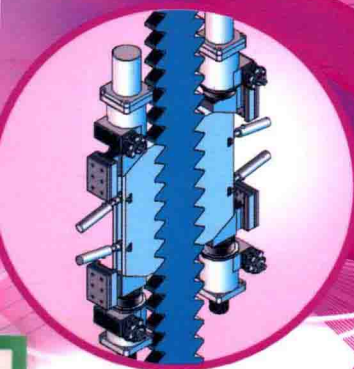


SHIYOU JIXIE YEYA YU QIDONG XITONG
SHEJI JI YINGYONG

石油机械液压与气动系统 设计及应用

李光远 黄志坚 编著
陆 军 兰秀国



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

SHIYOU JIXIE YEYA YU QIDONG XITONG
SHEJI JI YINGYONG

石油机械液压与气动系统 设计及应用

李光远 黄志坚 编著
陆 军 兰秀国



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书结合大量实例,系统介绍了石油机械液压与气压传动系统结构原理及其设计与应用。全书共分5章,第1章介绍石油机械液压系统常用的液压元件,第2章介绍陆地油田液压系统及应用,第3章介绍海上油田液压系统及应用,第4章介绍石油机械液压系统设计开发方法,第5章介绍石油机械气动系统及应用。

本书可供石油液压系统与气压系统设计开发人员及使用维修人员使用,也可作为高等工科院校机械类专业师生的专业参考书。

图书在版编目(CIP)数据

石油机械液压与气动系统设计及应用/李光远等编著. —北京:中国电力出版社,2016.1

ISBN 978-7-5123-8409-5

I. ①石… II. ①李… III. ①石油机械-液压系统-系统设计
②石油机械-气压系统-系统设计 IV. ①TE9

中国版本图书馆CIP数据核字(2015)第240781号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街19号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

北京市同江印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2016年1月第一版 2016年1月北京第一次印刷

700毫米×1000毫米 16开本 18.25印张 370千字

印数0001—2000册 定价45.00元

敬告读者

本书封底贴有防伪标签,刮开涂层可查询真伪

本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前言

石油工业是能源工业的重要组成部分。石油探采机械具有功率大,工况复杂,载荷变化剧烈,工作环境条件恶劣,在野外和沙漠地区作业等特点,所以特别适合采用液压技术,并且对液压系统提出各种特殊要求:高压化,变速范围大,能够防火、防爆和防腐蚀,高可靠性。液压系统在石油机械领域得到了广泛的使用,尤其是在钻机、采油机械、修井机、高空作业车等石油机械中。这些应用有利于降低劳动者工作强度、提高企业生产效率、增加企业经济效益。

人类对石油资源的需求与日俱增,海洋油气的开采也就显得越来越重要。全球油气资源中约44%分布在水深300m以下的水域,走向深水是未来油气田开发的总趋势。液压控制作为工业控制领域中的重要技术正在逐步从陆地走向海洋。海洋钻井平台作业水深大、作业环境恶劣,这要求动力系统安全、平稳、高效,具有抗风暴与波浪的能力。液压系统动力强劲,控制灵活,运行可靠,符合海洋石油平台的各种要求。

气压传动工作环境适应性好,特别在易燃、易爆、多尘埃、强磁场、潮湿、温度变化大、振动、存在腐蚀性气体等恶劣场合。气动元件结构简单、紧凑、易于制造,工作介质是空气,比较容易获得,使用后一般可以直接排入大气中,处理方便。因此气压传动在石油机械领域有着广泛的应用。

本书结合大量实例,系统地介绍了石油机械液压与气压传动系统结构原理及其设计应用。全书共分5章,第1章介绍石油机械液压系统常用的液压元件,第2章介绍陆地油田液压系统及应用,第3章介绍海上油田液压系统及应用,第4章介绍石油机械液压系统设计开发方法,第5章介绍石油机械气动系统及应用。

本书可供石油液压系统与气压系统设计开发人员及使用维修人员使用,也可作为高等工科院校机械类专业师生的专业参考书。

本书由李光远、黄志坚、陆军、兰秀国编著,全书由黄志坚统稿。

广东精钢海洋工程股份有限公司吴平平总经理、广东省海洋石油工程重型装备工程技术研究中心陈峰主任对本书编著出版给予了重大支持,在此表示诚挚的感谢。

编者

目 录

前言

第1章 石油机械常用液压元件.....	1
1.1 液压泵	1
1.1.1 齿轮泵	1
1.1.2 叶片泵	3
1.1.3 柱塞泵	6
1.2 液压阀	8
1.2.1 单向阀与液控单向阀	8
1.2.2 换向阀	13
1.2.3 溢流阀	19
1.2.4 减压阀	21
1.2.5 顺序阀	22
1.2.6 流量控制阀	25
1.2.7 叠加阀	28
1.2.8 插装阀	29
1.2.9 伺服阀	30
1.2.10 比例阀	31
1.3 液压缸	38
1.3.1 液压缸的类型	38
1.3.2 液压缸的典型结构	43
1.3.3 液压缸的基本组成	45
1.4 液压马达	48
1.4.1 液压马达的特点及分类	48
1.4.2 液压马达的工作原理	49
1.5 液压辅件	53
1.5.1 蓄能器	54
1.5.2 密封件	58
1.5.3 过滤器	64
1.5.4 油冷却器	66
第2章 陆地油田液压系统及应用	69
2.1 钻井装置液压系统	69

2.1.1	顶部驱动钻井装置的液压系统	69
2.1.2	DQ40Y 型顶驱装置液压系统	72
2.1.3	全液压齿轮齿条钻机	76
2.1.4	超级单根液压钻机传动及控制	80
2.1.5	车装石油钻机液压起升系统	85
2.2	抽油机液压系统	87
2.2.1	电液比例控制液压抽油机	87
2.2.2	以蓄能器平衡载荷的变频液压闭式节能抽油机	91
2.2.3	风电互补液压抽油机	92
2.2.4	游梁式液压抽油机节能系统	96
2.3	修井机液压系统	98
2.3.1	液压蓄能修井机	98
2.3.2	XXJ300/600 液压蓄能修井机	100
2.3.3	XJ675YZ 液压蓄能修井机	102
2.3.4	不压井修井机液压起升系统	107
2.4	测井装置液压系统	109
2.4.1	液压测井车及应用	109
2.4.2	JHX5141TJC 型液压测井车	110
2.4.3	井下地层测试器双封隔器单元液压系统	114
2.4.4	测井装备中的液压调速技术	116
2.4.5	整体式液压测井拖撬	120
2.5	绞车液压系统	124
2.5.1	井下作业绞车液压系统	124
2.5.2	同步液压绞车	126
2.6	液压盘式刹车装置	128
2.6.1	液压盘式刹车装置	129
2.6.2	钻机盘式刹车液压控制系统	130
2.6.3	液压浮动盘式刹车	132
2.6.4	液压盘式刹车在修井机中的应用	136
2.7	防喷器液压系统	139
2.7.1	闸板防喷器液压锁紧装置的应用与发展	140
2.7.2	多功能油井液压阻喷装置	144
2.7.3	闸板防喷器液压自动锁紧装置	147
第3章	海上油田液压系统及应用	150
3.1	海洋石油平台液压系统	150
3.1.1	自升式海洋石油钻井平台液压系统	150
3.1.2	高可靠性宽调速范围的平台升降系统	152
3.1.3	平台远端支撑液压系统	154

3.2 钻柱液压升沉补偿液压系统	160
3.2.1 钻柱液压升沉补偿原理与分类	160
3.2.2 被动式钻柱升沉补偿装置气液控制系统	164
3.2.3 浮式钻井平台钻柱升沉补偿系统能耗分析	168
3.3 海上油田采油液压系统	171
3.3.1 采油单螺杆泵液压驱动系统	171
3.3.2 用于海上采油平台的液压抽油机	173
3.4 海上油田绞车液压系统	176
3.4.1 线型绞车液压系统	176
3.4.2 M7-22 型多路阀及其在石油平台绞车的应用	179
3.5 海上油田修井液压系统	186
3.5.1 滩海油田修井作业防喷器液控系统	186
3.5.2 液压举升器在海上修井作业中的应用	188
3.5.3 液压蓄能石油修井机在海洋平台上的应用	190
3.6 深水连接器液压系统	194
3.6.1 深水套筒式连接器液压系统	194
3.6.2 深水水平连接器液压同步系统	196
第4章 石油机械液压系统设计	200
4.1 液压系统设计基本内容和步骤	200
4.1.1 液压系统设计内容和步骤概况	200
4.1.2 明确设计要求	200
4.1.3 工况分析	201
4.1.4 初步确定液压系统方案	203
4.1.5 确定液压系统的主要技术参数	204
4.2 确定液压系统结构原理并拟订液压原理图	209
4.2.1 确定系统类型	209
4.2.2 选择液压基本回路	210
4.2.3 由基本回路组成液压系统	211
4.2.4 油井作业车液压设计实例	211
4.3 选择液压元件	213
4.3.1 液压泵的选择	213
4.3.2 选择驱动液压泵的电动机	215
4.3.3 液压阀的选择	216
4.3.4 辅助元件的选择和设计	216
4.4 验算与检验液压系统的性能	220
4.4.1 压力损失的验算	220
4.4.2 系统发热温升的验算	222
4.4.3 工程车液压散热系统设计与检验实例	222

4.5 石油机械液压系统设计实例	226
4.5.1 抽油机液压系统的设计开发	226
4.5.2 新型节能液压抽油机驱动系统设计	229
4.5.3 DQ20Y1 型液压顶部驱动钻井装置设计开发	235
4.5.4 连续液压缸升降系统设计	236
第5章 石油机械气动系统及应用	243
5.1 方向控制阀与方向控制回路	243
5.1.1 方向控制阀	243
5.1.2 方向控制回路	247
5.2 压力控制阀与压力控制回路	248
5.2.1 减压阀与控制回路	248
5.2.2 溢流阀与控制回路	249
5.2.3 顺序阀与控制回路	250
5.3 流量控制阀与速度控制回路	251
5.3.1 流量控制阀	251
5.3.2 速度控制回路	251
5.4 其他常用气动回路	253
5.4.1 安全保护回路	253
5.4.2 往复动作回路	254
5.4.3 延时回路	254
5.5 气动逻辑控制阀及回路	254
5.5.1 气动逻辑元件的分类	255
5.5.2 主要逻辑元件	256
5.6 阀岛及应用	259
5.6.1 阀岛的发展与特点	259
5.6.2 阀岛的类型	261
5.7 气动比例/伺服控制技术	262
5.7.1 比例控制阀	262
5.7.2 伺服控制阀	265
5.7.3 气动数字控制阀	266
5.8 石油机械气动系统应用实例	268
5.8.1 气压传动在石油钻机中的应用	268
5.8.2 气动盘式刹车	270
5.8.3 油田修井作业气动卡盘	273
5.8.4 气动通径机	275
5.8.5 海洋石油钻井平台用自带刹车气动马达	278
5.8.6 油田管线试压装置的液压与气压系统	281
参考文献	283

石油机械常用液压元件

液压元件是石油机械液压设备的基本组成单元,可分为液压泵、控制阀、执行机构(液压缸与液压马达)与液压辅件等4个大类。

1.1 液 压 泵

液压泵是液压系统的动力元件。

液压泵按运动部件的形状和运动方式分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等。齿轮泵又分外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。叶片泵又分为双作用叶片泵、单作用叶片泵和凸轮转子泵。柱塞泵又分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵。液压泵按排量能否变量分为定量泵和变量泵。单作用叶片泵,径向柱塞泵和轴向柱塞泵可以作变量泵。

液压泵的图形符号如图 1-1 所示。

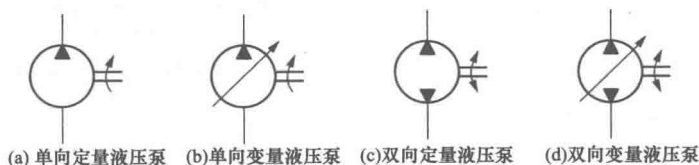


图 1-1 液压泵的图形符号

1.1.1 齿轮泵

1. 齿轮泵的工作原理

(1) 齿轮泵的分类。齿轮泵是利用齿轮啮合原理工作的,根据啮合形式不同分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。

(2) 齿轮泵结构组成。一对几何参数完全相同的齿轮(齿宽为 B , 齿数为 z)、泵体、前后盖板、长短轴。

(3) 齿轮泵工作原理。两啮合的轮齿将泵体、前后盖板和齿轮包围的密闭容积分成两部分,轮齿进入啮合的一侧密闭容积减小,经压油口排油,退出啮合的一侧密闭容积增大,经吸油口吸油。

齿轮泵的工作原理如图 1-2 所示。

2. 外啮合齿轮泵的排量

外啮合齿轮泵的排量为

$$V = 2\pi z m^2 B$$

式中： z 为齿数； m 为齿轮模数； B 为齿宽。

齿轮节圆直径一定时，为增大泵的排量，应增大模数，减小齿数。齿轮泵的齿轮多为修正齿轮。

3. 齿轮泵存在泄漏部位及间隙补偿措施

(1) 齿轮泵泄漏部位。主要有端面泄漏、径向泄漏和轮齿啮合处泄漏。端面泄漏占 80%~85%。

(2) 补偿措施。端面间隙补偿采用静压平衡措施，在齿轮和盖板之间增加一个补偿零件，如浮动轴套或浮动侧板，在浮动零件的背面引入压力油，让作用在背面的液压力稍大于正面的液压力，其差值由一层很薄的油膜承受。

图 1-3 为浮动轴套压力补偿原理。

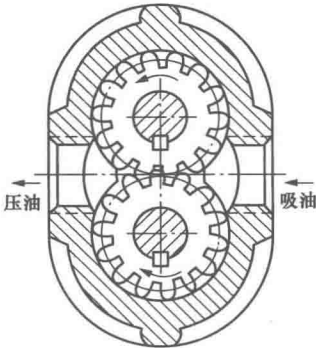


图 1-2 齿轮泵的工作原理

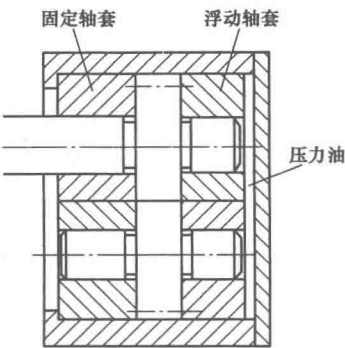


图 1-3 浮动轴套压力补偿原理

4. 齿轮泵的液压径向力及平衡措施

(1) 齿轮泵的液压径向力。齿轮泵工作时，作用在齿轮外圆上的压力是不均匀的，

排油腔和吸油腔齿轮外圆分别承受着系统工作压力和吸油压力；在齿轮齿顶圆与泵体内孔的径向间隙中，可以认为油液压力由高压腔压力逐级下降到吸油腔压力。这些液体压力综合作用的合力，相当于给齿轮一个径向不平衡作用力，使齿轮和轴承受载。工作压力越大，径向不平衡力越大，严重时会造成齿顶与泵体接触而产生磨损。

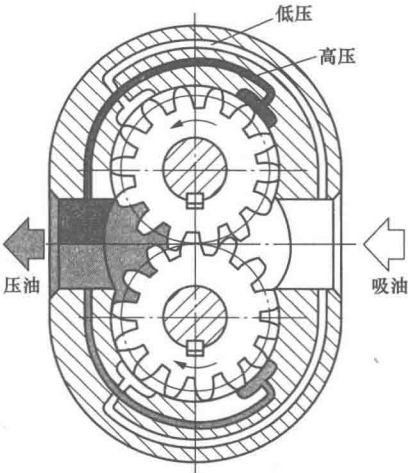


图 1-4 液压径向力平衡措施

(2) 液压径向力的平衡措施。如图 1-4 所示，在盖板上开设平衡槽，将高压油引向低压侧，使低压侧压力提高一些，将低压油引向低压侧，使高压侧压力降低一些，产生一个与液压径向力平衡的作用。

平衡径向力的措施都是以增加径向泄漏为

代价。

5. 齿轮泵的困油现象及卸荷措施

(1) 齿轮泵困油现象产生的原因。如图 1-5 所示, 齿轮重叠系数 $\epsilon > 1$, 在两对轮齿同时啮合时, 它们之间将形成一个与吸、压油腔均不相通的闭死容积, 此闭死容积随齿轮转动其大小发生变化, 先由大变小, 后由小变大。

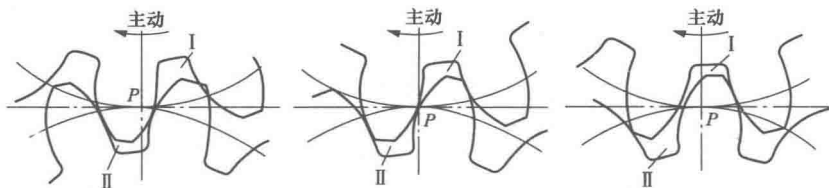


图 1-5 齿轮泵困油现象

(2) 困油现象的危害。闭死容积由大变小时油液受挤压, 导致压力冲击和油液发热, 闭死容积由小变大时, 会引起汽蚀和噪声。

(3) 卸荷措施。在前后盖板或浮动轴套上开卸荷槽, 如图 1-6 所示。开设卸荷槽的原则是两槽间距 (a) 为最小闭死容积, 而使闭死容积由大变小时与压油腔相通, 闭死容积由小变大时与吸油腔相通。

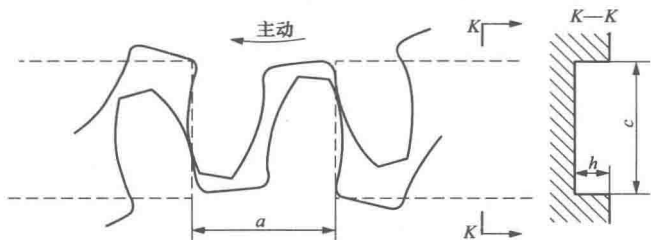


图 1-6 齿轮泵卸荷槽

6. 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵工作原理如图 1-7 所示, 一对相互啮合的小齿轮和内齿轮与侧板所围成的密闭容积被齿啮合线分割成两部分, 当传动轴带动小齿轮旋转时, 轮齿脱离啮合的一侧密闭容积增大, 为吸油腔; 轮齿进入啮合的一侧密闭容积减小, 为压油腔。

内啮合齿轮泵特点是无困油现象, 流量脉动小, 噪声低, 采取间隙补偿措施后, 泵的额定压力可达 30MPa。

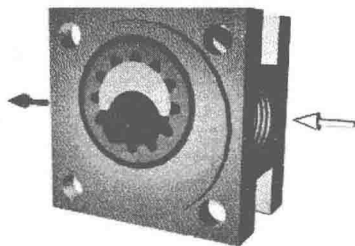


图 1-7 内啮合齿轮泵工作原理

1.1.2 叶片泵

叶片泵转子旋转时, 叶片在离心力和压力油的作用下, 尖部紧贴在定子内表面上。这样

两个叶片与转子和定子内表面所构成的工作容积，先由小到大吸油后再由大到小排油。

叶片泵又分为双作用叶片泵和单作用叶片泵。双作用叶片泵只能作为定量泵用，单作用叶片泵可作为变量泵用。双作用叶片泵因转子旋转一周，叶片在转子叶片槽内滑动两次，完成两次吸油和压油而得名。单作用叶片泵转子每转一周，吸、压油各一次，故称为单作用。

叶片泵具有结构紧凑、运动平稳、噪声小、输油均匀、寿命长等优点，广泛应用于中、低压液压系统中。其工作压力为 6~21MPa。

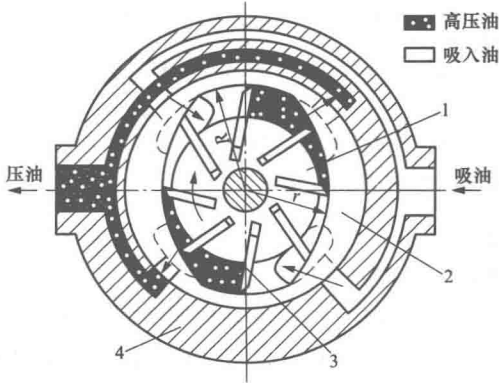


图 1-8 双作用叶片泵的工作原理图
1—转子；2—定子；3—叶片；4—泵壳

1. 双作用叶片泵的工作原理

(1) 工作原理。如图 1-8 所示，转子每转一转，每个工作腔完成两次吸油和压油。

(2) 结构。由定子内环、转子外圆和左右配流盘组成的密闭工作容积被叶片分割为 4 部分，传动轴带动转子旋转，叶片在离心力作用下紧贴定子内表面，因定子内环由两段大半径圆弧、两段小半径圆弧和四段过渡曲线组成，故两部分密闭容积将减小，受挤压的油液经配流窗口排出，两部分密闭容积将增大形成真空，经配流窗口从油箱吸油。YB1 型叶片

泵结构如图 1-9 所示。

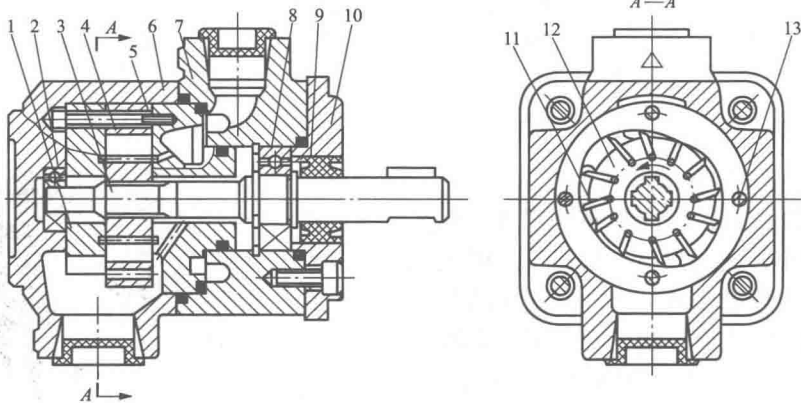


图 1-9 YB1 型叶片泵结构

1—左配油盘；2—轴承；3—泵轴；4—定子；5—右配油盘；6—泵体；
7—前泵体；8—轴承；9—油封；10—盖板；11—叶片；12—转子；13—紧固螺钉

2. 双作用叶片泵的排量

双作用叶片泵的排量为 $V=2\pi B(R^2-r^2)-2zBS(R-r)/\cos\theta$

式中： B 为转子（叶片、定子）宽度； R 为定子大半径； r 为定子小半径； z 为叶片数；

S 为叶片厚度; θ 为叶片倾角。

3. 双作用叶片泵的特点

双作用叶片泵的特点如下。

(1) 径向力平衡。

(2) 为保证叶片自由滑动且始终紧贴定子内表面, 叶片槽根部全部通压力油。

(3) 合理设计过渡曲线形状和叶片数 ($z \geq 8$), 可使理论流量均匀, 噪声低。

(4) 定子曲线圆弧段圆心角 $\beta \geq$ 配流窗口的间距角 $\gamma \geq$ 叶片间夹角 $\alpha (=2\pi/z)$ 。

(5) 为减少两叶片间的密闭容积在吸压油腔转换时因压力突变而引起的压力冲击, 在配流盘的配流窗口前端开有减振槽。

4. 高压叶片泵的特点

叶片槽根部全部通压力油会带来以下副作用: 定子的吸油腔部被叶片刮研, 造成磨损; 减少了泵的理论排量; 可能引起瞬时理论流量脉动。这样, 影响了泵的寿命和额定压力的提高。

提高双作用叶片泵额定压力的措施有以下几个方面。

(1) 采用浮动配流盘实现端面间隙补偿。

(2) 减小通往吸油区叶片根部的油液压力。

(3) 减小吸油区叶片根部的有效作用面积, 其中采用阶梯式叶片以减小叶片厚度 [厚度 S 减为 S' , 如图 1-10 (a) 所示], 采用子母叶片以减小叶片宽度 [宽度 B 减为 B' , 如图 1-10 (b) 所示], 采用柱销式叶片, 如图 1-10 (c) 所示。

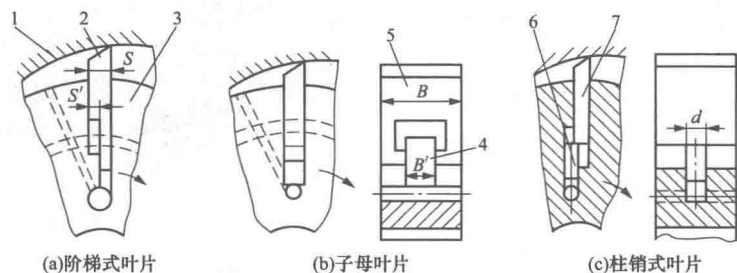


图 1-10 高压叶片泵结构

1—定子; 2—阶梯叶片; 3—转子; 4—子叶片; 5—母叶片; 6—柱销; 7—叶片

(4) 采用双层叶片结构, 如图 1-11 所示, 压力油经通道 c 从叶片根部 b 到顶部 a , 叶片顶部有压力油, 实现了叶片根部与顶部的压力平衡与稳定, 减小了叶片顶部对定子内表面的正压力与摩擦力。

5. 单作用叶片泵的工作原理

(1) 工作原理。如图 1-12 所示, 当转子按逆时针方向转动时, 右半周, 叶片向外伸出, 密封工作腔容积逐渐增大, 形成局部真空, 于是通过吸油口和配油盘上的吸油窗口将油吸入; 左半周, 叶片向转子里缩进, 密封工作腔容积逐渐缩小, 工作腔内的油液经配油盘压油窗口和泵的压

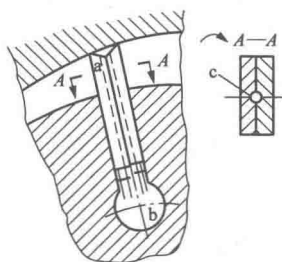


图 1-11 双层叶片结构

油口输到系统中。

(2) 排量计算。单作用叶片泵定子 2 内环为圆, R 为定子内表面半径; 转子 1 与定子存在偏心 e , 铣有 z 个叶片槽; 叶片 3 在转子叶片槽内自由滑动, 叶片宽度为 B ; 左、右配流盘铣有吸、压油窗口, 则排量为

$$V=4BzResin(\pi/z)$$

6. 单作用叶片泵的特点

- (1) 可以通过改变定子的偏心距 e 来调节泵的排量和流量。
- (2) 叶片槽根部分别通油, 叶片厚度对排量无影响。
- (3) 因叶片矢径是转角的函数, 瞬时理论流量是脉动的。叶片数取为奇数, 以减小流量的脉动。

7. 限压式变量叶片泵

限压式变量叶片泵如图 1-13 所示, 限压式变量叶片泵定子右边控制活塞作用着泵的出口压力油, 左边作用着调压弹簧力, 当 $F < F_t$ 时, 定子处于右极限位置, $e=e_{\max}$, 泵输出最大流量; 若泵的压力随负载增大, 导致 $F > F_t$, 定子将向偏心减小的方向移动, 泵的输出流量减小。

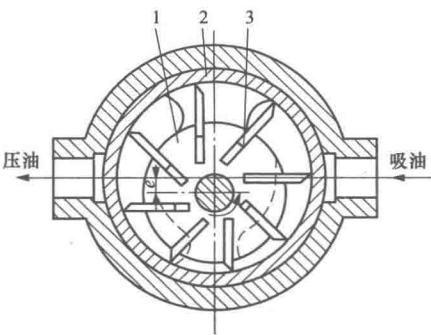


图 1-12 单作用叶片泵的工作原理
1—转子; 2—定子; 3—叶片

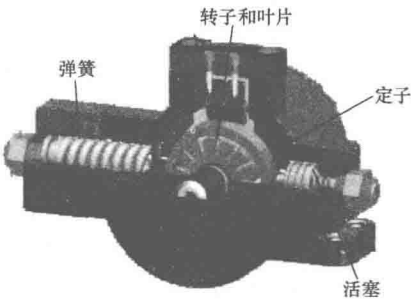


图 1-13 限压式变量叶片泵

8. 限压式变量叶片泵特性曲线

限压式变量叶片泵特性曲线如图 1-14 (b) 所示, 调节压力调节螺钉的预压缩量, 即改变特性曲线中拐点 B 的压力大小 p_B , 曲线 BC 沿水平方向平移。调节定子右边的最大流量调节螺钉, 可以改变定子的最大偏心距 $e_{\max}$, 即改变泵的最大流量, 曲线 AB 上下移动。限压式变量叶片泵的压力流量特性曲线如图 ABC 。更换不同刚度的弹簧, 即改变了 BC 的斜率, 泵的最高压力 p_C 也就不同。

1.1.3 柱塞泵

1. 斜盘式轴向柱塞泵工作原理

如图 1-15 所示, 缸体均布 Z 个柱塞孔, 分布圆直径为 D , 柱塞滑履组柱塞直径为 d , 斜盘相对配流盘倾角为 α 。泵在原动机驱动下旋转, 柱塞通过配流盘吸油和压油。

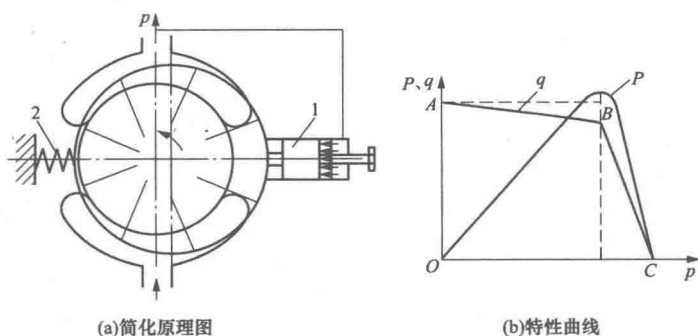


图 1-14 限压式变量叶片泵调节原理

1—控制活塞；2—弹簧

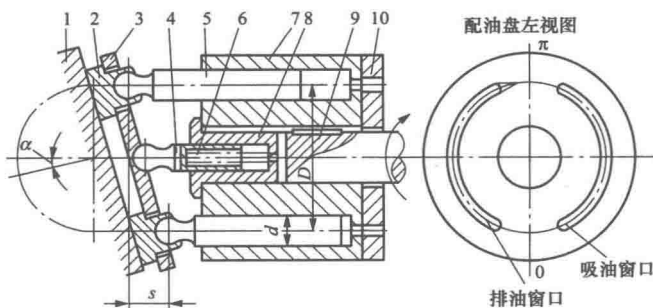


图 1-15 轴向柱塞泵的工作原理

1—斜盘；2—滑靴；3—压盘；4—心轴；5—柱塞；6—中心弹簧；7—转子；

8—内套；9—驱动轴；10—配流盘；D—分布圆直径；d—柱塞直径；s—行程； α —倾斜角

泵旋转一周，每个柱塞轴向正反运行距离为 s ，排出油量为 $\pi n d^2 / 4$ ， $s = D \tan \alpha$ ，故泵排量为 $V = (\pi d^2 / 4) Z D \tan \alpha$

改变斜盘倾角可以改变泵的排量。

2. 斜盘式轴向柱塞泵的结构特点

三对摩擦副为：柱塞与缸体孔，缸体与配流盘，滑履与斜盘。容积效率较高，额定压力可达 35MPa。

泵体上有泄漏油口。

传动轴是悬臂梁，缸体外有大轴承支撑。

为减小瞬时理论流量的脉动性，取柱塞数为奇数：5、7、9。

为防止密闭容积在吸、压油转换时因压力突变引起的压力冲击，在配流盘的配流窗口前端开有减振槽或减振孔，或采用偏转结构，如图 1-16 所示。

3. 斜轴式轴向柱塞泵

斜轴式轴向柱塞泵结构如图 1-17 所示，其工作原理与斜盘式轴向柱塞泵类似，只是缸体轴线与传动轴不在一条直线上，它们之间存在一个摆角 β ，柱塞与传动轴之间通过连杆连接。传动轴旋转通过连杆拨动缸体旋转，强制带动柱塞在缸体孔内做往复运动。

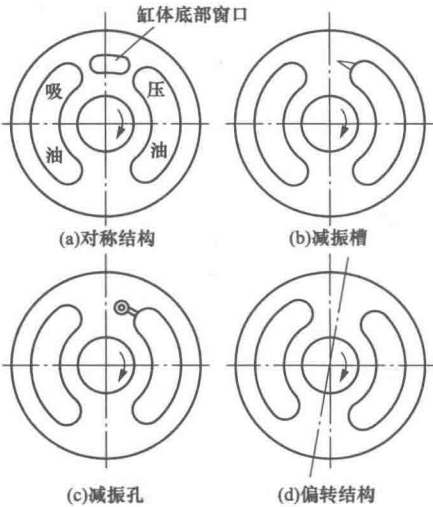


图 1-16 配流盘结构

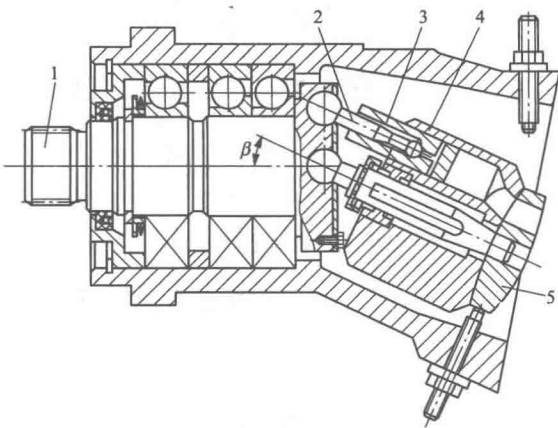


图 1-17 斜轴式轴向柱塞泵结构

1—传动轴；2—连杆；3—柱塞；
4—缸体；5—配流盘

特点：柱塞受力状态较斜盘式好，不仅可增大摆角来增大流量，而且耐冲击、寿命长。

1.2 液 压 阀

液压控制阀（简称液压阀）是液压系统的控制元件，用来控制液体压力、流量和方向。其中，控制压力的称为压力控制阀，控制流量的称为流量控制阀，控制通、断和流向的称为方向控制阀。

液压阀由阀体、阀芯（转阀或滑阀）和驱使阀芯动作的部件（如弹簧、电磁铁）组成。

1.2.1 单向阀与液控单向阀

1. 单向阀结构与工作原理

单向阀的作用是使油液只能沿一个方向流动，不许它反向倒流。图 1-18 (a) 是一

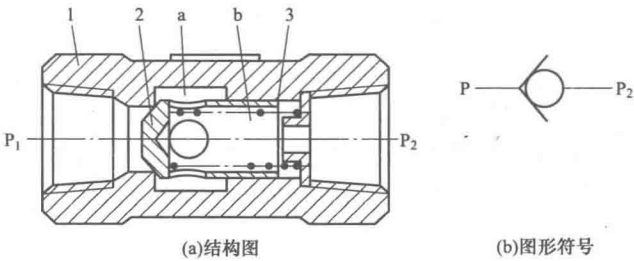


图 1-18 单向阀

1—阀体；2—阀芯；3—弹簧

种管式普通单向阀的结构。压力油从阀体左端的通口 P_1 流入时,克服弹簧 3 作用在阀芯 2 上的力,使阀芯向右移动,打开阀口,并通过阀芯 2 上的径向孔 a、轴向孔 b 从阀体右端的通口流出。但是压力油从阀体右端的通口 P_2 流入时,它和弹簧力一起使阀芯锥面压紧在阀座上,使阀口关闭,油液无法通过。图 1-18 (b) 是单向阀的职能符号图。

2. 单向阀的应用

(1) 常被安装在泵的出口,如图 1-19 所示,一方面防止压力冲击影响泵的正常工
作,另一方面防止泵不工作时系统油液倒流经泵回油箱。

(2) 被用来分隔油路,如图 1-20 所示。

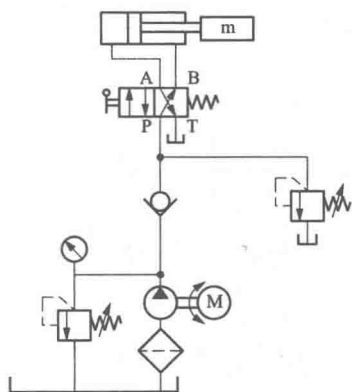


图 1-19 单向阀装在液压泵出口

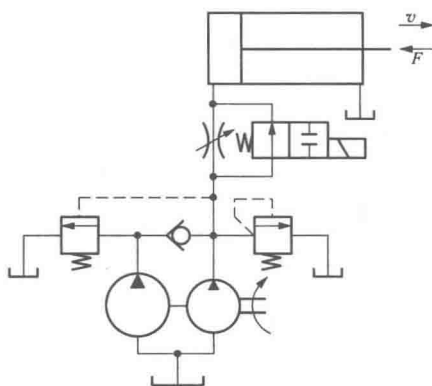


图 1-20 单向阀用来分隔油路

(3) 与其他的阀组成单向节流阀、单向减压阀、单向顺序阀等。例如,单向节流阀使油液一个方向流经单向阀,另一个方向流经节流阀等。

(4) 安装在执行元件的回油路上,使回油具有一定背压。作背压阀的单向阀应更换刚度较大的弹簧,其正向开启压力为 $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 。

(5) 被用作补油阀。

(6) 根据系统控制要求,禁止油液反向流过。

3. 液控单向阀结构与工作原理

图 1-21 (a) 为液控单向阀的结构。当控制口 K 处无压力油通入时,它的工作机制和普通单向阀一样;压力油只能从通口 P_1 流向通口 P_2 ,不能反向倒流。当控制口 K 有控制压力油时,因控制活塞 1 右侧 a 腔通泄油口,活塞 1 右移,推动顶杆 2 顶开阀芯 3,使通口 P_1 和 P_2 接通,油液就可在两个方向自由通流。图 1-21 (b) 是液控单向阀的图形符号。

4. 液控单向阀的应用

(1) 用于保压回路,如图 1-22 所示,这种油路的单向阀可使液压缸保压油泵卸荷。

(2) 用于锁紧回路,如图 1-23 所示,这种油路有两个单向阀,可保证液压缸准确定位停住,电磁换向阀位于中位时液压缸两个方向都不会有任何移动。