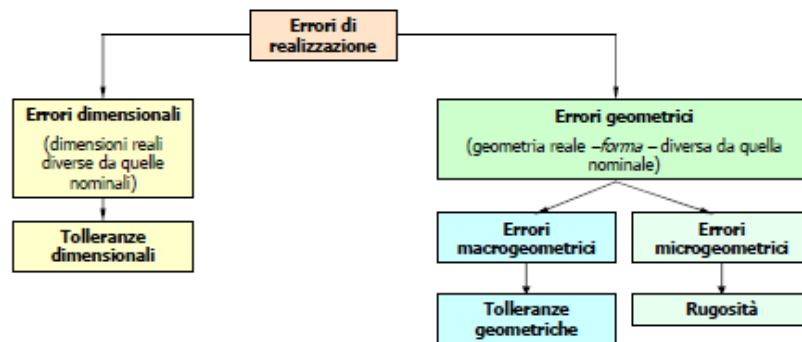


LE TOLLERANZE DI LAVORAZIONE

La forma e le dimensioni di un oggetto a disegno rappresentano delle condizioni ideali: le macchine reali risentono nella realizzazione di inevitabili errori sia geometrici che dimensionali.



D'altra parte ciò che il progettista si propone è che la macchina risponda a specifiche funzionalità, quindi non ci interessa creare macchine perfette ma basta essere a conoscenza della portata degli errori commessi in modo da non pregiudicare il funzionamento della macchina.

Le tolleranze di lavorazione precisano il marginale di errore concesso nella realizzazione di ciascuno degli elementi che compongono una macchina.

L'utilizzo delle tolleranze è finalizzato a garantire il corretto accoppiamento dei componenti. Dati due pezzi progettati in modo da accoppiarsi tra loro (immaginiamo foro cilindrico e parte cilindrica), l'accoppiamento può avvenire in due diversi modi:

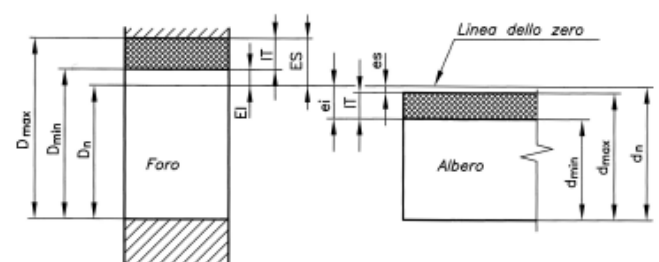
- **AGGIUSTAGGIO:** i pezzi da montare sono lavorati assieme ed adattati al momento del montaggio. Nel caso si tratti di costruire un numero limitato di macchine, queste operazioni permettono di evitare costose e complesse tecnologie necessarie per ottenere pezzi a elevata precisione.
- **INTERCAMBIABILITÀ:** i pezzi da montare sono prodotti in quantità prefissate (lotti) e l'accoppiamento deve avvenire comunque tra pezzi scelti casualmente. In questo modo si possono produrre pezzi in luoghi e tempi diversi, sostituire i pezzi rotti ed evitare gli aggiustaggi ma bisogna definire limiti di variabilità per le dimensioni e la forma dei componenti, ovvero bisogna dare delle tolleranze.

1.DEFINIZIONI FONDAMENTALI

- **ALBERO:** parte piena (es:perno cilindrico) le cui grandezze si indicano con lettera minuscola;
- **FORO:** parte vuota (es:foro cilindrico) le cui grandezze si indicano con lettera maiuscola;
- **DIMENSIONI NOMINALI (D_N, d_n):** dimensione teorica indicata sul disegno dalla quota;
- **DIMENSIONE EFFETTIVA (D, d):** sono le dimensioni reali, in genere diverse per pezzi uguali;
- **DIMENSIONI MASSIMA E MINIMA (D_{max}, D_{min}):** sono le dimensioni massima e minima ammissibili per ogni quota (non sono necessariamente una maggiore e una minore della dim. nominale);
- **CAMPO DI TOLLERANZA ($IT=d_{max}-d_{min}$, $IT=D_{max}-D_{min}$):** differenza tra dimensione massima e minima. Se le dimensioni del pezzo rientrano tra quelle massima e minima si dice che il pezzo è in tolleranza e può essere usato.
- **SCOSTAMENTO SUPERIORE ($s_f = D_{max} - D_n$; $s_a = d_{max} - d_n$):** differenza tra dimensione massima e quella nominale;
- **SCOSTAMENTO INFERIORE ($i_f = D_{min} - D_n$, $i_a = d_{min} - d_n$):** differenza tra dimensione minima e quella nominale;
- **LINEA DELLO ZERO:** linea a uno degli estremi della dimensione nominale che fa da riferimento.

In base alle definizioni date si osserva che i limiti di variabilità dimensione (tolleranza dimensionale) sono univocamente determinati quando si sono assegnati:

1. L'ampiezza del campo di tolleranza;
2. Uno dei due scostamenti (posizione del campo di tolleranza);



2.SISTEMA DI TOLLERANZE ISO

Il sistema di tolleranze ISO si basa sulla definizione di:

- Una unità di tolleranza, funzione della dimensione da tollerare
- Un certo numero di qualità di lavorazione a ognuna delle quali corrisponde un campo di tolleranza multiplo dell'unità di tolleranza;
- Un certo numero di possibili posizioni del campo di tolleranza rispetto alla linea dello zero

Il sistema ISO prevede due campi di dimensioni, divisi in gruppi di dimensioni:

1. Fino a 500mm
2. Da 500mm a 3150mm

DIMENSIONE FINO A 500mm

Per questo campo di dimensioni le qualità di lavorazione definite dall'ISO sono 19 denominate IT01-IT0-IT1-...-IT17 e si riferiscono a lavorazione che partendo dalla 01 sono sempre meno precise:

- IT0-IT4 alberi, IT0-IT5fori: estrema precisione;
- IT5-IT11 alberi, IT6-IT11 fori: qualità normali lavorazioni meccaniche con asportazione di truciolo;
- IT12-IT17: poca precisione, sono usate per lavorazioni su pezzi che non devono essere accoppiati.

Per le qualità di lavorazione di maggiore interesse pratico (IT5-IT17) l'unità di tolleranza si definisce così:

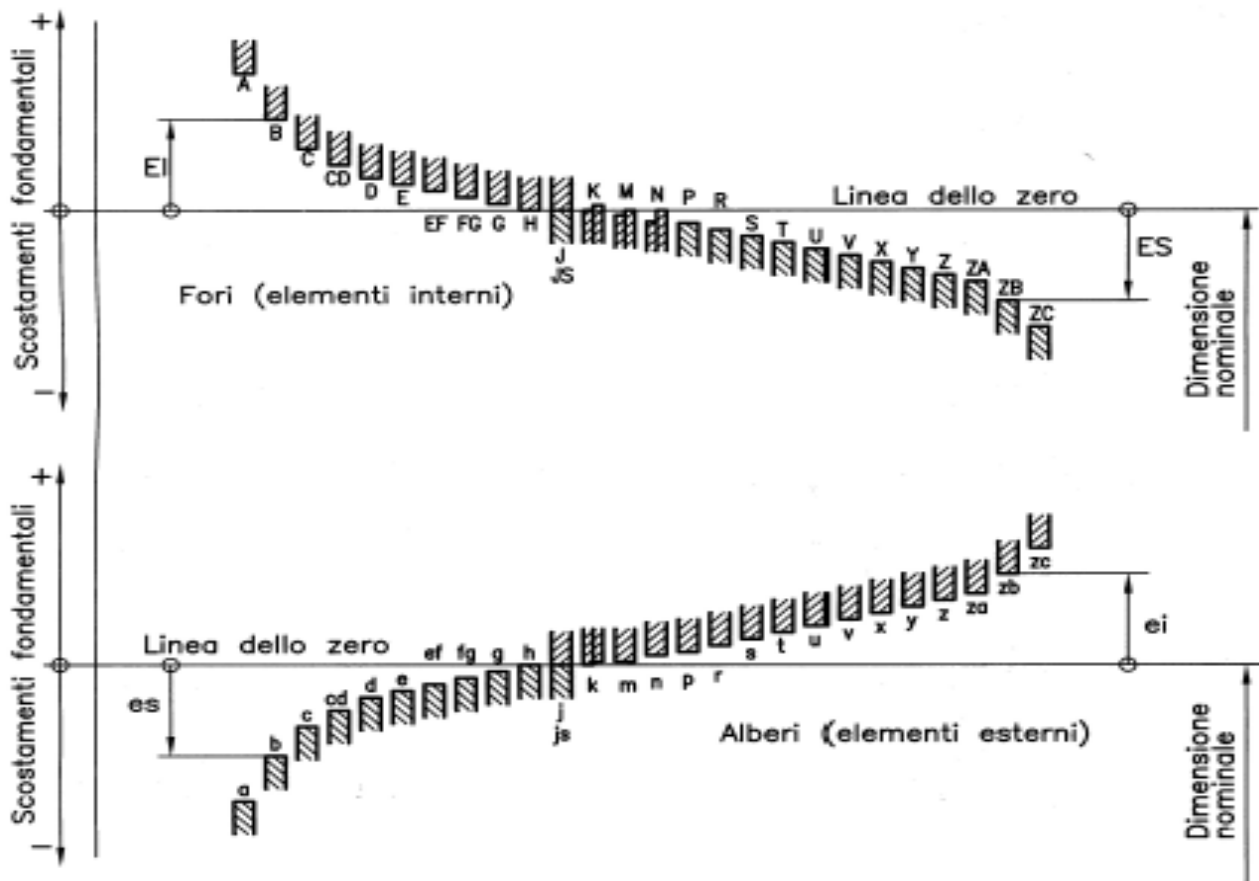
$$i=0.45 D^{1/3}+D/1000$$

(D=media geometrica degli estremi del gruppo di dimensione a cui appartiene in mm, in questo modo si evita di calcolare illimitate unità di tolleranza perché il loro numero diventa pari a quello dei gruppi di dimensioni in cui è diviso l'intervallo 0-500mm; i è espresso in μm).

Stabilita la qualità di lavorazione è possibile calcolare l'ampiezza del campo di tolleranza: dalla IT5 alla IT17 corrispondono a ciascuna qualità campi di tolleranza in ampiezza crescente, misurati in multipli interi di i, secondo la serie R5 dei numeri normali (in progressione geometrica di ragione 1.6).

Rimane da definire la posizione del campo di tolleranza rispetto alla linea dello zero, cosa che si fa definendo la posizione di uno dei due scostamenti (sup o inf) che verrà detto SCOSTAMENTO FONDAMENTALE. La normativa ISO prevede 28 possibili posizioni del campo di tolleranza rispetto alla linea dello 0, ciascuna individuata da lettere maiuscole da A a ZC per i fori, e con lettere minuscole da "a a zc", per gli alberi. Queste posizioni sono rappresentate schematicamente in figura. La tabella UNI 1093 fornisce i valori degli scostamenti fondamentali per le varie posizioni (A-ZC) e per i gruppi di dimensioni.

| Qualità di lavorazione | Campo di tolleranza |
|------------------------|---------------------|
| IT 5 | 7i |
| IT 6 | 10i |
| IT 7 | 16i |
| IT 8 | 25i |
| IT 9 | 40i |
| IT 10 | 64i |
| IT 11 | 100i |
| IT 12 | 160i |
| IT 13 | 250i |
| IT 14 | 400i |
| IT 15 | 640i |
| IT 16 | 1000i |
| IT 17 | 1600i |



Si possono fare le seguenti osservazioni:

- FORI
 - Le posizioni da A a C hanno come scostamento fondamentale quello inferiore, che è sempre positivo, per cui questi fori hanno dimensione effettiva sempre maggiore di quella nominale;
 - La posizione H ha come scostamento fondamentale quello inferiore ma il suo valore è nullo;
 - Le posizioni da J a ZC hanno come scostamento fondamentale quello superiore; per le posizioni da N a Zc è sempre negativo, mentre per quelle da J a N può essere positivo o nullo.
- ALBERI:
 - Le posizioni da a a g hanno come scostamento fondamentale quello superiore, che è sempre negativo per cui gli alberi relativi a tale posizione hanno dimensione effettiva sempre inferiore della nominale;
 - La posizione h ha come scostamento fondamentale quello superiore che però è nullo;
 - Le posizioni da j a zc hanno come scostamento fondamentale quello inferiore; per le posizioni da m a zc è sempre positivo, mentre per quelle da j a k può essere negativo o nullo.
- ENTRAMBI:
 - Per le posizioni J_s e j_s non è definito lo scostamento fondamentale perché lo scostamento inferiore e superiori di ciascuna di esse sono disposti simmetricamente rispetto alla linea dello zero;
 - Mentre per gli alberi gli scostamenti fondamentali si mantengono costanti al variare della qualità, eccetto per le posizioni da j a k, per i fori questa regola vale solo da A ad H.

DIMENSIONE DA 500mm A 3150mm

Le qualità di lavorazione previste per questo campo di dimensioni sono 11 dalla IT6 alla IT16.

- L'unità di tolleranza si calcola mediante la formula: $I=0.004D+2.1$ (con D e I definiti come prima)
- L'ampiezza del campo di tolleranza in funzione della qualità di lavorazione e dell'unità di tolleranza è definita in modo analogo al precedente campo di dimensioni.
- Gli scostamenti fondamentali per le posizioni da A a H per i fori e da a ad h per gli alberi si trovano, rispetto alla linea dello 0, in posizione analoga a quanto già visto nel precedente campo dimensionale.

ESERCIZI

1. Determinare gli scostamenti limite per la dimensione tollerata 100 G7.

Si tratta di un foro (lettera maiuscola) la cui dimensione cade nel gruppo di dimensioni da 80 a 120 per cui $D=\sqrt{80 \times 120}=98 \rightarrow i=0.45 \times 98^{1/3}+98/1000=2.17 \mu\text{m}$ (micrometro $1 \mu\text{m}=10^{-6}\text{m}$). Dalla tabella iniziale si ricava che alla qualità IT7 corrisponde un campo di tolleranza pari a 16i, per cui $IT7=2.17 \times 16=35 \mu\text{m}$. Dalla tabella delle colonnine si ricava che lo scostamento fondamentale per la posizione G è quello inferiore e dalle tabelle numeriche si ricava che per il campo di dimensione G e l'ampiezza del campo di tolleranza 7 gli scostamenti superiore e inferiore sono $+47 +12 (\mu\text{m})$. In definitiva la quota tollerata risulta $100 G7^{+0.047}_{+0.012}$.

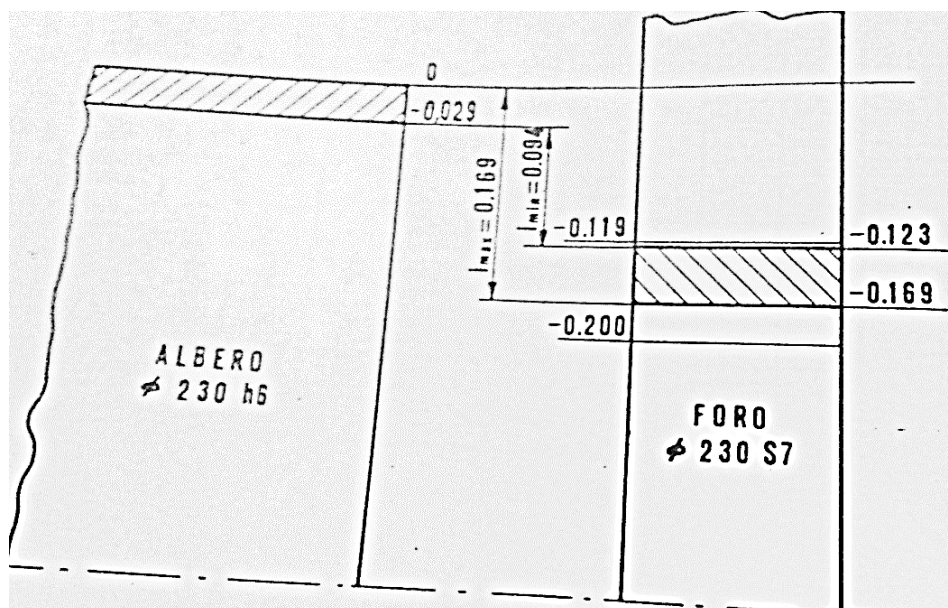
2. Tollerare il diametro di un foro nel quale si debba forzare un albero la cui dimensione è 230 h6 in modo che sia assicurata un'interferenza compresa fra 90-200 μm .

Dalle tabelle numeriche si ricava che lo scostamento inferiore dell'albero è -0.029mm mentre quello superiore è nullo essendo la posizione h. Usando le formule per l'accoppiamento con interferenza abbiamo che gli scostamenti del foro dovranno essere compresi tra:

$if(\text{max})=sa-imax=0-0.200=-0.200\text{mm}$, $sf(\text{min})=ia-imin=-0.029-0.090=-0.119\text{mm}$.

Dalla tabella numerica risulta che uno dei fori con questi requisiti è quello (ricordando che il diametro nominale deve essere uguale 230 $S7^{+0.123}_{-0.169}$).

Controlliamo se i valori di interferenza rientrano nei limiti: $imin=ia-ss=0.029-(-0.123)=0.094\text{mm}$
 $imax=sa-if=0-(-0.169)=0.169\text{mm}$.



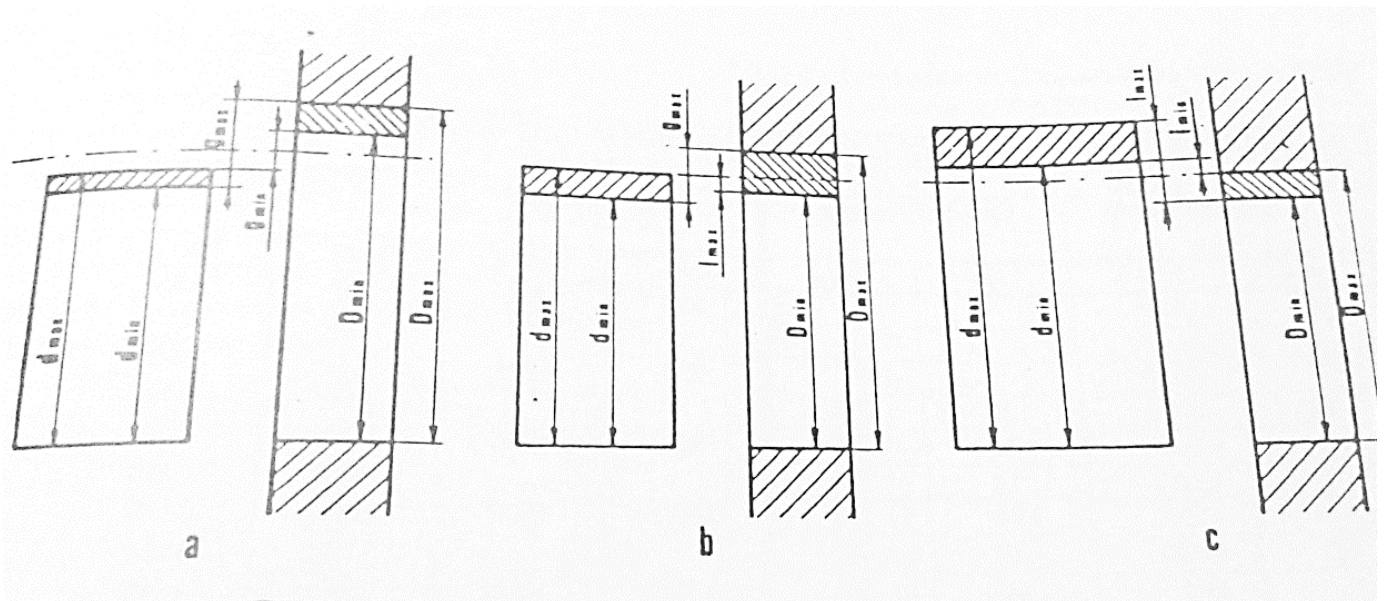
3.ACCOPPIAMENTI

Per accoppiamento si intende una situazione di montaggio tra due componenti (albero e foro) di uguale dimensione nominale e diversa tolleranza. Un accoppiamento viene indicato riportando:

- La dimensione nominale comune ai due pezzi;
- I simboli relativi alla tolleranza del foro e alla tolleranza dell'albero (es: $\varnothing 60 \text{ G7/g6}$).

A seconda delle tolleranze assegnate un accoppiamento può essere dei seguenti tipi:

- **CON GIOCO:** La dimensione massima ammissibile dell'albero è minore della dimensione minima ammissibile del foro. In questo caso il campo di tolleranza del foro sta completamente sopra quello dell'albero. Presi albero e foro casuali in tolleranza, l'albero ha dimensione effettiva sempre minore di quella del foro, quindi i pezzi si accoppiano liberamente. I valori massimo e minimo del gioco sono:
 - $G_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = (D_n + sf) - (D_n + ia) = sf - ia$
 - $G_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = (D_n + if) - (D_n + sa) = if - sa$
- **CON INTERFERENZA:** la dimensione minima dell'albero è maggiore della dimensione massima del foro. In questo caso il campo di tolleranza del foro sta completamente sotto quello dell'albero. Presi albero e foro casuali in tolleranza, l'albero ha dimensione effettiva sempre maggiore di quella del foro, quindi i pezzi si accoppiano solo mediante forzamento. I valori massimo e minimo dell'interferenza sono:
 - $I_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = (D_n + ia) - (D_n + sf) = ia - sf$
 - $I_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = sa - if$
- **INCERTO:** c'è sovrapposizione tra le zone di tolleranza. L'accoppiamento tra un albero e un foro scelti a caso fra due lotti può essere con gioco o con interferenza, ma non è possibile stabilirlo a priori. Si definiscono i seguenti limiti:
 - $G_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = sf - ia$
 - $I_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = (D_n + sa) - (D_n + if) = sa - if$



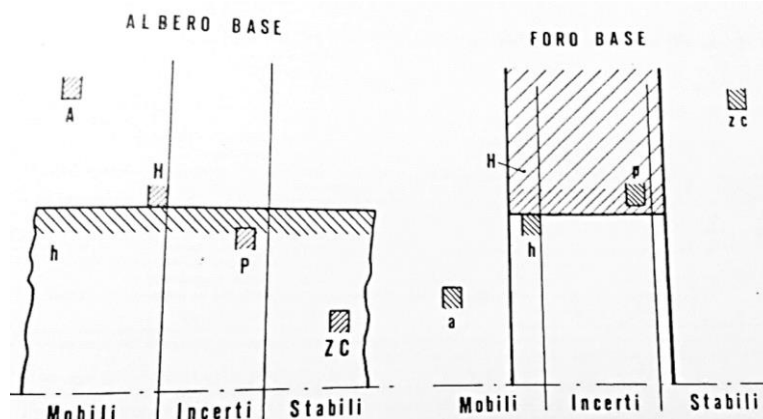
ACCOPPIAMENTI UNIFICATI

Per conferire determinate caratteristiche ad un accoppiamento (STESSE DIMENSIONI NOMINALI) si può scegliere, in teoria, tra un numero elevatissimo di coppie albero-foro: è sufficiente che le ampiezze e le posizioni relative dei campi di tolleranza siano le stesse perché tali risultino anche le caratteristiche di accoppiamento.

Nella pratica però è conveniente riferirsi a coppie particolari e di generale impiego; per questo sono stati introdotti due sistemi unificati di accoppiamento detti ALBERO BASE e FORO BASE. Per ciascuno di essi si prende come fissa la posizione con scostamento fondamentale nullo (h per sistema albero base e H per sistema foro base).

La scelta della posizione del campo di tolleranza dell'altro elemento definisce le caratteristiche dell'accoppiamento:

- SISTEMA ALBERO BASE:
 - Posizioni dei fori da A ad H: gioco;
 - Posizione dei fori da Js a N: incerto;
 - Posizione dei fori da P a ZC: interferenza.
- SISTEMA FORO BASE:
 - Posizioni degli alberi da a ad h: gioco;
 - Posizioni degli alberi da js a n: incerto;
 - Posizioni degli alberi da p a zc: interferenza.



I vantaggi che comportano i due sistemi sono:

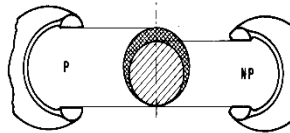
- SISTEMA ALBERO BASE: permette di usare un minor numero di calibri esterni (a forcina) per controllare gli alberi e un maggior numero di calibri a tampone (meno costosi) per controllare i fori;
- SISTEMA FORO BASE: permette di risparmiare sul numero di alesatori fissi per finire i fori (bastano quelli in posizione H).

Immagini di accoppiamenti raccomandati (1foro-base, 2albero-base):

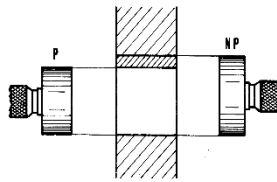
| PRECISIONE | LIBERO | MOBILE DI SCORRIMENTO | BLOCCATO LEGGERO | BLOCCATO SERRATO |
|------------|---|--|---|---|
| ALTA | H6/g5 Parti rotanti lubrificate; acciaio bonificato rettificato | H6/h5 Accoppiamento di centratura lubrificato internamente | H6/n5 Parti non bloccate assialmente (vincolo torsionale linguetta o profili scanalati) | H6/p5 Parti da considerarsi un sol pezzo |
| BUONA | H7/g6 Accoppiamenti rotanti con buona centratura; lubrificazione mediocre | H6/h6 Alberi veloci poco caricati | H7/n6 Parti bloccate assialmente (senza linguetta o scanalato); buona centratura | H7/r6 Trasmissione con carichi assiali e torsionali senza linguette o scanalati |
| MEDIA | H7/f7 Accoppiamenti rotanti veloci; centratura imperfetta | H7/h6 Centratura di scorrimento; comandi idraulici di precisione | H8/n8 Ingranaggi di forza da smontare raramente | |
| GROSSOLANA | H11/d11 Macchine agricole; apparati di sollevamento; organi esposti ad intemperie | H8/f8; H8/h8 Accoppiamenti rotanti in genere con bassi carichi e limitate esigenze di centratura | | |
| ALTA | | | M6/h6 Smontabile senza forte pressione con vincolo rotatorio e di scorrimento assiale | |
| BUONA | | H6/h6 Parti con movimento relativo; alberi veloci lubrificati | J6/h6 Senza scorrimento assiale relativo | N6/h7 Smontabile con forte pressione |
| MEDIA | E8/h7; F8/h8; H9/h8 Parti scorrevoli con gioco abbondante | F8/h7 Movimento relativo con gioco sensibile | | |
| GROSSOLANA | D10/h8 Parti scorrevoli con gioco abbondante senza esigenze di precisione | | | |

CONTROLLO DELLE DIMENSIONI

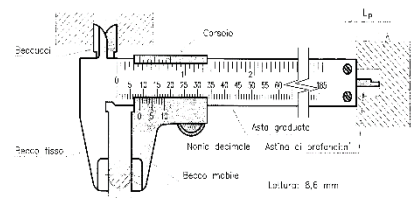
Il controllo delle dimensioni tollerate viene fatto mediante calibri fissi del tipo P-NP (passa non passa) sia per interni, che per esterni. Un solo calibro può essere utilizzato per controllare una sola dimensione nominale con un ben preciso campo di tolleranza. Per questo, quando il numero delle dimensioni tollerate diverse fra loro è elevato, il controllo deve essere fatto con calibri mobili, che sono più costosi e lenti ma più versatili.



Calibro differenziale fisso del tipo a forcella per controllo di dimensioni esterne. L'albero è in tolleranza se **entra nel lato passa e non entra nel lato non passa**.



Calibro differenziale fisso del tipo a tampone per controllo di dimensioni interne. Il foro è in tolleranza se il tampone **entra dal lato passa e non entra dal lato non passa**.



Calibro mobile del tipo a corsoio. È possibile effettuare misure di dimensioni esterne, interne e di profondità.



Micrometro del tipo a vite. È possibile effettuare misure di dimensioni esterne (esistono anche per interni e per misure di profondità). È più preciso del calibro a corsoio.

CONSIDERAZIONI

- Poiché è più facile rettificare un albero che un foro, nella scelta degli accoppiamenti, in particolare per quelli incerti e con interferenza, conviene attribuire al foro una qualità superiore, di solito quella immediatamente superiore, a quella dell'albero.
- Per campi di tolleranza molto stretti le caratteristiche di accoppiamento sono influenzate dalla finitura superficiale, quindi vanno riportati sul disegno i valori di rugosità della superficie.

INDICAZIONE DELLE TOLLERANZE

Sul disegno le quote tollerate si riportano facendo seguire il numero che indica la dimensione nominale dalla lettera che definisce il campo di tolleranza e dal numero che precisa la qualità di lavorazione. Spesso si riportano, indicati fra parentesi ed espressi in mm, gli scostamenti superiore e inferiore.

Quando il campo di tolleranza è definito senza riferimento alle norme ISO gli scostamenti, in mm, vengono indicati immediatamente a destra della dimensione nominale.

Nella quotatura dei particolari è opportuno che l'indicazione della tolleranza sia limitata a quelle quote per le quali è necessaria. Quelle quote per le quali non si ritiene di dover indicare una specifica tolleranza rientrano nelle tolleranze generali di lavorazione in rapporto alla tecnologia impiegata.

Per pezzi ottenuti con lavorazione per asportazione di truciolo si fa riferimento alla tabella UNI 5307 nella quale sono previsti gli scostamenti ammissibili per i vari gruppi di dimensioni nominali con tre gradi di precisione. Il richiamo a questa tabella si fa mettendo sul disegno, nell'apposito spazio previsto nel riquadro delle iscrizioni, una nota del tipo "Quote senza indicazione di tolleranza: grado di precisione medio UNI 5307".

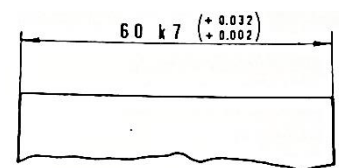


Fig. 6.8

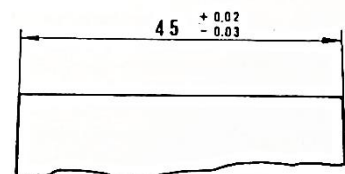
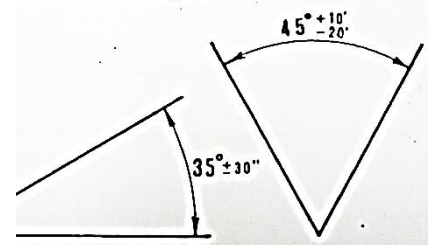


Fig. 6.9



| Gruppo di dimensioni (*) | Misure lineari | | | Misure angolari |
|--------------------------|---------------------|---------|-----------|-----------------------------|
| | Grado di precisione | | | Tutti i gradi di precisione |
| | grossolano C | medio M | preciso F | |
| fino a 6 | ±0,2 | ±0,1 | ±0,05 | ±1° |
| oltre 6 a 30 | ±0,5 | ±0,2 | ±0,1 | ±30' |
| oltre 30 a 120 | ±0,8 | ±0,3 | ±0,15 | ±20' |
| oltre 120 a 315 | ±1,2 | ±0,5 | ±0,2 | ±10' |
| oltre 315 a 1000 | ±2 | ±0,8 | ±0,3 | |
| oltre 1000 a 2000 | ±3 | ±1,2 | ±0,5 | |
| oltre 2000 a 4000 | ±4 | ±2 | - | |
| oltre 4000 | ±5 | ±3 | - | |

(*) Per le misure angolari va considerato il lato più corto dell'angolo.

SERIE E CATENE DI QUOTE TOLLERATE

Due o più quote tollerate consecutive e disposte nella stessa direzione, se relative allo stesso pezzo, costituiscono una **SERIE DI QUOTE TOLLERATE**, mentre se relative a più pezzi da accoppiare costituiscono una **CATENA DI QUOTE TOLLERATE**.

In ambedue i casi è importante riuscire a valutare la quota tollerata risultante nella prospettiva di una corretta analisi del montaggio e del funzionamento dei vari organi di macchina. Per calcolare la quota risultante di una serie o catena di quote tollerate si può procedere nel modo seguente:

1. Si prende come origine un estremo della quota risultante e si assuma, nella direzione delle quote, come positivo il verso in cui tale quota viene percorsa;
2. Si percorrano partendo dall'origine tutte le quote della catena fino a giungere all'altro estremo;
3. Chiamiamo:
 - a. q_+ i valori nominali di tali quote percorse nel verso positivo e q_- quelli delle quote percorse in senso negativo;
 - b. s_{q+} s_{q-} i_{q+} i_{q-} gli scostamento superiori e inferiori di tali quote;
 - c. t i campi di tolleranza di tali quote.
4. Riguardo alla quota risultante si ha che
 - a. il valore nominale della quota Q è dato dalla somma algebrica delle singole quote considerando negative le quote percorse in verso negativo: $Q = (\sum q_+) + (\sum q_-)$
 - b. L'ampiezza del campo di tolleranza T è uguale alla somma dei campi di tolleranza parziali: $T = \sum t$
 - c. Gli scostamenti superiore S e inferiore I sono dati da: $S = \sum s_{q+} - \sum s_{q-}$ $I = \sum i_{q+} - \sum i_{q-}$

ESERCIZIO

Un pattino di sezione a T deve scorrere in una guida di sezione a U. Se i due elementi hanno le dimensioni tollerate indicate in figura, quanto vale il gioco che rimane sul fondo?

Si tratta di determinare la quota tollerata Q .

Posta l'origine in uno degli estremi della quota Q si assume come verso positivo quello verso l'altro estremo, verso l'alto nel nostro caso, e si percorrono le varie quote della catena fino a giungere all'altro estremo.

Risultano positive 2-3 negative 1-4, quindi:

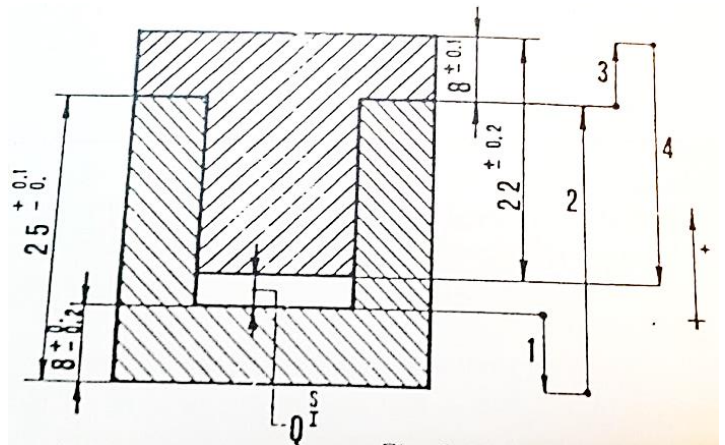
$$Q = (\sum q_+) + (\sum q_-) = (8 + 25) + (-8 - 22) = 3$$

$$T = \sum t = 0.2 + 0.1 + 0.2 + 0.4 = 0.9$$

$$S = \sum s_{q+} - \sum s_{q-} = (0.1 + 0.1) - (-0.2 - 0.2) = 0.6$$

$$I = \sum i_{q+} - \sum i_{q-} = (0 - 0.1) - (0 + 0.2) = -0.3$$

Per cui la quota tollerata è $3^{+0.6}_{-0.3}$, quindi il gioco sul fondo può variare tra un minimo di 2.7 e un massimo di 3.6.



TOLLERANZE GEOMETRICHE DI FORMA E DI POSIZIONE

Oltre a quelli dimensionali possono essere commessi altri errori di esecuzione che possono rendere il pezzo inutilizzabile:

- ERRORI DI FORMA: la forma del pezzo non corrisponde a quella disegnata (parte cilindrica con asse non rettilineo, superficie non perfettamente piana...);
- ERRORI DI POSIZIONE: le posizioni relative di alcuni elementi rispetto ad altri non sono corrette (difetti di parallelismo fra due piani, di coassialità fra due fori...).

La tolleranza di un elemento geometrico (punto, linea, superficie) definisce la zona all'interno della quale deve essere compreso l'elemento considerato. Le tolleranze geometriche si possono dividere in 4 categorie:

1. TOLLERANZE DI FORMA: Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico rispetto alla forma ideale riportata a disegno. Sono tolleranze "assolute" (tranne alcune eccezioni) in quanto non necessitano, per essere definite, di elementi di riferimento.
2. TOLLERANZE DI POSIZIONE: Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico rispetto ad una posizione ideale stabilita a disegno con riferimento ad uno o più elementi assunti come riferimento.
3. TOLLERANZE DI ORIENTAMENTO: Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico rispetto ad uno o più elementi di riferimento.
4. TOLLERANZE DI OSCILLAZIONE: Stabiliscono i limiti di variabilità di un elemento geometrico rispetto ad una rotazione attorno ad un asse di riferimento.

| tipo | riferimenti | caratteristica geometrica | simbolo |
|----------------------------|-----------------|---------------------------|---------|
| tolleranze di forma | non associabili | rettilineità | |
| | | planarità | |
| | | circolarità | |
| | | cilindricità | |
| | associabili | forma di un profilo | |
| | | forma di una superficie | |
| tolleranze di orientamento | associabili | parallelismo | |
| | | perpendicolarità | |
| | | inclinazione | |
| tolleranze di posizione | associabili | localizzazione | |
| | | concentricità | |
| | | simmetria | |
| tolleranze di oscillazione | associabili | oscillazione circolare | |
| | | oscillazione totale | |

Sui disegni le indicazioni relative a queste tolleranze devono essere indicate in un riquadro rettangolare diviso in due-tre caselle nelle quali sono indicati nell'ordine:

1. Il simbolo della caratteristica sottoposta a tolleranza (guardare immagine; ps: associabile vuol dire che deve essere rapportato a un riferimento);
2. Il valore totale della tolleranza in mm (preceduta da \varnothing se la zona di tolleranza è circolare o cilindrica e da $S\varnothing$ se è sferica);
3. La lettera o lettere che individuano il riferimento o i riferimenti, se necessario.

Il riquadro viene unito all'elemento tollerato con linea fine terminante con una freccia situata:

- Sulla linea di contorno, o sul suo prolungamento, dell'elemento tollerato se la tolleranza si applica ad una linea o superficie;
- In corrispondenza della linea di misura, sulla linea di contorno o di riferimento, se si applica all'asse o al piano mediano della parte quotata;
- Sull'asse o piano mediano se si applica all'asse o al piano mediano di tutti gli elementi del pezzo che ammettono tale asse o piano mediano.

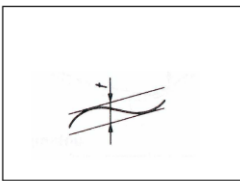
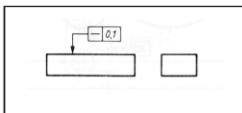
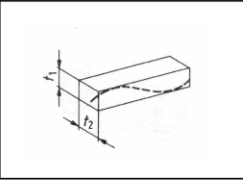
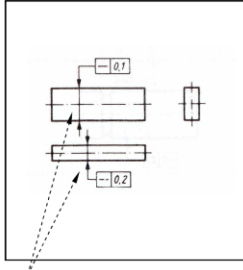
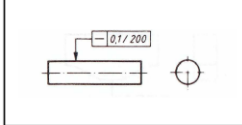
Con gli stessi criteri il riquadro viene unito all'elemento di riferimento con una linea fine, terminante però con un triangolo annerito; se il riquadro non può essere collegato ad esso in modo chiaro si mette una lettera maiuscola nella terza casella che sarà posta in un riquadro separato collegato al riferimento.

ESEMPI DI APPLICAZIONE TOLLERANZE GEOMETRICHE

TOLLERANZE DI RETTILINEITÀ

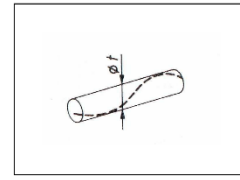
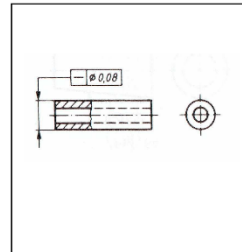
La tolleranza di rettilineità stabilisce i limiti di variabilità di un elemento rettilineo reale (spigolo) o ideale (asse o generatrice di una superficie).

Tolleranza di rettilineità specificata su due piani ortogonali. Volume di tolleranza definito da un prisma.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|--|---|---|--|---|---|
|  |  | Ogni linea della superficie superiore parallela al piano di proiezione deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,1 mm. |  |  | L'asse della barra deve essere compreso in un parallelepipedo avente larghezza 0,1 mm nel piano verticale e 0,2 mm nel piano orizzontale. |
| La zona di tolleranza è limitata da due rette parallele distanti t . |  | Ogni parte della generatrice del cilindro avente lunghezza 200 mm deve essere compresa tra due rette parallele distanti 0,1 mm in un piano contenente l'asse. | La zona di tolleranza è limitata da un parallelepipedo di sezione $t_1 \times t_2$. | Attenzione: un'indicazione di questo tipo specifica che la tolleranza è da intendersi come applicata all'asse. | |

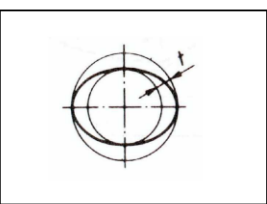
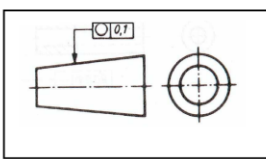
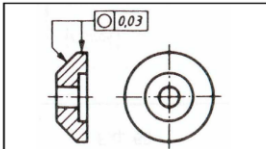
Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'orientamento delle linee che definiscono la zona di tolleranza. La tolleranza di rettilineità applicata ad una superficie piana controllo solo la rettilineità nella direzione parallela al piano di proiezione.

Volume di tolleranza definito da un cilindro.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|---|--|
|  |  | L'asse del cilindro deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro 0,08 mm. |
| La zona di tolleranza è limitata da un cilindro di diametro t . | Attenzione: il simbolo ϕ che precede il valore della tolleranza indica che si sta specificando una zona di tolleranza cilindrica. | |

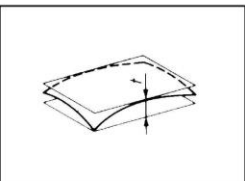
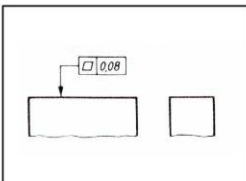
TOLLERANZE DI CIRCOLARITÀ

Una tolleranza di circolarità definisce una zona di tolleranza delimitata da due cerchi concentrici.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|--|---|
|  |  | La circonferenza di ciascuna sezione trasversale deve essere compresa tra due circonferenze complanari e concentriche i cui raggi differiscano per 0,1 mm. |
| La zona di tolleranza è limitata da due cerchi concentrici i cui raggi differiscono per il valore t . |  | La circonferenza di ciascuna sezione trasversale deve essere compresa tra due circonferenze complanari e concentriche i cui raggi differiscano per 0,03 mm. |

La tolleranza di planarità specifica una zona tridimensionale limitata da due piani tra loro paralleli con una distanza uguale al valore della tolleranza specificata.

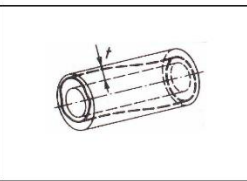
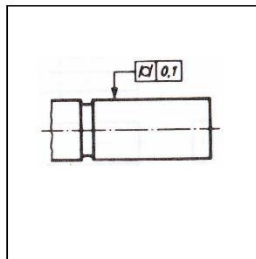
TOLLERANZE DI PLANARITÀ

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|--|--|
|  |  | La superficie considerata deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm. |
| La zona di tolleranza è limitata da due piani paralleli distanti t . | | |

Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'orientamento dei piani che definiscono la zona di tolleranza.

TOLLERANZA DI CLINDRICITÀ


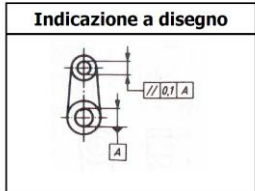
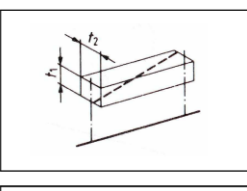
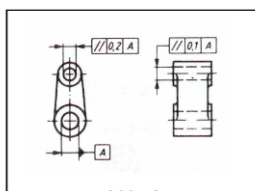

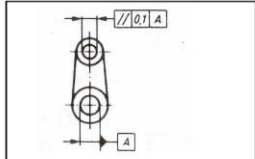
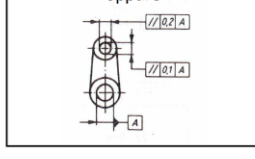
La tolleranza di cilindricità specifica una zona tridimensionale limitata da due cilindri concentrici.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|--|--|
|  |  | La superficie considerata deve essere compresa tra due cilindri concentrici i cui raggi differiscono per 0,1 mm. |
| La zona di tolleranza è limitata da due cilindri concentrici i cui raggi differiscono per il valore t . | | |

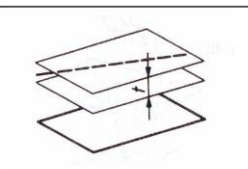
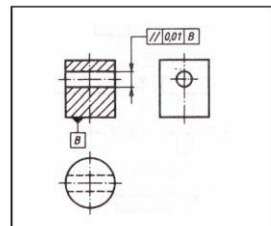
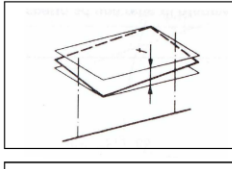
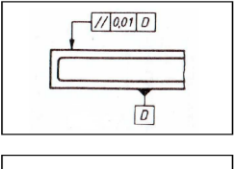
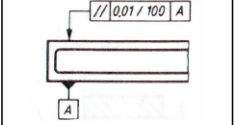
Attenzione: non viene data nessuna indicazione sull'**orientamento** degli assi dei cilindri che definiscono la zona di tolleranza.

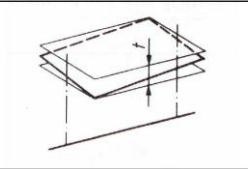
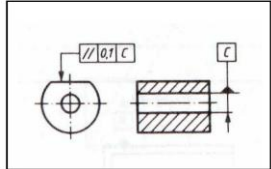

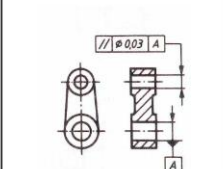
TOLLERANZE DI PARALLELISMO

Una tolleranza di parallelismo è una tolleranza di orientamento che può essere associata ad una linea, asse o superficie rispetto ad un elemento di riferimento.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|--|---|--|--|---|
|  |  | L'asse con tolleranza deve essere compreso tra due rette distanti 0,1 mm, parallele all'asse di riferimento e poste sul piano verticale (ortogonale al piano di proiezione). |  |  | L'asse con tolleranza deve essere compreso in un parallelepipedo avente larghezza 0,2 mm nella direzione orizzontale e 0,1 mm nella direzione verticale, parallelo all'asse di riferimento A . |
|  |  | L'asse con tolleranza deve essere compreso tra due rette distanti 0,1 mm, parallele all'asse di riferimento e poste sul piano orizzontale (ortogonale al piano di proiezione). | Zona di tolleranza definita da un parallelepipedo di dimensioni $t_1 \times t_2$. |  | |

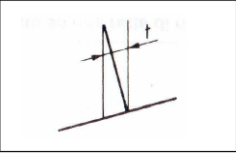
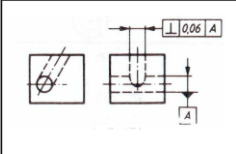
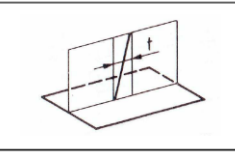
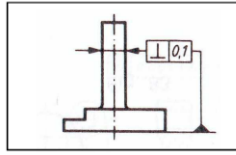
Zona di tolleranza piana limitata da due rette parallele distanti t .

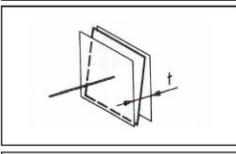
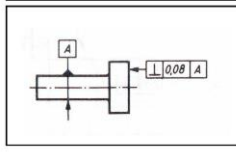
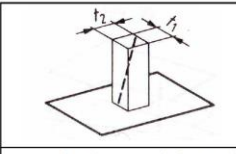
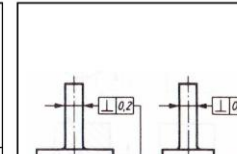
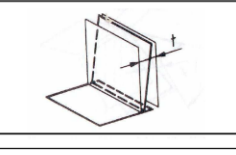
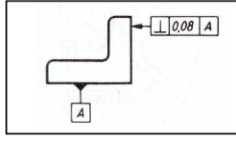
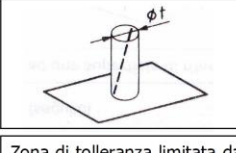
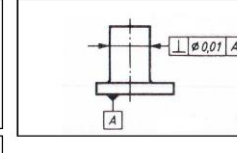
| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|---|--|---|---|--|
|  |  | L'asse del foro deve essere compreso entro due piani distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie B di riferimento. |  |  | La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie di riferimento D . |
| Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla superficie di riferimento. | | | Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla superficie di riferimento. |  | Tutti i punti della superficie con tolleranza presi in una posizione qualsiasi su una lunghezza di 100 mm, devono essere compresi tra due piani paralleli distanti 0,01 mm e paralleli alla superficie di riferimento A . |

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|--|---|---|--|---|--|
|  |  | La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani distanti 0,1 mm e paralleli all'asse C del foro. |  |  | L'asse con tolleranza deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro di 0,03 mm, parallela all'asse di riferimento A . |
| Zona di tolleranza delimitata da due piani paralleli distanti t e paralleli alla retta di riferimento. | | | Zona di tolleranza delimitata da un cilindro di diametro t con asse parallelo alla retta di riferimento. | | |

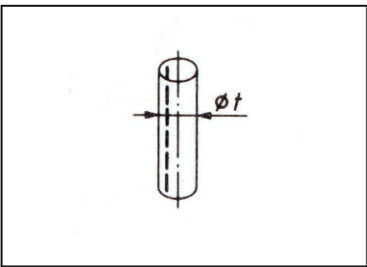
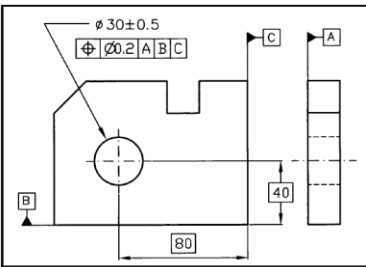
TOLLERANZA PERPENDICOLARITÀ

Una tolleranza di perpendicolarità, analogamente a quella di parallelismo, è una tolleranza di orientamento che può essere associata ad una linea, asse o superficie rispetto ad un elemento di riferimento.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|--|---|---|--|---|--|
|  |  | L'asse del foro (obliquo) con tolleranza deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,06 mm, e perpendicolari all'asse del foro orizzontale A . |  |  | L'asse del cilindro deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,1 mm e perpendicolari al piano di riferimento. |
| Zona di tolleranza piana delimitata da due rette parallele distanti t . | | | Zona di tolleranza piana (definita dal piano di proiezione) delimitata da due rette parallele distanti t e perpendicolari al piano di riferimento. | | |

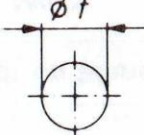
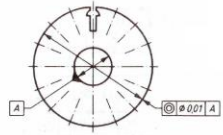
| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione | Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|--|---|---|---|--|---|
|  |  | La superficie oggetto della tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e perpendicolari all'asse A . |  |  | L'asse del cilindro deve essere compreso in un parallelepipedo avente sezione 0,1 x 0,2 mm perpendicolare alla superficie di riferimento. |
| Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e perpendicolari alla retta di riferimento. | | | Zona di tolleranza definita da un parallelepipedo di sezione $t_1 \times t_2$. Perpendicolare al piano di riferimento. | | |
|  |  | La superficie con tolleranza deve essere compresa tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e perpendicolari alla superficie di riferimento A . |  |  | L'asse del cilindro deve essere compreso in una zona cilindrica avente diametro 0,01 mm con asse perpendicolare alla superficie di riferimento A . |
| Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e perpendicolari alla superficie di riferimento. | | | Zona di tolleranza limitata da un cilindro di diametro t con asse perpendicolare al piano di riferimento. | | |

TOLLERANZE DI POSIZIONE

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|--|--|---|
|  |  | L'asse del foro deve essere compreso in un cilindro di diametro 0,2 mm con asse ortogonale al piano di proiezione giacente nella posizione teorica esatta del foro considerato nel riferimento A-B-C. |
| Zona di tolleranza definita da un cilindro di diametro t avente asse nella posizione teorica indicata. | | |

TOLLERANZE DI CONCENTRICITÀ


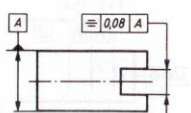
Una tolleranza di concentricità stabilisce i limiti di variabilità di elementi posti concentricamente rispetto ad un dato punto di riferimento.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|---|---|
|  |  | Il centro del cerchio esterno deve essere compreso entro un cerchio di diametro 0,01 mm concentrico al centro di riferimento A . |
| Zona di tolleranza definita da un cerchio di diametro t il cui centro coincide con il punto di riferimento. | | |

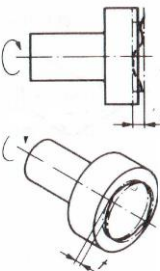
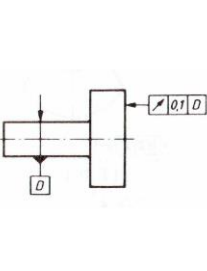
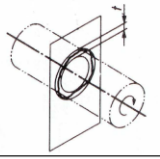
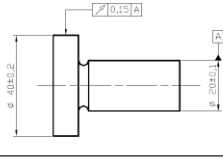
NOTA: non possono essere utilizzati modificatori di materiale né sulla feature tollerata né sul FOS datum.

TOLLERANZE DI SIMMETRIA

Una tolleranza di simmetria stabilisce i limiti di variabilità di elementi posti simmetricamente rispetto ad un piano o ad un asse.

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|---|---|
|  |  | Il piano mediano della scanalatura deve essere compreso tra due piani paralleli distanti 0,08 mm e disposti simmetricamente rispetto al piano mediano dell'elemento di riferimento A . |
| Zona di tolleranza definita da due piani paralleli distanti t e disposti simmetricamente rispetto all'asse (o al piano) mediano di riferimento. | | |

TOLLERANZE DI OSCILLAZIONE

| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|---|--|---|
|  |  | L'oscillazione assiale non deve essere maggiore di 0,1 mm su ogni posizione di misura durante una rotazione completa attorno all'asse di riferimento D . |
| Una tolleranza di oscillazione controlla l'errore di forma e di orientamento di una superficie durante una rotazione attorno ad un asse di riferimento. | | |
| Zona di tolleranza | Indicazione a disegno | Interpretazione |
|  |  | L'oscillazione radiale non deve essere maggiore di 0,15 mm in ogni piano di misura durante una rotazione completa attorno all'asse A . |
| Zona di tolleranza definita, in ogni piano di misura perpendicolare all'asse di rotazione, da due cerchi concentrici i cui raggi differiscono per il valore t ed il cui centro coincide con l'asse. | | |

PRINCIPIO DEL MASSIMO MATERIALE

Le tolleranze dimensionali e quelle di forma o di posizione imposte a un particolare meccanico devono generalmente essere rispettate indipendentemente le une dalle altre. È però anche vero che le caratteristiche di accoppiamento di due elementi dipendono dall'effetto combinato delle une e delle altre.

In un accoppiamento si ha minimo gioco quando le dimensioni reali sono quelle minime per il foro e quelle massime per l'albero: quando accade queste siamo nella condizione di massimo materiale e contemporaneamente gli errori di forma e posizione sono nelle condizioni più svantaggiose.

Si definisce il principio del massimo materiale quello secondo il quale, nella fase di collaudo, si accettano dimensioni fuori tolleranza quando le altre dimensioni dell'elemento non sono di massimo materiale e si mantengono inalterate le caratteristiche dell'accoppiamento.

Questo principio consente di poter accettare pezzi per i quali un controllo indipendente delle tolleranze avrebbe determinato uno scarto ma che pur avendo alcune dimensioni fuori dal campo di tolleranza prescritto, offrono ai fini dell'accoppiamento le stesse caratteristiche dei particolari eseguiti nel rispetto delle singole tolleranze.

Quando si adotta il principio per una tolleranza si deve indicare, dopo la tolleranza interessata la lettera M racchiusa in un cerchietto.