

Tolleranze dimensionali

Generalità

Si definisce *tolleranza* (t) il massimo scarto dimensionale ammissibile di un pezzo e il suo valore è stabilito dalla differenza tra la dimensione massima e la dimensione minima ammissibili. Indicati con D_{max} , D_{min} , d_{max} e d_{min} le dimensioni massime e minime rispettivamente di alberi e fori si ha:

$$t = D_{max} - D_{min} \qquad t = d_{max} - d_{min}$$

Nella costruzione in serie di organi meccanici è indispensabile che sia garantita l'intercambiabilità dei vari particolari, occorre cioè, nella serie di una certa macchina, che ogni esemplare di un dato perno possa accoppiarsi con le stesse modalità (libero, s correvole, bloccato ecc.) entro ciascun esemplare del foro corrispondente.

Per ottenere questo è necessario che per entrambi gli organi da accoppiare siano fissate le tolleranze dimensionali ovvero siano determinati gli scarti rispetto alle dimensioni nominali (D_n , d_n). Perché un pezzo sia ritenuto accettabile è necessario che la sua dimensione effettiva, D_e , sia compresa tra i limiti:

$$D_{max} \geq D_e \geq D_{min}$$

Definire una certa zona di tolleranza significa stabilire i valori degli scostamenti delle dimensioni estreme dalla dimensione nominale (teorica):

- ▶ *scostamento superiore* (differenza tra la dimensione massima ammissibile e la dimensione nominale assunta come linea dello zero). Indicati con ES ed es gli scostamenti superiori rispettivamente di un foro e di un albero si ha:

$$ES = D_{max} - D_n \qquad es = d_{max} - d_n$$

- ▶ *scostamento inferiore* (differenza tra la dimensione minima ammissibile e quella nominale). Indicati con EI ed ei gli scostamenti rispettivamente di un foro e di un albero si ha:

$$EI = D_{min} - D_n \qquad ei = d_{min} - d_n$$

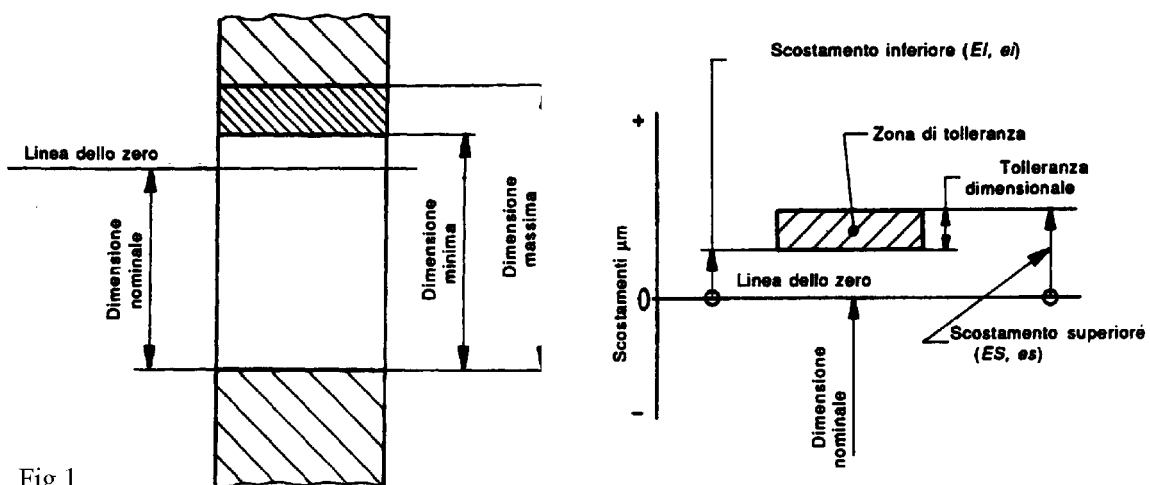


Fig.1

Il posizionamento della tolleranza rispetto alla linea dello zero¹ è indicato, rispettivamente per fori e per alberi, con le lettere maiuscole e minuscole secondo quanto indicato qualitativamente in figura 2 (i valori numerici degli scostamenti fondamentali degli alberi e dei fori si trovano rispettivamente nel prospetto II e III della tabella UNI EN 20286/1)

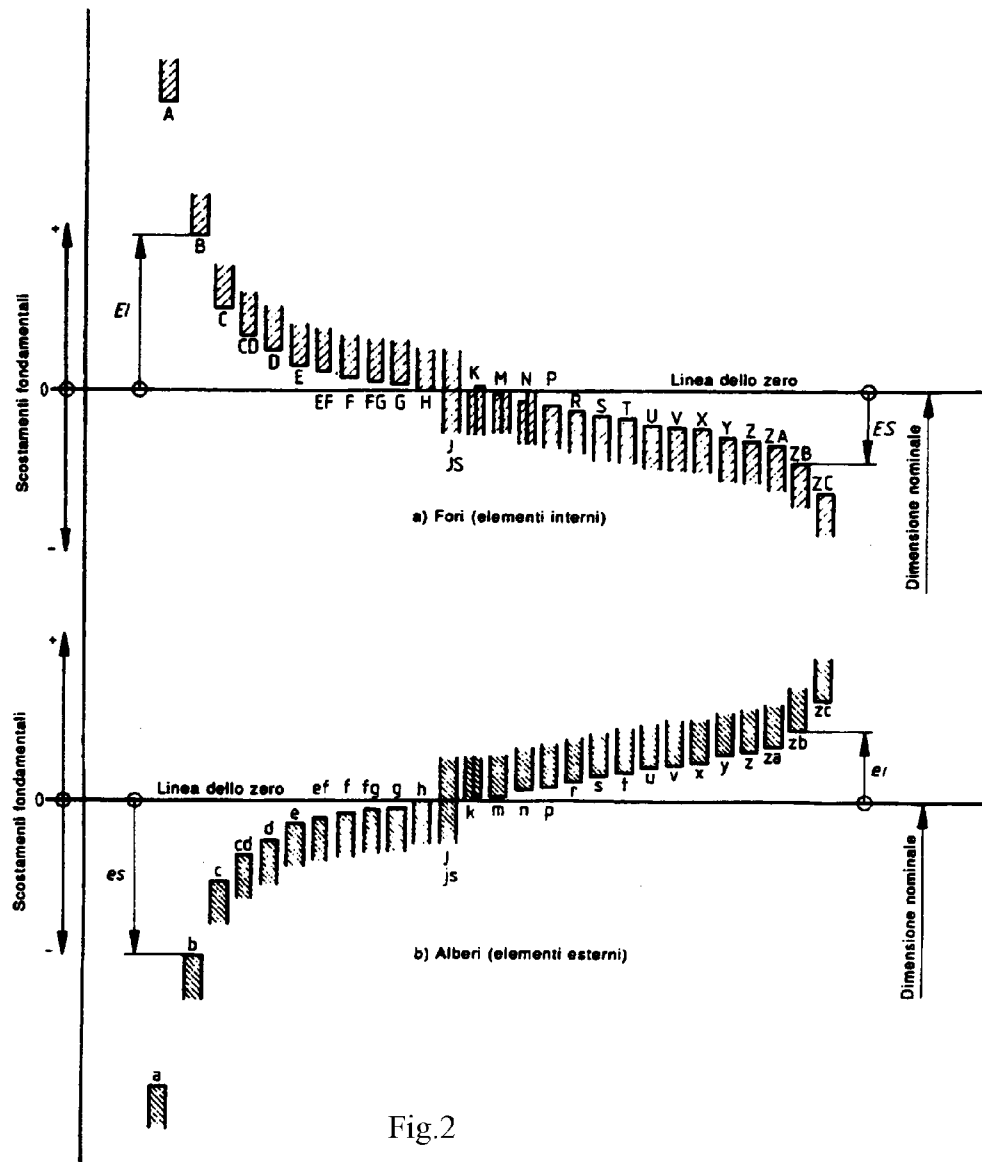


Fig.2

Prospetto II Valori numerici degli scostamenti fondamentali degli alberi

Dimensione nominale mm		Scostamento superiore <i>es</i>													Scostamento inferiore <i>ei</i>		
		Gradi di tolleranza													IT5 e IT6	IT7	IT8
oltre	fino a	a ¹⁾	b ¹⁾	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js ²⁾	i			
—	3 ¹⁾	- 270	- 140	- 60	- 34	- 20	- 14	- 10	- 6	- 4	- 2	0	Scostamenti = $\pm \frac{IT_n}{2}$, dove <i>n</i> è il valore del grado di tolleranza IT	- 2	- 4	- 6	
3	6	- 270	- 140	- 70	- 46	- 30	- 20	- 14	- 10	- 6	- 4	0		- 2	- 4		
6	10	- 280	- 150	- 80	- 56	- 40	- 25	- 18	- 13	- 8	- 5	0		- 2	- 5		
10	14	- 290	- 150	- 95		- 50	- 32		- 16		- 6	0		- 3	- 6		
14	18													- 3	- 6		
18	24	- 300	- 160	- 110		- 65	- 40		- 20		- 7	0		- 4	- 8		
24	30													- 4	- 8		
30	40	- 310	- 170	- 120		- 80	- 50		- 25		- 9	0		- 5	- 10		
40	50	- 320	- 180	- 130										- 5	- 10		
50	65	- 340	- 190	- 140		- 100	- 60		- 30		- 10	0		- 7	- 12		
65	80	- 360	- 200	- 150										- 7	- 12		
80	100	- 380	- 220	- 170		- 120	- 72		- 36		- 12	0		- 9	- 15		
100	120	- 410	- 240	- 180										- 9	- 15		
120	140	- 460	- 260	- 200		- 145	- 85		- 43		- 14	0		- 11	- 18		
140	160	- 520	- 280	- 210										- 11	- 18		
160	180	- 580	- 310	- 230		- 170	- 100		- 50		- 15	0		- 13	- 21		
180	200	- 660	- 340	- 240										- 13	- 21		
200	225	- 740	- 380	- 260		- 190	- 110		- 56		- 17	0		- 16	- 26		
225	250	- 820	- 420	- 280										- 16	- 26		
250	280	- 920	- 480	- 300		- 210	- 125		- 62		- 18	0		- 18	- 28		
280	315	- 1 050	- 540	- 330										- 18	- 28		
315	355	- 1 200	- 600	- 360		- 230	- 135		- 68		- 20	0		- 20	- 32		
355	400	- 1 350	- 680	- 400										- 20	- 32		
400	450	- 1 500	- 760	- 440		- 260	- 145		- 76		- 22	0					
450	500	- 1 650	- 840	- 480													
500	560					- 290	- 160		- 80		- 24	0					
560	630																
630	710					- 320	- 170		- 86		- 26	0					
710	800																
800	900					- 350	- 195		- 98		- 28	0					
900	1 000																
1 000	1 120					- 390	- 220		- 110		- 30	0					
1 120	1 250																
1 250	1 400					- 430	- 240		- 120		- 32	0					
1 400	1 600																
1 600	1 800					- 480	- 260		- 130		- 34	0					
1 800	2 000																
2 000	2 240					- 520	- 290		- 145		- 38	0					
2 240	2 500																
2 500	2 800																
2 800	3 150																

$$\text{Scostamenti} = \pm \frac{ITn}{2}$$
 dove *n* è il valore del grado di tolleranza IT

1) Gli scostamenti fondamentali a e b non devono essere utilizzati per dimensioni nominali ≤ 1 mm.

2) Per le classi di tolleranza da js7 a js11, se il valore *n* di IT è un numero dispari, l'arrotondamento si effettua al numero pari immediatamente inferiore in modo che lo scostamento risultante, cioè $\pm \frac{ITn}{2}$, possa essere espresso in un numero intero di micrometri.

[illegible]

Prospetto III Valori numerici degli scostamenti fondamentali dei fori

Dimensione nominale mm		Scostamenti inferiori <i>Ei</i>													Scostamenti ES						
		Gradi di tolleranza													IT6	IT7	IT8	fino a IT8	oltre IT8	fino a IT8	oltre IT8
oltre	fino a	A 1)	B 1)	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS 2)	J		K 3)		M 3) 4)			
—	3 1) 5)	+ 270	+ 140	+ 80	+ 34	+ 20	+ 14	+ 10	+ 6	+ 4	+ 2	0	Scostamenti = $\pm \frac{ITn}{2}$, dove n è il valore del grado di tolleranza IT	+ 2	+ 4	+ 6	0	0	— 2	— 2	
3	6	+ 270	+ 140	+ 70	+ 46	+ 30	+ 20	+ 14	+ 10	+ 6	+ 4	0		+ 5	+ 6	+ 10	— 1 + Δ		— 4 + Δ	— 4	
6	10	+ 280	+ 150	+ 80	+ 56	+ 40	+ 25	+ 18	+ 13	+ 8	+ 5	0		+ 5	+ 8	+ 12	— 1 + Δ		— 6 + Δ	— 6	
10	14	+ 290	+ 150	+ 96		+ 50	+ 32		+ 16		+ 6	0		+ 6	+ 10	+ 15	— 1 + Δ		— 7 + Δ	— 7	
14	18													+ 8	+ 12	+ 20	— 2 + Δ		— 8 + Δ	— 8	
18	24	+ 300	+ 160	+ 110		+ 65	+ 40		+ 20		+ 7	0									
24	30													+ 10	+ 14	+ 24	— 2 + Δ		— 9 + Δ	— 9	
30	40	+ 310	+ 170	+ 120		+ 80	+ 50		+ 25		+ 9	0									
40	50	+ 320	+ 180	+ 130										+ 13	+ 18	+ 28	— 2 + Δ		— 11 + Δ	— 11	
50	65	+ 340	+ 190	+ 140		+ 100	+ 60		+ 30		+ 10	0									
65	80	+ 360	+ 200	+ 150										+ 16	+ 22	+ 34	— 3 + Δ		— 13 + Δ	— 13	
80	100	+ 380	+ 220	+ 170		+ 120	+ 72		+ 36		+ 12	0									
100	120	+ 410	+ 240	+ 180										+ 18	+ 26	+ 41	— 3 + Δ		— 15 + Δ	— 15	
120	140	+ 460	+ 260	+ 200		+ 145	+ 85		+ 43		+ 14	0									
140	160	+ 520	+ 280	+ 210										+ 22	+ 30	+ 47	— 4 + Δ		— 17 + Δ	— 17	
160	180	+ 580	+ 310	+ 230		+ 170	+ 100		+ 50		+ 15	0									
180	200	+ 660	+ 340	+ 240										+ 25	+ 36	+ 55	— 4 + Δ		— 20 + Δ	— 20	
200	225	+ 740	+ 380	+ 260		+ 180	+ 110		+ 56		+ 17	0									
225	250	+ 820	+ 420	+ 280										+ 29	+ 39	+ 60	— 4 + Δ		— 21 + Δ	— 21	
250	280	+ 920	+ 480	+ 300		+ 210	+ 125		+ 62		+ 18	0									
280	315	+ 1 050	+ 540	+ 330										+ 33	+ 43	+ 66	— 5 + Δ		— 23 + Δ	— 23	
315	355	+ 1 200	+ 600	+ 360		+ 230	+ 135		+ 68		+ 20	0									
355	400	+ 1 360	+ 680	+ 400													0		— 26		
400	450	+ 1 500	+ 760	+ 440		+ 260	+ 145		+ 76		+ 22	0									
450	500	+ 1 680	+ 840	+ 480												0		— 30			
500	560					+ 280	+ 160		+ 80		+ 24	0									
560	630															0		— 34			
630	710					+ 320	+ 170		+ 86		+ 26	0									
710	800															0		— 40			
800	900					+ 350	+ 195		+ 98		+ 28	0									
900	1 000															0		— 48			
1 000	1 120					+ 380	+ 220		+ 110		+ 30	0									
1 120	1 250															0		— 58			
1 250	1 400					+ 430	+ 240		+ 120		+ 32	0									
1 400	1 600															0		— 68			
1 600	1 800					+ 480	+ 260		+ 130		+ 34	0									
1 800	2 000															0		— 76			
2 000	2 240					+ 520	+ 290		+ 145		+ 36	0									
2 240	2 500																				
2 500	2 800																				
2 800	3 150																				

- 1) Gli scostamenti fondamentali A e B non devono essere utilizzati per dimensioni nominali ≤ 1 mm.
- 2) Per le classi di tolleranza da JS7 a JS11, se il valore n di IT è un numero dispari, l'arrotondamento si effettua al numero pari immediatamente inferiore in modo che lo scostamento risultante, cioè $\pm \frac{ITn}{2}$, possa essere espresso in un numero intero di micrometri.
- 3) Per determinare i valori K, M e N dei gradi di tolleranza normalizzati fino a IT8 e gli scostamenti da P a ZC dei gradi di tolleranza normalizzati fino a IT7, assumere i valori di Δ nella colonna di destra.

Prospetto III Valori numerici degli scostamenti fondamentali dei fori

Valori degli scostamenti fondamentali in μm

Dimensione nominale mm		Scostamento superiore ES															Valori di Δ								
		fino a IT8	oltre IT8	fino a IT 7	Gradi di tolleranza superiori a IT7															Gradi di tolleranza					
oltre	fino a	N3/5		PaZC ³⁾	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8			
—	3 11/16	— 4	— 4	Valori come per i gradi di tolleranza normalizzati sopra IT7 incrementato da Δ	— 6	— 10	— 14		— 18		— 20		— 26	— 32	— 40	— 60	0	0	0	0	0	0			
3	6	— 8 + Δ	0		— 12	— 15	— 19		— 23		— 28		— 36	— 42	— 50	— 80	1	1,5	1	3	4	6			
6	10	— 10 + Δ	0		— 15	— 19	— 23		— 28		— 34		— 42	— 52	— 67	— 97	1	1,5	2	3	6	7			
10	14				— 18	— 23	— 28		— 33		— 40		— 50	— 64	— 80	— 130	1	2	3	3	7	9			
14	18	— 12 + Δ	0							— 39	— 46		— 60	— 77	— 108	— 150									
18	24				— 22	— 28	— 36		— 41	— 47	— 54	— 63	— 73	— 98	— 136	— 188	1,5	2	3	4	8	12			
24	30							— 41	— 48	— 55	— 64	— 75	— 88	— 118	— 160	— 218									
30	40	— 17 + Δ	0		— 26	— 34	— 43		— 48	— 60	— 68	— 80	— 94	— 112	— 148	— 200	— 274	1,5	3	4	5	9	14		
40	50							— 54	— 70	— 81	— 97	— 114	— 138	— 180	— 242	— 326									
50	65	— 20 + Δ	0		— 32	— 41	— 53	— 66	— 87	— 102	— 122	— 144	— 172	— 226	— 300	— 405	2	3	5	6	11	16			
65	80					— 43	— 59	— 75	— 102	— 120	— 146	— 174	— 210	— 274	— 360	— 480									
80	100	— 23 + Δ	0		— 37	— 51	— 71	— 91	— 124	— 146	— 178	— 214	— 258	— 335	— 445	— 595	2	4	5	7	13	19			
100	120					— 54	— 79	— 104	— 144	— 172	— 210	— 254	— 310	— 400	— 525	— 690									
120	140					— 63	— 92	— 122	— 170	— 202	— 248	— 300	— 365	— 470	— 620	— 800	3	4	6	7	15	23			
140	160	— 27 + Δ	0		— 43	— 65	— 100	— 134	— 190	— 228	— 280	— 340	— 415	— 535	— 700	— 900									
160	180					— 68	— 108	— 146	— 210	— 252	— 310	— 380	— 485	— 600	— 780	— 1 000									
180	200					— 77	— 122	— 166	— 236	— 284	— 360	— 425	— 520	— 670	— 880	— 1 180	3	4	6	9	17	26			
200	225	— 31 + Δ	0		— 50	— 80	— 130	— 180	— 268	— 310	— 365	— 470	— 575	— 740	— 980	— 1 250									
225	250					— 84	— 140	— 196	— 284	— 340	— 425	— 520	— 640	— 820	— 1 050	— 1 380									
250	280	— 34 + Δ	0		— 56	— 94	— 158	— 218	— 315	— 365	— 475	— 580	— 710	— 920	— 1 200	— 1 580	4	4	7	9	20	28			
280	315					— 98	— 170	— 240	— 360	— 425	— 525	— 650	— 790	— 1 000	— 1 300	— 1 700									
315	355	— 37 + Δ	0		— 62	— 108	— 190	— 268	— 390	— 475	— 580	— 730	— 900	— 1 150	— 1 500	— 1 900	4	5	7	11	21	32			
355	400					— 114	— 208	— 294	— 435	— 530	— 650	— 820	— 1 000	— 1 300	— 1 650	— 2 100									
400	450	— 40 + Δ	0		— 68	— 126	— 232	— 330	— 490	— 595	— 740	— 920	— 1 100	— 1 450	— 1 850	— 2 400	5	5	7	13	23	34			
450	500					— 132	— 252	— 380	— 540	— 660	— 820	— 1 000	— 1 250	— 1 600	— 2 100	— 2 600									
500	560					— 150	— 280	— 400	— 600																
560	630	— 44				— 155	— 310	— 450	— 680																
630	710					— 175	— 340	— 500	— 740																
710	800	— 50				— 185	— 380	— 560	— 840																
800	900					— 210	— 430	— 620	— 940																
900	1 000	— 56			— 220	— 470	— 680	— 1 050																	
1 000	1 120				— 250	— 520	— 780	— 1 150																	
1 120	1 250	— 66			— 280	— 580	— 840	— 1 300																	
1 250	1 400				— 300	— 640	— 960	— 1 450																	
1 400	1 600	— 78			— 330	— 720	— 1 050	— 1 600																	
1 600	1 800				— 370	— 820	— 1 200	— 1 850																	
1 800	2 000	— 92			— 400	— 920	— 1 350	— 2 000																	
2 000	2 240				— 440	— 1 000	— 1 500	— 2 300																	
2 240	2 500	— 110			— 480	— 1 100	— 1 650	— 2 500																	
2 500	2 800				— 550	— 1 250	— 1 900	— 2 900																	
2 800	3 150	— 135			— 580	— 1 400	— 2 100	— 3 200																	

3) (segue) Esempio:

K7 nella fascia 18 mm a 30 mm: $\Delta = 8 \mu\text{m}$, di conseguenza ES = - 2 + 8 = + 6 μm S6 nella fascia 18 mm a 30 mm: $\Delta = 4 \mu\text{m}$, di conseguenza ES = - 35 + 4 = - 31 μm .4) Nel caso speciale della classe di tolleranza M6 nella fascia da 250 a 315 mm, ES = - 9 μm invece di - 11 μm .5) Lo scostamento fondamentale N non deve essere utilizzato per la dimensione nominale $\leq 1 \text{ mm}$ nei gradi di tolleranza normalizzati superiori a IT8.

A seconda dei casi si potranno avere:

- ▶ tolleranza unilaterale con scostamenti entrambi negativi
- ▶ tolleranza unilaterale con scostamenti entrambi positivi
- ▶ tolleranza bilaterale (posizionata a cavallo della linea dello zero) con scostamenti di segno diverso fra loro.

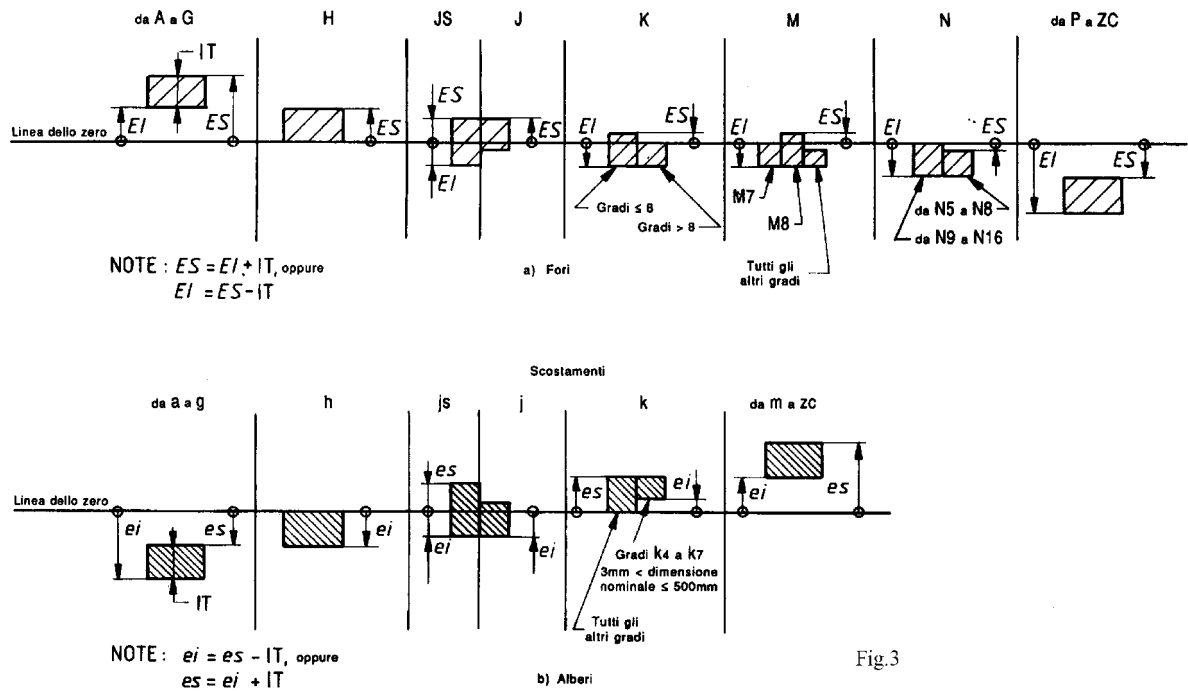


Fig.3

L'ampiezza di tolleranza, che a parità di precisione di lavorazione aumenta all'aumentare della dimensione nominale, viene determinata, nella fascia dimensionale di appartenenza, in base al grado di tolleranza normalizzato secondo quanto indicato in tabella 3.

Tabella 3 Valore numerico del grado di tolleranza normalizzato IT per dimensioni normalizzate minori od uguali a 3150 mm

Dimensione nominale mm		Gradi di tolleranza normalizzati																	
		IT1 ²⁾	IT2 ²⁾	IT3 ²⁾	IT4 ²⁾	IT5 ²⁾	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14 ³⁾	IT15 ³⁾	IT16 ³⁾	IT17 ³⁾	IT18 ³⁾
oltre	fino a	Tolleranze																	
		μm												mm					
—	3 ³⁾	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,60	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630 ²⁾	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800 ²⁾	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000 ²⁾	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250 ²⁾	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600 ²⁾	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000 ²⁾	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500 ²⁾	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150 ²⁾	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

1) I valori dei gradi di tolleranza normalizzati IT01 e IT0 relativi alle dimensioni nominali ≤ 500 mm sono riportati nell'appendice A, prospetto V.
2) Per le dimensioni nominali > 500 mm, i valori dei gradi di tolleranza normalizzati da IT1 a IT5 sono dati a titolo sperimentale.
3) I gradi di tolleranza normalizzati da IT14 a IT18 non devono essere utilizzati per dimensioni nominali ≤ 1 mm.

Determinazione delle dimensioni min e max mediante i dati tabellati dalle norme ISO

32 f6

scostamento fondamentale superiore (prospetto II) -25
tolleranza (tab.3) 16

$d_{\max}$ 31.975
 $d_{\min}$ 31.959

53 R5

scostamento fondamentale superiore (prospetto III) -41+5 = -36
tolleranza (tab.3) 13

$D_{\max}$ 52.964
 $D_{\min}$ 52.951

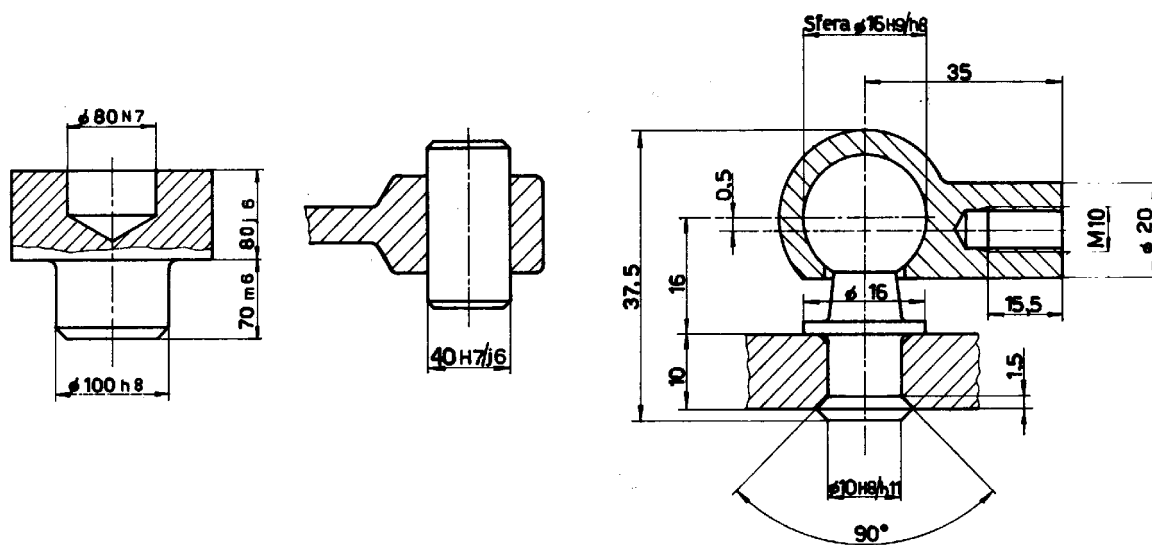
La norma ISO 286 prevede 20 gradi di tolleranza (IT):

- ▶ **IT01 IT0 IT1-IT4** utilizzati per lavorazione di calibr
- ▶ **IT5 - IT11** utilizzati per lavorazioni precise
- ▶ **IT12 -IT18** utilizzati per lavorazioni grossolane

A titolo puramente orientativo si può ritenere che:

- **IT5-IT6** corrispondono alla massima precisione ottenibile, quando giustificata dal tipo di accoppiamento (ad esempio calettamento di cuscinetti a rotolamento), in officine meccaniche ottimamente attrezzate;
- **IT6-IT7** sono ottenibili agevolmente in officine munite di una buona attrezzatura;
- **IT8** può essere ottenuta con una lavorazione corrente anche in una officina non particolarmente attrezzata;
- **IT9** è normalmente realizzata con tutte le macchine ad asportazione di truciolo mediante una passata di finitura;
- **IT10-IT11** sono ottenibili su macchine ad asportazione di truciolo anche in una sola passata di sgrossatura

Indicazione delle tolleranze dimensionali sui disegni (fig.4)



La rappresentazione delle tolleranze dimensionali deve prevedere l'indicazione:

- ▶ della dimensione nominale;
- ▶ di una lettera (maiuscola per i fori e minuscola per gli alberi) indicante posizionamento della tolleranza;
- ▶ di un numero identificativo del grado di tolleranza

Esempi

Φ 100 h8

albero con dimensione nominale 100 mm e con grado di tolleranza **IT8** collocato in posizione **h**

Φ 80 N7

foro con dimensione nominale 80 mm e con grado di tolleranza **IT7** collocato in posizione *N*

Gli accoppiamenti vengono designati indicando:

- ▶ la dimensione nominale comune;
- ▶ la posizione e il grado di tolleranza rispettivamente del foro e dell'albero

Esempio

40 H7/j6 for **H7** accoppiato con un albero **j6**

16 H9/h8 foro H9 accoppiato con un albero **h8**

Nella scelta degli accoppiamenti occorre sempre tener presente che, generalmente, si lavorano più facilmente le dimensioni esterne (alberi) rispetto a quelle interne (fori).

Solitamente pertanto, ipotizzando la stessa accuratezza di lavorazione, si prevede di accoppiare un albero con grado di tolleranza **IT(i)** con un foro di grado **IT(i+1)**.

Tolleranze generali

Poiché è tecnicamente impossibile ottenere una dimensione effettiva perfettamente coincidente con la dimensione nominale, tutte le quote indicate nel disegno dovrebbero essere corredate dalle relative tolleranze dimensionali, inducendo, però, un aumento spropositato dei costi.

D'altra parte si può rilevare che le normali lavorazioni, se eseguite 'a regola d'arte', generano di per sé errori dimensionali variabili entro limiti prevedibili e, soprattutto, ripetibili (errori pressoché costanti).

E' allora evidente che l'imposizione di tolleranze dimensionali ben determinate, come in precedenza indicato, sia necessaria solo laddove le normali tolleranze indotte dalle lavorazioni non siano in grado di garantire, di per sé, la funzionalità del prodotto. Per tutte le altre quote sarà invece sufficiente assicurare che non si discostino dal loro valore nominale più di quanto comportino i normali errori di lavoro. E basterà, allo scopo, indicare che le quote non affette da tolleranza devono tuttavia mantenersi entro le tolleranze generali di lavorazione definite dalla norma ISO 2768; tali quote pertanto, non dovranno essere sottoposte, in linea di massima, a controllo.

Sul disegno si apporrà una nota facente riferimento alla norma ISO 2768 e al grado di precisione desiderato².

Esempio

Quote senza indicazione di tolleranza: **ISO 2768 - m**

Naturalmente l'applicazione delle tolleranze generali fornisce sufficiente assicurazione solo se il livello di precisione abituale dell'officina è uguale o più preciso del livello prescritto sul disegno. L'officina dovrebbe perciò:

- ▶ accertare, mediante controlli, quale sia il proprio livello di precisione abituale;
- ▶ accettare soltanto disegni le cui tolleranze generali sono uguali o più ampie del livello di precisione abituale;
- ▶ verificare, mediante campionamento, che il proprio livello di precisione abituale non degradi.

Si ritiene importante, infine, sottolineare che la tolleranza richiesta dalla funzionalità del prodotto è sovente più ampia della tolleranza generale prescritta. Perciò la funzionalità del prodotto finito non è sempre compromessa se qualche caratteristica del prodotto non rientra nelle tolleranze generali imposte. Ecco perché il superamento della tolleranza generale implica lo scarto del prodotto solo se la sua funzionalità sia compromessa.

2

Molte volte, invece di far riferimento alla norma ISO 2768, si preferisce impostare una tolleranza generale convenientemente ampia (H13/h13 oppure Js13/j13) che va indicata nel cartiglio.

Tolleranze generali secondo ISO 2768

prospetto 1 **Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari, esclusi smussi e raccordi per eliminazione di spigoli (per raccordi esterni ed altezze di smusso, vedere prospetto 2)**

Dimensioni in mm

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali							
Designazione	Denominazione	da 0,5 ¹⁾ fino a 3	oltre 3 fino a 6	oltre 6 fino a 30	oltre 30 fino a 120	oltre 120 fino a 400	oltre 400 fino a 1 000	oltre 1 000 fino a 2 000	oltre 2 000 fino a 4 000
f	fine	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	-
m	media	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	grossolana	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v	molto grossolana	-	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

1) Per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e.

prospetto 2 **Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari di smussi e raccordi per eliminazioni di spigoli (per raccordi esterni ed altezze di smusso)**

Dimensioni in mm

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali		
Designazione	Denominazione	da 0,5 ¹⁾ fino a 3	da 3 fino a 6	oltre 6
f	fine	± 0,2	± 0,5	± 1
m	media			
c	grossolana	± 0,4	± 1	± 2
v	molto grossolana			

1) Per le dimensioni nominali minori di 0,5 mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e.

prospetto 3 **Scostamenti limite ammessi per dimensioni angolari**

Classe di tolleranza		Scostamenti limite in funzione dei campi di lunghezza in millimetri del lato più corto dell'angolo in questione				
Designazione	Denominazione	fino a 10	oltre 10 fino a 50	oltre 50 fino a 120	oltre 120 fino a 400	oltre 400
f	fine	± 1°	± 0°30'	± 0°20'	± 0°10'	± 0°5'
m	media					
c	grossolana	± 1°30'	± 1°	± 0°30'	± 0°15'	± 0°10'
v	molto grossolana	± 3°	± 2°	± 1°	± 0°30'	± 0°20'

Tipi di accoppiamento

I diversi accoppiamenti possono essere suddivisi in tre categorie:

- ▶ accoppiamento **con giuoco** (libero): Accoppiamento che assicura sempre giuoco tra albero e foro (albero sempre più piccolo del foro)
- ▶ accoppiamento **con interferenza** (bloccato): Accoppiamento che assicura sempre interferenza (albero sempre più grande del foro)
- ▶ accoppiamenti **incerti**: Accoppiamento in cui si può verificare giuoco o interferenza, secondo le dimensioni effettive di albero e foro.

Scelta del tipo di accoppiamento

▣ Accoppiamenti mobili

Foro base

Foro	H	Albero	a,b,c,cd,d,e,ef,f,g,h
------	----------	--------	------------------------------

Albero base

albero	h	Foro	A,B,C,CD,D,E.EF,F,G,H
--------	----------	------	------------------------------

Nella scelta di un accoppiamento mobile è soprattutto necessario considerare il giuoco medio desiderato alla temperatura di esercizio e verificare i valori estremi di tale giuoco in funzione della variazione di temperatura valutandone la compatibilità rispetto alla funzionalità del prodotto (precisione di guida, capacità portante, tranquillità di marcia ecc...)

H8/d10	accoppiamenti liberi per albero rotanti in supporti comuni
H8/e9	accoppiamenti liberi per particolari ben lubrificati che richiedono giuochi apprezzabili
H8/f8-H7/f7	accoppiamenti liberi di media precisione ben lubrificati. Scatole di ruotismi, supporti di piccoli motori elettrici, pompe ecc.
H7/g6-H6/g5	accoppiamenti precisi e costosi da utilizzare dopo attenta valutazione costi/benefici.

▣ Accoppiamenti incerti

Foro base

Foro	H	Albero	j,j,k,m,n
------	----------	--------	------------------

Albero base

albero	h	Foro	Js, J,K,M,N
--------	----------	------	--------------------

H7/j6-H6/j5 accoppiamenti di precisione di parti reciprocamente fisse, sfilabili a mano; accoppiamenti stretti scorrevoli assialmente, a sede corta in genere. Esempi ruote di ricambio, montate con linguette o tramite albero scanalato.

Montaggio: a mano con leggeri colpi di mazzuol

H7/k6 accoppiamento incerto, 'praticamente senza giuoco', consigliato per accoppiamenti ove l'interferenza è tollerata di proposito per ottenere la eliminazione delle vibrazioni.

Montaggio: a mano con martello di piombo

❑ Accoppiamenti bloccati

Foro base

Foro	H	Albero	p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc
------	----------	--------	--

Albero base

albero	h	Foro	P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC
--------	----------	------	--

La scelta di un accoppiamento stabile richiede un attento studio: l'interferenza massima ammissibile è, infatti, limitata dalle tensioni ammissibili del materiale.

L'interferenza minima invece determina, enuto conto della finitura superficiale e della lunghezza del'accoppiamento, l'entità degli sforzi trasmissib

H7/p6-H7/s6 Per parti che debbono comportarsi come un unico pezzo, adatte a trasmettere forti carichi senza l'interposizione di organi di collegamento. Da smontare alla pressa a caldo.

Montaggio: a mano con mazzuolo o torchietto e con gradiente termico.

Albero base o foro base?

I due sistemi albero base e foro base sono in teoria perfettamente equivalenti, ma in pratica ragioni di costo possono, a seconda dei casi, far preferire l'uno o l'altro dei sistemi.

A pari diametro, in genere, è più difficile, e quindi costoso, realizzare un dato grado di tolleranza su di un foro piuttosto che su di un albero. In una costruzione in serie la finitura dei fori richiede in pratica una alesatura con alesatoio calibrato e nel caso adottassimo il sistema albero base dovremmo avere a disposizione un numero elevato di utensili per altro molto costosi

Un modo per ridurre il numero di alesatoi è quello di posizionare le tolleranze dei fori tutte nella medesima posizione adottando pertanto il sistema foro base.

Il sistema albero base è invece impiegato quando il diametro dell'albero è l'elemento fondamentale che tecnologicamente si presenta meglio definito come accade nella costruzione d alberi di trasmissione, per i quali conviene realizzare i desiderati accoppiamenti adeguando le tolleranze dei cuscinetti. Infine si usa il sistema albero base, con perfetta equivalenz a rispetto al foro base, quando i fori siano di grande dimensione e sia quindi possibile finirli con un'operazione di rettificazione (macchine agricole, apparecchi di sollevamento e movimentazione ecc.)

Non si ha in realtà una netta superiorità di un sistema sull'altro anche se pare vada delineandosi la tendenza di adottare, nella maggior parte dei casi, il sistema foro base come il più economico.

L'essenziale però, nell'ambito delle tolleranze, è adottare una opportuna selezione di accoppiamenti, qualità e dimensioni in relazione al prodotto da realizzare e all'attrezzatura della singola azienda. Una scelta ottimizzata, limitando l'impiego delle qualità di tolleranza a quelle strettamente necessarie a garantire il rispetto delle effettive esigenze tecnico-funzionali del pezzo, ha una influenza determinante nel limitare il costo complessivo finale del prodotto.

A tal proposito val la pena di ribadire che il tempo di lavorazione, e di conseguenza il costo, aumenta molto rapidamente con la precisione di lavoro richiesta (Fig.5). Ecco perché è necessario che il progettista si preoccupi al massimo di dar preferenza, tra i vari accoppiamenti, a quelli che, pur rispondendo appieno alle richieste funzionali, comportano le tolleranze più ampie.

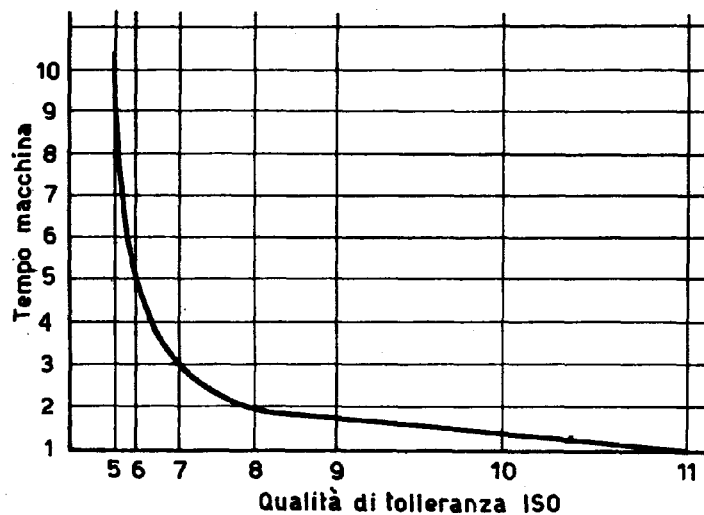


Fig.5 Tempo di macchina richiesto per la finitura del pezzo in relazione alla qualità di tolleranza ISO.

Serie di quote tollerate

Una serie di quote tollerate è costituita da due o più quote affette da tolleranza relative al medesimo pezzo e disposte consecutivamente.

Il calcolo delle quota risultante tollerata può essere condotto con le seguenti regole:

- la quota risultante deriva da una serie di quote tollerate disposte nel medesimo verso
 - il valore nominale della quota risultante D^* , è la somma dei valori nominali delle quote parziali D_i ;
 - la tolleranza, t^* , sulla quota risultante è la somma delle tolleranze t_i sulle quote parziali;
 - gli scostamenti, superiore e inferiore, relativi alla quota risultante sono la somma, rispettivamente, degli scostamenti superiori e inferiori delle quote parziali

$$D^* = \sum D_i \quad t^* = \sum t_i$$

$$ES = \sum ES_i \quad EI = \sum EI_i$$

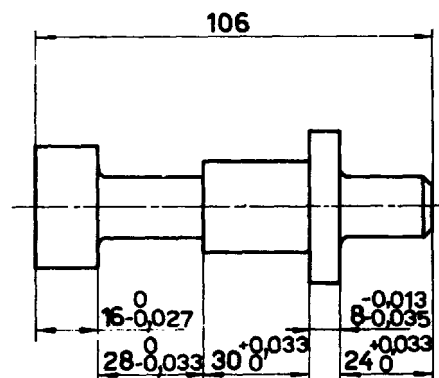


Fig. 6

Con riferimento alla figura sopra rappresentata si ha:

$$D^* = 16 + 28 + 30 + 8 + 24 = 106 \text{ mm}$$

$$t^* = 27 + 33 + 33 + 22 + 33 = 148 \text{ }\mu\text{m}$$

$$Ss^* = 0 + 0 + 0.33 - 0.013 + 0.033 = 0.053 \text{ mm}$$

$$Si^* = -0.027 - 0.033 + 0 - 0.035 + 0 = -0.095 \text{ mm}$$

Il valore della lunghezza totale sarà:

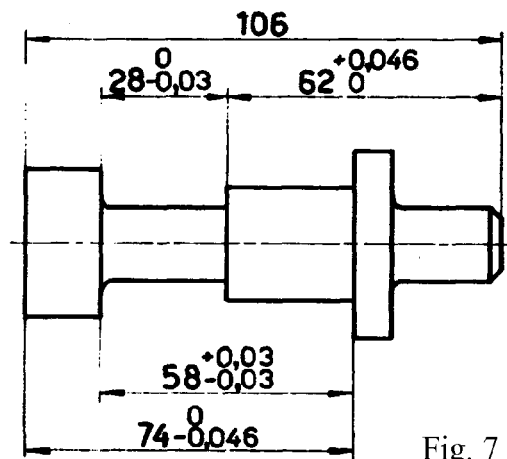
$$106^{+0.053}_{-0.095}$$

- la quota risultante deriva da una serie di quote tollerate disposte in entrambi i versi
 - partendo da una estremità della serie si attribuisce segno positivo alle quote, e relativi scostamenti, che sono percorsi in tale verso procedendo verso l'altra estremità della serie. Il segno negativo viene assegnato alle quote e ai scostamenti, percorsi in verso opposto;
 - la quota risultante si trova come somma algebrica dei valori nominali;
 - la tolleranza sulla quota risultante è la somma delle tolleranze relative alle quote parziali;
 - lo scostamento superiore risultante è uguale alla differenza tra la somma degli scostamenti superiori delle quote positive e la somma degli scostamenti inferiori delle quote negative. Lo scostamento inferiore è uguale alla differenza tra la somma degli scostamenti inferiori delle quote positive e la somma degli scostamenti superiori delle quote negative.

$$D^* = \sum D_i \quad t^* = \sum t_i$$

$$ES = \sum ES_i(+) - \sum EI_i(-)$$

$$EI = \sum EI_i(+) - \sum ES_i(-)$$



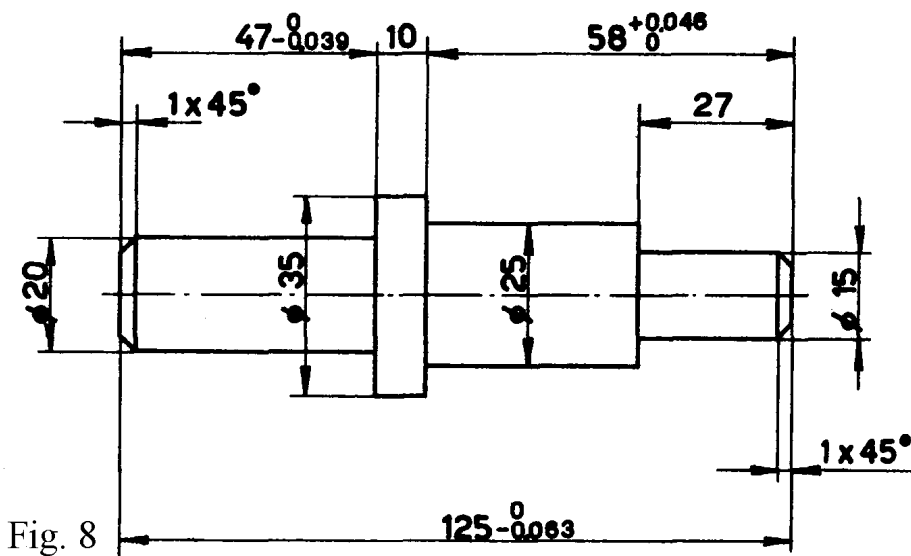
Con riferimento al disegno sopra riportato si ha:

$$\begin{aligned}
 D^* &= 74 - 58 + 28 + 62 = 106 \text{ mm} \\
 t^* &= 46 + 60 + 30 + 46 = 182 \text{ } \mu\text{m} \\
 Ss^* &= 0 + 0 + 0.046 - (-0.33) = 0.076 \text{ } \mu\text{m} \\
 Si^* &= -0.046 - 0.03 + 0 - (+0.03) = -0.106 \text{ } \mu\text{m}
 \end{aligned}$$

La quota totale sarà:

$$106 \begin{smallmatrix} +0.076 \\ -0.106 \end{smallmatrix}$$

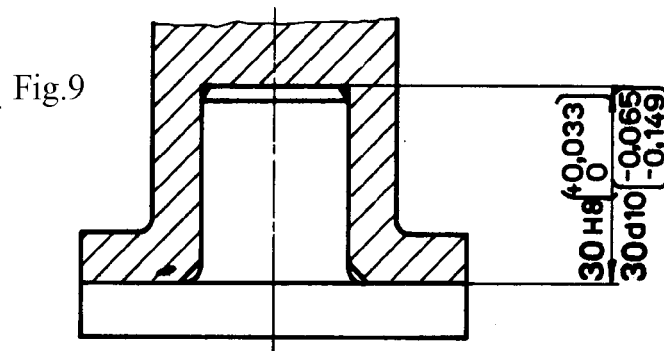
In genere non tutte le quote parziali vengono tollerate. Comunemente ci si troverà di fronte a situazioni in cui la quota totale sarà tollerata, mentre uno o più elementi della serie saranno sprovvisti di tolleranza. Le quote di questi elementi si comportano, di fatto, come delle quote di compenso dato che i loro valori effettivi dipenderanno dalle sole quote tollerate. Le quote di compenso, ovviamente, non dovranno avere particolari esigenze funzionali e sarà compito del progettista individuarle e definirle in modo conveniente senza pregiudicare la funzionalità complessiva del pezzo.



Analisi di montaggio

Quando le quote tollerate si riferiscono a pezzi diversi, si parla di catene di tolleranza. Lo studio delle catene di tolleranza prende il nome di analisi di montaggio.

Si considerino i due particolari sotto rappresentati, accoppiati lungo la superficie di centraggio e provvisti di un gioco assiale da determinare.



Applicando le relazioni viste in precedenza si ha:

$$g_{\max} = 30.033 - 29.851 = 0.182$$

$$g_{\min} = 30.00 - 29.935 = 0.065$$

Si consideri ora, come ulteriore esempio, il collegamento albero-mozzo realizzato tramite linguetta. L'analisi di montaggio permette, tra l'altro, di definire il giuoco esistente tra la linguetta e il fondo della relativa cava sul mozzo.

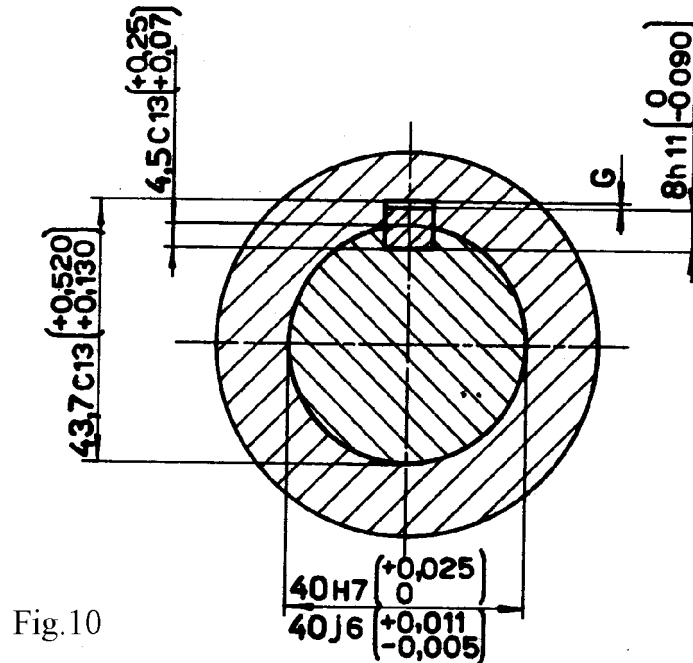


Fig.10

$$G_{\min} = [43.7 + 0.13] - [(40 + 0.011) - (4.5 + 0.07) + (8 + 0)] = 0.289$$

$$G_{\max} = [43.7 + 0.52] - [(40 - 0.005) - (4.5 + 0.25) + (8 - 0.09)] = 1.065$$

Tolleranza su elementi conici

Conicità

La conicità, C , è definita come il rapporto tra la differenza dei diametri di due sezioni di un cono e la distanza tra le sezioni stesse, secondo la seguente relazione:

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right)$$

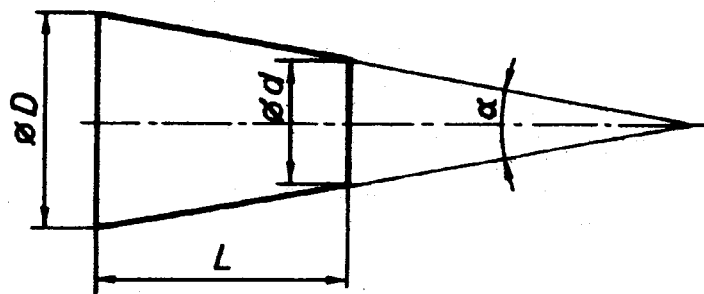


Fig.10

Il segno grafico e la conicità di un elemento conico devono essere indicati secondo quanto indicato nella figura sotto riportata

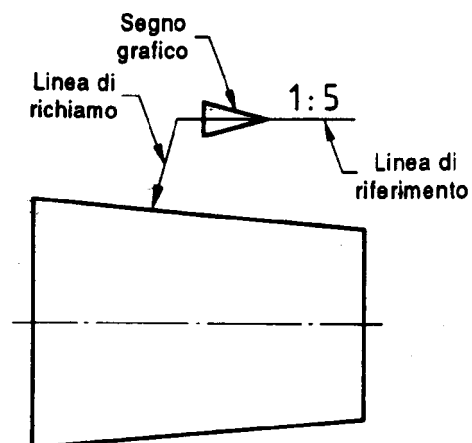


Fig.12

Le tolleranze degli elementi conici, per poter fornire indicazioni adeguate sulla configurazione della superficie, possono essere apposte secondo varie modalità:

- Indicazione delle tolleranze dell'elemento conico specificando l'angolo del cono

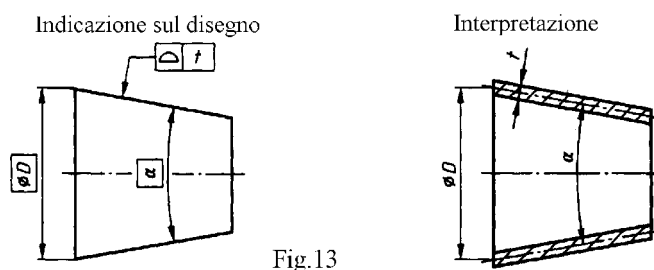


Fig.13

- Indicazione delle tolleranze dell'elemento conico specificando la conicità

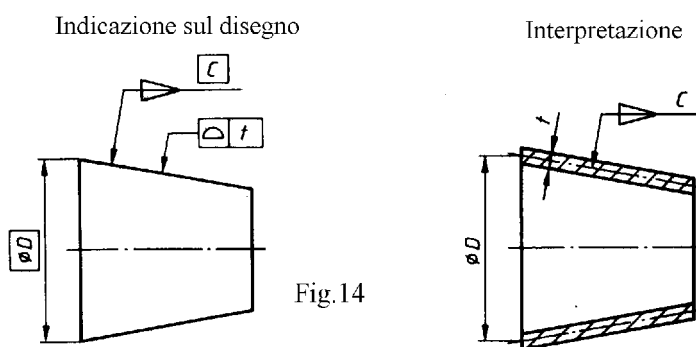


Fig.14

- Indicazione della zona di tolleranza dell'elemento conico con l'indicazione contemporanea della posizione assiale del cono

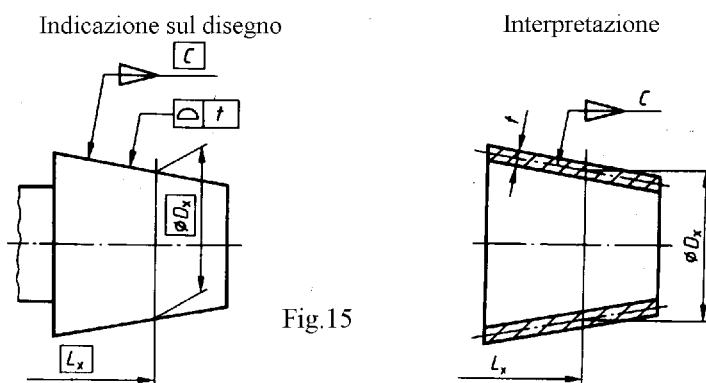


Fig.15

- Indicazione della tolleranza dell'elemento conico in relazione ad un riferimento (definendo contemporaneamente la coassialità)

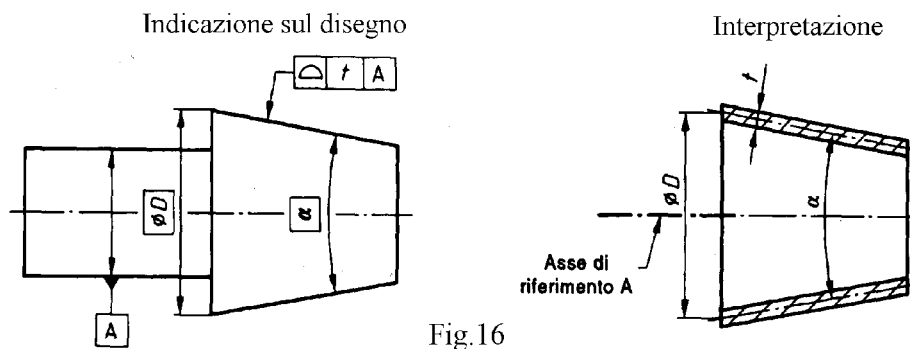


Fig.16

Tabella conicità unificate

Valori nominali *		Valori calcolati			Esempi di applicazione **	
Serie 1	Serie 2	Conicità C	Angolo di cono α			
120°	75°	1 : 0,288 675	—	—	Svasature, smussi di filettature	
90°		1 : 0,500 000	—	—	Teste viti, estremità viti	
		1 : 0,651 613	—	—	Teste di chiodi	
60°		1 : 0,866 025	—	—	Fori da centro	
45°		1 : 1,207 107	—	—	Svasature	
30°		1 : 1,866 025	—	—	—	
1 : 3	1 : 4	—	18°55'28,7"	18,924 644°	Coni ritegno molle valvole	
		—	14°15' 0,1"	14,250 033°	Parti di macchine utensili	
1 : 5		—	11°25'16,3"	11,421 186°	Coni di calettamento facilmente smontabili, innesti a frizione	
		1 : 6	—	9°31'38,2"	9,527 283°	Rubinetti per tubazioni
		1 : 7	—	8°10'16,4"	8,171 234°	—
		1 : 8	—	7° 9' 9,6"	7,152 669°	—
1 : 10	1 : 12	—	5°43'29,3"	5,724 810°	Estremità d'albero, calettamenti meccanici in genere	
		1 : 12	—	4°46'18,8"	4,771 888°	Bussole di trazione, cuscinetti
		1 : 15	—	3°49' 5,9"	3,818 305°	—
1 : 20	1 : 30	—	2°51'51,1"	2,864 192°	Coni metrici	
		1 : 30	—	1°54'34,9"	1,909 682°	Coni fissaggio utensili
1 : 50		—	1° 8'45,2"	1,145 877°	Spine coniche, attacchi calibri	
1 : 100		—	34'22,6"	0,572 953°	—	
1 : 200		—	17'11,3"	0,286 478°	—	
1 : 500		—	6'52,5"	0,114 591°	—	

* Per la serie 1, i valori da 120° a 1 : 3 sono approssimativamente in accordo con la serie R 10/2 dei numeri normali e quelli da 1 : 5 a 1 : 500 con la serie R 10/3 (vedere UNI 2016).
I valori della serie 1 sono quelli raccomandati: tuttavia, se non risultassero sufficienti per una scelta appropriata, si può ricorrere ai valori della serie 2.

** Gli esempi di applicazione, [non previsti nella ISO/R 1119], sono dati a titolo informativo ed a scopo di orientamento.

Quotatura e tolleranze

Il sistema di tolleranze ISO è stato concepito con lo scopo principale di consentire sia l'ottenimento di accoppiamenti ben determinati sia soprattutto l'intercambiabilità di particolari nominalmente identici. Esistono tuttavia numerose situazioni in cui questi due obiettivi possono essere raggiunti molto più economicamente senza ricorrere all'uso di accoppiamenti con tolleranze ISO.

La fig. 17 rappresenta un particolare di scarso impegno che può essere realizzato sia imponendo un accoppiamento con tolleranze ISO (soluzione più costosa) sia adottando due diverse dimensioni nominali affette unicamente dalla tolleranza generale di lavorazione.

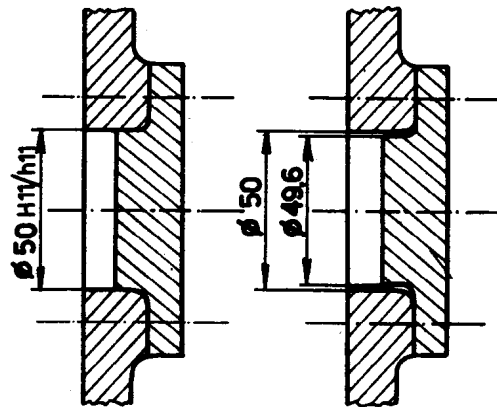


Fig.17

In certe situazioni può essere necessario ottenere accoppiamenti ben determinati sacrificando, entro certi limiti, l'intercambiabilità. Ciò accade soprattutto nelle lavorazioni di grande serie, in cui per non imporre alla produzione tolleranze troppo ristrette (e quindi estremamente costose), si ricorre alla *selezione in classi* dei diversi particolari accoppiando poi al montaggio gli elementi della medesima classe.

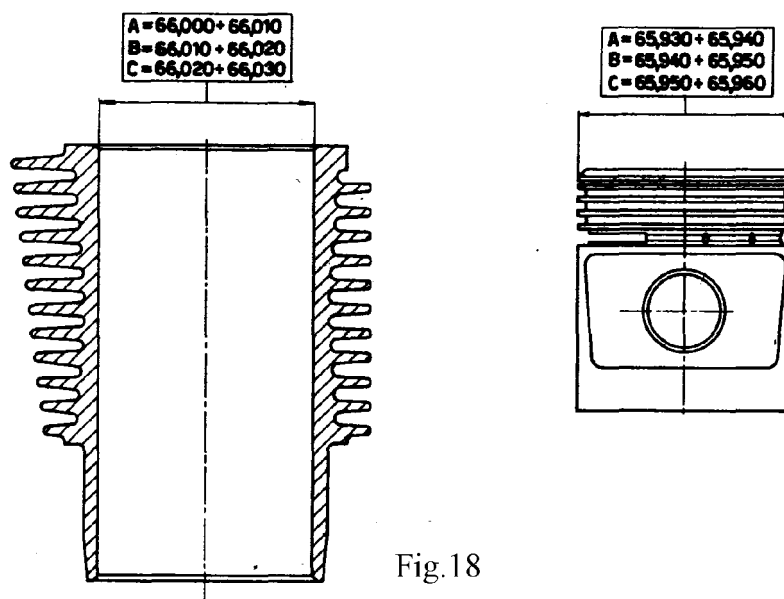
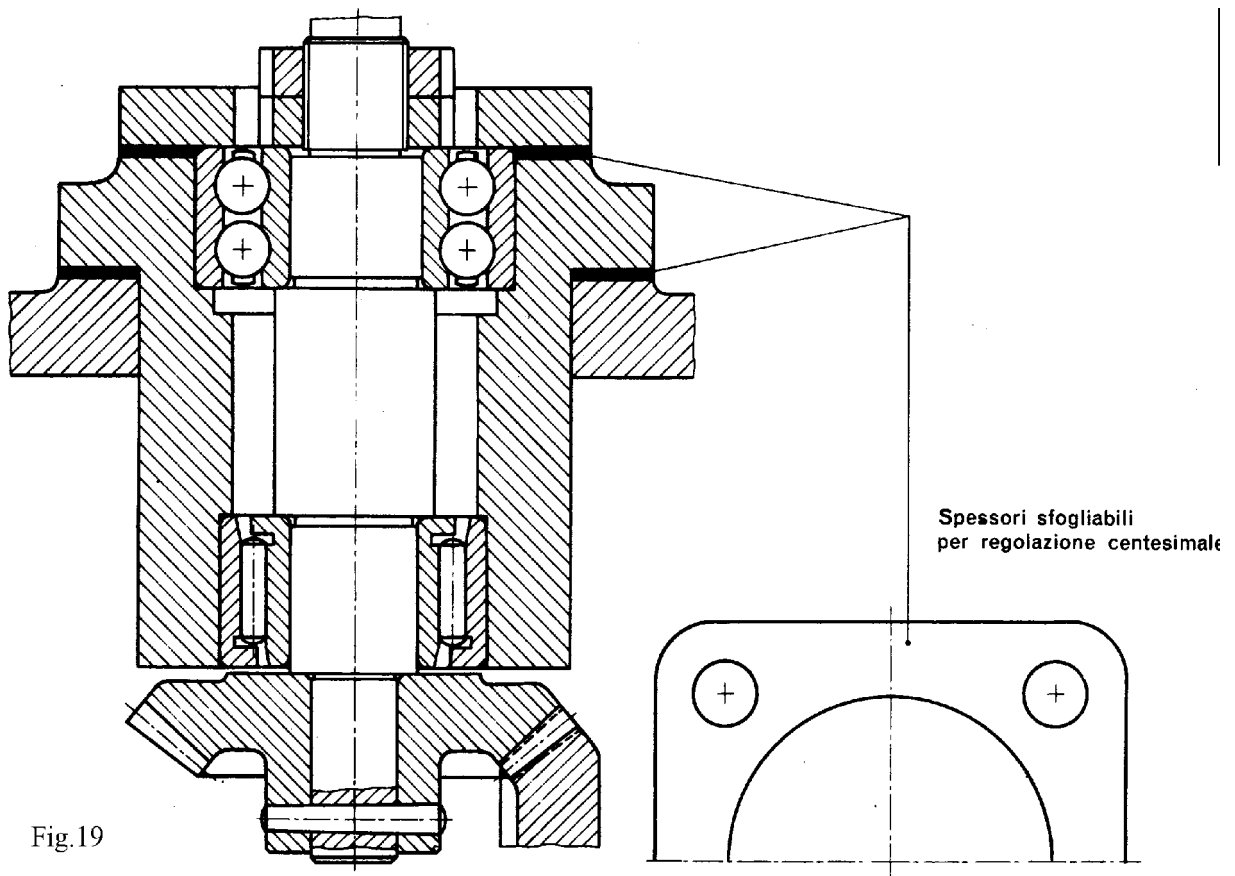


Fig.18

Nell'esempio di fig. 18 sono previste tre classi sia per la canna del cilindro sia per lo stantuffo; in sede di montaggio poi verranno accoppiati cilindri e stantuffi contraddistinti dalla medesima classe. Il giuoco rimarrà sempre compreso tra 10 e 30 μm , nonostante i due elementi da accoppiare siano stati lavorati ciascuno con una tolleranza di 30 μm

Qualcosa di simile può essere ottenuto anche nel caso di lavorazioni in media e piccola serie attribuendo tolleranze molto ampie agli elementi da accoppiare per poi riportare il giuoco al valore voluto, in sede di montaggio, con l'uso di opportuni spessori.



Approccio statistico alle tolleranze dimensionali

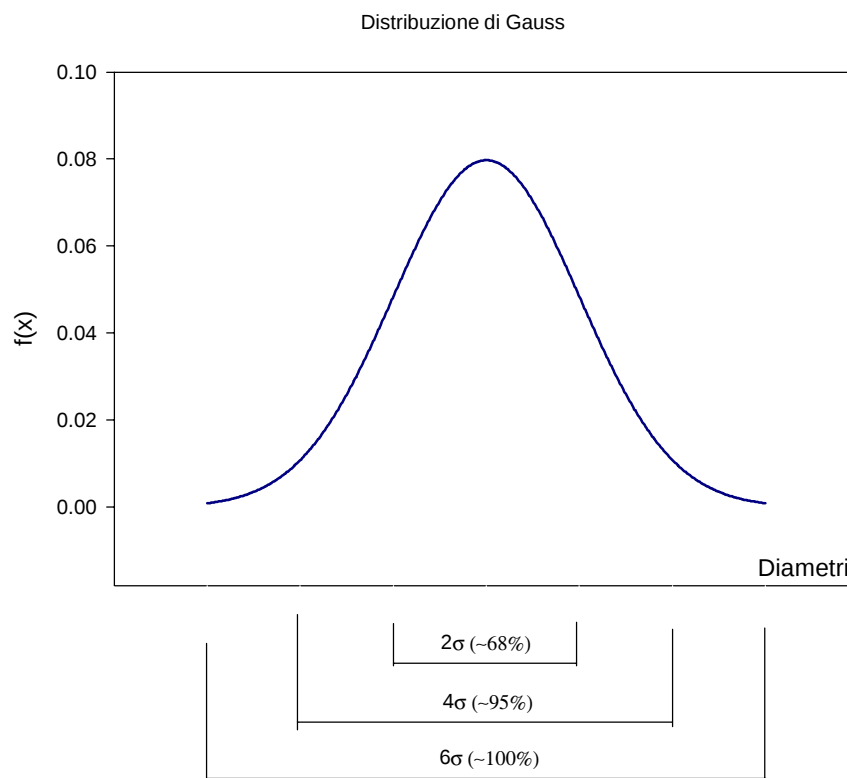
Si prenda in considerazione la produzione di fori e alberi con diametri nominali rispettivamente pari a D_n e d_n . Fissata una tolleranza in posizione simmetrica rispetto alla linea dello zero e ritenute assenti eventuali azioni perturbatrici di natura sistematica, la distribuzione di probabilità che meglio descrive la produzione potrebbe seguire un andamento gaussiano con media M , coincidente con i diametri nominali, e deviazione standard σ .

In una distribuzione gaussiana la densità di probabilità raggiunge il massimo in corrispondenza del valore medio M per poi diminuire, in modo simmetrico, dapprima con velocità crescente fino in corrispondenza dei valori $M \pm \sigma$ sull'asse delle ascisse (punti di flesso), e poi con velocità decrescente.

La funzione di densità di probabilità gaussiana $f(x)$ è espressa dalla seguente relazione:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \frac{-(x - M)^2}{2\sigma^2}$$

L'area sottesa alla curva, ottenibile mediante integrazione, rappresenta la totalità della 'popolazione' in esame, nel nostro caso l'insieme degli alberi o dei fori. In particolare in intervalli simmetrici rispetto alla media, di ampiezza pari a **2, 4, 6** volte σ sono contenuti rispettivamente il **68.27%**, **95.45%** e **99.474%** della popolazione totale. Ai fini pratici la distribuzione viene chiusa in corrispondenza dell'intervallo di ampiezza $\pm 3\sigma$.



Si consideri ora un lotto di accoppiamenti costituiti da fori di diametro nominale D_n e alberi di diametro nominale d_n . La tolleranza del singolo elemento (albero o foro), può essere assimilata all'ampiezza dell'intervallo $\pm 3\sigma$ della corrispondente curva gaussiana.

Tuttavia, in una produzione di serie, può essere economicamente conveniente ammettere di avere un certo numero di scarti accettando un intervallo della distribuzione inferiore a $\pm 3\sigma$.

In questo modo è possibile ottenere la tolleranza prescritta con una lavorazione più grossolana e perciò meno costosa. Se si accettasse, ad esempio, una percentuale di scarti intorno a **5%**, ciò equivarrebbe a considerare, nell'ambito della distribuzione normale, un intervallo di ampiezza $\pm 2\sigma$ comprendente il **95%** della popolazione. In altri termini, ammettendo una percentuale di accoppiamenti difettosi, le prestazioni della produzione potranno essere rappresentate da distribuzioni più 'allargate', espressioni, a loro volta, di esecuzioni meno accurate e quindi meno costose.

E' importante sottolineare che il numero di accoppiamenti difettosi non coincide con il numero di pezzi singoli difettosi.

Consideriamo le code **A**, **B**, **C**, **D** delle distribuzioni Π'_A e Π'_B corrispondenti ai fuori tolleranza. Assemblando tuttavia tali pezzi, in modo opportuno, si possono ottenere degli accoppiamenti ancora accettabili, ossia caratterizzati da un valore di gioco **G** compreso all'interno del range di tolleranza.

$$G_{\min} \leq G \leq G_{\max}$$

Ciò può essere fatto accoppiando gli alberi della zona **A** con i fori della zona **C** oppure gli alberi della zona **B** con i fori della zona **D**.

La combinazione invece di alberi della zona **A** con fori della zona **D** oppure di alberi della zona **B** con fori della zona **C** dà luogo ad accoppiamenti inaccettabili.

Indicata con P_A la probabilità di ottenere un albero nelle 'code di rifiuto' (ovvero appartenente alle zone **A** o **B**) e con P_F la corrispondente probabilità relativa ad un foro, la probabilità composta **P** che l'accoppiamento sia inaccettabile vale, per quanto detto ai punti precedenti:

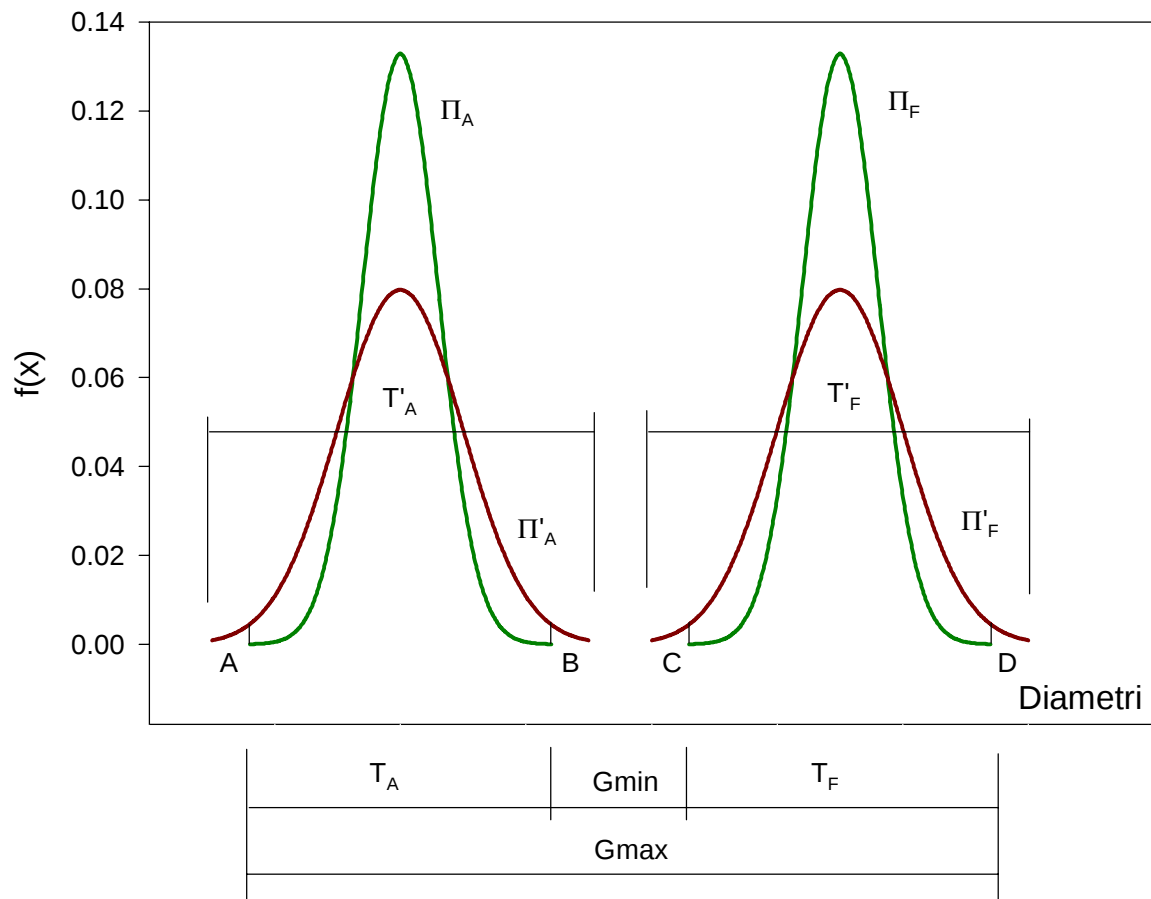
$$P = \frac{P_A \cdot P_F}{2}$$

Si fissi ora la percentuale prevista di accoppiamenti difettosi pari a **0.0015**. Ciò significa porre, nella relazione precedente **P=0.0015**. Nell'ipotesi che P_A sia pari a P_F si può scrivere:

$$P_A = P_F = \sqrt{2 \cdot P} = \sqrt{0.003} \cong 0.055$$

Si vede pertanto che, tenute presente le ipotesi semplificative adottate, ad una percentuale relativamente alta di pezzi singoli difettosi (**5.5%**) corrisponde una percentuale molto esigua (**1.5%**) di accoppiamenti inaccettabili.

Può essere interessante, a questo punto, vedere come si modificano le tolleranze T_A e T_F in funzione della percentuale ammessa di pezzi posizionati nelle 'code di rifiuto'.



Siano T_A e T_F le ampiezze di tolleranza a cui corrisponde una percentuale nulla di accoppiamenti difettosi:

$$T_A = T_F = k \cdot \sigma$$

E indicate inoltre con T'_A e T'_F le ampiezze di tolleranza a cui corrisponde una percentuale di accoppiamenti difettosi non nulla:

$$T'_A = T'_F = 3 \cdot \sigma$$

Come visto in precedenza, l'ipotesi di accettare una percentuale di accoppiamenti difettosi dell'1.5% impone una percentuale di pezzi nelle 'code di rifiuto' del 5.5%. In altri termini, se 3σ comprende tutta la popolazione $k\sigma$ deve comprendere 94.5% della popolazione. Il valore di k vale perciò (vedi i valori tabulati della variabile normale standardizzata) 1.93.

Si può pertanto scrivere:

$$T'_A \cong 1.6 \cdot T_A \quad T'_F \cong 1.6 \cdot T_F$$

Fissato quindi l'**1.5%** di accoppiamenti difettosi, si osserva che le tolleranze dell'albero e del foro aumentano di una quantità corrispondente all'incremento di un grado di qualità della scala ISO³. Ovvero un accoppiamento del tipo **H6/e7**, con una percentuale di scarto nulla, è geometricamente del tutto equivalente ad un accoppiamento **H7/h8** quando si ammetta però una percentuale di scarto dell'**1.5%**.

Il costo aggiuntivo dovuto agli scarti è il più delle volte compensato dal risparmio indotto dalla possibilità di utilizzare macchine e sistemi di produzione operanti con qualità di lavorazione più grossolana.

3

I valori delle tolleranze fondamentali corrispondenti ai gradi da IT5 a IT18 per dimensioni nominali inferiori od uguali a 500 mm sono determinati in funzione dell'unità di tolleranza *i*.

Tale unità di tolleranza *i*, espressa in micrometri, viene calcolata con la seguente relazione:

$$i = 0.45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0.01D$$

dove D è la media geometrica delle dimensioni nominali estreme dello scalamento, in millimetri.

Per le dimensioni maggiori di 500 mm e minori od uguali a 3150 mm l'unità di tolleranza *I* viene calcolata con la seguente relazione

$$I = 0.004D + 2.1$$

dove D è, al solito, la media geometrica delle dimensioni nominali estreme dello scalamento, in millimetri

Dimensioni nominali (mm)	Formule di calcolo per i gradi di tolleranza normalizzati (in micrometri)													
	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18
— 500	7 i	10 i	16 i	25 i	40 i	64 i	100 i	160 i	250 i	400 i	640 i	1000 i	1600 i	2000 i
500 3150	7 I	10 I	16 I	25 I	40 I	64 I	100 I	160 I	250 I	400 I	640 I	1000 I	1600 I	2000 I

Definizioni

albero: Termine usato convenzionalmente per designare gli elementi esterni di un pezzo, anche non cilindrici

foro: Termine usato convenzionalmente per designare tutti gli elementi interni di un pezzo, anche non cilindrici

N.B.: i termini albero e foro, in questo contesto, hanno un significato puramente convenzionale

dimensione nominale: Numero che esprime, nell'unità prescelta, il valore numerico di una dimensione lineare e da cui sono derivate le dimensioni limite applicando gli scostamenti superiore e inferiore. (La dimensione, quando riportata sul disegno, viene denominata quota).

D_n dimensione nominale di un foro
 d_n dimensione nominale di un albero

dimensione effettiva: Dimensione di un elemento determinata mediante misurazione.

linea dello zero: Nella rappresentazione grafica delle tolleranze e degli accoppiamenti è la linea retta rappresentante la dimensione nominale alla quale vengono riferiti gli scostamenti e le tolleranze.

scostamento: Differenza algebrica tra una dimensione (effettiva, massima ecc.) e la dimensione nominale corrispondente. I simboli degli scostamenti sono indicati per gli alberi con lettere minuscole (es, ei) e con lettere maiuscole (ES, EI) per i fori.

scostamento superiore (ES, es): Differenza algebrica tra la dimensione massima e la dimensione nominale corrispondente.

scostamento inferiore (EI, ei): Differenza algebrica tra la dimensione minima e la dimensione nominale corrispondente.

scostamento fondamentale (EF, ef): Lo scostamento, più prossimo alla linea dello zero, e che rispetto ad essa posiziona la zona di tolleranza.

dimensione limite massima (D_{max} , d_{max}): La dimensione più grande ammessa di un elemento.

dimensione limite minima (D_{min} , d_{min}): La dimensione più piccola ammessa di un elemento.

giuoco (G): Differenza tra le dimensioni del foro e dell'albero quando tale differenza è positiva

interferenz (I): Valore assoluto della differenza tra le dimensioni del foro e dell'albero quando tale differenza è negativa

alber base: Sistema di accoppiamento in cui le tolleranze degli alberi sono tutte collocate in posizione ***h*** dove cioè lo scostamento superiore è pari a zero

foro base: Sistema di accoppiamento in cui le tolleranze di tutti i fori sono collocate in posizione ***H*** dove cioè lo scostamento inferiore è zero

tolleranza dimensionale: Differenza tra la dimensione massima e la dimensione minima (cioè differenza tra lo scostamento superiore e quello inferiore). La tolleranza è un valore assoluto non vincolato dal segno

grado di tolleranza normalizzato: E' l'insieme di tolleranze considerate corrispondenti allo stesso livello di precisione (per esempio IT7)

classe di tolleranza: Termine che identifica l'insieme di uno scostamento fondamentale e il grado di tolleranza, per sempio: h9, D13, ecc.

unità di tolleranza (i , I): E' il fattore, funzione della dimensione nominale, che viene utilizzato per determinare le tolleranze fondamentali del sistema.

i per dimensioni nominali minori od uguali a 500 mm

I per dimensioni nominali maggiori di 500 mm

Bibliografia

AA.VV.	<i>Norme per il disegno tecnico M1</i>	Ed. UNI
Biggioggero G.F., Rovida E.	<i>Disegno di Macchine</i>	Città Studi Edizioni
Chirone E., Tornincasa S.	<i>Disegno tecnico industriale</i>	Il Capitello
Donnarumma A.	<i>Disegno di Macchine</i>	Masson
Filippi F.	<i>Disegno di Macchine</i>	Hoepli
Giovannozzi R.	<i>Costruzione di Macchine</i>	Patro
Speluzzi B., Tessarotto M.	<i>Disegno meccanico</i>	Hoepli
Straneo S.L., Consorti R.	<i>Disegno, progettazione e organizzazione industriale</i>	Principato