

机械传动及曲柄压力机

下册

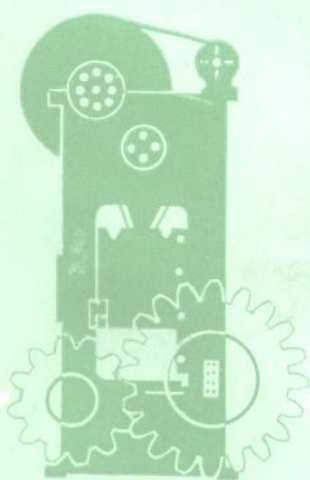
75315.5/H99/人
民教育出版社

机械传动及曲柄压力机

JIXIE CHUANDONG JI QUBINGYALIJI

下 册

华中工学院等五院(校)《机械传动及曲柄压力机》编写组编



人民教育出版社

高等学校教学参考书

机械传动及曲柄压力机

下 册

华中工学院等五院(校)《机械传动及曲柄压力机》编写组编

人 民 教 育 出 版 社

高等学校教学参考书

机械传动及曲柄压力机

下 册

华中工学院等五院(校)《机械传动及曲柄压力机》编写组编

*

人民教育出版社出版

新华书店北京发行所发行

邯郸地区印刷厂印装

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张 $12 \frac{6}{8}$ 千字 297.000

1978年6月第1版 1978年12月第1次印刷

书号 15012·076 定价 1.10 元

目 录

第七章 离合器、制动器和联轴节	1
§ 7-1 刚性离合器	1
§ 7-2 摩擦离合器	7
§ 7-3 制动器	20
§ 7-4 弹簧	28
§ 7-5 联轴节	37
第八章 机身	43
§ 8-1 机身的结构	43
§ 8-2 机身刚度和压力机刚度	48
§ 8-3 机身的强度计算	54
§ 8-4 螺栓联接的计算	67
第九章 曲柄压力机的辅助装置	73
§ 9-1 拉延垫	73
§ 9-2 空气管路系统	79
§ 9-3 润滑系统	90
第十章 电动机功率和飞轮尺寸	96
§ 10-1 封闭高度调节装置电动机功率的计算方法	96
§ 10-2 曲柄压力机主传动电动机功率和飞轮的计算原理	97
§ 10-3 曲柄压力机一个工作周期所消耗的能量	105
§ 10-4 通用曲柄压力机主传动电动机功率和飞轮尺寸的简化计算	109
§ 10-5 曲柄压力机主传动电动机功率和飞轮尺寸计算举例	110
第十一章 曲柄压力机的设计步骤和方法	115
§ 11-1 确定压力机的技术参数	115
§ 11-2 传动系统的方案设计	118
§ 11-3 初步确定主要零部件的结构型式及主要尺寸	127
§ 11-4 核算主要零部件的参数和主要尺寸, 绘制压力机许用载荷曲线	128
§ 11-5 压力机的技术文件	129
第十二章 曲柄压力机及其它锻压机械中的常用机构	130
§ 12-1 平面铰链四杆机构	130
§ 12-2 带滑块的四杆机构	138
§ 12-3 曲柄肘杆机构	142
§ 12-4 多杆变速机构	144
§ 12-5 凸轮机构	149
§ 12-6 周转轮系	170
§ 12-7 间歇运动机构	181
第十三章 各类曲柄压力机简介和曲柄压力机的发展趋向	193
§ 13-1 各类曲柄压力机简介	193
§ 13-2 曲柄压力机的发展趋向	200

第七章 离合器、制动器和联轴节

在曲柄压力机的传动系统中,一般都装有离合器和制动器。

离合器用来控制工作机构,使它能与传动系统运转着的部分接合或脱开。常用的有刚性离合器和摩擦离合器。当离合器脱开之后,用制动器来使工作机构停止运动。常用的有圆盘式制动器和带式制动器,某些压力机上也采用块(闸瓦)式制动器。

联轴节与离合器同属于连轴部件,但是,用联轴节连接的两轴在机器运转过程中是不能脱开的,因此,联轴节用于连接不需要经常接合和脱开的两轴。

下面讨论压力机上常用离合器与制动器的结构和设计方法,对联轴节则仅作简要的介绍。

§7-1 刚性离合器

任何型式的离合器都由主动部分、从动部分、连接零件以及操纵机构组成。本节介绍的离合器,是依靠连接零件(滑销、转键等)将主动部分与从动部分刚性连接起来,因此称为刚性离合器。根据连接零件的结构型式,这类离合器又可分为滑销式、转键式和牙嵌式等,前两种在小型曲柄压力机上应用较为普遍。

一、滑销离合器

图 7-1 所示滑销离合器的主动部分包括大齿轮、镶块和轴承等零件。不论离合器是否处于“接合”状态,只要开动电动机,此部分跟着旋转。从动部分包括曲轴和从动盘等零件,它只有当电动机开动,且使离合器接合时才转动,其连接零件是滑销。操纵机构则由月牙叉、拉杆和拉簧等零件组成。图中离合器正处于脱开状态,大齿轮空转,曲轴不动。若要离合器接合,可操纵拉杆向下运动,使月牙叉从滑销和从动盘之间退出,滑销便在压簧弹力作用下插入大齿轮的销子槽中,大齿轮就经镶块和滑销带动从动盘、曲轴与整个工作机构运转。若要离合器脱开,则可松开拉杆,使月牙叉向上返回原位,由于月牙叉呈楔形,在圆周方向的厚度逐渐由小变大(见图 7-1 右下角放大图),所以在 大齿轮转动过程中,滑销将被月牙叉从销子槽中拔出,主、从动部分再次脱开。

滑销一般用 50Cr 钢或 GCr15 钢制造,热处理后硬度为 HRC58~62。镶块可用 45 号钢制造,热处理后硬度为 HRC40~45。

大齿轮上一般有三个均匀分布的销子槽,用以增加接合机会,缩短接合时间。

滑销离合器接合时冲击较大,滑销和镶块都容易损坏,因此,我国一般已不再生产具有这种离合器的压力机。但由于滑销离合器的结构简单、便于制造,所以一些使用厂自制小型压力机时,仍有采用。

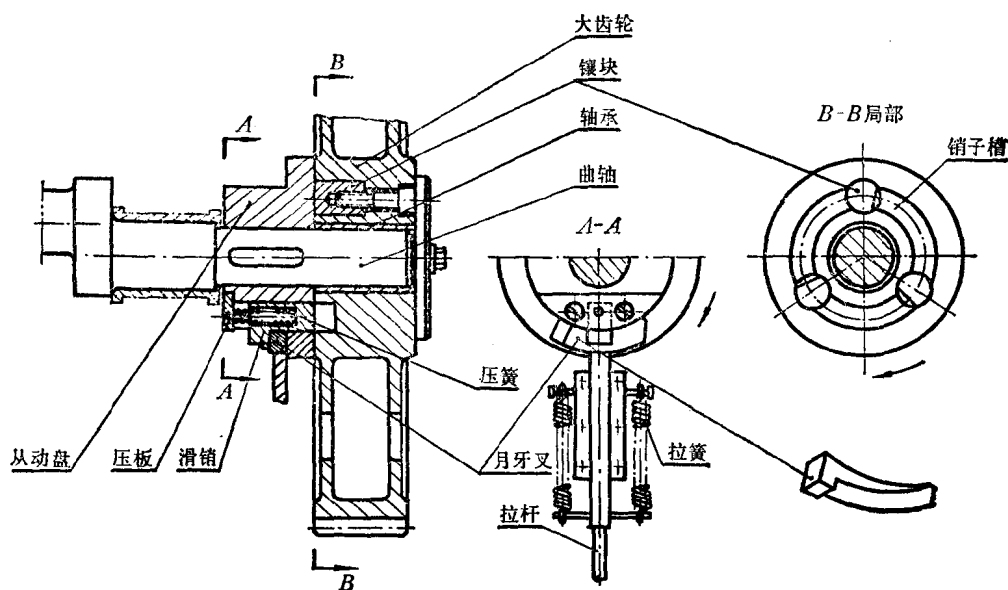


图 7-1 滑销离合器

二、转键离合器

1. 转键离合器的结构

图 7-2 是一种双转键离合器, 它的主动部分包括大齿轮、中套和两个滑动轴承等; 从动部分包括曲轴、内套和外套等; 连接零件是转键(工作键、填充键); 操纵机构由关闭器等组成(见 $C-C$ 剖视, 详细结构见图 7-4)。中套用平键与大齿轮连接(见 $D-D$ 剖面), 其内缘有四个半圆形槽。曲轴的右端以及内、外套的内缘上也各有两个半圆形槽, 它的直径与中套上的半圆形槽直径相同。转键的两端为圆柱轴颈, 被支承在由曲轴和内、外套上半圆形槽组成的孔中; 转键中部的内缘与曲轴上的半圆形槽配合, 外缘与曲轴右端的外表面构成一个整圆。因此, 当中套上的半圆形槽与曲轴上的半圆形槽恰好对正并形成整圆时, 转键便能绕自己的轴线转动。

当需要离合器接合时, 使关闭器转动, 让开尾板(见 $C-C$ 剖视), 尾板连同工作键在弹簧拉力的作用下, 有向反时针方向旋转的趋势。所以, 只要中套上的半圆形槽与曲轴上的半圆形槽对正, 工作键便立即向反时针方向转过一个角度(见 $D-D$ 剖面右图), 大齿轮则经过中套和工作键的中部带动曲轴向反时针方向旋转。

当需要离合器脱开时, 操纵机构的复位弹簧使关闭器返回原位, 迫使尾板连同工作键向顺时针方向转至原位(见 $D-D$ 剖面左图), 工作键中部的外缘又与曲轴右端的外表面构成一个整圆, 于是曲轴与中套脱离, 大齿轮空转, 曲轴在制动器作用下停止转动。

双转键离合器共有两个转键: 工作键(又称主键)和填充键(又称辅键)。由于这两个键的右端都装有键柄, 键柄之间又用拉板相连(见 B 向视图), 因此填充键总是跟随工作键转动, 但二者转向相反。装设填充键之后, 在滑块向下行程时, 可以防止因曲柄滑块机构的自重作用, 而造成曲轴转速超前于大齿轮的转速, 这种“超前”现象会引起工作键与中套的撞击。当压力机用拉延垫或

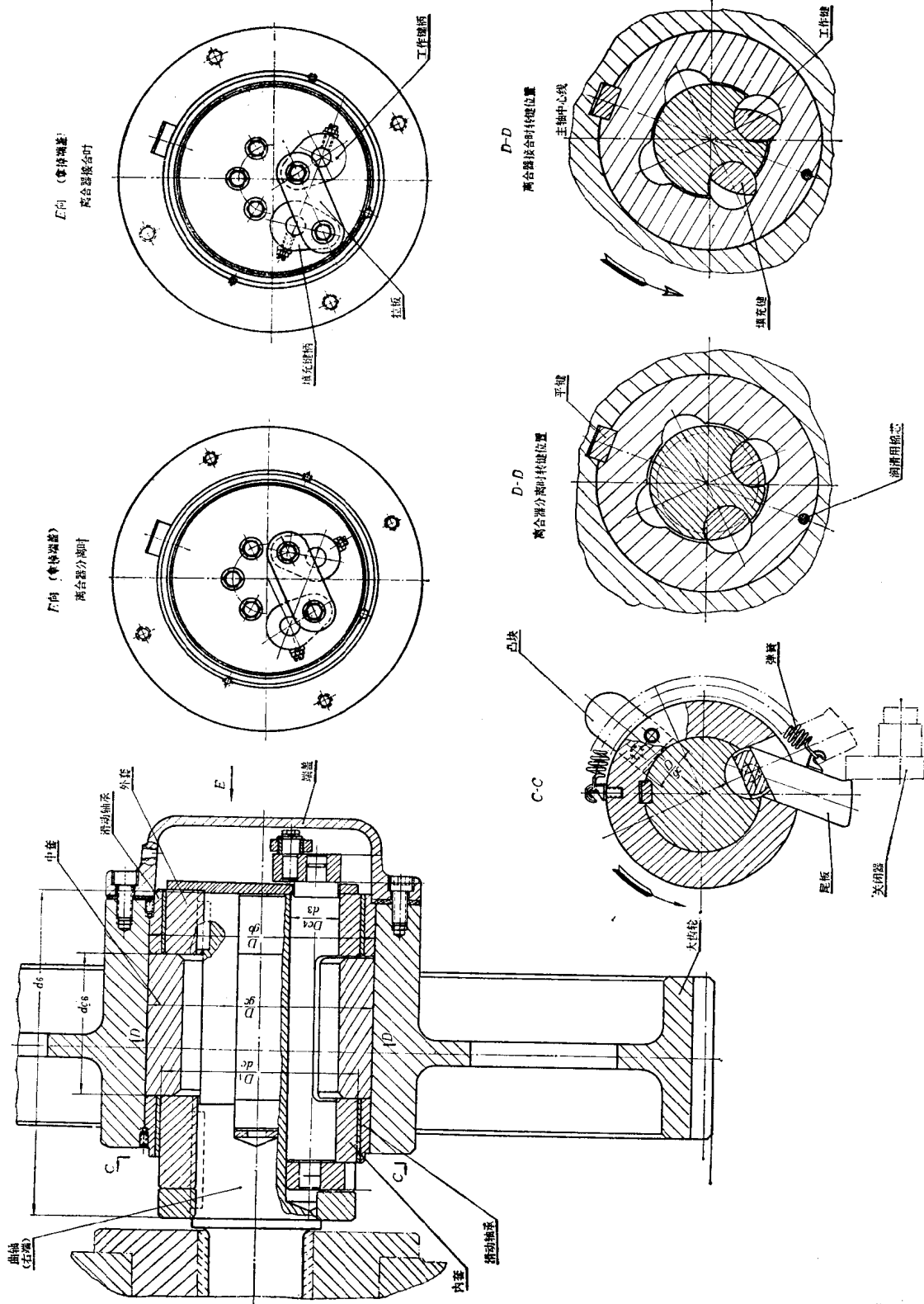


图 7-2 双转键离合器

弹性压边圈进行拉延工艺时,填充键可以防止滑块回程时,由于回弹力而产生的“超前”现象。此外,装设填充键后还可以在调整模具时使曲轴反转。

在公称压力小于 40 吨的压力机上,也可采用单转键离合器。这种离合器只有工作键,没有填充键,此时为防止“超前”现象,须装设经常有制动作用的制动器(详见§ 7-4)。

转键离合器的结构比较简单。与滑销离合器相比,转键离曲轴中心的距离较近,接合时的冲击速度较低,受力情况比滑销要好,所以在公称压力小于 100 吨、滑块行程次数在 200 次/分以下的压力机上获得广泛应用。

近来,有的压力机(如 JC23-63 型压力机),采用切向转键离合器(图 7-3),它与上述转键离合器的主要区别,是转键中部为近似矩形截面,转键的强度较好。

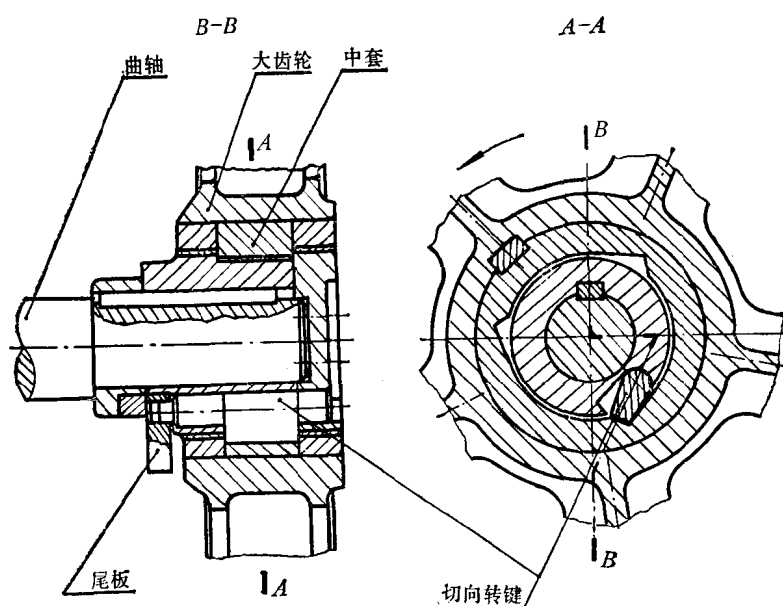


图 7-3 切向转键离合器

2. 转键离合器的操纵机构

图 7-4 是一种用电磁铁控制的操纵机构,可以使压力机获得单次和连续行程。

单次行程: 预先用销子将拉杆与右边的打棒连接起来,然后操纵踏板,图 7-4 电磁铁控制的操纵机构(或按钮),使电磁铁通电,衔铁上吸,拉杆向下拉打棒,由于打棒的台阶面压在齿条上面,于是齿条也跟着向下,齿条带动齿轮和关闭器转过一定角度,尾板与转键便在拉簧(见图 7-2)的作用下向反时针方向转动,离合器接合,曲轴旋转,滑块向下运动。在曲轴旋转一周之前,这时,操作者即使没有松开操纵踏板,电磁铁仍然处于通电状态,随曲轴一起旋转的凸块(见图 7-4 及图 7-2 中 C-C 剖视)将撞开打棒,齿条与打棒脱离,并在下端弹簧的作用下向上运动,经齿轮带动关闭器回到原来的位置。曲轴继续旋转,关闭器挡住尾板,迫使转键向顺时针方向转动,离合器脱开,曲轴在制动器作用下停止转动,滑块完成单次行程。若要再次进行单次行程,必须先使电磁铁断电,让打棒在它下面的弹簧作用下复位,并重新压住齿条,才能实现。综上所述,这种机

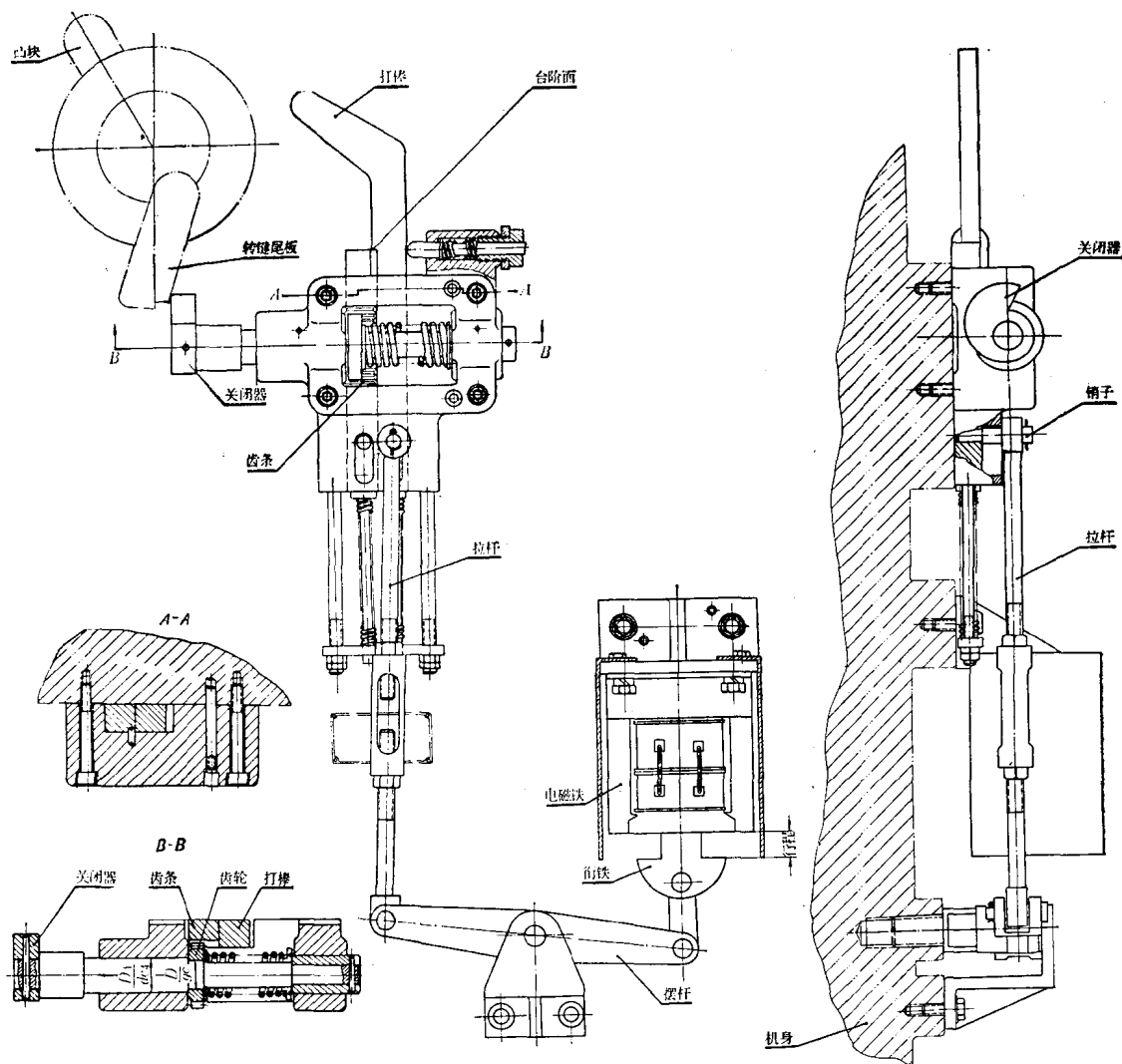


图 7-4 电磁铁控制的操纵机构

构能够防止由于操作失误而产生的连冲现象。

连续行程：先用销子将拉杆与左边的齿条连接起来，然后使电磁铁通电，衔铁上吸，拉杆向下拉齿条，于是经齿轮带动关闭器转过一定角度，离合器接合，曲轴旋转。此时凸块和打棒已不起作用，如不松开踏板使电磁铁断电，滑块便作连续行程。要使离合器脱开和曲轴停止转动，须松开踏板切断电磁铁的电源，齿条才能在它下面弹簧的作用下向上移动，经齿轮使关闭器复位并挡住尾板。

采用上述操纵机构，由单次行程转换成连续行程时，需要拆装拉杆上的销子，改变拉杆的位置，使用不够方便。在某些压力机(如 JC23-63 型压力机)的转键离合器操纵机构中，改为拉杆直接与齿条连接，由电气控制线路与操纵机构密切配合，只要变换转换开关的位置，即可实现单次与连续行程规范的变换，使用比较方便，并且还简化了结构。

操纵机构中所采用的牵引电磁铁，其允许操作频率应能满足压力机单次行程频繁开动的要求。否则会因允许操作频率较低，致使电磁铁经常损坏，影响生产。有的使用厂用接力气缸代替电磁铁，并用脚踏配气阀操纵，也可获得较好的效果。

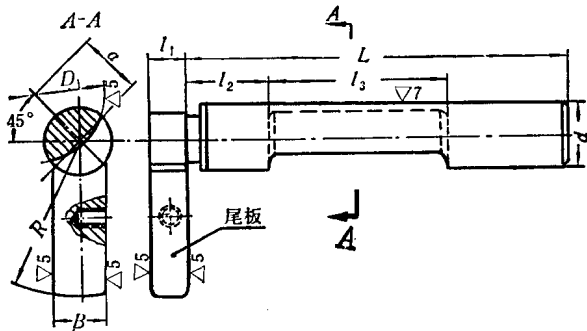
3. 转键离合器的设计

离合器接合时，转键承受相当大的冲击载荷，因此常用合金钢 40Cr、50Cr 或碳素工具钢 T7、T10 制造。热处理硬度为 HRC50~55，而在两端 30~40 毫米长度处回火至 HRC 30~35。关闭器采用 40Cr 钢，热处理硬度为 HRC50~55。中套用 45 号钢，热处理硬度为 HRC40~45。内、外套也采用 45 号钢制造。

转键的圆柱表面要求光洁度达▽7，与孔的配合用 $\frac{Dc4}{d3}$ 。

设计转键离合器时，可先按表 7-1 初步确定转键尺寸，然后再进行核算。核算包括以下两项：

表 7-1 转键的主要尺寸



公称压力(吨)	尺 寸 (毫 米)								
	<i>d</i>	<i>L</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>B</i>	<i>R</i>	<i>a</i>	<i>D</i> ₁
3.15	18	93	15	23	47	14	46	15.5	35
6.3, 10	25	135		31	74	24	61	25	56
16, 25	35	214	20	51	98	35	76	36	80
40, 63	50	277	30	74	154	44		48	108
80, 100	57	391		103	208			67	150

(1) 离合器所能传递的最大扭矩，可近似按下式计算：

$$M_t' = 2000d^3 \text{ (公斤·厘米)} \tag{7-1}$$

式中 *d*——转键圆柱部分的直径(厘米)。

所得的 *M*_t' 值不应小于离合器所需传递的扭矩。

(2) 工作速度，即离合器接合瞬间，转键与中套用间的冲击速度，可近似按下式计算：

$$v = \frac{\pi D_1 n}{60 \times 1000} \text{ (米/秒)} \tag{7-2}$$

式中 D_1 ——安装转键处曲轴的直径(毫米);

n ——离合器轴(曲轴)的转速(转/分)。

v 的大小一般限制在 0.4~0.7 米/秒之间,最大不超过 0.8~0.9 米/秒。

从上面滑销离合器与转键离合器的介绍中可看出,刚性离合器具有结构简单、制造容易等优点。但由于滑销和转键接合时冲击较大,容易损坏;而且通常只能在上死点附近脱开,不便实现寸动行程,调整模具不够方便。因此,这类离合器一般用在 100 吨以下的小型压力机上。

§7-2 摩擦离合器

一、摩擦离合器的结构

1. 盘式摩擦离合器

盘式摩擦离合器和其它类型的离合器一样,仍然是由主动部分、从动部分、连接零件以及操纵机构四部分所组成。图 1-7(第一章)所示盘式摩擦离合器的主动部分包括大皮带轮(飞轮)、离合器内齿圈、主动摩擦片、气缸、活塞和推杆等。从动部分包括带小齿轮的空心轴、从动摩擦片(两片)、齿轮 1(实为渐开线齿形花键)以及制动器中的齿轮 2(也为渐开线齿形花键)和摩擦片等。连接零件是主动摩擦片和从动摩擦片,它们又分别是主、从动部分的零件。离合器接合时,不是将主、从动部分刚性地连接起来,而是依靠主、从动摩擦片之间的摩擦力传递动力,因此称为摩擦离合器。操纵机构则由气缸、活塞和压缩空气控制系统等组成。该离合器的动作原理,可参看本书上册 §1-1。

为了改善摩擦表面的使用性能,延长使用寿命,上述离合器从动摩擦片的两面均烧结有一层铜基粉末冶金摩擦材料。离合器脱开时,摩擦面之间的间隙为 0.5 毫米左右。摩擦材料过度磨损后,需重新调整间隙,这时要松开右端的锁紧螺钉和圆螺母(见图 1-7),沿反时针方向扳动螺旋,使间隙减小。

离合器与制动器靠推杆保持彼此动作协调,因此称为刚性(或机械)联锁。

2. 浮动嵌块式摩擦离合器

图 7-5 右边是浮动嵌块式摩擦离合器。它的主动部分包括大皮带轮、主动摩擦盘和环状活塞等。从动部分为从动盘、从动轴以及制动器的内盘等。连接零件是主动摩擦盘和从动盘上的浮动嵌块(或称摩擦块)。它的操纵机构由气缸(在大皮带轮上)、环状活塞和压缩空气控制系统所组成。浮动嵌块的端面为长圆形(见图 7-5 右上角),用石棉塑料制成,共有十块,在从动盘上沿圆周方向均匀分布。嵌块可在从动盘的长圆形孔中沿轴向滑动,故称浮动嵌块。

需要离合器接合时,操纵电磁空气分配阀(详见本书第九章 §9-2),使压缩空气从左端经离合器轴的中间孔道和连接管,进入离合器气缸,克服脱开弹簧的作用力,推动环状活塞向右移动,将浮动嵌块压紧在主动摩擦盘上,依靠它们之间的摩擦力所形成的摩擦力矩,由大皮带轮带动离合器轴旋转。当需要离合器脱开时,操纵电磁空气分配阀,使离合器气缸排气,在脱开弹簧的作用下,环状活塞向左复位,于是活塞、浮动嵌块和主动摩擦盘松开,大皮带轮空转,同时在制动器的

作用下,离合器轴停止运动。

图 7-5 中左边是制动器,它与离合器是通过电磁空气分配阀来实现动作协调的,称为气阀联锁(详见 §9-2)。

3. 摩擦材料

摩擦离合器的摩擦材料应具有如下性能:摩擦系数较大而且在一定温度范围内保持稳定;耐磨;耐热;有足够的强度;抗胶合能力大,即在承受载荷时,不会使一摩擦面的微粒粘附到另一摩擦面上,以致损伤其工作表面;能良好地跑合等。

常用的摩擦材料有石棉塑料、铜基粉末冶金材料和石棉铜三种,其主要性能见表7-2。

表 7-2 曲柄压力机上常用摩擦材料的性能

性能		材料		
		石棉塑料 Z64	铜基粉末冶金	石棉铜
摩擦系数 μ		0.3~0.35	0.4	0.3~0.35
许用比压 $[q]$ 公斤/厘米 ²	离合器	10~15	10~15	3~5
	制动器	≤ 6	<10	1~3
许用磨损系数 $[K]$ 公斤·米/厘米 ² ·分	离合器	≤ 25		5~7
	制动器	≤ 15		
使用寿命		较高	高	低

我国自制的铜基粉末冶金和 Z64 型石棉塑料的摩擦材料,在曲柄压力机的摩擦离合器和制动器中已广泛应用,获得了良好效果。石棉铜性能较差,多见于旧式摩擦离合器中,目前已很少使用。

4. 摩擦离合器的结构分析

前面介绍了两种摩擦离合器,在曲柄压力机上还会见到其它结构,摩擦离合器结构型式虽然繁多,但可以概括起来从以下几个方面进行分析:

(1) 摩擦盘的型式

从前述两种结构的摩擦离合器来看,有两种类型的摩擦盘:盘式和浮动嵌块式。盘式的有效摩擦面积较大,在传递扭矩和选用比压相同的情况下,摩擦盘的外径较小。此外,由于盘式结构可采用多盘以增加摩擦面积,所以从动部分的转动惯量较小,有利于改善离合器的发热状况,降低能量消耗和减少制动器的制动力矩。浮动嵌块式的结构较为简单,不需加工花键。

(2) 离合器的位置

图 1-7 所示离合器悬于支承之外,称为悬臂式。图 7-5 所示离合器则放在轴的两支承之间。悬臂式结构便于更换易损件,如密封圈、摩擦材料和三角皮带等;不必采用轴上进气密封部件;飞轮的径向尺寸不会受到下一级传动轴的限制。但是,吨位较大的曲柄压力机采用悬臂式离合器时,需要增加一个支承飞轮的刚性套(或称卸载套),因此要采用较大直径的滚动轴承;此外,在安装模具时,悬臂式离合器对吊车靠近压力机有一些影响。

(3) 离合器和制动器的联锁控制方式

离合器和制动器的动作应该协调,离合器接合时,制动器应先脱开;制动器制动时,离合器应先脱开。否则,会引起摩擦材料发热和加快其磨损,甚至还可能造成设备事故。联锁方式有两类:刚性联锁(图 1-7)和非刚性联锁。非刚性联锁中应用较普遍的是气阀联锁(如图 7-5, 详见 § 9-2)。

刚性联锁的离合器工作可靠,操纵系统简单,动作迅速。但图 1-7 所示的结构,当离合器接合时,由于活塞要克服制动弹簧的作用力,气缸内的气体压力,不能在飞轮和离合器之间形成封闭力系,滚动轴承要承受与压缩制动弹簧力相等的轴向推力,此外离合器轴还要做成空心结构。非刚性联锁的离合器控制系统比较复杂。

5. 摩擦离合器的优缺点

与刚性离合器相比,摩擦离合器具有以下优点:

(1) 能随时接合和脱开,容易实现寸动(调整行程),便于调整模具。

(2) 接合平稳。摩擦半径处的线速度可达 15~18 米/秒,能在较高的转速下工作,而刚性离合器因受接合时冲击载荷的限制,转速不能过高。

(3) 可以比刚性离合器传递更大的扭矩。

摩擦离合器的缺点是:

(1) 结构复杂,外形尺寸大,制造较困难,成本也较高。

(2) 离合器接合时,主、从动部分的摩擦面有相对滑动,要消耗能量,而且此能量转换为热量,使摩擦材料发热,加速其磨损。

基于上述比较,摩擦离合器宜用于大、中型压力机上。

二、摩擦离合器的设计计算

摩擦离合器的设计计算可归纳为:(1)选择摩擦材料和根据离合器所需传递的扭矩确定摩擦面的尺寸;(2)按发热和磨损条件核算工作能力;(3)接合力、活塞面积和行程的计算;(4)主要零件的强度计算。现分述如下:

1. 选择摩擦材料和根据离合器所需传递的扭矩确定摩擦面的尺寸

关于摩擦材料的选择已在前面提到,不再重复。

摩擦面的尺寸是摩擦离合器的主要参数,它由离合器所需传递的扭矩来确定。离合器所需传递的扭矩为:

$$M_t = \frac{\beta M_q}{i \eta} \quad (7-3)$$

式中 β ——储备系数,考虑在压缩空气压力波动和摩擦系数不稳定等情况下仍能使离合器正常工作,取 $\beta=1.1\sim1.3$;

M_q ——曲轴(或偏心齿轮)所需传递的扭矩;

i ——安装离合器的轴至曲轴(或偏心齿轮)的传动比;

η ——离合器轴至曲轴之间的传动效率,对一级齿轮传动 $\eta=0.97$,二级齿轮传动 $\eta=0.94$ 。

M_i 应小于或等于离合器所能传递的扭矩 M'_i ,而 M'_i 亦即为离合器摩擦面的摩擦力矩,其值与摩擦盘的型式有关。下面分别介绍盘式和浮动嵌块式离合器摩擦力矩的计算方法。

(1) 盘式摩擦离合器(图 7-6)的摩擦力矩为:

$$\begin{aligned} M'_i &= m \int_{R_1}^{R_2} \mu q \cdot 2\pi R^2 dR \\ &= \frac{2\pi}{3} m \mu q (R_2^3 - R_1^3) \end{aligned} \quad (7-4)$$

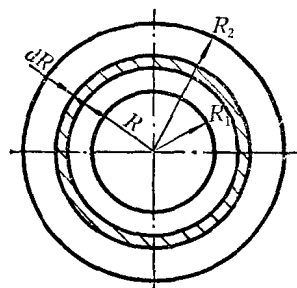


图 7-6 盘式摩擦离合器的摩擦力矩

式中 m ——摩擦面数;

μ ——摩擦系数,与摩擦材料有关,见表 7-2;

q ——摩擦面上的比压,其值应小于或等于摩擦材料的许用比压 $[q]$ (表 7-2);

R_1, R_2 ——摩擦片工作面的内、外半径。

上式可化为:

$$\begin{aligned} M'_i &= \mu q m \pi (R_2^2 - R_1^2) \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)} \\ &= \mu q F R_\mu \end{aligned} \quad (7-5)$$

式中 F ——离合器的总摩擦面积,即 $F = m\pi(R_2^2 - R_1^2)$;

R_μ ——摩擦半径, $R_\mu = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}$ 。

由式(7-4)或式(7-5)计算所得的摩擦力矩,应大于或等于 M_i ,即:

$$\frac{2\pi}{3} m \mu q (R_2^3 - R_1^3) \geq \frac{\beta M_q}{i \eta} \quad (7-6)$$

或

$$\mu q F R_\mu \geq \frac{\beta M_q}{i \eta} \quad (7-7)$$

式(7-6)和式(7-7)可改写成核算摩擦面上比压 q 的形式:

$$q = \frac{3\beta M_q}{2\pi i \eta m \mu (R_2^3 - R_1^3)} \leq [q] \quad (7-8)$$

或

$$q = \frac{\beta M_q}{i \eta \mu F R_\mu} \leq [q] \quad (7-9)$$

式中 $[q]$ ——摩擦材料的许用比压,见表 7-2。

用以上各式来确定摩擦面的尺寸 m, R_1 和 R_2 时,通常先拟定其中的两个参数,然后求出另一参数;或者拟定这三个参数,而核算 q 或 M'_i ,使 $q \leq [q]$, $M'_i \geq M_i$ 。拟定 R_1 和 R_2 之值时,应考虑到飞轮和离合器轴的结构尺寸。现有离合器 R_1/R_2 之值约在 0.5~0.74 之间。摩擦面数不宜过多,常小于 6。

当 $q > [q]$ 或 $M'_i < M_i$ 时,可采取以下措施: 1) 增大 R_2 。由于 M'_i 与 R_2 的三次方成正比例,

故增大 R_2 效果显著。2) 增加摩擦面数。3) 另选摩擦材料以提高 $[q]$ 和 μ 。采用哪种措施比较恰当, 应由具体情况而定。

表 7-3 列出了几台压力机的盘式摩擦离合器摩擦面的尺寸, 可供设计参考。

表 7-3 几种盘式摩擦离合器摩擦面的尺寸

摩擦材料	摩擦面数 m	摩擦盘		离合器所能传递的扭矩 M'_t (公斤·米)	
		外半径 R_2 (厘米)	内半径 R_1 (厘米)	对铜基粉末冶金材料 取 $\mu=0.4$, $[q]=15$ 公斤/厘米 ²	对石棉铜材料 取 $\mu=0.30$ $[q]=3$ 公斤/厘米 ²
铜基粉末冶金	4	19.0	13.5	2210	
	4	21.5	15.0	3270	
	6			4900	
石棉铜	4	40.0	25.0		3650
		47.5	22.8		7160

(2) 浮动嵌块式摩擦离合器(图 7-7)的摩擦力矩为:

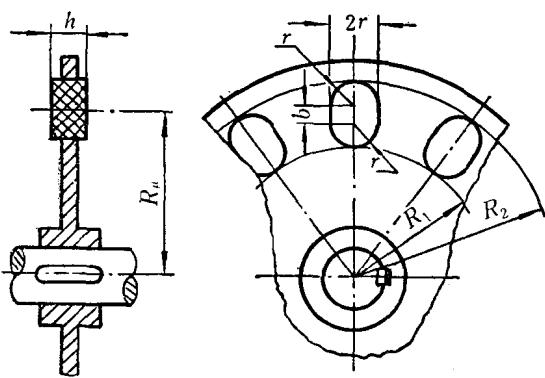


图 7-7 浮动嵌块摩擦离合器的计算简图

$$M'_t = 2\mu q z F_i R_\mu \quad (7-10)$$

式中 z ——浮动嵌块数目;
 F_i ——一个浮动嵌块的单边摩擦面积;
 R_μ ——摩擦半径。

图 7-8 浮动嵌块的形状

F_i 和 R_μ 之值随浮动嵌块的形状而异。常见的浮动嵌块形状如图 7-8 所示。我国广泛采用长圆形(图 7-8a), 具体尺寸见表 7-4。对于长圆形的浮动嵌块:

$$F_i = \pi r^2 + 2rb \quad (7-11)$$

$$R_\mu = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (7-12)$$

式中 r ——浮动嵌块圆形部分的半径;
 b ——浮动嵌块直边部分的长度, 我国制造的浮动嵌块一般取 $b = (0.34 \sim 0.5)r$, 相当于其高度与宽度之比为 1.17~1.25;

R_1, R_2 ——决定嵌块位置的尺寸(图 7-7)。

式(7-10)亦可化为与式(7-5)相同的形式, 即:

$$M'_t = \mu q F R_\mu \quad (7-13)$$

式中 F ——离合器的总摩擦面积, 即 $F=2zF_i$ 。

由式(7-10)或式(7-13)计算所得的摩擦力矩, 应大于或等于 M_i , 即

$$2\mu q z F_i R_\mu \geq \frac{\beta M_q}{i \eta} \quad (7-14)$$

或

$$\mu q F R_\mu \geq \frac{\beta M_q}{i \eta} \quad (7-15)$$

以上二式同样可改写成核算摩擦面上比压 q 的形式:

$$q = \frac{\beta M_q}{2i \eta \mu z F_i R_\mu} \leq [q] \quad (7-16)$$

或

$$q = \frac{\beta M_q}{i \eta \mu F R_\mu} \leq [q] \quad (7-17)$$

摩擦材料的许用比压 $[q]$ 见表 7-2。

表 7-4 长圆形浮动嵌块尺寸及离合器摩擦面参数(参看图 7-7)

r (厘米)	b (厘米)	h (厘米)	F_i (厘米 ²)	z	R_μ (厘米)	离合器所能传递的扭矩 M'_i (公斤·米) (对石棉塑料取 $\mu=0.3$, $[q]=15$ 公斤/厘米 ²)
3.25	1.0	3.5	39.7	8	15.75	450
				12	19.5	833
3.75	1.5	3.5	55.3	8	12.0	478
				12	17.5	1042
4.5	1.5	3.5	77.3	9	23.0	1440
					21.0	1460
				10	23.5	1635
					27.0	1880
				12	25.0	2090
					28.0	2340
6.0	2.0	4.0	137	10	22.5	2780
				14	35.0	6050
6.0	3.0	4.5	149	15	42.0	8450

设计浮动嵌块离合器时, 通常先根据传动系统总体布置拟定结构, 大致确定主要尺寸, 然后用式(7-14)~式(7-17)核算 M'_i 或 q , 使 $M'_i \geq M_i$ 或 $q \leq [q]$ 。当不能满足要求时, 可采取以下措施: 1) 增大 R_1 和 R_2 。2) 增加浮动嵌块数量。3) 选择较大尺寸的浮动嵌块。

从式(7-5)和式(7-13)还可看出, 两种类型摩擦离合器的摩擦力矩计算公式, 实质是一致的, 即摩擦力矩等于摩擦力 ($\mu q F$) 乘以摩擦半径 (R_μ), 但总摩擦面积 F 和摩擦半径 R_μ 的计算公式不同。