

高等学校试用教材

铸造设备设计

上海工业大学董超主编

机械工业出版社

铸造设备设计

上海工业大学董超 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $25 \frac{3}{4}$ · 字数 633 千字

1980 年 7 月北京第一版·1980 年 7 月北京第一次印刷

印数 0,001—7,500 · 定价 2.65 元

*

统一书号: 15033 · 4843



前 言

本书是根据一九七八年在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会制定的教材编审计划及同年在长沙召开的铸造专业教材大纲编审会拟定的教材编审出版计划进行编写的。本书的特点在于,通过对典型铸造设备设计的介绍,使铸造专业学生进一步深入学习和掌握铸造设备的理论和设计计算方法,并通过综合运用所学的基础知识和专业知识,培养学生分析和解决铸造设备设计问题的能力。

本书中各专题设计是近几年来各编写单位在教学科研实践中的一些初步成果。虽然书中述及的大部分设备已在生产中经受了初步检验,但是各专题中的理论分析和计算方法仍有待于在今后的生产实践和科学研究中进一步提高与完善。

本书由上海工业大学董超主编,太原重型机械学院贝彦良主审。天津大学刘树藩、东北工学院阎英怀、马鞍山钢铁学院刘五秀协编;郑州工学院王延久、上海交通大学陈会武、上海业余工业大学史联芳、哈尔滨科技大学孟繁玉、湖南大学张立中协审。各专题的编写分工如下:第一专题哈尔滨科技大学林瑞,第二专题哈尔滨科技大学孟繁玉,第三专题昆明工学院郭景纯,第四专题天津大学刘树藩、山东工学院王维倜,第五专题上海工业大学董超,第六专题清华大学吴浚郊,第七专题华南工学院叶治文,第八专题吉林工业大学王福淳、黄永寿,第九专题河北工学院俞建华、朱学澜,第十专题马鞍山钢铁学院刘五秀,第十一专题东北工学院阎英怀。在编审过程中,一机部教编室、天津大学郭明权、太原重型机械学院徐振中、李国桢、刘演才、王捷、李廷宁、颜坚、上海工业大学陆文忠、王福康、以及许多学校、工厂和科研设计单位的同志都曾给予大力支持和帮助,在此一并表示衷心的感谢。

由于编写者水平有限,缺点和错误在所难免,请读者批评指正。

编 者

一九七九年十月

目 录

前言

专题一 曲柄式碎铁机设计	1
§ 1-1 结构分析	1
§ 1-2 机构选择	2
§ 1-3 压断力的计算	4
§ 1-4 轴的计算	10
§ 1-5 齿轮计算	12
§ 1-6 飞轮计算	13
§ 1-7 电机功率和起动时间	19
§ 1-8 超负荷保险装置	20
§ 1-9 800kN曲柄式碎铁机设计	21
§ 1-10 附录——薄板最大弯矩公式推导	29
专题二 锥桶形倾注式浇包设计	35
§ 2-1 桶形浇包桶体基本尺寸选择	35
§ 2-2 桶形浇包倾转力矩计算	39
§ 2-3 桶形浇包转轴位置选择	48
§ 2-4 桶形浇包结构设计	54
§ 2-5 10 t 铁水包设计	63
§ 2-6 附录	72
专题三 旧砂气流再生设备设计	77
§ 3-1 工作原理	77
§ 3-2 设备的设计	78
§ 3-3 设备主要参数、结构及使用效果	88
§ 3-4 旧砂气流再生的优缺点及发展方向	90
专题四 辗轮转子式混砂机设计	91
§ 4-1 混砂机发展概况	91
§ 4-2 辗轮运动分析	96
§ 4-3 辗轮转子式混砂机基本参数选择	99
§ 4-4 辗压机构设计	101
§ 4-5 混砂转子设计	106
§ 4-6 刮板设计	111
§ 4-7 减速装置设计	112
§ 4-8 其他装置设计	115
专题五 环形气垫式气动微震压实造型机设计	121
§ 5-1 机器类型及主要机构的确定	121
§ 5-2 造型机总体结构的确定	125
§ 5-3 环形气垫气动震击机构设计	129
§ 5-4 压实机构设计	144
§ 5-5 接砂机构设计	145

§ 5-6 加砂机构设计	146
§ 5-7 支撑弹簧设计	149
§ 5-8 立柱刚度校核	151
§ 5-9 造型机气路系统	153
§ 5-10 造型机电路系统	155
专题六 垂直分型无箱射压造型机设计	158
§ 6-1 选择机器类型、决定主要工艺参数	158
§ 6-2 拟定机器的总体方案及运动图	160
§ 6-3 射砂机构设计	162
§ 6-4 主油缸设计	164
§ 6-5 反压板机构设计	170
§ 6-6 下芯机构设计	178
§ 6-7 液压原理图及气路原理图	180
专题七 托持式铸型输送机设计	183
§ 7-1 托持式铸型输送机设计要求与工作原理	183
§ 7-2 托持式铸型输送机主要部件设计	185
§ 7-3 铸型输送机控制系统	202
§ 7-4 铸型输送机规格及主要参数	205
专题八 多触头高压造型线设计	209
§ 8-1 高压造型的发展及其特点	209
§ 8-2 我国第一条多触头高压造型线概况及其改进	211
§ 8-3 多触头高压造型线主机设计	215
§ 8-4 多触头高压造型线辅机设计	241
§ 8-5 多触头高压造型线液压系统设计	260
§ 8-6 高压造型砂箱的强度、刚度校核	270
专题九 无强迫联系双轴惯性振动落砂机设计	275
§ 9-1 惯性振动落砂机理论分析	276
§ 9-2 落砂机结构	285
§ 9-3 无强迫联系双轴惯性振动落砂机设计	290
§ 9-4 半吨落砂机实测结果	300
§ 9-5 附录	301
专题十 水力清砂设备的水力分析及计算	306
§ 10-1 设计方案制订	306
§ 10-2 清砂主要设备设计	308
§ 10-3 水力提升装置设计计算	319
§ 10-4 中间池装置设计计算	346
§ 10-5 水力旋流器设计计算	351
§ 10-6 立式沉淀池设计	363
专题十一 抛丸清砂室设计	366
§ 11-1 抛丸器的理论基础及计算	366
§ 11-2 流幕式风选丸砂分离器的理论基础及设计	384
§ 11-3 抛丸清砂室设计	394

专题一 曲柄式碎铁机设计

曲柄式碎铁机是铸工车间使用较多的一种破碎铁锭的设备。它的结构简单，操作方便，生产率较高，易于维修保养，尤其破碎小料块更为合适。

本专题通过曲柄式碎铁机的改进设计，着重讨论曲柄式碎铁机的结构与参数选择，铁块压断力的计算，碎铁机主轴的受力分析与计算，齿轮计算，飞轮的工作原理与计算，电机功率计算，超负荷保险装置等。

§ 1-1 结构分析

目前在工厂中常见的曲柄式碎铁机是把第一级传动（电机和减速器）布置在地面上。主轴的位置根据工艺和结构的要求比较高，因而使得第二级齿轮传动的中心距加大，不得不采用大齿轮传动。因此，造成碎铁机传动系统庞大，传动效率低。另外，飞轮安装在低速轴

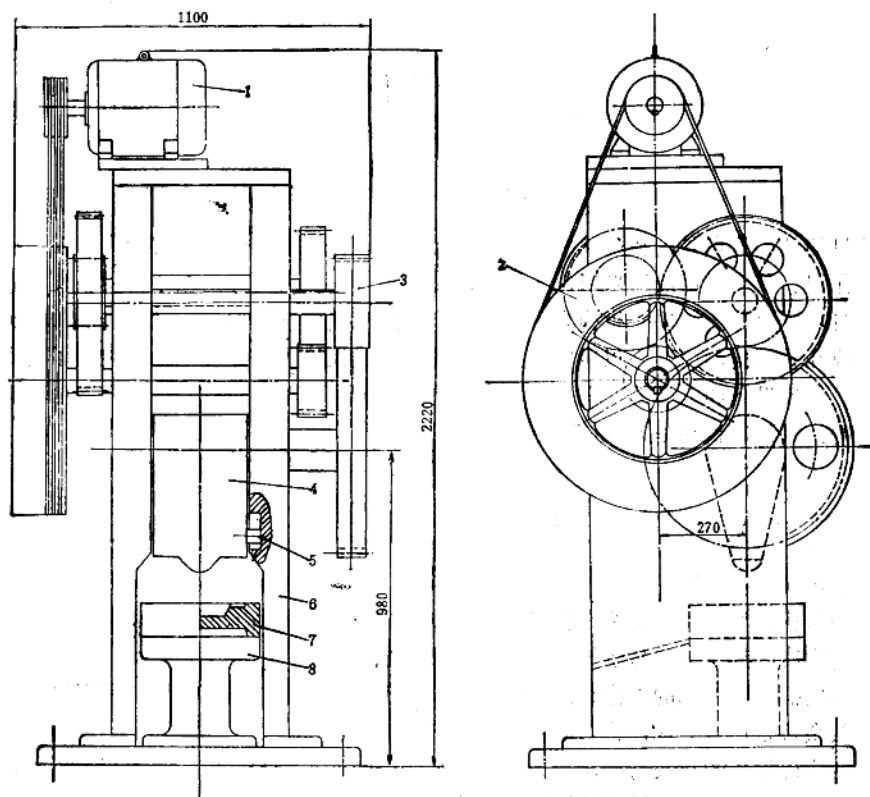


图1-1 800kN-曲柄式碎铁机

1—电机 2—皮带轮 3—齿轮 4—曲柄冲头机构 5—导轮 6—机身 7—支承座 8—底座

上, 由于速度太低, 起不到飞轮的作用。从动力消耗上看, 电机太大, 会造成电能的浪费。

为使曲柄式碎铁机的结构更加合理且能满足工艺要求, 我们结合生产实际, 对曲柄式碎铁机进行了改进。图 1-1 是改进后曲柄式碎铁机的结构。改进后的碎铁机由电机、皮带轮(飞轮)、齿轮、曲柄冲头机构、导轮和机架等组成。

图 1-2 是该机的传动系统图。

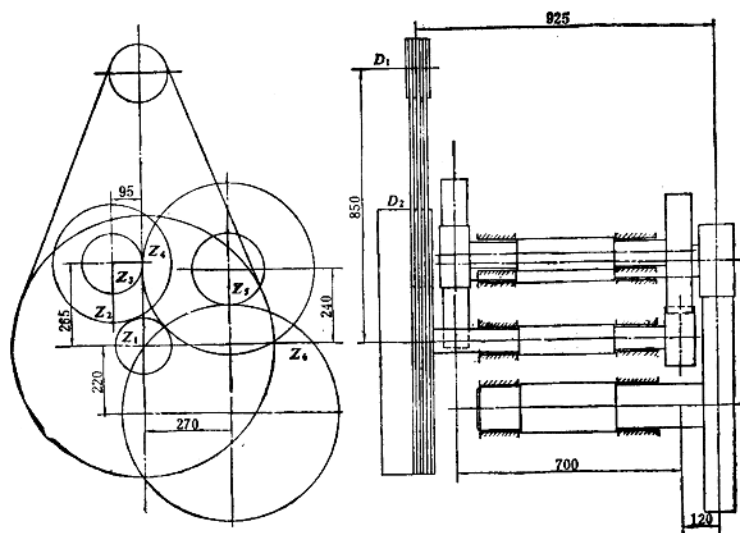


图1-2 800kN-曲柄式碎铁机传动系统图

该机的结构特点是, 在高速级采用皮带轮传动, 保证大皮带轮具有一定的转速, 使其起飞轮的作用。其余低速级均采用齿轮传动, 使机构紧凑, 因而可把整个传动系统布置在机器的顶部且可加罩封闭。冲头机构为可拆换式, 分为压断铁锭的冲头和破碎铁块的冲头。每种冲头制成几种不同的高度, 以适应不同厚度的铁锭或铁块。在冲头机构中装置了超负荷的保险装置, 保证设备和人身的安全。由于飞轮转速提高, 飞轮的动能增加, 靠飞轮动能变化将铁锭破碎, 因而电机功率大大的降低。

§ 1-2 机构选择

一、传动机构设计

传动机构的设计, 在于选择合理的传动方案, 使其在满足工艺要求和使用可靠的前提下, 结构紧凑, 重量轻, 易于加工, 维修方便, 噪音小等。

根据曲柄式碎铁机的工作特点, 要求第一级传动零件能起飞轮作用, 因而以采用皮带轮为宜, 其余可采用齿轮或齿轮与皮带轮传动。

曲柄式碎铁机的冲头行程次数通常是 10~30 次/min。当用人工搬运铁锭时, 冲头行程次数应选小值, 如采用机械运送铁锭, 应选用大值以提高碎铁机的生产率。

传动级数一般是根据冲头的行程次数确定。当冲头的行程次数在 30 次/min 以下时, 多

用三级传动, 在 15 次/min 以下时, 多用四级传动。总的来说, 减少传动级数, 能简化机器结构和提高传动效率。但传动级数过少, 往往会使传动系统的轮廓尺寸加大。

第一级皮带轮传动比的选择应保证飞轮具有一定的转速, 通常取 $n_f = 300 \sim 500 \text{ rpm}$ 。

则
$$i_1 = \frac{n}{n_f}$$

式中 n ——电机转速 rpm;

n_f ——皮带轮 (飞轮) 转速 rpm。

第二级以后的传动比, 一般按 $i_{\text{低}} > i_{\text{中}} > i_{\text{高}}$ 的原则分配。

$i_{\text{低}}$ ——低速级传动比; $i_{\text{中}}$ ——中速级传动比; $i_{\text{高}}$ ——高速级传动比。

二、曲柄连杆机构

在曲柄式碎铁机中, 由曲柄连杆机构的旋转运动变为冲头的往复运动, 冲头上的作用力通过连杆全部作用在曲轴上, 然后再由曲轴传给机架。所以曲轴既承受弯矩又传递扭矩, 是碎铁机中受力复杂的重要零件。

常用的曲轴有: 整体式偏心曲轴 (图 1-3) 和由偏心套与心轴组成的偏心曲轴 (图 1-4)。

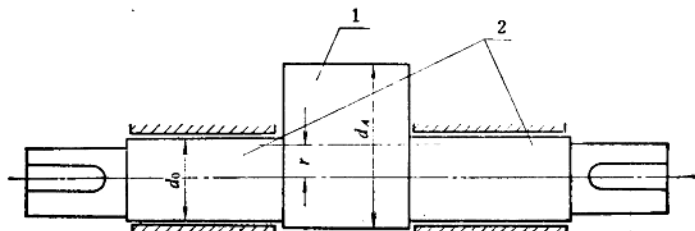


图1-3 整体式偏心曲轴

1—偏心颈 2—支承颈

整体式偏心曲轴的两支承距离较小, 偏心颈粗大, 因而刚度较好, 但它仅适用于行程较短的碎铁机中, 如果行程较长时, 采用这种偏心轴, 则偏心部分的尺寸将会很大, 不仅增加了摩擦扭矩, 且使制造困难。

在曲柄式碎铁机上用的较多的还是由偏心套和心轴组成的偏心曲轴, 其具体结构如图 1-5 所示。

由心轴 2 和偏心套 1 用键 3 联结成偏心轴, 穿在镶有铜套 4 的连杆 5 的孔内。冲头 10 与连杆是采用螺栓 6 和楔铁 7 的活动连接。8 是超负荷的保险装置。

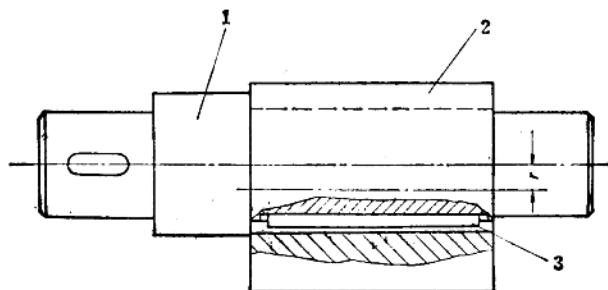


图1-4 带偏心套的偏心曲轴

1—心轴 2—偏心套 3—键

心轴中心到偏心套中心的距离为 r , 相当于曲柄的长度。由偏心套中心到冲头顶部的距离为 L , 相当于连杆的长度。曲柄旋转一周, 冲头上下往复一次, 运动的距离为 $2r$, 即冲

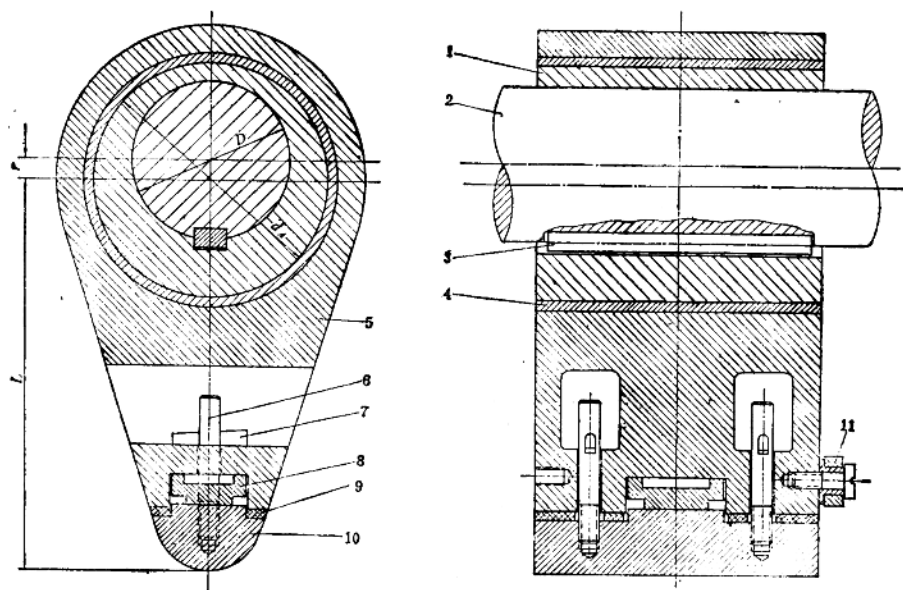


图1-5 偏心曲轴结构图

1—偏心套 2—心轴 3—键 4—钢套 5—连杆 6—螺栓 7—楔铁 8—压塌块
9—橡胶垫 10—冲头 11—导向轮

头行程 $S = 2r$ 。

曲柄的长度是根据冲头行程 S 来确定的。而冲头的行程 S 又与被压断铁锭的挠度有关。由于铁锭在破断时的挠度很小，稍有变形就会破断，所以冲头的行程无需很大。生产上采用的 $S = 40 \sim 80 \text{ mm}$ ，所以 $r = \frac{S}{2} = 20 \sim 40 \text{ mm}$ 。

连杆的长度 L 是与 r 相比较而定的。 $\frac{L}{r}$ 不能太小，也不宜过大，因为 $\frac{L}{r}$ 愈小，则作用在轴上的力矩就愈大。 $\frac{L}{r}$ 过大，则机构尺寸庞大。生产上一般取 $\frac{L}{r} = 15 \sim 20$ 。

§ 1-3 压断力的计算

在设计碎铁机时，首先需计算铁锭破断时的压断力。

一、大生铁锭压断力的计算

大生铁锭的压断力计算比较简单。如图 1-6 所示，将大生铁锭放在支座上，在冲头力 F_1 的作用下，铁锭从缺口 K 处破断。向前推送铁锭，将压断之铁块 1 推出，而将 2, 3 放在支座上，再将其压断。

由于曲柄式碎铁机的冲头运动速度很小，因此在计算铁锭的压断力时，可把铁锭视为一个承受集中静载荷的简支梁。在冲头力 F_1 的作用下，铁锭缺口 K 处所受的应力，可用简支梁弯曲时的应力公式计算。

$$\sigma_x = \frac{M}{W_x} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-1)$$

式中 M ——铁锭 K 处断面的弯矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

W_z ——铁锭 K 处断面的抗弯截面模量 (m^3)。

$$M = \frac{F_1}{2} \cdot \frac{l}{2}$$

$$W_z = \frac{H^2}{12} \cdot \frac{(a^2 + 4ab + b^2)}{(2a + b)}$$

将 M , W_z 代入 (1-1) 式中得:

$$\sigma_K = \frac{F_1 l}{4} \cdot \frac{12(2a + b)}{H^2 (a^2 + 4ab + b^2)}$$

铁锭破断时的应力条件为

$$\sigma_K \geq \sigma_w$$

式中 σ_w ——材料的抗弯极限应力 (N/m^2)。

铁锭的压断力为

$$F_1 \geq \frac{1}{3} \frac{H^2 (a^2 + 4ab + b^2)}{l (2a + b)} \sigma_w (\text{N})$$

为了简化计算, 铁锭的截面宽度可取其平均值, 令 $B = \frac{a + b}{2}$ 代入上式

$$F_1 \approx \frac{2}{3} \frac{BH^2 \sigma_w}{l} \quad (1-2)$$

对于普通生铁锭 $\sigma_w \leq 200 \times 10^6 \text{ N}/\text{m}^2$

生铁锭压断时的挠度 δ , 也可用简支梁的挠度公式计算

$$\delta = \frac{Fl^3}{48EJ} \quad (1-3)$$

式中 E ——弹性模量 (N/m^2);

J ——轴惯性矩 (m^4)。

生铁锭的弹性模量, 由于含碳量不同, 变化甚大, 一般 $E = (1.2 \sim 1.6) \times 10^{10} (\text{N}/\text{m}^2)$

为验证计算的铁锭压断力

F_1 是否准确, 我们在万能材料试验机上, 对生铁锭进行了不同支点和不同厚度的压断实验。实验结果列于表 1-1。

实验结果表明, 计算之压断力与实验所得之压断力是接近的。表中所列的计算压断力 (F_1) 比实验压断力 (F_2)

略大一些, 即 $F_1 > F_2$, 这可能是由于实验的生铁锭材质不均匀和在计算时未考虑铁锭在缺口 K 处有应力集中所致。

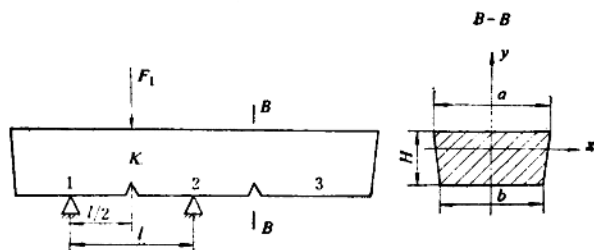


图1-6 铁锭受力示意图

表 1-1

铁锭牌号	试件号	a	b	H	l	J_z	W_z	压 断 力		误 差 $\frac{F_2 - F_1}{F_2}$
		mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ³	实 验 值 F_2	计 算 值 F_1	
20	1	210	160	39	230	90.3	44.4	11470	16100	-3.9%
	2	208	155	42	230	112	50.9	13700	18500	-3.5%
	3	220	170	50	160	202	70.3	28000	37200	-3.3%
	4	210	160	45	160	139	57.8	26200	30600	-1.7%

二、铁块压断力的计算

对于一些直径较小的冲天炉，尤其是热风多排小风口曲线炉膛冲天炉，要求使用小料块，即将大生铁锭破断为三段之后，还需将每段铁块再破碎为3~4个小块。

小铁块压断力的计算比较复杂。如图1-7所示，在冲头力 F_1 的作用下，铁块破碎时，其受力和变形与简支梁完全不同，显然，不能再用简支梁的计算方法。

关于铁块压断力的计算，到目前为止，还没有一个准确的方法。结合教学和设计实践，我们对此问题进行了探讨，提出一个计算公式并在实验室作了初步的验证实验。实验结果证明，计算的压断力数值与实验的压断力数值是接近的，说明这个计算方法可以满足设计计算的需要。

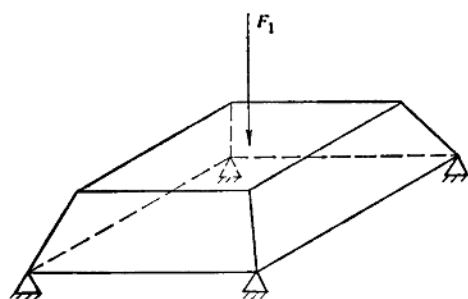


图1-7 铁块受力示意图

对于生铁材料，由加力到破断是服从虎克定律的。一般小铁块的厚度 H 与边长 a 之比，即 $\frac{H}{a} = \frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ ，是属于厚板的范围。所以，可把铁块看成是一个等厚度的厚板来计算其压断力。

生产中，在破碎小铁块时，对于铁块的支承有二种方式：四角支承与四边支承，如图1-8所示。

1. 四角支承时铁块压断力的计算 对于四角支承的厚板在外力 F_1 的作用下，中心点处的弯矩 M 用下式计算

$$M = \bar{M} C_{\mu H} [1] (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-4)$$

式中 $\bar{M}$ ——为相应点处薄板的弯矩（N·m）；

$C_{\mu H}$ ——与 $\frac{H}{a}$ 有关的修正系数；

$$C_{\mu H} = 1 + \frac{K}{5(1-\mu)} \left(\frac{H}{a} \right)^2$$

μ ——材料的波松比，对于一般的生铁材料 $\mu = 0.23 \sim 0.27$ ；

K ——与 $\frac{H}{a}$ 有关的经验系数，其数值见表1-2。

表 1-2

H/a	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
K	2.0	1.7	1.4	1.2	1.1

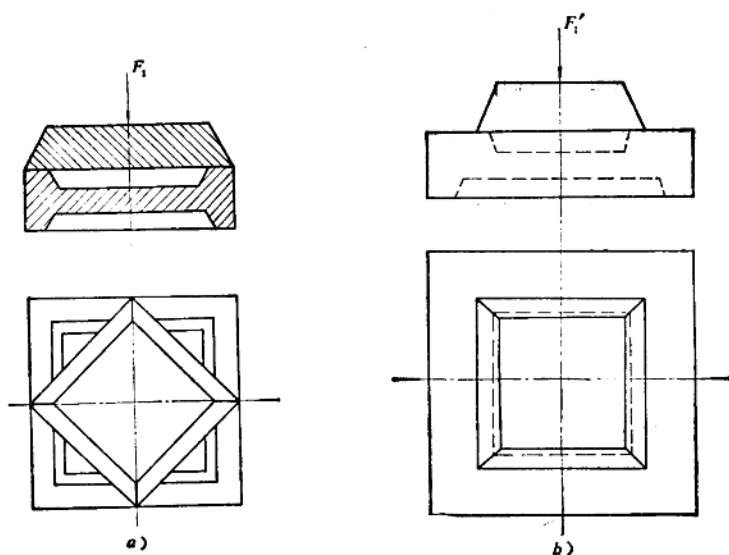


图1-8 铁块的支承方式

a) 四角支承 b) 四边支承

在集中力的作用下，四角支承薄板的弯矩 $\bar{M}$ 计算公式为：

$$\bar{M} = \frac{2F_1}{\pi^2} (1 + \mu) \left[\frac{1.11 + 0.48\mu}{1 + 0.81\mu} \right] \quad (1-5)$$

关于 $\bar{M}$ 的推导过程请参看附录。

厚板危险点处正应力的破坏条件为：

$$\sigma_{max} = \frac{6M}{H^2} \cdot \eta \geq \sigma_w$$

$$\therefore M \geq \frac{H^2 \sigma_w}{6\eta} \quad (1-6)$$

式中 σ_w ——材料的弯曲极限应力 (N/m^2)；

η ——与 $\frac{H}{a}$ 有关的应力放大系数，见表 1-3。

表 1-3

H/a	1/5	1/3.7	1/3	1/2.5	1/2
η	1.038	1.084	1.160	1.190	1.280

$$\therefore M = \bar{M} C_{\mu H} \quad \text{代入 (1-6)}$$

$$\therefore \bar{M} \geq \frac{H^2 \sigma_w}{6\eta C_{\mu H}}$$

将 $\bar{M} = \frac{2F_1}{\pi^2} (1 + \mu) \left[\frac{1.11 + 0.48\mu}{1 + 0.81\mu} \right]$ 代入上式，整理后得：

$$F_1 \geq \frac{0.82 H^2 \sigma_w}{\eta C_{\mu H} (1 + \mu)} \left[\frac{1 + 0.81\mu}{1.11 + 0.48\mu} \right] \quad (N) \quad (1-7)$$

为了验证上述计算公式,我们在万能材料试验机上,对四角支承的铁块进行了破碎实验。实验所用的铁块是用 HT20-40 铸成。铁块的尺寸见表 1-4。实验中,铁块均被压碎为 3~4 个小块。实验所得的铁块压断力 F_2 与用上述公式计算之压断力 F_1 分别列于表 1-4。

为简化起见,这里只计算一号铁块。

铁块尺寸: $a = 100\text{mm}$, $b = 77\text{mm}$, $H = 41.6\text{mm}$ 。

铁块的抗弯强度极限 $\sigma_w = 400 \times 10^6 (\text{N}/\text{m}^2)$

铁块波松比: $\mu = 0.25$

$\frac{H}{a} = \frac{41.6}{100} = 0.416$, 由表 1-2 查得 $K = 1.1$

$$C_{\mu H} = 1 + \frac{K}{5(1-\mu)} \left(\frac{H}{a} \right)^2 = 1 + \frac{1.1}{5(1-0.25)} \left(\frac{41.6}{100} \right)^2 = 1.051$$

根据 $\frac{H}{a}$ 值,由表 1-3 查得 $\eta = 1.19$

将以上各值代入 (1-7) 式,铁块的压断力为

$$\begin{aligned} F_1 &\geq \frac{0.82H^2\sigma_w}{\eta C_{\mu H}(1+\mu)} \left[\frac{1+0.81\mu}{1.11+0.48\mu} \right] \\ &= \frac{0.82(0.0416)^2 \cdot 400 \times 10^6}{1.19 \times 1.051(1+0.25)} \left[\frac{1+0.81 \times 0.25}{1.11+0.48 \times 0.25} \right] \\ &= 357 \times 10^3 (\text{N})。 \end{aligned}$$

表 1-4

试样编号	a (mm)	b (mm)	H (mm)	压断力 N		误差 % $\frac{F_2 - F_1}{F_2}$
				实验值 F_2	计算值 F_1	
1	100	77	41.6	371000	357000	+3.8%
2	99.8	75.5	42.6	394000	372000	+5.6%
3	96.2	76	39	339000	356000	-5.0%
4	101.4	75	41	365000	358000	+1.96%
5	100	75	40.6	330000	344000	-4.25%
6	99.7	74.5	40.1	300000	350000	-16.6%
7	101.5	74.5	42.5	393000	363000	+7.65%

从表 1-4 可以看出,计算的压断力 F_1 与实验的压断力 F_2 比较,有高有低,负的偏差较高,即计算之压断力值略高于实验的压断力值,这可能与铁块的材质均匀程度,铸造缺陷,几何尺寸偏差和加载速度等因素有关,有待于进一步研究和生产实践的验证,但从实验的结果来看,计算数值与实验数值的误差在 +7.65% ~ -16.6% 之间,对于设计计算已满足要求。

2. 四边支承铁块压断力的计算 采用四边支承时,铁块中心点处之弯矩 M ,用下式计算:

$$M = \overline{M} C'_{\mu H} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-8)$$

式中 $\overline{M}$ ——为与厚板相应点处薄板之弯矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)

$$\overline{M} = \frac{(1+\mu)}{\pi^2} F'_1$$

($\bar{M}$ 的推导过程请参看附录)

将 $\bar{M}$ 代入式 (1-8)

$$\therefore M = \frac{(1 + \mu)}{\pi^2} C'_{\mu H} F'$$

式中 $C'_{\mu H}$ ——是与 μ 和 $\frac{H}{a}$ 有关的修正系数, 其数值见表 1-5[2]。

表 1-5

H/a		0.20	0.25	0.30	0.35
μ	0.165	$C'_{\mu H}$			
		1.098	1.123	1.147	1.118
	0.25	1.102	1.132	1.158	1.148
	0.30	1.117	1.146	1.175	1.199

厚板危险点处正应力的破坏条件为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{\frac{H^2}{6}} \geq \sigma_w$$

将 $M = \frac{(1 + \mu)}{\pi^2} C'_{\mu H} F'_1$ 代入上式

$$\sigma_{\max} = \frac{\frac{(1 + \mu)}{\pi^2} C'_{\mu H} F'_1}{\frac{H^2}{6}} \geq \sigma_w$$

$$\therefore F'_1 \geq \frac{\pi^2 H^2 \sigma_w}{6(1 + \mu) C'_{\mu H}}$$

取 $\mu = 0.25$

$$F'_1 \geq 1.315 \frac{H^2 \sigma_w}{C'_{\mu H}} \quad (1-9)$$

此式即为采用四边支承时, 铁块破碎压断力的计算公式。

现仍计算 1 号铁块采用四边支承时的压断力。

根据 $\frac{H}{a}$, 取 $C'_{\mu H} \approx 1.148$, 其它数据同前。

$$F'_1 \geq 1.315 \frac{H^2 \sigma_w}{C'_{\mu H}} = 1.315 \frac{(0.0416)^2 \times 400 \times 10^8}{1.148} = 820 \times 10^3 \text{ (N)}$$

比较计算结果不难看出, 同一铁块, 由于采用不同的支承方式, 在破碎时, 所需的压断力是不同的。四边支承时所需的压断力是四角支承时的 2.24 倍, 所以, 建议在生产中不采用四边支承方式。

§ 1-4 轴 的 计 算

一、轴受力分析

当曲柄式碎铁机压断铁锭时, 轴受力情况如图 1-9 所示。O 点是轴心、C 点是偏心套的中心, r 为偏心距, 也就是曲柄的长度。CC' 为连杆的长度 L 。

当曲柄绕轴心旋转时, C 点由最低位置 B 升至最高位置 A, 冲头移动的相应位置为 B' 和 A'。B' 称为下死点, A' 称为上死点。在忽略摩擦和零件本身的重量时, 冲头受力如图 1-9 所示。P₁ 是铁锭抵抗变形的反作用力, P₂ 是导轨对冲头的约束反力, T 是连杆对冲头的约束反力。这三个力交于 C' 点, 组成一个平衡的汇交力系。

根据力系的平衡条件, 从力的三角形中可以求得:

$$T = \frac{P_1}{\cos \alpha}$$

心轴在铁锭破断时, 所受的力矩为:

$$M_d = T r' = \frac{P_1 r'}{\cos \alpha}$$

而 $r' = r \sin \beta = r \sin(\alpha + \theta)$

$$\begin{aligned} \therefore M_d &= \frac{P_1 r \sin(\alpha + \theta)}{\cos \alpha} = \frac{P_1 r (\sin \alpha \cos \theta + \cos \alpha \sin \theta)}{\cos \alpha} \\ &= P_1 r \left(\frac{\sin \alpha \cos \theta}{\cos \alpha} + \sin \theta \right) \end{aligned}$$

因为

$$\sin \alpha = \frac{r \sin \theta}{L} \text{ 代入上式}$$

$$M_d = P_1 r \left(\frac{r \sin \theta \cos \theta}{L \cos \alpha} + \sin \theta \right) = P_1 r \sin \theta \left(1 + \frac{r}{L} \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \right)$$

由于在铁锭破断时, α 角很小, 所以可以认为 $\cos \alpha \approx 1$, 而 $\frac{r}{L} \ll 1$, 因而上式可简化为:

$$M_d = P_1 r \sin \theta \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-10)$$

式中 P_1 是铁锭抵抗破断的反作用力, 与压断力 F_1 数值相等, 方向相反。曲柄 r 是定值, 因而从 (1-10) 不难看出, 心轴在铁锭破断时所受的力矩是曲柄转角 θ 的函数。

当冲头的工作位置愈接近下死点时, θ 角愈小, 即 $\sin \theta$ 愈小, 心轴所受的力矩就愈小。当冲头的工作位置愈接近中间时, θ 角愈接近 90° , $\sin \theta \rightarrow 1$, 这时心轴所受的力矩最大。另外, 偏心距 r 愈小, 则心轴所受的力矩也就愈小。因而在设计时, 应当考虑:

- ① 曲柄长度 r 不宜取得过大,
- ② 冲头的工作位置应尽可能地靠近下死点。

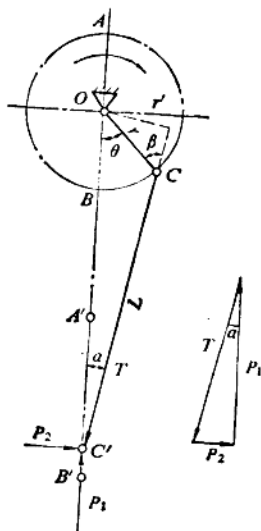


图1-9 轴受力情况

作用在偏心轴上的摩擦力矩为:

$$M_f = \frac{\pi}{2} f Q R \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 f ——偏心轴与连杆孔的滑动摩擦系数, 一般 $f = 0.05$;

Q ——偏心轴所受的径向力, 此处 $Q = T$;

R ——偏心轴的半径(m)。

在破断铁锭时, 心轴所受总的力矩为:

$$M = M_d + M_f \quad (1-11)$$

二、设计参数的确定

在轴的受力分析中, 我们知道碎铁机的心轴所受的力矩 M 是随曲柄的转角 θ 和铁锭的压断力 F_1 而变化的, 而碎铁机的一些传动零件如心轴、齿轮、皮带轮等必须根据传递一定的扭矩进行设计。为了要确定这个扭矩的数值, 就必须规定相应的 θ 角和 F_1 力。

在各种类型的压力机设计中都是采用公称压力和公称压力角来计算此扭矩, 并将此扭矩(称为公称压力角时曲柄扭矩)作为传动零件所须传递的扭矩值。

采用公称压力和公称压力角作为设计的主要参数, 对机器的安全操作、机器的标准化、系列化有很大意义。因此, 建议在设计曲柄式碎铁机时, 也采用公称压力和公称压力角。

所谓公称压力 F_o (或称额定压力) 就是指冲头在离下死点前某一特定距离 S_p 时, 碎铁机主要零件强度所允许之最大压力。

公称压力角 θ_p 是冲头离下死点前特定的距离 S_p 时, 曲柄的转角。

S_p 称为达到公称压力时的行程量或称有效行程量。也就是指碎铁机的零件在承受公称压力时, 冲头距下死点的距离, 见图 1-10。

公称压力 F_o 的数值, 应根据破碎铁锭的工艺要求, 计算出压断力 F_1 , 使 $F_o > F_1$, 一般可取 $F_o = (1.2 \sim 1.5) F_1$ 。

有效行程 S_p 的数值, 各国均有不同的规定, 参照各国的数值和资料[3]的介绍, 对于行程量较小的碎铁机 $S_p = 6\% S$ 是足够的了。

三、初步确定轴的尺寸

对于偏心轴的心轴计算, 可先按心轴只受扭矩作用进行估算, 对于弯矩的影响用降低许用扭转应力数值来考虑。

根据扭转的强度公式

$$\tau_n = \frac{M_n}{W_n} \leq [\tau]_n$$

对于圆截面实心轴

$$W_n = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2 d^3$$

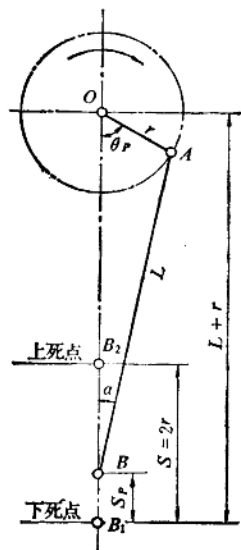


图1-10 曲柄冲头机构示意图

$$\therefore d \geq \sqrt[3]{\frac{M_n}{0.2[\tau]_n}} \quad (\text{m}) \quad (1-12)$$

式中 M_n ——心轴需传递的扭矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

$[\tau]_n$ ——材料的许用扭转应力 (N/m^2)。

$[\tau]_n$ 的数值见表 1-6[4]

表 1-6

轴 的 材 料	A3, 20	钢35	钢45	35 SiMn 42 SiMn 40 Cr
$[\tau]_n (\text{N}/\text{m}^2)$	$(120 \sim 200) \times 10^5$	$(200 \sim 280) \times 10^5$	$(280 \sim 365) \times 10^5$	$(365 \sim 490) \times 10^5$

式 (1-12) 未考虑键槽对轴截面的削弱, 在计算截面上如开有一个键槽, 需将轴径增加 4~5%; 若有二个键槽需增加 7~10%。表 1-6 中的数值已考虑了弯曲及交变应力对强度的影响。

对整体式偏心轴的初步估算, 可用下面的经验公式[5]

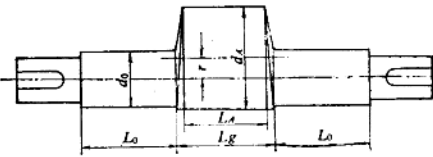
$$d_0 = 1.4 \sqrt{F_0} \quad (\text{cm})$$

式中 d_0 ——偏心轴支承颈 (cm);

F_0 ——公称压力 (N)。

根据 d_0 按表 1-7 经验公式即可计算出整体式偏心轴的尺寸。

表 1-7

					
尺寸名称	代号	经验公式	尺寸名称	代号	经验公式
偏心轴直径	d_0	$(1.65 \sim 1.75) d_0 \text{ mm}$	两支颈内侧面距离	L_g	$(1.00 \sim 1.45) d_0 \text{ mm}$
支承颈长度	L_0	$(1.84 \sim 2.00) d_0 \text{ mm}$	圆角半径	r	$(0.05 \sim 0.12) d_0 \text{ mm}$
偏心颈长度	L_s	$(0.82 \sim 0.85) d_0 \text{ mm}$			

初步确定轴径之后, 需进行精确的强度校核。

§ 1-5 齿轮计算

曲柄式碎铁机齿轮轮齿的损坏, 主要为疲劳折断或受到过载冲击时突然折断。因而齿轮的计算, 主要计算弯曲强度。但是还应考虑到在牙齿弯曲折断之前, 由于齿轮的短时超载 (超载允许 20~25%), 在齿面上有可能产生很大的接触应力, 造成表面塑性变形 (对于齿轮硬度 $\text{HB} < 350$ 的齿轮) 或脆性破坏 (对于齿面硬度 $\text{HB} > 350$ 的钢或铸铁齿轮)。因此, 为防止上述现象出现, 在计算弯曲强度之后, 还应校验超载时的表面接触应力。