



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

Progettazione strutturale di un riduttore ad ingranaggi bistadio

Relatore:

Prof. Giovanni Meneghetti

Jacopo Bertin 1187171

Anno Accademico 2022/2023



# Indice

Sommario .....	5
Capitolo 1: Dimensionamento dell'albero d'ingresso .....	6
1.1 Calcolo delle azioni interne .....	6
1.2 Scelta del materiale e calcolo del diametro .....	7
1.3 Scelta dei cuscinetti.....	8
1.4 Scelta degli anelli elastici.....	10
1.5 Scelta della linguetta .....	12
1.6 Scelta della ghiera filettata, della rosetta di sicurezza e del distanziale .....	13
Capitolo 2: Verifiche strutturali dell'albero d'ingresso .....	14
2.1 Verifiche statiche.....	15
2.2 Verifiche a fatica.....	17
2.3 Verifiche di deformabilità.....	23
Capitolo 3: Rappresentazione tridimensionale dell'albero d'ingresso e dei suoi componenti .....	25
3.1 Albero d'ingresso .....	25
3.2 Cuscinetti.....	25
3.3 Linguetta.....	27
3.4 Ghiera filettata .....	27
3.4 Rosetta di sicurezza .....	28
3.5 Anello distanziale .....	29
3.6 Anelli elastici per alberi .....	29
3.7 Ruota dentata 1.....	30
3.8 Disegno d'assieme.....	31
Capitolo 4: Dimensionamento dell'albero d'uscita .....	32
4.1 Calcolo delle azioni interne .....	32
4.2 Scelta del materiale e calcolo del diametro .....	33
4.3 Scelta dei cuscinetti.....	34
4.4 Scelta degli anelli elastici.....	36
4.5 Scelta della linguetta .....	36
4.6 Scelta della ghiera filettata, della rosetta di sicurezza e del distanziale .....	37
Capitolo 5: Verifiche strutturali dell'albero d'uscita .....	38
5.1 Verifiche statiche.....	39
5.2 Verifiche a fatica.....	42

5.3 Verifiche di deformabilità.....	48
Capitolo 6: Rappresentazione tridimensionale dell'albero d'uscita e dei suoi componenti .....	49
6.1 Albero d'uscita .....	49
6.2 Cuscinetti.....	50
6.3 Linguetta.....	52
6.4 Ghiera filettata .....	52
6.4 Rosetta di sicurezza .....	53
6.5 Anello distanziale .....	54
6.6 Anelli elastici per alberi .....	54
6.7 Ruota dentata 4.....	55
6.8 Disegno d'assieme.....	57
Capitolo 7: Rappresentazione tridimensionale del riduttore .....	58
7.1 Disegno d'assieme dell'albero intermedio.....	58
7.2 Cassa.....	59
7.3 Anelli elastici per fori.....	61
7.4 Tappi per l'olio.....	62
7.5 Vite M12 x 55 .....	62
7.6 Dado M12.....	63
7.7 Rondella M12 .....	63
7.8 Vite M6 x 20 .....	63
7.9 Tappo del cuscinetto destro dell'albero intermedio e guarnizione.....	64
7.10 Tappo del cuscinetto sinistro dell'albero ingresso e guarnizione .....	64
7.11 Tappo del cuscinetto sinistro dell'albero intermedio e guarnizione .....	64
7.12 Tappo del cuscinetto destro dell'albero d'uscita e guarnizione .....	65
7.13 Disegno d'assieme del riduttore senza coperchio .....	65
7.14 Disegno d'assieme del riduttore completo .....	66
Capitolo 8: Analisi FEM dei tre alberi .....	66
8.1 Analisi fem dell'albero d'ingresso .....	67
8.2 Analisi fem dell'albero intermedio.....	69
8.3 Analisi fem dell'albero d'uscita .....	71
Conclusioni .....	74
Bibliografia .....	75

## Sommario

Questo elaborato si pone l'obiettivo di mostrare tutti i passaggi che hanno portato alla completa progettazione strutturale di un riduttore ad ingranaggi bistadio.

Prima di presentare brevemente l'elaborato si informa il lettore che svariate parti, relative alla progettazione del riduttore, sono state omesse poiché già discusse nel progetto del corso "Costruzione di macchine 1". Più precisamente non verrà presentata la totale progettazione dell'albero intermedio, quindi il dimensionamento, la scelta dei componenti e le verifiche strutturali, il dimensionamento delle ruote dentate, il calcolo dei momenti e delle velocità a cui sono soggetti gli alberi ed infine le lunghezze degli alberi.

Con il capitolo 1 si intende mostrare i calcoli ed i ragionamenti che hanno portato a definire l'albero d'ingresso. In particolare, si calcolano le azioni interne che caratterizzano l'albero d'ingresso e, sulla base di queste, si procede con la scelta del materiale di cui è costituito, si individua il diametro e la forma e si scelgono i componenti esterni per permetterne il corretto funzionamento.

Il capitolo 2 determina se le scelte eseguite nel primo capitolo sono strutturalmente ammissibili eseguendo tre verifiche: verifiche statiche, verifiche a fatica e verifiche di deformabilità. Quest'ultime verranno calcolate con un metodo alternativo, il metodo agli elementi finiti, nel capitolo 8.

Il capitolo 3 completa la progettazione dell'albero d'ingresso mostrando una rappresentazione grafica tridimensionale dell'albero e dei suoi componenti.

I capitoli 4,5,6 riguardano la progettazione dell'albero d'uscita e sono analoghi rispettivamente ai capitoli 1,2,3 in termini di contenuti ed obiettivi.

Una volta completata la progettazione strutturale dei tre alberi, si procede con la progettazione qualitativa della cassa presentando tutti i componenti che andranno a costituire l'assieme totale del riduttore. Tutto questo è discusso nel capitolo 7.

Infine, come già accennato precedentemente, l'ultimo capitolo prevede il calcolo delle verifiche di deformabilità tramite uno strumento alternativo, il metodo agli elementi finiti. Per verificare la bontà dei risultati ottenuti dal metodo verranno poi confrontati con i risultati già ottenuti analiticamente.

# Capitolo 1: Dimensionamento dell'albero d'ingresso

## 1.1 Calcolo delle azioni interne

L'albero d'ingresso è soggetto ad un'unica forza applicata nella mezzeria in corrispondenza della ruota dentata e scomponibile in una quantità trasversale pari a:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 192350}{90} = 4275 \text{ N} \quad (1.1.1)$$

e una quantità radiale:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan 20 = 4275 \cdot \tan 20 = 1556 \text{ N} \quad (1.1.2)$$

Secondo il teorema di Pitagora, la forza totale agente in corrispondenza della sezione della ruota dentata è pari a:

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{4275^2 + 1556^2} = 4548 \text{ N} \quad (1.1.3)$$

L'albero, soggetto alla forza  $F_1$ , viene considerato come una trave rettilinea vincolata isostaticamente e sottoposta ad un carico verticale applicato nella mezzeria. Si procede con il calcolo delle reazioni interne sfruttando le equazioni indefinite di equilibrio (1.1.4), per poi ricavare le azioni interne del momento flettente e del momento torcente per ogni sezione dell'albero.

$$\sum \begin{cases} Fx = 0 \\ Fy = 0 \\ M_A = 0 \end{cases} \quad (1.1.4)$$
$$\begin{cases} 0 = 0 \\ R_{dx} + R_{sx} - F = 0 \\ F \cdot \frac{l_1}{2} - R_{dx} \cdot l_1 = 0 \end{cases}$$

Otteniamo così i risultati riportati in figura (1.1.1):

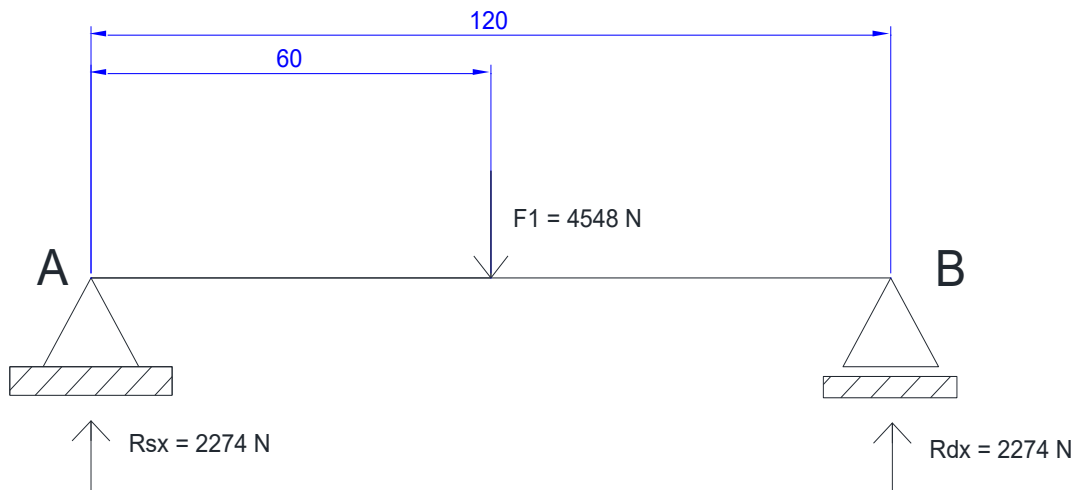


Figura 1.1.1 reazioni vincolari

Calcolate le reazioni vincolari è possibile ricavare i diagrammi delle azioni interne riportati in figura (1.1.2):

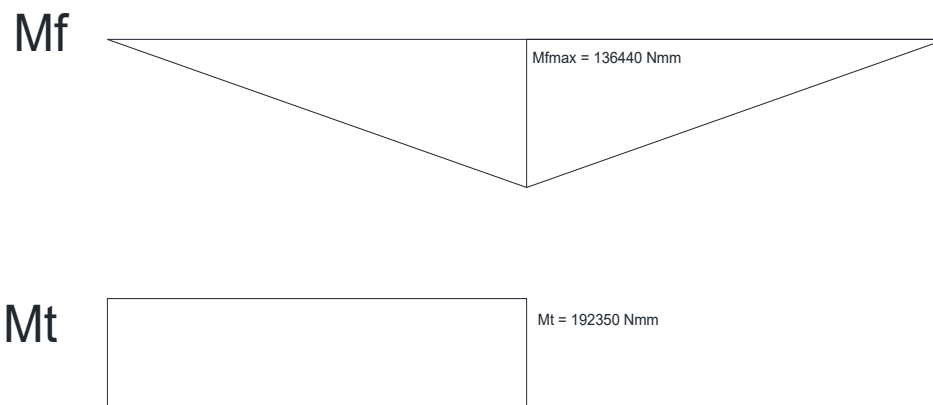


Figura 1.1.2 Diagrammi delle azioni interne dovute al momento flettente e al momento torcente

## 1.2 Scelta del materiale e calcolo del diametro

Sulla base della normativa UNI 7845 [1] è stato scelto il materiale che andrà a costituire l'albero d'ingresso: l'acciaio C35 bonificato. Ipotizzando che il diametro in corrispondenza dell'alloggiamento della ruota dentata sia compreso tra 16mm e 40mm, si registrano i seguenti valori:

- $\sigma_r = 610 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 390 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty,-1} = 305 \text{ MPa}$

Prima di procedere con il calcolo del diametro è fondamentale formulare un'ulteriore ipotesi in merito alla forma assunta dall'albero. Si ipotizza che assumerà una forma "tozza", ossia una forma che rispetti la seguente relazione geometrica:

$$\frac{L}{d} < 4 \quad (1.2.1)$$

e che presenti un coefficiente di sicurezza statico  $v_s = 5:8$ . Viene scelto il valore  $v_s = 7$ .

Si può procedere con il calcolo dei valori ammissibili di sforzo assiale e tangenziale:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{7} = \frac{390}{7} = 55,71 \text{ MPa} \quad (1.2.2)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{55,71}{\sqrt{3}} = 32,17 \text{ MPa} \quad (1.2.3)$$

Tramite questi valori è possibile calcolare il diametro minimo, in corrispondenza della sezione della ruota dentata, in grado di resistere alle sollecitazioni di flessione (1.2.4) e torsione (1.2.5) presenti nella medesima sezione:

$$d_{min,flessione} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 136440}{\pi \cdot 55,71}} = 29,22 \text{ mm} \quad (1.2.4)$$

$$d_{min,torsione} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 192350}{\pi \cdot 32,17}} = 31,23 \text{ mm} \quad (1.2.5)$$

Viene scelto un diametro maggiorato pari a 35mm poiché i valori di diametro minimo precedentemente calcolati sono riferiti alla singola sollecitazione applicata e non al caso composto di flessione-torsione a cui l'albero è sottoposto.

Si osserva inoltre che il diametro scelto rispetta l'ipotesi geometrica presente nella formula 1.2.1.

Si calcolano lo sforzo assiale dovuto a flessione e lo sforzo tangenziale dovuto a torsione con il diametro scelto:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 136440}{\pi \cdot 35^3} = 32,41 \text{ MPa} \quad (1.2.6)$$

$$\tau_{Mt} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 192350}{\pi \cdot 35^3} = 22,85 \text{ MPa} \quad (1.2.7)$$

Utilizzando il criterio di Von Mises si verifica staticamente la sezione:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{Mt}^2} = \sqrt{32,41^2 + 3 \cdot 22,85^2} = 51,15 \text{ MPa} \quad (1.2.8)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id}} = \frac{390}{51,15} = 7,6 \quad (1.2.9)$$

Poiché il valore di coefficiente di sicurezza statico ottenuto in 1.2.9 è maggiore rispetto al valore scelto  $v_s = 7$ , si può affermare che la sezione in corrispondenza della ruota dentata, con un diametro pari a 35mm, resisterà staticamente agli sforzi a cui è sottoposta.

### 1.3 Scelta dei cuscinetti

Per la scelta dei cuscinetti si fa riferimento al catalogo SKF [2].

I valori principali che influenzano la scelta dei cuscinetti sono:

- Reazioni vincolari:  $R_{dx} = 2274 \text{ N}$ ,  $R_{sx} = 2274 \text{ N}$
- Velocità di rotazione dell'albero:  $n_1 = 1378 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$



- Valore della durata in ore di un cuscinetto per un riduttore, riferita ad una probabilità di rottura del 10%:  $L_{10h} = 40000$  ore

Dai valori di  $L_{10h}$  e  $n_1$  si calcola la durata in milioni di giri del cuscinetto:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1378 \cdot 40000}{10^6} = 3307 \text{ milioni di giri} \quad (1.3.1)$$

Per far fronte al problema della dilatazione dell'albero, dovuto alla differenza di temperatura del riduttore tra il momento dell'accensione e quello in cui lavora a pieno regime, occorre renderlo isostatico assialmente in modo da annullare eventuali sollecitazioni assiali indesiderate che andrebbero a pregiudicare la durata dei cuscinetti.

A tal fine viene scelto un cuscinetto ad una corona di sfere a sinistra (fig. 1.3.1) ed un cuscinetto ad una corona di rulli senza orletti nell'anello interno a destra (fig. 1.3.2).

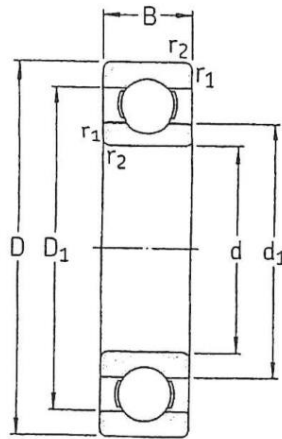


Figura 1.3.1 Cuscinetto a una corona di sfere (Immagine tratta dal catalogo SKF [2])

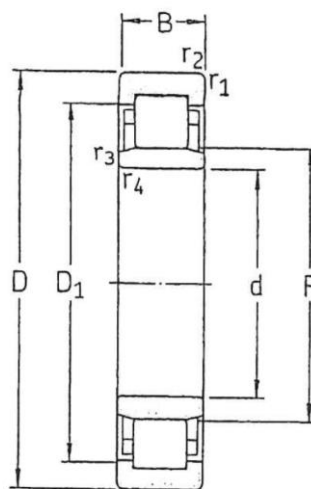


Figura 1.3.2 Cuscinetto ad una corona di rulli cilindrici senza orletti sull'anello interno (Immagine tratta dal catalogo SKF [2])

- Cuscinetto a sfere sinistro:

Calcolo del carico dinamico equivalente:

$$P = (X \cdot F_r) \cdot (Y \cdot F_a) = 2274 \text{ N} \quad (1.3.2)$$

Dove si è posto  $X = 1$  e  $F_a = 0 \text{ N}$ .

Calcolo del coefficiente di carico dinamico richiesto:

$$C_{richiesto} = L_{10}^{\left(\frac{1}{p}\right)} \cdot P = 3307^{\left(\frac{1}{3}\right)} \cdot 2274 = 33880 \text{ N} \quad (1.3.3)$$

Per soddisfare il carico richiesto è stato scelto il cuscinetto a sfere SKF 6307 dotato delle caratteristiche geometriche riassunte in tabella 1.3.1.

Cuscinetto	D	d	B	$C_{dinamico}$	$D_{Amax}$	$d_{Amin}$	$r_{Amax}$
SKF 6307	80 mm	35 mm	21 mm	35,1 KN	71 mm	44 mm	1,5 mm

Tabella 1.3.1 Valori geometrici del cuscinetto e del relativo alloggiamento sull'albero

- Cuscinetto a rulli destro:

Calcolo del carico dinamico equivalente:

$$P = (X \cdot F_r) \cdot (Y \cdot F_a) = 2274 \text{ N} \quad (1.3.4)$$

Calcolo del coefficiente di carico dinamico richiesto:

$$C_{richiesto} = L_{10}^{\left(\frac{1}{p}\right)} \cdot P = 3307^{\left(\frac{3}{10}\right)} \cdot 2274 = 25860 \text{ N} \quad (1.3.5)$$

Per soddisfare il carico richiesto è stato scelto il cuscinetto a rulli cilindrici senza orletti nell'anello interno SKF NU 2204 ECP dotato delle caratteristiche geometriche riassunte in tabella 1.3.2.

Cuscinetto	D	d	B	$C_{dinamico}$	$D_{Amax}$	$d_{Amin}$	$r_{bmax}$
SKFNU 2204 ECP	47 mm	20 mm	18 mm	29,7 KN	41,4 mm	24,2 mm	0,6 mm

Tabella 1.3.2 Valori geometrici del cuscinetto e del relativo alloggiamento sull'albero

## 1.4 Scelta degli anelli elastici

La scelta degli anelli elastici fa riferimento al sito "Gandini" [3].

Si riportano le principali componenti geometriche degli anelli e dei rispettivi alloggiamenti sull'albero.

Ogni cuscinetto è dotato di un anello elastico di tipo A (per alberi), con la funzione di vincolare il cuscinetto all'albero (fig. 1.4.1), e di un anello elastico di tipo J (per fori), per vincolare il cuscinetto alla cassa (fig. 1.4.2).

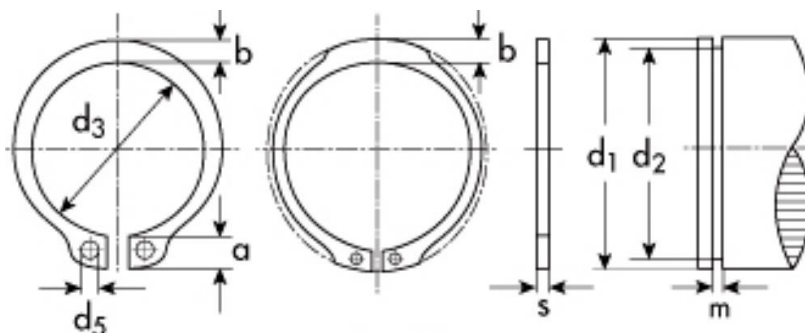


Figura 1.3.1 Anello elastico tipo A (Immagine tratta dal sito Gandini [3])

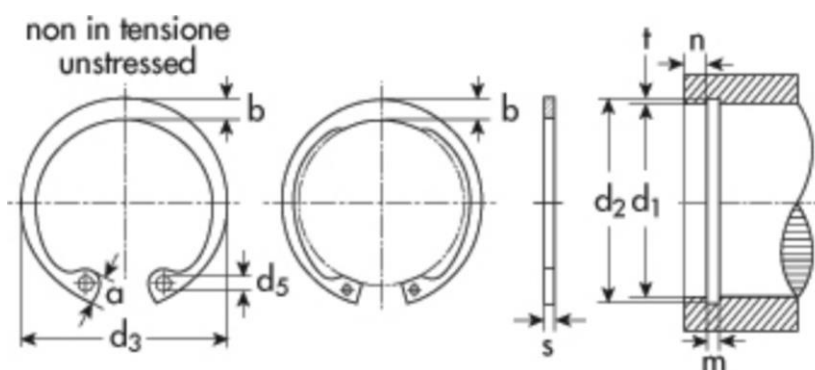


Figura 1.3.2 Anello elastico tipo J (Immagine tratta dal sito Gandini [3])

- Anelli elastici cuscinetto sinistro:

Si riportano in tabella 1.3.1 le principali dimensioni degli anelli d'arresto scelti e dei corrispettivi alloggiamenti: sull'albero per l'anello elastico tipo A e sulla cassa per l'anello elastico tipo J.

Anelli	a	b	s	m	$d_1$	$d_2$
A 35	5,6 mm	3,9 mm	1,5 mm	1,6 mm	35 mm	33mm
J 80	8,5 mm	7 mm	2,5 mm	2,65 mm	80 mm	83,5 mm

Tabella 1.3.1 Specifiche geometriche degli anelli elastici e degli alloggiamenti.

- Anello elastico cuscinetto destro:

Allo stesso modo vengono riportati i valori geometrici anche per l'anello elastico scelto per vincolare il cuscinetto destro nella tabella 1.3.2:

Anelli	a	b	s	m	$d_1$	$d_2$
A 20	4 mm	2,6 mm	1,2 mm	1,3 mm	20 mm	19 mm

Tabella 1.3.2 Valori geometrici dell'anello elastico e del suo alloggiamento

## 1.5 Scelta della linguetta

Per la scelta della linguetta si fa riferimento alla normativa UNI 6604 [4].

La linguetta che si utilizza è una linguetta di tipo B (figura 1.5.1) con dimensioni  $b \times h = 10 \times 8$

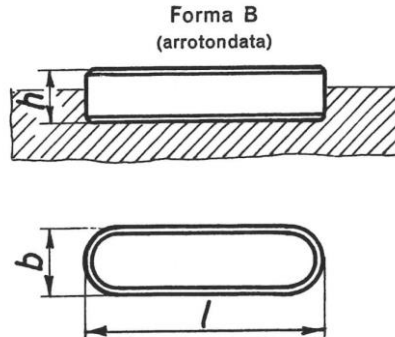


Figura 1.5.1 Linguetta tipo B

La linguetta è un componente meccanico con la funzione di vincolare la ruota dentata all'albero.

Per permettere la rotazione solidale della ruota con l'albero, la linguetta deve essere in grado di resistere alle sollecitazioni dovute al momento torcente causato dalla forza che si genera dal contatto tra la ruota 1 dell'albero d'ingresso e la ruota 2 dell'albero intermedio.

La prima sollecitazione da considerare è la pressione di contatto esercitata tra la linguetta e l'albero, la quale dev'essere minore di un valore standard imposto  $p_{adm} = 75 \div 110 \text{ MPa}$ .

È stato scelto un valore  $p_{adm} = 90 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{M_{t1}}{d_1/2 \cdot t_1 \cdot l} \leq p_{adm} \quad (1.5.1)$$

Da cui si ricava il minimo valore di lunghezza  $l$  della linguetta:

$$l = \frac{M_{t1}}{d_1/2 \cdot t_1 \cdot p_{adm}} = \frac{192350}{35/2 \cdot 5 \cdot 90} = 24,42 \text{ mm} \quad (1.5.2)$$

È stata scelta la lunghezza unificata:  $l_{unificata} = 25 \text{ mm}$ .

Sulla base della normativa UNI 7845 [1] è stato scelto come materiale per la linguetta l'acciaio C35 bonificato con le seguenti caratteristiche:

- $\sigma_r = 610 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 390 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty, -1} = 305 \text{ MPa}$

Da cui si ricavano, utilizzando un coefficiente di sicurezza  $v_s = 1,5$ , i valori di sforzo assiale e tangenziale ammissibili:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{v_s} = \frac{390}{1,5} = 260 \text{ MPa} \quad (1.5.3)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{260}{\sqrt{3}} = 150 \text{ MPa} \quad (1.5.4)$$

Si può procedere con la verifica a taglio:

$$\tau = \frac{M_{t1}}{d_1/2 \cdot b \cdot l} = \frac{192350}{35/2 \cdot 10 \cdot 25} = 43,97 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \quad (1.5.5)$$

La verifica a taglio è stata superata, si può quindi procedere con la scelta: *Linguetta B* 10 × 8 × 25 UNI6604.

## 1.6 Scelta della ghiera filettata, della rosetta di sicurezza e del distanziale

Per vincolare assialmente la ruota dentata si è optato, sul lato sinistro, per uno spallamento dell'albero, il quale avrà la stessa funzione di vincolo anche per il cuscinetto a sfere, e, sul lato destro, per una ghiera filettata (figura 1.6.1). A causa della presenza della gola di scarico a ridosso della ruota dentata, necessaria per permettere la lavorazione di filettatura, è fondamentale introdurre un anello distanziale per assicurarsi che la ghiera sia completamente inserita nella zona filettata. Inoltre, per evitare l'eventuale svitamento della ghiera durante il funzionamento del riduttore si pone una rosetta di sicurezza tra il distanziale e la ghiera filettata. Per permettere l'inserimento della rosetta di sicurezza è necessario eseguire una scanalatura sull'albero di larghezza E e di profondità (d - d<sub>1</sub>) (figura 1.6.2).

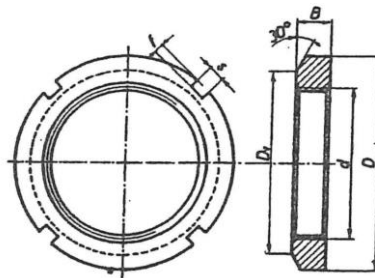


Figura 1.6.1 Ghiera filettata (immagine tratta da "Libro di disegno Straneo Consorti Vol.2" [5])

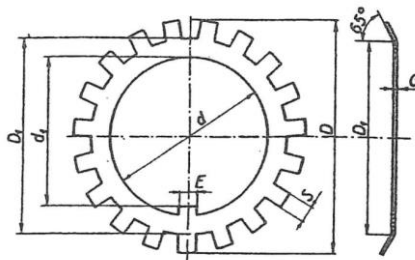


Figura 1.6.2 Rosetta di sicurezza (immagine tratta da "Libro di disegno Straneo Consorti Vol.2" [5])

Dal "Libro di disegno Straneo Consorti Vol.2" [5] sono state scelte la ghiera filettata con le specifiche geometriche riportate in tabella 1.6.1 e la rosetta di sicurezza in tabella 1.6.2:

$d_{filettatura}$	$D_1$	$D$	$B$
M35 × 1,5	44 mm	52 mm	8 mm

Tabella 1.6.1 Ghiera filettata

$d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$E$	$G$
35 mm	32,5 mm	57 mm	44 mm	6 mm	1,25 mm

Tabella 1.6.2 Rosetta di sicurezza

Dal  $d_{filettatura}$  registrato si è deciso di optare per una gola di scarico caratterizzata da  $r = 2\text{mm}$  e per un anello distanziale di larghezza  $B=8\text{mm}$  e diametro  $d=35\text{mm}$ .

## Capitolo 2: Verifiche strutturali dell'albero d'ingresso

Definita completamente la geometria dell'albero, prima di affermarne l'effettiva utilizzabilità, è fondamentale eseguire tre diversi tipi di verifiche al fine di valutarne la resistenza statica, la resistenza a fatica e la rigidezza, in riferimento ai carichi ai quali è sottoposto.

Tali verifiche vengono eseguite nelle sezioni ritenute più sollecitate, quindi nelle sezioni che presentano una variazione di diametro e caratterizzate dalla presenza di raggi di raccordo.

Alla luce di queste considerazioni sono state individuate cinque sezioni di verifica riportate in figura 2.1 con le rispettive quote a partire dal cuscinetto sinistro: i due spallamenti dei cuscinetti (Sez. A, E), lo spallamento sinistro della ruota dentata (Sez. B), la sezione maggiormente sollecitata dell'albero (Sez. C) e la gola di scarico (Sez. D).

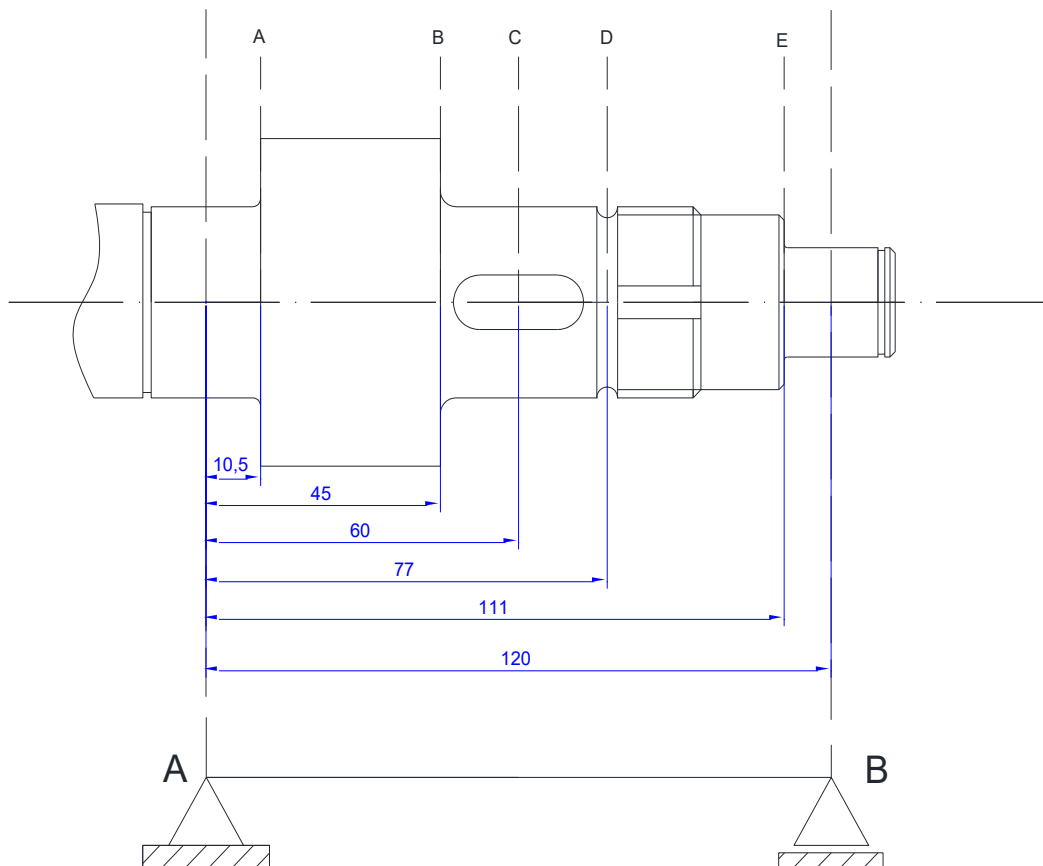


Figura 2.1 Sezioni di verifica dell'albero d'ingresso

## 2.1 Verifiche statiche

Le verifiche statiche indicano se le sezioni analizzate resistono staticamente alle sollecitazioni presenti; quindi, se la scelta del materiale per l'albero e il dimensionamento dei diversi diametri di ogni sezione risultano adeguati.

In figura 2.1.1 sono riportati i valori che assumono il momento flettente e il momento torcente in ogni sezione.

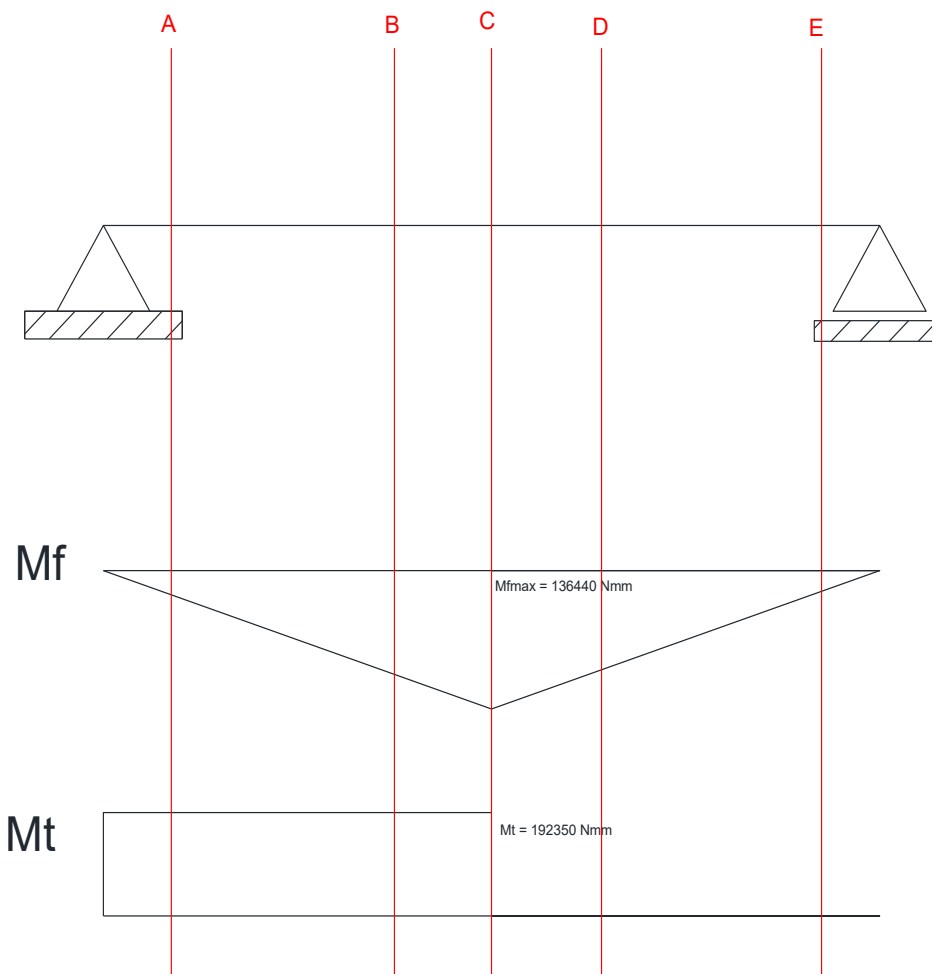


Figura 2.1.1 Valore del momento flettente e torcente per ogni sezione considerata

Per la verifica statica di ogni sezione si fa riferimento alla seguente procedura:

- Determinazione del momento flettente (2.1.1) e del momento torcente (2.1.2).
- Calcolo dello sforzo assiale di flessione (2.1.3) e dello sforzo tangenziale di torsione (2.1.4).
- Calcolo di una  $\sigma_{id}$  tramite il criterio di Von Mises se in presenza della sollecitazione composta di flesso-torsione (2.1.5).
- Determinazione del coefficiente di sicurezza statico  $v_s$  della sezione (2.1.6).
- Se  $v_s > 1,5$  la sezione è ritenuta verificata staticamente.

Si procede con le verifiche:

a) SEZIONE A:

$$M_{fA} = R_{sx} \cdot l_A = 2274 \cdot 10,5 = 23877 \text{ Nmm} \quad (2.1.1)$$

$$M_{tA} = 192350 \text{ Nmm} \quad (2.1.2)$$

$$\sigma_{fA} = \frac{32 \cdot M_{fA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 23877}{\pi \cdot 35^3} = 5,67 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

$$\tau_{M_{tA}} = \frac{16 \cdot M_{tA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{16 \cdot 192350}{\pi \cdot 35^3} = 22,85 \text{ MPa} \quad (2.1.4)$$

$$\sigma_{idA} = \sqrt{\sigma_{fA}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tA}}^2} = \sqrt{5,67^2 + 3 \cdot 22,85^2} = 39,98 \text{ MPa} \quad (2.1.5)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idA}} = \frac{390}{39,98} = 9,75 > 1,5 \quad (2.1.6)$$

La sezione A è verificata staticamente.

b) SEZIONE B

$$M_{fB} = R_{sx} \cdot l_B = 2274 \cdot 45 = 102330 \text{ Nmm} \quad (2.1.1)$$

$$M_{tB} = 192350 \text{ Nmm} \quad (2.1.2)$$

$$\sigma_{fB} = \frac{32 \cdot M_{fB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 102330}{\pi \cdot 35^3} = 24,31 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

$$\tau_{M_{tB}} = \frac{16 \cdot M_{tB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{16 \cdot 192350}{\pi \cdot 35^3} = 22,85 \text{ MPa} \quad (2.1.4)$$

$$\sigma_{idB} = \sqrt{\sigma_{fB}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tB}}^2} = \sqrt{24,31^2 + 3 \cdot 22,85^2} = 46,45 \text{ MPa} \quad (2.1.5)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idB}} = \frac{390}{46,45} = 8,40 > 1,5 \quad (2.1.6)$$

La sezione B è verificata staticamente.

c) SEZIONE C

$$M_{fC} = R_{sx} \cdot l_C = 2274 \cdot 60 = 136440 \text{ Nmm} \quad (2.1.1)$$

$$M_{tC} = 192350 \text{ Nmm} \quad (2.1.2)$$

$$\sigma_{fC} = \frac{32 \cdot M_{fC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot 136440}{\pi \cdot 35^3} = 32,41 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

$$\tau_{M_{tC}} = \frac{16 \cdot M_{tC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 192350}{\pi \cdot 35^3} = 22,85 \text{ MPa} \quad (2.1.4)$$

$$\sigma_{idC} = \sqrt{\sigma_{fC}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tC}}^2} = \sqrt{32,41^2 + 3 \cdot 22,85^2} = 51,15 \text{ MPa} \quad (2.1.5)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idC}} = \frac{390}{51,15} = 7,6 > 1,5 \quad (2.1.6)$$

La sezione C è verificata staticamente.

d) SEZIONE D

$$M_{fD} = R_{dx} \cdot (l_{tot} - l_D) = 2274 \cdot (120 - 77) = 97782 \text{ Nmm} \quad (2.1.1)$$



$$M_{tD} = 0 \text{ Nmm} \quad (2.1.2)$$

$$\sigma_{fD} = \frac{32 \cdot M_{fD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{32 \cdot 97782}{\pi \cdot 31^3} = 33,43 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

$$\tau_{M_{tD}} = 0 \text{ MPa} \quad (2.1.4)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{fD}} = \frac{390}{33,43} = 11,7 > 1,5 \quad (2.1.6)$$

La sezione D è verificata staticamente.

#### e) SEZIONE E

$$M_{fE} = R_{dx} \cdot (l_{tot} - l_E) = 2274 \cdot (120 - 111) = 20466 \text{ Nmm} \quad (2.1.1)$$

$$M_{tE} = 0 \text{ Nmm} \quad (2.1.2)$$

$$\sigma_{fE} = \frac{32 \cdot M_{fE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{32 \cdot 20466}{\pi \cdot 20^3} = 26,06 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

$$\tau_{M_{tE}} = 0 \text{ MPa} \quad (2.1.4)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{fE}} = \frac{390}{26,06} = 15,0 > 1,5 \quad (2.1.6)$$

La sezione E è verificata staticamente.

Si riassumono i risultati ottenuti in tabella 2.1.1:

SEZIONE	d	$M_f$	$M_t$	$\sigma_f$	$\tau_{M_f}$	$\sigma_{id}$	$v_s$
A	35 mm	23877 Nmm	192350 Nmm	5,67 MPa	22,85 MPa	39,98 MPa	9,8
B	35 mm	102330 Nmm	192350 Nmm	24,31 MPa	22,85 MPa	46,45 MPa	8,4
C	35 mm	136440 Nmm	192350 Nmm	32,41 MPa	22,85 MPa	51,15 MPa	7,6
D	31 mm	97782 Nmm	0	33,43 MPa	0	33,43 MPa	11,7
E	20 mm	20466 Nmm	0	26,06 MPa	0	26,06 MPa	15,0

Tabella 2.1.1 Principali valori per ogni sezione

## 2.2 Verifiche a fatica

Le verifiche a fatica si eseguono facendo riferimento alla normativa UNI 7670 [6] e al libro "Peterson's stress concentrations factors" [7].

Per le verifiche a fatica verranno analizzate le medesime sezioni usate nelle verifiche statiche (fig. 2.1).

Il materiale utilizzato per l'albero è l'acciaio C35 bonificato, di cui si ricordano le caratteristiche principali:

- $\sigma_r = 610 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 390 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty,-1} = 305 \text{ MPa}$

Le verifiche a fatica prevedono la seguente procedura:

- Calcolo del fattore teorico di concentrazione delle tensioni riferito alla tensione nominale netta (da [7]) (2.2.1)
- Calcolo del fattore di riduzione del limite di fatica dovuto alla forma (da [6]) (2.2.2)

- Calcolo del coefficiente di finitura superficiale (da [6]) (2.2.3)
- Calcolo del coefficiente che tiene conto delle dimensioni assolute del pezzo (da [6]) (2.2.4)
- Calcolo del limite di fatica delle sezioni riferito ad un rapporto di ciclo  $R=-1$  (2.2.5)
- L'obiettivo delle sezioni analizzate è quello di avere vita infinita con un coefficiente di sicurezza  $v_f = 1,6$ . (2.2.6)

Più precisamente, in relazione al punto (2.2.6), si intende verificare che le sole ampiezze delle sollecitazioni dovute al momento flettente calcolate nelle verifiche statiche (equazioni 2.1.3), siano minori del limite di fatica delle sezioni (2.2.5), rispettando un coefficiente di sicurezza  $v_f = 1,6$ . Non viene quindi analizzato lo sforzo tangenziale dovuto al momento torcente poiché, a differenza della tensione dovuta al momento flettente, è costante nel tempo e di conseguenza non ha influenza nella resistenza a fatica.

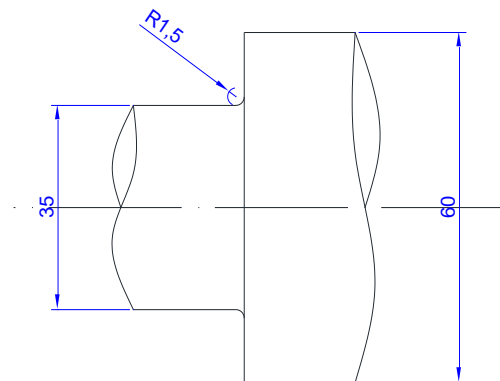
Inoltre, poiché l'albero opera a flessione rotante, il fattore di riduzione dovuto al tipo di sollecitazione applicata è pari a 1, non viene dunque riportato nei calcoli che seguono.

Per rapporto di ciclo  $R=-1$  vale:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_f}{2}$$

In seguito alle considerazioni sopra esposte è ora possibile procedere con le verifiche a fatica per le cinque sezioni riportate in figura (2.1):

a) SEZIONE A (spallamento del cuscinetto sinistro):



Dati:

- $D = 60 \text{ mm}$
- $d = 35 \text{ mm}$
- $r = 1,5 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,A} = \frac{\sigma_{fA}}{2} = \frac{5,67}{2} = 2,84 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 60/35 = 1,71$
- $r/d = 1,5/35 = 0,043$

Dai diagrammi del Peterson presenti in [7] si ricava il valore del fattore di concentrazione delle tensioni:

$$k_{tn} = 2,35 \quad (2.2.1)$$

Dal momento che  $r \leq 2mm$ , la sezione A rappresenta un caso di parziale sensibilità all'intaglio, dove quindi il fattore di concentrazione delle tensioni (2.2.1) non corrisponde al coefficiente di riduzione del limite di fatica dovuto alla forma (2.2.2). Si calcola un coefficiente  $a$  in funzione della tensione di rottura del materiale e successivamente un coefficiente  $q$  definito come "indice di sensibilità all'intaglio".

Si procede dunque con il calcolo di  $k_f$ :

$$a = 0,208$$

$$q = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,208/1,5} = 0,878$$

$$k_f = q \cdot (k_{tn} - 1) + 1 = 0,878 \cdot (2,35 - 1) + 1 = 2,19 \quad (2.2.2)$$

Da [6] si ricava il coefficiente di finitura superficiale, funzione del tipo di lavorazione effettuata nella sezione di verifica e della tensione di rottura del materiale. Nel caso dello spallamento del cuscinetto si è optato per una lavorazione superficiale di rettifica.

$$k_l = 1,05 \quad (2.2.3)$$

Da [6] si ricava anche il coefficiente di riduzione relativo alle dimensioni assolute del pezzo. Questo coefficiente è calcolato in funzione del diametro dell'albero. Un'eventuale cricca dovuta a fatica ha origine in corrispondenza del raccordo, quindi nella sezione dell'albero avente diametro  $d = 35mm$ .

$$k_d = 1,18 \quad (2.2.4)$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

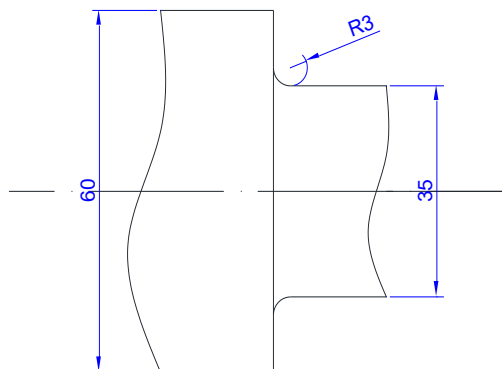
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{305}{2,19 \cdot 1,05 \cdot 1,18} = 112,40 \text{ MPa} \quad (2.2.5)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fA}} = \frac{112,40}{2,84} = 39,6 > 1,6 \quad (2.2.6)$$

La sezione A ha superato la verifica a fatica.

b) SEZIONE B (spallamento sinistro della ruota 1):



Dati:

- $D = 60 \text{ mm}$
- $d = 35 \text{ mm}$

- $r = 3 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,B} = \sigma_{fB}/2 = 24,31/2 = 12,16 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 60/35 = 1,71$
- $r/d = 3/35 = 0,086$

Dai diagrammi del Peterson [7] si ricava:

$$k_{tn} = 1,85 \quad (2.2.1)$$

La sezione B, poiché caratterizzata da un raggio di raccordo  $r > 2 \text{ mm}$  rappresenta un caso di piena sensibilità all'intaglio, dove l'indice di sensibilità all'intaglio  $q = 1$ . Quindi:

$$k_f = k_{tn} = 1,85 \quad (2.2.2)$$

Dalla lavorazione di rettifica eseguita sullo spallamento della ruota dentata si ricava:

$$k_l = 1,05 \quad (2.2.3)$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 35 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,18 \quad (2.2.4)$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

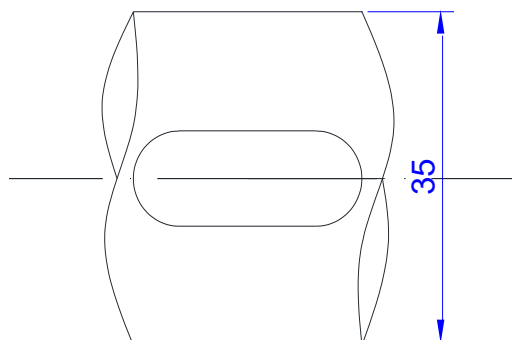
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{305}{1,85 \cdot 1,05 \cdot 1,18} = 133,06 \text{ MPa} \quad (2.2.5)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fB}} = \frac{133,06}{12,16} = 10,9 > 1,6 \quad (2.2.6)$$

La sezione B ha superato la verifica a fatica.

c) SEZIONE C (cava della linguetta):



Dati:

- $d = 35 \text{ mm}$
- Forma della chiavetta 1.

- $\sigma_{a,c} = \sigma_{fc}/2 = 32,41/2 = 16,21 \text{ MPa}$
- Lavorazione: sgrossatura fine.

Da UNI 7670 si ricava il valore di  $k_f$  funzione della forma della cava della linguetta e della tensione di rottura del materiale.

$$k_f = 1,98 \quad (2.2.2)$$

Dalla lavorazione di sgrossatura fine per la realizzazione della cava si ottiene:

$$k_l = 1,15 \quad (2.2.3)$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 35 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,18 \quad (2.2.4)$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

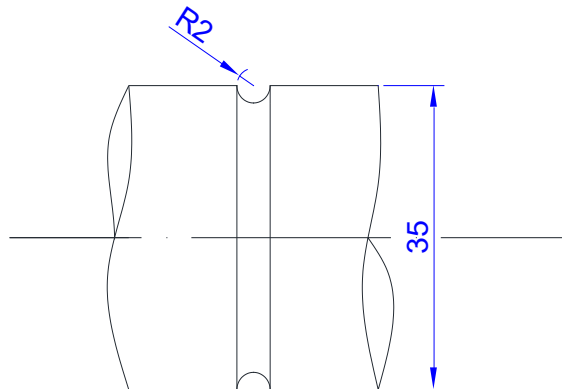
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{305}{1,98 \cdot 1,15 \cdot 1,18} = 113,52 \text{ MPa} \quad (2.2.5)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fc}} = \frac{113,52}{16,21} = 7,0 > 1,6 \quad (2.2.6)$$

La sezione C ha superato la verifica a fatica.

d) SEZIONE D (gola di scarico):



Dati:

- $D = 35 \text{ mm}$
- $d = 31 \text{ mm}$
- $r = 2 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,D} = \sigma_{fD}/2 = 33,43/2 = 16,72 \text{ MPa}$
- Lavorazione: sgrossatura fine.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 35/31 = 1,13$
- $r/d = 2/31 = 0,065$

Dai diagrammi del Peterson [7] si ricava:

$$k_{tn} = 2,21 \quad (2.2.1)$$

La sezione D, poiché è caratterizzata da un raggio di raccordo  $r = 2mm$ , rappresenta un caso di piena sensibilità all'intaglio, dove l'indice di sensibilità all'intaglio  $q = 1$ . Quindi:

$$k_f = k_{tn} = 2,21 \quad (2.2.2)$$

Dalla lavorazione di sgrossatura fine eseguita sulla gola di scarico si ricava:

$$k_l = 1,15 \quad (2.2.3)$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 31mm$ :

$$k_d = 1,16 \quad (2.2.4)$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

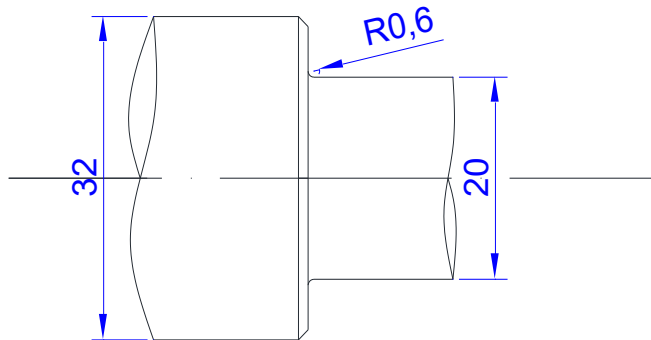
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{305}{2,21 \cdot 1,15 \cdot 1,16} = 103,46 \text{ MPa} \quad (2.2.5)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fD}} = \frac{103,46}{16,72} = 6,2 > 1,6 \quad (2.2.6)$$

La sezione D ha superato la verifica a fatica.

e) SEZIONE E (spallamento del cuscinetto destro):



Dati:

- $D = 32 \text{ mm}$
- $d = 20 \text{ mm}$
- $r = 0,6 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,E} = \sigma_{fE}/2 = 26,06/2 = 13,03 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 32/20 = 1,6$
- $r/d = 0,6/20 = 0,03$

Dai diagrammi del Peterson presenti in [7] si ricava il valore del fattore di concentrazione delle tensioni:

$$k_{tn} = 2,4 \quad (2.2.1)$$

Dal momento che  $r \leq 2mm$ , la sezione E rappresenta un caso di parziale sensibilità all'intaglio.

Si procede quindi con il calcolo di  $k_f$ :

$$a = 0,208$$

$$q = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,208/0,6} = 0,743$$

$$k_f = q \cdot (k_{tn} - 1) + 1 = 0,743 \cdot (2,4 - 1) + 1 = 2,0 \quad (2.2.2)$$

Dalla lavorazione di rettifica scelta per lo spallamento del cuscinetto si ricava:

$$k_l = 1,05 \quad (2.2.3)$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 20mm$ :

$$k_d = 1,10 \quad (2.2.4)$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{305}{2,0 \cdot 1,05 \cdot 1,10} = 132,03 \text{ MPa} \quad (2.2.5)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fE}} = \frac{132,03}{13,03} = 10,1 > 1,6 \quad (2.2.6)$$

La sezione E ha superato la verifica a fatica.

I risultati ottenuti sono raccolti nella tabella 2.2.1:

SEZIONE	$k_{tn}$	$k_f$	$k_l$	$k_d$	$\sigma_{a\infty,-1}^*$	$\sigma_a$	$v_f$
A	2,35	2,19	1,05	1,18	112,40 MPa	2,84 MPa	39,6
B	1,85	1,85	1,05	1,18	133,06 MPa	12,16 MPa	10,9
C	-	1,98	1,15	1,18	133,53 MPa	16,21 MPa	7,0
D	2,21	2,21	1,15	1,16	103,46 MPa	16,72 MPa	6,2
E	2,40	2,00	1,05	1,10	132,03 MPa	13,03 MPa	10,1

Tabella 2.2.1 Principali parametri della resistenza a fatica per ogni sezione

## 2.3 Verifiche di deformabilità

Quest'ultima verifica valuta se la configurazione deformata dell'albero dovuta alla forza F1 supera certi valori limite: lo spostamento verticale in corrispondenza della sede della ruota dentata e gli angoli di rotazione in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti.

Tali valori limite sono:

- $f_{limite} = 0,127 \text{ mm}$  (definito da "American society of mechanical engineering")
- $\varphi_{limite} = 10' = 2,91 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  per cuscinetti a sfere (tratto da manuale SKF [2])

- $\varphi_{limite} = 3' = 8,73 \cdot 10^{-4} rad$  per cuscinetti a rulli (tratto da manuale SKF [2])

Il metodo adottato per la verifica di deformabilità è il metodo che sfrutta l'equazione della linea elastica, permettendo di ricavare i valori di spostamento e di rotazione secondo le seguenti formule:

$$f(x) = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \cdot \left( 2 \cdot \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 \cdot b} \right) \quad (2.3.1)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F \cdot b \cdot (L^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \quad (2.3.2)$$

$$\varphi_{dx} = -\frac{F \cdot a \cdot (L^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \quad (2.3.3)$$

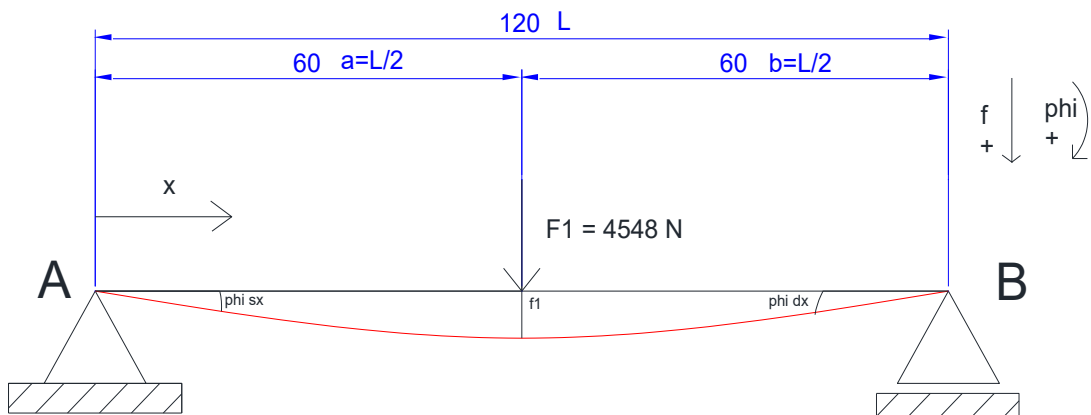


Figura 2.3.1 Verifiche di deformabilità per l'albero d'ingresso

Facendo riferimento alla figura 2.3.1 si ricavano i valori dello spostamento verticale:

$$f_1 = \frac{F_1 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{eq}} = \frac{4548 \cdot 120^3}{48 \cdot 206000 \cdot 73662} = +0,0108 \text{ mm} < 0,127 \text{ mm}$$

E degli angoli:

$$\varphi_{sx} = \frac{F_1 \cdot L/2 \cdot (L^2 - L^2/4)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} = \frac{4548 \cdot (0,75 \cdot 120^2)}{12 \cdot 206000 \cdot 73662} = +0,000270 \text{ rad} < 0,00291 \text{ rad}$$

$$|\varphi_{dx}| = |\varphi_{sx}| = +0,000270 \text{ rad} < 0,000873 \text{ rad}$$

La rigidità dell'albero è stata verificata.

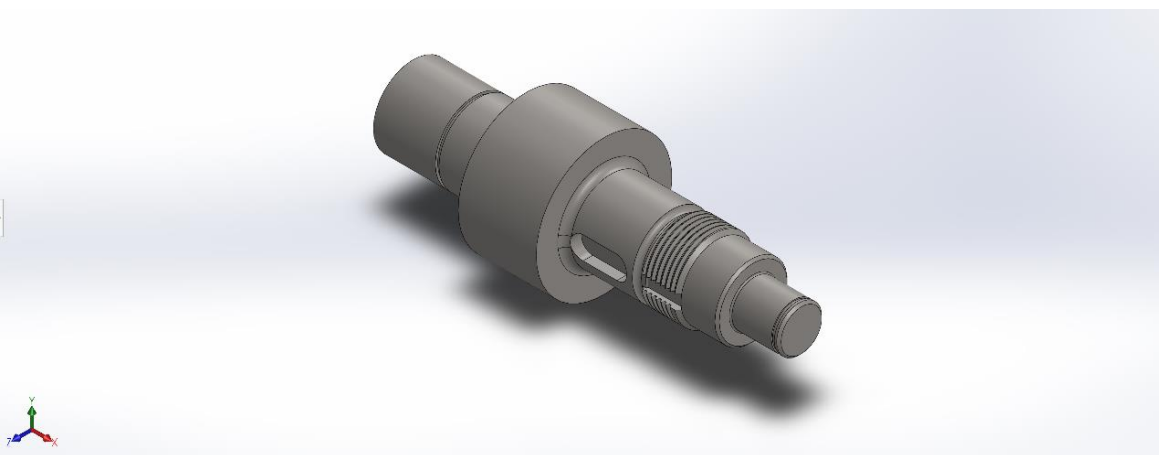
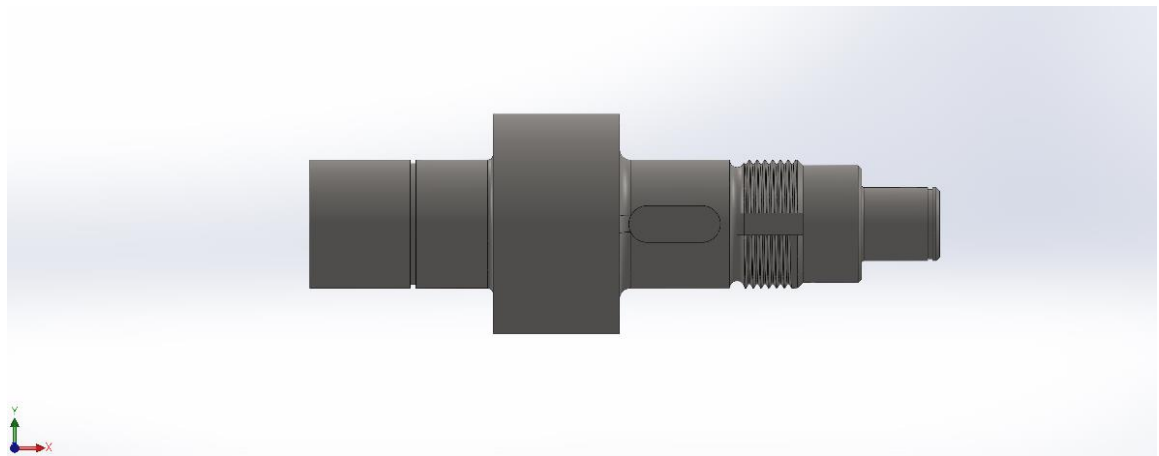


## Capitolo 3: Rappresentazione tridimensionale dell'albero d'ingresso e dei suoi componenti

Il seguente capitolo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme dell'albero d'ingresso. Verranno rappresentati tutti i componenti discussi nel capitolo 1 e si mostrerà infine l'assieme.

Ogni componente verrà rappresentato in un numero di viste sufficienti ad evidenziarne tutte le caratteristiche geometriche.

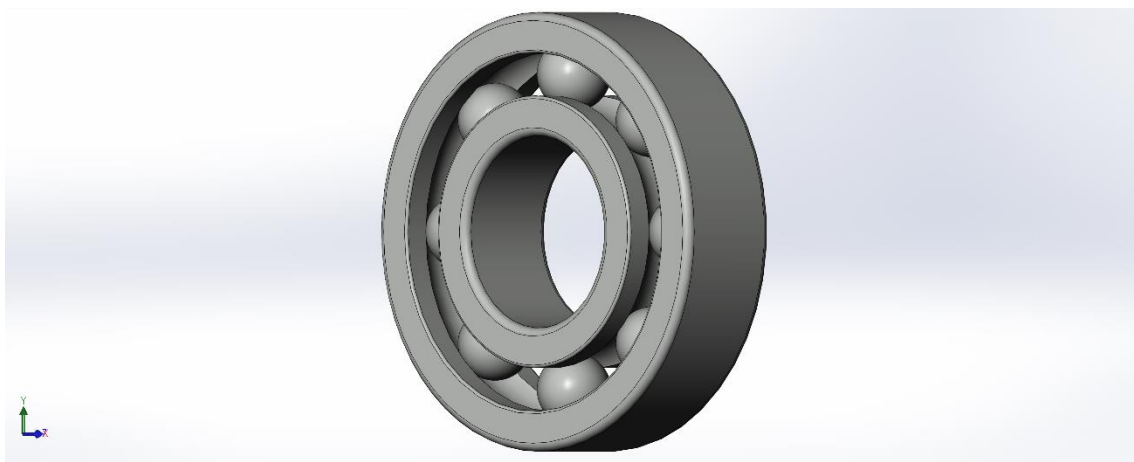
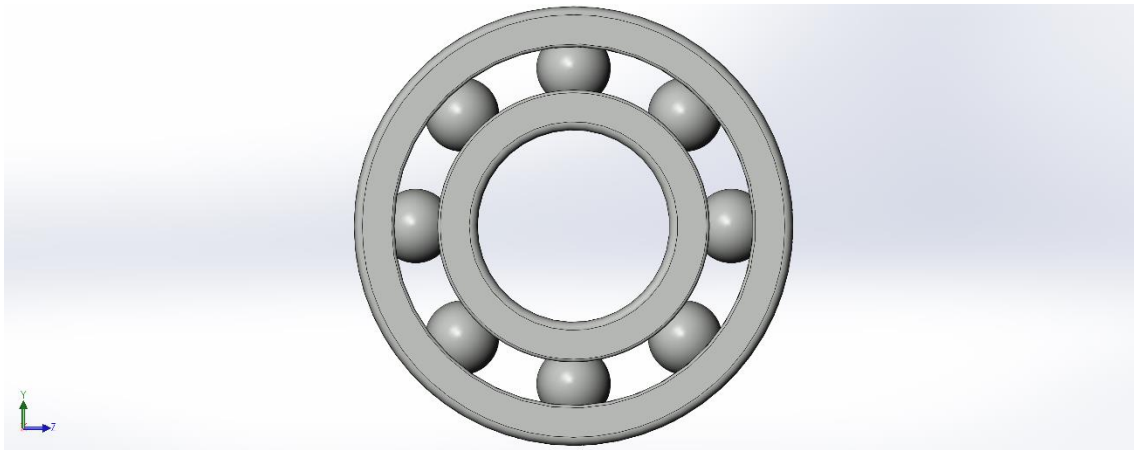
### 3.1 Albero d'ingresso



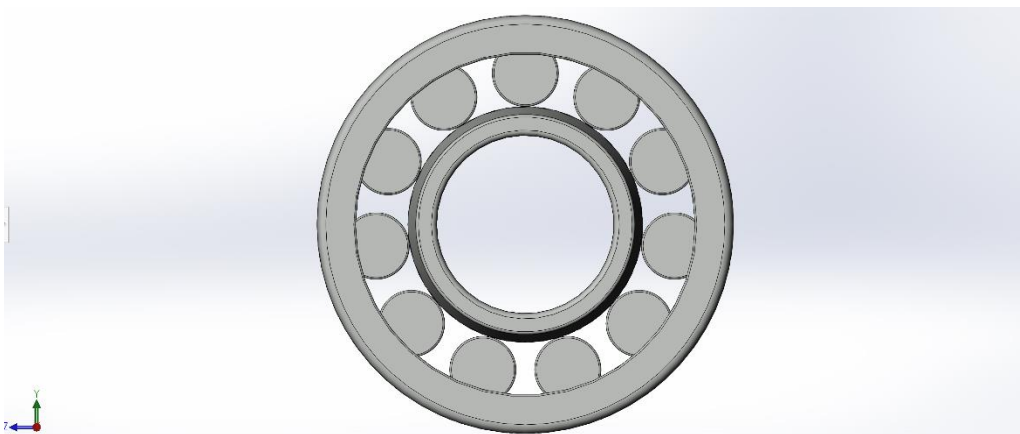
### 3.2 Cuscinetti

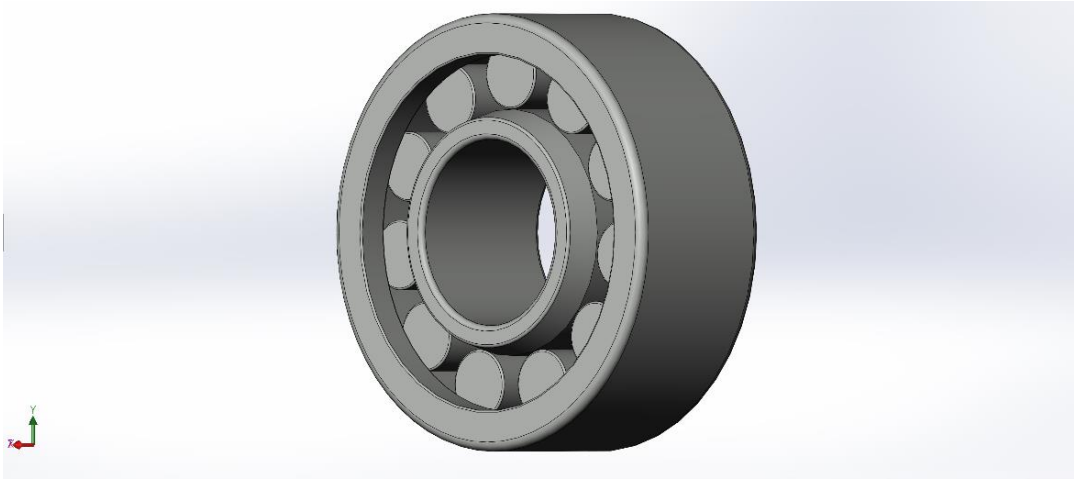
I modelli Solidworks del cuscinetto sinistro a sfere "SKF 6307" e del cuscinetto destro a rulli "SKF NU 2204 ECP" sono stati ricavati dal sito ufficiale di SKF [8].

SKF 6307:

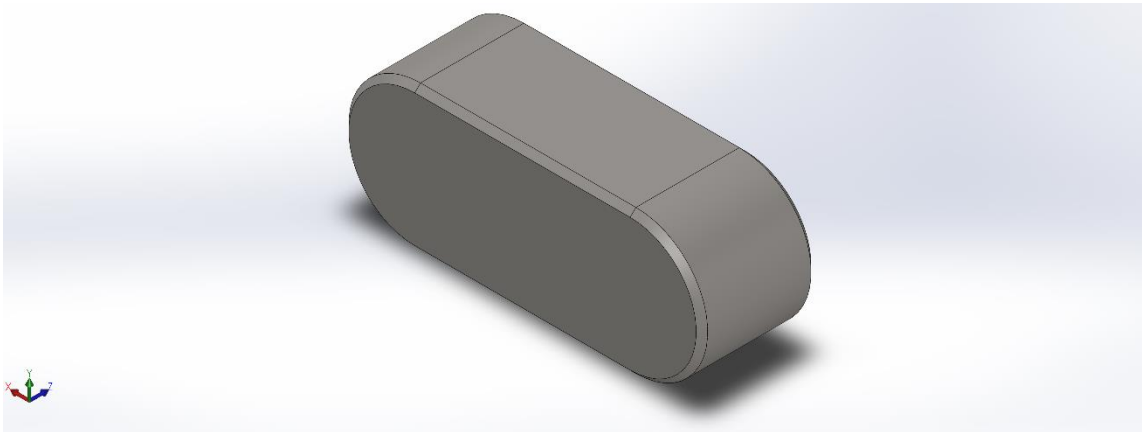


SKF NU 2204 ECP:



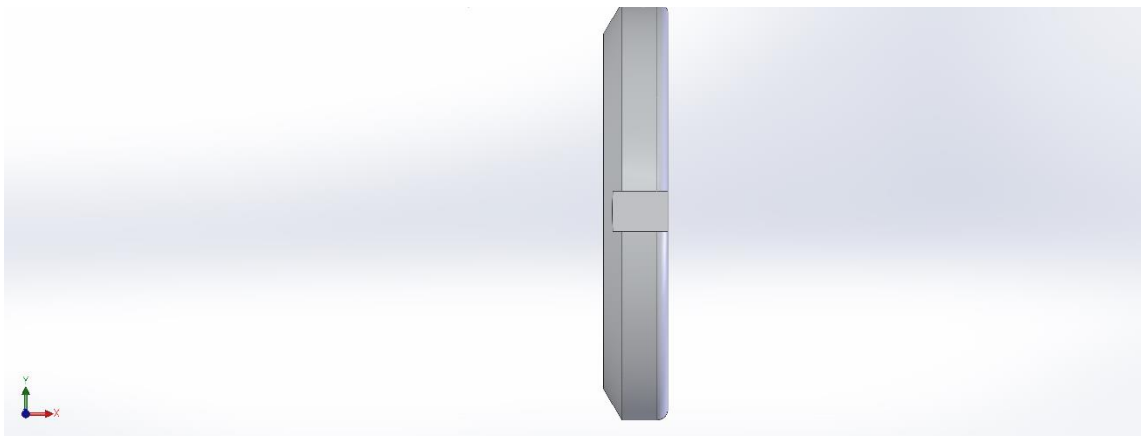


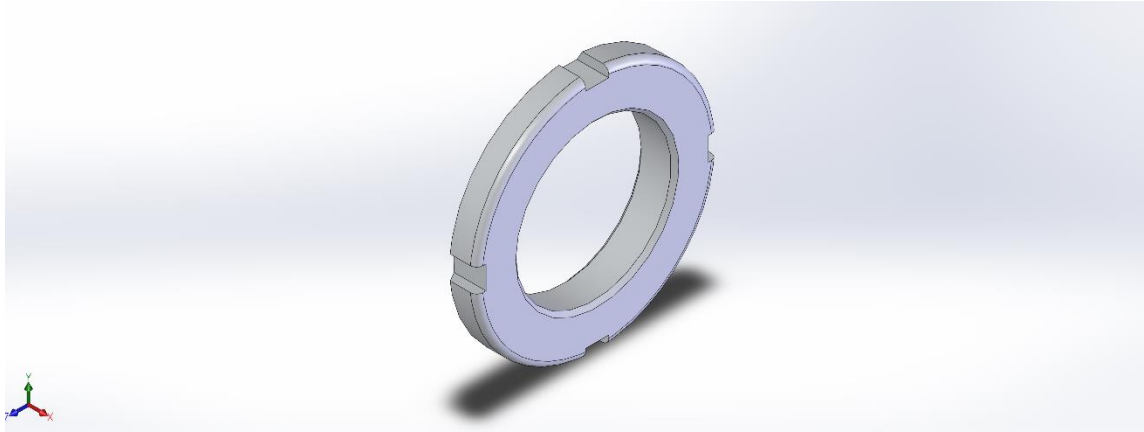
### 3.3 Linguetta



### 3.4 Ghiera filettata

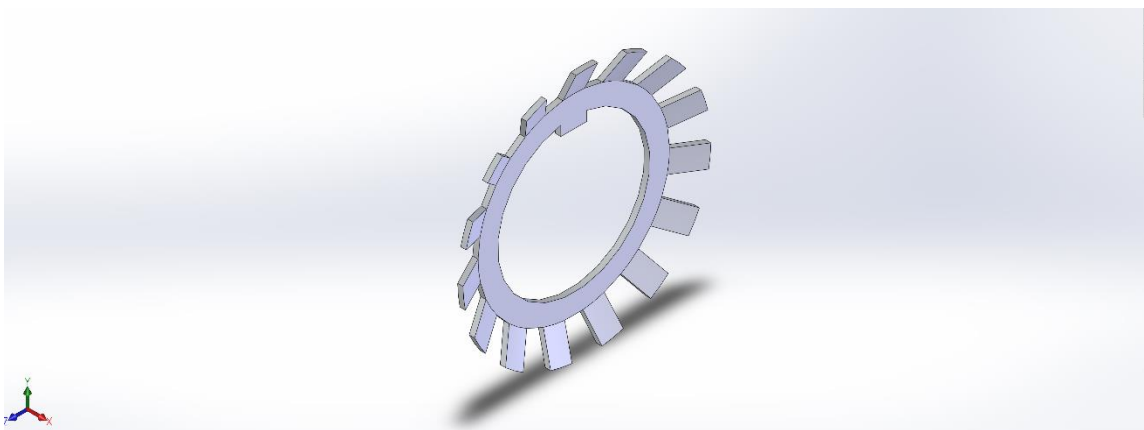
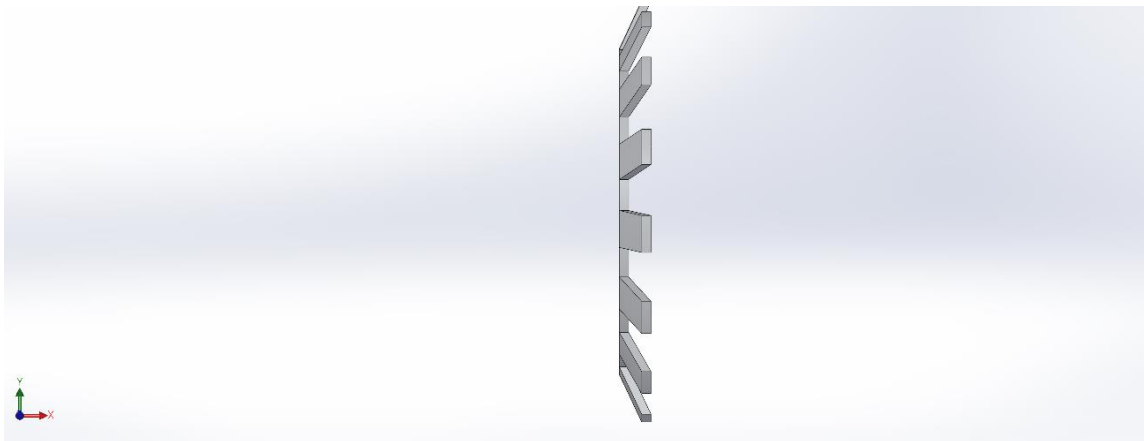
Il modello CAD tridimensionale della ghiera filettata è stato ricavato da [8].



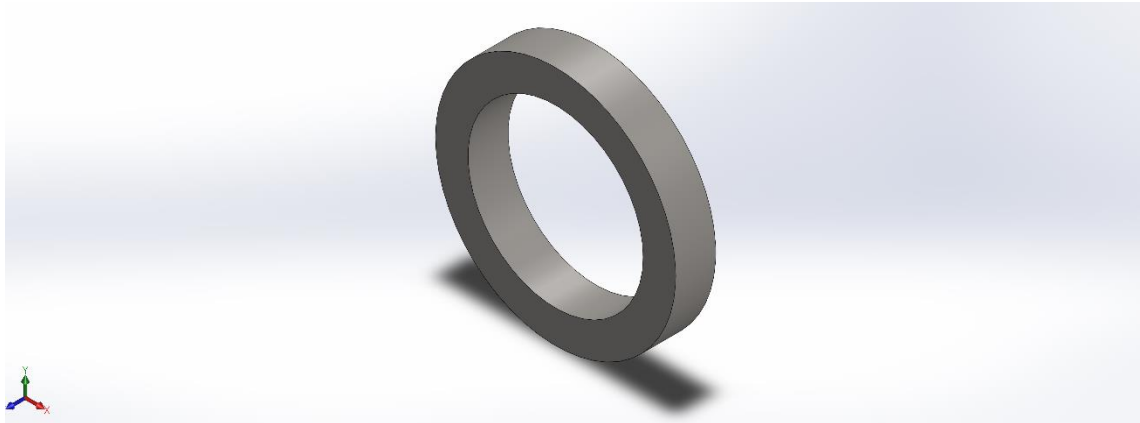


### 3.4 Rosetta di sicurezza

Il modello CAD tridimensionale della rosetta di sicurezza è stato ricavato da [8].



### 3.5 Anello distanziale



### 3.6 Anelli elastici per alberi

I modelli CAD tridimensionali degli anelli elastici per alberi sono stati ricavati dal sito “traceparts” [9].

Anello elastico per cuscinetto a sfere sinistro A35:



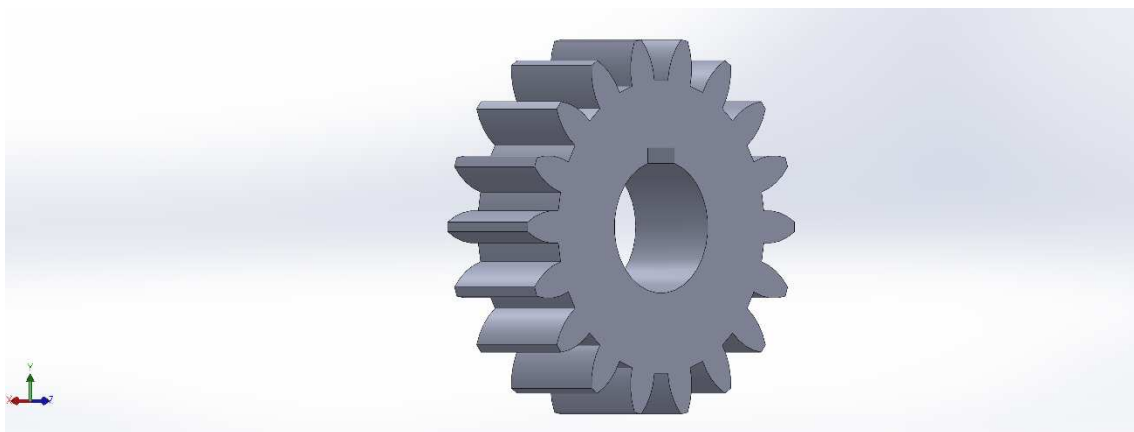
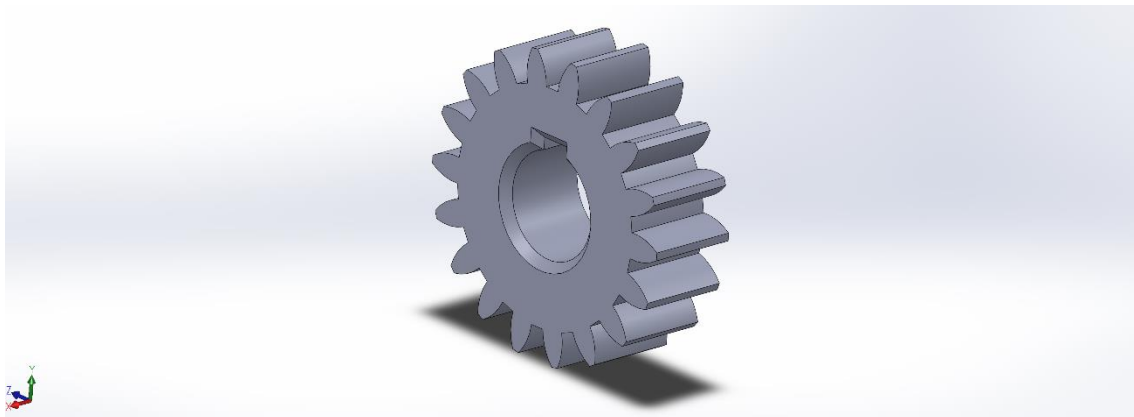
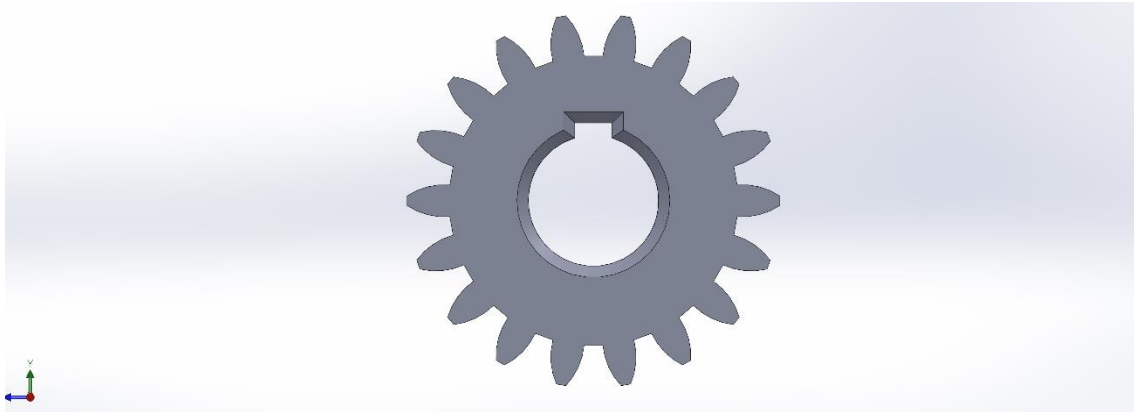
Anello elastico per cuscinetto a rulli destro A20:



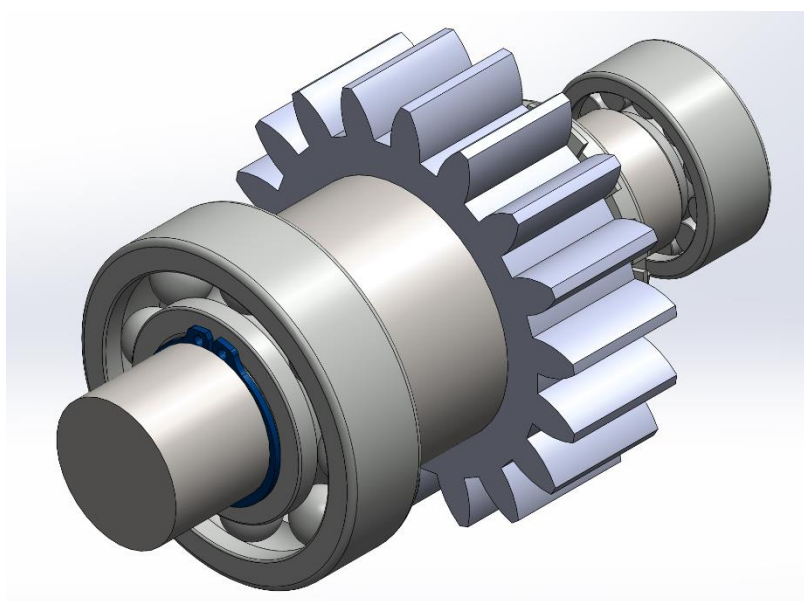
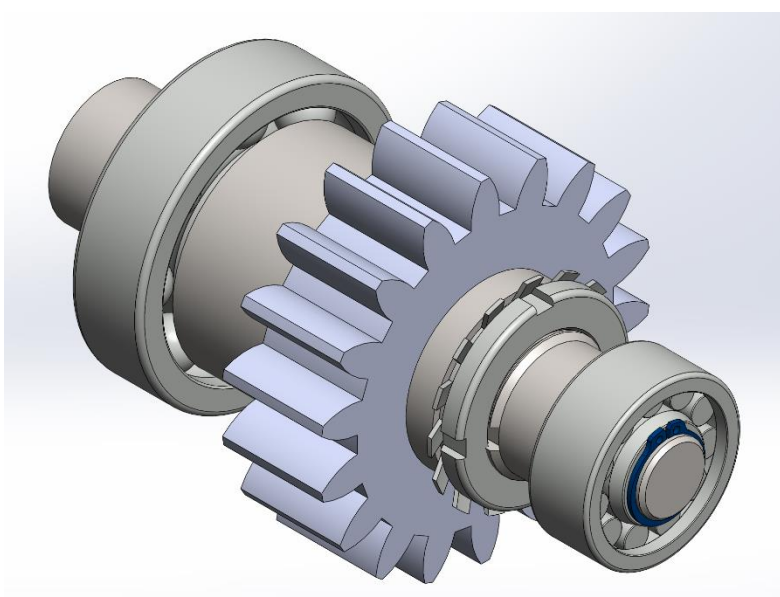
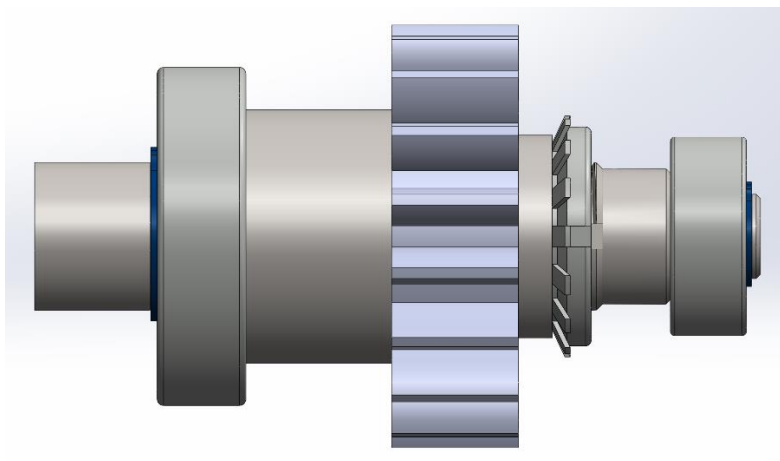
### 3.7 Ruota dentata 1

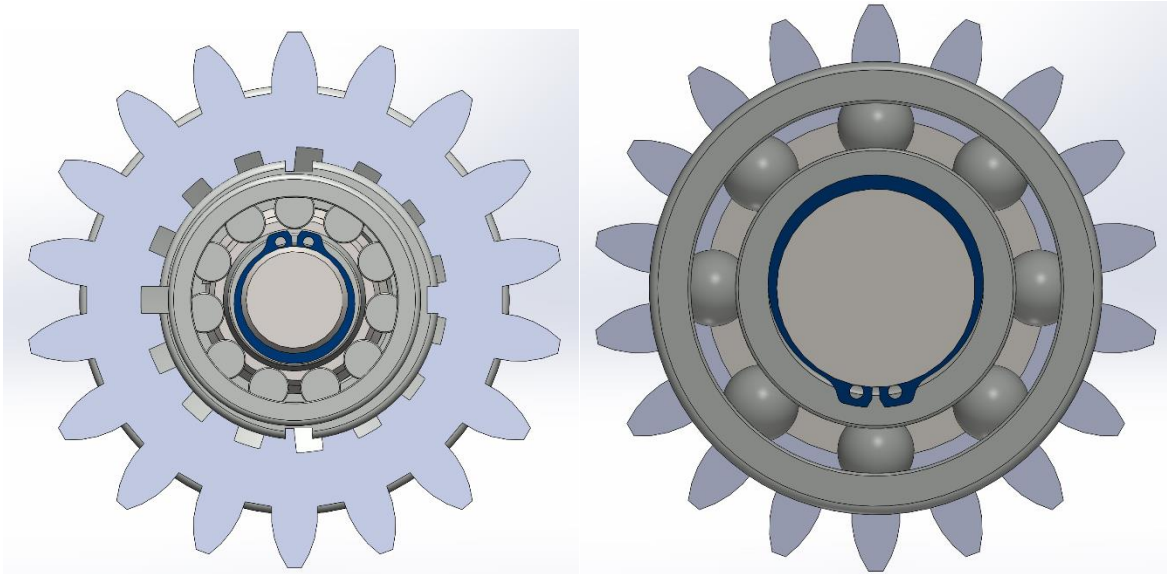
La ruota dentata 1 è stata prodotta sfruttando la funzione “Toolbox” offerta da Solidworks.

In seguito alla creazione della ruota è stato applicato uno smusso  $3 \times 45^\circ$  per permetterne l'alloggiamento nell'albero.



### 3.8 Disegno d'assieme





## Capitolo 4: Dimensionamento dell'albero d'uscita

### 4.1 Calcolo delle azioni interne

L'albero d'uscita è soggetto ad un'unica forza applicata nella mezzeria in corrispondenza della ruota dentata e scomponibile in una quantità trasversale pari a:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{D_{p2}} = \frac{2 \cdot 1770000}{285} = 12421 \text{ N} \quad (4.1.1)$$

e una quantità radiale:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan 20 = 12421 \cdot \tan 20 = 4521 \text{ N} \quad (4.1.2)$$

Secondo il teorema di Pitagora, la forza totale agente in corrispondenza della sezione della ruota dentata è pari a:

$$F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{12421^2 + 4521^2} = 13218 \text{ N} \quad (4.1.3)$$

L'albero, soggetto alla forza  $F_2$ , viene considerato come una trave rettilinea vincolata isostaticamente e sottoposta ad un carico verticale applicato nella mezzeria. Si procede con il calcolo delle reazioni interne sfruttando le equazioni indefinite di equilibrio (4.1.4), per poi ricavare le azioni interne del momento flettente e del momento torcente per ogni sezione dell'albero.

$$\sum \begin{cases} F_x = 0 \\ F_y = 0 \\ M_A = 0 \end{cases} \quad (4.1.4)$$

$$\begin{cases} 0 = 0 \\ R_{dx} + R_{sx} - F = 0 \\ F \cdot \frac{l_2}{2} - R_{dx} \cdot l_2 = 0 \end{cases}$$



Otteniamo così i risultati riportati in figura (4.1.1):

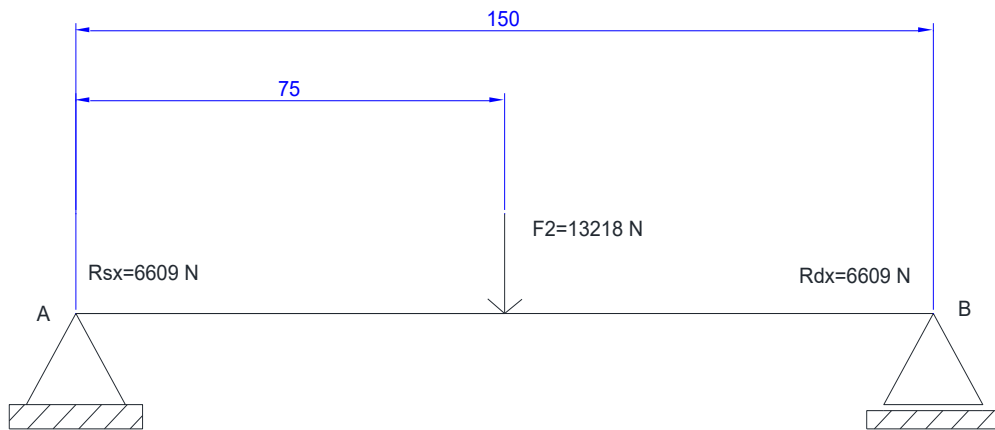


Figura 4.1.1 reazioni vincolari

Calcolate le reazioni vincolari è possibile ricavare i diagrammi delle azioni interne riportati in figura (4.1.2):

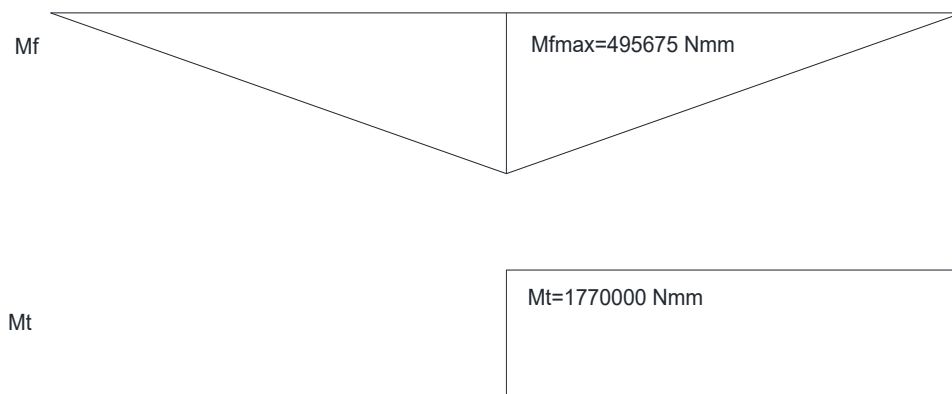


Figura 4.1.2 Diagrammi delle azioni interne dovute al momento flettente e al momento torcente

## 4.2 Scelta del materiale e calcolo del diametro

Sulla base della normativa UNI 7845 [1] è stato scelto il materiale che andrà a costituire l'albero d'uscita: l'acciaio C45 bonificato. Ipotizzando che il diametro in corrispondenza dell'alloggiamento della ruota dentata sia compreso tra 40mm e 100mm, si registrano i seguenti valori:

- $\sigma_r = 640 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 410 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty,-1} = 320 \text{ MPa}$

Prima di procedere con il calcolo del diametro è fondamentale formulare un'ulteriore ipotesi in merito alla forma assunta dall'albero. Si ipotizza che assumerà una forma "tozza", ossia una forma che rispetti la seguente relazione geometrica:

$$\frac{L}{d} < 4 \quad (4.2.1)$$

e che presenti un coefficiente di sicurezza statico  $v_s = 5:8$ . Viene scelto il valore  $v_s = 7$ .

Si può procedere con il calcolo dei valori ammissibili di sforzo assiale e tangenziale:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{7} = \frac{410}{7} = 58,57 \text{ MPa} \quad (4.2.2)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{58,57}{\sqrt{3}} = 33,82 \text{ MPa} \quad (4.2.3)$$

Tramite questi valori è possibile calcolare il diametro minimo, in corrispondenza della sezione della ruota dentata, in grado di resistere alle sollecitazioni di flessione (4.2.4) e torsione (4.2.5) presenti nella medesima sezione:

$$d_{min,flessione} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 495675}{\pi \cdot 58,57}} = 44,17 \text{ mm} \quad (4.2.4)$$

$$d_{min,torsione} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1770000}{\pi \cdot 33,82}} = 64,36 \text{ mm} \quad (4.2.5)$$

Viene scelto un diametro maggiorato pari a 70mm poiché i valori di diametro minimo precedentemente calcolati sono riferiti alla singola sollecitazione applicata e non al caso composto di flessione-torsione a cui l'albero è sottoposto.

Si osserva inoltre che il diametro scelto rispetta l'ipotesi geometrica presente nella formula 4.2.1.

Si calcolano lo sforzo assiale dovuto a flessione e lo sforzo tangenziale dovuto a torsione con il diametro scelto:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 495675}{\pi \cdot 70^3} = 14,71 \text{ MPa} \quad (4.2.6)$$

$$\tau_{Mt} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 1770000}{\pi \cdot 70^3} = 26,28 \text{ MPa} \quad (4.2.7)$$

Utilizzando il criterio di Von Mises si verifica staticamente la sezione:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{Mt}^2} = \sqrt{14,71^2 + 3 \cdot 26,28^2} = 47,84 \text{ MPa} \quad (4.2.8)$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{id}} = \frac{410}{47,84} = 8,6 \quad (4.2.9)$$

Poiché il valore di coefficiente di sicurezza statico ottenuto in 4.2.9 è maggiore rispetto al valore scelto  $v_s = 7$ , si può affermare che la sezione in corrispondenza della ruota dentata, con un diametro pari a 70mm, resisterà staticamente agli sforzi a cui è sottoposta.

### 4.3 Scelta dei cuscinetti

Per la scelta dei cuscinetti si fa riferimento al catalogo SKF [2].

I valori principali che influenzano la scelta dei cuscinetti sono:

- Reazioni vincolari:  $R_{dx} = 6609 \text{ N}, R_{sx} = 6609 \text{ N}$
- Velocità di rotazione dell'albero:  $n_2 = 138 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$
- Valore della durata in ore di un cuscinetto per un riduttore, riferita ad una probabilità di rottura del 10%:  $L_{10h} = 40000 \text{ ore}$

Dai valori di  $L_{10h}$  e  $n_2$  si calcola la durata in milioni di giri del cuscinetto:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n_2 \cdot L_{10h}}{10^6} = \frac{60 \cdot 138 \cdot 40000}{10^6} = 331 \text{ milioni di giri} \quad (4.3.1)$$

Per far fronte al problema della dilatazione dell'albero, dovuto alla differenza di temperatura del riduttore tra il momento dell'accensione e quello in cui lavora a pieno regime, occorre renderlo isostatico assialmente in modo da annullare eventuali sollecitazioni assiali indesiderate che andrebbero a pregiudicare la durata dei cuscinetti.

A tal fine viene scelto un cuscinetto ad una corona di sfere a destra (fig. 1.3.1) ed un cuscinetto ad una corona di rulli senza orletti nell'anello interno a sinistra (fig. 1.3.2).

- Cuscinetto a sfere destro:

Calcolo del carico dinamico equivalente:

$$P = (X \cdot F_r) \cdot (Y \cdot F_a) = 6609 \text{ N} \quad (4.3.2)$$

Dove si è posto  $X = 1$  e  $F_a = 0 \text{ N}$ .

Calcolo del coefficiente di carico dinamico richiesto:

$$C_{richiesto} = L_{10}^{\left(\frac{1}{p}\right)} \cdot P = 331^{\left(\frac{1}{3}\right)} \cdot 6609 = 45717 \text{ N} \quad (4.3.3)$$

Per soddisfare il carico richiesto è stato scelto il cuscinetto a sfere SKF 6211 dotato delle caratteristiche geometriche riassunte in tabella 4.3.1.

Cuscinetto	D	d	B	$C_{dinamico}$	$D_{Amax}$	$d_{Amin}$	$r_{Amax}$
SKF 6211	100 mm	55 mm	21 mm	46,2 KN	91 mm	64 mm	1,5 mm

Tabella 4.3.1 Valori geometrici del cuscinetto e del relativo alloggiamento sull'albero

- Cuscinetto a rulli sinistro:

Calcolo del carico dinamico equivalente:

$$P = (X \cdot F_r) \cdot (Y \cdot F_a) = 6609 \text{ N} \quad (4.3.4)$$

Calcolo del coefficiente di carico dinamico richiesto:

$$C_{richiesto} = L_{10}^{\left(\frac{1}{p}\right)} \cdot P = 331^{\left(\frac{3}{10}\right)} \cdot 6609 = 37678 \text{ N} \quad (4.3.5)$$

Per soddisfare il carico richiesto è stato scelto il cuscinetto a rulli cilindrici senza orletti nell'anello interno SKF NU 1009 ECP dotato delle caratteristiche geometriche riassunte in tabella 4.3.2.

Cuscinetto	D	d	B	$C_{dinamico}$	$D_{Amax}$	$d_{Amin}$	$r_{bmax}$
SKFNU 1009 ECP	75 mm	45 mm	16 mm	45,6 KN	70,4 mm	48,2 mm	0,6 mm

Tabella 4.3.2 Valori geometrici del cuscinetto e del relativo alloggiamento sull'albero

#### 4.4 Scelta degli anelli elastici

La scelta degli anelli elastici fa riferimento al sito "Gandini" [3].

Si riportano le principali componenti geometriche degli anelli e dei rispettivi alloggiamenti sull'albero.

Ogni cuscinetto è dotato di un anello elastico di tipo A (per alberi), con la funzione di vincolare il cuscinetto all'albero (fig. 1.4.1), e di un anello elastico di tipo J (per fori), per vincolare il cuscinetto alla cassa (fig. 1.4.2).

- Anelli elastici cuscinetto destro:

Si riportano in tabella 4.3.1 le principali dimensioni degli anelli d'arresto scelti e dei corrispettivi alloggiamenti: sull'albero per l'anello elastico tipo A e sulla cassa per l'anello elastico tipo J.

Anelli	a	b	s	m	$d_1$	$d_2$
A 55	7,2 mm	5,1 mm	2 mm	2,15 mm	55 mm	52 mm
J 100	mm	mm	mm	mm	mm	mm

Tabella 4.3.1 Specifiche geometriche degli anelli elastici e degli alloggiamenti.

- Anelli elastici cuscinetto sinistro:

Allo stesso modo vengono riportati i valori geometrici anche per l'anello elastico scelto per vincolare il cuscinetto sinistro nella tabella 4.3.2:

Anelli	a	b	s	m	$d_1$	$d_2$
A 45	6,7 mm	4,7 mm	1,75 mm	1,85 mm	45 mm	42,5 mm

Tabella 4.3.2 Valori geometrici dell'anello elastico e del suo alloggiamento

#### 4.5 Scelta della linguetta

Per la scelta della linguetta si fa riferimento alla normativa UNI 6604 [4].

La linguetta che si utilizza è una linguetta di tipo B (figura 1.5.1) con dimensioni  $b \times h = 20 \times 12$ .

La linguetta è un componente meccanico con la funzione di vincolare la ruota dentata all'albero.

Per permettere la rotazione solidale della ruota con l'albero, la linguetta deve essere in grado di resistere alle sollecitazioni dovute al momento torcente causato dalla forza che si genera dal contatto tra la ruota 4 dell'albero d'uscita e la ruota 3 dell'albero intermedio.

La prima sollecitazione da considerare è la pressione di contatto esercitata tra la linguetta e l'albero, la quale dev'essere minore di un valore standard imposto  $p_{adm} = 75 \div 110 \text{ MPa}$ .

È stato scelto un valore  $p_{adm} = 110 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{M_{t2}}{d_2/2 \cdot t_1 \cdot l} \leq p_{adm} \quad (4.5.1)$$

Da cui si ricava il minimo valore di lunghezza  $l$  della linguetta:

$$l = \frac{M_{t2}}{d_2/2 \cdot t_1 \cdot p_{adm}} = \frac{1770000}{70/2 \cdot 7,5 \cdot 110} = 61,3 \text{ mm} \quad (4.5.2)$$

È stata scelta la lunghezza unificata:  $l_{unificata} = 63 \text{ mm}$ .

Sulla base della normativa UNI 7845 [1] è stato scelto come materiale per la linguetta l'acciaio C35 bonificato con le seguenti caratteristiche:

- $\sigma_r = 610 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 390 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty,-1} = 305 \text{ MPa}$

Da cui si ricavano, utilizzando un coefficiente di sicurezza  $v_s = 1,5$ , i valori di sforzo assiale e tangenziale ammissibili:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_s}{v_s} = \frac{390}{1,5} = 260 \text{ MPa} \quad (4.5.3)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{260}{\sqrt{3}} = 150 \text{ MPa} \quad (4.5.4)$$

Si può procedere con la verifica a taglio:

$$\tau = \frac{M_{t2}}{d_2/2 \cdot b \cdot l} = \frac{1770000}{70/2 \cdot 20 \cdot 63} = 40,14 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \quad (4.5.5)$$

La verifica a taglio è stata superata, si può quindi procedere con la scelta: *Linguetta B*  $20 \times 12 \times 63 \text{ UNI6604}$ .

## 4.6 Scelta della ghiera filettata, della rosetta di sicurezza e del distanziale

Per vincolare assialmente la ruota dentata si è optato, sul lato destro, per uno spallamento dell'albero, il quale avrà la stessa funzione di vincolo anche per il cuscinetto a sfere, e, sul lato sinistro, per una ghiera filettata (figura 1.5.1). A causa della presenza della gola di scarico a ridosso della ruota dentata, necessaria per permettere la lavorazione di filettatura, è fondamentale introdurre un anello distanziale per assicurarsi che la ghiera sia completamente inserita nella zona filettata. Inoltre, per evitare l'eventuale svitamento della ghiera durante il funzionamento del riduttore si pone una rosetta di sicurezza tra il distanziale e la ghiera filettata. Per permettere l'inserimento della rosetta di sicurezza è necessario eseguire una scanalatura sull'albero di larghezza  $E$  e di profondità  $(d - d_1)$  (figura 1.5.2).

Dal "Libro di disegno Straneo Consorti Vol.2" [5] sono state scelte la ghiera filettata con le specifiche geometriche riportate in tabella 4.6.1 e la rosetta di sicurezza in tabella 4.6.2:

$d_{filettatura}$	$D_1$	$D$	$B$
$M70 \times 2$	85 mm	92 mm	12 mm

Tabella 4.6.1 Ghiera filettata

$d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$E$	$G$
70 mm	66,5 mm	98 mm	85 mm	8 mm	1,5 mm

Tabella 4.6.2 Rosetta di sicurezza

Dal  $d_{filettatura}$  registrato si è deciso di optare per una gola di scarico caratterizzata da  $r = 2\text{mm}$  e per un anello distanziale di larghezza  $B=8\text{mm}$  e diametro  $d=70\text{mm}$ .

## Capitolo 5: Verifiche strutturali dell'albero d'uscita

Definita completamente la geometria dell'albero, prima di affermarne l'effettiva utilizzabilità, è fondamentale eseguire tre diversi tipi di verifiche al fine di valutarne la resistenza statica, la resistenza a fatica e la rigidezza, in riferimento ai carichi ai quali è sottoposto.

Tali verifiche vengono eseguite nelle sezioni ritenute più sollecitate, quindi nelle sezioni che presentano una variazione di diametro e caratterizzate dalla presenza di raggi di raccordo.

Alla luce di queste considerazioni sono state individuate cinque sezioni di verifica riportate in figura 5.1 con le rispettive quote a partire dal cuscinetto sinistro: i due spallamenti dei cuscinetti (Sez. A, E), lo spallamento destro della ruota dentata (Sez. D), la sezione maggiormente sollecitata dell'albero (Sez. C) e la gola di scarico (Sez. B).

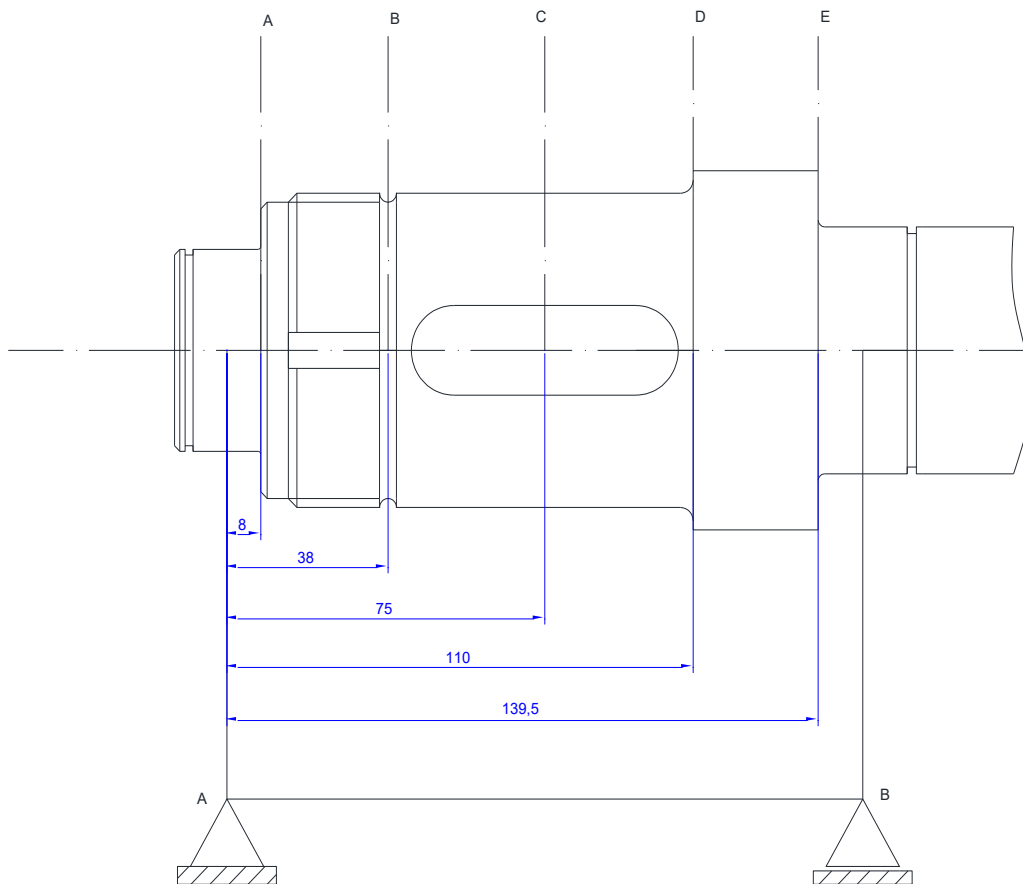


Figura 5.1 Sezioni di verifica dell'albero d'uscita

## 5.1 Verifiche statiche

Le verifiche statiche indicano se le sezioni analizzate resistono staticamente alle sollecitazioni presenti; quindi, se la scelta del materiale per l'albero e il dimensionamento dei diversi diametri di ogni sezione risultano adeguati.

In figura 5.1.1 sono riportati i valori che assumono il momento flettente e il momento torcente in ogni sezione.

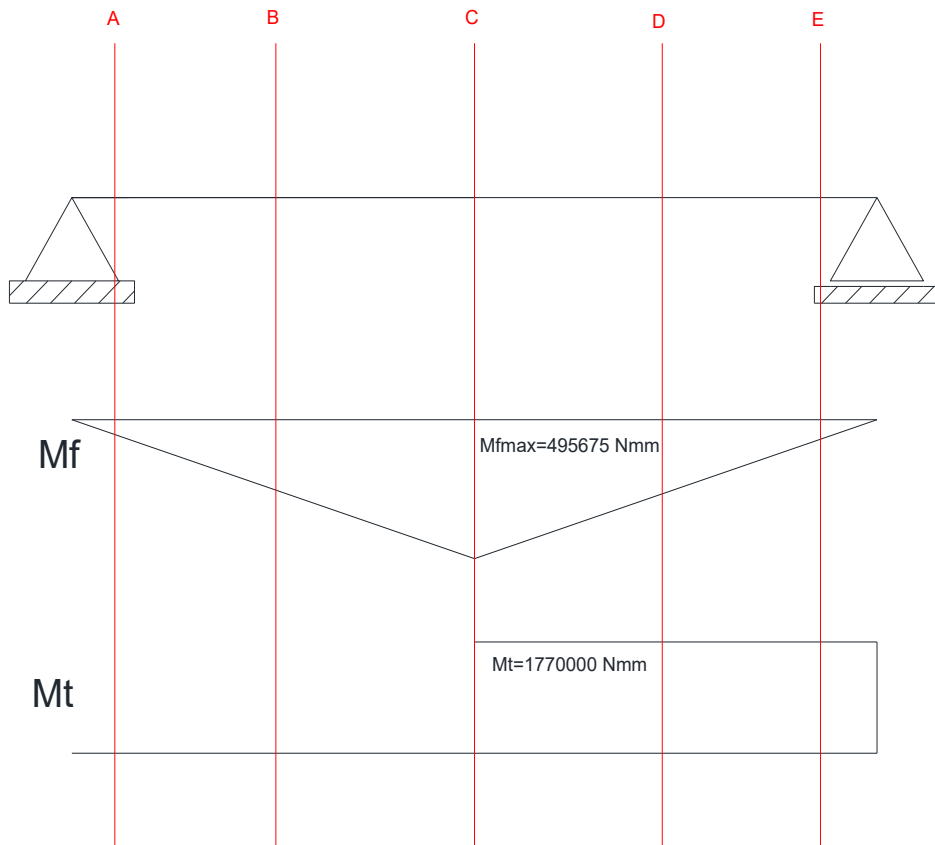


Figura 5.1.1 Valore del momento flettente e torcente per ogni sezione considerata

Per la verifica statica di ogni sezione si fa riferimento alla stessa procedura usata per l'albero d'ingresso.

Si procede con le verifiche:

a) SEZIONE A:

$$M_{fA} = R_{sx} \cdot l_A = 6609 \cdot 8 = 52872 \text{ Nmm}$$

$$M_{tA} = 0 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{fA} = \frac{32 \cdot M_{fA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 52872}{\pi \cdot 45^3} = 5,91 \text{ MPa}$$

$$\tau_{M_{tA}} = 0$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{fA}} = \frac{410}{5,91} = 69,3 > 1,5$$

La sezione A è verificata staticamente.

b) SEZIONE B

$$M_{fB} = R_{sx} \cdot l_B = 6609 \cdot 38 = 251142 \text{ Nmm}$$



$$M_{tB} = 0 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{fB} = \frac{32 \cdot M_{fB}}{\pi \cdot d_B^3} = \frac{32 \cdot 251142}{\pi \cdot 66^3} = 8,90 \text{ MPa}$$

$$\tau_{M_{tB}} = 0$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{fB}} = \frac{410}{8,90} = 46,1 > 1,5$$

La sezione B è verificata staticamente.

c) SEZIONE C

$$M_{fC} = R_{sx} \cdot l_C = 6609 \cdot 75 = 495675 \text{ Nmm}$$

$$M_{tC} = 1770000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{fC} = \frac{32 \cdot M_{fC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot 496675}{\pi \cdot 70^3} = 14,72 \text{ MPa}$$

$$\tau_{M_{tC}} = \frac{16 \cdot M_{tC}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 1770000}{\pi \cdot 70^3} = 26,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{idC} = \sqrt{\sigma_{fC}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tC}}^2} = \sqrt{14,72^2 + 3 \cdot 26,28^2} = 47,84 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idC}} = \frac{390}{47,84} = 8,6 > 1,5$$

La sezione C è verificata staticamente.

d) SEZIONE D

$$M_{fD} = R_{dx} \cdot (l_{tot} - l_D) = 6609 \cdot (150 - 110) = 264360 \text{ Nmm}$$

$$M_{tD} = 1770000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{fD} = \frac{32 \cdot M_{fD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{32 \cdot 264360}{\pi \cdot 70^3} = 7,85 \text{ MPa}$$

$$\tau_{M_{tD}} = \frac{16 \cdot M_{tD}}{\pi \cdot d_D^3} = \frac{16 \cdot 1770000}{\pi \cdot 70^3} = 26,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{idD} = \sqrt{\sigma_{fD}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tD}}^2} = \sqrt{7,85^2 + 3 \cdot 26,28^2} = 46,19 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idD}} = \frac{410}{46,19} = 8,9 > 1,5$$

La sezione D è verificata staticamente.

e) SEZIONE E

$$M_{fE} = R_{dx} \cdot (l_{tot} - l_E) = 6609 \cdot (150 - 139,5) = 69395 \text{ Nmm}$$

$$M_{tE} = 1770000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{fE} = \frac{32 \cdot M_{fE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{32 \cdot 69395}{\pi \cdot 55^3} = 4,25 \text{ MPa}$$

$$\tau_{M_{tE}} = \frac{16 \cdot M_{tE}}{\pi \cdot d_E^3} = \frac{16 \cdot 1770000}{\pi \cdot 55^3} = 54,18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{idE} = \sqrt{\sigma_{fE}^2 + 3 \cdot \tau_{M_{tE}}^2} = \sqrt{4,25^2 + 3 \cdot 54,18^2} = 93,94 \text{ MPa}$$

$$v_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{idE}} = \frac{410}{93,94} = 4,4 > 1,5$$

La sezione E è verificata staticamente.

Si riassumono i risultati ottenuti in tabella 5.1.1:

SEZIONE	d	$M_f$	$M_t$	$\sigma_f$	$\tau_{M_f}$	$\sigma_{id}$	$v_s$
A	45 mm	52872 Nmm	0	5,91 MPa	0	5,91 MPa	69,3
B	66 mm	251142 Nmm	0	8,90 MPa	0	8,90 MPa	46,1
C	70 mm	495675 Nmm	1770000 Nmm	14,72 MPa	26,28 MPa	47,84 MPa	8,6
D	70 mm	264360 Nmm	1770000 Nmm	7,85 MPa	26,28 MPa	46,19 MPa	8,9
E	55 mm	69395 Nmm	1770000 Nmm	4,25 MPa	54,18 MPa	93,94 MPa	4,4

Tabella 5.1.1 Principali valori per ogni sezione

## 5.2 Verifiche a fatica

Le verifiche a fatica si eseguono facendo riferimento alla normativa UNI 7670 [6] e al libro "Peterson's stress concentrations factors" [7].

Per le verifiche a fatica verranno analizzate le medesime sezioni usate nelle verifiche statiche (fig. 5.1).

Il materiale utilizzato per l'albero è l'acciaio C45 bonificato, di cui si ricordano le caratteristiche principali:

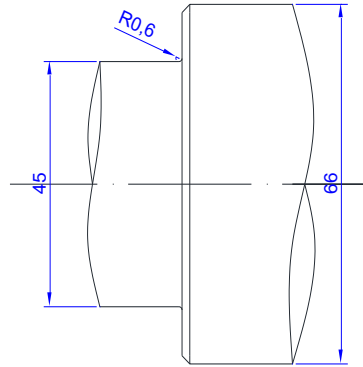
- $\sigma_r = 640 \text{ MPa}$
- $\sigma_s = 410 \text{ MPa}$
- $\sigma_{a\infty,-1} = 320 \text{ MPa}$

Le verifiche a fatica dell'albero d'uscita prevedono la medesima procedura usata per l'albero d'ingresso.

Per rapporto di ciclo  $R=-1$  vale:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_f}{2}$$

a) SEZIONE A (spallamento del cuscinetto sinistro):



Dati:

- $D = 66 \text{ mm}$
- $d = 45 \text{ mm}$
- $r = 0,6 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,A} = \sigma_{fA}/2 = 5,91/2 = 2,96 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 66/45 = 1,47$
- $r/d = 0,6/45 = 0,013$

Dai diagrammi del Peterson presenti in [7] si ricava il valore del fattore di concentrazione delle tensioni:

$$k_{tn} = 3,50$$

Dal momento che  $r \leq 2 \text{ mm}$ , la sezione A rappresenta un caso di parziale sensibilità all'intaglio. Si calcola il coefficiente  $a$  in funzione della tensione di rottura del materiale e successivamente il coefficiente  $q$  "indice di sensibilità all'intaglio".

Si procede dunque con il calcolo di  $k_f$ :

$$a = 0,197$$

$$q = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,197/0,6} = 0,75$$

$$k_f = q \cdot (k_{tn} - 1) + 1 = 0,75 \cdot (3,50 - 1) + 1 = 2,88$$

Da [6] si ricava il coefficiente di finitura superficiale, funzione del tipo di lavorazione effettuata nella sezione di verifica e della tensione di rottura del materiale. Nel caso dello spallamento del cuscinetto si è optato per una lavorazione superficiale di rettifica.

$$k_l = 1,05$$

Da [6] si ricava anche il coefficiente di riduzione relativo alle dimensioni assolute del pezzo. Questo coefficiente è calcolato in funzione del diametro dell'albero. Un'eventuale cricca dovuta a fatica ha origine in corrispondenza del raccordo, quindi nella sezione dell'albero avente diametro  $d = 45 \text{ mm}$ .

$$k_d = 1,22$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

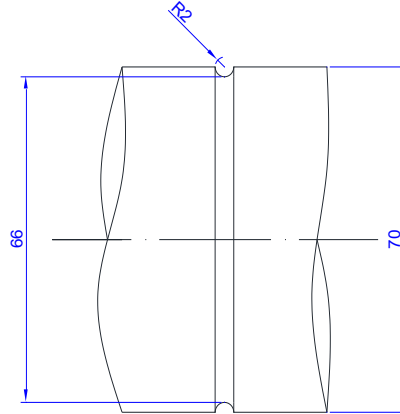
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{320}{2,88 \cdot 1,05 \cdot 1,22} = 86,74 \text{ MPa}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fA}} = \frac{86,74}{2,96} = 29,3 > 1,6$$

La sezione A ha superato la verifica a fatica.

b) SEZIONE B (Gola di scarico):



Dati:

- $D = 70 \text{ mm}$
- $d = 66 \text{ mm}$
- $r = 2 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,B} = \sigma_{fB}/2 = 8,90/2 = 4,55 \text{ MPa}$
- Lavorazione: sgrossatura fine.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 70/66 = 1,06$
- $r/d = 2/66 = 0,03$

Dai diagrammi del Peterson [7] si ricava:

$$k_{tn} = 2,55$$

La sezione B, poiché caratterizzata da un raggio di raccordo  $r = 2 \text{ mm}$  rappresenta un caso di piena sensibilità all'intaglio, dove l'indice di sensibilità all'intaglio  $q = 1$ . Quindi:

$$k_f = k_{tn} = 2,55$$

Dalla lavorazione di sgrossatura fine eseguita sulla gola di scarico si ricava:

$$k_l = 1,18$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 66 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,27$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

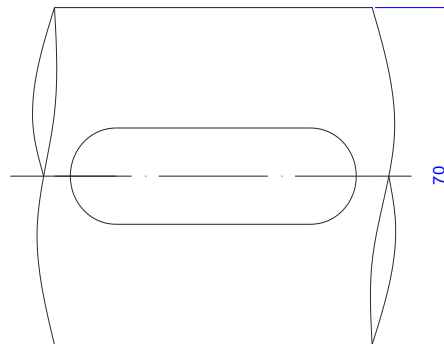
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{320}{2,55 \cdot 1,18 \cdot 1,27} = 83,74 \text{ MPa}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fB}} = \frac{83,74}{4,45} = 18,8 > 1,6$$

La sezione B ha superato la verifica a fatica.

c) SEZIONE C (cava della linguetta):



Dati:

- $d = 70 \text{ mm}$
- Forma della chiavetta 1.
- $\sigma_{a,c} = \sigma_{fc} / 2 = 14,72 / 2 = 7,36 \text{ MPa}$
- Lavorazione: sgrossatura fine.

Da UNI 7670 si ricava il valore di  $k_f$  funzione della forma della cava della linguetta e della tensione di rottura del materiale.

$$k_f = 1,98$$

Dalla lavorazione di sgrossatura fine per la realizzazione della cava si ottiene:

$$k_l = 1,18$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 70 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,28$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

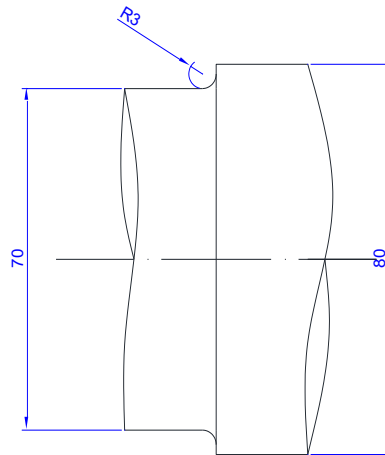
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{320}{1,98 \cdot 1,18 \cdot 1,28} = 107,00 \text{ MPa}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fc}} = \frac{107,00}{7,36} = 14,5 > 1,6$$

La sezione C ha superato la verifica a fatica.

d) SEZIONE D (Spallamento ruota dentata 4):



Dati:

- $D = 80 \text{ mm}$
- $d = 70 \text{ mm}$
- $r = 3 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,D} = \sigma_{fD} / 2 = 7,85 / 2 = 3,93 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 80/70 = 1,14$
- $r/d = 3/70 = 0,043$

Dai diagrammi del Peterson [7] si ricava:

$$k_{tn} = 1,99$$

La sezione D, poiché è caratterizzata da un raggio di raccordo  $r = 3 \text{ mm}$ , rappresenta un caso di piena sensibilità all'intaglio, dove l'indice di sensibilità all'intaglio  $q = 1$ . Quindi:

$$k_f = k_{tn} = 1,99$$

Dalla lavorazione di rettifica eseguita sullo spallamento della ruota dentata si ricava:

$$k_l = 1,05$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 70 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,28$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R = -1$  riferito alla sezione:

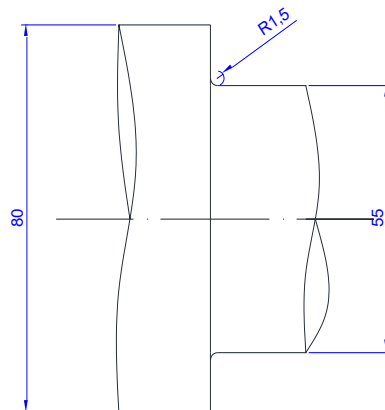
$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{320}{1,99 \cdot 1,05 \cdot 1,28} = 119,65 \text{ MPa}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fD}} = \frac{119,65}{3,93} = 30,4 > 1,6$$

La sezione D ha superato la verifica a fatica.

e) SEZIONE E (spallamento del cuscinetto destro):



Dati:

- $D = 80 \text{ mm}$
- $d = 55 \text{ mm}$
- $r = 1,5 \text{ mm}$
- $\sigma_{a,E} = \sigma_{fE}/2 = 4,25/2 = 2,13 \text{ MPa}$
- Lavorazione: rettifica.

Da cui si ricavano i seguenti valori:

- $D/d = 80/55 = 1,45$
- $r/d = 1,5/55 = 0,03$

Dai diagrammi del Peterson presenti in [7] si ricava il valore del fattore di concentrazione delle tensioni:

$$k_{tn} = 2,51$$

Dal momento che  $r \leq 2 \text{ mm}$ , la sezione E rappresenta un caso di parziale sensibilità all'intaglio.

Si procede quindi con il calcolo di  $k_f$ :

$$a = 0,197$$

$$q = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,197/1,5} = 0,884$$

$$k_f = q \cdot (k_{tn} - 1) + 1 = 0,884 \cdot (2,51 - 1) + 1 = 2,33$$

Dalla lavorazione di rettifica scelta per lo spallamento del cuscinetto si ricava:

$$k_l = 1,05$$

Il coefficiente di riduzione dovuto alle dimensioni assolute è calcolato in funzione di  $d = 55 \text{ mm}$ :

$$k_d = 1,25$$

Si procede con il calcolo del limite di fatica ad ampiezza costante con rapporto di ciclo  $R=-1$  riferito alla sezione:

$$\sigma_{a\infty,-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty,-1}}{k_f \cdot k_l \cdot k_d} = \frac{320}{2,33 \cdot 1,05 \cdot 1,25} = 104,64 \text{ MPa}$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza a vita infinita:

$$v_f = \frac{\sigma_{a\infty,-1}^*}{\sigma_{a,fE}} = \frac{104,64}{2,13} = 49,1 > 1,6$$

La sezione E ha superato la verifica a fatica.

I risultati ottenuti sono raccolti nella tabella 5.2.1:

SEZIONE	$k_{tn}$	$k_f$	$k_l$	$k_d$	$\sigma_{a\infty,-1}^*$	$\sigma_a$	$v_f$
A	3,50	2,88	1,05	1,22	86,74 MPa	2,96 MPa	29,3
B	2,55	2,55	1,18	1,27	83,74 MPa	4,45 MPa	18,8
C	-	1,98	1,18	1,28	107,00 MPa	7,36 MPa	14,5
D	1,99	1,99	1,05	1,28	119,65 MPa	3,93 MPa	30,4
E	2,51	2,33	1,05	1,25	104,64 MPa	2,13 MPa	49,1

Tabella 5.2.1 Principali parametri della resistenza a fatica per ogni sezione

### 5.3 Verifiche di deformabilità

Quest'ultima verifica valuta se la configurazione deformata dell'albero dovuta alla forza F2 supera certi valori limite: lo spostamento verticale in corrispondenza della sede della ruota dentata e gli angoli di rotazione in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti.

Tali valori limite sono:

- $f_{limite} = 0,127 \text{ mm}$  (definito da "American society of mechanical engineering")
- $\varphi_{limite} = 10' = 2,91 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  per cuscinetti a sfere (tratto da manuale SKF [2])
- $\varphi_{limite} = 4' = 1,164 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  per cuscinetti a rulli serie 10 (tratto da manuale SKF [2])

Il metodo adottato per la verifica di deformabilità è il metodo che sfrutta l'equazione della linea elastica, permettendo di ricavare i valori di spostamento e di rotazione secondo le seguenti formule:

$$f(x) = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \cdot \left( 2 \cdot \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 \cdot b} \right) \quad (5.3.1)$$

$$\varphi_{sx} = \frac{F \cdot b \cdot (L^2 - b^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \quad (5.3.2)$$

$$\varphi_{dx} = -\frac{F \cdot a \cdot (L^2 - a^2)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} \quad (5.3.3)$$



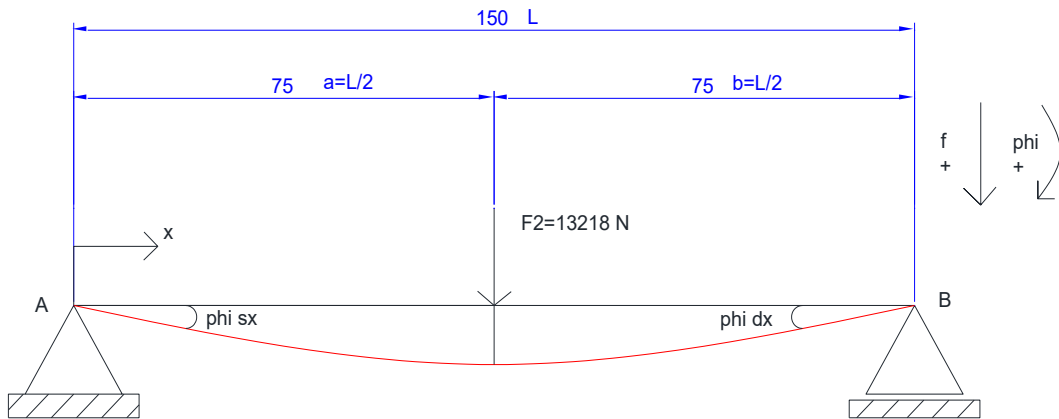


Figura 5.3.1 Verifiche di deformabilità per l'albero d'uscita

Facendo riferimento alla figura 5.3.1 si ricavano i valori dello spostamento verticale:

$$f_2 = \frac{F_2 \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_{eq}} = \frac{13218 \cdot 150^3}{48 \cdot 206000 \cdot 1178588} = +0,00383 \text{ mm} < 0,127 \text{ mm}$$

E degli angoli:

$$\varphi_{dx} = \frac{F_2 \cdot L/2 \cdot (L^2 - L^2/4)}{6 \cdot E \cdot J_{eq} \cdot L} = \frac{13218 \cdot (0,75 \cdot 150^2)}{12 \cdot 206000 \cdot 1178588} = +0,0000766 \text{ rad} < 0,00291 \text{ rad}$$

$$|\varphi_{sx}| = |\varphi_{dx}| = +0,0000766 \text{ rad} < 0,001164 \text{ rad}$$

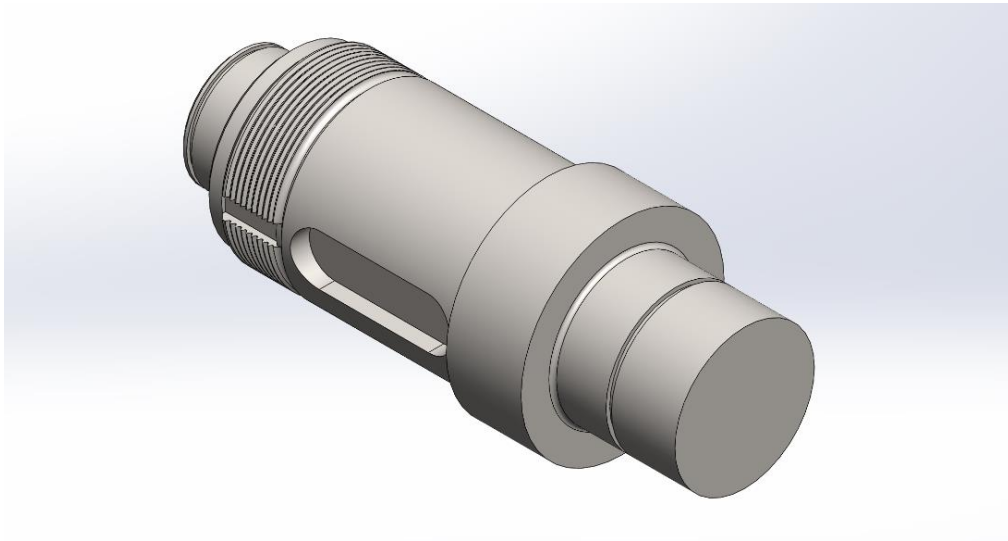
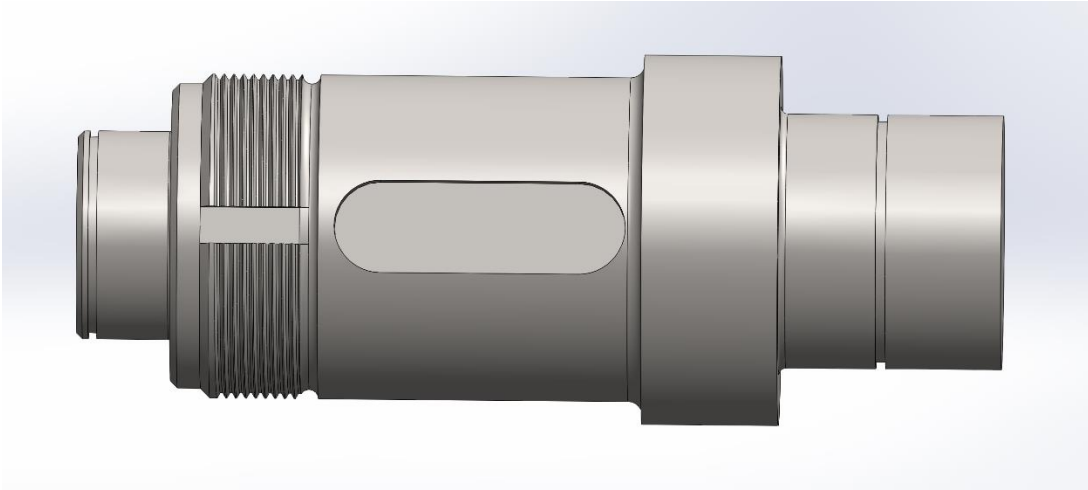
La rigidità dell'albero d'uscita è stata verificata.

## Capitolo 6: Rappresentazione tridimensionale dell'albero d'uscita e dei suoi componenti

Il seguente capitolo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme dell'albero d'uscita. Verranno rappresentati tutti i componenti discussi nel capitolo 4 e si mostrerà infine l'assieme.

Ogni componente verrà rappresentato in un numero di viste sufficienti ad evidenziarne tutte le caratteristiche geometriche.

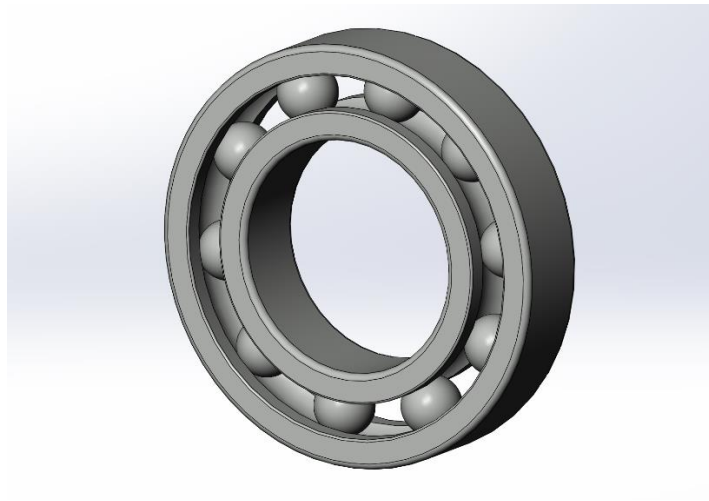
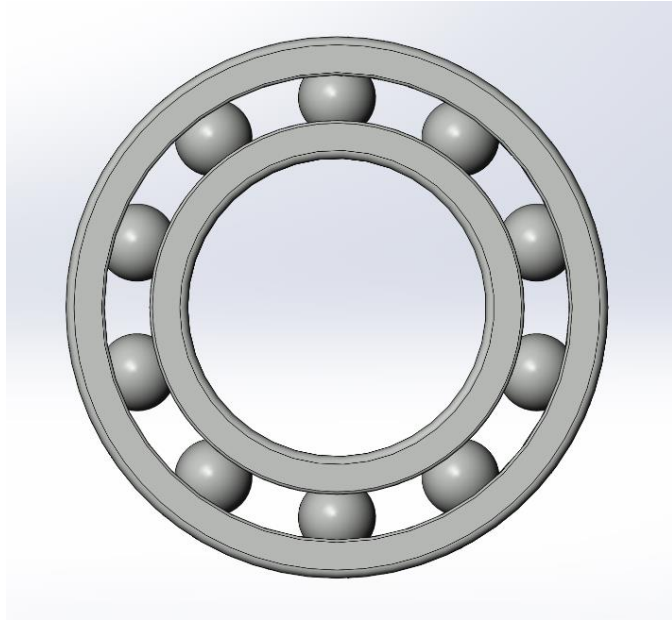
### 6.1 Albero d'uscita



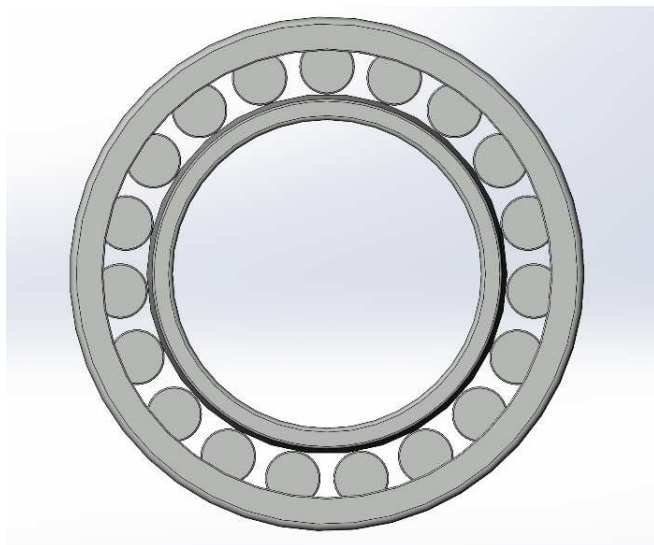
## 6.2 Cuscinetti

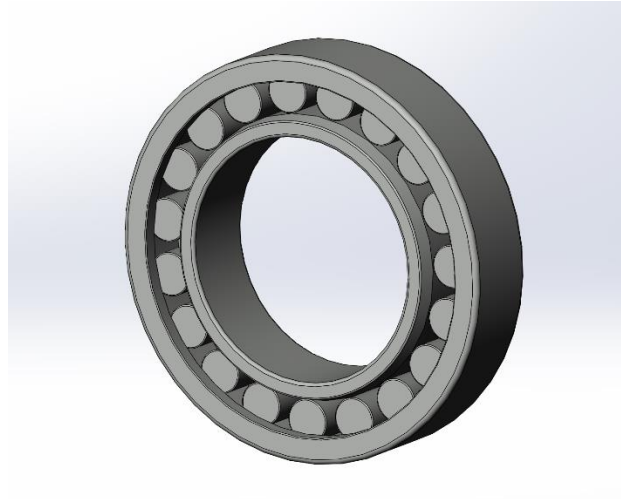
I modelli Solidworks del cuscinetto destro a sfere “SKF 6211” e del cuscinetto sinistro a rulli “SKF NU 1009 ECP” sono stati ricavati dal sito ufficiale di SKF [8].

SKF 6211:

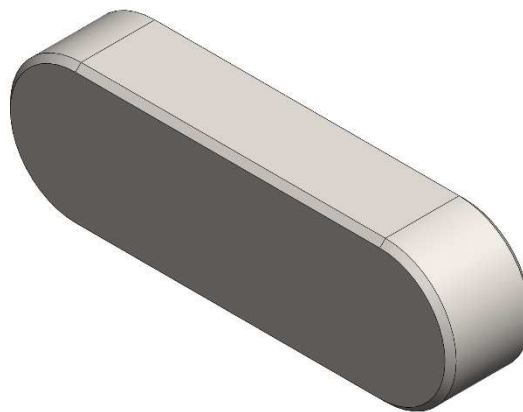


SKF NU 1009 ECP:



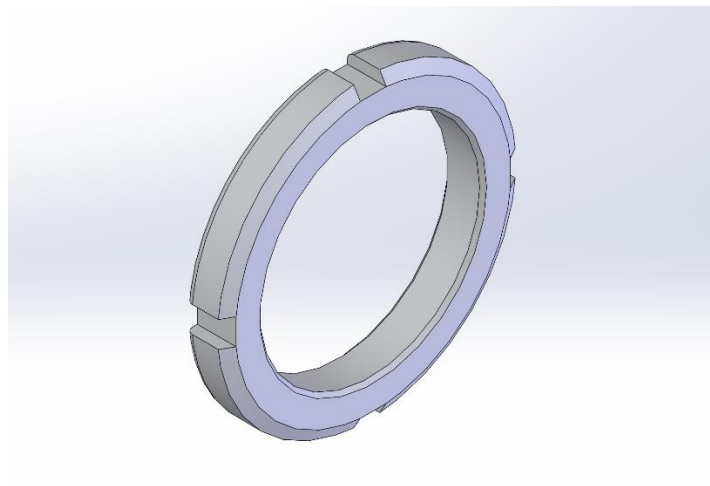
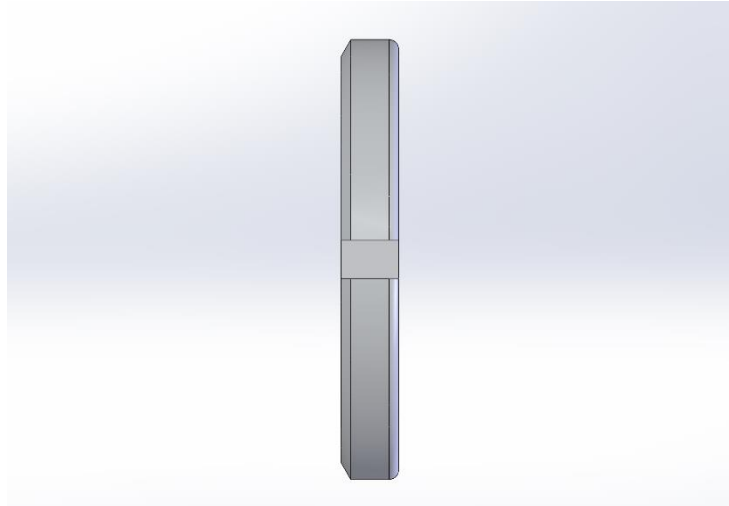


### **6.3 Linguetta**



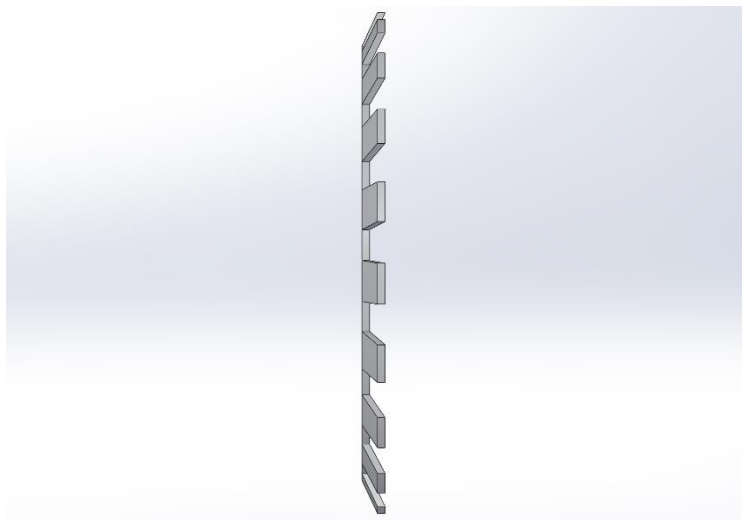
### **6.4 Ghiera filettata**

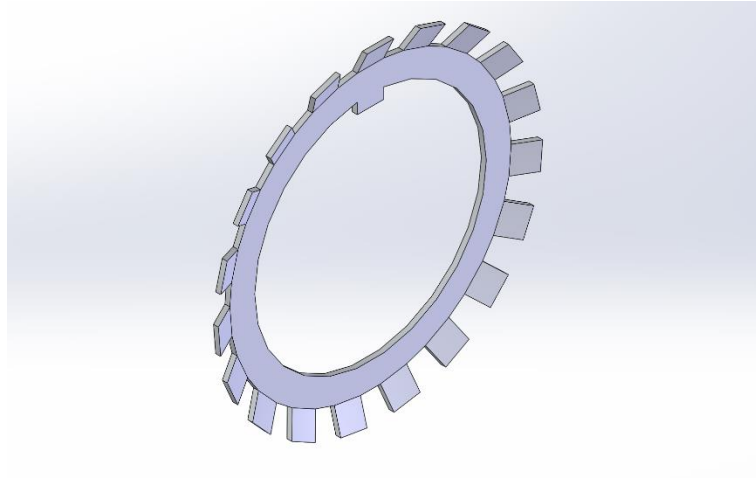
Il modello CAD tridimensionale della ghiera filettata è stato ricavato da [8].



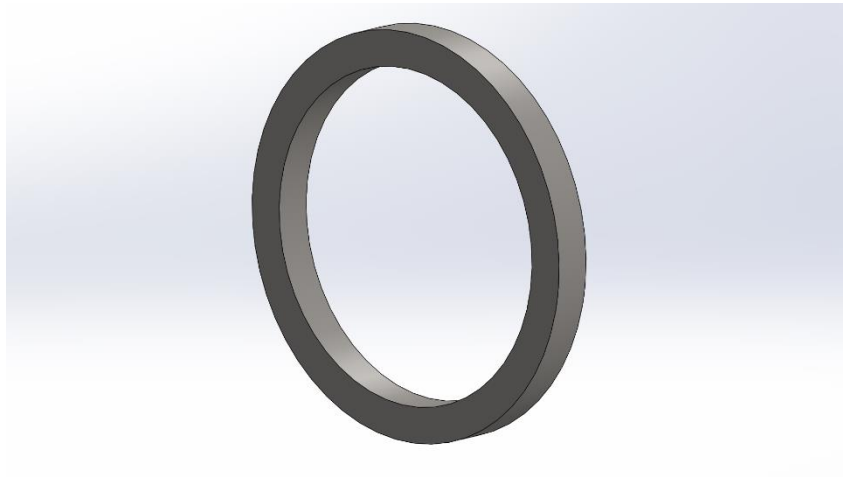
#### **6.4 Rosetta di sicurezza**

Il modello CAD tridimensionale della rosetta di sicurezza è stato ricavato da [8].





### **6.5 Anello distanziale**



### **6.6 Anelli elastici per alberi**

I modelli CAD tridimensionali degli anelli elastici per alberi sono stati ricavati dal sito traceparts [9].

Anello elastico per cuscinetto a sfere destro A55:



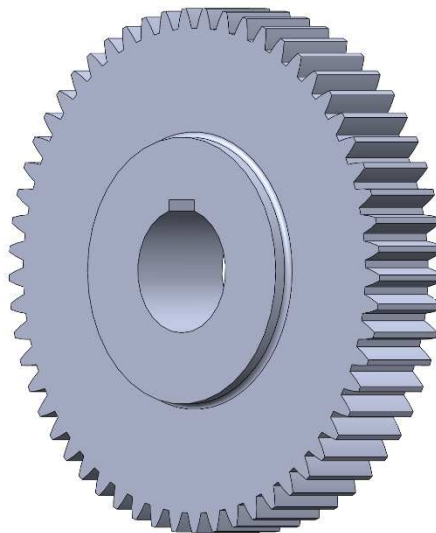
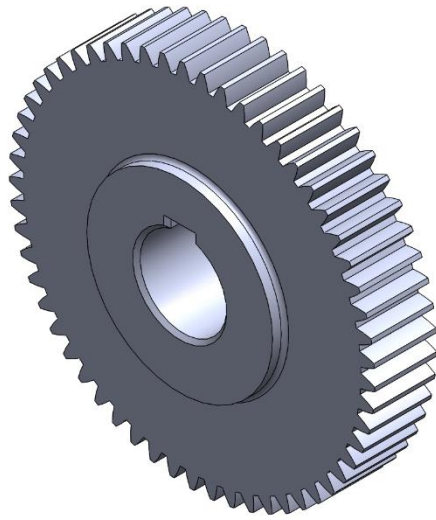
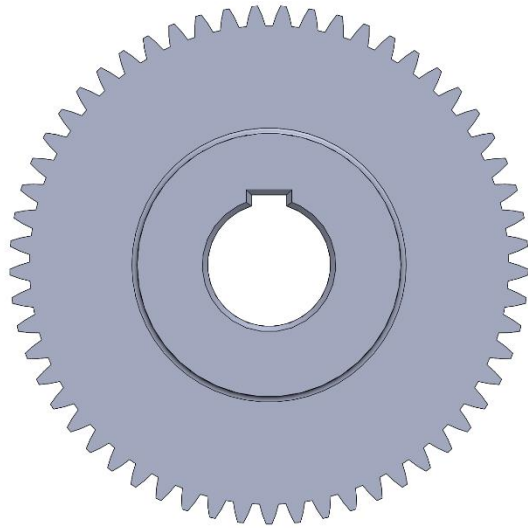
Anello elastico per cuscinetto a rulli sinistro A45:



## 6.7 Ruota dentata 4

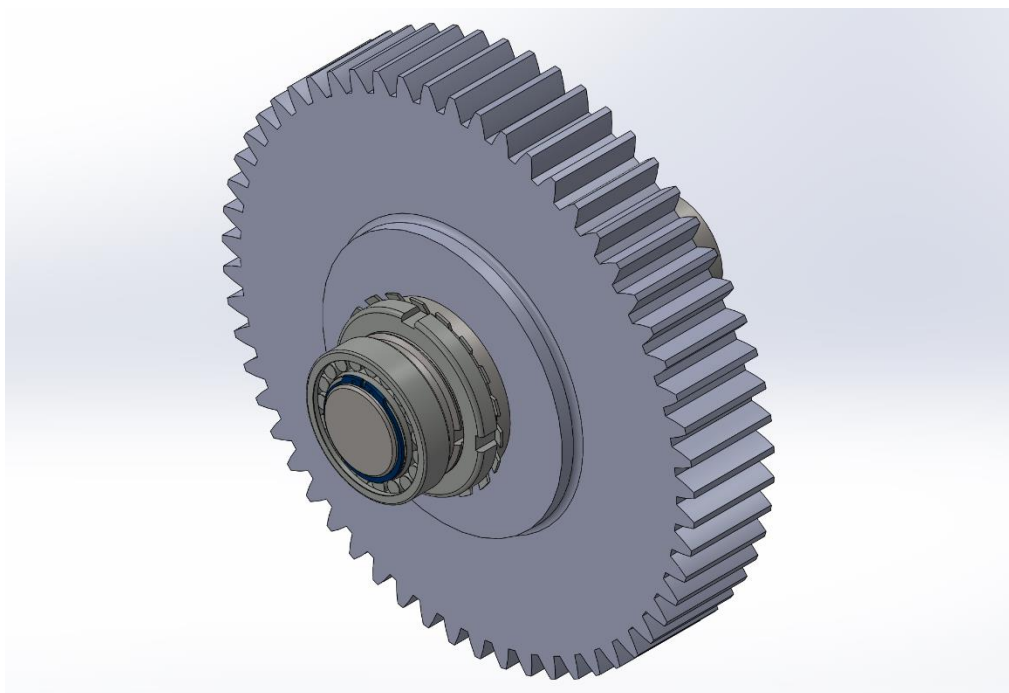
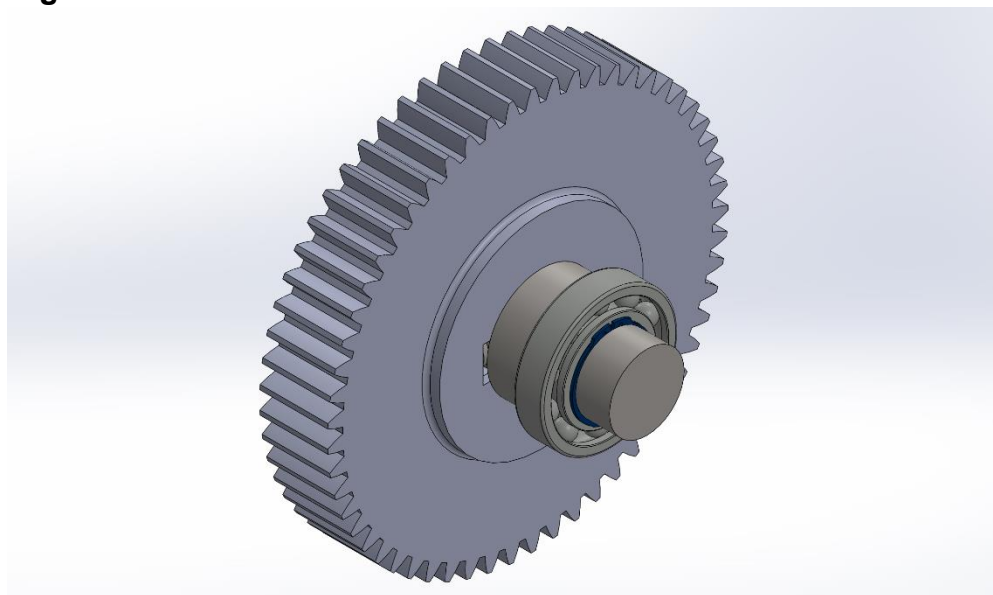
La ruota dentata 4 è stata prodotta sfruttando la funzione “Toolbox” offerta da Solidworks.

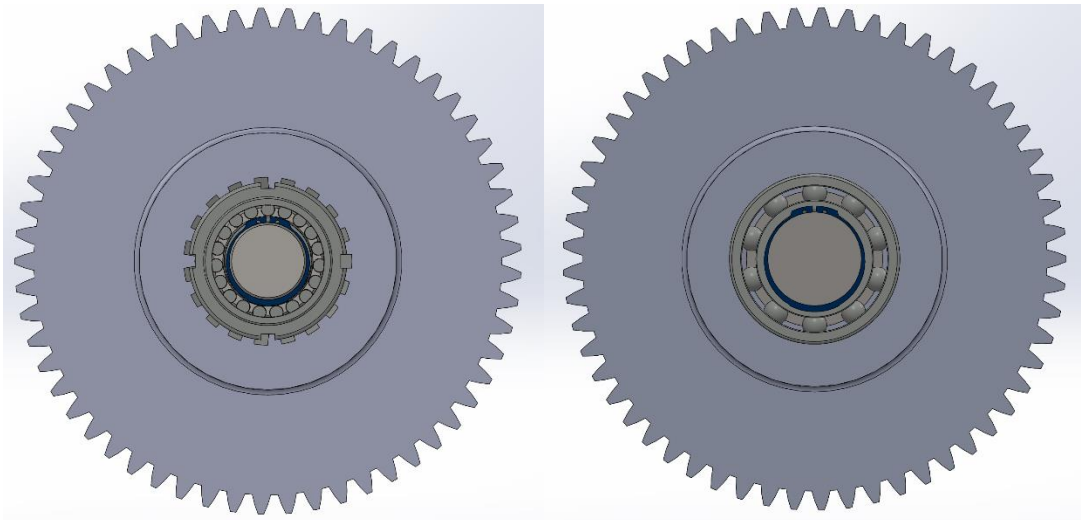
In seguito alla creazione della ruota è stato applicato uno smusso  $3 \times 45^\circ$  per permetterne l'alloggiamento nell'albero.





## 6.8 Disegno d'assieme

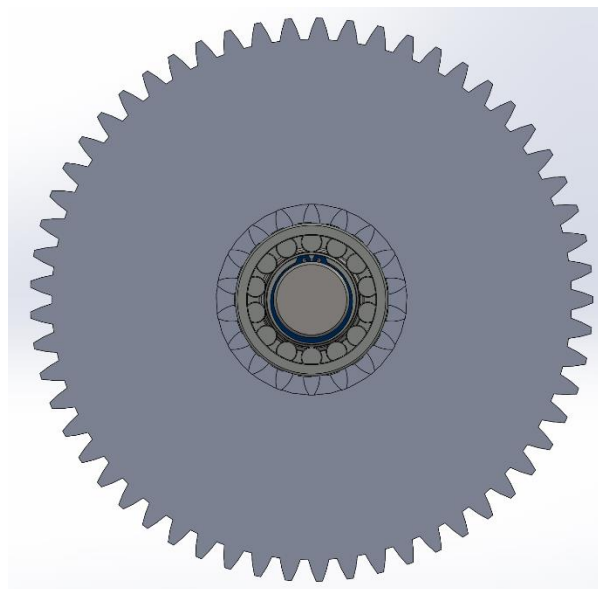


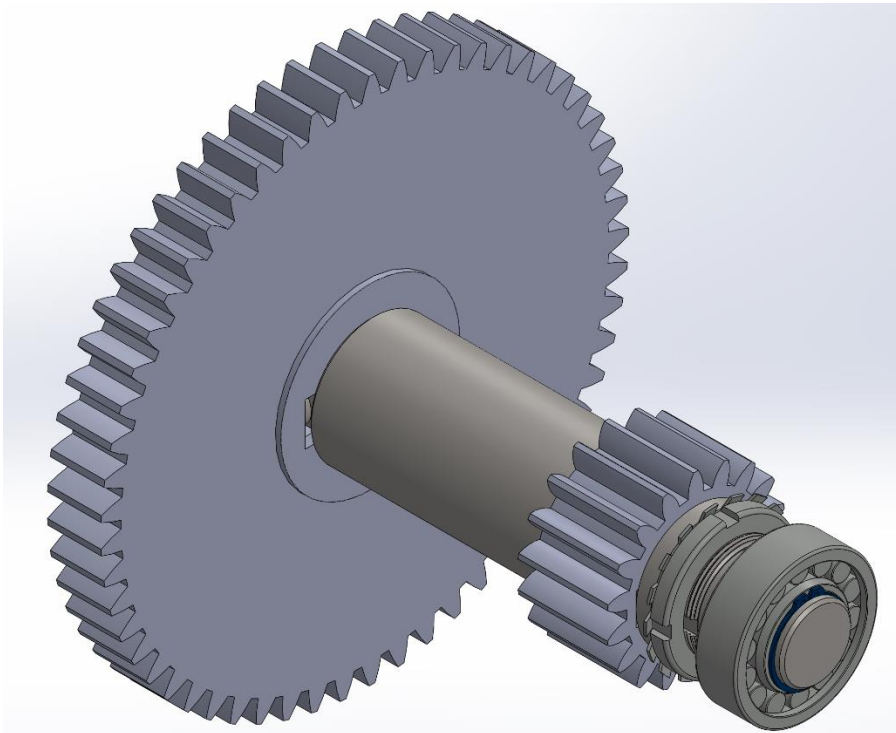
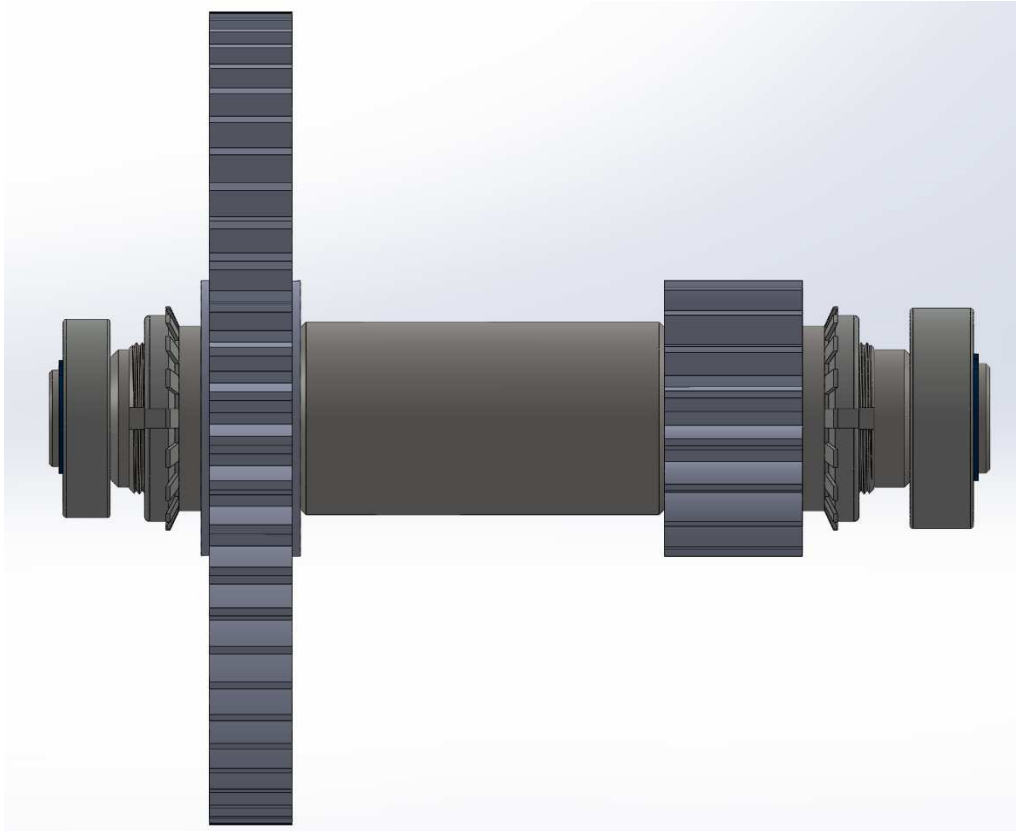


## Capitolo 7: Rappresentazione tridimensionale del riduttore

### 7.1 Disegno d'assieme dell'albero intermedio

Il seguente paragrafo ha lo scopo di fornire la rappresentazione tridimensionale dell'assieme dell'albero d'intermedio. È bene precisare che l'albero intermedio verrà solamente presentato. Le decisioni che hanno portato alla scelta dei vari componenti, le specifiche geometriche degli stessi e le diverse verifiche strutturali sono state già discusse nel progetto del corso "Costruzione di Macchine 1" e dunque non saranno ripetute in questo elaborato.



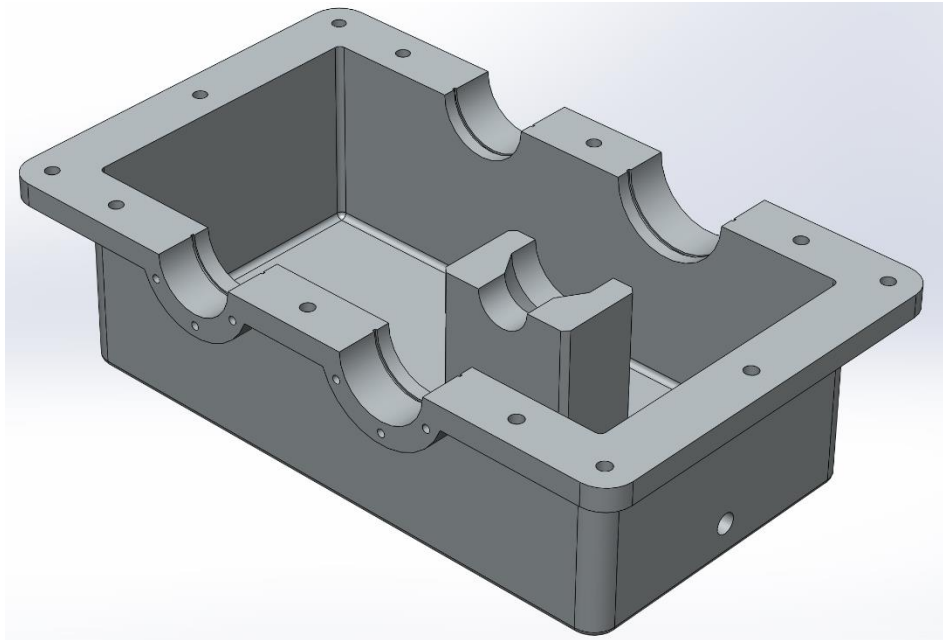


## 7.2 Cassa

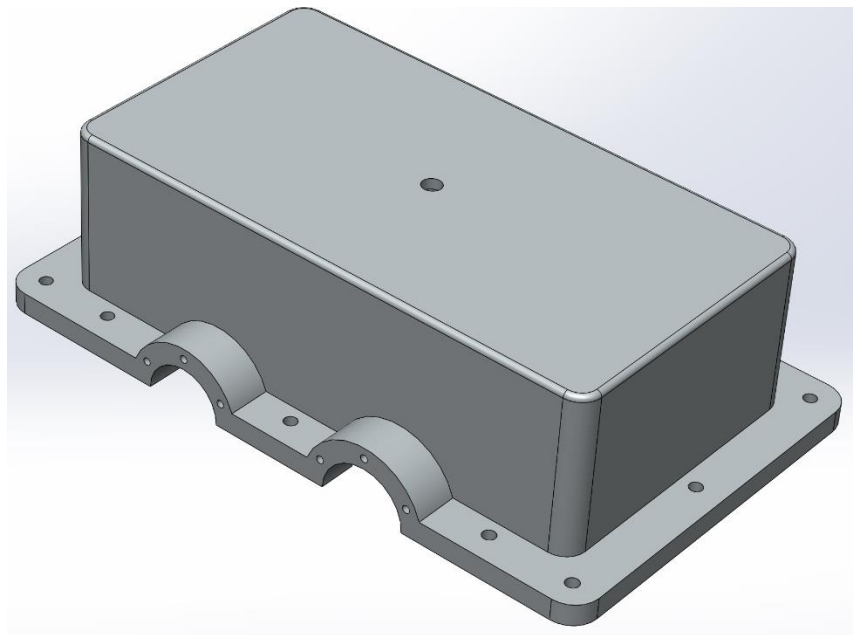
La cassa è stata progettata qualitativamente senza rispettare criteri e norme di riferimento.

La cassa è suddivisa in una base ed in un coperchio:

- Base:



- Coperchio:



Il fissaggio tra base e coperchio avviene tramite dodici bulloni M12 x 55.

La cassa è dotata di due tappi per olio posizionati uno sulla base, il quale ha la funzione di scolo, e uno sul coperchio, con la funzione di rabbocco. I tappi sono uguali ed hanno le seguenti specifiche: M18 x 1,5.

In secondo luogo, sulla cassa sono stati creati quattro alloggiamenti per anelli elastici tipo J con la funzione di vincolare assialmente i cuscinetti. Per il cuscinetto sinistro dell'albero d'ingresso e per il cuscinetto destro dell'albero intermedio si è scelto un anello J80, per il cuscinetto sinistro dell'albero

intermedio si è optato per un anello J72, mentre per il cuscinetto destro dell'albero d'uscita per un anello J100.

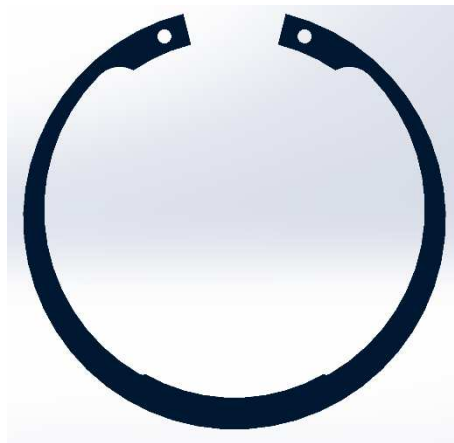
Per evitare di smontare l'assieme della cassa per un'eventuale sostituzione dei cuscinetti si è deciso di posizionare dei coperchi sugli alloggiamenti dei cuscinetti. Inoltre, tra i coperchi e la cassa si è introdotta una guarnizione per impedire all'olio di fuoriuscire durante il funzionamento del riduttore. Per fissare il tutto si utilizzano ventiquattro viti M6 x 20.

I modelli tridimensionali CAD dei componenti della cassa appena discussi saranno presentati nei prossimi paragrafi.

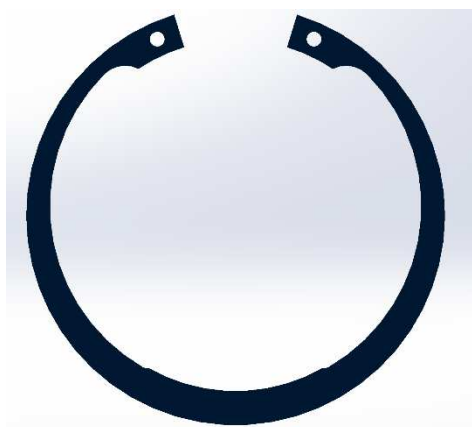
### 7.3 Anelli elastici per fori

I Modelli CAD degli anelli elastici per fori sono stati ricavati da [9].

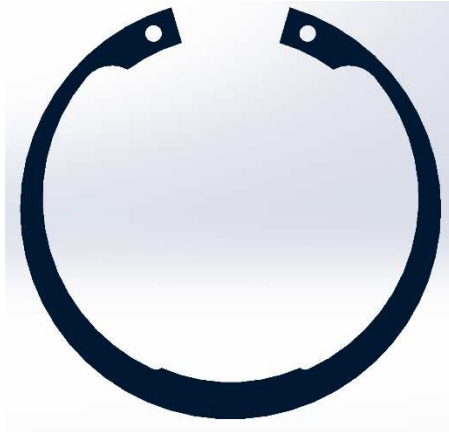
- J100:



- J80:

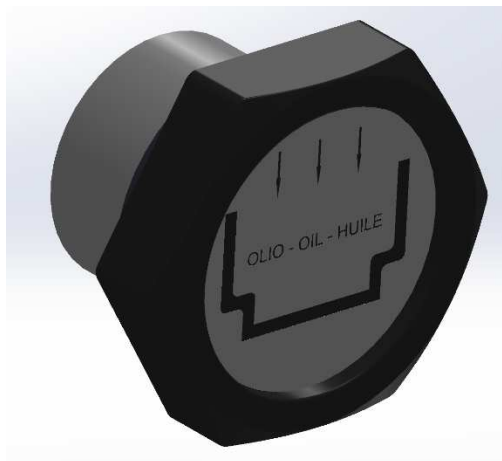


- J72:

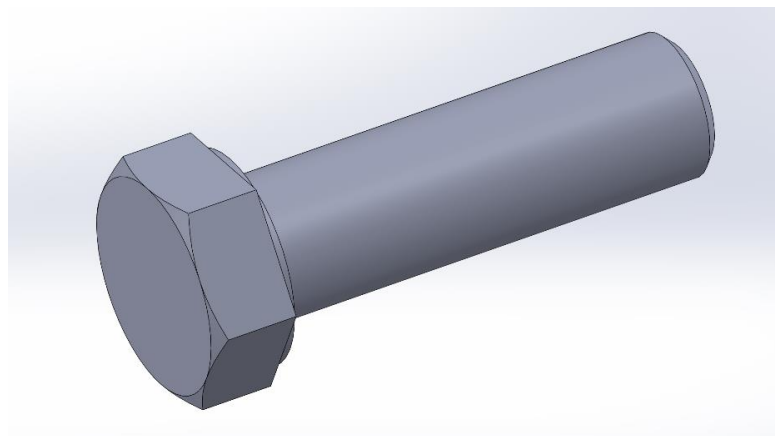


#### 7.4 Tappi per l'olio

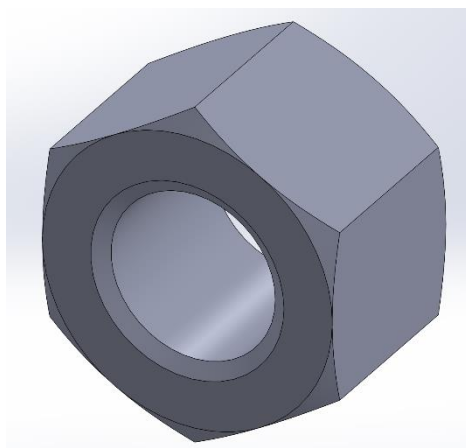
I modelli tridimensionali dei tappi per l'olio sono stati ricavati da [9].



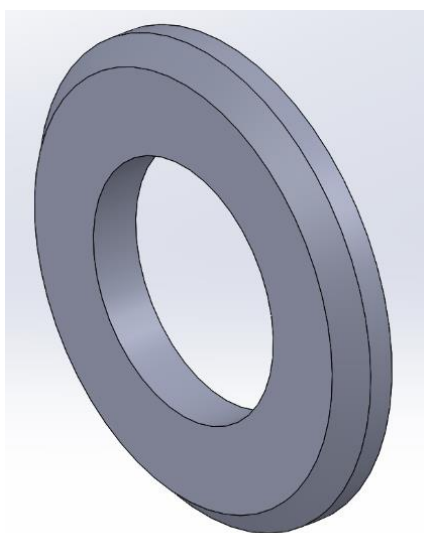
#### 7.5 Vite M12 x 55



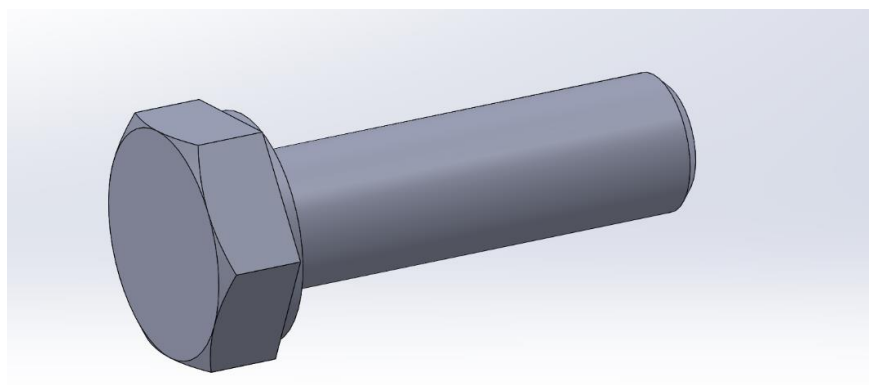
### 7.6 Dado M12



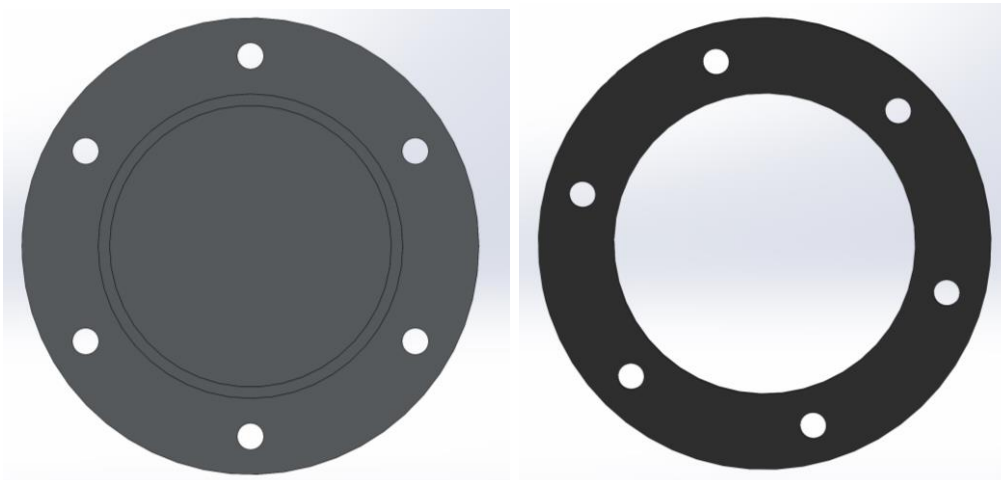
### 7.7 Rondella M12



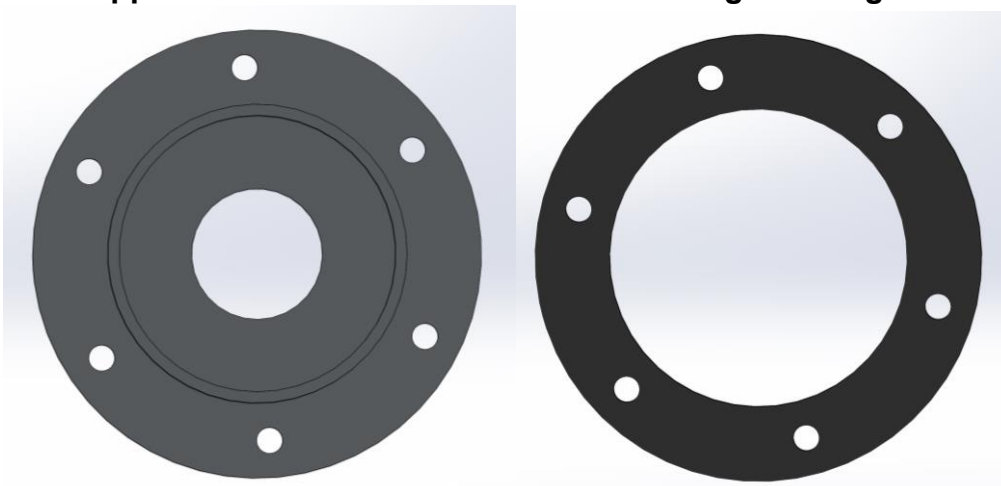
### 7.8 Vite M6 x 20



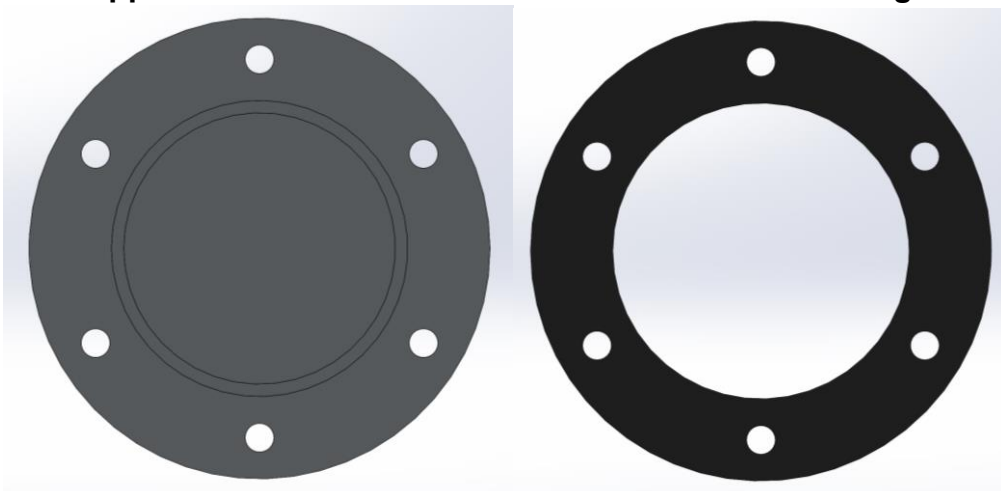
### 7.9 Tappo del cuscinetto destro dell'albero intermedio e guarnizione



### 7.10 Tappo del cuscinetto sinistro dell'albero ingresso e guarnizione

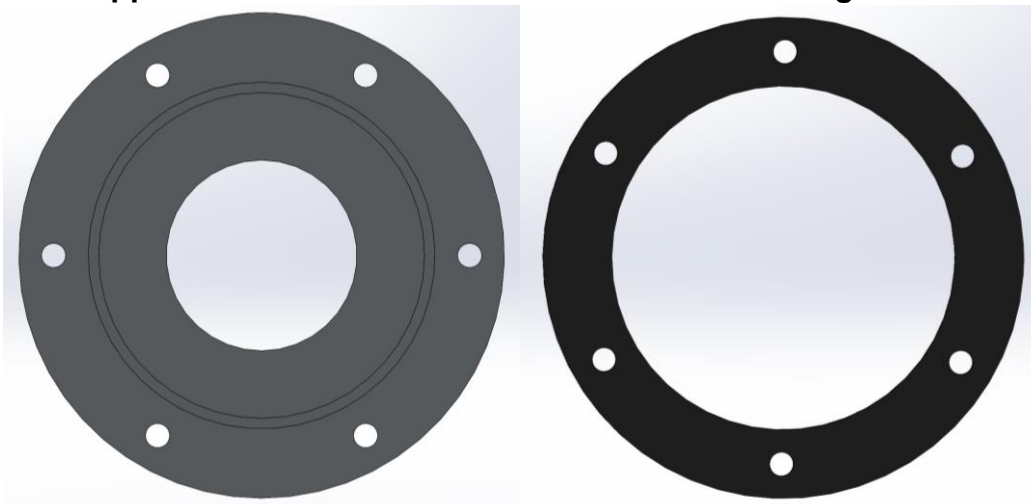


### 7.11 Tappo del cuscinetto sinistro dell'albero intermedio e guarnizione

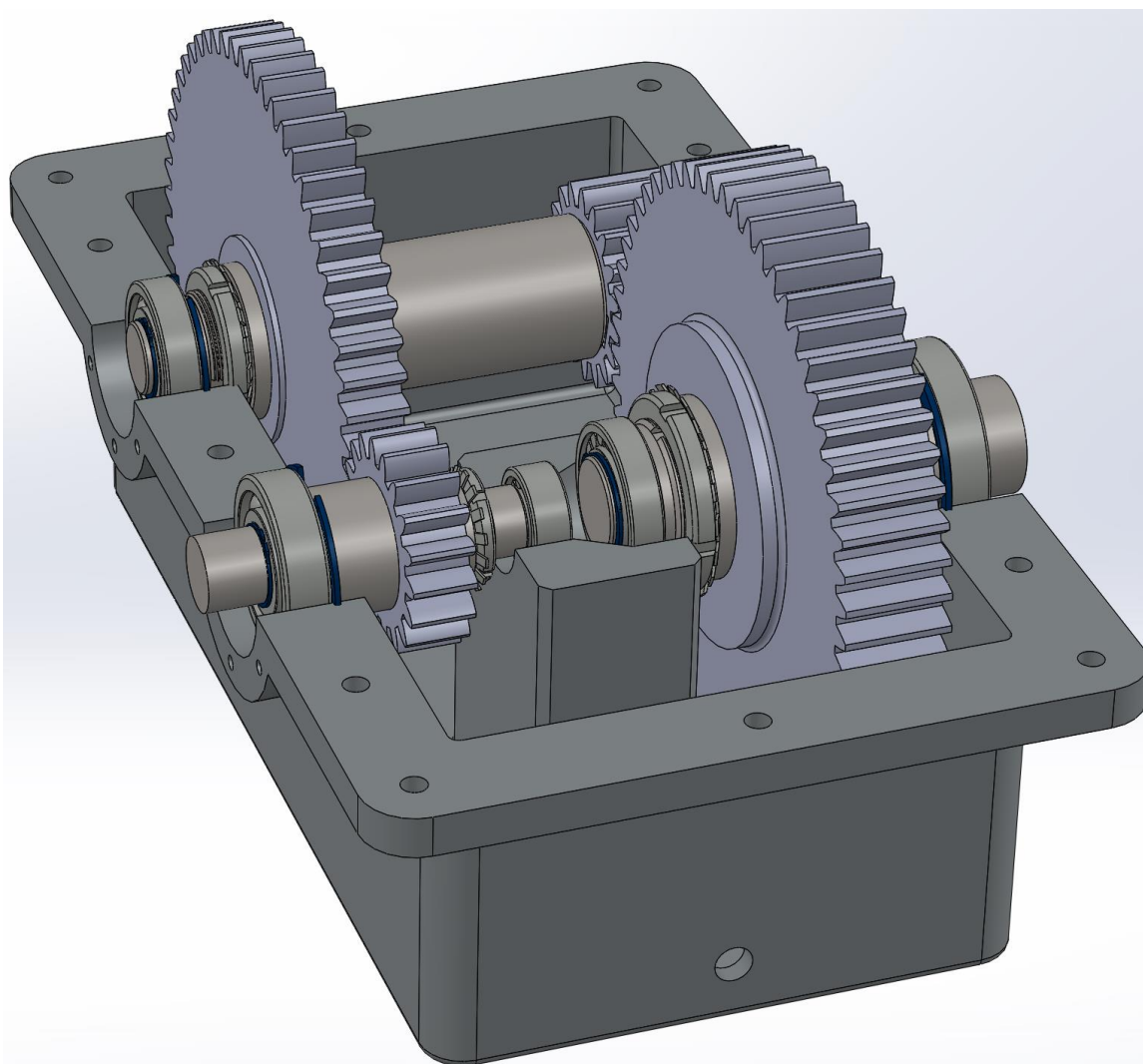




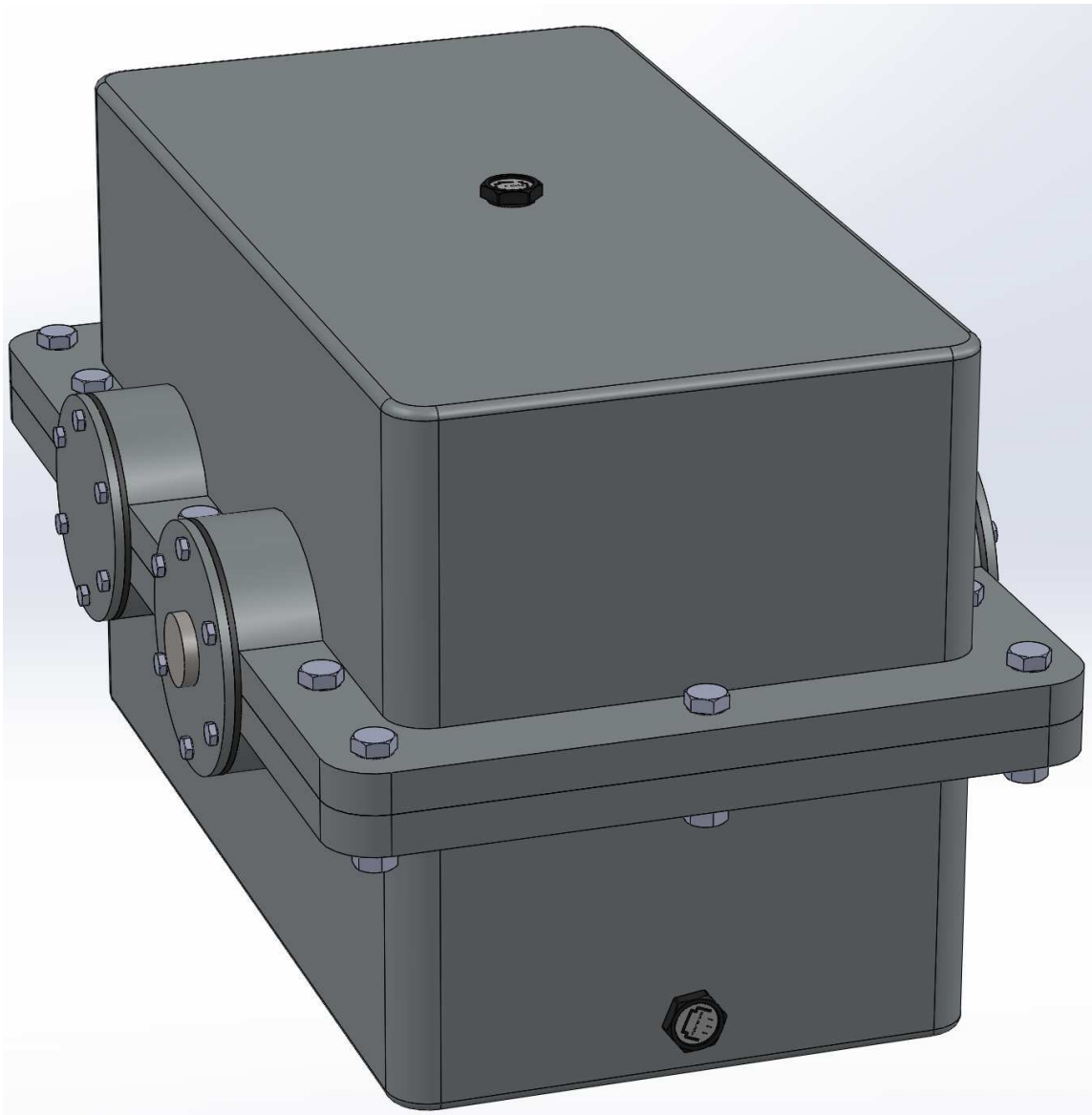
### 7.12 Tappo del cuscinetto destro dell'albero d'uscita e guarnizione



### 7.13 Disegno d'assieme del riduttore senza coperchio



## 7.14 Disegno d'assieme del riduttore completo



## Capitolo 8: Analisi FEM dei tre alberi

Questo capitolo si pone lo scopo di eseguire le verifiche di deformabilità dei tre alberi che compongono il riduttore con il metodo agli elementi finiti, sfruttando il programma "Solidworks Simulation".

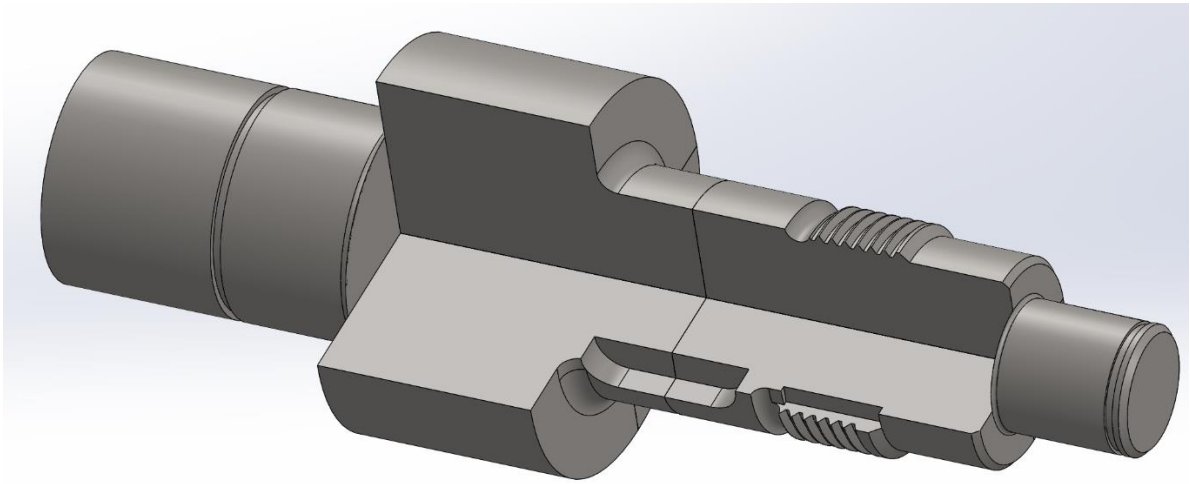
La procedura che verrà utilizzata sarà la medesima per tutti e tre gli alberi e prevede i seguenti passaggi:

- Si suddivide l'albero in più corpi solidi. Questa suddivisione è necessaria per poter evidenziare concretamente l'asse dell'albero e il punto di applicazione delle forze considerate.
- Si assegna il materiale di cui è costituito l'albero.

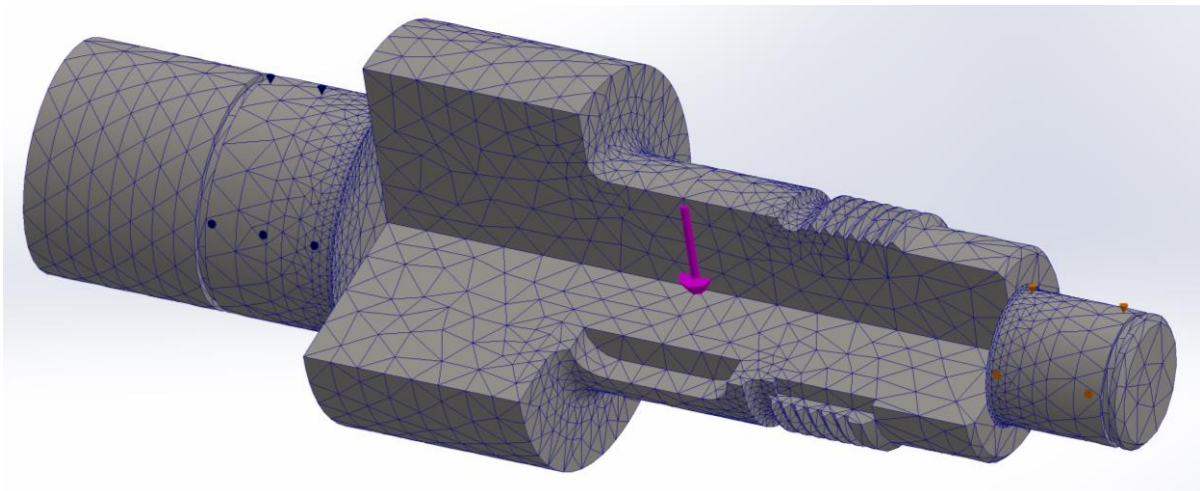
- Si esegue l'analisi statica assegnando le condizioni di vincolo, riportando i carichi a cui è soggetto l'albero in questione e creando una mesh sufficientemente accurata per ottenere risultati in linea con i risultati analitici.
- Una volta eseguito lo studio si procede confrontando i risultati ottenuti dall'analisi con i risultati già ricavati analiticamente. Per rendere il confronto più chiaro si è scelto di rappresentare i risultati graficamente tramite l'utilizzo del programma "Microsoft Excel". Per ogni albero si rappresentano due grafici: il primo relativo allo spostamento verticale dell'asse dell'albero, già presente nei risultati forniti dall'analisi agli elementi finiti; il secondo relativo invece alle rotazioni, il quale, non essendo un risultato fornito direttamente dall'analisi agli elementi finiti, viene creato con "Excel" esprimendo la rotazione come il rapporto incrementale:  $\frac{df(x)}{dx}$ .

## 8.1 Analisi fem dell'albero d'ingresso

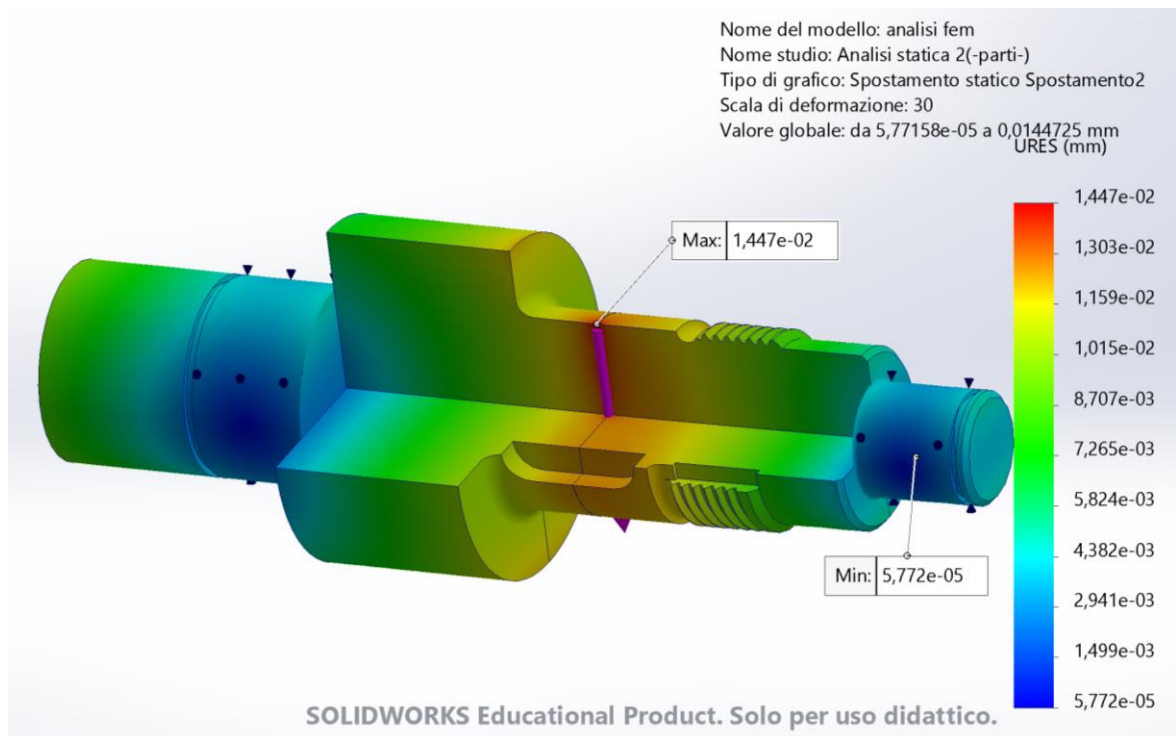
Si suddivide l'albero in dieci corpi solidi in modo da evidenziare l'asse dell'albero e il punto d'applicazione della forza.



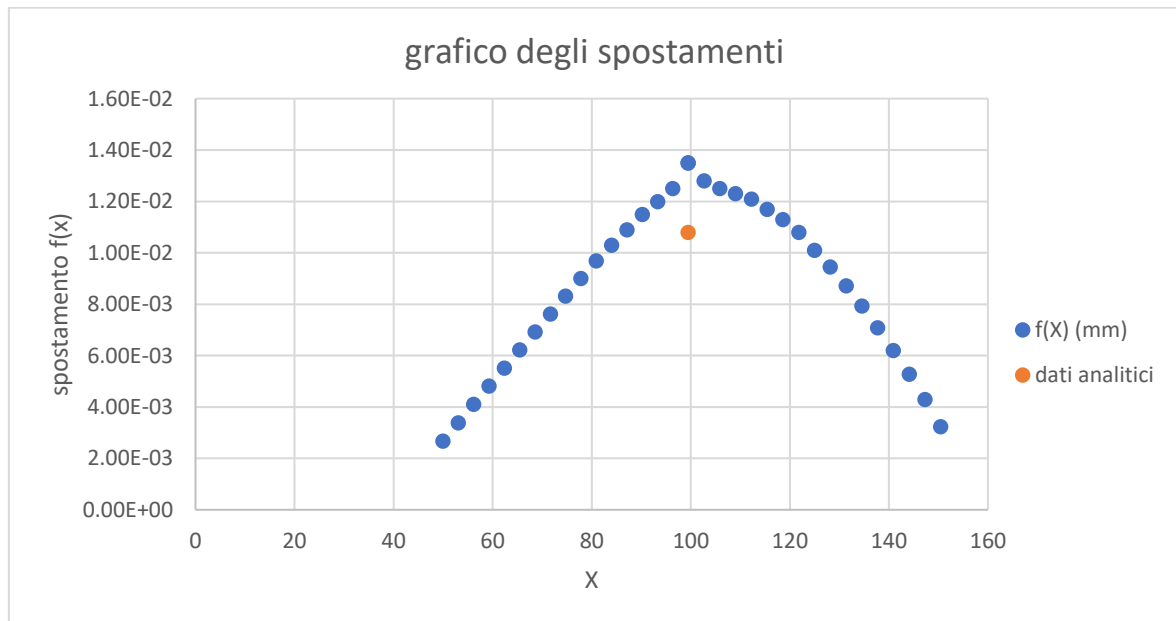
Si applicano due vincoli cuscinetto nelle apposite sedi. In seguito, si applica un carico puntuale in corrispondenza del baricentro della sede della ruota dentata. Infine, si crea una mesh fine basata su curvatura.

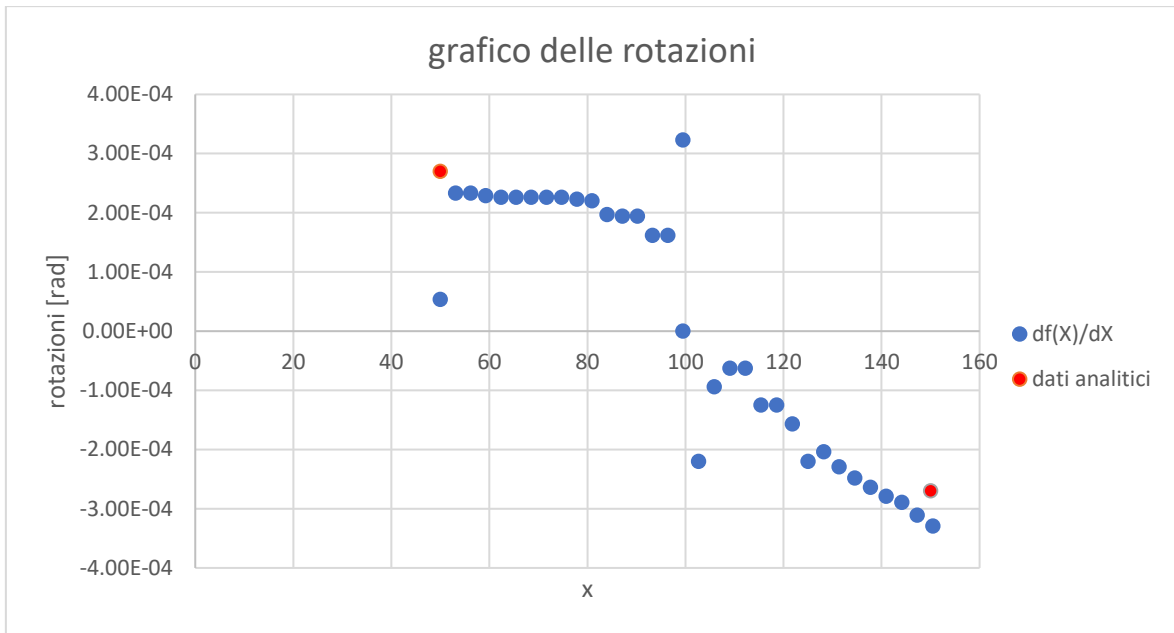


Si procede con lo studio e si evidenzia il risultato d'interesse, cioè l'analisi dello spostamento dell'asse dell'albero.



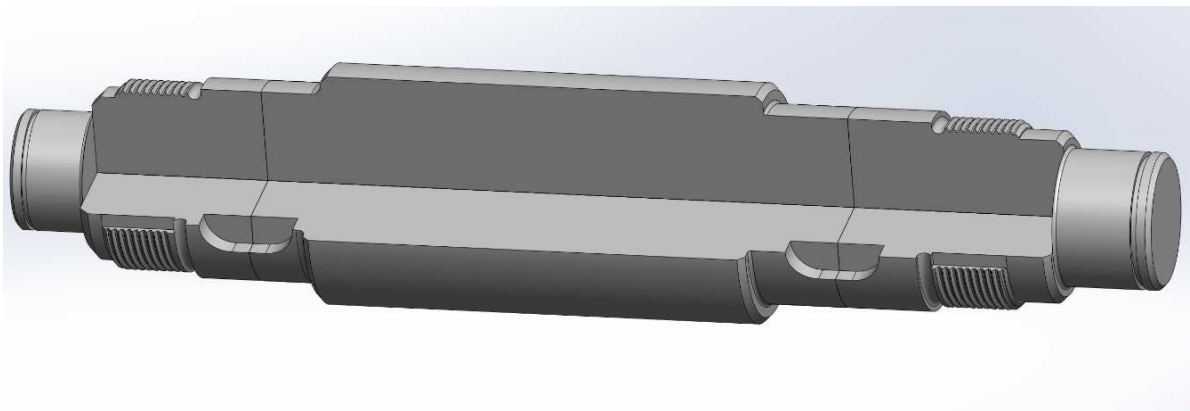
Da i grafici dello spostamento e delle rotazioni ottenuti tramite il programma "Microsoft Excel" si osserva concordanza tra i risultati ottenuti dall'analisi agli elementi finiti e quelli analitici ottenuti nel paragrafo 2.3.



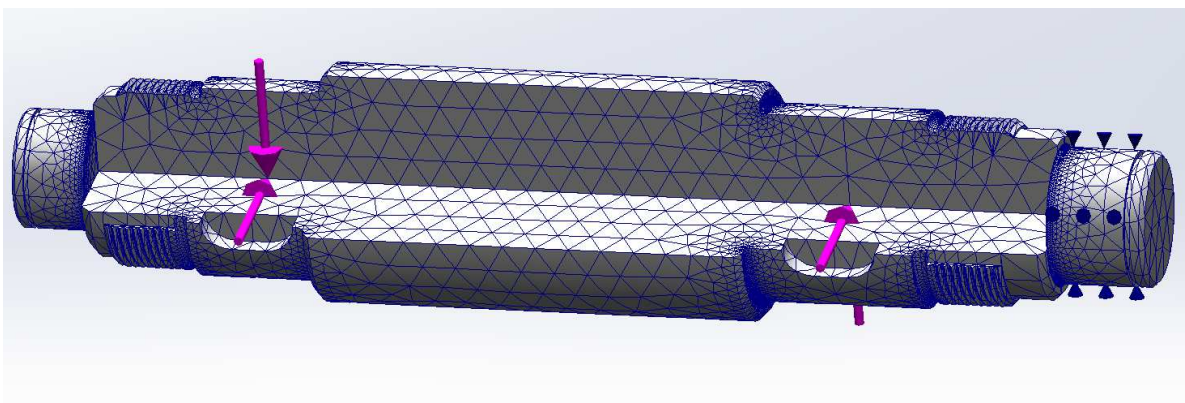


## 8.2 Analisi fem dell'albero intermedio

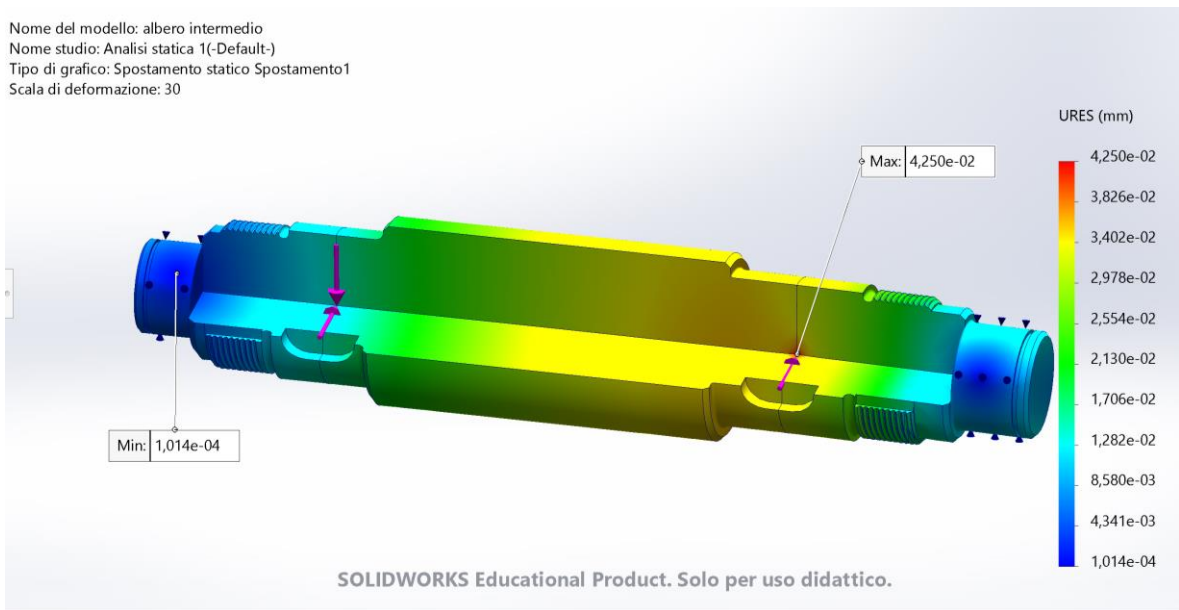
Si suddivide l'albero in sedici corpi solidi in modo da evidenziare l'asse dell'albero e i punti d'applicazione delle forze.



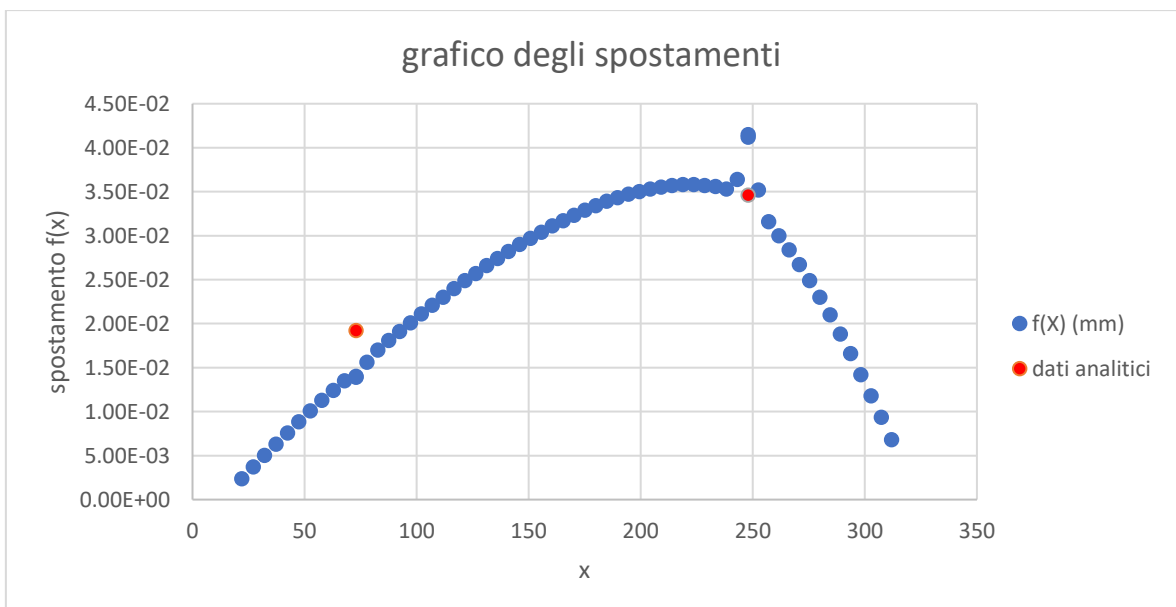
Si applicano due vincoli cuscinetto nelle apposite sedi. In seguito, si applicano quattro carichi puntuali in corrispondenza dei baricentri delle due sedi delle ruote dentate. Infine, si crea una mesh fine basata su curvatura.

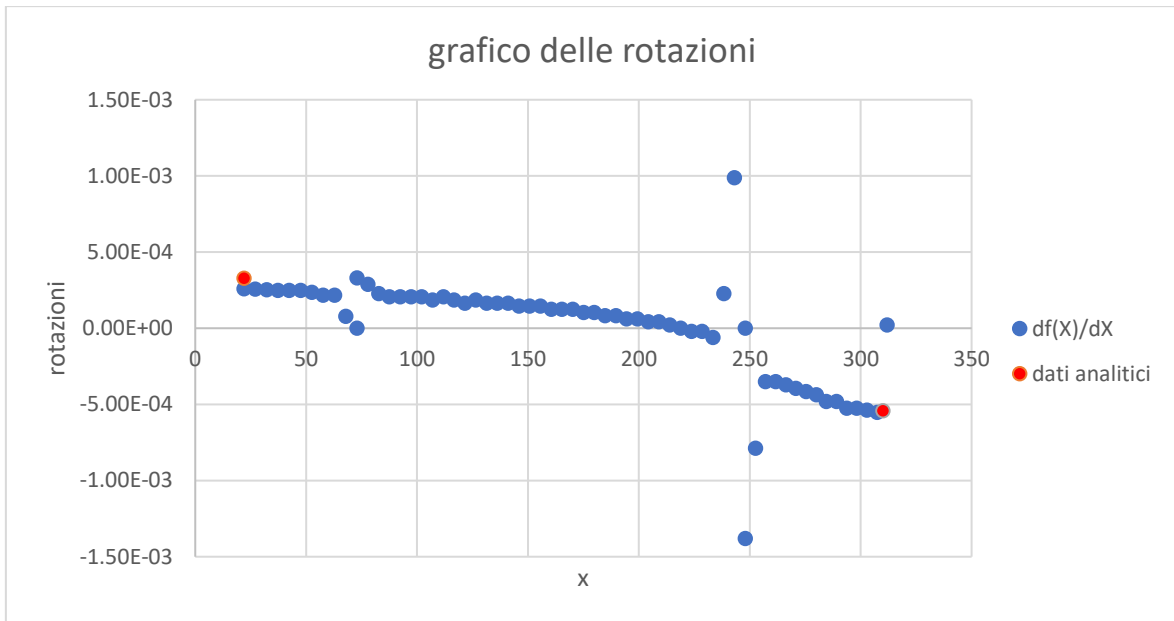


Si procede con lo studio e si evidenzia il risultato d'interesse, cioè l'analisi dello spostamento dell'asse dell'albero.



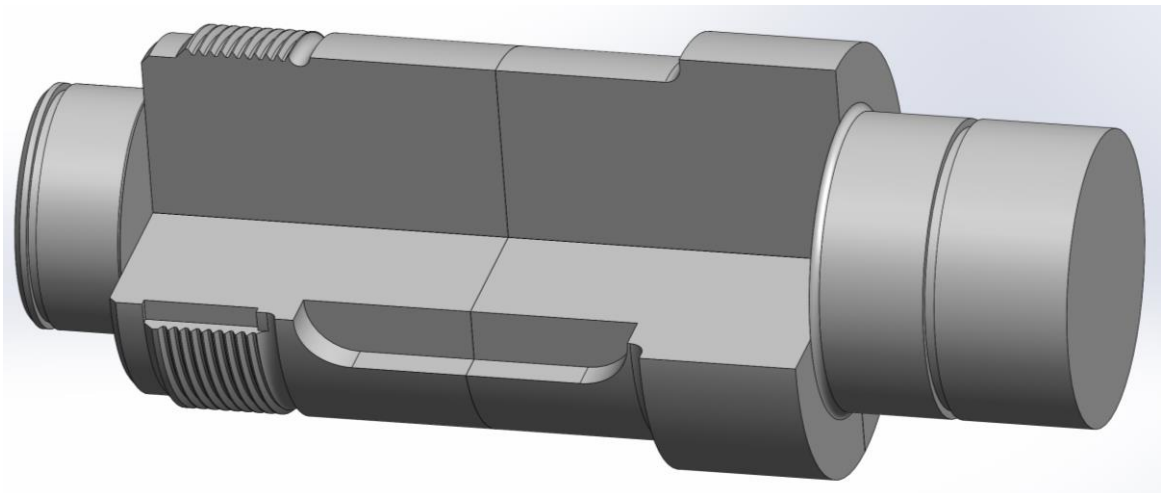
Da i grafici dello spostamento e delle rotazioni ottenuti tramite il programma "Microsoft Excel" si osserva concordanza tra i risultati ottenuti dall'analisi fem e quelli analitici ottenuti nel progetto svolto durante il corso "Costruzione di macchine 1".



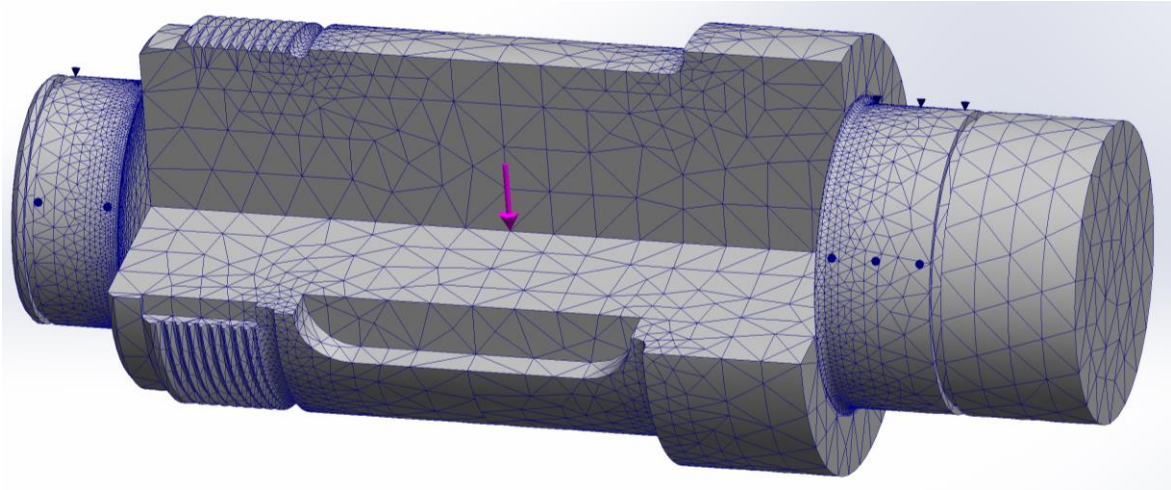


### 8.3 Analisi fem dell'albero d'uscita

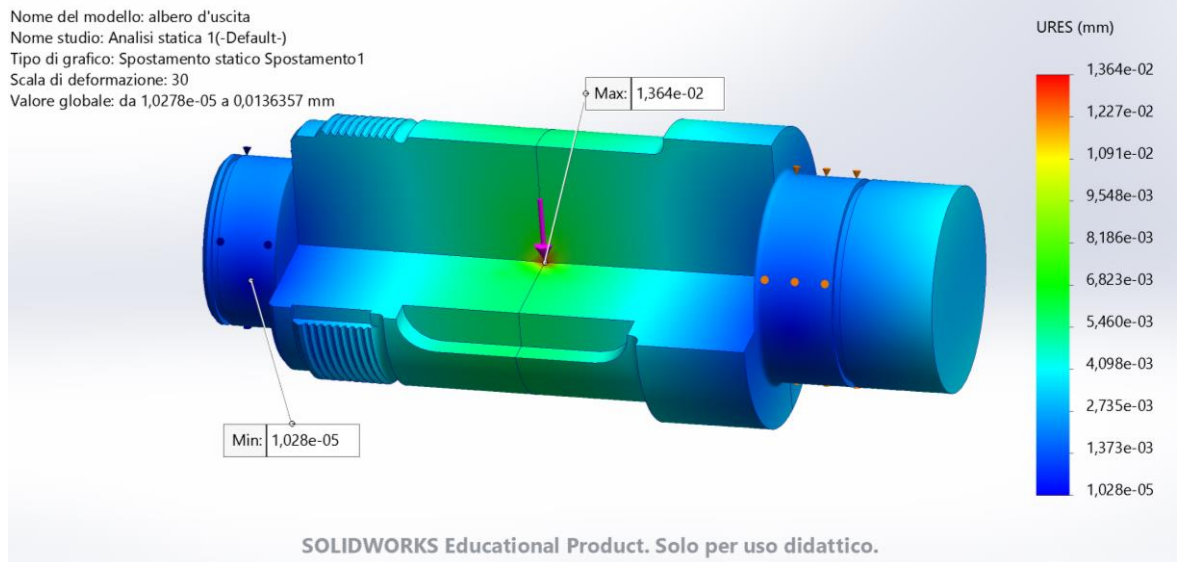
Si suddivide l'albero in dieci corpi solidi in modo da evidenziare l'asse dell'albero e il punto d'applicazione della forza.



Si applicano due vincoli cuscinetto nelle apposite sedi. In seguito, si applica un carico puntuale in corrispondenza del baricentro della sede della ruota dentata. Infine, si crea una mesh fine basata su curvatura.



Si procede con lo studio e si evidenzia il risultato d'interesse, cioè l'analisi dello spostamento dell'asse dell'albero.



Da i grafici dello spostamento e delle rotazioni ottenuti tramite il programma "Microsoft Excel" si osserva concordanza tra i risultati ottenuti dall'analisi fem e quelli analitici ottenuti nel paragrafo 5.3.



grafico degli spostamenti

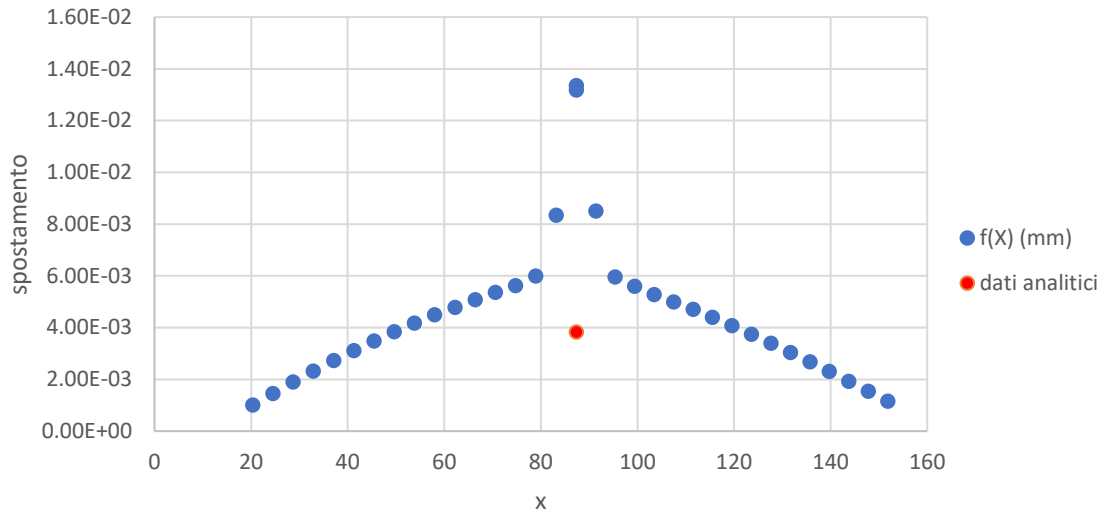
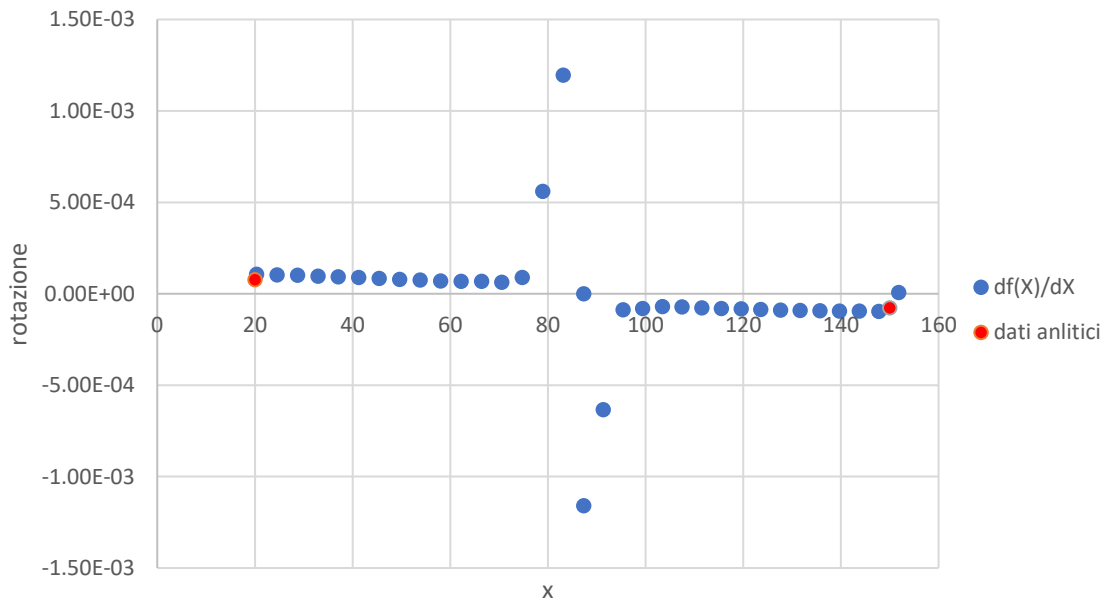


grafico delle rotazioni



## Conclusioni

In conclusione, si afferma che il riduttore è stato progettato correttamente rispettando tutti i vincoli imposti dalle procedure e dalle normative prese in esame durante la stesura dell'elaborato. Le verifiche statiche, le verifiche a fatica e le verifiche di deformabilità per gli alberi sono state superate e questo è sufficiente per garantire il corretto funzionamento del riduttore. Un'ulteriore conferma del superamento delle verifiche, in particolar modo di deformabilità, deriva dall'analisi agli elementi finiti dei tre alberi tramite il programma "Solidworks Simulartons".

Non è garantita invece una corretta progettazione della cassa esterna poiché progettata qualitativamente senza rispettare procedure e norme di riferimento.

## Bibliografia

- [1] *Normativa UNI 7845*
- [2] *SKF catalogo (ottobre 2018)*
- [3] *Gandini fasteners: <https://www.gandini.it/>*
- [4] *Normativa UNI 6604 (ex ISO 773) - DIN 6885*
- [5] *Straneo, Stefano Lodovico. 2: Disegno di progettazione e tecniche della produzione. Nuova ed., Principato, 1996.*
- [6] *Normativa UNI 7670/88 per progettazione a fatica*
- [7] *Pilkey, Deborah F., et al. Peterson's Stress Concentration Factors. Fourth edition., Wiley, 2020.*
- [8] *SKF sito ufficiale: <https://www.skf.com/>*
- [9] *Traceparts: <https://www.traceparts.com/>*