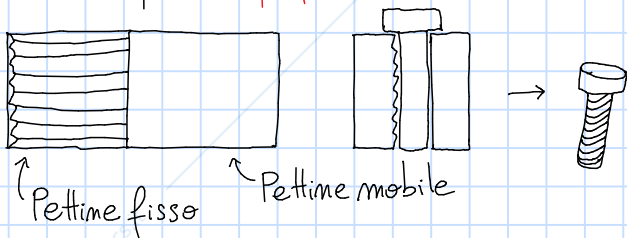


Esecuzione delle filettature

I procedimenti per la realizzazione delle filettature sono sostanzialmente di due tipi:

- Per deformazione plastica → **Rullatura**
- Per asportazione di truciolo → con **maschio**
 - con **filiera**
 - al **termio**

• Nella **rullatura** dei filetti il **profilo** si ottiene attraverso un processo di **conatura a freddo** su macchine dette rullatrici.



Maschiatura

Con la maschiatura è possibile filettare fori semplici. Si esegue con due utensili: il **maschio** e il **giramaschio** (fig.1)



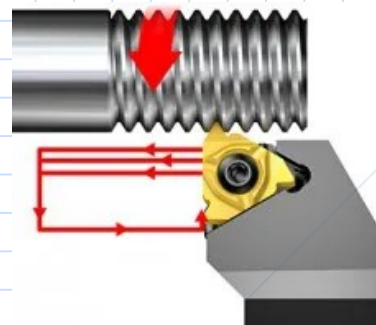
(fig.1)

Filettatura con filiera

Con la filiera è possibile realizzare filettature su barre cilindriche con la **filiera** e la **gira filiera** (fig.2)



(fig.2)



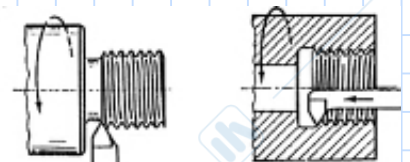
(fig.3)

Termitura

È possibile realizzare filettature al termio sia interne che esterne. In questo caso il motore rotatorio è combinato a quello di avanzamento, i cui effetti producono un'elica (fig.3)

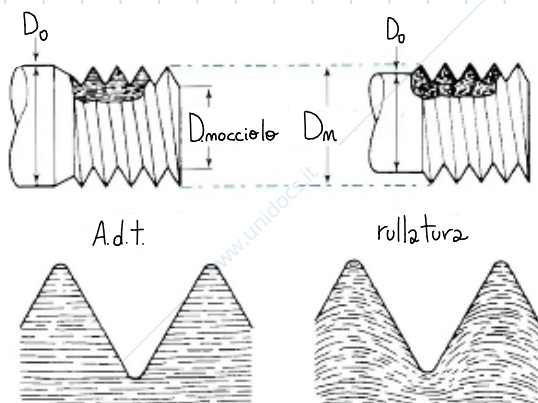
Gole di scarico (fig.4)

- evitare la formazione di un tratto terminale a filettatura incompleta.
- assicurare all'utensile la possibilità di **disimpegnarsi** (non è sotto sforzo al termine della corsa)
- Permette di avvitare fino contro uno spallamento / fino in fondo a un foro.



(fig.4)

Differenza tra rullatura e asportazione di truciolo

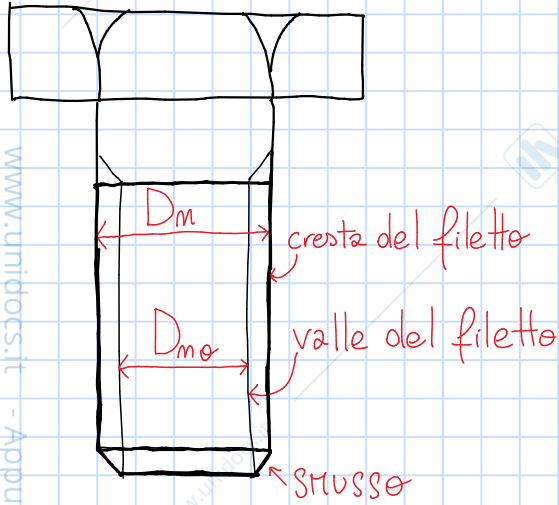


D_0 = diametro della barra
 D_m = diametro nominale
 Diametro di mocciole

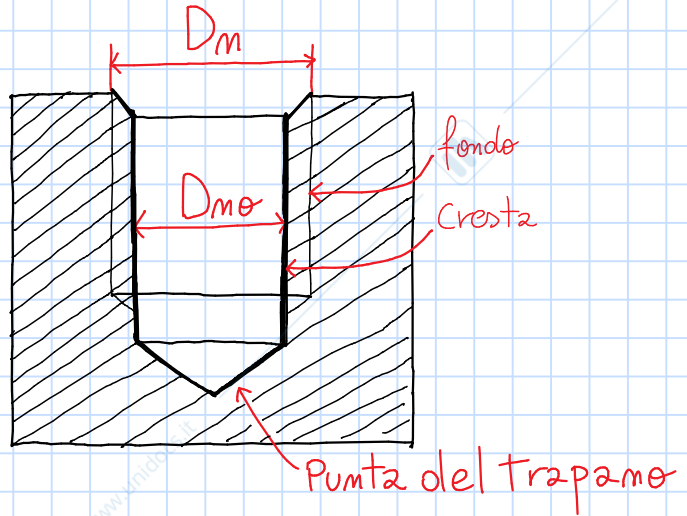
Nella rullatura il diametro esterno di filettatura risulta maggiore del diametro della barra da cui si ricava, questo perché non asportato materiale ma lo comprime (infatti le viti rullate sono più resistenti, **granulometria più fine**).
 Tuttavia le filettature al termio sono più precise.

Rappresentazione degli elementi filettati
 La rappresentazione delle filettature è normata e codificata allo scopo di rendere più veloce l'esecuzione dei disegni.

• **Filettatura esterna**
 Si quota sempre il diametro delle creste (linea grossa)

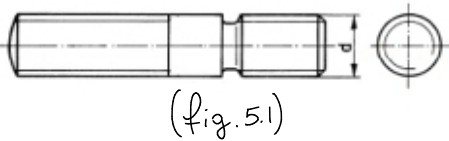


• **Filettatura interna**
 Si quota il diametro del fondo (linea fine)

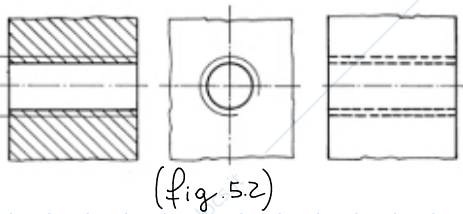


Osservazioni

- Il tratto fine rappresenta il risultato della lavorazione mentre il tratto grosso rappresenta il pezzo prima della filettatura.
- La filettatura della vite maschio nasconde quella della madrevite negli accoppiamenti.

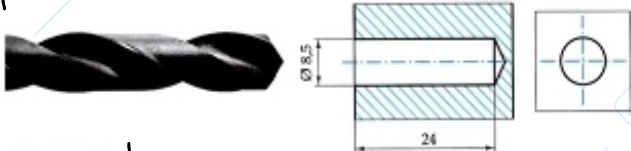


Rappresentazioni e quotatura:
 - elemento filettato maschio (fig. 5.1)
 - elemento filettato femmina (fig. 5.2)



Rappresentazione e quotatura di un foro filettato cieco (fig. 6)

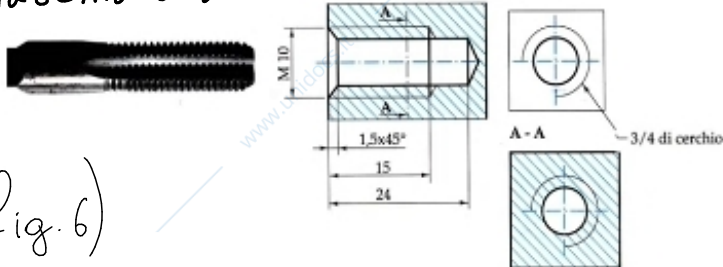
foratura



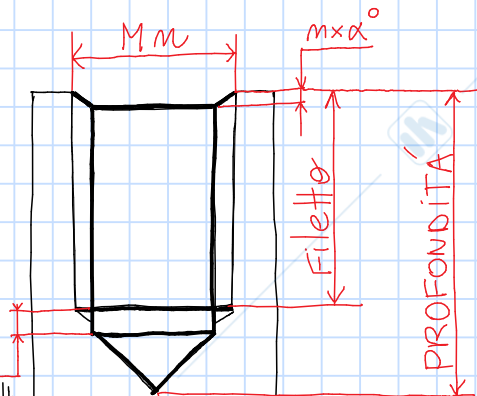
Svasatura



maschiatura

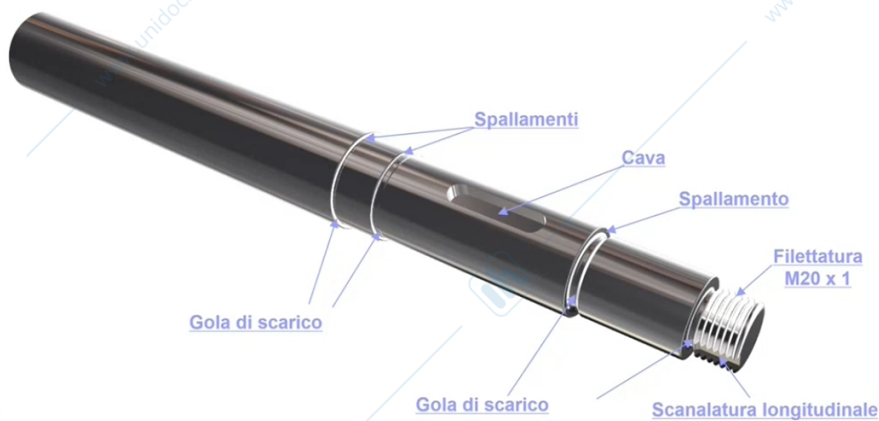


(Fig. 6)



Questo tratto di foro cieco è il 25% della filettatura ed è realizzato per poter stringere più forte

Riassunto:



(fig. 7)

Caratteristiche geometriche della filettatura

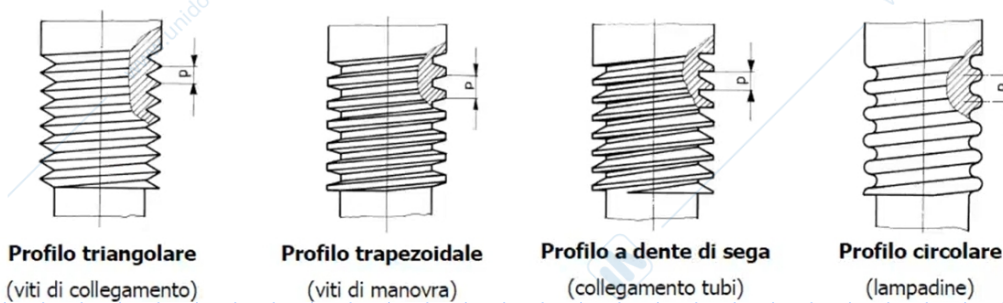
Si definisce **filettatura** un risalto a sezione costante avvolto ad **elica** sulla superficie di un cilindro → **vite** e sulle pareti di un foro → **madrevite**. Ruotando nella madrevite, la vite avanza in direzione assiale e il **collegamento risultante** sono collegamenti **per attrito** in cui le viti comprimono il pezzo da collegare.

Gli elementi filettati possono agire come:

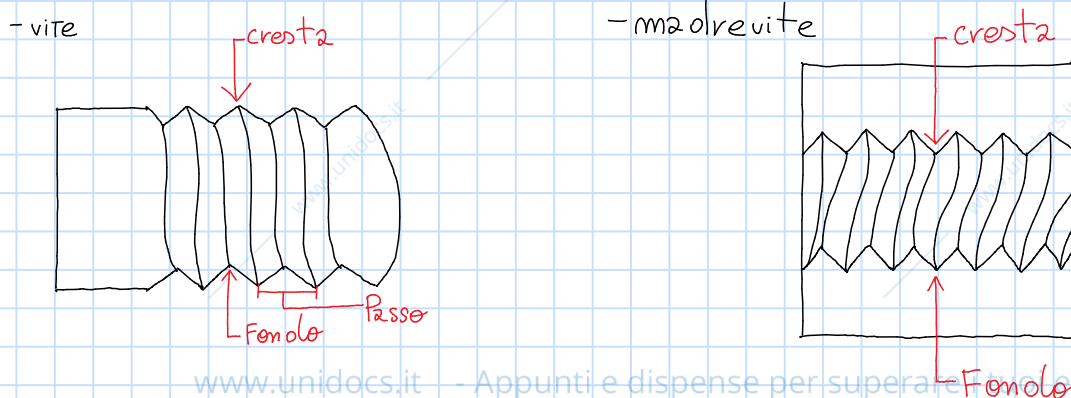
- **Organi di collegamento** → Per collegare due elementi
- **Organi di trasmissione** → Per provocare la traslazione di un elemento al ruotare dell'altro (**viti di manovra, viti a ricambio di sfere**)

Elementi principali di una filettatura

- **elica** è risultato di due moti simultanei, uno circolare ed uno rettilineo (**moto elicoidale**) secondo un angolo costante
- **Passo**: distanza percorsa in direzione assiale per ogni giro completo intorno all'asse. In una filettatura, il passo, è la distanza tra le creste di due filetti consecutivi.
- **Forma del profilo**: (fig. 8)



- Le punte delle creste non sono mai perfette perciò si parla di **profilo di esecuzione** (profilo effettivo)



- Numero di principi: (fig. 9)
 - un principio: filettatura standard
 - più principi: **per ottenere un passo più lungo** con una ridotta profondità del filetto (massimo 3 principi) ed è necessario distinguere tra il **passo apparente** e il **passo effettivo** (distanza tra due creste dello stesso filetto) questo perché **m principi = m filetti**. Quindi il **passo effettivo** si ottiene dalla seguente formula:

$$\text{Passo filettatura} = m \cdot \text{principi} \times \text{passo del profilo (apparente)}$$

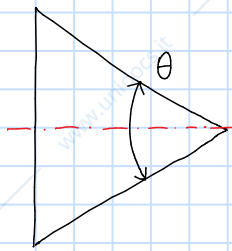
- **Diámetro nominale** (D_m)
 - esterno per la vite (**cresta-cresta**)
 - interno per la madrevite (**fondo-fondo**)

Diámetro nocciolo: (D_{mo})

- vite = fondo
- madrevite = cresta

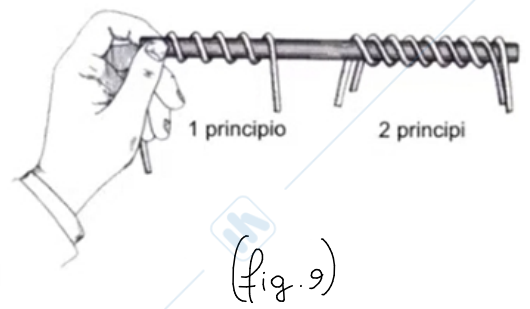
Sezione resistente:
$$S_R = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_m + D_{mo}}{2} + D_{mo} \right)^2$$

- **Angolo dell'elica:**



angolo della filettatura = $60^\circ \Rightarrow$ Angolo dell'elica = $1,58^\circ$

Al diminuire dell'angolo dell'elica aumenta il **rendimento**



(fig. 9)

- **Lunghezza di avvitamento:** porzione di vite che va a contatto con la madrevite (fig. 10)

Sistemi di filettature

- Metrica ISO (M)
- Whitworth (W)
- Trapezie (T_r)

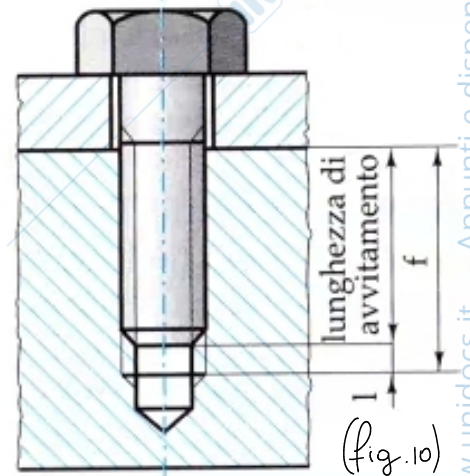
Filettature metriche ISO

Il profilo è un triangolo rettangolo con **troncamenti** alle creste e **arrotondamenti** sui fondi (creando un leggero gioco ai fondi).

Nella tabella **diámetro-passo** si definisce il valore del passo in base al diámetro.

Si distingue **passo grosso** e **passo fine** (il primo serve a risparmiare tempo, il secondo aumenta la precisione).

La **designazione** prevede l'indicazione del passo solo per il passo fine: M10 x 1 (passo 1 mm)



(fig. 10)

Filettature trapezoidali

Il profilo è un trapezio e sono usate per le viti di manovra.

La **designazione** prevede il simbolo T_r + diámetro + passo.

Collegamenti filettati

Viti e bulloni

Una **vite** è un elemento costituito da un **gambo cilindrico** filettato (anche parzialmente) e da una **testa** con forma variabile.

Un **dado** è un organo di collegamento costituito da un prisma **esagonale** con un foro filettato centrale.

Le viti si differenziano per la forma della testa e del gambo.

Vite prigioniera: cilindro filettato a entrambe le estremità una delle quali **radice**, viene avvitata fino in fondo con leggero forzamento, in un foro, l'altra **gambo**, rimane sporgente consentendo il collegamento.

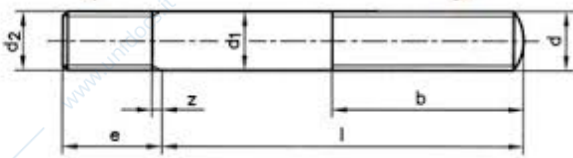
Il suo impiego è raccomandato quando il **materiale del foro non sopporta frequenti svitamenti** (materiali fragili).

Vite prigioniera figura 11

Lato radice

Lato gambo

(fig.11)



Montaggio e smontaggio: Si avvitano sul gambo il dado e il controdado la cui rotazione provoca la rotazione del prigioniero.

Rosette e Rondelle

elementi cilindrici piatti posti fra il dado (o la testa) ed il pezzo da serrare, allo scopo di aumentare la superficie d'appoggio, proteggere il materiale e per svolgere funzioni di tenuta e bloccaggio. fig.12 e 13

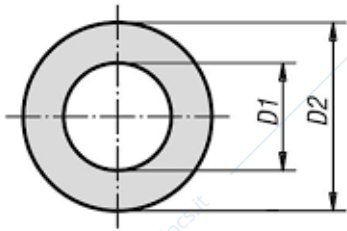


fig.12

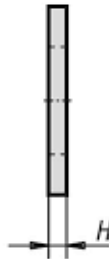
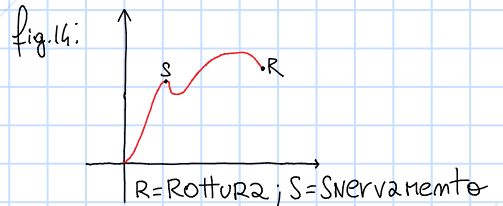


fig.13



fig.12: quotatura di una rondella

fig.13: rondella spaccata



Classi di resistenza

È prescritta la resistenza meccanica a trazione. La norma stabilisce 9 classi di resistenza per le viti esplicitate da due numeri separati da un punto, es. viti 8.8; la prima cifra indica il carico di rottura in N/mm^2 mentre la seconda cifra indica la tensione di snervamento (come frazione decimale del carico di rottura). (fig.14 il grafico). Es. 8.8 \Rightarrow Rottura a $800 N/mm^2$; Snervamento $\Rightarrow 640 N/mm^2$

Collegamenti filettati

• Collegamento con bullone (fig.15)

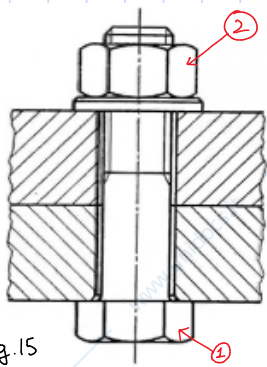


fig.15

Il bullone è un insieme di vite + dado.

Ha l'obiettivo di serrare due componenti, tra la testa (1) e il dado (2), attraverso un foro passante.

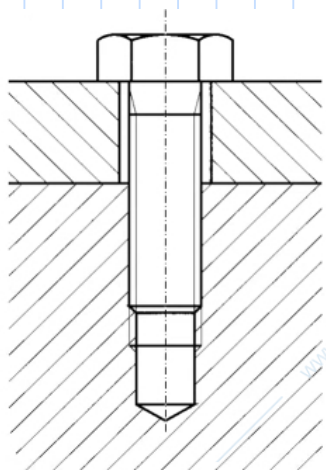
È più economico degli altri collegamenti perché è più ingombrante, inoltre i fori passanti devono essere più grandi del diametro della vite.

Come funziona?

Quando avvitato il dado, la vite si allunga leggermente: trazione, che genera una forza di compressione, questa garantisce una forza d'attrito che mantiene il sistema in equilibrio. Pertanto si può serrare fino al punto di snervamento (deve restare in campo elastico)

Quindi: Trazione \rightarrow Compressione \rightarrow Attrito

• collegamento con vite mordente (fig.16)



La vite si impegna in un foro filettato (passante o cieco).

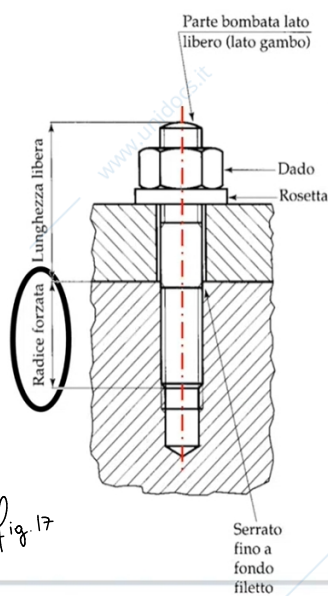
Può essere usata per unire tra loro due piastre.

Stesso principio di funzionamento del bullone (trazione - compressione)

La vite è in trazione, durante il serraggio in un primo momento applica una leggera forza per vincere l'attrito tra i filetti, in un secondo momento applica una forza più intensa (coppia di serraggio) per far andare la vite in battuta ed è questa che determina l'accoppiamento.

Trazione \rightarrow compressione \rightarrow comportamento elastico: la vite si allunga

fig.16



Il prigioniero rimane forzato nella madre vite evitando l'usura. Il serraggio avviene per mezzo del dado che si avvitava al gambo. (es: testata del motore).
 Perché si chiama prigioniero?
 Perché è serrato fino a fondo filetto (deformo plasticamente il materiale, radice forzata).

Rottura del collegamento: si ha quando la vite entra in comportamento plastico e quindi man mano va in strizione e poi in rottura.

Funzioni delle viti

- collegamento
- manovra: trasforma il moto rotatorio in moto lineare (viti trapezoidali e viti a ricambio di sfere).

Tolleranze

Tolleranze dimensionali

Le dimensioni nominali assegnate dal progettista si riferiscono a superfici ideali la cui realizzazione esatta risulta impossibile anche ricorrendo a lavorazioni di grande precisione. Pertanto è necessario precisare nel disegno i limiti entro quali sono tollerati gli errori dimensionali (Tolleranza: errore consentito nella costruzione di un pezzo, range di variabilità).

Def. di tolleranza: La tolleranza definisce i limiti di variazione ammissibile per una dimensione reale. Sono normate dalle UNI-EN-ISO 286-1 e 286-2. Il sistema ISO stabilisce per ogni dimensione nominale una ampiezza (legata alla qualità di tolleranza) e la posizione di tolleranza rispetto alla linea dello zero (spesso le tolleranze non sono simmetriche).

es: $20^{+0.1}_{-0.1}$ \Rightarrow 20 ammesso ; $20^{\frac{0.2}{0.1}}$ \Rightarrow 20 non ammesso

Definizioni di base

• Dimensione nominale: dim_{nom} (indicata nel disegno) con Lettera maiuscola per fori e lettera minuscola per gli alberi.

• Dimensione reale: Intervallo di tolleranza.

Fori: $[Dim_{min}, Dim_{max}] \Rightarrow$ Massimo materiale: Dim_{min}

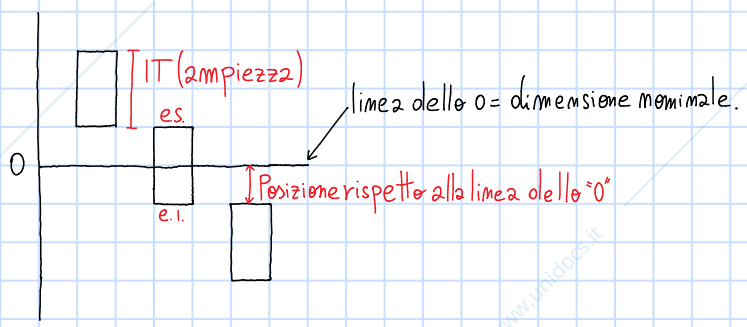
Alberi: $[dim_{min}, dim_{max}] \Rightarrow$ Massimo materiale: dim_{max}

• Ampiezza: $IT = Dim_{max} - Dim_{min}$ (International Tolerance)

• Posizione: Grafico degli scostamenti:

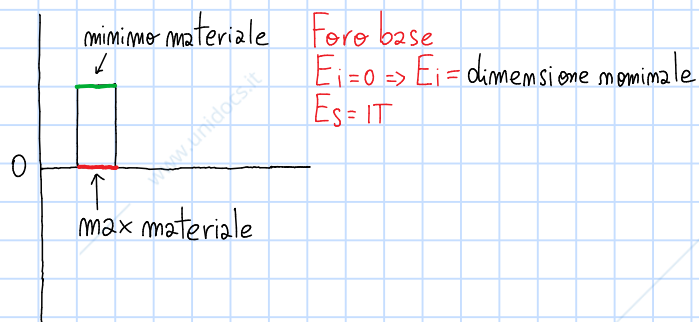
e.s. = scostamento superiore
 e.i. = scostamento inferiore

N.b.: Per fori si usa lettera maiuscola (Es, Ei).

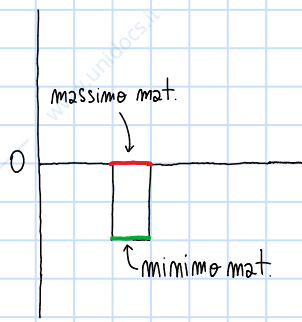


La posizione stabilisce gli accoppiamenti: con gioco; con interferenza; incerto.

$IT = es - ei / Es - Ei$



Foro base
 $E_i = 0 \Rightarrow E_i = \text{dimensione nominale}$
 $E_s = IT$



Albero base
 $e_s = 0$
 $e_i = -(IT)$

Sono le posizioni di riferimento per gli accoppiamenti raccomandati.

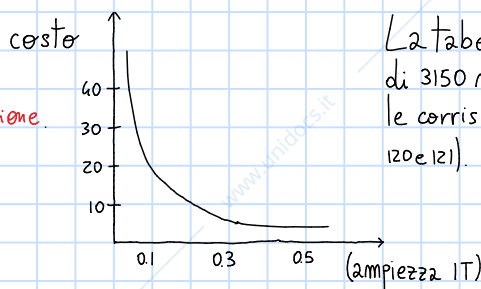
Qualità ed ampiezza della tolleranza

L'ampiezza viene designata dalla qualità IT, il sistema prevede **20 qualità di tolleranza**: IT0, IT1, IT2, IT3, ..., IT18.

Qualità massima: IT0 Qualità minima: IT18

La scelta della qualità influisce sui **costi di lavorazione**.

Nella tabella IX ad ogni **range di diametro** corrisponde un **range di tolleranza (ampiezza / altezza rettangolo** nel piano degli scostamenti).



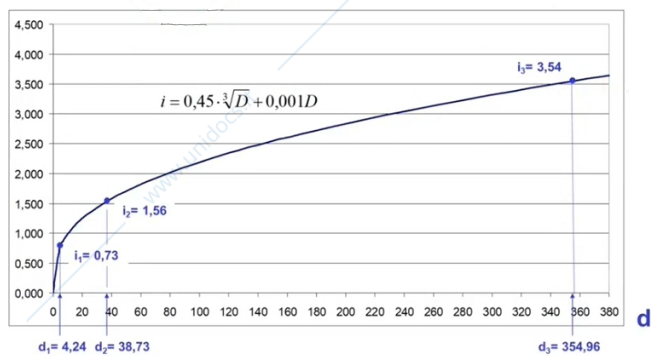
La tabella IX riporta i valori di IT fino a D_m di 3150 mm e la tabella XII riporta le applicazioni e le corrispondenti lavorazioni di ogni IT. (tabelle pag. 120 e 121).

Da dove escono questi valori?

Per $D_{nom} \leq 500$, la norma ha stabilito una formula: **unità di tolleranza $i = 0,45 \times \sqrt[3]{D} + 0,001D$** con $D = \text{media geometrica del range di diametro} = \sqrt{D_{min} \times D_{max}}$.

L'unità di tolleranza i va poi moltiplicata per una costante associata ad ogni qualità di tolleranza in questo modo si ottengono i valori.

È facile notare che la funzione di i è continua mentre la tabella è discontinua (perché si riferisce a range di D): fig. 18 e 19. Questo perché l'ente ha **discretizzato la curva**, in questo modo valori appartenenti allo stesso **intervallo** avranno stessi valori di IT.



(fig. 18) curva i

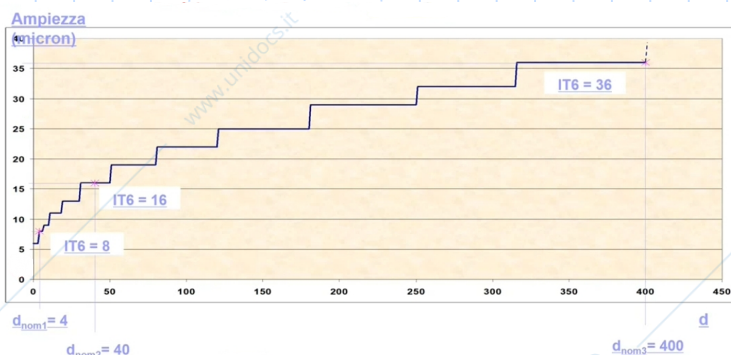


fig. 19 curva i discretizzata

Esempio

Calcolare tolleranza IT7 di $D = 20$

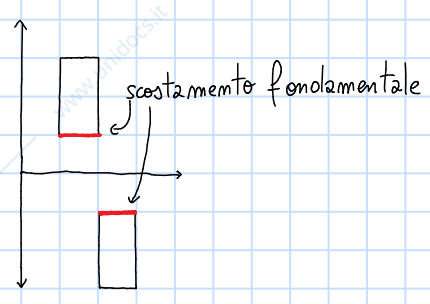
$D = \sqrt{18 \times 30} = 23,238$ da tabella IX (qualità di tolleranza)

$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{23,238} + 0,001 \times 23,238 = 1,307$ (funzione di i)

$t = 16 \times i = 16 \cdot 1,307 = 20,92 \approx 21 \mu\text{m}$

→ costante relativa a IT7

In particolare, lo **scostramento fondamentale** è il valore di tolleranza più vicino alla linea dello zero, quindi può essere t_s e t_i sia in alberi sia in fori.



Gli scostramenti **fondamentali** sono raccolti in una tabella che stabilisce anche se lo scostramento è superiore o inferiore. La **posizione** è definita da una lettera: da A a Zc (per fori e alberi). **In particolare:** H e h = Foro base e albero base e Js e js = simmetriche rispetto all'asse "0". Nella tabella XIII di pagina 124 sono riportate **per ogni D nominale**:

- posizione dello scostramento fondamentale: sup. o inf.
- il valore di tolleranza relativo allo scostramento fondamentale.

Esempio: 20e7

• albero; IT7; D_{nom} : 20 mm

1) **ampiezza:** Tabella IX IT7 per 20 mm $\Rightarrow t = 21 \mu m$

2) **posizione:** e \rightarrow Tabella XIII $\Rightarrow e_s$ scostramento fondamentale = -40, di conseguenza: $e_i = e_s - t = -40 - 21 = -61 \mu m \Rightarrow 20^{+0.060}_{-0.061}$

Formule utili:

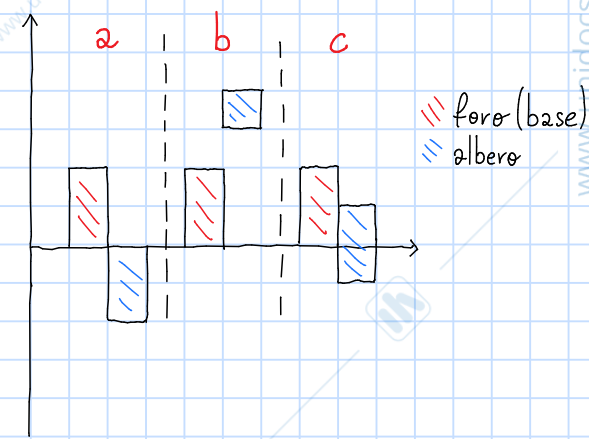
- 1) $\Delta = IT_m - IT_{m-1}$
- 2) da A a H $\Rightarrow E_s = E_i + IT$; da K a Zc $\Rightarrow E_i = E_s - IT$
da a a h $\Rightarrow e_i = e_s - IT$; da k a zc $\Rightarrow e_s = e_i + IT$
- 3) $J_s \in j_s \Rightarrow$ scostramento sup = $ITF = \frac{IT}{2}$ (mezza ampiezza)

Quindi una quota completa nei pezzi singoli prevede l'indicazione degli scostramenti limite o in alternativa l'indicazione di **posizione e ampiezza**.

es: 60F7 / es: $\frac{305}{30.2}$ / es: $30^{+0.5}_{-0.4}$

Accoppiamenti albero-foro

- con interferenza: Dimensione albero sempre maggiore di quella del foro (b)
- con gioco: Dimensione albero sempre minore di quella del foro (a)
- incerto: possibili entrambi i casi (c)



N.b. è sempre preferito l'accoppiamento con **foro base**

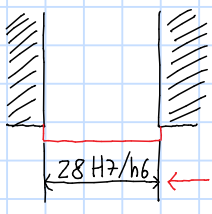
Condizioni limite fig.20



- gioco:** $G_{min} = D_{min} - d_{max}$ $G_{max} = D_{max} - d_{min}$
- interferenza:** $I_{max} = d_{max} - D_{min}$ $I_{min} = d_{min} - D_{max}$
- incerto:** $I_{max} = d_{max} - D_{min}$ $G_{max} = D_{max} - d_{min}$
- m.b.:** max materiale: Foro min. e albero max.
min materiale: Foro max. e albero min.

fig.20

- Osservazioni:
- Preferire foro base
- Adottare albero base solo se comporta vantaggi economici
- Scegliere l'accoppiamento **raccomandato** che meglio soddisfa le condizioni di impiego richieste
- Accoppiamento incerto quasi sempre con interferenza **per via della rugosità** e perché si preferisce lavorare in condizioni di **massimo materiale**
- Le industrie lavorano in condizioni di **massimo materiale** per vantaggi economici

Esempio:  (i) (temperatura di riferimento = 20°; la stabilità dell'accoppiamento dipende anche dalla **rugosità**)

$28 H7/h6$ ← Designazione degli accoppiamenti (m.b. IT foro \geq IT albero, vale il contrario)

Scostamenti fondamentali (m.b. l'altezza dei rettangolini dipende dall'ampiezza) Fig. 21

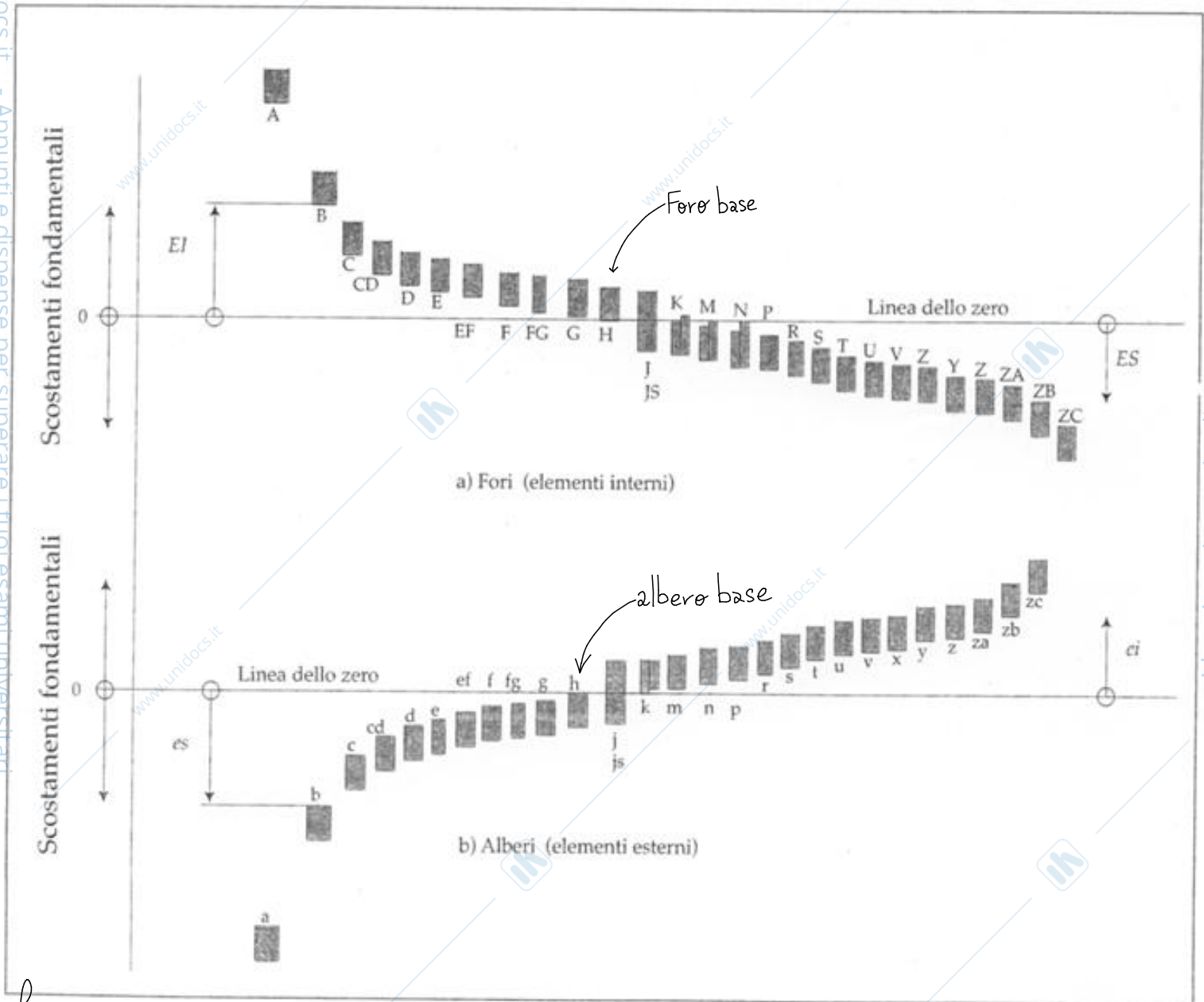


Fig. 21

Designazione:

$45 H8/g7$

Dimensione nominale

Posizione e qualità del foro

Posizione e qualità dell'albero

Perché esiste l'accoppiamento incerto?

- Progetta l'accoppiamento incerto quando voglio una leggera interferenza (accoppiamenti smontabili con una piccola forza)

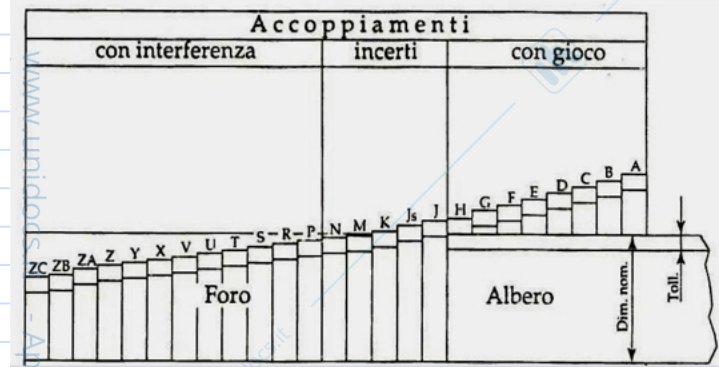
Tolleranze e accoppiamenti raccomandati.
 Esistono 20 IT e 27 posizioni, pertanto gli accoppiamenti possibili risultano $27 \times 20 = 540$, pertanto si è scelto di ridurre la scelta a pochi accoppiamenti raccomandati (tratti dai sistemi albero e foro base), riducendoli a 2×27 .

Tolleranze raccomandate: sono selezionate tra tutte le tolleranze dimensionali per ridurre i costi di produzione. (pag. 137)

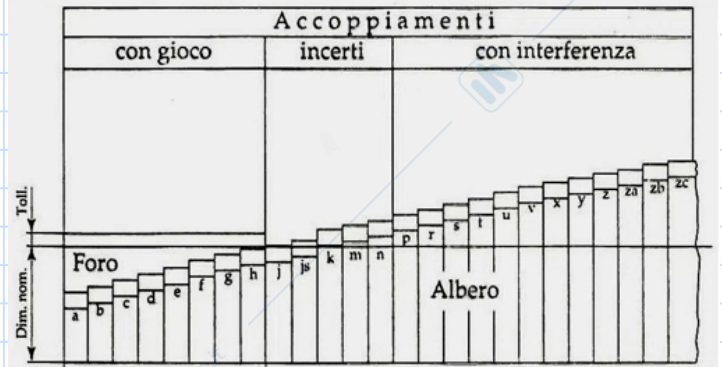
Accoppiamenti raccomandati: coppie di tolleranze più economiche e diffuse.

I sistemi foro/albero base permettono di ridurre i possibili accoppiamenti.

Albero base fig.22



Foro base fig.23



N.b. dei 27 accoppiamenti albero-base e dei 27 foro-base solo alcuni sono raccomandati (circa 20 totali). Si preferisce il sistema Foro-base a causa dei costi di lavorazione dei fori.

Accoppiamenti raccomandati (foro base - gioco) fig.24

Precisione ↑	Accoppiamenti	Esempi
	○	H8/e8
	H8/d8	
	H11/c11	
	Libero LARGO	

Precisione ↑	Accoppiamento	Esempi
		H7/f6
	H7/f7	
	H8/f7	
	H8/f8	
	Libero NORMALE	

Precisione ↑	Accoppiamenti	Esempi
	○	H6/g5
	H7/g6	
	Libero STRETTO	

Precisione ↑	Accoppiamento	Esempi
		H6/h5
	H6/h6	
	H7/h6	
	H11/h11	
	Libero DI SCORRIMENTO	

- Libero largo ⇒ gioco alto.
- Libero normale ⇒ gioco medio → pezzi rotanti ad alta velocità.
- Libero stretto ⇒ gioco basso → accoppiamenti mobili a bassa velocità.
- Scorrimento ⇒ gioco basso → parti rotanti e sovraveli.

Tabelle pagine 138-139, numero XVII e XVIII + immagini pagine 135 e 137.

Precisione ↑	Accoppiamenti	Esempi
	o	Spina cilindrica di riferimento
	H6/js5	
	H6/js6	
	H7/m6	
Bloccato A SPINTA		

Precisione ↑	Accoppiamenti	Esempi
	o	Accoppiamento spinotto-pistone
	H6/p5	
	H7/p7	
	H7/r6	
Bloccato ALLA PRESSA		

Precisione ↑	Accoppiamento	Esempi
	H6/n5	Montaggio di bronzine nella loro sede esterna
	H7/n6	
	H8/n8	
Bloccato SERRATO		

Precisione ↑	Accoppiamento	Esempi
	H7/s6	Bussola di guide per utensili
	H7/u7	
	Bloccato A CALDO	

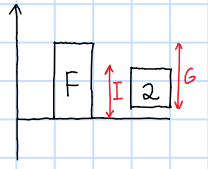
- Bloccato a spinta (accoppiamenti incerti) ⇒ Piccola interferenza ⇒ Montaggio a mano (REVERSIBILE)
- Bloccato serrato ⇒ BASSA INTERFERENZA ⇒ smontabile con estrattore (REVERSIBILE)
- Bloccato alla pressa ⇒ Deformazione plastica ⇒ Interferenza medio-alta ⇒ IRREVERSIBILE
- Bloccato a caldo ⇒ Montaggio con dilatazione termica del foro ⇒ INTERFERENZA ALTA ⇒ IRREVERSIBILE

Esempio: calettamento di una puleggia all'estremità di un motore elettrico $\phi 22$ H7/k6

1) IT6 e IT7 per $\phi 22 = 13 \mu m$ (IT6) e $21 \mu m$ (IT7)

2) Foro: $E_i = 0$ e $E_s = 21 \mu m$

Albero: $e_i = +2$ e $e_s = +15 \mu m$



3) $I_{max} = 15 \mu m$ $G_{max} = 19 \mu m$

4) scegliere accoppiamento raccomandato più vicino: H7/m6 e confrontare le condizioni limite.

Tolleranze generali

Le tolleranze si applicano solo alle quote funzionali (di montaggio), a tutte le altre quote sono applicate le tolleranze generali, che sono più larghe e si indicano nella distinta componenti. Sono divise in 4 classi di tolleranza (f; m; c; v) e raccolte nelle tabelle I-VIII di pagina 117-119. (questa norma è in disuso).

Vantaggi:

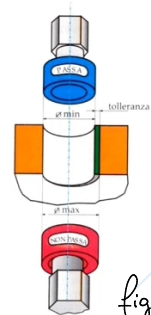
- Facile lettura
- Vantaggi economici
- Tempo

Controllo dimensionale

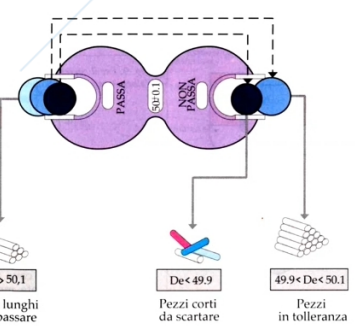
- Calibri a forcella per alberi fig. 26
- Calibri a tampone per fori fig. 27

Gli accoppiamenti raccomandati permettono di ridurre il numero di calibri.

Calibri a tampone per fori



Calibri a forcelle per alberi

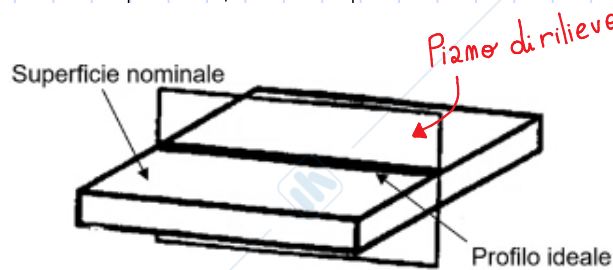


Rugosità

Si è già parlato della differenza tra le dimensioni ideali di un pezzo e la sua realizzazione pratica. Anche le superfici presentano delle irregolarità (errori microgeometrici): possiamo quindi parlare di superfici ideali e superfici reali. Per gli errori macrogeometrici abbiamo imparato a usare le tolleranze, mentre per gli errori microgeometrici è necessario introdurre il concetto di rugosità: "insieme delle irregolarità superficiali che si ripetono con passo relativamente piccolo, frutto del processo di lavorazione e di altri fattori influenti".

Si definiscono quindi: (fig.28)

- Superficie nominale (ideale) rappresentata sul disegno.
- Superficie reale ottenuta con la lavorazione.
- Piano di rilievo: piano di sezione.
- Profilo reale: andamento risultante dall'intersezione del piano di rilievo con la superficie reale.

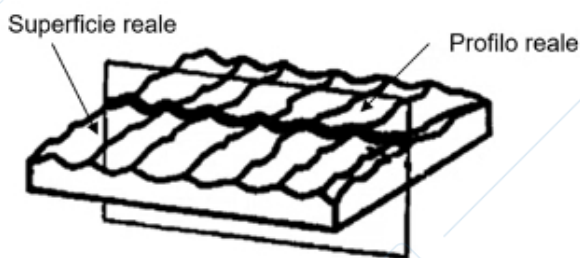


Superficie nominale, piano di rilievo e profilo ideale.

Un profilo reale è caratterizzato da una successione di creste e di valli di ampiezza dell'ordine dei micron (μm)

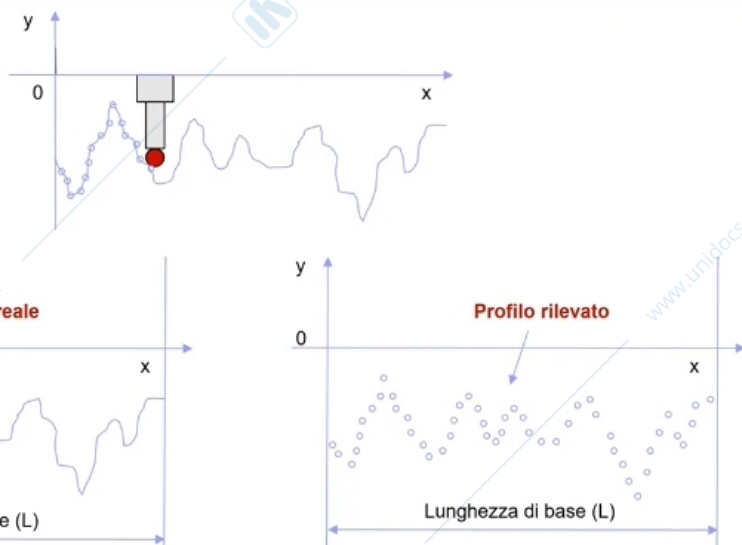
Per studiare l'andamento della superficie reale si usa il **tastatore**, uno strumento che associa ad ogni punto del piano (con cui va in contatto) una coppia (x, y) di coordinate non continue, pertanto si definisce:

- Profilo rilevato, rappresentato da una m-pla di coppie (x, y) e definisce la superficie reale per intervalli di misura sufficientemente piccoli ma non continui che per interpolazione vengono ricondotti a una funzione continua. (fig.29)



Superficie reale, piano di rilievo e profilo reale. fig.28

fig.29



Pertanto si definiscono le seguenti formule: (fig.30)

- $R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y| dx$: area/lunghezza = altezza R_a tale che $R_a \times L =$ area data dalla somma delle aree al di sopra e al di sotto della linea media (vedi figura)

$$R_a = \frac{|y_1| + |y_2| + |y_3| + \dots + |y_m|}{m} \quad (\text{discreto})$$

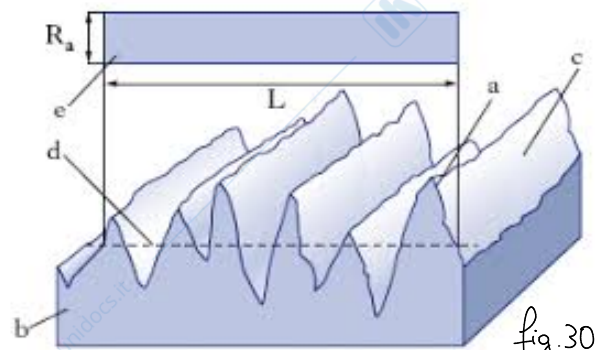


fig.30

(d = linea media del profilo)

Quindi $R_a =$ altezza del rettangolo immaginario che ha come area la somma delle aree tra il profilo reale e la linea media del profilo.

Dal profilo vale a ricavare la **linea media del profilo** che va a mediare i punti ottenuti (valore medio delle m ordinate rilevate). La linea media va a **minimizzare lo scarto quadratico medio**: impongo che la curva che rappresenta il profilo abbia grado 0 ($y = b$, con $b \in \mathbb{R}$). La linea media del profilo è una sorta di linea di compensazione tra aree positive e negative.

Si definisce R_2 come l'indice di rugosità, che nel continuo è rappresentato dall'integrale:

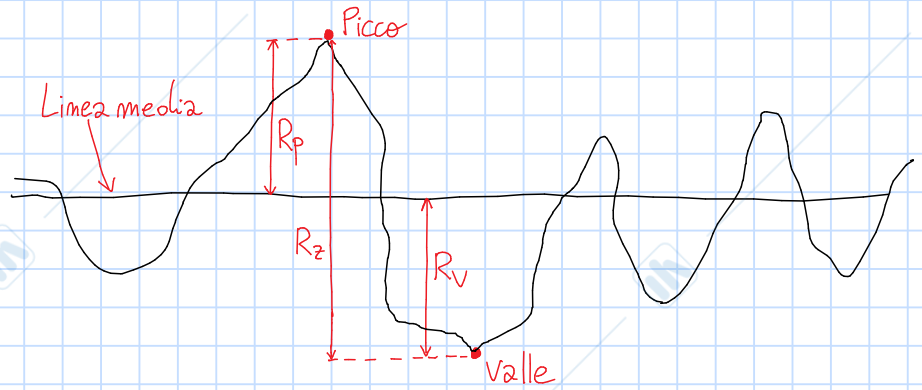
$$R_2 = \frac{1}{L} \int_0^L |y| dx; \text{ mentre nel discreto è rappresentato dalla sommatoria: } R_2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |y_i|$$

Altri indici di rugosità:

R_p = altezza massima di picco

R_v = profondità massima di valle

R_z = altezza massima del profilo



Rappresentazione della rugosità

La vecchia norma divideva la rugosità in 5 livelli, oggi la rugosità si indica con il simbolo $\sqrt{R_2^m}$, NORMA ISO 1302.

- segno base: \checkmark
- Richiesta lavorazione ad asportazione di truciolo: \checkmark
- Asportazione non consentita: \checkmark
- Specifiche condizioni per la superficie: \checkmark
- Condizione unica per tutte le superfici: \checkmark

Esempio: fori: $2 \times \phi 10 H7/g6 90^\circ \sqrt{R_{a,12}}$; alimoltra $\sqrt{R_{a,0,8}}$ rettificato $\sqrt{R_{a,0,8}}$ $\sqrt{R_{a,1,6}}$, $\sqrt{R_{y,35}}$
(si fa riferimento alla Lez. 10, minuto 50)

Nota: il simbolo deve puntare dal lato esterno del materiale del pezzo.

Orientamento dei solchi di rugosità (porre i simboli a dx del segno base)

- = solchi paralleli al piano di proiezione
- \perp solchi perpendicolari al piano di proiezione
- X solchi obliqui incrociati

Relazione tra lavorazioni e grado di rugosità

$R_2 (\mu m)$	25	6	1,6	0,2	0,1
	Fonderia Deformazione plastica	Foratura Sgrossatura	Finitura Alesatura	Rettifica	Superfinitura

Legame rugosità-tolleranze (fig. 31)

Il controllo della rugosità è associato sempre al controllo delle tolleranze: la tabella mostra il legame tra grado di tolleranza e rugosità massima da prescrivere su superficie cilindriche (Tab. XX pag. 292).

Grado IT	Sup. cilindriche (diametro in mm)		
	Oltre 3 fino a 18	Oltre 18 fino a 80	Oltre 80 fino a 250
	Rugosità R_a massima (μm)		
6	0,32	0,5	0,8
7	0,5	0,8	1,25
8	0,8	1,25	2
9	1,25	2	3,2

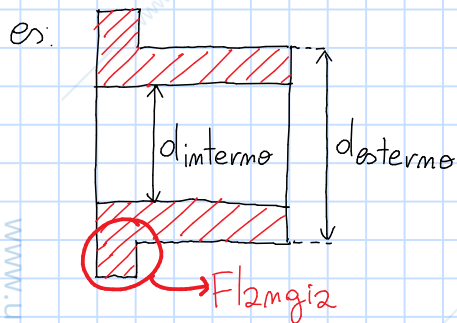
- ad ogni tolleranza è associata una rugosità massima.

fig. 31

Boccole

Cosa sono? La boccola o bronzina o cuscinetto radente ha la funzione di permettere la rotazione relativa tra un albero e un mozzo in condizioni di basso attrito. (vedere catalogo SKF).

Le grandezze fondamentali di una boccola sono il diametro interno e il diametro esterno. N.b. "flangia" = prolungamento alimolrico esterno

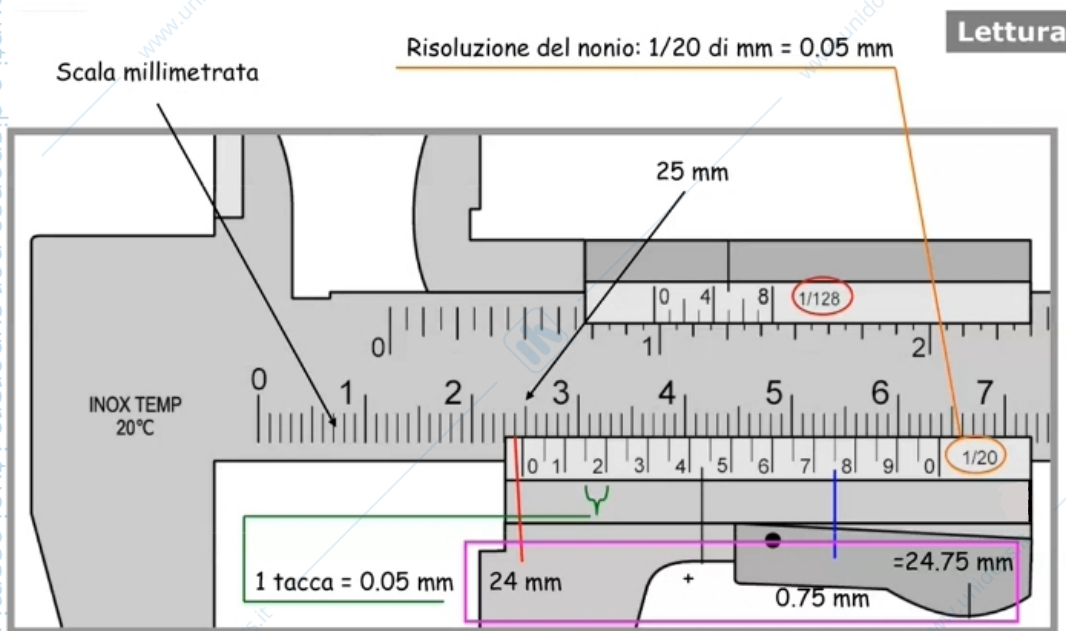


Solitamente $IT_{d_{esterno}} > IT_{d_{interno}}$, perché il diametro esterno serve per fare gli accoppiamenti.

Calibro fig. 32

Serve a misurare dimensioni interne ed esterne: becchi; per profondità: asticella. Col calibro si possono misurare i 20esimi di mm, ogni tacca corrisponde a 0,05 mm.

Esistono anche i calibri 50esimali, per leggere i 0,02 mm.



Calibro passa-mem passa per gli alberi (risparmio tempo) e Calibro per viti e fori filettati.

Dispositivi antisvitamento spontaneo

A causa delle tolleranze di lavorazione, fra i filetti della vite e quelli della madrevite c'è un certo gioco: quando i filetti vengono portati a contatto, il movimento e il conseguente svitamento spontaneo sono ostacolati dalla forza d'attrito. Tuttavia in seguito a urti, vibrazioni e altri fattori esterni, il collegamento potrebbe allentarsi o anche sciogliersi.

Per impedire ciò esistono due metodi:

- mantenere il contatto tra i filetti (diminuisce il rischio ma non lo impedisce del tutto) → sicurezza relativa
- impedire la rotazione relativa fra vite e madrevite tramite vincolo meccanico → sicurezza assoluta

Per studiare un collegamento si ricorre alle Junker Test (video su youtube) che permette di stabilire il d.a.s. più adeguato.

Per garantire il contatto e quindi la trazione si ricorre a:

- MOLLE a tazza
- Rosette elastiche
- DADO e CONTRODADO

Per impedire la rotazione relativa si ricorre a:

- Rosette di sicurezza
- COPIGLIA
- Ghiera filettata

Più nel dettaglio:

- **rosette elastiche** spaccate e tagliate (**Grower**) (fig. 33)
- **Copiglia**, usata simultaneamente ad un **dado ad intagli** (fig. 34)
- **rosetta di sicurezza**, si basa sul principio di **ancorare** un'apposita parte della rosetta alla **superficie di battuta** e **ripiegare** l'altra estremità contro la faccia del dado (fig. 35)

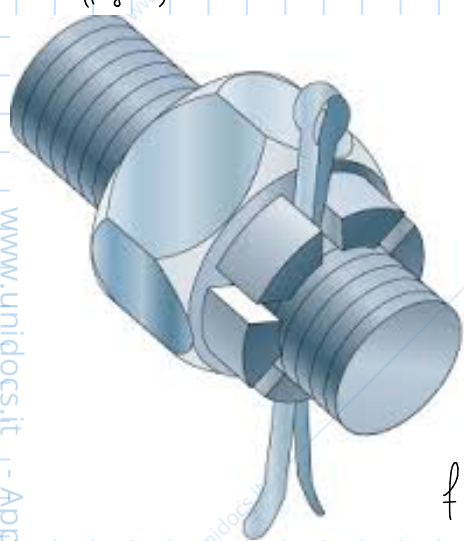
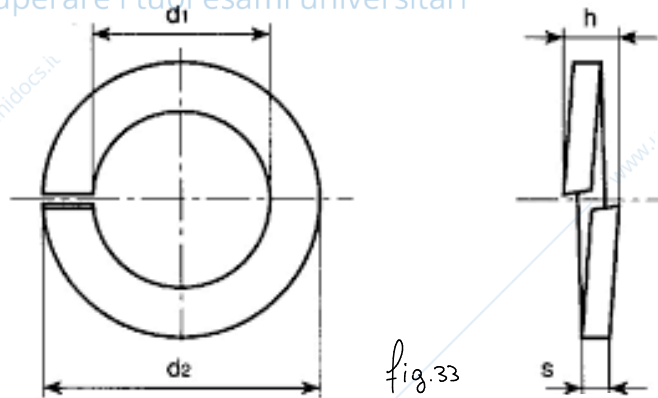
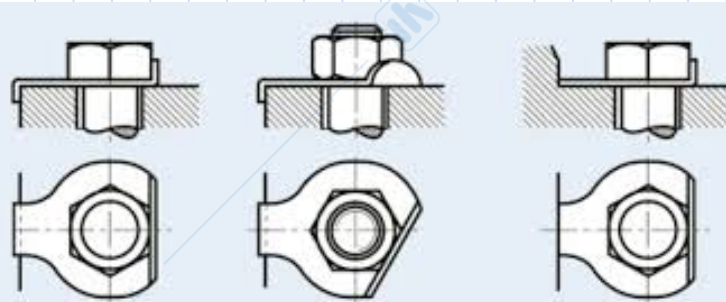


fig. 34

fig. 35



- Dado e controdado → il **contro dado** elimina il gioco tra i filetti della vite e del bullone.
- Dado con inserto **elastico** → Dadi con un anello di **nylon** che durante il serraggio si deforma e incrementa l'attrito tramite pressione esercitata sui filetti.

Trasmissione del moto rotatorio

Una delle più comuni funzioni presenti nelle macchine è quella della **trasmissione del moto** fra una **sorgente di energia meccanica** (il motore) ed uno o più **utilizzatori**. L'energia meccanica deve essere trasmessa dal **motore** all'**utilizzatore** per svolgere la funzione richiesta.

Nel caso in cui motore e utilizzatore siano **coassiali** (abbiamo lo stesso asse), la trasmissione del moto rotatorio può avvenire mediante **giunto rigido** (fig. 36) costituito da **semigiunti flangiate** uniti da bulloni. La cavità dei semigiunti è detta **mozzo**, nel quale è collocato l'albero.

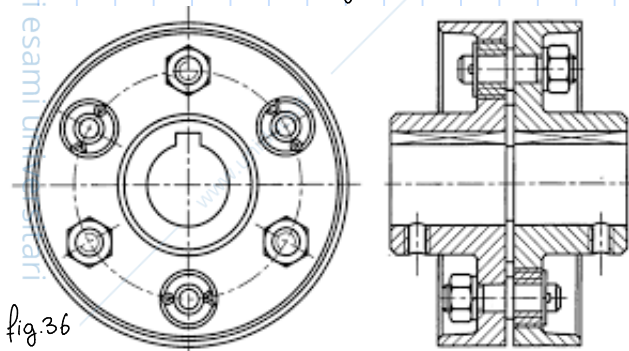


fig. 36

La **trasmissione del moto** parte dal motore che genera una **coppia** sotto forma di rotazione nell'**albero** che grazie a una **linguetta/chiavetta** trasferisce la coppia al **semigiunto di sx** che a sua volta, per via dell'**aderenza** tra i semigiunti ottenuta mediante un **inserto elastico (elastomero)** che trasferisce il moto al semigiunto di dx che grazie a un'ulteriore linguetta/chiavetta, lo trasferisce all'albero (fig. 37). L'inserto elastico assorbe le eventuali vibrazioni prodotte dalle macchine (si sfrutta la **cedevolezza** dell'inserto). (vedi su yt: **Shaft Alignment concepts: the basics**)

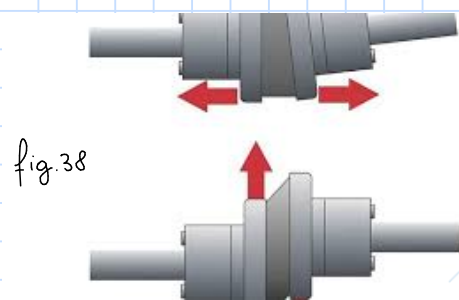


fig. 38

A sx. il comportamento dei giunti in caso di **disallineamento**. A dx. un esempio di sistema per la trasmissione del moto rotatorio coassiale. N.b. l'inserto elastico può trovarsi nella forma di una **serpentina (scheletro che si monta intorno al mozzo)**.



fig. 37

I giunti quindi:

- permettono la trasmissione del moto rotatorio
- compensano **disassamenti**
- attenuano i sovraccarichi **impulsivi**

Vedi tab. XI pag. 549

Percorso meccanico:

Albero motore → **semigiunto**
semigiunto → **inserto in elastomero**
inserto → **semigiunto**
Semigiunto → **Albero mosso**

Collegamenti albero-mozzo

I collegamenti albero-mozzo interessano spesso gli alberi rotanti e i mozzi delle pulegge, per trasmettere il moto, e si dividono in:

- Linguetta
- Chiavetta

Le linguette

(vedi su yt: [Installations for vertical split cover](#) di Lovejoy, LLC).

Le linguette sono prismatiche a sezione costante e differiscono solo nella forma: A (arrotondata), B (diritta) e C (mista) che vengono apposte nelle cave degli alberi per permettere la trasmissione della coppia.

Il momento torcente è trasmesso grazie al contatto che si instaura sui fianchi della linguetta, pertanto la spinta viene trasmessa dal fianco della cava sull'albero o quello della cava nel mozzo tramite la linguetta, che viene quindi assoggettata ad una forza di taglio (fig.39)

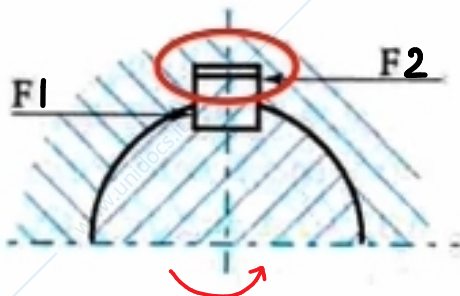
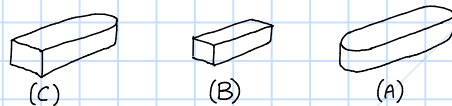


fig.39

Percorso meccanico: Albero rotante (fianco della cava) → fianco della linguetta → forza sul fianco della cava del mozzo → forza di reazione uguale e contraria che sviluppa il moto → trasmissione del moto.

F1: forza dell'albero sulla linguetta

F2: forza del mozzo sulla linguetta

Quindi il momento torcente viene trasmesso da una forza di taglio.

Affinché il collegamento funzioni, sono importanti:

- gioco funzionale tra linguetta e mozzo per permettere lo scorrimento assiale, infatti la linguetta è montata a mano, per impedire lo scorrimento assiale si ricorre ad espedienti noti: rondelle, anelli seeger, spallamenti. Quindi è opportuno considerare un sistema di bloccaggio radiale per evitare uno smontaggio spontaneo.

- Permettono collegamenti veloci

- L'assenza di forzamento radiale non provoca eccentricità

A volte per bloccare le linguette si può far ricorso alla predisposizione di opportuni fori che ne consentano il fissaggio sull'albero mediante grani o viti (fig.40)

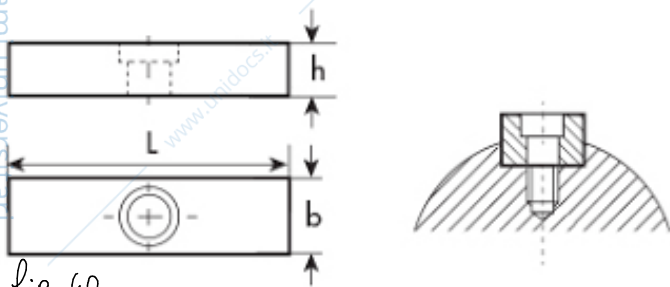


fig.40

La scelta delle linguette è normata dalle tabelle IV di pag.425 che stabilisce in base al diametro dell'albero:

- sezione $b \times h$
- Lunghezza h (range)
- Dimensioni della cava
- eventuali snussi e arrotondamenti

N.b. le tolleranze per la linguetta si stabiliscono col sistema albero-base e sono indicate nelle tabelle

Le tabelle V e VI stabiliscono le caratteristiche per le linguette forate e quelle a disco.

Esempio:
 Larghezza cava: 16
 albero tra 44-50mm profondità cava albero: 5,5
 Sezione $b \times h$: 16 x 9 profondità cava mozzo: 3,8
 lunghezza: 36-160 Gioco: $(5,5 + 3,8) - 9 = 0,3 \text{ mm}$ di gioco

Designazione: Linguetta (TIPO) $b \times h \times l$

Le cave vengono eseguite con la fresa:

- Fresa ad asse verticale (fig.41)
- Fresa ad asse orizzontale (fig.42)

Quotatura tecnologica:
 - asse orizzontale: interasse e diametro
 - asse verticale: profondità e corsa della fresa

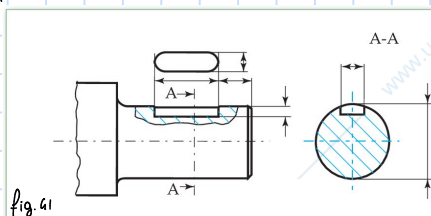


fig.41

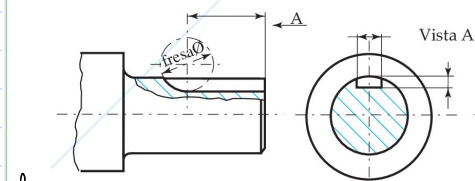


fig.42

Linguetta a disco

Costituita da una un elemento semicircolare che si colloca in una **cava semicircolare**. La linguetta a disco indebolisce l'albero, infatti possiamo trasmettere momenti torcenti come muti, però il loro impiego è frutto della loro **economicità** (nella realizzazione della cava). Sono indicate per alberi **tranco-comici**.

Dimensionamento di una linguetta

Perché b e h sono tabellate, è necessario dimensionare la lunghezza l . Per la lunghezza si fa riferimento alla coppia da trasmettere.

$$T = \frac{2 \cdot Mt}{D} \quad \text{D} \rightarrow \text{diametro}$$

T = forza di taglio, pertanto $\tau_{max} = \frac{T}{A} = \frac{\text{forza}}{\text{area}} = \frac{2 \cdot Mt}{D \cdot b \cdot l}$ = sforzo massimo, e per la **trattazione di Jourawsky** $\Rightarrow \tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{T}{A} \Rightarrow$

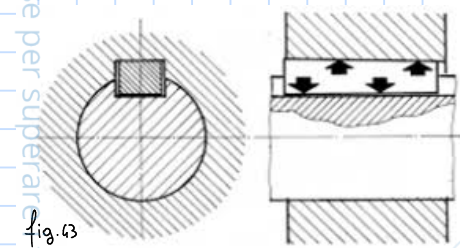
$$\tau_{max} = \frac{3Mt}{D \cdot b \cdot l}, \text{ tale } \tau_{max} = \text{tensione tangenziale, che va confrontata con la } \tau_{ammisibile} \text{ tabellata: } \tau_{max} \leq \tau_{ammisibile} \Rightarrow \frac{3Mt}{D \cdot b \cdot l} \leq \tau_{ammisibile} \Rightarrow$$

$l \geq \frac{3Mt}{D \cdot b \cdot \tau_{ammisibile}}$ e si sceglie poi l dalle lunghezze unificate. (τ_{max} deve essere minore di quella ammissibile per il materiale dato).

m.b. all'aumentare di $\tau_{ammisibile}$ diminuisce la lunghezza (perché il materiale è più resistente). (Vedi video su yt: **key coupling failure between shaft and hub**, di Jacques maurel).

Le chiavette

Le chiavette sono dei prismi a sezione rettangolare **non costante**, infatti lo spessore decresce da un'estremità all'altra, che vengono **incastate** nelle cave. L'**inclinazione** della chiavetta è in genere 1:100, ed è funzionale al collocamento della chiavetta, infatti la chiavetta si comporta come un **cuneo**: l'inserimento **forzato** della chiavetta genera un **allontanamento** tra l'albero e il mozzo e si instaurano **forze d'attrito** per via dell'interferenza. Si realizza così un forzamento e la trasmissione del moto avviene **per attrito**. Infatti i fianchi non agiscono, anzi, vi è **gioco** tra i fianchi della chiavetta e i fianchi della cava (fig. 43).

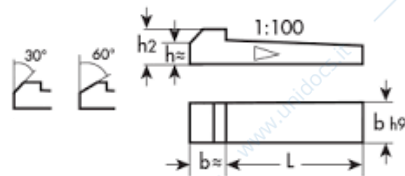


Caratteristiche:

- il gioco è funzionale solo al collocamento della chiavetta
- Le forze che interagiscono sono **forze di compressione**
- Non vi è **sconimento assiale relativo**
- il forzamento della chiavetta provoca un **leggero disassamento (eccentricità)** che genera vibrazioni, che la rendono inadatta a collegamenti veloci.

Forme standard

- A, B e C come nelle lingvette
- Chiavetta con **masello** (permette una più rapida rimozione) (fig. 44)



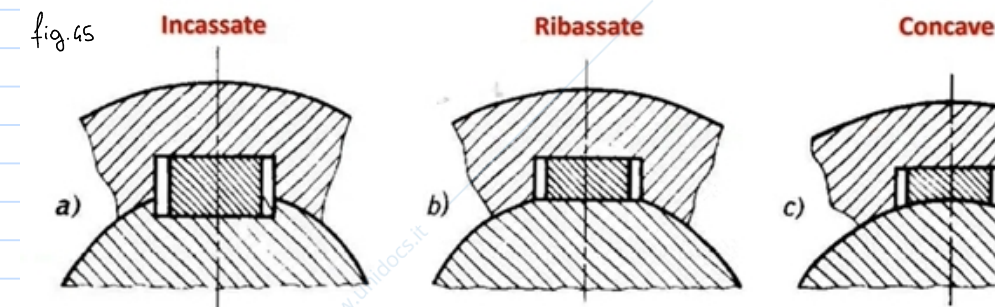
Tipologie (fig. 45)

- **Incassate**: cava sia sull'albero sia sul mozzo
- **Ribassate**: cava sul mozzo e **spianatura** sull'albero
- **Concave**: cava sul mozzo

Relazioni tra le 3 tipologie

Momento torcente: $Incassata = max$; $ribassata = 1/2$; $concave = 1/4$

Vantaggio economico: $concave > ribassate > incassate$ (per via dei costi di lavorazione sugli alberi)



Dimensionamento di una chiavetta

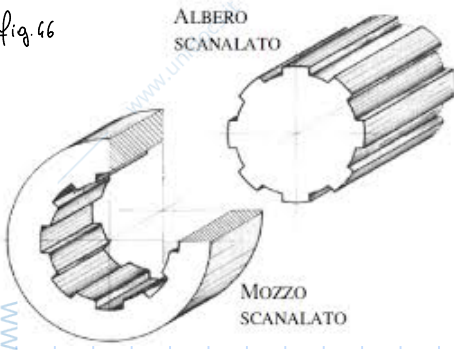
I valori della chiavetta e le cave sono tabellati nella Tab. I di pagina 421. La tabella prevede un' **interferenza nominale** tra le facce della chiavetta e le cave. Anche in questo caso è necessario **dimensionare la lunghezza**, che varia in base al diametro e alla coppia da trasmettere. Per chiavette con masello è prevista la Tab. II di pag. 422.

Altri accoppiamenti:

- **Accoppiamento scanalato:** trasmette coppia maggiore a fronte di un elevato costo di realizzazione (esempio: Camera dello sterzo) (fig. 66) e trasmette il moto per **vincolo meccanico** (come se ci fossero tante linguette).

fig. 66

ALBERO
SCANALATO



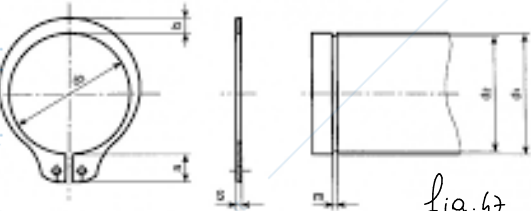
MOZZO
SCANALATO

- Spine trasversali e longitudinali, per **vincolo meccanico**.

Amello seeger

È il più comune amello elastico, a sezione rettangolare, può essere applicato sia sugli alberi sia sui fori e sono di largo impiego poiché **vincolano lo scorrimento assiale** e tollerano anche forti carichi assiali. Vengono posizionati per mezzo di particolari **pinze** mormate. Gli amelli seeger sono tabellati a pagina 664-665 (tab. XX e XXI). Noti sono anche gli **amelli di sicurezza** (fig. 67).

fig. 67



Conclusione:
Studiare disegni
Lezione su assiemi