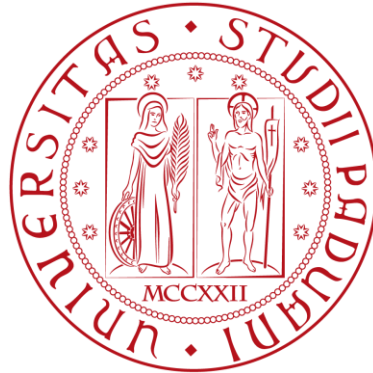


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA E MECCATRONICA



TESI DI LAUREA TRIENNALE

ANALISI NUMERICA DI UN ALBERO DI SUPPORTO

BOBINA PER MACCHINA AUTOMATICA

Relatore: Ing. Michele Zappalorto

Correlatore: Ing. Alessandro Pontefisso

Laureando: Luca Cogo

Matr: 1009470

ANNO ACCADEMICO 2013/2014

A mamma Rita

INDICE

1	Prefazione	1
2	Analisi fem preliminare	4
2.1	Vincoli	4
2.2	Carichi	6
2.2.1	Calcolo delle reazioni vincolari sulle chiavette tramite un modello semplificato dell'assieme bobina-chiavette	9
2.2.1.1	Forze applicate sul modello semplificato	9
2.2.1.2	Vincoli applicati sul modello semplificato	10
2.2.1.3	Risultati delle reazioni	11
2.2.2	Applicazione forze sull'albero	14
2.3	Mesh	16
2.4	Analisi e risultati.....	18
3	Analisi fem dell'albero con mesh risolta.....	23
3.1	Mesh	23
3.2	Vincoli e carichi	24
3.3	Risultati.....	24
4	Analisi a fatica.....	25
4.1	Materiale.....	26
4.2	I coefficienti Kf Kl e Kd.....	26
4.3	Il rapporto di ciclo e l'effetto della tensione media applicata	27
4.4	Calcolo della portata.....	30
5	Conclusione	31
	Bibliografia.....	32
	Ringraziamenti	33

1 PRAFAZIONE

In questa tesi si andrà ad analizzare un albero di supporto bobina che fa parte di un asservimento di una macchina automatica per lo stampaggio di lamiera a freddo.

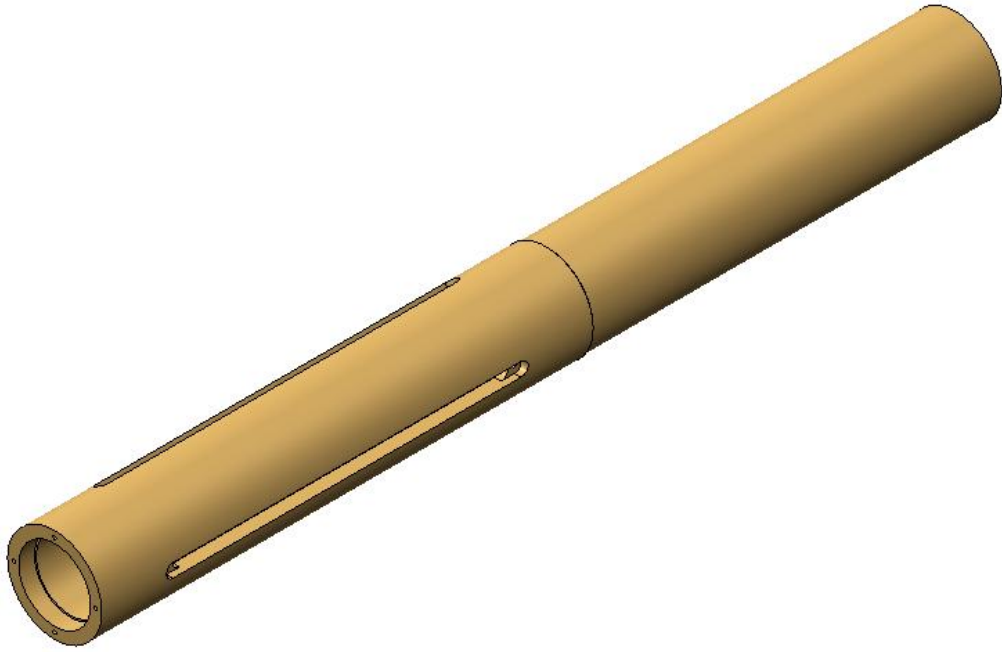
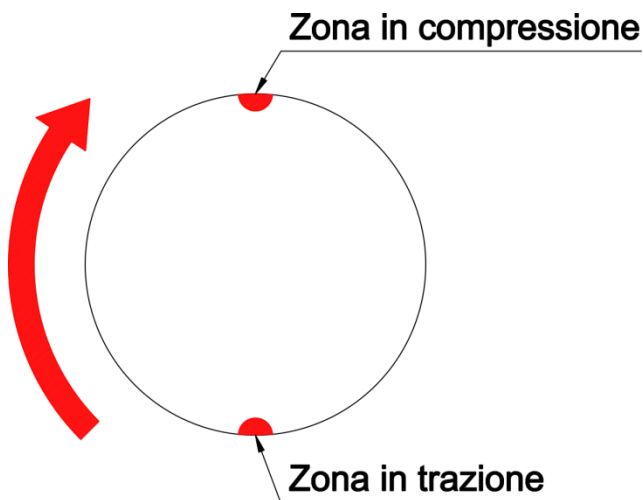


Figura 1
Albero di supporto bobina



Figura 2
Assieme svolgitore bobina

L'albero in rotazione sottoposto al peso della bobina è soggetto al fenomeno denominato fatica; il fenomeno della fatica è stato introdotto dall'ingegnere tedesco August Wöhler, dipendente presso le ferrovie dello stato, che notò delle rotture sugli assali dei treni seppur fossero caricati con carichi minori da quelli previsti nella progettazione statica.



Le rotture sugli assali si manifestavano perché, per l'effetto della rotazione, zone prima soggette a compressione erano poi soggette a trazione in modo ciclico.

Figura 3
Albero soggetto a flessione rotante

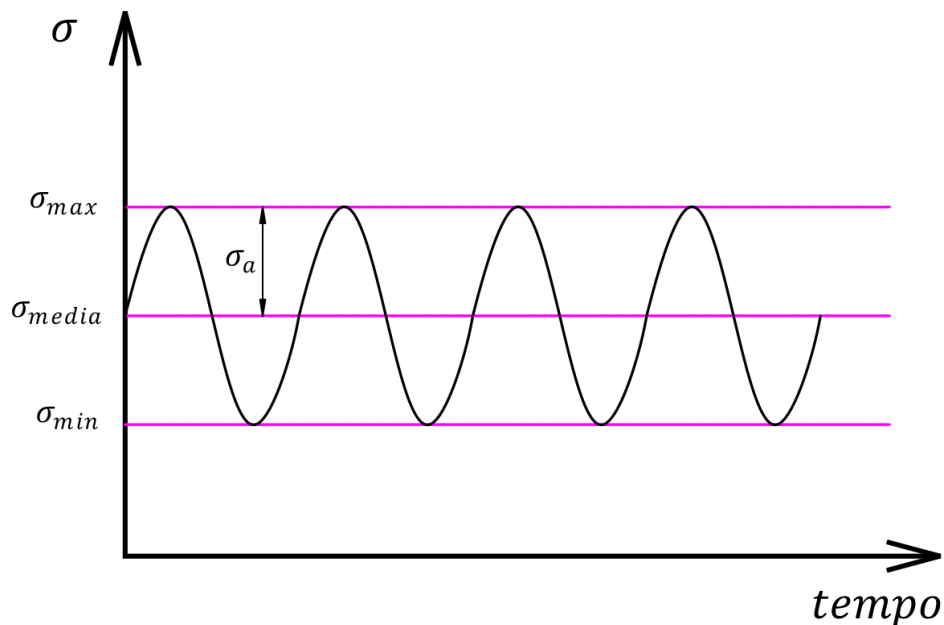


Figura 4
Rappresentazione di una tensione variabile nel tempo

L'ingegnere tedesco eseguì numerose prove sperimentali su provini normalizzati, a cui applicò carichi di ampiezza variabile, ricavando un diagramma che viene chiamato "curva di Wöhler". Tale curva mette in relazione il numero di cicli che un componente supporta prima di andare a rottura, con l'ampiezza di sollecitazione a cui è sottoposto.

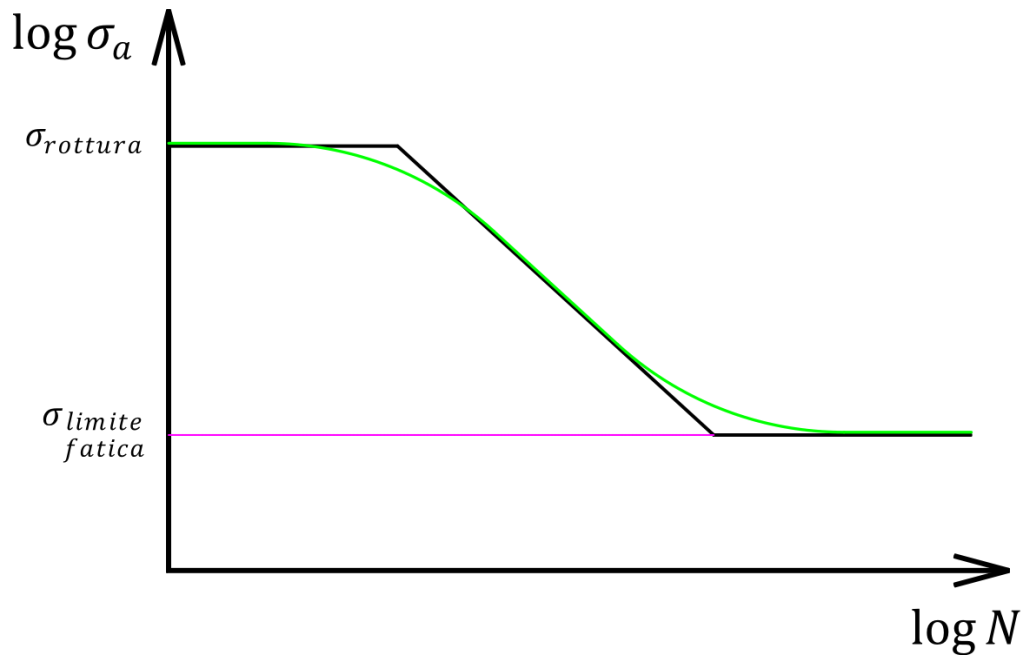


Figura 5
curva di Wöhler

Come si può vedere dalla fig.5, al di sotto di una certa ampiezza di tensione chiamata limite a fatica, il componente può essere sottoposto ad un numero di cicli infiniti.

L'obiettivo che questa tesi si propone, è quello di determinare il peso massimo della bobina che un operatore può caricare nello svolgitoro, in modo da garantire una tensione massima nel componente inferiore al limite di fatica, in modo da escludere eventuali rotture dovute al fenomeno descritto precedentemente.

2 ANALISI FEM PRELIMINARE

2.1 VINCOLI

L'albero è vincolato tramite due supporti, ciascuno dei quali ha all'interno un cuscinetto orientabile, il quale permette la rotazione dell'albero attorno l'asse longitudinale, ma anche piccole rotazioni attorno agli assi trasversali.

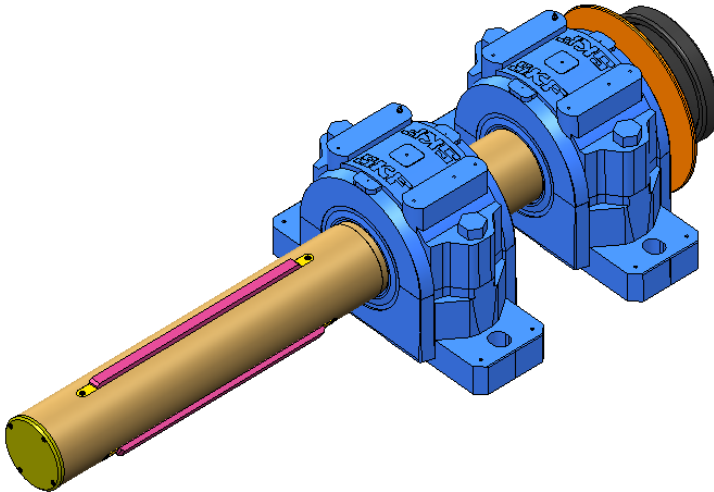


Figura 6
Assieme albero con supporti

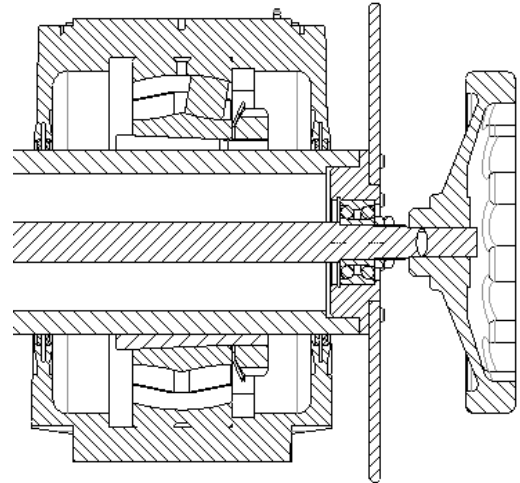


Figura 7
Particolare della sezione supporto albero



Figura 8
Cuscinetto orientabile

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
150	270	73	850	1080	2200	3000	22230 CCK/W33 *

Technical drawing of the bearing showing dimensions: D 270, D₁ 234, B 73, d 150, d₂ 178, K 7,5, b 13,9, r_{1,2min} 3, r_{amax} 2,5, D_{amax} 256. Tapered bore, taper 1: 12.

Calculation factors
 e 0,26
 Y₁ 2,6
 Y₂ 3,9
 Y₀ 2,5

Figura 9
Dati tecnici cuscinetto

Per simulare il cuscinetto orientabile, nel software di calcolo ANSYS, si è utilizzato un particolare tipo di vincolo chiamato "remote displacement"; esso permette la rotazione dei punti appartenenti alla superficie selezionata attorno a un punto detto master, di cui si possono decidere i gradi di libertà nelle traslazioni.

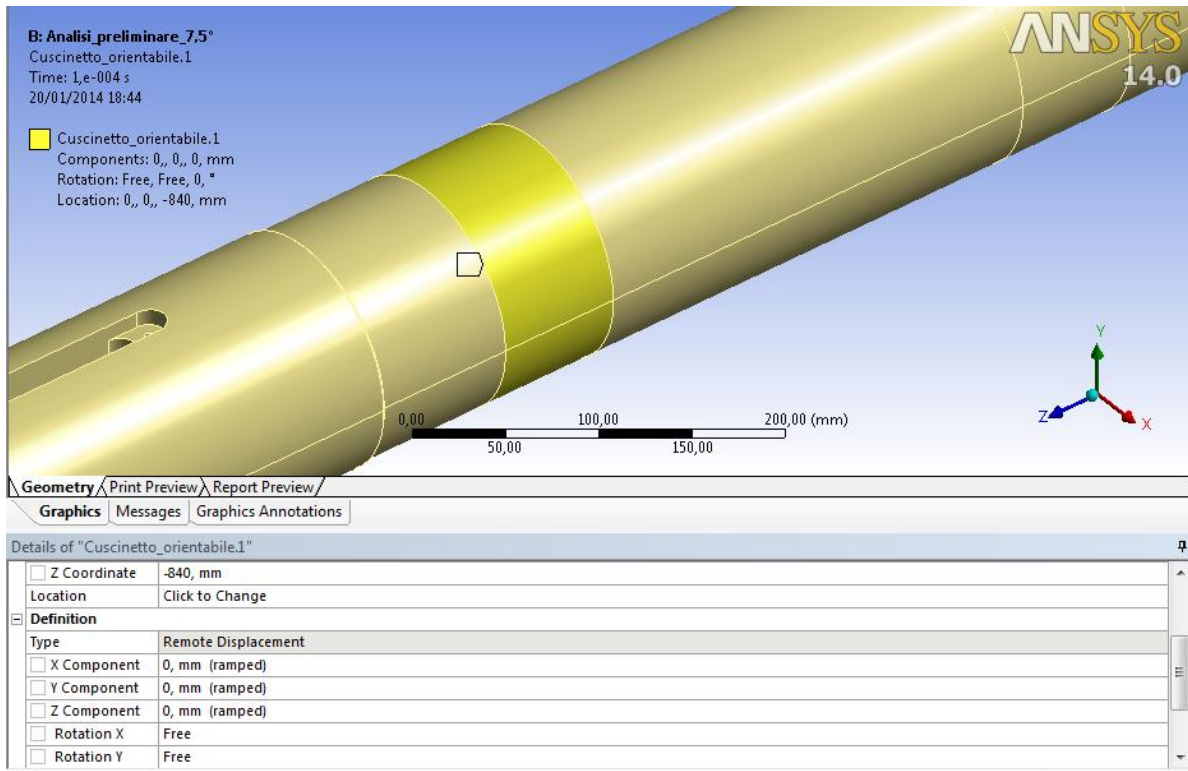


Figura 10
Vincolo 1

In figura sono evidenziate in giallo le superfici di contatto con il cuscinetto orientabile; i punti appartenenti a queste superfici, sono liberi di ruotare attorno agli assi X e Y di un punto a cui sono stati bloccati i tre gradi di libertà di traslazione; tale punto si trova nel baricentro geometrico delle superfici selezionate.

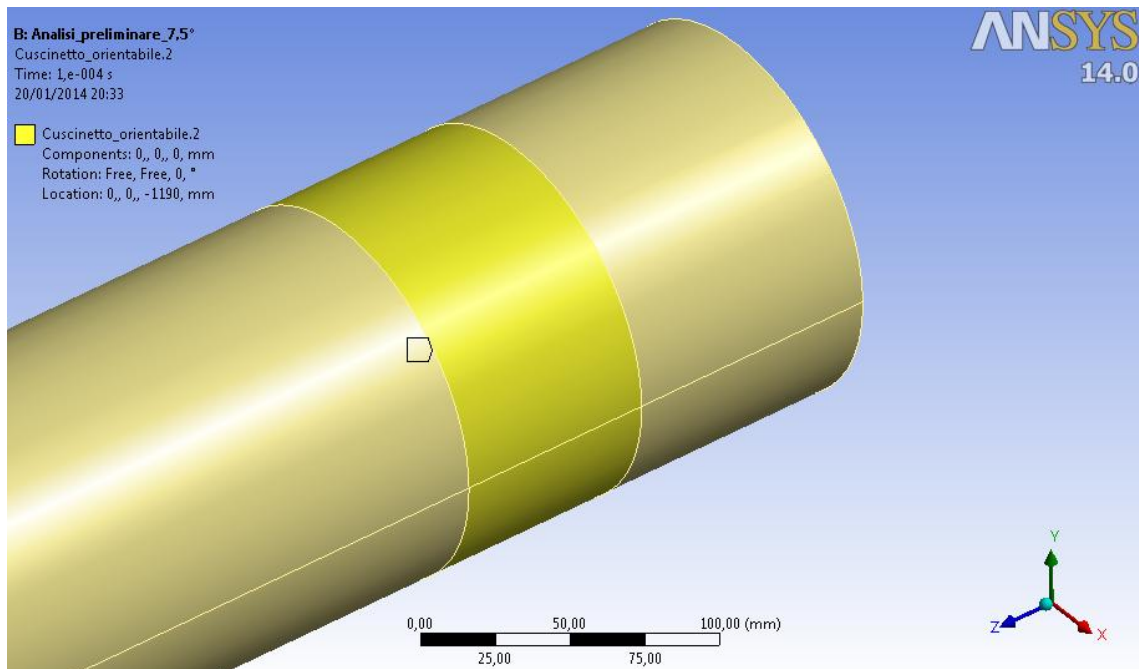


Figura 11
Vincolo 2

2.2 CARICHI

Il peso della bobina viene scaricato sull'albero tramite alcuni particolari meccanici, che hanno la funzione di bloccare la bobina attraverso un cinematismo vite-madrevite azionato manualmente.

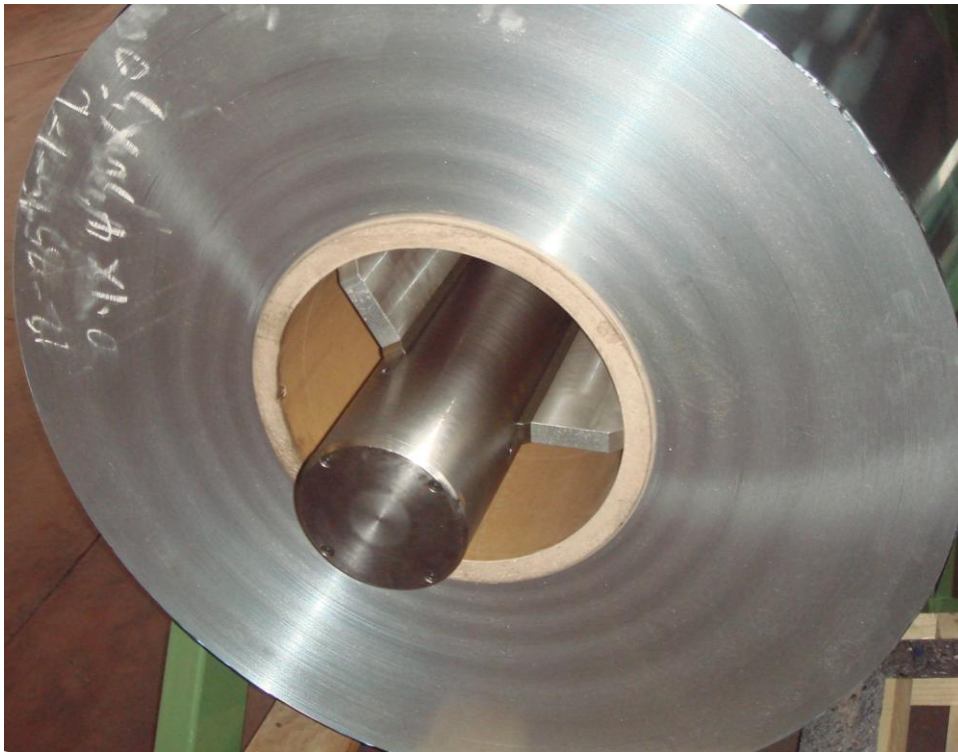


Figura 12

Foto della bobina montata sullo svolgitore

Come si può vedere in fig.13 il movimento longitudinale del corpo centrale provoca l'espansione delle chiavette e quindi il bloccaggio della bobina.

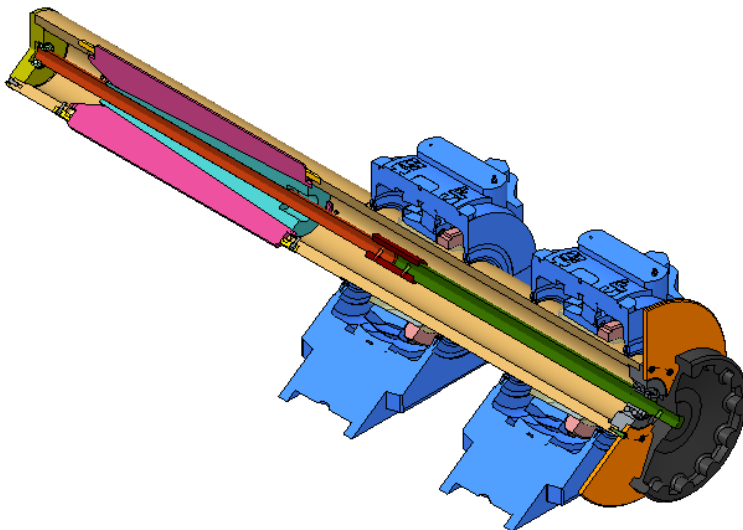


Figura 13

Vista in sezione del cinematismo vite-madrevite

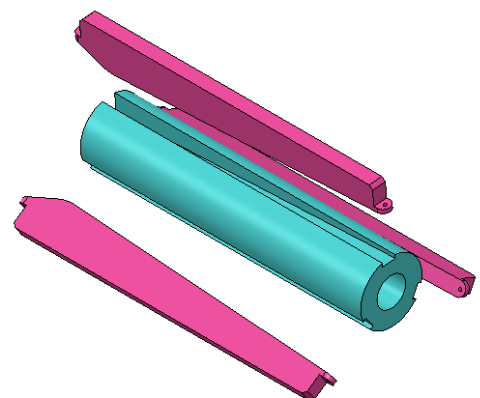


Figura 14

Chiavette bloccaggio bobina

Come si può notare dalla fig.16 il carico viene trasmesso attraverso le superfici evidenziate in rosso; l'entità del carico su queste facce sarà funzione della posizione angolare della bobina, e tramite l'ausilio di ANSYS e di un modello semplificato dell'assieme bobina-chiavette si andrà a calcolare il valore di tali forze trasmesse.

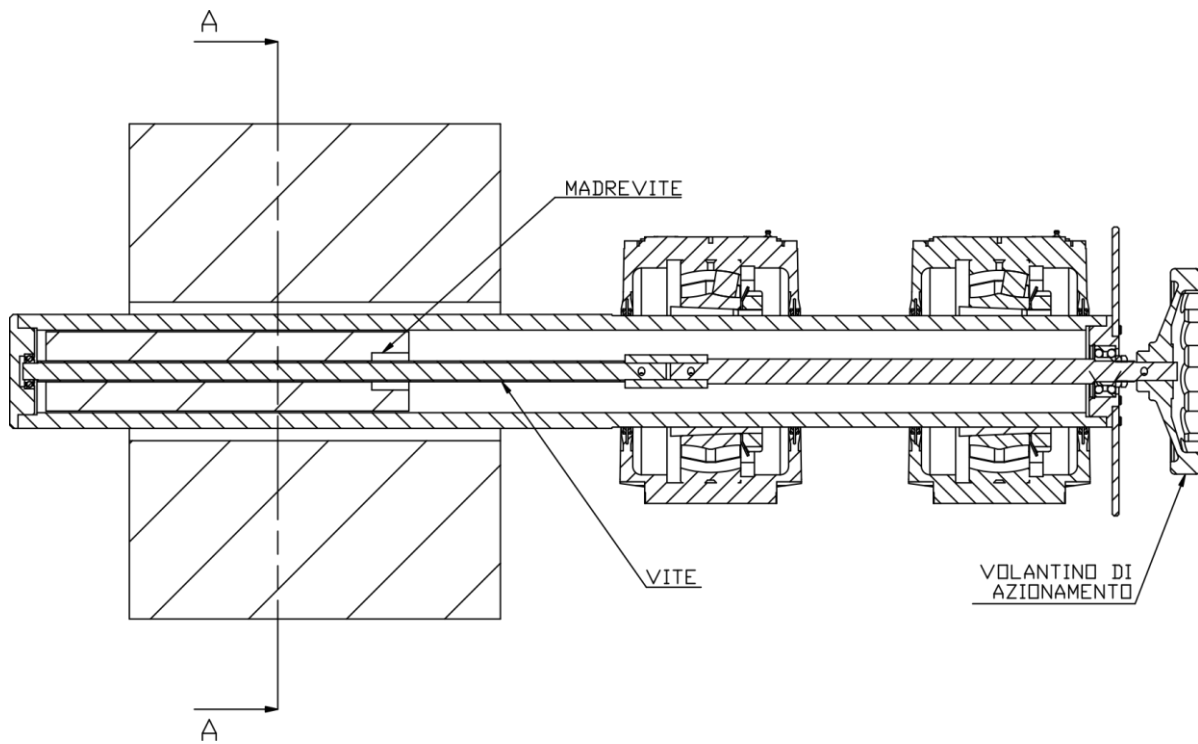


Figura 15
Sezione complessiva

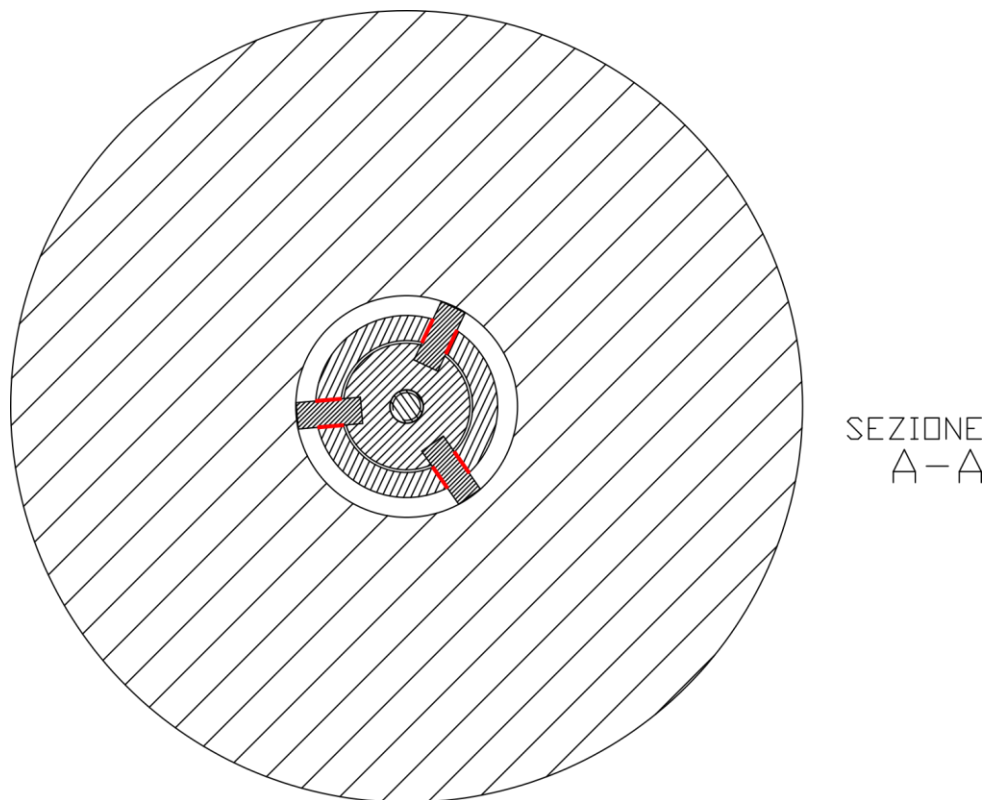


Figura 16
Zona di contatto tra chiavette e albero di supporto

Dalla fig.17 si nota che la bobina, una volta compiuta una rotazione di 120° , ritorna ad una situazione analoga a quella iniziale; questo è molto importante perché si sfrutterà questa "simmetria" per semplificare i calcoli da far eseguire al computer.

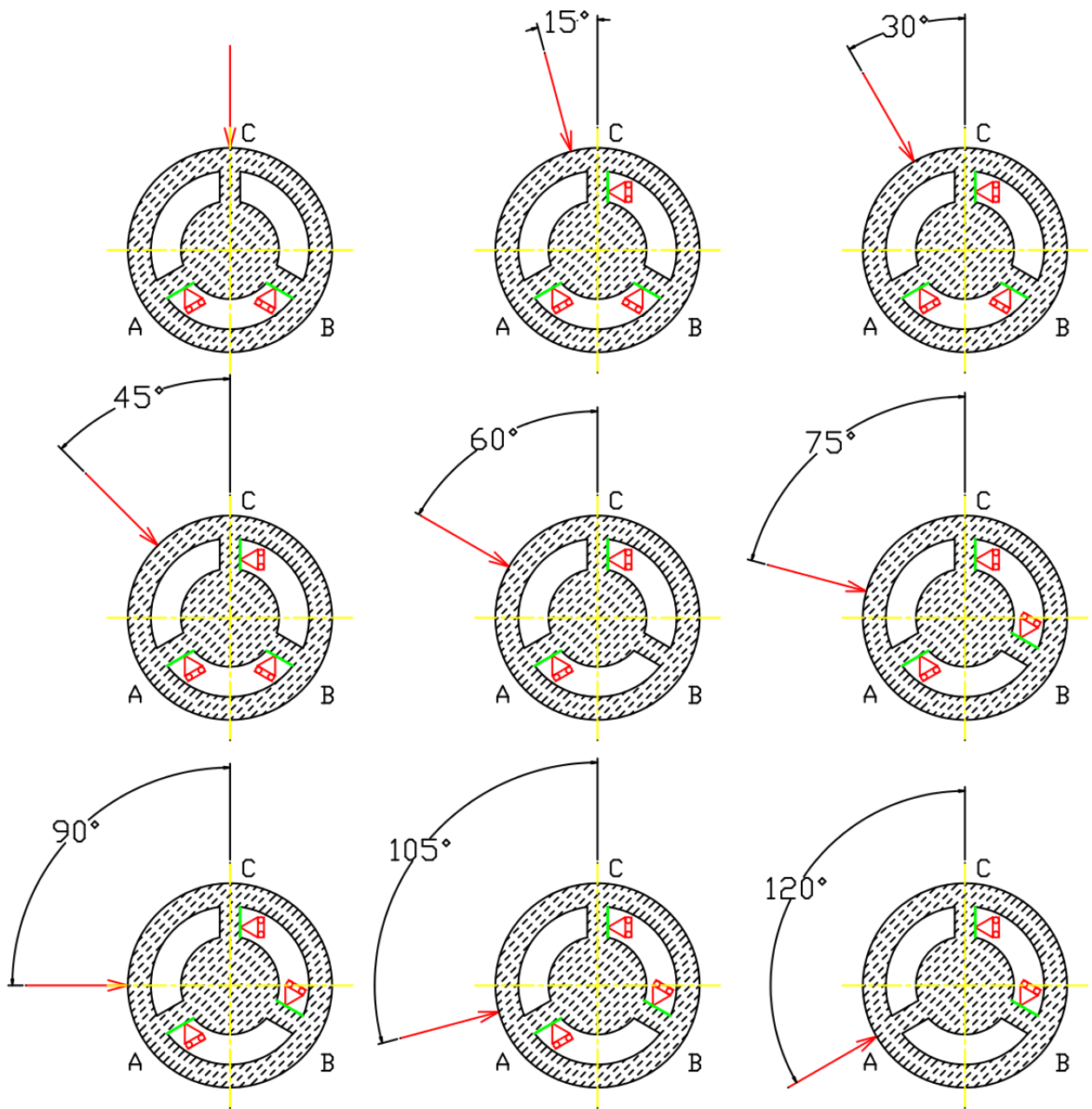


Figura 17
Schema forze applicato in ANSYS

2.2.1 CALCOLO DELLE REAZIONI VINCOLARI SULLE CHIAVETTE TRAMITE UN MODELLO SEMPLIFICATO DELL'ASSIEME BOBINA-CHIAVETTE

2.2.1.1 Forze applicate sul modello semplificato

Come anticipato in precedenza, per il calcolo delle forze scambiate tra chiavette e albero, in ANSYS verrà utilizzato un modello semplificato (fig. 18).

E' stata applicata una forza di 1000N sulla superficie esterna della bobina (vedi fig. 18) in grado di ruotare da 0 a 120°.

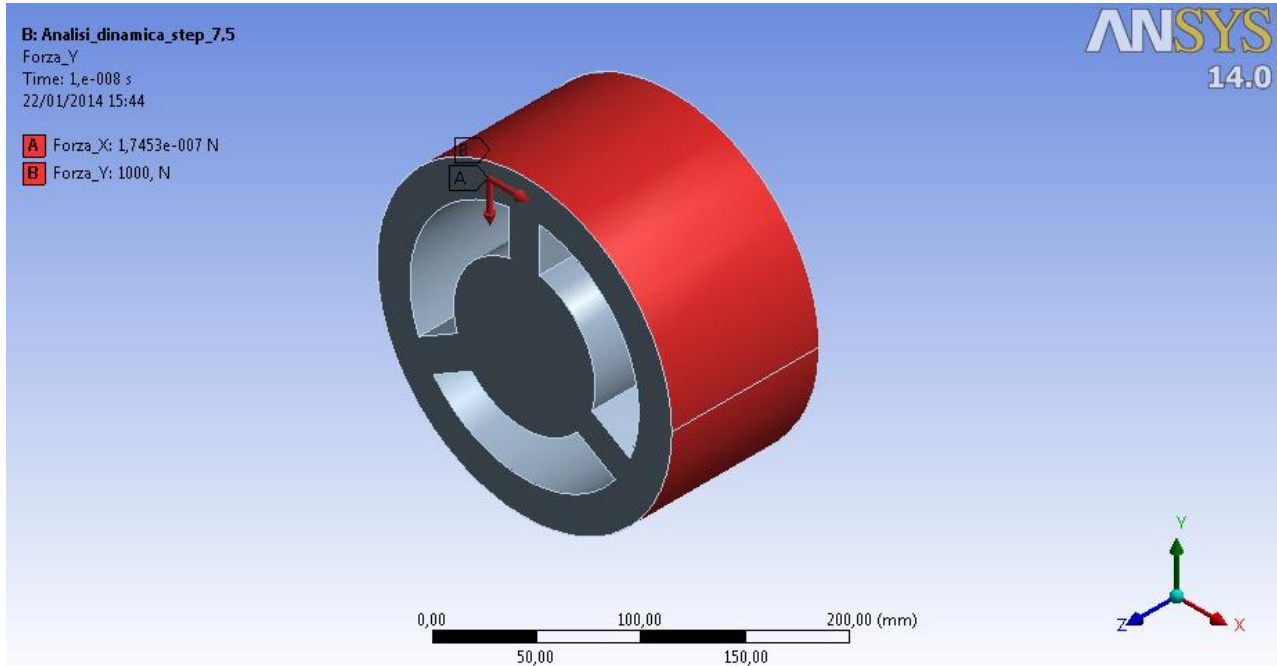


Figura 18
Applicazione della forza sul modello semplificato

Steps	Time [s]	X[N]	Y[N]
1	0	0	-1000
2	7,5	130,53	-991,44
3	15	258,82	-965,93
4	22,5	382,68	-923,88
5	30	500	-866,03
6	37,5	608,76	-793,35
7	45	707,11	-707,11
8	52,5	793,35	-608,76
9	60	866,03	-500
10	67,5	923,88	-382,68
11	75	965,93	-258,82
12	82,5	991,44	-130,53
13	90	1000	0
14	97,5	991,44	130,53
15	105	965,93	258,82
16	112,5	923,88	382,68
17	120	866,03	500

Nel programma di calcolo le forze applicate possono essere variabili in funzione del tempo; in questo caso:

$$\text{Componente X} = 1000 * \sin(\text{time})$$

$$\text{Componente Y} = -1000 * \cos(\text{time})$$

Si noti che c'è un legame proporzionale tra tempo e spostamento angolare: ad ogni secondo trascorso la forza compie una rotazione di un grado in senso antiorario.

Si è eseguita poi un'analisi ogni 7,5 secondi, corrispondenti ad una rotazione della forza di 7,5°.

2.2.1.2 Vincoli applicati sul modello semplificato

I vincoli scelti per il modello semplificato, permettono ai nodi appartenenti alle facce selezionate un movimento in senso tangenziale alla faccia, ma nessun movimento rispetto alla normale; questo perché le chiavette sono libere di scorrere all'interno delle sedi ricavate nell'albero, trasmettendo quindi solo forze normali rispetto alle superfici di contatto.

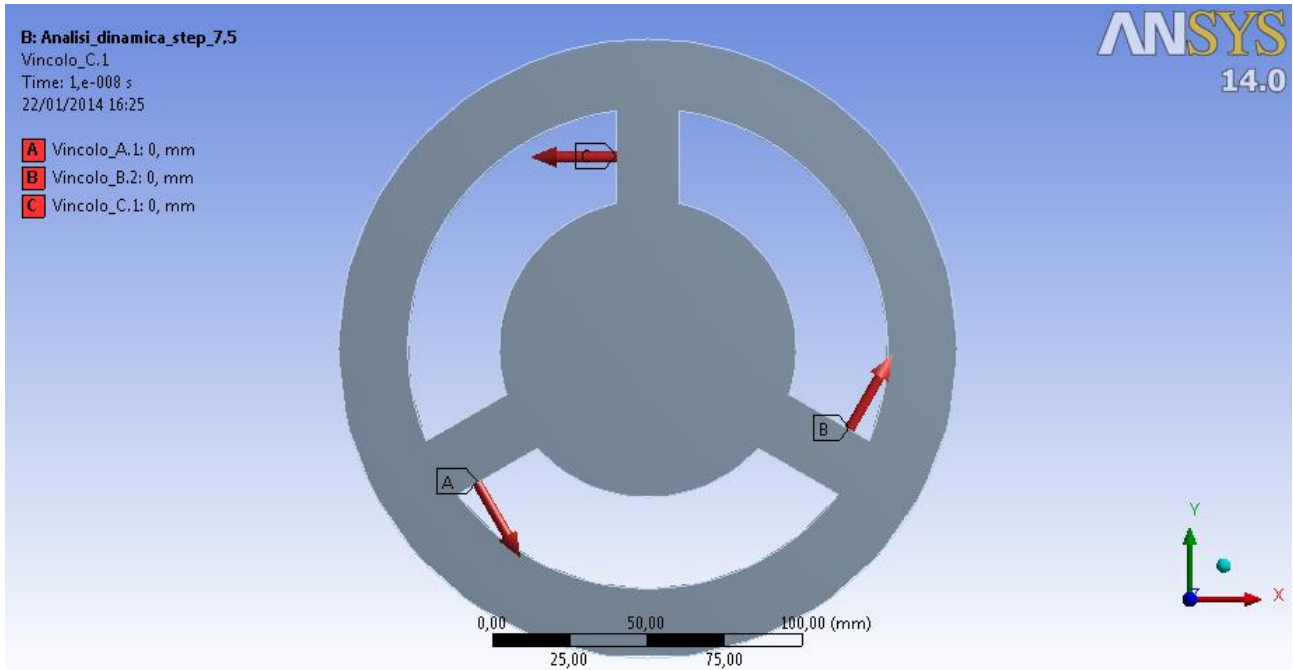


Figura 19
Vincoli sul modello semplificato

Si può vedere da fig.20 che le facce vincolate non hanno subito nessuno spostamento rispetto alla normale ma solo rispetto alla direzione tangenziale.

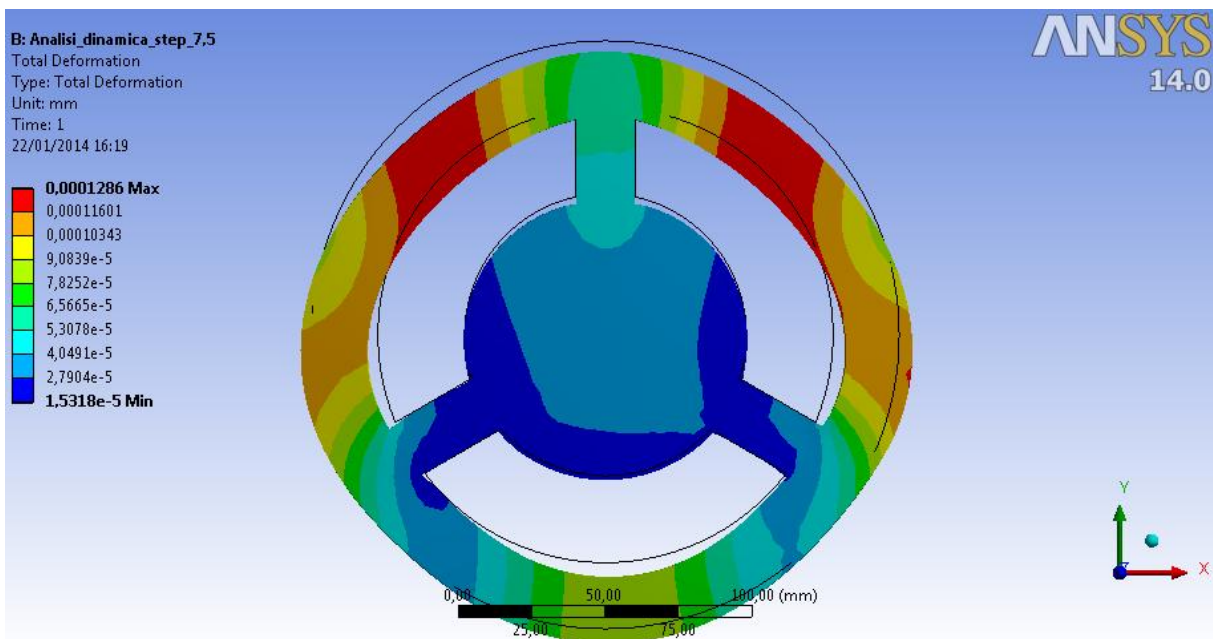


Figura 20
Deformata del modello semplificato

2.2.1.3 Risultati delle reazioni

Grazie agli strumenti messi a disposizione dal software di calcolo, si può ora ricavare l'andamento nel tempo del valore delle reazioni vincolari.

Le reazioni ottenute saranno usate in seguito come carichi da applicare sulle sedi dell'albero, da verificare ponendo particolare attenzione al vincolo B, che da una certa posizione angolare in poi cambia segno della forza: ciò corrisponde ad un cambiamento di faccia dell'albero su cui applicare la forza.

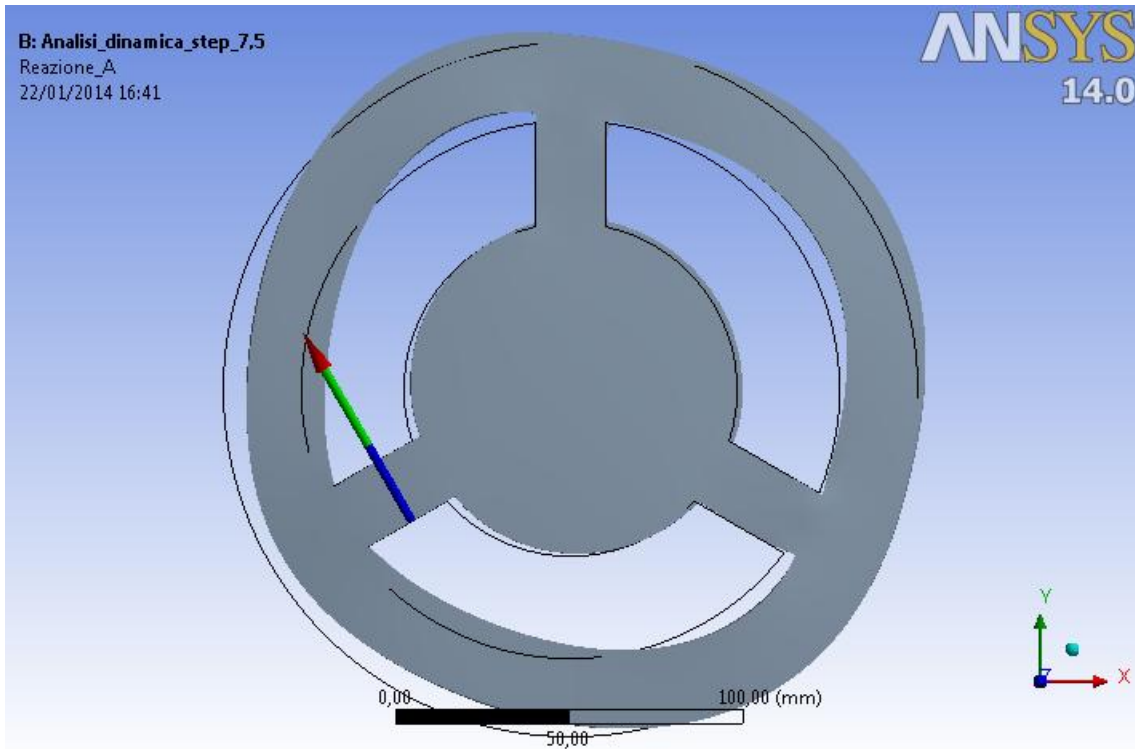


Figura 21
Reazione A

Steps	Time [s]	Reazione A (X) [N]	Reazione A (Y) [N]
1	0	-288,73	500,1
2	7,5	-308,02	533,51
3	15	-322,05	557,8
4	22,5	-330,56	572,54
5	30	-333,41	577,49
6	37,5	-330,57	572,56
7	45	-322,06	557,82
8	52,5	-308,05	533,55
9	60	-288,76	500,15
10	67,5	-264,53	458,18
11	75	-235,78	408,38
12	82,5	-202,99	351,59
13	90	-166,73	288,79
14	97,5	-127,62	221,04
15	105	-86,322	149,51
16	112,5	-43,548	75,427
17	120	0	0

B: Analisi_dinamica_step_7,5
 Reazione_B
 22/01/2014 16:42

ANSYS
 14.0

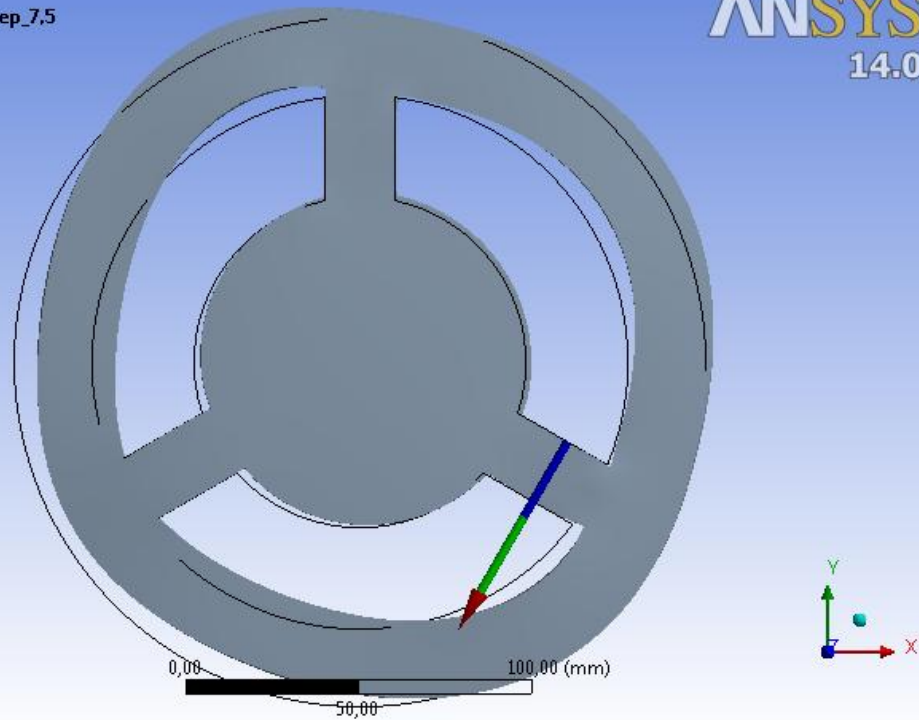


Figura 22
Reazione B

Steps	Time [s]	Reazione B (X) [N]	Reazione B (Y) [N]
1	0	288,62	499,9
2	7,5	264,39	457,93
3	15	235,63	408,13
4	22,5	202,84	351,34
5	30	166,59	288,54
6	37,5	127,48	220,8
7	45	86,188	149,28
8	52,5	43,423	75,212
9	60	0	0
10	67,5	-43,59	-75,5
11	75	-86,35	-149,56
12	82,5	-127,63	-221,07
13	90	-166,73	-288,79
14	97,5	-202,98	-351,57
15	105	-235,75	-408,33
16	112,5	-264,49	-458,11
17	120	-288,7	-500,05

B: Analisi_dinamica_step_7,5
 Reazione_C
 22/01/2014 16:43

ANSYS
 14.0

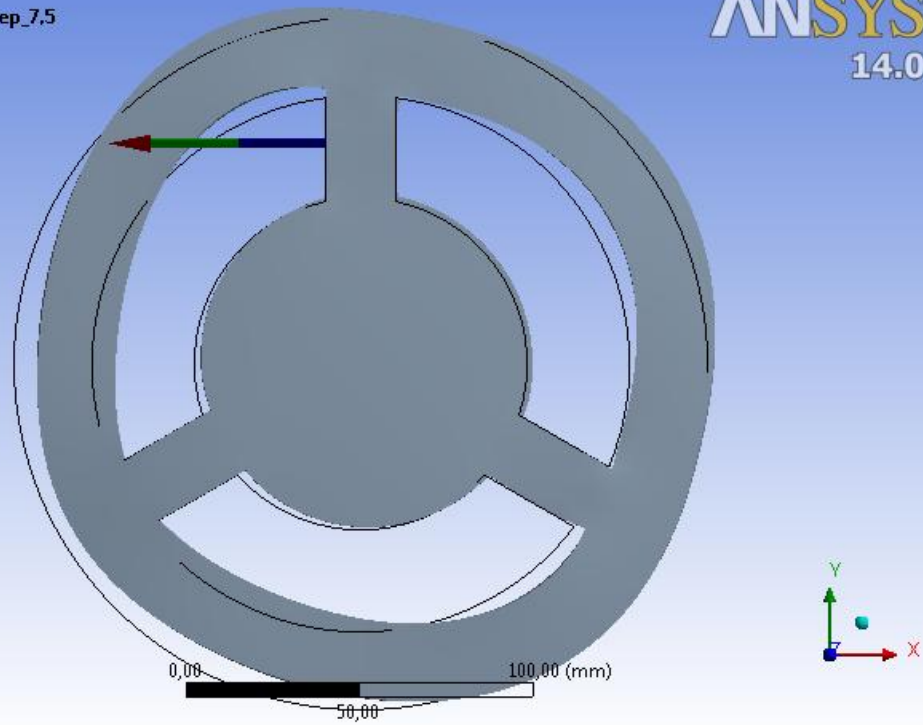


Figura 23
Reazione C

Steps	Time [s]	Reazione C (X) [N]	Reazione C (Y) [N]
1	0	0	0
2	7,5	-86,891	0
3	15	-172,41	0
4	22,5	-254,97	0
5	30	-333,17	0
6	37,5	-405,67	0
7	45	-471,23	0
8	52,5	-528,73	0
9	60	-577,18	0
10	67,5	-615,76	0
11	75	-643,8	0
12	82,5	-660,82	0
13	90	-666,54	0
14	97,5	-660,85	0
15	105	-643,85	0
16	112,5	-615,84	0
17	120	-577,29	0

2.2.2 APPLICAZIONE FORZE SULL'ALBERO

Come anticipato in precedenza, le reazioni vincolari trovate al punto 2.2.1.3. vengono ora applicate all'albero sulle superfici di contatto tra chiavette e gole albero.

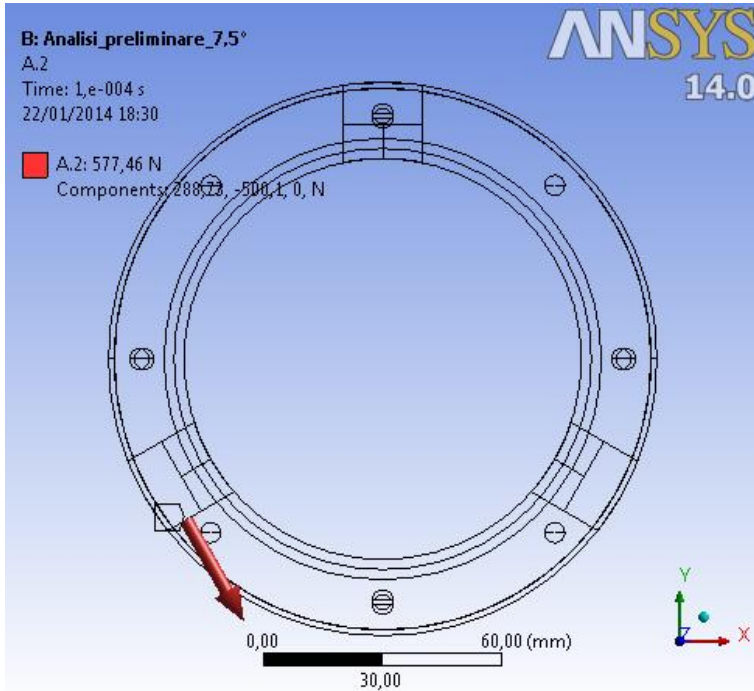


Figura 24
Carico faccia A.2

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	288,73	-500,1
2	7,5	308,02	-533,51
3	15	322,05	-557,8
4	22,5	330,56	-572,54
5	30	333,41	-577,49
6	37,5	330,57	-572,56
7	45	322,06	-557,82
8	52,5	308,05	-533,55
9	60	288,76	-500,15
10	67,5	264,53	-458,18
11	75	235,78	-408,38
12	82,5	202,99	-351,59
13	90	166,73	-288,79
14	97,5	127,62	-221,04
15	105	86,322	-149,51
16	112,5	43,548	-75,427
17	120	0	0

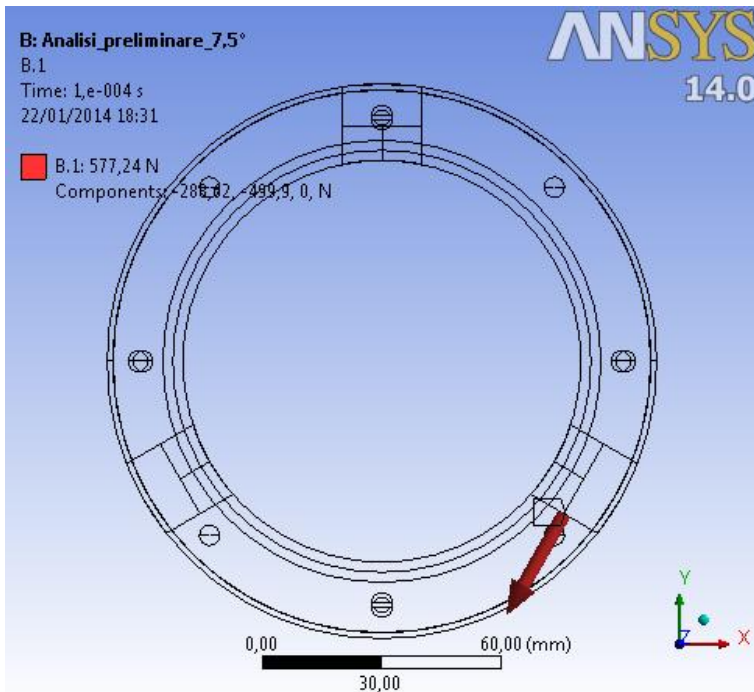


Figura 25
Carico faccia B.1

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	-288,62	-499,9
2	7,5	-264,39	-457,93
3	15	-235,63	-408,13
4	22,5	-202,84	-351,34
5	30	-166,59	-288,54
6	37,5	-127,48	-220,8
7	45	-86,188	-149,28
8	52,5	-43,423	-75,212
9	60	0	0
10	67,5	0	0
11	75	0	0
12	82,5	0	0
13	90	0	0
14	97,5	0	0
15	105	0	0
16	112,5	0	0
17	120	0	0

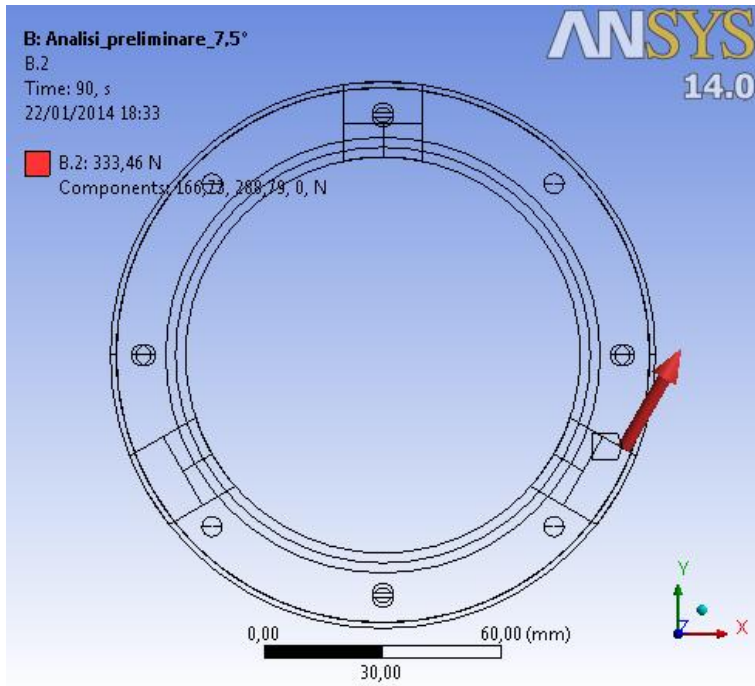


Figura 26
Carico faccia B.2

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	0	0
2	7,5	0	0
3	15	0	0
4	22,5	0	0
5	30	0	0
6	37,5	0	0
7	45	0	0
8	52,5	0	0
9	60	0	0
10	67,5	43,59	75,5
11	75	86,35	149,56
12	82,5	127,63	221,07
13	90	166,73	288,79
14	97,5	202,98	351,57
15	105	235,75	408,33
16	112,5	264,49	458,11
17	120	288,7	500,05

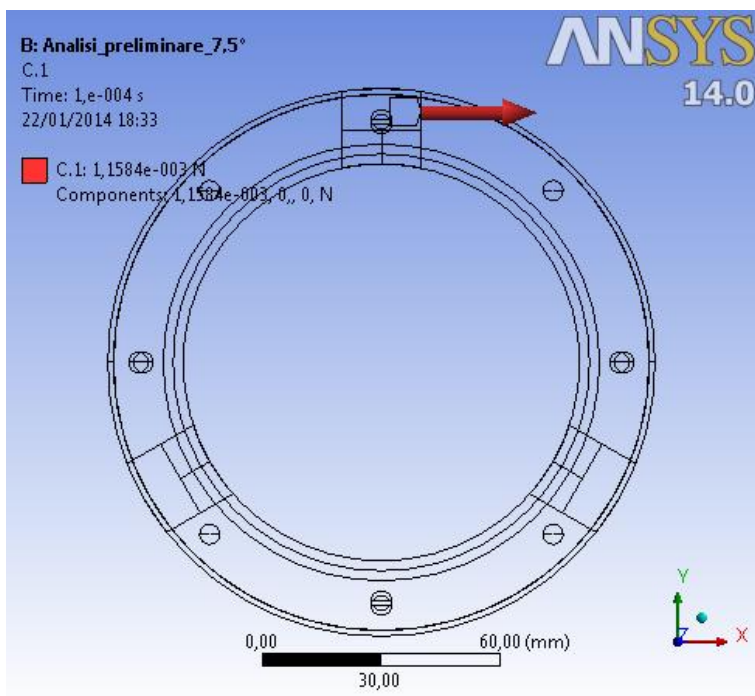


Figura 27
Carico faccia C.1

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]
1	0	0	0
2	7,5	86,891	0
3	15	172,41	0
4	22,5	254,97	0
5	30	333,17	0
6	37,5	405,67	0
7	45	471,23	0
8	52,5	528,73	0
9	60	577,18	0
10	67,5	615,76	0
11	75	643,8	0
12	82,5	660,82	0
13	90	666,54	0
14	97,5	660,85	0
15	105	643,85	0
16	112,5	615,84	0
17	120	577,29	0

2.3 MESH

Per l'analisi del particolare si sono eseguite alcune prove con mesh a poligoni tetraedrici con dimensioni del grano differenti;

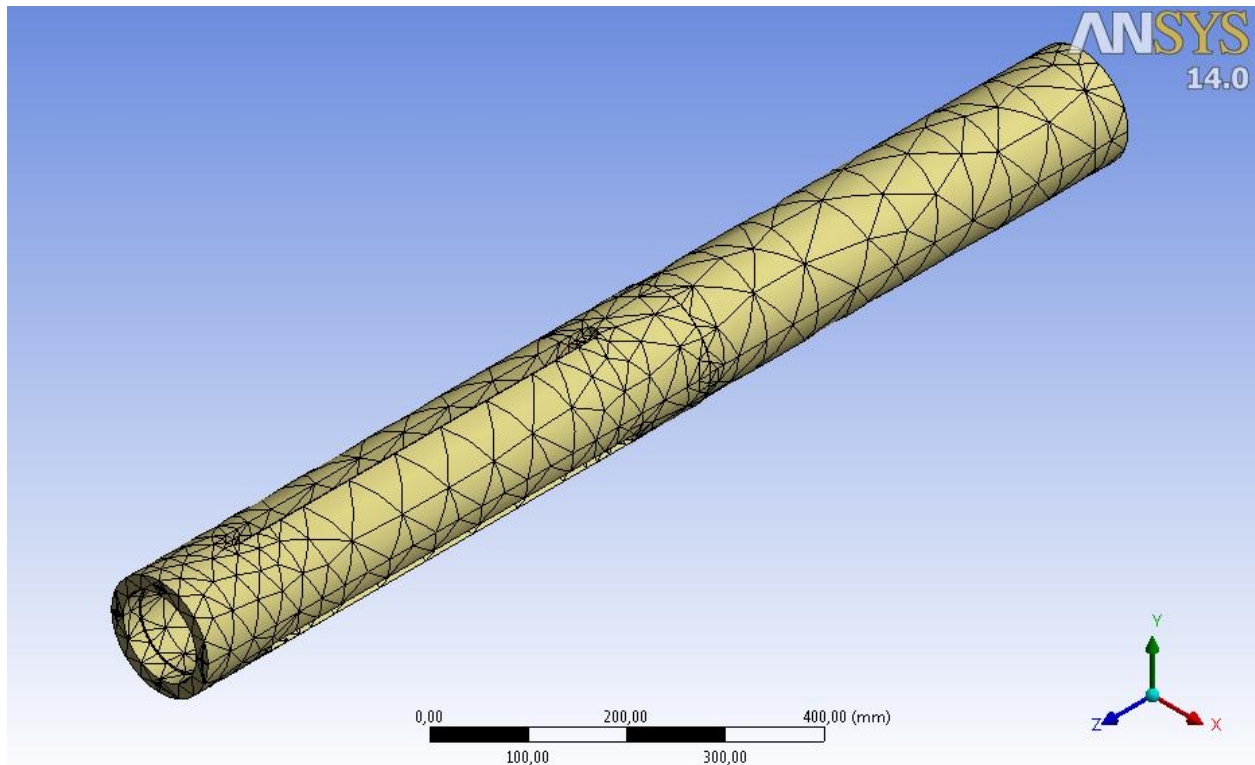


Figura 28
Mesh 1

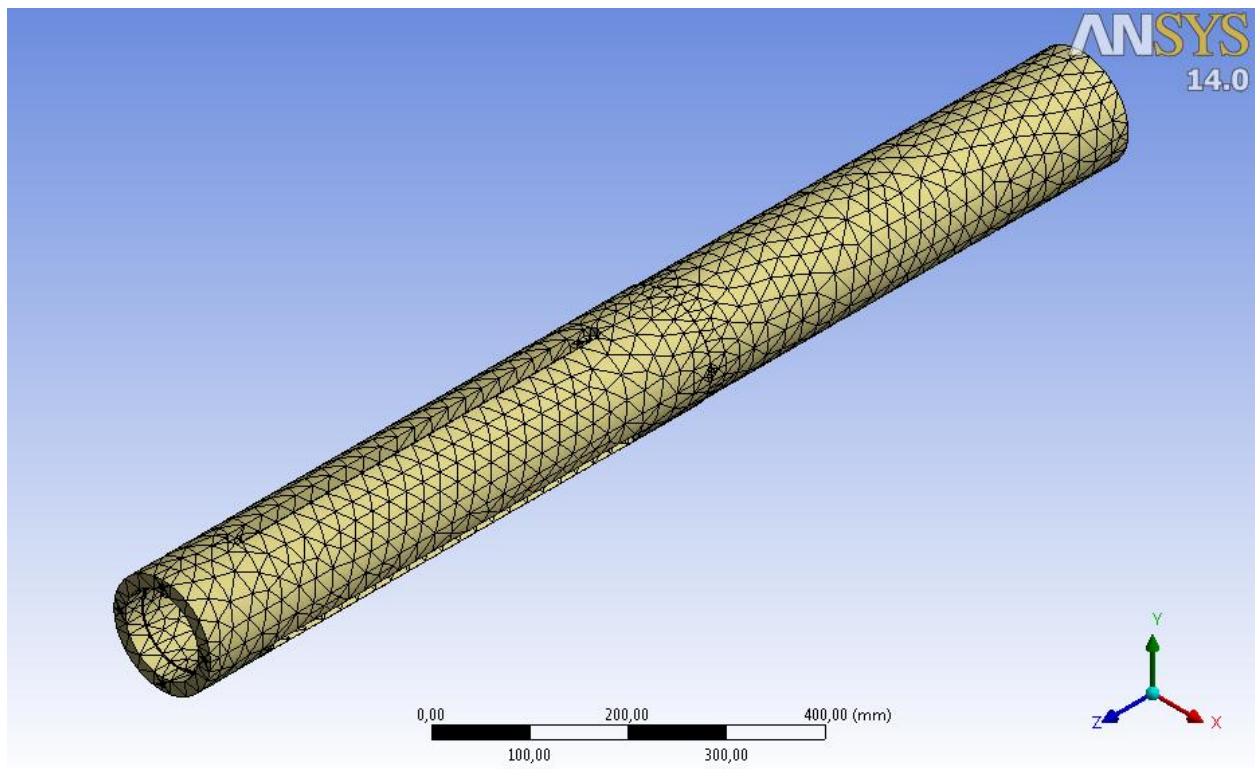


Figura 29
Mesh2

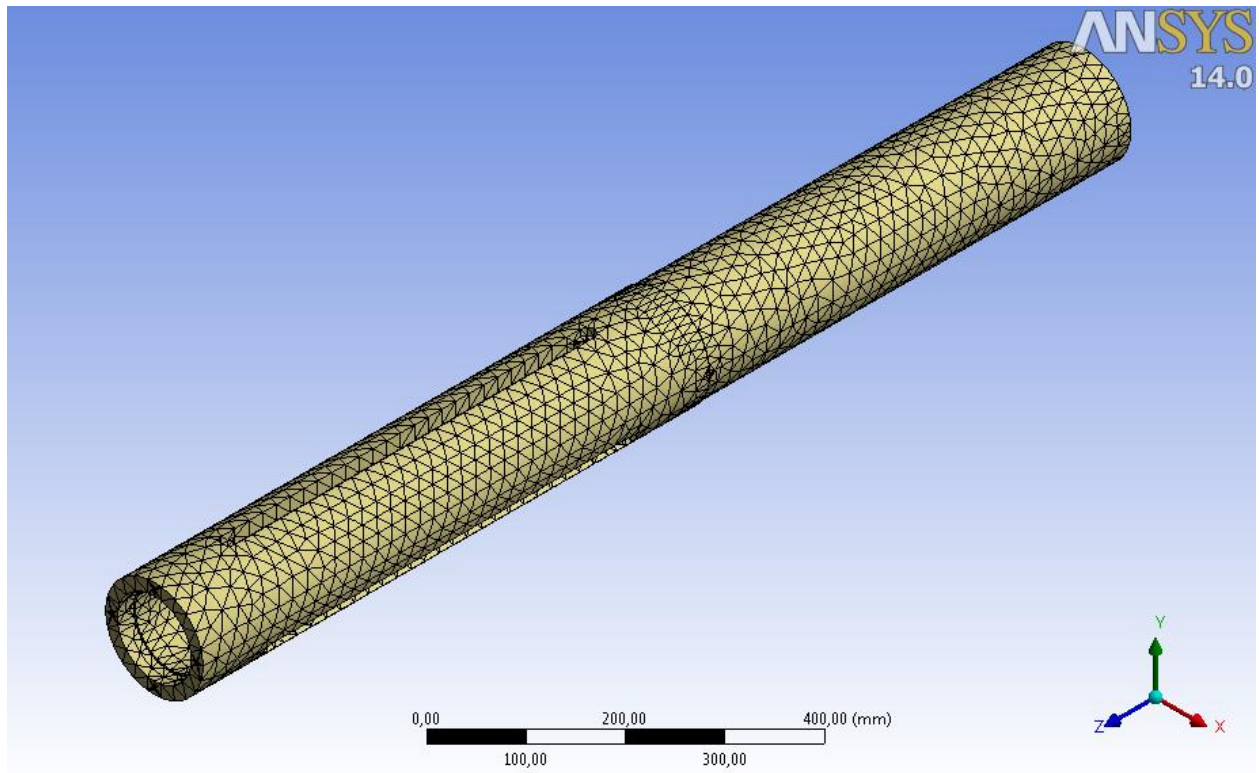


Figura 30
Mesh 3

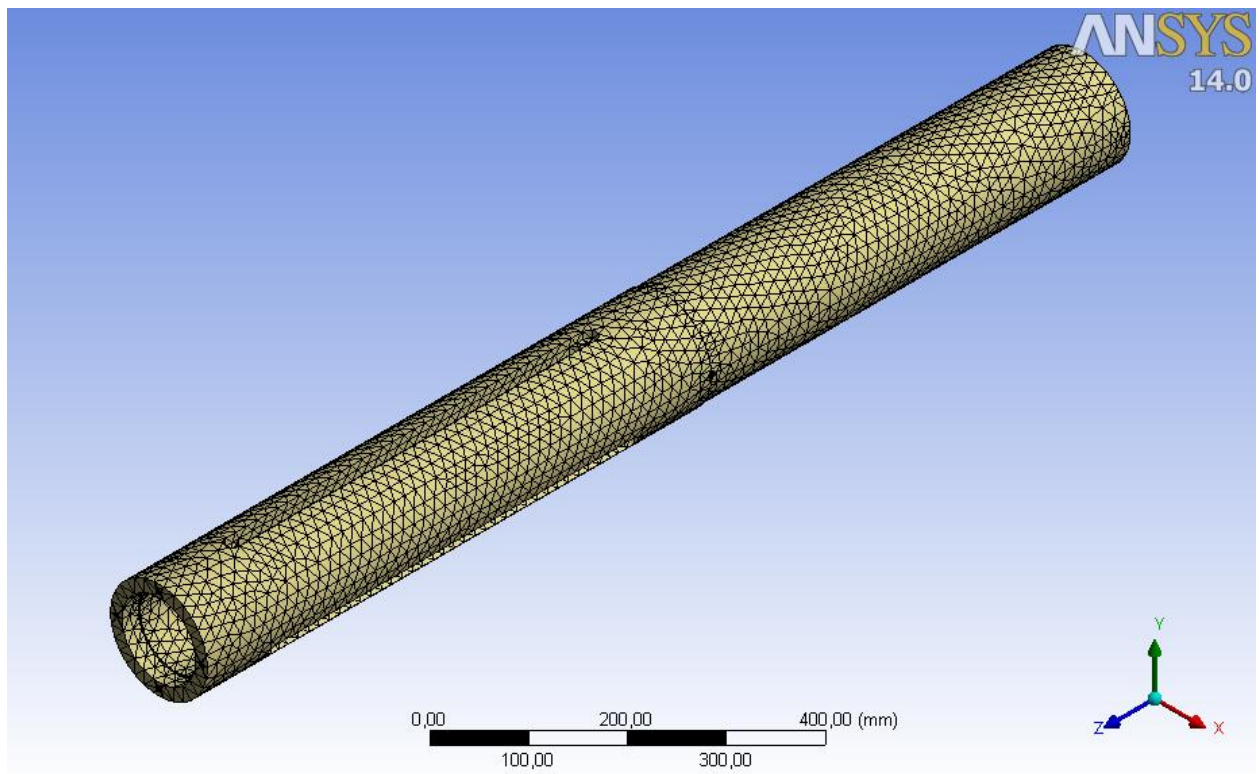


Figura 31
Mesh 4

2.4 ANALISI E RISULTATI

Per ogni tipo di mesh si è eseguita un'analisi, ottenendo i risultati visibili nel grafico 1. Come si può notare, c'è una piccola differenza dei valori della tensione massima a seconda della finitura della mesh.

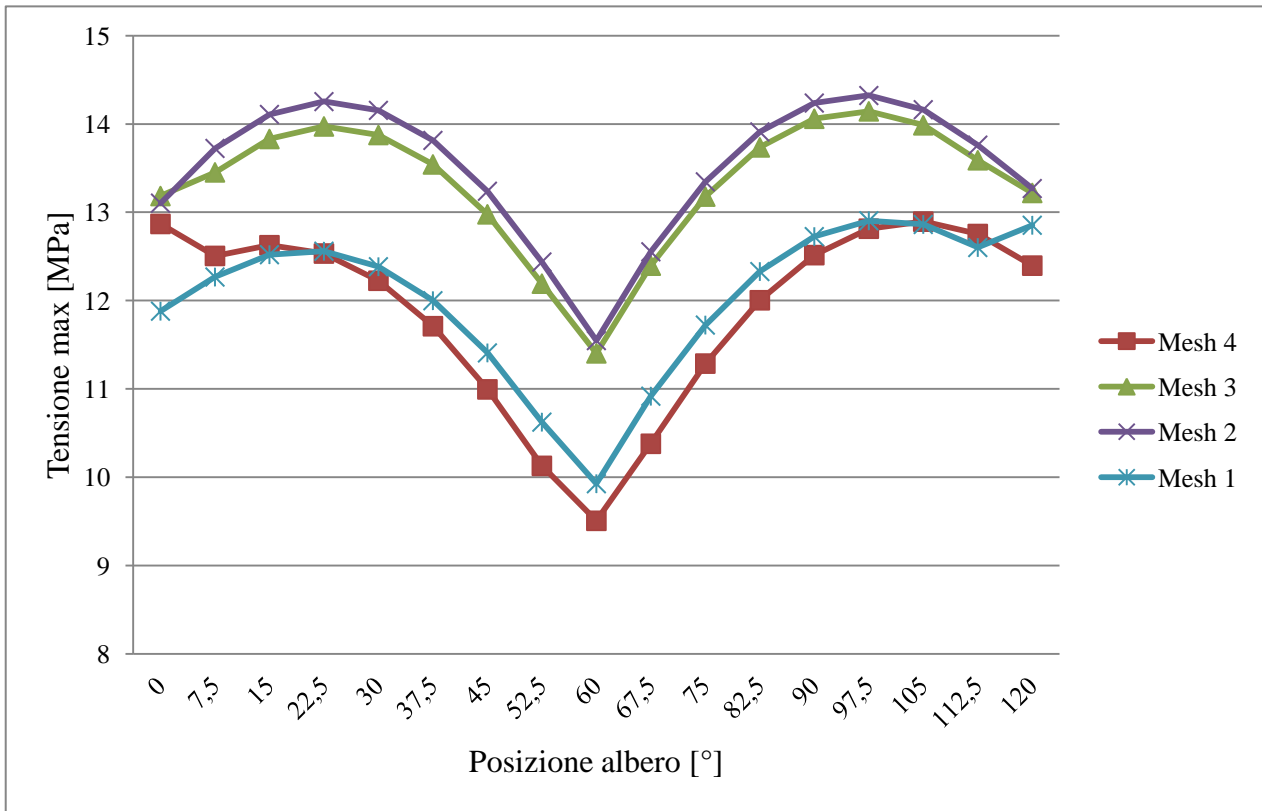


Grafico 1
Andamento delle tensioni max. nell'albero al variare della rotazione della bobina

La zona maggiormente sollecitata è la parte raggiata della gola dove scorre la chiavetta di bloccaggio bobina.

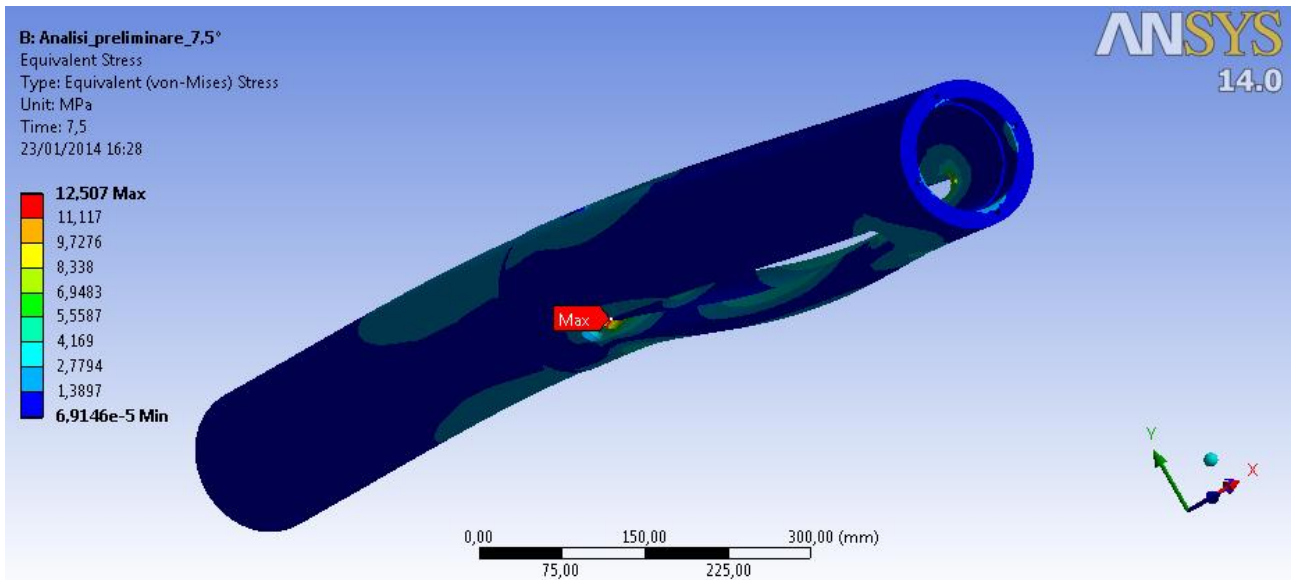


Figura 32
Punto più sollecitato dopo una rotazione di 7,5°

Dalle immagini successive si può notare come una volta che l'albero ha compiuto una rotazione di 60°, il punto di max. sollecitazione cambi posizione su un'altra sede chiave.

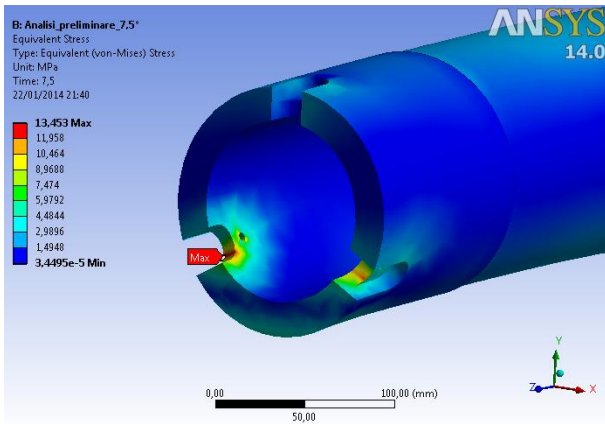


Figura 33
Rotazione 7,5°

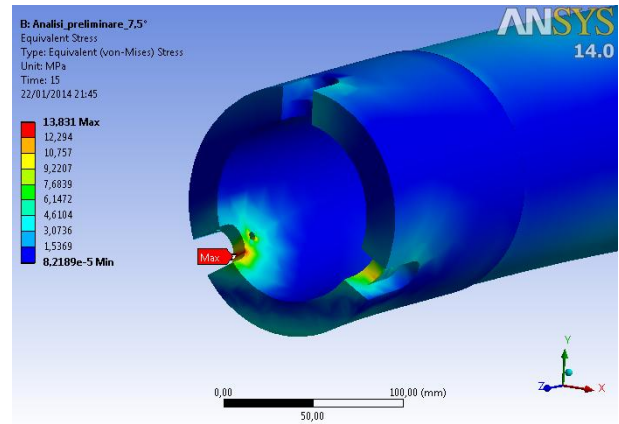


Figura 34
Rotazione 15°

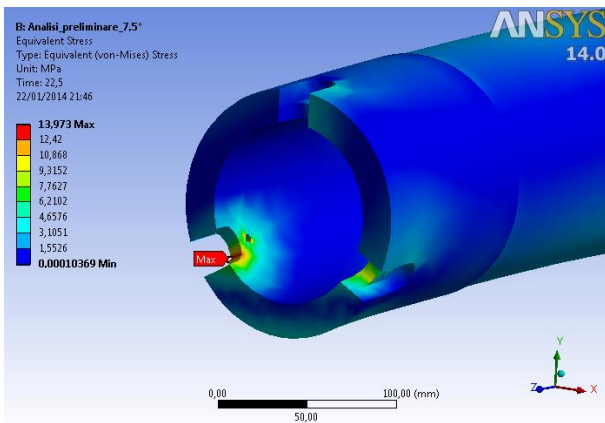


Figura 35
Rotazione 22,5°

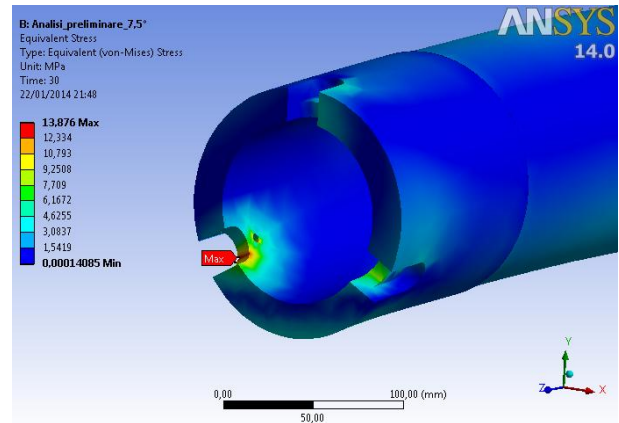


Figura 36
Rotazione 30°

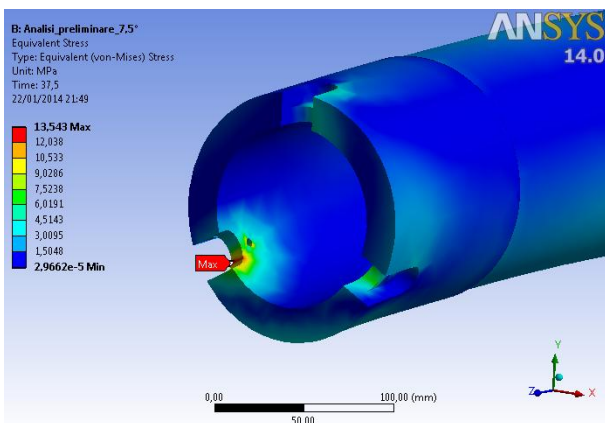


Figura 37
Rotazione 37,5°

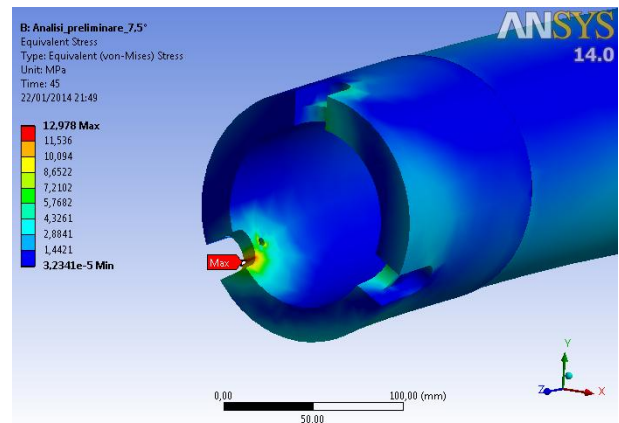


Figura 38
Rotazione 45°

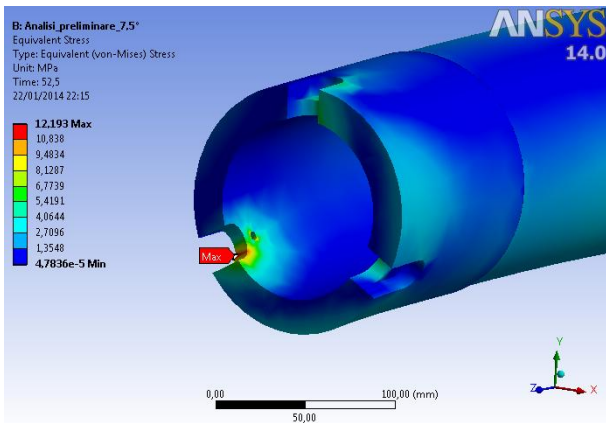


Figura 39
Rotazione 52,5°

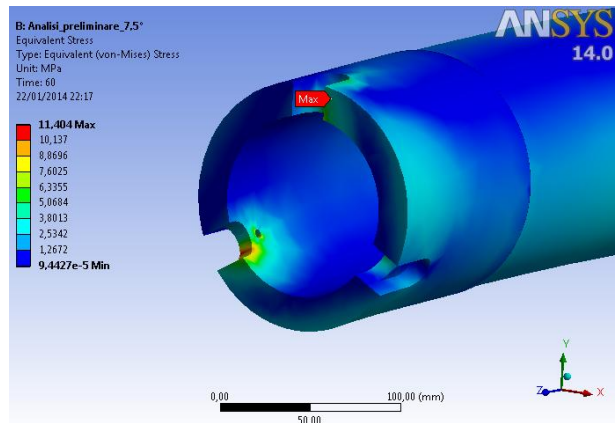


Figura 40
Rotazione 60°

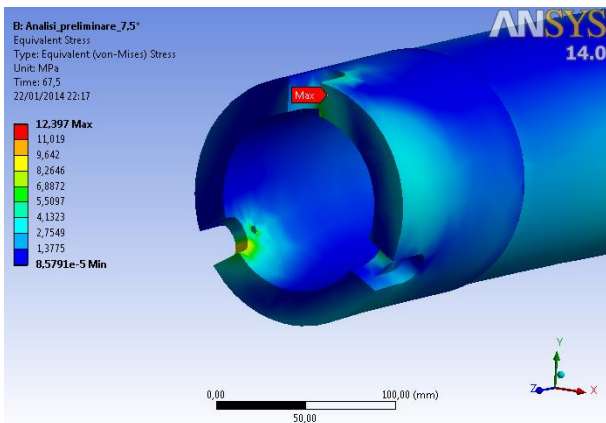


Figura 41
Rotazione 67,5°

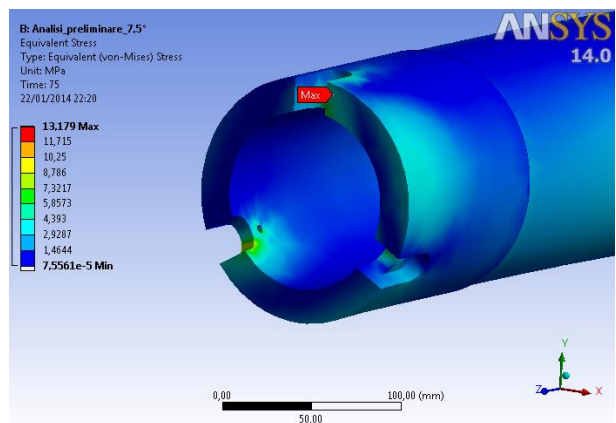


Figura 42
Rotazione 75°

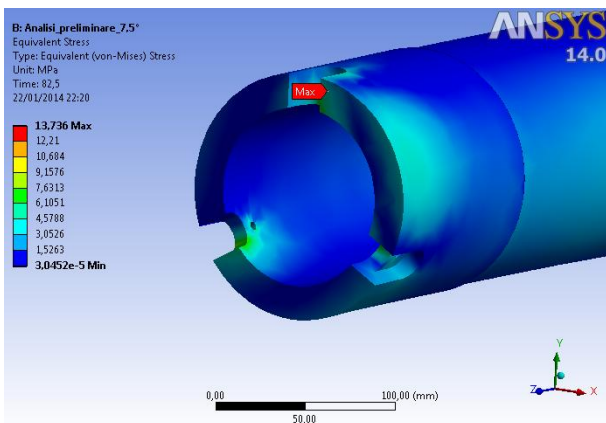


Figura 43
Rotazione 82,5°

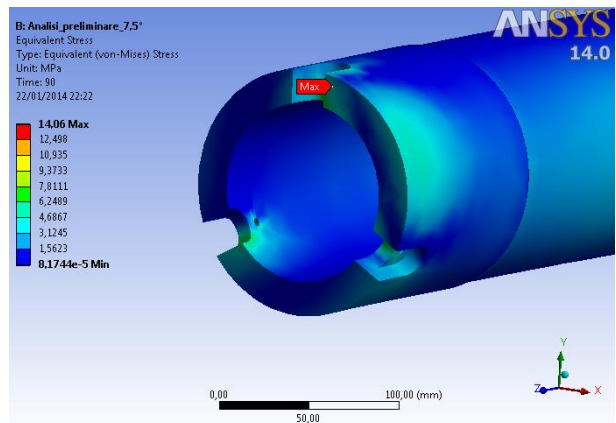


Figura 44
Rotazione 90°

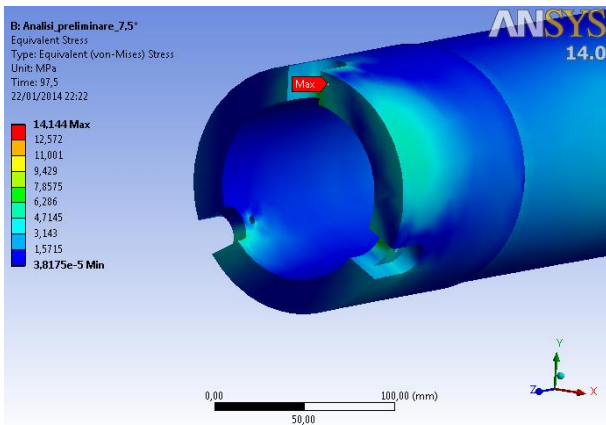


Figura 45
Rotazione 97,5°

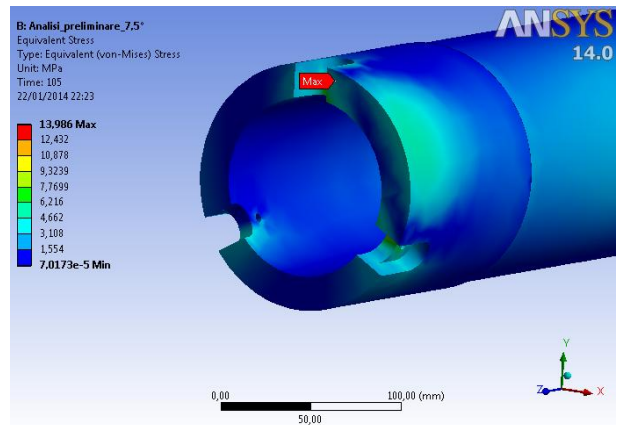


Figura 46
Rotazione 105°

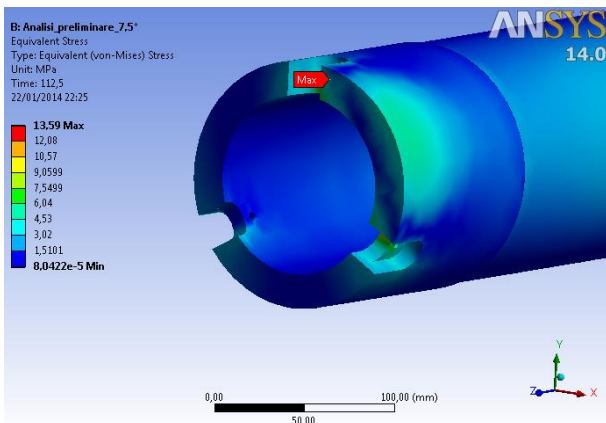


Figura 47
Rotazione 112,5°

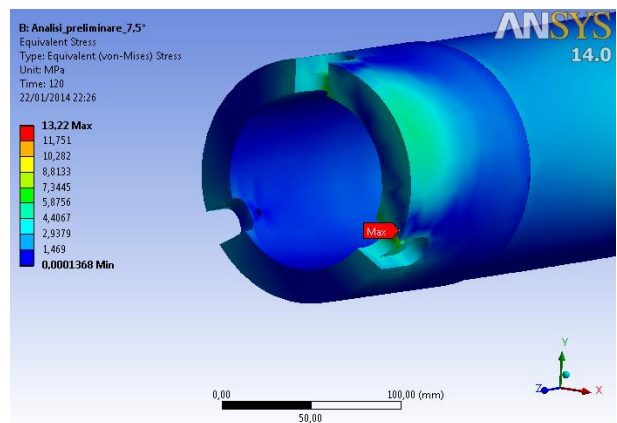


Figura 48
Rotazione 120°

Dai dati raccolti in precedenza, possiamo ora costruire il grafico dell'andamento della tensione max. sul pezzo, sfruttando la sua simmetria, in un giro completo dell'albero; la zona interessata da tale tensione è visibile nelle immagini precedenti (figure da 33 a 48).

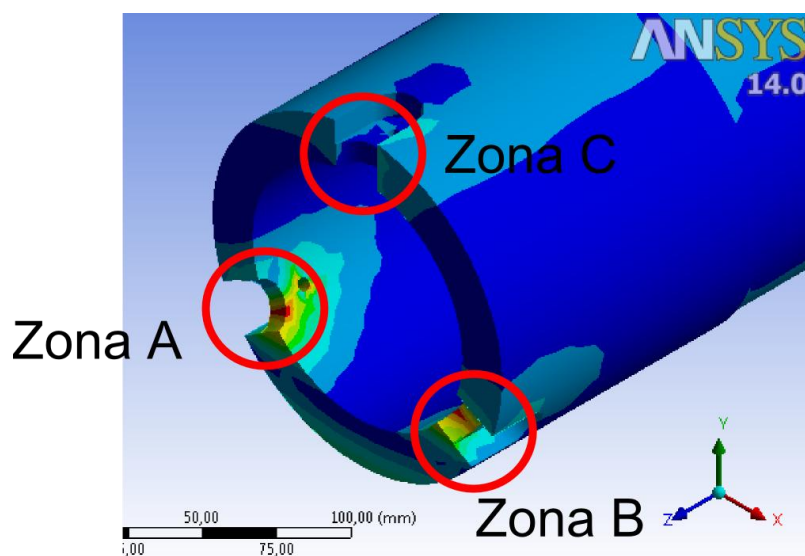


Figura 49
Zone dell'albero maggiormente sollecitate

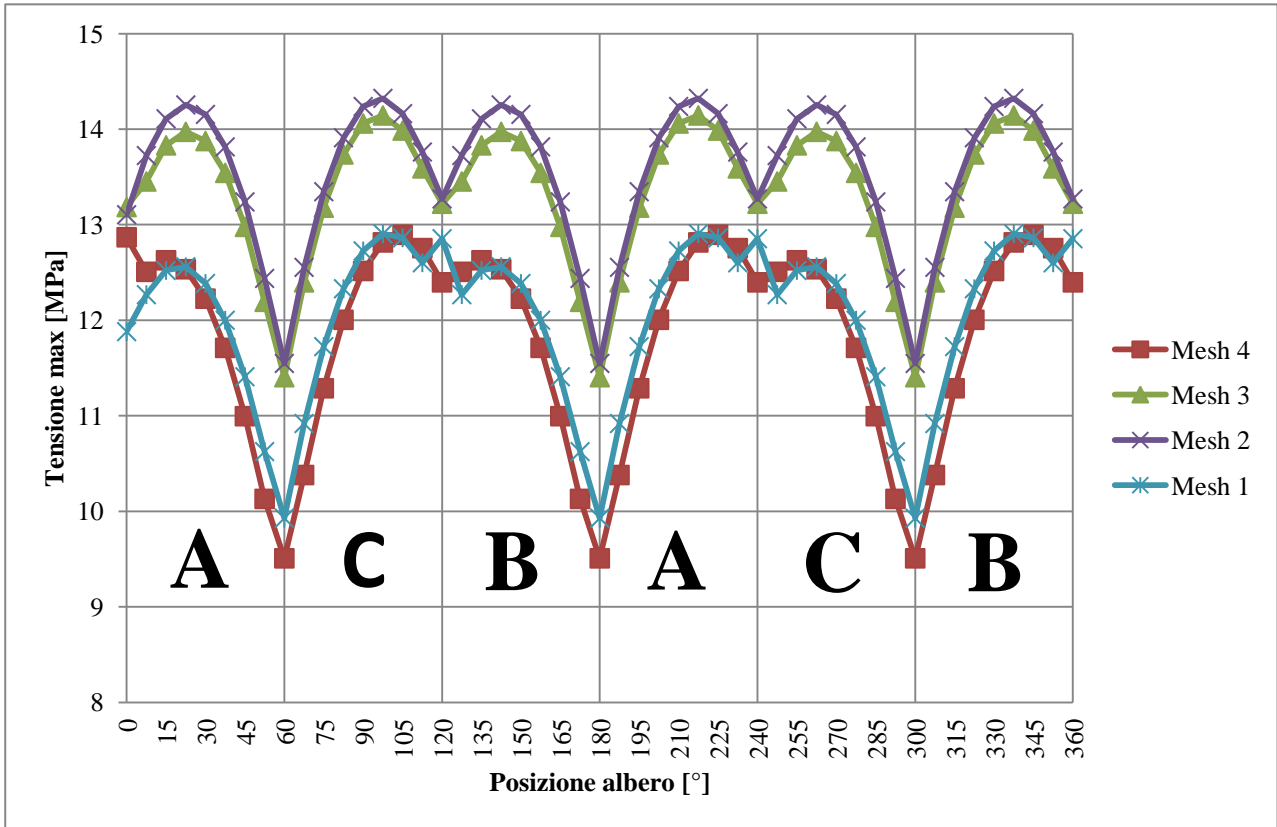


Grafico 2
Andamento delle tensioni max. in un giro completo

3 ANALISI FEM DELL'ALBERO CON MESH RISOLUTA

3.1 MESH

Dall'analisi preliminare fatta in precedenza si è potuto notare come l'andamento della tensione massima calcolata nel particolare, vari anche in funzione della finitura della mesh; per questo motivo nella prossima analisi si è mappata una mesh più grossolana nei punti di minor interesse, e più risolta nelle zone attorno alle gole di scorrimento chiavette, e in particolar modo nelle tre zone A, B e C viste prima.

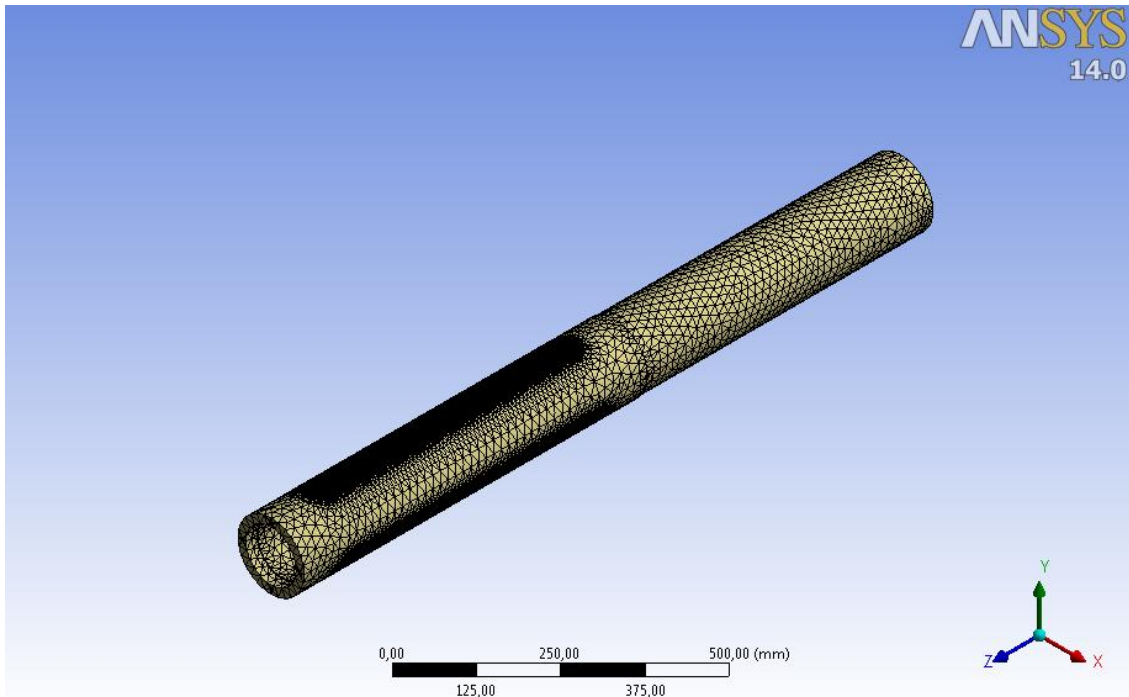


Figura 50
Mesh per l'analisi più accurata

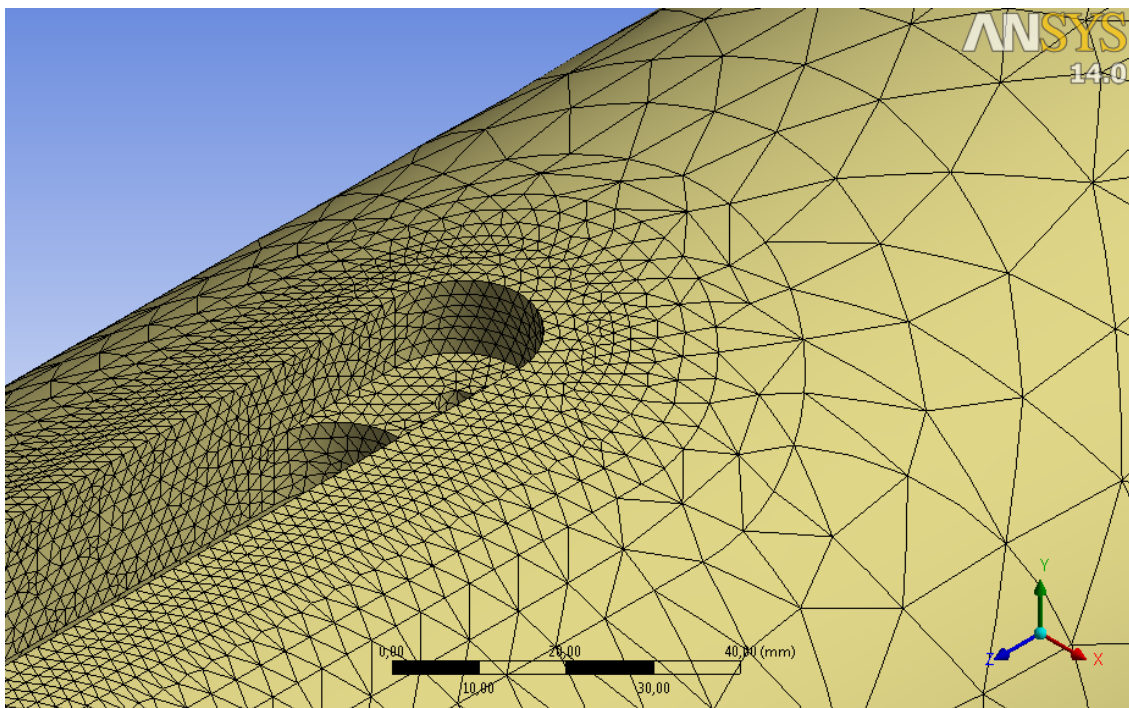


Figura 51
Mesh sulla zona C

3.2 VINCOLI E CARICHI

Vincoli e carichi sono stati applicati sul particolare da analizzare con le stesse procedure viste nei paragrafi 2.1 e 2.2.

3.3 RISULTATI

Come si può notare dai grafici seguenti, la forma d'onda dell'andamento delle tensioni al variare della rotazione, è molto simile a quelle trovate in precedenza con la differenza che, in quest'ultima analisi, la tensione massima arriva ad un certo punto a toccare i 15,3 MPa, mentre nell'analisi precedente si era arrivati a picchi di tensione inferiore in tutti e quattro i casi.

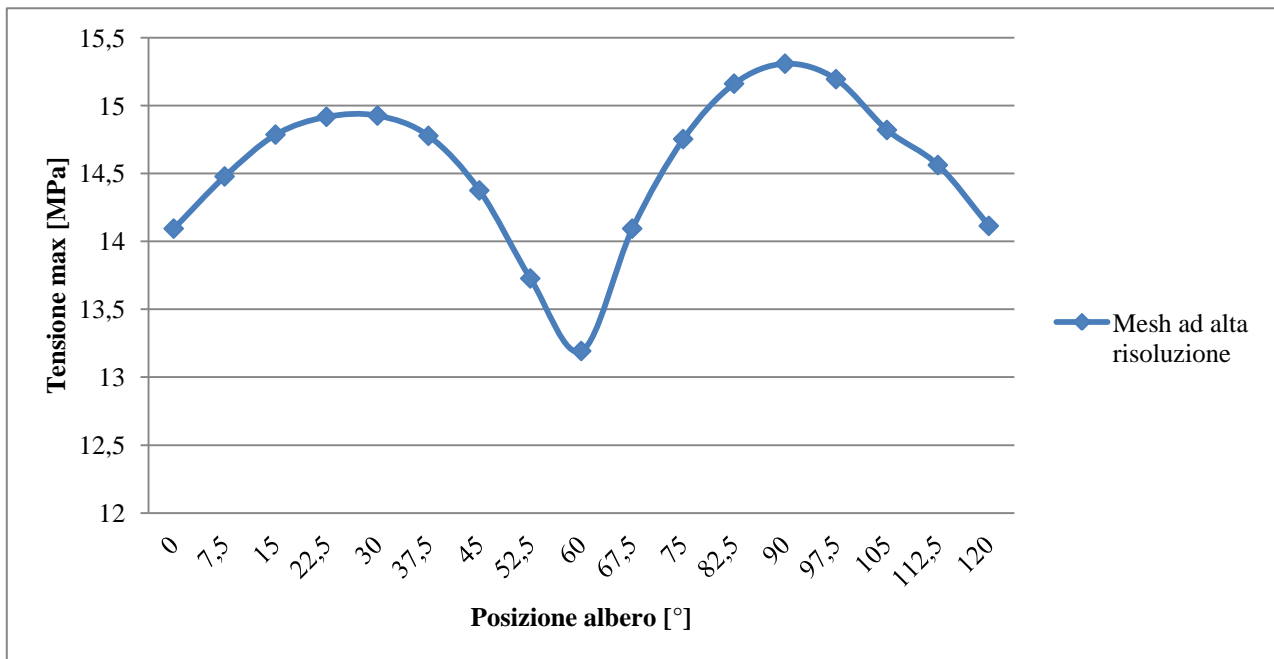


Grafico 3
Andamento delle tensioni max. nell'albero in 120°

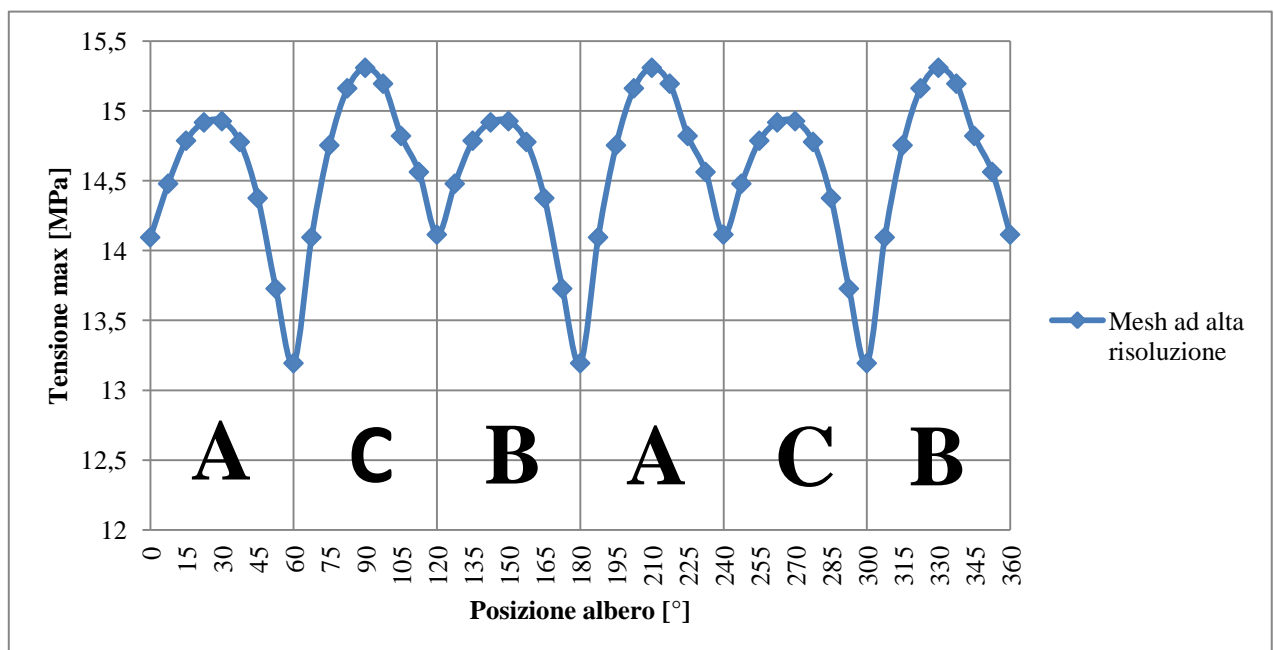
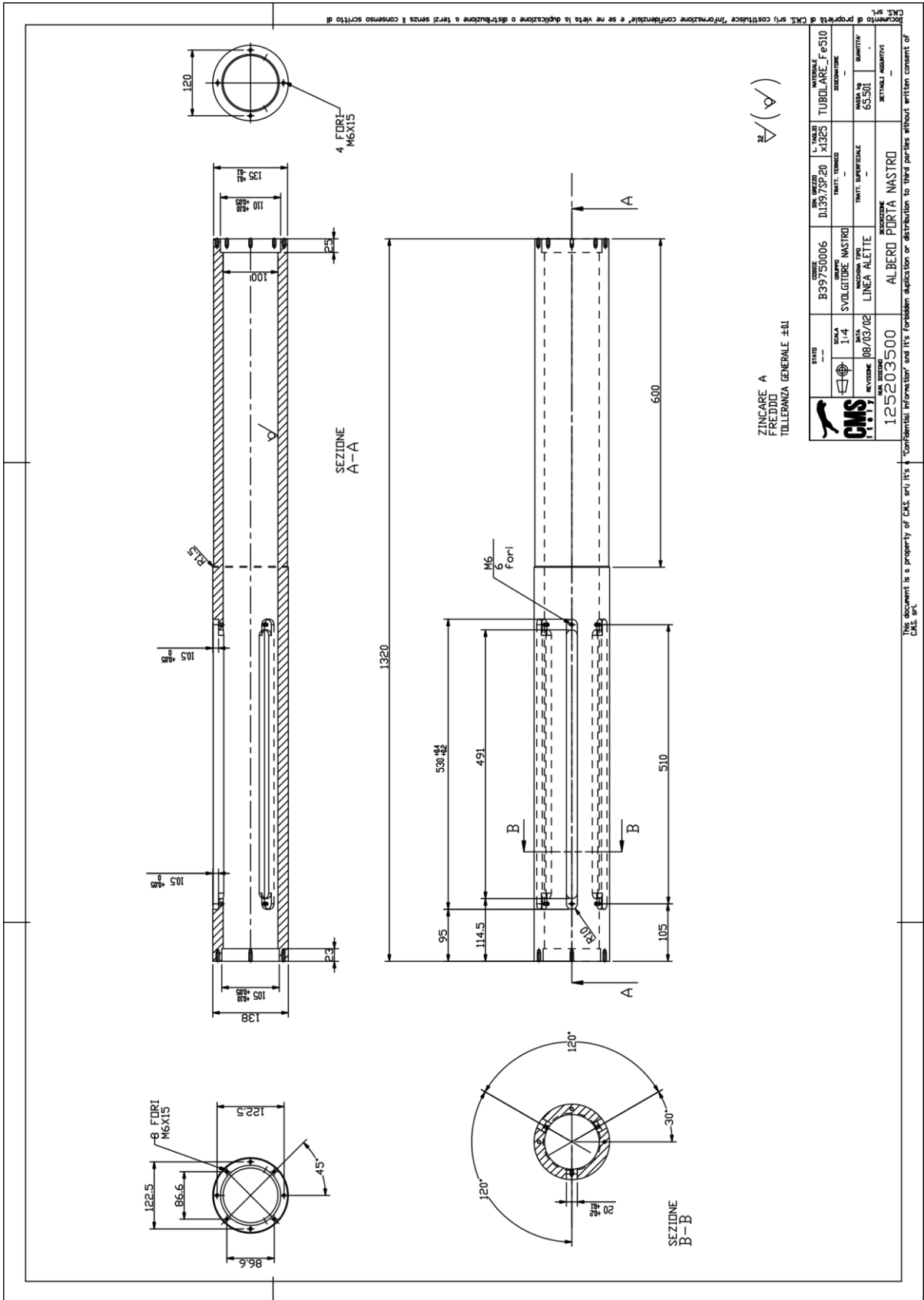


Grafico 4
Andamento delle tensioni max. in un giro completo

4 ANALISI A FATICA

Per il calcolo del limite a fatica ci sarà bisogno di alcuni dati relativi al materiale, dimensioni del pezzo e finitura superficiale presenti nel disegno tecnico dell'albero.



4.1 MATERIALE

Il limite a fatica dipende fortemente dal materiale: tra il limite di fatica di un materiale e la tensione di rottura c'è un legame lineare:

$$\sigma_{A,mat\ base,R=-1,\infty} = \varphi \cdot \sigma_R \quad 4.1$$

Nel caso di acciai da costruzione $\varphi = 0,35 \div 0,6$

Nel nostro si è scelto di utilizzare un coefficiente $\varphi = 0,5$.

Essendo l'albero in Fe510 e dalla 4.1 ricavo il limite a fatica del materiale base:

$$\sigma_{A,mat\ base,R=-1,\infty} = \varphi \cdot \sigma_R = 0,5 \cdot 510 = 255 \text{ N/mm}^2 \quad 4.2$$

4.2 I COEFFICIENTI K_f K_l E K_d

Il limite a fatica viene penalizzato da 3 coefficienti:

Il coefficiente K_f tiene conto della geometria e del materiale del pezzo; questo coefficiente è di natura sperimentale, è difficoltoso da determinare, per questo si è cercato di legare il K_f al K_t , determinabile con approcci numerici, o da diagrammi chiamati "tavole Peterson's".

A seconda del raggio di raccordo presente nell'intaglio si può parlare di:

- Completa sensibilità all'intaglio:
 $\varrho \geq 2 \Rightarrow K_f = K_t$
- Parziale sensibilità all'intaglio:
 $\varrho < 2 \Rightarrow K_f = 1 + q(K_t - 1)$

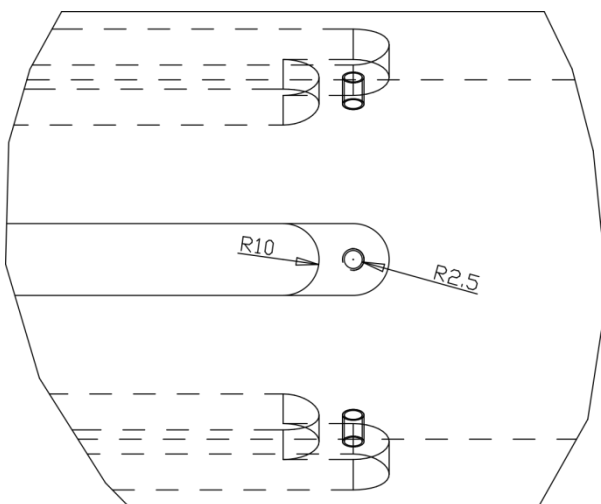


Figura 52
Dettaglio zona critica

In questo caso $\varrho \geq 2$ quindi assumo $K_f = K_t$

Il fattore K_t è già contenuto nelle tensioni calcolate in ANSYS, e non sarà quindi utilizzato per il calcolo del limite a fatica del componente.

Il coefficiente dimensionale K_d è funzione del diametro dell'albero, ricavato tramite il grafico 5 e risulta essere 1,4.

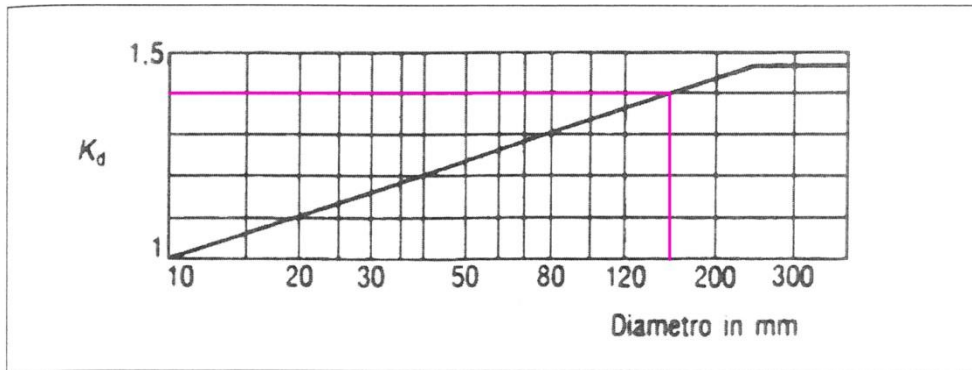


Grafico 5
Coefficiente dimensionale K_d in funzione del diametro dell'albero

Il coefficiente K_l , funzione della finitura superficiale del pezzo, viene ricavato tramite il grafico 6 e risulta essere 1,1.

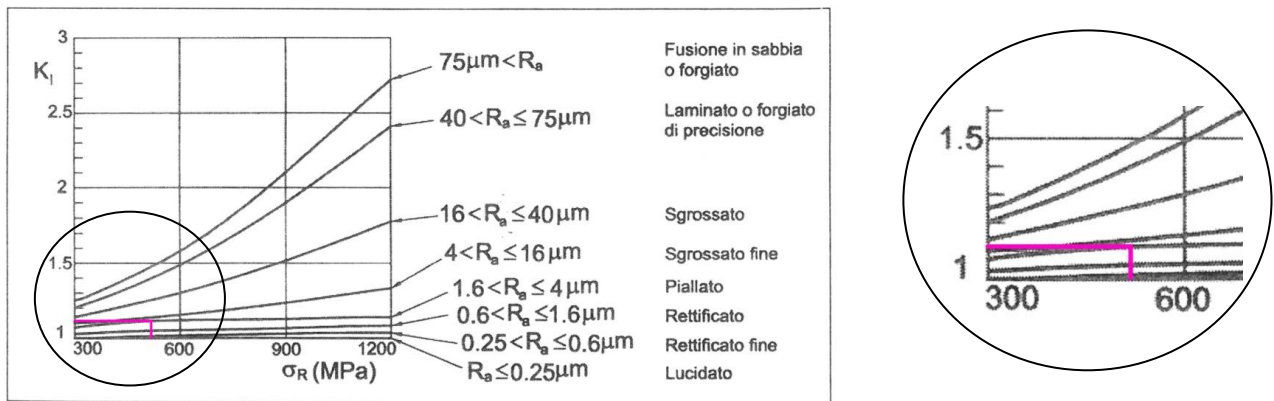


Grafico 6
Coefficiente di finitura superficiale K_l

$$\sigma_{A,componente,R=-1,\infty} = \frac{\sigma_{A,mat\ base,R=-1,\infty}}{K_d \cdot K_l} = \frac{306}{1,4 \cdot 1,1} = 165,6 \text{ N/mm}^2 \quad 4.3$$

4.3 IL RAPPORTO DI CICLO E L'EFFETTO DELLA TENSIONE MEDIA APPLICATA

Il limite a fatica trovato con la 4.3, è valido se la tensione variabile nel tempo ha sollecitazione medio nulla, ovvero una tensione massima e minima uguali in modulo, ma di segno opposto, con rapporto di ciclo quindi pari a -1 . Nel caso in questione la tensione media non è nulla, ma maggiore di zero, il che penalizza ulteriormente il limite a fatica; si andrà quindi ora a calcolare il rapporto di ciclo caratteristico del componente nella zona critica, e il limite a fatica ad esso legato, grazie alle formule derivate dal diagramma di Goodman-Smith.

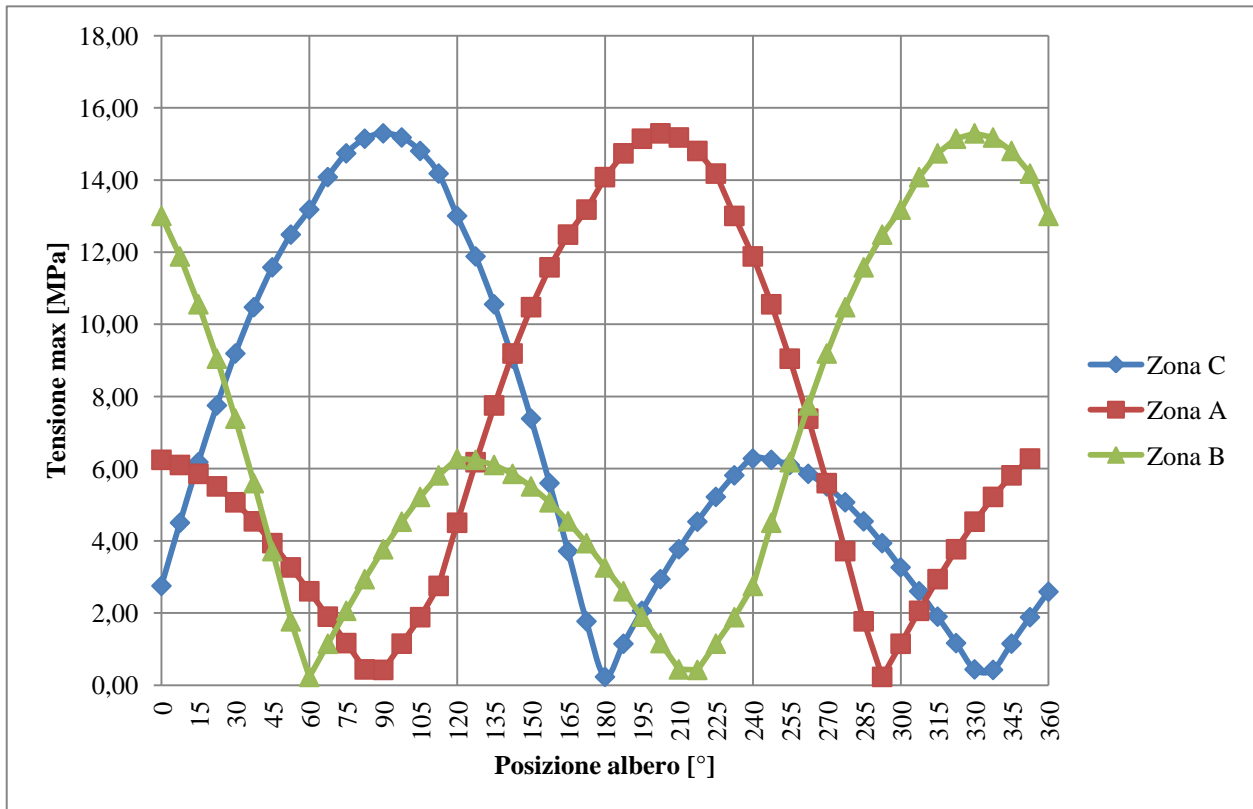


Grafico 7
Andamento delle tensioni nelle zone critiche

Dal grafico 7 e dalla tabella successiva si vede che con un peso bobina pari a 1000N la tensione nelle zone critiche varia, da un massimo di 15,29, ad un minimo di 0,23 N/mm^2 .

Quindi:

$$\sigma_{max} = 15,29 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{min} = 0,23 \text{ N/mm}^2$$

l' ampiezza di tensione risulta essere:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{15,29 - 0,23}{2} = 7,53 \text{ N/mm}^2$$

Gradi [°]	Punto A [Mpa]	Punto B [Mpa]	Punto C [Mpa]
0	6,28	13,01	2,75
7,5	6,25	11,88	4,50
15	6,10	10,56	6,18
22,5	5,86	9,05	7,75
30	5,51	7,39	9,19
37,5	5,07	5,60	10,48
45	4,54	3,72	11,58
52,5	3,94	1,77	12,49
60	3,26	0,23	13,18
67,5	2,60	1,15	14,08
75	1,90	2,06	14,74
82,5	1,17	2,94	15,15
90	0,44	3,77	15,29
97,5	0,42	4,53	15,18
105	1,15	5,22	14,81
112,5	1,88	5,81	14,18
120	2,75	6,28	13,01
127,5	4,50	6,25	11,88
135	6,18	6,10	10,56
142,5	7,75	5,86	9,05
150	9,19	5,51	7,39
157,5	10,48	5,07	5,60
165	11,58	4,54	3,72
172,5	12,49	3,94	1,77
180	13,18	3,26	0,23
187,5	14,08	2,60	1,15
195	14,74	1,90	2,06
202,5	15,15	1,17	2,94
210	15,29	0,44	3,77
217,5	15,18	0,42	4,53
225	14,81	1,15	5,22
232,5	14,18	1,88	5,81
240	13,01	2,75	6,28
247,5	11,88	4,50	6,25
255	10,56	6,18	6,10
262,5	9,05	7,75	5,86
270	7,39	9,19	5,51
277,5	5,60	10,48	5,07
285	3,72	11,58	4,54
292,5	1,77	12,49	3,94
300	0,23	13,18	3,26
307,5	1,15	14,08	2,60
315	2,06	14,74	1,90
322,5	2,94	15,15	1,17
330	3,77	15,29	0,44
337,5	4,53	15,18	0,42
345	5,22	14,81	1,15
352,5	5,81	14,18	1,88
360	6,28	13,01	2,59

Tabella contenente i dati necessari per la costruzione del Grafico 7.

Il rapporto di ciclo R risulta essere:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{0,23}{15,29} = 0,015 \cong 0 \quad 4.4$$

Calcolo dell'ampiezza di tensione ammissibile con rapporto di ciclo pari a 0:

$$\sigma_{A,componente,R=0,\infty} = \frac{\sigma_{A,componente,R=-1,\infty} \cdot \sigma_R}{\frac{1+R}{1-R} \cdot \sigma_{A,componente,R=-1,\infty} + \sigma_R} = \frac{165,6 \cdot 510}{165,6 + 510} = 125 \text{ N/mm}^2 \quad 4.5$$

Essendo il limite di fatica del materiale base di natura sperimentale, e legato ad aspetti probabilistici, l'ampiezza di tensione trovata nella 4.5 viene ulteriormente abbassata di un coefficiente ν pari a 1,6 per aumentare la probabilità di sopravvivenza del componente:

$$\sigma_a^* = \frac{125}{\nu} = \frac{125}{1,6} = 78 \text{ N/mm}^2 \quad 4.6$$

4.4 CALCOLO DELLA PORTATA

Dall'analisi eseguita con ANSYS, si è visto che con un carico di 1000N, l'ampiezza di tensione nelle zone critiche risulta essere di 7,53 N; tale tensione viene ora messa a confronto con quella trovata nella 4.6, per poter determinare il peso massimo della bobina supportabile dall'albero:

$$Q \leq \frac{78}{7,53} \cdot 1000 = 10375 \text{ N} \cong 1060 \text{ Kg} \quad 4.7$$

5 CONCLUSIONE

Per raggiungere lo scopo proposto da questa tesi, è stata fatta un'attenta analisi su vincoli e forze agenti sull'albero. Grazie alla guida messa a disposizione dal software di calcolo, si è riusciti a trovare un tipo di vincolo, in grado di riprodurre i gradi di libertà tipici dei cuscinetti orientabili presenti nei supporti; per trovare invece le forze trasmesse dal peso della bobina all'albero, è stato utilizzato un modello semplificato bobina-chiavette, su cui è stata applicata una forza variabile nel tempo, in grado di simulare la rotazione della bobina, e dei vincoli in grado di riprodurre l'appoggio tra chiavette di bloccaggio e gole dell'albero.

Inizialmente, è stata fatta un'analisi preliminare con quattro tipi di mesh per poter individuare le zone critiche dell'albero, ovvero quei punti sollecitati da una tensione maggiore; questa prima analisi ha inoltre evidenziato, come la finitura della mesh influenzi i valori delle tensioni, e per questo motivo, l'analisi successiva è stata fatta con una mesh più raffinata, attorno alle zone critiche trovate precedentemente, in modo da ottenere risultati più realistici possibili.

Per l'analisi a fatica sono stati utilizzati alcuni dati presenti nel disegno tecnico del componente, come, diametro esterno, finitura superficiale e materiale, dati indispensabili per procedere con il calcolo del limite a fatica.

Si è giunti alla conclusione, che per evitare una rottura dell'albero dovuta al fenomeno della fatica, il peso della bobina non può superare i 1060 Kg.

BIBLIOGRAFIA

Atzori B.,2001, Appunti di costruzione di macchine, Cortina editore Padova.
Appunti di lezione del professore Michele Zappalorto.

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio il professor Zappalorto e l'ingegner Pontefisso per la disponibilità dataMi durante la stesura di questa tesi, e per le conoscenze trasmesseMi.

Ringrazio la mia famiglia: papà Gianni, e i miei fratelli Alessandro e Stefania, per essermi stati vicini durante questo percorso.

Ringrazio i miei compagni e amici Alessandro, Tommaso e Niccolò con i quali ho condiviso molti momenti di studio, e che spesso mi sono stati di grande aiuto.

Ringrazio tutti i miei amici coi quali ho condiviso e continuo a condividere momenti indimenticabili; in particolar modo ringrazio Nicola, Enrico, Eugenio e Luca.

Ringrazio la ditta C.M.S. rappresentata dai titolari Vinicio, Paolo, Augusto, e Loris per avermi dato la possibilità di intraprendere questo percorso.