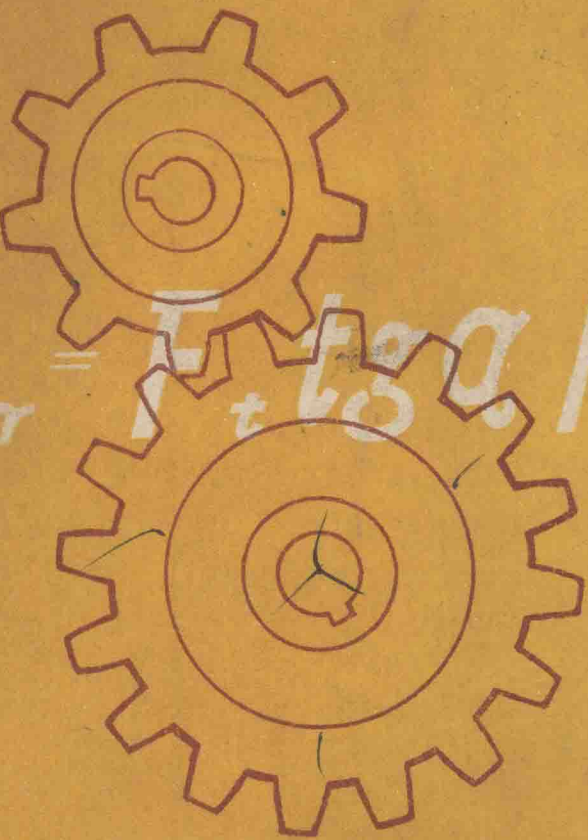


机械零件解题分析

曲中谦 主编



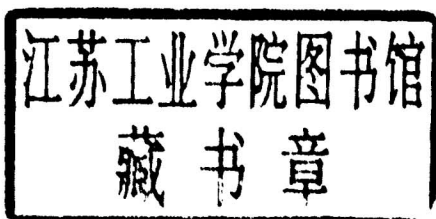
$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} N$$

$$F_r = F_t \tan \alpha N$$

辽宁科学技术出版社

机 械 零 件 解 题 分 析

曲中谦 主编



辽宁科学技术出版社

一九八六年·沈阳

内 容 简 介

本书对中央广播电视大学吴宗泽主编的《机械零件》一书中的部分习题，作了较详细的解析。此外，附有中央电大历届《机械零件》考试题和《机械零件》考试题汇编。

本书可供电视大学、高等工科院校、业余大学、函授大学的教师和学生参考。

机 械 零 件 解 题 分 析

Jixie lingjian jieti fenxi

曲中谦 主编

辽宁科学技术出版社出版 (沈阳市南京街6段1里2号)
沈阳广播电视大学发行 沈阳冶金设计院印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 107/8 字数: 256,000
1986年11月第1版 1986年11月第1次印刷

责任编辑: 刘绍山 秦守雍
封面设计: 孙 波

印数: 1—3,000

统一书号: 15288·255 定价: 1.90元

前 言

《机械零件》课程由于内容多，知识面广又受到授课学时的限制，有些章节内容难于在限定的时间内讲全讲透。加之本届电大所用教材中的习题数量多，内容广，难度大，授课中又不能占用更多学时讲解例题。学生普遍感到前一章内容尚未很好复习、理解，新的章节又讲授了。因此很难掌握解题的思路和技巧，往往是见题生畏，无从入手。

针对上述情况，应广大辅导教师和同学的一致要求，我们赶写了《机械零件解题分析》一书，以期帮助同学在较短的时间内，尽可能地掌握解题的基本要领，提高分析问题和解决问题的能力。同时把解题和教材的内容紧密的结合起来，加深同学对该课程的基本概念和基本理论的理解和掌握。

编写中，力求与中央电大《机械零件》教材保持一致性，以便于电大辅导教师和同学参考使用。

本书编写者有：曲中谦、高泽远、柳振英、白景忠、冯素范、韩继忠、曹国春、庄家友、张英斌、吕志强。由曲中谦担任主编。

限于编者的水平和时间的仓促，书中漏误难免，敬请批评指正并及时函告。

编 者

一九八六年十月

目 录

前 言

第一章 机械零件设计概述.....	(1)
第二章 机械零件的强度.....	(6)
第三章 螺纹联接和螺旋传动.....	(12)
第四章 键、销、过盈配合联接.....	(33)
第五章 传动总论.....	(41)
第六章 带传动.....	(47)
第七章 齿轮传动.....	(57)
第八章 蜗杆传动.....	(81)
第九章 链传动.....	(87)
第十章 摩擦轮传动和无级变速器.....	(92)
第十一章 轴.....	(97)
第十二章 滚动轴承.....	(106)
第十三章 滑动轴承.....	(121)
第十四章 联轴器和离合器.....	(130)
第十五章 弹簧.....	(138)
附录一：中央电大历届《机械零件》试题.....	(144)
附录二：《机械零件》试题汇编.....	(154)

第一章 机械零件设计概述

1—1 查手册得到下面各种材料的名称和性能数据填入表中（表见第13页）解答略

*1—2 有两种材料，其屈服强度为 σ_{s1} 、 σ_{s2} ，密度为 γ_1 、 γ_2 ，弹性模数为 E_1 、 E_2 ，试证明由此二种材料中选择一种作成一根杆，并要求此杆的重量较轻（设二种材料安全系数相同），则：当受拉力时应该取 σ_s/γ 大的材料，受弯曲时应该取 $\sigma_s^{2/3}/\gamma$ 大的材料，受冲击载荷时取 $(\sigma_s)^2/(E\gamma)$ 大的材料（考虑弹性变形能）[4]。

注： σ_s/γ 、 $\sigma_s^{2/3}/\gamma$ 、 $(\sigma_s)^2/(E\gamma)$ 称为重量指标

解 1. 当二杆受拉时，其重量比为：

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{A_1 L \gamma_1 g}{A_2 L \gamma_2 g} = \frac{A_1 \gamma_1}{A_2 \gamma_2} = \frac{[F/(\sigma_{s1}/s)] \gamma_1}{[F/(\sigma_{s2}/s)] \gamma_2} = \frac{\gamma_1 / \sigma_{s1}}{\gamma_2 / \sigma_{s2}} = \frac{\sigma_{s2} / \gamma_2}{\sigma_{s1} / \gamma_1}$$

式中： W —杆重； A —杆的断面积； L —杆长；

γ —密度； g —重力加速度； σ_s —材料的屈服限； s —安全系数；可见，若想 W_1 轻必使 σ_{s1}/γ_1 大。

2. 当二杆受弯曲时，其重量比为：

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{A_1 \gamma_1}{A_2 \gamma_2} = \frac{(\pi d_1^2/4) \gamma_1}{(\pi d_2^2/4) \gamma_2} = \frac{d_1^2 \gamma_1}{d_2^2 \gamma_2}$$

式中： d —为杆的直径；其它符号意义如前。

根据杆在弯曲时， $d^2 \geq (32MS/\pi)^{2/3} (1/\sigma_s)^{2/3}$ 式中 M 为杆所受的弯矩。将 d^2 代入上式则得

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\gamma_1 / \sigma_{s1}^{2/3}}{\gamma_2 / \sigma_{s2}^{2/3}} = \frac{\sigma_{s2}^{2/3} / \gamma_2}{\sigma_{s1}^{2/3} / \gamma_1}$$

可见，若想 W_1 轻必使 $\sigma_{s1}^{2/3}/\gamma_1$ 大。

3. 当二杆受冲击时：

$$\text{冲击物体的动能 } T = \frac{1}{2} Q v^2$$



$$\text{受冲物体的弹性变形能 } U = \frac{1}{2} P \Delta L = \frac{1}{2} \frac{P^2 L}{EA} = \frac{1}{2} \frac{P^2 L A}{A^2 E} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_s^2}{S^2} \frac{LA}{E}$$

式中 P 为冲击力

ΔL 为受冲物体的压缩变形

其它符号意义如前

由于 $T=U$: $\frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2 = \frac{1}{2} \frac{\sigma_s^2}{S^2} \frac{AL}{E}$ 得

$$A_1 = \frac{QV^2 S^2}{g} \cdot \frac{E_1}{\sigma_{s1}^2}$$

$$A_2 = \frac{QV^2 S^2}{g} \cdot \frac{E_2}{\sigma_{s2}^2}$$

$$\text{则 } \frac{W_1}{W_2} = \frac{A_1 \gamma_1}{A_2 \gamma_2} = \frac{E_1 \gamma_1 / \sigma_{s1}^2}{E_2 \gamma_2 / \sigma_{s2}^2} = \frac{\sigma_{s2}^2 / E_2 \gamma_2}{\sigma_{s1}^2 / E_1 \gamma_1}$$

可见, 若使 W_1 轻必使 $\sigma_{s1}^2 / E_1 \gamma$ 大。

1—3 用压板夹持加工零件, 要求夹持力 $F=20000$ N, 压板材料的许用应力为: 弯曲 $[\sigma]_b=55\text{MPa}$, 拉伸 $[\sigma]=50\text{MPa}$, 剪切 $[\tau]=44\text{MPa}$

1. 分析螺栓装在什么位置时, 压板强度最弱:

2. 按最不利条件确定压板厚度 h 。

解 1. 螺栓移至最右端时, 因弯矩最大故压板的强度最弱。

2. 解法一 (略去 τ 的作用)

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{F(300+50)}{(150-40)h^2/6} \leq [\sigma]_b$$

$$\text{则 } h \geq \sqrt{\frac{F \times 350}{110^2 [\sigma]_b / 6}} = \sqrt{\frac{20000 \times 350}{110^2 \times 55 / 6}} = 83.32\text{mm}$$

取 $h=85\text{mm}$

解法二 (考虑 τ 的影响)

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{F \times 350}{110h^2/6}$$

$$\tau = \frac{F}{110 \times h}$$

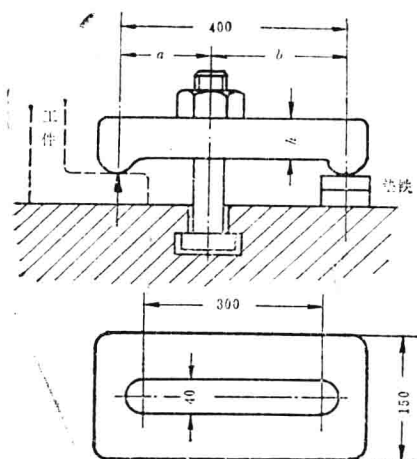
式中: W 为板的抗弯断面系数。

采用第三强度理论: $\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] = 50\text{MPa}$

将 σ 、 τ 代入上式得

$$\sigma_c = \sqrt{\left(\frac{F \times 350}{110 \times h^2/6}\right)^2 + 4\left(\frac{F}{110 \times h}\right)^2} \leq 50\text{MPa}$$

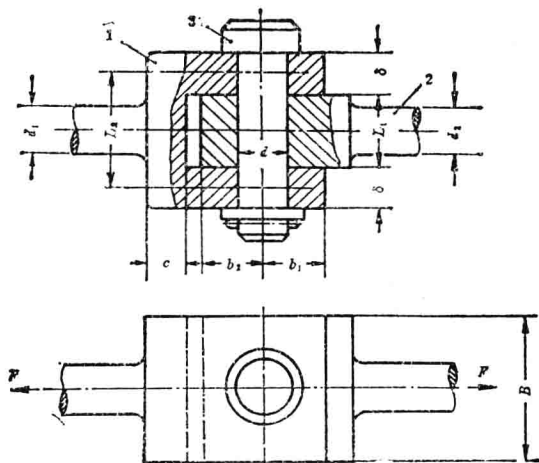
将 $F=20000\text{N}$ 代入上式解出 $h \geq 87.3\text{mm}$, 取 $h=90\text{mm}$ 。



题1-3图

注：采用第三强度理论是为了偏于安全。

1—4 图示杆1和杆2用销钉3相联接，拉力 $F=20\text{KN}$ 。杆用A3，销用A5钢制造。杆的许用应力：拉伸 $[\sigma]=80\text{MPa}$ ，挤压 $[\sigma]_p=120\text{MPa}$ ，剪切 $[\tau]=50\text{MPa}$ 。销钉的许用应力：弯曲 $[\sigma]_b=100\text{MPa}$ ，剪切 $[\tau]=60\text{MPa}$ ，试按等强度设计的原则，确定结构的各部分尺寸。



题1—4图

解 1. 1、2杆沿 d_1 、 d_2 处被拉断

$$\sigma = \frac{F}{\pi d_i^2/4} \leq [\sigma]$$

$$d_i \geq \sqrt{\frac{F}{\pi [\sigma]/4}} = \sqrt{\frac{20000}{\pi \times 80/4}} = 17.8\text{mm}; \text{取 } d_1 = 18\text{mm}, d_2 = 18\text{mm}.$$

2. 销钉被剪断

$$\tau = \frac{F}{2 \times \pi d^2/4} = [\tau]'$$

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{2 \times \pi \times [\tau]'/4}} = \sqrt{\frac{20000}{2 \times \pi \times 60/4}} = 14.57\text{mm}; \text{取 } d = 15\text{mm}.$$

3. 1杆沿孔壁被挤坏

$$\sigma_p = \frac{F}{2d\delta} \leq [\sigma]_p$$

$$\therefore \delta \geq \frac{F}{2d [\sigma]_p} = \frac{20000}{2 \times 15 \times 120} = 5.56\text{mm}; \text{取 } \delta = 6\text{mm}$$

4. 2杆沿孔壁被挤坏

$$\sigma_p = \frac{F}{dL_1} \leq [\sigma]_p$$

$$\therefore L_1 \geq \frac{F}{d [\sigma]_p} = \frac{20000}{15 \times 120} = 11.1\text{mm}; \text{取 } L_1 = 12\text{mm}.$$

5. 校核销钉受弯曲

$$M_{max} = \frac{F}{2} \left(\frac{\delta}{2} + \frac{L_1}{2} \right) = \frac{F}{2} \times \frac{L_1}{4} = \frac{20000 \times 6}{2} = 60000 \text{ Nmm}。$$

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq [\sigma] \quad [\sigma] = 100 \text{ MPa}$$

$$\therefore d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{\pi [\sigma] / 32}} = \sqrt[3]{\frac{60000}{\pi \times 100 / 32}} = 18.2 \text{ mm}$$

取 $d=20\text{mm}$, 杆孔取 $d'=21.5\text{mm}$ [此后取 $d=20\text{mm}$]。

6. 1杆沿有孔断面被拉断

$$\sigma = \frac{F}{2(B-d')\delta} \leq [\sigma]$$

$$B = \frac{F}{2\delta [\sigma]} + d' = \frac{20000}{2 \times 6 \times 80} + 21.5 = 42.3 \text{ mm}; \text{ 取 } B=42 \text{ mm}。$$

7. 2杆沿有孔断面被拉断

$$\sigma = \frac{F}{(B-d')L_1} \leq [\sigma]$$

$$\therefore B \geq \frac{F}{[\sigma] L_1} + d' = \frac{20000}{80 \times 12} + 21.5 = 42.3 \text{ mm}; \text{ 取 } B=43 \text{ mm}。$$

8. 1杆沿C面被剪坏

$$\tau = \frac{F}{2CB} \leq [\tau]$$

$$\therefore C \geq \frac{F}{2B [\tau]} = \frac{20000}{2 \times 43 \times 52} = 4.47 \text{ mm}; \text{ 取 } C=5 \text{ mm}。$$

9. 1杆沿 b_1 处被剪坏

$$\tau = \frac{F}{2 \times 2 (b_1 - d'/2) \delta} \leq [\tau]$$

$$\therefore b_1 \geq \frac{F}{2 \times 2 \times \delta [\tau]} + \frac{d'}{2} = \frac{20000}{2 \times 2 \times 6 \times 50} + \frac{21.5}{2} = 27.42 \text{ mm}; \text{ 取 } b_1 = 28 \text{ mm}。$$

10. 2杆沿 b_2 边被剪坏

$$\tau = \frac{F}{2(b_2 - d'/2)L_1} \leq [\tau]$$

$$\therefore b_2 \geq \frac{F}{2L_1 [\tau]} + \frac{d'}{2} = \frac{20000}{2 \times 12 \times 50} + \frac{21.5}{2} = 27.42 \text{ mm}; \text{ 取 } b_2 = 28 \text{ mm}$$

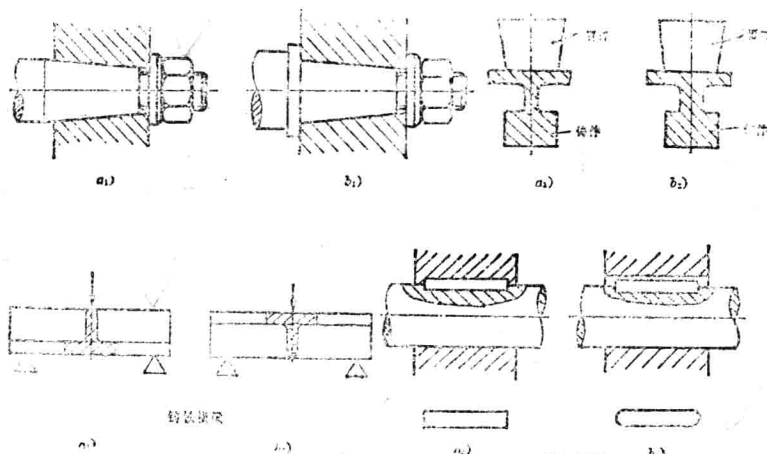
1—5 本章例题, 如果 $t=55\text{mm}$, $s=7\text{mm}$ 保持不变, 试改进其结构以提高铆接接头效率 (设计提高方案, 画出结构图并进行计算)。

铆钉钉孔直径 (GB152—76摘录)

铆钉直径 d	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
钉孔直径 精装配	4.1	5.2	6.2	8.2	10.3	12.4	14.5	16.5				
d ₀ 粗装配	4.5	5.5	6.5	8.5	11	13	15	17	19	21.5	23.5	25.5

参见〔2〕第1页

1—6 根据工艺性的原理分析以下结构的a、b两个方案，哪个合理？并说明理由。



题1—6图

解 a₁正确：能保证锥面紧密接触。

b₁错误：尺寸干涉，无法实现锥面与轴环的同时紧密接触。

a₂错误：冒口下边的直边部分太薄易冷却而使金属无法再流向上边的冒口中去。

a₃正确：在梁的下部产生的拉应力小。

a₄错误：键无法装入轮毂中去。

解题分析

按强度设计机械零件是设计机械零件的基本方法。

为了按强度设计机械零件必须首先弄清楚机械零件在外力作用下，可能产生的失效形式有哪些，只有找出可能产生的失效形式以后，才能针对每种失效形式建立相应的强度计算公式。

因此，如何正确地分析零件的失效形式是解决强度计算问题的关键。

本章题目在建立强度条件的同时，又着重要求机械零件的等强度设计问题。这是解决在一个零件如有几种失效形式同时存在时，对零件进行强度计算的重要方法。

本章的1—2题是一个较难的题目，但它是一个如何使零件在各种受力情况下的轻量化问题，对指导工程设计是有一定的实际意义的。

本章的1—6题是一个关于机械零件的结构合理的问题，通过该题的训练使同学们初步建立起结构设计概念，通过该题的训练使同学们了解到机械零件的设计不仅仅是强度问题，而结构设计也是相当重要的。

第二章 机械零件的强度

习题二

2—1 从应力类型、材料强度指标、失效本质等来比较疲劳强度失效和静强度失效的区别。

解 静应力 ($r=+1$) $\left\{ \begin{array}{l} \text{塑性材料} \rightarrow \text{塑性变形失效}, \sigma_{lim} = \sigma_s \\ \text{脆性材料} \rightarrow \text{脆性断裂失效}, \sigma_{lim} = \sigma_B \end{array} \right.$

变应力 ($+1 > r \geq -1$) $\left\{ \begin{array}{l} \text{各种材料} \left\{ \begin{array}{l} \text{塑性变形失效}, \sigma_{lim} = \sigma_s \\ \text{疲劳断裂失效}, \sigma_{lim} = \sigma_{rN} \end{array} \right. \end{array} \right.$

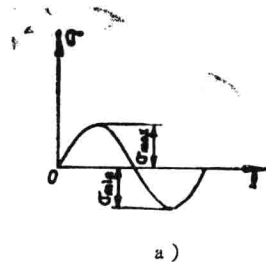
其 σ_{rN} 取值方法如下

$$\left. \begin{array}{l} r = -1 \text{ 时}, \sigma_{rN} = \sigma_{-1N} = \sigma_{-1} K_N \\ r = 0 \text{ 时}, \sigma_{rN} = \sigma_{0N} = \sigma_0 K_N \\ +1 > r \geq -1 \text{ 时}, \sigma_{rN} = \sigma_r K_N \end{array} \right\} \text{疲劳强度破坏}$$

2—2 试判断下述受稳定变应力零件的应力类型与性质, 写出应力循环特征 r , 并画出相应的应力谱: (1) 转轴所受的弯曲应力 σ_b ; (2) 传动轴所受的扭应力 τ (考虑频繁启动、单向转动); (3) 双侧传动的轮齿的弯曲应力 σ_b ; (4) 受变载荷的压缩螺旋弹簧。

解 1. 转轴所受的弯曲应力 σ 。

转轴的弯曲应力 σ_b 为对称循环变应力, 即 $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$, $\sigma_m = 0$, $r = -1$, 应力谱为 a) 图所示。

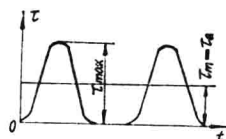


2. 频繁启动、单向转动的传动轴的扭应力 τ

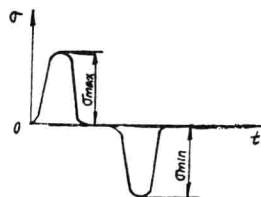
该轴的扭应力 τ 为脉动循环变应力, 即 $\tau_{max} = 2\tau_s$, $\tau_{min} = 0$, $\tau_m = \tau_s$, $r = 0$, 应力谱为 b) 图。

3. 双侧传动的轮齿的弯曲应力 σ 。

该弯曲应力 σ_b 为对称循环变应力, 但 σ_{max} 和 σ_{min} 间断作用, 即 $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$, $\sigma_s = \sigma_{max}$, $\sigma_m = 0$, $r = -1$, 应力谱为 c) 图所示。



b)

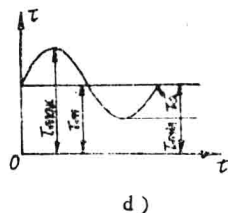


c)

图所示,

4. 受变载荷的压缩螺旋弹簧

受变载荷的压缩螺旋弹簧, 其簧丝截面中受扭应力 τ 的作用, 一般弹簧安装时均有预压紧, 此时弹簧受压力 F_{min} , 当工作力 F 作用后, 弹簧受压力 F_{max} 。故当 F 由 $0 \rightarrow F$ 作用时, 弹簧所受压力为 $F_{min} \rightarrow F_{max}$ 变化。对应 F_{min} 为 τ_{min} , 对应 F_{max} 为 τ_{max} , 故扭应力在 τ_{min} , τ_{max} 间循环变化, $\tau_{max} > \tau_{min} > 0$, $\tau_a \neq 0$, $\tau_m \neq 0$, $\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$, $\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$, $0 < r < +1$ 。应力谱如d)图所示(非对称循环)。



2—3 某静止构件受弯曲应力 $\sigma_b = 150\text{MPa}$, 扭转应力 $\tau = 50\text{MPa}$; 材料35号钢($\sigma_B = 540\text{MPa}$, $\sigma_S = 320\text{MPa}$); 静强度安全系数 $[S] = 1.5$; 求: (1) 许用拉应力 $[\sigma]$ 和许用剪应力 $[\tau]$; (2) 分别用第一、三、四强度理论求计算应力 σ_c , 并核验静强度安全否? 用哪个理论较合理?

解 1. 求许用拉应力 $[\sigma]$ 和许用剪应力 $[\tau]$

由于35号钢是塑性材料, 故取 $\sigma_{lim} = \sigma_S = 320\text{MPa}$, 许用拉应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} = \frac{320}{1.5} = 213.3\text{MPa}$$

据[1]表2—5, 许用扭应力为

$$[\tau] = (0.5 \sim 0.6) [\sigma] = (0.5 \sim 0.6) \times 213.3 = 106.7 \sim 128\text{MPa}$$

2. 按第一、三、四强度理论求计算应力 σ_c

(1) 按第一强度理论求 σ_c

据[1]表2—3, σ_c 计算式为

$$\sigma_c = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{150}{2} + \sqrt{\left(\frac{150}{2}\right)^2 + 50^2} = 165\text{MPa}$$

(2) 按第三强度理论求 σ_c

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} = \sqrt{150^2 + 4 \times 50^2} = 180.3\text{MPa}$$

(3) 按第四强度理论求 σ_c

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} = \sqrt{150^2 + 3 \times 50^2} = 173.2\text{MPa}$$

3. 求许用弯曲应力 $[\sigma]_b$

据[1]表2—5, $[\sigma]_b = (1 \sim 1.2) [\sigma] = (1 \sim 1.2) \times 213.3 = 213.3 \sim 256\text{MPa}$ 。

4. 由于35号钢属中碳优质碳素钢, 故用第三强度理论较合理, 且从计算结果看出第三强度理论的 σ_c 也最大。故

$$\sigma_c = 180.3\text{MPa} < [\sigma]_b = 213.3\text{MPa}$$

结论: 该构件静强度足够。

2—4 已知45号钢调质($\sigma_B = 650\text{MPa}$, $\sigma_S = 360\text{MPa}$), 试(1)确定其受弯曲作用下材料脉动疲劳极限 σ_0 和对称疲劳极限 σ_{-1} ; (2)画出疲劳极限应力图($\sigma_m - \sigma_a$)。

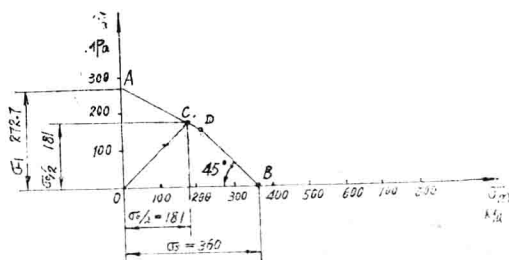
解 1. 求弯曲作用下的 σ_0 和 σ_{-1}

由〔1〕表2—6知结构钢的 σ_{-1} 和 σ_0 近似计算式为

$$\sigma_{-1} = 0.27 (\sigma_s + \sigma_B) = 0.27 \times (360 + 650) = 272.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = 1.33 \sigma_{-1} = 1.33 \times 272.7 = 362.7 \text{ MPa}$$

2. 绘疲劳极限应力图



2—5 设零件受弯曲对称循环变应力作用；试写出相应的材料疲劳极限 σ_{-1} 和材料的有限寿命疲劳极限 σ_{-1N} 零件的疲劳极限 σ_{-1} 和零件的有限寿命疲劳极限 σ_{-1N} 的计算公式（设已知材料的 σ_B 和 σ_s 值；其余符号自选，但应注明各符号含义）。

解 1. 写出材料的 σ_{-1} 及 σ_{-1N} 的计算式

无限寿命： $\sigma_{-1} = 0.27 (\sigma_s + \sigma_B)$

有限寿命： $\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} K_N$

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

式中 K_N —寿命系数；

N —应力循环次数；

N_0 —材料的循环基数；

m —随应力状态和材料而不同的指数。

2. 写出零件的 σ_{-1} 和 σ_{-1N} 的计算式

无限寿命： $\sigma_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{K_\sigma} \sigma_{-1}$

有限寿命： $\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} K_N$

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

式中 K_σ —有效应力集中系数；

ε_σ —绝对尺寸系数；

β —表面状态系数；

其他符号同前。

2—6 某45号钢制转动心轴(按无限寿命考虑)，

材料的 $\sigma_B = 650 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$, 载荷 $F = 20000 \text{ N}$;

轴承跨距 $l = 700 \text{ mm}$, $c = 50 \text{ mm}$, $D = 70 \text{ mm}$, $d =$

40mm; 安全系数 $[S] = 1.4$; 截面A—A处 $K_\sigma = 1.45$, $\varepsilon_\sigma = 0.84$ $\beta = 0.8$; 试核 验此轴疲 劳强度是否安全?

解 1. 求材料的疲劳极限 σ_{-1}

$$\sigma_{-1} = 0.27 (\sigma_s + \sigma_B) = 0.27 (360 + 650) = 272.7 \text{ MPa}$$

2. 作弯矩图, 求A—A截面弯矩 M_A

支点反力

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{20000}{2} = 10000 \text{ N}$$

$$M_A = R_1 \cdot c = 10^4 \times 50 = 5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3. 验算A—A截面轴的疲劳强度

因为 $r = -1$, 所以

$$\sigma_{m \times A} = \sigma_A = \frac{M_A}{W_A} = \frac{M_A}{\frac{\pi}{32} d^3} = \frac{5 \times 10^5}{\frac{\pi}{32} \times 40^3} = 79.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$S_{\sigma A} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \cdot \sigma_\sigma} = \frac{272.7}{\frac{1.45}{0.84 \times 0.8} \times 79.6} = 1.59 > [S] = 1.4$$

故A—A截面疲劳强度足够。

2—7 一转轴受稳定对称循环弯曲变应力作用, 要求使用寿命一年, 每年工作300天, 每天累计工作1.5小时, 转速 $n = 50 \text{ rpm}$, 材料的 $\sigma_{-1} = 290 \text{ MPa}$, $K_\sigma = 1.9$, $\varepsilon_\sigma = 0.7$, $\beta = 0.8$, $m = 9$, $N_0 = 10^7$, 疲劳安全系数 $[S] = 1.3$; 求: (1) 寿命系数 K_N (取 $\sigma = \sigma_1$), (2) 有限寿命疲劳极限 σ_{-1N} , (3) 核 验疲 劳强 度 是否 安 全?

解 1. 求 $[\sigma_{-1}]$

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{[S] K_\sigma} \sigma_{-1} = \frac{0.7 \times 0.8}{1.3 \times 1.9} \times 290 = 65.7 \text{ MPa}$$

由于 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 均大于 $[\sigma_{-1}]$, 所以均造成疲劳损伤。取 $\sigma = \sigma_1 = 100 \text{ MPa}$ 。

2. 求各变应力的总工作时间 t_{hi}

轴的总工作时间 $t_h = 1 \times 300 \times 1.5 = 450 \text{ h}$

$$t_{h1} = \frac{t_1}{t} t_h = \frac{10}{45} \times 450 = 100 \text{ h}$$

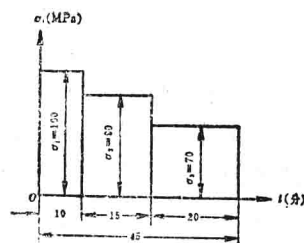
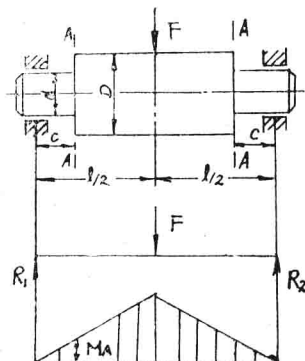
$$t_{h2} = \frac{t_2}{t} t_h = \frac{15}{45} \times 450 = 150 \text{ h}$$

$$t_{h3} = \frac{t_3}{t} t_h = \frac{20}{45} \times 450 = 200 \text{ h}$$

3. 求各变应力总应力循环次数 n_i

$$n_1 = 60 n t_{h1} = 60 \times 50 \times 100 = 3 \times 10^5 \text{ 次}$$

$$n_2 = 60 n t_{h2} = 60 \times 50 \times 150 = 4.5 \times 10^5 \text{ 次}$$



题2—7图

$$n_s = 60nt_{zs} = 60 \times 50 \times 200 = 6 \times 10^6 \text{次}$$

4. 求当量循环次数Ne

$$Ne = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m n_i = \left(\frac{100}{100} \right)^9 \times 3 \times 10^6 + \left(\frac{90}{100} \right)^9 \times 4.5 \times 10^6 + \left(\frac{70}{100} \right)^9 \times 6 \times 10^6 = 4.985 \times 10^6 \text{次}$$

5. 寿命系数 K_N

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_s}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{4.985 \times 10^6}} = 1.395$$

6. 计算有限寿命的疲劳极限 σ_{-1N}

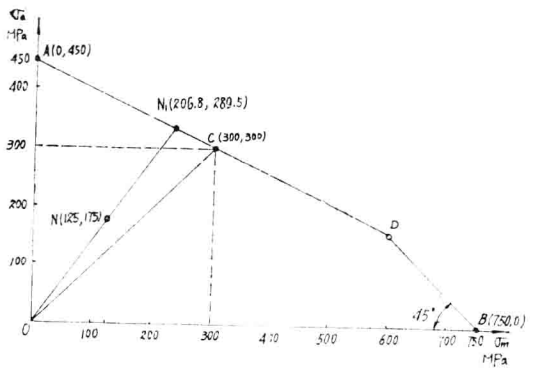
$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} K_N = 290 \times 1.395 = 404.67 \text{MPa}$$

7. 计算安全系数 S_σ

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1N}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_1} = \frac{404.67}{\frac{1.9}{0.7 \times 0.8} \times 100} = 1.19 < [S] = 1.3$$

结论: 疲劳强度不足, 故不安全。

2—8 某受弯曲变应力作用零件, 最大工作应力 $\sigma_{max} = 300 \text{MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{min} = -50 \text{MPa}$, 危险截面的 $K_\sigma = 1.2$, $\varepsilon_\sigma = 0.85$, $\beta = 1$, $\psi_\sigma = 0.2$, 材料的 $\sigma_B = 900 \text{MPa}$, $\sigma_s = 750 \text{MPa}$, $\sigma_0 = 600 \text{MPa}$, $\sigma_{-1} = 450 \text{MPa}$, 试 (1) 绘制材料的极限应力图 ($\sigma_m - \sigma_a$), 并在图上标出工作应力点的位置。 (2) 求材料的疲劳极限的平均应力 σ_{ym} 和极限应力幅 σ_{ya} 值 (按简单加载和无限寿命考虑)。



解 1. 绘制材料的极限应力图 ($\sigma_m - \sigma_a$)

(1) 绘 $\sigma_m - \sigma_a$ 图 (如右图)

(2) 计算平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 。

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-50}{300} = -0.16$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{300 + (-50)}{2} = 125 \text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{300 - (-50)}{2} = 175 \text{MPa}$$

将 σ_m , σ_a 标示在极限应力图上, 如N点所示。

2. 计算 σ_{ym} 和 σ_{ya} 。

在 $r=c$ 的加载情况下

$$\sigma_{ya} = \frac{\sigma_{-1} \sigma_a}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450 \times 175}{\frac{1.2}{0.85 \times 1} \times 175 + 0.2 \times 125} = 289.5 \text{MPa}$$

$$\sigma_{\gamma m} = \frac{\sigma_m}{\sigma_s} \sigma_{\gamma s} = \frac{125}{175} \times 289.5 = 206.8 \text{ MPa}$$

3. 校核疲劳强度

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\gamma m s x}}{\sigma_{m s x}} = \frac{\sigma_{\gamma m} + \sigma_{\gamma s}}{\sigma_m + \sigma_s} = \frac{206.8 + 289.5}{125 + 175} = 1.654$$

$$\text{或 } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta} \sigma_\sigma + \Psi_\sigma \sigma_m} = \frac{450}{\frac{1.2}{0.85 \times 1} \times 175 + 0.2 \times 125} = 1.654$$

结论：由于 $S_\sigma > [S] = 1.5$ ，所以该零件疲劳强度足够，安全。

解题分析

1. 第二章习题共有八题，2—1、2—2、2—8三题主要侧重 §2—1 内容的复习、消化和公式的运用，牢记应力谱的五个变应力参量，并能判断实际零件的变应力状态；2—3 题用来消化和运用 §2—2 的公式来求计算应力 σ_c ；2—4、2—5、2—8 的一部分内容应在复习好 §2—3 的基础上来计算，通过这几题的练习应掌握材料疲劳曲线的应用，极限应力图的绘制，材料的和零件的极限应力图的不同点；通过 2—6 题消化 §2—4 的内容，由于该题为一转动心轴，故危险剖面上所受弯曲应力为对称循环变应力 ($\gamma = -1$)，在 A—A 剖面的弯矩和应力幅求出后可直接运用式 (2—17) 求出 S_σ ，并进行判断；2—7 题是一非稳定变应力疲劳强度计算问题，它与例 2—2 除给出的已知数据不同而外，该题解题方法与例 2—2 完全相同，可参照例 2—2 进行计算。

2. 在解零件强度计算问题时，关键的问题在于判断好零件所受工作应力是静应力还是变应力？是稳定变应力还是非稳定变应力？是规律性非稳定变应力还是非规律性非稳定变应力（即随机应力）？在应力性质判断清楚之后，就要运用已学过的材料力学知识去求解工作应力（包括 σ_m 、 σ_s 和 $\sigma_{m s x}$ ），最后应用相应的强度计算公式求得题目要求的结果。

3. 计算中所需的材料机械性质数据（如 σ_B 、 σ_s 、 σ_{-1} 、 σ_0 、 τ_{-1} 、 τ_0 等），若没有给出或给的不全，这时就应自己去查找手册或运用经验公式（如表 2—5，2—6）去确定。

第三章 螺纹联接和螺旋传动

习 题 三

3—1 回转式悬臂起重机调整螺杆如图所示, 用于调整横梁 AB 于水平工作位置, (BC 为右旋螺杆, DE 为左旋螺杆)。已知起重机工作时最大起重量 $Q_{max}=30\text{kN}$, BC 螺杆和 DE 螺杆均为 A3 材料 ($\sigma_s=240\text{MPa}$), 试确定拉杆螺纹的直径。

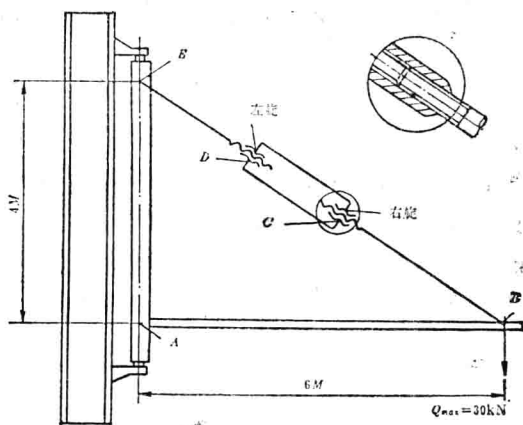
解 1. 确定 BE 拉杆所受拉力

如图所示, B 结点在 Q_{max} 、 F_{BE} 和 F_{AB} 三力作用下平衡。由理论力学知 $\Sigma F_x=0$, $\Sigma F_y=0$, 故

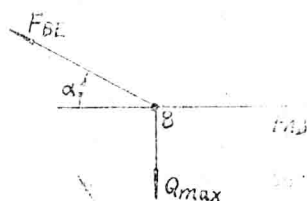
$$F_{BE}\sin\alpha=Q_{max}$$

$$\alpha=\text{tg}^{-1}\frac{AE}{AB}=\text{tg}^{-1}\frac{4}{6}=33.69^\circ$$

$$\therefore F_{BE}=\frac{Q_{max}}{\sin\alpha}=\frac{30}{\sin 33.69^\circ}=54\text{kN}$$



题3—1图



2. 确定拉杆螺纹直径

设在非承载状态下调整拉杆长度, 故该螺纹联接为松联接。

按〔1〕53页知 $S=1.2\sim 1.7$, 已知 $\sigma_s=240\text{MPa}$, 故

$$[\sigma]=\frac{\sigma_s}{S}=\frac{240}{(1.2\sim 1.7)}=141\sim 200\text{MPa}$$

按〔1〕式(3—15)

$$d_1\geq\sqrt{\frac{4F_{BE}}{\pi[\sigma]}}=\sqrt{\frac{4\times 54\times 10^3}{\pi\times (141\sim 200)}}=18.54\sim 22.08\text{mm}$$

按〔3〕表3—1取M24粗牙螺纹, 其中 $d=24\text{mm}$, $d_2=22.052\text{mm}$, $d_1=20.752\text{mm}$, $P=3\text{mm}$ 。