



ME303 | 机械设计

2022年秋季

第01章

机械设计总论

(中)

宋超阳

南方科技大学

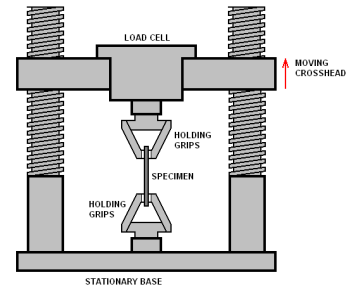
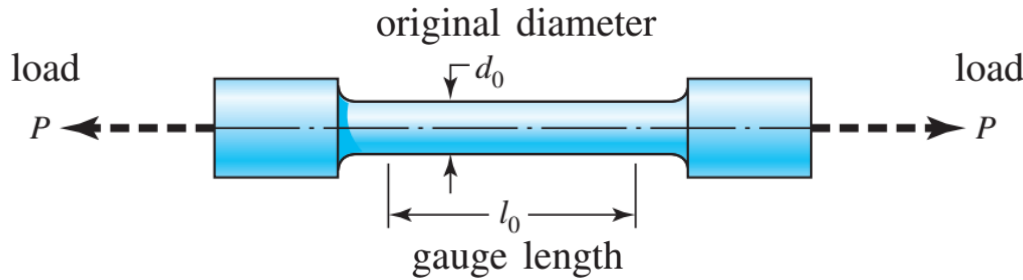
本章要点概述

- 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
- 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

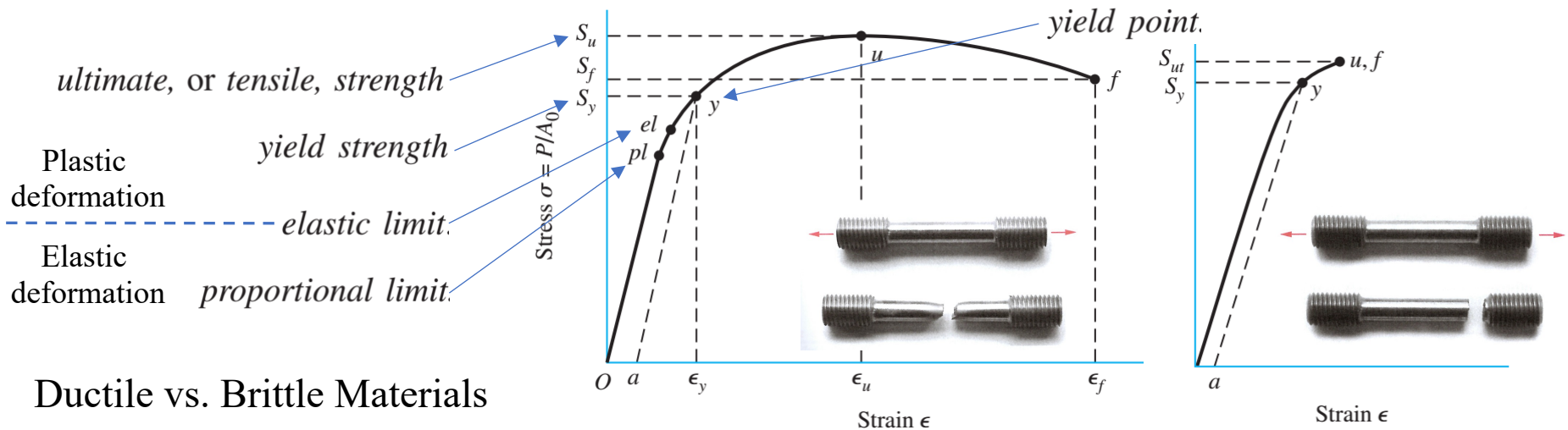
机械设计中的强度问题

“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

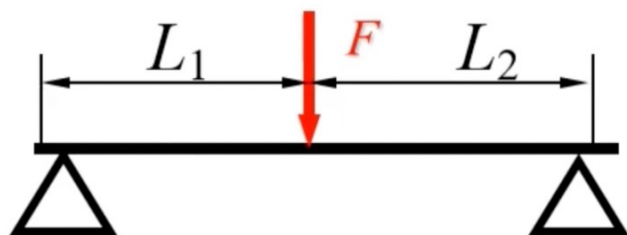
稳定性问题

- 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）

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

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

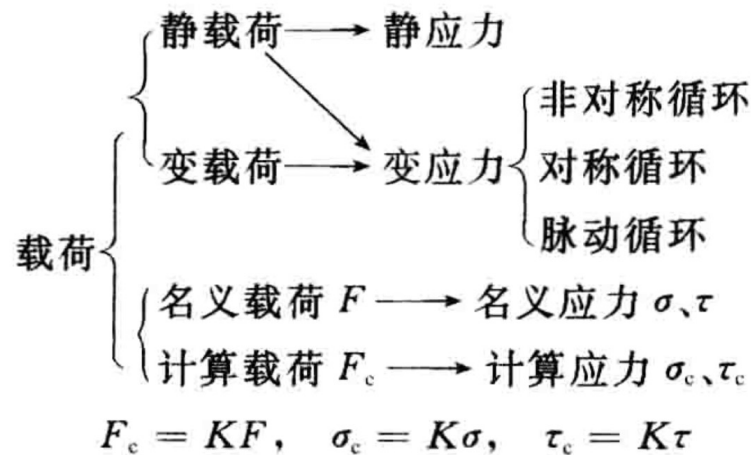
$$\begin{cases} \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S_{\sigma}} \\ \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{S_{\tau}} \end{cases}$$

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

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

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。

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

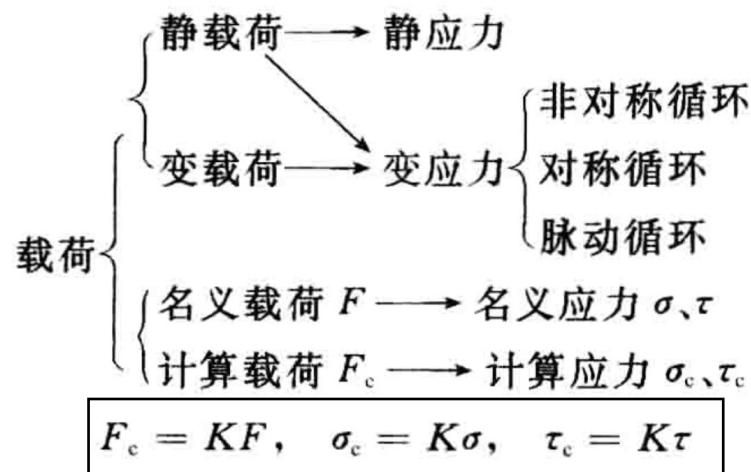
$$T = 9550 \frac{P \eta i}{n} \quad (N \cdot m)$$

- 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

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

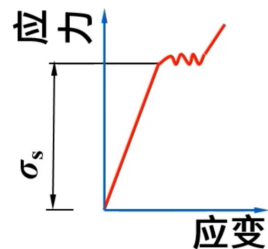


- 计算载荷：考虑附加载荷后的载荷值（便于计算）
 - 缺乏资料，可用一个载荷系数（K）对名义载荷（力F或转矩T）进行修正而得到近似的计算载荷（F）
- 应力：在载荷作用下，机械零部件的剖面（或表面）上将产生应力
 - 不随时间而变化的应力为静应力，不断地随时间而变化的应力为变应力
 - 大多数机械零部件都是处于变应力状态下工作的
- 零件所受的载荷是静载荷还是变载荷较易判别，但在分析零件的应力时，容易出错，特别是零件承受静载荷时，不仅产生静应力，有时也能产生变应力。比如，承受静载荷的回转运动或周期运动的零件将产生变应力

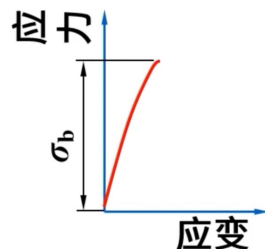
静应力作用下的强度问题

- 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

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



塑性材料



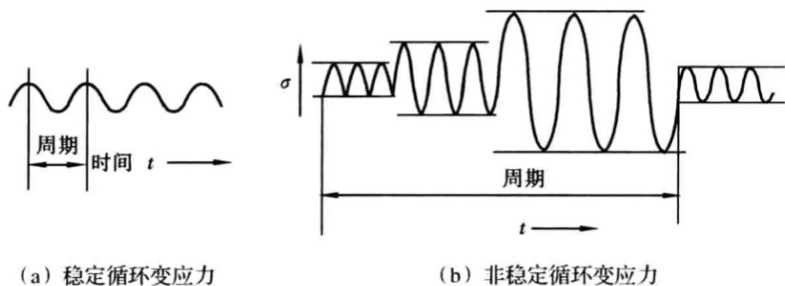
脆性材料

- 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

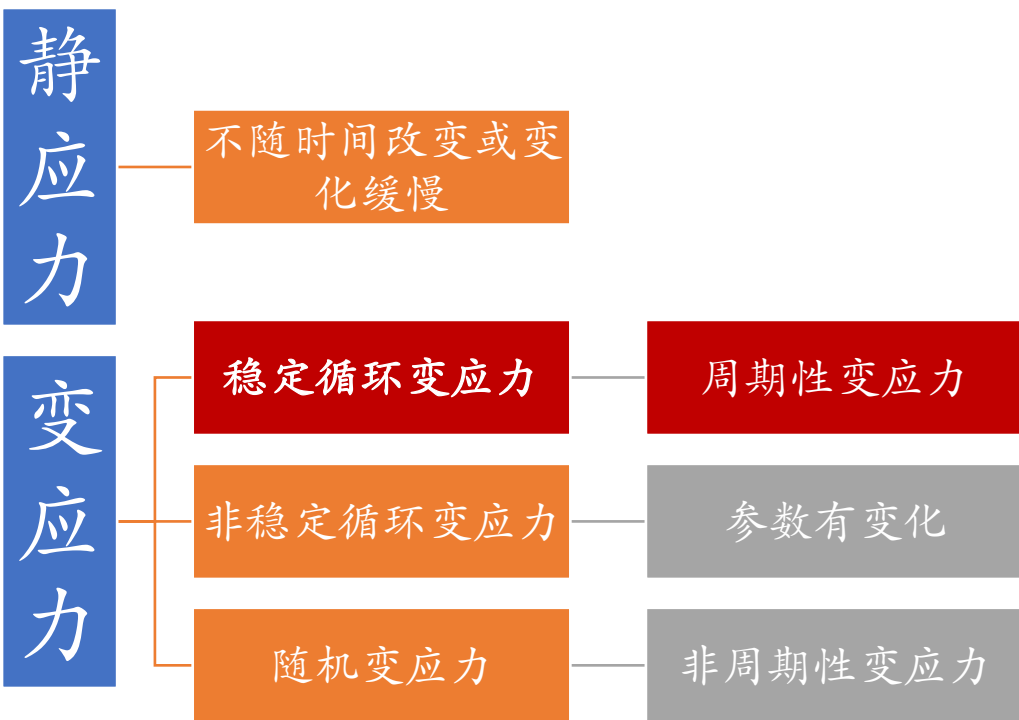
- 作用在机械零部件上的载荷，无论是静载荷还是变载荷，均可能产生变应力
 - 在变应力作用下机械零部件的失效与在静应力下的完全不同，因而，其约束强度条件的计算方法也有明显的区别

• 变应力的种类和特点

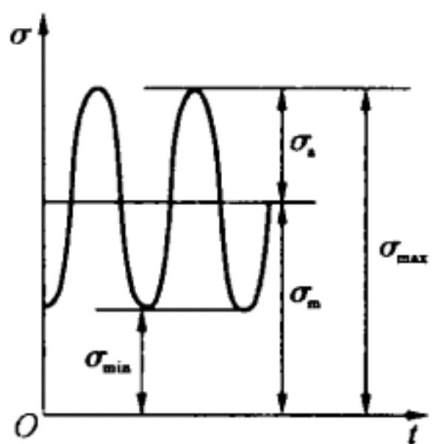


(a) 稳定循环变应力

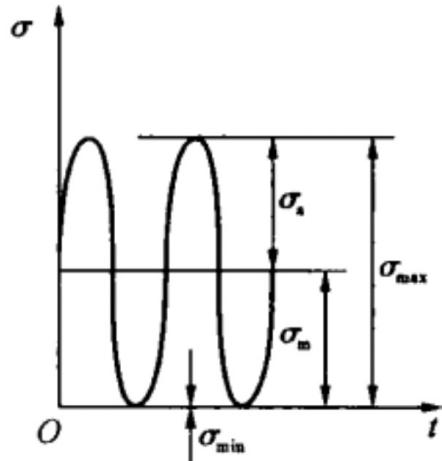
(b) 非稳定循环变应力



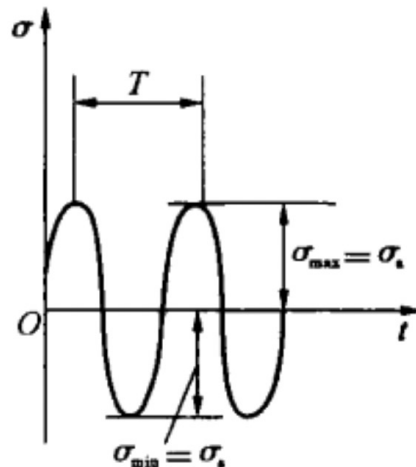
稳定循环变应力



非对称循环变应力



对称循环变应力



脉动循环变应力

- 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

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

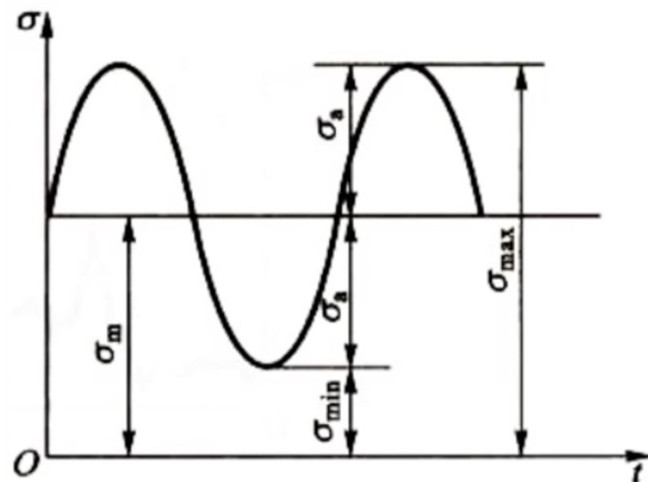
应力幅 (总为正)

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

平均应力

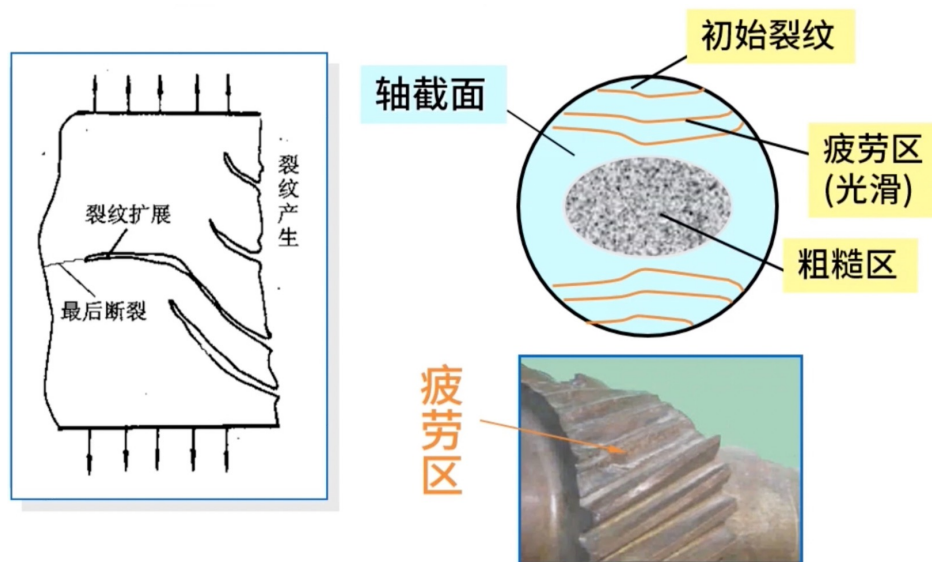
• $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$

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

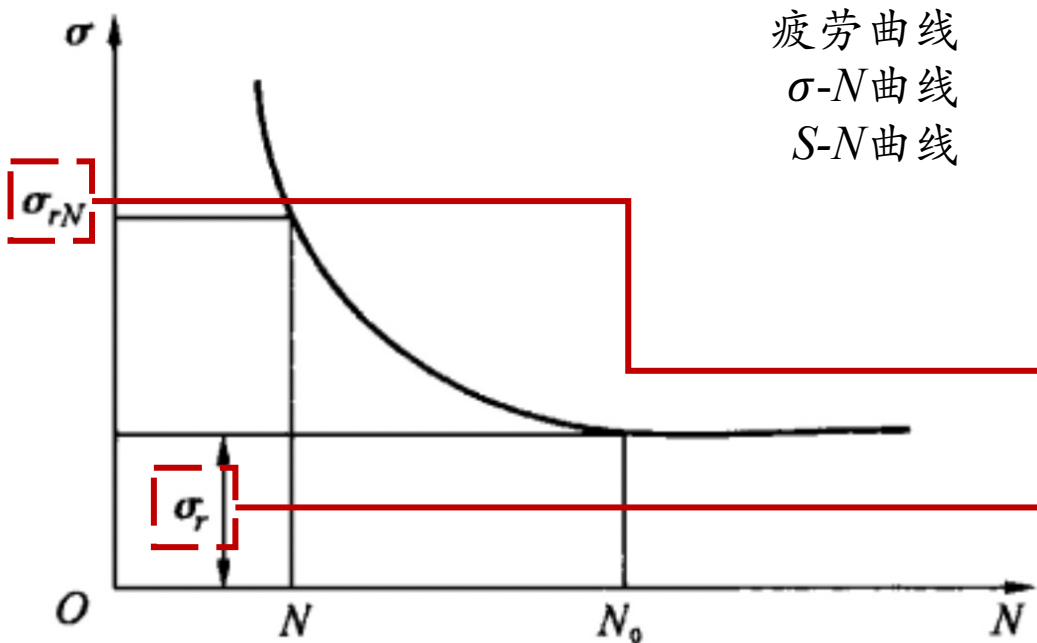
稳定循环变应力时的强度约束条件

- 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



疲劳曲线
 σ - N 曲线
 S - N 曲线

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

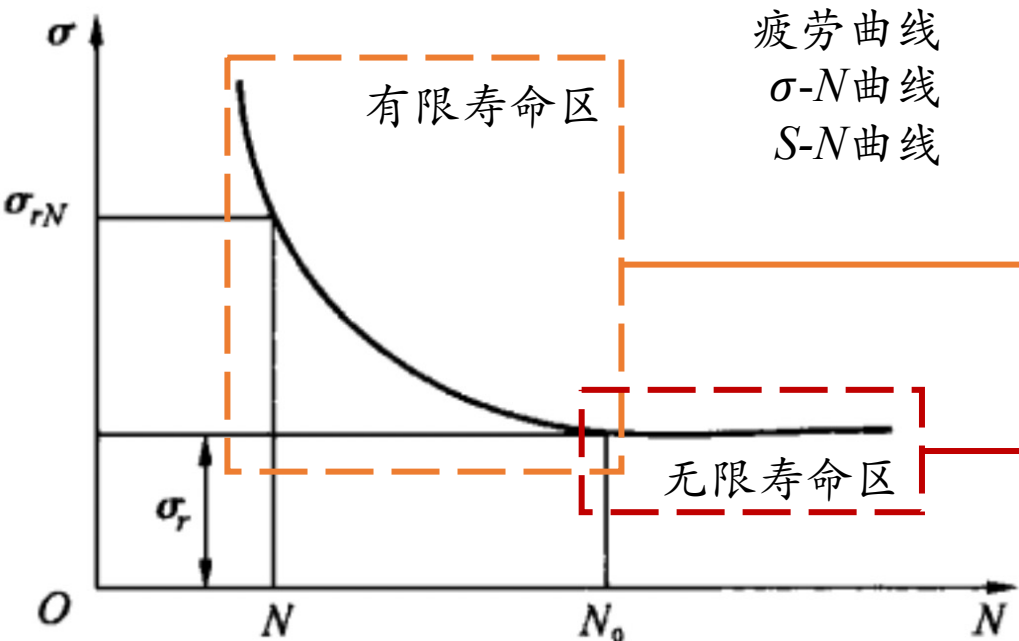
零件（或材料）承受变应力的循环次数愈少，其极限应力愈高

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

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

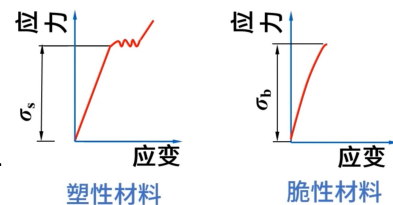
寿命系数

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

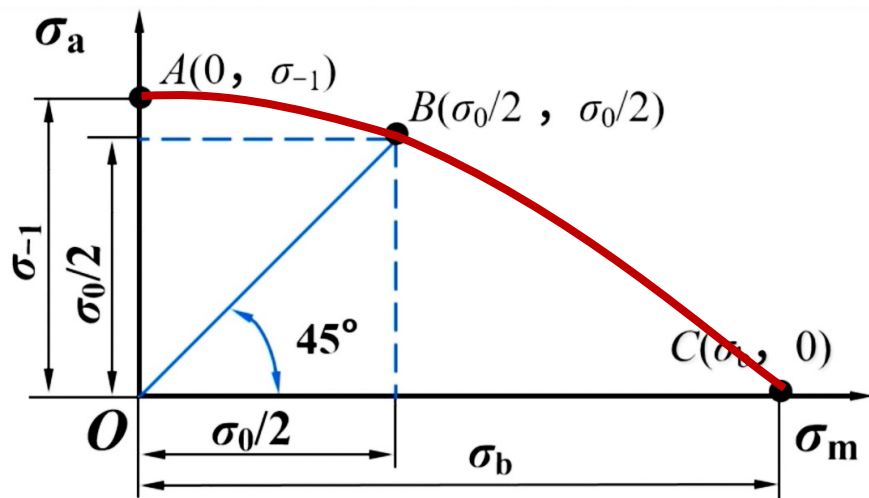
应力循环特征不同时材料的疲劳极限

- 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?

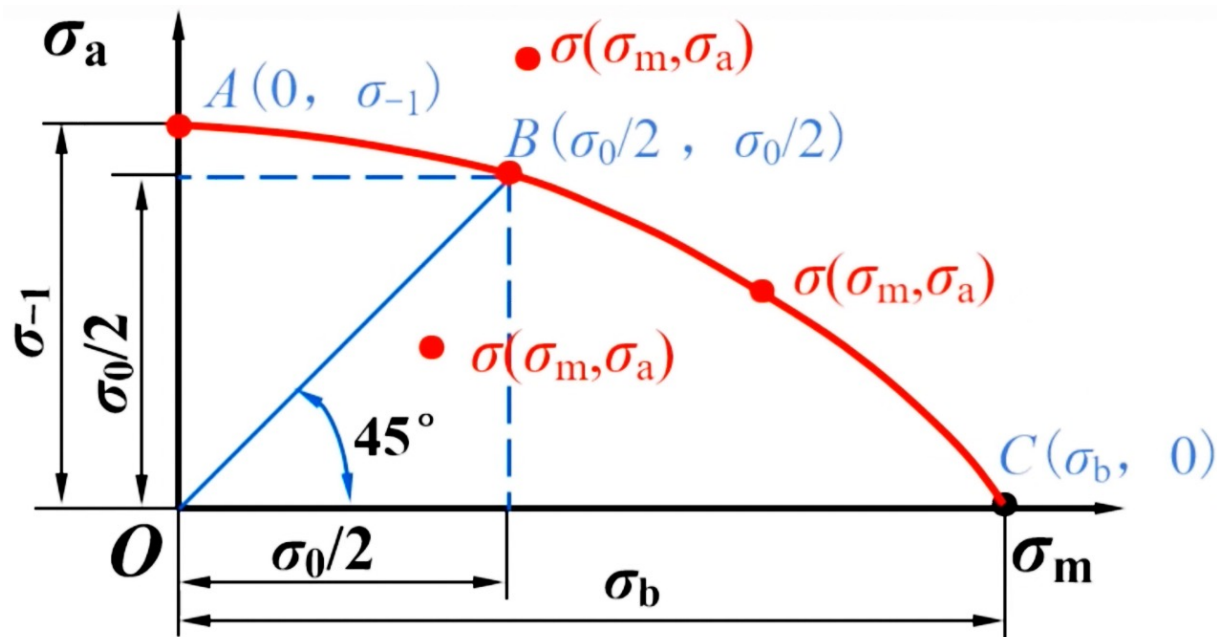


- A: $r = -1$ 时， $\sigma_m = 0$ ， $\sigma_a = \sigma_{-1}$
- B: $r = 0$ 时， $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_0/2$
- C: $r = 1$ 时， $\sigma_m = \sigma_b$ ， $\sigma_a = 0$
- 连接 ABC 得一曲线，近似于抛物线即为材料的极限应力曲线



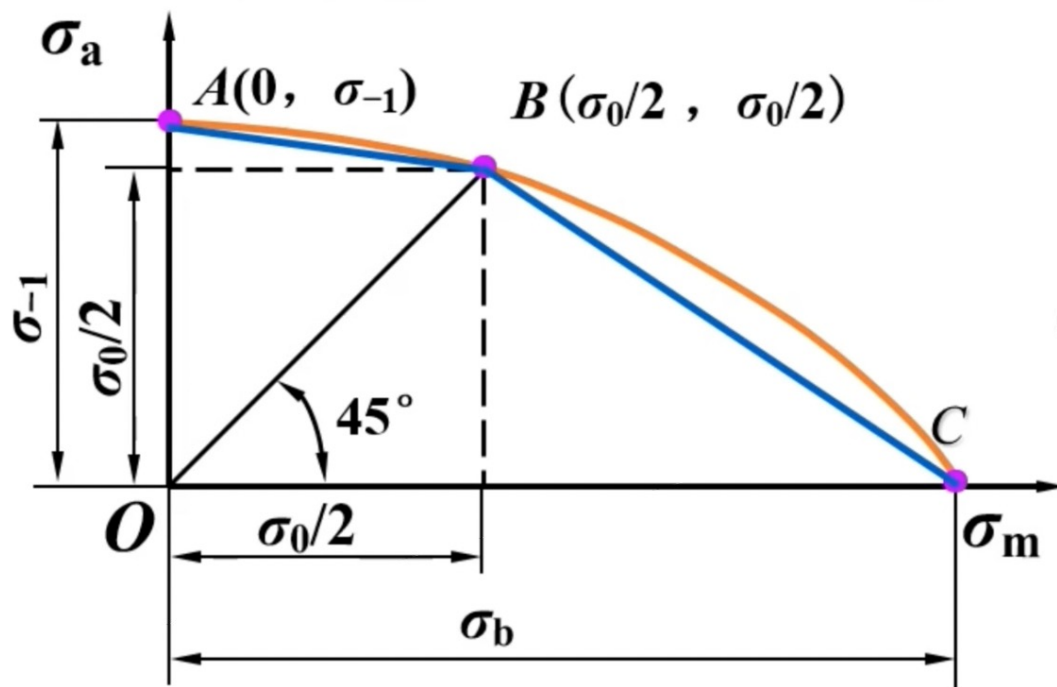
材料的极限应力图

- 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

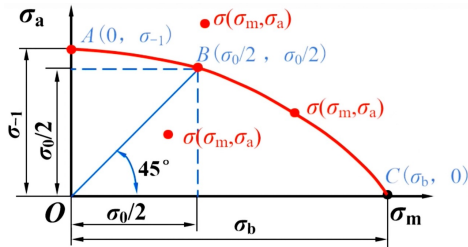
- 简化的极限应力图：
 - 为便于计算，常将极限应力图简化，用折线代替曲线
- 方法：
 - 用直线连接 A、B、C，折线 ABC 即为简化的极限应力图



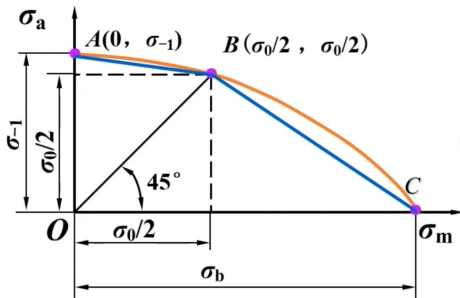
相比真实测量结果，简化后的极限应力图计算的极限应力更加保守还是更加激进？

塑性材料简化的极限应力图

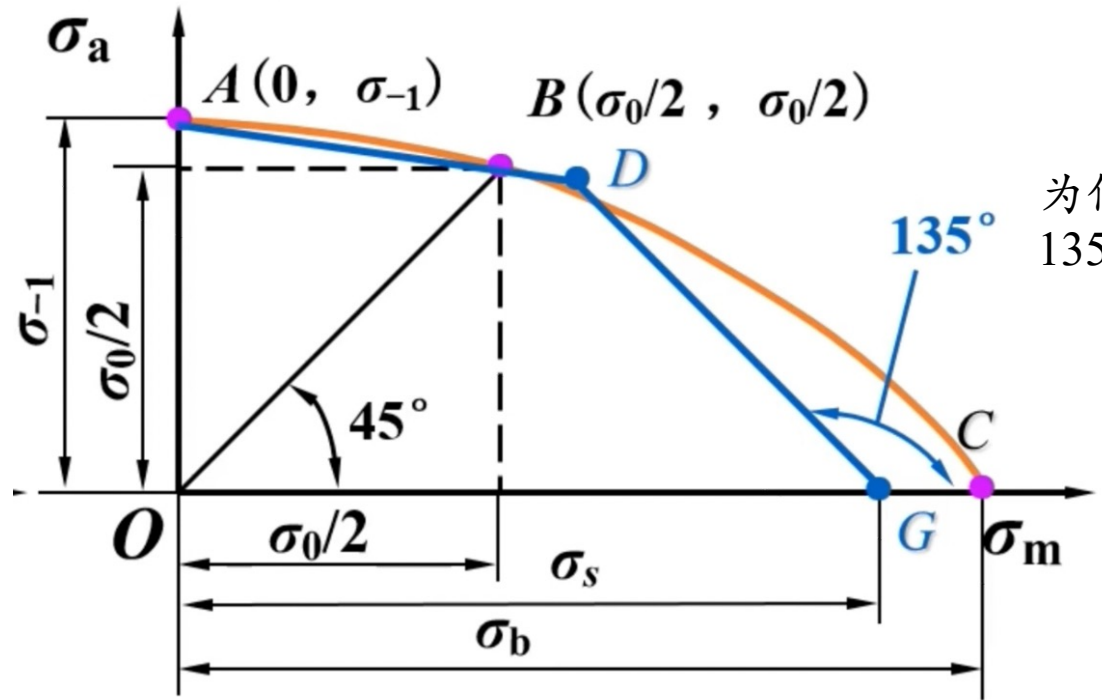
- 对于塑性材料，静应力时的极限应力实际上应为 σ_s
- 过 G 点作 135° 斜线，与 AB 连线的延长线交于 D 点
- 则折线 ADG 即为塑性材料简化的极限应力图



真实测量的材料极限应力图



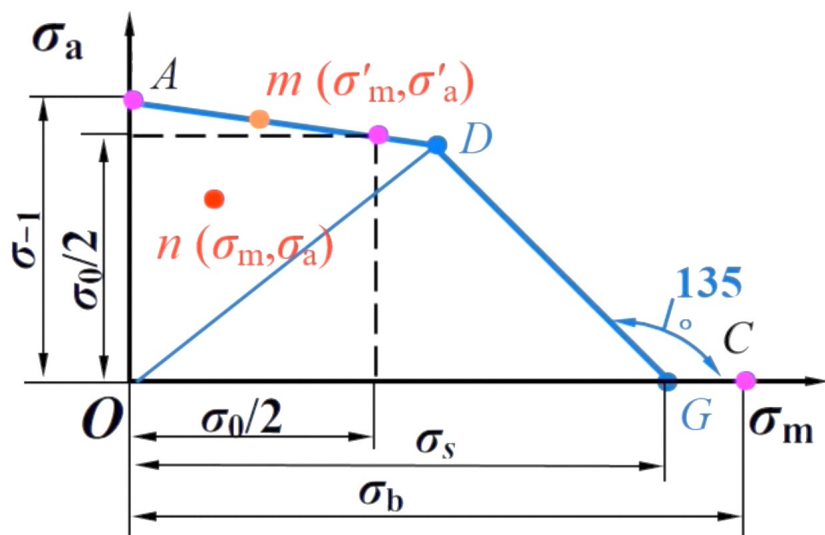
简化的材料极限应力图



为何选取
135度?

使用极限应力图确定疲劳极限

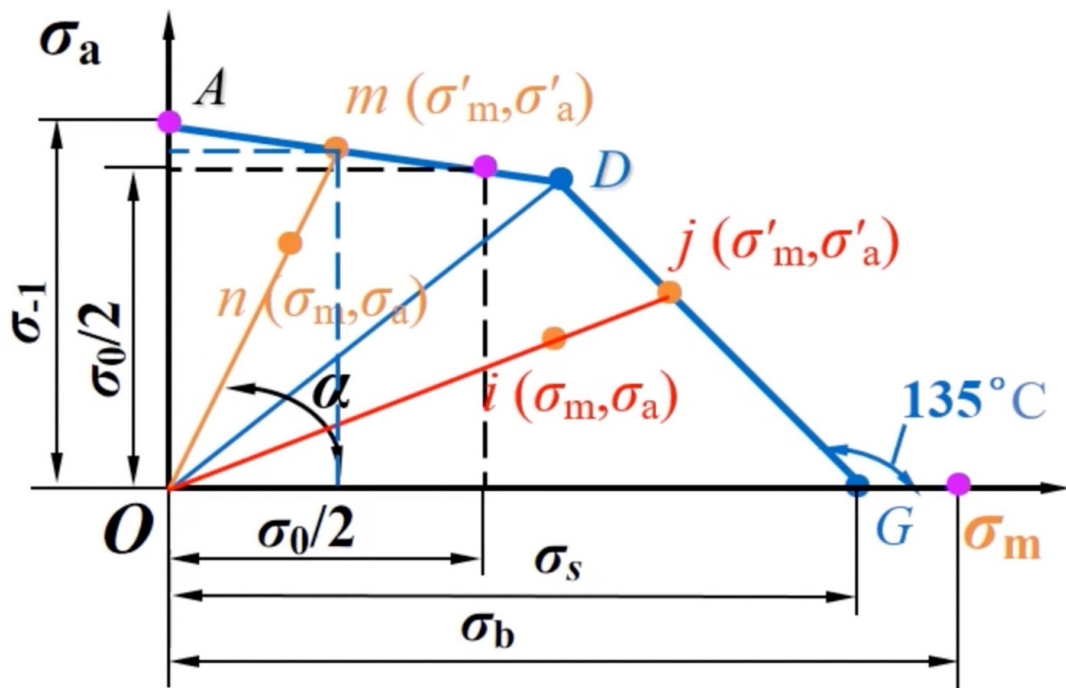
- 连接 OD，将极限应力图分解成两个区域：
 - OAD 为 疲劳安全区
 - 零件的强度取决于 疲劳强度，疲劳极限由线段 AD 确定
 - ODG 为 塑性安全区
 - 零件的强度取决于 静强度，极限应力由线段 DG 确定
- 若已知零件的工作应力，如何确定其疲劳极限？



- 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 $\sigma_r = \sigma'_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a$

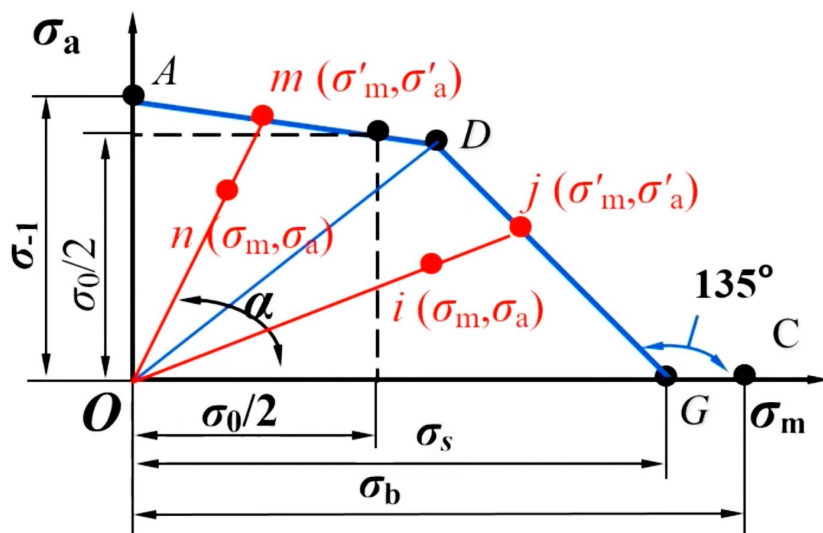
由工作应力确定疲劳极限（作图法）

- 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

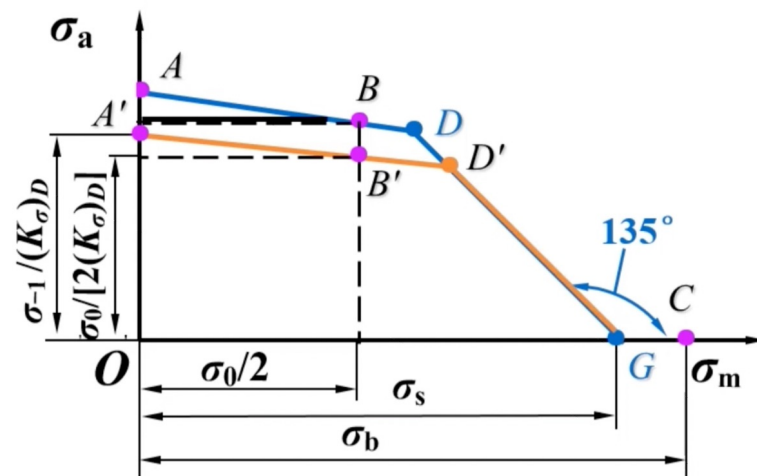
- 引入表面状态系数 β

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

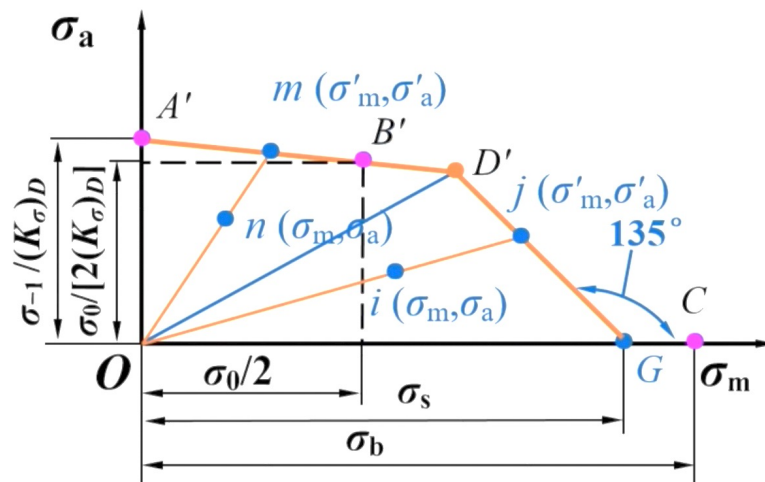
$$(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta}$$

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

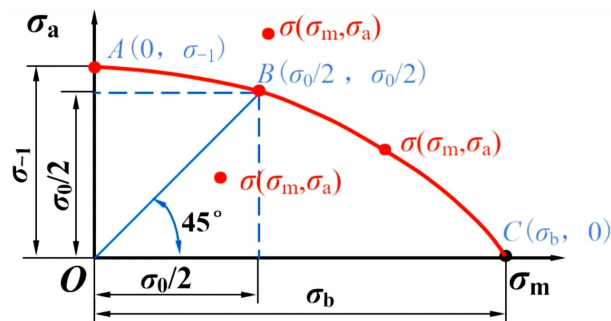
$$r_{D'} = \frac{[(K_\sigma)_D + \psi_\sigma]\sigma_S - 2\sigma_{-1}}{[(K_\sigma)_D - \psi_\sigma]\sigma_S}$$

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

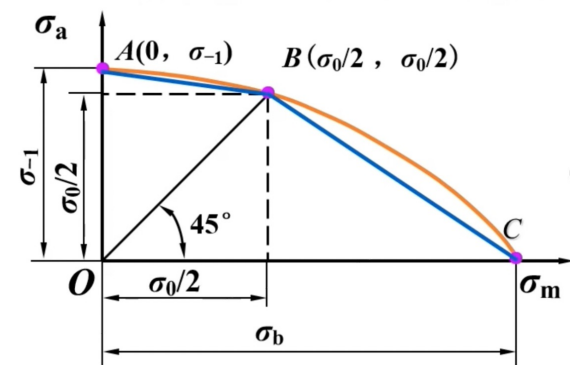
- 对于塑性材料，零件的极限应力 σ_r
 - 当 $r < r_{D'}$ 时, $\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$
 - 当 $r \geq r_{D'}$ 时, $\sigma_r = \sigma_S$
 - $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$



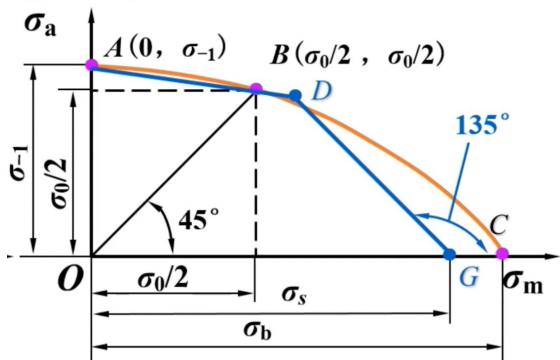
极限应力图的演变与应用



真实测量的
材料极限应力图



简化的
材料极限应力图



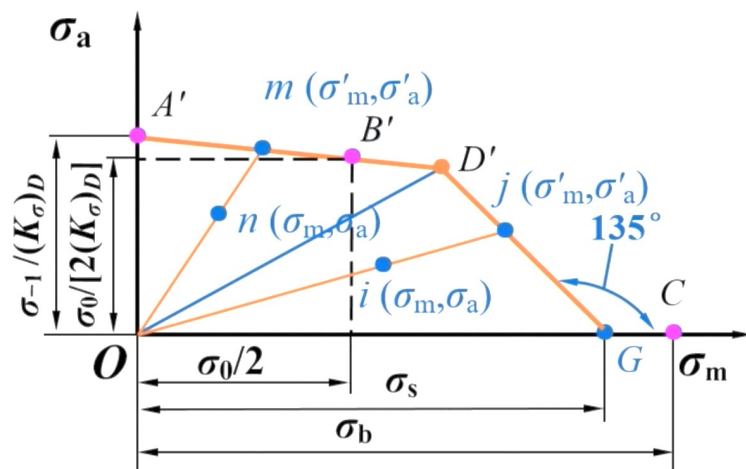
塑性材料简化的
材料极限应力图

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



ME303: 机械设计

2022年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学