



**POLITECNICO
DI TORINO**

RIDUTTORE PENDOLARE A DUE SALTI DI VELOCITÀ

Corso di Costruzione di Macchine

DOCENTE:

Prof. Aurelio Somà

STUDENTI:

Ciro Staiti Sellitto s303573

Carlo Molinengo s303643

Francesco Ricci s 302922

INDICE

INDICE FIGURE e TABELLE	4
INTRODUZIONE	6
1. DATI DI INPUT	7
2. RUOTE DENTATE	9
2.1 Dimensionamento statico a flessione secondo Lewis	9
2.2 Dimensionamento statico per contatto Hertziano	11
2.3 Verifica a fatica per flessione ISO 6336	12
2.4 Proporzionamento a Pitting ISO 6336-2	13
3 DIMENSIONAMENTO ALBERI	15
3.1 Forze agenti sugli alberi	15
3.2 Dimensionamento statico albero 1	16
3.4 Dimensionamento albero di rinvio	20
3.5 Dimensionamento albero 3	24
3.6 Verifica a fatica	29
4 DIMENSIONAMENTO DELLE LINGUETTE	33
5 SCELTA DEI CUSCINETTI	34
6 SPECIFICHE DI MONTAGGIO	36
7 BIBLIOGRAFIA	38

INDICE FIGURE e TABELLE

Figura 1- Esempio riduttore da cui sono stati presi gli ingombri	7
Figura 2- Rappresentazione schematica della disposizione delle ruote dentate.....	11
Figura 3 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 1 nei piani x-z e y-z....	16
Figura 4 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 1	17
Figura 5 - Andamento del momento torcente sull'albero 1	18
Figura 6 - Andamento del momento flettente sull'albero 1	18
Figura 7 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 1	19
Figura 8 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 2 nei piani x-z e y-z....	20
Figura 9 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 2	21
Figura 10 - Andamento del momento torcente sull'albero 2	22
Figura 11 - Andamento del momento flettente sull'albero 2	22
Figura 12 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 2	23
Figura 13 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 3 nei piani x-z e y-z.	24
Figura 14 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 3.....	26
Figura 15 - Andamento del momento torcente sull'albero 3	26
Figura 16 - Andamento del momento flettente sull'albero 3	27
Figura 17 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 3	29
Figura 18 - Sezioni numerate per le quali verrà eseguita la verifica a fatica.....	31
Tabella 1– Specifiche tecniche riduttore in esame	7
Tabella 2- Riassunto dei risultati del dimensionamento secondo Lewis.....	10
Tabella 3 - Numero di denti e dimensioni caratteristiche delle ruote dentate.....	10
Tabella 4 - Risultati ottenuti dalla verifica a contatto Hertziano delle ruote	12
Tabella 5 - Coefficienti utilizzati per la verifica con relativi risultati dei calcoli	13
Tabella 6 - Coefficienti utilizzati per la verifica a pitting con relativi risultati ottenuti	14
Tabella 7 - Forze che si scambiano le ruote dentate durante i due ingranamenti	15
Tabella 8 - Forza che la cinghia esercita sull'albero in ingresso.....	15
Tabella 9 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 1	16
Tabella 10 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 1	17
Tabella 11 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 2	20
Tabella 12 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 2	21
Tabella 13 – Risultati per il calcolo del diametro interno minimo per l'albero 3.....	24
Tabella 14 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 3	25
Tabella 15 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 3	25
Tabella 16 – Calcolo diametro esterno nella sezione più sollecitata albero 3	28
Tabella 17 – Riepilogo materiali con relative caratteristiche utilizzati per gli alberi.....	29
Tabella 18 – Riepilogo forze applicate sull'albero con relative reazioni che generano nella verifica a fatica.....	30
Tabella 19 – Riepilogo momenti flettenti a fatica nelle sezioni di interesse.....	30
Tabella 20 – Risultati ottenuti con la verifica a fatica nelle sezioni di interesse.....	32

Tabella 21 – Caratteristiche materiale linguette 33

Tabella 22 – Riepilogo dei calcoli sulla verifica della lunghezza delle linguette 33

Tabella 23 – Riepilogo dati e durata di funzionamento dei cuscinetti 35

Tabella 24 – Verifica a carico minimo dei cuscinetti 35

Tabella 25 – Verifica a velocità critica dei cuscinetti 35

INTRODUZIONE

Questo progetto consiste nella realizzazione di un riduttore pendolare a due salti di velocità ad assi paralleli.

Si è preso come riferimento un riduttore OCR Serie RP-2C-XX e, partendo dai dati assegnatoci (taglia, rapporto di riduzione nominale, velocità in uscita), abbiamo dimensionato gli ingranaggi per la trasmissione del moto.

Sono state scelte delle ruote dentate cilindriche a denti dritti e successivamente verificate staticamente e a fatica affinché rispettino gli ingombri massimi richiesti.

Dopodiché è stato svolto il dimensionamento statico dei tre alberi ed in seguito il dimensionamento a fatica dell'albero di trasmissione centrale per poter ricavare il diametro minimo utile per ogni sezione di interesse.

I collegamenti tra albero e mozzo sono stati realizzati tutti tramite l'utilizzo di linguette.

L'ultimo passaggio è stato scegliere i cuscinetti, in modo tale che avessero una durata minima di 25000 ore, intervallo di tempo per cui è prevista la manutenzione, o in alternativa multipli di 25000 ore affinché possano essere sostituiti non ad ogni manutenzione, ma che al tempo stesso riescano a coprire il tempo che intercorre tra due o più manutenzioni successive.

Gli alberi e le ruote sono stati progettati in modo tale da avere vita infinita; i cuscinetti, invece, devono assicurare una durata di 25000 ore o multipli dato che l'intervallo previsto per la manutenzione è ogni 25000 ore di funzionamento.

La lubrificazione avviene con lo stesso olio sia per gli ingranaggi che per i cuscinetti e la scelta di quest'ultimo è stata un olio ISO320, la cui viscosità cinematica a 60°C è pari a 125 mm²/s.

2. RUOTE DENTATE

Il dimensionamento delle ruote è stato fatto seguendo i seguenti passaggi:

1. Dimensionamento statico a flessione secondo Lewis;
2. Dimensionamento statico per contatto Hertziano;
3. Verifica a fatica per flessione ISO 6336-3;
4. Verifica a fatica per pitting ISO 6336-2;

Il dimensionamento e la verifica delle ruote sono stati fatti seguendo delle scelte che verranno elencate di seguito e che permettono di rispettare gli ingombri minimi e massimi richiesti.

2.1 Dimensionamento statico a flessione secondo Lewis

La prima decisione che è stata presa è quella di utilizzare ruote cilindriche a denti dritti in modo da evitare di avere delle spinte assiali e quindi di dover utilizzare cuscinetti che resistano a carichi assiali di un certo rilievo, i quali vanno ad aumentare i costi del riduttore e complicano il montaggio. Inoltre, è stata presa la scelta di utilizzare ruote a denti dritti per avere un costo minore nella produzione delle ruote che viene però in parte bilanciato, come si vedrà in seguito, dall'obbligo di usare un materiale più prestante, e quindi più costoso.

Come primo passo, per avere un'indicazione sul numero di denti delle ruote, è stato calcolato il numero minimo di denti che devono avere le due ruote più piccole. Successivamente è stato deciso di equi-ripartire il rapporto di trasmissione richiesto tra i due salti di velocità cercando di avere un rapporto di trasmissione leggermente più alto nel primo salto di velocità.

Il dimensionamento del modulo, quindi, è stato fatto seguendo un processo iterativo partendo dalla formula di Lewis:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot C \cdot Y}{\lambda \cdot z_1 \cdot \sigma_{amm}}} \quad \text{Con } \sigma_{amm} = \frac{\sigma_R}{CS}$$

Essendo incognite sia il modulo che la Lambda è stato deciso di porre come incognita del processo iterativo lambda, il quale valore deve essere compreso tra 8 e 14, e quindi ipotizzando il modulo. Il calcolo del modulo è stato diviso tra le due coppie di ruote in modo da non avere un eccessivo dimensionamento del modulo nella prima coppia di denti che è quella meno sollecitata essendo sottoposta ad una coppia minore. Ovviamente il dimensionamento secondo Lewis è stato effettuato sulla ruota più piccola di entrambi gli ingranamenti essendo le due ruote più sollecitate.

Dalle iterazioni effettuate si sono ottenuto i seguenti valori per il dimensionamento del modulo:

	Ruote 1-2	Ruote 3-4	
m	2	3	mm
Y	2,57	2,75	
σ_r	1010	1010	Mpa
CS	4	4	
σ_{amm}	252,5	252,5	Mpa
λ	9	12,7	
b	18	38	mm

Tabella 2- Riassunto dei risultati del dimensionamento secondo Lewis

Per ottenere questi valori del modulo è stato preso un materiale da cementazione cementato e temprato, nello specifico si tratta del 17CrNiMo6. Si tratta di un materiale abbastanza costoso ma possiamo giustificarne l'utilizzo avendo ruote dentate a denti dritti che riducono i costi di produzione.

Dopo aver trovato il modulo sono stati scelti i numeri di denti in modo da rispettare gli interassi, gli ingombri, il rapporto di trasmissione e il numero minimo di denti; queste restrizioni hanno fatto sì che la scelta del numero dei denti con le relative dimensioni per ogni ruota sia la seguente:

	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	
z	30	96	23	72	
d	60	192	69	216	mm
d _{ext}	62,5	194,5	72,75	219,75	mm
d _{int}	60,5	192,5	69,75	216,75	mm
d _b	56,4	180,4	64,8	203,0	mm

Tabella 3 - Numero di denti e dimensioni caratteristiche delle ruote dentate

Il rapporto di trasmissione dell'intero riduttore con questi valori di numero di denti è 10,02 e rientra nei limiti massimi e minimi richiesti. Per rispettare gli ingombri richiesti le ruote sono state disposte come riportato nel seguente schema:

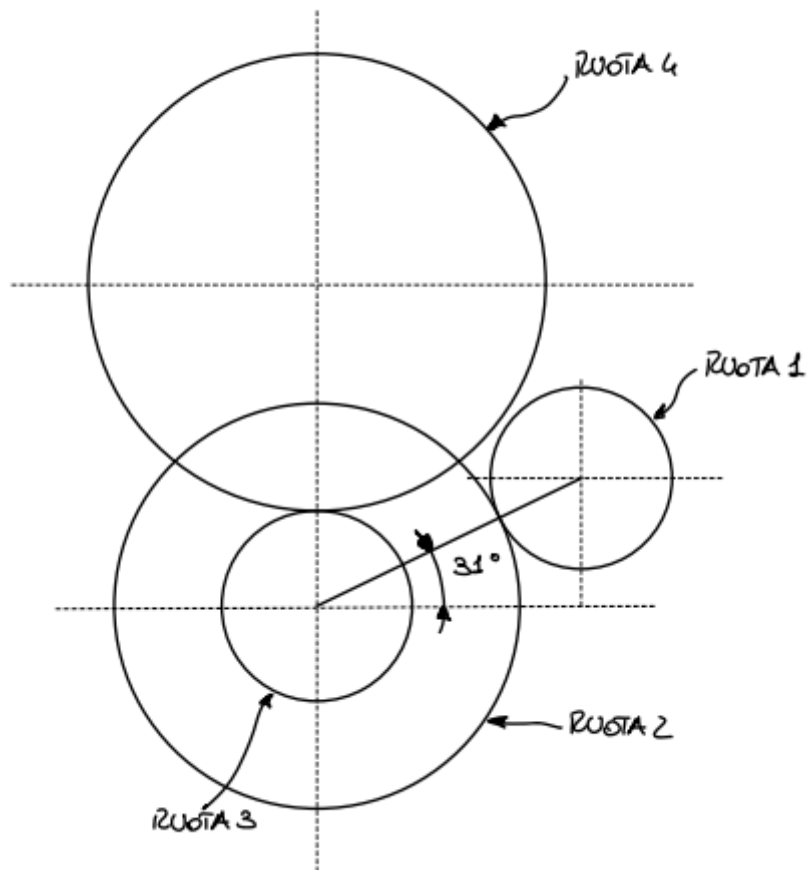


Figura 2- Rappresentazione schematica della disposizione delle ruote dentate

2.2 Dimensionamento statico per contatto Hertziano

Dopo il dimensionamento secondo Lewis abbiamo verificato che le pressioni massime specifiche che si instaurano durante l'ingranamento non danneggino i componenti, per far questo facciamo riferimento alla teoria di Hertz e quindi cerchiamo di soddisfare la seguente relazione:

$$\sigma_H \leq \sigma_0 \quad \text{Con } \sigma_0 = (2 - 2.5)HB$$

Come coefficiente da porre davanti alla durezza brinell abbiamo scelto di usare 2.5 essendo che abbiamo già un materiale molto prestante e quindi possiamo evitare di essere troppo cautelativi.

Per il calcolo di σ_H si è utilizzata la formula seguente:

$$\sigma_H = 0.417 \sqrt{\frac{F_{nu} E}{\sin \alpha} \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2}} \quad \text{Con } F_{nu} = \frac{F_n}{b}$$

Sapendo che E è il modulo di Young e r_1 e r_2 i raggi primitivi della coppia di ruote che è in esame.

Per tenere conto di tutte le semplificazioni della teoria di hertz bisogna ottenere un coefficiente di sicurezza tra σ_H e σ_0 pari ad almeno 1.6, nel nostro caso in esame i coefficienti di sicurezza rispettivamente per il primo ingranamento e per il secondo ingranamento sono pari a 1.79 e a 1.63. Quindi le ruote dimensionate tramite la teoria di Lewis sono anche verificate alla pressione massima specifica e possiamo procedere alle ulteriori verifiche necessarie.

	Ruote 1-2	Ruote 3-4	
σ_0	1763	1763	Mpa
σ_H	983	1084	MPa
CS	1,8	1,6	

Tabella 4 - Risultati ottenuti dalla verifica a contatto Hertziano delle ruote

2.3 Verifica a fatica per flessione ISO 6336

La seguente verifica si basa sul verificare che:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Dove σ_F è la tensione equivalente al piede del dente nel punto più sollecitato e σ_{FP} è la tensione ammissibile.

La tensione equivalente viene calcolata usando la formula seguente:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad \text{Dove} \quad \sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

Tutti i coefficienti K e Y sono dei coefficienti che tengono conto della particolare forma del dente e della distribuzione del carico sul dente.

Gli unici coefficienti che meritano una menzione in quanto derivano anche da scelte progettuali e non dalla sola forma della ruota sono:

- K_A che è il fattore di applicazione del carico; nel nostro caso in esame si è deciso di prenderlo uguale a 1.25 che è il valore corrispondente a una caratteristica di funzionamento del motore uniforme, ragionevole dato che l'alimentazione si avrà attraverso l'uso di un motore elettrico, e a una caratteristica di funzionamento della macchina azionata con sovraccarichi leggeri, in modo da poter garantire piccoli sovraccarichi di coppia momentanei che durante un funzionamento possono verificarsi.
- K_1 che è un fattore che si trova all'interno della formula per il calcolo del fattore dinamico K_v per il quale si è scelto un grado di precisione della ruota secondo la ISO 1328-1 pari a 7.

Infine, per il calcolo della tensione ammissibile viene usata la seguente formula:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F \lim} Y_{NT} \frac{Y_{ST} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{S_{F \min}} \quad \text{Dove} \quad \sigma_{F \lim} = A \cdot x + B$$

Per il calcolo di tutti i coefficienti Y per il calcolo della tensione ammissibile non si eseguono particolari scelte progettuali quindi la loro trattazione verrà delegata alla lettura nella norma ISO, Meritano un cenno i coefficienti per il calcolo di σ_{Flim} :

- A e B sono coefficienti che dipendono dal materiale delle ruote; nel nostro caso per un acciaio da cementazione cementato e temprato abbiamo A=0 e B=1500, valori corrispondenti ad un acciaio con una qualità di lavorazione media.

- x è il valore della durezza superficiale; si può scegliere tra durezza HBW e HV e nel nostro caso si è scelto di lavorare con la durezza Vickers.

Ora di seguito viene riportata una tabella con tutti i valori dei coefficienti che sono stati scelti e calcolati con il relativo calcolo delle tensioni:

	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4
K_A	1,25	1,25	1,25	1,25
K_V	1,12	1,12	1,03	1,03
$K_{F\beta}$	1,00	1,00	1,00	1,00
$K_{F\alpha}$	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_F	1,39	1,02	1,56	1,08
Y_S	1,95	2,35	1,84	2,25
Y_β	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_B	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_{DT}	1,00	1,00	1,00	1,00
σ_{F0}	277,84	245,71	258,55	218,88
A	0,00	0,00	0,00	0,00
B	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00
$\sigma_{F\lim}$	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00
Y_{NT}	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_{ST}	2,00	2,00	2,00	2,00
$Y_{\delta relT}$	1,00	1,00	1,00	1,00
YR_{relT}	1,12	1,12	1,12	1,12
Y_X	1,00	1,00	1,00	1,00
S_{Fmin}	2,00	2,00	2,00	2,00
σ_{Fp}	1680,00	1680,00	1680,00	1680,00
σ_F	388,36	343,44	332,04	281,09

Tabella 5 - Coefficienti utilizzati per la verifica con relativi risultati dei calcoli

2.4 Proporzionamento a Pitting ISO 6336-2

Il seguente proporzionamento è verificato quando:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

Dove σ_{HP} è la tensione ammissibile per il pitting e dove σ_H è la tensione di contatto che deve essere calcolata per il pignone e per la ruota.

Il calcolo della tensione di contatto si basa sulla seguente formula:

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \text{ Con } \sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u + 1}{u}}$$

Alcuni di questi coefficienti sono gli stessi presenti nella verifica ISO a flessione descritta nel paragrafo precedente e derivano tutti da formule che tengono conto della geometria del dente o di alcuni dati del materiale come il modulo di elasticità; quindi, non ci si soffermerà sul calcolo di questi coefficienti perché è una mera applicazione della formula senza nessuna scelta progettuale.

Il calcolo della tensione ammissibile per il pitting viene eseguito nel seguente modo:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\ lim}Z_{NT}}{S_{H\ min}}Z_LZ_VZ_RZ_WZ_X$$

La tensione σ_{Hlim} viene calcolata seguendo lo stesso procedimento e le stesse decisioni già fatte per la verifica ISO a flessione quindi si rimanda a quel paragrafo per eventuali chiarimenti sulle scelte fatte. In questa formula va analizzato il fattore di durata Z_{NT} che è stato letto graficamente con un numero di cicli pari a 2×10^6 cicli tenendo presente che gli alberi su cui si andranno a montare le ruote sono progettati a fatica per vita infinita ovvero a 2×10^6 cicli. Un altro fattore dipendente da scelte progettuali è il fattore del lubrificante Z_L , che dipende dalla viscosità dell'olio scelto per il riduttore. La scelta del lubrificante verrà trattata in seguito essendo molto legata alla scelta dei cuscinetti, è però importante sapere che per il calcolo di questo coefficiente è stato usato un olio ISO 320. I calcoli sono stati effettuati per la coppia di ruote 1-2 e 3-4, in uno stesso ingranaggio la tensione di pitting è equivalente essendo $Z_d = Z_b$. I restanti fattori non verranno descritti perché non si sono state fatte scelte progettuali a riguardo. Di seguito viene riportata una tabella con tutti i valori dei coefficienti e delle tensioni calcolate:

	Ruota 1-2	Ruota 3-4
KHβ	1	1
KHα	1	1
KA	1,25	1,25
KV	1,12	1,02
ZB	1	1
ZH	2,49	2,49
ZE	191,65	191,65
Zβ	1	1
Zε	0,99	0,99
σH0	1000,70	1078,26
σHlim	1650	1650
A	0	0
B	1500	1500
ZNT	1,2	1,2
ZL	1,05	1,05
ZV	0,96	0,95
ZR	0,835	0,835
ZW	1	1
ZX	1	1
SHmin	1,3	1,3
σHP	1281,94	1268,59
σH1	1185,38	1215,38
σH2	1185,38	1215,38

Tabella 6 - Coefficienti utilizzati per la verifica a pitting con relativi risultati ottenuti

3 DIMENSIONAMENTO ALBERI

Per quanto riguarda il dimensionamento degli alberi abbiamo scelto di fare un dimensionamento statico a flessione-torsione per tutti e tre gli alberi, ed in più per l'albero 2 abbiamo svolto il dimensionamento a fatica.

3.1 Forze agenti sugli alberi

Le forze agenti sull'albero sono dovute alle forze che si scambiano le ruote tra di loro, in particolare nell'albero 1 tra la ruota 1 e la ruota 2; nell'albero 2 la ruota 1 e la ruota 2 e le ruote 3 e 4; nell'albero 3 tra le ruote 3 e 4.

In questa tabella vengono riportati i valori delle forze (radiali e tangenziali) che si scambiano le due coppie di ruote.

F_{t12}	3690 N
F_{r12}	1343 N
F_{t34}	10269 N
F_{r34}	3737 N

Tabella 7 - Forze che si scambiano le ruote dentate durante i due ingranamenti

Per quanto riguarda l'albero 1 bisogna considerare la forza dovuta alla trasmissione a cinghia esterna, con cui arriva il moto in ingresso al riduttore, pari a:

F_{r_trasm}	1590 N
----------------	--------

Tabella 8 - Forza che la cinghia esercita sull'albero in ingresso

Il valore di questa forza è stato preso dal catalogo del riduttore precisamente nella tabella presente nel capitolo 6 "Carichi radiali sull'albero veloce".

3.2 Dimensionamento statico albero 1

Per quanto riguarda il dimensionamento dell'albero 1 viene riportato di seguito uno schema che rappresenta le forze agenti sull'albero 1 sul piano x-z e sul piano y-z:

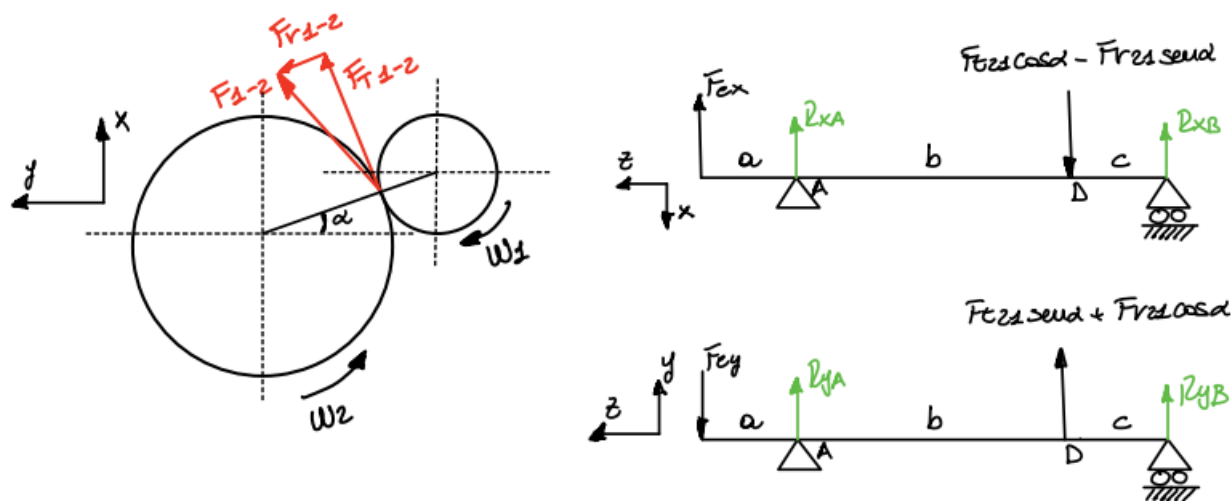


Figura 3 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 1 nei piani x-z e y-z

Sono state calcolate le reazioni vincolari sul piano x-z e sul piano y-z e in seguito sono state sommate vettorialmente sia le due reazioni vincolari sul cuscinetto di destra e sia quelle sul cuscinetto di sinistra.

Di seguito vengono riportati i valori ottenuti:

R_{Ax}	-1374 N
R_{Bx}	2512 N
R_{Ay}	366 N
R_{By}	-2552 N
R_A	1422 N
R_B	3581 N

Tabella 9 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 1

Successivamente abbiamo calcolato i momenti flettenti lungo x e y rispettivamente nelle sezioni A e D, e anche qui abbiamo sommato vettorialmente i due momenti agenti su A e D.

I valori ottenuti sono i seguenti:

M_{x_A}	-67108	Nmm
M_{x_D}	-102088	Nmm
M_{y_A}	103348	Nmm
M_{y_D}	100489	Nmm
M_A	123225	Nmm
M_D	143248	Nmm

Tabella 10 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 1

Per avere una visione più chiara ed efficace di come è sollecitato l'albero e di qual è il suo stato tensionale, di seguito vengono riportati i diagrammi rappresentanti lo sforzo di taglio, il momento totale agente (somma del momento agente lungo x e del momento agente lungo y), il momento torcente e la tensione ideale calcolata secondo il criterio di Von Mises:

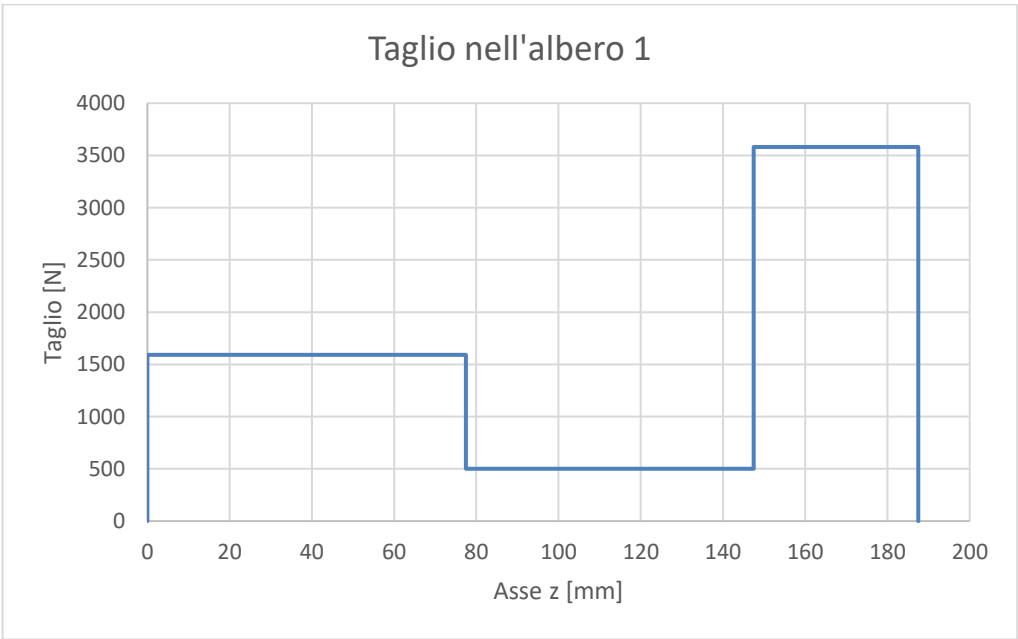


Figura 4 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 1

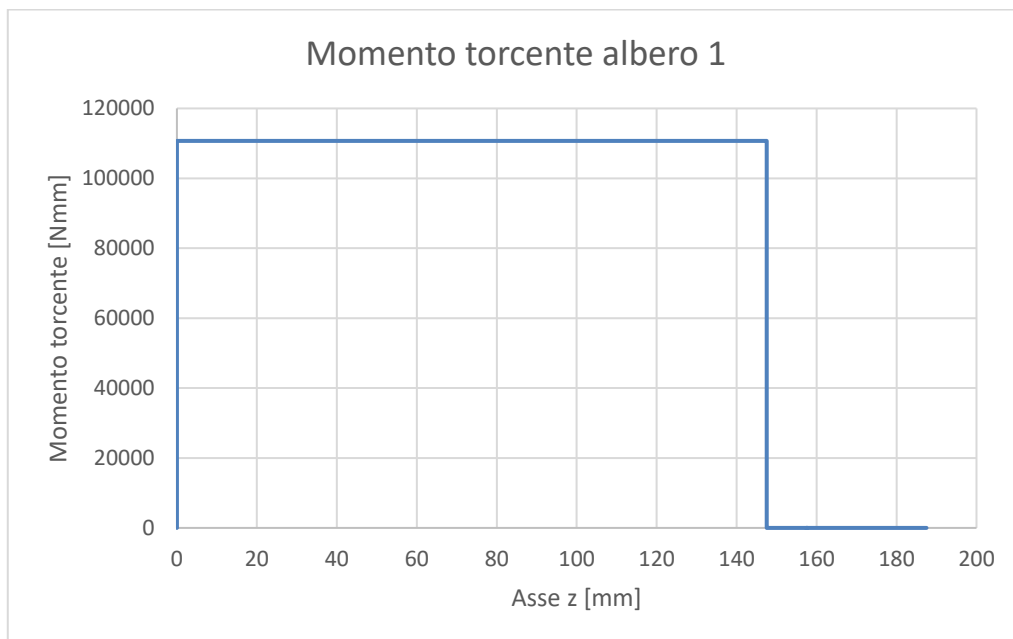


Figura 5 - Andamento del momento torcente sull'albero 1

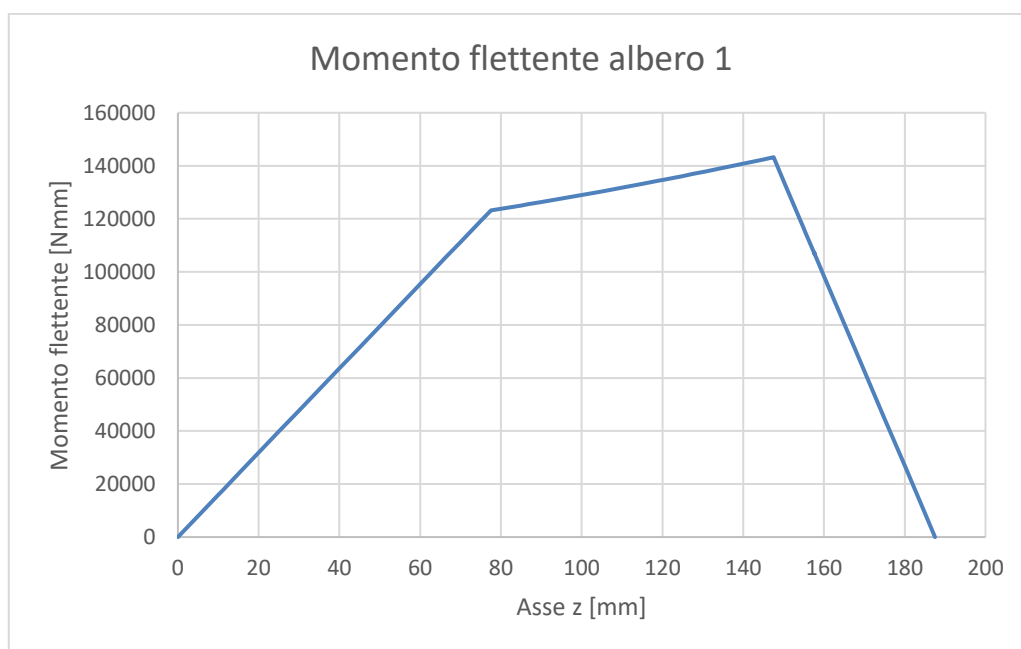


Figura 6 - Andamento del momento flettente sull'albero 1

Dai precedenti grafici si può notare, come è anche emerso dalla tabella riportata in precedenza, che la sezione più sollecitata è la sezione che in precedenza è stata indicata con la lettera “D” ovvero la sezione su cui è calettata la ruota dentata. Di conseguenza si è scelto di eseguire il dimensionamento del diametro minimo a flessione-torsione in quel tratto di albero.

Per il calcolo del diametro quindi si è scelto di utilizzare la tensione equivalente secondo Von Mises dove abbiamo inserito il momento flettente agente nella sezione più sollecitata e il momento torcente agente sulla stessa sezione.

Svolgendo i calcoli appena descritti e scegliendo come materiale un acciaio C45 con tensione di snervamento $\sigma_s=370$ MPa, abbiamo ottenuto un diametro minimo di 25 mm. Si è utilizzato un coefficiente di sicurezza pari a 3 in modo da non essere né troppo restrittivi né troppo cauti.

Riportiamo di seguito la formula per calcolare il diametro minimo necessario dell'albero:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{CS}{\sigma_s} \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_f}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi}\right)^2}}$$

Ottenuto il diametro minimo necessario siamo andati a vedere dal catalogo SKF quale era la misura del diametro interno del cuscinetto che si avvicinava di più al nostro diametro minimo e abbiamo ottenuto un diametro interno dei cuscinetti di 25 mm. Per facilitare l'operazione di montaggio, tuttavia, si è poi scelto di aumentare la dimensione del cuscinetto identificato dalla lettera A fino a 30 mm, questa scelta verrà opportunamente commentata nel capitolo relativo al montaggio.

Logicamente, a seguito di queste scelte, abbiamo eseguito gli opportuni spallamenti per mettere in battuta i cuscinetti e la ruota dentata.

Essendo, come vedremo in seguito, la ruota 1 calettata tramite linguetta, abbiamo verificato che la sezione resistente in quella sezione reggesse il carico di momento flettente e torcente applicato. In conclusione, abbiamo verificato che il diametro in ingresso, con la relativa cava per la linguetta, fosse anche esso idoneo a resistere al carico applicato.

Nel seguente grafico viene riportato l'andamento della tensione ideale secondo Von Mises all'interno dell'albero con tutti i suoi spallamenti e intagli. Si può osservare come il punto più sollecitato dell'albero si trovi all'inizio di esso, ovvero in corrispondenza della linguetta di ingresso del riduttore. Questo è un risultato atteso poiché questa porzione dell'albero è stata appositamente dimensionata per resistere la coppia in ingresso. A livello di forze in gioco il punto più sollecitato si trova tuttavia nella sezione "D" dove è calettata la ruota ($z = 147,5$).

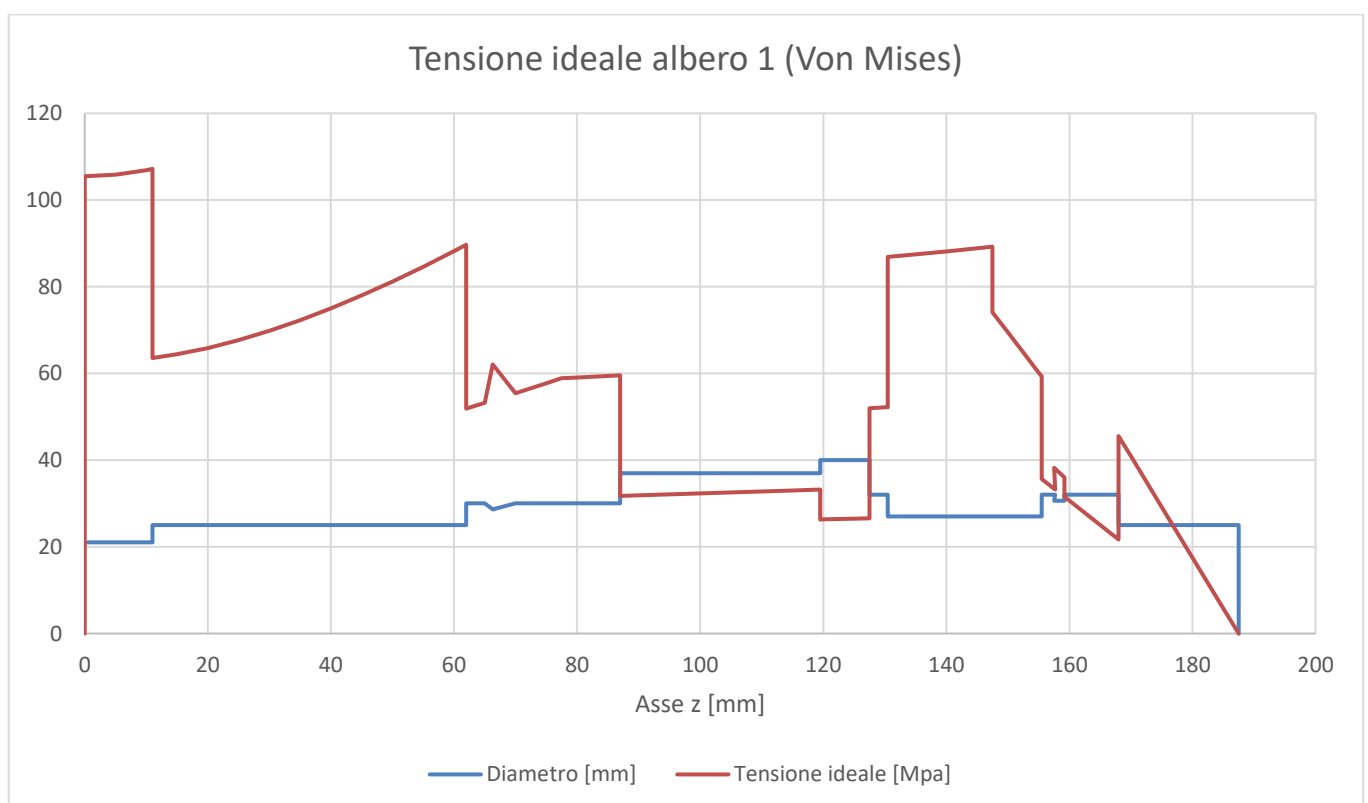


Figura 7 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 1

3.4 Dimensionamento albero di rinvio

Nel caso del dimensionamento dell'albero 2 lo schema che rappresenta le forze agenti sul piano x-z e y-z è il seguente:

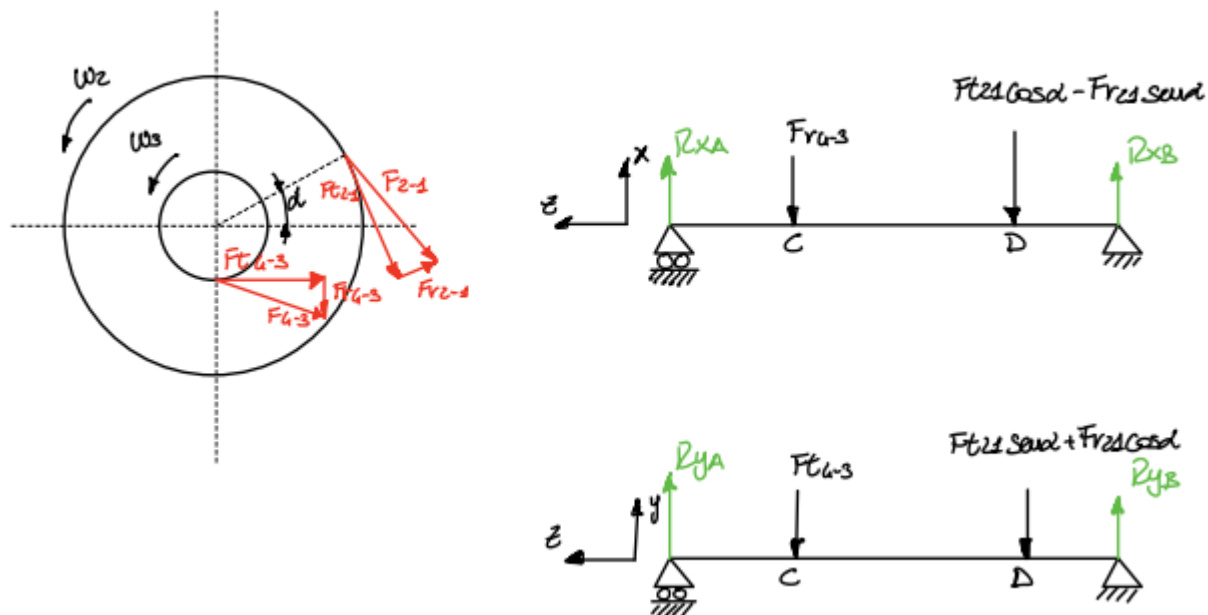


Figura 8 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 2 nei piani x-z e y-z

Dopodiché, analogamente al caso precedente, sono state calcolate le reazioni vincolari sul piano x-z e y-z e sommate tra di loro.

Di seguito vengono riportati i valori ottenuti:

R_{Ax}	1643 N
R_{Bx}	377 N
R_{Ay}	5864 N
R_{By}	-1353 N
R_A	6090 N
R_B	1404 N

Tabella 11 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 2

Successivamente sono stati calcolati i moneti flettenti sia lungo x che lungo y nelle sezioni “C” e “D” ipotizzando siano quelle più sollecitate, i risultati ottenuti sono riportati qui di seguito:

M_{x_C}	214031	Nmm
M_{x_D}	-55463	Nmm
M_{y_C}	59961	Nmm
M_{y_D}	15446	Nmm
M_C	222271	Nmm
M_D	57573	Nmm

Tabella 12 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 2

Abbiamo anche rappresentato i grafici delle sollecitazioni di taglio, di momento flettente e di momento torcente che sono applicati lungo tutta la lunghezza dell'albero.

Abbiamo poi calcolato e creato i diagrammi della tensione ideale secondo Von-Mises calcolata lungo tutta la lunghezza dell'albero per avere una visione più chiara su quale punto dell'albero va svolto il dimensionamento. Vengono ora riportati tutti i grafici:

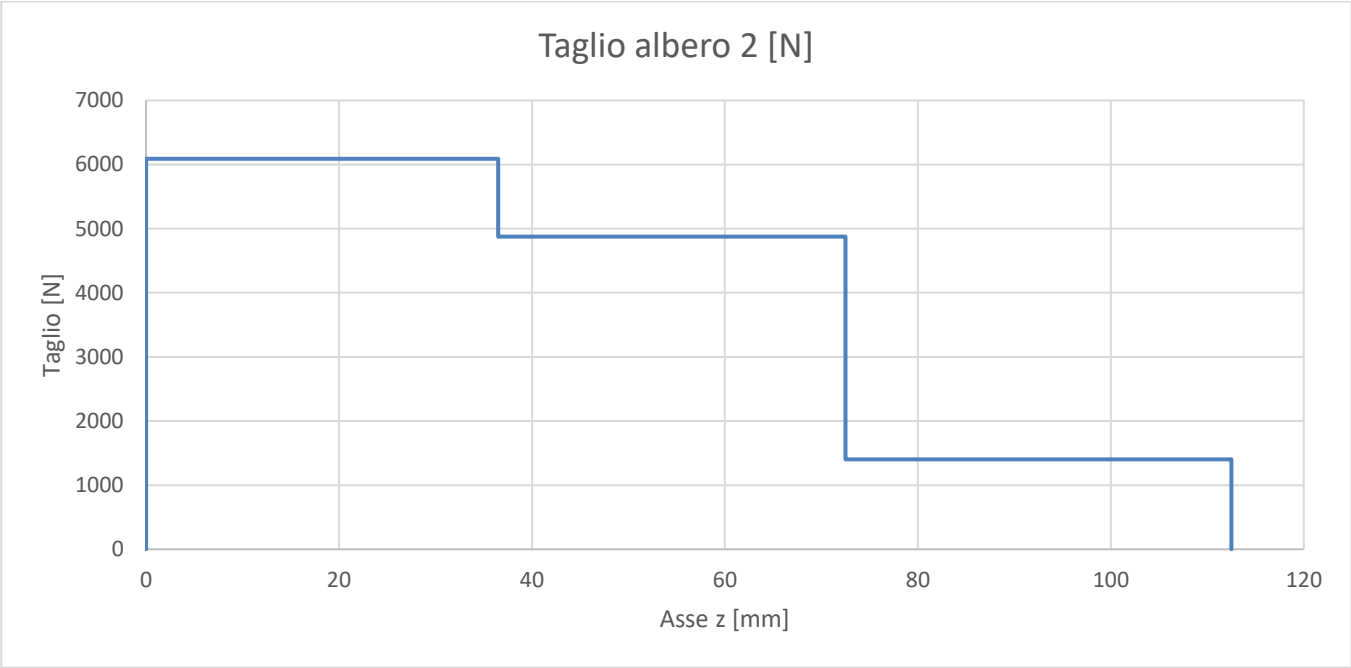


Figura 9 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 2

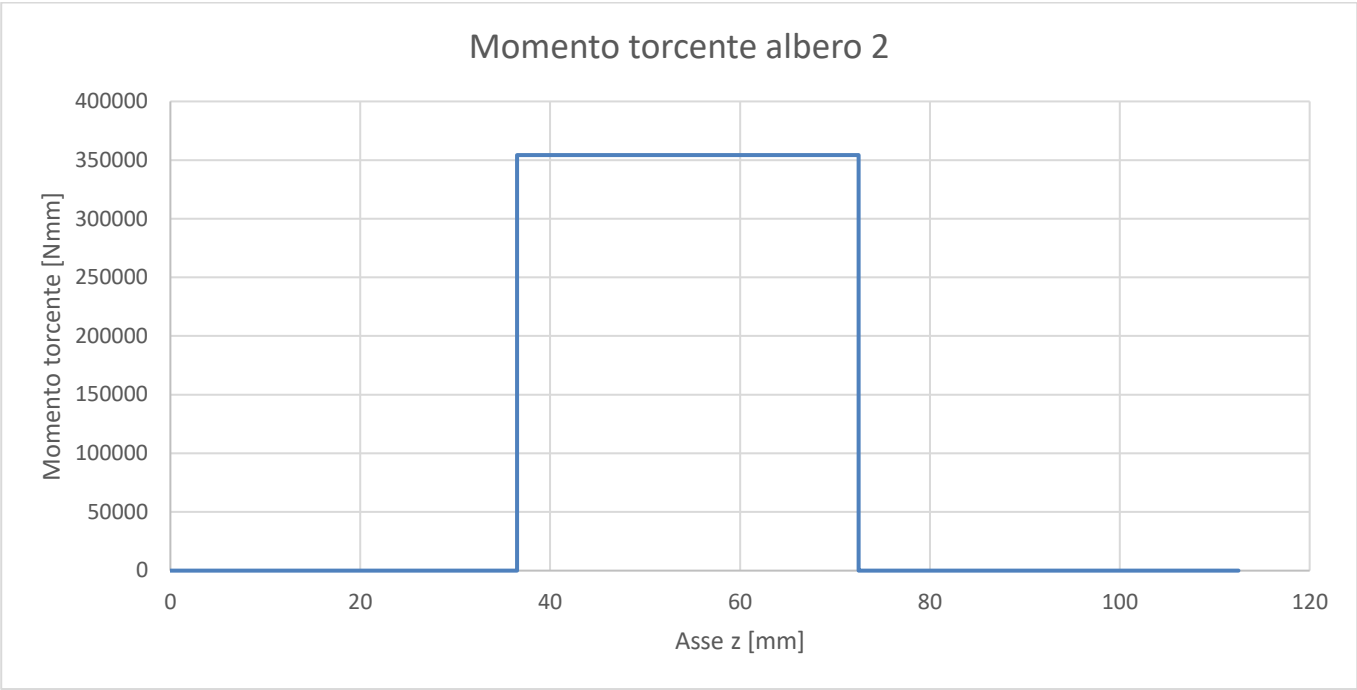


Figura 10 - Andamento del momento torcente sull'albero 2

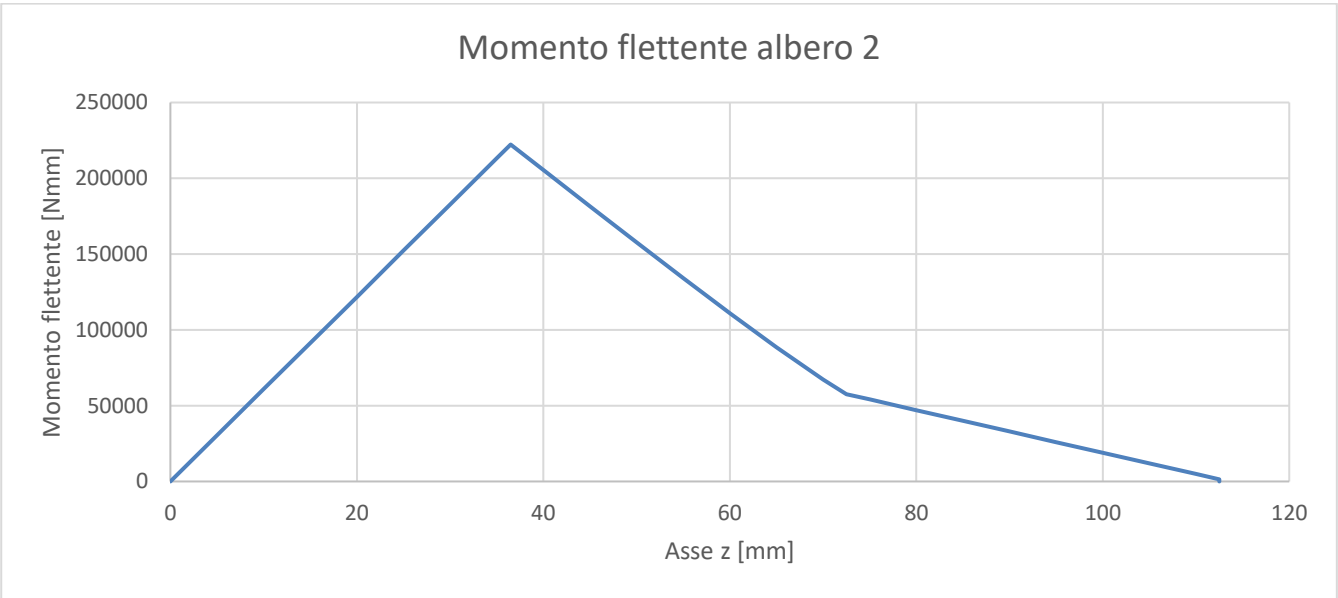


Figura 11 - Andamento del momento flettente sull'albero 2

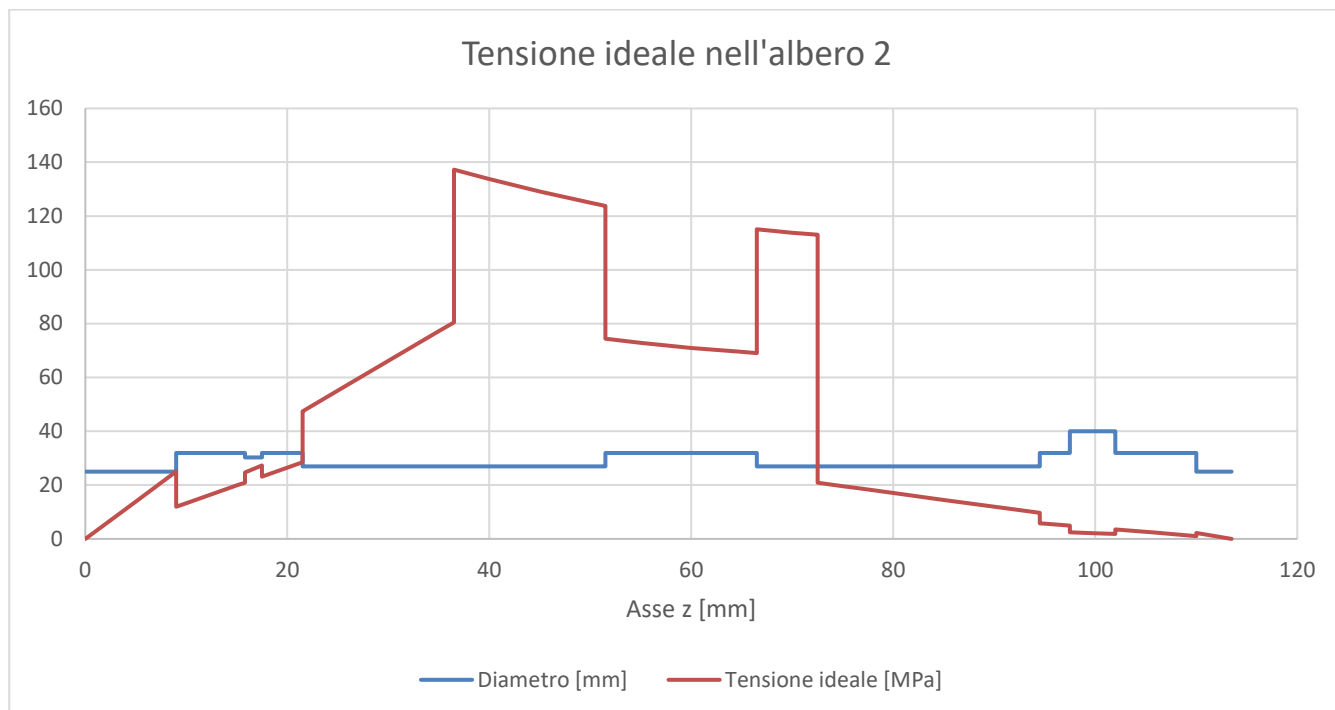


Figura 12 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 2

Dai diagrammi sopra riportati di può vedere come le ipotesi fatte sulle sezioni sollecitate sono state confermate e che soprattutto la sezione più sollecitata risulta essere la sezione "C" e di conseguenza si eseguirà il dimensionamento in quel punto.

Il dimensionamento come per l'albero 1 verrà svolto utilizzando il criterio di Von Mises e il calcolo del diametro viene eseguito con la stessa formula riportata in figura 3.2.1. Con anche qui un coefficiente di sicurezza pari a 3.

Per la decisione del materiale da utilizzare per l'albero 2 abbiamo cercato di non dover fare di pezzo la ruota 3 che essendo la più piccola è anche quella più critica. Per ottenere ciò abbiamo dovuto utilizzare un materiale molto prestante, esattamente lo stesso usato per la costruzione delle ruote dentate, ovvero il 17CrNiMo6. Utilizzando questo materiale abbiamo sicuramente un costo di produzione più elevato che viene giustificato dal non realizzare la ruota 3 di pezzo con l'albero che risulta essere una lavorazione più complicata e quindi più costosa. Il montaggio della ruota 3 con una linguetta semplifica, come si vedrà in seguito, le operazioni di montaggio.

Dopo tutte queste considerazioni abbiamo svolto i calcoli e abbiamo ottenuto per la sezione più sollecitata un diametro minimo $d_{\min} = 24.2$ mm.

Il calcolo del diametro minimo è stato svolto solo nella sezione più sollecitata perché poi si è deciso utilizzare come diametro minimo, per tutta la lunghezza dell'albero, 25 mm. Questa scelta è stata fatta per rimanere dal lato della sicurezza anche se abbiamo scelto un materiale abbastanza costoso. Come si vedrà nel capitolo sul dimensionamento dei cuscinetti, questo diametro ci permette di avere dei cuscinetti con un numero di ore di funzionamento ottimali per i periodi di manutenzione programmata richiesti.

3.5 Dimensionamento albero 3

Per il dimensionamento di questo albero è stato svolto un procedimento diverso poiché l'albero deve essere cavo per permetter l'accoppiamento con alberi in modo da trasmettere il moto in uscita e quindi come primo passo abbiamo dovuto calcolare il diametro minimo interno necessario per trasmettere il moto all'utenza finale.

Ovviamente il diametro interno dell'albero 3 è stato calcolato in modo che coincidesse con il diametro dell'utenza finale che si va ad inserire al suo interno, il quale è stato dimensionato alla sola torsione.

I risultati ottenuti sono riportati nella seguente tabella:

M_t	1109000 Nmm
CS	3
σ_{amm}	123 MPa
d	35,8 mm

Tabella 13 – Risultati per il calcolo del diametro interno minimo per l'albero 3

Nonostante il diametro minimo fosse di 35.8 mm abbiamo preferito scegliere un diametro di 40 mm in modo tale da garantire piccoli sovraccarichi di coppia che potrebbe avere l'utenza durante il funzionamento.

Lo schema rappresentativo dell'albero con le forze agenti su di esso quindi risulta essere:

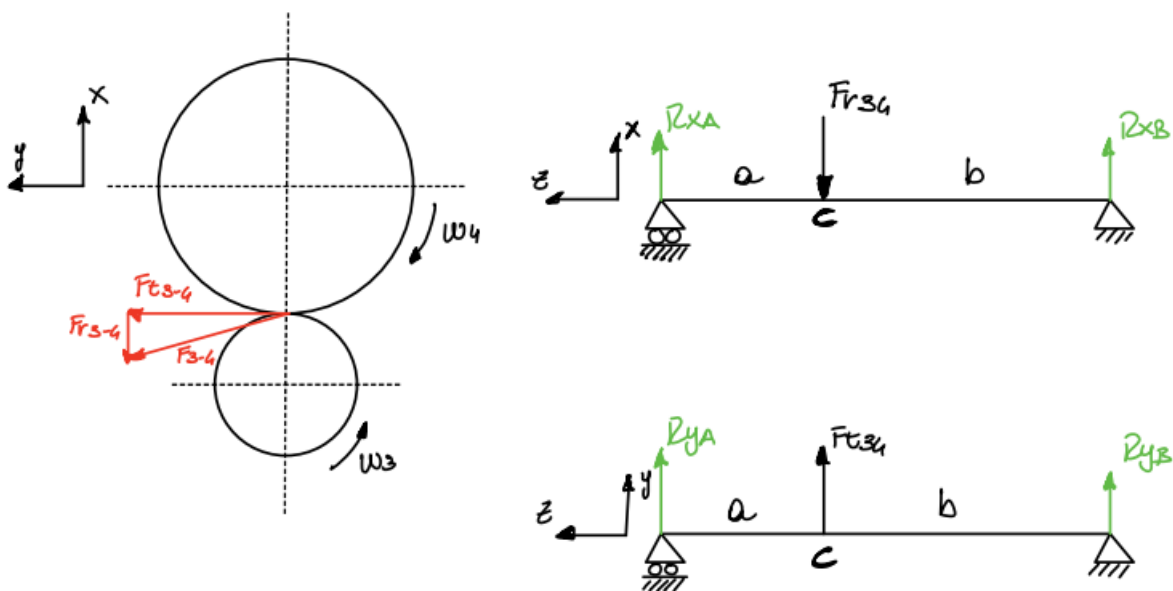


Figura 13 - Rappresentazione schematica delle forze che agiscono sull'albero 3 nei piani x-z e y-z

Ora, come fatto in precedenza per gli altri due alberi, sono state calcolate le reazioni vincolari nel piano x-z e y-z con la relativa somma vettoriale, i cui risultati ottenuti sono i seguenti:

R_{Ax}	-2561 N
R_{Bx}	-1177 N
R_{Ay}	-7035 N
R_{By}	-3233 N
R_A	7487 N
R_B	3441 N

Tabella 14 - Riassunto dei valori delle reazioni vincolari ottenute per l'albero 3

Abbiamo calcolato momento flettente nella sezione C, ipotizzando sia la sezione più sollecitata, sia lungo la direzione y che lungo la direzione x:

M_{x_c}	-260296 Nmm
M_{y_c}	-94740 Nmm
M_c	277001 Nmm

Tabella 15 - Momenti flettenti ottenuti nelle sezioni indicate nell'albero 3

Come è stato fatto per i due precedenti alberi riportiamo i grafici rappresentanti lo sforzo di taglio, il momento flettente e il momento torcente applicati su tutta la lunghezza dell'albero.

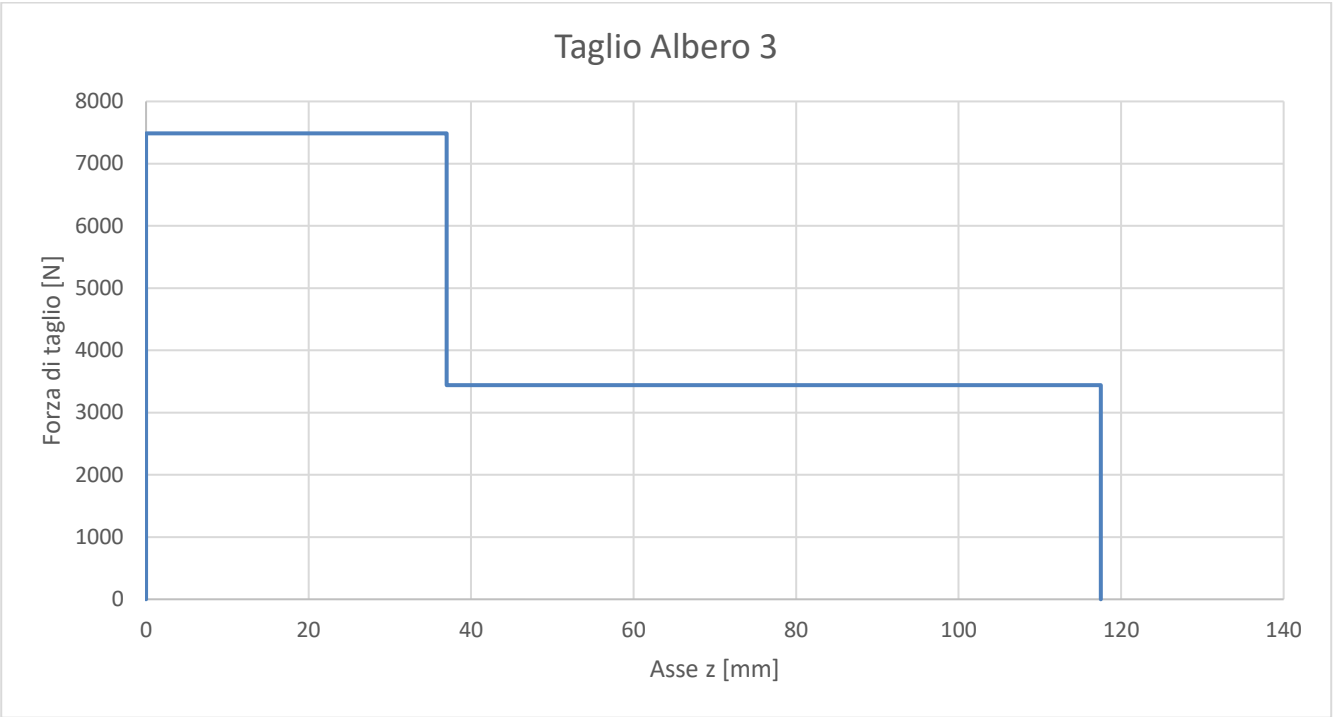


Figura 14 - Andamento sollecitazione di taglio sull'albero 3

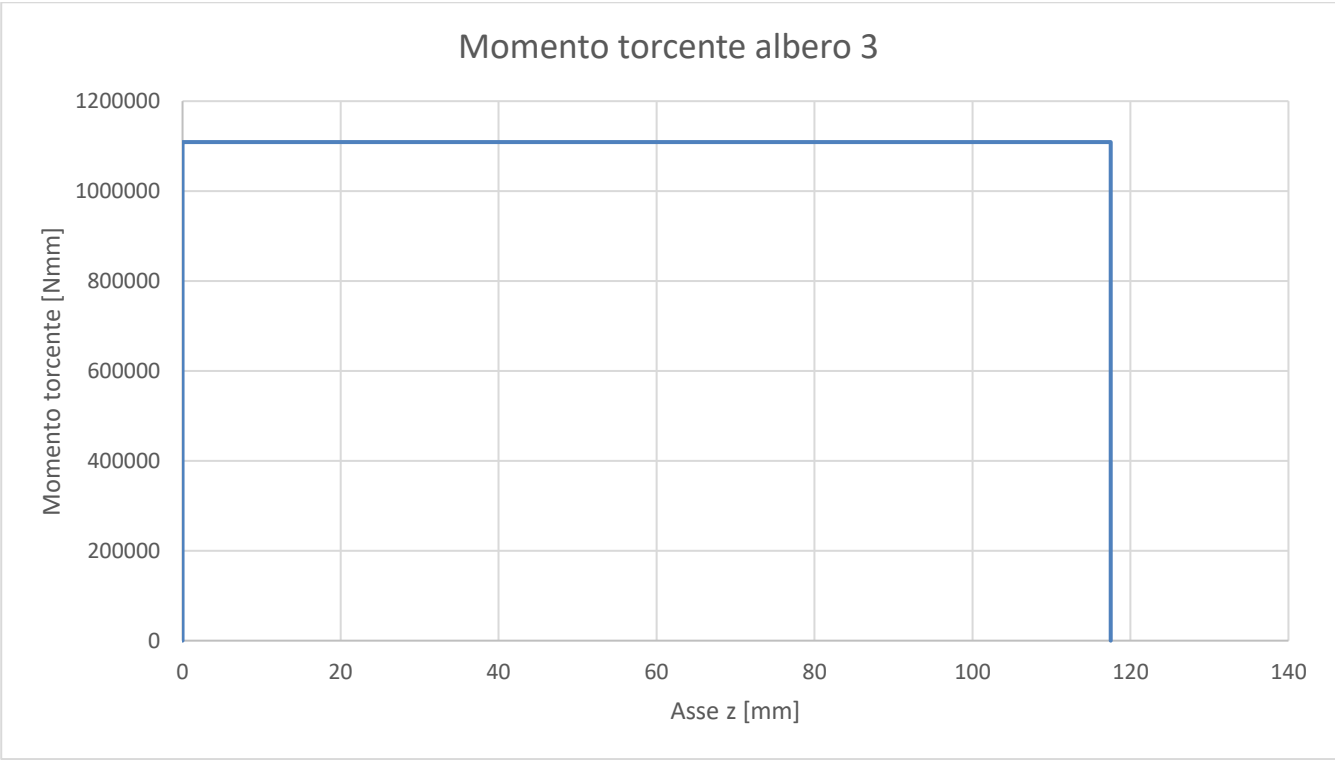


Figura 15 - Andamento del momento torcente sull'albero 3

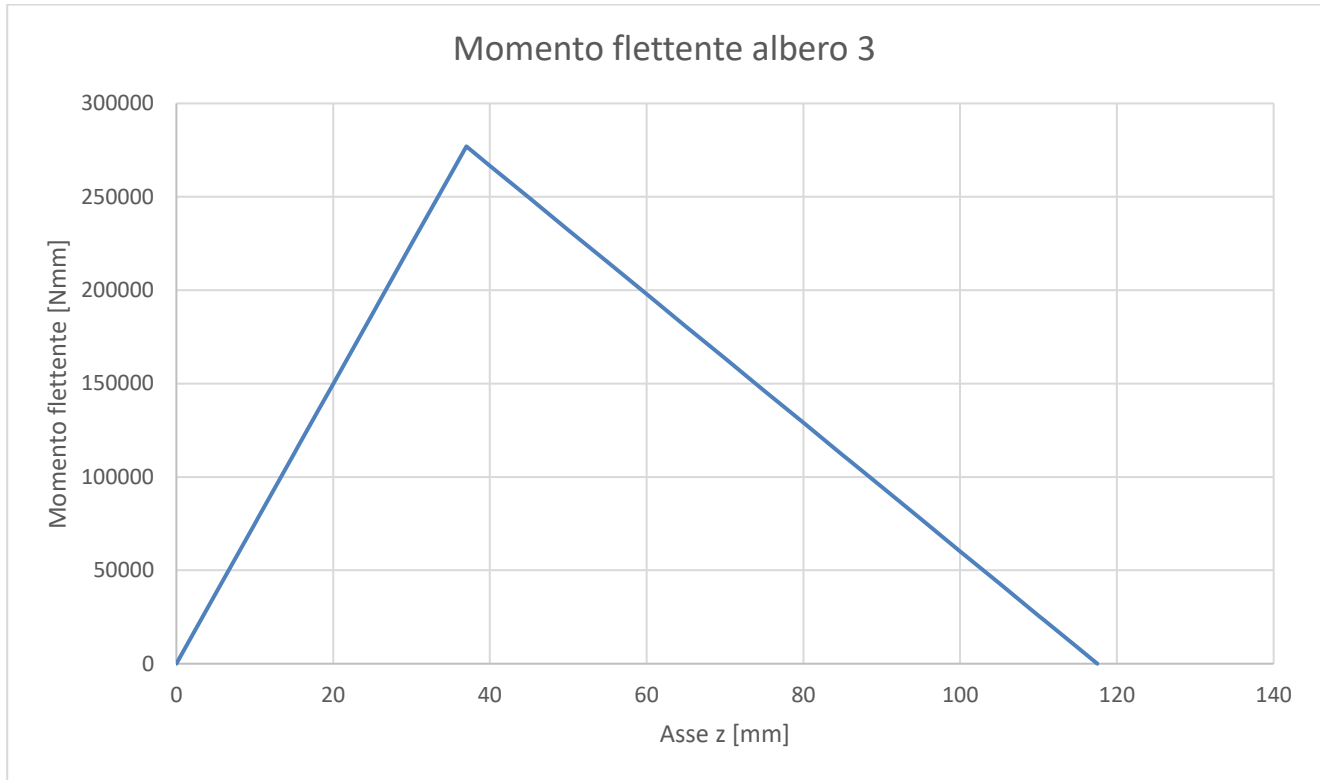


Figura 16 - Andamento del momento flettente sull'albero 3

Per il calcolo del diametro, come nei casi precedenti, abbiamo utilizzato la formulazione di tensione ideale di Von Mises che con questo tipo di albero cavo diventa la seguente:

$$\sigma_{amm} = \sigma_{id_{vm}} = \sqrt{\frac{M_f^2}{\left[\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}\right]^2} + 3 \cdot \frac{M_t^2}{\left[\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}\right]^2}}$$

Da questa formulazione non è però possibile ricavare il diametro esterno D con una semplice separazione delle variabili per cui abbiamo dovuto procedere per iterazione.

Per procedere con l'iterazione abbiamo considerato la sola sezione resistente ad esclusione della cava per la linguetta interna e per la linguetta esterna dove presente. Quindi abbiamo utilizzato come diametro interno il diametro scelto prima con il dimensionamento alla sola torsione, al quale abbiamo aggiunto la sede che deve avere il mozzo per alloggiare la linguetta unificata per quel diametro interno. Il materiale scelto per quest'albero è lo stesso scelto per l'albero 1 ovvero un acciaio da costruzione C45.

Con il procedimento appena descritto si sono ottenuti i seguenti valori di diametro esterno e σ_{id} nella sezione C:

d	44,1	mm
D	55,0	mm
Wt	19213,7	mm ⁴
Wf	9606,8	mm ⁴
σ_{id}	104,0	Mpa
σ_{amm}	123,3	MPa

Tabella 16 – Calcolo diametro esterno nella sezione più sollecitata albero 3

Bisogna tener presente che D=55 mm è il diametro minimo che possiamo avere però qualora si dovesse montare una linguetta come nel nostro caso è opportuno sommare al diametro D ottenuto la profondità della cava che avrà l’albero.

Riportiamo infine il diagramma con la tensione equivalente calcolata con il metodo di von Mises nell’albero 3. Si può osservare come il punto più sollecitato sia all’inizio dell’albero 3, ovvero in corrispondenza del cuscinetto A. Questo avviene perché in questa sezione il diametro esterno dell’albero diminuisce marcatamente, ciò avviene per una serie di scelte progettuali. Per poter calettare la ruota 4 con una linguetta e non per forzamento, con annessi benefici, è stato necessario aggiungere alla ruota un mozzo per soddisfare i requisiti di lunghezza della linguetta. Una dimensione eccessiva del mozzo della ruota 4 tuttavia avrebbe creato un problema di collisione con la ruota 2 dell’albero 2. Scegliere un diametro minore in corrispondenza del cuscinetto A ci ha quindi permesso di ridurre la sezione ove viene calettata la ruota 4 (la pista interna del cuscinetto A viene montata prima della ruota). Una minore sezione dell’albero permette quindi di ridurre la dimensione del mozzo ed evitare problemi di interferenza.

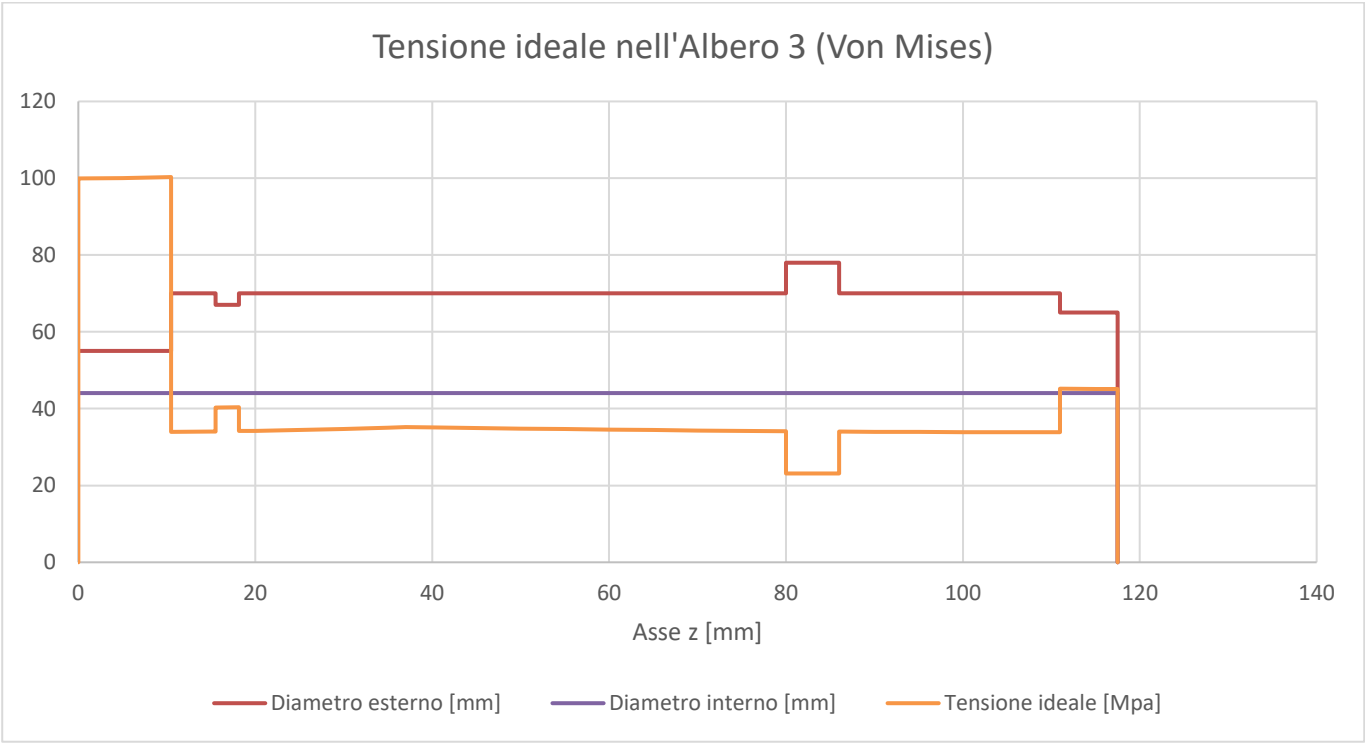


Figura 17 - Andamento della tensione ideale con relativa misura del diametro per l'albero 3

Prima di passare al dimensionamento a fatica riportiamo una tabella riassuntiva con i materiali scelti per i 3 alberi e tutte le loro caratteristiche:

	Albero 1	Albero 2	Albero 3	
Materiale	C45	17CrNiMo6	C45	
σ_R	780	1010	780	MPa
σ_S	370	815	370	MPa
E	210	210	210	GPa
ν	0,3	0,3	0,3	
HRC	23	63	23	
HV	698	748	698	
σ_D		520		MPa

Tabella 17 – Riepilogo materiali con relative caratteristiche utilizzati per gli alberi

3.6 Verifica a fatica

I calcoli per il dimensionamento a fatica sono stati svolti solo sull'albero 2 e sono stati effettuati considerando che il riduttore lavori con una riduzione di potenza del 30%. Di conseguenza le forze che si scambiano tra loro le ruote sono anch'esse diminuite perché si considera che la velocità in

ingresso del riduttore rimanga costante come nelle condizioni di progetto statico. Le forze che si scambiano le ruote e le reazioni vincolari sono quindi cambiate e vengono riportati di seguito i risultati ottenuti:

F_{t12}	2583 N	R_{Ax}	1150 N
F_{r12}	940 N	R_{Bx}	264 N
F_{t34}	7188 N	R_{Ay}	4105 N
F_{r34}	2616 N	R_{By}	-947 N
		R_A	4263 N
		R_B	983 N

Tabella 18 – Riepilogo forze applicate sull’albero con relative reazioni che generano nella verifica a fatica

Dopo aver trovato le reazioni vincolari è stata ricalcolata la sollecitazione di momento lungo i due piani x e y per poi sommare vettorialmente i due contributi e trovare il momento totale agente sull’albero. I risultati ottenuti sono i seguenti:

M_{x_C}	149821 Nmm
M_{x_D}	-38824 Nmm
M_{y_C}	41973 Nmm
M_{y_D}	10812 Nmm
M_C	155590 Nmm
M_D	40301 Nmm

Tabella 19 – Riepilogo momenti flettenti a fatica nelle sezioni di interesse

Si può notare dai risultati che sia reazioni vincolari che momento flettente sono diminuiti del 30% come effetto della riduzione di potenza del 30%, quindi sono legati da una proporzionalità diretta.

Il calcolo del diametro a fatica è stato eseguito solo in alcune particolari sezioni dell’albero che sono rappresentate e numerate di seguito:

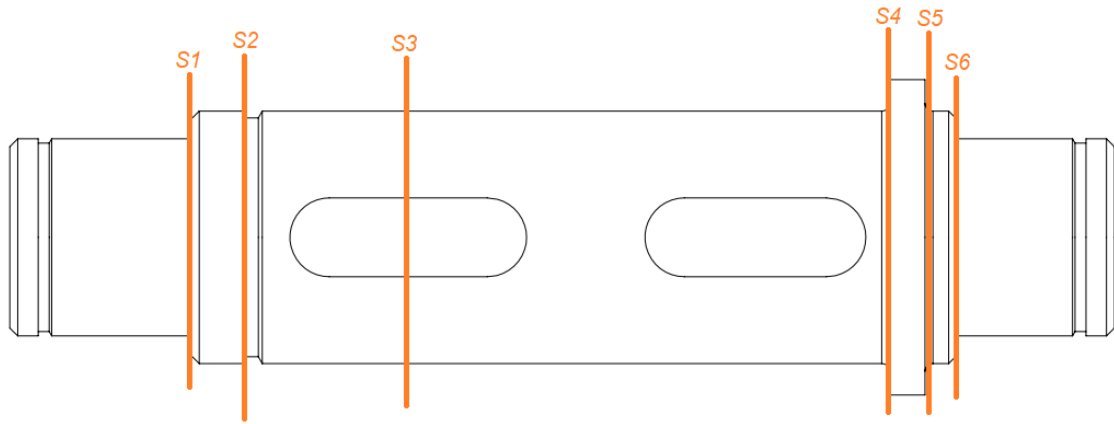


Figura 18 - Sezioni numerate per le quali verrà eseguita la verifica a fatica

Si è deciso di prendere in esame queste sezioni perché sono quelle dove è presente un cambio di diametro, ovvero uno spallamento, che genera un intaglio che peggiora la resistenza a fatica del componente. Per quel che riguarda le linguette, il dimensionamento a fatica viene fatto solo per la linguetta di “sinistra” perché risulta essere più sollecitata a momento flettente. Il calcolo è stato fatto ipotizzando che si abbia l’intaglio nel punto di massimo momento flettente che non corrisponde al punto esatto di dove è posizionato l’intaglio però questo risulta essere il caso peggiore di intaglio che si può avere sulle due linguette. Di conseguenza si può svolgere il calcolo a fatica solo in quel punto essendo che sicuramente le altre sezioni dove sono presenti gli intagli sono meno sollecitate e nel nostro caso in esame l’albero centrale è stato realizzato per avere lo stesso diametro lungo tutto il tratto dove vengono calettate le ruote e di conseguenza dove vengono realizzate le sedi delle linguette. Per quel che riguarda la sede dell’anello elastico Seeger il calcolo è stato effettuato solo nello spallamento di sinistra della cava perché la sede dell’anello elastico a destra termina con uno smusso e quindi ha un effetto di intaglio minore.

Come primo passaggio del dimensionamento a fatica dell’albero 2 abbiamo individuato che solo la tensione generata dal momento flettente aveva un comportamento oscillatorio, mentre la tensione generata dal momento torcente risulta essere costante durante tutto il funzionamento. La tensione generata dal momento flettente avrà una tensione media nulla e di conseguenza genererà una tensione corrispondente alla sola tensione alternata. Nel nostro caso abbiamo applicato il criterio di Von Mises modificato per il calcolo delle tensioni:

$$\sigma_{a,eq} = \sqrt{(k_{f,flex} \cdot \sigma_{a,flex} + k_{f,traz} \cdot \sigma_{a,traz})^2 + 3 \cdot (k_{f,tors} \cdot \tau_{a,tors})^2}$$

$$\sigma_{m,eq} = \sqrt{(\sigma_{m,flex} + \sigma_{m,traz})^2 + 3 \cdot \tau_{m,tors}^2}$$

Che se andiamo ad applicare al nostro caso in esame porta ad avere il seguente risultato:

$$\sigma_a = k_f \cdot \sigma_{zz,max}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} \cdot \tau_{max}$$

Dove σ_{max} è la tensione generata dal momento flettente massimo che si ha durante il funzionamento e τ_{max} la tensione generata dal momento torcente applicato all'albero.

Ora prima di andare ad analizzare lo stato tensionale sul diagramma di Goodman-Smith abbiamo corretto il limite di fatica con i relativi coefficienti di scala, di carico e di finitura superficiale che nel nostro caso sono risultati essere:

- $C_L=1$ (Solo momento torcente applicato per la fatica)
- $C_S=0.87$
- $C_F=0.9$

I quali abbassano il limite di fatica nel caso dell'albero 2 a $\sigma_{D-1}^C=407$ MPa.

Ora andando ad analizzare il diagramma di Goodman-Smith si nota che siamo nella regione denominata con “c” del diagramma alla quale corrisponde la seguente equazione di collasso:

$$\sigma_{max} - \sigma_m \left(\frac{\sigma_R - \sigma_N}{\sigma_R} \right) \geq \sigma_N$$

Da questa equazione con le dovute semplificazione si riesce a ricavare il valore del diametro nel seguente modo:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{CS}{\sigma_{D-1}^C} \left(\frac{32K_fM_{f,max}}{\pi} + \frac{16\sqrt{3}M_t}{\pi} \left(\frac{\sigma_{D-1}^C}{\sigma_R} \right) \right)}$$

In ogni sezione abbiamo calcolato il diametro minimo necessario per resistere alle sollecitazioni di fatica, inoltre abbiamo anche, a posteriori, calcolato un coefficiente di sicurezza che, in base ai vari diametri scelti nel disegno dell'albero 2, mostra quanto siamo “lontani” dal diametro minimo. Abbiamo anche valutato il diametro minimo calcolato staticamente nelle stesse sezioni per vedere quale dei due dimensionamenti fosse il più stringente in quella sezione essendo che nel calcolo a fatica viene utilizzato il 70% della coppia.

	S1	S2	S3	S4	S5	S6	
r	0,6	0,5	0,5	1	1	0,6	mm
D	32	32	32	40	40	32	mm
d	25	30,3	27	32	32	25	mm
K _t	2,35	2,1	-	2,2	2,35	2,1	
K _f	2,1	1,9	2,0	2,0	2,0	2,1	
M _x	36942	57466	149821	-17518	-14677	-3551	Nmm
M _y	10350	16099	41973	4879	4088	989	Nmm
M _{tot}	38365	59678	152478	18185	15236	3686	Nmm
M _t	0	0	247985	0	0	0	Nmm
d _{min}	15,93	17,79	26,96	12,26	11,56	7,30	mm

Tabella 20 – Risultati ottenuti con la verifica a fatica nelle sezioni di interesse

4 DIMENSIONAMENTO DELLE LINGUETTE

Le linguette sono dimensionate secondo la norma UNI 6604. Dalla tabella delle linguette unificate si sceglie soltanto la lunghezza, mentre invece gli altri parametri (spessore, altezza) sono standardizzati e non possono essere variati.

Si è scelto questo metodo di calettamento per le ruote sui 3 alberi perché più semplici da realizzare e quindi meno costosi. Per la ruota 4 si è utilizzata una linguetta ribassata per cercare di avere un mozzo ruota più basso in modo da non avere interferenza con la dentatura della ruota 2, rimandiamo al disegno del complessivo in allegato per avere un’idea del disegno. Nonostante le linguette ribassate riescano a trasmettere meno momento torcente per via della loro sezione ridotta, ai fini della coppia che dobbiamo trasmettere non abbiamo problemi di lunghezza delle linguette.

Per svolgere il dimensionamento delle linguette è stato considerato il momento torcente massimo poiché il dimensionamento va svolto staticamente.

Il materiale scelto per le linguette è un C45E con le seguenti caratteristiche:

σ_R	700	MPa
CS	3	
τ_{amm}	134,7	MPa

Tabella 21 – Caratteristiche materiale linguette

Dove la tensione ammissibile (τ_{amm}) e la tensione massima (τ_{max}) sono state calcolate nel seguente modo:

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_R}{\frac{CS}{\sqrt{3}}}$$
$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot 2 \cdot \frac{Mt}{d \cdot A_1}$$

In dettaglio si riassumono le lunghezze scelte delle varie linguette con tensione massima sulla linguetta e dimensioni della sezione secondo normativa:

	Diametro mozzo	b x h	Lunghezza	τ
Ruota 1	32	8 x 7	22	68,2
Ruota 2	32	10 x 8	27	133,6
Ruota 3	34	10 x 8	30	119,2
Ruota 4	70	20 x 8	56	48,0

Tabella 22 – Riepilogo dei calcoli sulla verifica della lunghezza delle linguette

5 SCELTA DEI CUSCINETTI

Per il calcolo del dimensionamento dei cuscinetti abbiamo fatto riferimento al procedimento di calcolo illustrato nel catalogo SKF, motivo per cui abbiamo anche deciso di prendere tutti cuscinetti di questo produttore. Come prima indicazione si è cercato di posizionare un cuscinetto che avesse la funzione di cerniera e uno che avesse la funzione di carrello per ogni albero, questo ovviamente per bloccare tutti i gradi di libertà dell'albero senza rendere il sistema iperstatico. In prima battuta si è cercato di utilizzare nel vincolo più sollecitato un cuscinetto a rulli che abbia la funzione di carrello per poi utilizzare un cuscinetto a sfere con la funzione di cerniera per il restante vincolo. Questo ragionamento è stato svolto correttamente per l'albero 2 e 3, mentre per l'albero 1 si è deciso di posizionare due cuscinetti a sfere con uno dei due montato come carrello, ovvero con la ralla esterna non vincolata, per riuscire a rispettare il vincolo delle 25000 ore di funzionamento.

Per il calcolo del numero di ore di funzionamento dei cuscinetti sono state utilizzate le seguenti formule:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p ;$$

(Con $p=3$ per i cuscinetti a sfere e $p=10/3$ per i cuscinetti a rulli)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} ;$$

Per il coefficiente a_1 abbiamo scelto un valore di affidabilità del calcolo delle ore di funzionamento pari al 90% che corrisponde ad $a_1=1$. Abbiamo scelto questo valore di affidabilità perché il nostro caso in esame non necessita di un'affidabilità troppo alta. Sebbene siano sempre da evitare, un possibile guasto al cuscinetto comporterebbe "solo" il fermo macchina con la sostituzione del solo cuscinetto e non di tutto il riduttore o degli organi collegati in ingresso e in uscita dallo stesso.

Il coefficiente a_{skf} invece è funzione delle condizioni di lubrificazione, del livello di contaminazione e il rapporto del carico limite di fatica. Si è scelto di prendere come fattore di contaminazione $\eta_c=0.2$ perché abbiamo valutato che il riduttore può lavorare anche in condizioni di pulizia non perfette, anzi, i riduttori pendolari vengono spesso utilizzati anche per applicazioni in ambienti di lavoro che possono essere sporchi.

L'ultima scelta progettuale che abbiamo eseguito è stata la decisione del lubrificante da inserire nel riduttore, fattore molto importante perché va ad influenzare notevolmente il coefficiente a_{skf} e quindi la durata del cuscinetto stesso. Abbiamo deciso di cercare un lubrificante ottimizzato per l'albero 2 in modo da non avere un lubrificante troppo viscoso richiesto dall'albero 3 (essendo che ruota a velocità molto basse) e al tempo stesso per non avere un olio troppo poco viscoso richiesto dai cuscinetti dell'albero 1. Tutte queste considerazioni hanno fatto ricadere la scelta del lubrificante su un ISO 320. Dopo aver descritto tutte le decisioni progettuali prese riportiamo di seguito una tabella con tutti i cuscinetti scelti e i relativi parametri che li caratterizzano:

	1A	1B	2A	2B	3A	3B
Appellativo	W 6306	6305	NU 2205 ECP	W 6205	NU 211 ECP	61913
d	30	25	25	25	55	65
D	72	62	52	52	100	90
B	19	17	18	15	21	13
C0	15	11,6	34	7,65	95	12
C	22,9	23,4	39	11,7	96,5	17,4
Pu	0,64	0,49	4,25	0,335	12,2	0,68
f0	13,3	12	-	13,8	-	16,6
Kr	0,035	0,03	0,2	0,03	0,15	0,02
P	1422	3581	6090	1404	7487	3441
L₁₀	4174	522	488	578	5021	129
a₁	1	1	1	1	1	1
a_{SKF}	2,1	1,7	0,6	0,9	0,3	0,7
η_c	0,2	0,2	0,2	0,20	0,2	0,2
k	3,57	2,78	0,89	0,89	0,66	0,63
L in ore	25420	25567	25507	51142	50812	25013

Tabella 23 – Riepilogo dati e durata di funzionamento dei cuscinetti

Come ultimo passaggio abbiamo eseguito la verifica a carico minimo e la verifica alla velocità critica secondo quanto riportato nel catalogo SKF. Le formule utilizzate per queste due verifiche sono quelle citate nel paragrafo “Carico minimo” del catalogo SKF a pagina 266 per i cuscinetti a sfere e a pagina 429 per i cuscinetti a rulli, mentre la verifica alla velocità critica si trova sotto il paragrafo “Velocità di riferimento” a pagina 99. Di seguito riportiamo i risultati ottenuti per entrambe le verifiche:

Carico minimo	1A	1B	2A	2B	3A	3B
F _{rm}	155	97	1209	35	904	44 N

Tabella 24 – Verifica a carico minimo dei cuscinetti

Velocità critica	1A	1B	2A	2B	3A	3B
n _{perm}	8800	9600	6000	12000	2992,5	6000 rpm

Tabella 25 – Verifica a velocità critica dei cuscinetti

6 SPECIFICHE DI MONTAGGIO

Di seguito verrà descritto il processo di montaggio del riduttore, ogni componente avrà un numero identificativo che si può trovare nella bollatura che è stata fatta nel disegno del complessivo.

Come primo passo si andranno a montare sull'albero i cuscinetti dell'albero centrale e dell'albero di uscita in modo da avere buona parte delle operazioni che richiedono un montaggio a banco molto vicine tra loro senza far cambiare postazione di lavoro all'operatore troppo spesso.

Quindi si parte con il montare il cuscinetto 34 e la ralla interna del cuscinetto 41 sull'albero in uscita del riduttore contrassegnato dal numero 32. Poi si procede con il montaggio del cuscinetto 8 e della ralla interna del cuscinetto 10 sull'albero centrale, ovvero il numero 14.

Dopo aver posizionato i cuscinetti a banco si posizionano gli anelli di tenuta Seeger su ogni cuscinetto montato che evitano lo spostamento assiale della ralla interna. Quindi si andrà a montare l'anello 33 nella sua apposita cava e in battuta con il cuscinetto 34. Procedimento analogo verrà poi fatto con l'anello 39 e il cuscinetto 41, con un anello 9 e il cuscinetto 8, con un anello 9 e il cuscinetto 10.

Ora comincia il montaggio degli alberi negli appositi alloggiamenti della carcassa. Il primo albero ad essere montato sulla carcassa è l'albero centrale, identificato con il numero 14. Quindi si prende la carcassa B contrassegnata con il numero 20 e l'albero 14 con sopra montati gli elementi predisposti precedentemente a banco, partendo dall'estremità dove è presente la ralla interna del cuscinetto 10 lo si inserisce nell'apposito foro praticato nella carcassa fino a far andare in battuta la ralla esterna del cuscinetto 8 con lo spallamento della carcassa B. Successivamente si prende l'anello di tenuta o- numero 6 e lo si posiziona nella sede praticata nel tappo di chiusura della carcassa numero 30. Prima di montare il tappo vengono inseriti gli spessori sfogliabili 50 che garantiscono il perfetto blocco assiale del cuscinetto 8 che svolge il ruolo di cerniera. Quindi dopo aver posizionato o-ring e spessori sfogliabili sul tappo si inserisce il tutto nella carcassa fino a fare andare in battuta il tappo con la ralla esterna del cuscinetto per poi andare a chiudere il tutto con tre viti filettate numero 25. Si procede adesso nell'inserire la linguetta 17 nell'apposita sede sull'albero centrale, si inserisce poi la ruota dentata numero 23 portandola in battuta fino allo spallamento dell'albero poi si monta il distanziale 22, la linguetta 16 nella sua sede, la ruota dentata 15 fino a mandarla in battuta con il distanziale montato precedentemente e, infine, si posiziona un anello elastico numero 5 che blocca assialmente le due ruote e il distanziale.

Adesso si passa al montaggio dell'albero di uscita numero 32 sulla stessa carcassa B (numero 20) su cui è appena stato montato l'albero centrale. Quindi per come già è stato fatto prima per l'albero 14 si inserisce l'albero 32 partendo dal lato dove è stata montata la sola ralla interna del cuscinetto 41 nel foro presente nella carcassa B fino a portare in battuta la ralla esterna del cuscinetto 34 con lo spallamento della carcassa. Si procede poi con il montare l'o-ring 35 nella sua sede praticata sul tappo 31, si inseriscono gli spessori sfogliabili 51 e si inserisce anche il Corteco numero 12 nella sua sede sempre sul tappo 31 facendo attenzione che il montaggio del Corteco venga fatto con lo scopo di mantenere il lubrificante all'interno del riduttore e non per evitare l'entrata di polveri e sporcizia del riduttore. Si può ora montare il tappo 31 fino a farlo andare in battuta con la ralla esterna del cuscinetto 34 per poi chiudere il tutto con tre viti numero 25. Si inserisce ora la linguetta 40 nella

sua sede e si inserisce la ruota 36 fino a portarla in battuta con lo spallamento, per fissare assialmente il tutto si monta poi l'anello elastico 38.

Dopo aver montato l'albero numero 32 e l'albero numero 14 si inseriscono le due spine di centraggio numero 28 nella carcassa, si applica poi una pasta sigillante lungo tutta la costola della carcassa dove avverrà la chiusura con la funzione di evitare fuoriuscite di lubrificante. Si prende l'altro lato della carcassa ovvero il numero 19 e aiutandosi con le due spine di centraggio si posiziona la carcassa fino a farla combaciare con l'altra parte, successivamente attraverso le viti 37 e i dadi 29 si bloccano tra di loro le due carcasse.

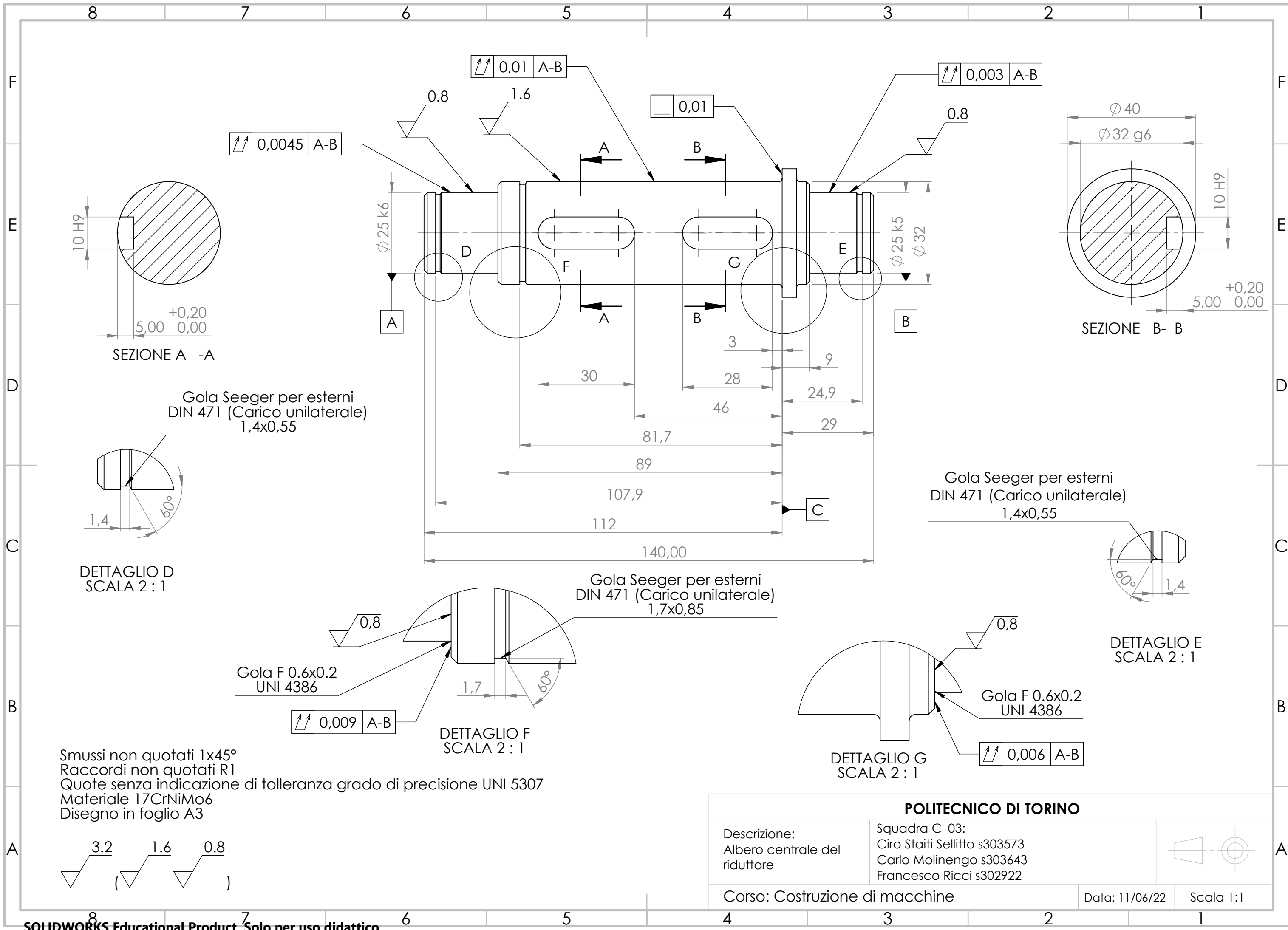
Si completa desso il montaggio del cuscinetto 10 sull'albero 14 andando a inserire corpi volventi, gabbia e ralla esterna, si inserisce l'o-ring 6 nella sede del tappo 18 e poi si porta in battuta il tappo con la ralla esterna del cuscinetto per poi chiudere il tappo con tre viti 25. Procedimento analogo viene fatto completando il montaggio del cuscinetto 41 inserendo corpi volventi, gabbia e ralla esterna, si inserisce poi l'o-ring 43 nella sede del tappo 46 e si inserisce il Corteco 42 orientato per evitare la fuoriuscita di lubrificate anch'esso nella sua apposita sede, infine si inserisce il tappo fino a farlo andare in battuta con la ralla esterna del cuscinetto e si blocca il tutto con tre viti numero 25.

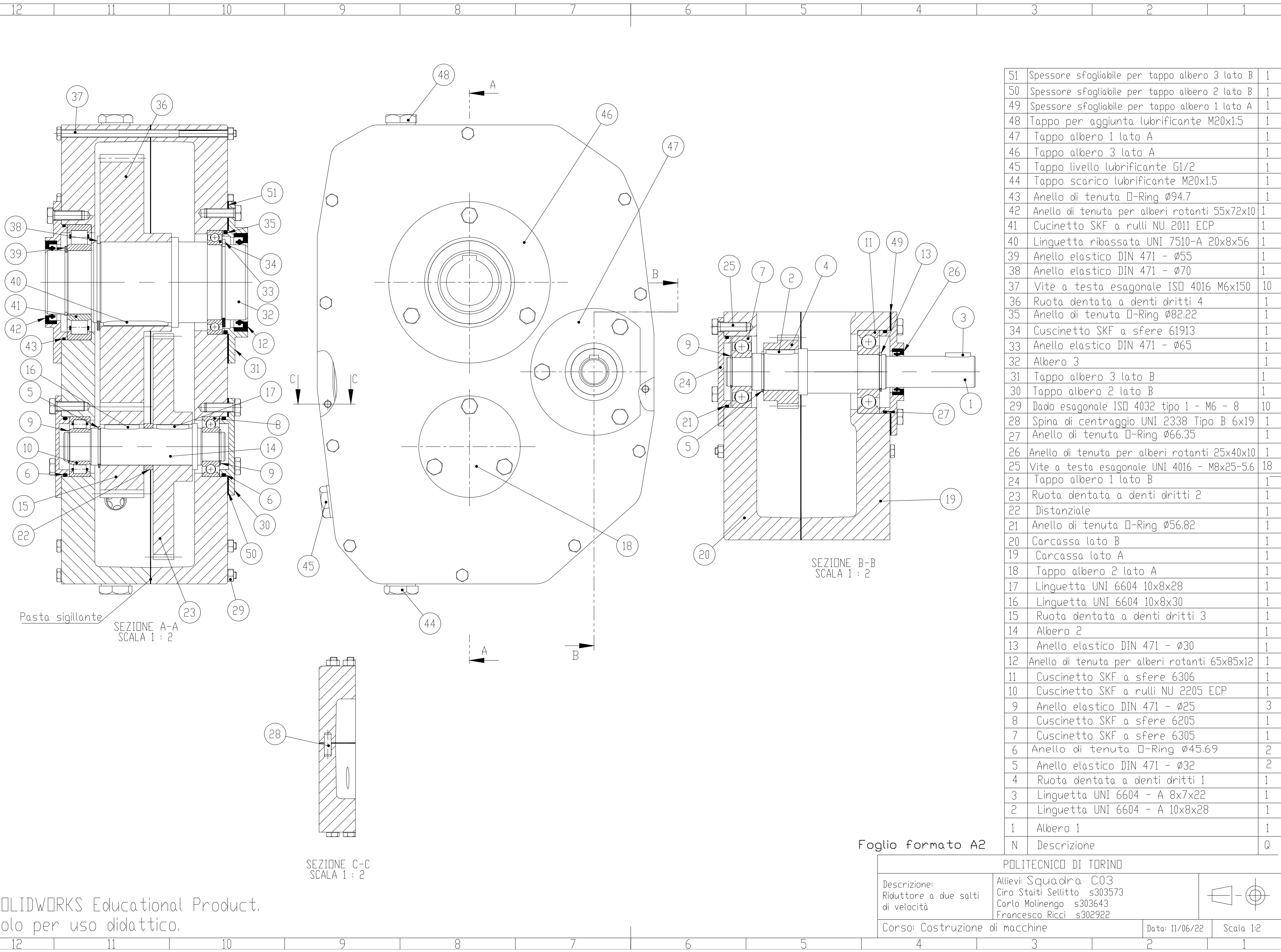
Adesso si procede al montaggio di tutti i componenti che andranno posizionati sull'albero di ingresso contrassegnato dal numero 1, si inizia con il montaggio a banco del cuscinetto 11 con il relativo bloccaggio assiale della ralla interna montando l'anello elastico Seeger numero 13. Si continua inserendo la linguetta numero 2 nella sua apposita sede e poi si monta la ruota dentata numero 4 bloccandola assialmente con un anello Seeger numero 5. Adesso è possibile montare a banco il cuscinetto 7 bloccandolo poi assialmente con un anello elastico numero 9. Ora si prende l'albero 1 e lo si inserisce nella carcassa già chiusa dalla parte della carcassa numero 19 fin quando la ralla esterna del cuscinetto 11 va in battuta con lo spallamento della carcassa. Si può procedere con l'inserire l'anello di tenuta o-ring 27 nella sede del tappo 47, si inseriscono gli spessori sfogliabili numero 49 e il Corteco numero 26 nella sede ricavata nel tappo stesso facendo attenzione che sia montato per evitare la fuoriuscita del lubrificante. Successivamente si inserisce il tappo 47 nella sua sede nella carcassa 19 e lo si fissa con l'uso di tre viti numero 25. Come ultimo passaggio per questa parte si monta l'anello di tenuta o-ring numero 21 nella sua sede del tappo 24 e si monta poi il tappo stesso nella sua sede ricavata nella carcassa 20, infine si blocca il tappo con l'utilizzo di tre viti numero 25.

Come ultimi passaggi del montaggio del riduttore si procede con l'inserire nelle apposite sedi nella carcassa il tappo di scarico del lubrificante numero 44 e il tappo di controllo del livello dell'olio numero 45. Si inserisce ora all'interno del riduttore la quantità di olio necessaria alla lubrificazione e infine si monta il tappo per l'inserimento del lubrificante numero 48.

7 BIBLIOGRAFIA

- E. Chirone, S. Tornincasa / Disegno tecnico industriale - volume 2, ed. IL CAPITELLO, 2011;
- Manuale SKF cuscinetti volventi;
- A. Gugliotta / Dispense del corso di “Costruzione di macchine”, Ing. Meccanica Magistrale, Politecnico di Torino;
- Luigi Cagliariis, Stefano Fava, Carlo Tommasello / Manuale di Meccanica, casa editrice Hoepli;





51	Spessore sfogliabile per tappo albero 3 lato B	1
50	Spessore sfogliabile per tappo albero 2 lato B	1
49	Spessore sfogliabile per tappo albero 1 lato A	1
48	Tappo per aggiunta lubrificante M20x1.5	1
47	Tappo albero 1 lato A	1
46	Tappo albero 3 lato A	1
45	Tappo livello lubrificante G1/2	1
44	Tappo scarico lubrificante M20x1.5	1
43	Anello di tenuta □-Ring Ø94.7	1
42	Anello di tenuta per alberi rotanti 55x72x10	1
41	Cucinetto SKF a rulli NU 2011 ECP	1
40	Linguetta ribassata UNI 7510-A 20x8x56	1
39	Anello elastico DIN 471 - Ø55	1
38	Anello elastico DIN 471 - Ø70	1
37	Vite a testa esagonale ISO 4016 M6x150	10
36	Ruota dentata a denti dritti 4	1
35	Anello di tenuta □-Ring Ø82.22	1
34	Cuscinetto SKF a sfere 61913	1
33	Anello elastico DIN 471 - Ø65	1
32	Albero 3	1
31	Tappo albero 3 lato B	1
30	Tappo albero 2 lato B	1
29	Dado esagonale ISO 4032 tipo 1 - M6 - 8	10
28	Spina di centraggio UNI 2338 Tipo B 6x19	1
27	Anello di tenuta □-Ring Ø66.35	1
26	Anello di tenuta per alberi rotanti 25x40x10	1
25	Vite a testa esagonale UNI 4016 - M8x25-5.6	18
24	Tappo albero 1 lato B	1
23	Ruota dentata a denti dritti 2	1
22	Distanziale	1
21	Anello di tenuta □-Ring Ø56.82	1
20	Carcassa lato B	1
19	Carcassa lato A	1
18	Tappo albero 2 lato A	1
17	Linguetta UNI 6604 10x8x28	1
16	Linguetta UNI 6604 10x8x30	1
15	Ruota dentata a denti dritti 3	1
14	Albero 2	1
13	Anello elastico DIN 471 - Ø30	1
12	Anello di tenuta per alberi rotanti 65x85x12	1
11	Cuscinetto SKF a sfere 6306	1
10	Cuscinetto SKF a rulli NU 2205 ECP	1
9	Anello elastico DIN 471 - Ø25	3
8	Cuscinetto SKF a sfere 6205	1
7	Cuscinetto SKF a sfere 6305	1
6	Anello di tenuta □-Ring Ø45.69	2
5	Anello elastico DIN 471 - Ø32	2
4	Ruota dentata a denti dritti 1	1
3	Linguetta UNI 6604 - A 8x7x22	1
2	Linguetta UNI 6604 - A 10x8x28	1
1	Albero 1	1
N	Descrizione	Q

Foglio formato A2

POLITECNICO DI TORINO		
Descrizione: Riduttore a due salti di velocità	Allievi: Squadra C03 Ciro Staiti Sellitto s303573 Carlo Molinengo s303643 Francesco Ricci s302922	
Corso: Costruzione di macchine		Data: 11/06/22
		Scala 1:2

SOLIDWORKS Educational Product.
Solo per uso didattico.