

UNIVERSITÀ DI PISA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Progettazione di bottali in PPH per impieghi nel settore conciario

Relatori:

Prof. Ing. **Marco Beghini**

Ing. **Bernardo D. Monelli**

Tutor aziendali:

Ing. **Mario Serrini**

Ing. **Ferdinando Ridolfi**

Ing. **Williams Busdraghi**

Candidato:

Alessandro Montanelli

"If you can't then you must."

Anthony Robbins

Sommario

Il presente lavoro di tesi si inserisce nel contesto di un'attività di stage, presso l'azienda ITALPROGETTI Spa di San Romano (PI), relativa all'analisi di un bottale di dimensioni 4200x4200 mm in polipropilene.

Suddetta azienda presentava il problema di dover verificare, in maniera scientifica, l'enorme esperienza maturata negli anni dai loro tecnici nella progettazione del bottale.

In particolare il bottale in PPH (polipropilene) di dimensioni 4200x4200 mm, che negli ultimi anni sta prendendo campo nel mercato estero, presenta una zona critica nella quale si è verificata una rottura. Per questo motivo, è stata eseguita un'analisi strutturale su tale macchina, al fine di rendere oggettiva l'esperienza pregressa dell'azienda e proporre una nuova soluzione che possa ridurre la criticità e apportare eventuali vantaggi economici.

Partendo dalla visione di disegni costruttivi di tutti i componenti meccanici costituenti il bottale, il lavoro di tesi è consistito nello sviluppo di diversi modelli per condurre un'analisi strutturale di tutto il sistema. Tali modelli sono stati analizzati con diverse condizioni di carico, permettendo di verificare i componenti utilizzati e di individuare una particolare criticità dove si è verificata realmente una rottura. Su tale zona sono state effettuate delle verifiche e sulla base dei coefficienti di sicurezza calcolati è stata proposta una nuova soluzione strutturale, la quale ha apportato una riduzione delle tensioni.

Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare il Professor Marco Beghini per i preziosi insegnamenti durante il penultimo anno di laurea magistrale e per le ore dedicate come relatore della mia tesi. Ringrazio sentitamente il mio correlatore, l'Ingegnere Bernardo D. Monelli, che è stato in maniera costante e sempre disponibile a dirimere i miei dubbi durante la stesura di questo lavoro. Un ringraziamento particolare lo devo assolutamente all' ITALPROGETTI Spa di San Romano (Pi), in particolar modo all'ingegnere Mario Serrini per avermi concesso l'opportunità di svolgere la tesi magistrale presso la loro sede e a Ferdinando Ridolfi e Williams Busdraghi che si sono sempre generosamente offerti per dispensare numerosi consigli durante la mia ricerca. Non posso esimermi dall'esprimere la mia gratitudine nei confronti di mio padre e mia madre per avermi supportato in ogni istante da quando ho iniziato il percorso universitario, in particolar modo mio fratello Luca che mi ha conferito un grande aiuto anche a livello tecnico. Devo infine dedicare un pensiero alla mia ragazza Giulia per essermi stata vicina in ogni momento durante questo anno di lavoro.

Indice

Sommario	I
Ringraziamenti	II
Indice.....	III
Elenco delle figure	V
Elenco delle tabelle	VIII
Introduzione	1
1 Generalità sull'utilizzo del bottale nel processo conciario	3
1.1 Struttura del bottale in PPH 4200x4200 mm.....	4
1.2 Struttura interna.....	7
1.3 Scheda tecnica.....	8
1.3 Caratteristiche PPH	9
2 Modello strutturale del bottale.....	12
2.1 Introduzione	12
2.2 Ipotesi semplificative	12
2.3 Modellazione.....	15
2.2.2 Parametri geometrici	19
2.2.3 Definizione elementi	20
2.2.4 Definizione materiali.....	20
2.2.5 Definizione sezioni.....	21
2.2.6 Carichi e vincoli agenti sul modello.....	27
2.4 Condizioni di carico	29
2.4.1 Carico al 50% del volume dell'intero bottale	29
2.4.2 Carico al 75% del volume dell'intero bottale	30
2.4.3 Condizione di sovrappressione uguale a 0,3 bar	31
2.5 Definizione variabili di uscita del modello	32
3 Analisi dei risultati	33

3.1 Botte	33
3.1.1 Carico al 50%	33
3.1.2 Carico al 75%	35
3.1.3 Carico al 75% + P = 0,3 bar	36
3.2 Stellone.....	38
3.2.1 Carico al 50%	42
3.2.2 Carico al 75%	49
3.2.3 Carico al 75% + P = 0,3 bar	55
3.3 Longherone	60
3.3.1 Carico al 50%	64
3.3.2 Carico al 75%	68
3.3.3 Carico al 75% + P = 0,3 bar	70
4 Verifiche di resistenza	74
4.1 Verifiche statiche	74
4.2 Verifiche a fatica	76
5 Analisi di dettaglio.....	89
5.1 Introduzione	89
5.2 Ipotesi semplificative	89
5.3 Modellazione.....	90
5.4 Mesh.....	91
5.5 Vincoli e Carichi	92
5.6 Risultati	94
6 Progetto di una nuova soluzione	97
6.1 Struttura bi-tubolare	97
6.2 Modellazione.....	98
7 Conclusioni e sviluppi futuri	103
7.1 Conclusioni	103
7.2 Spunti futuri	103

Elenco delle figure

Figura 1.1: Vista frontale del bottale.	5
Figura 1.2: Vista laterale del bottale.	5
Figura 1.3: Cad dello stellone.	6
Figura 1.4: Cad dello stellone con ruote dentate.	6
Figura 1.5: Zipoli all'interno del bottale.	7
Figura 1.6: Particolare di uno zipolo.	7
Figura 1.7: Scheda tecnica.	8
Figura 1.8: Scheda comparativa.	11
Figura 2.1: Bottale completo con rappresentazione delle due simmetrie.	15
Figura 2.2: Schematizzazione fondo bottale.	16
Figura 2.3: Schematizzazione cerchi di rinforzo.	16
Figura 2.4: Schematizzazione cerchi di rinforzo in sezione.	17
Figura 2.5: Schematizzazione dei bracci dello stellone.	17
Figura 2.6: Schematizzazione dei tubolari.	18
Figura 2.7: Schematizzazione dei longheroni.	18
Figura 2.8: Rappresentazione del mantello cilindrico.	19
Figura 2.9: Longherone.	22
Figura 2.10: Braccio dello stellone.	23
Figura 2.11: Tubolare dello stellone.	24
Figura 2.12: Cerchio di rinforzo.	25
Figura 2.13: Botte.	26
Figura 2.14: Simmetria lungo piano y-z.	27
Figura 2.15: Simmetria lungo piano x-y.	28
Figura 2.16: Pressione fondo bottale con carico 50%.	29
Figura 2.17: Condizione di carico al 50%.	29
Figura 2.18: Schema di calcolo per altezza h_1	30
Figura 2.19: Pressione fondo bottale con carico 75%.	31
Figura 2.20: Condizione di carico al 75%.	31
Figura 2.21: Pressione fondo bottale con carico 75% + $P = 0,3$ bar.	32
Figura 2.22: Condizione di carico 75% + $P = 0,3$ bar.	32
Figura 3.1: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 50%.	34
Figura 3.2: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 50%.	34
Figura 3.3: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 75%.	35
Figura 3.4: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 75%.	36
Figura 3.5: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 75% + $P = 0,3$ bar.	36
Figura 3.6: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 75% + $P = 0,3$ bar.	37
Figura 3.7: Sistema di riferimento dell'elemento trave.	38
Figura 3.8: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 50%.	39
Figura 3.9: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75%.	40
Figura 3.10: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75% + $P = 0,3$ bar.	41
Figura 3.11: Rappresentazione del braccio e del tubolare presi in esame.	41
Figura 3.12: Condizione di carico del tubolare preso in esame.	42
Figura 3.13: Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.	43

Figura 3.14: Schematizzazione tensioni agenti su sezione tubolare e individuazione punto critico.	44
Figura 3.15: Condizione di carico del braccio preso in esame.	47
Figura 3.16: Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.	48
Figura 3.17: Schematizzazione tensioni agenti sezione C del braccio e individuazione punto critico.	48
Figura 3.18: Condizione di carico del tubolare preso in esame.	50
Figura 3.19: Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.	51
Figura 3.20: Condizione di carico del braccio preso in esame.	52
Figura 3.21: Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.	53
Figura 3.22: Condizione di carico del tubolare preso in esame.	55
Figura 3.23: Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.	56
Figura 3.24: Condizione di carico del braccio preso in esame.	57
Figura 3.25: Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.	59
Figura 3.26: Schematizzazione tensioni agenti sezione C del braccio e individuazione punto critico	59
Figura 3.27: Sistema di riferimento dell'elemento trave.	61
Figura 3.28: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 50%.	62
Figura 3.29: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 %	63
Figura 3.30: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 % +	63
Figura 3.31: Rappresentazione del longherone preso in esame.	64
Figura 3.32: Condizione di carico del longherone preso in esame.	64
Figura 3.33: Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.	65
Figura 3.34: Schematizzazione tensioni agenti sezione longherone e individuazione punto critico.	66
Figura 3.35: Condizione di carico del longherone preso in esame.	68
Figura 3.36: Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.	69
Figura 3.37: Condizione di carico del longherone preso in esame.	70
Figura 3.38: Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.	71
Figura 4.1: Posizioni assunte dal longherone durante il moto rotatorio.	77
Figura 4.2: Schema del ciclo di carico del longherone e approssimazione a curva sinusoidale.	77
Figura 4.3: Sezioni B ed E di riferimento per il longherone.	78
Figura 4.4: Posizioni assunte dal braccio durante il moto rotatorio.	81
Figura 4.5: Schema del ciclo di carico del braccio e approssimazione a curva sinusoidale.	82
Figura 4.6: Sezioni B,C di riferimento per i bracci dello stellone.	83
Figura 4.7: Posizioni assunte dal tubolare durante il moto rotatorio.	85
Figura 4.8: Schema del ciclo di carico del tubolare.	85
Figura 4.9: Sezioni A,B di riferimento per i tubolari dello stellone.	86
Figura 5.1: Stellone per l'analisi FEM.	89
Figura 5.2: Mozzo dello stellone.	90
Figura 5.3: Dettaglio del cordone di saldatura.	90
Figura 5.4: Rappresentazione della mesh.	91
Figura 5.5: Dettaglio sulla raffinatezza della mesh in prossimità della zona critica di interesse.	92
Figura 5.6: Rappresentazione del vincolo di simmetria.	92
Figura 5.7: Rappresentazione del vincolo di incastro.	93
Figura 5.8: Rappresentazione delle zone, simboleggiate con delle lettere, in prossimità delle quali è stato inserito il comando remote displacement.	93
Figura 5.9: Tensione equivalente di Von Mises sul cordone di saldatura.	94
Figura 5.10: Suddivisione del cordone di saldatura.	95
Figura 5.11: Faccia di contatto fra saldatura e braccio dello stellone.	95
Figura 6.1: Configurazione bi-tubolare.	97

<i>Figura 6.2: Deformazioni sulla botte per la configurazione bi-tubolare</i>	101
<i>Figura 6.3: Deformazioni sulla botte per la configurazione standard</i>	102
<i>Figura 6.4: Deformazioni sulla botte con spessore 40 mm per la configurazione bi-tubolare</i>	102
<i>Figura 7.1: Giunzione bullonata di collegamento stellone-longherone</i>	104
<i>Figura 7.2: Rappresentazione del basamento sul quale poggia il bottale</i>	105

Elenco delle tabelle

Tabella 1.1: Caratteristiche meccaniche PPH "Alpha Plus"- I parte [4].	10
Tabella 1.2: Caratteristiche meccaniche PPH "Alpha Plus"- II parte [4].	10
Tabella 2.1: Dati di input per calcolo coppia frenante.	13
Tabella 2.2: Parametri geometrici di progetto.	20
Tabella 2.3: Caratteristiche PPH.	20
Tabella 2.4: Caratteristiche Acciaio S235.	21
Tabella 2.5: Sezione del longherone.	22
Tabella 2.6: Sezione del longherone in prossimità del piano di simmetria.	22
Tabella 2.7: Sezione del braccio dello stellone.	23
Tabella 2.8: Sezione del braccio dello stellone in prossimità del piano di simmetria.	24
Tabella 2.9: Sezione del tubolare dello stellone.	24
Tabella 3.1: Tabella riassuntiva dei risultati per la botte.	37
Tabella 3.2: Tensioni risultanti sulle tre sezioni considerate.	46
Tabella 3.3: Tensioni risultanti sulla sezione B.	49
Tabella 3.4: Tensioni risultanti sulla sezione A.	52
Tabella 3.5: Tensioni risultanti sulla sezione B.	54
Tabella 3.6: Tensioni risultanti sulla sezione A.	57
Tabella 3.7: Tensioni risultanti sulla sezione C.	60
Tabella 3.8: Tensioni risultanti sulle due sezioni considerate.	67
Tabella 3.9: Tensioni risultanti sulla sezione E considerata.	70
Tabella 3.10: Tensioni risultanti sulla sezione B considerata.	72
Tabella 3.11: Tensioni equivalenti di Von Mises per ogni condizione di carico.	73
Tabella 4.1 Coefficienti di sicurezza relativi alla deformazione della botte.	75
Tabella 4.2 Coefficienti di sicurezza relativi alla tensione di Von Mises agente sulla botte.	75
Tabella 4.3 Coefficienti di sicurezza relativi al braccio, al tubolare e al longherone.	76
Tabella 4.4: Fattori per il calcolo della resistenza a fatica per materiali duttili.	76
Tabella 4.5: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	79
Tabella 4.6: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	80
Tabella 4.7: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del longherone.	81
Tabella 4.8: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	83
Tabella 4.9: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	84
Tabella 4.10: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del braccio.	84
Tabella 4.11: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	87
Tabella 4.12: Valori massimi o minimi delle caratteristiche delle sollecitazione	87
Tabella 4.13: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del braccio.	88
Tabella 5.1: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.	94
Tabella 5.2: Tensioni agenti sul cordone di saldatura.	95
Tabella 6.1: Caratteristiche geometriche tubolare di rinforzo	98
Tabella 6.2: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.	98
Tabella 6.3: Tensioni agenti sul cordone di saldatura.	99
Tabella 6.4: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.	100
Tabella 6.5: Tensioni agenti sul cordone di saldatura.	100

Introduzione

Il bottale in PPH preso in esame ha un diametro di 4200 mm e lunghezza di 4200 mm. Tale macchina è un reattore chimico utilizzato per eseguire alcune fasi del processo di conciatura della pelle. L'ITALPROGETTI Spa azienda leader nella zona del comprensorio del cuoio, nella costruzione di tale bottale, ha riscontrato il problema di oggettivare la loro esperienza di progettazione attraverso un'analisi strutturale, al fine di avere dei valori di controllo e trovare eventuali margini di miglioramento.

L'azienda è interessata allo studio e al miglioramento di questo particolare macchinario, sia perché negli ultimi anni sta avendo una grande richiesta nel mercato estero e sia perché presenta una zona critica che in passato ha procurato delle rotture.

Quindi, il problema è rappresentato dalla necessità di:

- verificare i componenti di interesse del bottale, per ogni condizione di carico, progettato principalmente sulla base dell'esperienza;
- comprendere le cause della rottura di un particolare componente e definire una nuova soluzione costruttiva;
- verificare il bottale per nuove condizioni di carico.

Soddisfare queste tre necessità rappresenta l'obiettivo del presente lavoro di tesi.

Per raggiungere tale obiettivo, vista la complessità del problema, sono stati elaborati una serie di modelli numerici agli elementi finiti i quali, per una data geometria, una data condizione di carico e di vincolo, hanno permesso di ottenere le condizioni di carico cui ciascun componente si trova soggetto, permettendo inoltre, di trovare lo stato di sollecitazione del materiale in ciascun punto del sistema. In particolare è stato definito un modello generale dell'intero bottale per determinare le condizioni di carico dei vari componenti.

Più in dettaglio, sono stati trattati i seguenti punti:

- scelta di una configurazione strutturale adeguata e semplificata, con conseguente realizzazione di un modello ad elementi finiti ed analisi preliminare eseguita con il software Ansys;
- valutazione dell'andamento delle tensioni generate da momento flettente e carico assiale sul modello creato, con diverse condizioni di carico fornite dall'azienda:
 - carico di pelli, acqua e agenti chimici al 50% del volume del bottale;
 - carico di pelli, acqua e agenti chimici al 75% del volume del bottale (considerata la condizione di massima capacità di carico di una botte);

- condizione di bottale in pressione;
- per ogni condizione di carico, vengono valutate le sollecitazioni su:
 - cilindro in PPH;
 - armatura in acciaio S235;
 - longheroni in acciaio S235.

Individuate le zone critiche dal punto di vista strutturale, sono state confrontate con l'esperienza ed i risultati forniti dall'azienda. Conseguentemente è stata effettuata un'analisi di dettaglio, solo per una determinata zona critica, tramite il software Ansys Workbench con lo scopo di ottenere:

- una verifica statica della zona critica ed esposizione dei coefficienti di sicurezza;
- una proposta di progetto di una nuova struttura.

1 Generalità sull'utilizzo del bottale nel processo conciario

Si intende per processo conciario tutte quelle lavorazioni della pelle che hanno lo scopo di trasformare, con processi chimici e operazioni meccaniche, una pelle grezza in prodotto finito.

All'interno del bottale vengono svolte le seguenti fasi del processo di conciatura [1], [2], [3]:

- Rinverdimento: si tratta di una fase delicata e importante per ottenere un'idratazione della pelle attraverso una stesura e apertura delle fibre. L'obiettivo è quello di preparare il pellame ai trattamenti successivi che lo trasformeranno in pellame conciato.
- Calcinaio: la funzione di questa operazione è quella di aprire e rilassare la struttura fibrosa del derma, dopo aver rimosso peli, epidermide e grassi.
- Decalcinazione e macerazione: la decalcinazione abbassa il pH della pelle rendendolo ottimale per l'azione degli enzimi maceranti e inoltre rimuove dalla pelle i prodotti usati nel calcinaio mediante acidi solforici e cloridrici. La conseguente fase di macerazione permette un ulteriore rilassamento del derma e la completa pulizia della pelle dai resti di epidermide e grassi ancora presenti.
- Piclaggio: tale operazione ha la funzione di portare la pelle a un valore di pH adatto per la successiva fase di concia, completare la decalcinazione e arrestare l'azione degli enzimi maceranti.
- Concia: è la fase fondamentale nel processo di lavorazione della pelle e conferisce, mediante agenti concianti (come tannini, cromo ecc.), maggior resistenza meccanica alla pelle e la protegge da temperatura, umidità e attacchi da agenti chimici.
- Riconcia: in questo trattamento viene semplicemente dato un ulteriore agente conciante per far sì che la pelle assuma un certo grado di morbidezza e pienezza.
- Tintura: come indica il termine stesso, serve per far assumere alla pelle il colore richiesto.
- Ingrasso: attraverso l'utilizzo di oli e grassi si ottiene un miglioramento delle proprietà e vengono conferiti ulteriori gradi di morbidezza alla pelle. A questo punto il pellame è pronto per la rifinitura: processo conciario che non viene però effettuato all'interno del bottale.

1.1 Struttura del bottale in PPH 4200x4200 mm

Come si osserva dalla fig. 1.1 alla fig. 1.4 il bottale analizzato è costituito dai seguenti componenti strutturali:

- una grande botte in PPH formata da un mantello cilindrico che è a sua volta si divide in due strati, dette virole, di spessore 25 mm. Tale mantello cilindrico è saldato su due fondi, ovvero dischi omogenei in PPH di spessore 50 mm, mediante la fusione di un materiale d'apporto in polipropilene;
- quattordici cerchi di rinforzo in acciaio S235 serrati sul mantello cilindrico che servono per limitare la deformazione del polipropilene;
- due armature in acciaio S235 denominate stelloni. Ogni stellone è costituito da sei bracci posti a 60° fra loro, che vanno a congiungersi in un componente chiamato mozzo. Questi bracci sono uniti tra loro da appositi tubolari di rinforzo in acciaio S235. I bracci sono dotati di sei pinne che servono per il collegamento, attraverso giunzioni bullonate, ai longheroni;
- sei longheroni in acciaio S235 collegati agli stelloni e al mantello cilindrico attraverso giunzioni bullonate.

Il bottale preso in esame è posto orizzontalmente sul suolo e collegato ad un basamento in acciaio tramite una slitta. La sua rotazione è garantita da un moto-riduttore, il quale aziona un pignone in bronzo che va a ingranare con una corona dentata cilindrica in ghisa di diametro 3000 mm. Tale corona poggia su sei blocchetti di rinforzo in S235, fissati ai bracci dello stellone attraverso giunzioni bullonate.

Il mozzo dello stellone è cavo per consentire l'introduzione di acqua e di sostanze chimiche necessarie per il processo conciario e permettere ai gas di fuoriuscire durante la lavorazione. Nel caso il livello di acqua e pelli sia maggiore rispetto all'asse orizzontale, è necessaria l'introduzione di valvole di sfiato per evitare che il bottale entri in sovrappressione. Inoltre il bottale è fornito di un'apertura per l'introduzione del pellame che viene chiusa con un portello a tenuta stagna. Per quanto riguarda l'eliminazione dei bagni esausti avviene attraverso le valvole poste alle estremità della superficie cilindrica e convogliato allo scarico da canaline di raccolta poste ai lati del bottale. Un dispositivo automatico provvede al carico e scarico delle pelli.

Componenti principali del bottale:



Figura 1.1: Vista frontale del bottale.



Figura 1.2: Vista laterale del bottale.

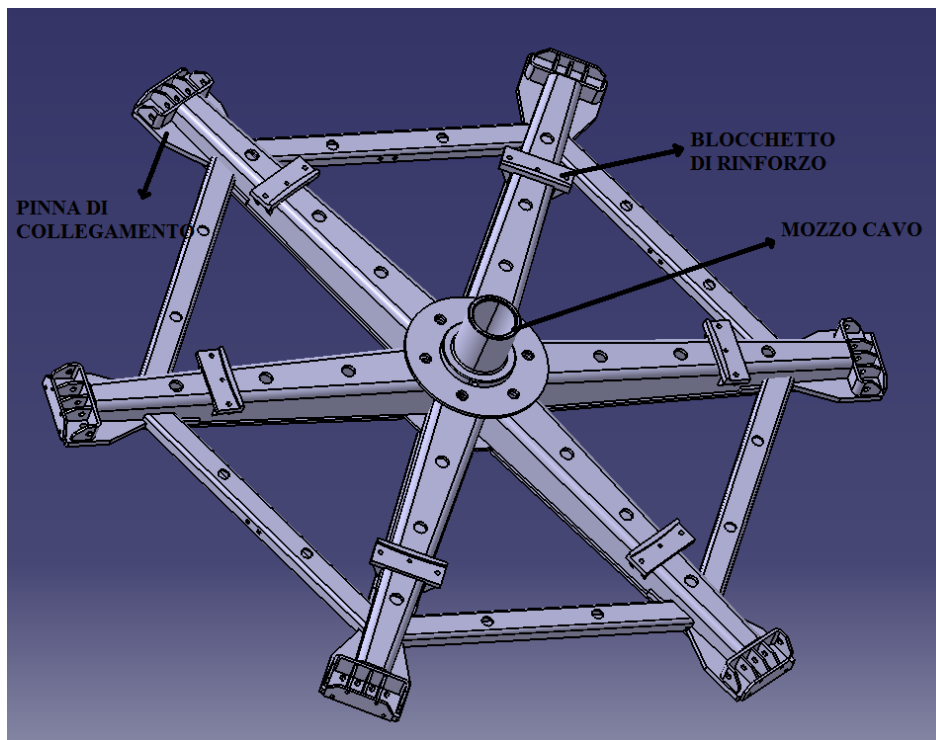


Figura 1.3: Cad dello stellone.

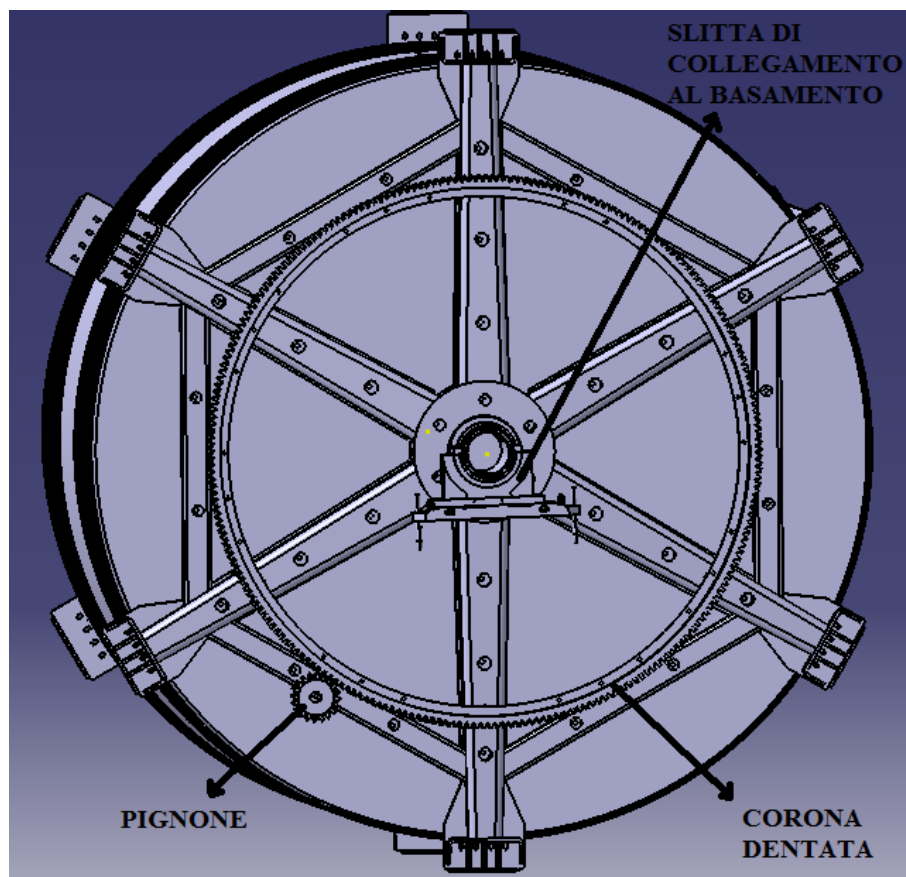


Figura 1.4: Cad dello stellone con ruote dentate.

1.2 Struttura interna

Analizzando in dettaglio la struttura interna del bottale è possibile osservare dei pioli sporgenti, detti zipoli, realizzati in PPH con anima interna in acciaio AISI 304 (Fig. 1.5-1.6), i quali trascinano le pelli verso l'alto per poi farle ricadere istantaneamente verso il basso facilitando l'assorbimento dei prodotti chimici.



Figura 1.5: Zipoli all'interno del bottale.



Figura 1.6: Particolare di uno zipolo.

Temperatura:

Per qualificare la bontà del processo di conciatore delle pelli è importante mantenere la temperatura del "bagno" (acqua e prodotti chimici all'interno del bottale) costante, che per una fase di rinverdimento o calcinaio si aggira intorno ai 26-28 °C. In questo contesto risulta favorevole l'utilizzo del PPH, che trattandosi di un materiale plastico, possiede un basso valore del coefficiente di trasmissione del calore. Il bottale 4200x4200 mm preso in esame, è dotato di un inverter per controllare la velocità di rotazione del moto-riduttore in modo che si possa regolare la temperatura (tramite l'aumento di quantità di moto) semplicemente aumentando tale velocità.

1.3 Scheda tecnica

Come riferimento per l'analisi strutturale è stato preso il bottale PPH 4200 x 4200 mm venduto in Spagna nel 2013, del quale vengono riportate le informazioni inerenti alla scheda tecnica fornita dall'azienda ITALPROGETTI spa (Fig. 1.7).

Scheda tecnica N° 1489		Longheroni N°6 acciaio S235	
N° 2 Bottale misure 4200x4200 in PPH		Porta 1200x1200 mm, verticale, automatica idr. AISI 304/316	
Cliente	Cia Arrendataria	Bulloneria speciale	
Paese	Spagna	Canala di scarico N°2 in vetroresina	
Potenza elettrica	380 V	Basamento in cemento	
Numero di giri (rpm)	1-4	Corona riportata in ghisa	Z = 248 M12
Lavorazione	Pellame	Pignone in bronzo	Z = 25 M12
Fasi di lavorazione	Rinverdimento Calcinaio	Riduttore epicicloidale Brevini 2250	rapporto $i = 14,14$
Modello	Base	Motore a 6 poli	Potenza 37 KW
Componenti strutturali		Azionamento inverter	RPM _{max} 1396 RPM _{min} 349 Hz _{max} 72,72 Hz _{min} 18,18
Virola est. sp. 25 mm		Puleggia motore Dp 200 mm	
Virola int. sp. 25 mm		Puleggia riduttore Dp 500 mm	
Fondi sp. 50 mm		Quadro comando (compact)	
Controfondi riciclo lato dx			
Controfondi riciclo lato sx			
Zipoli Nr. 65 con L = 330 mm (anima inox)			
Armatura lato senza corona: N°6 bracci acciaio S235, diametro mozzo stellone 280 mm			
Armatura lato corona: N°6 bracci acciaio S235, diametro mozzo stellone 280 mm			
Cerchi di rinforzo acciaio S235: 42 semicerchi 34 tenditori			

Figura 1.7: Scheda tecnica.

Trattandosi di una macchina di grandi dimensioni, lavora con una velocità di rotazione ridotta (da 1 a 4 giri al minuto) ed è maggiormente adatta per la fase di rinverdimento e di calcinaio del processo conciario.

Descrizione del ciclo di funzionamento

Il funzionamento di questo bottale prevede normalmente 3 fasi di lavorazione della durata di 48 ore ciascuna, lavorando quindi 6 giorni su 7 in maniera continua. Ad ogni fase ciclo, la macchina viene scaricata dalle pelli e ricaricata di nuove pelli e prodotti chimici per la fase successiva. Considerando che il bottale compie al massimo 4 giri al minuto, in un anno vengono compiuti quasi 2 milioni di cicli.

1.3 Caratteristiche PPH

Le principali caratteristiche del polipropilene omopolimero (PPH), comunemente detto Moplen, utilizzato in lastre per la costruzione dei bottale 4200x4200 mm sono le seguenti:

- buona robustezza per temperature che variano da -5 °C a 85 °C;
- eccellenti valori di rigidità e durezza;
- resistenza elevata ad urti e alle rotture da stress;
- superficie estremamente liscia;
- ottime proprietà isolanti termiche ed elettriche;
- ottima resistenza agli agenti chimici;
- idrorepellenza.

L'azienda ITALPROGETTI si rifornisce per le lastre di PPH presso l'azienda "Simona AG" con sede in Germania. Vengono riportate di seguito le caratteristiche meccaniche del materiale PPH "Alpha Plus" [4] usato per la costruzione del bottale (Tab. 1.1-1.2).

Aggiorn. scheda dati	19.09.2014
Mescola per estrusione	PP-H,ECH,16-09-003
Normativa mescola per estrusione	DIN EN ISO 1873, Teil 1
Mescola per pressatura	PP-H,QCH,16-09-003
Normativa mescola per pressatura	DIN EN ISO 1873, Teil 1
Densità, g/cm ³ , DIN EN ISO 1183	0,91
Modulo elastico a trazione, MPa, DIN EN ISO 527	1700
Tensione di snervamento, MPa, DIN EN ISO 527	33
Allungamento a tensione di snervamento, % , DIN EN ISO 527	8
Resistenza all'urto, KJ/m ² , DIN EN ISO 179	senza rottura
Resilienza, kJ/m ² , DIN EN ISO 179	9
Durezza Brinell, MPa, DIN EN ISO 2039-1	70

Tabella 1.1: *Caratteristiche meccaniche PPH "Alpha Plus"- I parte [4].*

Resilienza, kJ/m ² , DIN EN ISO 179	9
Durezza Brinell, MPa, DIN EN ISO 2039-1	70
Durezza Shore D (15 s), DIN EN ISO 868	72
Coefficiente medio di dilatazione termica, K ⁻¹ , ISO 11359-2	1,6 × 10 ⁻⁴
Comportamento alla combustione DIN 4102	DIN 4102 B2 normalmente infiammabile (Autovalutazione senza certificato di prova)
Rigidità dielettrica, kV/mm , DIN IEC 60243-1	52
Resistività superficiale, Ohm , DIN IEC 60093	10 ¹⁴
Temperatura di impiego, °C	0 a +100
Fisiologicamente atossico BfR	sì
Fisiologicamente atossico EU	sì
Fisiologicamente atossico FDA	sì

Tabella 1.2: *Caratteristiche meccaniche PPH "Alpha Plus"- II parte [4].*

L 'utilizzo del PPH mostra evidenti vantaggi rispetto al legno e all'acciaio inox. Tali vantaggi vengono dimostrati con una scheda comparativa fornita dall'azienda ITALPROGETTI Spa (Fig.1.8).

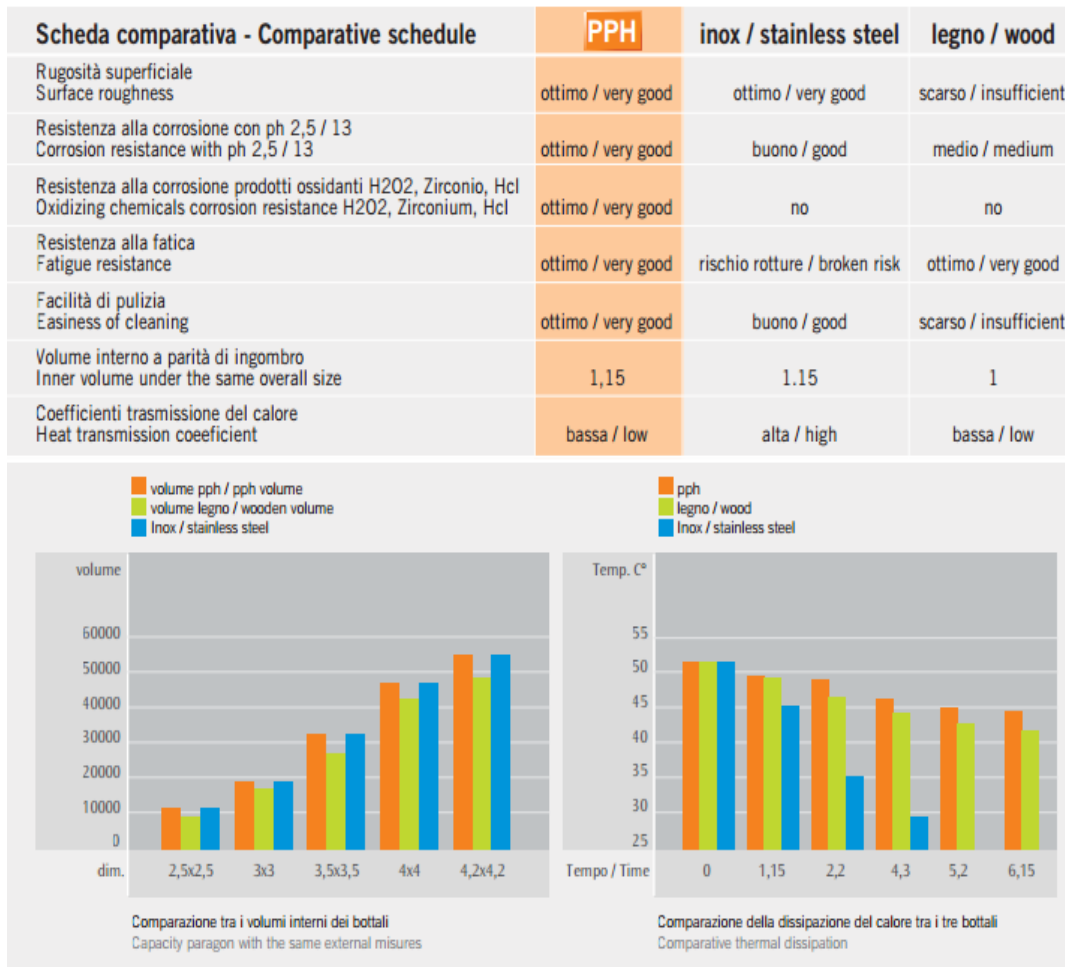


Figura 1.8: Scheda comparativa.

2 Modello strutturale del bottale

2.1 Introduzione

L'analisi strutturale della configurazione del bottale è stata condotta tramite dei modelli. Data la complessità del problema sono stati sviluppati dei modelli numerici agli elementi finiti che sono stati risolti con l'utilizzo dei software. Utilizzando un modello schematizzato del bottale 4200x4200 mm in PPH sono state calcolate le tensioni e le deformazioni massime ottenibili in varie condizioni di carico, descritte successivamente. Ottenuti i risultati, le tensioni massime sono state confrontate con gli ammissibili dei materiali utilizzati; le deformazioni, invece, sono state verificate con i valori conferiti dai tutor aziendali.

2.2 Ipotesi semplificative

In questo paragrafo sono state elencate, inizialmente, le ipotesi di base del modello relative alle condizioni di carico e di vincolo, di seguito quelle relative alla geometria.

Condizioni di carico

- Non essendoci esigenze di raggiungere la velocità a regime del bottale in tempi rapidi, le condizioni di carico proprie dei transitori sono state trascurate.
- Le condizioni di carico proprie del funzionamento a regime sono state anch'esse trascurate poiché, la coppia trasmessa dal moto-riduttore al bottale è bassa. Di conseguenza anche le forze che, attraverso l'ingranaggio cilindrico, vanno a scaricarsi sul bottale risultano basse.

Questa ipotesi semplificativa è stata confermata analizzando il meccanismo di frenata del bottale. È stato applicato il teorema del lavoro e dell'energia cinetica per il moto rotatorio del bottale 4200x4200mm:

$$\frac{1}{2} I \omega^2 = T_{fr} \vartheta_{fr}$$

dove :

I è il momento di inerzia dato dalla somma dei componenti strutturali principali che compongono il bottale.

$\omega = \frac{2\pi N}{60}$ con N corrispondente al numero di giri al minuto che compie il bottale.

T_{fr} è la coppia frenante necessaria per arrestare il moto di rotazione del bottale.

ϑ_{fr} è l'angolo che compie il bottale nel suo moto rotatorio prima di fermarsi.

Per il calcolo della coppia frenante è stato necessario fare due considerazioni:

- il momento di inerzia I è stato valutato sommando i momenti di inerzia dei due stelloni, dei sei longheroni, dei tiranti, della botte e della ruota dentata. Tali valori sono stati presi dal software CATIA V5-17. L'inerzia del carico di pelli ed acqua all'interno, in accordo con l'azienda ITALPROGETTI, non è stata valutata poiché tale carico non è solidale al bottale e le forze tangenziali dovute ad attrito viscoso del fluido agenti su di esso sono trascurabili, in quanto la velocità di rotazione in gioco è molto bassa. Ciò è stato avvalorato da prove sperimentali che hanno dimostrato, che fermare il bottale, in assenza o in presenza di carico, impiega lo stesso angolo di frenata.
- La misura dell'angolo di frenata è stato fornito dai progettisti di ITALPROGETTI e risulta essere di circa metà di un giro del bottale che corrisponde a un valore di 3,14 rad. In maniera cautelativa è stato scelto un angolo di frenata minore, corrispondente a 1/4 di giro del bottale; tale valore è riportato in tab. 2.1.

Momento d'inerzia I (kgm ²)	37415
Velocità angolare ω (rad/s)	0,42
Angolo di frenata ϑ_{fr} (rad)	1,57

Tabella 2.1: Dati di input per calcolo coppia frenante.

Avendo fatto le dovute considerazioni, si può adesso ricavare la coppia frenante:

$$T_{fr} = 2102 Nm$$

E' stato considerato che tale coppia frenante si ripartisca uniformemente sui sei punti d'attacco della corona dentata allo stellone. Tali punti si trovano su diametro di 3000 mm per cui sui sei bracci si scarica una forza di:

$$(T_{fr}/1,5) / 6 \cong 234 N.$$

Tale forza è stata trascurata poiché di ordine di grandezza inferiore rispetto alle condizioni di carico determinate dal peso e dal bagno del bottale.

- Le condizioni di carico prese in esame sono solo quelle dovute al peso proprio del bottale e del suo contenuto.
- Il bottale al suo interno contiene pelli, agenti chimici e una percentuale di acqua che dipende dal trattamento e dal tipo di lavorazione. Non avendo potuto stabilire a priori una miscela eterogenea con precise percentuali per i vari elementi all'interno, è stata considerata una densità costante pari a quella dell'acqua ovvero 1000 kg/m^3 (le pelli, immerse e galleggianti nel "bagno", possono condurre a ritenere il bottale riempito d'acqua);
- nel modello è stata considerata la temperatura ambiente di circa 25°C .

Condizioni di vincolo

- Le precedenti considerazioni hanno permesso di effettuare una doppia simmetria al modello (Par. 2.3), semplificandolo notevolmente anche da un punto di vista computazionale. Una prima simmetria del modello è stata fatta rispetto al piano di mezzeria della botte e una seconda rispetto al piano di mezzeria del mantello cilindrico (Fig. 2.1);
- le giunzioni bullonate e i corrispondenti fori fra i componenti strutturali non sono stati considerati; i longheroni, i bracci e i tubolari dello stellone sono solidali alla botte imponendo la congruenza degli spostamenti; questo grazie alla strategia usata per la discretizzazione del modello.

Geometria del modello

- Nella schematizzazione della botte i due strati di spessore 25 mm costituenti il mantello cilindrico sono stati considerati come un unico guscio di spessore 50 mm. Per quanto riguarda i fondi della botte sono stati anch'essi considerati parte integrante di questo unico guscio. Infine l'apertura centrale, con annesso portello a tenuta stagna, non è stata tenuta di conto nel modello;
- i sei bracci costituenti lo stellone sono stati schematizzati con sei travi poste a 60° fra loro, che convergono in unico punto corrispondente al centro dello stellone, dove troviamo il mozzo cavo, il quale, per semplificazione, non è stato tenuto di conto nel modello. Le pinne di collegamento non sono state considerate nel modello. I bracci, pur avendo una sezione a C rastremata, saldata su una base di spessore diverso, sono

stati rappresentati con una sezione costante a tubolare, calcolata facendo una media fra il valore massimo e minimo dell'effettiva rastremazione;

- i tubolari che collegano i sei bracci dello stellone e i sei longheroni, sono stati schematizzati con travi aventi sezione a tubolare costante;
- i cerchi di rinforzo, ai quali è stato applicato un pretensionamento (per rappresentare il serraggio alla botte), sono stati schematizzati con quattordici travi a sezione circolare.

2.3 Modellazione

In Fig. 2.1 viene illustrato il modello completo del bottale, con rappresentazione delle due simmetrie. Di seguito viene riportata la procedura di costruzione della geometria del modello fino ed elencati i parametri geometrici di progetto.

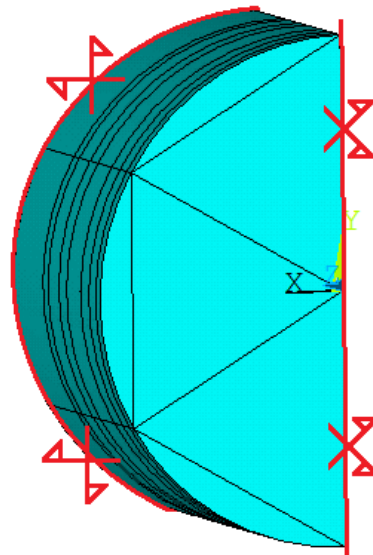


Figura 2.1: *Bottale completo con rappresentazione delle due simmetrie*

Per la realizzazione della geometria del modello, in ambiente Ansys, è stata seguita la seguente procedura:

- Definizione di una circonferenza di raggio r sul piano $x-y$ centrata nell'origine degli assi cartesiani che rappresenta il fondo del bottale (Fig.2.2).

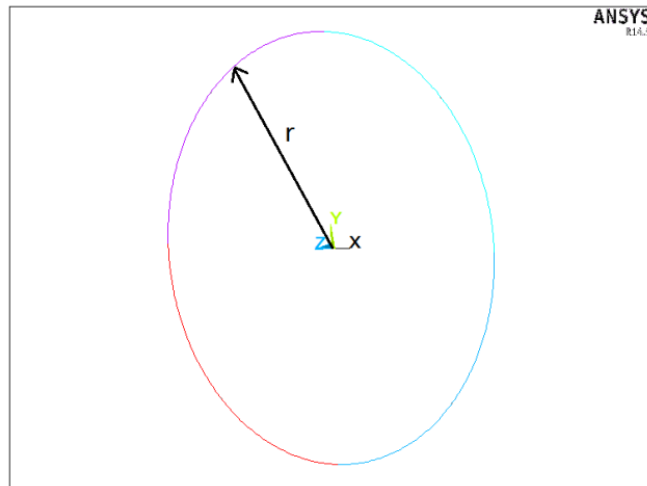


Figura 2.2: Schematizzazione fondo bottale.

- Definizione di altre 8 circonferenze, delle quali 7 rappresentano i cerchi di rinforzo e l'ultima che non rappresenta il fondo opposto della botte bensì il piano di mezzeria del bottale, questo perché il modello è stato realizzato tenendo conto della simmetria rispetto al piano x-y (Fig. 2.3). Discorso analogo vale per i cerchi di rinforzo che nel bottale 4200x4200 mm sono 14.

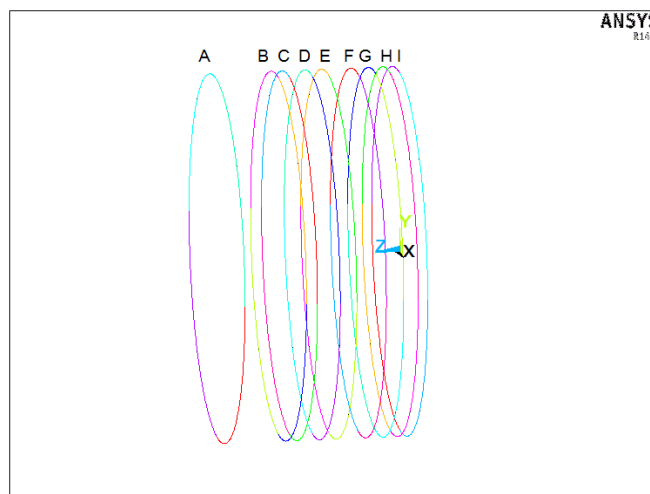


Figura 2.3: Schematizzazione cerchi di rinforzo.

- Per tenere di conto dell'altra simmetria tali circonferenze sono state sezionate rispetto al piano y-z (Fig. 2.4).

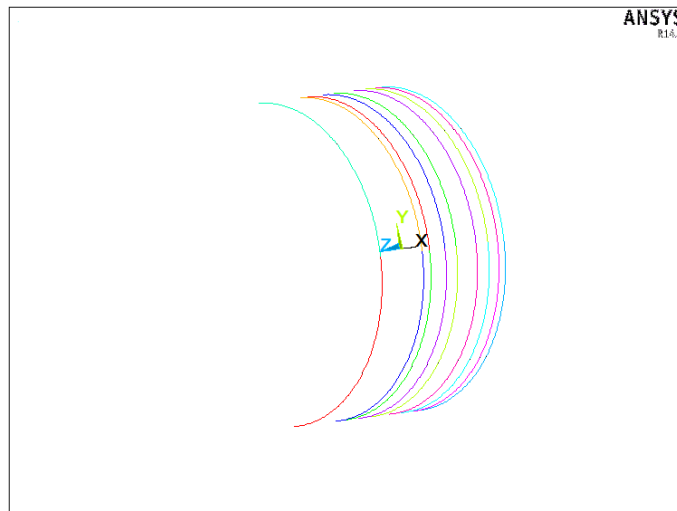


Figura 2.4: Schematizzazione cerchi di rinforzo in sezione.

- Considerando sempre la simmetria rispetto al piano y-z è stato creato parte dello stellone, ovvero sono state tracciate 4 linee di lunghezza O-L che rappresentano i bracci dello stellone. Queste linee hanno come origine il centro della circonferenza (fondo del bottale) e creano un angolo α fra loro (Fig. 2.5).

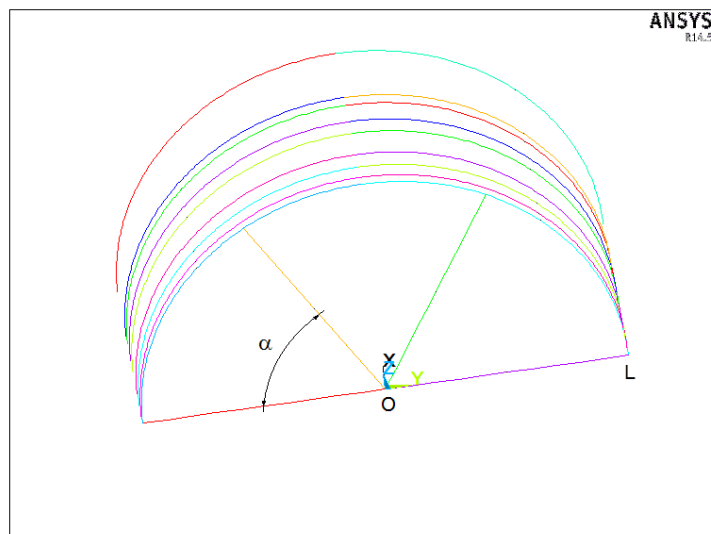


Figura 2.5: Schematizzazione dei bracci dello stellone.

- In seguito sono stati inserite 3 linee di lunghezza M-N, che rappresentano i tubolari di rinforzo, i quali collegano i bracci tra loro andando a completare lo stellone (Fig. 2.6).

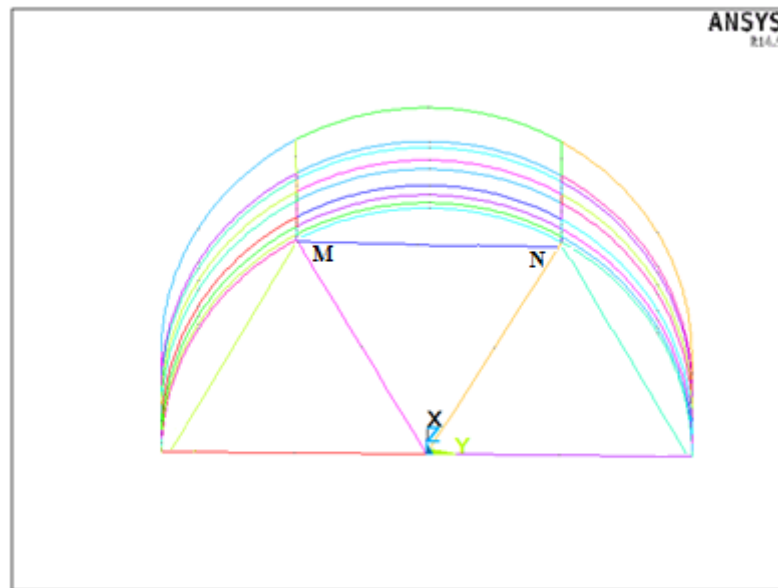


Figura 2.6: Schematizzazione dei tubolari.

- Sono state create 4 linee di lunghezza P-R ciascuna, che rappresentano i longheroni (Fig.2.7).

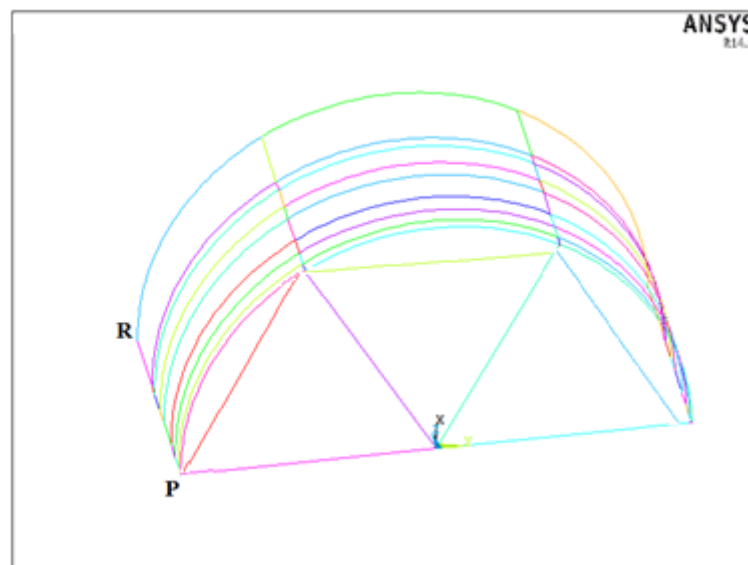


Figura 2.7: Schematizzazione dei longheroni.

- Una volta definito lo scheletro del bottale, sono state disegnate tutte le aree necessarie per la creazione del mantello cilindrico, quindi la botte (Fig. 2.8).

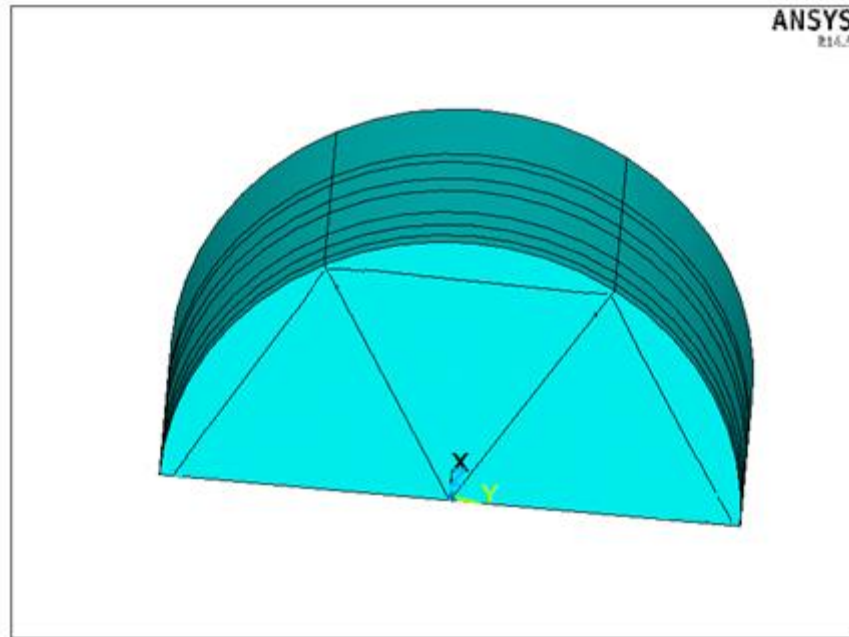


Figura 2.8: *Rappresentazione del mantello cilindrico.*

2.2.2 Parametri geometrici

Nella Tab. 2.2 sono stati riportati tutti i parametri utilizzati per creare la geometria del modello, con la loro descrizione e i loro valori. Tali valori sono stati ricavati dai disegni costruttivi, forniti dall'azienda ITALPROGETTI Spa.

Parametri	Descrizione	Valore
r	Raggio del fondo bottale (v. Fig. 3.2)	2100 mm
A-B	Distanza fondo bottale al primo tirante(v. Fig. 3.3)	110 mm
B-C	Distanze fra tiranti (v. Fig. 3.3)	165 mm
C-D		200 mm
D-E		340 mm
E-F		190 mm
F-G		262 mm
G-H		126 mm
H-I	Distanza ultimo tirante al piano di simmetria (v. Fig. 3.3)	707 mm
α	Angolo compreso fra i bracci dello stellone (v. Fig. 3.5)	60°

O-L	Lunghezza braccio dello stellone (v. Fig. 3.5)	2100 mm
M-N	Lunghezza del tubolare (v. Fig. 3.6)	2100 mm
P-R	Lunghezza del longherone(v. Fig. 3.7)	2100 mm

Tabella 2.2: Parametri geometrici di progetto.

2.2.3 Definizione elementi

Dopo l'elaborazione della geometria del modello è stato deciso di schematizzare la struttura attraverso due elementi:

- Per i longheroni, per lo stellone compreso di bracci e tubolari, per i cerchi di rinforzo è stato usato un elemento trave 3D a tre nodi;
- Per la botte è stato usato un elemento guscio 3D a otto nodi.

2.2.4 Definizione materiali

I materiali utilizzati nel modello sono di due tipi:

- PPH per la botte (Tab. 2.3);
- Acciaio S235 per i longheroni, stellone e cerchi di rinforzo (Tab. 2.4).

Sono stati entrambi schematizzati come materiali strutturali lineari, elastici e isotropi.

- Modello materiale 1

Materiale	PPH
Densità (ton/mm ³)	9,1 E-10
Modulo di Young (MPa)	1700
Modulo di Poisson	0,4

Tabella 2.3: Caratteristiche PPH.

- Modello materiale 2

Materiale	Acciaio S235
Densità (ton/mm ³)	7,9 E-09
Modulo di Young (MPa)	1,9E+05
Modulo di Poisson	0,3

Tabella 2.4: *Caratteristiche Acciaio S235.*

Il polipropilene non è un materiale lineare, ma è stato concordato con l'azienda ITALPROGETTI Spa, di assumerlo, in prima approssimazione, come lineare elastico. Sono stati variati solo i valori del modulo elastico e del modulo di Poisson: ciò ha evitato la necessità di calcolare e di attribuire al software una funzione che implementasse l'andamento quadratico della curva σ - ϵ .

2.2.5 *Definizione sezioni*

Per ogni elemento trave 3D, a tre nodi, è stata definita la sezione trasversale mentre per l'elemento guscio 3D, a otto nodi, è stato definito lo spessore, così facendo vengono imposte tutte le proprietà inerziali.

- Longherone

Al fine di dare una maggiore chiarezza viene riportato in Fig. 2.9 il CAD 3D del longherone, usato nella costruzione del bottale 4200x4200 mm.

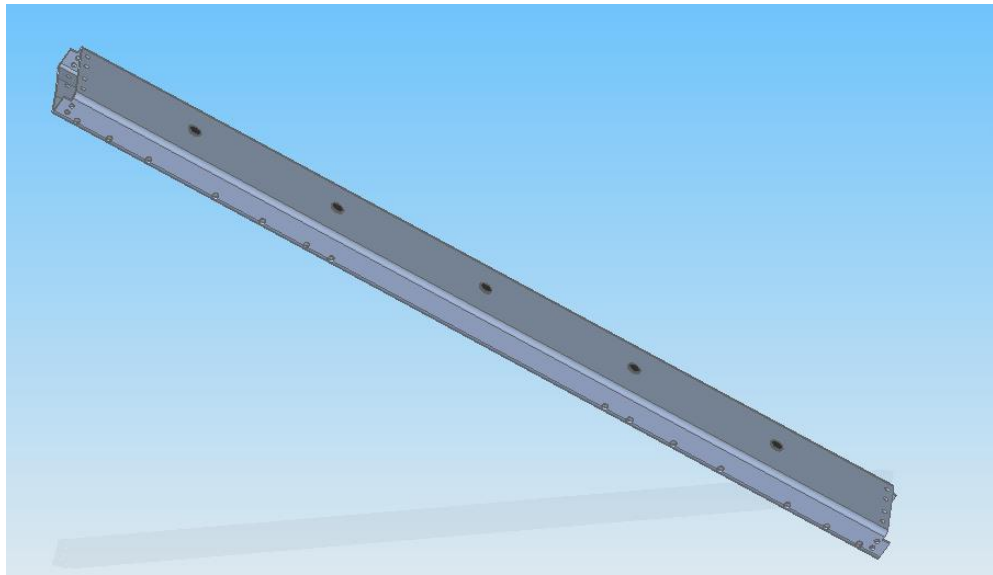


Figura 2.9: Longherone.

Il longherone è stato schematizzato con una sezione a tubolare (Tab. 2.5) che ricalca accuratamente il CAD 3D.

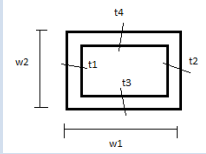
Nome	Sezione	W1 (mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Longherone		350	150	12	12	12	12

Tabella 2.5: Sezione del longherone.

Vengono riportate successivamente anche le caratteristiche geometriche della sezione del longherone in prossimità del piano di simmetria.

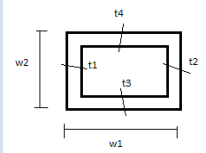
Nome	Sezione	W1 (mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Longherone Simmetrico		175	150	12	12	12	12

Tabella 2.6: Sezione del longherone in prossimità del piano di simmetria.

- Braccio dello stellone

In Fig. 2.10 è stato riportato il CAD 3D dello stellone evidenziandone il braccio, usato nella costruzione del bottale 4200x4200 mm.

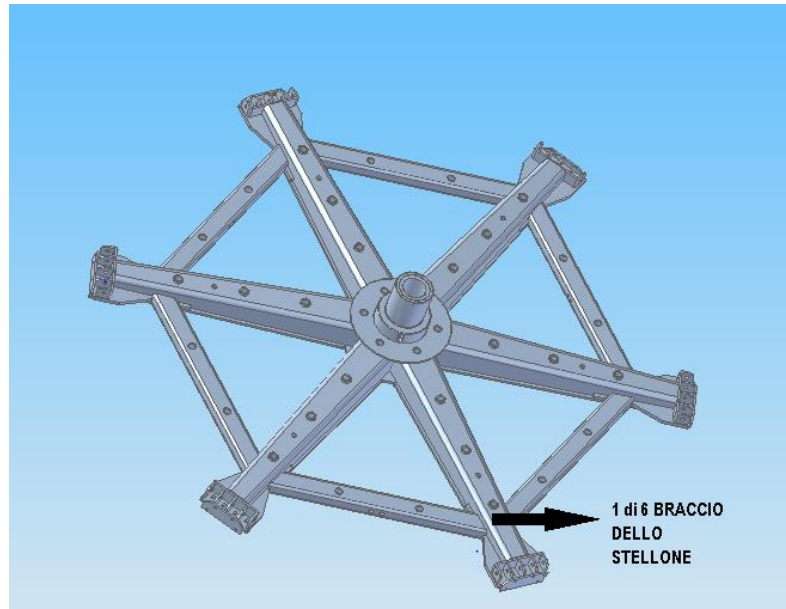


Figura 2.10: *Braccio dello stellone.*

Per quanto riguarda il braccio dello stellone, l'approssimazione della sezione a tubolare, è più forte rispetto al longherone in quanto il braccio, oltre a essere rastremato, ha una sezione a C saldata su una base di spessore diverso (Tab. 2.7).

Nome	Sezione	W1(mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Braccio dello stellone		230	189	15	15	15	20

Tabella 2.7: *Sezione del braccio dello stellone.*

Vengono riportate successivamente anche le caratteristiche geometriche della sezione del braccio dello stellone in prossimità del piano di simmetria.

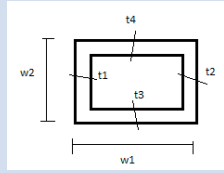
Nome	Sezione	W1(mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Braccio dello stellone simmetrico		115	189	15	15	15	20

Tabella 2.8: Sezione del braccio dello stellone in prossimità del piano di simmetria.

- Tubolare dello stellone

In Fig. 2.11 è stato riportato il CAD 3D dello stellone evidenziandone il tubolare, usato nella costruzione del bottale 4200x4200 mm.

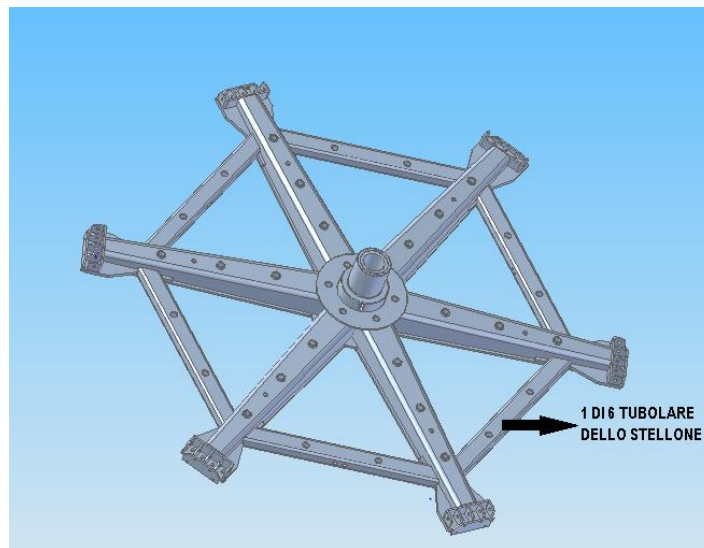


Figura 2.11: Tubolare dello stellone.

Il tubolare dello stellone è stato schematizzato con una sezione a tubolare (Tab. 2.9) che ricalca accuratamente il CAD 3D, come nel caso del longherone.

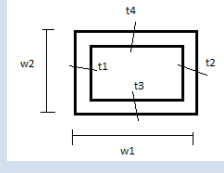
Nome	Sezione	W1(mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Tubolare dello stellone		150	100	10	10	10	10

Tabella 2.9: Sezione del tubolare dello stellone.

- Cerchi di rinforzo

In Fig. 2.12 è stato riportato il CAD 3D di un cerchio di rinforzo, usato nella costruzione del bottale 4200x4200 mm.

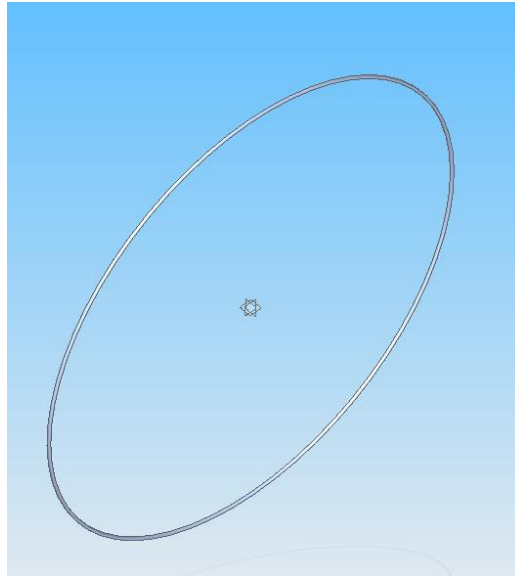


Figura 2.12: Cerchio di rinforzo.

I cerchi di rinforzo hanno un raggio di 11 mm e la loro funzione è quella di limitare la deformazione del mantello cilindrico. In realtà, per ovvie esigenze costruttive, il cerchio singolo di rinforzo è costituito da due semicerchi che si vanno ad inserire in un apposito tenditore il quale, attraverso un dado, va a pretensionare il cerchio.

A ciascuno dei cerchi di rinforzo presenti nel modello, è stato applicato un pretensionamento di circa 52 MPa. Di seguito il calcolo:

- Il cerchio di rinforzo viene serrato a mano con una chiave di lunghezza 350 mm. Considerando che la forza umana per il serraggio dei cerchi alla botte è di circa 250 N, il momento di serraggio ottenuto è 87 500 N mm.

- Dalle seguenti formule è possibile ricavare la forza di precarico del cerchio di rinforzo e di conseguenza, dividendo per l'area della sezione resistente della parte filettata, il pretensionamento voluto:

$$M_{serr} \cong 0,2 F_{prec} d$$

$$\sigma_{pret} = \frac{F_{prec}}{A_{res}}$$

dove:

- M_{serr} è il momento di serraggio applicato al cerchio di rinforzo
- F_{prec} è la forza di precarico del cerchio di rinforzo
- d è il diametro della sezione nominale della parte filettata
- A_{res} è l'area della sezione
- σ_{pret} è il pretensionamento del cerchio di rinforzo voluto e da inserire nel modello.

Quindi la forza di precarico risulta essere di circa 19886 N, che dividendola per l'area della sezione, la quale corrisponde a 380 mm², si ottiene un pretensionamento di circa 52 MPa.

- Botte

in Fig. 2.13 è stato riportato il CAD 3D della botte, usata nella costruzione del bottale 4200x4200 mm. Si possono osservare il mantello cilindrico, i due fondi e la porta.

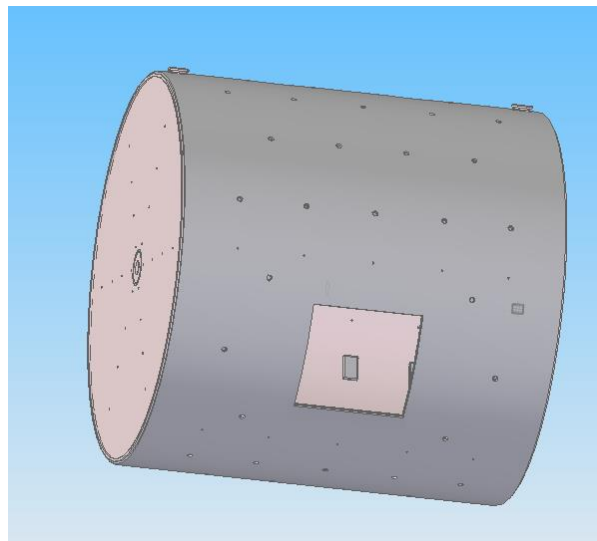


Figura 2.13: Botte.

Il mantello cilindrico e i fondi costituenti la botte hanno un unico elemento shell di spessore 50mm.

2.2.6 Carichi e vincoli agenti sul modello

L'unico modo per ottenere una visione più ampia e chiara del componente strutturale era disegnare il bottale completo nei suoi dettagli. Per analizzare tutti i carichi e vincoli in gioco, è stato realizzato in maniera completa il disegno CAD sul software CATIA V5-17.

- **Vincoli**

Per quanto riguarda i vincoli sono state elencate le due condizioni di simmetria già definite: una inserita lungo il piano y-z (Fig. 2.14) che taglia il fondo della botte, e una inserita lungo il piano x-y (Fig. 2.15) che taglia il mantello cilindrico. Inoltre è stato applicato un vincolo di incastro al centro dello stellone per simulare gli appoggi del bottale.

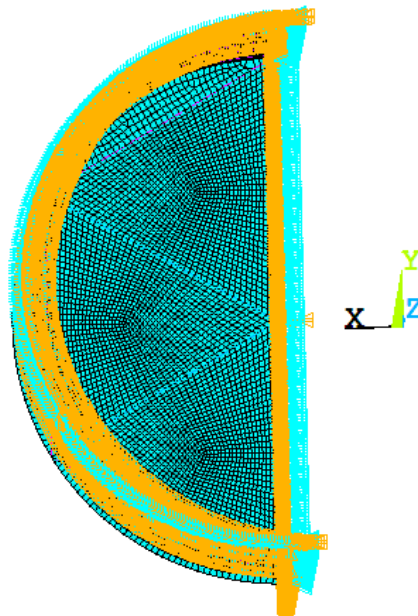


Figura 2.14: Simmetria lungo piano y-z.

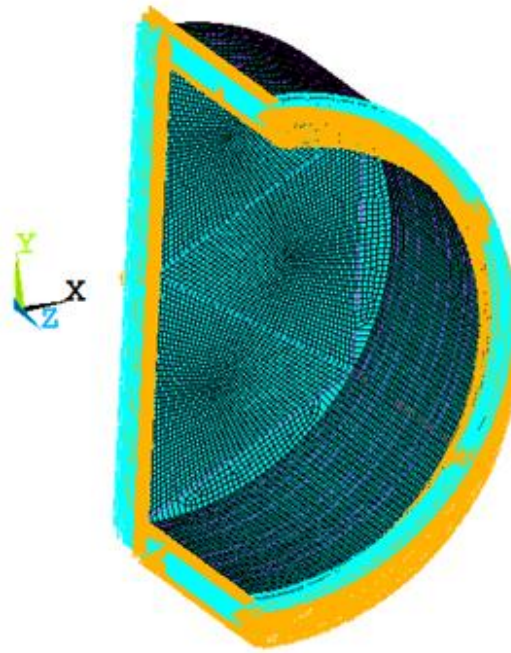


Figura 2.15: *Simmetria lungo piano x-y.*

- **Carichi**

Sono stati attribuiti al modello tre tipi di carichi:

- *Carico lineare* su tutta la superficie del bottale, dovuto alla pressione idrostatica dell'acqua e variabile in maniera dipendente dalla condizione di carico;
- *Carico di pretensionamento* ai cerchi di rinforzo presenti nel modello;
- *Carico inerziale* applicato su tutto il modello (considerando l'accelerazione gravitazionale di $9,81 \text{ m/s}^2$ lungo l'asse y) per tenere conto del peso proprio di ogni componente costituente il bottale.

L'accelerazione e la velocità angolare sono state considerate nulle, poiché il bottale preso in esame ruota lentamente, ovvero 1-4 giri al minuto.

2.4 Condizioni di carico

2.4.1 Carico al 50% del volume dell'intero bottale

La condizione di carico con pelli, acqua e agenti chimici al 50% del volume del bottale, è la condizione tipica di lavoro usata nelle industrie conciarie (Fig. 2.17).

Il carico idrostatico lineare, è maggiore sul fondo del bottale e va a diminuire, con una certa pendenza, verso l'asse di rotazione. Attraverso la legge di Stevino è stata stimata la pressione sul fondo del bottale (Fig. 2.16).

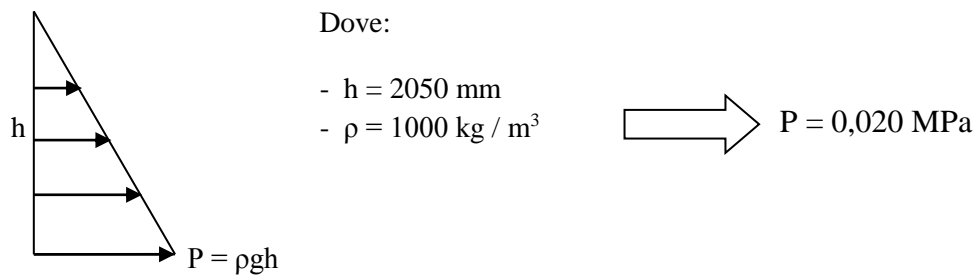


Figura 2.16: Pressione fondo bottale con carico 50%.

Quindi è stata introdotta una pressione variabile linearmente con la quota e che ha un massimo pari a 0,020 MPa in corrispondenza del fondo del mantello. In Appendice A è stato riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 50%.

La seguente immagine mostra l'andamento del carico: il rosso indica la zona maggiormente caricata, mentre il blu indica quella meno caricata.

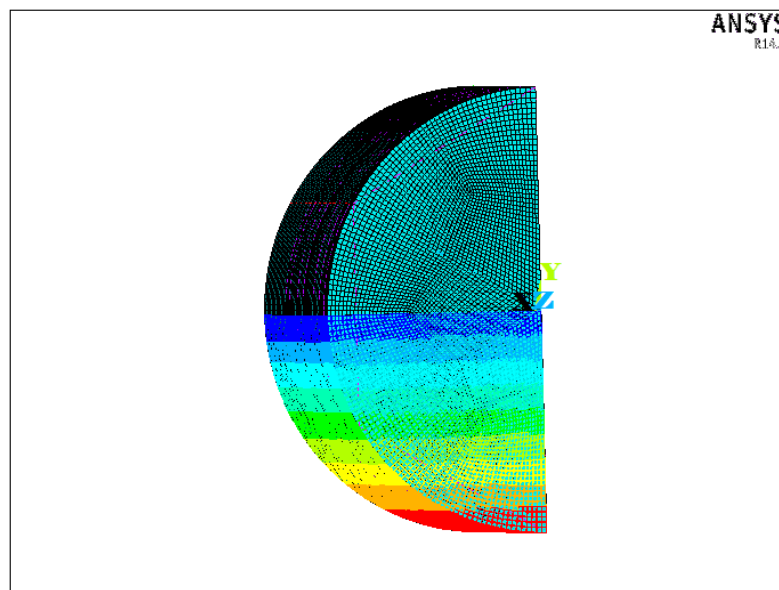


Figura 2.17: Condizione di carico al 50%.

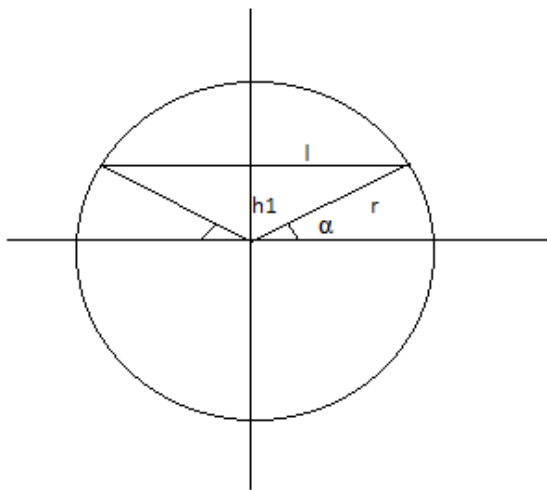
2.4.2 Carico al 75% del volume dell'intero bottale

Questa condizione di carico, è considerata la massima capacità del bottale (Fig. 2.18).

In questo caso è necessaria la presenza di valvole di sfiato che permettono la fuoriuscita dei gas, in quanto la quantità di acqua e pelli supera il livello dell'asse di rotazione.

Anche in questo caso, la pressione idrostatica lineare è stata calcolata attraverso la legge di Pascal, con la sola differenza che è stato necessario calcolare l'altezza h_1 sopra l'asse di rotazione in modo tale da avere il 75% del volume del bottale.

Si riportano di seguito i calcoli:



Dove:

- r = raggio interno del bottale
- h_1 = altezza, da ricavare, sopra l'asse del bottale
- α, l = parametri geometrici per il calcolo di h_1

Figura 2.18: Schema di calcolo per altezza h_1 .

E' stato considerato il diametro interno del bottale pari a 4100 mm e la sua lunghezza n pari a 4200 mm, ricavando:

$$- V_{100\%} = \pi r^2 \times n = 55,42 \text{ m}^3$$

$$- V_{75\%} = 3/4 \pi r^2 \times n = 41,57 \text{ m}^3$$

In seguito è stato imposto un valore iniziale di h_1 e si è proceduto in maniera iterativa (la convergenza è stata considerata finita al decimale) fino a che:

$$1/4 \pi r^2 = l h_1 + r^2 \alpha$$

$$\underline{h_1 = 828 \text{ mm}}$$

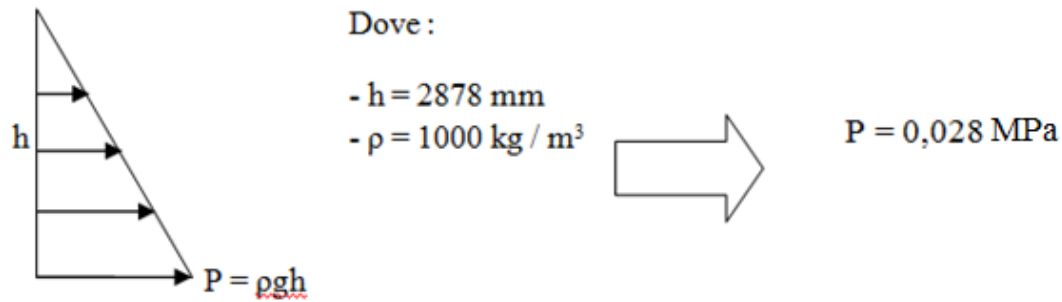


Figura 2.19: Pressione fondo bottale con carico 75%.

In maniera analoga è stata, quindi, introdotta una pressione variabile linearmente con la quota e che ha un massimo pari a 0,028 MPa in corrispondenza del fondo del mantello. In Appendice B è stato riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75%.

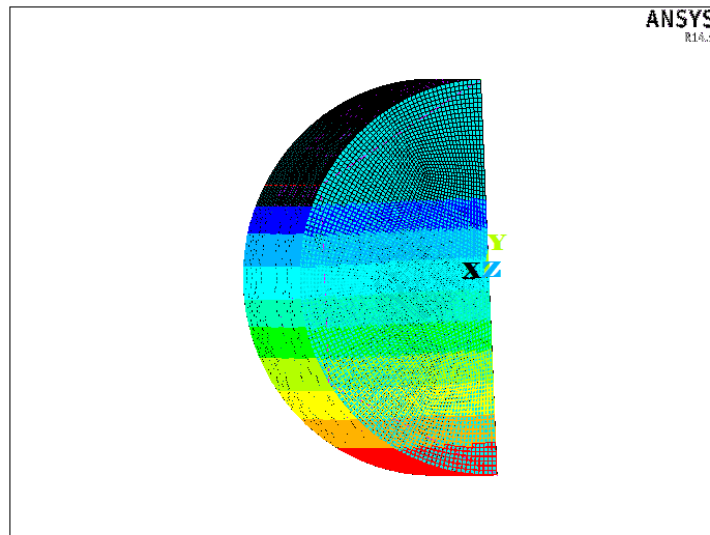


Figura 2.20: Condizione di carico al 75%.

2.4.3 Condizione di sovrappressione uguale a 0,3 bar

La condizione di sovrappressione necessita di particolare attenzione, poiché può capitare che un materiale appiccicoso vada a depositarsi in prossimità della valvola di sfiato ostruendo il passaggio dei gas. E' successo, infatti in passato, che un particolare tipo di lavorazione richiedesse l'utilizzo del tannino. Tale sostanza chimica, ostruendo le vie di passaggio dello scarico dei gas, ha creato una sovrappressione all'interno del bottale portandolo alla rottura. Quindi al carico al 75% è stato aggiunto un valore costante di pressione equivalente a 0,03

MPa su tutta la superficie interna del bottale. In Appendice C è stato riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75% + $P = 0,3$ bar.

In Fig. 2.21 viene riportato il calcolo della pressione sul fondo del bottale con carico al 75% sommato al carico di $P = 0,3$ bar.

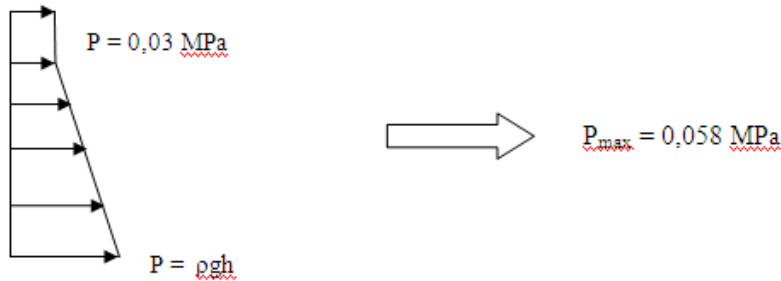


Figura 2.21: Pressione fondo bottale con carico 75% + $P = 0,3$ bar.

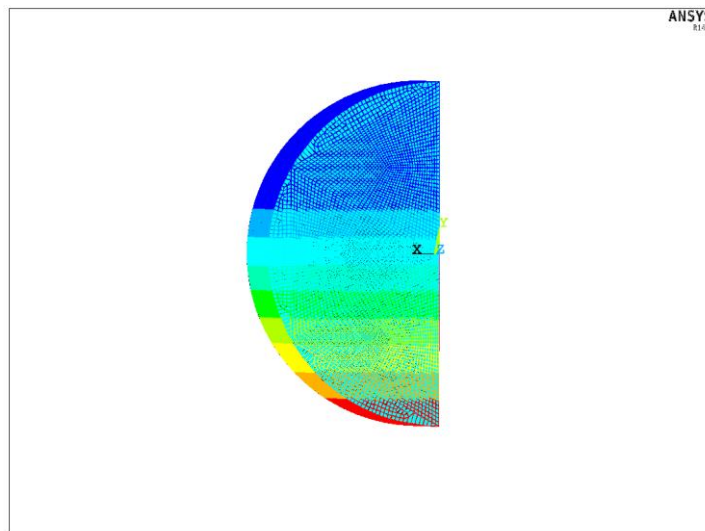


Figura 2.22: Condizione di carico 75% + $P = 0,3$ bar.

2.5 Definizione variabili di uscita del modello

In questo paragrafo è stato necessario stabilire quali sono gli output del modello che ci interessano al fine di condurre un'analisi dei risultati ed eseguire, di conseguenza, le verifiche di resistenza. In maniera concorde con i tutor aziendali di ITALPROGETTI, è stato deciso di considerare le seguenti variabili di uscita:

- Tensioni normali generate da momento flettente e carico assiale;
- Tensioni tangenziali generate da momento torcente;
- Tensione equivalente di Von Mises;
- Spostamenti.

3 Analisi dei risultati

In questo capitolo, per le diverse condizioni di carico e vincolo, sono state ottenute le condizioni di carico per ogni componente strutturale richiesto, permettendo così, di ricavare lo stato di sollecitazione del materiale in ciascun punto del sistema.

Per i componenti strutturali e per ogni condizione di carico, sono state utilizzate due linee procedurali per il post -processing dei risultati, a seconda che si trattasse dell' elemento guscio o dell' elemento trave; poiché quest' ultimo, a differenza dell'elemento guscio, è un elemento monodimensionale che richiede una diversa procedura di post-processing.

3.1 Botte

Sono stati valutati e riportati gli spostamenti e la tensione equivalente di Von Mises relativi alla botte, per le condizioni di carico richieste dai tutor aziendali. La tensione di Von Mises è stata considerata nella parte più alta dello spessore del polipropilene, ovvero sulla parte esterna della botte, in quanto è risultato essere il valore più critico.

3.1.1 Carico al 50%

In Fig. 3.1 viene mostrato il modulo degli spostamenti relativi alla botte. Per la condizione di carico al 50%, il valore massimo degli spostamenti si ottiene in prossimità della zona centrale del mantello cilindrico e corrisponde a 4,7 mm.

E' da aspettarsi che il picco degli spostamenti sia nella suddetta zona, in quanto è sprovvista dei cerchi di rinforzo. Un'altra zona che necessita di attenzione, per l'analisi strutturale, è quella in corrispondenza del fondo del bottale dove il valore più alto che si ottiene è di 2,9 mm.

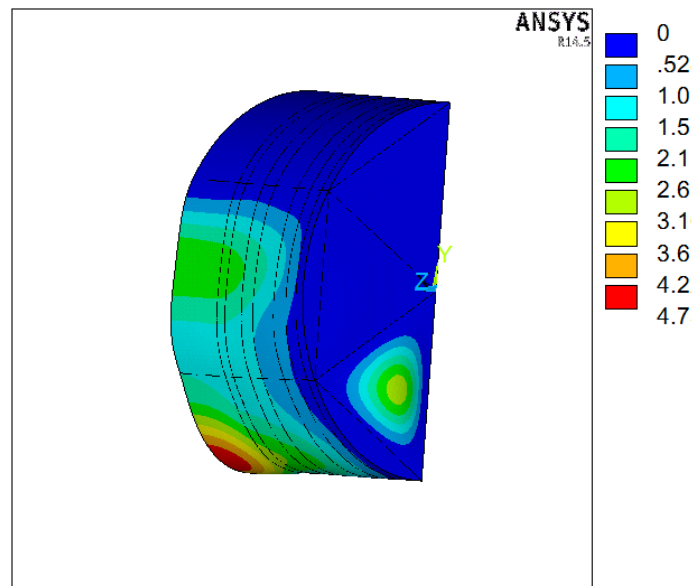


Figura 3.1: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 50%.

Nell'individuazione dei punti massimi per la tensione equivalente di Von Mises (Fig. 3.2), sono stati trascurati gli hotspot in corrispondenza della presenza di un elemento trave.

E' stato ottenuto un valore di 0,93 MPa sul fondo della botte e un valore di 1,06 MPa sul mantello cilindrico, i quali sono risultati molto bassi in confronto al valore di snervamento del PPH. Questi risultati sono rientrati nelle previsioni iniziali, poiché la condizione più gravosa per il PPH che costituisce la botte, è la deformazione che essa può assumere.

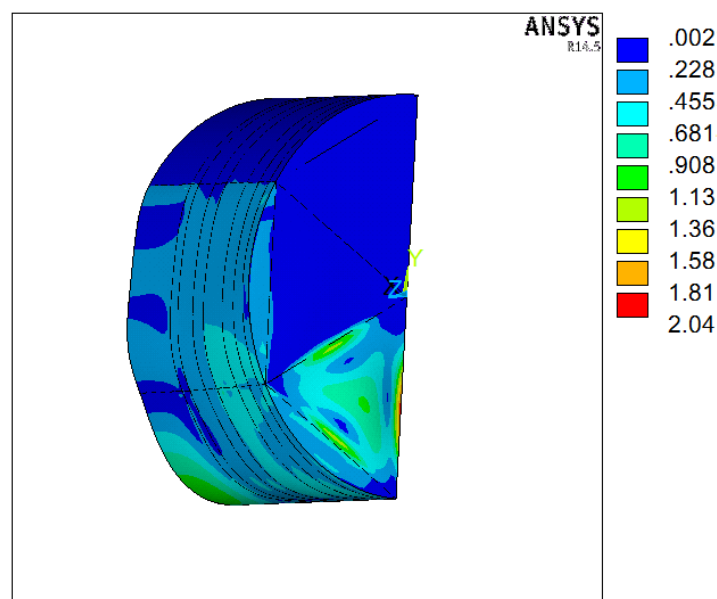


Figura 3.2: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 50%.

3.1.2 Carico al 75%

Nella nuova condizione di carico, si può osservare in fig. 3.3 che il valore massimo del modulo degli spostamenti, è sempre in corrispondenza del mantello cilindrico. Tale valore è leggermente aumentato rispetto alla condizione di carico al 50% ed è risultato 5,8 mm. Per quanto riguarda il valore sul fondo della botte, che è di 5,1 mm, è risultato essere quasi raddoppiato. Poiché in questa condizione il livello del "bagno" supera l'asse di rotazione di ben 828 mm, viene interessata da deformazione anche la zona in prossimità dell'asse per un valore di 2,6 mm.

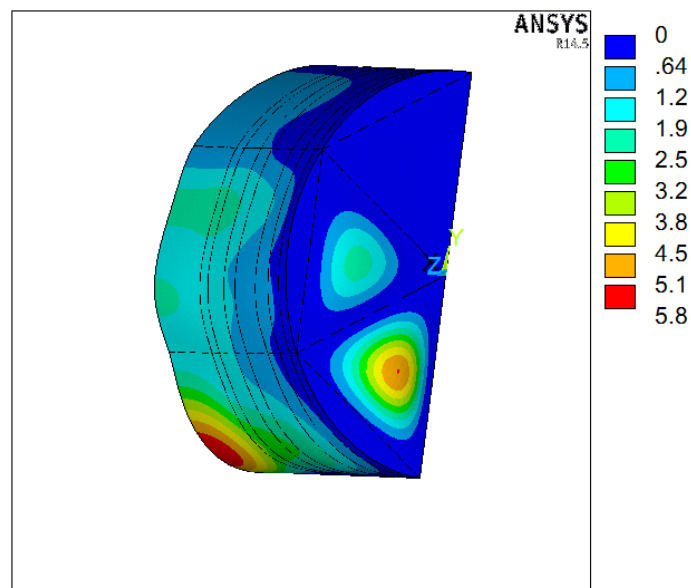


Figura 3.3: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 75%.

Anche in questo caso per la valutazione della tensione massima equivalente di Von Mises (Fig. 3.4), sono stati trascurati gli hotspot in corrispondenza della presenza di un elemento trave. E' stato riscontrato un valore di 1,61 MPa sul fondo della botte e un valore di 1,46 MPa sul mantello cilindrico, i quali sono risultati ancora molto bassi.

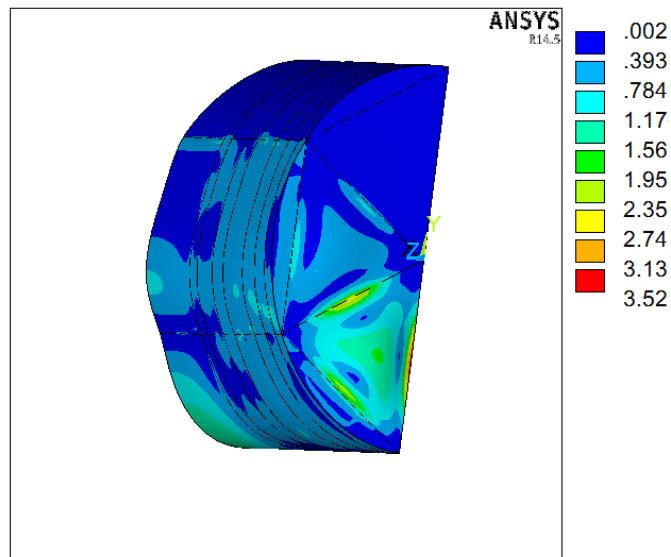


Figura 3.4: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 75%.

3.1.3 Carico al 75% + $P = 0,3$ bar

Al carico al 75% è stata aggiunta una pressione di 0,3 bar agente su tutta la superficie interna della botte. Come possiamo osservare in fig. 3.5, il valore massimo del modulo degli spostamenti è di 13,6 mm e non è più sul mantello cilindrico, bensì sul fondo della botte. Questo avviene poiché, essendo il mantello di forma cilindrica, la pressione si distribuisce in maniera più uniforme rispetto alla superficie piana del fondo del bottale. Il valore massimo sul mantello cilindrico è comunque aumentato rispetto alla condizione di carico precedente ed è di 9,3 mm.

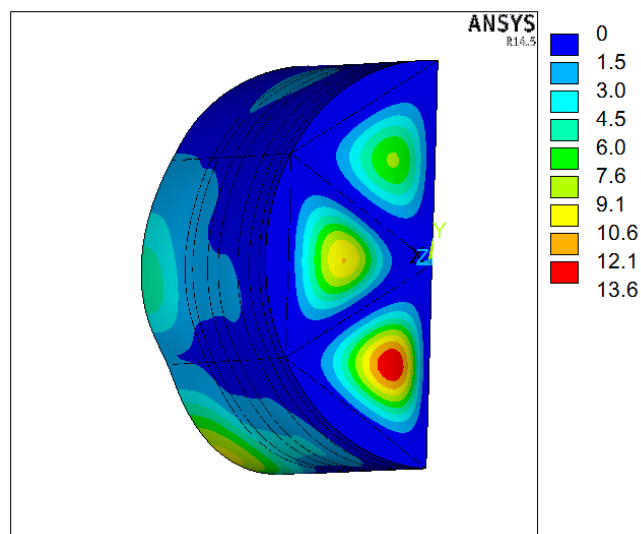


Figura 3.5: Modulo degli spostamenti in mm per botte con carico al 75% + $P = 0,3$ bar.

Per l'individuazione della tensione massima equivalente secondo il criterio di Von Mises, valgono ancora le considerazioni precedentemente fatte. E' stato riscontrato un valore di 4,15 MPa sul fondo della botte e un valore di 2,77 MPa sul mantello cilindrico, i quali sono risultati ancora bassi (Fig. 3.6).

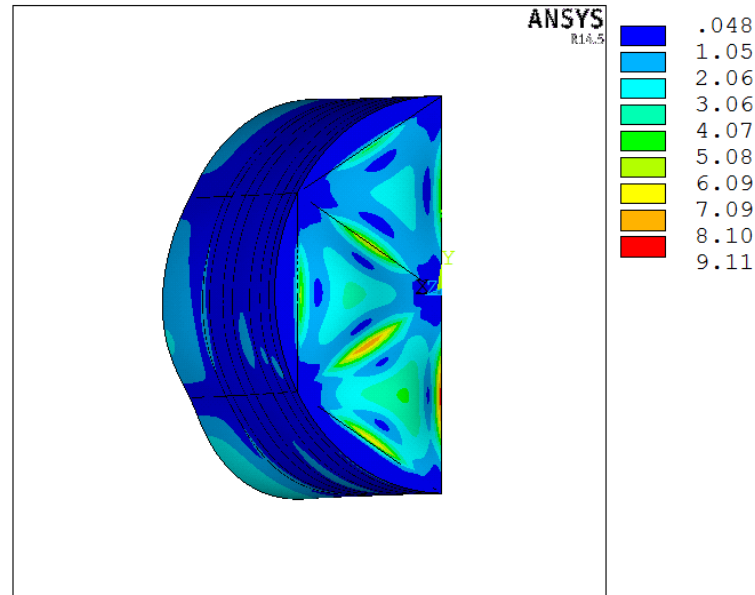


Figura 3.6: Tensione equivalente di Von Mises in MPa per botte con carico al 75% + $P = 0,3$ bar.

La tabella 3.1 è un riepilogo di tutti i valori massimi che si sono ottenuti, sia nel caso di spostamenti, sia nel caso della tensione equivalente di Von Mises, per ogni condizione di carico, in modo che i risultati siano di maggiore reperibilità quando andremo a fare le verifiche di resistenza.

CONDIZIONE DI CARICO	<i>Spostamento massimo sul mantello cilindrico (mm)</i>	<i>Spostamento massimo sul fondo della botte (mm)</i>	<i>Tensione massima Von Mises sul mantello cilindrico (MPa)</i>	<i>Tensione massima Von Mises sul fondo della botte (MPa)</i>
<i>Carico al 50%</i>	4,7	2,9	1,06	0,93
<i>Carico al 75%</i>	5,8	5,1	1,46	1,61
<i>Carico al 75% + $P = 0,3$ bar</i>	9,3	13,6	2,77	4,15

Tabella 3.1: Tabella riassuntiva dei risultati per la botte.

3.2 Stellone

Per l'analisi dei risultati dello stellone sono state valutate le condizioni di carico sul braccio e sul tubolare più critico. Dopodiché sono state ricavate le tensioni tangenziali e normali derivanti dalle caratteristiche di sollecitazione per ogni condizione di carico e di vincolo. Le tensioni tangenziali derivanti dalle forze di taglio sono di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quelle derivanti dal momento torcente. Quindi le forze di taglio non vengono riportate poiché sono state trascurate. Le direzioni dell'asse x,y,z a cui si fa riferimento per la rappresentazione delle caratteristiche della sollecitazione, sono le direzioni dell'elemento trave 3D a tre nodi (Fig. 3.7).

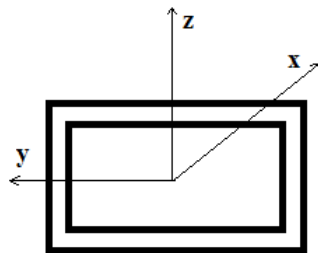


Figura 3.7: Sistema di riferimento dell'elemento trave.

Sono state riportate di seguito gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione sullo stellone, per ogni condizione di carico, al fine di valutare il componente strutturale più critico. Una volta individuato, il braccio o il tubolare dello stellone più critico, è stata condotta un'analisi per la determinazione della sezione più critica, che sarà sottoposta a verifica nel capitolo 4. In particolare:

- In fig. 3.8 viene rappresentata per la condizione di carico al 50%:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.
- In fig. 3.9 viene rappresentata per la condizione di carico al 75%:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.

- In fig. 3.10 viene rappresentata per la condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.

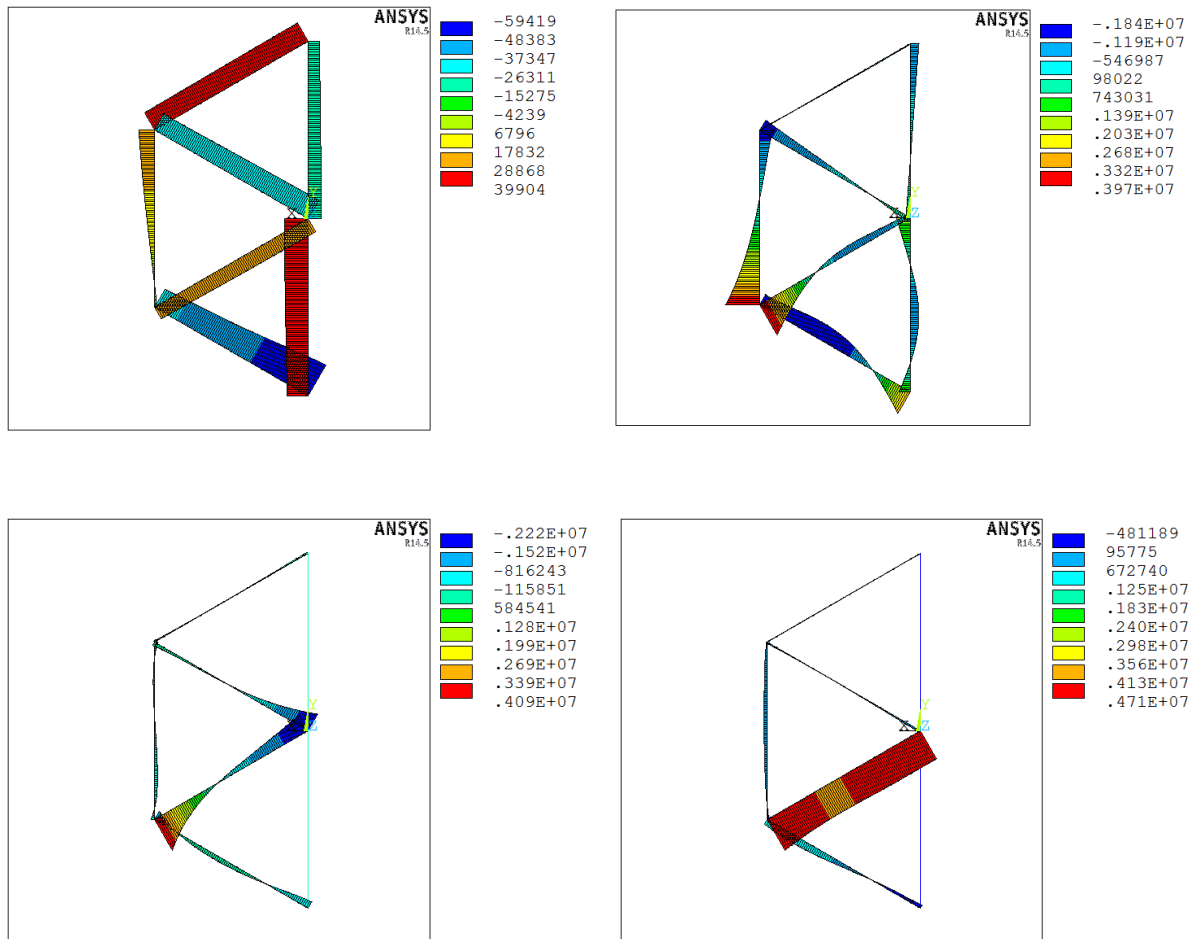


Figura 3.8: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 50%.

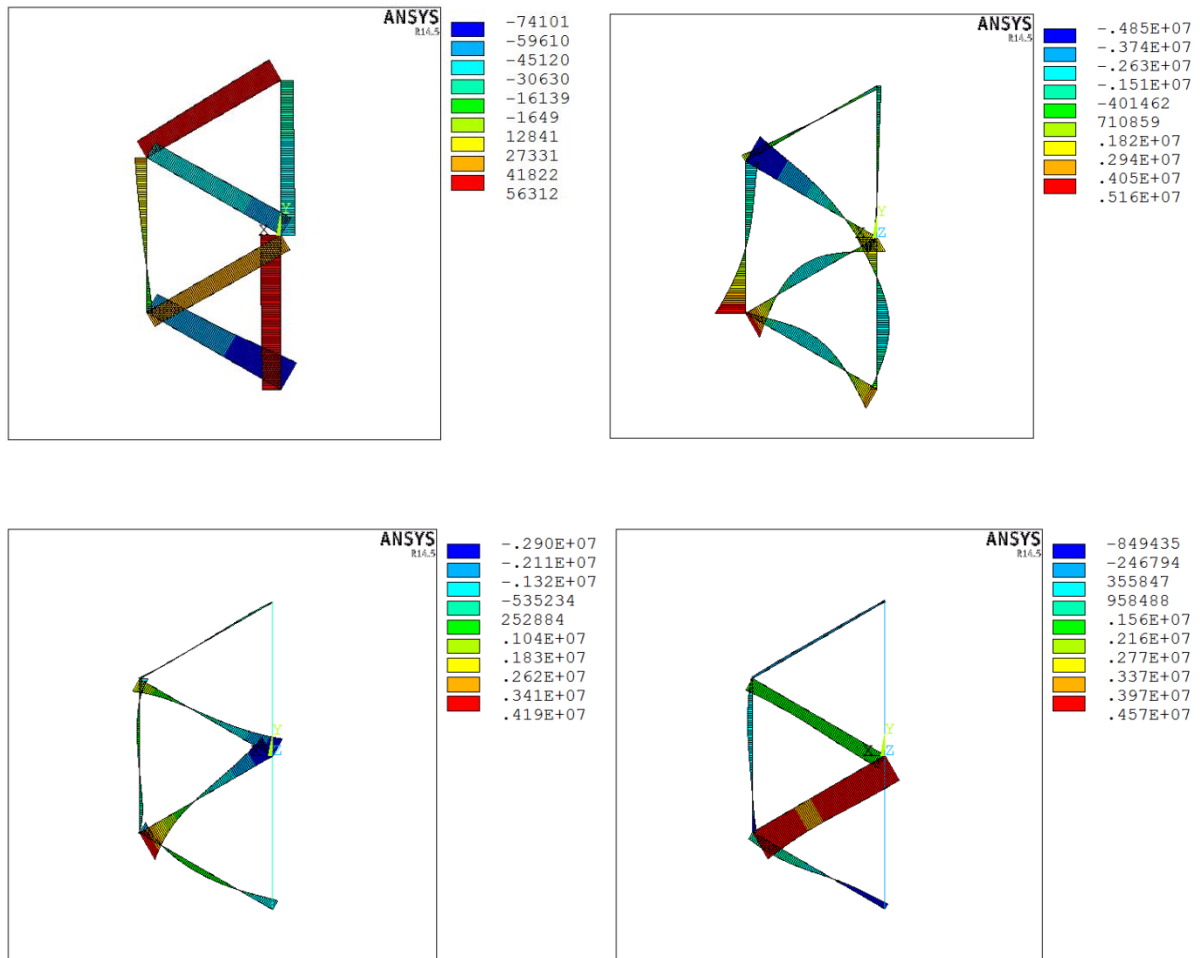
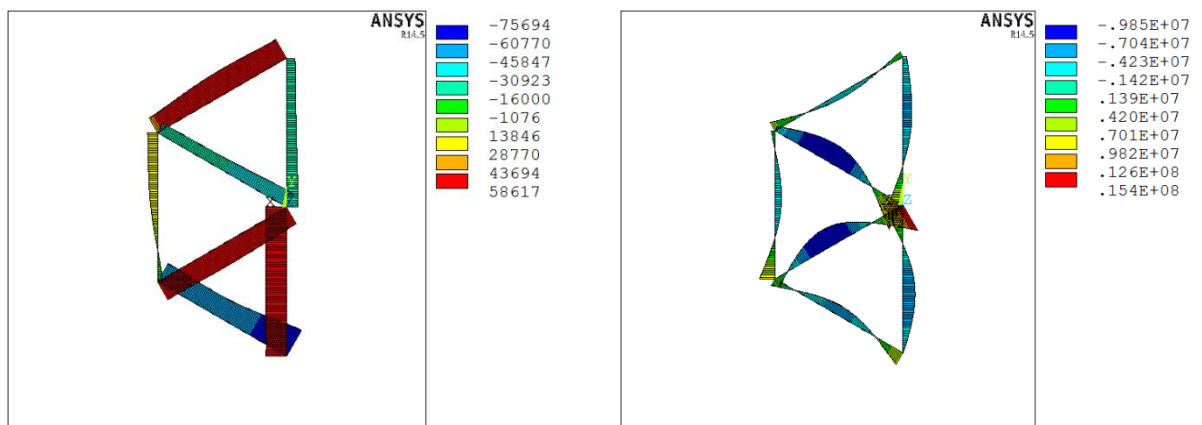


Figura 3.9: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 %.



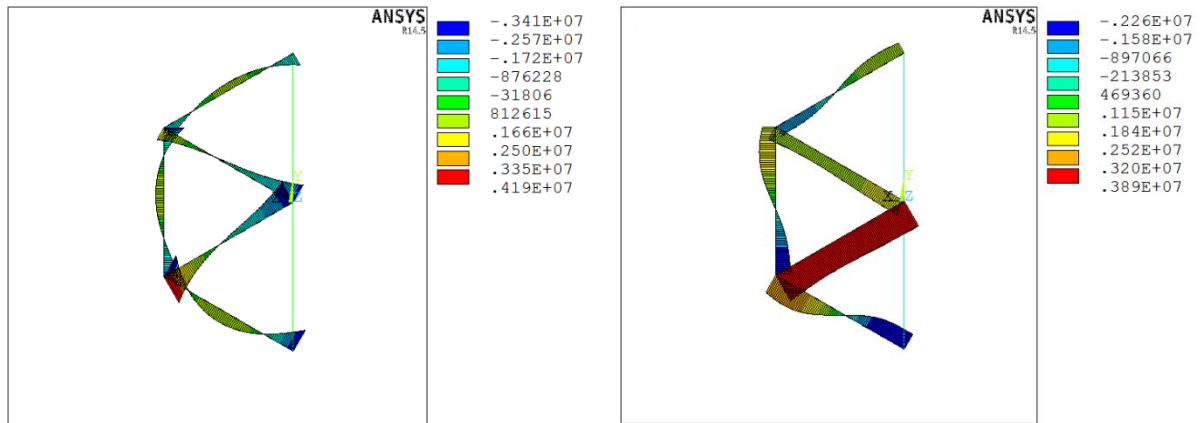


Figura 3.10: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 % + $P = 0,3 \text{ bar}$.

Dopo una valutazione delle caratteristiche della sollecitazione per tutte le condizioni di carico, sono stati presi in esame, per l'analisi dei risultati e successive verifiche, il tubolare 1 e il braccio 2 (Fig. 3.11).

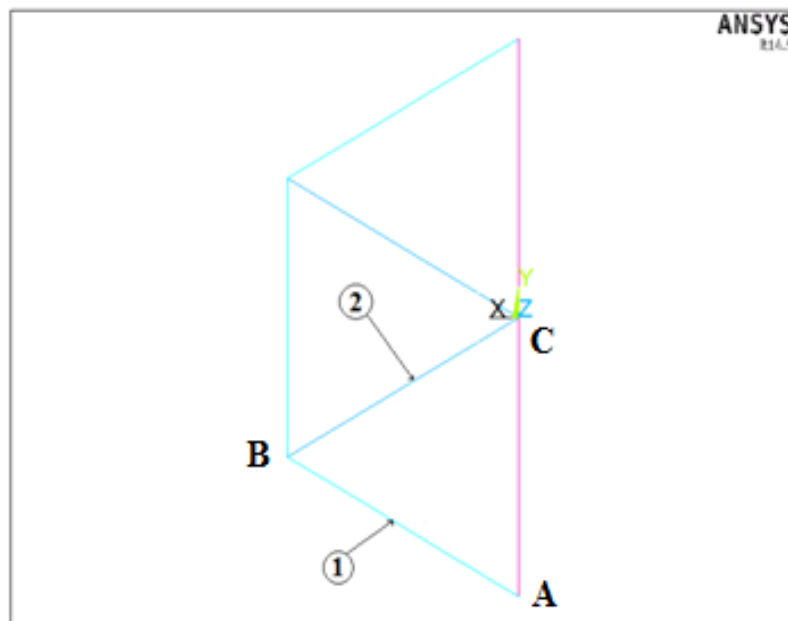


Figura 3.11: Rappresentazione del braccio e del tubolare presi in esame.

3.2.1 Carico al 50%

- Tubolare

In fig. 3.12 sono state definite le condizioni di carico agenti sul tubolare 1. Non è corretto inserire dei valori di pressione su una trave ma per maggior chiarezza espositiva e per avere delle condizioni di carico di riferimento, è stata ugualmente rappresentata la seguente schematizzazione; questa considerazione è stata tenuta di conto anche per i successivi componenti strutturali.

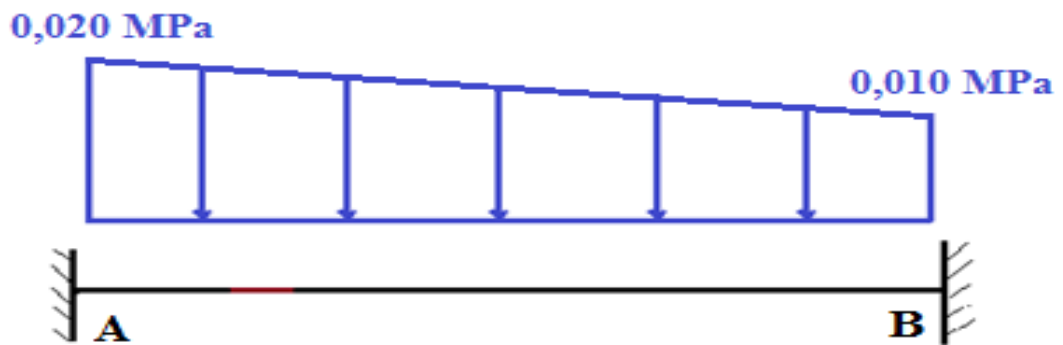
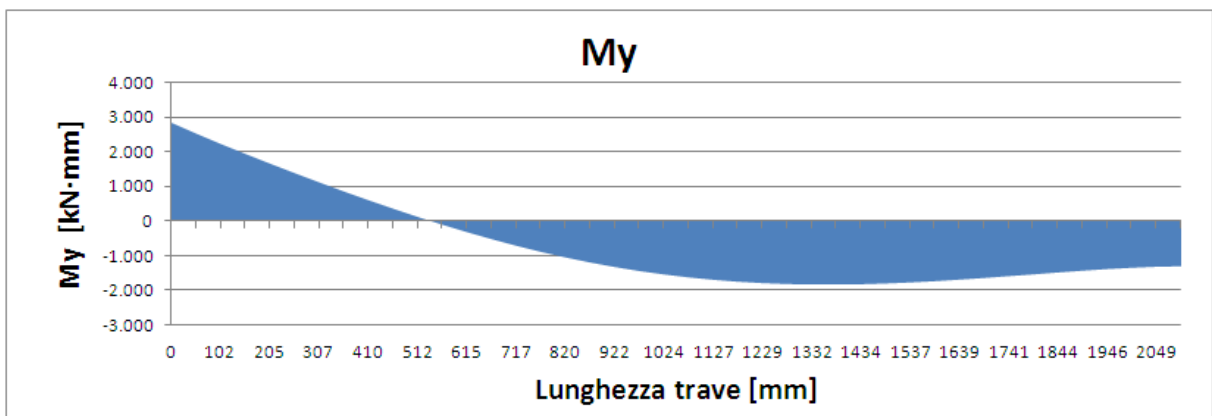


Figura 3.12: Condizione di carico del tubolare preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave AB, sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.13) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave AB.



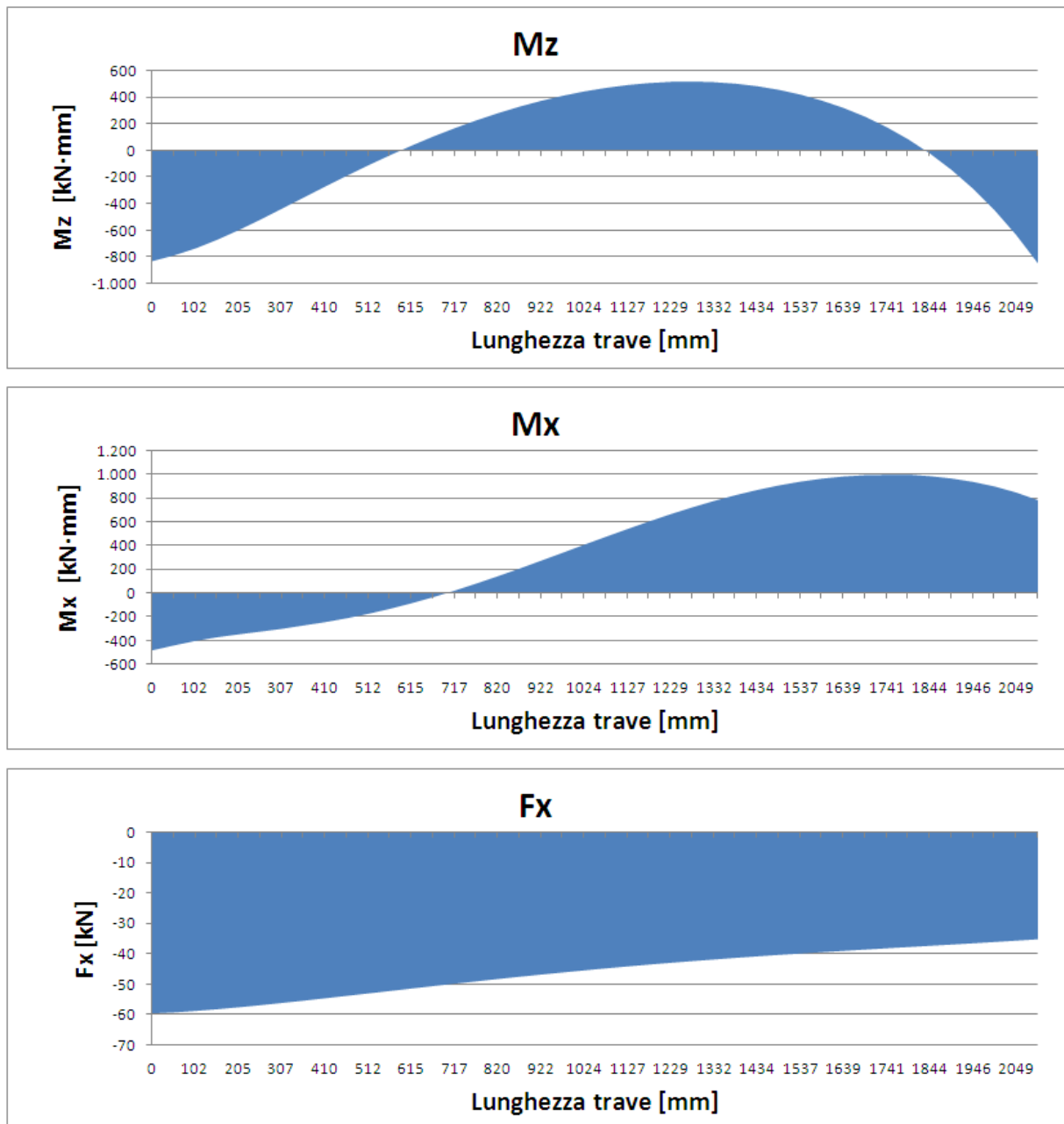


Figura 3.13: *Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.*

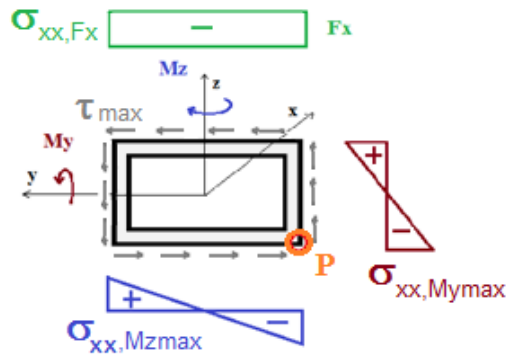
Dall'analisi dei valori ottenuti dalle caratteristiche della sollecitazione, è stato dedotto che sono presenti 3 potenziali sezioni critiche:

- Sezione A in corrispondenza della quota 0 mm di lunghezza in ascissa
- Sezione B in corrispondenza della quota 2100 mm di lunghezza in ascissa
- Sezione D in corrispondenza della quota 1332 mm di lunghezza in ascissa

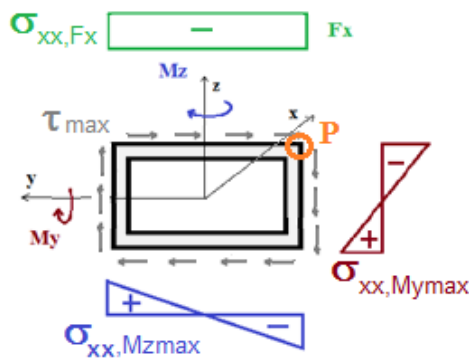
Per la scelta della sezione critica sono state analizzate tutte e 3 le sezioni.

Di seguito sono mostrate (Fig. 3.14) le tensioni normali e tangenziali derivanti dall'effetto delle caratteristiche della sollecitazioni in quella determinata sezione, allo scopo di ottenere il punto critico.

SEZIONE A



SEZIONE B



SEZIONE D

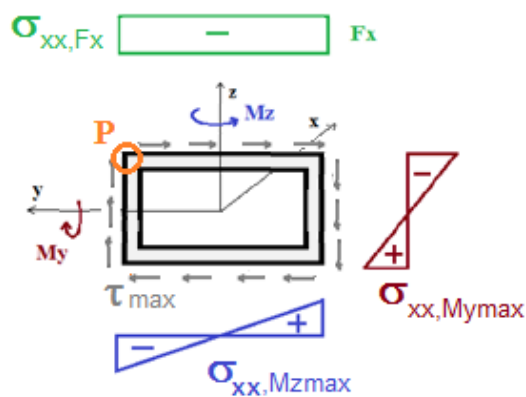


Figura 3.14: Schematizzazione tensioni agenti su sezione tubolare e individuazione punto critico.

Nella figura precedente sono stati riportati i valori delle tensioni normali e tangenziali, ricavati con le seguenti formule:

$$\sigma_{xx,Fx} = \frac{F_x}{A}$$

$$\sigma_{xx,My_{max}} = \frac{M_{y_{max}}}{I_{yy}} Z_{max}$$

$$\sigma_{xx,Mz_{max}} = - \frac{M_{z_{max}}}{I_{zz}} y_{max}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_x_{max}}{2\Omega t}$$

Dove:

A	Area della sezione in mm ²
I _{yy}	Momento di inerzia in direzione y in mm ⁴
I _{zz}	Momento di inerzia in direzione z in mm ⁴
y _{max}	Distanza massima dal baricentro in direzione y in mm
Z _{max}	Distanza massima dal baricentro in direzione z in mm
Ω	Area sottesa dalla sezione in mm ²
t	Spessore della sezione in mm

I precedenti valori, per ogni componente strutturale, sono stati ricavati dal software Ansys.

Il punto critico è stato determinato come quel punto in cui è massima la tensione normale, ottenuta algebricamente dalla seguente somma:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{xx,Fx} + \sigma_{xx,My_{max}} + \sigma_{xx,Mz_{max}}$$

Per il punto di ogni sezione è stata calcolata la tensione equivalente secondo il criterio di Von Mises (Tab. 3.2).

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3\tau_{max}^2}$$

	SEZIONE A	SEZIONE B	SEZIONE D
M_y (Nmm)	2840400	-1310500	-1822600
M_z (Nmm)	-834480	-851020	520580
M_x (Nmm)	-481190	786750	726520
F_x (N)	-59419	-35192	-42341
$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	-10,5	-4,9	-6,8
$\sigma_{xx, Mz_{max}}$ (MPa)	-9,0	-9,2	-5,6
τ_{max} (MPa)	-1,6	2,6	2,4
σ_{xx, F_x} (MPa)	-12,9	-7,7	-9,2
σ_{xx} (MPa)	-32,4	-21,7	-21,5
σ_{eqv} (MPa)	32,6	22,2	22

Tabella 3.2: *Tensioni risultanti sulle tre sezioni considerate.*

In base all'analisi fatta, la sezione scelta è stata la sezione A, poiché 32,6 MPa è il massimo valore della tensione di Von Mises ottenuto.

- Braccio

Per il carico al 50% vengono definite, in fig. 3.15, le condizioni di carico agenti sul braccio 2.

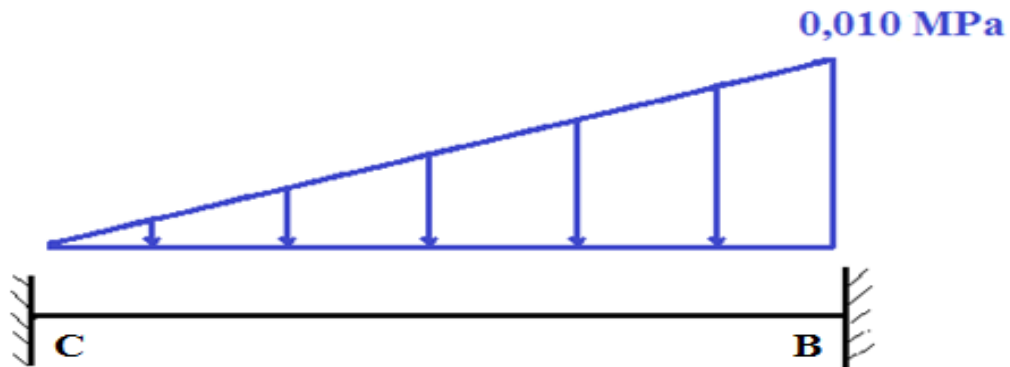
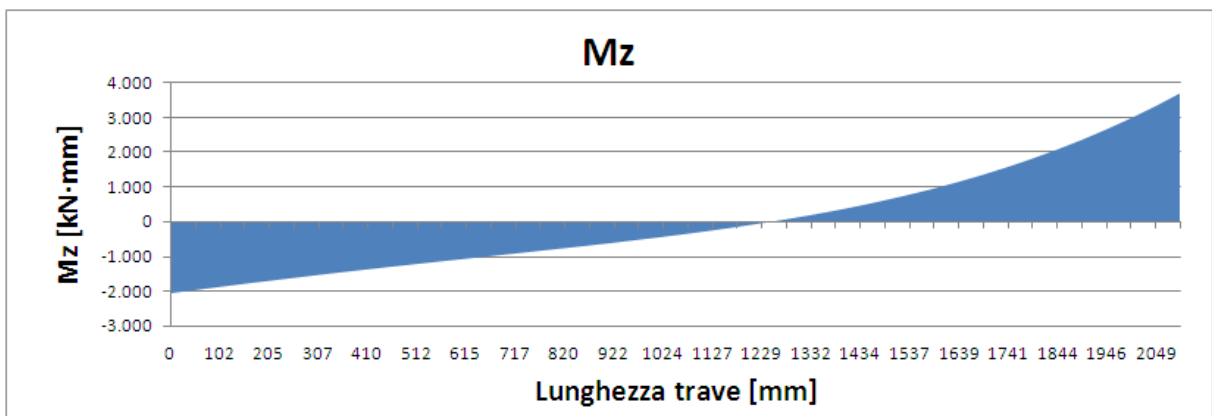
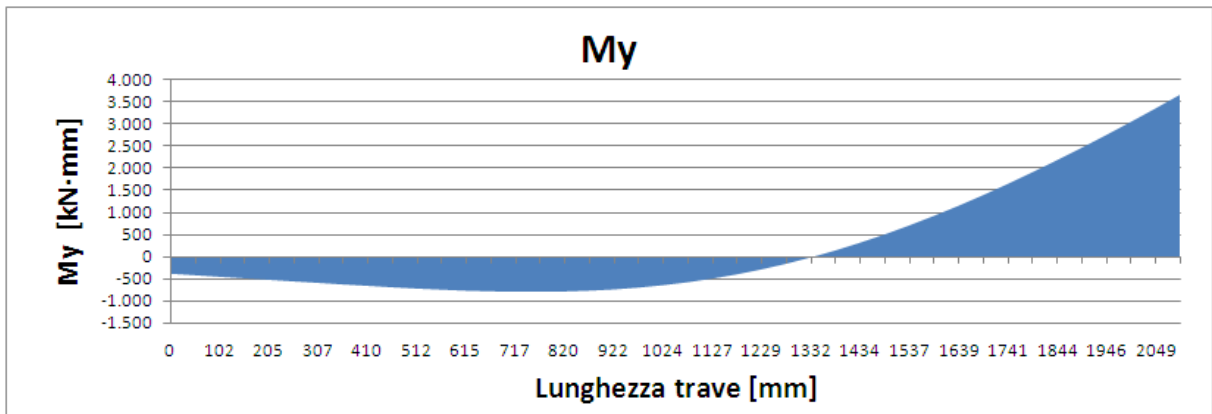


Figura 3.15: Condizione di carico del braccio preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave CB, sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.16) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave CB.



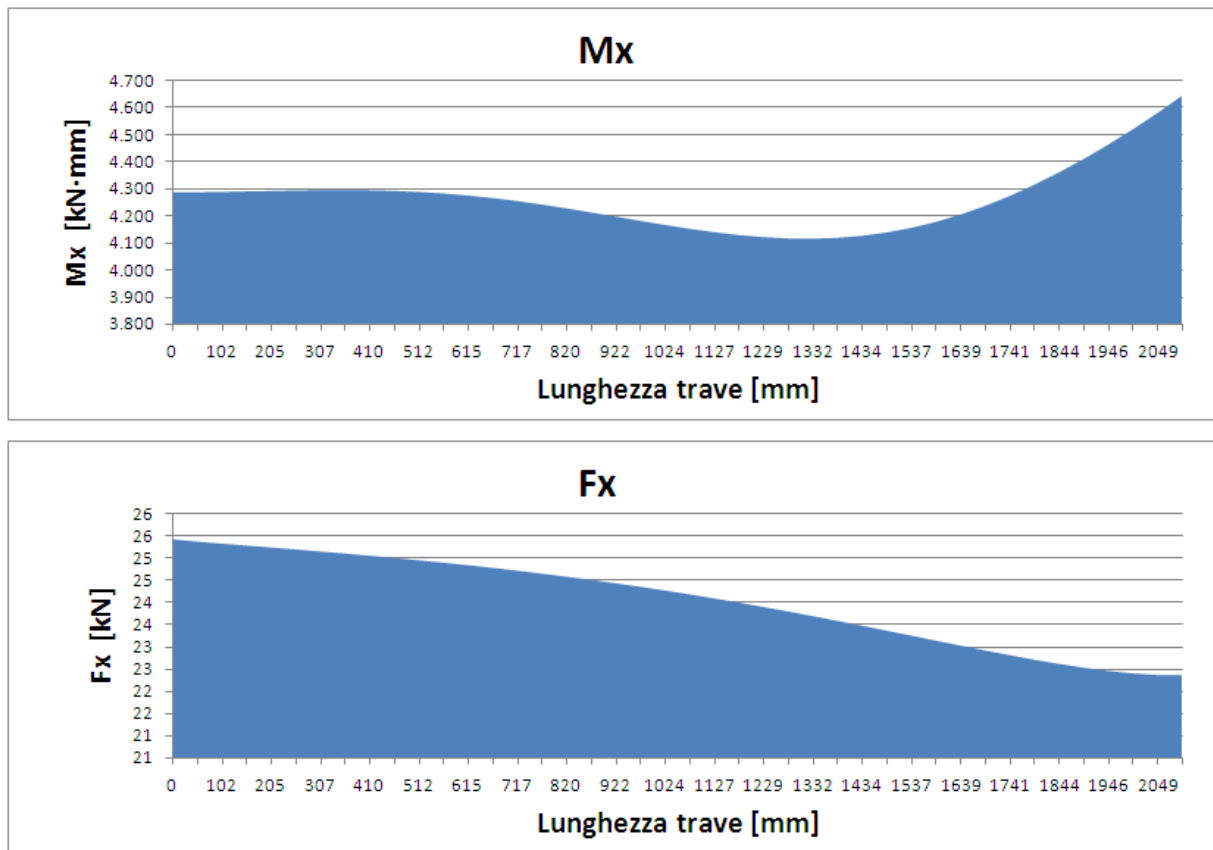


Figura 3.16: *Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.*

In questo caso l'analisi dei valori ottenuti dalle caratteristiche della sollecitazione, ha portato immediatamente all'individuazione di una singola sezione critica, ovvero la sezione B corrispondente alla quota 2100 di lunghezza in ascissa.

Sono mostrate in fig. 3.17 le tensioni normali e tangenziali derivanti dall'effetto delle caratteristiche della sollecitazioni nella sezione B, allo scopo di ottenere il punto critico.

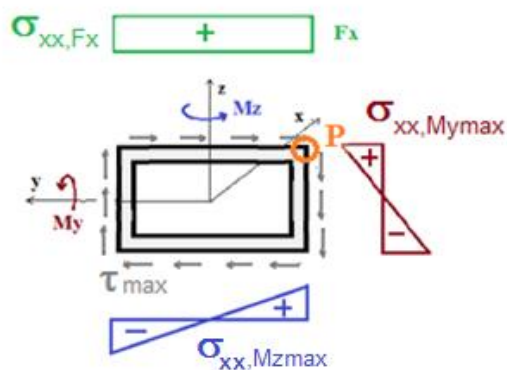


Figura 3.17: *Schematizzazione tensioni agenti sezione C del braccio e individuazione punto critico.*

Sono riportati in tabella 3.3 i valori delle caratteristiche della sollecitazione e delle tensioni normali e tangenziali, ricavate con le formule precedentemente elencate:

M_y (Nmm)	3649300
M_z (Nmm)	3686100
M_x (Nmm)	4642900
F_x (N)	22360
$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	3,6
$\sigma_{xx, Mz_{max}}$ (MPa)	6,2
τ_{max} (MPa)	3,6
σ_{xx, F_x} (MPa)	1,7
σ_{xx} (MPa)	11,6
σ_{eqv} (MPa)	13,2

Tabella 3.3: *Tensioni risultanti sulla sezione B.*

3.2.2 Carico al 75%

Anche per questa condizione di carico sono stati presi in esame, il tubolare e il braccio dello stellone, analizzati nel paragrafo precedente.

- Tubolare

Vengono definite, in fig. 3.18, le condizioni di carico agenti sul tubolare 1.

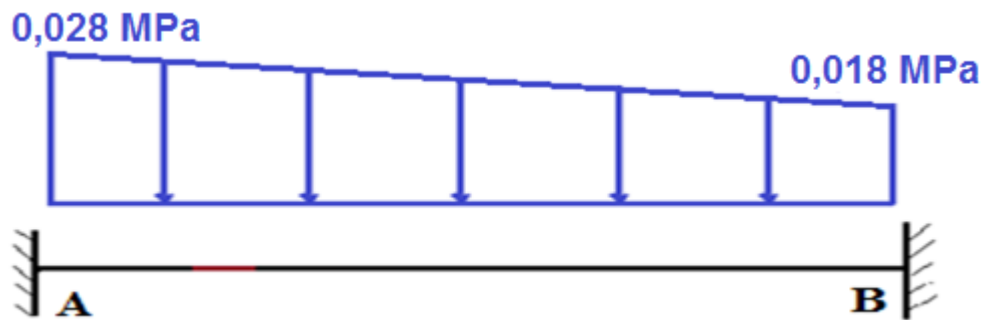
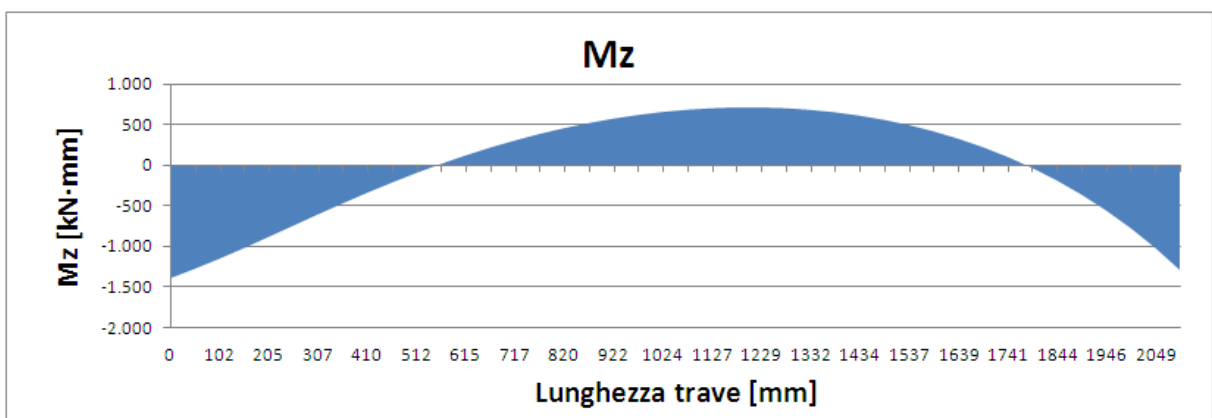
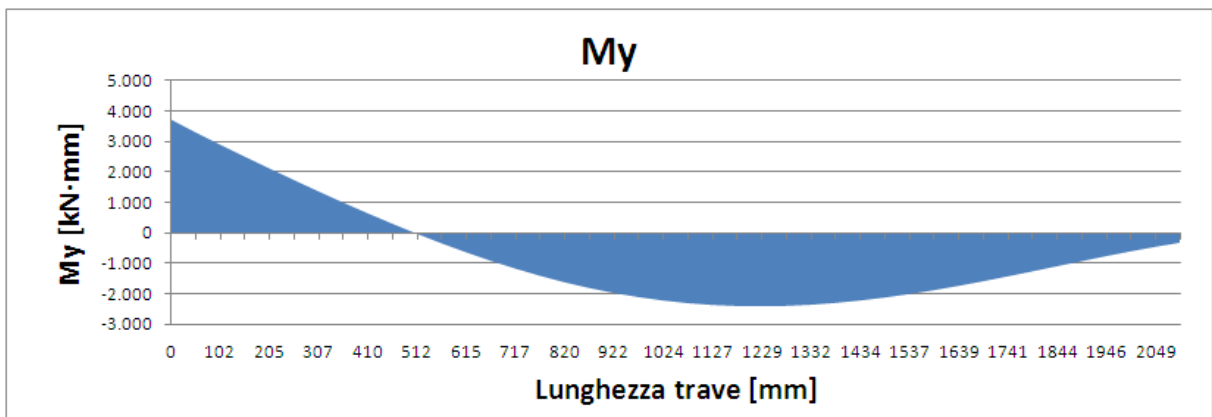


Figura 3.18: *Condizione di carico del tubolare preso in esame.*

Al fine di determinare la sezione critica della trave AB, sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.19) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave AB.



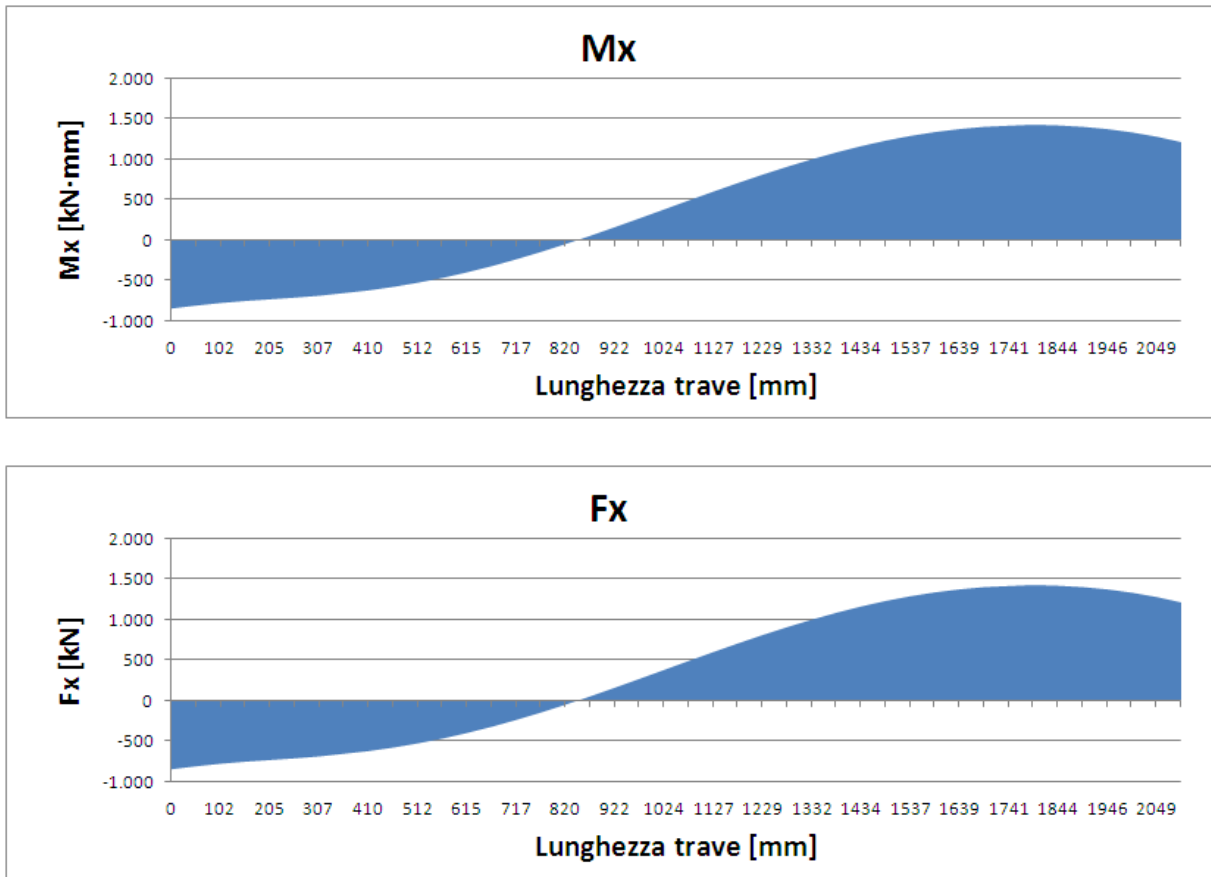


Figura 3.19: *Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.*

In seguito alle considerazioni fatte per la condizione di carico al 50%, la sezione critica scelta è stata presa subito la sezione A, in quanto gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione sono pressoché simili. Di conseguenza il punto critico nella sezione del tubolare è sempre lo stesso (sezione A fig. 3.14). In tabella 3.4 sono riportati i valori delle caratteristiche della sollecitazione e delle tensioni normali, tangenziali e di Von Mises ricavati in tale sezione.

M_y (Nmm)	3756400
M_z (Nmm)	-1397900
M_x (Nmm)	-849430
F_x (N)	-74101
$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	-13,9

$\sigma_{xx, Mzmax}$ (MPa)	-15,1
τ_{max} (MPa)	-2,8
$\sigma_{xx, Fx}$ (MPa)	-16,1
σ_{xx} (MPa)	-45,1
σ_{eqv} (MPa)	45,4

Tabella 3.4: Tensioni risultanti sulla sezione A.

- Braccio

Per il carico al 75% vengono definite, in fig. 3.20, le condizioni di carico agenti sul braccio 2.

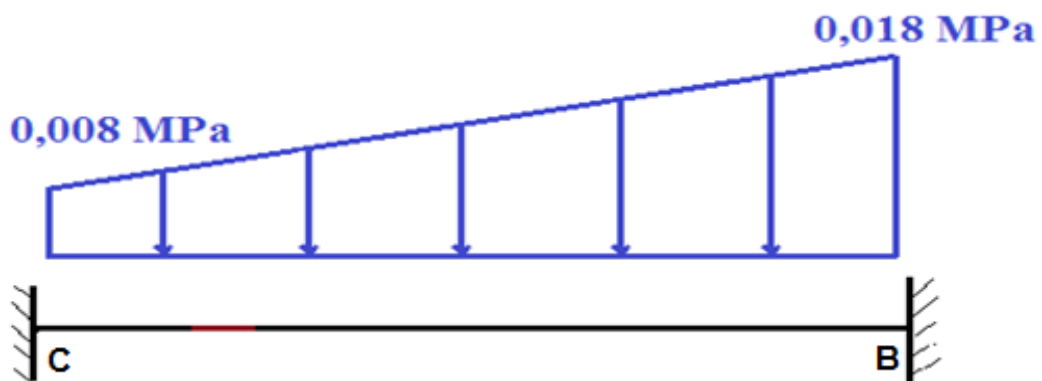


Figura 3.20: Condizione di carico del braccio preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave CB sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.21) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave CB.

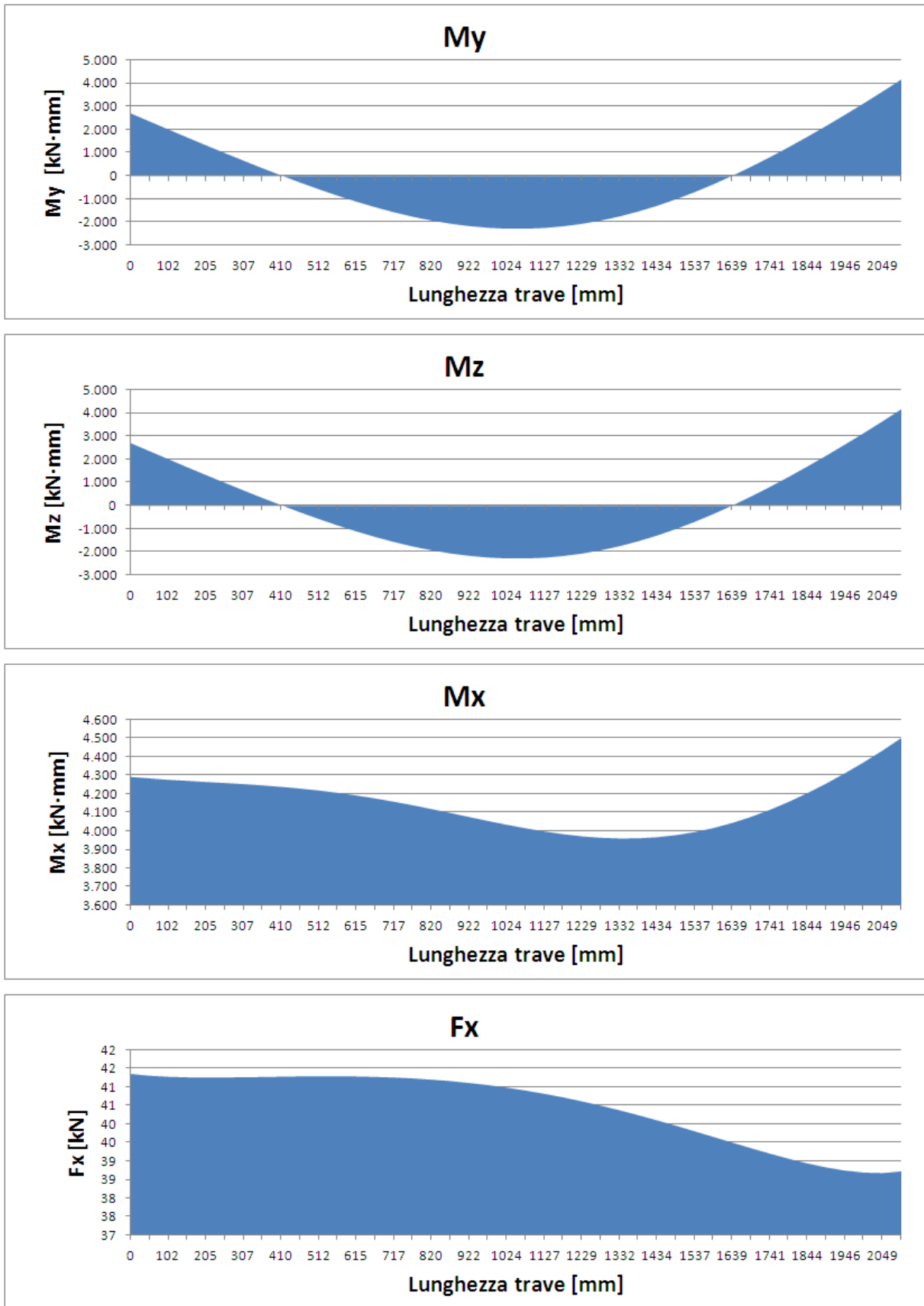


Figura 3.21: Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.

Anche per questa condizione di carico, la sezione critica è risultata la sezione B. Dall'andamento della forza assiale si può osservare che, in tale sezione, è presente il valore minimo; essendo però la forza pressoché costante (passa infatti da un valore massimo di 41000 MPa a un valore minimo di 39000 MPa), tale considerazione non ha influenzato la scelta della sezione critica. In tabella 3.5 sono stati riportati i valori delle caratteristiche della sollecitazione e delle tensioni nella sezione critica B. Il punto critico in tale sezione è il solito della condizione di carico al 50% (Fig. 3.17).

M_y (Nmm)	4171300
M_z (Nmm)	3779500
M_x (Nmm)	4502400
F_x (N)	38727
$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	4,1
$\sigma_{xx, Mz_{max}}$ (MPa)	6,4
τ_{max} (MPa)	3,5
$\sigma_{xx, Fx}$ (MPa)	3,1
σ_{xx} (MPa)	13,6
σ_{eqv} (MPa)	14,9

Tabella 3.5: Tensioni risultanti sulla sezione B.

3.2.3 Carico al 75% + $P = 0,3 \text{ bar}$

- Tubolare

Vengono definite, in fig. 3.22, le condizioni di carico agenti sul tubolare 1.

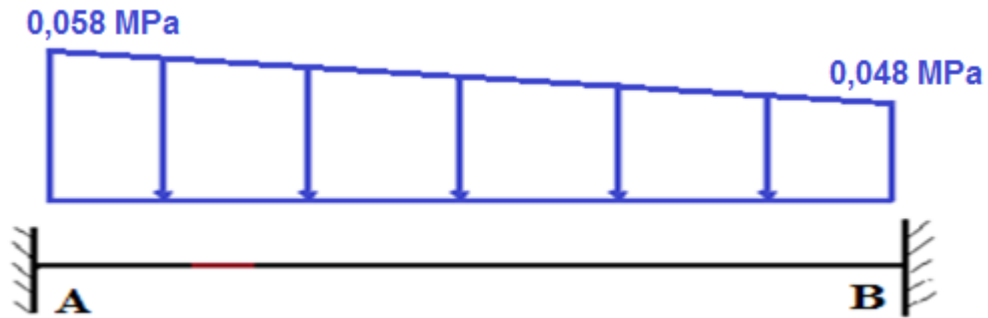
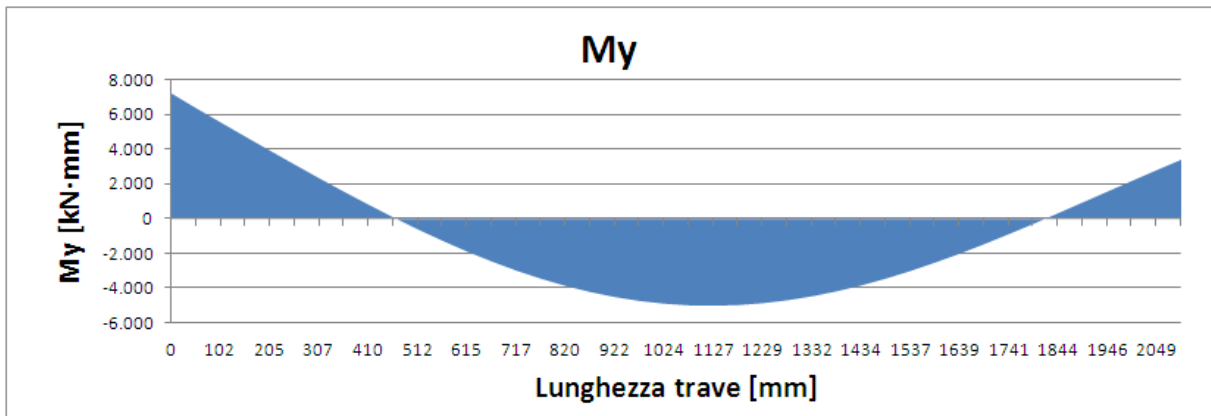


Figura 3.22: Condizione di carico del tubolare preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave AB sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.23) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave AB.



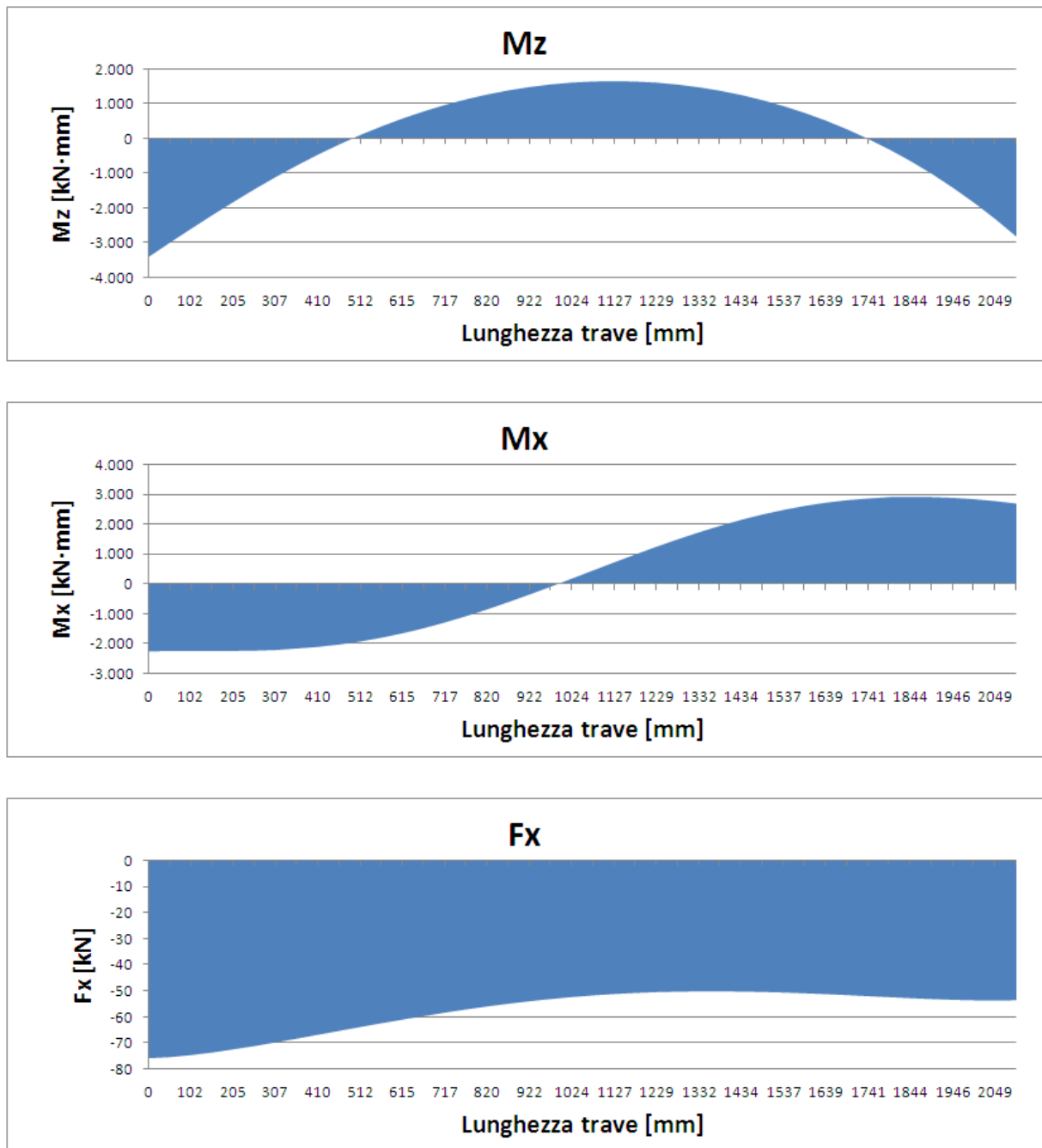


Figura 3.23: *Caratteristiche della sollecitazione del tubolare preso in esame.*

Per le stesse considerazioni, già precedentemente discusse, anche per questa condizione di carico, come sezione critica è stata scelta la sezione A. In tabella 3.6 sono stati riportati i valori delle caratteristiche della sollecitazione e delle tensioni nella sezione critica A. Il punto critico in tale sezione è il solito delle condizioni di carico precedenti.

M_y (Nmm)	7188500
M_z (Nmm)	-3409500
M_x (Nmm)	-2263500
F_x (N)	-75694
$\sigma_{xx, M_{y\max}}$ (MPa)	-26,6
$\sigma_{xx, M_{z\max}}$ (MPa)	-36,8
τ_{\max} (MPa)	-7,5
σ_{xx, F_x} (MPa)	-16,5
σ_{xx} (MPa)	-79,9
σ_{eqv} (MPa)	80,9

Tabella 3.6: Tensioni risultanti sulla sezione A.

- Braccio

Vengono definite, in fig. 3.24, le condizioni di carico agenti sul braccio 1.

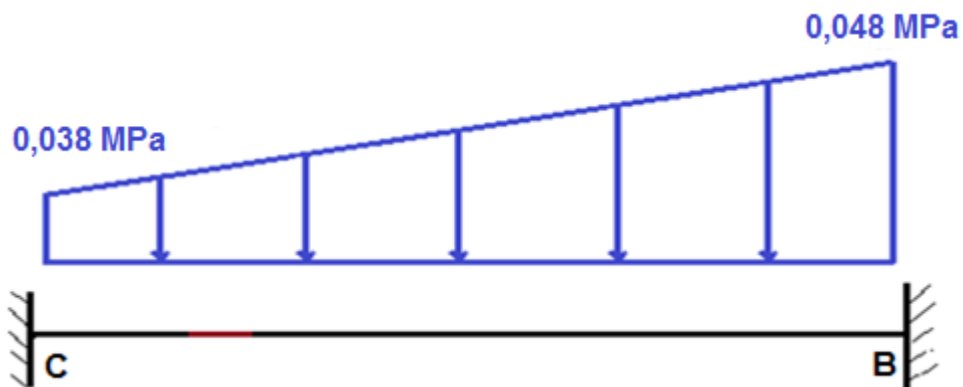
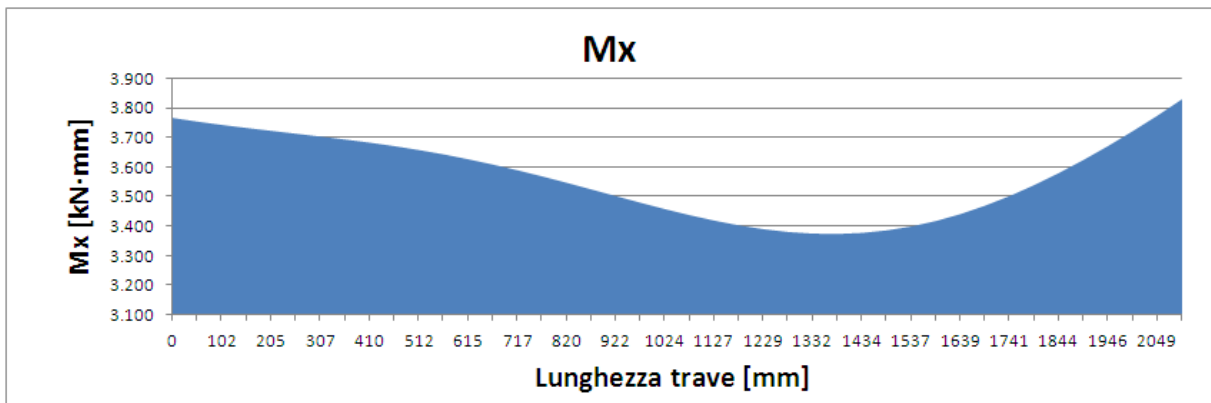
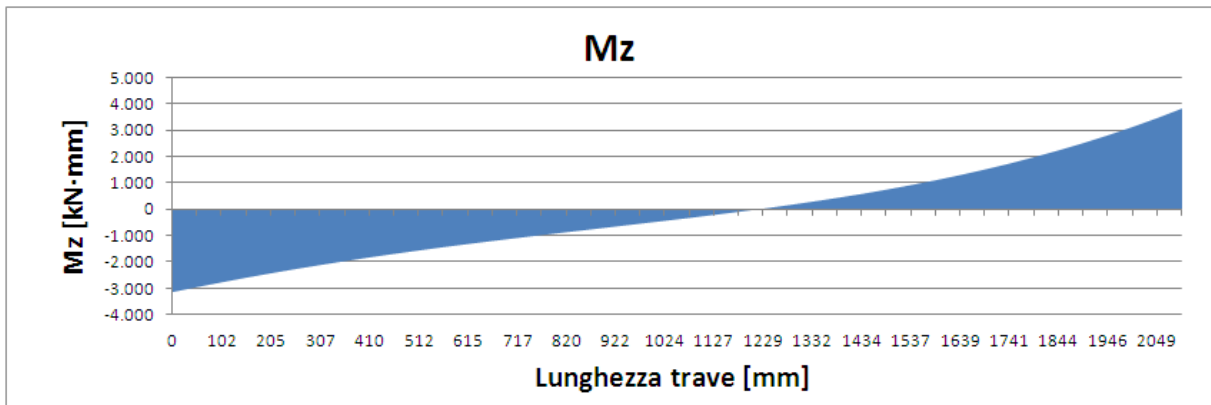
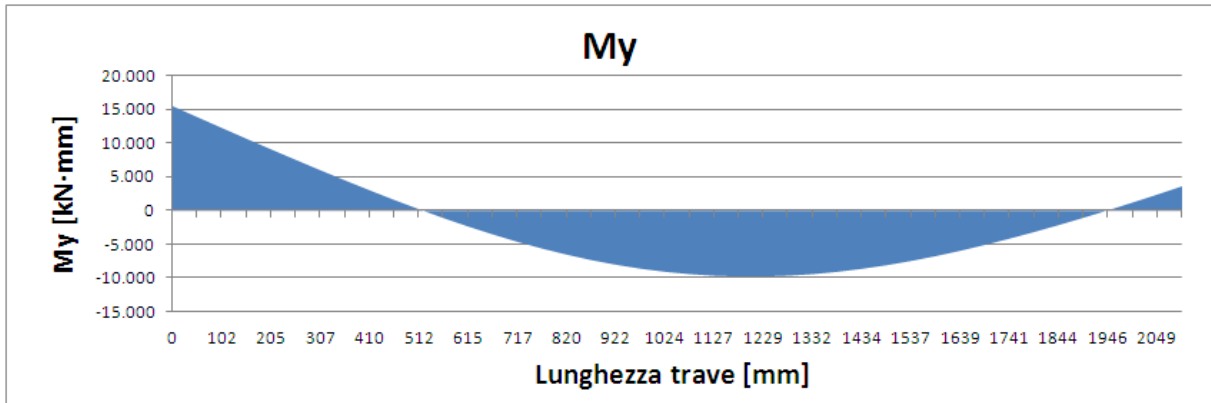


Figura 3.24: Condizione di carico del braccio preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave BC sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.25) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave BC.



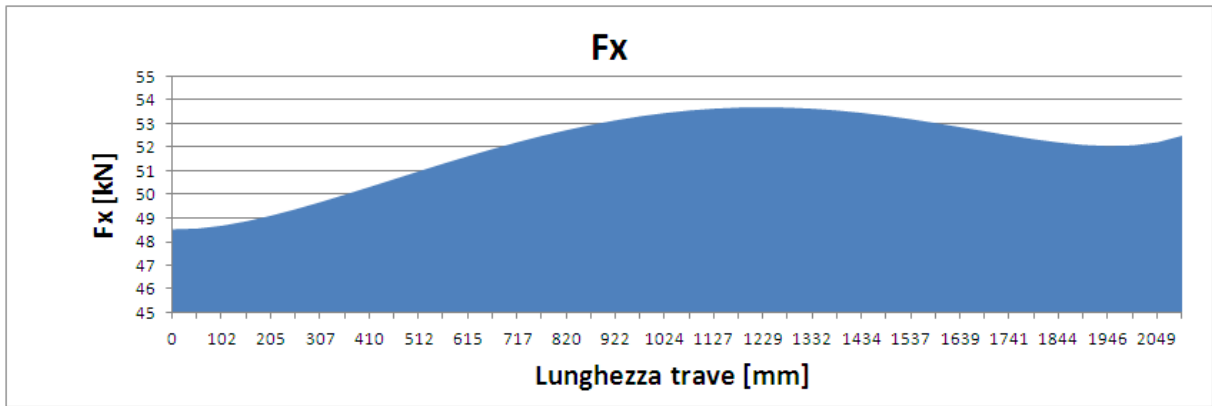


Figura 3.25: Caratteristiche della sollecitazione del braccio preso in esame.

L'analisi delle caratteristiche della sollecitazione ha evidenziato un cambiamento per quanto riguarda la scelta della sezione critica. Infatti per questa condizione di carico la sezione critica è la sezione C. Di seguito sono mostrate (Fig. 3.26) le tensioni normali e tangenziali derivanti dall'effetto delle caratteristiche della sollecitazioni nella determinata sezione, allo scopo di ottenere il punto critico.

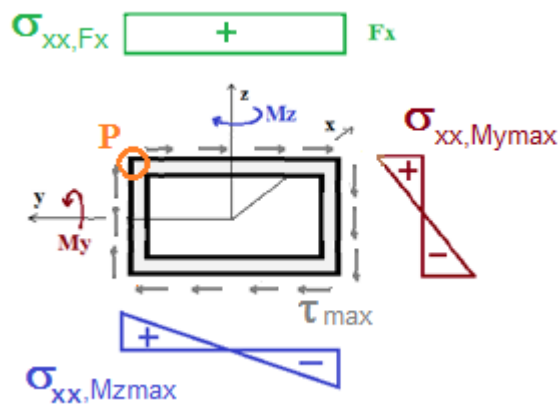


Figura 3.26: Schematizzazione tensioni agenti sezione C del braccio e individuazione punto critico

In tabella 3.7 sono stati riportati i valori delle caratteristiche della sollecitazione e delle tensioni nella sezione critica C.

M_y (Nmm)	15438000
M_z (Nmm)	-3135100
M_x (Nmm)	3764600
F_x (N)	48550
$\sigma_{xx, M_{y\max}}$ (MPa)	15,3
$\sigma_{xx, M_{z\max}}$ (MPa)	5,3
τ_{\max} (MPa)	2,9
σ_{xx, F_x} (MPa)	3,8
σ_{xx} (MPa)	24,5
σ_{eqv} (MPa)	25,0

Tabella 3.7: *Tensioni risultanti sulla sezione C.*

3.3 Longherone

Per l'analisi dei risultati dei longheroni sono state valutate le condizioni di carico sul longherone ritenuto più critico. Dopodiché sono state ricavate le tensioni tangenziali e normali derivanti dalle caratteristiche di sollecitazione per ogni condizione di carico e di vincolo. Le tensioni tangenziali derivanti dalle forze di taglio sono di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quelle derivanti dal momento torcente. Quindi le forze di taglio, anche in questo caso, non state riportate poiché sono state trascurate. Le direzioni dell'asse x,y,z a cui si fa riferimento per la rappresentazione delle caratteristiche della sollecitazione, sono le direzioni dell'elemento trave 3D a tre nodi (Fig. 3.27).

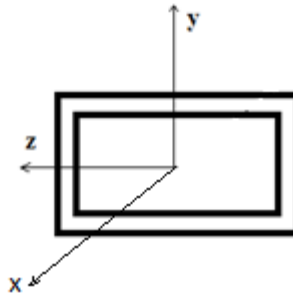


Figura 3.27: Sistema di riferimento dell'elemento trave.

Di seguito sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione sul longherone, per ogni condizione di carico, al fine di valutare quello più critico. Una volta individuato, è stata condotta un'analisi per la determinazione della sezione più critica, che sarà sottoposta a verifica nel capitolo 4. In particolare:

- In fig. 3.28 viene rappresentata per la condizione di carico al 50%:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.
- In fig. 3.29 viene rappresentata per la condizione di carico al 75%:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.
- In fig. 3.30 viene rappresentata per la condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar:
 - in alto a sinistra, la forza assiale in direzione x in N;
 - in alto a destra, il momento flettente in direzione y in MPa;
 - in basso a sinistra, il momento flettente in direzione z in MPa;
 - in basso a destra, il momento torcente in direzione x in MPa.

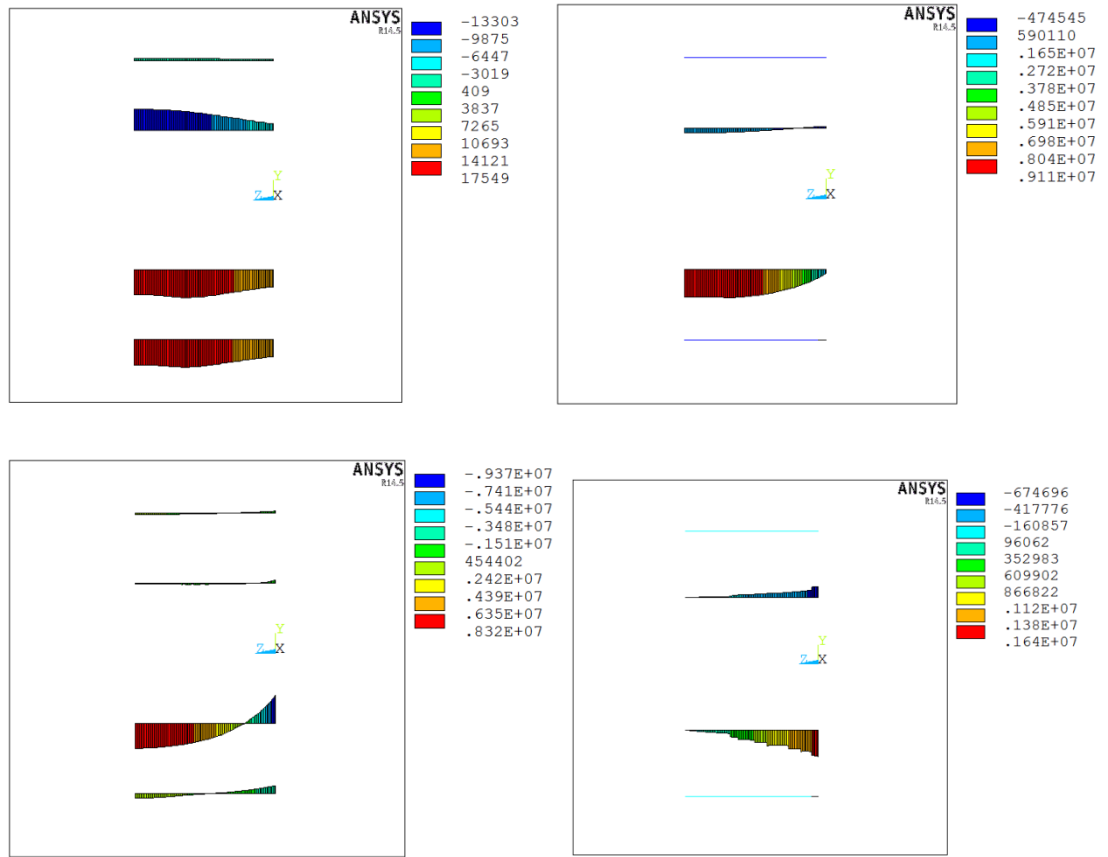
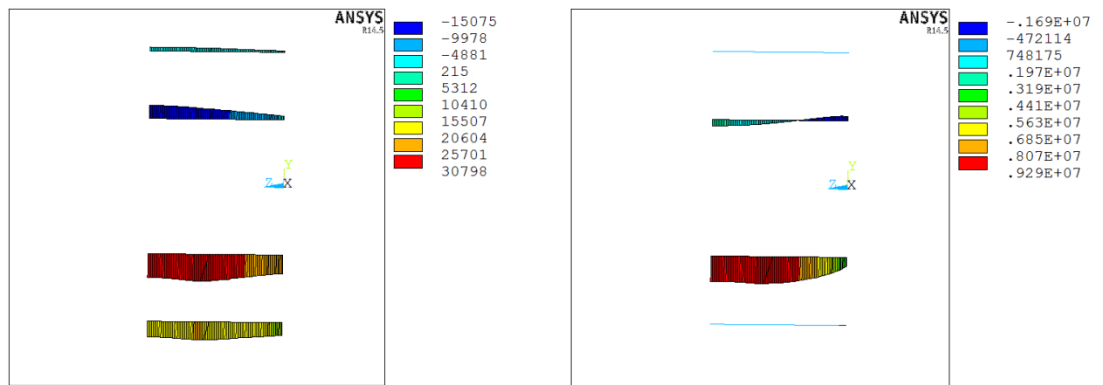


Figura 3.28: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 50%.



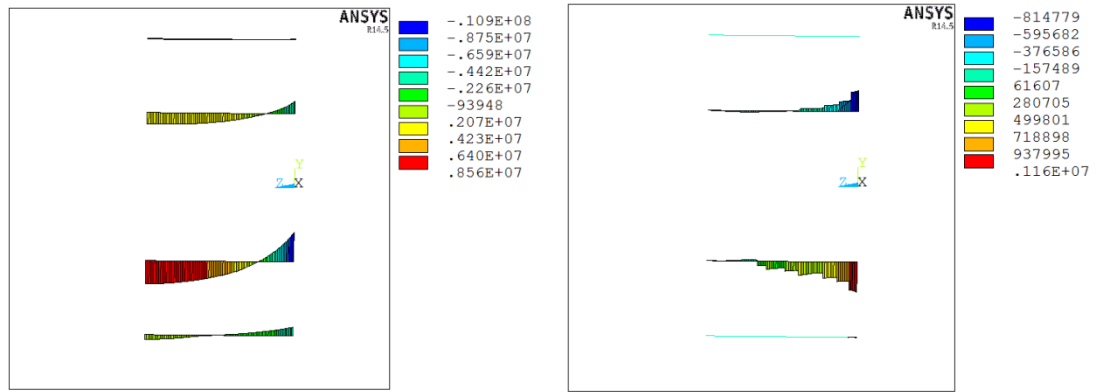


Figura 3.29: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 %.

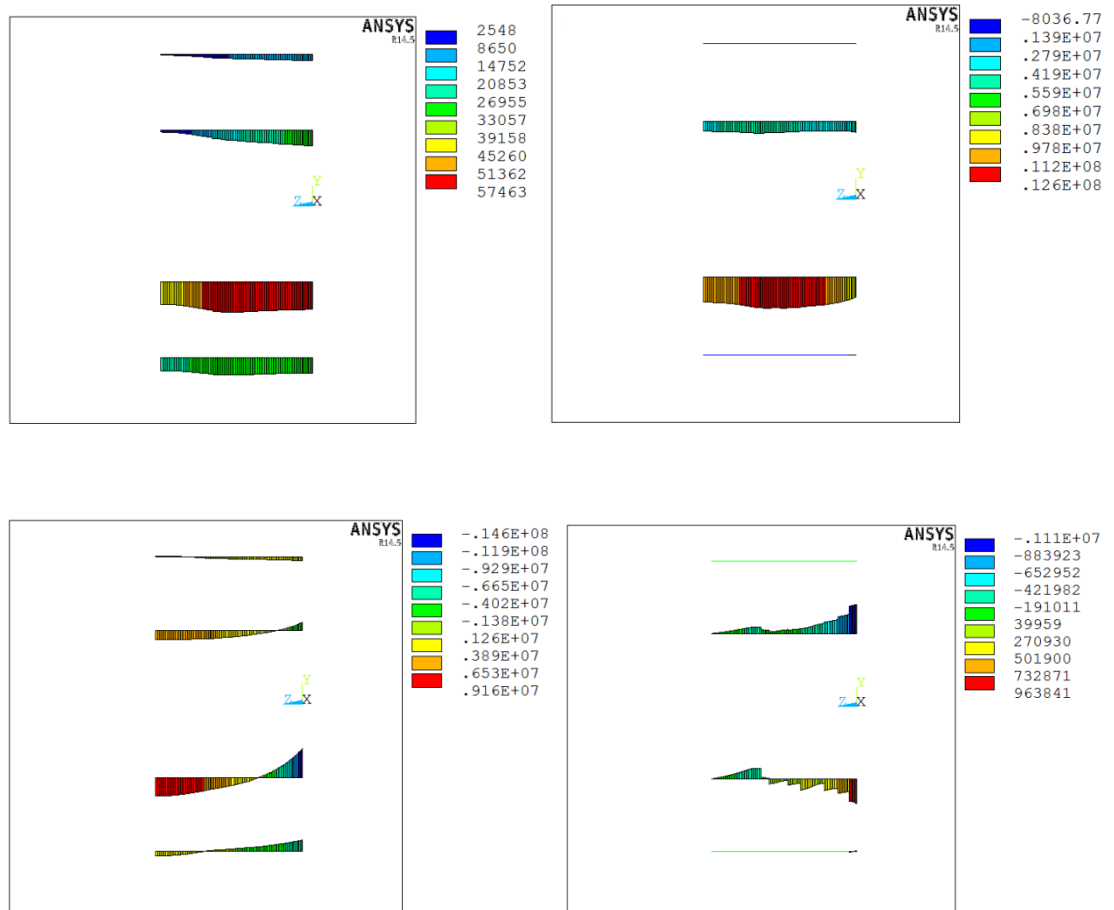


Figura 3.30: Caratteristiche della sollecitazione per condizione di carico al 75 % + $P = 0,3 \text{ bar}$.

Dopo una valutazione delle caratteristiche della sollecitazione per tutte le condizioni di carico, è stato preso in esame, per l'analisi dei risultati e successive verifiche, il longherone 3 (Fig. 3.31).

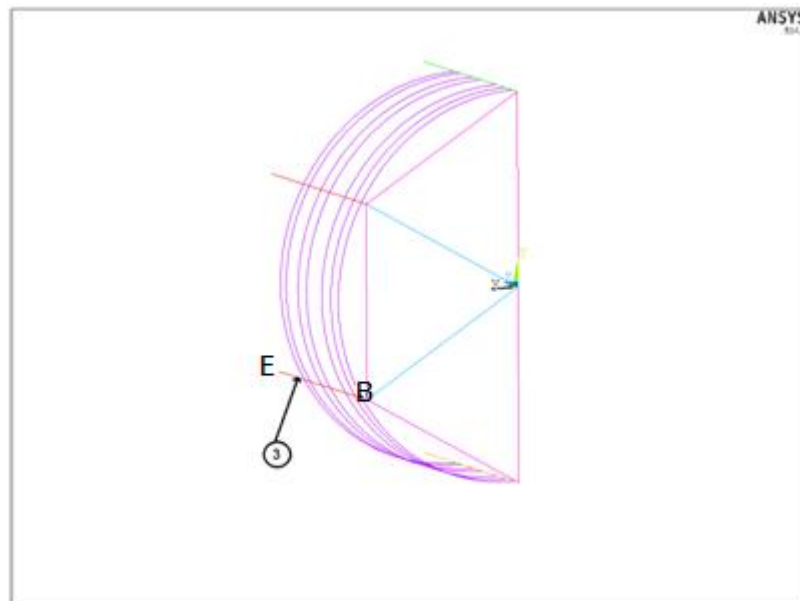


Figura 3.31: Rappresentazione del longherone preso in esame.

3.3.1 Carico al 50%

In fig. 3.32 sono state definite le condizioni di carico agenti sul tubolare 1.

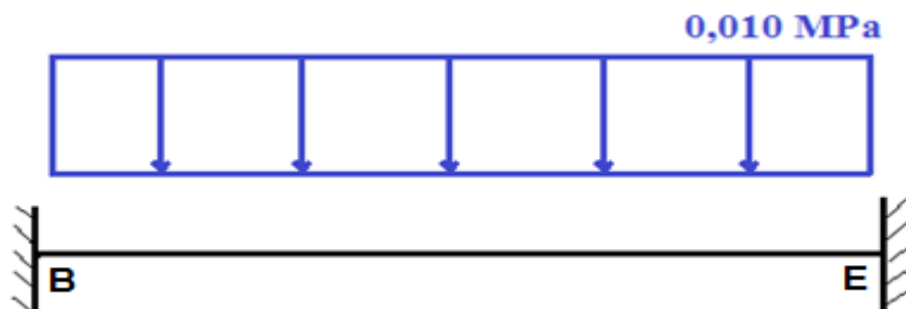


Figura 3.32: Condizione di carico del longherone preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave BE sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.33) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave BE.

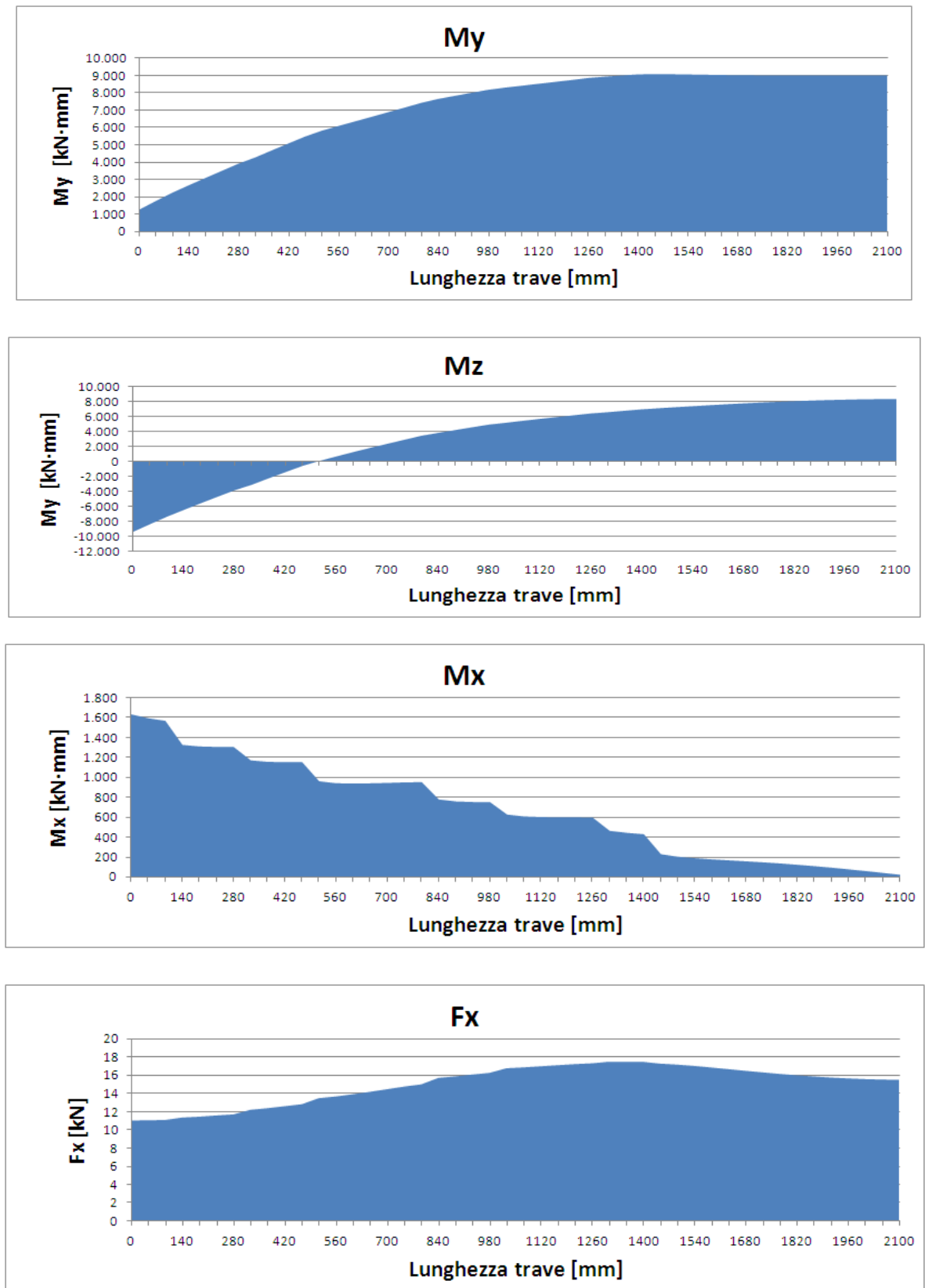


Figura 3.33: Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.

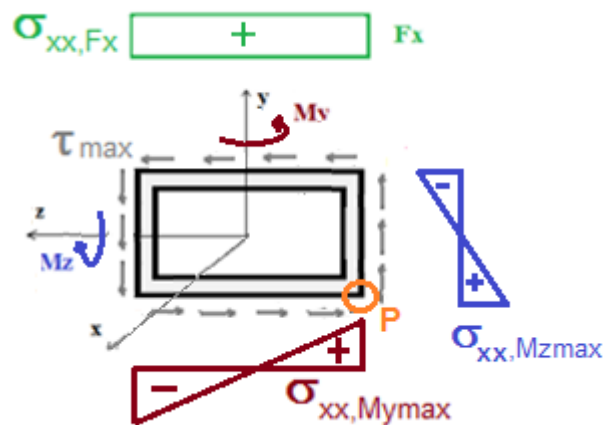
Dall'analisi dei valori ottenuti dalle caratteristiche della sollecitazione, è stato dedotto che sono presenti 2 potenziali sezioni critiche:

- Sezione B in corrispondenza della quota 0 mm di lunghezza in ascissa
- Sezione E in corrispondenza della quota 2100 mm di lunghezza in ascissa

Per la scelta della sezione critica sono state analizzate entrambe le sezioni.

Di seguito sono mostrate (Fig. 3.34) le tensioni normali e tangenziali derivanti dall'effetto delle caratteristiche della sollecitazioni in quella determinata sezione, allo scopo di ottenere il punto critico.

SEZIONE B



SEZIONE E

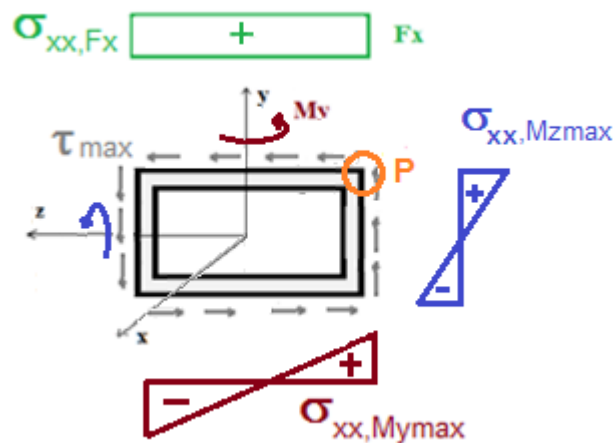


Figura 3.34: Schematizzazione tensioni agenti sezione longherone e individuazione punto critico

In maniera del tutto analoga a quanto fatto per lo stellone, in tabella 3.8, sono state riportate le caratteristiche della sollecitazione e le tensioni normali e tangenziali nel punto critico, precedentemente determinato, per ogni potenziale sezione critica.

	SEZIONE B	SEZIONE E
M_y (Nmm)	1237000	8983400
M_z (Nmm)	-9374600	8311400
M_x (Nmm)	1637600	19005
F_x (N)	11097	15563
$\sigma_{xx, M_{y\max}}$ (MPa)	1,3	9,1
$\sigma_{xx, M_{z\max}}$ (MPa)	15,9	14,1
τ_{\max} (MPa)	1,3	0,02
σ_{xx, F_x} (MPa)	1,0	1,4
σ_{xx} (MPa)	18,2	24,6
σ_{eqv} (MPa)	18,3	24,6

Tabella 3.8: *Tensioni risultanti sulle due sezioni considerate.*

In base all'analisi fatta, la sezione scelta è stata la sezione E, poiché mostra un valore della tensione di Von Mises maggiore.

3.3.2 Carico al 75%

Vengono definite, in fig. 3.35, le condizioni di carico agenti sul longherone 3.

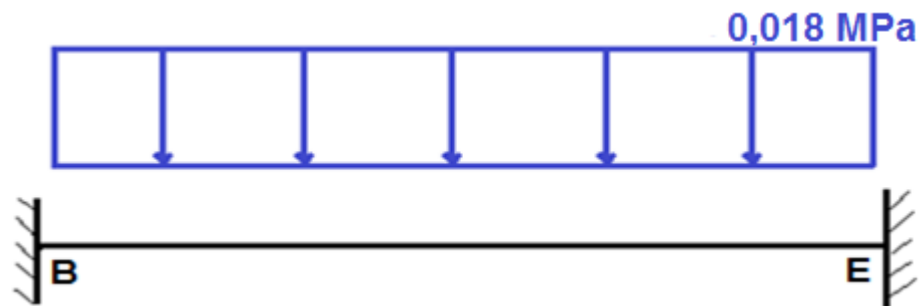
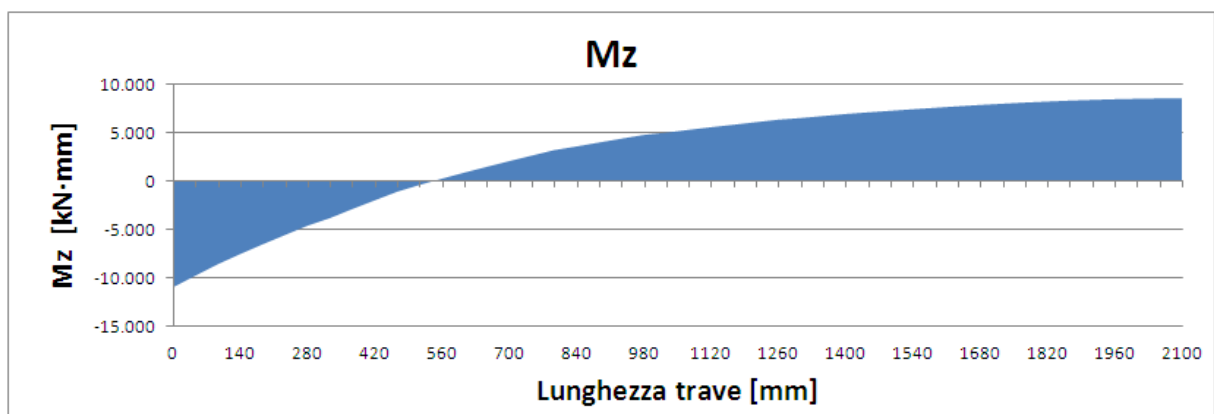
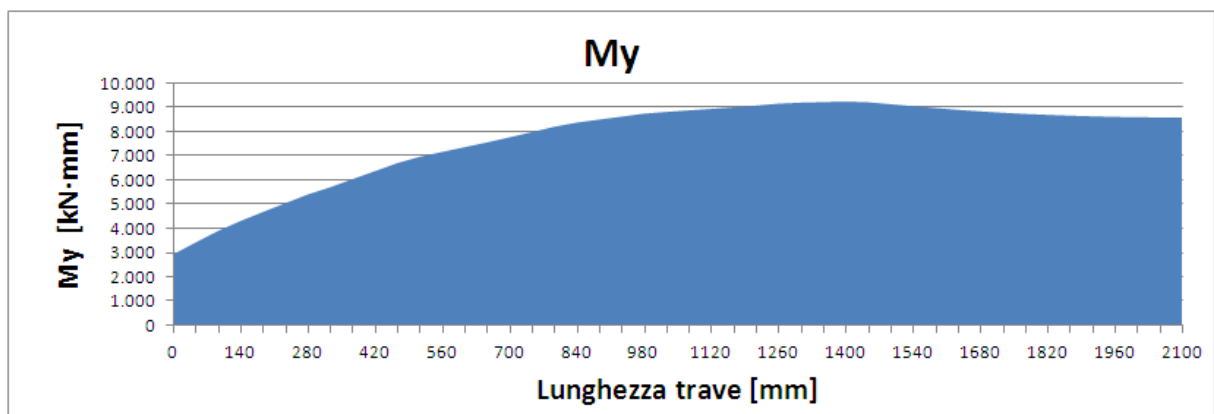


Figura 3.35: Condizione di carico del longherone preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave BE sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.36) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave BE.



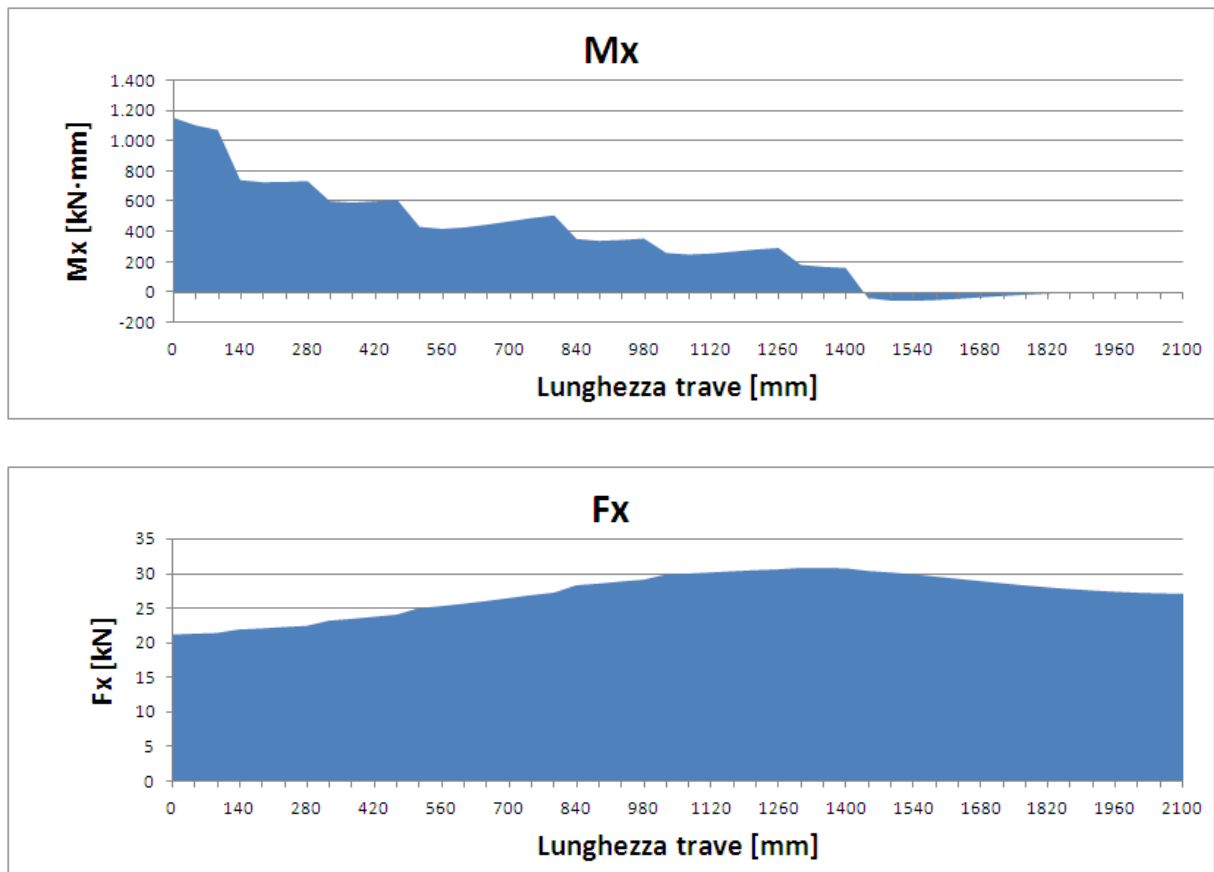


Figura 3.36: *Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.*

Dall'analisi delle caratteristiche della sollecitazione per la condizione di carico al 75% si può riscontrare un andamento simile alla condizione di carico del 50%, quindi la sezione critica alla quale è stato fatto riferimento è la sezione E. In tabella 3.9, sono state riportate le caratteristiche della sollecitazione e le tensioni normali e tangenziali determinate per il punto critico della sezione critica.

	SEZIONE E
M_y (Nmm)	8609500
M_z (Nmm)	8555800
M_x (Nmm)	1104
F_x (N)	27044

$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	8,8
$\sigma_{xx, Mz_{max}}$ (MPa)	14,6
τ_{max} (MPa)	$\cong 0$
$\sigma_{xx, Fx}$ (MPa)	2,4
σ_{xx} (MPa)	25,7
σ_{eqv} (MPa)	25,7

Tabella 3.9: Tensioni risultanti sulla sezione E considerata.

3.3.3 Carico al 75% + P = 0,3 bar

Vengono definite, in fig. 3.33, le condizioni di carico agenti sul longherone 3.

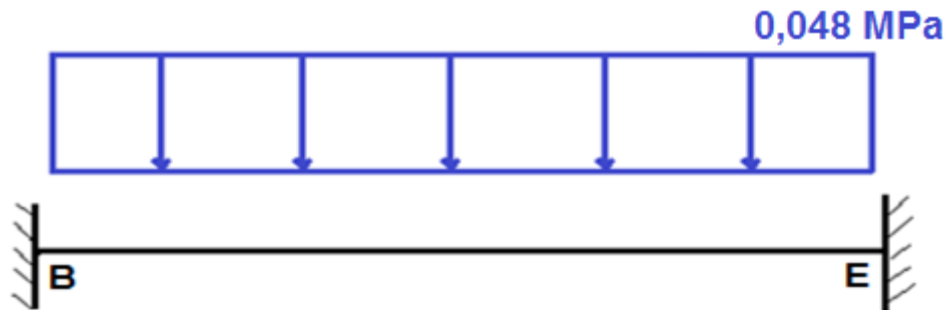


Figura 3.37: Condizione di carico del longherone preso in esame.

Al fine di determinare la sezione critica della trave BE sono stati riportati gli andamenti delle caratteristiche della sollecitazione (Fig. 3.38) su un foglio excel. In ordinata sono presenti il momento flettente, il momento torcente e la forza assiale; in ascissa la lunghezza della trave BE.

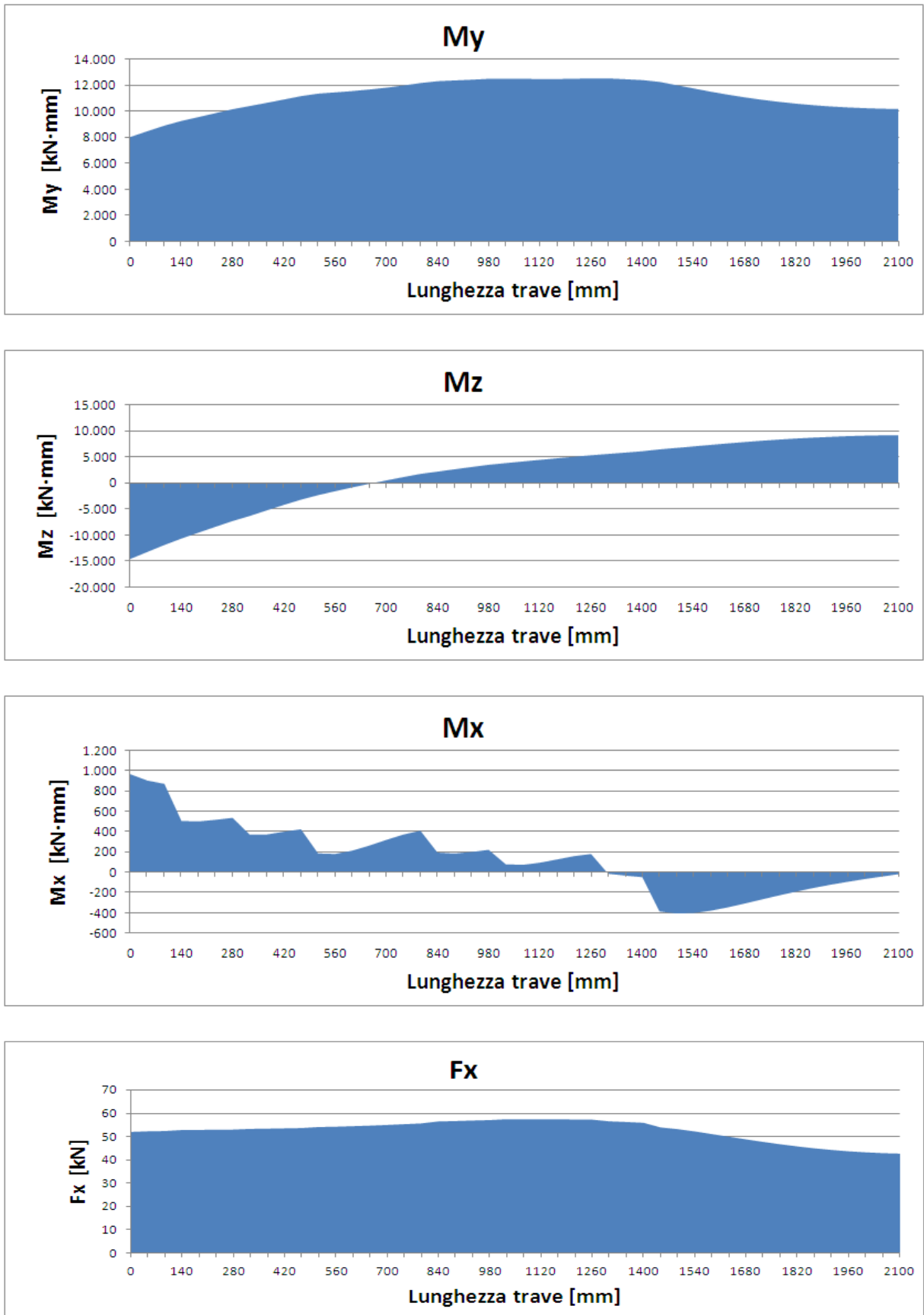


Figura 3.38: Caratteristiche della sollecitazione del longherone preso in esame.

Per la condizione di carico al 75% più la pressione di 0,3 bar è stato osservato, dall'andamento delle caratteristiche della sollecitazione, che la sezione critica non è più la sezione E, bensì la sezione B in corrispondenza della quota 0 mm di lunghezza in ascissa. In tabella 3.10 sono state riportate le tensioni tangenziali e normali agenti nel punto critico precedentemente determinato.

	SEZIONE B
M_y (Nmm)	8042500
M_z (Nmm)	-14564000
M_x (Nmm)	963840
F_x (N)	52007
$\sigma_{xx, My_{max}}$ (MPa)	8,2
$\sigma_{xx, Mz_{max}}$ (MPa)	24,8
τ_{max} (MPa)	0,76
$\sigma_{xx, Fx}$ (MPa)	4,6
σ_{xx} (MPa)	37,5
σ_{eqv} (MPa)	37,5

Tabella 3.10: *Tensioni risultanti sulla sezione B considerata.*

E' stata compilata una tabella riassuntiva, nella quale sono presenti le tensioni equivalenti di Von Mises in MPa per ogni condizione di carico e per ogni componente strutturale analizzato (Fig. 3.11).

	Carico al 50%	Carico al 75%	Carico al 75% + P = 0,3 bar
Tubolare 1	32,6 (Sezione A)	45,4 (Sezione A)	80,9 (Sezione A)
Braccio 2	13,2 (Sezione B)	14,9 (Sezione B)	25,0 (Sezione C)
Longherone 3	24,6 (Sezione E)	25,7 (Sezione E)	37,5 (Sezione B)

Tabella 3.11: *Tensioni equivalenti di Von Mises per ogni condizione di carico.*

4 Verifiche di resistenza

In questo capitolo sono state effettuate, per ogni condizione di carico, verifiche di resistenza statica e a fatica per i componenti strutturali analizzati nel capitolo 3. In particolare, sono stati calcolati i coefficienti di sicurezza di resistenza statica per la botte mentre, per il tubolare 1, per il braccio 2 e per il longherone 3 sono stati calcolati anche coefficienti di sicurezza a fatica. Parlare di coefficienti di sicurezza in seguito ad un'analisi generale, non è propriamente corretto, in quanto nella schematizzazione del modello non sono presenti fori, saldature ecc. che tengano conto di eventuali fattori di concentrazione delle tensioni. Sono quindi stati dati dei valori per far sì che si adempiesse allo scopo di oggettivare l'esperienza di progettazione e di fornire valori di controllo all'azienda ITALPROGETTI.

4.1 Verifiche statiche

La verifica statica realizzata, si articola in due punti:

- Verifica sulla freccia massima ammissibile

La verifica della deformazione massima che può assumere un componente è stata effettuata solo sul mantello cilindrico e sul fondo della botte, in quanto essendo di polipropilene, ha sicuramente una maggiore deformazione rispetto ai componenti strutturali di rinforzo costituiti in acciaio S235.

Sebbene, non esista un indirizzo legislativo a cui riferirsi per il dimensionamento, grazie all'enorme esperienza dei progettisti di ITALPROGETTI, è stato possibile affermare che:

- la freccia massima ammissibile sul mantello cilindrico è circa 25 mm;
- la freccia massima ammissibile sul fondo della botte è circa 20 mm.

In tab. 4.1 è possibile osservare i coefficienti di sicurezza, ricavati facendo il rapporto fra il valore ammissibile della freccia massima e lo spostamento massimo ottenuto (Tab. 4.1).

CONDIZIONE DI CARICO	<i>Coefficiente di sicurezza relativo al mantello cilindrico</i>	<i>Coefficiente di sicurezza relativo al fondo della botte</i>
<i>Carico al 50%</i>	5,3	6,9
<i>Carico al 75%</i>	4,3	3,9

<i>Carico al 75% + P</i> <i>= 0,3 bar</i>	2,7	1,5
--	-----	-----

Tabella 4.1 *Coefficienti di sicurezza relativi alla deformazione della botte.*

- Verifica sul valore limite dello snervamento

Per quanto riguarda il valore limite dello snervamento è stato preso l'ammissibile dell'acciaio S235 che, come dice il nome stesso, è di 235 MPa; mentre per il PPH in questione si ha un carico di snervamento di circa 33 MPa.

Sono stati calcolati di seguito i coefficienti di sicurezza per quanto riguarda la tensione equivalente secondo il criterio di Von Mises:

- Il software Ansys fornisce direttamente la tensione equivalente di Von Mises per la botte, quindi basta confrontare tale valore con il carico di snervamento del polipropilene e ricavare il coefficiente di sicurezza.
- Per il tubolare, per il braccio dello stellone e per il longherone invece, il software Ansys per elementi trave 3D non fornisce la tensione equivalente di Von Mises. Quindi, sono state ricavate le caratteristiche di sollecitazione e in seguito calcolate le tensioni normali e tangenziali massime al fine di ottenere la tensione equivalente di Von Mises.

Nelle tabelle 4.2 e 4.3 è possibile osservare i coefficienti di sicurezza ricavati facendo il rapporto fra il valore ammissibile di snervamento del materiale e la tensione equivalente di Von Mises (Tab. 3.1 e Tab. 3.11).

CONDIZIONE DI CARICO	<i>Coefficiente di sicurezza relativo al mantello cilindrico</i>	<i>Coefficiente di sicurezza relativo al fondo della botte</i>
<i>Carico al 50%</i>	31	35
<i>Carico al 75%</i>	23	20
<i>Carico al 75% + P = 0,3 bar</i>	12	8

Tabella 4.2 *Coefficienti di sicurezza relativi alla tensione di Von Mises agente sulla botte.*

CONDIZIONE DI CARICO	<i>Tubolare 1</i>	<i>Braccio 2</i>	<i>Longherone 3</i>
<i>Carico al 50%</i>	7	18	10
<i>Carico al 75%</i>	5	16	9
<i>Carico al 75% + P = 0,3 bar</i>	3	9	6

Tabella 4.3 Coefficienti di sicurezza relativi al braccio, al tubolare e al longherone.

4.2 Verifiche a fatica

Nel modello è stato trascurato l'effetto della velocità angolare del bottale, ma il fatto che il bottale compia un moto rotatorio attorno al proprio asse deve essere considerato per un'analisi a fatica, quindi è stato stabilito un ciclo di carico per poter valutare la resistenza a fatica dei vari componenti meccanici. La verifica, che è stata eseguita per il componente strutturale in esame è una verifica a fatica per durata illimitata, in quanto, come da descrizione del ciclo di funzionamento (Cap. 1), il bottale deve essere progettato per un utilizzo di almeno 15 anni.

La verifica a fatica non è stata eseguita per la condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar poiché è considerata una condizione impulsiva e quindi non soggetta a ciclo affaticante.

Il limite di fatica S_n' , per acciai da costruzione di media-bassa resistenza, come l'acciaio S235 preso in esame, è uguale a circa metà del carico statico di rottura [5].

$$S_n' \cong 0.5 S_u \cong 180 \text{ MPa.}$$

Tenendo in considerazione i seguenti parametri (Tab. 4.4):

C_L	Fattore di carico	1
C_G	Fattore di gradiente di tensione	0.9
C_S	Fattore di finitura superficiale (grezzi di forgiatura)	0.6
C_R	Fattore di affidabilità (50%)	1

Tabella 4.4: Fattori per il calcolo della resistenza a fatica per materiali duttili.

E' stato ricavato il limite a fatica S_n dalla formula che vale per tutti i componenti strutturali esaminati:

$$S_n = S_n' C_L C_R C_G C_S = 97,2 \text{ MPa.}$$

Il carico di rottura dell'acciaio S235 è di $S_u = 360 \text{ MPa}$.

4.2.1 Longherone

Per analizzare il ciclo di carico agente sul longherone sono stati calcolati i valori delle caratteristiche della sollecitazione, nelle varie posizioni assunte dal longherone, durante un completo moto rotatorio del bottale. Il moto rotatorio completo del bottale è stato diviso in 6 posizioni diverse assunte dal longherone (Fig. 4.1).

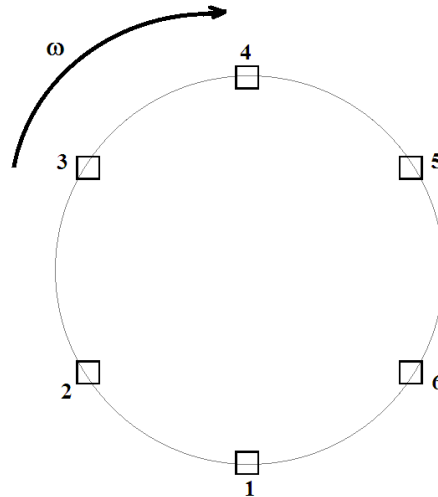


Figura 4.1: Posizioni assunte dal longherone durante il moto rotatorio.

Dalla valutazione delle caratteristiche della sollecitazione per tutte le condizioni di carico, (Fig. 3.28-3.30) è stato osservato che:

- La posizione 2 è quella in cui il longherone risulta più sollecitato
- La posizione 4 è quella in cui il longherone risulta meno sollecitato

Il ciclo di carico che subisce il longherone in esame è stato schematizzato nel seguente grafico con la curva blu:

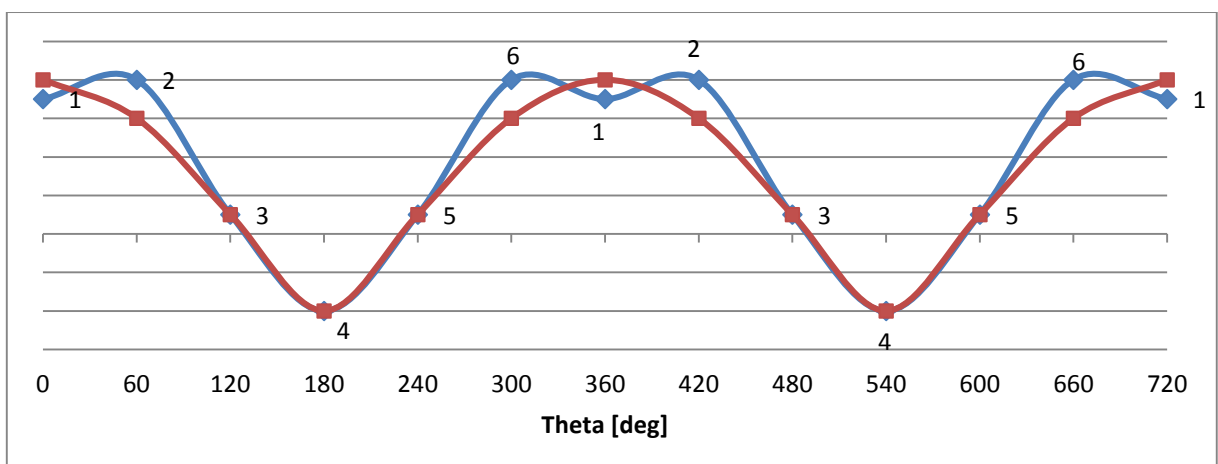


Figura 4.2: Schema del ciclo di carico del longherone e approssimazione a curva sinusoidale.

Dal grafico precedente (Fig.4.2) si nota come l'andamento del ciclo di carico è ben approssimabile a un ciclo sinusoidale (curva rossa), mantenendo gli stessi valori di picco massimo e minimo.

Analogamente a quanto già fatto nel capitolo dell'analisi statica, sono stati inseriti su un foglio Excel i valori delle caratteristiche della sollecitazione dei componenti strutturali meno sollecitati, al fine di poter ricavare tensioni alternate e tensioni medie.

Per la verifica a fatica è stato considerato lo stesso punto maggiormente sollecitato della sezione critica, identificato per l'analisi statica al variare della condizione di carico. Per maggiore chiarezza espositiva sono state riportate una schematizzazione dei longheroni (Fig. 4.3) e una tabella, in modo tale da rendere più reperibili le informazioni necessarie. In tabella 4.5 sono elencati i valori massimi e minimi del momento flettente in direzione y e in direzione z, il momento torcente in direzione x e la forza assiale in direzione x, agenti sul punto critico della sezione critica calcolata nel capitolo 3, in modo che la verifica a fatica sia effettuata sullo stesso punto e sulla stessa sezione.

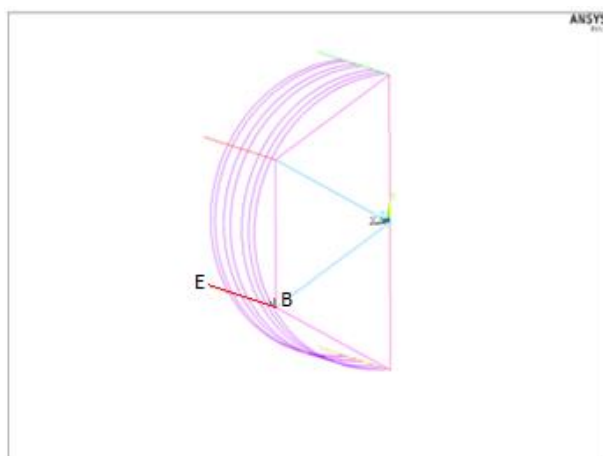


Figura 4.3: Sezioni B ed E di riferimento per il longherone.

Condizione di carico	50%	75%
Sezione critica	Sezione E	Sezione E
Punto critico nella sezione critica		
$M_{ymin} (Nmm)$	-9,71E-11	-1,61E-10

$M_{zmin} (Nmm)$	7,72E+05	1,28E+06
$M_{xmin} (Nmm)$	0	0
$F_{xmin} (N)$	-3905	1853
$M_{ymax} (Nmm)$	8,98E+06	8,61E+06
$M_{zmax} (Nmm)$	8,31E+06	8,56E+06
$M_{xmax} (Nmm)$	19005	1104
$F_{xmax} (N)$	15563	27044

Tabella 4.5: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazione agenti sulla sezione critica.

Una volta noti i valori massimi e minimi delle caratteristiche della sollecitazione, le tensioni normali e tangenziali in gioco sono state scomposte in una componente alterna e in una componente media, quindi sono stati calcolati i valori con le seguenti formule:

$$\sigma_{alt,Fx} = \frac{F_{xmax} - F_{xmin}}{2A}$$

$$\sigma_{med,Fx} = \frac{F_{xmax} + F_{xmin}}{2A}$$

$$\sigma_{alt,My} = - \frac{M_{ymax} - M_{ymin}}{2I_{yy}} z_{max}$$

$$\sigma_{med,My} = - \frac{M_{ymax} + M_{ymin}}{2I_{yy}} z_{max}$$

$$\sigma_{alt,Mz} = \frac{M_{zmax} - M_{zmin}}{2I_{zz}} y_{max}$$

$$\sigma_{med,Mz} = \frac{M_{zmax} + M_{zmin}}{2I_{zz}} y_{max}$$

$$\tau_{alt} = \frac{M_{xmax} - M_{xmin}}{4\Omega t}$$

$$\tau_{med} = \frac{M_{xmax} + M_{xmin}}{4\Omega t}$$

Dove:

A	Area della sezione in mm ²
I _{yy}	Momento di inerzia in direzione y in mm ⁴
I _{zz}	Momento di inerzia in direzione z in mm ⁴
y _{max}	Distanza massima dal baricentro in direzione y in mm
z _{max}	Distanza massima dal baricentro in direzione z in mm
Ω	Area sottesa dalla sezione in mm ²
t	Spessore della sezione in mm

In tabella 4.6 vengono riassunti tutti i valori delle tensioni alterne e medie del longherone e per le due condizioni di carico:

Condizione di carico	50%	75%
$\sigma_{alt,Fx}$ (MPa)	0,85	1,10
$\sigma_{med,Fx}$ (MPa)	0,51	1,26
$\sigma_{alt,My}$ (MPa)	4,57	4,38
$\sigma_{med,My}$ (MPa)	4,57	4,38
$\sigma_{alt,Mz}$ (MPa)	6,41	6,19
$\sigma_{med,Mz}$ (MPa)	7,72	8,37
τ_{alt} (MPa)	0,015	0,0008
τ_{med} (MPa)	0,015	0,0008
$\sigma_{alt,tot}$ (MPa)	11,8	11,7
$\sigma_{med,tot}$ (MPa)	12,8	14

Tabella 4.6: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazioni agenti sulla sezione critica.

In seguito, per il calcolo del coefficiente di sicurezza sulla fatica dei componenti strutturali, è stato necessario ricondursi a una tensione media e alternata di flessione equivalente.

La tensione media di flessione equivalente $\sigma_{m,eq}$ è ottenuta dalla seguente relazione [6]:

$$\sigma_{m,eq} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2 + \tau_m^2}$$

La tensione di flessione alternata equivalente $\sigma_{a,eq}$ è stata calcolata, in base alla teoria dell'energia di distorsione, dalla seguente combinazione delle tensioni alternate esistenti:

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

Il coefficiente di sicurezza, secondo il criterio di *Goodman*, è stato calcolato nel seguente modo:

$$CS = \left(\frac{\sigma_{a,eq}}{S_{n(50\%)}} + \frac{\sigma_{m,eq}}{S_u} \right)^{-1}$$

I valori del coefficiente di sicurezza a fatica sul longherone sono riportati in tabella 4.7.

Condizione di carico	$\sigma_{a,eq}$	$\sigma_{m,eq}$	CS
50%	11,8	12,8	6,5
75%	11,7	14	6

Tabella 4.7: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del longherone.

4.2.2 Braccio

Per analizzare il ciclo di carico agente sul braccio sono stati calcolati i valori delle caratteristiche della sollecitazione, nelle varie posizioni assunte dal braccio, durante un completo moto rotatorio del bottale. Il moto rotatorio completo del bottale è stato diviso in 6 posizioni diverse assunte dal braccio (Fig. 4.4).

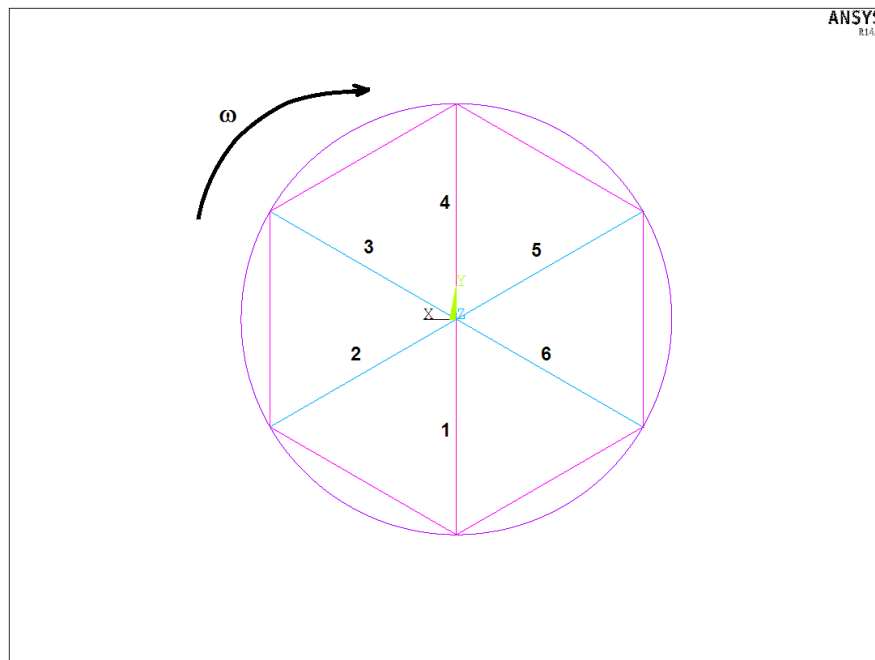


Figura 4.4: Posizioni assunte dal braccio durante il moto rotatorio.

Dalla valutazione delle caratteristiche della sollecitazione per tutte le condizioni di carico, (Fig. 3.8-3.10) è stato osservato che:

- La posizione 2 è quella in cui il longherone risulta più sollecitato
- La posizione 4 è quella in cui il longherone risulta meno sollecitato

Il ciclo di carico che subisce il braccio in esame è stato schematizzato nel seguente grafico con la curva blu ed è risultato essere del tutto analogo al ciclo di carico del longherone:

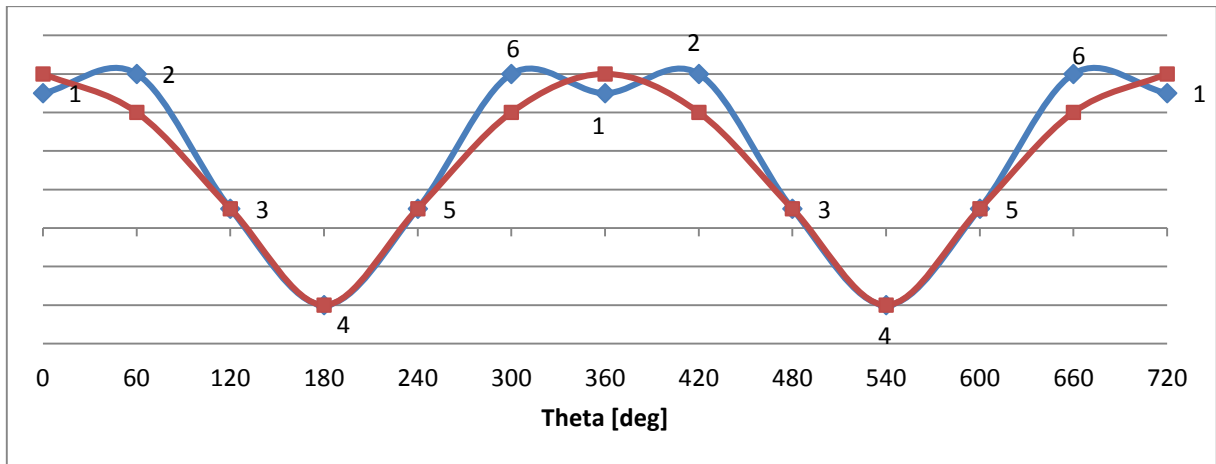


Figura 4.5: Schema del ciclo di carico del braccio e approssimazione a curva sinusoidale.

Dal grafico precedente (Fig. 4.5) si nota come l'andamento del ciclo di carico è ben approssimabile a un ciclo sinusoidale (curva rossa), mantenendo gli stessi valori di picco massimo e minimo.

Analogamente a quanto già fatto per il longherone, sono stati inseriti su un foglio Excel i valori delle caratteristiche della sollecitazione dei componenti strutturali meno sollecitati, al fine di poter ricavare tensioni alternate e tensioni medie.

Per la verifica a fatica è stato considerato lo stesso punto maggiormente sollecitato della sezione critica, identificato per l'analisi statica al variare della condizione di carico. Per maggiore chiarezza espositiva sono state riportate una schematizzazione dei bracci (Fig. 4.6) e una tabella, in modo tale da rendere più reperibili le informazioni necessarie. In tabella 4.8 sono elencati i valori massimi e minimi del momento flettente in direzione y e in direzione z, il momento torcente in direzione x e la forza assiale in direzione x, agenti sul punto critico della sezione critica calcolata nel capitolo 3, in modo che la verifica a fatica venga effettuata sullo stesso punto e sulla stessa sezione.

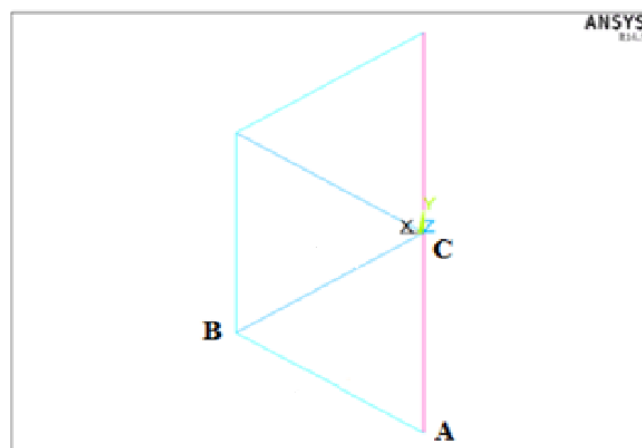


Figura 4.6: Sezioni B,C di riferimento per i bracci dello stellone.

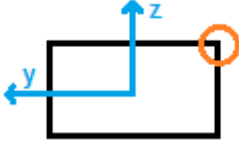
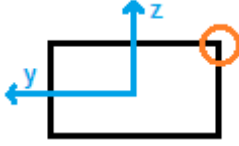
Condizione di carico	50%	75%
Sezione critica	Sezione B	Sezione B
Punto critico nella sezione critica		
$M_{ymin} (Nmm)$	-7,86E+05	-1,30E+06
$M_{zmin} (Nmm)$	3,32E-11	5,48E-11
$M_{xmin} (Nmm)$	0	0
$F_{xmin} (N)$	15411	35154
$M_{ymax} (Nmm)$	3,65E+06	4,17E+06
$M_{zmax} (Nmm)$	3,69E+06	3,78E+06
$M_{xmax} (Nmm)$	4642900	4502400
$F_{xmax} (N)$	22360	38727

Tabella 4.8: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazione agenti sulla sezione critica.

Una volta noti i valori massimi e minimi delle caratteristiche della sollecitazione, le tensioni normali e tangenziali in gioco sono state scomposte in una componente alterna e in una componente media e sono stati calcolati i valori con le formule già esplicitate nel paragrafo precedente. In tabella 4.9 vengono riassunti tutti i valori delle tensioni alterne e medie del longherone e per le due condizioni di carico:

Condizione di carico	50%	75%
$\sigma_{alt,Fx} (MPa)$	0,27	0,14
$\sigma_{med,Fx} (MPa)$	1,49	2,92
$\sigma_{alt,My} (MPa)$	2,45	3,02
$\sigma_{med,My} (MPa)$	1,58	1,59

$\sigma_{alt,Mz} (MPa)$	3,12	3,20
$\sigma_{med,Mz} (MPa)$	3,12	3,20
$\tau_{alt} (MPa)$	3,56	3,45
$\tau_{med} (MPa)$	3,56	3,45
$\sigma_{alt,tot} (MPa)$	5,85	6,36
$\sigma_{med,tot} (MPa)$	6,19	7,70

Tabella 4.9: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazione agenti sulla sezione critica.

In seguito, per il calcolo del coefficiente di sicurezza sulla fatica dei componenti strutturali, è stato necessario ricondursi a una tensione media e alternata di flessione equivalente.

Il coefficiente di sicurezza, analogamente al longherone, è stato calcolato nel seguente modo:

$$CS = \left(\frac{\sigma_{a,eq}}{S_{n(50\%)}} + \frac{\sigma_{m,eq}}{S_u} \right)^{-1}$$

I valori del coefficiente di sicurezza a fatica sul longherone sono riportati in tabella 4.10.

Condizione di carico	$\sigma_{a,eq}$	$\sigma_{m,eq}$	CS
50%	8,50	7,82	9
75%	8,73	9,02	8,5

Tabella 4.10: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del braccio.

4.2.3 Tubolare

Per analizzare il ciclo di carico agente sul tubolare sono stati calcolati i valori delle caratteristiche della sollecitazione, nelle varie posizioni assunte dal tubolare, durante un completo moto rotatorio del bottale. Il moto rotatorio completo del bottale è stato diviso in 6 posizioni diverse assunte dal tubolare (Fig. 4.7).

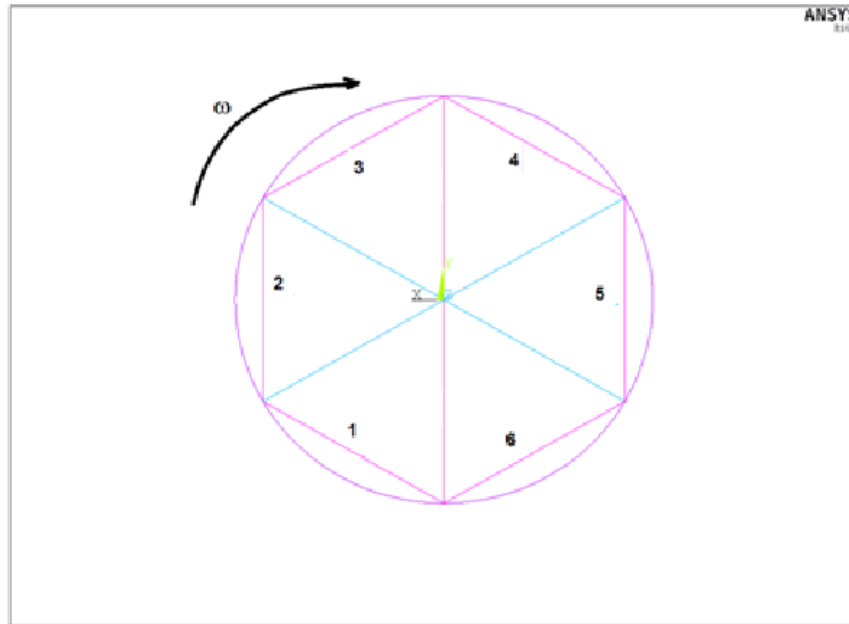


Figura 4.7: Posizioni assunte dal tubolare durante il moto rotatorio.

Dalla valutazione delle caratteristiche della sollecitazione per tutte le condizioni di carico, (Fig. 3.8-3.10) è stato osservato che:

- La posizione 1 è quella in cui il longherone risulta più sollecitato
- La posizione 3 è quella in cui il longherone risulta meno sollecitato

In questo caso il ciclo di carico assume già un andamento sinusoidale (Fig. 4.8) e quindi non è stata necessaria un'approssimazione come nei due precedenti componenti strutturali.

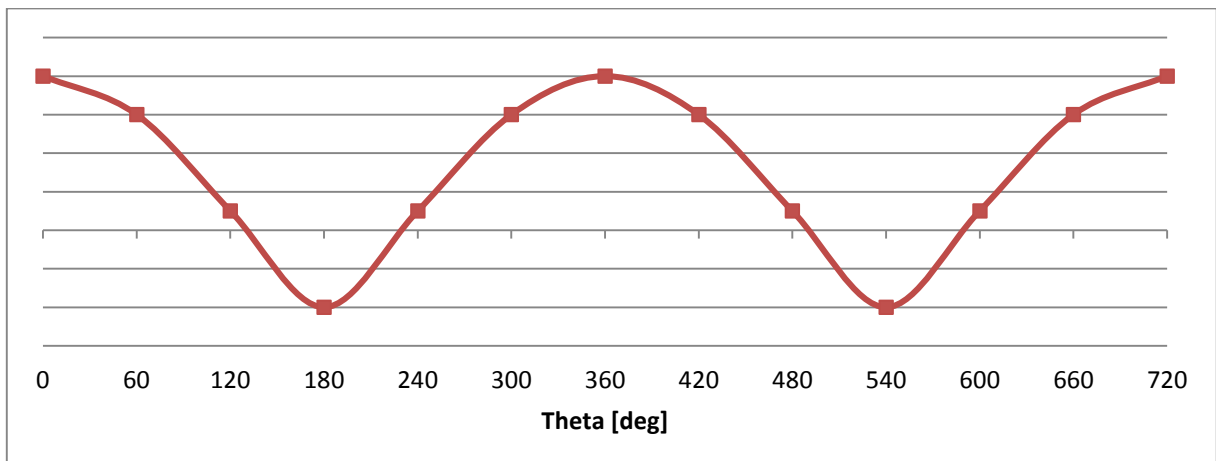


Figura 4.8: Schema del ciclo di carico del tubolare.

Analogamente a quanto fatto per i precedenti componenti strutturali, sono stati inseriti su un foglio Excel i valori delle caratteristiche della sollecitazione dei componenti strutturali meno sollecitati, al fine di poter ricavare tensioni alternate e tensioni medie.

Per la verifica a fatica è stato considerato lo stesso punto maggiormente sollecitato della sezione critica, identificato per l'analisi statica al variare della condizione di carico. Per maggiore chiarezza espositiva sono state riportate una schematizzazione dei bracci (Fig. 4.9) e una tabella, in modo tale da rendere più reperibili le informazioni necessarie. In tabella 4.11 sono elencati i valori massimi e minimi del momento flettente in direzione y e in direzione z, il momento torcente in direzione x e la forza assiale in direzione x, agenti sul punto critico della sezione critica calcolata nel capitolo 3, in modo che la verifica a fatica sia effettuata sullo stesso punto e sulla stessa sezione.

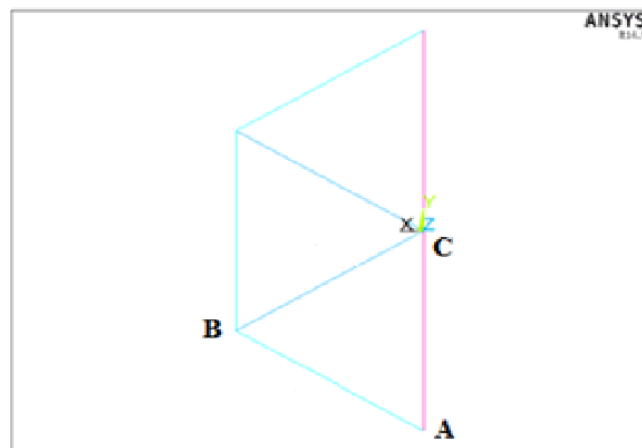
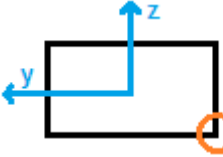
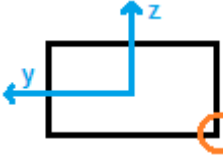


Figura 4.9: Sezioni A,B di riferimento per i tubolari dello stellone.

Condizione di carico	50%	75%
Sezione critica	Sezione A	Sezione A
Punto critico nella sezione critica		
$M_{ymin} (Nmm)$	3,89E+05	-7,72E+05
$M_{zmin} (Nmm)$	24861	6340
$M_{xmin} (Nmm)$	-96	-2,20E+05
$F_{xmin} (N)$	-21781	-33681
$M_{ymax} (Nmm)$	2840400	3756400

$M_{zmax} (Nmm)$	-834480	-1397900
$M_{ymax} (Nmm)$	-481190	-849430
$F_{xmax} (N)$	-59419	-74101

Tabella 4.11: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazione agenti sulla sezione critica.

Una volta noti i valori massimi e minimi delle caratteristiche della sollecitazione, le tensioni normali e tangenziali in gioco sono state scomposte in una componente alterna e in una componente media, quindi sono stati calcolati i valori con le formule già esplicitate nel paragrafo precedente. In tabella 4.12 vengono riassunti tutti i valori delle tensioni alterne e medie del longherone e per tutte e 3 le condizioni di carico:

Condizione di carico	50%	75%
$\sigma_{alt,Fx} (MPa)$	-4,09	-4,39
$\sigma_{med,Fx} (MPa)$	-8,83	-11,71
$\sigma_{alt,My} (MPa)$	-4,54	-8,39
$\sigma_{med,My} (MPa)$	-5,98	-5,53
$\sigma_{alt,Mz} (MPa)$	-4,64	-7,58
$\sigma_{med,Mz} (MPa)$	-4,37	-7,51
$\tau_{alt} (MPa)$	-1,60	-2,09
$\tau_{med} (MPa)$	-1,60	-3,56
$\sigma_{alt,tot} (MPa)$	-13,3	-20,4
$\sigma_{med,tot} (MPa)$	-19,2	-24,8

Tabella 4.12: Valori massimi e minimi delle caratteristiche delle sollecitazione agenti sulla sezione critica.

In seguito, per il calcolo del coefficiente di sicurezza sulla fatica dei componenti strutturali, è stato necessario ricondursi a una tensione media e alternata di flessione equivalente.

Il coefficiente di sicurezza è stato calcolato in maniera analoga ai componenti strutturali precedenti:

$$CS = \left(\frac{\sigma_{a,eq}}{S_{n(50\%)}} + \frac{\sigma_{m,eq}}{S_u} \right)^{-1}$$

I valori del coefficiente di sicurezza a fatica sul longherone sono riportati in tabella 4.13.

Condizione di carico	$\sigma_{a,eq}$	$\sigma_{m,eq}$	CS
50%	13,6	0,13	7
75%	20,7	0,50	4,5

Tabella 4.13: Coefficiente di sicurezza sulla resistenza a fatica del braccio.

5 Analisi di dettaglio

5.1 Introduzione

La necessità di aver condotto un'analisi di dettaglio è derivata dai risultati dell'analisi generale. Infatti dall'analisi generale, è stato osservato che, per la condizione di carico al 75% con la sovrappressione di 0,3 bar, la zona più critica da un punto di vista delle caratteristiche della sollecitazione è risultato essere la zona limitrofa al mozzo dello stellone (Fig. 3.30). Inoltre tale zona è quella con una maggiore concentrazione degli sforzi, poiché vi sono presenti saldature e forature per le giunzioni bullonate; quindi è stato deciso di effettuare un'analisi statica strutturale, mediante simulazione FEM. Il software utilizzato per la realizzazione di tale analisi di dettaglio è *ANSYS Workbench 14.5*.

5.2 Ipotesi semplificative

In questo paragrafo sono state riportate le ipotesi semplificative applicate alla geometria:

- dato che la geometria e le condizioni di carico analizzate sono simmetriche rispetto al piano di mezzeria dello stellone è stato considerato metà modello per alleggerire il calcolo computazionale;
- è stato eseguito un taglio per i bracci dello stellone ad una distanza di circa 1000 mm dal centro di esso. Il taglio è stato fatto per concentrare l'analisi strutturale sulla zona di interesse, ponendosi comunque sufficientemente distanti dagli estremi caricati, in accordo con la teoria di *De Saint Venant*.

In figura 5.1 è mostrato il modello CAD alla luce delle ipotesi semplificative effettuate.

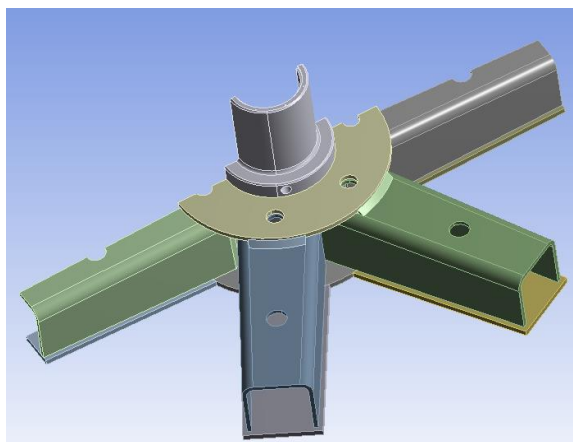


Figura 5.1: Stellone per l'analisi FEM.

5.3 Modellazione

Il componente strutturale è stato realizzato mediante il CAD Catia V5-17, dopodiché è stato inserito nell'ambiente Ansys Workbench per eseguire l'analisi strutturale.

I bracci dello stellone si collegano al mozzo, attraverso due piastre circolari (Fig. 5.2). La piastra inferiore è provvista di 6 fori nei quali sono inserite le giunzioni bullonate che lo collegano al fondo della botte, mentre la piastra superiore è saldata sui 6 bracci.

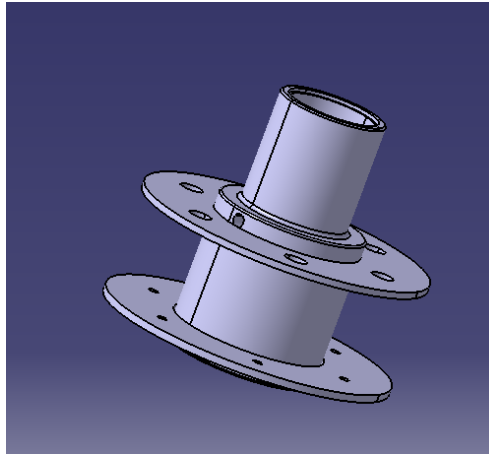


Figura 5.2: Mozzo dello stellone.

La saldatura che unisce la piastra superiore ai 6 bracci è realizzata con 3 cordoni; in fig. 5.3. è mostrato l'elemento geometrico che va a rappresentare il materiale d'apporto di tale saldatura, che è sempre in acciaio S235. Tale elemento rispecchia le dimensioni geometriche effettive della saldatura, utilizzata in quella zona nel mozzo.

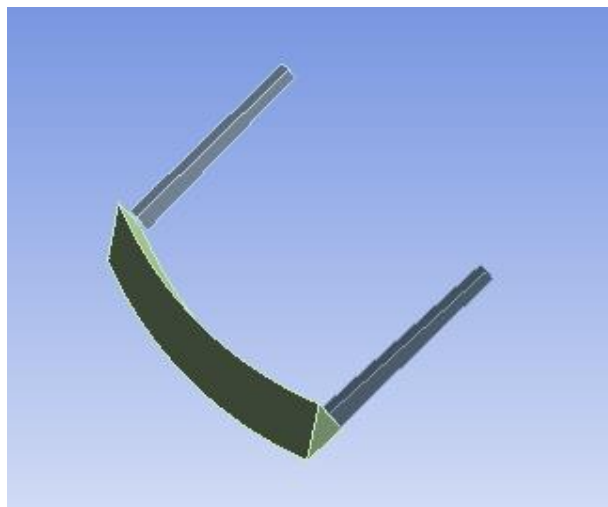


Figura 5.3: Dettaglio del cordone di saldatura.

5.4 Mesh

Nella figura di seguito è rappresentata la mesh effettuata per lo stellone (Fig. 5.4).

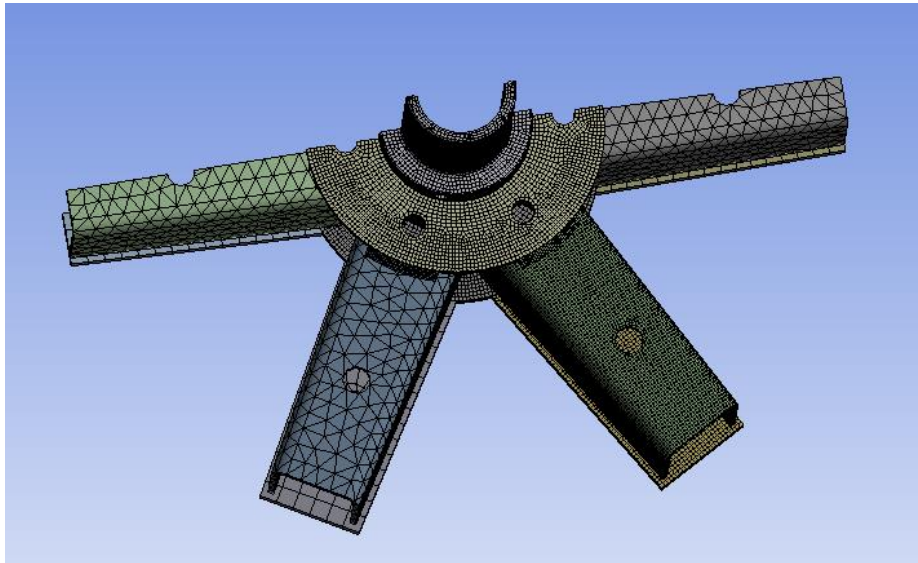


Figura 5.4: Rappresentazione della mesh.

Andando nel dettaglio dell'analisi della mesh, è stato deciso di infittire la griglia del braccio maggiormente sollecitato, come mostrato nell'analisi generale. In questo modo il post-processing dei risultati non è risultato troppo oneroso. La dimensione della mesh è stata definita attraverso il comando *body sizing* e dove la geometria lo permetteva è stato applicato il metodo *hexa dominant* (Fig. 5.5).

La scelta del metodo *hexa dominant* viene successivamente motivata:

- la mesh diviene più regolare, meno distorta;
- gli elementi hexa permettono un calcolo più veloce e accurato;
- gestione del numero di elementi nello spessore.

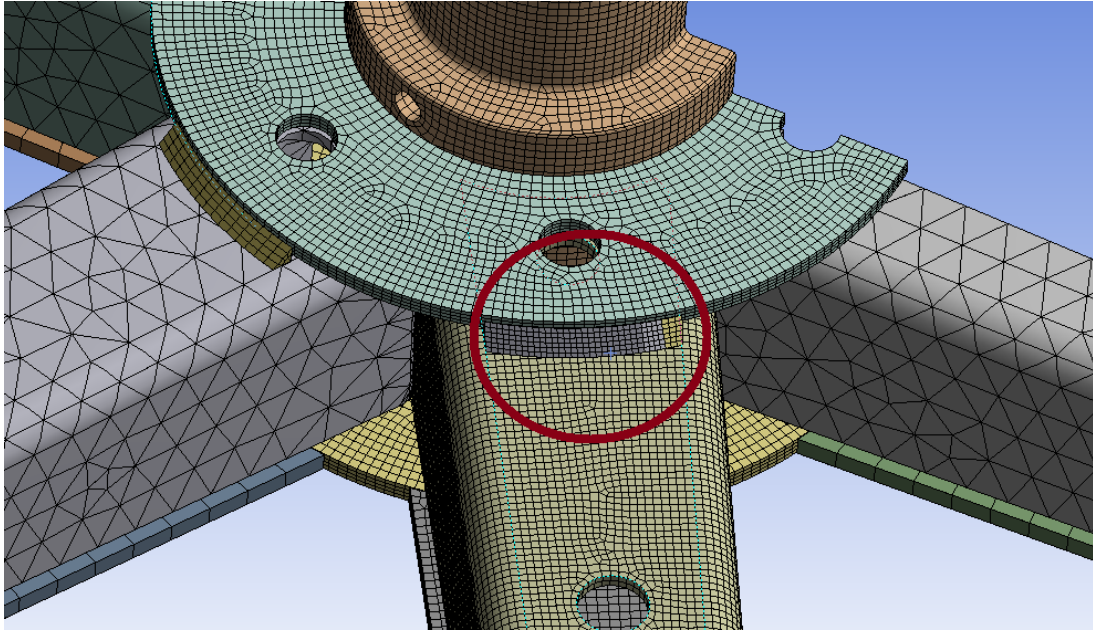


Figura 5.5: Dettaglio sulla raffinatezza della mesh in prossimità della zona critica di interesse.

5.5 Vincoli e Carichi

Sono stati introdotti due tipi di vincoli per il modello:

- simmetria rispetto al piano di mezzeria dello stellone attraverso il comando *Frictionless Support* (Fig.5.6);
- vincolo di incastro sul mozzo, al centro dello stellone, per simulare gli appoggi del bottale. Tale vincolo è stato realizzato mediante il comando *Fixed Support* (Fig.5.7).

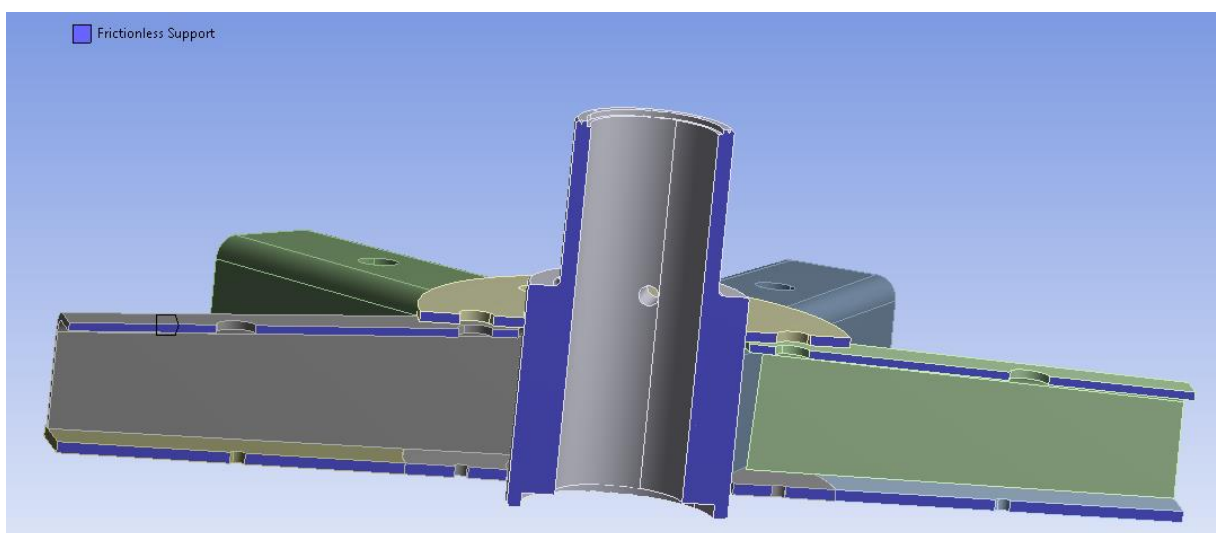


Figura 5.6: Rappresentazione del vincolo di simmetria.

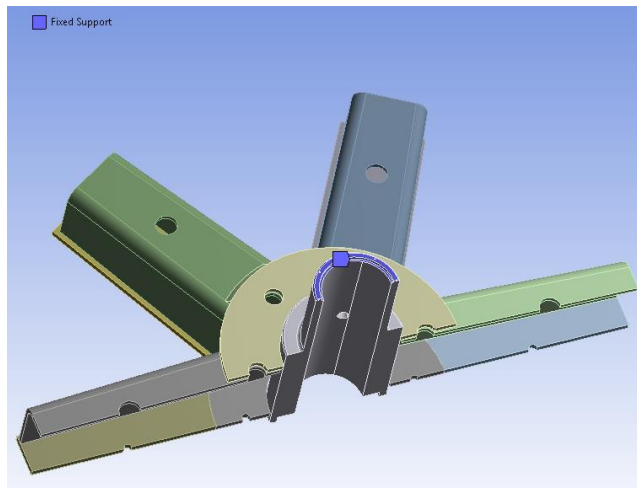


Figura 5.7: Rappresentazione del vincolo di incastro.

Per quanto riguarda i carichi:

- è stata analizzata la condizione di carico più critica ovvero quella corrispondente al carico al 75% con una sovrappressione di 0,3 bar;
- per replicare le condizioni di simulazione dell'analisi generale sono state applicate le stesse condizioni di spostamento e rotazione nelle zone dove lo stellone è collegato al fondo della botte e in prossimità di dove è stato effettuato il taglio del braccio dello stellone. Una volta ricavate tali condizioni dal post-processing dell'analisi generale sono state inserite sul software Ansys Workbench attraverso il comando *remote displacement*. Le zone nelle quali è stato inserito il comando sono 6 e sono rappresentate in fig. 5.8.

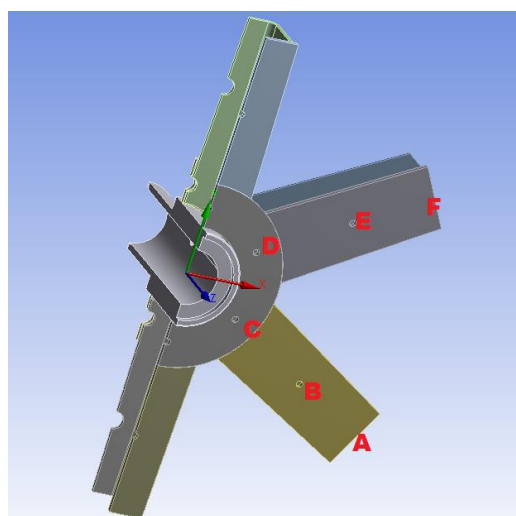


Figura 5.8: Rappresentazione delle zone, simboleggiate con delle lettere, in prossimità delle quali è stato inserito il comando *remote displacement*.

Vengono riportati in tab. 5.1 gli spostamenti e le rotazioni da applicare alle sei zone viste in figura precedente. Gli spostamenti nelle tre direzioni degli assi cartesiani hanno come unità di misura i millimetri, mentre gli angoli sono espressi in gradi.

	A	B	C	D	E	F
Spost. x	-0,028	0,005	0,018	0,025	0,040	0,036
Spost. y	-0,115	-0,080	-0,034	-0,002	-0,031	-0,070
Spost. z	-0,287	-0,209	-0,064	-0,060	-0,198	-0,276
Rot. x	0,0230	0,0217	0,0125	-0,0033	-0,0001	0,0069
Rot. y	-0,0061	0,0052	0,0083	0,0128	0,0170	0,0116
Rot. z	-0,0055	-0,0047	-0,0025	-0,0021	-0,0038	-0,0045

Tabella 5.1: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + $P = 0,3$ bar.

5.6 Risultati

Eseguita l'analisi strutturale è stato necessario porre un'accurata attenzione al rilevamento delle tensioni normali e tangenziali agenti sul cordone di saldatura, poiché la saldatura è considerata la causa principale della rottura in quella zona.

Nel cordone di saldatura è stata individuata la zona più critica da un punto di vista della tensione equivalente di Von Mises (Fig. 5.9).

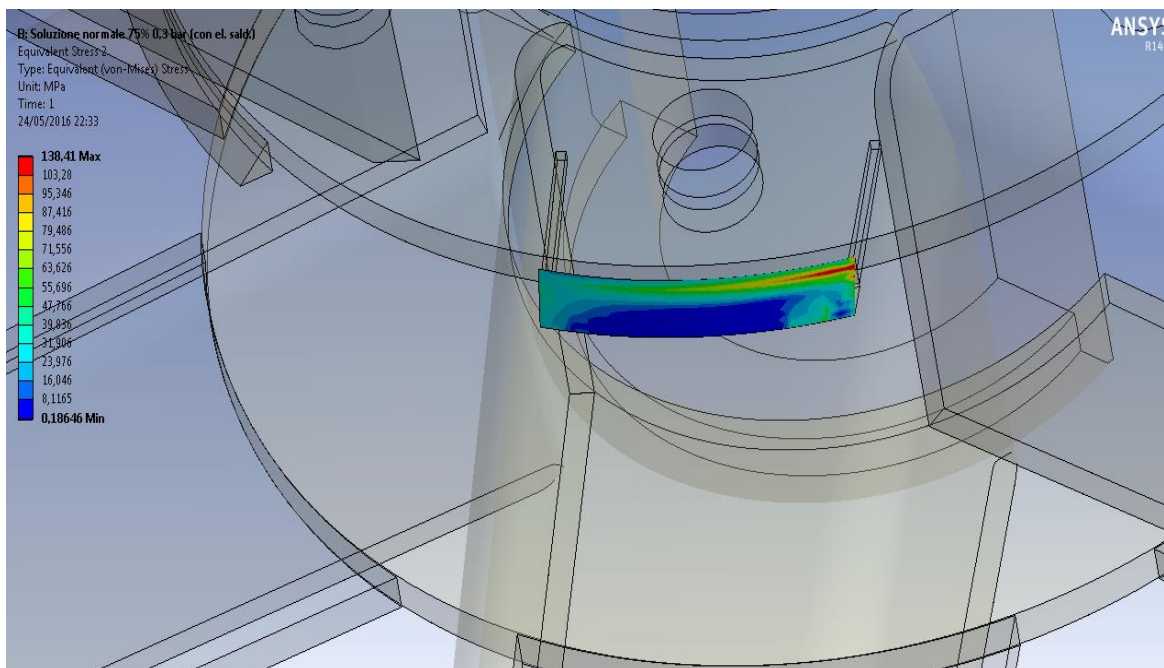


Figura 5.9: Tensione equivalente di Von Mises sul cordone di saldatura.

Quindi il cordone di saldatura è stato diviso proprio in prossimità di tale zona al fine di isolare la zona più sollecitata e conseguentemente effettuare la verifica (Fig. 5.10).

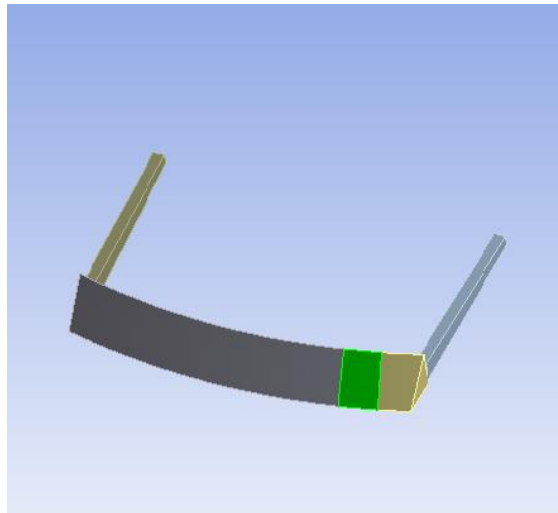


Figura 5.10: *Suddivisione del cordone di saldatura.*

Per la verifica del cordone di saldatura sono state calcolate le tensioni tangenziali e normali agenti sulla faccia di contatto fra la saldatura e il braccio dello stellone (Fig.5.11).

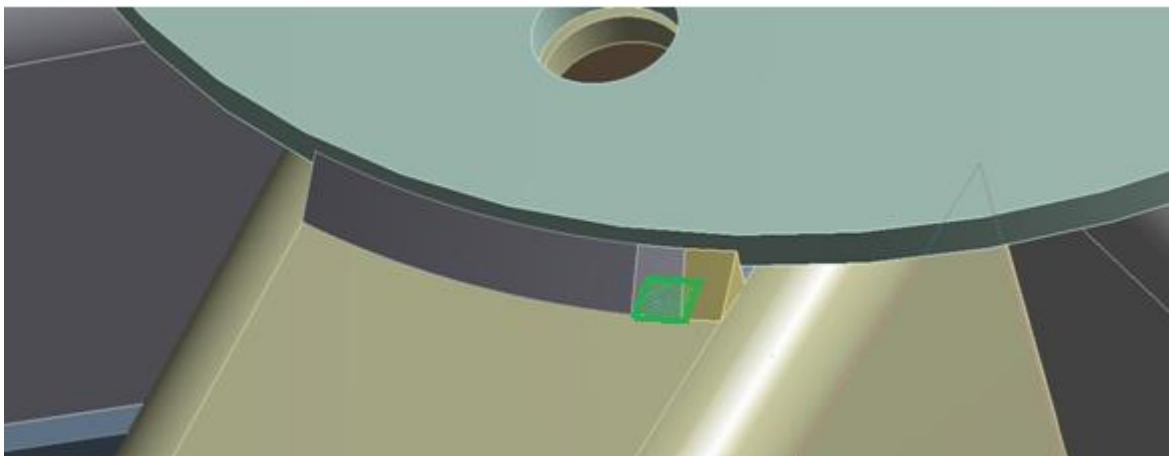


Figura 5.11: *Faccia di contatto fra saldatura e braccio dello stellone.*

In tab. 5.2 sono state inserite le tensioni massime agenti sulla faccia in gioco, ricavate dal software Ansys Workbench, necessarie per la successiva verifica del cordone di saldatura.

σ_{\perp} (MPa)	-47,6
Tensione normale perpendicolare all'asse del cordone di saldatura	
$\tau_{//}$ (MPa)	7,1
Tensione tangenziale nella direzione dell'asse del cordone di saldatura	
τ_{\perp} (MPa)	-37,8
Tensione tangenziale nella direzione perpendicolare all'asse di cordone di saldatura	

Tabella 5.2: *Tensioni agenti sul cordone di saldatura.*

La verifica del cordone di saldatura è stata fatta seguendo la norma CNR 10011-97 dove si deve verificare che:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} < 0,85 \sigma_{adm}$$

$$|\sigma_{\perp}| + |\tau_{\perp}| < 0,85 \sigma_{adm}$$

Per le saldature a cordone d'angolo numerose normative non tengono di conto della tensione σ_{\parallel} , poiché questa non influenza i risultati sperimentali sulla resistenza del giunto.

Per la normativa CNR 10011-97 il valore ammissibile dell'acciaio S235 (per spessori < 40) corrisponde a 160 MPa. Quindi $0,85\sigma_{adm}$ corrisponde a un valore di tensione di 136 MPa.

Le due disequazioni, come viene riportato di seguito, sono entrambe verificate:

- $61,2 < 136$
- $85,4 < 136$

Il coefficiente di sicurezza per la zona critica analizzata, è risultata essere di:

$$CS = \frac{0,85 \sigma_{adm}}{|\sigma_{\perp}| + |\tau_{\perp}|} = \mathbf{1,6}$$

6 Progetto di una nuova soluzione

Sulla base del post-processing dei risultati e dei coefficienti di sicurezza stimati dalle verifiche di resistenza, è stata proposta una nuova soluzione costruttiva. Si è giunti a tale soluzione dopo un lungo meeting con i tutor aziendali nel quale sono stati affrontati argomenti che variavano da un carattere puramente strutturale a un carattere puramente tecnologico; quindi ore impiegate nelle lavorazioni dei materiali, ore impiegate nel montaggio, difficoltà che si incontrano in certe lavorazioni e via dicendo. E' stata inoltre eseguita una precisa analisi dei costi dei materiali di interesse del bottale con l' ausilio dell'ufficio acquisti dell'azienda ITALPROGETTI.

6.1 Struttura bi-tubolare

La soluzione costruttiva che è stata proposta, è una configurazione "bi-tubolare", ovvero sono stati introdotti ulteriori tubolari di rinforzo sul fondo della botte (Fig. 6.1) che hanno apportato il vantaggio di ottenere una maggiore distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sui bracci dello stellone e sui tubolari con conseguente diminuzione delle tensioni sulla zona critica di interesse, al fine di aumentare il coefficiente di sicurezza.

Inoltre tale configurazione ha suggerito altri due vantaggi:

- limitazione delle deformazioni del fondo del bottale;
- vantaggi economici in quanto verrebbe ridotto lo spessore del fondo e del mantello cilindrico in PPH.



Figura 6.1: Configurazione bi-tubolare.

6.2 Modellazione

Il nuovo tubolare di rinforzo è stato schematizzato attraverso un elemento trave con sezione a tubolare analoga al tubolare di rinforzo già esistente. Le dimensioni e le caratteristiche geometriche sono le stesse del tubolare già utilizzato, in modo da non avere problemi a livello tecnologico e rendere immediata la reperibilità del materiale (Tab. 6.1).

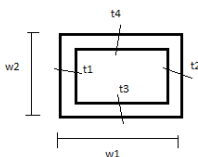
Nome	Sezione	W1(mm)	W2(mm)	t1(mm)	t2(mm)	t3(mm)	t4(mm)
Tubolare di rinforzo		150	100	10	10	10	10

Tabella 6.1: Caratteristiche geometriche tubolare di rinforzo

- La mesh e i vincoli inseriti sul software sono esattamente gli stessi dell'analisi di dettaglio precedentemente effettuata.
- La condizione di carico è sempre quella con carico al 75% + P = 0,3 bar, mentre l'unica cosa che cambia sono i valori del "remote displacement" ricavati dall'analisi generale della soluzione bi-tubolare.
- Vengono riportati in tab. 6.2 gli spostamenti e le rotazioni da applicare alle 6 zone viste in figura precedente. Gli spostamenti nelle tre direzioni degli assi cartesiani hanno come unità di misura i millimetri, mentre gli angoli sono espressi in gradi.

	A	B	C	D	E	F
Spost. x	-0,025	0,008	0,020	0,025	0,040	0,035
Spost. y	-0,104	-0,0773	-0,033	-0,002	-0,034	-0,071
Spost. z	-0,320	-0,231	-0,069	-0,060	-0,200	-0,280
Rot. x	0,0180	0,0188	0,0115	-0,0049	-0,0045	0,0009
Rot. y	0,0022	0,0092	0,0104	0,0120	0,0149	0,0081
Rot. z	-0,0057	-0,0053	-0,0027	0,0029	-0,0047	-0,0046

Tabella 6.2: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.

6.3 Risultati per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar

In modo analogo al paragrafo precedente, per la configurazione bi-tubolare sono state ricavate le tensioni normali e tangenziali agenti sulla faccia di contatto fra la saldatura e il braccio dello stellone. In tab. 6.3 sono state inserite le tensioni massime, ricavate dal software Ansys Workbench, necessarie per la successiva verifica del cordone di saldatura.

σ_{\perp} (MPa)	-38,8
Tensione normale perpendicolare all'asse del cordone di saldatura	
τ_{\parallel} (MPa)	4,2
Tensione tangenziale nella direzione dell'asse del cordone di saldatura	
τ_{\perp} (MPa)	-31,0
Tensione tangenziale nella direzione perpendicolare all'asse di cordone di saldatura	

Tabella 6.3: Tensioni agenti sul cordone di saldatura.

La verifica è stata eseguita anche in questo caso, secondo la norma CNR 10011-97.

Le due disequazioni sono ancora verificate; il coefficiente di sicurezza che si è ricavato è il seguente:

- $49,8 < 136$
- $69,9 < 136$

$$CS = \frac{0,85 \sigma_{adm}}{|\sigma_{\perp}| + |\tau_{\perp}|} = 2$$

I precedenti risultati mostrano come la nuova soluzione proposta, per la condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar, abbia aumentato il coefficiente di sicurezza del 20% sul cordone di saldatura .

6.4 Risultati per condizione di carico al 75% + P = 0,5 bar

La soluzione bi-tubolare proposta è stata sottoposta ad un'ulteriore condizione di carico, ovvero, è stato considerato un valore di sovrappressione di 0,5 bar. Il motivo di questa ulteriore valutazione deriva dal fatto, che le sovrappressioni all'interno del bottale non sono precisamente quantificabili, quindi è stato ritenuto necessario testare la soluzione bi-tubolare per una nuova condizione di lavoro. Vengono riportati in tabella 6.4, per la condizione di carico al 75% + P = 0,5 bar, gli spostamenti e le rotazioni che agenti sulle sei zone di

interesse. Gli spostamenti nelle tre direzioni degli assi cartesiani hanno come unità di misura i millimetri, mentre gli angoli sono espressi in gradi. In Appendice D è stato riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75% + P = 0,5 bar.

	A	B	C	D	E	F
Disp. x	-0,013	0,027	0,034	0,038	0,057	0,041
Disp. y	-0,108	-0,085	-0,040	0,005	-0,025	-0,066
Disp. z	-0,491	-0,349	-0,104	-0,094	-0,314	-0,439
Rot. x	0,0199	0,0232	0,0150	-0,0089	-0,0094	-0,0019
Rot. y	0,0026	0,0177	0,0171	0,0182	0,0221	0,0109
Rot. z	-0,0057	-0,0050	-0,0027	-0,0030	-0,0048	-0,0047

Tabella 6.4: Spostamenti e rotazioni per condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.

In tab. 6.5 sono state inserite le tensioni massime, ricavate dal software Ansys Workbench, necessarie per la successiva verifica del cordone di saldatura.

σ_{\perp} (MPa)	-51,3
Tensione normale perpendicolare all'asse del cordone di saldatura	
$\tau_{//}$ (MPa)	2,4
Tensione tangenziale nella direzione dell'asse del cordone di saldatura	
τ_{\perp} (MPa)	-39,3
Tensione tangenziale nella direzione perpendicolare all'asse di cordone di saldatura	

Tabella 6.5: Tensioni agenti sul cordone di saldatura.

La verifica è stata eseguita anche in questo caso, secondo la norma CNR 10011-97.

Le due disequazioni sono ancora verificate; il coefficiente di sicurezza che si è ricavato è il seguente:

- $64,6 < 136$
- $90,6 < 136$

$$CS = \frac{0,85 \sigma_{adm}}{|\sigma_{\perp}| + |\tau_{\perp}|} = 1,5$$

Il coefficiente di sicurezza ricavato varia solamente di circa un **5%** rispetto al caso della configurazione standard con condizione di carico al $75\% + P = 0,3$ bar; quindi la nuova soluzione proposta ha allargato il campo di impiego a 0,5 bar.

6.5 Ulteriore vantaggio della configurazione bi-tubolare

La nuova configurazione bi-tubolare, oltre all'aumento del coefficiente di sicurezza per la zona attorno al mozzo e al fatto di aver allargato il campo di impiego a 0,5 bar, ha apportato altri vantaggi. Il primo vantaggio è ricavato dalla limitazione della deformazione sul fondo del bottale come mostrato in fig. 6.2. In fig. 6.3 viene mostrata la deformazione sulla botte nella configurazione standard.

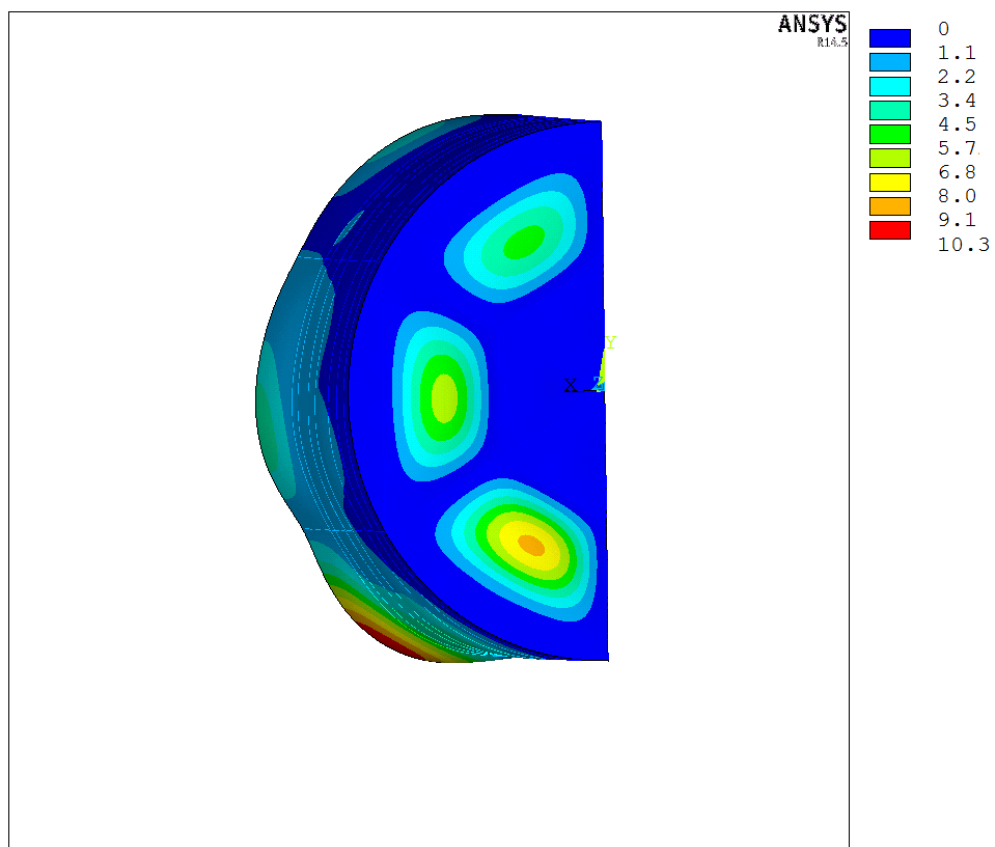


Figura 6.2: Deformazioni sulla botte per la configurazione bi-tubolare.

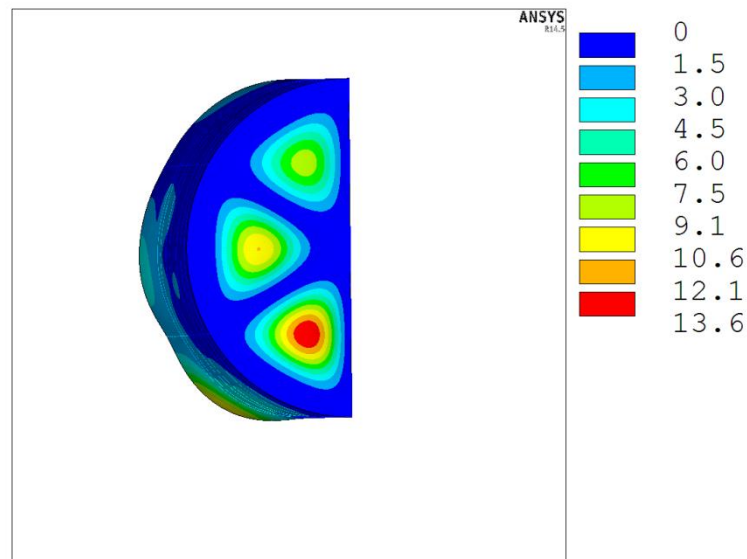


Figura 6.3: Deformazioni sulla botte per la configurazione standard.

Nella configurazione bi-tubolare lo spostamento massimo si è spostato sul mantello cilindrico e corrisponde a 10,3 mm, mentre per quanto riguarda il fondo del bottale, la nuova configurazione ha portato una riduzione di deformazione di circa il **33%**.

Il secondo vantaggio conseguente che ne deriva, è che, la nuova soluzione ha suggerito un'ulteriore modifica strutturale ovvero di ridurre lo spessore della botte da 50 mm a 40 mm, in modo da trarne vantaggi economici. Infatti come si può osservare, dal confronto di fig. 6.3 e fig. 6.4, le deformazioni della botte con spessore 50 mm e configurazione standard sono molto simili a quelle con spessore 40 mm e configurazione bi-tubolare.

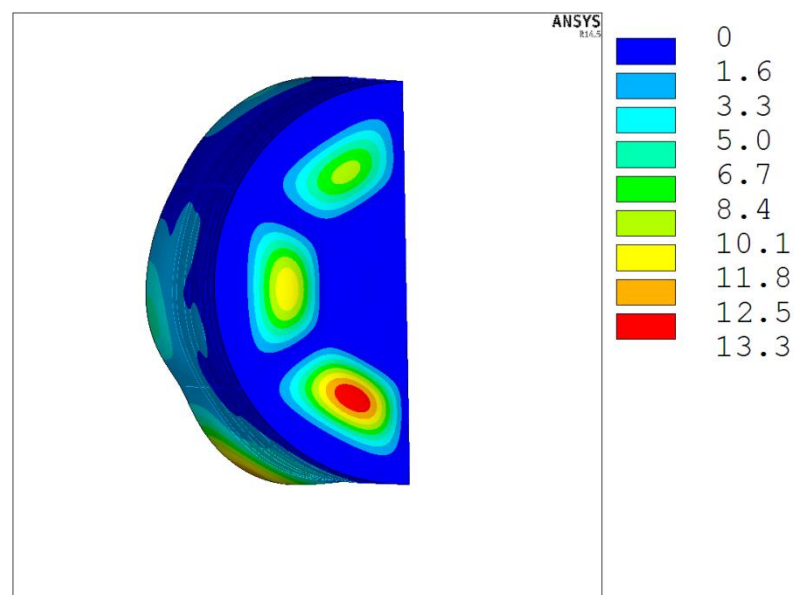


Figura 6.4: Deformazioni sulla botte con spessore 40 mm per la configurazione bi-tubolare.

7 Conclusioni e sviluppi futuri

7.1 Conclusioni

In seguito alle analisi agli elementi finiti svolte e, conseguentemente, ai coefficienti di sicurezza ricavati possiamo concludere che:

- L'azienda ITALPROGETTI ha progettato in maniera robusta i componenti strutturali che costituiscono il bottale con coefficienti adeguati, che garantiscono un ampio margine di sicurezza.
- Le analisi FEM hanno dimostrato che la soluzione bi-tubolare, ha aumentato il coefficiente di sicurezza del 20% per la condizione di carico al 75% + P = 0,3 bar.
- La soluzione bi-tubolare è stata verificata anche per una nuova condizione di carico. Infatti, per la condizione di carico al 75% + P = 0,5 bar, è stato ricavato un coefficiente di sicurezza di 1,5.

7.2 Spunti futuri

Per sviluppare l'elaborato di tesi da me svolto, sarebbe utile e interessante approfondire le tematiche riportate di seguito:

- Analisi dettagliata su Ansys Workbench

Sarebbe interessante eseguire, un'ulteriore analisi dettagliata (analoga a quella per la zona al centro dello stellone) su *Ansys Workbench* per la giunzione bullonata che collega lo stellone con i longheroni. In fig. 7.1 viene riportato il CAD 3D eseguito con *Catia V5-17*, della zona di interesse. Tale zona risulta comunque sollecitata, come dimostrano le analisi FEM precedentemente svolte, e inoltre, essendo presente una giunzione bullonata, vi sono fattori importanti di concentrazione delle tensioni da valutare. L'azienda ITALPROGETTI non ha riscontrato particolari rotture in quella zona, però, riterrebbe utile eseguire un'analisi strutturale per valutare l'andamento delle tensioni principali.

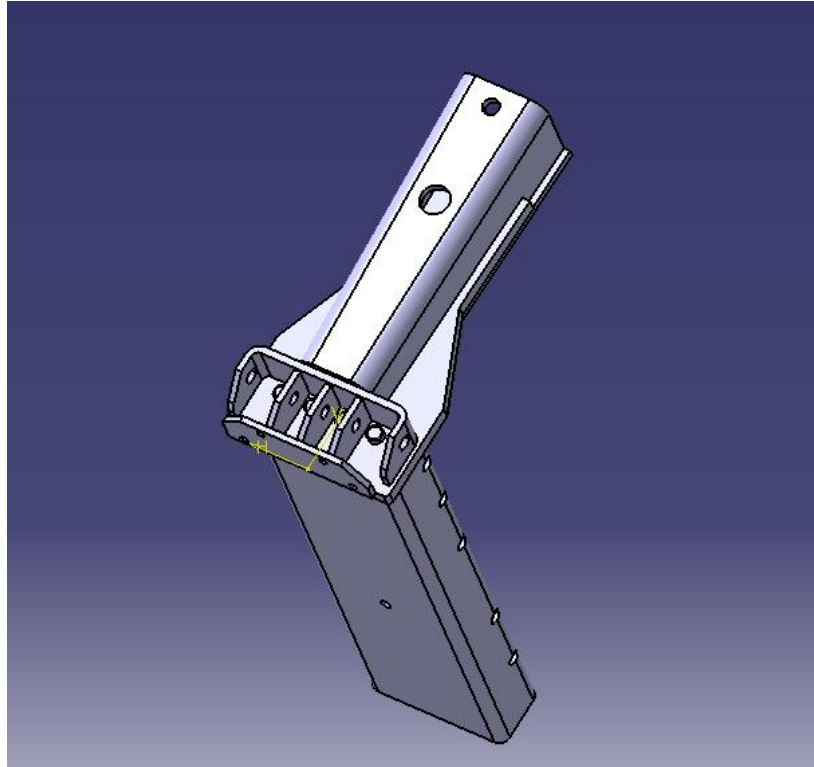


Figura 7.1: Giunzione bullonata di collegamento stellone-longherone

- Sollecitazioni agenti sul basamento e conseguente dimensionamento

Il bottale poggia su un basamento e tale elemento non è stato sottoposto nell'elaborato di tesi ad un' analisi strutturale. L' azienda ITALPROGETTI sarebbe interessata a trovare le reazioni che si scambiano il centro dello stellone con il basamento in modo tale da sapere come dimensionare tale basamento (Fig. 7.2). L'azienda progetta sia il basamento in cemento armato sia il basamento in carpenteria metallica e tale scelta dipende da vari fattori come: la grandezza del bottale, i giri al minuto che vengono compiuti e le reazioni che si vanno a scaricare sul basamento; da ciò si deduce che ricavare le sollecitazioni agenti sul basamento potrebbe risultare di notevole importanza per il dimensionamento.

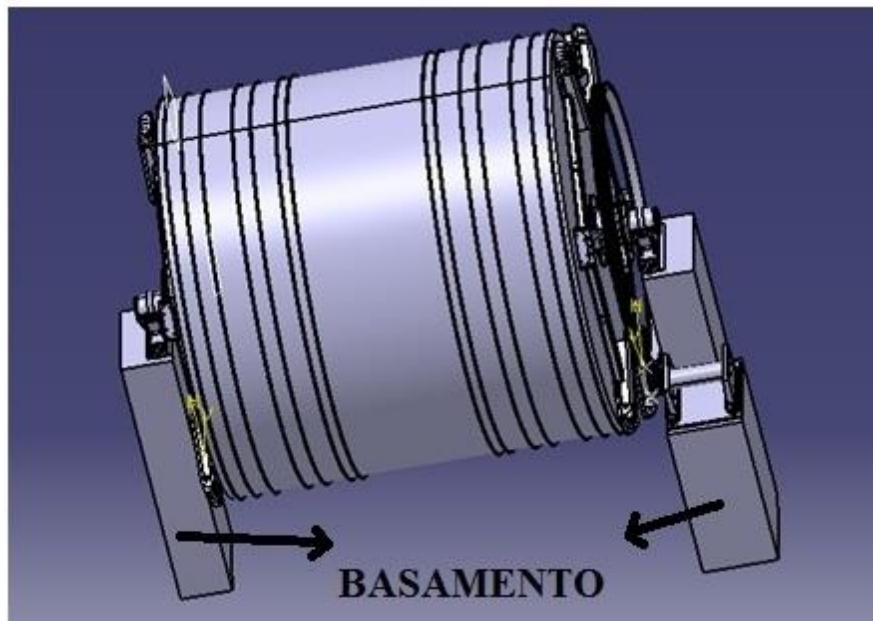


Figura 7.2: Rappresentazione del basamento sul quale poggia il bottale.

- Condizione di depressione all'interno del bottale

L'azienda ITALPROGETTI sarebbe interessata ad analizzare una nuova condizione di carico. Tale condizione prevede una depressione interna del bottale con valori che possono variare dai 0,3 bar a 0,5 bar. Il motivo di questo interesse nasce dall'idea di progettazione di un impianto pneumatico di aspirazione delle pelli all'interno del bottale.

APPENDICI

Appendice A

Generazione del codice per il carico al 50%

In questa Appendice viene riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 50%:

esla

esel,r,cent,y,-10000,0

cm,fondo,elem

sfgrad,pres,,y,0,-9.76e-6

sfe,fondo,1,pres,0,0

Alternativamente:

esla

esel,r,cent,y,-10000,0

cm,fondo,elem

cmsel,s,fondo

*get,ecount,elem,0,count

*get,emin,elem,0,num,min

*do,kk,1,ecount

D= centry(emin)

pp=-0.020/2050*D

sfe,emin,2,pres,0,pp

emin= elnext (emin)

*enddo

Appendice B

Generazione del codice per il carico al 75%

In questa Appendice viene riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75%:

esla

esel,r,cent,y,-10000,828

cm,fondo,elem

sfgrad,pres,,y,828,-9.72e-6

sfe,fondo,1,pres,0,0

Alternativamente:

esla

esel,r,cent,y,-10000,828

cm,fondo,elem

cmsel,s,fondo

*get,ecount,elem,0,count

*get,emin,elem,0,num,min

*do,kk,1,ecount

D= centry(emin)

pp=-0.028/2878*(D-828)

sfe,emin,2,pres,0,pp

emin= elnext (emin)

*enddo

Appendice C

Generazione del codice per il carico al 75% + P = 0,3 bar

In questa Appendice viene riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75% + P = 0,3 bar:

```
sfe,all,1,pres,0.3
```

```
sfcum,pres,add
```

```
esla
```

```
esel,r,cent,y,-10000,828
```

```
cm,fondo,elem
```

```
sfgrad,pres,,y,828,-9.72e-6
```

```
sfe,fondo,1,pres,0,0
```

Appendice D

Generazione del codice per il carico al 75% + P = 0,5 bar

In questa Appendice viene riportato il codice creato sul software Ansys per la generazione del carico al 75% + P = 0,5 bar:

```
sfe,all,1,pres,0.5
```

```
sfcum,pres,add
```

```
esla
```

```
esel,r,cent,y,-10000,828
```

```
cm,fondo,elem
```

```
sfgrad,pres,,y,828,-9.72e-6
```

```
sfe,fondo,1,pres,0,0
```


Bibliografia

- [1] <http://www.istitutoconciario.com/berto/intro>

- [2] <http://www.polotecnologico.com>

- [3] Gruppo Biokimica *"In conceria con Biokimica", II Edizione 2013*

- [4] <http://www.simona-de.com/it/produkte>

- [5] Antonio de Paulis-Enrico Manfredi *"Design "Costruzioni di Macchine", Pearson*

- [6] Robert C. Juvinall-Kurt M. Marshek *"Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine", Edizioni ETS.*