

1 引言

1.1 概括

在机械制造业中，锻压是目前世界上应用最广泛的一种制造方法。在锻压机械，压力机是机械制造业的基础设备，而曲柄压力机又占了很大的比重。曲柄压力机主要是经过飞轮而将发电机的能量进行保存，在运动一瞬间通过曲轴及其相连的滑块对特定的模具做功而使金属材料产生塑性变形，制成一定形状的锻压件。曲柄压力机的结构简单，操作方便等优点，被广泛应用于生产。如今，随着社会科学技术的发展，为机床设计更高要求。特别是模具制造业的快速出现使机床向高速、精确、智能化的目标进行发展。于是对压力机的精度以及生产率等各方面也就越来越高的要求。这有必要对压力机进行优化设计。

1.2 选题的意义

曲柄压力机在金属压力加工技术上有着重要的位置，被应用于机械制造业的各个部门。由于锻造业对零件加工的要求越来越高的，需要节能降耗。因此，压力机的精度，稳定性以及功率的利用等要求也越来越高。在压力机新结构生产的同时，研究现有的压力机也具有重要的意义。本论文选取了J21-63型开式压力机，对其传动系统进行研究设计。

1.3 本论文主要研究内容

本论文的主要研究内容如下几个方面：

（1）对 J21-63 的传动机构进行分析 介绍分析压力机的基本工作过程，分析现有压力机的一些参数，制定 J21-63 的曲柄压力机传动系统的方案。

（2）零件的结构优化 通过现今机械行业对材料和加工技术的研究成果，优化零部件的结构，使压力机可以减轻自身的重量，节约材料，提高加工性能，外观美观，便于操作等目的。

传动系统是曲柄压力机的主要部分，很大程度上决定着机器的实用性能、外形尺寸、重量、加工装配劳动量和制造成本。对曲柄压力机的传动系统设计研究，为今后深入研究奠定坚实的基础，也可以为将来生产实践提供所需的设备知识。

2 曲柄压力机的基本工作原理以及基本参数

2.1 曲柄压力机的结构组成

曲柄压力机是机械锻压生产中被广泛使用的一种。它可以作用与板料冲压, 锻造, 冷、热挤压和粉末冶金等工艺。曲柄压力机的组成部分如下:

1、机身 机身由床身、底座和工作台组成。机身要保证其刚度与强度, 有利于减少振动和噪音, 以确保压力机的工作稳定性, 可靠性等要求。

2、工作机构 工作机构以曲轴, 连杆和滑块组成了曲柄连杆机构。曲轴利用输入动力进行旋转, 带动连杆上下摆动, 将旋转运动转化成滑块沿着固定在机身上的导轨进行往复直线运动。

3、动力传动系统 动力传动系统由电动机、传动装置、齿轮传动或带传动和飞轮组成。在压力机的空行程中, 靠飞轮自身转动惯量蓄积动能, 在冲压工件一瞬间飞轮释放能量, 从而使电动机负荷平衡, 能量合理利用, 减少振动。

4、操纵系统 操纵系统分为离合器, 制动器和操纵机构。离合器和制动器对控制压力机的间歇冲压有着很大的作用, 一般采用脚踏开关操纵装置。

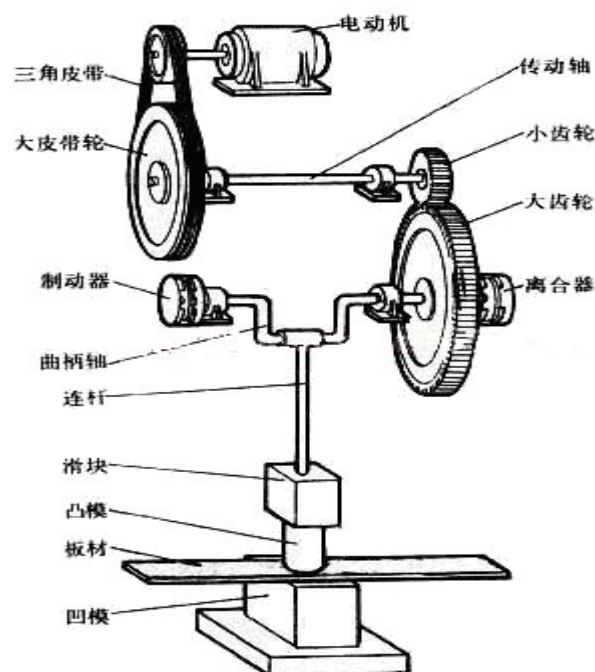


图 2.1.1 曲柄压力机工作原理

2.2 曲柄压力机工作原理

其工作原理如上图 2.1.1 所示

由电动机经过三角皮带将运动传给大皮带轮，再经过齿轮把动力传给曲柄，由连杆转换为滑块的往复直线运动，于是，就将齿轮的旋转运动变为了滑块的往复运动。上模装于滑块上，下模装于工作台上。当原料放在上下模之间时，就能进行冲裁或其他变形，从而制成工件。

传动系统包括齿轮传动和皮带传动机构，电动机能量传递到工作机构，在传输过程中，转速逐渐降低，逐渐增加转矩。

2.3 J21—63 开式压力机的基本参数

现将 J21—63 开式曲柄压力机基本参数叙述如下：

1、公称压力 F ：公称压力是压力机的主要参数，是指滑块离下止点前某一特定距离时，所允许在滑块上的最大作用力。 $F=630\text{KN}$

2、滑块行程 s ：滑块行程是指压力机滑块从上止点到下止点所经过的距离，它是曲柄半径的两倍，或是偏心齿轮、偏心轴销偏心距的两倍。其随压力机工艺用途和公称压力的大小的变化而变化。 $S=120\text{mm}$

3、滑块行程次数 n ：它是指滑块每分钟从上止点到下止点，然后再回到上止点的往复次数。滑块行程的次数反映了压力机冲压的生产效率。 $n=50$ 次/分

压力机装模高度 H 和封闭高度：压力机装模高度是指压力机滑块处于下止点位置时，滑块下表面到工作垫板上表面的距离。

J21—63 压力机的最大封闭高度为 350 mm；封闭高度调节量为 60 mm。

5、压力机工作台面尺寸及滑块底面尺寸：压力机工作台面尺寸 $A \times B$ 及滑块底面尺寸 $J \times K$ 是与模座平面尺寸相关的工艺尺寸

J21—63 压力机的工作台尺寸：左右为 670 mm ($A \times B$)，前后为 450 mm；

J21—63 压力机的滑块底面尺寸：左右为 280 mm ($J \times K$)，前后为 250 mm。

6、喉口深度 C ：滑块中心线至床身的距离叫做喉口深度。

J21—63 压力机的喉口深度为 250 mm。

7、工作台孔尺寸：工作台孔用于落料或安装气垫装置。

J21—63 压力机的工作台孔尺寸：前后为 160 mm，左右为 280 mm，直径为 160 mm。

8、模柄孔尺寸：中小型压力机的滑块底面都设有模柄孔，用于安装固定上模和模具压力中心的确定。

J21—63 压力机的模柄孔尺寸：直径为 50 mm，深度为 60 mm。

9、立柱间距离：立柱间距离是指双柱式压力机两个立柱内侧表面之间的距离。

J21—63 压力机的立柱间距离为 280 mm。

10、外形尺寸：1110×820×2665

3 电动机的选择和飞轮设计

3.1 压力机电力拖动特点

为了减小电动机的功率，在传动装置中设置了飞轮。当滑块不运动时，电动机带动飞轮旋转，将能量储备，而在瞬间冲压工作时，主要是靠飞轮能量的释放。工件冲压完后负载减小，于是电动机会带动飞轮加速旋转，然后在冲压下一个工件前恢复到原来的角速度。如此冲压工件所需的能量，不是由电动机直接供给，而是主要由飞轮供给，于是电动机所需的功率便可大大减小。

因为电动机的功率小于压力机工作行程时的瞬时功率，所以压力机在进到工作时，工作机构会遭到很大的阻力，电动机的负载增大，转差率也会随之增大。一旦电机瞬时转差率大于电机临界转差率时，电动机转矩反而会下降，甚至会迅速停止转动，这种现象称为电动机的颠覆。另一方面，电动机会在过载情况下会严重发热。给电动机装配一个飞轮，相当于增大了电动机转子的转动惯量。在曲柄压力机传动中，飞轮惯性拖动的扭矩占总扭矩的 85%以上，所以没有飞轮电动机就不能正常工作。

飞轮是存储能量的，它的尺寸、质量和转速对能量都有很大的影响。飞轮材料选用铸铁或铸钢。

此外，飞轮使用时还应注意两点：在下一个周期开始工作之前，电动机应能使飞轮恢复到应有的转速；电动机带动飞轮的起动时间不能超过 20s。不然，若是时间太长，会使电动机电流过大，线圈过热会加速绝缘退化，缩小电动机使用寿命，甚至会引起电动机的烧毁或者跳闸。

3.2 电动机的选择

3.2.1 选择电动机的类型

感应电动机又称异步电动机，具备结构简单便于控制与维护、价格便宜等优点。因此在工作中得到普遍的应用。当前，开式曲柄压力机经常使用三相鼠笼转子异步电动机。J21-63 的传动系统是由皮带传动、齿轮传动、轴和轴承等部分组成。

此传动系统采用上传动，J21-63 总传动比为：
$$\frac{n_d}{n} = 720/50 = 14.4$$

选用刚性离合器，离合器将被放置在曲轴上。

3.2.2 选择电动机的功率

1. 电动机功率计算

按一循环的平均能量来选择电动机，其功率 N_M 为：
$$N_M = \frac{A}{(1000t)} KW$$

(1) 确定式中各计算数值

工作循环所需的总能量 $A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7$

A_1 ：不同的冲压工艺，在工作行程内工件的变形力的变化，在 P-S 图，可以绘出压力机工作负荷图，工作负荷图所包括的面积即为工件的变行功，一般以冲裁工艺的工作冲裁工艺的工作负荷图作为设计依据的，如下图 3.2.1。

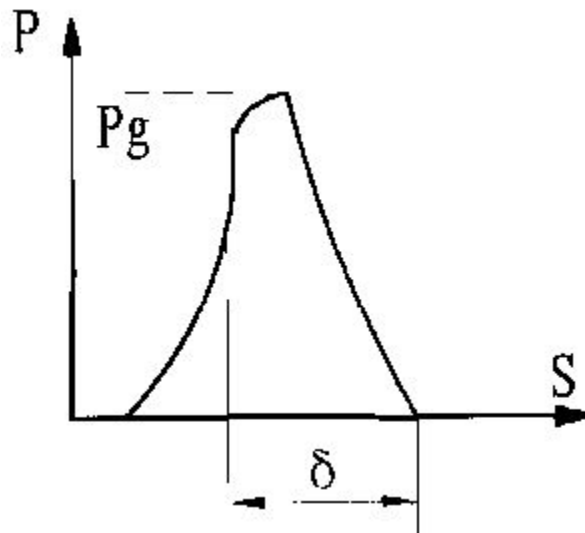


图 3.2.1 冲裁工艺的工作负荷图

σ_0 —板料厚度 对慢速压力机 $\sigma_0 = \sqrt{0.4Pg} = 15.87 \text{ mm}$

$A_1 = 0.315Pg\sigma_0 = 0.315 \times 630 \times 15.87 = 3149 \text{ J}$

A_2 ：能量的消耗取决于气垫压紧力和工作行程，其值对应为压力机公称力的 1/6 和滑块行程的 1/6，即 $A_2 = \frac{1}{6}Pg \times \frac{1}{6}S = \frac{SP_g}{36} \text{ J}$

滑块行程 $S = 120 \text{ mm}$

所以 $A_2 = 120 \times 630 \div 36 = 2100 \text{ J}$

A_3 ：工作行程时因为曲柄滑块机构的摩擦而消耗的能量，即

$A_3 = 0.0087m_\mu Pg\alpha_p$

式中 摩擦当量力臂 $m_{\mu}=3.96$

工作行程曲柄转角, 可近似取为公称力压力角 $\alpha_p=28.5$

$$A_3 = 0.0087 m_{\mu} P_g \alpha_p = 0.0087 \times 3.96 \times 630 \times 28.5 = 619 \text{ J}$$

A_4 : 工作行程时因压力机受系统弹性变形而消耗的能量

$$A_4 = \frac{P_g Y_c}{2} J$$

式中 压力机垂直刚度 C_h 对开式压力机 $C_h = 400 \text{ KN/mm}$

压力机总垂直变形 $Y_c = P_g / C_h = 630 / 400 = 1.575 \text{ mm}$

$$A_4 = \frac{P_g Y_c}{2} J = 630 \times 1.575 \div 2 = 496 \text{ J}$$

A_5 : 压力机向下空行程, 和向上空行程时消耗的能量, 推荐值如下表 2.3.1

A_5 的推荐值如下表所示

表 3.2.1 压力机空行程能量消耗

PgK	100	16	25	40	63	80	10	125	160	200	250	315	40
N		0	0	0	0	0	00	0	0	0	0	0	00
$A_5 J$	100	16	25	50	10	15	21	310	450	630	940	132	19
		0	0	0	50	00	50	0	0	0	0	00	50
													0

由上表得 $A_5 = 1050 \text{ J}$

A_6 : 飞轮空转时消耗的能量, 如下表 3.2.2

飞轮空转时所消耗的能量 A_6 为 $A_6 = 1000 N_6 (t - t_1) J$

飞轮空转消耗的功率 N_6

由表 3.2.2 取 $N_6 = 0.75 \text{ KW}$

表 3.2.2 飞轮空转消耗的功率

PgK	100	160	250	400	630	800	100	125	160	200	250	315	400
N							0	0	0	0	0	0	0

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

N_6	0.1	0.2	0.3	0.5	0.7	0.9	1.1	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.6
KW	6	3	4		5	2	2	5	8				

压力机单次行程时的循环时间 $t = \frac{60}{nC_n}$

对手工送料时, 按下表选取:

表 3.2.3 行程利用系数

压力机行程次数	<15	20-40	40-70	70-100	200-500
行程利用系数 C_n	0.7-0.8	0.5-0.6	0.45-0.5	0.35-0.4	0.2-0.3

行程利用系数 $C_n = 0.5$ 由上表 3.2.3 得出

对于一般用途的压力机, 行程次数由公式^[13]

$$n = \frac{300}{\sqrt{0.1Pg + 2}} + 1.38\sqrt{0.1Pg + 2} \text{ 可得, 行程次数 } n = 50 \text{ (1/min)}$$

$$t = \frac{60}{nC_n} = 2.4 \text{ s}$$

曲轴回转一周所需时间 $t_1 = 60/n = 1.2 \text{ s}$

$$A_6 = 1000N_6(t - t_1)J = 900 \text{ J}$$

A_7 : 单次行程时, 离合器接合所消耗的能量

通过试验表明: A_7 约为总功的 20 % 左右。即 $A_7 = 0.2A$

综上所述 $A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 = 3149 + 2100 + 619 + 496 + 1050 + 900 + 0.2A$

可得 $A = 10392.5 \text{ J}$

所以电动机功率 $N = A / (1000t) = 4.33 \text{ KW}$

2. 使飞轮尺寸不致过大, 选电动机功率

将电动机的功率选的比平均功率大一些, 即 $N = KN_e$

一般取 $K = 1.2$ ^[13]

$$\text{得 } N = \frac{KA}{1000t} = 1.2 \times 4.33 = 4.3 \text{ KW}$$

按计算值 N 选出与 N 值相近的额定功率 取 $N_e = 5.2 \text{ KW}$

3. 根据选定的 N_e 重新计算出 K 值, 在计算飞轮时使用

$$K = \frac{N_e}{N_M} = 5.5 / 4.33 = 1.27$$

4. 飞轮转动惯量 (做初定时的参数)

$$\text{计算公式为 } J = (0.03 - 0.07) P_g = 18.9 - 44.1 \text{ kgm}^2$$

5. 电动机的比较选定

曲轴的工作转速为 50 r/min

电动机转速的可选范围

$$\begin{aligned} n_d' &= i' \cdot n_w = (6 \sim 20) \times 50 \text{ r/min} \\ &= 480 \text{ r/min} \sim 1600 \text{ r/min} \end{aligned}$$

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量以及带传动和压力机的传动比, 选择电动机的型号为 Y160M2—8, 额定功率为 5.5 KW , 满载转速为 720 r/min 。取正常转速 720 r/min 。

3.2.3 计算总传动比和分配传动比

$$\text{总传动比 } i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{720}{50} = 12.4$$

V 带的传动比 $i_1' = 3.1$, 齿轮传动的传动比 $i_2' = 4.6$

3.2.4 计算传动装置的运动和动力参数

(1) 各轴转速 I 轴 $n_1 = n_m = 720 \text{ r/min}$

$$\text{II 轴 } n_{II} = \frac{n_1}{i_1'} = \frac{720}{3.1} = 232 \text{ r/min}$$

$$\text{曲轴 } n_{曲} = \frac{n_{II}}{i_2'} = \frac{232}{4.6} = 50 \text{ 次/min}$$

(2) 各轴的输入功率

$$\text{I 轴 } P_1 = P_d \cdot \eta_{01} = 5.5 \times 0.99 = 5.445 \text{ KW}$$

$$\text{II 轴 } P_{II} = P_1 \cdot \eta_{12} = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 5.445 \times 0.99 \times 0.98 = 5.28 \text{ KW}$$

$$\text{曲轴 } P_{曲} = P_{II} \cdot \eta_{23} = P_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 5.28 \times 0.99 \times 0.97 = 5.07 \text{ KW}$$

(3) 各轴输入转矩

计算电动机轴的输出转矩

$$T_d = 9549 \times \frac{5.5}{720} = 73 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{I 轴} \quad T_I = T_d \cdot \eta_{01} = T_d \cdot \eta_1 = 99.5 \times 0.99 \text{ N} \cdot \text{m} = 98.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{II 轴} \quad T_{II} = T_I \cdot i_1' \cdot \eta_{12} = 96.5 \times 3.1 \times 0.99 \times 0.98 \text{ N} \cdot \text{m} = 289 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{曲轴} \quad T_{\text{曲}} = T_{II} \cdot i_2' \cdot \eta_{23} = 289 \times 4 \times 0.99 \times 0.97 \text{ N} \cdot \text{m} = 1110 \text{ N} \cdot \text{m}$$

各数据如下表 3.2.4

表 3.2.4 运动和动力参数

参数 轴名	电动机轴	I 轴	II 轴	曲轴
转速 n(r/min)	720	720	232	50
输入功率 P/KW	5.5	5.445	5.28	5.07
输入转矩 T/(N·m)	73	98.5	289	1110
传动比 i	1	3.1	4.6	

3.3 飞轮的设计

3.3.1 飞轮转动惯量计算

电动机选择确定后，飞轮的设计。这有两个假设：

- 1、工作行程时所需能量全部由飞轮供应。
- 2、工序结束时，冲压时电动机会释放一部分能量，所以飞轮转动惯量，根据下式计算：

$$J_f = \left(1 - \frac{\alpha_g}{360} C_n\right) \frac{A_0}{\omega_e^2 \delta} \quad \text{kgm}^2$$

式中 A_0 一工作行程时所需要的能量

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = 6364 \text{ J}$$

ω_e —电动机在额定转速下飞轮的角速度

$$\omega_e = \frac{\pi n_e}{30 i_1'} = \frac{3.14 \times 720}{30 \times 3.1} = 24 \text{ rad/s}$$

δ —飞轮转速相对于波动情况下转速的不均匀系数

$$\delta = 2\xi K'(S_e + S_{pi})$$

S_e —电机额定转差率, $S_e = 0.06$;

S_{pi} —三角皮带的当量滑动系数, $S_{pi} = 0.04$;

ξ —修正系数, $\xi = 0.95$ 。

$$\delta = 2 \times 0.95 \times 1.1 \times (0.06 + 0.04) = 0.209$$

α_g ——公称压力角 ($^\circ$);

C_n ——压力机行程次数利用系数 (%)

$$J_f = (1 - \frac{28.5}{360} \times 0.4) \times \frac{6364}{24^2 \times 0.209} = 51.2 \text{ kgm}^2$$

3.3.2 飞轮尺寸计算

曲柄压力机上, 一般飞轮外形形状如图 3.3.1 所示, 图中:

I 为轮缘部分, 转动惯量为 J_I ; II 为轮辐部分, 转动惯量为 J_{II} ;

III 为轮毂部分, 转动惯量为 J_{III} 。

飞轮外径 D_2 是由小皮带轮和速比决定, 第三章可知 $D_2 = 630 \text{ mm}$, 轮缘部分宽度 $B = 110 \text{ mm}$ 。

飞轮转动惯量 $J_f' = J_I + J_{II} + J_{III}$, J_I 要比 J_{II} 、 J_{III} 大的多。故计算中只考虑 J_I 更趋于安全。

$$J_I = m_1 (D_2^2 + D_3^2) / 8 \quad \text{而} \quad m_1 = \rho \pi B (D_2^2 - D_3^2) / 4$$

$$\text{所以 } D_3 = \sqrt[4]{D_2^4 - \frac{32J_I}{\pi \rho B}} = \sqrt[4]{0.63^4 - \frac{32 \times 7.27}{3.14 \times 7.8 \times 10^3 \times 0.11}} = 0.4823 \text{ m} = 482.3 \text{ mm}$$

式中 ρ ——金属密度 (kg/m^3), 对铸钢: $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

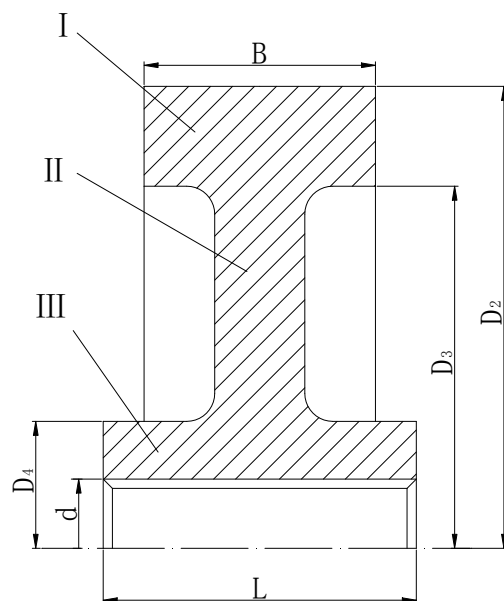


图 3.3.1 飞轮基本结构

3.3.3 飞轮轮缘线速度验算

为避免飞轮回转时产生破裂，必须验算轮缘线速度 v_f ：

$$v_f = 5.2 \times 10^{-2} D_f n_f = 5.2 \times 10^{-2} \times 0.75 \times 232 = 15.6 \text{ m/s} < [v]$$

式中： D_f ——飞轮最大直径；

n_f ——飞轮转速；

$[v]$ ——许用线速度，对铸钢飞轮 $[v] = 40 \text{ m/s}$ 。

4 机械传动系统

4.1 传动系统的类型及系统分析

4.1.1 传动系统类型

传动系统分为皮带传动、齿轮传动、轴和轴承等部分。

4.1.2 传动系统的布置方式

开式曲柄压力机传动系统布置主要包括以下四方面：

1、传动系统的位置 开式曲柄压力机大多选用上传动，很少选用下传动。

上传动压力机与下传动压力机对比，优点是：

（1）重量较轻，成本低。

（2）安装和维修较方便。

（3）地基较简单。

上传动的缺点是压力机地面高度较大，运行不够平稳。

2、曲轴的布置形式 曲轴分为横放和纵放两种布置形式。

选用曲拐轴的开式曲柄压力机，曲拐轴是纵放的，传动零件如飞轮、齿轮等置于压力机背面。

4.1.3 传动级数和各级传动比的分配

传动级数的选取主要与以下三方面有关：

1、滑块每分钟行程次数 每分钟行程次数高，总传动比小，传动级数少；反之

2、压力机工作的能力 一级传动的曲柄压力机，飞轮装置在曲轴上，转速与滑块每分钟是相同行程次数，而飞轮结构尺寸又不可能太大，因此飞轮可以释放的能量受到限制。

3、对该机器结构紧凑性的要求 当传动级数少，每级传动大时，由于小皮带轮和小齿轮结构尺寸不能太小，致使大皮带轮和大齿轮外形庞大，结构不够紧凑，因此在设计中，用于增加传动级数或选用双边齿轮传动的方法，来减小传动系统的结构尺寸。

各级传动比分配应适当，应使传动系统得到合理布置，安装维修方便，结构紧凑、美观。一般，三角皮带传动的传动比不超过 6~8，齿轮传动比不超过 7~9。飞轮轴上的离合器和轴承工作等条件恶化。开式曲柄压力机飞轮的转速一般在 240~470 转/分之间。

4.2 三角皮带传动设计

上述计算得出 J21—63 型开式曲柄压力机的电动机功率为 5.5 KW ，转速为 720 转/分，三角皮带传动比为 $i=3.1$

1、确定计算功率 P_c

由《机械设计》表 5—8 查的工作情况系数 $K_A=1.2$

由式（5—21） $P_c = K_A \cdot P = 1.2 \times 5.5\text{ KW} = 6.6\text{ KW}$

其中 P 为电动机的额定功率，由第一章得 $P=5.5\text{ KW}$

2、选择 V 带的型号

由 $P_c=6.6\text{ KW}$ ，转速 $n_1=720\text{r/min}$ 和图 8—11，确定选用 B 型普通 V 带。

3、确定带轮的基准直径

（1）按设计要求，由表 8-6 和 8-8 查得，B 型带轮的最小直径为 125 mm ，由表 8-6 和 8-8 查得，选择小带轮 $d_{d1}=200\text{ mm}$ 。

（2）验算带速 v

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{d1}}{60000} = \frac{\pi \times 720 \times 200}{60000} = 7.5\text{ m/s} \quad \text{在 } 5 \sim 25\text{ m/s} \text{ 之间，满足带速要求。}$$

（3）计算从动带轮基准直径 d_{d2}

$i=3.1$ ，取 $\varepsilon=0.02$ ，

$$d_{d2} = (1 - \varepsilon) \cdot i \cdot d_{d1} = (1 - 0.02) \times 3.1 \times 200 = 613.8\text{ mm}$$

按带轮的基准直径系列取 $d_{d2} = 630\text{ mm}$ 。

实际传动比

$$i' = \frac{d_{d2}}{(1 - \varepsilon)d_{d1}} = \frac{630}{(1 - 0.02) \times 200} = 3.18$$

传动比的误差相对值 $\Delta i = \frac{i' - i}{i} = \frac{3.18 - 3.1}{3.18} = 2.5\% < 5\%$ ，所选大带轮直径可用。

4、确定中心距 a_0 和带基准长度 L_d

$$0.55(d_{d1} + d_{d2}) \leq a \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

$$d_{d1} + d_{d2} = 200 + 630 = 830\text{ mm} \quad , \quad 456.5\text{ mm} \leq a \leq 1627.6\text{ mm} \quad ,$$

取 $a_0 = 700\text{ mm}$ ，

$$\begin{aligned} \text{带长 : } L_{d0} &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 700 + \frac{\pi}{2}(200 + 630) + \frac{(630 - 200)^2}{4 \times 700} \approx 2770 \text{ mm} \end{aligned}$$

由《机械设计》表 8-2，选取带的基准长度为 $L_d = 2800 \text{ mm}$ ，

计算实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 700 + \frac{2800 - 2770}{2} = 715 \text{ mm}$$

5、核算小带轮包角 α_1

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} = 180^\circ - (630 - 200) \times \frac{57.3^\circ}{715} \\ &= 146^\circ > 120^\circ, \text{ 满足要求。} \end{aligned}$$

6、确定 V 带的根数

(1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r

由 $d_{d1} = 200 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 720 \text{ r/min}$ ，查表 8-4a 得 $P_0 = 3.05 \text{ kW}$

根据 $n_1 = 720 \text{ r/min}$ ， $i = 3.1$ 和 B 型带^[15]，

得 $\Delta P_0 = 0.23 \text{ kW}$ 。

查表 8-5 得 $K_\alpha = 0.91$ ，表 8-2 得 $K_L = 1.05$ ，于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \cdot K_\alpha \cdot K_L = (3.05 + 0.23) \times 0.91 \times 1.05 \approx 3.13 \text{ kW}$$

(2) 计算 V 带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = 6.6 / 3.13 = 2.1$$

取 3 根

7、计算单根 V 带初拉力的最小值 $(F_0)_{\min}$

由表 8-3 得 B 型带的单位长度质量 $q = 0.18 \text{ kg/m}$ ，所以

$$\begin{aligned} (F_0)_{\min} &= 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + q v^2 \\ &= 500 \times \frac{(2.5 - 0.91) \times 6.6}{0.91 \times 3 \times 7.5^2} + 0.1 \times 7.5^2 \\ &\approx 255 \text{ N} \end{aligned}$$

应使带的实际初拉力 $F_0 > (F_0)_{\min}$ 。

8、 计算压轴力 F_p

压轴力的最小值为

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 255 \times \sin \frac{146^\circ}{2} \approx 1463 \text{ N}$$

9、 确定带轮的结构尺寸

$$\text{节宽 } b_p = 14.0 \text{ mm} \quad \text{槽间距 } e = 19 \text{ mm}$$

$$\text{基准线上槽深 } h_{a\min} = 3.5 \text{ mm} \quad \text{基准线下槽深 } h_{f\min} = 10.8 \text{ mm}$$

$$\text{最小轮缘厚度 } \delta_{\min} = 7.5 \text{ mm} \quad \text{外径 } d_w = d_d + 2h_a = 207 \text{ mm}$$

4.3 齿轮传动的设计

4.3.1 选择齿轮材料、热处理、齿轮精度等级和齿数

材料选择及热处理方式

由传动方案，选用低速开式齿轮传动，双边传动，直齿，等级精度为 8 级
小齿轮选用 40Cr 调质处理，HBS1 = 241-286, 大齿轮

选用 45 钢调质处理，HBS2 = 217-255. 计算时取 HBS1 = 260, HBS2 = 230 假设
此开式曲柄压力机齿轮主动轴的转速 $n_1 = 232 \text{ r/min}$ ，从动轴转速 $n_2 = 50 \text{ r/min}$ ，输入功率 $P=6.6 \text{ KW}$, 每天工作 10 小时，工作寿命为 10 年。

4.3.2 开式齿轮按齿轮弯曲疲劳强度设计

1. 按齿面接触强度设计

由设计计算公式 (10-9) 进行试算，即

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_d} \cdot \frac{\mu \pm 1}{\mu} \left(\frac{Z_E}{[\delta_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

2) 计算小齿轮传递的转矩。

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 5.28}{232} N \cdot mm$$

$$= 2.173 \times 10^5 N \cdot mm$$

3) 由表 (10-7) 选取齿宽系数 $\phi_d = 0.6$

4) 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}$

5) 查得小齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim 1} = 600 \text{ MPa}$,

大齿轮 $\sigma_{H \lim 2} = 550 \text{ MPa}$ 。

6) 由式 10-13 计算应力循环次数。

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 232 \text{ r/min} \times 1 \times 2 \times 8 \times 250 \times 10 = 5.568 \times 10^8$$

$$N_2 = 60 n_2 j L_h = 60 \times 50 \text{ r/min} \times 1 \times 2 \times 8 \times 250 \times 10 = 1.2 \times 10^8$$

8) 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{\lim 1}}{S} = 1.08 \times 600 \text{ MPa} = 648 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{\lim 2}}{S} = 1.15 \times 550 \text{ MPa} = 632.5 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t} ，带入 $[\sigma_H]$ 中较小的值

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_d} \cdot \frac{\mu \pm 1}{\mu} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 2.173 \times 10^5}{0.5} \cdot \frac{4.6}{5.6} \left(\frac{189.8}{632.5} \right)^2} \text{ mm}$$

$$= 80.51 \text{ mm}$$

2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80.51 \times 232}{60000} = 0.98 \text{ m/s}$$

3) 计算齿宽 b

$$b = \phi_d \cdot d_{1t} = 0.6 \times 80.5 = 48.3 \text{ mm}$$

4) 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$

$$\text{模数} \quad m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = 80.5/18 = 4.47 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25m_t = 2.25 \times 4.47 = 10 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{80.5}{10} = 8$$

5) 计算载荷系数

根据 $v = 0.98 \text{ m/s}$, 8 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.08$

直齿轮, $K_{H\alpha} = K_{Fa} = 1$

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1.50$

由表 10-4 查得 8 级精度, 小齿轮相对支承非对称布置时, $K_{H\beta} = 1.386$

由 $\frac{b}{h} = 8$, $K_{H\beta} = 1.386$ 查图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.32$; 故动载系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.50 \times 1.08 \times 1 \times 1.386 = 2.245$$

6) 分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 80.5 \times \sqrt[3]{\frac{2.245}{1.3}} = 96.58 \text{ mm}$$

7) 计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 96.58/18 = 5.366 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-5) 得弯曲强度的计算公式

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon}{[\sigma]_F}}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 按《机械设计》图 10—20c), 查得齿轮材料弯曲疲劳极限应力

$$\sigma_{F\lim 1}=500MPa, \sigma_{F\lim 2}=380MPa ;$$

2) 由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1}=1.08$, $K_{FN2}=0.97$;

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由式 (10-12) 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S} = \frac{1.08 \times 500}{1.4} = 385.7MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.97 \times 380}{1.4} = 263.3MPa$$

4) 计算载荷系数 K

$$K=K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1.50 \times 1.08 \times 1 \times 1.32 = 2.138$$

5) 查取齿形系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Fa1}=2.91 ; Y_{Fa2}=2.22$$

6) 查取应力校正系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Sa1}=1.53 ; Y_{Sa2}=1.77$$

7) 算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.91 \times 1.53}{385.7} = 0.01154$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.22 \times 1.77}{263.3} = 0.01492$$

计较可知, 大齿轮的数值大

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.138 \times 2.173 \times 10^5}{0.6 \times 18^2} \times 0.01492} = 4.1469mm$$

比较计算结果, 由于齿面接触疲劳强度的模数 m 大于齿根弯曲疲劳强度的模数, 齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径有关, 模数 m 就近圆整为标准值 $m=5mm$,

算出小齿轮的齿数为

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{96.58}{5} \approx 20$$

大齿轮齿数 $z_2 = 4.6 \times 20 = 92$

4. 几何尺寸的计算

（1） 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 20 \times 5 = 100 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 92 \times 5 = 460 \text{mm}$$

（2） 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 280 \text{mm}$$

（3） 计算齿轮宽度

$$B = \phi_d d_1 = 0.6 \times 100 = 60 \text{mm}$$

$$\text{即 } B_2 = 60 \text{mm}, B_1 = 65 \text{mm}$$

4.4 转轴的设计

4.4.1 轴的概述

轴是组成机器的重要零件之一，其作用主要是支承回转零件及传递运动和动力

1、轴的分类

依照承受弯、扭载荷的不同，轴可分为转轴、心轴和传动轴三类。。

2、轴的材料

轴的材料主要有碳素钢和合金钢。当中最常用的是 45 号优质碳素钢。为了保证力学性能，一般应当调质或正火处理。

轴的毛坯可用轧制圆钢和锻件，有的可以直接用圆钢。

4.4.2 J21—63 开式双柱曲柄压力机的转轴设计

1、材料选择

按照上述分析选择轴的材料为 45 钢，调质处理。

查看《机械设计》表 15-3：许用扭转应力 $[\tau]_T = 25 \sim 45 MP_a$ ，与轴材料有关的系数

$C=103\sim126$.

查看《机械设计》表 15-1：抗拉强度 $\sigma_B = 640MP_a$ ，屈服强度 $\sigma_s = 355MP_a$ ，弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = 275MP_a$ ，剪切疲劳极限 $\tau_{-1} = 155MP_a$ ，许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}] = 60MP_a$ 。

2、初步计算

以上述计算的转轴传递的转矩 $T_{II}=289N \cdot m$ ，输入的功率 $P_{II}=5.28KW$ ，按轴的扭转强度计算

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2d^3} \leq [\tau]_T$$

写成设计公式为
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2[\tau]_T n}} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

式中： τ_T — 切应力， MP_a ；

T — 轴所受的转矩， $N \cdot mm$ ；

W_T — 轴的抗扭截面系数， mm^3 ；

n — 轴的转速， r/min ；

P — 轴传递的功率， KW ；

d — 轴的计算直径， mm ；

$[\tau]_T$ — 许用切应力， MP_a ；

C — 与轴材料有关的系数。

代入上式得 $d \geq (103-126) \sqrt[3]{\frac{5.28}{232}} = (29.189-35.707)mm = 35.707mm$

取 $d = 38.2mm$ ，取整为 $40mm$ 。为了避免其它因素，选择最小的直径为 $50mm$ 。

3、确定轴的结构

1) 轴的左端是飞轮，右端是小齿轮，两者之间是轴承。

2) 依据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度。

从左边看，第一段轴的直径为 $50mm$ ，长度为飞轮的宽 $110mm$ ，第二段安装有轴承，取直径为 $70mm$ ，长度为 $125mm$ ，第三段轴为两轴承之间的轴，直径为 $90mm$ ，长度为 $250mm$ ，第四段为安装轴承的轴，直径为 $70mm$ ，长度为 $125mm$ ，第五段是安装小齿轮的轴，轴的直径为 $50mm$ ，长度为齿轮的宽度 $65mm$ 。 $l_{AC}=150mm$ ； $l_{BC}=300mm$ ； $l_{BD}=180mm$ 。

4. 轴的受力分析

轴的受力简图如图 a 所示

(1) 计算轮齿啮合力

轴传递的转矩 $T_{II}=5.28 \times 9.55 \times 10^6 / 720 \text{ N} \cdot \text{mm} = 217344.83 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$F_t = \frac{2T_{II}}{d_1} = \frac{2 \times 217344.83}{100} \text{ N} = 4346.9 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha = 4346.9 \times \tan 20^\circ = 1582 \text{ N}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = 4674 \text{ N}$$

(2) 求水平面内的支承反力、作弯矩图

轴在水平面内的受力简图如图 (b) 所示

$$R_{AX} = F_t \frac{l_{BC}}{l_{AB}} = 4346.9 \times \frac{300}{450} = 2898 \text{ N}$$

$$R_{BX} = F_t - R_{AX} = 4346.9 - 2898 = 1448.9 \text{ N}$$

$$M_{AX} = M_{BX} = 0$$

$$M_{CX} = R_{AX} l_{BC} = 2898 \times 300 = 869400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{DX} = R_{BX} l_{AC} = 1448.9 \times 150 = 217335 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

弯矩图如图 (c) 所示

(3) 求垂直面内的支承反力、作弯矩图

轴在垂直面内的受力简图如图 (d) 所示

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{1}{2} F_t = \frac{4346.9}{2} = 2173.45 \text{ N}$$

$$M_{AY} = M_{BY} = 0$$

$$M_{CY} = R_{AY} l_{AC} = 2173.45 \times 150 = 326017.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{DY} = R_{BY} l_{BD} = 2173.45 \times 180 = 391221 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

弯矩图如图 (e) 所示

(4) 求支承反力，画出轴合成弯矩图、转矩图 (f)、(g)

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = 3622.47 \text{ N} \quad R_B = 2612 \text{ N}$$

$$M_A = M_B = 0 \quad MC = 240229 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

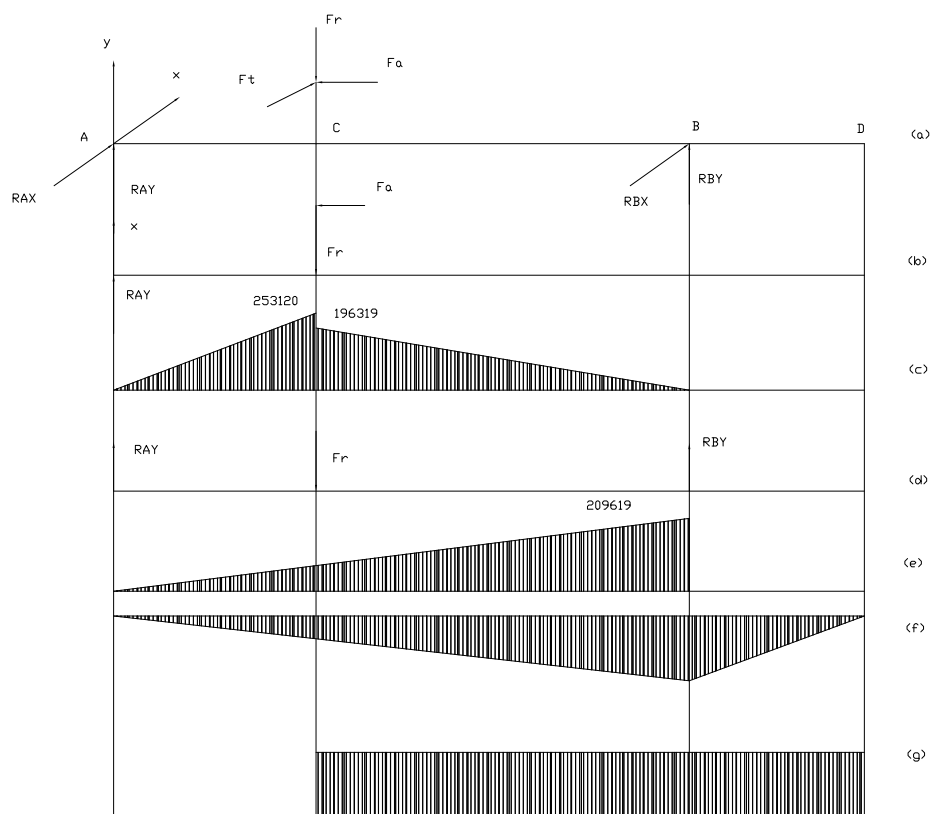


图 4.4.1

5. 轴的结构设计

6. 依据轴定位的需要，初步确定各轴段的直径和长度

从左边看，第一段轴的直径为 50mm，长度为飞轮的宽 110mm，第二段安装有轴承，取直径为 70mm，长度为 125mm，第三段轴为两轴承之间的轴，直径为 90mm，长度为 250mm，第四段为安装轴承，直径为 70mm，长度为 125mm，第五段是安装小齿轮，轴的直径为 50mm，长度为齿轮的宽度 65mm。

转轴的结构如下图 4.4.2 所示

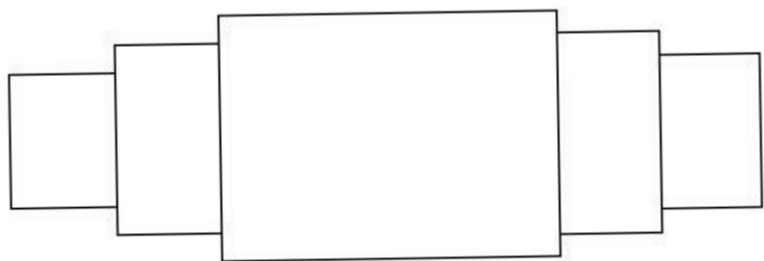


图 4.4.2 转轴的结构

5 曲柄滑块机构

5.1 曲柄滑块机构的运动和受力分析

5.1.1 曲柄滑块机构

如图 3-1 所示， L 为连杆长度； R 为曲柄半径； S 为滑块全行程； S_B 为滑块的位移，由滑块的下死点算起； α 为曲柄转角。从图中的几何关系可以得出滑块位移的计算公式：

$$S_B = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

将上式对时间 t 微分，可求的滑块的速度：

$$V_B = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

式中 $\lambda = \frac{R}{L}$ ——连杆系数；

ω ——曲柄的角速度。

$$P_{AB} \approx P$$

滑块导轨的反作用力为：

$$P_n = P \left[\lambda \sin \alpha + \frac{\mu(r_A + r_B)}{L} \right]$$

式中 μ ——摩擦系数， $\mu = 0.04 \sim 0.06$ ；

r_A 和 r_B ——连杆上、下支承的半径。

曲柄所传递的扭矩即

$$M_q = M_0 + M_\mu = Pm_0 + Pm_\mu = Pm_q$$

式中 m_0 ——理想当量力臂；

$$m_0 = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

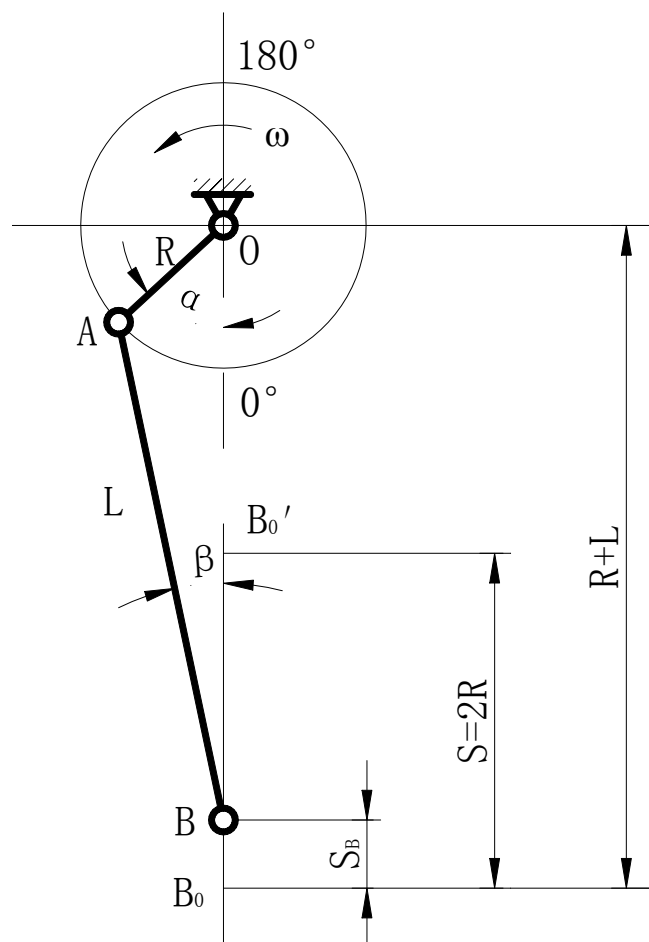


图1-1 曲柄滑块机构运动简图

m_μ ——摩擦当量力臂；

$$m_\mu = \mu \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right]$$

r_0 ——曲轴主轴承半径。

则曲柄滑块机构的当量力臂为：

$$m_q = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right]$$

曲轴扭矩为：

$$M_q = P m_q = P \left\{ R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right] \right\}$$

当 $P = P_g$ 和 $\alpha = \alpha_g$ （ P_g —公称压力， α_g —公称压力角），则曲柄压力机所允许传递的最大扭矩为：

$$M_g = P_g \left\{ R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right] \right\}$$

5.2 曲柄轴的设计计算

5.2.1 曲轴结构如下图

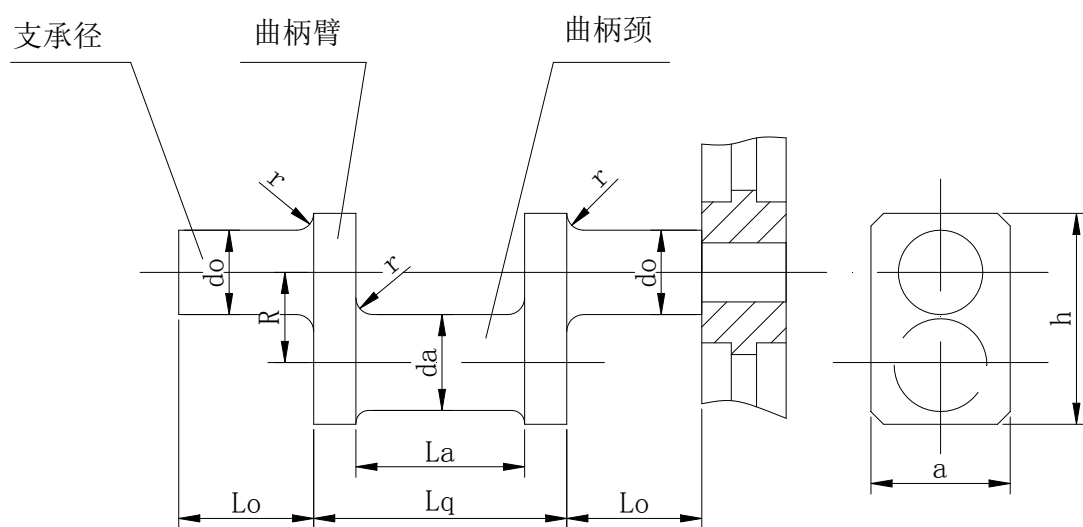


图 5.2.1 曲轴的结构

5.2.2 曲柄轴强度设计计算

1、曲柄轴尺寸经验数据

支承颈直径 d_0

$$d_0 = (4.5 \sim 5) \sqrt{P_g} \quad (mm)$$

式中 P_g ——压力机公称压力 (KN), $P_g=630$ 取 $d_0=115mm$ 。

其他各部分尺寸见下表 5.2.1

曲轴尺寸经验数据

表 5.2.1

曲轴各部分尺寸名称	代号	经验数据	实际尺寸 (mm)
曲柄颈直径	d_A	$(1.1 \sim 1.4)d_0$	150
支承颈长度	L_0	$(1.5 \sim 2.2)d_0$	200
曲柄两臂外侧面的长度	L_q	$(2.5 \sim 3.0)d_0$	320
曲柄颈长度	L_a	$(1.3 \sim 1.7)d_0$	170
圆角半径	r	$(0.08 \sim 0.10)d_0$	10
曲柄臂的宽度	a	$(1.3 \sim 1.8)d_0$	180
曲柄臂的高度	h		255

2、曲轴强度计算

I—I 截面为弯扭联合作用，但由于弯矩比扭矩较大，故扭矩计算出来的应力可以忽略。

弯矩：

$$M_w = \frac{L_q - L_a + 8r}{4} P_g = \frac{320 - 170 + 80}{4} \times 630 \text{ N} \cdot \text{m} = 36225 \text{ N} \cdot \text{m}$$

弯曲应力及强度条件：

$$\sigma = \frac{(L_q - L_a + 8r)P_g}{0.4d_A^3} = \frac{(320 - 170 + 80) \times 630}{0.4 \times 150^3 \times 10^{-9}} \text{ Pa} = 107.3 \text{ MPa} < [\sigma] = 140 \text{ MPa}$$

由上式可以导出滑块上许用负荷：

$$[P] = \frac{0.4d_A^3[\sigma]}{L_q - L_a + 8r} = \frac{0.4 \times 150^3 \times 10^{-9} \times 140 \times 10^6}{320 - 170 + 80} \text{ N} = 821.74 \text{ N}$$

II—II 截面为扭弯联合作用，但扭矩比弯矩要大得多，所以只计算扭矩的作用。

$$m_q = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0] = 37.1 \text{ mm}$$

扭矩：

$$M_n = P_g m_q = 630 \times 37.1 \text{ N} \cdot \text{m} = 23373 \text{ N} \cdot \text{m}$$

剪切应力及强度条件:

$$\tau = \frac{M_K}{w_n} = \frac{P_g m_g}{0.2 d_0^3} = \frac{630 \times 37.1}{0.2 \times 115^3} \times 10^9 \text{ Pa} = 76.84 \text{ MPa} < [\tau] = 100 \text{ MPa}$$

滑块上许用应力:

$$[P] = \frac{0.2 d_0^3 [\tau]}{m_q} = \frac{0.2 \times 115^3 \times 10^{-9} \times 100 \times 10^6}{37.1} = 820 \text{ N}$$

设计时, 需要进行计算的弯曲应力 σ 和剪应力 τ 分别小于或等于许用弯曲应力 $[\sigma]$ 和剪应力 $[\tau]$, 根据资料并参考现有压力机应力数值, 许用应力有: $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$, $[\tau] = 0.75[\sigma]$, 其中 σ_s —安全系数; n —安全系数, 取值一般为 2.5–3.5, 刚度要求高的取上限, 低的取下限。如下表 5.2.2

表 5.2.2 压力机应力数值

材料	σ_s	$[\sigma]$	$[\tau]$
45 调质	3600	1000–1400	750–1000

式中 σ_s ——曲轴材料屈服极限 (MPa), 40Cr 调质处理, $\sigma_s = 500 \text{ MPa}$;

n_s ——安全系数, 取 2.5~3.5。

5.3 键的校核

在开式曲柄压力机上选用平键联接。验算挤压应力:

$$\sigma_j = \frac{2M_n}{h_1 L d ZK} \leq [\sigma_j]$$

式中: M_n —键所需传递的总扭矩, $M_n = 289 \text{ N} \cdot \text{mm}$

h_1 —键与轮毂的接触高度;

L' —键的工作长度， $L'=L-B$ ，对于 C 型键， $L'=L-\frac{B}{2}$ ；

L —键的名义长度，因考虑到受力不均匀，其最大长度应该限制为
 $L_{\max} \leq (1.6 \sim 1.8)D$ ；

B —键的宽度；

D —轴的直径；

Z —键的个数，为避免加工困难和过分削弱轴的强度，一般 $Z \leq 2$ ；

K —考虑键受载不均匀的系数，当 $Z=2$ 时， $K=0.75$ ， $Z=1$ 时， $K=1$ ；

$[\sigma_j]$ —平键联接的许用挤压应力

大皮带轮选用圆头普通平键（C 型），查找表得键的宽度 $B=12\text{ mm}$ ，名义长度
 $L=63\text{ mm}$ ，键与轮毂大皮带轮的接触高度 $h_1=8\text{ mm}$

直径 $D=50\text{ mm}$ ， $Z=1$ ， $L'=63-7=56\text{ mm}$ ；

$$\sigma_j = \frac{2 \times 289 \times 10^3}{8 \times 56 \times 40 \times 1 \times 1} \text{ MPa} = 32.25 \text{ MPa} < [\sigma_j], \text{ 满足要求}$$

对于齿轮，材料为钢制，采用 A 型键，查表得宽度 $B=12\text{ mm}$ ，名义长度 $L=56\text{ mm}$ ，
 $h_1=8\text{ mm}$ ， $D=40\text{ mm}$ ， $Z=1$ ， $L'=56-7=49\text{ mm}$ ；

$$\sigma_j = \frac{2 \times 289 \times 10^3}{8 \times 49 \times 40 \times 1 \times 1} = 36.86 \text{ MPa} < [\sigma_j], \text{ 满足要求}$$

5.4 滚动轴承的选择

5.4.1 滚动轴承概述

滚动轴承是滚动摩擦，所以它具有有一些优点：摩擦阻力小，启动及运转力矩小，启动灵敏，功率损耗小，润滑、安装及维修方便等。

5.4.2 滚动轴承的选择

根据承载较大的滚动轴承选择其型号，由于支承跨距不大，所以采用两端固定式轴承组合方式，轴承类型选为深沟球轴承^[12]，计算的轴承预期寿命为

$$L_h = 1 \times 10 \times 250 \times 10 = 25000 \text{ h}.$$

1) 曲轴上的滚动轴承

可由前面计算的结果得：轴承所受径向力 $F_r = F_t \tan \alpha = 1582\text{N}$

轴承工作转速 $n = 50\text{r/min}$

按照轴的计算得出轴径取 115 mm 所以选取滚动轴承为 6023 GB/T276-1994

查得^[12] 其基本额定动负荷 $C_r = 84.6\text{KN}$

基本额定静载荷 $C_{or} = 76.0\text{KN}$

2) 初步计算当量动载荷

可得载荷系数 f_p 为 $1.2 \sim 1.8$ 即取 $f_p = 1.5$

所以 $P_r = F_r f_p = 2373\text{N}$

3) 求轴承的基本额定动载荷值

$$C_{js} = P_r \times L_1 / \epsilon = P_r (60nL_h / 106)^{1/\epsilon}$$

$$= 2373 \times (60 \times 50 \times 25000 / 10^6)^{1/3} = 10007.33\text{N}$$

故 $C_{js} < C_r$;

所以轴承 6023 GB/T276-1994 满足要求

6023 轴承: $D = 175\text{ mm}$ $B = 28\text{ mm}$ $d_{amin} = 115\text{ mm}$

(2) 传动轴上的滚动轴承

可由前面计算的结果得：轴承所受径向力 $F_r = 1582\text{N}$

轴承工作转速 $n = 232\text{r/min}$

按照轴的计算得出轴径取 60 mm 所以选取滚动轴承为 6012 GB/T276-1994

1) 查得^[12] 其基本额定动负荷 $C_r = 31.5\text{KN}$

基本额定静载荷 $C_{or} = 24.2\text{KN}$

2) 初步计算当量动载荷

可得 f_p 为 $1.0 \sim 1.2$ 因此取 $f_p = 1.0$

所以 $P_r = F_r f_p = 1582\text{N}$

3) 求轴承的基本额定动载荷值

$$C_{js} = P_r \times L_1 / \epsilon = P_r (60nL_h / 106)^{1/\epsilon}$$

$$= 1582 \times (60 \times 232 \times 25000 / 10^6)^{1/3} = 11127.55\text{N}$$

故 $C_{js} < C_r$;

所以轴承 6022 GB/T276-1994 满足要求

6022 轴承: $D=95\text{ mm}$ $B=18\text{ mm}$ $d_{\text{amin}}=70\text{ mm}$

6 离合器与制动器

6.1 离合器与制动器的工作原理

压力机开动后，电动机和飞轮会是在一直不停地旋转着。每当滑块需要运动时，则离合器接合，主动部分的飞轮通过离合器使从动部分零件运动并传递工作时所必需的扭矩；当滑块需要在所需的位置上停止时，则离合器脱开，主动部分的飞轮和从动部分零件即不没有连接，因此不能传递运动和扭矩。但是离合器脱开后，离合器部分从动部分以后的零件还储有一定的能量，会使曲轴继续旋转。因此，制动器是用来在一个较短的时间内吸收从动部分零件的能量，以使滑块所需要的位置上停止。因此，在压力机传动系统中的离合器和制动器是以保证压力机正常工作的必要部件，而他们必须又是密切的配合和协调工作；或者当离合器接合前的瞬时，制动器应该松开，这工作关系是由操纵系统实现的。压力机在正常不工作时，离合器总是处在脱开状态，而制动器则总是处在制动状态中。

6.2 离合器和制动器的选择

6.2.1 离合器和制动器的安装位置

采用刚性离合器，离合器应安装在轴上。因为刚性离合器不宜在高速下工作。而曲轴转速较低，所以应安装在曲轴上。制动器必然也安装在曲轴上。

6.2.2 制动型式的选择

目前制动器的制动有弹簧制动和气制动二种。

这里采用气制动结构，气制动结构较简单、气缸布置不受弹簧影响，调整气压就可调整制动力矩。为防止没有压缩空气时因滑块自重落下造成意外事故，增设辅助弹簧制动。

6.2.3 摩擦盘型式的选择

摩擦盘的形状有圆盘式和浮动镶块式两种。

采用圆盘式，圆盘式的摩擦片为扇形，对棉铜板及半金属板用铜铆钉铆接在从动盘上，对于铜基粉末冶金则与从动盘烧结在一起，作用在单盘式或与多盘式摩擦离合器和制动器中。结构的优点是轴向尺寸紧凑，缺点是磨损后，整块摩擦盘需要更换。

6.2.4 离合器-制动器

这里采用湿式离合器制动器用油浸泡在飞轮封闭内腔中，摩擦付在工作过程中，均通过摩擦面上形成的油膜来传动扭矩。摩擦片表面极少磨损，不需要考虑更换摩擦片，工作中油温升高后产生的气体通过卸荷套排气孔排出，离合器制动器结构紧凑，离合器制动器二种为刚性连锁馈，工作可靠，由于摩擦片基本上不磨损，所以气缸行程小，耗气量小，动作灵敏，摩擦片的磨损量可通过轴端的检测孔测量，结构的缺点其一是从动部分惯量较大，除从动摩擦片带外置的离合器盘及制动器盘外，还有气缸及活塞，其二是零件的加工精度和装配精度要求高，要有必要的工装保证，否则就会产生漏气、漏油、卡死、发热等问题。

6.3 球头式连杆

6.3.1 连杆的选择

连杆可分为长度可调和不可调两种型式

调节方式：直接用手搬动调节螺杆或通过涡轮副、棘轮棘爪等手动形式。这种球头式可调连杆加工简单，装配、调整、维修容易，结构紧凑，两岸系数小。滑块导轨所受侧压力及曲轴所受扭矩是也较小；缺点式螺纹连接刚性较差调节量也不宜太大。连杆长度不可调的典型结构是连杆下端一圆柱销与调节螺杆相连，，连杆刚性和球头相比，加工方便。

6.3.2 连杆及装模高度调节机构的设计计算

1、连杆主要尺寸的经验数据

如图为球头连杆及螺杆尺寸：

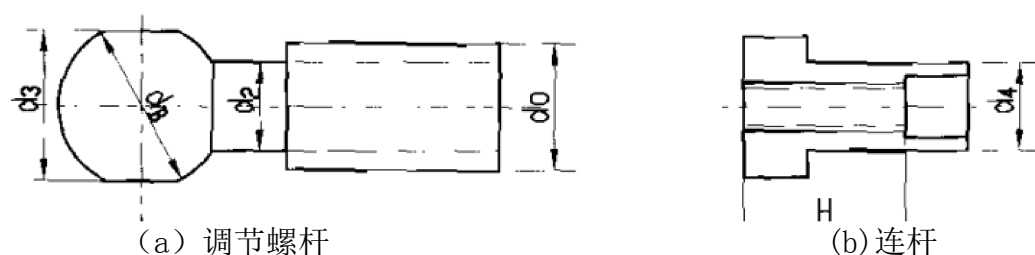


图 6.3.2 球头连杆及螺杆尺寸

常用经验数据如下表 6.3.1

表 6.3.1

符号	推荐尺寸 mm	取值范围	结果 mm
dB	$(3.9 \sim 5.7) \sqrt{p_g}$	97.89~143.07	120
d0	$(0.59 \sim 0.83) dB$	70.8~99.6	90
d2	$(0.83 \sim 1.0) d0$	74.7~90	80
d3	$(0.8 \sim 1.0) dB$	96~120	110
d4	$(1.5 \sim 1.86) d0$	135~167.4	150
H	$(1.5 \sim 2.3) d0$	135~207	170

式中： $\sqrt{p_g}$ —压力机公称力（KN）查机械手册得结果 S=12

连杆选用铸钢 ZG35；调节螺杆 45 号钢调制处理，球表面淬火硬度 HRC40—45

螺杆采用梯形螺纹，如下表 6.3.2

表 6.3.2 材料比较

名称	材料	$[\sigma_H] \times 10^5 \text{Pa}$
连杆	HT200-250	550
	ZG35	800
	QT45-5	700
调节螺钉	45 调质	1800

2、连杆及调节螺杆的强度校核

（1）调节螺杆最大压缩应力校核

$$[\sigma_y] = \frac{F_0}{A_{\min}}$$

式中： F_0 —连杆上的作用力

A_{\min} —最小危险截面面积

r_2 的内径为 34.53mm

$$d_2 = 630000 / (3.14 \times 34.53^2 \times 10^{-6})$$

$$= 168.27 \times 10^5 \text{Pa}$$

45 钢调质： $[\sigma_y] = 1800 \times 10^5 \text{Pa}$

$$\sigma_y < [\sigma_y]$$

所以满足需要

(2) 调节螺纹的强度校核

$$\sigma_w = M_w / W$$

M_w —螺纹根部的弯矩；

W —螺纹根部的截面系数

$$M_w = \frac{F_0}{2n} \left(\frac{d_0}{2} - \frac{d_1}{2} \right) = \frac{F_0}{n} \frac{d_0 - d_1}{4}$$

F_0 —连杆上的作用力；

d_0 —螺纹的外径；

d_1 —螺纹的内径；

n —螺纹的最少工作圈数

$$n = H / s$$

H —螺纹的最小工作高度，即在装模高度调节到最小的时候螺纹工作高度 S—螺距

$$W = \frac{\pi d_0^3 h^2}{6}$$

h —螺纹压根处的高度，

对于特种锯齿齿形螺纹 $h \approx 0.8S$ 对于梯形螺纹 $h \approx 0.635s$

$$\sigma_w = M_w / W = \frac{F_0}{n} \frac{d_0 - d_1}{4} / \frac{\pi d_0^3 h^2}{6} = \frac{1.5 F_0 (d_0 - d_1)}{\pi n d_0^3 h^2}$$

$$= \frac{1.5 \times 630 \times (80 - 69.06)}{\pi \times \frac{170}{11} \times 80 \times 10^{-3} \times (0.635 \times 11 \times 10^{-3})^2}$$

$$= 545.532 \times 10^5 \text{Pa}$$

铸钢 ZG35: $[\sigma] = 800 \times 10^5 \text{Pa}$

$$\sigma_w < [\sigma]$$

故满足需要

7 机身设计

7.1 机身结构

开式压力机的机身有铸造结构和焊接两种的结构。铸造结构的材料容易供应，消震性能较好，但重量较重，刚度较差，比较适合成批生产。焊接结构适合于单件小批生产，重量较轻，刚度较好，外形比较美观，但消震性能比较差。因此，选用焊接机身的材料为 Q235-A 钢板。

机身结构设计的一般原则：

- （1）机身在满足强度和刚度的条件下，力求质量轻、节省金属。
- （2）力求结构简单，并且使装于上面的所有部件、零件容易安装、调整、维修以及更换。
- （3）结构设计应便于铸造或焊接和机加工。
- （4）必须有足够的底面积，保证压力机的稳定性。
- （5）结构设计应尽量减少震动和噪音。
- （6）机身设计应力求外形美观。

7.2 机身的计算

7.2.1 强度计算

机身危险截面在喉口德横切面上，如图 7.2.1 所示：

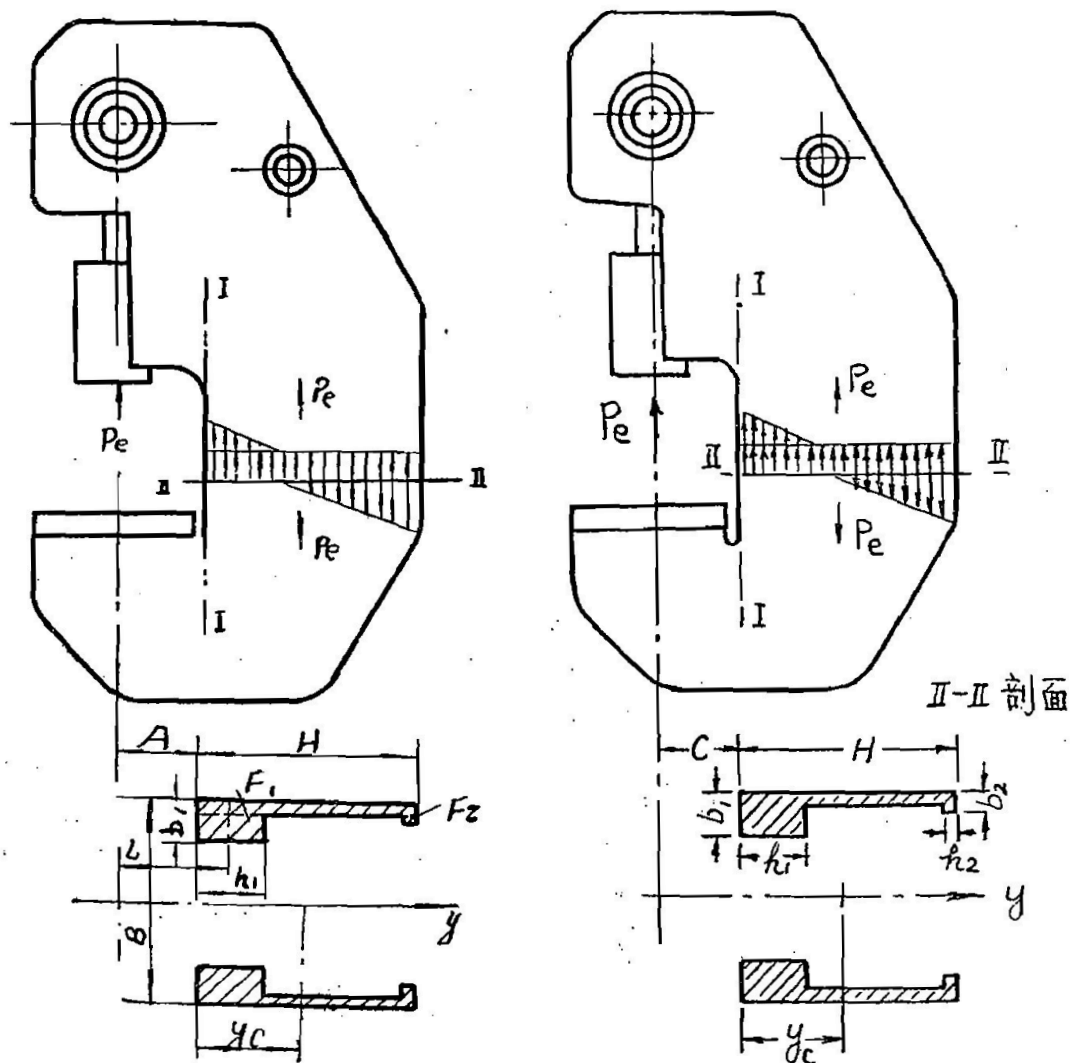


图 7.2.1 机身强度计算简图

危险截面 II—II 上受到弯矩 M 和拉力 P_g 的作用。

弯矩 M 为: $M = P_g(C + Y_c)$ ($N \cdot m$)

式中 P_g —压力机公称压力 (N), 630 KN ;

C —喉口深度 (mm), $C=250\text{mm}$;

Y_c —喉口内缘到截面形心的距离;

各数据如下表 7.2.1

表 7.2.1 各计算参数

截面	面积 序号	宽 b_i (cm)	高 h_i (cm)	面积 F_i (cm^2)	各块 面积 形心 坐标 y_i (cm)	面积与 形心坐 标乘积 $F_i y_i$ (cm^3)	各块面积 形心至整 个危险截 面形心的 距离 $a_i = y_c - y_i $ (cm)	$F_i a_i^2$ (cm^4)	各块面 积对本 身形心 的惯性 矩 $J_i = \frac{b_i h_i^3}{12}$ (cm^4)
II—II	1	2×12.5	17	425	8.5	3612.5	8.5	30700	10235
	2	2×2.5	65	325	32.5	10562.5	15.5	78080	114430
	3	2×3.5	2.5	17.5	63.75	1083.75	46.75	38247	9.1
	合计			767.5		15258.75		147027	124674

$$y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} = \frac{15258.75}{767.5} = 19.88 cm$$

$$M = 630 \times 10^3 \times (250 \times 10^{-3} + 19.88 \times 10^{-3}) N \cdot m = 170024 N \cdot m$$

危险截面惯性矩：

$$J = \sum J_i + \sum F_i a_i^2 = 124674 + 147027 = 271701 cm^4$$

危险截面截面积：

$$A = \sum F_i = 767.5 cm^2$$

危险截面最大计算拉应力：

$$\sigma_L' = \frac{P_g}{A} + \frac{M y_c}{J} = \frac{630 \times 10^3}{767.5 \times 10^{-4}} + \frac{170024 \times 19.88 \times 10^{-3}}{271701 \times 10^{-8}} P_a = 9.45 \times 10^6 P_a = 9.45 MP_a$$

最大实际拉应力：

$$\sigma_L = K_1 K_2 \sigma_L' \leq [\sigma] (MPa)$$

式中 K_1 ——截面形状系数，取1.3~1.4， $K_1=1.35$ ；

K_2 ——动载系数，取1.5；

$[\sigma]$ ——许用系数(MPa)，对于钢板 $[\sigma]=80\sim120$ (MPa)。

$$\sigma_L = 1.35 \times 1.5 \times 9.45 \times 10^6 P_a = 19.14 MP_a < [\sigma]$$

危险截面最大压应力：

$$\sigma_y = \frac{P_g}{A} - \frac{M(C - Y_c)}{J} = \frac{630 \times 10^3}{767.5 \times 10^{-4}} - \frac{170024 \times (0.25 - 0.1988)}{271720 \times 10^{-4}} = 8.2 \times 10^6 P_a = 8.2 MP_a < [\sigma_y]$$

式中 $[\sigma_y]$ ——许用压应力 (Pa)，对于钢板 $[\sigma_y] = (300-400) \times 10^5$ Pa。

8 过载保护装置设计

过载会引起设备或模具毁坏，为防止过载引起的事故，设备上会相应设计过载保护装置，经常使用的装置有压塌块式和液压式两类。

在保护装置种类选择时，应该根据压力机结构、工艺用途、主要零件的允许负荷曲线等因素。对于小行程的压力机，主要用于冲孔、落料、浅拉伸等工序，要求工作行程短、通常只选用压力保护装置。这里选择剪切破坏式过载保护装置，选用单剪切面式剪切块。

9 润滑和密封

9.1 润滑的分类

为了减少零部件在运动中的磨损，提高压力机寿命，保证压力机精度，减少能量的损耗，减少维修费用，所以在曲柄压力机上所有运动副都必须进行润滑。润滑系统是确保曲柄压力机正常工作所必不可少的辅助装置。

9.1.1 稀油润滑

曲柄压力机常用的稀油为 20 号至 50 号机械油（GB443~64），它的主要性质见表 7-1；稀油流动性好，容易进入各润滑点的摩擦表面，当选用循环供油时有良好的冷却作用，并将粘附在摩擦表面上的杂质和因研磨而产生的金属微粒带走。

由于稀油的流动性好，对密封的要求高，而且不宜用于润滑处于垂直位置的摩擦面，在这种情况下应当选用循环供油。

选择某种牌号的机械油应根据具体情况，粘度大的机械油流动时内部阻力大，所以对于高速运转的摩擦副应易于形成油膜，应该选择粘度小的，所以当工作温度较高或大载荷并有冲击等情况下，应选择粘度大的机械油，以利于形成油膜。

9.1.2 干油润滑

曲柄压力机上常用的干油为钙基润滑脂（GB491~65）和钠基润滑脂（GB492~65），其主要性质见表 7-2；

为了改善润滑脂性能，常常在其中加入 15~30%机械油，来获得比较好的综合性能。

9.2 曲柄压力机的密封

密封的功能是阻止泄漏，最常用的密封材料是橡胶。对密封装置的要求是工作可靠，阻力小，寿命长，结构简单，加工容易，因此这里轴承端盖及附件选用毡圈油封及槽的密封装置。

滚动轴承的密封形式也采用毡圈密封。

10 结论

本设计是一个相对较为简单的机械传动, 主要功能是实现能量的传递, 将电动机的动力传递到曲柄滑块机构, 通过曲柄的旋转来使滑块的上下移动, 最终达到对材料施加作用力从而产生塑形成形的目的。传动系统的设计主要是解决了传动不止、传动级数以及速比分配等问题。它的设计合理与否, 对压力机外形尺寸、结构、能量传递以及整机工作性能都会产生很大影响。

通过对传动系统的综合分析, 该系统具有结构简单, 制造成本低, 从动部分零件少, 发热和磨损较小的优势, 理论上可以实现工作要求。

通过这次设计, 使我们了解科学研究的过程中, 如何收集、整理和利用资料, 如何观察、如何调查, 如何利用图书馆, 检索文献资料等方法; 使我从中学到了很多关于机械曲柄压力机的知识。希望能通过此次毕业设计的考评, 整合了过去四年所学的知识, 并总结了设计中的一些经验, 为今后的学习和工作打下坚实的基础。

11 技术经济分析报告

11.1 经济效益分析

a) 假设此次设计的压力机销售价格为 18000 元/台（含税销售价），同类进口是该价格的 65%左右，以年产量为 15 台计算，含税销售收入 27 万元。

b) 经营成本如表 10.1.1:

表 10.1.1

项目	金额
铸锻钢件、密封原件、电气原件	6000 元/台×15 台=9 万元
动力及工具低值品	3000 元/台×15 台=4.5 万元
工人工资	2 万元
固定资产折旧	13 万元
管理费用	5 万元 其中：管理人员工资：1.5 万元 福利费用：2 万元 设备修理费：1.5 万元
财务费用	15 万元
销售费用	13 万元
可变成本合计	12 万元
固定成本合计	6 万元
经营成本合计	18 万元

c) 应交增值税用及附加税:如下表 10.1.2

表 10.1.2

项目	金额	备注
应交增值税	11.37 万元	
附加税	2.05 万元	以应交增值税的 18% 计算

d) 通过计算和分析，我们可以得出赢利估算表 如下表 10.1.3

表 10.1.3

项目	金额	备注
销售收入（不含税）	24 万元	销售收入（含税）：27 万元
生产成本（可变成 本）	12 万元	
经营成本（总成本）	18 万元	
销售税金（交税额）	13.32 万元	以增值税规定及附加税计算
经营利润	4 万元	
所得税金	9.68 万元	按现时政策的 33% 计算
税后利润	18 万元	

11.2 社会效益分析

a) 假设所设计的压力机的销售价格约为同类进口设备价格的 65% 左右，以年产 15 台计算，每年为国家节约外汇 12 万美元左右，为国内用户减少设备投资 16 万元左右。

b) 产品投产后，为国家和地方政府增加税金，每年为 14.15 万元左右。

c) 产品投产后，将为冲压行业的制造商创造一定的效益，同时也为国家和地方政府创造一定的税金。

基于以上分析，可见该项目产品具有良好的社会效益和经济效益。

致谢

经过忙碌的工作,终于完成了毕业设计。我衷心感谢潘海鹏老师一直以来对我毕业设计的指导和帮助,从查阅资料、中期检查、一直到论文完成,都给了我很大的帮助,然后感谢大学四年来所有的老师,为我们打下专业知识的基础。感谢学校给我们这次机会锻炼个人能力,提高了我们独立思考能力和运用查阅资料能力来解决问题。

在与同学和老师的交流中,加强了合作精神,也让我们的动手能力和实际应用能力有了进一步的提高,把平时的基本理论知识运用到实际当中,为以后走入社会、参加工作打下了良好的基础。

参考文献

- [1] 金清肃. 机械设计课程设计（第二版）. 华中科技大学出版社
- [2] 史宝军, 鹿晓阳, 王保岭. 开式压力机床身有限元分析与结构优选[J]. 力学与实践, 2000, (03):35-38
- [3] 张祖芳. 开式压力机角变形的计算与测试比较[J]. 机械研究与应用, 2006, (05):76-77
- [4] 张正修, 李欠娃. 合理选用机械压力机的提示(下)[J]. 机械工人. 热加工, 2000, (12):14
- [5] 叶仲和, 蓝兆辉. 机械原理 高等教育出版社 2001. 7
- [6] 赵弘, 林廷圻, 赵升吨, 周明勇, 骆传刚. 机械压力机节能新方法的研究[J]. 仪器仪表学报, 2002, (S2):773-774
- [7] 赵弘, 林廷圻, 赵升吨. 机械压力机气动系统模型的建立[J]. 系统仿真学报, 2003, (06):788-790
- [8] 刘建华. 开式压力机模具安装的导向装置[J]. 宁夏科技, 2003, (03):37
- [9] 李永堂 付建华 . 锻压设备理论与控制. 国防工业出版社, 2005
- [10] 刘小年. 机械设计制图简明手册. 北京:机械工业出版社, 2000. 3
- [11] 徐灏. 机械设计手册. 第一~五卷. 北京:机械工业出版社, 2000. 6
- [12] 洪家娣, 李明, 黄兴元. 机械设计指导. 南昌. 江西高校出版社. 2007. 6
- [13] 中国机械工程学会锻压学会, 锻压手册（锻压车间设备）, 北京, 机械工业出版社, 2002. 1
- [14] 濮良贵, 纪名刚, 机械设计（第八版）, 北京, 高等教育出版社, 2006. 5
- [15] 王伯平. 互换性与测量技术基础. 北京:机械工业出版社, 2000. 2
- [16] 刘鸿文. 材料力学. 上下册. 北京:高等教育出版社, 1992.
- [17] Mallari V C J, Kawai S, Sasaki H. 1986. The manufacturing of particle board types of adhesive and optimal moisture content. J Wood Institute in Japan, 32 (6):425-431.

- [18] J.-C. Renn • C. Tsai. Development of an unconventional electro-hydraulic proportional valve with fuzzy-logic controller for hydraulic presses. Advanced Manufacturing Technology, 2004(2)
- [19] Y. W, CHUN. Two Dimensional Shape Optimal Design. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1978, vol13, 311336
- [20] RobertLG, StephenE J, Frederick A K. 1991. Response of lakeboard. properties to changes in steam injection pressing environments, FPL-RP-507. Madison, WI:U. S. Department of Agriculture, Forest Service and Forest Products Lab.
- [21] Rolf Jung, Peter Bottler. Ceramic industry, Bearing life analysis 2001
- [22] Crank press Robert G. Le Tourneau, Peoria, Ill., assignor to R. G. Le Tourneau, Inc.; Stockton, Calif., a corporation of California
Application July 13, 1943, Serial No. 494,586