



ME311 | 机械设计

2023年秋季

第01章 机械设计总论 下

宋超阳

南方科技大学

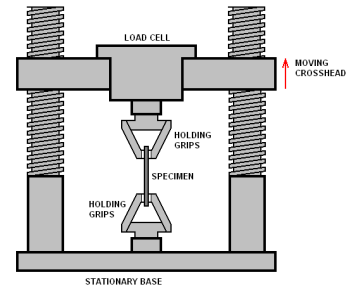
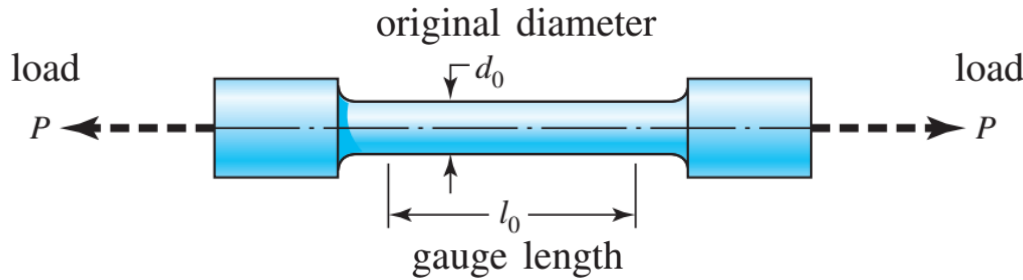
本章要点概述

- 机器的构成及其功能结构
- 机械设计的概念及其特点
- 机械设计中的创新和优化
- 机械的组成及运动副
- 平面机构运动简图的绘制
- 平面机构具有确定运动的条件
- 机械设计中的两个问题
- 机械设计中的约束
- 机械设计中的强度问题
- 机械设计中的摩擦、磨损和润滑问题

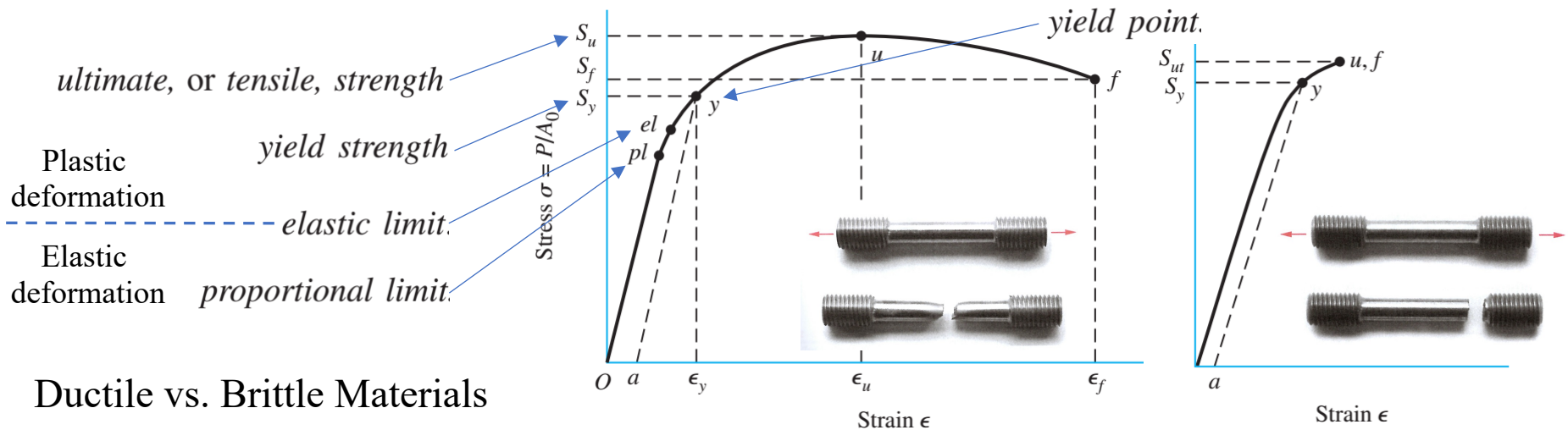
机械设计中的强度问题

“零件失效形式→受力分析→强度计算→结构设计”

材料的强度与刚度



stress $\sigma = \frac{P}{A_0}$ original area of the specimen. $A_0 = \frac{1}{4}\pi d_0^2$ normal strain $\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0}$



Ductile vs. Brittle Materials

从零件的失效到设计分析的主线

- 失效：机器及其零部件丧失正常工作能力或其功能参数降低到限定值以下
 - 例如，机床因其主轴轴承磨损而丧失应有的精度、齿轮轮齿断裂、螺钉被拉断等都称为失效。

• 断裂：如轴、齿轮轮齿发生断裂

• 表面点蚀：表面材料片状剥落

强度问题

• 塑性变形：零件发生永久性变形

• 过大弹性变形

刚度问题

• 过度磨损

耐磨性问题

• 过大振动和噪声、过热等

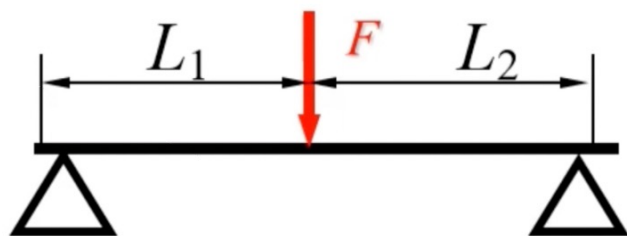
稳定性问题

• 机械零件设计分析问题的主线：

- 从机械的总体要求出发，结合机械零件的承载能力，引出对零件的要求

- 零件失效形式→受力分析→强度计算→结构设计

承载能力判定条件与零件设计步骤



强度条件

- 工作应力 ≤ 许用应力
- $\sigma \leq [\sigma]$ 或 $\tau \leq [\tau]$

刚度条件

- 实际变形量 ≤ 许用变形量
- $y \leq [y]$ 、 $\theta \leq [\theta]$ 、 $\varphi \leq [\varphi]$

稳定性条件

- 工作转速 ≤ 许用转速
- $n \leq [n]$

- 1) 拟订零件的设计简图
- 2) 确定载荷的大小及位置
- 3) 选择材料
- 4) 根据失效形式选用承载能力判定条件，设计或校核零件的主要参数
 - 1) **设计式**：强度条件（或刚度） → 设计计算 → 尺寸
 - 2) **校核式**：尺寸 → 校核计算 → 强度条件（或刚度）
- 5) 结构设计，绘制零件工作图

受力分析

机械设计课程的学习方法

- ①把握机械零件设计分析问题的主线
 - 要时刻贯穿“零件失效形式→受力分析→强度计算→结构设计”这一主线，无论学习何种机械零、部件设计，如果以此为主线为纲，就便于入门、便于掌握
- ②要理论联系实际
 - 必须从生产实际的条件与要求出发来考虑问题，注意公式的使用条件与范围，参数选择也要紧密结合实际来进行
- ③机器是由许多零件按一定方式连接起来的
 - 零件之间有一定联系，因此要从整体出发来考虑零件的设计，并注意零件间的协调与配合，特别是零件设计的原始数据和要求，要与整机要求相适应
- ④必须重视结构设计
 - 初学者往往只看重计算而忽略结构设计，要认识到计算虽重要，它只为结构设计提供一个基础，而零、部件和机器的最后尺寸与形状，通常是由结构设计决定的，它在设计工作量中也占有较大比重，因而必须高度重视结构设计
- ⑤更新设计观念，重在培养综合设计能力
 - 要建立符合时代要求的新的设计观念，特别是要把创新的思想贯彻进去，所谓综合设计能力主要包括技术基本能力、创造能力、掌握信息与自学能力、评价与决策能力及集体合作设计能力等，要通过学习与训练，逐步提高学生综合设计的能力

失效与强度

- 所谓强度，就是抵抗机械失效的能力
 - 而强度约束，则是指要求所设计的机械零部件，在正常工作条件下，不出现这种类型的失效

• 强度判定方法（强度准则）

$$\text{最大应力} \leq \text{许用应力} \left(= \frac{\text{材料的极限应力}}{\text{许用安全系数}} \right)$$

$$\text{实际安全系数} \left(= \frac{\text{材料的极限应力}}{\text{最大应力}} \right) \geq \text{许用安全系数}$$

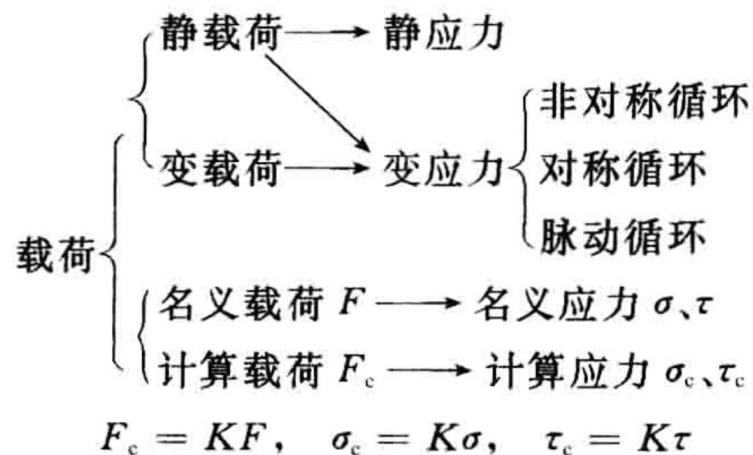
$$\begin{cases} \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S_{\sigma}} \\ \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{S_{\tau}} \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{\sigma ca} \left(= \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \right) \geq S_{\sigma} \\ S_{\tau ca} \left(= \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau} \right) \geq S_{\tau} \end{cases}$$

$$\text{材料的极限应力} \begin{cases} \text{静应力状态下} \begin{cases} \text{脆性材料取抗拉强度 } \sigma_b \\ \text{塑性材料取屈服强度 } \sigma_s \end{cases} \\ \text{变应力状态下} \begin{cases} \text{脆性材料} \\ \text{塑性材料} \end{cases} \text{均取疲劳极限 } \sigma_{r,N} \end{cases}$$

载荷和应力

- 机器工作时所出现的载荷是力和力矩
 - 静载荷：大小和方向不随时间变化或变化极缓慢的载荷
 - 变载荷：大小或方向随时间作周期性或非周期性的载荷
- 工作载荷：正常工作时的实际载荷
 - 由于机器实际工作情况比较复杂，工作载荷的变化规律往往也比较复杂，故工作载荷比较难以确定。
- 名义载荷：理想工作条件下的载荷
 - 当缺乏有关资料，难以准确确定工作载荷时，可近似地按原动机的功率通过计算求得



若原动机的功率为 P (kW)，额定转速为 n (r/min)，则作用在传动零件上的名义转矩为

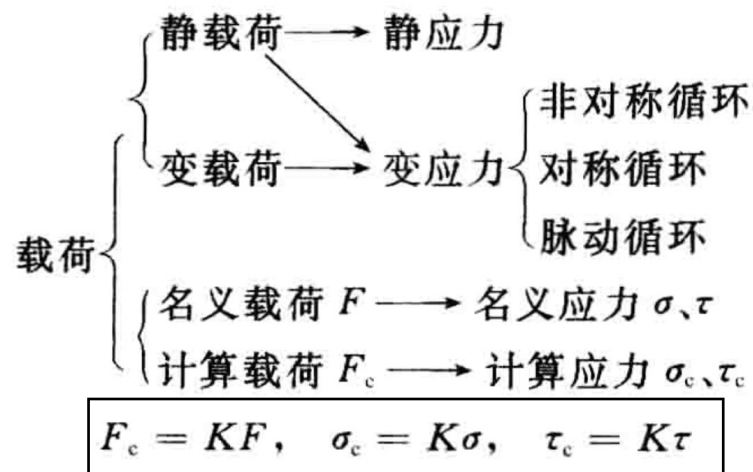
$$T = 9550 \frac{P \eta i}{n} \quad (N \cdot m)$$

i : 从原动机到所计算零件之间的总传动比

η : 从原动机到所计算零件之间传动链的总效率

载荷和应力

- 工作载荷：正常工作时的实际载荷（难以测量）
- 名义载荷：理想工作条件下的载荷（查表估算）
- 为可靠起见，计算中的载荷值应计及零部件工作中所受的各种附加载荷，例如由于原动机、工作机或传动系统本身的振动而引起的附加载荷等等。这些附加载荷可通过动力学分析或实测确定



- 计算载荷：考虑附加载荷后的载荷值（便于计算）

- 缺乏资料，可用一个载荷系数（K）对名义载荷（力F或转矩T）进行修正而得到近似的计算载荷（F）

- 应力：在载荷作用下，机械零部件的剖面（或表面）上将产生应力

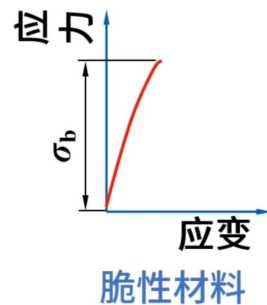
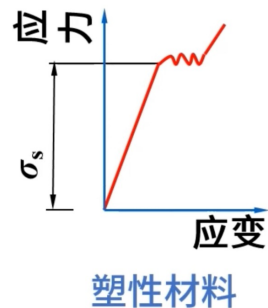
- 不随时间而变化的应力为静应力，不断地随时间而变化的应力为变应力
- 大多数机械零部件都是处于变应力状态下工作的

- 零件所受的载荷是静载荷还是变载荷较易判别，但在分析零件的应力时，容易出错，特别是零件承受静载荷时，不仅产生静应力，有时也能产生变应力。比如，承受静载荷的回转运动或周期运动的零件将产生变应力

静应力作用下的强度问题

- 在静应力作用下，主要失效形式为塑性变形或脆性断裂
 - 危险剖面处的计算应力 (σ_{ca} 、 τ_{ca}) 不超过许用应力 ($[\sigma]$ 、 $[\tau]$)，其强度约束条件可写成
 - 正应力作用时： $\sigma_{ca} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]}$ 或剪应力作用时： $\tau_{ca} \leq [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[S]}$
 - σ_{lim} ：极限正应力 | τ_{lim} ：极限切应力 | $[S]$ ：许用安全系数
 - 危险剖面处的计算安全系数 (S_σ 、 S_τ) 不超过许用应力 ($[S]$)，其强度约束条件可写成

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{ca}} \geq [S] \text{ 或 } S_\tau = \frac{\tau_{lim}}{\tau_{ca}} \geq [S]$$

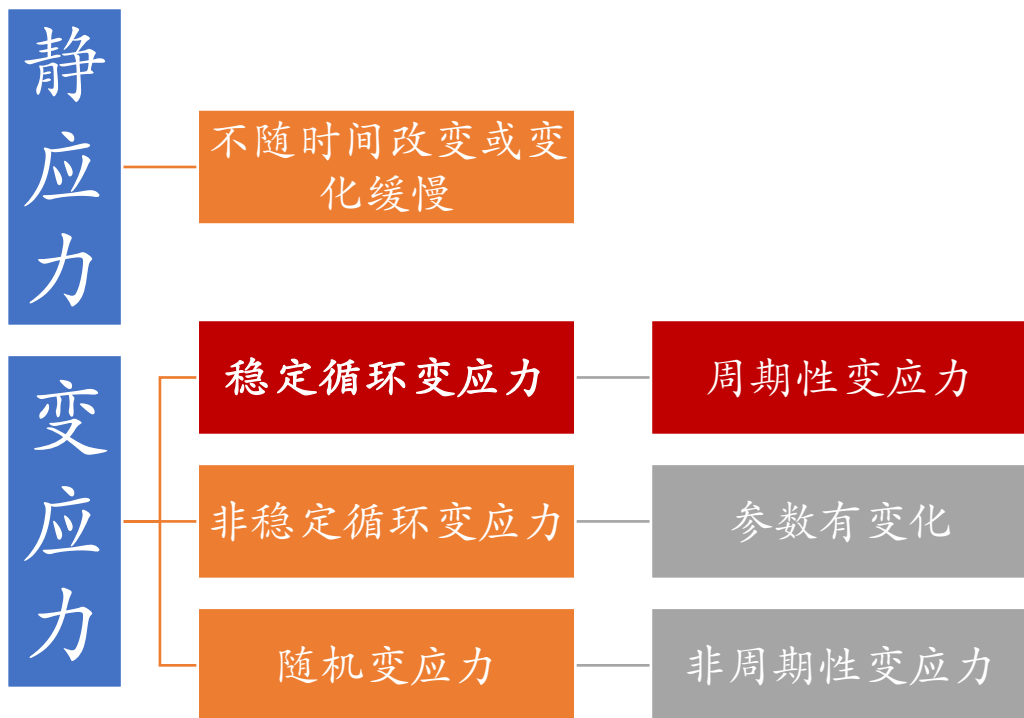
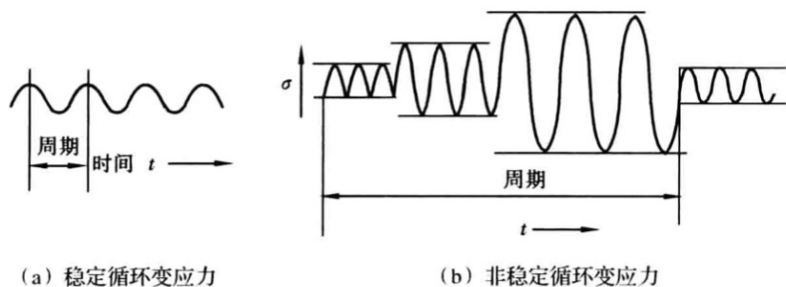


- 静应力下
 - 塑性材料：可取其屈服极限为极限应力，即 $\sigma_{lim} = \sigma_s$ 、 $\tau_{lim} = \tau_s$
 - 脆性材料：可取其强度极限为极限应力，即 $\sigma_{lim} = \sigma_b$ 、 $\tau_{lim} = \tau_b$

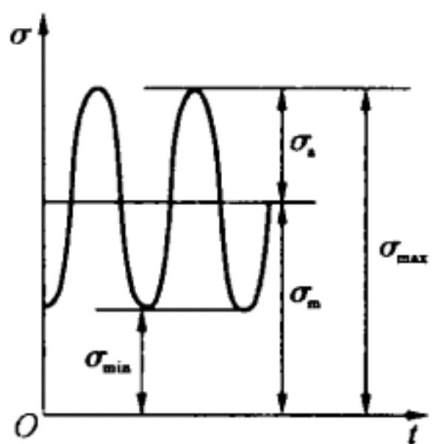
变应力作用下的强度问题

- 作用在机械零部件上的载荷，无论是静载荷还是变载荷，均可能产生变应力
 - 在变应力作用下机械零部件的失效与在静应力下的完全不同，因而，其约束强度条件的计算方法也有明显的区别

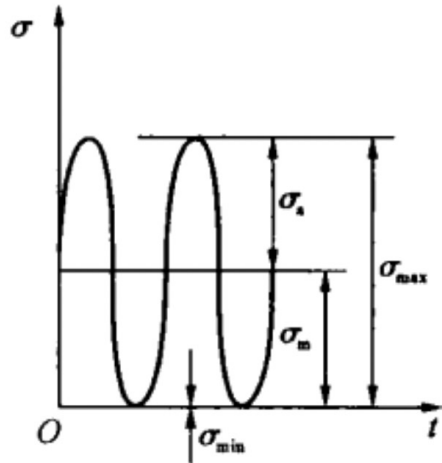
• 变应力的种类和特点



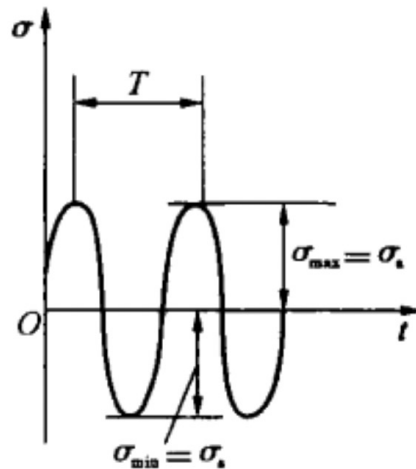
稳定循环变应力



非对称循环变应力



脉动循环变应力



对称循环变应力

- σ_{\max} 、 σ_{\min} 分别为 **绝对值** 最大、最小的应力值
- σ_{\max} 、 σ_{\min} 在横轴同侧时， r 取正号；否则取负号
- σ_r 表示循环特征为 r 的变应力

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

最大应力

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

最小应力

• $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$

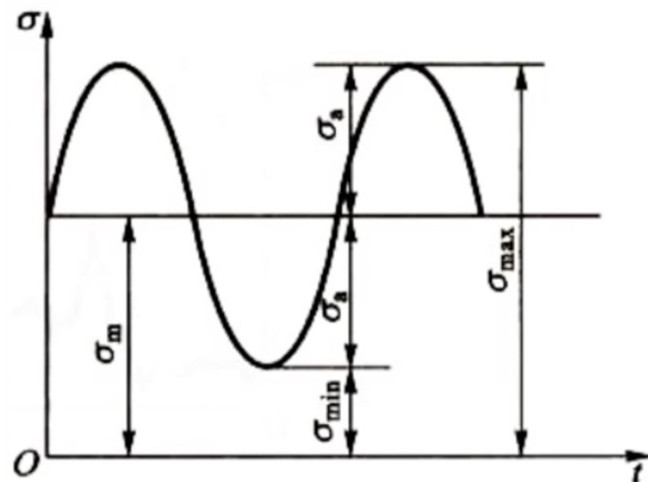
应力幅 (总为正)

• $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$

平均应力

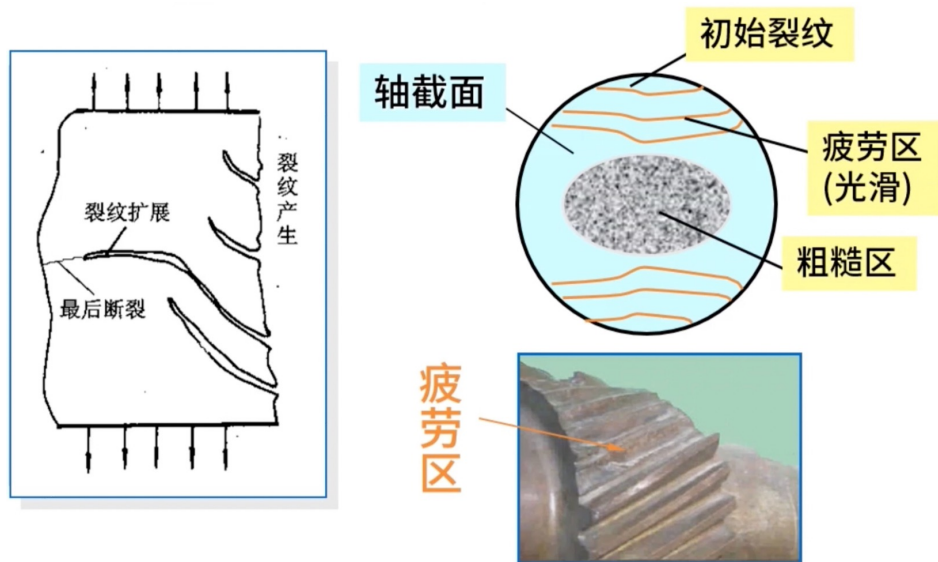
• $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$

循环特征: $[-1, 1]$



稳定循环变应力时的强度约束条件

- 静应力作用下：
 - 机械零件的损坏，是由于在危险截面中产生过大的塑性变形，最终断裂
- 变应力作用下：
 - 机械零件的损坏，是由于零件表面应力最大处，其应力超过某一极限值，首先出现初始微裂纹，在变应力的反复作用下，裂纹不断扩展，当裂纹扩展到一定程度后，最终导致断裂，这种现象称为疲劳断裂



- 变应力使疲劳裂纹不断扩展
- 疲劳破坏是一个时间历程
- 使零件发生疲劳断裂的应力比使零件发生脆性断裂的应力小的多

- 在强度约束条件中，两者区别主要表现为极限应力的不同

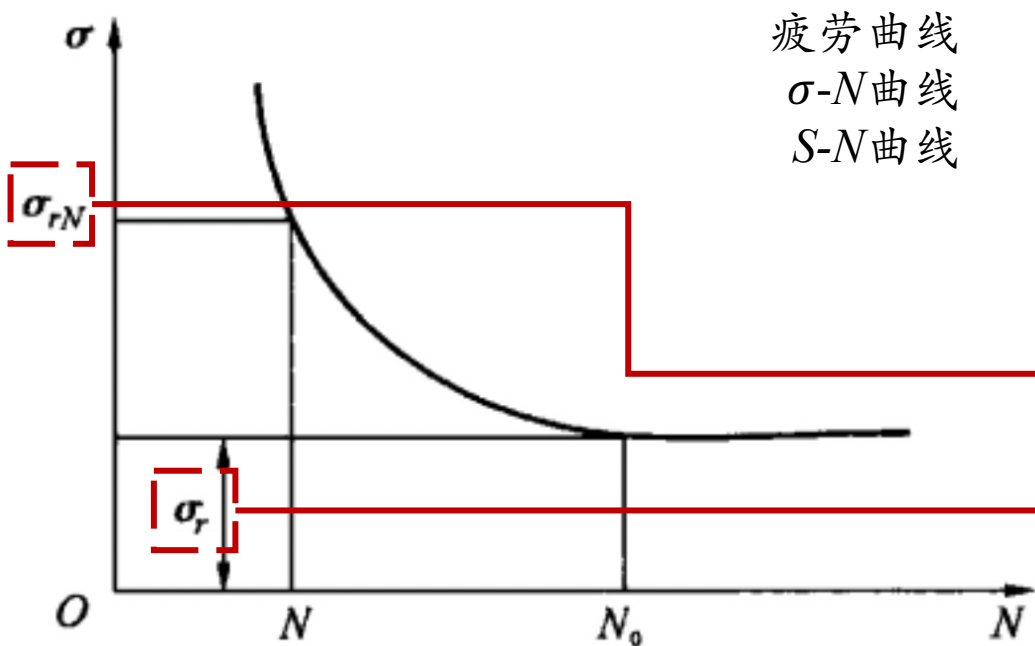
稳定循环变应力时的强度约束条件

- 在变应力作用下，其强度约束条件与静应力时相同
 - 计算应力 \leq 许用应力：
 - $\sigma_{ca} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]}$ 或 $\tau_{ca} \leq [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[S]}$
 - 计算安全系数 \leq 许用安全系数：
 - $S_\sigma = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{ca}} \geq [S]$ 或 $S_\tau = \frac{\tau_{lim}}{\tau_{ca}} \geq [S]$
 - 强度计算的关键：确定极限应力 σ_{lim}
 - σ_{lim} ：不发生破坏的前提下，所能承受的最大变应力

静应力、变应力的极限应力选取

- 静应力作用下的塑性变形
 - 极限应力主要与材料的性能有关，即 $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_S$ 或 $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_b$
- 变应力作用下的疲劳断裂。
 - 其极限应力不仅与材料的性能有关，且与
 - 应力的循环特征 r 、
 - 应力变化的循环次数 N （或工作时间的长短）、
 - 应力集中、零件的表面状态和零件的大小等都有很大的关系
- 材料性能一定的情况下，一个零件在同一应力水平的应力作用下，
 - 循环特征 r 越大，即越接近静应力，或循环次数 N 越小，零件越不易损坏，即其极限应力越高；
 - 反之，零件易损坏，极限应力下降

循环次数 N 不同时的疲劳极限



σ_r 即为该材料的疲劳极限，所对应的循环次数 N_0 ，称为循环基数

σ_{rN} 即为应力循环次数为 N 时（有限寿命）的极限应力，称为条件疲劳极限

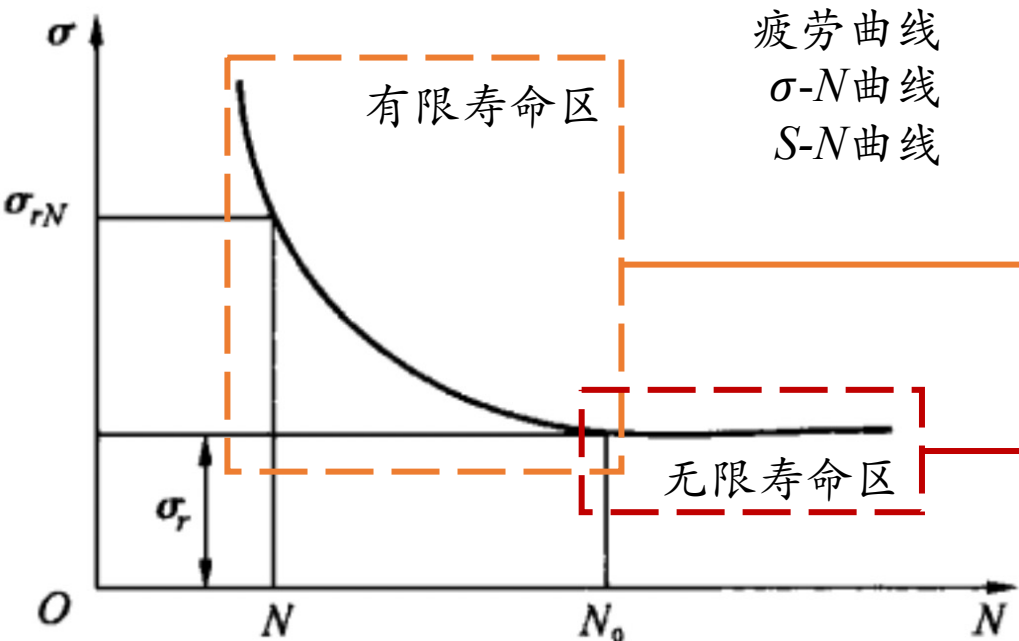
零件（或材料）承受变应力的循环次数愈少，其极限应力愈高

用一组标准试件按规定试验方法进行疲劳试验，应力循环特征为 r 时，试件受“无数”次应力循环作用而不发生疲劳断裂的最大应力值，即为变应力时的极限应力，称为材料的疲劳极限（或称持久极限），用 σ_r 表示

- σ_{-1} : 对称循环变应力下的疲劳极限 ($r = -1$)
- σ_0 : 脉动循环变应力下的疲劳极限 ($r = 0$)

不同材料的 σ_{-1} 和 σ_0 可查表获得

循环次数 N 不同时的疲劳极限



疲劳曲线
 σ - N 曲线
 S - N 曲线

零件（或材料）所受的应力增加，该零件（或材料）到破坏为止能承受的变应力循环次数减少；反之，应力减小，能承受的变应力循环次数增加

当应力减小到某一数值时，应力循环次数可达“无数”次而不发生疲劳破坏。

试验研究指出，疲劳曲线可以用下式表示

$$\sigma^m N = \text{常数}$$

m ：与材料性能、应力状态等有关的指数，其值可由有关手册查得

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

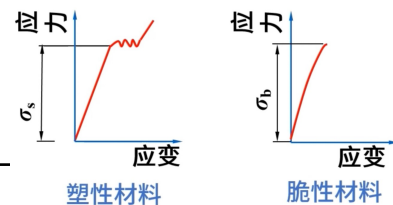
寿命系数

$$\sigma_{rN}^m N = \text{常数} = \sigma_r^m N_0$$

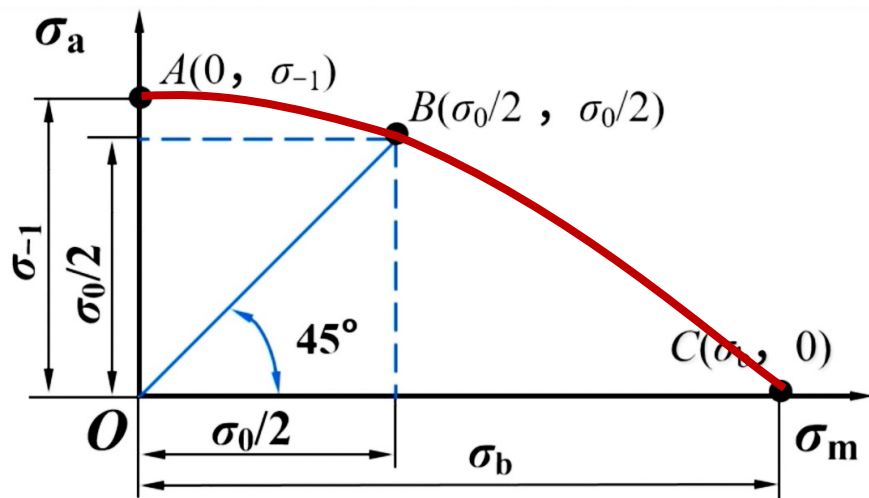
应力循环特征不同时材料的疲劳极限

- 材料相同但应力循环特征 r 不同时，其极限应力 σ_r 不同
 - 对称循环变应力时（最小） < 脉动循环变应力时 < 静应力时（最大）
 - 极限应力： $\sigma_{-1} < \sigma_0 < \sigma_S$ （或 σ_b ），可试验获得
 - 非对称循环变应力：可利用简化的极限应力图直接求得

- 对于任一种材料，若 σ_{-1} 、 σ_0 、 σ_S 、 σ_b 为已知
 - 以平均应力 σ_m 为横坐标，应力幅 σ_a 为纵坐标 ~ Why?

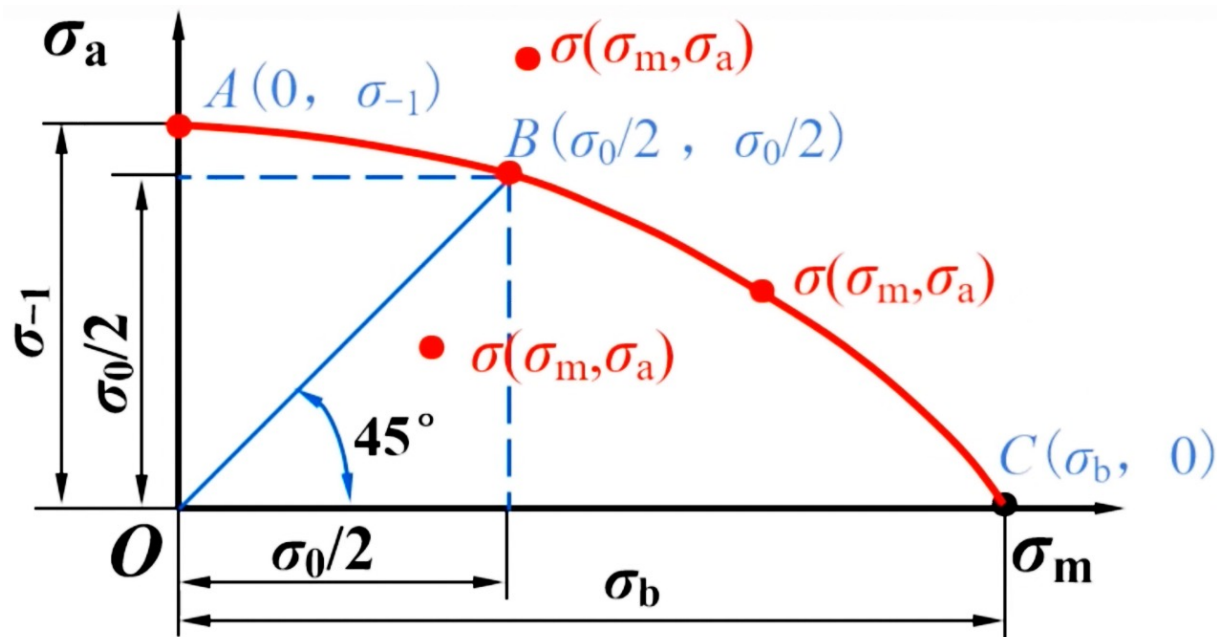


- A: $r = -1$ 时， $\sigma_m = 0$ ， $\sigma_a = \sigma_{-1}$
- B: $r = 0$ 时， $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_0/2$
- C: $r = 1$ 时， $\sigma_m = \sigma_b$ ， $\sigma_a = 0$
- 连接 ABC 得一曲线，近似于抛物线即为材料的极限应力曲线



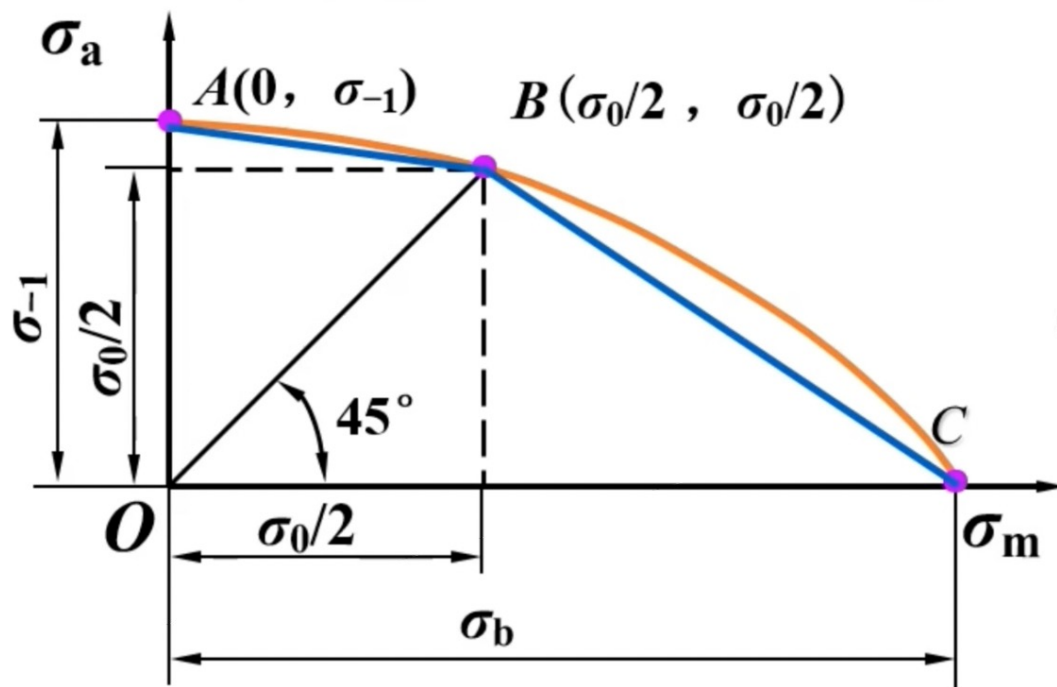
材料的极限应力图

- 该曲线上的任一点都代表了某一个 r 时的疲劳极限 σ_r
 - 材料是否发生疲劳破坏的分界线，区域 OABC 为安全区
 - 若工作应力 $\sigma(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 OABC 内，则不会发生疲劳
 - 若工作应力 $\sigma(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 OABC 外，则会产生疲劳
 - 若工作应力 $\sigma(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 ABC 上，则处于临界状态



简化极限应力图

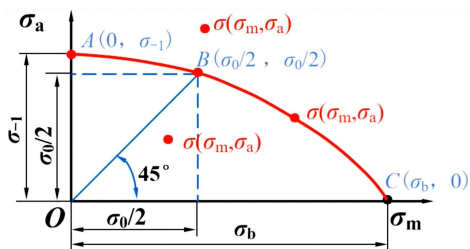
- 简化的极限应力图：
 - 为便于计算，常将极限应力图简化，用折线代替曲线
- 方法：
 - 用直线连接 A、B、C，折线 ABC 即为简化的极限应力图



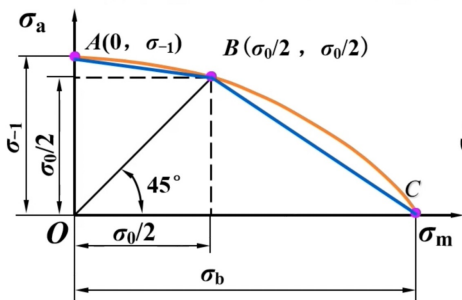
相比真实测量结果，简化后的极限应力图计算的极限应力更加保守还是更加激进？

塑性材料简化的极限应力图

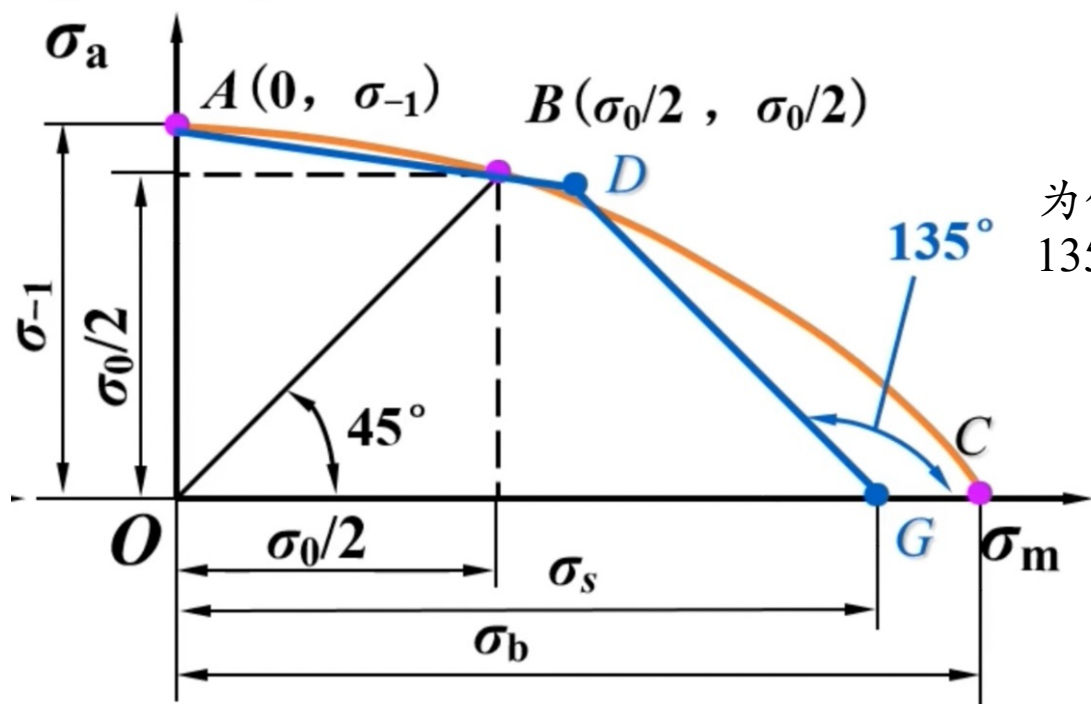
- 对于塑性材料，静应力时的极限应力实际上应为 σ_s
- 过 G 点作 135° 斜线，与 AB 连线的延长线交于 D 点
- 则折线 ADG 即为塑性材料简化的极限应力图



真实测量的材料极限应力图



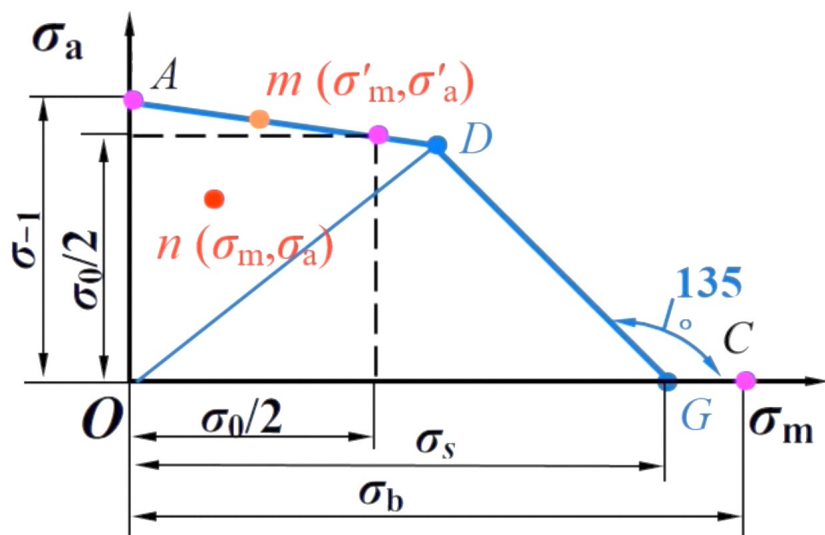
简化的材料极限应力图



为何选取 135 度?

使用极限应力图确定疲劳极限

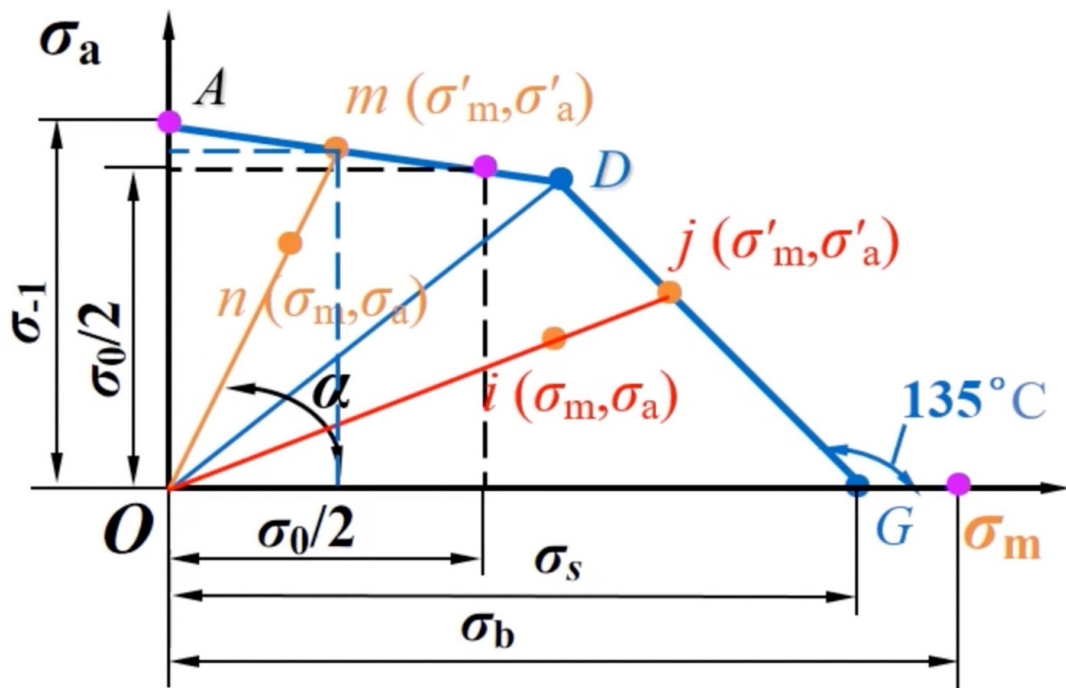
- 连接 OD，将极限应力图分解成两个区域：
 - OAD 为 疲劳安全区
 - 零件的强度取决于 疲劳强度，疲劳极限由线段 AD 确定
 - ODG 为 塑性安全区
 - 零件的强度取决于 静强度，极限应力由线段 DG 确定
- 若已知零件的工作应力，如何确定其疲劳极限？



- 根据工作应力 σ_{\max} 、 σ_{\min}
- 求出 σ_m 、 σ_a
- 在极限应力图中标出工作应力点 n
- 在 ADG 上找到相应的极限应力点 $m(\sigma'_m, \sigma'_a)$
- 得到零件在此应力状态下的极限应力 $\sigma_r = \sigma'_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a$

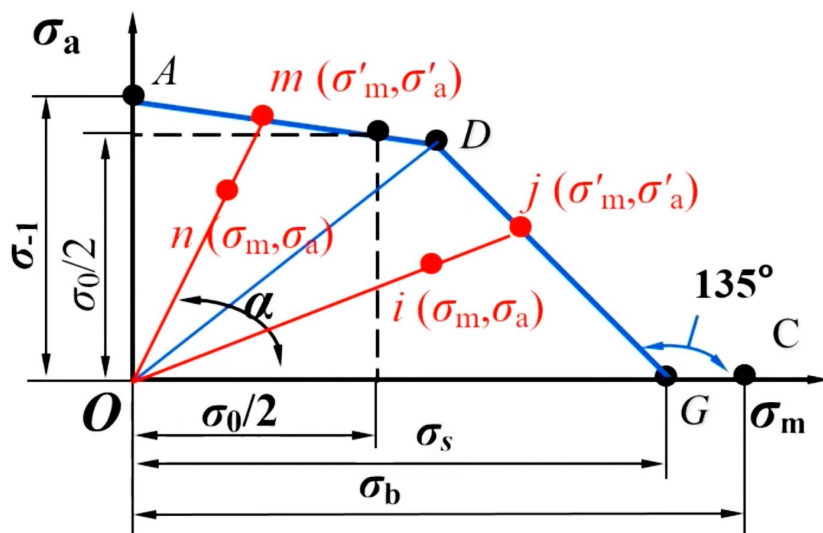
由工作应力确定疲劳极限（作图法）

- 极限应力点与工作应力点 n 的循环特征 r 相同
- 从原点引射线 On 交 AD 于 m 点，此点即极限应力点
- 该射线上各点的 r 均相等



由工作应力确定疲劳极限（计算法）

- 根据直线方程，求出极限应力点的坐标值，不需画图。
 - 直线 Om 的方程： $\sigma'_a / \sigma'_m = \sigma_a / \sigma_m$
 - 直线 AD 的方程： $\sigma_{-1} = \sigma'_a + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma'_m = \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m$
 - 联立求得： $\sigma'_a = \frac{\sigma_{-1} \sigma_a}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$, $\sigma'_m = \frac{\sigma_{-1} \sigma_m}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$
 - 疲劳极限 $\sigma_r = \sigma'_{max} = \sigma'_m + \sigma'_a = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$



塑性材料零件的极限应力图

- **应力集中**：在零件剖面的几何形状突然变化的情况（如孔、圆角、键槽、螺纹等）下，局部应力远大于名义应力的现象

- 引入应力集中系数 K_σ 、 K_τ

- **绝对尺寸**：其他条件相同（包括剖面上的应力大小）时，零件剖面的绝对尺寸越大，其疲劳极限就越低。这是由于尺寸大时，材料晶粒粗，出现缺陷的概率多和机加工后表面冷作硬化层（对提高疲劳强度相对有利）相对较薄

- 引入绝对尺寸系数 ϵ_σ 、 ϵ_τ

- **表面状态**：其他条件相同时，改善零件表面光滑程度或进行强化处理（如喷丸、表面热处理、表面化学处理等），都可以提高机械零件的疲劳强度

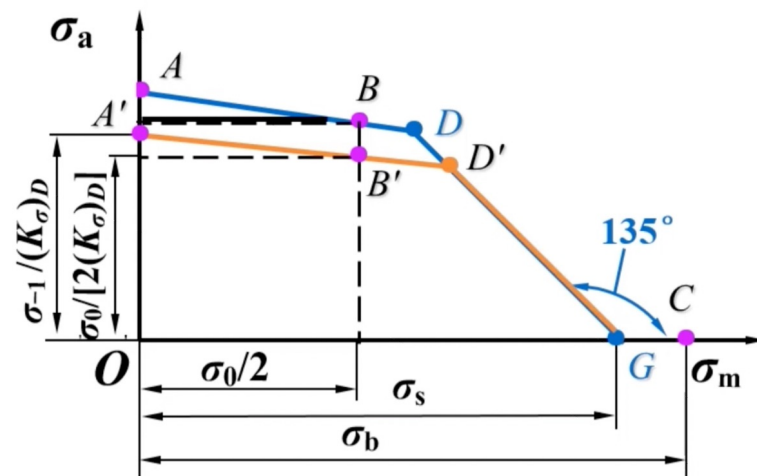
- 引入表面状态系数 β

考虑应力集中、绝对尺寸、表面状态时的极限应力，引入综合影响系数

$$(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta}$$

$$(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \beta}$$

由试验得知，应力集中、绝对尺寸和表面状态只对变应力的应力幅部分产生影响



塑性材料零件的极限应力图

考虑应力集中、绝对尺寸、表面状态时的极限应力

- OA'D': 零件的疲劳安全区
- OD'G': 零件的塑性安全区
- OD'对应的循环特征

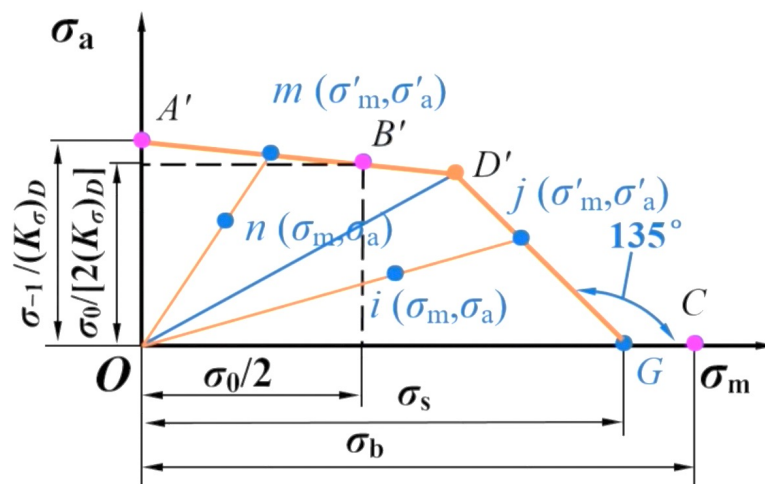
$$(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}$$

$$(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta}$$

$$r_{D'} = \frac{[(K_\sigma)_D + \psi_\sigma] \sigma_S - 2\sigma_{-1}}{[(K_\sigma)_D - \psi_\sigma] \sigma_S}$$

由试验得知，应力集中、绝对尺寸和表面状态只对变应力的应力幅部分产生影响

- 对于塑性材料，零件的极限应力 σ_r
 - 当 $r < r_{D'}$ 时, $\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$
 - 当 $r \geq r_{D'}$ 时, $\sigma_r = \sigma_S$
 - $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$



塑性材料零件的安全系数及强度条件

- 计算安全系数: $S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}}$
- OA'D': 塑性材料零件的疲劳安全区

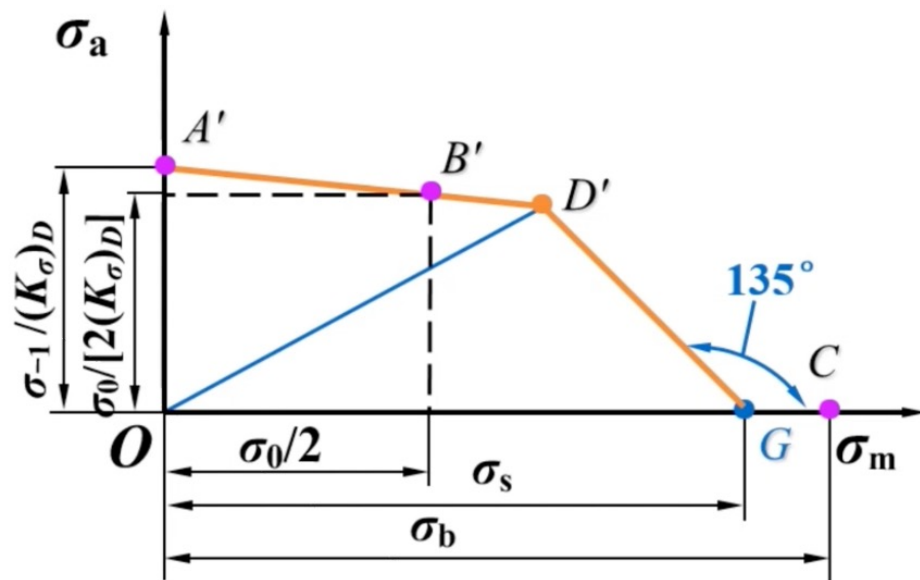
$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

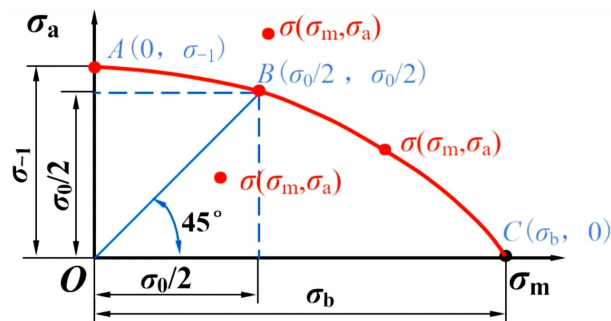
- OD'G': 塑性材料零件的塑性安全区

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_S}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S]$$

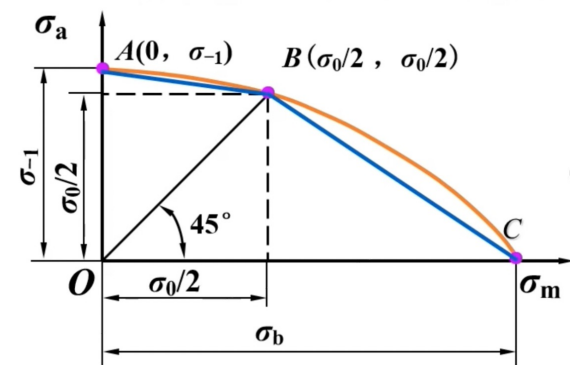
$$\sigma_r = \sigma_S$$



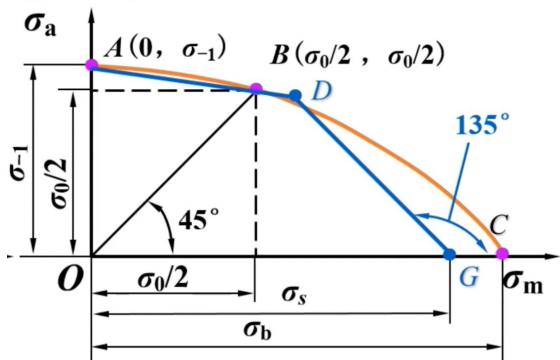
极限应力图的演变与应用



真实测量的
材料极限应力图



简化的
材料极限应力图



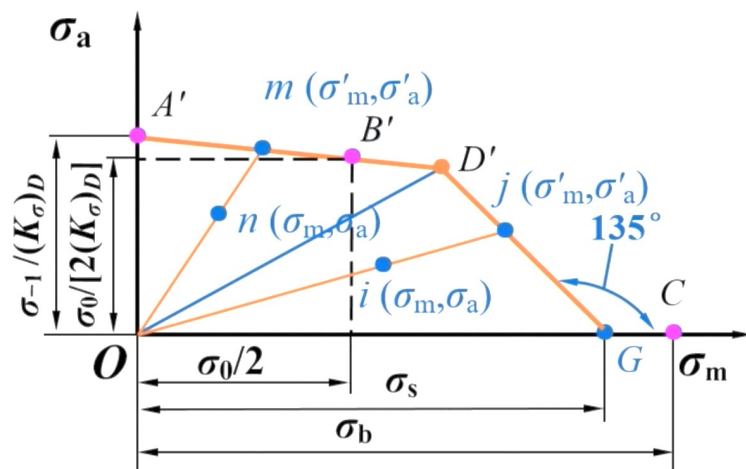
塑性材料简化的
材料极限应力图

OA'D': 塑性材料零件的疲劳安全区

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]$$

OD'G': 塑性材料零件的塑性安全区

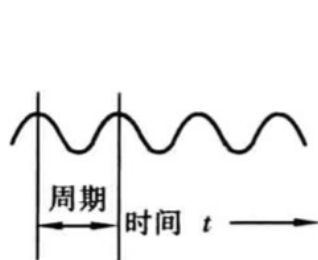
$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S]$$



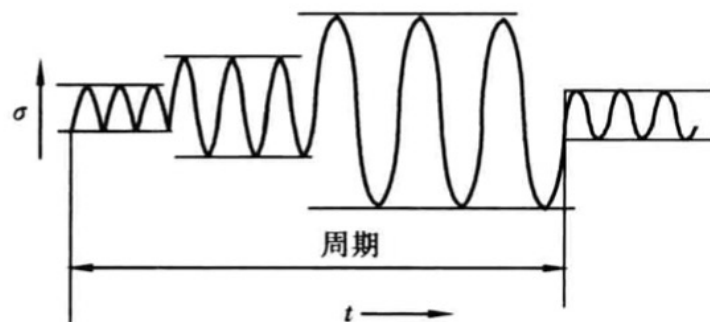
考虑应力集中、绝对尺寸表面状态后
塑性材料零件的
极限应力图

零件在变应力作用下，其极限应力和安全系数的确定

- 应力的循环特性和循环次数不同，其极限应力和安全系数确定的方法也不相同



(a) 稳定循环变应力

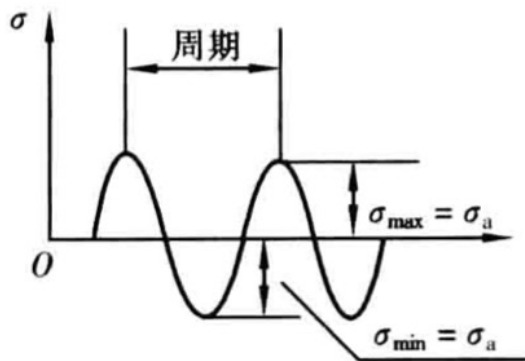


(b) 非稳定循环变应力

- 稳定循环简单变应力
 - 对称循环变应力 ($r = -1$)
 - 脉动循环变应力 ($r = 0$)
 - 非对称循环变应力 ($-1 < r < 0$ 和 $0 < r < 1$)
- 以 N_0 表示应力循环的基本循环次数
 - 实际应力循环次数 N 可以大于或小于 N_0

应力循环次数 $N = N_0$ 时，对称循环变应力下

- 最基本的应力，其极限应力由实验确定，在有关手册中可以查到



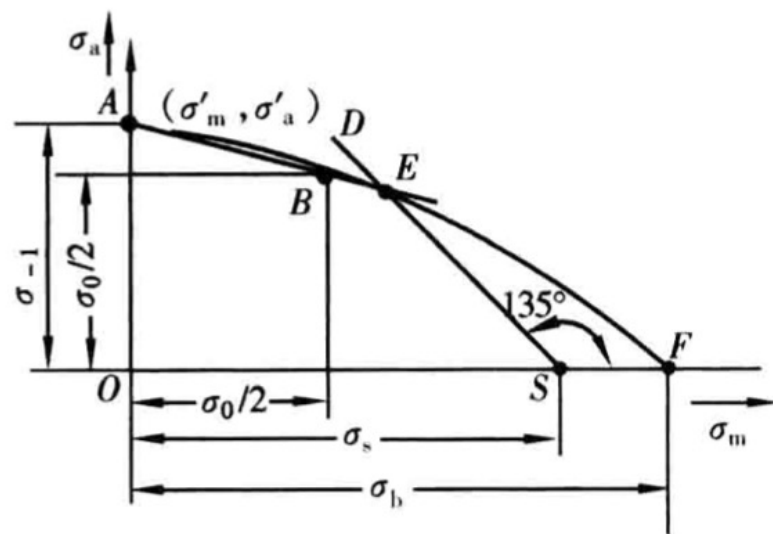
- 对称循环变应力 ($r = -1$) 时，极限应力为 σ_{-1} (或 τ_{-1})
 - 安全系数为极限应力与工作应力之比，即 $S = \text{极限应力} / \text{工作应力}$
- 安全系数: $S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}$
- 考虑应力集中等因素的影响, $S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}$
 - 零件极限应力的综合影响系数: $K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}$
 - 应力集中: k_σ | 零件绝对尺寸: ε_σ | 零件表面状态: β

应力循环次数 $N = N_0$ 时，非对称循环变应力下

- 需要借助于极限应力图
 - 若材料在 $N = N_0$ 、 $r = -1$ 时的极限应力为 σ_{-1}
 - 若材料在 $N = N_0$ 、 $r = 0$ 时的极限应力为 σ_0
 - 静应力 ($r = +1$) 时的抗拉强度极限和屈服强度分别为 σ_b 和 σ_s

- 图中曲线 ABF 为极限应力曲线

- 点 A 为对称循环点 $(0, \sigma_{-1})$
- 点 B 为脉动循环点 $(\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2})$
- 点 F 为静应力点 $(\sigma_b, 0)$



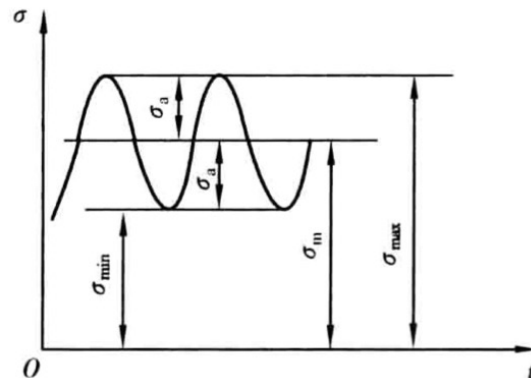
- 对于塑性材料，曲线 ABF 可以简化为两根折线 AE 和 ES

- AES 为简化后的极限应力曲线
- 其上的任一点 (σ'_m, σ'_a) 是与之相应的某一循环特性 r 时的极限应力
- 即 $\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a$

应力循环次数 $N = N_0$ 时，非对称循环变应力下

• 循环特性 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{1 - \sigma_a/\sigma_m}{1 + \sigma_a/\sigma_m} \in [-1, 1]$

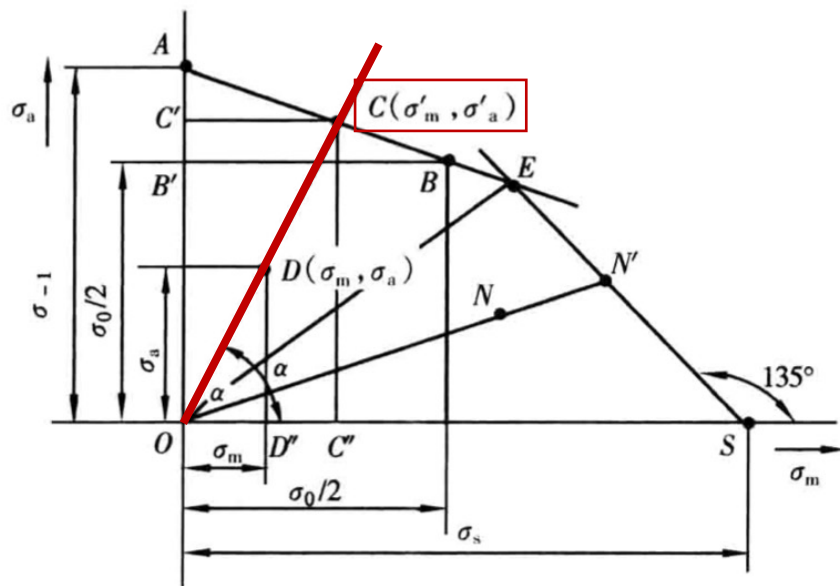
- $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ 最大应力
- $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$ 最小应力
- $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ 应力幅 (总为正)
- $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ 平均应力



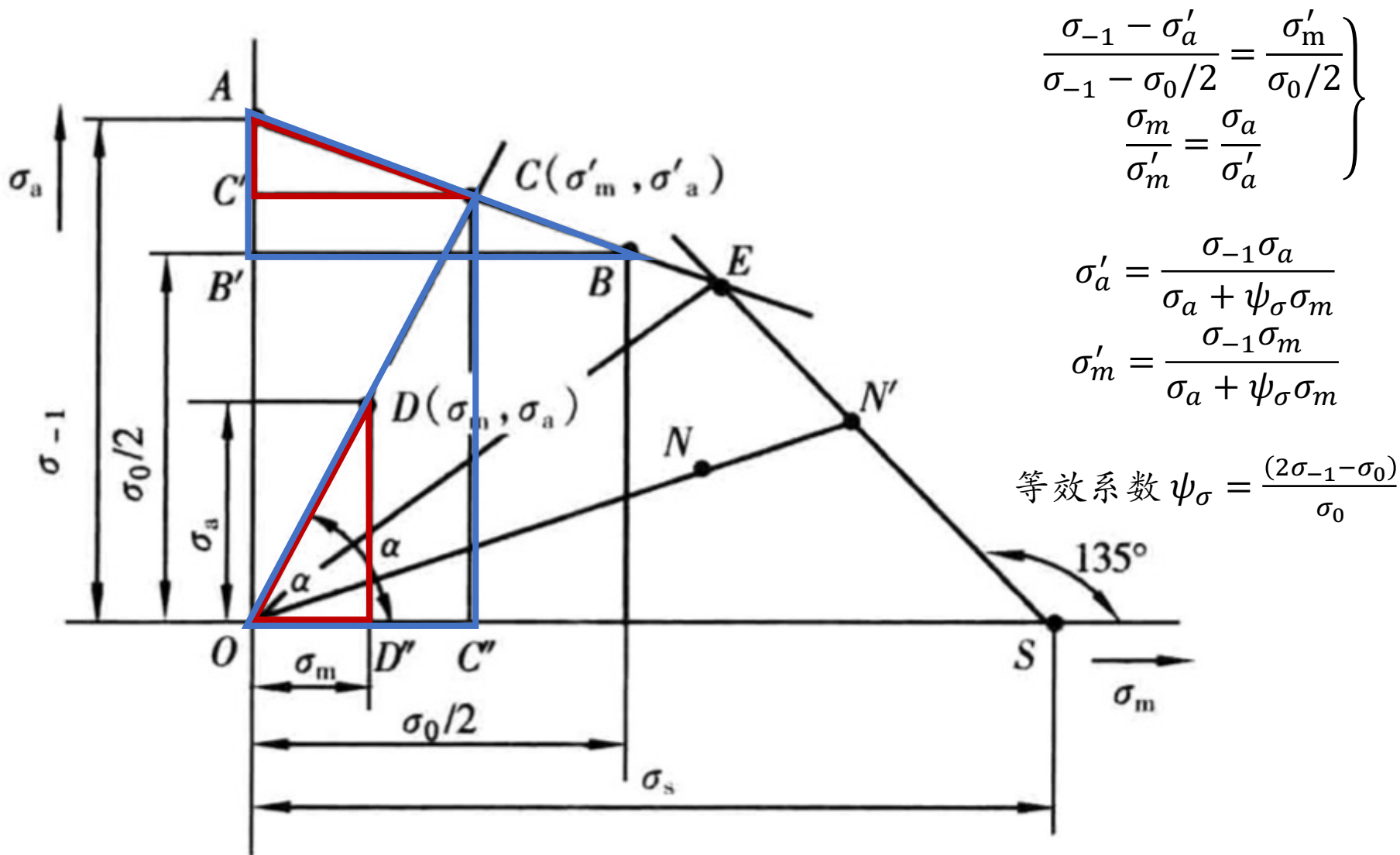
- 连接原点 O 与点 $D(\sigma_m, \sigma_a)$ 并延长之，使之与极限应力曲线相交于点 C ，设 OC 与横坐标的夹角为 α

• $r = \frac{1 - \sigma_a/\sigma_m}{1 + \sigma_a/\sigma_m} = \frac{1 - \tan \alpha}{1 + \tan \alpha}$ 或 $\tan \alpha = \frac{1 - r}{1 + r}$

- 过原点 O 作任一与横坐标成 α 角的直线
 - 相当于某一应力循环特性 r ， D 为其上的点
- 使之与极限应力曲线相交于点 C
 - 点 $C(\sigma'_m, \sigma'_a)$ 即为该循环特性时的极限应力点
- 其极限应力为 $\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a$



应力循环次数 $N = N_0$ 时，非对称循环变应力下



应力循环次数 $N = N_0$ 时，非对称循环变应力下

• 由此可求得包括脉动循环在内的任意应力循环特性下的

• 极限应力 $\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$

• 安全系数 $S_{ca} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{-1} - \sigma'_a}{\sigma_{-1} - \sigma_0/2} &= \frac{\sigma'_m}{\sigma_0/2} \\ \frac{\sigma_m}{\sigma'_m} &= \frac{\sigma_a}{\sigma'_a} \end{aligned} \right\}$$

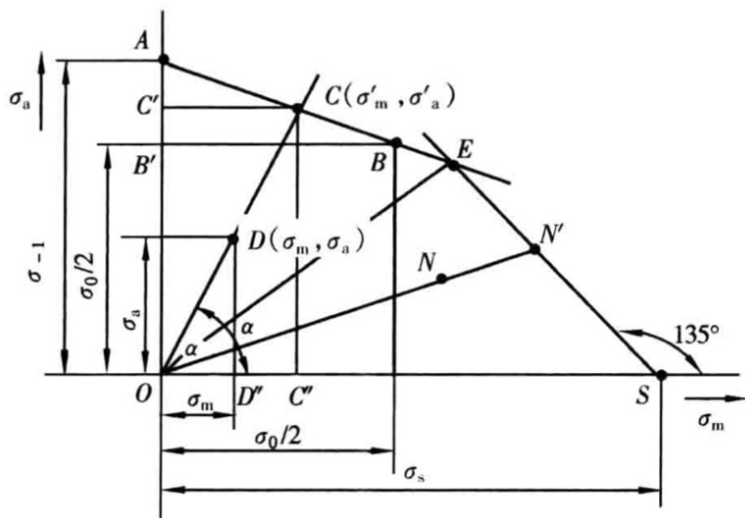
• 若考虑应力集中等因素的影响，

安全系数 $S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$

$$\sigma'_a = \frac{\sigma_{-1} \sigma_a}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

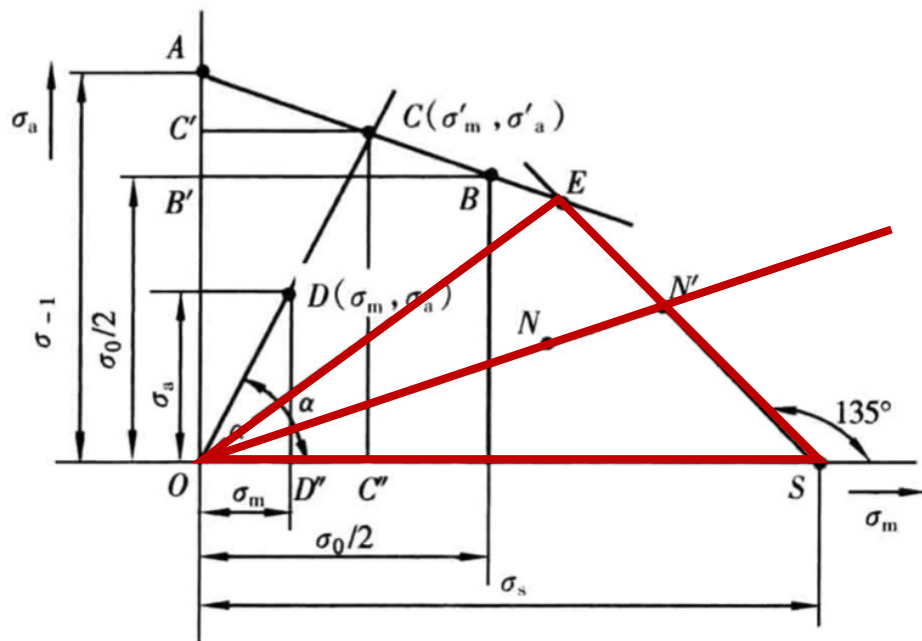
$$\sigma'_m = \frac{\sigma_{-1} \sigma_m}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

等效系数 $\psi_\sigma = \frac{(2\sigma_{-1} - \sigma_0)}{\sigma_0}$



应力循环次数 $N = N_0$ 时，非对称循环变应力下

- 对应于点 N 的极限应力点 N' 位于直线 ES 上
 - 此时的极限应力为屈服强度 σ_s
- 工作应力点 N 时，首先可能发生的是屈服失效，只需进行零件的静强度计算
 - 其计算屈服失效的安全系数为 $S_{ca} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m}$
- 凡是工作应力点位于 **OES** 区域内时，极限应力为屈服强度，故都只需对零件进行静强度计算



应力循环次数 $N < N_0$ 时

• 应力循环次数为 N 时的极限应力 $\sigma_{rN} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \sigma_r = K_N \sigma_r$

• $N = N_0$ 时任意循环特性 r 所对应的极限应力: $\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$

• 寿命系数: $K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$

• 安全系数

$S_{ca} = \frac{\sigma_{rN}}{\sigma_{max}} = \frac{K_N \sigma_r}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$

$S_{ca} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ (考虑应力集中等因素)

• 若变应力为对称循环应力, 则

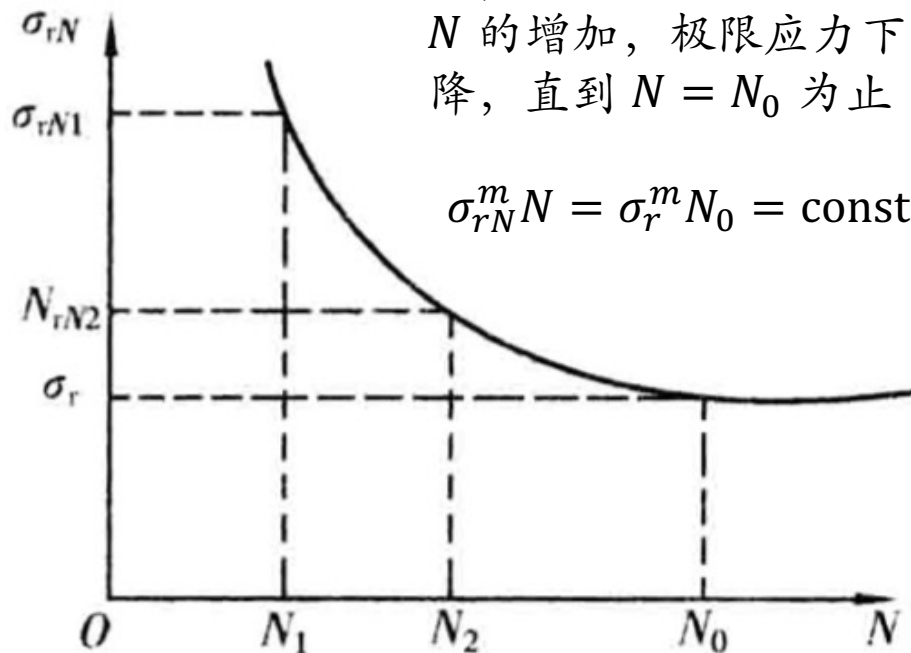
• 极限应力为 $\sigma_{-1N} = K_N \sigma_{-1}$

• 安全系数为 $S_{ca} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}$

• 若取 $\sigma_a = \sigma_m$, 则 $S_{ca} = \frac{K_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ 即为脉动循环应力时的安全系数计算公式

实验研究表明, 材料的极限应力与应力循环次数有密切关系

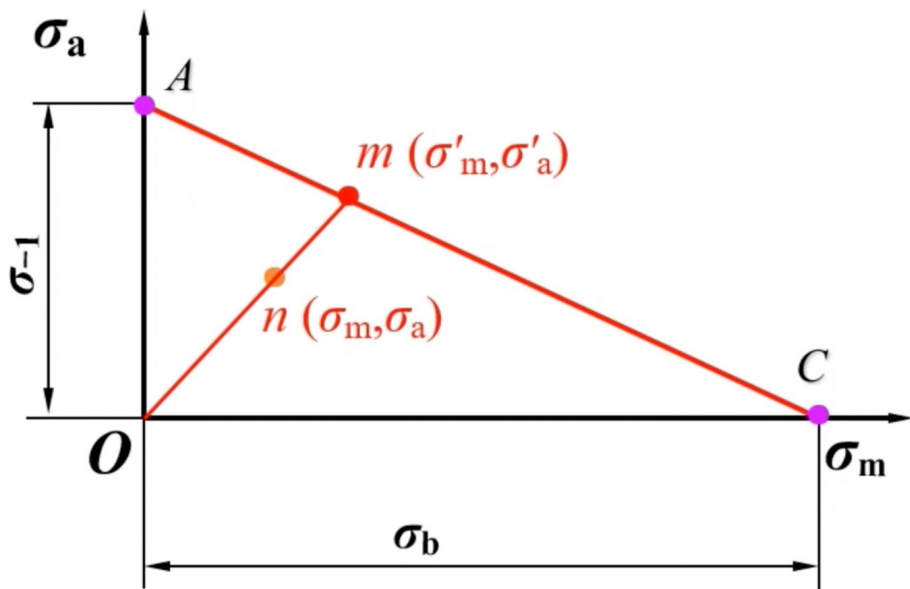
当应力循环特性 r 一定时, 随着应力循环次数 N 的增加, 极限应力下降, 直到 $N = N_0$ 为止



脆性材料的极限应力图

- 对于塑性很低的脆性材料，例如高强度钢和铸铁，其极限应力常用极限应力图中的AC直线来描述，可得这种材料的极限应力为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \text{ 等效系数 } \psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b}$$

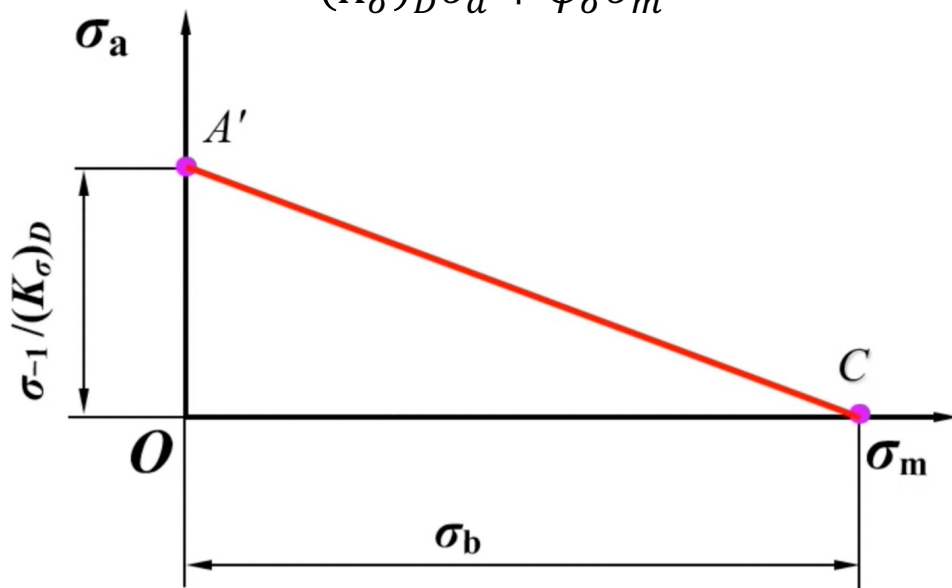


对于脆性材料零件，引入综合影响系数

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

脆性材料零件的安全系数及强度条件

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]$$



剪应力作用时的疲劳强度条件

- 前面所有公式是针对**正应力** σ 导出的，但同样适用于**剪应力** τ 作用的情况，将 σ 换成 τ 即可
- 剪应力作用时**塑性材料**的安全系数
 - 疲劳区：
$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \geq [S]$$
 - 塑性区：
$$S_{\tau} = \frac{\tau_S}{\tau_m + \tau_a} \geq [S]$$
- 剪应力作用时**脆性材料**的安全系数
 - $$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \geq [S]$$

稳定循环复杂变应力时极限应力和安全系数的确定

- 若在零件的同一断面上有弯曲应力和扭转应力，则该断面的应力状态为复杂应力状态

- 安全系数：只受弯曲应力 $\Rightarrow S_\sigma = \frac{K_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ | 只受扭转应力时 $\Rightarrow S_\tau = \frac{K_N \tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$

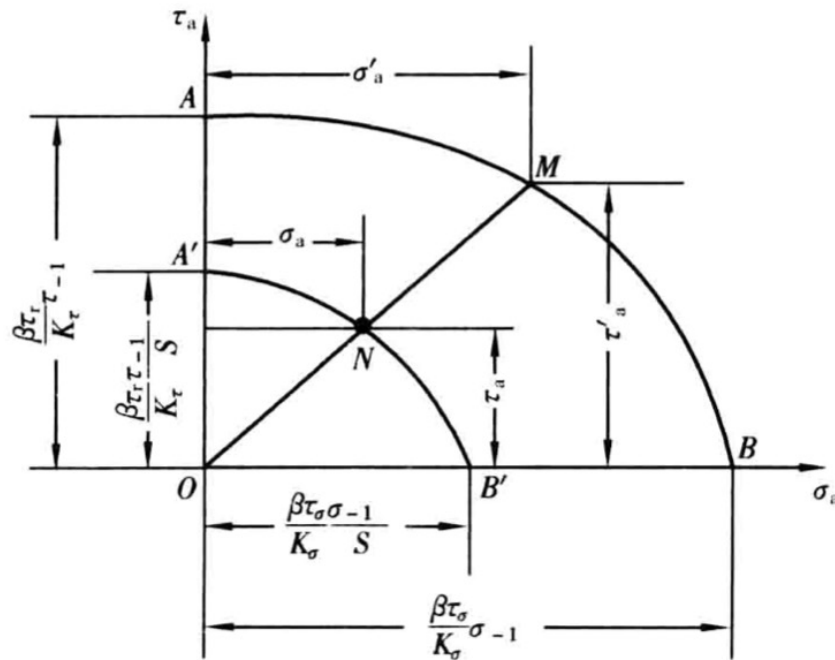
- $$\left[\frac{\sigma'_a}{\frac{\beta \varepsilon_\sigma}{k_\sigma} \sigma_{-1}} \right]^2 + \left[\frac{\tau'_a}{\frac{\beta \varepsilon_\tau}{k_\tau} \tau_{-1}} \right]^2 = 1$$

- 实验发现，塑性材料在对称循环弯曲应力与对称循环扭转应力同相位作用下，其疲劳极限曲线近似于一条椭圆曲线 AB

- $$\left[\frac{S_{ca}}{\sigma_{-1}/k_\sigma \sigma_a} \right]^2 + \left[\frac{S_{ca}}{\tau_{-1}/k_\tau \tau_a} \right]^2 = 1 \Rightarrow S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

- 若点 N 为零件同时受到 σ_a 与 τ_a 复合作用的工作应力点，过点 N 作等安全系数曲线 A'NB'，考虑到各种影响因素，则此零件的安全系数 $S_{ca} = \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{\tau'_a}{\tau_a}$

- $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a}$ 、 $S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a}$



复合变应力时零件的安全系数

- 实际上，很多零件同时受 σ 、 τ 联合作用
 - 如转轴，同时受弯曲应力和扭剪应力作用

- σ 、 τ 均为对称循环且相位相同时，安全系数计算式：

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

其中

不是对称循环时（近似计算）

$$\begin{cases} S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \sigma_a} \\ S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_a} \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \\ S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \end{cases}$$

复合变应力时零件的安全系数

- 对塑性材料的零件，应按第三或第四强度理论确定强度准则
 - 第四强度理论适用于拉应力和切应力的复合应力，其强度准则为

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_T^2} \leq [\sigma]$$

- 第三强度理论适用于弯、扭复合应力，其强度准则为

$$\sigma = \sqrt{\sigma_W^2 + 4\tau_T^2} \leq [\sigma]$$

- 上述两种强度准则用安全系数表达为

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S$$

- 对脆性材料的零件，应按第一强度理论确定强度准则

$$\sigma = \frac{1}{2} \left[\sigma_W + \sqrt{\sigma_W^2 + 4\tau_T^2} \right] \leq [\sigma]$$

- 用安全系数表达为

$$S_{ca} = \frac{2\sigma_b}{\sigma_W + \sqrt{\sigma_W^2 + 4\tau_T^2}} \geq S$$

按应力变化规律在极限应力曲线上 判定强度计算时的极限应力问题

- 显然，强度计算时所用的极限应力，是零件的极限应力曲线上的某一点所代表的应力

到底以哪一点来表示才算合适？

- 一般它与应力变化规律有关

① 变应力的循环特性保持不变，即 $r = c$

- 例如绝大多数转轴中的应力状态

② 变应力的平均应力保持不变，即 $\sigma_m = c$

- 例如振动着的受载弹簧中的应力状态

③ 变应力的最小应力保持不变，即 $\sigma_{min} = c$

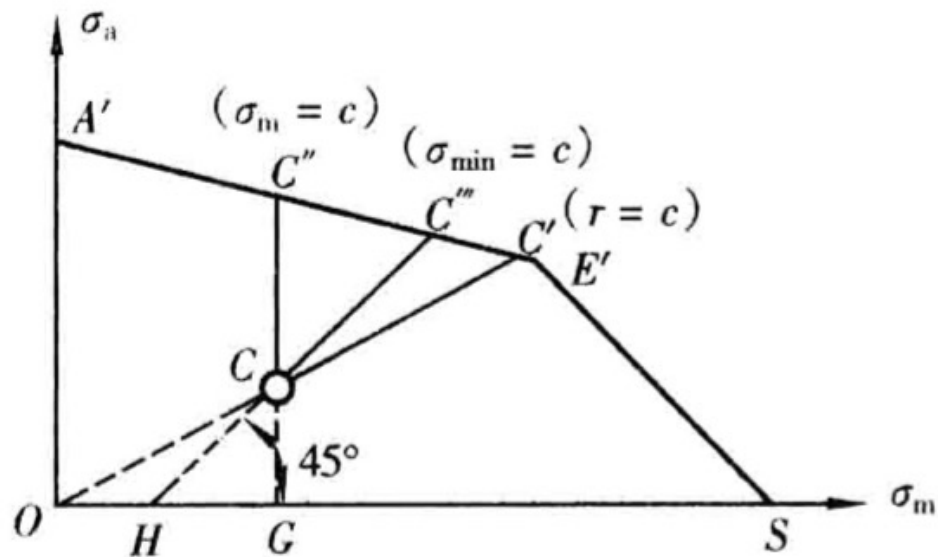
- 例如紧螺栓连接中螺栓受轴向变载荷时的应力状态

- 研究分析表明：同一个极限应力曲线，应力变化规律不同，即使同一个工作应力点，其极限应力也有所不同，而且其疲劳安全区及塑性安全区的划分，应根据应力变化规律来确定

极限应力的确定问题

不同应力变化规律时

- 已知某零件的极限应力曲线 $AE'S$ ，则在同一工作应力点 $C(\sigma_m, \sigma_a)$ 时，三种典型应力变化规律时的疲劳极限应力确定方法



(1) $r = c$ 从坐标原点引射线通过工作应力点 C ，与极限应力曲线交于点 C'

- 点 C' 代表的应力值 σ_r
- 即计算时所用的极限应力

(2) $\sigma_m = c$ 过点 C 作纵坐标轴的平行线，与极限应力曲线交于点 C''

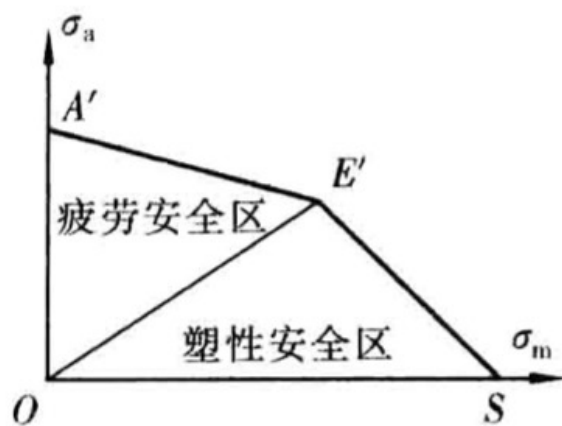
- 点 C'' 代表的应力值 σ_r
- 即计算时所用的极限应力

(3) $\sigma_{min} = c$ 通过点 C 作与横坐标轴夹角为 45° 的直线，与极限应力曲线交于点 C'''

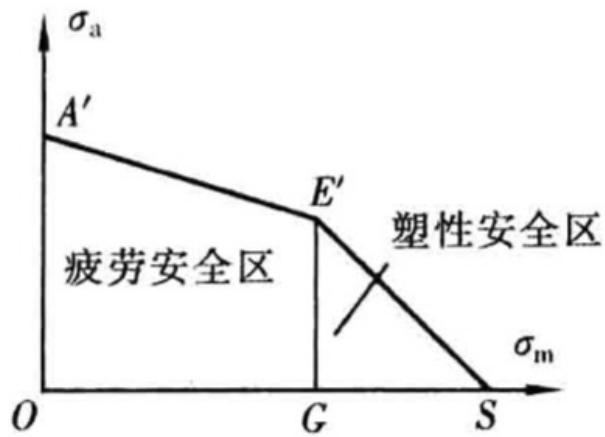
- 点 C''' 所代表的应力 σ_r
- 即计算时所用的极限应力

疲劳安全区与塑性安全区的划分问题

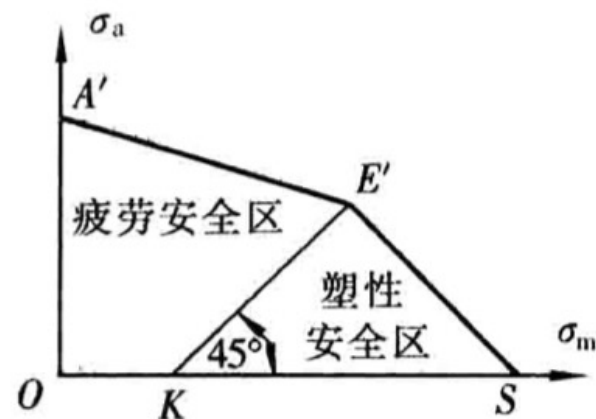
不同应力变化规律时



(a) $r = c$



(b) $\sigma_m = c$



(c) $\sigma_{min} = c$

(1) $r = c$

连接坐标原点 O
与点 E'

- 疲劳安全区: OA'E'
- 塑性安全区: OE'S

(2) $\sigma_m = c$

过点 E' 作与纵坐标轴平行的
直线, 与横坐标轴交于点 G

- 疲劳安全区: OA'E'G
- 塑性安全区: EGS

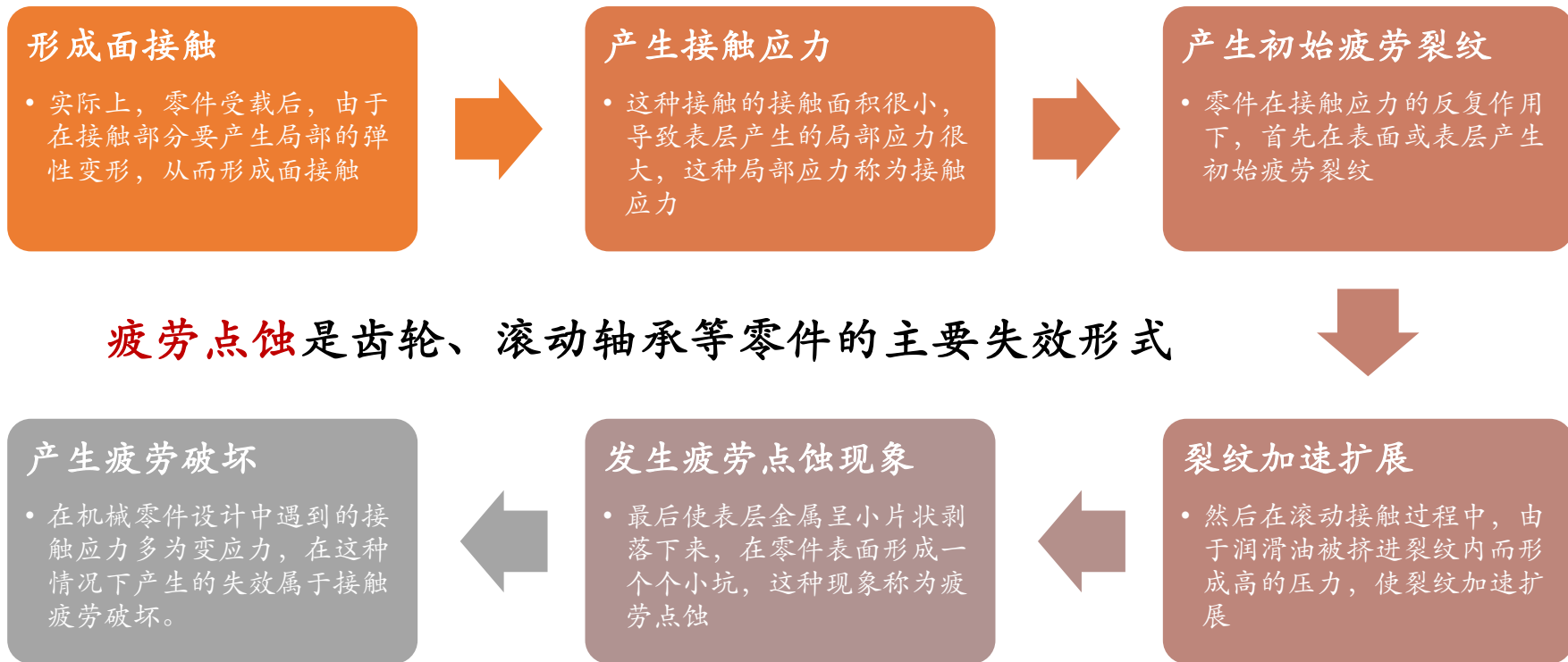
(3) $\sigma_{min} = c$

过点 E' 作与横坐标轴成 45° 角
的直线, 交于点 K

- 疲劳安全区: OA'E'K
- 塑性安全区: EKS

接触应力作用下的强度问题

- 对于高副机构（如齿轮传动、滚动轴承等），理论上，载荷是通过点或线接触传递的



疲劳点蚀主要受接触应力的影响

- 接触应力作用下的强度约束条件是最大接触应力不超过其许用值

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HP}$$

σ_{Hmax} : 接触应力的最大值

σ_{HP} : 许用接触应力

赫兹公式: 两弹性圆柱体最大接触应力的计算公式

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{F_n}{L\rho_\Sigma}} \quad (\text{MPa})$$

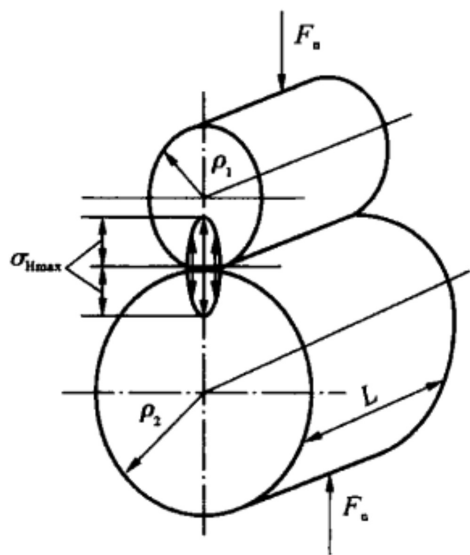


图 2-4 两圆柱体接触

- ρ_Σ : 综合曲率半径 (mm), $\rho_\Sigma = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$, ρ_1 、 ρ_2 为两圆柱的曲率半径 (mm), 其中正负号分别用于外接触和内接触
- E_1 、 E_2 : 两圆柱体材料的弹性模量 (MPa)
- μ_1 、 μ_2 : 两圆柱体材料的泊松比

机械设计中的摩擦、 磨损和润滑问题

机械中的摩擦

- 两个接触表面作相对运动或有相对运动趋势时，将会有力阻止其产生相对运动，这种现象就称为摩擦
 - 通常，摩擦力的大小可通过摩擦系数来衡量



- 机械中常见的摩擦有两大类：
 - 内摩擦：发生在物质内部，阻碍分子间相对运动
 - 外摩擦：在物体接触表面上产生，阻碍物体间的相对运动

外摩擦的分类

根据摩擦副的运动状态

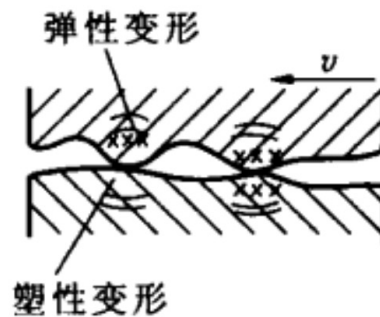
- 静摩擦
- 动摩擦

根据摩擦副的运动形式

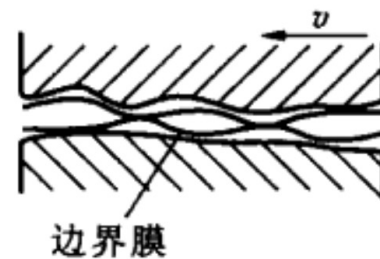
- 滑动摩擦
- 滚动摩擦

按摩擦副的表面润滑状态

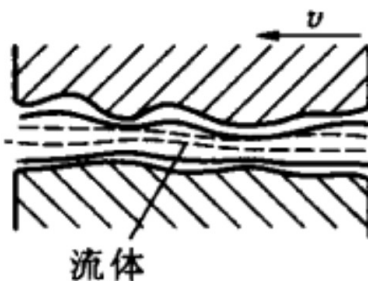
- 干摩擦
- 边界摩擦
- 流体摩擦
- 混合摩擦



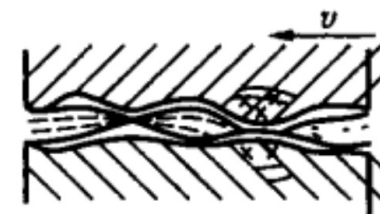
名义上无润滑的摩擦，其表面上通常具有由从周围介质中吸附来的气体、水气和油脂等形成的薄膜



两相对表面被人为引入的极薄的润滑膜所隔开，其摩擦性质与润滑剂的黏度无关而取决于两表面的特性和润滑油性质的摩擦



流体把摩擦副完全隔开，摩擦力的大小取决于流体黏度的摩擦



摩擦副所处的干摩擦、边界摩擦和流体摩擦混合状态时的摩擦

机械设计中摩擦约束的实质

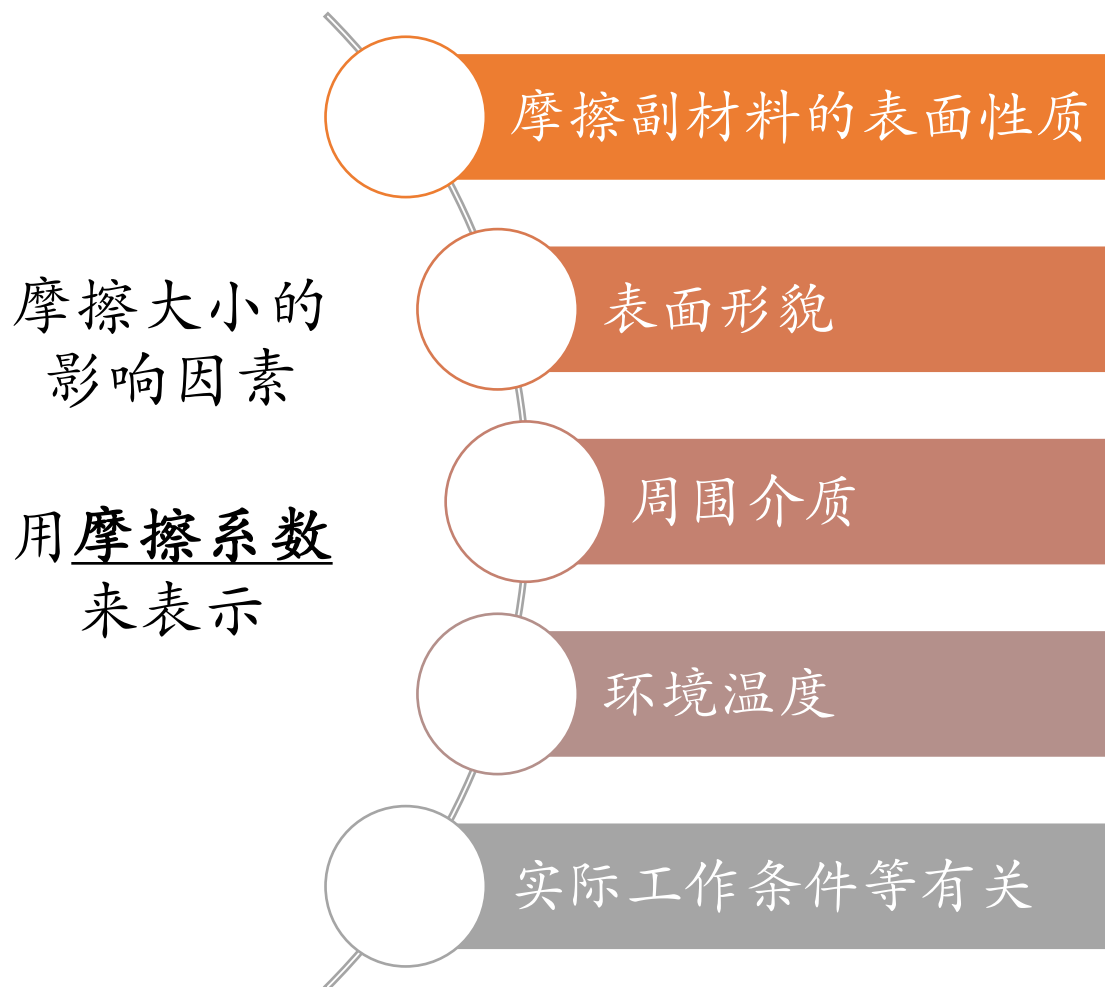
摩擦的二重性

- 人们需要利用摩擦
 - 摩擦传动、摩擦离合器、摩擦式制动器和螺纹连接等的可靠性以及各种车辆的运输能力，都必须依靠摩擦来获得，并取决于摩擦力的大小
- 有害的一面
 - 摩擦会带来能量损耗，造成机械效率降低，其所消耗的功率，还会转变成热，使机器的工作温度上升，影响机器的正常工作，摩擦还会引起振动和噪声等

摩擦约束条件的两个方面

- 当需要利用摩擦时
 - 摩擦（通常用摩擦力或摩擦力矩来表示）必须足够大（摩擦系数或摩擦力或摩擦力矩应大于规定的许用值），以保证机器工作的可靠性
- 当摩擦有害时
 - 就需要尽量减少摩擦（降低摩擦系数），其约束可以表现为摩擦系数不超过许用值、温升不超过许用值、效率不低于许用值或摩擦的能耗不超过许用值等等

影响摩擦的主要因素



设计时，为了能充分考虑摩擦的影响，将其控制在许用的约束条件范围之内，设计者对影响摩擦的主要因素必须有一个基本的了解

(1) 表面膜的影响

- 大多数金属的表面在大气中会自然生成与表面结合强度相当高的氧化膜或其他污染膜。也可以人为地用某种方法在金属表面上形成一层很薄的膜，如硫化膜、氧化膜等。这些表面膜的存在，可使摩擦系数降低

(2) 摩擦副材料性质的影响

- 金属材料摩擦副的摩擦系数随着材料副性质的不同而异。一般，互溶性较大的金属摩擦副，因其较易黏着，摩擦系数较大；反之，摩擦系数较小。材料的硬度对摩擦系数也有一定的影响。低碳钢经渗碳淬火提高硬度后，可使摩擦系数减小；中碳钢的摩擦系数随硬度的增加而减小；经过热处理的黄铜和铍青铜等非铁合金，其摩擦系数也随着表面硬度的提高而降低；具有高强度、低塑变形和高硬度的金属，例如镍和铬，其摩擦系数也相对较小

(3) 摩擦副表面粗糙度的影响

- 摩擦副在塑性接触的情况下，其干摩擦系数为一定值，不受表面粗糙度的影响。而在弹性或弹塑性接触情况下，干摩擦系数则随表面粗糙度数值的减小而增加；如果在摩擦副间加入润滑油，使之处于混合摩擦状态，此时，如果表面粗糙度数值减小，则油膜的覆盖面积增大，因而，随着表面粗糙度数值的减小，摩擦系数也将减小

(4) 摩擦表面间润滑的影响

- 在摩擦表面间加入润滑油时，将会大大降低摩擦表面间的摩擦系数，但润滑的情况不同、摩擦副处于不同的摩擦状态时，其摩擦系数的大小也不同。干摩擦的摩擦系数最大，一般大于0.1；边界摩擦、混合摩擦次之，通常在0.01~0.1之间；流体摩擦的摩擦系数最小，油润滑时最小仅为0.001~0.008。两表面间的相对滑动速度增加且润滑油的供应较充分时，较易获得混合摩擦或流体摩擦状态，此时，摩擦系数将随着滑动速度的增大而减小

机械中的磨损

由于表面的相对运动而使物体工作表面的物质不断损失的现象称为**磨损**

类型	基本概念	破坏特点	实例
黏着磨损	两相对运动的表面,由于黏着作用(包括冷焊和热黏着),使材料由一表面转移到另一表面所引起的磨损	黏结点剪切破坏是发展性的,它造成两表面凹凸不平,可表现为轻微磨损、涂抹、划伤、胶合与咬死等破坏形式	活塞与气缸壁的磨损
磨粒磨损	在摩擦过程中,由硬颗粒或硬凸起材料破坏分离出磨屑或形成划伤的磨损	磨粒对摩擦表面进行微观切削,表面有犁沟或划痕	犁铧和挖掘机铲齿的磨损
表面疲劳磨损	摩擦表面材料的微观体积受循环变应力作用,产生重复变形而形成表面疲劳裂纹,并分离出微片或颗粒的磨损	应力超过材料的疲劳极限,在一定循环次数后,出现疲劳破坏,表面呈麻坑状	润滑良好的齿轮传动和滚动轴承的疲劳点蚀
腐蚀磨损	在摩擦过程中金属与周围介质发生化学或电化学反应而引起的磨损	表面腐蚀破坏	化工设备中与腐蚀介质接触的零部件的腐蚀

按磨损的损伤机理分类机械中的磨损

磨损过程

- 影响磨损的因素很多，磨损过程非常复杂，一般分为三个阶段

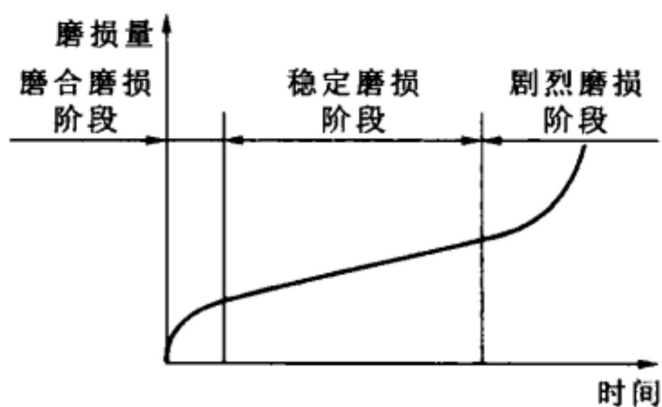


图 2-6 磨损过程

磨合磨损阶段开始时，磨损速度很快，随后逐渐减慢，最后进入稳定磨损阶段

磨合磨损

- 磨合磨损可将原始粗糙度部分逐渐磨平，使两摩擦表面贴合得更好，因而有利于延长机器的使用寿命

稳定磨损

- 稳定磨损阶段是摩擦副的正常工作阶段，此时，磨损缓慢而稳定

剧烈磨损

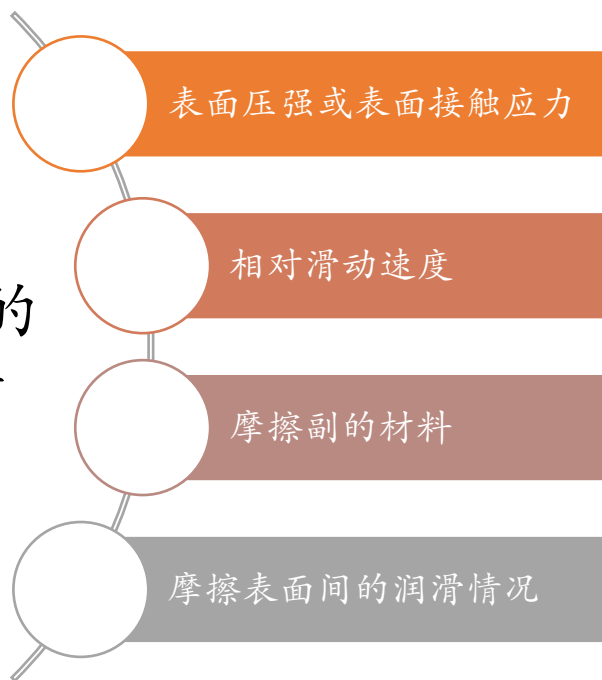
- 当磨损达到一定量时，进入剧烈磨损阶段，此时，摩擦条件将发生很大的变化，温度急剧升高，磨损速度大大加快，机械效率明显降低，精度丧失，并出现异常的噪声和振动，最后导致零部件完全失效

机械设计中磨损约束的实质

磨损也具有二重性

- 新机器使用之前的磨合磨损，对延长机器的使用寿命有益；为了降低表面粗糙度，对机械零件进行磨削、研磨和抛光等精加工以及对刀具的刃磨等，也是利用了磨损的原理
- 磨损会降低机器的精度和可靠性，从而使其使用寿命缩短，甚至当重要的零件磨损失效时，会造成停工停产，并可引起突然事故，因而，**磨损是机械设备失效的重要原因**

影响磨损的主要因素



控制磨损（磨损约束）的实质

主要是控制摩擦表面间的压强（或接触应力）、相对运动速度等不超过许用值

减少磨损的措施

(1) 正确选用材料

- 正确选用摩擦副的配对材料，是减少磨损的重要途径。以黏着磨损为主时，应当选用互溶性小的材料；以磨粒磨损为主时，则应当选用硬度高的材料或设法提高所选材料的硬度，也可以选用抗磨料磨损的材料；如果是疲劳磨损为主，除应选用硬度高的材料或设法提高所选材料的硬度之外，还应减少钢中的非金属夹杂物，特别是脆性的带有尖角的氧化物，容易引起应力集中，产生微裂纹，对疲劳磨损影响甚大

(2) 进行有效的润滑

- 润滑是减少磨损的重要措施，应根据不同的工况条件，正确选用润滑剂，创造条件，使摩擦表面尽可能在液体摩擦或混合摩擦的状态下工作

(3) 采用适当的表面处理方法

- 为了降低磨损，提高摩擦副的耐磨性，可采用各种表面处理方法。如刷镀 $0.1\sim 0.5\mu\text{m}$ 的六方晶格的软金属（如Cd）膜层，可使黏着磨损减少约三个数量级。又如采用CVD处理（化学汽相淀积处理），在零件摩擦表面上沉积 $10\sim 1000\mu\text{m}$ 的高硬度的Tic覆层，也可大大降低磨粒磨损

(4) 改进结构设计，提高加工和装配精度

- 进行正确的结构设计可以减少摩擦磨损。例如，设计出来的结构，应该有利于表面膜的形成与恢复，压力的分布应当是均匀的，而且，还应有利于散热和磨屑的排出等

(5) 采用正确的使用、维修与保养方法

- 例如，新机器使用之前的正确“磨合”，可以延长机器的使用寿命。经常检查润滑系统的油压、油面密封情况，对轴承等部位定期润滑，定期更换润滑油和滤油器芯，以阻止外来磨料的进入，对减少磨损等都十分重要

机械中的润滑

- 润滑是减少摩擦和磨损的有效措施之一
- 所谓润滑，就是向承载的两个摩擦表面之间引入润滑剂，以减少摩擦力及磨损等表面破坏的一种措施
 - 润滑时，应首先根据工况等条件，正确选择**润滑剂**和**润滑方式**

(1) 降低机器的摩擦功耗，从而可节约能源

(2) 减少或防止机器摩擦副零件的磨损

(3) 由于摩擦功耗的降低，因摩擦所引起的发热量将大大减少，此外，润滑剂还可以带走一部分热量，因而，润滑剂对降低温升有很大的作用

润滑剂的作用

(4) 润滑膜可以隔绝空气中的氧和腐蚀性气体，从而保护摩擦表面不受锈蚀，所以，润滑剂也有防锈的作用

(5) 由于润滑膜具有弹性和阻尼作用，因而，润滑剂还能起缓冲和减振作用

(6) 循环润滑的液体润滑剂，还可以清洗摩擦表面，将磨损产生的颗粒及其他污物带走，起密封、防尘的作用。

摩擦、磨损和润滑的研究在机械设计中的地位和作用

• 摩擦是造成能量损失的主要原因

- 据估计，在全世界工业部门所使用的能源中，大约有1/3~1/2最终以各种形式损耗在摩擦上。摩擦会导致磨损，而磨损所造成的损失更是惊人。据统计，磨损造成的损失是摩擦造成损失的12倍。在失效的机械零件中，大约有80%是由于各种形式的磨损所造成。据美国在1977年的估计，磨损造成的损失相当于国民经济总产值的12%，即约为2000亿美元
- 由此可见，摩擦所引起的能量损耗和磨损所引起的材料损耗，在经济上造成了巨大的损失。实践证明，在机械设计中若能很好地运用已有的研究成果，正确处理好摩擦、磨损和润滑中的各种问题，则所取得的经济效益必将是巨大的

• 现在，人们已越来越深刻地认识到，摩擦、磨损和润滑在机械设计中占有重要的地位，特别是在现代机械产品向高速、高精度、大批量和生产过程高度自动化、连续化方向发展的过程中，**在进行机械设计时，如果不考虑摩擦、磨损和润滑问题，就不可能设计出符合要求的好的机械产品**

- 也就是说，对于现代的机械产品，在其设计阶段中就应该把控制摩擦和防止磨损的一切因素都尽量考虑进去，并应用摩擦和磨损的有关理论知识和抗磨技术去指导机械设计、制造、运行和维修，以解决机械设计中的有关问题



ME311: 机械设计

2023年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学