

GRU

Meccanismi per apparecchi di sollevamento

Istruzioni per il calcolo ¹⁾

UNI
7670

Mechanisms for lifting appliances — Instructions for design

1. Scopo

La presente norma ha lo scopo di fornire le basi di calcolo per la progettazione e la scelta degli organi meccanici per apparecchi di sollevamento.

Essa è coordinata con le norme della Commissione "Apparecchi di sollevamento e relativi accessori" dell'UNI.

2. Definizioni

- 2.1. sollevamento:** Movimento verticale del carico. Se sullo stesso carrello esistono due meccanismi di sollevamento, quello di maggiore portata, anche se di minore impiego, si chiama principale e l'altro ausiliario.
- 2.2. traslazione:** Movimento orizzontale del carrello. Se sullo stesso apparecchio esistono due carrelli, il movimento di traslazione di quello di maggiore portata si chiama principale e l'altro ausiliario.
- 2.3. scorrimento:** Movimento orizzontale dell'apparecchio di sollevamento.
- 2.4. rotazione:** Movimento rotatorio di una parte dell'apparecchio di sollevamento.
- 2.5. manovra braccio:** Variazione dello sbraccio del carico.
- 2.6. manovra pinza:** Chiusura ed apertura della pinza.
- 2.7. manovra benna o polipo:** Chiusura ed apertura della benna o polipo.

3. Classificazione dei meccanismi in funzione del servizio

Vale quanto stabilito dalla norma UNI ISO 4301 (Parti da 1 a 5)

4301/1 Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Generalità

4301/2 Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Gru mobili

4301/3 Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Gru a torre

4301/4 Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Gru a portale

4301/5 Apparecchi di sollevamento - Classificazione - Gru a ponte e cavalletto

Per la classificazione degli elementi vedere 3.1.

3.1. Classificazione degli elementi**3.1.1. Sistema di classificazione**

La classificazione degli elementi si basa sulla determinazione del numero equivalente dei cicli di tensione n_e , mediante l'espressione:

$$n_e = n_t \cdot k_m$$

nella quale: n_t è il numero totale dei cicli di tensione (vedere 3.1.2.);

k_m è il fattore di spettro di tensione (vedere 3.1.3.);

Ai fini della presente norma si indica con σ una tensione generica; nel caso di tensioni tangenziali lo stesso simbolo deve intendersi sostituito da τ .

(segue)

1) Con la pubblicazione della presente norma sono ritirate le norme UNI 4821 e UNI 4822.

Le norme UNI sono revisionate, quando necessario, con la pubblicazione sia di nuove edizioni sia di fogli di aggiornamento. È importante pertanto che gli utenti delle stesse si accertino di essere in possesso dell'ultima edizione o foglio di aggiornamento.

3.1.2. Numero totale di cicli di tensione

Il numero totale dei cicli di tensione n_t è il presunto numero totale di cicli di tensione al quale l'elemento deve essere sottoposto nel corso della sua vita, in dipendenza dei carichi applicati (vedere 4).

Un ciclo di tensione è costituito dall'insieme di tensioni, a partire dal momento in cui la tensione considerata diventa maggiore del valore σ_m , definito in fig. 1, fino al momento in cui la tensione sta per diventare nuovamente maggiore, nella stessa direzione, del valore σ_m .

Il numero di cicli di tensione è in rapporto con la durata totale del meccanismo al quale l'elemento appartiene, tenendo conto della sua velocità di rotazione e/o di altre circostanze che determinano il suo funzionamento.

3.1.3. Fattore di spettro di tensione

Il fattore di spettro k_m è definito dall'espressione:

$$k_m = \sum \frac{n_i}{n_t} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^c$$

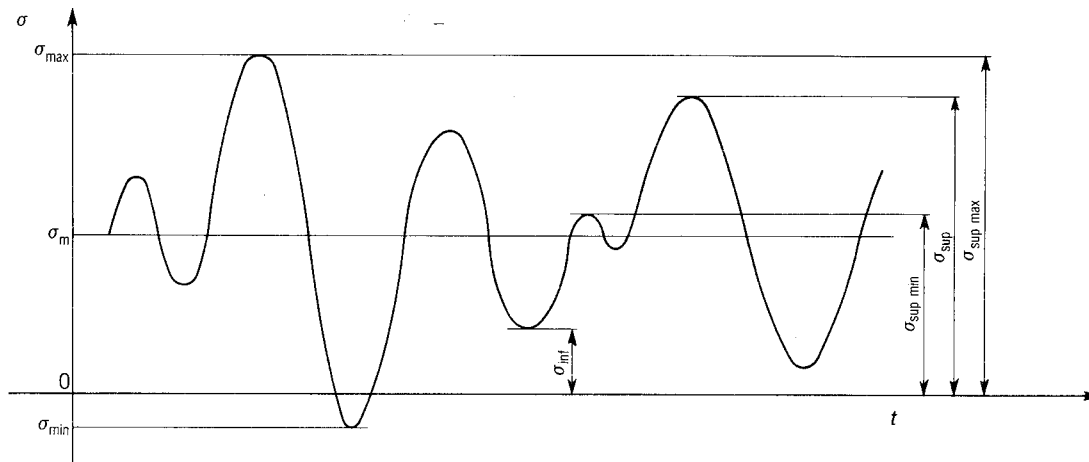
dove: n_i è il numero di cicli con tensione σ_i ;

n_t è il numero totale di cicli di tensione;

σ_{\max} è il massimo valore tra le tensioni σ_i ;

c è il coefficiente dipendente dalla curva di Wöhler (vedere 5.3.4).

Nota — È da tenere presente che alcuni componenti, come le molle, possono essere soggetti a carichi indipendenti dalle forze che agiscono sul meccanismo (vedere 4). Il fattore di spettro di tensione deve essere valutato separatamente; nella maggioranza dei casi si ha $k_m = 1$.



σ_{\sup} = tensione superiore

$\sigma_{\sup \max}$ = tensione superiore massima

$\sigma_{\sup \min}$ = tensione superiore minima

σ_{\inf} = tensione inferiore

σ_m = tensione media aritmetica tra tutte le tensioni superiori e inferiori durante la vita dell'elemento.

Fig. 1 — Esempio di variazioni di tensione in funzione del tempo, riferito a cinque cicli di tensione

4. Carichi che devono essere presi in considerazione nel calcolo dei meccanismi e combinazioni dei carichi

Vale quanto stabilito dalla UNI 9309.

La coppia agente sui meccanismi da assumere nel calcolo può essere valutata secondo quanto prescritto in 4.1.

4.1. Valutazione della coppia di calcolo

La coppia agente sui meccanismi è da assumersi come la maggiore tra le seguenti.

4.1.1. Coppia esercitata dai motori

La coppia massima dovuta ai motori in fase d'avviamento è data dalle formule seguenti:

— per movimenti verticali:

$$C = C_r + \Phi_a \left(\frac{2}{3} C_a - C_r \right) \frac{I_a}{I_a + I_m}$$

— per movimenti orizzontali:

$$C = \Phi_a \cdot \left[C_r + \left(\frac{2}{3} C_a - C_r \right) \frac{I_a}{I_a + I_m} \right]$$

dove: C_r è la coppia a regime;

C_a è la coppia massima generata dal motore;

I_a è il momento di inerzia relativo agli organi posti a valle dell'elemento considerato;

I_m è il momento d'inerzia relativo agli organi posti a monte dell'elemento considerato;

Φ_a è un coefficiente dipendente dal tipo di motore e vale:

- 1,5 per motori in corrente continua;
- 1,7 per motori asincroni ad anelli;
- 1,8 per motori in corto circuito.

4.1.2. Coppia esercitata dai freni

La coppia massima esercitata dai freni è data dalla formula:

$$C = C_r - (\Phi_f \cdot C_f + C_r) \frac{I_a}{I_a + I_m}$$

dove: C_f è la coppia frenante

Φ_f è un coefficiente che dipende dal tipo di azionamento del freno e vale:

- 1,8 per frenatura elettrica in controcorrente;
- 1,5 per frenatura meccanica ad azionamento elettroidraulico;
- 2,0 per frenatura meccanica ad azionamento elettromagnetico o pneumatico;
- 1,5 per frenatura meccanica a pedale;
- 1,2 per frenatura meccanica con regolatore centrifugo.

4.1.3. Coppia dinamica

La coppia dinamica da considerare solo per movimenti verticali è data da:

$$\Phi_2 \cdot C_r$$

dove: Φ_2 è il coefficiente dinamico (vedere UNI 9309).

5. Procedimento di calcolo

Per i calcoli di progetto e di verifica degli elementi dei meccanismi è previsto il metodo delle tensioni ammissibili.

5.1. Verifica a resistenza statica

La verifica degli elementi dei meccanismi in riferimento alla resistenza statica si effettua controllando che la tensione calcolata non sia maggiore della tensione ammissibile dipendente dal materiale impiegato e dai tipi di carichi considerati.

5.1.1. Tensioni ammissibili

Le tensioni ammissibili σ_{am} (τ_{am}) sono date dalle formule:

$$\sigma_{am} = \frac{f_{lims}}{\gamma} \qquad \tau_{am} = \frac{f_{lims}}{\sqrt{3} \cdot \gamma}$$

dove f_{lims} è il minore fra i valori: f_y

$$(f_y + 0,7 \cdot f_t)/2;$$

f_y è il carico unitario di snervamento;

f_t è il carico unitario di rottura a trazione;

γ è il prodotto $\gamma_f \cdot \gamma_n$;

γ_f è il coefficiente relativo alla combinazione di carichi considerata ($\gamma_{fA} = 1,48$; $\gamma_{fB} = 1,34$; $\gamma_{fC} = 1,22$);

γ_n è il coefficiente di rischio (vedere UNI 9309), che vale:

- 1,25 per i meccanismi per i quali il cedimento di un organo può provocare danni di rilevante entità alle persone in via diretta o anche in via indiretta (per esempio: sollevamento di gru di colata);
- 1,12 per i meccanismi per i quali il cedimento di un organo può provocare danni di lieve entità alle persone e solo in via indiretta (per esempio: sollevamento, rotazioni e manovre braccio);
- 1,00 per i meccanismi per i quali il cedimento di un organo non può provocare danno alle persone, ma solo, eventualmente, alle cose (per esempio: scorrimento e traslazione).

5.1.2. Relazioni tra le tensioni calcolate e quelle ammissibili

La tensione ideale data dall'espressione

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \tau^2}$$

deve risultare uguale o minore della tensione ammissibile.

σ_x e σ_y rappresentano le tensioni normali secondo due assi cartesiani;

τ rappresenta la tensione tangenziale.

5.2. Verifica al carico critico di stabilità

Si calcolano i particolari sottoposti a carico critico, verificando che la tensione a cui sono sottoposti non sia maggiore di quella limite determinata in funzione di quella critica, al di là della quale rischia di prodursi l'instabilità. Per questa verifica si tiene conto del valore del coefficiente γ dipendente dalla classe a cui il meccanismo appartiene.

I particolari sottoposti a carico critico per compressione o pressoflessione possono essere verificati secondo quanto richiamato in 7 della CNR UNI 10011.

5.3. Verifica a fatica

La resistenza a fatica di un elemento è determinata principalmente da:

- il materiale con cui è costruito;
- la forma, lo stato superficiale e di corrosione, le dimensioni e altri fattori che provocano concentrazioni di tensioni;
- il rapporto k tra le tensioni minima e massima dei vari cicli di tensione;
- il numero di cicli di tensione equivalente n_e (vedere 3.1.1.);
- il tipo di tensione (flessione, trazione, tangenziale, ecc.).

Partendo dal limite di fatica a flessione alternata σ_{D-1} , ricavato sperimentalmente su provetta cilindrica rettificata, costruita con lo stesso materiale dell'elemento e sottoposta a sollecitazioni alternate ($k = -1$), si ricavano i seguenti altri valori:

- limite di fatica a flessione alternata dell'elemento, tenendo conto della forma, dello stato superficiale e di corrosione, delle dimensioni e di altri fattori che provocano concentrazioni di tensioni

$$\sigma_f = \frac{\sigma_{D-1}}{K_f \cdot K_d \cdot K_l \cdot K_c}$$

- limite di fatica a flessione dell'elemento, tenendo anche conto del rapporto tra le tensioni minime e massime

$$\sigma_d = \sigma_f \cdot K_k$$

- limite di fatica a flessione dell'elemento, tenendo anche conto del numero di cicli di tensione equivalente n_e

$$\sigma_k = \sigma_d \cdot K_n$$

Se il tipo di tensione è diverso dalla flessione si ottiene il relativo valore limite di fatica dall'espressione:

$$\sigma_k = K_t \cdot \sigma_d \cdot K_n$$

I fattori riportati nelle formule precedenti hanno il significato seguente:

K_t è un coefficiente che tiene conto della forma dell'elemento e di altri fattori che provocano concentrazioni di tensione, in riferimento alla forma cilindrica della provetta;

K_d è un coefficiente che tiene conto delle dimensioni dell'elemento, in riferimento al diametro della provetta;

K_l è un coefficiente che tiene conto dello stato superficiale dell'elemento;

K_c è un coefficiente che tiene conto dell'eventuale stato di corrosione dell'elemento;

K_k è un coefficiente che tiene conto del rapporto k che si è calcolato nell'elemento;

K_n è un coefficiente che tiene conto del numero di cicli equivalente al quale l'elemento sarà sottoposto;

K_t è un coefficiente di adeguamento al tipo di tensione considerato.

5.3.1. Limite di fatica a flessione alternata σ_{D-1}

I valori dei limiti di fatica a flessione alternata σ_{D-1} possono essere ricavati da adeguate prove sperimentali oppure, per alcuni tipi di materiale, dall'appendice, nell'ipotesi di struttura omogenea su tutta la sezione. Detti valori non sono validi per elementi sottoposti a trattamenti superficiali (temprati, nitrurati, cementati, ecc.).

5.3.2. Coefficienti di forma K_t , di dimensione K_d , di stato superficiale K_l e di corrosione K_c

Per alcuni casi, le indicazioni per la determinazione di questi coefficienti sono riportate nell'appendice.

5.3.3. Coefficiente K_k del rapporto k

Il valore del coefficiente K_k è dato dall'espressione:

— per $-1 \leq k < 0$

$$K_k = \frac{5}{3 - 2k}$$

— per $0 \leq k \leq 1$

$$K_k = \frac{\frac{5}{3}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_t}{R}\right) k}$$

nella quale R è il carico di rottura del materiale.

5.3.4. Coefficiente K_n del numero di cicli

Si assume la curva di Wöhler costruita sui seguenti punti:

— $n = 8\,000$ cicli $\sigma = R$

— $n = 2\,000\,000$ cicli $\sigma = \sigma_d$

La pendenza della curva di Wöhler tra 8 000 e 2 000 000 cicli risulta (vedere fig. 2):

$$c = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\lg 2\,10^6 - \lg 8\,10^3}{\lg R - \lg \sigma_d}$$

Per $n > 2\,000\,000$ cicli si assume una pendenza corrispondente alla bisettrice dell'angolo sull'orizzontale ed è data da:

$$c' = \operatorname{tg} \varphi' = c + \sqrt{c^2 + 1}$$

Il coefficiente K_n assume pertanto il valore

$$K_n = \left(\frac{2\,10^6}{n_e} \right)^{1/c} \quad \text{per } 8\,000 < n \leq 2\,000\,000 \text{ cicli}$$

$$K_n = \left(\frac{2\,10^6}{n_e} \right)^{1/c'} \quad \text{per } n > 2\,000\,000 \text{ cicli}$$

5.3.5. Coefficiente di adeguamento al tipo di tensione

Il coefficiente di adeguamento al tipo di tensione è da assumersi:

$K_t = 1$ per flessione;

$K_t = 0,8$ per trazione o compressione;

$K_t = 1/\sqrt{3} = 0,577$ per tensione tangenziale.

5.3.6. Tensioni ammissibili

Le tensioni ammissibili a fatica sono date dalle espressioni:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{\gamma_k}$$

$$\tau_{af} = \frac{\tau_k}{\gamma_k}$$

nelle quali γ_k è un fattore di sicurezza da determinarsi con le formule:

$$\gamma_k = 3,2^{1/c} \quad \text{per } n_e \leq 2\,000\,000 \text{ cicli}$$

$$\gamma_k = 3,2^{1/c'} \quad \text{per } n_e > 2\,000\,000 \text{ cicli}$$

5.3.7. Verifiche

La verifica a fatica è soddisfatta se le tensioni massime calcolate sono minori delle rispettive tensioni ammissibili:

$$\sigma \leq \sigma_{af}$$

$$\tau \leq \tau_{af}$$

Per i punti degli elementi sollecitati contemporaneamente da tensioni normali e da tensioni tangenziali deve risultare soddisfatta la condizione seguente:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{kx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{ky}}\right)^2 - \frac{\sigma_x \cdot \sigma_y}{|\sigma_{kx}| |\sigma_{ky}|} + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1,1}{\gamma_k^2}$$

nelle quali

σ_x e σ_{kx} sono le tensioni normale massima e normale ammissibile nella direzione x;

σ_y e σ_{ky} sono le tensioni normale massima e normale ammissibile nella direzione y;

τ e τ_{ky} sono le tensioni tangenziale massima e tangenziale ammissibile.

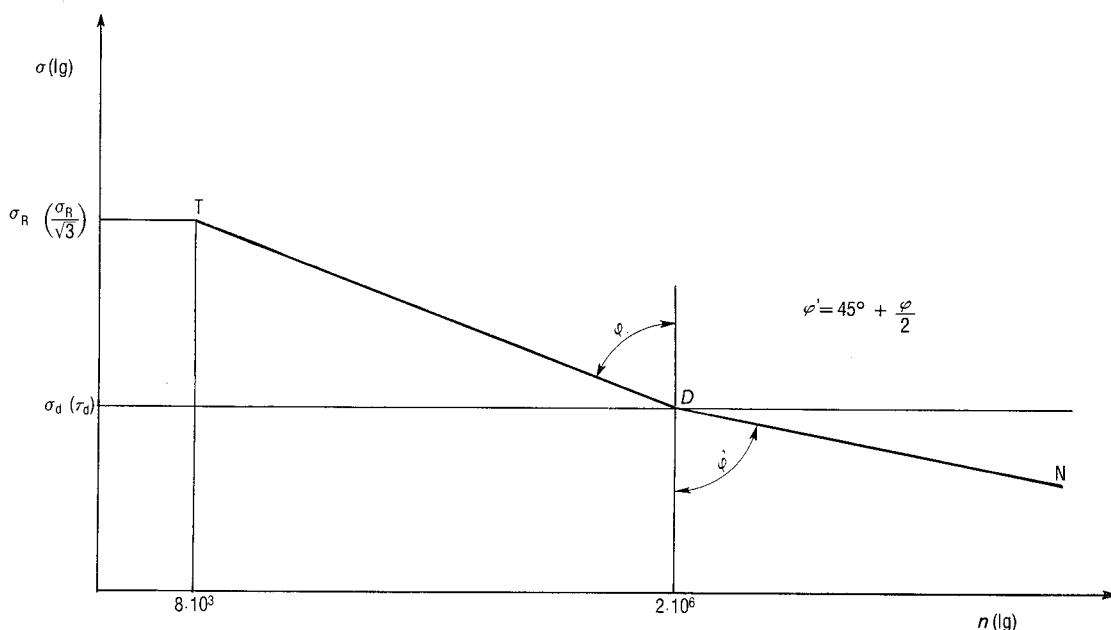


Fig. 2 — Pendenza della curva di Wöhler

(segue)

5.4. Verifica ad usura

Per le parti soggette ad usura devono essere calcolate le grandezze specifiche che la determinano: pressione superficiale e velocità periferica. Questi valori devono essere tali da non determinare una usura eccessiva, alla luce dell'attuale esperienza.

6. Dimensionamento di elementi particolari

6.1. Scelta della fune

Vale quanto stabilito dalla UNI ISO 4308.

6.2. Determinazione del diametro del tamburo e delle carrucole

Vale quanto stabilito dalla UNI ISO 4308, con quanto precisato nei punti seguenti.

6.2.1. Raggio di fondo gola

La durata della fune dipende non solo dal diametro delle carrucole e dei tamburi, ma anche dalla pressione che si manifesta tra la fune e la gola di appoggio della fune.

I valori di h_1 sono fissati con il presupposto che il raggio di fondo gola sia 0,53 volte il diametro nominale della fune.

6.2.2. Attacchi della fune

I dispositivi di attacco delle funi devono essere calcolati in modo che, sotto una forza di trazione pari a 2,5 volte la trazione massima S , possano resistere senza apprezzabili deformazioni permanenti.

L'attacco della fune al tamburo deve essere tale che, tenuto conto dell'attrito delle spire rimanenti sul tamburo, l'insieme cumulato (fissaggio + attrito) resista a 2,5 volte la forza massima di trazione S .

Il coefficiente di attrito tra fune e tamburo da considerare nel calcolo è $\mu = 0,1$.

Nella posizione di massimo svolgimento della fune sul tamburo devono ancora trovarsi avvolte sul tamburo almeno due spire complete, prima dell'attacco di estremità.

6.3. Determinazione del diametro delle ruote

Devono essere verificate le due condizioni seguenti:

- che la ruota sia in grado di assicurare una normale usura per il servizio previsto (condizioni regolari A);
- che la ruota sia in grado di sopportare il massimo carico al quale può essere sottoposta anche in condizioni eccezionali (C) o occasionali (B).

Le suddette condizioni sono verificate rispettivamente mediante le relazioni seguenti:

$$P_A \leq b D p c_1 c_2$$

$$P_B \text{ ovvero } P_C \leq 1,4 b D p$$

dove: P_A , P_B e P_C sono i carichi medi agenti sulla ruota rispettivamente nelle condizioni di carico regolari, occasionali e eccezionali;

b è la larghezza utile della rotaia;

D è il diametro di contatto della ruota;

p è la pressione ammissibile;

c_1 è un coefficiente dipendente dalla velocità di rotazione (vedere 6.3.4);

c_2 è un coefficiente dipendente dalla classe del meccanismo a cui la ruota appartiene (vedere 6.3.5).

Nota — Il coefficiente 1.4 della formula per P_B o P_C corrisponde al prodotto dei massimi valori consentiti per c_1 e c_2 .

6.3.1. Determinazione del carico medio P di riferimento

Il carico medio è determinato per tutte le condizioni di carico con la relazione:

$$P = \frac{2 \times \text{carico massimo} + \text{carico minimo}}{3}$$

tenendo conto dei fattori dei carichi indicati dalla UNI 9309.

Il carico minimo deve essere determinato per portata nulla.

6.3.2. Determinazione della larghezza utile della rotaia b

La larghezza utile della rotaia piana (tipo Burback) è:

$$b = l - 2 r$$

La larghezza utile della rotaia bombata (tipo Vignole) è:

$$b = l - \frac{4}{3} r$$

dove: l è la larghezza della rotaia;

r è il raggio di raccordo.

(segue)

6.3.3. Determinazione della pressione ammissibile p

La pressione ammissibile p è data dal prospetto I in funzione del carico di rottura del materiale della ruota a contatto con la rotaia.

Prospetto I — Valori di p

Carico di rottura del materiale MPa	p MPa
490	4,9
590	5,5
680	6,4
780	7,1

I materiali presi in considerazione sono quelli fucinati, stampati, laminati e fusi di acciaio e ghisa sferoidale.

Nel caso di materiali ad alta resistenza trattati per ottenere una elevata durezza superficiale, va assunto per p il valore corrispondente al materiale prima del trattamento: un valore maggiore provocherebbe una eccessiva usura della rotaia.

Le ruote di ghisa grigia sono da evitare per movimenti veloci e quando sono previsti urti; nel caso vengano impiegate si può assumere $p = 5$ MPa

6.3.4. Determinazione del coefficiente c_1

Il coefficiente c_1 dipende dalla velocità di rotazione della ruota. È dato dai prospetti II e III in funzione del numero di giri al minuto e in funzione del diametro della ruota e della velocità di traslazione o scorrimento.

Prospetto II — Valori di c_1 in funzione del numero di giri n della ruota

n giri/min	c_1	n giri/min	c_1	n giri/min	c_1
200	0,66	50	0,94	16	1,09
160	0,72	45	0,96	14	1,1
125	0,77	40	0,97	12,5	1,11
112	0,79	35,5	0,99	11,2	1,12
100	0,82	31,5	1	10	1,13
90	0,84	28	1,02	8	1,14
80	0,87	25	1,03	6,3	1,15
71	0,89	22,4	1,04	5,6	1,16
63	0,91	20	1,06	5	1,17
56	0,92	18	1,07		

Prospetto III — Valori di c_1 in funzione del diametro D della ruota e della sua velocità v

D mm	v m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	c_1														
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	—	—	—
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	—	—
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	—
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	—	1,16	1,14	1,13	1,12	1,10	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	—	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	—	—	1,16	1,14	1,13	1,12	1,10	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1 000	—	—	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1 120	—	—	—	1,16	1,14	1,13	1,12	1,10	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1 250	—	—	—	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

(segue)

6.3.5. Determinazione del coefficiente c_2

Il coefficiente c_2 dipende dalla classe a cui appartiene il meccanismo ed è dato dal prospetto IV.

Prospetto IV — Valori di c_2

Classe dei meccanismi	c_2
M1	1.20
M2	1.12
M3	1.12
M4	1.00
M5	1.00
M6	0.90
M7	0.80
M8	0.80

6.4. Calcolo degli ingranaggi

Le forze da prendere in considerazione per il calcolo degli ingranaggi sono quelle indicate in 4.

La durata di funzionamento viene fissata in base alla classe del meccanismo.

Gli ingranaggi devono essere calcolati o verificati:

- alla resistenza a rottura;
- alla resistenza a fatica;
- all'usura.

Il metodo di calcolo viene fissato dal costruttore che ne deve indicare la fonte.

6.5. Calcolo dei cuscinetti

Si deve verificare che i cuscinetti siano in grado di sopportare:

- il carico statico determinato dalla più sfavorevole delle condizioni di carico;
- il carico dinamico massimo determinato dalla condizione di carico regolare.

Occorre inoltre verificare che la durata teorica sotto un carico medio costante qui di seguito definito sia almeno uguale a quella corrispondente alla condizione di impiego del meccanismo.

A questo scopo occorre distinguere le forze agenti sui cuscinetti nei seguenti due tipi:

- forze di tipo \bar{M} che dipendono direttamente dalle coppie esercitate dai motori o dai freni;
- forze di tipo \bar{R} che dipendono dalle reazioni sui pezzi meccanici e non equilibrate da una coppia agente sugli alberi motori.

6.5.1. Carico medio per cuscinetti soggetti a forze di tipo \bar{M}

Per tenere conto della variazione dei carichi agenti durante il ciclo di manovra si assume un carico medio, supposto agente in maniera costante, dato dalla relazione:

$$\bar{M} = \sqrt[c]{k_m \cdot \bar{M}_{\max A}}$$

dove: k_m è il fattore di spettro (vedere 3.1.3.);

$\bar{M}_{\max A}$ è il massimo carico agente nelle condizioni di carico regolari;

c è la pendenza della curva di Wöhler = 3 per cuscinetti a sfere e 10/3 per cuscinetti a rulli.

6.5.2. Carico medio per cuscinetti soggetti a forze di tipo \bar{R}

Si determina il carico medio mediante la formula:

$$\bar{R} = \frac{2 \bar{R}_{\max} + \bar{R}_{\min}}{3}$$

dove: \bar{R}_{\max} e \bar{R}_{\min} rappresentano il carico massimo e minimo in condizioni regolari.

6.5.3. Carico medio per cuscinetti soggetti contemporaneamente a forze di tipo \bar{M} e di tipo \bar{R}

Seguendo i procedimenti indicati in 6.5.1. e 6.5.2. si determina il carico medio per ciascun tipo di forza \bar{M} ed \bar{R} , supponendo che agiscano separatamente. Si calcola il cuscinetto per un carico equivalente risultante dalla combinazione delle due forze medie \bar{M} ed \bar{R} .

6.6. Scelta del motore elettrico

In accordo con la norma IEC 34-1 ¹⁾ i parametri di scelta di un motore sono:

- potenza necessaria;
- coppia massima;
- intermittenza;
- manovre orarie;
- tipo di comando (frenatura elettrica);
- campo di variazione di velocità;
- tipo di alimentazione;
- grado di protezione;
- temperatura ambiente;
- altitudine.

6.6.1. Simboli e unità di misura

m_o	massa propria delle parti interessate al movimento	kg
m_q	massimo carico di servizio	kg
F_r	forza del vento da considerare in accelerazione	N
F	forza del vento massimo di esercizio	N
V	velocità del movimento	m/min
n	velocità del motore	min ⁻¹
n_s	velocità di rotazione della struttura	min ⁻¹
η	rendimento meccanico totale	
M_μ	momento dovuto all'attrito	Nm
M_o	momento necessario per la movimentazione delle parti interessate al movimento	Nm
M_q	momento necessario per la movimentazione del carico di servizio	Nm
M_c	momento necessario per vincere l'azione della forza centrifuga sul carico e sulle altre parti movimentate	Nm
M_{vr}	momento necessario per vincere l'azione del vento F_r	Nm
M_v	momento necessario per vincere l'azione del vento F	Nm
M_a	momento provocato dalle accelerazioni e frenature del movimento di manovra braccio	Nm

6.6.2. Determinazione dell'intermittenza e del numero di manovre orarie

Se l'intermittenza e il numero di manovre orarie non sono fissati dall'utilizzatore dell'apparecchio di sollevamento possono essere determinati, per ciascun movimento, in base al ciclo di lavoro previsto per l'apparecchio.

L'intermittenza è data dal rapporto:

$$100 \frac{\text{durata del movimento}}{\text{durata del movimento} + \text{pausa}}$$

Le manovre orarie possono essere determinate da:

$$m = A_c + q A_i + r F_e + s F_c$$

dove: A_c è il numero di avviamenti completi all'ora;

A_i è il numero di avviamenti incompleti all'ora;

F_e è il numero di frenature elettriche all'ora;

F_c è il numero di frenature in corrente continua per regolazione di velocità o arresto del movimento;

q e r sono coefficienti dipendenti principalmente dal tipo di motore e dal tipo di frenatura adottata;

s è un coefficiente dipendente dalla corrente continua iniettata e dalla durata delle manovre.

Il valore di s è da fissare in accordo con il costruttore della apparecchiatura elettrica.

(segue)

1) La IEC 34-1 parte 1 è coincidente con la norma italiana CEI 2-3.

Per motori ad anelli si può assumere:

$$q = 0,1 \quad r = 0,8 \text{ (frenatura in controcorrente).}$$

Per motori in corto circuito si può assumere:

$$q = 0,5 \quad r = 3 \quad s = 2 \text{ (per correnti di frenatura dell'ordine di 1,5 a 2 volte la corrente nominale).}$$

Nel caso che i tipi di cicli di lavoro previsti siano più di uno, occorre assumere per ciascun movimento il valore o i valori complessivamente più gravosi, arrotondati a quelli immediatamente maggiori di quelli unificati seguenti:

— intermittenza: 25 - 40 - 60 - 100%;

— manovre orarie: 150 - 300 - 600.

In mancanza di indicazioni più severe, si possono assumere i valori indicati nel prospetto V, in funzione della classe del meccanismo.

Prospetto V — Intermittenza e manovre orarie

Classe del meccanismo	Intermittenza	Manovre orarie
M1 e M2	25%	150
M3 e M4	25% o 40%	150 o 300
M5 e M6	25% o 40%	150 o 300
M7 e M8	40% o 60%	300 o 600

Nel caso di sistemi a più velocità, i valori del prospetto devono essere applicati alla somma delle intermittenze e delle manovre orarie delle differenti velocità.

Ad esempio, per un sistema a due velocità, sono consigliati i rapporti indicati nel prospetto VI.

Prospetto VI — Rapporti da assumere per un sistema a due velocità

	Piccola velocità	Grande velocità
Manovre orarie	2/3	1/3
Intermittenza	1/3	2/3

6.6.3. Determinazione della coppia massima M_{\max}

La coppia massima è data in Nm dalle seguenti espressioni:

— per movimenti verticali:

$$M_{\max} = K_a \left(\frac{1,58 (m_o + m_q) V}{n \cdot \eta} + \frac{n \cdot J r_{\max}}{9,5 t_a} \right)$$

— per movimenti orizzontali ²⁾:

$$M_{\max} = K_a \left(\frac{0,158 (m_o + m_q) W \cdot V}{n \cdot \eta} + \frac{0,158 F_r V}{n \cdot \eta} + \frac{n \cdot J r_{\max}}{9,5 t_a} \right)$$

— per movimenti di rotazione

$$M_{\max} = K_a \left(M_{\mu\max} + M_{vr} + \frac{n_s \cdot J_{\max}}{9,5 t_a} \right) \frac{n_s}{n \cdot \eta}$$

— per manovra braccio

$$M_{\max} = K_a \left[M_o + M_q + M_c + (M_{vr} + M_a) \cdot \frac{1}{\eta} \right]$$

oppure

$$M_{\max} = K_a \left[M_o + M_q + M_c + (M_v) \cdot \frac{1}{\eta} \right]$$

(segue)

2) Nel caso di movimento su piano inclinato occorre tener conto anche della coppia derivante dal movimento verticale.

dove: K_a è un fattore che tiene conto delle caratteristiche dell'apparecchiatura elettrica da assumersi:

1 per motori in corto circuito o in corrente continua;

da 1,3 a 1,15 per motori ad anelli (da 4 a 8 gradini di avviamento);

$$J_{r_{\max}} = \left(\frac{V}{2\pi n} \right)^2 \frac{m_o + m_q}{\eta} + PR^2 \text{ (giunti)} + PR^2 \text{ (motore);} \quad (\text{kgm}^2)$$

t_a è il tempo di avviamento da fissarsi, in mancanza di diverse precisazioni, in base al Diagramma I;

W è il coefficiente di attrito ruota-rotaia da fissarsi, in funzione del diametro e del tipo della ruota e del tipo di cuscinetto, secondo il Diagramma II;

J_{\max} è la somma dei momenti di inerzia polare di tutte le masse movimentate, compresi il carico di servizio e i PR^2 dei giunti e del motore, riferiti all'asse di rotazione della struttura.

Per motori in corto circuito si omette nella formula M_{\max} l'ultimo fattore $1/\eta$;

PR^2 = momento di inerzia delle masse rotanti.

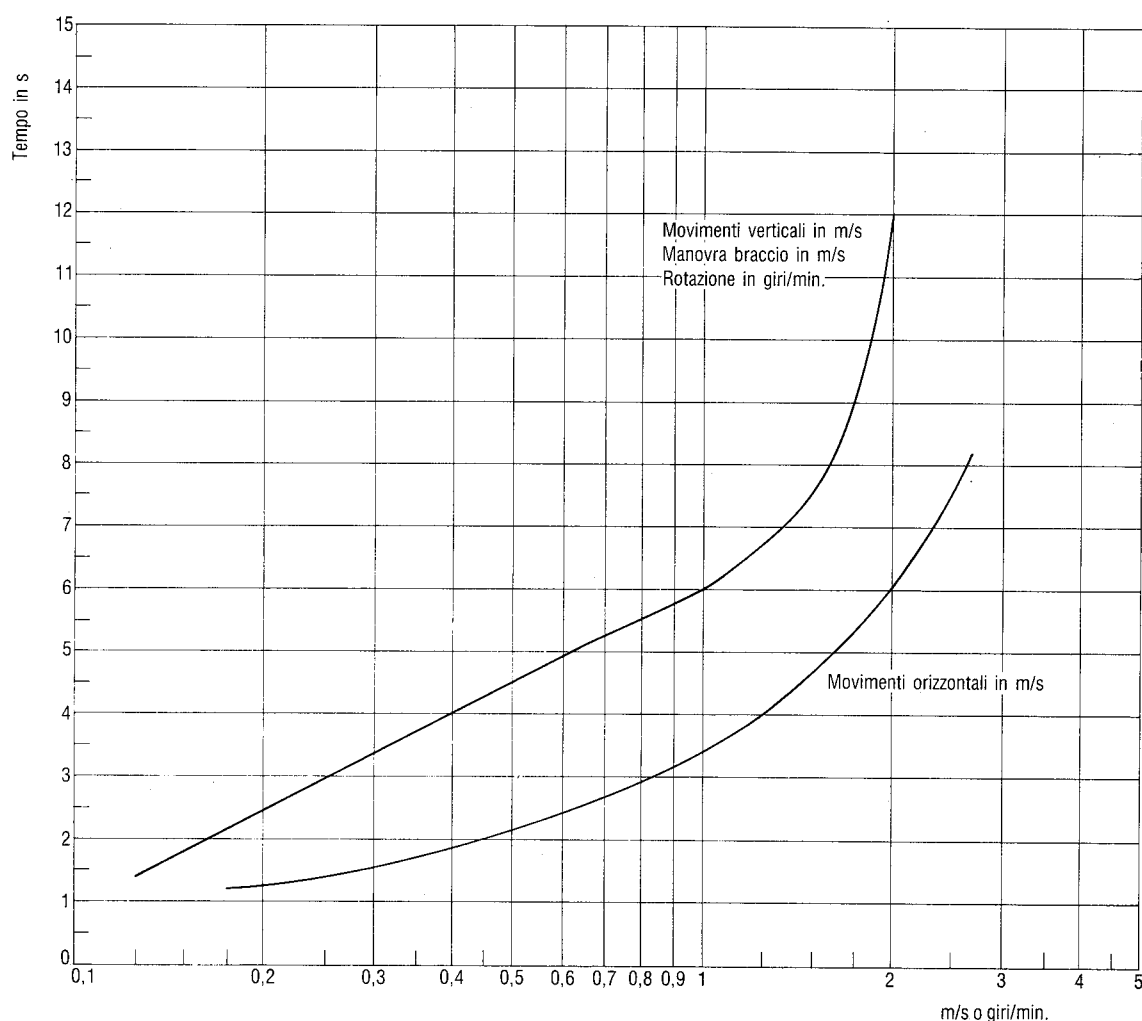
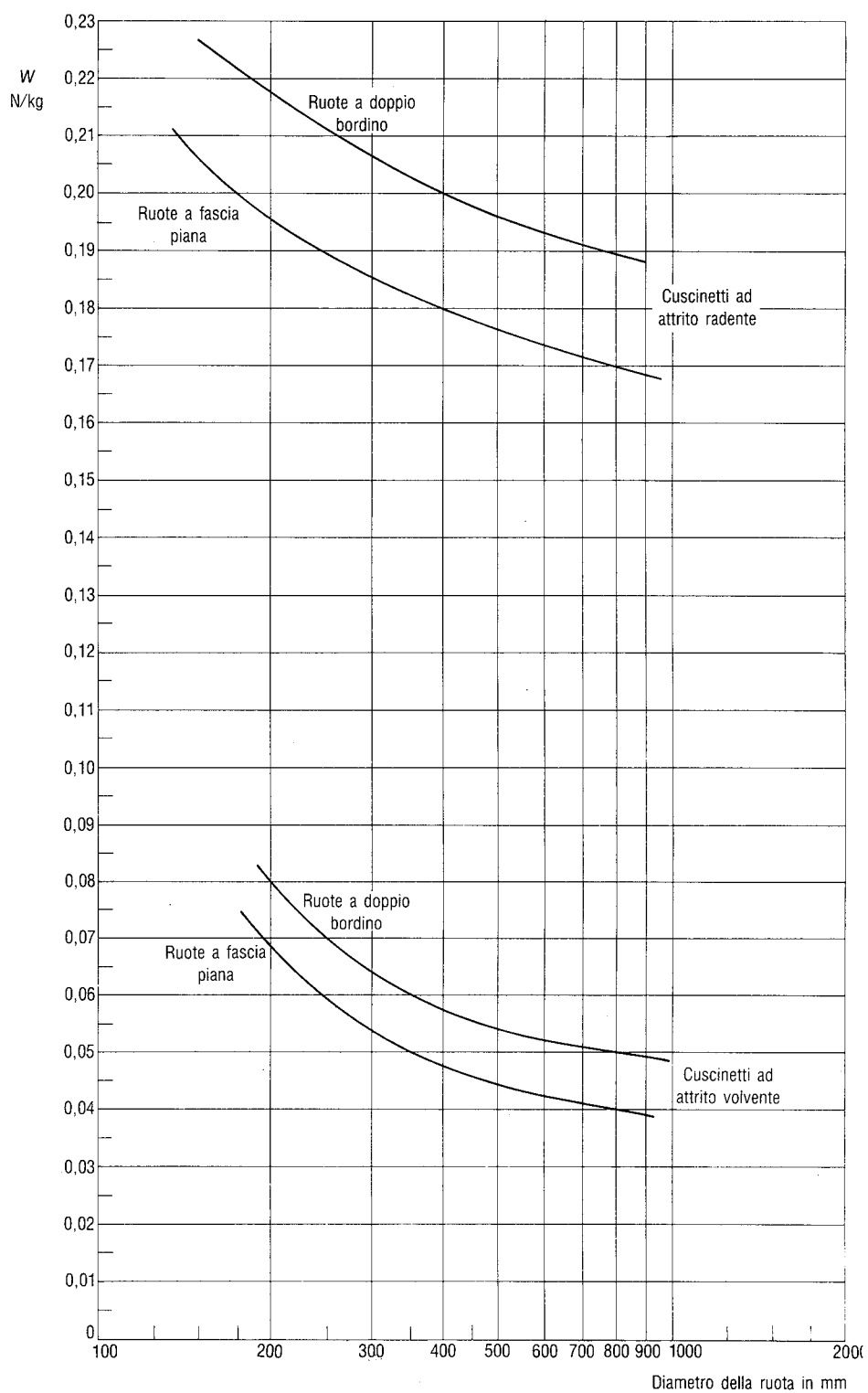


Diagramma I — Tempo di avviamento e frenatura t_a

(segue)

Diagramma II — Resistenza al rotolamento W

6.6.4. Determinazione della coppia termica M_n

Se il ciclo di lavoro è noto, la coppia termica M_n può essere determinata dall'espressione:

$$M_n = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}$$

nella quale M_i è la coppia necessaria per il tempo t_i , da valutarsi con le stesse formule date in 6.6.3, ma assegnando alle varie grandezze i valori assunti durante l'intervallo di tempo t_i .

Se il ciclo non è noto, la coppia termica M_n può essere determinata dall'espressione:

$$M_n = M_{\max} \sqrt{\frac{\alpha}{2 - \alpha}}$$

nella quale

$$\alpha = M_{\text{med}}/M_{\max}$$

M_{med} è da calcolare in base alle seguenti espressioni:

— movimenti verticali:

$$M_{\text{med}} = \frac{1,58 (K_o \cdot m_o + K_q \cdot m_q) V}{n \cdot \eta} \cdot \frac{1 + \eta^2 \cdot K_s}{2} + \frac{f_s \cdot n \cdot J_{\text{rmed}}}{9,5 t_a} \quad (\text{Nm})$$

— movimenti orizzontali:

$$M_{\text{med}} = \frac{0,158 (K_o \cdot m_o + K_q \cdot m_q) W \cdot V}{n \cdot \eta} + \frac{f_s \cdot n \cdot J_{\text{rmed}}}{9,5 t_a} \quad (\text{Nm})$$

— movimenti di rotazione:

$$M_{\text{med}} = \left(M_{\mu\text{med}} + \frac{f_s \cdot n_s \cdot J_{\text{med}}}{9,5 t_a} \right) \frac{n_s}{n \cdot \eta} \quad (\text{Nm})$$

— movimenti di manovra braccio:

$$M_{\text{med}} = [M_o + M_q + 0,5 (M_c + M_{vr})_{\text{med}} + f_s \cdot M_a] \frac{1}{\eta} \quad (\text{Nm})$$

nelle quali: K_o è un coefficiente di riduzione del peso proprio da assumersi = $(1 + z)/2$ nel caso di motori in corrente continua comandati mediante indebolimento di campo, con rapporto di velocità maggiore di 1.

In tutti gli altri casi K_o è uguale a 1.

K_q è un coefficiente di riduzione del carico di servizio da assumersi:

0,3 per classi da M1 a M4

0,4 per classi da M5 a M6

0,5 per classi da M7 a M8

K_s è un fattore di frenatura da assumersi:

1 per collegamento normale

1,5 per collegamento elettromeccanico

2 per collegamento monofase

f_s è un fattore del tempo d'avviamento da assumersi secondo il prospetto VII.

$$J_{\text{rmed}} = \left(\frac{V}{2 \pi n} \right)^2 \frac{m_o + K_q \cdot m_q}{\eta} + PR^2 (\text{giunti}) + PR^2 (\text{motore}) \quad (\text{kgm}^2)$$

Prospetto VII — Valori di f_s

Tipo di materiale	Classe del meccanismo	Movimento verticale		Movimento orizzontale		Rotazione	
		Frenatura meccanica	Frenatura elettrica	Frenatura meccanica	Frenatura elettrica	Frenatura meccanica	Frenatura elettrica
Materiali definiti	M1 a M5	0,03	0,1	0,2	0,3	0,2	0,3
	M6	0,05	0,2	0,3	0,5	0,3	0,5
	M7, M8	0,1	0,3	0,4	0,6	0,4	0,6
Materiali alla rinfusa	M6	0,1	0,3	0,4	0,6	0,5	0,6
	M7, M8	0,2	0,4	0,5	0,7	0,6	0,7

6.6.5. Determinazione delle caratteristiche del motore

Motori ad anelli e in corrente continua

Il motore deve fornire:

- potenza all'intermittenza e manovre orarie fissate

$$P_{ED} \geq K_{mot} \cdot \frac{n \cdot M_n}{9\,500} \quad (\text{kW})$$

nella quale $K_{mot} = 1,2$ se comando mediante tiristori
1 altrimenti.

- coppia massima $M_{maxm} \geq M_{max}$ (Nm)
- ed inoltre
- per movimento verticale:

$$M_{maxm} \geq 2 \frac{9\,500}{n} \frac{(m_o + m_q) \cdot V}{6\,000 \eta} \quad (\text{Nm})$$

per movimento orizzontale, se l'apparecchio è all'aperto:

$$M_{maxm} \geq \frac{0,158 F \cdot V}{n \cdot \eta} \quad (\text{Nm})$$

Motori in corto circuito

- potenza nominale

$$P_{ED} \geq \frac{n \cdot M_n}{9\,500 \sqrt{1 - \frac{W}{W_{max}}}}$$

nelle quali:

$$W = m \cdot \frac{M_{maxm}}{M_{maxm} - M_{med}} \cdot J_{rmed} \quad (\text{kgm}^2/\text{h})$$

W_{max} = valore massimo consentito dal motore (caratteristica di avviamento) (kgm²/h)

m = numero di manovre orarie

- coppia massima
- per movimento verticale

$$M_{maxm} \geq 1,9 M_{max} \quad (\text{Nm})$$

per movimento orizzontale

$$M_{maxm} \geq M_{max} \quad (\text{Nm})$$

e se l'apparecchio opera all'aperto:

$$M_{maxm} \geq \frac{0,158 F \cdot V}{n \cdot \eta} \quad (\text{Nm})$$

(segue)

6.7. Scelta del freno

In base alle prestazioni richieste, i freni possono essere suddivisi in tre gruppi:

- freni di bloccaggio o di tenuta, la cui funzione è quella di evitare l'involontaria messa in marcia del meccanismo;
- freni di arresto, la cui funzione è quella di arrestare in un certo tempo il meccanismo;
- freni di manovra, la cui funzione è quella di far conservare al meccanismo una determinata velocità. In questo caso il comando del sistema deve avvenire sempre con il motore inserito.

6.7.1. Coppia frenante necessaria

La coppia frenante necessaria è data dall'espressione:

$$M_{F_{nec}} = K \cdot M_{max} \cdot \eta^2 \quad (Nm)$$

nella quale: K è un coefficiente che tiene conto del tipo di movimento e del sistema di frenatura (vedere 6.7.2);

M_{max} è la coppia massima agente sul meccanismo (vedere 6.7.3);

η è il rendimento della parte del meccanismo compresa tra il punto di applicazione del freno e il punto di applicazione del carico frenato.

6.7.2. Fattore di frenatura K

In mancanza di più precise determinazioni, si possono assumere i valori del coefficiente di frenatura K qui di seguito indicati.

6.7.2.1. Movimento di sollevamento e manovra braccio

- se il movimento è dotato di un solo freno, $K = 2$
- se il movimento è dotato di due freni, $K = 1,33$

I sollevamenti di materiali ad alto rischio (per esempio colata) devono essere dotati di due freni, a ciascuno dei quali si applica il fattore $K = 1,67$

6.7.2.2. Movimenti orizzontali e di rotazione

In ogni caso $K = 1$

6.7.3. Coppia massima sul meccanismo M_{max}

La coppia massima agente sul meccanismo può essere calcolata con le stesse formule date in 6.6.3, sostituendo il tempo di frenatura al tempo di avviamento t_a e tenendo conto, per i movimenti orizzontali e di rotazione, dell'eventuale cambio di segno dei termini concernenti il vento e l'inerzia del movimento.

Il tempo di frenatura deve essere uguale o minore del tempo di avviamento ed in ogni caso deve assicurare:

- una decelerazione uguale o maggiore dell'accelerazione;
- uno spazio di frenatura in m che non superi il 10% della velocità a pieno carico (espressa in m/min);
- un angolo di frenatura in rad che non superi il 15% della velocità di rotazione a pieno carico (espressa in rad/s).

6.7.4. Caratteristiche del freno

Il freno scelto deve avere coppia frenante massima, espressa in Nm, maggiore della coppia frenante necessaria $M_{F_{nec}}$, calcolata come indicato in 6.7.1.

Per i freni di arresto e di manovra il freno scelto deve avere anche una caratteristica termica (W_{adm} in Nms fornita dal costruttore) maggiore del valore necessario Wn per consentire lo smaltimento del calore sviluppato, che è funzione della coppia frenante, del tempo di frenatura, delle manovre orarie, dell'intermittenza, della temperatura ambiente e della differenza di temperatura ammissibile tra fascia freno e ambiente.

Nel caso di utilizzazione di coppia di frenatura elettrica M_e , la determinazione del valore di Wn può essere eseguita sulla base della differenza tra la coppia frenante e la coppia di frenatura elettrica M_e .

APPENDICE

Verifica a fatica

A 1. Limiti di fatica

I limiti di resistenza a fatica σ_{D-1} sono riportati nel prospetto VIII per i materiali più usati.

Prospetto VIII — Limiti di fatica per $k = -1$ per i materiali più usati

Qualità acciaio	Norma UNI	Dimensione mm	Carico unitario di rottura f_t N/mm ²	Carico unitario di scostamento dalla prop. f_y N/mm ²	Limite di fatica σ_{D-1} N/mm ²
Fe 360	7070		360	205	180
Fe 490	7070		490	275	245
Fe 590	7070		590	315	295
Fe 690	7070		690	345	345
C 25 normalizzato	7845	16 a 100	410	235	205
C 25 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40	540 490	360 305	270 245
C 25 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	560 540 530 510	345 325 305 295	280 270 265 255
C 35 normalizzato	7845	16 a 100	490	275	245
C 35 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100	670 610 570	470 390 355	335 305 285
C 35 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	560 550 540 520	295 285 275 265	280 275 270 260
C 40 normalizzato	7845	16 a 100	570	325	285
C 40 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100	700 640 590	490 420 370	350 320 295
C 40 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	665 655 645 630	460 440 410 390	332 327 322 315
C 45 normalizzato	7845	16 a 100	590	335	295
C 45 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100	730 690 640	510 460 410	365 345 320

(segue)

(seguito del prospetto VIII)

Qualità acciaio	Norma UNI	Dimensione mm	Carico unitario di rottura f_t N/mm ²	Carico unitario di scostamento dalla prop. f_y N/mm ²	Limite di fatica σ_{D-1} N/mm ²
C 45 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	705 695 685 675	490 470 450 430	352 347 342 337
C 60 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100	830 780 740	590 530 450	415 390 370
C 60 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	785 775 765 755	550 540 510 440	392 387 382 377
35 CrMo4 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 160 oltre 160 fino a 250	930 880 780 740 690	735 665 560 510 460	465 440 390 370 345
35 CrMo4 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	980 880 785 685	785 665 560 540	490 440 390 342
42 CrMo4 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 160 oltre 160 fino a 250	1 030 930 830 780 740	835 735 635 560 510	510 460 410 385 365
42 CrMo4 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	1 080 980 880 735	880 765 635 610	535 485 435 365
39 NiCrMo3 bonificato	7845	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 160 oltre 160 fino a 250	980 930 880 830 740	785 735 685 635 540	490 465 440 415 370
39 NiCrMo3 bonificato	7874	fino a 16 oltre 16 fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	1 030 980 880 685	835 785 685 540	515 490 440 342
30 NiCrMo 12 bonificato	7845	fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	980 930 880	785 735 685	485 460 435
30 NiCrMo 12 bonificato	7874	fino a 40 oltre 40 fino a 100 oltre 100 fino a 250	1 225 1 130 980	1 030 930 785	605 560 485

(segue)

A 2. Coefficienti K_f

I coefficienti $K_{f\sigma}$ e $K_{f\tau}$ (rispettivamente per le tensioni normale e tangenziale) tengono conto della concentrazione delle tensioni causate dal cambiamento di sezione per raccordi, per chiavette, per fori trasversali, per mozzi calettati a caldo, ecc.

I diagrammi da III a VII danno i coefficienti $K_{f\sigma}$ e $K_{f\tau}$ per le seguenti concentrazioni di tensione:

- III raccordi;
- IV chiavette;
- V scanalature;
- VI foro trasversale;
- VII mozzi calettati a caldo.

Per le concentrazioni di tensione non rappresentate nei diagrammi, i coefficienti K_f (sia per σ che per τ) devono essere calcolati mediante l'espressione:

$$K_f = q (K_t - 1) + 1$$

nella quale: K_t è il coefficiente teorico elastico di concentrazione delle tensioni che può essere ricavato da:

- autorevole letteratura scientifica;
- adeguate prove sperimentali;
- affidabile calcolo matematico;

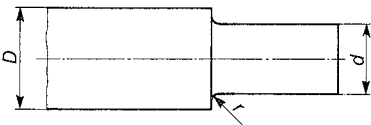
q è la sensibilità all'intaglio, data dall'espressione: $q = 1/(1 + a/r)$; in caso di difficoltà di individuazione del valore di r , porre $q = 1$;

r è il raggio in mm;

a è un coefficiente dipendente dal carico di rottura del materiale ed è dato dal prospetto IX.

Prospetto IX

f_t (MPa)	a
300	0,420
400	0,330
500	0,265
600	0,212
700	0,175
800	0,145
900	0,117
1 000	0,094
1 100	0,077
1 200	0,065
1 300	0,057
1 400	0,050
1 500	0,043
1 600	0,038
1 700	0,034



$K_{f\sigma} = 1 + \gamma_{\sigma} \cdot f_{s\sigma}$

$K_{f\tau} = 1 + \gamma_{\tau} \cdot f_{s\tau}$

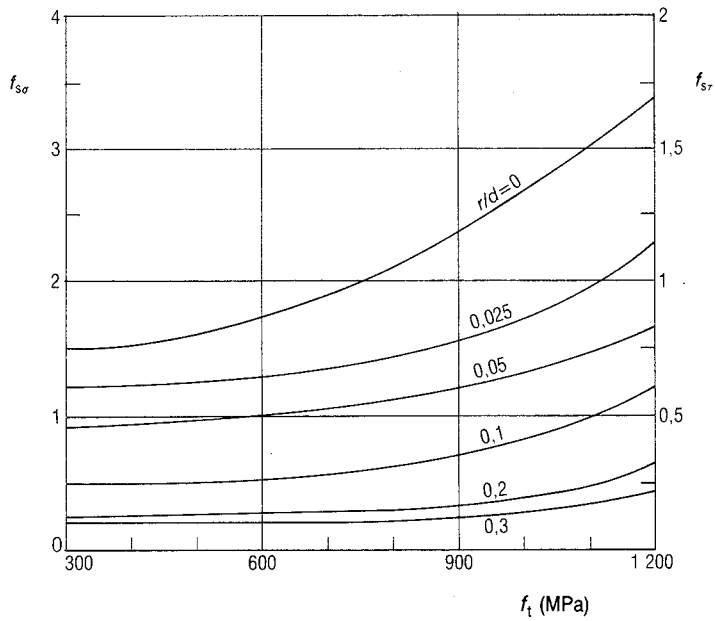
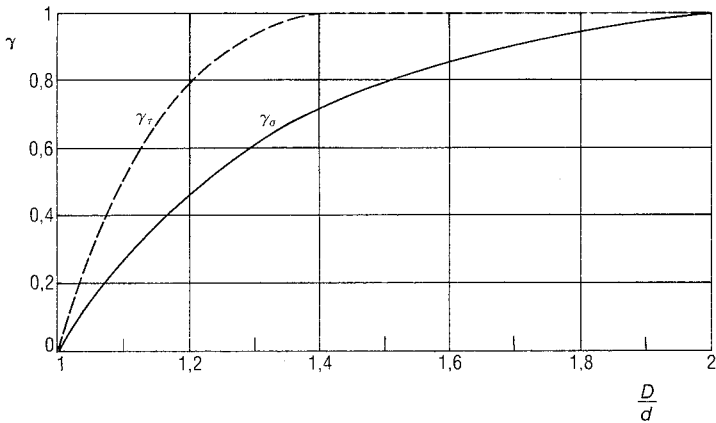
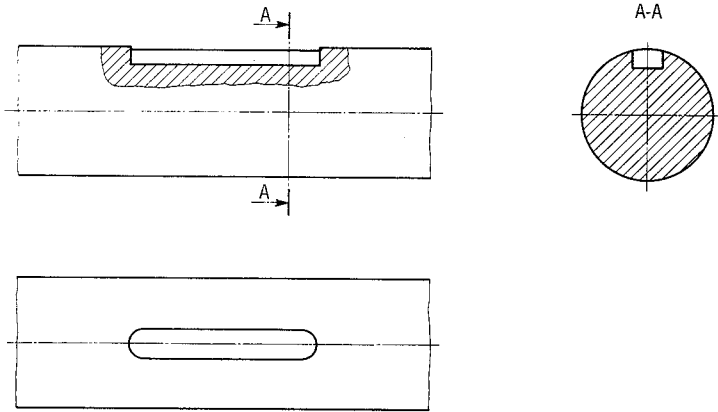


Diagramma III — Coefficienti $K_{f\sigma}$ e $K_{f\tau}$ per cambiamenti di diametro

Forma della chiavetta 1



Forma della chiavetta 2

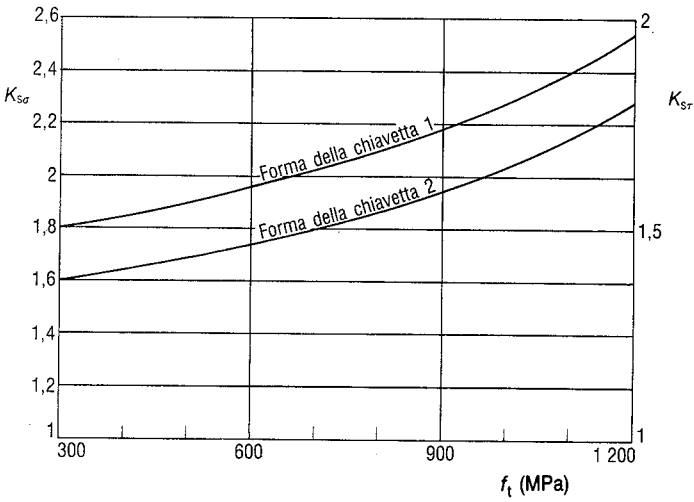
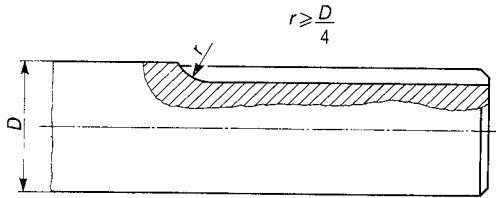


Diagramma IV — Coefficienti K_{ts} e K_{tsr} per chiavette

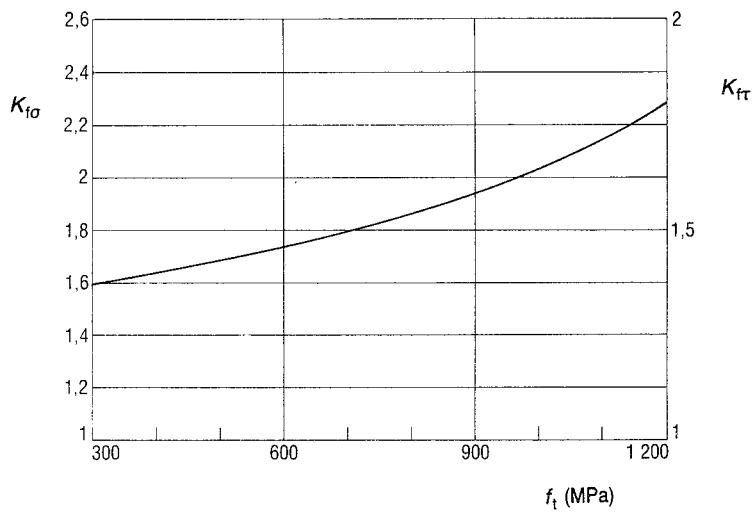
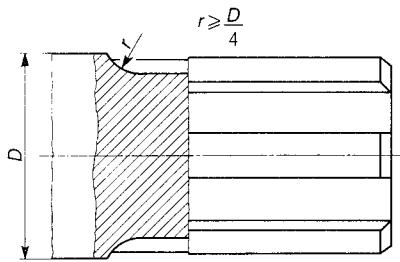


Diagramma V — Coefficienti K_{t0} e K_{tr} per alberi scanalati

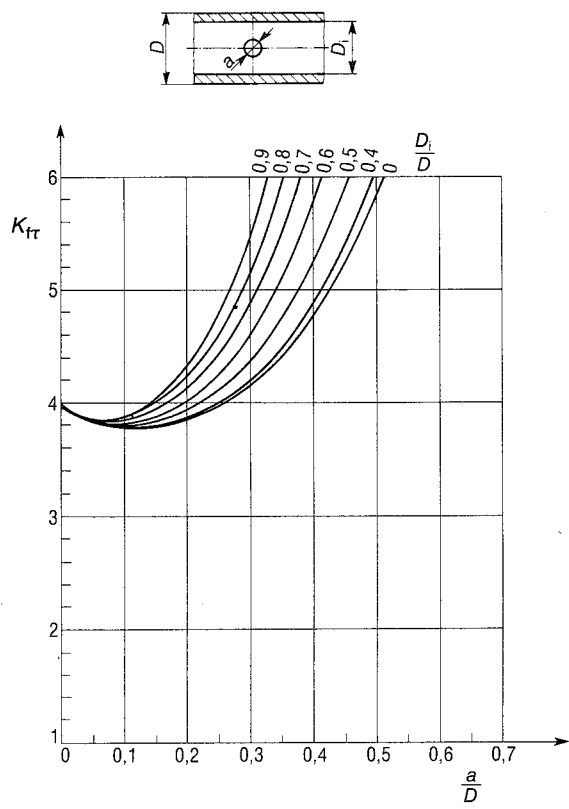
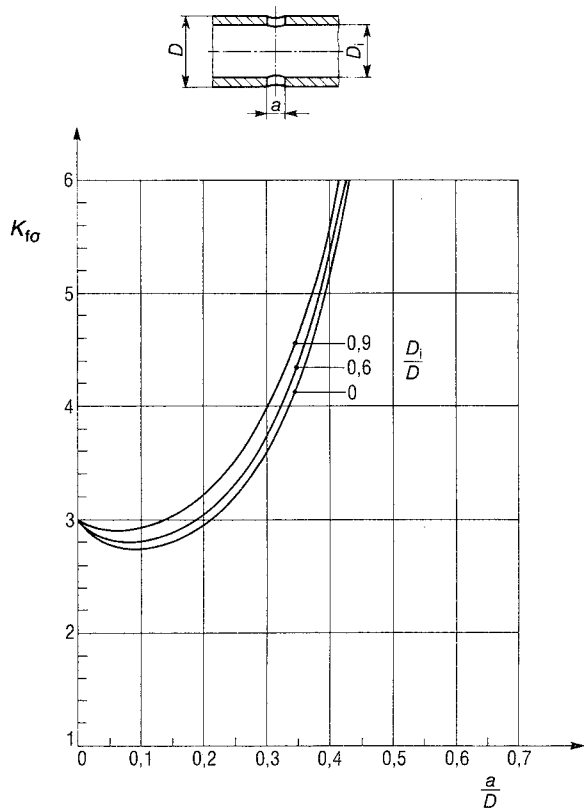
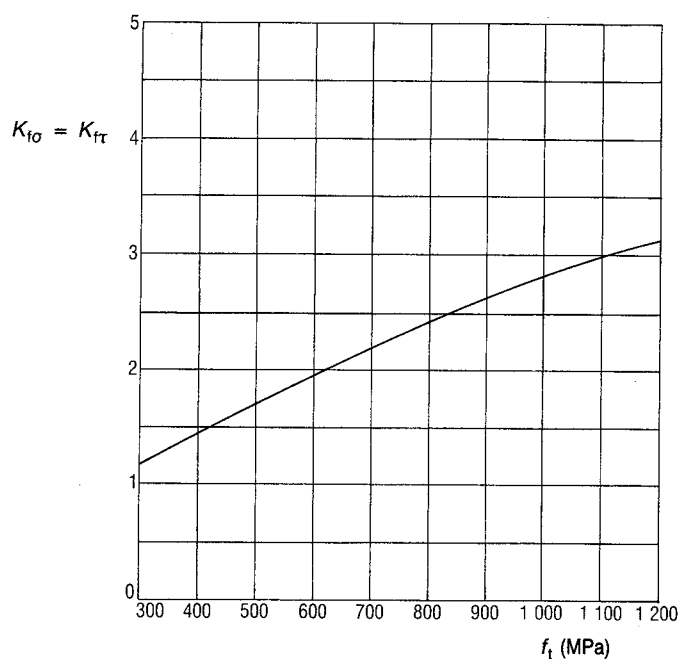


Diagramma VI — Coefficienti K_{t0} e K_{tr} per alberi cavi con foro trasversale

(segue)

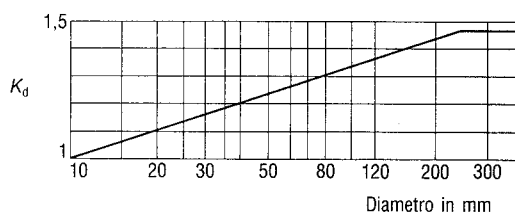
Diagramma VII — Coefficienti K_{f0} e K_{fr} per mozzi calettati a caldo

A 3. Coefficiente K_d

Il coefficiente K_d tiene conto del fatto, constatato sperimentalmente, che la resistenza a fatica, a parità di tutte le altre condizioni, diminuisce con l'aumentare delle dimensioni dell'elemento.

Il diagramma VIII dà il coefficiente K_d in funzione del diametro dell'albero.

Per superfici laminate, forgiate o fuse assumere $K_d = 1$

Diagramma VIII — Coefficiente K_d in funzione del diametro dell'albero

A 4. Coefficiente K_1

Il coefficiente K_1 tiene conto dello stato superficiale e della lavorazione che l'albero ha subito.

Il diagramma IX dà il valore del coefficiente K_1 in funzione del carico di rottura del materiale per i tipi di finitura segnati a fianco.

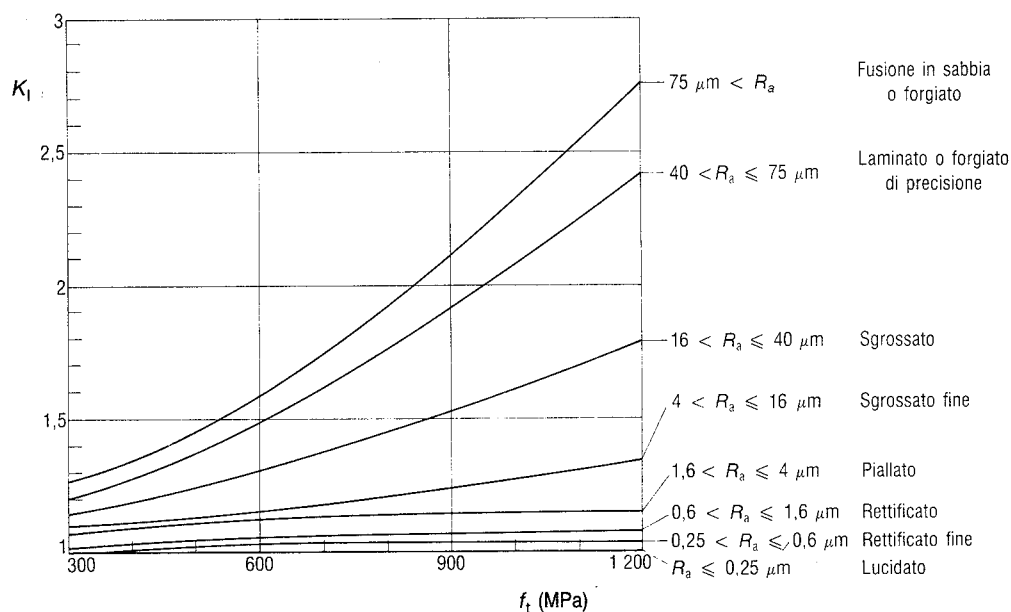


Diagramma IX — Coefficiente K_1 in funzione del tipo di finitura del pezzo

A 5. Coefficiente K_c

Normalmente l'influenza della corrosione non è da prendere in considerazione e pertanto si assume $K_c = 1$.

Nel caso eccezionale in cui l'albero può rimanere in esercizio dopo avere subito un'azione corrosiva di acqua dolce o marina, si assumono per K_c i valori dati nel diagramma X in funzione del carico di rottura del materiale per i seguenti casi:

- curva A: corrosione dovuta all'azione di acqua dolce
- curva B: corrosione dovuta all'azione di acqua di mare.

Nel caso in cui l'albero lavori in ambiente corrosivo, ricavare i valori dalla letteratura scientifica.

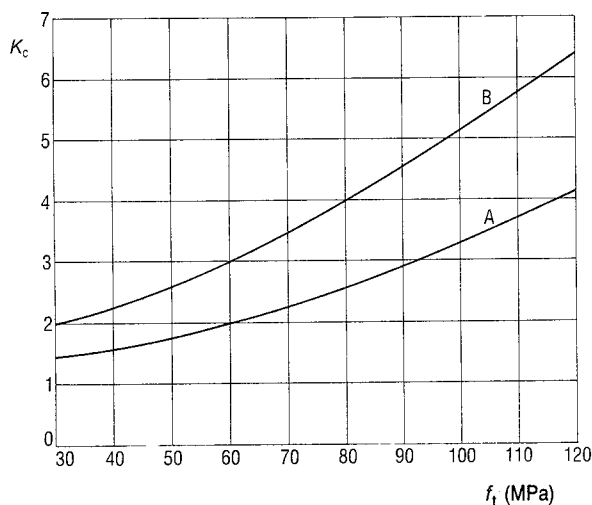


Diagramma X — Coefficiente K_c per corrosione d'acqua dolce (curva A) e d'acqua marina (curva B)

Meccanismi per apparecchi di sollevamento

Istruzioni per il calcolo

(UNI 7670)

Studio del progetto — **Commissione “Apparecchi di sollevamento e relativi accessori” dell’UNI**, riunioni dell’8 mar., 18 giu. e 15 ott. 1985.

Esame ed approvazione — **Commissione “Apparecchi di sollevamento e relativi accessori” dell’UNI**, riunione del 16 dic. 1985.

Esame finale ed approvazione — **Commissione Centrale Tecnica dell’UNI**, riunione del 3 mar. 1987.

Ratifica — **Presidente dell’UNI**, delibera del 17 feb. 1988.