

# RELAZIONE TECNICA

ELEMENTI DI COSTRUZIONE  
E DISEGNO DI MACCHINE



ANNO 2016-2017

GRUPPO 30:

[REDACTED]



## SOMMARIO:

1. Introduzione
  - 1.1 Componenti motoriduttore pag. 1
  - 1.2 Schema funzionale del motoriduttore pag. 2
  - 1.3 Dati di partenza pag. 3
  - 1.4 Diagramma delle forze pag. 4
  - 1.5 Consegne pag. 5
2. Verifica statica
  - 2.1 Calcoli preliminari pag. 6
  - 2.2 Reazioni vincolari pag. 7
  - 2.3 Caratteristiche di sollecitazione pag. 8
  - 2.4 Diagrammi d'area e moduli di resistenza a flessione e a torsione pag. 12
  - 2.5 Tensioni agenti sull'albero pag. 13
  - 2.6 Coefficiente di sicurezza statico pag. 15
3. Verifica a fatica
  - 3.1 Valutazione della sollecitazione a fatica presente pag. 17
  - 3.2 Valutazione del coefficiente di riduzione della vita a fatica pag. 17
  - 3.3 Valutazione dei coefficienti correttivi del limite di fatica pag. 18
  - 3.4 Limite di fatica corretto e diagrammi di Haigh pag. 19
  - 3.5 Coefficiente di sicurezza a fatica pag. 20
4. Verifica ruota dentata
  - 4.1 Valutazione della tensione massima a fatica da flessione pag. 22
  - 4.2 Valutazione del coefficiente di sicurezza a fatica da flessione pag. 25
  - 4.3 Valutazione della tensione massima a usura da contatto pag. 26
  - 4.4 Valutazione del coefficiente di sicurezza a usura da contatto pag. 28
5. Verifica dei cuscinetti
  - 5.1 Dati di partenza pag. 30
  - 5.2 Verifica del carico minimo pag. 30
  - 5.3 Valutazione della durata in milioni di cicli pag. 30
  - 5.4 Valutazione della durata in ore di funzionamento pag. 33

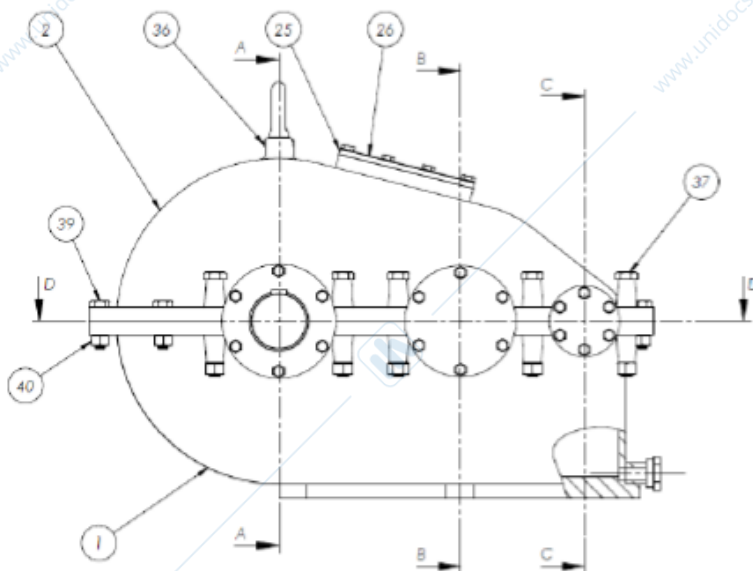


# 1. Introduzione

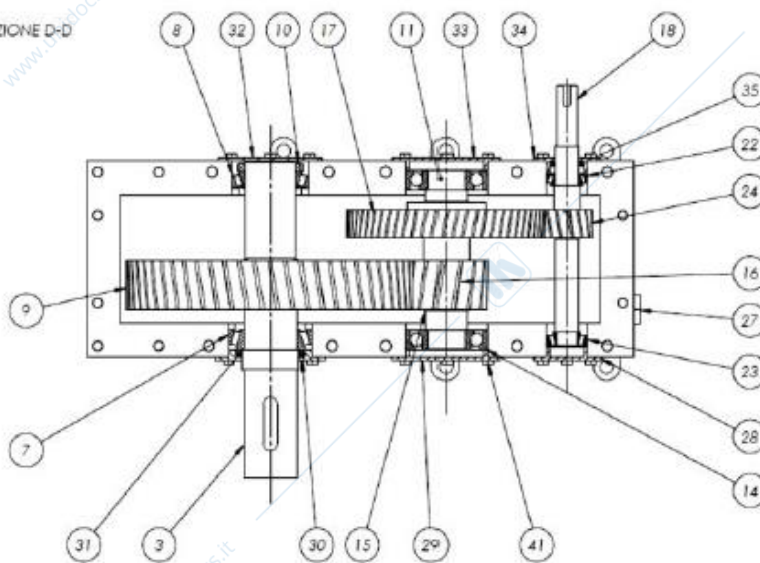
Obiettivo della relazione tecnica è la verifica di alcuni componenti costituenti un riduttore di velocità ad assi paralleli con ruote cilindriche a denti elicoidali. Lo studio del motoriduttore si articolerà in:

- Verifica statica
- Verifica a fatica
- Verifica ruota
- Verifica dei cuscinetti

## 1.1 Componenti motoriduttore



SEZIONE D-D



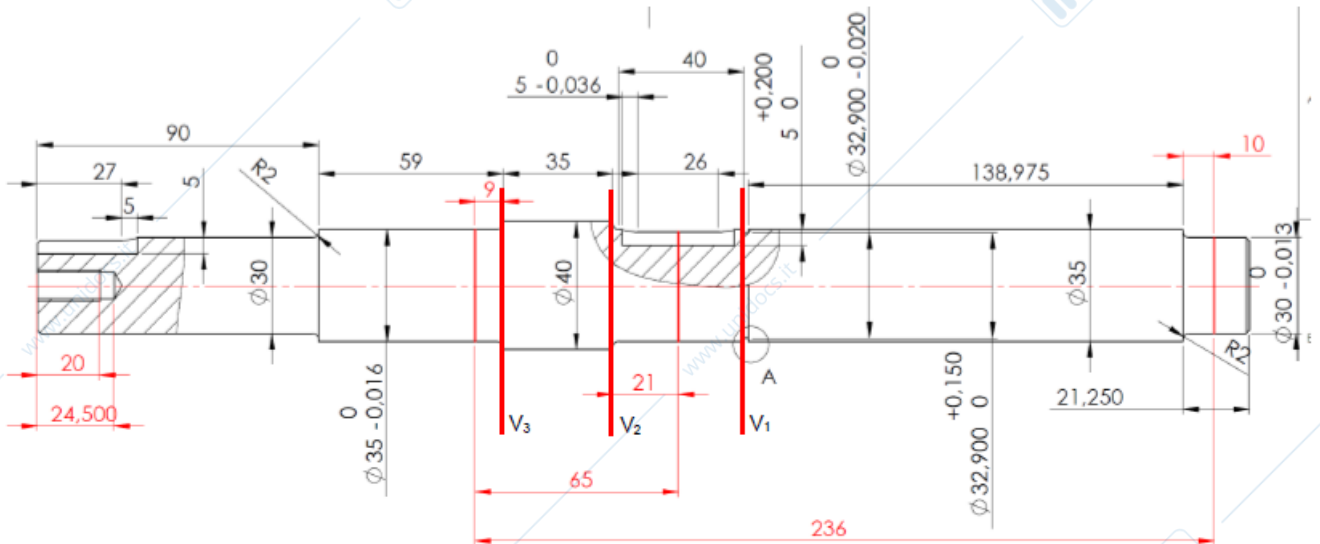
N.	DESCRIZIONE	Q.tà
1	Carcassa inferiore	1
2	Carcassa superiore	1
3	Albero 3 (uscita)	1
4	Linguetta A22x14x63 DIN6885	1
5	Linguetta A22x14x80 DIN6885	1
6	Anello 35 UNI7435	1
7	Cuscinetto obliquo a rulli conici SKF-32016X	1
8	Cuscinetto obliquo a rulli conici SKF-32015X	1
9	Ruota 4	1
10	Ghiera di bloccaggio SKF-KMH10	1
11	Albero 2 (intermedio)	1
12	Linguetta A18x11x50 DIN6885	1
13	Linguetta A18x11x56 DIN6885	1
14	Cuscinetto obliquo a sfere SKF-7311BE	2
15	Anello 60 UNI7435	2
16	Ruota 3	1
17	Ruota 2	1
18	Albero 1 (ingresso)	1
19	Linguetta A10x8x32 DIN6885	1
20	Linguetta A10x8x36 DIN6885	1
21	Anello 75 UNI7435	1
22	Cuscinetto obliquo a rulli conici SKF-32007X	1
23	Cuscinetto obliquo a rulli conici SKF-32006X	1
24	Ruota 1	1
25	Bordo trasparente	1
26	Copertura trasparente	1
27	Tappo scarico olio	1
28	Coperchio chiuso albero ingresso	1
29	Coperchio chiuso albero secondario	1
30	Coperchio forato albero uscita	1
31	Tenuta Corteco 190261068	1
32	Coperchio chiuso albero uscita	1
33	Coperchio chiuso albero secondario	1
34	Coperchio forato albero ingresso	1
35	Tenuta Corteco 010128068	1
36	Tappo carico olio	1
37	Vite M16x140 ISO7412	10
38	Dato M16 ISO7413	10
39	Vite M14x60 ISO4017	8
40	Dado M14 ISO4032	8
41	Vite M10x25 ISO4017	46



### 1.3 Dati di partenza

Oggetto della nostra analisi sarà l'albero 1 (e i cuscinetti a supporto) sul quale effettueremo la verifica statica e la verifica a fatica. Ai fini dei calcoli diventa fondamentale anche conoscere le caratteristiche della ruota 1 e 2 e le forze scambiate nella loro interazione.

#### Albero 1



Caratteristiche:

Potenza entrante:  $P_e = 70 \text{ kW}$ ;

Velocità angolare:  $n_e = 1500 \text{ giri/min}$ ;

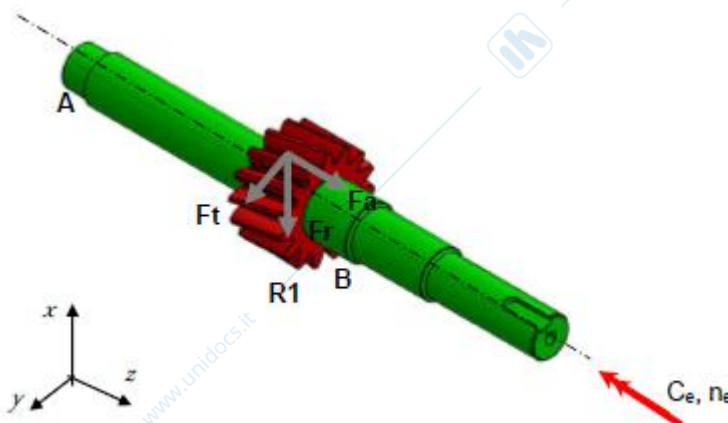
Materiale: 36NiCrMo16 UNI EN10083;

Tensione di rottura:  $R_m = 1000 \text{ MPa}$ ;

Tensione di snervamento:  $R_{eH} = 800 \text{ MPa}$ ;

Limite di fatica:  $\sigma_{D-1} = 440 \text{ MPa}$ .

#### Ruota 1



Caratteristiche:

Modulo normale:  $m_n = 4.5 \text{ mm}$ ;

Numero di denti:  $z = 15$ ;

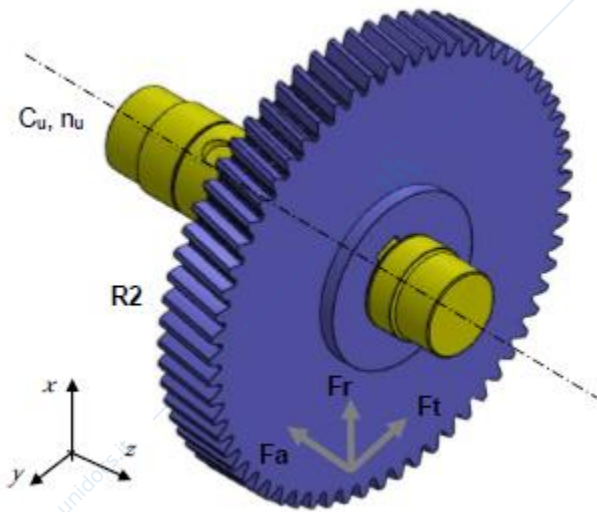
Angolo d'elica:  $\psi = 11.4^\circ$ ;

Angolo di pressione:  $\phi_n = 20^\circ$ ;

Larghezza di fascia:  $B = 42 \text{ mm}$ ;

Durezza superficiale Brinell: 560 HB.

▪ Ruota 2



Caratteristiche:

Modulo normale:  $m_n = 4.5 \text{ mm}$ ;

Numero di denti:  $z = 63$ ;

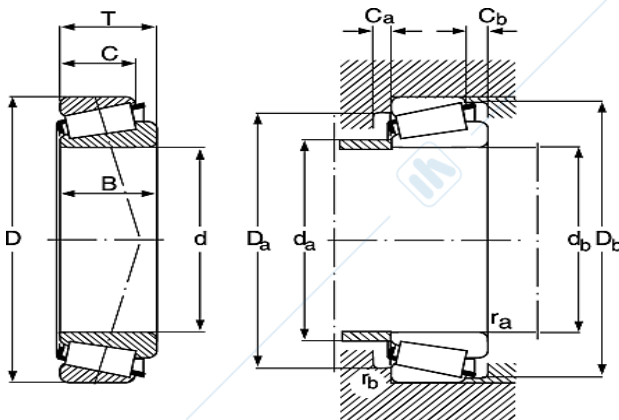
Angolo d'elica:  $\psi = 11.4^\circ$ ;

Angolo di pressione:  $\phi_n = 20^\circ$ ;

Larghezza di fascia:  $B = 42 \text{ mm}$ ;

Durezza superficiale Brinell: 560 HB.

▪ Cuscinetti

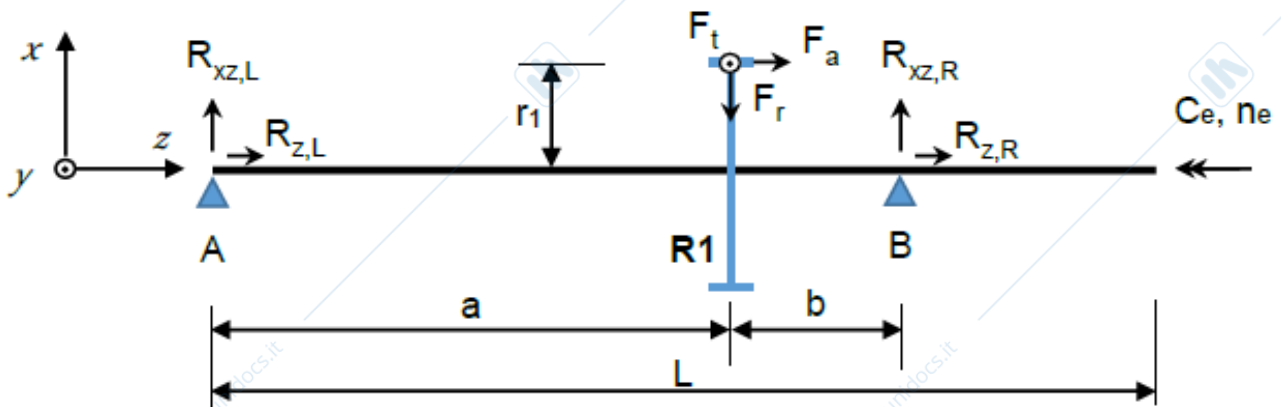


Vi sono due cuscinetti a rulli conici a supporto dell'albero 1: SKF-32006X (supporto A), SKF-32007X (supporto B). I dati tecnici relativi a questi cuscinetti sono forniti dal produttore SKF mediante apposite tabelle.

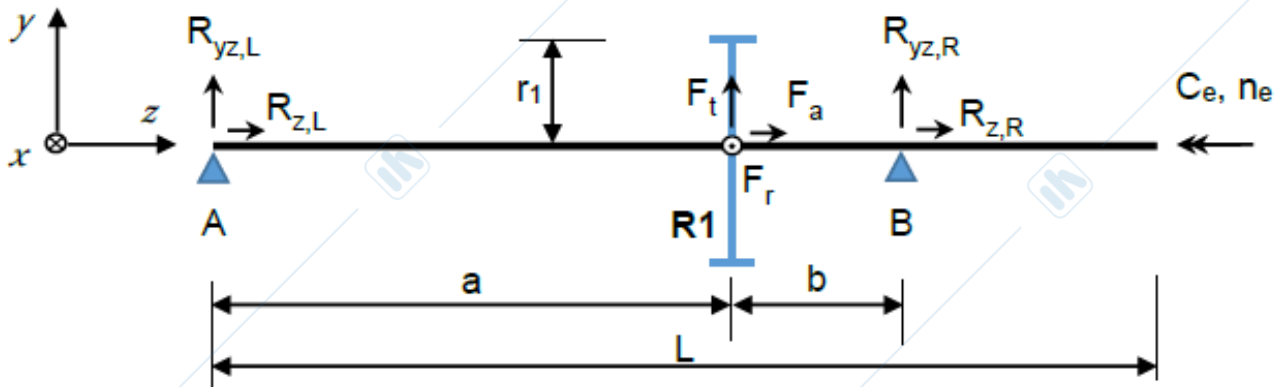
1.4 Diagramma delle forze

Di seguito viene riportato il diagramma indicante i carichi e i vincoli relativi al primo stadio secondo i piani xz e yz.

Piano xz



Piano yz

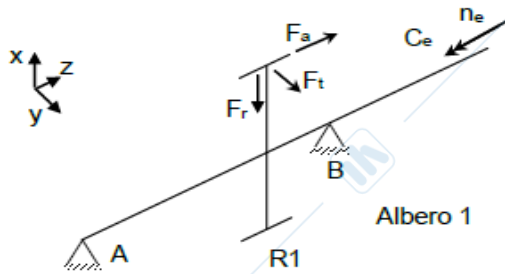


## 1.5 Consegne

Si richiede di sviluppare i calcoli di:

- verifica statica dell'albero 1 a sollecitazioni composte;
- verifica a fatica per vita illimitata dell'albero 1 nelle sezioni V1 = 162 mm, V2 = 204 mm e V3 = 239 mm (indicate nella rappresentazione dell'albero) tenendo conto degli effetti di intaglio e si paragoni il coefficiente di sicurezza a fatica calcolato con quello relativo alla verifica statica;
- verifica a fatica da flessione e a usura da contatto della ruota 1 per una vita pari a  $5 \cdot 10^9$  cicli e un'affidabilità di 0,90. Per la verifica, si faccia riferimento alla normativa AGMA D2001-D04 e si assuma:
  - per l'unità di tipo commerciale chiuso, un funzionamento continuo senza sovraccarichi con temperatura di funzionamento inferiore a 120 °C;
  - coefficiente di stato superficiale,  $Z_R=1$ ;
  - per il calcolo del coefficiente di distribuzione del carico  $K_H$ , coefficiente  $C_e=1$  e denti non bombati;
  - per i coefficienti di vita  $Y_N$  e  $Z_N$ , i modelli  $Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0.0178}$  e  $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0.023}$ .

## 2. Verifica statica



Per poter effettuare una corretta verifica statica del sistema occorre determinare i valori delle forze e delle coppie agenti su di esso.

### 2.1 Calcoli preliminari

Dati i seguenti valori:

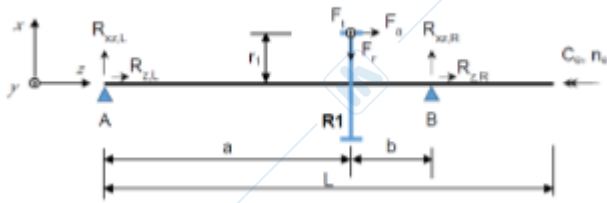
<b>Albero 1:</b>			<b>Ruota 1:</b>			
Pe =	70000	W	mn =	4,5	mm	
ne =	1500	RPM	Z1 =	15		
Rm =	1000	Mpa	ψ =	11,4	°	(0,199 Rad)
ReH =	800	Mpa	B1 =	42	mm	
σD-1	440	Mpa	Φn	20	°	(0,349 Rad)
<b>Cuscinetti:</b>			<b>Ruota 2</b>			
A(SKF 32006X)	a' =	13	mm	Z2 =	63	
	T' =	17	mm	φn	20	°
B(SKF 32007X)	a'' =	15	mm		0,349	Rad
	T'' =	18	mm			

Procediamo con i calcoli:

- $\omega_e = \frac{n_e \cdot 2\pi}{60} = 157,080 \text{ rad/s};$
- Assunto unitario il rendimento del motoriduttore, la potenza in entrata risulta essere uguale a quella in uscita, quindi:  $C_e = \frac{P_e}{\omega_e} = 445,633 \text{ Nm};$
- $r_1 = \frac{z \cdot m_n}{2 \cdot \cos\psi} = 0,0344 \text{ m};$
- $F_{t1} = \frac{C_e}{r_1} = 12943,467 \text{ N};$
- $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\varphi_n}{\cos\psi} = 4805,850 \text{ N};$
- $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan\psi = 2609,861 \text{ N}.$

## 2.2 Reazioni vincolari

### ▪ Piano x-z



Per poter calcolare correttamente le reazioni vincolari bisogna tenere conto dei loro effettivi punti di applicazione. Pertanto è necessario calcolare a, b, L ed  $r_1$ .

Dalla geometria dell'albero e dalle tabelle SKF per i cuscinetti ricaviamo i valori:

$$a = (236-65-10) + (21,25 - (21,25 - T^I + a^I)) = 0,165 \text{ m};$$

$$b = 65 + 9 - a^{II} = 0,059 \text{ m};$$

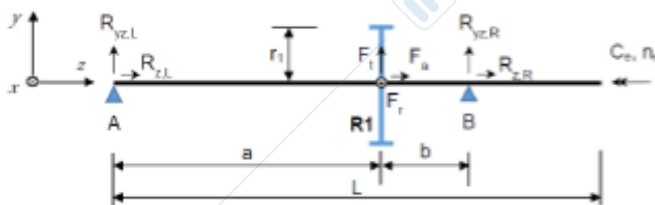
$$L = 236 + 11,25 + 50 + 90 = 0,38725 \text{ m};$$

Otteniamo dunque:

$$X_{SA1} = \frac{F_{a1} * r_1 - F_{r1} * b}{a+b} = 864,686 \text{ N};$$

$$X_{SB1} = F_{r1} - X_{SA1} = 3941,165 \text{ N}.$$

### ▪ Piano y-z



$$Y_{SA1} = \frac{-F_{t1} * b}{(a+b)} = -3409,217 \text{ N};$$

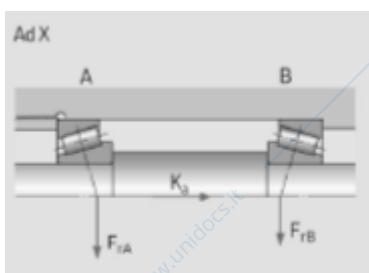
$$Y_{SB1} = -Y_{SA1} - F_{t1} = -9534,250 \text{ N}.$$

### ▪ Reazioni totali

$$R_{tot SA1} = \sqrt{X_{SA1}^2 + Y_{SA1}^2} = 3517,164 \text{ N};$$

$$R_{tot SB1} = \sqrt{X_{SB1}^2 + Y_{SB1}^2} = 10316,720 \text{ N}.$$

### ▪ Reazioni vincolari assiali



Per il calcolo delle reazioni vincolari assiali si utilizza il catalogo SKF, dal quale otteniamo il parametro Y:

$$Y_a = 1,4;$$

$$Y_b = 1,3.$$

Ci riconduciamo, dunque, al caso 1 avendo ottenuto:

$$\frac{R_{tot SA1}}{Y_a} < \frac{R_{tot SB1}}{Y_b}$$

$$\frac{3517,164}{1,4} < \frac{10316,720}{1,3}$$

$$2512,260 < 7935,938$$

Sempre dal catalogo SKF ci ritroviamo nel caso 1c avendo ottenuto:

$$F_{a1} = K_a = 2609,861 \text{ N}$$

$$K_a < 0,5 * \left( \frac{R_{tot SB1}}{Y_b} - \frac{R_{tot SA1}}{Y_a} \right)$$

$$2609,861 < 2711,839$$

$$Z_{SB1} = \frac{0,5 * R_{tot SB1}}{Y_b} = 3967,969 \text{ N};$$

$$Z_{SA1} = Z_{SB1} - K_a = 1358,308 \text{ N};$$

Dall' equazione della reazione vincolare orizzontale,  $Z_{SA1}$  deve avere segno negativo, quindi risulta opposta alle altre due forze ( $Z_{SB1}$  e  $F_{a1}$ ):  $Z_{SA1} = -1358,308 \text{ N}$ .

## 2.3 Caratteristiche di sollecitazione

### ▪ Piano x-z

Per  $0 \leq z < (21,25 - T^I - a^I)$ :

$$N=0; \quad T=0; \quad M_f = 0$$

Per  $0 \leq z' < a$ :

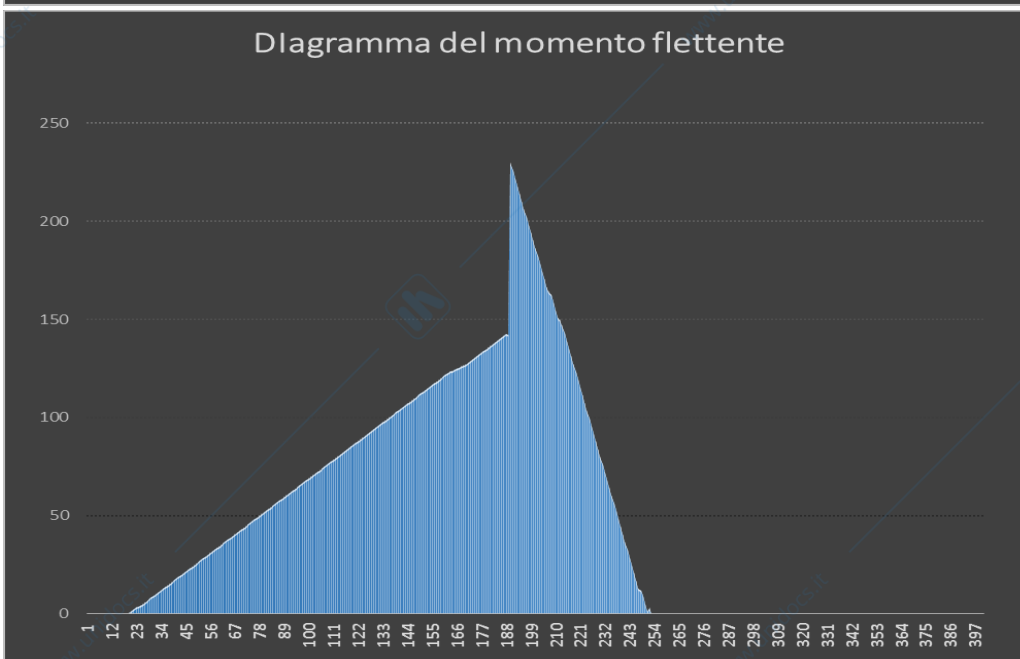
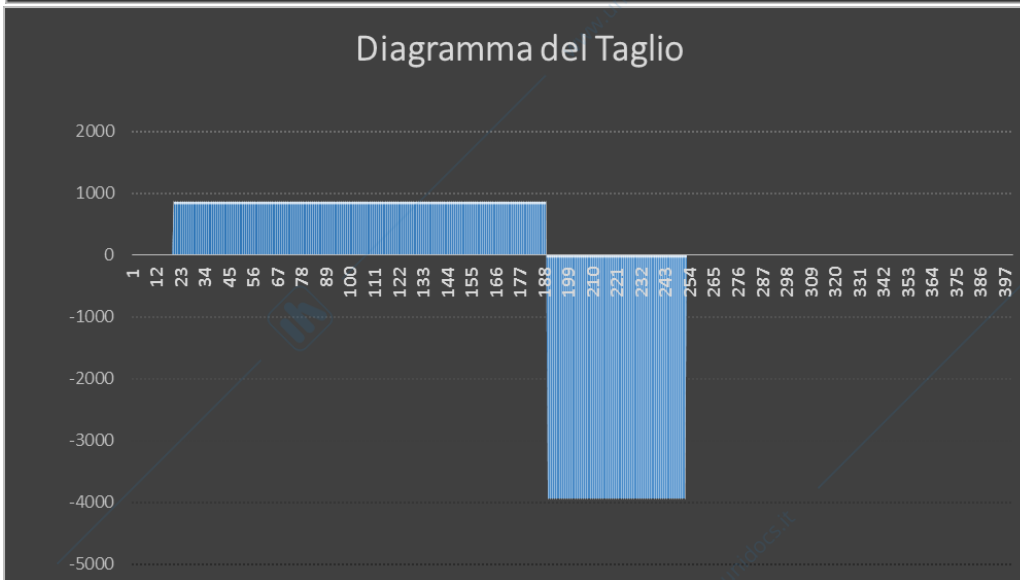
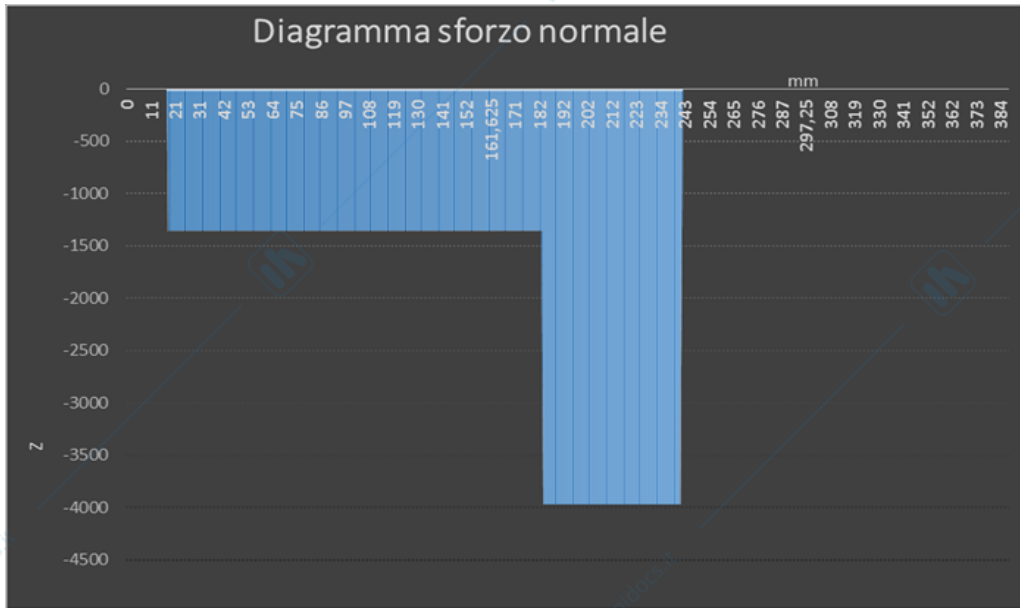
$$N = -Z_{SA1}; \quad T = X_{SA1}; \quad M_f = X_{SA1} * z';$$

Per  $0 \leq z'' < b$ :

$$N = -Z_{SA1} - F_{a1}; \quad T = X_{SA1} - F_{r1}; \quad M_f = X_{SA1} * (a + z'') + F_{a1} * r_1 - F_{r1} * z'';$$

Per  $(21,25 - T^{II} - a^{II}) + a + b \leq z \leq L$

$$N=0; \quad T=0; \quad M_f=0;$$



▪ **Piano y-z**

Per  $0 \leq z < (21,25 - T^l - a^l)$ :

$$N=0; \quad T=0; \quad M_f = 0 \quad M_t = 0$$

Per  $0 \leq z' < a$  :

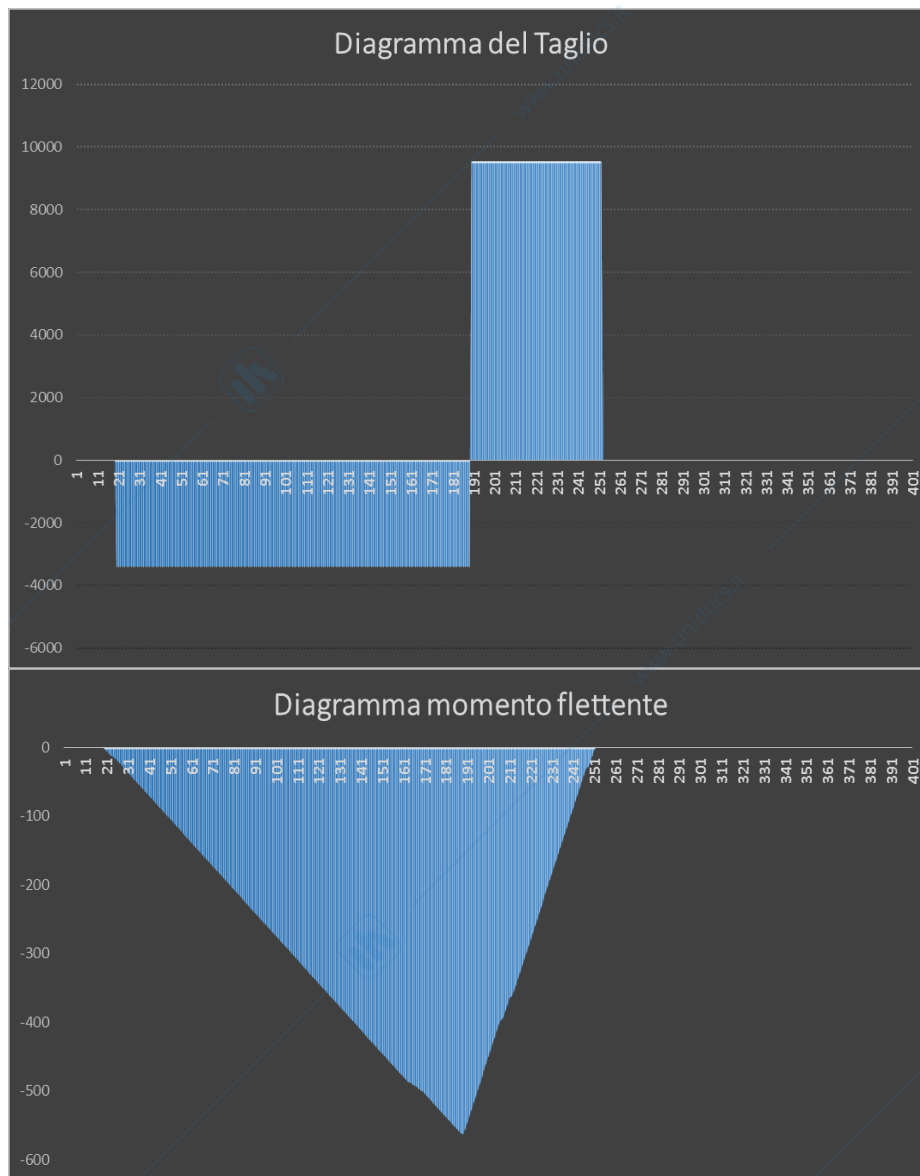
$$N=0; \quad T=Y_{SA1}; \quad M_f=Y_{SA1} * z'; \quad M_t = 0$$

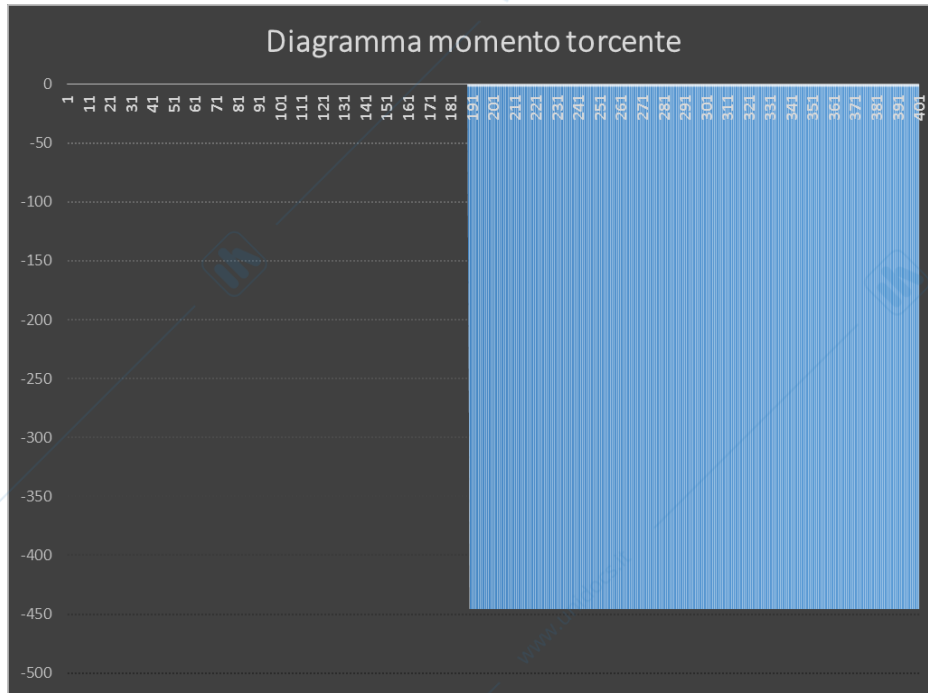
Per  $0 \leq z'' < b$  :

$$N=0; \quad T=Y_{SA1} - F_{t1}; \quad M_f = Y_{SA1} * (a+z'') + F_{t1} * z''; \quad M_t = -C_e$$

Per  $(21,25 - T^l - a^l) + a + b \leq z \leq L$

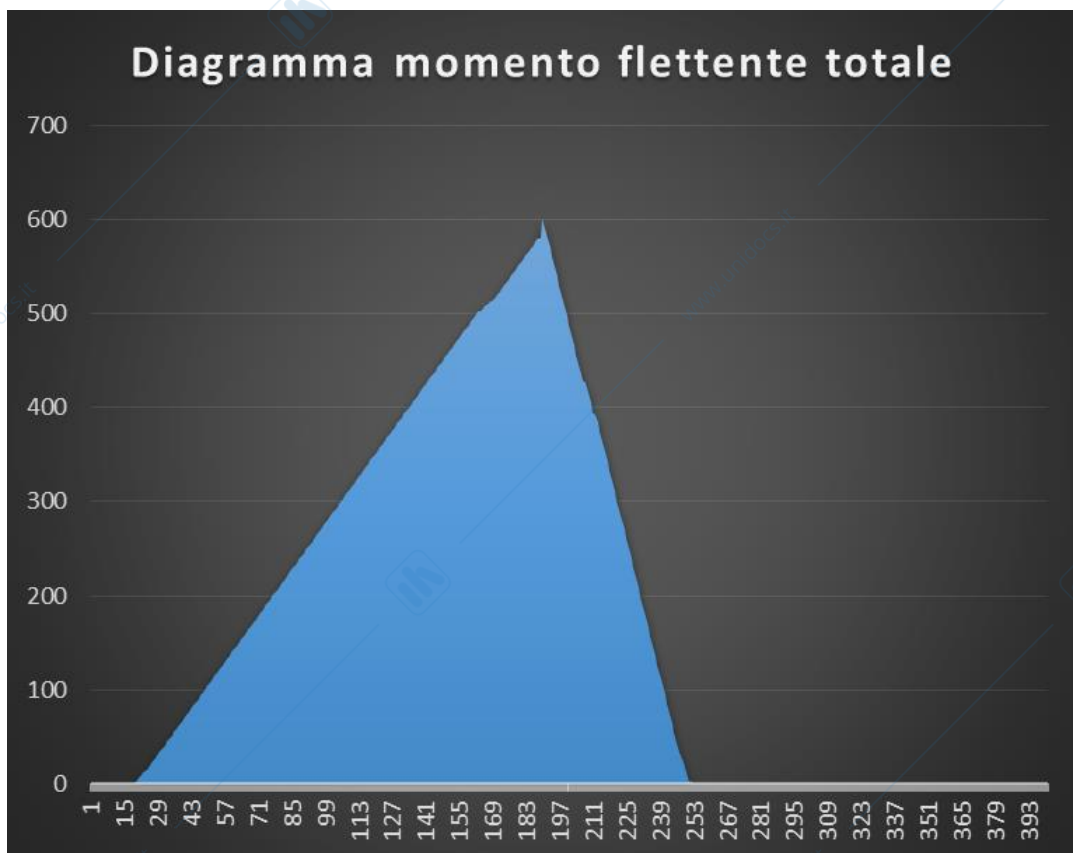
$$N=0; \quad T=0; \quad M_f=0; \quad M_t = -C_e$$





- **Momento flettente risultante**

$$M_{fr} = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2}$$



## 2.4 Diagrammi d'area e moduli di resistenza a flessione e a torsione

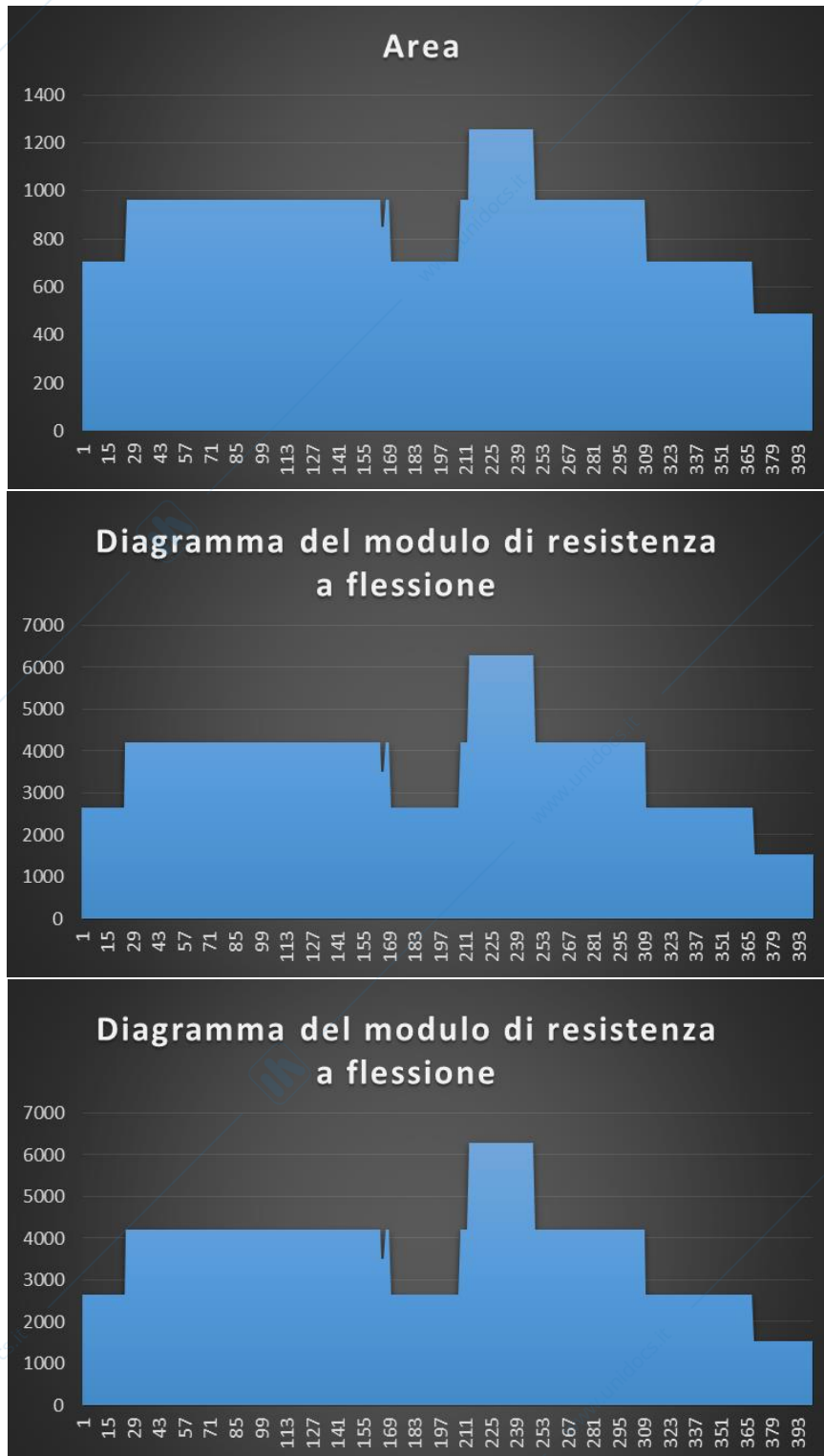
Sapendo che:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$W_t = \frac{\pi * D^3}{16}$$

Otteniamo:



## 2.5 Tensioni agenti sull'albero

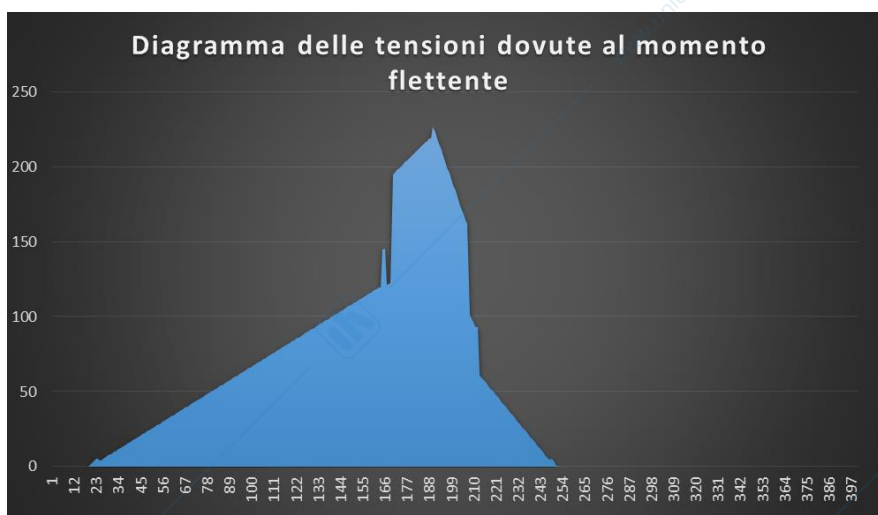
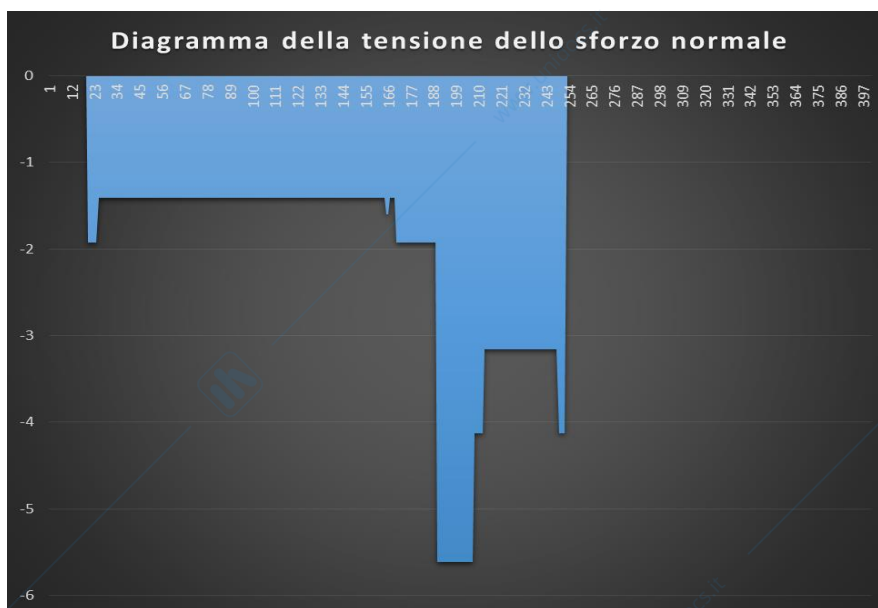
### Componenti

Avendo calcolato le proprietà geometriche del sistema è possibile trovare i valori delle tensioni agenti (dovute agli sforzi normali, al momento flettente e al momento torcente) in funzione della coordinata z:

$$\sigma^N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma^{Mf} = \frac{M_f}{W_F}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

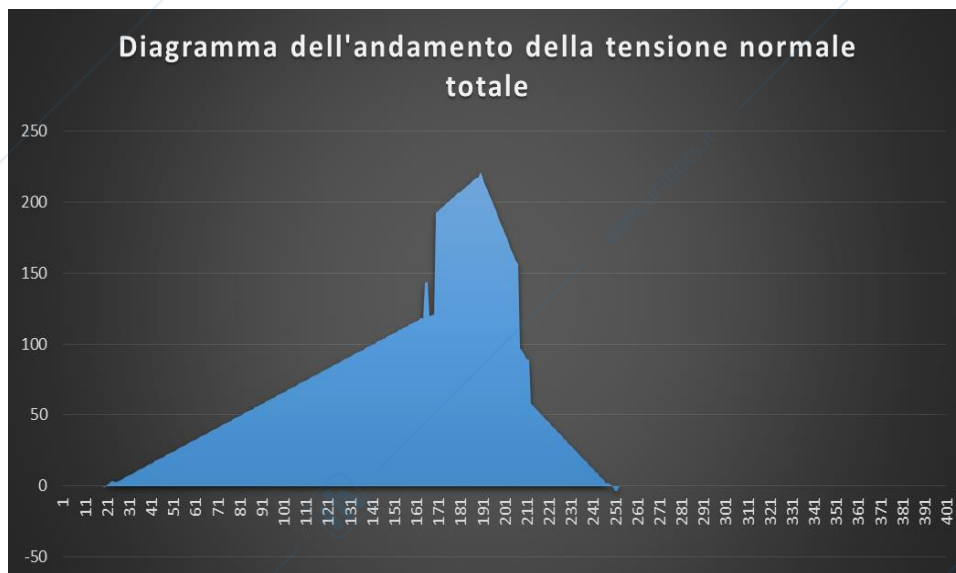




▪ **Risultanti**

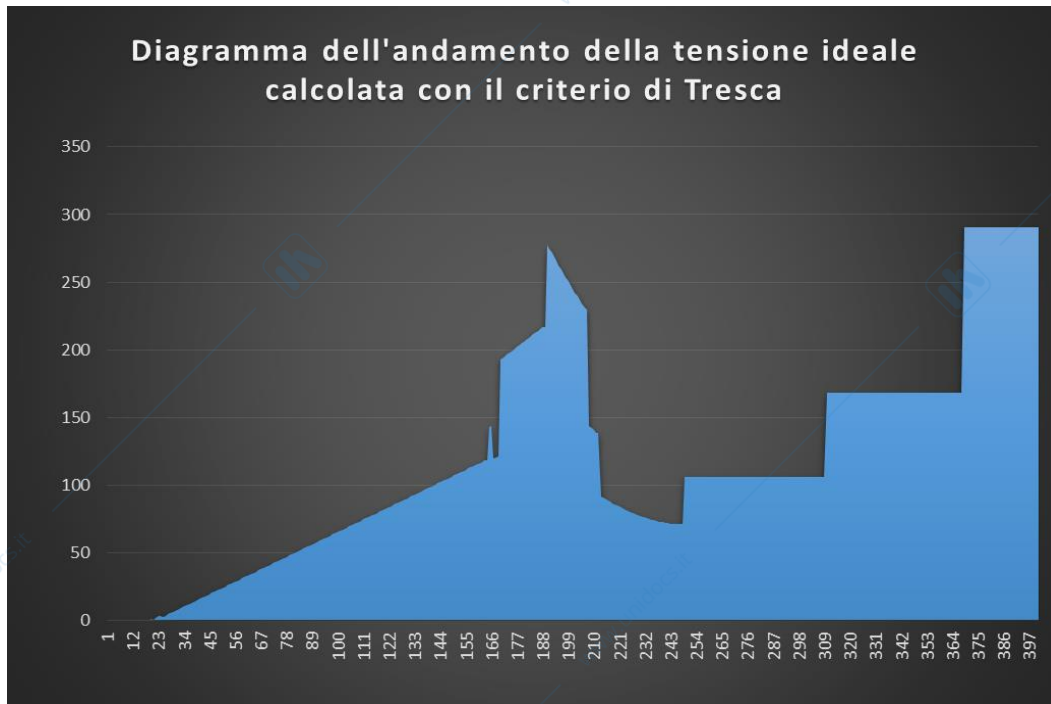
Calcoliamo dunque la tensione normale complessiva  $\sigma_{tot}$  dovuta allo sforzo normale e al momento flettente:

$$\sigma_{tot} = \sigma^N + \sigma^{Mf}$$



A questo punto si procede al calcolo della tensione ideale  $\sigma^{id}$  seguendo il criterio di cedimento di Tresca (più restrittivo):

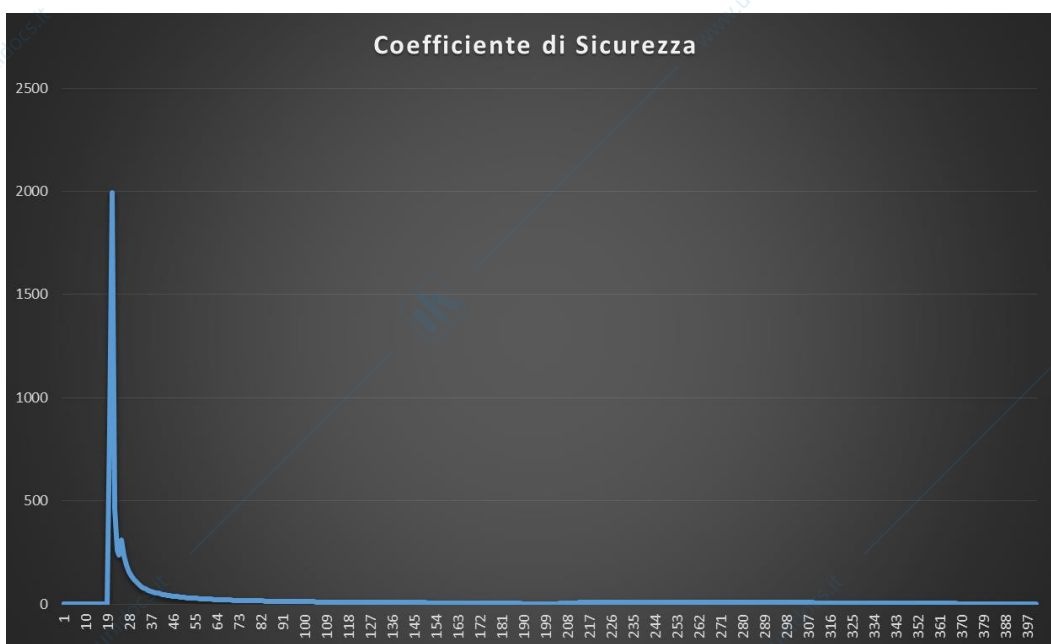
$$\sigma_{id}^{TRESCA} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 4\tau_{Mt}^2}$$

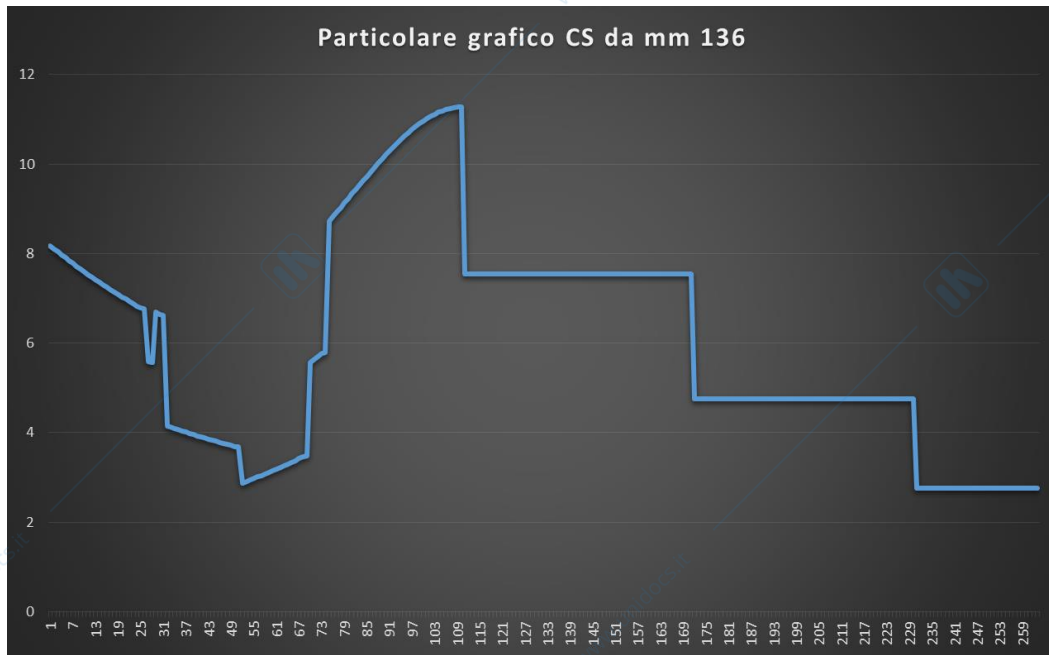


## 2.6 Coefficiente di sicurezza statico

Conoscendo i valori della tensione ideale e dato il valore  $R_{eH}$ , è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza, in funzione della coordinata  $z$ , come:

$$CS_s = \frac{R_{eH}}{\sigma_{TR}^{ID}}$$





Si ottiene dunque un coefficiente di sicurezza minimo:

$$CS_{\min} = 2,75239981 \text{ (per } 355,25 < z < 387,25\text{)}.$$

### 3. Verifica a fatica

#### 3.1 Valutazione della sollecitazione a fatica presente

Valutiamo le tensioni medie e alternate,  $\sigma_m$  e  $\sigma_a$ , dovute allo sforzo normale, al momento flettente e al momento torcente, in funzione delle sezioni  $V_1$ ,  $V_2$  e  $V_3$ :

		N	$M_f$	$M_t$
$V_1$ (162 mm)	$\sigma_m$	$\sigma_{N,m} = -1,412$ MPa	$\sigma_{Mf,m} = 0$ MPa	$\tau_{\tau,m} = 0$ MPa
	$\sigma_a$	$\sigma_{N,a} = 0$ MPa	$\sigma_{Mf,a} = 121,012$ MPa	$\tau_{\tau,a} = 0$ MPa
$V_2$ (204 mm)	$\sigma_m$	$\sigma_{N,m} = -3,159$ MPa	$\sigma_{Mf,m} = 0$ MPa	$\tau_{\tau,m} = -35,480$ MPa
	$\sigma_a$	$\sigma_{N,a} = 0$ MPa	$\sigma_{Mf,a} = 61,194$ MPa	$\tau_{\tau,a} = 0$ MPa
$V_3$ (239 mm)	$\sigma_m$	$\sigma_{N,m} = -4,126$ MPa	$\sigma_{Mf,m} = 0$ MPa	$\tau_{\tau,m} = -52,962$ MPa
	$\sigma_a$	$\sigma_{N,a} = 0$ MPa	$\sigma_{Mf,a} = 5,517$ MPa	$\tau_{\tau,a} = 0$ MPa

#### 3.2 Valutazione del coefficiente di riduzione della vita a fatica

Calcoliamo il coefficiente di riduzione della vita a fatica  $K_f$  per ognuna delle sezioni, a partire dalla sensibilità all'intaglio  $q$  (opportunitamente stimato) e dal coefficiente di concentrazione delle tensioni  $K_t$  (ottenuto dai grafici relativi all'albero con spallamento).

Dati di partenza:

$$d = 35 \text{ mm};$$

$$D = 40 \text{ mm};$$

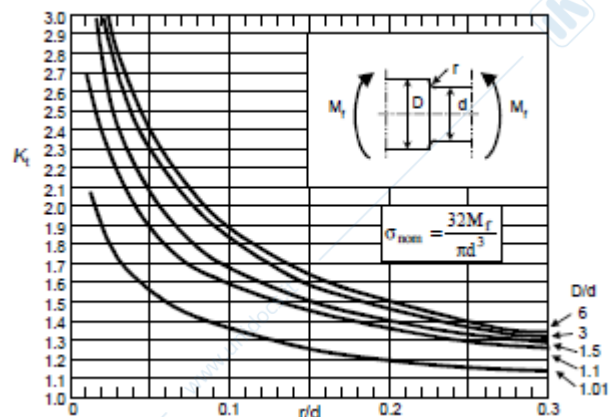
$$r = 2 \text{ mm};$$

$$\frac{D}{d} = 1,143;$$

$$\frac{r}{d} = 0,05;$$

Possiamo ottenere graficamente il coefficiente di concentrazione delle tensioni (consideriamo solo il  $K_t$  relativo alla flessione essendo l'unica sollecitazione affaticante):

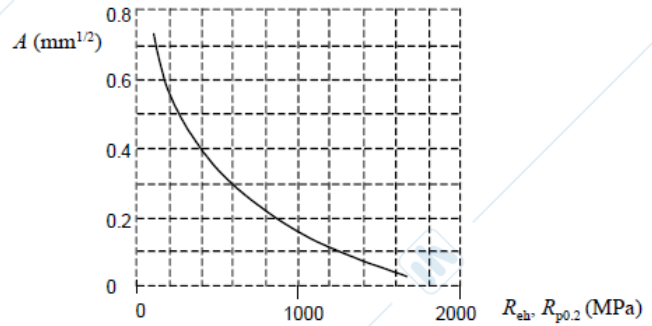
$$K_t = 1,9.$$



La sensibilità all'intaglio è funzione di  $r$  e del parametro  $A$  (ottenuto graficamente), a sua volta funzione di  $R_{eH}$  (800 MPa):

$$A = 0,22;$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{A}{\sqrt{r}}} = 0,865.$$



▪ **Sezione V<sub>1</sub>**

Per la sezione V<sub>1</sub> sono noti:

$$K_{f, \text{trazione}} = 1,40$$

$$K_{f, \text{flessione}} = 1,74$$

$$K_{f, \text{torsione}} = 1,00$$

▪ **Sezione V<sub>2</sub>**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1,779.$$

▪ **Sezione V<sub>3</sub>**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1,779.$$

### 3.3 Valutazione dei coefficienti correttivi del limite di fatica

Determiniamo graficamente il coefficiente di scala  $C_S$ , il coefficiente di carico  $C_L$  e il coefficiente di finitura  $C_F$  al fine di poter calcolare il limite di fatica corretto.

▪ **Coefficiente di scala  $C_S$**

Il coefficiente è funzione della sollecitazione (flessione) e della geometria dell'albero ( $d$ ).

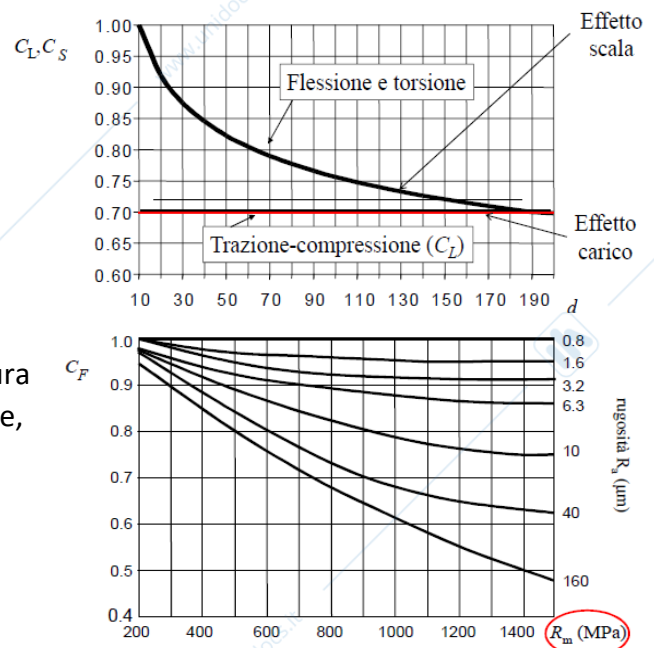
▪ **Coefficiente di carico  $C_L$**

Avendo flessione rotante, il coefficiente di carico è assunto unitario.

▪ **Coefficiente di finitura**

Il coefficiente è funzione del carico di rottura ( $R_m = 1000$  MPa) e della finitura superficiale, la quale è stata scelta pari a:

- $R_a = 0,8 \mu\text{m}$  per la sezione V<sub>1</sub> (essendo richiesto un grado di finitura maggiore per la gola);
- $R_a = 1,6 \mu\text{m}$  per la sezione V<sub>2</sub>;
- $R_a = 3,2 \mu\text{m}$  per la sezione V<sub>3</sub> (essendo sullo spallamento).



	$C_S$	$C_L$	$C_F$
V <sub>1</sub> : d = 35 mm R <sub>a</sub> = 0,8 μm	0,86	1	1
V <sub>2</sub> : d = 40 mm R <sub>a</sub> = 1,6 μm	0.84	1	0.94
V <sub>3</sub> : d = 40 mm R <sub>a</sub> = 3,2 μm	0.84	1	0.92

### 3.4 Limite di fatica corretto e diagrammi di Haigh

- **Limite di fatica corretto**

Noti  $\sigma_{D-1}$  (440 MPa),  $K_f$ ,  $C_L$ ,  $C_S$ ,  $C_F$  è possibile calcolare il limite di fatica corretto  $\sigma_{D-1}^C$ , per le tre sezioni V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub> e V<sub>3</sub>, mediante la formula:

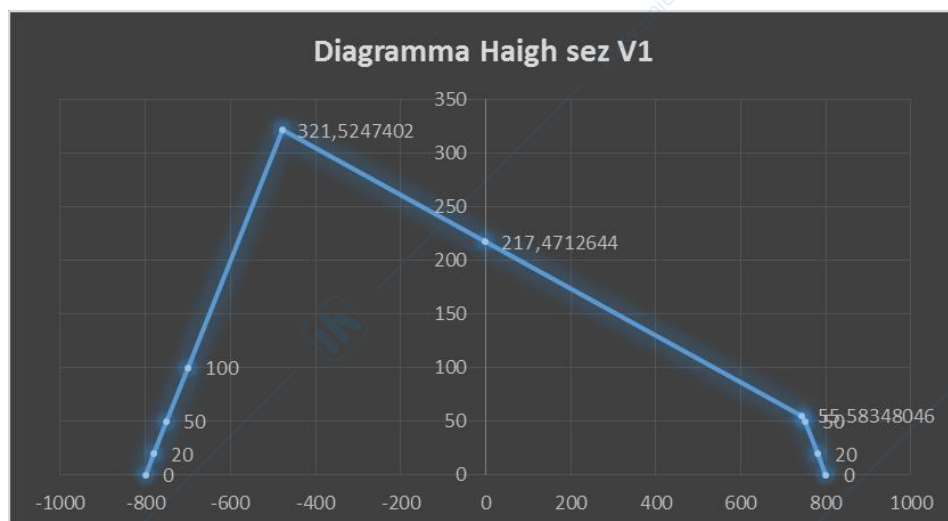
$$\sigma_{D-1}^C = \sigma_{D-1} \frac{C_L C_S C_F}{K_f}$$

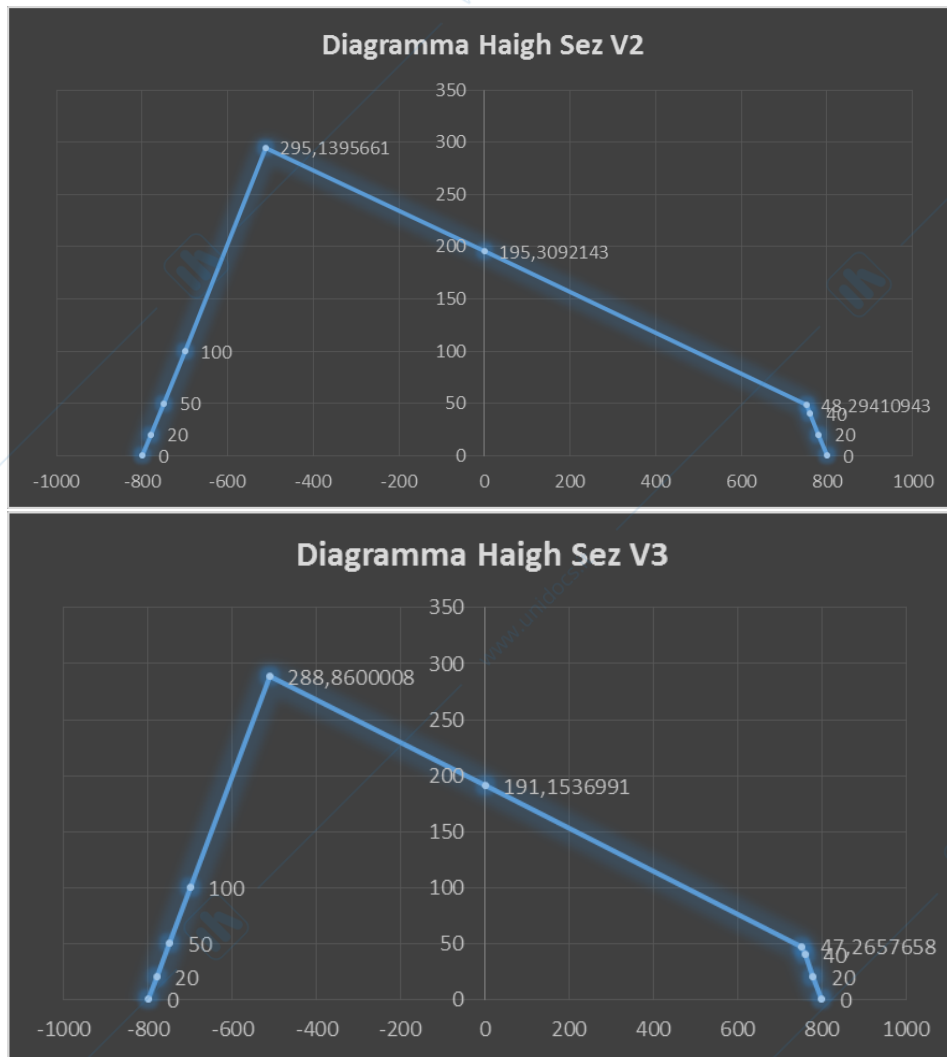
Sezione V<sub>1</sub> :  $\sigma_{D-1}^C = 217,471$  MPa;

Sezione V<sub>2</sub> :  $\sigma_{D-1}^C = 195,309$  MPa;

Sezione V<sub>3</sub> :  $\sigma_{D-1}^C = 191,154$  MPa.

- **Diagrammi di Haigh**





### 3.5 Coefficiente di sicurezza a fatica

Utilizzando il criterio di Sines il quale non considera affaticanti le tensioni tangenziali medie, possiamo calcolare:

$$\sigma_a = \sigma_a^N + \sigma_a^{Mf};$$

$$\sigma_m = \sigma_m^N + \sigma_m^{Mf};$$

$$\tau_a = \tau_a^{Mt} = 0 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{a,eq} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2};$$

$$\sigma_{m,eq} = \sigma_m;$$

Essendo  $CS_f = \frac{LM}{PM}$  è necessario trovare le coordinate dei punti e in seguito le distanze.

$$P(\sigma_{m,eq}; \sigma_{a,eq});$$

$$M(\sigma_{m,eq}; 0);$$

$$L(\sigma_{m,eq}; Y_L)$$

Con  $Y_L$  ordinate dell'equazione di Goodman ottenuta con la formula:  $Y_L = \sigma_D = \sigma_{D-1}^C \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right)$ .

	$\sigma_a$	$\sigma_m$	$\tau_a$	$\sigma_{a,eq}$	$\sigma_{m,eq}$
V <sub>1</sub>	121,012 MPa	-1,412 MPa	0 MPa	121,012 MPa	-1,412 MPa
V <sub>2</sub>	61,194 MPa	-3,159 MPa	0 MPa	61,194 MPa	-3,159 MPa
V <sub>3</sub>	5,517 MPa	-4,126 MPa	0 MPa	5,517 MPa	-4,126 MPa

	P	M	L	CS <sub>f</sub>
V <sub>1</sub>	(-1,412 ; 121,012)	(-1,412 ; 0)	(-1,412; 217,846)	1,799
V <sub>2</sub>	(-3,159; 61,194)	(-3,159 ; 0)	(-3,159; 195,926)	3,201
V <sub>3</sub>	(-4,126 ; 5,517)	(-4,126 ; 0)	(-4,126; 200,763)	34,788

## 4. Verifica ruota dentata

### 4.1 Valutazione della tensione massima a fatica da flessione

- **Dati di partenza**

$$\begin{aligned}
 N &= 5 \times 10^9 \text{ cicli;} \\
 r_1 &= 34,430 \text{ mm;} \\
 T_{\text{funzionamento}} &< 120 \text{ }^\circ\text{C;} \\
 Y_\theta &= 1; \\
 C_e &= 1; \\
 Z_R &= 1;
 \end{aligned}$$

Denti non bombati:

$$\begin{aligned}
 Y_N &= 1,3558 * N^{-0,0178} = 0,911; \\
 Z_N &= 1,4488 * N^{-0,023} = 0,867.
 \end{aligned}$$

- **Valutazione della larghezza di fascia del dente b**

$$b = \min[b_R, b_P] = 42 \text{ mm.}$$

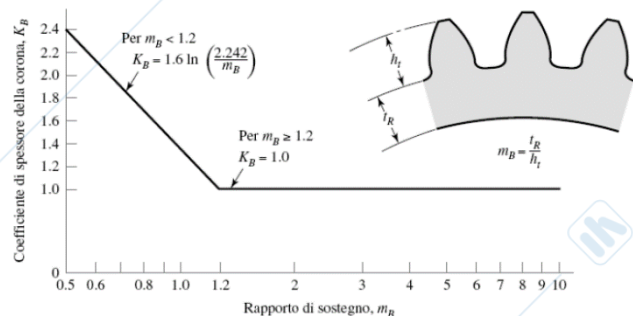
- **Valutazione del coefficiente di sovraccarico  $K_0$**

Sorgente di potenza	Macchina condotta		
	Uniforme	Urti moderati	Urti pesanti
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Urti leggeri	1.25	1.50	2.00
Urti medi	1.50	1.75	2.25

Nell'ipotesi di sorgente di potenza uniforme e di macchina condotta con urti moderati, assegniamo al coefficiente  $K_0$  il valore 1,25.

- **Valutazione del coefficiente di spessore della corona  $K_B$**

$$\begin{aligned}
 m_n &= 4,5 \text{ mm;} \\
 \psi &= 11,4^\circ = 0,199 \text{ rad;} \\
 m_t &= \frac{m_n}{\cos(\psi)} = 4,591 \text{ mm;} \\
 h_t &= m_t + 1,25 m_t = 10,329 \text{ mm;} \\
 t_r &= r_1 - 1,25 m_t - \frac{d}{2} = 11,191 \text{ mm;} \\
 m_b &= \frac{t_r}{h_t} = 1,083;
 \end{aligned}$$



Possiamo, dunque, determinare graficamente  $K_B$ :

$$K_B = 1,164.$$

Valutazione del coefficiente dinamico  $K_v$

Dai dati di partenza si ha che:

$$Q_v = 6;$$

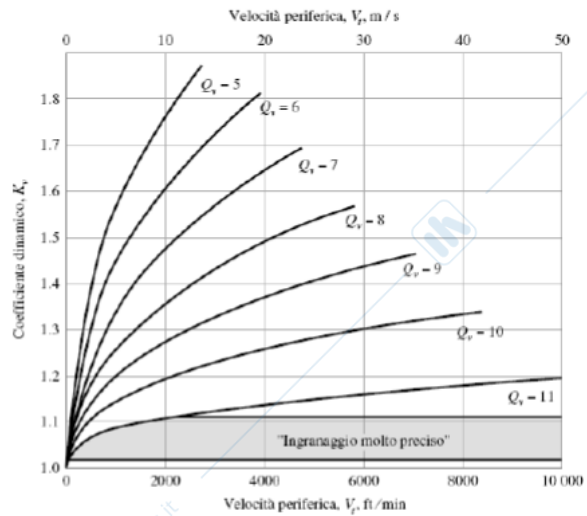
Abbiamo inoltre che:

$$v = \omega_1 r_1 = 5,408 \text{ m/s}$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} = 0,825;$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 59,773;$$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B = 1,436.$$



Valutazione del coefficiente di distribuzione del carico  $K_h$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{denti non bombati} \\ 0,8 & \text{denti bombati} \end{cases} \quad \text{Avendo denti non bombati avremo } C_{mc} = 1.$$

$$b = 42 \text{ mm};$$

$$d = 68,858 \text{ mm};$$

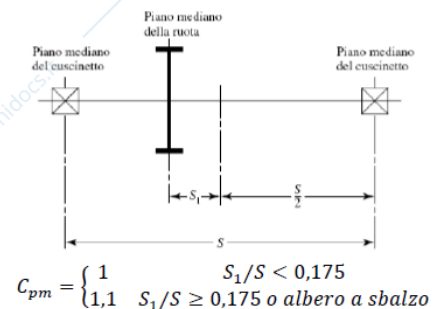
$$C_{pf} = \begin{cases} 0,05; & \frac{b}{10d} < 0,05 \\ \frac{b}{10d} - 0,025 & b \leq 25 \text{ mm} \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 4,92 \cdot 10^{-4} b & 25 < b \leq 430 \text{ mm} ; \frac{b}{10d} \geq 0,05 \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 8,15 \cdot 10^{-4} b - 4,53 \cdot 10^{-7} b^2 & 430 < b \leq 1000 \text{ mm} \end{cases}$$

dove  $d$  è il diametro primitivo della ruota ( $d = d_R$ ).

e quindi avremo:

$$C_{pf} = \frac{b}{10d} - 0,0375 + 4,92 \cdot 10^{-4} * b = 0,044.$$

Essendo  $S_1/S \geq 0,175$  avremo che  $C_{pm} = 1,1$ .



Determiniamo i coefficienti A, B e C da tabella considerando l'unità commerciale chiusa:

Condizioni	A	B	C
Sistema di ingranaggi aperto	0.247	$6.57 \cdot 10^{-4}$	$-1.19 \cdot 10^{-7}$
Commerciale, unità chiuse	0.127	$6.22 \cdot 10^{-4}$	$-1.44 \cdot 10^{-7}$
Precisione, unità chiuse	0.0675	$5.04 \cdot 10^{-4}$	$-1.44 \cdot 10^{-7}$
Unità chiuse, precisione spinta	0.00360	$4.02 \cdot 10^{-4}$	$-1.27 \cdot 10^{-7}$

$$C_{ma} = A + B \cdot b + C \cdot b^2$$

$$A = 0,127;$$

$$B = 0,000622;$$

$$C = -1,44 \times 10^{-7};$$

Otteniamo quindi il coefficiente di

allineamento dell'ingranamento:

$$C_{ma} = A + B * b + C * b^2 = 0,153.$$

Se  $\begin{cases} b/d \leq 2 \\ b \leq 1000 \text{ mm} \end{cases}$   
 ruote tra cuscinetti  
 contatto su  $b$

Otteniamo così  $K_H$  mediante la formula:

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) = 1,201 \text{ (Con } C_e = 1).$$

▪ **Valutazione del fattore dimensionale  $K_s$**

Numero di denti	$\gamma$
12	0.245
13	0.261
14	0.277
15	0.290
16	0.296
17	0.303
18	0.309
19	0.314
20	0.322
21	0.328
22	0.331
24	0.337
26	0.346

$$z_1 = 15;$$

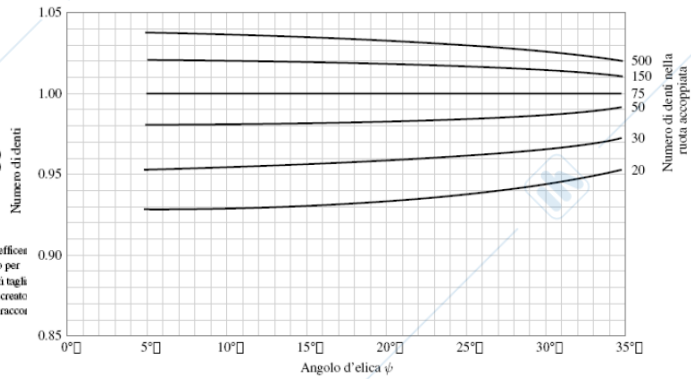
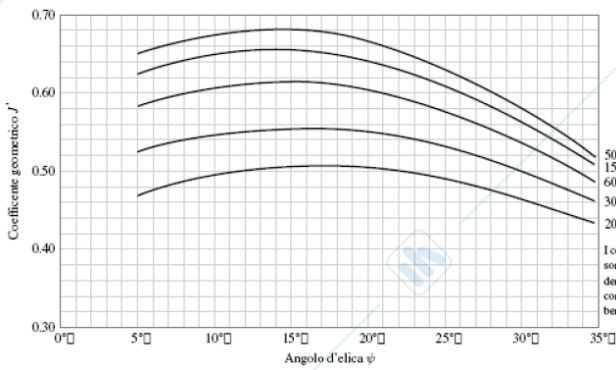
Dalla tabella troviamo il valore del coefficiente  $\gamma$  in funzione del numero di denti:

$$\gamma = 0,290.$$

Calcoliamo  $K_s$ :

$$K_s = 0,843(b m_n \sqrt{\gamma})^{0,0535} = 1,080.$$

▪ **Valutazione del fattore geometrico  $Y_j$**



Dai grafici estrapoliamo il valore di  $J^I$  e  $J^{II}$  in funzione dell'angolo d'elica e del numero di denti. Dopodiché calcoliamo  $Y_j$ :

$$J^I = 0,42;$$

$$J^{II} = 0,97;$$

$$Y_j = J^I J^{II} = 0,407.$$

▪ **Calcolo Tensione massima a fatica da flessione**

$$\sigma_{\max, fatica} = F_t K_0 K_B K_V K_H K_s \frac{1}{b m_t Y_j} = 446,373 \text{ MPa.}$$

## 4.2 Valutazione del coefficiente di sicurezza a fatica da flessione

### Valutazione della resistenza a fatica da flessione $\sigma_{FP}$

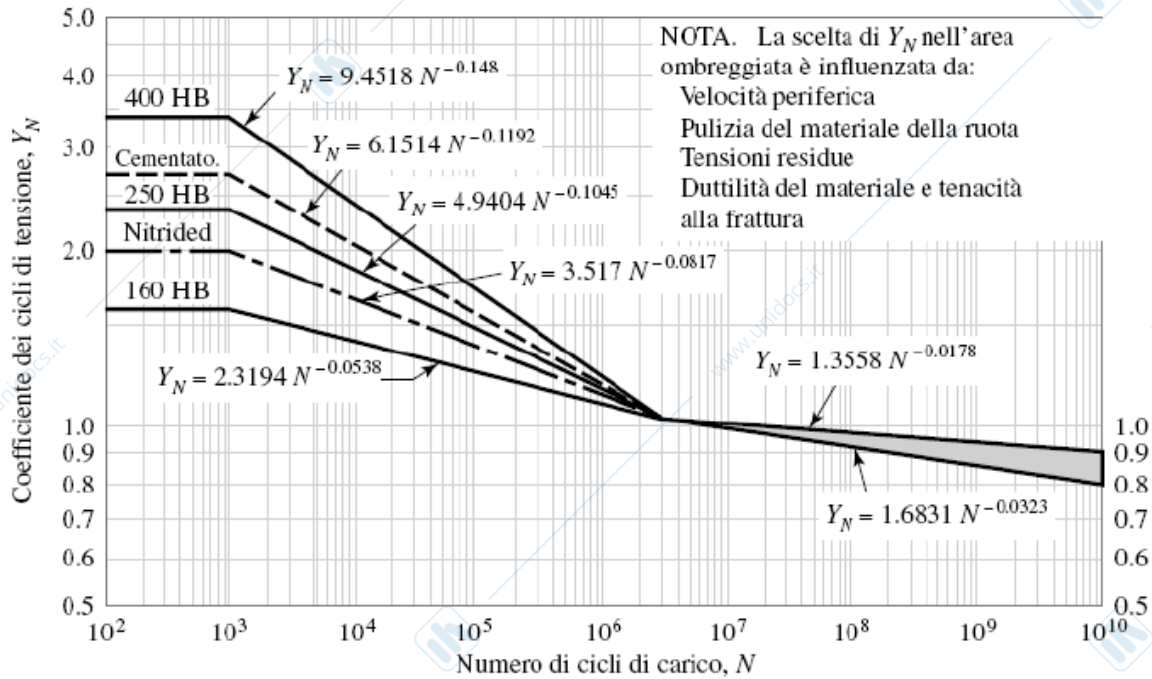
Valori di  $\sigma_{FP}$  ( $S_t$  in unità anglosassoni) a  $10^7$  cicli e affidabilità pari a 0,99

Designazione del materiale	Trattamento termico	Durezza superficiale minima <sup>1</sup>	Valore della tensione ammissibile a flessione $S_t$ <sup>2</sup>		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acciaio <sup>3</sup>	Tempra passante	Fig. 14-2	Fig. 14-2	Fig. 14-2	—
	Temprato <sup>4</sup> alla fiamma <sup>4</sup> o a induzione secondo il modello A <sup>5</sup>	Tab. 8*	45 000 (310)	55 000 (380)	—
	Temprato <sup>4</sup> alla fiamma <sup>4</sup> o a induzione secondo il modello B <sup>5</sup>	Tab. 8*	22 000 (150)	22 000 (150)	—
	Cementato o temprato	Tab. 9*	55 000 (380)	65 000 o 70 000 <sup>6</sup> (448 o 483)	75 000 (517)
	Nitratato <sup>4,7</sup> (acciai sottoposti a tempra di profondità)	83.5 HR15N	Fig. 14-3	Fig. 14-3	—
	Nitralloy 135M, Nitralloy N, e cromo 2.5% (alluminio assente)	Nitratato <sup>4,7</sup>	87.5 HR15N	Fig. 14-4	Fig. 14-4

Il valore  $\sigma_{FP}$  viene ricavato dalla tabella in funzione del materiale costituente e del trattamento termico subito:

$$\sigma_{FP} = 483 \text{ MPa.}$$

### Valutazione del coefficiente di vita $Y_N$



$$Y_N = 1,3558 * N^{-0,0178} = 0,911.$$

- **Valutazione del coefficiente di temperatura  $Y_\theta$**   
Per temperature di funzionamento inferiori a 120 °C si assume  $Y_\theta = 1$ .

- **Valutazione del coefficiente di affidabilità  $Y_z$**   
Viene richiesta un'affidabilità pari a 0,90, pertanto  $Y_z = 0,85$ .

Affidabilità	$K_f (Y_z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

- **Valutazione del coefficiente di sicurezza a fatica da flessione**  
Il coefficiente di sicurezza è calcolato mediante la seguente formula:

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{max,fatica} Y_\theta Y_z} = 1,160.$$

### 4.3 Valutazione della tensione massima a usura da contatto

- **Valutazione del coefficiente elastico  $Z_E$**   
Valori del coefficiente  $Z_E$  in  $\sqrt{\text{psi}}$  ( $\sqrt{\text{MPa}}$ )

Il valore  $Z_E$  viene ricavato dalla tabella in funzione del materiale costituente e del trattamento termico subito:

Materiale del pignone	Modulo di elasticità del pignone $E_p$ (psi) (MPa)	Materiale della ruota e modulo di elasticità $E_r$ (psi) (MPa)					
		Acciaio $30 \times 10^3$ ( $2 \times 10^5$ )	Ghisa malleabile $25 \times 10^3$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ghisa sferoidale $24 \times 10^3$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ghisa $22 \times 10^3$ ( $1,5 \times 10^5$ )	Bronzo di alluminio $17,5 \times 10^3$ ( $1,2 \times 10^5$ )	Bronzo allo stagno $16 \times 10^3$ ( $1,1 \times 10^5$ )
Acciaio	$30 \times 10^4$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ghisa malleabile	$25 \times 10^4$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ghisa sferoidale	$24 \times 10^4$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ghisa	$22 \times 10^4$ ( $1,5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1900 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronzo di alluminio	$17,5 \times 10^4$ ( $1,2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronzo allo stagno	$16 \times 10^4$ ( $1,1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

$$Z_E = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

- **Valutazione del coefficiente geometrico di resistenza superficiale  $Z_I$**   
Calcoliamo  $Z_I$  con l'ausilio delle seguenti formule:

$$\begin{cases} r_{bP} = r_P \cos[\phi_t] \\ r_{bR} = r_R \cos[\phi_t] \end{cases}$$

dove  $r_P$  e  $r_R$  sono i raggi primitivi di **P** e **R** e  $r_{bP}$  e  $r_{bR}$  sono i raggi di base di **P** e **R**.

$$\begin{cases} Z_A = \min \left[ \sqrt{(r_P + a)^2 - r_{bP}^2}, (r_P + r_R) \text{sen}[\phi_t] \right] \\ Z_B = \min \left[ \sqrt{(r_R + a)^2 - r_{bR}^2}, (r_P + r_R) \text{sen}[\phi_t] \right] \end{cases} \Rightarrow m_N = \frac{p_n \cos[\phi_n]}{0,95 \cdot Z}$$

$$Z = Z_A + Z_B - (r_P + r_R) \text{sen}[\phi_t]$$

dove  $p_n = \pi \cdot m_n$  è il passo normale (con  $m_n$  modulo normale),

$a = m_n$  è l'addendum della coppia di ingranaggi,

$\phi_n$  è l'angolo di pressione normale,

$\phi_t$  è l'angolo di pressione frontale con  $\tan[\phi_t] = \frac{\tan[\phi_n]}{\cos[\psi]}$ .

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos[\phi_t] \text{sen}[\phi_t]}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{dentature esterne} \\ 0,8 & \text{dentature interne} \end{cases}$$

dove  $m_G = n_P/n_R = d_R/d_P$  è il rapporto di ingranamento.

Sapendo che:

$$r_R = r_2 = (z_2 m_n) / (2 * \cos \psi) = 144,603 \text{ mm};$$

$$\tan(\Phi_t) = \tan(\Phi_n) / \cos(\psi) = 0,371;$$

$$\Phi_t = 20,3800645^\circ = 0,355 \text{ rad};$$

Otteniamo:

$$r_{bR} = r_R \cos[\Phi_t] = 135,560 \text{ mm};$$

$$r_{bP} = r_P \cos[\Phi_t] = 32,276 \text{ mm};$$

$$Z_A = \min \left[ \sqrt{(r_P + a)^2 - r_{bP}^2}, (r_P + r_R) \text{sen} \Phi_t \right] = 21,765 \text{ mm};$$

$$Z_B = \min \left[ \sqrt{(r_R + a)^2 - r_{bR}^2}, (r_P + r_R) \text{sen} \Phi_t \right] = 62,089 \text{ mm};$$

$$Z = Z_A + Z_B - (r_P + r_R) \text{sen}[\Phi_t] = 21,538 \text{ mm};$$

$$p_n = \pi m_n = 14,137 \text{ mm};$$

$$m_N = \frac{p_n \cos[\Phi_n]}{0,95Z} = 0,649;$$

$$m_G = \frac{d_R}{d_P} = 4,2;$$

Possiamo dunque trovare  $Z_I$  come:

$$Z_I = \frac{\cos[\Phi_t] \text{sen}[\Phi_t]}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = 0,203.$$

#### ▪ Valutazione della tensione massima a usura da contatto

Noto  $Z_R = 1$ :

$$\sigma_{\max, \text{usura}} = Z_E \sqrt{F_t K_0 K_v K_H K_S Z_R \frac{1}{b d_P Z_I}} = 667,772 \text{ MPa}.$$

## 4.4 Valutazione del coefficiente di sicurezza a usura da contatto

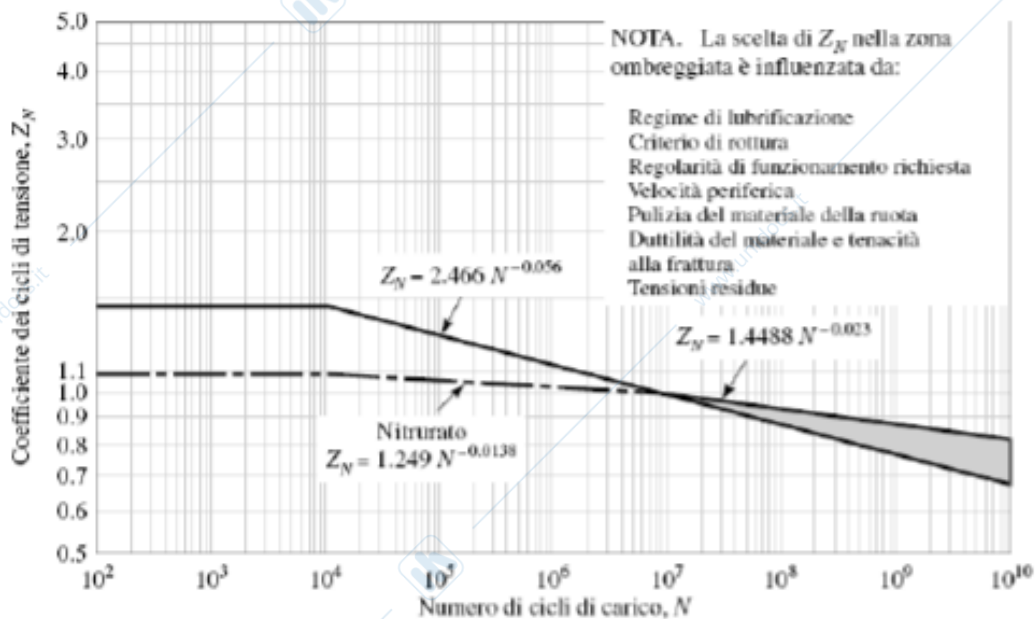
- Valutazione delle pressioni di contatto ammissibili  $\sigma_{HP}$

Designazione del materiale	Trattamento termico	Durezza superficiale minima <sup>1</sup>	Tensione di contatto ammissibile <sup>2</sup> $S_p$ psi (MPa)		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acciaio <sup>3</sup>	Tempra di profondità <sup>4</sup>	Fig. 14-5	Fig. 14-5	Fig. 14-5	—
	Tempra <sup>5</sup> alla fiamma <sup>5</sup> o a induzione	50 HRC	170 000 (1170)	190 000 (1310)	—
		54 HRC	175 000 (1205)	195 000 (1340)	—
	Cementazione o tempra	Tab. 9*	180 000 (1240)	225 000 (1550)	275 000 (1896)
		Nitrazione <sup>5</sup> (acciai sottoposti a tempra di profondità)	83.5 HR15N	150 000 (1030)	163 000 (1120)
	84.5 HR15N		155 000 (1068)	168 000 (1158)	180 000 (1240)
Cromo 2.5% (alluminio assente)	Nitrazione <sup>5</sup>	87.5 HR15N	155 000 (1068)	172 000 (1185)	189 000 (1300)
Nitalloy 135M	Nitrazione <sup>5</sup>	90.0 HR15N	170 000 (1170)	183 000 (1260)	195 000 (1340)
Nitalloy N	Nitrazione <sup>5</sup>	90.0 HR15N	172 000 (1185)	188 000 (1295)	205 000 (1410)
Cromo 2.5% (alluminio assente)	Nitrazione <sup>5</sup>	90.0 HR15N	176 000 (1210)	196 000 (1350)	216 000 (1490)

Il valore  $\sigma_{HP}$  viene ricavato dalla tabella in funzione del materiale costituente e del trattamento termico subito:

$$\sigma_{HP} = 1550 \text{ MPa.}$$

- Valutazione del coefficiente di vita  $Z_N$



$$Z_N = 1,4488 * N^{-0,023} = 0,867 .$$

- **Valutazione del coefficiente del rapporto di durezza  $Z_W$**

Con l'ausilio delle seguenti formule calcoliamo il coefficiente  $Z_W$ :

$$A' = \begin{cases} 0 & HB_P/HB_R < 1,2 \\ 8,98 \cdot 10^3 (HB_P/HB_R) - 8,29 \cdot 10^3 & 1,2 \leq HB_P/HB_R \leq 1,7, \\ 0,00698 & HB_P/HB_R > 1,7 \end{cases}$$

dove  $HB_P$  e  $HB_R$  sono le durezza Brinell di **P** e **R**.

$$Z_W = 1 + A'(m_G - 1)$$

Essendo  $\frac{HB_P}{HB_R} = 1$  otteniamo che  $A' = 0$ . Di conseguenza  $Z_W = 1$ .

- **Valutazione del coefficiente di sicurezza a usura da contatto**

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{max,usura}} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} = 2,367.$$

## 5. Verifica dei cuscinetti

### 5.1 Dati di partenza

	Y	$P_u$	C
Cuscinetto in A	1,4	4550	35800
Cuscinetto in B	1,3	5850	49000

### 5.2 Verifica del carico minimo

- Valutazione del carico minimo

	$F_{r,min}$	$F_r$	$F_r > F_{r,min}$
Cuscinetto in A	$0,02C = 716$	3517,164	Verificato
Cuscinetto in B	$0,017C = 833$	11093,102	Verificato

### 5.3 Valutazione della durata in milioni di cicli

- Valutazione del carico dinamico equivalente sul cuscinetto

$$P = \begin{cases} F_r & \text{se } F_a/F_r \leq e \\ 0,4F_r + YF_a & \text{se } F_a/F_r > e \end{cases}$$

	e	$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$P = F_r$
Cuscinetto in A	0,43	0,471	Verificato	3517,164
Cuscinetto in B	0,46	-0,349	Verificato	11093,102

- Valutazione del fattore correttivo della durata relativo all'affidabilità

Valori di  $a_1$  per diverse affidabilità

Reliability	Failure probability	SKF rating life	Life adjustment factor
%	%	$L_{nm}$	$a_1$
90	10	L10m	1
95	5	L5m	0,62
96	4	L4m	0,53
97	3	L3m	0,44
98	2	L2m	0,33
99	1	L1m	0,21

Dalla tabella otteniamo un valore  $a_1 = 1$  per un'affidabilità del 90 %.

▪ **Valutazione del fattore di contaminazione**

Valori di  $\eta_c$  per diversi livelli di contaminazione

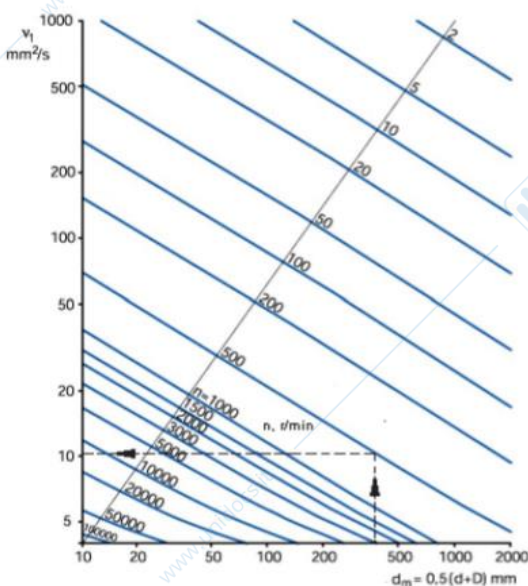
Condition	Factor $\eta_c$ <sup>1)</sup> for bearings with diameter	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
<b>Extreme cleanliness</b> Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
<b>High cleanliness</b> Oil filtered through an extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Normal cleanliness</b> Oil filtered through a fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Slight contamination</b> Slight contamination of the lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Typical contamination</b> Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Severe contamination</b> Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Very severe contamination</b> Under extreme contamination, values of $\eta_c$ can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for $L_{Nm}$	0	0

Considerando una condizione di contaminazione nella norma (normal cleanliness) si assume il fattore di contaminazione pari a 0,6 essendo  $d_m < 100$  per entrambi i cuscinetti.

	d	D	$d_m = 0,5(d + D)$
Cuscinetto in A	30	55	42,5
Cuscinetto in B	35	62	48,5

▪ **Valutazione della viscosità minima necessaria  $v_1$**

Valori di  $v_1$  in funzione di  $d_m$  e della velocità di rotazione  $n$



Per poter determinare  $v_1$  è necessario conoscere, oltre a  $d_m$ , anche la velocità di rotazione  $n$ :

$$n_1 = 60 \frac{\omega_1}{2\pi} = 1500 \text{ rpm};$$

Pertanto otteniamo

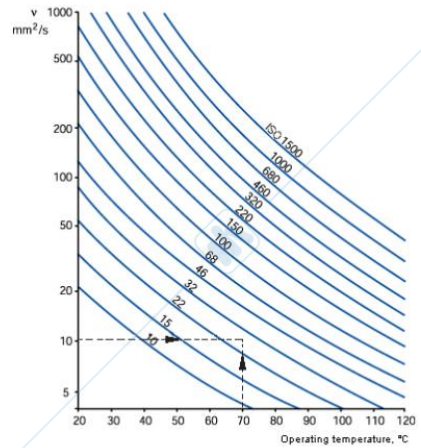
	$v_1$
Cuscinetto in A	$18 \text{ mm}^2/\text{s}$
Cuscinetto in B	$16 \text{ mm}^2/\text{s}$

▪ **Valutazione della viscosità del lubrificante  $v$**

Il valore è ottenuto dal grafico in funzione della viscosità minima necessaria e della temperatura di esercizio:

	$v$
Cuscinetto in A	ISO 32
Cuscinetto in B	ISO 22

Valori di  $v$  in funzione di  $v_1$  e della temperatura di esercizio  $t$



▪ **Valutazione del rapporto di viscosità  $k$**

$K$  è espresso come rapporto tra la viscosità del lubrificante e la viscosità minima necessaria:

	$k$
Cuscinetto in A	1,778
Cuscinetto in B	1,375

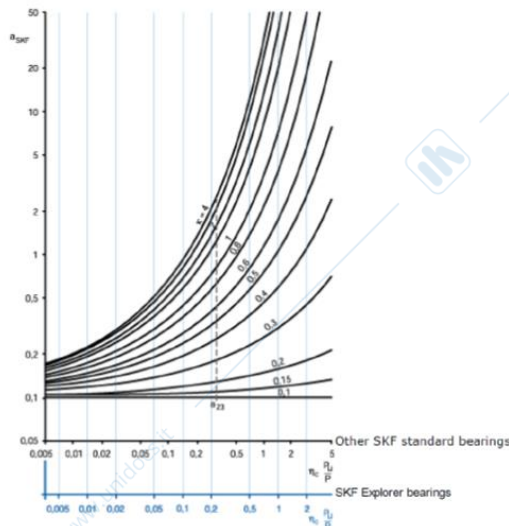
▪ **Valutazione del fattore correttivo della durata SKF**

Il fattore correttivo  $a_{SKF}$  è individuabile mediante un grafico espresso in funzione di  $\eta_c \frac{P_u}{P}$  e  $k$  per cuscinetti radiali a rulli. Calcoliamo, dunque, il parametro mancante  $\eta_c \frac{P_u}{P}$ :  
 $P_u$  è il carico limite di fatica fornito dal catalogo SKF. Pertanto:

	$\eta_c \frac{P_u}{P}$
Cuscinetto in A	0,776
Cuscinetto in B	0,316

È quindi possibile determinare graficamente  $a_{SKF}$ :

Valori di  $a_{SKF}$  in funzione di  $\eta_c \frac{P_u}{P}$  e  $k$  per cuscinetti radiali a rulli



	$a_{SKF}$
Cuscinetto in A	2,5
Cuscinetto in B	1,3

▪ **Valutazione della durata in milioni di cicli**

	$L_{10m} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$
Cuscinetto in A	5713,578 milioni di cicli
Cuscinetto in B	183,832 milioni di cicli

**5.4 Valutazione della durata in ore di funzionamento**

	$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 * n} L_{10m}$
Cuscinetto in A	63484,2004 h = 7,247 anni
Cuscinetto in B	2042,57388 h = 0,233 anni



