



SAPIENZA  
UNIVERSITÀ DI ROMA

*Appunti delle lezioni di Disegno di Macchine*

# Disegno di Macchine

*corso per I anno della laurea in ing. meccanica*

*Docente: ing. Francesca Campana*

Lezione n°7 – Tolleranze dimensionali



# Introduzione

Gli assiemi per svolgere le loro funzioni correttamente possono richiedere condizioni di montaggio con *gioco* o con *interferenza*. Nel primo caso tra le due parti esiste un collegamento mobile, nel secondo si ha un collegamento stabile. Alberi e mozzi montati per forzamento richiedono un montaggio con interferenza altrimenti non si eserciterebbero le forze di calettamento, un pistone che scorre nel cilindro deve avere un gioco, altrimenti non potrebbe scorrere con efficienza.

In aggiunta a queste considerazioni va sottolineato che la fabbricazione di un componente introduce necessariamente delle imprecisioni, per cui le dimensioni e la forma di un oggetto non sono mai rigorosamente identiche ai valori nominali (una lunghezza può avere degli scostamenti dimensionali, un piano orizzontale può essere leggermente inclinato, ...). Distinguiamo quindi *imprecisioni dimensionali, geometriche e micro-geometriche (ovvero rugosità delle superfici)*.

Le *tolleranze* prescrivono la variabilità ammissibile per le naturali imprecisioni di fabbricazione affinché gli assiemi funzionino correttamente, garantendo le opportune condizioni di gioco o interferenza. La scelta del tipo di accoppiamento e la precisione di fabbricazione dei pezzi definisce il valore di tolleranza prescrivibile.

A seguire si illustra la logica codificata dalla normativa (UNI ISO 286/1) per definire e scegliere le giuste tolleranze in funzione degli accoppiamenti da realizzare.



Per convenzione da qui in poi chiamiamo alberi le quote riferite ai pieni (ovvero gli elementi interni) e fori quelle relative agli scavi (o elementi esterni), anche se nella realtà non sono corpi cilindrici. Riferiamo inoltre ai fori le grandezze indicate con il carattere maiuscolo, agli alberi quelle minuscole.

Nel caso delle tolleranze dimensionali la realtà che corrisponde ad una corretta fabbricazione deve far registrare un diametro del valore deffettivo incluso tra  $[d_{\min}, d_{\max}]$  per l'albero ed un Deffettivo incluso tra  $[D_{\min}, D_{\max}]$  per il foro:

- se si verifica sempre che  $D_{\text{deffettivo}} > d_{\text{deffettivo}}$  si ha accoppiamento con **gioco**
- se si verifica sempre che  $D_{\text{deffettivo}} < d_{\text{deffettivo}}$  si ha accoppiamento con **interferenza**
- se possono verificarsi entrambi i casi a seconda di dove si trovano i due valori si ha **accoppiamento incerto**

Chiamiamo **tolleranza dimensionale** la differenza tra le dimensioni massime e minime ammissibili:

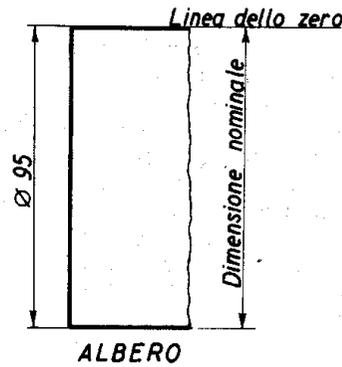
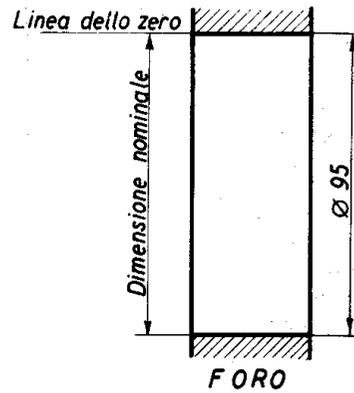
$$t = D_{\max} - D_{\min} \text{ ovvero } t = d_{\max} - d_{\min}$$

La rappresentazione grafica del valore nominale ( $D_0, d_0$ ), definisce una linea di riferimento chiamata **linea dello zero**.

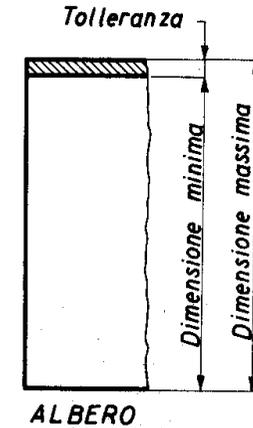
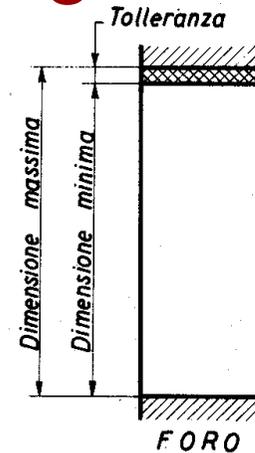
La **zona di tolleranza** rappresenta graficamente l'ampiezza della tolleranza,  $t$ , e la sua posizione rispetto alla **linea dello zero**, ovvero alla quota nominale dell'accoppiamento.



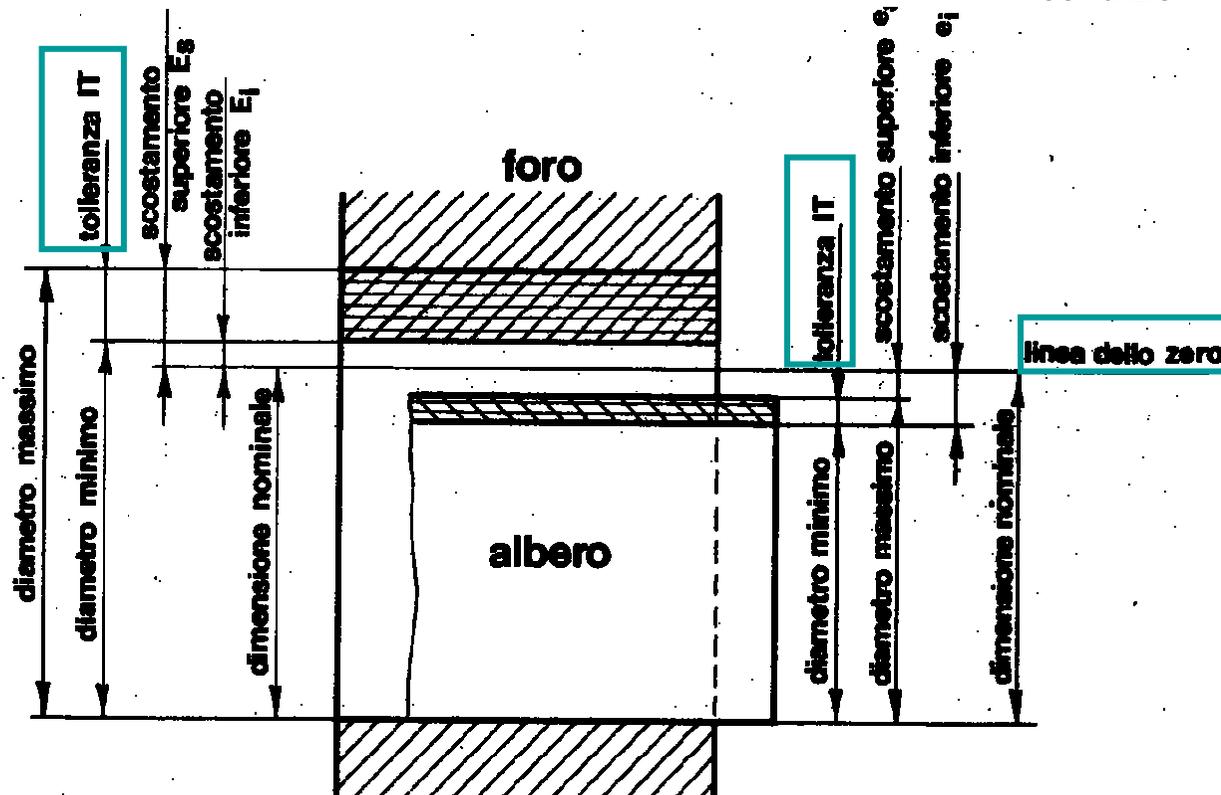
# Rappresentazioni grafiche



- condizioni ideali -



- condizioni con prescrizione di tolleranza -



Rappresentazione grafica delle zone di tolleranza per un caso albero/foro con gioco.

# Le classi di tolleranza

L'ampiezza della zona di tolleranza (quindi il valore  $t$ ) si chiama anche *IT* (*International Tolerance*) ed è funzione:

- del tipo di lavorazione con cui si eseguono le superfici di accoppiamento (ad es. lo stampaggio è meno preciso di una lavorazione alle macchine utensili)
- della dimensione nominale a cui si riferisce l'accoppiamento (al crescere delle dimensioni nominali  $t$ , ovvero *IT*, cresce)

Delle tabelle prescrivono tali valori suddivisi in classi di tolleranza (cercare esempi di tabelle sui libri di testo consigliati!). *L'ordine di grandezza in cui si trovano tali valori va dal  $\mu\text{m}$  al mm*

Usualmente per dimensioni nominali tra 5 e 1000 mm si prescrivono 18 classi di precisione a cui competono 18 gruppi di  $t$  al variare della dimensione nominale.

IT1, IT1, IT3, IT4 : sono le classi di massima precisione (precisione decrescente al crescere del numero) ovvero hanno intervalli tutti dell'ordine del  $\mu\text{m}$ , si ottengono attraverso lavorazioni con macchine di speciali e si adottano per accoppiamenti in strumenti di precisione (ovvero strumenti di misura o macchine utensili).

IT5, IT6 e IT7: sono le classi di lavorazione precisa, corrispondente a rettifica (IT5 e IT6) e tornitura (IT7), siamo sull'ordine della decina di  $\mu\text{m}$ . Si usano per accoppiamenti precisi (IT7 è considerato lo standard per molti accoppiamenti).

IT8, IT9, IT10: sono le classi per accoppiamenti medi (IT8 e IT9) e grossolani (IT10). Le operazioni che realizzano queste precisioni sono le alesature, le forature con trapani, le trafilature.

IT11, IT12, IT13, IT14: sono classi dell'ordine dei decimi o centesimi di mm, si ottengono per stampaggio e fusione e si applicano a corpi che non si accoppiano.



## Scostamenti e modalità di accoppiamento

La definizione delle classi di tolleranza, sebbene assegni l'ampiezza dell'intervallo di variabilità ammesso, non aiuta nella scelta della combinazione più opportuna di tolleranza di albero e foro, sulla base del tipo di accoppiamento da realizzare (con gioco o interferenza).

Per fare ciò occorre definire due nuove grandezze: lo scostamento inferiore e quello superiore. Chiamiamo **scostamento superiore** ( $E_s$ ,  $e_s$ ) la **differenza algebrica** tra il diametro massimo e il valore nominale:

$$E_s = D_{\max} - D_{\text{nom}} \quad \text{ovvero} \quad e_s = d_{\max} - d_{\text{nom}}$$

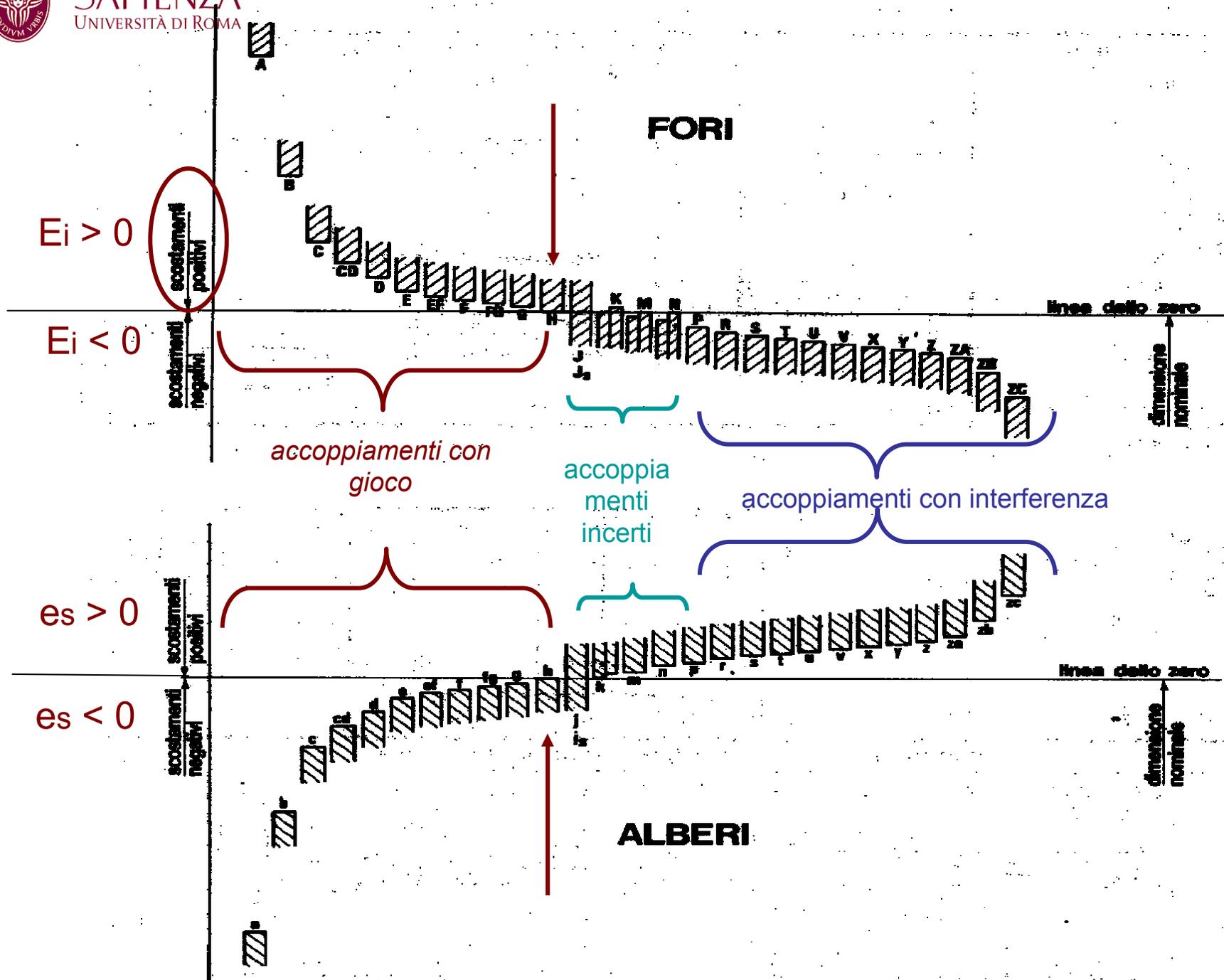
Chiamiamo **scostamento inferiore** ( $E_i$ ,  $e_i$ ) la **differenza algebrica** tra il diametro minimo e il valore nominale:

$$E_i = D_{\min} - D_{\text{nom}} \quad \text{ovvero} \quad e_i = d_{\min} - d_{\text{nom}}$$

Considerando che gli scostamenti possono essere sia positivi che negativi, se si focalizza per i fori lo scostamento inferiore ( $E_i$ ) e per gli alberi lo scostamento superiore ( $e_s$ ), possiamo definire 27 classi di scostamento rappresentabili per via grafica rispetto alla linea dello zero in modo tale da delineare in modo univoco coppie di classi in grado di fare sempre accoppiamento con interferenza, con gioco o incerto (vedi pagina seguente).

Ogni classe di scostamento si indica con una lettera dell'alfabeto (maiuscola per i fori, minuscola per gli alberi).

La classe H (h) corrisponde ad uno  $E_i = 0$  ( $e_s = 0$ ). Le classi da A a H accoppiate con una qualsiasi classe da a ad h producono sempre accoppiamento con gioco perché il  $d_{\max}$  dell'albero è sempre più piccolo del nominale mentre il  $D_{\min}$  del foro è sempre più grande del nominale. Cosa accade da p a zc quando si accoppia con una classe da P a ZC?





## **Assegnazione delle tolleranze: sistemi foro base o albero base**

Attribuire ad un accoppiamento una coppia di lettere significa definire gli scostamenti fondamentali ( $E_i$  ed  $e_s$ ) per la tolleranza del foro e del perno. Associando tale conoscenza alla classe di precisione si è in grado di ricavare in maniera univoca  $E_s/e_i$ , tramite:

$$E_s = IT + E_i$$

$$e_i = e_s - IT$$

Esistono delle tabelle che al variare della dimensione nominale definiscono gli scostamenti fondamentali per ciascuna classe di tolleranza. N.B. gli scostamenti fondamentali sono dell'ordine del  $\mu\text{m}$ .

Per semplificare ancora di più si fissa la qualità di tutti i fori o di tutti gli alberi al valore **H7 / H6** (adottando così il **sistema foro base**) o **h7 / h6** (adottando così il **sistema albero base**). In questo modo si riducono le combinazioni possibili tra classi di tolleranza diverse per albero e foro, andando a favore della semplicità di collaudo e/o fabbricazione (riducendo così i costi).

Adottando un sistema foro base tutti i fori prevedono uno scostamento fondamentale ( $E_i$ ) di classe H (quindi  $D_{\min} = D_{\text{nom}}$ ) ed un  $IT = 7 / 6$  (lavorazione al tornio di buona / buonissima precisione). Per realizzare gioco gli alberi devono avere prescrizioni di tolleranza di classe inclusa tra "a" ed "h", per avere interferenza invece le classi degli scostamenti devono essere prese tra "p" e "zc". Le classi tra "j" ed "n" danno luogo ad accoppiamenti incerti. La classe di precisione usualmente attribuita agli alberi è uguale o un grado più alta dei fori, in considerazione del fatto che le superfici esterne si lavorano con maggiore facilità (e quindi precisione).

Cosa accade adottando il sistema albero base? Quando si ha gioco? Quando interferenza?

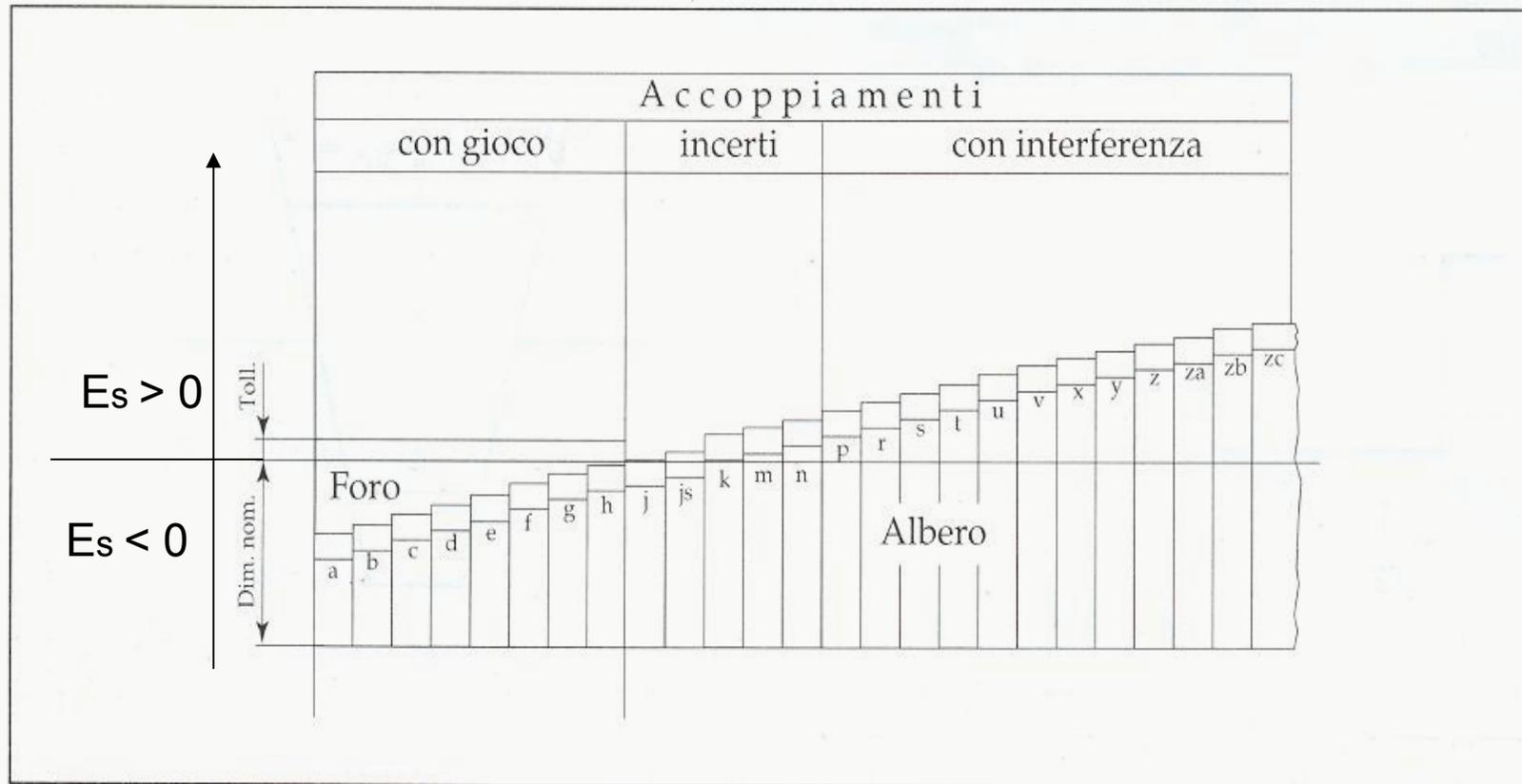


Fig. 47. Combinazione di un foro base H con alberi con posizioni diverse.

(preso da pag. 354 del Chirone  
Tornincasa, vol. 2)



## Esempi di accoppiamenti di uso comune

A seguire si riportano alcuni esempi di accoppiamento basati sul sistema Foro base (cercare sui libri o sui manuali tabelle analoghe per il sistema Albero Base):

H6/g5: gioco, montaggio libero a mano, per corpi rotanti di alta precisione, ad es. alberi rotanti in acciaio bonificati e rettificati in bronzine, mandrini di rettificatrici

H6/h5 o H6/h6: gioco, montaggio di scorrimento a mano, per centraggi ed accoppiamenti di alta precisione scorrevoli assialmente e con moto oscillatorio o rotatorio lento, per es. aste di stantuffi e stantuffi, manicotti portamandrini e mandrini per fresatrici, comandi idraulici di alta precisione, spine di posizionamento.

H6/j5 o H6/j6: accoppiamento incerto, montaggio a mano con leggeri colpi di mazzetta, per accoppiamenti di precisione tra corpi reciprocamente fermi e sfilabili assialmente, per es. ruote di ricambio montate con linguette, perni di centratura

H6/n5: interferenza, montaggio alla pressa o a caldo con la mazzetta, per accoppiamenti bloccati ma senza bloccaggio assiale, per es. ingranaggi con linguetta da smontare raramente, bronzine nel supporto se da smontare con frequenza.

H6/p5: interferenza, montaggio alla pressa o a caldo, per organi calettati senza movimento assiale che devono sopportare grandi carichi, es. bronzine nel supporto quando non devono essere smontabili.



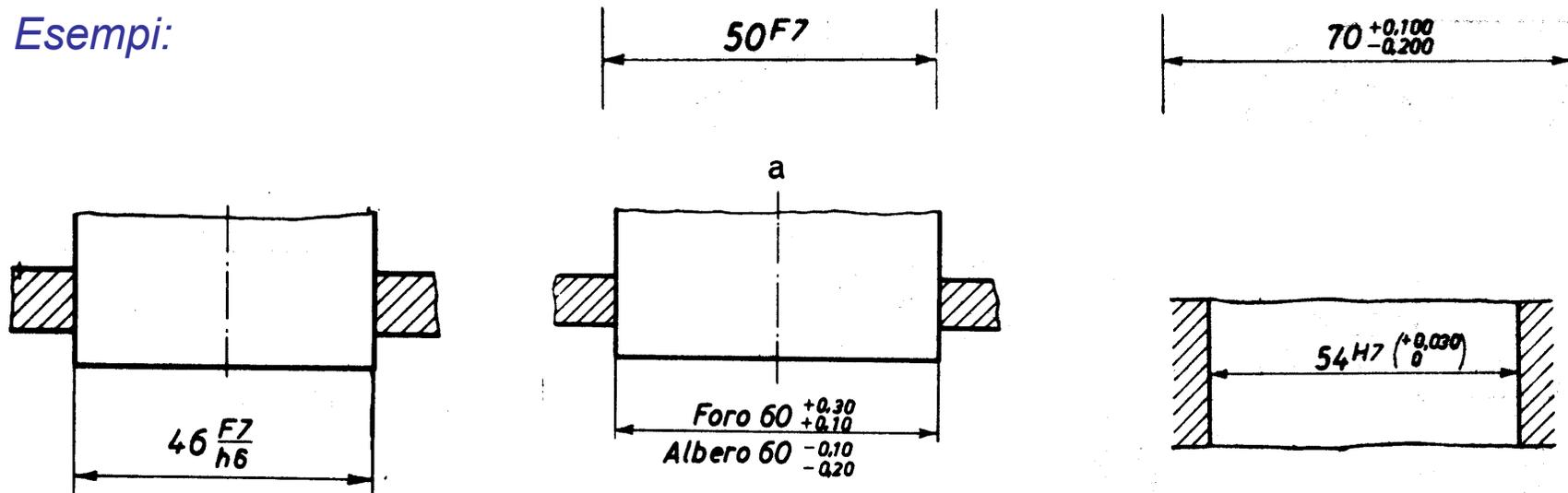
## Tolleranze dimensionali e quotature

Nella quotatura le tolleranze dimensionali si trovano riportate in diversi modi:

1. facendo seguire alla quota nominale come pedice gli scostamenti superiori ed inferiori seguiti dal valore  $\pm$ ;
2. facendo seguire alla quota nominale le classi di tolleranza e precisione prescritti.
3. Mettendo la classe di tolleranza, di precisione più gli scostamenti tra parentesi

Nel primo caso nulla si dice sulla natura dell'accoppiamento, mentre si illustrano subito i valori di fabbricazione accettabili. La quota di tipo 1 è quindi più utile alla fabbricazione (e quindi al progetto esecutivo della singola parte) mentre quella di tipo 2 è più sintetica nello studio degli assiemi, illustrando le condizioni di accoppiamento in corrispondenza delle quote funzionali.

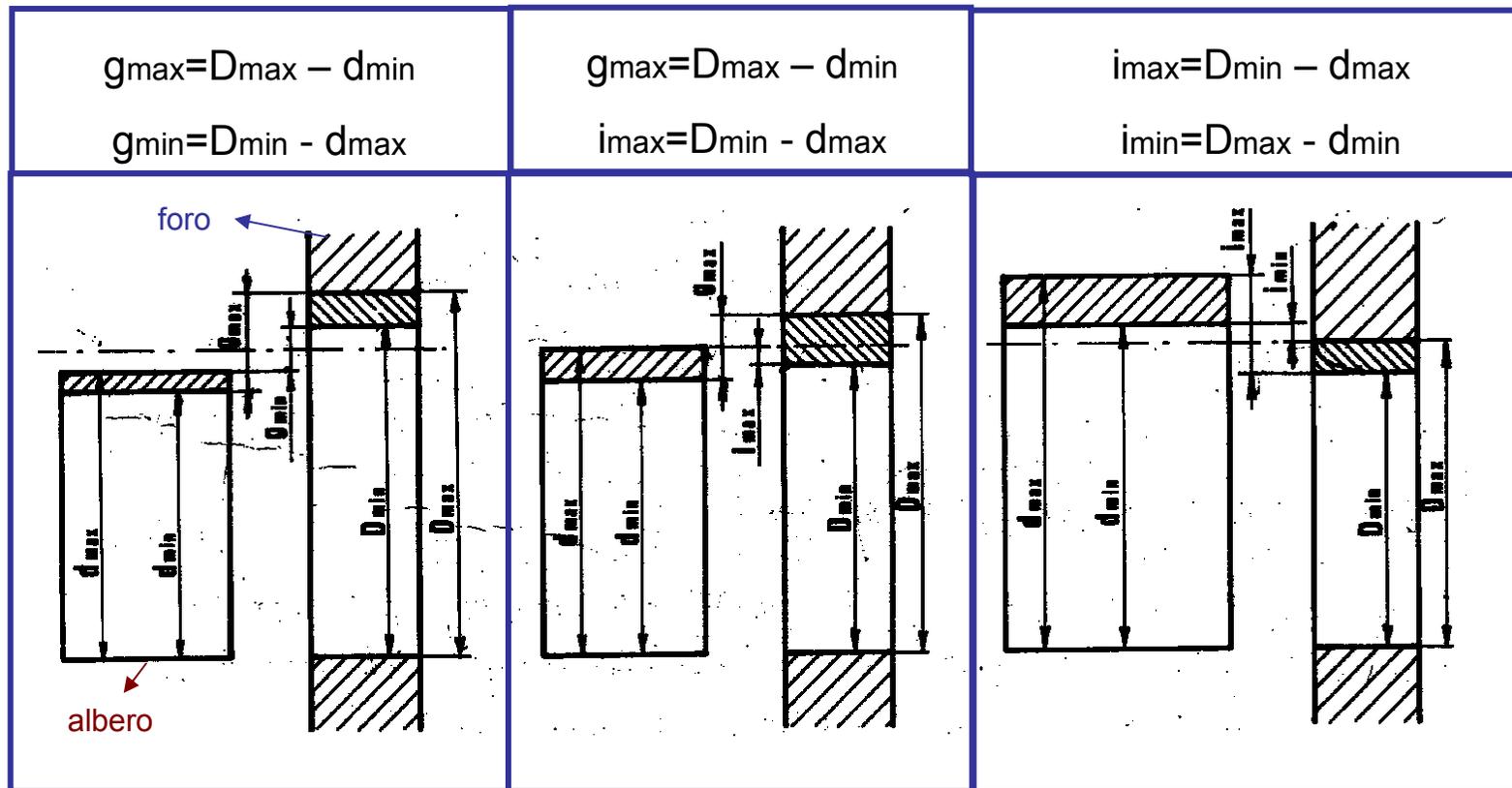
*Esempi:*





## Tolleranze dimensionali e quotature

Quando si studiano gli assiemi e si valutano gli accoppiamenti delle parti, le quotature funzionali sono esaminate nei casi limiti di tolleranza per verificare il corretto funzionamento (analisi delle tolleranze). Esempi di base per l'analisi delle tolleranze di un singolo accoppiamento: negli accoppiamenti con gioco è importante valutare il  $g_{max}$  ed il  $g_{min}$ , per quelli con interferenza l' $i_{max}$  e l' $i_{min}$ , nel caso degli accoppiamenti incerti si ricerca la  $g_{max}$  e la  $i_{max}$ .



Accoppiamento con gioco

Accoppiamento incerto

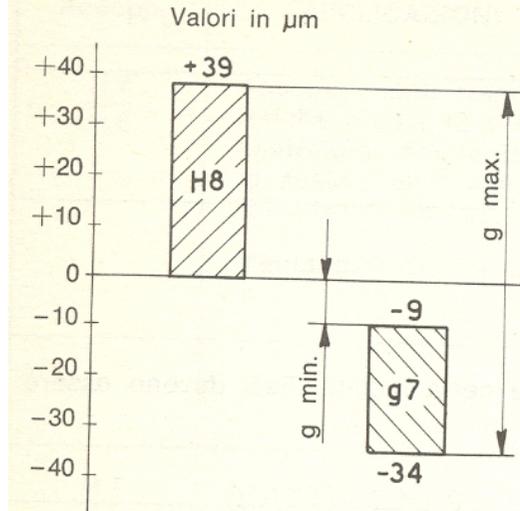
Accoppiamento con interferenza



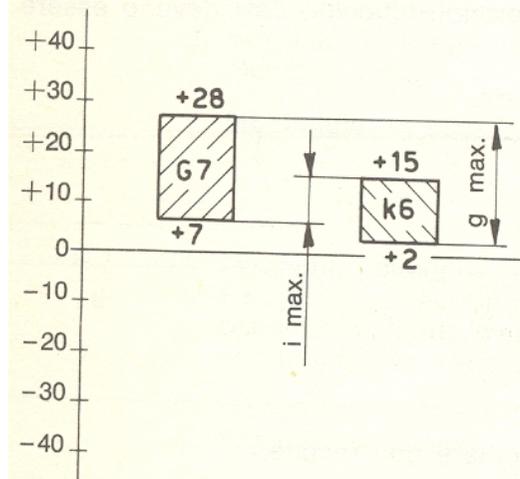
## Esempio di calcolo delle condizioni minime e massime di tolleranza a partire dalla prescrizione di accoppiamento

$D = \text{dato}$

$D + T = \text{dato desunto da tabella}$



- Accoppiamento: 45 H 8 / g 7**
- $D \rightarrow$  Dimensione nominale: 45 mm
  - $D + T \rightarrow$  Tolleranza fondamentale foro IT 8 =  $39 \mu\text{m} = 0,039 \text{ mm}$
  - $D \rightarrow$  Scostamento fondamentale foro H:  $E_i = 0$   
Scostamento superiore foro:  $E_s = E_i + IT 8 = 0 + 39 = 39 \mu\text{m} = 0,039 \text{ mm}$
  - $D + T \rightarrow$  Tolleranza fondamentale albero IT 7:  $25 \mu\text{m} = 0,025 \text{ mm}$
  - $D + T \rightarrow$  Scostamento fondamentale albero g:  $e_s = -9 \mu\text{m} = -0,009 \text{ mm}$   
Scostamento inf. albero:  $e_i = e_s - IT = -9 - (+25) = -34 \mu\text{m} = -0,034 \text{ mm}$
  - Gioco minimo:  $g \text{ min} = 9 \mu\text{m} = 0,009 \text{ mm}$
  - Gioco massimo:  $g \text{ max} = 73 \mu\text{m} = 0,073 \text{ mm}$

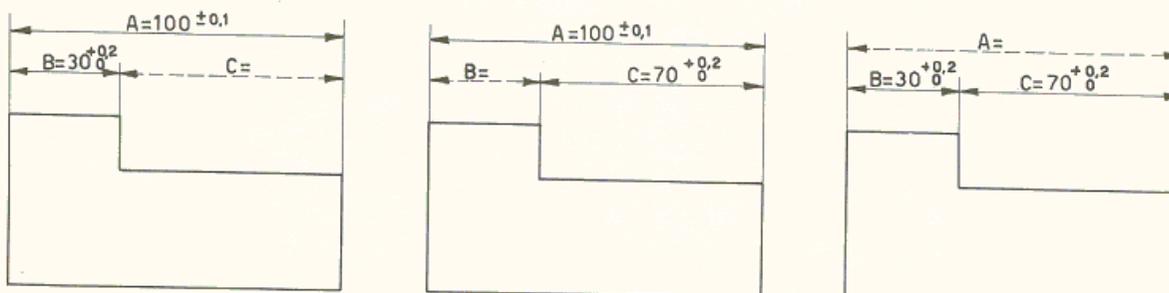


- Accoppiamento: 30 G 7 / k 6**
- Dimensione nominale: 30 mm
  - Tolleranza fondamentale foro IT 7:  $21 \mu\text{m} = 0,021 \text{ mm}$
  - Scostamento fondamentale foro G:  $E_i = +7 \mu\text{m} = +0,007 \text{ mm}$
  - Scostamento sup. foro:  $E_s = E_i + IT 7 = 21 + 7 = 28 \mu\text{m} = 0,028 \text{ mm}$
  - Tolleranza fondamentale albero IT 6:  $13 \mu\text{m} = 0,013 \text{ mm}$
  - Scostamento fondamentale albero k:  $e_i = +2 \mu\text{m} = +0,002 \text{ mm}$
  - Scostamento super. albero:  $e_s = e_i + IT 6 = 2 + 13 = 15 \mu\text{m} = 0,015 \text{ mm}$
  - Gioco massimo:  $26 \mu\text{m} = 0,026 \text{ mm}$
  - Interferenza massima:  $8 \mu\text{m} = 0,008 \text{ mm}$

## Tolleranze dimensionali e quotature

Per quanto riguarda le quotature funzionali si ricorda che a seconda dell'uso del pezzo si possono avere più di un modo per disporre le quote. Se si riportano solo le quote nominali le quote derivate, qualunque sia la disposizione sono uguali, se si riportano le tolleranze invece disposizioni diverse portano ad intervalli di tolleranza diversi!

Per avere un esempio si riporta una illustrazione presa da "disegno Meccanico" di Manfè, Pozza, Scarato.



$$\begin{aligned} C_{\max} &= A_{\max} - B_{\min} \\ C_{\min} &= A_{\min} - B_{\max} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 100,1 - 30 = 70,1 \\ C_{\min} &= 99,9 - 30,2 = 69,7 \end{aligned}$$

$$C = 70 \begin{matrix} +0,1 \\ -0,3 \end{matrix}$$

$$\begin{aligned} B_{\max} &= A_{\max} - C_{\min} \\ B_{\min} &= A_{\min} - C_{\max} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{\max} &= 100,1 - 70 = 30,1 \\ B_{\min} &= 99,9 - 70,2 = 29,7 \end{aligned}$$

$$B = 30 \begin{matrix} +0,1 \\ -0,3 \end{matrix}$$

$$\begin{aligned} A_{\max} &= B_{\max} + C_{\max} \\ A_{\min} &= B_{\min} + C_{\min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{\max} &= 30,2 + 70,2 = 100,4 \\ A_{\min} &= 30 + 70 = 100 \end{aligned}$$

$$A = 100 \begin{matrix} +0,4 \\ 0 \end{matrix}$$

Ciò conferma che i tre sistemi di quotatura **non sono equivalenti**.

Inoltre, supponendo che le quote risultanti ottenute siano effettivamente indicate sul disegno, è facile constatare che, per ogni esempio presentato, possono essere accettati al collaudo pezzi le cui dimensioni sono del tutto fuori tolleranza.

Misurando, ad esempio, A e C, si potrà trovare:

$$\begin{array}{r} A_{\max} = 100,1 \\ - C_{\min} = 69,7 \\ \hline B_{\max} = 30,4 \end{array}$$

$$\begin{array}{r} A_{\min} = 99,9 \\ - C_{\max} = 70,1 \\ \hline B_{\min} = 29,8 \end{array}$$

Misurando, ad esempio, A e B, si potrà trovare:

$$\begin{array}{r} A_{\max} = 100,1 \\ - B_{\min} = 29,7 \\ \hline C_{\max} = 70,4 \end{array}$$

$$\begin{array}{r} A_{\min} = 99,9 \\ - B_{\max} = 30,1 \\ \hline C_{\min} = 69,8 \end{array}$$

Misurando, ad esempio, B ed A, si potrà trovare:

$$\begin{array}{r} A_{\max} = 100,4 \\ - B_{\min} = 30 \\ \hline C_{\max} = 70,4 \end{array}$$

$$\begin{array}{r} A_{\min} = 100 \\ - B_{\max} = 30,2 \\ \hline C_{\min} = 69,8 \end{array}$$



Queste considerazioni introducono il problema dell'ottimizzazione (o allocazione) delle tolleranze durante la fase di progetto esecutivo.

Durante il progetto degli assiemi si stabiliscono le condizioni di gioco necessarie al corretto funzionamento, queste si possono riferire ad una specifica quota funzionale ma non alle altre, resta quindi il problema di allocare al meglio (ovvero nel modo più economico e in grado di garantire il corretto funzionamento) le altre quote della catena funzionale.