

序

近年来,液压技术使用普遍,发展迅速,并且新的液压设备不断出现,有关技术人员及工人等迫切需要掌握或更新这方面的知识与技术。当前有关液压技术的书籍已出版了不少,但比较通俗、全面地说明液压元件、液压装置的功能与原理,较详细地叙述其应用与维修的书籍尚少见到,《现代液压装置实用技术丛书》即为此目的而撰写。本书的特点是紧密联系生产实际,着眼于实用。

本丛书的作者们都是多年来工作在生产及教育第一线的技术人员、教师或管理人员,丛书反映了他们的丰富知识与宝贵经验,相信丛书的出版定会得到广大工程技术人员及工人的欢迎,同时,亦会有助于各类工程技术学校的教学。衷心祝贺丛书出版成功。

国务院学位委员会委员
西安交通大学前校长 史维祥
中国流体传动与控制学会主任委员

Preface

In recent years, hydraulic technique is used widely and developed rapidly, the technicians, workers etc. in this field are urgently to get or renew these knowledge. Nowadays, quite a few books related to hydraulic component & hydraulic equipment's technique have been published, but the popular textbooks are still few which thoroughly and in an all-round way explain the functions and principles, describe the methods of their usage and maintenance in detail. A Modern Practical Hydraulic Equipment Library is written just for this purpose. The feature of the Library is closely linking the theory with practice and the attention is focused on practical application.

The authors of the Library are educators, engineers or managers who for many years work in factories or institutes, their rich knowledge and valuable experience are well reflected in the Library. I think that the publishing of the Library will be welcomed by the technicians and workers in factories, and it will be also helpful to teaching in all kinds of engineering and technical schools. I sincerely congratulate the successful publication of this Library.

Member of The State Council Academic Degree Committee of China
Ex-President of Xi'an Jiaotong University
President of Fluid Power Transmission & Control Association of China

Shi Weixiang

前 言

20世纪,由于电力工业的飞速发展,工业领域中满目所见、充耳所闻皆是电马达(电动机)的旋转和轰鸣,因此,人们大大忽视了液压马达的存在。

其实,电马达由于受材料磁饱和的限制,在每平方厘米上只能产生数十牛顿的电磁力,其数量级仅为0.1MPa;而液压马达的工作压力通常为10MPa数量级,两者相差几十甚至数百倍。因此,电马达扭矩很小而转速很高,一般都要通过减速机构方能驱动负载。

液压马达,尤其是低速大扭矩马达,均可直接驱动负载。液压马达力密度大,在同等功率输出情况下,其重量、尺寸仅为直流电马达的5%~20%,相对质量很轻,所以转动惯量小,启动、制动、反向运转快速性及低速稳定性好,并可方便地实施无级调速,这些令电马达无法相比的优点,使得近20年来液压马达和液压技术在全世界都得以迅速地推广应用和深入普及,人们在实践中也越来越感到液压马达的重要性。

世界上经济技术发达国家,一贯重视液压马达的研究、开发、制造和应用,并不断进步和获得新的成果,而且论著颇丰。相比之下,我国由于技术基础较为薄弱,人们的认识水平也远远不及先进国家,国人对于液压马达的论述专著极为罕见,对于液压马达实用技术方面的专著更可谓“踏破铁鞋无觅处”。

为了加强国人对液压马达的认识并推动其应用,以期更好地为祖国四化建设服务,我们克服了诸多困难,编写了本书。本书论及各类常用旋转型液压马达,由于摆动液压马达在已出版的现代液压装置实用技术丛书之一——《常用液压缸与其修理》一书中已有介绍,故本书未重复列入。

本书由赵应樾主编并总纂,由赵小鲁、沈曙光和蔡国定担任副主编。参加编著工作的还有马骏、刘康安、韩玉彬、张士富、龚卫星、陈松梅。

本书承蒙著名液压工程专家、教育家、西安交通大学前校长、国务院学位委员会现任委员史维祥教授主审;承蒙对我国液压马达制造业作出贡献的胡世璇高级工程师(教授级)副主审,参加审校工作的还有韩华来、任光宪、蒋忠定、黄冬生、沈其伟和高永度等液压工程专家。

本书在编写过程中,得到宁波海达塑料机械厂、宁波液压马达(集团)有限公司(宁波液压马达厂)、宁波中意液压马达(有限)公司、江苏启东精工液压马达厂、中意合资宁波意宁液压马达有限公司、南京液压机械制造厂(原南京液压件三厂、南京液压件厂)、江苏姜堰市恒威船用辅机制造有限公司(江苏姜堰市船用辅机厂)和西安交通大学、上海交通大学等单位的大力支持与热情提供资料,特此致谢。

由于我们学识水平和工作经验有限,时间急迫,书中难免有不足或错虞之处,祈请行家及读者不吝赐正。最后,向本书所参阅、引用有关资料的国内外作者,致以谢忱。

(联系地址:邮编226007,江苏省南通市易家桥三村52-108信箱;其次,邮编200050,上海市定西路1232号2楼A座)

《现代液压装置实用技术丛书》主编

赵应樾

2000年1月

目 录

第一章 概论	1	二、工作原理.....	52
第一节 概述	1	第二节 内部结构与主要技术特点	54
第二节 液压马达的分类与基本结构	2	一、XM 系列液压马达.....	54
一、分类与基本结构特点.....	2	二、TXM 系列液压马达.....	58
二、概况.....	7	三、TXMZ 系列液压马达.....	63
第三节 基本性能参数	11	第三节 关键零件的结构、加工及修理	67
一、压力.....	11	一、缸体.....	67
二、排量、流量、容积效率及转速.....	11	二、柱塞和滑靴.....	80
三、扭矩和机械效率.....	12	第四节 装配、使用与修理	87
四、启动扭矩和启动机械效率.....	13	一、装配工艺顺序.....	87
五、最低稳定转速及调速范围.....	13	二、使用、检修及试验.....	87
六、制动性.....	15	三、常见故障与排除.....	90
七、功率和总效率.....	16	第五节 其他轴向柱塞式液压马达简介	91
第二章 CLJM 系列斯达法式液压马达	17	一、CM(Y)14-1 系列马达.....	91
第一节 型号意义与主要技术参数	17	二、双斜盘式轴向柱塞马达.....	91
一、型号意义.....	17	三、A2F6.1 型和 A6V 型马达.....	93
二、主要技术参数与联接尺寸.....	18	四、桑斯特通轴式马达.....	96
第二节 工作原理与内部结构	20	五、F11 型和 F12 型马达.....	97
一、工作原理.....	20	第四章 BM 系列摆线齿轮液压马达	100
二、运动学和扭矩的均匀性分析.....	23	第一节 概述	100
三、构造特点分析.....	26	一、基本概念.....	100
四、关于端面配流的 CLJM 型马达.....	33	二、型号意义.....	101
第三节 关键零件的结构与加工	33	第二节 工作原理和几点理论问题	102
一、偏心曲轴.....	33	一、工作原理.....	102
二、配流轴.....	36	二、几个基本理论问题.....	104
三、马达壳体.....	38	第三节 BM 型轴配流摆线马达	107
第四节 CLJM 型马达的操纵控制	39	一、内部构造分析.....	107
一、马达的变量与有级控制.....	39	二、主要技术参数与尺寸.....	111
二、恒功率无级变排量控制.....	41	第四节 BMP 型端面配流摆线马达	113
三、变量马达的比例控制.....	42	一、可补偿性端面配流 BMPD 型	
四、液压离合器泵站对马达的控制.....	44	马达的结构.....	113
第五节 装配与修理	46	二、弹性橡塑补偿的 BMP*—* * W 型	
一、拆装顺序.....	46	马达的结构.....	117
二、使用与维护.....	47	三、阀配流摆线马达.....	118
三、常见故障及排除.....	50	第五节 主要零件的加工概况	119
第三章 XM 系列和 TXM 系列斜盘式		一、摆线转子.....	119
轴向柱塞液压马达	51	二、输出轴.....	122
第一节 概述	51	第六节 使用、拆卸与装配	123
一、型号意义与主要技术参数.....	51	一、选择原则.....	123
		二、使用、拆卸与装配.....	124
		三、常见故障与排除.....	126

第五章 JMDG 型端面配流连杆式	
液压马达	127
第一节 概述	127
一、型号意义	127
二、主要技术参数和安装连接尺寸	128
第二节 JMDG 型马达的结构分析	131
一、主体部分	131
二、JMDG 型马达的端面配流结构	132
第三节 主要零件的加工概况和修理	133
一、活塞	133
二、配流盘	134
第四节 使用与维护	137
第六章 内曲线多作用 QJ(K)M 系列	
液压马达	138
第一节 QJ(K)M 系列马达的型号意义与	
主要技术参数	138
第二节 QJM 系列马达的工作原理与	
内部构造	145
一、工作原理	145
二、内部构造	147
三、运动学分析中的几个概念	149
四、动力学分析	156
第三节 主要变量方法	157
一、改变作用次数 x 的变量方法	157
二、改变柱塞数 z 的变量方法	160
三、改变柱塞排数 y 的变量方法	162
四、两排柱塞串、并联变量方法	162
五、复合变量法	163
六、无级变量的有关方法	164
七、回路变量的方法	164
第四节 关键零件的结构与加工	164
一、导轨	164
二、球塞	171
第五节 装配与修理	174
一、装配工艺顺序	174
二、使用与维护	174
三、常见故障与排除	176
四、修理要则	177
第七章 ZJM 型滚柱式和 NHM 型	
曲轴连杆式液压马达	179
第一节 ZJM 型径向滚柱式高压液压	
马达	179
一、型号意义及主要技术参数	179
二、技术连接规格尺寸	180
三、工作特点与结构分析	182
第二节 宁波英特姆 NHM 型单作用	
连杆式液压马达	186

一、概述	186
二、型号意义与主要技术参数	187
三、端面配流的工作原理	192
四、通油盘	193
五、使用须知	196
第八章 INM 型摆缸式径向低速大扭矩	
液压马达	198
第一节 INM 型液压马达的结构与	
工作原理	198
一、型号意义与主要技术参数	198
二、工作原理与结构特点	202
第二节 有关传动装置	203
一、带行星减速器的 GK3、GK3A 型	
液压马达	203
二、IY 系列液压传动装置	205
三、IYH 系列液压回转装置	205
四、IYJ 系列液压绞车	210
第九章 其他结构的液压马达简介	213
第一节 叶片马达	213
一、工作原理及与叶片泵的区别	213
二、普通高速叶片马达及低速大扭矩	
叶片马达	214
第二节 其他低速大扭矩液压马达	216
一、横梁传力式径向内曲线马达	216
二、静力平衡式径向马达	218
三、伸缩柱塞式和伸缩缸体式径向马达	221
四、多作用轴向球塞式马达	223
第十章 电液马达	227
第一节 电液伺服马达	227
一、工作原理	227
二、典型产品简介	229
第二节 电液比例马达	230
一、电液比例技术概述	230
二、电—机械转换器	233
三、电液比例马达的排量调节	233
四、电液比例变量马达的恒扭矩调节	238
五、电液比例变量马达电反馈转速调节	
和转角调节	239
第三节 电液步进马达	240
一、基本结构与工作原理	240
二、结构类型	242
三、典型结构产品	242
四、关于电液步进液压缸	245
附录 液压马达常用回路	246
主要参考文献	266

第一章 概 论

第一节 概 述

液压马达是液压传动系统中的执行元件,它将来自液压泵输入的液压能转变成作回转运动的机械能,从而驱动负荷进行工作。

通常认为,液压马达只不过是泵进行反向能量转换而已,但这只是一种粗浅的理解,实际上,泵和马达在工作要求上有许多不同之处。因此,在某些应用场合,作为泵的设计却很难当马达使用;许多马达的内部结构都与相应类型的泵有不同的结构特征,有些马达根本没有泵中相应的零件。

泵与马达在工作要求上的一些区别如表 1-1 所示。

表 1-1 液压泵与液压马达的工作要求

液 压 泵	液 压 马 达
1. 大多数使用者把泵看作在一定压力下输出流量的元件,因而更重视它的容积效率	1. 大多数使用者把马达看作是在一定压力下输出扭矩的元件,因而更重视扭矩(即机械)效率
2. 泵经常在稳定高速下工作	2. 马达的转速范围很宽,较长时间在低速工况工作
3. 通常希望泵在额定转速时能输出高压	3. 马达通常在零或非常低的转速时才达到最高压力
4. 在一定的应用场合,泵通常只有一个旋转方向。除静液压传动装置中的泵以外,其流量和压力方向保持不变。	4. 大多数马达都要求旋转方向可变。许多马达还要求能以泵方式工作,以便(在超速时)对负载进行制动
5. 在大多数系统中泵都是连续工作的,流体温度变化较缓慢	5. 马达在长时间闲置后,开始工作时要经受温度的突变
6. 大多数泵都有安装底座,传动轴不承受侧向载荷	6. 许多马达的传动轴都要承受来自皮带轮、链轮、齿轮或直接安装的其他轮子的径向载荷

液压马达与液压泵在结构上的差异主要有:

(1) 液压马达需要正反转,在内部结构上必须具有对称性,而液压泵常是单方向旋转运行,为提高效率,大都是非对称的。

例如,齿轮泵常采用不对称式卸荷槽结构,而齿轮马达则须使用对称式的;叶片泵的叶片槽在转子上常具有一安放倾角,而叶片马达的叶片槽则必须径向布置,若倾斜布置的话,反转时即会折断叶片;轴向柱塞泵的配流盘为减除气穴现象与噪音,常采用不对称结构,而轴向柱塞马达必须采用对称结构等。

(2) 液压马达在确定轴承的结构形式及其润滑方式时,应保证在很宽的速度范围内都能正常工作,当马达速度很低时,若采用动压轴承,就不易形成润滑油膜,在这种情况下,应采用滚动轴承或静压轴承。

液压泵常运行在某一高速区,且转速几乎没有什么变化,因此不存在这一苛刻的要求。

(3) 液压马达为提高启动扭矩,要求扭矩的脉动小,结构内部摩擦力小。因此,像齿轮马达的齿数就不能如齿轮泵那样少,轴向间隙补偿时的预压紧力也比泵小得多,以减少摩擦阻力而

增大起动力矩。

(4) 液压马达没有自吸能力的要求,但泵则必须保证这一基本功能,因此,像点接触轴向柱塞式液压马达(其柱塞底部没有弹簧)则不能作泵用。

(5) 叶片泵依靠转子旋转时,将叶片抛出的离心力使叶片贴紧定子起封油作用,形成工作容腔。若当液压马达使用,则因起动力矩没有力量使叶片贴紧定子,无法封闭工作容腔,马达无法启动,所以,叶片马达中必须有燕形摇摆弹簧或螺旋弹簧等叶片压紧机构,这正是叶片泵所没有的。

第二节 液压马达的分类与基本结构

一、分类与基本结构特点

液压马达通常可分为高速和低速两大类。

额定转速高于 500r/min 的常视为高速液压马达,主要形式有齿轮式、螺杆式、叶片式和轴向柱塞式。其特点是转速较高,功率密度高,转动惯量小,排量也较小,启动、制动、调速及换向方便,但输出扭矩不大,通常几十到几百个牛·米(N·m),在相当多的情况下不能直接满足工程上负载对扭矩的要求,需要配置机械减速机构,因此,使用上受到一定的限制。

额定转速低于 500r/min 的常被称为低速马达,低速液压马达一般还要求:

(1) 在转速为 100r/min 以下时,能直接驱动额定负载并平稳运转。

(2) 平稳运转的概念定义为:额定负载时,该马达运行中所出现的转速脉动率,即最大脉动幅度值对平均转速值的比例数当在 10% 以内。即

$$\delta_{\omega} = \frac{\pm \Delta \omega}{\bar{\omega}} \times 100\% < 10\% \quad (1-1)$$

式中 δ_{ω} ——转速脉动率;

$\Delta \omega$ ——在所测定的转速下角速度的最大变化幅度;

$$\Delta \omega = \omega_{\max} - \omega_{\min};$$

$\bar{\omega}$ ——平均角速度。

在 $\delta_{\omega} > 10\%$ 时,则称为不平稳运行。

(3) 低速马达通常具有较大的扭矩角速度比值,一般大于 5N·m·s/rad(牛·米·秒/弧度):

$$\frac{M}{\omega_{\max}} > 5 \quad (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad})$$

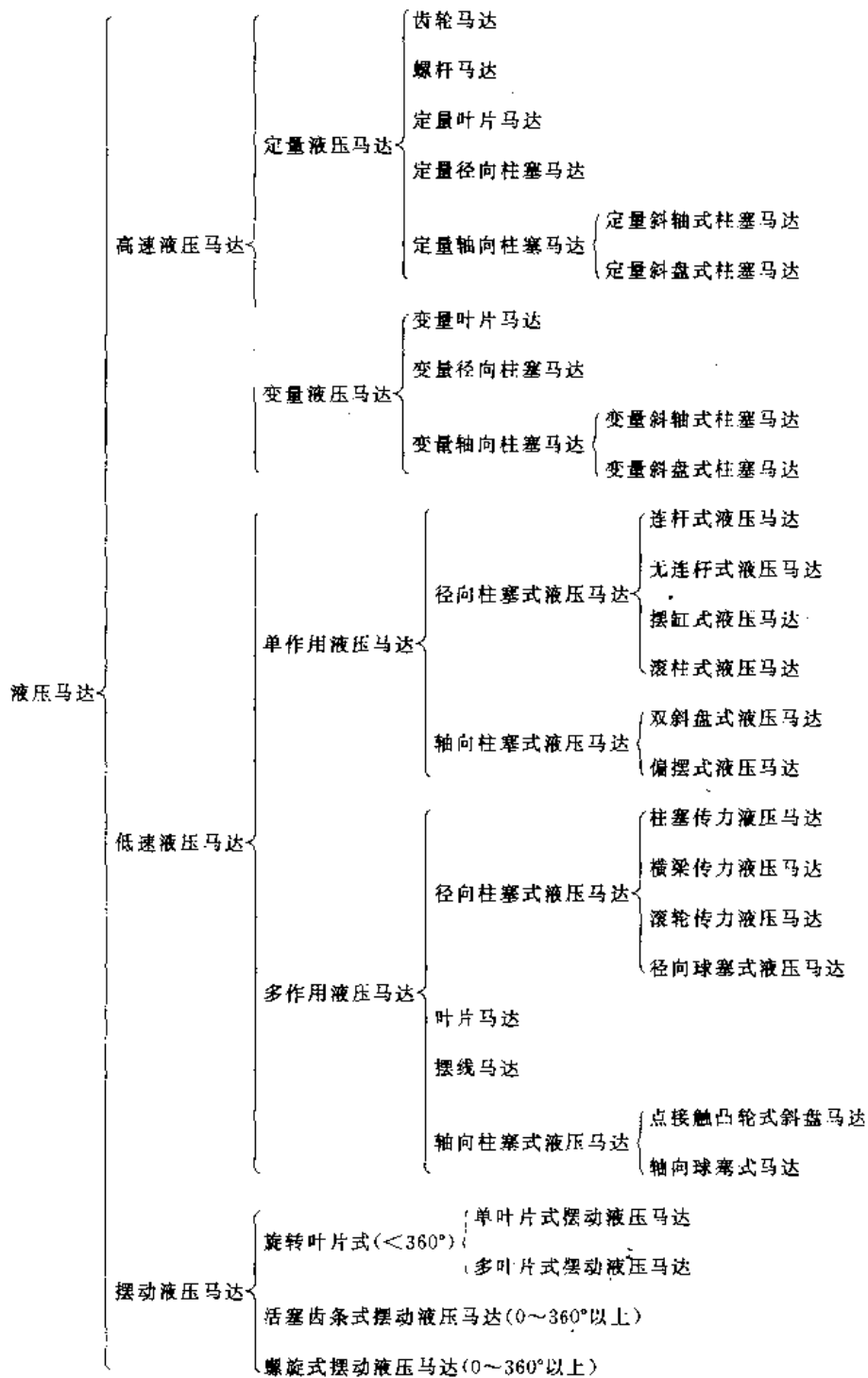
式中 M ——液压马达输出扭矩(N·m);

ω_{\max} ——液压马达的最大角速度(rad/s)。

低速马达排量大,体积也较大,转速在低到每分钟几转甚至零点几转时仍能稳定输出几千甚至几万牛·米(N·m)的很大扭矩,所以也常称为低速大扭矩液压马达。其主要形式有多作用内曲线柱(球)塞式液压马达和曲轴连杆式、静压平衡式等径向柱塞型液压马达。它适用于直接联接并驱动负载,无须另加减速机构,且启动、加速时间短,性能好,由于输出扭矩大,因此在工程设备中得到越来越广泛的应用。液压马达的一般分类见表 1-2,其中的摆动液压马达在

很多场合被视作摆动液压缸。

表 1-2 液压马达的一般分类



应当说明,表 1-2 的分类并不是死板而一成不变的,因为高速类中的齿轮式、轴向柱塞式及叶片式液压马达中的有些结构产品,也具有在每分钟几转时仍能平稳运行的良好低速性能;同时,低速类中许许多多大扭矩液压马达,在高速及甚高速(800r/min)的范围内,也都能够良好地运行。

高速液压马达和低速液压马达的主要结构特点分别见表 1-3 和表 1-4。

表 1-3 高速液压马达常见结构特点

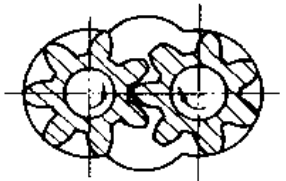
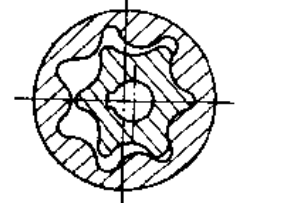
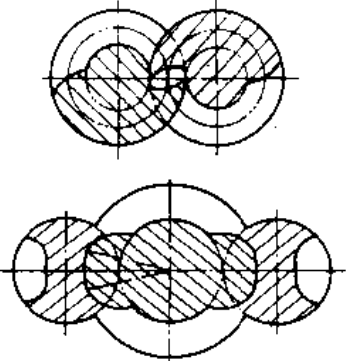
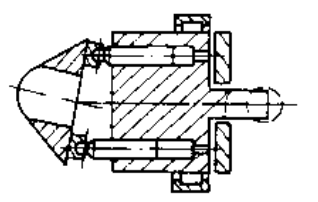
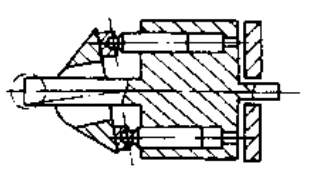
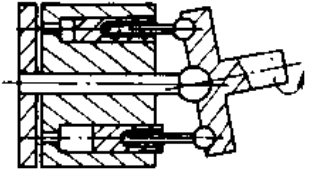
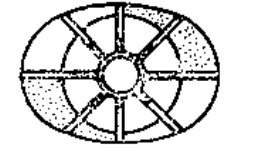
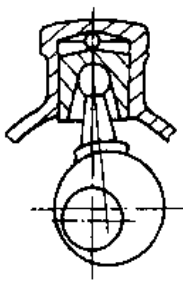
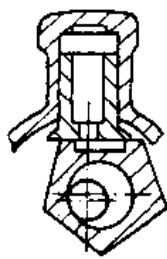
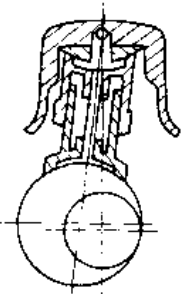
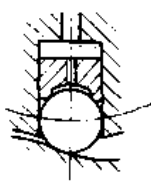
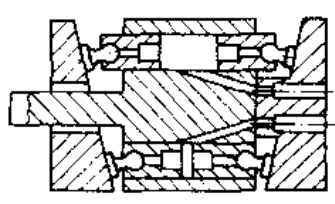
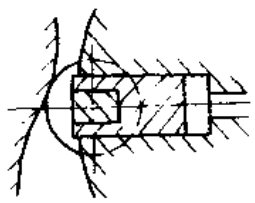
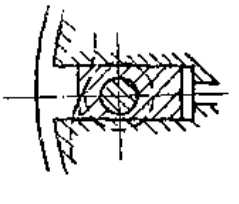
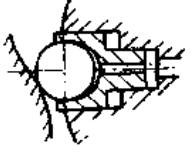
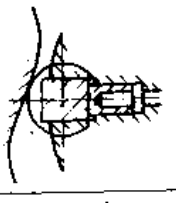
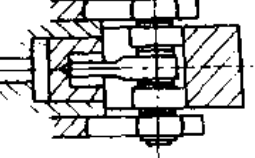
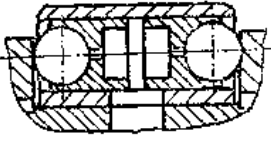
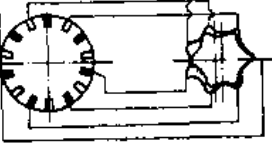

类型	结构示意图	结构特点	产品示例
外啮合式		结构与齿轮泵几乎相同。构造简单,抗污染能力强,价格低廉,但泄漏量大,扭矩变化大,轴承承载大而寿命缩短	CMF 系列 CMN3、CMN4 系列 CMG4 系列 GM5 系列等
内外转子摆线式		结构几乎与内外转子式摆线泵一样。工作时内外转子同向啮合旋转,齿面滑动速度小,磨损小,机械效率和总效率高,行星转子式,但马达输出扭矩小,常在 100N·m 以下	多数被行星转子式摆线马达所取代
螺杆式		左图上下分别为双螺杆之螺杆式。 压力油进入螺杆啮合形成的密封线相隔的空间,液压力在主杆的螺旋面上产生切向力,输出扭矩 流量脉动极小,噪音小,尺寸大	应用不多 3GM245 系列 3GMW28 系列等
斜盘式		结构基本上同斜盘泵,但需考虑柱塞回程问题	XM F46L 及 CM14-1B 等
轴向柱塞式		主轴穿越斜盘,承受径向载荷能力提高	TXM-E75L 等 美国桑斯特 (Sundstrand) 系列等
斜轴式		传动轴轴线与柱塞缸轴线间倾斜一定的角度,利用平面或球面配流盘配流	ZM125 等 上海产 A2F6.1 型、 A6V 系列
叶片式		几乎都采取平衡式结构,结构与叶片泵相似,但须有叶片压紧机构,且壳体上有单独泄漏口,叶片沿径线布置,进出油口大小相同。其双作用定量式为高速小扭矩叶片马达;多作用式叶片在转子每转中作多次伸缩,增大排量 and 扭矩,成为低速大扭矩叶片马达	YM 系列 低速大扭矩叶片马达系列,如美国威格士 MHT 系列等

表 1-4 低速大扭矩液压马达的常见结构特点

类型	结构示意图	结构特点	产品示例
连杆式		<p>油液通过柱塞和连杆中管孔,并通过阻尼管,引入连杆底面油腔,柱塞连杆副处于静压平衡。偏心轴在腔中油压和密封边接触作用下形成扭矩</p> <p>连杆摆动,柱塞所受侧向力较小,静压平衡处滑动摩擦损失较小</p>	<p>江苏姜堰市产(C)LJM系列等</p> <p>国外:英国斯达发 B400</p>
无连杆式		<p>油压直接作用于偏心轴形成扭矩</p> <p>柱塞所受侧向力较小,静压平衡处静压平衡,无连杆式,柱塞受较大侧向力</p>	<p>国内:宁波产</p> <p>国外:英国罗斯通 M4875/2 型</p>
单柱塞式		<p>柱塞与球面偏心轮间处于静压平衡,油压直接作用于偏心轮形成扭矩</p> <p>柱塞与缸壁呈伸缩套筒,随偏心轴旋转而摆动伸缩,柱塞不受侧向力作用。启动扭矩效率高</p>	<p>国内:INM 型</p> <p>国外:意大利卡尔松尼 MR7000N 型马达</p>
柱塞式		<p>油液作用于柱塞,通过柱塞顶端凹面的液柱作用于壳体形成扭矩</p> <p>缸体与偏心轴间处于静压平衡,与壳体同步旋转</p>	<p>国外:瑞典如莱夫 M106 型马达</p>
轴向柱塞式		<p>油液通过浮动的平面配流盘进入转子缸孔,推动柱塞及滑履作用于斜盘上,产生的切向力形成扭矩</p> <p>滑履与斜盘间静压平衡</p>	<p>ZMD 系列</p> <p>国外:英国道马斯 MK-4 型马达</p>

(续表)

类型	结构示意图	结构特点	产品示例
柱塞传力		滚轮与导轨作用所产生的切向力,由柱塞侧面传给缸体形成扭矩 横梁设在柱塞前端,受力中心偏离接触中心,柱塞与缸孔的接触比压较大	国内:JZM型 国外:捷克波茨罗夫斯基 HM32.5 型马达
		原理同上 横梁处于柱塞中部,工作过程中柱塞不伸出缸孔端部,减小了柱塞与缸孔的接触比压	国外:瑞典赫格隆德 3160 型马达
球塞传力		柱塞设计成阶梯形,钢球与导轨作用产生的切向力,通过柱塞的大直径侧面传给缸体形成扭矩,小直径端用密封环密封 钢球与柱塞球窝间处于静压平衡	国内:宁波产 QJM、QKM 系列等
		滚轮与导轨作用产生的切向力,由矩形横梁传递给缸体形成扭矩 柱塞不受侧向力作用,缸孔磨损微小。整体式导轨结构工作中有部分横梁伸出缸体,接触比压较大。分片式导轨结构接触比压减小	国内:上海产 NJM 系列等 国外:法国朴克兰 6700 马达
滚轮传力		工作滚轮与导轨作用产生的切向力,由导向滚轮通过导向侧板传递给缸体形成扭矩 柱塞不受侧向力作用。滚轮传力摩擦损失小,启动扭矩效率高	国内:NKM 系列 国外:瑞典赫格隆德 8385 型马达
		钢球与导轨作用产生的切向力,由钢球通过柱塞传给缸体形成扭矩 钢球与柱塞球窝间强制润滑,柱塞轴向成对称布置	国内:LM 型 国外:英国卡龙 800/765 型马达
行星摆线齿轮传力		对内啮合摆线齿轮,内齿形定子固定,外齿形转子在定子内自转,同时绕定子中心公转。转子通过球形花键联轴节与输出轴联接输出扭矩。转子公转它的齿数次后,转子(输出轴)旋转一周 上图为轴配流式,下图为端面配流式	国内:南京、宁波产 BM、BMP 系列等 国外:丹麦奥比托 OMS 马达
			

二、概况

高速类液压马达中,生产最早、结构最为简单的是外啮合式齿轮马达,在我国的制造时间始于新中国建立不久的50年代初期。

随着我国第一个五年计划的提出与实施,作为万业之母的机床制造业急待迅速发展,因此,上海机床厂、天津液压件厂积极仿制了苏联的包括齿轮泵在内的各种低压泵、阀元件,并立即获得成功。当时的低压齿轮泵,不少为对称的卸荷槽结构,因此,就可逆地成为我国最早使用的液压马达。

随着我国齿轮泵技术水平的提高,齿轮马达的压力级也从原来的0.5MPa以下提高到现在的25MPa左右,由于齿轮马达和齿轮泵两者具有相同的关键零件,在结构上只要稍作变动,齿轮泵即可成为齿轮马达。

据不完全统计,我国生产的齿轮马达型号约有CM-N、CM-P、CM-F、CM-Z、CM-G、CM-Q等数十种之多。在上述外啮合齿轮马达的基型上还派生出三齿轮双倍扭矩马达和齿轮式流量同步器等。

尽管齿轮马达结构简单,价格低廉,抗污染能力强,能在困难的运转条件下可靠工作。但终因其泄漏量大,输出扭矩小但变化幅度大,低速性能差,使用寿命较短,一般又要配置减速机构,故实际应用不多。

齿轮马达中的行星转子摆线式是一种内啮合多点接触的齿轮马达。国外称为俄比特(Orbit)式液压马达,该马达自20世纪50年代中期问世以来,立即脱颖而出,应用普及。我国自60年代开始制造,现在江苏南京、浙江宁波及上海等地均有多家批量生产,这类马达的突出优点是体积小,重量轻,低速性能较好,输出扭矩较大,在塑料机械、农业机械、工程机械等领域的中小功率的设备应用中甚为广泛。

80年代,在我国该类马达的制造也出现了端面配流的结构,使其容积效率和调速范围都得到有益的提高。此后,还出现了配流盘的布置,可使压力油单独地有选择地送入转子与定子间工作容腔的双速摆线马达。美国依顿公司、丹麦丹佛斯公司在这类马达制造方面作出了有益的贡献,他们所生产的摆线马达,额定转速分别可高达900r/min和1600r/min。

螺杆式液压马达是螺杆泵的变型产品。其特点与螺杆泵一样,输出扭矩平稳,脉动很小,噪声低,但工作压力通常偏低,作为高速工况下使用较为适宜。在要求防爆的场合,可用螺杆液压马达驱动高速旋转的离心式油泵,在大型高速磨床、风机中也有使用,但在一般液压机械中使用甚为罕见。

现有的各种叶片式液压马达,几乎都采取平衡式结构。该种结构的优点:一是增加了叶片在每转中承受压力油作用而产生扭矩的次数,在马达径向尺寸相同情况下,输出扭矩可成倍地增大;二是作用在转子上的径向液压力得到平衡,轴承负荷小,提高了可靠性及使用寿命。

根据结构与性能的不同,叶片马达有高速小扭矩与低速大扭矩之分。前者占大多数,其结构类似于平衡式叶片泵,属双作用定量式马达。低速大扭矩叶片马达为了增加排量及输出扭矩,叶片在转子每转中作多次伸缩,属多作用式,还可实现有级变量。

叶片式液压马达具有结构简单,尺寸紧凑,运转平稳,扭矩脉动小,噪声低,转动惯量小,利于启动和制动等优点,所以,在各种工业设备及行走车辆中得到一定的应用。

叶片式液压马达的不足之处在于:叶片顶端对定子内表面的摩擦磨损大,泄漏也往往较

大,高速叶片马达启动机械效率和低速时效率偏低,低速稳定性不好,加工精度要求较高,对油液清洁度比较敏感等,因此,其应用受到限制。

叶片马达中的凸轮转子叶片马达和滚动叶片马达,是两种比较特殊的结构。前者仍属高速小扭矩马达,与凸轮转子叶片泵几乎完全相同,但马达壳体上要增设泄油口,叶片顶端形状要加工成对称圆弧形,在中间隔板上还要设置梭阀。

凸轮转子叶片马达的摩擦力较小,启动和低速时扭矩效率较高,扭矩较为稳定。其工作压力可达 16MPa,转速为 150~2000r/min,小容量马达可达 3000r/min,最大扭矩已超过 600 N·m,因此,前期在我国曾一度获得应用,但制造麻烦,成本较高,厂家的生产热情不如对其他马达,因而其发展势头不足。

滚动叶片马达也是一种高速小扭矩液压马达,但其结构完全不同于传统的叶片马达。为了避免叶片对定子的压紧磨损,它使用在转子孔中回转摆动的叶片取代了沿转子径向槽滑动的叶片来实现密封,建立能承受压力的密闭工作容腔,但结构复杂,国内市场尚未见其产品。

美国威格士公司研制的 MHT 系列多作用低速、大扭矩叶片马达,增加了叶片作用的次数,定子内表面圆周上有四段曲线凸起,构成四个工作腔室,叶片在转子每一转中伸缩作用四次,同时,又适当增大了转子、定子的尺寸,因此,输出扭矩单列马达最大为 11055N·m,四列马达可高达 44220N·m,额定压力 14MPa,低速性能也较稳定,最低稳定转速一般可在 5~10r/min。大型马达最高转速为 70r/min,小型马达的最高转速可达 400r/min。

轴向柱塞式液压马达是高速液压马达中应用最为广泛的一类。它主要有斜盘式和斜轴式两种基本形式,与泵一样,斜盘式液压马达中也有非通轴式和通轴式两大类结构。

当我国济南铸锻研究所在 60 年代初期综合世界各种斜盘泵的优点,推出自行设计、制造的 CY-14-1 系列斜盘泵时,我国的轴向柱塞式斜盘液压马达也就诞生了,因为当时的 CY-14-1A 泵中的配流盘是一盘三用,可用在左旋泵,重新安装配流盘,又可用在右旋泵,将配流盘定位安置在泵的铅垂线的对称位置时,泵即刻可成为马达工况,其液压马达的型号为 CM-14-1。

以北京起重机器厂为主,差不多同时期生产的 ZM(B)系列(亦即 XM 系列)斜盘式液压马达(泵),与 CM(Y)14-1 系列液压马达(泵)的结构基本相同,其配流盘本身就是对称布置设计的,泵的油道只要输入压力油,就成为马达。上述两种型号形成我国斜盘式液压马达的两大系列品种。

XM 系列液压马达与 CM14-1 系列液压马达的主要差别在于采用双轴,即缸体转矩通过心轴花键由定心传动轴输出,使得负载的不平衡径向力由空心输出轴的轴承来承受,不影响缸体,具有一定的缓冲作用;此外, XM(B)系列液压马达(泵)的壳体为整体式,加工工艺稍难些。

通轴式液压马达的传动轴穿过斜盘,支承在位于马达两端的轴承上,缸体依靠传动轴定位,省却了缸体外的大轴承,有利于提高转速,以满足大流量的需求。有些在传动轴另一端还设置辅助泵,能适应集成化的要求。

通轴式马达的传动主轴除传递扭矩外,还要支承缸体并保证配流盘工作状况良好,因此,传动轴往往较粗。

我国 TXM 系列、XB₁ 系列是国产通轴式马达的代表产品之一,应用较多。而我国前期引进的美国桑斯特 20~27 系列的重型通轴马达(泵),在 21MPa 压力时,轴承寿命可达 5000~10000h。

斜轴式轴向柱塞马达在我国代表产品是引进的德国力士乐公司的 A2F 和 A6V 系列等。其内部结构比斜盘泵要复杂一些,效率比斜盘式稍高,适合于在大负荷下工作。我国上海、北京等地均有生产厂家。

轴向柱塞马达由于工作压力高(可达 32MPa 以上),因而有较大的输出扭矩和功率,大多数轴向柱塞马达采用静压平衡式的配流盘,不易磨损,即使表面有所磨损也能自动补偿,因而寿命较长,使用可靠性大,效率也比较高。轴向柱塞马达由于旋转缸体中的柱塞回转半径较小,转动惯量较小,易于启动。

轴向柱塞马达还有一个优点在于:作为变量型马达,无论是斜盘式还是斜轴式,其变量机构与同系列液压泵的变量机构相同,供应方便。

使用变量型液压马达有下述特点:

在一定的输入压力下,马达的输出扭矩与其排量成正比;在一定的输入流量情况下,马达的转速与其排量成反比。这就是表明,减少变量马达的排量将使输出扭矩下降,而使转速升高,这意味着变量马达可在低速时驱动重负载,而在轻负载时能保持较高速的运转,可以起到近似恒功率输入、输出的节约能源、减少动力消耗的效果。

由于轴向柱塞式液压马达具有上述诸多优点,因此,使用较为普及。其不足之处是这类马达在低速时输出功率还较小,用来直接带载驱动低速运行的机器如起重运输机械,车辆行走机构等。当启动和低速运行时,其扭矩、功率往往满足不了运行要求。因而,常配设各类减速装置,带来机器体积庞大的缺点。

低速大扭矩液压马达近期有了较大的发展,新结构不断出现。并且,所有这些液压马达,根据每转中柱塞副的作用次数,可以分为单作用和多作用两大类。按柱塞的排列方式,每一类可以分为径向式和轴向式两种。按结构特点和柱塞副不同的传力方式,径向式马达又可以分成不同的类型(见表 1-4)。

单作用液压马达,转子旋转一周,每个柱塞往复工作一次,所有径向柱塞式单作用液压马达的主轴是偏心轴。

多作用液压马达设有导轨曲线,曲线的数目就是作用次数。转子旋转一周,每个柱塞往复工作多次。根据柱塞副的不同结构,径向式马达又分成柱塞式、球塞式和叶片式多种。

单作用马达结构比较简单,零件数目少,工艺性较好,造价较低。但是,在每转排量(或输出扭矩)相同的情况下,与多作用马达比较,结构尺寸大,存在输出扭矩与转速的脉动。在工作中,单作用马达高压柱塞腔在同侧,出现比较大的径向不平衡力,使马达的低速稳定性变差。为了满足马达轴承工作寿命的要求,往往必须增大轴承的容量。

一般情况下,由于单作用马达的工作特点,允许比同排量的多作用马达有较高的转速。

多作用液压马达的结构,一般都比单作用马达复杂,零件数也略有增加。个别零件(如导轨)的加工需要专用设备,导轨热处理比较困难,设计中结构参数的选择也比单作用马达困难、复杂,制造成本较高。

但是,在相同的工作压力下,多作用马达能输出更大的扭矩,单位功率的重量较轻。而且只要柱塞数和作用数选取合适,可以使液压马达的径向力完全平衡,具有较高的启动扭矩效率。设计中,合理选取导轨曲线,并按无脉动原则分配幅角,理论上都能做到输出扭矩的脉动率为零,因而可以获得更好的低速稳定性。

单作用马达中,最早出现的是曲轴连杆式马达,它按曲柄连杆机构的作用原理工作,国外

又称为斯达发(Staffa)马达。由于它结构简单、性能可靠、转速适中、价格便宜,成为世界上产量最多、主机应用最广泛的一种低速大扭矩液压马达。它的早期是MK型,70年代起,发展了B型,配流轴和连杆偏心轮副采用静压平衡结构,C型带有变量装置。随结构的变化,工作压力从17.5MPa提高到21.0MPa,并且改善了启动特性和低速稳定性,为进一步扩大主机应用,又研制了带减速机构的GB型。

60年代以来,我国江苏姜堰(原泰县)产CLJM系列,宁波、昆山、太原造JMD系列马达均属此类结构。无连杆的静力平衡式液压马达,又称为罗斯通(Ruston)马达,主要工作部件处于静力平衡状态,改善了低速稳定性,具有优良的起动力和较高的机械效率。但取消连杆后,柱塞侧向力增加。

套筒伸缩摆缸式(Calzon)和滚柱式(Rolleff)液压马达,是近十多年来国外发展的新结构马达。前者具备了曲轴连杆和静力平衡式液压马达的主要优点,以摆动的伸缩缸体代替了连杆摆动,在单作用马达中获得了较好的性能。后者,通过柱塞顶端凹面的滚柱传力给缸体,使缸体旋转。这种马达结构简单,在任何负载下,缸体都能在静压作用下“浮动”于配流器上,性能良好,但内部力学原理比较复杂,应用还不广泛,这两种马达已在我国宁波和广东制造。

双斜盘式轴向柱塞式液压马达是由单斜盘的高速轴向柱塞马达发展而来,结构上改成了两个斜盘和对称布置的两排柱塞,近一倍地提高了输出功率重量比。

多作用径向柱塞式内曲线液压马达分为柱塞传力、横梁传力、滚轮传力等结构型式(见表1-4),其中以横梁传力和滚轮传力马达应用较多。国产主要有NJM系列等,最高工作压力32MPa,在所有低速大扭矩马达中,该马达具有较高的工作压力。最近又发展了端面配流的车轮马达,进一步改善了性能。

近年来,由于球塞副静、动压支承理论在试验研究上取得进展,多作用径向球塞式液压马达发展迅速,它用一只钢球代替了两只以上滚轮或横梁,结构简单,工作可靠,马达体积、重量显著减小。我国宁波QJM、QKM系列马达由于质量、性能不断地提高,所以在轻工、建筑、化工、交通等行业的应用越来越广泛。

上述的低速大扭矩液压马达,一般都可以设计成壳体旋转(如QKM)或轴旋转(如QJM)两种形式,分别称为壳转马达和轴转马达。车轮用的壳转马达称为车轮马达,由它直接驱动车轮,能够取代齿轮传动组成液压驱动桥。

国产低速大扭矩液压马达的工作压力,目前尚比国外同类产品低一些。对各种类型马达的关键运动副,尚缺少充分的机理方面的基础理论和试验研究,因而,设计中的结构、尺寸、材料的选取,精度的确定,更多的是依赖经验的积累。设计生产中的问题,常常只能在整台马达试验中发现和解决。

但是,目前国内已十分注意吸收国外先进技术,开始设计、研制自己的新产品,形成了一定数量的专业研究和制造队伍。着手对一些影响马达性能、寿命的关键运动副进行专项的基础理论和模拟试验研究。例如,开展内曲线液压马达各种导轨曲线性能和设计方法的研究,提出无脉动的等接触应力曲线等理论和设计方法,以提高马达性能和寿命;对内曲线液压马达各种变量方法和理论的研究,提出无脉动的变量设计原理;对各种液压马达建立数学模型,分析影响马达性能的因素,借以进行计算机辅助设计(CAD);进行曲轴连杆式液压马达连杆滑块与偏心轮的支承形式和配流轴、配流盘受力的理论分析研究,提出改善功率损耗的支承形式和径向力平衡的配流轴设计原理;将相似原理应用于液压马达试验研究和结果分析,借以研究液压马

达的系列化设计及其基本特性和换算;进行各种低速大扭矩液压马达特有性能的研究,寻找合理、节能的试验方法,并提高测试精度;进行各种低速大扭矩液压马达特有性能的研究,提出数学模型和试验研究方法,得出改善性能的途径;进行多种马达关键摩擦副支承特性机理的研究,得出提高性能的合理设计方法,以及进行各种马达新型配流结构的研究等等。这些研究工作正在促进低速大扭矩马达的发展。

80年代后,为适应主机要求和提高低速大扭矩液压马达的性能,法国朴克兰公司曾发展了多作用端面配流的内曲线液压马达,对横梁传力部位也作了诸多改进。瑞典则在原有多作用轴配流壳转赫格隆德液压马达的基础上,发展了MA系列轴转端面配流马拉松型马达,将工作压力提高至35MPa。在原有轴配流基础上,发展端面配流低速大扭矩液压马达,是目前国内、外的发展趋向之一。我国宁波多家液压马达制造工厂和江苏姜堰市船用辅机厂等单位研制的这类产品也已面市。

第三节 基本性能参数

一、压力

液压马达与液压泵一样,其压力大小均由负载所决定,常用 p 来表示。所不同处,液压泵的压力是指其出口处,而液压马达则是指其入口处。

液压马达入口油液的实际压力称为马达的工作压力。马达入口压力和出口压力的差值称为马达的工作压差 Δp ,当马达出口在连接油箱的情况下,为便于分析,通常视出口压力为零,即将马达的工作压力作为工作压差。

马达按照试验标准规定,在保证工作寿命及容积效率达到的情况下,将马达连续运转时所允许使用的最高工作压力称作额定压力。与液压泵一样,马达使用时超过额定压力,则称为超载。

二、排量、流量、容积效率及转速

(一)排量

液压马达的工作输出形式为扭矩,其大小数值并不决定马达本身而是取决于负载。

但是,在同样工况条件下推动相同的负载,工作容腔大的马达的压力要低于工作容腔小的马达的压力,因此,工作容腔的大小是液压马达工作能力的一个重要标志。

液压马达工作容腔大小的表示方法与液压泵一样,也常用几何排量 q 来表示。在SI单位制中,排量单位是 m^3/rad (米³/弧度),在工程实际上,目前仍广泛采用 ml/r (毫升/转)。通常是指马达主轴每转一转,由其密封容腔几何尺寸变化计算而得的液体体积量。

(二)流量与容积效率

单位时间内输入马达入口处的流量称为马达的实际流量 Q_s ,为形成指定转速,马达密封容腔变化所需要的流量称为马达的理论流量 Q_L ;实际流量与理论流量之差值,即为马达的泄漏量。为了保证马达的转速达到指定要求,考虑其泄漏量 ΔQ ,则输入马达的实际流量应为

$$Q_s = Q_L + \Delta Q \quad (1-2)$$

式中 Q_L ——在没有容积损失(即泄漏量)的情况下,使马达达到指定转速所需的理论输

入流量。

显然,实际流量必定大于理论流量。

液压马达的理论输入流量 Q_L 与实际输入流量 Q_S 之比值,即为容积效率

$$\eta_v = \frac{Q_L}{Q_S} = \frac{Q_S - \Delta Q}{Q_S} \quad (1-3)$$

请读者注意并自己比较一下液压马达与液压泵的理论流量、实际流量和容积效率间的不同之处。

(三)转速

马达的理论输出转速 n_L , 等于理论流量与排量的比值,即

$$n_L = \frac{Q_L}{q}$$

因马达存在泄漏,用油液实际流量 Q_S 计算实际转速 n 时,应考虑容积效率 η_v ,即

$$n = \frac{Q_S}{q} \eta_v \quad (\text{r/min}) \quad (1-4)$$

式中 Q_S ——实际流量 (L/min);

q ——马达排量 (L/r)。

其转速若用角速度表达时,则

$$\omega = \frac{Q_S}{q} \eta_v \quad (\text{rad/s}) \quad (1-5)$$

式中 Q_S ——实际流量 (m^3/s);

q ——马达排量 (m^3/rad)。

三、扭矩和机械效率

(一)液压马达输出的理论扭矩

根据能量守恒定律,有

$$\begin{aligned} M_L 2\pi n &= \Delta p Q_S = \Delta p q n \\ M_L &= \frac{\Delta p q}{2\pi} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \end{aligned} \quad (1-6)$$

式中 M_L ——理论扭矩。其余符号意义同前。

(二)机械损失与机械效率

机械损失是指由于各零件间相对运动及流体与零件间相对运动的摩擦而产生的能量损失。其中包括轴和轴承的摩擦损失;轴与轴封的摩擦损失;各零件间因相对运动而造成的摩擦损失;水力摩擦损失等。

液压马达的机械损失,表现在实际输出扭矩的降低,即

$$M_S = M_L - \Delta M \quad (1-7)$$

式中 ΔM ——由摩擦造成的扭矩损失。

机械效率等于运行状态的实际输出扭矩与理论输出扭矩的比值,即

$$\eta_m = \frac{M_S}{M_L} = \frac{M_L - \Delta M}{M_L} \quad (1-8)$$

(三)实际扭矩

因液压马达存在机械损失,故计算实际输出扭矩 M_S 时应计及机械效率 η_m ,则

$$M_s = M_L \eta_m = \frac{\Delta p q}{2\pi} \eta_m \quad (1-9)$$

四、启动扭矩和启动机械效率

液压马达很重视其启动性能。液压泵的启动多是在空、轻负荷状态下,故没有这方面的要求。

在同样工作压力情况下,液压马达在由静止状态到开始转动的启动状态的输出扭矩要比运行中的扭矩小,这给液压马达带载启动带来了困难,所以启动性能对液压马达是很重要的。启动扭矩降低的原因主要是物体的静摩擦系数最大,在摩擦表面一旦出现相对滑动后,摩擦系数即为动摩擦系数,数值明显下降,这是机械摩擦的一般性质与规律。对液压马达而言,更重要的是静止状态的润滑油膜被挤掉,基本上形成了干摩擦,一旦马达开始运动,随着润滑油膜的建立,摩擦变为有润滑的动摩擦,摩擦系数及阻力立即下降,并随滑动速度增大和油膜状态的进一步良好而进一步减小。

液压马达启动性能的代表指标是启动机械效率 η_{mo} , 其关系式为

$$\eta_{mo} = \frac{M_0}{M_L} \quad (1-10)$$

式中 M_0 ——马达的启动扭矩;

M_L ——马达的理论扭矩。

实际工作中,启动性能好的液压马达当然会被客户优先采用。液压马达启动扭矩的提高就意味着启动机械效率的提高,即意味着启动性能的提高。

不同类型的马达,内部受力部件的力平衡情况不同,摩擦力的大小不同,所以 η_{mo} 也不尽相同。若同一类型的马达,运动副的力平衡设计不同,其 η_{mo} 也必将不同。

表 1-5 为不同结构形式的液压马达的启动机械效率。

表 1-5 液压马达的启动机械效率

马达的类别结构形式		启动机械效率 η_{mo} (%)
齿轮马达	老式结构	0.5~0.8
	新式结构	0.85~0.88
叶片马达	高速小扭矩结构	0.75~0.85
轴向柱塞马达	滑靴式	0.80~0.90
	非滑靴式	0.82~0.92
曲轴连杆马达	老式结构	0.80~0.85
	新式结构	0.83~0.90
静压平衡马达	老结构	0.80~0.85
	新结构	0.83~0.90
多作用内曲线马达	横梁式滑动摩擦副结构	0.90~0.94
	传递切向力具有滚动副的结构	0.95~0.98

由表 1-5 可见,多作用内曲线式液压马达的启动性能最好。

五、最低稳定转速及调速范围

(一) 爬行现象

液压马达的转速计算公式已如前述。理论上讲,其转速应是均匀的,但是,当液压马达工作转速过低时往往保护不了其均匀性,产生一种时快时慢、时动时停的不稳定状态,这就是被人们称作的爬行现象。

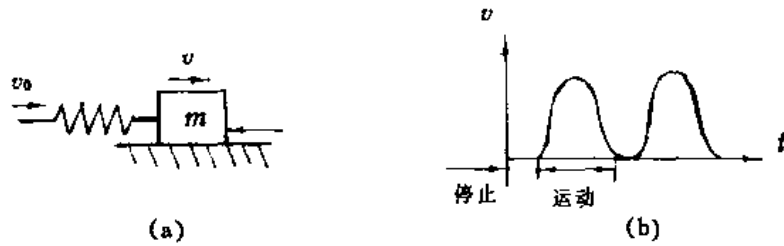


图 1-1 液压马达爬行的物理模型
(a)质量—弹簧系统 (b)爬行速度

产生爬行现象的原因和图 1-1 所示的低速摩擦阻力特性有关。通过的阻力是随速度增大而增加的,而在静止和低速区域工作的马达内部的摩擦阻力,当工作速度增大时非但不增加,反而减少,形成了所谓“负特性”的阻力。另一方面,液压马达和负载由液压油被压缩后压力升高而被推动的,因此可以用图 1-1(a)的物理模型表示低速区域液压马达的工作过程:以匀速 v_0 推着撑压弹簧一端(其弹簧压缩能相当于高压下可压缩的工作介质的液压能)的质量为 m 的物体(相当于马达内部摩擦阻力和负载质量、转动惯量)克服“负特性”的摩擦阻力运动。当质量 m 静止或速度很低时阻力大,弹簧不断压缩,蓄积能量,增加推力。只有等到弹簧压缩到其推力等于静摩擦力时才开始运动,即 $v > 0$ 。但是一旦物体开始运动,阻力突然减小,压缩能立刻释放,物体突然加速滑动,其结果又使弹簧的压缩量减少,推力减少,物体依靠惯性前移一段路程后就停止下来,直到弹簧的移动又使弹簧压缩、推力增加、物体再一次跃动为止,形成图 1-1(b)所示的时动时停状态。对液压马达来说,这就是爬行现象。

另外,液压马达排量本身及泄漏量也在随转子转动的相位角变化作周期性波动,这也会造成马达转速的波动。当马达在低速运转时,这种转速的波动难以被转动惯性所掩盖而清楚地表现出来,形成爬行现象。

(二)最低稳定转速

最低稳定转速是指液压马达在额定负载时,不出现爬行现象的最低工作转速。

工程使用中,当然要求液压马达的最低稳定转速越小越好,它既反映了马达在低速工况下的稳定性能,又扩大了液压马达的转速使用范围。

我国生产的各种不同类型和结构的液压马达,其最低稳定转速一般为:

多作用内曲线马达	0.1~1r/min;
曲轴连杆式马达	2~3r/min;
静压平衡式马达	2~3r/min;
行星内啮合摆线转子式马达	2~3r/min;
轴向柱塞式马达	一般 30~50r/min(个别结构可达 1.5~5r/min);
高速叶片式马达	50~100r/min;
低速大扭矩式叶片马达	4~6r/min;
高速齿轮马达	200~300r/min(个别结构可达 50~150r/min)。

(三)液压马达的调速范围

当工作负载从低速到高速的很宽的区域内变动时,也要求液压马达能在相应的较大的调速范围内进行驱动。马达若达不到这种要求,则必须配置合适的变速机构,使整机布置庞大,成

本增加。因此,客户都希望液压马达的调速范围宽些为好。

调速范围宽的马达意味着既有好的低速稳定性,又有良好的高速工作性能。

液压马达的调速范围 K ,常以允许的马达最高转速与最低转速的比值来表示,即

$$K = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} \quad (1-11)$$

上式中的 n_{\max} 为液压马达的最高使用转速,但受多方面因素的限制,主要有:

1. 使用寿命的限制

转速提高后,各运动副的磨损加剧,使用寿命降低。

2. 机械效率的限制

转速高,则液压马达需输入流量就大,因此,各通流部分的流速相应增加,水力损失也随之增加,使得机械效率下降。

3. 某些液压马达转速提高还受背压的限制

例如曲轴连杆式液压马达,若加油腔没有背压,则当转速较高时,连杆时而贴紧曲轴表面,时而脱离曲轴表面,从而产生撞击现象。又如多作用内曲线马达,若回油腔没有背压,则作回程运动的柱塞和滚轮因惯性力作用将会脱离导轨曲面。为了防止脱空和撞击现象发生,必须使液压马达的回油腔具有一定的背压。随着转速的提高,脱空和撞击现象越易产生,则回油腔所需的背压值也应随之提高。过分地提高背压,又使工作压差 Δp 减低,导致液压的效率恶化。国产各种不同类别、结构的液压马达,其最高使用转速一般为:

齿轮式液压马达	1500~3000r/min;
叶片式液压马达	1500~2000r/min(高性能可达 3000r/min);
摆线齿轮式液压马达	500~600r/min(个别可达 1000r/min 以上);
轴向柱塞式液压马达	1000~3000r/min;
曲轴连杆式液压马达	400~500r/min;
静压平衡式液压马达	500~600r/min;
多作用内曲线马达	250~350r/min(个别可达 800r/min)。

六、制动性

液压马达用来吊起重物或驱动车辆时,为防止停转时重物下落和车辆在斜坡上自行下滑等可能造成工程事故的发生,对其制动性能须有一定的要求。

液压马达的制动性能可以其滑转转速 n_0 来表示, n_0 越高,制动性能则越差。

液压马达在停车工况时,它的进、出口均被切断关闭。理论上输出轴应完全无转动,但因负载此时具有的自重或惯性等原因,液压马达原来的驱动负载力状态变成负载作为原动机反过来驱动已闭锁的液压马达的状况,这时液压马达成为泵工况,原马达的输入口成为泵的压力油出口,此部位的压力油的泄漏就表现为液压马达转动轴的反方向的缓慢转动,产生滑转转速 n_0 。

液压马达的密封性越好,则滑转速度 n_0 越低,对同一马达而言,当负载力矩和油的粘度不同时,滑转值也不一样。

有时,制动性能也以转速为零时的泄漏量来表示。为简单易行起见,通常情况下还是用额定负载下的滑转速度值来评定其制动性能。

液压马达中的柱塞式马达的制动性能为最佳。其中端面配流的轴向柱塞式马达比径向配流的柱塞式马达性能更好。

液压马达不能完全避免泄漏现象,因此无法保证绝对的制动性。当滑转会造成不能符合机械规定动作或功能要求,甚至产生事故时,则必须采用其他制动措施。

七、功率和总效率

(一) 液压马达的理论功率 P_L

不计各种损失时,马达的理论功率 P_L 为

$$P_L = \Delta p Q_L = \Delta p q n_L = 2\pi n_L M_L \quad (1-12)$$

式中符号同前。

(二) 马达输入功率 P

因液压马达内部存在泄漏,故马达的实际输入功率 P (简称输入功率) 当比理论液压功率大。实际输入功率为

$$P = \Delta p Q_s = \Delta p Q_L \frac{1}{\eta_v} \quad (1-13)$$

(三) 马达的实际输出功率 P_s

马达实际的输出功率 P_s (简称输出功率) 为

$$P_s = 2\pi n M_s = 2\pi n M_L \eta_m \quad (1-14)$$

(四) 液压马达的总效率 η

液压马达实际输出功率与实际输入功率之比为总效率 η , 即

$$\eta = \frac{P_s}{P} = \frac{2\pi n M_L \eta_m}{\Delta p Q_s} = \eta_v \eta_m \quad (1-15)$$

上式表明, 液压马达与液压泵一样, 其总效率为容积效率与机械效率之乘积。

第二章 CLJM 系列斯达法式液压马达

第一节 型号意义与主要技术参数

一、型号意义

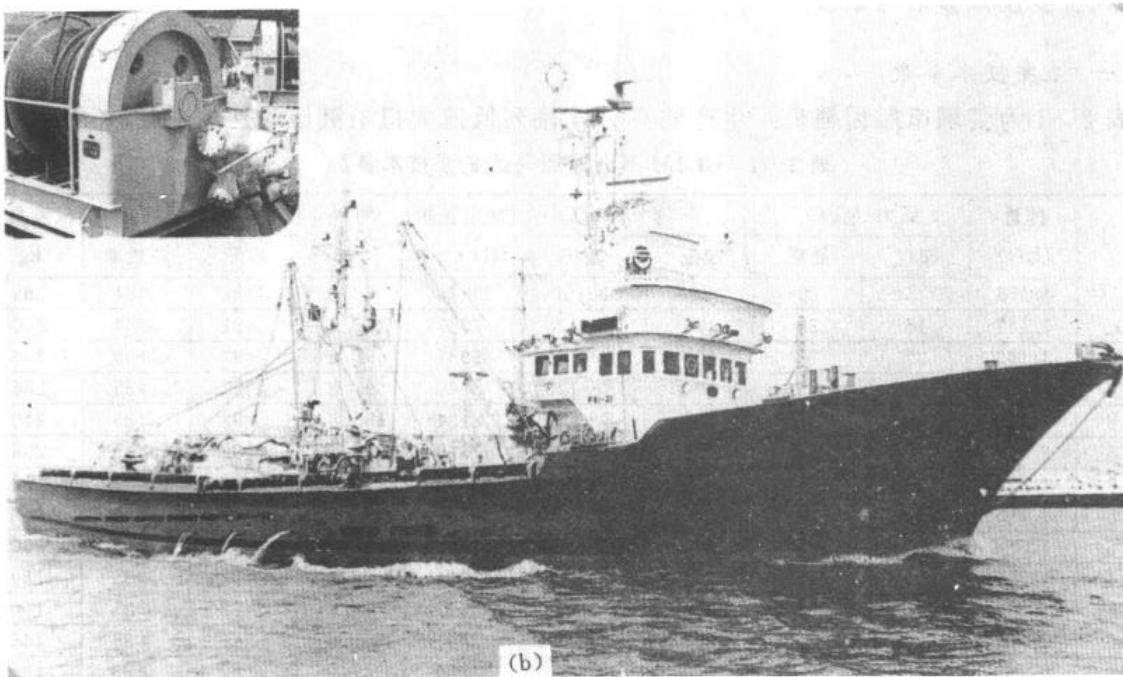
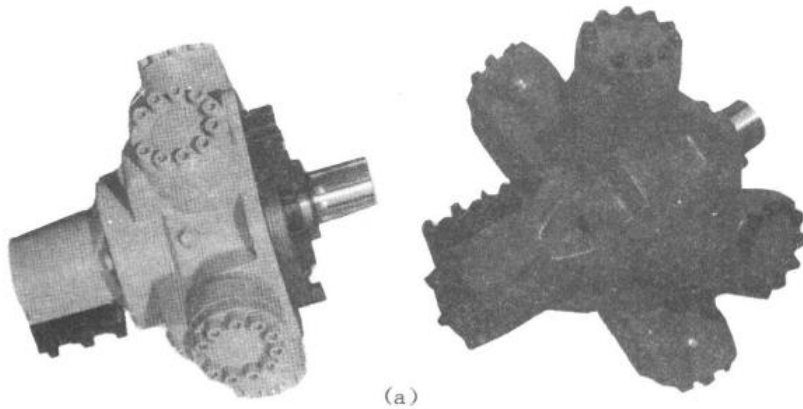


图 2-1 CLJM 系列马达的应用

(a)外观照片 (b)应用举例

CLJM 系列液压马达,是中国船舶工业总公司江苏姜堰市船用辅机厂(原江苏省泰县船用辅机厂)制造生产了 30 多年的一种曲轴连杆式单作用低速大扭矩液压马达。

这种产品历史悠久、性能可靠。该厂在批量生产过程中始终一丝不苟地重视质量,因此,性能稳定,各项技术指标一直处于全国先进水平,经国家船检部门和渔检部门鉴定认证,确认具有装机工程船舶、渔轮、远洋货轮和舰艇运行的资格。

这种马达安全可靠,效率高,寿命长,噪音低,在低速大扭矩马达中转速范围较宽,因此,还广泛应用于冶金、矿山、建筑、锻压、筑路、机床、农机、水电、林业、勘探、起重、运输、轻工等行业及国家军事工业中。

CLJM 系列马达因具有低速大扭矩的特点,一般可以直接驱动负载而省去减速装置。

图 2-1(a)和(b)分别为 CLJM 系列马达的外观结构及其所装备船舶的照片。

CLJM 系列马达的型号意义表示如下:

$$\begin{array}{cccccccc} \text{C} & \text{L} & \text{J} & \text{M} & \text{F} & 4 & \text{J} & \text{L} \\ \text{①} & \text{②} & \text{③} & \text{④} & \text{⑤} & \text{⑥} & \text{⑦} & \text{⑧} \end{array}$$

①船用。

②曲轴连杆式。

③径向柱塞。

④液压马达。

⑤额定工作压力等级;F—20MPa;E—16MPa。

⑥公称排量: 4=4(L/r); 3.15=3.15(L/r)。

⑦输出轴型式:P—普通平键;N—矩形花键;J—渐开线花键;T—特殊轴伸。

⑧联接形式:F—法兰联接(可不标注);L—螺纹联接。

二、主要技术参数与联接尺寸

(一)主要技术参数

表 2-1 为姜堰市船用辅机厂生产的 CLJM 系列低速大扭矩液压马达的主要技术参数。

表 2-1 CLJM 系列液压马达主要技术参数

型号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速(r/min)		额定扭矩 (N·m)	额定 功率 (kW)	效率(%)		重量 kg
		额定	最高	额定	范围			容积	总效率	
E4	4.178	16	20	80	8-90	9820	82.2	≥91	≥84	365
E3.15	3.142	16	20	100	8-125	7385	77.3	≥91	≥84	250
F3.15	3.142	20	25	100	8-125	9231	96.6	≥92	≥85	256
F3.0	2.985	20	25	100	8-125	8770	91.8	≥92	≥85	256
F2.8	2.789	20	25	100	8-125	8194	85.8	≥92	≥85	256
F2.5	2.514	20	25	100	8-125	7386	77.3	≥92	≥85	256
F2.0	1.928	20	25	160	10-180	5664	94.9	≥92	≥85	160
F1.8	1.815	20	25	160	10-180	5332	89.3	≥92	≥85	160
F1.6	1.588	20	25	200	12-250	4666	97.7	≥92	≥85	160
F1.4	1.390	20	25	200	12-250	4084	85.5	≥92	≥85	160
F1.25	1.248	20	25	200	12-250	3667	76.8	≥92	≥85	160
F1.0	1.001	20	25	200	12-250	2941	61.6	≥92	≥85	145
F0.8	0.779	20	25	200	15-250	2289	47.9	≥92	≥85	138
F0.7	0.717	20	25	200	15-250	2107	44.1	≥92	≥85	131
F0.6	0.592	20	25	250	15-300	1739	45.5	≥92	≥85	131
F0.5	0.499	20	25	250	15-300	1466	38.4	≥92	≥85	82
F0.4	0.404	20	25	320	15-400	1187	39.8	≥94	≥86	82
F0.3	0.299	20	25	320	15-400	878	29.4	≥94	≥86	47
F0.2	0.199	20	25	400	15-450	585	24.5	≥94	≥86	47

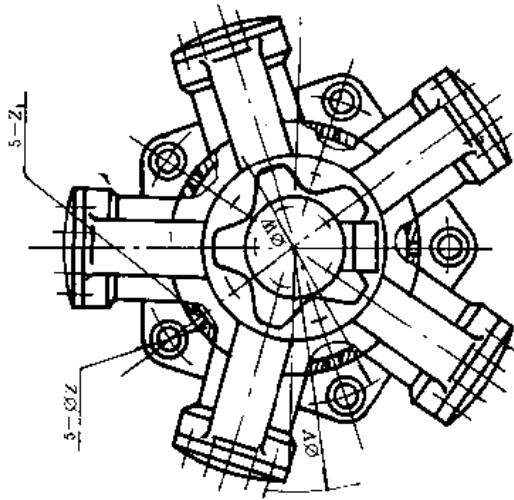
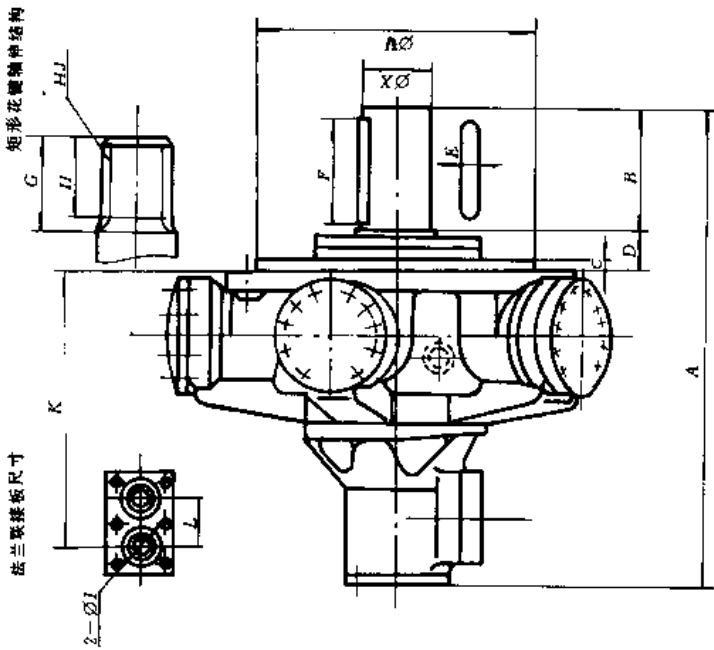


图 2-2 CLJM 系列马达外观结构
表 2-2 CLJM 系列马达技术联接尺寸

型号	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	X		U	V	W	Z	Z ₁	矩形花键 HJ	渐开线 花键 m×Z	
												X ₁	X ₂								
CLJM-E(F)3.15	684	170	21	65	24	160	120	90	43.2	389	65	90	95	380	640	420	22	M22	10D-92dc×82dc7×12dc4	5×18	
CLJM-F1.6	642	160	28	69	24	150	95	70	43.2	362	65	80	75	320	582	360	22	M22	10D-82dc×72dc7×12dc4	5×14	
CLJM-F1.6L	521	109	29	39	24	150	109	84	M42	325	30	75	75	330	582	360	22	M18	6D-75dc×6bdc7×16dc4		
CLJM-F1.25	630	159	18	39	24	150			42.5	340	75	80		320	582	360	22	M22			
CLJM-F1	569	140	20	69	20	130	90	70	34	309	55	70		280	486	320	18	M22	8D-72dc×62dc7×12dc4		
CLJM-F0.8	492	90	20	38	18	85	90	72	M33	330	45	60	65	260	456	295	17		6D-60dc×52dc7×10dc4	5×12	
CLJM-F0.7	474	78	15	23	18	70	78	62	34	345	55	60		220	448	290	18		8D-60dc×52dc7×10dc4		
CLJM-F0.5	367	74	15	23	12	62	74	58	20	226	60	50		190	368	285	13		8D-54dc×46dc7×9dc4		
CLJM-F0.3	348	56	18	22.5			56	45	16	211	48			37.8	190	348	210	13	M18	8D-37.8dc×32dc7×6dc4	
CLJM-E4	见 图 2-3 CLJM-E4 型液压马达安装连接尺寸																				

(二) 联接尺寸

图 2-2 为 CLJM 系列液压马达的外形结构,其安装联接尺寸见表 2-2;而 CLJM-E4 型液压马达的外形结构和联接尺寸见图 2-3。

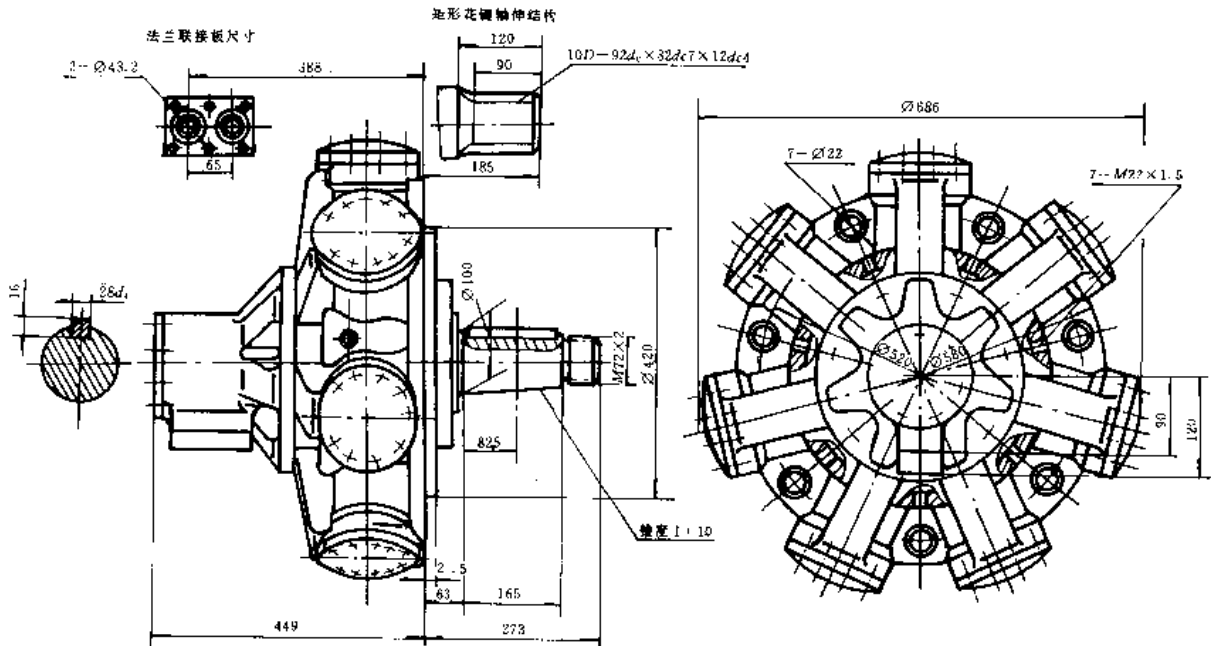


图 2-3 CLJM-E4 型液压马达外观结构与联接尺寸

第二节 工作原理与内部结构

一、工作原理

CLJM 系列马达是一种曲轴连杆结构的单作用或径向柱塞液压马达,国外多称为“斯达法”(Staffa)马达。它是径向柱塞式低速大扭矩液压马达中使用时间最长的一种。

CLJM 系列液压马达的工作原理可通过图 2-4 所示传统“斯达法”马达的构造(同于国产 JMD 型)予以认识。

该马达由柱塞、连杆、曲轴、星形壳体以及配流轴等组成。马达的星形壳体 9 中按径向在圆周均匀分布有五个柱塞缸,每个柱塞缸孔内装有柱塞 1。在柱塞的中心球窝内装有连杆 2 小端的球头,连杆大端的凹形圆柱面紧贴于曲轴 4 偏心圆上,并通过两只压环 3 压住连杆 2,以防止与偏心圆脱离。曲轴 4 通过一对圆锥滚子轴承支承在前盖和壳体上。曲轴的外伸端为马达的输出轴。曲轴的另一端通过十字滑块联轴器 5 带动配流轴 6 旋转。这样可避免加工和装配误差不同心而发生的卡死现象。

配流轴 6 支承在阀壳 7 内的两只滚针轴承 10 上。配流轴的左侧制有两条环形 *a* 和 *b* (见图 2-5),它们分别经配流套上的径向孔与阀壳上的进出口油口相通,环形槽 *a* 借助于配流轴上的轴向油孔 *c* 和 *d* 与右下侧的配流窗口 *m* 相通(*C-C* 剖面),环形槽 *b* 则由轴向油孔 *e* 和 *f* 与右上侧的配流窗口 *n* 相通,五个柱塞缸的顶部各有一条径向孔道 *D* (见图 2-4)与配流轴上的配流窗口 *m*、*n* 相通,并通过配流轴接通壳体上的进油口和回油口,图 2-6 为曲轴连杆马达的工作原理图。

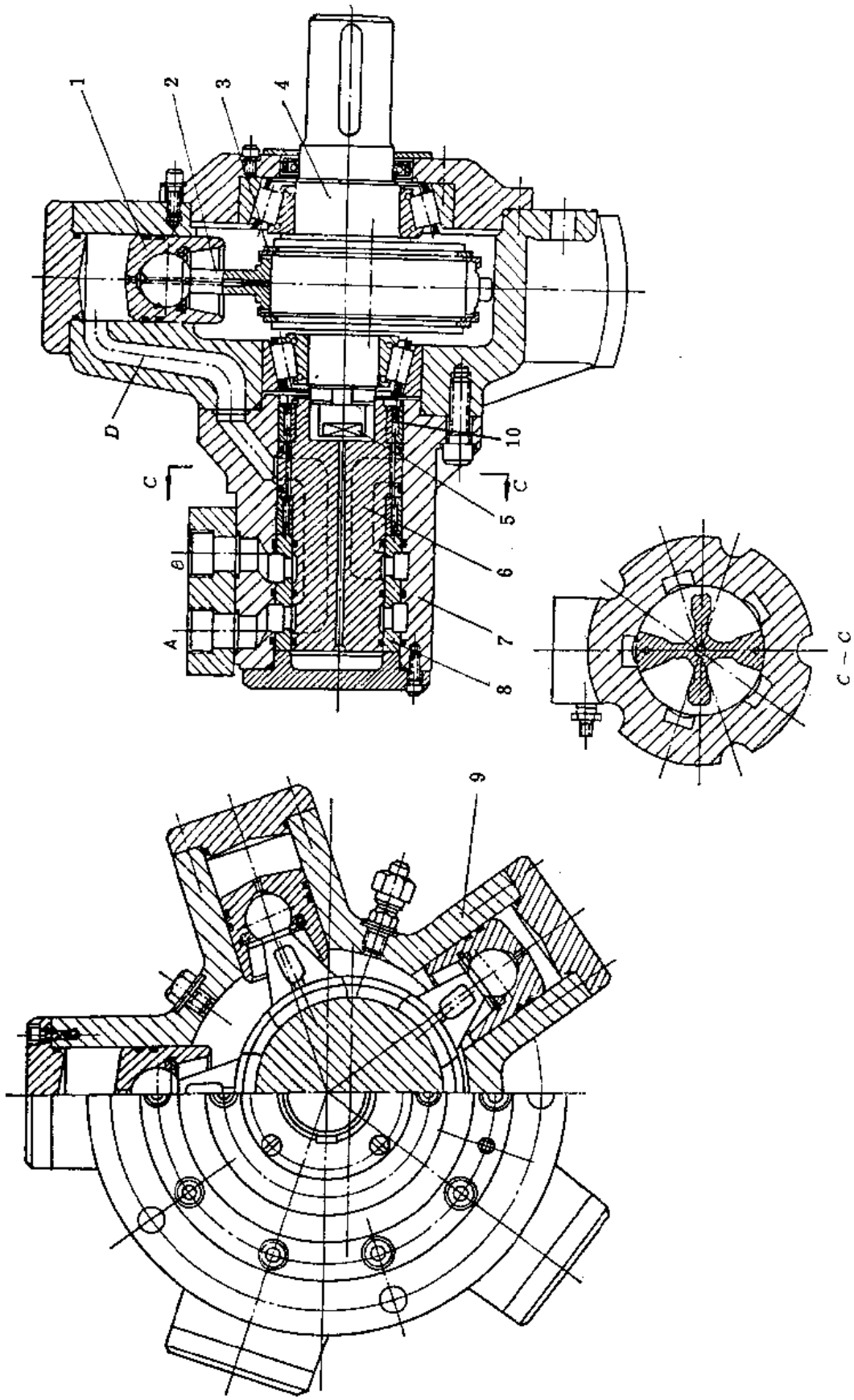


图 2-4 斯达法马达的一种结构
 1—柱塞; 2—连杆; 3—压环; 4—曲轴; 5—联轴器; 6—配流套; 7—阀壳; 8—配流套; 9—星形壳体; 10—滚针轴承

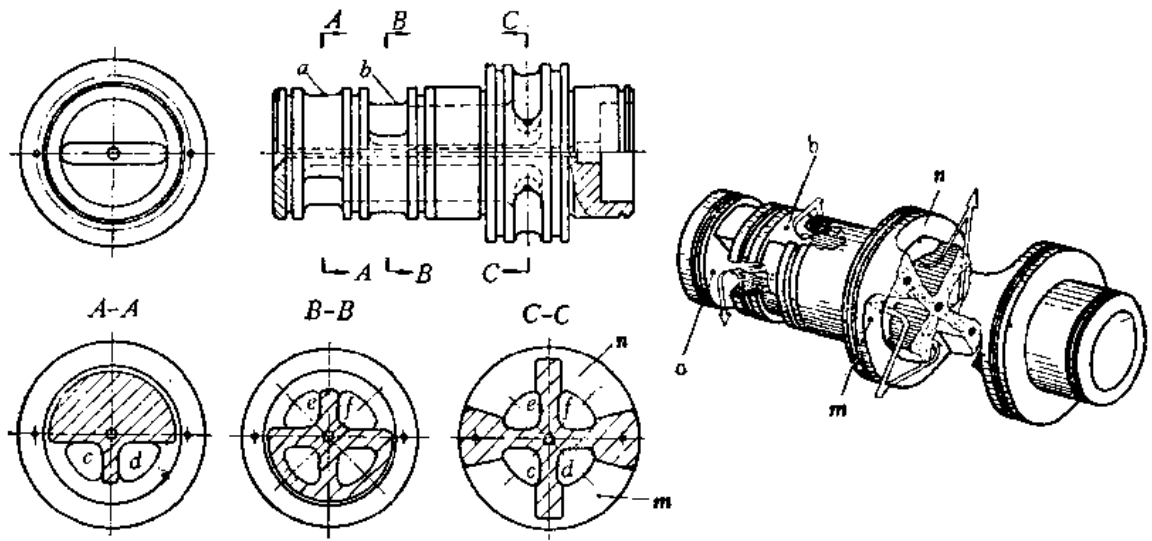


图 2-5 一种配流轴

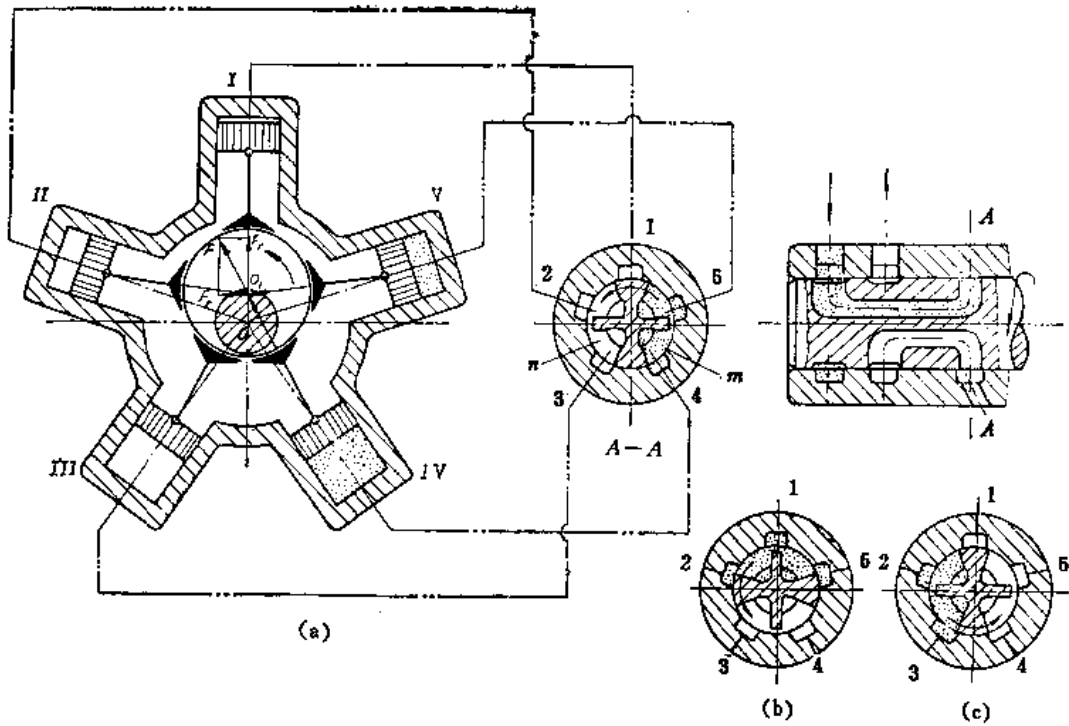


图 2-6 单作用曲轴连杆马达的工作原理图
(a)工作原理 (b)转 90° (c)转 180°

假定配流轴上的配流窗口 m 通过轴向油孔 c 和 d 与马达的进油口 A 相通, 而配流窗口 n 则由轴向油孔 e 和 f 与马达的回油口 B 相通。柱塞缸 IV 、 V 经配流窗口 m 接通压力油(见图 2-6), 柱塞缸 II 、 III 经配流窗口 n 接通回油, 而柱塞缸 I 处于过渡状态。缸 IV 的柱塞在压力油作用下通过连杆对偏心轮中心 O_1 作用一个 F 力。 F 力可分解成两个分力; 沿曲轴旋转中心 O 与偏心轮圆心 O_1 的连线 OO_1 方向的 F_r 和垂直于连线 OO_1 方向的切向力 F_t 。 F_t 对曲轴旋转中心 O 产生一个力矩。此时缸 V 的工作情况也与此相似。不同的只是它相对于曲轴处于不同的位置上。因此, 产生的力矩大小与缸 IV 也有所不同。使曲轴克服外载旋转的总扭矩为两个柱塞缸产生的力矩之和, 此时 II 和 III 缸通过配流轴与回油相通, 不产生力矩。

以上介绍了曲轴连杆马达形成扭矩的原因, 下面进一步说明为什么可以保证曲轴的连续转动。

随着曲轴的旋转, 配流轴也跟着旋转, 从而使各柱塞缸与配流轴上配流窗口 m 和 n 的相对位置即配流状态发生变化。当曲轴在 $0\sim 90^\circ$ 范围内转动时, 柱塞缸 I 由过渡状态接通压力油, 随后柱塞缸 II 也由回油状态接通压力油。而与此相反, 柱塞缸 IV 则由接通压力油换成接通回油(图 2-6 右下角所示的曲轴转过 90° 时配流状态)。此时曲轴输出的扭矩与图 2-6 所示配管连接的原始位置相比, 变为由 I 、 II 、 V 三个柱塞缸产生的扭矩之和, 但扭矩方向仍未改变。当曲轴由 90° 继续转到 180° 时, I 缸又重新处于封闭过渡状态, 而柱塞缸 II 、 III 都已换成与压力油相通, 柱塞缸 IV 、 V 则换成与回油相通, 曲轴上的扭矩又变成由两个柱塞缸产生的扭矩之和。当曲轴转过 180° 时, 柱塞缸工作腔与压力油和回油换接一次, 扭矩方向仍未改变。当曲轴由 180° 转到 360° 时, 各柱塞缸又发生相反的转换, 又回到图 2-6 所示配管连接状态, 重复以上过程。

事实上, 五缸式曲轴连杆马达由于配流轴上封油区的方位与曲轴的偏心方向一致且同时旋转, 因此, 任何时候总有两只或三只柱塞与配流轴进油窗口相通, 且对曲轴旋转中心产生的扭矩方向不变, 从而保证了马达的连续旋转。

由于结构是中心对称的, 因此只要变换进出油口, 便可使马达反转。

斯达法型曲轴连杆马达当曲轴旋转一转时, 柱塞在柱塞缸内完成一次往复直线运动, 因此它是一种单作用式液压马达。

图 2-4 和图 2-6 所示的液压马达是壳体固定、曲轴旋转的轴转马达。结构稍作改变, 若把曲轴固定, 即可得到壳体旋转的壳转马达。此时, 进油管回油路可直接接通在配流轴上, 十分方便, 马达结构更为简化。壳转马达直接安装在车轮轮壳中直接驱动车轮转动, 称作车轮马达, 使主机驱动机构十分紧凑; 亦可装在绳索滚筒中, 直接驱动滚筒工作。

二、运动学与扭矩的均匀性分析

(一) 柱塞的运动学分析

连杆型径向柱塞式马达的每个柱塞及缸可简化为图 2-7 所示的曲柄连杆机构。偏心距 e 相当于曲柄长, $r+a$ 相当于连杆长, O 为曲轴旋转中心。设柱塞处于上死点 O_2 (相当于偏心轮中心在 O_1 点) 时为曲轴转角的起始位置。

当曲轴转过 φ 角后, 柱塞的位移为

$$S = O_2O - O_1'O = (r+a+e) - [e \cos\varphi + \sqrt{(r+a)^2 - (e \sin\varphi)^2}]$$

$$= r+a+e-e \cos \varphi-(r+a) \sqrt{1-\frac{e^2}{(r+a)^2} \sin ^2 \varphi}$$

考虑到 $\frac{e}{r+a}$ 值很小 (一般为 0.2 左右), 故可将 $\sqrt{1-\frac{e^2}{(r+a)^2} \sin ^2 \varphi}$ 展成级数, 并忽略高阶小量, 得

$$\sqrt{1-\frac{e^2}{(r+a)^2} \sin ^2 \varphi}=1-\frac{1}{2} \frac{e^2}{(r+a)^2} \sin ^2 \varphi$$

$$\text{则 } S=e\left(1-\cos \varphi+\frac{1}{2} \frac{e}{r+a} \sin ^2 \varphi\right) \quad (2-1)$$

柱塞的运动速度为

$$v=\frac{ds}{dt}=e \omega\left(\sin \varphi+\frac{1}{2} \frac{e}{r+a} \sin ^2 \varphi\right) \quad (2-2)$$

柱塞运动的加速度为

$$a=\frac{dv}{dt}=e \omega^2\left(\cos \varphi+\frac{e}{r+a} \cos 2 \varphi\right) \quad (2-3)$$

式中 $\omega=\frac{d\varphi}{dt}$ ——曲轴的旋转角速度。

实际上, 在以上速度和加速度各式中的第一项均按正弦或余弦规律变化, 而第二项则是由于连杆长度的影响而产生的修正值。由于 $\frac{e}{r+a}$ 值很小 (一般为 0.2 左右), 故可认为柱塞运动速度以接近正弦 (稍有畸变) 的规律变化, 柱塞的加速度以接近余弦 (稍有畸变) 的规律变化。

(二) 马达排量

由式(2-1)可知, 当 $\varphi=180^\circ$ 时, 柱塞运动到下死

点, 位移达到最大值。其行程为

$$S=2e \quad (2-4)$$

故马达的排量为

$$q=\frac{\pi d^2}{4}(2e)z \quad (\text{m}^3/\text{r}) \quad (2-5)$$

式中 d ——柱塞直径(m);

e ——偏心轮的偏心距(m);

z ——柱塞数。

(三) 扭矩及其均匀性分析

1. 理论扭矩

理论扭矩是指在不考虑摩擦损失时, 马达输出的平均扭矩。即

$$M_L=\frac{pq}{2\pi}=\frac{p}{2\pi}\left[\frac{\pi d^2}{4}(2e)z\right]=\frac{z}{\pi}Pe \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (2-6)$$

式中 P ——作用在柱塞上的液压力的合力, $P=\frac{\pi d^2}{4}p$ (N);

p ——作用在柱塞上的液压力(Pa)。

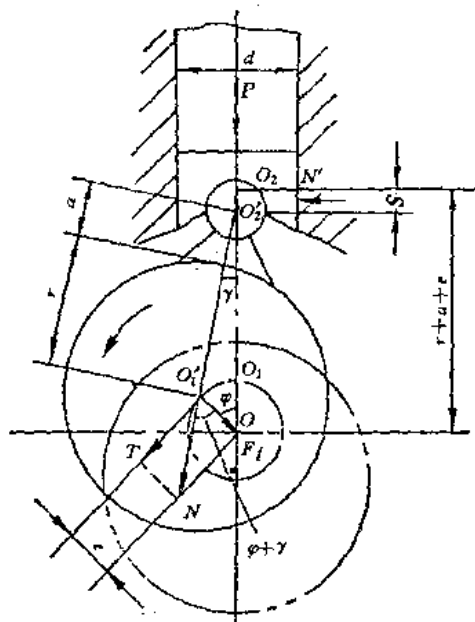


图 2-7 柱塞运动分析简图

由上式可知,当 p 一定时(假定排油腔压力为零),马达的理论扭矩与排量成正比,即与偏心距 e 、柱塞数 z 及柱塞直径 d 的平方成正比。

2. 瞬时扭矩

由于曲轴的偏心轮在不同位置时,每个柱塞所产生扭矩的数值是变化的,当柱塞数为奇数时,产生扭矩的柱塞数同样也是变化的,所以马达每个瞬间的输出扭矩也是变化的。

由图 2-7 可知,单个柱塞所产生的瞬时扭矩为

$$\begin{aligned} M_i &= T_i e = N_i \sin(\varphi_i + \gamma_i) e \\ &\rightarrow \left(\frac{P}{\cos \gamma_i} \right) \sin(\varphi_i + \gamma_i) e \\ &= P e \frac{\sin \varphi_i \cos \gamma_i + \cos \varphi_i \sin \gamma_i}{\cos \gamma_i} \\ &= P e (\sin \varphi_i + \cos \varphi_i \operatorname{tg} \gamma_i) \end{aligned} \quad (2-7a)$$

式中 N_i ——作用于曲轴上的力;

T_i ——作用于曲轴上的切向分力;

φ_i —— oo_1 连线与柱塞中心线之夹角;

φ ——连杆中心线与柱塞中心线之夹角。

考虑 γ 角很小,一般不超过 12° ,所以 $\tan \gamma_i \approx \sin \gamma_i$,又由正弦定律可知 $\sin \gamma_i = \frac{e}{r+a} \times \sin \varphi_i$,因此式(2-7a)可写成

$$M_i = P e \left(\sin \varphi_i + \frac{1}{2} \frac{e}{r+a} \sin 2\varphi_i \right) \quad (2-7b)$$

若同时产生扭矩的柱塞数(即与高压油相通的柱塞数)为 m ,则整个马达所产生的瞬时理论扭矩为

$$M = \sum_{i=1}^m M_i = P e \left(\sum_{i=1}^m \sin \varphi_i + \frac{1}{2} \frac{e}{r+a} \sum_{i=1}^m \sin 2\varphi_i \right) \quad (2-8)$$

令 $\beta = \frac{360^\circ}{2z}$,当 $0 \leq \varphi_i \leq \beta$,柱塞数为奇数,有 $m = \frac{1}{2}(z+1)$ 个柱塞产生扭矩;当柱塞数为偶数时,始终有 $m = \frac{z}{2}$ 个柱塞产生扭矩。

式 2-8 中,由于各单缸机构的 P 、 e 、 r 、 a 之值相同,因此, M 为 φ 的函数,即理论输出扭矩随着输出轴的转角而变化。

3. 扭矩均匀性分析

依据以上公式进行计算,可绘出马达理论扭矩的变化曲线。图 2-8 所示为 $z=5, \frac{e}{r+a}=0.2$ 时的理论扭矩的变化规律曲线。其横座标 φ 表示相位角;下面几条近似于正弦曲线的图线是单个柱塞产生的扭矩 M_i 的变化曲线,相邻曲线的相位差为 $2\beta = \frac{360^\circ}{z} = 72^\circ$ 。上面的曲线是马达总的理论输出扭矩,上面的水平线是马达的理论平均扭矩 \bar{M} 。

曲轴每转一转,扭矩脉动 $2z$ 次,且曲轴每转过 $\frac{2\pi}{z}$ 就规律性的重复一次。在一个周期中出现两次扭矩的最大值 M_{\max} 和一次最小值 M_{\min} 。

对于 $\frac{e}{r+a}=0.2, z=5$ 的马达($2\beta=72^\circ$):

当 $\varphi_1=0$ 或 $\varphi_1=2\beta=72^\circ$ 时, 马达输出扭矩为最小值 $M_{\min}=1.503Pe$ 。

当 $\varphi_1=\beta=36^\circ$ 时, $M=1.575Pe$ 。

当 $\varphi_1=22^\circ 18'$ 时或 $49^\circ 42'$ 时, 马达输出扭矩为最大值 $M_{\max}=1.6228Pe$ 。

扭矩脉动率为

$$\delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{\bar{M}} = \frac{1.6228Pe - 1.503Pe}{\frac{5}{\pi}Pe} = 7.5(\%) \quad (2-9)$$

若 $\frac{e}{r+a}=0.2, z=7$, 则

$$M_{\max}=2.241Pe, M_{\min}=2.178Pe,$$

$$\text{故 } \delta_M = \frac{(2.241 - 2.178)Pe}{\frac{7}{\pi}Pe} = 2.8\%$$

(2-10)

显而易见, 柱塞为奇数时, z 数多, 则扭矩脉动率下降。

根据以上公式和曲线还可计算出结构尺寸同上的状况下, 若取柱塞数为偶数 6 时, 其扭矩脉动率则为 14% 左右, 分别是 $z=5, z=7$ 的近两倍和五倍, 因此, 单作用曲轴连杆式马达都采用奇数柱塞。

当马达转速较低, 工作负载的惯性较小时, 扭矩脉动会引起转速脉动, 造成低速旋转不均匀现象; 当马达转速较高, 工作负载的惯性较大时, 虽然不会由于马达输出扭矩的脉动而使转速变化, 但由公式 $M = \frac{pQ}{2\pi n}$ 可知, 扭矩的脉动必然要求输入流量或压力脉动, 如果泵的供油量一定, 扭矩脉动会引起输入压力的脉动。

为了改善低速大扭矩马达的低速稳定性, 通常采用奇数柱塞并力求增加柱塞 z 的办法来实现。

三、构造特点分析

(一) 结构实况

图 2-9 为 CLJM 型液压马达的内部构造, 其主要零件分解立体图见图 2-10, 两图零件序号一致, 以便读者相互参照。

图 2-9 所示的 CLJM 型液压马达的结构, 与图 2-4 传统斯达法型马达外形基本相同。其马达的星形壳体 4 上有径向布置的五个柱塞缸孔, 每个缸孔中装配一个活塞 16, 每个活塞 16 的球窝中部均铰接着连杆 17 的球头, 球头内端的对开式球头座 18, 被卡在活塞槽孔内的孔用弹簧挡圈 19 轴向定位, 连杆大头端的凹形圆弧面刚好与曲轴的曲轴颈吻合, 五只连杆大头在曲轴颈的两侧分别各用一只抱环 5 箍牢, 使得各缸连杆在回程工作时不与曲轴颈脱离。

曲轴 1 两侧的主轴颈上, 装有两只圆锥形滚柱轴承 6 和 7, 曲轴用这两只锥形轴承支承并定位于壳体 4 及壳体前盖 3 的相应孔中, 选用合适厚度的环形垫片 14, 可以调整曲轴 1 前后

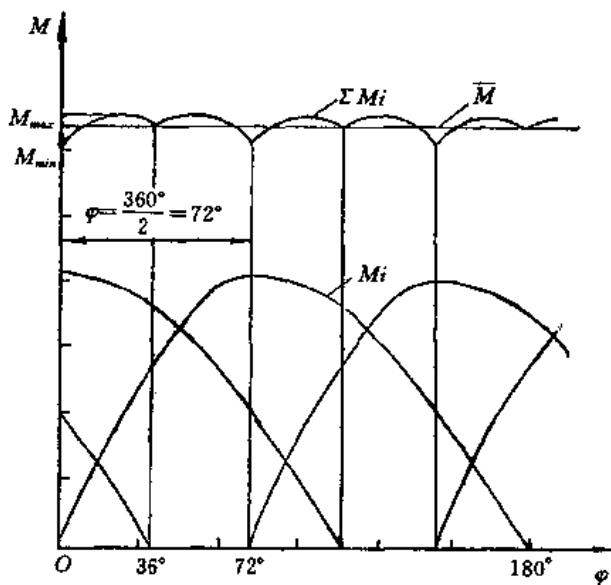


图 2-8 理论扭矩变化曲线

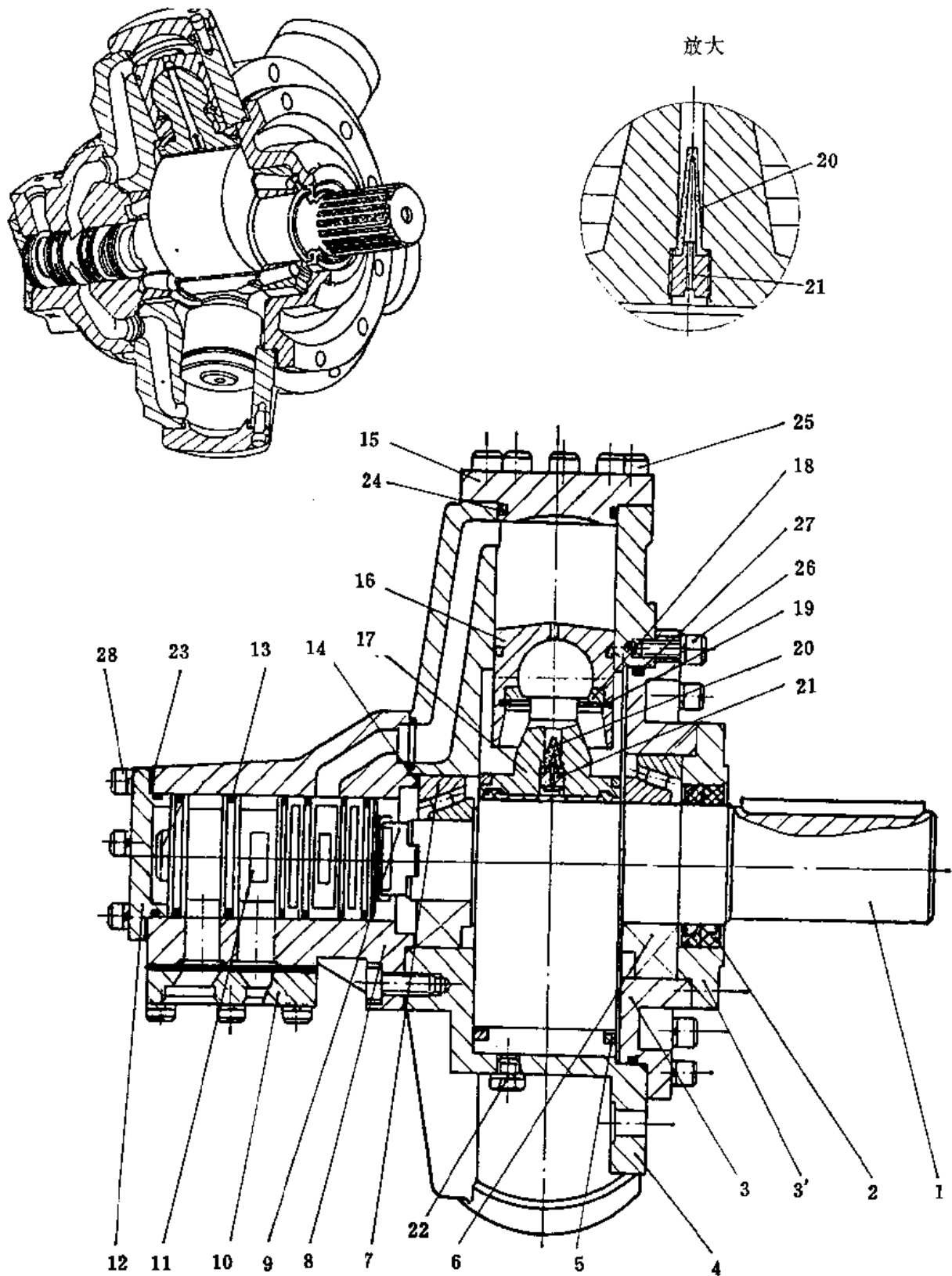


图 2-9 CLJM 型马达结构图

1—曲轴；2—骨架油封；3—本体盖；4—壳体；5—抱环；6,7—轴承；8—配油体；9—十字滑块；
 10—法兰连接板；11—配油轴；12—端盖；13—密封环；14—调整环垫；15—油缸盖；16—活塞；
 17—连杆；18—球承座；19—孔用弹性挡圈；20—过滤帽；21—节流器；22—泄油螺塞；23—调整垫片；
 24—密封圈；25,26—螺钉；27—密封圈；28—螺钉

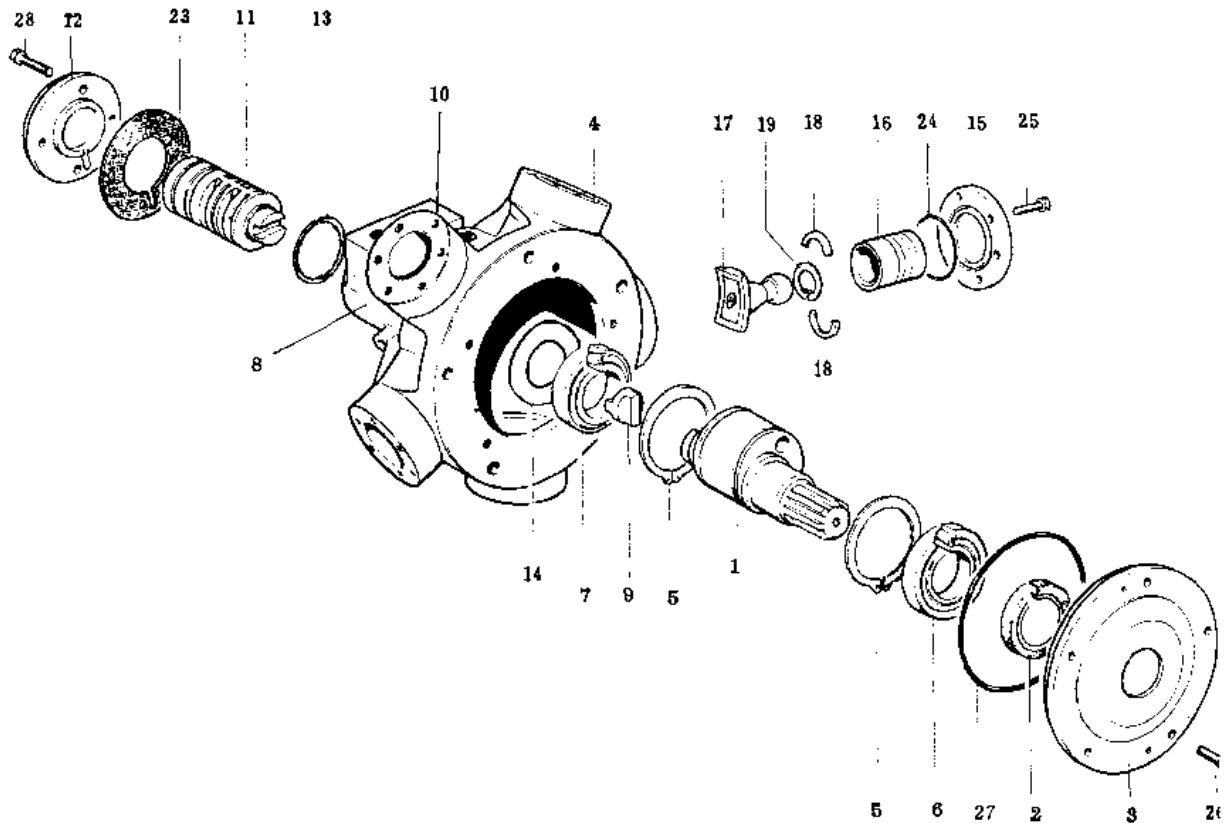


图 2-10 CLJM 型马达主要零件立体分解图

轴向窜动的位置与间隙。骨架油封 2 通常为两只相背安装,里面的一只防止曲轴旋转时油液被甩出;外面的一只防止恶劣工况下泥水及其他污染物的入侵。

曲轴 1 内端的凹槽,通过十字形滑块联轴节 9 带动配流轴 11 同步旋转。配流轴 11 的圆柱面上加工有五个作用槽区,用六道密封环 13 进行分隔。其中最外端两个环形槽通过配流轴壳体 8 的孔道与法兰连接板 10 上对应的进、出口 A、B 相沟通。配油轴还采用了静力平衡结构,使其处于浮动工况下,减少磨损。端盖 12 凸缘上的垫片用来调整配流轴的轴向游隙。

马达运转时,通过配流轴 11 分配来的进、出油,最终进入由壳体 4、缸盖 15 及活塞 16 组成的活塞腔内,或推动连杆使马达旋转,或由其回油至出油口。

活塞腔的压力油通过活塞 4 的中心小孔,除强制润滑连杆的球头外,还通过连杆孔中心内装的过滤帽 20 和节流器 21,经过过滤清洁后进入连杆大头的巴氏合金表面来润滑曲轴运动副。

马达壳体上还装有五个 M22×1.5 的泄放油螺塞 22,该 M22 螺孔可供安装泄油管或安装安全阀之用。

(二) 结构特点分析

CLJM 系列液压马达较传统斯达法型马达的主要改进之处在于:

1. 配流轴结构

改用滚针轴承的机械平衡法为配流轴浮动的静压平衡法。

配流轴也被人们称作配流转阀,因此,图 2-9 中的配流壳体 8,亦可称作阀体或阀壳。

从图 2-4、图 2-5 和图 2-6 上看到,由于配流轴的一侧为高压腔,另一侧为低压腔,所以,配流轴在工作过程中,遭受着很大的不平衡径向力,此径向载荷力将配流轴推向一侧,而使另一侧间隙加大,造成滑动表面的单边磨损和泄漏量的增加,致使马达机械摩擦力增加,机械效率及容积效率降低。为了解决这一问题,在原有结构中采用了用滚针轴承支承配流轴的机械平衡法。

图 2-4 所示的结构就采用了两个滚针轴承 10 来承受径向载荷。这种结构的缺点主要在于:

(1)配流部分的圆柱面直径与滚针轴承的外径相等,由于滚针及钢圈的厚度尺寸,配流轴必须制成变直径的同轴度要求又较高的阶梯轴,增加了工艺上的难度。

(2)增加了密封直径和轴向长度,滚针间又是油流窜通之处,因此,增加了泄漏的周长和面积。

(3)配流套 8 成为一个不可缺少的必需零件。

(4)很难保证配流轴在配流档和进、出油口档等轴颈处的合理间隙。滚针轴承内圈以过渡配合装配在配流轴上,内径为 $\varnothing 90\text{mm} \sim \varnothing 120\text{mm}$ 的滚针轴承,径向间隙约在 $0.05 \sim 0.08\text{mm}$;为了让滚针轴承承受径向载荷,配流轴档间隙必须大于滚针径隙,因此常取为 $0.075 \sim 0.10\text{mm}$ 。这样的间隙,难以完成要求愈来愈高的高容积效率的达到。

(5)滚针轴承因多种原因,造成径向间隙的增大,一旦该间隙等于或超过配流档间隙,则机械平衡法失效,单侧径向载荷立即将配流轴推向一侧,形成单边磨损,增大泄漏。

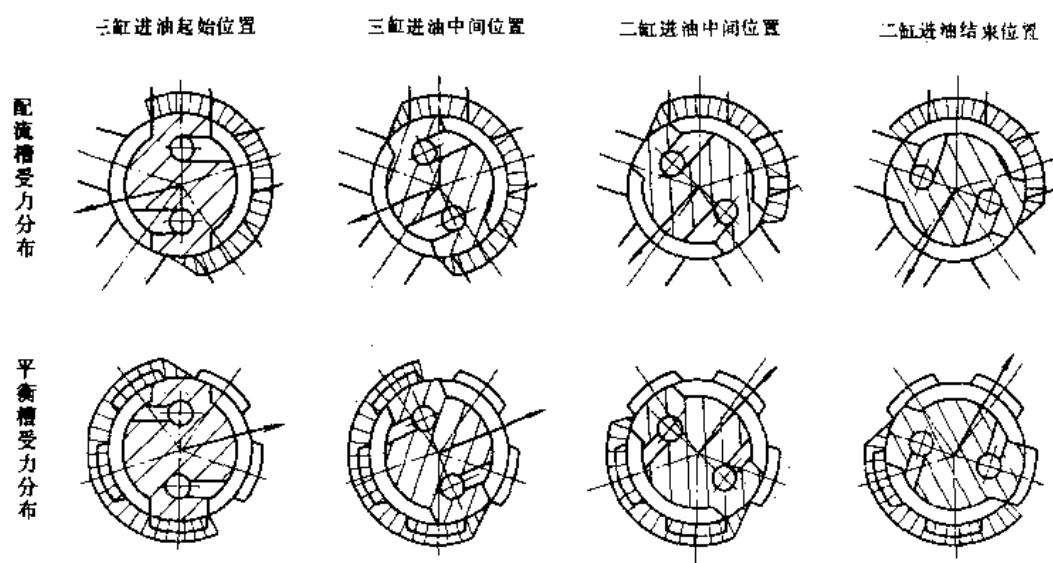


图 2-11 配流槽和平衡槽的受力分布

CLJM 系列马达为解决以上缺点,采用全浮动静压平衡法结构。主要措施:

(1)在配流轴的轴心钻一长孔,沟通配流轴两端,以保证配流轴两端轴向力的平衡。

(2)为解决配流轴径向力不平衡的问题,在配流轴(配流档)的两端设置半圆形的平衡油

槽,油槽的包角与对应的配流套上各配流窗孔的包角相等,也与配流处的高低压腔包角相等(见图 2-11)。

由图 2-11 可知,平衡油槽处与配流窗孔处的压力分布规律是完全相同的,仅相位相差 180° ,所以径向力得到了完全平衡。

随着配流轴的转动,平衡油槽处的压力分布也将发生与配流窗孔处完全对称的改变,两者同步变化。所以配流轴在马达整个转动过程中始终处于浮动液压力完全平衡状态,即实现了配流轴的静压平衡。

这样,配油体中的配流孔与配流轴均加工成等径通孔(见图 2-9),工艺简单,利于保证加工精度。

静压平衡式配流轴的径向配合间隙,根据其尺寸大小,常温下一般取为 $0.025 \sim 0.055\text{mm}$,减少了泄漏,提高了容积效率。

2. 活塞环密封的结构

配流轴与配流体沿轴向各槽孔间,过去采用传统的 O 形橡胶密封圈,作为有旋转的动密封,摩擦阻力特别是静摩擦阻力很大,密封圈易磨损,工作不可靠,寿命短。

CLJM 型马达的配流轴和活塞的槽环现在均改用活塞环密封结构,活塞环由铸铁,高强度铸铁,聚四氟乙烯或尼龙 66 制作。聚四氟乙烯或尼龙等配以石墨等添加剂,可降低摩擦系数,减少磨损。

活塞环密封的液压马达,具有较高的容积效率($\eta_v=0.96 \sim 0.98$ 左右)。考虑环的受热膨胀,铸铁活塞环装配压缩时的开口间隙 $\delta=0.15 \sim 0.25\text{mm}$ 。聚四氟乙烯活塞环开口间隙 $\delta=1.3 \sim 2.5\text{mm}$ 。活塞环应有一定弹力,活塞环压缩到间隙为 0.15mm 时的弹力为 $30 \sim 50\text{N}$,以满足马达启动时的封油要求。

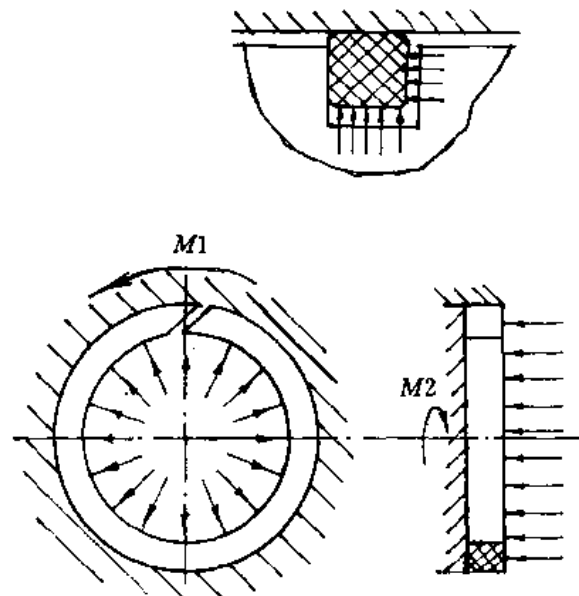


图 2-12 密封环工作图

配流轴上密封环受压力油作用,贴紧孔壁和侧壁,对高、低压腔起密封作用,只在密封环开口间隙处泄漏(见图 2-12)。

设孔壁对密封环的摩擦力矩为 M_1 ,槽的侧壁对密封环的摩擦力矩为 M_2 ,即

$$M_1 = 2\pi r_1 b p f r_2 \quad (2-11)$$

$$M_2 = \frac{2\pi}{3}(r_2^3 - r_1^3) p f \quad (2-12)$$

式中: r_1 ——密封环内半径;

r_2 ——密封环外半径;

b ——密封环宽度;

f ——孔壁或槽的侧壁对密封环的摩擦系数,在润滑良好的情况下, $f=0.01\sim 0.05$,由密封环材料及摩擦副加工表面质量而定。

马达运转时,应使密封环压在孔壁上不动,运转时,旋转运动副当发生在配流轴的环境槽侧壁与相对密封环的侧面上。若密封环随配流轴转动,则配流缸壁很快会磨出凹槽而破坏密封作用,因此,在设计时要根据 $M_1 > M_2$ 的要求确定密封环的内半径 r_1 ,并校核环内侧壁与密封环的接触比压。

密封环两侧面平行度之差为 0.01mm,端面与内、外圆柱面垂直度允差为 0.01mm。

3. 连杆底部滑块与曲轴运动副的结构

连杆底部滑块浇有厚度小于 1mm 的巴氏合金的曲轴瓦,藉此提高耐磨性能。老结构的连杆中无油孔,靠壳体内油液润滑。后来改进的结构中,连杆中心钻有通往底部的小油孔,并在底部开设油沟,压力油进入底部圆柱面,使滑块和偏心轮相对运动时有良好的润滑。但是,由于接触比压大,工作中存在较大的 p_v 值,所以底部巴氏合金容易磨损,甚至过热而出现与偏心轮的咬伤,卡环使滑块紧贴在偏心轮上。

这种靠油孔润滑的结构,工作中存在较大的摩擦损失,马达机械效率较低,起动扭矩效率通常只有 0.8 左右,并严重影响马达的低速稳定性($n_{\min} \geq 10r/\min$)。

其后改进的连杆滑块底部与曲轴运动副间设计成静压平衡结构,即在柱塞和连杆中心钻一管孔,内装固定阻尼器,滑块底部设置油腔,而不是油槽,高压油通过中心阻尼器进入底部油腔。油腔面积与柱塞面积比常取 0.8~0.85 左右,因此,滑块并不浮起,工作过程中,油腔中的液压力起减少接触比压作用,实现静压平衡,并使摩擦副得到良好的润滑。由于摩擦功损失和发热减小,马达的机械效率,起动扭矩效率得到提高,接触面磨损减小。

CLJM 型马达的连杆曲轴运动副间现已设计成静压支承结构(见图 2-13(a))所示,它的特点是增大了油腔面积,使油腔作用面积与柱塞面积的面积比达到 1.05~1.2。

当压力为 p 中的动力油经柱塞端部的小孔导入连杆(见图 2-13(b)),经连杆中心的固定阻力器 R_f 降压后进入连杆底部的矩形油腔,再经连杆轴瓦与曲轴间的间隙孔,二次降压后流出。

如图 2-13(c)所示,连杆底部的静压力呈梯形台分布状态,矩形油腔产生的总反力 W 与压紧力 P_s 平衡并通过油膜传递给曲轴而使连杆浮起,运动副金属材料间没有直接接触和摩擦,液压油起着静压轴承的支承作用。

当马达负荷加载,压紧力大于总支承反力时,油膜厚度 h 减小, h 的减小又使得 P_s 增高,因而总压力也随之增高,直至与变化后的压紧力达到平衡。

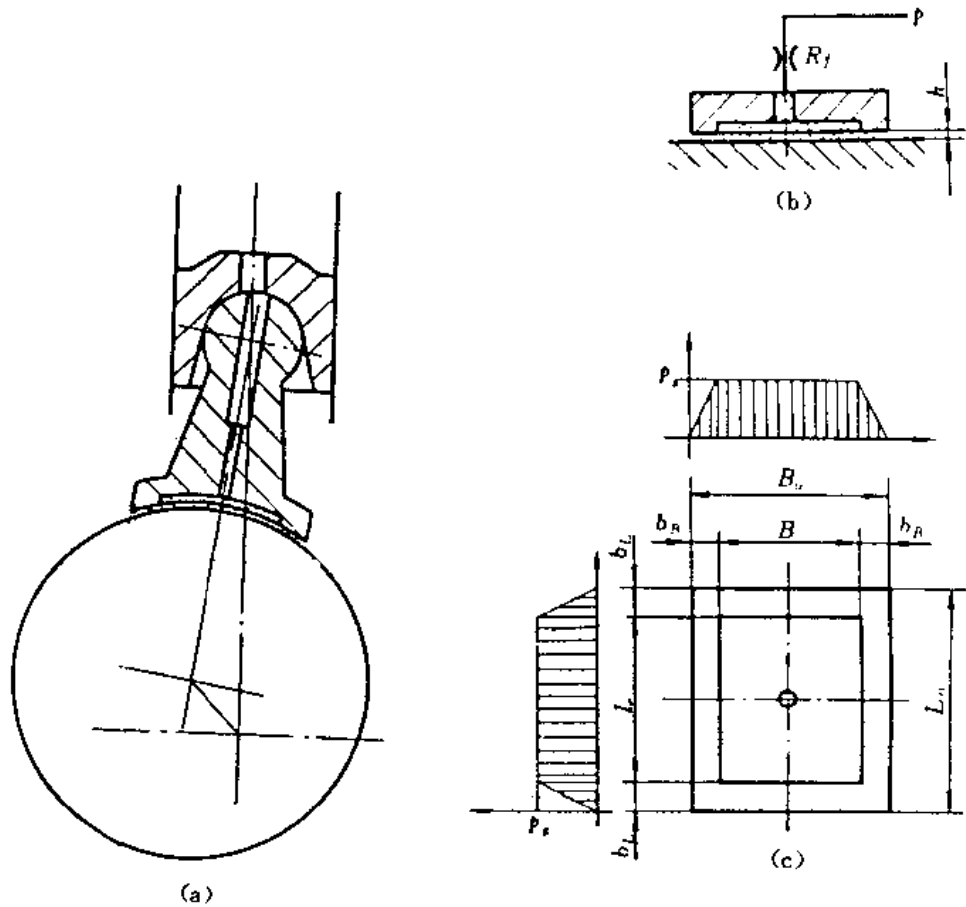


图 2-13 静压支承结构
(a)结构 (b)流道示意 (c)静压分布

静压支承的运动副,因减少了摩擦功耗。机械效率和启动机械效率得到提高,从而也提高了马达的工作压力(20MPa 以上)及转速,特别是低速稳定性改善。使马达可在小于或等于 $5r/min$ 工况下平稳运行。

静压支承结构虽然增加了泄漏,使容积效率有所降低,但马达的总体综合性能却得到了提高。

4. 连杆球头与活塞间球铰副的结构

连杆两头承受着柱塞全部的作用力,但连杆球头部接触面积远远小于连杆底部滑块轴瓦面积,所以,该球铰副具有很大的接触比压。

为了提高马达工作压力和转速,CLJM 型马达在设计中增大球头直径,将原来斯达法马达的球头直径与柱塞直径比 $d_0/d=0.53\sim 0.55$ 提高到 $d_0/d=0.57\sim 0.65$ 。CLJM-E3.15 型马达的球头直径增大至 $\varnothing 65\text{mm}$, $d_0/d=0.65$ 。从而有效地降低了此处的接触比压。

在材料选用和工艺措施上,CLJM 型马达的连杆球头多采用优质低合金渗碳钢如

20CrMnTi,表面渗碳淬火后,硬度为HRC58—62。球头研磨和抛光后,表面粗糙度在Ra0.2~0.1 μ m。

高强度铸铁制成的活塞,其球窝部的几何形位尺寸精度在严格保证的条件下,进行了气体软氮化处理,氮化后,洛氏硬度可达HRC58~65,研磨后表面粗糙度不低于Ra0.2 μ m,以降低运动副中的摩擦力。

球铰副通过上述两方面措施后,许用接触比压提高到120MPa左右,从根本上消除了原先的咬伤及磨损现象。

5. 抱环结构

五只连杆与曲轴颈抱合后,连杆两端均从背缘将其箍住的抱环,原先为两体式,即一只凹盘扣入连杆背缘后,再在曲轴颈上压入轴用弹性挡圈(见图2-4),改用了一体的抱环(见图2-9)。经多年实践,除安全可靠外,也利于减少不平衡的惯性力,提高马达的稳定性,同时,每台减少两只零件,降低制造成本。

四、关于端面配流的CLJM型马达

江苏姜堰市船用辅机厂(原泰县船用辅机厂)多年前即与有关高等院校和科研单位合作,对CLJM系列液压马达进行了改轴配流为端面配流的开发研制工作,它是在国产曲轴连杆式径向柱塞马达中,最早设计制造出多种端面配流产品机型的单位,并将马达额定工作压力由F级的20MPa提高到25MPa。

在用户适应方面,由于端面配流运动副对工作用油的污染敏感度较高,正常要求其油液的过滤精度在20 μ m左右,否则,极易形成咬毛拉伤,造成进、出油道沟通甚至啃盘。对于在长年恶劣条件下使用,又必须确保可靠性的挖泥船、海洋轮船,矿山机械及建筑机械等主机,其液压系统的用油过滤精度往往差55 μ m,因此,尚未得以推广利用。CLJM系列马达的畅销产品见表2-1,但厂家亦可根据使用单位需求,供应各种端面配流的相关产品。

第三节 关键零件的结构与加工

一、偏心曲轴

(一)主要结构特点

曲轴连杆式径向柱塞液压马达在高压油作用下所产生的柱塞移动,都是通过偏心作用转换成马达主轴的回转运动,从而使马达输出扭矩以带动外负载。因此它们所用主轴都是承受全部重载的偏心轴。

根据马达的总体设计和生产制造条件,偏心轴主要有以下结构形式:

1. 整体式锻造结构

排量小于4L/r的单排马达几乎都采用整体式结构。图2-16为这种型式的CLJM-E3.15型马达的偏心轴零件图。该型式结构简单,工作可靠,加工方便,应用广泛。

2. 偏心轮与轴过盈式装配结构

图2-14所示的过盈装配式结构通常用于排量较大的马达。偏心轴与主轴分别加工,主轴为光轴,制造十分方便。但是,根据偏心轴传递的扭矩,合理准确地选取轴与孔的过盈量是这种

装配式结构的关键。过盈量太小,长期运转和冲击负载,导致偏心轴与主轴的相对转动,打乱了具有确定关系的各缸进、排油的时间,马达将不能工作;过盈量太大,易使偏心轮壁薄处产生变形甚至裂缝,在工作负载作用下,马达同样会失效。

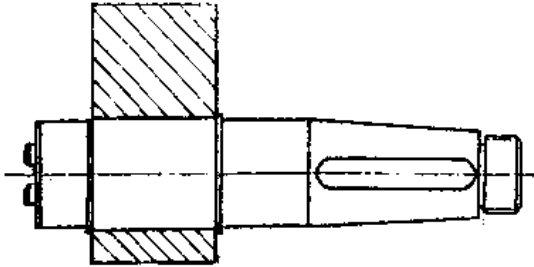


图 2-14 过盈装配式偏心轴

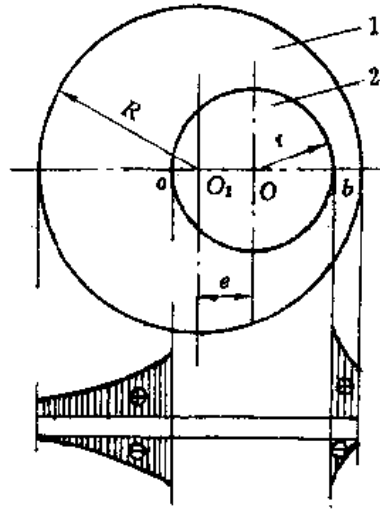


图 2-15 过盈偏心轴应力图

图 2-15 为过盈装配处截面的压力分布图。其中 a 点和 c 点压力值最高。压力计算属一静不定问题,沿切线和法线方向的正压力分别为

$$\sigma_{\theta} = \frac{r_1^2 EK}{2} \left[\frac{2R^2}{(R^2 - xe)^2} - \frac{1}{R^2} + \frac{1}{(x-e)^2} + \frac{2R^2 xe - e^2(3R^2 - xe)}{(R^2 - xe)^3} \right] \quad (2-13)$$

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 EK}{2} \left[\frac{2R^2}{(R^2 - xe)^2} - \frac{1}{R^2} - \frac{1}{(x-e)^2} + \frac{2R^2 xe - e^2(3R^2 - xe)}{(R^2 - xe)^3} \right] \quad (2-14)$$

式中 r_1 ——轴的外径或偏心轮孔的内径;

R ——偏心轮半径;

E ——材料的弹性模量;

对钢: $E = 210 \times 10^9 \text{ Pa}$;

对球铁: $E = 100 \times 10^9 \text{ Pa}$;

K ——系数;

$$K = \frac{\Delta}{2r_1}$$

Δ ——配合的过盈量;

e ——偏心距;

x ——所求应力点离坐标轴心的距离,对 c 点

$$x = -(r_1 - e)$$

对 a 点

$$x = r_1 + e$$

采用第三强度理论,强度条件为

$$\sigma = \sigma_{\theta} - \sigma_r \leq [\sigma] \quad (2-15)$$

或根据材料的屈服极限 σ_s ,

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq 2$$

存在冲击负载时安全系数 n 取大值。

此过盈量下所能传递的扭矩为

$$M = 2\pi r_1^2 L f \sigma_r \quad (2-16)$$

式中 L ——轴与孔配合面的长度；

f ——摩擦系数, 0.14~0.15。

这样大的过盈配合, 应采用热套法装配, 热套时偏心轮所需加热的温度

$$t \approx \frac{\Delta}{\beta \gamma_1} (^\circ\text{C}) \quad (2-17)$$

式中 β ——材料的热胀系数, 可取 11.8×10^{-6} 左右, 详情查见有关手册。

3. 偏心轴与轴键连接装配式

偏心轮与主轴仍然是分开加工的, 在直轴上加工并装配好平键, 在偏心轮孔中加工好键槽, 然后装配而成。对双排马达用一个平键连接两个彼此错开约 180° 的偏心轴。偏心轮孔与轴之间采用比较紧的过渡配合。

该型式加工工序多一点, 对轴上键槽与偏心轮的键槽分度定位要求较高, 多用于双排马达中。

4. 偏心轴颈的滚动连接

在偏心轴轴颈上套装滚针(柱)轴承, 将连杆曲轴轴瓦与偏心轴颈原先的滑动摩擦改为滚动摩擦, 以避免轴瓦的咬合及减小摩擦功耗。

这种方法一般要增大马达的总体径向尺寸, 在过去轴瓦运动副静压支承轴承不完善阶段期间有所应用。目前, 国内有些地方还在应用。

综上所述, 目前, 国内外制造厂家应用最广泛的还是第一种整体式的偏心轴结构。

(二) 加工概况

图 2-16 是 CLJM-F3.15 型马达的整体式偏心轴, 是具有普通意义的典型结构。技术要求为偏心距 $e = 40\text{mm}$; 偏心部分的轴心线与主轴颈的轴心线保证平行度允差在 0.020mm 之内。偏心轴其两侧支承轴颈的同轴度允差为 0.01mm , 滑块槽对称中心线与对称度允差为 0.05mm , 偏心轮表面的圆柱度允差为 0.006mm 。偏心轮表面粗糙度直接影响静态平衡位置油膜厚度的选取, 故要求其 R_a 值不大于 $0.4\mu\text{m}$ 。

具体加工工艺顺序大致如下:

- (1) 模锻或自由锻加工偏心轴零件。材料用 40Cr 钢。
- (2) 车切两端面, 用复合中心钻打顶针孔。
- (3) 粗车, 各处约放 $1 \sim 2.5\text{mm}$ 余量。
- (4) 调质热处理。硬度为 HB240~280。
- (5) 车制主轴轴心部各部位。车制时的定位基准以两端顶针孔作为车加工尺寸, 注意留放最终磨加工的磨削余量。
- (6) 以两端轴颈定位, 上偏心专用夹具, 进行偏心轮外圆的车加工。
- (7) 偏心轮外圆处高频淬火, 硬度达 HRC45~52。
- (8) 铣切主轴输出轴端键槽或铣滚切加工该处花键。

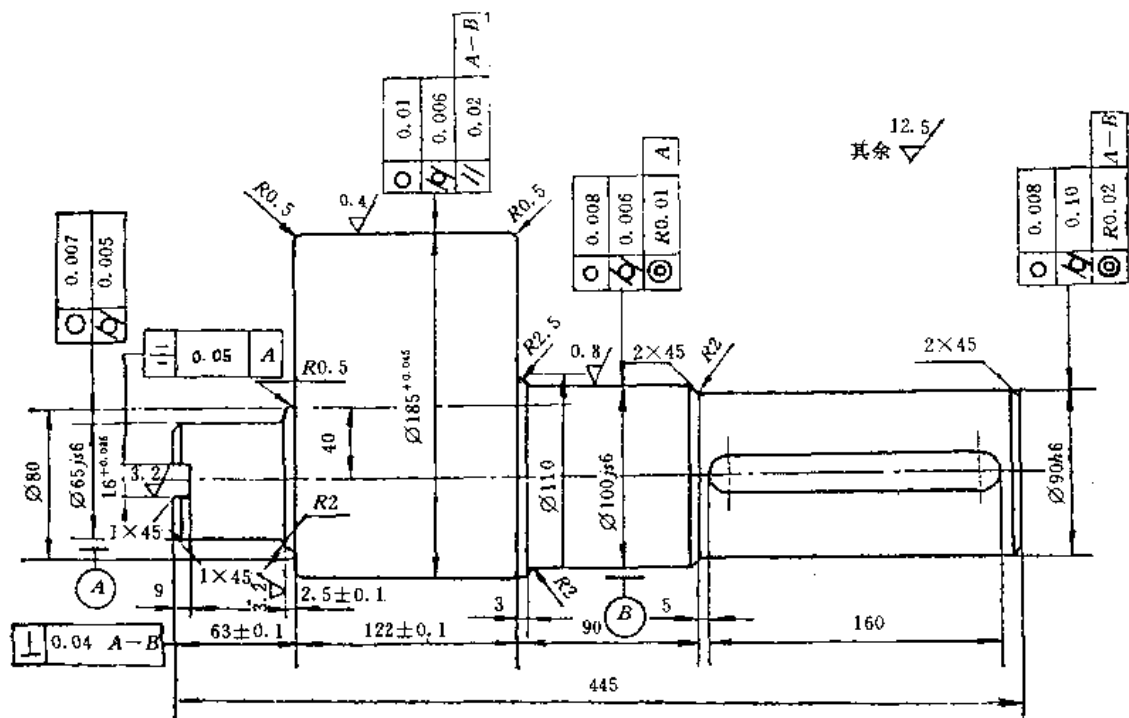


图 2-16 CLJM-F3.15 型马达偏心轴

(9) 仍以两端针孔为基准, 磨加工除偏心轮以外的轴档和端面。磨后达到图纸要求的尺寸、精度和表面粗糙度。

(10) 以轴颈外圆作为定位基准, 再上专用偏心夹具或专用偏心轴磨床, 磨加工偏心轮, 使其各部位达到图纸要求。

(11) 铣加工偏心轴内端十字滑块凹槽, 用专用夹具保证与偏心轮间的分度定位关系。

(12) 有关处的钻孔、攻丝。

(13) 去除各处毛刺、飞边。

(14) 检验合格后, 上油、入库、待装。

二、配流轴

(一) 主要结构特点

图 2-17 为 CLJM-3.15 型马达的配流轴零件工作图。主视图中心处钻有通孔, 沟通配流轴前、后两端, 以使轴向力得到平衡, 为配流轴的浮动, 在轴向方向上完成了所需的条件。

图 2-17 中的 A-A 剖面 and B-B 剖面是马达进油或出油配合轴颈处的状况; D-D 剖面为配流轴颈的具体结构, 而 E-E 和 C-C 为平衡 D-D 剖面配流轴颈处单侧径向力而配设的平衡油槽的状况, 其平衡工作原理见图 2-11, 此处不再赘述。

(二) 加工概况

(1) 铸造成型, 材料通常为球墨铸铁 QT600-3。

(2) 正火。多在箱式电阻炉内进行, 一般在 840~880℃保温 1~3h 后, 在空气中冷却, 正火后, 安排一次消除内应力回火。要求最终硬度为 HB240~310。

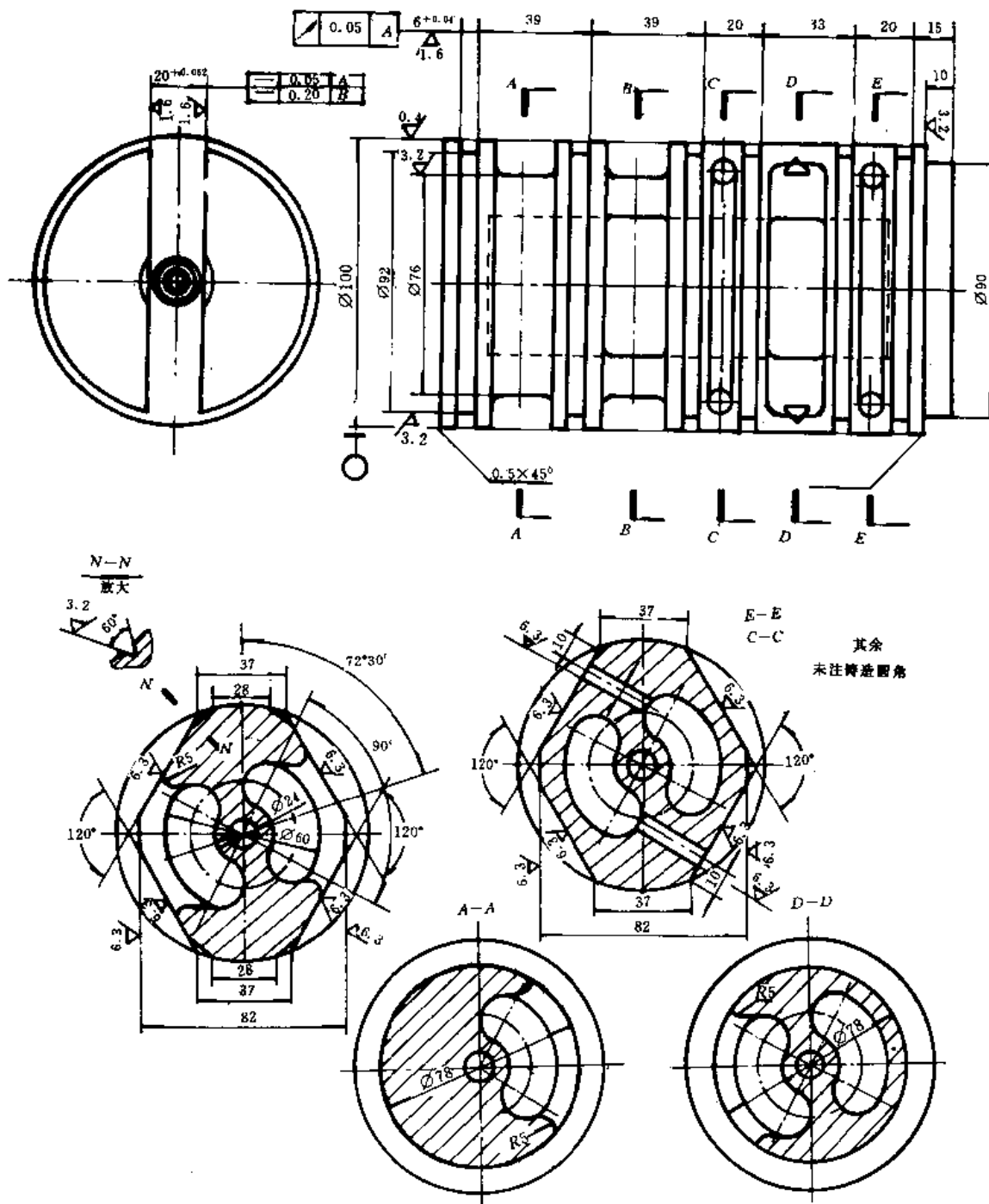


图 2-17 CLJM 型马达的一种配流轴

- (3)以轴向基准划线。
- (4)粗车外圆柱面和轴向长度符合尺寸。
- (5)精车外圆柱面及各档槽孔。
- (6)上专用夹、模具,铣十字滑块槽。
- (7)在专用夹、模具上,翻身旋转一定角度,铣切平衡油槽。
- (8)钻制有关平衡油孔。
- (9)钻制轴向通孔,攻丝。
- (10)精磨外圆至规定尺寸和形位精度。
- (11)去毛刺后,检验、入库。

三、马达壳体

图 2-18 为额定工作压力 20MPa 的 CLJM-F0.3 型液压马达的壳体,是形状较为复杂的薄壁铸件。五个等分的活塞缸孔与安装偏心轴的轴承孔相互垂直。其主要表面的尺寸精度,尤其是几何形状和相互位置精度要求如图 2-18 中所示。该铸件用 QT600-3 材料。铸件加工前需人工时效,粗加工后应安排正火达硬度 HB240~270。

壳体的加工工艺顺序一般为:

(1)在平台上划线,定出适当的车加工余量。

(2)车 $\varnothing 156$ 处至划线,以此作粗基准。

(3)掉头,夹持 $\varnothing 156$ 处,车制 $\varnothing 152$ 的大面孔和 $\varnothing 80$ 的轴承孔,两孔须保证同轴度,要求在机床上做到“一刀落”。

(4)掉面,将轴承孔 $\varnothing 80$ 处倒角 $4.2 \times 45^\circ$,准备镗加工基准。

(5)以大面孔端面和 $\varnothing 152H7$ 处为主要定位基准,将壳体装夹于图 2-19 所示的三头组合镗床工作台上。上面用锥形棒自动定心在 $\varnothing 80H7$ 的倒角处,进行缸孔端面镗、铣加工和缸孔的粗精镗。

图 2-19 所示的三头组合镗床,它是按五等分(72° 夹角)圆周布置的。动力头 A 镗平面,

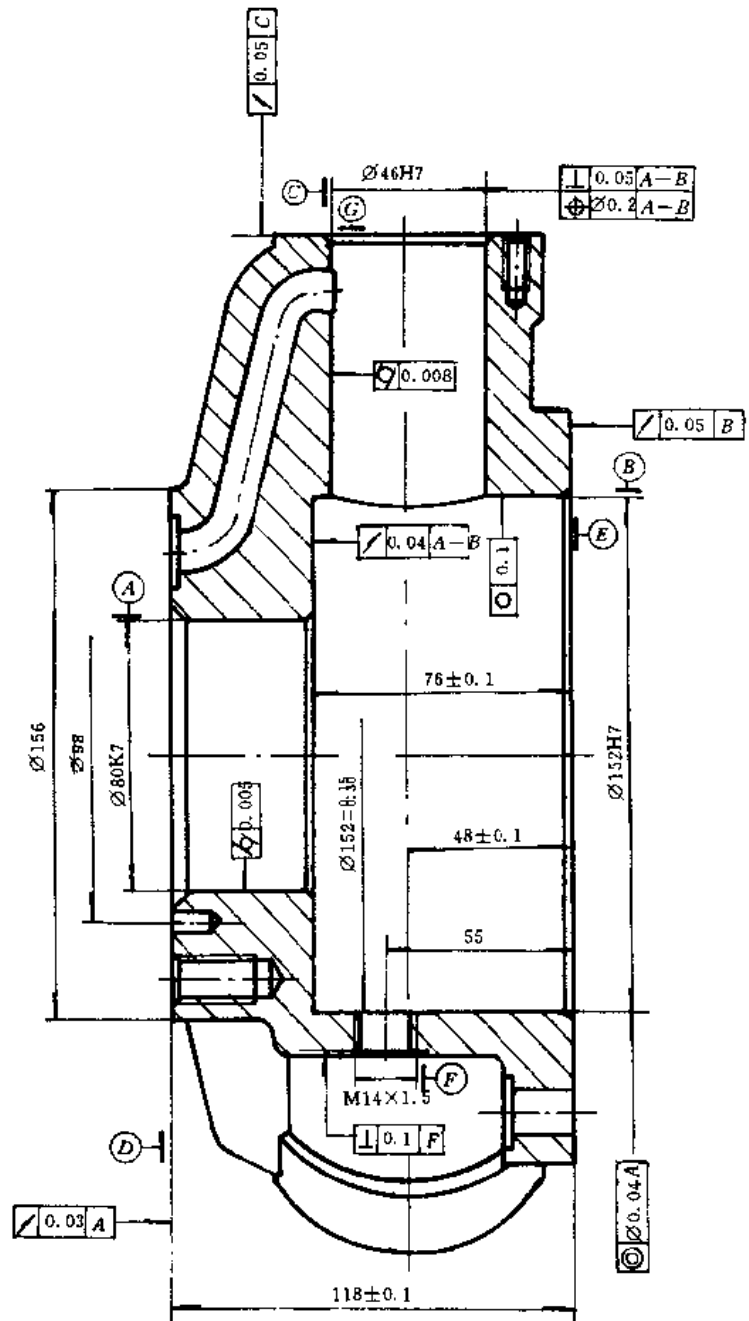


图 2-18 马达壳体

B、C 动力头镗孔。三个动力头通过滑鞍均固定在同一扇形床面 5 上。在床面的中心，设置有五等分回转工作台 1。镗平面动力头用手轮控制进刀退刀，镗孔动力头采用液压进给，由电、液控制实现半自动工作循环。回转工作台每次转位，均需定位和夹紧锁定，工件安装在其上，依次完成端面和孔的粗、精加工。缸孔端面的镗削与普通镗床上的平旋盘相似。产品批量不大时，缸孔及其端面的镗削，可在普通卧式万能镗床上进行。

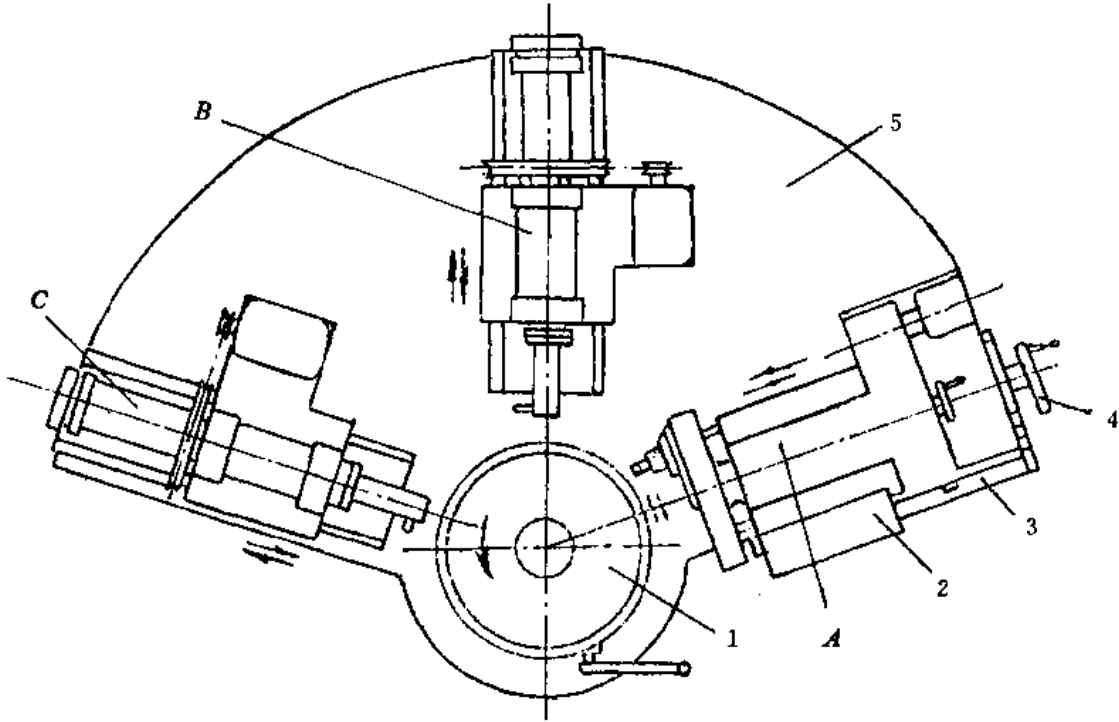


图 2-19 组合镗专用机床

A—镗平面动力头；B—粗镗动力头；C—精镗动力头

1—五等分回转工作台；2—控制台；3—液压操纵站；4—手轮；5—专机床座

(6)若大批量生产时，可在图 2-19 专用机床上再安排两台动力头，分别完成五个缸孔端面的钻底孔和攻丝的任务。无条件卸下工件后，手工完成。

(7)钻大面处的安装孔，攻丝 $5 \times M10$ 。

(8)钻定位销孔 $\varnothing 6H8$ 。

(9)钻安装配流体面处的安装孔及攻丝。

(10)对缸孔 $5 \times \varnothing 46H7$ 进行珩磨或滚压，达到表面粗糙度要求。

(11)去毛刺，彻底清除壳体内壁处切屑等污染物。

(12)检验、入库。

第四节 CLJM 型马达的操纵控制

一、马达的变量与有级控制

(一)轴配流变量马达

图 2-20 所示的轴配流变量马达的基本结构与定量马达相同。不同之处是它的偏心值可

以改变。为了实现这一目的,在集流器 7 和星形缸体 4 之间加进一个设有控制油口的隔套 6,控制油从隔套经集流器引进曲轴 5。曲轴上的偏心环 1 也不再与曲轴制成一体,而是做成分离的。偏心环中央是一条两侧平行的长槽,与方滑块两侧面相配。方滑块与马达的输出轴做成一体。方滑块的另外两面相对装有大、小活塞 3 和 2,在长槽里支撑着偏心环。大、小活塞腔分别与曲轴里的控制油路相连。当 Y 口进控制油(即小活塞腔进油、大活塞腔回油)时,小活塞在压力油的作用下将偏心环 1 向最大偏心方向推动。当 X 口进控制油(即小活塞腔回油、大活塞腔进油)时,偏心环便向最小偏心方向推动。这样就构成了复式排量马达。

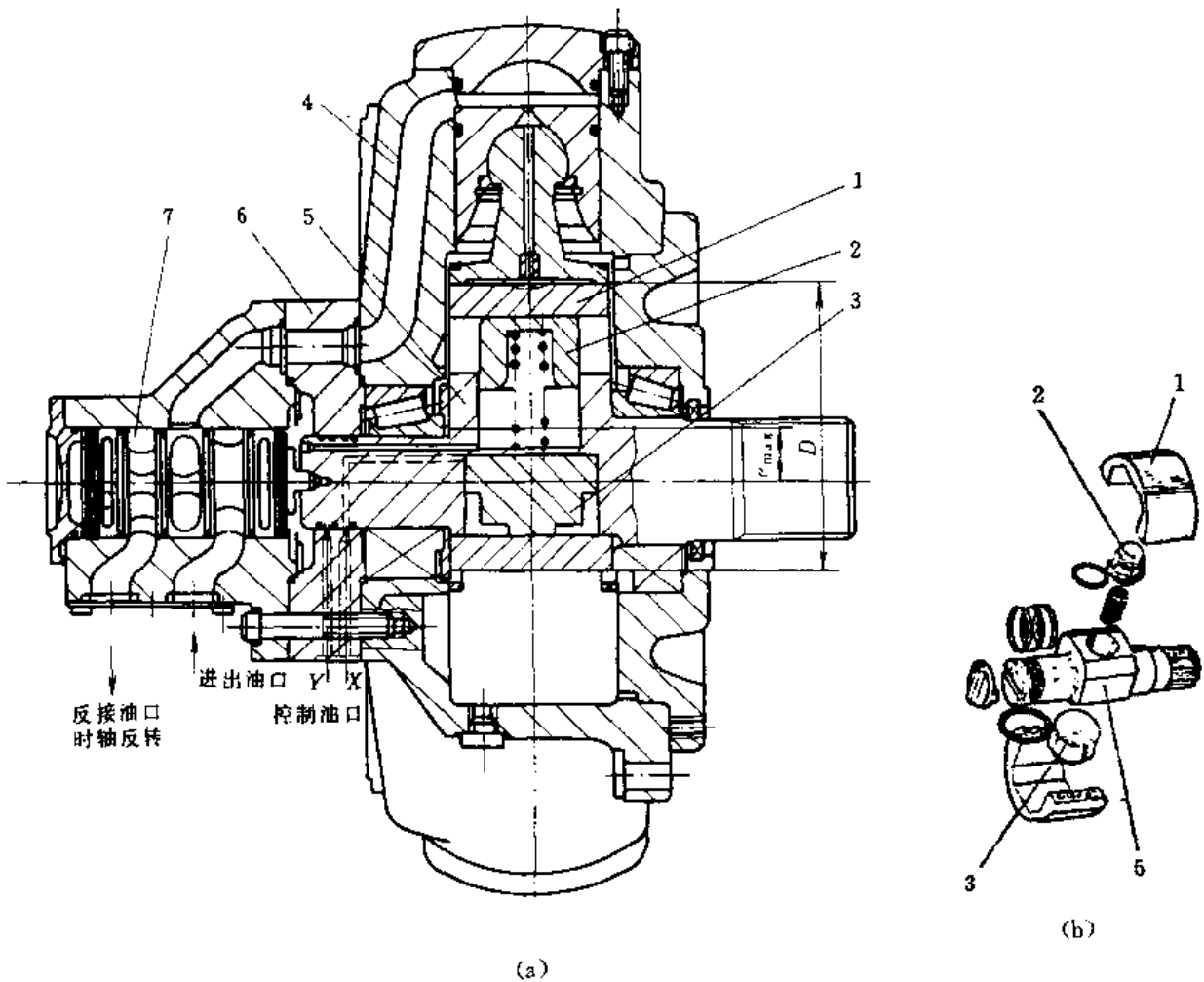


图 2-20 变量马达

(a)结构图 (b)变量部分零件分解

1—偏心环; 2—小活塞; 3—大活塞; 4—壳体; 5—曲轴; 6—隔套; 7—集流器;
 D —偏心环外径; l_{\max} —偏心环与输出轴之间的最大偏心距

根据变量控制方式的不同,复式排量马达有着不同的输出特性。

(二) 复式排量马达的双速马达控制回路

图 2-21 所示为控制阀加复式排量马达构成的双速马达回路图。

这种控制方式,偏心距只能取两个极限位置。

从图 2-21 可见,由梭阀 3 导入的压力油,经手动阀 5 左位进入变量缸 1 的 X 口,即活塞腔通控制油、活塞杆腔由 Y 口回油,此时偏心环便被推至最小偏心位置,马达的排量和输出转

矩最小，转速最高。

改变手动阀 5 的位置，当变量缸 1 的活塞杆腔 Y 通控制油，活塞腔 X 通回油时，偏心环被推至最大偏心位置（见图 2-20 所示位置），此时马达的排量和输出转矩最大，转速最低。

这种马达在供油量不变的前提下，可有级地变速。用类似的方法在活塞杆腔中再加一个限制小活塞和相应的控制油口，可构成三速马达。

这种双速马达可在运转中切换偏心距，并可利用马达本身的压力油作控制油，而不需另备控制油源，且随压力高低切换速度快慢有所波动。通过改变节流阀 4 开度的办法可以调整切换时间。

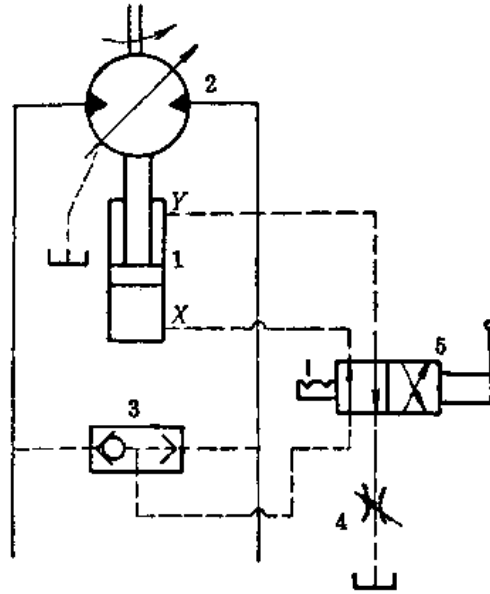


图 2-21 手动控制有级变量马达回路

1—变量缸；2—马达；3—梭阀；4—节流阀；5—手动换向阀

二、恒功率无级变排量控制

图 2-22 为控制阀加复式排量马

达构成无级变排量的恒功率马达回路图。这种控制方式采用一个类似伺服阀的液动换向滑阀 5，两端有大、小直径作用油腔 A 和 B。电磁阀 6 一般均处于中位，其时马达压力油通过梭阀 3，由 P 口同时导入 A、B 两腔，当马达负载小，工作油液压力较低时，作用在伺服阀 5 小腔 B 上的液压推力加上设置在 B 端的主控制弹簧的弹力大于 A 腔的液压作用力时，滑阀 5 的阀芯向右移动，A 或 B 端压力油通过单向阀 4 和滑阀 5 导入变量缸 1 的 X 腔，使偏心距变小，马达转速增快，以基本保持扭矩与转速的乘积在一大体恒定的功率范围内。反之，马达负载增大，P 口油压上升，滑阀 5 A 腔液压力推向 B 端，压缩主控制弹簧，达到新的作用力的平衡，此时，滑阀 5 的阀芯向左移动，变量缸 1 的 Y 口通入控制油，X 腔回油，马达偏心距增大，转速减慢，以保持马达近似恒功率地工作。

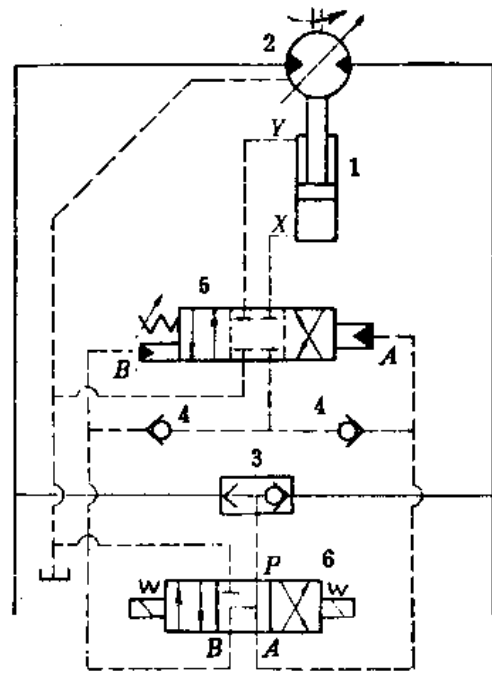


图 2-22 恒功率无级变量控制回路

1—变量缸；2—马达；3—梭阀；4—单向阀；

5—滑阀；6—电磁阀

当马达在稳态工作时，阀 5 的阀芯总是在中间位置附近，将变量缸 1 的 Y、X 两腔封住，使其保持

足够的压力，从而使马达的偏心环维持在所需的位置。当负载变动增加时必然导致马达转速下降，进口压力增加，马达所需流量减少。压力增加将使阀芯克服弹簧力再行移动。因而压力

油经 Y 口进入变量活塞工作腔,使马达偏心距增大,排量增大,直到马达输出转矩与新的负载相平衡为止。此时马达的进口压力又恢复到阀的调定压力,再一次恢复稳态工作。

从图 2-22 可知,装上一个 P 型电磁阀 6 能获得更大的操纵灵活性,以实现设计选定的最大和最小排量。

采用恒功率控制能够完全消除双速马达系统所产生的转速—转矩特性的突变,它的输出特性呈双曲线变化,有利于整个系统的能量利用和操作的机动性。它还可增加负载适应控制,这种控制特别适用于绞车驱动。

三、变量马达的比例控制

(一)电磁比例控制

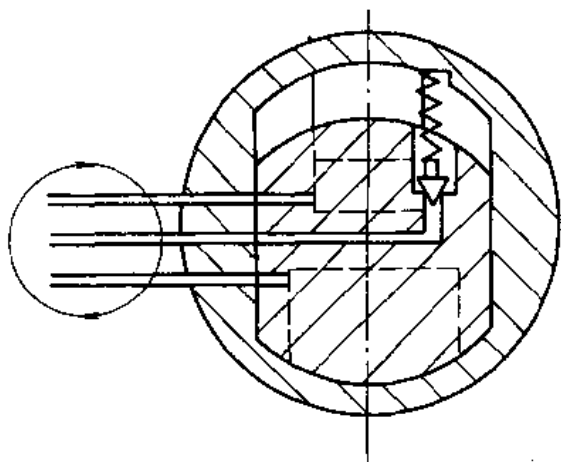


图 2-23 比例控制结构示意图

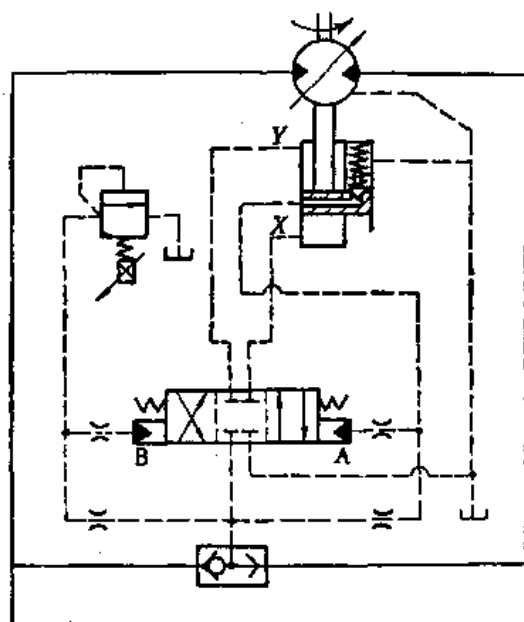


图 2-24 无级变量马达的比例控制回路

连续变排量无级变速马达的比例控制结构及其比例控制回路,如图 2-23、图 2-24 所示。这种马达的结构与上述复式排量马达的不同之处是:在方滑块与偏心环之间加了一个溢流阀。这个溢流阀由弹簧加载,而弹簧的压缩量取决于偏心环的位置,即阀的调定值由偏心值决定。此外,在隔套上多设一个控制口,将马达进口压力引到上述偏心溢流阀上。实现偏心调节的控制油路也集成在隔套上。

从图 2-24 可以看出,这种变排量控制是靠加一个压力信号到变量控制阀上,信号压力值决定了偏心溢流阀的调整值,而偏心溢流阀的调定值又决定了马达的排量,由此构成一个液压—机械反馈的闭环控制。这种控制方式允许预先设定马达变排量范围内的任一排量值,并据此在整个运行速度范围内使马达平稳地加速或减速。调整比例压力阀就可以实现速度调节。这种结构显然适宜于电液遥控以及要求用微处理机来控制的情况。

(二)手动比例方向流量的复合操纵

对 CLJM 型等曲轴连杆式液压马达和其他各种结构液压马达,均可以采用一种带有压力补偿、流量比例调节和安全保护的手动比例方向复合阀实施操纵。该阀的操作手柄与流量调整机构同步动作,能进行无级变速,具有良好的换向调速性能,因此在船舶、起重等各种机械的液压马达系统回路中广泛使用。

图 2-25 为姜堰市船用辅机厂研制并批量生产的 CSBF 型手动比例复合阀的外观照片。图 2-26 为 CSBF 型复合阀的工作原理与机能符号简图。

CSBF 型手动比例方向流量复合阀的工作原理与动作过程如下(对照图 2-26 中的结构和机能符号图):

1. 压力补偿机构原理

从进油口 P 流入的流体,通过主阀芯 2 的节流口通向负载(A 口或 B 口)的同时,分流阀阀芯 3 的下面也得到一个将阀芯向上推动的力,这个力的大小为 p_1A (A 是阀芯的截面积),压力 p_1 由于通过节流口而降低成 p_2 ,同时压力 p_2 作用于阀芯的上面将阀芯向下推。另外,弹簧 4 的作用使阀芯又受到一个向下推的力,因此向下推动的力为 p_2A+F (F 是弹簧力)。如果 $p_2A+F > p_1A$ 成立,则阀芯就被推向下面,使分流阀的节流面处于封闭状态,流入的流量全部通过主阀芯节流口通向负载。

当流入 P 口的流量增多时,则 $p_2A+F < p_1A$,这时阀芯向上移动,节流面打开,这样就把多余的流量从 O 口流出,使通过节流口的流量减少,直至 $F/A = p_1 - p_2$ 时,阀芯就处于稳定状态。

如果负载压力升高,于是 $F/A > p_1 - p_2$,即 $p_2A+F > p_1A$,阀芯就被推向下面,减小节流面的开度, p_1 亦随之升高,直至 $F/A = p_1 - p_2$,阀芯又处于稳定状态。如果负载压力降低时, $F/A < p_1 - p_2$,这时阀芯就被推向上面,增大节流面开度, p_1 随之下降,直到 $F/A > p_1 - p_2$,阀芯又处于稳定状态。

因此,不管进、出口油压如何变化,其压差值 $p_1 - p_2$ 始终保持不变(即为常量)。如果节流口前后压差保持一定,则通过节流口时的流速也是常量,其流量由其流通面积所决定,而受负载压力变化的影响很小。因此,手柄操纵的倾斜角度即为主阀节流口的大小开度,故而能达到无级变量。

2. 主阀的方向切换及节流原理

手柄 1 处于中间位置时油口 A 、 B 封闭,从泵排出的油从 P 口回到 O 口,液压马达停止。

手柄 1 处于右侧,主阀芯 2 向上移动,从 P 口流入的油通过节流口流到 A 口,再从 A 口流出驱使马达转动,液压马达的回油从 B 口回到 O 口,这时靠手柄扳动不同的倾斜角度,使主阀芯处于不同的位置来调节节流口的开度的大小,以达到马达的调速。反之,手柄 1 处于左侧,油流从 $P \rightarrow B$, $A \rightarrow O$,其结果完全相似,但马达转向相反。

改变手柄的操纵方向和角度的大小,即能控制油流的方向和流量的大小。

3. 限压安全溢流原理

与一般溢流阀工作原理一样,液压马达在运转中的最高负载压力受安全阀(见图 2-26 中的机能符号图)的限制,马达驱动过大负载而使系统压力升高达安全阀的调定值时,则安全阀

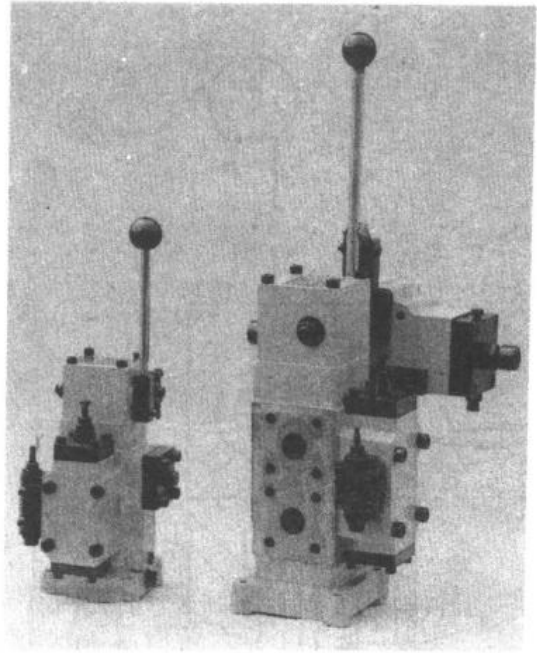


图 2-25 CSBF 型手动比例复合阀外观相片

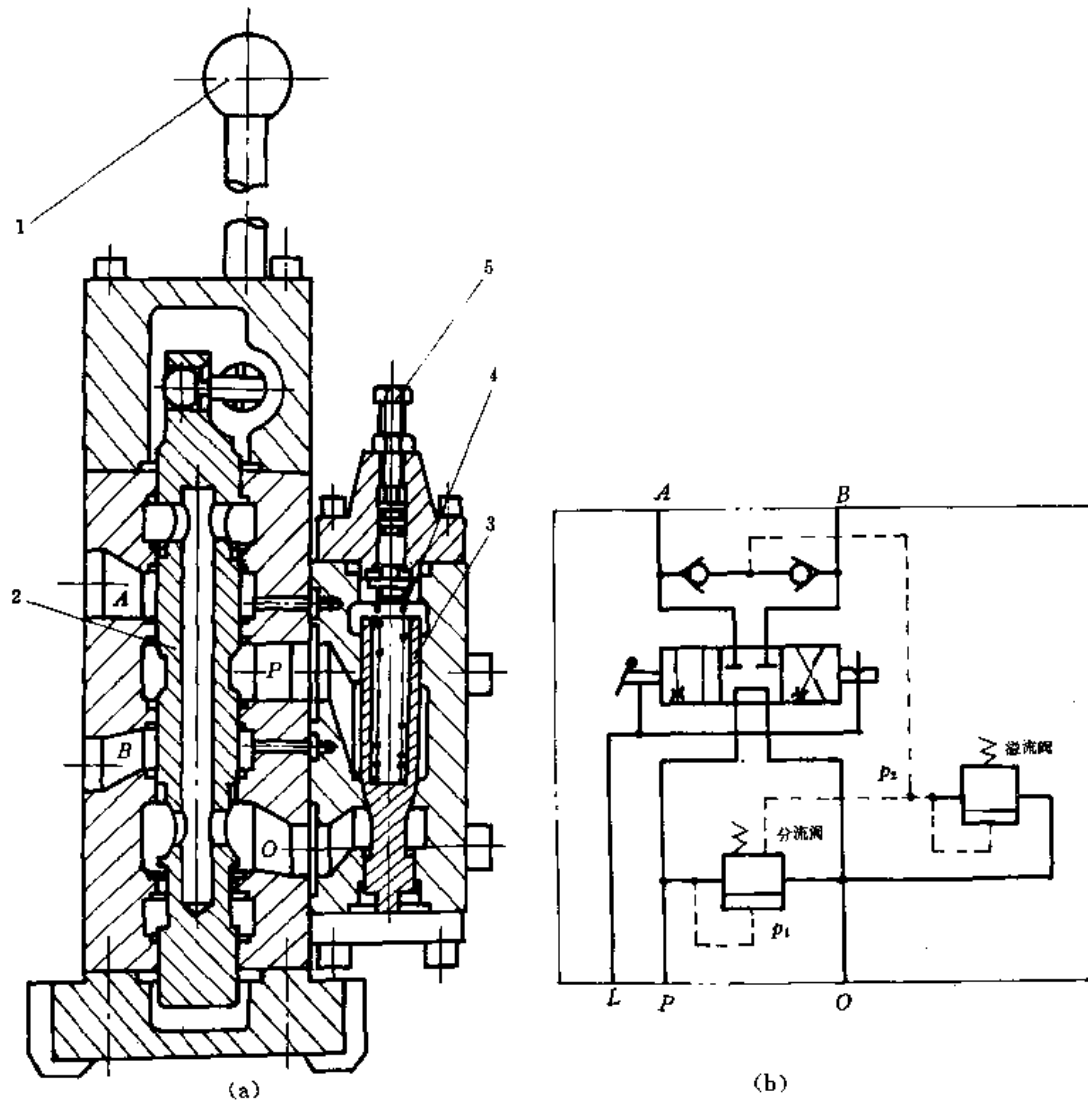


图 2-26 CSBF 手动比例复合阀结构与符号
(a) 工作原理 (b) 机能符号

1—操纵手柄；2—主阀阀芯；3—分流阀；4—弹簧；5—调节螺钉

打开，部分压力泄向油箱。

江苏姜堰市船用辅机厂生产的手动比例复合阀，其公称压力为 25MPa，安全阀调压范围为 5~25MPa，分流阀压降值 $\Delta P \leq 0.6\text{MPa}$ ，手柄操纵力小于等于 40N，其公称通径(mm)主要有：20(流量 $Q=120\text{L/min}$)、25($Q=200\text{L/min}$)、32($Q=300\text{L/min}$)、40($Q=450\text{L/min}$)和 50($Q=700\text{L/min}$)等。

四、液压离合器泵站对马达的控制

YLHB 型液压离合器泵站(见图 2-27)是中国水产科学研究院渔业机械仪器研究所和姜堰市恒威船用辅机制造有限公司(江苏姜堰市船用辅机厂)共同研制、开发的对液压马达实施操纵控制的新一代液压离合泵站的新产品。

本产品集离合、增减速多分支传动为一体，可与不同转向的内燃机等原动机配套(订货时

需注明原动机转向),适用于连续工作机械或非连续工作机械的频繁离合。广泛应用于渔船机械及其他的机械,并深受欢迎。

YLHB 型液压离合器泵站的特点:

(1)产品体积小,整机结构紧凑,重量轻,传递扭矩大,寿命长,粉末冶金摩擦片能适应高速度、高负荷、高频次离合的各种工况。

(2)控制系统采用电—液遥控离合方式,操纵灵敏,易实现远距离操纵或自动控制,在电磁阀上还装设控制手柄,以备电气系统有故障时应急使用。

(3)齿轮采用优质钢材,经热处理淬硬,精度高,噪音小。

(一)型号说明和主要技术参数

1. 型号说明

YLHB
① ② ③

- ①液压离合器泵站。
- ②额定传递扭矩(N·m)。
- ③原动机转速:S—低速机;F—高速机。

2. 主要技术参数见表 2—3

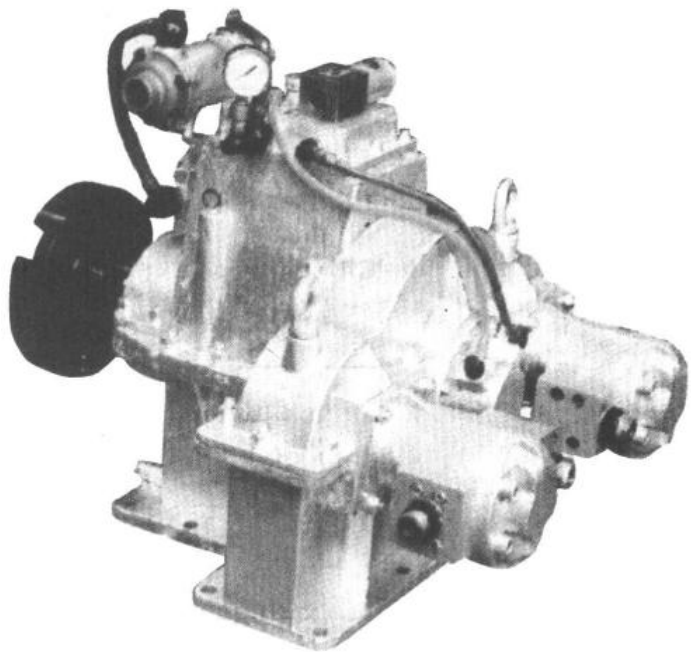


图 2—27 YLHB 型液压离合器泵站外观相片

表 2—3 YLHB 型液压离合泵站主要技术参数

型号		YLHB200	YLHB250	YLHB300	YLHB600
输入转速 r/min	S	500~1000			
	F	1000~2500	1000~2500	1000~1800	1000~1800
额定传递扭矩 N·m		2000	2500	3000	6000
电液操纵方式		控制系统压力 1.1~1.3MPa, 润滑油压力 0.05~0.3MPa, 控制阀型号 23E ₁ ~25B(PC=24V) 由电磁阀开关控制			
结合时间 s		≤5			
机械效率		≥98%	≥98%	≥98%	≥97%
储油量 L		20			40
冷却水量 L/min		20			50
最高油温 C		80			
推荐传动比		i=1.5; 2.03; 2.44; 3 或据用户需求			

(二)结构组成和工作原理

YLHB 型液压离合器泵站主要由输入联轴器、液压离合器、齿轮传动部件、液压控制系统,液压辅助泵、液动力泵等组成(见图 2—28)。原动机(柴油机或电动机)的动力通过联轴

器输入,输入轴后端装有离合器内齿圈与内摩擦片接合,输出轴前端装有离合器外齿圈与外摩擦片接合。当离合器接合时,电磁换向阀得电,从液压控制辅助泵输出的压力油经管道至配油阀,再经输出轴内孔至离合器外齿圈油缸内,推动活塞压紧摩擦片,传递转矩,经增速箱带动液压泵将高压油送至执行元件——液压马达带动网机、绞盘、锚机等工作机械,以实施对液压马达的操纵。

当电磁换向阀失电时,控制油路换向,复位弹簧将活塞退回,摩擦片松开,离合器分离,液压泵停止工作,液压马达亦停止工作。

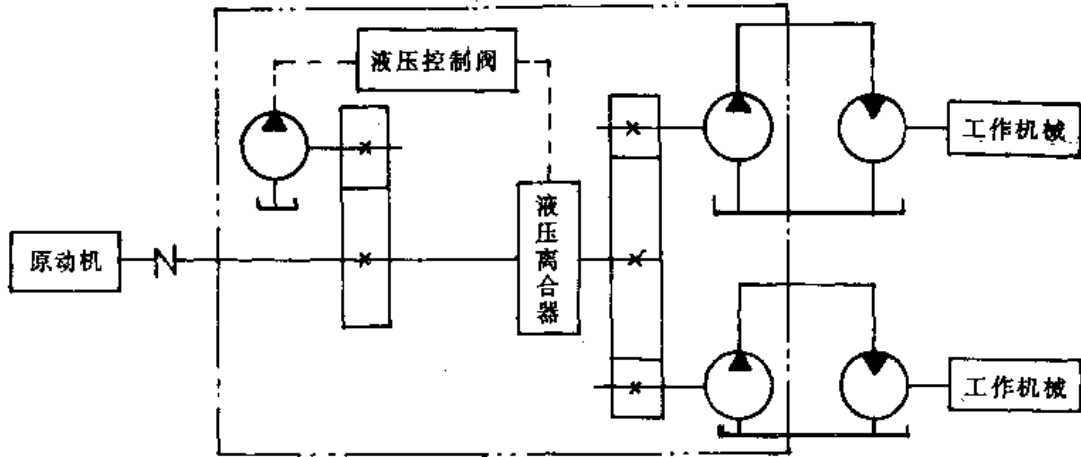


图 2-28 YLHB 型液压离合器泵站操纵马达原理示意图

第五节 装配与修理

一、拆装顺序

(一) 拆卸顺序

CLJM 型马达每台运动副间隙均已配好,用户不应随便更换零件。在一般情况下,不要随意拆开马达,在其发生严重故障时应立即通知制造厂家,进行售后服务维修。若情况紧急,必须解体,应按下列顺序操作:

1. 拆卸前的准备

- (1) 旋开泄放螺塞,放尽马达里余油。
- (2) 初次解体,为防止重装后旋向变化,需在输出轴端面和配油轴端面做上同方位记号。

2. 解体程序

- (1) 拆去端盖,用干净螺钉旋入配油轴中心螺孔内,吊出该轴,并取出十字滑块。
- (2) 将输出轴端垂直向上,卸去本体盖。
- (3) 取出上连杆抱环,旋转偏心轴,使连杆逐个与下抱环及偏心轴脱离,并将连杆活塞组件推至各自油缸深处,只留下一只连杆与偏心轴暂不分离。
- (4) 将螺钉旋入偏心轴端螺孔内,吊出偏心轴。
- (5) 取出下抱环,依次在连杆大端上打上记号,逐一取出连杆、活塞组件,并将活塞与油缸对应做上记号,以便复装时仍能保证原装配间隙。

一般用户拆至此步即可检查修复,如有必要,可再进行分解活塞连杆组件:松开孔用弹性挡圈,取出球承座,活塞和连杆即可分开。

(二) 装配顺序

1. 准备工作

(1) 装配前的准备工作,主要是配备好洁净的场地、工具与器皿、器具。

(2) 装配前,必须用煤油仔细地清洗所有的零件,不得使用易留下纤维丝、质或碎屑的清洗材料,对待装零件先行检验后放置齐整,严防划伤和碰伤任何工作表面。

2. 装配工序(见图 2-9、图 2-10)

(1) 将洗净的滤油帽 20 和节流器 21 置入连杆底部孔内,从球头部吹气有通畅感。

(2) 倒置活塞 16,将连杆球头放入球窝,放入对开式球承座 18,再用孔用挡圈 19 在外锁牢。

(3) 将活塞环依次装入活塞的环槽中。

(4) 连接马达壳体 4 与配流阀体 8 后,将壳体的输出轴端朝上安置,下端用环形或块状物垫置稳定。

(5) 放入调整垫片 14,将偏心轴两端的圆锥滚子轴承的内钢圈装于偏心轴颈上,将内端圆锥轴承的外钢圈推入壳体孔内,然后竖直放上偏心轴,转动检验偏心轴的曲轴颈,令其处于壳体各缸孔的中心位置,若有偏差者,调整环垫 14 加以解决。

(6) 取出偏心轴,置于洁净处待装。

(7) 将各缸活塞——连杆组件,按照配对号分别装入缸孔内。注意用洁净液压油涂抹缸孔内壁和活塞圆柱面。

(8) 放入内部的抱环 5。

(9) 放入偏心轴 1,轴颈上涂抹清洁液压油后,依次将各缸连杆底部轴瓦抱牢。

(10) 将抱环 5 的搭口转至偏心轴凸轮的相对位置即空余空间处,将其锁入。

(11) 装上外部抱环 5。

(12) 将孔内分别嵌有圆锥轴承外钢圈和油封的端盖 3 装上壳体,顺次紧固螺钉,转动偏心轴,应灵合无阻滞。

(13) 将马达翻身安置,使配流端向上,下部垫置稳当。

(14) 将配流轴上的密封环装入环槽内。

(15) 注意马达正转、反转即配流轴 11 与偏心轴端十字滑块一字槽的相对位置,使其正确后,放入十字滑块和配流轴。

(16) 安装配流端盖 12 和缸孔端盖 15。

二、使用与维护

(一) 基本要求

马达的使用是否正确,将直接影响工作寿命,因此,必须满足以下基本要求。

1. 液压油

按环境温度和使用情况的不同,所用油液应具有良好的粘温性能,润滑性好,消泡性好,防氧化、防锈蚀、闪点高等。马达在运转过程中,其粘度在 $(25-70) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 之间,油中的水、酸、碱和机械杂质等,不得超过允许值。

推荐使用 YB—N46、YB—N68 号抗磨液压油。

2. 过滤精度

在额定工况下优于 $25\mu\text{m}$ 。

3. 工作温度

正常连续工作油温 $25\sim 55^{\circ}\text{C}$ 。

短期工作最高油温小于等于 65°C 。

4. 壳体内腔压力

在正常情况下,该腔压力应控制在小于等于 0.1MPa ,若泄油管系不当,致使压力过高,易使油封损坏,引起外泄。

5. 排油背压

马达只要在大于 0.2MPa 的排油背压下即可正常工作。如果背压不足,易使抱环和球承座损坏。转速越高,背压应越大。

(二)选型原则

(1)应根据实际需要的最大使用压力、输出扭矩、最高转速对照马达的技术参数表选择相应的马达型号。

(2)所选马达的转速、排量应与所选的液压泵的可供流量相匹配。

(3)使用中应满足下列要求:

所选马达额定有效输出扭矩大于需要的输出扭矩;

所选马达额定压力大于最大使用工作压力,长期连续运转压力应比额定压力减低 25% ,瞬时最高使用压力不得高于公称最高压力。

所选马达额定转速大于使用工作转速,使用工作转速大于所选马达最低转速,不允许在最高转速下连续运行大于 10min 。

对传动功率较小、转速低的工况,此时影响传动总效率的主要因素是容积效率,低的工作压力有利提高容积效率。

对于传动功率大、转速要求高的工况,此时影响传动总效率的主要因素是机械效率,高的工作压力,小的排量有利提高机械效率。

有低速稳定性要求的工况,宜选排量大的马达,因为排量越大、工作压力越低、低速稳定性越好。当受外形尺寸限制时,可选小排量马达配减速器。

(三)安装

(1)安装前应检查马达是否受损坏,转动输出轴是否灵活。存放时间过长的马达,应将马达内存油排净冲洗,以防内部各运动件出现粘卡现象。

(2)马达安装支架必须有足够的刚度,以防转动时出现振动。

(3)马达与负载应采用同轴联接,花键轴与工作机械的花键孔应对中,并保证两者滑配合。扳动输出轴,不应有时紧时松现象,马达输出轴一般只允许承受扭矩,任何安装方位都不应造成马达输出轴承受附加的径向或轴向力,否则会使轴承过早损坏。当输出轴需外接齿轮时,应在齿轮的另一端另加支承。

(4)安装螺栓必须均匀拧紧。

(5)马达可按任意方位安装。

(四)系统联接

(1)一般马达上有2~3个可作泄油的螺孔,用户可根据需要选用其中一个。不管什么位置安装,泄油口应处于马达上方,泄油管最高水平位置应高于马达最高水平位置,以防壳体内的油液排空。泄油管应单独与回油箱接通,不允许与回油管连通。汇油管不宜过长和阻力过大。

(2)系统联接时应认准安装图上马达进出油口的安装位置与马达的旋向关系。若用户需反方向工作,可将A、B油口对换安装。

(五)启动和运转

1. 启动准备

(1)启动前应检查油马达安装、联接是否正确、牢固,系统是否无误。并从马达最高泄油口往壳体内灌满经过滤的液压油。

(2)检查进出油方向与马达旋转方向是否符合工况要求。

(3)供油管路的溢流阀压力调节到最低值,运转后逐渐调到所需压力。

2. 运转、使用

(1)启动应在空载工况下进行,逐渐增速至工作转速,空载跑合不少于20min,再逐渐增压至工作压力,运转过程中随时观察马达运转是否正常。

(2)工作运转过程中应经常检查马达和系统的工作情况,如发现异常的温升、漏渗、振动和噪音或压力异常脉动,应立即停机,查明原因检修。

(3)定期检测液压油的质量指标。若发现超出牌号规定值,应更换新油。不允许采用不同类型液压油的混合油,更换新油的周期视不同工况而异,用户可根据实际情况自行规定。

(六)维护与保养

(1)在运转第一个150h后,应将本体腔内杂质全部清除,以后每年定期检查一次。

(2)每隔150h,检查马达安装螺栓的松紧。

(3)节流器和过滤帽应保持畅通,至少每年应清洗一次。

(4)液压油的使用期取决于使用条件的不同,但每年至少更换一次新油。

(5)在马达储存期间,本体腔内应充满油,并封住各油口,输出轴表面上涂上油脂,用布或套子包好。

(七)检修

在确认马达出了故障或不能正常工作时,应对其进行检修。马达是一种精密元件,如用户没有拆检条件,不要自行拆检修理,应与有关马达厂家联系检修或请其他专业工厂修理部门检修。若使用单位具有拆检条件,在阅读本章有关理论知识后,可根据上述拆卸和安装工艺顺序进行。但必须强调一下有关要求:

1. 分解要求

分解时注意不要将零件敲毛碰伤,特别要保护好零件的运动表面和密封表面。分解出来的零件放于洁净的盛器内,要避免相互碰撞。分解时禁止用铁锤敲击。

2. 装配要求

装配前应将全部零件清洗干净、吹干,不得使用棉纱、破布等擦抹零件。装配场所、使用的工具应洁净。配合部位应加入少量经过过滤的润滑油,装配时禁止用铁锤敲击,装配后转动输出轴,应灵活无卡滞现象。

3. 检修要求

CLJM 型马达结构简单,零部件少,对拆下的零件应进行仔细的检查,因制造厂家配件供应充足,质量可靠,从经济性考虑,对磨损零件基本上不自行修理而多作更换。密封件原则上应全部更换。

4. 检修后的试验

马达经检修后根据最新国家标准的要求进行必要的性能试验,以验证检修是否合格,一般厂家均接受用户委托试验。

三、常见故障及排除

表 2-4 是 CLJM 型马达的常见故障与排除法。

表 2-4 常见故障与排除方法

故障现象	原因分析	排除方法
1. 旋向与预定方向相反	配油轴装反	拆下端盖,取出配油轴,旋转 180°后重新装入。
2. 转速下降,运转不正常	系统其他部分毛病 马达严重外泄漏 配油轴严重泄漏 连杆瓦静压支承失效	检查系统,并排除; 检查球铰副的结合面 检查连杆瓦面与偏心轴间的接触情况 检查活塞与缸体间的密封 以上因素处理后,检查油的粘度和工作油温 检查密封环损坏情况,并予以更换。 检查节流器是否堵塞 检查过滤帽,清洗或更换
3. 无压力或压力很高,而马达不运转	无压力油或压力未达到使用要求 十字接轴折断 运动件摩擦副相互咬死	检查供油系统 拆检更换零件 拆卸检修
4. 输出扭矩下降	配油轴与配油体严重磨损或咬死 球铰副咬坏 活塞与缸体严重磨损 连杆瓦面烧坏 轴承损坏或滚子咬坏	分别检查,予以调整修复或更换 检查系统中油的过滤精度,使之达到本说明书要求
5. 内部噪声过大	连杆抱环断裂 连杆瓦面巴氏合金脱落 故障 3 中部分原因	更换零件 同故障 3 中排除方法
6. 马达爬行	摩擦阻力大小不均匀,不稳定,摩擦副油膜破裂 泄漏不稳定	拆检零件磨损和润滑状况 选择合适粘度的干净油液,检查泄漏部位,采取防漏措施
7. 温升太快	系统冷却不够 主要零件磨损严重,同故障 3 中部分原因。	检查、改善 同故障 3 中排除方法
8. 结合面和轴封处油液渗漏	螺栓未拧紧,紧固程度不均匀 有关 O 形圈、油封老化或损坏 壳腔压力高	检查后重新紧固 更换密封件 检查系统油路是否符合说明书要求
9. 异常声响	油泵进油口滤油器被堵塞 有空气进入内部 油液被污染,有气泡混入 联轴器不同心 油粘度过大 马达脱空与撞击 外界振动	清洗滤网、滤芯 检查有进气部位的密封 更换油 校正同轴度 更换粘度较小的油 增加回油腔背压 采取防振措施

第三章 XM 系列和 TXM 系列斜盘式轴向柱塞液压马达

第一节 概述

一、型号意义与主要技术参数

XM 系列半轴(悬臂)式斜盘轴向柱塞马达和 TXM 系列通轴式斜盘轴向柱塞马达,是江苏省启东市精工液压马达厂批量生产的两大类轴向柱塞液压马达。

该两类液压马达具有结构紧凑、体积小、重量轻、工作压力高、转速范围宽(可在 3000r/min 内运转)、低速稳定性好、启动机械效率高等诸多优点。XM 系列马达不需改动内部零件,直接可与 ZB 系列液压柱塞泵互换作用,具有完全的可逆性。该两类马达与其他液压元件(阀、缸及有关辅件等)组成闭式或开式液压系统,广泛地应用于国内外工程机械、起重运输机械、建筑机械、船舶、交通、矿山、冶金及机床等多种行业。

上述液压马达其型号意义表示如下:

$$\begin{array}{ccccccc} \text{T} & \text{XM} & \text{Z} & \text{—} & \text{F} & \text{75} & \text{F} \\ \text{①} & \text{②} & \text{③} & \text{④} & \text{⑤} & \text{⑥} & \text{⑦} \end{array}$$

- ①T——通轴式;无,则为半轴式(传动轴为悬臂梁式安置)。
- ②XM——斜盘式轴向柱塞马达。
- ③Z——内部带制动;无,则为不带制动。
- ④制动方式:K——常开式;B——常闭式。
- ⑤压力等级:E—21MPa;F—16MPa。
- ⑥公称排量:(mL/r)。
- ⑦油管连接方式:L—螺纹式;F—法兰式。

表 2-1 为 XM 系列和 TXM 系列液压马达的主要技术参数。

表 3-1 XM、TXM 系列部分产品的技术参数

型 号	理论排量 mL/r	压力 MPa		转速 r/min		输出扭矩 N·m	容积效率 ≥%	总效率 ≥%	最大制动力矩 N·m	制动油压 MPa
		额定	最高	额定	最高					
XM-F40L	40	21	28	1500	2500	118	92	85	/	/
XM-F75F	75	21	28	1500	2000	225	92	85	/	/
TXMZB-E25L	24.3	16	20	2000	2600	55	92	85	70	1.6
TXMZK E25L	24.3	16	20	2000	2600	55	92	85	70	1.6
TXMZB-E40L	40	16	20	2000	2000	70	92	85	84	1.6
TXMZB-F75L	75	20	25	2000	2600	278.5	92	85	360	2.5
TXMZB-F100L	99.7	20	25	1600	2000	278.5	92	85	360	2.5
TXM-F75L	75	20	25	2000	2600	278.5	92	85	/	/
TXM-F100L	99.7	20	25	1600	2000	278.5	92	85	/	/
TXM-F75F	75	20	28	2000	2600	278.5	92	85	/	/

二、工作原理

图 3-1 为 XM 系列斜盘式液压马达的工作原理简图。

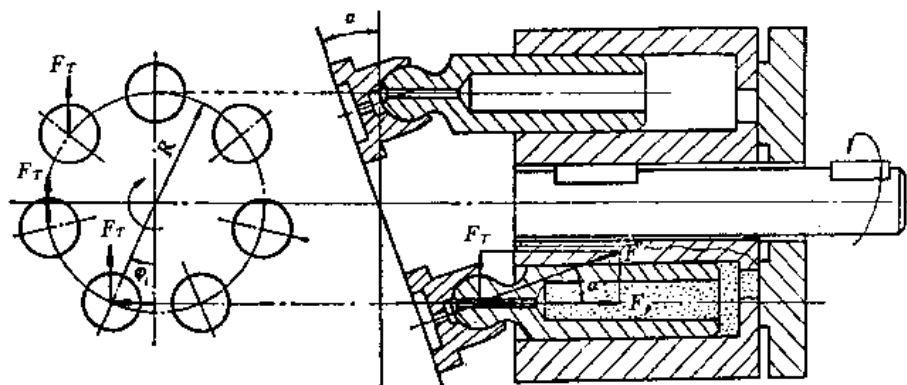


图 3-1 斜盘式液压马达的简单工作原理

当压力油以压力 p 进入马达的高压腔后, 马达的另一接口连通低压油道(油箱等), 当柱塞截面积为 A 时, 滑靴受到 $p \cdot A$ 的作用力压向斜盘, 其反作用力为 F 。 F 力分解成两个分力, 分力 F_p 沿柱塞轴线向右, 与柱塞所受液压力平衡, 另一个分力 F_T 与柱塞轴线垂直向上, 这个垂直分力 F_T 使处于压油区的每个柱塞都对转子中心产生一个转矩, 这些转矩的总和使缸体驱动液压马达旋转做功。

为了帮助初涉液压技术的读者能更好地理解上述液压如何变成输出力矩的机械能的动作过程, 现结合图 3-2, 较为详细地叙述如下:

图 3-2 中所示的斜盘, A 为其最高点, B 为最低点。它与水平面间的夹角 $\angle ABA'$, 即为液压马达中的斜盘倾角 α 。柱塞顶端与斜盘在 K 点接触, 斜盘对柱塞的作用力为 F , F 的方向与斜盘平面垂直。过 K 点作与 AB 平行的铅垂平面 M , 它与斜盘的交线为 KL , 再过 K 点作水平面 N , 平面 N 与 M 的交线为 KI 。

在平面 M 内将斜盘平面对柱塞的作用力 F 分解成 F_p 和 F_T 两个分力: 力 F_p 为铅垂方向, 力 F_T 在平面 M 和 N 的交线 KI 上, 因为力 F 与斜盘平面垂直, 力 F_p 与水平面垂直, 故力 F 与 F_p 的夹角为 α , 从而 $F_T = F_p \tan \alpha$ 。力 F_p 沿柱塞的轴向, 而力 F_T 在柱塞轴向投影为零, 故 F_p 应与油压对柱塞的作用力相平衡, 等于油压 p 与柱塞截面积的乘积; 力 F_T 为柱塞的侧向力, 并将通过柱塞传给柱塞缸体和传动轴, 若此力不过传动轴中心线, 则它便对中心线产生力矩, 力矩的大小等于此力乘以其作用线与传动轴中心线之间的垂直距离 ρ , 如图 3-2 中第三缸所示, 则 $\rho = R \sin \varphi_i$, 故

$$M_i = F_T \rho = p \frac{\pi}{4} d^2 \tan \alpha R \sin \varphi_i \quad (3-1)$$

式中: M_i ——一个柱塞产生的顺时针力矩;

R ——柱塞的回转半径;

φ_i ——柱塞所在的相位角(以 OB 为起始线);

d ——柱塞的直径。

对于整个马达来说, 与进油窗口腰形孔相通的所有柱塞产生的总力矩 $M = \sum M_i = p \frac{\pi}{4} d^2 \tan \alpha R \times \sum \sin \varphi_i$ 。同理, 与回油窗口连通的柱塞也产生回油阻力矩 M' , 马达的输出力矩

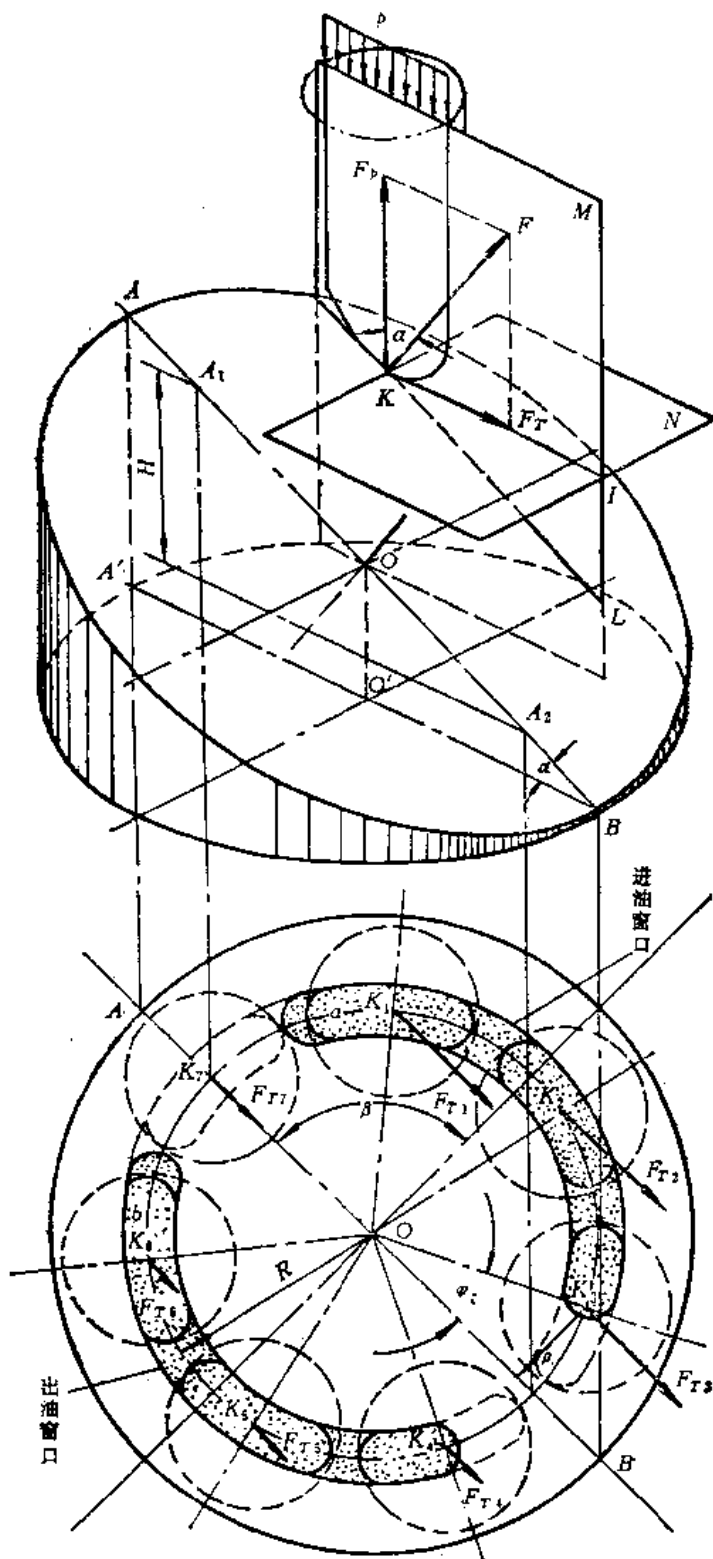


图 3-2 斜盘式轴向柱塞液压马达的工作原理与过程

为 $M-M'$ 之差,差值来源为进、排油窗口两者存在压力差 $\Delta p=p-p'$ 。

轴向柱塞式液压马达的理论力矩如式 1-6,即

$$M_L = \frac{\Delta p q}{2\pi}$$

轴向柱塞马达回转一周,每个柱塞吸、排油各一次,其排量为

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 H Z \quad (3-2)$$

式中: H ——柱塞往复运动的有效行程;

Z ——柱塞数目。

H 的大小与装配角 β 有关, β 为配油腰形孔 a 、 b 中心连线与斜盘上、下止点 A 、 B 连线的夹角, $H=2R\tan\alpha\sin\beta$,将 H 代入式(3-2)得

$$q = \frac{\pi}{2} d^2 Z R \tan\alpha \sin\beta \quad (3-3)$$

如果设计、装配不当,马达的排量就发生变化。

当 $\beta = \frac{\pi}{2}$ 时,孔 a 、 b 对称地分布在斜盘上、下止点 A 、 B 连线两边(见图 3-2)。 a 孔进高压油,马达顺时针旋转,当柱塞刚越过 A_2 点便与 b 孔连通,向上运动开始排油,到达上止点 A_1 时排油结束。其排油量为 $q = \frac{\pi}{2} d^2 Z R \tan\alpha$,达最大值。理论力矩为

$$M_L = \frac{1}{4} p d^2 Z R \tan\alpha \quad (3-4)$$

当 $\beta < \frac{\pi}{2}$ 时(配油盘逆时针转一角度),柱塞上行未达 A_1 点便脱离 b 孔而与 a 孔连通,所排出的油进入 a 孔,下行未达 A_2 点时与 b 孔连通,从 b 孔吸油,这样马达的排量就减小了,其理论力矩为

$$M_L = \frac{1}{4} p d^2 Z R \tan\alpha \sin\beta \quad (3-5)$$

当 p 为定值时, $\beta < \frac{\pi}{2}$ (同理 $\beta > \frac{\pi}{2}$),马达的力矩将比 $\beta = \frac{\pi}{2}$ 时下降。在输入流量一定情况下,由于排量 q 下降,其转速 $n = \frac{Q}{q}$ 将上升,增大了启动和制动马达时的惯性荷载,从而产生压力冲击。

XM 系列、TXM 系列液压马达,以及与之直接互换使用的 ZB 液压泵,它们的配油盘均采用 $\beta = \frac{\pi}{2}$ 的设计装配。

第二节 内部结构与主要技术特点

一、XM 系列液压马达

(一)主要技术规格

启东精工液压马达厂生产多年的 XM 系列斜盘式液压马达,作为国家汽车起重机重点生产企业长年配套的产品,其质量与性能已被愈来愈多的用户所共识。图 3-3 为其外观照片,图 3-4、图 3-5 分别为部分常用产品的技术安装规格图。

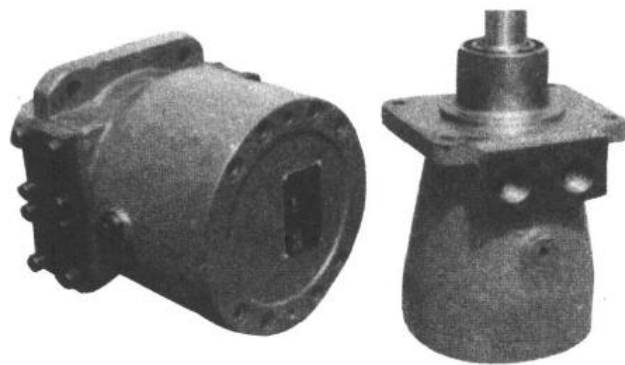


图 3-3 XM 系列液压马达外观照片

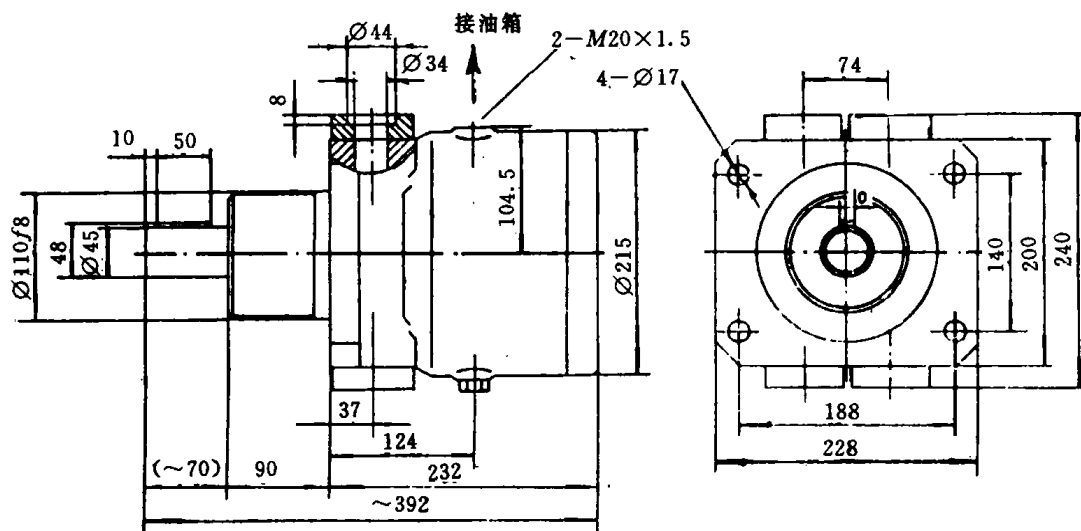


图 3-4 XM-F75F 液压马达的安装技术规格

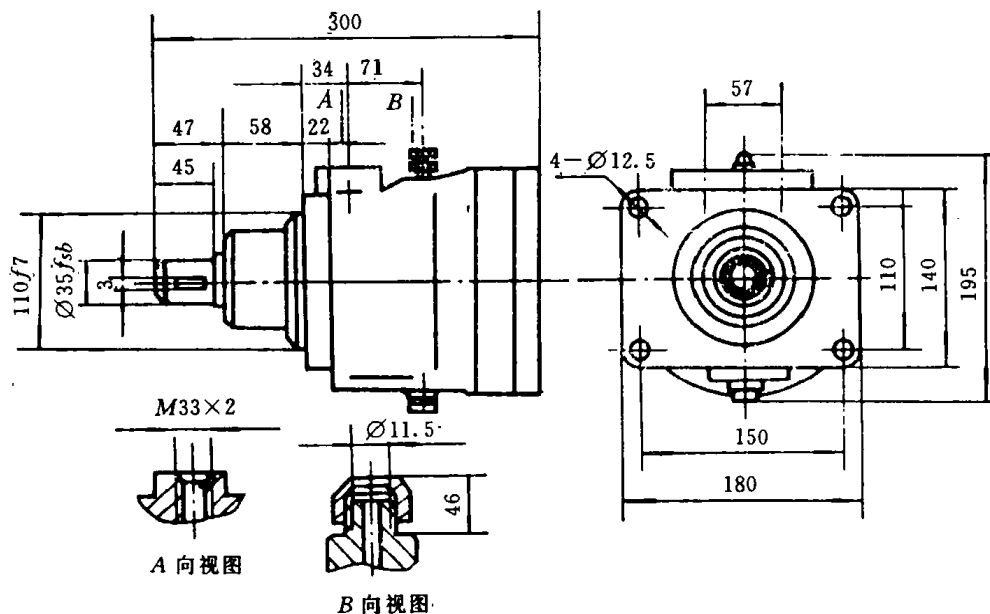


图 3-5 XM-F40L 液压马达的安装技术规格

(二) 结构状况

XM 系列液压马达的内部构造分别如图 3-6、图 3-7 所示。

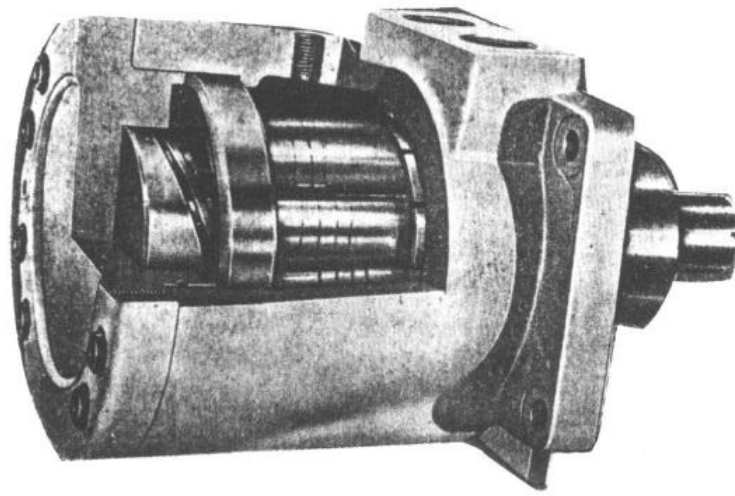


图 3-6 XM 系列马达的剖切视图

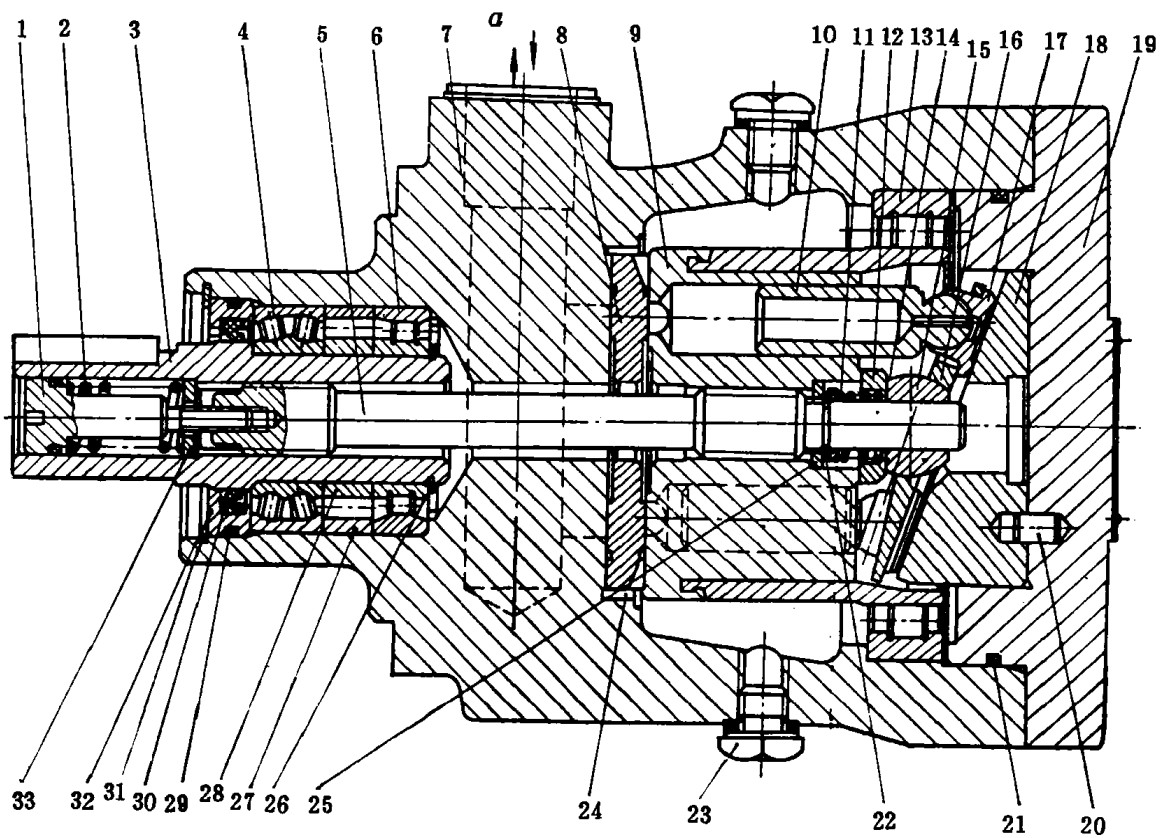


图 3-7 XM40 系列液压马达的装配结构

- 1—螺钉；2—弹簧；3—轴套；4—轴承；5—传动轴；6—轴承；7—壳体；8—配流盘；9—柱塞缸体；10—柱塞；11—弹簧；12—弹簧柱；13—轴承；14—可调整垫片；15—球铰；16—回程压盘；17—滑靴；18—斜盘；19—泵盖；20—定位销；21—密封圈；22—卡环；23—泄油塞；24—配流盘定位销；25—挡圈；26—卡环；27、28—内、外隔圈；29—密封圈；30—油封；31—卡环；32—油封盖；33—挡圈。

图 3-7 中,传动轴 5 以两端的外花键在马达壳体的内一端与柱塞缸体 9 联接并被其驱动,另一输出端处的外花键则套在轴套 3 的内花键内,驱动轴套 3 带动负载。

轴套 3 由双列调心轴承 4,滚子轴承 6,内、外隔圈 28、27 和卡环 26 联结成一体,被支承于马达壳体 7 内,并由油封压盖 30、孔用卡环 32 轴向定位。这种传动轴与轴套组合式的结构,使得外负载对轴套 3 可能产生的横向力矩由轴承和壳体来承担,而不会传递给轴 5,故不致影响泵内缸体 9 等精密零件的运转。

配流盘 8 的吸油、排油窗口分别与图 3-7 中虚线所示的马达壳体的压力油道和回油管道相连通。配流盘被柱塞缸体 9 推向左边并分别与壳体对应端面及缸体端面相密合。定位销 24 使配流盘 8 在马达运行中保持固定位置而不会产生转动移位。

旋紧螺钉 1,则压缩弹簧 2,并以抵在轴套 3 孔内的挡圈 33 作为支点,即产生拉动传动轴 5 向左,并由装于其上的卡环 22 抵着垫圈 25,将缸体 9 一齐拉动向左,并将配流盘 8 密切贴合在壳体相关端面上。垫片 25 的另一侧,由弹簧 11 撑动弹簧座 12、可调垫片 14,最终把球铰 15 撑压着压盘 16。而压盘 16 带动相关孔中的柱塞——滑靴组件,将滑靴 17 推向斜盘 18。

斜盘 18 由定位销 20 固定在压盖 19 的孔内。调整垫片 14 的厚度即可改变滑靴 17 对斜盘 18 间静压轴承滑动副的贴紧程度。

球铰有助于缸体运转时的自定心作用。柱塞缸体 9 通过滚柱轴承 13 被悬臂式支承在壳体 7 内,另一端与配流盘相贴紧。轴承 13 的外钢圈由带有密封圈 21 的压盖 19 轴向止位。

马达壳体中部的上、下两个螺塞 23 为泄漏油口,用以引出泵体中的油液,以防止马达内部产生不宜的背压。当马达长期重载不停运行时,可把一个油口通油箱,另一个油口通冷却油,使泵得以循环冷却。

当液压马达由图 3-7a 处的进、出油道分别向配流盘相应窗口输送压力油和接受回油后,该液压马达就如图 3-1、图 3-2 所示的那样,缸体 9 会旋转起来,并经传动轴 5 再传给轴套 3,输出转矩。

必须强调一下,因为液压马达是用于驱动外负载作功的,只有在外负载扭矩存在时,进入液压马达中的压力油才能建立起相应的压力值,液压马达才能产生相应的扭矩去克服它;若外负载为零,则液压马达处于空转状态,几乎建立不起油压来。

液压马达的转矩是随外负载而相应变化的。XM 系列液压马达的缸体 9,依靠其中一端的轴承 13,被悬臂式地安装在马达壳体内,而其传动轴实际由轴 5 和轴套 3 组合而成。轴的一端由轴套 3 的有关轴承支承并安装在马达壳体内,而另一端则穿过球铰 15,处于悬挂状态,因此,XM 系列马达也常称作为半梁式或悬臂式斜盘结构的轴向柱塞液压马达。

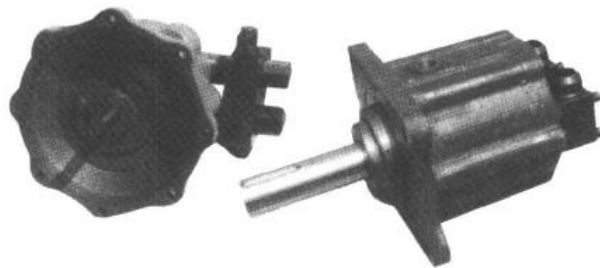


图 3-8 TXM 系列液压马达外观照片

二、TXM 系列液压马达

(一) 典型技术尺寸

作为启东精工液压马达厂 XM 系列斜盘式液压马达更新换代产品的 TXM 系列液压马达,其工作可靠,运转平稳,寿命长,扭矩大的特点正愈来愈被广大用户所理解和接受。

图 3-8 和图 3-9 分别为启东精工液压马达厂生产的 TXM 系列液压马达的外观照片和 TXM-F75F 液压马达的外形安装技术尺寸图。

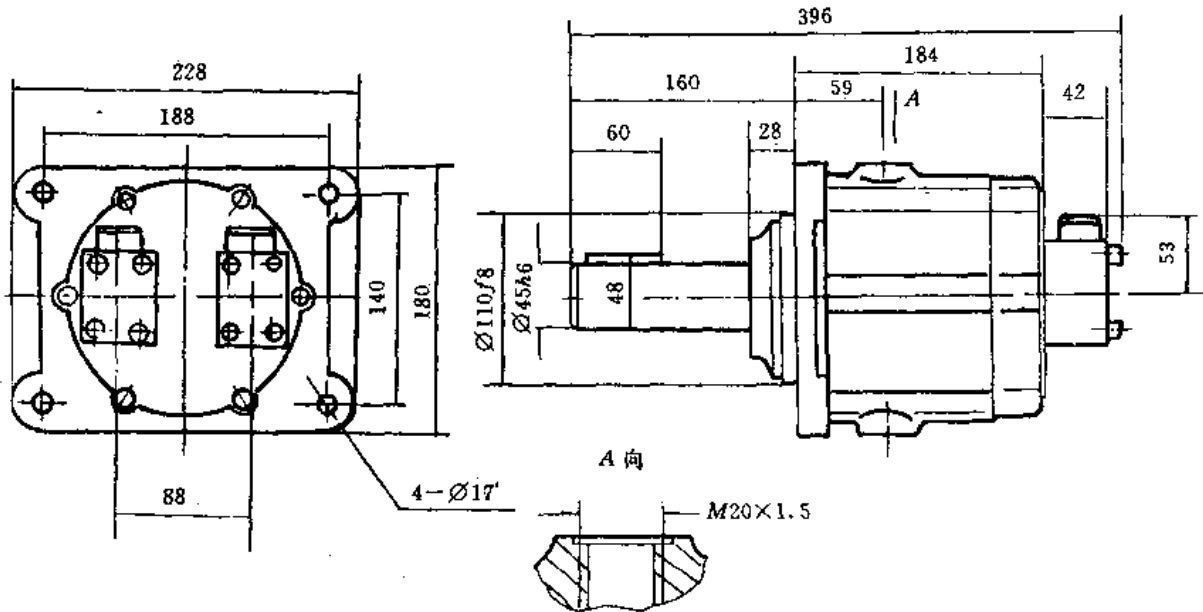


图 3-9 TXM-F75F 液压马达外形及安装技术尺寸

(二) 内部构造特点

TXM 系列通轴式斜盘液压马达的内部装配结构如图 3-10 所示,图 3-11 为其零件分解立体图。两图零件序号完全一致,以便对照查看。

由图 3-10 和图 3-11 可以看出, TXM 系列液压马达主要由传动轴 1、轴承 6 和 14、缸体 12、柱塞 10、滑靴 9、滑靴压盘 20、球铰 21、缸体 12 和顶杆 11 等零件组装而成。

传动输出轴 1 伸出端用轴承 6 固定在壳体 7 的相应孔内,轴用弹性挡圈 3 的作用是为了防止轴承 6 在轴上窜动,孔用挡圈 4 限定着挡盖 23,抵在轴承 6 的外钢圈上,使得轴 1 和轴承 6 的组件不会在液压马达壳体内产生轴向移动。密封圈 5 和旋转油封 2 可避免液压油从马达体内泄漏至外。

该马达的另一端,用高强度耐磨铸铁制造的配流端盖 13 与壳体 7 相连接。配流端盖 13 主要有下述几个作用:第一,中间的轴承孔内装置着传动轴 1 里端的支承轴承 14,使传动轴 1 在马达内,以简支梁形式较好地担负承重、旋转的工作。第二,与液压马达壳体 7 连接并围护成一个完整性的机械,并可防止液压油外泄。第三,在外端设有与进油、回油连接通道接头 14,该通道在端盖内端制成与 XM 配流盘一样形状的进油和出油配流窗口,并直接与由铁基渗铜粉末冶金制成的缸体内端面配合成一密封的滑动副,以保证液压马达的正常运转和容积效率的达到。

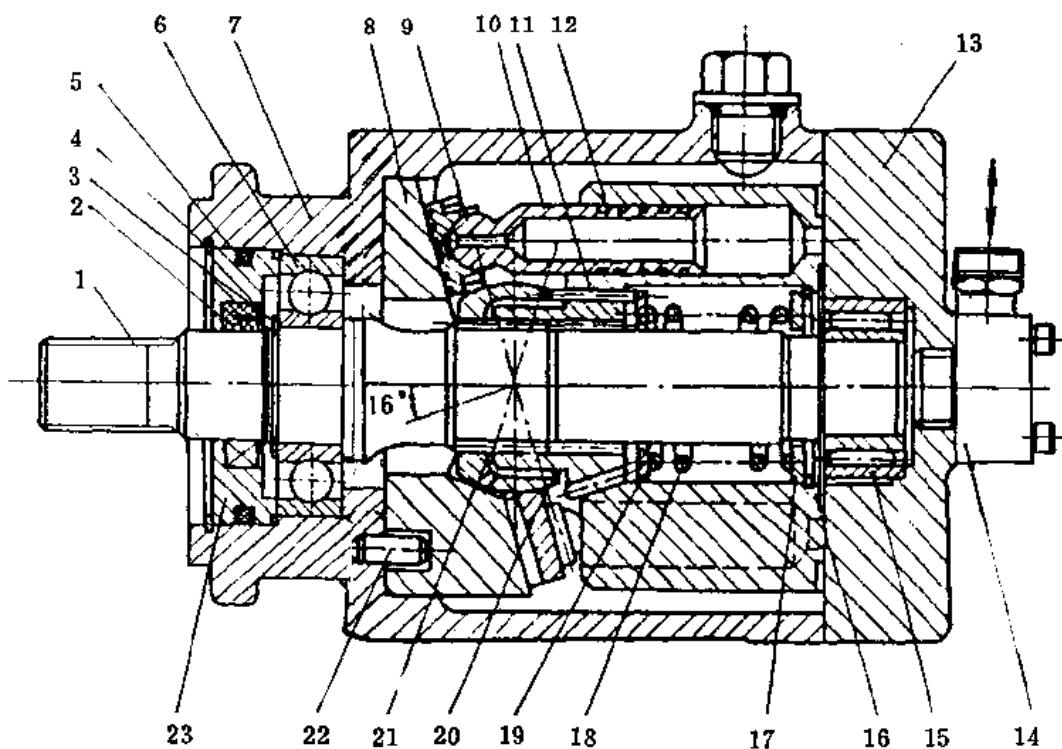


图 3-10 TXM 系列液压马达内部结构

1—输出轴;2—旋转油封;3—轴用挡圈;4—孔用挡圈;5—密封圈;6—轴承;7—壳体;8—斜盘;9—滑轮靴;
10—柱塞;11—顶杆;12—缸体;13—配流端盖;14—通油接头块;15—轴承;16—孔用挡圈;
17—垫片;18—弹簧;19—弹簧座;20—滑轮压盘;21—推压球铰;22—定位销;23—挡盖

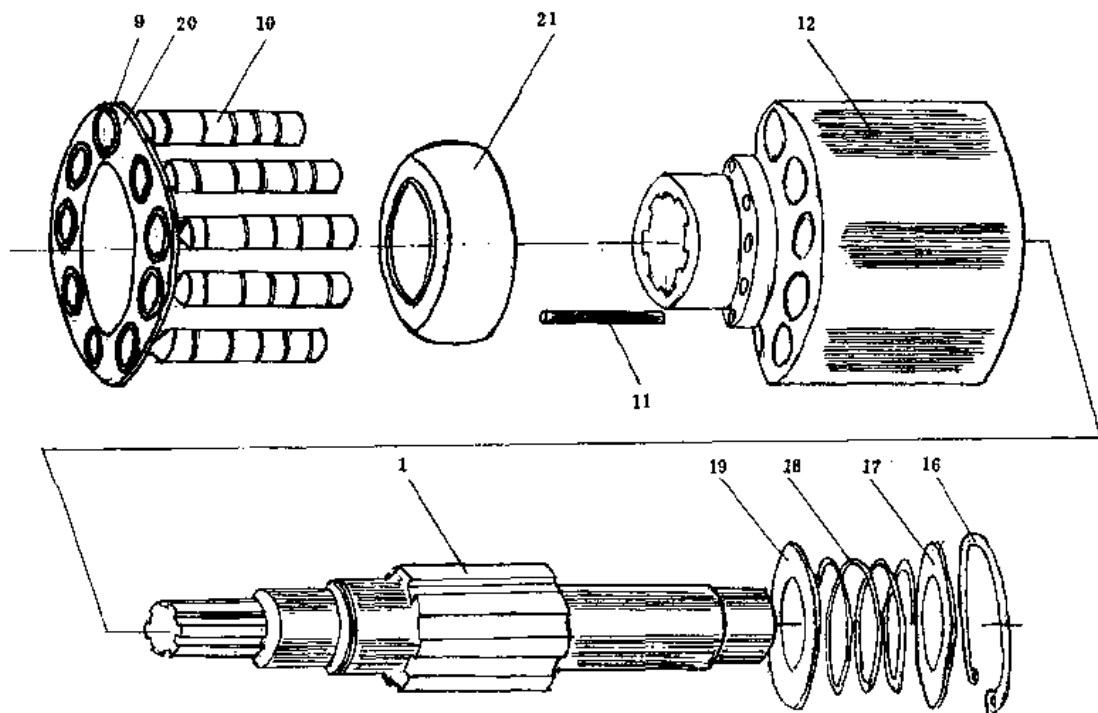


图 3-11 TXM 系列液压马达主要零件分解立体图

TXM 系列液压马达的柱塞 10、滑轮靴 7 组成的组件及斜盘 8、球铰 21 的结构、使用与

XM 系列相一致,但缸体 12 的中心孔处制有内花键槽与主轴 1 上的外花键相配合,除传递扭矩外并有助于两零件轴心线相重合。缸体 12 在内花键与柱塞孔之间的金属材料上钻有多个顶杆通孔,使得由垫片 17、孔用挡圈 16、弹簧座 19 约束着弹簧 18 的撑张弹性力,通过顶杆 12 而推压作用在球 21 上,以保证液压马达在外端方向上滑靴与斜盘 3 的贴合,该弹簧 18 的撑张弹性力的另一端则通过垫片 17、挡圈 16,而抵着缸体 12 与配流端盘 13 上的配流面密封贴合。

图 3-10 上面的螺塞在马达使用时是拆去的,该螺孔须与油箱接通,以防止马达内产生压力。

定位销 22 的作用是固定斜盘 3,防止其转动移位。

TXM 系列液压马达与 XM 系列液压马达的主要区别在于:

1. 缸体支承结构

XM 系列液压马达的缸体为轴承支承结构,如图 3-12 所示,滚动轴支承在轴承 B_2 上,悬臂带动缸体转动。缸体支承在轴承 B_1 上,端面 D 与配流盘相配合,如果轴承 B_1 的间隙 ΔS_B 和花键轴与缸体花键孔之间的间隙 ΔS_r 匹配得当,传动轴将不受弯矩的作用,在轴向推力 P 的作用下,缸体有良好的自位能力,保证了 D 面的配合,有利于提高泵的效率 and 减少磨损。

TXM 系列液压马达为轴支承缸体结构。如图 3-13 所示,缸体支承在直径很粗的传动轴的花键上,通过反复设计、研究,该马达柱塞径向合力的作用点 O ,又同时为花键 EE 长度的中点区域,所以,花键轴对缸体的反作用力 F_R 通过 O 点,使缸体不受倾复力矩的作用,从而可避免密封表面产生楔形间隙与局部接触,以保证良好的工作状态。

轴支承缸体结构的传动轴若采用鼓形花键(见图 3-13(b)),则当 F_R 不在花键中点位置时,仍可使 F_R 平衡点位于鼓形花键的最大直径部位,并提高缸体的自位能力。

2. 传动轴结构

XM 系列液压马达的传动轴采用轴与轴套的两段形式,结构复杂,由于承受柱塞侧向合力的缸体上大轴承占有了很大的空间,在安排七个柱塞孔的位置时,为了减小柱塞侧向力合力偏离轴承中心的距离,柱塞分布圆直径一般很小,所剩空间有限,加之该传动轴理论上只传递扭矩,故传动轴径较小。

TXM 系列液压马达有足够的空间,可以将传动轴的直径设计制造得相当大,具有很大的刚度可使轴的挠度减少到极小,再加之两端轴承呈简支梁形式,多年的运行实践证明,该轴能可靠地承受运行时的各种复杂受力状态。

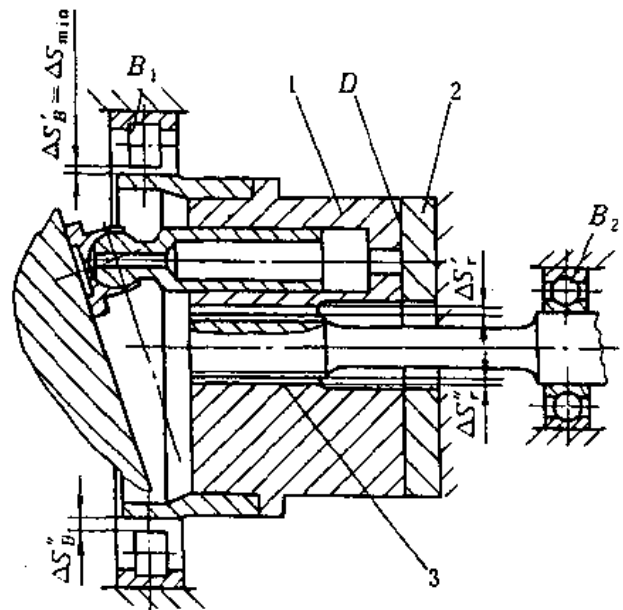


图 3-12 轴承支承缸体结构

1—缸体;2—配流盘;3—花键

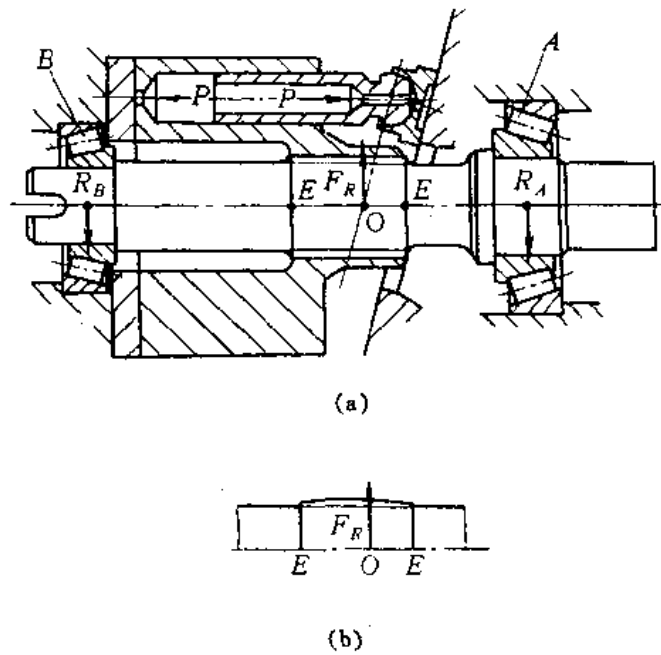


图 3-13 轴支承缸体结构

(a) 结构设置 (b) 鼓形花键

TXM 系列液压马达的传动轴结构简单, 装配、拆卸方便。

3. 预紧力结构

XM 系列液压马达中对配流盘——缸体——斜盘间的预紧压力由图 3-7 中的前后端两根弹簧 2 和 11 以及有关垫片进行调节, 结构复杂, 操作、装配很不便利。

TXM 系列液压马达依靠穿越缸体孔道中的推杆, 两端分别直接作用在球铰和缸体上, 结构更为合理, 仅用图 3-10 中的垫片 17 即可调整预紧力, 操作便利、可靠。

4. 使用寿命

轴向柱塞液压马达体积小、重量轻, 压力较高, 转速快, 马达内滚动轴承的负荷重, 易产生疲劳破坏, 因此, 滚动轴承也是轴向液压马达的最薄弱关键之一。一般说来, 工程界常根据其轴承不出现疲劳剥落失效的工作时数作为液压马达工作寿命的主要根据。

XM 系列液压马达缸体轴承尺寸大, 相同转速时线速度高, 受马达一定的外形尺寸限制和成本费用的考虑, 不可能选用工作寿命系数偏大的重、宽系列滚动轴承, 而 TXM 系列马达主轴上的滚动轴承, 本身尺寸小, 选择时具有较大的空间。

以滚动轴承的工作使用时间为液压马达工作寿命的主要根据, TXM 系列液压马达的工作寿命无疑长于 XM 系列。

5. 提高输出扭矩

如前所述, XM 系列液压马达仅有七个柱塞, 而 TXM 系列马达柱塞分布圆直径较大, 除去粗直径传动轴所占位置外, 为了充分利用分布圆尺寸空间, 采用了九个柱塞结构, 比同样型号参数的 XM 系列马达的输出扭矩, 可提高 19% 左右。

6. 配流盘与端盖合而为一

TXM 系列液压马达将配流盖与内侧端盖合而为一地制造成配流端盖, 减少了零件, 消除了原配流盘两个端面上被污染颗粒侵入甚至嵌着的可能性, 利于马达的维护保养。而且, 该配流端盖今后可以制成球面, 以利进一步提高缸体的旋转自定位能力。

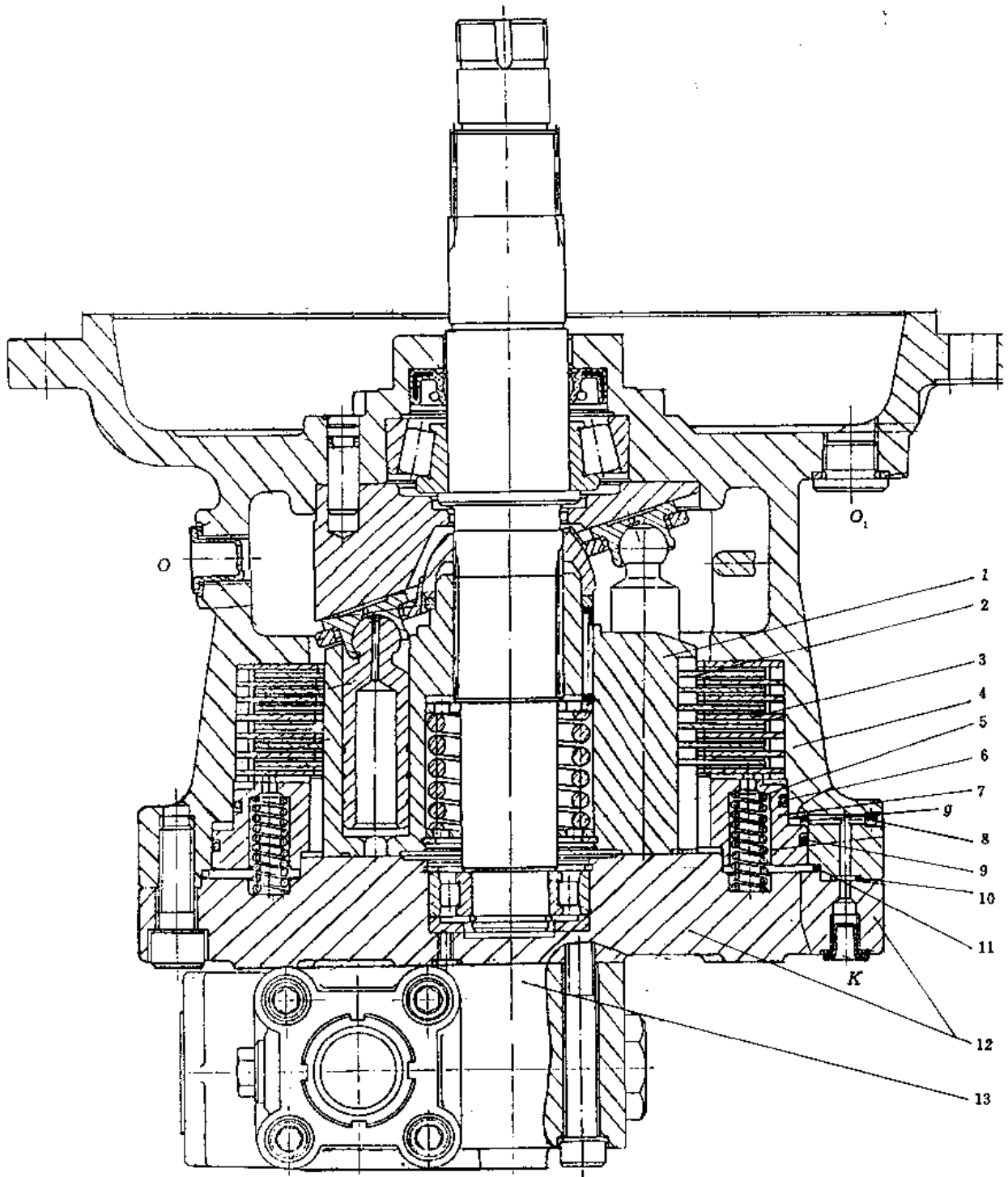


图 3-14 TXMZ 系列液压马达的内部结构

1—缸体；2—内制动片；3—外制动片；4—马达壳体；5—制动弹簧；6—密封圈；7—制动缸活塞；
8—工艺孔堵塞；9、10、11—密封圈；12—配流端盖；13—进出油口与附属阀的集合块

三、TXMZ 系列液压马达

(一) 结构特点

TXMZ 系列液压马达是在 TXM 系列马达的基础上加设制动机构,并将附属有关的双向压力阀或背压平衡阀与马达进油口集于一体装设在马达一端而成,图 3-14 所示为 TXM (B)型马达一种常闭制动式的内部结构。

图 3-14 中,有关的通轴式传动花键轴,轴承、斜盘、球铰、顶杆、弹簧、柱塞——滑靴等零部件结构均与 TXM 系列马达一致并可互换,主要不同之处在于:缸体 1 的外圆柱面上加工有外花键槽,一组(六片)内制动摩擦片 2,依靠内孔中的花键孔套在缸体 1 上并可顺利滑动;而马达壳体 4 的相应孔中制有滑键,一组(六片)外制动摩擦片 3 的外圆柱面上制有花键槽,可在壳体 4 内滑动并与内制动片 2 隔片安放。

配流端盖与壳体 4 用螺钉紧固连接。配流端盖 12 内的制动弹簧 5 推压着装有密封圈 6 和 9 的制动活塞 7,将内、外制动片组 2 和 3 紧紧接合成一体,缸体 1 被制动在马达壳体 4 内,这样,可防止液压马达本身驱动的负载在停止时因重力等原因而发生的下滑现象。

当制动机构工作压力油液从 K 口通道进入制动缸的 9 腔后,压力油推动活塞 7 压缩制动弹簧 5 而后退,内、外制动摩擦片 2 和 3 上的压力得以解除,并在片间产生转动间隙,制动片脱离,缸体 1 与马达壳体 4 的制动消除,液压马达得以正常运转工作。

安装时工艺孔堵头 8 应旋紧,静密封圈 10、11 均不应有损坏。

图 3-14 中的泄油孔 O 与 O₁ 的作用与前述一样,可防止壳孔内产生背压,也可在连续重载时,一油口接油箱,另一泄油口通入冷却油得以循环。

TXMZ 系列液压马达也有 TXMZK 型常(离)开式结构的,这种制动片常(离)开式的制动机构工作原理如图 3-15 所示,其中壳体 6、缸体 3、内外制动摩擦片 4、5 的安装结构同于图 3-14。当图 3-15 中制动压力控制油口 K 未通入制动压力油时,制动活塞 1 在脱离弹簧 2 的作用下向左移动,内、外制动摩擦片 4、5 上的正压力消除,片间产生两者可滑动的距离间隙,缸体 3 与壳体 6 间制动功能丧失,缸体 3 内的柱塞即可在压力油的作用下带动缸体正常运转并驱动负载进行工作。

当液压马达运转到设定位置后需要制动,液压马达工作油停止输入的同时,从 K 口通入规定压力的制动压力油液,制动活塞 1 压缩弹簧 2 向右移动,紧紧推压着内、外制动摩擦片 4、5,将原先旋转的缸体制动在固定的液压马达壳体 6 内。

具体结构安排时,在制动片 4、5 直径不变的情况下,可适当放大活塞 1 的有关外径尺寸,并将弹簧 2 安放孔道设置在壳体 6 中,以推动活塞离开制动摩擦片。

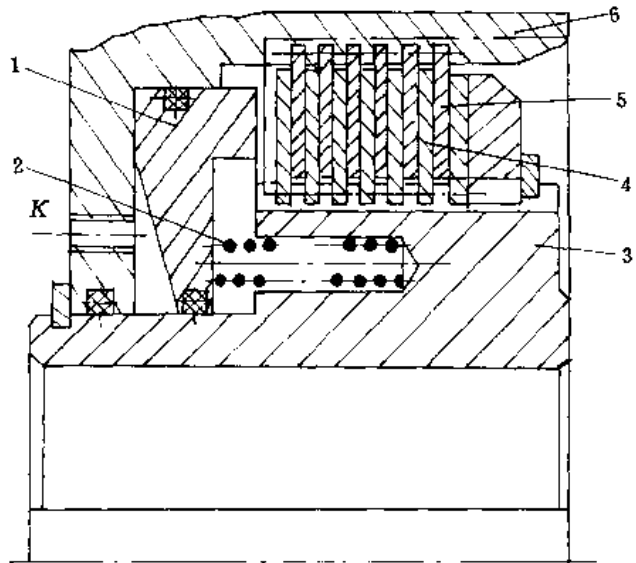


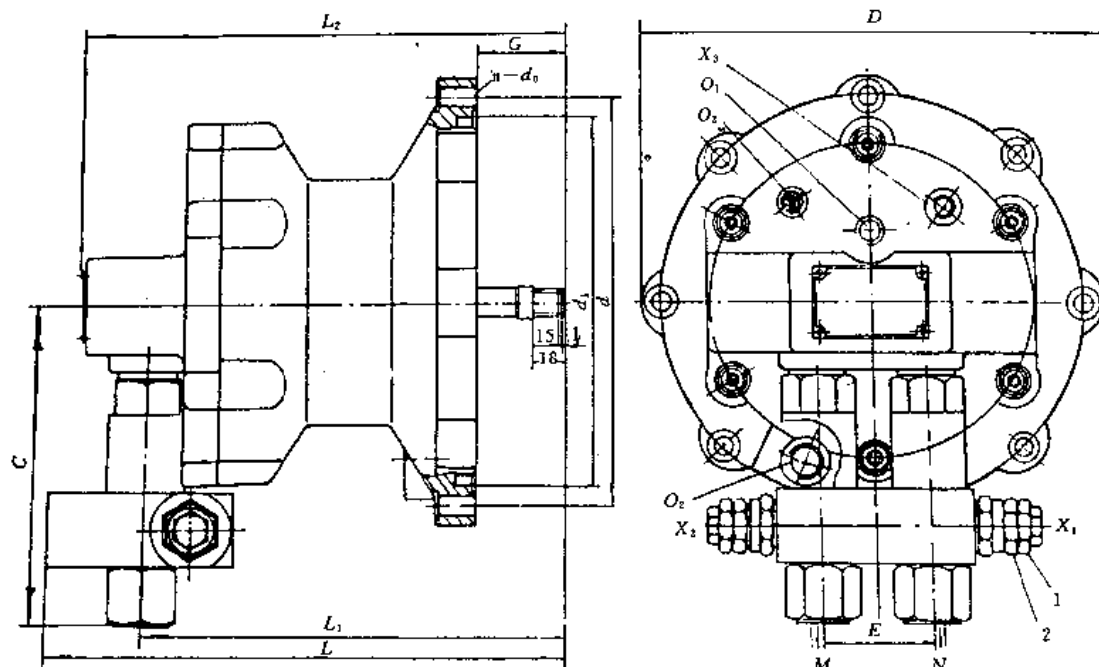
图 3-15 常(离)开式制动机构工作原理
1—制动活塞;2—弹簧;3—缸体;4—内制动摩擦片;
5—外制动摩擦片;6—液压马达壳体

(二)双向安全阀和背压平衡阀

1. 双向安全阀

双向安全阀是 TXMZ-E25L 系列液压马达中,与马达进、出油口集合装于一体的双向压力限压阀,无论马达正转或反转,均能可靠地进行系统的压力安全保护。

图 3-16 为 TXMZ-E25L 系列液压马达及其双向安全阀的安装外形结构。双向安全阀的工作原理结构如图 3-17 所示。



外形尺寸					安装尺寸					油管接口尺寸				重量 kg
D	C	L	L ₁	L ₂	d	d _k	G	E	n-d ₀	M, N	X ₁ -X ₃	O ₁	O ₂	
254	178.5	283	231	268	∅232	∅210 _m	50	60	8-∅11	M20×1.5	M14×1.5	Z1/4"	M18×1.5	29
											M14×1.5			29

图 3-16 TXMZ-E25L 液压马达及其双向安全阀的安装外形

1—调压螺杆;2—锁紧螺母

M、N—马达进、出主油口;O₁、O₂—泄油孔或外接装置通泄油口;O₃—制动活塞放气口;

X₁、X₂—双向安装阀液压控制油进口;X₃—制动器压力油进/出口

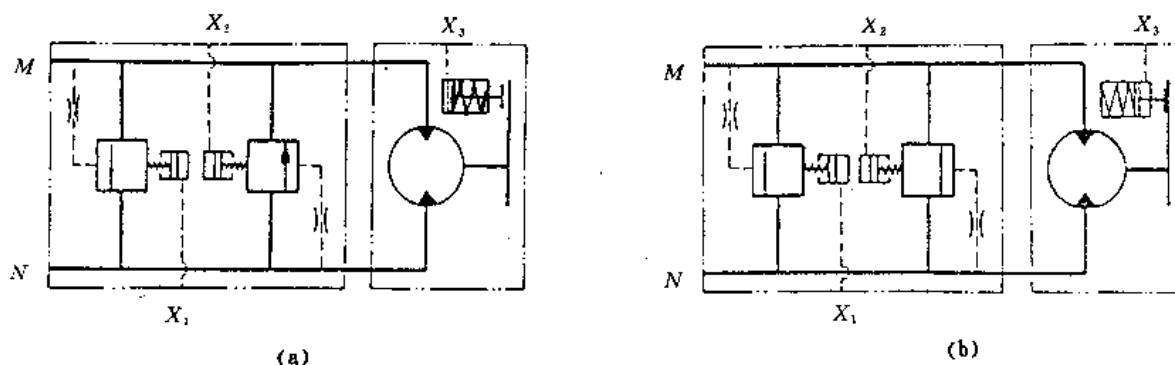


图 3-17 双向安全阀的工作原理

(a)常开式制动 (b)常闭式制动

图 3-17 中, M、N 为液压马达进、出油的主油口,面对马达输出轴,若主轴为顺时针转动,即通常所称的液压马达的正转状态下, M 为液压马达的进油口, N 为出油口,此时安全限压阀

的液压控制油由 X_1 进入；若面对马达输出轴，主轴逆时针转动，即液压马达反转，则 N 口为液压马达的进油口， M 为出油口，双向安全阀液压控制油由 X_2 导入。

上述为双向安全阀的液压控制安全限压的状态。一般从 X_1 或 X_2 输入 $0\sim 15.3\text{MPa}$ 的控制压力油，则液压马达便在该压力值范围内可靠地工作，马达输入压力油压若高于该液控压力油时，则溢流阀打开，溢流。

双向安全阀也可以不采用上述的液压控制法而改用固定控制，此时，只需旋松锁紧螺母 2（见图 3-16），然后将调压螺杆 1 旋动至某一适当位置，再旋紧锁紧螺母 2 即可。此时该安全阀就完全是一只定值溢流限压阀。

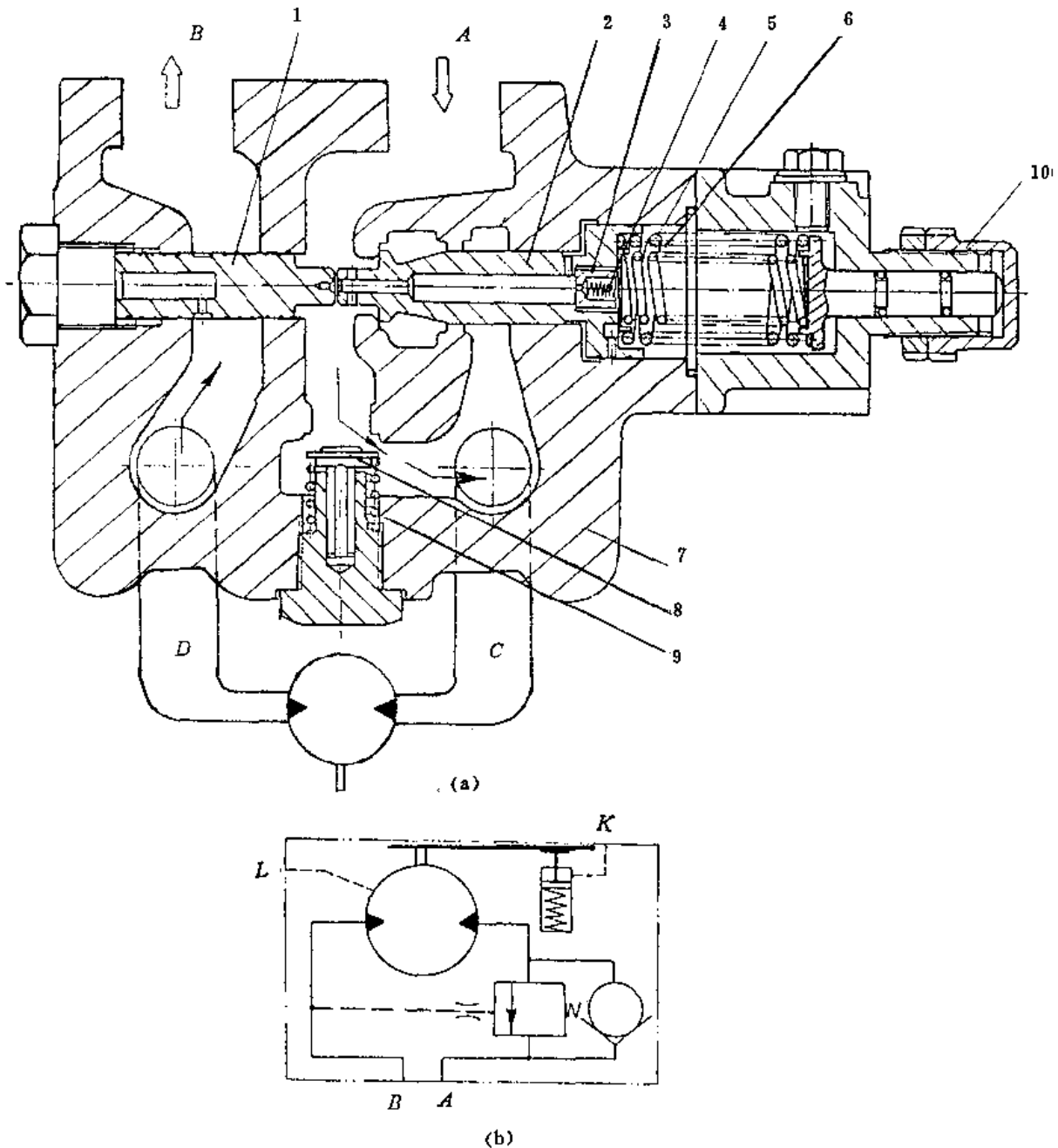


图 3-18 背压平衡阀及其马达提升工作状态

(a) 结构 (b) 符号

1—先导滑阀；2—主柱塞滑阀；3—节流孔板；4、5、6、9—弹簧；7—阀体；8—单向阀；10—调压螺盖

图 3-17(a)为制动器常开(K)型结构,当马达进油口停止供油时,制动油从 X_3 进入,马达即时被制动。图 3-17(b)为制动器常闭(B)型结构,马达进油口开始通油时,必须从 X_3 口同时导入压力油,以松开制动器,液压马达方始可以转动。

2. 背压平衡阀

启东精工液压马达厂制造的 TXMZ-F75B、TXMZ-F100B 以及 TXM-F75、TXM-F100 系列液压马达中,在进出油口的连接块内,设置着为卷扬机配套的背压平衡阀,并与液压马达集为一体。

背压平衡阀主要由阀体 7、主柱塞滑阀 2、先导柱塞滑阀 1、节流孔板 3、弹簧 4、5、6、9 和单向阀 8 等组成。图 3-18 是其内部结构与提升动作时的工作原理图。

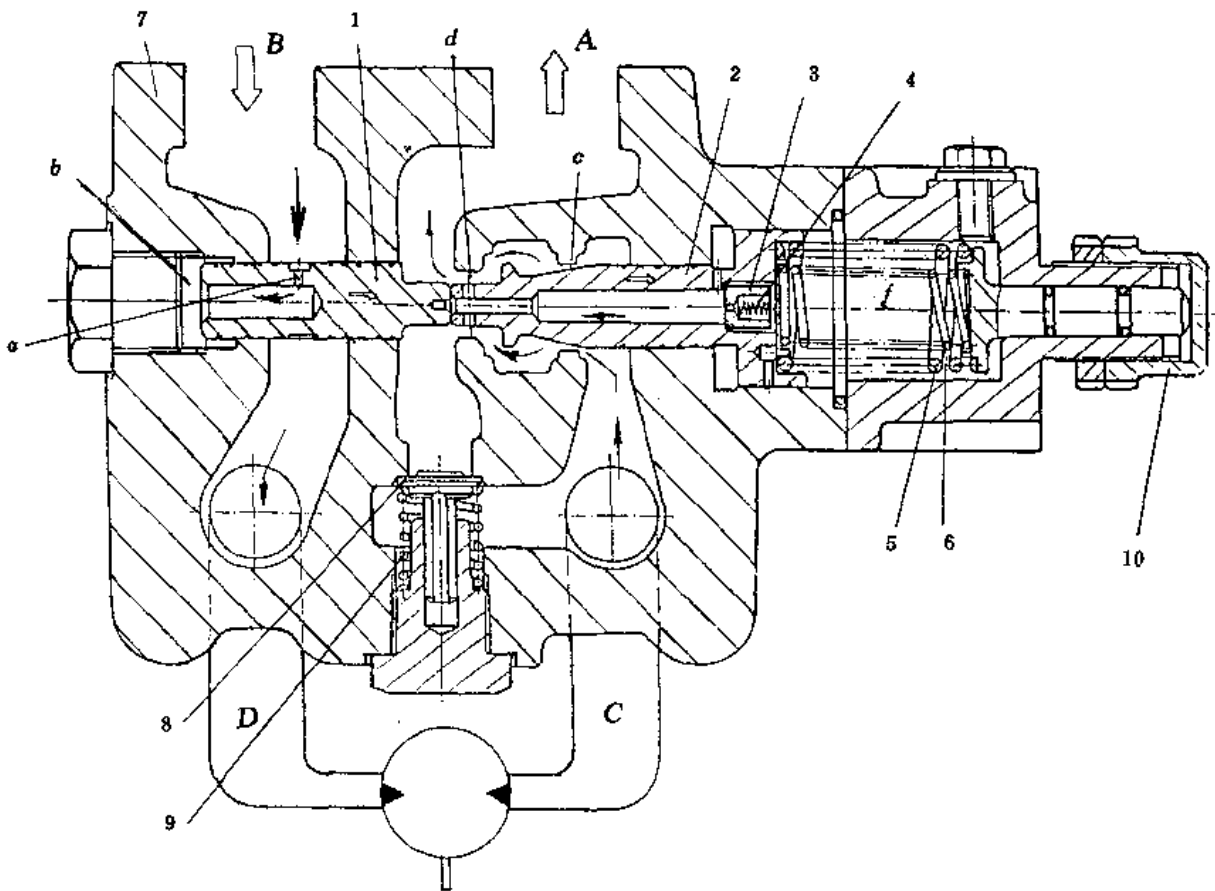


图 3-19 下降工作状态的背压平衡阀

1-先导滑阀;2-主滑阀;3-节流孔板;4、5、6、9-弹簧;7-阀体;8-单向阀;10-调压螺盖

当压力油从背压平衡阀 A 油孔经阀体 7 内的油路到达单向阀 8,当液压油压力值超过 0.7MPa 时,即克服弹簧 9 的预紧力而推开单向阀 8,然后流经 C 油孔后进入液压马达的缸体一柱塞内,使液压马达旋转驱动卷扬筒,开始提升吊钩。

液压马达的回油则流过 D 油孔和阀体 7 内油路后,从 B 油孔流回油箱。当停止向背压平衡阀 A 油孔供油时,单向阀 8 就会立即关闭,不仅防止液压油从背压平衡阀向外流出,而且在 C 油孔发生与起吊载荷相对应的保持压力,以防止液压马达逆转,使起吊重物悬停在所需高

度。

吊钩下降动作及其停止动作见图 3—21。

与吊钩提升动作相反,高压油从背压平衡阀 *B* 油孔,经阀体 7 内油路后从油孔 *D* 进入液压马达的缸体,使液压马达旋转,转向与前述相反。但是,液压马达回油侧的 *C* 油孔通至 *A* 油孔的油路则被单向阀 8 和主柱塞滑阀 2 所堵住。因而在 *C* 油路内发生相当大的油路压力。液压马达回油未流动,故尚不能旋转。与此同时,*B* 油孔的液压油经由先导柱塞滑阀 1 的节流孔 *a* 流进 *b* 腔。

在上述状态下,当液压油压力超过 4.4MPa 时,*b* 腔的压力则克服弹簧 5、6 的张力,使先导柱塞阀 1 从其中间位置向右移动。这时主柱塞滑阀 2 也被先导柱塞滑阀 1 推动向右移动。结果在主柱塞滑阀 2 的 *C* 切口部与阀体 7 之间形成间隙,*C* 油孔与 *A* 油孔接通,液压油则流过此切口部使液压马达旋转。向 *B* 油孔的供油量变多时,因原来的 *C* 切口部间隙较小,而 *B* 油孔的压力上升,从而先导柱塞滑阀 1 和主柱塞滑阀 2 就再次向右移动到 *b* 腔的压力与弹簧 5、6 的张力呈平衡状态的位置。由此 *C* 切口部的间隙变大,液压油流量变大,吊钩下降速度也变快。*f* 阻尼腔的液压油则通过节流孔板 3 而流进 *A* 油孔,如改变弹簧 5、6 的张力之大小,可调节螺盖 10 来达到。与此相反,向 *B* 油孔的供油量变小时,因原来的 *C* 切口部间隙较大而 *B* 油孔内的压力下降,*b* 腔的压力也同时下降,结果先导柱塞滑阀 1 和主柱塞滑阀 2 就会向左移动。*D* 腔的压力与弹簧 5、6 的张力呈平衡状态的位置,以防止液压马达在起吊载荷的影响下超速旋转。*C* 切口部的间隙变小,液压油流量变小,吊钩下降速度也变慢。这时,液压油则通过节流阀 3 而流进 *f* 阻尼腔。设置 *f* 阻尼腔和节流阀 3 的目的在于防止卷筒的吊钩下降成为继续波动或爬行的动作。

当停止向 *B* 油孔供油时,*b* 腔内的压力会消失,从而主柱塞滑阀 2 受到弹簧 5、6 的张力向左移动,直到与 *d* 部接触为止。主柱塞滑阀 2 紧贴于 *C* 部,而防止油从 *C* 油孔向 *A* 油孔流出。因单向阀 8 关闭,在 *C* 油孔内发生与起吊载荷相对应的保持压力。由此,背压平衡阀能阻止液压马达旋转,使起吊重物悬停在空中所需高度。

第三节 关键零件的结构、加工及修理

一、缸体

(一)结构与加工过程

XM 系列液压马达中的旋转缸体,作为主要关键零件,制造厂家根据客户使用需要,不断有所改进,但图 3—20 所示的基本形状结构,对各类柱塞马达及泵均有重要的参考价值。

旋转缸体的加工工艺状况见表 3—2。

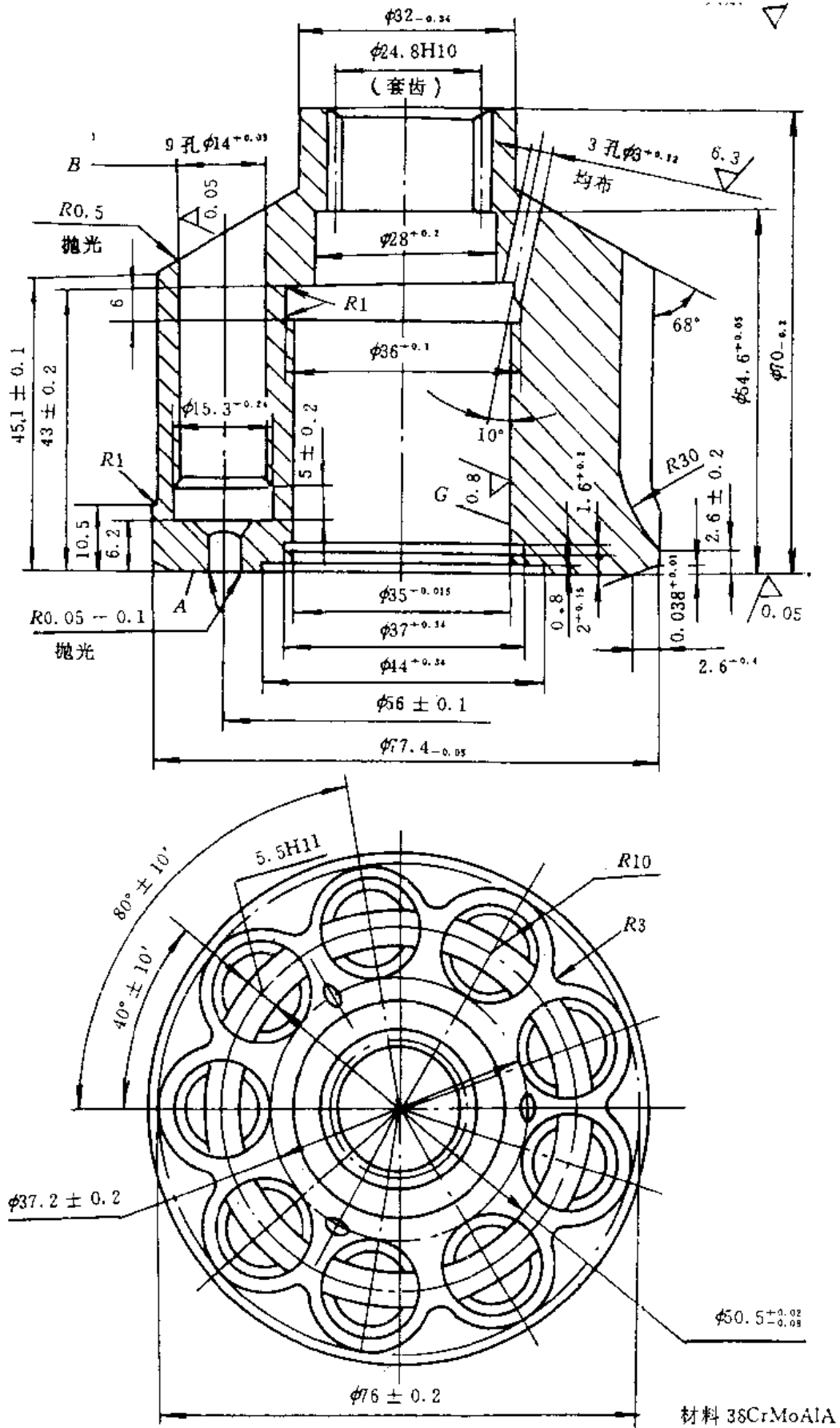
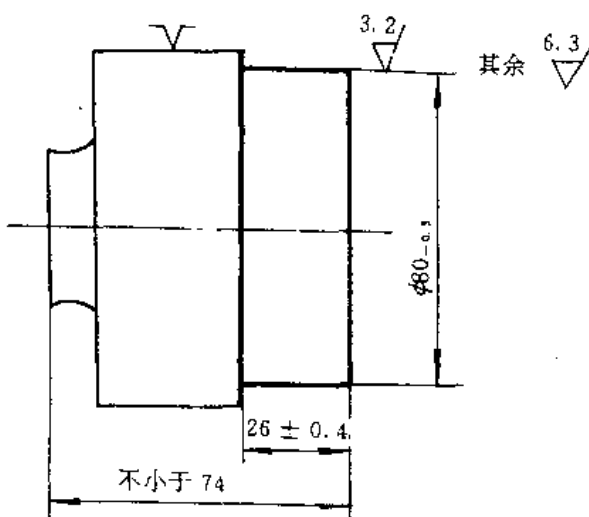
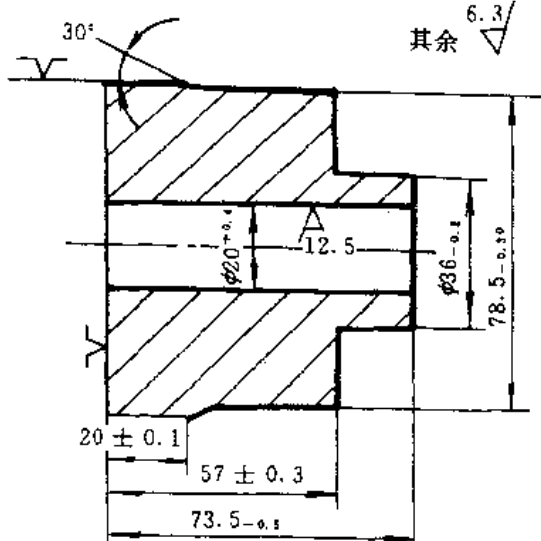
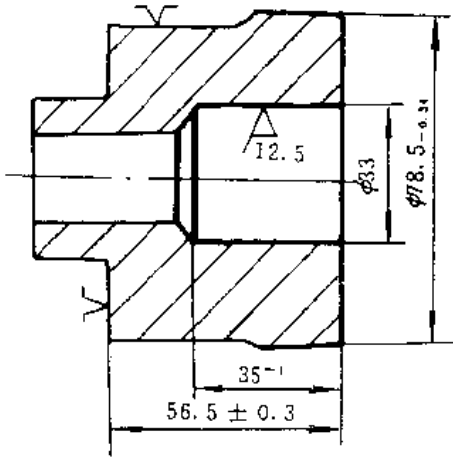
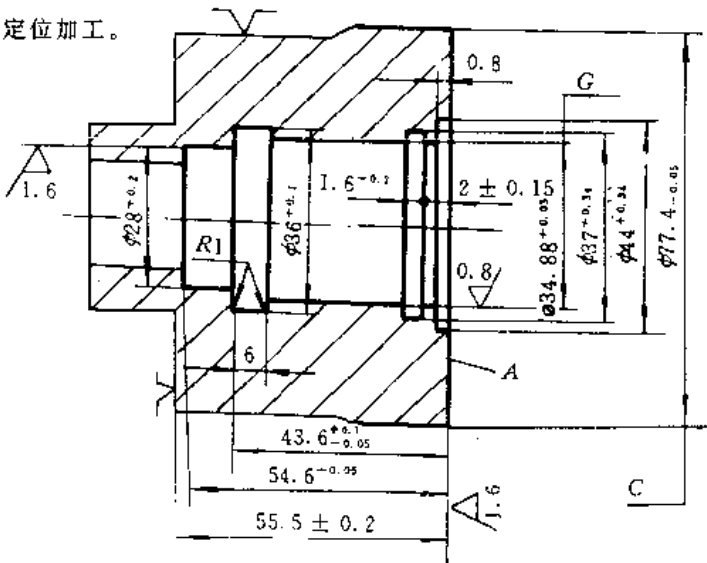


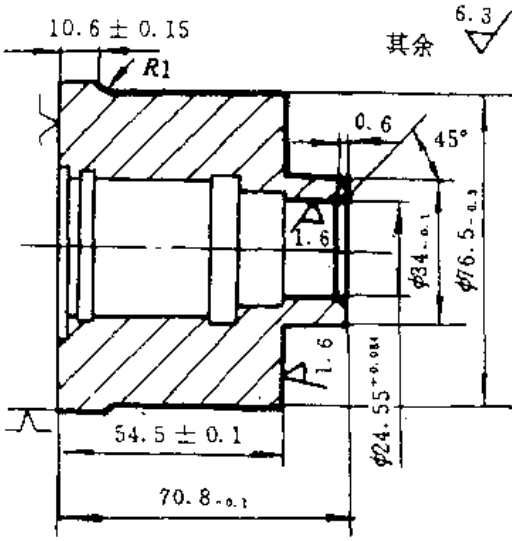
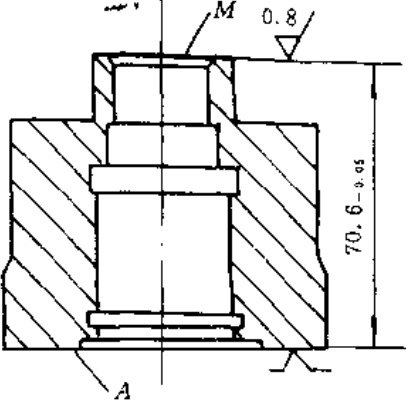
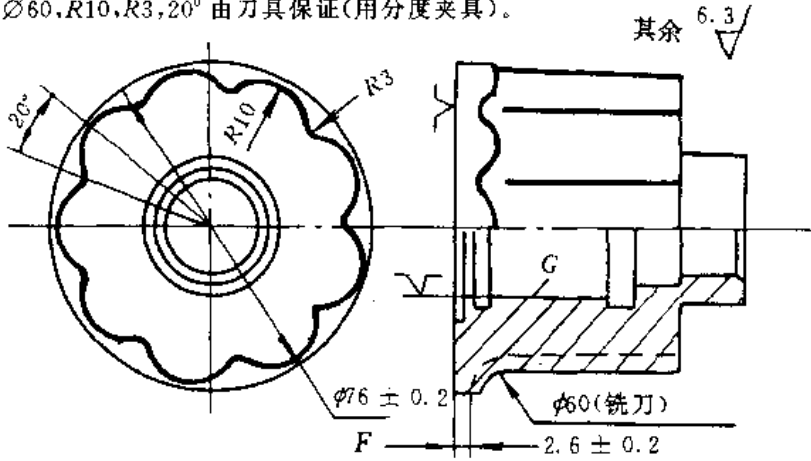
图 3-20 缸体参考结构零件图

表 3-2 缸体的工艺路线

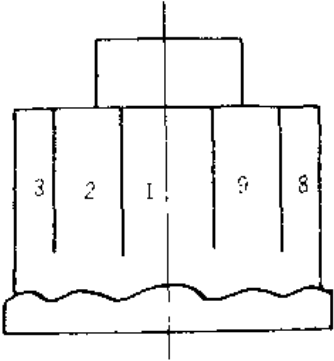
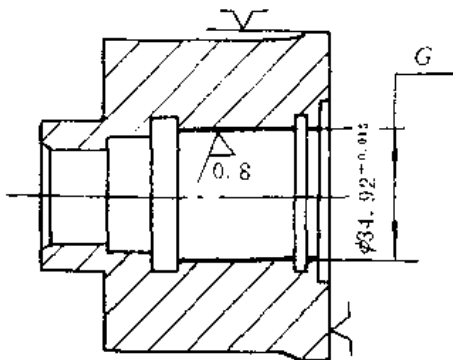
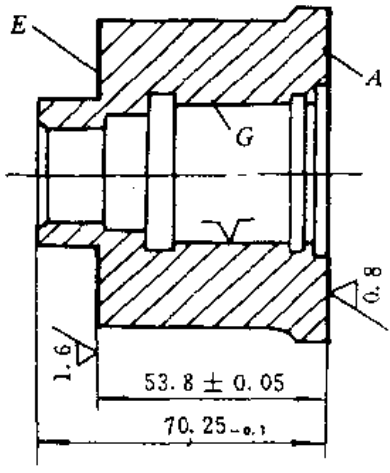
工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
1	粗车	
2	调头粗车	

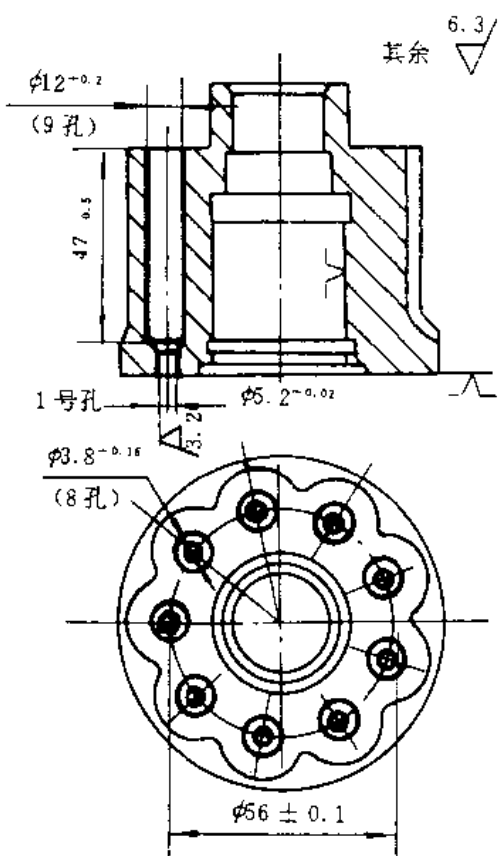
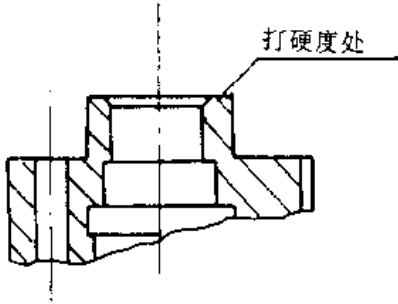
工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
3	细车	<p>尖边倒圆； 热处理 HRC=28~35； 随带试棒。</p> <p style="text-align: right;">6.3 其余 ∇</p> 
4	车内孔	<p>A 对 G 的跳动不 大于 0.01mm(一次定 位加工保证)； A 和 C 一次定位加工。</p> <p style="text-align: right;">3.2 其余 ∇</p> 

(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
5	车	<p>尖边倒圆。</p>  <p>10.6 ± 0.15 R1 0.6 45° 1.6 φ34.5 ± 0.1 φ76.5 ± 0.1 φ24.55 ± 0.004 54.5 ± 0.1 70.8 ± 0.1 其余 6.3</p>
6	磨 端 面 M	<p>端面 M 对 A 的不平行度不大于 0.02mm。</p>  <p>M 0.8 70.6 ± 0.05 A</p>
7	铣 外 形	<p>校正心轴跳动不大于 0.02mm; 保证 F 对 G 跳动不大于 0.08mm; ∅60, R10, R3, 20° 由刀具保证(用分度夹具)。</p>  <p>20° R10 R3 φ6 ± 0.2 φ60(铣刀) 2.6 ± 0.2 其余 6.3</p>

(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
8	钳工	<p>清除铣外形留下的毛刺； 打印柱塞号； 尖边倒圆。</p> 
9	研磨孔G	<p>孔G不允许有倒锥形度； 孔G的正锥度及椭圆度 不大于0.005mm； 孔G孔口外端(即卡圈 槽外的部分)塞规不过端 允许通过。</p> 
10	精车端面E和A	<p>端面E和A的不平行 度不大于0.01mm； 端面A对孔G的跳动 不大于0.01mm。</p> 

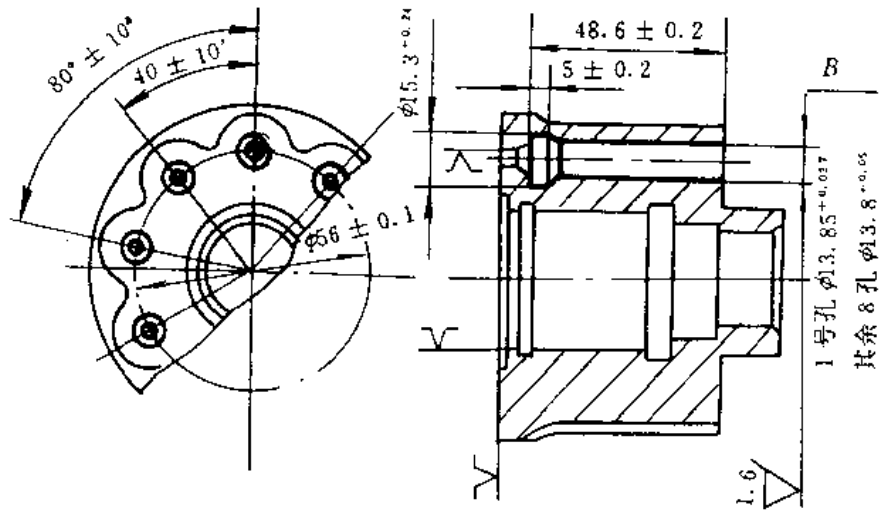
工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
11	钻 孔	<p>钻孔前以1号孔定向 (用分度夹具)。</p>  <p>其余 6.3</p> <p>$\phi 12^{-0.2}$ (9孔)</p> <p>47 0.3</p> <p>1号孔 $\phi 5.2^{-0.02}$</p> <p>$\phi 3.8^{-0.16}$ (8孔)</p> <p>$\phi 56 \pm 0.1$</p>
12	稳 定 回 火	<p>回火后表面硬度 HRC=28~35; 随带试棒。</p>  <p>打硬度处</p>

(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
-----	------	-------------

13

镗孔及车槽

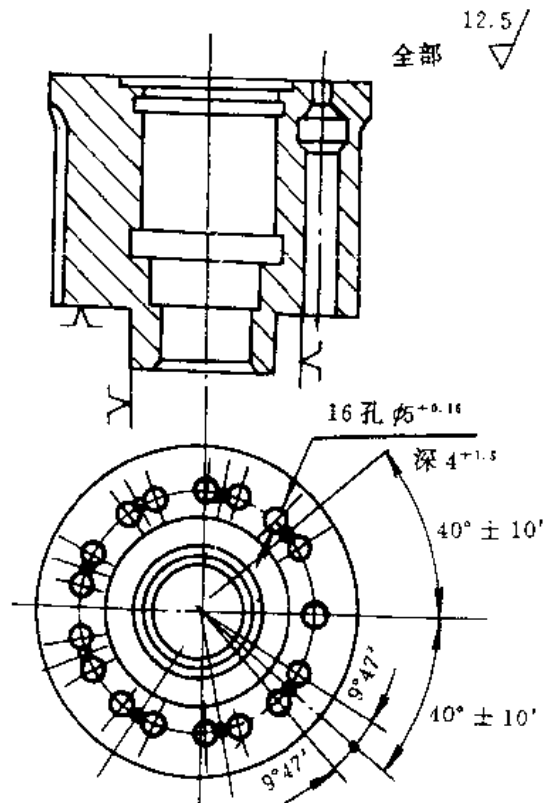


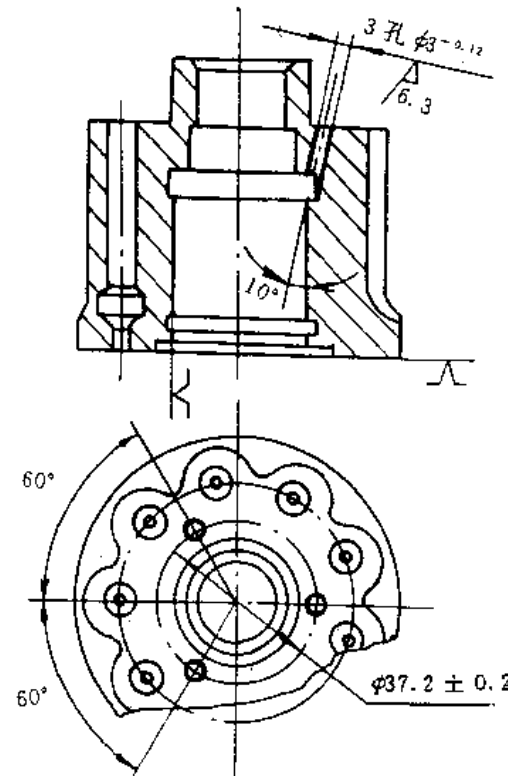
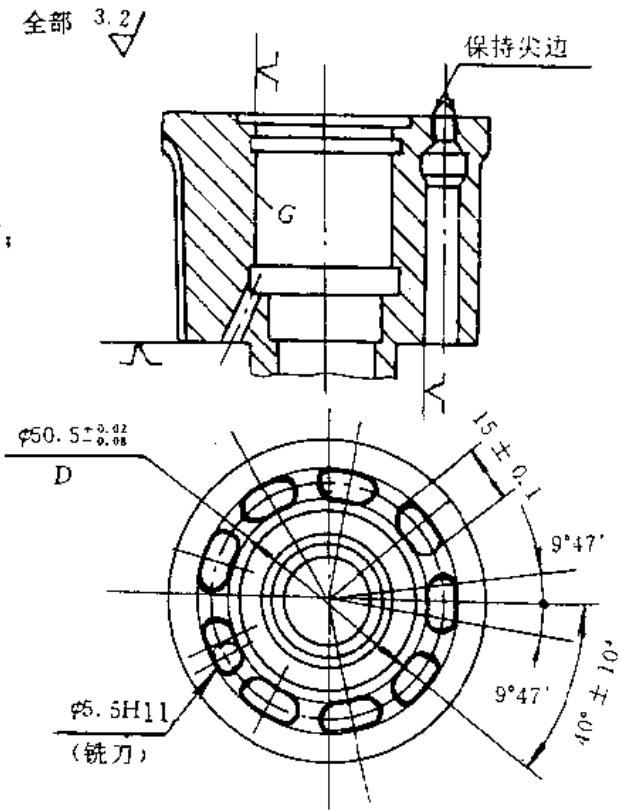
孔 B 的椭圆度和锥形度控制在公差范围内。
(分度夹具)

14

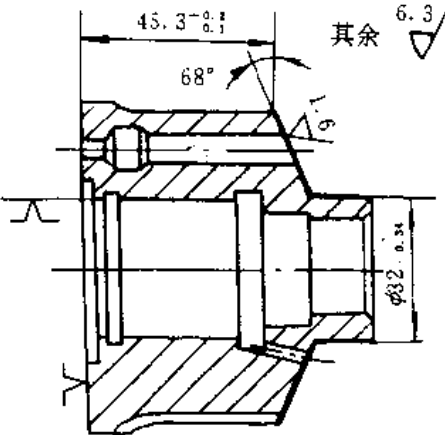
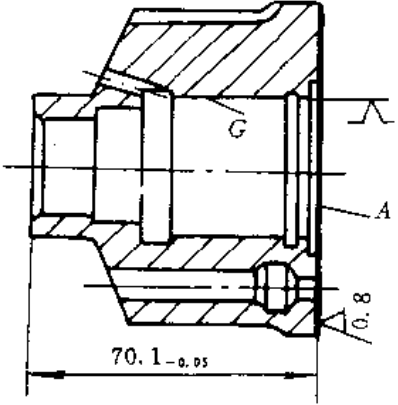
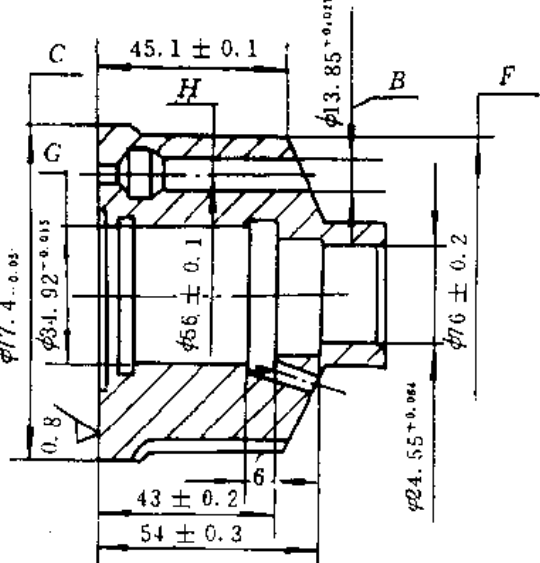
钻孔

钻孔前以 1 号孔及凸台定向, 并对准十字中心线。
(专用夹具)

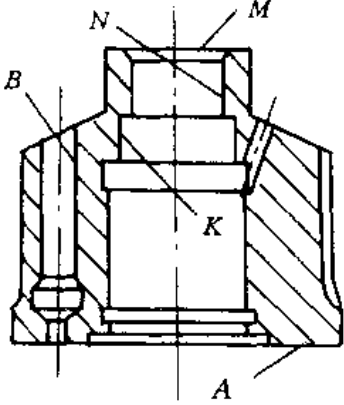


工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
15	钻斜孔	<p>清除掉钻孔毛刺。 (使用钻模)</p>  <p>全部 3.2</p>
16	铣分油槽	<p>表面 D 对 G 的跳动不大于 0.08mm； 分油槽不许切入柱塞孔的退刀槽之圆周上，以保证 $9^{\circ}47'$； 仔细清理分油槽口毛刺，但必须保持尖边。</p>  <p>保持尖边</p> <p>D</p> <p>$\phi 5.5H11$ (铣刀)</p>

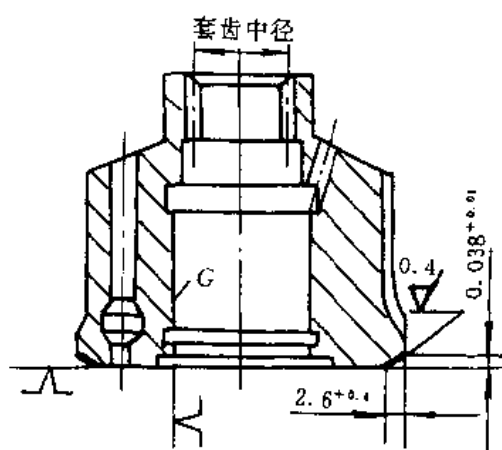
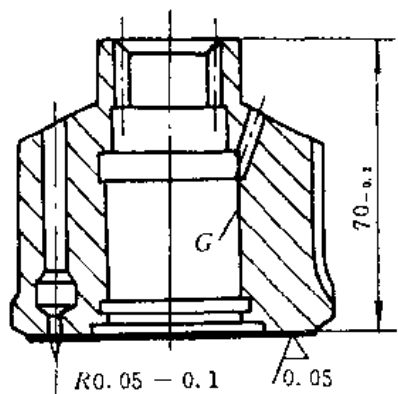
(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
17	车锥面	<p>车锥面。</p> 
18	清理	车锥面处,去毛刺,倒圆。
19	磨端面 A	<p>端面 A 靠出即可; 端面 A 对 G 的跳动不大于 0.01mm。</p> 
20	检验	<p>9 个柱塞孔直径 $13.85^{+0.017}$ 圆柱度应在公差范围内; 表面 C, F 和 H 对 G 的跳动不大于 0.1mm; 分油槽不许切入柱塞孔退刀槽的圆周上; 孔 G 孔口(即卡圆槽外的部分)允许塞规不过端通过。</p> 

(续表)

I.序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
21	镀 锡	<p>端面 A 和九个柱塞孔 B 表面不允许有锡镀层(即 B 与 A 不镀锡)。M、N 和 K 面必须有锡镀层,锡镀层厚度 $6\sim 8\mu\text{m}$。</p> 
22	氮 化	<p>气体氮化,端面 A 及九个柱塞孔 B 表面氮化,氮化层深 $0.35\sim 0.55\text{mm}$,表面硬度 $\text{HV}\geq 900$,中心硬度 $\text{HRC}=28\sim 35$。孔 N、K 和端面 M 不许氮化。随带试棒。</p>
23	研 磨	<p>研磨孔 G 至 $\varnothing 35^{-0.015}$, $Ra0.3$,不许有倒锥度,不圆柱度不大于 0.005mm,孔口允许塞规不过端通过。</p>
24	精 磨	<p>精磨端面 A 至总长为 $70.05_{-0.04}$,以孔 G 定位,端面 A 不允许凸起,只许凹下 0.005mm,端面 A 对孔 G 的跳动不大于 0.01mm,进行磁力探伤,端面 A 应无裂纹。</p>
25	细 磨	<p>吸牢端面 A,磨 M 面,至两面距离为 $70_{-0.15}$。</p>
26	磨 削	<p>磨孔 N,以孔 G 定位,孔 N 磨至 $24.8^{-0.004}$, $Ra0.6$ 孔 N 对孔 G 跳动 $< 0.03\text{mm}$。</p>
27	磨 削	<p>磨削柱塞孔至尺寸 $13.95^{-0.11}$,以孔 G 定位,柱塞孔不圆柱度允差不大于 0.01mm,柱塞孔分布圆对孔 G 跳动量小于 0.1mm(校正夹具保证 1),九个柱塞孔对端面 A 不垂直度不大于 0.02mm。表面粗糙度 $Ra0.2$。</p>
28	拉套齿	<p>齿圈对 G 孔的跳动不大于 0.04mm。</p>

(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
29	清理	去掉套齿及柱塞孔 B 端面毛刺。
30	表面处理	发蓝。
31	研磨	研磨柱塞孔 B 至 $\varnothing 14^{+0.01}$, $Ra0.05$, 圆柱度允差不大于 0.003mm , 不直度不大于 0.003mm (按孔最小实际尺寸选用比孔小 $0.004\sim 0.002\text{mm}$ 的量规应能靠自重 200g 通入全孔)。
32	磨斜边	<p>$2.6^{+0.1}$ 对 G 孔的偏移 不大于 0.05mm; 去毛刺。</p> 
33	研磨	<p>研磨端面 A, 粗研后抛光 分油槽口 $R0.05\sim 0.1$, 精 研至 $Ra0.05$。 端面 A 对孔 G 的跳动不 大于 0.01mm。 端面 A 的不平度不大于 0.001mm。</p> 
34	探伤	磁力探伤, 端面 A 应无裂纹。
35	清除研料	清除研磨研料, 在 $70\sim 80^\circ\text{C}$ 热煤油中, 浸泡 10min , 用冷气吹干, 然后在清洁的汽油 $H-70$ 中清洗, 再采用酒精棉团擦净九个柱塞孔。

(续表)

工序号	工序名称	加工技术要求及工序草图
36	总检验	<p>九个柱塞孔的尺寸为$\varnothing 14^{+0.03}$, $Ra0.05$, 孔 G 直径为$\varnothing 35^{+0.015}$, $Ra0.8$, 总长$70_{-0.27}$。端面 A 粗糙度 $Ra0.05$。端面 A 的不平度不大于 0.001mm;</p> <p>九个柱塞孔的不圆柱度允差不大于 0.003mm;</p> <p>九个柱塞孔的不直度不大于 0.003mm (按孔最小实际尺寸选用比孔小 $0.004 \sim 0.002\text{mm}$ 的量规应能靠自重 200g 通入全孔);</p> <p>九个柱塞孔对端面 A 的不垂直度不大于 0.03mm;</p> <p>套齿对 G 的跳动不大于 0.04mm;</p> <p>孔 G 孔口 (即卡圈槽外部分) 塞规不过端允许通过。</p>

(二) 缸体的修理

斜盘式轴向柱塞液压马达如果注意正确地使用和平日的维护保养,特别是用油的清洁,一般零部件均具有较长的寿命。但是,缸体与配流盘的运动副表面恰是一个最易磨损的关键之处。现将故障现象、产生原因及修理方法列于表 3-3。

表 3-3 缸体配流端面常见故障与修理

磨损现象	产生原因	修理方法
缸体与配流盘贴合面磨损或烧坏	<ol style="list-style-type: none"> 1. 向油箱加油时未过滤,或油箱中隔板间的滤油网破裂而使杂质污物吸入泵内; 2. 缸体材质低、含有杂质或软硬不均匀; 3. 配流盘端面硬度太低; 4. 配油盘在高温条件下长时间工作,并因高压油压作用而导致应力变形; 5. 配流盘与缸体相互配合的两个端面;某一端面或两端面平面度超差,且成凹形; 6. 缸体上的柱塞孔,精校时深度未达到,或者孔有锥度,导致柱塞在缸体孔内卡死; 7. 泵壳(中间泵壳体)的内支承孔与传动轴的同轴度超差; 8. 缸体与轴承配合间隙过大; 9. 缸体花键孔与传动轴花键配合间隙太小; 10. 缸体配流面与其轴承支承面不垂直; 11. 传动轴弯曲或大、小轴承未装正。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 修理隔层油网,对油液重新过滤,清除油液中的杂质污垢; 2. 检查或更换缸体; 3. 检查或更换配流盘; 4. 检查、排除油温升高的故障,必要时增加油液冷却装置,检修或更换配流盘; 5. 研、抛配流盘或平磨缸体,使两者平面度、表面光洁度(表面粗糙度)符合技术要求; 6. 检修缸体柱塞孔的深度、锥度等形位精度,保证在允差范围内; 7. 拆检泵壳上内承面与传动轴的同轴度,并予调整在允许范围内,超差太大无法调整时,应更换泵壳或传动轴; 8. 更换缸体或轴承,适当减小配合间隙; 9. 调整或修理传动轴花键,适当增加间隙,使花键能滑入花键槽中; 10. 检修调整或更换有关零件; 11. 更换或修理传动轴,重新装配轴承。

最后应当说明的是,由于缸体端面能在压力油的作用下自动压紧于配流盘,泄漏很小,并且在端面磨损后有自动补偿作用,因此,两者之间通常有良好的密封性,但据其磨损状况,因配流盘用定位销与壳体固定着,其磨损属于不均匀的,即通常说的“单边磨损”,而缸体是高速旋转的零件,其端面磨损一般比较均匀。

如果发现缸体端面有轻微磨损或划伤,可将该端面放在二级精度以上的研磨平板上进行

研磨,使平面度达到小于0.005mm的允差内,表面粗糙度为 $Ra0.32$ (相当表面光洁度达到 $\nabla 9$),为了防止金刚砂嵌入青铜缸体内加剧配流副表面磨损,研磨时严禁采用碳化砂金刚砂作研磨剂,必要时,采用白钢玉或抛光膏(俗称绿油)研磨。

若磨损较为严重,应以缸体外套的轴承跑道的端面为基准,将缸体置于平面磨床的工作台上,把磨损或粘坏痕迹磨削去除,然后抛光至 $Ra0.32$ (相当原表面光洁度 $\nabla 9$),并保证该端面平面度不大于0.005mm的允差。

在装配或修理缸体时,柱塞缸的缸孔口上都有 $0.5 \times 45^\circ \sim 1 \times 45^\circ$ 的倒角,该倒角尺寸只能小于1,不能大于1,如果倒角大,就相当于缩短了柱塞孔的长度,使缸孔含住柱塞的长度缩短,使柱塞受的侧向力(弯矩)增大而减少马达的使用寿命,因此,缸孔口边千万不要碰伤,若有毛刺和棱角要轻轻去掉,千万不要刮成大圆角。

若柱塞孔内碰伤、咬毛或粘损,必要时可车制内锥套工具进行研磨。

二、柱塞和滑靴

(一) 柱塞

1. 柱塞材料的选用

柱塞副的材料选用,通常有两种方案可选择:

- (1) 柱塞为硬材料,缸孔为软材料;
- (2) 柱塞为软材料,缸孔为硬材料。

我国济南铸锻研究所设计、开发的CY(M)14-1系列液压泵(马达)即采用第一种方案。其柱塞材料通常选用12CrNi、18CrMnTiA、9SiCr、CrMn、T7A、T8A等。上述材料通过整体淬火或渗碳后淬火、或氮化热处理后均得到HRC60以上的硬度;而缸体常采用硬度甚软的QAL9-4铝青铜等,加工制造较为方便。但运行后多为缸孔磨损,修理时较为困难。

为了改变上述情况,XM系列液压马达采用第二种方案。缸体(见图3-20)采用38CrMoALA氮化钢材料,缸孔与配流端面表面氮化硬度高达 $HV > 900$ 。而柱塞多采用如图3-21所示的低合金工具钢CrWMn,并在运动副表面电镀镀青铜。

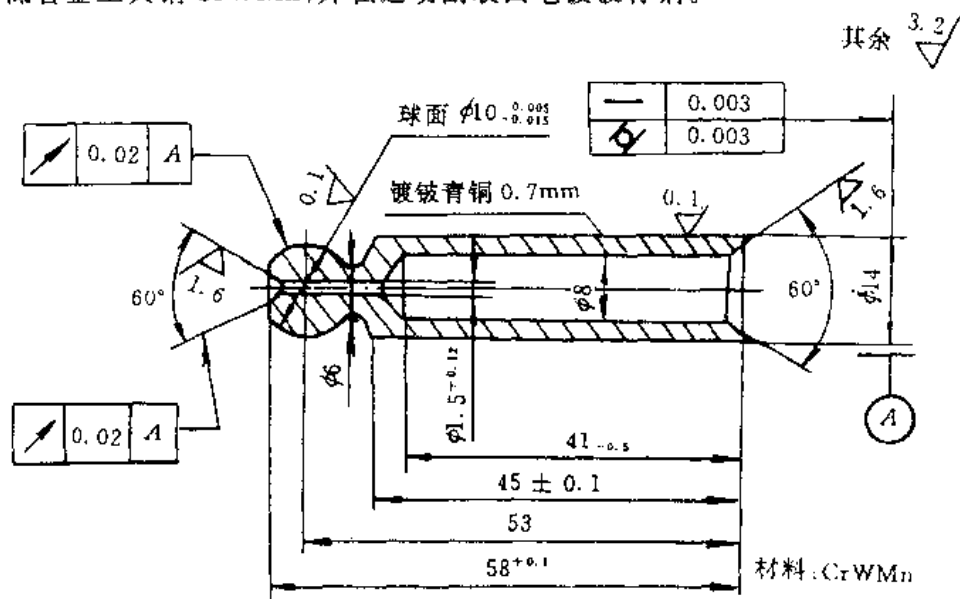


图 3-21 柱塞零件工作图

2. 加工工艺概况

由图 3-21 可知,柱塞的主要精度部位在于球头和圆柱部分以及球面与外圆柱面的同轴度要求。柱塞加工外圆柱面时以中心孔作定位基准,加工球面以外圆柱面为定位基准,以便保证球面与外圆柱面的同轴度。外圆柱面细加工后镀铍青铜,然后磨削外径,磨削后的尺寸应为柱塞孔的实际尺寸再加上配磨余量(0.05~0.07mm),待柱塞副组合加工时配磨外径,以保证配合间隙为 0.015~0.022mm;球面加工经车球、磨球或粗研球后,留珩球或精研球余量,待滑靴副组合加工时,珩球或精研球面至图纸尺寸(即 $\varnothing 10_{-0.015}^{+0.005}$)。

柱塞加工的基本工序为:

棒料毛坯→车削外圆柱面→钻内孔→车中心孔→粗磨外径→车削球面→粗磨球面→热处理→冷处理→粗研中心孔→磨外径→镀铍青铜→精研中心孔→精磨外圆柱面→珩磨或精研球面。

图 3-22 为球头的加工常用方法。图 3-22(a)为一种将车刀夹固在专用车球辅具上,加工粗车球头(球面留有 0.6mm 左右磨削余量)的方法;图 3-22(b)是在专用机床上,为提高功效,采用旋风头铣刀粗加工球头的状况;图 3-22(c)为采用圆筒形成形刀半精加工球头的结构。

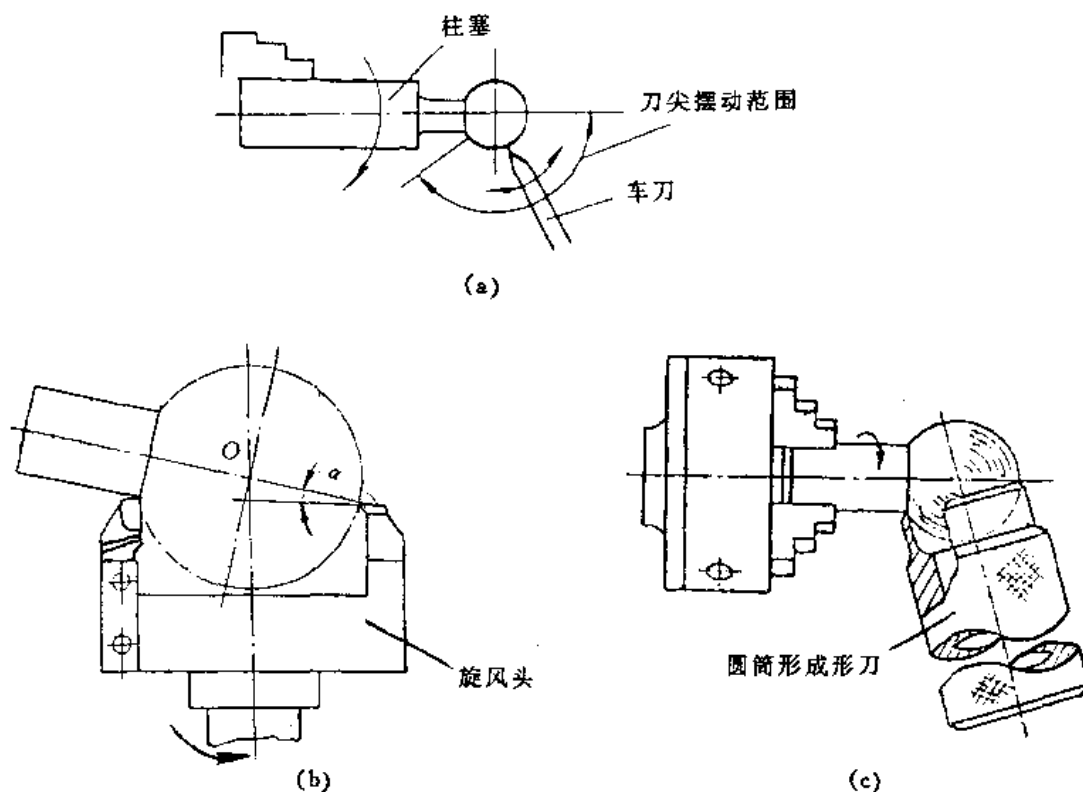


图 3-22 球头的粗加工
(a)辅具车球 (b)旋风头车球 (c)成形刀车球

柱塞在镀铍青铜后需进行磨削的精加工。图 3-23(a)为砂轮磨球头的工作情况;图 3-23(b)为用研磨棒精磨球头,可达到 $Ra0.16$ 的表面粗糙度;图 3-23(c)为采用环氧树脂珩具,在车床或专用机床上进行珩球研磨,其表面粗糙度可达到 $Ra0.10$ 的要求。

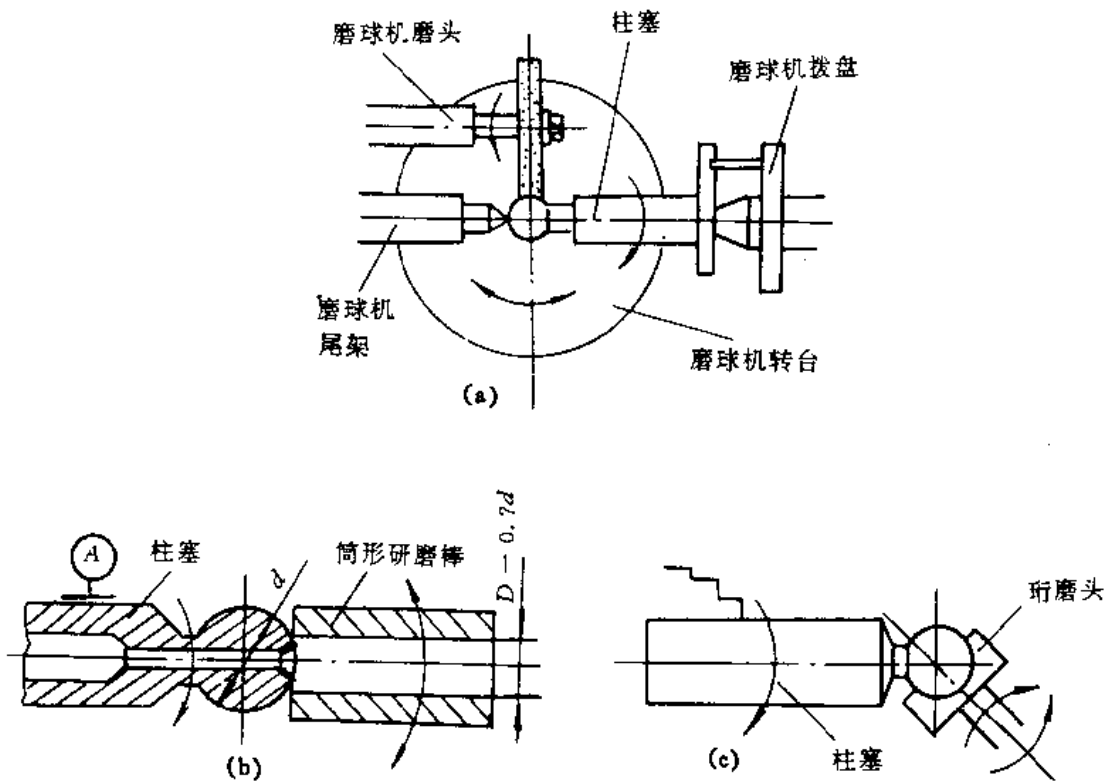


图 3-23 精加工柱塞
(a)砂轮磨削 (b)研磨 (c)珩磨

应该补充讲一下,柱塞的圆柱部分,一般分粗磨和精磨两道工序,在无心磨床或者外圆磨床上磨制,精磨时要根据相配的缸体柱塞孔的实际尺寸配磨最终尺寸。当以柱塞圆柱部分为基准磨削球头时,该圆柱部分必须是预先粗磨过的。此外,用无心磨床加工柱塞圆柱面,有时在圆柱面上会产生棱角,且不易察觉。然而,只要在灯光下转动柱塞,如看见有轴向平行亮线,就表示有棱角。在配装滑靴以前,一定要把住这一关,不使装入。

柱塞圆柱上的棱角,加之圆柱与球头的同轴度差值,圆柱与滑靴内球面的同轴度差值及回程盘孔分度不均匀等其他原因,使泵在试车或在以后的使用运行过程中,可能会在柱塞棱角亮线处出现挂铜现象,严重时会造成柱塞卡死,滑靴拔掉,甚至把回程盘拉碎而使整个油泵毁坏。

(二)滑靴加工工艺概况

一般情况下,滑靴用青铜制造,以利于球铰副耐磨。但也有的将滑靴改用(见图 3-24)高强度结构钢 30CrMnSiA 制造,就可免除球铰副配合间隙增大的倾向,但要给止推面 C 镀青铜,在铜镀层上再镀银。给内球面镀银,青铜有减磨作用,银镀有减磨和散热良好的作用。

滑靴加工应在一次装夹下车削诸外径和端面 C,然后以端面 C 和外径为定位基准加工球窝,能保证它们之间的位置精度。

端面 C 的加工顺序是:

粗车→细车→镀青铜(镀层厚 0.6mm)→精车(保留铜层厚 20~30 μ m)→镀银(镀层厚 8~12 μ m)→研磨端面 C 至 Ra 为 0.1(并达到平面度要求)→脱除磨粒(在 80→100 $^{\circ}$ C 热煤油中浸泡 30min,捞出后用冷气反复吹干净,再用清洁的汽油清洗,最后用冷气吹干净)。

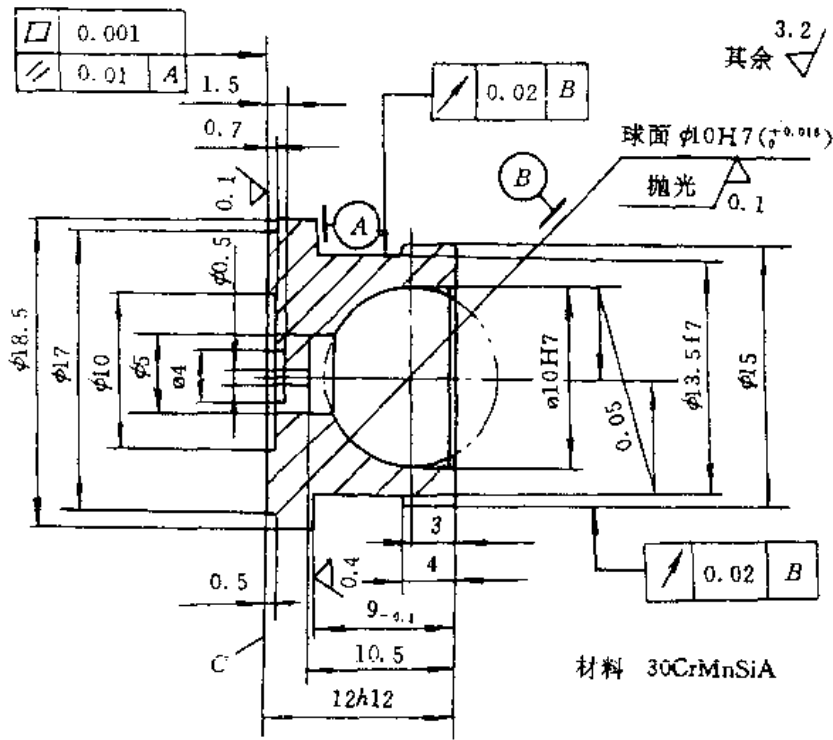


图 3-24 滑靴零件工作图

球窝的加工步骤是先用磨制成仿球形的钻头，钻制成坯孔，然后用图 3-25(a) 中所示的钱刀（即球形圆片铰刀）精加工，最后以一把浮动式精钱刀校正加工。采用 30CrMnSiA 合金结构钢的滑靴还要镀上厚度为 8~12 μm 的银层，然后，研磨球面（研具的外球面应与柱塞的外球面严格一致）或抛光球面（用于脱除磨粒和降低粗糙度），最后用图 3-25(b) 中所示的球头塞规检验，其着色面积应不小于 70%。

(三) 包球工艺

包球，这是一道很关键的重要工序。不少单位采用滚压包球方法。它由凸形或凸凹形滚轮组成的辅具夹固在车床刀架上，将滑靴用模具夹在车床卡盘上，开动车床，通过相对的滚压运动，使青铜滑靴包口处的材料产生金属挤压延展变形成为裙口，从而将球头良好地包合起来。为提高质量与效率，现在多采用在此基础上发展起来的三滚轮式包球收口机。

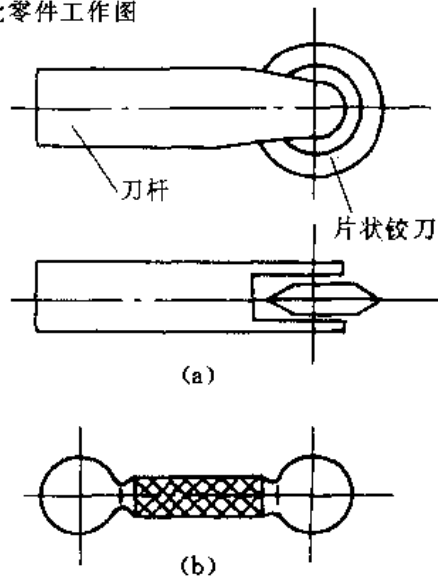


图 3-25 钱刀和球规
(a) 钱刀 (b) 球头塞规

图 3-26 为三滚轮式收口机上的收口方法。三瓣弹簧夹头由动力带动旋转 ($n \geq 100\text{r/min}$), 三个支臂 (图中仅表示出两个) 呈空间安装, 它们在水平面内相互间的夹角为 120° , 与弹簧夹头轴线夹角都成 60° , 两个支臂上安装滚轮, 滚轮外缘为凹形, 滚轮外缘压滑靴裙部, 使裙部金属逐渐变形, 将球包好。另一个支臂上安装钱形轮, 用于平衡另两个支臂上滚轮施加给滑靴裙部的径向压力。垂直顶尖及三个支臂由液压作动筒驱动, 沿自身轴线方向靠近滑靴裙部或后退, 调节液压油的工作压力就可改变力 P 和 T 的大小。

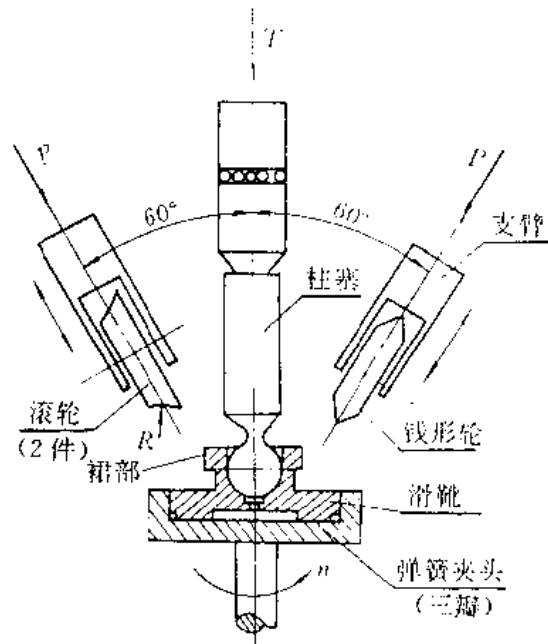


图 3-26 三滚轮式收口机包球

收口前必须将内、外球面清理干净, 不许有毛刺、污物及锈斑等缺陷, 将球头放入球窝中用手转动应灵活自如, 表明配合间隙合适后, 方可进行收口。对图 3-24 的滑靴, 裙部直径比颈部直径大, 目的是为了提髙裙口的刚性以加强滑靴的抗拉脱强度。

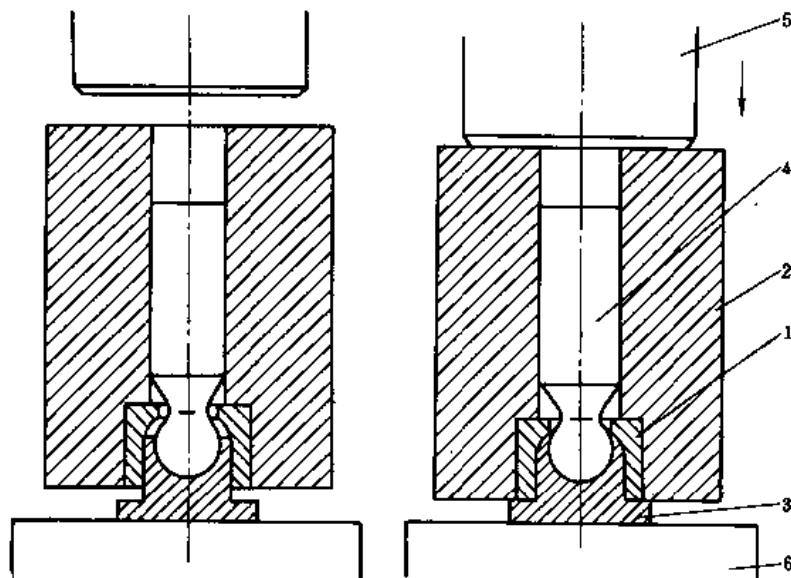


图 3-27 压胎包球

1-对开式包合模具; 2-套筒; 3-滑靴; 4-柱塞; 5-压力机压头; 6-压力机平台

三滚轮式收口机生产效率高,大约 5s 就可收口一件,收口质量较好,包合紧度稳定。

另一种批量生产过程中常用的压胎法包球(见图 3-27),它用一副两半对开的凹模扣着套有柱塞 4 的滑靴 3,并将柱塞 4 竖直置于套筒 2 的中心通孔中,滑靴 3 的端面贴在压力机工作平台 6 上,压力机压头 5 向下推压套筒 2 时,自动完成收口包球任务,1~2s 钟加工一只,既快又好。

(四)柱塞与滑靴的修理

液压马达若作为液压设备的核心,则柱塞滑靴副可视为这个心房内的心瓣膜,堪称为液压柱塞马达的核心。

一般说来,与柱塞、滑靴配对运动的缸孔及止推板都须使运动副具有高硬度和耐磨的特性,因此,在正常工作条件下,应该具有很长的寿命而不易磨损和损坏。但柱塞——滑靴副是受冲击和交变应力最为频繁,受压最大,运动速度和加速度最高,工作最为繁重的机件,因此,只要疏忽了在制造、运输、装配及使用维护过程中的任一环节,都极易发生故障,甚至造成马达的磨损和损坏。

实际使用中,柱塞滑靴副的常见问题有:

1. 球头配合松动

左手抓住滑靴,右手抓住柱塞前后上下运动时,会发出轻微的“嗒嗒”声,并感到轴向可以窜动。主要原因是:

(1) 滑靴球窝处的表面粗糙度太高(即表面光洁度较低),经过一段时间运行后,加工表面材料微观峰顶被磨损,从而造成与柱塞球头配合间隙的增大而松动。

(2) 柱塞在受压力油推动过程中,是将滑靴压向止推盘,在排油过程中是将滑靴拉向回程盘而脱离止推盘,实际上就是不断地在向滑靴包合裙口处进行松动性冲击。天长日久,造成滑靴球窝窝底部沉凹变形和包口材料因刚性不够松弛变形而造成间隙。

对上述两种或其他原因产生的球头配合松动现象,通常采取再次包合的方法来解决。

在有条件的地方,可按图 3-27 那样,用压合胎具在压力机上再次压合,即可解决问题;另一种方法是在车床上再滚压一下(或称为旋压),如图 3-28 所示。滚压时,必须注意控制滚轮的进刀尺寸与速度,否则,容易包死而不能转动。

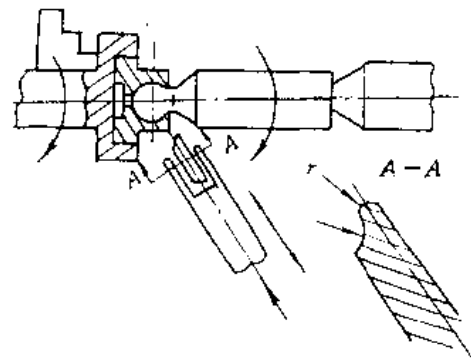


图 3-28 在车床上滚压包球的加工

2. 柱塞圆柱表面咬毛、拉伤甚至咬死

造成上述原因和通常的修理措施为:

(1) 用油不清洁,混入其内的铁锈、铸砂粒、磨料、切屑卡入柱塞副表面,或用油变质、混入水分,致使润滑能力大大减低。若柱塞圆柱面磨损不太严重,拉毛痕迹不深,通常采取研磨的方法来解决。研磨时可将其研磨外套夹固在转动的机床上,手握滑靴部位,在柱塞圆柱上涂敷合适的研磨剂液,然后细心谨慎地将其插入旋转外套的孔中,并作适当的前后往复运动,以使在圆柱面的全长范围内,获得均匀、一致的研磨加工尺寸。

在马达修理后重新投入运行前,必须更换不合要求的用油,清洗油箱,严格保证用油符合规定标准。

(2) 制造或修理时,原有毛刺未能清理干净,在装配、修理过程中的反复清洗、运送、检测等环节,很容易磕伤圆柱表面特别是径向密封油槽的边缘,造成柱塞的拉毛。

对拉毛现象,通常可用极细的小油石研去柱塞圆柱面上的小硬亮点;有时平衡密封油槽因边缘凹凸不平,在塞装柱塞时到达某一道油槽时就进不去,并且又发现不了明显的银亮点,遇到这种情况,可用极细的金相纸(M20 粒度以下)捏住柱塞拧几下,一般即可解决。

3. 柱塞咬死在缸体孔中

造成柱塞咬死的原因,主要是非正常性的缸孔变形。通常是由于马达合装时,中心钢球掉下,泵一启动就将缸体端面卡轧而使缸孔变形咬死柱塞;此外,中心弹簧折断,缸体支承滚柱轴承保持架损坏,也会卡轧泵内旋转部件而使柱塞咬死或毁坏马达。

碰到咬死的情况,必须将缸体等全部重大零件拆下检查,而且损坏零件修复的可能性往往不大,通常采用更换的方法进行修理。

在长时间运行后,柱塞副磨损过度,造成配合间隙过大,使高压上不去而难以驱动负载。

造成上述现象的原因除用油因素外,有时柱塞热处理硬度未达到,或者材质不合要求,圆柱表面光洁度不够等均可导致产生。但这种现象的特点是磨损较均匀。

对磨损超差的修理手段,一般多是采取更换柱塞和缸体的办法。这确是一种迅速而有效的修理方式,但经济性不好,价格昂贵。

其次,只要缸孔变形不很严重,往往通过扩大精铰或研磨,保持在形状、位置的允差范围内,然后换上圆柱外径相应加大的柱塞,这样,使用起来与新换零件的效果基本一样。

圆柱表面磨损了的柱塞——滑靴组也不一定就是废物,通过表面层的镀铬、镀镍或新近流行的低温镀铁,也完全可以修复到所需的硬度、配合尺寸、精度和达到表面粗糙度的要求标准。应该强调的是:如果在这些磨损的修复方面有所作为的话,可以为国家节约一笔不小的经济财富。

4. 滑靴与止推板(斜盘)贴合面的磨损或烧坏

造成滑靴静压轴承配合副表面磨损及烧坏的主要原因与修理方法为:

(1) 油液不清洁,杂质、污物被吸入马达内后进入该运动副表面。这时应清洗油箱,将原油液过滤、沉淀,或更换新的合用油液。

(2) 柱塞中心小孔或滑靴中心小孔被杂质、毛刺等污物堵塞。应及时排除堵塞现象,清洗、疏通柱塞、滑靴有关孔道,剔除毛刺、杂质等污物。

(3) 柱塞球头孔角偏小,在最大工作偏角时,压力油被堵住。这是制造过程中出现的问题,必须由制造厂家将工件放在专用模具上修磨大球头孔角。

(4) 滑靴静压支承面精度及表面粗糙度不合要求。这是制造时的先天毛病,发现后应将马达内全部滑靴一齐装上专用胎具,重新平磨,平面度及表面粗糙度务必达到要求,若表面粗糙度仍达不到要求,应在二级精度以上的平板上用专用胎具一齐抛光。

一台马达内的滑靴台肩厚度允差超值,厚薄不一致。也必须一齐装上专用胎具,重新在平面磨床上磨削台肩厚度,保证允差一致。

第四节 装配、使用与修理

一、装配工艺顺序

斜盘式轴向柱塞液压马达中的零部件与其他精密液压件一样,大都经过热处理后的磨削加工,精度、光洁度均很高。在装配前,尤其是解体后再装配时,首先应将所有待装配零件、部件全面检查一次,看各部毛刺、飞边是否均已清除,是否划伤、碰磕损坏,各配合表面是否达到精度,特别是缸体与配流端面的接触处。据实践经验,对上述配合面检查时,是在缸体和配流(盘)端面上涂少许薄机油,将配流端盖(盘)置于其上,用手指按配流端盖(盘)看四周油膜是否闪动,若闪动则证明接触不良,须再修整。此外,柱塞与滑靴的配合轴向间隙为 0.03mm 之内,检查时要感到运转灵活而不松动。各零部件在装配前均要仔细清洗,严防杂质、污物及织物、毛头混入。

现以 TXM 通轴式液压马达为例,介绍其装配工艺顺序(见图 3-10):

(1) 将轴承 6 置于 200°C 以下的热油中,加热约 2min 后,套入输出轴 1 的轴颈上,待其冷却后,锁上轴用挡圈 3。

(2) 将输出轴 1 套入壳体 7 内,轻敲滚动轴承 6 的外钢圈,使其与壳体颈部的凸肩贴合。

(3) 将内孔嵌有旋转油封 2,外圆柱面上套有静密封圈 5 的挡盖 23 推入壳体 7 的孔内,抵紧轴承 6 的外钢圈,为防止挡盖 23 轴向移动,用孔用弹性挡圈 4 将其锁住。

(4) 把定位销 22 压入壳体 7 的销孔中后,将斜盘 8 推入壳体中,并由圆柱销 22 将其定位。

(5) 在缸体 12 的内孔中,顺次放入弹簧座 19、弹簧 18、垫片 17,轻压垫片 17 后,用卡簧钳将孔用挡圈 16 压入缸体的孔槽内。

(6) 将顶杆 11 放入缸体 12 的相关通孔中,右端抵着弹簧座 19,另一端上套入球铰 21。

(7) 在球铰 21 的另一端放上滑靴压盘 20(即泵中的回程盘)。

(8) 把滑靴——柱塞副(9、10)穿过滑靴压盘 20 的相关孔后,把柱塞 10 轻轻推入缸体 12 的对应柱塞孔中。

(9) 将滑靴压盘 20——缸体 12 及其所包容的前述各零件,向壳体 7 内推入,当缸体 12 的花键孔顺当穿过输出轴 1 的花键后,将滑靴 9 推置于斜盘 8 上。

(10) 将轴承 15 压入配流端盖 13 的孔内,并令轴承 15 的内钢圈座孔与轴 1 内端的轴颈有着可轻压入内的过渡配合间隙。

(11) 将嵌有轴承 15 的配流端盖 13 轻轻敲入输出轴 1 的内轴颈上,然后装上螺钉(图中未示出),一边转动输出轴 1,一边拧紧螺钉,使配流端盖 13 与壳体 7 的端面紧紧贴合,螺钉紧固力矩通常为 $50\text{N}\cdot\text{m}$ 左右。装配后主轴应能均匀转动。

(12) 安装可以内装双向限压阀或背压平衡阀的通油接头总成块 14。

二、使用、检修及试验

(一)使用须知

斜盘式轴向柱塞液压马达是一精密的液压元件,使用是否正确将直接影响马达的寿命。因

此,使用者必须严格按下述要求,合理、正确地使用、操作,以保证马达工作的可靠性,延长其使用寿命。

1. 安装

(1)安装前应先检查马达是否完好无损。对 TXMZ 系列液压马达,先松开制动器,转动输出轴是否灵活,如马达存放时间过长,应将马达内存油冲洗排净,以防内部运动件出现粘卡现象。

(2)马达的安装支架应具有足够的刚度,以防运转时发生振动。

(3)马达与负载应采用同轴联接,其同轴度误差 $\pm 0.05\text{mm}$,严禁在马达输出轴上安装皮带轮驱动负载,任何安装方式都不应造成马达承受径向或轴向力。

(4)从马达输出轴上拆卸联接装置时,禁止使用锤击,以免造成马达内部零件的损坏。

2. 系统联接

(1)液压管道联接前应严格清洗干净,新的系统运转前应先打循环油 2~3h。

(2)马达的泄漏油管应从马达的高位处接出并直接回油箱,保证马达内腔在运转时始终充满油液;泄漏油管不宜过长,确保马达壳内油压力不超过油封的最高耐压值。

(3)系统联接时应注意,马达进出油口的安装与马达的转向,安全阀控制油口联接间的关系,应按照图 3-17 所示状况调整。

3. 工作条件与参数选择

(1)压力:长期连续运转,建议使用压力比额定压力降低 25%;周期性间歇运转,使用压力不大于额定压力,瞬时最高使用压力应不大于最高压力。

(2)转速:长期连续运转,使用转速不应大于额定转速,短时间内运转不应大于最高转速。

(3)制动器:长期连续运转,建议使用制动力矩比最大制动力矩降低 25%,制动油压力不低于规定值。

(4)双向安全阀:压力范围 0~20MPa,控制油压力 0~15.3MPa。

(5)背压:马达出油压力应不低于 0.1MPa,壳体内压力不超过 0.05MPa。

(6)马达的供油量应大于工作流量的 25%。

(7)正常工作油温一般控制在 $50^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$,马达壳内温度最高不超过 70°C 。

(8)选用的液压油应具有良好的粘温性能,一般选用 GB2512-81、YB-N46 或 YB-68 抗磨液压油。

(9)系统中应配置滤油器,滤油精度应不低于 $15\mu\text{m}$,且有足够的容量。

(10)系统应具有一定的防振措施,以免影响马达的正常工作。

4. 运转

(1)运转前应检查马达安装、联接是否正确、牢固,系统是否无误,并从马达泄漏油孔向马达壳内灌满经过滤清的液压油。

(2)初次运转应在空载工况下起动,逐渐增速至工作转速。空运转 20min 以上再逐渐增压至工作压力,观察马达运转是否正常。

(3)工作运转过程中应经常检查马达和系统的工作情况,如发现异常温升、渗漏、振动和噪音、或压力异常脉动等现象,应立即停车,查明原因。

(4)定期检测液压油的质量,如发现水分、酸值、粘度、氧化污染等指标超出规定值,应更换新油,换油的周期,用户可根据实际工况自行规定,每次更换时,都应清洗油箱和滤油器,并检

验滤油器的过滤精度和堵塞情况。

5. 安全压力的调整

装有双向安全阀的液压马达,不管马达正转还是反转,均能得到压力的安全保护。双向安全阀可采用液压控制和固定控制方式。如采取液压控制于 X_1 或 X_2 口输入 $0\sim 15.3\text{MPa}$ 中某一压力值的控制油液,便可获得相应的安全保护压力,若采用固定控制,则不必加控制油液,只需旋松锁紧螺母(见图3-16、图3-17),再旋动螺杆处于某一适当位置,便可得到用户所需安全保护压力,螺杆位置调定后,再旋紧螺母锁紧,并在 X_1 和 X_2 口旋上 $M14\times 1.5$ 螺塞即可。

双向安全阀的压力点在出厂时已调节在 20MPa 位置上,使用液压控制时必须重新调节,使之处于用户所需的最低压力点。

(二)检修与试验

马达出了故障或不能正常工作时,应及时进行检修,但马达是一种精密元件,用户一般情况下不要自行拆检,而应送生产厂或修理部门进行检修,检修时应按下列要求进行:

1. 解体和装配

(1)解体前应准备好必须的工具和盛器,所用工具和盛器都要保持清洁。

(2)解体时注意不要将零件敲毛碰伤,禁止用锤击,特别要保护零件的运动表面和密封面。

(3)拆卸的零件放在盛器内要避免相互碰撞。

(4)装配前应将全部零件、标准件清洗干净,不能用纱布擦抹零件,装配场所应有干净的环境,所用工具必须清洗干净。

(5)装配时严禁用铁锤敲击,必要时只能用铜锤或铜棒轻敲,配合面应涂少量洁净润滑油。

(6)总装配后的轴向间隙应保证在 $0.06\sim 0.1\text{mm}$ 范围内。

(7)后盖用螺钉拧紧时,其力矩为 $49\pm 2(\text{N}\cdot\text{m})$,装配后主轴应能转动均匀,空转力矩不得大于 $1.8\text{N}\cdot\text{m}$ (常开制动结构)。

2. 检修

对拆卸的零件应进行仔细的检查,如发现下列情况应予更换。

(1)O形密封圈和油封,原则上都应更换新件。

(2)所有弹簧如有变形应予更换。

(3)轴承如有严重磨损、剥落、破碎等情况,应予更换。

(4)零件出现下列现象应予更换:

· 1 配流面烧伤或有不均匀磨损、剥落,密封带处有较深的划伤使径向串通,应更换配油盘或配油端盖。

· 2 缸体中的配油面划伤或不均匀磨损,缸体中的配油窗口严重气蚀,柱塞孔和花键过度磨损等。

· 3 柱塞外圆和滑靴平面严重磨损,柱塞滑靴包合松动,轴向间隙大于 0.10mm 。

· 4 静动摩擦片,若两平面有不均匀磨损或过度磨损达不到规定的制动力矩。

· 5 斜盘上有烧伤、过度磨损、剥落。

· 6 回程盘中,若摩擦平面有不均匀磨损或严重磨损。

· 7 球铰上球面有不均匀磨损。

· 8 主轴中,花键过度磨损,轴封配合处过度磨损。

3. 检修后的简单试验

马达检修以后,应进行必要的性能试验,以验证检修是否合格,试验按下列要求:

(1)试验条件:介质选用抗磨液压油,滤油精度为 $15\mu\text{m}$,试验油温为 $50^{\circ}\text{C}\pm 5^{\circ}\text{C}$,背压不小于 0.1MPa 。

(2)跑合试验:在额定压力的 10% ,转速 $1500\text{r}/\text{min}$ 工况下运转 10min ,再在额定压力的 10% 额定转速下运转 20min ,测定空载排量和外泄漏量,空载外泄漏量应小于 $0.8\text{L}/\text{min}$ (对常闭结构,启动前应先向 X_3 口输入 1.6MPa 的制动油液)。

(3)性能试验:在额定压力、额定转速工况下运转 15min 测定排量和外泄漏时,计算容积效率 $\eta_v \geq 92\%$,运转正常,无异常现象,密封面无外渗漏。

(4)反转试验:改变进出油口,马达反转,重复 $2\sim 3$ 次试验。

(5)双向安全阀调整:在最高压力、转速 $2000\text{r}/\text{min}$ 工况下,分别在正、反转时调整。

(6)制动器试验:对常开结构于 X_3 口输入制动油液,放松放气口 O_3 ,让制动油缸内空气放完为止,再堵死,制动油压升至规定值后,用力矩扳手扳动主轴旋转,此时力矩扳手显示的扭矩值应大于等于 $70\text{N}\cdot\text{m}$ 。对常闭制动结构应在试验结束,卸下马达后再用力矩扳手扳动主轴旋转,此时力矩扳手显示的扭矩值应大于等于 $70\text{N}\cdot\text{m}$ 。

三、常见故障与排除

表 3-4 为 XM 系列、TXM 系列和 TXMZ 系列液压马达的常见故障与排除方法。

表 3-4 常见故障与排除

常见故障	产生原因	排除方法
压力升不上	供油泵损坏	检查油泵
	溢流阀调整压力太低或阀有故障	调整溢流阀压力或检修溢流阀
	系统有泄漏	对系统管道和元件进行检查
	主要摩擦副磨损,内泄漏太大	拆开检查修理零件
过度发热	油的粘度过高	更换推荐用油
	不正常磨损	拆开马达检查
	工作压力过高	检查管路阻力及负荷
	转速过高	减小供油泵排量
	冷却器作用不大	增大冷面积,检查冷却器故障
	没有冷却器,油箱容量太小	增大油箱容量
噪声太大	环境温度过高	吹风或采取其他降温措施
	进油管吸入空气	检查排除漏气部位
	油的粘度太高	更换合适粘度的油
	马达输出轴与被传动机械不同轴	重新安装调整
	马达转速太高	减小供油泵排量
内泄量大	超负载运行	降低被传动机械工作载荷
	油的粘度太低	变换推荐用油
	配油盘、斜盘、缸体、柱塞、滑靴等主要零部件严重磨损或损坏	拆开马达检查零件,修复或更换
	配油盘与壳体平面没有贴紧	拆开重新装配
	缸体花键与平面垂直度超差	检查后修正

第五节 其他轴向柱塞式液压马达简介

一、CM(Y)14-1 系列马达

CM(Y)14-1 系列液压马达(泵)是我国济南铸锻研究所设计,国内多家单位生产的斜盘式轴向柱塞马达(泵)。其型号表示意义如下:

$$\frac{63}{①} \quad \frac{S}{②} \quad \frac{C}{③} \quad \frac{M}{④} \quad \frac{14}{⑤} \quad \text{—} \quad \frac{1}{⑥} \quad \frac{B}{⑦}$$

- ①公称排量:ml/r。
- ②变量操纵型式:M—定量;S—手动变量;D—电动变量;L—零位对中变量;Z—液控变量;P—恒压变量;Y—压力补偿变量。
- ③压力级:C—31.5MPa;G—20MPa。
- ④M—马达;Y—泵。
- ⑤缸体旋转的。
- ⑥第一种结构代号。
- ⑦第二次图纸改进序号。

CY14-1 系列的液压泵,作为高压动力用泵,在我国工程界应用较广泛。但其中的配流盘在原先 14-1 型时,是一盘三用:即正转泵用;移位安装后作反转泵用;定位销对中安装后,泵可逆作为液压马达用。自 80 年代中期改进为 14-1B 型后,上述正转、反转泵用和作为马达用,则具有各自的配流盘。也就是说,CM14-1B 型马达不能像 XM 系列马达那样,不变动内部结构零件即可逆向作为液压泵使用。

图 3-29 为 SCM14-1B 型液压马达的构造图。旋动手轮 14,当螺杆 17 将变量活塞 18 向上移动时,球孔 J 带动球头轴 24 使斜盘倾角减小,柱塞 2 的工作行程变小,马达排量变小,相同输入流量时,马达转速变快,扭矩减小;反之,变量活塞 18 下移,则斜盘倾角增大,马达排量变大,相同输入流量时,马达速度变慢,扭矩增大。

CM14-1B 型马达的主要特点如下:

(1)壳体为分离式,加工时工艺性虽较整体式壳体的 XM 系列马达来得方便,但制造和装配时的累积误差偏大些。

(2)CM14-1B 型的传动轴由柱塞缸体直接驱动旋转,结构简单,但在缸体上作用有传动机构传来的径向力;而 XM 型马达的柱塞缸体是通过组合式传动轴,即由心轴经传动轴套带动负载旋转,结构虽复杂,但缸体不受径向力。

(3)CM14-1B 型马达柱塞配合长度较长,柱塞受径向力较小,但质量较重,惯性力大,高速旋转性较差。

(4)滑靴用拉光铜棒 AL9-4 直接加工,滑靴底面不镀银,摩擦副散热及耐磨性能较好。

二、双斜盘式轴向柱塞马达

图 3-30 为我国自行设计和制造的 ZMD11-45 型双斜盘轴向柱塞马达。它在起重运输机械和一些轮式全液压工程机械中应用较多。

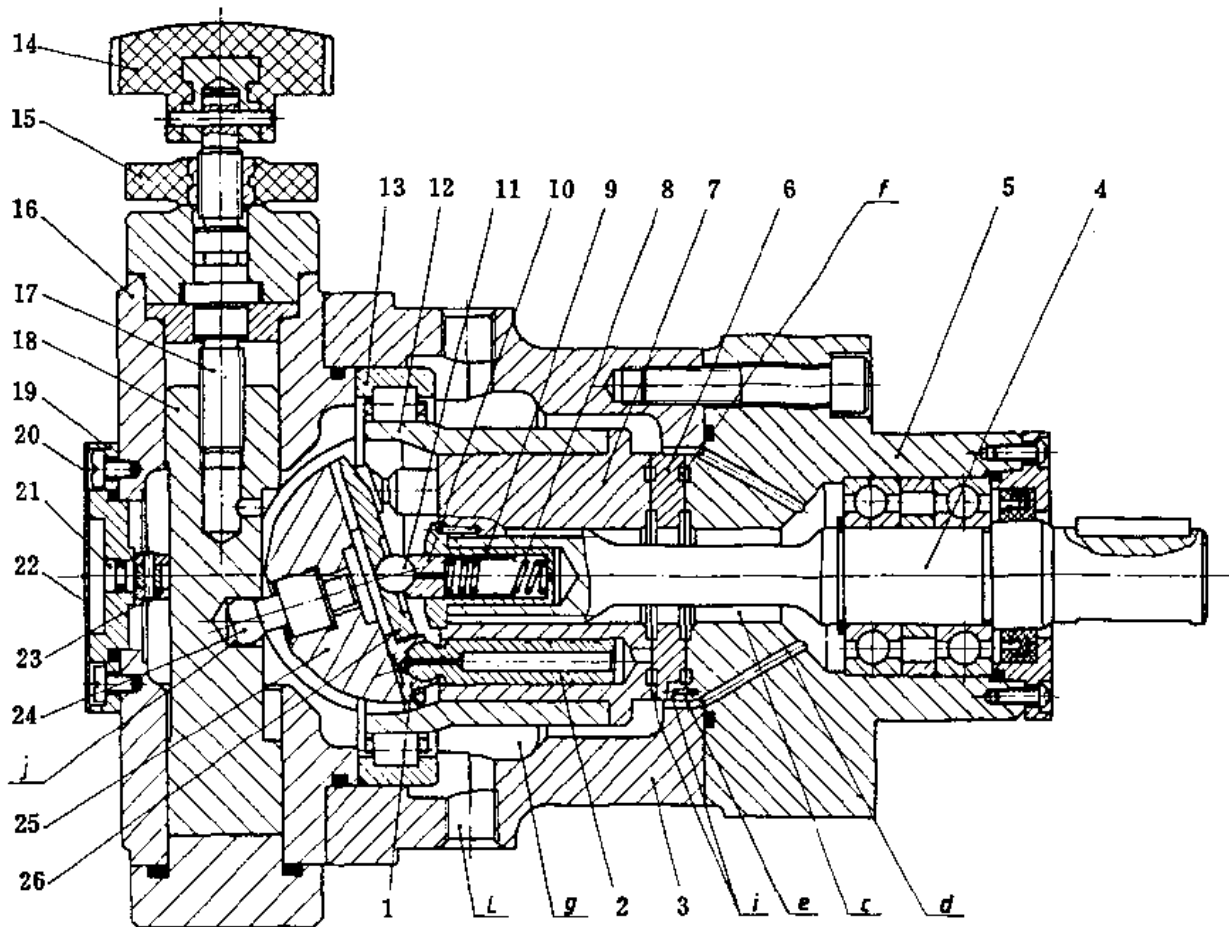


图 3-29 SCM14-1B 型液压马达

- 1—滑靴;2—柱塞;3—中壳;4—主轴;5—外壳体;6—配油盘;7—缸体;8—中心弹簧;9—中心外套;10—中心内套;
 11—钢球;12—缸体套圈;13—轴承;14—调节手轮;15—锁紧螺母;16—变量壳体;17—螺杆;18—变量活塞;
 19—盖板;20—刻度盘板;21—刻度盘;22—标示牌;23—拨叉;24—球头轴;25—斜盘;26—回程盘;
 c—空腔;d—通孔;e—腔道;f—卸荷槽;g—空腔;h—槽口;j—球头孔

据测试,双斜盘液压马达的排量质量比近似为 $5.7(\text{mL}/\text{r})/\text{kg}$,单斜盘马达的排量质量比约为 $2.9(\text{mL}/\text{r})/\text{kg}$,所以双斜盘液压马达与单斜盘液压马达对比,相同的径向尺寸下排量增加近一倍,但轴向尺寸却增加不多,传递相同功率时,其重量比单斜盘式柱塞马达要轻得多。

这种马达的工作原理与轴向单斜盘柱塞马达基本一样。柱塞缸体 1 与传动轴做为一体,柱塞 2 与滑靴 3 铰接,滑靴沿斜盘 4 平面滑动。当柱塞顶部通入压力油后,斜盘对滑靴的支承反力的轴向分力与液压油对柱塞的液压作用力相平衡,而侧向分力通过柱塞对缸体产生力矩,克服负载力矩旋转。

该种马达的主要特点是采用了浮动式配流盘。配流盘 6 与侧盖 5 之间有一定间隙,两者由套管 7 联结,A、B 孔为进、出口,C、D 孔内装有弹簧,对配流盘产生预压紧力,起初始密封作用,图中 M-M 视图反映了四个套管的分布位置。正常工作时,配流盘在油压作用下向缸体压紧,保持配流盘与缸体端面的良好接触形成间隙密封,对高压油进行密封。

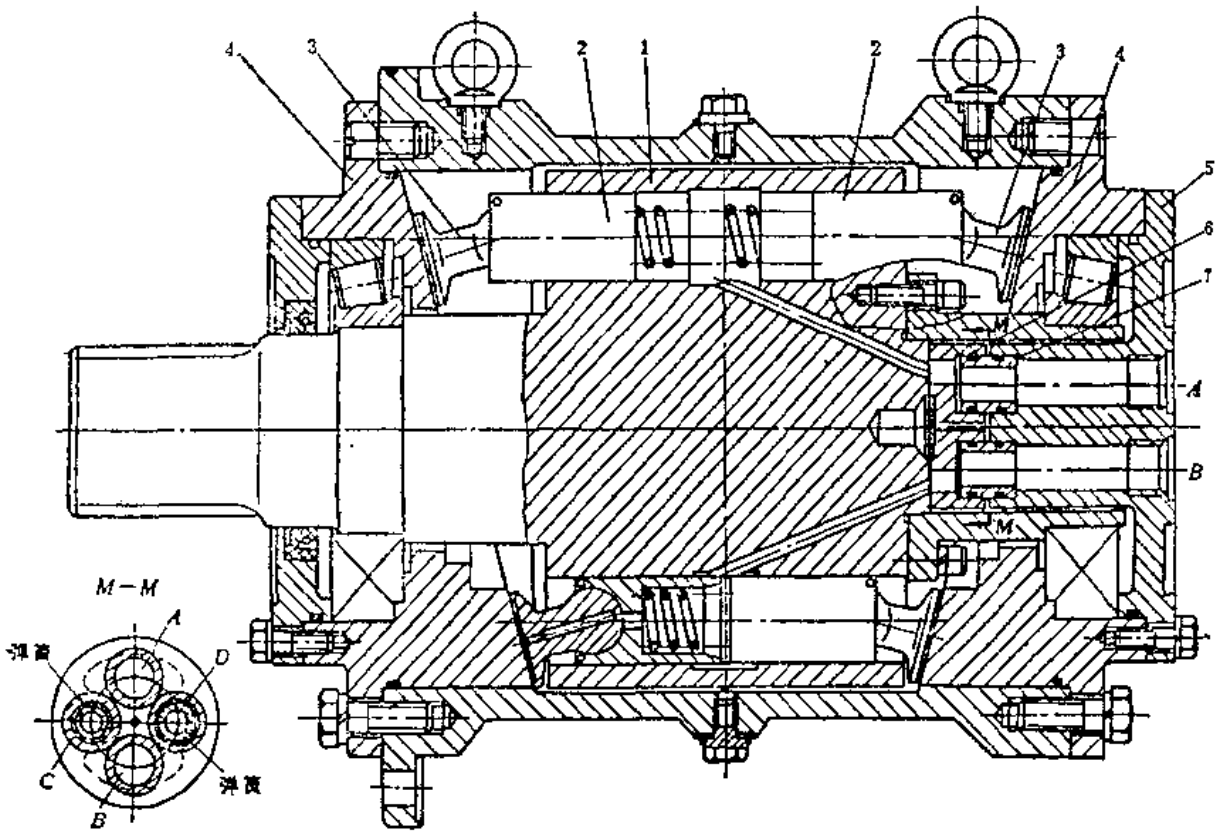


图 3-30 双斜盘滑靴式轴向柱塞马达

1-柱塞缸体;2-柱塞;3-滑靴;4-斜盘;5-侧盖;6-配流盘;7-套管

该马达排量 1616mL/r,额定压力为 15.7MPa,额定力矩为 36.55kN·m,转速范围为 0~100r/min,最低稳定转速为 3r/min。

该马达容积效率较高,低速稳定性好,转速范围较宽,结构简单,加工较方便。缺点是配流盘与缸体承受偏心载荷,有偏磨,油压升高,偏磨加重,故使用压力受到限制。此外,马达每转一周,柱塞往复只作用一次,排量不太大,力矩亦不太大,故作为中等扭矩马达使用。

三、A2F6.1型和A6V型马达

我国工程界中目前有些单位采用 A2F-6.1 型斜轴式定量柱塞马达(泵)来执行液压系统的工作和提供动力源。

图 3-31 为上海液压泵厂按德国海卓玛蒂克公司许可证技术生产的 A2F6.1 型斜轴式定量柱塞马达(泵)的外形结构。A2F 型马达(泵)的型号意义表示如下:

$$\frac{A2F}{①} \quad \frac{63}{②} \quad \frac{W}{③} \quad \frac{6.1}{④} \quad \frac{\Delta}{⑤} \quad \frac{4}{⑥}$$

- ①名称:斜轴式定量马达/泵。
- ②公称排量(mL/r)。I 系列:12,23,28,56,80,107,160;II 系列:16,32,45,63,90,125,180。
- ③旋向(面对轴端):R-右旋;L-左旋;W-双向。
- ④结构型式编码:1,2,3,4,5,6,近年发展有 6.1 型等。
- ⑤轴伸结构:P-平键;Z-花键(DIN);S-花键(GB)。

⑥后盖形式:1,2—用于液压马达;3,4—用于闭式系统中泵;5,6—用于开式系统中泵。

例如:A2F63W6.1A4表示A2F类型的斜轴式定量泵/马达;公称排量63,传动轴可双向旋转,结构系列为6.1,轴伸采用花键,后盖型式为4。

图3-32是A2F6.1型斜轴式轴向柱塞马达的内部结构图。

斜轴式轴向柱塞马达与斜盘式轴向柱塞马达不同的是传动轴轴线与柱塞缸体轴线间倾斜一定的角度 γ ,因此,称作为斜轴塞马达。

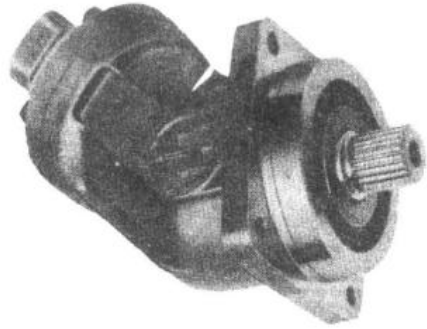


图3-31 上海液压泵厂制造的A2F6.1型马达

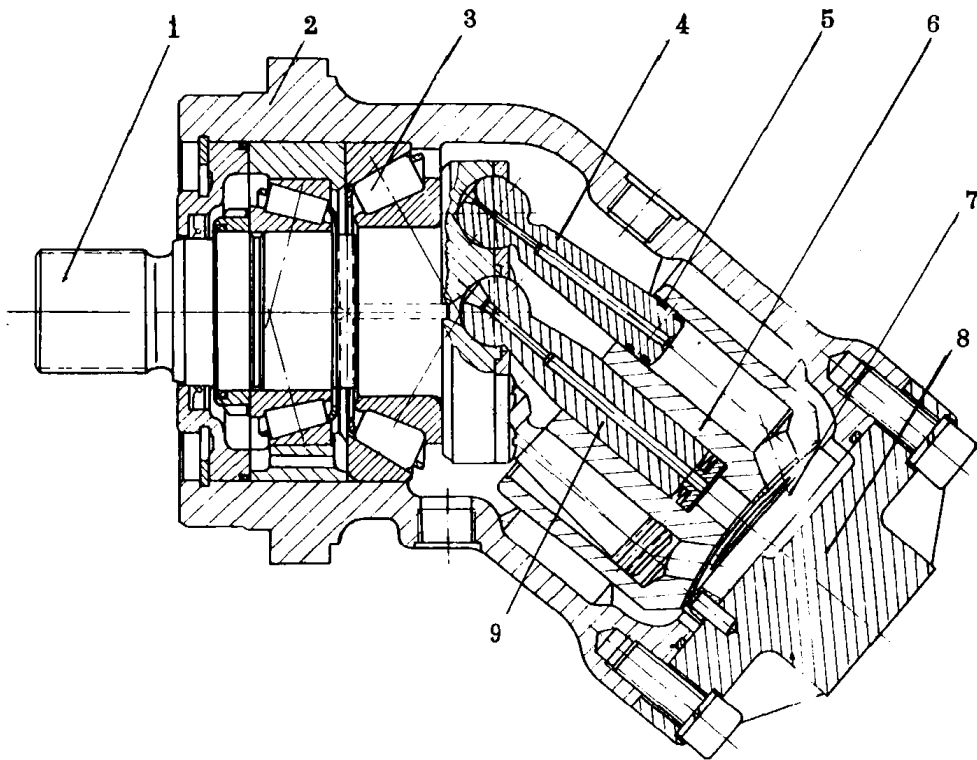


图3-32 A2F6.1型锥形柱塞斜轴马达

1—主轴;2—壳体;3—轴承;4—锥形柱塞;5—柱塞密封环;6—缸体;7—配流盘;8—后盖;9—中心连杆

正是由于这一轴线斜角 γ ,使得柱塞4在随缸体6旋转一周时产生往复运动的工作容积,输出轴1内端与柱塞4具斜角 γ 的球头铰,兼有斜盘和滑靴两者的作用,柱塞在配流盘分配油液的压力作用下,通过球铰作用在主轴上,此时产生的切向分力合成一个力矩带动主轴和缸体旋转,柱塞同时驱动缸体输出扭矩驱动外负载作功。

增大斜轴倾角 γ ,可以显著增大柱塞行程,从而提高排量。根据这一项原理,现在制造的斜轴马达其倾角 γ 在 $20^\circ \sim 45^\circ$ 之间,例如,从A2F型发展出来的A2F6.1型定量斜轴马达的倾角达 40° 。它由锥形柱塞4、主轴1、缸体6、配流盘7等组成。它的特点在于:

(1)将一般马达中带连杆圆形柱塞改为无连杆锥形柱塞。原来带连杆的圆柱形柱塞中,其连杆头与柱塞的包球铰接工艺相当麻烦,此处配合属关键部位,既不能松动又不能过紧,是A2F型马达发生事故最多的部位和运行时的噪声源。现在已彻底改革掉,少了马达运行中的一个多发事故源,大大提高了可靠性。

(2)用截面积较大的、更为合理的锥形柱塞取代了一般斜轴马达中通用的连杆销,提高了零件的强度,增加了运行的安全度。

(3)采用了能承受推力的滚柱圆锥轴承,使用寿命有所提高。

(4)柱塞上采用活塞环密封,较原间隙密封效果为好,且能缩短柱塞导向长度,使整机长度尺寸缩短,重量减轻。

(5)缸体中心孔中导入的中心连杆9起着定心的作用;采用球面配流盘7、缸体6在旋转时,具有辅助定心的效果,从而使缸体6的外面,可以不设置承受倾覆力矩的大轴承。

但是,球面配流从理论上讲,能够减小缸体和配流盘间的磨损并得到自动补偿,在实践中,若配合球面形成磨痕及拉毛槽等损坏状况,必须在专用精密磨床上修复,使用单位采用手工研磨等方法修理将是很困难的。

(6)提高了泵的功率质量比。

总之,A2F系列马达/泵具有转速高、压力高、体积小和重量轻等特点。如额定工作压力在35MPa,最大压力为40MPa,排量为80mL/r的A2F马达/泵转速在2240r/min时,理论流量为179L/min,其重量仅33kg。

在A2F系列定量斜轴马达/泵的基础上,还派生出一般开式中液压系统常用的A6V单向摆缸变量式马达(泵)。

图3-33为一种A6V变量马达的内部结构图。

它的缸体摆角在 $7^{\circ}\sim 25^{\circ}$,变量系数 $V_{\max}/V_{\min}=3.47$ 。马达的最低稳定转速为50r/min,排量100以内的最高转速可达3000r/min(25° 时) \sim 4000r/min(7° 时)。

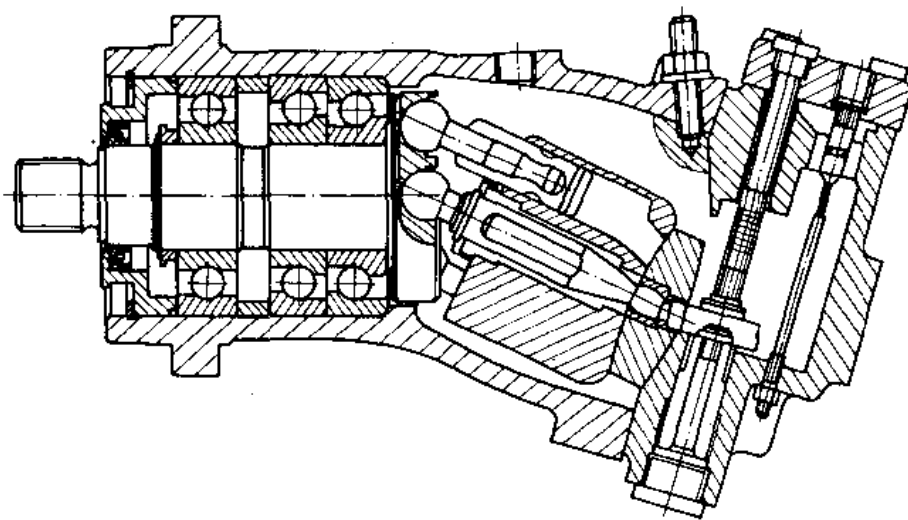


图3-33 A6V恒压变量马达

A6V斜轴式变量马达有四种变量形式:

(1)HD(液控变量)式:用外控液压油控制马达缸体摆角以调节输出扭矩与转速。

(2)HA(压力变量)式:压力到达调定值,马达随负荷变化而改变摆角,从而改变输出扭矩与转速。其中主要为恒压式(HA1),它在变量范围内压力基本恒定,压力变化值约在 1MPa,故称为恒压马达,压力调定范围应在 8~32MPa 之间选定。另一种随压式(HA2)在变量范围内压力有所变化,幅值约在 10MPa 左右。

(3)DA(转速液控变量)式:当输入功率一定时,根据外负载变化的要求,马达能自动调节转速以达到功率处于良好匹配状态,但仅用于闭式系统。与双向变量泵如 A2V 等组合,可用作无级变速器。

(4)MA(手动式):转动手轮以改变马达排量。

四、桑斯特通轴式马达

上海高压油泵厂引进、制造的美国桑斯特(Sundstrand)公司 20—27 重型系列静液压传动装置,是一种通轴式液压泵和通轴式液压马达的闭式液压系统。其中马达是带集成阀的定量或变量马达,泵是带补油泵的变量泵。变量马达和变量泵的控制方式有手动伺服、液动变量、液压变量、恒流量等,能较简便地控制液压马达输出轴的速度、方向和功率。

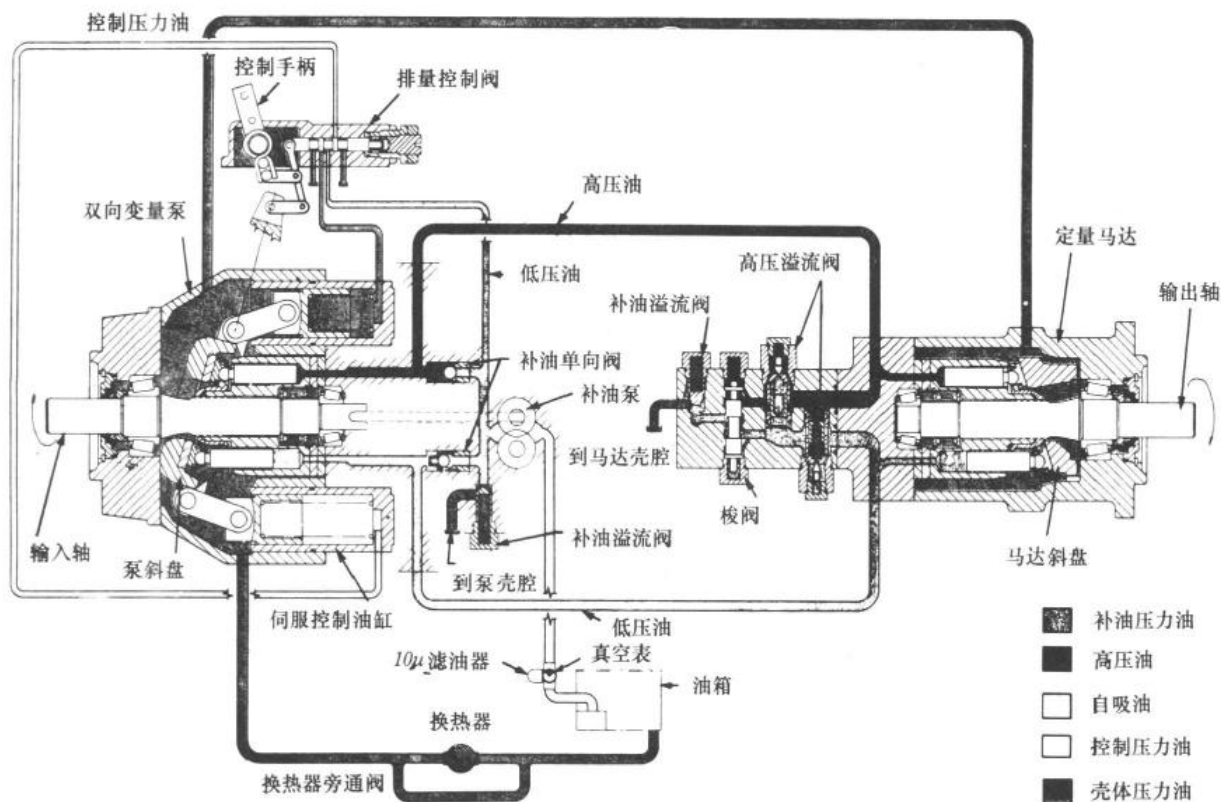


图 3—34 桑斯特变量泵—定量马达液压传动装置

图 3—34 和图 3—35 分别为 20—27 系列 PV—MF(变量泵—定量马达)和 PV—MV(变量泵—变量马达)组成的静液压传动装置的系统结构原理图。

该马达/泵的传动轴穿过斜盘被支承在两只圆锥滚柱轴承上,利于装配。传动轴制有花键用以

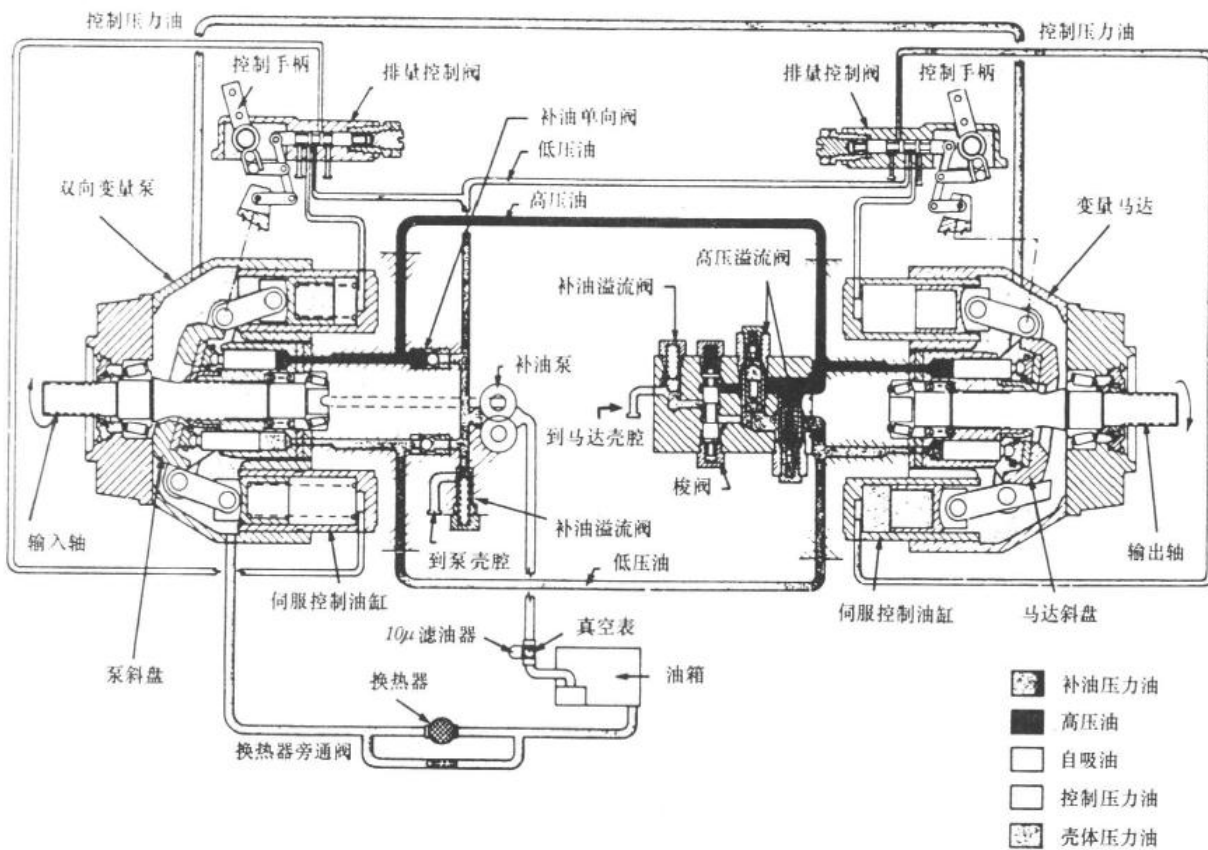


图 3—35 桑斯特变量泵 变量马达静液压传动装置

驱动缸体。为减小和防止滑靴作用在柱塞上的侧向力对传动轴产生附加弯矩，缸体上花键配合长度的部位中心处，位于柱塞球头中心的平面上。

该马达/泵的配流盘采用与我国 CY14—1 系列轴向柱塞泵相似的平面式，也能自动补偿轴向间隙，配流盘运动表面发生磨损后修复起来较便利，不像球面式那样必须使用专用机床和工具。

该通轴式轴向柱塞泵的后端装有辅助泵，用于操纵变量机构及向系统补油。

该泵变量机构操纵压力等于补油单向阀的开启压力，变量泵采用两个直径相等的变量缸推动斜盘，由于变量斜盘支承在两个滚动轴承上，而且变量缸直径较大，故变量机构的操纵压力较低。当发动机熄火时，变量缸中的弹簧，可使变量斜盘自动回零，使泵能在零偏角下起动。

该装置主泵上还装有补油安全阀，两个高压溢流阀、梭形阀和背压阀集成于液压马达上。该装置的额定和最高压力分别为 21MPa 和 35MPa。

桑斯特 20—27 系列重型系列马达/泵属高参数元件，结构仍较复杂，加工要求高，重量大，特别当该泵作油马达使用时，更显得笨重。为此，该公司前期已有 30 系列面市。内部滑履改为定间隙位置约束回程，较弹簧力约束回程的 20 系列省去中心球铰，且转速明显提高，最高压力达 42MPa，相同输出功率时，30 系列泵的重量几乎仅有 20 系列泵的一半。

五、F11 型和 F12 型马达

派克(Parker)公司生产的 F11 型和 F12 型斜轴式定量柱塞马达如图 3—36 和图 3—37 所示。它的工作原理与图 3—31 所示的 A2F6.1 型马达完全一样，其内部结构也基本类似。

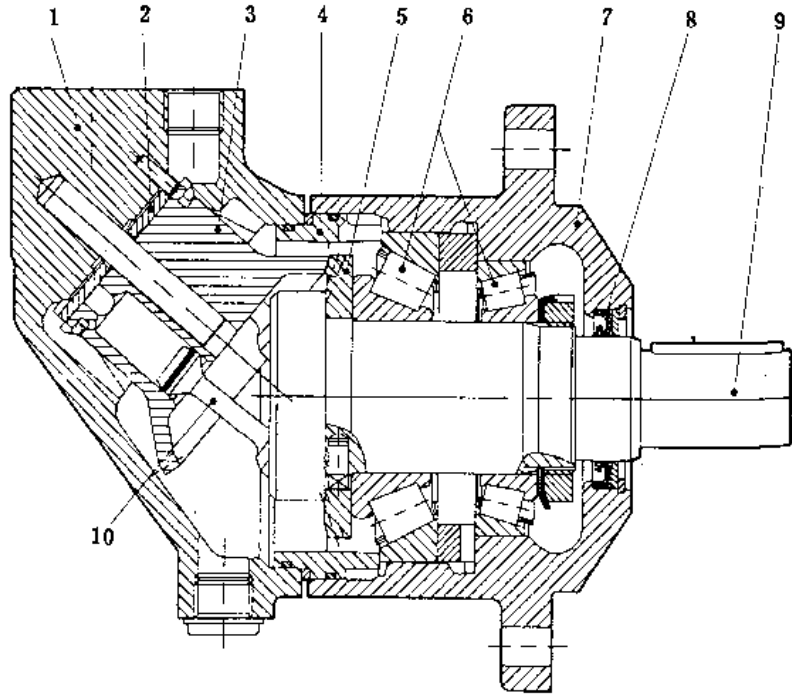


图 3-36 F11 型定量马达
 1—缸体外壳;2—配流盘;3—缸体;4—带○形圈的导向板;5—锥齿轮副;6—圆锥轴承;
 7—输出外壳;8—轴封;9—主轴;10—带活塞环的活塞

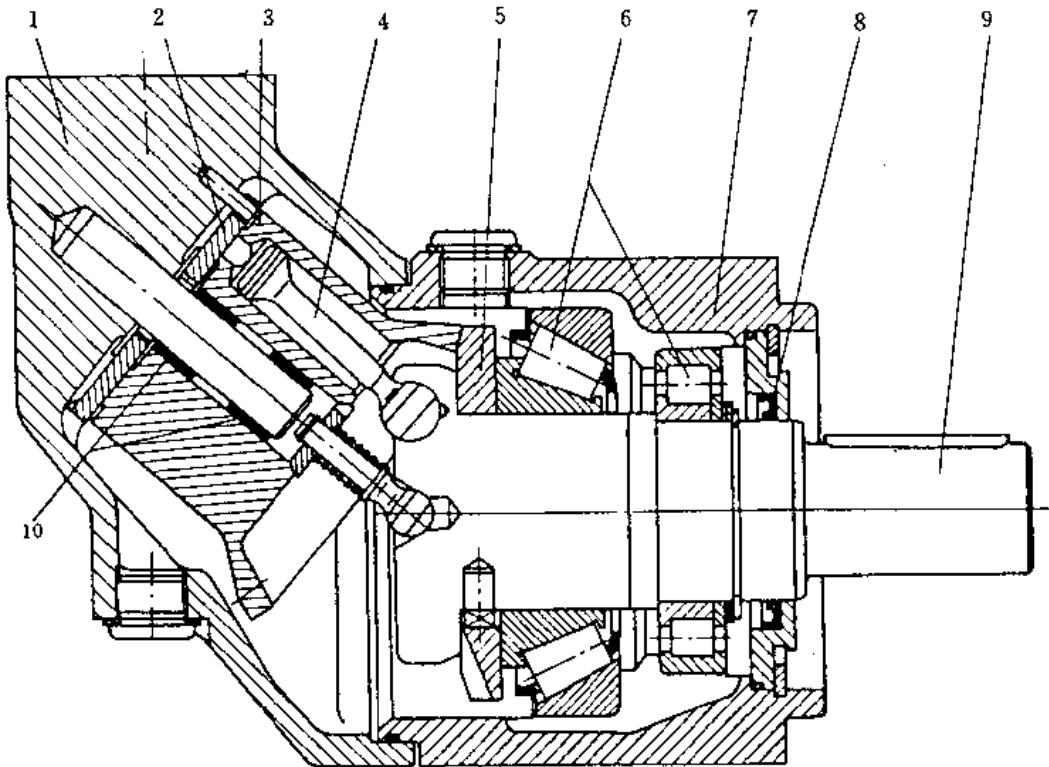


图 3-37 F12 型定量马达
 1—缸体外壳;2—配流盘;3—缸体;4—带活塞环的活塞;5—锥齿轮副;6—圆锥轴承;
 7—输出轴外壳;8—轴封;9—主轴;10—滚针轴承

F11 型定量马达的主要特点:

(1)采用球状活塞代替了柱塞和带连杆的传统活塞,质量大为减轻,利于转速的提高。

(2)在球状活塞 10 上,采用叠层活塞环,内泄漏小,耐热,耐冲击性很强。

(3)轴 9 与缸体 3 之间具有 40° 夹角,结构紧凑,安装连接尺寸较小。

(4)平面盘式的配流盘 2 有自动补偿能力,磨损后修复不太困难。

(5)输出轴 1 的内盘外缘以锥齿轮副 5 与缸体 3 传动连接。两者运动同步,大大减轻了该马达各传动件之间的扭转振动以及球铰处的拉脱力。

(6)重型圆锥滚柱轴承 6,能承受相当大的外部轴向和径向的负载力。

(7)壳体为两段式,加工制造方便,装配时用导向板 4 连接,比较方便。

F12 型在 F11 型马达的基础上作以下改进:

(1)缸体内孔用两只滚针轴承 10 与中心杆联接,原滑动摩擦改为滚动摩擦(见图 3-37),不但运转轻快,而且消除了原滑动副处的磨损现象,定位精度更高。

(2)缸体外壳 1 与输出轴外壳 7 直接对接,省去 F11 型中的导向板,消除可能产生的累积装配误差。

第四章 BM 系列摆线齿轮液压马达

第一节 概 述

一、基本概念

BM 系列摆线齿轮马达是我国机械部重点企业、江苏省液压气动密封件工业协会董事长单位、全国产量最大的摆线马达专业生产厂家南京液压机械制造厂(原南京液压件三厂、南京液压件厂)大批量制造的行星转子式摆线齿轮液压马达。它是一种利用行星减速机构原理(即一齿差、少齿差原理)的内啮合摆线齿轮马达,国外称作俄比特(Orbit)马达,我国常简称为摆线马达。

这种马达自 1955 年发明以来,随即传入我国,它以其独特的优点获得了迅速的发展。这些优点集中地表现为:结构简单、体积小、质量轻、转矩大,单位质量功率远比其他类型的液压马达大。另外,这种马达的转速范围宽、使用可靠、低速稳定性好、价格低廉。目前全世界的年产量已超过百万台,被广泛应用于塑料机械、工程机械、农业机械、煤矿机械、起重运输机械、渔业机械及专用机床等设备中。

摆线齿轮马达在大多数资料中被列入低速大转矩液压马达,但到目前为止,国内外生产的此类产品,其最大排量为 1250mL/r,瞬时最大输出转矩为 35N·m,转速为 180r/min 左右。因此,摆线齿轮马达应属于中速中转矩液压马达的范畴。

BM 系列摆线马达,尽管与内啮合摆线齿轮(转子)泵在零件、结构上有十分相似之处,但在概念上不要错误地认为是内啮合摆线齿轮泵的逆向当马达的使用。为了使读者得以清楚地认识,现将摆线齿轮(转子)泵的工作原理、结构简介如下:

如图 4-1 所示,摆线齿轮(转子)泵由一对内啮合的内外转子所组成,内转子为外齿轮,中心为 O_1 ;外转子为内齿轮,中心为 O_2 , O_1O_2 即为偏心距 e 。通常,内转子齿数 $z_1=6$;外转子齿数 $z_2=7$,两者相差一齿。两者齿廓是一对共轭曲线,外转子齿廓为一段圆弧,内转子齿廓为短幅等距外摆线,工作时内外转子齿廓全部啮合而形成七个密封工作腔。

摆线泵的内转子靠轴和轴承定心,外转子靠外径和壳体配合定心,两者为定轴轮系的啮合运动。当内转子绕 O_1 回转时,带动外转子绕 O_2 作同向回转。图 4-1(a)~(f)表示内转子回转 180° 的过程,也是封闭工作腔逐渐增大与减小的过程。密封容腔 A 在回转过程中,由 $A_1 \sim A_6$ 逐渐增大,形成部分真空,通过泵盖左侧配流窗口 a 完成吸油,腔 B 在回转过程中由 $B_1 \sim b_6$ 逐渐减小,腔内油液通过泵盖右侧配油窗口 b 而排出。当内转子不停旋转时,泵即可连续完成吸油和排油过程,进行工作。

图 4-1 的这种内、外转子式摆线齿轮泵当然能作为马达使用(见图 4-2(a))。但这种马达无明显特点,内转子 $z_1=6$ 每转一周,驱动外转子同方向转过 $z_1/z_2=6/7$ 周。亦即这种马达每转一周中仅有 z_1-6 个封闭容腔完成进、排油的容腔变化工作循环,容腔的变化是靠内、外

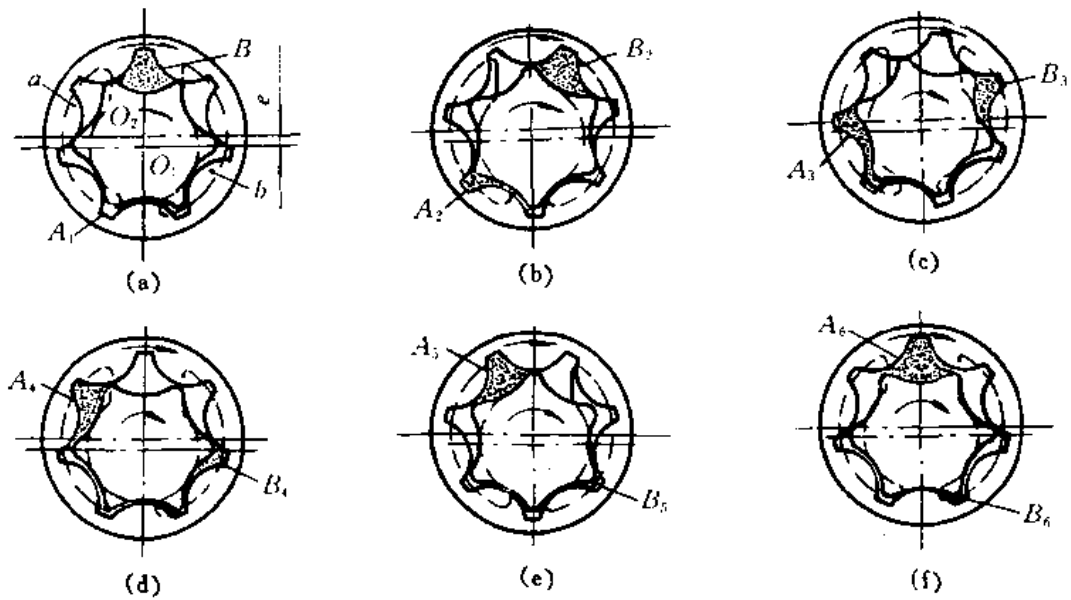


图 4-1 摆线齿轮(转子)泵的工作原理

转子相对运动实现的,对于追求排量的液压马达来说,这种内外转子式马达实用价值不大,厂家亦不生产。

BM 系列摆线马达在结构上与上述内外转子摆线马达的最大区别在于(见图 4-2(b))将外齿圈固定(而不再成为外转子),去掉内转子的固定支承,而让它在与外齿啮合中作行星运动,即摆线齿轮中心 O_1 绕固定齿圈中心 O_2 公转,而摆线齿轮本身又以 O_1 为中心自转,大大强化了内、外齿轮的相对运动,增大了马达排量,成为一种新型的、以体积小、扭矩大,多作用式为特点的马达——行星摆线马达。这种马达的工作原理和基本结构在本章第二节中详细论述。

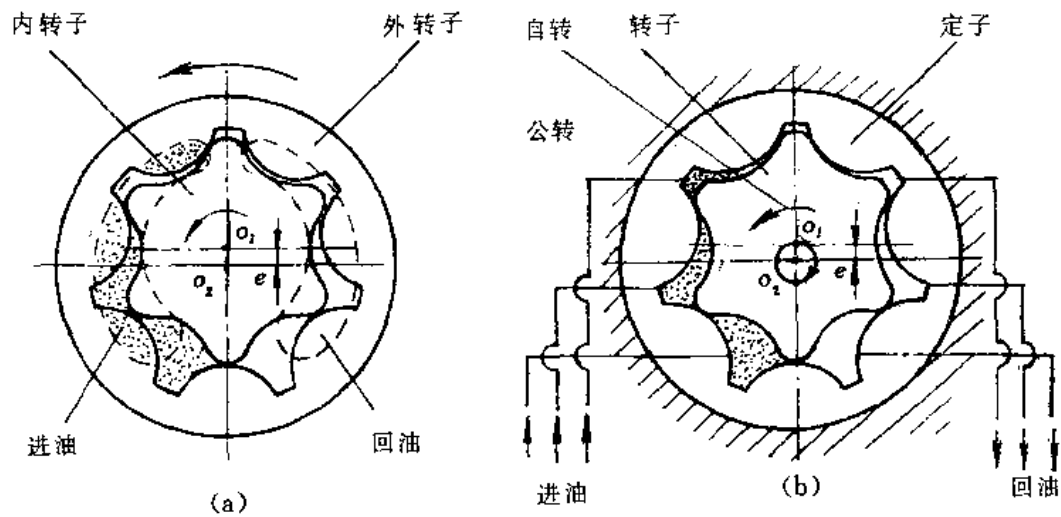


图 4-2 内啮合摆线马达的比较
(a)内外转子式 (b)行星转子式

二、型号意义

BM 系列摆线齿轮式液压马达的型号意义表示如下:

$\frac{BM}{①} \quad \frac{P}{②} \quad \frac{D}{③} \quad \text{---} \quad \frac{D}{④} \quad \frac{W}{⑤} \quad \text{---} \quad \frac{Z}{⑦}$

①摆线马达。

②配流型式:无标注——轴配流;P——端(平)面配流。

③机座型号;无标注——普通型;D——输出轴允许承受一定轴向负荷;E、F——能承受较大径向负荷和轴向负荷的机座。

④压力参数代号(MPa):D——额定压力 10,最高压力 12.5;E——额定 16,最高 17.5。

⑤公称排量(mL/r)。

⑥安装或连接形式。

安装:不标注——标准式;W——无轴承座式。

连接:不标注——管式;B——油口板式;F——法兰式。

⑦补充代号:无标注——无补充;Z——带转速表座式。

例如, BM-D250 为:轴配流摆马达,普通机座型,额定工作压力 10MPa,排量为 250mL/r,标准式安装,不带转速表座。再如, BMPE-E315W 为:端面配流,能承受较大径向、轴向负荷的机座,额定工作压力 16MPa,排量 315mL/r,无轴承座式,不带转速表座的摆线马达。

此外, BM 系列马达还有与控制阀等元件联接为一体的组合型号。其组合型号的分子与分母部分分别表示马达和组合件的有关型号。如 BM/34SX——D500B/15 组合型马达,表示额定压力为 10MPa,流量为 500mL/min 的普通 BM 型摆线马达,用油口连接板与公称通径 15mm 的滑阀机能为 X 型的三位四通手动换向阀组合成一体。

第二节 工作原理和几点理论问题

一、工作原理

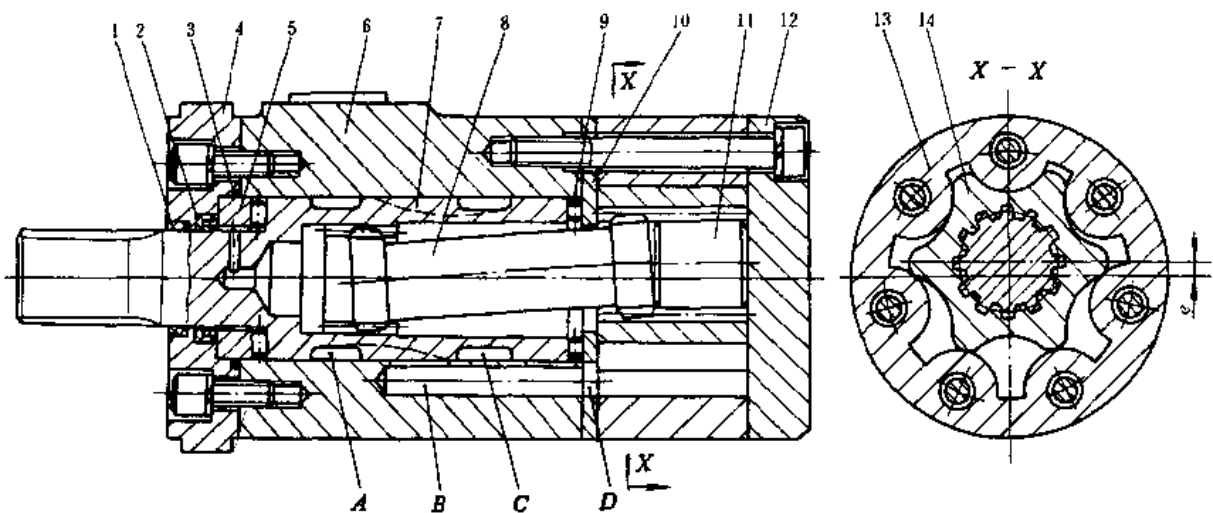


图 4-3 摆线马达的典型结构

1,2,3—密封;4—前盖;5—止推环;6—壳体;7—配流轴(输出轴);8—花键联轴节;9—止推轴承;
10—辅助配流板;11—限制块;12—后盖;13—定子;14—摆线转子;A、C—横槽;B、D—孔

图 4-3 为一种摆线马达的典型结构。具有 z_1 个齿的摆线转子(即外齿小齿轮)14,与具有

z_2 个圆弧齿形的定子(即内齿环)13 之间有偏心距 e , 当两轮的齿数差为 1, 即 $z_2 - z_1 = 1$ 时, 两轮所有的轮齿均能啮合并形成如图 4-3 中 X-X 剖面中 ($z_2 = 7, z_1 = 6$) 所示的 z_2 (定子针齿数) 个独立的容积变化的密封腔。配流轴(即输出轴)7 上的横槽 A、B 与进油口相通, 在配流轴表面有相间均布的两组纵向油槽共 $2Z_1$ 条, 一组 (Z_1 条) 与 A 相通, 另一组 (Z_1 条) 与 B 相通(见图 4-4)。在马达的壳体 6 中有 Z_2 个孔 C, 这些孔经过辅助配流板 10 的相应的 Z_2 个孔 D 而分别与定子的齿底相通(即分别与 Z_2 个密封容腔相通)。

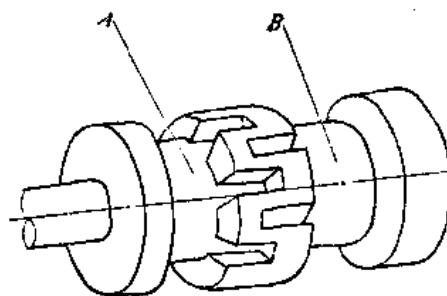


图 4-4 配流轴外形

配流轴上的纵向油槽起着配流作用, 使上述 Z_2 个封闭容腔中将近半数与压力油相通, 而其余的与低压回油相通。

当压力油经 A 口输入时, 5、6、7 腔进入高压油(见图 4-5), 转子(小齿轮)在油压作用下, 按使高压腔齿间容积增大的方向自转。由于定子是固定不动的, 所以转子在绕自身轴线 O_1 作低速自转的同时, 转子中心 O_1 还绕定子中心 O_2 作高速反向公转(当转子公转时, 亦即转子沿定子滚动时, 其吸、压油腔不断地改变, 但是始终是以连心线 O_1O_2 为界分成两腔, 一侧的齿间容积增大即为高压腔, 另一侧的齿间容积缩小即为排油腔)。公转一转每个齿间容腔完成一次进、回油循环。

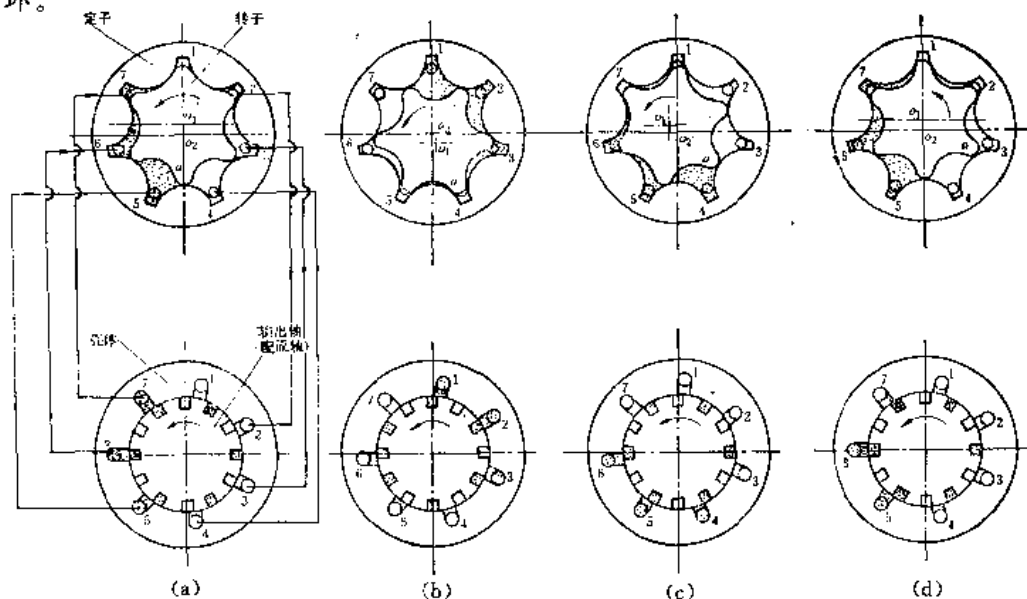


图 4-5 摆线齿轮马达工作原理

(a) 零位 (b) 轴转 $1/14$ 转 (c) 轴转 $1/7$ 转 (d) 轴转 $1/6$ 转

通常的摆线齿轮马达采用 6~7 齿或 8~9 齿啮合。图 4-3 为 6~7 齿啮合(即定子针齿数为 7、转子齿数为 6)。如图 4-5 所示, 两相互啮合的齿轮形成七个密封腔, 当转子相对定子中心公转一转, 此时转子自身在相反方向上自转 $1/6$ 转, 马达内七个密封腔分别完成从低压→高压→低压的一次循环。因此转子自转一整转时, 七个油腔将完成六次循环, 总起来即可得 $7 \times 6 = 42$ 个多作用式的高压油腔的容积。

BM 系列马达通常采用 8~9 齿啮合。当 8 个齿的转子公转一转时, 九个容腔的容积各变

化一次,而转子自转一转时要公转八转,即可得到 $9 \times 8 = 72$ 次容腔变化。所以,摆线齿轮马达体积虽小,却具有多作用式的较大的排量,因此,能输出比较大的扭矩,这就是摆线齿轮马达功率质量比能大大提高的原因。

图4-3、图4-5中的转子在公转 Z_1 圈后即自转一转,公转与自转的速比为 $i = (-Z_1) : 1$ 。图4-3中花键联轴节8将转子的自转运动传递给输出轴7,即可拖动工作机构旋转。由于输出轴本身就是配流轴,配流轴的连续配流,高压腔就随连心线 O_1O_2 的旋转而同步旋转(当转了反时针自转 $\frac{1}{Z_1}$ 转,即自转一个齿时,高压腔按公转方向顺时针旋转一周),即高压腔按(5、6、7)→(6、7、1)→(7、1、2)→(1、2、3)……→(5、6、7)的顺序循环下去(见图4-5)。

高压腔的连续旋转,使得转子和输出轴连续旋转。

如果改变马达进出油方向,则马达输出轴的旋转方向也改变。

顺便指出,由于花键联轴节花键齿数 Z 与配流轴表面的配流槽数是相等的,而配流槽分布又是高低压互相间隔,所以只要将配流轴与花键联轴节的花键安装位置错过一齿,在马达进出油口不变的情况下,马达输出轴的旋转方向就相反。

二、几个基本理论问题

(一)摆线的形成及啮合基本公式

如前所述,摆线齿轮马达的工作原理依据于摆线针齿内啮合行星齿轮传动。其瞬时啮合传动状况如图4-6所示,内齿圈(即定子)的轮齿齿廓(即针轮)是以 d 为直径的圆弧构成;小齿轮(即转子)的轮齿齿廓是圆弧的共轭曲线,即圆弧中心轨迹 α (整条的短幅外摆线)的等距曲线 β ,转子和定子之间有偏心距 A 。当两轮齿数差为1时,两轮所有的轮齿都能啮合,并形成定子针齿数目的容积进行变化的密封腔。

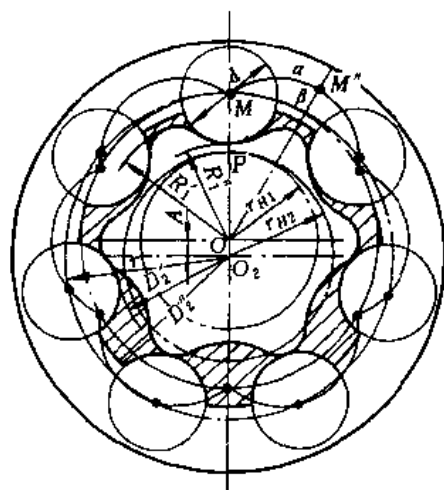


图4-6 摆线马达的啮合状态

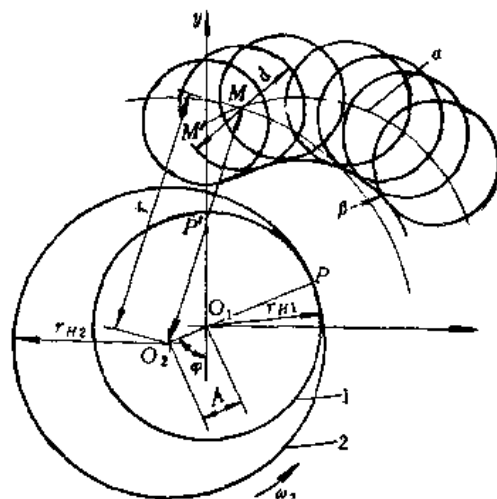


图4-7 摆线的形成

摆线啮合转子所采用的短幅外摆线 α 和其等距曲线 β ,分别称为转子的理论廓线和实际廓线。

如图4-7所示,导圆1在生成圆2内,它们相切于 P 点。定子的圆弧齿(针齿)中心 M 分

布于半径为 r 的分度圆上。当生成圆 2 相对于导圆 1 作纯滚动时, 针齿中心 M 点的轨迹 α 即为短幅外摆线。

转子的实际齿廓曲线 β 是短幅外摆线 α 的等距曲线。两曲线的法向距离处处相等, 均等于针齿半径。

因此转子理论廓线 α 的方程式为:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \sin \left(1 - \frac{r_{H_1}}{r_{H_2}} \right) \varphi - A \sin \varphi \\ y &= r \cos \left(1 - \frac{r_{H_1}}{r_{H_2}} \right) \varphi - A \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (4-1)$$

转子实际廓线 β 的方程为:

$$\left. \begin{aligned} x' &= r \sin \frac{1}{z_2} \varphi - A \sin \varphi + \frac{d}{2} \cdot \frac{z_2 A \sin \varphi - r \sin \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} \\ y' &= r \cos \frac{1}{z_2} \varphi - A \cos \varphi + \frac{d}{2} \cdot \frac{z_2 A \cos \varphi - r \cos \frac{1}{z_2} \varphi}{\sqrt{z_2^2 A^2 + r^2 - 2 z_2 A r \cos \frac{z_1}{z_2} \varphi}} \end{aligned} \right\} \quad (4-2)$$

(二) 摆线啮合的主要几何关系

摆线齿轮液压马达轮齿的主要几何计算公式见表 4-1。

表 4-1 摆线齿轮马达转子几何公式(见图 4-6)

序号	项目名称	计算公式	备注
1	短幅系数 K_1	$K_1 = \frac{z_2 A}{r}$	
2	导圆半径 r_{H_1}	$r_{H_1} = z_1 A = \frac{z_1}{z_2} r K_1$	
3	生成圆半径 r_{H_2}	$r_{H_2} = z_2 A = r K_1$	
4	偏心距 A	$A = r_{H_2} - r_{H_1} = \frac{r_{H_2}}{z_2} - \frac{r_{H_1}}{z_1} = \frac{r K_1}{z_2} - \frac{r K_1}{z_1}$	
5	针径系数 K_2	$K_2 = \frac{z r}{d} \sin \frac{180^\circ}{z_2}$	
6	转子齿顶圆半径 R'	$R' = r + A + \frac{d}{2}$	
7	转子齿根圆半径 R''	$R'' = r - A - \frac{d}{2}$	
8	齿高 h	$h = 2A$	
9	针齿分度圆半径 r	$r = \frac{z_2 A}{K_1}$	
10	针齿齿数 z_2	$z_2 = z_1 + 1$	

式中 r ——针齿中心分度圆半径;

r_{H_1} ——导圆半径;

r_{H_2} ——生成圆半径；

A ——偏心距；

φ ——生成圆中心绕导圆中心滚动时的变化角；

z_2 ——针柱体齿数；

d ——针柱体直径；

z_1 ——转子齿数。

短幅系数 K_1 又叫做轮宽放大系数或变态系数,其数值的确定是摆线马达设计计算中的一个重要问题。为保证摆线齿轮马达在运转中能正确啮合,摆线转子齿形曲线 β (整条的短幅外摆线的等距曲线)不受干涉的条件必须得到满足,否则将产生“根切”。各密封腔由于不能产生良好的摆线啮合而漏油,失去容积式液压元件工作的基础。对于 $z_1=6, z_2=7, d=24\text{mm}, r=40\text{mm}$ 的条件, K_1 值不能大于 0.8, 否则就产生“根切”。这是必要条件。

其次,为了保证在排量参数相同的条件下,使摆线齿轮马达的啮合副在啮合时的接触应力最小,以提高马达寿命,设计时 K_1 值要选得合适。也就是说 K_1 值的选择,不仅要使摆线转子齿形曲线不产生干涉,而且要选择最佳的 K_1 值,使马达工作时的接触应力最小。

摆线齿轮马达啮合副的其他参数,特别是针齿直径 d 的组合,对 K_1 值的选择也有很大的关系。

(三) 马达排量计量公式

摆线齿轮马达排量的精确计算公式如下:

$$q = 4K_1 z_2 B r^2 \sin \frac{180^\circ}{z_2} \left(1 - \frac{1+K_1}{K_1 \cdot K_2} E\right) (\text{cm}^3) \quad (4-3)$$

式中 E —— K_1 和 z_2 的函数,其值为:

$$\begin{aligned} E = & - \int_0^{90^\circ} \sqrt{1 - \frac{4}{(1+K_1)^2} \sin^2 \varphi} d\varphi \\ & + \int_0^{\frac{z_2-1}{2z_2} \times 180^\circ} \sqrt{1 - \frac{4K_1}{(1+K_1)^2} \sin^2 \varphi} d\varphi \\ & + \int_0^{90^\circ} \sqrt{1 - \frac{4K_1}{(1+K_1)^2} \sin^2 \varphi} d\varphi \end{aligned} \quad (4-4)$$

上式比较繁复,其近似计算式如下:

当 $z_2=9$ 时, $E \approx 0.1007(K_1 + 0.6743)$;

当 $z_2=7$ 时, $E \approx 0.12(K_1 + 0.75)$ 。

式中 B ——转子宽度(cm)。

(四) 受力状态扭矩的产生

从力学角度分析(见图 4-8),BM 系列内啮合行星摆线马达产生较大的扭矩是理所当然的。

作用在转子上的液压力的合力 F 通过高、低压分界线 fd 的中心 H 。对图 4-2(a)中的内外转子式马达,液压合力 F 推动转子以 O_1 为中心反时针旋转,其力臂为 $\overline{O_1M}$;对行星马达,外齿圈固定不动,转子以内、外齿轮的节点 P (节圆 R_1 和 R_2 的相切点)为瞬心转动,液压合力 F 的作用力臂为 \overline{PN} ,它远比 $\overline{O_1M}$ 大。所以,行星摆线齿轮马达的扭矩远远大于内外转子式摆线齿轮马达的扭矩。

在结构上(见图 4-3),为了将转子 14 的自转运动和扭矩传递到输出轴 7 而又不妨碍转

子的公转运动,采用了双头的球面花键联轴节 8 把转子和输出轴联接起来,联轴节中心线 O_1O_2 以 O_1 为顶点完成锥面的运动轨迹。

(五)容积效率问题

容积效率是液压元件的重要性能指标之一。摆线齿轮马达是属于齿轮马达范畴的。众所周知,齿轮马达与齿轮泵就泄漏问题来说有很大不同,即使间隙相同,压差相同,马达的泄漏量要比泵大。这是因为对于齿轮泵来说,轮齿间隙的泄漏和齿端的牵连流动两者可以相互抵消,而马达则相反,即马达齿端的牵连流动更增大了泄漏量。所以要大量生产高压、高效率的摆线齿轮马达,必须满足极微小的齿端间隙的离散度要求。换句话说,摆线转子几何精度的提高,对提高摆线齿轮马达的容积效率具有十分重要的意义。

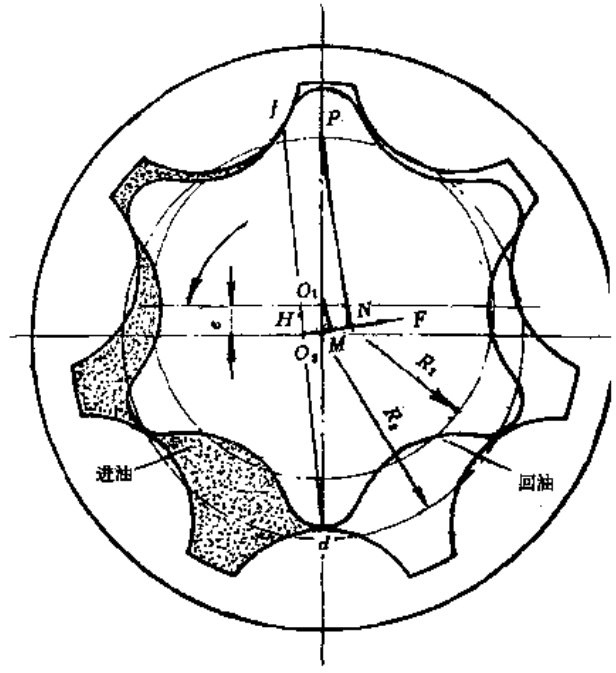


图 4-8 扭矩的产生

(六)启动扭矩和最低转速

1. 启动扭矩

像绞车等设备,在转速为零时仍要求马达有输出扭矩,此时有必要考虑在系统压力下的启动扭矩。

摆线齿轮马达的启动扭矩,在额定压力条件下约为理论扭矩的 70% 左右,有的资料表明该值还要高一些。南京液压机械制造厂生产的 BM 系列马达,启动扭矩约为理论扭矩的 76% 左右(在额定压力下)。

2. 最低转速

摆线齿轮马达的最低稳定转速,在额定压力下约为额定转速的 $1/10 \sim 1/20$ 左右。

(七)流量脉动率

摆线齿轮马达的内齿环 z_2 一般为奇数,通常为 7 齿或 9 个齿,若 z_2 选为偶数时,流量脉动比奇数时大,故不选用。

摆线马达的流量脉动主要取决于 z_2 , z_2 大,脉动率小; z_2 小,脉动率大。此外,脉动率还与 K_1 和 K_2 值有关,随着 K_1 减小或 K_2 增大,脉动率变小,反之,则变大。

BM 系列摆线马达, $z_2=9$, 脉动率一般在 2%~2.5%。另据资料介绍,当 $z_2=7$ 时,脉动率多在 3.4%~4.8%。这一数值比齿轮马达和径向曲轴连杆马达的流量脉动要小得多。

第三节 BM 型轴配流摆线马达

一、内部构造分析

BM 型轴配流摆线马达支承输出轴的为一般滚球轴承,因而输出轴不宜承受外加的径向负荷和过大的轴向负荷;BMD 型马达主轴因未用轴承,因此,输出轴只允许承受较小的径向负

荷;若主轴改用高精度圆锥滚柱轴承进行支承,就发展成输出轴能够承受较大的径向负荷和轴向负荷的 BMF 型马达、BM 型、BMD 型和 BMF 型三种马达的内部构造和工作原理完全一致。图 4-9、图 4-10 分别为南京液压机械制造厂生产的 BM 型马达、BMD 型马达和 BMF 型马达的有关相片。

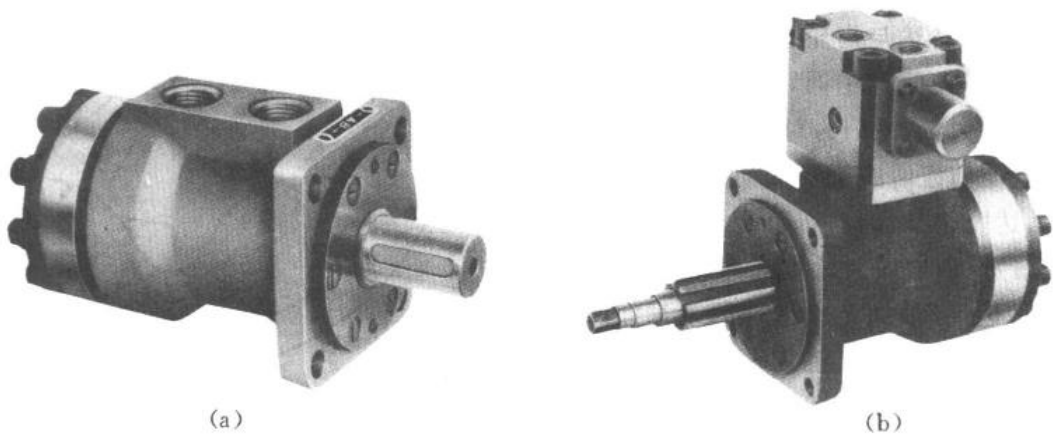


图 4-9 BM 型摆线马达
(a)单机外观 (b)组合型(BM/34sx-D500B/15)

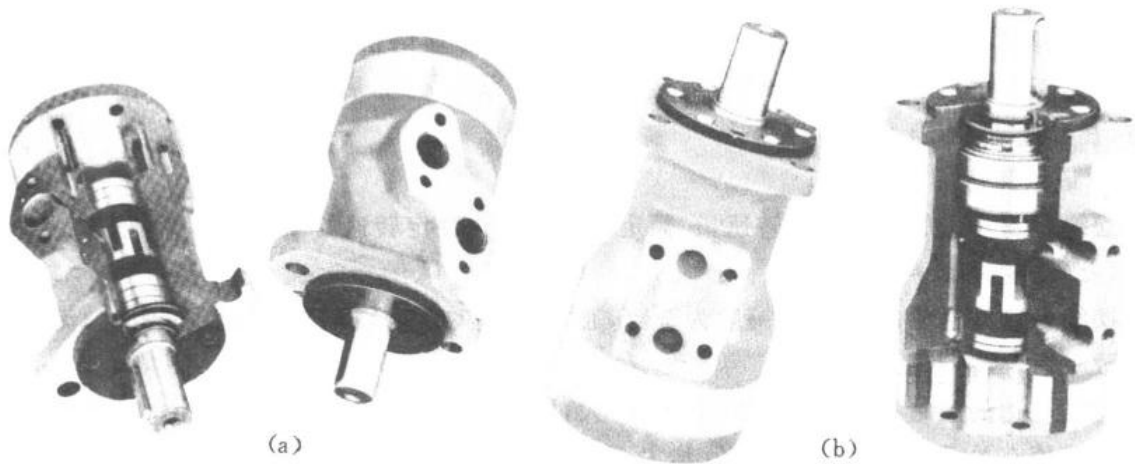


图 4-10 BMD 型和 BMF 型马达外观
(a)BMD 型 (b)BMF 型

BM 型液压马达的内部剖视和装配构造分别如图 4-11 和图 4-12 所示。它由输出(配流)轴 1、壳体 5、配流套 7、行星转子齿轮 15、定子滚柱 13、双端鼓形花键轴 8 等组成。螺钉 18 将辅助配流板 12、齿圈体 14、后盖板 16 紧固在马达壳体 5 上,齿圈体 14 上制有销柱式针轮 13,厚度尺寸比齿圈体略小 0.03~0.05mm 的转子行星齿轮 15 在齿圈内与针轮共轭啮合并形成 z_2 个密封容腔。其配流通道、原理和过程与图 4-3 所示完全一样。此处不再重复。

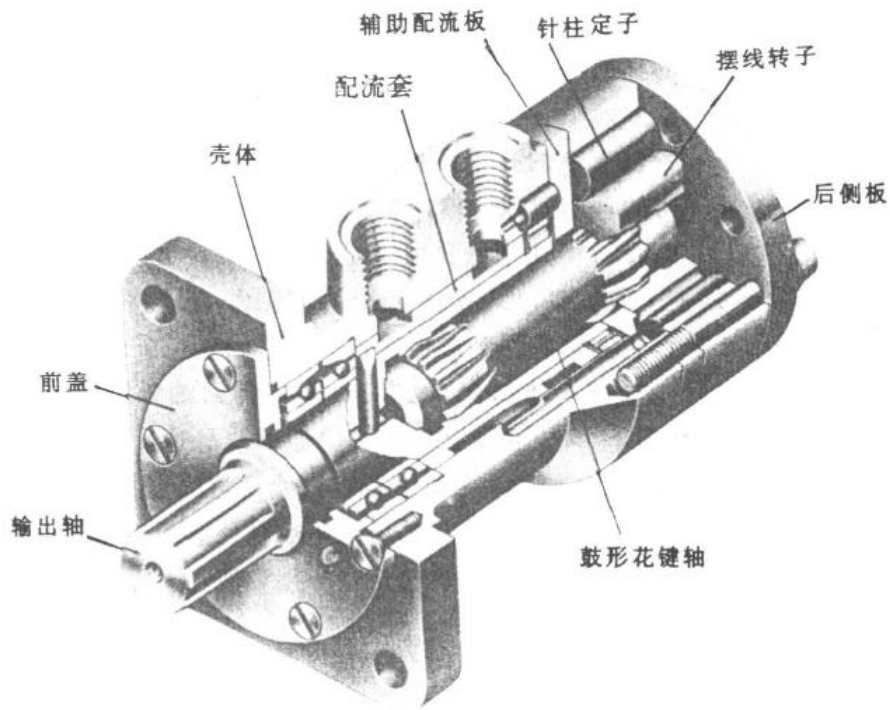


图 4-11 BM 型马达剖视

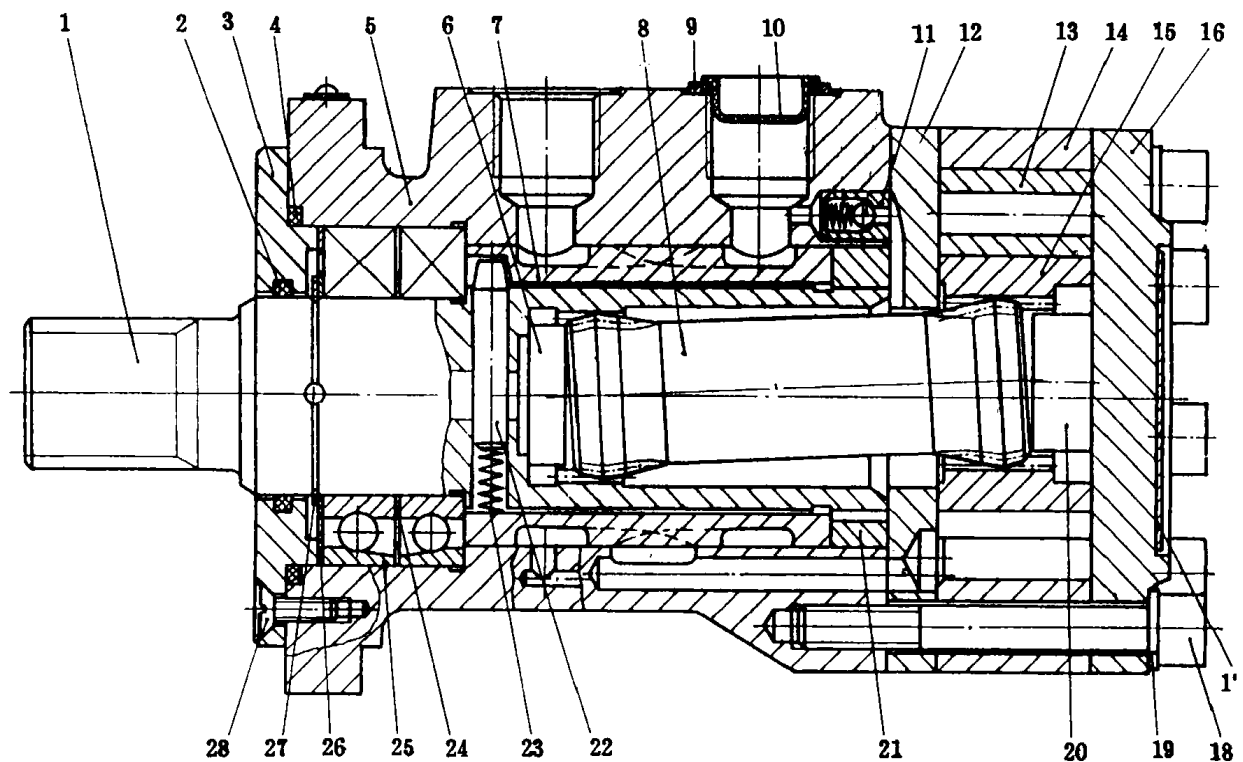


图 4-12 BM 型马达的内部构造

- 1—输出(配流)轴；2—油封；3—前盖板；4—密封圈；5—壳体；6—限位块；7—配流套；8—鼓形花键轴；9—密封圈；
 10—护帽；11—单向阀；12—辅助配流板；13—针轮；14—定子齿圈体；15—转子摆轮；16—后盖；
 17—铭牌；18—螺钉；19—弹性垫圈；20—限位块；21—垫圈；22—销；23—弹簧；24—垫片；
 25—滚动轴承；26—垫片；27—轴用挡圈；28—螺钉

图 4-12 中,输出轴 1 由轴颈上两只滚动轴承 25 定位在壳体 5 内,并由垫片 24 及挡圈 27 调整轴承 25 与输出轴 1 间的轴向间隙,带密封圈 2 和 4 的盖板 3 由垫片 26 来调整被螺钉 28 紧固后滚动轴承 25 的轴向游隙。

输出轴 1 的内端,套在配流套 7 的孔内,用弹簧 23 和锥头销 22 带动配流套 7 同步旋转,配流套由垫圈 21 调整旋转时的轴向间隙。输出轴 1 的内孔中由制有花键孔,两端鼓形花键传动轴 8 的一端用花键插入转子 15 的花键槽孔中,转子 15 的旋转运动通过花键轴 8 的另一端即轴 1 的花键孔而驱动轴上 1 的负载,并带动配流套同步工作。花键轴 8 的两端均设有限位块 6 和 20,以防止花键轴 8 工作时的轴向移动产生撞击。

单向阀 11 装在马达回油通路上能建立 0.25MPa 左右的回油背压使转子 15 运转时更为稳定;而当马达停止,该单向阀 11 可阻止负载因重力等原因使马达反转成为泵运转。

BM 型马达具有装配式的定子。图 4-3 所示传统摆线马达的定子 13 属整体式,整体式定子常用拉削工艺制造,生产效率高、成本低,但重复循环啮合处磨损较快,容积效率下降较快。BM 型马达的组合式定子的外观和啮合时的状态示意分别如图 4-13 左图和右图所示。

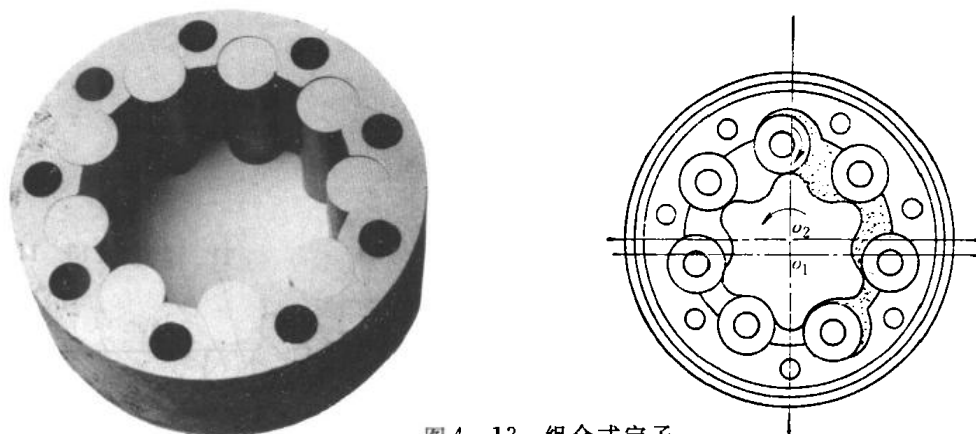


图 4-13 组合式定子

组合式定子是采用滚子代替内齿环的圆弧齿形,滚子可在定子中自如地旋转。工作时位于高低压腔交界处的滚子被油液压力压到低压方向,使滚子与定子和转子贴紧,减少了泄漏。并且滚子同转子一起旋转,两齿之间是滚动接触,所以两齿轮的磨损很小。这种摆线马达效率高,寿命长,工作压力高(可在 14MPa 下工作,最高工作压力可达 21MPa)。而且定子的工艺并不复杂,几何精度也易于保证。

BM 型马达的结构特点还在于采用配流套进行配流。

图 4-3 所示的摆线马达采用配流轴直接配流的方式。由于配流轴同时又是扭矩输出轴,结构简单,其径向依靠与壳体中心孔的配合定位,输出轴不能承受一点径向力,但输出轴在工作中难免要承受径向力,径向力使配流部分与壳体配合面偏心和磨损,将使容积效率下降。同时,传动误差也会影响配流精度。

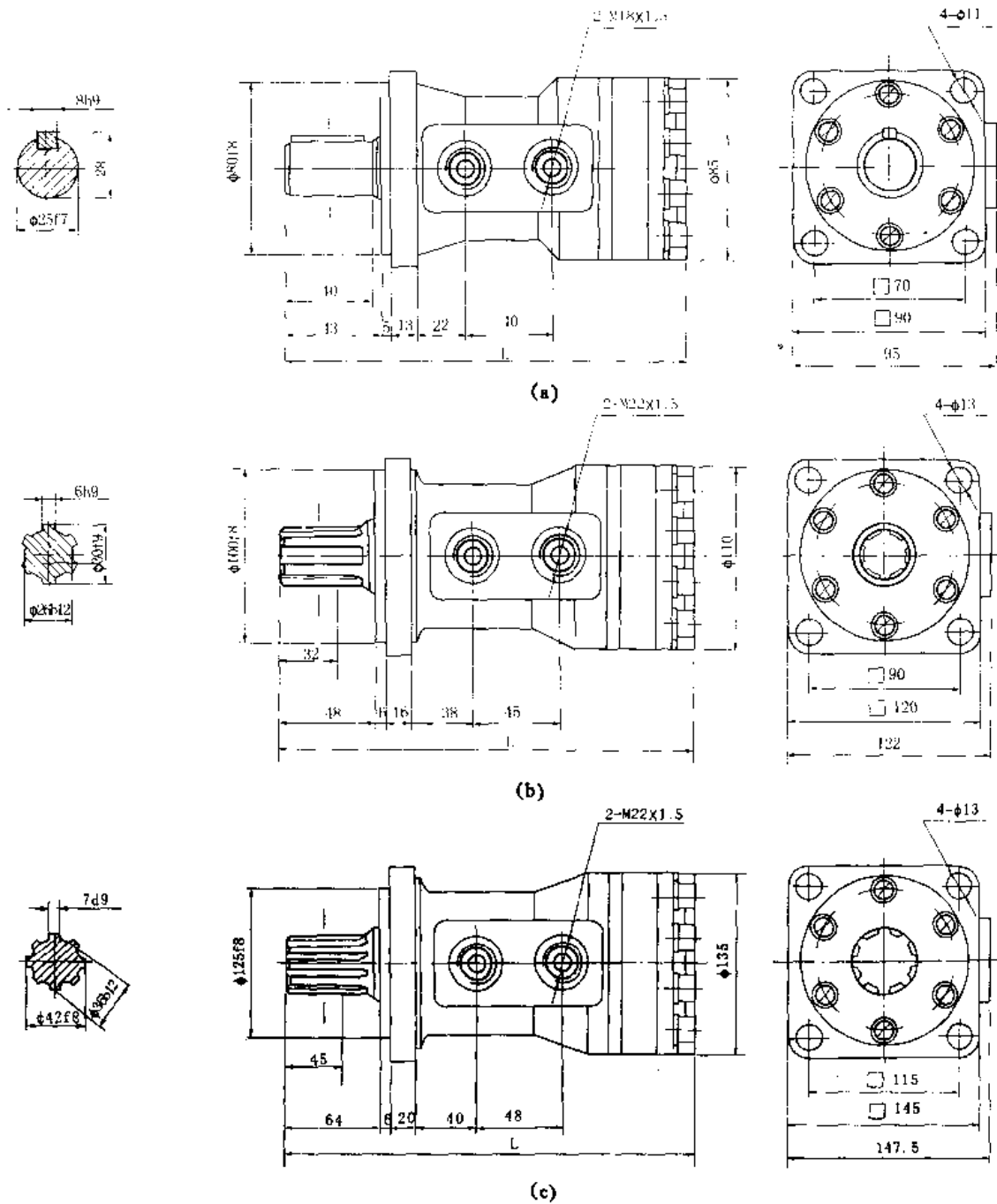
图 4-12 所示的 BM 型马达,其输出轴 1 通过传动销 22 带动配流套 7 旋转,为防止产生对配流套偏歪,销 22 不用刚性联接而采用弹簧 23 将其推入配流套的键槽中,因而配流套在输出轴内可浮动,不受径向力的影响。从而能保证配流套与壳体配合面的同心,可延长使用寿命。但因传动链加长,需保证机件制造精度才不会使配流精度下降。

BM 型马达中支承输出轴的两只滚动轴承 25,根据工况选用不同的种类、能力系数,能使输出轴承受相应的径向、轴向负荷。

二、主要技术参数与尺寸

(一) BM 型马达的主要技术参数与技术尺寸

BM 型普通摆线马达的主要技术参数见表 4-2。其外形及安装尺寸见图 4-14。



型号	BM-D80	BM-D100	BM-D160	BM-D200	BM-D250	BM-D315	BM-D400	BM-D500	BM-D630
尺寸									
L	182	186	195	234	239	246	254	281	289

图 4-14 BM 型主要规格马达的外形和安装尺寸

(a) BM-D500-BM-D160 型马达 (b) BM-D200-BM-D400 型马达 (c) BM-D500-BM-D630 型马达

表 4-2 BM 型摆线马达主要技术参数

参 数 型 号	公称排量 (mL/r)	工作压力(MPa)		输出扭矩(N·m)		转速(r/min)		重量 (kg)	输出轴允许承受负荷(N)	
		额 定	最 高	额 定	额 定	最 高	径 向		轴 向	
BM-D80	80	10	12.5	95.5	400	500	5.4	2500		
BM-D100	100			119	320	400	5.6			
BM-D160	160			191	200	250	6.0			
BM-D200	200			238	320	400	10.5	2000	3000	
BM-D250	250			298	260	320	11.0			
BM-D315	315			375	200	250	11.5			
BM-D400	400			477	160	200	12.0			
BM-D500	500			597	160	200	18.0	2500	3500	
BM-D630	630			752	125	160	19.0			

注：①马达在额定压力、额定转速下可连续使用，若工况选择在 2/3 额定压力、1/3~2/3 额定转速时，马达将在高效率区域工作。

②最高压力或最高转速适于间断运转工况。

(二)BMD 和 BMF 型马达的主要技术参数与技术尺寸

BMD 型、BMF 型马达的主要技术参数见表 4-3，BMD 型马达和 BMF 型马达的外形和安装尺寸分别见图 4-15 和图 4-16。

表 4-3 BMD 型和 BMF 型马达主要技术参数

参 数 型 号	公称排量 (mL/r)	额定压力 (MPa)	输出扭矩 (N·m)	转速 (r/min)	最低稳定转速 (r/min)	输出轴上允许 承受的工作负荷
BMD-D80 BMF-D80	80	10	95.5	500	20	BMD80~BMD160 轴向 为 2500N；BMF80~ BMF160 轴向为 3000N， 径向 2500N
BMD-D100 BMF-D100	100	10	119	400	20	
BMD-D125 BMF-D125	125	10	149	320	20	
BMD-D160 BMF-D160	160	10	191	250	20	

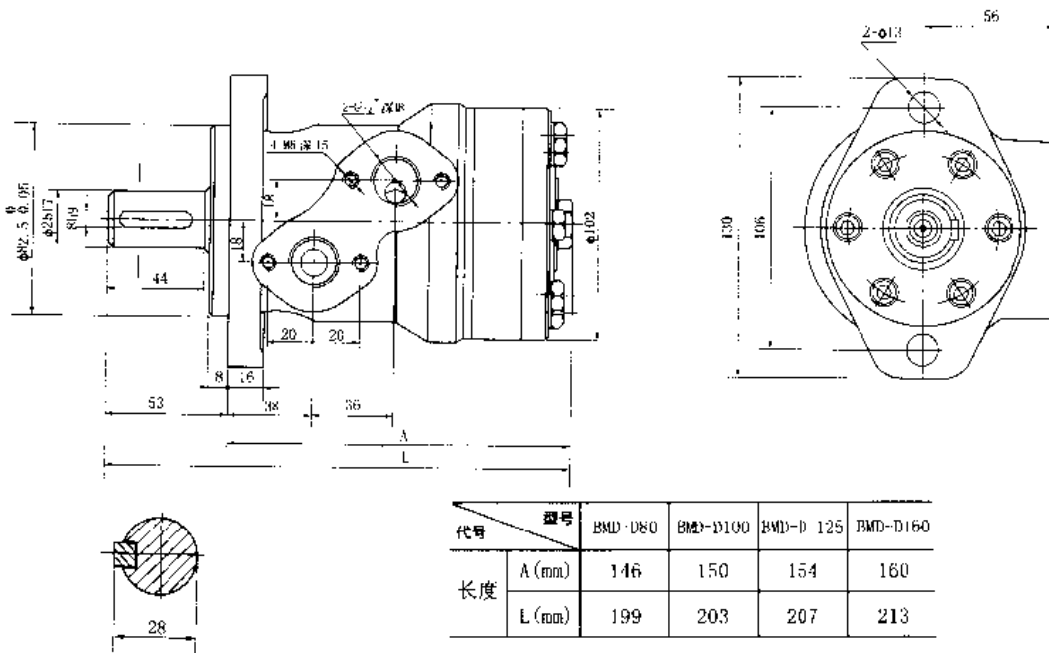


图 4-15 BMD 型马达外形和安装尺寸

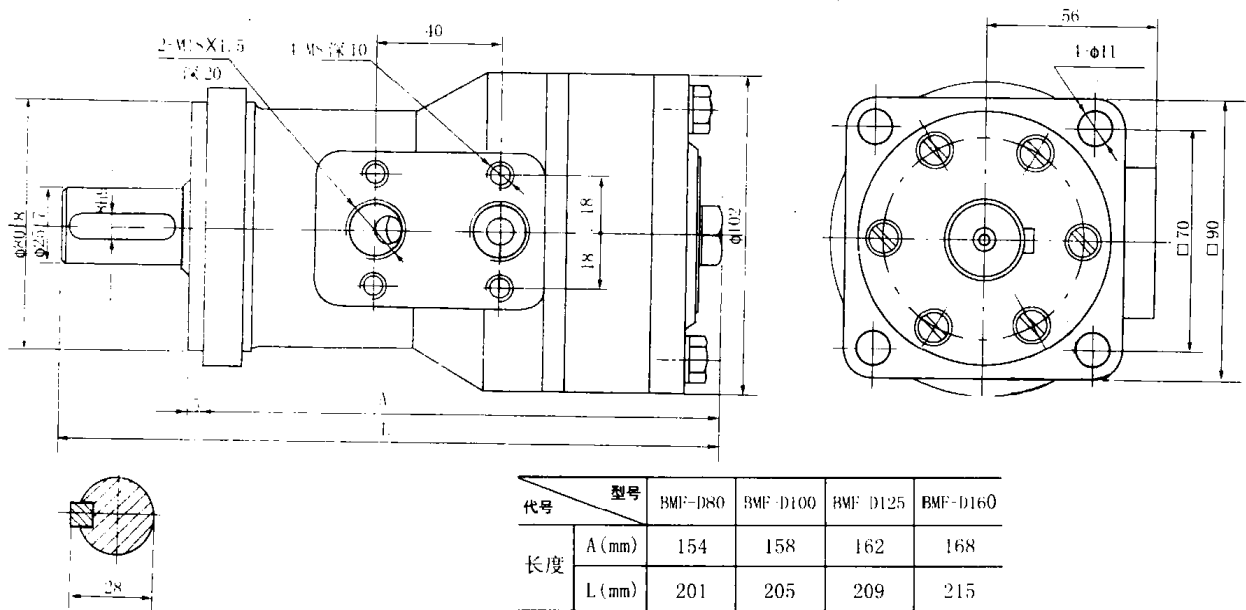


图 4-16 BMF 型马达外形和安装尺寸

第四节 BMP 型端面配流摆线马达

一、可补偿性端面配流 BMPD 型马达的结构

BMP 型端面配流的摆线马达又称作平面配流的摆线马达,它的配流精度容易保证,其间隙也可以自动进行补偿,能较好地保证马达的容积效率。

图 4-17 为南京液压机械制造厂生产的 BMP 型马达的外观照片,其主要技术参数见表 4-4

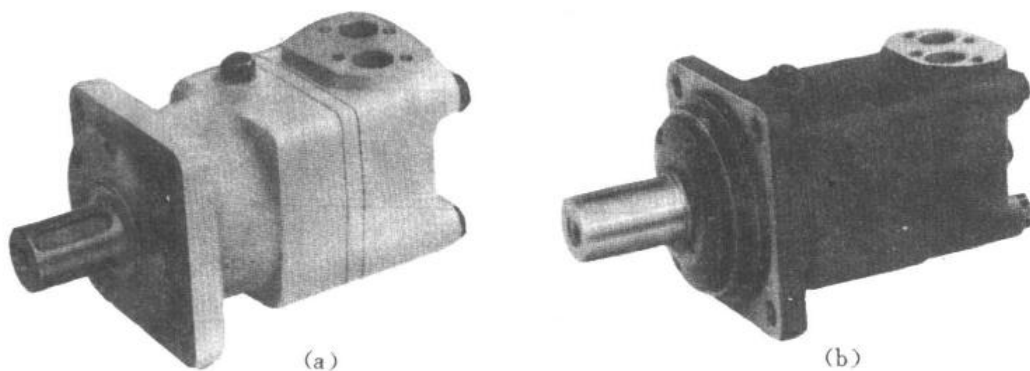


图 4-17 BMP 型端面配流摆线马达外观
(a) BMPD-E 型 (b) BMPE-E 型

表 4-4 BMP 型摆线马达部分产品技术参数

参 数 型 号	公称排量 (mL/r)	工作压力(MPa)		输出扭矩(N·m)		转速(r/min)	
		额定	最高	额定	最高	额定	最高
BMPD-E160 BMPD-E160-Z BMPD-E160W	160	16	17.5	35	37	500	625
BMPD-E200 BMPD-E200-Z BMPD-E200W	200			44	46	400	500
BMPD-E250 BMPD-E250-Z BMPD-E250W	250			55	58	320	400
BMPD-E315 BMPD-E315-Z BMPD-E315W	315			69	72	250	310
BMPD-E400 BMPD-E400-Z BMPD-E400W	400	12.5	14	68	73	200	250
BMPE-E315 BMPE-E315W	315	16	17.5	70	75	320	400
BMPE-E400 BMPE-E400W	400			89	95	250	310
BMPE-E500 BMPE-E500W	500			112	118	200	250
BMPE-E630 BMPE-E630W	630			140	150	160	200
BMPE-E800 BMPE-E800W	800	12.5	14	140	152	125	155

图 4-18 为可补偿端面配流的 BMP 型马达的结构, 其配流盘和辅助配流板的结构见图 4-19 和图 4-20, 配流间隙轴向补偿的补偿盘见图 4-21。

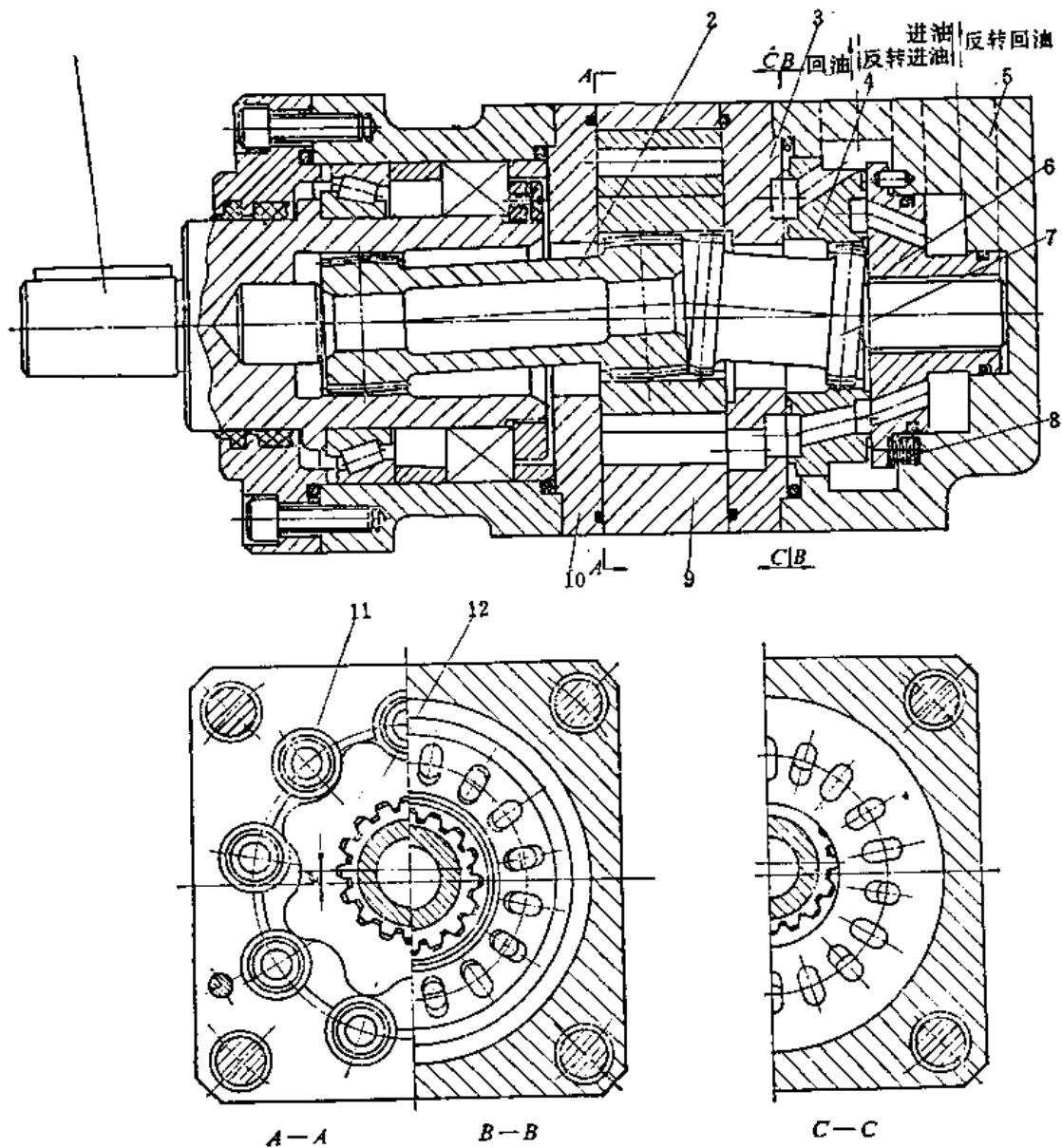


图 4-18 BMPD 型摆线马达

1—输出轴；2—长花键联轴节；3—辅助配流板；4—配流盘；5—后壳体；6—补偿盘；7—短花键联轴节；
8—弹簧；9—定子体；10—前侧板 11—滚子；12—转子(小齿轮)

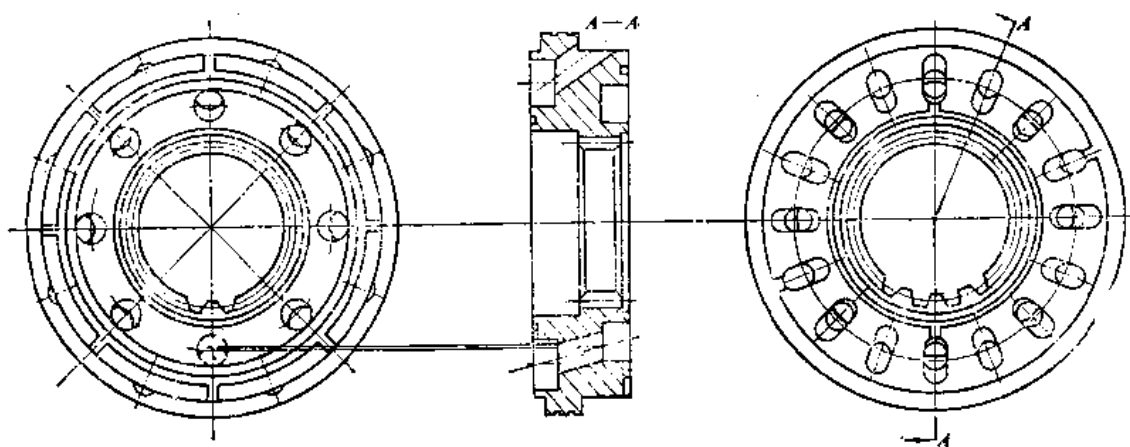


图 4-19 配流盘

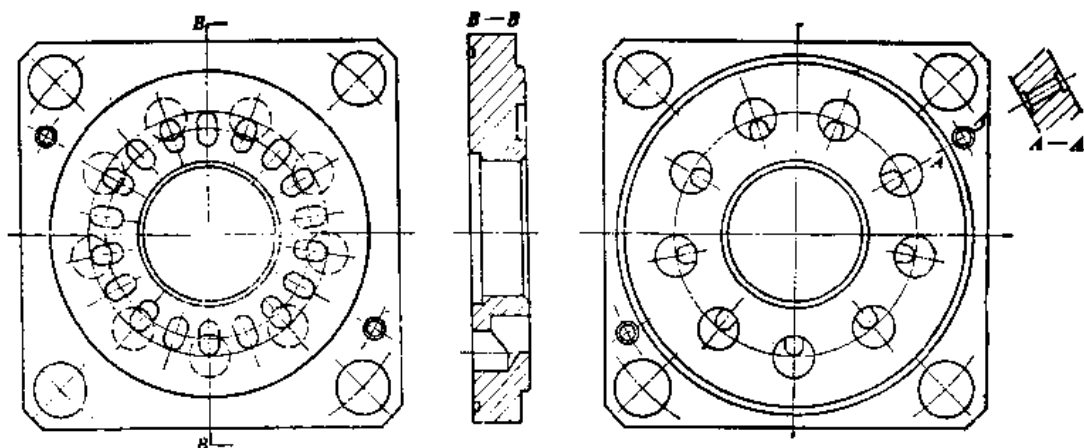


图 4-20 配流辅助板

图 4-18 中,当马达通入压力油后,转子 12 在定子 9 内即公转又自转,其自转运动一方面通过长花键联轴节 2 传给输出轴 1,另一方面又通过短花键联轴节 7 带动配流盘 4 旋转。配流盘 4、补偿盘 6 和辅助配流板 3 上的配流孔道的设置原理与图 4-3 摆线马达中的配流轴、壳体配流孔及辅助配流板中配流孔道的设置原理相同。由于有这种连续的配流关系,所以马达的转子和输出轴就能连续地旋转。

在设计时,使补偿盘对配流盘的压紧系数 K_1 接近于 1,即

$$K_1 = \frac{F_1}{F_2} = 1.01 \sim 1.05$$

式中 F_1 ——作用在补偿盘右端的压紧力(其中包括液压力和弹簧力);

F_2 ——补偿盘与配流盘之间的油膜对配流盘的反推力。

则补偿盘对配流盘的剩余压紧力为

$$\Delta F = F_1 - F_2$$

同时还应使配流盘对辅助配流板的压紧系数

$$K_2 = \frac{\Delta F + F_3}{F_4} = 1.01 \sim 1.05$$

式中 F_3 ——补偿盘与配流盘之间的油膜对配流盘的反推力;

F_4 ——配流盘与辅助配流板之间的油膜对配流盘的反推力。

由于结构上的原因,马达进出油口对调后,配流盘表面的压力分布情况发生变化,致使正转工况与反转工况的受力情况不同。所以在设计时,应对两种工况下压紧系数分别进行计算,尽可能使正转时的压紧系数 K_1 、 K_2 与反转时的压紧系数 K'_1 、 K'_2 近似相等。

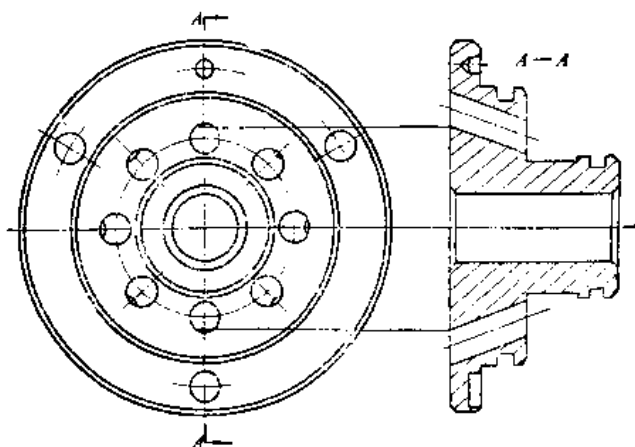


图 4-21 补偿盘

配流盘左端面(见图 4-18 和图 4-19)的形状和尺寸通常是根配流原理及加工工艺性等因素确定的。一般来说,正转时的 F_4 与反转时的 F'_4 差别较小。通常靠改变配流盘右端面的密封带和支承面积来调整正转时 F_3 与反转时的 F'_3 。

综上所述,端面配流盘具有静压磨损补偿的平面密封,密封性能好,且能自动补偿间隙,不但容积效率高,而且效率不会随着平面磨损而很快降低。受热冲击时,不会产生很大内漏。配流盘也便于修复。

其次,配流盘由专用的短花键轴带动,消除了一体花键轴因磨损而形成的偏差,与轴配流马达相比,可获得较高的配流精度,因而机械效率高。

还有,输出轴采用了承载能力较大的圆锥滚子轴承,因而输出轴刚性好,能承受较大的轴向力与径向力。

此外,因为配流盘上施加了预压紧力,因而起动可靠。

这种端面配流类型马达的容积效率可达 95% 左右,机械效率达 92% 左右,因此是当前,最普遍采用的摆线齿轮马达。当然,这种马达的结构比轴配流结构要复杂些,制造精度也要求相应提高。

二、弹性橡塑补偿的 BMP * - * * W 型马达的结构

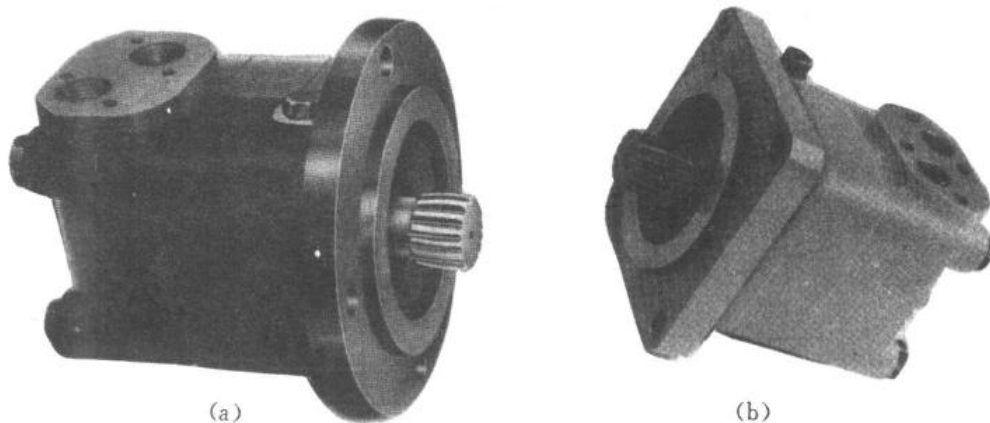


图 4-22 BMP 型无轴承座式马达
(a)BMPD-E*W 型 (b)BMPE-E*W 型

南京液压机械制造厂生产的 BMP 型端面配流马达中,有一类安装形式为无轴承座(W 形)的马达,其外观如图 4-22 所示。用户根据自己的工况及需要,采用径向力和轴向力有足够安全余量的安装支座与图 4-22 中马达的法兰盘相联接,并将安装支座中传动轴的花键孔套入马达的鼓形花键端头内,即可驱动负载。

端面配流的“W”型马达中,可以采用图 4-18 所示的补偿盘式的结构,也可以采用图 4-23 所示的橡塑材料弹性补偿环的结构。

图 4-23 的结构中,采用弹性橡塑材料补偿环 5(即 T 形密封圈)取代了补偿盘,它是靠具有一定预压量的 T 形密封圈的弹性作用,实现对配流盘 3 间隙的自动补偿。这种马达与具有补偿盘的马达相比,有轴向尺寸较小、重量较轻的优点。但因弹性补偿环对马达起动性能影响很大,因此对该密封圈的材质和外形尺寸精度要求较高。

图 4-23 所示的马达与图 4-18 所示的补偿盘端面配流的摆线马达具有基本相同的容积效率和机械效率。

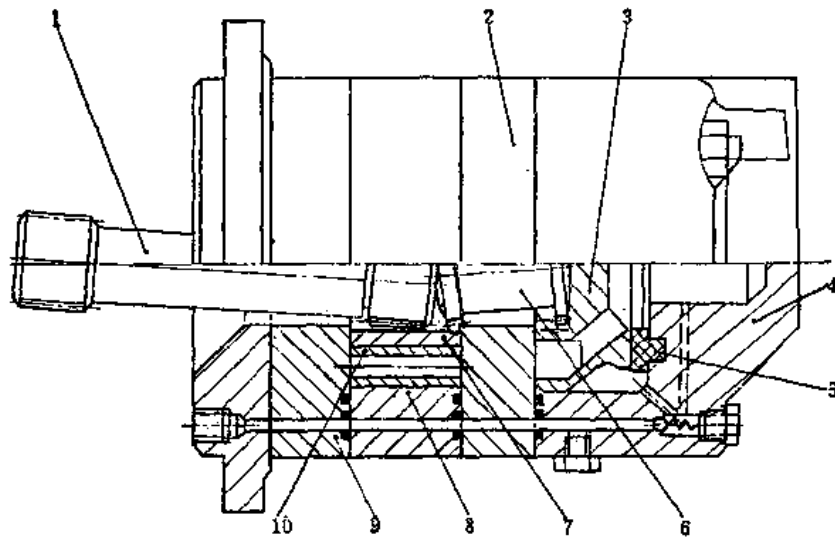


图 4-23 橡塑弹性补偿环的无支座式 BMP 型马达
 1—长花键联轴节；2—辅助配流板；3—配流盘；4—后壳体；5—弹性补偿环；6—短花键联轴节；
 7—转子（小齿轮）；8—定子体；9—前侧板；10—滚子

南京液压机械制造厂根据市场需求，还可以生产固定间隙的无补偿的端面配流摆线马达。它是将图 4-18 和图 4-23 所示的摆线马达中的补偿盘及弹性补偿环取消，使配流盘右端面与后壳体间有一微小的间隙，即成为固定间隙端面配流的摆线马达。这种马达的配流盘磨损后不能自动补偿，但结构简单，轴向尺寸小。这种配流形式适用于压力不太高，输出扭矩不太大的摆线马达中。

三、阀配流摆线马达

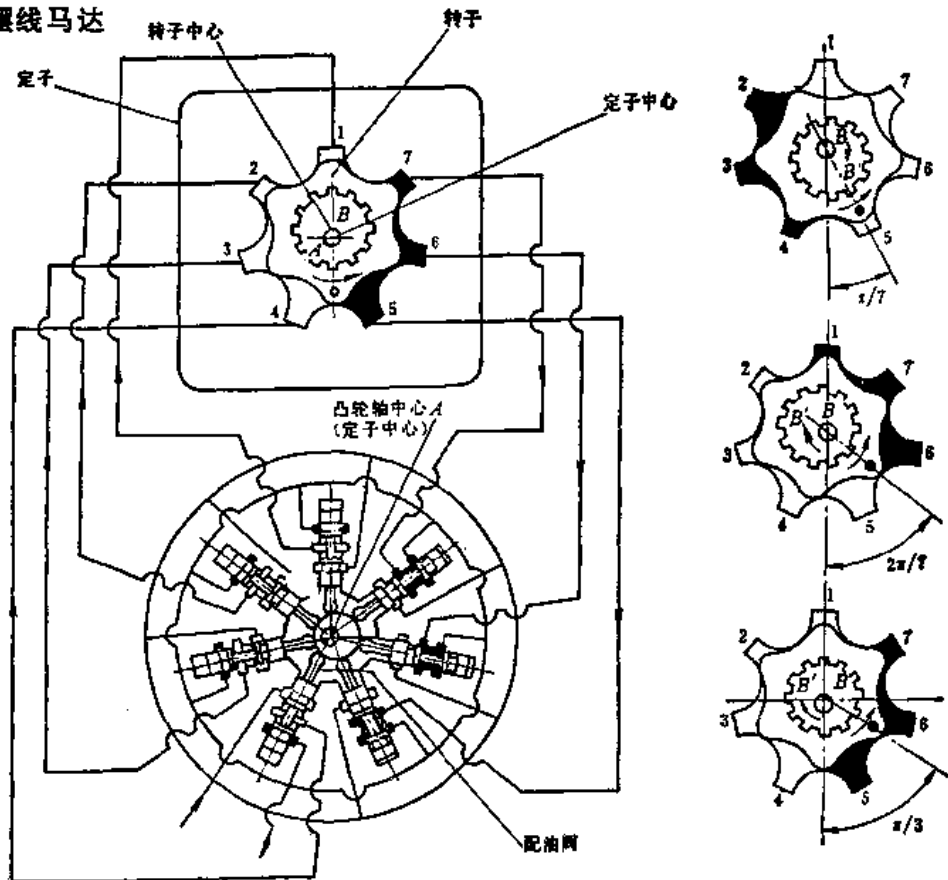


图 4-24 滑阀配流的摆线马达配流工作原理

图 4-24 是一种采用滑阀进行配流的摆线马达,它的配流工作原理是通过与输出轴同步旋转的偏心轮来操纵 Z_2 个滑阀机构,进行连续的配流。其工作过程与内燃机的机械凸轮式点火分配器十分类似。因此,这种滑阀配流的精度相当高,但可大大改善困油现象。

采用这种配流方式的摆线马达,机械效率高,噪声低,工作压力高(可达 21MPa),但是,结构复杂,对工作油液的清洁度要求较高,制造成本也高,因而应用并不普遍。

第五节 主要零件的加工概况

一、摆线转子

齿廓曲线为短幅外摆线的转子,常用氮化钢 38CrMoAlA 材料进行制造。转子加工的基本工艺流程为:

粗车→精车→精磨两端面→插削加工外摆线转子齿轮→氮化处理→精磨两端面→粗磨摆线型面→精磨摆线型面。

从上述工艺一望即知,加工摆线转子的关键之处在于插制及磨削摆线型面。

图 4-25 是在普通插齿机切制转子摆线轮的方案原理图。该方法也是基于展成原理(对滚法):插刀即是针齿,它装在可插入插齿机主轴孔中的偏心刀把上,偏心 e 等于图 4-6、图 4-7 中的 $\overline{O_1O_2} = A$,亦等于齿高的一半。精加工完毕时,插齿机主轴与工作台中心间的距离 A' 等于针轮中心分度圆的半径;工作台(摆线转子)与插刀的转速比等于摆线转子轮齿数,即 $n/n_d = Z_1$ 。

这样,插刀转一周,摆轮 $1/Z_1$ 转,插刀节圆沿摆轮加工节圆滚过一个循环(滚动弧长为插刀节圆圆周),在摆轮上就切出一条完整的一个齿的等距变态外摆线 β (见图 4-7),插刀转过 Z_1 转,摆轮一转,亦即插刀节圆沿摆轮加工节圆滚过 Z_1 个循环,就切制出一个完整的转子摆线齿出来。

摆线型面的粗磨和精磨均在 Y7654 型摆线齿磨齿机(见图 4-26)上进行。粗磨采用粒度较粗的砂轮,精磨采用细粒度的砂轮,磨齿使用的冷却润滑液是锭子油。

该磨齿机的磨齿工作原理见图 4-27。砂轮对工件的磨削运动,就相当于外转子(针齿)和内转子(摆线齿)的啮合运动。砂轮外缘按针齿半径 r_2 修正成圆弧形,这个砂轮就代表固定的外转子的一个齿。为了磨出内转子的摆线齿形,被磨内转子的中心 O_1 应绕固定的外转子中心 O_2 公转(保持偏心距 e ,公转转速为 n),并在公转的同时,还绕自身的轴线 O_1 自转(转速为 n_1),每公转一转,它在相反方向自转一个齿。

在磨齿过程中,砂轮还沿工件轴向有慢速的进给运动,在磨完一刀后,砂轮还向工件作径向进给,下面用磨齿机传动系统(见图 4-28)说明这些运动是怎样实现的。

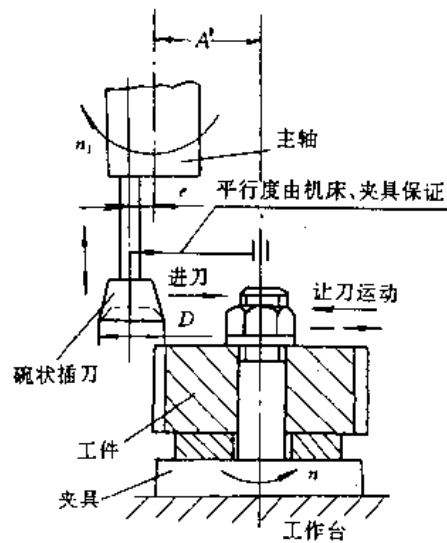


图 4-25 插齿原理

1. 主传动链(分度展成传动链)

工件的公转是由无级调速电机 M_1 (1.5kW, 1450r/min) 经皮带轮 1 和斜齿轮 2 及 3, 传动一根主轴, 主轴上装有偏心销, 使工件中心绕主轴轴线转动。工件的自转, 是由同一个电机和皮带轮, 再经过交换齿轮 a, b, c, d 和蜗杆 4 传动空套在主轴上的蜗轮 5, 又通过与蜗轮相固连的三个传动销, 拨动工作台上的三个孔, 使工件绕其本身轴线作回转运动。

改变交换齿轮 a, b, c, d 可得到工作台公转和自转的各种速比, 以磨削不同齿数的内转子。改变主轴上的偏心销(每台机床有 20 个尺寸不同的偏心销)来改变

工作台的偏心距, 就可以加工各种齿高 ($h=2e$) 的内转子。当偏心距改变时, 蜗轮上的传动销和工作台上的孔的尺寸关系也需要改变, 所以磨齿机附件中有 20 副尺寸不同的传动销子套以供选用。

由传动图可见, 设被磨的内转子的齿数为 z_1 , 则它在公转一转的同时, 应在相反方向自转 $1/z_1$ 转, 这就要求齿轮 3 转一转时, 蜗轮 5 在反方向转 $1/z_1$ 转, 因此传动链方程式为:

$$1 \times \frac{z_3}{z_2} \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} \times \frac{z_4}{z_5} = \frac{1}{z_1}$$

将磨齿机中的齿轮数代入上式, 便得到

$$1 \times \frac{28}{24} \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} \times \frac{2}{99} = \frac{1}{z_1}$$

所以, 主传动链中的分度交换齿轮挂轮比为

$$i_{\text{挂}} = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{99}{4z_1}$$

2. 砂轮沿工件轴向的进给运动

砂轮由电机 M_2 (图 4-28 中未画出) 驱动, 在磨齿时, 砂轮沿工件轴向慢速进给(像滚齿那样)。这个轴向进给运动是这样得到的: 由蜗杆 4 的花键轴传动齿轮 6、7、8 以及蜗杆 9 和蜗轮 10。然后按粗磨或精磨对进给量的不同要求, 可选择两种不同的转速。

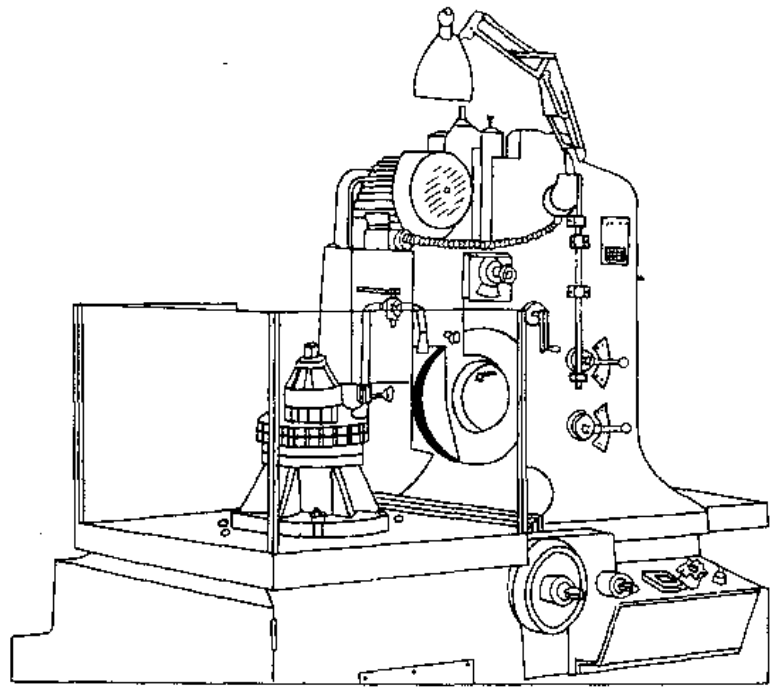


图 4-26 Y7654 型摆线轮磨齿机

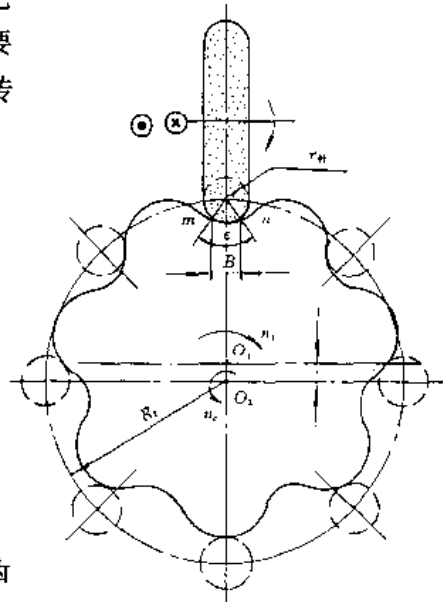
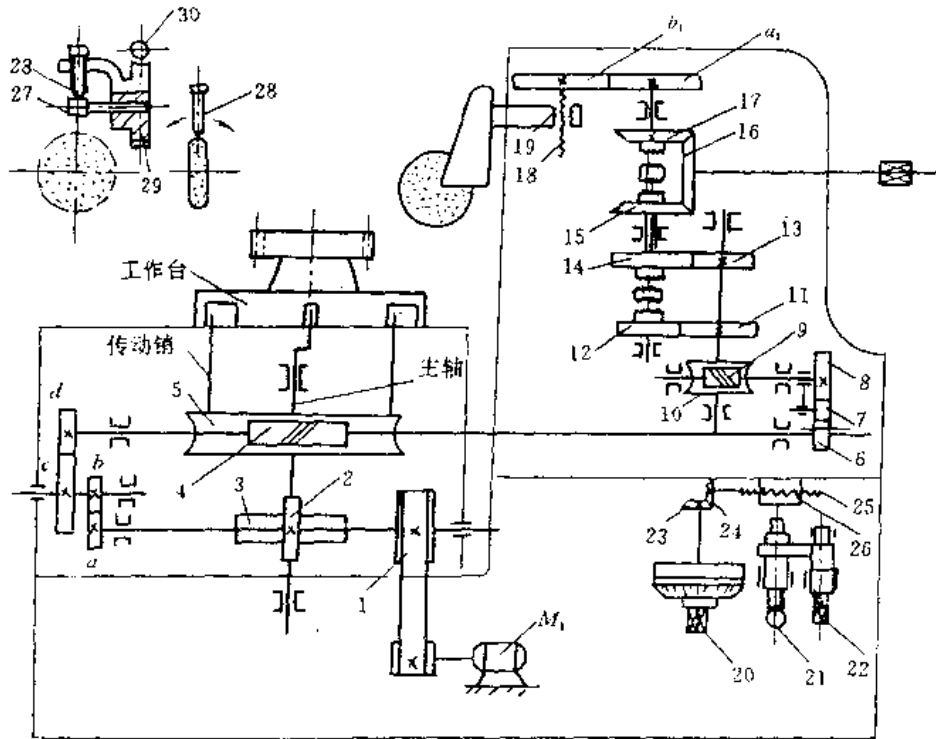


图 4-27 磨齿工作原理

(1)当选用齿轮 11 和 12 时,向下扳动手柄使离合器与齿轮 12 的端面齿接合,这样就得到粗磨进给速度。



本机床有关齿轮的齿数

齿轮编号	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	15	17	18
齿数	24	48	2	99	24	48	1	50	38	34	43	43	2mm

图 4-28 Y7654 磨齿机传动系统

(2)向上扳动手柄时,离合器与齿轮 14 的端面齿接合,这样就得到精磨进给速度。

当粗磨或精磨的位置选定以后,通过离合器中间的轴,带动锥齿轮 15、16、17,再通过交换齿轮 a_1 和 b_1 ,最后通过丝杠 18 和螺母 19,就可以使砂轮架滑座沿工件轴线向中或向下移动(由手柄向中或向下决定离合器的位置)。至于立柱后面的方头手柄,是用来调整砂轮架滑座的上下行程位置的。在调整过程中应关闭调速电机的按钮。

改变交换齿轮 a_1 和 b_1 ,可得知粗磨或精磨进给量。由图可知,粗磨进给量(工件每转时砂轮沿工件轴向的移动距离)为

$$S_c = 1 \times \frac{z_5}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{10}} \times \frac{z_{11}}{z_{12}} \times \frac{z_{15}}{z_{17}} \times \frac{a_1}{b_1} \times t$$

将磨齿机中的齿轮齿数代入上式,得

$$\begin{aligned} S_c &= 1 \times \frac{99}{2} \times \frac{24}{48} \times \frac{1}{50} \times \frac{38}{34} \times \frac{43}{43} \times \frac{a_1}{a_2} \times 2 \\ &= \frac{1881}{1770} \times \frac{a_1}{b_1} (\text{mm/工件每转}) \end{aligned}$$

所以,粗磨时砂轮轴向进给的交换齿轮挂轮比为

$$i_{jc} = \frac{a_1}{b_1} = \frac{1700}{1881} S_c$$

依同样方法,可知精磨进给量为

$$\begin{aligned}
 S_i &= 1 \times \frac{z_5}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{10}} \times \frac{z_{13}}{z_{14}} \times \frac{z_{15}}{z_{17}} \times \frac{a_1}{a_2} \times f \\
 &= 1 \times \frac{99}{2} \times \frac{24}{48} \times \frac{1}{50} \times \frac{18}{54} \times \frac{43}{43} \times \frac{a_1}{b_1} \times 2 \\
 &= \frac{33}{100} \times \frac{a_1}{a_2} \text{ (mm/工件每转)}
 \end{aligned}$$

所以精磨时砂轮轴向进给的交换齿轮挂轮比为

$$i_{ji} = \frac{a_1}{b_1} = \frac{100}{33} S_i$$

3. 砂轮沿工件径向的进给运动

砂轮的径向进给是由方头手柄 20 和 22 来实现的。用套筒扳手转动方头手柄 20, 就得到粗进给量。拉出手柄球 21, 然后再转动方头手柄 22, 就得到精进给量。它们的运动是通过锥齿轮 23、24 以及丝杠 25 和紧固在立柱上的螺母座 26 来实现的, 这样就使立柱作前进或后退的动作, 从而达到砂轮向工件径向进给或退刀的目的。

4. 砂轮修整机构

修整砂轮时, 首先根据与所磨内转子(摆线齿轮)配对的外转子的针齿半径(r_z)选取一个对刀量棒 27, 其半径等于 r_z , 将它插入支架锥孔内。将带有螺纹的金刚钻头 28 对准量棒的外圆表面, 然后拨去量棒, 把修整器支架引向砂轮外圆, 由于蜗轮 29 与支架连在一起, 所以转动蜗杆 30 时, 可使蜗轮 29 同支架一起作回转运动。这样, 就把砂轮外圆表面修整成半径等于 r_z 的圆弧形。

砂轮宽度(见图 4-27)的决定: 内转子和外转子啮合工作时, 内转子的摆线齿形表面是全部参加接触(工作)的, 而外转子的针齿表面并非全部参加接触(工作), 仅仅是一段圆弧 \widehat{mn} 参加接触(工作)的。设 \widehat{mn} 圆弧所对的中心角为 ε , 通过分析可知

$$\sin \frac{\varepsilon}{2} = \frac{r_z}{R_2}$$

式中 r_z ——外转子(针轮)的节圆半径;

R_2 ——针齿分布圆半径。

由图 4-27 可知, 针齿表面参加工作部分的宽度为

$$B = 2r_z \sin \frac{\varepsilon}{2} = 2r_z \frac{r_z}{R_2}$$

所以, 砂轮的宽度必须保证不得小于针齿表面工作部分的宽度 B 。

二、输出轴

图 4-29 所示的 BM 系列摆线马达的输出轴, 一般用 40Cr 钢制造, 其主要工艺过程为:

- (1) 下料, 退火。
- (2) 车制两端面, 两端面均用复合中心钻钻制中心孔。
- (3) 粗车各轴挡。
- (4) 热处理调质 HRC 26~32。
- (5) 车、割制有关卡簧槽、花键处退刀槽。
- (6) 精车各轴挡, 留放磨削余量。

(7) 钻制、铰削, 驱动配流套的圆柱销的径向通孔。

(8) 磨加工轴挡。

(9) 铣花键, 留余量 $0.3 \sim 0.5 \text{mm}$ 。

(10) 花键处高频淬火, $\text{HRC}50 \sim 55$ 。

(11) 用花键槽专用磨床, 磨加工花键。

(12) 去毛刺, 检验、入库。

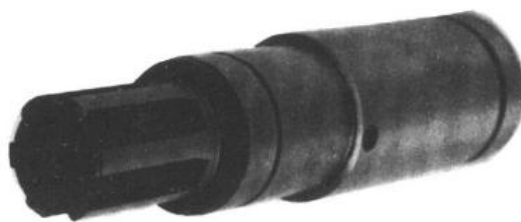


图 4-29 输出轴

第六节 使用、拆卸与装配

一、选择原则

在选择摆线齿轮马达时, 应注意下述各点:

1. 轴上作用力的选择

摆线齿轮马达输出轴上尽可能避免承受外界作用的径向力和轴向力。但马达结构设计上可承受一定的径向负载和轴向负载, 可见表 4-3、表 4-4 或产品样本。

当承受较大径向负载时, 其同时承受的轴向负载应较小。

2. 瞬时最高压力与最高转速不能同时发生

这一点在样本上有说明, 它限制液压马达的使用。样本上还详细给出了压力与流量间的组合表, 以供选择。

3. 考虑寿命——排量与压力间的均衡

摆线齿轮马达结构上的一个优点是在同一个系列下, 只要改变摆线啮合副的宽度, 就可得到各种不同的排量。

但当同一系列的摆线齿轮马达用这样的方法增加排量时, 由于其轴承和鼓形花键轴没有改变, 因此, 当使用同样的压力工作时, 虽然摆线轮上的接触应力没有增加, 但鼓形花键轴齿面上的接触应力和轴上的剪应力都增大了, 同时轴承上的受力也增大了。所以, 在同一系列下, 摆线齿轮马达的排量有所增大, 但使用压力要相应下降。所以, 扭矩的增加和排量的增大不是完全相等的, 其原因就在于此。

4. 容许背压

马达回油路中宜装入一个压力为 $0.2 \sim 0.3 \text{MPa}$ 的背压阀(见图 4-12), 这是指在不安装外部泄漏管的情况下, A 、 B 口中较低压力一方的压力容许值, 以利马达运转平稳和防止空气进入。

如果壳体内压力增加, 会引起油封寿命的降低及内部轴向负载的增大而使轴承寿命降低, 为了克服上述缺点, 在背压较大时就尽可能安装外漏管。

5. 马达旋向

马达可正、反向旋转, 出厂马达的轴旋转方向如图 4-30 所示。若读者必须改变旋向, 宜向

厂家说明,厂家在出厂时即可满足其要求;情况紧急时可参照本章第一节所述方法自行改变。

6. 滑移性能

摆线齿轮马达在出口油路中可能因制动作用而增大压力,形成泵的作用,此时马达内部的泄漏量成了马达出油部分的滑移量,其值大小有时达到不能容许的程度。滑移量与马达自身的机械摩擦因素和压力、间隙等因素有关,是综合因素决定的。

所以对需要完全锁定马达的场合,要采用内部带有刹车装置的马达。

7. 惯性负载问题

摆线齿轮马达在换向或停止时,由于惯性负载会引起冲击压力,在这种情况下,回路应设置刹车阀(这种措施是经常采用的)。对于摆线齿轮马达来说,刹车阀的调定压力可根据式(4-5)算出,应使其压力产生的扭矩数值(即根据式(4-5)算出的值)低于样本上标出的瞬时最大扭矩值。

$$M = \frac{\Delta p \times q}{2\pi \times 0.8} (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 Δp ——马达进出口压力差(MPa);

q ——马达的理论排量(mL/r)。

8. 摆线齿轮马达作为泵使用时应注意的问题

摆线齿轮马达作为泵使用时,如果只是作3s之内的间歇运转,可在马达所规定的常用连续压力和转速范围内使用;如果连续运转,则压力和转速均应降到额定值的1/2以下。另外,马达不是按泵的要求来设计的,所以它的吸入能力差,必须采用辅助供油方式,供油压力应超过无负载时的损失值。

9. 马达的跑合运转

摆线齿轮马达在正常运转前,希望以额定负载的30%在100r/min左右跑合1h左右,这对正常运转有很大的好处。

二、使用、拆卸与装配

(一) 正常的运转检查

正常的运转检查是为了防止事故的发生,对于液压马达的稳定工作,消除事故隐患具有重要的意义。正常的运转检查可与包含马达在内的整个液压系统的检查一起进行。

为了发现马达的异常状况,正常的运转检查应包括下述各点:

(1) 运转条件:供油压力、背压、转速、控制阀状态、先导压力等。

(2) 工作液:建议采用YB-46号抗磨液压油,油液工作温度不超过70℃。连续工作时,为防止温度过高,须串联冷却器。滤油精度推荐优于30μm。

(3) 运转声音:滑动声音、齿隙声音、气穴声音等。

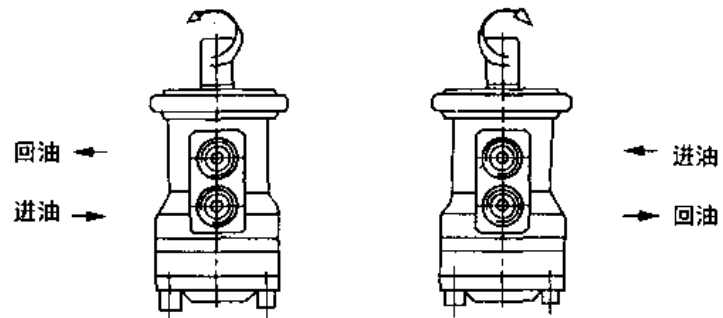


图4-30 马达旋向

(4) 马达温度: 本体发热(带刹车的马达)、刹车部发热等。

(二) 马达的拆卸、零部件检查和装配

在马达工作了相当时间后, 如出现效率下降或其他不正常现象, 宜交厂家对马达进行拆检。

1. 拆卸

(1) 马达应放在专用的工作台上拆卸, 精密部件、零件应保持清洁, 并不得擦伤或碰伤其表面。

(2) 马达拆卸后, 原则上应将所有的 O 形密封圈、X 型密封圈、油封等密封件全部更换。

(3) 由于马达是由配流部分、转子体部分、前壳体部分及其他部件所组成, 应按顺序进行拆卸。

2. 零部件检查

检查的主要部分如下:

(1) 转子体部分的转子、针齿和定子间的磨损情况及间隙。

(2) 转子、鼓形渐开线花键轴、输出轴花键等扭矩传递部分的磨损和损坏情况

(3) 转子体部分两侧面和相对的滑动面的磨损及间隙。

(4) 轴承、滑动垫圈的损伤及磨损情况。

(5) 配流部分的运转是否轻松, 检查时可将其轻轻转动。

3. 装配

将应该调换的零件全部更换, 然后彻底清洗所有的零件, 做好装配的准备工作。

装配应按顺序进行。对于装配时须用力压入的零部件(例如轴承和油封、密封圈等)应涂以工作油。对于滑动面也必须涂以工作油。

装配时还应注意各部分的间隙, 同时各螺钉要按所规定的力矩用定矩扳手拧紧。

装配步骤如下(见图 4-11、图 4-12):

(1) 将两只滚动轴承 25 及其内隔圈处垫片 24 装在输出轴 1 的轴颈处, 并用轴用挡圈 27 轴向止位。

(2) 将弹簧 23、圆柱销 22 放入轴 1 的径向孔内, 轴 1 上套入配流套 7 后, 将销 22 头部插入套 7 的槽孔中。

(3) 将上述组件从马达出轴一端装入壳体 5 的孔内, 并使轴承 25 外钢圈抵紧壳体 5 孔内的凸肩。

(4) 将带有密封圈 2、4 的前盖板 3 用螺钉 28 紧固在壳体 5 上, 并使输出轴 1 能滑利转动, 垫片 26 用来调整轴向间隙和输出轴转动的灵活程度。

(5) 将垫圈 21 内孔套在输出轴 1 上, 其内端面推紧配流套 7, 测量另一端面, 应与壳体 5 的端面齐平或者低 0.01~0.025mm。

(6) 安放出油管处的背压阀 11。

(7) 将限位块 6 放入轴 1 孔内, 将双端球面花键轴 8 的一端套入轴 1 的花键槽内。

(8) 放置辅助配流板 12。

(9) 放置转子 15、定子 14、针轮 13 的组件, 将转子 15 的花键槽套进轴 8 的球面花键上。

(10) 放入限位块 20, 用螺钉 18 将后盖 16 和辅助配流板 12, 定、转子等紧固在壳体上。

三、常见故障与排除

表 4—5 为 BM 系列摆线马达运行中的常见故障与排除方法

表 4—5 常见故障、原因及排除方法

序号	故障现象	零 部 件 表 面 现 象	使用上原因	排除方法
1	内漏增加,容积效率降低	摆线转子啮合副的磨损及咬合 端面配流零件磨损 密封件硬化、老化、损坏 滑动部件异常磨损	工作液污染 油温太高	拆检马达,更换工作液,降低油温
2	马达发热	止推垫圈磨损 轴承损坏	安装不良,背压大	改进安装,更换损坏件,降低背压
3.	制动时有异常声音	摆线转子啮合副及配流部分点蚀	气穴	防止气穴发生
4	轴封漏油	轴封损坏	背压大	降低背压
5	转速不稳定	轴承损坏	轴所受外力过大, 安装不良	降低轴所受外力, 改进安装

第五章 JMDG 型端面配流连杆式液压马达

第一节 概 述

一、型号意义

JMDG 型径向曲轴连杆式液压马达是浙江省宁波中意液压马达有限公司在多年生产 JMD 型液压马达的基础上,消化、吸收了有关先进技术而研制成功的可补偿式端面配流结构的新一代低速大扭矩液压马达。

宁波中意液压马达有限公司具有 20 多年专业制造液压马达的历史,目前,主要生产 JMDG 型马达外,还生产 QJM 型球塞式马达及摆线齿轮马达。他们积极引进国外先进技术,大力推进科技进步,加强内部管理,以优良的产品质量在严酷的市场竞争中赢得自身长足的发展。该公司现设有镇海液压机械研究所,其下属还有与中国煤矿科学研究院上海分院合作的镇海液压件联营厂以及宁波市镇海中意液压渔机厂等单位。

JMDG 型液压马达的外观如本书封面和图 5-1 上排所示;QJM 型球塞式液压马达的外观相片如图 5-1 下排所示。

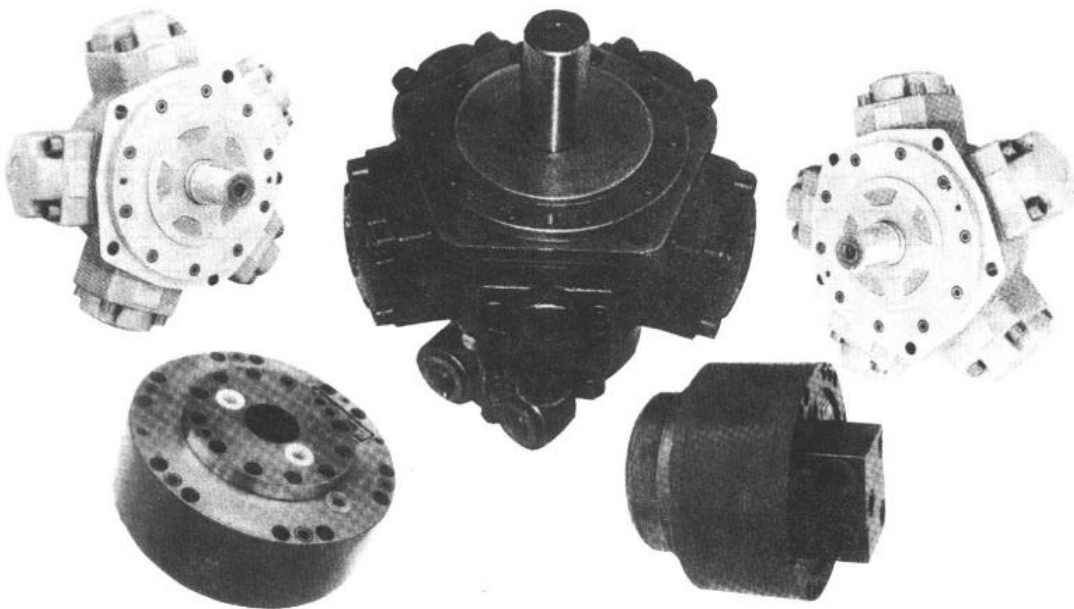


图 5-1 JMDG 等型液压马达外观相片

JMDG 型液压马达的型号编制意义如下:

$$\frac{\text{JMD}}{\text{①}} \quad \frac{\text{G}}{\text{②}} \quad \frac{2}{\text{③}} \quad - \quad \frac{100}{\text{④}} \quad -280- \quad \frac{\text{B}_1}{\text{⑤}}$$

- ①径向柱塞曲轴连杆式液压马达。
- ②可达高压级(具体见表 5-1)。
- ③机座号。
- ④理论排量(mL/r)。
- ⑤过渡连接板:无一标准型;B₁—第一种,B₂—第二种。

二、主要技术参数和安装连接尺寸

表 5-1 和表 5-2 是浙江省宁波中意液压马达有限公司生产的 JMDG 型及 QJM 型液压马达的主要技术参数。表 5-3 和表 5-4 是 JMDG 型马达的安装技术尺寸。

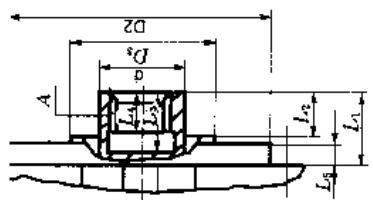
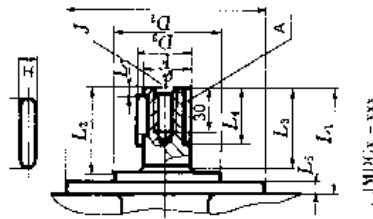
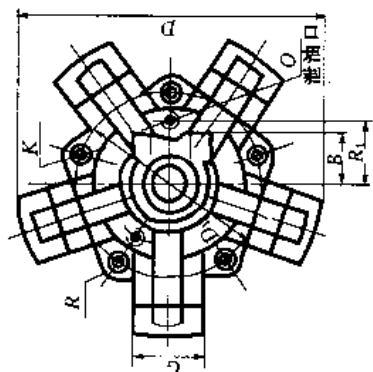
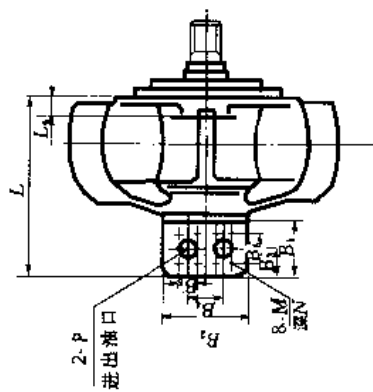
表 5-1 JMDG 型马达的主要技术参数

型 号 JMDG	排 量 (mL/r)	压力(MPa)		扭矩(N·m)		转速范围 (r/min)	重量 (kg)
		额定压力	最高压力	额定扭矩	单位理论扭矩(N·m/MPa)		
2-100	113	25	32	420	18	10~1250	27
2-150	157	25	32	620	25	10~1000	
2-175	176	20	25	526	28	10~1000	
2-200	201	20	25	600	32	8~800	
2-250	254	16	20	607	40	8~630	
2-280	271	16	20	627	43	8~630	
3-250	254	25	32	949	40	8~630	35
3-300	289	20	25	854	46	6~500	
3-350	351	20	25	1040	55	6~400	
3-400	397	16	20	949	63	6~400	
6-400	397	25	32	1483	63	5~630	57.5
6-450	452	25	32	1638	72	5~630	
6-500	491	20	25	1463	78	5~500	
6-600	594	20	25	1775	94	4~500	
6-700	683	16	20	1633	103	4~400	
11-700	714	25	32	2667	114	4~400	
11-800	782	25	32	2959	120	4~400	
11-1000	995	20	25	2974	158	3~320	
11-1100	1116	20	25	3336	177	3~320	
11-1200	1175	20	25	3512	187	3~320	
11-1300	1296	16	20	3080	206	3~250	
16-1400	1375	25	32	5138	210	2~400	170
16-1600	1648	25	32	6158	262	2~400	
16-1800	1814	20	25	5433	283	2~320	
16-2000	2034	20	25	6030	323	2~320	
16-2400	2412	16	20	5763	384	2~250	
31-2500	2550	25	32	9523	405	2~250	
31-2800	2826	25	32	10559	443	1~200	
31-3000	3050	20	25	9135	485	1~200	
31-3150	3142	20	25	9392	500	1~200	
31-3500	3419	20	25	10220	544	1~160	
31-4000	4170	20	25	12481	665	1~160	
31-5000	5190	16	20	12387	825	1~160	700
100-6300	6133	25	32	22916	975	0.5~125	
100-8000	7693	25	32	28744	1223	0.5~125	
100-10000	10683	20	25	31942	1699	0.3~100	

表 5-2 QJM 型马达技术参数

型 号	排量 (L/r)	压力 (MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出扭矩 (N·m)	重量 (kg)
		额定	最大			
1QJM001-0.063	0.064	10	16	8~1000	95	7
1QJM001-0.10	0.1	10	16	8~630	154	7
1QJM01-0.10	0.10	10	16	8~800	149	15
1QJM01-0.16	0.16	10	16	8~630	242	15
1QJM01-0.20	0.20	10	16	8~500	300	15
1QJM02-0.32	0.32	10	16	5~400	484	24
1QJM02-0.4	0.404	10	16	5~320	600	24
1QJM1A1-0.4	0.4	10	16	5~600	597	28
1QJM11-0.4						
1QJM1A1-0.5	0.525	10	16	5~400	753	28
1QJM11-0.5						
1QJM1A1-0.63	0.633	10	16	4~250	917	28
1QJM11-0.63						
1QJM12-0.8	0.8	10	16	4~250	1170	35
1QJM12-1.0	1.0	10	16	4~200	1478	35
1QJM12-1.25	1.25	10	16	4~160	1870	35
1QJM21-1.0	1.01	10	16	2~160	1496	45
1QJM21-1.25	1.36	10	16	2~125	2010	45
1QJM32-2.5	2.7	10	16	1~160	4010	78
1QJM32-3.2	3.3	10	16	1~125	4880	78
1QJM42-4.0	4.0	10	16	1~200	5900	90
1QJM42-4.5	4.6	10	16	1~160	6800	90
1QJM52-4.0	4.0	10	16	1~200	6049	180
1QJM52-5.0	5.0	10	16	1~160	7740	180
1QJM52-6.3	6.3	10	16	1~125	9084	180

此外,还生产 QJM 二级变量型液压马达;输出轴可承受较大径向力和轴向力的支承型液压马达;中心通孔型液压马达。关于 QJM 系列马达的详细内容,请见本书第六章。



JMDG1 - 350J

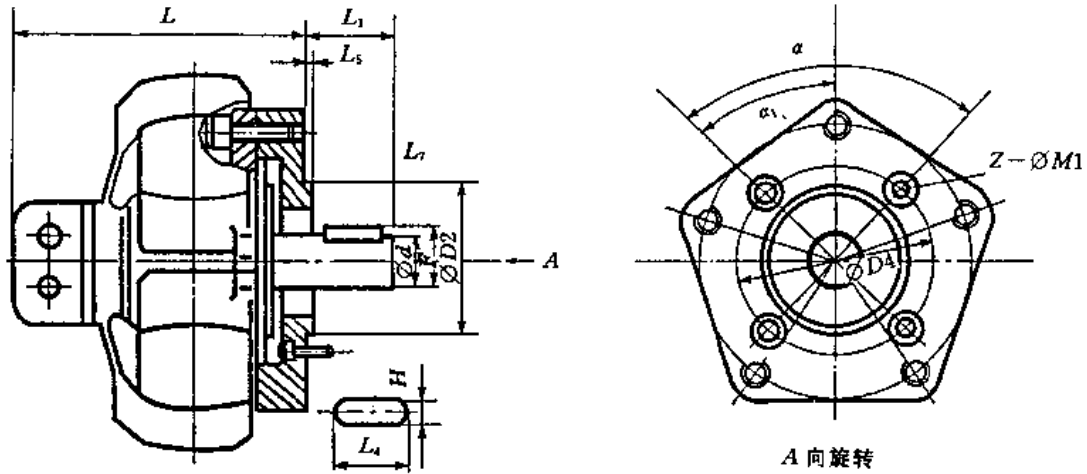
JMDG1 - 35X
JMDG1 - 35XB

表 5-3 JMDG 型马达的技术尺寸

型号	D	D1	D2	D3	d	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	F	H	J	G	R	R1	B	B1	B2	B3	B4	P	O	K	A
JMDG2-100-2	Φ250	Φ180	Φ162H	Φ120	Φ30	185	72	56.5	53	36	12	15	-	-	-	M8	80	34	73	65	60	124	26	60	G3/4"	G1/4"	5-Φ13	6-30b12 * 25b12 * 6f8
JMDG2-100-280B	Φ250	Φ180	Φ162H	Φ120	Φ40H7	185	72	56.5	53	45	12	15	4	43	32b9	M8	80	14	73	65	60	124	26	60	G3/4"	G1/4"	5-Φ13	6-48H11 * 42H7 * 12D9
JMDG2-100-280I	Φ250	Φ180	Φ162H	Φ120	Φ60	185	71	55	40	30	12	15	-	-	-	-	80	14	73	65	60	124	26	60	G3/4"	G1/4"	5-Φ13	6-48H11 * 42H7 * 12D9
JMDG3-200-400	Φ298	Φ210	Φ190H7	Φ134	Φ38	199	79	58	57	38	12	15	-	-	-	M12	84	14	78.5	65	60	124	26	60	G3/4"	G3/8"	5-Φ13	8-38b12 * 32b12 * 6f8
JMDG3-200-400B	Φ298	Φ210	Φ190H7	Φ134	Φ38H7	199	79	58	57	45	12	15	5	41	10b9	M12	84	14	78.5	65	60	124	26	60	G3/4"	G3/8"	5-Φ13	8-38b12 * 32b12 * 6f8
JMDG6-400-700	Φ384	Φ254	Φ230H7	Φ150	Φ42	223	90	71	63	43	14	21	-	-	-	M14	99	15	94	70	63	150	30	69	G3/4"	G1/2"	5-Φ16	8-45b12 * 36b12 * 7f8
JMDG6-400-700B	Φ384	Φ254	Φ230H7	Φ150	Φ42H7	223	90	71	63	50	14	21	6	45	12b9	M14	99	15	94	70	63	150	30	69	G3/4"	G1/2"	5-Φ16	8-45b12 * 36b12 * 7f8
JMDG6-400-700I	Φ384	Φ254	Φ230H7	Φ150	Φ70	223	28	7	50	42	14	21	-	-	-	99	15	94	70	63	150	30	69	G3/4"	G1/2"	5-Φ16	6-55H11 * 50H11 * 14D9	
JMDG11-700-1300	Φ452	Φ300	Φ256H7	Φ178	Φ50	261	103	74	70	50	15	25	-	-	-	M16	112	22	110	70	63	150	30	69	G1"	G1/2"	5-Φ17	8-50b12 * 46b12 * 9f8
JMDG11-700-1300B	Φ452	Φ300	Φ256F7	Φ178	Φ54H7	261	123	94	90	80	15	25	5	57	14b9	M16	112	22	110	70	63	150	30	69	G1"	G1/2"	5-Φ17	8-50b12 * 46b12 * 9f8
JMDG16-1400-2400	Φ530	Φ327	Φ301.5H7	Φ206	Φ72	283	148	107	88	65	18	30	-	-	-	M16	142	22	120	70	63	150	30	69	G1"	G1/2"	5-Φ21	8-72b12 * 62b12 * 12f8
JMDG16-1400-2400B	Φ530	Φ327	Φ301.5H7	Φ206	Φ72H7	283	170	129	110	100	18	30	5	75.5	18b9	M16	142	22	120	70	63	150	30	69	G1"	G1/2"	5-Φ21	8-72b12 * 62b12 * 12f8
JMDG16-1400-2400I	Φ530	Φ360	Φ320H7	Φ206	Φ80H7	283	198	168	160	150	18	30	5	85	24b9	M16	142	22	120	70	63	150	30	69	M33 * 2	M18 * 1.5	5-Φ22	10-98H11 * 92H11 * 14D9
JMDG16-1400-2400I	Φ530	Φ327	Φ301.5H7	Φ170	Φ120	261	60	29	75	60	25	30	-	-	-	-	142	22	120	70	63	150	30	69	G1"	G1/2"	5-Φ22	10-98H11 * 92H11 * 14D9
JMDG31-2500-5000	Φ650	Φ420	Φ380H7	Φ230	Φ82	411	166.5	36.5	110	80	20	40	-	-	-	M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Φ40	G1/2"	5-Φ25	10-92b12 * 82b12 * 12f8
JMDG31-2500-5000B	Φ650	Φ420	Φ380H7	Φ230	Φ85H7	411	166.5	36.5	131	120	20	40	5	90	24b9	M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Φ40	G1/2"	5-Φ25	10-92b12 * 82b12 * 12f8
JMDG31-2500-5000I	Φ650	Φ420	Φ380H7	Φ280	Φ130	411	60	16	60	50	20	40	-	-	-	-	176	20	152	95	113	190	54	100	Φ40	G1/2"	5-Φ25	10-98H11 * 92H11 * 14D9
JMDG100-5300-10000	Φ814	Φ580	Φ501H7	Φ360	Φ120	508	240	188	188	165	30	36	-	-	-	M20	266	30	222	95	113	190	54	100	Φ40	M22 * 1.5	5-Φ33	10-120b12 * 112b12 * 18f8
JMDG100-5300-10000b	Φ814	Φ580	Φ501H7	Φ360	Φ120H7	508	240	188	188	160	30	38	5	127	32b9	M20	266	30	222	95	113	190	54	100	Φ40	M22 * 1.5	5-Φ33	10-120b12 * 112b12 * 18f8

表 5-4 JMDG 型 B1(B2)过渡板连接技术尺寸

(利用加强平键输出轴和过渡法兰连接板使 JMDGx-xxx B1(B2)系列液压马达与 BM3、BM4、BM5、BM6 系列摆线液压马达的安装尺寸相一致。)



型号	D2	∅d	H×L4	F	L	L1	L5	L7	∅D4	α1	α	Z-∅M1	备注
JMDG2-100-280B1	∅125f7	∅40f7	12×50	43	223	56	5	4	160	45°	90°	4-∅13	其余尺寸 及技术参数与 JMDGx-xxx 型相同
JMDG2-100-280B2	∅82.5f7	∅25.4f7	6.35×32	28.08	223	56	5	4	106.4	90°	180°	2-∅11	
JMDG3-200-400B1	∅125f7	∅40f7	12×50	43	236	68	5	4	160	45°	90°	4-∅13	
JMDG3-200-400B2	∅160f7	∅50f7	14×50	53.8	236	96	5	4	∅200	48°	180°	2-∅17	
JMDG6-400-700B1	∅125f7	∅40f7	12×50	43	260	68	5	4	∅160	45°	90°	4-∅13	
JMDG6-400-700B2	∅160f7	∅50f7	14×50	53.8	260	101	5	4	∅200	45°	90°	4-∅17	
JMDG11-700-1300B2	∅200f7	∅63f7	18×80	67.4	310	105	5	4	∅250	45°	90°	4-∅22	

第二节 JMDG 型马达的结构分析

一、主体部分

JMDG 型径向曲轴连杆式液压马达,是在 JMD(即传统斯达法型)型轴配流液压马达的基础上,通过技术改进而推出的新产品。其工作原理和主体结构与 JMD 基本相同,读者可参阅本书第二章图 2-4 所示 JMD 结构图及文字说明。

JMDG 型马达的主要特点为:

(1)仍采用原 JMD 型马达的具有偏心轴及较低激振频率的五缸五活塞结构,因而保持了原来具有的低噪音的特点。

(2)原 JMD 连杆底部巴氏合金轴瓦与曲轴偏心轴颈处的润滑性滑动摩擦副联接改为曲轴连杆间滚柱轴承的联接。改滑动摩擦为滚动摩擦,大大降低了摩擦系数和无用摩擦功,提高了运行效率。

曲轴连杆间改用滚柱式滚动摩擦副最突出的优点还在于启动力矩的增大,并使启动扭矩对理论扭矩的比值即启动机械效率提高到 0.9 左右,这一点除了很适合带载启动的低速大扭矩马达的使用要求外,还使 JMDG 马达具备了良好的低速稳定性,能在很低的转速下平稳运转。

(3)取消了连杆部原来钻有的压力油孔道以及原连杆压力油道中内藏的阻尼器及滤油帽(见图 2-9),既减少了零件的数目,又消除了连杆底部轴瓦处的压力油内泄漏,利于保证马达容积效率的达到。

(4)活塞与缸孔间采用动、静态摩擦系数几乎相同的聚四氟乙烯塑料作为活塞环,以活塞环密封代替原 JMD 型马达的间隙密封或 O 型圈密封,提高了密封效果,又降低了此处摩擦功能的损耗。

(5)JMDG 型液压马达采用可补偿的平面配流盘结构,取代了沿用多年的传统轴配流结构,内泄漏有所降低的同时,加上诸如轴承等其他零件的质量改善,可将液压马达的额定工作压力提高到 25MPa 左右。

(6)平面配流结构的轴向尺寸较传统轴配流结构的轴向尺寸要小,由此,缩短了整机的外形长度,减小了占用空间的体积,更便于主机厂家设计、安置和择用。

二、JMDG 型马达的端面配流结构

图 5-2 为 JMDG 型液压马达的一种端面配流机构的结构图。

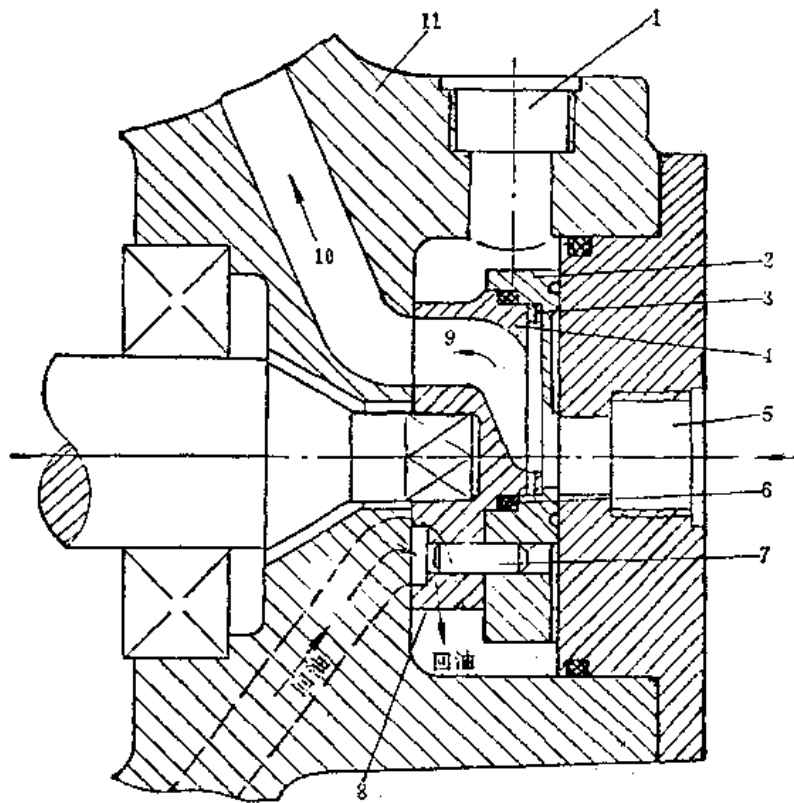


图 5-2 JMDG 型马达的端面配流结构

1—回油孔;2—压力盘;3—片弹簧;4—配流盘;5—进油孔;6—O 型密封圈;
7—定位销;8—配流盘的缺口;9、10—流道;11—壳体(缸体);12—端盖

这种端面配流结构,设计原理类同于轴向柱塞泵端面配流盘的设计方法。

图 5-2 的端面配流器主要由配流盘 4、压力盘 2、片弹簧 3、O 型密封圈 6 及定位销 7 等组成。马达配流盘 4 和压力盘 2 的配合止口是一个对马达轴心线有一偏心距的偏心圆,两者之间可以相互滑动,为防止滑动处导致进油孔 5 与出油孔 1 之间沟通,故滑动面上设置有 O 形密封圈 6。

马达曲轴头上采用方榫或单个十字滑块的凸缘,伸入到配流盘的内设缺口槽内带动配流盘 4 同步转动,而配流盘 4 又通过片弹簧 3 和本身上紧嵌的定位销 7,带动压力盘 2 一齐旋转,转动中实现配流工作。

为了保证压力盘 2 和配流盘 4 之间既能同步转动,又能轴向滑动,定位销 7 与压力盘中的定位销孔,应当是比较精密的滑动配合。

碟形片弹簧 3 的预压紧力使配流盘 4 与压力盘 2 两者分撑离开,分别各自贴紧于壳体 11 的孔端面 and 端盖 12 的内端面。

根据配流盘右端的压紧力稍大于配流盘与固定盘间推开力的要求,设计配流盘偏心圆的大小和位置,即配流盘偏心圆外面部分面积所形成的液压力,减去配流盘与固定盘间高压配流窗口处的液压推力,应稍大于在低压配流窗口处形成的液压推力,设计中应尽可能保证两作用力中心线基本重合,以避免产生对配流盘的倾覆力矩及由此造成的盘的偏磨现象。亦可将其设计成静压支承。

启动或空载运转时,靠碟形弹簧力使配流盘 4 与壳孔 11,压盘 2 与后端盖 12 贴合。工作中则主要靠压力实现这一贴合。

当压力油从进油孔 5 经流道 9、10 进入柱塞缸后,配流盘右端止口圆内和左端配流槽部分都受压力油的作用。偏心圆的大小和位置选择使右端的压紧力比左端的推开力稍大些,并使作用线基本重合,以保证配流盘的良好工作条件。回油从配流盘左端下侧的缺口 8,通过配流盘圆周的环形空间与回油口 1 接通。

进、回油方向对换后,配流盘的工作条件相同,马达反转。

当配流盘 4 磨损时,片形弹簧力和液压力有自动补偿轴向间隙的作用,配流盘直径较小,并且其密封表面的长度和面积远远小于轴配流的结构。所以,端面配流有较高的容积效率,能够实现将马达额定工作压力达到 25MPa 的指标。同时,还相应缩小了马达的轴向尺寸,更便于安装布置。

端面配流结构对油液清洁度的要求高于轴配流结构。同时,端面配流结构会使液压机械效率有所降低。端面配流还使液压马达的轴向受力有所增加,必须采用圆锥滚柱轴承,必要时还需要如轴向柱塞泵那样加用止推轴承。此外,端面配流盘对工作平面的加工精度要求较高。

第三节 主要零件的加工概况和修理

一、活塞

(一)加工概况

图 5-3 是一种 JMDG 型液压马达的活塞,它采用球墨铸铁 QT600-3 材料制造而成。

JMDG 型马达在运行中,压力作用在活塞顶部的液压推力,通过连杆球头和连杆——曲轴间滚柱轴承传递给曲轴输出扭矩。为使球铰处保持充分的润滑,图 5-3 中活塞顶部开有 $\varnothing 3$ 的油孔,并在球窝处做成扩散角达 100° 的扩散孔,以使油良好地进入球窝内。

对活塞的主要技术要求在于:活塞圆柱面与活塞环槽的同轴度在 0.03mm 球铰处的位置中心线对其偏差亦不超过 0.03mm,活塞本身圆柱度在 0.008mm 之内。圆柱表面粗糙度为 $Ra0.8\mu m$,球窝处表面粗糙度优于 $Ra0.4\mu m$,活塞环槽两侧表面粗糙度优于 $Ra3.2\mu m$ 。

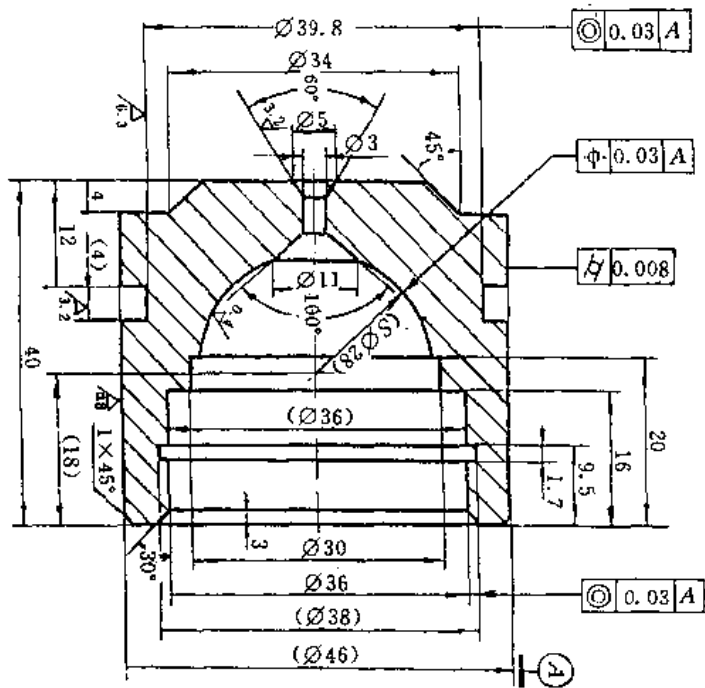


图 5-3 活塞结构图

活塞的加工工艺过程为：

- (1) 球墨铸铁铸造成型。
- (2) 热处理箱式炉内加温 860℃ 左右，保温 2h 左右，空冷，完成正火工序。正火后进行消除应力回火，令材料达 HB240~280。
- (3) 粗车各部分有关尺寸。每加工面留取 0.1~0.3mm 的单边加工余量。
- (4) 钻孔、镗孔。
- (5) 采用圆形铰刀或球形铰刀精加工球窝 $S\varnothing 28$ 处，并使表面粗糙度优于 $Ra0.4$ 。精车活塞孔内各档尺寸至规定尺寸与精度。
- (6) 掉面精车圆柱面、活塞环槽和活塞顶端面。
- (7) 球窝部渗氮热处理。
- (8) 精磨外圆 $\varnothing 46$ 处。一般可在无心磨床上完成。
- (9) 去毛刺，检验。
- (10) 上油、入库。

(二) 修理

因为活塞零件技术要求较高，制造厂备件供应充足，一旦活塞发生问题或损坏，一般不再进行补偿尺寸等修复、修理方法，而是采取很经济的手段——换新。

二、配流盘

(一) 技术要求

JMDG1 型的配流盘如图 5-4 所示。它用氮化钢 38CrMoAlA 作为材料。

配流盘的技术要求在图 5-4 中已标明。关键在于：

(1)与壳体内孔端面配合的配流端面的表面度误差在0.002mm以内。

(2)配流盘本身两端面间平行度误差在0.003mm之内。

(3)表面粗糙度优于 $Ra0.2\mu m$ 。

(二)加工概况

配流盘作为精密液压零件,具有要求很高的精度和表面粗糙度,同时,还必须具备长期工作不变形的稳定性。

图5-4的配流盘,其加工工艺为:

(1)锯料、锻打成坯。

$\varnothing 65 \times 22$ 。

(2)退火,热处理。

(3)粗加工,留有0.5mm左右余量。

(4)调质热处理,使金相组织为回火索氏体。

(5)车加工。车制全部 $\varnothing 63, 20$ 处。

(6)去应力热处理。

(7)在专用加工机床上完成 $\varnothing 21, 6-\varnothing 12, 10, R6$ 两腰形槽的各项加工。

(8)掉面,在专用加工机床上完成另一面 $\varnothing 32, \varnothing 45, \varnothing 39$ 各处加工。

(9)用钻孔夹模具,加工3- $\varnothing 12$ 孔。

(10)粗磨、精磨两端面。

精磨加工时务必注意平面磨床工作台及工件的清洁度。注意选放位置,进给的磨削余量要小,通常不超过0.005mm。两端面要反复进行磨削,以确保其平行度。工作台行程要选得长些,多进行几个行程。

(11)氮化热处理。氮化温度 $520^{\circ}C$,深度0.5mm,表面硬度HV900-950。

(12)专用研磨机上研磨两端面,表面粗糙度达 $Ra0.2$ 。

(三)配流盘的修理

JMDG型液压马达在工作过程中,有时会发生达不到额定工作压力而驱动不了负载,如果

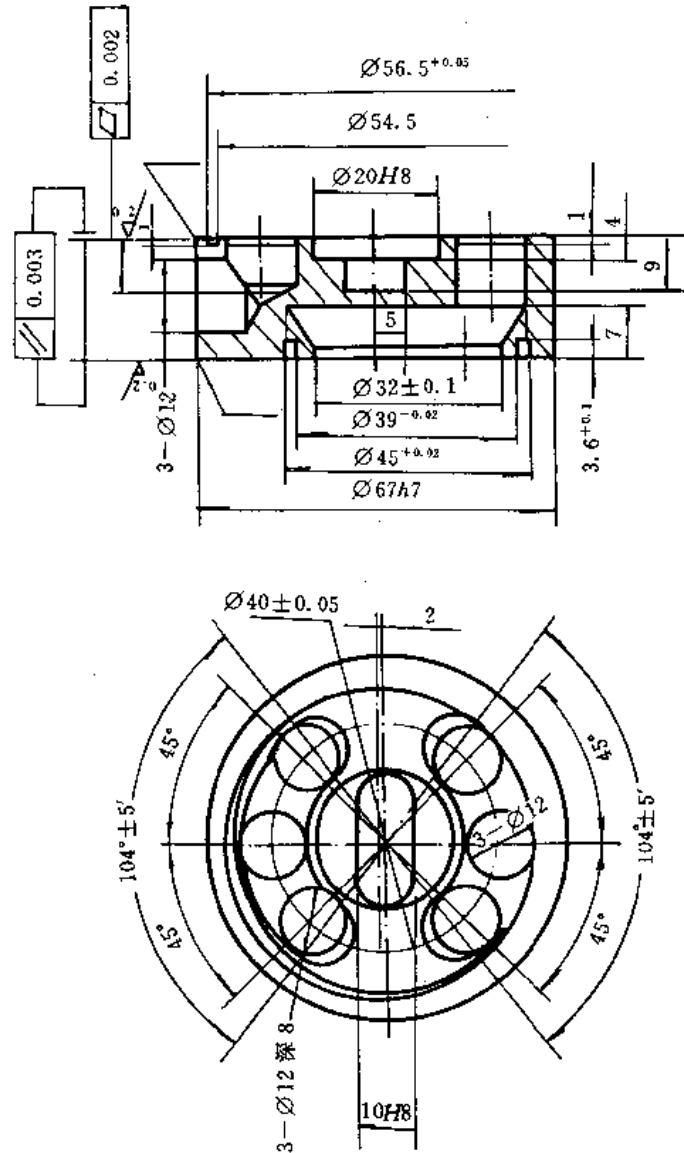


图5-4 JMDG-1型配流盘

进行试验,会发现容积效率显著下降。这些故障有相当部分是因为用油不清洁,使配流盘磨损、咬毛甚至出现烧盘,引起了配流盘与缸体配流平面以及压力盘马达端盖之间配合不贴切,降低密封性能而造成的泄漏所致。

对于拉毛、磨损不太严重的配流盘或压力盘,可采用手工研磨的方法来修理解决。

研磨前,将配流盘拉毛凸出处,先用油石将其基本推平。然后,涂上一层薄薄的清洁机油,将其置于干净的平板上用手指按压,根据配流盘与平板接触圆周处的油膜闪动,可以大体知道其不平的部位。研磨常在二级以上精度的平板上进行。研磨工作开始前,在研磨平板的工作表面上,涂以煤油或汽油,并擦干净,然后在平板上加适当的研磨剂,把配流盘表面合在平板上,以8字型的推磨方法(见图5-5),或以旋磨和直线相结合的方法进行研磨。

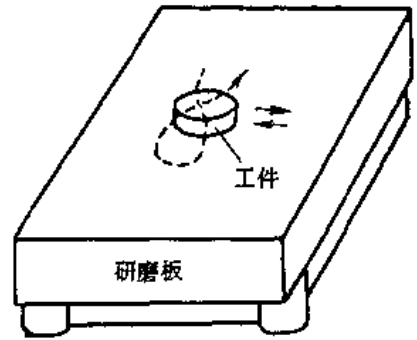


图5-5 配流盘的8字形研磨

这种无周期性的不断地变更工件的运动,使磨料一直在新的方向起作用,工件很快达到精度要求。同时,平板也得以均匀的磨耗。研磨时,对配流盘施加的压力应均匀,否则会使研磨的平面倾斜。因此,研磨相当时间后,平面调转180°再进行研磨,或调转4个90°,这样可防止工件表面的倾斜。如发现平面已倾斜,则可在工件厚的部位上压力加得大些、多磨些时间来校正。

研磨过程中,研磨的压力和速度对研磨效率和质量甚有影响。对配流盘研磨时,压力不能太大,若压力太大,被研磨掉的金属就多,工件表面粗糙度大,有时甚至还会压碎磨料而划伤研磨表面。

配流盘研磨加工用的磨料,多为粒度号数为W10(相当于旧标准M10)的氧化铝系或金刚石系微粉。研磨时,可以此磨料直接加润滑油,一般用10号机械油即可。在精研时,可用1/3机油加2/3煤油混合使用;也可用煤油和猪油混合使用(猪油含动物性油酸,能增加表面光洁度)。具体调制时,先将熟猪油与磨料拌成糊状,再加约30倍的煤油调匀即可。

有些工厂在研磨时,采用自配的研磨膏、剂,其配方如下:

配方	重量
氧化铝或金钢砂	200g
硬脂酸	350g
蜂 蜡	60g
石 蜡	60g
锭子油	200CC
凡士林	100g
煤油	20CC

表5-5 常用粒度能达到的表面粗糙度

粒 度	能达到的表面粗糙度	粒 度	能达到的表面粗糙度
100 [#] —200 [#]	Ra0.8	W28~W14	Ra0.2~Ra0.1
120 [#] —240 [#]	Ra0.8~Ra0.2	W14以下	Ra0.1以下

关于常用磨料的粒度所能达到的表面粗糙度见表5-5。

通过研磨修理的配流盘,用煤油洗净,抛光后,表面不应发灰发次,应当呈白色,一般要求

表面粗糙度为 $Ra0.16$ (光洁度 10 级)。该零件的平面度也应达到规定要求,不大于 0.003mm 。用刀口平尺搁靠对光测量时,刀口最好不透光,凹心越小越好,并不允许中间凸起。

若配流盘磨损较严重,在条件许可的情况下,应当在平面磨床上对两个端面进行精密研磨,并使平行度在 0.01 的允差范围内,这样可减少研磨工作量。

配流盘严重烧损并已使零件退火发黄,则必须更换配流盘。配流盘烧盘的原因是由于缸体和配流盘之间的油膜破坏而引起金属对金属的直接接触。由于缸体和配流盘之间存在着中、高速旋转运动,直接接触的金属或运动副中夹杂有硬质污染颗粒,会引起大量的摩擦热,使缸体和配流盘因过热而引起金属材料组织的改变,产生咬合、粘结,进一步加剧磨损与摩擦,最后使金属因此产生裂纹并烧坏,运动副零件无法修复而报废,使马达完全停止工作。

针对烧盘的现象,我国有关专家、学者及厂家在设计和制造中采取了不少行之有效的措施,如配流盘辅助支承强迫润滑,以及正确设计缸体与配流盘间的静液压平衡,减小配流盘反面的推开力等等。

但在修理、使用、装配过程中,为防止马达工作时的烧盘,还必须注意以下几个方面:

(1)合理选用工作油液,严格保持清洁,用油过滤尺寸需控制在 $20\mu\text{m}$ 左右的许用范围之内。

(2)缸体和配流盘运动端面,以及压力盘与端盖端面要达到规定的平面度技术要求,使两者接触均匀。

(3)保证安装时主轴、轴承等零、部件有关部位的同轴度;壳体、配流盘、缸体配流面对花键、轴承的垂直度;配流盘两端面的平行度。所有这些的根本目的,是使马达在运转时,缸体和配流盘之间不出现楔形间隙,确保两者均匀、全面地贴切,减少相互间的接触比压,从而避免烧盘。

第四节 使用与维护

JMDG 型液压马达的使用、维护及故障排除,基本上与 CLJM 系列马达相一致。读者可参阅本书第二章第五节的有关内容。

第六章 内曲线多作用 QJ(K)M 系列液压马达

第一节 QJ(K)M 系列马达的型号意义与主要技术参数

QJ(K)M 系列液压马达是国家计委和机械部审批的全国 220 家“振兴基础机械和基础件”特定企业之一、全国 CAD 应用工程示范企、事业创建单位的宁波液压马达(集团)有限公司(宁波液压马达厂)开发并批量制造的内曲线多作用径向球塞式低速大扭矩液压马达。

遵循多作用内曲线马达的运动规律,这种液压马达的每个球塞在缸体中每转一圈,沿着缸体上的曲线导轨往复运动,导轨曲线起伏的次数就是每个球塞在一转内工作的次数。因此,在相同的工作压力下,这种多作用马达能输出更大的扭矩。

多作用内曲线液压马达,按其结构主要有以下四种类型:

- (1)横梁传力式内曲线液压马达;
- (2)滚轮传力式内曲线液压马达;
- (3)滚柱式内曲线液压马达;
- (4)球塞式内曲线液压马达。

我国自 70 年代以来主要生产横梁式和球塞式两种,而滚柱式近期已有宁波液压马达厂开发的 ZJM 高压系列投入批量生产。

从表 1-4 所列典型传力结构图中即可看出,QJM 系列球塞式液压马达的滚动体,是用一只钢球代替了结构较为复杂的横梁和滚轮组,因而结构简单,工作故障少,重量轻,尺寸小,耐冲击,寿命长。加之内曲线马达固有的径向受力平衡,扭矩脉动小,启动效率高,能在很低的转速下稳定地工作等诸多优点,因此,QJ(K)M 系列球塞式液压马达目前已广泛应用于工业、农林和军工等各个行业。

QJ(K)M 系列球塞式液压马达的型号意义表示如下:

$$\begin{array}{ccccccc} 2 & & \text{QJM} & 21 & & & \\ \textcircled{1} & \textcircled{2} & \textcircled{3} & \textcircled{4} & \textcircled{5} & \textcircled{6} & \textcircled{7} \end{array}$$

①变量级:1—定量;2—2 级变量;3—3 级变量。

②变量控制方式:FS—滑阀手动;LS—螺杆手动;无符号——液控。

③QJM—球塞式轴转径向液压马达;

QKM—球塞式壳转径向液压马达。

④机座系列编号:现有 001,002,01,02,11,12,21,31,32,42,52,62 等。相同机座系列号者主要外形尺寸和主要零件相同。带 A 者表示标准型的变异。

⑤排量(L/r)。

⑥输出轴内花键型式:矩形内花键无标注;A—渐开线内花键。

⑦结构特征:无字母—标准型;

Z_{*}—带支承,右角标数字表示种类;

T_{**}—表示通孔, 右角标数字表示通径(mm);
 B—进出油口带连接板;
 S 或 S₂—带自控式机械制动器, S₂ 制动扭矩大于 S;
 F—带阀组;

Se—带外控式制动器, 矩形花键孔输出; SeZ 则为平键轴输出; SeZH 为矩形花键轴输出。

以上字母代号还可以相互组合。

对上述型号意义, 现举例说明如下:

2FS QJM 21-0.63 SZ

表示 2 级变量的, 双速手动滑阀控制变量的径向轴转球塞式液压马达, 其机座号为 21 系列, 每转排量为 0.63L/r(630mL/r), 输出轴为矩形内花键, 带机械制动器, 带支承。

图 6-1、图 6-2 分别为宁波液压马达厂制造的轴转定量和轴转 2 级变量 QJM 液压马达的外观。图 6-3 为定量、壳转 52 系列的 QKM 液压马达的外观。

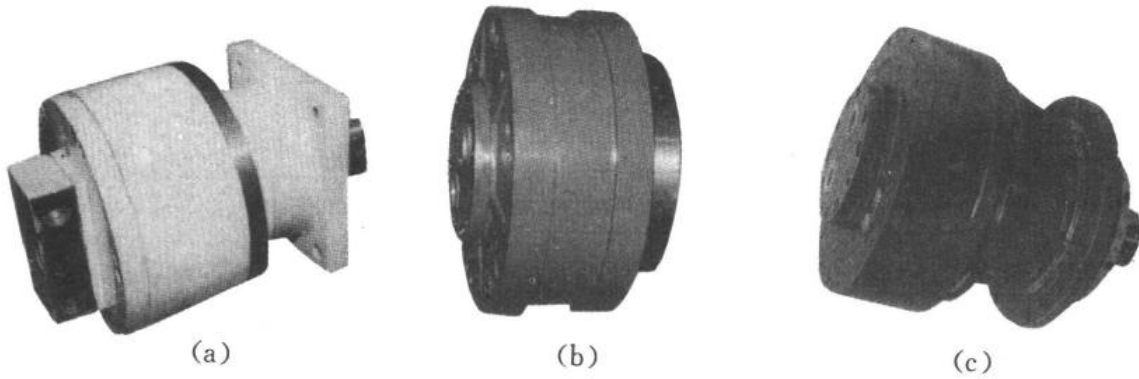


图 6-1 定量 QJM 液压马达外观

(a)1QJM02-***Z 型 (b)1QJM52-***S 型 (c)1QJM31-***SZ 型

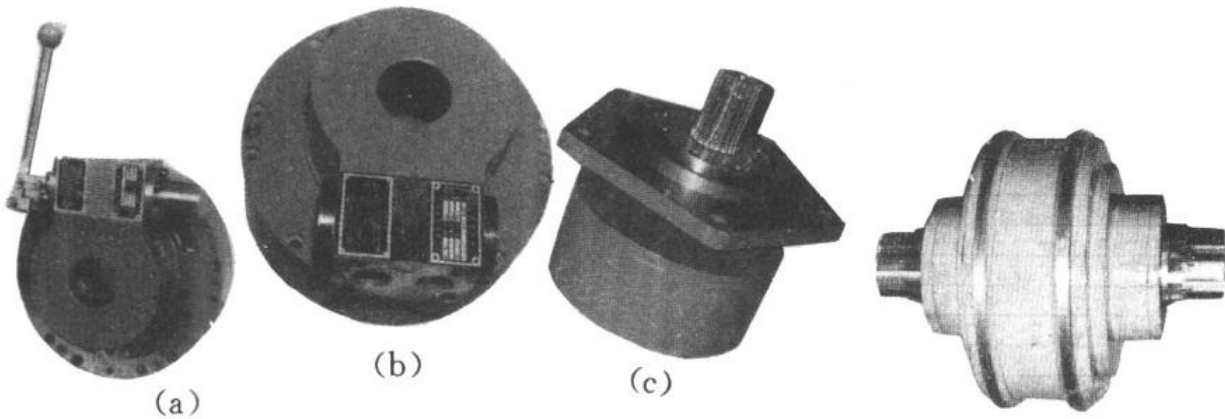


图 6-2 双速 QJM 液压马达外观

(a)2FSQJM21-***T65 型 (b)2QJM32-***T65 型
 (c)2QJM32-***Z4 型

图 6-3 定量壳转 QKM52-***型
 液压马达外观

宁波液压马达厂产 QJM 和 QKM 液压马达的有关技术参数见表 6-1~表 6-6。

表 6-1 QJM 型定量液压马达技术参数

型 号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出 扭矩(N·m)	备 注
		额 定	最 大			
IQJM001-0.063	0.064	10	16	8-1000	95	各型带支承和带阀组液压马达,其 技术参数与对应的标准型液压马达 技术参数相同。
IQJM001-0.08	0.083	10	16	8-800	123	
IQJM001-0.10	0.104	10	16	8-630	154	
IQJM002-0.2	0.20	10	16	8-500	292	
IQJM01-0.063	0.064	16	25	8-1250	149	
IQJM01-0.1	0.10	10	16	8-800	148	
IQJM01-0.16	0.163	10	16	8-630	241	
IQJM01-0.2	0.203	10	16	8-500	300	
IQJM02-0.32	0.326	10	16	5-400	483	
IQJM02-0.4	0.406	10	16	5-320	600	
IQJM11-0.32	0.339	16	25	5-500	802	
IQJM1A1-0.4	0.404	10	16	5-400	598	
IQJM11-0.5	0.496	10	16	5-320	734	
IQJM11-0.63	0.664	10	16	4-250	983	
IQJM1A1-0.63	0.664	10	16	4-250	983	
IQJM21-0.4	0.404	16	31.5	2-400	957	
IQJM21-0.5	0.496	16	31.5	2-320	1175	
IQJM21-0.63	0.664	16	31.5	2-250	1572	
IQJM21-0.8	0.808	16	25	2-200	1913	
IQJM21-1.0	1.01	10	16	2-160	1495	
IQJM21-1.25	1.354	10	16	2-125	2004	
IQJM21-1.6	1.65	10	16	2-100	2442	
IQJM12-1.0	1.0	10	16	4-200	1480	
IQJM12-1.25	1.33	10	16	4-160	1968	
IQJM31-0.8	0.808	20	31.5	2-250	2392	
IQJM31-1.0	1.06	16	25	1-200	2510	
IQJM31-1.6	1.65	10	16	1-125	2442	
IQJM31-2.0	2.0	10	16	2-100	2950	
IQJM32-0.63	0.635	20	31.5	1-500	1880	
IQJM32-1.0	1.06	20	31.5	1-400	3138	
IQJM32-1.25	1.295	20	31.5	2-320	3833	
IQJM32-1.6	1.649	20	31.5	2-250	4881	
IQJM32-2.0	2.03	16	25	2-200	4807	
IQJM32-2.5	2.71	10	16	1-160	4011	
IQJM32-3.2	3.3	10	16	1-125	4884	
IQJM32-4.0	4.0	10	16	1-100	5920	
IQJM42-2.0	2.11	20	31.5	1-320	6246	
IQJM42-2.5	2.56	20	31.5	1-250	7578	
IQJM42-3.2	3.24	16	25	1-200	7672	
IQJM42-4.0	4.0	10	16	1-160	5920	
IQJM42-4.5	4.6	10	16	1-125	6808	
IQJM42-5.0	4.84	10	16	1-125	7163	
IQJM52-2.5	2.67	20	31.5	1-320	7903	
IQJM52-3.2	3.24	20	31.5	1-250	9590	
IQJM52-4.0	4.0	16	25	1-200	9472	
IQJM52-5.0	5.23	10	16	1-160	7740	
IQJM52-6.3	6.36	10	16	1-125	9413	
IQJM62-3.2	3.3	20	31.5	0.5-200	9768	
IQJM62-4.0	4.0	20	31.5	0.5-200	11840	
IQJM62-5.0	5.18	20	31.5	0.5-160	15333	
IQJM62-6.3	6.27	16	25	0.5-125	14847	
IQJM62-8	7.85	10	16	0.5-100	11618	
IQJM62-10	10.15	10	16	0.5-80	15022	

表 6-2 QJM 型变量液压马达技术参数

型 号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出 扭矩(N·m)	备 注
		额 定	最 大			
2QJM11-0.4	0.404,0.202	10	16	5-630	598	各类带支承和带 阀组变量液压马 达的技术参数与 对应的变量液压 马达技术参数相 同。
2QJM11-0.5	0.496,0.248	10	16	5-400	734	
2QJM11-0.63	0.664,0.332	10	16	5-320	983	
2QJM21-0.32	0.317,0.1585	16	31.5	2-630	751	
2QJM21-0.5	0.496,0.248	16	31.5	2-400	1175	
2QJM21-0.63	0.664,0.332	16	31.5	2-320	1572	
2QJM21-1.0	1.01,0.505	10	16	2-250	1495	
2QJM21-1.25	1.354,0.677	10	16	2-200	2004	
2QJM31-0.8	0.808,0.404	20	31.5	2-250	2392	
2QJM31-1.0	1.06,0.53	16	25	1-200	2510	
2QJM31-1.6	1.65,0.825	10	16	1-125	2442	
2QJM31-2.0	2.0,1.0	10	16	1-100	2960	
2QJM32-0.63	0.635,0.318	20	31.5	1-500	1880	
2QJM32-1.0	1.06,0.53	20	31.5	1-400	3138	
2QJM32-1.25	1.295,0.648	20	31.5	2-320	3833	
2QJM32-1.6	1.649,0.825	20	31.5	2-250	4881	
2QJM32-1.6-0.4	1.6,0.4	20	31.5	2-250	4736	
2QJM32-2.0	2.03,1.015	16	25	2-200	4807	
2QJM32-2.5	2.71,1.355	10	16	1-160	4011	
2QJM32-3.2	3.3,1.65	10	16	1-125	4884	
2QJM42-2.0	2.11,1.055	20	31.5	1-320	6246	
2QJM42-2.5	2.56,1.28	20	31.5	1-250	7578	
2QJM42-3.2	3.24,1.62	16	25	1-200	7672	
2QJM42-4.0	4.0,2.0	10	16	1-200	5920	
2QJM42-5.0	4.84,2.42	10	16	1-125	7163	
2QJM52-2.5	2.67,1.335	20	31.5	1-320	7903	
2QJM52-3.2	3.24,1.62	20	31.5	1-250	9590	
2QJM52-4.0	4.0,2.0	16	25	1-200	9472	
2QJM52-5.0	5.23,2.615	10	16	1-160	7740	
2QJM52-6.3	6.36,3.18	10	16	1-125	9413	
2QJM62-3.2	3.30,1.65	20	31.5	0.5-200	9768	
2QJM62-4.0	4.0,2.0	20	31.5	0.5-200	11840	
2QJM62-5.0	5.18,2.59	20	31.5	0.5-160	15333	
2QJM62-6.3	6.27,3.135	16	25	0.5-125	14847	
2QJM62-8.0	7.85,3.925	10	16	0.5-100	11618	
2QJM62-10	10.15,5.075	10	16	0.5-80	15022	
3QJM32-1.25	1.295,0.648,0.324	20	31.5	1-320	3833	
3QJM32-1.6	1.649,0.825,0.413	20	31.5	2-250	4881	
3QJM32-2.5	2.71,1.355,0.678	10	16	1-160	4011	
3QJM32-3.2	3.3,1.65,0.825	10	16	1-125	4884	

表 6-3 QJM 型带制动器液压马达技术参数

型 号	排 量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出 扭矩 (N·m)	制动器开 启压力 (MPa)	制动器制 动扭矩 (N·m)	备 注
		额 定	最 大					
1QJM11-0.2S	0.196	16	25	5-800	464	4~6	400~600	
1QJM11-0.25S	0.254	16	25	5-630	601			
1QJM11-0.32S	0.317	16	25	5-500	751			
1QJM11-0.40S	0.404	10	16	5-400	598	3~5	400~600	
1QJM11-0.50S	0.496	10	16	5-320	734			
1QJM11-0.63S	0.664	10	16	4-250	983			
2QJM11-0.40S	0.404,0.202	10	16	5-400	598			
2QJM11-0.50S	0.496,0.248	10	16	5-320	734			
2QJM11-0.63S	0.664,0.332	10	16	5-200	983			
1QJM21-0.32S	0.317	16	31.5	2-500	751	4~6	1000~1400	
1QJM21-0.40S	0.404	16	31.5	2-400	957			
1QJM21-0.50S	0.496	16	31.5	2-320	1175			
1QJM21-0.63S	0.664	16	31.5	2-250	1572			
1QJM21-0.8S	0.808	16	25	2-200	1913			
1QJM21-1.0S	1.01	10	16	2-160	1495			
1QJM21-1.25S	1.354	10	16	2-125	2004	3~5	1000~1400	
1QJM21-1.6S	1.65	10	12.5	2-100	2442			
2QJM21-0.32S	0.317,0.1585	16	31.5	2-600	751	4~7	1000~1400	
2QJM21-0.40S	0.404,0.202	16	31.5	2-500	957			
2QJM21-0.50S	0.496,0.248	16	31.5	2-400	1175			
2QJM21-0.63S	0.644,0.332	16	31.5	2-320	1572			
2QJM21-0.8S	0.808,0.404	16	25	2-200	1913			
2QJM21-1.0S	1.01,0.505	10	16	2-250	1495			
2QJM21-1.25S	1.354,0.677	10	16	2-200	2004	3~5	1000~1400	
2QJM21-1.6S	1.65,0.825	10	16	2-100	2442			
1QJM42-1.6S	1.73	20	31.5	1-400	5121	4~7	3000~5000	
1QJM42-2.0S	2.11	20	31.5	1-320	6246			
1QJM42-2.5S	2.56	20	31.5	1-250	7578			
1QJM42-3.2S	3.24	16	25	1-200	7672	4~6	3000~5000	
1QJM42-4.0S	4.0	10	16	1-160	5920	3~5		
2QJM42-1.6S	1.73,0.865	20	31.5	1~400	5121	4~7		
2QJM42-2.0S	2.11,1.05	20	31.5	1-320	6246			
2QJM42-2.5S	2.56,1.28	20	31.5	1-250	7578			
2QJM42-3.2S	3.24,1.62	16	25	1-200	7672	4~6		
2QJM42-4.0S	4.0,2.0	10	16	1-160	5920	3~5		
1QJM52-2.0S	2.19	20	31.5	1-400	6482	4~7	4000~6000	
1QJM52-2.5S	2.67	20	31.5	1-320	7903			

(续表)

型号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出 扭矩 (N·m)	制动器开 启压力 (MPa)	制动器制 动扭矩 (N·m)	备注
		额定	最大					
1QJM52-3.2S	3.24	20	31.5	1-250	9590	4~7	1000~6000	
1QJM52-4.0S	4.0	16	25	1-200	9472	4~6		
1QJM52-5.0S	5.23	10	16	1-160	7740	3~5		
1QJM52-6.3S	6.36	10	16	1-125	9413			
2QJM52-2.0S	2.19,1.095	20	31.5	1-400	6482	4~7		
2QJM52-3.2S	3.24,1.62	20	31.5	1-250	9590	4~6		
2QJM52-4.0S	4.0,2.0	16	25	1-200	9472			
2QJM52-5.0S	5.23,2.615	10	16	1-160	7740	3~5		
2QJM52-6.3S	6.36,3.18	10	16	1-125	9413			
1QJM31-0.4SZ	0.404	20	31.5	1-630	1196	4~7		
1QJM31-0.5SZ	0.5	20	31.5	1-400	1480			
1QJM31-0.63SZ	0.66	20	31.5	1-320	1954			
1QJM31-0.8SZ	0.808	20	31.5	2-250	2392			
1QJM31-1.0SZ	1.06	16	25	1-200	2510	4~6		
1QJM31-1.25SZ	1.36	10	16	1-160	2013	3~5		
1QJM31-1.6SZ	1.65	10	16	1-125	2442			
1QJM31-2.0SZ	2.0	10	16	1-100	2960	3~4		
1QJM31-2.5SZ	2.59	8	12.5	1-80	3067			
1QJM32-0.63S	0.635	20	31.5	1-500	1880	4~7	2000~3800	
1QJM32-0.63SZ		20	31.5	1-400	2368			
1QJM32-0.8S	0.80	20	31.5	1-400	3138			
1QJM32-0.8SZ		20	31.5	1-400	3138			
1QJM32-1.0S	1.06	10	16	1-160	4011	3~5		
1QJM32-1.0SZ								
1QJM32-2.5S	2.71	10	16	1-125	4884			
1QJM32-2.5SZ								
1QJM32-3.2S	3.3	10	16	1-125	4884			
1QJM32-3.2SZ						10		
1QJM32-4.0S	4.0	10	16	1-100	5920			
1QJM32-4.0SZ						10	16	1-100
2QJM32-0.63S	0.635	20	31.5	1-500	1880			
2QJM32-0.63SZ	0.318							
2QJM32-0.8S	0.8	20	31.5	1-400	2368			
2QJM32-0.8SZ	0.4							
2QJM32-1.0S	1.06	20	31.5	1-400	3138			
2QJM32-1.0SZ	0.53							
2QJM32-1.25S	1.295	20	31.5	2-320	3833			
2QJM32-1.25SZ	0.648							
2QJM32-1.6S	1.649	20	31.5	2-250	4881			
2QJM32-1.6SZ	0.825							
2QJM32-2.0S	2.03	16	25	2-200	4807	4~6		
2QJM32-2.0SZ	1.015							
2QJM32-2.5S	2.71	10	16	1-160	4011	3~5		
2QJM32-2.5SZ	1.355							
2QJM32-3.2S	3.3	10	16	1-125	4884			
2QJM32-3.2SZ	1.65							
2QJM32-4.0S	4.0	10	16	1-100	5920			
2QJM32-4.0SZ	2.0							

表 6-4 QJMSe 外控式带制动器液压马达技术参数

型号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出扭矩 (N·m)	制动器开启压力 (MPa)	制动器制动扭矩 (N·m)
		额定	尖峰				
1QJM12-0.8Se	0.808	10	16	4-250	1078	1.3 ≤ P ≤ 6.3	≥1800
1QJM12-1.0Se	0.993	10	16	4-200	1332		
1QJM12-1.25Se	1.328	10	16	4-160	1771		
1/2QJM21-0.32Se	0.317	16	31.5	2-500	751	2.5 ≤ P ≤ 6.3	≥2500
1/2QJM21-0.40Se	0.404	16	31.5	2-400	957		
1/2QJM21-0.5Se	0.496	16	31.5	2-320	1175		
1/2QJM21-0.63Se	0.664	16	31.5	2-250	1572		
1/2QJM21-0.80Se	0.808	16	25	2-200	1913		
1/2QJM21-1.0Se	1.01	10	16	2-160	1495		
1/2QJM21-1.25Se	1.354	10	16	2-125	2004		
1/2QJM21-1.6Se	1.65	10	12.5	2-100	2442		
1/2QJM32-0.63Se	0.635	20	31.5	3-500	1880		
1/2QJM32-0.8Se	0.808	20	31.5	3-400	2368		
1/2QJM32-1.0Se	0.993	20	31.5	2-400	3138		
1/2QJM32-1.25Se	1.328	20	31.5	2-320	3883		
1/2QJM32-1.6Se	1.616	20	31.5	2-250	4881		
1/2QJM32-2.0Se	2.03	16	25	2-200	4807		
1/2QJM32-2.5Se	2.71	10	16	1-160	4011		
1/2QJM32-3.2Se	3.3	10	16	1-125	4884		
1/2QJM32-4.0Se	4.0	10	16	1-100	5920		
1/2QJM42-2.0Se	2.11	20	31.5	1-320	6248		
1/2QJM42-2.5Se	2.56	20	31.5	1-250	7578		
1/2QJM42-3.2Se	3.3	10	16	1-200	4884		
1/2QJM42-4.0Se	4.0	10	16	1-160	5920		
1/2QJM42-4.5Se	4.56	10	16	1-125	6808		
1/2QJM52-2.5Se	2.67	20	31.5	1-320	7903		
1/2QJM52-3.2Se	3.24	20	31.5	1-250	9590		
1/2QJM52-4.0Se	4.0	16	25	1-200	9472		
1/2QJM52-5.0Se	5.23	10	16	1-160	7740		
1/2QJM52-6.3Se	6.36	10	16	1-125	9413		
1/2QJM52-6.3Se	6.36	10	16	1-125	9413	2.2 ≤ P ≤ 6.3	≥10000

表 6-5 QJM 型通孔液压马达技术参数

型号	排量 (L/r)	压力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出扭矩 (N·m)	通孔直径 (mm)	备注
		额定	最大				
1QJM01-0.1T10Z	0.104	10	16	8-630	154	10	宁波中意 液压马 达公司 生产部 分规格 型号
1QJM01-0.1T40	0.1	10	16	8-800	148	40	
1QJM01-0.16T40	0.163	10	16	8-630	241	40	
1QJM01-0.2T40	0.203	10	16	8-500	300	40	
1QJM11-0.32T50	0.317	10	16	5-500	469	50	
1QJM11-0.4T50	0.404	10	16	5-400	598	50	
1QJM11-0.5T50	0.5	10	16	5-320	734	50	
2QJM21-0.32T65	0.317,0.159	16	31.5	2-630	751	65	
2QJM21-0.5T65	0.496,0.248	16	31.5	2-400	1175	65	
2QJM21-0.63T65	0.664,0.332	16	31.5	2-320	1572	65	
2QJM21-1.0T65	1.01,0.505	10	16	2-250	1495	65	
2QJM21-1.25T65	1.354,0.677	10	16	2-200	2004	65	
2QJM32-0.63T75	0.635,0.318	20	31.5	1-500	1880	75	
2QJM32-1.0T75	1.06,0.53	20	31.5	1-400	3138	75	
2QJM32-1.25T75	1.30,0.65	20	31.5	2-320	3833	75	
2QJM32-2.0T75	2.03,1.02	16	25	2-200	4807	75	
2QJM32-2.5T75	2.71,1.36	10	16	1-160	4011	75	
2QJM52-2.0T80	2.19,1.055	20	31.5	1-400	6482	80	
2QJM52-3.2T80	3.24,1.62	20	31.5	1-250	9590	80	
2QJM52-4.0T80	4.0,2.0	16	25	1-200	9472	80	
2QJM52-5.0T80	5.23,2.615	10	16	1-160	7740	80	
2QJM52-6.3T80	6.36,3.18	10	16	1-125	9413	80	

表 6-6 QKM 型壳转液压马达技术参数

型 号	排量 (L/r)	压 力(MPa)		转速范围 (r/min)	额定输出扭矩 (N·m)	备 注
		额 定	尖 峰			
1QKM11-0.32	1QKM11-0.32D	0.317	16	25	5-630	751
1QKM11-0.4	1QKM11-0.4D	0.404	10	16	5-400	598
1QKM11-0.5	1QKM11-0.5D	0.496	10	16	5-320	734
1QKM11-0.63	1QKM11-0.63D	0.664	10	16	4-250	983
1QKM42-1.6	1QKM42-1.6D	1.73	20	31.5	1-400	5121
1QKM42-2.0	1QKM42-2.0D	2.11	20	31.5	1-320	6246
1QKM42-2.5	1QKM42-2.5D	2.56	20	31.5	1-250	7578
1QKM42-3.2	1QKM42-3.2D	3.24	16	25	1-200	7672
1QKM42-4.0	1QKM42-4.0D	4.0	10	16	1-160	5920
1QKM42-4.5	1QKM42-4.5D	4.5	10	16	1-125	6808
1QKM42-5.0	1QKM42-5.0D	4.84	10	16	1-125	7163
1QKM52-2.0	1QKM52-2.0D	2.19	20	31.5	1-400	6482
1QKM52-2.5	1QKM52-2.5D	2.67	20	31.5	1-320	7903
1QKM52-3.2	1QKM52-3.2D	3.24	20	31.5	1-250	9590
1QKM52-4.0	1QKM52-4.0D	4.0	16	25	1-200	9472
1QKM52-5.0	1QKM52-5.0D	5.23	10	16	1-160	7740
1QKM52-6.3	1QKM52-6.3D	6.36	10	16	1-125	9413
1QKM62-4.0		4.0	20	31.5	0.5-200	11840
1QKM62-5.0		5.18	20	31.5	0.5-160	15333
1QKM62-6.3		6.27	16	25	0.5-125	14847
1QKM62-8.0		7.85	10	16	0.5-100	11618
1QKM62-10		10.15	10	16	0.5-80	15022

第二节 QJM 系列马达的工作原理与内部构造

一、工作原理

图 6-4 为 QJM 型球塞式内曲线液压马达的工作原理图。

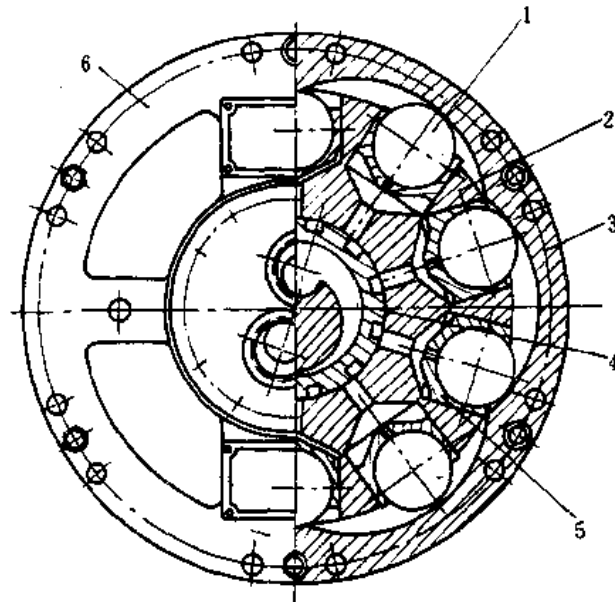


图 6-4 球塞式内曲线马达工作原理
1-钢球;2-转子缸体;3-导轨;4-配流轴;5-柱塞;6-外壳

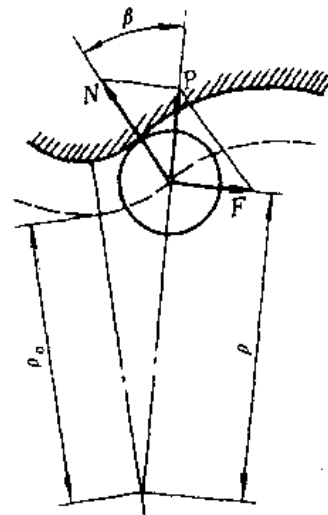


图 6-5 切向力的产生

它由转子缸体 2、导轨 3 和柱塞 5—钢球 1 组成的球塞副、配流轴 4、外壳 6 等组成。图 6-4 为具有 10 球塞六作用次数的马达。所谓作用次数 x ，即每个球塞随转子转一转往复的次数，也即导轨所具有的曲线凹凸数。配流轴 4 的作用是依次将高压油分配给各球塞，并将低压油从各球塞依次通过配流轴排出。柱塞 5 在高压油推动下，带动钢球 1 沿径向向外运动，与曲线导轨 3 接触，钢球 1 与导轨曲线的相互作用如图 6-5 所示。柱塞副所产生的液压力 P 是沿柱塞轴线的。该力分为两个力 N 与 F ， N 力与导轨曲线相垂直，并与导轨曲线的反力相平衡。分力 F 即为推动缸体旋转的切向力。切向力 F 与向径 ρ (ρ 为滚轮中心至马达旋转中心的距离) 的乘积即为该球塞所产生的扭矩。各做功柱塞产生的扭矩之和即为液压马达在该瞬时的输出扭矩。

为便于读者进一步了解，现以六作用八球塞的马达导轨展开于图 6-6。

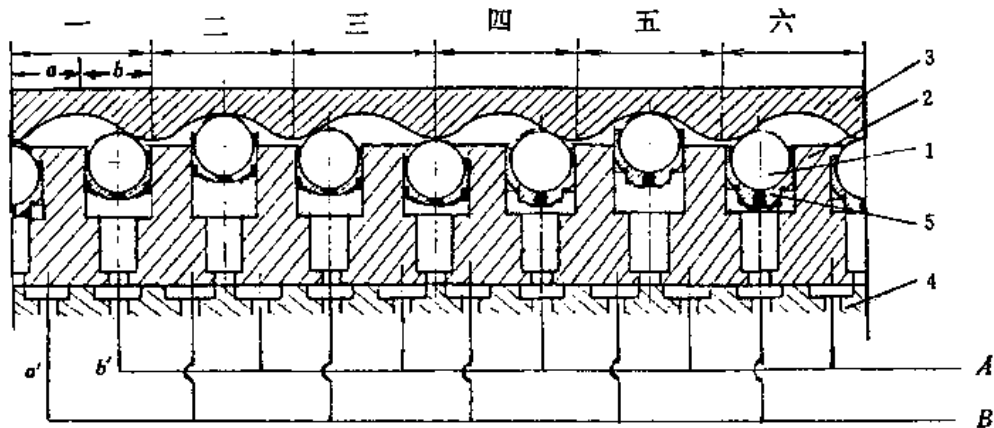


图 6-6 球塞马达展开示意图

1—球塞；2—缸体；3—导轨；4—配流轴；5—柱塞

图 6-6 中，导轨 3 的每段曲面都分成球塞上升（即外伸）的半个区段和下降（即内缩）的半个区段，如一号曲面中的 a 和 b 所示。配流轴 4 的圆周上均匀分布 12 个如 a' 、 b' 所示的配流窗口，这些窗口交替分成两组，通过配流轴上的轴向孔分别和进、回油口 A 、 B 相通。每一组的六个配流窗口 a' 、 b' 应分别对准六个同向半段曲面 a 和 b 的中间位置。

现设定图 6-6 中内曲面的 a 段对应高压区， b 段对应低压区（即 a' 通进油 B ， b' 通回油 A ），在图示瞬间，曲面三、六中的位于 a 区的球塞处在高压油的作用工况；曲面一、四位于 b 区段的球塞处于回油工况；其余球塞则处于过渡状态（即与高、低压回路均不通）。这样，球塞三、六在压力油作用下产生推力 P ，将球塞紧紧压在导轨曲面上进而产生如图 6-5 中所示的切向分力 F ，推动缸体旋转，形成输出力矩。

当球（柱）塞一进入 a 段，就会产生扭矩推动缸体旋转。随着缸体旋转，柱塞外伸，越过顶点进入 b 段，使其和回油相通，使柱塞内缩。柱塞滚球组在 a 段向 b 段过渡的一瞬，柱塞油孔被配流轴密封间隔封闭，此时柱塞应没有径向位移，以免发生困油（或气蚀）现象。凡处于 a 段的柱塞都进油，处于 b 段的柱塞都回油，而设计时使曲线数（作用数 x ）和柱塞数不相等，因此总有一部分柱塞处于导轨曲面的 a 段（相应的总有一部分柱塞处于曲面的 b 段），使得缸体和输出轴能均匀地连续旋转。

球塞式液压马达与其他内曲线马达一样，其排量等于马达一转中所有柱塞工作容积之和。即

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h \cdot z \cdot y \cdot x \quad (\text{mL/r}) \quad (6-1)$$

式中 q —排量(mL/r);
 d —柱(球)塞副中柱塞直径;
 h —柱(球)塞行程;
 z —每排球塞数;
 y —马达内的柱(球)塞排数;
 x —作用次数(即导轨曲线起伏凹凸数)。

其理论扭矩为

$$M = q \cdot \frac{\Delta p}{2\pi} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6-2)$$

式中 M —理论扭矩(N·m);
 q —马达排量(mL/r);
 Δp —工作压差(MPa)。

二、内部构造

(一)轴转马达

图 6-7(a)为 QJM 系列内曲线球塞式液压马达的基本结构,图 6-7(b)是分解零件立体图。两图零件序号一致,以便读者对照学习。

由图 6-7(a)、(b)可见, QJM 型马达主要由缸体 2、分片式导轨 3、钢球 1、柱塞 5 及配流轴 4 等组成。

它的柱塞 5 做成有大小端的阶梯状,这样在其头部可容纳较大的钢球 1,以降低导轨曲面的接触应力和柱塞球窝之间的比压。切向力由钢球经柱塞大端传给缸体 2(转子),故仍属柱塞传力结构。壳体是分片式的,由导轨环 3 和后前侧盖 6、7 用螺钉联成整体。配流轴 4 是组合式,通过螺钉与后盖 6 固定。配流轴外圆上的两组各六个交叉均布的径向孔分别与其轴芯上的环形槽 a 、 b 、 c (见图 6-14)相通,最后和进、回油口 A 、 B 相通。配流原理已如前述(见图 6-6)。

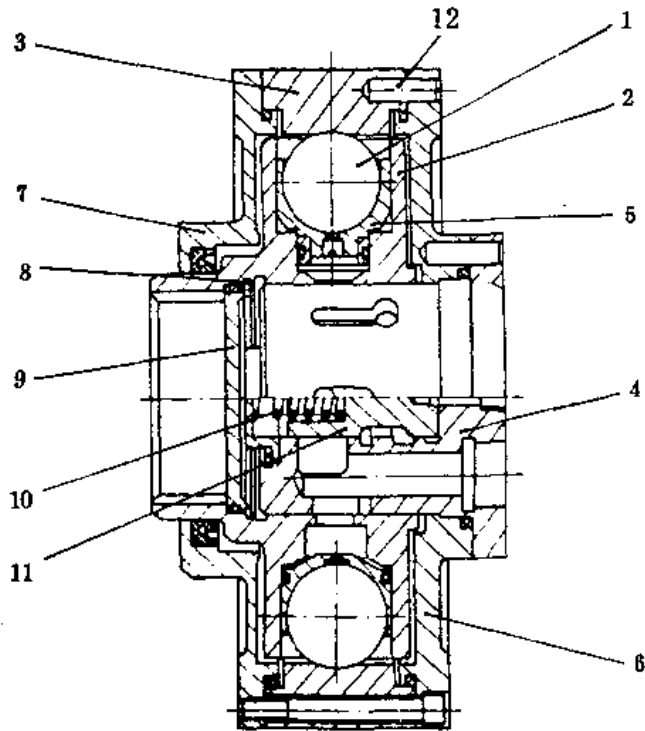


图 6-7 (a)QJM 型马达的结构

1—钢球;2—带输出轴的缸体;3—导轨;4—配流轴;5—柱塞;6—后盖;
 7—前端盖;8—孔用挡圈;9—封油闷头;10—弹簧;11—变速阀;12—定位销

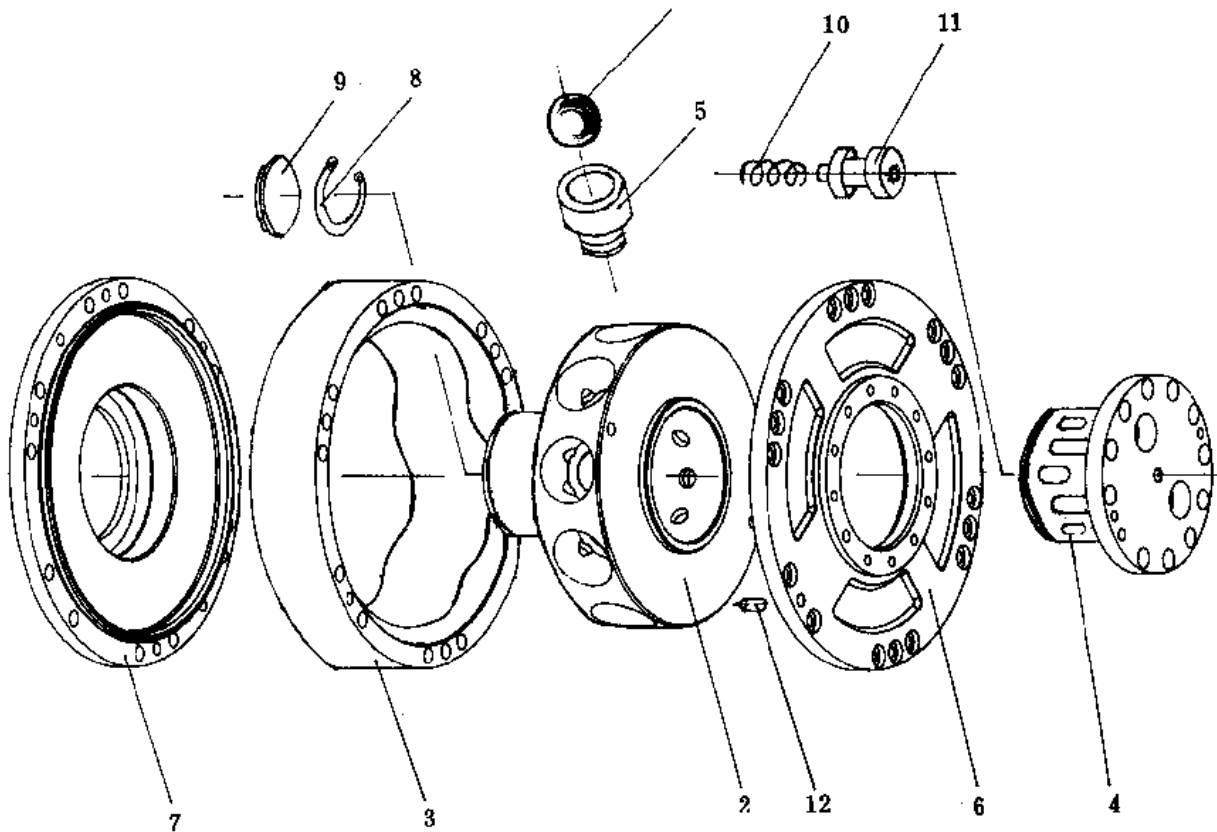


图 6-7(b) QJM 型马达主要零件分解图

双速变量马达在配流轴 4 的中心孔内藏有双速阀 11 和弹簧 10, 双速阀受弹簧作用在右端工作位置, 此时马达是进行低速全扭矩工作。为了防止配流轴 4 中心处的液动工作油, 可能因泄漏而产生推压弹簧的作用, 使双速阀 11 向左移动, 故双速阀 11 端头处的螺堵(见图 6-14)应卸除, 确保阀 11 两端压力平衡。当马达需作变量之用时, 必须将螺堵装固好, 以保证液压控制油从配流轴中心孔中输入后推压弹簧, 保证阀 11 左移, 形成高速半扭矩的工况。具体过程和工作原理, 将在下一节变量方法的内容中论述。

该马达虽属柱塞传力, 但设计较为巧妙。柱塞小端与缸孔配合间隙做得比大端配合间隙为大, 在传递切向力时大端紧靠缸体大孔圆柱面, 并在其中滑动。柱塞大端圆柱面开有油槽以保证滑动面充分润滑, 降低摩擦力, 小端柱塞因间隙较大在孔内处于自由状态, 不受附加侧向力, 为了补偿小端间隙较大引起过多渗漏, 采用活塞环密封。钢球和柱塞底部球窝之间采用静压平衡方法, 这样大大降低接触面之间的比压和摩擦阻力, 从而提高了马达的机械效率。

QJM 马达采用偶数柱塞数和偶数作用数, 使缸体和配流轴的径向力在理论上完全平衡, 因此缸体不使用滚动轴承支承, 而是靠配流轴与壳体刚性固定作缸体 2 的径向支承, 以导轨 3 和钢球 1 之间接触作为缸体 2 的轴向支承, 这样大大简化了马达的结构, 缩小了外形尺寸。但也有不足之处, 该马达不能承受径向外载荷, 这对安装使用带来很大不便。钢球马达省去横梁, 省去滚动轴承, 使其结构简单, 体积小, 工艺性也较好, 总效率可高达 92%。因此, 钢球马达是一种很有发展前途的低速马达之一。

(二) 壳转马达

QKM 型内曲线壳转式球塞马达的工作原理及配流关系与 QJM 型轴转马达完全一致。所不同处, QJM 型液压马达的导轨、壳体和配流轴都是相互联接并且最终固接在机座上静止不

动,转速和扭矩由旋转缸体前端的轴头输出,因此叫做轴转马达。QKM 型壳转液压马达的缸体固接在机架上静止不动,而导轨、壳体直接连接车轮、滚筒等旋转做功,故称壳转马达。当然,配流轴必须和壳体、导轨同步旋转。

图 6-8 为一种壳转液压马达的内部结构。

当缸体 2 固定,与导轨固接的马达壳体 1 旋转,配流轴 3 跟着壳体一起转动。为了保持配流轴与缸体间精密的几何尺寸关系和合理间隙,也就是与负载连接的壳体在复杂、恶劣工况下运转时形成的外加侧向力等不致影响配流精度,所以,配流轴和壳体之间采用如图 6-8 右下角所示的十字联轴节 4 连接,以使配流轴具有浮动性。

配流轴的轴向位置由左端小套中的弹簧 5 确定,弹簧力量很弱,不会影响配流轴的浮动作用。

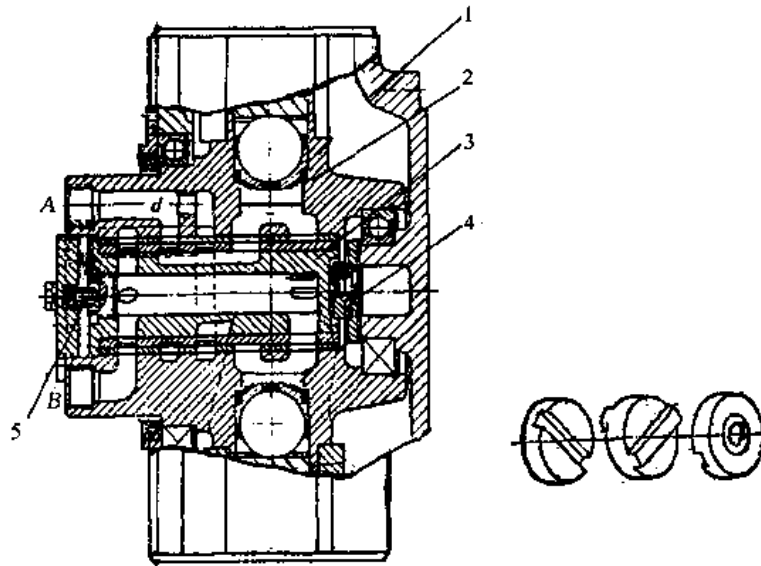


图 6-8 一种壳转马达

1—壳体、导轨连接体;2—缸体;3—配流轴;4—十字联轴节;5—弹簧

壳转马达的进出油口制备在缸体端面上,如图 6-8 中的 A、B。A、B 两油道的径向通孔与配流轴 3 外圆柱面的环形槽对应贯通,当配流轴 3 跟着壳体 1 一起转动时,配流轴即通过这种回转接头来可靠地与进出油口接通,从而完成配流任务。

QJM 马达和 QKM 马达,由于制造、定位精度很高,其导轨曲线的零速区又设计在 2° 左右,所以一般不设置其他有些内曲线马达采用的配流相位微调机构(请见横梁式马达章节)。

QKM 型马达与 QJM 马达一样,也可安装双速阀,将 d 口堵死进行变作用次数调速,使六作用次数变成三作用次数,形成高速半扭矩工况。其变量原理在本章第三节中论述。

三、运动学分析中的几个概念

如上所述,该六作用内曲线马达旋转一周,柱塞往复六次,排量 q 增大了,扭矩也随之增大。

由扭矩公式(6-2)可知,压力一定时,马达输出扭矩仅与排量 q 有关,即无论曲线形状如何,只要保证柱塞行程 h 一样大(在柱塞直径 d 、柱塞数 z 、作用数 x 为一定的情况下),其平均扭矩都是一样的,即曲线形状与平均扭矩无关。然而对不同的曲线形状,柱塞组有不同的运动

规律,对马达的扭矩和转速的脉动,导轨曲面的受力以及背压大小都会带来显著的影响,这将直接影响马达寿命和可靠性。

为说明上述问题,以助于了解导轨曲线位移规律和作图、设计、计算方面的知识,下面简要分析马达有关运动学中的几个概念问题。

1. 度速度(即折算速度) v_φ 和度加速度(即折算加速度) a_φ

图 6-9 表示内曲线马达一个完整的导轨曲面。

一个完整的曲面所占有的中心角称为作用幅角,以 $2\varphi_r$ 表示

$$2\varphi_r = \frac{2\pi}{x} \quad (6-3)$$

式中 x ——马达的作用次数;

φ_r ——半个曲面的作用幅角。

由上图可知,柱塞行程

$$h = \rho_{\max} - \rho_0$$

式中 ρ_0 ——马达中心至滚动体中心的最小半径(向径);

ρ_{\max} ——马达中心至滚动体中心的最大半径(向径)。

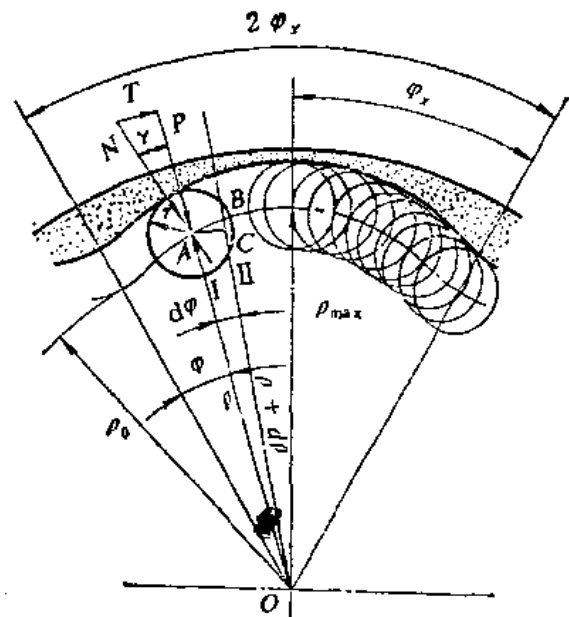


图 6-9 导轨曲线分析

在高压区段,柱塞底部受油压作用顶滚球组,使滚球紧贴在导轨曲面上。在滚球与曲面的接触处,产生一个法向力 N 。若忽略各方面的摩擦力,则 N 通过滚球中心 A ,并可分解为沿半径方向的力 P 和与其垂直的切向力 F 。显然 P 和柱塞产生的推力大小一样。 P 通过柱塞传给缸体产生力矩 M 。即

$$M = F\rho \quad (6-4)$$

式中 ρ ——马达中心到滚动体中心的半径。

$$F = P \tan\gamma \quad (6-5)$$

$$N = \frac{P}{\cos\gamma} \quad (6-6)$$

式中 γ ——压力角。

在柱塞推力 P 为一定的情况下,随压力角的不同, N 和 F 也随之变化。

压力角 γ 与下述参数有关,若滚球从 I 位置移动一个微小角度 $d\varphi$ 到 II 位置,其圆心由 A 移到 B ,由 A 向 BO 作垂线交于 C 。从三角形 ABC 中可知 $\angle A = \angle \gamma$,则

$$\tan\gamma = \frac{d\rho}{\rho d\varphi} = \frac{v_\varphi}{\rho} \quad (6-7)$$

式中 $v_\varphi = \frac{d\rho}{d\varphi}$ ——度速度(m/rad)。

度速度的物理意义是缸体转过 1 弧度角时柱塞径向移动的距离, v_φ 与马达的转速无关,它表征着导轨曲线的性质。马达工作的平稳性、导轨曲线压力角的变化及滚动体与导轨的接触应力等都与 v_φ 有关。

若 $d\varphi$ 的运动时间为 dt , 则上式可写为

$$v_{\varphi} = \frac{d\rho}{d\varphi} = \frac{d\rho}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{v_{\rho}}{\omega} \text{ (m/rad)} \quad (6-8)$$

式中 $v_{\rho} = \frac{d\rho}{dt}$ —— 滚动体相对于缸体的径向运动速度 (m/s);

$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ —— 缸体旋转角速度 (rad/s)。

同理可知度加速度 a_{φ} 为

$$a_{\varphi} = \frac{dv_{\varphi}}{d\varphi} = \frac{dv_{\varphi}}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{d\left(\frac{v_{\rho}}{\omega}\right)}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{a_{\rho}}{\omega^2} \text{ (m/rad}^2\text{)} \quad (6-9)$$

式中 $a_{\rho} = \frac{dv_{\rho}}{dt}$ —— 滚动体组径向运动加速度 (m/s²)。

从式 (6-7) 可见, 柱塞组运动到任何一点的压力角 γ 的正切等于该点的速度矢量和该点向径比值。

将式 (6-5)、式 (6-7) 代入式 (6-4), 则得

$$M = P v_{\varphi} \quad (6-10)$$

从图 6-9 和上面简要分析可知, 马达的曲线方程, 速度方程 (v_{ρ} 、 v_{φ}) 和加速度方程 (a_{ρ} 、 a_{φ}), 均是指滚动体中心运动轨迹而言, 马达的导轨曲面乃是此轨迹各点的滚动半径 r 的包络线。

2. 角模数 $\Delta\varphi$ 的概念

内曲线马达的导轨是由 x 段完全相同的曲面所组成的, x 即为马达的作用次数。当柱塞钢球沿导轨滚动时, 所有球塞将分布在各个曲面的不同位置上。现以作用次数 $x=6$ 、球塞数 $z=8$ 的马达为例, 找出柱塞组 (以钢球中心为代表) 在导轨曲面上的分布规律。图 6-10 是某瞬时球塞相对导轨的曲面位置。为了便于讨论, 将导轨曲面沿圆周方向展开, 所有球塞也标在相应曲面的位置上 (见图 6-10(b)), 然后再把各个曲面叠加在一起。球塞也叠加在同一曲面上 (相对曲面位置不变, 见图 6-10(c)), 显然, 运动学关系与图 6-10(a) 完全相同。

在图 6-10(c) 中发现, 每一位置上有两个柱塞重合在一起, 即 1 与 5, 4 与 8, 3 与 7, 2 与 6。这样, 八个柱塞就被分成运动规律完全相同的两组。这是因为作用次数 x 与柱塞数 z 有最大公约数 $m=2$ 的关系, 所以公约数 m 的意义是表示全部柱塞组可分成运动规律相同的 m 组, 因此只讨论其中一组就够了。

现在成了四个柱塞组均匀分布在一个导轨曲面上, 相邻两柱塞组之间夹角 $\Delta\varphi$ 叫角模数。由图 6-9 可见, 每当液压马达在工作过程中转过 $\Delta\varphi$ 后, 柱塞又回复到原先起始分布情况, 由此可见, 液压马达的受力条件, 输出扭矩变化规律都以 $\Delta\varphi$ 为

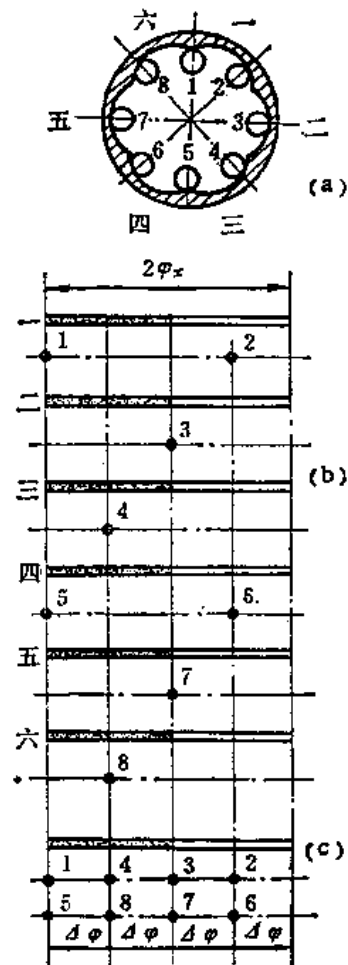


图 6-10 角模数

为一个变化周期。角模数可通过简单的关系计算,一个曲面的中心角为 $\frac{2\pi}{x}$,被一组柱塞所均分,一组柱塞数为 $\frac{z}{m}$,则角模数 $\Delta\varphi$ 为

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi/x}{m} = \frac{2\pi m}{x \cdot z} \quad (6-11)$$

对本例来说,角模数 $\Delta\varphi$ 为

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi m}{x \cdot z} = \frac{2\pi \cdot 2}{6 \times 8} = 15^\circ$$

计算角模数 $\Delta\varphi$ 后,就可对一个曲面中的一组柱塞进行研究,这样既不改变原来的运动规律和力学性质,又为分析马达的脉动、力平衡等问题带来极大方便。

3. 导轨曲线

导轨曲线通常是指滚动体在导轨曲面上滚动时,钢球(或滚轮)中心的运动轨迹。显然,当滚动体转过一个作用幅角 $2\varphi_x$ 时,将从曲线的最小向径 ρ_0 移到最大向径 ρ_{\max} ,然后又回到最小向径 ρ_0 ,柱塞完成一个往复运动,其行程 $h = \rho_{\max} - \rho_0$ 。

导轨曲线形式很多,例如正弦曲线、余弦曲线、等加速组合曲线等。选用不同导轨曲线时,除考虑工艺条件之外,主要考虑转速和扭矩脉动率、导轨接触应力背压的大小。三种常用曲线比较见表6-7。

表 6-7 曲线比较

项目 \ 曲线类型	余 弦	正 弦	等加速—等减速	备 注
脉动 δ_w	$\delta_w = 0$	$\delta_w = 0$	$\delta_w = 0$	正弦与等加—等减接近; 余弦与等加—等减较接近
冲 击	无	无	有柔性冲击	
压力角	小	大	中	
最大接触应力	小	大	中	
背 压	小	大	中	
过渡区困油	有	无	无	
制造工艺性	不要特殊凸轮	要特殊凸轮	要特殊凸轮	

目前,我国使用等加速组合曲线较多,它理论上可做到脉动为零,而且具有较低的接触应力和背压值。

为了控制柱塞组的动力学影响,常对滚动体运动加速度预先提出要求。现以我国常用的等加速组合曲线为例分析曲线情况。图6-11为一个完整的曲线。缸体均匀旋转时,滚球中心运动规律以极坐标表示并展开,共有等加速、等速、等减速等九段组成,0-1、4-5、8-9段为圆弧,相应于柱塞运动的过渡区,故柱塞油腔无困油现象,其他各段为进油或回油区段,亦称工作区段。

其等加速度为 a_{φ_1} (度加速度),等减速度为 a_{φ_3} 。若设计时行程 h 已确定,幅角 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 的分配也已确定,则按等加速运动规律(或按位移、速度、加速度互为微积分关系,也是面积关系)可知

$$h = \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1^2 + v_{\varphi_{\max}} \varphi_2 + \frac{1}{2} a_{\varphi_3} \varphi_3^2$$

$$v_{\max} = a_{\varphi_1} \varphi_1 = a_{\varphi_3} \varphi_3$$

$$a_{\varphi_3} = \frac{a_{\varphi_1}}{\varphi_3} \quad \text{代入上式可得}$$

$$h = \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1^2 + a_{\varphi_1} \varphi_1 \varphi_2 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1 \varphi_3 = \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1 + (\varphi_1 + 2\varphi_2 + \varphi_3)$$

$$= \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1 (\varphi_p + \varphi_2)$$

式中 $\varphi_p = \varphi_2 - 2\varphi_0$ 为工作幅角(见图 6-11)。

则度加速度 a_{φ_1} 为

$$a_{\varphi_1} = \frac{2h}{\varphi_1 (\varphi_p + \varphi_2)}$$

同理

$$a_{\varphi_3} = \frac{2h}{\varphi_3 (\varphi_p + \varphi_2)}$$

0~1 段(圆弧区段, $\varphi \leq \varphi_0$)

$$a_{\varphi} = 0$$

$$v_{\varphi} = 0$$

$$\rho = \rho_0$$

1~2 段(等加速区段, $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0 + \varphi_1$)

$$a_{\varphi} = a_{\varphi_1}$$

$$v_{\varphi} = \int a_{\varphi_1} d\varphi = a_{\varphi_1} \varphi + C$$

初始条件, $\varphi = \varphi_0, v_{\varphi} = 0$, 则 $c = -a_{\varphi_1} \varphi_0$

$$v_{\varphi} = a_{\varphi_1} \varphi - a_{\varphi_1} \varphi_0 = a_{\varphi_1} (\varphi - \varphi_0)$$

当 $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1$ 时, $v_{\varphi} = v_{\max}$

$$v_{\max} = a_{\varphi_1} (\varphi_0 + \varphi_1 - \varphi_0) = a_{\varphi_1} \varphi_1$$

$$\rho = \int v_{\varphi} d\varphi = \int a_{\varphi_1} (\varphi - \varphi_0) d\varphi = \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi^2 - a_{\varphi_1} \varphi_0 \varphi + C$$

初始条件, $\varphi = \varphi_0$ 时, $\rho = \rho_0$ 则 $C = \rho_0 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_0^2$

$$\rho = \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi^2 - a_{\varphi_1} \varphi_0 \varphi + \rho_0 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_0^2 = \rho_0 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} (\varphi - \varphi_0)^2$$

当 $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1$ 时, $\rho = \rho_2$

$$\rho_2 = \rho_0 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} (\varphi_0 + \varphi_1 - \varphi_0)^2 = \rho_0 + \frac{1}{2} a_{\varphi_1} \varphi_1^2$$

各段计算结果见表 6-8。

位移规律是导轨线型的加工依据, 度速度规律是强度计算的依据, 度加速度则是背压和曲率半径的计算依据。

从上面分析可以看出, 曲线形状影响柱塞组的运动速度和加速度。

运动速度的最大值决定了通柱塞腔通道的瞬时流速。过高的瞬时流速使马达水力机械效率下降, 甚至产生噪声。另外, 根据导轨设计原理知, 当角速度一定时, 导轨压力角大小与速度大小成正比, 过大的压力角增加滚动体及其轴承的磨损, 甚至产生自锁。

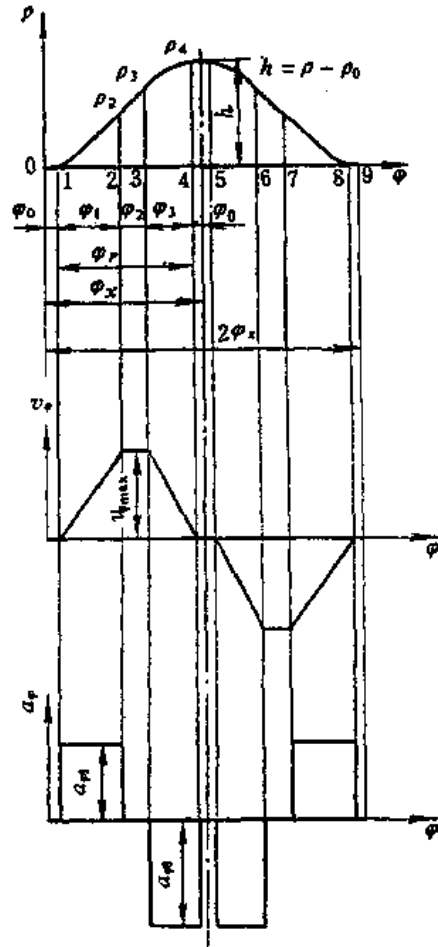


图 6-11 位移、(度)速度、(度)加速度曲线

表 6-8 等加速组合导轨曲线的运动规律(对照图 6-9)

区 段 \ 参 数	度加速度 $a_\varphi = \frac{d^2\rho}{d\varphi^2}$	度速度 $v_\varphi = \frac{d\rho}{d\varphi}$	工作向径 ρ	备 注
0~1 ($\varphi \leq \varphi_0$)	$a_\varphi = 0$	$v_\varphi = 0$	ρ_0	
1~2 ($\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0 + \varphi_1$)	$a_{\varphi 1} = \frac{2h}{\varphi_1(\varphi_0 + \varphi_1)}$	$a_{\varphi 1}(\varphi - \varphi_0)$	$\rho_0 + \frac{1}{2}a_{\varphi 1}(\varphi - \varphi_0)^2$	当 $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1$ 时, $v_{\varphi 1} = v_{\max} = a_{\varphi 1}\varphi_1$ $\rho_1 = \rho_0 + \frac{1}{2}a_{\varphi 1}\varphi_1^2$
2~3 ($\varphi_0 + \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2$)	$a_\varphi = 0$	$v_{\max} = a_{\varphi 1}\varphi_1$	$\rho_1 + a_{\varphi 1}\varphi_1(\varphi - \varphi_0 - \varphi_1)$	当 $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2$ 时, $\rho_2 = \rho_0 + \frac{1}{2}a_{\varphi 1}\varphi_1^2 + a_{\varphi 1}\varphi_1\varphi_2$
3~4 ($\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$)	$a_{\varphi 3} = \frac{-2h}{\varphi_3(\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)}$	$a_{\varphi 1}\varphi_1 + a_{\varphi 3}(\varphi - \varphi_0 - \varphi_1 - \varphi_2)$	$\rho_2 + a_{\varphi 1}\varphi_1(\varphi - \varphi_0 - \varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{2}a_{\varphi 3}(\varphi - \varphi_0 - \varphi_1 - \varphi_2)^2$	当 $\varphi = \varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$ 时, $\rho_3 = \rho_{\max} = \rho_0 + h$

加速度的变化规律决定了马达冲击大小。过大的冲击将加速导轨的磨损。如图 6-11 所示,加速度由 0 突然变到 $-a_3$ (或 $+a_1$)将产生冲击,不过属“柔性”冲击,在一般使用场合无影响。当然,若是某种曲线有刚性冲击,那就不能使用。

此外,负加速度即 $-a_3$ (方向向着中心)绝对值增大,其惯性力(背离中心)促使滚动体与导轨的接触应力增加,不利于导轨的工作。正加速度(背离中心)增大,在回油区惯性力大于离心力的话,有使滚动体脱离轨道的趋势,所以在使用中回油路必须有一定的压力(叫做背压),将柱塞组压紧在导轨上,否则运转时将产生明显的敲击声,甚至将滚动体击碎。很明显,对系统来说,背压是一种损失,只要能满足要求,希望尽量小些。背压的大小往往要比计算值大,从几牛顿到数百牛顿不等,根据实测决定。

4. 转速脉动率 δ_ω 和扭矩脉动率 δ_M

液压系统中,由于液压马达旋转与输出扭矩的不均匀性,会影响机器的工作质量,缩短机械传动装置及马达的寿命。

影响马达转速和扭矩不均匀的主要因素有:

- (1) 马达本身泄漏的不稳定;
- (2) 供油液压泵的流量脉动;
- (3) 油液的容积压缩;
- (4) 液压马达导轨轮廓曲线的形状。

以上几点中,液压马达导轨曲线具有决定性的影响。

对于液压马达的扭矩理论不均匀性,我们用扭矩脉动率 δ_M (或称扭矩不均匀系数)来描述。

$$\delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{\bar{M}} \quad (6-12)$$

式中 M_{\max} ——最大理论输出扭矩值;

M_{\min} ——最小理论输出扭矩值;

\bar{M} ——平均输出扭矩值。

对于液压马达的旋转不均匀性,我们用转速脉动率 δ_ω 来描述

$$\delta_\omega = \frac{\pm \Delta\omega}{\bar{\omega}} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{\bar{n}} \quad (6-13)$$

式中 $\bar{\omega}$ ——平均角速度；
 $\Delta\omega$ ——角速度差值；
 n_{\max} ——最大转速；
 n_{\min} ——最小转速；
 \bar{n} ——平均转速。

(1) 扭矩不均匀系数 δ_M 为零的条件。

单个柱塞所产生的扭矩为

$$M_i = \rho F = \rho P \tan \gamma \quad (6-14)$$

式中 $P = pA$ ——柱塞液压力；
 p ——工作油压；
 $A = \frac{\pi}{4} d^2$ ——柱塞面积；
 γ ——压力角；
 ρ ——滚子中心到转子回转中心的距离。

$$\tan \gamma = v_\varphi / \rho$$

故 $M_i = \rho P \tan \gamma = P v_\varphi = p A v_\varphi \quad (6-15)$

当多个柱塞工作时，液压马达瞬间扭矩之表达式为

$$M = \sum M_i = \sum P v_\varphi = P \sum v_\varphi = p A \sum v_\varphi \quad (6-16)$$

如果各瞬间的 $\sum v_\varphi$ 值不相等，则必有其最大值与最小值，即液压马达之扭矩也就有其最大值与最小值。

$$M_{\max} = P (\sum v_\varphi)_{\max} = p A (\sum v_\varphi)_{\max} \quad (6-17)$$

$$M_{\min} = P (\sum v_\varphi)_{\min} = p A (\sum v_\varphi)_{\min} \quad (6-18)$$

液压马达平均扭矩 \bar{M} 为

$$\bar{M} = \frac{pq}{2\pi} \quad (6-19)$$

所以，液压马达扭矩的理论不均匀度 δ_M 为

$$\begin{aligned} \delta_M &= \frac{M_{\max} - M_{\min}}{\bar{M}} = \frac{P}{\bar{M}} [(\sum v_\varphi)_{\max} - (\sum v_\varphi)_{\min}] \\ &= \frac{2\pi A}{q} [(\sum v_\varphi)_{\max} - (\sum v_\varphi)_{\min}] \end{aligned} \quad (6-20)$$

当结构确定时，每转排量 q 与柱塞面积 A 均为常数，故 $\delta_M = 0$ 的充分必要条件为 $\sum v_\varphi =$ 常数或 $\sum \frac{d\rho}{d\varphi} =$ 常数，即 $\sum a_\varphi = 0$ 。

(2) 转速不均匀系数 δ_ω 为零的条件。

由式(6-13)知

$$\delta_\omega = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{\bar{n}} = \frac{\frac{q}{2\pi y A (\sum v_\varphi)_{\min}} - \frac{q}{2\pi y A (\sum v_\varphi)_{\max}}}{\frac{Q}{y A h z x}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{h_z x}{2\pi} \left[\frac{1}{(\sum v_\varphi)_{\min}} - \frac{1}{(\sum v_\varphi)_{\max}} \right] \\
&= \frac{h_z x (\sum v_\varphi)_{\max} - (\sum v_\varphi)_{\min}}{2\pi (\sum v_\varphi)_{\max} (\sum v_\varphi)_{\min}} \quad (6-21)
\end{aligned}$$

故 $\delta_\omega=0$ 的充分必要条件亦为 $\sum v_\varphi = \text{常数}$ 或 $\sum \frac{d\rho}{d\varphi} = \text{常数}$, 即 $\sum a_\varphi = 0$ 。

四、动力学分析

柱塞组在运动过程中,随着速度和加速度的变化,其受力情况也在变化。柱塞组在运动过程中受如下几种力:液压力 P 或回油区段液压力 P' ;由曲线规律决定的加速度 a_p 引起的相对运动惯性力 P_p ;由转子旋转运动引起的向心加速度 a_n 而产生的离心力 P_n 。由哥氏加速度引起的哥氏惯性力很小,通常略去不计。壳转马达因转子不转,柱塞不产生离心力 P_n 。其受力表示的具体公式为

$$\begin{aligned}
P &= \frac{\pi d^2}{4} p_1 \\
P' &= \frac{\pi d^2}{4} p_2 \\
P_p &= -\frac{G}{g} a_p \\
P_n &= \frac{G}{g} \omega^2 \rho
\end{aligned}$$

式中: P ——工作区段工作油压 p_1 对柱塞产生的轴向推力,其方向永远使柱塞组滚子压向曲面;

P' ——回油区段回油压力 p_2 (背压)对柱塞产生的轴向推力,其方向永远使柱塞组滚动体压向曲面;

G ——柱塞组重量;

g ——重力加速度;

ω ——缸体旋转角速度;

ρ ——滚动体重心到马达中心的距离;

a_p ——柱塞组相对加速度。

液压力 P 或 P' 和离心力 P_n 的方向永远使滚动体压向轨道曲面,但相对惯性力的方向因相对加速度 a_p 不同而异。图 6-12 表示各区段柱塞组受力的基本情况。

从图 6-12 可看出,在高压区段油压一般较高,因而柱塞组紧紧压在轨道曲面上。但在回油区段(φ_7 段)相对加速度 a_{p7} 对柱塞组产生离开轨道曲面的力 P_{p7} ,当 $P_{p7} > P' + P_n$ 时,柱塞滚动体将脱离轨道曲面,从而引起对轨道曲面的冲击,使马达运转产生附加声响,降低轨道曲面的寿命。为保证柱塞滚动体不脱离轨道曲面,必须保证

$$P' + P_n - P_{p7} \geq 0 \quad (6-22)$$

由上式即可确定,保证滚动体不脱离轨道曲面的回油背压 p_2 为

$$\begin{aligned}
P' &\geq P_{p7} - P_n \\
\frac{\pi d^2}{4} p_2 &\geq \frac{G}{g} (a_{p7} - a_n) \\
p_2 &\geq \frac{4G}{g\pi d^2} (a_{p7} - \omega^2 \rho) \quad (6-23)
\end{aligned}$$

式中 a_{p7} ——轨道曲面 φ_7 段的柱塞组相对加速度；
 a_n ——柱塞组的向心加速度；
 ρ_7 ——柱塞组处在 φ_7 段时，柱塞组重心到马达回转中心的距离。

其他符号意义同前。

由上式可知，内曲线马达一般需要背压运转，否则滚动体会脱离轨道曲面，造成有害后果。相对加速度越大，背压 p_2 也越大，背压是一种功率浪费，背压太大是不合理的，在设计中要特别注意。由上式确定的背压值一般偏低，由于受供油压力脉动、柱塞副重心、配油系统和轨道曲面加工误差等因素的影响，马达在实际使用中所需背压值约为计算值的三倍以上，但一般不应超过 0.6MPa。

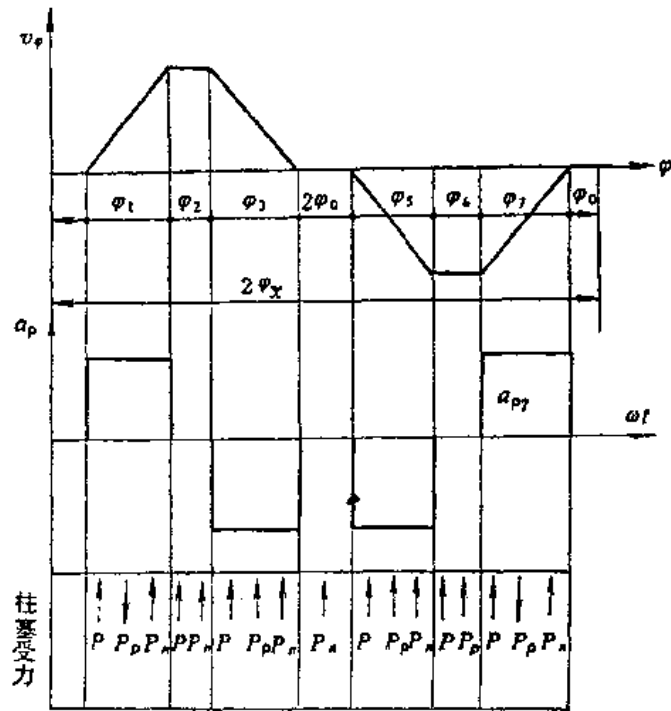


图 6-12 球(柱)塞组受力简图

第三节 主要变量方法

根据式(6-1)：

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h \cdot z \cdot y \cdot x$$

理论上说，若改变马达排量 q ，只要在结构上和使用上能使柱塞直径 d 、柱塞行程 h 、每排柱塞数 z 、柱塞排数 y 和导轨作用次数 x 中任何一个参数改变即行。实施方案中，一般分为有级变量和无级变量两大类，但从经济性、实用性考虑，工程界常采用有级变量。

有级变量方式中，主要有改变作用次数 x 的变量方法，改变柱塞数 z 的变量方法和改变柱塞排数 y 的变量方法等。

一、改变作用次数 x 的变量方法

若马达的曲面数为 x ，将曲面数为 x 的导轨分成两组或多组，实际上相当于将一个马达分成同轴的几个马达的并联组合。用变速换向阀及设计成与此相适的配流轴的特殊结构完成变量。变速换向阀可以置于配流轴外的系统管路中，也可以装在配流轴内，此时结构更为紧凑。

图 6-13 为一个单排六作用八柱塞双速马达的变量工作原理展开示意图，图 6-14 是根据改变作用次数 x 的原理，在配流轴中内置变速阀的一种 QJM 型马达变量工作的具体结构。

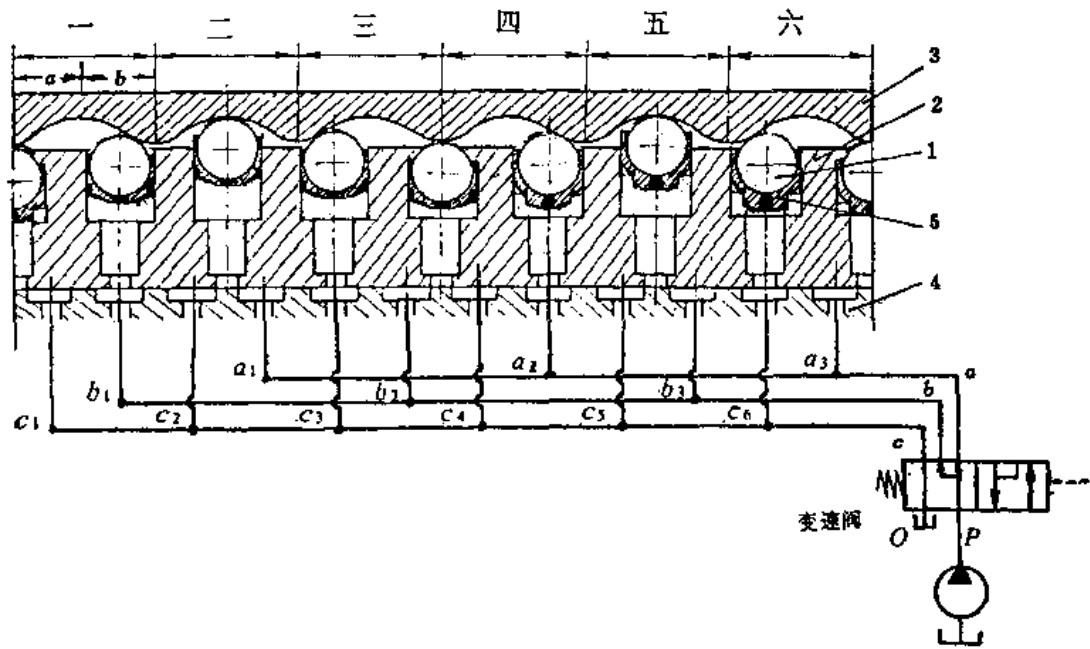


图 6-13 变作用次数马达展开示意图

1-钢球;2-缸体;3-导轨;4-配流轴;5-柱塞

图 6-14 结构图中的 a 、 b 、 c 与图 6-13 中的 a 、 b 、 c 完全对应一致,两图的图示状态相吻合,以便读者对照分析。若将 QJM 系列马达作为定量马达使用时,应将螺堵 3 取出,使变速阀 2 不受液控作用,而一直保持在图示的工位。

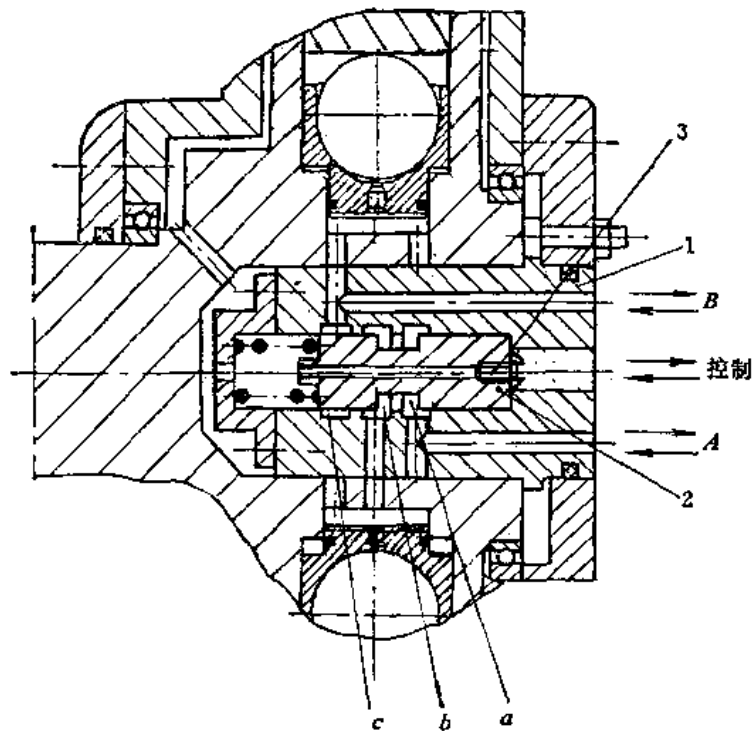


图 6-14 一种改变 x 次数的变量结构

1-配流轴;2-变速阀;3-螺堵

由图 6-13 可见,该变速马达与单速马达唯一的区别是配流轴的配流通道布置不同。通常

的单速马达将配流轴的配油窗口交替地分成进回油两组(见图 6-6)。要实现双速就不能简单地分成两组,而是要分成三组,即相当于单速马达的一组 c 孔仍保留, $c_1 \sim c_6$ 通 c , 另一组则间隔地分为二组,其中 a_1, a_2, a_3 通 a, b_1, b_2, b_3 通 b , 这样便成了 a, b, c 三组油孔, 分别接到变速阀上。假定高压油从 P 来, 由 O 回油箱, 在图 6-13、图 6-14 所示位置, a, b 两组孔同时进油, c 孔回油, 与单排马达一样, 是低速全扭矩工况。

若将 P, O 两油口相互对调, 可以得到反向旋转的低速全扭矩工况。

图 6-13、图 6-14 中若输入液控压力油, 移动变速阀至另一位置, c, b 两组孔和回油相通, 只有 a 一组孔和高压相通, 这样在一、三、五曲面范围内柱塞全通油箱, 不能起传递扭矩作用; 而二、四、六轨道曲线按正常情况配油, 起传递扭矩作用。实际上, 此时已变成三作用八柱塞马达, 属于高速半扭矩工况。即在供油量不变的情况下, 转速提高一倍, 在压力相同时, 扭矩减少一半。变速阀在此工位时, 若将 P, O 两油口对调, 则成为反向旋转的高速、半扭矩工况; b, c 两组孔均处高压, 即一、三、五导轨全曲面范围内均通高压, 产生正、反扭矩互相抵消, 这三段曲面不参加工作; 只有二、四、六曲面上的 a_1, a_2, a_3 接通回油, 可进行工作。这种变量方法由于配流轴上处于高压的配流窗孔和处于高压的柱塞数增多, 外泄漏增加, 容积效率降低, 机械效率 η_m 也显著降低。此外, 又因运行中全部导轨曲面的 $3/4$ 处于高压腔, 所以机械零件寿命都相应缩短, 因此设计变量马达时应尽量避免采用这种情况。

图 6-15(a)和图 6-15(b)为图 6-13、图 6-14 所述有级变量工作的两种常见符号示意图。

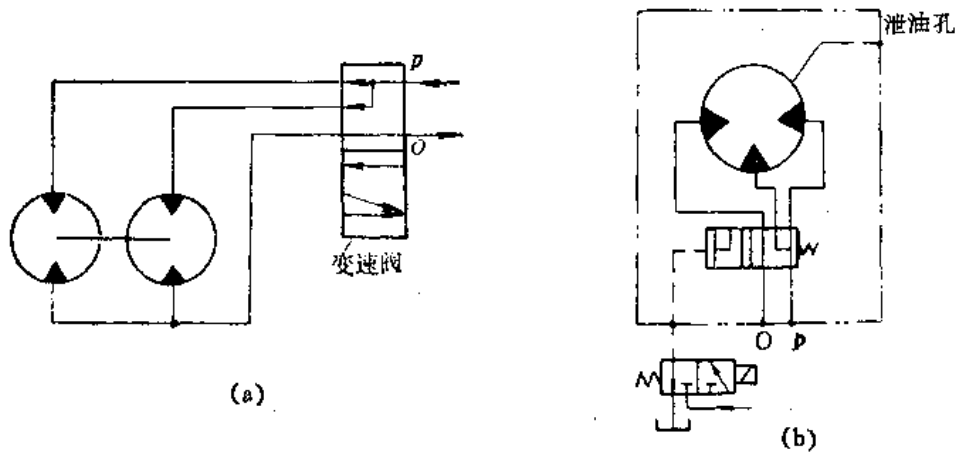


图 6-15 QJM 型马达有级变量符号
(a)简式 (b)详细式

许多工作机械(例如船舶的起货机等), 往往只在正向旋转时需要变量, 而在反向旋转时只要求低速全扭矩工况就可以了。而当某些机械因工作需要(或因连接方向的需要), 要求反向变量时(例如两台马达对接带动卷扬机时, 其中一台马达需要反向旋转), 只需在装配时将配流轴转动一个相位角, 即可达到这一目的。因此, 出厂时可根据需要分别装配成正转或反转变量马达。

上述反向旋转变量也可采用图 6-16(a)和图 6-16(b)所示的变速阀来实现。当图 6-16 中变速阀处于 I 工位时可以完成正、反转低速全扭矩工况。变速阀处于位置 II 时, 实现反转高速半扭矩工况。右侧马达柱塞组油口 2 和 4 都接通回油路, 仅左侧部分形成扭矩。位置 I 时可以实现正转高速半扭矩工况。图 6-16 所示回路较图 6-15 所示回路中变速阀和配流轴的结构

构要复杂些。

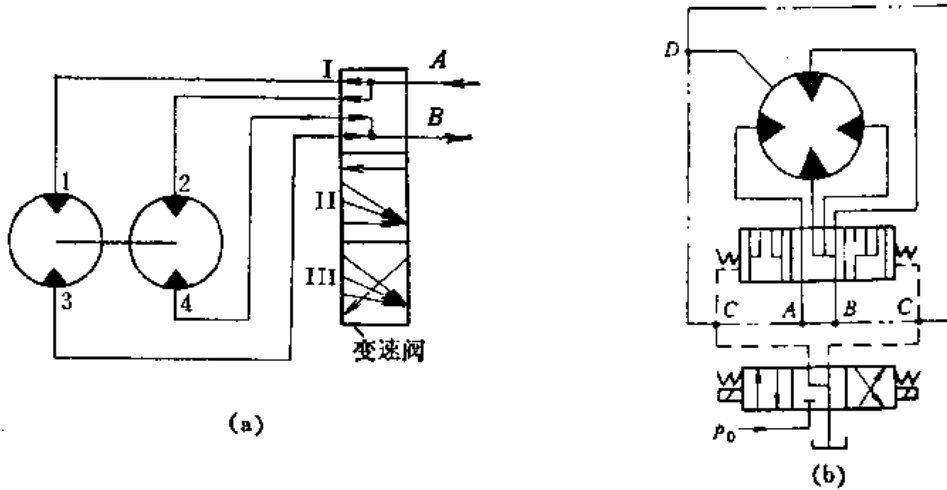


图 6-16 三位变速阀的符号

(a) 简式 (b) 详细式

A, B —进出油口; $C(C')$ —控制油口; D —泄油口; p_0 —控制油路压力

综上所述, 改变作用数 x 的变量方法除结构紧凑外, 还具有缸体工艺较简单, 单速、双速更换容易, 正转时容积效率较高等优点, 尽管它也具有反转效率较低及变速后可能产生不平衡的径向力等缺点, 但在我国应用仍较广泛。

二、改变柱塞数 z 的变量方法

将马达转子缸体上的全部柱塞分成奇数、偶数两组或 n 组, 各组柱塞缸在缸体上各自开有轴向错位的配流窗口, 与配流轴上的配流窗口分组对应。两组或 n 组柱塞 (设每组柱塞数相等), 每组供 $\frac{1}{2}$ 或 $1/n$ 油量, 输出 $\frac{1}{2}$ 或 $1/n$ 扭矩, 并联得到低速全扭矩。

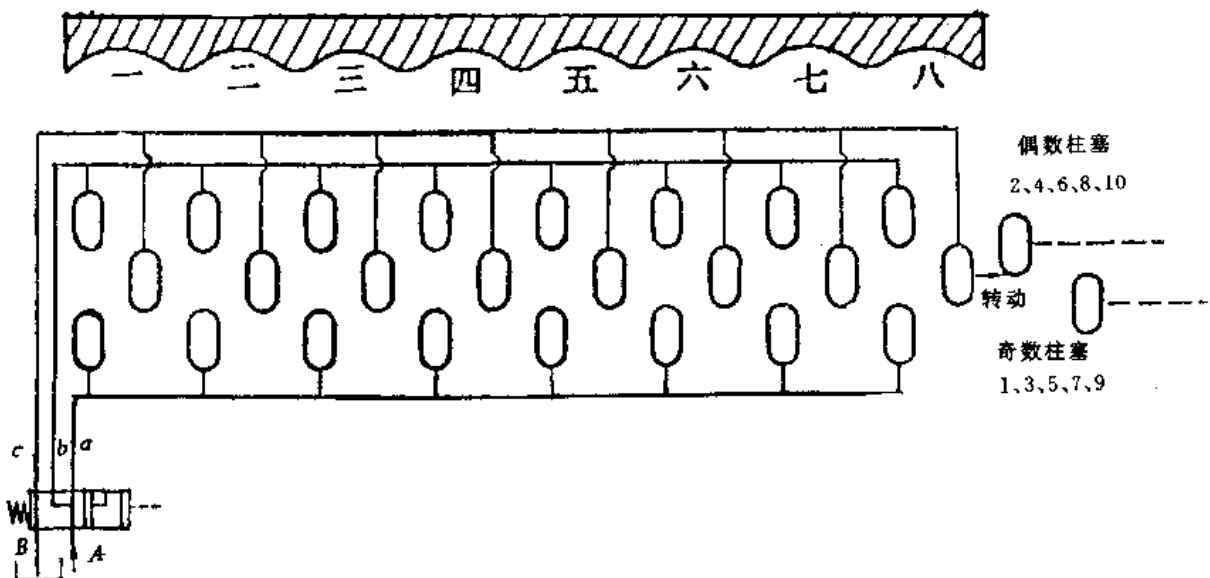


图 6-17 改变柱塞数变量原理展开图

图 6-17 是 $x=8, z=10$ 的马达分成两组的变柱塞数变量展开示意图, 左侧是固定不动的

配流轴配流窗口的展开图,右侧为旋转缸体上的配流窗口。将缸体上配流窗口分成两组:

奇数组:1、3、5、7、9;

偶数组:2、4、6、8、10。

换向阀处于图 6-17 所示位置时, a 、 b 由 A 通入压力油, c 向 B 回油, 奇偶两组柱塞全部参加工作, 为低速全扭矩工况。换向阀液动移位到另一位置时, b 、 c 回油, a 通入压力油。马达工作中偶数组柱塞全部通回油路, 只有奇数组形成工作扭矩, 为高速半扭矩工况。将 A 、 B (P 、 O) 换向, 得到反向变量。

由上可见, 与改变作用次数 x 变量方法不同, 改变柱塞数 z 进行变量的过程中, 该偶数组柱塞在导轨曲线的任意区段都与回油路相通。

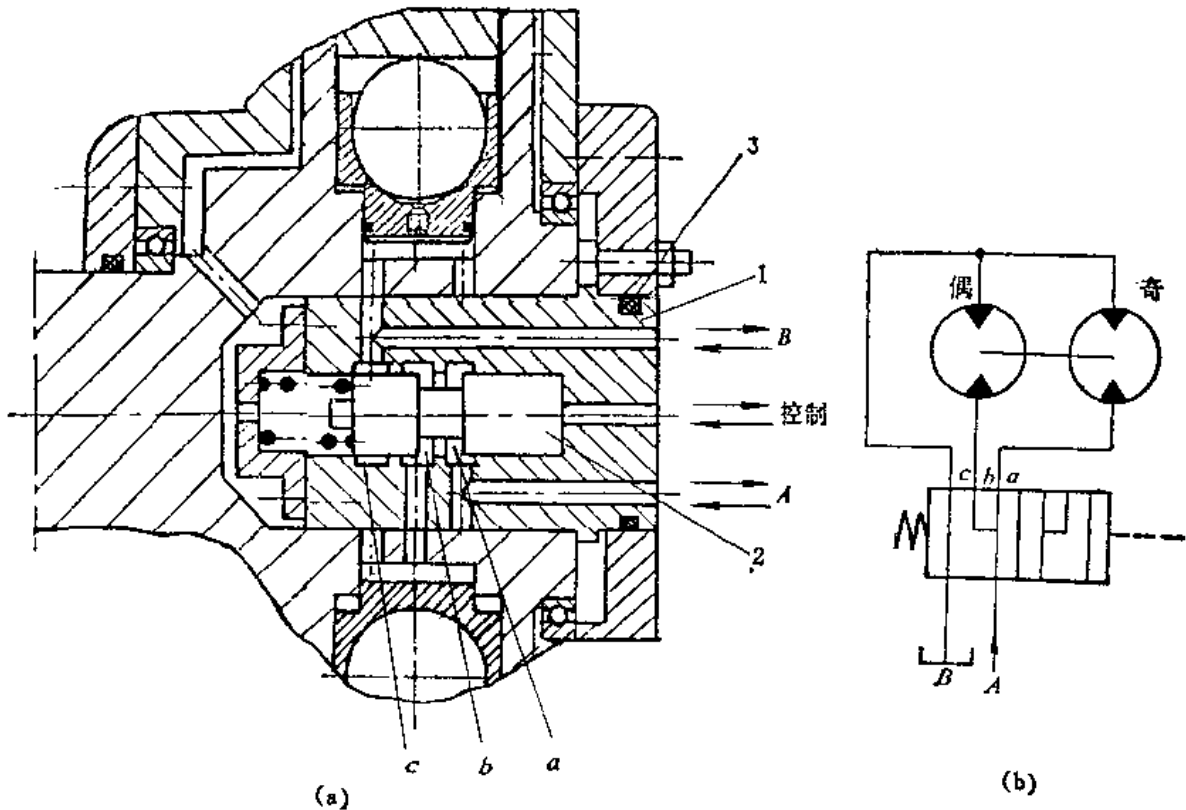


图 6-18 改变 z 变量的一种结构

(a) 结构 (b) 回路图

1—配流轴; 2—液控变速阀; 3—密封圈

图 6-18 是用改变柱塞数的方法实现变量的八作用十柱塞马达的一种结构。把十个柱塞分别交替分成奇数柱塞和偶数柱塞两组, 每组五个柱塞, 每个柱塞腔下面有两个通油孔, 分布在 a 、 b 、 c 三个不同的横截面上, 即奇数和偶数柱塞各五个通油孔同处于 c 槽横截面上, 余下的奇、偶数柱塞的各五个油孔分别在 b 槽和 a 槽的横截面上, 配流装置由配流轴 1 和液控变速阀 2 组成。配流轴有三组径向孔, 每组八个, 三组孔分别处在柱塞油孔分布的三个横截面上, 并分别和 a 、 b 、 c 三条环槽相通。

当变速阀 2 处于图示位置时, a 、 b 两环槽被沟通, 假定油口 A 通高压, B 通低压, 则此时奇数和偶数柱塞都能在半条曲线进高压油, 另外半条曲线回油, 此时为全排量低速大扭矩。当控制油推变速阀左移, 则 b 、 c 环槽被沟通、并通回油, a 环槽仍通高压, 此时偶数柱塞腔和回油相通, 失去传递扭矩作用, 只有奇数柱塞输出扭矩, 从而得到半排量高速小扭矩。

如果进、回油口 A 、 B 高低压交换, 马达则反转。变速阀 2 处于图示左位时, 与前述第一种工况完全一样, 是一个八作用十柱塞马达。但变速阀 2 处于液动右位时, 对奇数柱塞还是半个曲线受高压作用, 另半个曲线受低压作用, 照常传递扭矩。但对偶数柱塞来说, 不管处于曲线的工作区段还是回油区段, 均和高压相通, 所以偶数柱塞不传递扭矩。此时, 该马达相当于八作用五柱塞马达。

这种变量方法, 配流轴及缸体上的配流窗孔数量比“变作用次数的方法”要多, 因而低速全扭矩时, 高低压配流窗孔间的渗漏增加, 容积效率有所下降, 反向变量时存在前述同样的缺点。虽然具有容易组成不同的变排比的优点, 但因缸体工艺较复杂, 因此, 在我国采用不太多。

三、改变柱塞排数 y 的变量方法

前面介绍的内曲线马达多为一排, 实际中有做成二排或三排的。对于多排马达, 从结构上看, 各排柱塞均处在一个缸体中, 外形上是一个马达。

对于双排柱塞的内曲线马达, 每排分别在配流轴上设立两组配流窗孔, 而缸体上的两排柱塞的配流窗孔开成并列的两排。用变速阀控制其配流。两排柱塞处于工作状态时, 马达为全排量低速全扭矩; 当一排柱塞处于工作状态, 而另一排柱塞处于进出口内部空循环时, 马达为半排量高速半扭矩的工况。

当将马达两排柱塞设计成不同直径时, 第一排及第二排分别单独工作或两排同时工作, 则可获得三种不同的排量。

四、两排柱塞串、并联变量方法

图 6-19 为两排柱塞串、并联变量的马达。它有大小相同的 I、II 两排柱塞。配流装置由配流轴 1 和液控变速阀(亦称串、并联阀)2 组成。配流轴上相应于每排柱塞油腔的位置上, 有两排油孔 e 、 f , 每排油孔交叉均匀地分成两组, 这样两排油孔就分成四组, 分别与轴内的环槽 a 、 b 、 c 、 d 相通。通过变速阀 2 移动位置来实现 I、II 两排柱塞并联工作(低速工况)或串联工作(高速工况), 达到两级变速目的。由变速原理图 6-19(b)可见, 当变速阀处于图示位置时, 假定 A 口通高压、 B 口通回油。高压油经变速阀的中心孔到达环槽 a , 可以进入 I 排柱塞油腔, 其回油经 g 孔、环槽 b 进入环槽 c , 再经 h 孔进入 II 排柱塞油腔, 其回油经环槽 d 至 B 口回油箱。显然, 两排柱塞串联工作, 此时为高速小扭矩。若变速阀右移, 则 a 、 c 两环槽被沟通, b 、 d 也被沟通, 因此从 A 孔来的高压油同时进入 I、II 两排柱塞油腔, 而 b 、 d 两环槽同经 B 孔回油, 此时两排柱塞并联工作, 得到低速大扭矩。若变速阀左移, a 、 b 、 c 、 d 四环槽同时接通, 马达内部循环, 不产生扭矩而自由旋转。

变速阀的左移或右移, 是由控制油口 E 或 F 通控制油(H 向视图)进行操纵的, 变速阀左右两腔都通回油时, 阀在对中弹簧的作用下处于中位。

应当指出, 当马达串联工作时, 由于外漏原因, 第一排马达的排油量总小于第二排马达的进口需要的流量。实际上, 由于内泄漏(高压腔向低压腔的渗漏)大于外漏, 第二排马达的进油量还是足够的, 所以不装压力平衡阀仍能正常工作。不过, 两排之间的压差分配不能维持相等, 其差值随着外漏增大而增大。

这种变量方法的优点是: 变速阀与配流轴结构简单, 在变速前后径向力平衡, $\delta_M=0$, 正、反转对称性好。

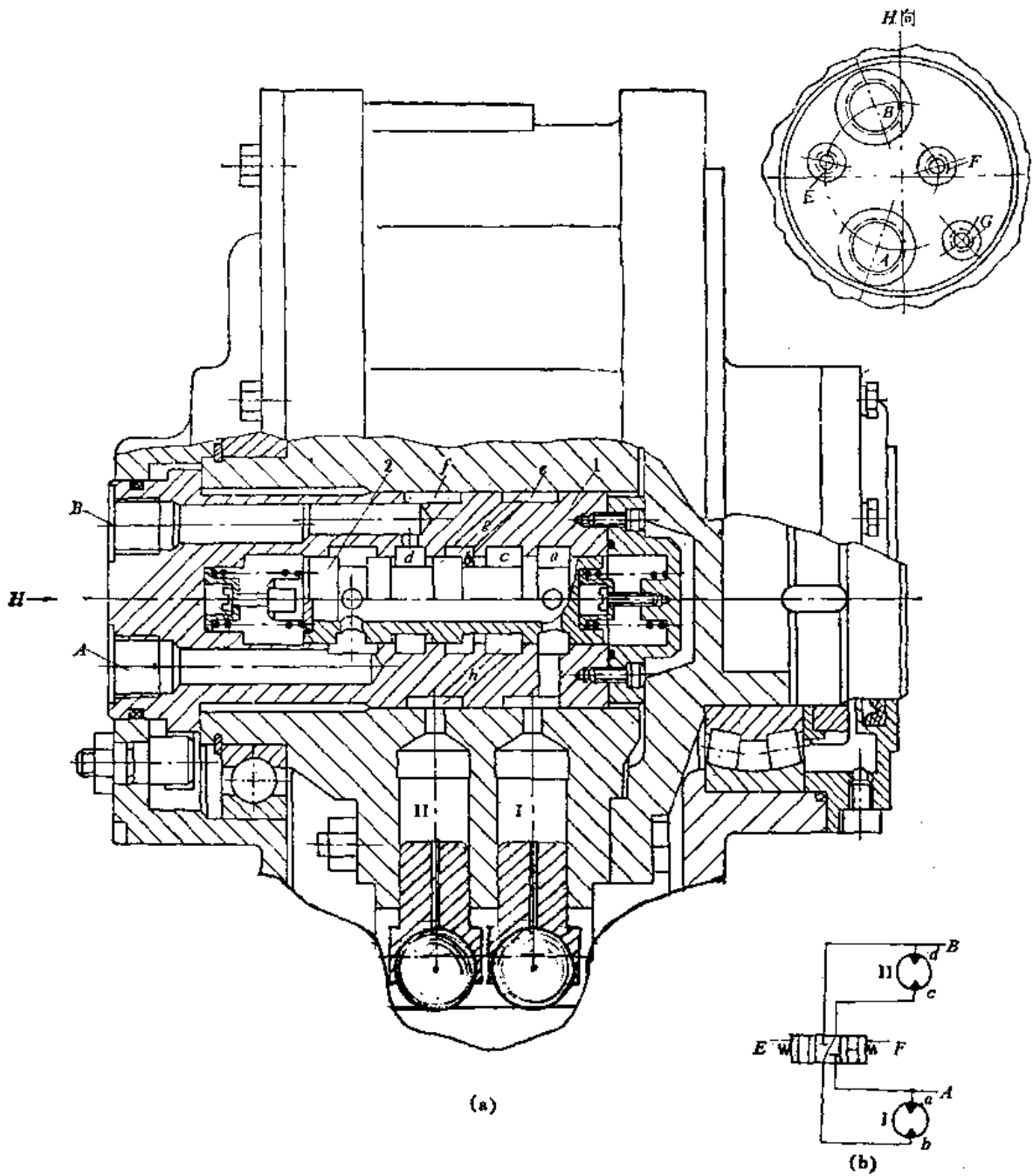


图 6-19 两排柱塞串、并联变量的马达

(a) 结构图 (b) 符号图

1—配流轴；2—变量阀；A、B—进出油孔；a、b、c、d、e、f、g、h—油孔；E、F—控制油

五、复合变量法

各类内曲线液压马达，如宁波液压马达集团公司(宁波液压马达厂)产 3QJM 系列三级变

量马达,根据安全可靠和力求简单易行的原则,往往首先采用变柱塞排数 y 的变量方法,可使双排 20 个柱塞变为单排 10 个柱塞工作,然后采取变作用次数 x 的办法,可使该 10 个柱塞六作用变成三作用式,从而实现了三级有级变量。

六、无级变量的有关方法

为使内曲线马达在一定范围内实现无级变量,可改变柱塞的有效行程 h ,在结构设计上有以下两种方案:

1. 转配流轴

利用操纵机构转动配流轴,改变配流轴与凸轮环曲面间的相位角,使工作液体的配流相位角减小,使柱塞在工作行程中出现一段无效行程,以达到变排量的目的。

2. 转凸轮环

这种变量马达往往采用双排。

用适当的机械传动装置(如两对蜗轮副)将马达的两个凸轮环相对配流器朝相反方向转动一个角度,改变配流器和凸轮环曲面的相位角,使柱塞在工作过程中出现一段无效行程,从而改变马达的排量。

这种变量马达的特点是:两排柱塞错配方向相反,即一排提前配流,另一排滞后配流,使两排柱塞的功能循环现象互相抵消,而不会引起额外的流量脉动。

必须指出,无级变量的方法效率较低,结构复杂,工程中很少采用。

七、回路变量的方法

上述六类方法皆是在马达内部配置结构上采取的变量措施,但不要忘记,许多场合可采用液压回路对马达进行流量控制。使用马达液压回路(参见附录)改变液压马达流量的常用方法有三种:

1. 节流调速

在回路中,用节流阀或调速阀改变对马达输入流量。

2. 容积调速

用变量泵改变输入马达的流量。

3. 有级容积调速

用多台定量泵,有级改变对马达的输入流量。

第四节 关键零件的结构与加工

一、导轨

(一)对导轨曲线的要求

不同的导轨曲线,柱塞组的位移、速度、加速度及与导轨曲面的相互作用力也不同,因此,导轨曲线的形状直接影响到马达工作的平稳性,转速的均匀性,效率的高低及寿命的长短。

性能良好的导轨曲线,除应达到的行程外,还应具备以下几条:

(1)液压马达的扭矩脉动小,转速均匀性好,尤其是低速时。

(2)加速度不能过大,以减小回油背压值;加速度的变化要均匀,以减小惯性力的冲击,降低噪声。

(3)导轨、钢球、柱塞以及其他结构的横梁、滚轮等零件受力情况较好。

(4)加工方便。

(二)曲线的种类

为了得到性能良好的导轨曲线,通常是先给出柱塞组合理的运动规律,再根据这个规律来确定导轨曲线。

常用的柱塞运动规律曲线有以下几种:

1. 等加速运动规律(见图 6-20(a))曲线

柱塞运动的特点是:柱塞的加速度在曲线上各点是相等的,柱塞的位移按抛物线规律变化,所以也称为抛物线运动规律。采用这种运动规律时,在导轨曲线几何参数相同的条件下,加速度比其他运动规律小,因而可以在高效率条件下得到较高的转速,同时,配流器的运作和柱塞的运动很协调,可使扭矩不均匀系数 $\delta_M=0$,但有较大的“软冲”。

该曲线是目前我国使用最多的一种导轨曲线。

2. 有等速过渡区的等加速运动规律(见图 6-20(b))曲线

这种运动规律具有梯形速度图,位移按抛物线—阿基米德螺线—抛物线规律变化。其优点是,马达的扭矩无脉动,转速十分均匀,软冲现象有所减小。其最大速度比等加速运动规律小,但加速度大了。

3. 幅角修正等加速运动规律(见图 6-20(c))曲线

这种运动规律,可使 $\delta_M=0$,并可减小“软冲”现象。

4. 匀变加速修正的等加速运动规律(见图 6-20(d))曲线

其加速度按梯形规律变化,位移按二次抛物线和三次抛物线组合的规律变化。这种运动规律可使 $\delta_M=0$,并可减小“软冲”现象。

5. 加速度按正弦规律变化(见图 6-20(e))曲线

具有这种运动规律时,其位移按摆线规律变化。这种运动规律可使扭矩无脉动,但具有很大的加速度,曲面往往出现“变尖”或“沉切”现象。

6. 加速度按余弦规律变化(如图 6-20(f)中实线所示)的余弦曲线

这种运动规律不能使马达扭矩完全均匀,但在柱塞数为奇数且大于 5 时,扭矩脉动不大。其特点是加工容易,用一个偏心轮作靠模即可加工出导轨曲面。一般情况下,其进油区段的加速度较大,导轨在 $\varphi=0$ 处曲率半径较小,具有较大的接触应力。

7. 加速度按修正余弦规律变化(见图 6-20(f)中虚线所示)的导轨曲线

具有这种运动规律的导轨曲面的最大接触应力有所减小,最大压力角略有增加。

(三)导轨曲线的绘制

导轨曲线一般均采用如图 6-21 所示的包络线的方法画出。其步骤为:

(1)先按 ρ_0 为半径画出基圆,若采用凸轮靠模法制造加工导轨时,该凸轮亦采用与此相同的方法,但基圆在结构许可的加工条件下,要尽量放大,以提高精确度。

(2)对基圆进行精确分度。当导轨曲线凹凸交接的过渡段在 $1\sim 1.5^\circ$ 时,分度精度取 $\pm 3' \sim \pm 5'$ 。

(3)准确地每个曲线的过渡零速区根据 $\rho_{\min}=\rho_0+r_g$ 和 $\rho_{\max}=\rho_0+h+r_g$ 作出滚动体的运动曲线。并根据表 6-8 导轨曲线运动方程求出

$$\Delta\rho = \rho - \rho_0 - r_x$$

(6-24)

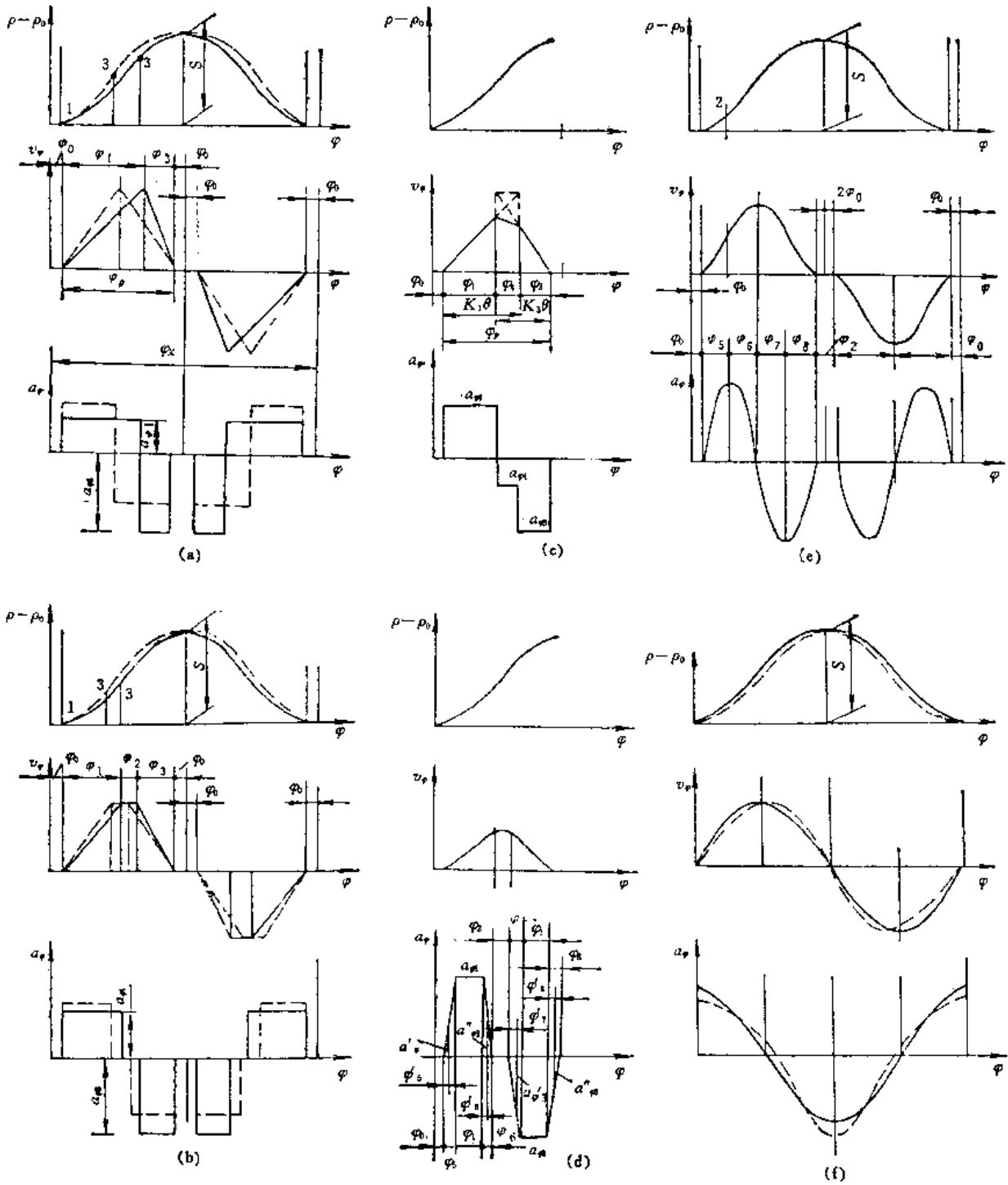


图 6-20 在各种导轨曲面上柱塞的位移、速度和加速度
 (a)等加速运动规律 (b)有等速过渡区的等加速运动规律 (c)辐角修正等加速运动规律
 (d)匀变加速修正的等加速运动规律 (e)加速度按正弦规律变化 (f)加速度按余弦规律
 变化(实线所示)及加速度按修正余弦规律变化(虚线所示)

(4)在一定的分度的基圆径向线上,分别量取 $\Delta\rho$ 值并连接此滚动物体各中心的相应运动轨迹(见图 6-21 中点划线)。

(5)以该点划线各点为圆心,以滚轮半径 r_g 为半径作各圆,各圆的外包络线即为定子导轨曲线。

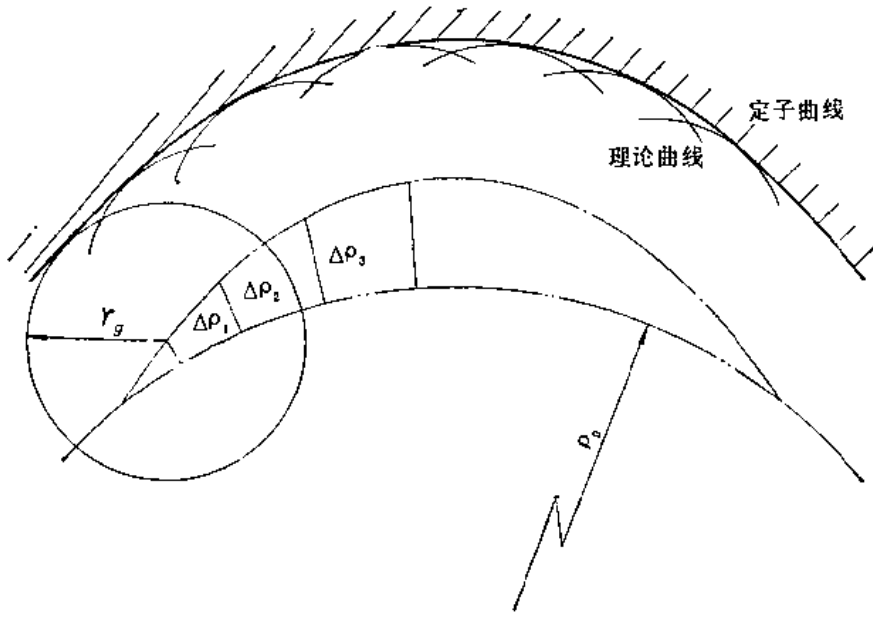


图 6-21 导轨曲线的绘制

(四)导轨的加工

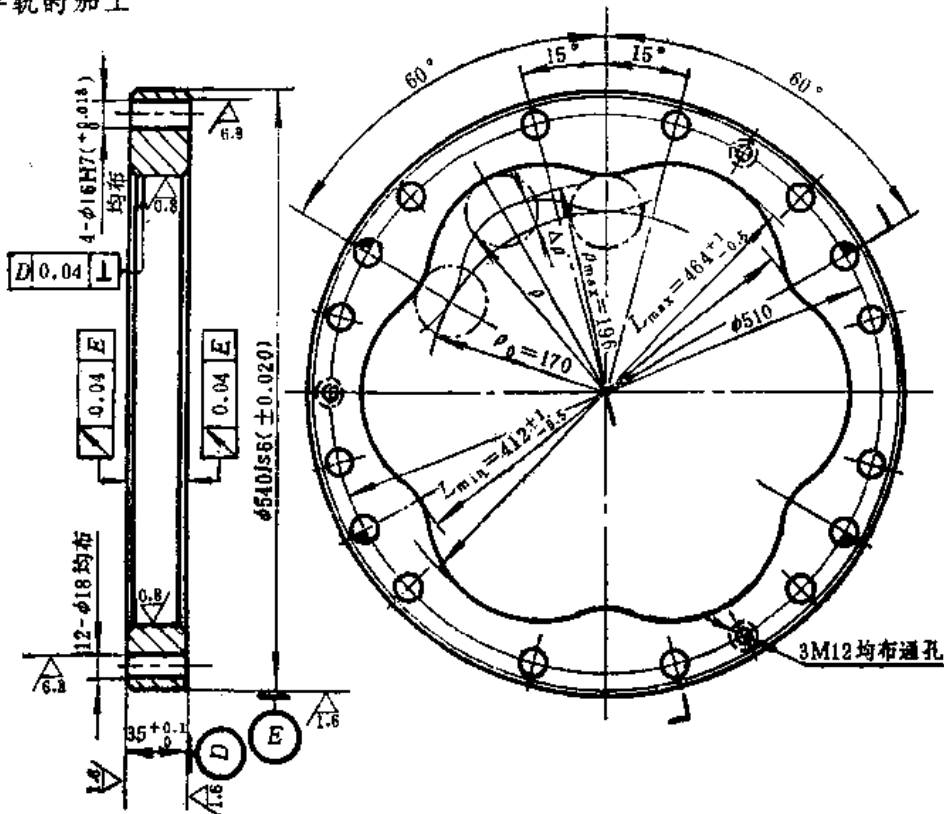


图 6-22 分片式导轨

液压马达的导轨,往往作为马达的壳体,将各类运动的零部件包容其内。为了便于选择用材及方便加工,也常将导轨与壳体分开,图 6-22 即为这种分片式导轨的具体结构。

依据液压马达的结构,目前国内整体式铸钢的导轨多数采用 ZG35Mn, ZG45Mn,

ZG50MnSi 或 ZG40Gr 等材料制作,中、高碳钢由于流动性较差,铸件的废品率较高,因此有的采用低碳合金铸钢渗碳淬火。分片式导轨采用轴承钢 GCr15、GCr15SiMn 及 20CrMnTi、20CrNi 等钢种渗碳淬火,也有不少采用 Cr12MoV 等模具钢(热处理后 HRC60),现也有改用 38CrMoAl 氮化钢(氮化后处理硬度 HRC60~70)制造,这样,金相颗粒组织更为细化,可进一步提高耐磨性。

导轨内曲面除几何尺寸要精确外,表面粗糙度要等于或优于 $Ra0.8\mu m$,两端面的平面度允差在 0.01mm 之内,孔与外端面要保证严格的垂直度。

分片式导轨一般按以下工艺路线加工:

锻造→正火→粗车(铣)→精车(铣)→钻、铰定位工艺孔→车(或铣)内曲线表面→热处理→磨两端面→磨外圆柱面→粗磨、精磨内曲线表面→检验、入库待装配。

从以上工艺过程不难看出,内曲面加工是导轨加工的关键所在,而其他所有的加工都是规则形状的规范化加工。

我国对内曲线马达导轨的主要加工方法有如下几种:

1. 液压仿形铣加工

在小批量生产条件下,双作用导轨内曲线表面的铣削加工,可以在液压仿形铣床上进行。图 6-23 为液压仿形铣床的外观,工件 2 和靠模 8 装在铣床工作台上的两个回转台 1、9 上,电动机 10(或手轮 11)驱动同轴蜗杆 12、13 而带动两回转台内的蜗轮,使两回转台带动工件和靠模低速同步转动。液压随动阀 6 的触头 7 与靠模的内曲线表面保持接触,而铣刀 3 对工件的内表面相应部位进行切削。但这种方式加工效率不高,刀具消耗也大。

2. 单凸轮靠模加工法

因为导轨内表面上的几段曲线完全相同,所以只需按其中一段曲线设计、制造出一个廓形比较简单的凸轮,通过一定的传动机构,使被加工导轨每转一周时,凸轮相应地转动导轨的作用次数 6、8 或 10……周,并推动旋转着的刀具沿导轨的径向作相应次数的往复运动,即可以在导轨内表面上连续加工出 6、8、10……段形状相同的曲线。这样,靠模凸轮的尺寸大为缩小,而制造亦较简单。图 6-24 即为其加工原理简图,它可由车床进行改装:

待加工导轨与大齿轮 $1(Z_1, m_1)$ 紧固在车床花盘上,同步旋转,并驱动小齿轮 $3(Z_2, m_2)$ 。

小齿轮 3 通过轴键带动凸轮 4 旋转,靠轮 5 通过顶杆 6 与小拖板 7 刚性连接,液压缸 9(或重块)以一定压力使靠轮 5 工作中始终贴紧凸轮 4。小拖板 7 上装有用电动机 8 带动旋转的磨头(或铣刀)2,与小拖板一起按凸轮轨迹作纵向运动完成导轨曲线加工。若 $\frac{Z_2}{Z_1} = x$,则凸轮转动

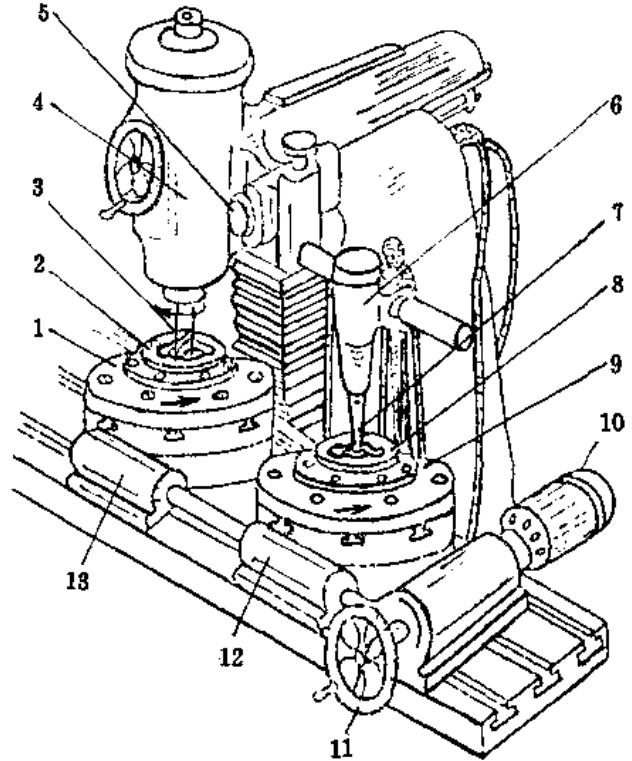


图 6-23 在液压仿形铣床上铣削内曲线表面
1、9—回转台;2—工件;3—铣刀;4—铣头;5、11—手轮;
6—随动阀;7—触头;8—靠模;10—电动机;12、13—蜗杆

一周,刀具完成导轨一个曲面的加工。

导轨曲面的加工精度和粗糙度主要取决于机床本身的精度,凸轮的误差,液压缸压力(或重块重量)的调整(保证靠轮5在凸轮最高点和最低点处转向时不产生滞后现象),小拖板底部的摩擦力,大小齿轮的精度,以及刀杆的刚性和砂轮材质、粒度的选取等。粗磨时,合理放慢转速可以得到较高的加工精度,铣磨应以不同的专用机床完成。

为保证切削时包络出的曲线形状正确,所用铣刀或砂轮直径应与马达滚子相等。

为了减少铣削内曲面时的加工余量,在铣削前应先在工作内壁上镗出6~8段与曲线形状近似的圆弧。

若将磨头(或铣刀)处改装用车刀,则可完成导轨曲面的粗车和精车工艺。

3. 用曲柄连杆机构加工内曲面

当马达内曲线形状设计为正弦曲线时,加工机构可以简化。如图6-25所示,加工一个八作用的导轨定子内曲面。此时将凸轮传动改为以偏心轮4通过连杆3驱动滑座2作横向往复运动的传动机构,工件5到偏心轮的传动比 $Z_1/Z_2=8:1$ 。调整偏心距的大小,便可改变滑座横向往复运动的行程。按曲柄连杆机构的运动规律,当偏心轮(曲柄)匀速转动时,滑座带动砂轮1(或铣刀)往复运动的规律与内曲线马达工作时柱塞滚动体径向运动所要求的正弦规律很相近,故可加工出很近似的正弦曲线。

4. 全凸轮靠模加工法

图6-26为另一种在机床上直接改制的凸轮靠模式内曲面磨床。靠模8和工件9装在滑座7的同一根轴6上,由电动机1→皮带轮2、3→蜗轮副4、5驱动后作低速运动。拉力弹簧11的两端分别固结于座板12和滑座7上,将滑座7拉向滑座12,并使靠模8与滚轮10始终保持紧密接触。运作时,在轴6带动凸轮靠模8和工件9一起回转时,因为靠模曲线的起伏波动,而推动滑座沿燕尾导轨作相应的横向移动,当磨头13进给走刀时,由砂轮的圆周在工件内孔中包络磨削出导轨内曲线表面。当然,磨头砂轮半径必须小于曲线的最小曲率半径,否则将发生磨削干涉而彻底损坏导轨曲线的形状。

内曲面表面要磨削达 $Ra0.8\mu m$ 的要求,粗磨时余量一般为 $0.2\sim 0.3mm$,精磨时常在

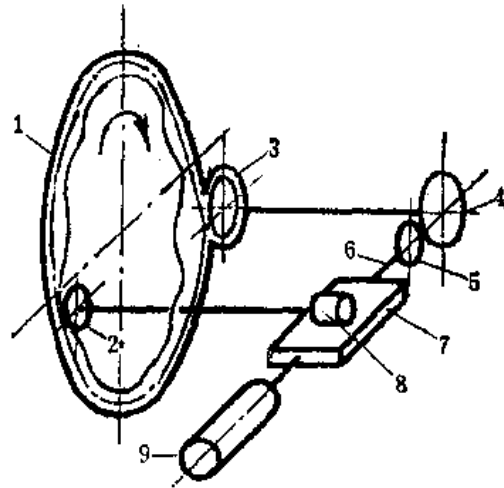


图 6-24 单凸轮加工原理

1—大齿轮及待加工导轨;2—刀具或磨头;3—小齿轮;
4—凸轮;5—靠轮;6—顶杆;7—小拖板;
8—电动机;9—液压缸(或重块)

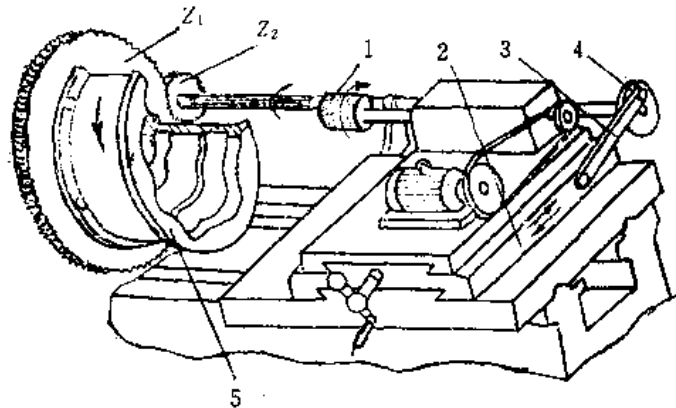


图 6-25 用曲柄连杆机构加工内曲面

1—砂轮;2—滑座;3—连杆;4—偏心轮;5—工件

0.05mm 之内。精磨时对砂轮的修理及磨削用量,应按内圆高表面粗糙度超精磨削规范选用。一般可采用白刚玉磨料 GB60ZR₁ 或铬刚玉磨料的 GG60ZR₁ 砂轮。磨削时的切削参数常选:

砂轮转速:1500r/min;

走刀速度:100mm/min;

工件旋转线速度:7~9mm/mm;

精磨削深度:0.003~0.01mm/单行程,进刀1~4次,光磨单行程4~8次。

图6-26所示机床,磨头改成车刀进给,可进行导轨内表面的车削粗加工,如图6-27所示。

全凸轮靠模法适用于批量性生产,而凸轮的精度直接关系导轨曲面的精度,因此,传统上仍可按前述用包络线绘制曲线的方法进行凸轮的绘制后,在精度较高的普通铣床、磨床上加工出来。但随着加工设备的发展,现常用:

(1)数控铣床加工。将导轨曲线的作用幅角 φ_x 展开为凸轮的圆周角 α , 得出相应的加工凸轮的刀具中心运动轨迹方程 $\Delta\rho=f(\alpha)$ 。

选定基圆及加工凸轮的铣刀直径后,按方程 $\Delta\rho=f(\alpha)$ 编排数控程序打孔。

用穿孔带在数控铣床上加工凸轮。

但应注意,用该凸轮靠模加工导轨曲面时,凸轮的靠轮直径必须与加工凸轮的铣刀直径相等,而加工曲面的最后工序用铣刀或磨头直径也应等于滚子直径。

(2)数控线切割加工凸轮。根据所选用的靠轮直径,对计算得到的凸轮曲线坐标换算修正,编排程序进行线切割加工。

毛坯留余量,淬硬后进行线切割,对于较好的线切割机床,加工所得的凸轮升程误差在 $\pm 0.01\text{mm}$ 以内,其表面粗糙度达 $Ra3.2-1.6\mu\text{m}$,可以直接应用。每两点间的凸轮曲线用圆弧圆滑过渡。

5. 数控机床直接加工导轨曲面

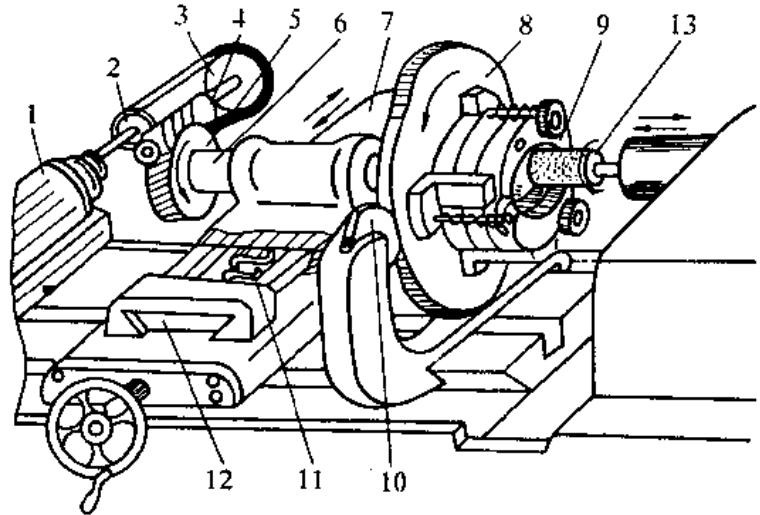


图 6-26 全凸轮靠模磨加工内曲面

1-电动机;2、3-皮带;4-蜗杆;5-蜗轮;6-轴;7-滑座;8-靠模;9-工件;10-滚轮;11-拉簧;12-压板;13-磨头

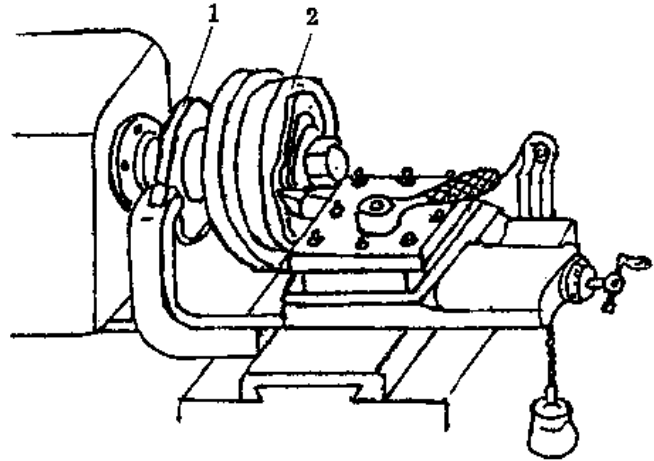


图 6-27 靠模车加工内曲面

1-靠模;2-工件

若刀具直径与滚动体直径相等,可由滚动体中心运动轨迹方程编排程序,用数控机床直接加工曲面。当刀具直径与滚动体直径不等时,应根据滚动体中心运动轨迹修正铣刀中心运动轨迹,然后编排程序加工。

或者根据滚动体中心运动轨迹方程,导出导轨曲线的实际方程,然后编排程序,由数控机床加工导轨曲面,对小直径分片式导轨,也可直接采用数控线切割加工得到导轨曲面。

国内也有采用机床加工中心,用微电脑控制加工导轨曲面的,其加工精度高,效率亦显著提高,是今后的发展方向。

需要补充一下,在加工多排柱塞马达的分片式导轨时,先将已达到安装基准(外圆、端面)所需精度的几片导轨,相互成组夹固或与壳体组装固结后,再精磨导轨曲面,以保证导轨间的严格同步。

加工整体式导轨不存在两次装拆,装夹较简单。导轨曲面热处理常采取整体式油淬法,但淬火变形必须控制在许可范围内,而且淬火前表面粗糙度应优于 $Ra3.2\mu m$,淬火后可直接装机而不再进行磨加工。

二、球塞

(一) 结构

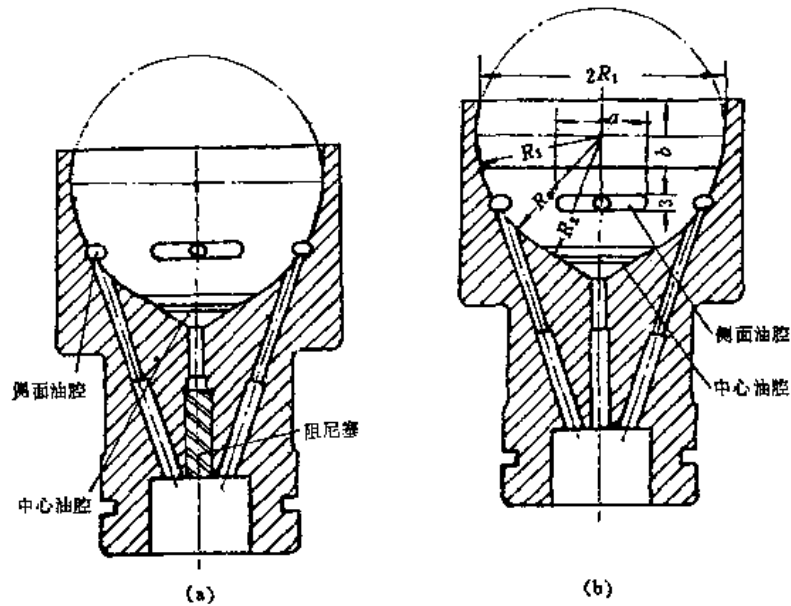


图 6-28 球塞
(a)基本结构 (b)另一种结构

图 6-28 为两种球塞式内曲线液压马达的球塞副,它由一个阶梯柱塞和一个容纳于柱塞大端的钢球组成。柱塞大、小端直径之比约为 $\sqrt{2}$ 。导轨曲面最好能做成适于钢球滚动的滚道槽。钢球之所以较大,是为了降低导轨曲面的接触应力和柱塞球窝处的比压。切向力由钢球经柱塞大端传给缸体,所以球塞马达也属于柱塞传力类型。

柱塞和缸孔之间通常是依靠控制配合间隙来保证密封的(间隙密封)。为了减少泄漏,配合间隙应尽量小;但间隙太小会使柱塞卡住,所以不能过小。实践证明,内曲线马达的泄漏主要不

在柱塞和缸孔的配合面处,故其间隙可适当放大。目前一般取柱塞直径的万分之五到八。例如柱塞直径 $d=30\sim 35\text{mm}$ 时,常取配合间隙为 $0.015\sim 0.025\text{mm}$ 。当工作压力低于 16MPa 时,配合间隙还可略大一些。

柱塞小端与缸体配合间隙一般为 $0.03\sim 0.05\text{mm}$,较大端配合间隙较大,以免受附加的侧向力。因而柱塞小端需用密封材料密封,以减少漏损(此密封也有用活塞环者)。柱塞中心开有小孔,高压油经小孔内的阻尼塞(见图 2-28(a))进入柱塞球窝的油腔,钢球与柱塞球窝设计成静压支承。此外,在柱塞大端的圆周表面上也开有与缸孔相连通的油孔,使高压油强制润滑柱塞与缸孔之间的滑动摩擦表面。缸孔底部装有弹簧,以防止马达启动或空载运转时钢球脱离导轨(亦有无弹簧结构),并使马达处于泵工况时具有良好的自吸能力。

柱塞工作表面通常还应车出几条矩形或三角形断面的环形窄槽,即所谓平衡槽,以保证柱塞与缸孔同心,改善润滑和密封性能。柱塞底边和环形槽边应保持锐利,以利剔除缸孔表面的污物杂质,并防止异物硬粒楔入间隙。

为了马达的运动平稳,必须保证钢球各个方向上的全圆度,同时为了避免钢球局部磨蚀而过早失效,因此,球塞组结构设计中,一定要保证钢球在球窝中滑动和在导轨上滚动。也就是必须使钢球与导轨的摩擦系数 f_1 大于钢球与球窝的摩擦系数 f_2 ,这样,马达运行中才能使钢球顺利地滚动。

为了达到 $f_2 < f_1$,图 6-28(b)提供了性能良好的柱塞结构。在球面静压支承中,除中心油腔外,在四周还对称布置着四个油腔,以增大强制润滑效果和钢球在偏心运动情况下的各向承载能力。其球面则由三段圆弧组成,可使球窝部的静压和动压效应更好地发挥作用。应当说明一下,宁波液压马达厂生产的 QJM、QKM 系列马达,已在球窝中嵌入了一层填充改性的(聚四氟乙烯(PTFE))SF-1 型自润滑复合材料。SF-1 型材料类同于英国梅拉西尔的(青铜粉层的)DU、DX 材料,它还有经过精心筛选的塑料配方加以青铜丝网,因此,具有十分理想的耐疲劳、低摩擦系数,承载能力强,寿命长等优点。

根据测定,该材料最高工作压力可达 140MPa ,干摩擦状态的 pv 值为 $300(\text{N}/\text{cm}^2 \times \text{m}/\text{s})$,在流体润滑状态下, pv 值可达 $10000\sim 12000(\text{N}/\text{cm}^2 \times \text{m}/\text{s})$ 。

该材料还具有静摩擦系数与动摩擦系数大致相等的突出优点,因此,不但保证了 $f_2 < f_1$ 的条件,而且还大大提高了 QJM、QKM 系列马达的启动扭矩 M_0 ,并使启动机械效率 $\eta_{mc} \geq 0.98$ 。

(二)加工概况

球塞副中的钢球,一般可取之市售的滚动轴承的大钢球,因此,球塞副的制造实际上是柱塞的加工。

曾经有采用轧制铝青铜及高强度球墨铸铁作为柱塞的材料,尽管这种软材料加工方便,但配合面的磨损速度严重影响马达的性能与寿命。因此,我国宁波液压马达集团公司(宁波液压马达厂)等单位为了使柱塞具有均匀的硬度和耐磨性,高的弹性极限和接触疲劳强度,足够的韧性与淬透性。现大多采用高硬度的合金钢如轴承钢 GCr15、GCr15SiMn 等。选用材料中含 $0.40\% \sim 1.65\% \text{Cr}$ 的主要作用是增加钢的淬透性,以保证工件的高硬度、高强度和高耐磨性。

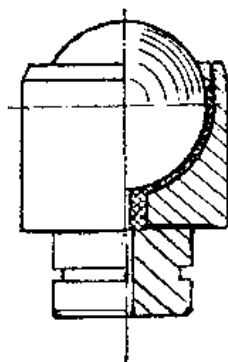


图 6-29 衬垫式柱塞

其合金中的铬与碳所形成的 $(Fe, Cr)_3C$ 合金渗碳体比一般 Fe_3C 稳定,能阻碍奥氏体晶粒长大,减小钢的过热敏感性,使淬火后能获得细针状和隐晶马氏体组织,而增加钢的韧性。Cr还有利于提高钢件低温回火时的回火稳定性。

在GCr15的基础上,若加入适量的Si(0.40%~0.65%)和Mn(0.90%~1.20%),可进一步改善淬透性,提高工件的强度和弹性极限,但又不降低韧性。

柱塞加工工艺一般为:

- (1)下料,多取冷拉棒材。
- (2)粗加工。按图纸要求粗车成形。
- (3)热处理。主要目的是消除加工应力。常在400℃温度下进行,为减小变形创造条件。
- (4)精车各圆柱表面,钻孔。

(5)精加工球窝部。这是柱塞加工的重点与难点部位。通常采用钻孔、搪孔后再进行粗铰与精铰。粗铰可参考本书第二章中图2-25的片状铰刀,精铰或者粗、精铰可采用图6-30的球窝定形铰刀。

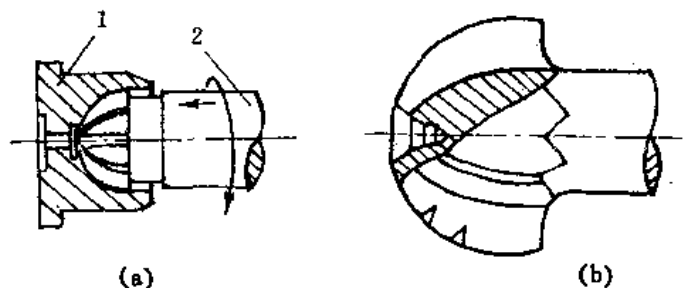


图6-30 定形球窝铰刀

(a)加工 (b)刀体

1—工件;2—铰刀

图6-30(a)为球形铰刀铰削球窝的情形。铰刀(图6-30(b))的切削部分如同一个半圆球头,上面开有四至六个刀齿。刀齿的前角为零,后角靠手工操作在工具磨床上沿圆弧刃的后刀面修磨出来。为了保持刀形的正确,沿刃刃后面留有0.2—0.3mm的刃带,此刃带在铰削时还对工件内球面有修光作用。球铰刀有粗、精之分,粗铰刀刀齿上开有分屑槽,精铰刀则没有。加工时,一般都先用钻头在工件上钻出盲孔,再用成形车刀粗车成形,然后粗铰、精铰。精铰时切削速度比粗铰圆柱孔时的切削速度要低。一般 $v=5\sim 6\text{m}/\text{min}$,钢件加工时表面粗糙度为 $Ra1.6\mu\text{m}$ 。

(6)热处理。常加热至840—860℃后保温,淬火冷却常采用硝酸盐分级淬火,以减小变形。低温回火温度通常取170℃,硬度为HRC61—65。

(7)研磨,抛光。

要求表面粗糙度处于 $Ra0.1\mu\text{m}$ 左右。

若柱塞采用氮化钢材料,则在研磨后氮化,然后再进行配研或抛光。

衬垫式球塞在嵌入SF-1型自润滑复合材料后,再进行精铰、研磨加工。

第五节 装配与修理

一、装配工艺顺序

(一)准备阶段

(1)做好清洁工作。对场地周围,对盛放零件的器具,对有关工具、属具以及清洗油液,均要十分清洁,不得有污垢和外来污染。

(2)逐一检查所有零件。对有关毛刺、飞边、磕碰、划伤、拉毛处均要细心处理后再行装配。特别是缸体孔的通油孔周边和配流轴油槽周边必须十分平滑、光洁。

(3)对各部分间隙要先行预装、预测,配流轴外圆柱面与缸体内孔间的间隙一般在0.04mm之内,太松则造成内泄漏,降低容积效率。

(二)装配步骤

(1)将封油阀头9连同其上的密封圈,推入抵顶着缸体输出端的花键槽孔后,用孔用弹性挡圈8锁牢,进行轴的定位(见图6-7)。

(2)将凸缘上装有密封圈的后盖6压入导轨凹缘中,两者用定位销12定位,轻敲压牢后,开口朝上安放。

(3)将钢球1和柱塞5成组放入缸体2的柱塞孔内,轻轻转动缸体2,使其进入导轨曲面内。

(4)将内孔嵌有旋转油封的前端盖7与导轨3、后盖6用螺钉连接,边紧固螺钉边转动输出轴端(即缸体2),令转动无单边阻滞现象。

(5)将弹簧10、变速阀11放入配流轴4的内孔中(见图6-7,图6-8,图6-14)。作变量马达使用时,须将变速阀端的螺堵(见图6-14中件号3)拧上;作定量马达使用时,应将螺堵拆卸下来。

(6)将配流轴4用螺钉装在后盖6上,紧固螺钉时要对角线式按顺序均匀拧紧,旋转输出轴2,不应有单边阻滞现象。

二、使用与维护

(一)使用须知

因为液压马达是在液压传动系统中工作的,所以整个装置的可靠性和寿命在很大程度上与液压系统中各种元件的选择、正确运用和维护有关。

液压马达、液压泵和其他液压元件都是比较精密和复杂的元件,为了使液压传动装置的所有元件正常工作,必须注意如下几点:

- (1)选择合理的液压传动系统;
- (2)采用符合结构要求和满足运行条件的工作液体;
- (3)保证油的滤清;
- (4)可靠地防止液机受到不允许的载荷;
- (5)液压系统热平衡时,应保证工作液体的温度不大于60℃;
- (6)采用完全符合运行要求的操纵机构、监视和保护的仪表及辅助设备;

- (7)保证液压系统的安装质量；
- (8)液压传动装置的定期检查、维护和检修。

(二)工作油液

根据对液压设备故障的统计分析,70%以上事故均源于工作油液的严重污染。因此,对工作油液的基本要求:

(1)工作液体应该是稳定的,就是在运行和保存期间能保持自己的性质不变或变化很小。油液在与空气接触时应当具有抗氧化能力;在机械力的作用下应该是稳定的;在保存和运行中不在接触表面上产生析出物。

(2)具有合适的粘性和良好的粘温特性。油液的粘度不应温度升高而产生大的降低。

(3)工作液体不应与制造液压系统各元件的材料(金属、塑料、橡胶等)起作用。

(4)工作液体应具有良好导热性。在液压系统工作时,工作液体应将温度较高处的热量带到较冷的地方。这是工作液体应当完成的附加任务之一。

(5)工作液体应具有很高的体积弹性模量。体积弹性模量越高,液体越难压缩(指在压力作用下)。液压系统的工作精度与液体的弹性模量有关。工作液体中存在空气泡时,其弹性模量急剧地降低。

(6)工作液体应具有很小的挥发性。希望工作液体有低的饱和蒸汽压和高的沸腾温度。工作液体应具有很小的起泡沫性,因为大量的泡沫会造成液压系统不能正常工作。

(7)工作液体最好是不易燃烧的,采用易燃的工作液体会增加火灾的危险性。

(8)经济实用。

使用单位需根据制造厂家的要求选用合适的牌号油液,还应根据使用说明书的规定,设置有关滤油装置,以确保液压马达和整个液压系统的清洁度。

(三)运行与维护

QJM 系列马达与其他内曲线类低速大扭矩马达一样,在运行与检修中应注意以下各点:

(1)把液压马达安装到传动装置上以前,在它的壳体里必须充满工作液体。如果在检查时发现壳体中没有充满工作液体,就必须将液压马达拆开并消除锈蚀的痕迹。当液压马达长期保存并没有换油时,在安装时应将旧油倒出并注入新的工作液体。

如果液压马达在储存期间采用的是与液压系统工作液体牌号相同的清洁液压油,则在安装前,该液压马达内腔的油可以不更换。

(2)在安装液压马达时,必须遵守说明书规定的工艺过程。注意连接马达泄油孔的管接头螺纹长度小于等于10mm,管接头通径大于等于10mm。装拆液压马达必须使用专用工具和设备。绝对禁止把连接管道焊到液压元件上,以免损伤液机的精密配合运动表面。在安装管道时,应使液压传动装置的管道之间和元件之间保持必需的距离,以便对液压元件及管道进行观察、监视和修理。

(3)不允许在压力作用下对液压传动装置元件检查和拆卸。

(4)在安装时,应清除液压元件特别是管道内的脏物。为此,工作场所应保持清洁,工作液体的所有出入口、管道的末端、软管和液压元件的油口等都应用塞子封闭,在安装之前才取下。

(5)在启动液压装置之前必须做好如下工作:拧开放气塞子放出液压装置和液压管道内的空气;检查整个液压系统是否安装得正确;检查和调整防止过载的元件;检查工作液面高度;接通监视测量仪表(首先是压力表);清除一切无关的物品和工具;断开由液压装置驱动的机械;

通知操作人员开动液压传动装置;检查液压马达的转向。

(6)试车时,先输入一定流量的工作液体,使液压马达的转速等于额定转速的 20%—30%。然后,逐级加速直至在额定转速下试车。在空载和断开执行机构的情况下,压力降一般不应超过 0.5~1MPa。

在液压传动装置试运转时,液压马达不允许有撞击声,旋转轴运转不稳定,工作液体从螺塞、端盖等密封部位泄漏的现象。

如发现上述故障,以及在空运转时有很高压力的情况下,液压传动装置应立刻停车。只有在查明和消除故障以后,才能重新起动液压传动装置。

在空载运转以后,接上执行机构,使传动装置在载荷作用下试验(应合理地逐步提高液压传动装置的载荷)。在任何情况下,压力都不应超过额定值。在试验时,应检查液压传动装置在各种工况时的工作。

(7)在进行系统试验时,应注意测量液压马达的泄漏,因为容积损失值表征了液压马达工作零件的情况。如果泄漏量超过了使用说明书所允许的范围,液压马达应该拆下并在修好以后再行用。

(8)在运行期间,每班都应检查工作液面的高度、滤油器的情况、在管道的联接处有无泄漏等。发生故障应立即排除。操作人员应经常注意测量仪表的指示数,不允许设备在超载荷和高于使用说明书上规定的温度下工作。设备工作时的噪音特性对于判断液压马达的故障很有帮助。根据液压马达的噪音等级和频谱,甚至在没有专门仪表的情况下,凭听觉就可以确定其工作是否正常。

三、常见故障与排除

表 6-9 为 QJ(K)M 系列液压马达的常见故障与排除方法。

表 6-9 常见故障与排除

故障特征	故障原因	排除方法
液压马达的输出轴不旋转	配流轴被卡紧 滚动体或其轴承损坏 主轴承或者其他零件损坏 滚动体损坏碎块,卡在缸体与马达壳体间 检查泄油管接头是否太长	拆开液压马达修理更换 车短泄油管接头旋入马达螺孔长度
液压系统的压力较低时,输出轴的转动不均匀	液压系统内有空气 液压泵供给的工作液体流量不均匀 双速阀弹簧折断,作用孔道进出油不畅	排除进入液压系统的空气 消除工作液体流量不均匀的原因 折检更换弹簧
液压系统的压力有很大的波动,输出轴的转动不均匀	配流器的安装不正确 柱塞被卡紧	转动配流器,消除轴转动不均匀的现象 拆开液压马达修理
液压马达中发出激烈的撞击声。每转的冲击次数等于液压马达的作用数	柱塞被卡紧	拆开液压马达修理
液压马达中有时发出撞击声	配流器错位 导轨环工作面损坏 滚动体轴承损坏	正确安装配流器 拆开液压马达修理或更换

(续表)

故障特征	故障原因	排除方法
在额定的流量下,液压马达的转速不能达到给定值	配流器的间隙太大 柱塞和柱塞缸的间隙太大	拆开液压马达修理
液压马达的输出扭矩达不到要求	由于上述指出的原因,使进入液压马达的液体压力低于额定压力 柱塞被卡紧	拆开液压马达修理
壳体或轴密封处漏油	紧固螺栓松动 密封件损坏 壳体内压力太高 泄油孔径太小,泄油管未直接回油箱	拧紧螺栓 更换密封件 检查排除过高的背压 改变泄油孔孔径或泄油管直接接回油箱

四、修理要则

(1) 液压马达往往是在单向载荷作用下单向旋转的(例如,在刮板输送机的传动装置中,液压马达只是在安装或将它运输到采矿工作面时才需要反转)。在这种情况下,导轨、球塞副以及承受切向分力装置的磨损往往是单方向的。所以最好在经过 1000~2000h 工作后,把液压马达装到其他机器上,如果是多马达的液压系统时,可以将它与旋转方向相反的另一个马达调换使用,使液压马达的活动零件磨损均匀。这种措施实际上能延长液压马达的使用期限。对于对称的导轨只需将导轨翻个面就可以了。

(2) 由表 6-9 可知,液压马达的大多数故障,需要到制造厂家或专业维修站才能排除。这是因为工作现场比较脏,空间比较狭窄,工具、设备、仪器往往不完备,甚至十分欠缺,因此不具备修理精密元件的条件。在修理站应具有修理液压元件的设备,清洁的环境和试验设备。由于一般零件(如轴承、紧固件和密封等)的修理、更换,可用机器制造中大家熟知的方法进行,因而不要求专门的说明。球塞组和配流轴机构的修理是 QJM 马达的关键,应当高度重视。

(3) 在检查和分析故障时,必须确定液压马达主要部件:导轨的工作表面、柱塞和柱塞缸、配流轴与缸孔(或与轴套)、滚动体的轴承、缸体的轴承、密封件和其他零件的磨损和间隙,而且应检查出划痕和擦伤的位置及其他损伤。当精密运动副的间隙大于技术条件中的允许值时,就会降低液压马达的容积效率,当容积效率低于 0.8 时,就需更换已损坏的零件或者更换整个液压马达。

QJ(K)M 系列马达主要配合间隙见表 6-10、表 6-11。

表 6-10 柱塞与缸孔的合理间隙

柱塞直径(mm)	30~45	45~65	65~80
间隙(mm)	0.015~0.025	0.020~0.030	0.025~0.035
最大间隙(mm)	0.040	0.045	0.050

表 6-11 配流轴与孔的合理间隙

配流轴直径(mm)	30~50	50~80	80~120	120~150	150~180	180~200
间隙(mm)	0.015~0.025	0.020~0.030	0.020~0.030	0.020~0.035	0.030~0.040	0.030~0.045
最大间隙(mm)	0.035	0.040	0.050	0.055	0.060	0.065

(4)机械杂质落进运动副的间隙,使柱塞或配流器被卡紧,是液压马达最典型的故障现象。在这种情况下拆卸液压马达时,应采取措施防止工作表面的进一步损伤。

在拆卸有故障的运动副以后,必须确定损坏的范围和液压马达继续使用的可能性。

如果柱塞副上有不大的擦伤,并且在运转时受伤部位不脱出柱塞缸孔时,可以允许这对运动副继续使用。修理这种运动副时,必须清除柱塞和柱塞缸表面上的毛刺,仔细地修理擦伤的地方。

(5)如果柱塞和柱塞缸的擦伤面积较大,以至在工作表面修整以后,还不能使液压装置正常运行,就必须将柱塞缸孔扩大至完全消除损伤痕迹。当柱塞缸孔有渗碳表面时,可用磨削的方法消除划伤痕迹(必须注意,不能将渗碳层完全磨掉)。然后用研磨的办法矫正柱塞缸孔的锥度、棱形度和椭圆度。经过这道工序后,工作表面粗糙度要达到 $Ra0.2$ 。当柱塞缸孔修整完毕后,按照实际尺寸和必要间隙(见表 6-10)磨配备用新柱塞。为此,备用柱塞的直径和名义尺寸比较,应有不小于 $1\sim1.5\text{mm}$ 的加工余量。

(6)配流器的擦伤范围不大,并且没有横越配流窗孔时,是可以修复的。当配流表面的边缘擦伤时,在拆开以后必须用磨石消除配流轴和配流孔表面的擦伤,并清除一切金属毛刺。如果擦伤面积占密封面积的大部分或影响了配流窗孔的遮盖,就必须磨削配流套,然后配上具有必需间隙的新的配流轴。

如果在检查故障时发现液压马达的其他零件有故障或者磨损,就必须更换或者修复这些零件。修理时,还应仔细地检查或更换液压马达的所有密封件。检修后液压马达的一切零件和部件要进行清洗。装配好以后的液压马达应按照最新液压马达的试验方法进行跑合和试验。

第七章 ZJM 型滚柱式和 NHM 型曲轴连杆式液压马达

第一节 ZJM 型径向滚柱式高压液压马达

一、型号意义及主要技术参数

随着近年科学技术的高速发展和机电一体化程度的不断提高,各类设备对如何进一步减轻自身重量,缩小占地及安装空间,如何更便于主机部件结构的设计、配置等,均提出了越来越迫切的高要求。这些迫切的要求,促使液压元件首先要解决一个自身的重大问题——高压化,以及在此基础上的集成化、智能化、节能化等。

内曲线多作用式液压马达,作为塑料机械、建设机械、工程机械、农用机械等行业广为采用的液压执行元件,其额定压力多在 16MPa,最高工作压力在 25~31.5MPa 之间,与国外著名公司的同类产品相比,尚有一些差距。

为了迅速赶上并超过国际先进水平,宁波液压马达集团公司(宁波液压马达厂)综合了瑞典赫格隆德公司、法国波克兰公司、萨姆公司、英国卡隆公司、雷托岗公司、芬兰西萨公司和德国力士乐等多家国际著名公司的各类内曲线马达、各类球塞式马达的优点后,根据自身数十年的液压马达设计、制造经验,通过数十次的试验、改进,而自行开发、设计、研制成功最高压力达 40MPa 以上的一种内曲线滚柱式高压液压马达。

图 7-1 为 ZJM 系列液压马达的一种平键轴输出的典型结构外观照片。

该系列马达的型号意义表示如下:

$$\frac{1}{\text{①}} \quad \frac{\text{ZJM}}{\text{②}} \quad \frac{05}{\text{③}} \quad \frac{\text{P}}{\text{⑤}}$$

① 马达排量级数:1—定量;2—2 级变量。

② 滚柱径向内曲线液压马达。

③ 名义排量(mL/r):

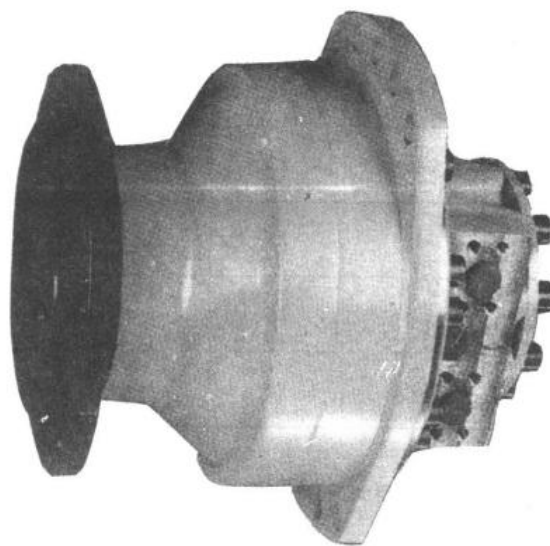


图 7-1 一种 ZJM 马达外观

$$05=1000 \times 0.5=500(\text{mL/r});$$

$$08=1000 \times 0.8=800(\text{mL/r});$$

$$83=1000 \times 83=8300(\text{mL/r})。$$

④结构改进序号:无,则为原型。

⑤联接特征:

T——通孔;

S——带制动器;

W——液轮输出;

K——压力角 30° 的渐开线花键输出;

无——矩形花键轴输出;

P——平键轴输出。

宁波液压马达厂生产的 ZJM 系列马达的主要技术参数见表 7-1。

表 7-1 ZJM 系列马达主要技术参数

型 号	排 量 mL/r	压力(MPa)		转速(r/min)		扭矩(N·m)	
		额 定	最高压力	额定转速	转速范围	额定扭矩	压力 10MPa 时扭矩
ZJM05	468	25	≥ 40	90	0~200	1748	699
ZJM08	780	25	≥ 40	70	0~170	2914	1165
ZJM11	1048	25	≥ 40	65	0~160	3915	1566
ZJM18	1747	25	≥ 40	55	0~150	6527	2611
ZJM25	2498	25	≥ 40	50	0~130	9333	3733
ZJM35	3494	25	≥ 40	45	0~100	13055	5222
ZJM50	4996	25	≥ 40	40	0~100	18667	7467
ZJM83	8323	25	≥ 40	35	0~80	31098	12439

说明:

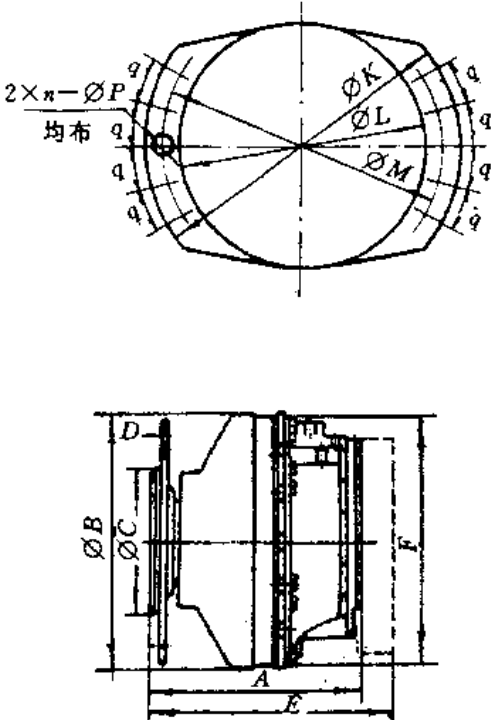
①每种排量都可以得到 $\pm 10\%$ 、 $\pm 20\%$ 改变,如 ZJM18 可以为:1395mL/r 或 1571mL/r、1912mL/r、2099mL/r,所有安装连接尺寸不变。

②所有马达可以实现有级变量,如 ZJM18 的排量为:低速 1747mL/r,高速 873mL/r。

二、技术连接规格尺寸

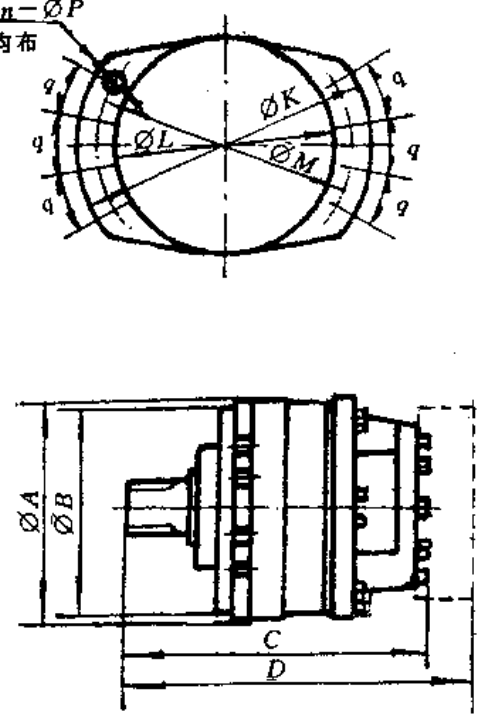
ZJM 系列液压马达根据使用要求和连接特征,主要分为车轮马达和支座式马达两大类,其形状外形及连接尺寸分别见表 7-2 和表 7-3。

表 7-2 ZJM 车轮马达外形及安装尺寸



规格 尺寸 (mm)		规格							
		ZJM05	ZJM08	ZJM11	ZJM18	ZJM25	ZJM35	ZJM50	ZJM83
A	单速	280	310	349	412	454	498	580	
	双速	294	327	367	415	454	498	580	665
B		228	261.5	291	334	390	334	390	445
C		92.8	160.8	175.8	220.8	280.8	280.8	370	370
D		10 \varnothing 18	6 \varnothing 20	6 \varnothing 24	8 \varnothing 22	10 \varnothing 24	10 \varnothing 24	12 \varnothing 26	24 \varnothing 26
		\varnothing 140	\varnothing 205	\varnothing 225	\varnothing 275	\varnothing 335	\varnothing 335	\varnothing 425	\varnothing 425
E	单速	341	373.5	426	483	542	587	721	808
	双速	358.5	380	444	483	542	587	721	808
F		224	253	285	330	380	380	380	450
K		300	335	375	425	485	485	485	564
L		232	261.5	295	341	390	390	390	
M		265	300	335	385	440	440	440	500
q(°)		20	15	20	15	12	12	12	15
n(孔数)		4	5	4	5	8	8	8	8
P		17.5	17.5	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	25.5

表 7-3 ZJM 系列支座式马达



规格 尺寸 (mm)		规格							
		ZJM05	ZJM08	ZJM11	ZJM18	ZJM25	ZJM35	ZJM50	ZJM83
A		228	261.5	291	334	390	337	395	450
B(h8)		200	224	230	315	380	330	380	450
C		311	338	370	432	524	580	678	757
D		368	409	440	525	624	680	778	890
K		300	335	375	425	485	425	485	565
L		228	261.5	300	334	390	338		
M		265	300	335	385	440	385	440	
q°		20	15	20	15	12	12	12	圆形法兰 20— \varnothing 25.5±0.05 均布于 \varnothing 510 上
N(孔数)		4	5	4	5	8	9	10	
P		17.5	17.5	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	

ZJM 系列支座式液压马达的输出轴主要有矩形花键连接、渐开线花键连接和平键连接三种,其具体规格尺寸见表 7-4、表 7-5 和表 7-6。

表 7-4 ZJM 马达矩形花键(GB1144-87)连接尺寸

尺寸 (mm)	规格							
	ZJM05	ZJM08	ZJM11	ZJM18	ZJM25	ZJM35	ZJM50	ZJM83
E	50	60	72	92	102	120	125	140
F	54	70	70	90	105	110	136	150
R	31	47	46	67	80	82	104	118

表 7-5 ZJM 马达渐开线花键(GB3478.1-83)连接尺寸

尺寸 (mm)	规格							
	ZJM05	ZJM08	ZJM11	ZJM18	ZJM25	ZJM35	ZJM50	ZJM83
G	54	69	75	87	99	115	125	145
F	60	70	80	90	105	110	136	150
T	37	47	56	67	80	82	104	118

表 7-6 ZJM 马达平键(GB1096-79)连接尺寸

尺寸 (mm)	规格							
	ZJM05	ZJM08	ZJM11	ZJM18	ZJM25	ZJM35	ZJM50	ZJM83
I	50	70						
L	82	106						

三、工作特点与结构分析

(一) 内部结构分析

图 7-2 是一种带平键输出轴的 ZJM 系列马达的内部结构。

由图 7-2 可见,ZJM 系列液压马达由导轨 1、滚柱 2、柱塞 12、输出轴 9 和缸体 4 等组成。导轨 1 被前、后盖板 16、13 用螺钉夹固其中,缸体 4 的多个径向柱塞孔内分布着柱塞 12,从缸

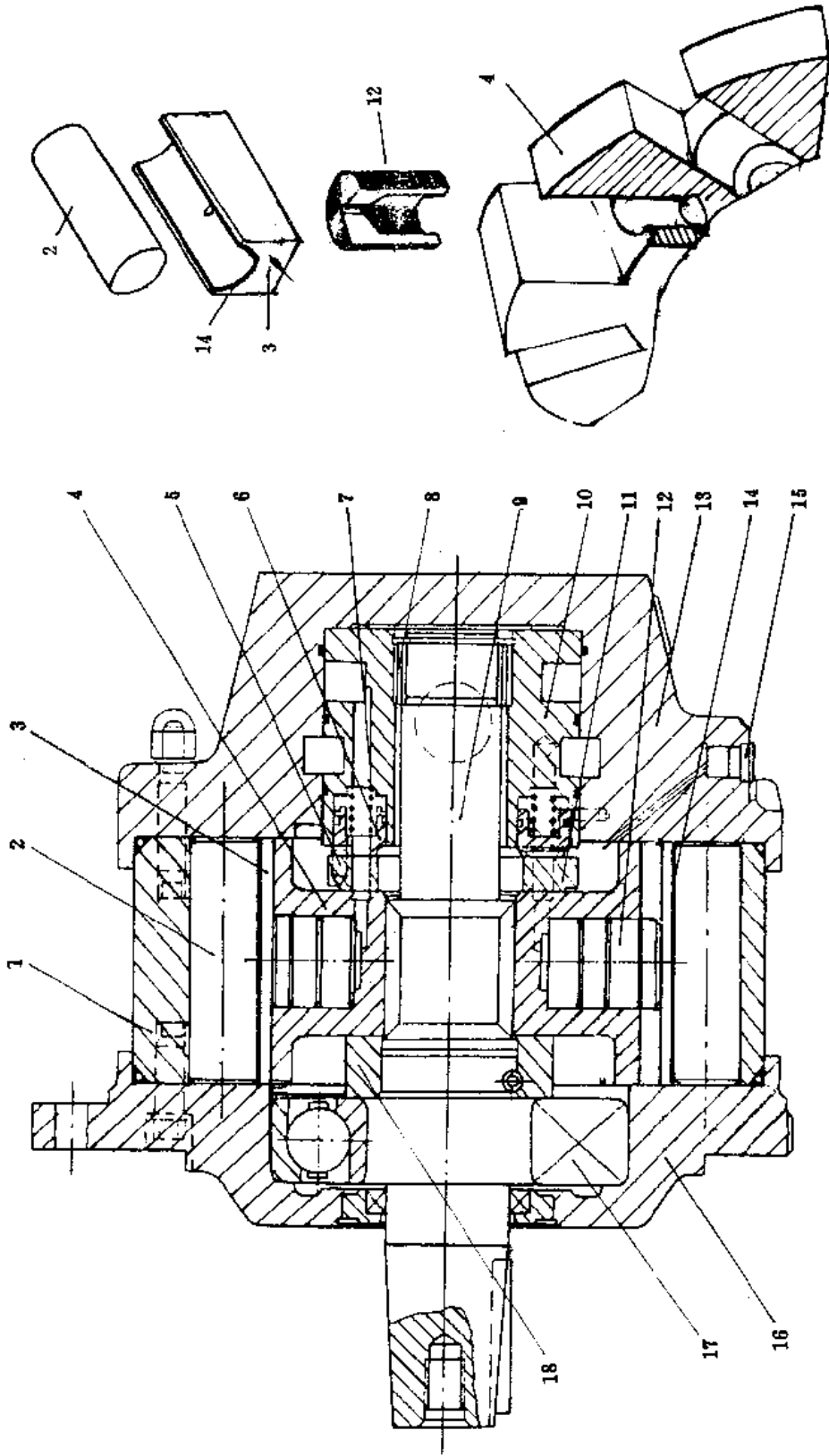


图 7-2 ZJM 系列马达的基本结构

- 1—导轨; 2—滚柱; 3—液柱梁; 4—缸体; 5—定位销; 6—穿孔压套; 7—弹簧; 8—轴承; 9—输出轴;
 10—配流套; 11—配流盘; 12—柱塞; 13—后盖; 14—滚柱衬瓦; 15—泄油塞; 16—前盖; 17—轴承; 18—整圈

体端面上的进油孔导入柱塞孔底部的压力油,推动着滚柱架 3→滚柱 2,在多作用导轨上进行滚动,滚柱架 3 的内圆柱表面上烧结着一层聚四氟乙烯复合自润滑材料层 14,尽管厚度仅 0.05~0.20mm,却能保证滚柱 2 在滚柱架 3 内滑利无阻滞地滚动。

ZJM 系列马达运转中对缸体产生切向力的原理与 QJM 马达完全一致,但结构上不同的是 ZJM 系列马达的滚柱架 3 一直在缸体 4 的对应矩形槽内滑动,当导轨 1 产生推动缸体转动的切向反作用力时,该切向力主要由滚柱架传导给缸体。比 QJM 马达主要由球塞(球窝)来承受切向力时的接触面积大得多,因此两者间接触应力降低,磨损减轻,而且柱塞的侧向力得以降小,柱塞易发生的磨损及其泄漏随之降低。

滚柱架 3 与缸体 4 滑槽的间隙如果太小的话,由于热胀冷缩的原因可能会咬死,间隙若太大,运行中会产生疙疙瘩瘩的撞击声响,破坏马达运行的平稳性。间隙一般掌握在 0.015~0.020mm 内较为适宜。

当工作压力油进入缸体内柱塞孔时,除推动柱塞运动外,还有很小一部分压力油与 QJM 马达一样,通过柱塞中心处的阻尼油孔,流达滚柱架 3 及其衬层 14 处的油孔,对滚柱也同样形成强制润滑和动压支承的作用,产生更利于滚柱 2 滚动的工况。

与缸体 4 配流端面相结合的是端面配流盘 11,抵着配流盘 11 外侧端面上数个中心穿孔套 6,由于受套内弹簧 7 的作用,把配流盘 11 推向缸体配流面,配流盘 11 上的销槽孔套在与配流套 10 紧嵌配合的定位销 5 上,使配流盘可轴向移动而不能转动。配流套 10 用定位销与后压盖 13 固定。高压油从盖板 13 上 A、B 两油口中的一个压力进油口通过配流套 9 的环形槽及其多作用数的孔道,再通过相应的多作用数的穿孔套 6 的中心孔,进入缸体 4 柱塞孔的底部,推动柱塞—滚柱组件运动,进而产生切向力推动缸体 4 旋转。

转动的缸体,通过孔内的花键槽,带动中部制有花键的输出轴 9 输出扭矩。

输出轴 9 的一端用滚针轴承 8 支承在与后盖 13 连接的配流套 10 的孔内,另一端用大的滚动轴承 17 支承在前盖板 16 中,轴承 17 足以承受由穿孔套 6 内的弹簧力对配流盘 11→缸体 4→垫圈 18→轴承 17 内钢圈上的轴向推力。

后盖 13 上部、下部均设有泄油孔,可将马达壳体内部的泄漏油引至油箱,下部的堵塞 15 在拆检马达时用来放出马达内存油。

(二)主要特点

ZJM 系列高压滚柱式液压马达的主要特点有:

1. 工作压力高

ZJM 系列液压马达是在 QJM 系列马达的基础上,综合多国多类马达的优点,开发研制出来的一种特别适合我国国情的新型液压马达。

它与 QJM 马达相比,最主要的改进之处在于:ZJM 马达采用滚柱—柱塞组代替了 QJM 马达的钢球—柱塞组。使得导轨与厚钢球之间的滚动体的接触由原来的点接触变成现在的线接触,根据实验检测,一下子将滚动体和导轨间的接触应力降低了数十倍,因此大大提高了马达的承载能力。

长久以来,QJM 系列钢球马达的工作压力之所以在 16MPa 左右徘徊,就是因为存在着导轨—钢球间接触应力大这一特别脆弱的环节,现在,这一脆弱关节已根本消除,因为 ZJM 系列马达的工作压力基本上取决于柱塞与缸体孔间的密封效果。根据我国近 30 年来 CY14—1 型、XM 型等各种液压柱塞泵和马达的制造经验,额定工作压力均定在 25MPa,通过多年使用实践,从未产生什么

问题。因此,ZJM 系列马达的额定压力,也定在 25MPa,事实上,ZJM 马达的最高工作压力已达 45MPa 左右。

2. 启动效率高,低速性能好

ZJM 系列马达的柱塞,由原先的间隙密封或 O 形圈密封改为现在的活塞环及活塞环—PTFE 聚四氟乙烯塑料密封,不仅提高了密封效果,而且由于 PTFE 的具有极低的摩擦系数和自润滑性能,动、静态摩擦系数又几乎相同,开始启动时的摩擦阻力很小,极低速运动时无爬行现象。此外,ZJM 马达的滚柱较横梁式、滚轮式传力机构的转动惯量也小得多。因此,ZJM 系列液压马达的启动机械效率高达 0.98 以上,与此同时,也给 ZJM 系列液压马达带来良好的低速性能,最低稳定转速小于等于 0.5r/min。

3. 自动补偿性端面配流,提高容积效率

国内绝大多数内曲线液压马达,包括 QJM 马达在内,现在仍采用轴配流技术。轴配流机构间的泄漏是液压马达容积效率下降的最主要原因,特别是使用较长时间后,配流轴与孔之间因旋转运动磨损造成间隙增大,该间隙不能自动补偿,直接导致马达容积效率的下降和工作压力下降。这也是 QJM 系列马达不能承受高压的原因之一。

ZJM 系列马达采用多作用平面配流技术,配流盘由弹簧推向缸体,起到自动补偿配流摩擦副间磨损的作用。该配流盘对温度和压力敏感度低,能长期保证马达的规定容积效率。

4. 模块化设计

ZJM 系列马达整体结构按模块化设计,可十分方便地进行机械输出机构部分、液压功能机构部分和机械制动三大部分的三片式叠加安装,能很便捷地与各种主机优化配套。

5. 可承受径向和轴向负荷

ZJM 系列马达采用独立设置的机械输出装置,输出轴和滚动轴承的直径尺寸都很大,设计时轴承工作系数寿命存在甚大的使用裕量,而且马达内液压功能机构中径向力平衡,属于纯扭矩输出。因而该系列马达可承受较大的轴向力和径向力,并可以直接装配齿轮输出或直接布置在车辆驱动轮上。

6. 可带机械制动装置

由于采用了模块化整体结构组成的设计,因而,叠加机械制动装置十分简便,可迅速实现输出轴直接安全制动和停车制动。

宁波液压马达集团有限公司为开发、研制和生产 ZJM 系列液压马达倾注了极大的心血和财力,特别是努力采用了液压 CAD 技术,使人工设计方式变为自动化和半自动化方式,并应用于二维工程图形处理、三维几何造型和工程分析中。目前,他们正在继续充实现有的液压 CAD 设计软件,进行二次开发,建立知识库信息系统,并将构成设计—制造—销售—使用—设计的闭式循环系统。

他们下一个的具体目标是显示我国液压行业的技术水准,利用 CAD 技术全面支持液压产品从概念设计、外观设计、性能设计、可靠性设计到零部件详细设计的全过程,并把计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助分析(CAE)、计算机辅助工艺规划(CAPP)等和现代化管理系统集成在一起,建立计算机制造系统(CIMS),从而推动我国液压设计与制造技术的突破性发展。图 7-3 为该厂开发、研制 ZJM 马达的部分剪影。

ZJM 系列液压马达根据使用要求和连接特征,主要分为车轮马达和支座式马达两大类,其形状外形及连接尺寸分别见表 7-2 和表 7-3。

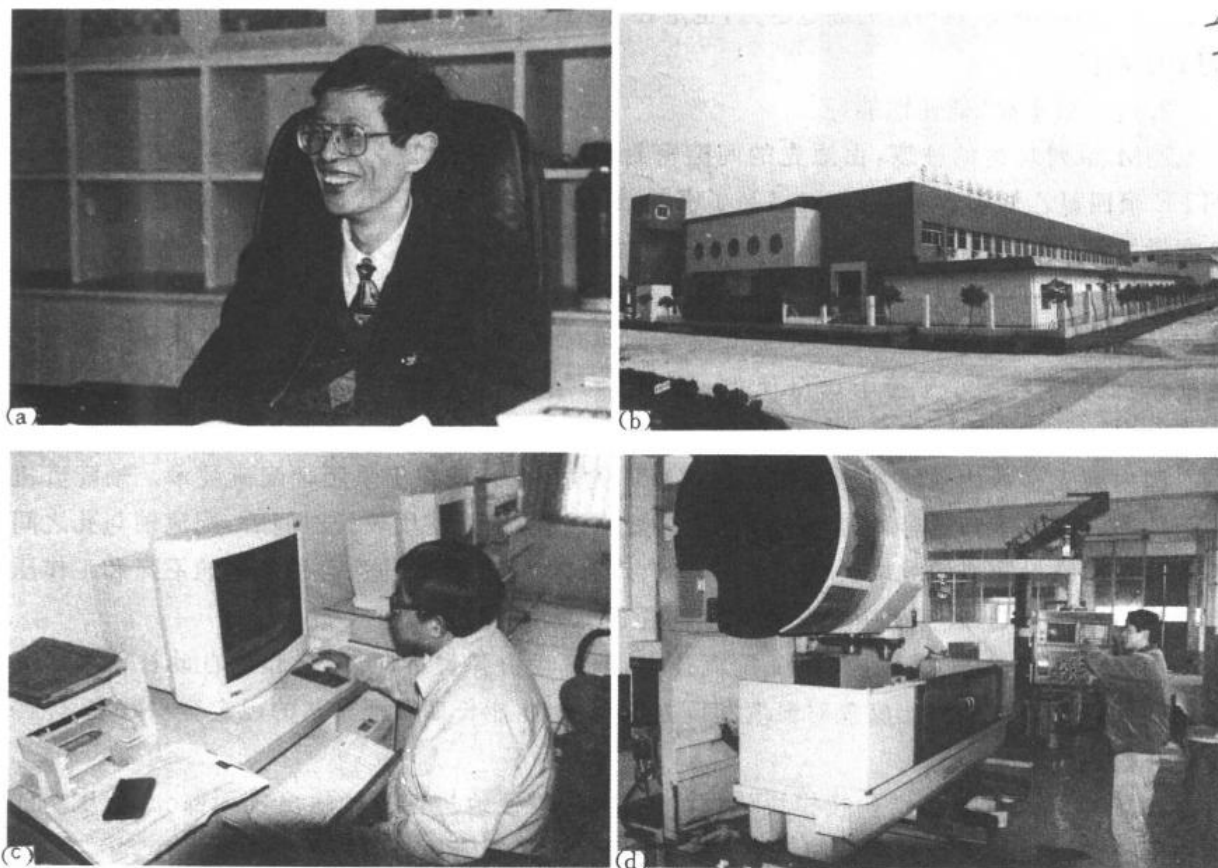


图 7-3 ZJM 系列马达开发研制剪影
 (a)公司领导主持开发会议 (b)全国一流的生产厂房
 (c)设计部门一角 (d)CNC 加工中心生产现场

第二节 宁波英特姆 NHM 型单作用连杆式液压马达

一、概述

NHM 型单作用曲轴连杆式马达,是宁波液压马达集团公司(宁波液压马达厂)和意大利英特姆(Intermot)公司、意大利液压马达研究与发展有限公司(R.&D、S、R、L)SAI 香港分公司在我国浙江宁波合资建厂生产的新型低速大扭矩液压马达。该产品按意大利提供的技术和标准进行生产,其连接和安装尺寸除与意大利相同型号外,还结合国内实际需要,进一步扩充了派生系列。

宁波产 NHM 型马达,活塞结构采用了宁波液压马达厂研制的中国专利技术,按照意大利专利技术制造的配流器是意大利新近研究的成果。

图 7-4(a)、图 7-4(b)是宁波产 NHM 型马达的外形和原理示意图。该马达除了端面配流外,它的工作原理、动作过程与所有径向曲轴连杆式单作用大扭矩马达相一致。

其工作过程为(见图 7-4(b)):

导入压力油的柱塞缸受液压力的作用,在柱塞上产生推力,此力通过连杆作用在曲轴中心,使输出轴旋转,同时配流盘随着一起转动,当柱塞所处位置超过下死点时,柱塞缸便由配流

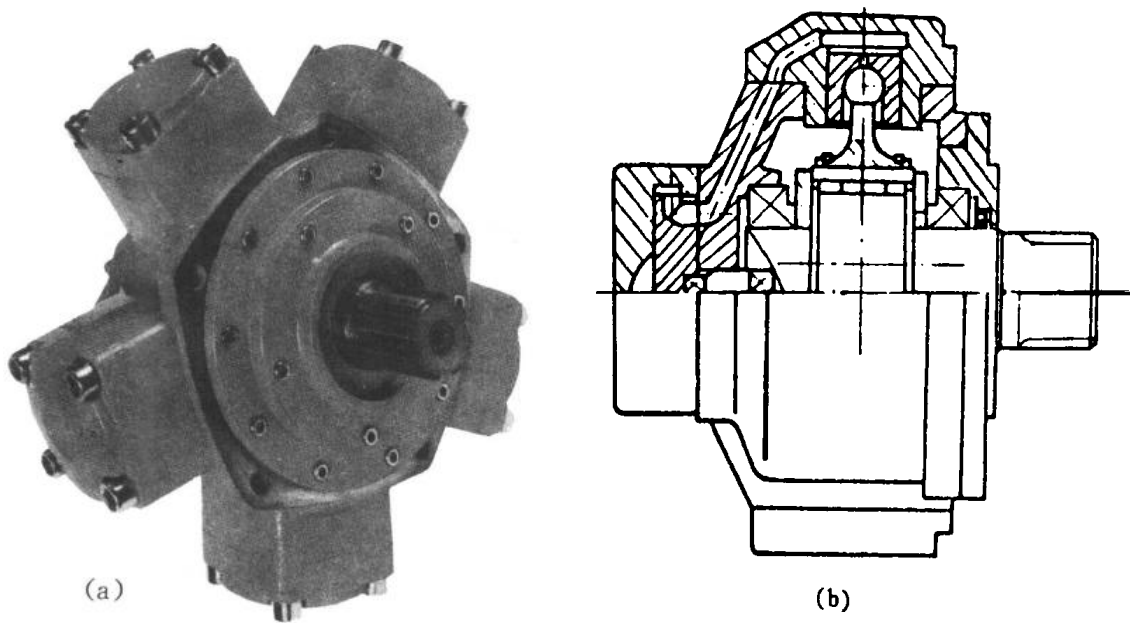


图 7-4 NHM 型液压马达的外观相片与内部结构

(a)外观照片 (b)内部结构

盘接通总回油口,柱塞便被曲轴往上推,此时,作功后的液压油通过配流盘返回油箱。各柱塞依次接通高低压力油,各柱塞对输出轴中心所产生的驱动力矩相向相加,就使马达输出轴获得连续而平稳的回转扭矩。当改变油流方向时,便可改变马达的旋转方向,若将配流盘转 180°装配,也可以实现马达的反转。

NHM 型马达的主要特点有:

- (1)它具有偏心轴及较低激振频率的五活塞结构,因而具有低噪音的特点。
- (2)启动扭矩大(起动时机械效率在 0.9 以上),低速稳定性好,能在很低速度下平稳运转。
- (3)平面补偿配流器(专利技术)可靠性好、泄漏少,活塞与缸孔由塑料活塞环密封,因而具有很高的容积效率。
- (4)曲轴与连杆间由滚柱支承,活塞与连杆接合处采用了专利技术,因而具有很高的机械效率。
- (5)旋转方向可逆,输出轴允许承受径向和轴向外力。
- (6)具有较高的功率质量比,体积重量相对较小。

根据以上特点,加上宁波液压马达厂严格的产品质量管理,该厂生产的 NHM 系列低速大扭矩液压马达可靠性好、效率高、寿命长、噪音低、转速范围宽。可广泛应用于矿山建筑工程机械、起重运输设备、重型冶金机械、石油煤矿机械、机床、塑料机械等各种机械的液压传动系统中。特别可应用于注塑机的螺杆驱动、提升绞盘、卷筒的驱动、各种回转机构的驱动、履带和轮子行走机构的驱动等传动机械中。

二、型号意义与主要技术参数

(一)型号意义

$$\frac{\text{NHM}}{\text{①}} \quad \frac{6}{\text{②}} \quad - \quad \frac{750}{\text{③}} \quad \frac{\quad}{\text{④}} \quad \frac{\quad}{\text{⑤}}$$

①宁波英特姆(曲轴连杆式低速大扭矩)液压马达。

②基型号。不同排量同一基型的马达,其安装连接尺寸相同。

③公称排量:(mL/r)。

④输出轴头结构与安装尺寸种类:

无字母——矩形花键轴输出;

A——渐开线花键轴, A_1 、 A_2 表示种类序号;

B——平键轴, B_1 、 B_2 表示与摆线齿轮马达 BM_1 、 BM_2 对应,型号安装尺寸相同(带过渡连接板);

C——安装连接尺寸同 LJM 型同排量马达;

D——安装连接尺寸与 1JMD 同排量马达相同;

I——表示内花键,注脚数字表示同 QJM 系列马达,同基型安装尺寸相同(带过渡连接板)。

⑤配油器(通油盘)种类。

例如, $NHM11-800A1-D40$

表示输出轴为渐开线花键轴,第一系列的,排量为 800mL/r 的宁波英特姆液压马达,基型为 11 系列。通油盘为 D40(进出油口 G1")。

再如, $NHM31-4000I52-D90$

表示基型为 31 系列的宁波英特姆液压马达,其排量为 4000mL/r,出轴为内花键,出轴与安装联接尺寸与 1QJM52 系列球塞式液压马达相同(供货时带有过渡连接板)。配油器种类为 D90(进出油口 $\varnothing 40$ 法兰连接)。如对配油器有具体要求,务请注明清楚。

(二)主要技术参数

宁波产 NHM 型马达的主要技术性能参数见表 7-7。其直接技术连接尺寸见图 7-5 和表 7-8,其过渡板连接尺寸分别见图 7-6 和表 7-9。

表 7-7 NHM 型马达的主要技术参数

型 号 NHM	排量 (mL/r)	压力(MPa)		扭矩 (N·m)		转速范围 (r/min)	重量 (kg)
		额定	最高	额定	单位理论扭矩 N·m/MPa		
NHM1-63	64	25	32	225	9.0	15~1500	20
NHM1~80	78	25	32	300	12	15~1250	
NHM1-100	96	25	32	280	14	15~1000	
NHM1-125	126	20	25	380	19	15~1000	
NHM1-160	159	20	25	472	23	15~1000	
NHM2-100	113	25	32	420	18	10~1250	
NHM2-150	159	25	32	620	25	10~1000	
NHM2-175	180	20	25	526	28	10~1000	
NHM2-200	206	20	25	600	32	8~800	
NHM2-250	235	16	20	607	40	8~630	
NHM3-200	201	25	32	800	32	8~800	35
NHM3-250	254	25	32	949	40	8~630	
NHM3-300	289	20	25	864	46	6~500	
NHM3-350	340	20	25	1040	55	6~400	
NHM3-400	380	16	20	949	63	6~400	
NHM6-400	397	25	32	1483	63	5~630	
NHM6-450	452	25	32	1638	72	5~630	
NHM6-500	491	20	25	1463	78	5~500	
NHM6-600	594	20	25	1775	94	4~500	
NHM6-700	683	16	20	1633	103	4~400	
NHM6-750	754	16	20	1760	110	4~320	

(续表)

型号 NHM	排量 (mL/r)	压力(MPa)		扭矩 (N·m)		转速范围 (r/min)	重量 (kg)
		额定	最高	额定	单位理论扭矩 N·m/MPa		
NHM11-700	682	25	32	2667	114	4~400	94
NHM11-800	782	25	32	2959	120	4~400	
NHM11-1000	981	20	25	2974	158	3~320	
NHM11-1100	1104	20	25	3336	177	3~320	
NHM11-1200	1234	20	25	3512	187	3~320	
NHM11-1300	1301	16	20	3080	206	3~250	
NHM16-1400	1413	25	32	5138	210	2~400	170
NHM16-1600	1648	25	32	6158	262	2~400	
NHM16-1800	1814	20	25	5433	283	2~320	
NHM16-2000	2034	20	25	6030	323	2~320	
NHM16-2400	2267	16	20	5763	384	2~250	
NHM31-2500	2553	25	32	9523	405	2~250	
NHM31-2800	2683	25	32	10559	443	1~200	
NHM31-3000	3063	20	25	9135	485	1~200	
NHM31-3150	3218	20	25	9392	500	1~200	
NHM31-3500	3462	20	25	10220	544	1~160	
NHM31-4000	4152	20	25	12481	665	1~160	
NHM31-5000	4828	16	20	12387	825	1~160	700
NHM100-6300	6765	25	32	28744	1223	0.5~125	
NHM100-8000	8298	25	32	28744	1223	0.5~125	
NHM100-1000C	9982	20	25	31942	1699	0.3~100	
NHM160-1250C	13333	20	25	39460	1973	0.3~80	100
NHM160-1600	16039	20	25	46420	2376	0.2~63	

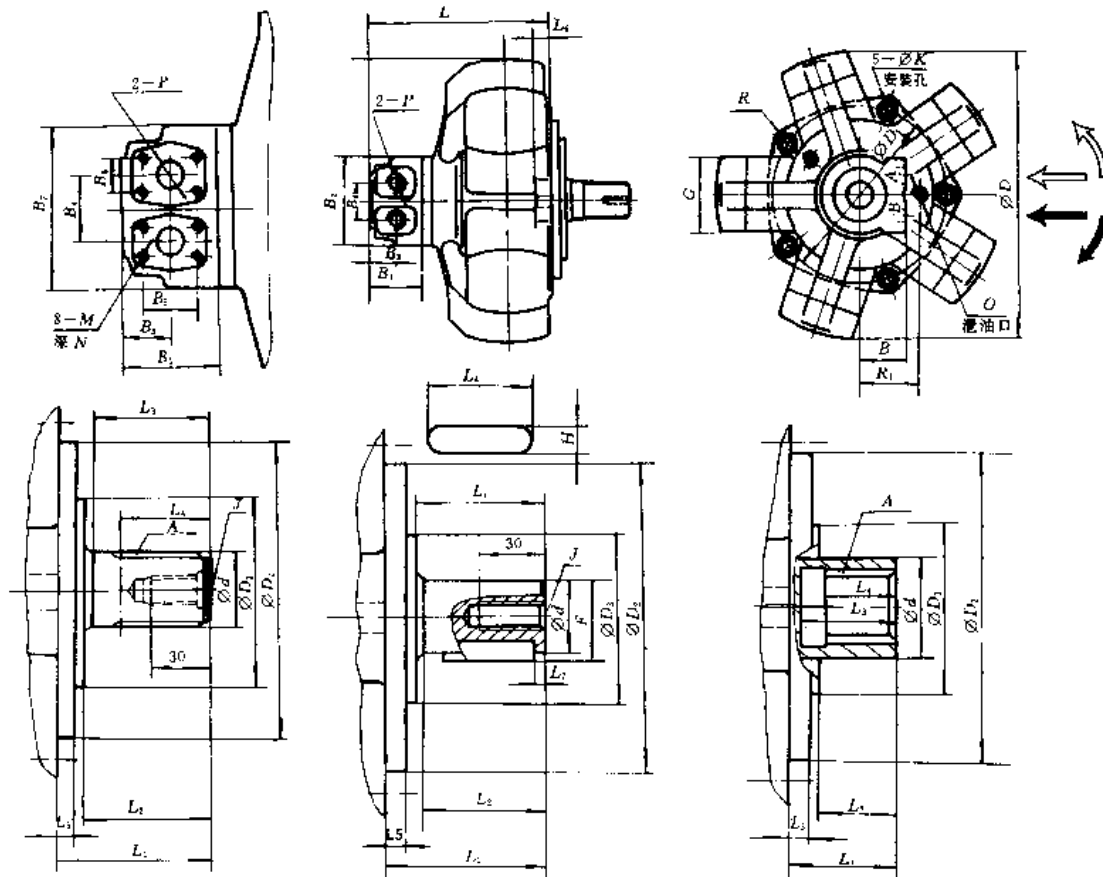


图 7-5 NHM 马达的直接连接尺寸图

表 7 8 WHM 马达的直接连接尺寸数值 (参见图 7-5)

型 号	D	D ₁	D ₂	D ₃	d	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	F	H	J	G	R	R ₁	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	P	O	K	A	
NHM1-33-160	Ø226	Ø160	Ø125H7	Ø92	Ø30	178	51	33	33	22	16	15				M8	72	12	66	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		6-306H12x256H12x6F8
NHM1-63-160B	Ø226	Ø160	Ø125H7	Ø92	Ø35H7	178	62	44	44	40	16	15	5	38	10hg	M8	72	12	66	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		
NHM2-100-250	Ø250	Ø180	Ø162H7	Ø20	Ø30	185	72	56.5	53	36	14	15				M8	80	14	73	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		6-306H12x256H12x6F8
NHM2-160-250B	Ø250	Ø180	Ø162H7	Ø120	Ø40H7	185	72	56.5	53	45	14	15	4	43	12hg	M8	80	14	73	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		
NHM2-100-250I	Ø250	Ø180	Ø162H7	Ø120	Ø50H7	185	71	55	40	30	14	15					80	14	73	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		6-48H11x42H11x12D9
NHM3-200-400	Ø298	Ø210	Ø190H7	Ø134	Ø38	199	79	58	57	38	14	15			10hg	M12	84	14	78.5	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		8-386H12x326H12x6F8
NHM3-200-400B	Ø298	Ø210	Ø190H7	Ø134	Ø38H7	199	79	58	57	45	14	15	5	41	10hg	M12	84	14	78.5	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		
NHM3-200-400I	Ø298	Ø210	Ø190H7	Ø134	Ø40H7	199	77	6	40	30	14	15					84	14	78.5	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		6-48H11x42H11x12D9
NHM3-260-400A	Ø298	Ø210	Ø190H7	Ø134	Ø38	199	79	58	57	38	14	15				M12	84	14	78.5	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/4"	5-Ø13		Z=18,m=2,a=30°
NHM6-400-750	Ø384	Ø254	Ø230H7	Ø150	Ø42	223	90	71	63	43	15	21				M14	99	15	94	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/2"	5-Ø16		8-426H12x366H12x7F8
NHM6-400-750B	Ø384	Ø254	Ø230H7	Ø150	Ø42H7	223	90	71	63	50	15	21	6	45	12hg	M14	99	15	94	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/2"	5-Ø16		
NHM6-400-750I	Ø384	Ø254	Ø230H7	Ø150	Ø40H7	223	87	7	54	40	15	21				M14	99	15	94	65	58	124	26	56	G3/4"	G1/2"	5-Ø16		6-55H11x50H11x14D9
NHM11-700-1300	Ø452	Ø300	Ø256H7	Ø178	Ø50	261	103	74	70	50	18	25				M16	112	22	110	88	77	129	36	69	G1"	G1/2"	5-Ø17		8-506H12-466H12x9F8
NHM11-700-1300B	Ø452	Ø300	Ø256H7	Ø178	Ø54H7	261	123	94	90	80	18	25	5	57	14hg	M16	112	22	110	88	77	129	36	69	G1"	G1/2"	5-Ø17		

NHM11-700-1300D	Ø452	Ø300	Ø256H7	Ø178	Ø63H7	261	138	109	105	90	18	25	5	67	18hg	M14	112	22	110	68	77	129	36	69	G1"	G1/2"	5-Ø17		
NHM16-1400-2400	Ø510	Ø327	Ø301.5H7	Ø206	Ø72	292	148	107	88	65	20	30				M16	142	22	120	65	77	130	36	69	Ø25	G1/2"	5-Ø21		8-726H12x626H12x12F8
NHM16-1400-2400B	Ø510	Ø327	Ø301.5H7	Ø206	Ø72H7	292	170	129	110	100	20	30	5	75.5	18hg	M16	142	22	120	65	77	130	36	69	Ø25	G1/2"	5-Ø21		
NHM16-1400-2400D	Ø510	Ø360	Ø330H8		Ø75M7	327	148	138	123	100	10	30	5	79.2	20hg	M16	142	22	120	66	77	130	36	69	Ø25	G1/2"	5-Ø22		
NHM16-1400-2400I	Ø510	Ø327	Ø301.5H7	Ø206	Ø120	292	60	29	75	60	20	30				M16	142	22	120	65	77	130	36	69	Ø25	G1/2"	5-Ø21		10-98H11x99H11x14D9
NHM31-2500-5000	Ø640	Ø420	Ø380H7	Ø230	Ø92	411	165.5	136.5	110	90	22	40				M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Ø40	G1/2"	5-Ø25		10-926H12x826H12x12F8
NHM31-2500-5000B	Ø640	Ø420	Ø380H7	Ø230	Ø85H7	411	168.5	136.5	131	120	22	40	5	90	24hg	M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Ø40	G1/2"	5-Ø25		
NHM31-2500-5000C	Ø640	Ø420	Ø380H7	Ø230	Ø95	411	166.5	136.5	110	90	22	40				M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Ø40	G1/2"	5-Ø25		Z=18,m=5,a=30°
NHM31-2500-5000DB	Ø640	Ø420	Ø380H7	Ø230	Ø90H7	411	244	214	180	170	22	40	5	95	25hg	M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Ø40	G1/2"	5-Ø25		
NHM31-2500-5000D	Ø640	Ø420	Ø380H7	Ø230	Ø90	411	244	214	180	178	22	40				M20	176	20	152	95	113	190	54	100	Ø40	G1/2"	5-Ø25		6 906H12x806H12x20F8
NHM100-6300-10000	Ø814	Ø580	Ø501H7	Ø360	Ø120	508	240	188	188	165	30	38				M20	266	30	222	95	113	190	54	100	Ø40	M22x1.5	5-Ø33		10-1206H12x1226H12x18F8
NHM100-6300-10000B	Ø814	Ø580	Ø501H7	Ø360	Ø120H7	508	240	188	188	160	30	38	5	127	32hg	M20	266	30	222	95	113	190	54	100	Ø40	M22x1.5	5-Ø33		
NHM160-12500-16000	Ø888	Ø720	Ø501H7	Ø360	Ø140	543	250	215	215	180	25	38				M20	255	28	258	95	113	190	54	100	Ø40	M22x1.5	7-Ø33		10-1406H12x1256H12x20F8
NHM180-12510-16000B	Ø888	Ø720	Ø501H7	Ø360	Ø140H7	543	250	215	215	190	25	38	5	148.2	36hg	M20	255	28	258	95	113	190	54	100	Ø40	M22x1.5	7-Ø33		

表 7-9 NHM 马达的过渡连接尺寸数值

型 号	D	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇	D ₈	D ₉	D ₁₀	d	B	G	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	F	α	Z	M	P	O	L×H	A
NHM1-63B ₁₁ ~160B ₁₁	226	125f7	105								25f7		4	40	55	50	55	10	200	28		4-∅11	G3/4"	G1/4"	G1/4"	8hg	
NHM2-100B ₁ ~250B ₁	250	125f7	160								40f7		4	50	61	61	5	222	43	43		4-∅13	G3/4"	G1/4"	G1/4"	50×12JS9	
NHM3-250B ₂ ~400B ₂	298	125f7	160								40f7		4	50	61	66	5	237	43	43		4-∅13	G3/4"	G3/8"	G3/8"	50×12JS9	
NHM3-250B ₂ ~400B ₂	298	160f7	200								50f7		4	50	80	85	5	238	54.5	54.5		2-∅17	G3/4"	G3/8"	G3/8"	50×14JS9	
NHM3-250B ₅ ~400B ₅	298	125f7									40f7	113±0.3	5	70	84	114	5	238	43	43		4-∅13	G3/4"	G3/8"	G3/8"	70×12JS9	
NHM3-250L _{1A1} ~400L _{1A1}	298	200g7	220	60							40f7			38		36	5	238			10°	10-∅11	G3/4"	G3/8"	G3/8"	8-42H11×36H11×7D9	
NHM6-400B ₂ ~700B ₂	384	160f7	200								50f7		4	50	79	85	6	263	54.5	54.5		4-∅17	G3/4"	G1/2"	G1/2"	50×14JS9	
NHM6-400B ₄ ~700B ₄	384	152.4h8									50f7	162±0.3	5	70	82	96	6	275	53.5	53.5		4-∅13	G3/4"	G1/2"	G1/2"	70×14JS9	
NHM11-700B ₁ ~1300B ₁	452	152.4f8									50f7	162±0.3	5	70	82	96	12	307	53.5	53.5		4-∅21	G1"	G1/2"	G1/2"	70×14JS9	
NHM11-700B ₆ ~1300B ₅	452	152.4f8									60f7	162±0.3		95	105	123	12	307	64	64		4-∅21	G1"	G1/2"	G1/2"	95×18JS9	
NHM11-700L ₁₂ ~1300L ₁₂	452	170f7	299	120	344									55		53	8	293			10°	10-∅13	G1"	G1/2"	G1/2"	10-98H11×92H11×14D9	
NHM15-1400B ₆ ~2400B ₆	510	152.4f7									60f7	162±0.3		95	105	123	12	341	64	64		4-∅21	G1"	G1/2"	G1/2"	95×18JS9	
NHM16-1400L _{12A} ~2400L _{12A}	510	170f7	320	120	360									60		28	8	324			10°	10-∅13	G1"	G1/2"	G1/2"	10-98H11×92H11×14D9	
NHM16-1400L ₁₂ ~2400L ₁₂	510	170f7	299	120	360									60		49	8	324			10°	10-∅13	G1"	G1/2"	G1/2"	10-98H11×92H11×14D9	
NHM31-2500L ₁₂ ~5000L ₁₂	640	340f7	320	130	460									50	50.5	14	451				10°	12-∅13	∅40	G1/2"	G1/2"	10-98H11×92H11×14D9	
NHM31-2500L ₁₂ ~5000L ₁₂	640	315f8	360	150	460									45	35.5	10	404				6°	10-∅22	∅40	G1/2"	G1/2"	10-120H11×112H11×18D9	
NHM100-6300L ₁₂ ~10000L ₁₂	888	395g6	435	150	640									8	46	36	554				6°	12-∅22	∅40	M22×15	G1/2"	10-120H11×112H11×18F8	

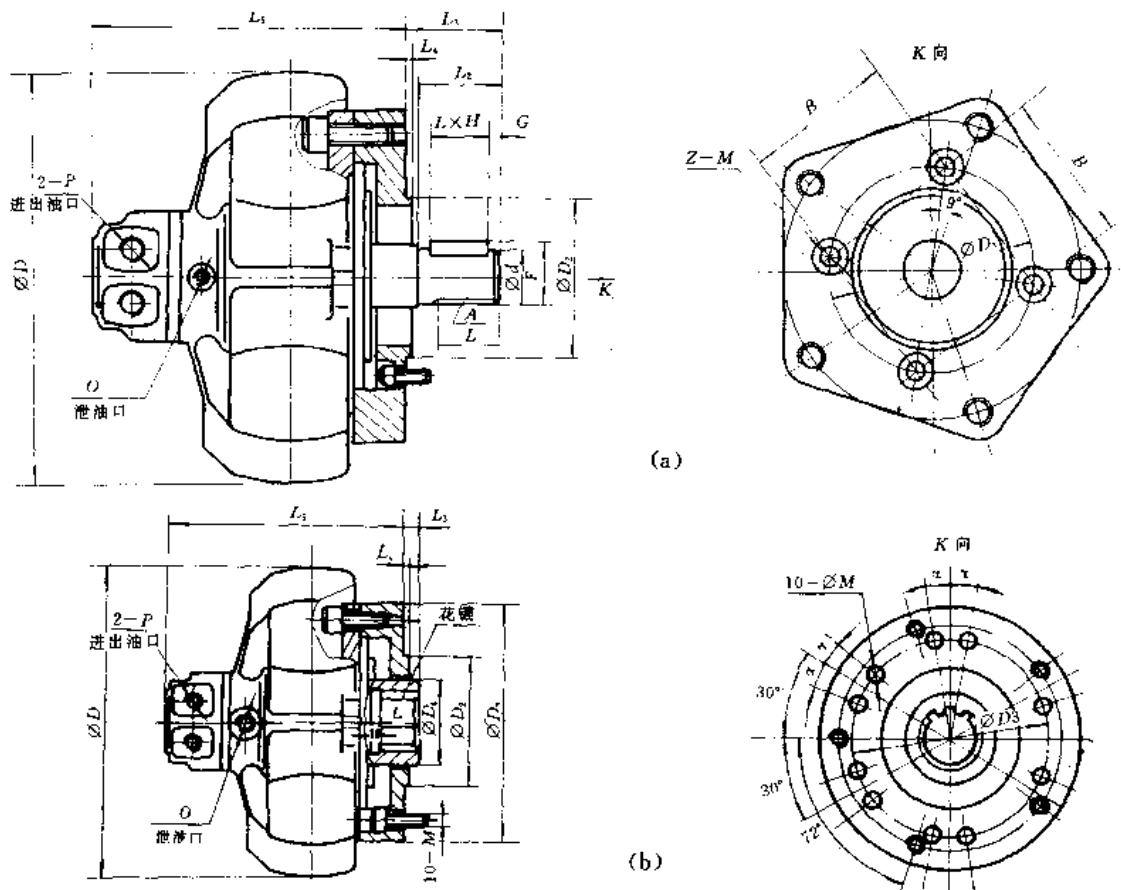


图 7-6 NHM 马达的过渡连接尺寸图

三、端面配流的工作原理

端面配流马达与轴配流马达的区别是配流器。采用端面配流是曲轴连杆式马达配流结构的一种改进。

图 7-7 是端面配流盘的结构示意图。其集流器 2 是一个空心壳体,通过固定盘 6 间接固定在马达壳(缸)体 7 上,并与马达轴同轴。马达轴的一端伸入集流器壳体 2 并带着配流盘 5 旋转。进、排油道穿过配流盘 5,一端经管形连接器 4 与集流壳体上的进、排油口相连,另一端与各柱塞缸孔周期地连通,以实现配流。

管形联接器 4 与集流壳体 2 不能相对转动,但可以作有限的轴向移动。它与推力盘 3 间有一个封闭的环形容积,其环形表面积等于其中心部的液压作用面积。这样,不论马达取什么旋向,也不论哪个集流口进油或排油,作用到配流盘上的液压推力都一样。配流盘的另一面存在反推力并开有两条圆弧形的油槽以平衡液推力,仅保留剩余压紧力。

这种配流盘可以使马达的进出油流严格隔开,并在马达起动而液体压力尚未建立时依靠弹簧 1 以一个适当的压紧力使管形连接器 4 推动配流盘 5 压向马达本体(固定盘)。B 口进油时,液压压紧力和液压分离力分别作用于管形连接器 4 环形端面和件 4 同配流盘接触端面的环形区域;A 口进油时,液压压紧力作用于管形连接器 4 中心圆形区域,液压分离力作用于管形器 4 同配流盘接触面的中心区域。使管形器 4 台阶间环形端面面积等于推力盘中心圆形区域面积,即可保证马达正反转时推力盘压紧力相等。再看配流盘,B 口进油时,液压压紧力作用于配流盘的环形槽及密封带上,液压分离力作用于配流盘反面腰形槽、平衡腰形槽以及两者的

密封带上;A口进油时,液压压紧力作用于配流盘中心圆形槽及密封带上,配流盘压紧力还包括推力盘剩余压紧力(机械支承),所有压紧力作用点均沿配流盘轴线通过配流盘中心。因此,基本不会对配流盘产生倾覆力矩,使配流盘避免偏磨的现象。

这种配流盘结构允许零件作有限的轴向移动,在温度变化情况下不会影响到其密封性能,更不会咬死,零件制造时的轴向尺寸允许有较大的公差。

NHM型马达采用端面配流的优点还在于:

(1)减少了配流表面的漏损,即使马达在高压、低速下工作也能保持较高的容积效率和机械效率,除可提高马达额定工作压力外,还有利于马达的制动性能和低速稳定性。

(2)对配流表面的磨损和热胀冷缩有自动补偿作用,这不仅可使配流器长期使用,保证较高的容积效率,而且可承受热冲击,这对于严寒地区、恶劣工况下的马达来说,尤为重要。

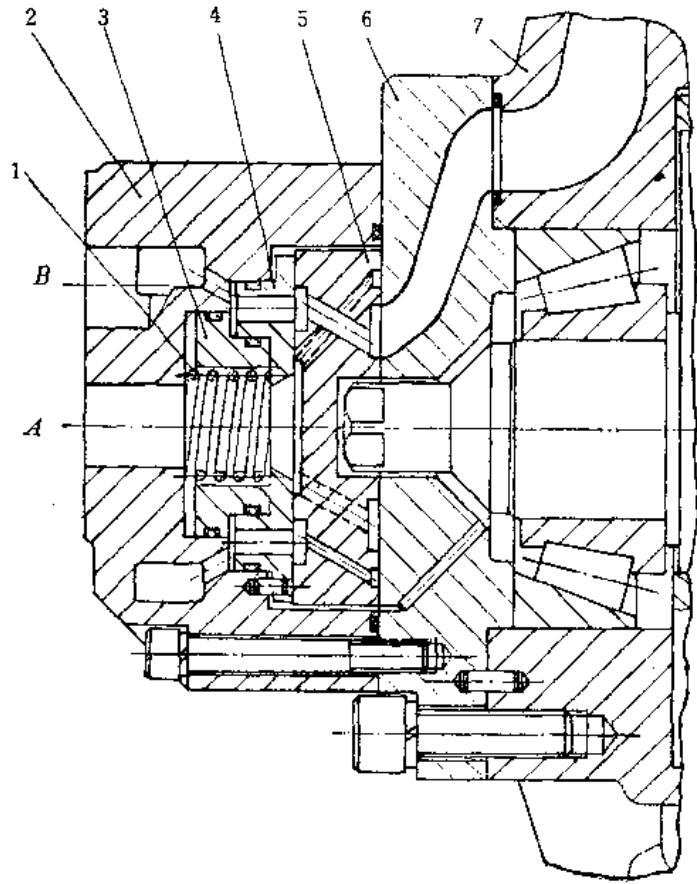


图 7-7 一种端面配流的结构示意图
1—弹簧;2—集流器壳体;3—隔套;4—管形连接器;
5—配流盘;6—固定盘;7—马达壳(缸)体。

四、通油盘

NHM型马达的通油盘又称作配流器,除具有相应规格的进、出油口接头外,有些还附有梭阀、净化阀或平衡阀等控制附件。其主要规格为:

(1)D30:带有轴向通油孔 G3/4" 的通油盘,连续工作压力 14MPa,尖峰压力 28MPa,重量 2.5kg。其外形结构尺寸见图 7-8。

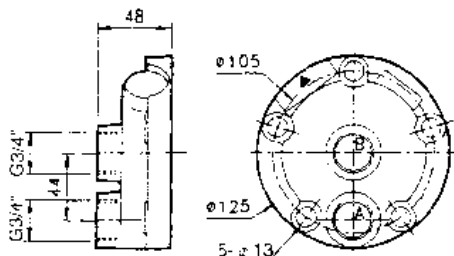


图 7-8 D30 通油盘

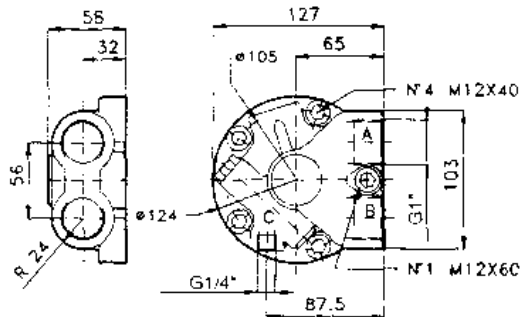


图 7-9 D31 系列通油盘

(2)D31、D310:两盘结构一样,D31 通油盘油孔为 G3/4";D310 通油盘其油孔为 G1"。重量均为 3kg。

(3)D311、D312:D311 油孔为 G1",D312 结构与 D311 一样,但油孔为 G3/4"。两种通油盘均带有低压净化阀,最大流量为 20L/min(在 2MPa 时),两盘重量均为 4.5kg。

(4)D313:油孔为 G1",通油盘中带有高压梭阀,重量为 4.5kg。

(5)D314:油孔为 G1",通油盘中带有补油阀,重量为 4.5kg。

(2)~(5)项通油盘的外形、结构、尺寸(除上述的油孔规格外)完全一样(见图 7-9)。

(6)D40:油孔为 G1"的标准通油盘,重量为 5kg。尺寸规格见图 7-10。

(7)D47:油孔为 G1"法兰连接通油盘,重量为 6kg。尺寸规格见图 7-11。

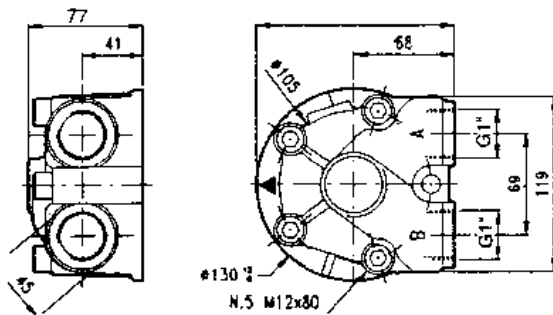


图 7-10 D40 通油盘

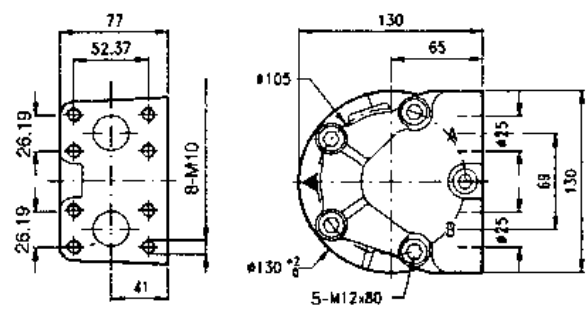


图 7-11 D47 通油盘

(8)D48:带双向过载阀保护的通油盘,最高设定压力 42MPa,最大流量为 150L/min,重量为 6kg。规格尺寸见图 7-12。

(9)D481:与 D48 一样,不同之处是带有净化阀,在 2MPa 时流量为 20L/min。

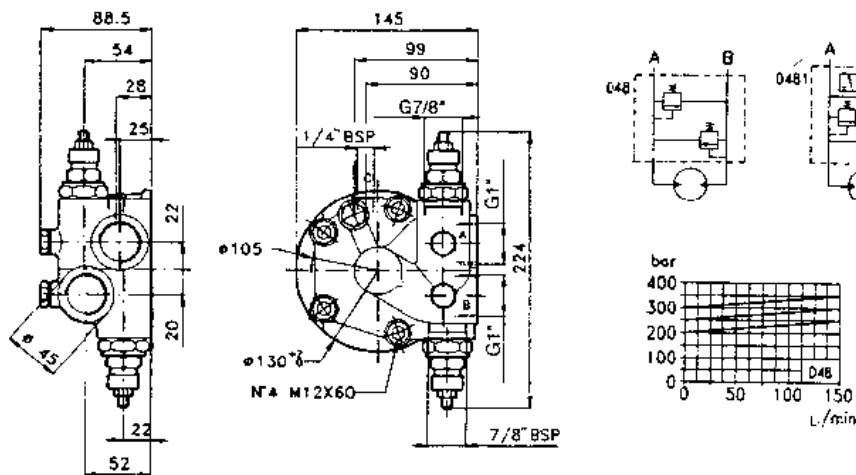


图 7-12 D48、D481 通油盘

(10)D90:大流量标准通油盘,重量为 4.5kg(见图 7-13)。

(11)D250(见图 7-14):特大流量通油盘,重量为 50kg。

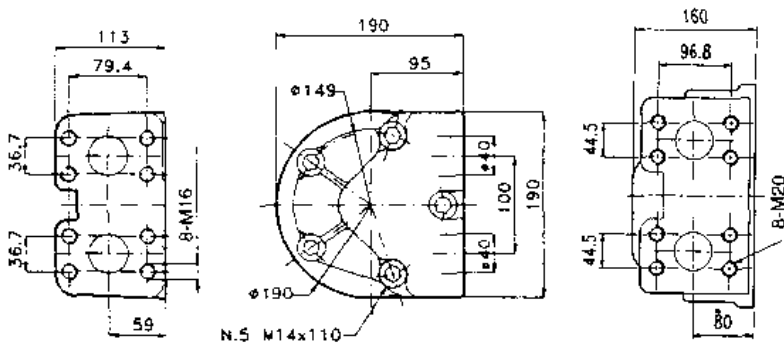


图 7-13 D90 通油盘

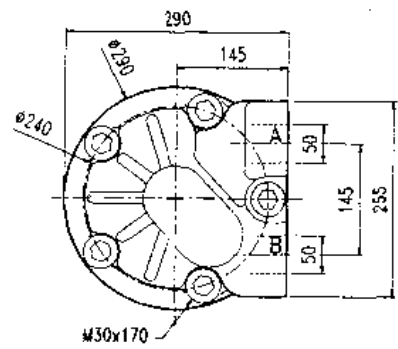


图 7-14 D250 通油盘

(12)D51(见图 7-15):带单向平衡阀和高压梭阀 C,最大流量为 120L/min,最大压力为 26MPa,设定压力为 $1.3 \times$ 工作压力,压力设定范围为 10~35MPa,油孔 G3/4",重量为 5kg。

(13)D512(见图 7-15):外形规格与 D51 基本一致,但油孔为 D1",最大流量为 240L/min,重量为 5kg。

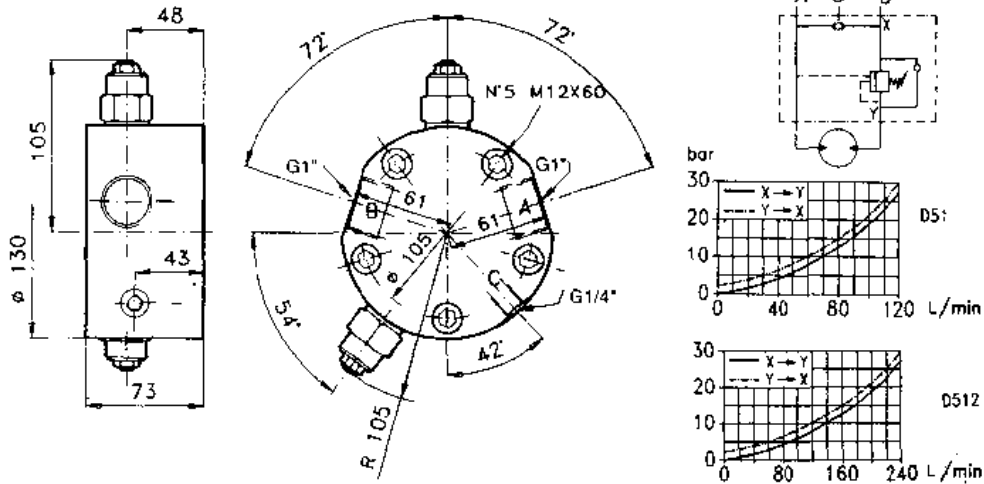


图 7-15 D51、D512 通油盘

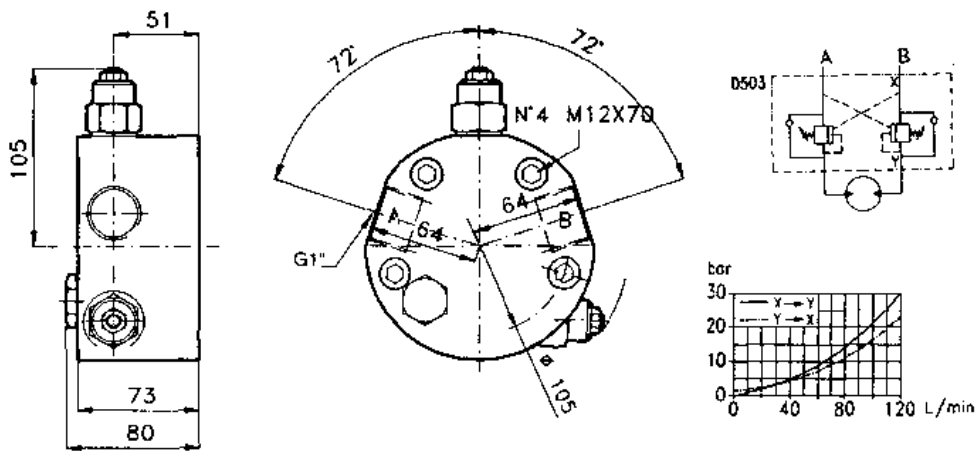


图 7-16 D503 通油盘

(14)D503(见图 7-16):带双向平衡阀,最大流量为 120L/min,调节比为 10:1,最大压力为 26MPa,压力环境为 $1.3 \times$ 工作压力,压力设定范围为 10~35MPa,重量为 5kg。

五、使用须知

NHM 型马达的生产过程均采用先进的技术及设备。图 7-17(a)是采用球墨铸铁精密铸造的马达壳体,其内在质量和外观表面均已达到世界著名公司的水平;图 7-7(b)、(c)是在数控机床和进口加工中心加工零部件的情形;图 7-7(d)为检验人员正在一丝不苟进行产品质量检验。

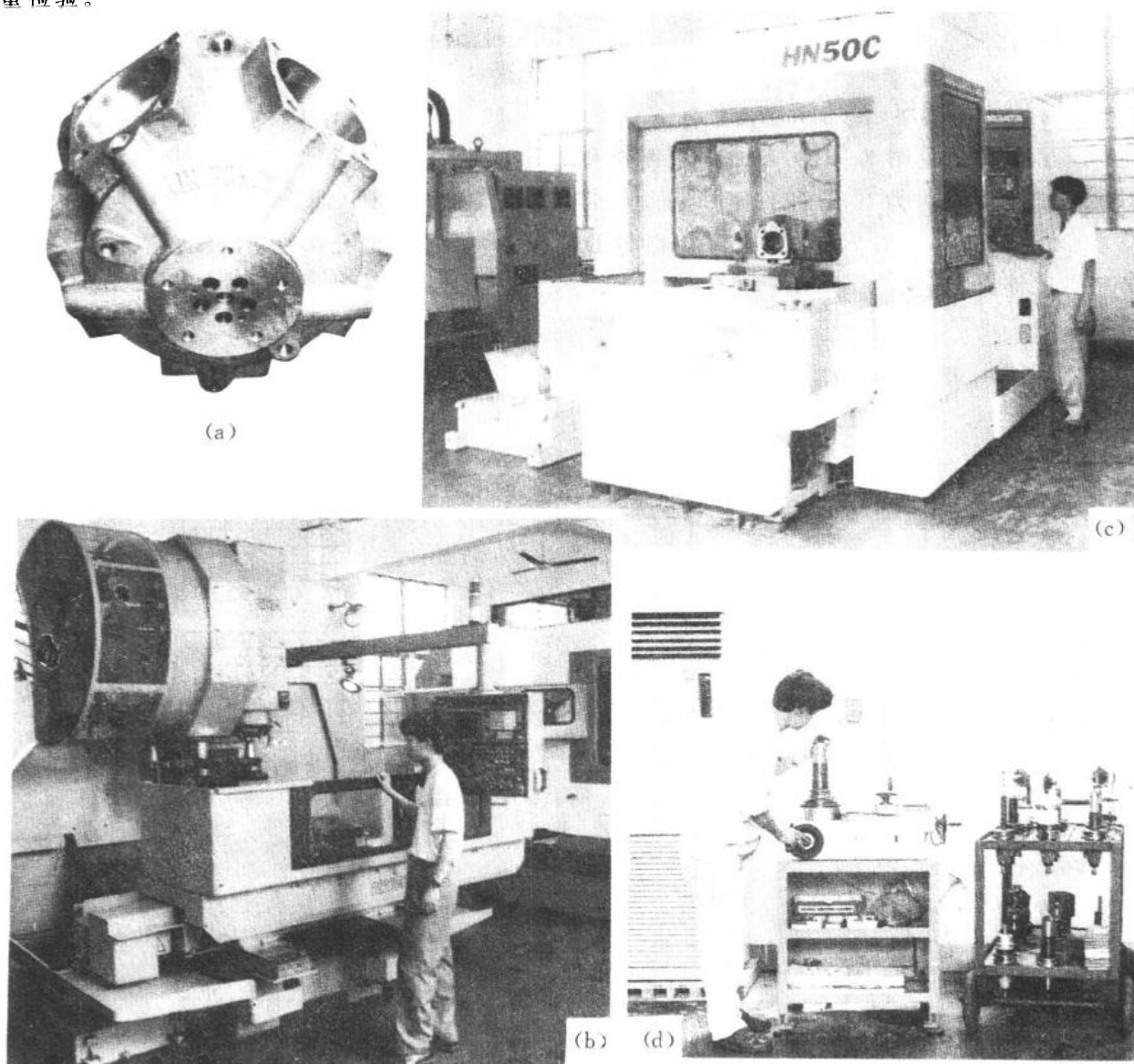


图 7-17 NHM 马达制造过程剪影
(a)铸件外观 (b)数控加工 (c)进口加工中心对壳体进行镗削 (d)产品零件检验

NHM 型液压马达与其他液压马达一样,是高度精密的机械元件,因而,在使用中务必做到下述各点:

(1)过滤:正常的工业用过滤精度推荐为 $25\mu\text{m}$,对低压、低速或间隙工况时,可以允许过滤精度放宽至 $50\mu\text{m}$ 。

(2)粘度:最佳性能应在良好的粘度条件下才能获得。因此,在大多数工况下,马达的粘度应在 $60\sim 255\text{mm}^2/\text{s}$ 范围内。

(3)泄漏:泄油口应单独地与油箱接通,一般情况下,壳体允许的最大压力为 0.1MPa 。用户有特殊要求时,该型马达可以改进,使之壳体能承受 $3\sim 5\text{MPa}$ 压力。

(4)液压马达可以任意位置安装,安装马达的支架必须有足够的刚性,安装时应保证液压马达所连接的传动主轴与液压马达的输出轴同轴线。

(5)泄油管的最高水平位置应高于马达壳体的最高水平位置,以防马达壳体內的油液排空。

(6)首次启动前,必须向液压马达壳体内注满液压油,以防损坏。

(7)严格保证联接油口的清洁度,不允许任何固体异物进入。

(8)减少液压马达输出轴所受径向负荷,可以使液压马达寿命延长。

第八章 INM 型摆缸式径向低速大扭矩液压马达

第一节 INM 型液压马达的结构与工作原理

一、型号意义与主要技术参数

INM 型马达(见图 8-1)是浙江省宁波市镇新液压机械有限公司和意大利塞阿(SAI)公司合资建立的宁波意宁液压有限公司制造的具有 90 年代先进水平的一种径向无连杆摆缸式曲轴低速大扭矩液压马达。其型号意义表示如下:

INM
① ② ③ ④ ⑤

①名称:意宁摆缸无连杆曲轴式低速大扭矩液压马达。

②基型序号:1、2、3、4……不同排量同一基型序号者,其外型安装连接尺寸相同。

③公称排量:(mL/r)。

④输出轴种类:无字母——矩形花键轴;A——渐开线花键轴;B——圆柱平键轴;Z——圆锥平键轴;I——渐开线内花键轴。

⑤配流器(通油盘)规格:D30,D31,D310,D40,D90 等等,具体型号、规格、外观及连接尺寸与本书第七章图 7-8 至图 7-16 中所列型号、规格完全相同。

例如,INM2-400BD310 表示基型序号为 2 系列的意宁公司液压摆缸式低速大扭矩液压马达,其公称排量为 400mL/r,输出轴为圆柱平键轴,配流器(通油盘)规格为 D310。用户订购时须按此填写完整的型号。

表 8-1 为 INM 型液压马达的主要技术参数。有关连接尺寸见表 8-2。

表 8-1 INM 型液压马达主要技术参数

型 号	排量 (mL/r)	压 力(MPa)		额定扭矩 (N·m)	单位扭矩 (N·m)/MPa	转速(r/min)		最大功率 (kW)	重量 (kg)
		额定	最高			连续	最高		
INM05-60	59	25	45	235	9.4	3~700	1200	30	22
INM05-90	86	25	37.5	342	13.7	3~700	1200	45	
INM05-130	129	25	37.5	513	20.5	3~650	1100	45	
INM05-170	166	25	35	660	26.4	2~600	1000	45	
INM05-200	191	25	32	760	30.4	2~600	1000	45	

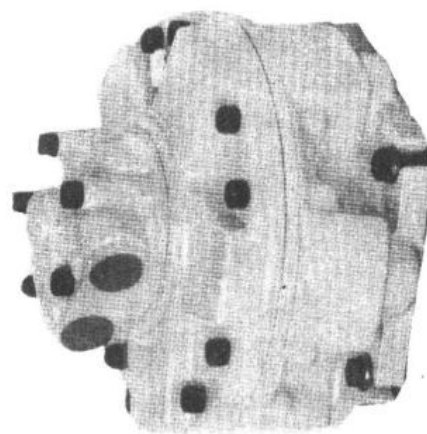


图 8-1 INM 型液压马达外观照片

(续表)

型号	排量 (ml/r)	压力(MPa)		额定扭矩 (N·m)	单位扭矩 (N·m)/MPa	转速(r/min)		最大功率 (kW)	重量 (kg)
		额定	最高			连续	最高		
INM1-100	99	25	45	385	15.4	1-650	1200	55	27
INM1-150	154	25	42.5	600	24	1-650	1200		
INM1-175	175	25	40	670	26.8	1-650	1200		
INM1-200	201	25	37.5	785	31.4	1-650	1200		
INM1-250	243	25	37.5	950	38	1-550	1000		
INM1-300	314	25	35	1225	49	1-450	900		
INM1-350	340	20	25	1081	54	1-400	800		
INM2-200	192	25	45	750	30	0.7-650	1000	70	48
INM2-250	251	25	42.5	980	39.2	0.7-650	1000		
INM2-300	304	25	40	1188	47.5	0.7-600	900		
INM2-350	347	25	40	1355	54.2	0.7-600	900		
INM2-400	425	25	37.5	1658	66.3	0.7-575	850		
INM2-500	493	25	37.5	1923	76.9	0.7-575	850		
INM2-600	623	25	35	2433	97.3	0.7-500	750		
INM3-400	426	25	42.5	1660	66.4	0.5-500	750	90	80
INM3-500	486	25	42.5	1895	75.8	0.5-475	700		
INM3-600	595	25	40	2320	92.8	0.5-450	675		
INM3-700	690	25	37.5	2700	108	0.5-425	625		
INM3-800	792	25	37.5	3100	124	0.5-400	600		
INM3-900	873	25	35	3400	136	0.5-375	550		
INM3-1000	987	25	35	3850	154	0.5-350	500		
INM4-600	616	25	42.5	2403	96.1	0.4-400	625	110	100
INM4-800	793	25	40	3100	124	0.4-350	550		
INM4-900	904	25	40	3525	141	0.4-325	500		
INM4-1000	1022	25	37.5	4000	160	0.4-300	450		
INM4-1100	1116	25	37.5	4350	174	0.4-275	425		
INM4-1300	1316	25	35	5125	205	0.4-225	375		
INM5-800	807	25	42.5	3150	126	0.3-325	500		
INM5-1000	1039	25	42.5	4050	162	0.3-300	475		
INM5-1200	1185	25	40	4625	185	0.3-275	425		
INM5-1300	1340	25	40	5225	209	0.3-250	400		
INM5-1500	1462	25	37.5	5700	228	0.3-225	375		
INM5-1600	1643	25	37.5	6350	254	0.3-225	350		
INM5-1800	1816	25	35	7075	283	0.3-200	325		
INM5-2000	2007	25	35	7825	313	0.3-200	300	200	270
INM6-1600	1690	25	45	6600	264	0.2-250	400		
INM6-2000	2127	25	40	8300	332	0.2-225	350		
INM6-2500	2513	25	37.5	9800	392	0.2-200	300		
INM6-3000	3041	25	35	11875	475	0.2-175	250		

注:额定扭矩指额定压力 25MPa 时的理论输出扭矩。

表 8-2 INM 型马达技术连接图及有关技术尺寸

型号	d	D	D1	D2	D3	D4	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L9	L10	L11	L12	L13	B	I	A	F	O
INM05-**-*	34h11	205	130	125f7	160	163	182	57	14	58	124	22	26	96	32			56	65	∅13	M8	6-34d11×28g6×7f7	D31	G1/4"
INM05-**B	30k6	205	130	125f7	160	163	182	65	14	58	124	45	26	96	32			56	65	∅13	M8		G3/4"	
INM05-**I	45	205	130	125f7	160	163	182	23	14	58	124	23		96	32			56	65	∅13		DIN5480 35-2-16-9H		
INM1-**-*	34h11	242	130	175f7	210	200	221	42	5	77	144	22	26	15	41	116.5	100	69	68	14	M12	6-34d11×28g6×7g7	D40	G1/4"
INM1-**A	34.6h0	242	130	175f7	210	200	221	42	5	77	144	22	26	15	41	116.5	100	69	68	14	M12	DIN5480 35-2-16	G1"	
INM1-**B	40k6	242	130	175f7	210	200	221	58	5	77	144	50	32	15	41	116.5	100	69	68	14	M16			
INM1-**I	45	242	130	175f7	210	200	221	58	5	77	144	23		15	41	116.5	100	69	68	14		DIN5480 35-2-16-9H		
INM1-**Z	45	242	130	175f7	210	200	221	58	5	77	144	50	32	15	41	116.5	100	69	68	14	M16			
INM2-**-*	40h11	300	150	150f7	250	208	246.5	72	5	77	170	48	32	20	41	144	123	69	68	14	M16	8-40d11×36g6×7f7		
INM2-**A	39.4h11	300	150	150f7	250	208	246.5	72	5	77	170	48	32	20	41	144	123	69	68	14	M16	DIN5480 40-3-12	D40	G1/2"
INM2-**B	50k6	300	150	150f7	250	208	246.5	72	5	77	170	55	40	20	41	144	123	69	68	14	M20		G1"	
INM2-**I	55	300	150	150f7	250	208	246.5	18	5	77	170	40		20	41	144	123	69	68	14	M20	DIN5480 40-3-12-9H		
INM2-**Z	55	300	150	150f7	250	208	246.5	72	5	77	170	55	40	20	41	144	123	69	68	14	M20			
INM3-**-*	54h11	380	175	265f7	310	270	269	72	16	77	192	48	32	20	41	171	160	69	68	20	M16	8-54d11×54g6×9f7		
INM3-**A	39.4h11	380	175	265f7	310	270	269	72	10	77	192	48	32	20	41	171	160	69	68	20	M16	DIN5480 40-3-12	D40	G1/2"
INM3-**B	50k6	380	175	265f7	310	270	269	86	10	77	192	70	40	20	41	171	160	69	68	20	M20			
INM3-**I	55	380	175	265f7	310	270	269	18	10	77	192	40		20	41	171	160	69	68	20	M20	DIN5480 40-3-12-9H		
INM3-**Z	55	380	175	265f7	310	270	269	72	13	77	192	55	40	20	41	171	160	69	68	20	M20			
INM4-**-*	65h11	410	175	265f7	310	285	288	90	13	77	211	61	38	20	41	182	160	69	68	20	M20	8-65d11×56g6×10f7	D40	G1/2"
INM4-**A	54.5h11	410	175	265f7	310	285	288	90	13	77	211	61	38	20	41	182	160	69	68	20	M20	DIN5480 55-3-17	G1"	
INM4-**B	70k6	410	175	265f7	310	285	288	90	13	77	211	70	55	20	41	182	160	69	68	20	M30			
INM4-**I	73	410	175	265f7	310	285	288	14	13	77	211	43		20	41	182	160	69	68	20		DIN5480 55-3-17-9H		
INM4-**Z	73	410	175	265f7	310	285	288	90	13	77	211	70	55	20	41	182	160	69	68	20	M30			
INM5-**-*	65h11	475	200	265f7	310	350	321	90	10	77	244	61	38	20	41	182	160	69	68	20	M20	8-65d11×56g6×10f7		
INM5-**A	54.5h11	475	200	265f7	310	350	321	90	10	77	244	61	35	20	41	182	160	69	68	20	M20	DIN5480 55-3-17	D90	G1/2"
INM5-**B	70k6	475	200	265f7	310	350	321	132	10	77	244	110	55	20	41	182	160	69	68	20	M30			
INM5-**I	73	475	200	265f7	310	350	321	14	10	77	244	43		20	41	182	160	69	68	20		DIN5480 55-3-17-9H		
INM5-**Z	73	475	200	265f7	310	350	321	90	10	77	244	70	55	20	41	182	160	69	68	20	M30			
INM6-**-*	92d11	510	200	381f7	419	387	411	130	18	113	298	77	44	30	59	235	205	100	95	22	M20	10-92d11×82g6×12f7		
INM6-**A	79.4h11	510	200	381f7	419	387	411	130	18	113	298	77	44	30	59	235	205	100	95	22	M20	DIN5480 80-3-25	D90	G1/2"
INM6-**B	85k6	510	200	381f7	419	387	411	166	18	113	298	130	55	30	59	235	205	100	95	22	M20		法	
INM6-**I	110	510	200	381f7	419	387	411	120	18	113	298	68		30	59	235	205	100	95	22		DIN548080-3-25-9H		

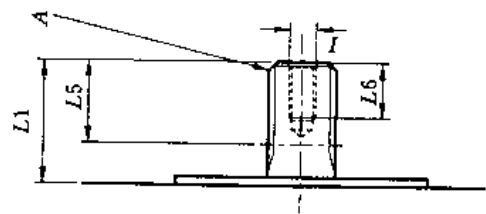
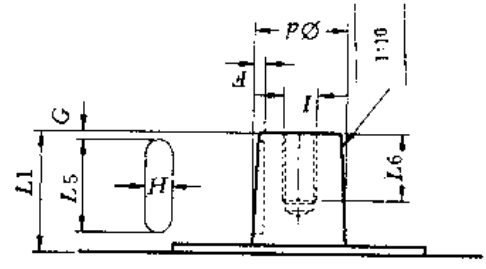
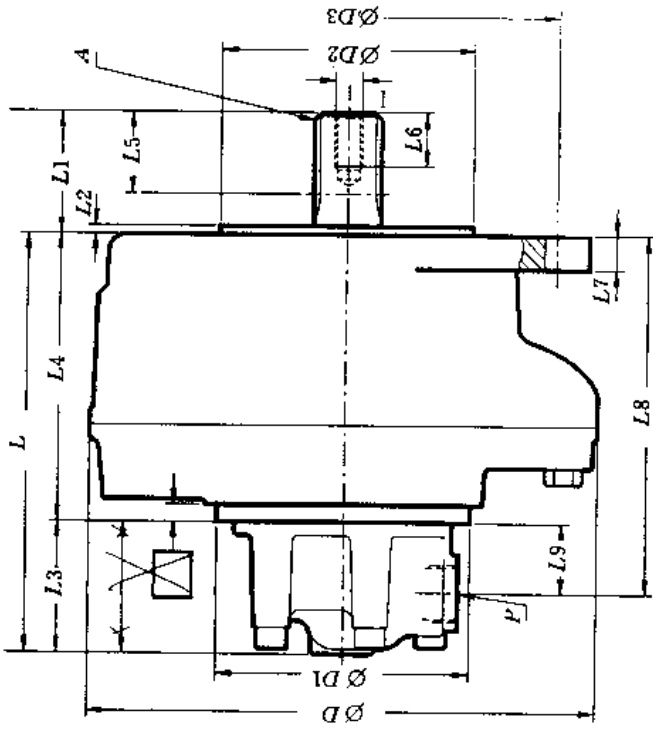
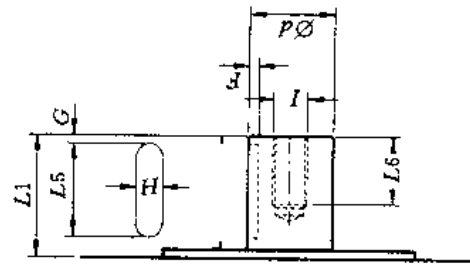
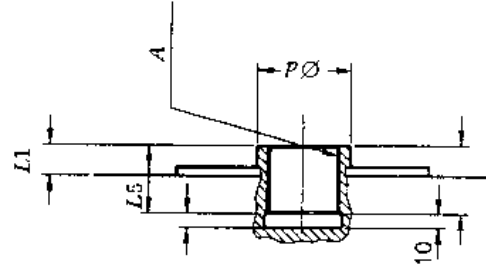
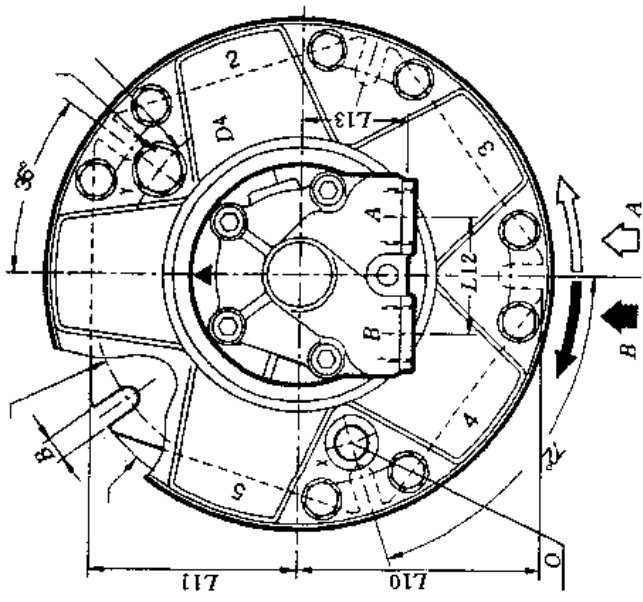


表 8-2 附图

二、工作原理与结构特点

(一) 工作原理

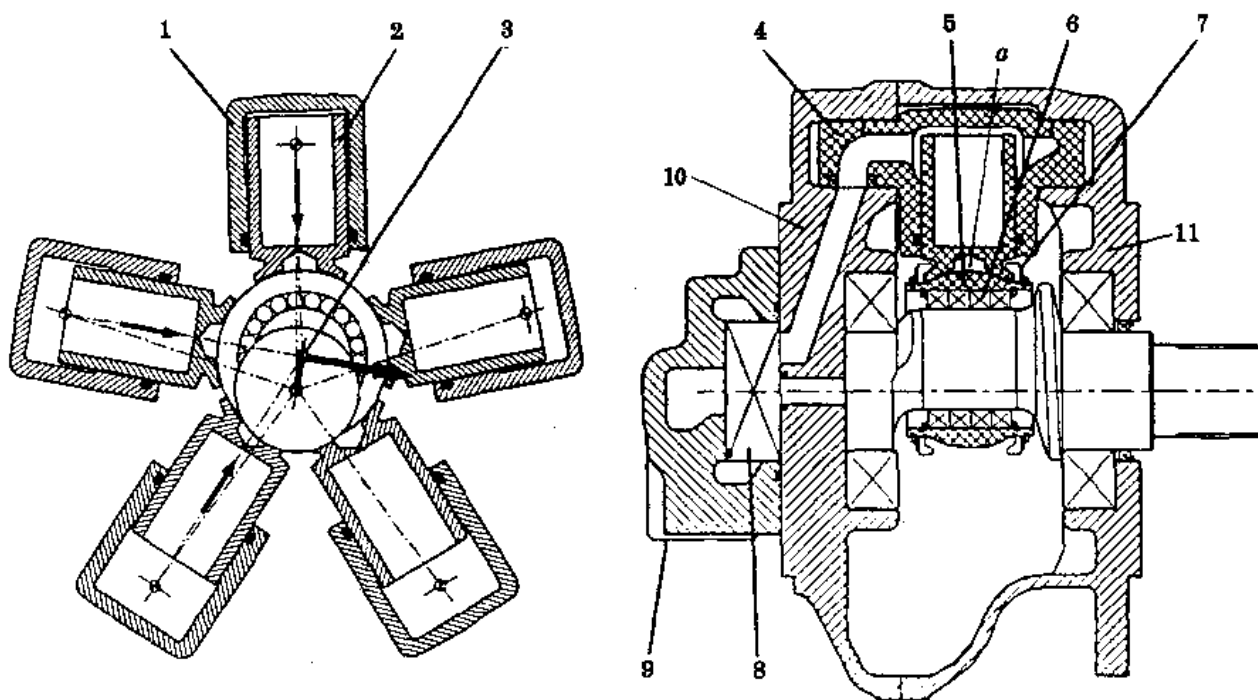


图 8-2 INM 液压马达的内部构造

1—摆动缸体；2—柱塞；3—曲轴；4—摆缸耳环轴；5—球面轴承套；
6—滚柱；7—卡环；8—配流盘；9—配流器（通油盘）；10—后壳体；11—前壳体

INM 型液压马达（见图 8-2）由摆动缸体 1、柱塞 2、曲轴 3、前壳体 11、后壳体 10 等零件组成。马达在运行中，由于缸体 1 带动柱塞 2 自动以耳环轴 4 为中心进行摆动，从而保证缸体 1 和柱塞 2 的轴线始终通过曲轴球面轴承套 5 的中心，因此，柱塞 2 在往复运动中对缸体 1 不产生侧向力，高压油从配流器（通油盘）9 的进油口进入与曲轴一起旋转的配流盘 8，并经后壳体 10 中的流道和摆缸耳环轴 4 上的油道进入柱塞 2 上部，再经节流小孔进入柱塞下部平衡腔 *a*，此时，通高压油的空心柱塞在油压作用下，通过球面轴承套 5 和滚柱 6 把液压作用力传递到曲轴 3 上。曲轴在偏心力矩作用下转动。随着高压油进入，柱塞径向朝马达旋转轴心处移动直至下死点时，由于同步旋转配流盘 8 的切换作用，柱塞 2 的上部油室通过配流盘 8 开始与马达回油口接通，柱塞 2 在旋转曲轴 3 的推动下，油室容积减小，油室所存油液经耳环轴 4 通道、后壳体 10 中通道、配流盘 8、通油盘 9 排往回油口。各缸柱塞依次接通高压油和低压回油通道，各通高压油的柱塞对曲轴 3 产生的驱动力矩同向叠加，使液压马达输出轴获得连续而稳定的回转扭矩。

改变通油盘进、出油道方向，便可改变液压马达的转向；如果将配流盘 8 转过 180° 装配，也可实现马达的反向旋转。

(二) 结构特点

INM 马达是按意大利 SAI 公司 1997 年研制的 GM 系列马达图样制作的，设计比较新颖，技术比较先进。主要结构特点如下：

(1)缸体 1 及其柱塞 2 自动绕耳轴 4 进行摆动,加上柱塞 2 的底部凹形球面与球面轴承套 5 的密切贴合产生的柱塞自动调心作用,所以,INM 型马达的缸体——柱塞副在运行中彻底地消除了侧向力的产生与存在,彻底地消除了马达的有害摩擦功,大大地提高了使用寿命。

(2)柱塞 2 底部设计为静压平衡结构。柱塞与曲轴之间通过滚动轴承传递扭力,进一步减轻了传力过程中的摩擦损失,因而机械效率提高,且能保证 INM 型马达的启动机械效率 η_{mo} 在 0.9 以上。

(3)INM 型马达革除了传统径向液压马达必不可少的连杆机构,减小了马达径向尺寸和自重,加上工作压力高(最高压力可达 45MPa),因此,该马达体积小,重量轻,比功率高。

(4)平面配流盘(专利技术)简单可靠,能自动补偿,密封性能好,泄漏很少,活塞与摆缸间用聚四氟乙稀组合式密封环密封,无泄漏,因而其容积效率可高达 0.99。

(5)各处结构中减少了摩擦损失,提高了密封性能,加之柱塞缸体用聚四氟乙稀塑料环密封,摩擦系数极低,而且静摩擦系数几乎等同于动摩擦系数,因而,低速稳定性好,可以在 1r/min 工况下平稳运转、无爬行,调速范围大,速度调节比可达 1000。

(6)柱塞 2 与滚动轴承 5 用带碟形弹簧的卡环 7 箍牢在曲轴颈的滚柱 6 上不存在间隙,故 INM 型马达可作泵工况运转,当进油口封闭后马达可在自由轮工况下高速运转,并允许气穴存在。该马达的设计,确保在气穴情况下不受损坏,甚至可以长时间工作。

(7)由于结构简单,设计合理,又采用负荷能力系数大的轴承,传动轴允许承受径向负荷,因而工作可靠,寿命长,噪音低。

(8)制造难度大。主要零件必须由加工中心和数控车床完成,材料及热处理要求高。对用油清洁度要求也较高,推荐过滤精度为 $25\mu\text{m}$ 或更优。

由于 INM 型马达具有优良的工作性能和上述诸多特点,因而,它可以在塑料注射机、轻工机械、工程机械、冶金设备、石油、煤矿、地质勘探、铁路、船舶、环保、机床、农机等各种机械的液压传统系统中应用。

为了更好地为上述各工程领域服务,宁波意宁液压有限公司在制造 INM 型马达及原有生产 IHM、BM 型马达的基础上,现在还专业生产上述马达为动力的 IY 系列液压传动装置、IYH 系列液压回转装置及 IYJ 系列液压绞车等设备。

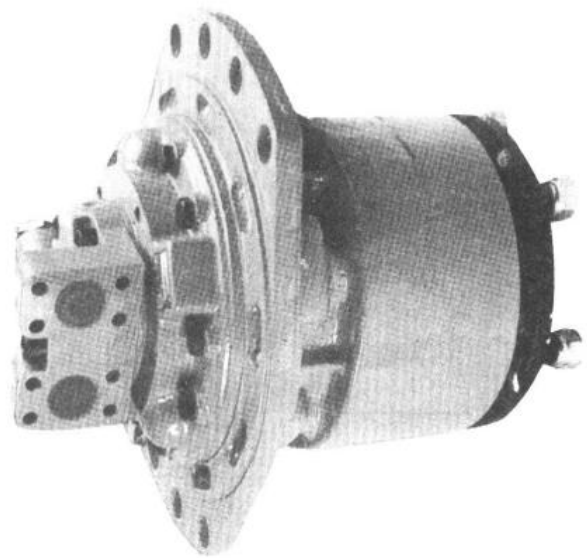


图 8-3 GK3※型马达外观

第二节 有关传动装置

一、带行星减速器的 GK3、GK3A 型液压马达

GK3、GK3A 型(见图 8-3)带行星减速器的液压马达是把 INM 型马达的壳体与行星减速器的壳体连成一体,使轴向尺寸缩小,结构紧凑,刚性好。它可以直接驱动各种行走机构,它

的安装尺寸和技术参数与法国波克兰马达对应型号一致,因而,可以用来替代波克兰马达。

GK3、GK3A 型带减速器的液压马达的型号意义表示如下:

$$\frac{\text{GK}}{\text{①}} \quad \frac{\ast}{\text{②}} \quad - \quad \frac{\ast}{\text{③}} \quad - \quad \frac{\ast}{\text{④}}$$

- ①名称:带减速器的液压马达。
- ②减速器基型:3——模数 $m=3$, 传动比 $i=7$; 3A—— $i=5$ 。
- ③排量(mL/r)。
- ④配流器型号:D40,D47,D310,D31,D48,D503 等。

表 8-3 为 GK3 \ast 型液压马达的主要技术参数,其技术尺寸见图 8-4。

表 8-3 GK3 \ast 型液压马达主要技术参数

型 号	GK3 系列							GK3A 系列						
	700	1000	1200	1400	1700	2000	2200	500	750	850	1000	1200	1450	1550
排量(mL/r)	690	1078	1204	1407	1703	2027	2199	493	770	860	1005	1216	1448	1571
单位理论扭矩(N·m/MPa)	108	168	188	220	266	316	343	77	120	134	157	190	226	245
尖峰压力(MPa)	45	42	41	35	29	24	22	25	25	25	25	25	25	25
连续工作扭矩(N·m)	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	1917	3000	3356	3920	4747	5650	6129
尖峰扭矩 peak(N·m)	4800	7000	7000	7000	7000	7000	7000	3450	5100	5370	5880	7120	7910	8580
转速范围(r/min)	0.4-115	0.4-115	0.4-115	0.4-115	0.4-100	0.4-85	0.4-80	0.4-160	0.4-160	0.4-160	0.4-160	0.4-140	0.4-120	0.4-110
最大功率(kW)	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50

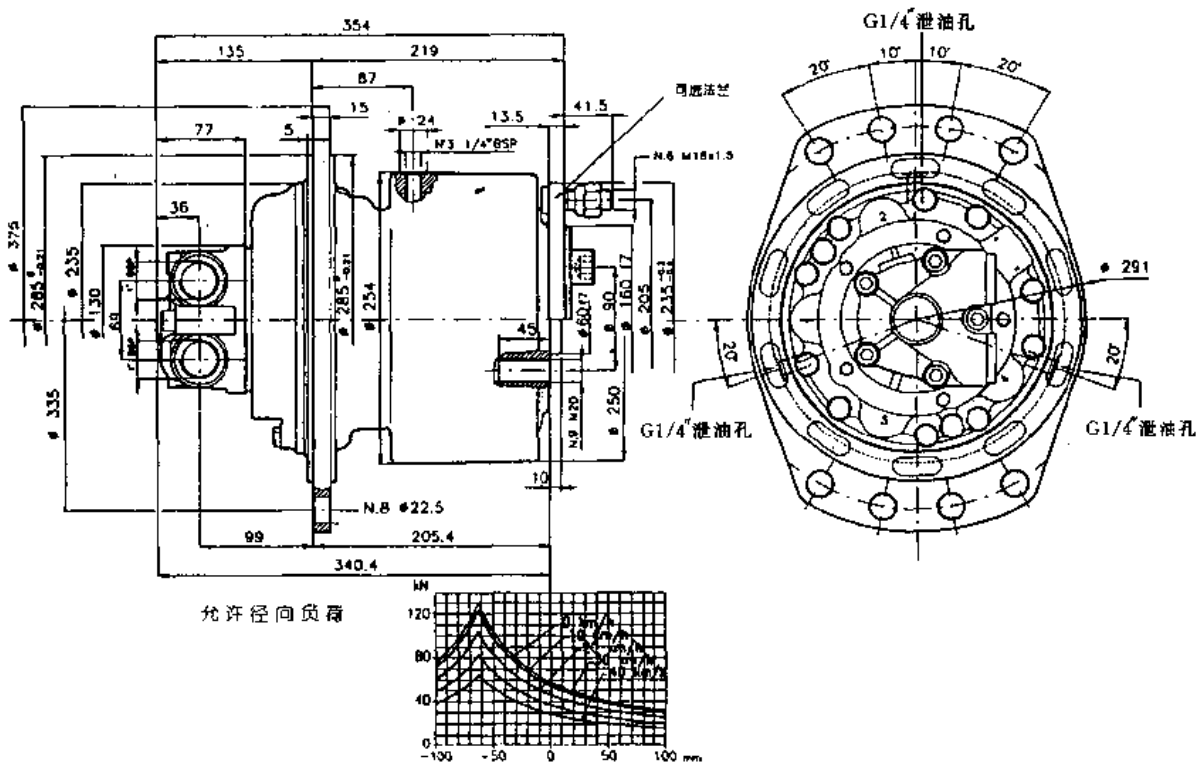


图 8-4 GK3、GK3A 型液压马达的技术连接尺寸图

二、IY 系列液压传动装置

IY 系列液压传动装置(见图 8-5)由可带各种阀组的 INM 型液压马达、Z 型片状湿式液压制动器和 C 型行星减速器组成。它具有径向尺寸小、重量轻、扭矩大,有可靠的机械制动、出轴可承受较大径向和轴向外力;启动效率可达 0.87~0.9,低速稳定性好,可在 0.1r/min 甚至更低转速下平稳工作;传动效率可高达 0.87 以上等优点。加上噪音低,经济性好,因此,适用于各种机械的传动机构中。当然,根据不同的工作需要,也可选用不带制动器的 IY 系列液压传动装置。



图 8-5 IY 系列液压传动装置外形照片

IY 系列液压传动装置的型号意义如下:

$$\frac{\text{IY}}{\text{①}} \quad \frac{\text{※}}{\text{②}} \quad \frac{\text{※}}{\text{③}} \quad \frac{\text{※}}{\text{④}} \quad - \quad \frac{\text{※}}{\text{⑤}} \quad \frac{\text{※}}{\text{⑥}} \quad - \quad \frac{\text{※}}{\text{⑦}}$$

- ①名称:意宁液压传动装置。
- ②行星减速器齿轮模数: $m=2.5, 3, 4, 5, 6, 7, \dots$
- ③传动比:(无标注 $i=7$, A $i=5$)。
- ④出轴型式:C—法兰, F—矩形外花键, B—平键, I—矩形内花键。
- ⑤液动传动装置总排量(mL/r)。
- ⑥制动器型号:Z1, Z2, Z3, Z4……无一不带制动器。
- ⑦配流器(通油盘)型号:D31, D40, D47, D51, D512, D503, D504, D90 等。

表 8-4 为 IY 系列液压传动装置的主要技术参数,无制动器和减速器内藏制动器的外形连接尺寸如表 8-5 和表 8-6 所示。

三、IYH 系列液压回转装置

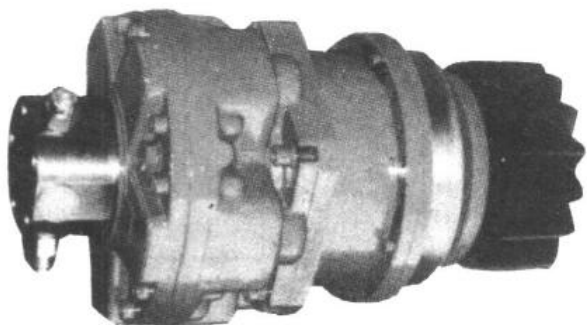


图 8-6 IYH 系列液压回转装置外观相片

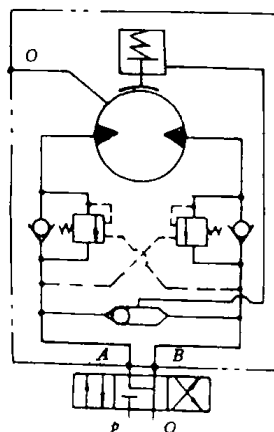


图 8-7 IYH 系列液压回转装置液压系统原理图

表 8-4 IY 系列液压传动装置主要技术参数

型号	总排量 (ml./r)	工作压力 (MPa)		转速范围 (r/min)	最大功率 (kW)	液压马达 型号	制动器		行星减速器			扭矩(N·m)		重量 kg	配流器型号
		连续	尖峰				型号	开启压力 (MPa)	型号	传动比	连续	尖峰	静制动		
IY3-1000	1078	25	42	0-110	55	INM1-150	Z1	1.8	C3	7	3428	5827	5000	73	可根据 用户液 压系统 工况要 求选用
IY3-1200	1204	23	40	0-100	55	INM1-175	Z1	1.8	C3	7	3500	5600	5000		
IY3-1500	1407	19	34	0-85	55	INM1-200	Z1	2.0	C3	7	3500	7000	7000		
IY3-1750	1757	16	32	0-68	55	INM1-250	Z1	2.0	C3	7	3500	7000	7000		
IY3-2000	2125	19	37	0-56	70	INM2-400	Z2	2.0	C3A	5	5000	10000	10000		
IY3-2500	2465	16	32	0-48	62	INM2-500	Z2	2.0	C3A	5	5000	10000	10000		
IY4-2000	2128	25	40	0-110	70	INM2-300	Z2	1.8	C4	7	7190	11504	12000		
IY4-2500	2429	25	40	0-98	70	INM2-350	Z2	2.0	C4	7	8206	13130	14000		
IY4-3000	2975	22	37	0-80	70	INM2-400	Z2	2.0	C4	7	8300	14876	14000		
IY4-3500	3451	19	37	0-70	70	INM2-500	Z2	2.2	C4	7	8300	17256	18000		
IY4-4000	3960	23	37	0-60	90	INM3-800	Z2	3.5	C4A	5	11800	19802	18000		
IY4-5000	4935	19	35	0-48	90	INM3-1000	Z2	3.5	C4A	5	11800	23343	18000		
IY5-4000	4312	25	42	0-56	110	INM4-600	Z3	2.0	C5	7	14569	24476	30000		
IY5-5000	5551	25	40	0-43	110	INM4-800	Z3	2.0	C5	7	18755	30008	30000		
IY5-6000	6328	22	40	0-38	110	INM4-900	Z3	2.2	C5	7	19000	34209	38000		
IY5-7000	7154	19.7	37	0-34	110	INM4-1000	Z3	2.2	C5	7	19000	36908	38000		
IY5-8000	8215	25	37	0-58	140	INM5-1600	Z3	3.5	C5A	5	27000	41079	31500		
IY5-9000	9080	22	35	0-52	140	INM5-1800	Z3	3.5	C5A	5	27000	42951	31500		
IY5-10000	10035	20	35	0-48	140	INM5-2000	Z3	3.5	C5A	5	27000	47468	31500		
IY5-12000	12712	12	24	0-38	140	INM5-1800	Z3	2.2	C5	7	19000	38000	38000		
IY5-14000	14049	10	20	0-34	140	INM5-2000	Z3	2.2	C5	7	19000	38000	38000		
IY6-14000	14889	14.9	30	0-50	170	INM6-2500	Z4	2.2	C6	7	30000	60000	38000		
IY6-16000	17591	12.6	25.2	0-43	170	INM6-2500	Z4	2.2	C6	7	30000	60000	38000		
IY6-20000	21287	10.5	21	0-35	170	INM6-3000	Z4	2.2	C6	7	30000	60000	38000		
IY6-12500	12565	25	37	0-60	170	INM6-2500	Z4	2.2	C6A	5	42500	63681	50000		
IY6-15000	15205	23	35	0-50	170	INM6-3000	Z4	2.2	C6A	5	47000	80000	50000		

注:连续工作扭矩是按连续工作压力下,考虑了系统传动效率为 0.85 情况下的计算值。

详见本书
图 7-8
~
图 7-16

D31,D40
D47,D48
D51,D512
D503,D504
D90,D901
D903

IY**C-Z*(无制动器 IY**C-**)

IY**B-Z*(无制动器 IY**B-**)

IY**F-Z*(无制动器 IY**F-**)

IY**1-Z*(无制动器 IY**1-**)

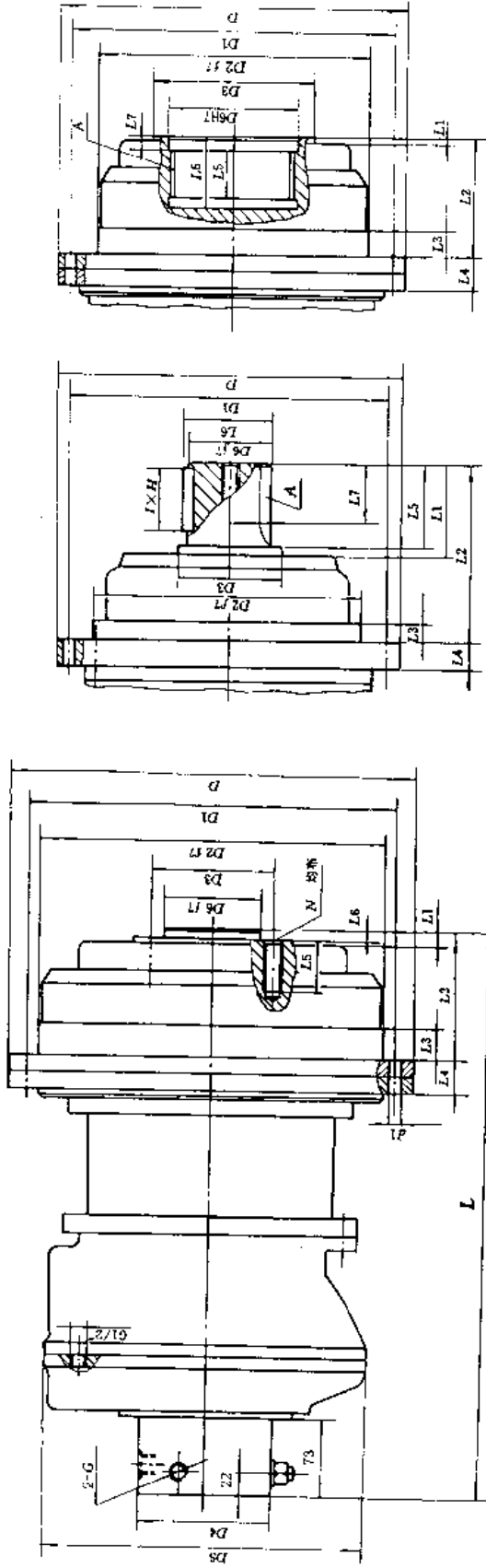


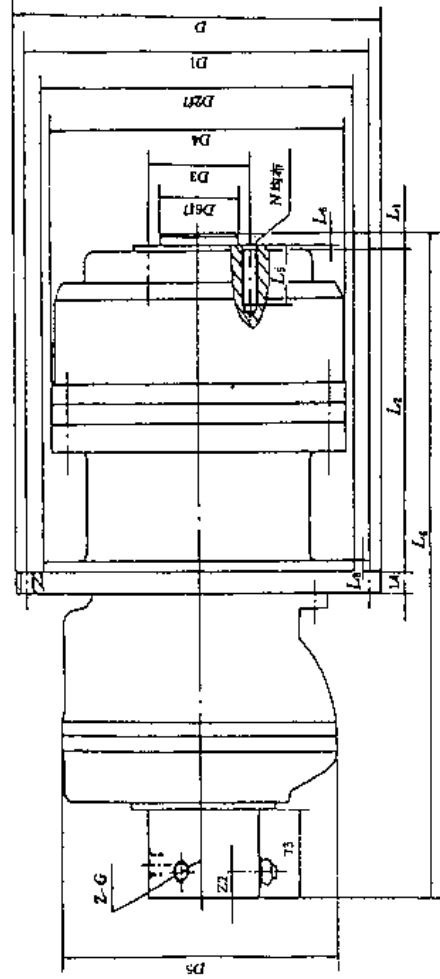
表 8-5 IY 系列液压传动装置外形连接尺寸

型号	D	D1	D2	D3	D4	D5	D6	d1	M	G	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	I×H	N	A	制动器	L
IY3**B-Z1	270	252	235	110	130	244	100	24-Ø10.5	G1/4"	G1"	75	164	20	35	73	106		64×28			479	399
IY3**F-Z1	270	252	235	110	130	244	90	24-Ø10.5	G1/4"	G1"	75	164	20	35	60		45		6-90d11×80d11×20d9		479	399
IY3**C-Z1	270	232	235	90	130	244	60	24-Ø10.5	G1/4"	G1"	11	100	20	36	36	10		9-M20			415	335
IY3**1-Z1	270	252	235	120	130	244	90	24-Ø10.5	G1/4"	G1"	11	100	20	36	40	56	10		6-90d11×80d11×20d9		415	335
IY4**B-Z2	380	352	325	120	130	300	120	16-Ø17	G1/2"	G1"	92	213	20	29	90	127		84×32		10-112d11×102d11×16d9	601	521
IY4**F-Z2	380	352	325	120	130	300	112	16-Ø17	G1/2"	G1"	92	213	20	29	90		70			10-112d11×102d11×16d9	601	521
IY4**C-Z2	380	352	325	120	130	300	80	16-Ø17	G1/2"	G1"	12	133	20	29	36	10		12-M20			521	441
IY4**1-Z2	380	352	325	150	130	390	112	16-Ø17	G1/2"	G1"	12	133	20	29	60	80	10			10-112d11×102d11×16d9	521	441
IY5**B-Z3	460	432	400	150	190	475	140	24-Ø17	G1/2"	M42×2	125	301	20	32	123	148		116×36			813	713
IY5**F-Z3	460	432	400	150	190	475	140	24-Ø17	G1/2"	M42×2	117	193	20	32	115					10-140d11×125d11×20d9	805	705
IY5**C-Z3	460	432	400	140	190	475	70	24-Ø17	G1/2"	M42×2	12	188	20	32	40	20	90		17-M20		700	600
IY5**1-Z3	460	432	400	180	190	475	140	24-Ø17	G1/2"	M42×2	12	188	20	32	80	100	10			10-140d11×125d11×20d9	700	600
IY6**B-Z4	550	515	480	220	190	510	180	24-Ø21	G1/2"	M48×2	165	375	20	35	162	190		156×45			967	867
IY6**F-Z4	550	515	480	220	190	510	180	24-Ø21	G1/2"	M48×2	147	357	20	35	145		110			10-180d11×160d11×20d9	949	849
IY6**C-Z4	550	515	480	180	190	510	110	24-Ø21	G1/2"	M48×2	14	224	20	35	40	20					816	716
IY6**1-Z4	550	515	480	220	190	510	180	24-Ø21	G1/2"	M48×2	20	230	20	35	40	125	10			10-180d11×160d11×20d9	822	722

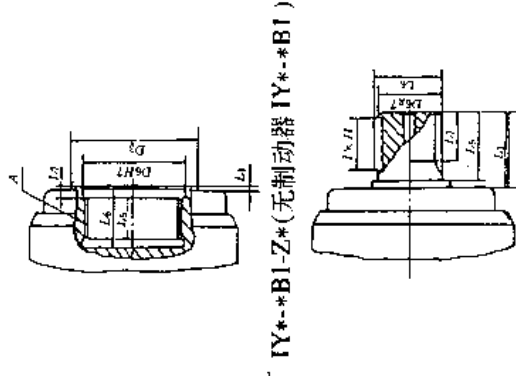
表 8-6-6 IY 系列液压传动装置外形连接尺寸(制动器、减速器内藏式)

型号	D	D1	D2	D3	D4	D5	D6	d1	M	G	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	I×H	N	A	L			
																					带制动器	不带制动器		
IY3-※B-Z1	350	325	260	100	255	244	100	10-∅15	G1/4"	G1"	75	182	5	20	73	106		64×28			494	404		
IY3-※F-Z1	350	325	260	110	255	244	90	10-∅15	G1/4"	G1"	75	182	5	20	60	45			6-90d11×80d11×20d9			494	404	
IY3-※C-Z1	350	325	260	90	255	244	60	10-∅15	G1/4"	G1"	11	182	5	20	36	10			9-M20			430	340	
IY3-※I-Z1	350	325	260	120	255	244	90	10-∅15	G1/4"	G1"	11	182	5	20	40	56	10			6-90d11×80d11×20d9			430	340
IY4-※B-Z2	450	415	340	120	330	300	120	10-∅21	G1/2"	G1"	92	226	5	20	90	127		84×32				603	513	
IY4-※F-Z2	450	415	340	120	330	300	112	10-∅21	G1/2"	G1"	92	226	5	20	90	70			10-112d11×102d11×16d9			603	513	
IY4-※C-Z2	450	415	340	120	330	300	90	10-∅21	G1/2"	G1"	12	226	5	20	36	10			12-M20			523	433	
IY4-※I-Z2	450	415	340	150	330	300	112	10-∅21	G1/2"	G1"	12	226	5	20	60	80	10			10-112d11×102d11×16d9			523	433
IY5-※B-Z3	555	515	415	150	490	475	140	10-∅25	G1/2"	M42×2	125	318	10	30	123	148		116×36				810	700	
IY5-※F-Z3	555	515	415	150	490	475	140	10-∅25	G1/2"	M42×2	117	318	10	30	115	90				10-140d11×125d11×20d9			802	692
IY5-※C-Z3	555	515	415	140	490	475	100	10-∅25	G1/2"	M42×2	12	318	10	30	40	10			12-M24			697	587	
IY5-※I-Z3	555	515	415	180	490	475	140	10-∅25	G1/2"	M42×2	12	318	10	30	80	100	10			10-140d11×125d11×20d9			697	587
IY6-※B-Z4	590	550	495	220	490	510	180	14-∅25	G1/2"	M48×2	165	342	10	35	162	190		156×45				961	851	
IY6-※F-Z4	590	550	495	220	490	510	180	14-∅25	G1/2"	M48×2	147	342	10	35	145	110				10-180d11×160d11×20d9			943	833
IY6-※C-Z4	590	550	495	180	490	510	140	14-∅25	G1/2"	M48×2	14	342	10	35	40	10			15-M24			810	700	
IY6-※I-Z4	590	550	495	220	490	510	180	14-∅25	G1/2"	M48×2	20	342	10	35	40	125	10			10-180d11×160d11×20d9			810	706

IY**C1-Z*(无制动器 IY**C1)

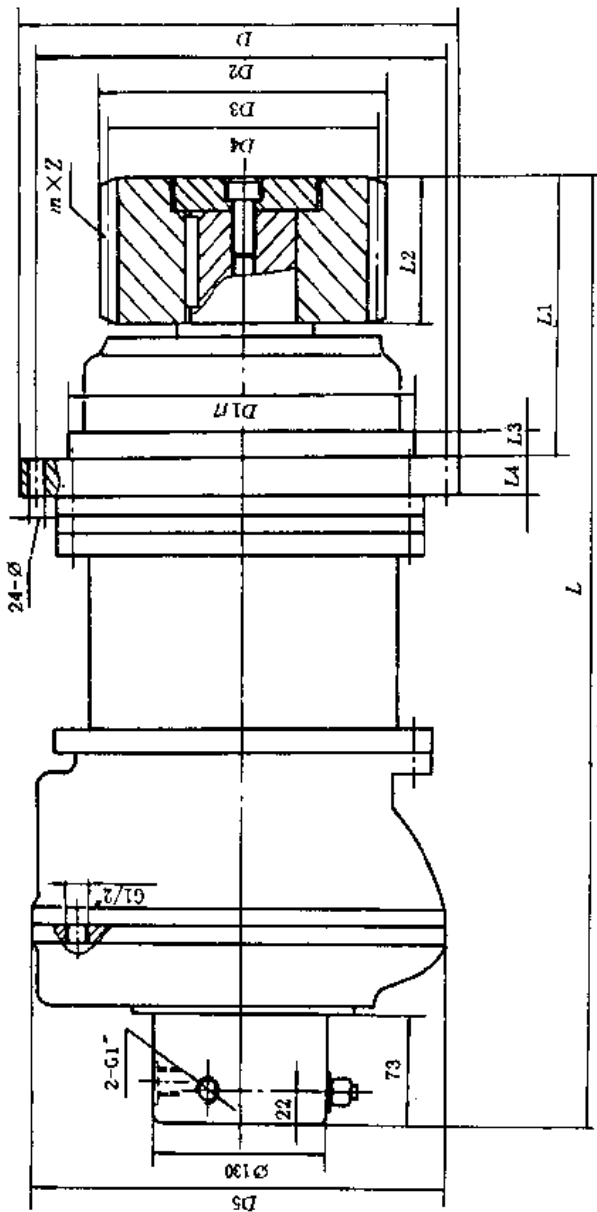


IY**I1-Z*(无制动器 IY**I1)



IY**F1-Z*(无制动器 IY**F1)

表 8-7 IYH 系列液压回转装置技术参数与安装尺寸



型号	输出扭矩 (N·m)		转速范围 (r/min)	工作压力 (MPa)		总排量 (mL/r)	液马达型号	制动器型号	行星减速型号	精制动扭矩 (N·m)	制动器开启压力 (MPa)	平衡阀开启压力 (MPa)	重量 (kg)	外形安装尺寸												
	额定	最大		额定	最大									D	D1	D2	D3	D4	D5	L	L1	L2	L3	L4	Ø	m
IYH-2500	2500	3800	0-70	11.6	17.6	1701	INM1-250D504	Z1	G3	4000	1.8	2.0	90	270	235	232	136	120	244	485	80	60	15	20	13	8
IYH-3200	3200	4800	0-54	11.5	17.2	2198	INM1-300D504	Z1	G3	4000	1.8	2.0	90	270	235	232	136	112	244	491	117	86	10	20	13	8
IYH-3500	3500	5000	0-54	12.5	17.9	2198	INM1-300D504	Z1	G3	4500	2.0	2.2	95	370	250	340	160	130	244	510	150	85	14	27	13	10
IYH-4000	4000	6000	0-50	13.2	19.8	2377	INM1-350D504	Z1	G3	4500	2.0	2.2	105	320	250	290	167	140	244	518	165	90	15	20	13	10
IYH-5000	5000	7500	0-38	12.6	18.9	3115	INM2-600D504	Z2	G3A	6000	1.8	2.0	135	350	260	315	192	156	300	558	150	88	14	30	13	12
IYH-6000	6000	9000	0-38	14.2	21.0	3115	INM2-600D504	Z2	G3A	6000	1.8	2.0	140	320	250	290	137	110	300	563	165	90	15	20	13	10
IYH-7000	7000	11000	0-38	16.0	25.0	3115	INM2-600D504	Z2	G3A	7000	2.0	2.2	145	320	250	290	190	170	300	563	165	90	15	20	17	10
IYH-8000	8000	12000	0-43	11.4	17.0	5544	INM3-800D604	Z3	G4	7000	2.0	2.2	150	400	325	370	192	168	380	678	230	100	20	30	17	12
IYH-10000	10000	15000	0-47	14.8	21.9	4935	INM3-1000D604	Z3	G4A	8000	2.2	2.4	160	400	325	370	192	168	380	688	240	125	20	30	17	12
IYH-12500	12500	19000	0-29	12.0	18.2	8215	INM5-1600D904	Z5	G4A	15000	1.8	2.0	210	465	330	405	228	204	475	754	240	130	20	30	22	12
IYH-16000	16000	24000	0-23	12.3	18.4	10234	INM5-1500D904	Z5	G5	15000	1.8	2.0	220	500	400	465	256	224	475	803	280	160	20	30	22	16
IYH-20000	20000	30000	0-18	12.4	18.6	12712	INM5-1800D904	Z5	G5	18000	2.0	2.0	230	500	415	465	304	272	475	803	280	160	20	30	22	16

IYH 系列液压回转装置(见图 8-6)由带双向平衡阀及控制制动器开闭的高压梭阀组成的配流器、INM 型液压马达、Z 型制动器、C 型行星减速器、传动小齿轮等部件组成(液压系统原理见图 8-7),用户只需配备泵站及换向阀即可实现回转机构的平稳工作和各种恶劣工况下的可靠而平稳的制动。它可用于铁路、汽车起重机等各种需要回转的机构中。IYH 系列液压回转装置的型号意义如下:

$$\frac{\text{IYH}}{\text{①}} \quad \text{—} \quad \frac{\text{※}}{\text{②}}$$

- ①名称:意宁液压回转装置。
- ②输出轴额定工作扭矩(N·m)。

IYH 系列液压回转装置的主要技术参数与安装尺寸见表 8-7。

四、IYJ 系列液压绞车

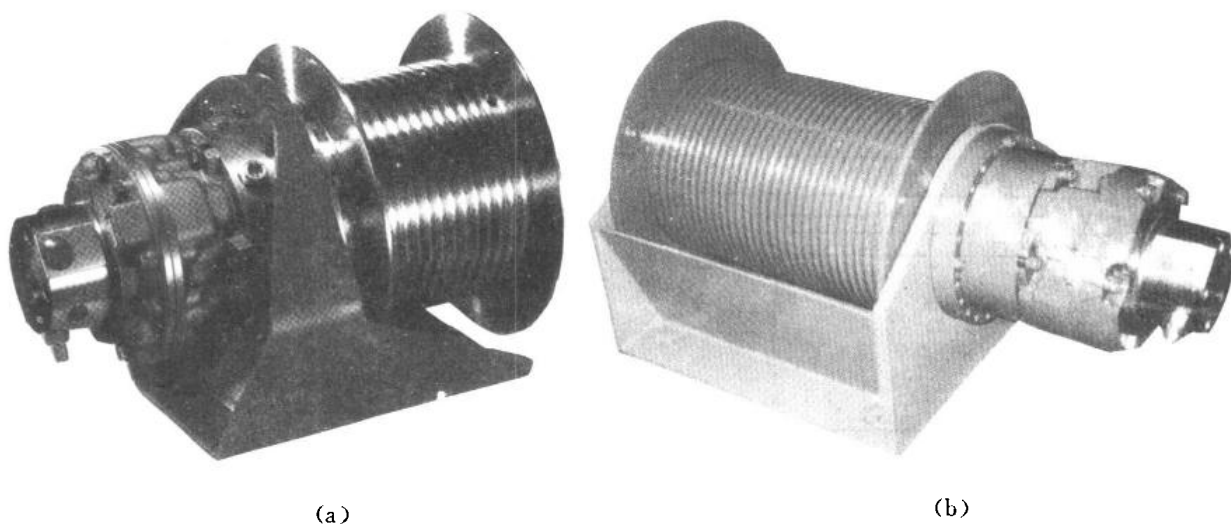


图 8-8 IYJ 液压绞车外观
(a)A 式 (b)B 式

IYJ 系列液压绞车(见图 8-8)由带单向或双向平衡阀及控制制动器用的高压梭阀组成的各种配流器、INM 型液压马达、Z 型制动器、C 型行星减速器、卷筒、机架等部件组成(液压系统原理见图 8-9),用户只需配备泵站和换向阀即可,由于绞车自带阀组,它不但简化了液压系统而且提高了传动装置的工作可靠性。在 IYJ 型自带的液压系统中已成功地解决了一般液压绞车中存在的空钩抖动和提升中的二次下滑技术问题,使 IYJ 型液压绞车在提升和下放运转中相当平稳。另外,它还具有启动好,工作效率高、能耗少、噪音低、外形美观、经济性好等特点,可广泛应用于铁路和汽车起重机、船舶、石油、煤矿、港口等各种起重设备中。

IYJ 系列液压绞车的型号意义如下:

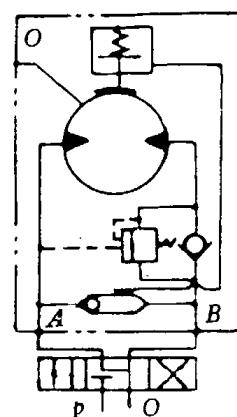


图 8-9 绞车液压系统原理

IYJ ① ※ ② ※ ③ — ※ ④

①名称:意宁液压绞车。

②行星减速器齿轮模数 $m=3,4,5,6\cdots$

③卷筒支承方式:A—悬臂式;B—两端支承式。

④卷筒第一层单绳拉力($\times 10\text{N}$),容绳量(m),钢丝绳直径(mm)。

表 8-8 为 IYJ 系列液压绞车的主要技术参数,IYJ※B 系列液压绞车外形及连接尺寸见表 8-9,IYJ3A 型绞车外形安装连接尺寸见图 8-10。

表 8-8 IYJ 系列液压绞车主要技术参数

型号	拉力 ($\times 10\text{N}$)		工作压力 (MPa)	总排量 (mL/r)	输出 扭矩 (N·m)	转速 范围 (r/min)	卷筒 直径 (mm)	钢丝绳 直径 (mm)	卷绕 层数	卷筒 容量 (m)	制动器 开启 压力 (MPa)	平衡阀 开启 压力 (Mpa)	静制动 扭矩 (N·m)	液压马达 型号	制动器 型号	行星 减速 器型号	重量 (kg)
	第 1 层	第 4 层															
IYJ3A-1500	1500	1300	15	1078	2025	0-100	260	10	4	65	1.8	2.0	5000	INM1-150D51	Z1	C3	116
IYJ3A-2000	2000	1600	15.5	1407	2740	0-100	260	13	4	50	1.8	2.0	7000	INM1-200D51	Z1	C3	116
IYJ3A-2500	2500	2000	15.5	1757	3425	0-66	260	13	4	50	1.8	2.0	7000	INM1-250D51	Z2	C3	116
IYJ3A-3000	3000	2400	15.5	2125	4110	0-56	260	13	4	50	1.8	2.0	7000	INM2-400D51	Z2	C3A	143
IYJ3A-3500	3500	2800	15.5	2465	4795	0-48	260	14	4	46	1.8	2.0	7000	INM2-500D51	Z2	C3A	143
IYJ3B-1500	1500	1300	16.4	1078	2250	0-100	300	10	5	230	1.8	2.0	5000	INM1-150D51	Z1	C3	203
IYJ3B-2000	2000	1600	17	1407	3040	0-100	300	13	4	120	1.8	2.0	7000	INM1-200D51	Z1	C3	203
IYJ3B-2500	2500	2000	17	1757	3800	0-66	300	14	4	120	1.8	2.0	7000	INM1-250D51	Z2	C3	203
IYJ3B-3000	3000	2400	17	2125	4560	0-56	300	14	4	120	1.8	2.0	7000	INM2-400D51	Z2	C3A	224
IYJ3B-3500	3500	2800	17	2465	5320	0-48	300	14	4	120	1.8	2.0	7000	INM2-500D51	Z2	C3A	224
IYJ4B-4000	4000	3200	17.8	3451	7520	0-69	360	16	4	160	2.1	2.3	8000	INM2-500D512	Z2	C4	375
IYJ4B-4500	4500	3500	17.2	3960	8505	0-60	360	18	4	140	2.3	2.5	9000	INM3-800D512	Z2	C4A	400
IYJ4B-5000	5000	3900	15.5	4935	9450	0-48	360	18	4	140	2.5	2.7	10000	INM3-1600D512	Z2	C4A	400
IYJ4B-6000	6000	4600	18.5	4935	11400	0-48	360	20	4	130	3.5	3.7	13000	INM3-1600D512	Z2	C4A	400
IYJ5B-7000	7000	5500	19	5600	16590	0-80	440	22	4	150	1.8	2.0	30000	INM3-800D901	Z3	C5	600
IYJ5B-8000	8000	6200	19.5	6909	18960	0-68	440	24	4	140	1.8	2.0	30000	INM3-1000D901	Z3	C5	600
IYJ5B-9000	9000	6900	20	8400	21330	0-56	440	24	4	140	1.8	2.0	30000	INM4-1200D901	Z3	C5	630
IYJ5B-10000	10000	7500	20	9000	23800	0-52	440	26	4	130	1.8	2.0	30000	INM5-1800D901	Z3	C5A	670
IYJ5B-11000	11000	8300	20	10000	26180	0-46	440	26	4	130	1.8	2.0	30000	INM5-2000D901	Z3	C5A	670

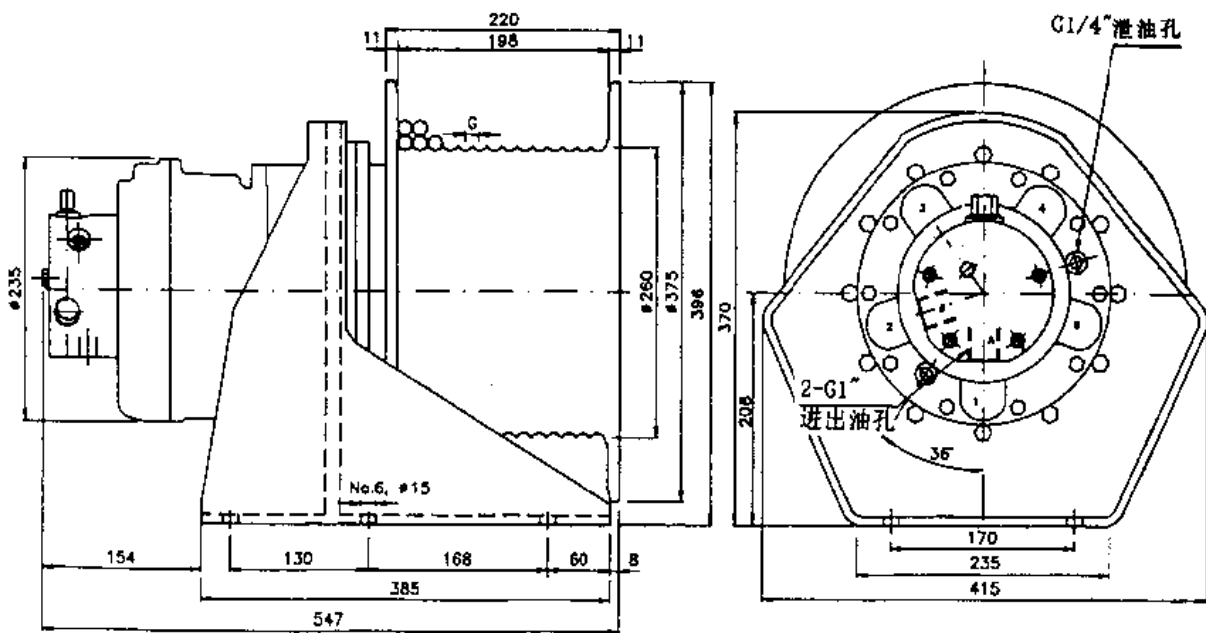
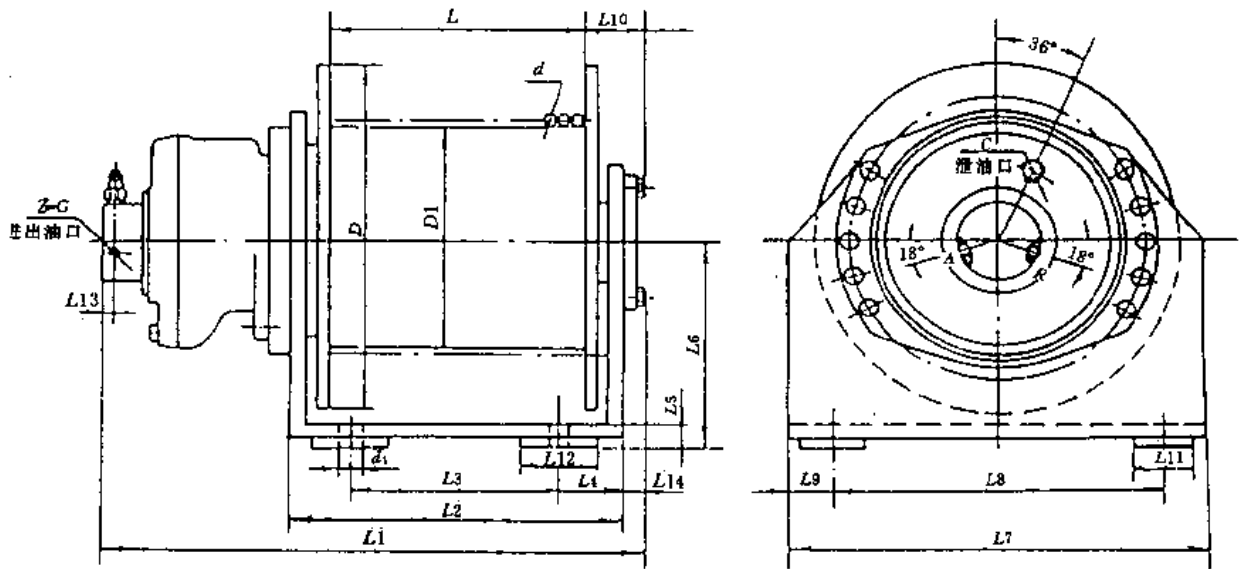


图 8-10 IYJ3A 液压绞车外形安装尺寸图

表 8-9 IYJ※B 系列液压绞车外形及连接尺寸



型号	D	D1	d	d1	G	C	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	L13	L14
IYJ3B-1500	440	290	10	Ø22	G1"	G1/2"	450	780	520	380	70	18	244	500	404	48	55	60	80	22	23
IYJ3B-2000			14																		
IYJ3B-2500			14																		
IYJ3B-3000	440	290	14	Ø22	G1"	G1/2"	450	805	520	380	70	18	244	500	404	48	55	60	80	22	22
IYJ3B-3500																					
IYJ4B-4000	560	360	16	Ø26	G1"	G1/2"	558	930	640	460	70	23	313	620	520	50	66	80	100	22	25
IYJ4B-4500			952																		
IYJ4B-5000			18																		
IYJ4B-6000			20																		
IYJ5B-7000	690	450	22	Ø28	2MX1/2"	576	1019	668	485	70	25	385	760	650	55	76	85	110	40	30	
IYJ5B-8000			1000																		
IYJ5B-9000			24																		
IYJ5B-10000			26																		
IYJ5B-11000			1033																		
IYJ6B-D47	1000	540	26.5	Ø26	G1/2"	690	1451	1010				45	555	900	764	68	150				
			8																		
			29																		
			32																		

第九章 其他结构的液压马达简介

第一节 叶片马达

叶片马达一般均为高速小扭矩,现在也出现了少数低速大扭矩的叶片马达,但两者的基本工作原理相一致。

一、工作原理及与叶片泵的区别

叶片马达的工作原理如图 9-1 所示,当压力为 P 的油液从进油口进入叶片之间时,位于进油腔中的叶片 5 因两面均受压力油作用,所以不产生转矩,位于封油区的叶片 1、3 一面受压力油的作用,另一面受排回油箱的低压油的作用,所以能产生转矩。同时,叶片 1、3 和叶片 2、4 受力方向相反,叶片 1、3 产生的转矩使转子顺时针旋转,叶片 2、4 产生的转矩使转子逆时针旋转。但因 1、3 叶片伸出长度大,压力油作用面积大,产生的转矩大于叶片 2、4 产生的转矩,因此转子作顺时针方向旋转。叶片 1、3 和叶片 2、4 所产生的

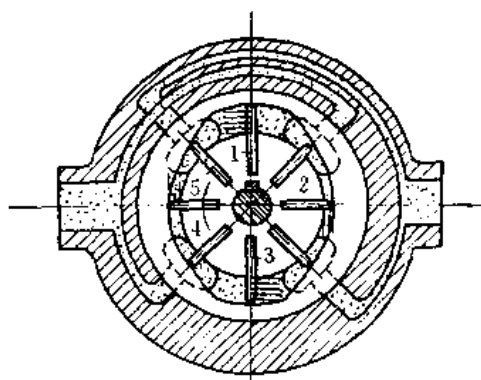


图 9-1 叶片液压马达的工作原理

转矩差就是叶片马达的输出转矩。定子的长短径差值越大,转子的直径越大,输入油压越高,液压马达的输出转矩也越大。当改变输油方向时,液压马达反转。叶片马达一般是双作用式的定量液压马达,其输出转矩 M 决定于输入的油压 p ,转速 n 决定于输入流量 Q 。

叶片液压马达一般为高速小扭矩,其体积小、结构简单、安排紧凑,转动惯量小,回转跟随性好,启动和制动迅速,能承受频繁的正反向切换,且动作灵敏,因此,在磨床、自动线及随动系统中多有应用。

叶片马达的主要缺点是:叶片顶端对定子内表面摩擦磨损大,泄漏量大,工作压力不高,传递扭矩不大,低速和启动机械效率不高,低速运行稳定性欠佳,对油液清洁度要求较高。

叶片马达虽然与叶片泵非常相似,但由于所完成的功能不同,仍然存在一些差异,其主要区别为:

(1)叶片马达必须有叶片压紧机构,使启动时的叶片能紧贴定子内表面,形成密闭的工作容腔。

因为叶片马达不同于泵,要依靠压力油作用在分隔高、低压腔的叶片上才能产生回转运动,而在未启动回转之前又不可能有离心力将叶片甩出,所以必须依靠压紧机构将叶片从转子槽中顶出贴紧定子内表面,形成密闭的压力容腔。否则,马达将永远不能启动。

(2)泵只需单方向回转,而马达常需正、反向回转,为此对马达有以下要求:

- 1 在壳体上设有单独的泄漏口。

由于泵只沿规定方向单向回转,吸油口恒为低压,所以定量泵常将内泄漏油在泵内引回吸油腔。马达反转时,进、出油口要对换,原来低压的回油腔将变为高压的进油腔,故不能将泄漏油引到回油腔,而必须从泄漏口引出,经外部配管流回油箱。

• 2 需采取措施使叶片根部和压力侧板背面无论在马达正转还是反转时都恒有压力油作用,不受正、反转切换的影响。

• 3 叶片一律沿转子半径方向放置,叶片顶端形状左右对称,常采用如图 9-2 所示的对称倒角形、圆弧形或双刃边形的顶廓。

4) 进、出油口大小相同。



图 9-2 马达叶片的顶廓

二、普通高速叶片马达及低速大扭矩叶片马达

(一) 燕形摇摆弹簧或叶片马达

这种最具代表性的普通高速叶片马达的结构如图 9-3 和图 9-4 所示,其结构与平衡式方形叶片泵类似,为双作用式。配流盘有两个进油窗口和两个出油窗口,叶片数为 10 或 12。

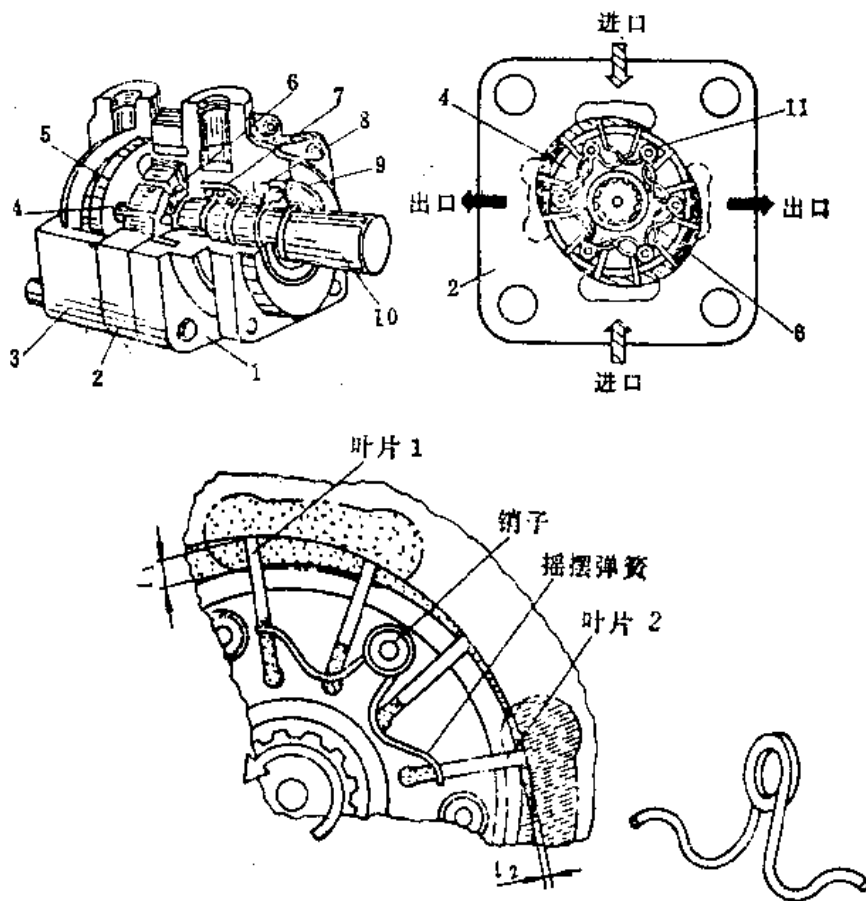


图 9-3 普通高速叶片马达结构

1-壳体;2-定子;3-后盖;4-转子、叶片;5-压力侧板(配流盘);6-摇摆弹簧;
7-轴承;8-轴封;9-轴承;10-轴;11-销子

叶片由燕形摇摆弹簧顶出并压紧定子内表面(见图 9-3 下面放大部分图样,为了简化起见,图中只画了一根弹簧)。弹簧摆动中心用销子支承在转子侧面,每根弹簧的两摇臂端分别压着相隔 90°的两个叶片的根部。马达回转时,由定子曲线的变化所决定,当叶片 1 从槽中伸出时,叶片 2 正好缩进槽中相同的行程,两叶片外露长度之和保持不变,即 $l_1 + l_2 = \text{常数}$ 。因此,运转过程中弹簧只是随叶片的伸缩而绕轴销摆动,扭曲变形量几乎没有什么变化,使弹簧在高速回转时免受频繁的交变载荷,延长了弹簧的使用寿命。

所有叶片根部都引入马达进口的高压油。运转时由弹簧和压力油同时作用使叶顶紧贴定子内表面,启动时则靠弹簧将叶片顶出。如果根部不引入压力油,处在高压油区的叶片将会在顶端压力油的作用下被推离定子压入转子槽中。

为了保证马达反转,交换进、出油口时不影响叶片根部通压力油,用了一组特殊的单向选择阀——梭阀(见图 9-4 c-c 剖面),从马达的进、出油口 A、B 中选择出进油口的压力油通入叶片根部(见图 9-4 右下部原理图)

考虑到正、反转时进、出油口的交换,为保证轴封 8(见图 9-4)不被压力油挤掉,轴封前腔不能与 A、B 任一油口相通,须另设泄油口。

(二) 低速大扭矩叶片马达

图 9-5 为威格士公司研制的 MHT 系列低速大扭矩叶片马达的结构原理图。它为四作用径向力平衡的结构。轴旋转一周,进、出油各四次,定子兼有配流作用。定子上装有四个被弹簧推压着的滑动叶片,将高压区和低压区隔开。每个转子叶片的底部也装配着螺旋弹簧,保证启动时,叶片紧贴在定子表面上。

这种马达使用直径较大的转子、定子,使液压力推动叶片的作用半径尽可能大,定子内表面圆周上的四段曲线凸起,构成四个工作腔室,叶片在转子每转中伸缩作用四次,因此,可获较大的输出扭矩。

低速大扭矩叶片马达还可以由控制阀操纵实现三级变排量切换,其原理如图 9-6 所示。四段曲线凸起中, a、c 凸起的升程较大, b、d 凸起的升程较小。设 b、d 曲线升程是 a、c 升程的 1/2。当变量控制阀如图 9-6 处于中位时,四个工作腔室同时进入压力油,马达以全排量工作,转

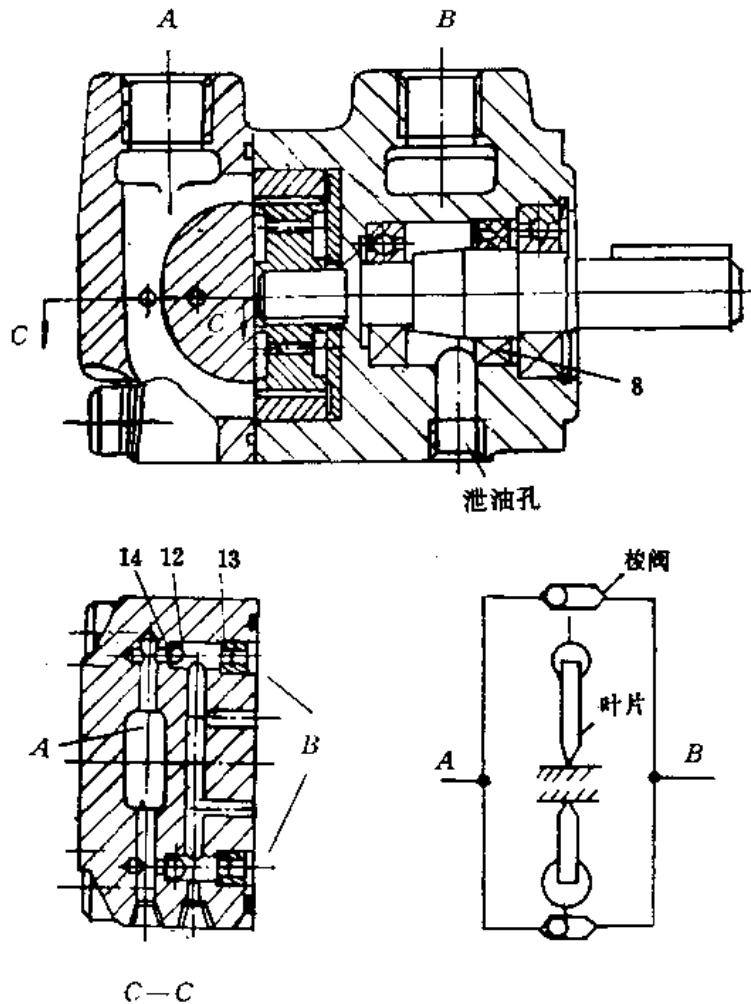


图 9-4 叶片马达的叶根通油
8—轴封;12—单向阀钢球;13、14—阀座

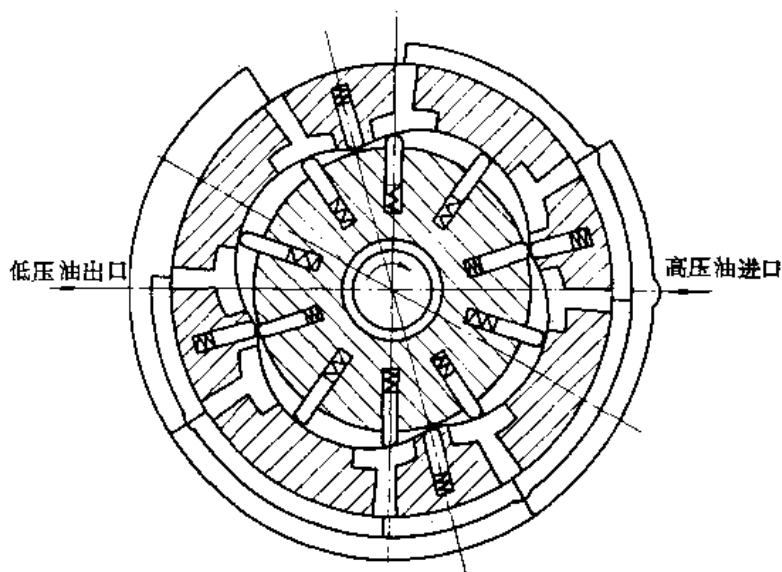


图 9-5 四作用叶片马达工作原理

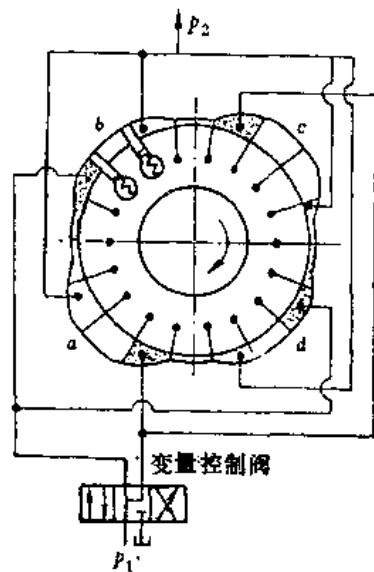


图 9-6 变量工作原理

速最低, 扭矩最大。当变量控制阀以右位工作时, 压力油只进入 a 、 c 两工作腔室, 而 b 、 d 腔室连通油箱, 没有压力, 这时马达有效排量是全排量的 $2/3$, 扭矩是最大扭矩的 $2/3$, 而转速则是低档转速的 1.5 倍。当变量控制阀以左位工作时, 压力油只进入 b 、 d 两工作腔室, a 、 c 腔室连通油箱, 马达以全排量的 $1/3$ 工作, 扭矩是最大扭矩的 $1/3$, 而转速是低档转速的三倍, 实现高档。因此, 在工作压差和输入流量不变的情况下, 可以获得三档不同转速和扭矩的变换。如果两组曲线升程的比例取得不同, 各档转速和扭矩的比例也不同。若所有曲线凸起的升程都相同, 则只能组合出两档转速和扭矩变换。

对于实现多级扭矩变换的马达, 需设有两个进油口。变量控制阀通常组装在马达进油口的法兰面上。

由于结构简单紧凑, 轴向尺寸小, 这种马达还可以十分方便地将 $2\sim 4$ 联定子、转子、叶片组件并排叠加在一起, 只使用一对带进、出口的前、后盖组成多列结构, 数倍地增大输出扭矩。

第二节 其他低速大扭矩液压马达

一、横梁传力式径向内曲线马达

NJM 型横梁传力式径向内曲线马达的工作原理、配流装置, 以及可以制造的变量机构与本书第六章详述的 QJM 型球塞式液压马达基本一致。所不同的是, NJM 型马达由衬有滚针轴承的滚轮代用了钢球; 液压力推动滚动体所产生的力矩, 由更为坚固刚硬的横梁传给转子。尽管结构复杂、制造成本较高、马达转动惯量较大, 但从材料力学的角度考虑, 完全可以可靠地传递更大的力矩。

图 9-7 为 NJM 型马达的装配结构; 图 9-8 为轴测剖视装配图; 图 9-9 为传力机械分解零件的立体图。为便于读者对照, 三图的零件及孔道编制序号完全一致。

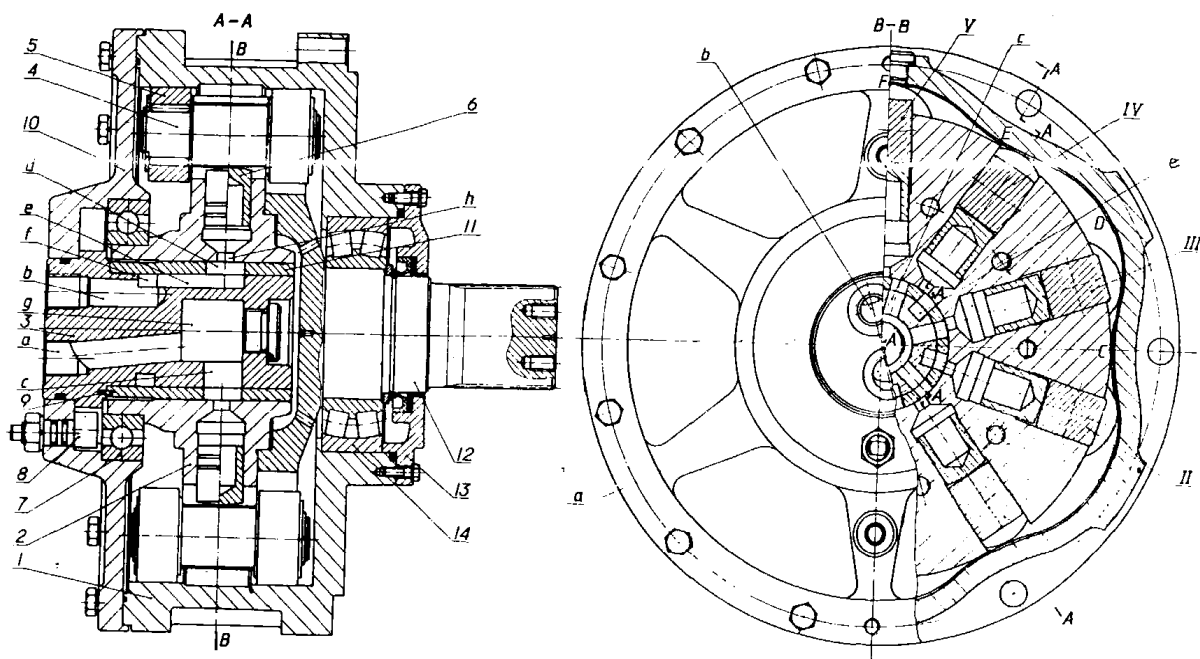


图 9-7 NJM 型横梁传力式内曲线径向柱塞马达
 1—定子；2—转子；3—配流轴；4—横梁；5—滚轮；6—柱塞；7—滚动轴承；
 8—微调螺钉；9—圆柱销；10—盖板；11—配流轴套；12—输出轴；13—前盖；14—轴承

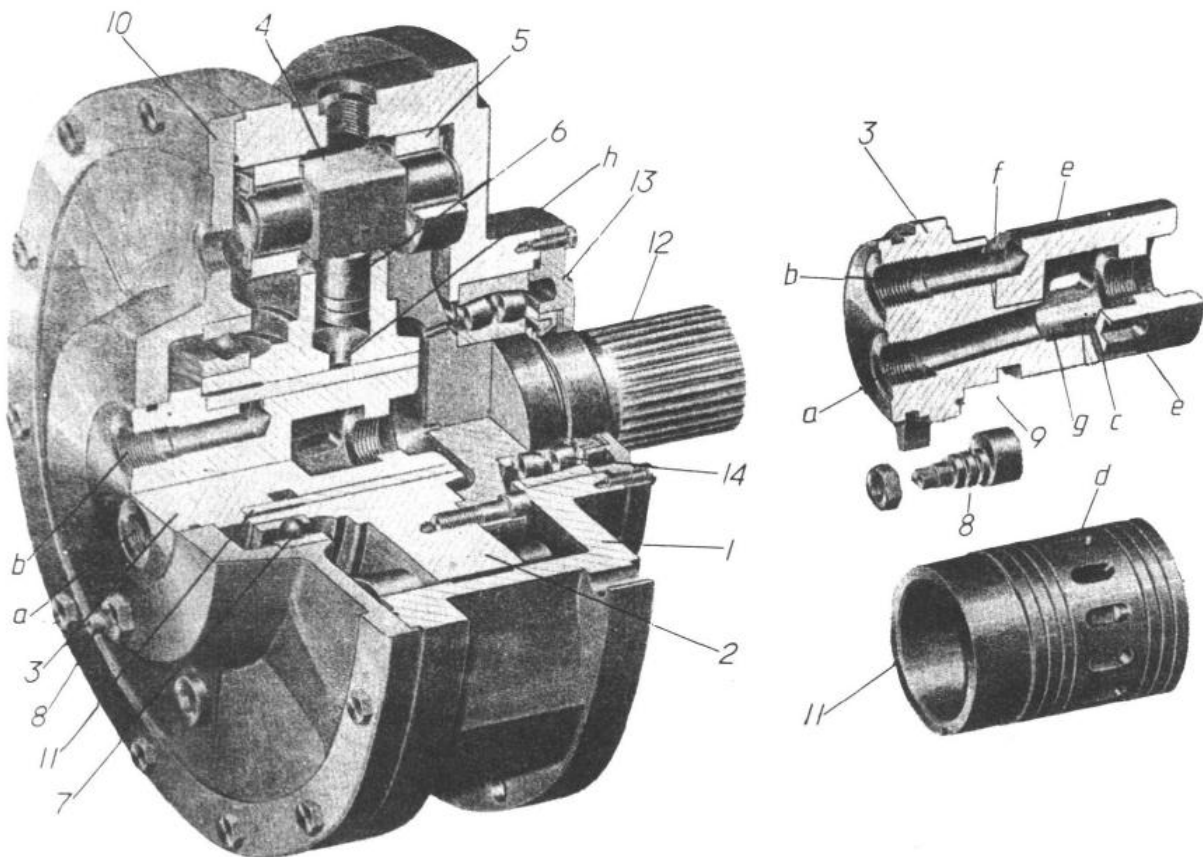


图 9-8 轴测装配结构图

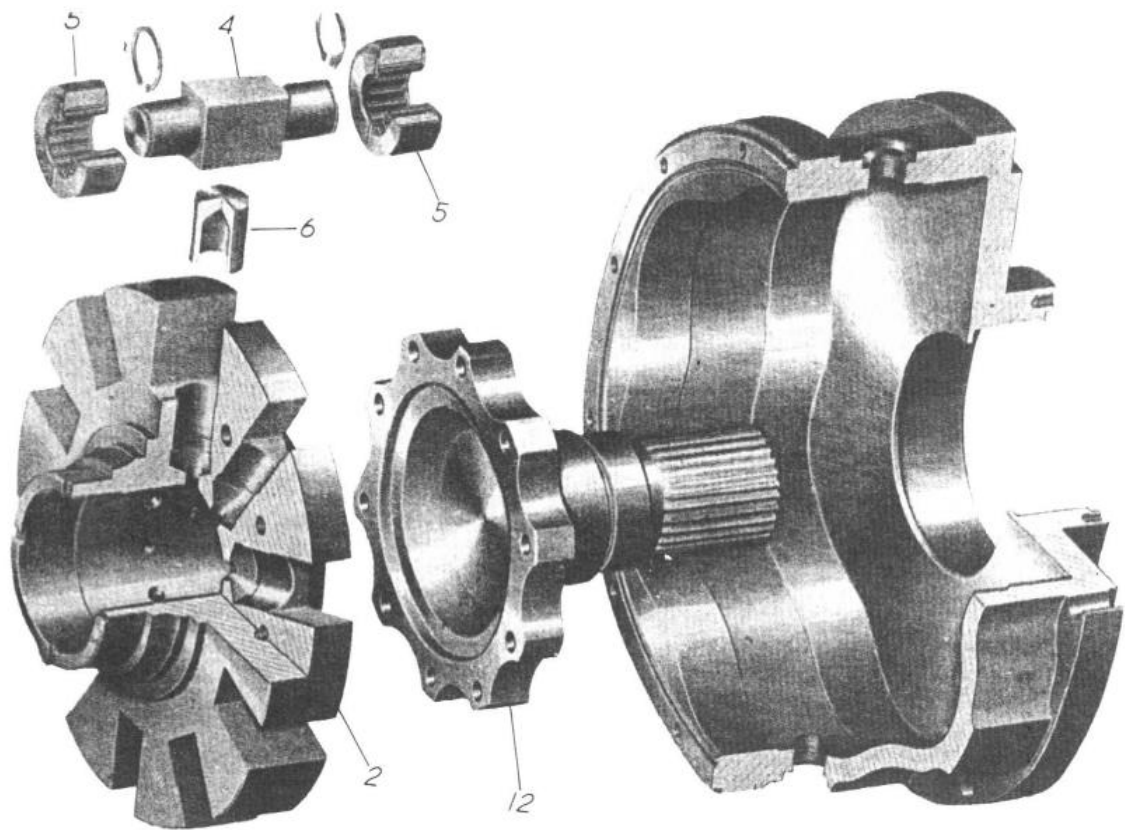


图 9-9 NJM 型马达主要零件分解立体图

NJM 型马达柱塞 6 的头部顶在横梁 4 中间矩形截面部分的底部。横梁在转子 2 的槽内沿径向滑动, 两端各装一个带滚针轴承的滚轮 5。壳体 1 (即定子) 内左右两边均有内曲线导轨, 分别和横梁两边的滚轮接触。转子 2 和输出轴 12 用螺钉连成一体, 用滚动轴承 7 和 14 支承。配油轴套 11 装在配油轴 3 的外面, 它上面均布有 12 个长圆形的径向孔 d (见图 9-8), 分别与配油轴上相应的进油和排油窗口对准, 用圆柱销 9 以保证其相对位置的准确。压力油从配油轴上进油口 a 通到内孔 g , 再从进油窗口 c 流入转子中相应的柱塞孔中, 如图 9-7 主视图的下面半个视图所示。流入排油窗口 e 中的油液, 向左流入配油轴上的环槽 f 中, 再从排油口 b 中排出, 如图 9-7 主视图的上面半个视图所示。微调螺钉 8 的右端是一个偏心圆柱, 它安装在配油轴 3 左下方的叉口内, 因此, 转动微调螺钉 8, 便能带动配油轴作微小的转动, 以调整配油轴与定子之间的相对位置, 保证配油位置的正确。

二、静力平衡式径向马达

静力平衡马达是在曲轴连杆马达的基础上发展起来的一种低速大扭矩径向柱塞马达, 外称为“罗斯通”马达。它的主要特点是: 取消了曲轴连杆马达中曲轴与柱塞之间的连杆, 且在主要摩擦副之间基本实现了静力平衡。因此, 也称为静力平衡马达。

图 9-10 为 5JY-85 型静力平衡马达的结构。由图可见, 静力平衡马达的结构与曲轴连杆马达相似。壳体 6 中也有五个沿圆周均布的柱塞缸, 其外形呈五星状, 缸内装有柱塞 1。但柱塞与曲轴之间没有连杆, 而是采用了一只套装在曲轴 7 偏心轮上的五星轮 4, 五星轮与曲轴偏心轮之间可以相对转动, 但五星轮在工作过程中只能作平面移动而不能转动, 五星轮的径向孔中均装有压力环 2, 在压力环下面有尼龙挡圈和 O 形密封圈, 上面用定位套 3 固定。定位套通

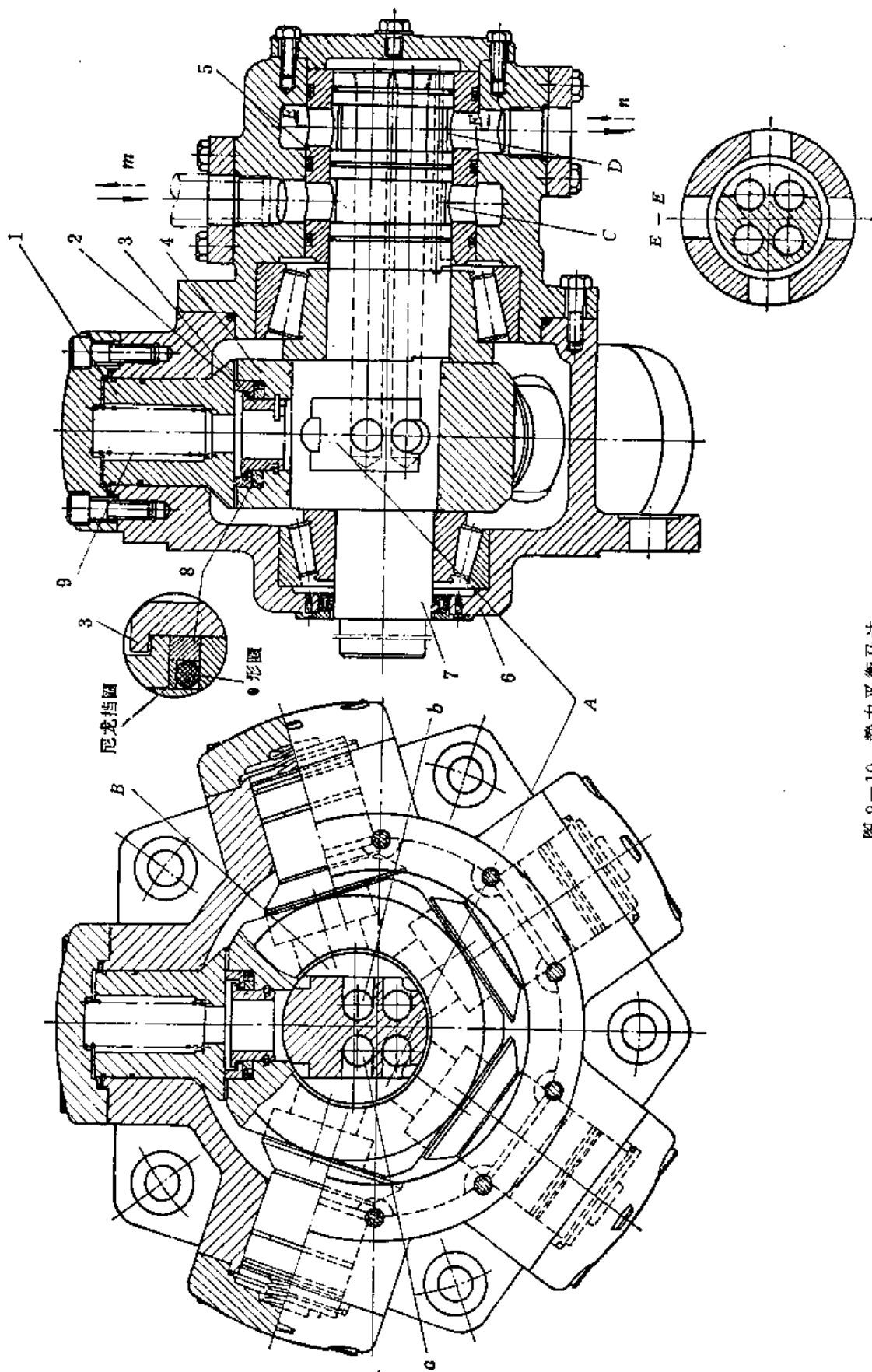


图 9-10 静力平衡马达
 1—柱塞; 2—压力环; 3—定位套; 4—五星轮; 5—壳体; 6—衬套; 7—曲轴; 8—内套; 9—弹簧

过弹性挡圈固定在五星轮中,以防止压力环与五星轮之间过大的轴向窜动。柱塞1做成空心的,它依靠弹簧9和油压作用力压紧在压力环端面上,以保证马达启动和空载运转时柱塞底面与压力环端面之间很好地贴紧。

曲轴借助于一对滚动轴承支承在马达壳体内。曲轴的外伸端(图9-10中为左端)为输出轴,曲轴的另一端(右端)制有两条环形槽C和D,分别与壳体上的进、回油口m和n相通。这种马达未设专门的配流轴,配流是由曲轴偏心圆中间表面加工出的两个切槽(配流窗口)A和B来完成的。配流窗口A和B分别通过曲轴上的两对轴向油孔a和b与环形槽C和D相通,再经衬套5上的径向孔接通壳体上的进、回油口。

这种马达与曲轴连杆马达不同,它是利用进油腔输入的压力油直接作用在曲轴偏心圆处一个侧面上来产生力矩的。柱塞缸的压力液柱对曲轴形成的力矩可通过图9-11加以说明。

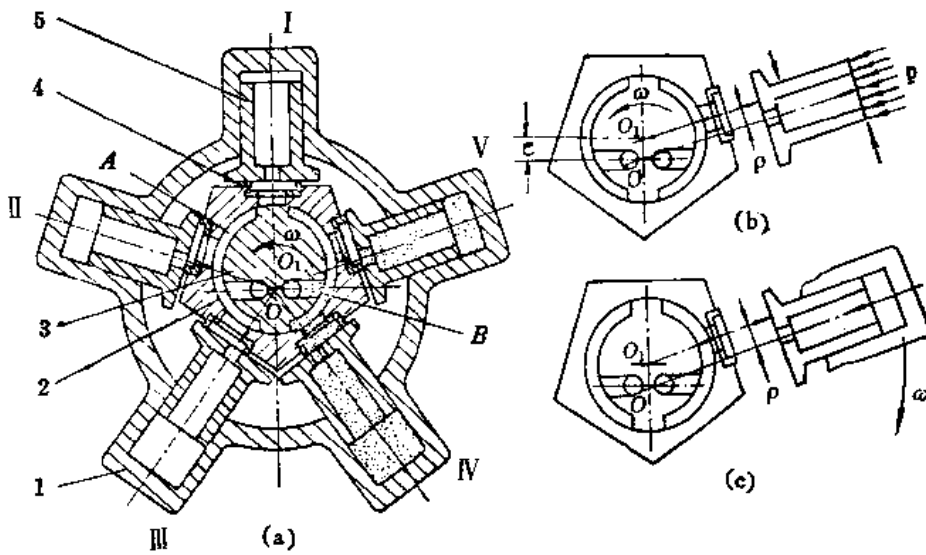


图9-11 静力平衡马达工作原理图

(a)结构原理 (b)轴转式马达受力分析 (c)壳转式马达受力分析

1-壳体;2-五星轮;3-曲轴;4-压力环;5-柱塞

压力油经曲轴上的轴向油孔由配流窗口B进入柱塞缸(如柱塞缸V),在柱塞、缸体、压力环、五星轮和曲轴偏心圆之间的密封容积中形成压力液柱。这个液柱作用在曲轴偏心圆上的液压力F通过偏心圆的中心 O_1 ,由于偏距 $OO_1=e$ 存在,于是该力对曲轴旋转中心O产生力矩,(见图9-11(b))。当处于高压进油区的柱塞不止一个(图9-11(a)示有两个柱塞缸IV和V)时,所有压力液柱产生的力矩之和就是马达的输出扭矩,当马达外壳固定时,它便驱动曲轴逆时针旋转。柱塞缸II和III通回油不产生力矩。随着曲线的旋转,配流窗口A和B也跟着改变位置。柱塞缸I由过渡状态进入高压进油区,柱塞缸IV、V仍处于进油区段,于是该瞬时存在的三个压力液柱同时对曲轴旋转中心O产生力矩,推动曲轴继续旋转。柱塞缸II、III继续通回油。随着曲轴转动,柱塞缸IV接通回油配流窗口A,又变成两个压力液柱产生力矩。此后,柱塞缸II开始接通压力油,柱塞缸V接通回油……。

由上可见,曲轴旋转一周时,每个柱塞缸分别与压力油和回油接通一次,由于五个柱塞缸呈星形布置,因此总有两个或三个柱塞缸交替处于高压进油区,从而驱动曲轴不停地旋转。

静力平衡马达也可作成曲轴固定、壳体旋转的壳转马达。图9-11(c)为静力平衡马达的

动作原理图。壳转型静力平衡马达可直接装在车轮轮壳内,用来驱动机械的行走机构。

静力平衡马达与曲轴连杆马达相比,因柱塞、压力环和五星轮三者之间可以大致做到静压平衡,减少了相对运动零件之间的摩擦和磨损,机械效率和启动扭矩效率较高;工作可靠,寿命长;不存在油膜被破坏的问题,马达的低速稳定性较好(最低稳定转速可达 $2r/min$)。此外,因取消了连杆、球头和外壳上的通油孔道,结构简单,工艺性较好。该马达的主要缺点是:因五星轮在壳体内作平面平行运动,壳体内需要有足够的空间,马达外形尺寸和重量大,单位功率重量也大;并且只有当五星轮上液压力达到完全平衡而处于“悬浮”状态时,马达的扭矩才是完全由液压力直接产生的,否则,五星轮与偏心轴之间仍然有机械摩擦力存在。

静力平衡马达若设计或工艺处理不当,会产生柱塞活动不灵,压力环过度倾斜和五星轮偏转等问题,会使柱塞底面和压力环之间不能紧密接触而造成开口丧失密封,导致喷油现象,使马达容积效率大大降低,压力下降,甚至无法工作。另外,弹簧往复次数过多,容易疲劳破坏或折断。

静力平衡马达的另一缺点是柱塞受侧向力较大。

静力平衡式马达也可以设计成平面配流和柱塞多排结构的形式。国产 JM21、JM22 和 JM23 型马达即分别为平面配流的单排、双排和三排静力平衡式马达。

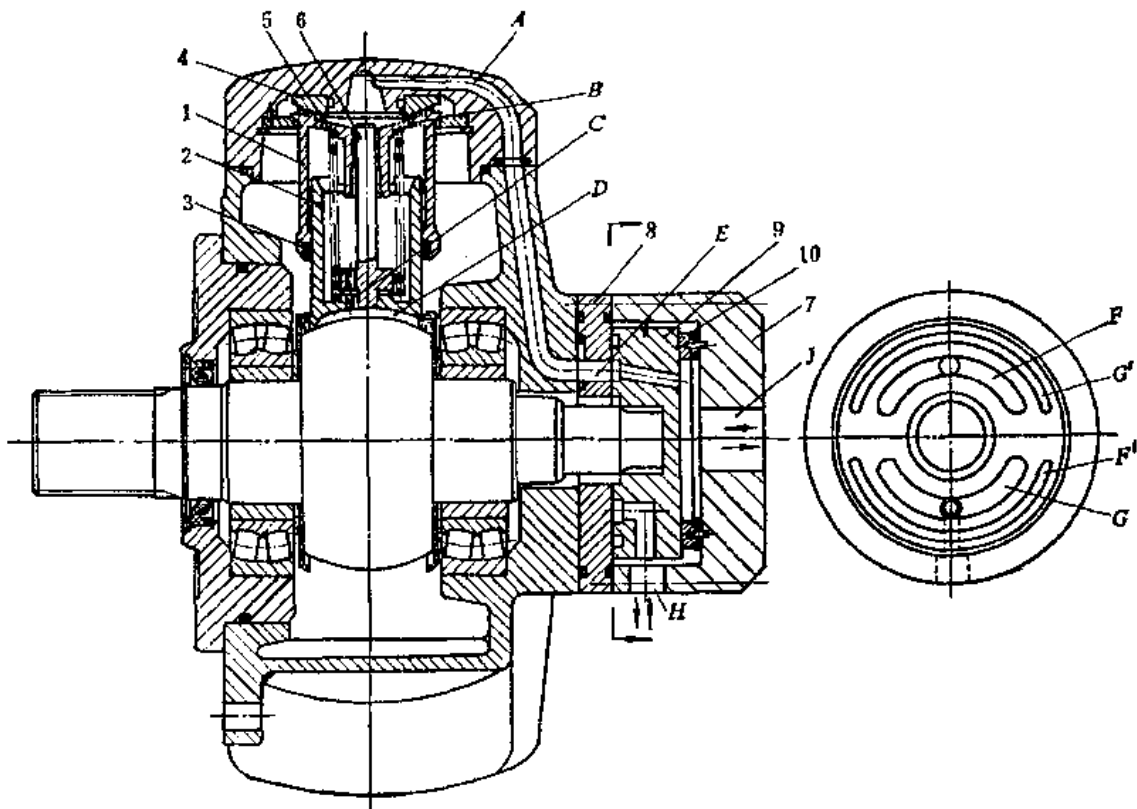


图 9-12 柱塞伸缩式径向马达

1-缸套;2-柱塞;3-密封圈;4-球面座;5-弹簧;6-导向杆;7-端盖;8-配流隔板;9-配流盘;10-浮动环

三、伸缩柱塞式和伸缩缸体式径向马达

图 9-12 为卡桑尼(Calzon1)伸缩柱塞式马达的结构图。

此马达结构布置类同于曲轴连杆式马达,主要不同之处为:该马达将柱塞连杆换为可伸缩的柱塞2和缸套1。壳体上没有柱塞孔,柱塞和缸套之间可轴向滑动,滑动处用O形圈3密封。缸套——柱塞组件的两端均制成凹形球面,分别顶在输出轴偏心轮的球面和壳体的球座4上。初始压紧力由弹簧5提供,导向杆6固定于柱塞又供伸缩时导向用。在各球面支承处与静平衡马达一样,做成静压平衡式,工作时高压油从通道A经柱塞缸套1上的孔B进入柱塞腔,再经孔C进入油室D,使柱塞平衡。同样,柱塞缸套与球座4也处于静压平衡状态。这样,推动输出轴旋转的不是伸缩柱塞,而是由伸缩柱塞所维持的油柱,且由于端部为球面支承,伸缩柱塞组即相当于一个两端铰接的二力杆,因此,若不计摩擦力的话,理论上说,柱塞上就没有侧向作用力。

配流系配流盘浮动的轴向配流装置。马达的端盖7和隔板8通过螺钉装在壳体上,配流盘9和浮动环10装在端盖中,浮动环10以定位销与端盖7相联,可以作轴向移动,不能相对转动,配流盘9通过花键装在输出轴的端部,与它一起旋转。五个柱塞腔从顶部分经五条通道A通到隔板8的五个孔E,孔E与配流盘9的腰形孔F、G相通。

此配流装置的主要特点是:配流盘不倾覆,可以浮动。为防止配流盘的倾覆,设有两条辅助腰形孔F'、G',相应地与F、G孔相通(图9-12中未表示)。若高压油从孔H进入,则液压力作用在浮动环10以外的配流盘圆周上,合力作用在配流盘中心,撑开力则作用在G、G'腰形孔范围内,适当选择G'孔尺寸,也可使合力通过配流盘中心,故无倾覆力矩产生。从J进高压油,情况类似,不重复。

若配流面有磨损或制造安装略有误差,依靠浮动环10的轴向移动(在其密封允许范围内)作相应补偿,即配流盘可以浮动。

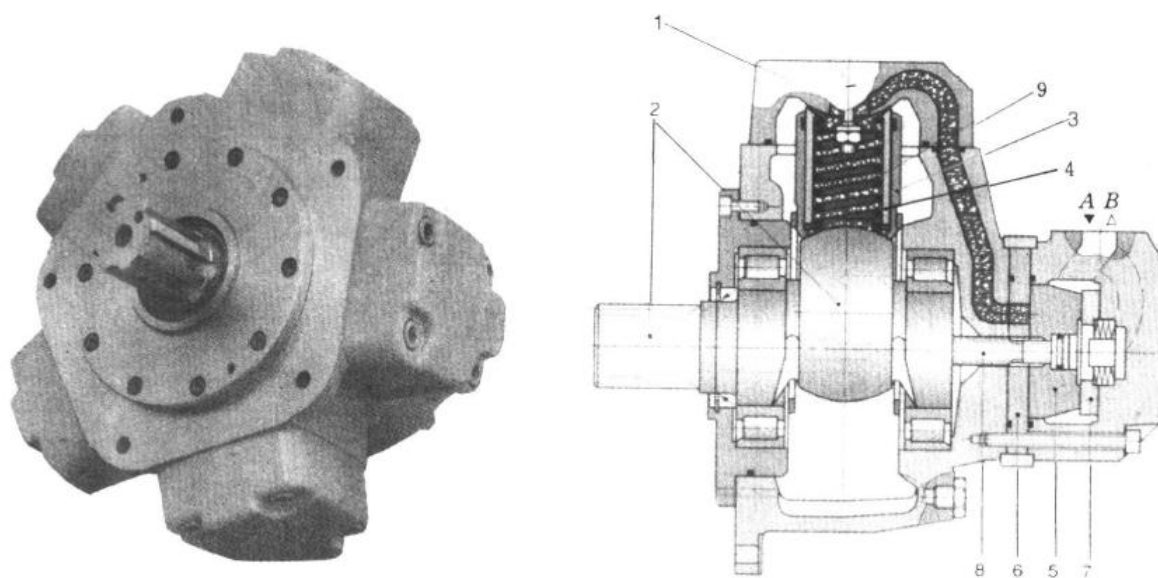


图 9-13 缸体伸缩式径向马达

1—缸盖;2—偏心轴;3—缸套;4—柱塞;5—配流盘;6—配流隔板;7—浮动环;8—十字滑块轴端;9—弹簧

卡桑尼公司前期又推出一种原理相同,但结构上为缸体进行伸缩的MRC型马达(见图9-13)。其主要改进之处是:MRC型马达在初始状态时,柱塞4上端被推压在缸盖1的球面座上,通油后缸体3径向伸缩,与柱塞孔滑动配合的大弹簧使柱塞成为一个缸体滑动的大导向柱。此外,MRC型马达在端面配流结构上也较静力平衡马达稍有改进。

柱塞或缸体伸缩式马达因柱塞副上不受侧向力,因此磨损小,机械效率高,柱塞行程可以做得较大而结构又较紧凑。但是,该马达的偏心轴、壳体(缸盖)及柱塞、缸体的球面,须专门的精密加工设备才能制造,工艺难度大。而且,使用中对油液清洁度要求苛刻,稍有不慎,球面副即会漏油、喷油,与前述静力平衡马达一样,轻则容积效率下降,重则马达失效不能运转。球面运动密封副除制造厂家专用设备、专用模胎具可以研、抛修复外,用户根本无法在工作现场自行处理。

四、多作用轴向柱塞式马达

轴向柱塞液压马达在不加大外形尺寸的情况下,若采用钢球和端面凸轮盘分别取代滑靴和斜盘,以两者的滚动代替原来的滑动运动,并采取多作用的方式增大排量,提高输出扭矩,就成为一种轴向柱塞式多作用液压马达。

为了实现多作用,常采用图9-14所示的波浪形的凸轮盘来代替常规的斜盘,使(球)塞组件中的钢球与凸轮盘表面点接触,并沿着圆弧形断面的沟槽滚动来实现一圈内多次的往复运动。

图9-14(a)为凸轮盘,图9-14(b)为凸轮盘圆弧形断面沟槽的展开图,其作用数 $n=3$,即柱塞转动一圈 360° 范围内,柱塞往复运动三次。

凸轮盘呈波浪起伏形状,多采用等加——等减速度曲线。

图9-15所示的德国力士乐公司生产的多作用轴向柱塞马达,与TXM马达一样,也不用配流盘,而是采用配流端盖。端盖上有进出油口,并有孔道与配流平面上的配流槽相通。

缸体上有八个柱塞孔,每孔中有一个球塞组件3,它由柱塞、球垫和钢球组成。

凸轮盘4的滚道采用等加速曲线。凸轮盘与壳体7通过三角形花键连接。

液压马达工作时,配流平面之间的液压力将缸体与配流盘分开,柱塞腔的液压力则将缸体与配流盘压紧。

配流平面根据油膜支承理论进行设计,应当使压紧力适当地大于推开力,使配流间隙能自动减小,降低泄漏,但配流面之间仍能保持一定厚度的油膜,避免迅速磨损。

弹簧5的两端顶在锥形滚子轴承6上和缸体上,把缸体推向配流盘,使配流面间得到预压紧力,在油压尚未建立前,缸体不至于与配流盘脱开。

这种马达的最高总效率可达93%,最低稳定转速为 $5\sim 7r/min$ 。

在结构上这类马达还可制成两端轴伸式(如图9-15中虚线所示)。也可制成对称双凸轮盘式液压马达。

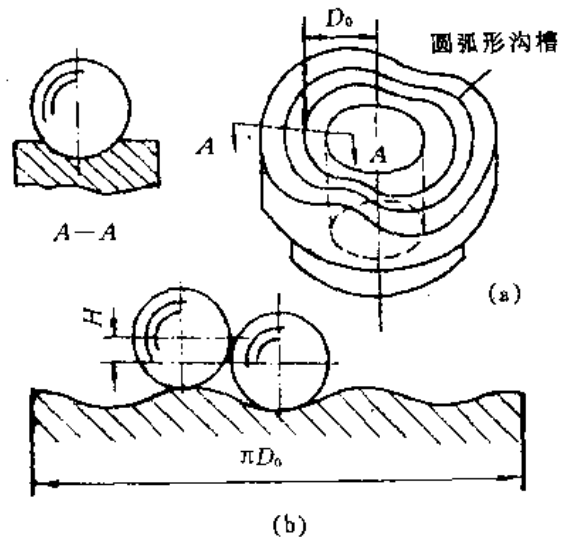


图9-14 多作用凸轮盘
(a)凸轮盘 (b)沟槽展开图

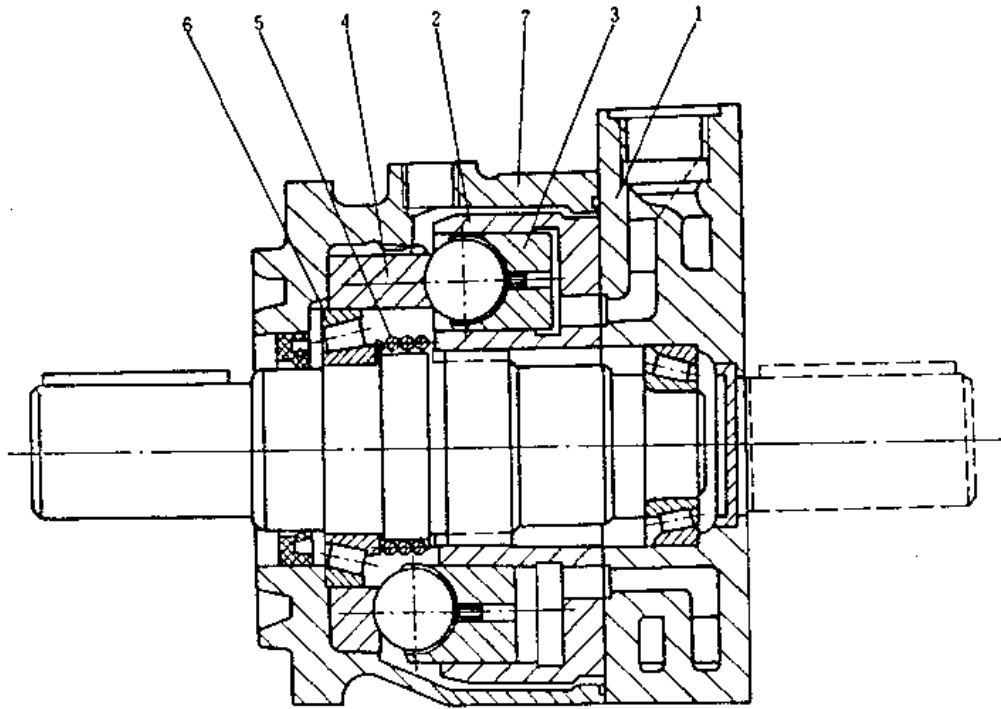


图 9-15 平面配流多作用轴向球塞式液压马达

1—配流端盖;2—缸体;3—球塞组件;4—凸轮盘;5—弹簧;6—轴承;7—壳体

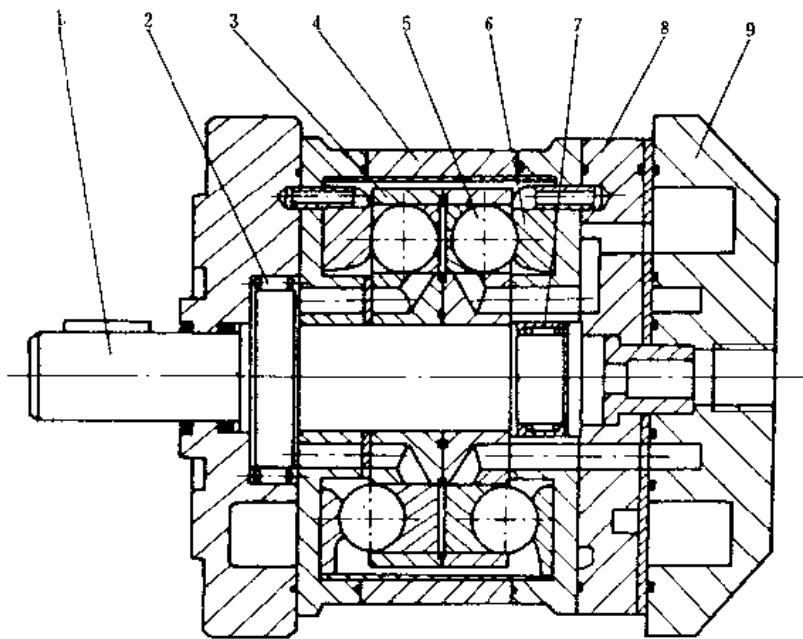


图 9-16 双凸轮盘式多作用液压马达

1—转矩输出轴;2—轴承;3—缸体;4—壳体;5—钢球;6—凸轮盘;7—轴承;8—平面配流盘;9—端盖

图 9-16 是美国纽特隆(Nutron)公司 70 年代以来制造的采用平面配流盘的一种液压马达。

图 9-16 中的输出轴 1 上固定着缸体 3。缸体由对称的两半构成,以便于配流孔道的加工。缸体上有九个孔,每孔中有两个作为柱塞的钢球 3,分别顶在两边的凸轮盘 6 上。凸轮盘上的滚道是四作用等加速曲线。

8 是平面配流盘。端盖 9 上有进、出油口,分别与对应的配流槽孔相通。

缸体两端的柱塞腔油孔及配流孔的结构是对称的,使缸体所受轴向力平衡。旋转件(输出轴、缸体)与固定件(壳体)之间没有不平衡径向力,因此,支承可用结构紧凑的滚针轴承。

为了避免钢球与柱塞孔之间过大的泄漏,其配合间隙应该很小。当钢球在滚道上滚动时,在 F_T 力的作用下,钢球靠向柱塞孔壁,并产生相对滑动。为了使这种滑移不致引起缸壁较快磨损、泄漏增加和钢球卡死等现象,应对缸壁作特殊的喷镀碳化钨处理。

由于钢球与缸壁之间的泄漏和磨损等限制,这种液压马达通常只能在低于 10MPa 的压力下工作。

多作用轴向柱塞马达也可以制成轴配流,且固定的壳转马达。图 9-17 为英国国家工程实验室(NEL)研究、开发,并由英国卡隆(Carron)公司生产的多作用轴配流壳转式马达。

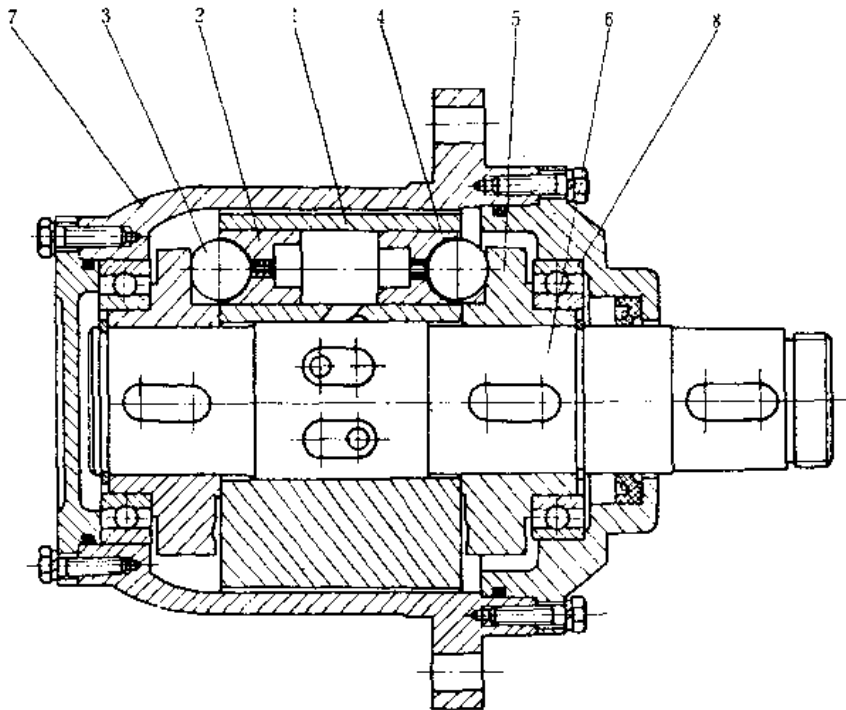


图 9-17 多作用轴配流壳转式马达(卡隆公司)

1-缸体;2、4-球垫;3-钢球;5-凸轮盘;6-配流轴;7-壳体;8-轴承

图 9-17 中,壳体 7 与缸体 1 一同旋转。缸体上有九个柱塞孔,每个孔的两端有球塞组件,它由柱塞体 2、球垫 4 和钢球 3 组成。球垫中心有小孔柱塞腔相通。高压油进入钢球与球垫之间的支承面,减小了钢球转动时的摩擦阻力,钢球分别顶在两边的凸轮盘 5 上。凸轮盘的滚道曲线采用三作用等加速曲线。

配流轴 6 的一端靠螺母的键固定在机器的支架上,凸轮盘 5 用平键与轴 6 连接、固定。在

配流轴的端头上,有液压马达的进油口、回油口和泄漏口。进、回油孔道在配流轴的中部,各分三路,分别通到缸体的柱塞孔中。

液压马达旋转件与固定件之间没有径向作用力,就马达本身来说,轴承 8 不承受大的径向载荷,但承受较大的轴向载荷。采用较大的轴承,是为了能承受作用在马达壳体上的外载荷,如车轮承受的载重力或卷扬筒承受的钢丝绳拉力等。

柱塞与缸体孔之间的密封效果比钢球与缸孔间的密封效果好。因此,可以提高这种马达的工作压力。但这种球塞组件的柱塞直径大于钢球直径,在压力相对增高时,该钢球与凸轮滚道之间的接触应力增值较快,滚道表面的接触疲劳寿命将显著降低,成为工作压力继续提高的限制因素。

这种马达的额定工作压力通常在 10~14MPa 之间,最高总效率是 89%~90%,起动转矩系数是 80%~85%,最高工作转速是 250~300r/min,自由轮工况(空转)下的最高转速可达 500~600r/min。

第十章 电液马达

电液控制马达,简称电液马达,它是机械电子工程中的一种机电一体化产品。它是采用电子技术(含计算机等)并通过电液伺服阀、电液比例阀或数字阀对液压马达实施控制的机电一体化产品。

电液控制的分类及原理见图 10-1。

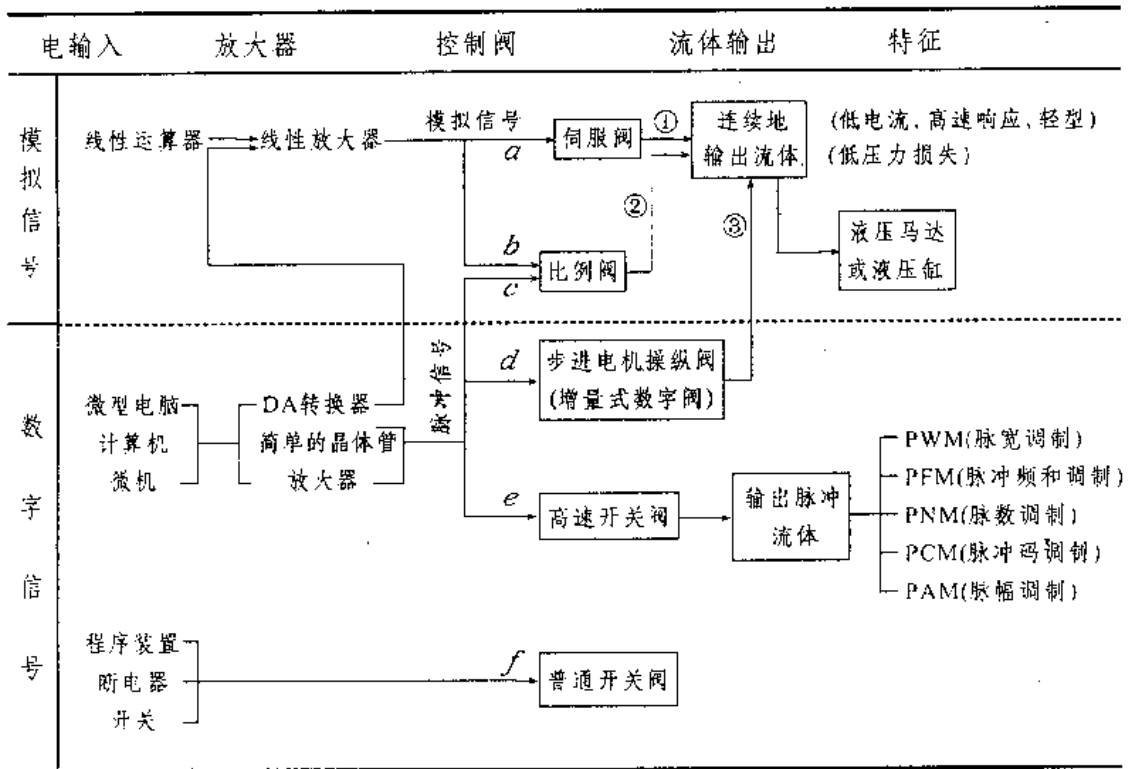


图 10-1 电液控制的分类及原理

电液马达目前尚无严格的、统一的国家标准的命名分类。从组成、结构上来看,通常分为:①电液伺服马达;②电液比例马达;③电液步进马达。这种习惯上的分类与图 10-1 中控制生成路线中的①、②、③分别对应。

第一节 电液伺服马达

一、工作原理

由电液伺服阀(参见赵应樾主编的《液压控制阀及其修理》,上海交通大学出版社,1999年出版)对液压马达实施控制的机电一体化产品,被称为电液伺服马达。

电液伺服阀本身是一种接受模拟量电控制信号,输出随电控制信号大小与极性变化,且快速响应的模拟量流量或(和)压力的液压控制阀。电液伺服阀的基本组成见图 10-2。

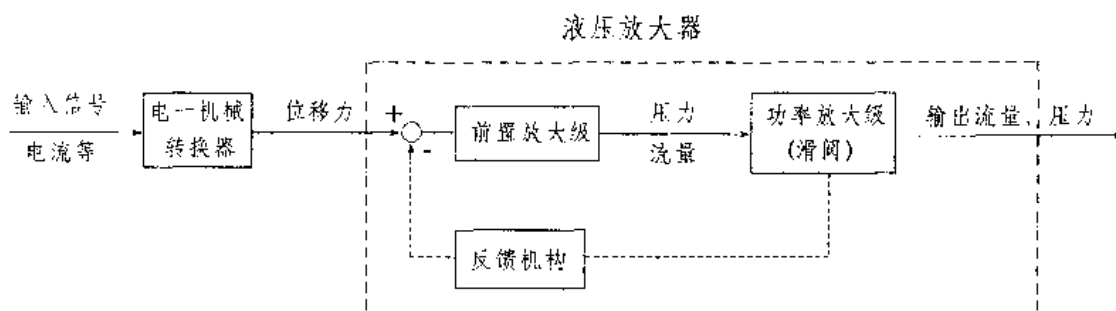


图 10-2 电液伺服阀的基本组成

根据输出液压模拟量基本为流量或压力的特性以及应用目的的不同,电液伺服阀可以分为电液流量伺服阀和电液压力伺服阀两大类,并分别简称为流量伺服阀和压力伺服阀。

电液伺服阀已经广泛地应用于电液位置、速度、加速度、力伺服系统以及伺服振动发生器中。

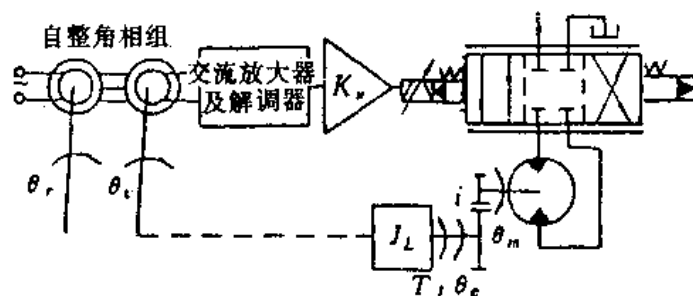


图 10-3 对液压马达角位移控制的原理

采用电液伺服阀控制液压马达角位移位置的原理如图 10-3 所示。这种角位移控制采用自整角机检测角差。当系统中输入指令信号时,电液伺服阀的电-机械转换器动作,液压放大器将能量转换和放大后驱动液压马达运行到预定位置。同时,利用自整角机等位移传感装置发出反馈信号,与输入指令信号比较,使液压马达停止在所需的精确位置上。

采用液压马达对其进行角位移位置控制时,若负载质量很大,为提高液压谐振频率亦即响应速度,往往特意加设齿轮减速装置。

图 10-4 是采用电液伺服阀对液压马达实施运转速度保持一定值的速度闭环控制原理及回路。图 10-4 中,电液伺服阀根据输入的指令信号,通过阀内的电-机械转换器将能量转换并经液压放大器放大后,液压泵输出的压力油通过电液伺服阀向液压马达供油,使液压马达具有一定的转速;同时通过测速电机等速度传感器发出反馈信号,输入伺服控制放大器,并与输入电信号相比较,以控制电液伺服阀的功率级滑阀开口量,使液压马达的转速保持预定值。

若将图 10-4 中的液压马达主体、速度传感器和电液伺服阀集合为一体,即成为电液伺服

马达。

二、典型产品简介

(一) 组成

北京机床研究所设计生产的 DYSM 系列电液伺服马达是由 MX 系列高精度液压马达、频率响应较高的 QDY 系列电液伺服阀、测速电机及伺服控制器组成的速度闭环控制的阀控马达驱动装置。其组成与外形安装技术尺寸见图 10-5。DYSM 系列电液伺服马达具有较高的动能特性和良好的低速性能,调速范围宽,广泛地应用在数控机床,雷达天线,模拟机系统,炮塔跟踪,水平拉坯连铸机系统及其他自动机械中。

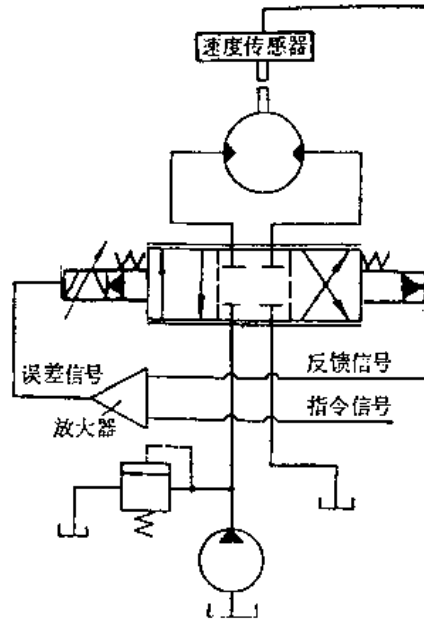
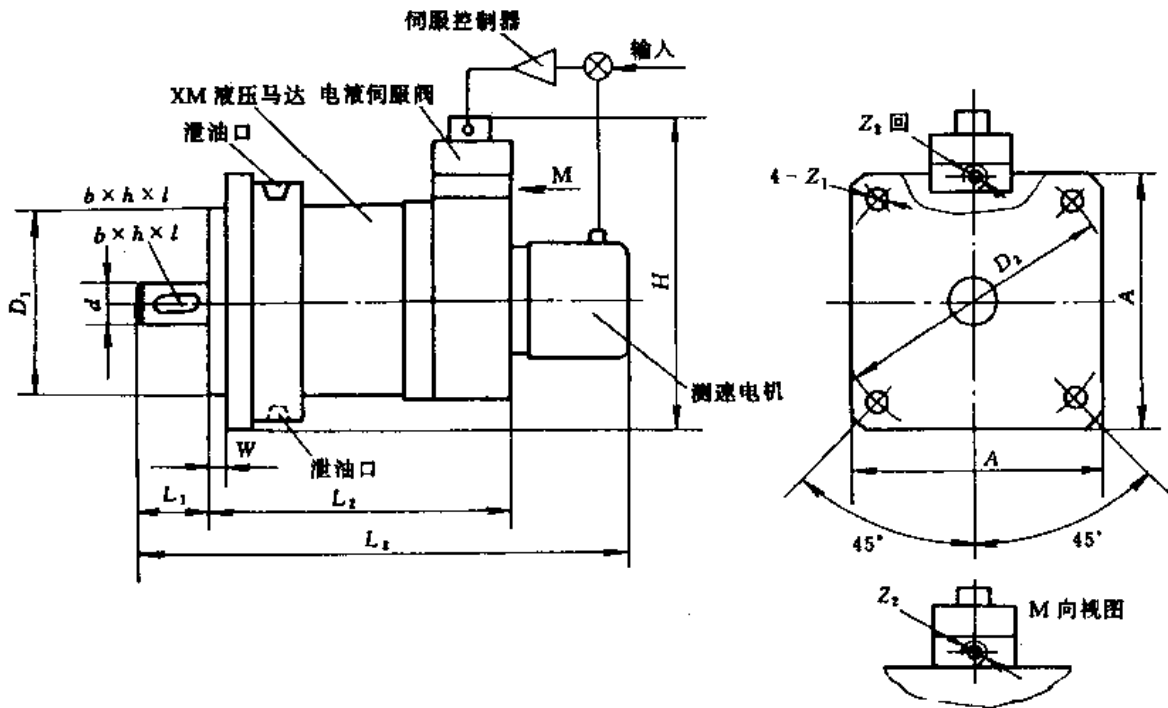


图 10-4 电液伺服马达的速度控制原理



尺寸	D_1	D_2	A	d	Z_1	Z_2	$b \times h \times l$	W	L_1	L_2	L_3	H
型号												
DYSM-C80	$\varnothing 160h7$	$\varnothing 200$	185	$\varnothing 32h6$	$\varnothing 1$	$z3/4''$	$8 \times 7 \times 45$	9	58	264	410	324
DYSM-C50	$\varnothing 125h7$	$\varnothing 160$	150	$\varnothing 30h6$	$\varnothing 14$	$z3/4''$	$8 \times 7 \times 45$	9	58	244	390	273
DYSM-C25	$\varnothing 100h7$	$\varnothing 125$	125	$\varnothing 25h6$	$\varnothing 11$	$z1/2''$	$8 \times 7 \times 30$	9	43	200	330	230

图 10-5 DYSM 系列电液伺服马达的组成及尺寸

(二)主要性能参数

表 10-1 为 DYSM 系列马达的主要性能参数。

表 10-1 主要性能参数

项 目	DYSM-C25	DYSM C50	DYSM C80
排 量(cm^3/r)	25	50	80
额定工作压力(MPa)	12.5	12.5	12.5
瞬时压力(MPa)	16	16	16
额定压力输出扭矩($\text{N}\cdot\text{m}$)	50	90	150
转动惯量($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{S}^2$)	0.00088	0.00176	0.30294
最高转速(r/min)	2000	1500	1000
最低转速(r/min)	0.1	0.1	0.1
闭环频宽(Hz)-3db	20~50	20~50	20~50

DYSM 系列电液伺服马达低速性能好,由于组成电液伺服马达主要部件的 XM 系列液压马达在低速区启动扭矩随转速升高而下降的特性较平缓,减少了液压马达低速爬行的区域,这样就扩大了电液伺服马达的使用范围。

此外,该马达的扭矩—转速特性曲线中,三条曲线都比较平直(见图 10-6),说明 DYSM 系列电液伺服马达转速变化对扭矩的影响很小。

第二节 电液比例马达

采用电液比例阀(参见赵应越主编,《液压控制阀及其修理》,上海交通大学出版社,1999年)对液压马达进行各类控制,并将比例控制系统中的大部分元、器件集合于主体液压马达中而形成的机电一体化产品,被人们称作电液比例控制马达,简称电液比例马达或比例马达。

若对液压马达实施控制的电液比例系统中的元、器件未能集合于主体马达中而采取各自分立再进行连接的形式,这时人们常称为对液压马达的电液比例控制。

显而易见,产品的机电一体化可以提高整机性能和工作可靠性,充分发挥液压传动力大、惯性小、响应快,并利于实现液压系统柔性化、智能化,符合新世纪对我们提出的要求。

电液比例控制马达和液压马达的电液比例控制,其工作原理是完全一致的。

一、电液比例技术概述

不同的电液比例控制系统,结构各异,功能不同,但都可归纳为由功能相同的基本单元所组成的系统(见图 10-7)。

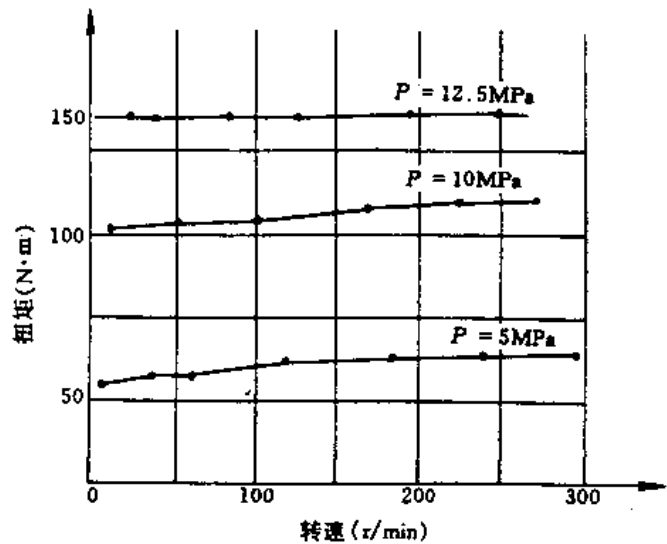


图 10-6 特性曲线

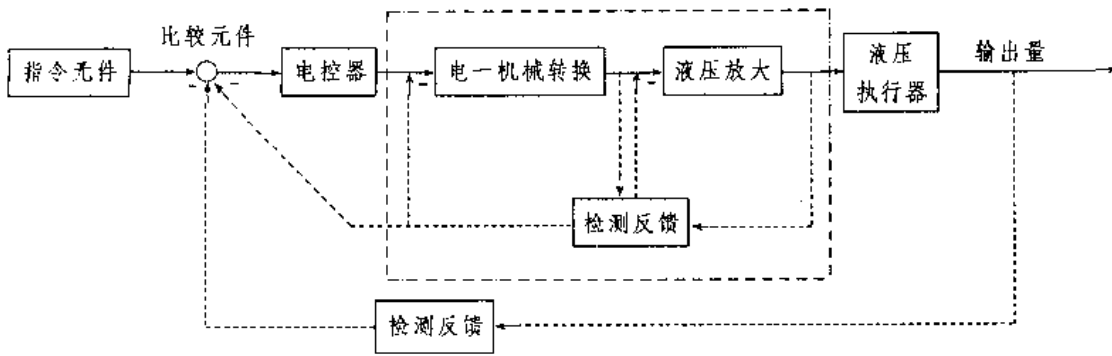


图 10-7 电液比例控制系统原理方框图

图 10-7 中虚线为可能实现的检测与反馈。包含外反馈回路控制系统的称为闭环控制系统,不包含外反馈回路控制系统的称为开环系统。如果存在比例阀本身的内反馈,也可以构成实际的局部小闭环控制。但一般这不称为闭环系统。

图 10-8 是一个采用比例调速阀实现液压马达正反向无级调速的开环比例调速系统;图 10-9 为采用比例方向阀实现闭环比例调速的液压系统。

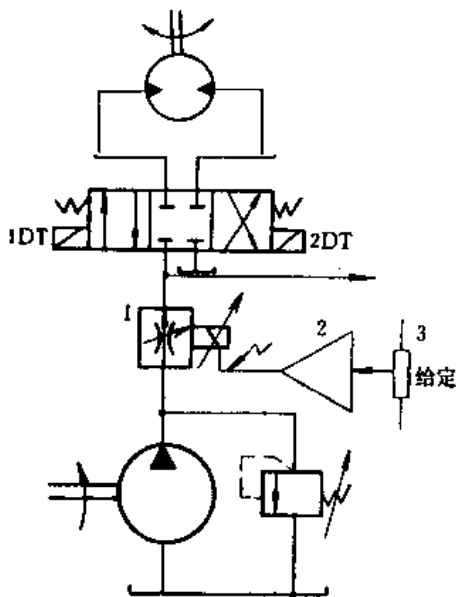


图 10-8 开环比例控制系统
1—比例调速阀;2—比例放大器;
3—给定电位器

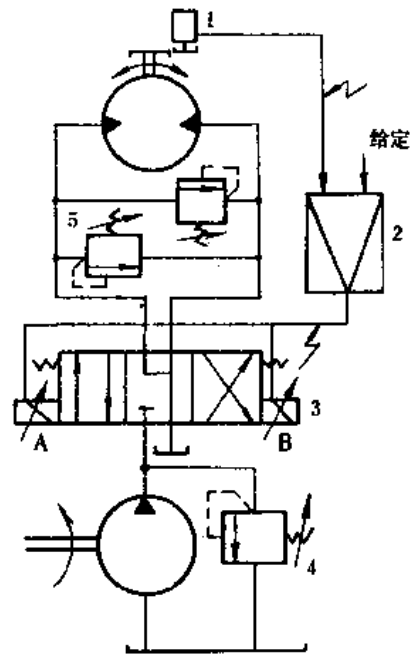


图 10-9 闭环比例调速系统
1—速度传感器;2—双通道比例放大器;
3—比例方向阀;4—溢流阀;5—限压阀

图 10-9 为闭环比例调速系统。它是在开环控制的基础上增加了速度反馈元件而构成的。速度传感器产生与速度成正比的电信号,经匹配放大器放大后,与给定控制信号比较,得出偏差信号。偏差信号经功率放大后用于控制比例电磁铁 A 或 B,从而控制阀的开口量及方向,达到速度调节的目的。

图 10-8 所示的系统,由于不对被控量进行检测和反馈,因而当出现被控量与期望值的偏差时无法进行修正,所以称为开环控制系统。这类系统一般控制精度不高。但与开关式液压控制相比,控制质量和方式都有改进和简化。它可使被控量复现控制信号的变化规律。这类开环

系统由于不存在信号和能量的反馈,因而系统稳定性好,容易设计,是目前最常见的比例控制系统。

图 10-9 所示的系统引入了反馈回路,称为闭环系统。它用被控量与输入量(给定)的偏差信号作为真正的控制信号,最后使输出量尽量与输入量相一致。在受到干扰时仍能消除偏差或把偏差控制在要求的精度内。系统的输出能较准确地复现输入信号的变化规律。但由于有反馈的存在,其稳定性成为设计的主要考虑问题,特别是比例阀工作在较大的范围时,其非线性的影响不能忽略。

组成电液比例控制系统的基本元件有:

1. 指令元件

它是给定控制信号的产生与输入的元件,也可称为编程器或输入电路。在有反馈信号存在的情况下,它给出与反馈信号有相同形式和量级的控制信号,如图 10-9 中的电位器或电位器组就是常见的指令元件之一。它也可以是信号发生装置或程序控制器。指令信号可以手动设定或程序设定。最常见的是手动预置设定,运行时用程序选用。

2. 比较元件

它的功用是把给定输入与反馈信号进行比较,得出偏差信号作为电控器的输入。进行比较的信号必须是同类型的,比例电控器的输入量为电学量,因此反馈量也应转换成同类型的电学量。如遇到不同类型的量作比较,在比较前要进行信号类型转换,例如 A/D 或 D/A 转换,或机—电转换等。

3. 电控器

内部以比例放大器(插板)为核心的电子比例控制器,简称电控器,通常还被称作比例放大器(见图 10-10)。由于含在比例阀内的电磁铁需要的控制电流较大(0~800mA),而偏差控制电流较小,不足以推动电磁铁工作,所以,要对控制信号进行功率放大,且偏差信号的类型或形状都不一定能满足高性能控制的要求。电控器的作用是对输入的信号进行加工、整形放大,以达到电—机械转换装置的控制要求。

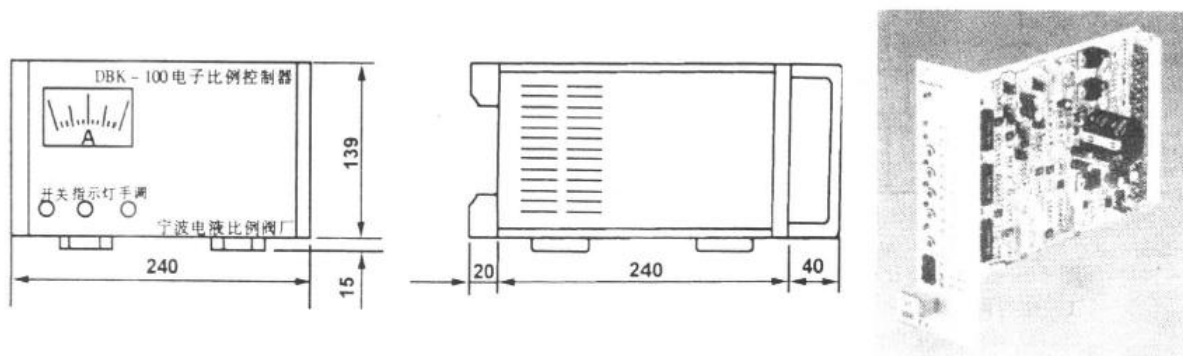


图 10-10 电控器外观和比例放大器的相片

4. 比例阀

比例阀内部可分为两大部分,即电—机械转换器及液压放大元件,还可能带有阀内的检测反馈元件。电—机械转换器,它是电液的接口元件。它把经过放大后的电信号转换成与其电学量成比例的力或位移。这个输出力或位移改变了液压放大级的控制液阻,经液压放大作用,把不大的电气控制信号放大到足以驱动系统负载。这是整个系统的功率放大部分。

5. 液压执行器

通常指液压马达或液压缸,它是系统的输出装置,用于驱动负载。

6. 检测反馈元件

对于闭环控制需要加入检测反馈元件。它检测被控量或中间变量的实际值,得出系统的反馈信号。检测元件有位移传感器、测速发电机等。检测元件往往又是信号转换器(如机—电、机—液转换)用于满足比较的要求。从图 10—7 中可见,检测元件有内环和外环之分。内环检测元件通常包含在比例阀内,用于改善比例阀的动、静态特性。外环检测元件直接检测输出量,用于提高整个系统的性能和控制精度。

二、电—机械转换器

电—机械转换器是电液比例阀的主要组成部分。

液压控制系统中的主要被控参数为流量与压力。其最基本的控制方法是对流阻进行控制。现在工程界多采用机—液控制式的间隙型流阻控制。即利用控制固体部件的运动或变形来实施对流阻的控制。因而,要实现电液控制,先要进行电气—机械转换。通过电—机械转换器来实现电—液转换。

电—机械转换器是将电气控制信号转换为机械(位移、力或力矩)信号的装置。其作用是把经过放大后的输入信号电流成比例转换成机械量。根据控制对象或液压参数的不同,这个力或者传给压力阀的控制弹簧,对它进行预压缩;或者,输出的力、力矩与弹簧力相比较,产生一个与电流成比例的小位移或转角,操纵阀芯动作,从而改变可控流阻的液阻。因此,电—机械转换器是电液比例阀的驱动装置。

工程上应用的电—机械转换器大多是采用电磁作用原理设计的。发展次序为:直流和交流伺服电机,步进电机,动圈式力马达、力矩马达和比例电磁铁(动铁式力马达)。目前,应用最为广泛的是比例电磁铁。

采用比例电磁铁作为电—机械转换器的比例阀受控于模拟信号,如图 10—1 中路线 *b* 所示。必须强调一下:采用步进电机作电—机械转换器的比例阀,是受数字式脉冲序列信号控制的,据此形成了一种步进电机操纵阀。现在,随着数字化时代的到来,步进电机操纵阀已发展为增量式数字阀或步进数字阀,简称数字阀。由数字阀控制液压马达的机电一体化产品,则被人们称为电液步进液压马达、电液数控液压马达或数字液压马达。

三、电液比例马达的排量调节

液压马达有定排量和变排量之分,具有典型意义的是轴向柱塞式变量液压马达。其被控制功能齐全,有排量调节、转速调节、扭矩调节和转角调节等,不同控制功能均以排量调节为基础。而且,比例排量马达和比例排量泵的变量机构和原理是基本相同的,很多情况下两者功能可以互换。

一定的转速下,变量马达(泵)输入(排出)的流量正比于排量,而排量是由变量机构的位置所决定的。因此,电液比例排量调节本质上是对马达(泵)进行比例容积控制的一个电液比例位置控制系统,即利用比例阀对马达(泵)的变量机构进行位置控制,使其排量与输入信号成正比。

由于比例电磁铁输出力的限制,它不可能直接驱动变量机构。所以通常由液压先导级对电

磁铁输出的机械信号进行机—液转换和放大,与变量机构一起,构成一个位置控制系统,对变量活塞进行控制,从而控制排量变化。

图 10-11 是几种常见的比例排量调节方案。比例排量调节的方式按反馈信号的类型分为三种。即位移直接反馈式,位移—力反馈式和位移—电反馈式。图 10-11 中压力油输入处 p 可以接内部或外部的压力油。图中的比例阀可以是直动式的,有时需要先导式的,以获得足够大的推力。也可用机械力代替控制力,必要时可以用手动,这时就相当于手动变量式马达(泵)。变量缸内设有对中弹簧,以便在无信号时回到无流量状态图。图 10-11(a)为一种单向变量机构。图 10-11(b)和图 10-11(c)可以用于双向变量。

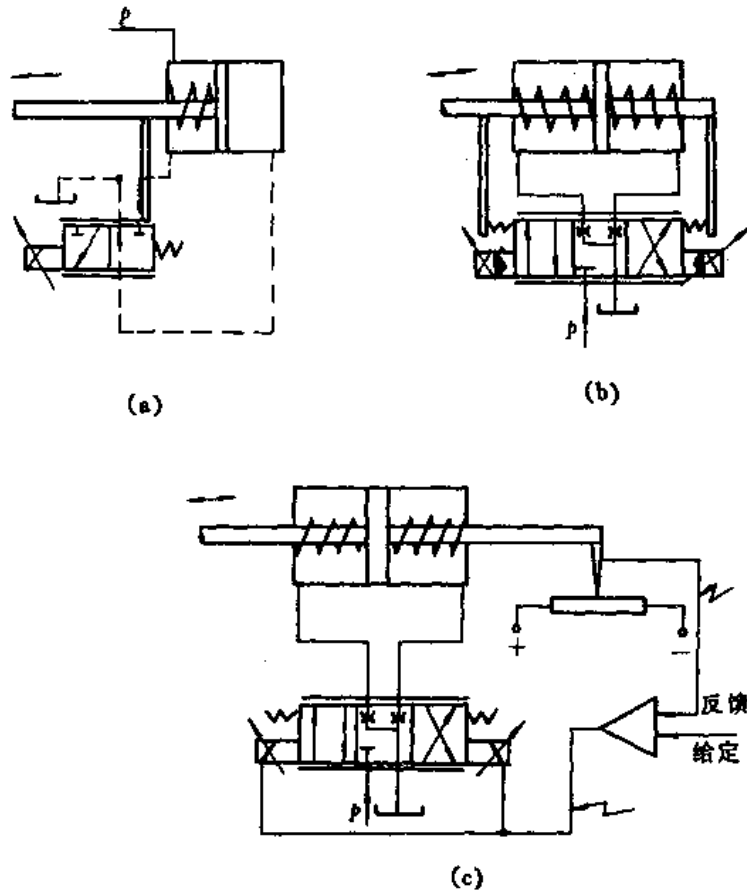


图 10-11 电液比例排量调节
(a)位移直接反馈式 (b)位移—力反馈方式 (c)位移—电反馈方式

(一)位移直接反馈式比例排量调节

位移直接反馈式比例变量马达(泵)是在手动伺服变量马达(泵)的基础上发展起来的。这种变量方式中,变量活塞跟踪先导阀芯的位移而定位。变量活塞的行程与先导阀芯的行程相等。下面介绍的比例排量调节变量马达(泵)都是在国产 CM(Y)14-1 型手动伺服变量马达(泵)的基础上,增设比例控制电—机械转换部件而构成的。

图 10-12 是一种常用的伺服变量机构,它是由一个双边控制滑阀和差动活塞缸组成的一个位置伺服控制系统。伺服系统的供油取自马达(泵)本身。活塞小端腔 1(直径 D_2)常通来自马达(泵)的压力油,而大端腔 7 中的油压力受滑阀 5 的位置控制。当输入一个位移信号 Δx 以

后,滑阀上部的开口打开,高压油便流入上腔7(直径 D_1),上腔面积比下腔大,所以合力向下,使活塞产生对 Δx 的跟随运动 Δy ,直到 $\Delta y = \Delta x$ 为止(这时上部的阀口重新关闭)。这时斜盘已产生了一个倾角增量 $\Delta\alpha$,使流量发生正比于输入信号 Δx 的变化。当拉杆上移时,大腔经通道8接通回油腔9,活塞在小端腔推力作用下上移,规律与下移时相同。

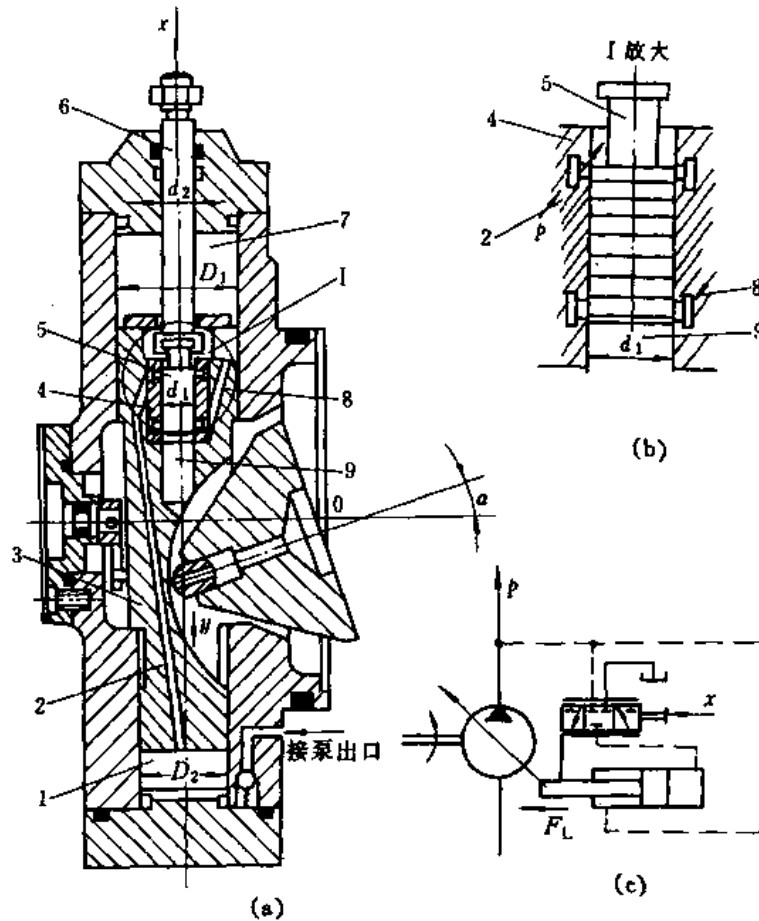


图 10-12 机液伺服变量机构

(a)伺服机构结构图 (b)滑阀放大图 (c)液压伺服机构职能符号
 1-活塞小端油腔;2-先导阀进油通道;3-差动活塞;4-阀套;5-滑阀;
 6-拉杆;7-活塞大端油腔;8-大端油腔控制油通道;9-回油腔

由上面分析可知,若要构成电液比例排量调节变量马达(泵),只要在输入位移 Δx 处采用一个电—机械比例转换元件便可。如果直接采用比例电磁铁去驱动滑阀阀芯,方法恰当,但要求其最大行程应与变量活塞的最大行程相等,这往往难以实现,故常采用以下方式驱动伺服阀的阀芯。

1. 可逆伺服电机驱动比例排量调节

伺服电动机输出的是转角,而伺服滑阀需要的是直线位移。因此,利用伺服电动机作电—机械直线位移转换元件时需要加上一个螺旋机构。图 10-13 就是这样的一种控制形式。这种变量马达(泵)控制精度很高,工作可靠,能与电气自动化系统共同工作,实现遥控比例变量。实际上这种马达(泵)就是电液伺服变量马达(泵)或电动变量马达(泵)。

2. 比例减压阀控制的比例排量调节变量

可以采用比例减压阀输出的液压油来推动伺服的阀芯,实现电液比例排量调节。这样,比例电磁铁的行程就不受变量活塞的行程限制。图 10-14 所示的比例排量变量马达(泵)使用的就是这种形式的比例排量调节机构。它是在手动伺服变量马达(泵)上增设电液比例减压阀 2,操纵缸 3 而构成的。

(二)位移—力反馈式比例排量调节

由于位置直接反馈式中反馈量是变量活塞的位移,它必须采用伺服阀来进行位置比较。而伺服阀的制造工艺要求很高。为了驱动伺服阀,往往需要增加一级先导级,使结构复杂化,增加成本。采用位移—力反馈的控制方式使变量活塞定位,可使变量机构的控制得到大大的简化。

力士乐型 A7V 斜轴式轴向柱塞泵(马达)就是一种位移—力反馈式的比例排量调节变量泵。其工作原理及结构图分别见图 10-15 和图 10-16。它的排量与输入控制电流成正比。可在工作循环中无级地按程序来控制排量。无控制电流时,在复位弹簧的作用下返回原位(见图 10-16)。当有信号电流时,比例电磁铁 10 产生推力,通过调节套筒 9 和推杆 7 作用于控制阀上。当比例电磁铁 10 产生的推力足以克服起点调节弹簧 3 和反馈弹簧 8 的预压缩力的总和时,阀芯 4 位移使 *a*、*b* 控制腔接通。变量活塞 5 从最小排量位置向增大排量的方向移动,实现变量。与此同时,在移动中不断压缩反馈弹簧,直至弹簧上的压缩力略大于电磁力时,先导阀芯开始关闭,并终于完全关闭。实现位移—力反馈,使活塞定位在与输入信号成正比的新位置上。

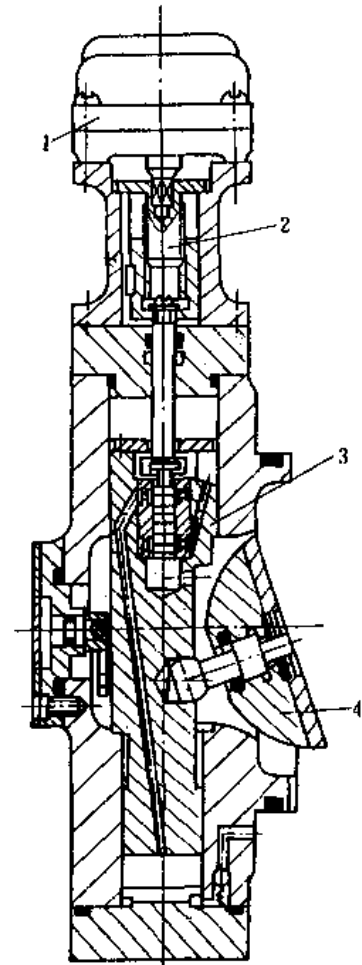


图 10-13 电动伺服变量机构

1—伺服电动机;2—螺旋机构;
3—变量机构;4—斜盘机构

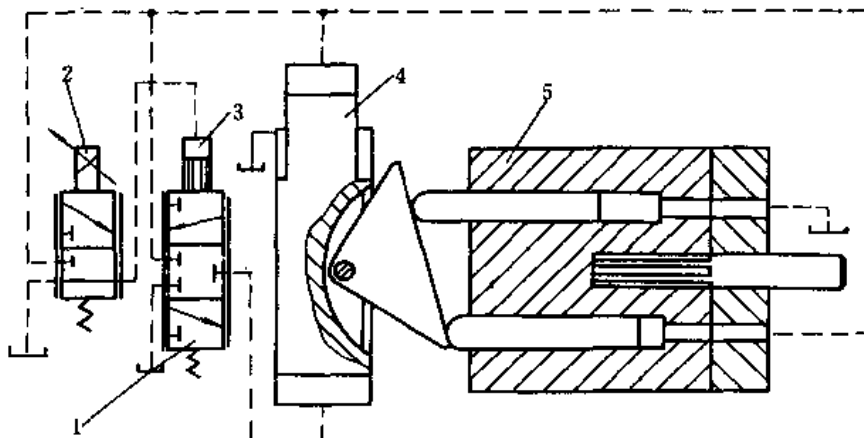


图 10-14 电液比例排量调节变量

1—液动伺服阀;2—比例减压阀;3—操纵缸;4—变量机构;5—柱塞马达(泵)

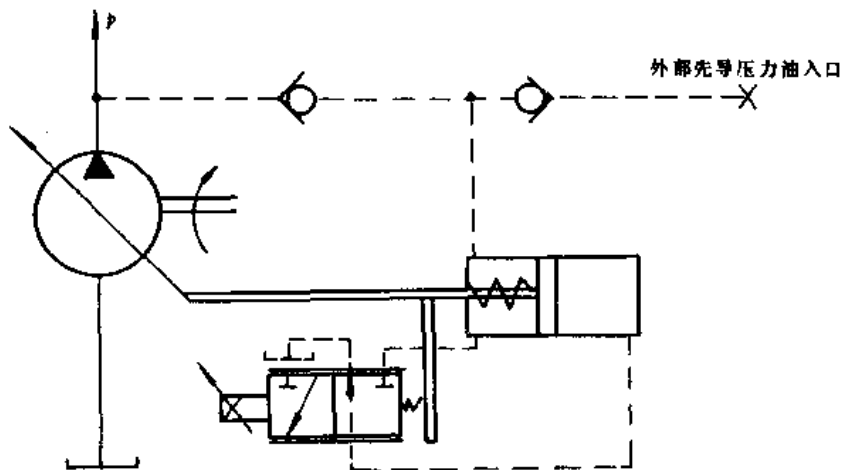


图 10-15 位移-力反馈式比例排量调节变量原理图

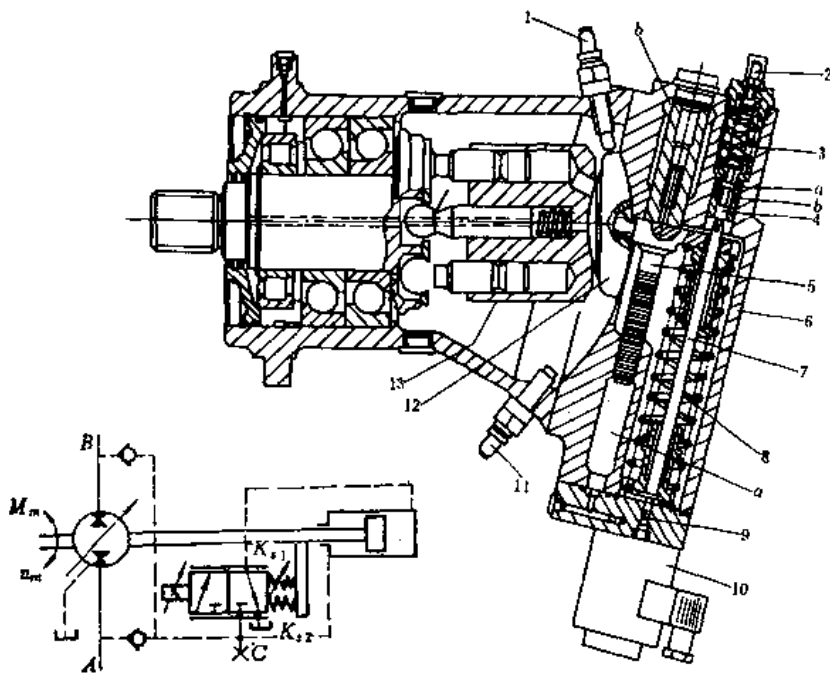


图 10-16 A7V 比例排量调节变量结构

- 1-最小流量限位螺钉;2-调节螺钉带护罩;3-控制起点调节弹簧;4-先导控制阀;5-控制活塞;
6-端盖;7-推杆;8-反馈弹簧;9-调节套筒;10-比例阀(电磁铁);11-最大流量限位螺钉;
12-配流盘;13-缸体;a-变量活塞小腔(常通压力油);b-变量活塞大腔(控制腔)

液压马达的排量调节必须有最小排量的限制,这是因为在很小排量条件下,若扭矩太小则不能启动,若转速太高则效率下降。最小排量是利用限位螺钉来限制斜轴最小倾角而得到的。

(三)位移-电反馈型比例排量调节

位移-电反馈式排量调节把代表排量信息的斜轴(斜盘)的角或变量活塞的直线位移转换成电信号,并把此信号反馈到输入端由电控器进行处理,最后得出控制排量改变的信息。

图 10-17 是一种位移—电反馈型比例排量调节变量泵的原理图。机构的位移或倾角代表了流量的信息。由差动变压器式位移传感器 2 检测和反馈。实际上是间接的流量反馈,反馈的实际值与给定值进行比较,得出需要的排量调节信息。

四、电液比例变量马达的恒扭矩调节

对绞车、卷取机构之类的驱动装置,常要求恒定牵引力的控制功能,若采用变量马达驱动,即为恒定扭矩调节。在恒定扭矩的条件下

$$\Delta p_m q_m = \text{常数}$$

所以,若要求扭矩恒定,必须使马达排量 q_m 对压力降 Δp_m 呈双曲线关系。

满足上述要求的变量机构可采用以下两种方式。

1. 机械—液压反馈恒扭矩调节

图 10-18(a)所示的原理图是采用类似于恒功率调节变量泵的角杠杆机构,其先导阀由比例电磁铁驱动,力臂随工作压力而变,且呈双曲线关系,而排量和力臂是对应的。

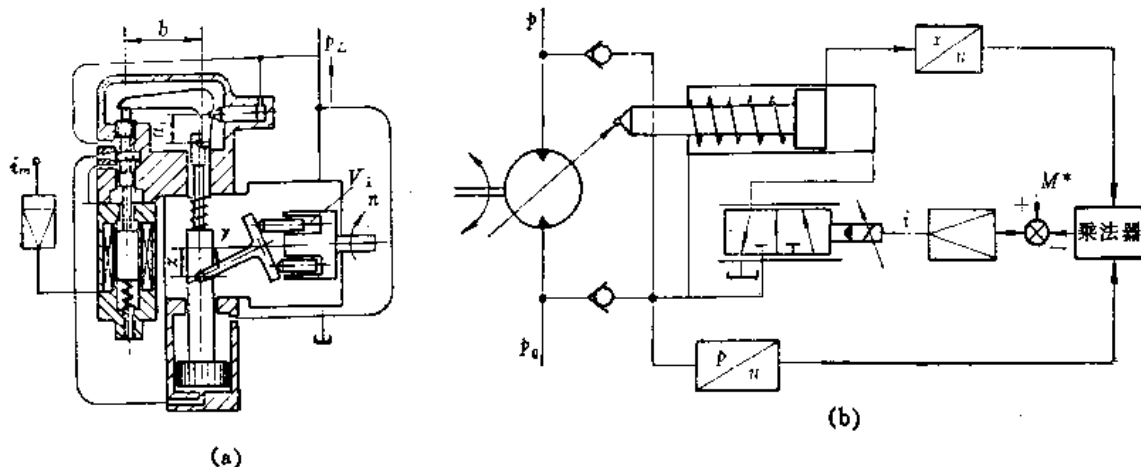


图 10-18 变量马达恒扭矩调节原理图
(a)机械—液压反馈型 (b)电反馈型

2. 电反馈型

图 10-18(b)表示,若对变量活塞位移 x (或缸体倾角 γ) 进行检测反馈,并和马达进口压力 p_0 的反馈值用乘法器相乘,便可直接与扭矩的设定值 M^* 相比较,其误差可用以调节排量。采用电反馈调节控制的优点是便于对控制系统进行 PID 校正,以提高系统的动态、稳态特性。

五、电液比例变量马达电反馈转速调节和转角调节

(一) 转速调节

图 10-19 为电反馈变量液压马达转速调节的原理图。定压油源附有蓄能器。其中马达可以是双向变量或单向变量,可作液压马达使用,也可作液压泵使用,但泵工况时进、出油方向和马达工况相反。

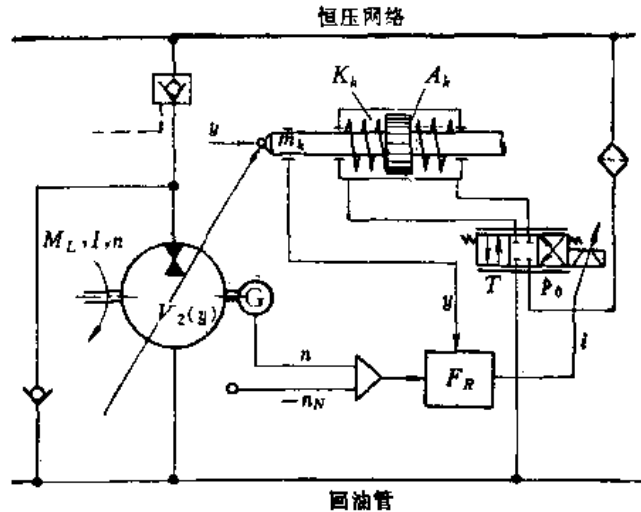


图 10-19 电反馈变量马达转速调节原理图

马达转速的检测反馈采用测速电机 G , 变量活塞位移的检测反馈采用位移传感器, 或用角位移传感器检测斜轴的倾角。电调节器 F_R 内附有 PID 调节单元, 可对控制系统的静、动态性能进行补偿。这种方案的液压—机械控制机构已简化为电液比例三位四通先导阀和变量活塞。

(二) 转角调节

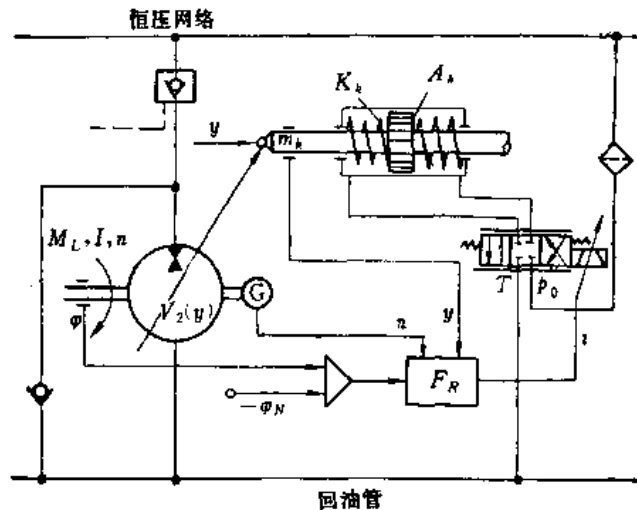


图 10-20 电反馈变量马达转角调节原理图

在图 10-19 的基础上增加一条马达输出轴转角的反馈回路 ($\varphi - \varphi_N$), 在控制放大器内进行角速度积分转化为转角, 即构成电反馈变量马达转角调节的比例控制系统, 如图 10-20 所示。这是采用 PID 调节器的双反馈控制系统, 其中还含有变量活塞位置的局部反馈。

(三)微机控制的变量马达

图 10-21 是微机控制的变量马达转速调节原理图。这种方式可以设计出更加复杂的控制方案,或在低信号范围内得到较高的增益,用非线性环节来补偿库仑摩擦的影响等等。

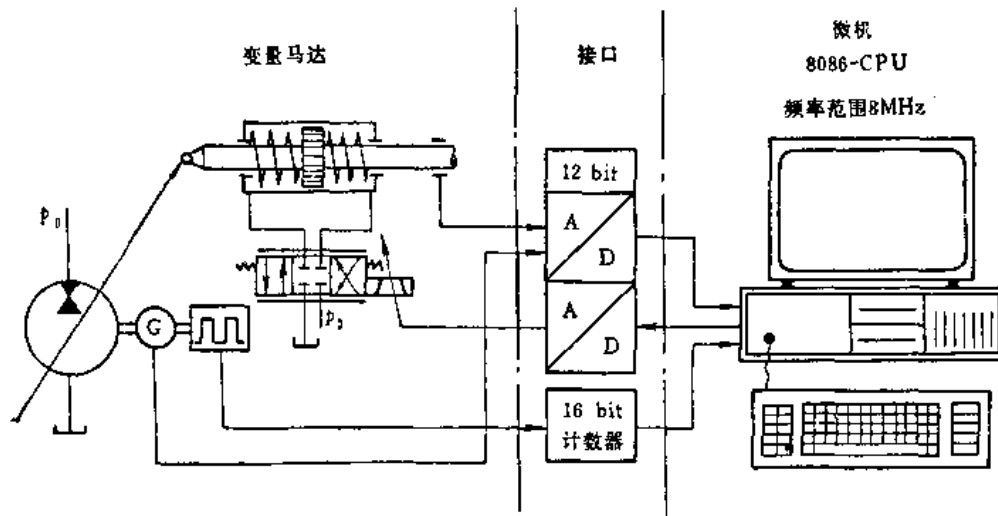


图 10-21 微机控制的变量马达转角调节原理图

第三节 电液步进马达

电液步进马达又被称作电液脉冲马达或电液数字马达,在数控机床及工业自动化中应用较广泛。与电液步进缸一样,它们都属于增量式数字控制的电液伺服比例机构。它一般是通过步进电机和控制阀(其组合多被称作增量式数字阀)接受数字控制电路发出的脉冲序列信号,进行信号的转换及功率放大,驱动液压马达,输出功率信号。电液步进马达的输出是与输入脉冲数成正比例的角位移,或是与输入脉冲频率成比例的角速度。

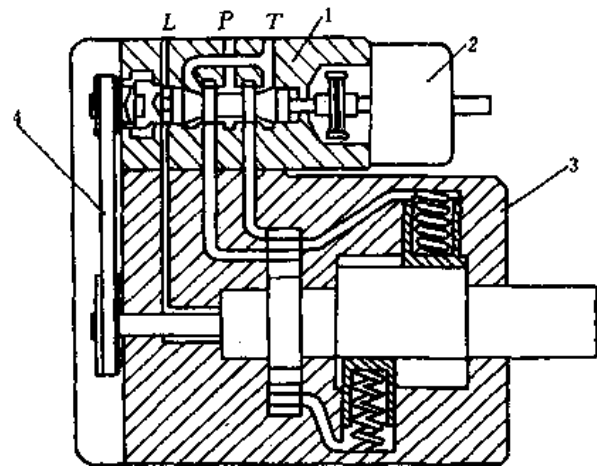


图 10-22 一种电液步进液压马达

1—数字阀;2—步进马达;3—液压马达;4—反馈皮带

一、基本结构与工作原理

把一只带反馈输入轴的步进式数字(方向)节流阀与一只普通的液压马达作适当的连接,以及加上合适的位置反馈装置就构成了电液步进马达,如图 10-22 所示。图中 1 为带反馈轴的数字阀,2 为步进马达,3 是液压马达,4 是反馈用的传动皮带,使液压马达的输出转角实现位置反馈。由图 10-22 可见,这种带反馈轴的数字阀在布置上有较大的灵活性。图

10-22 为并排布置的情况,可使轴向尺寸较短,必要时也可以分离布置,为设计提供更大的空间。

图 10-23 是一种应用广泛的电液步进马达的结构。它的主要组成包括液压马达 1、反馈丝杆副 4,控制滑阀 6、减速齿轮副 7 和步进电机 8。

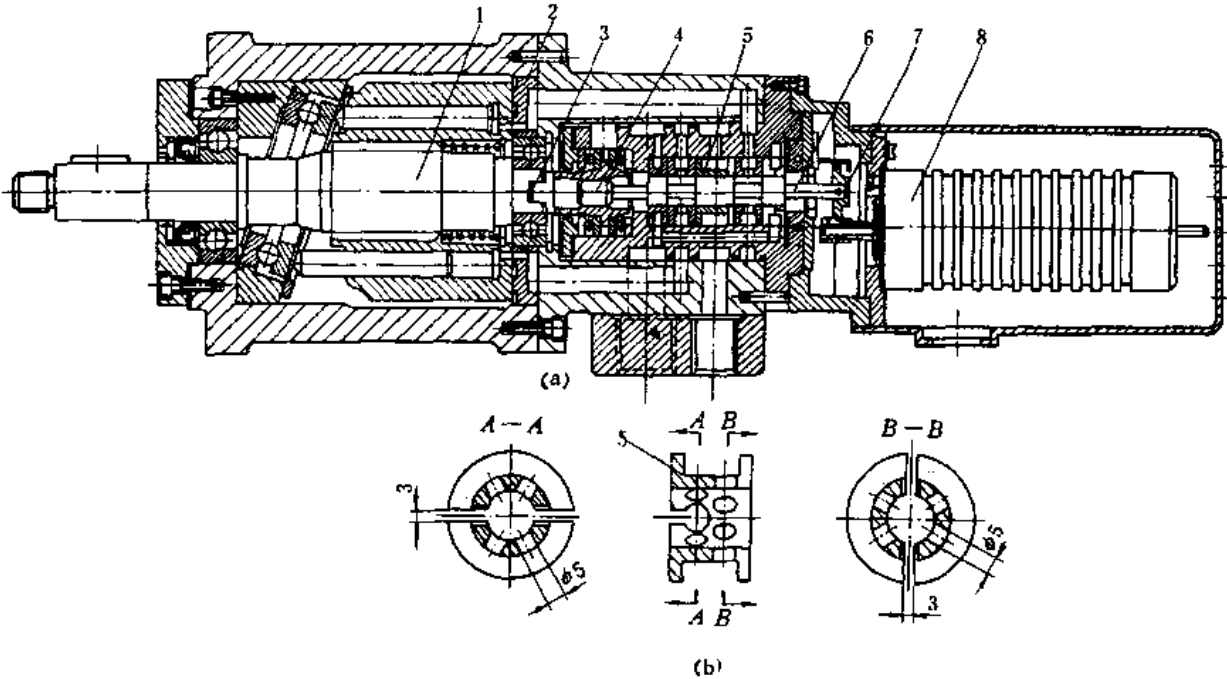


图 10-23 电液步进马达结构图

(a)结构图 (b)阀套 5 的结构

1-液压马达;2-配油盘;3-联轴节;4-螺杆副;5-阀套;6-滑阀;7-减速齿轮副;8-步进电动机

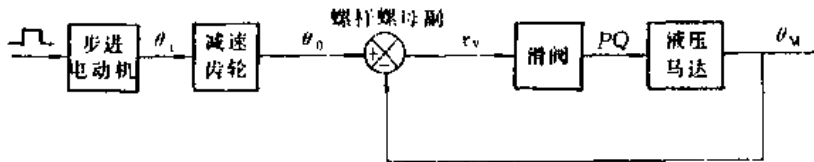


图 10-24 电液步进马达方框图

由图 10-23 可见,当步进电机 8 在输入脉冲作用下转过一定角度时,经减速齿轮副 7 使阀芯 6 旋转,由于阀芯端部的螺杆-螺母副的作用,使阀芯产生轴向位移,于是阀芯与阀套之间形成开口。油泵供油便通过这一开口进入配流盘 2,使马达主轴 1 旋转起来。由于马达主轴后端的联轴节 3 与螺母相连,所以马达旋转时,带动螺母转动,螺母转动方向与螺杆转动方向相同,使阀芯恢复原位,阀口重新关闭,液压马达停止转动。当步进电机输入反向脉冲而反向旋转时,液压马达也反向转动。如果连续输入一串脉冲,则阀芯以一定的转速连续旋转,液压马达也以相同的转速旋转;改变输入脉冲的频率,便可改变液压马达的转速,这便是连续工作的情况。当步进电机连续转动时,液压马达随阀杆连续转动,此时阀口保持一恒定开口量,即马达滞后于阀杆一定角度旋转。因此液压马达总是跟随步进电机运动。其输出的位置转角与输入脉冲数成正比,而速度与输入脉冲频率成正比。

电液步进马达的工作原理也可用图 10-24 所示的方框图来说明,步进工作时,阀的转角 $\theta_0 = \theta_i / i$, θ_i 为步进电机的转角, i 为减速齿轮速比;由于螺杆—反馈螺母的直接位置反馈作用,液压马达的转角 θ_M 必等于阀的转角。连续工作时,液压马达的转角滞后于阀的转角,即存在随动误差 $(\theta_M - \theta_0)$,正是这个偏差信号,使阀口存在一定的开口量,以便通过一定的流量输往液压马达,使其维持在一定的转速下运转。也就是说,电液步进马达不存在位置误差,但存在速度误差。

二、结构类型

根据步进电机、控制阀、液压马达、反馈机构及步进电机与控制阀的连接形式,电液步进马达有各种结构类型。

步进电机的结构形式虽然很多,但基本结构是相似的。国内电液步进马达多用反应式的步进电机,即转子无绕组,由定子绕组激磁产生反应力矩作用来实现步进运动。

绝大多数电液步进马达的控制阀采用滑阀,个别采用电液伺服结构。滑阀又分圆柱滑阀和转阀。转阀的阀芯与阀套的控制边分布在圆周上,加工困难,因此后期发展的电液步进马达多用圆柱滑阀。由于液压马达要正反转,并为提高灵敏度、压力增益和线性度,多采用零开口四边滑阀。

电液步进马达中所采用的液压马达种类较多,有轴向柱塞式、轴向球塞式、径向柱塞和叶片式,其中以轴向柱塞式和叶片式为多数。轴向柱塞式中又以点接触式轴向柱塞马达较为普遍,因为点接触式结构简单、速度较高、摩擦力矩小、低速性能好。

反馈机构一般都用螺杆—螺母副结构。

步进电机与控制滑阀的连接形式,多数采用减速齿轮连接。

表 10-2 为各种电液步进马达的结构。由表可知,除英国道蒂(DOWTY)公司和法国萨姆(SAMM)公司的电液步进马达外,其他电液步进马达的控制阀和反馈机构的结构型式大体相同。

表 10-2 电液步进马达结构类型

型号及厂家	结 构 类 型			
	控制阀	液压马达	反馈机构	步进电机与控制阀的连接
Y18-2,北京机床研究所	圆柱滑阀	轴向柱塞式	螺杆—螺母副	减速齿轮
DMY-A,上海液压件三厂				
1-SSSS,日本富士通公司				
英国波莱特(PRATT)精密液压公司				
SFM,瑞士史埃吉(SIG)公司	转 阀	轴向柱塞式		直接连接
AC,法国萨姆(SAMM)公司	转 阀	径向柱塞式		减速齿轮
英国道蒂(DOWTY)伺服阀公司	伺服阀	叶片式	电位器	

三、典型结构产品

电液步进马达根据所用的控制阀的结构型式,可分为滑阀式、转阀式和伺服阀式三种典型结构。

1. 滑阀式电液步进马达

图 10-25 为上海液压件三厂制造的(公称压力为 6.3MPa)DMY-A 型电液步进马达。

图 10-26 为日本富士通公司的 1-SSSS 型电液步进马达,公称压力为 14MPa,属于典型的四边滑阀控制轴向柱塞式马达及螺杆—螺母副反馈机构。

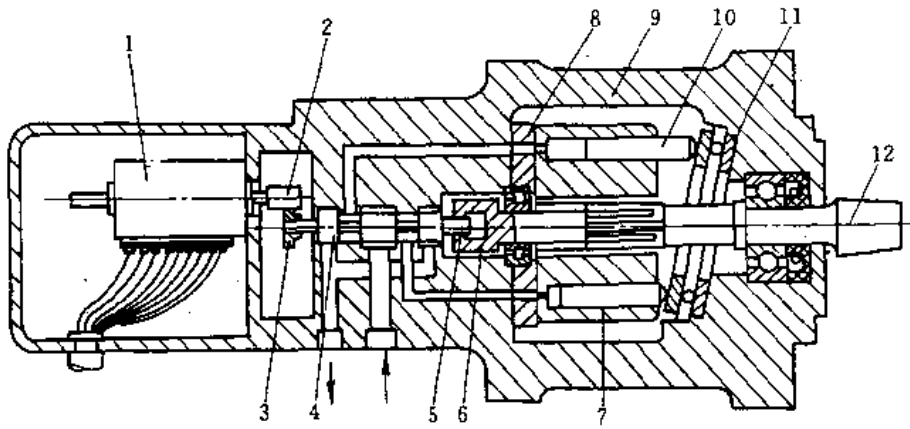


图 10-25 DMY-A 型电液步进马达

1—步进电机;2、3—齿轮;4—四边滑阀;5、6—螺杆螺母副;7—柱塞腔;8—配流盘;9—外壳;10—柱塞;11—斜盘;12—主轴

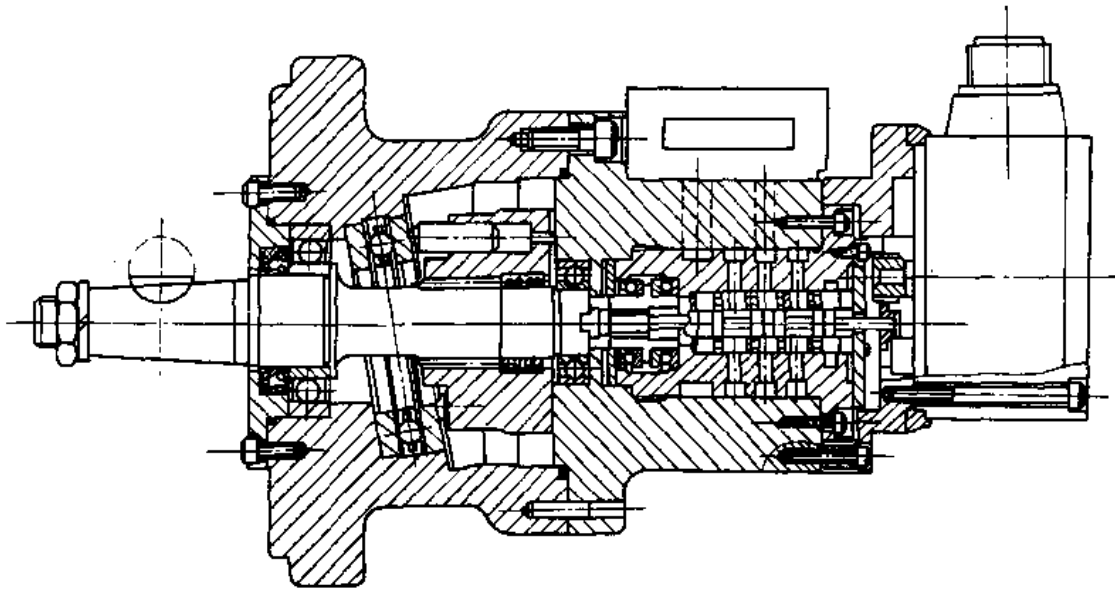


图 10-26 1-SSSS 型电液步进马达

1-SSSS 型电液步进马达的性能较好,它采取了许多结构上的改进措施。例如,为提高灵敏度和精度,采用了滚珠丝杆—螺母副;为减小输出扭矩的脉动和缸体的倾覆力矩,并减小磨损,增加了柱塞数量、减少了斜盘的偏角和柱塞直径,加大柱塞头的圆弧半径,缩短了缸体的长度,并将缸体的材料硬铝改为钢;为增大输出转矩和功率,将供油压力提高到 14MPa;为减弱滑阀快速启闭引起的液压冲击,还在滑阀与液压马达之间装置了直动式溢流阀。

2. 转阀式电液步进马达

图 10-27 为法国萨姆公司的电液步进马达原理图。它与图 10-23 所示的一般电液步进

马达相比,区别在于采用了转阀,而阀杆仅作摆动。

图 10-28 为萨姆公司 AC-25 型电液步进马达的外形图(公称压力为 21MPa)。步进电机在外罩 1 内的下侧;从外形图可看出转阀 2 和摆杆 4 的相互位置。

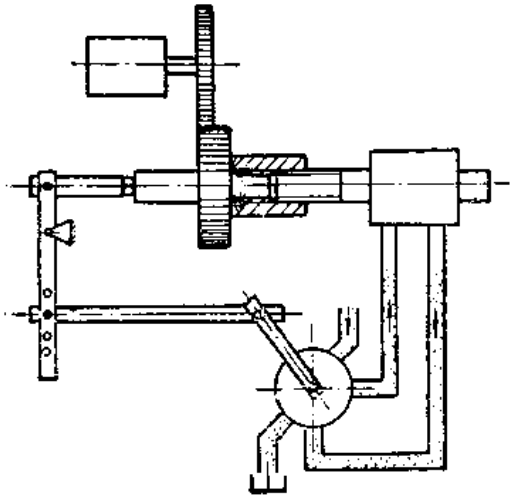


图 10-27 萨姆公司的电液步进马达原理图

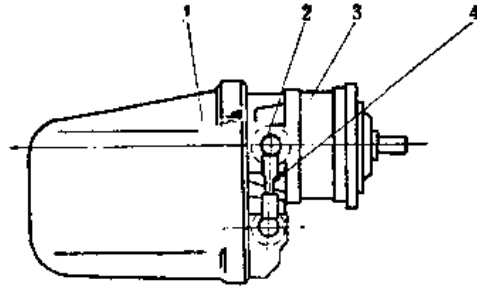


图 10-28 萨姆公司 AC-25 型电液步进马达外形图

1-外罩;2-转阀;3-液压马达;4-摆动杆

3. 伺服阀式电液步进马达

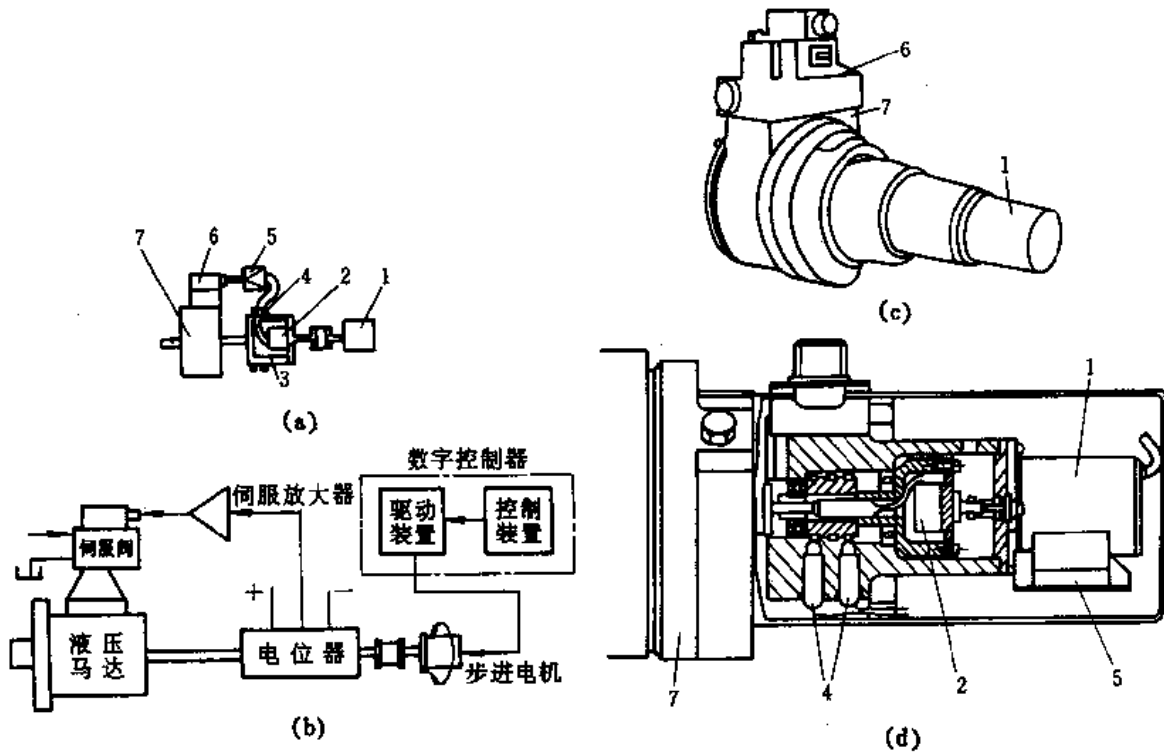


图 10-29 道蒂公司的电液步进马达

(a)示意图 (b)工作原理图 (c)外观图 (d)结构图

1-步进电机;2-电位器;3-触头;4-电刷;5-伺服放大器;6-伺服阀;7-液压马达

图 10-29 为美国道蒂公司的电液步进马达。图 10-29(a)为示意图,图 10-29(b)为工作原理方框图,图 10-29(c)为去掉步进电机及电位器外罩后的外观图,图 10-29(d)为结构图。这种结构为伺服阀式电液步进马达。其工作原理是:步进电机带动电位器旋转,把脉冲信号变成电压信号。电位器的触点装在由液压马达轴带动的框架内,从而实现位置电反馈,框架外层装有电刷,以便将偏差信号(电压)引到直流放大器的输入端。偏差电压经放大后输入伺服阀线圈,伺服阀控制液压马达。这种步进电液马达工作压力为 14MPa。

该电液步进马达去掉步进电机后,便是一套进行模拟量控制的电液伺服系统,因此,图 10-29 所示电液步进马达即是由步进电机和一套电液伺服系统组成的数字—模拟控制系统。

四、关于电液步进液压缸

从控制角度分析,电液步进液压缸与电液步进马达并无差别,均是液压缸或液压马达与步进式数字方向节流阀的组合,再加上合适的反馈元件而成。电液步进马达的输出已如前述,电液步进液压缸的输出则为与输入电脉冲数成比例的直线位移或速度。

电液步进液压缸在各类机床中还有较大的应用潜在市场。关于进一步的内容,可参见本书之一——《常用液压缸与其修理》。

附录 液压马达常用回路

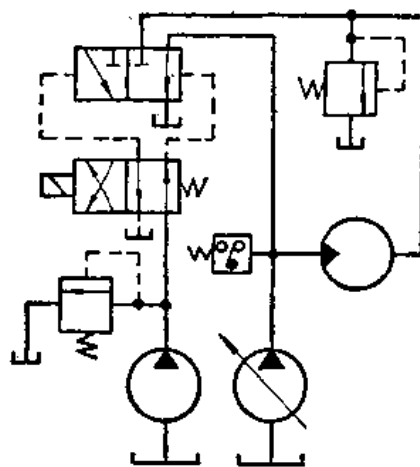
一、液压马达调速回路

(一) 变量泵与定量马达的调速回路

1. 变量泵与定量马达的调速回路之一(见附图 1)

当电磁换向阀通电后,定量泵输出的控制油使液动换向阀切换至右位,变量泵输出的压力油使液压马达转动,改变变量泵的流量即可改变液压马达的转速。如果发生过载,则系统油压升高,压力继电器发信号,使电磁换向阀断电,液动换向阀切换至左位,液压马达回油路关闭,溢流阀起缓冲安全作用,变量泵卸荷。

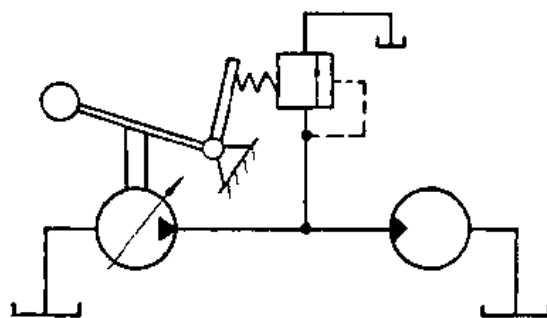
本回路采用定量马达,因此在调速范围内,液压马达输出的最大扭矩不变,而输出的功率随液压马达转速的提高而增加,这种调速方式称为恒扭矩调速。



附图 1 变量泵与定量马达调速回路之一

2. 变量泵与定量马达的调速回路之二(见附图 2)

当液压马达以最大扭矩运转时,如果泵流量过大就会过载,因此必须有一个限制功率的装置。本回路用一个手柄杠杆,可同时调节变量泵的流量与溢流阀的压力。当液压泵流量增加时,溢流压力逐渐降低,从而使流压马达输出的最大功率接近常数。一般这种调速回路只在速度范围的上限附近才降低溢流压力。



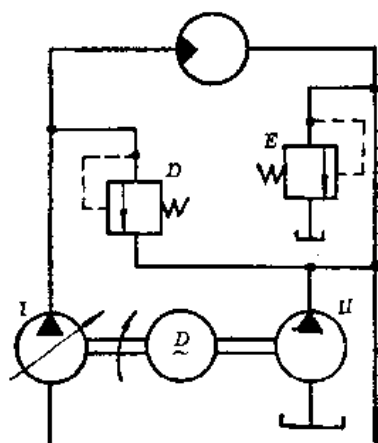
附图 2 变量泵与定量马达调速回路之二

3. 变量泵与定量马达的调速回路之三(见附图 3)

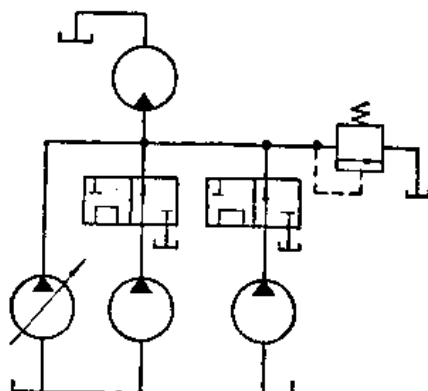
本回路是液压马达单向转动的闭式回路。由变量泵 I 供油。阀 D 是泵 I 的安全阀,用来限制液压马达的最大扭矩,防止泵 I 过载。为了补偿泄漏,由补油泵 II 对回油路进行补油。阀 E 是泵 II 的溢流阀,它用来限制补油压力。

4. 变量泵与定量马达的调速回路之四(见附图 4)

本回路由两个定量泵和一个变量泵驱动一个定量马达构成。调节变量泵的输油量即可改变定量马达的转速。采用定量泵和变量泵并联供油以扩大调速范围。它能得到分段无级调速。



附图 3 变量泵与定量马达调速回路之三

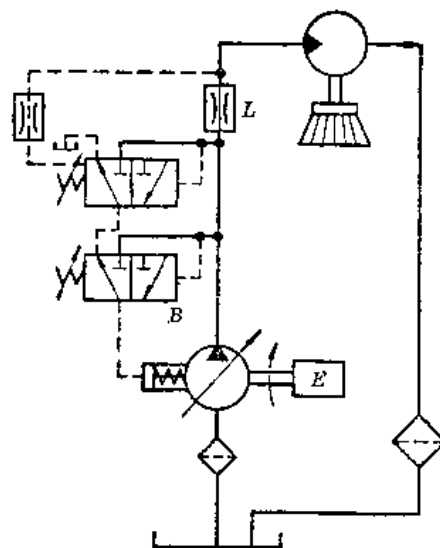


附图 4 变量泵与定量马达调速回路之四

本回路用小流量的变量泵可得到较大的调速范围,而定量马达输出的扭矩不变。溢流阀作安全阀用。两位换向阀的切换速度不能太慢,因为滑阀在过渡位置时,定量泵的出油口封闭容易引起过载。

5. 变量泵与定量马达的调速回路之五(见附图 5)

本回路是一种道路清扫车驱动扫帚用的功率匹配回路。当转速超过某一数值时,扫帚会将尘埃吹走,所以要求发动机 E 的转速即使改变时,扫帚的转速也不应超过某一数值。因此在回路中装一个固定节流阀 L,由功率匹配阀 B 使阀 L 前后的压力差保持一定,即使发动机转速变化,泵的输出流量仍保持不变。



附图 5 变量泵与定量马达调速回路之五

(二) 定量泵与变量马达的调速回路

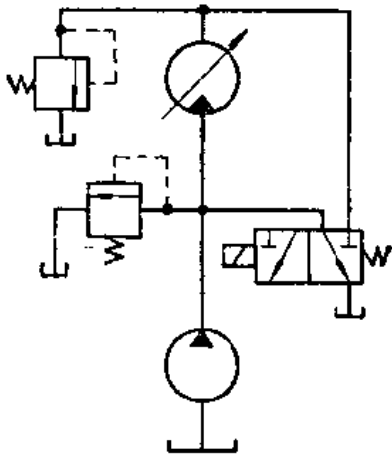
1. 定量泵与变量马达的调速回路之一 (见附图 6)

电磁换向阀通电后,液压泵输出压力油使液压马达旋转。制动时,电磁换向阀断电,液压马达回油经过溢流阀回油箱,使液压马达制动,液压泵卸荷。

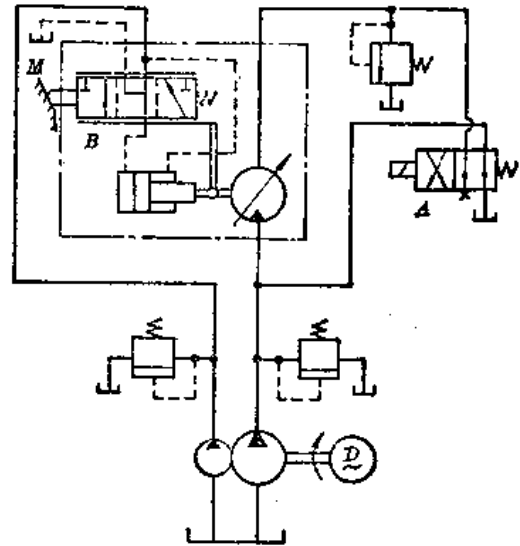
这种回路可用于恒功率驱动,例如卷取装置,随卷筒直径的增大,可使液压马达的排量逐渐增大,因此液压马达输出的扭矩逐渐增加,而张力保持不变,同时转速逐渐降低,而卷筒的线速度保持不变。

2. 定量泵与变量马达的调速回路之二(见附图 7)

本回路用双联泵中的小泵来操纵变量马达的变量机构,使之达到恒功率输出。当电磁换向阀 A 通电后,变量马达即运转,工作部件使靠模 M 移动。随着 M 的移动,推动伺服阀 B 的阀芯,改变了控制缸左腔的压力,控制活塞作相应的移动来补偿伺服阀的开口,并改变变量马达



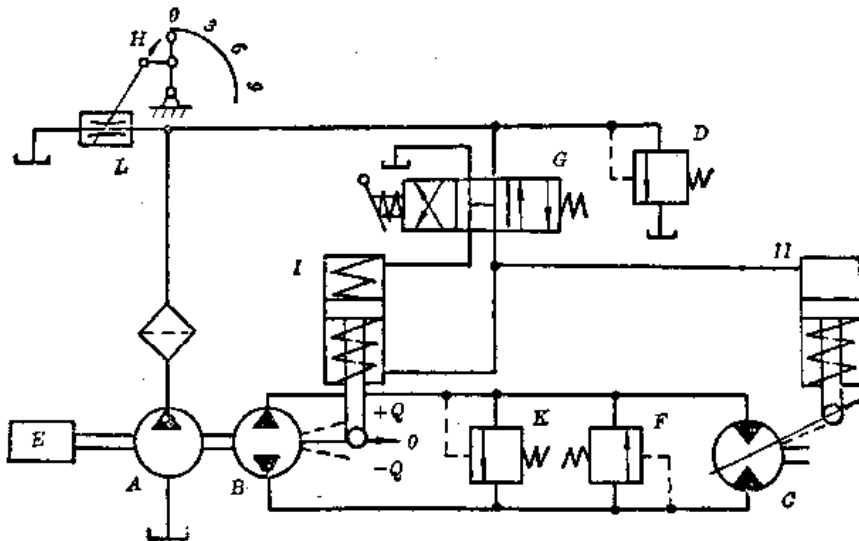
附图6 定量泵与变量马达调速回路之一



附图7 定量泵与变量马达调速回路之二

的偏心,使变量马达的转速按所要求的规律变化。

(三)变量泵与变量马达的调速回路(见附图8)



附图8 变量泵与变量马达的调速回路

本回路为拖拉机速度控制系统。控制泵A与变量泵B的流量取决于发动机E的转速。如附图8所示,倒顺车控制阀G处于中位,泵A卸荷,泵B输出流量为零,车轮的驱动液压马达C不转动。前进时,阀G切换至右位,泵A供油压力由节流阀L通过排档手柄H调节。缸I的弹簧刚度小于缸II的弹簧刚度。当手柄H处于高速档(阀L开口量最小)位置时,随着发动机转速的提高,一方面泵B的转速提高而增加输油量;另一方面泵A供油压力提高,缸I使泵B的斜盘倾角变至最大值,也增加了输油量。同时压力油克服缸II的弹簧力,将液压马达C的斜盘倾角改变至最小值,使车轮获得最高转速。当外负载增加时,可将手柄H置于低速档(阀L开口量最大)位置,这时泵A供油压力降低,B的斜盘倾角变小,C的斜盘倾角增大,因而C的输出扭矩增加,但转速降低,与一般的拖拉机操作原理相同。阀G切换至左位时,泵B反向供油,缸II

由弹簧复位,使 C 的斜盘倾角最大,拖拉机只能以中、低速倒车。阀 D 、 K 、 F 均为安全阀。

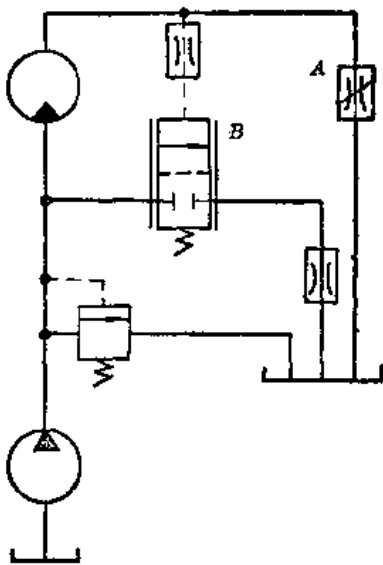
二、液压马达恒速控制回路

1. 恒速控制回路之一(见附图 9)

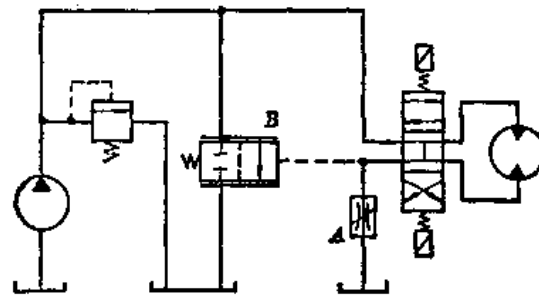
本回路利用阀 A 调节液压马达的转速,利用阀 B 使液压马达转速保持恒定,精度较高,阀 B 的控制压力取决于节流阀 A 的压降。当液压马达因负载减小等原因而超速时,节流阀 A 压降增加,使阀 B 的开口量增大,有更多的油溢回油箱,于是使液压马达转速减慢。当液压马达因负载增加等原因而转速降低时则作用相反,有更多的油进入液压马达使其转速增加。

为了消除在恒速转动时的压力波动,在控制油路与回油管中加节流小孔。

本回路的调速范围不能太大,当液压马达转速太低时,阀 A 开口量很小,液压马达背压增



附图 9 恒速控制回路之一



附图 10 恒速控制回路之二

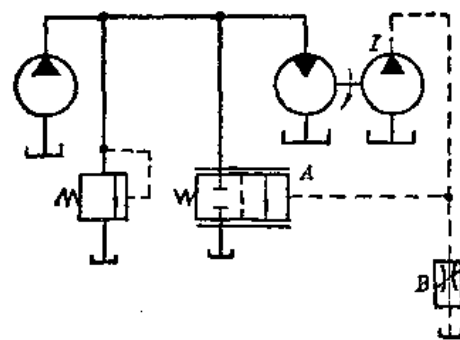
高,使阀 B 开口量很大,因而可能使泵的出口压力太低,不足以克服负载。

2. 恒速控制回路之二(见附图 10)

利用阀 B 使双向液压马达恒速,工作原理与单向液压马达相同。当换向阀在中位时,泵并不卸至零压,泵输出的油在压力等于阀 B 弹簧力的条件下经阀 B 流回油箱,一部分油经阀 A 流回油箱。

3. 恒速控制回路之三(见附图 11)

本回路采用辅助泵 I 与节流阀 B 使液压马达的转速恒定。当液压马达的转速有改变时,辅助泵的输出压力亦随之改变,使阀 A 的开口量亦随之变化,从而使液压马达的转速恒定。

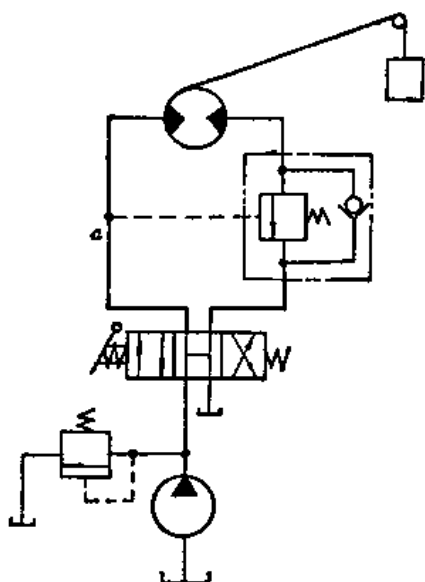


附图 11 恒速控制回路之三

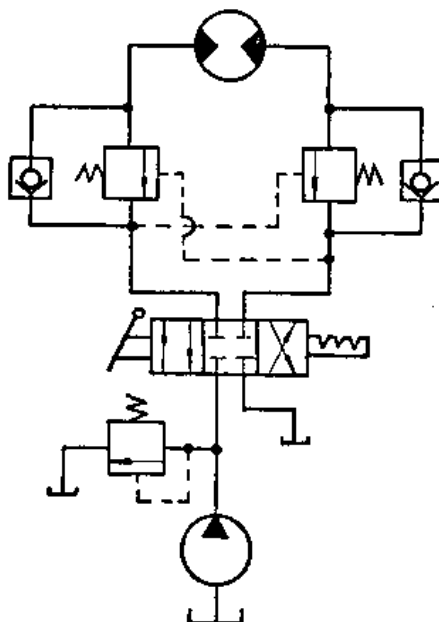
三、液压马达限速回路

1. 限速回路之一(见附图 12)

换向阀切换至左位时,压力油首先打开液控顺序阀,然后使液压马达回转。如果由于外负载使液压马达超速回转,则液压马达进油路的压力降低,使液控顺序阀关闭,限制了液压马达转速。此阀同时亦起支承作用,液压马达此时只有在油管 *a* 进油的条件下才能回转,如果不进



附图 12 限速回路之一



附图 13 限速回路之二

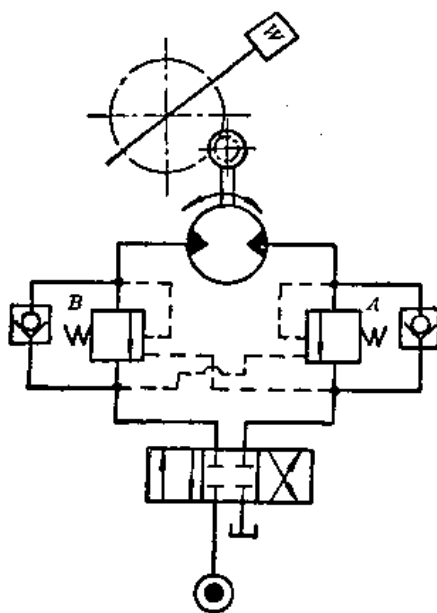
油,外负载不能使液压马达回转。

2. 限速回路之二(见附图 13)

本回路为液压马达双向限速回路。工作原理与单向限速回路(见附图 12)相同。适用于液压马达正反向都需要限速的场合。

3. 限速回路之三(见附图 14)

液压马达正转或反转过程中,负载从正值逐渐变至负值。为了避免液压马达被负值负载增速回转,由制动阀 *A* 或 *B* 加背压。当液压马达正转时,压力油首先从液控口将制动阀 *A* 打开,液压马达背压为零,然后液压马达驱动负载回转。随着液压马达的回转,正值负载逐渐减小,液压马达进口压力逐渐降低,背压逐渐增加,阀 *A* 的自控口和液控口的油压作用力与弹簧力平衡,使阀 *A* 保持开启状态。当负载减至零值后变为负值负载时,随着负值负载逐渐增大,液压马达背压进一步增加。当背压增至能从自控口打开阀 *A* 时,液压马

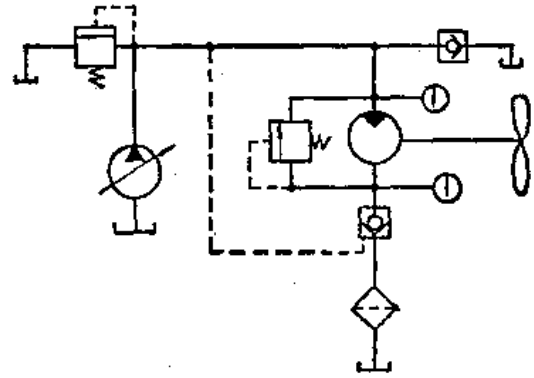


附图 14 限速回路之三

达进口压力降至零值, 阀 A 提供的背压防止了液压马达因增速而引起运动部件的冲击。

4. 限速回路之四(见附图 15)

轴向柱塞变量泵供给压力油使轴向柱塞定量马达驱动风洞试验中的风扇旋转。当减低风扇的转速时, 由于风扇的惯性使液压马达的进口压力降低, 液控单向阀关闭, 液压马达出口的压力油经安全阀流回进油口, 安全阀起缓冲作用。由于液压马达与安全阀泄漏而导致回油量的不足可通过单向阀从副油箱补油, 避免引起吸空。



附图 15 限速回路之四

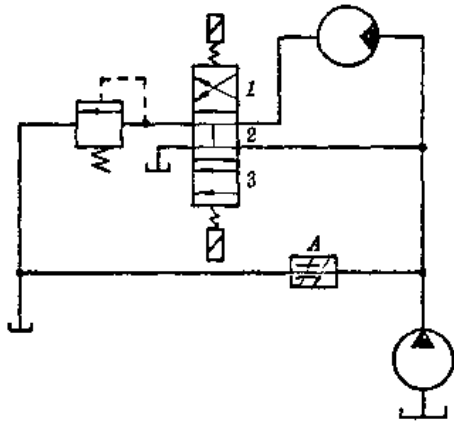
四、液压马达制动回路

(一) 液压马达用溢流阀制动的回路

1. 用溢流阀制动的回路之一(见附图 16)

当泵卸荷而液压马达由于惯性而继续转动时, 为了使液压马达迅速停止转动, 必须设置制动装置。

当换向阀处于 1 位时, 液压马达运转; 处于 2 位时, 液压马达靠惯性转动并逐渐停止转动; 处于 3 位时, 液压马达回油经过溢流阀即被迅速制动。也可用节流阀代替溢流阀来产生制动所需的背压。

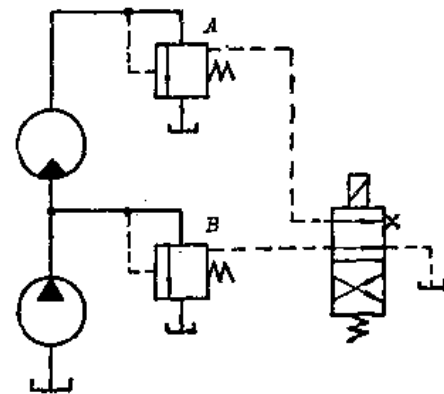


附图 16 用溢流阀制动回路之一

调速阀 A 用来调节液压马达的速度。

2. 用溢流阀制动的回路之二(见附图 17)

当电磁换向阀断电时, 溢流阀 A 遥控口通油箱, 溢流阀 B 遥控口关闭, 液压马达平稳地加速至最大速度。当电磁换向阀通电时, 溢流阀 B 的遥控口通油箱, 液压泵卸荷, 溢流阀 A 的遥控口关闭, 使液压马达制动, 制动力由阀 A 调节。

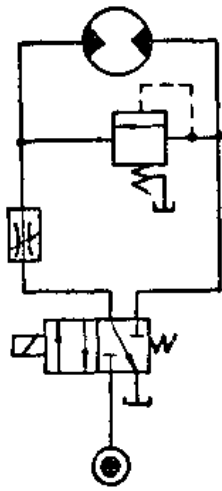


附图 17 用溢流阀制动回路之二

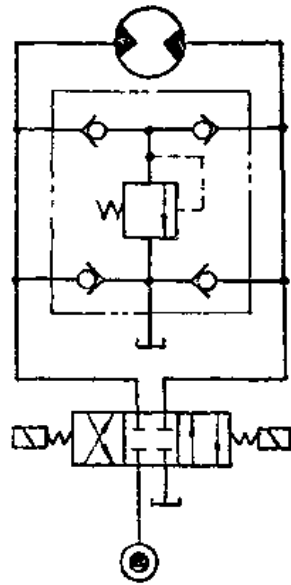
3. 用溢流阀制动的回路之三(见附图 18)

电磁换向阀通电后, 压力油经节流阀流入液压马达, 使之单向转动。当电磁换向阀断电后, 溢流阀起停止时的缓冲作用。由于泄漏而引起的吸油不足可经节流阀从油箱补充。

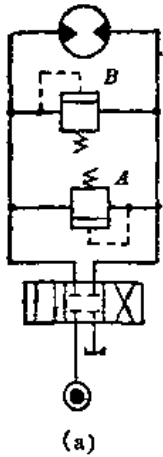
4. 用溢流阀制动的回路之四(见附图 19)



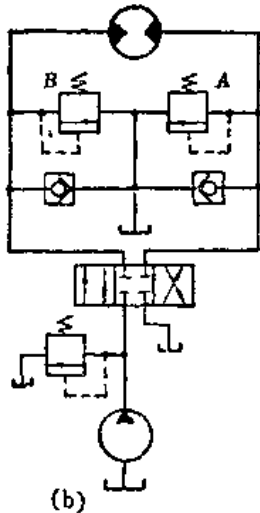
附图 18 用溢流阀制动回路之三



附图 19 用溢流阀制动回路之四



(a)



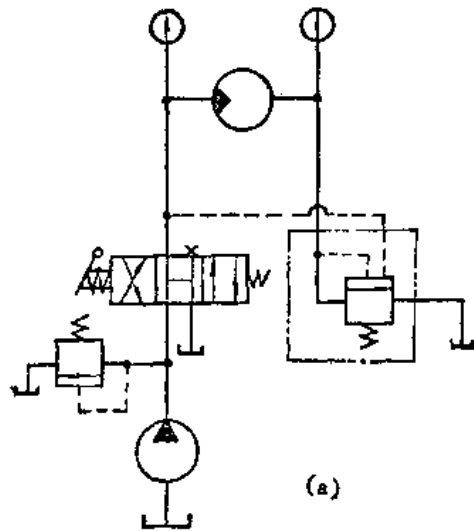
(b)

附图 20 用溢流阀制动回路之五

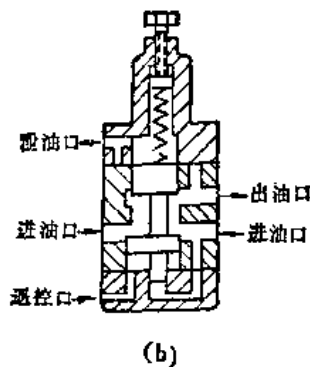
本回路可用来迅速制动惯性大的大流量液压马达。当换向阀断电回复到中心位时，液压马达靠惯性旋转，用溢流阀限制液压马达产生的最大冲击压力，起缓冲作用。液压马达正转或反转制动时，制动力相等。为了补偿泄漏可通过单向阀从油箱吸油。

5. 用溢流阀制动的回路之五(见附图 20)

本回路可用来迅速制动惯性大的大流量液压马达。液压马达正转时，用溢流阀 A 进行制动缓冲；液压马达反转时，用溢流阀 B 进行制动缓冲。液压马达正转与反转时，制动力可分别



(a)



(b)

附图 21 用制动阀制动的回路之一
(a)回路 (b)结构

由阀 *A* 与阀 *B* 调节。

附图 21(a) 制动时, 液压马达回油经溢流阀流入进油口, 无另外补油。附图 21(b) 制动时可通过单向阀从油箱补油。

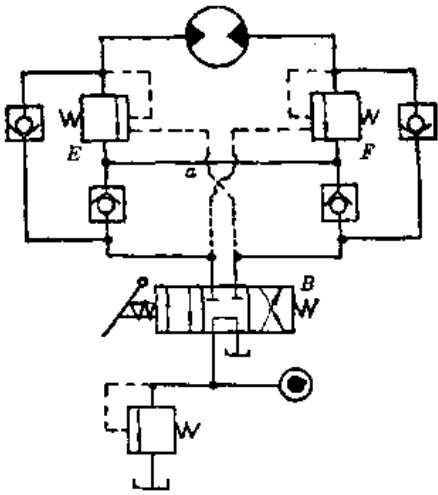
(二) 液压马达用制动阀制动的回路

1. 用制动阀制动的回路之一(见附图 21)

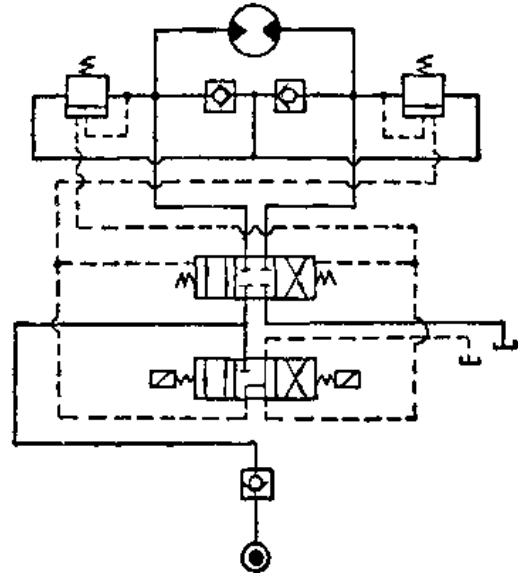
换向阀切换至右位时, 压力油使制动阀打开, 液压马达驱动负载旋转, 无背压。换向阀切换至中位时, 泵卸荷, 制动阀液控口通油箱, 制动阀开口关小使液压马达迅速制动, 减小制动时的冲击压力。换向阀切换至左位时, 则泵不卸荷, 液压马达制动。本回路可用于负值负载, 这时液压马达进油端压力下降, 制动阀关小使回油端产生背压。制动阀的结构原理如附图 21(b) 所示。

2. 用制动阀制动的回路之二(见附图 22)

液压马达正转或反转时, 由外控油路将制动阀 *F* 或 *E* 打开, 液压马达回油没有背压。停止时, 阀 *B* 切换至中位, 液压马达由于惯性继续旋转, 使其回油背压上升, 由自控油路打开制动阀, 限制液压马达急速停止时的冲击压力, 同时回油经管道 *a* 与单向阀流入液压马达的进油



附图 22 用制动阀制动的回路之二

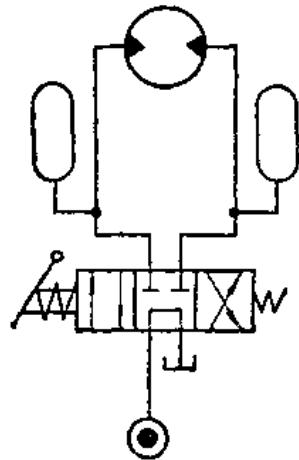


附图 23 用制动阀制动的回路之三

口, 防止液压马达吸空。

3. 用制动阀制动的回路之三(见附图 23)

当电磁换向阀切换至左位后, 液动换向阀向右切换, 控制油也同时流入右制动阀的液控口, 使该阀打开, 左制动阀因液控口通油箱而关闭, 于是压力油经液动换向阀使液压马达回转。制动时, 电磁换向阀回复至中位, 液压马达由于惯性继续转动, 其回油经右制动阀及左单向阀流入其进油口, 右制动阀因液控口通油箱而开口量关小, 液压马达背压上升至自控口开启制动阀的压力, 因而使液压马达制动。如果液压马达工作时右制动阀不预先打开, 则制动时冲击较大。当电磁换向



附图 24 用蓄能器制动的回路

阀切换至右位后,液压马达反转,制动原理相同。

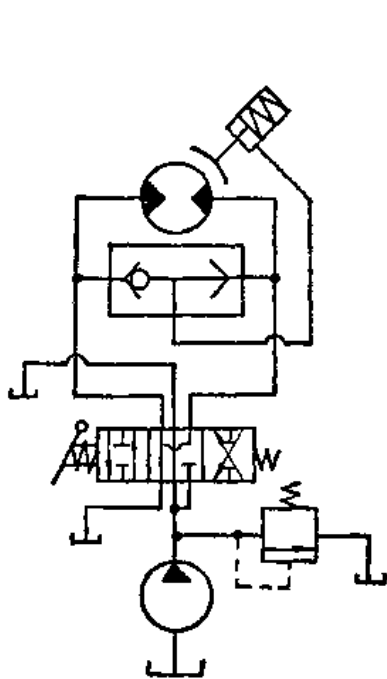
(三) 液压马达用蓄能器制动的回路(见附图 24)

在靠近液压马达油口处装有蓄能器。制动时,换向阀切换至中位,油路压力剧增,由蓄能器收容部分高压油,以限制油压增高实现缓冲。当油路压力突降时,又可以从蓄能器获得补油,避免产生负压。此外,蓄能器还可用来吸收泵的脉动,使执行元件工作更为平稳。但是这种回路结构不紧凑。

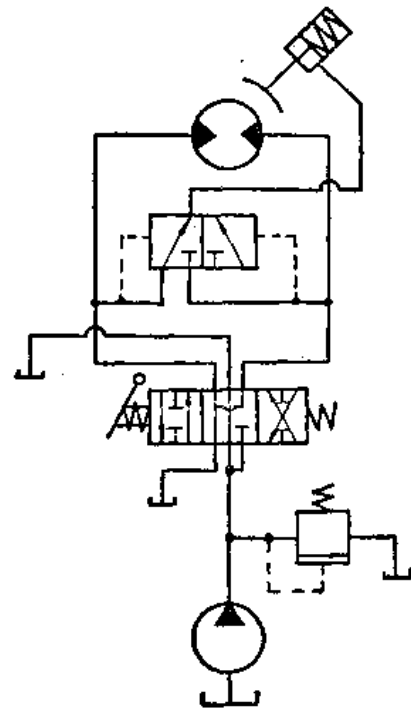
(四) 液压马达用制动缸制动的回路

1. 用制动缸制动的回路之一(见附图 25)

换向阀切换至右位,压力油先经梭阀流至制动缸,使制动器松开,然后液压马达才开始旋转。制动时,换向阀回到中位,制动缸中的弹簧将油压回油箱,并依靠制动器将液压马达锁紧,泵通过换向阀卸荷。换向阀切换至左位时,液压马达反转,制动原理相同。



附图 25 用制动缸制动的回路之一



附图 26 用制动缸制动的回路之二

2. 用制动缸制动的回路之二(见附图 26)

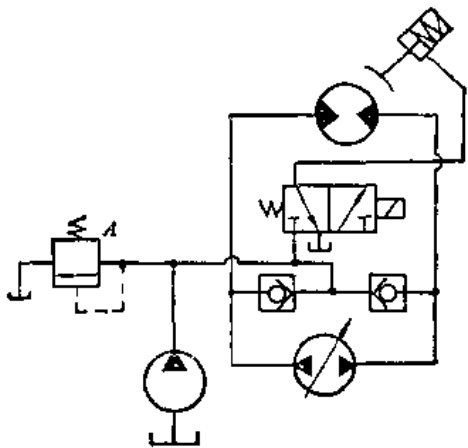
换向阀切换至左位或右位后,压力油先使二位三通换向阀切换,并流入制动缸将制动器松开,然后再使液压马达回转。制动时,换向阀切换至中位,制动缸通过换向阀回油,弹簧力使液压马达制动。

3. 用制动缸制动的回路之三(见附图 27)

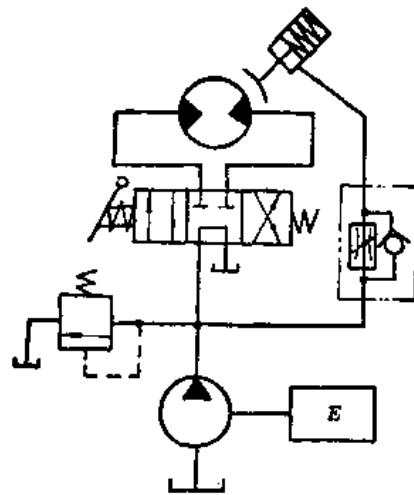
本回路是由双向变量泵和双向液压马达组成的闭式回路。当液压马达不工作时,电磁换向阀断电,制动器靠弹簧力使液压马达制动。液压马达工作时,电磁换向阀通电,定量泵供油使制动器松闸,并补偿回路的泄漏。定量泵供油压力由溢流阀 A 调节。

4. 用制动缸制动的回路之四(见附图 28)

换向阀切换至左位或右位后,压力油先使制动缸松开,然后再使液压马达回转。为了保证



附图 27 用制动缸制动的回路之三



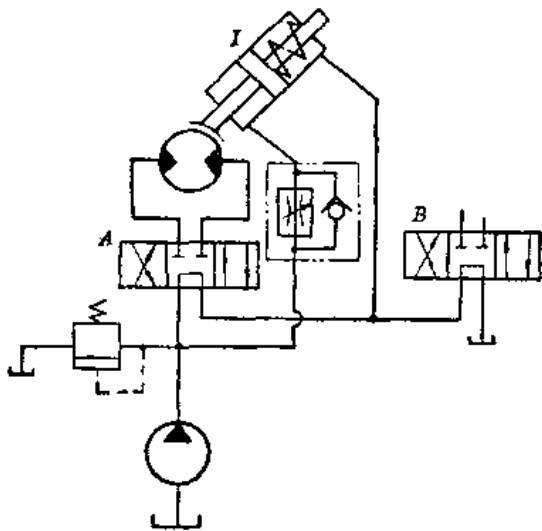
附图 28 用制动缸制动的回路之四

液压马达有足够的起动力矩,压力油经节流阀再流入制动缸。制动时,换向阀切换至中位,制动缸靠弹簧通过单向阀与换向阀回油,制动器使液压马达制动。这种制动方式制动力稳定,而且制动能力不受油路泄漏的影响,安全可靠。

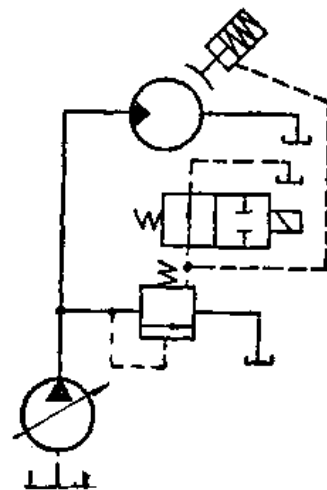
当采用串联的多路换向阀时,本回路只能安排在最末一级。否则,后面的换向阀切换后,压力油会使制动器松闸。

5. 用制动缸制动的回路之五(见附图 29)

液压马达不工作时,制动器靠弹簧力将回转部件制动。换向阀 A 切换后,压力油流入制动缸松闸,并使液压马达回转。当换向阀 B 切换后,压力油同时流入制动缸两腔,使制动器 I 不能松闸。本回路可用于液压吊车,由液压马达提升重物,可起安全作用。



附图 29 用制动缸制动的回路之五



附图 30 用制动缸制动的回路之六

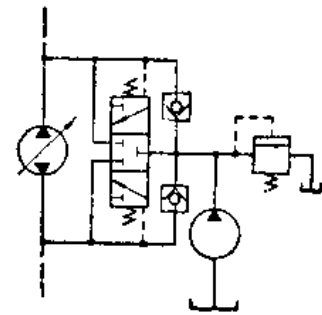
6. 用制动缸制动的回路之六(见附图 30)

如附图 30 所示位置时, 液压马达已被制动, 泵卸荷。当二通电磁换向阀通电后, 来自溢流阀遥控口的油将制动器打开, 液压马达即回转。

五、液压马达补油回路

1. 液压马达补油回路之一(见附图 31)

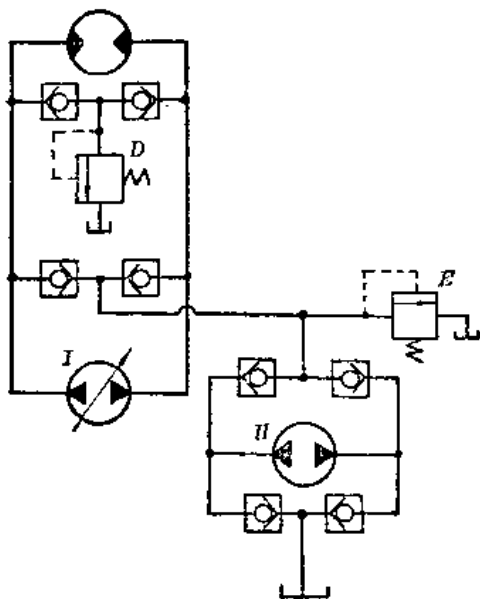
用低压充油泵对高压主泵的吸油管充油可以提高主泵的性能, 而且可以减少泵的噪音。充油泵一般用齿轮泵, 压力在 1MPa 以下。对于闭式回路, 充油泵应供给主泵输出量和返回量之差的 110% 左右的油量。对双向泵应在两侧管路上装单向阀, 对低压管或高压管(制动时)进行补油。为了消除由于顶开单向阀而造成的压力损失, 可装一个自动切换阀。



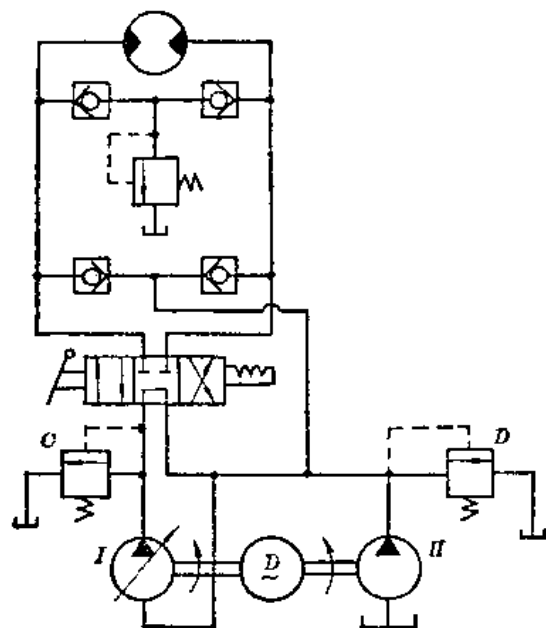
附图-31 补油回路之一

2. 液压马达补油回路之二(见附图 32)

本回路是液压马达双向转动的闭式回路, 由变量泵 I 供油。阀 D 是液压马达的制动阀, 也是泵 I 的安全阀。为了补偿系统泄漏, 由补油泵 II 进行补油, 本回路可用于泵 II 必须正反向的场合。阀 E 是泵 II 的溢流阀。



附图 32 补油回路之二



附图 33 补油回路之三

3. 液压马达补油回路之三(见附图 33)

本回路是闭式回路, 用单向变量泵 I 供油, 通过换向阀使液压马达可以双向转动。

当液压马达工作时, 补油泵 II 直接对变量泵 I 的进油管进行补油。当换向阀回复至中位进行制动时, 补油泵 II 通过单向阀对液压马达的进油管补油, 以避免管路吸空。阀 D 是泵 II

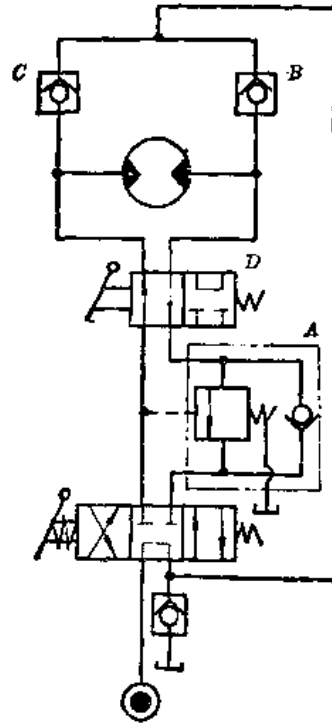
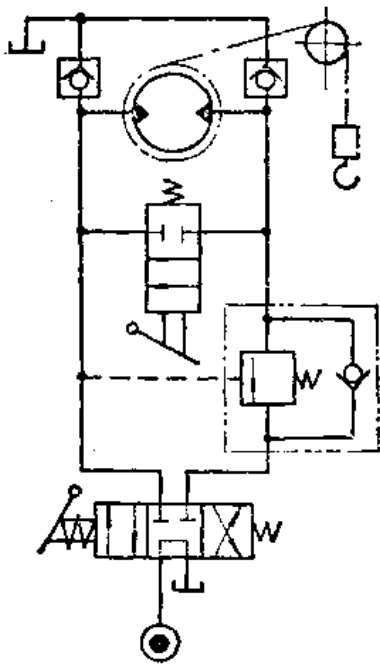
的溢流阀。阀 *C* 是泵 *I* 的安全阀。

六、液压马达浮动回路

(一) 液压马达用换向阀浮动的回路

1. 用二位二通换向阀使液压马达浮动的回路(见附图 34)

本回路用于液压吊车。液压马达正常工作时,二位换向阀处于断开位置。当液压马达需要浮动“抛钩”时,可将二位换向阀接通,使液压马达进出油口接通,吊钩即在自重作用下快速下降。单向阀用于补偿泄漏。这种回路结构简单。如果吊钩自重太轻而液压马达内阻相对较大时,则有可能达不到快速下降的效果。

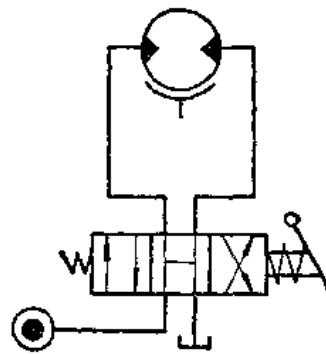


附图 34 用二位二通换向阀使液压马达浮动的回路 附图 35 用二位四通换向阀使液压马达浮动的回路

2. 用二位四通换向阀使液压马达浮动的回路(见附图 35)

当二位换向阀 *D* 处于左位时,液压马达由于限速阀 *A* 作用不会过快下降。当二位换向阀 *D* 切换到右位时,液压马达进出油口相通,自成循环,外载荷只需克服液压马达空载旋转的阻力即可使其快速回转。液压马达如有泄漏可从单向阀 *B* 或 *C* 补油,避免管路中产生真空。此方法较简单,但有时因重物太轻而达不到快速下降的目的。

3. 用“H”型换向阀使液压马达浮动的回路(见附图 36)

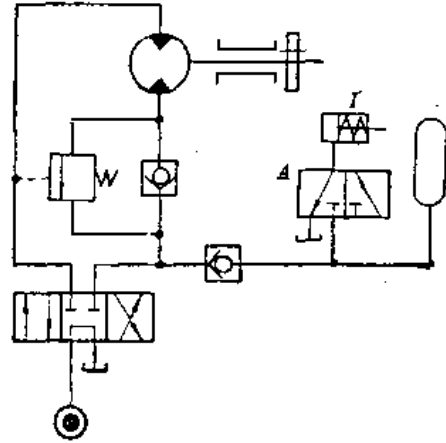
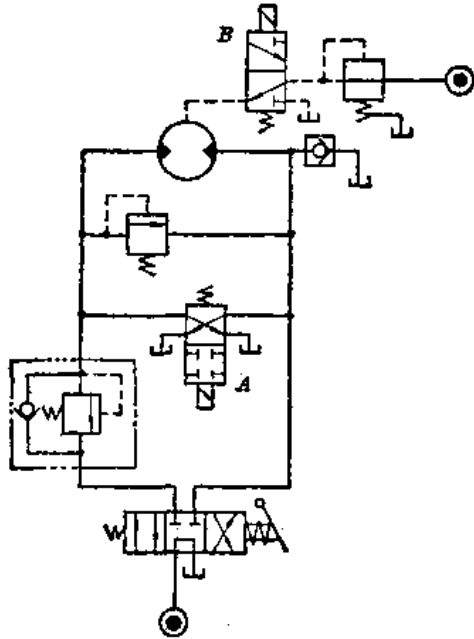


附图 36 用“H”型换向阀使液压马达浮动的回路

当液压马达驱动负载回转而急速制动时,为了避免大的液压冲击力,可采用“H”型换向阀,使液压马达先浮动,然后再用制动器使之制动。

(二) 内曲线液压马达自身实现浮动的回路(见附图 37)

壳转式内曲线低速马达的壳体内如充入压力油,可将所有柱塞压入缸体内,使滚轮脱离轨道,外壳就不受约束成为自由轮。浮动时,先通过阀 A 使主油路卸荷,再通过阀 B 从泄漏油路向液压马达壳体充入低压油,迫使柱塞缩入缸体内。



附图 37 内曲线液压马达自身实现浮动的回路 附图 38 用液压离合器使工作部件浮动的回路

(三) 用液压离合器使工作部件浮动的回路(见附图 38)

在液压马达轴和卷筒之间有一个离合器,当起重机升降重物时,离合器液压缸 I 的弹簧力使离合器啮合。当需要使空吊钩快速下降时,可把阀 A 切换至右位,蓄能器中的压力油使离合器脱开,于是吊钩等重量只需克服卷筒等的摩擦力即可自由下落。液压马达本身不浮动。

七、多液压马达回路

(一) 液压马达串联回路

1. 液压马达串联回路之一(见附图 39)

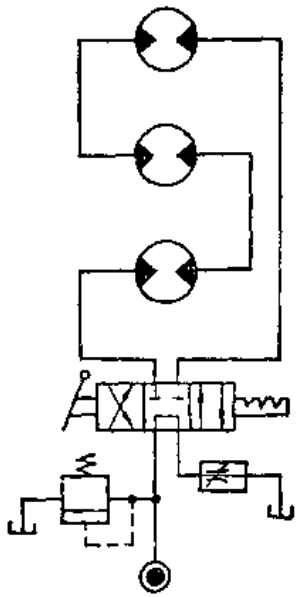
用三个液压马达直接串联,如果液压马达的密封性好,排量相同,则可使三个液压马达的转速相等。但在供油压力不变的条件下,每个液压马达输出的扭矩为三个液压马达并联的三分之一,转速为三个液压马达并联时的三倍。

2. 液压马达串联回路之二(见附图 40)

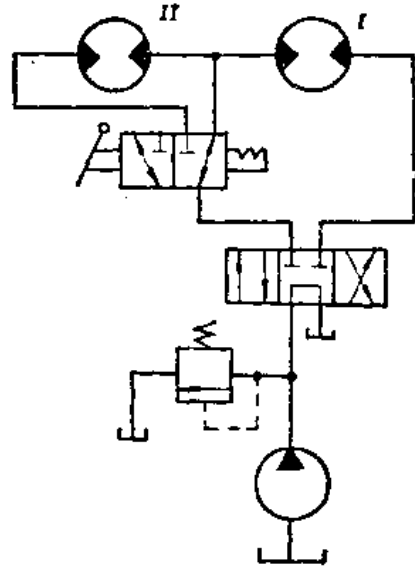
三位换向阀切换至左位或右位后,液压马达 I 进行工作。如果使二位换向阀切换至左位,则液压马达 I 与 II 串联工作。

3. 液压马达串联回路之三(见附图 41)

本回路各液压马达用“M”型四通换向阀串联联接,所以能够单独正反转。当使两个以上液压马达运转时,能使各排量相同的液压马达转速相等。这时,由于液压泵的输出压力为各液压



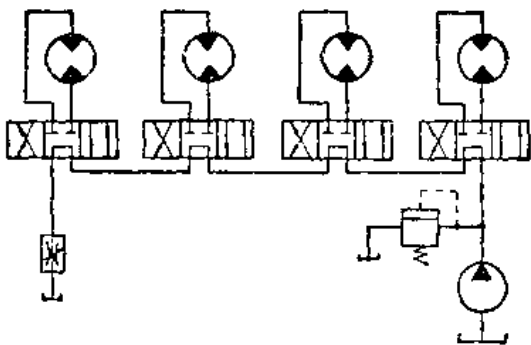
附图 39 串联回路之一



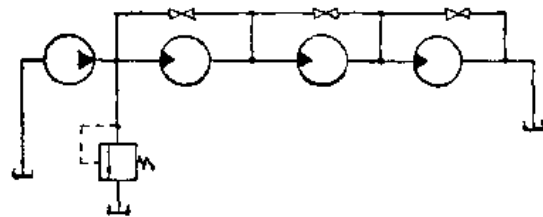
附图 40 串联回路之二

马达进出油口压力差之和,这样每一个液压马达输出扭矩小,所以比较适用于高速小扭矩驱动。

4. 液压马达串联回路之四(见附图 42)



附图 41 串联回路之三



附图 42 串联回路之四

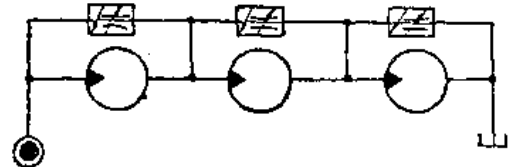
用截止阀短路可使几个串联的液压马达中任一个液压马达停止转动,而其余的液压马达仍可继续转动。这时,该马达的转速不变,而扭矩可相应增加。为了使用方便,也可用二通换向阀代替截止阀。

5. 液压马达串联回路之五(见附图 43)

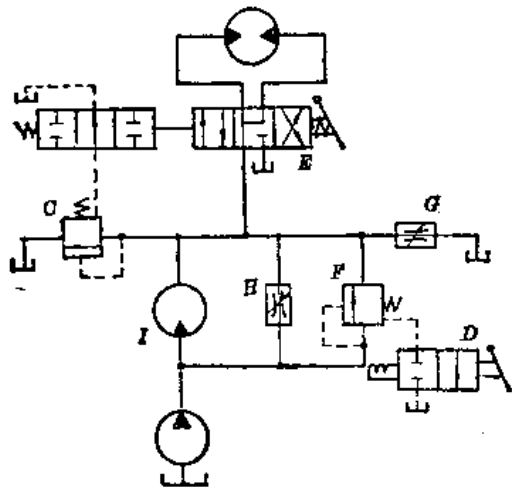
由调速阀组成支油路调速回路,以修正液压马达排量的差异,使各液压马达同步运转。

6. 液压马达串联回路之六(见附图 44)

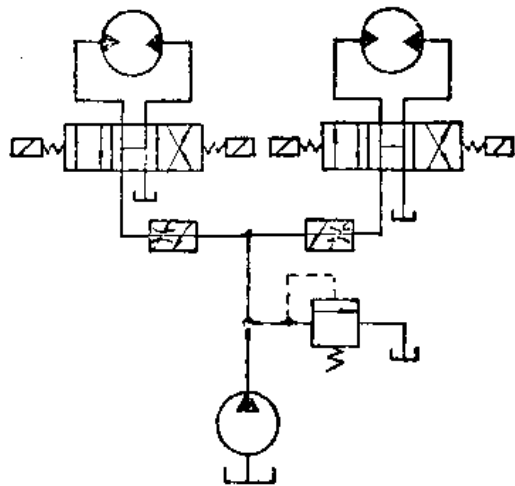
本回路为单向液压马达和双向液压马达可单独工作或串联工作的回路。两个液压马达的最大扭矩可分别由各自的安全阀 F 与 C 调节,单向液压马达的转速由与其并联的节流阀 II



附图 43 串联回路之五



附图 44 串联回路之六



附图 45 并联回路之一

调节。当换向阀 E 处于中位时,双向液压马达不工作,单向液压马达排出的油经安全阀 C 流回油箱。换向阀 E 切换至左位或右位后,两个液压马达串联工作,双向液压马达的转速由节流阀 G 调节,阀 D 切换至右位后,单向液压马达由于安全阀 F 短路而不工作,而双向液压马达可单独工作。

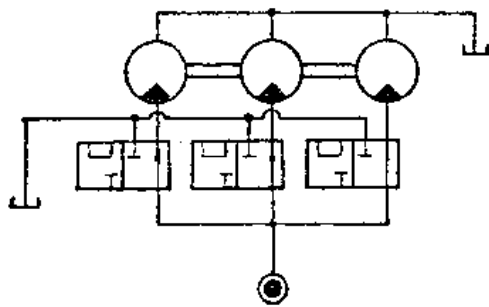
(二) 液压马达并联回路

1. 液压马达并联回路之一(见附图 45)

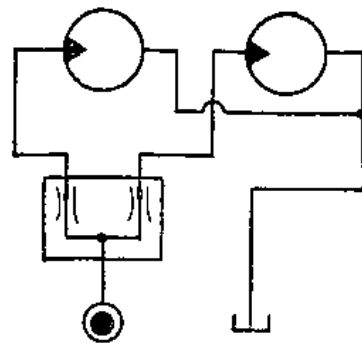
每个液压马达由各自的换向阀与调速阀控制,可以同时运转与单独运转。由于在进油路(或回油路)中装有调速阀,因此,同时运转与单独运转时的转速不变,并可适用于负载不相等的场合。

2. 液压马达并联回路之二(见附图 46)

三个液压马达的轴刚性连接并由一个液压泵驱动。如附图 46 所示,三个液压马达同步运转。当有一个换向阀切换后,相应的液压马达即停止工作,输入的流量全部流入其余的液压马达使之转速增高,但输出总的扭矩减小。在原理上相当于用一个变量马达按三级速度进行变速。



附图 46 并联回路之二



附图 47 并联回路之三

3. 液压马达并联回路之三(见附图 47)

用分流阀使两个液压马达并联同步运行,同步误差取决于分流阀的误差及液压马达排量的差异。

4. 液压马达并联回路之四(见附图 48)

液压马达 I 与 II 的轴相互连接。附图 48 所示位置是液压马达 I 处于准备工作的位置。三

位换向阀切换后,压力油驱动液压马达 I 回转,液压马达 II 被带动空转。如果扭矩不足,则可使二位阀切换,使液压马达 I 与 II 并联驱动。

(三) 液压马达转换回路

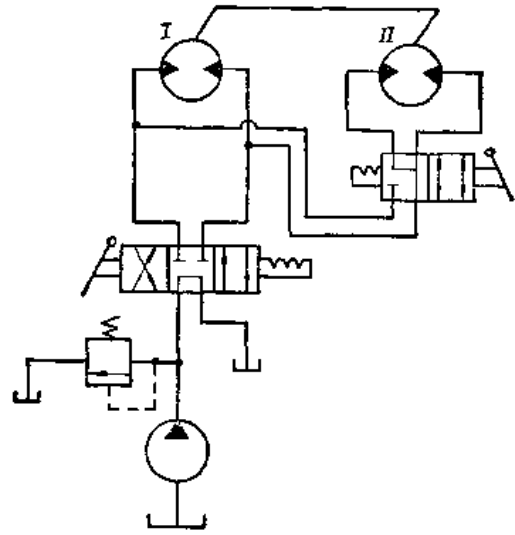
1. 液压马达单动转换回路

(1) 液压马达单动转换回路之一(见附图 49)。

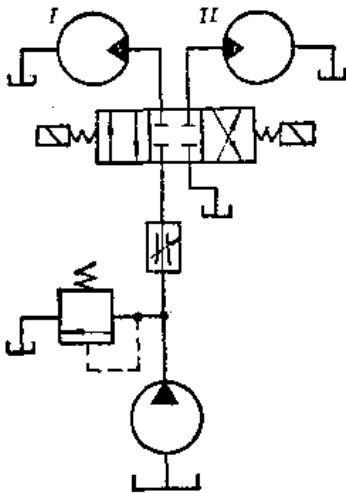
换向阀切换至左位,液压马达 I 回转。换向阀切换至右位,液压马达 II 回转。两个液压马达不能同时回转。

(2) 液压马达单动转换回路之二(见附图 50)。

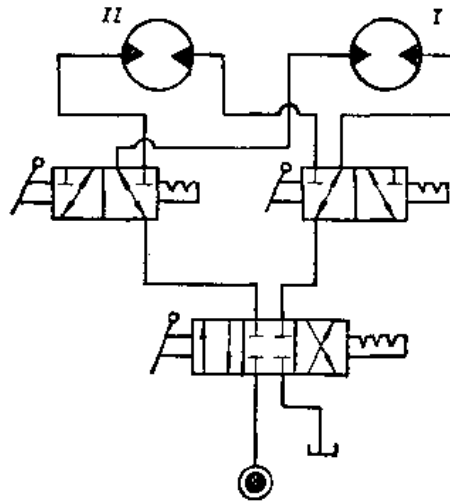
液压马达 I 处于准备的状态。当两个三通换向阀都切换后,液压马达 II 处于准备的状态。三位换向阀使液压马达双向转动或停止。



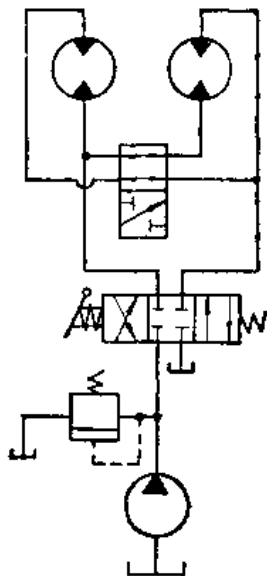
附图 48 并联回路之四



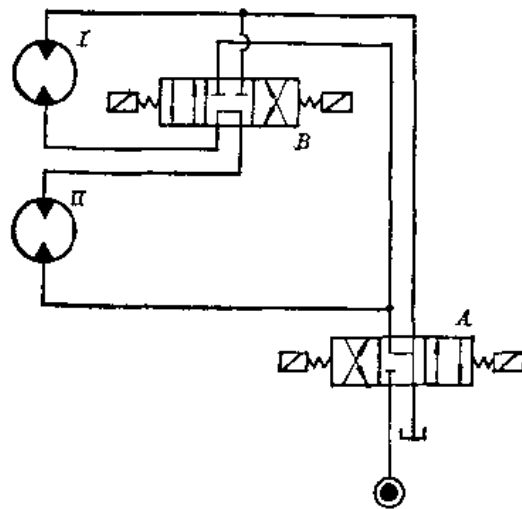
附图 49 单动转换回路之一



附图 50 单动转换回路之二



附图 51 串并联转换回路之一



附图 52 串并联转换回路之二

2. 液压马达串并联转换回路

(1) 液压马达串并联转换回路之一(见附图 51)。

由图可见,两个液压马达并联,二位换向阀切换后则变为串联。常用于工程机械等行走机构。

(2) 液压马达串并联转换回路之二(见附图 52)。

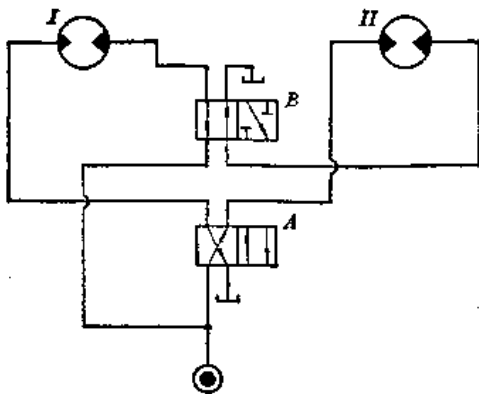
由图可见,两个液压马达串联。换向阀 *B* 切换至左位后,两个液压马达转换为并联。阀 *A* 使两个液压马达可双向转动。

(3) 液压马达串并联转换回路之三(见附图 53)。

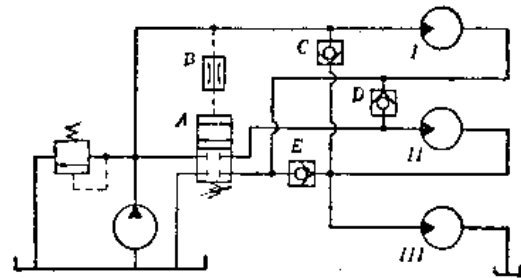
本回路是液压驱动车辆回路。低速重载时,两个液压马达并联。高速轻载时,使阀 *A* 通电,两个液压马达串联。当液压马达串联而车辆转弯时,内轮转速低于外轮,因此两个液压马达的管路上必须有

补油阀 *C*、*D* 与放油阀 *B*。阀 *E* 与 *F* 为制动阀。阀 *H* 与 *K* 为低压管充油阀。阀 *G* 为低压放油阀(调节压力为 1.2MPa),阀 *J* 为充油泵溢流阀(调节压力为 1.5MPa)。阀 *E*、*F* 与 *B* 的调节压力均为 2.8MPa。

(4) 液压马达串并联转换回路之四(见附图 54)。



附图 54 串并联转换回路之四



附图 55 串并联转换回路之五

由图可见,液压马达 *I* 与 *II* 并联回转。阀 *B* 切换后,转换为串联回转。阀 *A* 与 *B* 同时切换,则液压马达 *I* 与 *II* 串联反向回转。当阀 *A* 切换后,液压马达 *I* 与 *II* 都停止回转。

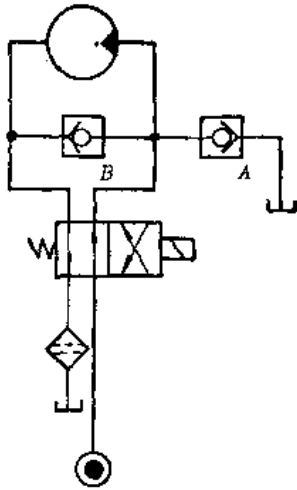
(5) 液压马达串并联转换回路之五(见附图 55)。

本回路是施肥车上喷洒肥料至田间装置内的液压回路。液压马达 *III* 将肥料逐渐推移至喷洒器后部。同时, 液压马达 *I* 与 *II* 驱动一对搅动器, 将肥料撕碎并抛至田间。如附图 55 所示, 三个液压马达串联, 进行喷洒作业。当由于肥料过多等原因使系统压力升高至换向阀 *A* 切换压力后, 阀 *A* 切换, 液压马达 *I* 与 *II* 自动转换为并联, 使输出扭矩增加, 转速降低, 这时液压马达 *III* 不工作。换向阀 *A* 的切换压力可用弹簧调节。阀 *B* 用来防止阀 *A* 的阀芯由于压力波动而引起的高频振动。停机时, 主油路压力降低, 液压马达 *I* 与 *II* 由于惯性而继续转动, 单向阀 *C* 用来防止主油路吸空。

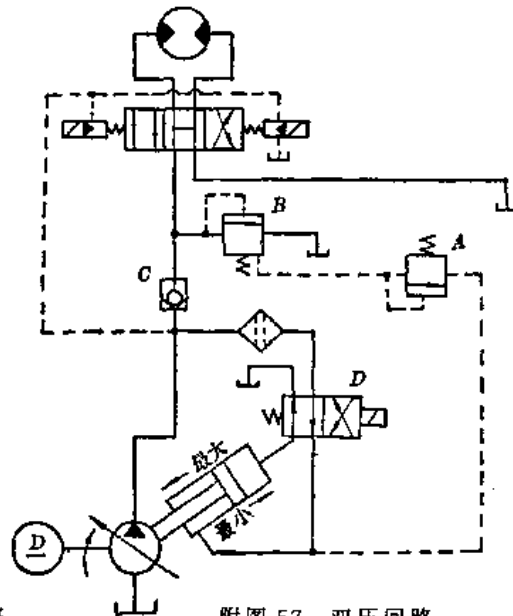
八、其他液压马达回路

(一) 防止液压马达反转的回路(见附图 56)

本回路液压马达只能单向转动。当换向阀切换至右位时, 单向阀 *B* 使液压马达短路, 压力油经阀 *B* 与换向阀流回油箱。单向阀 *A* 为了防止液压马达受外负载作用而增速转动时吸空。



附图 56 防止液压马达反转的回路



附图 57 双压回路

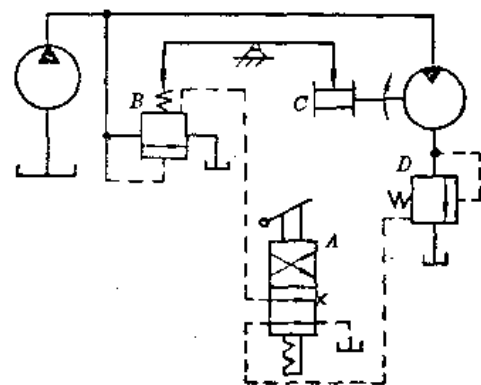
(二) 液压马达双压回路(见附图 57)

电磁换向阀 *D* 通电, 变量泵排量最大, 压力由远程调压阀 *A* 限制在 5.5MPa。阀 *D* 断电, 变量泵排量最小, 压力由溢流阀 *B* 限制在 14MPa。背压阀 *C* 使系统在卸荷时保证控制油有 0.5MPa 的压力, 用来切换电磁换向阀与控制变量泵的调节机构。

除了用调节机构改变柱塞泵的排量外, 还可改变直流电动机的转速来改变流量, 这时只需改变转子的电压与磁极的电流, 即可使转速从 $0 \rightarrow 2300\text{r/min}$ 。

(三) 液压马达压力自动调节回路(见附图 58)

本回路用于布料卷取机构, 可以随着负载的变化而自动调节供给液压马达的油压力。如附图 58 所示,

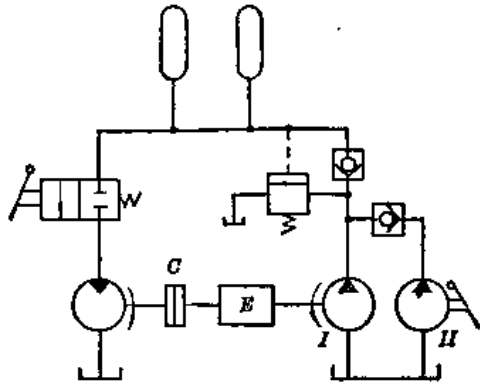


附图 58 压力自动调节回路

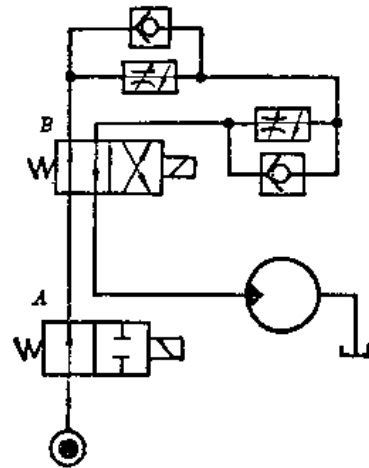
液压马达驱动布卷 C 旋转,随着布卷 C 直径的增大,通过杠杆机构使溢流阀 B 调压弹簧的弹力也相应增大,从而使供给液压马达的油压力升高,液压马达输出的扭矩增大,而保持布的张力不变。停止时,换向阀 A 切换,于是阀 B 使系统卸荷,阀 D 使液压马达制动。

(四)用液压马达起动的回路(见附图 59)

在启动柴油机 E 时,将二通换向阀接通,蓄能器中的压力油流入启动液压马达使柴油机 E 启动。若第一次未能启动,则可用手动泵 II 使蓄能器充压,再试第二次。柴油机 E 启动后,超越离合器 C 自动脱开,将二通换向阀切断,液压泵 I 使蓄能器充至足够的压力后,于是卸荷阀打开,使泵 I 卸荷。



附图 59 用液压马达起动的回路



附图 60 速度换接回路

(五)液压马达速度换接回路(见附图 60)

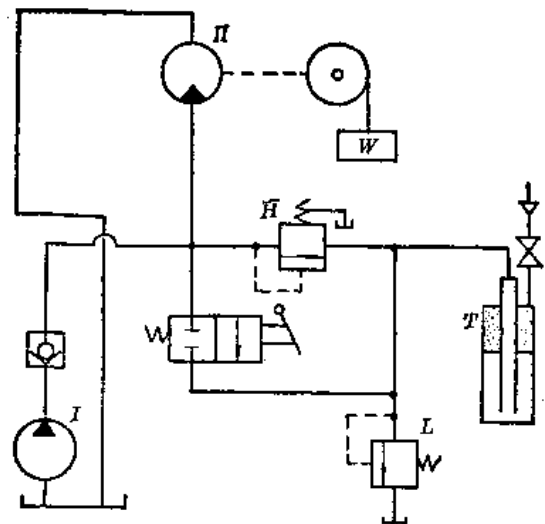
电磁换向阀 B 使液压马达具有快、慢两种速度,如粗、精加工等,采用调速阀进油路节流调速。电磁换向阀 A 使液压马达启动或停止。

(六)液压马达功率回收回路

1. 液压马达功率回收回路之一(见附图 61)

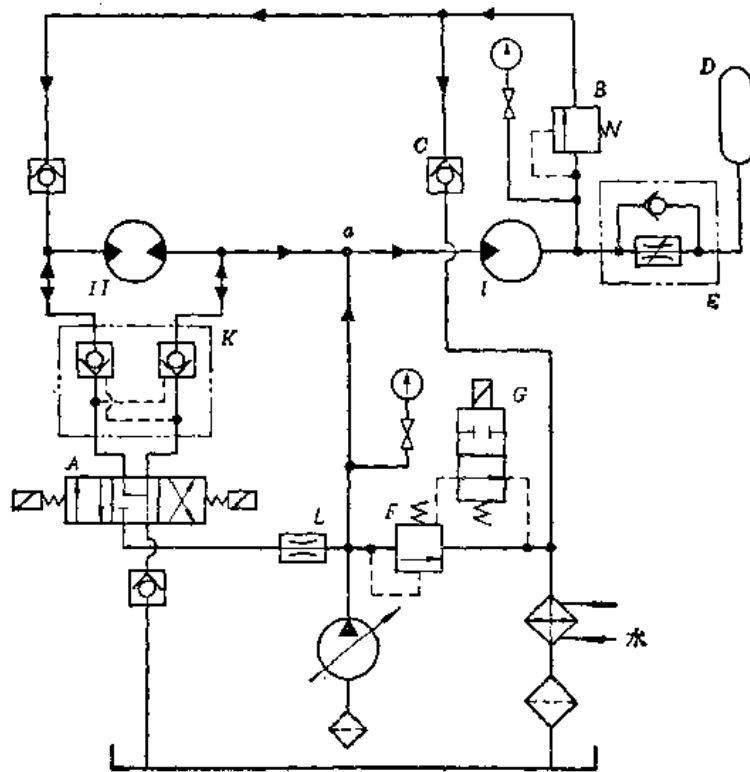
负载 W 落下时的能量可以储存在压力油箱 T 中,并用来使起重机(液压马达 II)空载向上返回。 T 同时起制动作用。泵 I 可将负载慢速提升。

接通二通换向阀后,负载 W 下落使液压马达变为泵,从油箱吸油输入压力油箱 T ,随着 T 中的液面升高,压力上升而产生连续制动效果。最后的制动由关闭二通换向阀来完成。由高压安全阀 H 来限制冲击压力。阀 L 是油箱 T 的安全阀。当负载 W 卸去后,再接通二通换向阀,压力油箱 T 中储存在的能量使起重机空载向上返回。若需要将负载 W 提升,启动泵 I 即可。



附图 61 功率回收回路之一

2. 液压马达功率回收回路之二(见附图 62)



附图 62 功率回收回路之二

本回路是带材卷取装置的功率回收回路。带材从开卷机 II 上被绕到卷取机 I 上去，液压马达 I 的排量比液压马达 II 大，因此，液压马达 I 通过带材使液压马达 II 回转，这时液压马达 II 起泵的作用，它从液压马达 I 的回油管吸油，输出的压力油与变量泵输油量在 a 点汇合，驱动液压马达 I 回转，因此，液压马达 II 背压引起的制动能被转化为驱动液压马达 I 回转的压力能。

带材前进的速度取决于通过液压马达 I 的流量，它是变量泵的输油量与液压马达 II 的流量之和，可由变量泵进行调节。

带材的张力取决于两个液压马达的流量差与系统供油压力，调节背压阀 B 即可改变液压马达 II 的输出扭矩，亦即调节了带材的张力。两个液压马达的流量差不能太大，否则背压阀 B 的调节压力必须很高，使功率损失太大，直接减少了回路的回收功率。

带材的速度与张力可以用手动控制，也可通过速度或张力传感器进行自动控制。

单向阀 C 应具有足够的弹簧力保证油液能供至液压马达 II。为了改善压力稳定性，用一个小蓄能器 D 与节流阀 E 吸收由于克服背压阀 B 而引起的压力脉动。先导式溢流阀 F 可使系统卸荷而迅速停车，并不改变变量泵的调节量。小型三位四通换向阀 A 与液压锁 K 可使液压马达 II 缓慢转动以便于穿带等操作。

主要参考文献



1. 何存兴主编, 液压元件, 机械工业出版社, 1982
2. Ю. Ф. 波诺马连科(苏)著, 华中工学院、天津工程机械研究所译, 径向柱塞式低速大扭矩液压马达, 机械工业出版社, 1977
3. 雷天觉主编, 液压工程手册, 机械工业出版社, 1990
4. 路甬祥、胡大紘编著, 电液比例控制技术, 机械工业出版社, 1988
5. 陈卓如编著, 低速大扭矩液压马达理论、计算与设计, 机械工业出版社, 1989
6. 赵应樾主编, 液压控制阀及其修理, 上海交通大学出版社, 1999
7. 张健文编著, 液压气压附件及管路系统工艺, 西北工大出版社, 1993
8. 油压技术便览(改订新版), 日刊工业新闻社, 昭和 50
9. 赵应樾主编, 液压泵及其修理(第二版), 上海交通大学出版社, 1998
10. Rexroth 公司培训教材, 产品样本(德国)
11. 市川常雄、日比昭, 油压工学, 朝仓书店, 昭和 54
12. 吉林工业大学编, 工程机械液压与液力传动, 机械工业出版社, 1984
13. 黎启柏编著, 电液比例控制与数字控制系统, 机械工业出版社, 1997
14. 关肇勋、黄奕振编, 实用液压回路, 上海科学技术文献出版社, 1982
15. 宁波海达塑料机械厂产品技术说明书, 厂址: 浙江省宁波市镇海区域城关镇, 电话: 0574—6456368, 6456378; 厂将迁址, 届时请拨 0574—114
16. 姜堰市恒威船用辅机制造有限公司(江苏姜堰市船用辅机厂即原泰县船用辅机厂)产品说明书, 厂址: 江苏省姜堰市罗塘东路 88 号, 电话: 0523—8263842, 8263484
17. 启东精工液压马达厂产品说明书, 厂址: 江苏省启东市聚阳镇南区, 电话: 0513—3469251
18. 宁波液压马达(集团)有限公司(宁波液压马达厂)产品说明书, 厂址: 宁波市镇海经济技术开发区金宝路, 电话: 0574—6303940, 6303971
19. 宁波中意液压马达有限公司产品说明书, 厂址: 宁波市镇海区车站路 409 号, 电话: 0574—6261172, 6264491
20. 宁波意宁液压有限公司产品说明书, 厂址: 宁波市镇海区五里牌高科技园区, 电话: 0574—6300164, 6303721
21. 南京液压机械制造厂(南京液压件三厂、南京液压件厂)产品说明书, 厂址: 南京市秦淮区石婆庙 228 号, 电话: 025—2402608, 2404095
22. 专业杂志: Qihydraulik and Pneumatik(德国); 油压と空气压(日); 油压化设计(日); 油压(日); 液压与气动; 液压与机床; 液压气动与密封

