



POLITECNICO
MILANO 1863

REPORT 3

RECIPIENTE IN PRESSIONE

Corso di Progettazione Assistita dal Calcolatore
Anno Accademico 2025/2026
Prof. Martulli Luca Michele

Autori

Nicolò Mazzola (matricola: 237925; codice persona: 10909768)
Federico Tarantino (matricola: 209699; codice persona: 10903707)

Indice

Introduzione	3
Validazione analitica dello stato di sforzo del recipiente.....	4
Verifica dell'ipotesi di parete sottile	4
Calcolo dello sforzo circonferenziale	4
Calcolo dello sforzo assiale	5
Calcolo dello sforzo radiale	5
Modellazione bidimensionale della sezione della struttura	7
Creazione della geometria	7
Definizioni dei materiali e delle sezioni	7
Assemblaggio	8
Discretizzazione: creazione della mesh	8
Lancio dell'analisi.....	8
Analisi dei risultati	9
Conclusioni.....	12
Modellazione tridimensionale della struttura completa	13
Importazione della geometria	13
Definizioni dei materiali e delle sezioni	14
Condizioni al contorno e carichi.....	15
Interazioni e contatti.....	15
Discretizzazione: realizzazione della mesh	17
Definizione degli step di analisi	18
Analisi dei risultati	18
Conclusioni.....	28
Conclusione	29

Introduzione

Il presente elaborato ha come obiettivo l'**analisi strutturale e numerica** di un **recipiente in pressione**, ovvero una struttura in cui vi è una differenza tra pressione esterna e interna. Esso è appoggiato a terra e soggetto a una pressione interna nominale pari a $P = 8,3753 \text{ MPa}$. Il componente (visibile nel suo caso generale in Figura 2), tipico delle applicazioni industriali che prevedono lo stoccaggio di fluidi in condizioni pressurizzate, è costituito da un mantello cilindrico chiuso alle estremità da flange bullonate e dotato di guarnizione per garantire la tenuta del sistema.

I **materiali** impiegati per la costruzione del recipiente sono:

- Fe430D per mantello, flange e componenti strutturali: carico di snervamento $R_s = 275 \text{ MPa}$ e Modulo di Young $E = 188790 \text{ MPa}$, con comportamento elastico lineare.
- Alluminio AL6061-T6 per la guarnizione: carico di snervamento $R_s = 145 \text{ MPa}$ e Modulo di Young $E = 69000 \text{ MPa}$, con comportamento lineare in campo elastico e che segue la Legge di Johnson-Cook per la parte elastica con equazione: $\sigma = 198 + (322)(\epsilon^{0,3})$ [espressa in MPa].

Il **sistema di collegamento tra flange** prevede 16 bulloni M24, distribuiti uniformemente lungo il diametro di foratura pari a 490 mm. Le principali dimensioni geometriche (visibili in Figura 1) del recipiente includono:

- diametro esterno del corpo: 550 mm;
- altezza complessiva del mantello: 500 mm;
- spessore delle flange: 80 mm;
- diametro interno del mantello: $\approx 420 \text{ mm}$;
- dimensioni della guarnizione: diametro interno 430 mm, diametro esterno 450 mm.

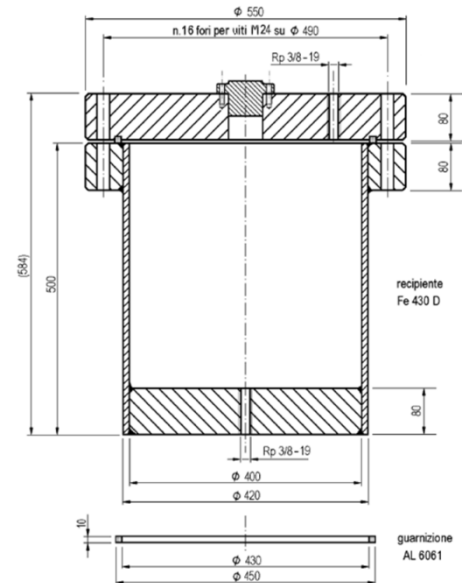


Figura 1

La **finalità dello studio** è la realizzazione di un modello numerico agli elementi finiti (FEM) finalizzato a valutare il comportamento tensionale e deformativo del recipiente e dei suoi organi di collegamento, secondo le richieste progettuali. In particolare, il lavoro si propone di:

1. **determinare lo stato di sforzo nel mantello**, adottando l'ipotesi di basso spessore per la valutazione delle tensioni dovute alla pressione interna.
2. **valutare la deformazione dei bulloni**, verificando l'eventuale insorgere di plasticizzazione sotto l'effetto combinato del serraggio e della pressione.
3. **analizzare lo stato di deformazione della guarnizione** in AL6061-T6, con attenzione alla possibile attivazione del regime plastico e alle implicazioni sulla tenuta del giunto flangiato.



Figura 2

Il report riporta i calcoli effettuati per un'analisi della struttura con gradi di complessità crescenti: si effettua una prima validazione analitica dello stato di sforzo del recipiente, successivamente una modellazione numerica semplificata in due dimensioni e, infine, una seconda modellazione numerica tridimensionale in cui si analizza in modo più dettagliato l'assieme in questione.

Validazione analitica dello stato di sforzo del recipiente

In questa prima parte dell'analisi del recipiente in esame viene analizzato lo stato di sforzo agente sul mantello cilindrico. Si procede ad adottare un modello analitico che consente una valutazione rapida ed efficace degli sforzi principali, semplificando l'analisi del problema e mantenendo al contempo un buon livello di accuratezza.

Le **formule di Mariotte** permettono di calcolare lo stato di sforzo di un recipiente soggetto ad una pressione interna. La loro applicazione si basa sulle seguenti ipotesi:

- simmetria assiale del recipiente;
- spessore del mantello costante e sufficientemente sottile;
- carichi radiali e assiali assialsimmetrici, dovuti unicamente alla pressione interna;
- assenza di brusche variazioni di diametro lungo il mantello cilindrico.

Come si evince dalla geometria del recipiente e dalle condizioni di carico, la prima, la terza e la quarta ipotesi risultano soddisfatte. Si procede pertanto alla verifica quantitativa della seconda mediante il confronto tra il diametro interno del recipiente e lo spessore della parete.

Verifica dell'ipotesi di parete sottile

Si procede a verificare la seconda ipotesi citata. Nel caso in esame, come già riportato nella parte introduttiva, il recipiente presenta un diametro interno pari a **400 mm** e uno spessore di **10 mm**, per cui il rapporto $\frac{D}{s}$ risulta pari a:

$$\frac{D}{s} = 40 \quad (1)$$

Questo valore è nettamente superiore al limite minimo generalmente indicato in letteratura, compreso tra **10** e **15**, rendendo quindi valida anche l'ipotesi di parete sottile.

Sulla base delle condizioni di calcolo precedentemente citate, lo stato di tensione nel mantello di un serbatoio cilindrico risulta caratterizzato da tre direzioni principali, che coincidono con le direzioni geometriche del problema: la direzione assiale, la direzione circonferenziale e la direzione radiale, da cui si ricavano i corrispondenti sforzi principali (visibili in Figura 3).

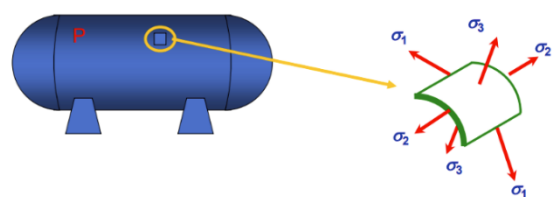


Figura 3

Calcolo dello sforzo circonferenziale

Lo sforzo circonferenziale (visibile in Figura 4), ovvero quello lungo la circonferenza del cilindro esterno, è esprimibile attraverso la relazione:

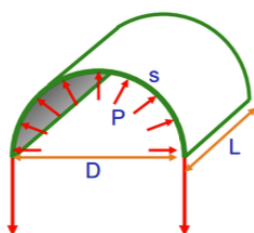


Figura 4

$$\sigma_1 = \sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{P \cdot D \cdot L}{2 \cdot s \cdot L} = \frac{P \cdot D}{2s} = \mathbf{167,51 \text{ MPa}} \quad (2)$$

- **P** : pressione all'interno del serbatoio
- **D** : diametro interno del recipiente
- **s** : spessore del recipiente

Calcolo dello sforzo assiale

Lo sforzo assiale del mantello cilindrico (visibile in Figura 5) si esprime mediante la relazione:

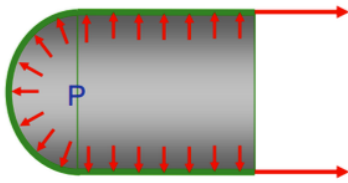


Figura 5

$$\sigma_2 = \sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{P \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{s \cdot \pi \cdot D} = \frac{P \cdot D}{4s} = \mathbf{83,75 \text{ MPa}} \quad (3)$$

- P : pressione all'interno del serbatoio
- D : diametro interno del recipiente
- s : spessore del recipiente

Calcolo dello sforzo radiale

Nel caso di recipienti a parete sottile, lo sforzo radiale varia attraverso lo spessore (come si vede in Figura 6) ed è compreso tra due valori:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= -P && \text{(alla superficie interna)} \\ \sigma_r &= 0 && \text{(alla superficie esterna)} \end{aligned}$$

Nel caso di parete sottile, si applica la relazione:

$$\sigma_r = -P = -\frac{2s}{D} \sigma_c \quad (4)$$

Calcolando il rapporto $\frac{2s}{D}$ si nota che:

$$\frac{2s}{D} = \frac{1}{20} = 0,05 \ll 1 \quad (5)$$

di conseguenza lo sforzo radiale risulta trascurabile rispetto allo sforzo circonferenziale e può essere assunto pari a 0:

$$\sigma_r \cong \mathbf{0 \text{ MPa}} \quad (6)$$

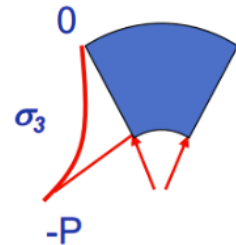


Figura 6

Dall'analisi svolta emerge che lo sforzo circonferenziale costituisce la componente prevalente dello stato tensionale del mantello, mentre la componente assiale assume valori inferiori e quella radiale risulta trascurabile rispetto alle altre. È importante sottolineare che le **formule di Mariotte** risultano rigorosamente valide esclusivamente nelle **regioni del mantello sufficientemente lontane** dalle **estremità del recipiente**: in prossimità dei fondelli e delle zone di discontinuità geometrica, infatti, gli effetti locali e tridimensionali rendono non più applicabili le ipotesi alla base del modello analitico semplificato ed è necessario ricorrere all'analisi agli elementi finiti per una descrizione completa e soddisfacente dello stato di sforzo dell'intero assieme (recipiente completo + guarnizioni + bulloni).

Una volta completata la validazione analitica dello stato di sforzo del recipiente, il passo successivo consiste nella **definizione di un modello numerico affidabile**, realizzato mediante il **metodo agli elementi finiti**, in grado di riprodurre il comportamento meccanico del sistema sotto le condizioni di carico considerate. Il modello FEM, infatti, permette infatti di superare le semplificazioni introdotte con le ipotesi citate nell'analisi teorica e di valutare con maggiore dettaglio la distribuzione di sforzi e deformazioni.

Sono stati presi in considerazione **due differenti approcci di modellazione**, con un livello di complessità crescente, ciascuno finalizzato a uno specifico obiettivo di analisi.

Il **primo approccio** prevede la realizzazione di un modello FEM nel quale l'intero recipiente viene rappresentato come un **unico componente continuo in due dimensioni**: in questa configurazione, sfruttando la simmetria geometrica e di carico, è possibile adottare un modello assialsimmetrico, che consente di ridurre significativamente il costo computazionale di calcolo, mantenendo allo stesso tempo una buona accuratezza. Tuttavia, questo modello non consente di tenere conto degli effetti indotti dalla presenza dei bulloni di collegamento e della guarnizione, che vengono, quindi, trascurati: tale approccio risulta comunque utile per effettuare un'analisi globale del comportamento della struttura e per un confronto diretto con i risultati ottenuti nella prima parte con le formule di Mariotte.

Il **secondo approccio**, invece, prevede la costruzione di un **modello più completo in tre dimensioni**, nel quale vengono inclusi tutti i componenti del sistema che influenzano la distribuzione degli sforzi: in questo caso, quindi, i bulloni e la guarnizione vengono esplicitamente modellati, permettendo di valutare gli effetti generati dai collegamenti, dalle condizioni di contatto e dalla trasmissione dei carichi. Si aumentano, quindi, la complessità geometrica e il costo computazionale, ma ciò consente di ottenere una rappresentazione più realistica del comportamento del recipiente in condizioni operative, sempre mantenendo alcune semplificazioni per la realizzazione del modello stesso.

Il **confronto tra i risultati ottenuti** dai due modelli numerici permette, quindi, di valutare l'effettiva influenza delle ipotesi introdotte nel modello assialsimmetrico e di quantificare l'effetto dei diversi componenti sullo stato di sforzo complessivo del recipiente.

Modellazione bidimensionale della sezione della struttura

Lo **studio bidimensionale** è stato condotto con l'obiettivo di analizzare il comportamento meccanico globale del mantello di un recipiente in pressione, adottando un modello assialsimmetrico in grado di sfruttare le simmetrie geometriche e di carico del sistema.

Il recipiente viene, quindi, rappresentato come un **componente unico**, assumendo uno **spessore costante** e **trascurando** gli **elementi di collegamento** (i bulloni e le guarnizioni), che risultano non significativi ai fini della valutazione delle sollecitazioni globali: ciò permette di focalizzare l'attenzione esclusivamente sulle tensioni circonferenziali e assiali indotte dalla pressione interna, che costituiscono le componenti dominanti dello stato di sforzo.

In considerazione delle simmetrie geometriche e di carico precedentemente citate, il modello agli elementi finiti è stato ulteriormente semplificato **modellando soltanto metà della geometria bidimensionale**: infatti, la geometria del sistema risulta simmetrica rispetto a un piano passante per l'asse longitudinale del recipiente, mentre le condizioni di carico (ovvero la pressione interna) e le condizioni al contorno risultano anch'esse distribuite in maniera uniforme e assialsimmetrica.

Ai fini della replicabilità, si riporta il processo di modellazione della geometria bidimensionale all'interno del software Abaqus/CAE.

Creazione della geometria

Il modello bidimensionale (visibile in **Figura 7**) è stato realizzato considerando una sezione rappresentativa del recipiente e sfruttando le condizioni di simmetria del problema. Successivamente, previa definizione di opportune linee di costruzione all'interno dello *sketch*, la geometria è stata impostata in modo coerente con le ipotesi di assialsimmetria, includendo il mantello e il coperchio e trascurando volutamente i dettagli tridimensionali.

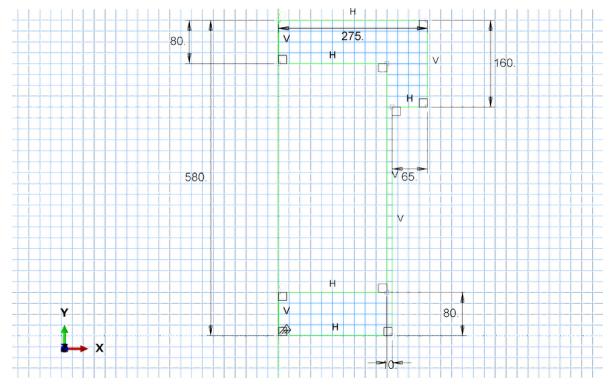


Figura 7

Definizioni dei materiali e delle sezioni

Nel modulo *Property*, è stato creato il **materiale Acciaio** (Fe430D, ovvero un acciaio a basso tenore di carbonio) di tipo elastico lineare, impostandone i seguenti parametri elastici fondamentali:

- | Fe430D |
|--|
| • <u>Modulo di Young</u> : 69000 MPa; |
| • <u>Coefficiente di Poisson</u> : 0,33; |
| • <u>Comportamento</u> : elastico lineare; |
| • $\sigma_y = 584$ MPa . |

Successivamente, è stata creata un'opportuna sezione solida omogenea (secondo le quote riportate in Figura 1): ciò corrisponde all'assegnazione di tale acciaio sia al mantello che al coperchio del recipiente in esame.

Assemblaggio

La definizione del componente è interamente contenuta nello *sketch* di partenza; pertanto, nel modulo *Assembly* è stata **semplicemente riportata tale entità geometrica**, senza la necessità di creare ulteriori istanze della parte.

Condizioni al contorno e carichi applicati

Nel modulo *Load*, vengono definiti condizioni al contorno e carichi applicati alla struttura.

Per quanto riguarda i carichi, viene impostata una **pressione interna uniforme** agente sulle superfici interne del recipiente: viene quindi creato un nuovo carico di tipo *Pressure*, associato allo *Step* di carico, si selezionano le superfici interne del recipiente e si applica un valore di **8,3753 MPa** (come già citato nella parte introduttiva) con andamento di tipo *Ramp*, così da garantire una crescita graduale del carico.

La condizione al contorno necessaria a garantire la stabilità del modello è un **vincolo di spostamento di tipo “carrello”**. Si pone quindi una *Boundary Condition* di tipo *Displacement/Rotation* nello *Step Initial*, applicata alla superficie inferiore del modello: ciò consiste nell'imposizione dello spostamento nullo lungo la direzione *y* al fine di eliminare possibili moti del recipiente che rischiano di influenzare lo stato di sforzo complessivo.

Discretizzazione: creazione della *mesh*

Al fine di ottenere la migliore discretizzazione possibile, il **componente** è stato **opportunamente sezionato** in geometrie semplici e regolari (come visibile in Figura 9), in modo da ottenere dei domini semplicemente connessi: ciò ha permesso di poter utilizzare **elementi bidimensionali di tipo quadrilatero strutturato a integrazione ridotta** (CAX8R) in tutta la geometria, ottenendo una *mesh* estremamente regolare e successivamente raffinata nelle zone di maggiore interesse dal punto di vista meccanico (ovvero lo spessore e la direzione assiale). Il risultato finale è visibile in Figura 8.

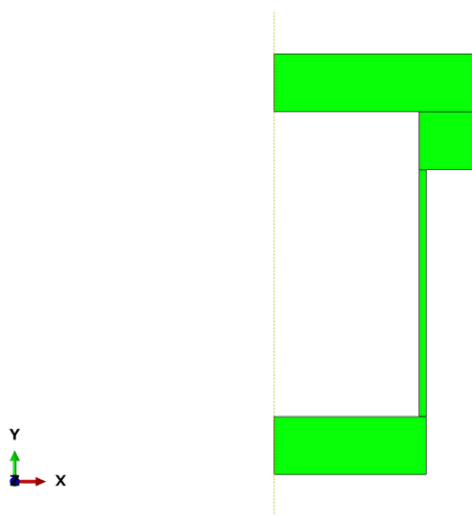


Figura 9

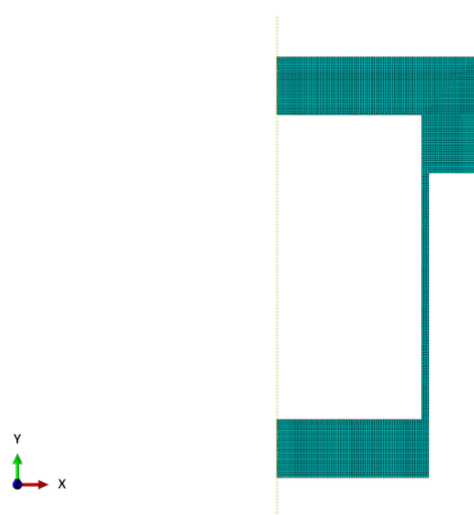


Figura 8

Lancio dell'analisi

Una volta completata la costruzione del modello, si è proceduto alla creazione di un apposito *Job* e al lancio della simulazione. Alla conclusione dell'analisi, i risultati ottenuti sono stati raccolti e valutati.

Analisi dei risultati

Si effettua l'analisi dei risultati ottenuti dalla simulazione, con particolare riferimento alla **deformazione** e allo **stato di sforzo** del recipiente: si confronta quindi la tensione prevista dalle formule di Mariotte e quella calcolata mediante analisi agli elementi finiti per quanto riguarda il mantello cilindrico (lontano dalle discontinuità), mentre si fa un commento generale alle sollecitazioni presenti nel resto della struttura. L'obiettivo è, quindi, quello di **valutare la discrepanza** tra il modello analitico semplificato e il modello FEM bidimensionale, discutendo il valore aggiunto fornito dalla simulazione numerica nelle parti di recipiente in cui le formule di Mariotte non arrivano.

Andamento della deformazione del recipiente

Si studia la deformazione del recipiente, al fine di comprendere come la pressione interna generi una modifica della geometria originale: ci si avvale dei risultati forniti dagli spostamenti nodali e della deformata (confrontata con la configurazione indeformata del modello stesso). Si nota, in generale, come le deformazioni risultino contenute, confermando l'ipotesi di piccole deformazioni prima citata.

Analisi del recipiente deformato

La forma deformata del modello (visibile in Figura 10), opportunamente amplificata di un fattore 50 a fini della visualizzazione, evidenzia che la deformazione maggiore si manifesta principalmente nel mantello (che si espande); le parti più massicce del recipiente, come i fondelli e le zone di maggior spessore, risultano, invece, meno deformabili.

Questa differenza di deformazione è sicuramente imputabile alla diversa rigidezza delle varie parti dell'assieme.

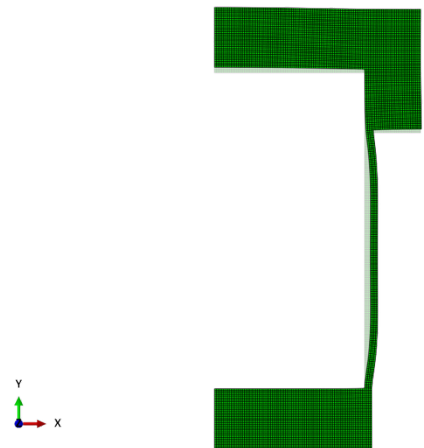


Figura 10

Analisi degli spostamenti nodali

Ai fini di una valutazione quantitativa della deformazione, sono stati analizzati anche gli spostamenti nodali: il loro andamento mostra una distribuzione non perfettamente uniforme lungo l'altezza, ma caratterizzata da una regione centrale con valori alquanto regolari; avvicinandosi alle estremità superiore e inferiore, invece, si osserva una variazione nettamente più contenuta.

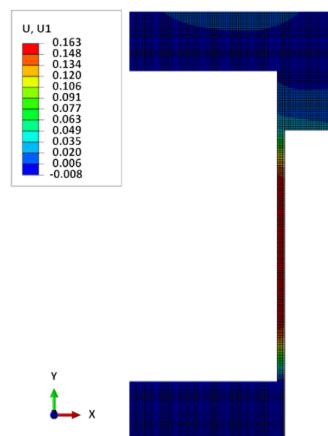


Figura 11

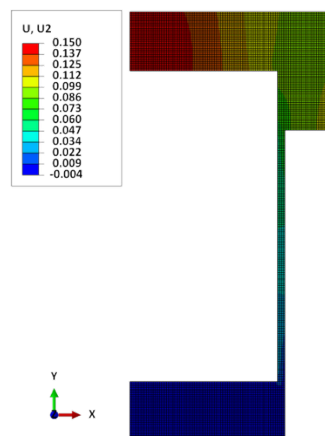


Figura 12

Per l'analisi dello *stress* si considerano le **tre componenti principali del tensore degli sforzi** (nel sistema di riferimento del modello FEM), così da poter effettuare un confronto diretto con i valori analitici già calcolati nella parte precedente. Dal risultato della simulazione vengono, quindi, esportati i valori relativi a:

- **S11**, associata alla componente radiale (andamento visibile in Figura 13 Figura 14 Figura 15);
- **S22**, associata alla componente assiale (andamento visibile in Figura 13 Figura 14 Figura 15);
- **S33**, associata alla componente circonferenziale (andamento visibile in Figura 13 Figura 14 Figura 15).

Andamento dello stato di sforzo del recipiente

L'analisi globale mostra come lo **stato di sforzo del mantello** sia **fortemente non uniforme** se considerato sull'intera geometria, a causa della presenza di flange, intagli, raccordi e discontinuità geometriche. Tuttavia, nelle **regioni centrali**, sufficientemente lontane dalle estremità e dalle zone di collegamento, lo *stress* tende ad assumere un **andamento regolare** e pressoché costante sia lungo lo spessore che lungo l'asse del recipiente.

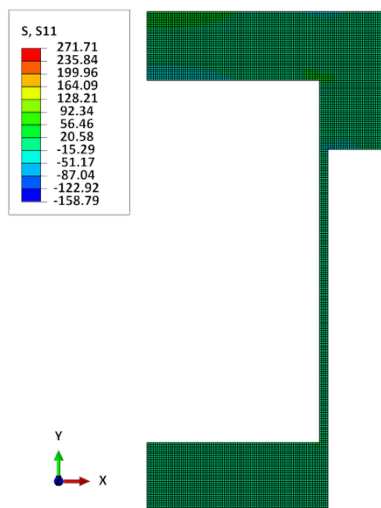


Figura 13

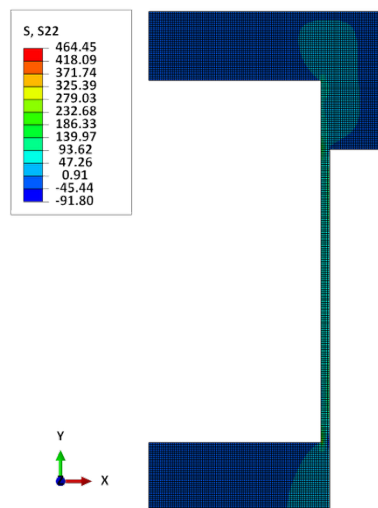


Figura 14

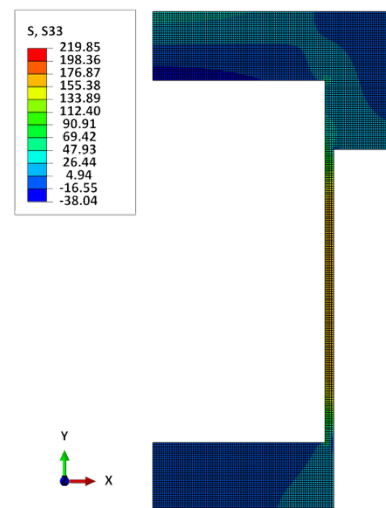


Figura 15

Analisi della tensione circonferenziale

Dall'analisi dei risultati si osserva che, nella regione centrale del mantello, lo sforzo S33 assume un valore pressoché costante, che risulta in buon accordo con il valore teorico previsto dalle formule di Mariotte.

In particolare, nel **tratto centrale** del recipiente, lontano dalle estremità e dalle discontinuità geometriche, il valore FEM della tensione circonferenziale oscilla attorno al **valore analitico**, evidenziando una differenza contenuta e compatibile con le approssimazioni del modello a parete sottile: questo conferma che, in tali regioni, il comportamento del mantello è dominato da uno stato di sforzo di tipo circonferenziale, correttamente descritto dal modello di Mariotte.

In prossimità delle **zone di raccordo** con le flange e degli intagli geometrici, invece, la distribuzione degli sforzi mostra **deviazioni significative dall'andamento teorico**: in particolare, si osservano riduzioni e successivi incrementi della tensione circonferenziale,

fino alla comparsa di picchi locali nelle zone terminali del percorso. Tali fenomeni sono attribuibili agli effetti di bordo e alla presenza degli intagli, aspetti che non vengono catturati dal modello analitico con le formule di Mariotte.

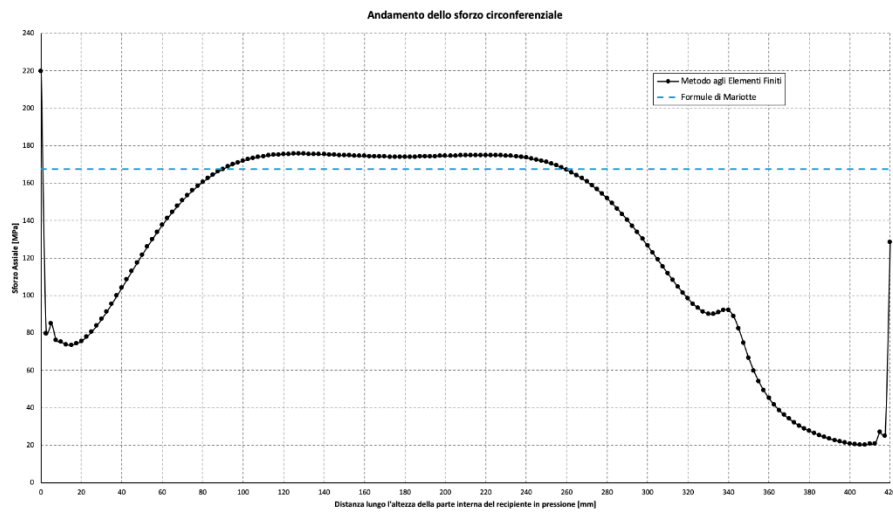


Figura 16

Analisi della tensione assiale

Il grafico riportato in Figura 17 mostra la distribuzione dello sforzo assiale lungo l'altezza del recipiente (dall'alto verso il basso). Nella **regione centrale del mantello**, il valore FEM risulta prossimo a quello previsto dalle formule di Mariotte, confermando anche in questo caso la validità del **modello analitico** nelle zone lontane dalle estremità. Tuttavia, si nota anche in questo caso la presenza di **picchi di sforzo** in corrispondenza degli **intagli** e delle **zone di collegamento** con il coperchio: nello specifico, nella parte superiore del recipiente, la tensione assiale raggiunge valori superiori rispetto a quelli medi del mantello. Un comportamento analogo, seppur con segno e intensità differenti, si osserva anche in prossimità della base. Questi incrementi locali sono legati alla trasmissione dei carichi attraverso le flange, ai vincoli imposti dal sistema di chiusura e alla presenza dei bulloni.

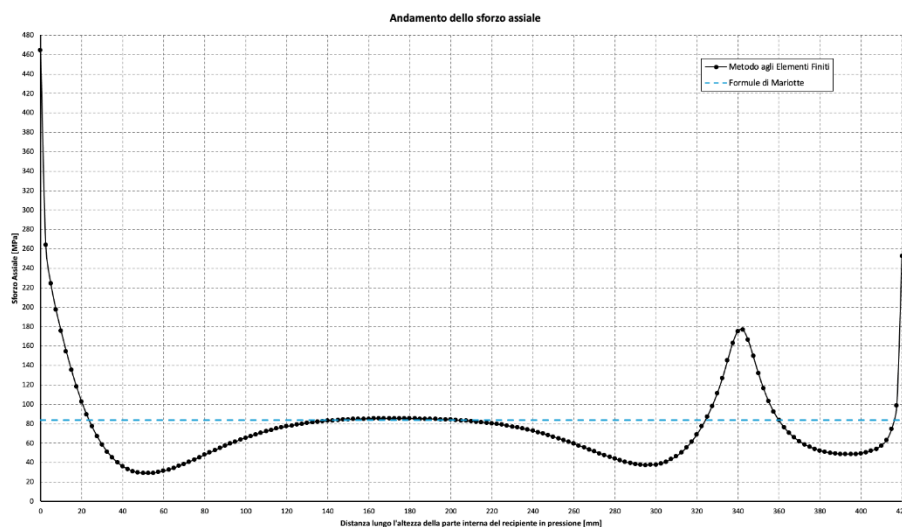


Figura 17

Analisi della tensione radiale

L'andamento della tensione radiale attraverso lo spessore del mantello è riportato nel grafico in Figura 18: esso mostra una variazione lineare della tensione radiale, che passa da un valore negativo in corrispondenza della superficie interna (pari alla pressione applicata) fino ad annullarsi sulla superficie esterna. Questo andamento è perfettamente coerente con quanto previsto teoricamente: le formule di Mariotte assumono infatti che la tensione radiale, attraverso lo spessore, sia compresa tra $-P$ e 0 , proprio come ottenuto dai risultati FEM.

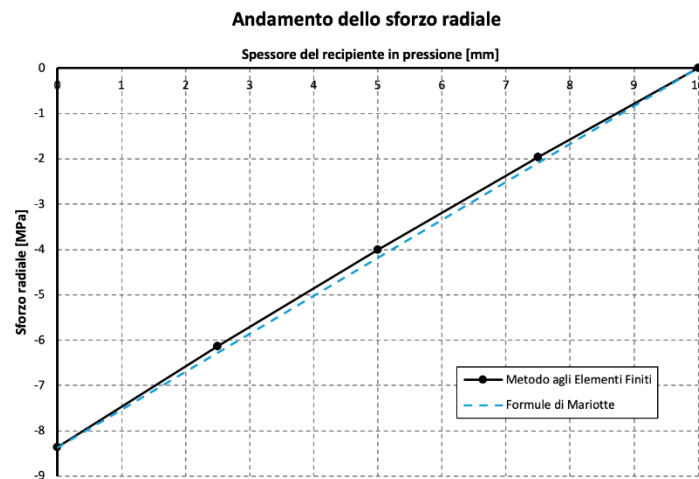


Figura 18

Effetti degli intagli e delle discontinuità geometriche

Uno degli aspetti più rilevanti emersi dall'analisi è la presenza di significative concentrazioni di tensione in corrispondenza degli intagli geometrici e delle variazioni di sezione: in queste zone infatti tutte e tre le componenti di sforzo mostrano variazioni locali marcate, con picchi che possono superare ampiamente i valori medi del mantello.

Questi effetti sono del tutto assenti nel modello di Mariotte, che, per le ipotesi su cui si basa, è in grado di rappresentare soltanto gli sforzi nel mantello cilindrico in posizioni sufficientemente lontane dalle discontinuità geometriche: si conclude quanto già affermato, ovvero che il modello analitico fornisce una descrizione che "media" il comportamento del mantello, utile solo per un primo dimensionamento di massima, ma insufficiente per una valutazione accurata delle zone critiche.

Conclusioni

L'analisi condotta ha permesso di **caratterizzare in modo più dettagliato** rispetto al modello analitico il comportamento del recipiente, sia in termini di deformazioni sia di stato tensionale.

I risultati numerici mostrano una risposta strutturale coerente con le aspettative e le deformazioni risultano contenute, confermando la validità dell'ipotesi di piccole deformazioni e dell'analisi elastica lineare adottata. Il confronto ha mostrato una buona concordanza con le formule di Mariotte nelle regioni lontane dalle discontinuità geometriche e ha consentito di individuare effetti locali significativi in prossimità di raccordi e variazioni di sezione.

Modellazione tridimensionale della struttura completa

L'ultima parte dell'analisi è finalizzata ad **approfondire in modo dettagliato il comportamento locale del recipiente**, concentrandosi su aspetti in cui le semplificazioni precedentemente introdotte non risultano più adeguate. In particolare, l'interesse si sposta dalle grandezze medie sul mantello alle interazioni meccaniche tra i singoli componenti che garantiscono la tenuta e la resistenza strutturale dell'insieme.

Il fine di quest'ultima analisi è valutare:

- lo **stato di sforzo nel mantello** considerando l'ipotesi di piccoli spessori;
- se le **viti** si **deformano plasticamente**;
- lo **stato di deformazione plastica** della **guarnizione**.

L'attenzione viene quindi posta sulle **modalità di trasmissione dei carichi** tra coperchio, recipiente e guarnizione, nonché sulla ripartizione degli sforzi nei collegamenti bullonati: tali fenomeni sono infatti influenzati dalla geometria, dalle condizioni di contatto e dai materiali di cui sono costituiti i diversi componenti.

Si sceglie di **limitare la modellazione a un numero ridotto di componenti** strutturalmente rilevanti (graficamente evidenziati in Figura 19 e Figura 20): il coperchio, il recipiente (come pezzo unico), la guarnizione e i bulloni. Ciò corrisponde ad un compromesso tra accuratezza e complessità di modellazione, mantenendo solo gli elementi indispensabili a valutare lo stato di sforzo e deformazione dell'assieme.

Inoltre, la modellazione viene limitata ad un **singolo settore** (evidenziato in Figura 20), che corrisponde ad $\frac{1}{4}$ della **struttura completa**: infatti, dal punto di vista meccanico il sistema presenta una distribuzione della geometria e del carico caratterizzati da simmetrie (la prima è il piano verticale passante per l'asse del recipiente e la seconda è il piano orizzontale passante per l'asse dello stesso), che rendono ridondante la modellazione dell'intero dominio.

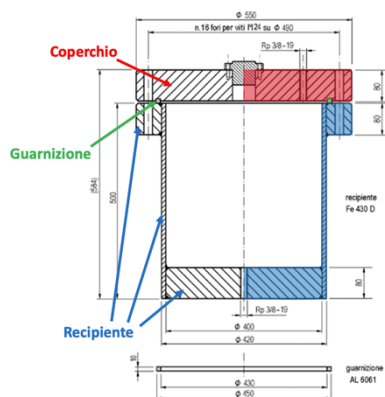


Figura 19

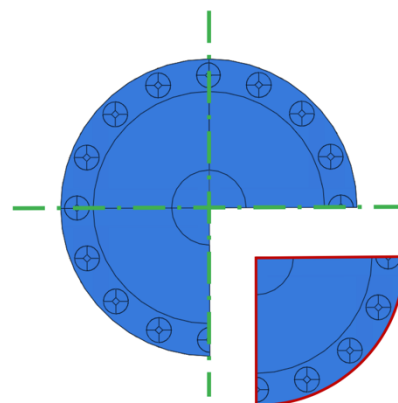


Figura 20

Importazione della geometria

La geometria del sistema è stata inizialmente realizzata mediante un **software CAD esterno**, in cui sono stati modellati separatamente tutti i componenti strutturalmente rilevanti del recipiente in

pressione: il **quarto di recipiente**, il **quarto della guarnizione**, il **singolo bullone** (rappresentato secondo una semplificazione) e il **mezzo bullone** (tagliato lungo il piano passante per l'asse di simmetria verticale del pezzo stesso). In particolare, il singolo bullone con la relativa testa è stato rappresentato come un unico solido costituito da due cilindri uniti tra loro, al fine di evitare superflue complicazioni legate alla modellazione della filettatura (ciò vale ovviamente anche per il mezzo bullone). Nel modulo *Part*, le geometrie in formato *.step*, sono state quindi importate in **Abaqus/CAE** ognuna come parte separata tridimensionale deformabile, così da consentire una successiva discretizzazione.

Definizioni dei materiali e delle sezioni

Nel modulo *Property*, sono stati definiti i **due materiali**, che verranno poi associati ai diversi componenti. Per il recipiente, il coperchio e i bulloni è stato assegnato un materiale di tipo **Acciaio** (con comportamento elastico lineare), mentre alla guarnizione è stato assegnato un materiale di tipo **Alluminio** con un comportamento lineare in campo elastico e che segue la Legge Costitutiva di Johnson-Cook in campo plastico, necessario per descriverne la reale risposta meccanica. A ciascun componente è stata, poi, associata la relativa sezione con il relativo materiale. I materiali utilizzati in corrispondenza di ogni entità hanno le seguenti caratteristiche (assegnazione grafica visibile in Figura 21):

Al6061-T6

- Componenti: guarnizione;
- Modulo di Young: 69000 MPa;
- Coefficiente di Poisson: 0,33;
- Comportamento: non lineare;
lineare in campo elastico e la plasticità segue la Legge di Jonson-Cook con coefficienti $A = 198$ MPa, $B = 322$ MPa e $n = 0,3$.
Quindi l'equazione costitutiva in campo plastico è:
 $\sigma = 198 + (322)(\epsilon^{0,3})$ [espressa in MPa].

Fe430D

- Componenti: bulloni, coperchio e recipiente;
- Modulo di Young: 69000 MPa;
- Coefficiente di Poisson: 0,33;
- Comportamento: elastico lineare;
- $\sigma_y = 584$ MPa .

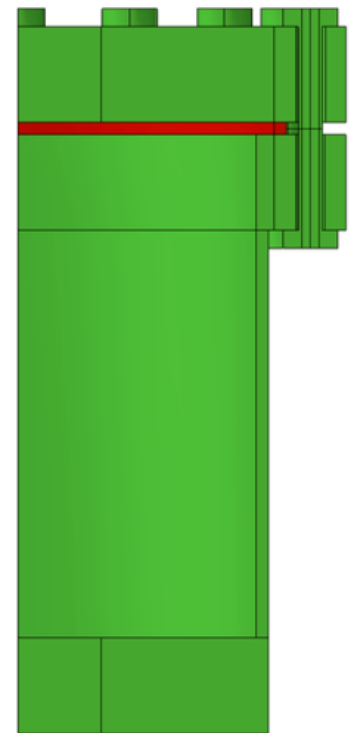


Figura 21

Assemblaggio

Nel modulo *Assembly*, i componenti precedentemente definiti sono stati istanziati e posizionati correttamente nello spazio con l'**obiettivo di ricostruire la configurazione geometrica reale del sistema** (ovvero un quarto del recipiente). Ciascuna parte (recipiente, coperchio, guarnizione e bulloni) viene istanziata come *Instance* di tipo *Dependent*, in modo da garantire che eventuali modifiche future alla geometria delle singole parti si riflettano automaticamente sull'assieme.

Il **recipiente** viene utilizzato come **riferimento principale** per la costruzione dell'assieme e posizionato mantenendo il sistema di riferimento globale; successivamente, viene inserito il coperchio e traslato fino a posizionarlo correttamente in corrispondenza della flangia superiore del recipiente, assicurando la corretta continuità geometrica tra le superfici.

Viene quindi istanziata la **guarnizione**, collocandola tra il coperchio e il recipiente, ponendo una particolare attenzione al suo allineamento assiale e radiale.

Per quanto riguarda i **bulloni**, viene inizialmente istanziato un singolo elemento e posizionato all'interno del foro corrispondente del coperchio e del recipiente; una volta verificato il corretto posizionamento, si procede alla replicazione degli altri bulloni mediante operazioni di *pattern* circolare, sfruttando la periodicità della disposizione lungo la circonferenza. Si creano infine le due istanze dei **mezzi bulloni**, che vengono correttamente posizionate nei fori rimanenti.

L'**assieme** risulta così costituito da tutte le istanze correttamente posizionate e orientate nello spazio, come mostrato in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata..**

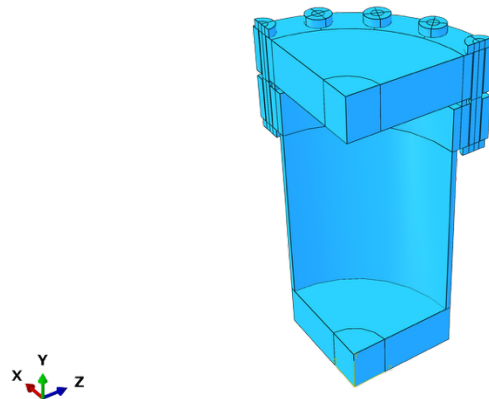


Figura 22

Condizioni al contorno e carichi

Le condizioni al contorno, impostate nel modulo *Load*, sono state definite coerentemente con l'adozione di un dominio ridotto a un quarto della geometria complessiva, sfruttando sia le simmetrie geometriche che quelle di carico, al fine di descrivere in modo affidabile il comportamento dell'intero recipiente. Le *Boundary Conditions* applicate sono:

- sul piano di yz viene imposta una condizione di simmetria che vincola la traslazione lungo la direzione x e le rotazioni attorno agli assi y e z, garantendo la corretta continuità del campo di spostamento rispetto alla porzione di geometria non modellata;
- sul piano di xy viene applicata una seconda condizione di simmetria, che vincola la traslazione lungo la direzione z e le rotazioni attorno agli assi x e y;
- lungo la direzione y viene introdotto un vincolo di traslazione, applicato a una regione limitata del modello, al fine di eliminare eventuali moti di corpo rigido che potrebbero comprometterne la stabilità. Tale vincolo non influisce sullo stato tensionale del sistema, ma ha esclusivamente la funzione di rendere il problema determinato dal punto di vista cinematico.

Interazioni e contatti

Nel modulo *Interaction*, sono stati definiti i **contatti tra le diverse parti del sistema**: essi comprendono l'interazione tra le teste delle viti e il coperchio, il contatto tra la superficie superiore

della guarnizione e il coperchio, il contatto tra la superficie inferiore della guarnizione e il recipiente, nonché i contatti tra il gambo delle viti e i fori del recipiente e del coperchio e tra i dadi e il recipiente. Tali interazioni sono fondamentali per garantire una **corretta trasmissione dei carichi** e una distribuzione realistica degli sforzi locali.

I contatti possono essere definiti singolarmente secondo un approccio di tipo *master-slave*, specificando per ciascun accoppiamento una superficie *master* e una *slave*. Tuttavia, al fine di semplificare la definizione delle interazioni e ridurre il rischio di omissioni, si è scelto di utilizzare il **General Contact**, che consente di gestire automaticamente tutte le possibili interazioni tra le superfici del modello, risultando particolarmente efficace in presenza di grandi superfici di contatto, componenti multipli e condizioni di carico variabili, come nel caso in esame.

La procedura inizia con la **creazione delle proprietà di contatto**: per il comportamento tangenziale viene selezionato un modello di tipo *Penalty*, con comportamento isotropo e coefficiente di attrito pari a 0,5, in modo da tenere conto degli effetti di attrito tra le superfici a contatto; per il comportamento normale viene impostato un contatto di tipo *Hard Contact*, mantenendo le impostazioni di default e consentendo la separazione delle superfici dopo il contatto (*Allow separation after contact*).

Successivamente, si procede alla creazione del *General Contact*: nello *Step Initial* viene selezionata l'opzione *General Contact* e si imposta il contatto tra tutte le superfici del modello (*All with self*), assicurando che ogni parte possa interagire con le altre quando viene a contatto. Alle *Global Property Assignments* vengono assegnate le proprietà di contatto create in precedenza, garantendo coerenza nel comportamento delle interazioni su tutto il modello.

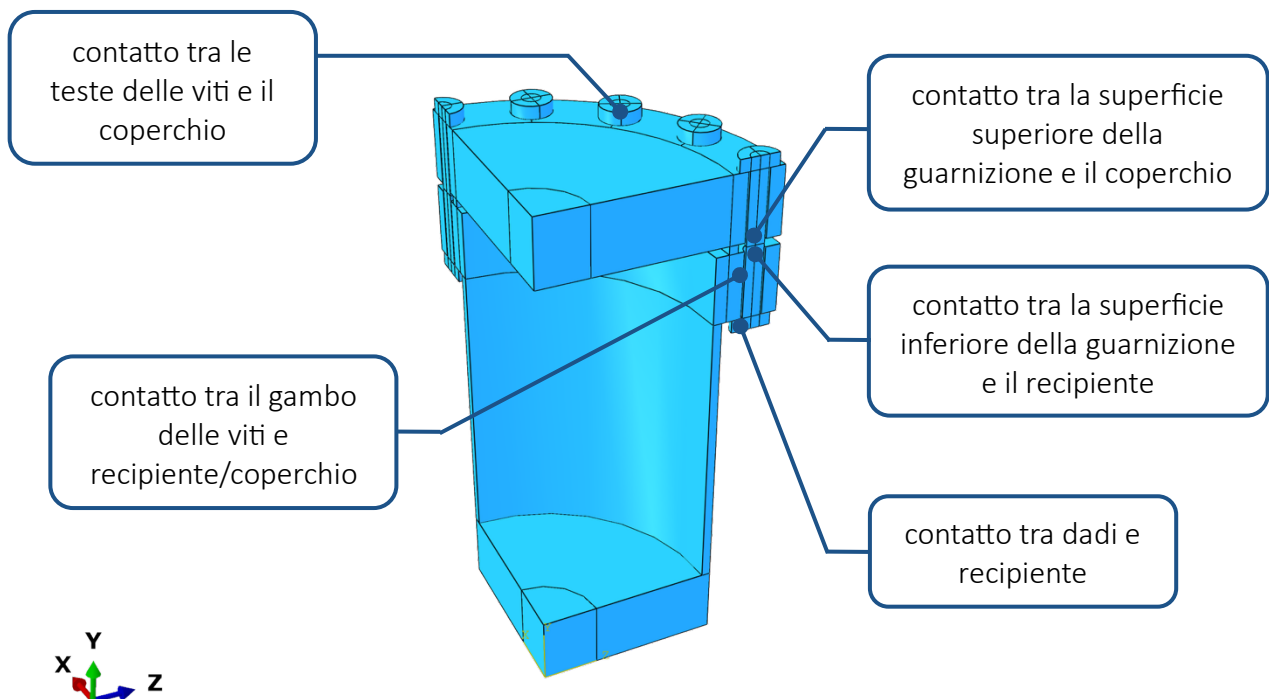


Figura 23

Discretizzazione: realizzazione della *mesh*

Tutti i **componenti principali** dell'assemblato sono stati **opportunamente partizionati** prima della generazione della *mesh*, così da consentire una discretizzazione regolare con elementi esaedrici lineari a otto nodi (C3D8). Nello specifico, si è adottata la seguente strategia di discretizzazione:

- il mezzo bullone e il bullone [*mesh* visibili rispettivamente in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** e **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**] sono stati suddivisi lungo l'asse e nelle zone di transizione tra gambo e testa, in modo da ottenere una *mesh* strutturata e allineata con la direzione principale dello sforzo assiale: in questo componente è fondamentale avere una discretizzazione quanto più regolare possibile così da poter ottenere una corretta descrizione delle deformazioni da trazione dovute al serraggio;

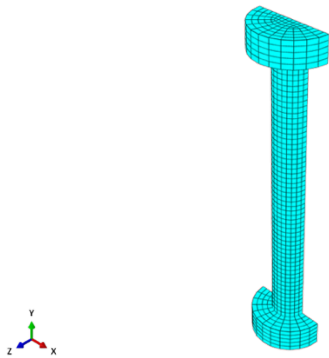


Figura 24

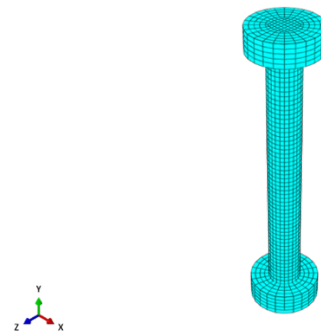


Figura 25

- la guarnizione [*mesh* visibile in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**] non è stata partizionata in quanto la geometria si presenta assolutamente regolare e adatta alla generazione di elementi di tipo strutturato;

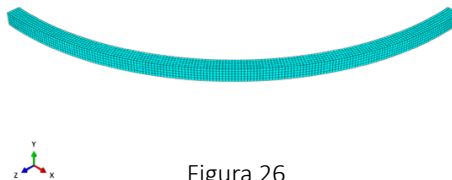


Figura 26

- coperchio e corpo del recipiente [*mesh* visibili rispettivamente in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** e **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**]: entrambi i componenti sono stati suddivisi in settori e strati attraverso partizioni radiali e assiali, così da ottenere una *mesh* ordinata che segue la geometria cilindrica e le superfici di contatto con bulloni e guarnizione e che sia adatta alla generazione di elementi prevalentemente strutturati nelle regioni di maggior interesse dal punto di vista tensionale e deformativo e di elementi di tipo *free* nelle zone di minor interesse.

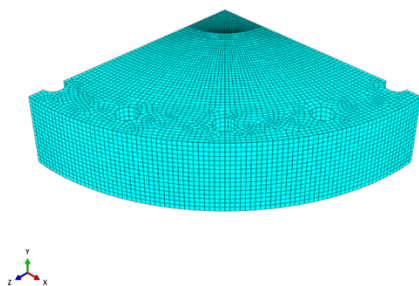


Figura 27

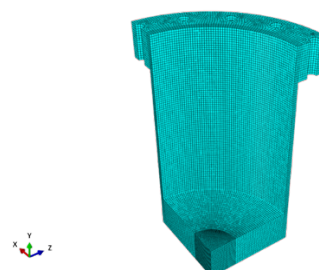


Figura 28

Nel complesso, l'**assemblato finale** presenta una **mesh prevalentemente strutturata** (visibile nel complesso in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**), con elementi esaedrici di elevata qualità geometrica, rapporti di forma controllati e continuità tra le parti a contatto: questa scelta risulta particolarmente adatta per l'analisi in quanto si hanno elementi esaedrici a otto nodi strutturati ove nelle zone di principale interesse dal punto di vista tensionale e deformativo (testa e corpo dei bulloni, guarnizione e mantello cilindrico del recipiente) e elementi esaedrici a otto nodi di tipo libero nelle zone di minore interesse oppure ove non era possibile ottenere elementi strutturati.

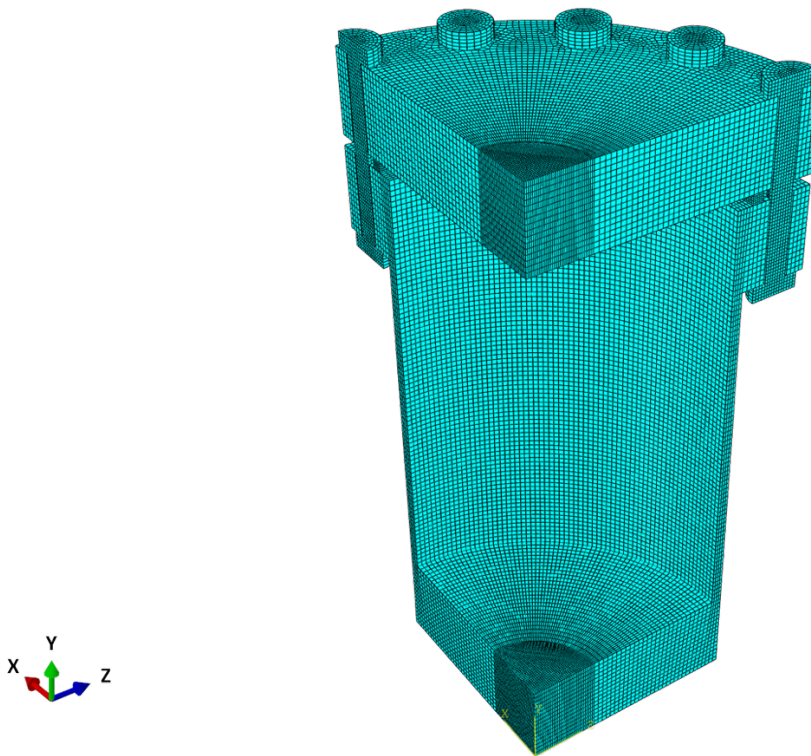


Figura 29

Definizione degli *step* di analisi

L'analisi tridimensionale è stata suddivisa in **due step statici**: in una prima fase è stato applicato il precarico delle viti mediante la funzione "*bolt load*"; in un secondo step, è stata applicata la pressione interna al recipiente, incrementata progressivamente sulle superfici interne. Tale suddivisione consente di separare gli effetti della prima parte di serraggio da quelli conseguenti alla messa in pressione del recipiente.

Analisi dei risultati

Si propone l'**analisi delle deformazioni** e degli **sforzi** dell'assieme analizzando sia la condizione della prima fase di serraggio dei bulloni, sia una volta applicata la tensione interna. Infine si propone, per quest'ultima condizione, un **confronto tra i risultati ottenuti** mediante le formule di Mariotte, quelli derivanti dalla modellazione numerica bidimensionale e quelli di quest'ultima simulazione.

L'analisi viene svolta separatamente per il corpo del recipiente, il singolo bullone e la guarnizione, separando per ognuno sforzi e deformazioni in condizioni statiche, di serraggio dei bulloni e di applicazione della pressione interna al recipiente.

Poste come valide le **considerazioni sulla simmetria degli sforzi e delle deformazioni**, si procede ad eseguire l'analisi della deformazione del quarto del recipiente, con la consapevolezza che si propagano per l'intera struttura.

Analisi della deformazione del recipiente

Fase di serraggio dei bulloni:

Nella configurazione indeformata (visibile in Figura 30), non essendo presente nessun carico meccanico applicato, il recipiente presenta la geometria nominale prevista dal modello, con superfici cilindriche e raccordi integri e privi di distorsioni.

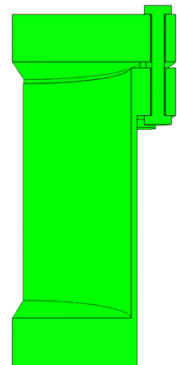


Figura 30

Applicazione della pressione interna:

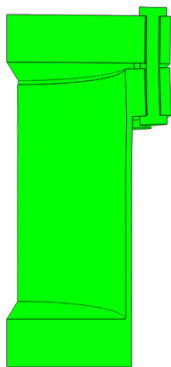


Figura 31

A seguito del serraggio dei bulloni, il **comportamento della struttura cambia in modo significativo**: come è visibile in Figura 31 (che riporta la struttura deformata con un fattore di scala pari a 20), il serraggio induce una compressione localizzata nella zona di contatto tra coperchio, guarnizione e flangia del mantello; si osserva inoltre una leggera chiusura del giunto flangiato e una flessione locale della flangia stessa verso l'interno. Il mantello cilindrico, invece, subisce deformazioni contenute, dovute alla trasmissione del carico di serraggio lungo la struttura. Complessivamente quindi la deformazione risulta concentrata nelle regioni prossime ai bulloni e ai raccordi geometrici, mentre il resto del mantello rimane sostanzialmente indeformato.

Applicazione della pressione interna:

Nell'ultima fase, con la messa in pressione del recipiente, la deformata (visibile in Figura 32 con un fattore di scala pari a 20) evidenzia un comportamento diverso: il **mantello tende ad espandersi in modo quasi uniforme lungo la parte centrale**, mentre le estremità risultano maggiormente vincolate dalla presenza del fondo e del sistema flangiato. Quindi, la deformazione precedentemente indotta dal precarico dei bulloni non scompare, ma si amplifica leggermente a causa della pressione: il giunto flangiato rimane in compressione, garantendo la tenuta, mentre il mantello mostra una curvatura più accentuata verso l'esterno.

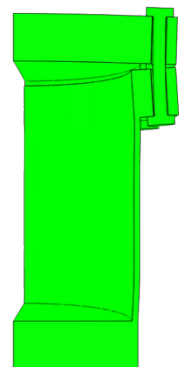


Figura 32

Analisi dello stato di sforzo del recipiente

Si procede ad eseguire l'analisi dello stato di sforzo del recipiente, confrontando le componenti circonferenziale, assiale e radiale con i valori ottenuti dalla precedente simulazione bidimensionale e dalle formule di Mariotte.

Cambio del sistema di riferimento per l'analisi delle componenti dello sforzo

Per la corretta visualizzazione delle componenti S_{11} , S_{22} ed S_{33} , si procede a creare un nuovo sistema di riferimento cilindrico, rispetto al quale vengono opportunamente proiettati tutti gli sforzi, così da poter sfruttare la simmetria assiale per la visualizzazione delle mappe di stress.

Analisi dello sforzo circonferenziale

1

serraggio iniziale dei bulloni

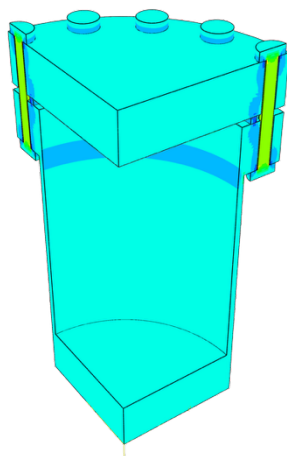
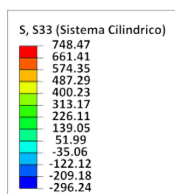


Figura 33

2

messa in pressione del recipiente

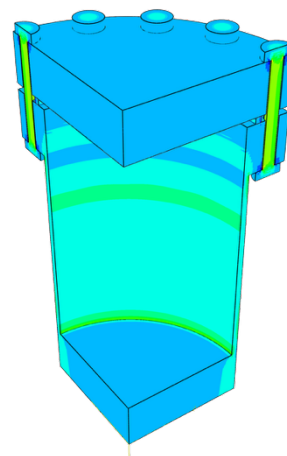
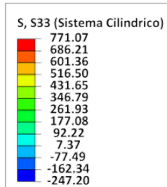


Figura 34

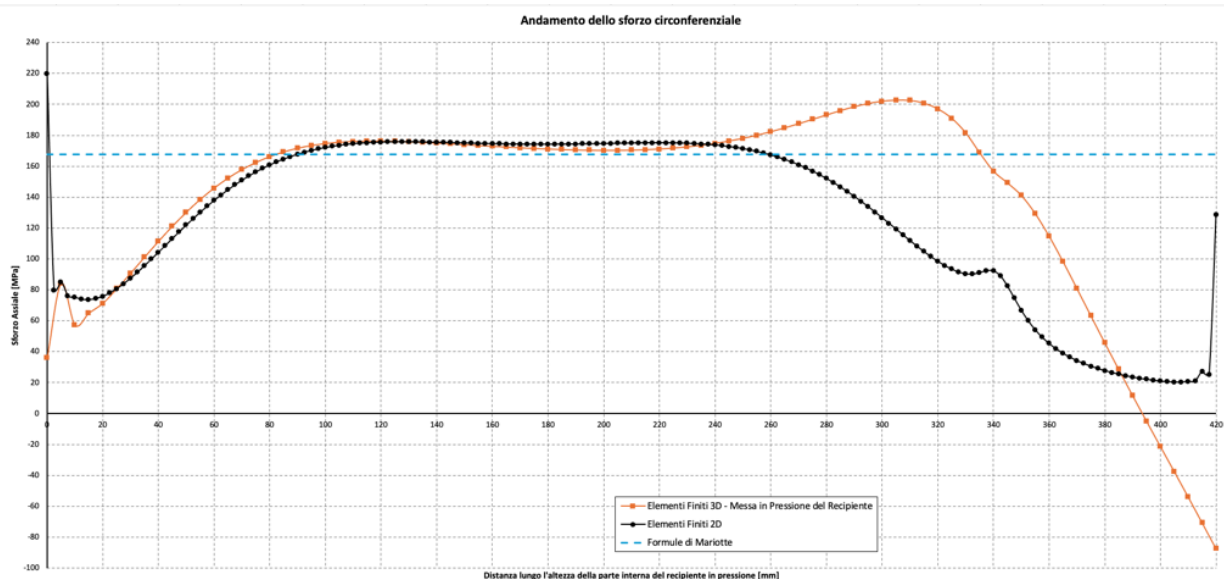


Figura 35

Fase di serraggio dei bulloni:

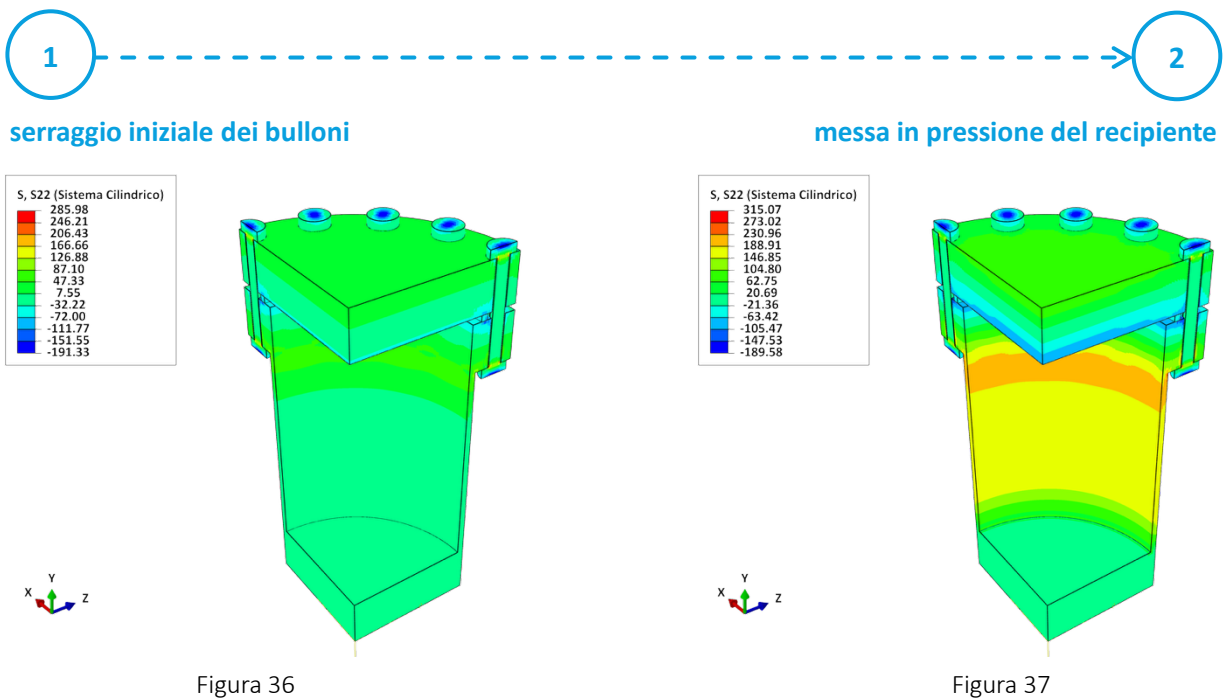
Durante la fase di serraggio dei bulloni si osserva una distribuzione di tensioni prevalentemente localizzata nella zona della flangia e in prossimità delle sedi dei bulloni: la distribuzione degli sforzi (visibile in **Figura 33**) mostra uno *stress* relativamente uniforme sul mantello cilindrico, mentre si evidenziano incrementi locali in corrispondenza delle superfici di contatto tra flangia, coperchio e bulloni.

Applicazione della pressione interna:

A recipiente in pressione, l'analisi FEM (visibile graficamente in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) mostra un andamento dello sforzo circonferenziale non costante lungo l'altezza, con valori che risultano prossimi a quelli teorici di Mariotte nella zona centrale del mantello.

Il grafico in **Figura 35** riporta l'andamento dello sforzo circonferenziale lungo l'altezza interna del recipiente dal basso verso l'alto confrontato con il valore ottenuto dalla simulazione FEM bidimensionale e con il modello teorico: si nota che entrambe le simulazioni riproducono le variazioni di *stress* in prossimità delle estremità e si mantengono all'incirca costanti nella parte centrale del mantello cilindrico con valori confrontabili con quelli ottenuti mediante le formule di Mariotte; tuttavia il modello 3D, a differenza del 2D, mette in evidenza una **sollecitazione maggiore verso la parte alta del recipiente** e presenta dei picchi iniziali e finali meno marcati.

Analisi dello sforzo assiale



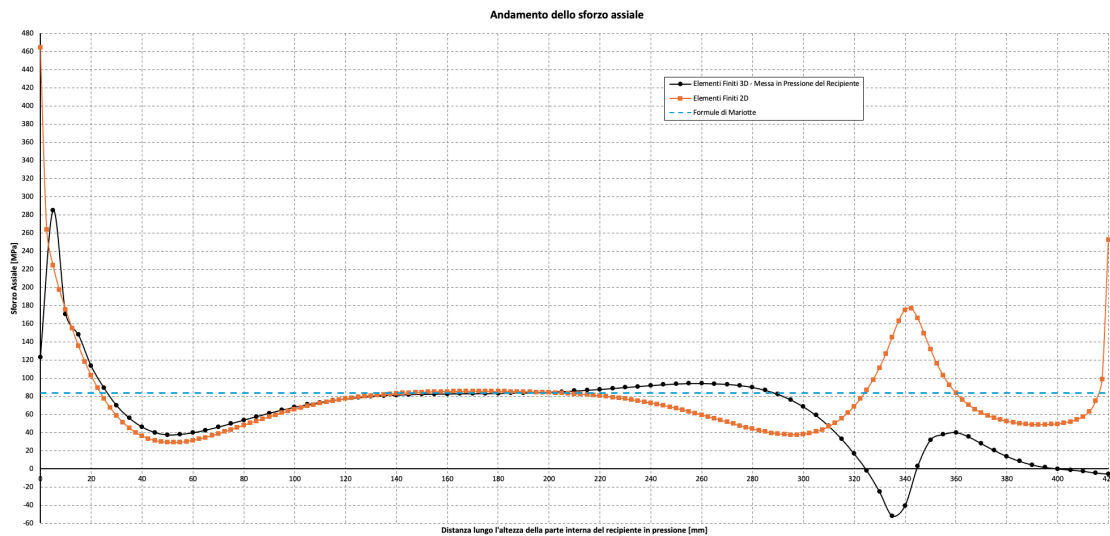
Fase di serraggio dei bulloni:

Nella fase di serraggio iniziale, lo sforzo assiale risulta **fortemente influenzato dall'azione di trazione introdotta dai bulloni stessi**. L'andamento dello sforzo, riportato in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, evidenzia una concentrazione nella zona di collegamento tra flangia e mantello, con un trasferimento diretto del carico assiale attraverso i bulloni. Il mantello sottostante presenta, invece, un campo di sforzo più uniforme, mentre la testa del recipiente mostra valori differenti a causa della distribuzione non uniforme delle forze di serraggio.

Applicazione della pressione interna:

Con l'applicazione della pressione interna, la mappa in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** mostra uno sforzo assiale **variabile lungo l'altezza**, con deviazioni significative rispetto al valore costante previsto dalle formule di Mariotte, soprattutto nelle zone di estremità.

Il grafico in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** riporta il risultato dell'andamento dello sforzo assiale lungo l'altezza interna del recipiente dal basso verso l'alto confrontato con il valore ottenuto dalla simulazione agli elementi finiti bidimensionale e con il modello teorico: come previsto, il modello teorico risulta adeguato solo nella parte centrale del mantello, dove le condizioni si avvicinano a quelle delle ipotesi su cui si basano le formule di Mariotte; i modelli bidimensionale e tridimensionale, invece, riproducono fedelmente picchi di *stress* indotti dalle discontinuità geometriche, ma solo quest'ultima simulazione riesce a mettere in evidenza lo stato di tensione realmente presente una volta serrati i bulloni.



Analisi dello sforzo radiale

Figura 38

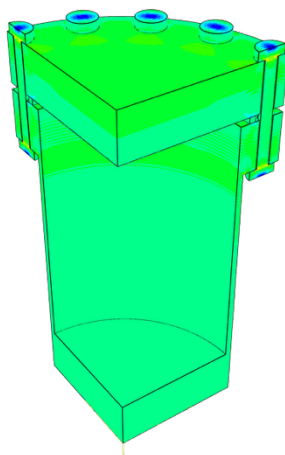
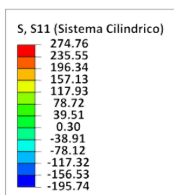


Figura 39

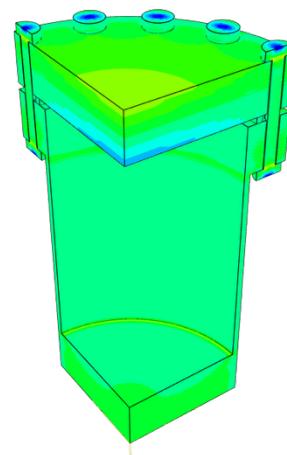
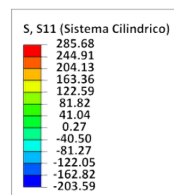


Figura 40

Fase di serraggio dei bulloni:

Durante il serraggio dei bulloni, come nei casi precedenti, lo sforzo radiale risulta prevalentemente concentrato nelle zone di contatto tra le superfici, in particolare tra flangia, coperchio e mantello. Dalla mappa dello sforzo riportata in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, si evince che **l'effetto del serraggio si esaurisce rapidamente allontanandosi dalla zona superiore del recipiente.**

Applicazione della pressione interna:

Una volta applicata la pressione interna, lo sforzo radiale (visibile in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) passa da valori compressivi sulla superficie interna a valori prossimi allo zero verso l'esterno, come previsto dalle formule di Mariotte. Il grafico in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** riporta l'andamento dello sforzo radiale lungo lo spessore del recipiente dall'interno verso l'esterno confrontato con i valori ottenuti dalla simulazione FEM bidimensionale e con il modello teorico: sia il modello tridimensionale che bidimensionale riproducono fedelmente l'andamento previsto dalle formule di Mariotte, con piccoli scostamenti numericamente contenuti. Quindi, dal punto di vista dello sforzo radiale, tutti e tre i modelli possono considerarsi adeguati alla descrizione.

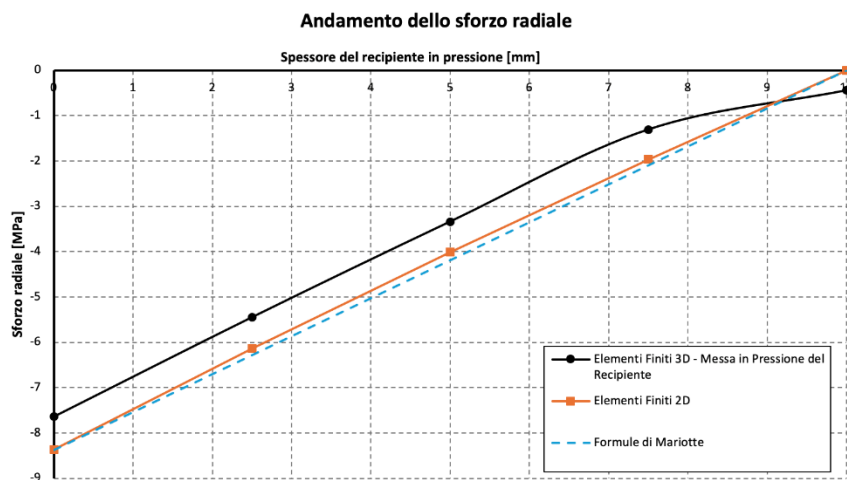


Figura 41

2

Analisi del bullone

Si riportano l'analisi della deformazione e dello sforzo del singolo bullone (verificando che non arrivi a plasticizzazione), in quanto, per le **considerazioni di simmetria degli sforzi e delle deformazioni** precedentemente discusse, esse risultano valide per tutte le entità presenti.

Analisi della deformazione del bullone

Si esegue l'analisi della deformazione del singolo bullone considerando tre condizioni distinte: la configurazione iniziale non sollecitata, la fase successiva all'applicazione del serraggio e, infine, la condizione operativa dopo la pressurizzazione del recipiente.

Condizione iniziale:

Nella configurazione iniziale, con bulloni non serrati, il bullone (visibile in **Figura 44**) mantiene la propria geometria nominale senza evidenti deformazioni: questa fase rappresenta la condizione di riferimento, per effettuare le successive valutazioni sulle deformazioni.

Fase di serraggio dei bulloni:

Con l'applicazione del precarico di serraggio, il bullone entra in uno stato di trazione assiale: la deformata evidenzia un leggero allungamento uniforme del gambo e una corrispondente compressione delle parti serrate.

Applicazione della pressione interna:

Con la successiva messa in pressione del recipiente, il bullone mantiene lo stato di trazione imposto dal precarico, con variazioni limitate della deformata globale. La deformata, visibile con un fattore di scala pari a 20 in Figura 42, mostra, quindi, una configurazione molto simile a quella precedente, a conferma del fatto che il precarico domina il comportamento del bullone e garantisce la stabilità del collegamento anche in presenza della pressione interna.



Figura 44



Figura 43



Figura 42

Analisi dello sforzo del bullone

Si procede ad eseguire un'analisi dello stato di sforzo del singolo bullone nella configurazione iniziale, dopo la fase di serraggio e a valle della messa in pressione del recipiente.



bulloni non serrati

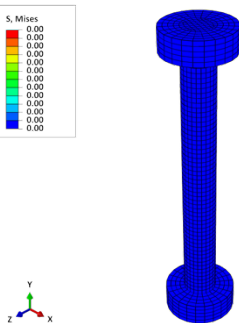
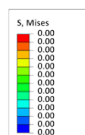


Figura 47

serraggio iniziale dei bulloni

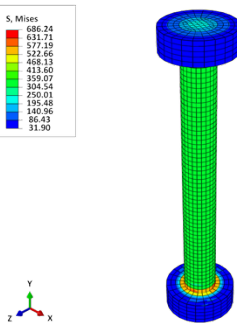
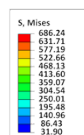


Figura 47

messa in pressione del recipiente

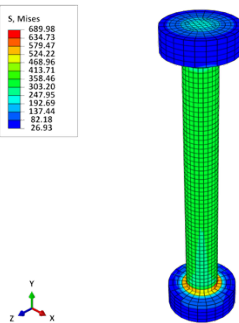
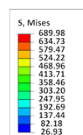


Figura 47

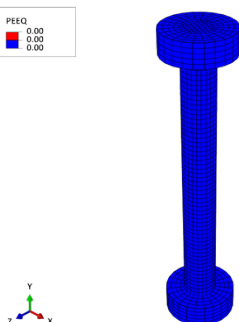


Figura 50

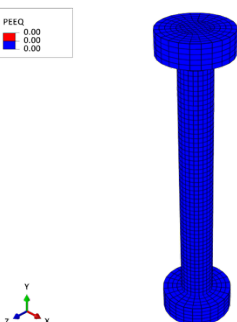


Figura 50

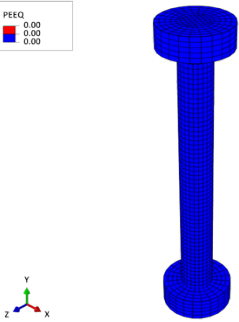


Figura 50

Condizione iniziale:

Nella configurazione iniziale, prima del serraggio, il bullone risulta sostanzialmente privo di qualsiasi sforzo sulla superficie esterna (come si nota in Figura 47): conseguentemente, il suo stato sarà completamente indeformato.

Fase di serraggio dei bulloni:

Con l'introduzione del precarico di serraggio, il bullone entra in **trazione assiale** e lo **stato di sforzo diventa significativo** (come visibile in Figura 47).

Il grafico in Figura 51 riporta lo stato di sforzo lungo l'asse interno e mostra una zona iniziale caratterizzata da variazioni più accentuate in prossimità delle teste e una stabilizzazione su un valore all'incirca costante lungo il tratto centrale del fusto: ciò indica che il precarico viene trasmesso in modo uniforme lungo il bullone; inoltre, i picchi di tensione in prossimità delle estremità sono dovute agli effetti di contatto e alla geometria delle teste.

Il grafico in Figura 52 mostra lo sforzo sulla superficie esterna del bullone lungo la linea di massima flessione. Si evidenziano valori più elevati rispetto a quelli interni, in particolare in prossimità delle estremità, mentre nel tratto centrale si registrano valori all'incirca costanti, anche se numericamente maggiori rispetto all'asse centrale: ciò indica che la flessione rimane comunque limitata in entrambi i casi e costituisce uno dei parametri per valutarne l'effettiva resistenza.

Applicazione della pressione interna:

Con l'applicazione della pressione interna al recipiente, lo stato di sforzo del bullone si modifica ulteriormente, poiché **si sovrappongono agli effetti del precarico anche quelli dovuti alla spinta sul coperchio**. L'andamento dello *stress* riportato in Figura 47 mostra un incremento delle tensioni, soprattutto nelle zone di contatto e nella parte inferiore. Tuttavia, dai grafici di Figura 51 e Figura 52, si nota che nel tratto centrale lo sforzo assiale rimane sostanzialmente uniforme e non subisce incrementi tali da alterare il regime di lavoro del componente.

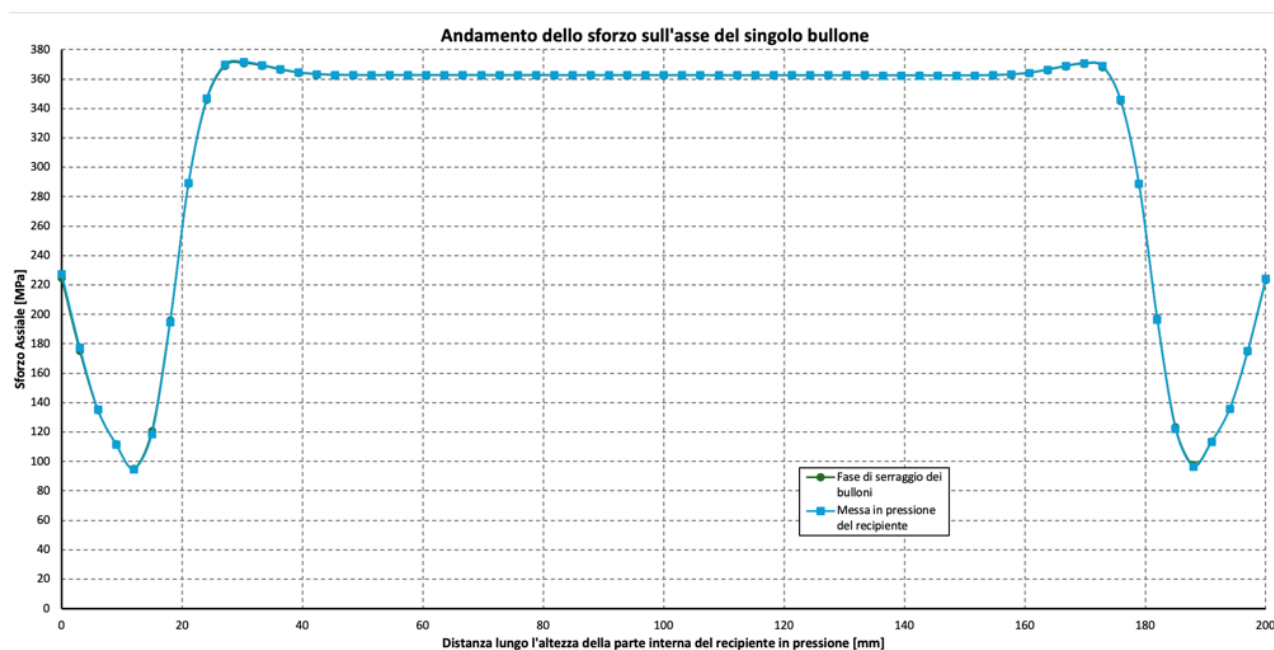


Figura 51

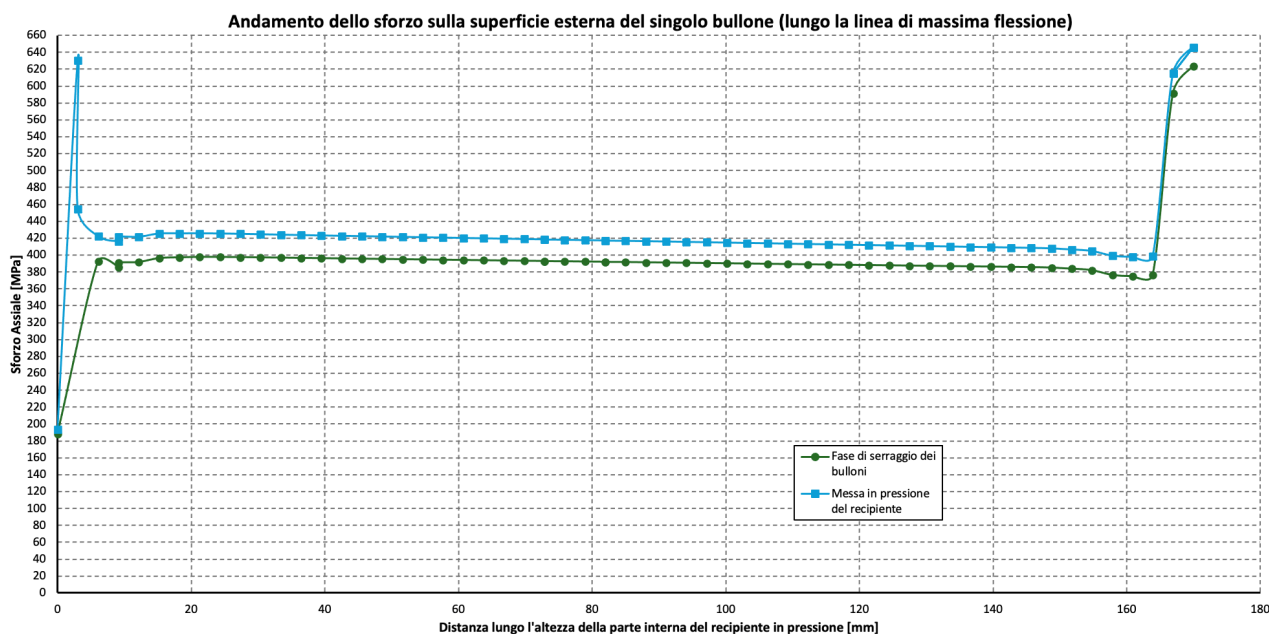


Figura 52

In Figura 50, Figura 50 e Figura 50, sono riportati rispettivamente i valori di PEEQ relativi a bulloni non serrati, serraggio iniziale dei bulloni e messa in pressione del recipiente: si tratta di una grandezza scalare utilizzata per quantificare quanto un materiale sia deformato plasticamente. L'analisi mostra chiaramente che, pur raggiungendo valori elevati di sforzo durante la fase di serraggio e di pressurizzazione, **il bullone non arriva allo snervamento del materiale**: quindi, le tensioni equivalenti di Von Mises restano inferiori al limite di snervamento e le zone con deformazione plastica equivalente risultano completamente assenti. Si conferma, quindi, che il comportamento del bullone è quindi esclusivamente elastico in tutte le fasi considerate.

3 Analisi della guarnizione

Come già svolto per il recipiente e il bullone, si riporta lo studio della deformazione e dello sforzo del quarto della guarnizione, valido ovviamente per l'intero elemento, verificando che essa non arrivi a plasticizzazione.

Analisi della deformazione della guarnizione

Viene analizzato il comportamento della guarnizione, valutando la deformazione nella condizione iniziale, dopo l'applicazione del precarico di serraggio e nella successiva fase di esercizio con il recipiente in pressione.

Condizione iniziale:

Nella configurazione indeformata (visible in Figura 53), la guarnizione presenta la **geometria nominale** e non mostra alcuna deformazione: si prende, quindi, questa condizione come riferimento per valutare l'entità della deformazione nelle successive fasi.

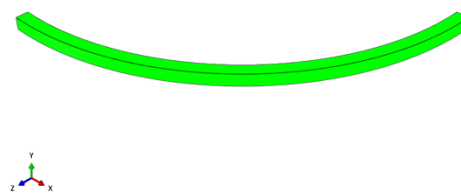


Figura 53

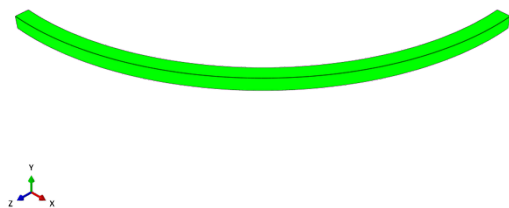


Figura 54

Fase di serraggio dei bulloni:

Nella fase di serraggio dei bulloni, l'applicazione del precarico induce **una deformazione prevalentemente di compressione**, distribuita in modo regolare lungo l'arco, che garantisce il corretto accoppiamento tra le superfici di contatto e l'attivazione della funzione di tenuta. La deformata relativa a questa fase è visibile con un fattore di scala pari a 20 in Figura 54.

Applicazione della pressione interna:

Con la successiva messa in pressione del recipiente, **alla deformazione da serraggio si sovrappone l'effetto della pressione interna**, che incrementa localmente la compressione senza però alterare la continuità del contatto. La deformata complessiva (visibile con un fattore di scala pari a 20 in Figura 55) risulta quindi stabile e relativamente simile alla configurazione precedente.

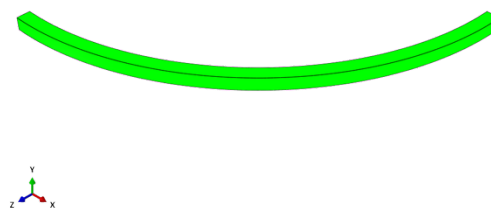


Figura 55

Analisi dello sforzo della guarnizione

Si riporta lo studio degli sforzi agenti sulla guarnizione considerando sempre le tre fasi distinte: la configurazione iniziale non serrata, la condizione successiva al serraggio e la situazione finale corrispondente alla pressurizzazione del recipiente.

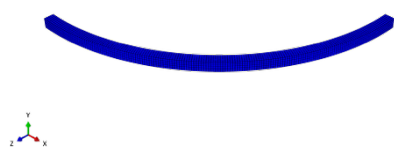
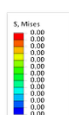


Figura 58

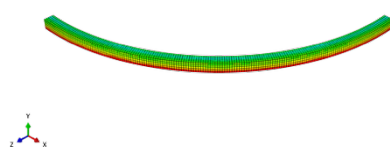
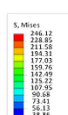


Figura 57

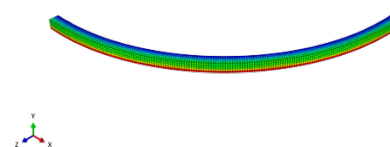
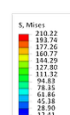


Figura 56

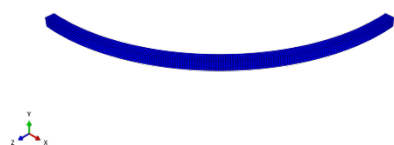


Figura 61

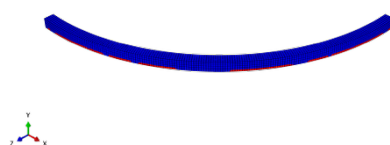


Figura 59

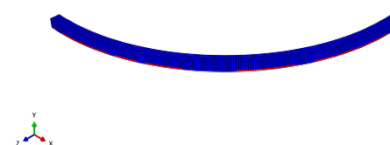


Figura 60

Condizione iniziale:

Nella configurazione iniziale, con i bulloni non serrati, la guarnizione non è soggetta ad alcuna azione di compressione: conseguentemente, la mappa di tensione (riportata in Figura 58) risulta nulla in ogni punto. In questa fase, la guarnizione mantiene quindi la sua geometria iniziale e si trova in uno **stato puramente scarico**.

Fase di serraggio dei bulloni:

Con l'avvio del serraggio dei bulloni, la guarnizione entra nella sua **fase funzionale principale**: lo sforzo di Von Mises riportato in Figura 57 mostra la comparsa di uno stato di *stress*, dovuto alla compressione esercitata dalle superfici di accoppiamento. L'osservazione del relativo PEEQ (riportato in Figura 59), che resta nullo su tutta la guarnizione, indica che anche in questa fase il materiale lavora interamente in campo elastico, senza innesco di fenomeni di plasticizzazione.

Applicazione della pressione interna:

Con l'applicazione della pressione interna al recipiente, lo **stato di sollecitazione** della guarnizione (visibile in Figura 56) **si modifica**, ma senza variazioni critiche: si evidenziano un leggero incremento, legato alla combinazione tra il precarico dei bulloni e la spinta esercitata dalla pressione interna. Anche in questa fase il PEEQ (mostrato in Figura 60) rimane pari a zero, confermando che la guarnizione non supera il limite di snervamento del materiale.

Si conferma, quindi, che **la deformazione della guarnizione resta di tipo elastico e reversibile** sia durante la fase di serraggio dei bulloni che dell'applicazione finale della pressione interna al recipiente, garantendo un'ottima funzione di tenuta in tutte le condizioni operative analizzate.

Conclusioni

L'analisi tridimensionale completa ha consentito di **descrivere in modo realistico** il comportamento dell'assieme, superando i limiti dei modelli semplificati adottati nelle fasi precedenti. L'introduzione esplicita dei bulloni, della guarnizione e delle superfici di contatto ha permesso di cogliere correttamente i meccanismi di trasmissione dei carichi e l'interazione tra i diversi componenti strutturali.

La separazione degli *step* di analisi ha reso possibile distinguere chiaramente gli effetti del precarico dei bulloni da quelli indotti dalla pressione interna, evidenziando come il serraggio costituisca la condizione dominante per il comportamento locale del giunto flangiato.

L'analisi del bullone ha dimostrato che il precarico viene distribuito in modo pressoché uniforme lungo il fusto, con concentrazioni di tensione limitate alle zone di contatto e alle estremità, senza innesco di fenomeni plastici. Analogamente, la guarnizione lavora in regime elastico in tutte le fasi considerate, mantenendo la continuità del contatto e garantendo la funzione di tenuta anche in condizioni operative.

Conclusione

Il lavoro svolto ha permesso di **analizzare in modo progressivo e strutturato** il comportamento del recipiente in esame, adottando **approcci di complessità crescente** e integrando modelli prima analitici e poi numerici con grado di dettaglio sempre maggiore.

La **validazione teorica** iniziale ha fornito un utile riferimento per la comprensione dello stato di sforzo globale, costituendo una solida base per confrontare i risultati ottenuti dalle successive modellazioni agli elementi finiti.

L'**analisi bidimensionale** ha costituito il primo approccio con la struttura reale, mostrando i limiti del modello analitico e cogliendo dettagli sulla concentrazione degli sforzi e delle deformazioni nelle regioni lontane dal centro del mantello cilindrico.

L'**analisi tridimensionale** finale ha rappresentato il livello più avanzato e realistico dello studio, permettendo di valutare in modo accurato le interazioni tra i componenti e gli effetti locali non catturabili dai modelli analitici semplificati e neanche dal modello bidimensionale.

I **risultati ottenuti** mostrano una risposta della struttura alle diverse sollecitazioni complessivamente coerente e compatibile con le condizioni di esercizio previste, senza il superamento dei limiti di snervamento dei materiali impiegati.

L'assenza di deformazioni plastiche nei bulloni e nella guarnizione conferma l'efficacia del sistema di serraggio e la corretta ripartizione dei carichi anche in presenza della pressione interna al recipiente.

Il **confronto tra i diversi approcci** ha evidenziato come ciascun modello fornisca informazioni tra loro complementari: i modelli semplificati risultano efficaci per un primo dimensionamento preliminare, mentre il modello tridimensionale è indispensabile per la verifica finale delle zone critiche.