

中国交通教育研究会（港口）职工分会组织编写
港口主体工种职业培训教材

GANGKOU DIANDONG ZHUANGXIE JIXIE KONGZHI JISHU

港口电动装卸机械控制技术

● 主编 张金丰
● 主审 杨波 徐健



人民交通出版社

China Communications Press

中国交通教育研究会(港口)职工分会组织编写
港口主体工种职业培训教材

GANGKOU DIANDONG ZHUANGXIE JIXIE KONGZHI JISHU

港口电动装卸机械控制技术

● 主编 张金丰
● 主审 杨波 徐健



人民交通出版社

(封面背页书脊由封面到封底顺序为：书名、作者、主编、主审、出版社、书号、定价)

内 容 提 要

本书根据《港口电动装卸司机技师培训教学计划》、《港口电动装卸机械修理工技师、高级技师培训教学计划》及《港口电动装卸机械控制技术》教学大纲的要求编写。内容共分三章,具体为:液压传动系统,包括液压传动的工作原理、液压传动的工作介质和液压元件、液压基本回路、典型液压系统分析和典型液压故障的处理方法;液力传动系统,包括液力传动的工作原理、液力耦合器的结构和工作原理、液力变矩器的结构和工作原理;电气控制系统,包括电气控制系统图绘制与识别、典型电气控制系统线路分析、可编程控制器的原理及应用、变频器的原理及应用、液力传动系统、电气控制系统。

本书作为港口电动装卸机械司机技师、修理工技师和高级技师的培训教材,学生可以根据书后附录中的教学大纲对本书进行有选择的学习;同时本书也可供其他相关专业教学以及工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

港口电动装卸机械控制技术/张金丰主编. —北京:人民交通出版社,2008. 12
ISBN 978-7-114-07364-9

I. 港… II. 张… III. 港口装卸设备—电动控制 IV. U653.92

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 137289 号

书 名: 港口电动装卸机械控制技术

著 作 者: 张金丰

责任编辑: 蔡培荣

出版发行: 人民交通出版社

地 址: (100011) 北京市朝阳区安定门外外馆斜街 3 号

网 址: <http://www.ccpress.com.cn>

销售电话: (010) 59757969, 59757973

总 经 销: 北京中交盛世书刊有限公司

经 销: 各地新华书店

印 刷: 廊坊市长虹印刷有限公司

开 本: 787×1092 1/16

印 张: 14.5

字 数: 337 千

版 次: 2008 年 12 月 第 1 版

印 次: 2008 年 12 月 第 1 次印刷

书 号: ISBN 978-7-114-07364-9

印 数: 0001~4000 册

定 价: 30.00 元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

中国交通教育研究会(港口)职工分会
教材编审委员会

主任：刘桂芳

副主任：张 宏

委员：邓顺盛 刘明璋 张泉忠 孟宪华

前 言

为适应港口建设和发展的需要,促进港口高技能人才的培养,2006年中国交通教育研究会(港口)职工分会教材编审委员会依据《交通行业职业技能标准》的要求,编写了《港口主体工种技师、高级技师培训教学计划及教学大纲》。

2007年,中国交通教育研究会(港口)职工分会教材编审委员会按照《港口主体工种技师、高级技师培训教学计划及教学大纲》的要求,组织编写了《港口内燃装卸机械检测》、《港口内燃装卸机械控制技术》、《港口电动装卸机械检测》、《港口电动装卸机械控制技术》、《港口装卸机械电气设备基础》、《港口装卸机械电气控制技术》、《港口机械英语》七册教材,并对2004年出版的《港口机械设备管理》一书作了修订。

本套教材从港口高技能人才培养的实际需要出发,除《港口机械英语》、《港口机械设备管理》为通用培训教材外,其余六册均采用了驾驶与修理合编,技师与高级技师合编的编写方法,并在教材后附有相关主体工种培训的教学计划和教学大纲。教材在编写过程中,参考了各港口有关教材及培训资料,注重理论知识与港口生产实际相结合,引入了新知识、新技术、新工艺。因此本套教材具有较高的针对性、通用性、实用性和先进性,适应了港口生产的发展变化,以求满足技术工人成长及港口主体工种技师、高级技师职业技能鉴定考核的需要。

由于港口主体工种所涉及机械、电气设备种类繁多,结构各异,在使用中,教学培训负责人和教师应按学员工种和级别的不同,以及各港使用和维修设备的不同,在给定课时范围内,有针对性地选择书中有关章节进行讲授。

本书根据《港口电动装卸机械司机技师培训教学计划》、《港口电动装卸机械修理工技师、高级技师培训教学计划》及《港口电动装卸机械控制技术》教学大纲的要求编写,内容共分三章,具体为:液压传动系统、液力传动系统和电气控制系统。

本书作为港口电动装卸机械司机技师、修理工技师和高级技师的培训教材,学生可以根据书后附录中的教学大纲对本书进行有选择的学习;同时本书也可供其他相关专业教学以及工程技术人员参考。

本书由秦皇岛港教育培训中心张金丰主编;天津港(集团)有限公司杨波、徐健主审。

另外,本套教材在编写过程中,得到了秦皇岛港、上海港、广州港、天津港、大连港、宁波港、青岛港湾职业技术学院、湛江港、南京港有关部门领导及专家们的热情支持与帮助,原中国交通教育研究会(港口)职工分会理事长林洁敏同志、副理事长王棣海同志在任职期间,原中国交通教育研究会(港口)职工分会秘书长杨振翔同志及现任秘书冯丽同志都对本套教材的编写进行了积极有效的工作,在此一并表示感谢。

由于编者能力和时间所限,教材中存在的问题和缺陷在所难免,敬请各位专家和读者批评指正。

中国交通教育研究会(港口)职工分会
教材编审委员会
二〇〇八年五月

目 录

第一章 液压传动系统.....	1
第一节 液压传动系统概述.....	1
第二节 液压元件与液压油.....	4
第三节 液压基本回路	56
第四节 电动装卸机械典型液压系统	74
第五节 液压系统常见故障的诊断及消除方法	99
第二章 液力传动系统.....	125
第一节 液力传动系统概述.....	125
第二节 液力耦合器的结构及工作原理.....	125
第三节 液力变矩器的结构及工作原理.....	128
第三章 电气控制系统.....	134
第一节 电气控制系统图绘制与识别.....	134
第二节 典型电气控制系统线路分析.....	138
第三节 可编程控制器的原理及应用.....	155
第四节 变频器的原理及应用.....	168
附录一 常用液压图形符号.....	183
附录二 常用电气图形符号.....	194
附录三 港口电动装卸机械司机技师培训教学计划.....	205
附录四 港口电动装卸机械修理工技师培训教学计划.....	210
附录五 港口电动装卸机械修理工高级技师培训教学计划.....	216
参考文献.....	222



第一章 液压传动系统

第一节 液压传动系统概述

一、液压传动的概念

传动是将原动机(柴油机、汽油机、电动机等)的能量通过某种方式加以控制,并传送到工作装置,以完成预定工作的过程。任何一部机器都需要传动系统。传动系统一般分为机械传动、电气传动和流体传动三大类。其中流体传动又分为气体传动、液压传动和液力传动。液压传动是利用液体的压力能传递动力和运动的传动方式。

二、液压传动的工作原理

从原理上来说,液压传动所基于的最基本原理就是帕斯卡原理,即在密闭容器内,施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体的各点,所以通过液体的传递,就可以达到动力和运动传递的目的。液压传动的工作原理,可以用一个液压千斤顶的工作原理来说明。

图 1-1 是液压千斤顶的工作原理图。大油缸 9 和大活塞 8 组成举升液压缸。杠杆手柄 1、小油缸 2、小活塞 3、单向阀 4 和 7 组成手动液压泵。如提起手柄使小活塞向上移动,小活塞下端油腔容积增大,形成局部真空,这时单向阀 4 打开,通过吸油管 5 从油箱 12 中吸油;用力压下手柄,小活塞下移,小活塞下腔压力升高,单向阀 4 关闭,单向阀 7 打开,下腔的油液经管道 6 输入大油缸 9 的下腔,迫使大活塞 8 向上移动,顶起重物。再次提起手柄吸油时,单向阀 7 自动关闭,使油液不能倒流,从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动

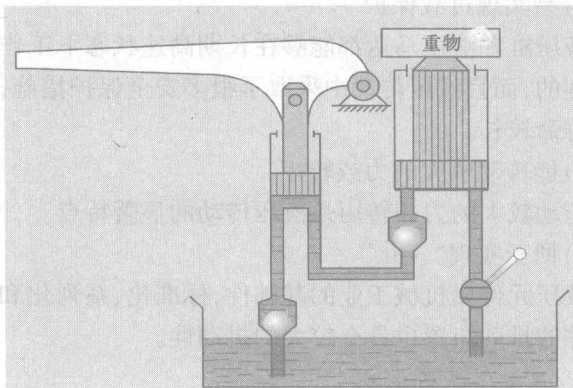
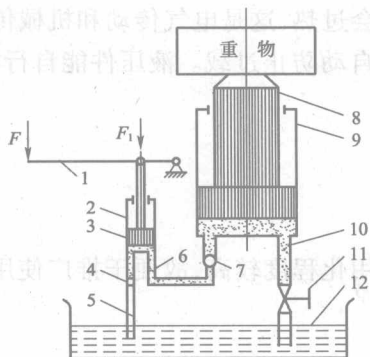


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

1-杠杆手柄;2-小油缸;3-小活塞;4、7-单向阀;5-吸油管;6、10-管道;8-大活塞;9-大油缸;11-截止阀;12-油箱



手柄,就能不断地把油液压入举升缸下腔,使重物逐渐地升起。如果打开截止阀 11,举升缸下腔的油液通过管道 10、截止阀 11 流回油箱,重物就向下移动。这就是液压千斤顶的工作原理。

通过对上面液压千斤顶工作过程的分析,可以初步了解到液压传动的基本工作原理。液压传动是利用有压力的油液作为传递动力的工作介质。压下杠杆时,小油缸 2 输出压力油,将机械能转换成油液的压力能;压力油经过管道 6 及单向阀 7,推动大活塞 8 举起重物,将油液的压力能又转换成机械能。大活塞 8 举升的速度取决于单位时间内流入大油缸 9 中油容积的多少。由此可见,液压传动是一个不同能量的转换过程。

三、液压传动的优缺点

1. 液压传动的优点

液压传动与机械传动和电气传动相比,具有以下优点:

1) 比功率大

在输出同样功率的情况下,液压装置的体积小、重量轻、结构紧凑,如液压马达的重量和体积只有同等功率电动机的 12% 左右。

2) 传动平稳

在液压传动装置中,由于油液的几乎不可压缩性,依靠油液的连续流动进行传动,且油液有吸振能力,在油路中还可设置液压缓冲装置,故传动十分平稳,易于实现快速启动、制动和频繁换向。

3) 易于实现无级调速

在液压传动中,通过调节液体的流量,可以实现大范围的无级调速,最大的速比可达 2000:1。

4) 易实现自动化

在液压系统中,对液体的流量、压力和流动方向易于进行调节和控制,再加上电气控制、电子控制或气动控制的配合,整个传动装置很容易实现复杂的自动工作循环。

5) 易实现过载保护

液压缸和液压马达都能够在长期高速状态下工作不会过热,这是电气传动和机械传动无法办到的,而且液压传动中采取了很多安全保护措施,能自动防止过载。液压件能自行润滑,使用寿命较长。

6) 能传动较大的力或转矩

传动较大的力和转矩是液压传动的显著特点。

7) 便于实现“三化”

液压元件属机械工业的基础件,标准化、系列化和通用化程度较高,故便于推广使用。液压元件的排列布置也具有较大的机动性。

2. 液压传动的缺点

1) 获取定比传动困难

由于工作介质的泄漏以及元件的弹性变形等因素的影响,液压传动不能严格保证定比传



动,因此不宜应用在传动比要求严格的场合。

2) 传动效率低

液压系统由于在传动过程中存在两次能量转换以及存在着机械摩擦损失、压力损失和泄漏损失,从而使传动效率不高,远距离传动更是如此,故不宜作为远距离传动。

3) 对温度的变化比较敏感

液压传动对温度的变化比较敏感,因为温度的变化影响工作介质的黏度,从而影响传动的稳定性,故不能在高温或低温条件下工作。

4) 容易产生噪声、振动和爬行

油液中渗入空气后,会产生噪声,容易引起振动和爬行,影响传动稳定性。

5) 排除故障较困难

由于液压系统出现故障时不易找出原因,因而排除故障较困难。

四、液压传动的组成部分

一个完整的液压传动系统,主要由 5 个部分组成:

1. 动力装置

把机械能转换成液体压力能的装置,称为动力装置(元件)。常见的是液压泵,它能供给液压系统液压油。

2. 执行装置

把液体的压力能转换成机械能输出的装置,称为执行装置(元件)。它可以是作直线运动的液压缸,也可以是作回转运动的液压马达。

3. 控制装置

对系统中液体的压力、流量和流动方向进行控制的装置,称为控制装置(元件)。如溢流阀、节流阀和换向阀等。

4. 辅助装置

保证系统正常工作所需的、上述三部分以外的其他装置,称为辅助装置(元件),如各种接头、油管、过滤器、蓄能器和压力计等。它们分别起着联接、输油、过滤、储存压力能和测量液体压力等辅助作用。

5. 工作介质

它是传递能量的媒介。液体的性质(黏度、黏温性、防锈性、润滑性、消泡性、化学稳定性等)对液压系统的正常工作具有直接的重要影响。

五、液压系统图的图形符号

上述图 1-1 是结构式的工作原理图。虽然直观性强,但绘制起来比较麻烦,特别是在液压元件数量较多时更加费事。为了适应液压技术发展的需要,我国已制订了液压图形符号标准(见附录一),可以清晰而方便地表达各种类型的液压传动系统。



第二节 液压元件与液压油

液压系统是为了完成某种工作任务而由各具特定功能的液压元件组成的整体。一个完整的液压传动系统由动力元件、执行元件、控制元件和辅助元件构成,各部分元件种类和工作原理如下。

一、液压动力元件

液压泵是液压系统的动力元件,它将原动机(电动机、内燃机等)的机械能转变为液体压力能。

1. 液压泵的工作原理

液压传动系统中常见的液压泵都是容积式的,其工作原理都是利用封闭容积的变化进行吸油和压油的。现以图 1-2 所示的单柱塞泵为例,说明液压泵的工作原理。单柱塞泵由偏心轮 1、柱塞 2、泵体 3、弹簧 4、单向阀 5、6 以及油箱 7 组成,柱塞与缸体之间形成封闭容积,当电动机带动偏心轮顺时针方向旋转时,柱塞在偏心轮和弹簧的共同作用下在泵体中作往复移动。柱塞右移时,密封容积逐渐增大,产生真空,油箱中的油液经单向阀 6 进入封闭容积,这就是吸油过程;柱塞左移时,密封容积逐渐变小,已吸入其内的油液受挤压而产生一定压力,顶开单向阀 5 进入系统,这就是压油过程。若偏心轮不停地旋转,泵就不停地吸油和压油。

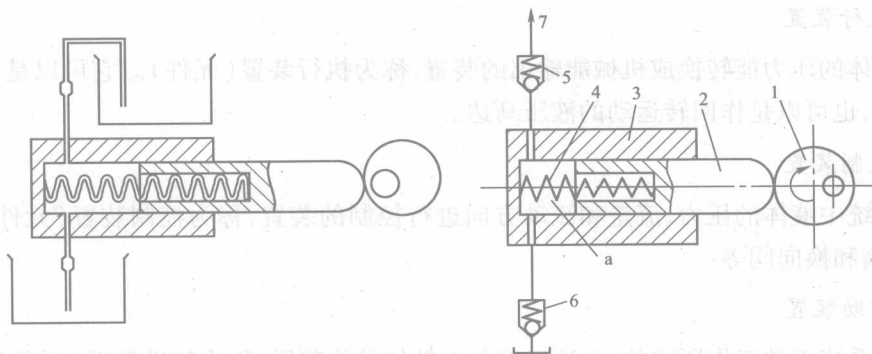


图 1-2 液压泵工作原理图

1-偏心轮;2-柱塞;3-泵体;4-弹簧;5、6-单向阀;7-油箱

从上述泵的工作原理,可以得出容积式液压泵工作的必要条件如下:

- ①吸油腔和压油腔要隔开。单向阀 5、6 即为将吸油腔和压油腔分开的配流装置。
- ②工作容积必须密封与不断地变化。
- ③吸油过程中,油箱必须与大气相通。

2. 液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数有:压力、排量和流量、转速以及输出与输入功率和效率等。

1) 液压泵的压力

(1) 工作压力 P_p



液压泵实际工作时的输出压力称为工作压力。泵的工作压力决定于外界负载的大小(与液压泵的流量无关),外负载增大,泵的工作压力也随之增高。

(2) 额定压力 P_{po}

液压泵在正常工作条件下,按试验标准规定能连续运行的最高压力称为泵的额定压力。由于泵的额定压力大小受泵本身的泄漏和结构强度所制约,不同形式泵的额定压力不同。

2) 液压泵的排量和流量

(1) 排量 V_p

液压泵旋转一周,由其密封容积几何尺寸变化计算而得出的体积成为液压泵的排量。排量的大小取决于泵的密封腔容积的变化值,而与泵的转速无关。排量的单位为 m^3/r 或 mL/r 。

(2) 理论流量 Q_{po}

液压泵的理论流量是指在单位时间内理论上可排出的液体体积。它等于排量和转速的乘积。泵的排量和理论流量是在不考虑泄漏的情况下由计算所得的量,其值与泵的压力工作无关。

$$Q_{po} = V_p \cdot n_p \quad (1-1)$$

式中: n_p ——主轴转速(r/s);

Q_{po} ——液压泵理论流量(m^3/s);

V_p ——液压泵的排量(m^3/r)。

(3) 实际流量 Q_p

是指液压泵实际输出时的流量。

(4) 额定流量 Q_{pe}

是指液压泵正常工作条件下,按试验标准规定必须保证的输出流量。由于存在泄漏,所以泵的实际流量和额定流量都小于理论流量。

3) 液压泵的功率

(1) 输入功率 N_{pi}

是指驱动泵轴的输入机械功率。液压泵输入的机械能等于转矩和转速的乘积。当转矩为 M_{pi} , 转速为 n_p 时,有

$$N_{pi} = n_p \cdot M_{pi} \quad (1-2)$$

(2) 输出功率 N_{po}

是指泵输出的液压功率。液压泵输出的液压能等于油液的压力和流量的乘积。液压泵在工作中,由于内部有泄漏和机械摩擦,故其输出功率小于输入功率。

$$N_{po} = P_p \cdot Q_p \quad (1-3)$$

式中: P_p ——液压泵的工作压力(N/m^2);

Q_p ——液压泵的实际流量(m^3/s);

N_{po} ——液压泵的输出功率(W)。

4) 液压泵的效率

(1) 容积效率 η_{pv}

液压泵实际流量与理论流量的比值称为容积效率。

$$\eta_{pv} = Q_p / Q_{po} = 1 - \Delta Q_p / Q_{po} \quad (1-4)$$

式中: $\Delta Q_p = Q_{po} - Q_p$ ——液压泵的泄漏量。



因液压泵内机件间间隙很小,泄漏油液的流态可看作层流,故泄漏量 ΔQ_p 与泵的输出压力 P_p 成正比,即

$$\Delta Q_p = k_l P_p \quad (1-5)$$

式中: k_l ——液压泵的泄漏系数。

由于 ΔQ_p 随 P_p 增大而增大,导致 η_{pv} 随 P_p 增大而减小。

(2) 机械效率 η_{pm}

液压泵在工作时由于相对运动零件之间的摩擦及液体黏性摩擦而引起摩擦损失,因此,驱动泵所需的实际输入转矩 M_{pi} 必然大于理论转矩 M_{po} ;此外还有一些其他损失,如发热、振动等,一般我们把除容积效率外的所有效率均归为机械效率。

(3) 总效率 η_p

泵的输出功率与输入功率的比值称为泵的总功率。液压泵的总功率等于容积效率和机械效率的乘积。即

$$\eta_p = N_{po}/N_{pi} = \eta_{pv} \cdot \eta_{pm} \quad (1-6)$$

3. 液压泵的分类

液压泵的类型很多。如按结构分,则常用的有柱塞泵、叶片泵和齿轮泵三大类。而对每一类还可以细分,若泵的排量是不可改变的,称为定量液压泵;若泵的排量是可以调节的,则称为变量液压泵。调节排量有手动和自动两种方式,而自动调节又分为限压式、恒功率式、恒压式和恒流量式等。根据液压泵是否有自吸能力分为自吸式和非自吸式液压泵。

4. 常见的几种液压泵

1) 齿轮泵

齿轮泵是液压系统中常用的液压泵,按结构形式分为外啮合和内啮合两种。下面介绍一下齿轮泵的工作原理。

(1) 外啮合齿轮泵的工作原理

如图 1-3 所示,外啮合齿轮泵由一对齿数相同的齿轮、传动轴、轴承、端盖和泵体等组成。齿轮的两端面靠端盖密封,泵体、端盖和齿轮的各个齿间槽这三者形成密封工作腔,而齿轮又将此密封工作腔分隔成左右两个密封的油腔。当齿轮按图示方向旋转时,轮齿从左侧退出啮合,漏出齿间,使该腔容积增大,形成部分真空,油箱中的油液吸进左腔——吸油腔,将齿间槽充满。随着齿轮的旋转,每个齿轮的齿间把油液从左腔带到右腔——压油腔,轮齿在右侧进入啮合,齿间的油液被挤出来,使右腔油压升高,油液从压油腔输送到压力管路中去。齿轮连续旋转,泵就连续不断地吸入油液和压出油液。

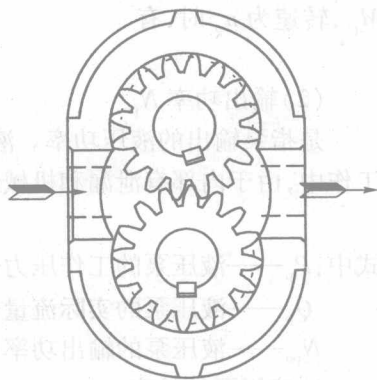


图 1-3 外啮合型齿轮泵工作原理

(2) 外齿轮泵的实际输出流量

外啮合齿轮泵排量的精确计算需要依据齿轮啮合原理来进行,比较麻烦。为简化计算,可以认为排量近似等于它的两个齿轮的齿间槽容积的总和。设齿间槽的容积与轮齿的体积相



等,当齿轮齿数为 z 、模数为 m 、齿宽为 b 时,齿轮泵的排量 V 为

$$V = 2\pi z m^2 b \quad (1-7)$$

设齿轮泵的转速为 n ,容积效率为 η_v ,则齿轮泵的实际输出流量 q 为

$$q = 2\pi z m^2 b n \eta_v \quad (1-8)$$

考虑到齿间槽的容积比轮齿的体积稍大些,为了比较精确地计算齿轮泵的流量,引进修正系数 K ,因此齿轮泵的实际输出流量 q 为

$$q = 2\pi K z m^2 b n \eta_v \quad (1-9)$$

对低压齿轮泵,推荐 $2\pi K = 6.66$;对高压齿轮泵,推荐 $2\pi K = 7$ 。

由计算公式(1-9)可以看出,当泵的结构参数 z 、 m 和 b 确定后,转速 n 一定时,泵的实际输出流量为一定值,故齿轮泵为定量泵。

(3) 齿轮泵的结构特点

如图1-4所示为外啮合齿轮泵结构图。此泵为分离三片式结构,三片是指后泵盖4,前泵盖8和泵体7,它们用两个圆柱销17定位,用6个螺钉9固定。泵体内装有一对几何参数完全相同的齿轮6,这对齿轮与泵体和前后盖板形成的密闭容积被两啮合的轮齿分成两部分,即吸油腔和压油腔。两齿轮分别用键5和键13固定在由滚针轴承3支承的主动轴(长轴)12和从动轴(短轴)15上,主动轴由电动机带动旋转,泵的吸油口、压油口开在后盖上。

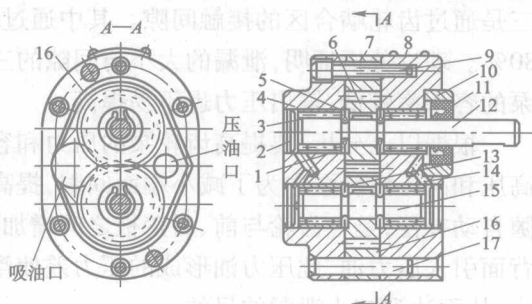


图1-4 外齿轮泵的结构图

- 1-轴承外环;2-堵头;3-滚针轴承;4-后泵盖;5、13-键;6-齿轮;7-泵体;8-前泵盖;9-螺钉;10-压环;11-密封环;12-主动轴;14-泄油孔;15-从动轴;16-泄油槽;17-定位销

①易出现困油现象。齿轮泵要能连续地供油,就要求齿轮啮合的重叠系数 ε 大于1,也就是当一对齿轮尚未脱开啮合时,另一对齿轮已进入啮合。这样,就出现同时有两对齿轮啮合的瞬间,在两对齿轮的齿向啮合线之间形成了一个封闭容积,一部分油液也就被困在这一封闭容积中(见图1-5a),齿轮连续旋转时,这一封闭容积便逐渐减小,到两啮合点处于节点两侧的对称位置时(见图1-5b),封闭容积为最小,齿轮再继续转动时,封闭容积又逐渐增大,直到图1-5c所示位置时,容积又变为最大。在封闭容积减小时,被困油液受到挤压,压力急剧上升,使轴承上突然受到很大的冲击载荷,使泵剧烈振动,这时高压油从一切可能泄漏的缝隙中挤出,造成功率损失,使油液发热等。当封闭容积增大时,由于没有油液补充,因此形成局部真空,使原来溶解于油液中的空气分离出来,形成了气泡,油液中产生气泡后,会引起噪声、气蚀等一系列恶果。以上情况就是齿轮泵的困油现象。这种困油现象极为严重地影响着泵的工作平稳性和使用寿命。

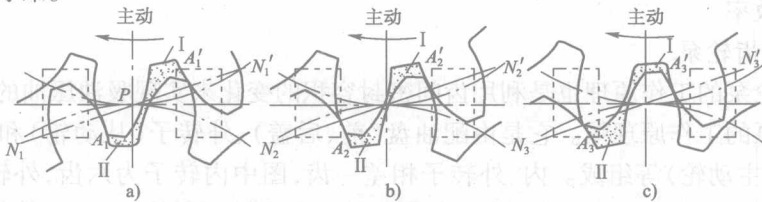


图1-5 齿轮泵的困油现象



为了消除困油现象,齿轮泵的泵盖上铣出两个困油卸荷凹槽,其几何关系如图 1-6 所示。卸荷槽的位置应该使困油腔由大变小时,能通过卸荷槽与压油腔相通,而当困油腔由小变大时,能通过另一卸荷槽与吸油腔相通。两卸荷槽之间的距离为 a ,必须保证在任何时候都不能使压油腔和吸油腔互通。

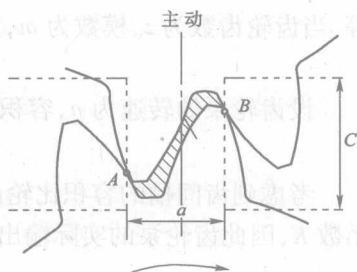


图 1-6 齿轮泵的困油卸荷槽图

②易出现泄漏。外啮合齿轮泵高压腔的压力油泄漏到低压腔中主要有三条途径:一是通过齿轮端面与前、后盖之间的端面间隙;二是通过齿顶与泵体内孔之间的径向间隙;三是通过齿轮啮合区的接触间隙。其中通过端面间隙的泄漏量最大,可占总泄漏量的 75% ~ 80%。理论分析证明,泄漏的大小与间隙的三次方成正比,与压力差成正比。因此,普通齿轮泵的容积率较低,输出压力也不易提高。

根据以上分析,要提高齿轮泵的压力和容积效率,首要问题是减小端面间隙。因此,在中高压和高压齿轮泵中为了减小端面间隙,提高容积效率,一般采用端面间隙自动补偿。端面间隙自动补偿,是在齿轮与前、后盖板之间增加补偿零件,如浮动轴套或浮动侧板,在补偿零件的背面引入压力油,此压力油形成的压力差使浮动轴套或浮动侧板压紧齿轮端面,使端面间隙减小,从而达到减小泄漏的目的。

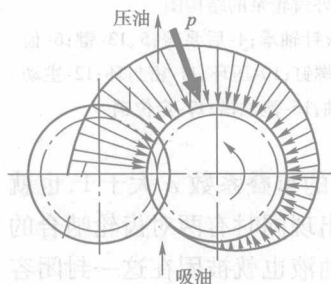


图 1-7 齿轮泵的径向不平衡力

③径向力不平衡。齿轮泵工作时,压油腔的油压高于吸油腔的油压,因此作用在齿轮外圆上的压力是不相等的。在压油腔和吸油腔处齿轮外圆和齿廓表面分别承受工作压力和吸油腔压力;在齿轮和泵体内孔的径向间隙中,由于高压油液通过该间隙泄漏,因而可以认为压力由压油腔的压力依次递减为吸油腔压力。这些液体压力综合作用的合力,相当于给齿轮一个径向力,这就是齿轮和轴承受到的径向不平衡力,如图 1-7 所示。齿轮泵工作压力越高,径向不平衡力越大,其结果是加速了轴承的磨损,降低了轴承的使用寿命,甚至使轴弯曲,造成齿轮与泵体内孔摩擦,影响泵体内孔摩擦,影响泵的正常工作。

为了减少泵的径向不平衡力的影响,常采用的措施有两个:一是缩小压油口的直径,使高压仅作用在一个齿到两个齿的范围内,这样压力油作用于齿轮上的面积缩小了,因而径向力也相应减小了。二是采用开压力槽的办法来解决径向不平衡的问题。通过在盖板上开平衡槽,使它们分别与压油腔相通,产生一个与压油腔和吸油腔对应的液压径向力,起到平衡作用。这种办法可使作用到齿轮上的径向力大体上获得平衡,但会使泵的高、低压接近,引起泄漏增加,从而降低容积效率。

(4) 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵的工作原理也是利用齿间密封容积的变化来实现吸油压油的。图 1-8 所示是内啮合齿轮泵的工作原理图。它是由配油盘(前、后盖)、外转子(从动轮)和偏心安置在泵体内的内转子(主动轮)等组成。内、外转子相差一齿,图中内转子为六齿,外转子为七齿,由于内外转子是多齿啮合,这就形成了若干密封容积。当内转子围绕中心 O_1 旋转时,带动外转



子绕外转子中心 O_2 作同向旋转。这时,由内转子齿顶 A_1 和外转子齿谷 A_2 间形成的密封容积 c (图中阴影部分)。随着转子的转动密封容积就逐渐扩大,于是就形成局部真空,油液从配油窗口 b 被吸入密封腔,至 A_1' 、 A_2' 位置时封闭容积最大,这时吸油完毕。当转子继续旋转时,充满油液的密封容积便逐渐减小,油液受挤压,于是通过另一配油窗口 a 将油排出,至内转子的另一齿全部和外转子的齿凹 A_2 全部啮合时,压油完毕,内转子每转一周,由内转子齿顶和外转子齿谷所构成的每个密封容积,完成吸、压油各一次,当内转子连续转动时,即完成了液压泵的吸排油工作。

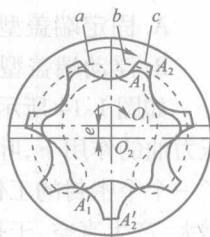


图 1-8 内啮合齿轮泵的工作原理图

因内啮合齿轮泵的外转子齿形是圆弧,内转子齿形为短幅外摆线的等距线,故又称为内啮合摆线齿轮泵,也叫转子泵。

内啮合齿轮泵有许多优点,如结构紧凑,体积小,零件少,转速可高达 10 000 r/min,运动平稳,噪声低,容积效率较高等。缺点是流量脉动大,转子的制造工艺复杂等。目前转子已采用粉末冶金压制成型。随着工业技术的发展,摆线齿轮泵的应用将会愈来愈广泛。因内啮合齿轮泵可正、反转,可作液压马达用。

2) 叶片泵

叶片泵由转子、定子、叶片、配油盘和端盖等组成。

(1) 种类与构造

叶片泵按其构造分类如下:

① 按转子周围的压力平衡情况分类:

A. 非平衡型(这种泵在转子转一转过程中,吸油压油各一次,故又称为单作用式,见图 1-9);

B. 平衡型(这种泵在转子转一转过程中,每个密封工作腔完成吸油和压油动作各两次,故又称为双作用式,见图 1-10)。

② 按有无变量机构分类:

A. 定量泵(见图 1-9、图 1-10);

B. 变量泵(改变定子和转子间偏心的大小,便可改变泵的排量,见图 1-11)。

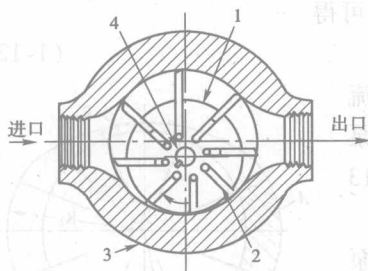


图 1-9 非平衡型叶片泵

1-转子;2-叶片;3-壳体;4-轴

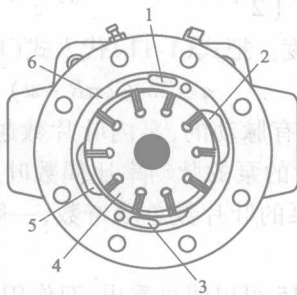


图 1-10 平衡型叶片泵

1,3-排油口;2,5-吸油口;4-转子;6-定子

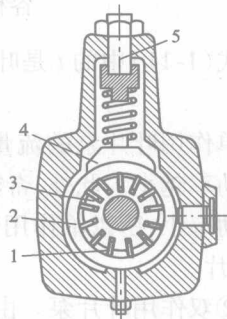


图 1-11 变量叶片泵

1-叶片;2-定子;3-转子;4-滑履;5-压力调整螺栓

③ 按端盖构造分类:



A. 固定端盖型, 见图 1-12;

B. 浮动端盖型, 见图 1-13。

如图 1-14 所示, 叶片在转子的槽内可灵活滑动, 在转子转动时的离心力以及通入叶片根部压力油的作用下, 叶片顶部贴紧在定子内表面上, 于是两相邻叶片、配油盘、定子和转子间便形成了一个密封的工作腔。当转子按图示方向旋转时, 左侧的叶片向外伸出, 密封工作腔容积逐渐增大, 产生真空, 于是通过吸油口和配油盘上窗口将油吸入。而在图的右侧, 叶片往里缩进, 密封工作腔容积逐渐减小, 密封腔中的油液往配油盘另一窗口和压油口被压出而输到系统中去。

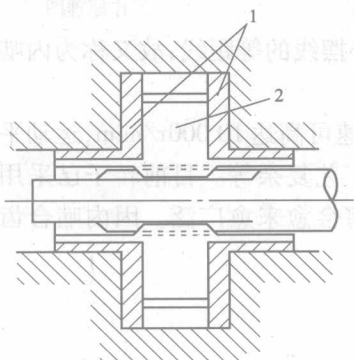


图 1-12 固定端盖型叶片泵
1-端盖; 2-转子

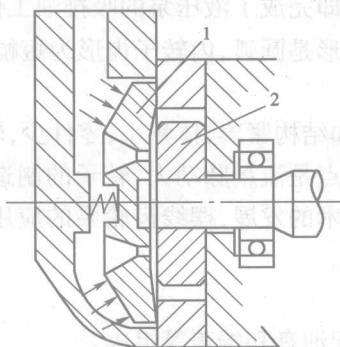


图 1-13 浮动端盖型叶片泵
1-端盖; 2-转子

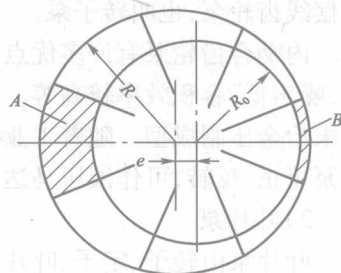


图 1-14 单作用叶片泵

(2) 排量计算

①单作用叶片泵。图 1-14 中的两枚叶片间的最大容积 A 与最小容积 B 相差的那部分容积被排出泵体。设叶片数为 z , 则每转的排量为

$$q = z(\text{容积 } A - \text{容积 } B) \quad (1-10)$$

设定子的内半径为 R , 转子半径为 R_0 , 转子宽度为 b , 偏心量为 e , 则

$$\begin{aligned} \text{容积 } A &\approx b \left\{ \frac{1}{2} [(R+e)^2 - R_0^2] \frac{2\pi}{z} - (R-e-R_0^2)t \right\} \\ \text{容积 } B &\approx b \left\{ \frac{1}{2} [(R-e)^2 - R_0^2] \frac{2\pi}{z} - (R-e-R_0^2)t \right\} \end{aligned} \quad (1-11)$$

式(1-11)中的 t 是叶片厚度。把式(1-11)代入式(1-10)可得

$$q \approx 2be(2\pi R - zt) \quad (1-12)$$

单作用叶片泵的流量也是有脉动的, 泵内叶片数越多, 流量脉动率越小。此外, 奇数叶片的泵的脉动率比偶数叶片的泵的脉动率小, 所以单作用叶片泵的叶片数总取奇数, 一般为 13 或 15 片。

②双作用叶片泵。由图 1-15 可以明显看出, 双作用叶片泵的排出容积是图中两枚叶片间的最大容积 A 与最小容积 B 的差。因此, 排量由下式确定

$$q = 2z(\text{容积 } A - \text{容积 } B) \quad (1-13)$$

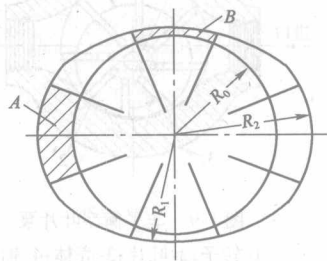


图 1-15 双作用叶片泵



然而,定子的A处是半径 R_2 的圆弧,B处是半径 R_1 的圆弧。则容积A、B分别由下式确定

$$\left. \begin{aligned} \text{容积 } A &= b \left[\frac{1}{2} (R_2^2 - R_0^2) \frac{2\pi}{z} - (R_2 - R_0) t \sec \alpha \right] \\ \text{容积 } B &= b \left[\frac{1}{2} (R_1^2 - R_0^2) \frac{2\pi}{z} - (R_1 - R_0) t \sec \alpha \right] \end{aligned} \right\} \quad (1-14)$$

式(1-14)中的 α 是叶片的倾角(与半径的夹角)。把式(1-14)代入式(1-13)可得

$$q = 2\pi b \left[R_2^2 - R_1^2 - \frac{z}{\pi} (R_2 - R_1) t \sec \alpha \right] \quad (1-15)$$

双作用叶片泵如不考虑叶片厚度,则瞬时流量应是均匀的。但实际上叶片是有厚度的,泵的瞬时流量仍将出现微小的脉动,但其脉动率较其他形式的泵(螺杆泵除外)小得多,且在叶片数为4的倍数时最小。为此,双作用叶片泵的叶片数一般都取12片或16片。

(3) 定子的过渡曲线

双作用叶片泵的定子形状如图1-16所示,是由两枚叶片之间的中心角 $\theta (= 2\pi/z)$ 对应的大圆弧(半径 R_2)、小圆弧(半径 R_1)以及把它们联接起来的光滑过渡曲线组成的。定子的这部分曲线如果半径 r 和角 θ 是一次方关系(阿基米德螺旋线),则理论流量不产生脉动。但是,这对于在该曲线与大圆弧和小圆弧的联接点处的叶片的运动规律却是非常不利的。这个过渡曲线如果采用二次曲线,则一般可表示为

$$r = C_2 \theta^2 + C_1 \theta + C_0 \quad (1-16)$$

叶片在半径方向的速度可由下式确定

$$v = \frac{dr}{dt} = \omega \frac{dr}{d\theta} = \omega (2C_2 \theta + C_1) \quad (1-17)$$

加速度 a 由下式确定

$$a = \frac{dv}{dt} = 2C_2 \omega^2 \quad (1-18)$$

这些运动参数如图1-17所示。圆弧与过渡曲线的联接处,也就是在 $\theta = 0, \theta, 2\theta$ 的点的加速度急剧变化。由于叶片的惯性力有跃变,因此叶片的运动不能令人满意。这样,就需要在圆弧与过渡曲线的联接处采用缓和的过渡曲线,或者采用3次以上的高次曲线,或者采用三角函数曲线等。

在图1-18中,两叶片间形成的腔室由大圆弧处移向过渡曲线与排出口接通时,叶片腔室内的压力由于还处在吸入压力的状态,所以来自排出侧的高压油的逆流将产生冲击压力,因而产生振动和噪声。为了避免这一点,必须防止叶片腔室压力过分地急剧上升。

一般采取的措施是,在排出口的窗口前沿设置小切口槽,如图1-18所示。使排出侧的高压油通过切口,渐渐地流入叶片腔室,使叶片腔室内的压力缓慢上升,从而避免了冲击压力的发生。由于切口长度、断面积都是可以改变的,因此,可以随意地调整压力上升曲线。

(4) 叶片的平衡

排油压力 p_d 作用在叶片根部端面上,把叶片压在定子内表面上。当叶片处在排油口时,

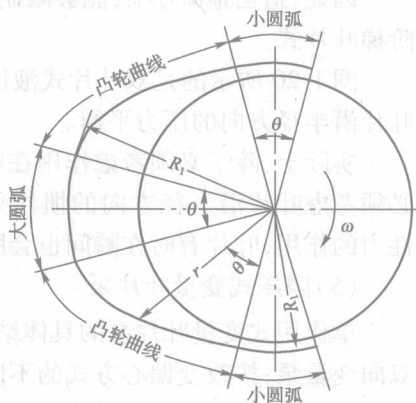


图1-16 定子形状