



第十二章 疲劳 Fatigue

本章目的

- ▶ 建立材料疲劳破坏的概念，建立材料持久极限的概念及其测定的原理、方法和步骤；
- ▶ 建立构件疲劳极限的概念及疲劳强度计算的方法。

基本要求

- ▶ 了解疲劳破坏的机理和特点；掌握交变应力及其应力幅值、平均应力和循环特征的概念及计算方法；
- ▶ 了解影响构件疲劳极限的主要因素及提高疲劳极限的措施；
- ▶ 初步掌握构件疲劳强度的计算。

第十二章 疲劳 Fatigue



交变应力作用下构件的疲劳





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳的基本概念

- ◆ 材料的疲劳问题研究从近150多年开始一直受到人们的关注
- ◆ 原因之一就是工程中的零件或构件的破坏80%以上是由于疲劳引起



第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳的基本概念

生活经验

用力拉一根铁丝很难拉断，反复地弯这根铁丝却能将它折断。

- 疲劳（fatigue）是由应力不断变化引起的材料逐渐破坏的现象。





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳的基本概念

- ◆ 美国材料试验协会（American Society for Testing Materials, ASTM）将疲劳定义为
- ◆ “材料某一点或某一些点在承受交变应力和应变条件下，使材料产生局部的永久性的逐步发展的结构性变化过程。在足够多的交变次数后，它可能造成裂纹的积累或材料完全断裂”。





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳破坏事故实例1

“华航”空难证据公布 金属疲劳是飞机解体主因

- ◆ 针对飞机残骸的检验，戎凯指出，目前已经确认的飞机残骸共有828件，占整架飞机的60%左右。
- ◆ 戎凯表示，在飞机尾翼东方发现的4块散落飞机残骸，根据初步研判，应该是飞机最早解体的部分。分别包括散装货舱门及机身周边蒙皮、机身左侧四号门、机身左边五号门以及后下货舱门。其中散装货舱门及机身周边蒙皮的残骸上出现多处不连续、非破坏性裂痕，据“飞安会”及NTSB目视检视，研判是由于飞机机身金属疲劳所造成，并非所谓的外力撞击。





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳破坏事故实例2

- ◆ 1998年6月3日，德国一列高速列车在行驶中突然出轨，造成100多人遇难身亡的严重后果。事后经过调查，人们发现，造成事故的原因竟然是因为一节车厢的车轮内部疲劳断裂而引起。从而导致了这场近50年来德国最惨重铁路事故的发生。





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳破坏事故实例3

可能导致哥伦比亚号事故的五个原因

- ◆ 阻热片脱落
- ◆ 升降翼失去控制
- ◆ 机体金属疲劳导致解体
- ◆ 电缆短路引发火灾
- ◆ 被陨石击中



第十二章 疲劳 Fatigue

为什么金属疲劳时会产生破坏作用呢？

这是因为金属表面和内部结构并不均匀，从而造成应力传递的不平衡，有的地方会成为**应力集中区**。与此同时，金属**内部的缺陷**处还存在许多微小的裂纹。在力的持续作用下，裂纹会越来越大，材料中能够传递应力部分越来越少，直至剩余部分不能继续传递负载时，金属构件就会全部毁坏。





第十二章 疲劳 Fatigue

为什么金属疲劳时会产生破坏作用呢？

位错也会产生微裂纹

- ◆ 对于塑性材料，当材料即使是经受比屈服极限低得多的交变应力作用时，材料内部也会激发位错滑移（dislocation slip）。在一次加载时，这一塑性应变的量非常小，不会有什么影响。然而，在许多次的应力循环下，在这滑移面附近会逐渐产生硬化（work hardening）。塑性应变逐渐积累，结果产生微裂缝。这些裂缝数量逐渐增加，并扩展，最终达到临界大小，引起材料断裂。





第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳破坏的特征1

- 1, 破坏时的最大应力远低于材料的抗拉强度极限, 甚至低于材料的屈服极限。



第十二章 疲劳 Fatigue

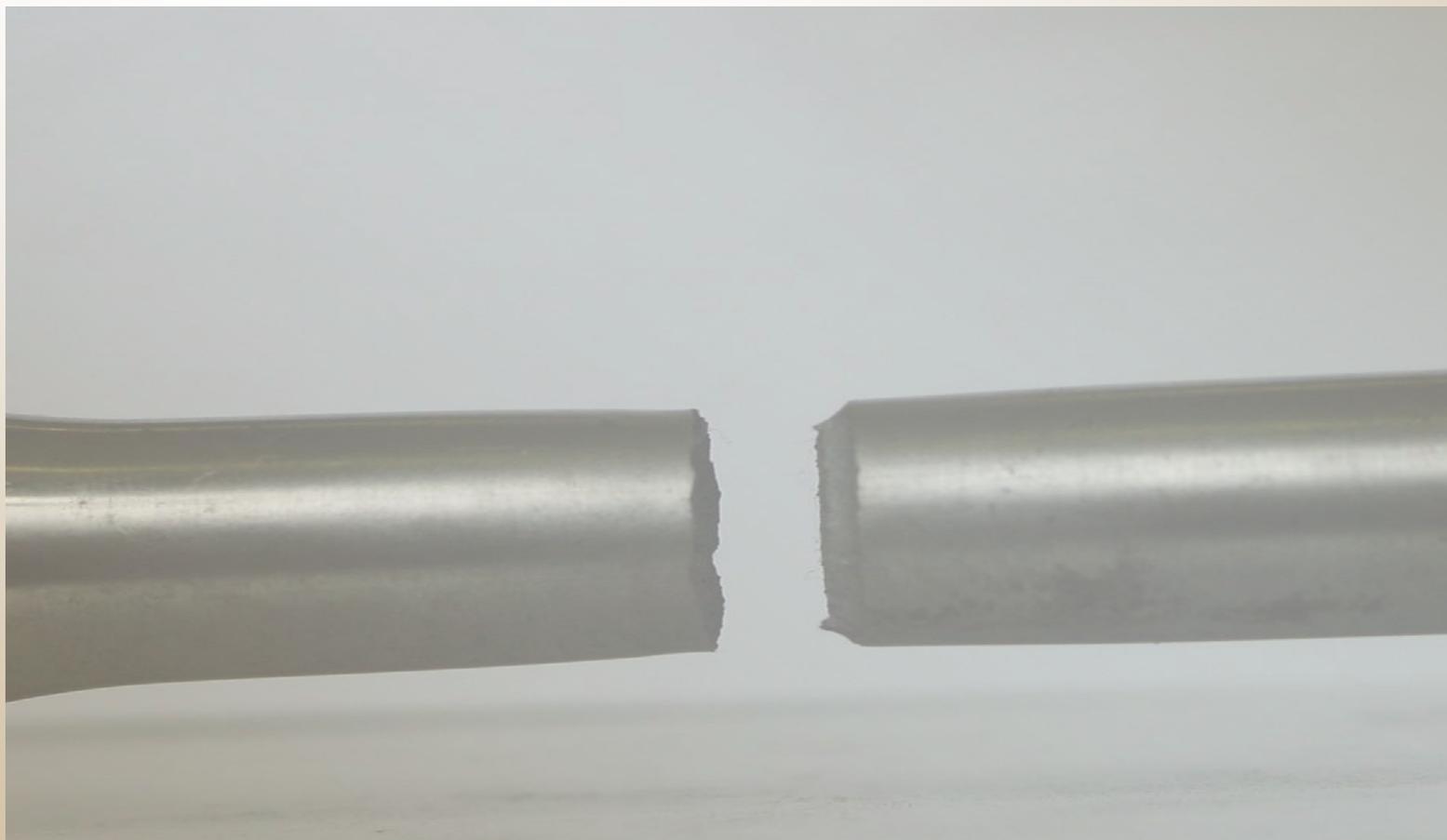
疲劳破坏的特征2

2, 不论是塑性材料还是脆性材料, 疲劳破坏都呈脆性断裂的特征, 破坏前无明显的塑性变形, 破坏突然发生, 所以有很大的危险性。

第十二章 疲劳 Fatigue



低碳钢低周拉-拉疲劳试件的断口

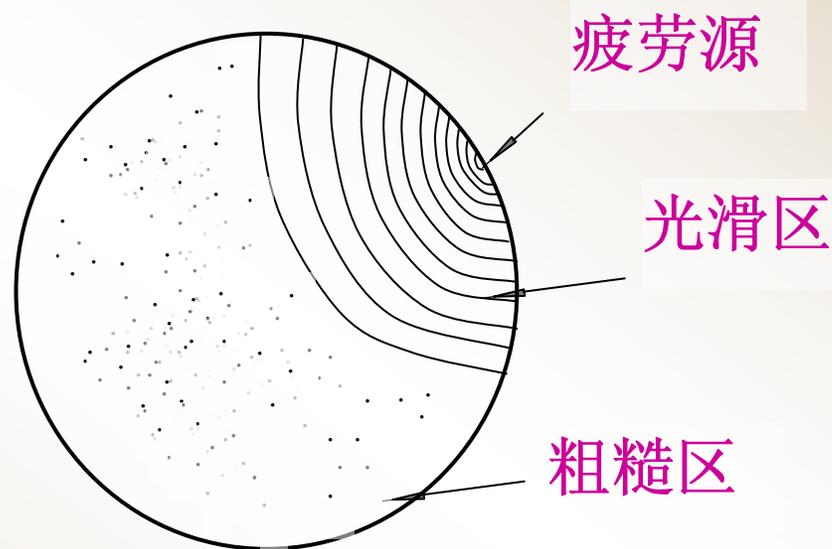




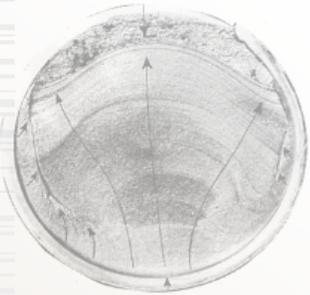
第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳破坏的特征3

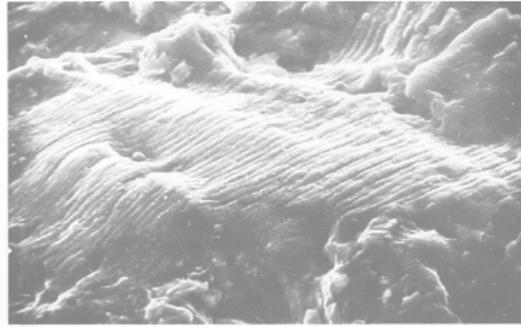
- ◆ 3, 从断口的形貌来看先在构件的高应力区的表面缺陷处形成疲劳源随着应力循环次数的增加, 裂纹逐渐扩展, 在这一过程中, 由于裂纹两侧表面的研磨, 写成了光滑区。随着裂纹扩展, 构件的截面逐渐削弱, 直至不能承担载荷而突然断裂, 形成断口上的粗糙区。



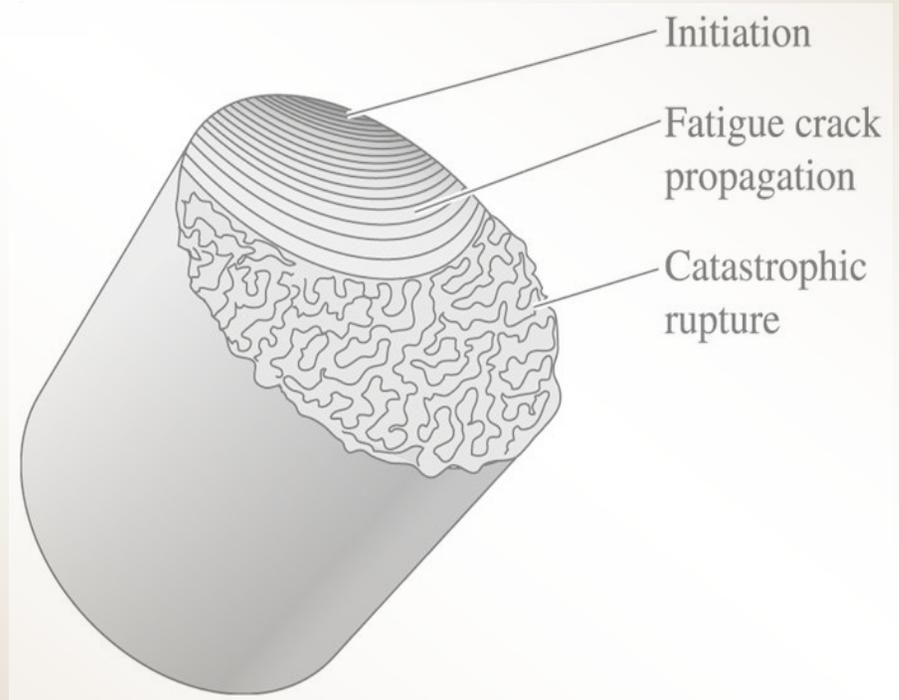
第十二章 疲劳 Fatigue



(a)



(b)



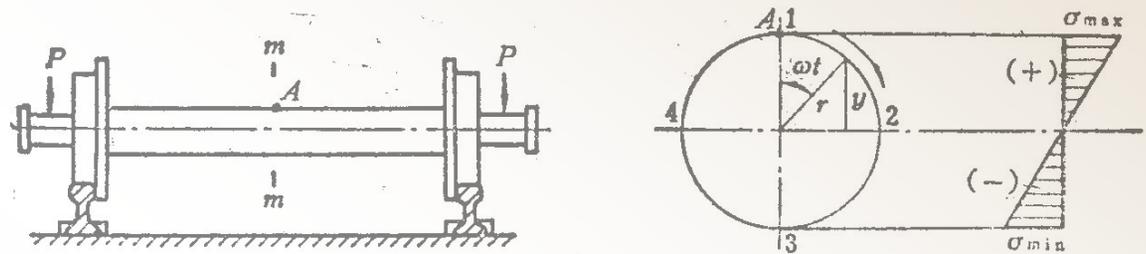
第十二章 疲劳 Fatigue



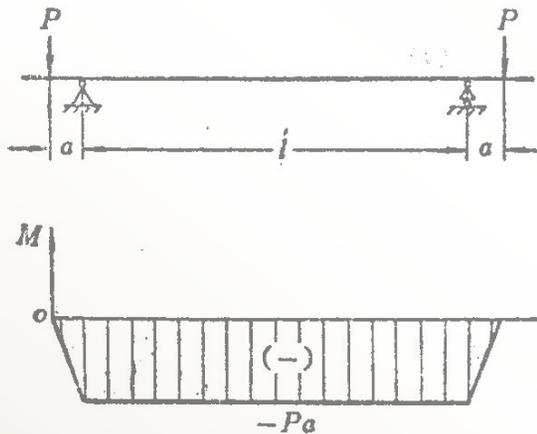
第十二章 疲劳 Fatigue



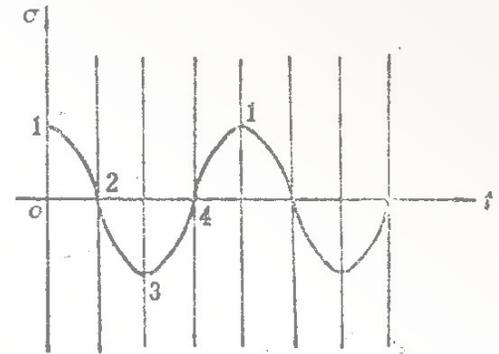
交变应力：对称循环的例子



(b)



(a)



(c)

图 13-4

对称循环下

$$r = -1, \sigma_m = 0,$$

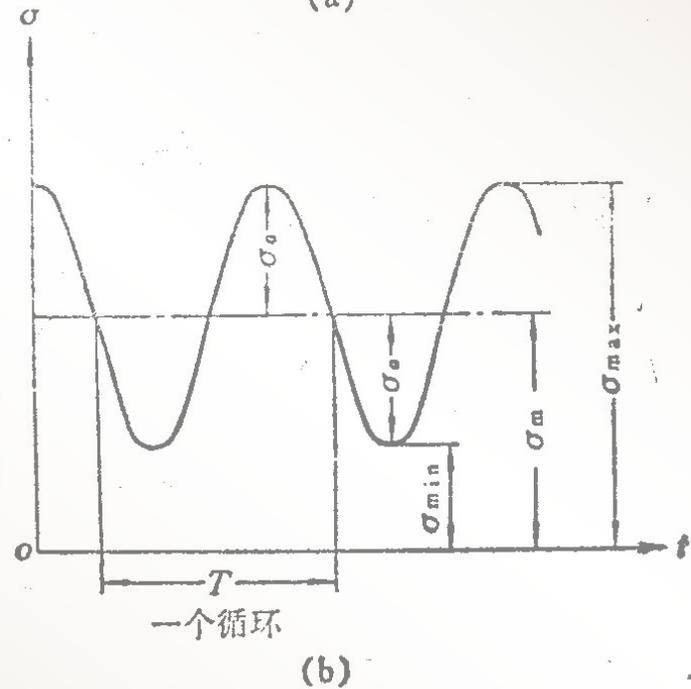
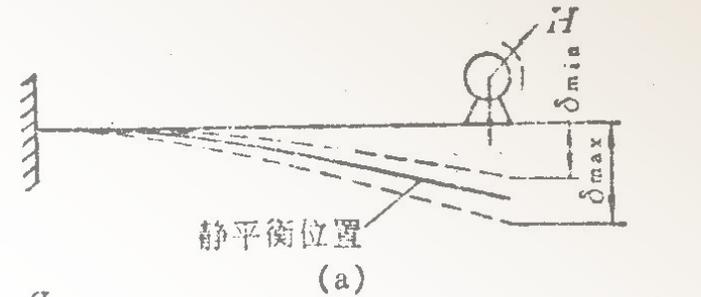
$$\sigma_a = \sigma_{\max} = |\sigma_{\min}|$$



第十二章 疲劳 Fatigue



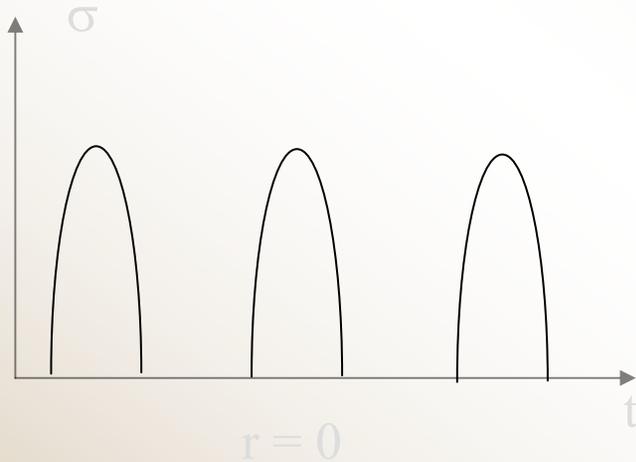
非对称循环



第十二章 疲劳 Fatigue



非对称循环：
脉动循环

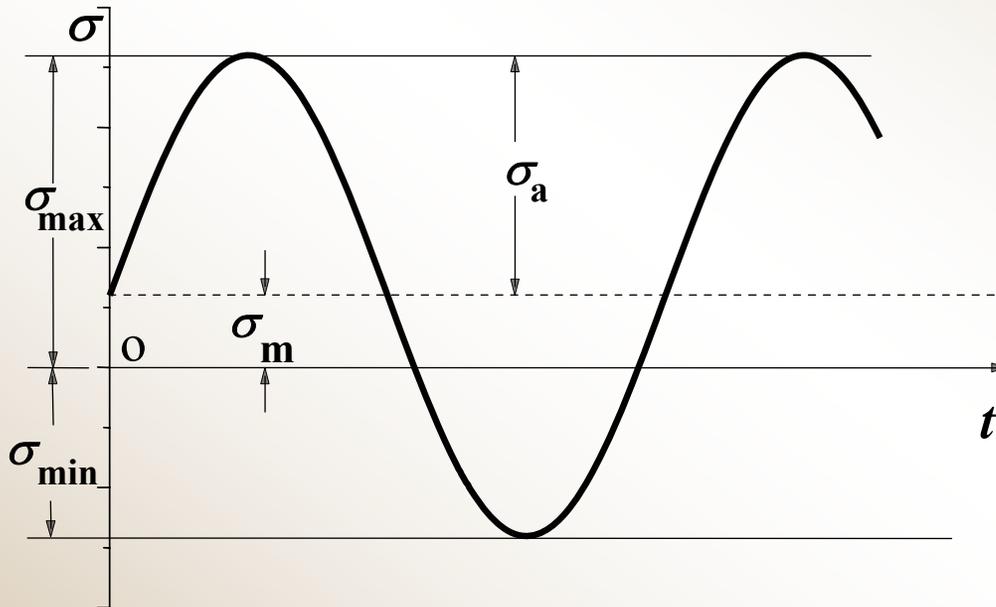


$r=-1$ 表示对称循环， $r=0$ 表示脉动循环， $r=1$ 表示静载。

第十二章 疲劳 Fatigue



交变应力



$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

平均应力 σ_m

应力幅 σ_a

循环特征

$$-1 \leq r \leq +1$$

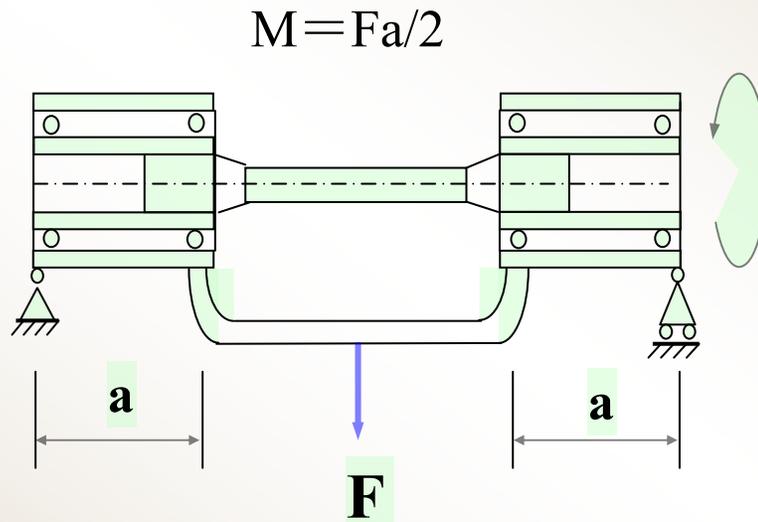
$$r = \pm \frac{|\sigma_{peak}|_{\min}}{|\sigma_{peak}|_{\max}}$$



第十二章 疲劳 Fatigue



疲劳强度的测试



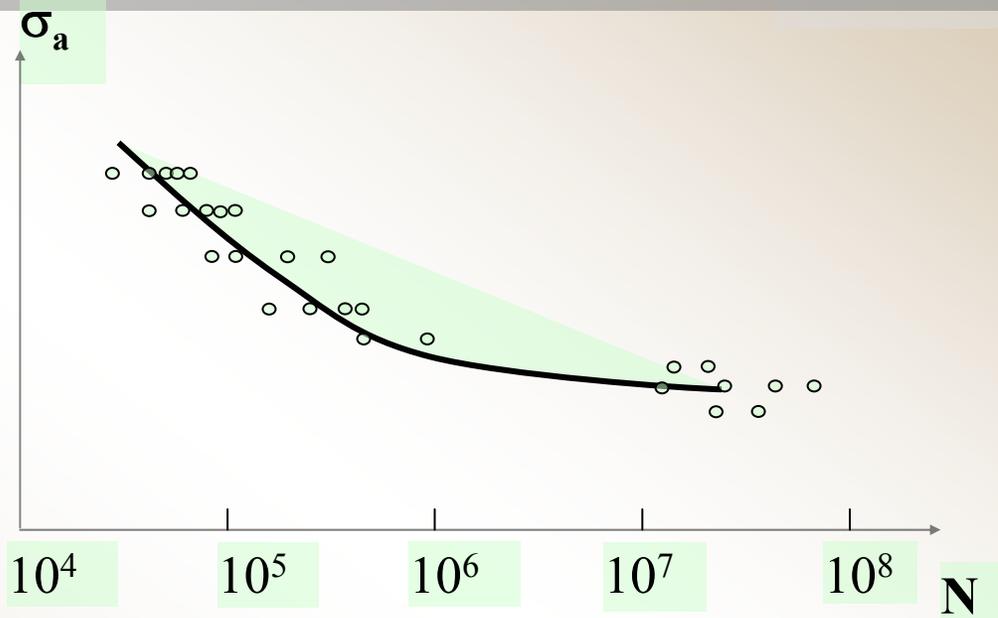


第十二章 疲劳 Fatigue

疲劳强度的测试

- ◆ 1850~1860, Wöhler先生用试验方法研究了车轴的断裂事故, 提出了应力-寿命图 (S-N)和疲劳极限概念。

第十二章 疲劳 Fatigue

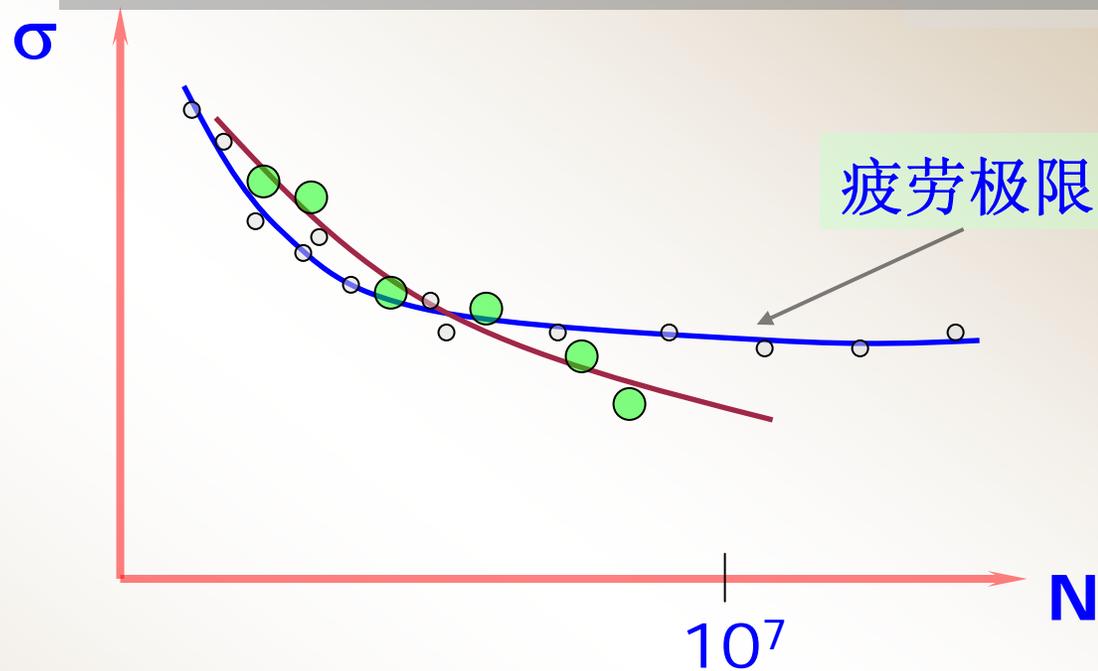
对称循环应力下的
试件的疲劳

如果材料的 $S-N$ 曲线表现出这种渐近趋势，这一应力值称为材料的**持久极限**（**endurance limit**）或**疲劳极限**（**fatigue limit**）。钢材通常有清楚的水平渐近线。

第十二章 疲劳 Fatigue



对称循环
应力下的
试件的疲
劳



S-N curves

某些有色金属或合金材料的S-N曲线没有水平渐近线，一般取 $N_0 = (5-10) \times 10^7$ 所能承受的最大应力作为疲劳极限，称为名义疲劳极限， N_0 称为材料的疲劳寿命。

第十二章 疲劳 Fatigue



对称循环应力下的试件的疲劳

从试验得知，钢材的疲劳极限与强度极限之间存在如下的近似关系，在缺乏试验数据时可对疲劳极限做一粗略估计：

弯曲 $\sigma_{-1} \approx 0.4 \sigma_b$

拉压 $\sigma_{-1} \approx 0.28 \sigma_b$

扭转 $\tau_{-1} \approx 0.23 \sigma_b$





第十二章 疲劳 Fatigue

影响构件疲劳极限的主要因素

- ◆ 一、构件外形突变引起应力集中的影响
- ◆ 通过两组试件的试验结果对比，一组是原来的光滑的试件，另一组是有应力集中的试件。有效应力集中系数定义为

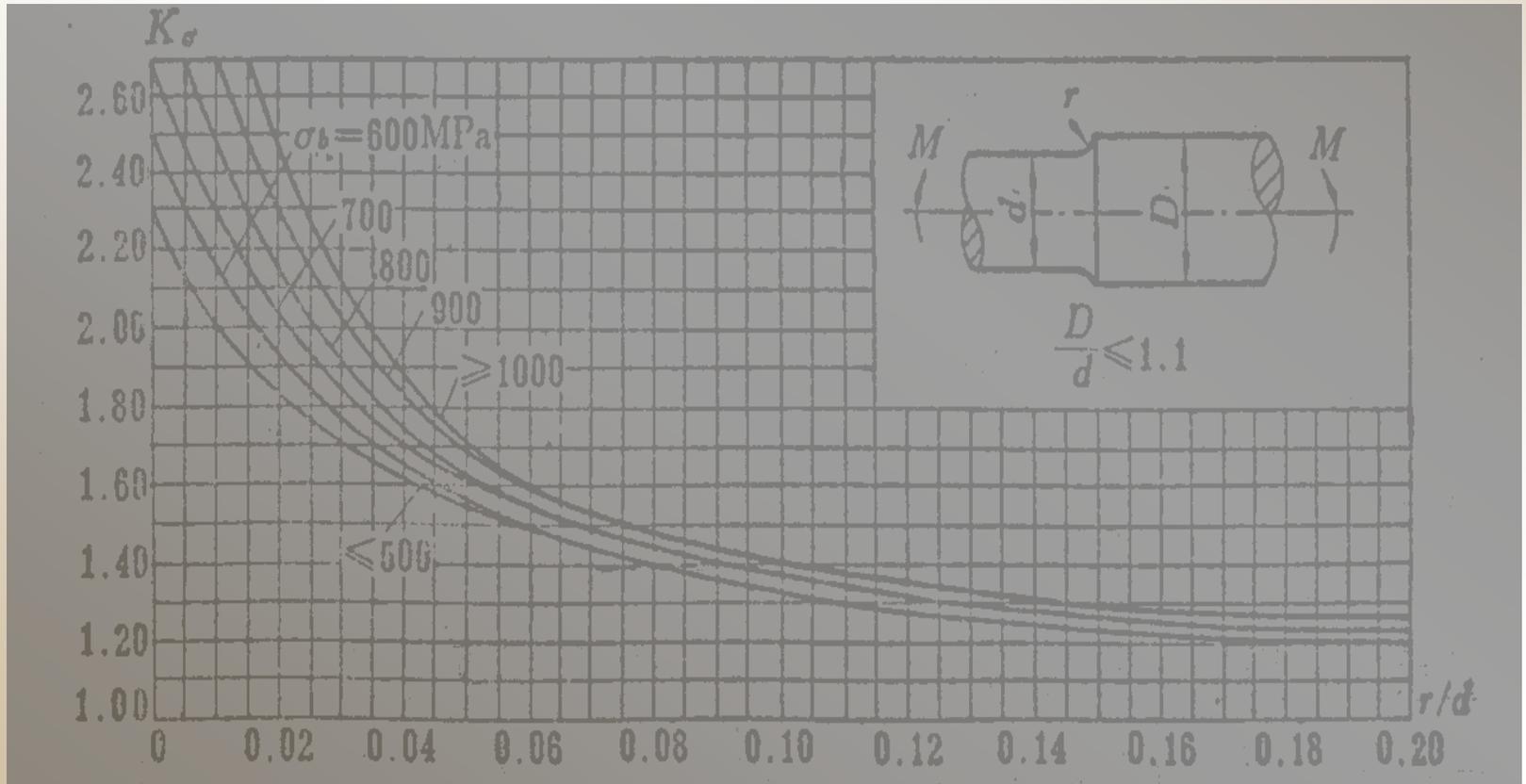
$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}} \quad K_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1K}}$$

第十二章 疲劳 Fatigue



影响构件疲劳极限的主要因素之一

应力集中之例：轴的台肩处



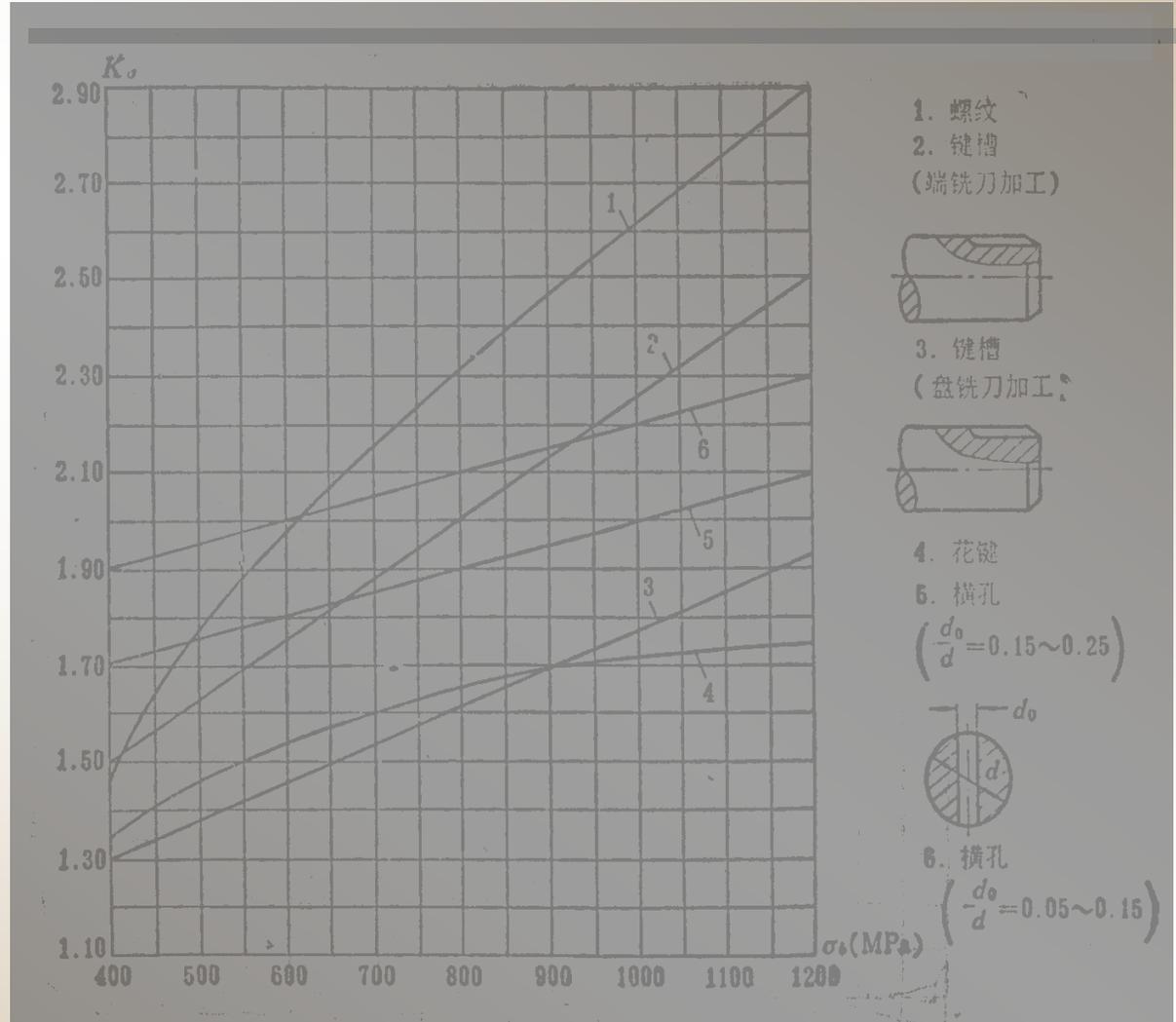
第十二章 疲劳 Fatigue



影响构件疲劳极限的主要因素之一

应力集中之
例：螺纹，
键槽，开孔

.....





第十二章 疲劳 Fatigue

影响构件疲劳极限的主要因素之二

构件尺寸的影响

- ◆ 假如对称循环下大尺寸试件的弯曲和扭转疲劳极限分别为 $\sigma_{-1\varepsilon}$ 和 $\tau_{-1\varepsilon}$ ，则尺寸系数定义为

$$\varepsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\varepsilon}}{\sigma_{-1}} \quad \varepsilon_{\tau} = \frac{\tau_{-1\varepsilon}}{\tau_{-1}}$$

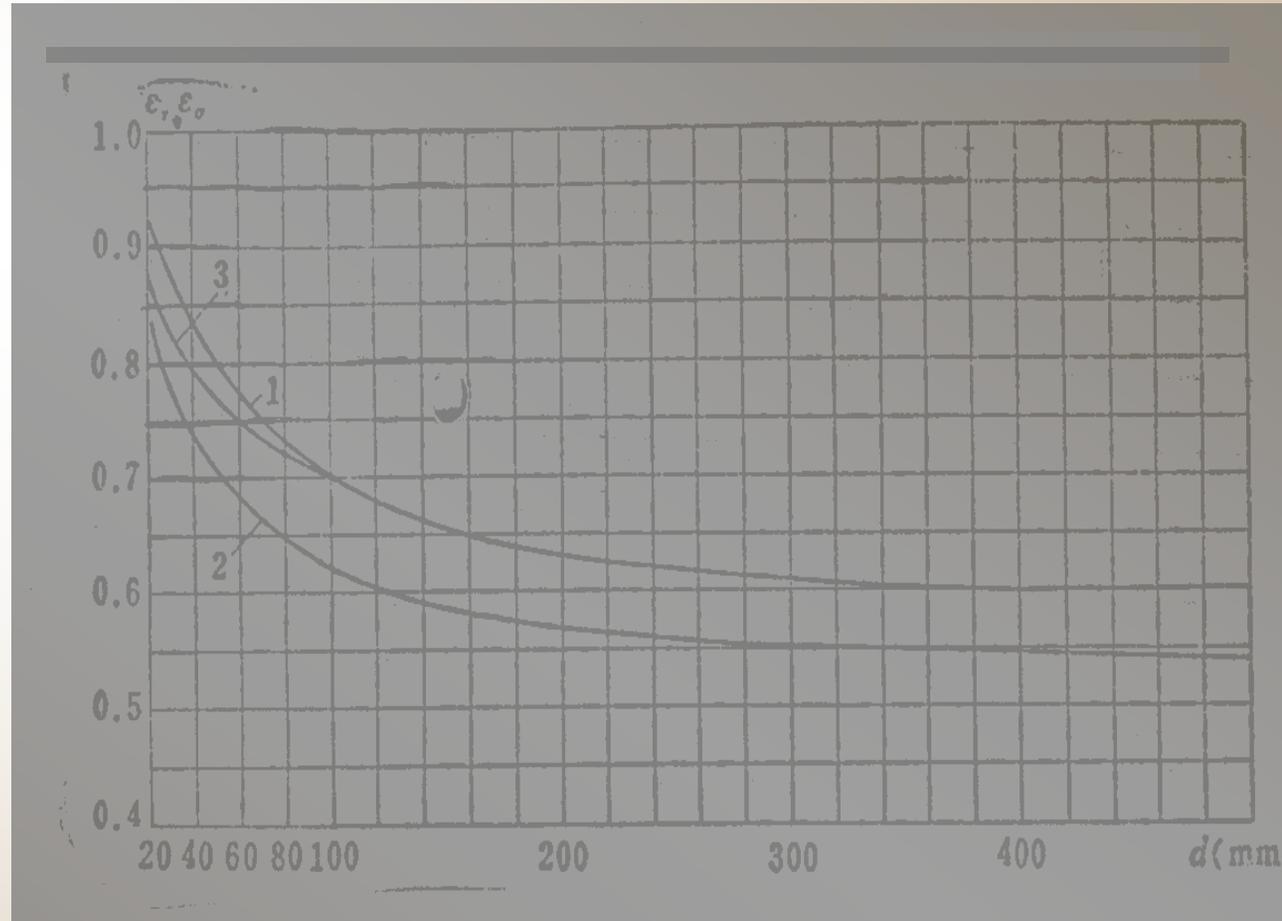
拉压循环的尺寸系数为1

第十二章 疲劳 Fatigue



影响构件
疲劳极限
的主要因素之二

构件尺寸
的影响



- 1 — 适用于 $\sigma_b = 500\text{Mpa}$ 的低碳钢；
- 2 — 适用于 $\sigma_b = 1200\text{Mpa}$ 的合金钢；
- 3 — 适用于各种钢的 ϵ_τ ， $d > 100\text{mm}$ 时查曲线1

第十二章 疲劳 Fatigue



影响构件
疲劳极限
的主要因素之三

构件表面
状态的影响

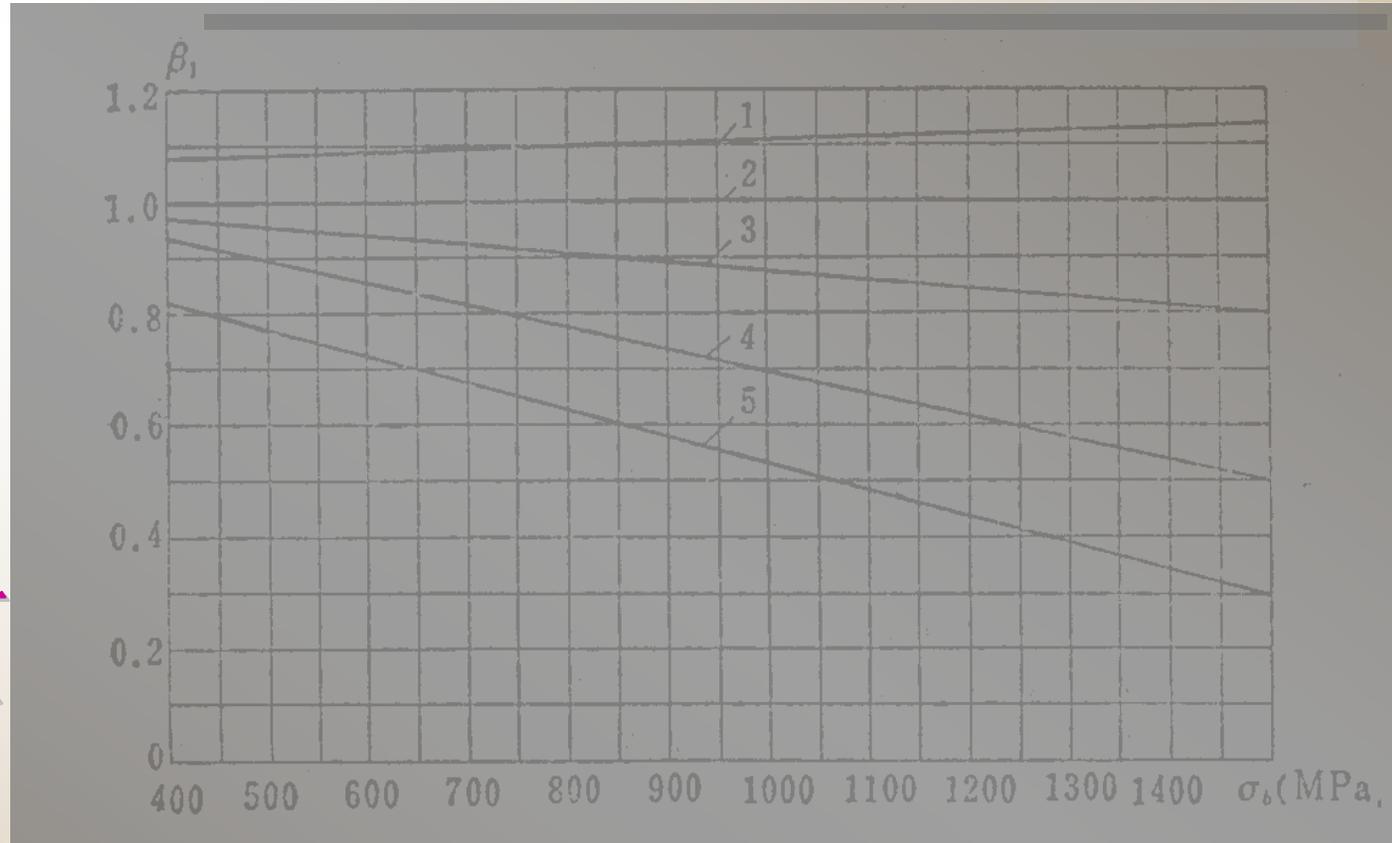
- ◆ 表面加工质量的影响可以用表面质量因素 β 来表示。它是某种方法加工的构件的疲劳极限与光滑试件的的疲劳极限之比值

$$\beta = \frac{\sigma_{-1\beta}}{\sigma_{-1}}$$

第十二章 疲劳 Fatigue

影响构件
疲劳极限
的主要因素之三

构件表面
状态的影
响



1 — 抛光 ∇_{11} 以上； 2 — 磨削 $\nabla_9 \sim \nabla_{10}$ ；
3 — 精车 $\nabla_6 \sim \nabla_8$ ； 4 — 粗车 $\nabla_3 \sim \nabla_5$ ； 5 — 轧制



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

一、对称循环下构件疲劳的强度条件

假如规定的疲劳设计安全系数为 n_f ，当考虑了应力集中、构件尺寸、表面加工等因素的影响后，构件的许用正应力为

$$[\sigma_{-1}] = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{n_f} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{n_f K_\sigma} \sigma_{-1}$$

其中 $(\sigma_{-1})_{\text{构件}}$ 为构件的正应力疲劳极限。因此，构件在对称循环下的强度条件为

$$\sigma_{a,\max} \leq [\sigma_{-1}] = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{n_f} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{n_f K_\sigma} \sigma_{-1}$$



第十二章 疲劳 Fatigue

对称循环下构件疲劳的强度条件

构件疲劳强度的计算

用安全系数形式表达的疲劳强度条件

- ◆ 在机械设计中，往往采用比较安全系数的方法进行强度校核。要求构件在工作中的实际安全系数（或称为工作安全系数）不小于规定的安全系数（设计安全系数）。对称循环下正应力工作安全系数可以表示为

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{\sigma_{a,\max}} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{\sigma_{a,\max} K_\sigma} \sigma_{-1}$$

所以疲劳强度条件可以写成

$$\tilde{n}_\sigma \geq n_f$$





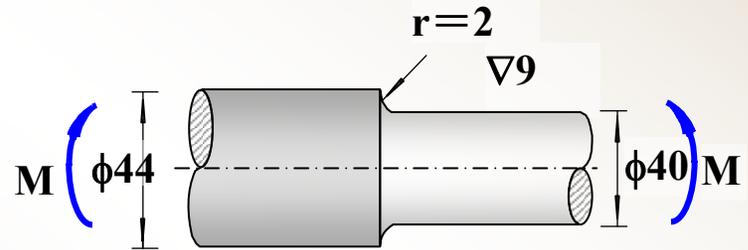
第十二章 疲劳 Fatigue

对称循环下构件疲劳的强度条件

构件疲劳强度的计算

例：转动的车轮轴在弯矩作用下其产生对称循环的交变应力。图上的尺寸为mm。已知弯矩 $M = 540\text{N}\cdot\text{m}$ ，轴的材料为合金钢，它的抗拉强度 $\sigma_b = 900\text{MPa}$ ，疲劳极限 $\sigma_{-1} = 400\text{MPa}$ ，轴颈经磨削加工。疲劳安全系数 $n_f = 2$ ，试作强度校核。

- ◆ 解：1，确定工作应力
- ◆ 轴的较细一段的外表面，循环应力幅值为



$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 540\text{N}\cdot\text{m}}{\pi \times 40^3 \times 10^{-9}\text{m}^3} = 85.94\text{MPa}$$



第十二章 疲劳 Fatigue

对称循环下构件疲劳的强度条件

构件疲劳强度的计算 一、对称循环下构件疲劳的强度条件

2, 确定有效应力集中系数

数:

$$\frac{D}{d} = \frac{44\text{mm}}{40\text{mm}} = 1.1, \quad \frac{r}{d} = \frac{2\text{mm}}{40\text{mm}} = 0.05$$

材料的抗拉强度, $\sigma_b = 900\text{MPa}$

查图得到

$$K_\sigma = 1.68$$

3, 确定尺寸系数: 从图可知, 当 $d = 40\text{mm}$ 时,

对于 $\sigma_b = 500\text{MPa}$ 的钢材, $\varepsilon_\sigma = 0.84$

对于 $\sigma_b = 1200\text{MPa}$ 的钢材, $\varepsilon_\sigma = 0.73$

因此利用内插法, 对于 $\sigma_b = 900\text{MPa}$ 的钢材,

$$\varepsilon_\sigma = 0.73 + \frac{1200 - 900}{1200 - 500} (0.84 - 0.73) = 0.77$$



第十二章 疲劳 Fatigue

对称循环下构件疲劳的强度条件

构件疲劳强度的计算

4, 因为该轴颈处经过磨削加工, 取表面加工系数

$$\beta=1$$

5, 计算工作安全系数

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{\sigma_a} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{\sigma_a K_\sigma} \sigma_{-1} = \frac{0.77 \times 1.0}{85.94 \text{MPa} \times 1.68} \times 400 \text{MPa} = 2.13 > n_f = 2$$

可见轴的疲劳强度满足要求。

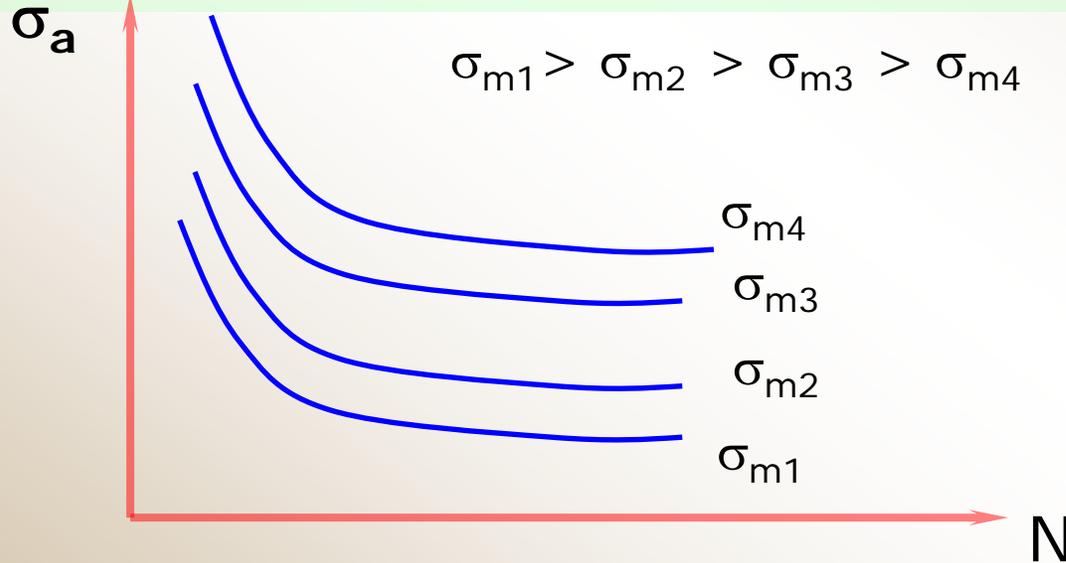
第十二章 疲劳 Fatigue



构件疲劳强度的计算

平均应力对疲劳寿命的影响:

非对称循环时，平均应力不等于零。因此将对疲劳寿命产生影响。其影响结果是：



S-N curves

第十二章 疲劳 Fatigue



构件疲劳强度的计算

平均应力对疲劳寿命的影响:

1870-1890, Gerber研究了平均应力对寿命的影响, Goodman提出了完整的平均应力影响理论。突破了疲劳只与载荷幅值有关的理论界限。



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

- ◆ 在非对称循环下正应力疲劳强度条件可以用工作安全系数表示为

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} + \sigma_m \psi_\sigma} \geq n_f$$

$\sigma_m = 0$ 时，上式还原为

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{\sigma_a} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta}{\sigma_a K_\sigma} \sigma_{-1}$$

第十二章 疲劳 Fatigue



构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

- 在非对称循环下扭转切应力疲劳强度条件可以表示为

$$\tilde{n}_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} + \tau_m \psi_\tau} \geq n_f$$

ψ_σ 和 ψ_τ 为材料对于应力循环非对称性的敏感系数

它们可以从有关设计手册中查到



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

- ◆ 实践表明，循环特征 $r < 0$ 时，构件通常发生疲劳破坏，但在 $r < 0$ 并且接近于 0，到 $r = +1$ 的范围内，构件的疲劳极限有可能高于屈服极限。这样，构件内的最大应力有可能在疲劳破坏之前已先达到屈服极限而产生塑性变形。因此还需要做屈服强度的校核。如果用安全系数的形式进行校核，屈服的工作安全系数为：

$$\tilde{n}_{\sigma S} = \frac{\sigma_S}{|\sigma|_{\max}} \quad \tilde{n}_{\tau S} = \frac{\tau_S}{|\tau|_{\max}}$$



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

例：某柴油机活塞杆，直径 $d = 60\text{mm}$ ，表面抛光，气缸点火时活塞杆受轴压力 520kN ，吸气时，受轴拉力 120kN ，材料的对称循环疲劳极限 $\sigma_{-1} = 290\text{MPa}$ ，材料的抗拉强度 $\sigma_b = 700\text{MPa}$ ，已知循环非对称性敏感系数 $\psi_\sigma = 0.1$ ，疲劳安全系数 $n_f = 2.0$ ，静强度安全系数 $n_s = 1.5$ ，试校核活塞杆的强度。

解：1，确定非对称应力循环特征：

这是在拉压交变应力下的疲劳，最大和最小应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{4 \times 120 \times 10^3 \text{ N}}{\pi \times 6^2 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 42.5 \text{ MPa} \quad \sigma_{\min} = \frac{-4 \times 520 \times 10^3 \text{ N}}{\pi \times 6^2 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = -184.0 \text{ MPa}$$



第十二章 疲劳 Fatigue



构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

$$\sigma_m = \frac{1}{2}[42.5 + (-184)]\text{MPa} = -70.8\text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}[42.5 - (-184)]\text{MPa} = 113.2\text{MPa}$$

$$r = -\frac{42.5\text{MPa}}{184.0\text{MPa}} = -0.23$$



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

- ◆ 2, 确定各项折减系数:
- ◆ 活塞杆为等截面杆, 无应力集中, 所以 $K_\sigma = 1.0$ 。
- ◆ 由于是轴向拉压, 所以 $\varepsilon_\sigma = 1.0$ 。
- ◆ 零件的表面经抛光处理, 由图查得 $\beta = 1.095$ 。
- ◆ 3, 计算构件的工作安全系数:
- ◆ 疲劳强度的工作安全系数

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} + \sigma_m \psi_\sigma} = \frac{290\text{MPa}}{113.2\text{MPa} \times \frac{1.0}{1.0 \times 1.095} + 70.8\text{MPa} \times 0.1} = 2.63 > n_f$$



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

非对称循环下构件疲劳的强度条件

由于循环特征 r 接近于0，应同时校核静屈服强度：

$$\tilde{n}_{\sigma S} = \frac{\sigma_S}{|\sigma|_{\max}} = \frac{\sigma_S}{|\sigma|_{\min}} = \frac{500\text{MPa}}{184\text{MPa}} = 2.72 > n_S$$

疲劳强度和静力屈服强度都满足要求。



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

- ◆ 根据第三强度理论，材料的剪切屈服应力与拉压屈服应力之间有关系

$$\tau_s = \frac{1}{2} \sigma_s$$

- ◆ 如果将这一关系推广到交变应力下的疲劳极限，就有

$$\tau_{-1} = \frac{1}{2} \sigma_{-1}$$

于是，弯扭组合交变应力下构件的工作安全系数

$$\tilde{n}_{\sigma\tau} = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{\sigma_{r3}} = \frac{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{\sigma}{(\sigma_{-1})_{\text{构件}}}\right]^2 + \left[\frac{\tau}{(\tau_{-1})_{\text{构件}}}\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\tilde{n}_{\sigma}^2} + \frac{1}{\tilde{n}_{\tau}^2}}}}$$

第十二章 疲劳 Fatigue



构件疲劳强
度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

◆ 所以

$$\tilde{n}_{\sigma\tau} = \frac{\tilde{n}_{\sigma}\tilde{n}_{\tau}}{\sqrt{\tilde{n}_{\sigma}^2 + \tilde{n}_{\tau}^2}}$$

其中 \tilde{n}_{σ} 和 \tilde{n}_{τ} 是纯交变正应力和纯交变切应力下构件的工作安全系数

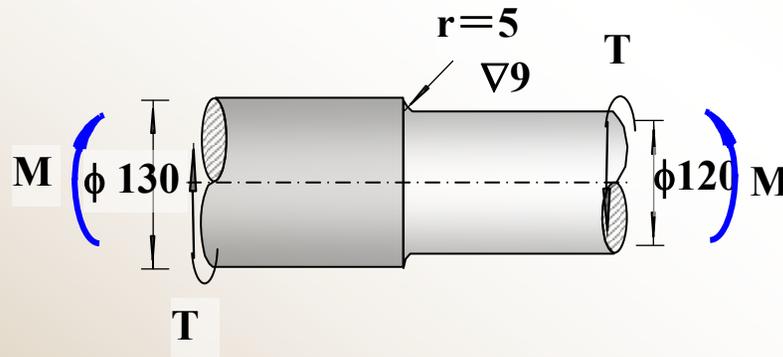


第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

例： 图示为曲柄离合器轴的一部分，图上尺寸为mm。在轴肩部位承受对称循环交变弯矩 $M = 12\text{kN}\cdot\text{m}$ 的作用，同时承受脉动循环的交变扭矩 $T = 15\text{kN}\cdot\text{m}$ 作用。轴的材料为45号钢， $\sigma_b = 750\text{MPa}$ ，非对称切应力的敏感系数 $\psi_\tau = 0.05$ ，疲劳极限 $\sigma_{-1} = 350\text{MPa}$ ， $\tau_{-1} = 210\text{MPa}$ ，轴的表面经过磨削，疲劳安全系数 $n_f = 1.5$ ，试校核该轴的疲劳强度。





第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强
度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

解：1，确定交变正应力和交变切应力幅值，对称循环正应力幅值为

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 12 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi \times 120^3 \times 10^{-9} \text{ m}^3} = 70.74 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 15 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi \times 120^3 \times 10^{-9} \text{ m}^3} = 44.21 \text{ MPa}$$

脉动循环切应力平均值 $\tau_m = 22.10 \text{ MPa}$ ， 幅值 $\tau_a = 22.10 \text{ MPa}$ 。



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强
度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

2. 确定影响系数

因为 $D/d = 1.083$, $r/d = 0.042$, 查表可知有效应力集中系数

$$K_{\sigma} = 1.72 \quad K_{\tau} = 1.27$$

尺寸系数

$$\varepsilon_{\sigma} = 0.61 + \frac{1200 - 750}{1200 - 500} (0.68 - 0.61) = 0.655$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0.68$$

由于轴经过磨削, 取表面状态系数

$$\beta = 1.0$$



第十二章 疲劳 Fatigue

构件疲劳强
度的计算

组合交变应力下构件的疲劳强度条件

3, 确定工作安全系数

$$\tilde{n}_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}} = \frac{350\text{MPa}}{70.74\text{MPa} \times \frac{1.72}{0.655 \times 1.0}} = 1.88$$

$$\tilde{n}_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210\text{MPa}}{22.1\text{MPa} \times \frac{1.27}{0.68 \times 1.0} + 0.05 \times 22.1\text{MPa}} = 4.96$$

$$\tilde{n}_{\sigma\tau} = \frac{\tilde{n}_\sigma \tilde{n}_\tau}{\sqrt{\tilde{n}_\sigma^2 + \tilde{n}_\tau^2}} = \frac{1.88 \times 4.96}{\sqrt{1.88^2 + 4.96^2}} = 1.76 > n_f = 1.5$$

所以构件符合疲劳强度要求。

本讲结束
End of This Chapter



谢谢!

宇宙之大，粒子之小，力学无处不在。



Thank You