

# APPUNTI MANOSCRITTI PER CORSO COSTRUZIONE DI MACCHINE PF60

## ① PROGETTO

Definizione: Un progetto consiste nell' organizzazione di obiettivi nel tempo otte a trarre una soluzione in grado di soddisfare esigenze specifiche o rendere un problema.

Obiettivo:

- FUNZIONALE → rispettare le esigenze del client e soddisfarne gli nes-  
che si prefigge
- SICURO → il prodotto non deve comportare rischi per nessuno, se questi non sono conosciuti oltre che come forniti direttamente d'uso o avvertimenti.

- AFFIDABILE → alte probabilità che il prodotto completo e non fusione

- COMPETITIVO → prodotto conveniente sul mercato
- UTILIZZABILE → prodotto ad utilizzatore
- REALIZZABILE → il prodotto e le sue sottoparti devono essere realizzabili tramite Tecnologie esistenti

- VENDIBILE → prodotto deve poter essere acquistato tramite una revisio-  
ne di onestanza e sicurezza.

Parole chiave: meno invasivo, meno invasivo, meno



Spesso si lavora poco  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora  
informazioni!

meno invasivo



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



Spesso si lavora



Spesso si lavora  
informazioni!



problema introduci plinore — e.g.

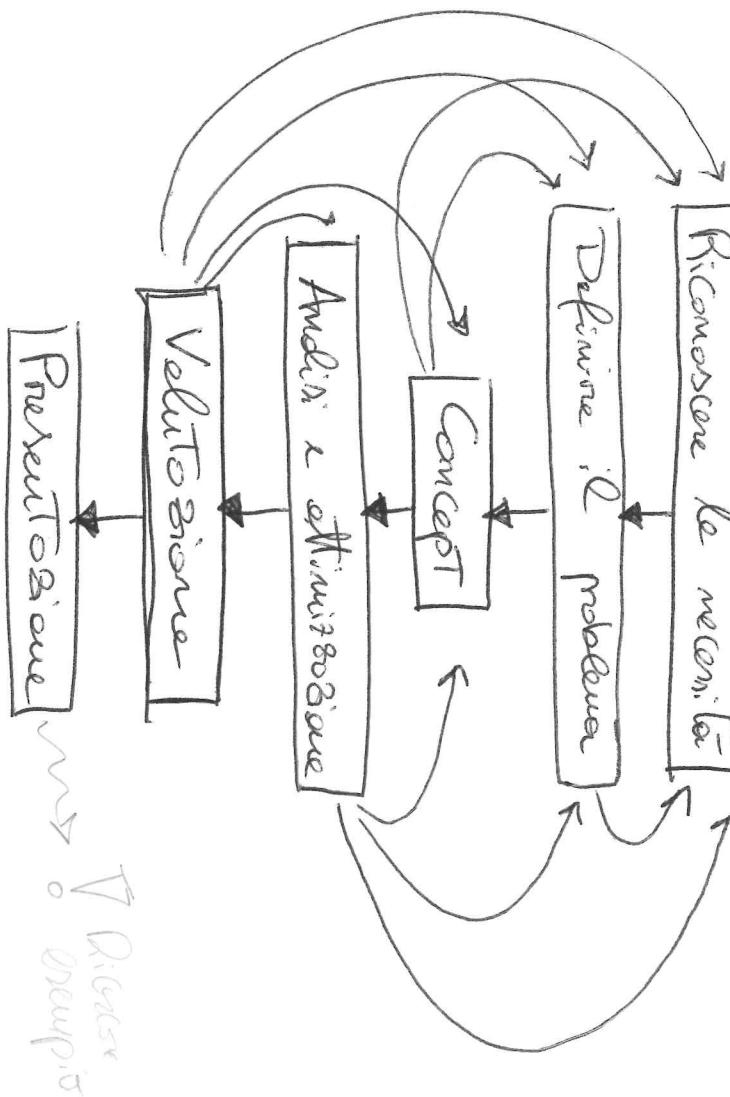
etc.

e.g.

modelli  
statistici



## ② PROGETTO MECCANICO



Riconoscere le necessità: For più controllo del progetto, richiede molta immaginazione. Tuttavia in questo forse le bisogni è solo vago, legato ad una funzione (e.g. macchina inizia a fare un rumore strano)

Definire il problema: Bisogna specificare il problema ed i relativi vincoli. Se il progetto è una black-box, in questo forse devo definire tutti gli INPUT e OUTPUT

Concept: Devono essere proposti diversi schemi di progetto  
C.i.e. sistemi delle comunicazioni possibili tra gli elementi del  
sistema e devono essere quantificati con  
ogni sistema di valutazione (e.g. KPI, --, etc.)

Analisi e ottimizzazione: Tutto ciò che è legato alle valutazioni  
quantitative delle prestazioni del componente progettato.  
Si fa spesso uso di modelli matematici. Spesso si fa  
ricche il progetto è un piano iterativo onde tutte  
le sue componenti siano indipendenti (e.g. si pensi alle  
regole di una transmisione di potenza).

Valutazione: in queste fasi si fa spesso una prova in  
laboratorio su un prototipo.

Presentazione: fase più importante in cui bisogna avere capace  
di "vendere" la propria soluzione progettuale. Può avvenire  
intromettendo sé stessi, anche in forme molto ridotte del  
progetto o verso il pubblico in forme di locandina. Una  
cattiva presentazione può avere le cause di un fallimento  
di un progetto, anche se valido.

### ③ AUSILI ALLA PROGETTAZIONE

- TESTI TECNICO-SCIENTIFICI → e.g. libri scientifici o universitari
- CATALOGHI DEI COSTRUTTORI → e.g. Catalogo SKF
- SOFTWARE DI PROGETTAZIONE CAE → e.g. SOLIDWORKS
  - modelli tridimensionali  
direzioni bidimensionali  
rotazione additiva (percorso)
  - personaggi utenti (CAR)
  - proprietà fisiche dei pezzi (massa, volume, baricentro)
  - calcoli statici, tensionali, deformazioni, vibrazioni,  
rischi, Tornei
  - fluidodinamicaComputazione
  - dinamica di corpi e meccanismi
- SOFTWARE GENERICI
  - trascrizione dati in tabelle (e.g. Excel)
  - rielaborazione esperienze notevoli (e.g. MATLAB)
  - Scrivere (e.g. word, Latex)
- ⚠ E' responsabilità del progettista tenere aggiornate su tutto quello che concerne i dati: nuovi, diverse fonti  
Nuove: biblioteche, fonti istituzionali (Ministeri, uffici brevetti, CNR, Ente nazionale certificazione), Categorie professionali (ASME, SNE, ASTM, ...), fonti industriali (cataloghi, webinars, collaborazioni), internet

## 4 IL RUOLO DELLE NORME NELL'PROGETTAZIONE

### STANDARD

- STANDARD: • hanno lo scopo di rendere uniformi i metodi di progettazione  
• consentono il progettista finire la definizione di:  
metodologie e fornire uno raccomandazioni che  
intendono come requisito minimo da rispettare

- NORMATIVE: • sono documenti che vincolano legalmente  
l'opere del progettista  
• danno regole obbligatorie  
• rimandano spesso agli standard (gli si danno  
con valore legale)

STANDARD e NORMATIVE sono spesso legate a norme specifiche

Alcuni enti nazionali e internazionali che forniscono standard e  
normative: **ASME** (American Society of Mechanical Engineers)

**ASTM** (American Society of Testing and Materials)

**UNI** (Ente Nazionale Italiano di Unificazione)

**IIN** (International Institute of Welding)

Si parla di normative EU nella importanza di riferirsi alle

progettazione di edifici

**Simbolo E** di DIN 1015  
Normativa (72/211/CEE) Standard  
in che misura ha minima quantità  
può differire da quello nominale



Il progettista è obbligato a rimanere nei vincoli di:  
progetti obblighi normative, ma non deve per forza  
rispettare gli standard ~~ma~~ a suo piacimento e perciò. **E**  
Gli standard sono le ragionevoli sicurezze di rispetto alla legislazione.

## ⑤ SPECIFICA TECNICA

Mostre specifiche di  
Specifiche Tecniche

Definizione: costituire la definizione tecnica  
Corretta di un prodotto industriale.

Desiderio: - Conclusione di una trattativa tecnico-economica  
- Conclusione di un'aula tecnico-economica

Schemi:

1. Sifil, data, responsabile

2. Sommario

3. Indice

4. Introduzione → chiarire i criteri generali col cui si risolve il problema

5. Prestazioni → precise qualitativamente e quantitativamente le prestazioni richieste. Si danno solo i valori  
minimi o intervalli di valori numerici, interface

6. Condizioni da soddisfare → ingombri, dimensioni e ~~affidabilità~~ condizioni di costo e affidabilità

- Per e ingombri
- Interface
- Prestazioni Regole e regolamenti (NARRATIVE)
- Condizioni ambientali
- Condizioni ergonomiche (rapporto prodotto - persone)

? Trasporti, consegna e installazione → definire precisamente tutto

3. Collocazione elettrica → norme di tensione, norme in opera

9. Assistenza Tecnica → esperimento, manutenzione, soluzioni

Stoccolmano, riparazione e ricambi

10. Forme

11. Allegati:

12. Elenco dei simboli

Ultimi documenti nel quale definire il prodotto insieme alle sue

caratteristiche di vendita

## ⑥ ASPECTI IMPORTANTI DA CONSIDERARE DURANTE LA PROGETTAZIONE (Creare!)

### 6.1 TENSIONE E RESISTENZA

La resistenza è una proprietà intrinseca del materiale/Componente e può variare da punto a punto.

La tensione/defformazione è una proprietà temporanea

Il progettista ha lo scopo di definire una guida alla omologabile costante della resistenza e confrontarla con la tensione per definire un coefficiente di Sicurezza.

### 6.2 COEFFICIENTE DI SICUREZZA

$$n = \frac{X \text{ (Parametro che identifica le perdite di funzionalità)}}{Y \text{ (Parametro nominativo)}}$$

$X \rightarrow$  rettifica (Sx) o plasticizzazione (Sy) o frattura normale (dx),  
progettazione a resistenza

progettazione a resistenza

$\rightarrow$  è importante che abbia la stessa unità di misura di X

### 6.3 INCERTEZZE

Nella progettazione meccanica ci sono molti tipi di incertezze:

- caratteristiche del notevole
- visione prospettiva sul relativo componente
- effetto delle lavorazioni (integre sulla sollecita)
- incertezza sui concetti e nei criteri oggettivi
- effetto corrosione
- effetto usura.
- validità dei modelli matematici utilizzati nel calcolo e risultato

## (6.4) QUOTE E TOLERANZE

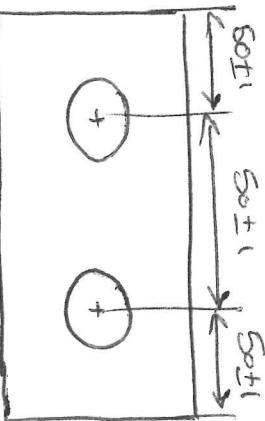
Le tollenze devono essere scritte dal progettista e non in modo arbitrario. Le considerazioni da fare sono:

- funzionalità del pezzo
- montaggio
- capacità minima di produzione
- controllo qualità e costo

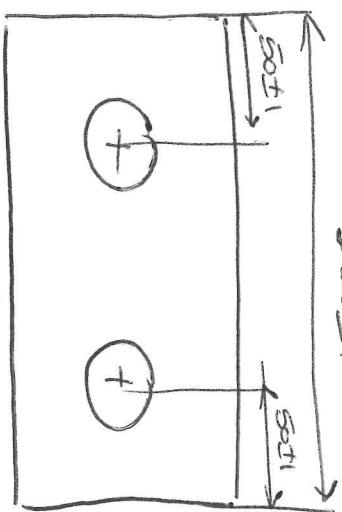


Tipicamente bisogna scrivere tollenze più bashe possibili ed indicare di stretti dove sia necessario.

La quotazione è responsabilità del progettista, bisogna includere nelle tollenze informazioni sufficienti senza possibilità di interpretazione multipe.



(a)



(b)

Se i fori servono per mantenere un' altra parte che ha solo peni la distanza tra i fori è critica e quindi la quotatura (b) non sarebbe corretta.

## (6.5) UNITÀ DI MISURA E CIFRE SIGNIFICATIVE

Tipicamente è bene usare sistemi di unità omologhi (sistemi internazionali).

In questi sistemi si hanno tutte le unità di base che ci si può trovare tutte le altre.

E.g.  $F = ma$  (seconda legge dinamica)

↓  
usando si mi  
dovrà la unità della  $F$

$$F = M L T^{-2} = \text{kg m s}^{-2} = \text{N}$$

Tipicamente nell'ambito ingegneristico ci si pone soltanto  
3 o 4 cifre significative.

Cifra significativa: sono i numeri delle cifre espese ed  
il cui valore ~~legge~~ che prevedono le cifre

non malle.

e.g.

70.60  
3 cifre

D: nuova versione pensata di avere almeno 3 o 4 cifre  
di guida civile e quelle uscite nei dati iniziali che a  
veggono dati.

#### 7 LINEE GUIDA NELLA PROGETTAZIONE

Nel corso degli anni sono state elaborate linee  
guida per le regole di vincolare la scelta per progettare  
verso una specifica finalità

Design for "X" → linee guida per le progettazioni  
DFA (design for assembly)  
DFM (design for manufacture)  
DFR (design for recycling)

X = Assembly : - minimizza numero delle parti:

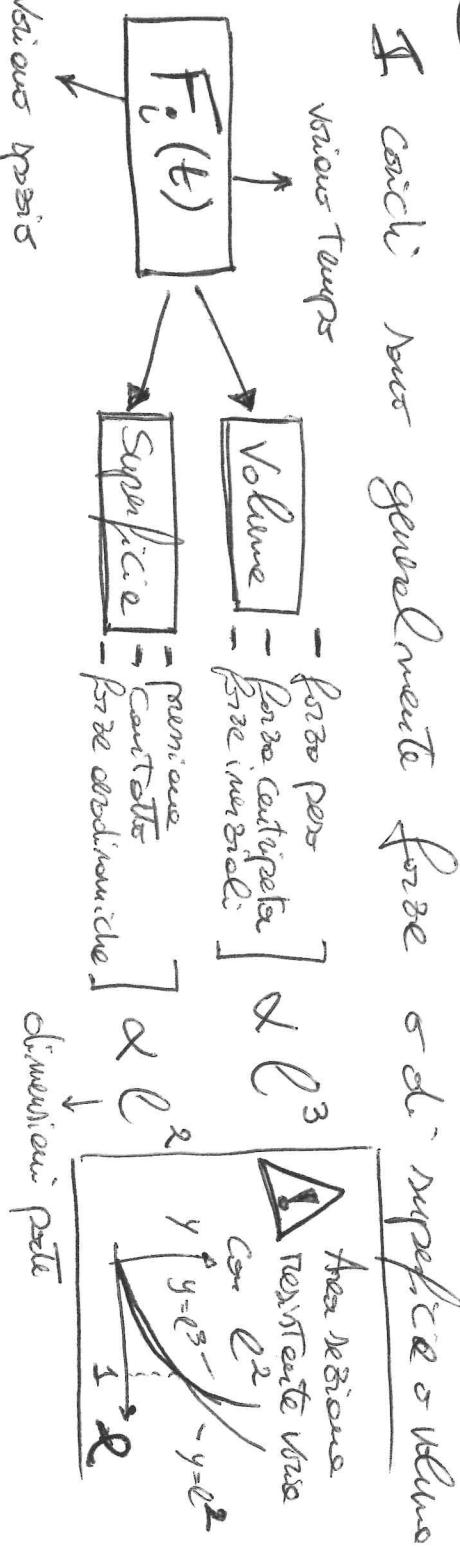
- uso di componenti standard
- riduzione dimensioni di meccanismo
- prevedere forme in grado di allungare l'indumento
- forme facili da trasportare
- utilizzo di componenti standard

estore più  
di donne

X = Manufacture: - ci sono componenti dove non serve per avere prodotti tramite uno specifico processo tecnologico

- parti standard
- progetti modulari
- no soluzioni speciali

### ③ ANALISI DEI CARICHI



Da questi si eliscono individuare:

- CARICHI ORDINARI  
- portante la vita della macchina
- MASSIMI CARICHI OCCASIONALI  
- probabile elettrico  
- dinamico

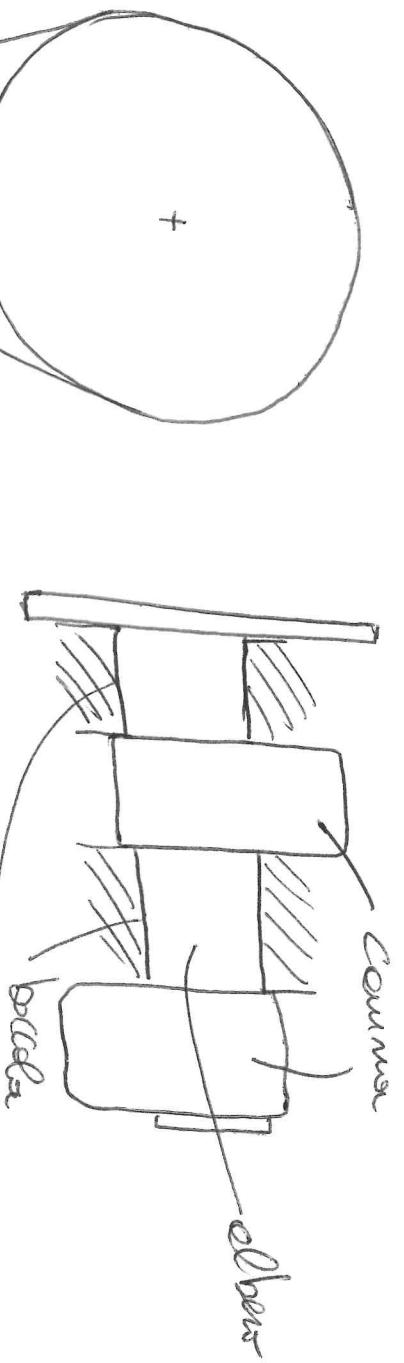
## ⑨ SCHERATIZZAZIONI

Trovare la retezza in uno schema di colpo.

⚠ Nelle forze successive dell'ordine bisogna sempre ricordare le ipotesi iniziali!

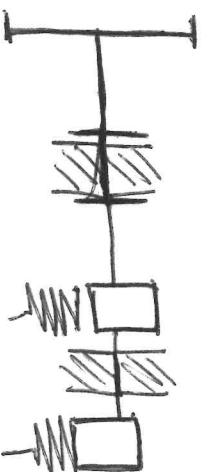
E.g. Come scheratizzare il seguente componente

"Albero a canne con coperchio di distribuzione"

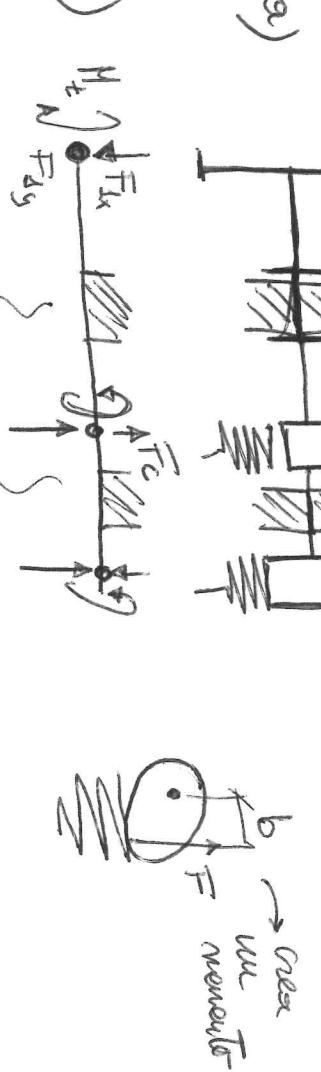


Coppia

Scherzo cinematico a)



Scherzo statico b)



Come modellare i vici? Dipende!

- Collocazione bocca  
= gioco di montaggio

Se le deformazioni sono piccole non si opponevano  
vincoli sostanziali

## ⑩ RICHIAMI SU SOLLECITAZIONI SU TRAVI RETTILINEI

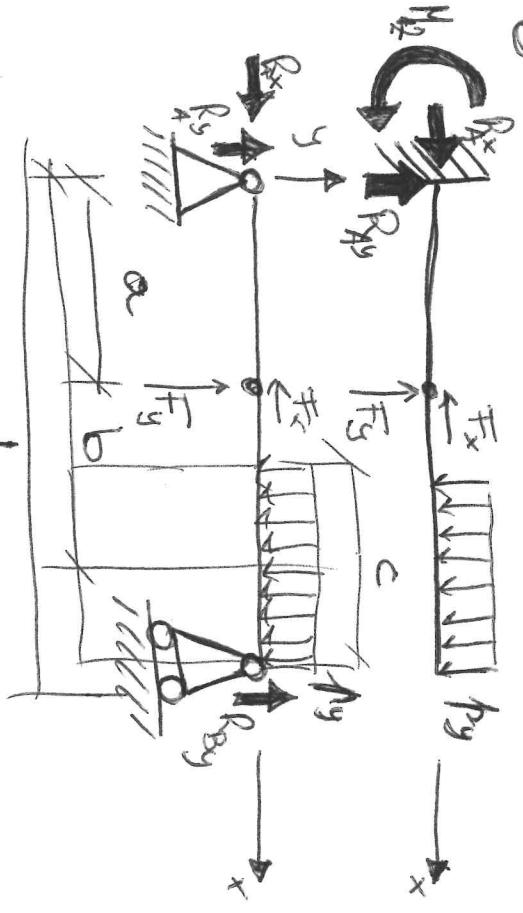
Nell' analizzare una struttura (i.e. comportamento meccanico) si definiscono normalmente modelli semplici che modellizzano le caratteristiche fondamentali delle strutture in esame.

Tra i modelli più semplici c'è la **TRAVE**, salvo modellunidimensionale (i.e. lunghezza). Si considera tipicamente che il materiale sia IDE - isotropo, omogeneo, lineare elastico e che le deformazioni siano piccole.

### 10.1 FORZE ESTERNE E REAZIONI VINCOLARI

La prima per le quali viene scherziata è il componente come elemento trave è il solo delle reazioni vincolari dati i concetti esterni (anch'essi oggetto di rilevazione). La teoria delle travi viene tipicamente applicata in ambito statico, in questo caso si pensa anche inserire le forze d'ingresso come **forzanti statiche**. Una volta nota le condizioni di moto,

e.g.  $\uparrow^y$



$$\left| \begin{array}{l} x: R_{Ax} = F_x \\ y: R_{Ay} = F_y + c - \bar{F}_y \\ (\Rightarrow: M_2 = R_Ax \cdot b - \bar{F}_y \cdot a) \end{array} \right.$$

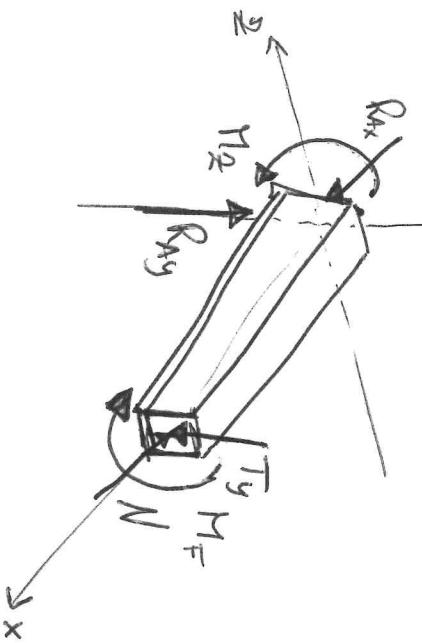
$$\left| \begin{array}{l} x: R_{Ax} = \bar{F}_x \\ y: R_{Ay} = -R_{By} - \bar{F}_y + F_y \\ (\Rightarrow: \bar{F}_y a + R_{By} \cdot L - \bar{F}_y c b = 0) \end{array} \right.$$

## (10.2) CARATTERISTICHE DELLA SOLLECITAZIONE

Riassumendo le obiezioni che due tranchi della storia  
Trova si scambiano in una gerarchia: resistenza normale  
di' one:

- FORZA NORMALE ( $N$ )  $\rightarrow$  perpendicolare alla sezione e agente  
sul baricentro
- FORZE DI TAGLIO ( $T_x, T_y$ )  $\rightarrow$  agenti secondo gli assi centrali  
d'inerzia
- MOMENTI FLETTENTI ( $M_x, M_y$ )  $\rightarrow$  ripetto agli assi  $x$  e  $y$
- MOMENTO TORCENTE ( $M_z$ )  $\rightarrow$  ripetto di' one 2

E.g. esempio delle trave incastri di Pagina 12



### (10.3)

TENSIONI AGENTI NELL SEZIONE DI UNA TRAVE

Una volta notate le caratteristiche di sollecitazione è possibile  
calcolare le tensioni agenti in una gerarchia: resistenze

• FORZA NORMALE ( $N$ )  $\rightarrow$  TENSIONE NORMALE ( $\sigma_{\perp}$ )

$$\boxed{\sigma_{\perp} = \frac{N}{A}}$$

area



! La tensione normale non dipende dalla geometria della sezione

Tuttavia in corso di  $N \neq 0$  la trave può diventare instabile e perdere la resistenza carica.

• Flessione ( $M_f$ ) → Tensione normale ( $\sigma_2$ )

$$\sigma_2 = \frac{M_f}{J_x} y$$

distezze one  
neutro

FORMULA DI NAVIER

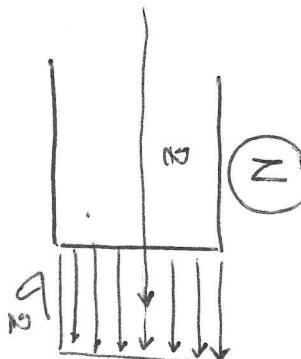
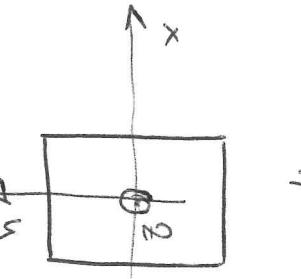
Momento  
d'inerzia della  
sezionale rispetto all'asse x

Molte importanti è il modo di resistenza a flessione

$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}} \rightarrow \sigma_{2,max} = \frac{M_f}{W_x}$$

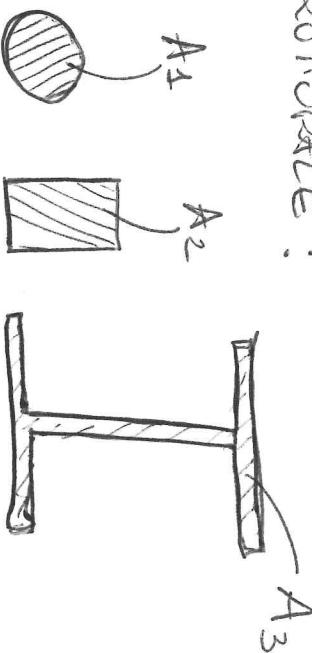


Differenza tra tensione normale data da  $N = M_f$

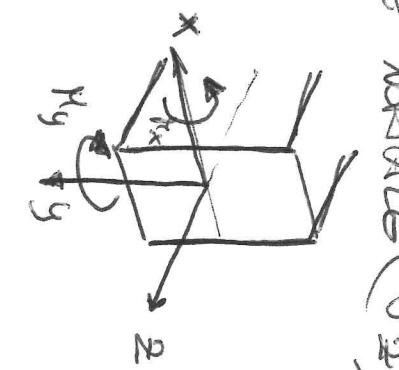


Nel caso di forza normale la sezione è uniformemente elastica dunque i momenti plattenti corrispondono più le zone lontane dall'asse neutro.

EFFICIENZA STRUTTURALE:



Se  $A_1 = A_2 = A_3$  le sezioni sono ugualmente efficienti se forze normale non diminuisce effettivamente momento plattante.



## • TORSIONE ( $M_T$ ) → TENSIONI TANGENZIALI ( $\tau$ )

Nel caso di travi con sezioni circolari o ovalate la tensione tangenziale dovuta al momento torcente in un punto d'ordine  $n$  rispetto alla sezione è data da:

modulo di resistenza  
a torsione

$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{W_T} = \frac{\sigma}{r_{\max}}$$

$$\tau = \frac{M_T n}{J_0} r$$

distanza dall'asse  
mentre d'incisa polse

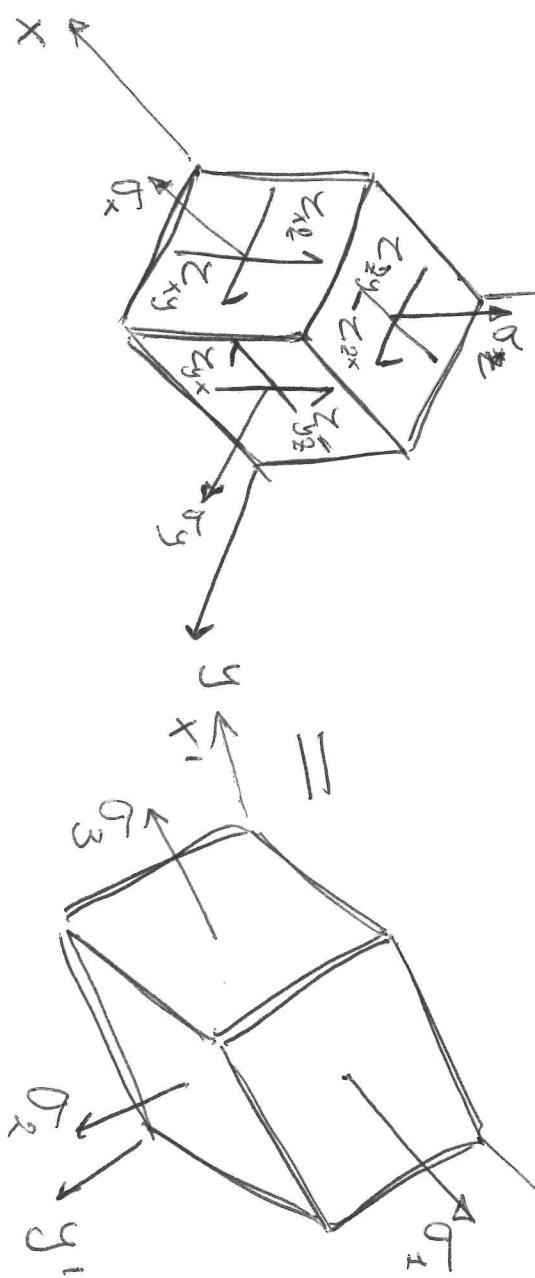
### Esercitazione 1

(Consideriamo il taglio con un esempio costruttivo)

### ④ DIAGRAMMA CIRCOLARE DELLO STATO DI TENSIONE

Come noto dalla meccanica dei solidi lo stato tensoriale e definitivo ha CAMPI TENSORIALI, cioè ogni punto del materiale è descritto da un tensore.

Lo stato di Tensione e definizione sono descritti dal tensore DUEO SIMMETRICO di Cauchy costituito dalle 6 componenti:  $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$



$$\overline{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

$$\overline{\sigma}_P = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

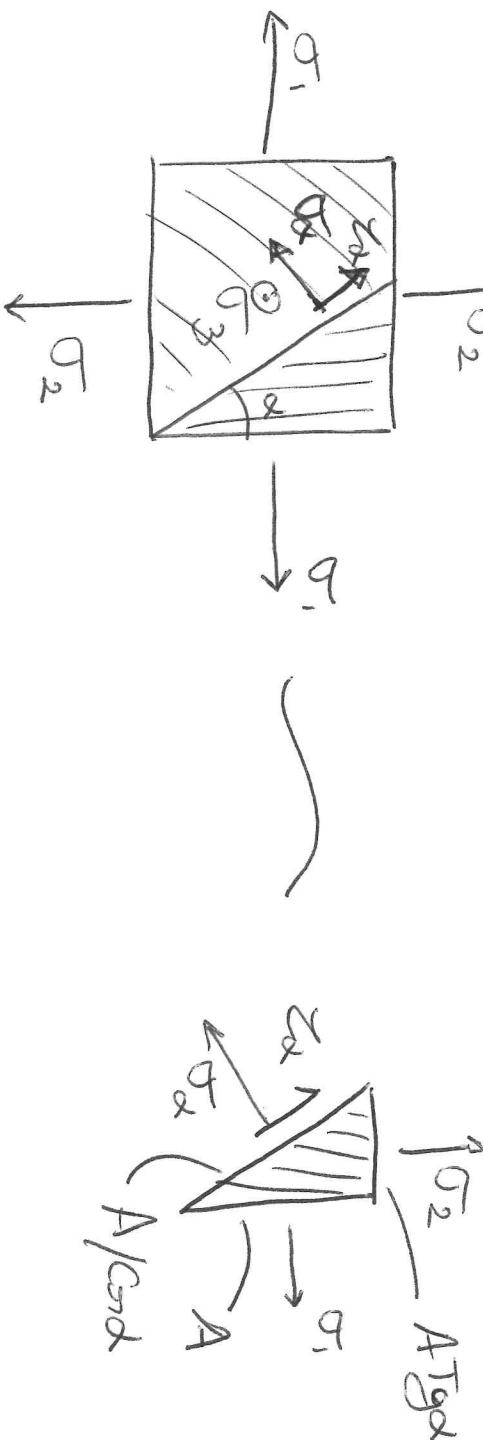
Twin principle

$$\boxed{\overline{\sigma}_P = R^T \overline{\sigma} R}$$

• R matrice contenente gli autovettori  
di  $\overline{\sigma}$

•  $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$  sono gli autovettori di  $\overline{\sigma}$

### 4.1.1 RAPPRESENTAZIONE DELLO STATO DI TENSIONE (Mohr)



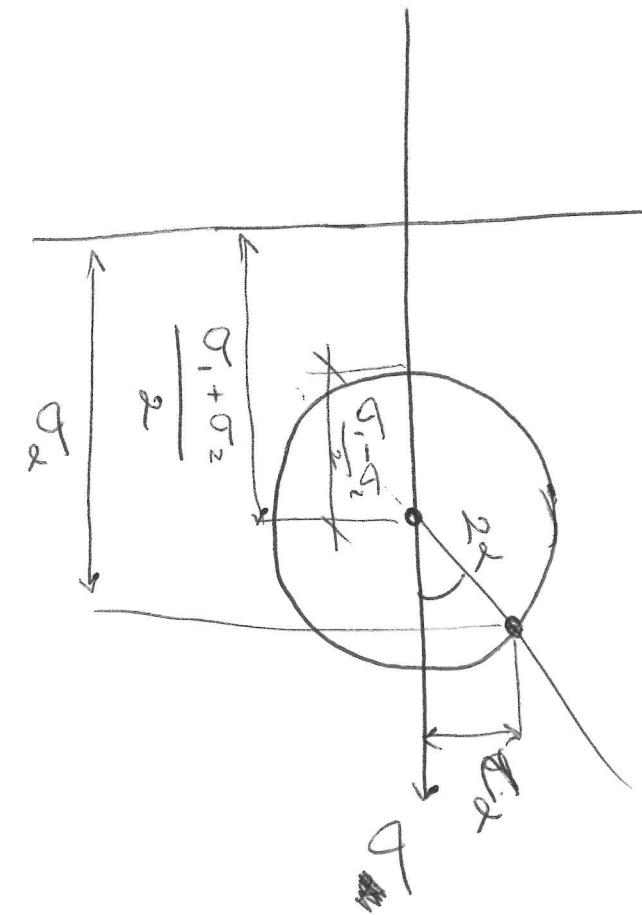
$$\begin{cases} \tau_\alpha = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \sin \alpha \\ \sigma_\alpha = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) + \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \cos \alpha \end{cases}$$

Sono espansioni polinomiali di una convergenza

nel piano  $(\sigma_\alpha, \tau_\alpha)$  con centro  $C = \left( \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}, 0 \right)$

$$e \quad \text{raggio } R = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

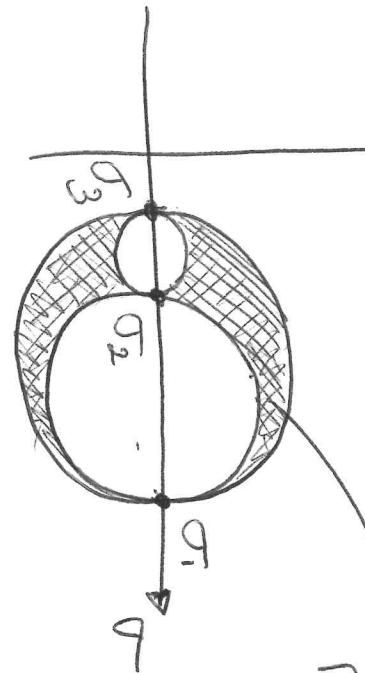
$\Sigma$



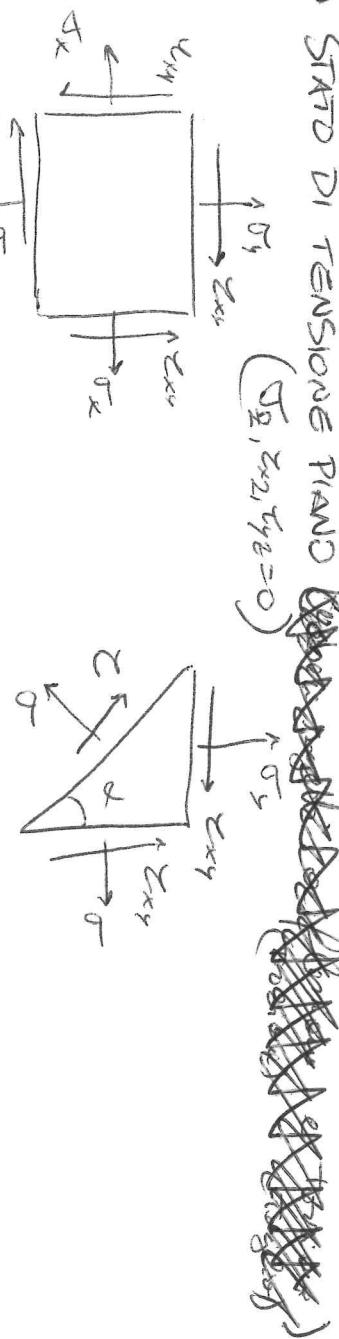
Se riferisco al Conto in tutte le direzioni stessa



Dunque in 2D tutti le possibili combinatorie di tensione del nostro interesse



• STATO DI TENSIONE PIANO ( $\tau_{xy} = 0$ )



$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha$$

$\frac{d\sigma}{dz} = 0 \rightarrow$  tensione per tensioni principali

$\frac{d\epsilon}{dz} = 0 \rightarrow$  tensione per tensioni principali

$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

prime che sono stabilite le dimensioni di un componente.  
Le scelte di un materiale può essere basate a diverse

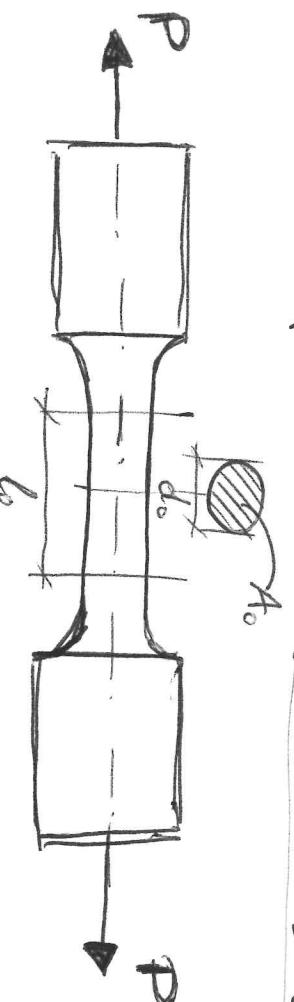
origini: - meccaniche (resistenza strutturale, rigidità, etc.)

- termiche (resistenza a  $T \uparrow \downarrow$ , etc.)
- chimiche (corrosione, etc.)

Nel momento in cui la scelta di un materiale viene fatta ~~per~~  
allo scopo di resistere strutturalmente è importante considerare l'effetto  
materiale sulla base di alcune prove standard:

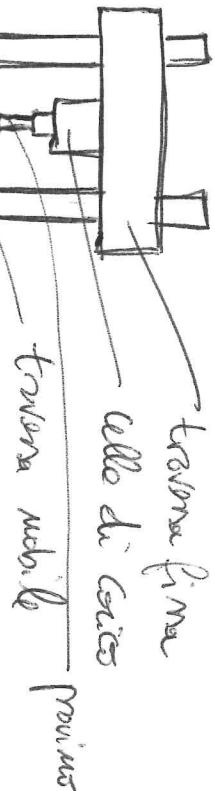
#### 12.1 PROVA DI TRASIZIONE

È una delle prove più utilizzate per avere informazioni sulle  
materie. Si utilizzano provini notati (ASTM E8 e E-8M).

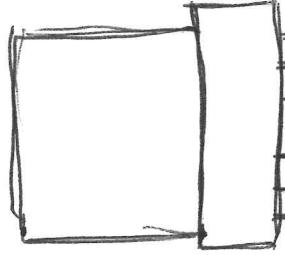


Prova di trazione

I primi vengono montati su una macchina (tipicamente idraulica)  
per avere testi in controllo di spostamento.



estensometro



Tipicamente delle prove vengono ricavate le grandezze di:

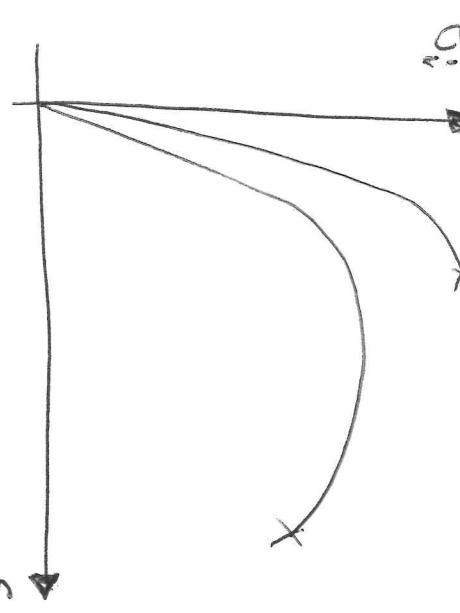
- Clico ( $P$ )

- Lettura dell'estensometro ( $\epsilon$ )

In input alla macchina viene dato un spettrometro controllato ( $\mu$ ) della trave nubile ed una velocità molto bassa ( $\approx 0.1 \text{ mm/s}$ )



materiali  
notenoli  
duttili



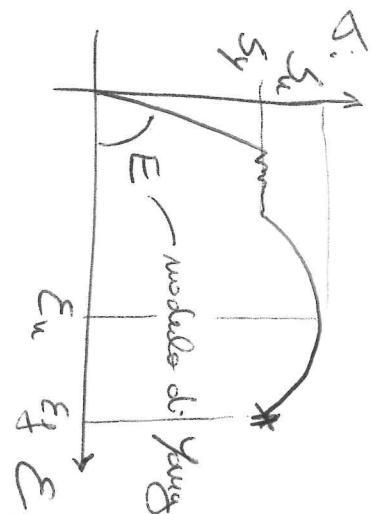
$$\sigma_i = \frac{P}{A_0}$$

$$\epsilon_i = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$$

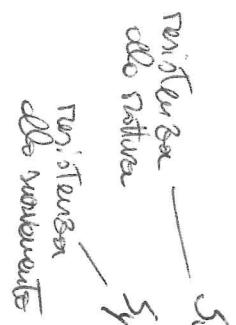
grandezze ingegneristiche

**! I notenoli duttili presentano componenti differenti in  
prossimità delle perdite di resistenza**

ACCIAIO BASSO CONTENUTO DI CARBONIO



ACCIAIO LEGATO



At 0.2% deformation plastic  
strain

**! La resistenza è una proprietà intrinseca del notenolo e non riguarda veramente con  $S$  (e.g.  $S_y$ ,  $S_u$ ) mentre la tensione è il risultato di uno stato di sollecitazione e viene indicata nel seguito con  $\sigma$**

Nelle realtà ciò che si trova guardando la  $\sigma_i$  e  $\epsilon_i$  non è lo stato di tensione nel materiale, ma uno hypothetico oggetto che siamo investigando (i.e. provino). Nelle realtà l'area del provino varia durante il test e questo porta ad uno stato tensionale nel materiale diverso da  $(\sigma_i, \epsilon_i)$ .

$$\sigma_R = \frac{P}{A}$$

$$\epsilon_R = \int_{l_0}^l \frac{dl}{L} = \ln \frac{l}{l_0}$$

area reale

del provino

c'è modo di legare le grandezze  $(\sigma_i, \epsilon_i)$  con  $(\sigma_R, \epsilon_R)$  tramite l'ipotesi di conservazione del volume.

### LINEARE ELASTICA

NO CONSERVAZIONE  
DEL VOLUME

↳ Legge elastica  
Nuovi allungati estensivamente  
quindi diminuisce il volume

PLASTICA  
SI CONSERVAZIONE  
DEL VOLUME

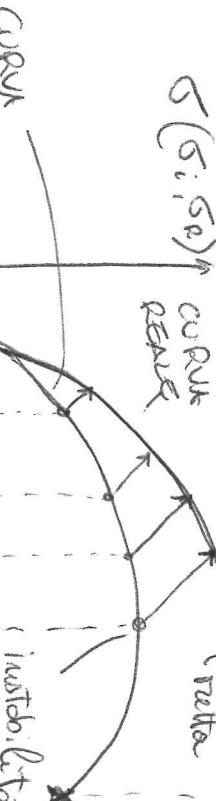
↳ durante df. plastica ha una ridotta porosità e quindi il volume si conserva

CONSERVAZIONE DEL VOLUME  $\rightarrow A \cdot l = A_0 \cdot l_0 \rightarrow A_0 = \frac{A}{l} = \frac{l_0}{l}$

$$\boxed{\epsilon_R = \ln(1 + \epsilon_i)}$$

$$\sigma_R = \frac{P}{A} \cdot \frac{A_0}{A} = \frac{P}{A_0} \cdot \frac{A_0}{A} = \sigma_i \cdot \frac{l_0}{l} \Rightarrow \boxed{\sigma_R = \sigma_i (1 + \epsilon_i)}$$

correlazione



a più  $\epsilon_i \rightarrow \epsilon_R < \epsilon_i$

$\sigma_R > \sigma_i$

**! Nell'utilizzo del ferro si ottiene utilizzare le curve vere  
in quanto voglio dare le proprietà del materiale e non le  
proprietà del componente!**

Al contrario in progettazione si userà le proprietà di resistenza  
ricavate dalle prove meccaniche in quanto hanno un valore  
noto (un giusto coefficiente di sicurezza intreccio).

### (4.2.2) PROVA DI DUREZZA

DUREZZA = resistenza di un materiale in appiattimento alle pressioni di  
un elemento di materiale più duro.

Prove:

- BRINELL
- VICKERS
- KNOOP

→ minima dimensione dell'impronta

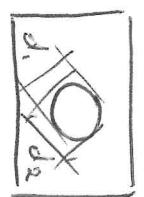
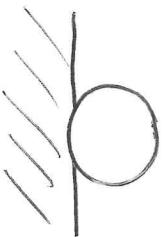
(ASTM E-38)- Rockwell

- Shore

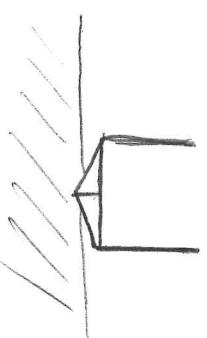
→ minimo profondore del penetratore

La differenza risiede nella geometria dei penetratori e nella prova  
imposta.

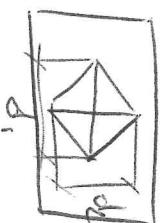
BRINELL



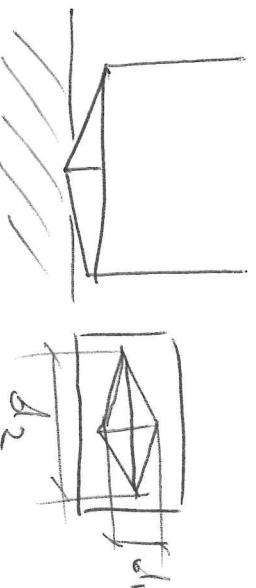
VICKERS



Rockwell

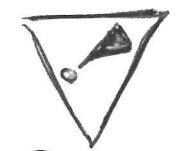


KNOOP



SHORE





I risultati delle prove di durezza sono ora leggi  
l'impilamento alla resistenza a fatica  $S_u$ .

ACCIAI

$$S_u = 3.4 H_B \text{ (MPa)}$$

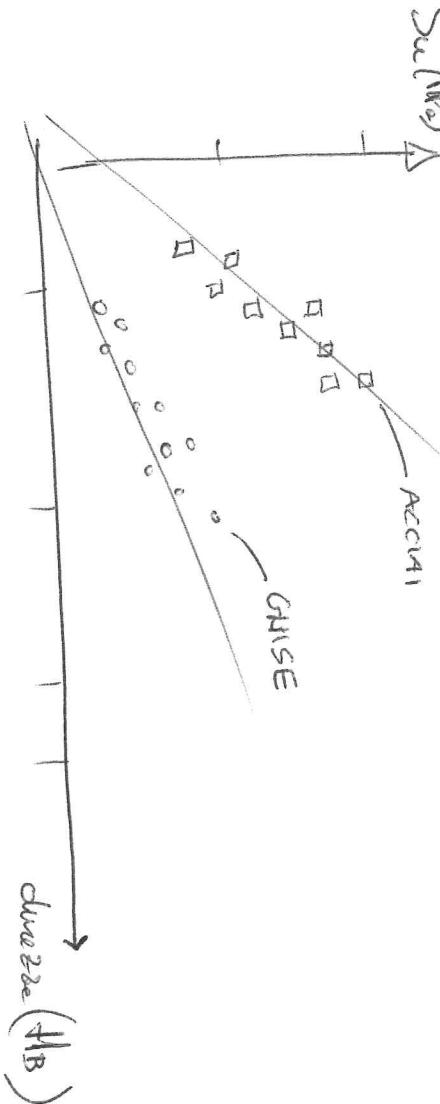
ASTM

GHISE

$$S_u = 1.58 H_B - 86 \text{ (MPa)}$$

$$S_u = 0.2375 H_B - 180 \text{ (MPa)} \quad ] \text{ SAE}$$

Come ottenere tali leggi empiriche? Con esperimenti in laboratorio



### (12.3) PROVE DI RESILIENZA

RESILIENZA = tolleranza del materiale a resistere a colpi impulsi tipicamente quelli ripetuti viene misurata con prove Standard, la più nota è la prova CHARPY (UNI EN 10045).

prova indiretta  
da intaglio

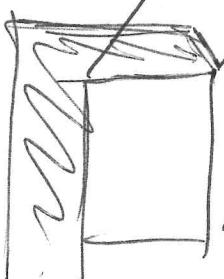
Mozza con

lunga pstanza e  
cinetica

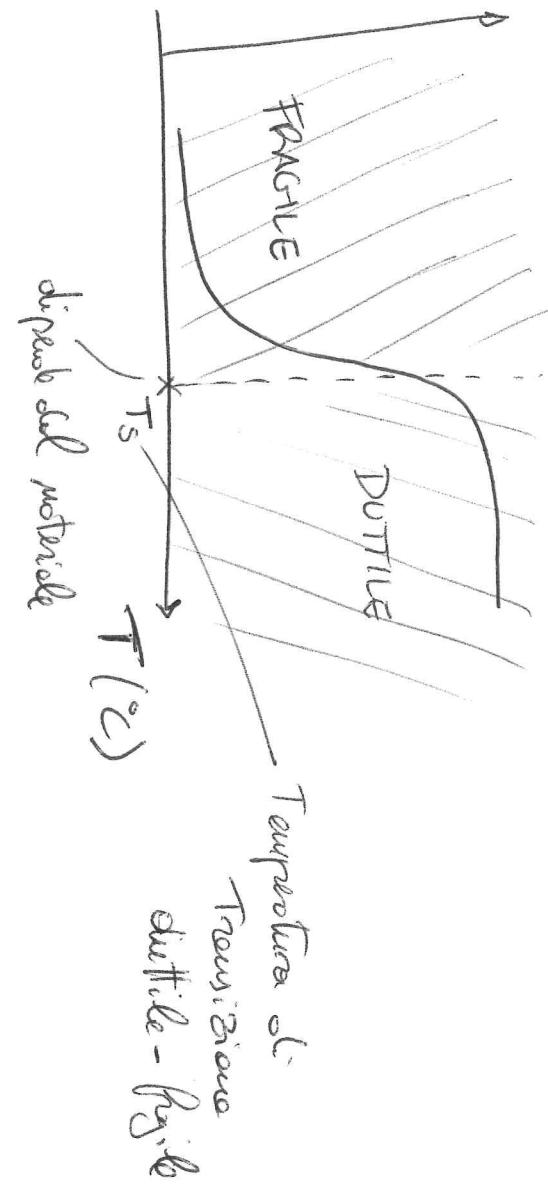
Opposte alle  
cinture

[RESILIENZA

↳ energia per la  
deformazione e rotura  
del primario



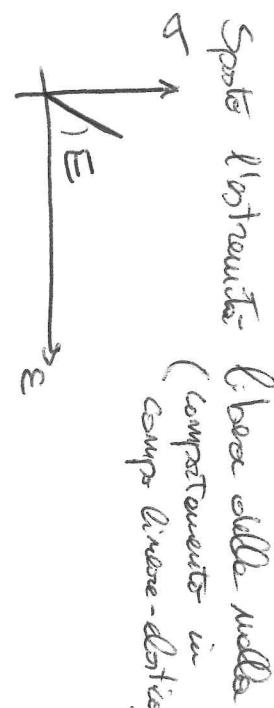
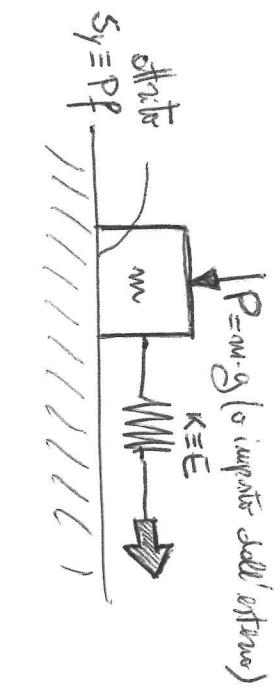
Se le pressioni viene fatte per diverse  $T$



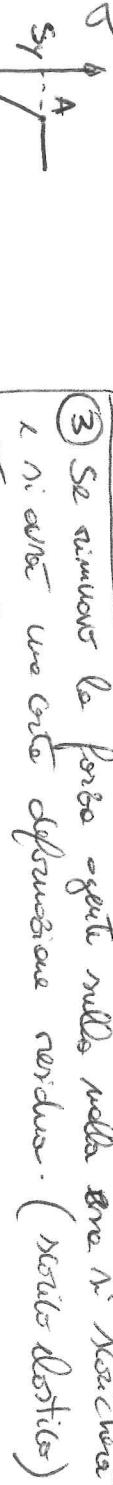
### 13 MODELLI GELOGICI (ELASTICO-PERFETTAMENTE PLASTICO)



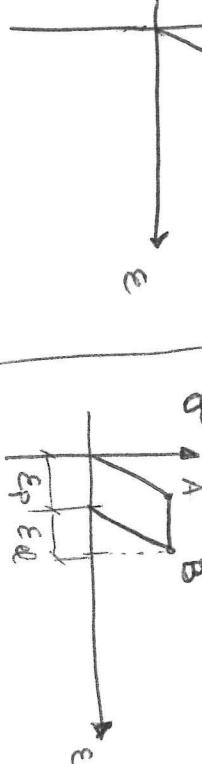
Le modelli meccanici elementari viene introdotto per modellare materiali metallici (tipicamente acciai) soggetti a forze difformazioni plastiche e un modo di simolare notevolmente questo modello è tramite:



② Sposto in certe sollecitazioni (finito elastico) il secondo elemento viene con costante (comportamento plastico)



③ Se rimuovi la forza -genti nulla nella zona n° 2 si ricorda che si deve una certa deformazione residua. (modo elastico)



4

Ross osservare lo spostamento applicando una prova di vers spostato nella molla  
(Comportamento della molla rappresentato con  
"Tensione residua")



5 A questo punto riapplicando il carico si

ottiene un punto C e finché non

si supera un certo limite di "adattamento"  
(SINKEDOWN) il molla si comporta

elasticamente.

L'utile massimo per rimanere in "SINKEDOWN ELASTICO"!

Mi metto nella condizione limite



L'area compresa  
dall'esterno  
delle diritte  
in colore

$$\Delta \epsilon \leq \frac{2S_y}{E}$$

Se supero il limite ottengono

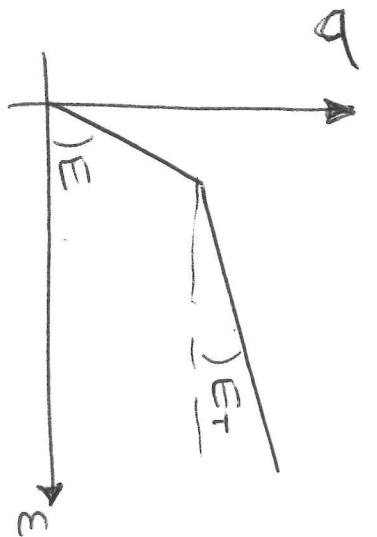
CICLO DI STRESSESI IN CARICO PLASTICO



Quello è un modello molto semplificato che non tiene conto di diversi componenti, il più importante dei quali è l'INCREDIMENTO

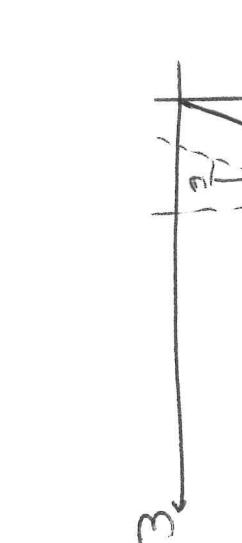
Breve presentazione di altri modelli esistenti:

#### + MODELLO RICERCA PLASTICO LINEARMENTE INCRIMENTALE



#### + LEGGE DI RAMBERG - OSGOOD

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + K \left( \frac{\sigma}{E} \right)^n$$

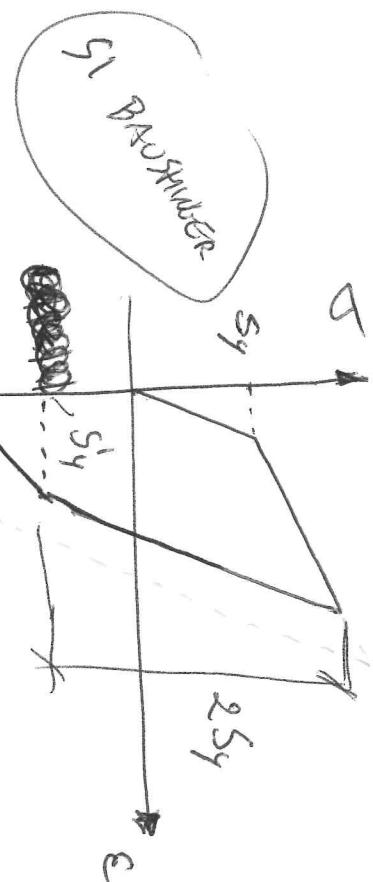


#### + EFFETTO BAUSCHINGER

Modello di incremento "lineare" o "circumferenziale".

Bauschinger ha osservato che la deformazione plastica in un dato verso riduce il limite di rientrata nel vers opposto.

E.g. wenn modello ricercia plastico-linearemente incrementale

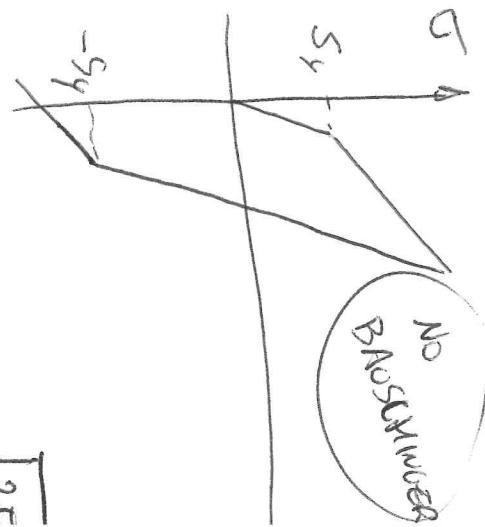


$$|S'_y| < |S_y|$$

• modello non elastico continuo

• modello di incremento

•  $K$  e  $n$  sono costanti del materiale  
che viene tolto nello stesso di esist.  
Spontaneamente



- modello not elastico continuo
- modello di incremento
- $K$  e  $n$  sono costanti del materiale  
che viene tolto nello stesso di esist.  
Spontaneamente

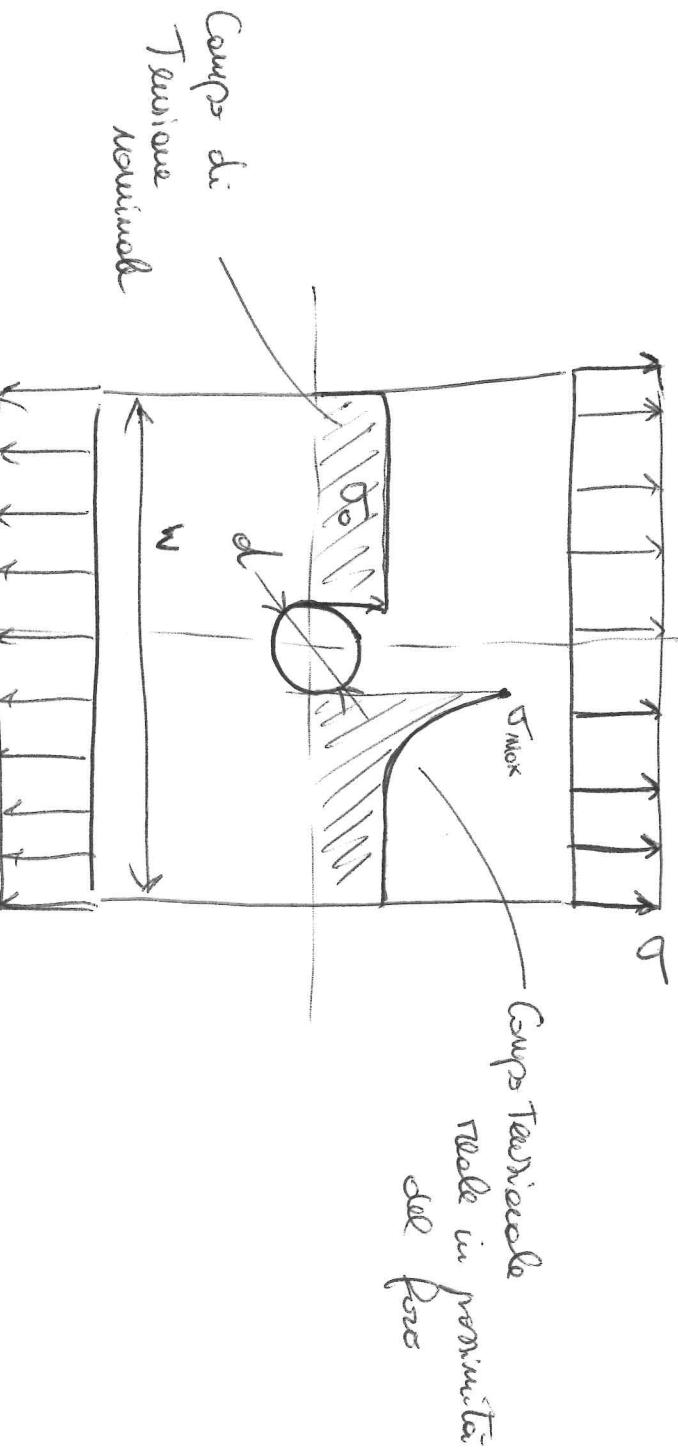
(14)

## CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI

Una qualsiasi discontinuità (e.g. geometrica, materiali, etc.) modifica la distribuzione delle tensioni nelle "vicinanze" della discontinuità.

Equazioni elementari delle tensioni (e.g. teorie delle travi) non prendono più davvero le stesse tensioni in quelle zone.

~~Se le discontinuità è geometrica~~: Se le discontinuità è geometrica tale zone sono chiamate INTACCI o AREE DI CONCENTRAZIONE DI TENSIONE.



**! Definizione di Tensione nominale non è univoca, in questo caso può essere sia  $\sigma$  (Tensione Gross) o  $\sigma_0$  (Tensione Net) (strettamente legata alla geometria e alla dimensione del foro).**

Se fissa la concentrazione delle tensioni viene usato per mettere in relazione tensione nominale e tensione nominale

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{nom}}}{\sigma} \quad \sigma = K_t \cdot \sigma_{\text{nom}}$$

$$\sigma_0 \text{ sono legate} \rightarrow \sigma = \frac{F}{A}, \quad \sigma_0 = \frac{F}{A_0} \rightarrow F = \sigma A \rightarrow \sigma_0 = \sigma \frac{A}{A_0}$$

**A**  $K_t$  dipende solo dalla geometria e

Condizioni di Carga (No Materiale)

$$\boxed{\sigma_0 = \sigma \frac{w}{(w-d)}}$$

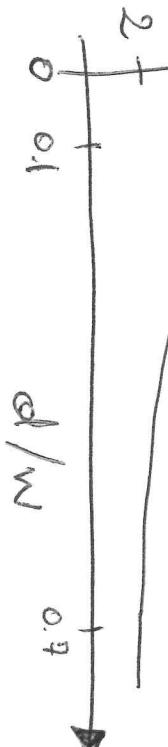
Come ricava il  $K_t$ ? Ci sono diverse tecniche che permettono che

numeriche:

- METODI DI GRIGIA
- METODO VERRICI FACCIAU
- TECNICHE ESTENSOMETRICHE
- ELEMENTI FINITI

Nota: il problema è  
che la resistenza dipende  
dalle "infissioni" di  
una certa grandezza

Tipicamente si trovano già tabellati le nuove (e.g. Juvimell)



⑯

DEFORMAZIONE PLASTICA NEGLI INTACI - CRITERIO DI NEUBER

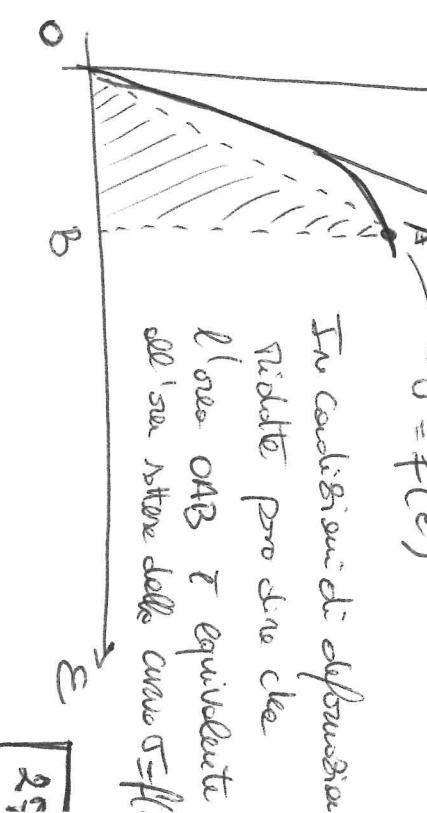
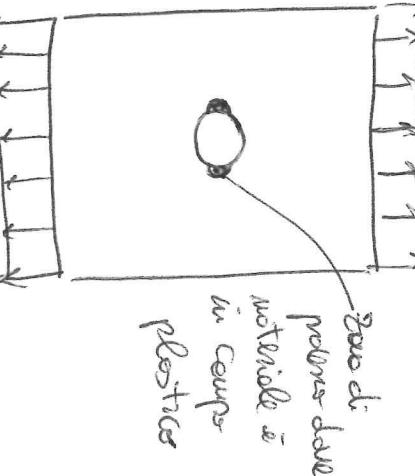
Se prosegue il carico plastico da un dato estensione i picchi di tensione non scendono oltre ha un effetto nubile alla riduzione di  $E$  determinando deformazioni maggiori di quelle elastiche.

Fintanto che le deformazioni plastiche in gioco sono piccole però neanche questo malfunziona l'ipotesi dell'elasticità lineare. → NEUBER

$$\sigma = f(\epsilon)$$

In condizioni di deformazione ridotte pro dire che

il vco OAB è equivalente se si mette delle curve  $\sigma = f(\epsilon)$



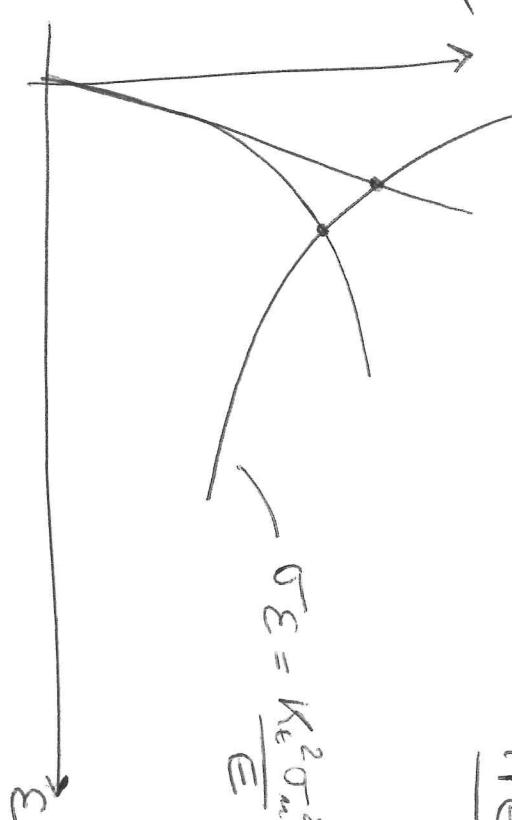
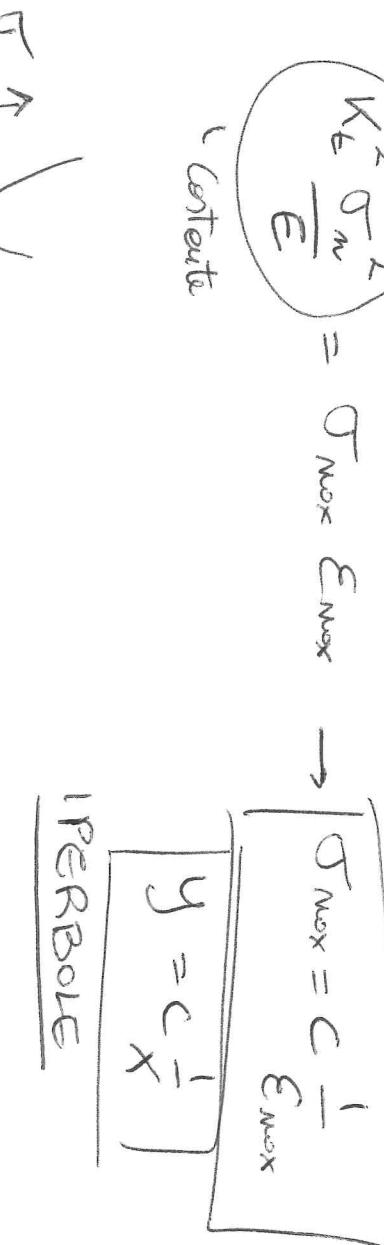
$$dU_e = dU_p$$

$$\frac{1}{2} \sigma_{max,e} \epsilon_{max,e} dV = \frac{1}{2} \sigma_{max} \epsilon_{max} dV$$

~~Kotn~~  $K_e \epsilon_m = \sigma_{max} \epsilon_{max}$

$$\frac{K_e^2 \sigma_m^2}{E} = \sigma_{max} \epsilon_{max}$$

l'equazione



$$\sigma \epsilon = \frac{K_e^2 \sigma_m^2}{E}$$

Si risolve un problema in due incognite  $\sigma_{max}$  e  $\epsilon_{max}$ , ma quindi  
bisogna di definire una o definire la legge che li lega.

Pensavo modelli regologici di notevole importanza per l'analisi plastiche

$$\begin{cases} \sigma \epsilon = \frac{K_e^2 \sigma_m^2}{E} \\ \sigma = S_y \quad (\text{in condizioni di plasticità}) \end{cases} \rightarrow \boxed{\epsilon_{max} = \frac{K_e^2 \sigma_m^2}{S_y E}}$$

## ESERCITAZIONE 2

## (16) CRITERI DI RESISTENZA STATICI

Servono per poter definire dei valori critici per identificare i danni meccanici di questi in un componente. I criteri più solletti sono rispetto al comportamento strutturale del materiale stesso:

Materiale DURALE → nell'esperienza.

Materiale specifico per materiali metallici: le modalità di guasto in dimensione ripetuto e comportamento strutturale del materiale stesso: DURALE FRAGILE

Materiale DURALE → • Allungamento percentuale a rotture  $\epsilon_f \geq 0.05$

(3)

Materiale FRAGILE → • Allungamento percentuale a rotture  $\epsilon_f < 0.05$

(Su)

Criteri di resistenza corrispondente accettati:

- Tensione Tangenziale minima (TTM) crescente
- Energia di Distorsione (ED) crescente
- Mohr - Coulomb Dentile (MCD)

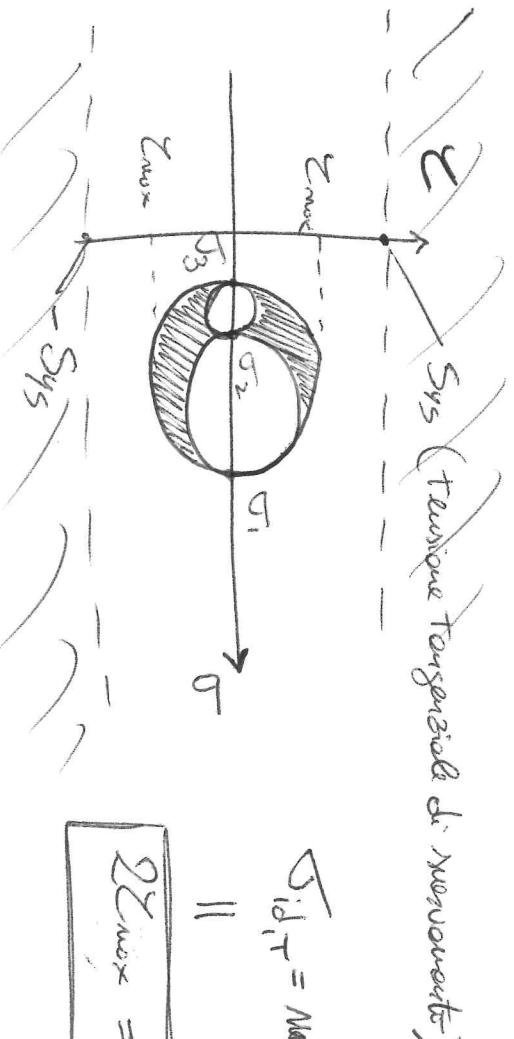
Minima Tensione Normale (MTN)

Mohr - Coulomb Fragile (MCF)

Mohr - Coulomb Modificata (MC<sup>MT</sup>)

ROTURE FRAGILI

16.1 TMA o Tracce



$$\sigma_{id,T} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_1 - \sigma_3|, |\sigma_2 - \sigma_3|)$$

$$\parallel$$

$$S_y$$

$$2\sigma_{max} = S_y$$

⚠ True soggetto a flessione (trazione)  $\sigma_{id,T} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\sigma_{xy}^2}$  [PAG.19]

• La tensione (taglio)

$\sigma_{id,T} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\sigma_{xy}^2}$

[29]

(46.2) ED e Von-Mises

$$\sigma_{id,M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = S_y$$

Tensione Tangenziale OTTAEDRICA

Energia di distorsione

Δ Trova soggetto a flessione (torsione) e a Torsione (taglio)

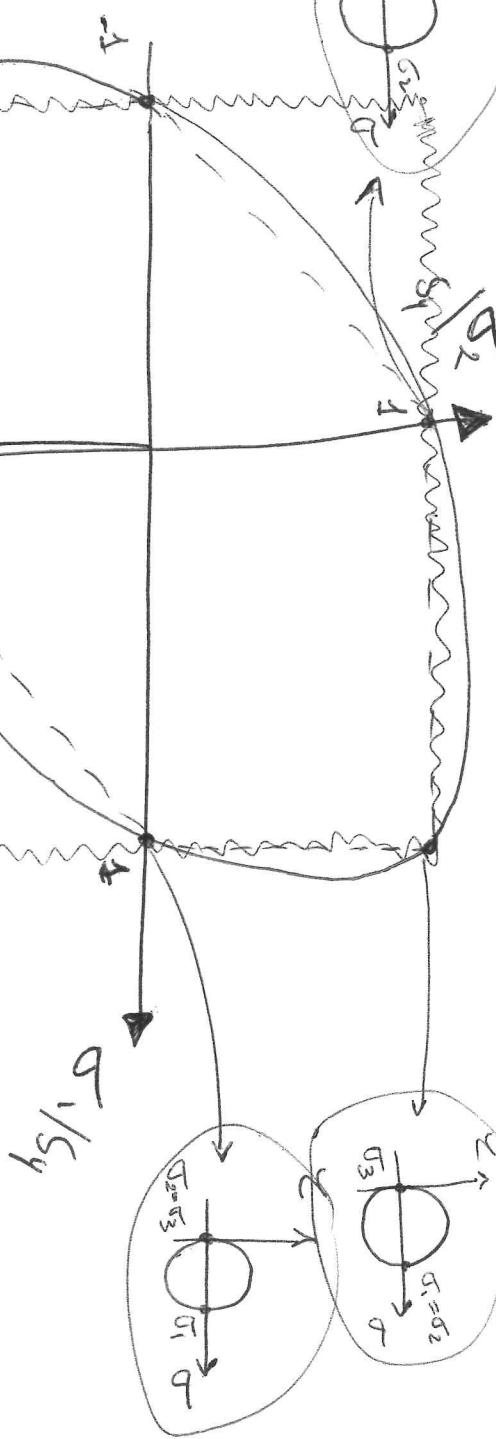
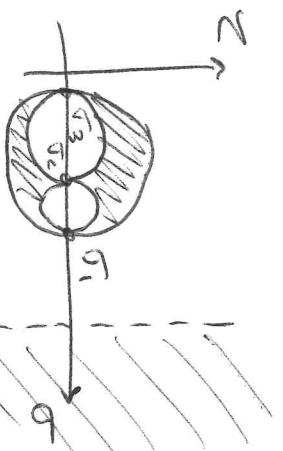
$$\sigma_{id,T} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\epsilon_{xy}^2}$$

$$\sigma_{id,M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\epsilon_{xy}^2 + \epsilon_{xz}^2 + \epsilon_{yz}^2)}$$

(46.3) MTN o Galler-Rankine

$$\sigma_{id,GR} = \max |\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3| = S_u$$

• Confronto tra i criteri menzionati per valutazione di sicurezza bimodale



--- Tresca  
— Von Mises  
— Rankine

# 19 RESISTENZA A FATICA

## ROTTURE STATICHE



- Determinate da forti deformazioni plastiche
- Cambiamento generale della struttura

PREVEDIBILI!

- ROTTURE A FATICA
- ↓
- Determinate da carichi di sotto del limite di rottura
  - Fenomeni localizzati
  - Non prevedibili!
- (improvise e totali)

A differenza delle progettazione statica quella a fatica è un ambito recente di studio. I primi lavori sono databili a circa il 1850 relativamente agli studi di Albert Wöhler sugli ond. ferroviari. Nel tempo molti studiosi hanno studiato la rotura per fatica tra i più famosi di primi ricordare:

- onile ferrovio (Versilia, 1812)
- Novi Liberty (1913)
- oni de Havilland Comet (1954)
- Piattofreno petroliifero Källand (1980)
- incidenti B737 (Alitalia, 1988)
- incidenti ferroviari (Enchede, 1998)
- " " (Viareggio, 2009)

Ricerca google!

]

]

## 19.1 FENOMENOLOGIA DELLA ROTURA A FATICA

La rotura a fatica è costituita da 3 studi:

- INIZIALIZZAZIONE DI UN MICROBUCCIO → si crea a causa delle deformazioni plastiche cicliche e metastabile fino

a 3-10 gradi e diventano nociviche

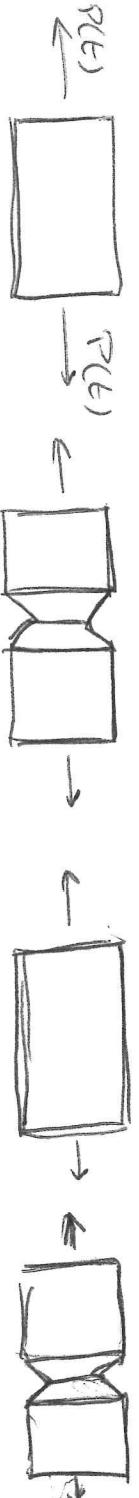
in direzione ruolo di crico oplito (apre le sezioni)  
In questo fase si creano le "LINES DI SPACIO"

- ROTURA DI SCARICO → la resistenza del materiale non vale più esistente

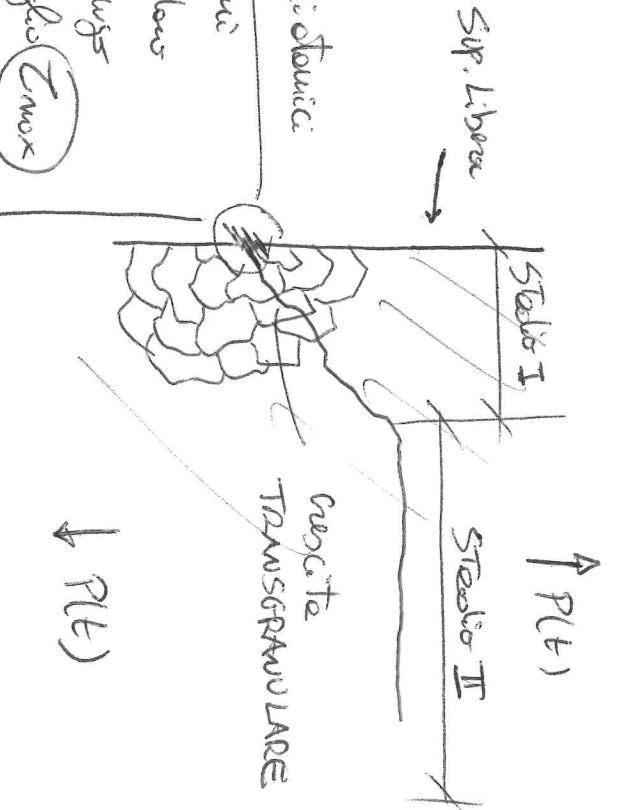
2. Come a cui è sottoposta al componente di

trivello varco nominale

varco varco nominale



- Nucleazione da un unico punto
  - grotta superficie di schianto
  - più punti di nucleazione
  - grotta superficie di schianto
  - piccole sp. di schianto
- più punti di nucleazione
- più nucleazioni
- più nucleazioni
- piccole sp. di schianto
- piccole sp. di schianto



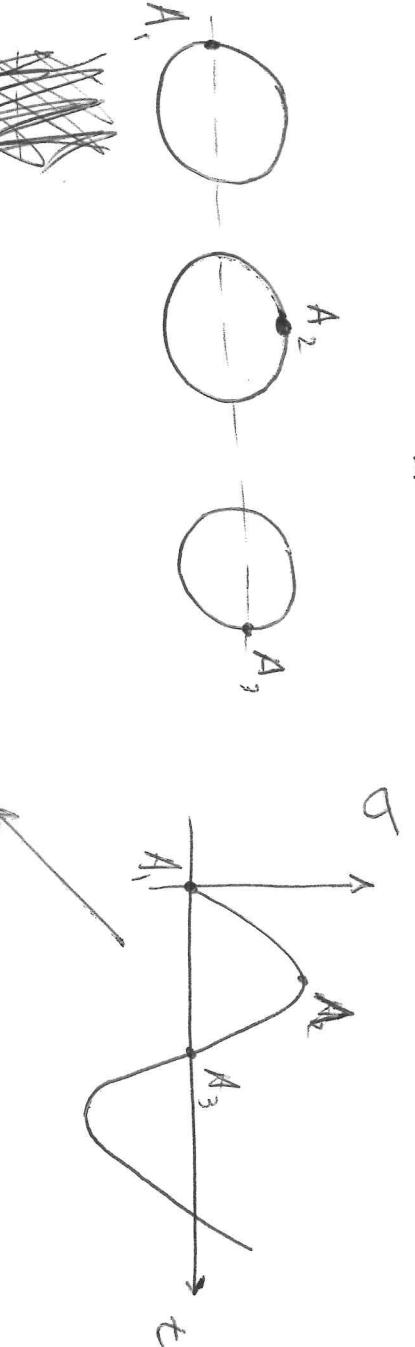
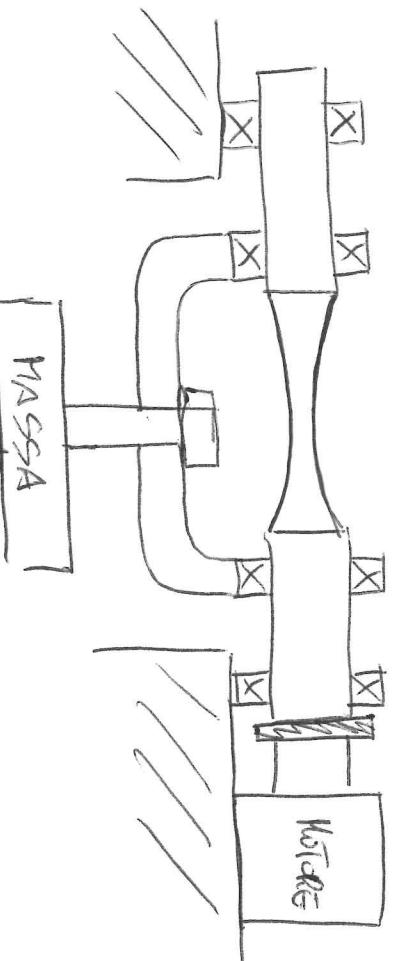
- Non è detto che le crepe nascano nella
- Nel. Il che non succede con nelle maggior parte dei cori:
  - cerchi più elevati
  - concentrazioni delle tensioni sono spesso in rup.
  - o contatto con oggetti considerato e corronvi.

## METODI DI PROGETTAZIONE A FATICA

### METODO STRESS-LIFE (FATICA AD AUTOVALORE DI CICLO)

Per soluzioni di resistenza a fatica vengono tipicamente eseguite prove in ambienti controllati (seguito pressuristico). Tra le molte prove distintive per testare un componente a fatica le più note è la prova di fatica a Flessione Rotante.

#### METHOD DI MOORE



$$\sigma_{\text{min}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_{\text{m}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}}$$

Dopo avere eseguito una serie di prove si ottiene i risultati riportati in un grafico come quello mostrato sotto:

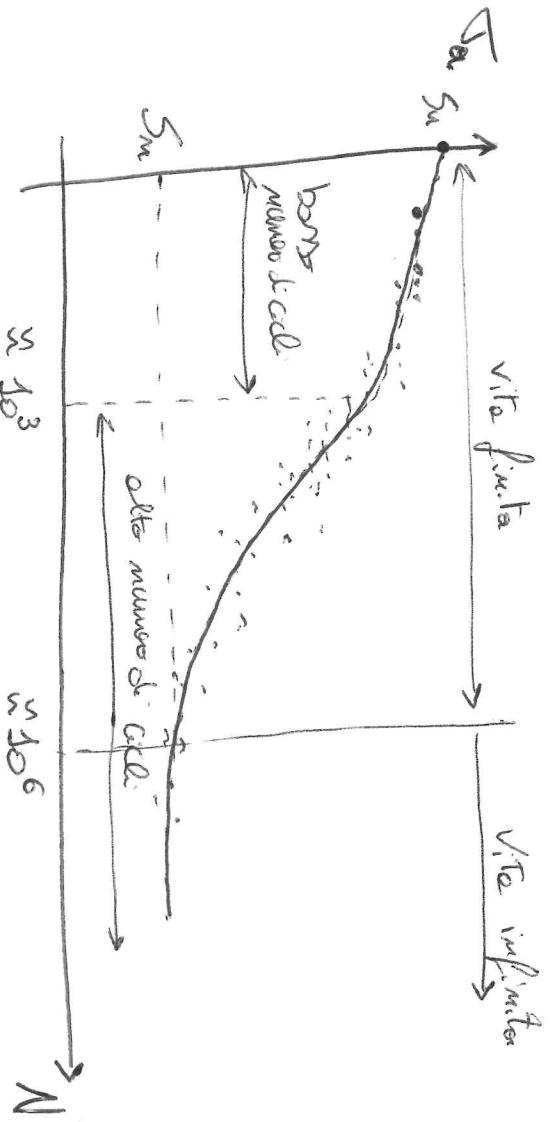
### DIAGRAMMA S-N



Attenzione! Non basta di mettere Test se Causa delle rotture strutturali del funziona

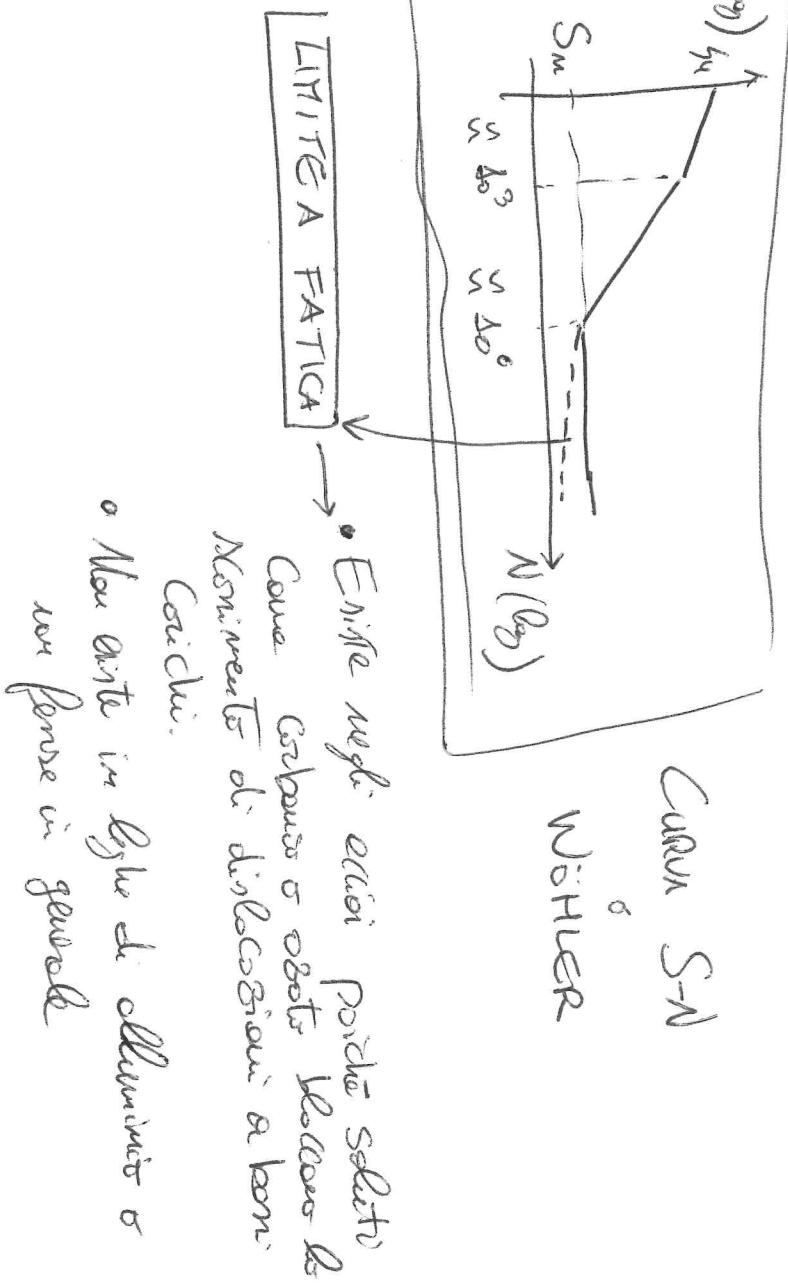


Attenzione! Non basta di mettere Test se Causa delle rotture strutturali del funziona



Il diagramma viene tipicamente rappresentato in coordinate dopo logaritmiche

CURVA S-N  
WÖHLER



- Esiste negli acciai perché soliti essere corpi resistenti e robusti.
- Nonostante gli acciai di dislocazioni a basso contenuto.
- Non esiste in leghe di alluminio o nei ferri in genere.

LIMITE A FATICA →

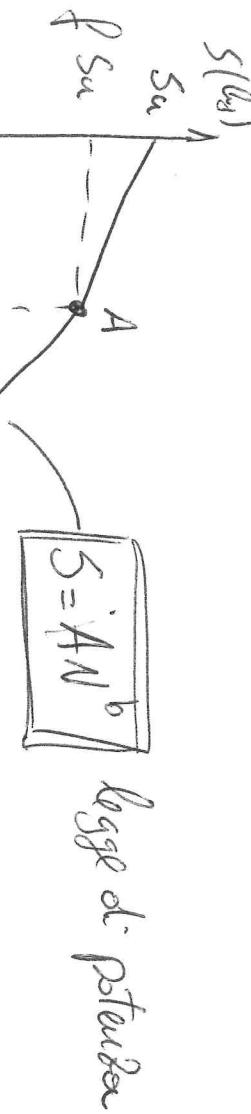
• Esiste negli acciai perché soliti essere corpi resistenti e robusti.

• Nonostante gli acciai di dislocazioni a basso contenuto.

• Non esiste in leghe di alluminio o nei ferri in genere.

19.2.2

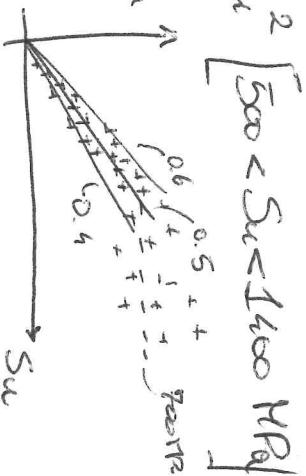
## CURVA SN SEMIPLICATA (ACCIAI)



**A** → Ci sono leggi per ricevere il valore di  $f$  in base all' $S_m$

$$f = 1.06 - 4.1 \cdot 10^{-4} S_m + 1.5 \cdot 10^{-9} S_m^2 [500 < S_m < 1400 \text{ MPa}]$$

$$\textcircled{B} \rightarrow S_m^i = \begin{cases} 0.5 S_m & S_m \leq 1400 \text{ MPa} \\ 400 \text{ MPa} & S_m > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$



**A** → Leggi specificate non comprendono la legge di snellinaggio  
con lunghezza quindi non sono indicative per un progetto

Pono quindi ricavare le leggi nette che collegano due punti A e B  
ipotizzando legge dotta da una legge di potenza.

Legge di BASQUIN

$$S = A N^b$$

$$A = \frac{(f_{\text{Su}})^2}{S_m^i}, \quad B = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f_{\text{Su}}}{S_m^i} \right)$$

Condizioni iniziali:

$$A (f_{\text{Su}}, S_m), \quad B (S_m^i, S_m)$$

Quindi dato uno  $S = \sigma_a \rightarrow N_f = \left( \frac{\sigma_a}{N} \right)^{1/b}$ 

$$N_f = \left( \frac{\sigma_a}{N} \right)^{1/b}$$

19.2.2

## FATTORI CHE MODIFICANO IL LIMITE A FATICA

- Percezione delle prove a fatiga su materiali di geometria controllata ed utilizzare le relative curve su componenti di macchia è inadatto!
- Ci sono fattori che modificano molto il limite a fatiga:
- MATERIALE → visibilità nella composizione
- FABBRICAZIONE → visibilità metalli, trattamenti, tenuta e superficie, etc.
- CONDIZIONI DI LAVORO → condiz., temperatura, stato tensionale, etc.
- PROGETTO → diverse dimensioni, forma, concentrazione tensioni, etc.

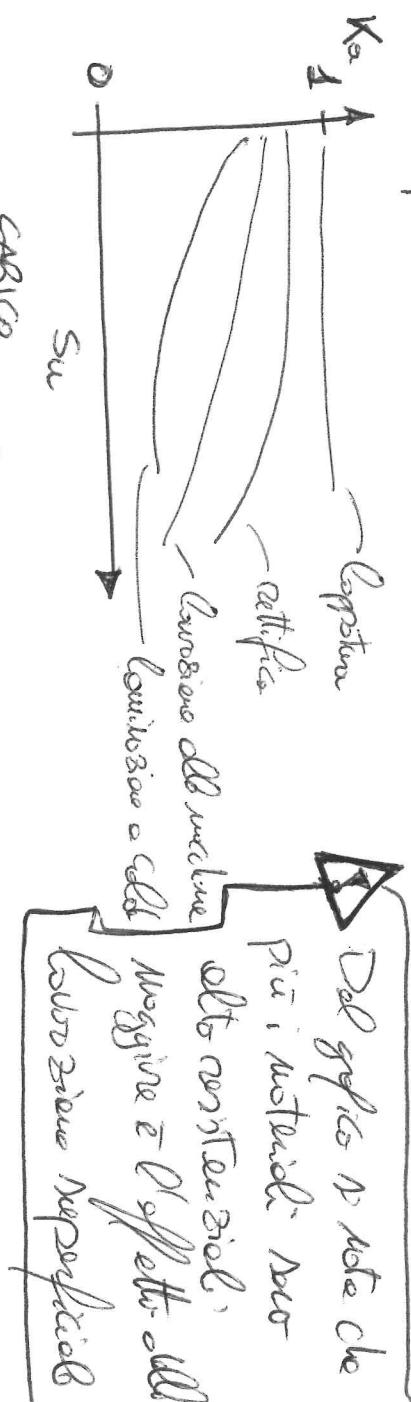
$$S_u = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_u'$$

Formula di MARIN

L'utile o pericolosità  
del materiale reale

### ④ FATTORE DI SUPERFICIE ( $K_a$ )

Sup. di un componente non è mai nelle stesse condizioni di quelle del provino



### ④ FATTORE DI CARICO (K\_b)

Se il carico componente è sottoposto a carichi diversi

$$K_b = \begin{cases} 1.00 & \text{flessione} \\ 0.85 & \text{torsione} \\ 0.55 & \text{tensione - solo tensione pura, se obliqua combinate} \end{cases}$$

bisogna usare dei fattori che non sono tassativamente equivalenti

136

## ④ FATTORE DI AFFIDABILITÀ ( $K_c$ )

Fattore che tiene conto delle dispersioni sperimentali dei dati e fattore

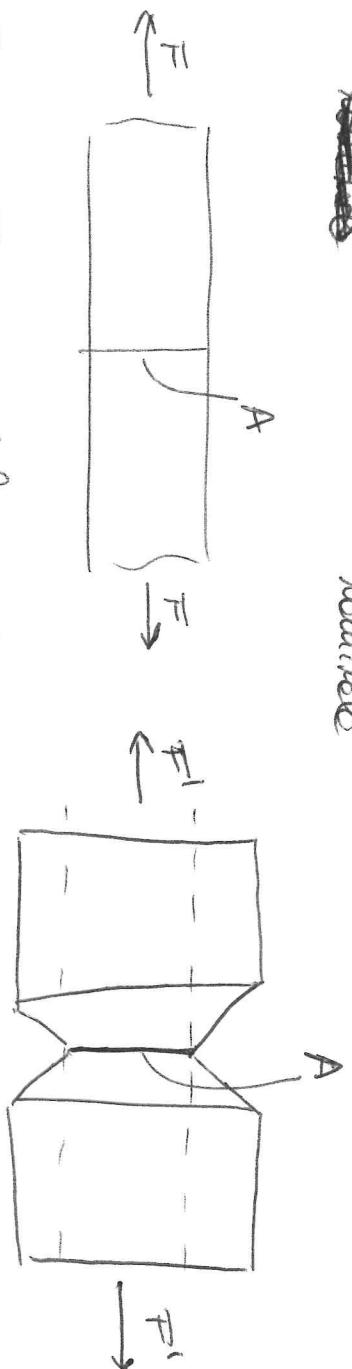
Affidabilità%	$\sigma_a$	$K_c$
50	0	1
30	1.288	0.859
33	2.326	0.814
:	:	:

19.2.4.3

Concentrazione delle tensioni e sensibilità all'intaglio  
Sappiamo che le rotture a fatica non sono a fenomeni di intera flessione  
locale, ciò può determinare maggiore integrità dei coefficienti:

~~$\sigma_{e,max} = K_c \cdot \sigma_{e,m}$~~

Tensione ottenuta ~~max~~ <sup>integrale</sup> Tensione di fondo  
~~max~~ <sup>integrale</sup> nominale



Si è visto sperimentalmente che  $F' > F$

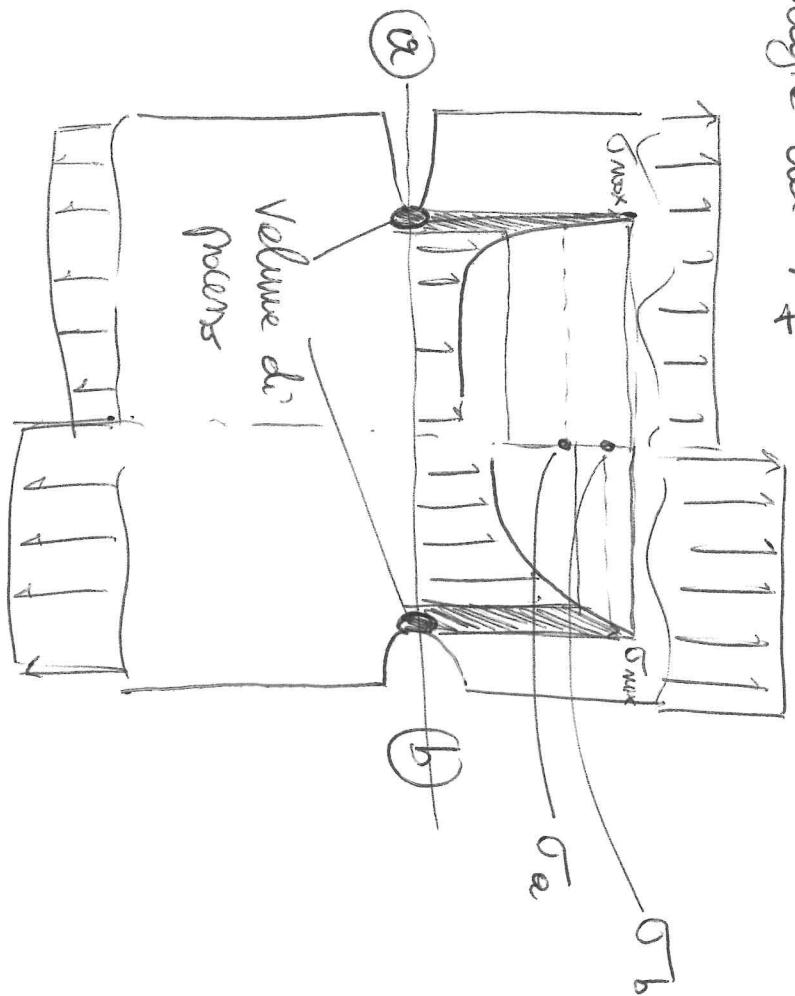
$$F' = \frac{A \sigma_{e,max}}{K_t} = A \frac{\sigma_{e,m}}{K_t} = A S_m$$

$$F = A S_m$$

D E R I V A Z I O N E COEFFICIENTE DI CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI FATIGA

$$K_f = \frac{\text{Resistenza a fatica nelle intaglie}}{\text{Resistenza a fatica con integro}} \leq \frac{F}{F'}$$

## Fenomenologia del $K_f$



Se  $K_f$  è molto più dispendioso da collocare permanentemente perché è molto più lunga voltoza; limita a ptica rispetto a dei valori di tensione statica.

SOLUZIONI:

- ① Pone catalitivamente  $K_f = K_c$  nel senso  $1 \leq K_f \leq K_c$
- ② Voluta il fattore di sensibilità all'intaglio

↙

$$K_f = \frac{K_f - 1}{K_c - 1} \rightarrow K_f = 1 + q(K_c - 1)$$

FORMULE

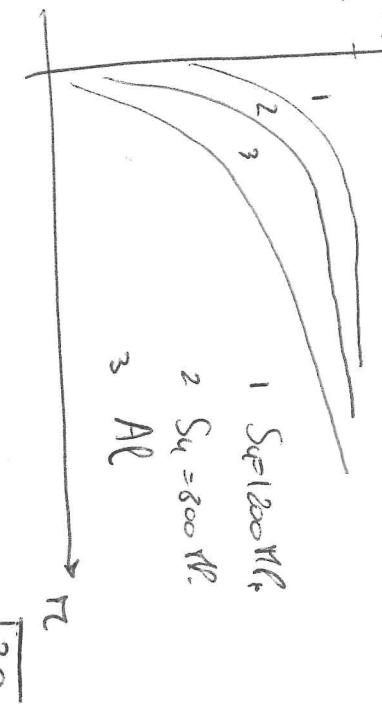
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\pi}} \quad (\text{Peterson})$$

~~regola  
integro~~

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{f_p}{\pi}}} \quad (\text{Meibner})$$

~~potenz. legg.  
d'ostacolo~~

GRAFICA



1  $S_u = 1200 \text{ MPa}$

2  $S_u = 800 \text{ MPa}$

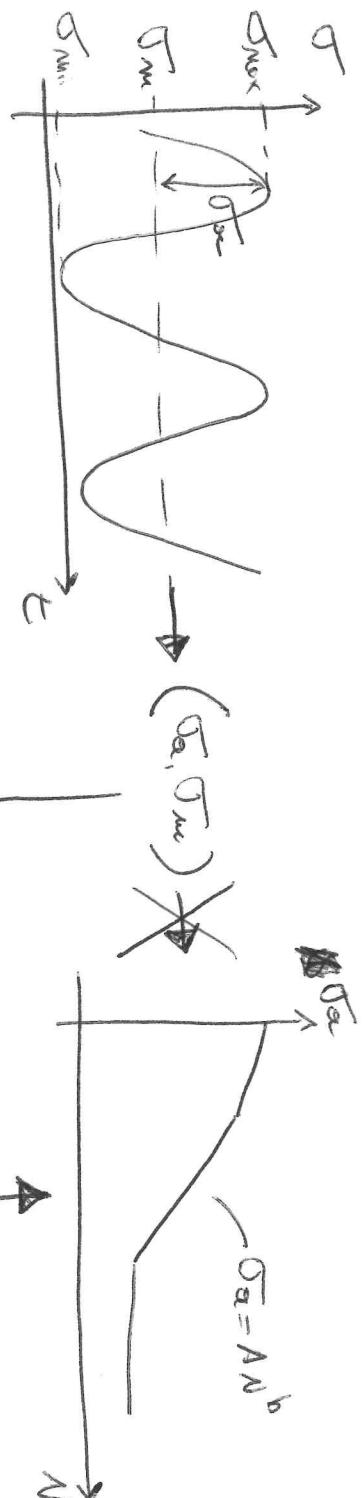
3  $A_l$

## (19.2) Effetto della tensione media

Fisica obliqua visto come di fotica sperimentali o ricavate

Neutre ad  $R=-1$  (neutro l'effetto di un  $\sigma_m > 0$ ).

Se ovviamente siamo con  $\sigma_m > 0$  ovviamente problemi  
con più probabilità rispetto alle equazioni riduttive



Tra i criteri maggiormente utilizzati troviamo quelli formulati come segue:

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_u}\right)^{n_a} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^{n_b} = 1$$

L'unità fisica è ~~misura~~ misura dinamica gravitazionale

	$n_a$	$n_b$	$S_u$
GERBER	1	2	$S_u$
Goodwin	1	1	$S_u$
Soderberg	1	1	$S_u$
Hoffman	1	1	$\sigma_p > S_u$

Definisco lo  $\sigma_{a,eq}$  che

è l'equivalente del

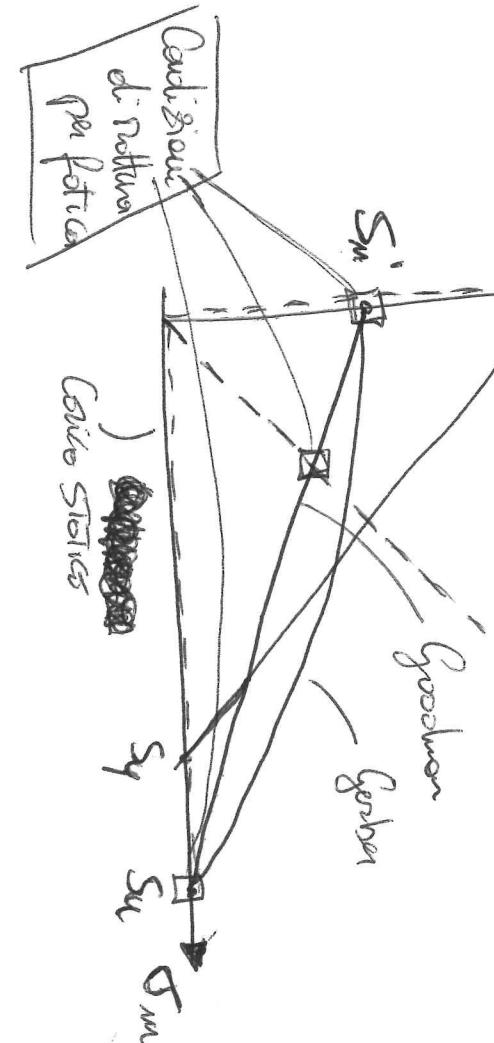
punto di vista delle

durezza ( $N$ ) e la  $(\sigma_a, \sigma_m)$

$$\rightarrow \frac{\sigma_a}{S_u} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \rightarrow S(N) = \sigma_{a,eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

$\sigma_a$   $R=-1$  Condizione di Movimento Ciclico

$\sigma_a$   $R=0$



### 19.2.5.c Sosecitazioni multiazziali affaticanti

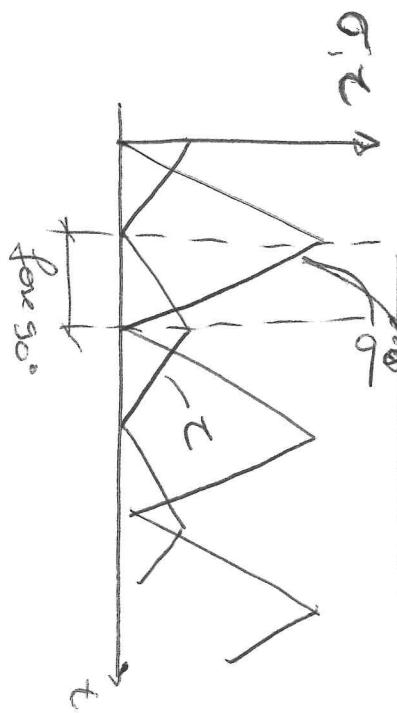
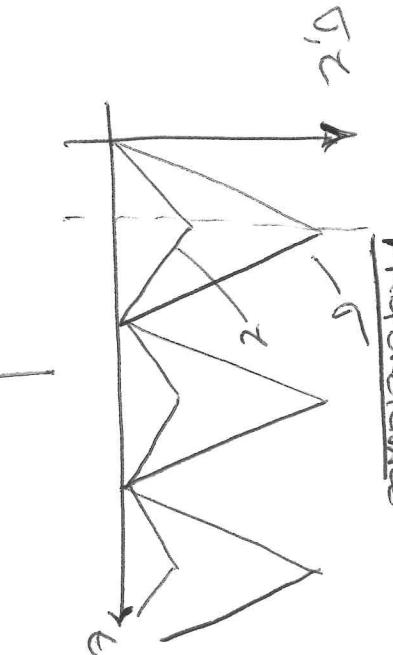
Tipicamente gli stati tensionali nei componenti meccanici sono non multiazziali. C'è bisogno delle gerarchie di tensione che variano ( $\sigma_{i,\text{m}}, \sigma_{i,\text{a}}$ ,  $\sigma_{i,\text{tm}}$ )

Queste sono viste in fase (carico proporzionale) o fuori fase (carico non-proporzionale).

La direzione principale cambia con il carico

proporzionale

non proporzionale



Condizioni quota!



Per ottenere una grandeza di tensione  $\sigma_{a,eq}$  i criteri statici devono risultare indipendenti.

Anci criteri:

- Gough - Pollard ( $\sigma_{a,eq}$ )

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_m}\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_a}{S_{us}}\right)^2 = 1 \rightarrow \sigma_{a,GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 \varepsilon_a^2}$$

Limite plastic  
 Plastic limit  
 Plastic  
 Rotata  
 Torsione  
 Estratta

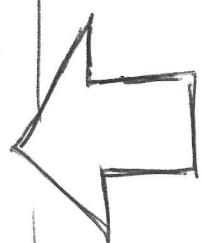
dove  $H = \frac{S_u}{S_{us}}$

$\Delta \approx H^2 = 3 \quad GP = V_{us} H_{us}$

- Dawling ( $\sigma_{a,eq}$ ,  $\sigma_{m,eq}$ )

$$\sigma_{a,eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2} \rightarrow \text{ver. H. res}$$

$$\sigma_{m,eq} = \sigma_{1m} + \sigma_{2m} + \sigma_{3m} \rightarrow \text{triplo componente idrostatica}$$



Da questo punto in poi si riporta un criterio di tensione media e.g. Goodman

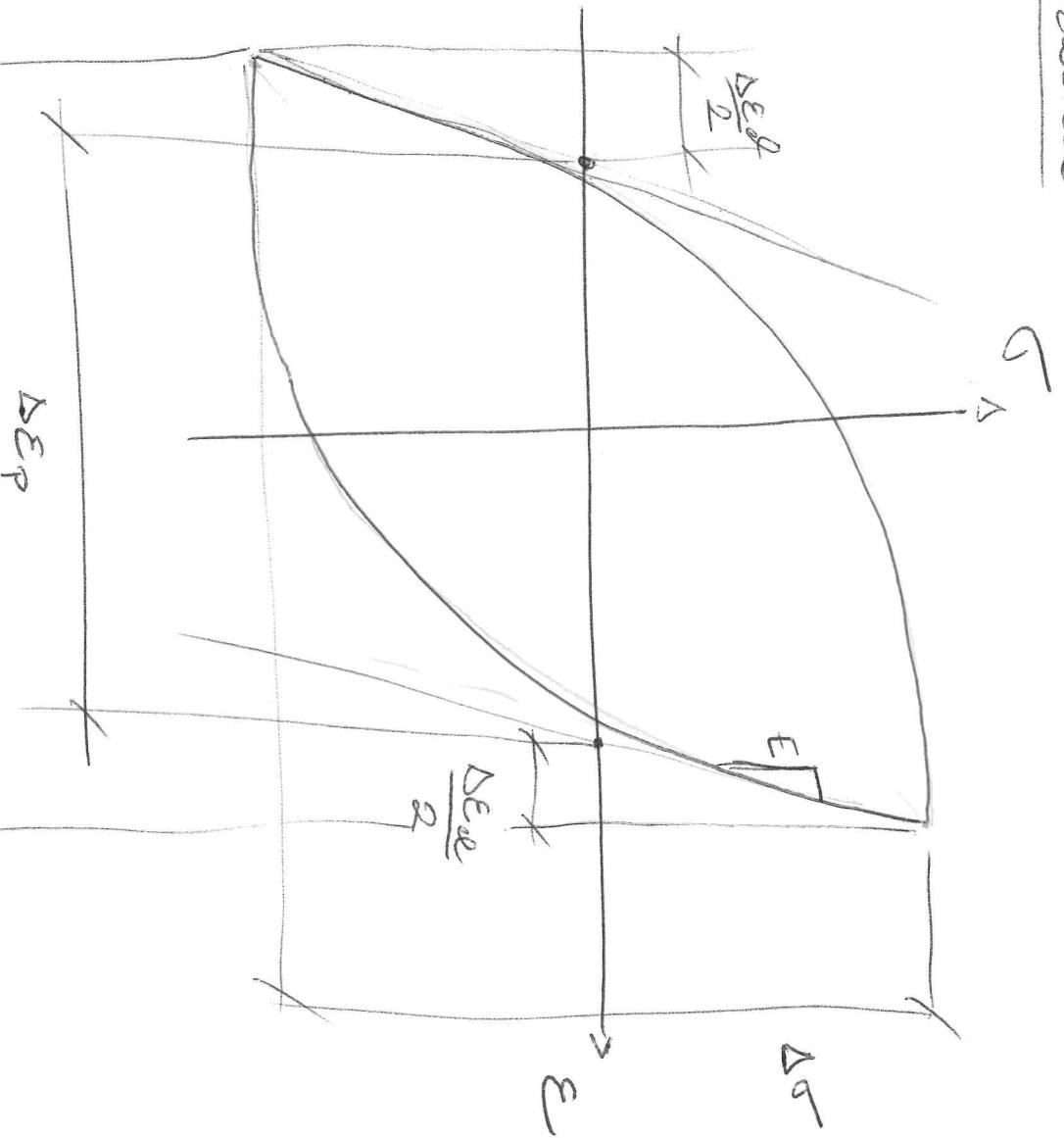
145

## 57.2.2 METODO STRAIN-LIFE

Questo metodo coinvolge la valutazione di deformazioni plastiche ed elastiche ed è particolarmente utile in casi in cui non presenti tensioni elevate e l'aspettativa di vita è relativamente scarsa. Evidenzia il metodo basato anche nella componibile elastica può essere utilizzato anche nei casi di valutazione delle fatighe con cicli numerosi di cicli.

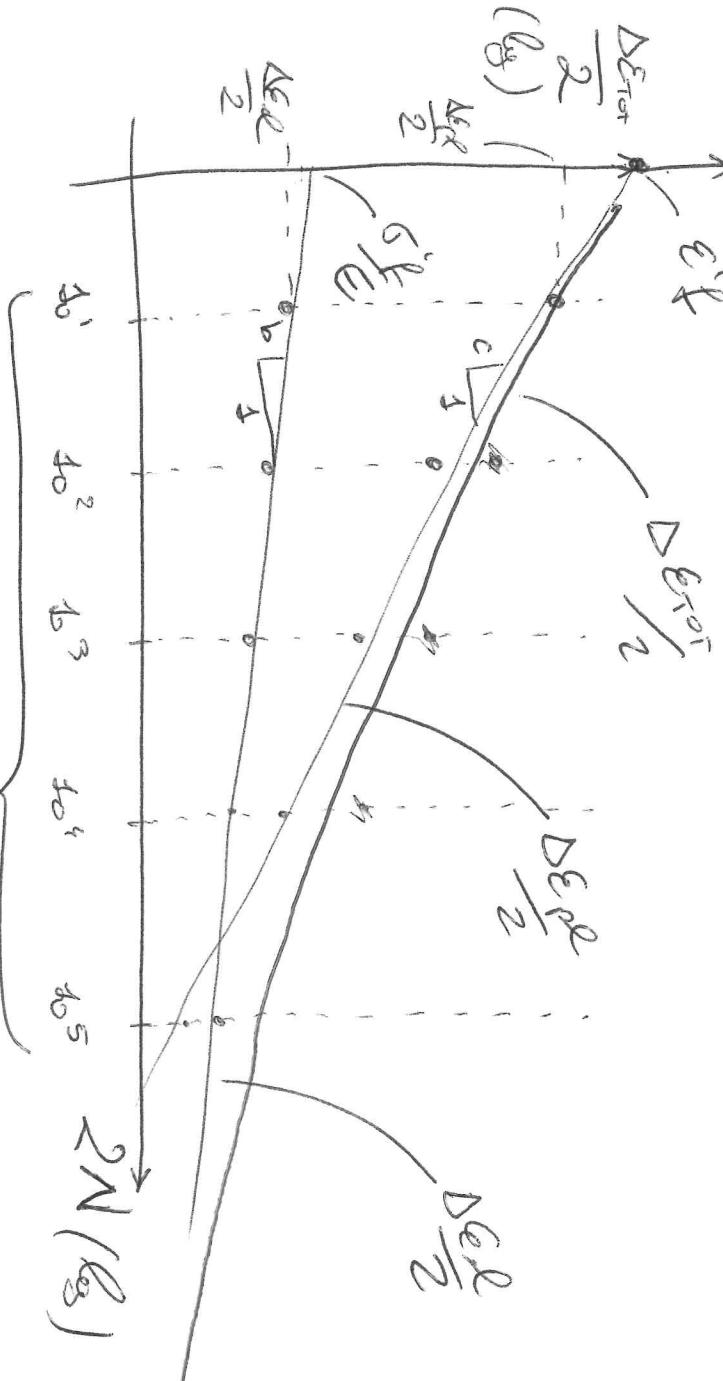
### ROTA BASE

- Test in controllo di deformazione ciclica o trazione e compressione con il solito stesso amplitude.
- Inizialmente il ciclo si muove fino ad arrivare ad una stabilizzazione



Calcolo AMPIZZA DI DEFORMAZIONE TOTALE

$$\frac{\Delta E_{\text{TOT}}}{2} = \frac{\Delta E_{\text{el}}}{2} + \frac{\Delta E_{\text{pl}}}{2}$$



PROVE Sperimentali A VARIE  $\frac{\Delta E_{\text{tot}}}{2}$

trovando due rette in  $\log - \log$  e prov. fittate con leggi di potenza

Equazione di HANSON-COTTRELL (doppia logaritmica):  $\frac{\Delta E_{\text{pl}}}{2} = \epsilon_f^p (2N)^c$   
 Equazione di BASALIN (sf. elastico):  $\frac{\Delta E_{\text{el}}}{2} = \sigma_f^p (2N)^b$

$\epsilon_f^p \rightarrow$  coefficiente di duttilità a fatica

$\sigma_f^p \rightarrow$  coefficiente di resistenza a fatica

$c \rightarrow$  esponente della duttilità a fatica

$b \rightarrow$  esponente della resistenza a fatica

$$\boxed{\Delta E_{\text{tot}} = \epsilon_f^p (2N)^c + \frac{\sigma_f^p (2N)^b}{E}}$$