

编号:		
时间: 2021 年 x 月x 日	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码: 第 -1-页 共 50 页

- 一 压力机主要技术参数
- 二 压力机运动学和动力学计算
- 三 电动机功率和飞轮的转动惯量的计算
- 四、飞轮部分实际转动惯量
- 五、 齿轮啮合及齿轮强度的验算
- 六、 皮带轮传动的计算
- 七 离合器和制动器部分的计算
- 八 滑块部分计算
- 九 机身强度计算

一 压力机主要技术参数

序号	名称	单位	技术参数
1	公称力	kN	6300
2	公称力行程	mm	13
3	滑块行程	mm	500

4	滑块行程次数	min^{-1}	10
5	最大装模高度	mm	1000
6	装模高度调节量	mm	340
7	接油盒之间的距离	mm	3320

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码：第 -2-页 共 50 页
时间： 2021 年 x 月x 日		

8	滑块底面尺寸(左右×前后)	mm	3300×1600
9	工作台面尺寸(左右×前后)	mm	3450×1600
10	工作台板厚度	mm	200
11	滑块打料行程	mm	200
12	气垫力	kN	1000
13	气垫个数		单顶冠(双气缸)
14	气垫行程	mm	240
15	电动机功率	kW	75
16	转速	r/min	1395

二 压力机运动学和动力学计算

1、 滑块行程和转角的关系

滑块行程 S 由下式求得

$$S = R [(1 - \cos\alpha) + \frac{A}{4}(1 - \cos 2\alpha)]$$

式中: R — 曲轴半径 $R = 250mm$

α — 曲轴转角 $0-360$ 度

L — 连杆长度 $L = 1050mm$

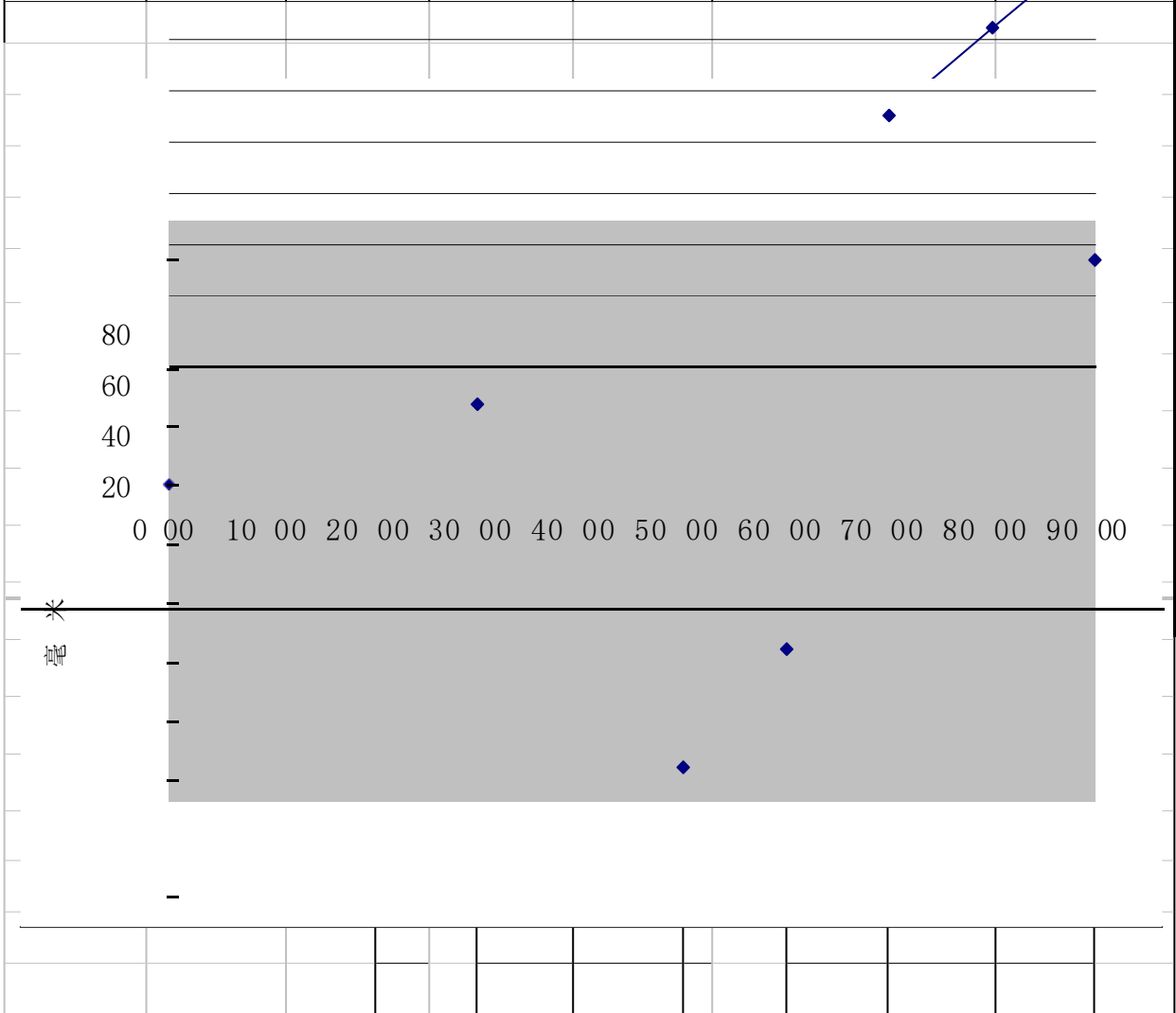
λ — 连杆系数

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{250}{1050} = 0.238$$

在不同 α 值求得 S 值列于下表:

单位(毫米)

0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.0000	0.0000
10.00	0.98	0.02	0.94	0.06	0.0036	4.6951
20.00	0.94	0.06	0.77	0.23	0.0139	18.5569
30.00	0.87	0.13	0.50	0.50	0.0297	40.9311
40.00	0.77	0.23	0.17	0.83	0.0492	70.7809
50.00	0.64	0.36	-0.17	1.17	0.0698	106.7611
60.00	0.50	0.50	-0.50	1.50	0.0892	147.3125
70.00	0.34	0.66	-0.77	1.77	0.1051	190.7649
80.00	0.17	0.83	-0.94	1.94	0.1154	235.4409
90.00	0.00	1.00	-1.00	2.00	0.1190	279.7500



										
	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
					度					

当发生公称力时，曲轴转角由下式求得：

$$\cos \alpha_p = \frac{R^2 + (R + L - S_p)^2 - L^2}{2R(R + L - S_p)}$$

式中： S_p —发生公称力时，滑块离下死点距离

$$S_p = 13mm$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -4-页 共 50 页

代入得

$$\cos \alpha_p = \frac{250^2 + (250 + 1050 - 13)^2 - 1050^2}{2 \times 250 \times (250 + 1050 - 13)} = 0.9565$$

$$\alpha_p = \cos^{-1} 0.9565 = 16.70^\circ$$

2、滑块速度与转角的关系

$$V = O \cdot R(\sin \alpha + \frac{A}{2} \sin 2\alpha)$$

式中 V —滑块的速度

$$O \text{— 曲柄等速旋转时的角速度, } O = \frac{\pi \cdot n}{30} = 0.105n$$

n —滑块每分钟行程次数

当滑块每分钟行程次数为 10 次/分

$$O = 0.105n = 0.105 \times 10 = 1.05 \text{ 弧度/秒}$$

$$O \cdot R = 1.05 \times 250 = 262.5 \text{ 毫米/秒}$$

根据上式可列下表:

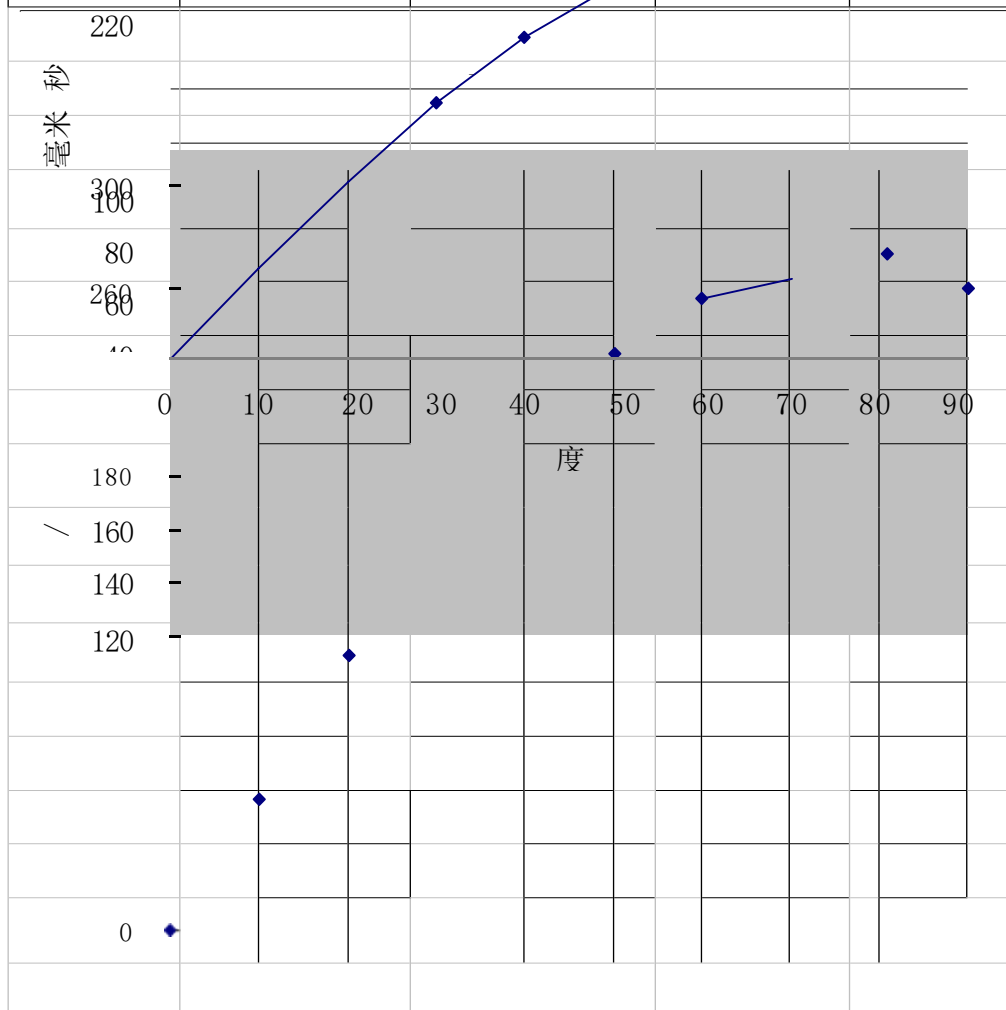
单位(毫米/秒)

时间： 2021 年 x 月x 日

书山有路勤为径，学海无涯苦作舟

页码：第 -5-页 共 50 页

α	$\sin \alpha$	$\sin 2\alpha$	$\lambda \sin 2\alpha / 2$	V (mm/s)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
10.0000	0.1736	0.3420	0.0407	56.1163
20.0000	0.3420	0.6428	0.0765	109.5661
30.0000	0.5000	0.8660	0.1031	157.8800
40.0000	0.6428	0.9848	0.1172	198.9622
50.0000	0.7660	0.9848	0.1172	231.2308
60.0000	0.8660	0.8660	0.1031	253.7052
70.0000	0.9397	0.6428	0.0765	266.0364
80.0000	0.9848	0.3420	0.0407	268.4774
90.0000	1.0000	0.0000	0.0000	261.7994



3、滑块的加速度与曲转角的关系

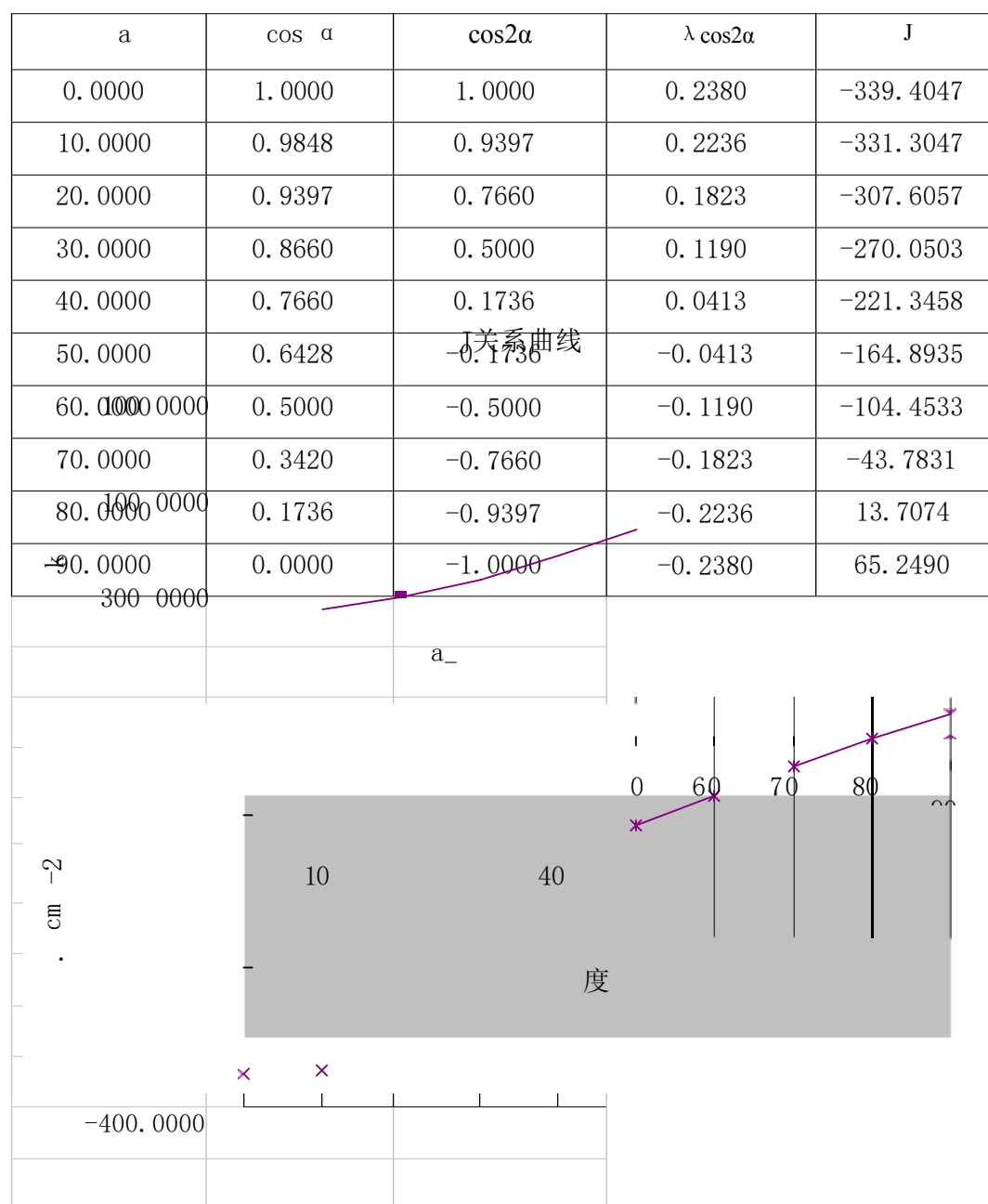
$$J = -O \cdot R(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

α — 曲柄旋转角度 0-360 度

O — 曲柄等速旋转时的角速度, $O =$

n — 滑块每分钟行程次数 10 次/分 $\frac{L \cdot n}{30} = 0.105n$

J — 滑块加速度 米/秒²



由上式可知：当 α =0 度和 α =180 度时具有最大加速度J_{max}

$$J_{\max} = -O \cdot R(\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$$

$$= -1.0472 \times 1.0472 \times 250 \times (1+0.238) = -339.4 \text{m/s}^2$$

4、曲柄上最大扭矩的计算

3.1 摩擦力臂的计算

$$M = p(m_t + m_{\mu})$$

式中: p — 公称压力, $p = 630000kg$

m_{μ} — 摩擦当量力臂

$$\begin{aligned} m_{\mu} &= \frac{\mu}{2}[(1 + \lambda)d_A + \lambda \cdot d_B + d_0] \\ &= 0.03 \times [(1 + 0.238) \times 0.86 + 0.238 \times 0.15 + 0.26] \\ &= 0.04081m \end{aligned}$$

μ — 摩擦系数, $\mu = 0.06$

d_A — 曲轴颈直径, $d_A = 860mm$

编号:		
时间: 2021 年 x 月x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -7-页 共 50 页

$$d_B \text{—球头直径,} \quad d^B = 150mm$$

$$d_0 \text{— 曲轴支承颈直径,} \quad d_0 = 260mm$$

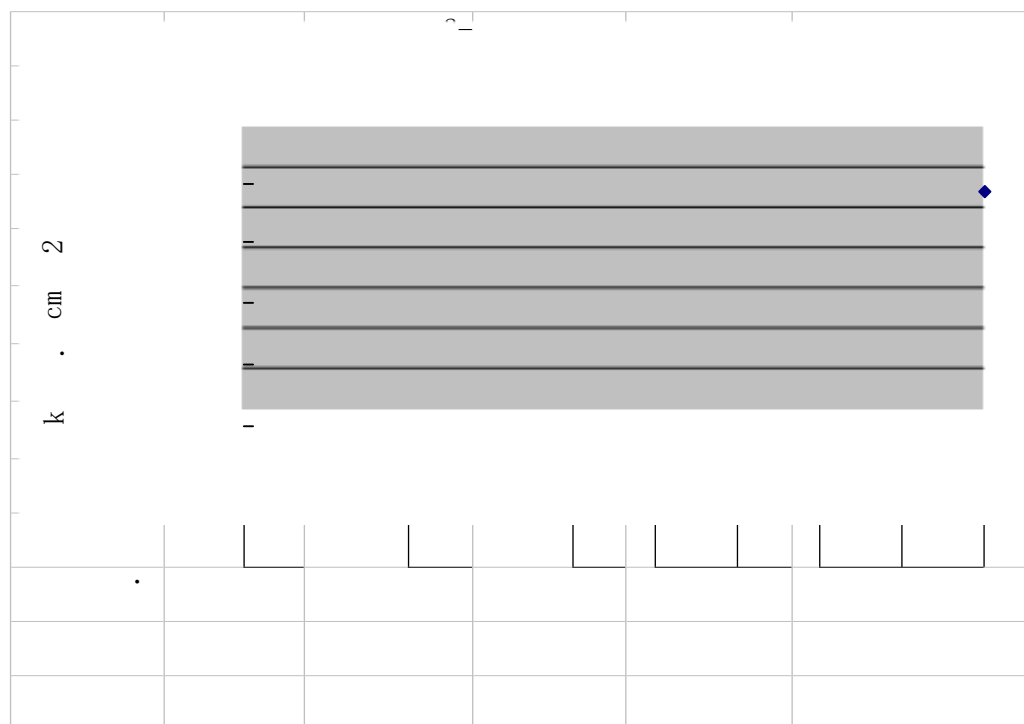
m_t —理想当量力臂

$$\begin{aligned}
 m_t &= R(\sin \alpha + \frac{A}{2} \sin 2\alpha) \\
 &= 0.25(\sin 16.7^\circ + \frac{0.238}{2} \sin(2 \times 16.7^\circ)) \\
 &= 0.088227m
 \end{aligned}$$

将以上数值代入上式:

曲轴传递的扭矩:

			$M_k = P(m_t + m_\mu)$ $= 630000 \times (0.04081 + 0.08827)$ $= 81270 Kgf \cdot m$		
α	$\sin \alpha$	$\sin 2\alpha$	$\lambda \sin 2\alpha/2$	m_t	$m = m_\mu + m_t$
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	40.8100
10.0000	0.1736	0.3420	0.0407	53.5871	94.3971
20.0000	0.3420	0.6428	0.0765	104.6280	145.4380
30.0000	0.5000	0.8660	0.1031	150.7643	191.5743
40.0000	0.6428	0.9848	0.1172	189.9949	230.8049
50.0000	0.7660	0.9848	0.1172	220.8091	261.6191
60.0000	0.8660	0.8660	0.1031	242.2706	283.0806
70.0000	0.9397	0.6428	0.0765	254.0461	294.8561
80.0000	0.9848	0.3420	0.0407	256.3770	297.1870
90.0000	1.0000	0.0000	0.0000	250.0000	290.8100



对双点压力机，每个齿轮承受的扭矩为总扭矩的 $5 / 8 = 0.625$

每个齿轮承受的扭矩 $M_{\text{单}}$

编号:		
时间: 2021 年 x 月x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -8-页 共 50 页

单个曲轴传递的扭矩:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{单}} &= \frac{5P_g}{8}(m_t + m_{\mu}) \\
 &= \frac{5}{8} \times 630 \times 10^3 \times 0.129 \\
 &= 50800 \text{kgf} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

5、 传动轴上的扭距

$$M_c = \frac{M_K}{i_{\text{低}}} = \frac{81270}{0.97 \times 5.06} = 16558 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$\text{取 } M_c = 16560 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

6、 离合器轴的扭距

$$M_L = \frac{M_c}{i_{\text{高}}} = \frac{16560}{0.97 \times 7.69} = 2219.780 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$\text{取 } M_L = 2220 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

7、 滑块上允许的载荷的确定

传动系统的零部件是以曲轴上最大扭矩 $M_K = P_g \cdot m_K$ 设计的. 滑

块上允许负载在滑块行程范围内变化的, 滑块行程在下死点 13mm处滑块的允许

压力称其公称力, 即滑块的公称力 $P = P_g = 6300000 \text{KN}$, 当 $\alpha > 17^\circ$ 时,

$$P_g = \frac{M_K}{m_k}$$

a(度)	16.7	20	30	40	50	60	70	80	90
m(cm)	12.9	14.54	19.16	23.08	26.16	28.3	29.49	29.72	29.08
Pg(KN)	630	558.941	424.16	352.123	310.665	287.17	275.585	273.45	279.47
(吨)	630	559	424	352	310	287	276	273	280

三 电动机功率和飞轮的转动惯量的计算

- 1、连续行程时，一次行程功的计算

根据“曲柄压力机设计”一书中的公式：

$$E = \frac{P_g S}{K_1} \left[1.54 \sqrt{\frac{S_P}{S}} - 0.973 \frac{S_P}{S} + \frac{1.57 m_\mu}{S} \right]$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -9-页 共 50 页

式中:

P_g —公称压力 (吨) $P_g=630$ 吨

S —滑块行程(毫米) $S=500\text{mm}$

S_p —滑块公称力行程(毫米) $S_p=13\text{mm}$

m_μ —摩擦当量力臂(毫米) $m_\mu=40.814\text{mm}$

K_1 —经验系数。对闭式压力机 $K_1=6$

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{P_g S}{K_1} \left[1.54 \sqrt{\frac{S_p}{S}} - 0.973 \frac{S_p}{S} + \frac{1.57 m_\mu}{S} \right] \\
 &= \frac{630 \times 500}{6} \left[1.54 \sqrt{\frac{13}{500}} - 0.973 \times \frac{13}{500} + \frac{1.57 \times 40.8114}{500} \right] \\
 &= 52500 \times [0.24832 - 0.02530 + 0.12815] \\
 &= 18436 \text{kgf} \cdot \text{m} \\
 &\text{取 } 18400 \text{kgf} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

2、主电机功率的确定

$$N_H = \frac{K_2 n_T E}{6120}$$

式中:

n_T —滑块每分钟行程次数 $n_T=10$ 次/分

K_2 —电机过载系数 $K_2=1.5$

$$N_H = \frac{K_2 n_T E}{6120} = \frac{1.5 \times 10 \times 18400}{6120} = 45.1 \text{kW}$$

考虑到双点压力机拉延的工序等因素, 取主电机 $N_H=75\text{KW}$

YH280M-4 1395r. p. m

3、当滑块行程次数为 7 次/分时, 单次行程按滑块允许的功计算 滑块单次行程时, 离合器消耗的功

$$E_{\text{从}} = 2A_H = 2 \times 3730 = 7460 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

$$E_i = \frac{A \eta}{n_T k_2} - E_{\text{从}} = \frac{6120 \times 75 \times 0.75}{7 \times 1.5} - 7460 = 25326 \text{kgf} \cdot \text{m}$$

取 $E_i=25000 \text{kgf} \cdot \text{m}$

4、 电机恢复时间的计算

$$t_A = \frac{60E}{6120N_H v} = \frac{60 \times 25000}{6120 \times 75 \times 0.75} = 4.35s \text{ } \langle 20s$$

5、 飞轮所需转动惯量的计算

$$J = \frac{2E}{W^2 K_3} = \frac{2 \times 18400}{41.36^2 \times 0.33} = 65.2 kgf.m.s^2$$

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	
时间： 2021 年 x 月x 日		页码：第 -10-页 共 50 页

式中：

ω —飞轮轴的角速度

$$\omega = \frac{\pi n}{60} = \frac{3.14 \times 395}{60} = 41.36 \text{ rad/s}$$

K_3 —飞轮速度降系数，受电动机临界转差率的影响。

$$K_3 = S_k(2 - S_k) = 0.18 \times (2 - 0.18) = 0.33$$

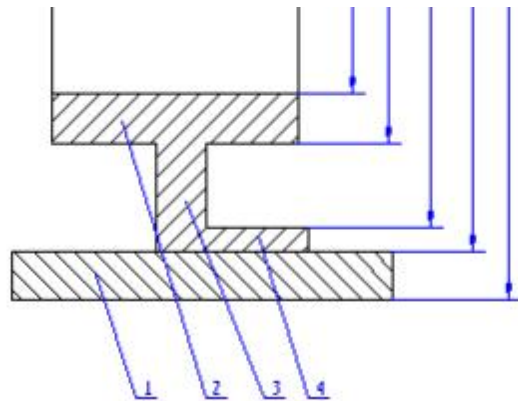
对通用鼠笼式异步电动机， S_k 一般为 0.08-0.12，故 $S_k=0.15-0.19$

对线绕式异步电机，在转子电路中串入电阻，故 $K_3=0.23-0.27$

高转差率电机， S_k 值一般不小于 0.3，故取 $K_3=0.33$

四、飞轮部分实际转动惯量

1、 飞轮实际惯量的计算



$$= 0.785(1.25^2 - 0.87^2) \times 0.48 \times 7200 = 2186 \text{ kgf}$$

0.785?

$$G_2 = 0.785(0.5^2 - 0.31^2) \times 0.332 \times 7200 = 289 \text{ kgf}$$

$$G_3 = 0.785(78^2 - 0.5^2) \times 0.112 \times 7200 = 227 \text{ kgf}$$

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码：第 -11-页 共 50页
时间： 2021 年 x 月x 日		

$$G_4 = 0.785(0.87^2 - 0.78^2) \times 0.22 \times 7200 = 185 \text{kgf}$$

$$J_1 = \frac{G_1}{8g} (D_1^2 + d_1^2) = \frac{2186}{8 \times 9.8} (1.25^2 + 0.87^2) = 64.67 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

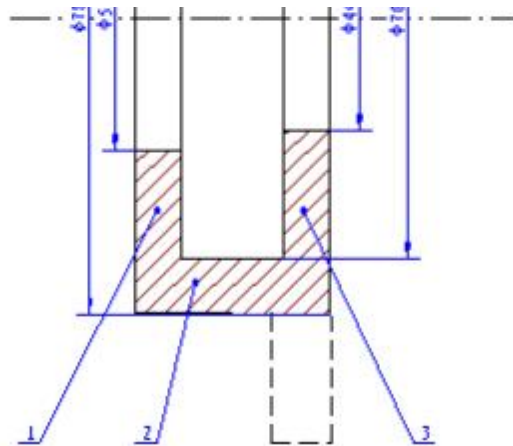
$$J_2 = \frac{G_2}{8g} (D_2^2 + d_2^2) = \frac{289}{8 \times 9.8} (0.5^2 + 0.31^2) = 1.27 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_3 = \frac{G_3}{8g} (D_3^2 + d_3^2) = \frac{227}{8 \times 9.8} (0.78^2 + 0.5^2) = 2.48 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_4 = \frac{G_4}{8g} (D_4^2 + d_4^2) = \frac{185}{8 \times 9.8} (0.87^2 + 0.78^2) = 3.22 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_{1\Sigma} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 = 71.64 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

2、 离合器活塞体转动惯量的计算(对零件进行简化)



$$G_1 = 0.785(0.7^2 - 0.53^2) \times 0.045 \times 7200 = 53 \text{kgf}$$

$$G_2 = 0.785(0.78^2 - 0.7^2) \times 0.171 \times 7200 = 114kgf$$

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码：第 -12-页 共 50 页
时间： 2021 年 x 月x 日		

$$G_3 = 0.785(0.7^2 - 0.44^2) \times 0.045 \times 7200 = 75 \text{kgf}$$

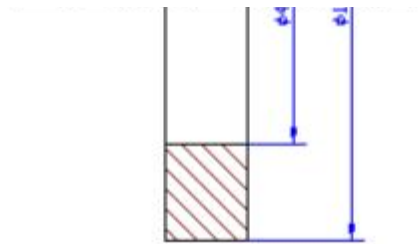
$$J_1 = \frac{G_1}{8g} (D_1^2 + d_1^2) = \frac{53}{8 \times 9.8} (1.25^2 + 0.87^2) = 1.57 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_2 = \frac{G_2}{8g} (D_2^2 + d_2^2) = \frac{114}{8 \times 9.8} (0.78^2 + 0.7^2) = 1.6 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_3 = \frac{G_3}{8g} (D_3^2 + d_3^2) = \frac{75}{8 \times 9.8} (0.7^2 + 0.44^2) = 0.65 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_{2\Sigma} = J_1 + J_2 + J_3 = 3.82 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

3、 离合器接合盘实际惯量的计算



$$G_1 = 0.785(1.05^2 - 0.435^2) \times 0.04 \times 7200 = 207 \text{kgf}$$

$$J_1 = \frac{G_1}{8g} (D_1^2 + d_1^2) = \frac{207}{8 \times 9.8} (1.05^2 + 0.435^2) = 3.36 \text{ kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_{3\Sigma} = J_1 = 3.36 \text{ kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -13-页 共 50 页

4、 飞轮实际转动惯量的计算

$$J_{\Sigma} = J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma} + J_{3\Sigma} = 71.63 + 3.82 + 3.4 = 78.85 \text{ kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

故：飞轮的实际转动惯量大于飞轮所需的转动惯量。

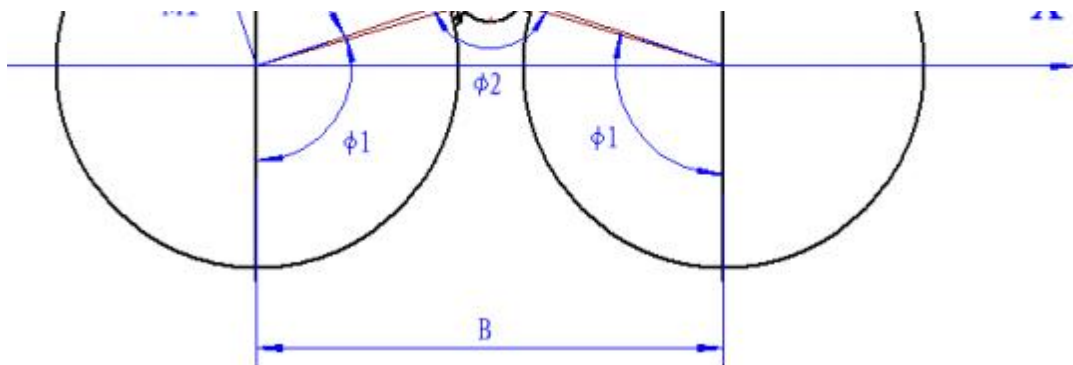
五、 齿轮啮合及齿轮强度的验算

1、 双点压力机偏心齿轮安装位置的定位计算

对双点压力机的齿轮传动系统，若采用整体式偏心齿轮，在设计时，必须保证两偏心同步。在设计中，若齿轮齿数，两曲柄中心位置，各齿轮中心位置布置不当，将导致齿轮不能良好啮合。比如在保证两偏心同步的情况下，会出现齿顶对齿顶的情况发生，因此，必须计算偏心齿轮安装的位置。

低速传动参数： $m=22, z_{\text{小}}=17, Z_{\text{大}}=86, A=1149.71$

两偏心轮同心旋转。



$$\text{设 } K_2 = Z_{\text{大}} - \frac{\alpha}{180} (Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}})$$

由于 $Z_{\text{大}}$ 为一整数，因此，两偏心齿轮能否同步主要决定于第二项

$\frac{\alpha}{180}(Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}})$ 是否为整数或者整数加 $1/2$ 。 α 角的大小可由齿轮中心距求得

编号:		
时间: 2021 年 x 月x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -14-页 共 50 页

$\sin \alpha = \frac{B}{2A}$, 因此当两齿轮都以齿厚中心定位时, 上式最后一项必须等于某一正数 m

$$m = \frac{\sin^{-1} \frac{B}{2A}}{2A} (Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}}) \text{ 或}$$

$$\text{即 } B = 2A \sin \frac{180}{Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}}} \frac{1}{2} 80m$$

滑块悬挂式布置, B 为滑块导轨左右尺寸的 3/5 左右 即 B=2014.33

$$\sin \alpha = \frac{B}{2A} = \frac{2014.33}{2 \times 1149.71} = 0.87754$$

$$\alpha = 61.347^\circ$$

$$m = \frac{61.347}{180} (Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}}) = (86 + 17) \frac{61.347}{180} = 35.104$$

取整

$$m=35$$

$$\text{故: } B = 2A \sin \frac{1}{Z_{\text{大}} + Z_{\text{小}}} \frac{1}{2} 80m = 2 \times 1149.71 \sin \left(\frac{180 \times 35}{103} \right) = 2014.32 \text{ mm}$$

所以两齿轮中心距必须满足 2014.32mm, 才能保证两偏心齿轮同步转动。

2、 低速齿轮副的强度核算

2.1 低速齿轮副的弯曲强度核算

$$\sigma = \frac{6 \cdot 37K \cdot M_{\text{单}}}{m^2 \cdot Z_{\text{大}} \cdot B_{\text{大}} \cdot Y_F \cdot \cos \alpha}$$

式中:

$M_{\text{单}}$ — 每个偏心齿轮承受的扭矩

$$M_{\text{单}} = 50800 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

m — 齿轮模数

$$m = 22 \text{ mm}$$

$Z_{\text{大}}$ — 大齿轮的齿数

$$Z_{\text{大}} = 86$$

K — 载荷系数

大

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

K_1 — 载荷集中系数

当 $\frac{B}{d_1} = \frac{230}{1892} = 0.122$ 查表 K1=1

第
-
1
4
-
页
共
5
0
页

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -15-页 共 50 页

K_2 —动载荷系数 当齿轮的线速度 $V = \frac{\pi d n}{60} = 0.945 m/s$ 时 $K_2 = 1.1$

K_3 —当量载荷系数, 对闭式双点压力机不是长期满载工作 $K_3 = 0.8$

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1 \times 1.1 \times 0.8 = 0.88$$

总之 K 在设计时可以预先选择, 如果设计时做到传动零件的比例协调, 相互位置安排合理, 精度选择恰当, 则

$$K = 1.05 - 1.2$$

B 大—大齿轮的宽度 $B_{\text{大}} = 230 \text{ mm}$

$Y_{\text{大}}$ —大齿轮的齿形系数 $y_{\text{大}} = 0.183$, 当 $\xi = 0.2$ 时

$Y_{\text{小}}$ —小轮的齿形系数 $y_{\text{小}} = 0.167$, 当 $\xi = 0.6$ 时

$$\sigma_{\text{大}} = \frac{3}{m^2 \cdot z_{\text{大}} \cdot B_{\text{大}} \cdot y_{\text{大}}} \cdot \frac{6.37 \times 0.88 \times 5080000}{22^2 \times 86 \times 230 \times 0.183 \times \cos 20^\circ} = 17.29 \text{ kgf/mm}^2 = 1729 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{小}} = \sigma_{\text{大}} \cdot \frac{y_{\text{大}}}{y_{\text{小}}} = 1729 \cdot \frac{0.183}{0.167} = 1895 \text{ kgf/cm}^2$$

小齿轮材料 40Cr 调质 $[\sigma] = 2400 - 3400 \text{ kgf/cm}^2$

大齿轮材料 ZG45 $[\sigma] = 2560 \text{ kgf/cm}^2$

2.2 低速副接触应力核算

$$\sigma_j = \frac{C \cdot C_1}{m z_{\text{大}}} \sqrt{\frac{K \cdot M_2 (i+1)}{B}}$$

式中:

M_2 —大齿轮扭矩 (kg. cm)

$$M_2 = M_{\text{单}} = 50800 \text{ kgf. m}$$

M_n —齿轮模数 (cm)

$$M_n = 2.2 \text{ cm}$$

B —齿轮宽度 (mm)

$$B = 23 \text{ cm}$$

K—载荷系数。 $K=K_1.K_2.K_3$ K1、K2 的叙述同前。

K_3 —当量载荷系数，一般压力机 $K_3=0.8$ ，自动压力机 $K_3=1.0$

C—弹性模数系数 C=2140

C_1 —承载力系数 $C_1=1.1$

i—低速副传动比 i=5.06

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -16-页 共 50 页

$$\sigma_j = \frac{E_{cl}}{m z_{cl}} \sqrt{\frac{K M_2 (i+1)}{B}} = \frac{2140 \times 1.1}{2.2 \times 86} \sqrt{\frac{1.04 \times 5080000 (5.06 + 1)}{23}} = 14679 \text{ kgf/cm}^2$$

$$[\sigma_j] = 12600 \text{ kgf/cm}^2$$

3、 高速副齿轮弯曲应力的核算

$$\sigma = \frac{4.13 K M_c \cos \beta}{m n z_{cl} B_{cl} y_{cl} \cos \alpha_{on}}$$

式中:

$$M_c \text{— 中间轴上的扭矩} \quad M_c = \frac{M}{i} = 16560 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$m_n \text{— 齿轮模数} \quad m_n = 14 \text{ mm}$$

$$z \text{ 大— 大齿轮的齿数} \quad z = 123$$

K— 载荷系数

$$K = K_1 K_2 K_3$$

$$K_1 \text{— 载荷集中系数} \quad \text{当 } \frac{B}{d_1} = \frac{210}{1892} = 0.11 \text{ 查表 } K_1 = 1$$

$$K_2 \text{— 动载荷系数} \quad \text{当齿轮的线速度 } V = \frac{\pi d n}{60} = 0.945 \text{ m/s 时 } K_2 = 1.1$$

$$K_3 \text{— 当量载荷系数, 对闭式双点压力机不是长期满载工作 } K_3 = 0.8$$

$$K = K_1 K_2 K_3 = 1 \times 1.1 \times 0.8 = 0.88$$

$$B \text{ 大— 大齿轮的宽度} \quad B_{cl} = 210 \text{ mm}$$

$$Y_{cl} \text{ 大— 大齿轮的齿形系数} \quad y_{cl} = 0.183$$

$$Y_{cl} \text{ 小— 小轮的齿形系数} \quad y_{cl} = 0.167$$

$$\sigma_{cl} = \frac{4.13 K M_c \cos \beta}{m^2 z_{cl} B_{cl} y_{cl} \cos \alpha_{on}} = \frac{4.13 \times 0.88 \times 1656000 \times \cos \alpha_{on}}{14^2 \times 123 \times 210 \times 0.183 \times \cos \alpha_{on}} = 6.456 \text{ kgf/mm}^2 = 645.6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{小}} = \sigma_{\text{大}} \frac{y_{\text{大}}}{y_{\text{小}}} = 645.6 \frac{0.183}{0.167} = 707 \text{ kgf/cm}^2$$

高速副齿轮强度比较富裕，安全系数比较大

$$\tan \alpha_{\text{on}} = \tan \psi_{\text{os}} \times \cos \beta_0 = \tan 20^\circ \times \cos 20^\circ = 0.3420$$

$$\alpha_{\text{on}} = 18.88^\circ \approx 19^\circ$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -17-页 共 50 页

七、 皮带轮传动的计算

1、 已知条件:

①电机功率 75KW, 转速 $n=1395r/min$

② 小皮带轮直径: $D_{小}=350mm$

③大皮带轮直径: $D_{大}=1235mm$

④皮带轮传动比: $i_{皮} = \frac{1235}{350} = 3.53$

⑤两班制, 起动负荷为正常负荷的 1.25 倍。

2、 选择三角皮带: 根据功率和工作情况, 选择 D 型皮带

3、 飞轮转速

$$n_{\text{飞}} = \frac{n}{i_{\text{皮}}} = \frac{1395}{3.53} = 395r/min$$

4、 飞轮轮缘线速

$$v = \frac{\pi D n_{\text{飞}}}{6000} = \frac{3.14 \times 1250 \times 395}{60000} = 25.9m/s$$

5、 根据实际尺寸, 确定中心距为 1200mm

6、 计算皮带长度

$$\begin{aligned}
 l &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_{\text{大}} + D_{\text{小}}) + \frac{(D_{\text{大}} - D_{\text{小}})^2}{4a_0} \\
 &= 2 \times 1200 + \frac{\pi}{2}(1235 + 350) + \frac{(1235 - 350)^2}{4 \times 1200} \\
 &= 5052.88mm
 \end{aligned}$$

取皮带内周长为 $L_p=5000mm$ 即 D5000

7、 计算小带轮包角

$$\alpha = 180^\circ + \frac{D_{\text{大}} - D_{\text{小}}}{A} \times 60^\circ = 180^\circ - \frac{1235 - 350}{1200} \times 60^\circ = 135.75^\circ$$

$$\alpha > 120^\circ$$

8、 皮带扰曲次数

$$\mu = \frac{v}{L_p} = \frac{25.9}{5} = 5.18 \text{次/秒} \quad \langle 15 \text{次/秒} \rangle$$

9、 皮带根数

$$Z \geq \frac{P}{(P_1 + \Delta P) K_L K_\alpha}$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -18-页 共 50 页

式中:

P_d —计算功率

$$P_d = K_a \cdot N_H$$

K_a —工况系数 $K_a=1.2$

$$P_d = K_a \cdot N_H = 1.2 \times 75 = 90 \text{ kW}$$

P_1 —单根皮带功率

$$P_1=16.77 \text{ KW}$$

ΔP —单根皮带额定功率增量

$$\Delta P=1.88 \text{ KW}$$

K_a —包角修正系数

$$K_a=0.88$$

K_1 —带长修正系数

$$K_1=0.96$$

$$Z > \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P) \cdot K_a \cdot K_1} = \frac{90}{(16.77 + 1.88) \times 0.88 \times 0.96} = 5.7 \text{ 根}$$

取皮带根数为 5 根

10、单根皮带的初张紧力 F_0

$$F_0 = 500 \times \frac{P_d}{vZ} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$$

式中:

q —单位长度质量

$$q = 0.6$$

P_d —计算功率

$$P_d = 90 \text{ kW}$$

K_a —包角修正系数

$$K_a = 0.88$$

$$F_0 = 500 \times \frac{P_d}{vZ} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 = 500 \left(\frac{2.5}{0.88} - 1 \right) \frac{90}{5 \times 25.9} + 0.6 \times 25.9^2$$

$$= 1042 \text{ N}$$

11、作用在轴上的力

$$F \approx 2ZF_0 \sin(\alpha/2) = 2 \times 5 \times 1042 \times \sin(135.75/2) = 9653 \text{ N}$$

七 离合器和制动器部分的计算

1、 离合器部分计算

1.1 离合器轴上的工作扭矩 M_K

$$M_K = \frac{M_Q}{i\eta'} \quad (\text{公斤.米})$$

式中: M_Q — 曲轴工作扭矩(公斤.米)
 i — 曲轴至离合器轴的传动比

$$M_Q = 81720 \text{ kgf.m}$$

$$i = \frac{123}{16} \times \frac{86}{17} = 38.9$$

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -19-页 共 50 页

η —齿轮传动效率

$$\eta=0.96$$

V —齿轮传动对数

$$V=2$$

$$M_K = \frac{M_Q}{i\eta^V} = \frac{81720}{38.9 \times 0.96^2} = 2266 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

1.2 离合器计算扭矩 M_{KP}

$$M_{KP} = M_K \beta \quad (\text{公斤} \cdot \text{米})$$

式中: M_K —离合器轴上的工作扭矩(公斤.米)

$$M_Q=3712.8 \quad (\text{公斤} \cdot \text{米})$$

β —储备系数, 考虑摩擦系数变动, 气压波动和其它阻力对扭矩的影响。

$$\beta=1.1$$

1.3 计算参数的选用

摩擦表面数 n : $n=2$

摩擦块块数 m : $m=10$

平均摩擦半径 R_{CP} : $R_{CP}=30$ (厘米)

摩擦块面积 F : $F=148$ (厘米²)

摩擦块摩擦系数 μ : $\mu=0.3-0.4$ 取 $\mu=0.4$

1.4 单位压力 q_m 计算

$$q = \frac{M_{KP}}{\mu R_{CP} F m n}$$

$$= \frac{249200}{0.4 \times 30 \times 148 \times 2 \times 10}$$

$$= 7.02 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

1.5 压紧摩擦块所需要的轴向力 P_m

$$p_m = m \cdot q_m F = 10 \times 7.02 \times 148 = 10389.6 \text{ kgf}$$

1.6 离合器脱开弹簧所产生的轴向力 $P_{弹}$

设计选用 4 根 $10 \times 60 \times 130$

根据图纸设计, 采用新的摩擦块时, 压缩量为 23mm, 当摩擦后磨损 10mm 后, 压缩量为 33mm

查弹簧标准: GB2089-80 得知: 弹簧刚度 $P'=8.42 \text{ kgf/mm}$

最大压缩量 $F_i=49.7\text{mm}$

$$P_{\text{弹}}=33 \times 8.42=278\text{kgf}$$

1.7 所需要的空气压力 p

$$p = \frac{\gamma (p_m + 4p_{\text{弹}})}{0.785(D^2 - d^2)} \leq [p]$$

式中： γ —考虑到汽缸漏损、脱开弹簧阻力和摩擦损耗等系数 $\gamma=1.1$
 D 、 d —离合器汽缸外径与内径（厘米），

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码：第 -20-页 共 50 页
时间： 2021 年 x 月x 日		

D=78 厘米

D=50 厘米

$$p = \frac{\gamma p_m}{0.785(D^2 - d^2)} = \frac{1.1 \times (10389.6 + 4 \times 278)}{0.785(78^2 - 50^2)} = 4.4969 \text{kgf} \cdot \text{cm}^2 \leq [p]$$

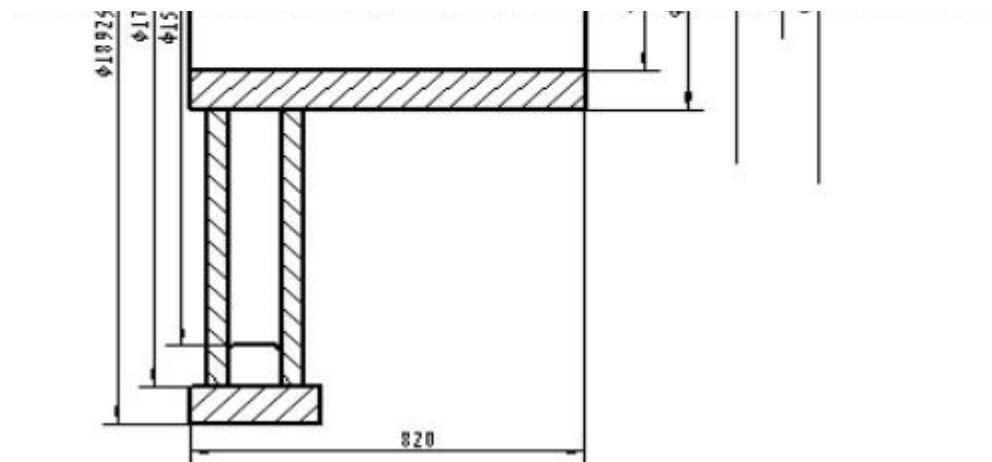
空气压力[p]≤4（公斤/厘米²）

2、 制动器部分计算

2.1 计算折算到离合器轴上的各从动件的总转动惯量 J

总转动惯量是由偏心齿轮、中间轴和离合器轴的转动惯量组成

2.1.1 偏心齿轮的转动惯量 $J_{\text{偏}}$ 及其计算简图如下



低速大齿轮转动惯量计算简图

编号:		
时间: 2021 年 x 月 x 日	书山有路勤为径, 学海无涯苦作舟	页码: 第 -21-页 共 50 页

$$G_1 = 0.785 \times (1.892^2 - 1.72^2) \times 0.27 \times 7800 = 1027 \text{kgf}$$

$$G_2 = 0.785 \times (1.72^2 - 0.47^2) \times 0.09 \times 7800 - 0.5 \times 0.39 \times 0.45 \times 0.09 \times 7800 \times 6 = 1139 \text{kgf}$$

$$G_3 = 0.04 \times 0.11 \times 0.535 \times 7800 \times 6 = 110 \text{kgf}$$

$$G_4 = 0.785 \times (0.86^2 - 0.71^2) \times 0.395 \times 7800 \times \frac{3}{4} = 427 \text{kgf}$$

$$G_5 = 0.785 \times (0.71^2 - 0.47^2) \times 0.05 \times 7800 \times \frac{2}{3} = 58 \text{kgf}$$

$$G_6 = 0.785 \times (0.47^2 - 0.29)^2 \times 0.82 \times 7800 = 687 \text{kgf}$$

$$J_1 = \frac{G}{8g} (D^2 + d^2) = \frac{1027}{8 \times 9.81} \times (1.892^2 + 1.72^2) = 85.557 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_2 = \frac{1139}{8g} \times (1.72^2 + 0.47^2) = 46.14 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_3 = \frac{110}{8g} \times (1.54^2 + 0.29^2) = 3.44 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_4 = \frac{427}{8g} (0.86^2 + 0.71^2) + \frac{G_4 a^2}{g} = 13.0518 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_5 = \frac{58}{8g} (0.72^2 + 0.47^2) + \frac{G_5 \cdot a_1^2}{g} = 0.91489 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_6 = \frac{687}{8 \times 9.81} \times (0.235^2 + 0.145^2) = 0.66748 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

$$J_{\text{偏}} = 85.557 + 46.14 + 3.44 + 13.0518 + 0.91489 + 0.66748 = 149.77 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

因为是双点压力机有两个偏心齿轮

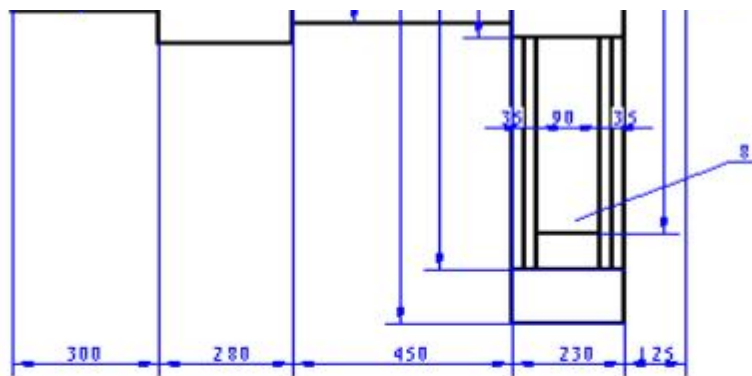
$$J_{\text{偏}} = 2 \times 149.77 = 299.54 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

折算到离合器轴上的转动惯量：

$$J_{\text{偏折}} = \frac{J_{\text{偏}}}{i_{\text{低}}^2 i_{\text{高}}^2} = \frac{299.54}{5.06^2 \times 7.69^2} = 0.19784 \text{kgf} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$$

编号:	书山有路勤为径，学海无涯苦作舟	页码：第 -22-页 共 50 页
时间： 2021 年 x 月x 日		

2.1.2 中间轴上转动惯量的计算 $J_{中}$



$$G_1 = 0.785 \times 0.27^2 \times 0.3 \times 7800 = 134 \text{kgf}$$

$$G_2 = 0.785 \times 0.43^2 \times 0.28 \times 7800 = 317 \text{kgf}$$

$$G_3 = 0.785 \times 0.33^2 \times 0.45 \times 7800 = 300 \text{kgf}$$

$$G_4 = 0.785 \times (1.832^2 - 1.56^2) \times 0.23 \times 7800 = 1299 \text{kgf}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/717116155125006111>