

高等学校试用教材

金属结构习题集

太原重型机械学院 徐克晋 主编

机械工业出版社

TU37-44

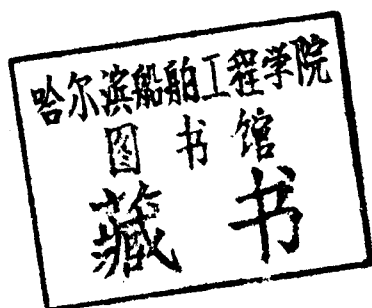
X77

365784

高等学校试用教材

金属结构习题集

太原重型机械学院 徐克晋 主编



机械工业出版社

(京) 新登字054号

本习题集是为配合《金属结构》(第2版)主教材的教学而编写的。

本习题集共十二章,与主教材内容紧密配合,包括金属结构材料选择,载荷分析,基本构件和连接的计算以及起重机典型结构设计等,突出反映了金属结构设计计算方法的实际运用,每章以例题开道,习题附后,便于读者参照练习。习题集贯彻了现行新标准和法定计量单位,符合工程需要。

本习题集可作为高等院校《起重运输与工程机械》专业《金属结构》课程的辅助教材,也可供相近专业和从事于机械结构研究与设计工作的教师、研究生及工程技术人员参考。

金属结构习题集

太原重型机械学院 徐克晋 主编

*

责任编辑:檀庆华 版式设计:胡金瑛

封面设计:郭景云 责任校对:熊天荣

责任印制:王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码:100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

北京市密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 8³/₄·字数 212千字

1993年4月北京第1版·1993年4月北京第1次印刷

印数 0 001—1 700·定价:2.75元

*

ISBN 7-111-03501-1/TG·767 (课)

0225/27

前言

本习题集是为配合第2版的《金属结构》主教材教学需要,根据《起重运输与工程机械》专业“七五”教材编审出版规划和制订的编写大纲,汇集了原教材习题和《起重运输机金属结构习题集》(大连工学院讲义,1964年)的基础上编写而成的。

本习题集与主教材内容紧密配合,共十二章,包括有金属结构材料选择,载荷分析,基本构件和连接计算,以及起重机典型工程结构设计计算等内容,共编写例题56个,习题174个,这些题目突出的反映了金属结构设计计算方法的实际运用。各章以例题开道,习题附后,便于读者参阅练习。

本习题集贯彻最新标准、法规和法定计量单位,符合工程要求。

本习题集可作为高等院校《起重运输与工程机械》专业《金属结构》课程的辅助教材,也可供相近专业和从事机械结构研究与设计的工作者参考。

本习题集由太原重型机械学院徐克晋、徐格宁编写,编写中除对汇集的习题资料进行了选改外,还设计补充了许多新例题和习题。徐格宁编写了绝大部分内容,并承担了全部绘图工作。徐克晋担任主编,对全书进行了统稿并对题目逐个作了校核和修改,编写中参阅了曹俊杰提供的一些习题资料。

本习题集由上海交通大学周国梁担任主审,并对书稿进行了认真地审阅,提出宝贵意见,在此表示衷心的感谢。

限于编者的水平和编写时间的仓促,习题集中难免存在不妥之处,恳请读者批评指正,提出宝贵意见,以便今后修订提高。

编者 1992.6.15

目 录

前言

上篇 设计基础

第一章 概论	1
习题	1
第二章 金属结构的材料	1
一、例题	1
二、习题	1
第三章 载荷	2
一、例题	2
二、习题	3
第四章 设计计算原理	4
一、例题	4
二、习题	7
第五章 金属结构的连接	11
一、例题	11
二、习题	14
第六章 轴向受力构件和柱	19
一、例题	19
二、习题	24
第七章 横向受弯构件和梁	27

一、例题	27
二、习题	40
第八章 桁架	46
一、例题	46
二、习题	56

下篇 典型结构设计

第九章 桥架	61
一、例题	61
二、习题	84
第十章 门架	88
一、例题	88
二、习题	99
第十一章 臂架	105
一、例题	105
二、习题	118
第十二章 塔桅结构	124
一、例题	124
二、习题	132
参考文献	136

上篇 设计基础

第一章 概 论

习题

- 1-1 金属结构在工程机械中有哪些应用?
- 1-2 对工程机械金属结构的要求是什么?
- 1-3 金属结构的设计方法和发展方向是什么?

第二章 金属结构的材料

一、例题

例2-1 钢材的主要力学性能是什么?

答: 钢材的主要力学性能是强度、弹性、塑性、韧性和脆性。

例2-2 选择使用钢材时应考虑的因素是什么?

答: 是所设计的结构性质(重要性), 载荷特点, 工作环境, 钢材性能, 钢材价格以及市场供应情况。

二、习题

- 2-1 钢材在复杂应力状态下, 其强度、塑性和韧性将会发生什么变化?
- 2-2 钢材疲劳破坏的机理是什么?
- 2-3 钢材的脆性断裂有几种? 其破坏机理是否相同?
- 2-4 一台起重量为200 t 的门式起重机, 工作级别为A2, 最低工作温度为 -40°C , 试确定该起重机的金属结构应选用什么钢材制造?
- 2-5 在何种情况下选用低合金钢取代碳素结构钢才是合理的、经济的?
- 2-6 各种轧制型钢(角钢, 槽钢, 工字钢等)在施工图纸上应如何标注? 试举例说明标注中各项符号的含义。
- 2-7 对于冶金起重机的桥架应选取何种钢号的结构钢制造? 若改用低合金钢应采用什么钢号?
- 2-8 选择由型钢组成的结构构件截面时, 应注意什么问题?
- 2-9 钢材的牌号是由哪四部分组成的? 在Q235—D. TZ中各符号表示什么?
- 2-10 钢材的焊接性能与哪些因素有关?
- 2-11 为什么轧制钢材(如型材, 板材)的强度随其厚度增加而降低?
- 2-12 钢材在单向应力、多向应力作用下, 如何判断其工作弹性—塑性状态的分界点?
- 2-13 金属结构中所应用的管材有几种? 其优点是什么? 如何标注?

第三章 载 荷

一、例题

例3-1 已知一台冶金起重机的桥架质量 $m_0 = 70 \text{ t}$ ，小车质量 $m_x = 30 \text{ t}$ ，起重量 $m_q = 100 \text{ t}$ ，跨度 $L = 31.5 \text{ m}$ ，大车轴距 $B = 5.2 \text{ m}$ ，车轮组两轮距离 $C_1 = 1 \text{ m}$ （图3-1），试求偏斜侧向力 P_s ，重力加速度 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。

解 因为大车轴距为 B ，则有效轴距为：

$$B_0 = B + C_1 = (5.2 + 1) \text{ m} = 6.2 \text{ m}$$

当小车位于跨中时，每个大车车轮轮压为：

$$P = \frac{g}{8} (m_0 + m_x + m_q) = \frac{9.8}{8} (70 + 30 + 100) \times 10^3 \text{ N} \\ = 245 \text{ kN}$$

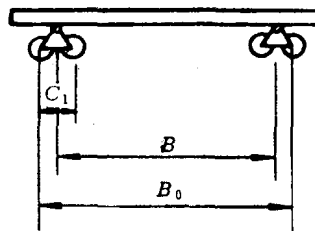


图 3-1

由于 $L/B_0 = \frac{31.5}{6.2} = 5.08 < 6$

$$\lambda = 0.1 + \frac{1}{60} \frac{L}{B_0} = 0.1 + \frac{1}{60} \times \frac{31.5}{6.2} = 0.18468$$

$$\text{此时 } P_s = \frac{1}{2} \Sigma P \lambda = \frac{1}{2} \times 245 \times 2 \times 0.18468 \text{ kN} = 45.25 \text{ kN}$$

当小车位于跨端极限位置时，每个大车车轮轮压：

$$P = \left[\frac{m_0}{8} + \frac{1}{4} (m_q + m_x) \right] g = \left[\frac{70}{8} + \frac{1}{4} (100 + 30) \right] \times 10^3 \times 9.8 \text{ N} \\ = 404.25 \text{ kN}$$

$$\text{此时 } P_s = \frac{1}{2} \Sigma P \lambda = \frac{1}{2} \times 404.25 \times 2 \times 0.18468 \text{ kN} = 74.657 \text{ kN}$$

例3-2 一台门式起重机的箱型主梁长45m，高1.8m，两梁相距2.2m，置于高13m的支腿上，工作地点在上海宝山钢铁公司后方货场，试确定工作和非工作状态下的风载荷大小。

解 (1) 工作状态风载荷

因为 $l/h = \frac{45}{1.8} = 25$ 所以风力系数 $C = 1.65$

风压高度系数 $K_h = 1$ ，

当 $a/h = \frac{2.2}{1.8} = 1.22 < 4$ 时，箱型梁挡风折减系数 $\eta = 0$

工作风压

$$q_1 = 250 \text{ Pa}$$

迎风面积

$$A = A_1 + \eta A_2 = l \times h = 45 \times 1.8 \text{ m}^2 = 81 \text{ m}^2$$

风载荷

$$P_w = C K_h q_1 A = 1.65 \times 1 \times 250 \times 81 \text{ N} = 33.4125 \text{ kN}$$

(2) 非工作状态风载荷

$$\because H = 13 \text{ m}, \therefore K_A = \left(\frac{H}{10}\right)^{0.2} = 1.3^{0.2} = 1.054$$

非工作风压

$$q_I = 800 \text{ Pa}$$

风载荷

$$P_W = CK_A q_I A = 1.65 \times 1.054 \times 800 \times 81 \text{ N} = 112.7 \text{ kN}$$

二、习题

3-1 动载系数的意义是什么？要考虑哪些因素？根据什么条件来确定？

3-2 起重机的惯性力是指什么而言？怎样计算？其作用方向为何？

3-3 起重机金属结构设计中，载荷组合的原则是什么？

3-4 某室外工作的桥式起重机，起升机构满载悬吊不动，大、小车同时制动瞬间（起重机之间和挡块与起重机之间没有发生碰撞），作用在金属结构中的载荷有哪些？（用符号表示即可）。

3-5 已知一室外工作的吊钩桥式起重机部分参数如下：桥架质量 $m_c = 30 \text{ t}$ ，起重量 $m_Q = 10 \text{ t}$ ，小车质量 $m_s = 5 \text{ t}$ ，起升速度 $v_L = 7.71 \text{ m/min}$ ，小车运行速度 $v_T = 83.5 \text{ m/min}$ ，大车轨道高度差 $h \leq 2 \text{ mm}$ ，跨度 $L = 31.5 \text{ m}$ ，小车轮距 $b = 1.4 \text{ m}$ ，起升高度 $H = 12 \text{ m}$ ，假定 m_s 均匀分配于四个小车轮上， m_Q 在两主梁之间平均分配，而在小车轮距之间偏置 0.4 m ，试根据载荷组合确定小车的动轮压值 P_1 和 P_2 （图3-2）。

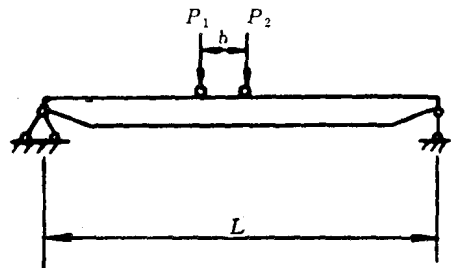


图 3-2

3-6 已知小车运行速度 $v_{T_s} = 45 \text{ m/min}$ ，其余参数同题3-5，试确定起重机和起重小车沿大车和小车轨道方向的水平惯性力。

第四章 设计计算原理

一、例题

例4-1 机械结构设计方法是什么？

答：设计金属结构时，首先应根据使用要求和技术、经济条件参照类似结构拟定整体结构方案，然后按其所承受的载荷对结构进行内力分析，求出各构（杆）件的内力，再进行构（杆）件和连接的设计，最后按制造工艺要求绘制施工图，结构设计的载荷与机器工作情况和计算方法的选取有关，目前在金属结构设计中广泛应用的是许用应力法。

例4-2 保证金属结构安全工作的条件是什么？

答：条件是金属结构必须同时满足强度、刚度和稳定性要求。

例4-3 起重机结构的工作级别是怎样划分的？

答：起重机结构的工作级别是根据起重机结构利用等级和应力状态划分为8级：A1～A8。利用等级按起重机结构在设计寿命期内总的应力循环次数来划分，次数越高，利用等级越高。应力状态是表明结构中应力的变化程度，它与两个因素有关，即与所起升的载荷产生的应力与额定载荷产生的应力之比（ σ_i/σ_{max} ）和各个应力 σ_i 出现的次数 n_i 与总的应力循环次数 N 之比（ n_i/N ）有关。

例4-4 载荷组合和安全系数有何关系？

答：金属结构静强度计算的安全系数与使用的载荷组合有关，主要是考虑各种载荷出现的机率差异和计算准确程度，与载荷组合Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ相应的钢材静强度（ σ_s ）的安全系数分别取为1.5、1.33和1.15，由此决定钢材的基本许用应力值 $[\sigma]$ 。

结构疲劳强度规定只按载荷组合Ⅰ进行计算，而疲劳强度的安全系数与载荷组合无关，它是对金属结构或连接的疲劳试验值（ σ_{-1} ）所用的安全系数，统一取为 $\frac{4}{3} \approx 1.33$ ，而由此决定疲劳许用应力基本值 $[\sigma_{-1}]$ 。

例4-5 金属结构静强度计算的依据是什么？为什么？

答：是以钢材在弹性范围工作为依据，即结构的应力不能超过钢材的屈服点。因为金属结构直接承受动载作用，载荷变化范围大，结构经常受到冲击和振动，若考虑钢材的塑性工作，容易引起塑性变形而不能满足结构安全工作的条件。

例4-6 影响金属结构疲劳强度的因素是什么？

答：是工作级别（应力谱和应力循环次数）、结构材料种类、接头连接型式（应力集中系数）、结构件的最大应力以及应力循环特性。

例4-7 试求偏心压杆的跨中总挠度 f_{Σ} ，符号参见图4-1。

解 首先求基本挠度 f_0 ：

由偏心力偶产生

$$f_0(Ne) = \frac{NeL^2}{8EI}$$

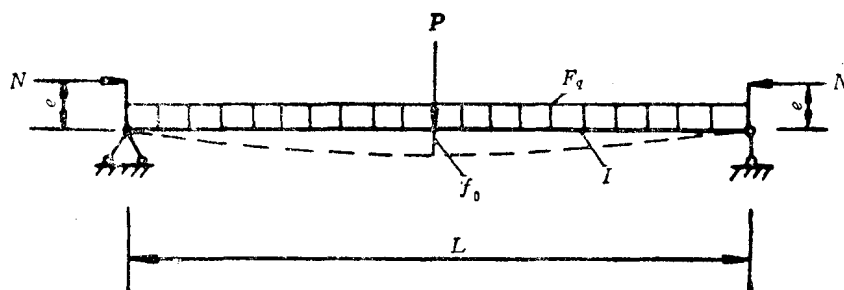


图 4-1

由均布载荷产生

$$f_0(F_q) = \frac{5F_q L^4}{384EI}$$

由跨中集中力产生

$$f_0(P) = \frac{PL^3}{48EI}$$

则总的基本挠度 $f_0 = f_0(Ne) + f_0(F_q) + f_0(P) = \frac{L^2}{EI} \left(\frac{Ne}{8} + \frac{5F_q L^2}{384} + \frac{PL}{48} \right)$

因为 $\alpha = \frac{N}{N_E} = \frac{NL^2}{\pi^2 EI}$, 所以总挠度为:

$$f_s = \frac{f_0}{1 - \alpha} = \frac{\frac{L^2}{EI} \left(\frac{Ne}{8} + \frac{5F_q L^2}{384} + \frac{PL}{48} \right)}{\frac{L^2}{EI} \left(\frac{EI}{L^2} - \frac{N}{\pi^2} \right)} = \frac{48Ne + 5F_q L^2 + 8PL}{384 \left(\frac{EI}{L^2} - \frac{N}{\pi^2} \right)}$$

例4-8 试证明质量为 $m' L$ 的简支梁质量 n 等分后, 各等距分布的质点的等效质量为 $m = \frac{m' L}{n+1}$ 。

证 设简支梁连续质量系统和与之对应的 n 等分质量等距分布的质点离散质量系统如图 4-2 a、b 所示。

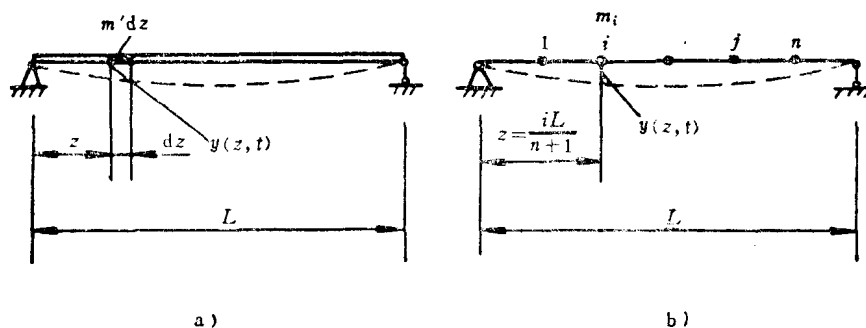


图 4-2

设位移函数 $y(z, t) = y_0 \sin \frac{\pi z}{L} \sin(\omega t + \psi)$

式中 y_0 为跨中最大振幅, ω 为角频率, ψ 为初相角。

连续质量系统最大振动速度:

$$\left. \frac{\partial y(z, t)}{\partial t} \right|_{\max} = y_0 \omega \sin \frac{\pi z}{L}$$

$m' dz$ 微段的最大动能:

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} m' dz \left[\frac{\partial y(z, t)}{\partial t} \Big|_{\max} \right]^2 = \frac{1}{2} y_0^2 \omega^2 m' \sin^2 \left(\frac{\pi z}{L} \right) dz$$

则连续质量系统的总动能:

$$\begin{aligned} E_{k \max}^{m'L} &= \int_0^L \Delta E_k = \int_0^L \frac{1}{2} y_0^2 \omega^2 m' \sin^2 \left(\frac{\pi z}{L} \right) dz = \frac{m'}{2} y_0^2 \omega^2 \frac{L}{\pi} \int_0^L \sin^2 \left(\frac{\pi z}{L} \right) d \left(\frac{\pi z}{L} \right) \\ &= \frac{m'}{2} y_0^2 \omega^2 \frac{L}{\pi} \left[\frac{1}{2} \frac{\pi}{L} z - \frac{1}{4} \sin \left(\frac{2\pi z}{L} \right) \right]_0^L = \frac{m'}{4} y_0^2 \omega^2 L \end{aligned}$$

离散质量系统最大振动速度:

$$\frac{\partial y \left(\frac{iL}{n+1}, t \right)}{\partial t} \Big|_{\max} = y_0 \omega \sin \left(\frac{\pi}{L} \frac{iL}{n+1} \right)$$

$$\text{各质点 } m_i \text{ 的最大动能: } \Delta E_{ki} = \frac{1}{2} m_i \left[\frac{\partial y \left(\frac{iL}{n+1}, t \right)}{\partial t} \Big|_{\max} \right]^2$$

则离散质量系统总动能:

$$E_{k \max}^{\sum m_i} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i y_0^2 \omega^2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{L} \frac{iL}{n+1} \right) = \frac{m}{2} y_0^2 \omega^2 \sum_{i=1}^n \sin^2 \left(\frac{\pi i}{n+1} \right) \quad (m_i = m)$$

由 $E_{k \max}^{m'L} = E_{k \max}^{\sum m_i}$, 有

$$m = \frac{m' L}{2 \sum_{i=1}^n \sin^2 \left(\frac{\pi i}{n+1} \right)}$$

根据三角级数求和公式:

$$\sum_{i=1}^n \sin^2 ix = \frac{n}{2} - \frac{1}{2} \cos(n+1)x \sin nx \csc x$$

设 $x = \frac{\pi}{n+1}$, 则

$$\begin{aligned} 2 \sum_{i=1}^n \sin^2 i \left(\frac{\pi}{n+1} \right) &= n - \cos(n+1) \frac{\pi}{n+1} \sin n \frac{\pi}{n+1} \csc \frac{\pi}{n+1} \\ &= n - \cos \pi \sin \frac{n+1-1}{n+1} \pi \csc \frac{\pi}{n+1} \\ &= n - (-1) \sin \left(\pi - \frac{\pi}{n+1} \right) \csc \frac{\pi}{n+1} \\ &= n + \left(\sin \pi \cos \frac{\pi}{n+1} - \cos \pi \sin \frac{\pi}{n+1} \right) \csc \frac{\pi}{n+1} \\ &= n + \left[0 - (-1) \sin \frac{\pi}{n+1} \right] \frac{1}{\sin \frac{\pi}{n+1}} = n+1 \end{aligned}$$

$$\therefore m = \frac{m' L}{n + 1}$$

证毕。

二、习题

- 4-1 起重机的工作级别与结构的工作级别有何关系？它们是根据什么划分的？
 4-2 金属结构的计算原理是什么？
 4-3 什么是钢材的疲劳和疲劳强度？
 4-4 什么叫轴心受压构件的临界载荷？它与什么因素有关？
 4-5 偏心受压构件的临界载荷是根据什么条件确定的？
 4-6 结构振动分析主要解决什么问题？
 4-7 多自由度振动系统转化为单自由度系统计算时，其等价条件是什么？
 4-8 试求受弯构件的最大载荷 P ，构件截面及计算简图如图 4-3 所示。假设构件的整

体、局部稳定性已保证，材料为 Q 235，许用应力 $[\sigma] = 175 \text{ MPa}$ ，许用静挠度 $[Y_L] = \frac{L}{1000}$ 。

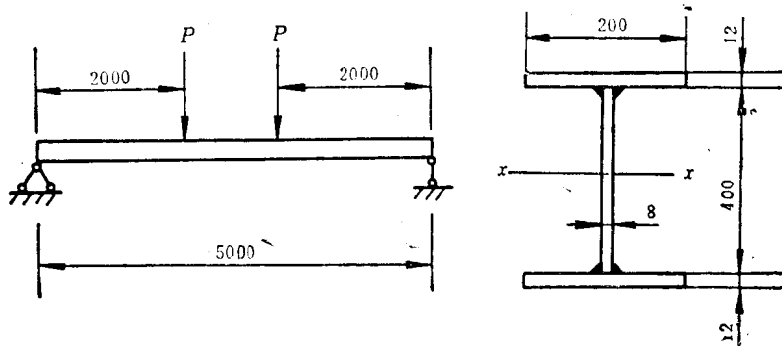


图 4-3

4-9 计算拉杆的强度，截面为 2[36 a，材料为 Q 235，拉力 $N = 2000 \text{ kN}$ ，许用应力 $[\sigma] = 175 \text{ MPa}$ ，拉杆如图 4-4 所示。

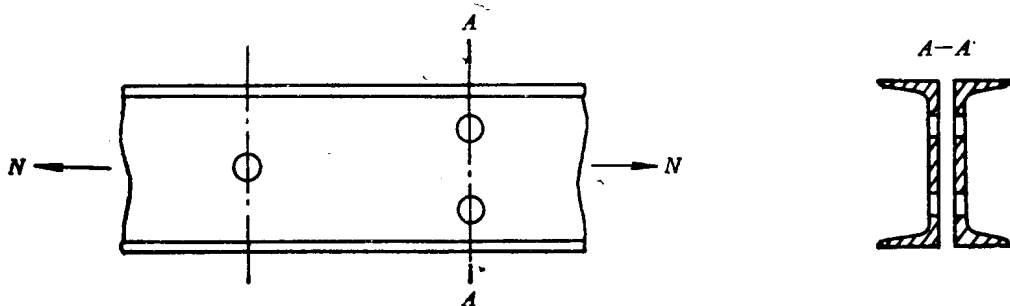


图 4-4

4-10 试计算轴心压杆的临界应力及其稳定安全系数。杆长 $l = 5 \text{ m}$ ，截面型式和尺寸见图 4-5，材料为 Q 235，轴向力 $N = 1100 \text{ kN}$ ，许用应力 $[\sigma] = 175 \text{ MPa}$ 。

4-11 选择偏心压杆的焊接组合截面，并验算其应力值。已知轴向力 $N = 600 \text{ kN}$ ，横向

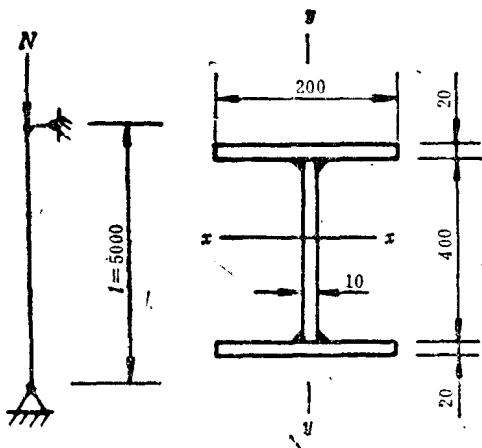


图 4-5

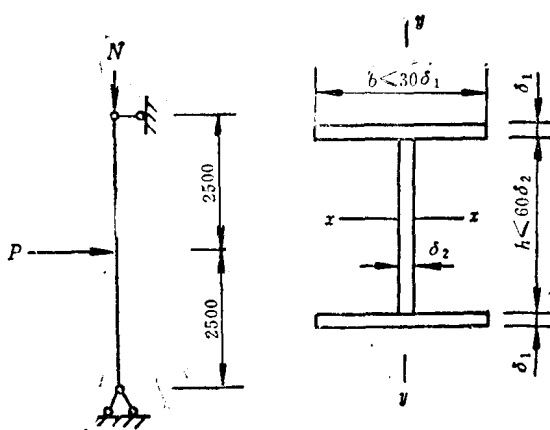


图 4-6

载荷 $P = 200 \text{ kN}$ (作用在最大刚度平面), 杆长 $l = 5 \text{ m}$, 杆件截面型式为工字型, 并适合图4-6的尺寸要求, 材料为 Q 235, $[\sigma] = 175 \text{ MPa}$, $[\lambda] = 120$ 。

4-12 一端自由一端固定柱受有偏心载荷 N , 其偏心距为 e , 试求柱顶端最大挠度和柱中最大弯矩 $M_{\max}$ 。已知柱的惯性矩为 I , 长度为 l , 柱的计算图示参见图 4-7, 试用给定的符号表达所求结果。

4-13 截面为 I 25 a 的工字钢两端铰接柱, 柱高 $l = 9 \text{ m}$, 试决定其临界应力大小。若稳定安全系数 $n_{cr} = 2.5$, 试问柱上能够承受多大的轴向力?

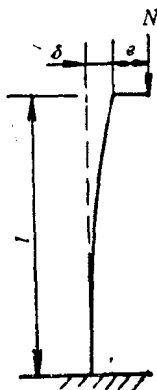


图 4-7

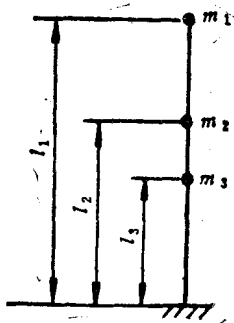


图 4-8

4-14 试用压弯构件的计算精确式和近似式分别计算两端铰接柱的最大载荷 N 。已知柱高 $l = 2 \text{ m}$, 截面为 $\angle 100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 的角钢, N 作用于角钢两个边的交点上。

4-15 一悬臂钢管柱, 外径 $D = 219 \text{ mm}$, 壁厚 $\delta = 10 \text{ mm}$, 柱高 $l = 10 \text{ m}$, 材料 Q 235, 柱上面有三个集中质量 $m_1 = 6 \text{ t}$, $m_2 = 4 \text{ t}$, $m_3 = 3 \text{ t}$ 它们距柱底分别为 $l_1 = 10 \text{ m}$, $l_2 = 7 \text{ m}$, $l_3 = 5 \text{ m}$, 试用能量法求解柱的自振频率。悬臂柱的计算简图见图4-8。

4-16 试求图4-9所示简支梁的自振频率, 梁的总质量为 m , 质量分布情况如图示, 梁的惯性矩为 I , 跨度为 L (题示: 跨中具有单个集中质量 m_0 的简支梁其自振频率为 $f =$

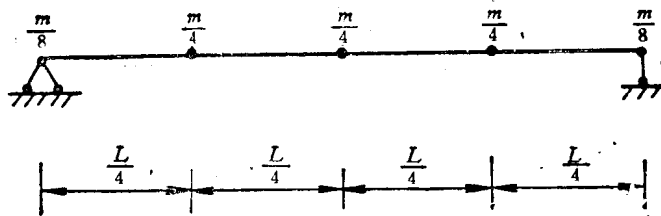


图 4-9

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m_0}}).$$

4-17 试验算主梁的疲劳强度。已知参数为：起重量 $m_0 = 50 \text{ t}$ ，跨度 $L = 28.5 \text{ m}$ ，工作级别 A6，材料 Q235，主梁截面尺寸见图 4-10，动力、冲击系数 $\varphi_1 = 1.1$ ， $\varphi_2 = 1.2$ ， $\varphi_3 = 1.18$ ，小车质量 $m_x = 30 \text{ t}$ ，小车极限位置 $C_1 = 1.5 \text{ m}$ ，轨道置于上翼缘板中央。

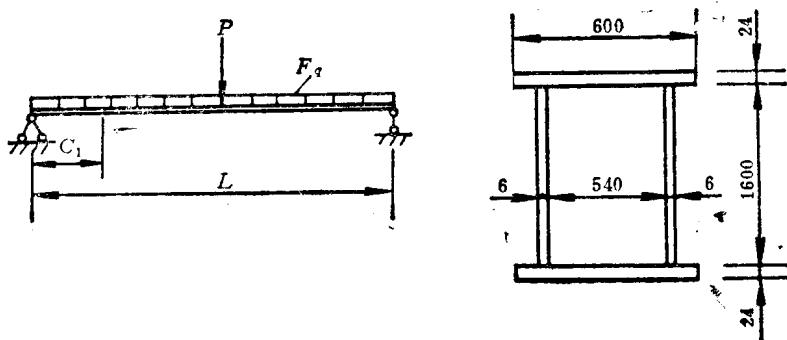


图 4-10

4-18 试校核工字梁 a 点的疲劳强度，梁的计算简图及截面尺寸如图 4-11 所示。已知跨度 $L = 20 \text{ m}$ ，小车极限位置 $C_1 = 1 \text{ m}$ ，跨中集中力 $P = 200 \text{ kN}$ ，均布力 $F_q = 80 \text{ kN/m}$ ，材料 Q235，许用应力 $[\sigma] = 175 \text{ MPa}$ 。

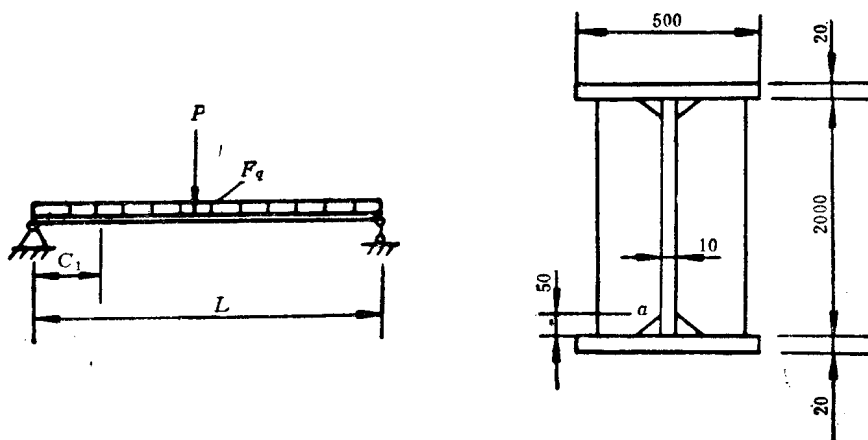


图 4-11

4-19 计算焊接工字型截面偏心压杆的强度。偏心荷载 $N = 200\text{kN}$ ，作用于截面 C 点上，杆长 $l = 5\text{ m}$ ，上端自由，下端固定，材料 Q235，许用应力 $[\sigma] = 175\text{MPa}$ ，压杆截面如图 4-12 所示。

4-20 利用 4-19 题的数据，验算该压杆的稳定性。若不满足要求，请设法加强，并说明理由。

4-21 试求图 4-13 所示压杆的临界载荷。 I 为杆件截面惯性矩。

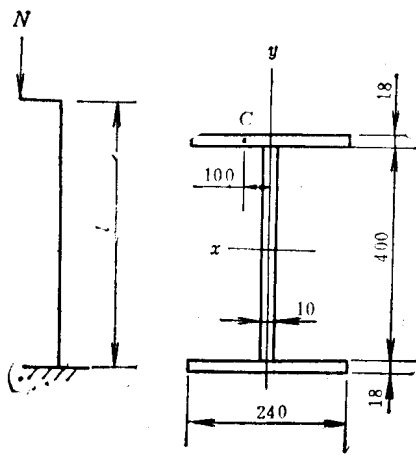


图 4-12

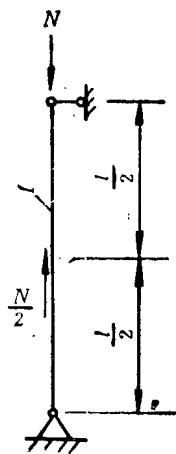


图 4-13

第五章 金属结构的连接

一、例题

例5-1 贴角焊缝的计算假定是什么？为什么？

答：贴角焊缝的计算假定是贴角焊缝沿其分角线(即 45° 方向)破坏，而且按强度较小的剪切破坏来计算，计算中不论连接受弯、受拉压，还是受剪，均接受剪对待。因为贴角焊缝受力复杂，焊缝中有正应力，也有剪应力存在，并且分布不均匀，其破坏形式可能是多种多样的。而上述假定的破坏形式出现的可能性最大，按此方法计算偏于安全的。

例5-2 计算桥架箱型主、端梁的焊接连接。考虑到力的偏心作用，梁传递的最大支承力 $F_R = 1.2F_{max}$ ，主梁的变化支反力 $F_{max} = 2.375 \times 10^5 \text{ N}$ ， $F_{min} = 8.75 \times 10^4 \text{ N}$ ，工作级别 A8，材料为 16Mn，焊条 E4301，许用应力 $[\sigma] = 260 \text{ MPa}$ ， $[\tau] = 150 \text{ MPa}$ ， $[\tau_h] = 0.8 \times [\sigma] / \sqrt{2}$ ，连接构造如图 5-1 所示，试决定连接板的尺寸与焊缝尺寸。

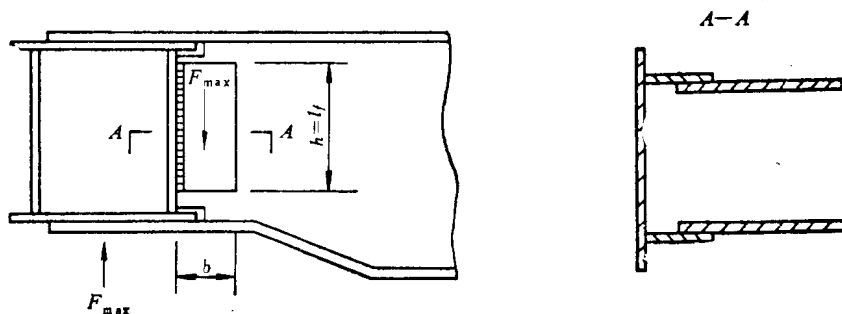


图 5-1

解 1. 进行静强度计算

设焊缝厚度 $h_f = 6 \text{ mm}$ ， $[\tau_h] = 0.8 \times 260 / \sqrt{2} \text{ MPa} = 147 \text{ MPa}$ ，则焊缝长度

$$l_f = \frac{1.2 F_{max}}{2 \times 0.7 h_f [\tau_h]} + 10 = \left(\frac{1.2 \times 2.375 \times 10^5}{2 \times 0.7 \times 6 \times 147} + 10 \right) \text{ mm} = 241 \text{ mm}, \text{ 实际取 } l_f = 300 \text{ mm}.$$

$$\text{焊缝静强度} \quad \tau_h = \frac{1.2 F_{max}}{2 \times 0.7 h_f l_f} = \frac{1.2 \times 2.375 \times 10^5}{2 \times 0.7 \times 6 \times 300} \text{ MPa} = 113.1 \text{ MPa} < [\tau_h]$$

2. 进行疲劳强度计算：

因为循环特性 $r = \frac{1.2 F_{min}}{1.2 F_{max}} = \frac{1.2 \times 8.75 \times 10^4}{1.2 \times 2.375 \times 10^5} = 0.3684 > 0$ (支反力 F_{min} ， F_{max} 对连接均有偏心作用，故用 1.2 考虑其力矩作用) 按应力集中系数 K_0 查出 $[\sigma_{-1}] = 84 \text{ MPa}$ ， $\sigma_s = 500 \text{ MPa}$ ，则

$$[\sigma_{r1}] = \frac{1.67 [\sigma_{-1}]}{1 - \left(1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45 \sigma_s} \right) r} = \frac{1.67 \times 84}{1 - \left(1 - \frac{84}{0.45 \times 500} \right) \times 0.3684} \text{ MPa} = 182.4 \text{ MPa}$$

所以

$$[\tau_r] = \frac{[\sigma_{rr}]}{\sqrt{2}} = \frac{182.4}{\sqrt{2}} \text{ MPa} = 129 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{1.2 F_{\max}}{2 \times 0.7 h_f \times l_f} = \frac{1.2 \times 2.375 \times 10^5}{2 \times 0.7 \times 6 \times 300} \text{ MPa} = 113.1 \text{ MPa} < [\tau_r]$$

考虑到端梁翼缘板的外伸尺寸, 连接板宽取为 $b = 200 \text{ mm}$, 高取为 $h = 300 \text{ mm}$, 厚度取为 $\delta = 6 \text{ mm}$, 焊接在主梁腹板两侧, 并与端梁连为一体。连接板的静强度 $\tau = \frac{1.2 F_{\max}}{2 \delta h} = \frac{1.2 \times 2.375 \times 10^5}{2 \times 6 \times 300} \text{ MPa} = 79.2 \text{ MPa} < [\tau]$ 。从以上计算可知, 连接是合适的。

例5-3 试决定图 5-2 所示承轨梁端部的起重机阻进装置(挡块)连接的最大承载能力 F 。10个连接铆钉的直径 $d_0 = 20 \text{ mm}$, 孔径 $d = 21.5 \text{ mm}$, 材料为 ML3, 许用应力按教材表 5-4 查取。

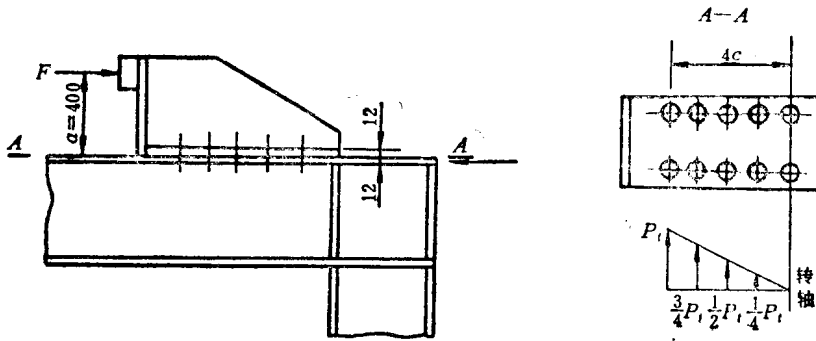


图 5-2

解 由表 5-4 查得:

$$[\tau^m] = 0.9[\sigma] = 0.9 \times 175 \text{ MPa} = 157.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma^m] = 0.56[\sigma] = 0.56 \times 175 \text{ MPa} = 98 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_c^m] = 2[\sigma] = 2 \times 175 \text{ MPa} = 350 \text{ MPa}$$

则一个铆钉的承载能力:

$$[P_j^m] = \frac{\pi d^2}{4} [\tau^m] = \frac{\pi \times 21.5^2}{4} \times 157.5 \text{ N} = 57180 \text{ N}$$

$$[P_t^m] = \frac{\pi d^2}{4} [\sigma_t^m] = \frac{\pi \times 21.5^2}{4} \times 98 \text{ N} = 35579 \text{ N}$$

$$[P_c^m] = \delta d [\sigma_c^m] = 12 \times 21.5 \times 350 \text{ N} = 90300 \text{ N}$$

以下分别计算连接的承载能力:

按剪切计算: $\frac{F}{n} \leq [P_j^m]$

$\therefore F \leq n [P_j^m] = 10 \times 57180 \text{ N} = 571.8 \text{ kN}$

按承压计算: $\frac{F}{n} \leq [P_c^m]$

$\therefore F \leq n [P_c^m] = 10 \times 90300 \text{ N} = 903 \text{ kN}$

按拉脱计算: