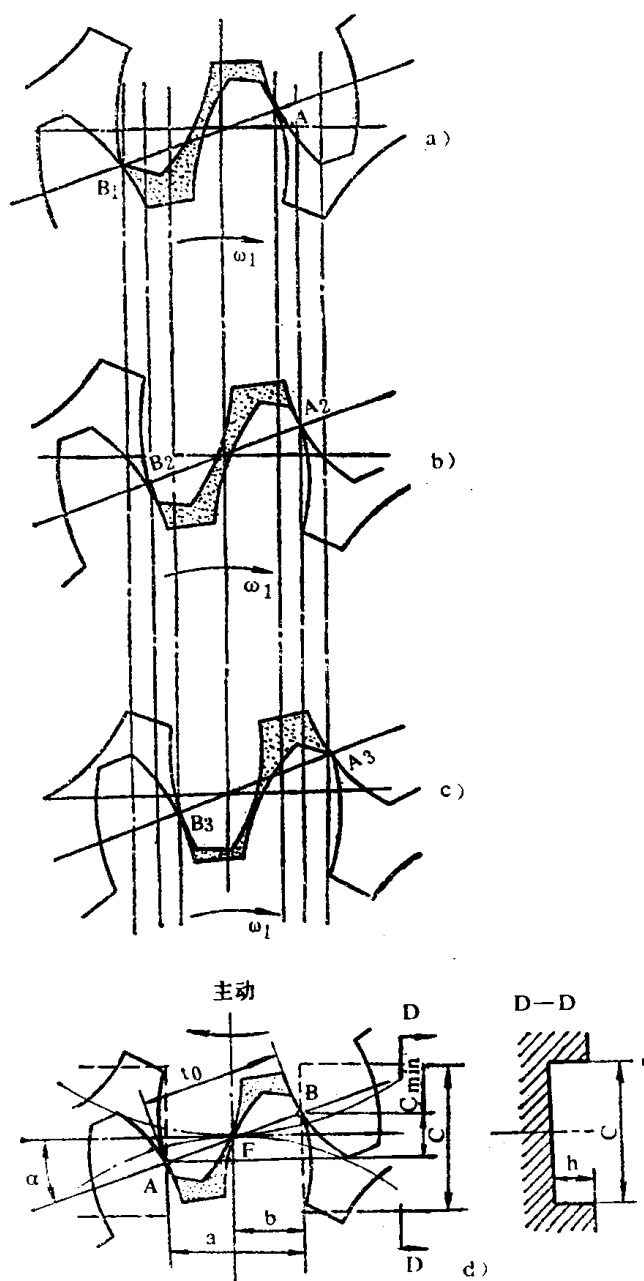


图1-6 齿轮泵的困油现象及卸荷槽

$$a = t_0 \cos \alpha = \pi \cos^2 \alpha_0 \frac{m^2 Z}{A} \quad (\text{毫米}) \quad (1-16)$$

式中 t_0 —— 齿轮的基节 (毫米);

α_0 —— 刀具角;

α —— 齿轮的啮合角;

m —— 齿轮模数 (毫米);

A —— 两齿轮的中心距 (毫米)。

卸荷槽的长度一般取 $c > 2.5m$, 卸荷槽的深度 $h \geq 0.8m$ 。

四、齿轮泵的径向负载

齿轮泵工作时, 由于齿轮受到不平衡的径向液压力的作用, 对轴承造成很大的负载。实践证明, 高压齿轮泵的使用寿命, 主要取决于轴承的寿命。因此, 减小齿轮泵不平衡径向力, 以减轻轴承负载, 是高压齿轮泵结构设计必须解决的技术关键之一。

齿轮泵工作时, 齿轮圆周上所受油压力是不同的, 压力分布状况如图 1-7 所示。吸油腔的压力最低, 一般低于大气压力。压油腔的压力最高, 等于油的工作压力。由于齿顶和泵体内表面间有径向间隙, 所以齿轮外圆上油液的压力是逐步降低的。不平衡液压力作用在齿轮上, 使轴承受到径向负载。径向液压力可按下述近似公式计算:

$$P_1 = (0.7 \sim 0.8) p D_o B \quad (\text{公斤力}) \quad (1-17)$$

式中 p —— 齿轮泵的工作压力 (公斤力/厘米²);

D_o —— 齿顶圆直径 (厘米);

B —— 齿轮的宽度 (厘米)。

两齿轮传递扭矩时, 在轮齿啮合点彼此还受有啮合力作用, 其作用方向是沿着轮齿的啮合线, 其大小是随啮合点位置而不断地变化的。一般情况下其啮合力仅为液压径向力的 15%。由于两齿轮所受的啮合力大小相等方向相反, 所以它们在两齿轮上与径向液压力的合力就不相等, 从动齿轮所受合力要大于主动齿轮。所以从动齿轮轴承所受的径向负载

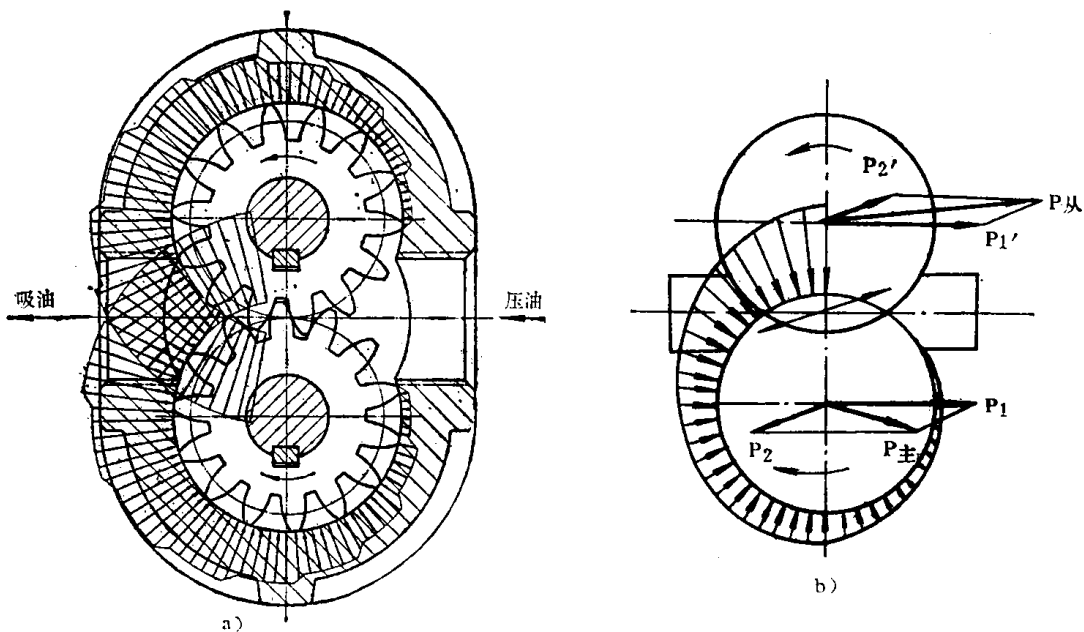


图 1-7 齿轮泵径向液压力分布及径向受力图