

5043902

机械压力机设计计算

(国外参考资料)

第一机械工业部铸造锻压机械研究所

一九七一年七月

毛主席语录

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

学习有两种态度。一种是教条主义的态度，不管我国情况，适用的和不适用的，一起搬来。这种态度不好。另一种态度，学习的时候用脑筋想一下，学那些和我国情况相适合的东西，即吸取对我们有益的经验，我们需要的是这样一种态度。

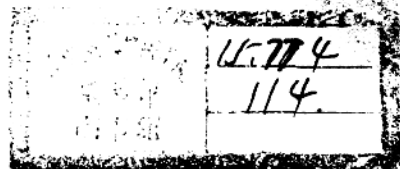
……一切外国的东西，如同我们对于食物一样，必须经过自己的口腔咀嚼和胃肠运动，送进唾液胃液肠液，把它分解为精华和糟粕两部分，然后排泄其糟粕，吸收其精华，才能对我们的身体有益，决不能生吞活剥地毫无批判地吸收。

T6315.5/1 h



0744657

5943902



8515415

说 明

本计算参考资料系译自日文期刊《マシナリー》1964年4月15号至1965年4月15号，共包括十六个设计计算部分。

译文略有删节，并改正了几处明显的错误。

应当指出，这本资料只能作为设计参考资料，对这种计算方法的可靠性我们没有做过实践验证，因此同志们在参考使用中应去粗取精，去伪存真，加以分析，批判接受，决不能毫无批判地吸收。

一机部铸锻机械研究所规划情报组

OK 1237/08

目 录

1. 曲轴的计算.....	(1)
2. 横梁的设计.....	(5)
3. 工作台的设计.....	(9)
4. 冲模垫板的设计.....	(12)
5. 立柱和拉紧螺栓的设计.....	(14)
6. 滑块的设计.....	(17)
7. 连杆的计算.....	(21)
8. 传动轴和齿轮的计算.....	(25)
9. 飞轮的设计.....	(30)
10. 飞轮轴和轴承的设计.....	(32)
11. 摩擦离合器的设计.....	(33)
12. 圆盘制动器的设计.....	(37)
13. 平衡器的设计.....	(42)
14. 气垫的设计.....	(43)
15. 主电动机功率的计算.....	(44)
16. 电气控制线路的设计.....	(45)

机械压力机设计计算

现代闭式机械压力机，是用四根拉紧螺栓连接横梁、立柱和工作台而构成的。本计算中，取 300 吨闭式双点单动压力机为计算示例。

型式 双边齿轮传动双曲柄压力机
公称压力 $P_n = 300$ 吨 $= 300000$ 公斤
行程长度 $S = 40$ 厘米
每分钟行程次数 $n = 15$
工作台尺寸 $A \times B = 150 \times 200$ 厘米
滑块底面尺寸 $a \times b = 120 \times 180$ 厘米

米

封闭高度 $H_a = 80$ 厘米
工作台高度 $H_b = 80$ 厘米
气垫压力 $P_d = 30000$ 公斤 $\times 2$
气垫行程长度 $S_d = 20$ 厘米
使用空气压力 $P_a = 4$ 公斤/厘米²
离合器型式 电气动摩擦离合器

1. 曲轴的计算

在设计曲轴压力机时，首先从曲轴设计开始。这时，有效行程 S_p 值（压力机发出公称压力时滑块离下死点的距离）对压力机的设计影响最大。

S_p 值决定着传动机构、离合器等能力大小，可以根据压力机的使用目的和工作范围适当决定。关于该值，日本没有标准规定。西德是测定发出公称压力的曲轴转角 θ_p （从下死点算起），对于一般压力机 $\theta_p = 30^\circ$ ，对于行程较大的拉伸压力机 $\theta_p = 15^\circ$ ，大多数制造厂按此规定。美国 J. I. C 标准中规定，不论行程长度大小， S_p 值为一定，如表 1 所列。日本的大型压力机一般也是按此值规定。

表 1 按压力机型式和公称压力决定的 S_p 值(毫米)

压力机型式 \ 公称压力	32吨以下	33~110吨	111~200吨	200吨以上
C型床身，无齿轮传动	0.8	1.6	—	—
C型床身，齿轮传动	3.2	6.4	—	—
闭式单点压力机	6.4			
闭式双、四点压力机	12.7			

在本计算示例中，取 $S_p = 13$ 毫米。对于小型压力机，也有不按表 1 所列数值，而采用约为行程长度的 6% 来决定 S_p 值。 S_p 值确定后，再假设连杆长度 L_c 。这时，与其相关的 S ， H_a ， H_b 等值为已知外，滑块高度和曲轴中心高度均系必要的未知数，根据同类型压力机，绘出简图推定出。在这种情况下，假定 $L_c = 61.3$ 厘米，

根据压力机发出公称压力时滑块离下死点的距离，曲轴轴颈受力情况如图 1—1 所示。

由于双曲柄压力机曲轴有两个连杆轴颈，有两个连杆，力的分布情况将在以后叙述。如果按照设计工作台和滑块时的假定，可认为每个连杆受 1/2 的力，而实际使用中则承受偏心载荷，即一个曲轴轴颈

所受载荷P约为P_n值的一半稍大，即：

$$P = k_1 P_n \dots\dots\dots (1)$$

k₁=0.5~0.7，本计算中取k₁=0.6。

根据曲轴轴颈上力P=180000公斤，可以求出一连杆的压缩力P₁和曲轴的切线分力P₂：

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{L_c^2 + (L_c + \frac{S}{2} - S_p)^2 - (\frac{S}{2})^2}{2 \times L_c \times (L_c + \frac{S}{2} - S_p)} \\ &= \frac{61.3^2 + 80^2 - 20^2}{2 \times 61.3 \times 80} = 0.9949 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \cos^{-1} \frac{L_c^2 + (L_c + \frac{S}{2} - S_p)^2 - (\frac{S}{2})^2}{2 \times L_c \times (L_c + \frac{S}{2} - S_p)} \\ &= \cos^{-1}(0.9949) = 5^\circ 48' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \theta_p &= \cos^{-1} \frac{(\frac{S}{2})^2 + (L_c + \frac{S}{2} - S_p)^2 - L_c^2}{2 \times \frac{S}{2} \times (L_c + \frac{S}{2} - S_p)} = \cos^{-1} \frac{20^2 + 80^2 - 61.3^2}{2 \times 20 \times 80} \\ &= \cos^{-1}(0.9507) = 18^\circ 03' \end{aligned}$$

$$P_1 = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{180000}{0.9949} = 180900 \text{ 公斤} \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \sin \beta = P_1 \sin(\alpha + \theta_p) \dots\dots\dots (3) \\ &= 180900 \sin(5^\circ 48' + 18^\circ 03') \\ &= 180900 \times 0.4043 = 73138 \text{ 公斤} \end{aligned}$$

这时，曲轴上的力矩T_c：

$$\begin{aligned} T_c &= P_2 \frac{S}{2} = 73138 \times 20 \\ &= 1462760 \text{ 公斤厘米} \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

这一数值，对于滑块在任意位置上加压力有着密切关系。一般，都把这一力矩绘成机械压力机的负荷曲线。

其次，应当确定曲轴尺寸。过去，压力机的公称压力取决于曲轴支承轴颈的直径，这一点通过实测很容易得到，但目前对于自动压力机的公称压力采用这种方法确定，显然是不正确。然而，通过长期使

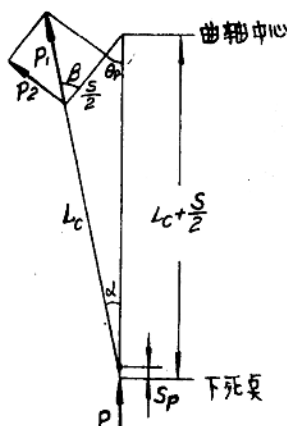


图 1-1

用结果，尚能适用于通用压力机，这个关系可以用下式表示：

$$P_n = k_2 \cdot d^2 \dots\dots\dots (5)$$

k₂值系曲轴型式决定的常数，如表2所列。根据该常数，可以概略计算曲轴支承轴颈的直径d。在本计算示例中取k₂=0.7。

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{P_n}{k_2}} = \sqrt{\frac{300}{0.7}} \\ &= 20.7 \approx 21 \text{ 厘米} \end{aligned}$$

表2 曲轴型式和 k_2 值

曲轴型式	$\frac{L_1}{2}$	$\frac{L_2}{4}$	1	$1 - \frac{1}{2}$	2	$2 - \frac{1}{2}$	3
单边传动 单曲柄曲轴	—	—	0.65	0.42	0.35	0.28	0.25
双边传动 单曲柄曲轴	—	—	—	—	0.55	0.47	0.42
单边传动 双曲柄曲轴	—	0.85	0.7	0.5	0.4	0.35	0.25
双边传动 双曲柄曲轴	—	—	—	0.85	0.7	0.6	0.5

假设曲轴支承轴颈的直径 $d=21$ 厘米, 曲轴的其他尺寸可以确定如下 (参照图 1-2):

曲轴轴颈的直径 $D=k_3 \cdot d$

式中 $k_3=1.2 \sim 1.25$

曲轴轴颈的长度 $L_1=k_4 D$

式中 $k_4=1.1 \sim 1.3$

曲轴轴颈圆角半径 $r=0.1 D$

曲柄臂长 $L_2=k_5 \cdot d$

式中 $k_5=0.5 \sim 0.6$

计算结果:

$D=1.2 \times 21=25$ 厘米

$L_1=1.1 \times 25=28$ 厘米

$r=0.1 \times 25=2.5$ 厘米

$L_2=0.5 \times 21=10.5$ 厘米

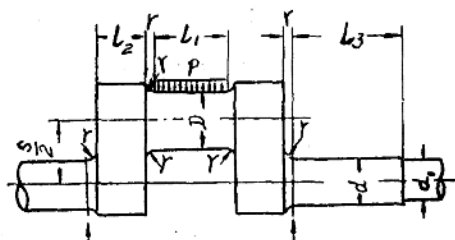


图 1-2

根据上述确定的尺寸, 计算曲轴所产生的应力。这时, 可以把曲轴考虑为在圆角 r 平面上自由支撑的梁, 并假设载荷均匀地作用在曲轴轴颈全长上, 因此在曲轴轴颈中部产生最大弯矩, 即:

$$M_p = \frac{P(2L_2 + 4r + \frac{L_1}{2})}{4}$$

$$= \frac{180000 \times (2 \times 10.5 + 4 \times 2.5 + \frac{28}{2})}{4}$$

$$= 2025000 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

曲轴轴颈断面系数 $Z_p = \frac{\pi}{32} D^3$, 用

$Z_p = \frac{\pi}{32} 25^3 = 1533 \text{ 厘米}^3$ 去除 M_p , 则可求出弯曲应力, 即:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{Z_p} = \frac{2025000}{1533}$$

$$= 1321 \text{ 公斤/厘米}^2$$

曲轴采用的材料不同, 其许用应力也不同。采用普通的 S45C 和 SF50 钢, 其许用应力 $\sigma_p = 800 \sim 1,200$ 公斤/厘米²。对于少数刚性要求高的压力机, 希望把许用应力保持在 1000 公斤/厘米² 以下。上面计算的应力偏大, 故在本计算示例中, 取 $\sigma_p = 900$ 公斤/厘米², 换算 D 值:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_p}{\pi \cdot \sigma_p}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{32 \times 2025000}{3.14 \times 900}} = 27.4 \text{ 厘米}$$

为此, 选用 $D=28$ 厘米, 同时, 应对工作台宽度和曲轴长度方向的尺寸进行比较、核实, 看看以后的设计有无问题, 因而最后确定 $L_1=30$ 厘米, $L_2=12.5$ 厘米, $r=2.5$ 厘米。

$$M_p = \frac{180000 \times (2 \times 12.5 + 4 \times 2.5 + \frac{30}{2})}{4}$$

$$= 2250000 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

$$Z_p = \frac{\pi}{32} \times 28^3 = 2154 \text{ 厘米}^3$$

注: S45C—45 碳素结构钢; SF50—50 碳素钢锻件

$$\sigma_p = \frac{2250000}{2154} = 1050 \text{ 公斤/厘米}^2$$

最后, 曲轴轴颈比压最大容许值必须保持在 550 公斤/厘米² 以下。对快速自动压力机, 必须保持在 200 公斤/厘米² 以下。在本计算示例中:

$$P_p = \frac{180000}{28 \times 30} = 214 \text{ 公斤/厘米}^2$$

对于曲轴支承轴颈, 可以采用 (4) 式计算扭矩。这时, 轴颈不承受弯曲, 但是由于外加压力而承受剪切载荷, 因此必须综合和考虑由于扭曲而产生的剪切应力。

曲轴支承轴颈的断面面积 $\frac{\pi}{4} d^2$, 断

面系数 $\frac{\pi}{16} d^3$,

$$\begin{aligned} \tau_c &= \frac{P}{2 \times \frac{\pi}{4} d^2} + \frac{P_2 \times \frac{S}{2}}{\frac{\pi}{16} d^3} \\ &= \frac{2P}{\pi d^2} + \frac{8P_2 S}{\pi d^3} \\ &= \frac{180000 \times 2}{3.14 \times 21^2} + \frac{8 \times 731378 \times 40}{3.14 \times 21^3} \\ &= 1063 \text{ 公斤/厘米}^2 \end{aligned}$$

如上所述, 曲轴材料为半硬钢, 其 τ_c 值等于 500~950 公斤/厘米² 是适当的。上面计算所得数值偏大, 是因为 D 与 d 之间比例不大适当, 如确定 d=23 厘米时

$$\tau_c = \frac{180000 \times 2}{3.14 \times 23^2} + \frac{8 \times 731378 \times 40}{3.14 \times 23^3}$$

$$= 827 \text{ 公斤/厘米}^2$$

曲轴支承轴颈的长度 L_3 , 根据它的许用比压在 280 公斤/厘米² 以下确定。现取 $P_b = 200$ 公斤/厘米², 求 L_3 :

$$L_3 = \frac{P}{2 \cdot P_b \cdot d} = \frac{180000}{2 \times 200 \times 23} = 19.6$$

取 $L_3 = 20$ 厘米

在曲轴支承以外的部分上, 只承受扭矩不承受剪切载荷, 因此这部分轴径 d_0 一段较细, 则须根据近似于曲轴支承部分的扭转剪切应力来确定尺寸:

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt[3]{\frac{8 \times P_2 \times S}{\pi \cdot \tau_c}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{8 \times 731378 \times 40}{3.14 \times 827}} = 21 \text{ 厘米} \end{aligned}$$

在这一轴颈上因安装主齿轮, 因此它承受剪切和弯曲, 但因此值较小, 以后验算一下即行。

曲柄臂除上述外, 还承受弯矩。如果曲柄臂承受的剪切力忽略不计, 应当求出由扭矩和弯矩的合成相当弯矩 (见图 1-3)。曲柄臂所承受的弯矩:

$$\begin{aligned} M_3 &= \frac{P \times (L_2 + r)}{2} \\ &= \frac{180000 \times (12.5 + 2.5)}{2} \\ &= 1350000 \text{ 公斤·厘米} \end{aligned}$$

由扭矩和弯矩的合成弯矩 M :

$$\begin{aligned} M &= 0.35 M_a + \\ &0.65 \sqrt{M_3^2 + (K_6 T_c)^2} \end{aligned}$$

式中 $K_6 = 1 \sim 1.2$

$$M = 0.35 \times 1350000 + 0.65 \times$$

$$\sqrt{1350000^2 + (1.15 \times 1462760)^2}$$

$$= 1872500 \text{ 公斤·厘米}$$

曲柄臂的宽度 $t_a \geq D + 2r$, $t_a = 33$ 厘

米, 断面系数 $Z_a = \frac{1}{6} L_2 t_a^2 = \frac{1}{6} \times 12.5 \times 33^2 = 2296 \text{ 厘米}^3$, 因此曲柄臂的应力:

$$\sigma_a = \frac{M}{Z_a} = \frac{1872500}{2296}$$

$$= 825 \text{ 公斤/厘米}^2$$

由此可见是十分安全的。

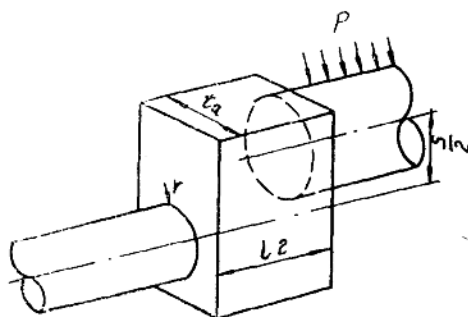


图 1-3

根据以上计算的结果，绘出曲轴简图如图1-4所示。

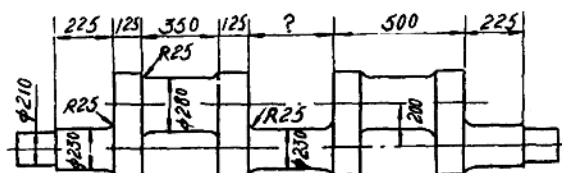


图 1-4

2. 横梁的设计

曲轴的尺寸确定后，便转到压力机横梁的设计。在考虑横梁的计算时，应当把它看作是支撑在拉紧螺栓中心上的简支梁。横梁的轴承部分，因曲轴受压力而产生的反力是向上的，其力的总和相当于压力机公称压力 P_n (吨)，而左右连杆中心各承受 $P_n/2$ (吨) 载荷，虽然可以这样考虑这个分力，但是在计算曲轴时所取用的压力 P 是同时加在左右两端上进行计算的。曲轴的支承点数量，对于工作台左右尺寸较小的压力机，安排三个已足够，一般安排四个也可以。以曲轴的长度尺寸和工作台左右尺寸作简图，如图2-1所示，拉紧螺栓中心距 L ，轴承中心距 l_1 ， l_2 ，连杆中心距 l_3 等。设支点反力为 R_1 ， R_2 ，横梁

中央产生最大弯矩 M_c 按下式计算：

$$M_c = P \times \frac{L}{2} - R_1 \left(\frac{L}{2} - l_1 \right) - R_2 \left\{ \frac{L}{2} - (l_1 + l_2) \right\}$$

考虑 $R_1 + R_2 = P$ ，整理上式后得出：

$$M_c = P l_1 + R_2 l_2 \dots \dots \dots (6)$$

R_2 为未知数。为求出该数，取出曲轴两外侧轴承中心距一段，以图2-2所示的梁考虑，它的全长为 $L - 2l_1 = l$ 。现在，假设没有内侧轴承，由于左连杆中心上加一 P 力，内侧左轴承中心位置 (l_2 距离) 上产生挠度：

$$\delta_1 = \frac{P l_3^2 (l - l_3)^2}{6 E I l} \left\{ \frac{2 l_2}{l - l_3} + \frac{l_2}{l_3} - \frac{l_2^3}{l_3 (l - l_3)^2} \right\}$$

式中 E —梁的材料弹性模数；

I —断面惯性矩。

同样，由于右连杆中心上加一 P 力，内侧左轴承中心位置上产生挠度：

$$\delta_2 = \frac{P l_3^2 (l - l_3)^2}{6 E I l} \left\{ \frac{2 (l - l_2)}{l - l_3} + \frac{l - l_2}{l_3} - \frac{(l - l_2)^3}{l_3 (l - l_3)^2} \right\}$$

这样，在左内侧轴承中心位置上产生的总挠度为 $\delta = \delta_1 + \delta_2$ ，即：

$$\delta = \frac{P l_3^2 (l - l_3)^2}{6 E I l} \left\{ \frac{2 l}{l - l_3} + \frac{l}{l_3} - \frac{l (l^2 - 3 l l_2 + 3 l_2^2)}{l_3 (l - l_3)^2} \right\}$$

如果用内侧轴承的反力 R_2 代替 P 力，则在左侧轴承中心位置上产生挠度 δ' ，同上述计算相同（这时，挠度方向相反），即：

$$\delta' = \frac{R_2 l_2^2}{6EI_1} (3l - 4l_2)$$

实际上，轴承中心位置上的挠度为 0，则 $\delta = \delta'$ ，即：

$$\begin{aligned} & \frac{Pl_3^2(l-l_3)^2}{6EI_1} \left\{ \frac{2l}{l-l_3} + \frac{l}{l_3} \right. \\ & \quad \left. - \frac{l(l^2-3ll_2+3l_2^2)}{l_3(l-l_3)^2} \right\} \\ & = \frac{R_2 l_2^2}{6EI_1} (3l-4l_2) \end{aligned}$$

整理上述计算，则可求出 R_2 ：

$$R_2 = \frac{l_3(3ll_2-3l_2^2-l_3^2)}{l_2^2(3l-4l_2)} \times P \quad \dots\dots\dots (7)$$

这时，支点反力在轴承长度 $\frac{1}{2}$ 的中点上或者在靠近曲轴轴颈 $\frac{1}{2}$ 的位置上，对计算结果不会产生多大误差。因此，对于双曲柄压力机，支点反力在轴承长度的中点上，如图 2-3 所示， $L=250$ 厘米， $l_1=20$ 厘米， $l_2=85$ 厘米， $l_3=42.5$ 厘米， $l=210$ 厘米，则得出：

$$R_2 = \frac{42.5(3 \times 210 \times 85 - 3 \times 85^2 - 42.5^2)}{85^2 \times (3 \times 210 - 4 \times 85)} \times 180000 = 109784 \text{ 公斤}$$

所以

$$M_0 = 180000 \times 20 + 109784 \times 85 = 12931640 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

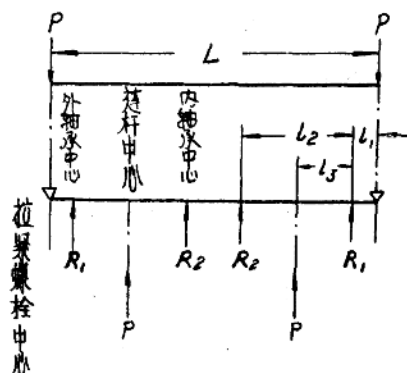


图 2-1

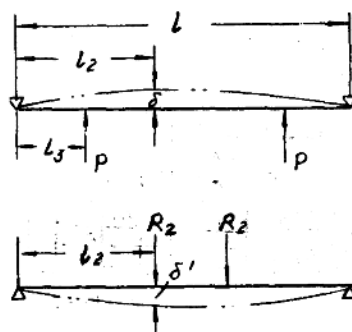


图 2-2

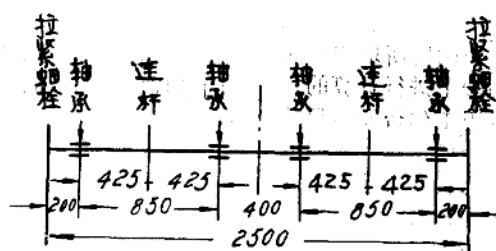


图 2-3

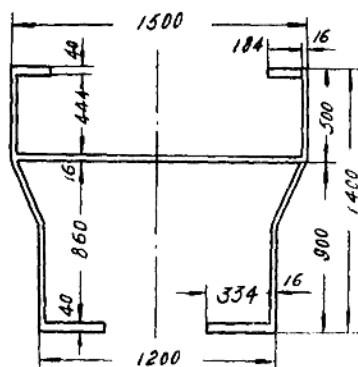


图 2-4

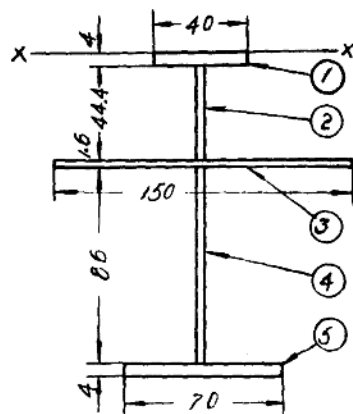


图 2-5

下一阶段，就是确定横梁的断面。参考同类型设备图纸或产品目录，假定横梁断面形状为图 2-4 所示，当然在以后设计到具体部分时，根据需要将会多少有一些改变。断面的惯性矩可以用图示方法求出，但也可以如图 2-5 所示的那样，将左右两部分背靠背地简化来计算求出，把断面分割成 ①~⑥ 长方形，设基线为

X-X，各断面宽度为 b ，高度为 h ，从基线到重心的距离为 $\bar{x}$ ，从基线到各断面重心的距离为 x ，断面的面积为 A ，围绕各断面重心的断面惯性矩为 I' ，重心与各断面重心的距离为 r ，围绕各断面重心的断面惯性矩为 I'' ，计算结果列于表 1 和表 2 上。

表 1

断面编号	b (厘米)	h (厘米)	A (厘米 ²)	$\bar{x}$ (厘米)	$A\bar{x}$ (厘米 ³)	b^3 (厘米 ³)	$I' = bh^3/12$ (厘米 ⁴)
①	40	4	160	2	320	64	213
②	3.2	44.4	142	26.2	3720	87400	23300
③	150	1.6	240	49.2	11800	4.096	50
④	3.2	86	275	93	25600	896000	169500
⑤	70	4	280	138	38600	64	374
合 计	—	—	1097	—	80040	—	193437

$$\bar{X} = \frac{\sum A \bar{x}}{\sum A} = \frac{80040}{1097} \approx 73 \text{ 厘米}$$

表 2

断面编号	A (厘米 ²)	$(\bar{x} - x)$ (厘米)	$(\bar{x} - x)^2$ (厘米 ²)	$I'' = A(\bar{x} - x)^2$ (厘米 ⁴)
①	160	71	5040	806000
②	142	46.8	2190	311000
③	240	23.8	566	136000
④	275	20	400	110000
⑤	280	65	4230	1186000
合 计	1097	—	—	2548000

$$I = I' + I'' = 193437 + 2548000 \approx 2741440 \text{ 厘米}^4$$

计算结果表明，横梁断面的中性轴处于离顶部 $\bar{x} = 73$ 厘米的位置上，围绕中性轴的断面惯性矩 $I = I' + I'' = 193437 + 2548000 \approx 2741440 \text{ 厘米}^4$ ，因此横梁上所产生的最大拉应力：

$$\sigma_t = \frac{M_G \cdot \bar{x}}{I} = \frac{12931640 \times 73}{2741440} = 344 \text{ 公斤/厘米}^2$$

横梁上由于弯曲而产生的压应力：

$$\sigma_c = \frac{12931640 \times (140 - 73)}{2741440} = 316 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{R_2}{A} \times \frac{3(b_2 h_2^2 - b_1 h_1^2)(b_2 h_2 - b_1 h_1)}{2(b_2 h_2^3 - b_1 h_1^3)(b_2 - b_1)} \dots\dots\dots (8)$$

上式中 R_2/A 是断面的平均剪切应力。在本计算示例中，取 $b_2 = 150$ 厘米， $b_1 = 146.8$ 厘米， $h_2 = 140$ 厘米， $h_1 = 132$ 厘米，则得：

$$\tau_{\max} = \frac{109784}{1097} \times \frac{3(150 \times 140^2 - 146.8 \times 132^2)(150 \times 140 - 146.8 \times 132)}{2 \times (150 \times 140^3 - 146.8 \times 132^3)(150 - 146.8)} = 100 \times 3.94 = 394 \text{ 公斤/厘米}^2$$

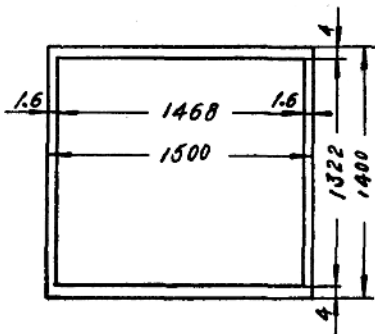


图 2-6

就是说，在中性轴附近产生的应力约为平均剪切应力的四倍，把此值作为许用值是非常安全的，因此根据横梁的结构，将钢板减薄一些是完全有可能的。

对于横梁的挠度，没有必要像滑块和工作台挠度考虑得那样严格，而可以概略计算。横梁的挠度等于外侧轴承反力 R_1 产

上列数值对于钢板来说是十分安全的，即使考虑将钢板厚度略微减薄也不会出现事故，但是必须对剪切应力进行计算。对于断面形状复杂的梁，其剪切应力的分布是不一样的，它的最大值多数在中性轴的附近。在这种情况下，假定将图2-4所示的断面简化为图2-5所示的断面进行计算。横梁上承受的最大剪力在外侧轴承与拉紧螺栓的短距离之间为最大值 P ，但是在这段距离上，由于在轴承和拉紧螺栓支撑部位内镶以加强筋，所以外侧轴承和内侧轴承之间承受剪力 R_2 的部分实际上已被考虑为最薄弱的断面。一般，如图2-6所示的□形或工形断面的剪切应力产生在中性轴上，假定宽度以 b_2 ， b_1 表示，高度以 h_2 ， h_1 表示，则得：

生的挠度和内侧轴承反力 R_2 产生的挠度之总和。计算时， R_1 可等于 $(P - R_2)$ ，参照图2-1，横梁中央部位的最大挠度等于：

$$\delta' = \frac{R_2(l_1 + l_2) \{3L^2 - 4(l_1 + l_2)^2\}}{24EI}$$

$$\delta'' = \frac{(P - R_2)l_1(3L^2 - 4l_1^2)}{24EI}$$

$$\delta_{\max} = \delta' + \delta''$$

$$= \frac{1}{2EI} \left[\frac{L^2(P l_1 + R_2 l_2)}{4} - \frac{P l_1^3 + R_2 l_2^3}{3} - R_2 l_1 l_2 (l_1 + l_2) \right]$$

上式计算很复杂,对于横梁可以简化计算。如图2-7所示,可以在左右连杆中心上各加P载荷来进行概略计算:

$$\delta_{max} = \frac{P(l_1 + l_3)(3L^2 - 4(l_1 + l_3)^2)}{24EI} \dots\dots\dots (9)$$

在本计算示例中,取 $l_1 = 20$ 厘米, $l_3 = 42.5$ 厘米, $L = 250$ 厘米, $E = 2100000$ 公斤/厘米², $I = 2741440$ 厘米⁴, 计算得:

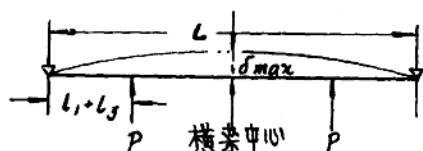


图 2-7

$$\delta_{max} = \frac{180000(20 + 42.5)(3 \times 250^2 - 4 \times (20 + 42.5)^2)}{24 \times 2100000 \times 2741440} = 0.0144 \text{ 厘米}$$

就是说,横梁中央产生的最大挠度为 0.14 毫米(按前式计算的结果为 0.138 毫米)。综合考虑以上的结果,如果最初假定的断面不论在应力上或者在挠度上都能满足要求,就可以在适当加强的情况下采用较薄的钢板,也能保持刚度。

最后,横梁的外侧和内侧轴承所承受的压力之比为 $R_1 : R_2$, 一般外侧轴承的 R_1 大一些,最好以 3 : 2 来考虑。这要根据轴承的位置而定,如在本计算示例中所见到的, $R_1 < R_2$ 的情况反而也不少,因此应考虑轴承的长度,如在以前的压力机上常看到的,为避免内侧轴承长度短,则把二个轴承设计成相同的长度也是妥当的。

3. 工作台的设计

关于工作台的强度计算,采用美国 J.I.C 标准中规定的计算。参照图3-1,将工作台的计算要点叙述如下:

- a. 把工作台考虑为自由支撑在拉紧螺栓中心上的等断面梁;
- b. 载荷左右对称并均匀分布在拉紧螺栓中心距 $2L$ 的长度上;
- c. 工作台弯曲产生的挠度在 300 毫米长度上不大于 0.025~0.040 毫米。

根据上述的规定,绘出图3-2所示的工作台弯矩图和剪力图,弯矩在梁的中央最大,而剪力则在梁的两端最大。该值可以下列公式求出:

$$M_b = \frac{P_n}{L} \left(\frac{1}{6}L + \frac{1}{2} \times \frac{2}{3}L \right) \left\{ \frac{1}{6}L + \frac{2 \times \frac{1}{6}L \times \frac{2}{3}L + \left(\frac{2}{3}L \right)^2}{4L} \right\}$$

$$= \frac{P_n \cdot L}{6} \dots\dots\dots (10)$$

$$F_b = \frac{P_n}{2}$$

$$\delta_b = \frac{1}{6EI} \cdot \frac{P_n}{\frac{2}{3}L} \left\{ \frac{\frac{2}{3}L \times \frac{1}{2}L}{L} \left(\frac{1}{6}L + \frac{1}{2} \times \frac{2}{3}L \right) \times \left[\left(\frac{1}{6}L + \frac{1}{2} \times \frac{2}{3}L \right) \left(L + \frac{1}{6}L + \frac{1}{2} \times \frac{2}{3}L \right) - \frac{1}{4} \times \left(\frac{2}{3}L \right)^2 - \left(\frac{1}{2}L \right)^2 \right] + \frac{\left(\frac{1}{2}L - \frac{1}{6}L \right)^4}{4} \right\} = \frac{11P_n L^3}{648EI} \dots\dots\dots (11)$$

式中 M_b —— 最大弯矩 (公斤·厘米);
 F_b —— 最大剪力 (公斤);
 L —— 拉紧螺栓中心距 (厘米);
 P_n —— 压力机公称压力 (公斤);
 E —— 材料的弹性模数 (公斤/厘米²);
 I —— 断面惯性矩 (厘米⁴)。

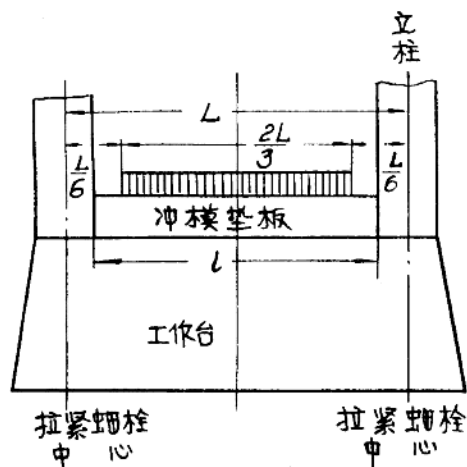


图 3-1
弯矩图

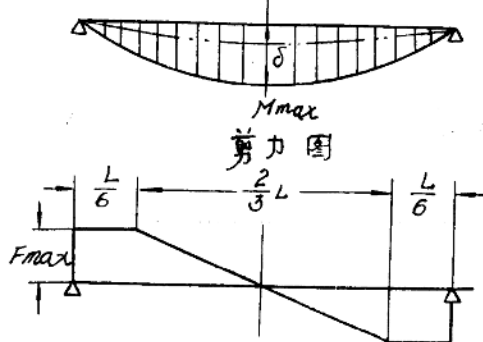


图 3-2

在本计算示例中, $P_n=300000$ 公斤,
 $L=250$ 厘米, 得:

$$M_b = \frac{300000 \times 250}{6}$$

$$= 12500000 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

考虑工作台的许用弯曲应力为 400~500 公斤/厘米²时, 工作台所需的断面系数为 25000~31250 厘米³。工作台断面是普通的工形断面, 其尺寸按图 3-3 确定。为了便于计算起见, 可以根据图 3-4 所示的断面考虑。由此而求得的各断面惯性矩 I 和断面系数 Z 如表 1 和表 2 上所列。

即 $I=1386254$ 厘米⁴, $Z_c=27022$ 厘米³, $Z_t=31722$ 厘米³, 工作台产生的最大应力等于:

$$\sigma_c = \frac{12500000}{27022} = 463 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\sigma_t = \frac{12500000}{31722} = 394 \text{ 公斤/厘米}^2$$

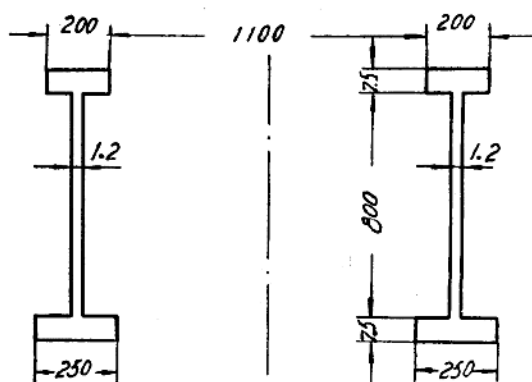


图 3-3

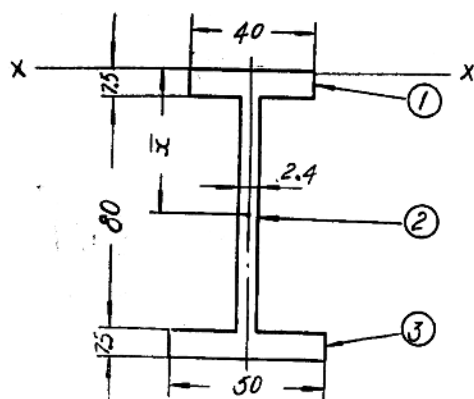


图 3-4

表 1

断面编号	断面宽度 b (厘米)	高 度 h (厘米)	面 积 A (厘米 ²)	从基线到 重心的 距离 X (厘米)	A X (厘米 ³)	h ³ (厘米 ³)	$I' = \frac{1}{12}bh^3$ (厘米 ⁴)
①	40	7.5	300	3.75	1125	421.8	1402
②	2.4	80	192	47.5	9120	51200	102400
③	50	7.5	375	91.25	34200	421.8	1752
合 计	—	95	867	—	44445		105554

$$\text{总断面的重心距离 } \bar{X} = \frac{\sum AX}{\sum A} = \frac{44445}{867} \approx 51.3 \text{ 厘米}$$

表 2

断面编号	A (厘米 ²)	(X - $\bar{X}$) (厘米)	($\bar{x} - x$) ² (厘米 ²)	$I'' = A(\bar{x} - x)^2$ (厘米 ⁴)
①	300	47.55	2260	678000
②	192	3.8	14.4	2770
③	375	39.95	1609	600000
合 计	867	—	—	1280700

$$I = I' + I'' = 105554 + 1280700 \\ = 1386254 \text{ 厘米}^4$$

$$Z_c = \frac{I}{\bar{X}} = \frac{1386254}{51.3} = 27022 \text{ 厘米}^3$$

$$Z_t = \frac{I}{\sum(h - \bar{X})} = \frac{1386254}{43.7} \\ = 31722 \text{ 厘米}^3$$

该应力值显而易见是容许值，因此，对压力机的工作台来讲，考虑它的挠度要比考虑它的应力值更加重要。当 $E = 2100000$ 公斤/厘米²，工作台中央的挠度为：

$$\delta_b = \frac{11 \times 300000 \times 250^3}{648 \times 2100000 \times 1386254} \\ = 0.0273 \text{ 厘米}$$

由于工作台台面长度为250厘米，则对于300毫米长度上的挠度为 $0.0273 \times \frac{30}{250} \approx 0.0033$ 厘米，该挠度与 J.I.C 标准上的规定一致。但是，实际上，测得的实际

$$\delta_a = \frac{8 - 8m + 15mn - 30mn^2 + 7m^2n^2 + 8m^2n^3}{40(1-m)(1-mn^3)^2} \times$$

$$\frac{P_n L}{B \cdot H \cdot G} = K_2 \cdot \frac{P_n L}{B \cdot H \cdot G} \dots\dots\dots (13)$$

挠度值往往要比计算所得的挠度值大得多。因为在本计算示例中，工作台断面高度和台面长度之比取为 $95/250 > \frac{1}{2}$ ，一般讲不应忽视在这种尺寸比例下剪切力的影响。梁上产生的剪切应力如图3-2所示，在梁的中央剪切应力几乎等于0，而在二端附近的弯矩几乎等于0的部分上剪切应力为最大，最大剪切应力产生于中性轴附近，因此，没有必要把剪切应力和上面计算所得的弯曲应力作为合成应力来考虑，应当分别进行计算。但是，在梁的中央由于剪切力而产生的最大挠度，必须追加在由于弯曲产生的挠度上，这样计算就相当复杂。为此，可以采用作者之一作出的算式和数表〔参考《塑性和加工》5卷，39期）：

$$\tau_{\max} = \frac{3(1-mn^2)P_n}{4 \cdot B \cdot H(1-m)(1-mn^3)} \\ = K_1 \cdot \frac{P_n}{B \cdot H} \dots\dots\dots (12)$$

式中 $\tau_{\max}$ ——中性轴附近产生的最大剪切力；

δ_s ——梁中央由于剪切力所产生的挠度；

B, H——断面宽度和高度，见图 3—5；

m, n——按图 3—5 决定。

K_1, K_2 是由 m 和 n 决定的常数，在《塑性加工》的数表中有规定，也可以用上式计算求得。在这种情况下，由于 B

$$= \frac{40+50}{2} = 45 \text{ 厘米}, H = 95 \text{ 厘米}, m =$$

$$\frac{42.6}{45} = 0.947, n = \frac{80}{95} = 0.842, \text{ 因此}$$

$K_1 = 11.32, K_2 = 3.35$, 从而

$$\tau_{\max} = \frac{11.32 \times 300000}{45 \times 95}$$

$$= 794.4 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\delta_s = 3.35 \times \frac{300000 \times 250}{45 \times 95 \times 810000}$$

$$= 0.0726 \text{ 厘米}$$

从上述结果可以看出，一般，剪切应力约为弯曲应力的二倍，而挠度则为弯曲产生的挠度的二倍以上。这一剪切应力，如上所述，是产生在工作台两端安装立柱

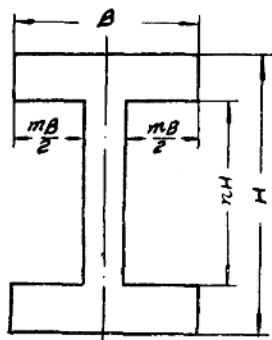


图 3—5

的部位上，然而这个部位不是单纯的工形断面，而是纵横方向上做了加强，因此实

际应力要比计算应力相应小一些，即使这样容许也不会产生事故。但是，其挠度应当和弯曲产生的挠度合计，则为 $\delta = \delta_b + \delta_s = 0.0273 + 0.0726 \approx 0.1$ 厘米，在 300

毫米上挠度为 $0.1 \times \frac{30}{250} = 0.012$ 厘米。从

这个数值来看，整个工作台断面的强度是否足够，还必须考虑到冲模垫板的影响。

4. 冲模垫板的设计

一般，压力机都有冲模垫板，至于大型压力机，冲模垫板很少拆卸，因此可以把冲模垫板和工作台看作一体。为此，对于没有冲模垫板的压力机工作台必须设计得更坚固些。把冲模垫板作为周边支撑的板进行计算是正确的，但是，一般，为了简化计算起见，把它作为两端自由支撑的梁来进行计算，也没有什么问题。图 4—1 所示，梁支撑间距为 l_1 ，载荷左右对称均布在 l_2 区间内，当 $W_{l_2} = P$ 和 $l_2 = \frac{2}{3}L$

L 时，产生的最大弯矩和挠度等于：

$$M' = \frac{W_{l_2}(2l_1 - l_2)}{8}$$

$$= \frac{P\left(2l_1 - \frac{2}{3}L\right)}{8}$$

$$\delta' = \frac{W_{l_2}}{384EI} (8l_1^3 - 4l_1l_2^2 + l_2^3)$$

$$= \frac{P}{384EI} \left\{ 8l_1^3 - 4l_1\left(\frac{2}{3}L\right)^2 + \left(\frac{2}{3}L\right)^3 \right\}$$

由于冲模垫板固定在工作台上，它的挠度应当和工作台的挠度一致，即 $\delta/L = \delta'/l_1$ ，所以

$$P = \frac{384EI\delta_1}{L \left\{ 8l^3 - 4l \left(\frac{2}{3}L \right)^2 + \left(\frac{2}{3}L \right)^3 \right\}} \quad \dots\dots\dots(14)$$

所以，对装有冲模垫板的工作台，要使它的挠度达到 δ 值时，有必要加上 $(P_n + P)$ 力，但是实际上只加一个 P_n 力，因外力与挠度成正比例，故工作台中央的实际挠度为：

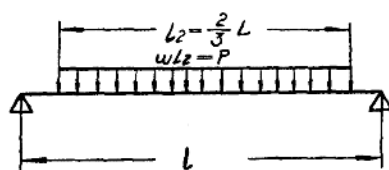


图 4-1

$$\delta_m = \delta \times \frac{P_n}{P_n + P} \quad \dots\dots\dots(15)$$

因此，冲模垫板的弯矩为：

$$M'' = \frac{P \cdot P_n \left(2l - \frac{2}{3}L \right)}{8(P_n + P)} \quad \dots\dots\dots(16)$$

上式计算结果有所减小。

在本计算示例中，取冲模垫板尺寸为 200×150 厘米，厚度为 18 厘米，则断面惯性矩 I 为：

$$I = \frac{1}{12} \times 150 \times 18^3 = 72900 \text{ 厘米}^4$$

因 $l = 200$ 厘米，则：

$$P = \frac{384 \times 2100000 \times 72900 \times 200}{250 \left\{ 8 \times 200^3 - 4 \times 200 \times \left(\frac{500}{3} \right)^2 + \left(\frac{500}{3} \right)^3 \right\}} = 101340 \text{ 公斤}$$

$$\delta_m = 0.1 \times \frac{300000}{300000 + 101340} = 0.075 \text{ 厘米}$$

由于考虑冲模垫板，工作台的最大挠度在 300 毫米长度上为 $0.075 \times \frac{30}{250} = 0.009$ 厘米。此值对于高速自动压力机显得太大，而对于一般压力机则大致可以，因此图 3-3 假定的断面虽然不能说是十分牢固的，但在实用上也不会出现问题。

$$M'' = \frac{101340 \times 300000 \times \left(2 \times 200 - \frac{500}{3} \right)}{8(300000 + 101340)} = 2209140 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

因而，冲模垫板所产生的最大弯曲应力为：

$$\sigma_b = \frac{2209140 \times 9}{72900} = 273 \text{ 公斤/厘米}^2$$