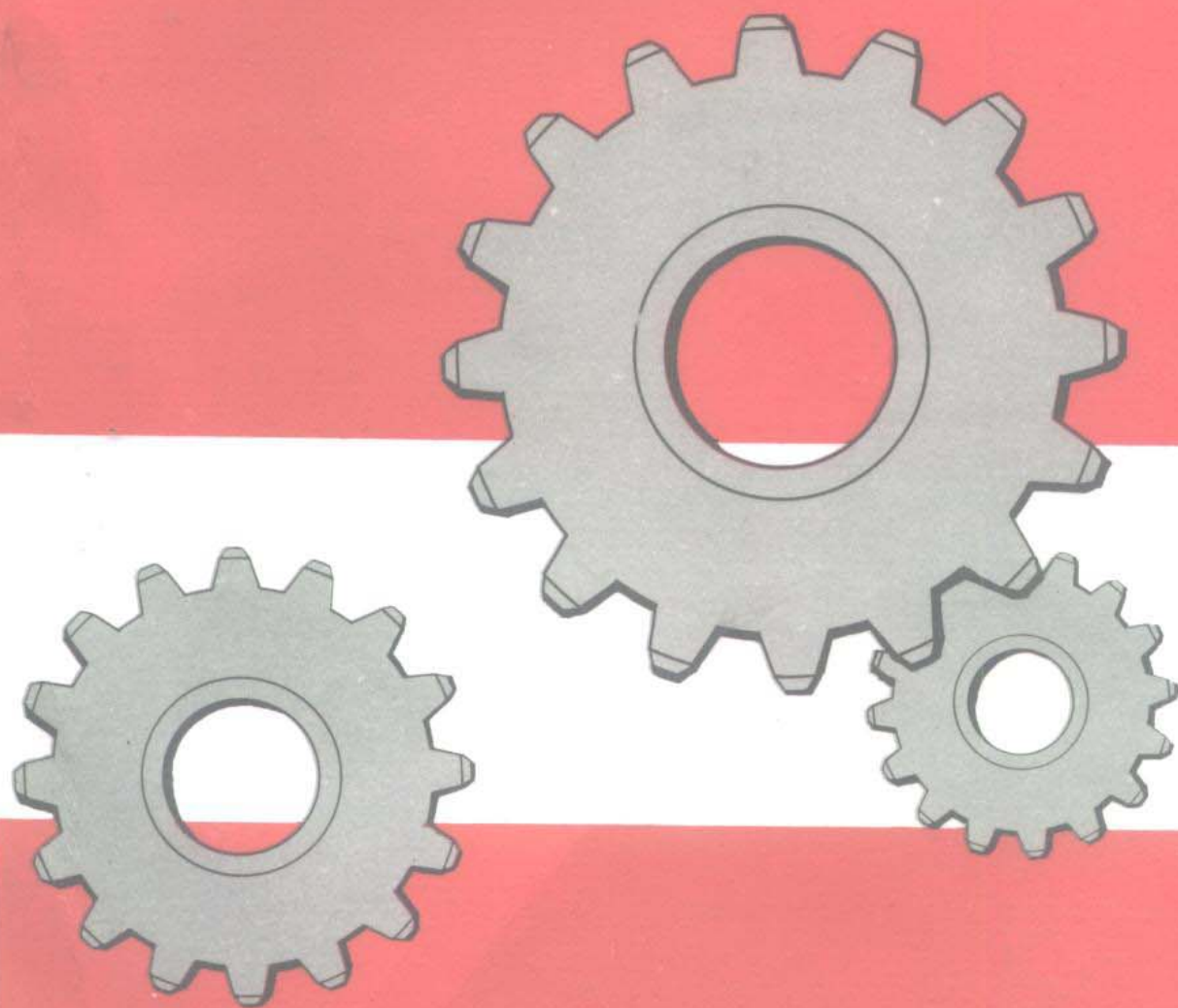


机械设计基础

大型作业与课程设计

谈嘉祯 王小群 主编



中国标准出版社

机械设计基础

大型作业与课程设计

谈嘉桢 王小群 主编

中国标准出版社

12826
内 容 简 介

本书主要介绍工科非机械类专业机械设计基础课程中的大型作业与课程设计的方法与步骤,其中着重介绍螺旋传动机构和齿轮、蜗杆减速器的强度与结构设计。本书集大型作业与课程设计的任务书、指导书、参考图例和最新设计资料于一体,便于读者使用。

本书适用于工科高等院校(包括函授、夜大和成人教育)师生和工科中等专业学校师生使用,也可供机械工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础:大型作业与课程设计/谈嘉祯,王小群
主编. —北京:中国标准出版社, 1996. 12

ISBN 7-5066-1279-8

I. 机… II. ①谈…②王… III. 机械设计-课程设计-
高等学校 IV. TH1122

中国版本图书馆CIP数据核字(96)第10235号

中国标准出版社出版

北京复兴门外三里河北街16号

邮政编码:100045

电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

版权专有 不得翻印

*

开本 787×1092 1/16 印张 15½ 插页 3 字数 370 千字

1997年2月第一版 1997年2月第一次印刷

*

印数 1—1 500 定价 26.00 元

前 言

鉴于目前我国出版的各种机械设计课程设计指导书都是适用于机械类各专业的教材,几乎没有一本适用于工科非机械类专业(如金属压力加工、铸造、采矿、热能工程等)的机械设计基础课程设计指导书,以往非机械类各专业的课程设计只好借用机械类专业的课程设计指导书,但终因教学要求不同,使用时有诸多不便。因此,编写一本适合工科非机械类各专业使用的课程设计指导书就很有必要了。

为了适应教学改革的需要,编写好适合诸如金属压力加工、铸造、采矿、热能工程等专业使用,具有一定特色的配套的机械设计基础主教材和系列教材,编者曾向北京科技大学有关专业历届毕业生400人进行函调,请他们根据自己在专业工作中的体会,将有关本课程的内容、体系、教学各环节的安排、课程设计的题目内容及其他意见和要求,填写在函调表内寄回。在综合历届毕业生反馈的信息和我们多年教学经验的基础上,并参照国家教委课程教学指导委员会制订的《机械设计基础课程教学基本要求》,我们已编写出版了主教材《机械设计基础》,本书是与《机械设计基础》相配套的系列教材之一。

学习是个循序渐进,各个教学环节恰当配合的过程。为了培养有关专业学生掌握机械设计的基本方法、步骤,具备设计机械的初级能力,必须安排学生作有一定难度和设计工作量的大型作业和课程设计。为了减轻学生负担,提高学习和设计效率,本书集大型作业和课程设计的任务书、指导书、参考图例和设计资料于一体,删去与大型作业和课程设计无关的内容,同时纳入最新技术和最新标准,既免去学生查阅各种书刊图册的麻烦,又为学生采用新技术、新标准提供方便。这是一本符合工科非机械类各专业学生学习机械设计所需要的、具有特色的教材。

参加本书编写的有:王小群、陶晋、卢梅、陈键、边新孝、郭平和谈嘉祯。由谈嘉祯、王小群、陶晋主编。本书所有插图由陶晋、卢梅和解乃如描绘。

本书承朱孝录、郭启扬教授审阅,在此一并表示深切感谢。对本书参考文献的作者和出版单位谨致谢意。

书中疏漏错误之处,恳请读者批评指正。

编 者

1996年5月于北京科技大学

目 录

前言

第一部分 大型作业

- 一、螺旋举重器 (3)
- 二、螺旋压力机 (7)

第二部分 课程设计指导书

- 一、概述 (13)
- 二、传动装置总体设计 (16)
- 三、传动零件设计计算 (22)
- 四、减速器结构 (26)
- 五、减速器装配图设计 (32)
- 六、零件工作图设计 (48)
- 七、编写设计计算说明书 (51)
- 八、课程设计总结和答辩 (55)

第三部分 课程设计任务书

- 一、带式输送机传动装置之一 (59)
- 二、带式输送机传动装置之二 (60)
- 三、通用电动绞车传动装置之一 (61)
- 四、通用电动绞车传动装置之二 (63)

第四部分 课程设计参考图例

- 一、一级圆柱齿轮减速器装配工作图 (插页)
- 二、一级蜗杆减速器装配工作图 (插页)
- 三、零件工作图 (67)

第五部分 常用设计资料

- 一、机械材料 (77)
- 二、机械制图 (85)
- 三、一般标准 (96)
- 四、联接 (102)

五、滚动轴承	(133)
六、联轴器	(153)
七、润滑和密封	(181)
八、公差配合、粗糙度和齿轮、蜗杆精度	(187)
九、齿轮、蜗轮和带轮的结构型式和尺寸	(208)
十、减速器附件	(220)
十一、常用电动机	(226)
十二、其他资料	(233)
参考文献	(237)

第一部分

大型作业

一、螺旋举重器

(一) 设计任务 设计螺旋举重器(千斤顶)

1. 已知条件

最大载荷 $Q =$ kN

最大升距 $L =$ mm

具体数据见表 1-1。

表 1-1

参 题 号	1	2	3	4	5	6
数						
Q, kN	15	16	17	18	19	20
L, mm	200	220	240	250	260	280

2. 要求

- (1) 根据强度和结构要求确定举重器的各部尺寸。
- (2) 绘制举重器装配工作图(用 A2 图纸)。
- (3) 编写设计计算说明书。

(二) 设计指示

1. 设计目的

- (1) 掌握起重螺旋的设计方法与步骤。
- (2) 初步了解机械设计的一般方法与步骤。
- (3) 为课程设计打下基础。

2. 设计步骤及注意事项

(1) 计算

- ① 根据螺纹副耐磨性条件, 求出螺纹中径 d_2 , 并圆整为标准值。
- ② 计算螺母的螺纹圈数 z , 应使 $z \leq 10$, 并求出螺母高度。
- ③ 在进行螺杆强度计算时, 应考虑螺纹阻力矩 T_1 和螺杆端面与托杯底面的摩擦阻力矩 T_2 。在螺杆的不同截面, 承受的转矩可能是不同的, 应先绘出螺杆不同截面的转矩图, 找出危险截面进行计算。对于底面为环面的托杯, T_2 可按式(1-1)计算:

$$T_2 \approx \frac{1}{4} (D + D_1) f Q \dots\dots\dots (1-1)$$

式中: f ——摩擦系数, 可取 $f = 0.1 \sim 0.15$;

D, D_1 ——托杯底部环面的外径和内径, 见图 1-1。

④ 在进行螺杆的稳定计算时,螺杆的计算长度应为:

$$l=L+h_1+H/2 \dots\dots\dots (1-2)$$

式中: l ——计算长度;

L ——举重器最大升距;

h_1 ——螺杆头部长度;

H ——螺母高度。

⑤ 校核螺纹副的自锁。

⑥ 校核螺母螺牙的抗弯和抗剪强度。

⑦ 取螺母外径(参看图 1-1) $D_2=(1.5\sim 2)d$, d 为螺纹公称直径,然后校核螺母体的强度,可按式(1-3)校核:

$$\text{当量拉应力 } \sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$= \sqrt{\left[\frac{4Q}{\pi(D_2^2 - d^2)} \right]^2 + 3 \left[\frac{T_1 D_2}{0.2(D_2^4 - d^4)} \right]^2} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (1-3)$$

⑧ 校核螺母台肩的挤压强度,一般取台肩直径 $D_3=(1.3\sim 1.4)D_2$,台肩挤压强度校核如式(1-4)所示:

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi(D_3^2 - D_2^2)} \leq [\sigma_p] = (1.8\sim 2.0)[\sigma] \dots\dots\dots (1-4)$$

取螺母台肩高度 $b=H/3$,不必校核台肩剪切强度。

⑨ 校核托杯底部和螺杆头部之间的压强 p' ,应 $p' \leq [p']$,以免润滑油被挤出,通常取 $[p'] = 15\sim 20\text{N/mm}^2$ 。

⑩ 确定手柄直径 d_1 和长度 L_p 。扳动手柄的力矩 $F_p L_p$ 应满足下列条件:

$$F_p L_p \geq T_1 + T_2 \dots\dots\dots (1-5)$$

式中: F_p ——扳动手柄所需的力。在间歇工作时,可取 $F_p = 150\sim 250\text{N}$;当工作时间较长时,取 $F_p = 100\sim 150\text{N}$;

L_p ——手柄的计算长度,确定 F_p 后即可求出 L_p ;至于手柄的实际长度还需根据螺杆头部的尺寸及工人握住手柄的需要而适当加大;

T_1 ——螺纹阻力矩;

T_2 ——螺杆端面与托杯底部间的摩擦阻力矩。

手柄的直径由其抗弯强度需要来决定,对于 Q235 和 Q255 钢,其许用弯曲应力 $[\sigma_b] \approx 80\sim 90\text{N/mm}^2$ 。

⑪ 选择紧定螺钉。

⑫ 机架底座的尺寸须按支承材料的挤压强度来决定,亦即底座必须有足够的底面面积,以使支承材料的挤压应力不超过其许用挤压应力。对于木材,许用挤压应力可取 2N/mm^2 。

⑬ 计算举重器的效率。

使螺杆转一圈所需功 $A_1 = 2\pi T$

将物体举升一个导程所做功 $A_2 = QS$

$$\text{举重器效率 } \eta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{QS}{2\pi T} \dots\dots\dots (1-6)$$

式中: $T = T_1 + T_2$

(2) 绘图

绘制螺旋举重器装配图时,应考虑机械零件的制造工艺、装配和使用要求等,结构必须合理,并符合经济原则。注意如下事项:

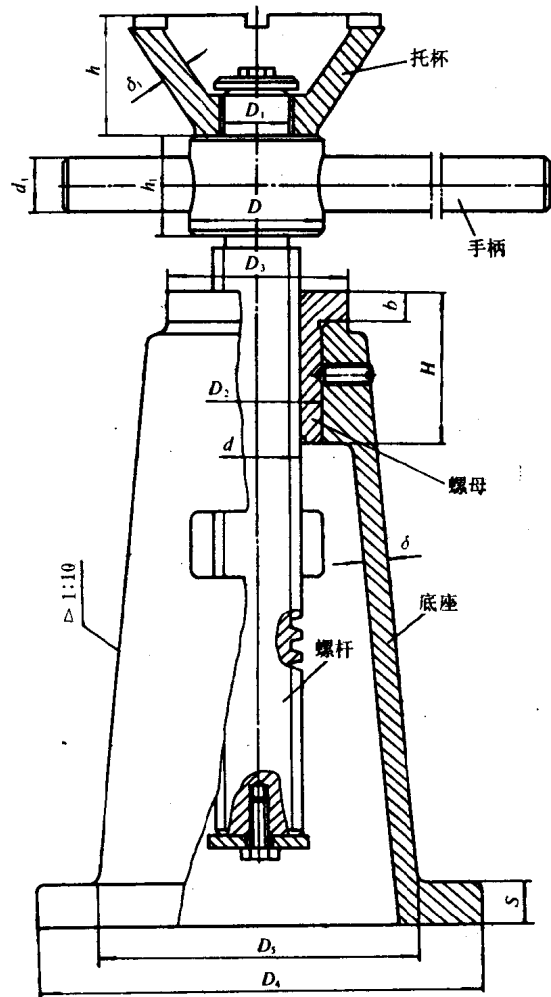
- ① 螺母内孔端部应有倒角,以便润滑。
- ② 螺杆螺纹部分应有退刀槽(退刀槽宽度 $b_1 = 2p$, p 为螺距)。
- ③ 机架与螺母配合处的内孔应有倒角。
- ④ 考虑铸造的可能性,对于铸铁机架,其厚度不小于 8mm;对于铸钢机架,其厚度不小于 10mm,并应力求厚度均匀以免产生铸造缺陷。
- ⑤ 螺杆头部的结构和尺寸参看图 1-1。
- ⑥ 其他未计算的尺寸,由结构需要自行决定。
- ⑦ 标题栏、明细表的格式及尺寸参考本书第三部分。

(3) 编写设计计算说明书

- ① 说明书的幅面和格式应符合规定。
- ② 计算每一零件时,均用示意图表示零件结构并注明尺寸、符号。
- ③ 说明书右列写出计算的最后结果。
- (4) 按 A4 图纸的幅面折叠图纸,并将图纸及设计计算说明书装入资料袋中。资料袋规格为 $230 \times 320\text{mm}$,资料袋封面写明作业名称、题号、班级和姓名。

3. 参考资料

- (1) 《机械设计基础》(主教材)。
- (2) 螺旋举重器参考图(图 1-1)。
- (3) 本书第三部分或机械设计手册。



$$D = (1.6 \sim 1.8)d;$$

$$D_1 = (0.6 \sim 0.8)d;$$

$$D_2 \approx (1.5 \sim 2)d;$$

$$D_3 \approx 1.4D_2;$$

$$D_4 \approx 1.4D_5;$$

$$D_5 \text{ 由结构确定};$$

$$\delta, \delta_1 \geq 8 \sim 10 \text{ mm};$$

$$h = (0.8 \sim 1)D;$$

$$h_1 = (1.8 \sim 2)d_1;$$

$$b = (0.2 \sim 0.3)H;$$

$$d, d_1, H \text{ 按强度计算};$$

$$S = (1 \sim 1.5)\delta$$

图 1-1 螺旋举重器结构参考图

二、螺旋压力机

(一) 设计任务 设计螺旋压力机

1. 已知条件

最大压力 $Q =$ kN

最大压下距离 $L =$ mm

支柱间距 $A =$ mm

具体数据见表 1-2。

表 1-2

参 题 号	1	2	3	4	5	6
数						
Q, kN	15	16	17	18	19	20
L, mm	180	190	200	200	210	220
A, mm	250	260	270	280	290	300

2. 要求

- (1) 根据强度和结构要求确定压力机的各部尺寸。
- (2) 绘制压力机装配工作图(用 A2 图纸)。
- (3) 编写设计计算说明书。

(二) 设计指示

1. 设计目的

- (1) 掌握螺旋压力机的设计方法与步骤。
- (2) 初步了解机械设计的一般步骤与方法。
- (3) 为课程设计打下基础。

2. 设计步骤及注意事项

(1) 计算

① 根据螺纹副耐磨性条件,求出螺纹中径 d_2 ,圆整为标准值,并查取相应的其他螺纹参数标准值。

② 求出螺母高度和螺母螺纹圈数 z ,如 $z > 10$,则应调整螺纹参数(增大中径 d_2 或增大螺距 p)以满足 $z \leq 10$ 的要求。

③ 在进行螺杆体强度校核时,应考虑螺杆的轴向压力 Q 、螺纹阻力矩 T_1 以及螺杆下端面与活动压板之间摩擦阻力矩 T_2 ;须先画出螺杆受力分析图,找出危险截面,然后进行计算。当螺杆下端与活动压板为环面接触时, T_2 可按式(1-7)计算:

$$T_2 \approx \frac{1}{4} (D + D_1) f Q \dots\dots\dots (1-7)$$

式中: Q ——最大压力;

f ——摩擦系数, 取 $f=0.1\sim0.15$;

D, D_1 ——环形摩擦面的外径和内径, 参见图 1-2。

④ 在进行螺杆稳定性校核时, 螺杆的计算长度应为:

$$l=L+B+H/2 \dots\dots\dots (1-8)$$

式中: l ——螺杆计算长度;

L ——最大压下距离;

B ——螺杆插入压板的长度〔参看图 1-2, 按 $B=(1\sim1.2)d$ 估计〕;

H ——螺母高度。

⑤ 校核螺纹副的自锁。

⑥ 校核螺母螺牙的抗弯和抗剪强度。

⑦ 取螺母外径(参看图 1-2) $D_2=(1.5\sim2)d$, d 为螺纹公称直径。图 1-2 中的螺母与上横梁是一个整体的结构, 亦可采用螺母与上横梁分体式结构(可参看图 1-1)。如是后者, 还需校核螺母体的强度, 可按式(1-9)校核:

当量拉应力 $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

$$\begin{aligned} &= \sqrt{\left[\frac{4Q}{\pi(D_2^2 - d^2)} \right]^2 + 3 \left[\frac{TD_2}{0.2(D_2^4 - d^4)} \right]^2} \\ &\leq [\sigma] \dots\dots\dots (1-9) \end{aligned}$$

式中: $T=T_1+T_2$ 。

⑧ 如采用螺母与上横梁分体式结构, 还需校核螺母台肩的挤压强度, 参看图 1-1, 取台肩直径 $D_3=(1.3\sim1.4)D_2$, 台肩挤压强度校核如式(1-10)所示:

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi(D_3^2 - D_2^2)} \leq [\sigma_p] = (1.8\sim2.0)[\sigma] \dots\dots\dots (1-10)$$

一般取螺母台肩高度 $b=H/3$, 则台肩抗剪强度足够。

⑨ 校核螺杆下端与压板之间环形接触面上的压强 p' , 应 $p' \leq [p']$, 以免润滑油被挤出, 通常取 $[p'] = 15\sim20\text{N/mm}^2$ 。

⑩ 确定手柄直径 d_1 和长度 L_p 。若采用图 1-2 所示的双手柄, 则扳动手柄力矩 $2F_p L_p$ 应满足下列条件:

$$2F_p L_p \geq T = T_1 + T_2 \dots\dots\dots (1-11)$$

式中: F_p ——单手臂力。在间歇工作时, 可取 $F_p=150\sim200\text{N}$; 当较长时间工作时, 取 $F_p=100\sim150\text{N}$;

L_p ——手柄计算长度(见图 1-2); 确定 F_p 值后, 即可算出 L_p ; 手柄实际长度还应考虑手柄球的直径而适当加长。

手柄的直径 d_1 由其抗弯强度需要来决定; 对于 Q235 和 Q255 钢, 其许用弯曲应力 $[\sigma_b] \approx 80\sim90\text{N/mm}^2$ 。

⑪ 如采用螺母与上横梁分体式结构, 还应选择和放置紧定螺钉。

⑫ 校核立柱的强度。立柱上的螺纹(采用标准的普通三角形螺纹)尺寸可按剩余预紧力 F'' 为工作拉力 F 的 $(0.2\sim0.3)$ 倍的受轴向拉力的紧螺栓联接计算。

每根立柱的工作拉力, 亦即螺纹部分的工作拉力:

$$F=Q/2$$

剩余预紧力:

$$F''=(0.2\sim 0.3)F$$

螺纹部总拉力:

$$F_0=F+F''$$

立柱螺纹的小径为:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} \dots\dots\dots (1-12)$$

式中: $[\sigma]$ ——螺栓许用拉应力,对于 Q235 和 Q255 钢,取 $[\sigma]=60\sim 70\text{N/mm}^2$ 。

求出的 d_1 须圆整为较大的标准值,并查出相应的螺纹其他参数标准值。

可取立柱螺纹退刀槽处的直径 $d_0 \leq d_1$ 。

立柱危险截面(一般为退刀槽处)尺寸应按拉伸和弯曲的叠加应力来校核。立柱所受弯矩是由于螺杆与螺母之间的螺纹力矩 T_1 使上横梁有旋转趋势因而施加在立柱上的力所产生的。

由螺纹力矩 T_1 所产生的作用在立柱上端的力为:

$$F_1=T_1/A$$

若立柱螺纹退刀槽处为危险截面,则该处的弯曲应力为:

$$\sigma_{b1} = \frac{F_1 L_1}{0.1 d_0^3} \dots\dots\dots (1-13)$$

式中: L_1 ——立柱弯曲力臂长(参见图 1-2)。

危险截面处的拉伸应力:

$$\sigma_1 = \frac{1.3 F_0}{\frac{\pi d_0^2}{4}}$$

于是,叠加后的拉应力为:

$$\sigma = \frac{F_1 L_1}{0.1 d_0^3} + \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_0^2} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (1-14)$$

对于 Q235 和 Q255 钢, $[\sigma]=60\sim 70\text{N/mm}^2$ 。

(2) 绘图

绘图时应考虑机械零件的制造、装配工艺性和使用要求等,要求结构合理并符合经济原则。注意以下事项:

- ① 应使零件的对中、配合和润滑方便。
- ② 零件应有必要的倒角、退刀槽、圆角和沉孔。
- ③ 机座厚度应尽可能均匀,铸铁最小铸造厚度 8mm,铸钢最小铸造厚度 10mm。
- ④ 未计算的尺寸,按结构需要自行决定。
- ⑤ 标题栏、明细表的格式和尺寸参考本书第三部分。

(3) 编写设计计算说明书

- ① 说明书的幅面和格式应符合规定。
- ② 计算每个零件时,均应用示意图表示零件结构并注明尺寸、符号。

③ 说明书的右列写出计算的最后结果。

(4) 按 A4 图纸的幅面折叠图纸, 并将图纸及设计计算说明书装入资料袋中。资料袋规格为 $230 \times 320 \text{mm}$, 资料袋封面写明作业名称、题号、班级和姓名。

3. 参考资料

- (1) 《机械设计基础》(主教材)。
- (2) 螺旋压力机参考图(图 1-2)。
- (3) 本书第三部分或机械设计手册。

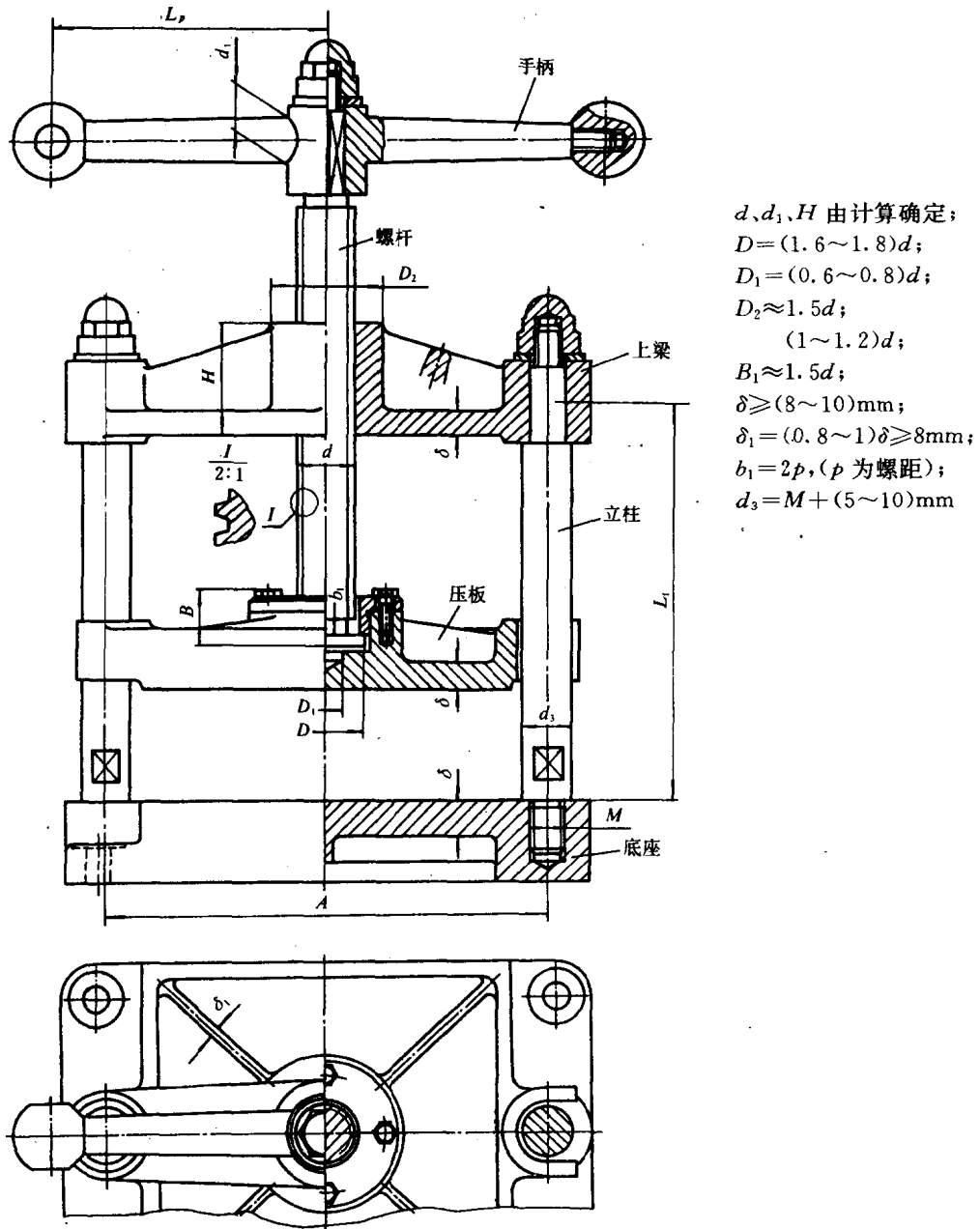


图 1-2 螺旋压力机结构参考图

第 二 部 分

课 程 设 计 指 导 书