

Università degli Studi di Padova
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Relazione Finale

**Progettazione e dimensionamento di un serbatoio per moto da
competizione Motostudent**

Design and modeling of a fuel tank for a Motostudent racing motorcycle

Tutor accademico: **Prof. Gianluca Mazzucco**

Co-tutor accademico: **Prof. Alberto Campagnolo**

Laureando: **Alessandro Maiorana**

Matr. 1217496

Anno Accademico 2021/2022

RINGRAZIAMENTI

“Universa universis patavina libertas”

[...]

Un doveroso ringraziamento va ai Proff. Gianluca Mazzucco e Alberto Campagnolo, per la costante disponibilità dimostratomi durante la stesura di questo lavoro, che rappresenta la fine di un capitolo della mia vita e l’inizio di uno ancor più entusiasmante.

Grazie alla mia famiglia, Carmelo e Valentina, che mi hanno sempre messo al primo posto in tutto; questa tesi è loro.

Grazie al Prof. Visentini, che ha sempre creduto nelle mie capacità e ha visto qualcosa in me che nessun’altro era mai riuscito a vedere.

Grazie ai miei amici, alle persone che mi vogliono bene, che sono rimasti al mio fianco e con cui ho condiviso il più bello quanto intenso periodo della mia vita.

Grazie al Prof. Massaro e ai ragazzi partecipanti al progetto QuartodiLitro, che mi stanno accompagnando nel percorso che rappresenta quella che è la mia passione, lavorando in gruppo e ottenendo grandi risultati insieme.

Grazie a chi non ha creduto in me e chi non riteneva potessi raggiungere i miei obiettivi: essi mi hanno spronato a fare sempre meglio e diventare ogni giorno una versione migliore di me stesso.

Concludo con una terzina che mi sta particolarmente a cuore, rappresentante l’amore e passione, che mi ha accompagnato nel mio percorso da studente:

“[...]

ma già volgeva il mio disio e’l velle

sì come rota ch’igualmente è mossa

l’amor che move il sole e l’altre stelle.

“

- Divina Commedia, Dante Alighieri, Paradiso, XXXIII, v. 145 -

SOMMARIO

Abstract

Introduzione

CAPITOLO 1: La teoria delle membrane

- **1.1 Introduzione alle strutture a guscio con comportamento membranale: superfici di rivoluzione**
- **1.2 Risultante delle forze esterne dell'elemento di membrana ed equilibrio alla traslazione secondo la direzione normale**
- **1.3 Guscio cilindrico di lunghezza infinita e tubo cilindrico con fondi**

CAPITOLO 2: La teoria delle piastre e lastre inflesse

- **2.1 Riferimento geometrico e ipotesi di Kirchhoff**
- **2.2 Risultanti delle tensioni e caratteristiche di sollecitazione**

CAPITOLO 3: Progettazione preliminare

- **3.1 Criteri di Resistenza**
 - 3.1.2 Criterio di Tresca e Guest**
 - 3.1.3 Criterio di Hüber – Henky – Von Mises**
- **3.2 Dimensionamento iniziale e scelta del materiale**
- **3.3 Calcoli secondo la teoria dei gusci in parete sottile e piastre inflesse**
- **3.4 Procedura di modellazione CAD preliminare e primo prototipo**

CAPITOLO 4: Procedura di analisi agli Elementi Finiti

- **4.1 Setup, mesh e applicazione di carichi e vincoli**
- **4.2 Soluzione tensionale - deformativa e rifiniture**

CAPITOLO 5: Verifica dei giunti saldati

- **5.1 Verifica statica e secondo normativa**
- **5.2 Prova sperimentale e modello CAD**
- **5.3 Modello agli Elementi Finiti e soluzione**

CAPITOLO 6: Conclusioni

- **6.1 Risultati geometrici**
- **6.2 Risultati numerici – modello globale**
- **6.3 Risultati numerici – giunti saldati**

CAPITOLO 7: Appendice

- **7.1 Messe in tavola**

Bibliografia

ABSTRACT

L'obiettivo che si prefigge questa tesi è quello di progettare, al fine della successiva produzione, un serbatoio benzina destinato all'uso per una moto da competizione, nello specifico una Pre - Moto 3, che è attualmente in fase di studio e realizzazione all'interno del Dipartimento di Meccanica - Ingegneria Industriale dell'Università di Padova dal Team QuartodiLitro cui appartengo.

Progettazione, dimensionamento e produzione seguiranno uno studio di fattibilità preliminare che individui quelle che sono le scelte implementabili, le normative e il regolamento da seguire per quanto riguarda la sicurezza, non solo del pilota nell'evento di un incidente, ma anche della stessa moto. Infatti si dovrà tener conto anche di eventuali eventi catastrofici, quale ad esempio la completa rottura dei componenti del motociclo, in corrispondenza dei quali il serbatoio dovrà mantenere la propria integrità strutturale per evitare il suo stesso collasso, od anche un'eventuale esplosione.

Nel presente documento viene riportata in primo luogo la teoria dei serbatoi in parete sottile, affiancata dalla teoria delle lastre inflesse al fine di porre le basi per i passaggi che verranno successivamente seguiti durante la progettazione preliminare. Viene quindi proposto un modello CAD 3D preliminare fino a quello definitivo, seguito dalle analisi agli Elementi Finiti; carichi e condizioni di vincolo derivano dalle specifiche della moto da competizione, mentre le verifiche rispettano la Normativa del settore.

Sono state inoltre verificate le saldature, nonché riprodotte numericamente e quindi realizzate sul pezzo finale.

INTRODUZIONE

La competizione Motostudent è una gara internazionale studentesca nata nel 2009 in Spagna. Al giorno d'oggi, giunta alla sua settima edizione, vanta una partecipazione di 380 team universitari provenienti da tutto il mondo, oltre 22 stati rappresentati e più di 5000 studenti partecipanti attivamente ai progetti, nonché più di 5 milioni di euro investiti nella competizione nella sua totalità e in research & development. L'obiettivo per gli studenti è di applicare il proprio know-how acquisito durante gli studi universitari in un progetto concreto, progettando, sviluppando e andando infine a realizzare un vero prototipo di moto da corsa, che sarà successivamente valutato e testato nel circuito FIM di Motorland Aragon.

Sono presenti due macro categorie: Electric e Petrol; la competizione rappresenta una sfida per gli studenti che devono dimostrare la propria creatività e capacità di innovazione per poter applicare direttamente e con spirito critico le proprie abilità ingegneristiche contro gli altri team mondiali.

L'evento si divide principalmente in due fasi distinte: l'MS1 e l'MS2.

La fase preliminare MS1 consiste nel giudizio del progetto universitario dal punto di vista industriale, come se venisse presentato un vero e proprio modello di business project nel quale vengono applicate le conoscenze acquisite durante la formazione universitaria, andando a mostrare le varie sfaccettature di gestione di un Team e le difficoltà riscontrabili dal punto di vista di un progetto industriale, a cui viene assegnato un punteggio. Nello specifico, i punti essenziali valutati sono:

- Introduzione di innovazioni tecnologiche rispetto all'attuale stato dell'arte della produzione motociclistica, sia nel progetto di piccola serie che nel prototipo.
- Verifica (giustificata) di ogni scelta progettuale e/o di ogni componente, con l'utilizzo di analisi fluidodinamiche, strutturali, dinamiche, a fatica.
- Studio della dinamica della motocicletta e sue prestazioni.

La competizione culmina nell'MS2; prima di accedervi, le moto vengono esaminate al fine di determinare la sicurezza e la funzionalità dei prototipi, attraverso prove e controlli statici e dinamici. Una volta che le moto vengono approvate e validate dall'Organizzazione, si procede con dei test dinamici a cui vengono a sua volta assegnati determinati punteggi che classificano la bontà dell'esecuzione dai diversi team (test di frenata, slalom, accelerazione).

La fase finale prevede che i prototipi scendano in pista, come in una vera e propria gara:

- Gara con prove libere (velocità massima alla fotocellula), qualifiche (giro veloce, pole position) e gara (giro veloce durante la gara e posizione finale complessiva).

I migliori tre team classificati in base al punteggio ottenuto dalla somma dell'MS1 e MS2 vengono premiati con monte premi variabili da 1500€ a 6000€.

Il progetto quindi consente ad ogni studente di lavorare in un ambiente competitivo e reale, di avere contatti con aziende e istituzioni direttamente legate anche ad altre realtà sportive e l'inserimento del progetto all'interno del curriculum universitario. Questo porta anche ad altri aspetti positivi, quali l'integrazione del lavoro accademico del singolo studente all'interno della competizione e quindi sviluppo delle abilità pratiche e rafforza le relazioni con le altre realtà universitarie partecipanti.

Per cercare di mantenere il livello il più possibile costante tra i diversi team, in modo tale che non si crei divario tra quelli più facoltosi e quelli meno, la competizione fornisce un kit di base di componenti uguali per tutti i team, da montare obbligatoriamente sulla moto. Quest'ultimo comprende:

- Motore KTM 250 SX-F 2023
- Pinze e pompe freno, anteriori e posteriori, JJuan Racing.
- Gomme Slick & Rain Dunlop.

Perciò l'obiettivo è quello non solo di progettare e creare una motocicletta sicura, ma anche ideale per la guida in pista.

In questo elaborato ciò che si prefigge come scopo è quello di andare quindi a studiare e successivamente progettare un serbatoio per la pre – moto 3 da competizione Petrol del Team QuartodiLitro dell'Università di Padova, prendendo in considerazione e valutando tutti i suoi aspetti più importanti quali resistenza, peso,

ergonomia per il pilota e quindi un componente che sia non solo sicuro ma anche performante sotto ogni punto di vista, sia quello ingegneristico che competitivo.

Per questo motivo, nella progettazione del serbatoio si è scelto di affiancare al regolamento Motostudent ufficiale non solo l'ovvio buon senso ingegneristico ma anche l'utilizzo di normative inerenti al materiale scelto del serbatoio e test FEM per validare staticamente il componente e le sue giunzioni. Nello specifico, si farà riferimento spesso a:

- MS2023 Regulations V2 ENG.
- BS ISO 21029-1-2018+A1-2019.
- BS EN 1999-1-1-2007+A2-2013.

Questo viene fatto non solo per poter creare un componente che sia utilizzabile in pista e quindi performante, cercando un materiale facilmente reperibile nonché di mantenere bassi i pesi e i costi, ma che l'oggetto in questione possa essere soprattutto sicuro, sia per il pilota che per la motocicletta stessa, nel caso di un evento accidentale.

Di norma il serbatoio è un componente che, nel mondo delle competizioni, viene progettato pensando solamente a ridurre il peso il più possibile; questa scelta non è scontata però si discosta dall'obiettivo della competizione Motostudent, dove si richiedono componenti che siano sicuri e studiati in modo approfondito.

In questo elaborato verrà quindi sviluppato in ogni suo aspetto un serbatoio per una moto da gara, seguendo le normative vigenti; si partirà innanzitutto da un modello geometrico semplificato, per poi successivamente arricchirlo, di cui si valuterà la risposta meccanico – strutturale. Considerata la forma e le caratteristiche del serbatoio, prime considerazioni di massima faranno riferimento alla teoria delle lastre sottili inflesse e alla teoria dei serbatoi. Successivamente i risultati analitici verranno rivisti e arricchiti attraverso la costruzione di un modello agli Elementi Finiti e lo sviluppo di una serie di analisi statiche: in questo modo risulterà infatti possibile ottenere risultati realistici e simulare con sufficiente accuratezza il comportamento effettivo del componente indagato.

Capitolo 1

LA TEORIA DELLE MEMBRANE

Le membrane o gusci sono strutture tridimensionali di piccolo spessore; in particolare, dal punto di vista puramente geometrico, sono caratterizzate principalmente dalla propria superficie media e dalle condizioni di vincolo ad esse attribuite. Tra le più comuni superfici si trovano quelle di rivoluzione, cioè generate da una curva attorno ad un asse specifico (superfici sferiche, cilindriche, coniche).

Inoltre, si intende con comportamento membranale quello di membrane o gusci soggetti a sole azioni agenti sul piano medio flessionale se ortogonali.

Nel caso di un modello membranale, quindi, i carichi sono trasferiti a terra attraverso lo sviluppo di sollecitazioni quali di compressione o trazione. Ciò che contraddistingue il modello membranale è che il suo spessore sottile, per ipotesi, impedisce la presenza di un significativo braccio di una eventuale coppia interna e quindi, lo sviluppo di un'azione flessionale apprezzabile.

Un guscio è un corpo delimitato da due superfici curve, più o meno vicine tra loro. In particolare, la distanza tra le due risulta essere piccola se viene confrontata con le altre dimensioni della struttura; qualora le due superfici degenerino in due piani il guscio prende nome di piastra (o lastra), in funzione del carico applicato. Il luogo dei punti equidistanti dalle due superfici curve viene chiamata superficie media (o di riferimento) mentre la lunghezza di un segmento perpendicolare a tali superfici curve individua univocamente lo spessore; questi due parametri identificano in maniera definitiva un guscio. Infatti, è possibile caratterizzare un guscio in funzione dello spessore: esso viene detto sottile quando il rapporto tra lo spessore e la dimensione minima della superficie media di riferimento può essere trascurata rispetto all'unità. Perciò bisognerà soddisfare la condizione:

$$\max\left(\frac{h}{R_{\min}}; \frac{h}{L_{\min}}\right) < \frac{1}{20}$$

Dove R_{\min} rappresenta il raggio di curvatura minimo, mentre L_{\min} la dimensione minima definita sulla superficie media.

1.1 Introduzione alle strutture a guscio con comportamento membranale:

superfici di rivoluzione

Una superficie di rivoluzione è ottenuta dalla rotazione di una curva piana (detta generatrice) attorno ad un asse appartenente al piano stesso (denominato asse di rivoluzione) in modo da andare a formare una superficie chiusa. La curva generatrice viene detta curva meridiana ed ogni punto identificherà il piano meridiano. Perciò per studiare un guscio di rivoluzione occorre individuare la forma del meridiano che lo genera per poter definire le equazioni che ne governano il comportamento. Infatti, i gusci di rivoluzione possono essere suddivisi in:

- Gusci a generatrice curvilinea.
- Gusci a generatrice rettilinea.

Alla prima categoria appartengono i gusci a doppia curvatura, caratterizzati dalla curvatura del meridiano oltre che dalla curvatura indotta dalla rivoluzione del meridiano stesso. Alla seconda categoria appartengono i gusci a singola curvatura come i gusci conici, cilindrici circolari, degeneri (piastre). In particolare, le equazioni dei gusci a generatrice rettilinea si possono ricavare rettificando il meridiano dei gusci di rivoluzione a doppia curvatura.

Per quanto riguarda le membrane in parete sottile, le ipotesi principali sono:

- Lo spessore sia molto minore rispetto a tutte le altre dimensioni (di almeno un ordine di grandezza).
- Siano ammesse sole tensioni nel piano.
- Le tensioni siano uniformi lungo lo spessore della membrana.
- In generale le tensioni principali sono esprimibili in funzione dello spessore e della pressione interna p .

Quindi nel caso di membrane in parete sottile gli unici sforzi che sono ammessi sono quelli appartenenti al piano x-y, cioè degli sforzi di tipo normale σ e tangenziale τ . Si suppone inizialmente che il piano x-y segua perfettamente la superficie della membrana, cioè che sia tangente ad essa.

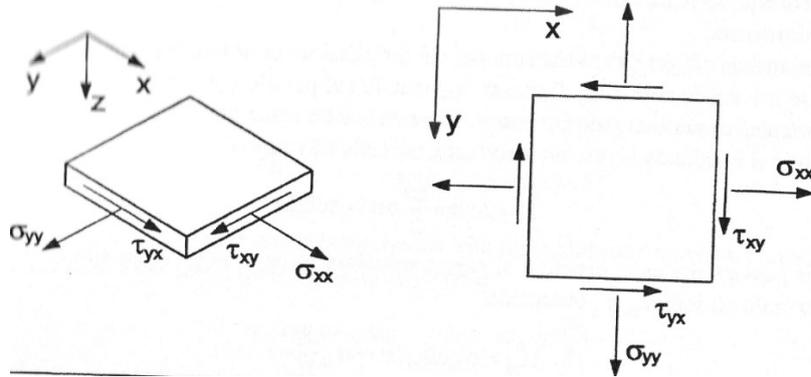


Figura 1.1.1: Componenti di tensione ammesse ed agenti su di un elemento infinitesimo di membrana. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [1].

Si considerano inizialmente membrane con sola simmetria circonferenziale, sia per geometria che per carichi agenti.

1.2 Risultante delle forze esterne dell'elemento di membrana ed equilibrio alla traslazione secondo la direzione normale

Si definisce inizialmente un punto generico B e si considera un elemento infinitesimo HDVL, definito da un piano meridiano ed uno trasversale: il piano meridiano passa per il punto e contiene l'asse di simmetria, mentre quello trasversale contiene la normale al punto ed è normale al piano meridiano. Data quindi l'ovvia simmetria, il piano meridiano ed il piano trasversale conterranno le due tensioni principali, dette σ_t e σ_m , che prendono il nome rispettivamente di tensione cerchiante e tensione meridiana.

In figura 1.2.1 sono presentate le forze esterne per unità di superficie $p_\varphi, p_\vartheta, p_n$ applicate in corrispondenza del punto B; in particolare, la forza p_φ è diretta secondo la tangente al meridiano, p_ϑ è applicata rispetto la tangente al parallelo, mentre p_n agisce secondo la normale esterna alla superficie della membrana.

Gli sforzi (per unità di lunghezza) sui lati HD ed HV, ossia in corrispondenza del meridiano e del parallelo per il punto H della superficie media della membrana, sono indicati rispettivamente con:

$$N_\vartheta \text{ e } N_{\vartheta\varphi} \text{ su HD}$$

$$N_\varphi \text{ e } N_{\varphi\vartheta} \text{ su HV}$$

Detti sforzi normali N_ϑ, N_φ e tangenziali $N_{\vartheta\varphi}, N_{\varphi\vartheta}$, quelli generati dalle tensioni σ_m e σ_t e dalle tensioni tangenziali $\tau_{\vartheta\varphi}$ e $\tau_{\varphi\vartheta}$ rispettivamente.

Sul lato VL gli sforzi membranali comprendono, oltre agli sforzi interni considerati applicati sul lato HD, anche gli incrementi di questi ultimi, che sono dipendenti dall'angolo ϑ , che rappresenta la longitudine. Perciò si ha:

$$N_\vartheta + dN_\vartheta = N_\vartheta + \frac{\partial N_\vartheta}{\partial \vartheta} \partial \vartheta$$

$$N_{\vartheta\varphi} + dN_{\vartheta\varphi} = N_{\vartheta\varphi} + \frac{\partial N_{\vartheta\varphi}}{\partial \vartheta} \partial \vartheta$$

Mentre sul lato DL agiscono gli sforzi membranali:

$$N_\varphi + dN_\varphi = N_\varphi + \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} d\varphi$$

$$N_{\varphi\vartheta} + dN_{\varphi\vartheta} = N_{\varphi\vartheta} + \frac{\partial N_{\varphi\vartheta}}{\partial \varphi} d\varphi$$

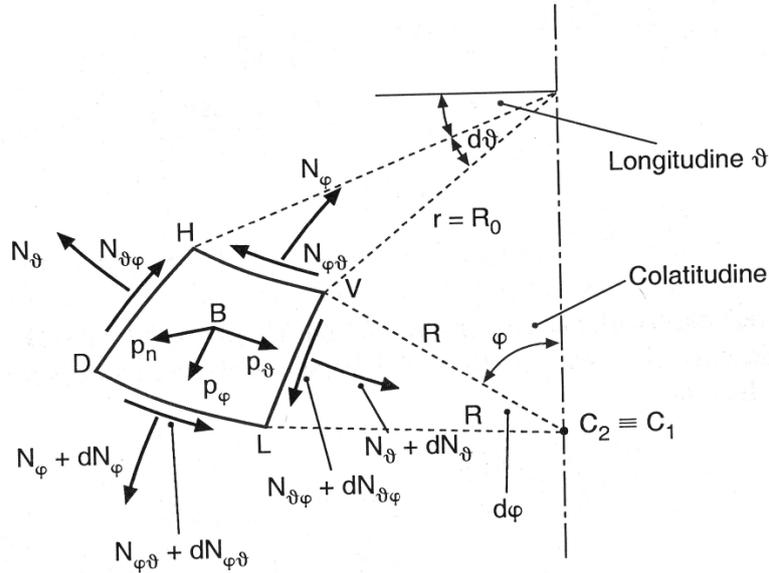


Figura 1.2.1: Elementino di membrana HDVL individuato dai due rispettivi archi di meridiano e parallelo.

Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [2].

L'elementino di membrana deve essere in equilibrio sotto l'azione degli sforzi espliciti precedentemente e delle risultanti P_φ , P_ϑ , P_n delle forze associate alle azioni esterne p_φ , p_ϑ , p_n .

L'area dA dell'elemento HDVL è fornita dalla relazione:

$$dA = ds_1 \cdot ds_2 = (R_1 \cdot d\varphi) \cdot (r \cdot d\vartheta)$$

Mentre le risultanti P_φ e P_ϑ delle forze esterne applicate all'elementino di membrana HDVL e dirette secondo le direzioni φ e ϑ delle tangenti al meridiano e parallelo passanti per il punto B si possono rappresentare come:

$$P_\varphi = p_\varphi \cdot R_1 \cdot r \cdot d\varphi \cdot d\vartheta = p_\varphi \cdot dA$$

$$P_\vartheta = p_\vartheta \cdot R_2 \cdot r \cdot d\varphi \cdot d\vartheta = p_\vartheta \cdot dA$$

Per quanto riguarda la risultante P_n delle forze p_n dirette secondo la normale uscente n, si ha:

$$P_n = p_n \cdot ds_1 \cdot ds_2 = p_n \cdot R_1 \cdot r \cdot d\vartheta \cdot d\varphi = p_n \cdot dA$$

Per poter scrivere le equazioni di equilibrio alla traslazione, gli sforzi normali N_φ , N_ϑ diretti secondo il meridiano e parallelo, gli sforzi tangenziali $N_{\varphi\vartheta}$, $N_{\vartheta\varphi}$ e gli sforzi incrementati devono essere moltiplicati per le lunghezze dei lati su cui essi sono applicati siccome gli sforzi in argomento sono definiti per unità di lunghezza.

Per l'equilibrio alla traslazione dell'elementino HDVL di membrana secondo la direzione n normale uscente, la risultante delle forze esterne P_n deve essere uguale ed opposta alla componente F_n della risultante di tutti gli sforzi applicati ai lati dell'elementino di figura 1.2.1:

$$P_n + F_n = 0$$

Si osserva che gli sforzi tangenziali sui quattro lati, ovvero $N_{\vartheta\varphi}$ ed $N_{\varphi\vartheta}$ e i loro incrementi, danno contributo nullo in direzione della normale n uscente; infatti, questi sforzi agiscono solamente nel piano tangente alla superficie media nel punto B.

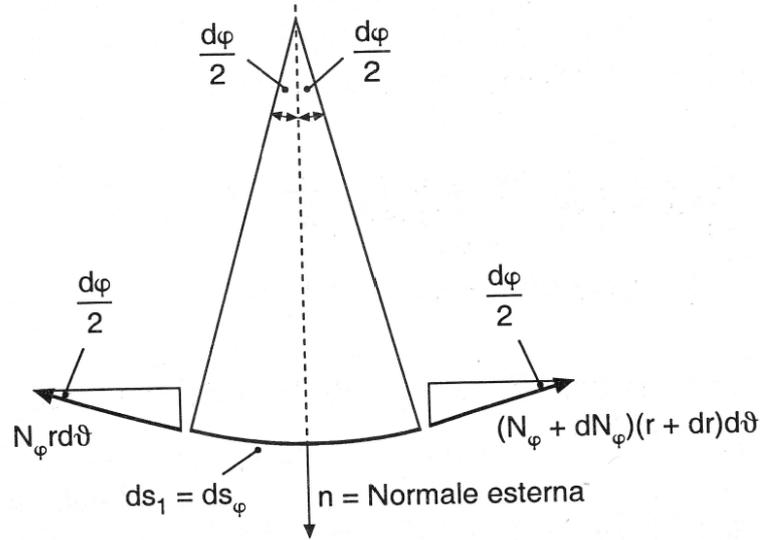


Figura 1.2.2: Sforzi inclinati di un certo angolo $d\varphi$. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [2].

In figura 1.2.2 si osserva che gli sforzi $N_\varphi \cdot ds_2$ ed $(N_\varphi + dN_\varphi) \cdot ds_2$ sono inclinati di un angolo infinitesimo, chiamato $d\varphi$. Perciò la somma delle loro componenti secondo la direzione normale esterna sarà:

$$F_{n1} = - \left[\left(N_\varphi + \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} d\varphi \right) \cdot (r + dr) \cdot d\vartheta + N_\varphi \cdot r \cdot d\vartheta \right] \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = -N_\varphi \cdot r \cdot d\vartheta d\varphi = -N_\varphi \cdot ds_2 \cdot d\varphi$$

Essendo $\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{d\varphi}{2}$ e potendo trascurare gli infinitesimi di ordine superiore.

Il segno meno nella relazione sopra riportata secondo la direzione normale uscente va ad indicare che la F_{n1} ha il verso opposto rispetto a quello della normale esterna, evidenziata in figura 1.2.2.

Per quanto riguarda invece gli sforzi N_ϑ ed $N_\vartheta + dN_\vartheta$, essi hanno la risultante sul piano del parallelo, ossia il piano ortogonale all'asse di rivoluzione. Quindi, la componente normale alla superficie di rivoluzione prende la forma di:

$$F_{n2} = -N_\vartheta \cdot R_1 \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi \cdot d\vartheta$$

Si può allora scrivere l'equilibrio alla traslazione secondo la direzione della normale uscente n , che ammette la scrittura seguente:

$$N_\varphi \cdot r \cdot d\vartheta \cdot d\varphi + N_\vartheta \cdot R_1 \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi \cdot d\vartheta = p_n \cdot R_1 \cdot r \cdot d\varphi \cdot d\vartheta$$

Dividendo entrambi i membri della relazione per $\sin(\varphi) \cdot d\varphi \cdot d\vartheta$, si ha che:

$$N_\varphi \cdot R_2 + N_\vartheta \cdot R_1 = p_n \cdot R_1 \cdot R_2$$

Essendo $r = R_2 \cdot \sin(\varphi)$. Perciò si può riscrivere la relazione precedente come:

$$\frac{N_\varphi}{R_1} + \frac{N_\vartheta}{R_2} = p_n$$

L'equazione sopra descritta costituisce la relazione fondamentale che esiste tra un carico esterno p_n e gli sforzi normali N_φ , N_ϑ secondo, rispettivamente, i meridiani e paralleli.

1.3 Guscio cilindrico di lunghezza infinita e tubo cilindrico con fondi

In questa trattazione verrà applicata unicamente la terza equazione indefinita di equilibrio dei gusci in regime membranale:

$$\frac{N_\varphi}{R_1} + \frac{N_\vartheta}{R_2} = p_n$$

Gli sforzi membranali N_φ , N_ϑ e il carico normale p_n dipendono dalla colatitudine φ e dalla longitudine θ .

Nel caso di guscio sferico, cioè di una membrana in cui i raggi di curvatura R_φ e R_ϑ risultano coincidenti, risultano coincidenti anche i centri di curvatura. Il guscio conico è una membrana di rivoluzione in cui uno dei due raggi di curvatura è infinito e dal guscio conico, con l'imposizione del valore della colatitudine $\varphi = \frac{\pi}{2}$, è possibile ricavare il guscio cilindrico, che verrà trattato qui.

Si consideri ora il guscio cilindrico presente in figura 1.3.1, la cui sua superficie media ha come curva direttrice la circonferenza di raggio $r = \frac{d}{2}$. Inizialmente si suppone che il cilindro sia di lunghezza infinita, riempito di un certo gas ad una pressione che sia uniforme e costante, p . La sezione inoltre sia sottile, cioè il rapporto $h/R \ll 1$.

Si esamina successivamente la porzione di cilindro delimitata idealmente da un piano che contiene l'asse geometrico, nonché da due piani ortogonali all'asse del medesimo e posti ad una certa distanza L , in questo caso unitaria e quindi pari ad 1. Sulla sezione delle pareti dell'elemento di guscio cilindrico è distribuita la tensione σ , associata alla pressione p interna al recipiente cilindrico.

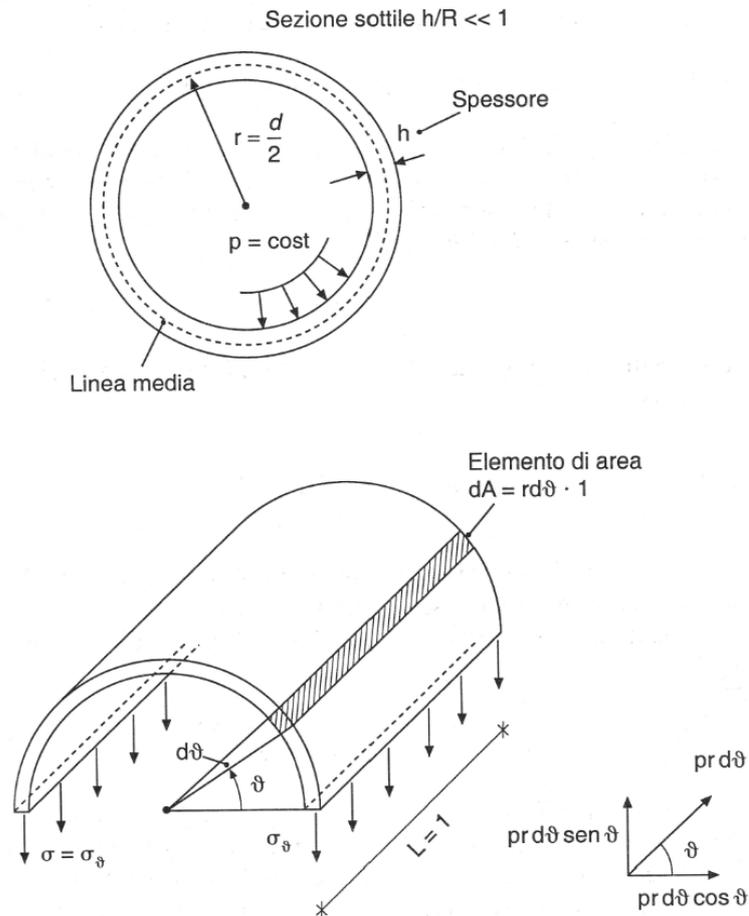


Figura 1.3.1: Recipiente cilindrico sottoposto ad una pressione normale uniforme p . Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [2].

Per poter quindi valutare l'effetto della pressione sullo stato tensionale, si deve considerare una striscia elementare di superficie media di area elementare:

$$dA = (r \cdot d\vartheta) \cdot 1 = r \cdot d\vartheta$$

Perciò si può scrivere che la risultante delle forze dQ sviluppate dalla pressione p sull'elemento di area appena definito sia:

$$dQ = p \cdot dA = p \cdot r \cdot d\vartheta$$

Dove la risultante dQ , per ogni valore dell'ascissa angolare ammette la scrittura di due componenti:

$$p \cdot r \sin\vartheta d\vartheta$$

$$p \cdot r \cos\vartheta d\vartheta$$

E la prima componente ha come direzione quella verticale delle tensioni $\sigma = \sigma_\vartheta$.

Perciò si può ora scrivere che la risultante complessiva Q delle componenti suddette, che costituiscono un sistema di forze parallele equiverse prende la forma:

$$Q = \int_0^\pi p \cdot r \sin\vartheta d\vartheta = p \cdot r [-\cos\vartheta]_0^\pi = 2 \cdot p \cdot r$$

Le componenti orizzontali invece costituiscono un sistema di forze a due a due uguali ed opposte: infatti in corrispondenza di ϑ e $\pi - \vartheta$, per ogni valore compreso tra zero e novanta gradi, risulta:

$$p \cdot r \cos\vartheta + p \cdot r \sin(\pi - \vartheta) = 0$$

Lasciandoci solamente la prima componente trovata.

Lo sforzo Q esercitato dalla pressione sulla parete interna della porzione del cilindro rappresentato in figura 1.3.1 deve essere equilibrato dalla risultante N delle forze elementari $\sigma_\vartheta h$ applicate lungo lo spessore dell'area resistente $2hL = 2h$. Perciò risulta che:

$$N = 2 \cdot \sigma \cdot L \cdot h = 2 \cdot \sigma \cdot h$$

E l'uguaglianza tra Q ed N ci permette di scrivere la relazione:

$$\sigma = \sigma_\vartheta = \frac{p \cdot r}{h} = \frac{p \cdot d}{2 \cdot h}$$

Per il caso di recipiente cilindrico in pressione di lunghezza infinita, lo stato tensionale suddetto è monoassiale ed il corrispondente Cerchio di Mohr è rappresentato in figura 1.3.2, individuato dalla tensione normale σ_ϑ , oltre che dalla tensione assiale $\sigma_a = \sigma_x = 0$.

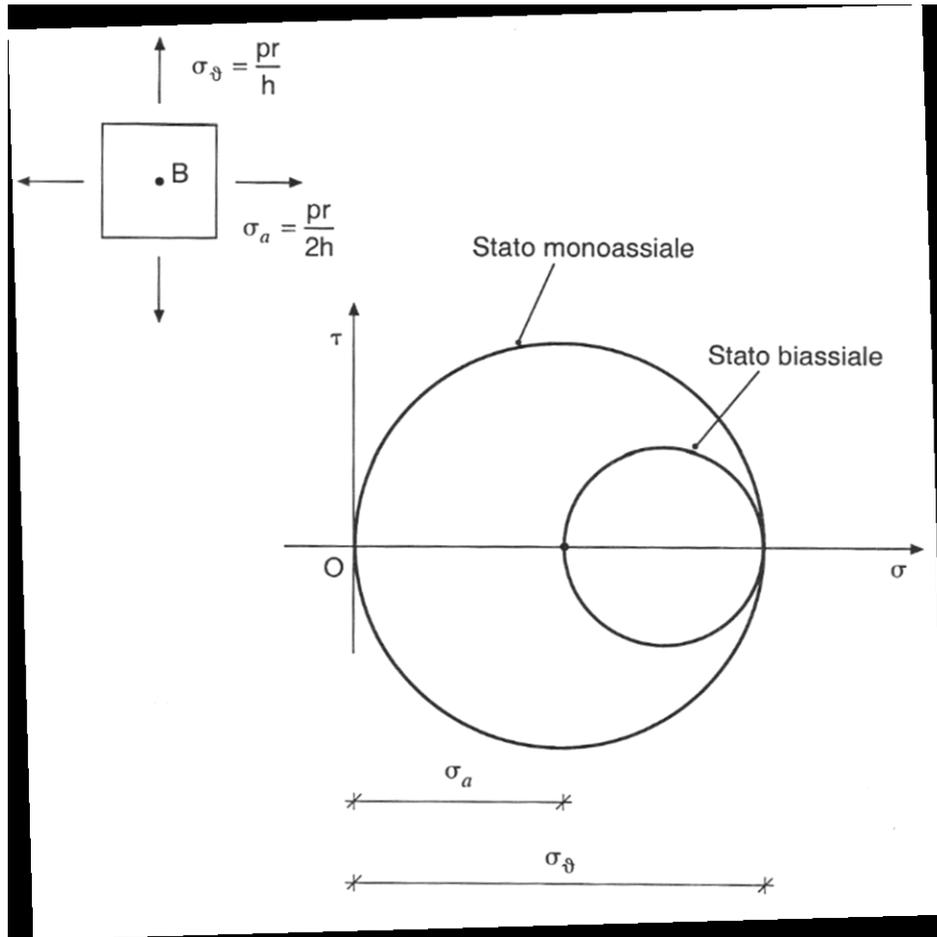


Figura 1.3.2: Cerchi di Mohr per stato monoassiale e biassiale di tensione. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [2].

Quindi, la dilatazione circonferenziale si può scrivere come:

$$\epsilon_{\vartheta} = \epsilon = \frac{\sigma_{\vartheta}}{E} = \frac{p \cdot r}{E \cdot h} = \frac{p \cdot d}{2 \cdot E \cdot h}$$

Si può scrivere anche l'allungamento della circonferenza come (tenendo conto che $d = 2 \cdot r$):

$$\Delta l = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \epsilon_{\vartheta} = \pi \cdot d \cdot \epsilon_{\vartheta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r^2}{E \cdot h} \cdot p = \frac{\pi \cdot d^2}{2 \cdot E \cdot h} \cdot p$$

Mentre il diametro D della circonferenza deformata e la variazione di diametro si possono esprimere come:

$$D = d \cdot (1 + \epsilon_{\vartheta})$$

$$\Delta d = D - d = d \cdot \epsilon_{\vartheta} = \frac{p \cdot d^2}{2 \cdot E \cdot h}$$

Queste considerazioni però valgono nel caso di un tubo cilindrico di lunghezza infinita. Se invece il tubo cilindrico presenta anche dei fondi, nascono anche sollecitazioni assiali $\sigma_a = \sigma_x$, prodotte dalla pressione applicata sulla superficie dei fondi stessi. Lo sforzo assiale S esercitato dai fondi uguaglia il prodotto della superficie del fondo πr^2 per l'intensità p della pressione interna (figura 1.3.3):

$$S = \pi \cdot r^2 \cdot p$$

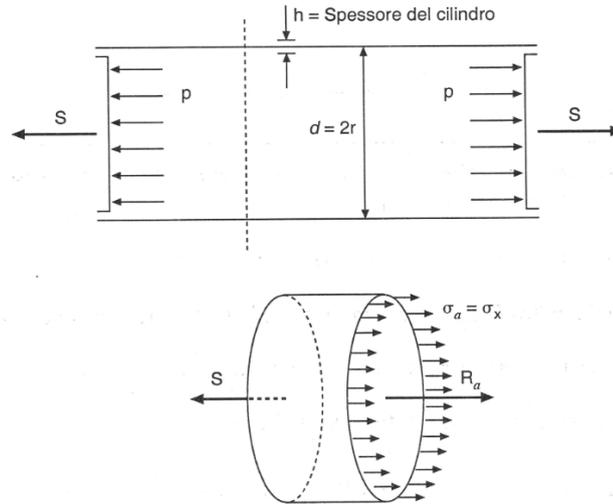


Figura 1.3.3: Sollecitazioni assiali nei gusci cilindrici muniti di fondi. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [2].

Dall'uguaglianza di $S = R_a$, e quindi delle due risultanti, si può ricavare facilmente il valore della tensione assiale:

$$\sigma_a = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} = \frac{p \cdot d}{4 \cdot h}$$

Applicando quindi il principio di sovrapposizione degli effetti, risulta che nel generico punto B della superficie media di un recipiente cilindrico, munito di fondi e sollecitato internamente da una pressione p, lo stato tensionale è biassiale.

Le tensioni principali $\sigma_1 = \sigma_a$ e $\sigma_2 = \sigma_\theta$ si possono quindi riscrivere qui come:

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot r}{h}$$

$$\sigma_a = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h}$$

E queste due tensioni principali suddette individuano un Cerchio di Mohr interno a quello relativo allo stato monoassiale, rappresentato in figura 1.3.2.

Se si volesse applicare il criterio di Von Mises allo stato di tensione biassiale appena trovato, si può calcolare la tensione ideale σ_{id} , detta anche tensione equivalente σ_{eq} come:

$$\sigma_{id} = \sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2)}$$

Perciò si conclude che, per le relazioni suddette e siccome $\sigma_1 = \sigma_a$, $\sigma_2 = \sigma_\theta$ si ha:

$$\sigma_{id} = \sigma_{eq} = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \cdot \sqrt{3}$$

Per quanto riguarda invece la tensione tangenziale nello stato biassiale vale la relazione:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_\theta - \sigma_a}{2}$$

Mentre per lo stato monoassiale si ha:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_\theta}{2}$$

Dove si nota subito che la tensione tangenziale per lo stato monoassiale è maggiore rispetto allo stato biassiale, che trova riscontro anche in figura 1.3.2 dei Cerchi di Mohr.

Capitolo 2

LA TEORIA DELLE PIASTRE E LASTRE INFLESSE

Secondo quanto già indicato nel Cap. 1, le piastre sono elementi strutturali, piani, aventi spessore molto più piccolo in confronto alle altre dimensioni e dotate di una certa rigidità flessionale. Similmente a quanto visto per le membrane e i gusci, è usuale riferirsi al piano medio della lastra, piano parallelo alle facce della lastra tale da dividere a metà il suo spessore.

Lo spessore t , o h , è misurato in direzione normale al piano medio e costituisce l'unico parametro geometrico che interviene direttamente nella definizione delle proprietà flessionali della piastra. Perciò, ai fini del calcolo strutturale, si andrà a parlare di piastre sottili quando il rapporto fra lo spessore h e la più piccola larghezza l della piastra risulti $h/l < 1/20$.

Nel caso specifico di piastra sottile inflessa (ossia caricata solo in direzione normale al suo piano medio) si considera la sola deformabilità flessionale, potendo trascurare quella tagliante; questo è il caso che verrà preso in esame e che più si avvicina all'oggetto che si vorrà studiare e successivamente modellare.

Ci si baserà quindi nel seguito sulla teoria classica di Lagrange-Kirchhoff (per piccoli spostamenti).

2.1 Riferimento geometrico e ipotesi di Kirchhoff

Viene presa inizialmente una piastra rettangolare, piana, riferita ad una terna di assi cartesiani x , y e z , dove il piano (x,y) sia coincidente con il piano medio mentre l'asse z sia orientato verso il basso, come presentato in figura 2.1.1. Lungo queste direzioni le corrispondenti componenti di spostamento di un punto generico vengono identificate con u , v e w , rispettivamente.

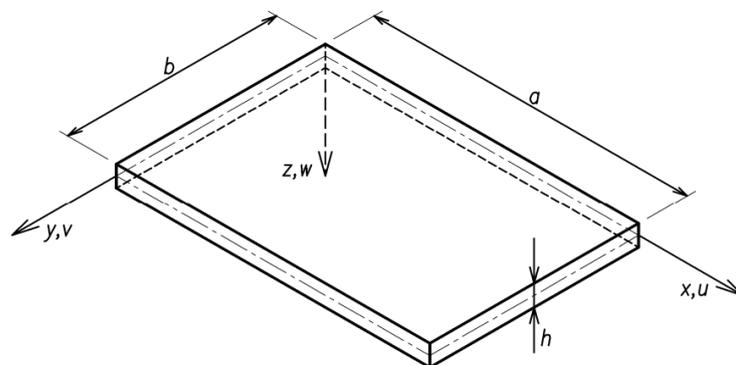


Figura 2.1.1: Riferimento geometrico generico per una piastra rettangolare. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [5].

Per la trattazione verranno affrontate e descritte le ipotesi di Kirchhoff, fondamento della teoria classica delle piastre sottili, enunciabili come:

- Il materiale della piastra è elastico-lineare, omogeneo ed isotropo.
- La piastra è inizialmente piana, con spessore sottile in confronto alle altre due dimensioni caratteristiche.
- Gli spostamenti w conseguenti all'inflessione del piano medio sono piccoli in confronto allo spessore h .
- Un segmento rettilineo e normale al piano medio dopo l'inflessione della piastra rimane ancora rettilineo, inalterato in lunghezza e normale alla superficie elastica; fare questa assunzione equivale a trascurare sia gli scorrimenti angolari dovuti al taglio trasversale ($\gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$) sia la dilatazione lineare nella direzione dello spessore ($\epsilon_z = 0$).

- In conseguenza all'inflessione, il piano medio non subisce deformazioni; questo comporta che sul piano medio siano nulle le dilatazioni lineari ($\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = 0$) e gli scorrimenti angolari ($\gamma_{xy} = 0$). Ciò comporta che il piano medio sia anche il piano neutro: questa ipotesi è valida se gli spostamenti w sono abbastanza "piccoli" e se la piastra non è trattenuta al contorno. Con questa assunzione, sia le tensioni normali σ_x e σ_y sia le tensioni tangenziali $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ dovranno annullarsi in corrispondenza del piano medio.
- Lo sforzo σ_z in direzione normale al piano medio è "piccolo" in confronto con le massime tensioni σ_x e σ_y che si avranno sulle facce della piastra, e perciò potrà essere trascurato. Questa assunzione tuttavia non è più valida in prossimità di possibili carichi trasversali concentrati.

Grazie alle ipotesi di Kirchhoff la trattazione delle piastre inflesse assume minore complessità ed il problema da tridimensionale si riduce ad un problema in due dimensioni.

2.2 Risultanti delle tensioni e caratteristiche di sollecitazione

Per un materiale elastico-lineare, che sia omogeneo ed isotropo, le leggi costitutive nel caso di uno stato di tensione triassiale sono date dalle leggi di Hooke generalizzate:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)]$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)]$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

Per le ipotesi di Kirchhoff sono nulle le deformazioni:

$$\varepsilon_z = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$$

Inoltre, va fatta una considerazione sulla tensione σ_z : quando si carica la piastra, ad esempio sulla faccia superiore, con un carico distribuito $P(x,y)$ si avrà una tensione identicamente pari a $\sigma_z = -P$ sulla faccia superiore ($z=-h/2$) e $\sigma_z = 0$ sulla faccia inferiore ($z=+h/2$) scarica. Se la piastra è abbastanza sottile, però, σ_z risulterà di qualche ordine di grandezza più piccola rispetto alle tensioni σ_x , σ_y e τ_{xy} che nascono per l'inflessione della piastra, per cui si potrà ritenere univocamente:

$$\sigma_z = 0$$

Quindi le relazioni costitutive per una piastra inflessa sottile si riducono a:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu\sigma_y)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

Da cui si possono ricavare in maniera agevole le espressioni per il campo delle tensioni, conseguenti ad una ipotetica inflessione:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x)$$

$$\tau_{xy} = G \gamma_{xy}$$

Per poter valutare le risultanti delle tensioni agenti su di un fronte di larghezza unitaria si deve immaginare di estrarre dalla piastra un elementino, avente facce parallele ai piani coordinati, con base quadrata di lati unitari e altezza pari allo spessore h . Sulle facce normali agli assi x e y le tensioni parallele al piano medio (σ_x , σ_y e τ_{xy}) danno luogo alle risultanti:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x \cdot z \, dz$$

$$M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y \cdot z \, dz$$

$$M_{xy} = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{xy} \cdot z \, dz$$

Dove M_x ed M_y rappresentano due momenti flettenti per unità di lunghezza mentre M_{xy} è il momento torcente, sempre riferito ad una unità di larghezza di sezione. Si osserva inoltre che, preso un generico punto, essendo $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, il momento torcente agente sulla faccia di normale uscente x sarà uguale al momento torcente agente sulla faccia di normale y , perciò varrà la relazione:

$$M_{xy} = M_{yx}$$

Per quanto riguarda invece le forze di taglio su un fronte di larghezza unitaria, risultano avere le relazioni:

$$T_x = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{xz} \, dz$$

$$T_y = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{yz} \, dz$$

Si ricorda anche che il segno delle caratteristiche di sollecitazione è strettamente legato alla convenzione adottata per le tensioni prese in considerazione; una tensione normale o tangenziale sarà quindi considerata positiva se sulla faccia positiva e concorde con il verso degli assi coordinati, mentre sulla faccia negativa sarà discorde; si prenda quindi in riferimento la figura 2.2.1.

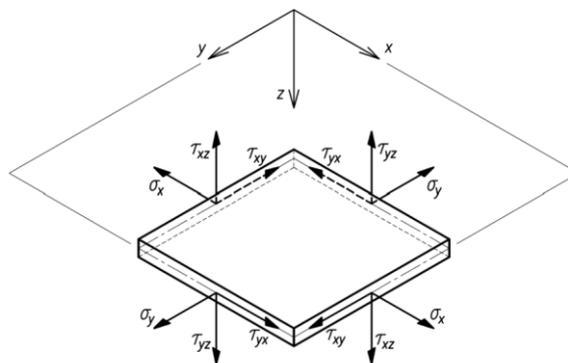


Figura 2.2.1: Convenzioni di segno per le tensioni. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [5].

Le risultanti delle tensioni trovate precedentemente possono essere scritte anche in funzione delle grandezze cinematiche legate alla superficie elastica inflessa.

Per quanto riguarda le caratteristiche di momento M_x, M_y, M_{xy} , che sono date esclusivamente dalle tensioni conseguenti all'inflessione della piastra, ossia dalle tensioni σ_x, σ_y e τ_{xy} parallele al piano medio, si fa ricorso all'applicazione delle leggi costitutive del materiale. Invece per le caratteristiche di taglio T_x e T_y , che nascono dalle tensioni tangenziali τ_{xz} e τ_{yz} normali al piano medio, per le ipotesi di Kirchhoff sono nulle le deformazioni γ_{xz} e γ_{yz} e si dovrebbe ricorrere a delle considerazioni di equilibrio, che in questo caso non verranno affrontate.

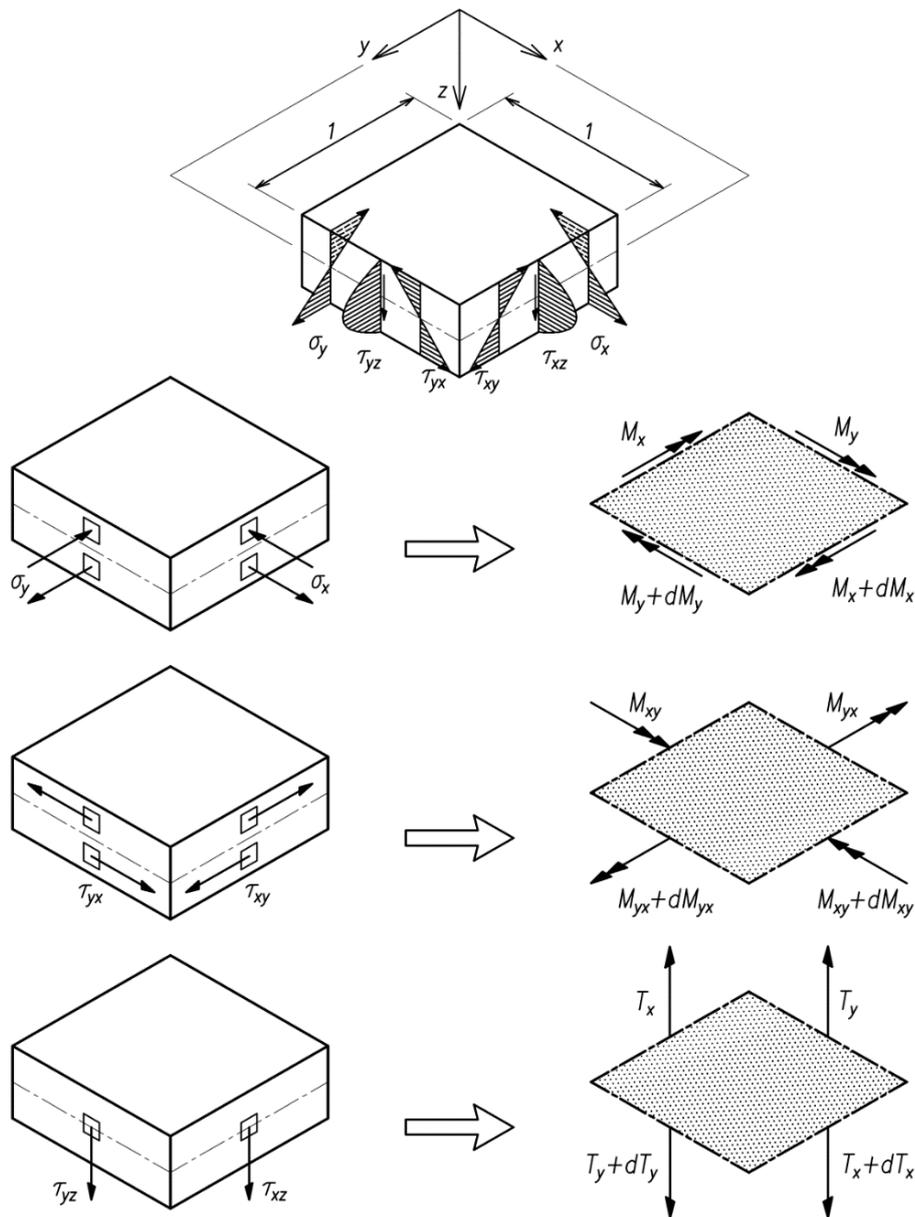


Figura 2.2.2: Convenzioni di segno per quanto riguarda le risultanti delle tensioni. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [5].

Il momento flettente intorno a x si può esprimere come:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z \, dz = \int_{-h/2}^{h/2} \frac{E * z}{1 - \nu^2} * (\chi_x + \nu \chi_y) z \, dz = \frac{E}{1 - \nu^2} (\chi_x + \nu \chi_y) * \int_{-h/2}^{h/2} z^2 \, dz = D(\chi_x + \nu \chi_y)$$

Analogamente il momento flettente attorno a y sarà:

$$M_y = D(\chi_y + \nu\chi_x)$$

Ricordando che le curvature sono legate alla superficie elastica $w(x,y)$ dalle espressioni:

$$\chi_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$$

$$\chi_y = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

$$\chi_{xy} = -\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Si avrà:

$$M_x = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)$$

$$M_y = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)$$

Dove con D si intende la rigidità flessionale della piastra, con riferimento ad una striscia di larghezza unitaria:

$$D = \frac{Eh^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$$

che può anche essere riscritta come:

$$D = \left(\frac{E}{(1 - \nu^2)}\right) \cdot \left(\frac{h^3}{12}\right)$$

Il primo termine moltiplicativo è detto modulo di elasticità effettivo, maggiore del modulo di Young E di circa il 10% (con $\nu = 0,3$). Perciò nella piastra il materiale è come se rispondesse con una maggiore rigidità a seguito del fatto che, nella striscia unitaria considerata, le dilatazioni trasversali sono impedito dalle strisce adiacenti.

Per quanto riguarda il momento torcente, in funzione degli spostamenti $w(x,y)$, esso sarà pari a:

$$M_{xy} = -(1 - \nu) \cdot D \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

Le espressioni per le tensioni parallele al piano di giacitura della piastra in funzione dei momenti agenti possono essere quindi ricavate come:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (z\chi_x + \nu z\chi_y) = z \cdot \frac{M_x}{\frac{h^3}{12}}$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot (z\chi_y + \nu z\chi_x) = z \cdot \frac{M_y}{\frac{h^3}{12}}$$

$$\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \cdot 2 \cdot z \cdot \chi_{xy} = \frac{E}{1 + \nu} \cdot z \cdot \frac{M_{xy}}{(1 - \nu) \cdot D} = z \cdot \frac{M_{xy}}{\frac{h^3}{12}}$$

Capitolo 3

PROGETTAZIONE PRELIMINARE

La progettazione e successiva produzione del serbatoio benzina deve seguire uno studio di fattibilità preliminare che individui quelle che sono le scelte implementabili e le normative da seguire per quanto riguarda la sicurezza, non solo del pilota nell'evento di un incidente, ma anche della stessa moto. In particolare, pur presentandosi un evento accidentale quale la completa rottura dei componenti del motociclo, il serbatoio deve mantenere la propria integrità strutturale e non subire rotture e/o esplosioni. Si rimanderà inizialmente al regolamento ufficiale Motostudent 2022-23, riferimento cardine per poter sviluppare e trovare i carichi agenti sul serbatoio; un paragrafo presente all'interno del regolamento predispone infatti un tetto massimo di pressione che non deve essere superato in nessuna parte del circuito di alimentazione del motociclo.



C.3.4 Fuel cooling

The artificial cooling of the fuel is not allowed. Only the aerodynamic design may be used for cooling the fuel system.

C.3.5 Fuel pressure

The fuel pressure must not be over **3.5 bar** in any part of the supply circuit.

C.3.5.1 | The refueling operation must be done from a non-pressurized recipient.

C.3.5.2 | It is forbidden to artificially pressurize the fuel tank.

Figura 3.1: Screenshot di sezione del regolamento ufficiale Motostudent 2022-23.

A questo documento verranno affiancate delle normative, in particolare le “International Standard BS ISO 21029-1:2018+A1:2019: Cryogenic vessels – Transportable vacuum insulated vessels of not more than 1000 liters volume” e “BS EN 1999-1-1:2007+A2:2013: Eurocode 9” che univocamente fanno testo nello studio di fattibilità corretto da seguire per la progettazione di elementi strutturali tipo-serbatoio e di diverso materiale.

Per determinare le prime forze agenti su cui dimensionare il componente si riprende la parte di regolamento Motostudent presente in figura 3.1; nello specifico, viene espressa la massima pressione ammissibile, in Bar, del carburante in ciascuna parte della linea benzina, comprendendo quindi anche il serbatoio. L'interno di esso invece, ed ogni suo componente, devono essere progettati per resistere ad una ulteriore pressione esterna di 1 Bar. Come da usuale progettazione dei serbatoi benzina ed in accordo con il regolamento, questi risultano dotati di sfiati in modo tale da risultare non pressurizzati. Nello studio qui condotto si è invece ipotizzato (realizzandosi in questo modo la condizione ultima di malfunzionamento dello sfiato) che il serbatoio risulti in pressione, a favore di sicurezza, controllando però che la risposta meccanica del materiale costituente permanga in campo elastico.

Inoltre si dovrà tenere conto anche del range di temperatura di funzionamento del componente; esso verrà posizionato sopra alla testa del blocco motore, perciò sarà soggetto a variazioni di temperature non poco rilevanti e l'innalzamento di tale temperatura va ad influire sulle prestazioni del motociclo, andando a scaldare la benzina. Perciò, seguendo anche la normativa BS ISO 21029-1-2018, il funzionamento dovrà essere garantito in un range di temperatura variabile da 20 a 85 °C.

Per questo motivo si dovrà predisporre un materiale isolante che andrà ad avvolgere la parte inferiore del serbatoio.

Si dovrà quindi garantire che anche le saldature risultino verificate nelle condizioni di lavoro sopra esposte.

3.1 Criteri di Resistenza

Tutti i materiali non si comportano in modo indefinitamente elastico, ma questo comportamento è ammissibile solo entro una certa soglia di tensione, variabile da materiale a materiale, superata la quale la risposta del mezzo non è più di tipo elastico. Per i materiali duttili, superato il limite elastico, esistono ulteriori risorse che possono però essere tenute in considerazione solamente modificando il legame stesso: in questo caso l'esaurimento delle risorse si configura come limite di snervamento del materiale.

Ai fini di una verifica, questi valori devono essere tradotti in una opportuna misura globale del livello di sollecitazione, detta grandezza indice del pericolo (GIP), che assuma ugual valore per stati di tensione che, pur tra loro diversi, si ritengano ugualmente distanti dal limite elastico.

Confrontando il valore della GIP per un certo stato di tensione con un valore di riferimento espresso in funzione di uno o più dati sperimentali, si può stabilire e con quali margini un materiale si comporti elasticamente. La GIP non è univocamente definita ma esistono diverse scelte e ad ognuna di esse corrisponde un criterio di resistenza elastica del materiale.

Nei materiali duttili (metalli) i criteri di resistenza devono tener conto di due caratteristiche fondamentali:

- Il limite di snervamento è uguale, in valore assoluto, sia a trazione che in compressione.
- Le deformazioni permanenti avvengono a volume costante.
- L'aggiunta di una pressione idrostatica $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = p$ non altera il limite di snervamento.

Per questo motivo un criterio di resistenza per metalli si basa su una GIP che non vari rispetto al cambiamento di segno delle componenti di tensione e che sia indipendente dalla pressione idrostatica. Nello spazio delle tensioni, il criterio è rappresentato da un cilindro il cui asse è l'asse idrostatico, cioè quel luogo dei punti dove si verifica che $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

3.1.2 Criterio di Tresca e Guest

Questo criterio definisce come GIP la tensione tangenziale massima. Deve quindi valere:

$$\tau_{\max} \leq k$$

Dove k è il valore assunto dalla GIP in una situazione al limite elastico, derivante da prova sperimentale di laboratorio.

Esplicitando la condizione del cedimento in funzione delle tensioni $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ si ha che la τ_{\max} in un generico stato di tensione triassiale risulta essere (supponendo che σ_1 sia la tensione massima e σ_3 la minima):

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Particolarizzando la causa del cedimento per uno stato di tensione monoassiale si ha che:

$$\sigma_1 = \sigma_x$$

$$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma_1$$

E andando ad imporre sullo stato di tensione monoassiale la condizione al limite elastico, si ha che:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma_1 \leq k$$

Andando ad effettuare una prova di trazione monoassiale, il valore limite σ_l , che solitamente rappresenta la $\sigma_{\text{snervamento}}$, porta a:

$$\tau_1 = \frac{1}{2}\sigma_l$$

Da cui la verifica in campo triassiale:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \leq \tau_l = \frac{1}{2}\sigma_l$$

Il caso limite prende la forma:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) = \frac{1}{2}\sigma_l$$

Ottenendo:

$$\sigma_{id} = (\sigma_1 - \sigma_3) \leq \sigma_{snervamento} = \sigma_l$$

3.1.3 Criterio di Hüber – Henky – Von Mises

Secondo il criterio di Von Mises, la GIP è data dall'Invariante secondo del deviatore di tensione J_2' :

$$3J_2' = J_1^2 - 3J_2 = \frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq k^2$$

Dove, nel caso in cui $\sigma_3 = 0$, si ha:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \leq k^2$$

Dove k è il valore assunto dalla GIP in una situazione al limite elastico. Per una prova di trazione, le tensioni principali assumono il valore: $\sigma_1 = \sigma_0 = \sigma_{snervamento}$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ e quindi $k = \sigma_0$.

3.2 Dimensionamento iniziale e scelta del materiale

Inizialmente si è deciso di seguire la normativa BS ISO 21029-1-2018, che presenta la relazione che deve valere ed essere seguita per la progettazione del serbatoio. Inoltre, secondo il paragrafo: “6 – Mechanical loads” il componente deve resistere a carichi di tipo meccanico senza subire deformazioni che potrebbero influire sulla sicurezza dello stesso o causare perdite. Questo requisito essenziale può essere convalidato in vari modi, tra cui:

- Calcolo.
- Metodo sperimentale.
- Metodo di calcolo e metodo sperimentale.

Si è scelto di attenersi ad un metodo di calcolo inizialmente analitico per successivamente rivalersi di uno studio agli Elementi Finiti. In particolare, si ha che:

$$p_{test} \geq 1,3(p_s + 1) [bar]$$

Dove p_{test} è la pressione su cui eseguire i test di dimensionamento, p_s la massima pressione ammissibile (cioè la pressione impostata sullo sfiato del serbatoio, quindi 1 bar) e l'unità rappresenta la tolleranza per il vuoto esterno.

In questo caso, come risulta in figura 3.1, la p_{test} che verrà presa in considerazione è di 3,5 bar che risulterà un parametro essenziale per il dimensionamento.

Inoltre secondo normativa, in particolare secondo il paragrafo: “8 – Thermal conditions”, bisognerà garantire un range di funzionamento del componente, e quindi resistenza del materiale, da una temperatura minima di funzionamento di -20 °C e massima di 50 °C.

Per poter valutare e scegliere correttamente il materiale da utilizzare, verrà seguita ancora una volta la normativa BS ISO 21029-1-2018; nello specifico i paragrafi presenti in: “10.3.2 – Inner vessel”, che forniscono parametri e formule di base per poter calcolare uno spessore minimo, in funzione di coefficienti di sicurezza e proprietà del materiale. Si ha quindi:

- La proprietà del materiale k da utilizzare nei calcoli, che corrisponde (per l'alluminio e sue leghe) alla sua resistenza allo 0,2%. Inoltre, k dovrà essere il valore minimo ricavato dalla normativa del materiale specifico a 20 °C. Nel caso in cui si prenda in considerazione acciaio al carbonio, k corrisponderà al suo limite di snervamento.
- Coefficiente di sicurezza nel caso di pressione interna: $S = 1,33$.
- Coefficiente di sicurezza per giunzione saldata, $\nu = 0,85$ oppure 1 nel caso di pressione interna.
- Tolleranza su corrosione, $c = 0$ nel caso di acciaio inossidabile austenitico, alluminio e sue leghe.

Come materiale per la produzione e progettazione del serbatoio si è deciso di utilizzare l'alluminio, che fornisce un ottimo compromesso tra leggerezza, dato il basso peso specifico, formabilità e lavorabilità, nonché un'ottima resistenza meccanica; infatti, le leghe di alluminio possono raggiungere resistenze fino a 560 MPa, in base al campo d'impiego e lega specifica, dove lo snervamento per quelle a più alta resistenza raggiungono circa l'85% della resistenza a rottura. Inoltre, il prodotto laminato si può produrre in una vasta serie di forme e ha ottime proprietà di deformazione permanente, che caratterizza varie leghe di alluminio, agevolandone l'impiego anche in applicazioni complesse. Seguendo la classificazione internazionale delle leghe di alluminio, si è deciso di optare per una lega 6XXX, cioè composta da alluminio – magnesio – silicio, dove questi ultimi due elementi leganti migliorano, rispettivamente, la resistenza alla corrosione e riducono il coefficiente di dilatazione.

1xxx	ALLUMINIO con purezza minima 99,00%
2xxx	LEGHE ALLUMINIO – RAME
3xxx	LEGHE ALLUMINIO – MANGANESE
4xxx	LEGHE ALLUMINIO – SILICIO
5xxx	LEGHE ALLUMINIO – MAGNESIO
6xxx	LEGHE ALLUMINIO – MAGNESIO – SILICIO
7xxx	LEGHE ALLUMINIO – ZINCO
8xxx	LEGHE ALLUMINIO CON ALTRI ELEMENTI
9xxx	SERIE SPERIMENTALE

Figura 3.2.1: Classificazione internazionale per leghe di alluminio.

In particolare, si è scelto di adottare una lega di alluminio 6061, cioè un alluminio con designazione alfanumerica AlMgSiCu, che garantisce le migliori prestazioni per i compiti individuati per un serbatoio ad uso motociclistico, in comparazione alle altre leghe di alluminio della serie 6000 (Anticordal).

Per quanto riguarda il trattamento e lo stato di finitura della lega scelta verrà presa in considerazione una lega T6 o T9, cioè una lega che ha subito un ciclo termodinamico in predeterminate condizioni e temperature a cui seguono raffreddamenti, più o meno lenti con lo scopo di far assumere al metallo delle strutture cristalline specifiche per impartire al prodotto finale determinate proprietà. Solitamente per comprendere l'effetto dei trattamenti termici sulla struttura di una lega metallica è necessario conoscere il diagramma di stato della lega stessa anche se tale conoscenza non è sufficiente perché i diagrammi di stato definiscono solamente le strutture di equilibrio ad una determinata temperatura; questo argomento non verrà comunque trattato nel presente elaborato.

Stato di Finitura	Descrizione
O	Ricottura completa
F	Grezzo di lavorazione solubilizzato
W	Solubilizzato
LEGHE DA TRATTAMENTO TERMICO	
T1	Tempra in aria e invecchiamento naturale
T2	Tempra in aria, incrudimento e invecchiamento
T3	Tempra , incrudimento e invecchiamento naturale
T4	Tempra e invecchiamento naturale
T5	Tempra in aria e invecchiamento artificiale
T6	Tempra e invecchiamento artificiale
T7	Tempra e stabilizzazione
T8	Tempra , incrudimento e invecchiamento artificiale
T9	Tempra, invecchiamento artificiale e incrudimento
T10	Tempra in aria, incrudimento e invecchiamento artificiale
LEGHE DA INCRUDIMENTO	
H12	¼ crudo per incrudimento
H14	½ crudo per incrudimento
H16	¾ crudo per incrudimento
H18	Crudo per incrudimento
H19	Extracrudo
H22	¼ crudo ottenuto per ricottura parziale finale
H24	½ crudo ottenuto per ricottura parziale finale
H26	¾ crudo ottenuto per ricottura parziale finale
H28	Crudo con ricottura intermedia + distensione
H32	¼ crudo e stabilizzato
H34	½ crudo e stabilizzato
H36	¾ crudo e stabilizzato
H38	Crudo e stabilizzato
H111	Ricotto e spianato.
H112	Ricotto e spianato con caratteristiche meccaniche tra stato 0 e h11.

Figura 3.2.2: Stati di finitura delle leghe di alluminio.

Viene quindi presentata di seguito in figura 3.2.3 un confronto con le altre leghe della serie 6000, per quanto riguarda le diverse tipologie di lavorazioni, oltre al confronto con alcune leghe della serie 5000 e 7000:

Designazione numerica	Stato	Lavorabilità all'utensile	Deformazione plastica a freddo	Saldabilità gas inerte / scintillio	Anodizzazione		Resistenza alla corrosione	
					Protettiva	Decorativa	Atmosferica	Marina
5086	0	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	H32	●●●●	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	H36	●●●●	●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
5154B	0	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	H34	●●●●	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	H36	●●●●	●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
6005A	T5	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
6026	T6	●●●●●	●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
6060	T1	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	T5	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
6061	0	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	T4	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	T6	●●●●	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
6082	0	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	T4	●●●●	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
	T6	●●●●	●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●
7020	0	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●●●
	T4	●●●●	●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●
	T6	●●●●	●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●●	●●●
7075	0	●●●●	●●●	●●	●●●●	●●●	●●	●
	T6	●●●●	●	●●	●●●●	●●●	●●	●

LEGENDA: ●●●●● OTTIMA ●●●● BUONA ●●●● SUFFICIENTE ●●● MEDIOCRE ●● INSUFFICIENTE ● SCONSIGLIATA

Figura 3.2.3: Criteri per la scelta delle leghe di alluminio.

Mentre in tabella 3.2.4 vengono presentate le proprietà meccaniche di diverse leghe, tra cui quella scelta; verranno prese in esame gli estremi minimi e massimi rispettivamente dei valori tabellati, per poter accuratamente valutare un range di funzionamento ottimale per il serbatoio, compatibile con lo spessore assunto:

Legha	Stato	Resistenza a trazione [RM (N/mm ²)]	Carico di snervamento [Rp0,2 (N/mm ²)]
6061	0	125	65
6061	T4	235	140
6061	T6	235	140
6061	T9	405	220

Tabella 3.2.4: Caratteristiche meccaniche delle leghe di alluminio: Dati forniti da catalogo "Alluminio di Qualità S.p.A".

Perciò, dalle considerazioni fatte precedentemente rispetto al trattamento sulla lega, si avrà un carico di snervamento pari a:

$$\sigma_{smin} = 140 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{smax} = 220 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 220 \text{ MPa}$$

Scelto quindi il materiale e note le caratteristiche meccaniche, riprendendo la normativa BS ISO 21029-1-2018, nel paragrafo inerente al calcolo dello spessore minimo, vengono fornite empiricamente le espressioni che valgono nel caso di lamiere piane o saldate:

$$\frac{h - c}{D} \geq \sqrt[4]{\frac{0,0087 \cdot p}{E}}$$

$$\frac{h - c}{D} \leq \frac{1}{3}$$

Dove D rappresenta il diametro esterno, ipotetico, di un guscio cilindrico; inizialmente è stato scelto di utilizzare un diametro e dimensioni del serbatoio progettato nell'edizione Motostudent precedente, dall'Ing. Luca Lattanzio, prendendo un valore medio di riferimento presente in figura 3.2.5.

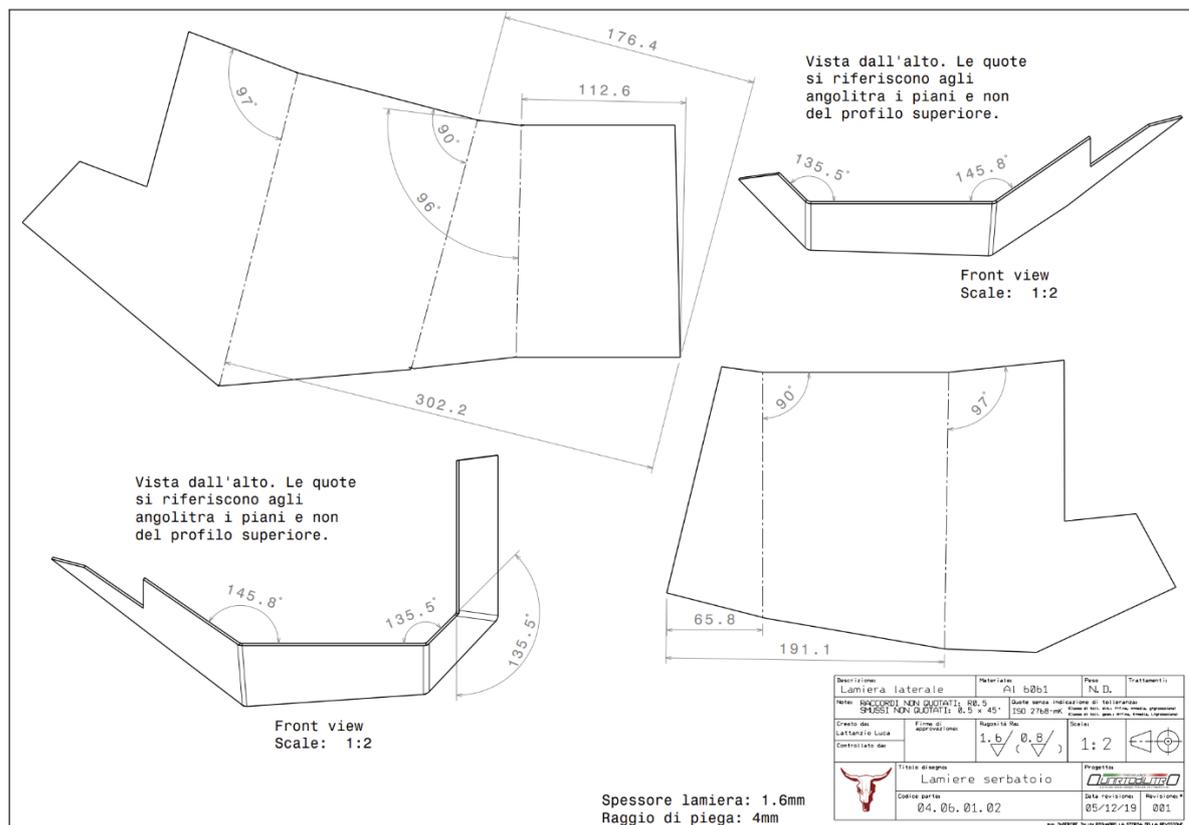


Figura 3.2.5: Messa in tavola di una lamiera laterale del serbatoio progettato dall'Ing. Luca Lattanzio durante l'edizione 2019 Motostudent.

Perciò si avrà $D = 200mm$. Inoltre, preso il modulo di Young dell'alluminio pari a $E = 72000 \text{ MPa}$, sostituendo nella formula precedente:

$$\frac{h - c}{D} \geq \sqrt[4]{\frac{0,0087 \cdot p}{E}} \rightarrow h = \sqrt[4]{\frac{0,0087 \cdot p}{E}} \cdot D = \sqrt[4]{\frac{0,0087 \cdot 3,5 \text{ bar}}{720000 \text{ bar}}} \cdot 200mm = 2,86 \text{ mm} \cong 3 \text{ mm}$$

Inoltre deve valere anche la seconda relazione, che risulta verificata.

Nel caso in cui però si abbia una lamiera rettangolare o ellittica, deve valere la formula empirica:

$$h = C \cdot C_E \cdot b \cdot \sqrt{\frac{0,1 \cdot p \cdot S}{k}}$$

Dove il coefficiente C_E si ricava graficamente seguendo figura 3.2.5 e con la formula empirica:

$$C_E = \begin{cases} \sum_{i=1}^4 A_i \left(\frac{b}{a}\right)^{i-1}, & 0,1 < \left(\frac{b}{a}\right) \leq 1,0 \\ 1,562, & 0 < \left(\frac{b}{a}\right) \leq 0,1 \end{cases}$$

$$A_1 = 1,58914600$$

$$A_2 = -0,23924990$$

$$A_3 = -0,33517980$$

$$A_4 = 0,08521176$$

BS ISO 21029-1:2018+A1:2019
ISO 21029-1:2018+A1:2019

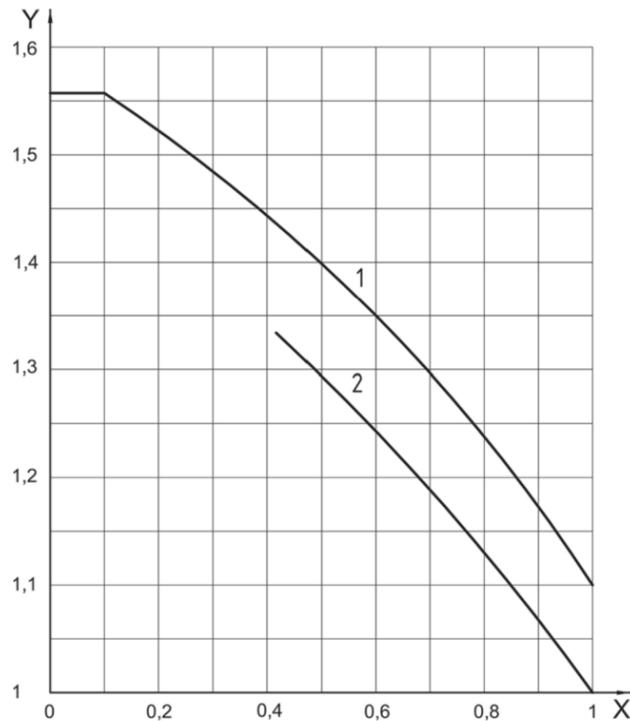


Figura 3.2.6: Grafico per identificare C_E , dove l'asse X rappresenta il rapporto b/a e l'asse Y il coefficiente C_E . Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [7].

Nel caso di lamiere rettangolari, si prende come riferimento la curva 1 in figura 3.2.5. Per quanto riguarda i coefficienti presenti nella formula sopra descritta, b rappresenta il lato corto di una lamiera rettangolare di riferimento mentre a rappresenta il lato lungo di una lamiera rettangolare di riferimento. In questo caso vengono ancora una volta riprese delle dimensioni tipiche utilizzate precedentemente (medie) del serbatoio:

$$b = 146 \text{ mm}$$

$$a = 190 \text{ mm}$$

Perciò il rapporto vale:

$$\left(\frac{b}{a}\right) = \left(\frac{146 \text{ mm}}{190 \text{ mm}}\right) \cong 0,77$$

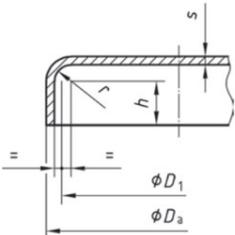
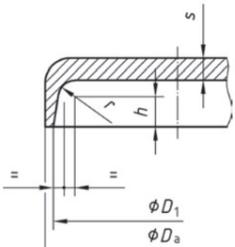
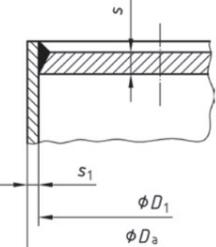
E sviluppando la serie:

$$C_E = \sum_{i=1}^4 A_i \left(\frac{b}{a}\right)^{i-1} = 1,246 \cong 1,25$$

Che si può ottenere anche per via grafica seguendo figura 3.2.5.

Per poter trovare la costante C essa si valuta secondo normativa, essendo un valore tabellato in base al diametro minimo preso in considerazione e le condizioni che si ipotizzano di saldatura o giunzione, presente in figura 3.2.6.

BS ISO 21029-1:2018+A1:2019
ISO 21029-1:2018+A1:2019

Type of flat end design (principle only)	Conditions	Design factor C												
a) flanged flat end 	1. knuckle radius: <table border="1" data-bbox="869 974 1161 1153"> <thead> <tr> <th>D_a</th> <th>r min</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≤ 500</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>$> 500 \leq 1\,400$</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,400 \leq 1\,600$</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,600 \leq 1\,900$</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>$> 1\,900$</td> <td>50</td> </tr> </tbody> </table> and $r \geq 1,3 s$ 2. cylindrical part: $h \geq 3,5 s$	D_a	r min	≤ 500	30	$> 500 \leq 1\,400$	35	$> 1\,400 \leq 1\,600$	40	$> 1\,600 \leq 1\,900$	45	$> 1\,900$	50	0,30
D_a	r min													
≤ 500	30													
$> 500 \leq 1\,400$	35													
$> 1\,400 \leq 1\,600$	40													
$> 1\,600 \leq 1\,900$	45													
$> 1\,900$	50													
b) forged or pressed flat end 	1. knuckle radius: $r \geq \frac{s}{3}$, however at least 8 mm 2. cylindrical part: $h \geq s$	0,35												
c) flat plate welded into the shell from both sides 	plate thickness: $s \leq 3 s_1$ $s > 3 s_1$	0,35 0,40												

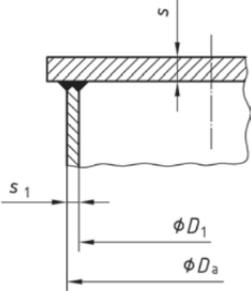
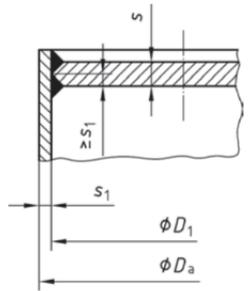
Type of flat end design (principle only)	Conditions	Design factor C
d) plate welded to the shell with welds at both sides of the latter 	plate thickness:	0,40
	$s \leq 3 s_1$ $s > 3 s_1$ Only killed steels may be utilized. When plate material is employed, over an area of at least $3 s_1$ in the weld zone there shall be no evidence of material discontinuities in the plate.	0,45
e) flat plate welded into the shell from one side only 	plate thickness:	0,45
	$s \leq 3 s_1$ $s > 3 s_1$	0,50

Figura 3.2.7: Fattore di progettazione C per estremità e piastre piatte o circolari. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [7].

In questo caso, non solo vista la natura del serbatoio stesso ma anche volendo essere in sicurezza, si è scelto di assumere $C = 0,5$; questo perché si ipotizza che la saldatura potrà essere eseguita, in gran parte dei casi, solamente sulla parte esterna della lamiera del componente e non sarà sempre accessibile l'interno per una seconda saldatura. Inoltre, la relazione fornita dalla normativa su "conditions" è valida visti gli spessori ipotizzati.

Perciò potendo ora sviluppare la formula empiria per ricavare uno spessore minimo, si ha:

$$h = C \cdot C_E \cdot b \cdot \sqrt{\frac{0,1 \cdot p \cdot S}{k}} = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 146 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{0,1 \cdot 3,5 \text{ bar} \cdot 1,33}{2200 \text{ bar}}} = 1,33 \text{ mm} \cong 1,5 \text{ mm}$$

Dove k rappresenta la tensione di snervamento allo 0,2% del materiale preso in considerazione; assumendo un alluminio 6061 T9, il carico di snervamento risulta essere pari a 220 MPa, quindi 2200 bar. Se si prendesse in considerazione la lega di alluminio 6061 T6, il suo carico di snervamento risulterebbe essere pari a 140 MPa, quindi sostituendolo nella relazione precedente si otterrebbe uno spessore h pari a $\cong 1,66 \text{ mm}$, ovviamente maggiore per via del carico di snervamento meno elevato.

Visti i risultati preliminari ottenuti si è deciso di progettare in favore di sicurezza, prendendo quindi i valori imposti dalla normativa BN ISO 21029-1-2018: si è scelto di adottare inizialmente uno spessore di 3 mm nelle zone più sollecitate e 1,5 mm nelle zone meno sollecitate.

3.3 Calcoli secondo la teoria dei gusci in parete sottile e piastre inflesse

Oltre ai primi sviluppi seguiti secondo normativa, che forniscono un valore di base dello spessore del serbatoio rispetto ai carichi individuati, li si andrà a confrontare con le formule ottenute dalla teoria dei gusci in parete sottile e dalla teoria delle piastre inflesse.

In particolare, secondo la teoria dei gusci sottili, seguendo il criterio di Hüber – Henky – Von Mises, e ricordando che secondo il criterio di resistenza, deve valere la relazione:

$$\sigma_{progetto} \leq \sigma_{snervamento}$$

Poiché elementi quali i serbatoi non funzionano in regime uniassiale, la tensione di progetto seguirà il criterio di resistenza indicato e, in particolare:

$$\sigma_{id} = \sigma_{progetto} = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \cdot \sqrt{3}$$

quindi:

$$\frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \cdot \sqrt{3} \leq \frac{\sigma_s}{\nu'}$$

Dove $\nu' > 1$ è detto coefficiente di sicurezza; tale coefficiente è tanto più alto quanto più è aleatorio il comportamento del materiale e quindi meno ripetibili le prove di laboratorio. Per i materiali duttili spesso si assume $\nu' = 1.5$.

Dalle relazioni trovate e dai dati accessibili al dimensionamento scritti nei paragrafi precedenti, prendendo due leghe di Al 6061 – T4 e Al 6061 – T9, per trovare gli spessori incogniti in un range accettabile vale la relazione:

$$h \geq \frac{p \cdot r \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot \sigma_s} \cdot \nu'$$

E quindi si trovano, univocamente:

$$h_{min} \geq \frac{0,35MPa \cdot 100mm \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot 140MPa} \cdot 1,5 \cong 0,32 \text{ mm}$$

$$h_{max} \geq \frac{0,35MPa \cdot 100mm \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot 220MPa} \cdot 1,5 \cong 0,2 \text{ mm}$$

I valori h_{max} ed h_{min} sono intesi prendendo, rispettivamente, i valori delle tensioni di snervamento minima e massima per l'alluminio 6061 visti i possibili trattamenti termici.

Si può valutare uno spessore minimo anche utilizzando il criterio di Tresca e Guest, che risulta essere più cautelativo (e quindi in favore di sicurezza) rispetto al criterio di Hüber – Henky – Von Mises.

Infatti, vale la disuguaglianza:

$$\sigma_{id} = (\sigma_1 - \sigma_3) \leq \sigma_{snervamento}$$

Dove valgono le stesse considerazioni fatte precedentemente; in questo caso però la tensione σ_3 è pari a 0, poichè per la stessa natura della teoria dei serbatoi in parete sottile la sollecitazione risulta essere al più in regime biassiale. Perciò la relazione diventa:

$$\sigma_1 \leq \sigma_{snervamento}$$

Dalla teoria dei serbatoi, si ha che:

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot r}{h}$$

$$\sigma_a = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h}$$

Quindi:

$$\frac{p \cdot r}{h} \leq \frac{\sigma_s}{v'}$$

Esplicitando lo spessore:

$$h \geq \frac{p \cdot r \cdot v'}{\sigma_s}$$

Dove $v' > 1$ è ancora una volta il coefficiente di sicurezza. Nei due casi di leghe di Al 6061 – T4 e Al 6061 – T9 si ha:

$$h_{\min} \geq \frac{0,35 \text{ MPa} \cdot 100 \text{ mm} \cdot 1,5}{140 \text{ MPa}} \cong 0,38 \text{ mm}$$

$$h_{\max} \geq \frac{0,35 \text{ MPa} \cdot 100 \text{ mm} \cdot 1,5}{220 \text{ MPa}} \cong 0,24 \text{ mm}$$

I valori h_{\max} ed h_{\min} sono intesi prendendo, rispettivamente, i valori delle tensioni di snervamento minima e massima per l'alluminio 6061 visti i possibili trattamenti termici. Si può notare come i valori minimi di spessore siano un po' più elevati rispetto a quelli precedentemente calcolati con Hüber – Henky – Von Mises.

Si può inoltre osservare come i valori di spessore secondo la teoria dei gusci in parete sottile siano molto più bassi rispetto ai valori consigliati dalla normativa per poter sopportare il carico che è stato individuato; questo perché il serbatoio effettivo che si andrà a progettare si discosta in modo non trascurabile da un puro comportamento di guscio sottile; nella realtà quindi bisognerà trovare un riscontro con la teoria delle lastre e piastre inflesse che rappresenta una situazione che più si avvicina a quella in esame.

Si ricordano quindi le espressioni per le tensioni bidimensionali in funzione dei momenti ricavate dalla teoria delle piastre inflesse:

$$\sigma_x = z \cdot \frac{M_x}{\frac{h^3}{12}}$$

$$\sigma_y = z \cdot \frac{M_y}{\frac{h^3}{12}}$$

Perciò dalla relazione suddetta si può ricavare l'espressione dello spessore utilizzando la condizione limite:

$$\sigma_x = z \cdot \frac{M_x}{\frac{h^3}{12}} \leq \frac{\sigma_{\text{snervamento}}}{v'} \rightarrow h = \sqrt[3]{\frac{M_x \cdot v' \cdot 12 \cdot z}{\sigma_{\text{snervamento}}}}$$

Dove si nota come sia necessario avere, in prima approssimazione, il valore del momento flettente per ricavare lo spessore; per questo lo studio teorico delle piastre e lastre inflesse è stato affiancato dall'utilizzo del Manuale Dell'Ingegnere Meccanico, a cura di Pierangelo Andreini, che permette di ricavare delle formule empiriche per particolari situazioni di carico e vincolo nel caso di piastre rettangolari.

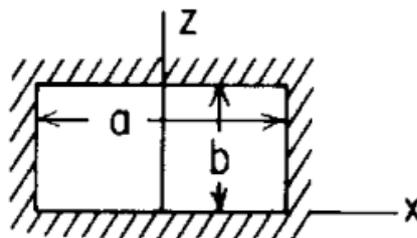


Figura 3.3.1: Piastra incastrata sui quattro lati e carico uniformemente distribuito. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [6].

Verranno quindi riportati, in funzione del rapporto a/b fra i lati della piastra rettangolare (con b<a) i coefficienti per il calcolo dei momenti al centro della piastra e i momenti all'incastro; in questo caso viene scelta una condizione di carico e vincolo come presente in figura 3.3.1, che più si avvicina ai casi di lamiera di alluminio facente parte del serbatoio benzina.

Vengono quindi individuate delle “sezioni critiche” per poter ricavare il rapporto a/b.

Sezioni Critiche	b [mm] – Lato corto	a [mm] – Lato lungo	a/b [-]
1	146,5	190	1,3
2	151,9	191,4	1,26
3	152,9	192,8	1,26

Tabella 3.3.2: Sezioni critiche e rapporti a/b.

Per quanto riguarda i calcoli dei momenti, al centro della piastra valgono:

$$M_{c1} = (c_1 + c_2 \cdot \nu) \cdot p \cdot b^2$$

$$M_{c2} = (c_2 + c_1 \cdot \nu) \cdot p \cdot b^2$$

Dove $\nu = 0,33$ nel caso dell'alluminio. A ridosso del centro dei lati incastrati si ha:

$$M_{i1} = -c_1 \cdot p \cdot b^2$$

$$M_{i2} = -c_2 \cdot p \cdot b^2$$

In questo caso verranno presi in considerazione solamente i momenti al centro della piastra visto che si rivelano essere i più gravosi. Vengono individuati inoltre il lato lungo come “i” e lato corto come “j” e dal manuale dell'ingegnere si riportano i valori tabellati dei coefficienti c per potersi ricavare i momenti al centro della piastra:

a/b [-]	1,2	1,3
c_1	0,0255	0,0288
c_2	0,0165	0,0138

Tabella 3.3.3: Valori di rapporto a/b. Nota: questa figura è ripresa dalla fonte [4].

Perciò, avendo trovato valori pari a 1,26 in due casi di sezioni critiche si esegue una interpolazione lineare per trovare i rispettivi coefficienti c_1 e c_2 . Quindi:

$$y = y_1 + \left[\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \cdot (y_2 - y_1) \right]$$

Dove, nel caso di c_1 si ha:

$$y = 0,0255 + \left[\frac{1,26 - 1,2}{1,3 - 1,2} \cdot (0,0288 - 0,0255) \right] = 0,02748 = c_1$$

Dove, nel caso di c_2 si ha:

$$y = 0,0165 + \left[\frac{1,26 - 1,2}{1,3 - 1,2} \cdot (0,0138 - 0,0165) \right] = 0,01488 = c_2$$

Valutando inizialmente la sezione critica 1, si ha:

$$M_{c1} = (c_1 + c_2 \cdot \nu) \cdot p \cdot b^2 = (0,0288 + 0,0138 \cdot 0,33) \cdot 0,35 \cdot 146,5^2 = 250,55 \frac{Nmm}{mm}$$

$$M_{c2} = (c_2 + c_1 \cdot \nu) \cdot p \cdot b^2 = (0,0138 + 0,0288 \cdot 0,33) \cdot 0,35 \cdot 146,5^2 = 175,05 \frac{Nmm}{mm}$$

Dove con p è stato utilizzato il carico distribuito di 0,35 MPa.

Perciò, prendendo il valore di momento maggiore tra i due trovati si può ricavare lo spessore h:

$$h = \sqrt[3]{\frac{M_x \cdot v' \cdot 12 \cdot z}{\sigma_{snervamento}}} = \sqrt[3]{\frac{250,55 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot 1,6}{220}} \cong 3,2 \text{ mm}$$

Valore maggiore rispetto ai 3 mm e 1,5 mm assunti inizialmente secondo normativa BS ISO 21029-1-2018.

Prendendo in considerazione la sezione critica 2 (e tralasciando la sezione critica 3 essendo simile) si ha:

$$M_{c1} = (c_1 + c_2 \cdot v) \cdot p \cdot b^2 = (0,02748 + 0,01488 \cdot 0,33) \cdot 0,35 \cdot 151,9^2 = 261,6 \frac{Nmm}{mm}$$

$$M_{c2} = (c_2 + c_1 \cdot v) \cdot p \cdot b^2 = (0,01488 + 0,02748 \cdot 0,33) \cdot 0,35 \cdot 151,9^2 = 193,4 \frac{Nmm}{mm}$$

Quindi, valendo sempre l'analogia espressa riportata in precedenza si ha:

$$h = \sqrt[3]{\frac{M_x \cdot v' \cdot 12 \cdot z}{\sigma_{snervamento}}} = \sqrt[3]{\frac{261,6 \cdot 1,5 \cdot 12 \cdot 1,6}{220}} \cong 3,25 \text{ mm}$$

Valore ancora una volta maggiore rispetto ai 3 mm e 1,5 mm assunti inizialmente secondo normativa BS ISO 21029-1-2018.

Entrambi i valori inoltre sono ben maggiori rispetto a quelli inizialmente assunti secondo la teoria dei gusci in parete sottile, ma si avvicinano molto, in favore di sicurezza, a quelli proposti dalla normativa.

Si vuole in ogni caso ricordare che il carico che viene impostato a monte è una pressione limite, ipotizzando un completo malfunzionamento dello sfiato del serbatoio che deve mantenere la propria integrità strutturale per evitare la fuoriuscita di benzina, per la sicurezza del motociclo e del pilota.

Perciò lo studio proseguirà nella progettazione effettiva del serbatoio e del successivo studio agli Elementi Finiti con i carichi e vincoli imposti che più si avvicineranno al caso reale, per avere un effettivo riscontro di tensioni e deformazioni gravose sul componente e quindi poter individuare in modo efficace uno spessore adeguato che sia in favore di sicurezza (rispettando quindi il limite superiore di snervamento del materiale) ma cercando di mantenere il più possibile i pesi in favore di leggerezza e quindi miglior dinamica per il motociclo da competizione.

3.4 Procedura di modellazione CAD preliminare e primo prototipo

Per quanto riguarda la modellazione CAD (Computer Aided Design) si è deciso di affidarsi a Catia V5; il suo utilizzo è intuitivo e rappresenta uno dei migliori programmi per la modellazione assistita di componenti.

La modellazione viene eseguita in “part design”, una particolare sezione per modellazione di “mechanical design”. Inizialmente, gli ingombri utilizzabili e quindi un primo sketch sono stati ottenuti valutando lo spazio disponibile nell’assieme del telaio della moto, con la presenza dell’airbox e del blocco motore della nuova edizione, evidenziato in figura 3.4.1.



Figura 3.4.1: Assieme preliminare del prototipo pre-moto 3 per individuare gli ingombri. Si possono notare: telaio, piastre di sterzo, airbox e moto KTM SXF 2023.

I componenti, pur subendo sempre lievi modifiche fino alla produzione, rappresentano le geometrie finali e quindi è possibile individuare lo spazio utilizzabile dal serbatoio. Tenendo conto che come target si è alla ricerca di un serbatoio di circa 7 litri (calcolati dai giri da compiere al circuito internazionale di Aragon durante la competizione) si è eseguito un primo sketch, estraendo un volume di riferimento iniziale.

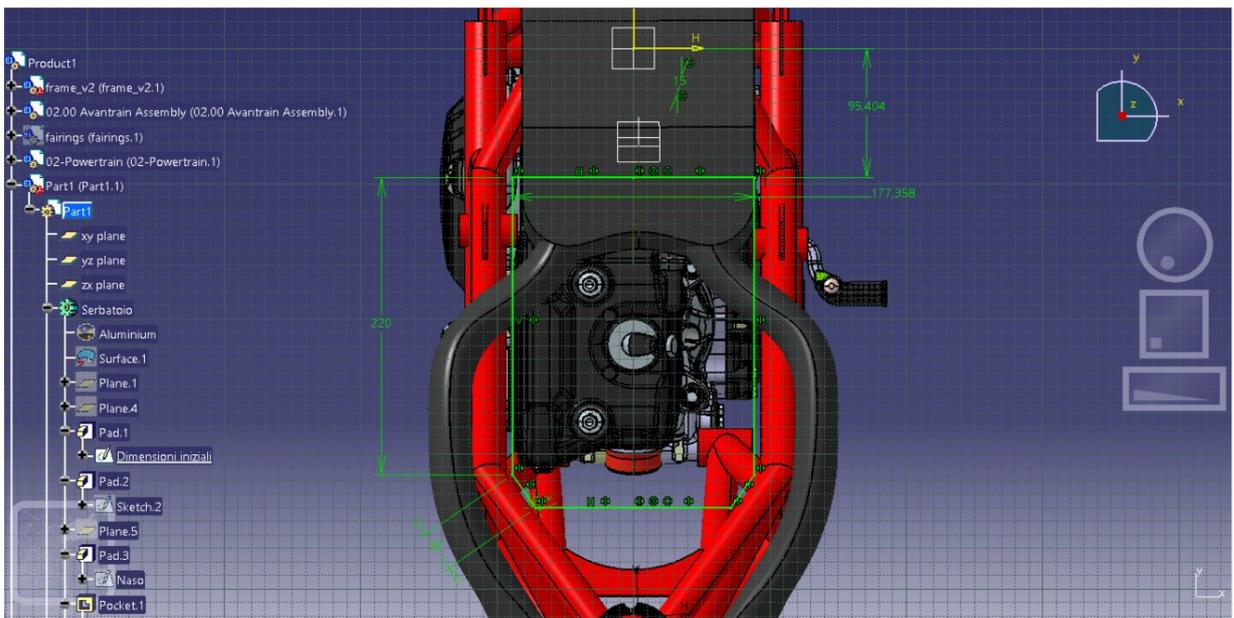


Figura 3.4.2: Sketch iniziale di primo dimensionamento del serbatoio benzina.

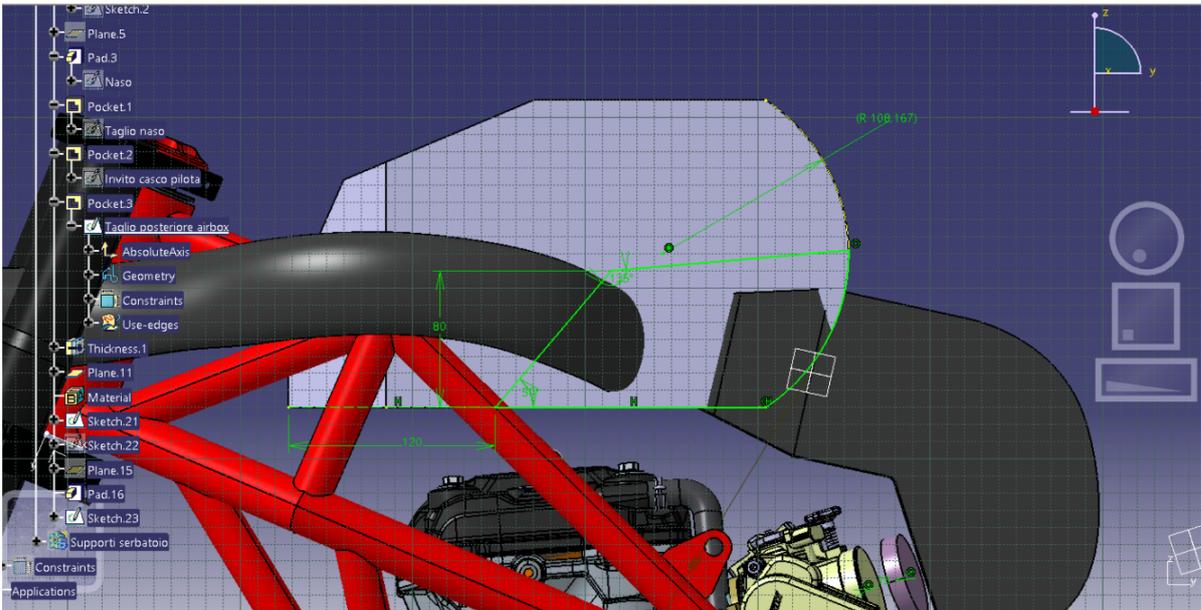


Figura 3.4.3: Modellazione del serbatoio: scavo anteriore per favorire l'appoggio del casco del pilota durante la guida, curvatura posteriore per appoggio dell'addome sul serbatoio e taglio posteriore per favorire il posizionamento dell'airbox.

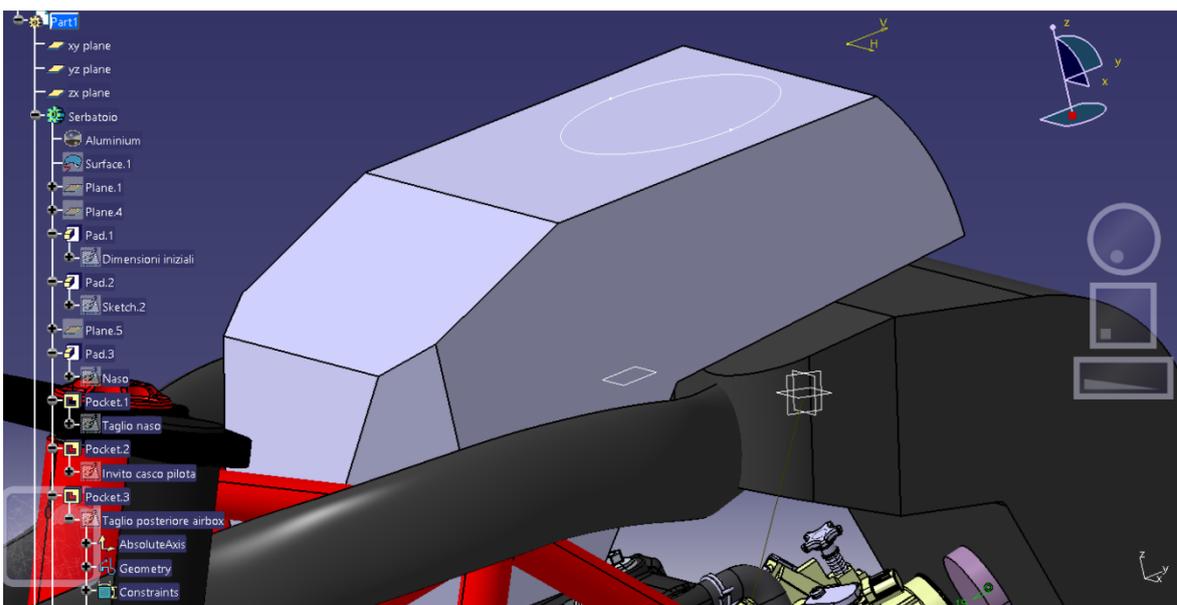


Figura 3.4.4: Primo dimensionamento del serbatoio.

In questo caso, dalle figure 3.4.3 e 3.4.4 si può osservare che il modello è stato ricavato dall'utilizzo di funzioni quali "pad" e "pocket", partendo da un volume di materiale pieno. Inoltre, partendo dal telaio presente nell'assembly totale, si sono predisposti tre supporti "fittizi" che andranno a rappresentare gli attacchi al telaio e quindi vincoli per le simulazioni. Per quanto riguarda lo spessore iniziale invece si è deciso di impostare due spessori diversi: 3 mm sulla maggior parte del componente tramite la funzione "shell" e un secondo spessore di 1,5 mm a ridosso della parte anteriore del serbatoio, vicino al canotto di sterzo della moto, come evidenziato in figura 3.4.5 e 3.4.6.

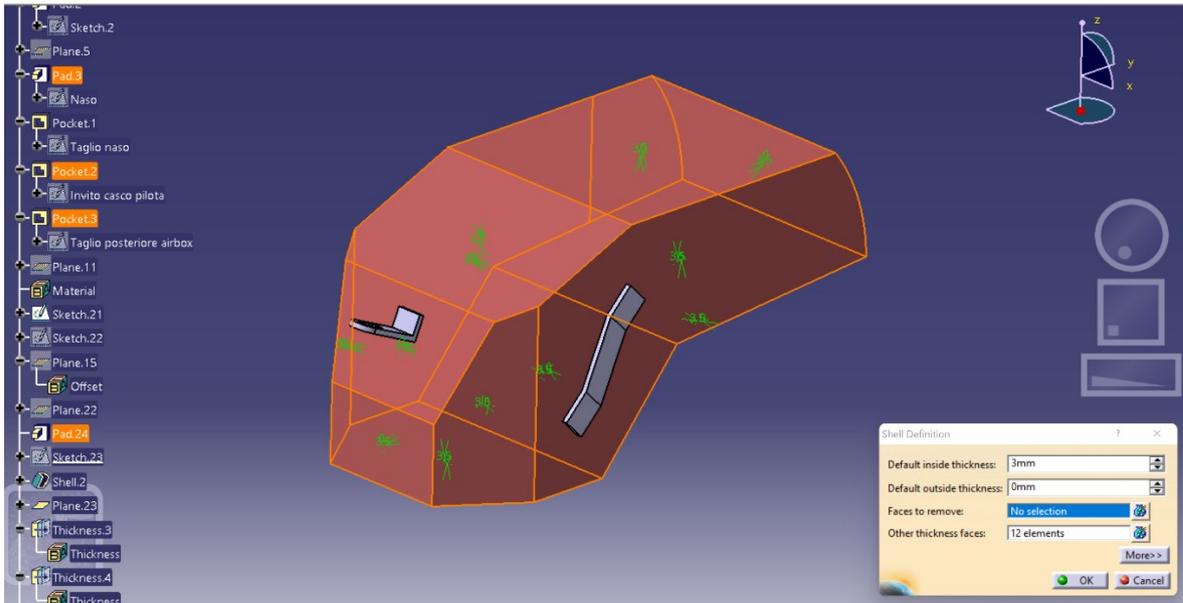


Figura 3.4.5: Impostazione dello spessore di 3 mm.

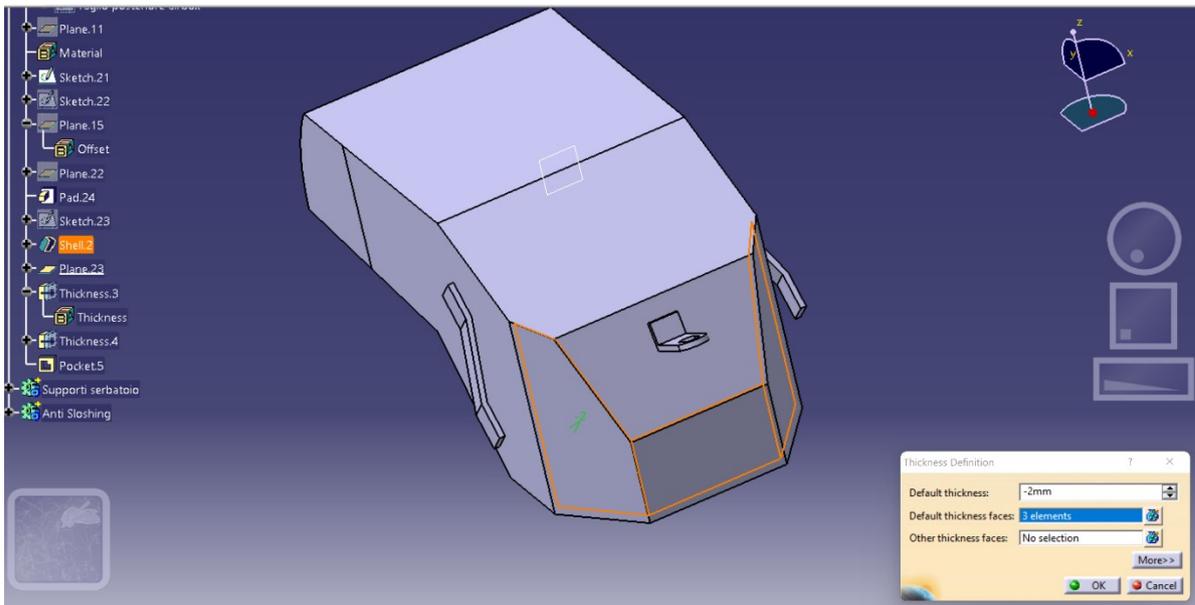


Figura 3.4.6: Impostazione dello spessore di 1,5 mm sulla parte anteriore del serbatoio; da notare che il valore 2 mm “default thickness” rappresenta lo spessore che si va a rimuovere dai 3 mm impostati su tutto il serbatoio, potendo quindi variare lo spessore in altre zone d’interesse.

Lo spessore valutato inizialmente non è casuale: infatti, si è scelto di seguire la normativa che rappresenta una buona via di mezzo tra i calcoli svolti dalla teoria dei gusci in parete sottile e lastre e piastre inflesse.

Inoltre, oltre ai supporti esterni modellati, si è deciso di costruire anche le paratie anti sloshing, che hanno non solo la funzione di smorzare il movimento della benzina nel serbatoio durante le accelerazioni, frenate, curve etc. ma hanno anche la funzione di irrigidimento interno quando si andranno ad applicare vincoli e carichi; lo spessore di queste ultime è di 2 mm, valore derivante da una media calcolata.

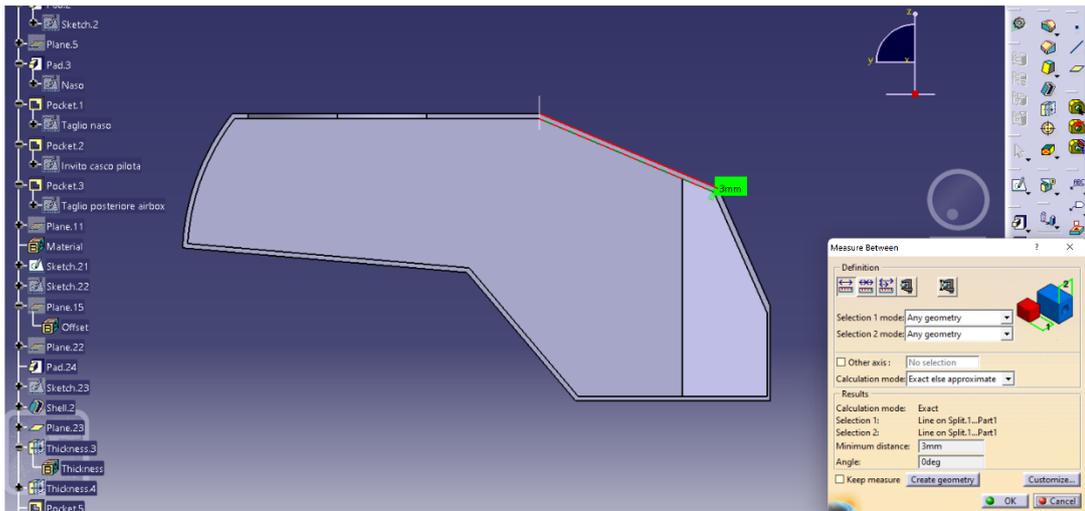


Figura 3.4.7: Vista del serbatoio con l'utilizzo della funzione "split", per poter apprezzare le variazioni di spessore.

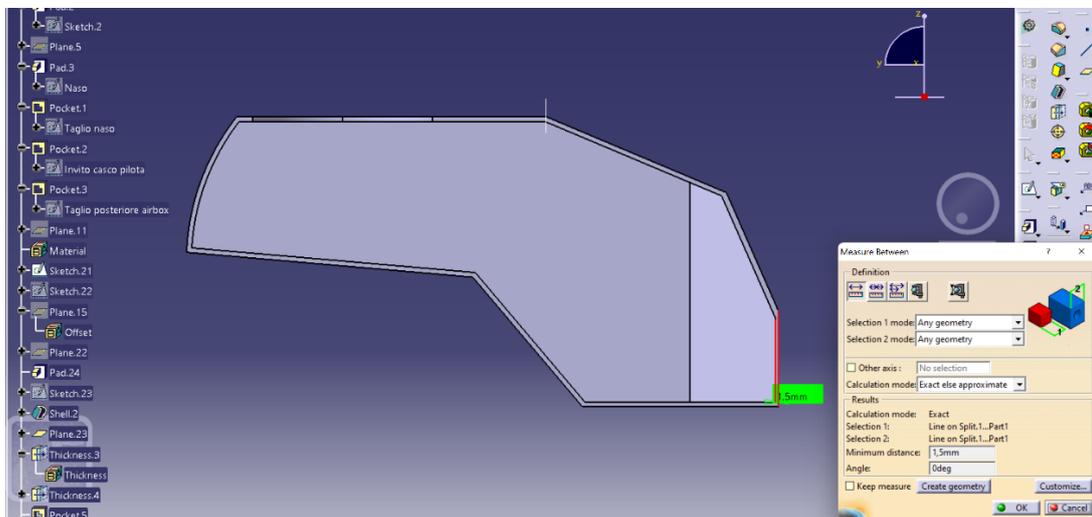


Figura 3.4.8: Vista del serbatoio con l'utilizzo della funzione "split", per poter apprezzare le variazioni di spessore.

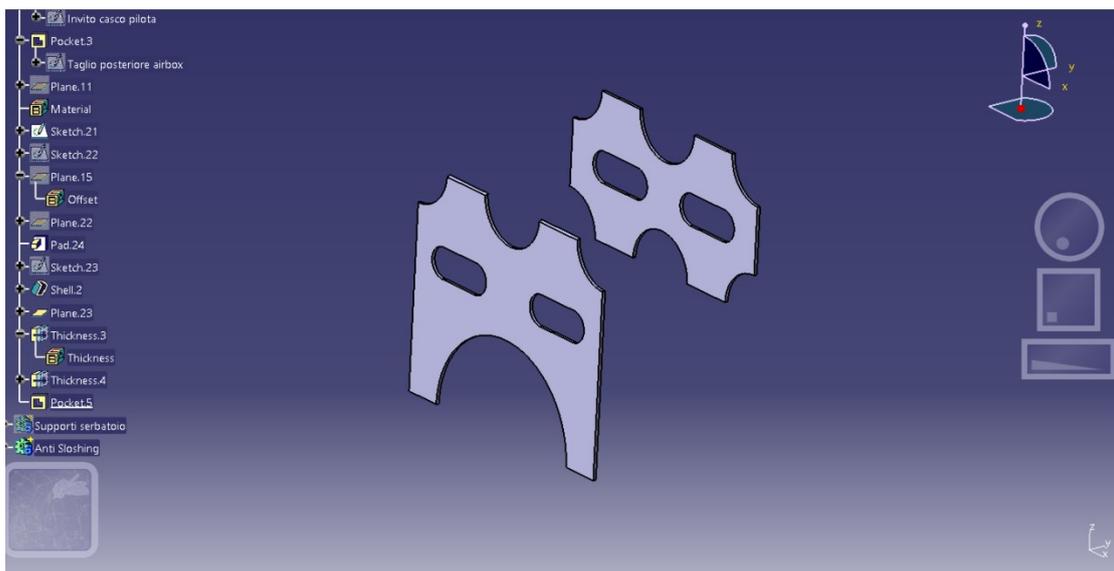


Figura 3.4.9: Paratie anti sloshing modellate internamente al serbatoio.

La geometria del serbatoio non è casuale; la parte più bassa sarà sede della pompa benzina interna e quindi della flangia, che supporta il posizionamento di quest'ultima. La parte posteriore, inclinata di 10° rispetto all'asse orizzontale, permette lo scorrimento della benzina dalla parte più alta verso la posizione di pescaggio anteriore della pompa in modo tale che, anche durante brusche frenate e accelerazioni, essa risulti avere sempre liquido da prelevare e quindi potendo lavorare sempre alle massime prestazioni richieste. Sono state successivamente modellate anche le zone prefissate per l'alloggiamento del tappo del serbatoio, dello sfiato e dell'alloggiamento per la flangia da supporto per la pompa benzina; si tratta di componenti che successivamente verranno saldati sul serbatoio e quindi presenti nel modello CAD finale, anche se il loro sviluppo dal punto di vista modellistico non verranno specificamente trattati in questo elaborato. Infatti, si tratta di componenti esterni al singolo body rappresentante il serbatoio in sé ma presenti nell'assembly finale e successivamente nelle simulazioni FEM.

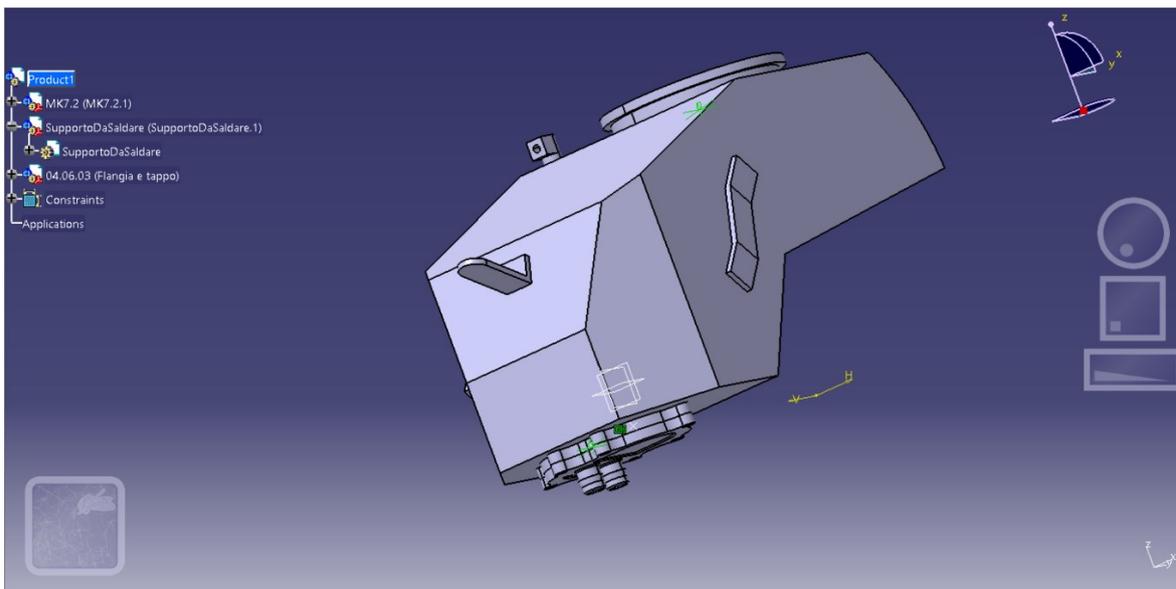


Figura 3.4.10: Assembly totale preliminare del serbatoio e componenti aggiuntivi quali, dal basso verso l'alto: supporto pompa benzina, flangia, supporti del serbatoio, sfiato e tappo di chiusura.

Inizialmente si è scelto di mantenere una geometria che presenti spigoli vivi e di utilizzare meno raccordi e smussi possibili; questa scelta è data dal fatto che, nelle prime simulazioni che si vanno ad eseguire, si cerca di ottenere risultati soddisfacenti esclusivamente dal punto di vista qualitativo e con un tempo – macchina ridotto. Successivamente, sia al fine di modellare correttamente le saldature, sia per raffinare i risultati, l'approccio sarà ovviamente diverso.

Inoltre, i supporti laterali presenti in questo primo assieme sono preliminari e quindi non rispecchiano la geometria finale. Il loro posizionamento è però funzione della giacitura del serbatoio sul telaio e, essendo utilizzati come vincoli rigidi durante le simulazioni, in prima approssimazione si ritiene accettabile. Per quanto riguarda il supporto anteriore, invece, la sua posizione e struttura rimarrà pressoché inalterata.

Il fattore estetico non è stato preso in considerazione durante la modellazione poiché il componente verrà completamente rivestito dalle carenature della motocicletta, andando ad appoggiarsi sopra di esso e incastrandosi sui loro rispettivi agganci a telaio. È stata invece valutata l'ergonomia e quindi il costruire una geometria che fosse comoda per il pilota nel momento in cui esso si trovi ad appoggiarsi sul serbatoio: per questo motivo nella parte posteriore è stato scelto di mantenere una piccola curvatura che le carenature possano seguire e quindi “invitare” il petto del pilota nel momento in cui ci si appoggia sopra durante i posizionamenti in carena nei rettilinei dei circuiti.

Analogamente è stato scelto, nella parte anteriore del serbatoio, di inclinare la sezione superiore di 20° , valore che da studi aerodinamici e di ergonomia interni al Team risulta essere conveniente e un buon compromesso per l'appoggio del casco e quindi della testa del pilota nel suo posizionamento in carena.

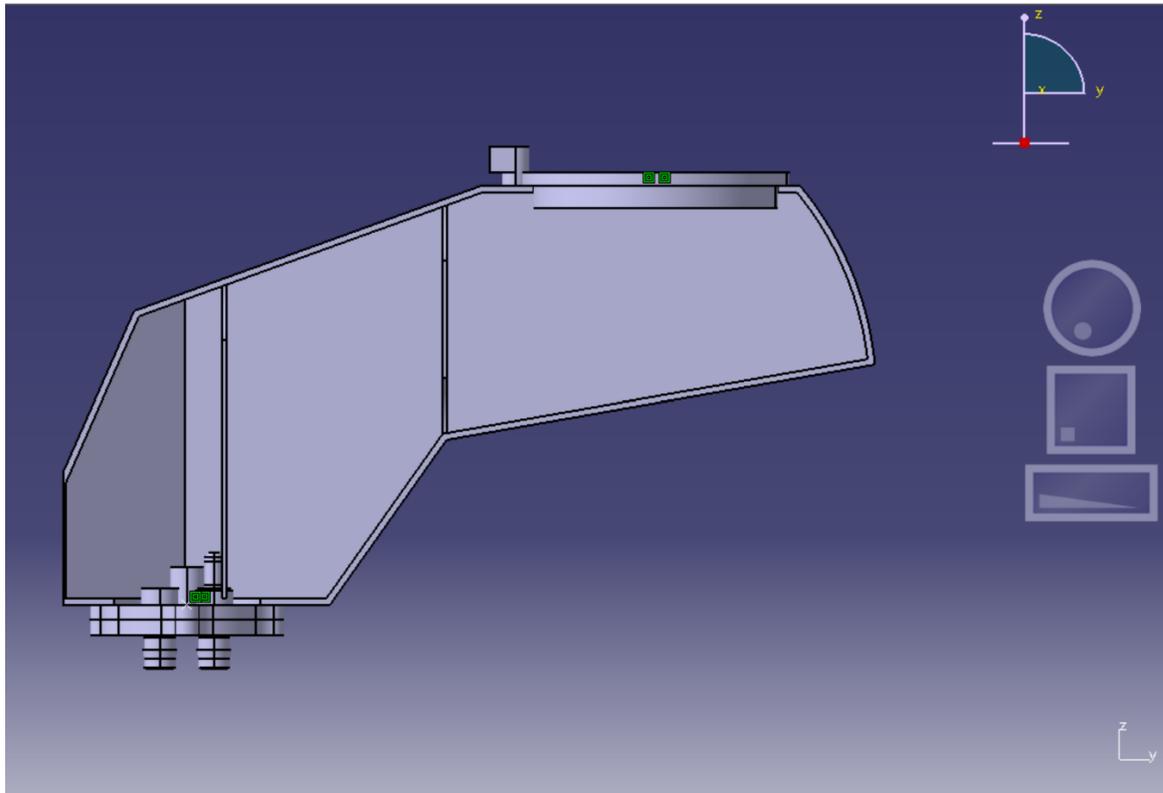


Figura 3.4.11: Assembly totale preliminare del serbatoio in vista laterale di taglio e suoi componenti; in questa figura si possono apprezzare i diversi spessori imposti e le paratie anti – sloshing interne.

Per quanto riguarda dimensioni e pesi, si può avere una stima iniziale utilizzando il programma CATIA e quindi dalle informazioni presenti in figura 3.4.12. In ogni caso si è scelto di dimensionare il serbatoio tenendo conto della lunghezza del tracciato e dei numeri di giri totali da concludere in gara al circuito di Aragon, senonché del motore KTM utilizzato dal Team.

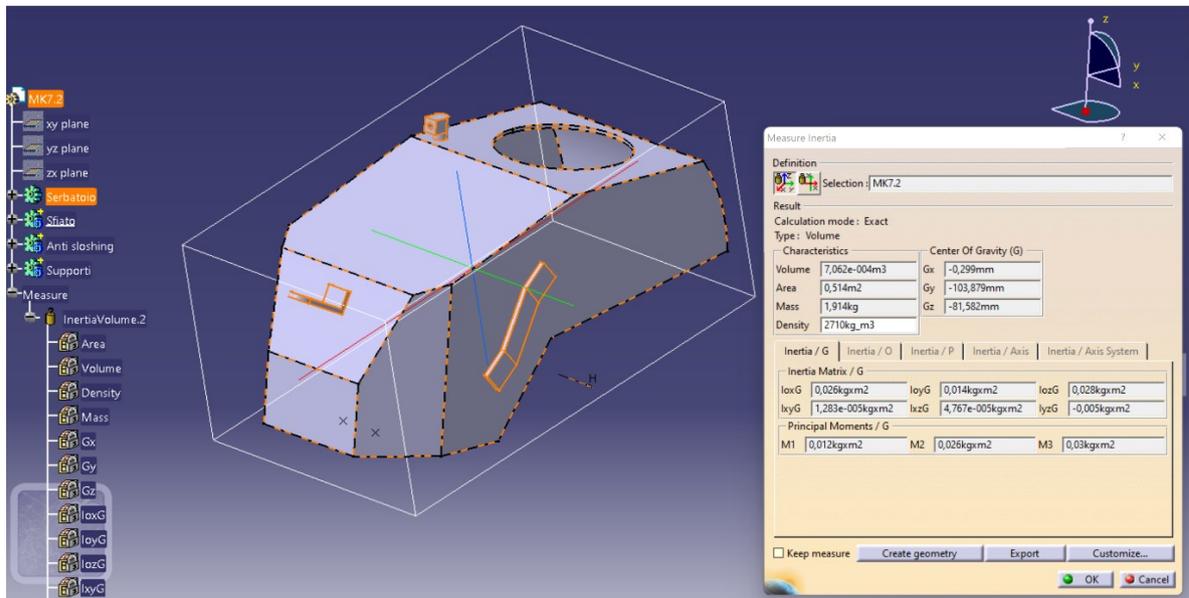


Figura 3.4.12: informazioni sul componente progettato quali volume, area, massa e densità. Il materiale impostato a monte è lega di alluminio.

Capitolo 4

PROCEDURA DI ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI

Il Metodo degli Elementi Finiti (FEM) è una particolare tecnica di analisi numerica che ha l'obiettivo di ottenere soluzioni approssimate per una grande varietà di problemi di natura fisica ed ingegneristica; seppure per molti problemi ci sia anche la possibilità di ottenere soluzioni analitiche esatte, la limitatezza delle possibili applicazioni porta alla necessità di individuare metodi risolutivi diversi, da cui l'utilizzo delle FEM, dove il dominio è l'unione di tanti sottodomini di forma elementare e le equazioni differenziali atte a risolvere il problema vengono discretizzate in spazio e tempo.

La procedura di discretizzazione agli elementi finiti riduce un problema con potenzialmente un numero infinito di incognite ad un problema con un numero finito di incognite, suddividendo il dominio in elementi ed esprimendo il campo incognito con funzioni approssimanti che sono definite all'interno di ogni singolo elemento. Queste funzioni approssimanti sono dette funzioni di interpolazione (o di forma) e vengono individuate mediante i valori che la variabile primaria del problema assume in punti specifici, detti nodi. I nodi sono posti solitamente sul contorno degli elementi, in punti comuni a due o più elementi ma possono essere presenti anche all'interno del singolo elemento stesso. Per ottenere la soluzione finale si segue una procedura ordinata, passando dalla discretizzazione del dominio, alla successiva scelta delle funzioni di interpolazione per, a seguire, l'assemblaggio delle proprietà degli elementi al fine di ottenere le equazioni risolventi (cioè equazioni matriciali) e procedere quindi alla risoluzione delle equazioni discrete. Infatti, la procedura di assemblaggio di cui sopra definisce un sistema di equazioni che, una volta risolte, forniscono i valori nodali incogniti cercati.

Per poter sviluppare ed eseguire le simulazioni di interesse è stato scelto di utilizzare Ansys Workbench 2020 R2, nello specifico la sezione statico – strutturale, per determinare tensioni e deformazioni del modello del serbatoio progettato.

4.1 Setup, mesh e applicazione di carichi e vincoli

Inizialmente, all'avvio di Ansys Workbench e quindi del setup per la simulazione “static structural” bisogna definire il materiale ed aggiungerlo alla libreria in modo tale che durante l'avvio del modello risulti presente e quindi utilizzabile sui singoli sotto modelli. Le proprietà dell'alluminio utilizzato sono presenti in figura 4.1.1.

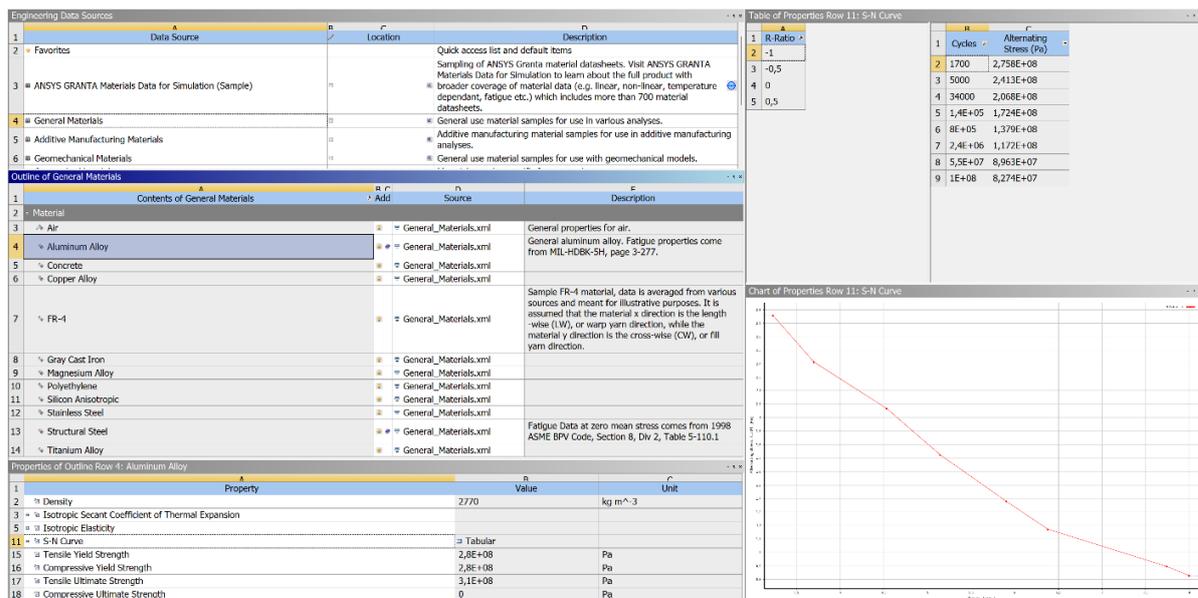


Figura 4.1.1: Proprietà della lega di alluminio utilizzata su Ansys.

Una volta richiamato il modello, in primo luogo si applica il materiale ad ogni singolo “body”, in modo tale che vengano richiamate le proprietà meccaniche della lega correttamente; è da osservare che la simulazione intrapresa sarà in campo lineare elastico, quindi lo snervamento in generale non sarà ritenuto accettabile, se non in zone particolari (concentrazioni di tensione che eventualmente portano a non convergenza dopo simulazione) o non di interesse.

Ansys suggerisce una mesh automatica che può essere utilizzata per la risoluzione del problema, ma generalmente risulta essere grossolana e con elementi troppo grandi rispetto alla geometria del modello e quindi va effettuato un “remeshing”. Per fare ciò bisogna scegliere correttamente la dimensione degli elementi, il metodo e l’ordine di questi ultimi. Per questo tipo di simulazione ci sono quattro opzioni diverse che il programma permette di utilizzare: automatico lineare, automatico quadratico, tetraedri con elementi lineari, tetraedri con elementi quadratici. Nel primo caso si tratta di un elemento esaedrico (elemento a 6 facce) lineare (cioè con funzioni interpolanti lineari) dove i singoli nodi dell’elemento si trovano ai vertici dell’elemento stesso. Le incognite del problema avranno qui una distribuzione lineare all’interno di ciascun elemento.

Nel caso quadratico invece, il singolo elemento avrà nodi aggiuntivi e la funzione di interpolazione della soluzione segue quindi una funzione quadratica. Questo comporta una maggiore precisione sul campo di spostamenti assunto come variabile primaria, che a sua volta fornisce una maggiore precisione per il calcolo delle deformazioni (che si basano sulla derivata del campo di spostamento) e per il calcolo delle tensioni.

Gli elementi tetraedrici risultano solitamente più flessibili nella ricostruzione del modello reale e per questo motivo sono stati scelti, di ordine quadratico, ed una dimensione del singolo elemento di 1,5 mm, come si può osservare in figura 4.1.2 e figura 4.1.3; questa scelta è data dal fatto che il singolo elemento deve avere almeno la dimensione del minimo spessore del modello geometrico, dove nel caso del serbatoio non è altro che il valore riportato in precedenza.

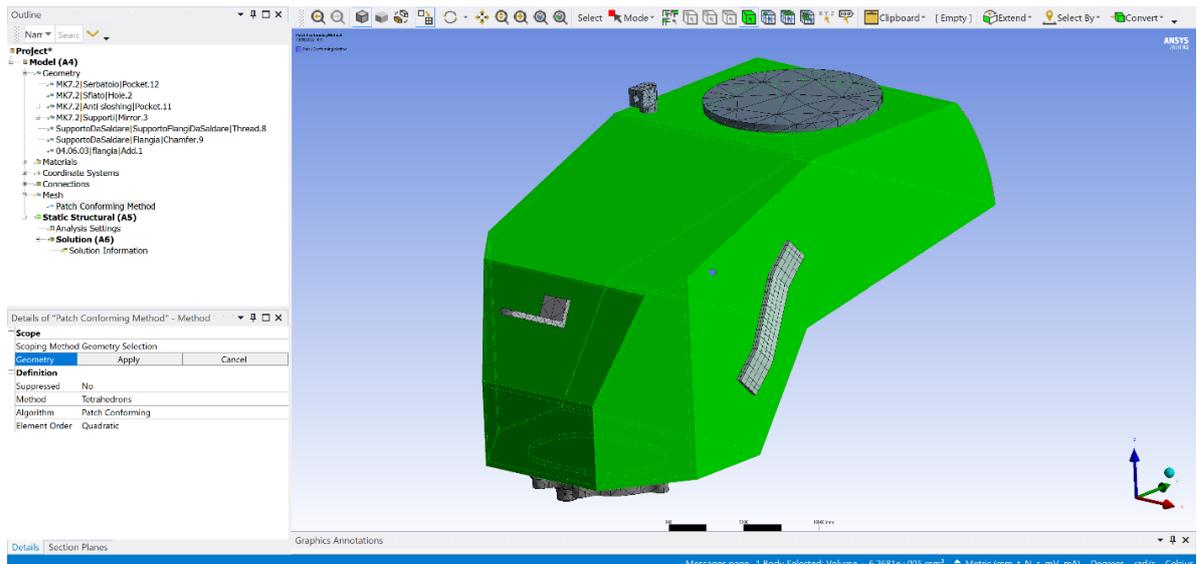


Figura 4.1.2: Scelta del metodo e ordine degli elementi per la mesh del serbatoio.

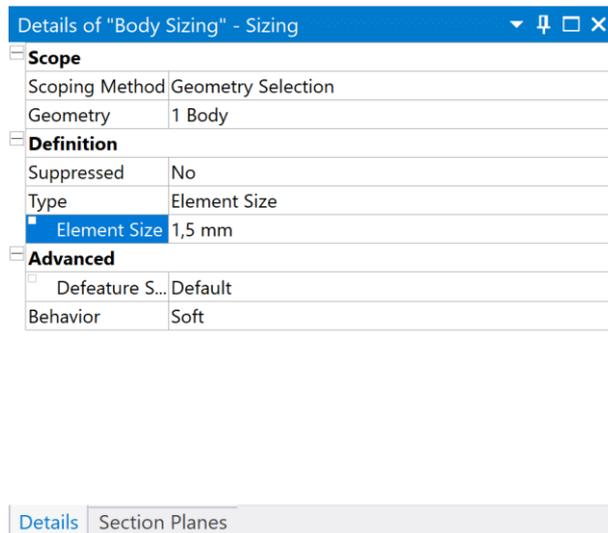


Figura 4.1.4: Definizione della dimensione del singolo elemento presente nella mesh del serbatoio.

La stessa scelta è stata effettuata anche per le paratie interne modellate in precedenza, essendo parte strutturale del serbatoio e fornendo zone di irrigidimento. In questo caso la dimensione massima dei singoli elementi è di 2 mm.

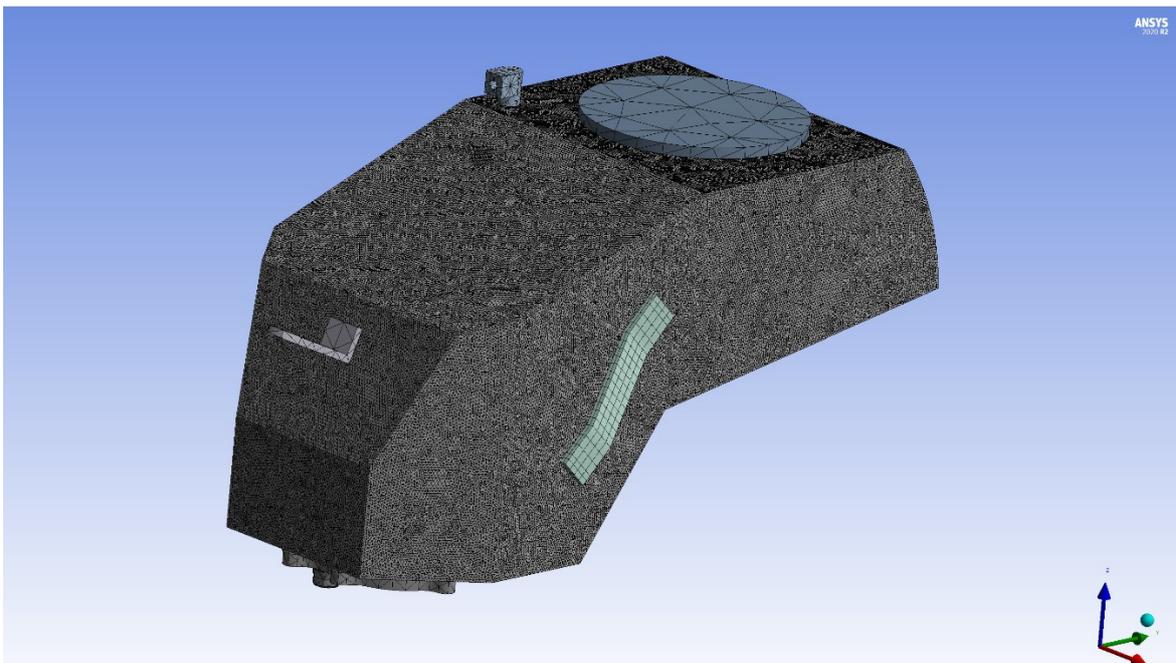


Figura 4.1.5: Visualizzazione dei componenti con mesh attivata e generata.

Per quanto riguarda i componenti aggiuntivi quali flangia, tappo, supporti etc. è stato scelto di mantenere il metodo automatico suggerito da Ansys, non trattandosi di componenti su cui si vuole direttamente valutare tensioni e/o deformazioni. Dalla figura 4.1.5 si possono anche apprezzare le diverse mesh e la qualità di queste ultime, utilizzando un metodo automatico rispetto alle impostazioni scelte.

Per il modello in totale sono stati utilizzati inizialmente 2747063 nodi e 1716285 elementi. Si possono anche ricavare informazioni più dettagliate sul componente con l'utilizzo del grafico presente in figura 4.1.6: il grafico suddetto permette di individuare e valutare la qualità degli elementi presenti, ed esso varia da 0 ad 1. L'unità rappresenta un elemento perfettamente cubico mentre 0 rappresenta un elemento che presenta carenze che lo rendono un elemento di per sé poco significativo e quindi inutilizzabile. Idealmente ci si vuole avvicinare il più possibile ad 1 e controllare che gli elementi vicini a 0 non si trovino in posizioni rilevanti per la simulazione e quindi acquisizione dei dati in soluzione.

Vengono inoltre presentati due elementi diversi presenti nel modello: “Hex20” e “Tet10”, cioè elementi esaedrici a 20 nodi ed elementi tetraedrici a 10 nodi, entrambi quadratici.

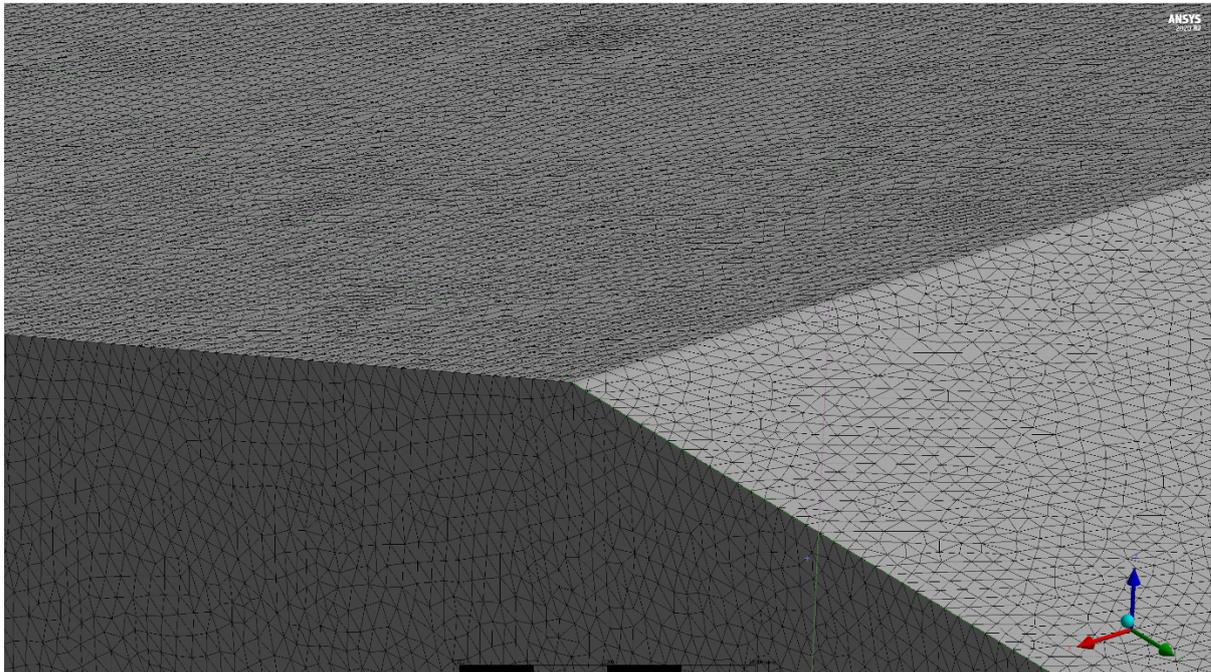


Figura 4.1.6: Sezione del serbatoio: con l'utilizzo della scala millimetrica posta in basso, si possono apprezzare i singoli elementi meshati.

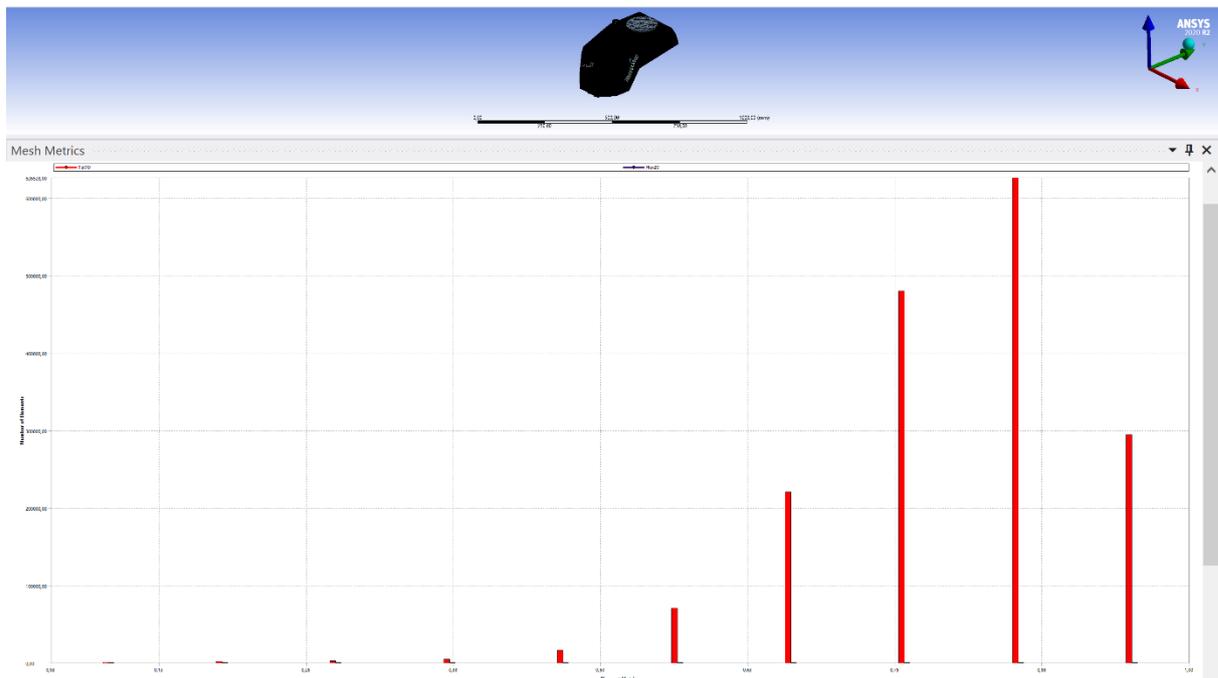


Figura 4.1.7: Grafico di qualità della mesh sviluppata: in ascissa la variazione della qualità da 0 a 1 e in ordinata il numero totale di elementi.

Solitamente gli elementi con precisione minore sono quegli elementi proporzionati in maniera non corretta, cioè che si discostano molto da una geometria dell'elemento idealmente perfetta; si cerca sempre di avvicinarsi ad elementi che abbiano forma regolare e quando l'elemento si discosta molto da ciò la sua qualità diminuisce. Avendo discretizzato grossolanamente elementi quali flangia, tappo benzina, etc. questi contribuiscono all'abbassamento della qualità della mesh nella sua totalità.

Ansys fornisce un ulteriore controllo per il modello che si sta effettuando, rappresentato da un grafico chiamato “Jacobian Ratio” (rapporto jacobiano) presente in figura 4.1.8; questo rapporto riguarda i nodi del lato medio dell’elemento strutturale meshato ed è calcolato in base alle geometrie presenti. In particolare, per quanto riguarda un elemento triangolare, se i nodi intermedi si trovano al centro esatto di un estremo il rapporto si avvicina (o è pari) ad 1, dove l’unità rappresenta il miglior valore per il rapporto jacobiano. La stessa logica è valida per elementi quadrilateri, dove lo stato perfetto del rapporto jacobiano è rappresentata da una perfetta geometria parallelepipeda. Si può notare dalla figura seguente che gran parte degli elementi presentano una buona qualità, tendente all’unità.

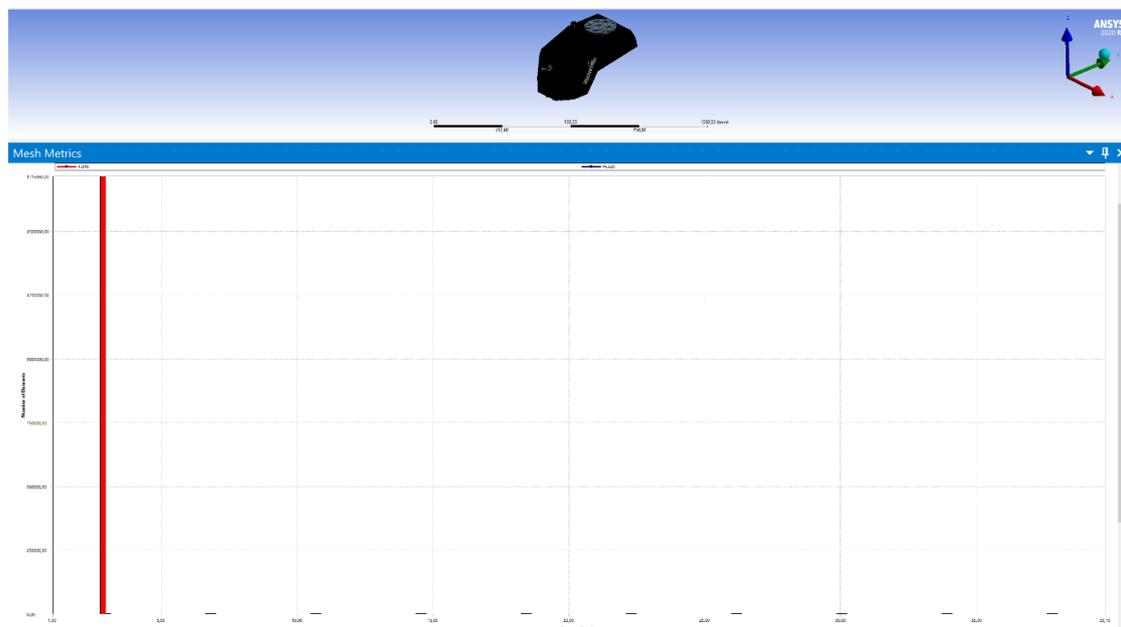


Figura 4.1.8: Grafico di qualità degli elementi presenti: in ascissa la variazione da 1 a infinito della qualità degli elementi, in ordinata il numero totale di elementi presenti.

Successivamente sono stati scelti ed impostati carichi e vincoli: i carichi sono stati applicati secondo normativa e dai dati presenti: una pressione superficiale interna di 0,35 MPa e una pressione superficiale esterna verso l’interno di 0,1 MPa per tener conto dell’effetto atmosferico. Per quanto riguarda i vincoli, sono stati utilizzati dei “fixed support” (vincolo a telaio) sui supporti modellati, sulle facce esterne di essi. Infatti, una volta che il modello dei supporti sarà definitivo, questi ultimi saranno vincolati al telaio con l’utilizzo di un bullone che fissa il serbatoio saldamente alla struttura.

La soluzione dovrà restituire la deformazione totale e tensioni equivalenti secondo il modello di Von Mises.

4.2 Soluzione tensionale - deformativa e rifiniture

Per poter valutare correttamente i risultati ottenuti dalla simulazione e quindi avere la sicurezza che si ottenga una convergenza nelle tensioni e deformazioni si è deciso di utilizzare di base la mesh impostata da Ansys di default, andando successivamente ad infittire quest’ultima, aumentando il numero di elementi e nodi presenti nel modello proposto. I risultati sono stati presentati in tabella 4.2.1, con l’aggiunta della mesh standard suggerita da Ansys come primo riferimento.

Dimensione mesh [mm]	Tensione media [MPa]	Spostamento medio [mm]	Massimo valore di spostamento [mm]	Massimo valore di tensione [MPa]	Nodi [-]	Elementi [-]
25,413	8,9	0,1	2,1	276	39462	18392
2	26,45	0,43	3,15	367	1313267	776391
1,5	25,6	0,41	3,12	339	2898767	1812605

Tabella 4.2.1: Confronto tra diversi risultati numerici ottenuti da simulazioni ANSYS Workbench.

Dai risultati ottenuti si può osservare come, una volta raggiunta una mesh molto discretizzata, le tensioni e deformazioni raggiungono un valore che si mantiene pressoché costante. È pur vero che si raggiungono valori di tensione elevati rispetto al limite di snervamento cercato, ma questi valori massimi non vengono raggiunti direttamente sul modello del serbatoio analizzato, dove le tensioni si mantengono al di sotto di 220 MPa come si può osservare in figura 4.2.2 e 4.2.3. Per quanto riguarda gli spostamenti invece, essi risultano accettabili e riportate in figura 4.2.4.

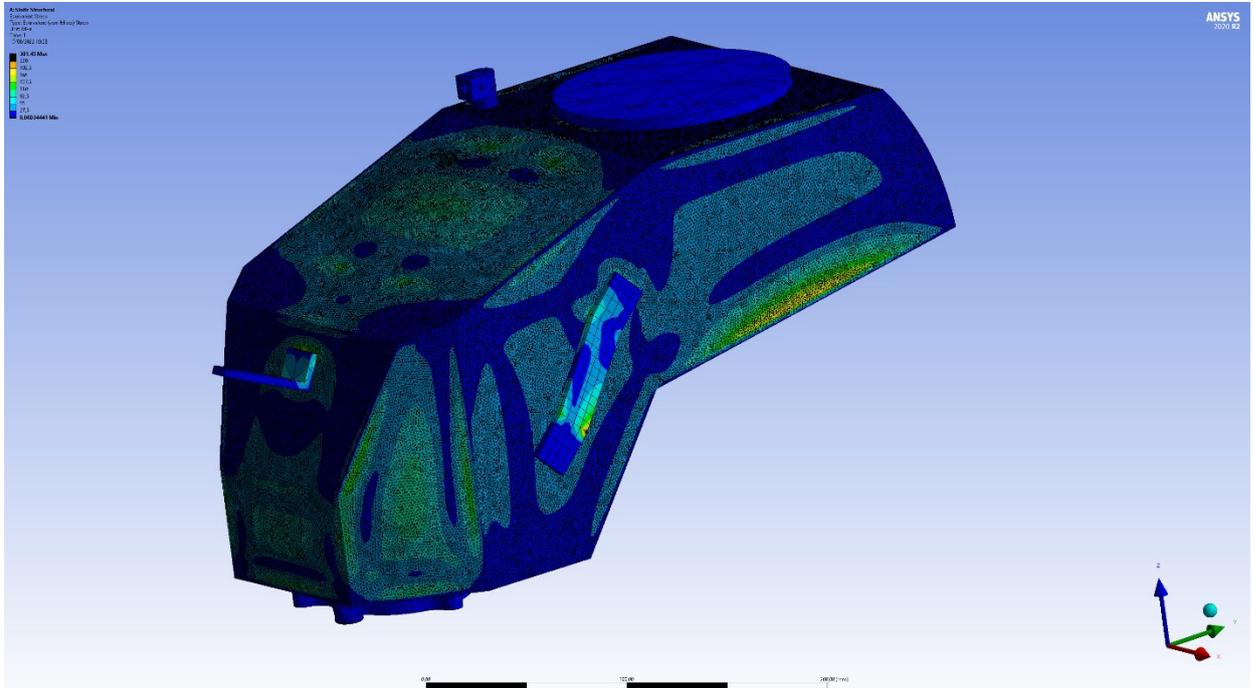


Figura 4.2.2: Risultati di tensione secondo il modello di Von – Mises.

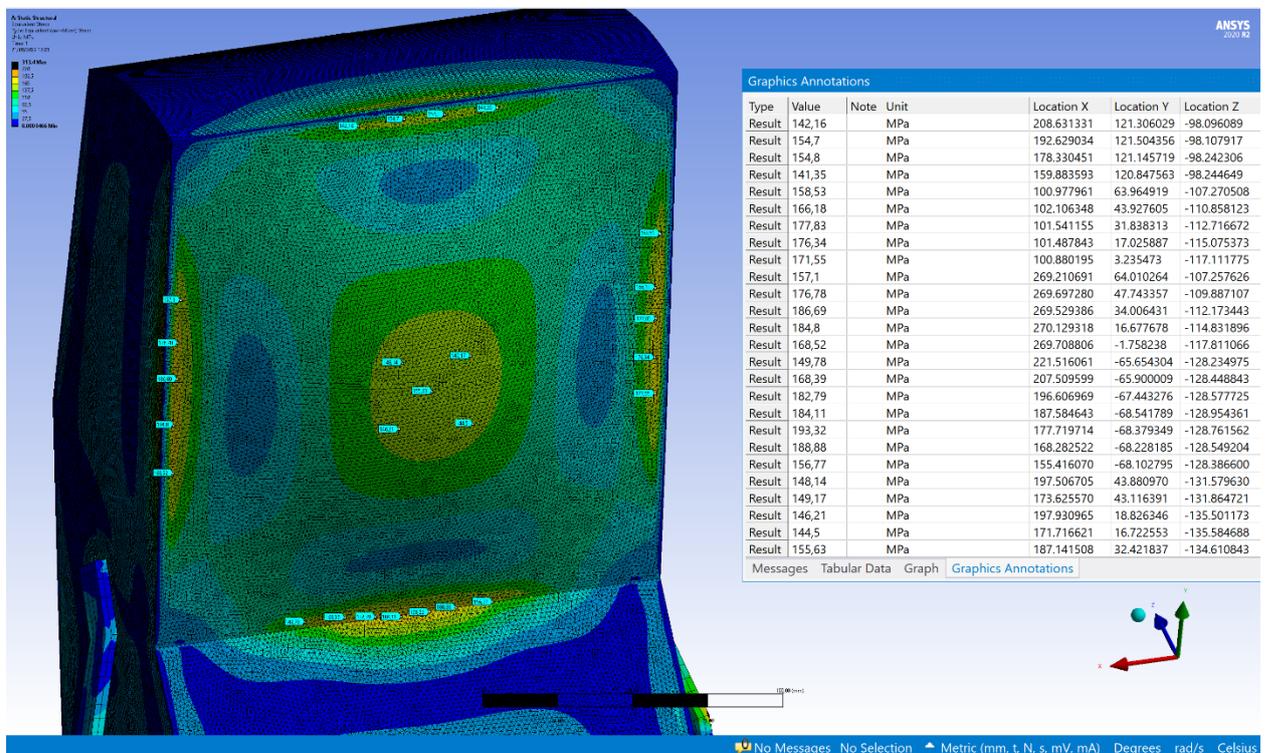


Figura 4.2.3: Risultati di tensione secondo il modello di Von – Mises. In questa figura si possono apprezzare i valori massimi ottenuti nelle zone più sollecitate.

Si può notare come nella parte posteriore curva del serbatoio le tensioni siano molto basse, tendenti a 20 MPa; infatti, questa è la zona in cui è valida la teoria dei gusci in parete sottile e il modello conferma quest'ultima ipotesi. I valori di tensione più alti si trovano a ridosso degli spigoli vivi e delle zone in cui si hanno brusche variazioni di direzione e quindi di geometria del componente. Nella realtà, suddette zone saranno saldate oppure piegate con un certo raggio di curvatura perciò i risultati ottenuti sono in favore di sicurezza.

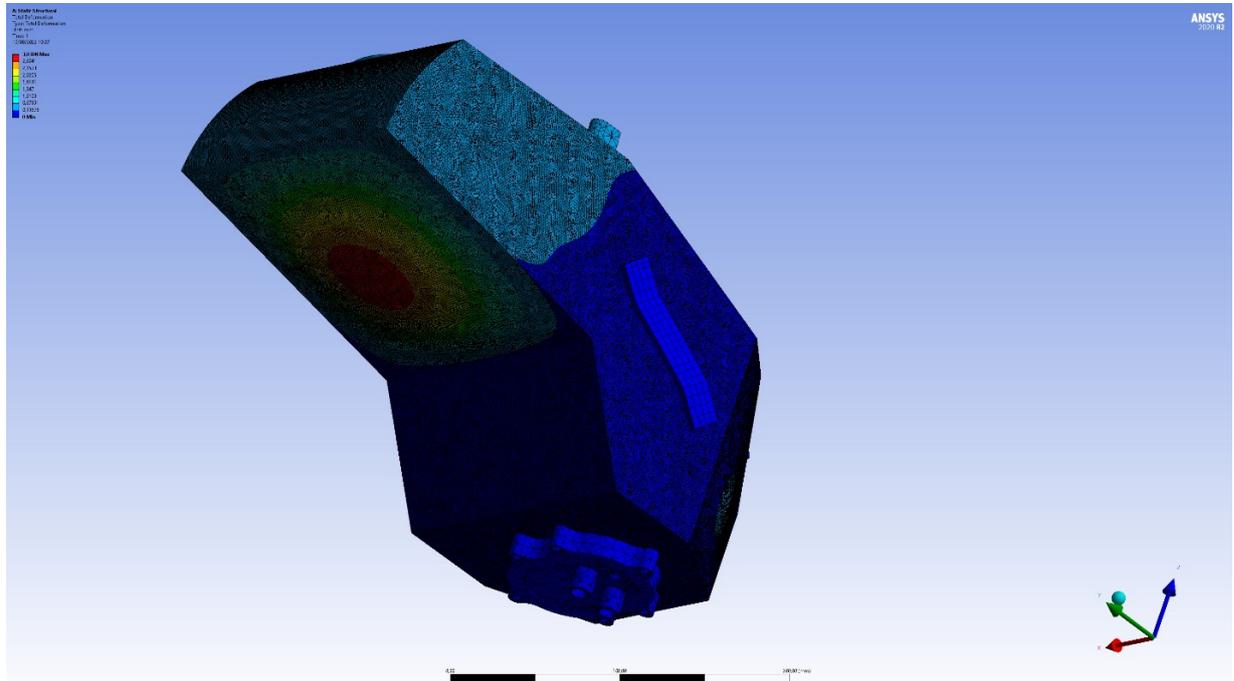


Figura 4.2.4: Risultati di deformazione totale.

Per quanto riguarda i picchi di tensione ottenuti ed andando ad analizzare il modello discretizzato, si può notare come questi ultimi si trovino in punti singolari (angolosi), a ridosso delle paratie anti sloshing interne al serbatoio, come si può osservare in figura 4.2.5.

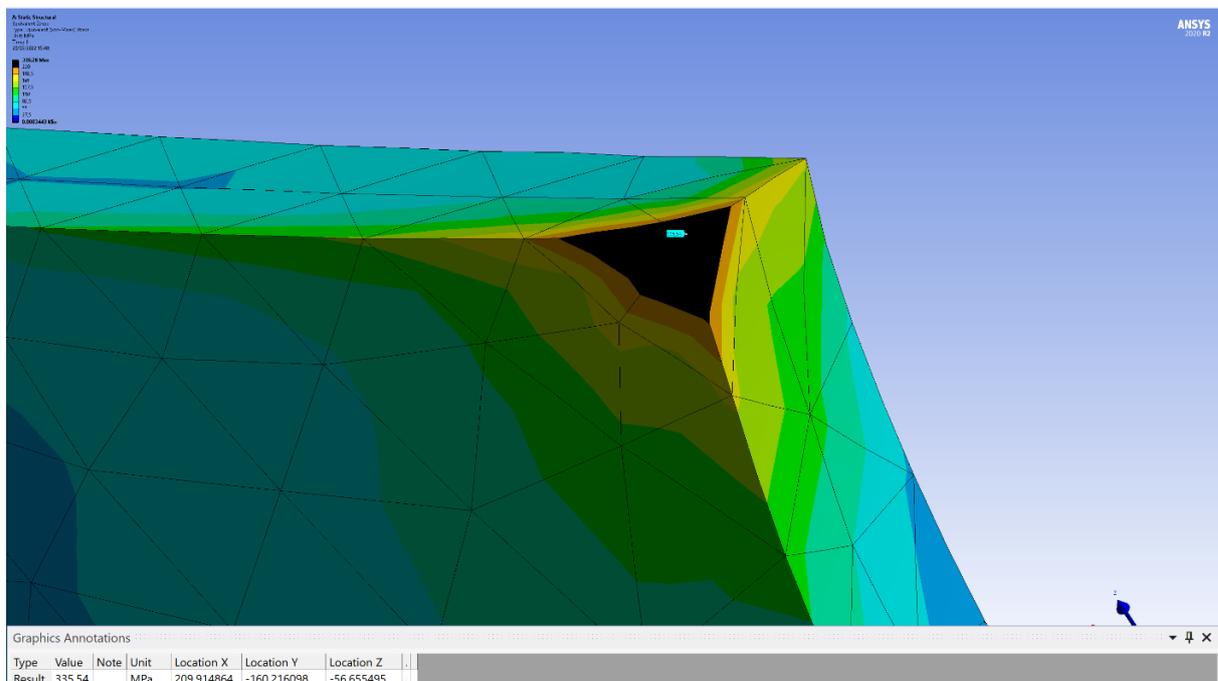


Figura 4.2.5: Singolarità e picco tensionale a ridosso di uno spigolo vivo delle paratie anti sloshing modellate.

Le singolarità tensionali sono tensioni fittizie che si generano a causa di brusche discontinuità del modello e quindi presenza di una mesh molto irregolare. Infatti le cause più comuni sono la presenza di angoli o spigoli vivi che per geometria intrinseca tendono ad avere un raggio nullo e quindi ipotetiche tensioni infinite. Inoltre, questi picchi possono anche formarsi in corrispondenza delle zone di vincolo, con concentrazione di forze. Nel caso in esame si tratta effettivamente di una singolarità intrinseca al modello in quanto, tramite refinement successivi, la tensione massima ha continuato ad aumentare, per ogni riduzione e quindi aumento di numero di nodi ed elementi, tendendo ad infinito, come si può osservare in figura 4.2.6.

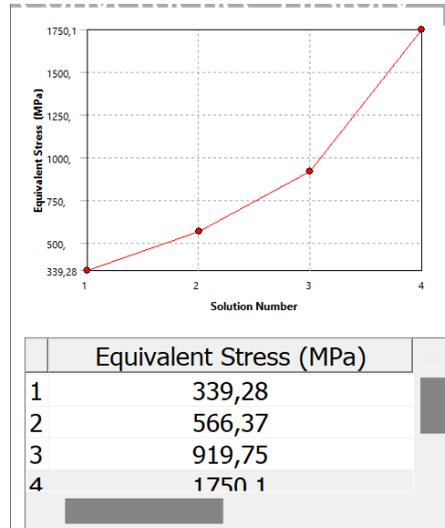


Figura 4.2.6: Evoluzione della tensione all'aumento della discretizzazione del modello per arrivare a convergenza. Si può notare che la soluzione diverge verso l'infinito.

Per poter analizzare correttamente queste zone si utilizzano diversi metodi, tra cui la creazione di un sottomodello più discretizzato nella zona di interesse o con il metodo Hot Spot. In questo caso, è stato scelto di andare ad imporre un raggio di curvatura di 2 mm e successivamente di 5 mm a ridosso degli angoli che presentavano picchi tensionali e quindi eliminare lo spigolo vivo, per poi valutare i due risultati presenti in figura 4.2.7 e 4.2.8.

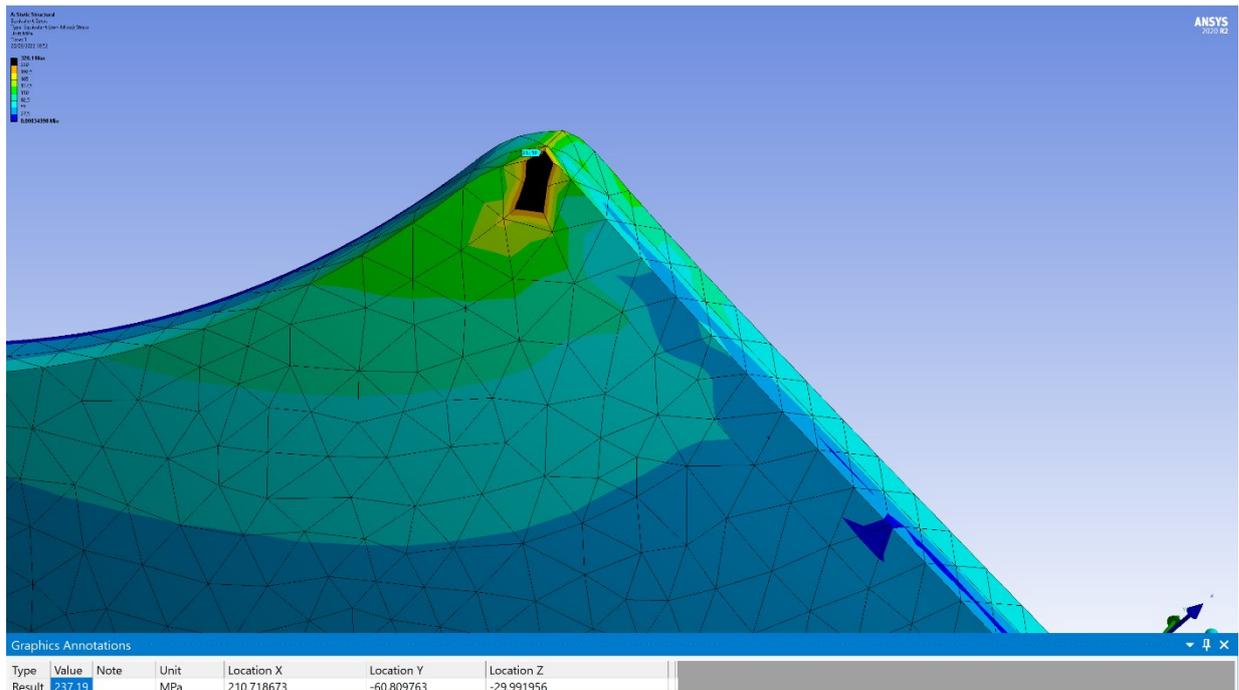


Figura 4.2.7: Raccordo di 2 mm operato sulle paratie anti sloshing. Si può notare il notevole abbassamento del picco tensionale.

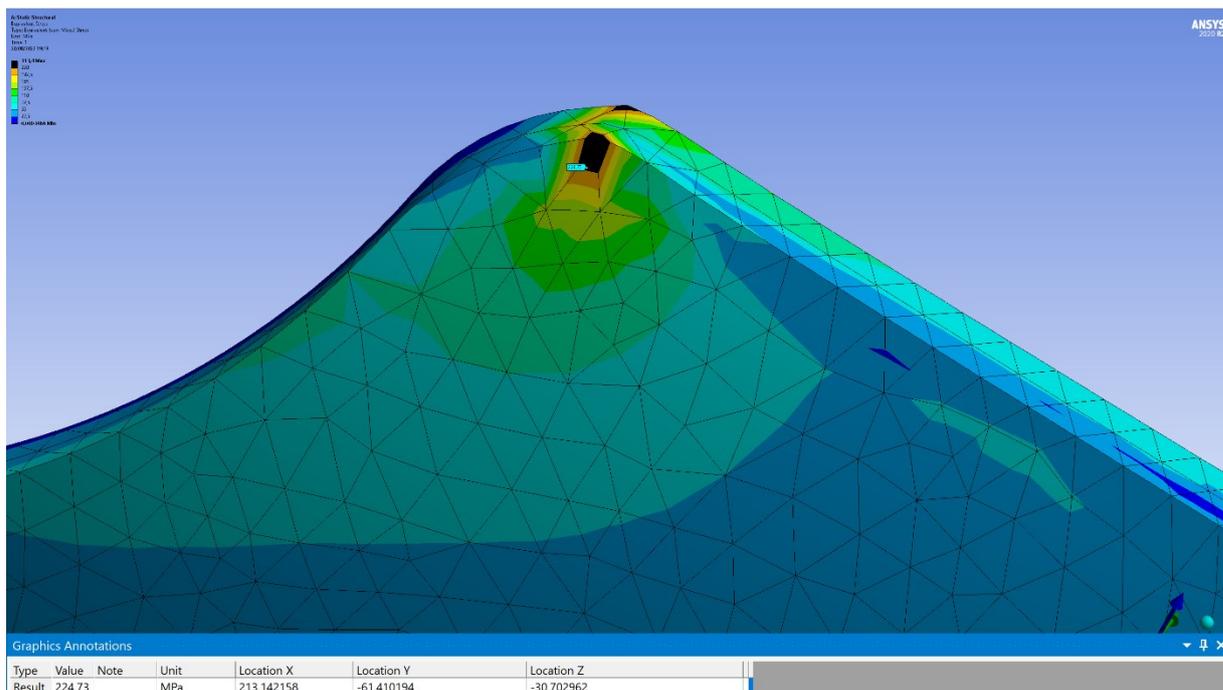


Figura 4.2.8: Raccordo di 5 mm operato sulle paratie anti sloshing. Si può notare il notevole abbassamento del picco tensionale.

Dalle due figure proposte si può notare come, pur superando il valore di snervamento, si tratti di punti notevoli minimi e singoli presenti nel modello in cui il valore di tensione, all'aumento di raffinamento della mesh impostata, diminuisce. Inoltre, il modello del serbatoio in sé non ha presentato punti di snervamento e quindi ipotesi di comportamento elastico – plastico. Per quanto riguarda le paratie e le zone analizzate, dalla simulazione effettuata si può constatare che questi componenti dovranno essere ricavati da una macchina a taglio laser o comunque una lavorazione meccanica che possa operare il raccordo di 5 mm impostato.

I risultati ottenuti quindi si ritengono attendibili in quanto il modello presenta risultati tensionali appartenenti al campo elastico – lineare e corrispondentemente le deformazioni rimangono in un range di accettabilità. La soluzione finale viene presentata in tabella 4.2.9.

Dimensione mesh [mm]	Tensione media [MPa]	Spostamento medio [mm]	Massimo valore di spostamento [mm]	Massimo valore di tensione [MPa]	Nodi [-]	Elementi [-]
1,5	25,6	0,41	3,22	313,4	2907730	1819494

Tabella 4.2.9: Risultati numerici finali ottenuti da simulazione ANSYS Workbench una volta ultimate modifiche.

Capitolo 5

VERIFICA DEI GIUNTI SALDATI

La saldatura è quella particolare unione che permette, attraverso un processo di tipo chimico – fisico, di collegare due giunti mediante la loro stessa fusione o utilizzando uno specifico materiale d’apporto. Infatti, nel primo caso si parla di saldatura autogena (con o senza materiale d’apporto) o eterogenea, detta anche brasatura (nel caso in cui la fusione vada ad interessare solamente il materiale d’apporto).

Perciò ai giunti interessati viene realizzato un collegamento di tipo permanente senza però avere una completa continuità di materiale, anche se possibile attraverso specifici processi di saldatura.

Per effettuare una buona saldatura, al fine di garantire una tenuta perfetta della stessa e senza perdere le caratteristiche di tenuta per l’intera superficie trattata, è opportuno preparare efficacemente i lembi (superfici interessate nella saldatura) dove, il metallo d’apporto (ove questo necessita, per mezzo di bacchette, elettrodi o filo), verrà in seguito distribuito e fuso tra di essi. La suddetta preparazione dei lembi prende il nome di cianfrinatura. Per definizione, il materiale dei pezzi da collegare si definisce materiale base, mentre il metallo liquido che penetra tra i due materiali viene chiamato bagno di fusione. Il metallo fuso nella saldatura (sia di base che d’apporto), solidificato per raffreddamento, infine, viene definito cordone di saldatura.

Quando si parla di saldabilità, invece, si intende l’attitudine del metallo ad essere saldato ed un materiale ha buone proprietà di saldabilità allorché un pezzo, prima rotto e successivamente saldato, conserva caratteristiche meccaniche (lungo il giunto saldato) verosimili a quelle precedenti la rottura. Affinché la saldatura risulti resistente, tecnicamente buona e priva di imperfezioni, la zona di fusione deve essere protetta da fenomeni di ossidazione e il metallo fuso deve essere depurato da scorie. Per evitare l’ossidazione, quindi, la lavorazione deve avvenire in atmosfera il più possibile priva di ossigeno (inerte): a tale scopo, nella zona prossima la saldatura, vengono aggiunte sostanze idonee al fine di creare un “alone protettivo” nei pressi del bagno di fusione, permettendo allo stesso tempo l’espulsione delle scorie.

La saldatura offre anche numerosi vantaggi portati dalla natura del processo stesso:

- Alta efficienza di giunzione, definita come: $\frac{\text{resistenza alla frattura della giunzione}}{\text{resistenza alla frattura della piastra base}} * 100(\%)$
Dove i valori di efficienza risultano essere maggiori rispetto alla maggior parte dei valori di giunti rivettati.
- Tenuta all’acqua e all’aria.
- Risparmio di pesi.
- Nessun limite di spessori del materiale base.
- Progettazione strutturale relativamente semplice.
- Riduzione dei tempi e costi di fabbricazione.

È pur vero però che il processo di saldatura porta con sé altrettanti svantaggi, infatti non è affatto esente da problemi. Alcune delle maggiori difficoltà che si possono riscontrare con una giunzione saldata sono:

- Difficoltà di individuare e/o arrestare una frattura.
- Possibilità di formazione di difetti.
- Sensibilità a diversi tipi di materiali.
- Mancanza di tecniche di controllo non distruttive.
- Stress residui e distorsioni.

Quando si ha a che fare con le saldature tensioni residue e distorsioni elevate possono promuovere rotture fragili, danneggiamento a fatica o fessurazioni da tensocorrosione. Quando si trattano materiali fragili, inoltre, le tensioni residue riducono in maniera significativa la resistenza a frattura della stessa saldatura mentre nel caso di materiali duttili il loro effetto è praticamente nullo.

5.1 Verifica statica e secondo normativa

Per poter progettare e verificare correttamente le saldature che si andranno a predisporre sul serbatoio si farà riferimento alla Normativa BS EN 1999, che fornisce informazioni sulla progettazione, montaggio, collaudo e manutenzione di strutture in alluminio. Nella progettazione dei giunti saldati bisognerà tenere conto sia della resistenza delle saldature stesse che della zona termicamente alterata (HAZ); quest'ultima in particolare tiene conto di quella parte di materiale modificata dal calore sviluppato durante il processo di giunzione nella zona tra il metallo fuso e una certa distanza dalla saldatura del materiale base. Le linee guida prese in considerazione si applicano nei casi di:

- Processo di saldatura MIG e TIG per spessori di alluminio presenti in tabella 5.1.1.
- Strutture caricate con carichi prevalentemente statici.

Alloy EN- AW	Temper ¹⁾	Thick- ness ¹⁾ mm	f_o ¹⁾	f_u	A_{50} ¹⁾⁶⁾	$f_{o,haz}$ ²⁾	$f_{u,haz}$ ²⁾	HAZ-factor ²⁾		BC	n_p 1), 5)						
			N/mm ²		%	N/mm ²		$\rho_{o,haz}$ ¹⁾	$\rho_{u,haz}$ ⁴⁾								
3004	H14 H24/H34	≤ 6 3	180 170	220	1 3	75	155	0,42 0,44	0,70	B	23 18						
	H16 H26/H36	≤ 4 3	200 190	240	1 3			0,38 0,39	0,65	B	25 20						
3005	H14 H24	≤ 6 3	150 130	170	1 4	56	115	0,37 0,43	0,68	B	38 18						
	H16 H26	≤ 4 3	175 160	195	1 3			0,32 0,35	0,59	B	43 24						
3103	H14 H24	≤ 25 12,5	120 110	140	2 4	44	90	0,37 0,40	0,64	B	31 20						
	H16 H26	≤ 4	145 135	160	1 2			0,30 0,33	0,56	B	48 28						
5005/ 5005A	O/H111	≤ 50	35	100	15	35	100	1	1	B	5						
	H12 H22/H32	≤ 12,5	95 80	125	2 4	44	100	0,46 0,55	0,80	B	18 11						
	H14 H24/H34	≤ 12,5	120 110	145	2 3			0,37 0,40	0,69	B	25 17						
5052	H12 H22/H32	≤ 40	160 130	210	4 5	80	170	0,50 0,62	0,81	B	17 10						
	H14 H24/H34	≤ 25	180 150	230	3 4			0,44 0,53	0,74	B	19 11						
5049	O / H111	≤ 100	80	190	12	80	190	1	1	B	6						
	H14 H24/H34	≤ 25	190 160	240	3 6	100	190	0,53 0,63	0,79	B	20 12						
5454	O/H111	≤ 80	85	215	12	85	215	1	1	B	5						
	H14 H24/H34	≤ 25	220 200	270	2 4	105	215	0,48 0,53	0,80	B	22 15						
5754	O/H111	≤ 100	80	190	12	80	190	1	1	B	6						
	H14 H24/H34	≤ 25	190 160	240	3 6	100	190	0,53 0,63	0,79	B	20 12						
5083	O/H111	≤ 50	125	275	11	125	275	1	1	B	6						
		50 < t ≤ 80	115	270	14 ³⁾	115	270			B							
	H12 H22/H32	≤ 40	250 215	305	3 5	155	275	0,62 0,72	0,90	B	22 14						
	H14 H24/H34	≤ 25	280 250	340	2 4			0,55 0,62	0,81	A	22 14						
6061	T4 / T451	≤ 12,5	110	205	12	95	150	0,86	0,73	B	8						
	T6 / T651	≤ 12,5	240	290	6	115	175	0,48	0,60	A	23						
	T651	12,5 < t ≤ 80	240	290	6 ³⁾												
6082	T4 / T451	≤ 12,5	110	205	12	100	160	0,91	0,78	B	8						
	T61 / T6151	≤ 12,5	205	280	10							125	185	0,61	0,66	A	15
	T6151	12,5 < t ≤ 100	200	275	12 ³⁾									0,63	0,67	A	14
	T6 / T651	≤ 6	260	310	6									0,48	0,60	A	25
		6 < t ≤ 12,5	255	300	9									0,49	0,62	A	27
	T651	12,5 < t ≤ 100	240	295	7 ³⁾									0,52	0,63	A	21
7020	T6	≤ 12,5	280	350	7	205	280	0,73	0,80	A	19						
	T651	≤ 40			9 ³⁾												
8011A	H14 H24	≤ 12,5	110 100	125	2 3	37	85	0,34 0,37	0,68	B	37 22						
	H16 H26	≤ 4	130 120	145	1 2			0,28 0,31	0,59		33 33						

1) If two (three) tempers are specified in one line, tempers separated by "I" have different technological values but separated by "/" have same values. (The tempers show differences for f_o , A and n_p).

2) The HAZ-values are valid for MIG welding and thickness up to 15mm. For TIG welding strain hardening alloys (3xxx, 5xxx and 8011A) up to 6 mm the same values apply, but for TIG welding precipitation hardening alloys (6xxx and 7xxx) and thickness up to 6 mm the HAZ values have to be multiplied by a factor 0,8 and so the ρ -factors. For higher thickness – unless other data are available – the HAZ values and ρ -factors have to be further reduced by a factor 0,8 for the precipitation hardening alloys (6xxx and 7xxx) and by a factor 0,9 for the strain hardening alloys (3xxx, 5xxx and 8011A). These reductions do not apply in temper O.

3) Based on $A = A_{5,65} \sqrt{A_0}$, not A_{50} .

4) BC = buckling class, see 6.1.4.4, 6.1.5 and 6.3.1.

5) n -value in Ramberg-Osgood expression for plastic analysis. It applies only in connection with the listed f_o -value.

6) The minimum elongation values indicated do not apply across the whole range of thickness given, but mostly to the thinner materials. In detail see EN 485-2.

Tabella 5.1.1: Valori caratteristici per leghe d'alluminio secondo Normativa BS EN 1999. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [8].

Inoltre, le costanti del materiale che si adotteranno nei calcoli nel caso di leghe di alluminio normate secondo BS EN 1999 sono le seguenti:

- Modulo di Elasticità: $E = 70000 \text{ N/mm}^2$
- Modulo di Elasticità tangenziale: $G = 27000 \text{ N/mm}^2$
- Rapporto di Poisson: $\nu = 0,3$
- Densità: $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$
- Coefficiente parziale di sicurezza per giunti saldati: $\gamma_s = 1,25$

La normativa fornisce anche dei valori di tensione ammissibile da utilizzare per quanto riguarda la scelta del materiale d'apporto, in concordanza con la lega che si utilizza come materiale base. Nel caso di una lega 6061 il materiale d'apporto può essere di tipo 5356 oppure 4043A, che forniscono due tensioni ultime più o meno elevate l'una rispetto all'altra. Dalla figura 5.1.3 si possono apprezzare le due diverse tipologie di materiale e la loro resistenza caratteristica che si andrà ad utilizzare.

Characteristic strength	Filler metal	Alloy								
		3103	5052	5083	5454	6060	6005A	6061	6082	7020
$f_w \text{ [N/mm}^2\text{]}$	5356	-	170	240	220	160	180	190	210	260
	4043A	95	-	-	-	150	160	170	190	210

1 For alloys EN AW-5754 and EN AW-5049 the values of alloy 5454 can be used;
for EN AW-6063, EN AW-3005 and EN AW-5005 the values of alloy 6060 can be used;
for EN AW-6106 the values of alloy 6005A can be used;
for EN AW-3004 the values of alloy 6082 can be used;
for EN AW-8011A a value of 100 N/mm² for filler metal Type 4 and Type 5 can be used.

2 A If filler metals 5056, 5356A, 5556A/5556B, 5183/5183A are used A then the values for 5356 have to be applied.

3 If filler metals 4047A or 3103 are used then the values of 4043A have to be applied.

4 For combinations of different alloys the lowest characteristic strength of the weld metal has to be used.

Tabella 5.1.3: Valori caratteristici di materiale d'apporto secondo Normativa BS EN 1999 nel caso di diverse tipologie di leghe d'alluminio. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [8].

Per valutare nell'effettivo la resistenza di giunzioni saldate, vengono calcolate diverse componenti di tensione rispetto ad un piano di riferimento della saldatura, e quindi un "ribaltamento" della stessa su di un piano in cui poi si andranno a calcolare: $\sigma_{\perp}, \tau_{\perp}$ e $\tau_{//}$. Questo piano ribaltato prende il nome di altezza di gola (in figura 5.1.4 presentata come "a") che rappresenta, idealizzando la saldatura come un triangolo perfetto, l'ipotenusa della figura geometrica di riferimento; questa rappresenterà anche la larghezza utile della saldatura.

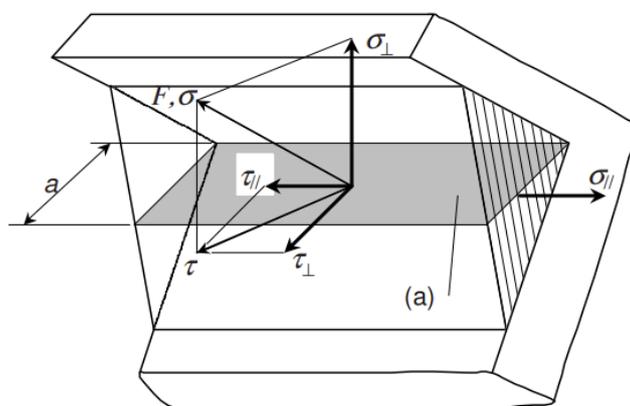


Figura 5.1.4: Schema di una saldatura e tensioni agenti data una certa sollecitazione imposta a monte. Nota: questa figura è scannerizzata dalla fonte [8].

Per quanto riguarda le componenti di tensione, σ_{\perp} rappresenta tensione normale di trazione o di compressione che agisce in direzione perpendicolare alla sezione di gola ribaltata su di un lato del cordone; τ_{\perp} la tensione tangenziale agente in direzione perpendicolare all'asse longitudinale della sezione di gola e giacente nella sezione di gola ribaltata e infine $\tau_{//}$ la tensione tangenziale agente parallelamente all'asse longitudinale della sezione di gola e giacente nella sezione di gola ribaltata.

Nelle giunzioni saldate, il cordone di saldatura è normalmente sede di fratture. Ciò è dovuto al fatto che al piede o alla radice dei cordoni, è possibile individuare degli intagli aperti acuti che rendono il cordone sito preferenziale di innesco e propagazione di cricche e quindi, spesso, il punto più debole dell'intera struttura.

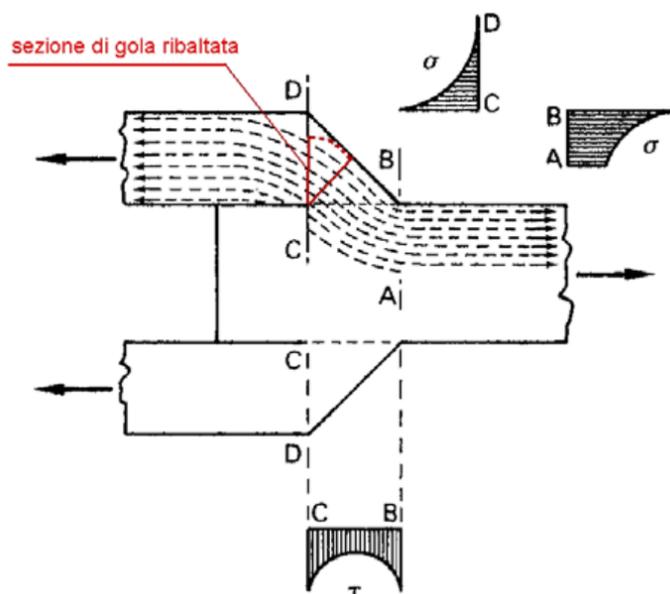


Figura 5.1.5: Sezione di gola e passaggio di tensioni in un giunto saldato e sollecitato.

Perciò nella progettazione di saldature ad angolo secondo BS EN 1999, queste ultime devono soddisfare la relazione:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\perp}^2 + \tau_{//}^2)} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$$

Dove f_w è la tensione caratteristica a rottura del materiale d'apporto scelto.

Nel caso di saldature testa a testa valgono invece le reazioni:

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$$

$$\tau_{//} \leq \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{f_w}{\gamma_s}$$

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{//}^2} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$$

Dove queste due tipologie sono le più ricorrenti nel componente preso in esame.

Per quanto riguarda la valutazione dell'HAZ invece, la normativa fornisce, in base allo spessore individuato del componente, una distanza a cui porsi dalla saldatura per ricavare componenti di tensione e successivamente verificare con formule empiriche. L'HAZ si estende da una certa distanza "d" rispetto al cordone che si vuole verificare, misurata perpendicolarmente rispetto alla direzione di saldatura, come si può osservare in figura 5.1.6.

Nel caso di saldatura MIG e con raffreddamento intermedio a 60° (o ad una temperatura inferiore nel caso di passate di saldatura multiple) tenendo conto di un certo spessore del materiale base "t", valgono le relazioni:

$$0 < t < 6 \text{ mm}$$

$$d_{HAZ} = 20 \text{ mm}$$

Quando invece si utilizzano saldature al TIG, l'estensione della HAZ è maggiore, essendo maggiore l'apporto di calore rispetto alla controparte MIG. Perciò in questo caso si ha:

$$0 < t < 6 \text{ mm}$$

$$d_{HAZ} = 30 \text{ mm}$$

Una volta definita la zona di studio d'interesse, bisognerà valutare le diverse componenti di tensione. Nel caso di saldature testa a testa e ad angolo, valgono le relazioni:

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

$$\tau_{//} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{//}^2} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

E tutte le suddette devono risultare verificate insieme alle verifiche statiche precedenti.

5.2 Prova sperimentale e modello CAD

Per quanto la Normativa possa indirizzare la progettazione e verifica nel modo corretto, questa non fornisce indicazioni su come ricavare le componenti di tensione necessarie per suddetti controlli tensionali; inoltre risulta difficile ricavarle da una simulazione FEM o svolgendo calcoli semplificati a mano, discostandosi molto dalla situazione presa in esame. Inoltre, viene fatto molto spesso riferimento alla sezione di gola "a", necessaria per trovare le componenti di tensione adeguate, ma non viene presentato un metodo efficace possibile per ottenere suddetta dimensione caratteristica all'interno di un programma di calcolo.

Per questo motivo è stato scelto di sviluppare inizialmente una prova sperimentale; sono stati preparati dei provini di lamiera da 3mm di alluminio 6061 T6 su cui sono state applicate diverse tipologie di saldatura: testa a testa, a cordone d'angolo e ad angolo a 90°, essendo state individuate come quelle di maggiore interesse per la progettazione del serbatoio. Si può osservare in figura 5.2.1 i provini utilizzati e in figura 5.2.2 i giunti saldati a 90°.



Figura 5.2.1: Provini di Alluminio 6061 T6, spessore 3mm, utilizzati per le prove di saldatura.

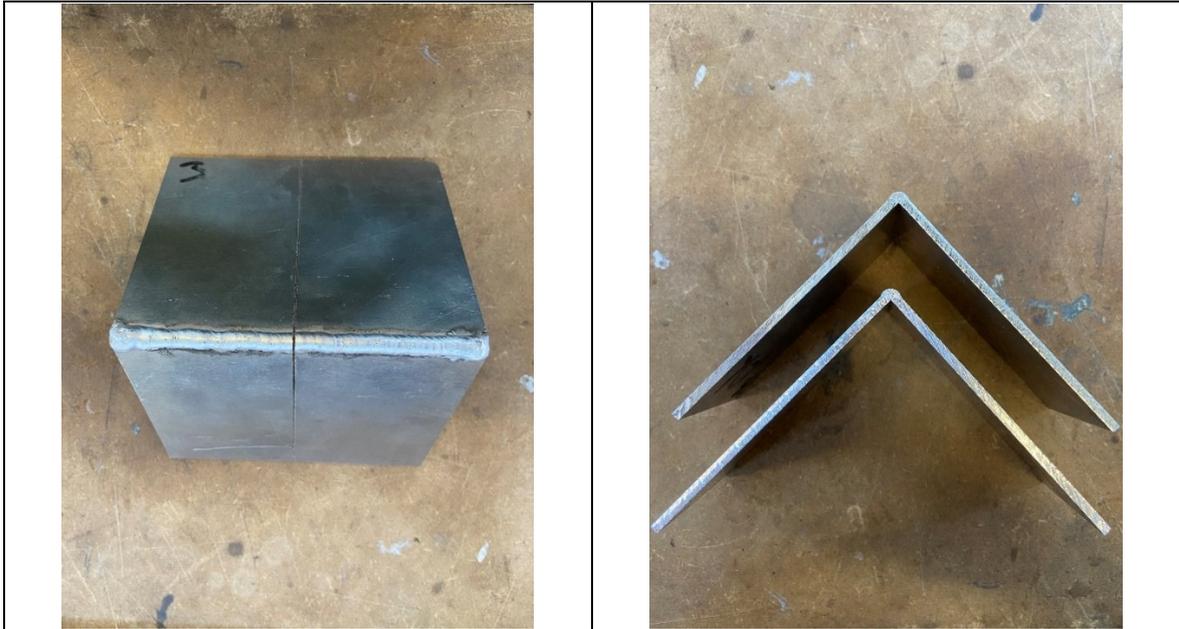


Figura 5.2.2: Provini saldati e tagliati di Alluminio 6061 T6.

Successivamente, attraverso una prova distruttiva condotta nei laboratori meccanici dell'Università di Padova, il giunto ad angolo a 90° (scelto come caso che più si avvicinava alle saldature presenti sul serbatoio) è stato inizialmente tagliato a metà e successivamente vincolato ad incastro attraverso l'uso di un clampaggio di una morsa ad un estremo di una lamiera e rotto per schianto con l'uso di un martello all'estremo libero, dall'interno verso l'esterno. Questo ha permesso di poter osservare inizialmente, attraverso l'uso di un microscopio presente in figura 5.2.3, le dimensioni caratteristiche della saldatura rispetto allo spessore della lamiera e successivamente valutare se in certe zone la saldatura non fosse penetrata totalmente su tutto lo spessore e quindi individuare una dimensione caratteristica di una pre-creca da saldatura a cordone d'angolo. Questo processo ha permesso di dimensionare correttamente un modello CAD di una saldatura sul serbatoio progettato, andando a predisporre quest'ultima nella zona maggiormente sollecitata osservata dal modello agli Elementi Finiti in cui ci si aspetta una saldatura tra una lamiera ed un'altra.



Figura 5.2.3: Microscopio "Dino – Lite Edge 3.0" digitale utilizzato per i rilievi dei provini saldati.

Perciò l'obiettivo è avvalersi di una prova sperimentale eseguita su un certo spessore di lamiera di alluminio, per poter ricavare una dimensione media e caratteristica di una saldatura presa una particolare geometria di giunto ricorrente nell'oggetto progettato, nonché successivamente poter valutare correttamente una sezione di gola ed eventuale pre-cricca da simulare con il serbatoio sollecitato dalla pressione di 3,5 Bar. Nelle figure presentate di seguito si possono osservare le dimensioni della saldatura di riferimento e l'evoluzione della rottura imposta a partire dalla radice.

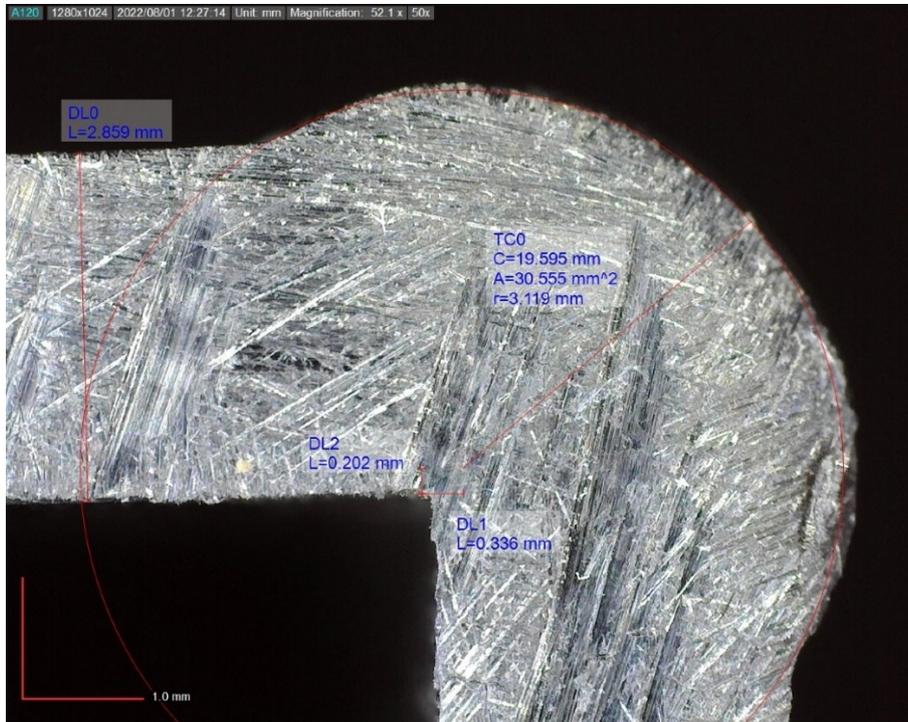


Figura 5.2.4: Sezione trasversale del provino tagliato e della saldatura.

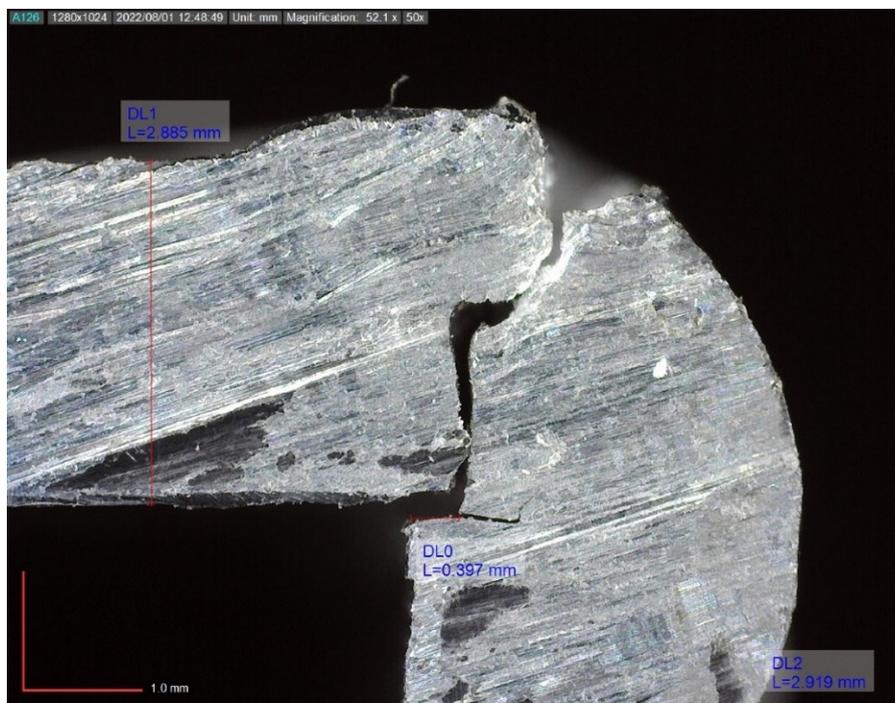


Figura 5.2.5: Sezione trasversale del provino tagliato dopo rottura per schianto. Si può osservare come la dimensione caratteristica DL0 rappresenti mancata penetrazione del materiale d'apporto e punto di innesco per la rottura.

Avvalendosi del modello CAD del serbatoio studiato precedentemente, è stata quindi modellata la saldatura in uno dei punti critici individuati durante le simulazioni agli Elementi Finiti, come osservabile nelle figure seguenti. Il modello del serbatoio è stato inoltre modificato per accomodare meglio la pompa benzina interna e i supporti a telaio sono stati definiti in modo più rigoroso.

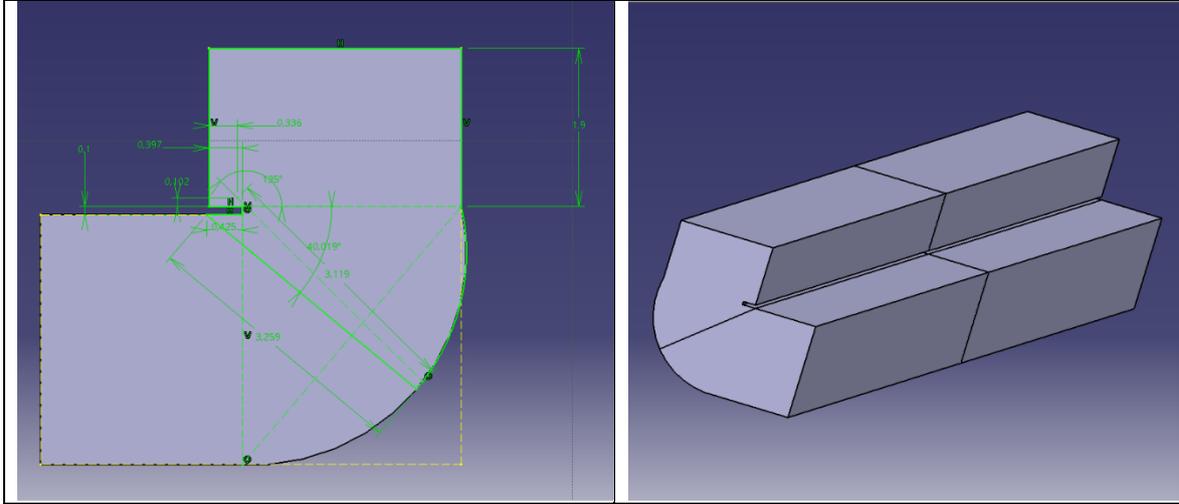


Figura 5.2.6: Modellazione della saldatura con dimensioni caratteristiche ricavate da prova sperimentale ed estrusione sul lato più sollecitato del serbatoio benzina.

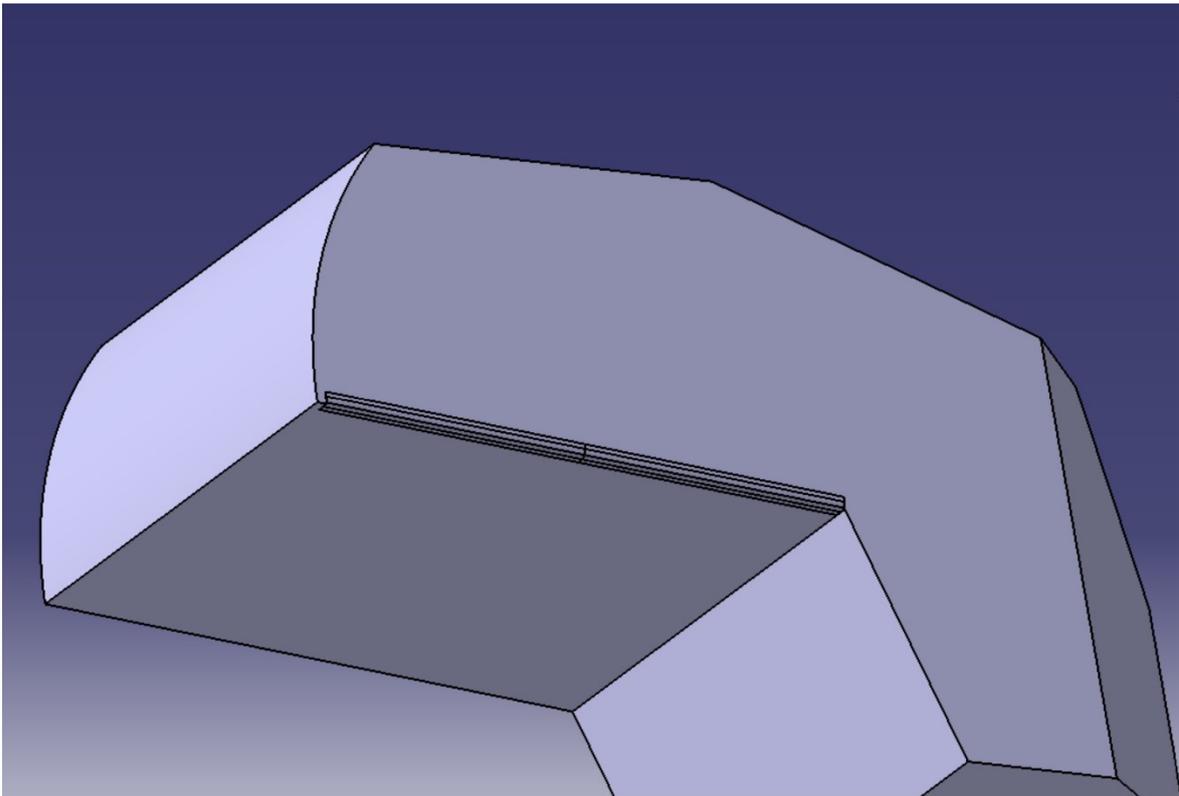


Figura 5.2.7: Modello di saldatura implementato sul serbatoio.

Il CAD della saldatura è stato diviso a sua volta in quattro sotto modelli (body) singoli, per poter facilitare l'impostazione del modello agli Elementi Finiti. Inoltre, essendo di primo interesse la verifica sulle saldature, i componenti aggiuntivi quali tappo e flange verranno omessi dalle simulazioni effettuate; si manterrà però l'uso degli irrigiditori interni (paratie) e dei supporti a telaio.

5.3 Modello agli Elementi Finiti e soluzione

Per poter ricavare le diverse componenti di tensione da utilizzare nelle verifiche secondo normativa si è deciso di utilizzare la funzione “path” di Ansys; questa funzione permette, una volta scelto un sistema di riferimento adeguato, di scegliere due punti e quindi definire una distanza totale dal primo all’ultimo, tale per cui in suddetta distanza vengano ricavate le tensioni in una specifica direzione rispetto al sistema coordinante scelto a monte. Questo particolare metodo permette di ricavare le componenti di tensione σ_{\perp} , τ_{\perp} e $\tau_{//}$ necessarie e in punti specifici della saldatura modellata.

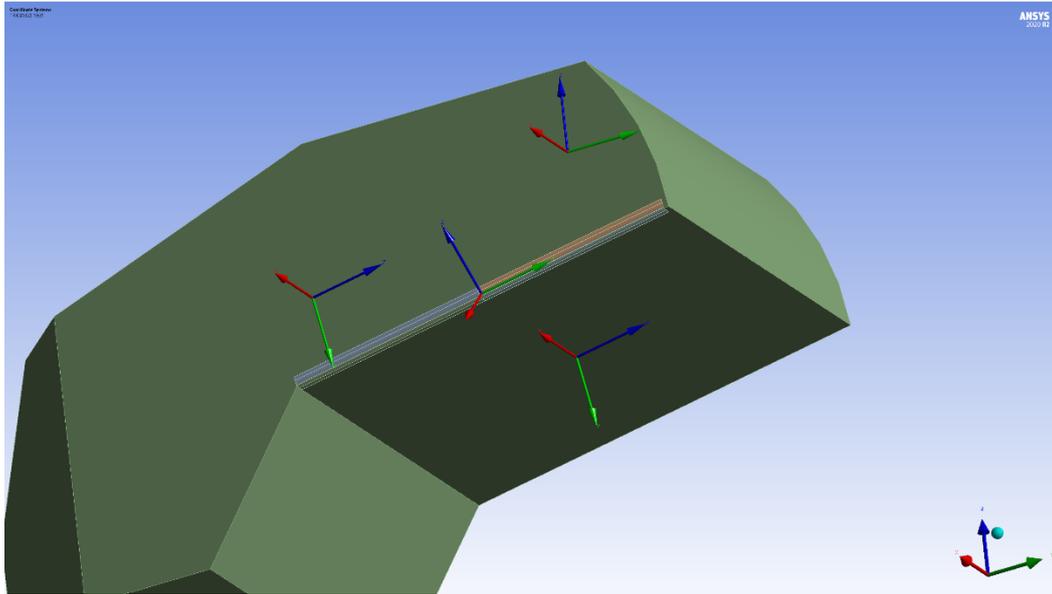


Figura 5.3.1: Sistemi di riferimento orientati (dall’alto verso il basso): globale, laterale, orientato come il cordone di saldatura e posteriore.

Perciò si andranno ad indagare le diverse componenti di tensione in prossimità della radice (essendo la saldatura a parziale penetrazione) lungo l’area di gola del cordone di saldatura; il path verrà definito quindi a partire dalla radice verso la superficie esterna della saldatura e, ipotizzando quest’ultima come un triangolo rettangolo isoscele, rappresenterà la sua ipotenusa. Infatti, pur avendo modellato l’intera saldatura il path prenderà in considerazione il triangolo inscritto in quest’ultimo e quindi meno materiale effettivo, in favore di sicurezza.

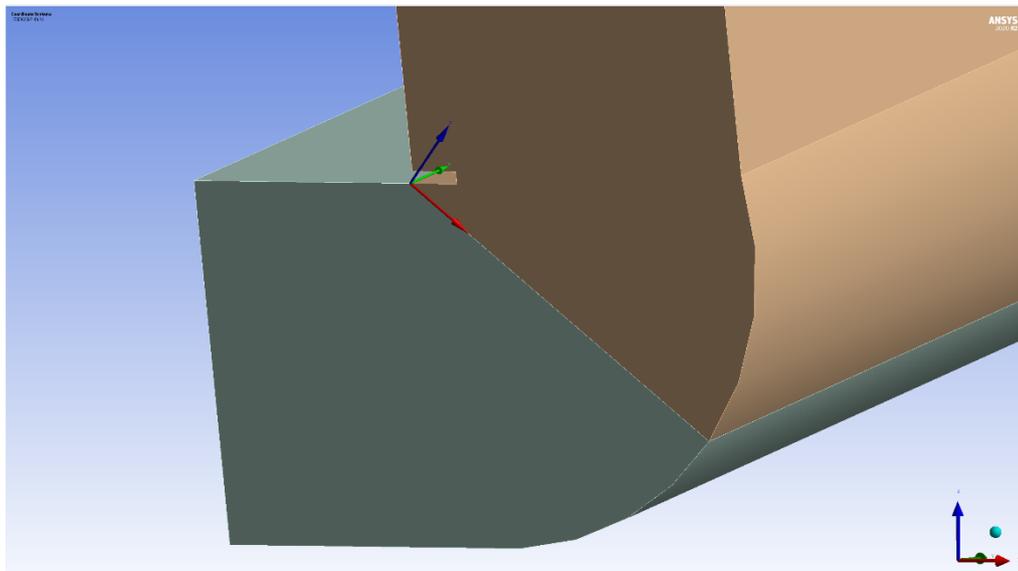


Figura 5.3.2: Sistema di coordinate orientato sulla saldatura.

Verranno definiti cinque path di valutazione diversi: due alle estremità rispettive della saldatura, uno al centro e altri due ad un quarto dall'inizio e fine della saldatura. Inoltre, verranno disposti due path aggiuntivi sui piatti alla distanza da quest'ultima secondo BS EN 1999 per poter valutare le tensioni agenti nell'HAZ e utilizzare queste ultime può essere utile anche nel caso in cui si ipotizzasse che la saldatura sia a piena penetrazione; ciò comporta che la rottura statica avvenga in prossimità del piede del cordone e quindi ad una certa distanza dalla radice stessa.

Questa seconda ipotesi non è irrealistica, visto che in certi punti è possibile che la saldatura diventi effettivamente a piena penetrazione, nel momento in cui il materiale d'apporto riesca ad inserirsi completamente tra i due elementi in materiale base; è vero che ciò non sempre avviene, però si può utilizzare questa ulteriore verifica in favore di sicurezza.

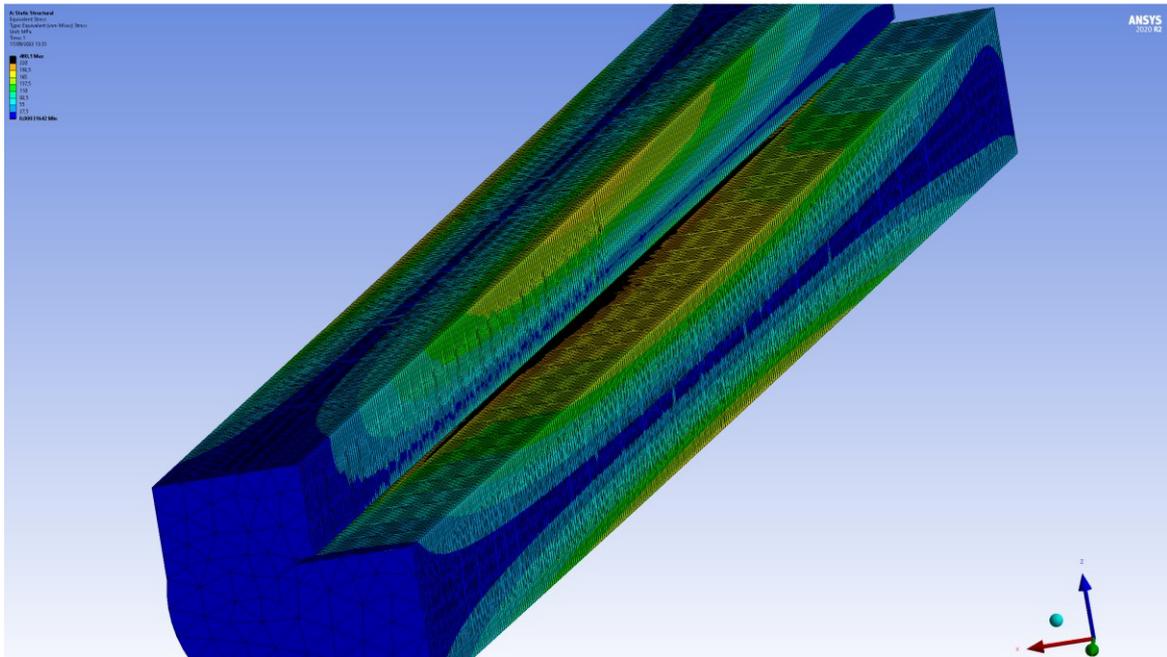


Figura 5.3.3: Andamento tensionale sulla saldatura modellata. Nota: La mesh utilizzata è di 0,6 mm.

Con l'utilizzo dei path direzionali e delle diverse componenti di tensione ricavate dal modello geometrico, sono stati estrapolati 49 dati, cioè 49 distanze (in mm) dall'inizio alla fine del path e le rispettive tensioni nei punti specifici. Da questi ultimi è stata composta una media integrale, ovvero per ogni nodo individuata la tensione nel punto, questa è stata moltiplicata per la somma delle semi distanze dei nodi precedenti e successivi, per poi sommare queste quantità lungo il path scelto e diviso per la lunghezza totale di quest'ultimo. Ciò ha permesso, per ogni componente di tensione σ_{\perp} , τ_{\perp} e $\tau_{//}$, di ricavare un valore ultimo da utilizzare nelle verifiche secondo Normativa. Nel caso di saldatura a cordone d'angolo, si è ottenuto:

$$\sigma_{\perp} = -21,65 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = 37,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{//} = 44,5 \text{ MPa}$$

E adottando la verifica secondo Normativa BS EN 1999:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\perp}^2 + \tau_{//}^2)} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$$

Dove $\gamma_s = 1,25$, $f_w = 190 \text{ MPa}$ (nel caso di materiale d'apporto 5356) e $f_w = 170 \text{ MPa}$ (nel caso di materiale d'apporto 4043A), si ha:

$$102,6 \text{ MPa} \leq 152 \text{ MPa} [5356]$$

$$102,6 \text{ MPa} \leq 136 \text{ MPa} [4043A]$$

Queste risultano verificate, però questi particolari valori di tensione ottenuti derivano dal fatto che si sono utilizzati dei path agli estremi della saldatura, ad un quarto di quest'ultima e al centro. Come si può osservare in figura 5.3.3, l'andamento tensionale aumenta all'avvicinarsi della sezione centrale della saldatura. Se si prendesse in considerazione il solo path centrale, si ha che:

$$\sigma_{\perp} = -89,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = 76,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{//} = 148,5 \text{ MPa}$$

E adottando ancora una volta la verifica secondo Normativa, si ottiene:

$$303,1 \text{ MPa} \geq 152 \text{ MPa} [5356]$$

Che non risulta verificata, anche nel caso in cui si prendesse il limite di snervamento del materiale base (Al 6061) anziché del materiale d'apporto.

Per questo motivo è stato deciso di predisporre un terzo irrigidimento interno. Questo ha portato ad un ulteriore aspetto benefico, cioè di limitare ancora di più il movimento della benzina durante l'accelerazione e frenata del motoveicolo, a discapito però dell'aumento del peso complessivo del componente.

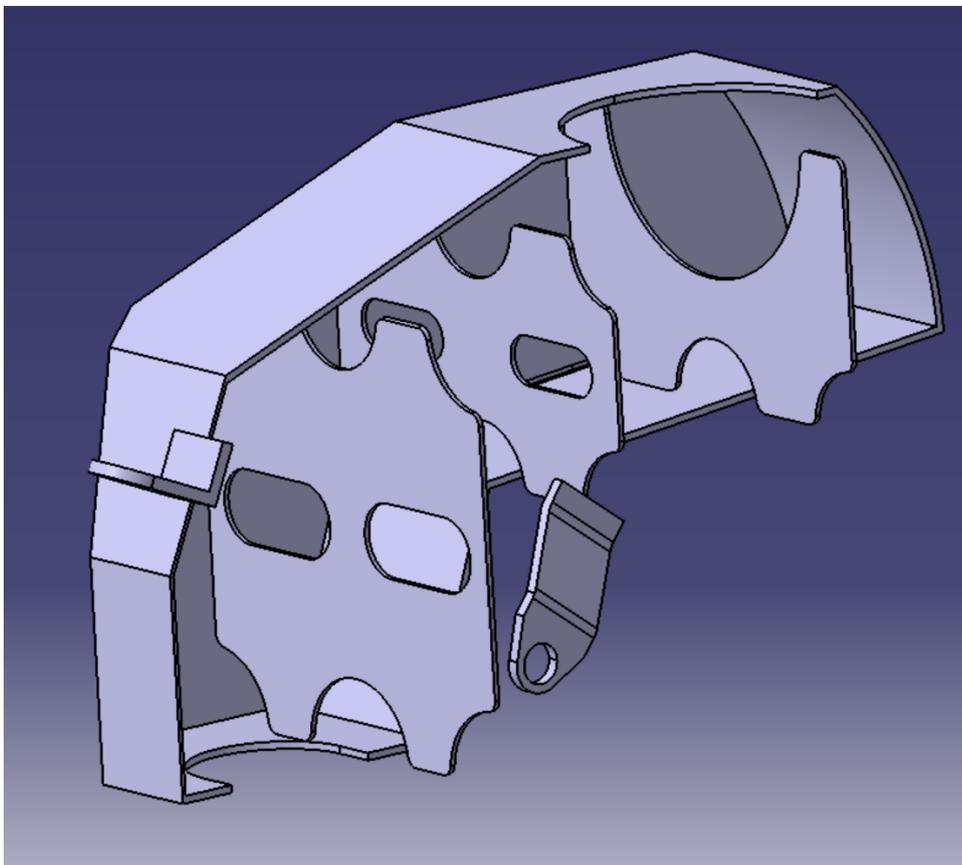


Figura 5.3.4: Sezione del serbatoio: si può osservare la terza paratia anti sloshing aggiunta all'interno.

Si è quindi sviluppata una nuova simulazione agli Elementi finiti, che ha portato ad ottimi risultati; infatti, i valori di tensione si sono notevolmente abbassati e la saldatura è risultata nel complesso meno sollecitata in ogni punto. È stata riproposta una mesh di 0,6 mm su tutta la lunghezza del cordone di saldatura, valutata adeguata per poter estrapolare i dati in uscita.

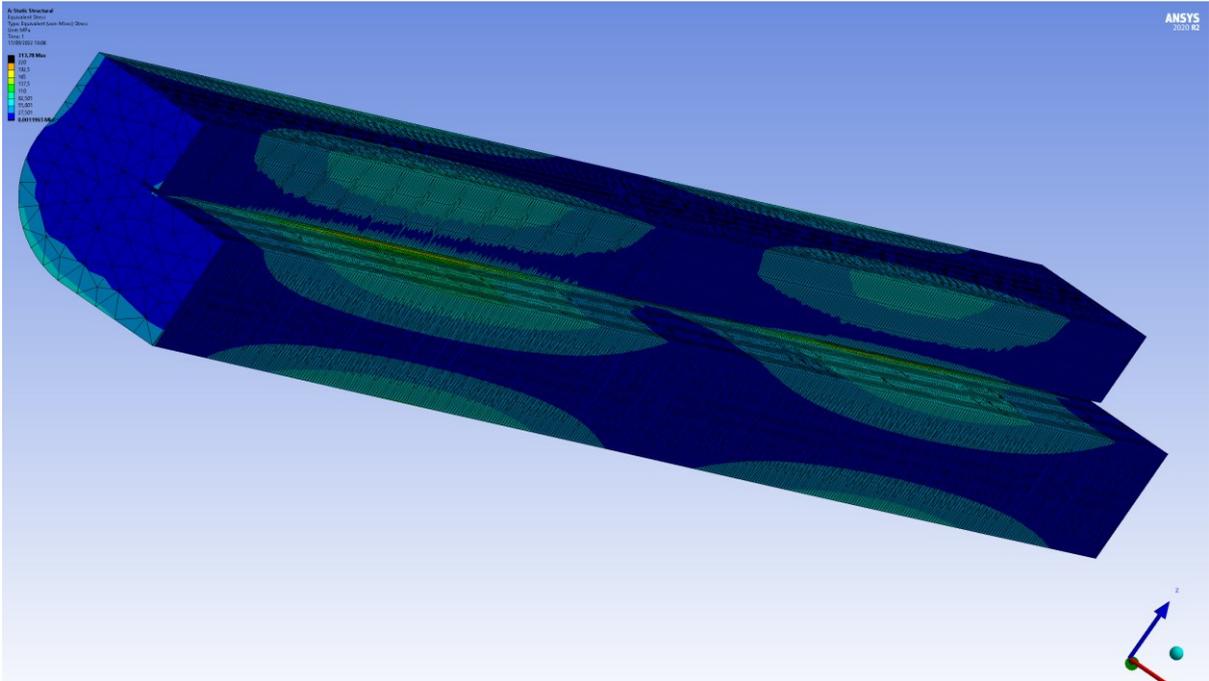


Figura 5.3.5: Andamento tensionale sulla saldatura modellata. Nota: La mesh utilizzata è di 0,6 mm.

Ciò ha permesso nuovamente, per ogni componente di tensione σ_{\perp} , τ_{\perp} e $\tau_{//}$ di ricavare un valore ultimo da utilizzare nelle verifiche secondo Normativa. Nel caso di saldatura a cordone d'angolo, si è ottenuto:

$$\sigma_{\perp} = 11 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = 25,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{//} = 35,3 \text{ MPa}$$

E adottando la verifica secondo Normativa BS EN 1999:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\perp}^2 + \tau_{//}^2)} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$$

Dove $\gamma_s = 1,25$, $f_w = 190 \text{ MPa}$ (nel caso di materiale d'apporto 5356) e $f_w = 170 \text{ MPa}$ (nel caso di materiale d'apporto 4043A), si ha:

$$76,2 \text{ MPa} \leq 152 \text{ MPa} [5356]$$

$$76,2 \text{ MPa} \leq 136 \text{ MPa} [4043A]$$

Ed entrambe risultano verificate. Si può notare come ci sia stato un notevole abbassamento delle tensioni dato dall'aggiunta del terzo irrigidimento.

Per quanto riguarda la HAZ, si è deciso di posizionare i relativi path per l'estrapolazione delle componenti di tensione ad una distanza intermedia tra quelle proposte dalla normativa per saldature di tipo MIG e TIG, essendo stato comunque accertato che le tensioni a ridosso di entrambe queste zone fossero notevolmente basse e quindi che in ogni caso risultassero verificate. Perciò:

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

$$\tau_{//} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{//}^2} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$$

Dove $f_{u,HAZ} = 175 \text{ MPa}$ (oppure la Normativa BS EN 1999 propone anche $f_{0,HAZ} = 115 \text{ MPa}$, come osservabile in tabella 5.1.1) e $\gamma_s = 1,25$. Risulta quindi:

$$-16 \text{ MPa} \leq 92 \text{ MPa} [f_{0,HAZ}]$$

$$6 \text{ MPa} \leq 92 \text{ MPa} [f_{0,HAZ}]$$

$$18,8 \text{ MPa} \leq 92 \text{ MPa} [f_{0,HAZ}]$$

$$-16 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} [f_{u,HAZ}]$$

$$6 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} [f_{u,HAZ}]$$

$$18,8 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} [f_{u,HAZ}]$$

Tutte le suddette risultano verificate.

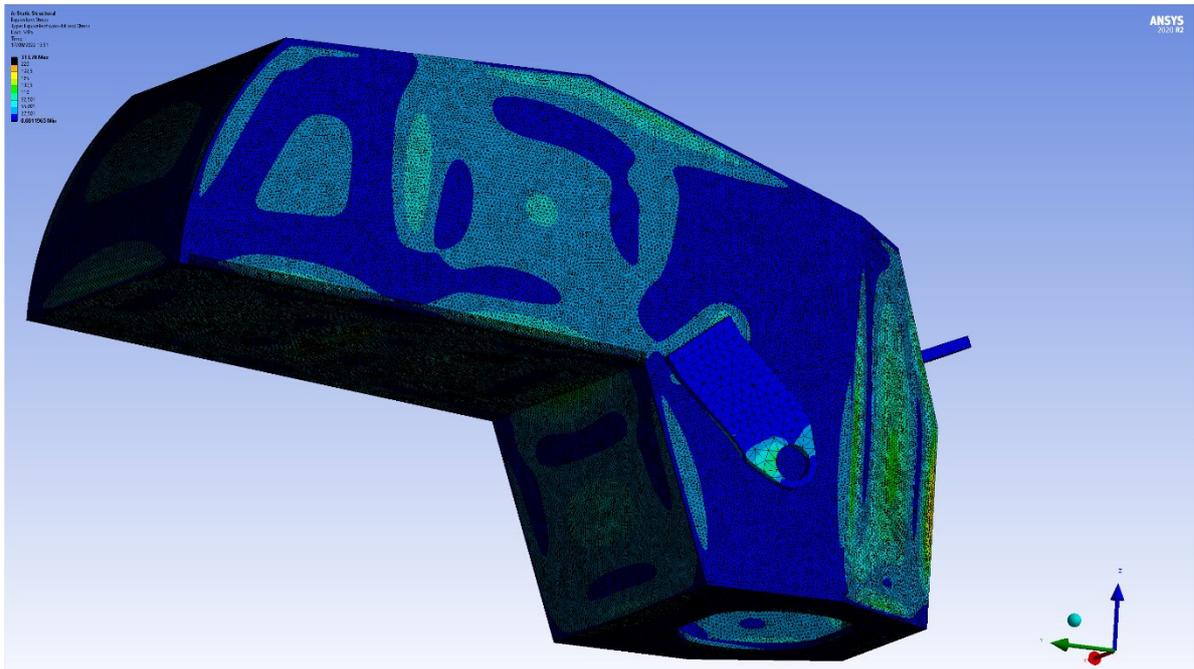


Figura 5.3.6: Mesh e andamento delle tensioni secondo Von – Mises sul modello serbatoio aggiornato.

Capitolo 6

CONCLUSIONI

6.1 Risultati geometrici

Nella prima sezione dell'elaborato, Capitoli 1 e 2, è stato descritto dal punto di vista teorico il comportamento meccanico degli elementi costituenti l'oggetto di indagine. Il comportamento statico di un serbatoio in parete sottile è stato qualitativamente delineato attraverso i modelli teorici che fanno riferimento a gusci e membrane e a piastre e lastre inflesse. Successivamente, nel Capitolo 3, si è deciso di affiancare alla teoria la Normativa vigente nel caso di serbatoi in pressione, la BS ISO 21029-1, essendo il componente reale non correttamente descrivibile attraverso i modelli teorici di riferimento. Ciò ha permesso di valutare in modo più attinente alla realtà le sollecitazioni agenti e di ricavare uno spessore per le pareti del serbatoio. La modellazione con l'utilizzo del sistema CAD ha permesso di creare il componente per essere successivamente studiato agli Elementi Finiti. In figura 6.1.1 viene presentato l'assembly finale del componente.

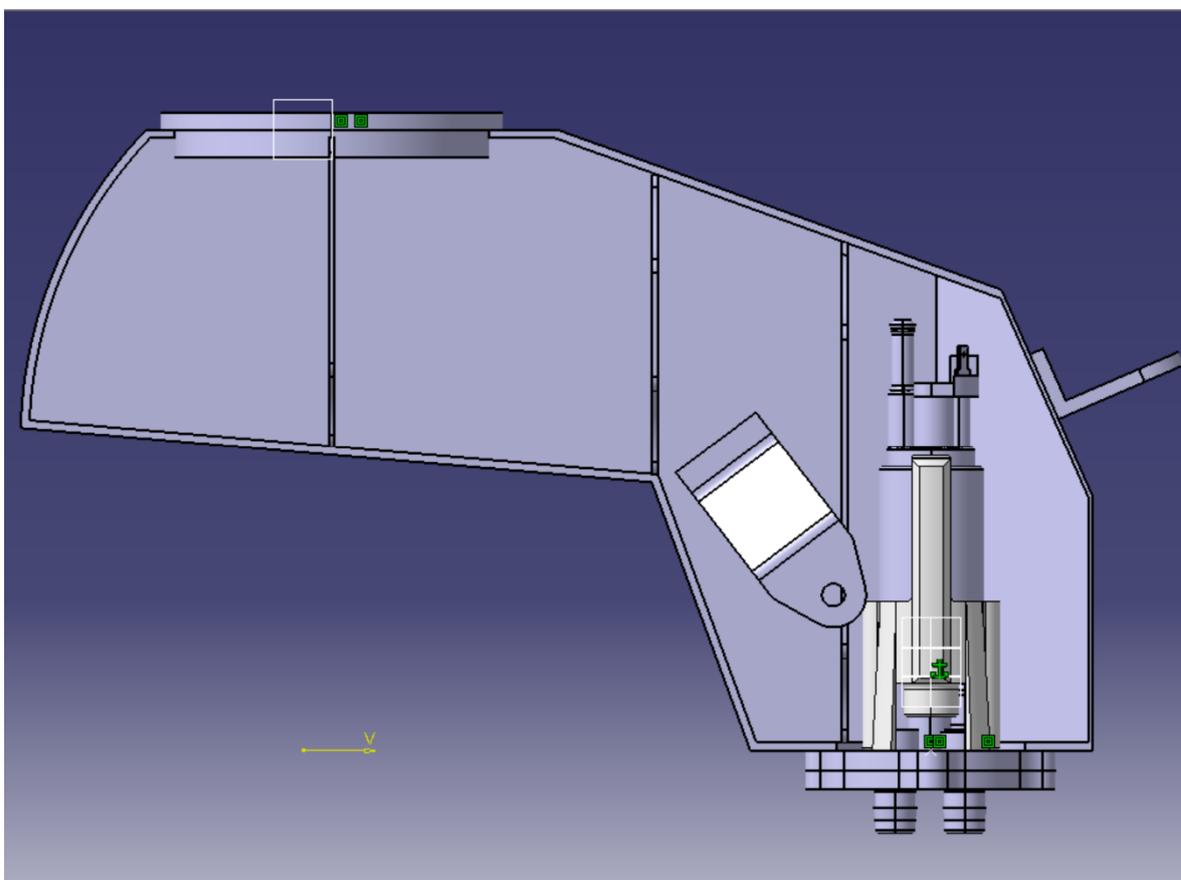


Figura 6.1.1: Assembly totale del serbatoio benzina in sezione aperta.

Gli spessori di lamiera di Al 6061 che verranno utilizzati sono i seguenti:

$$t_1 = 1,5 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3 \text{ mm}$$

$$t_{\text{paratie}} = 2 \text{ mm}$$

I diversi spessori sono identificabili nella figura precedente.

6.2 Risultati numerici – modello globale

Nella seconda parte dell'elaborato si è indagato il comportamento del serbatoio sollecitato attraverso l'utilizzo del codice di calcolo commerciale Ansys. La soluzione finale è stata ottenuta dopo aver realizzato una serie di discretizzazioni successive via via più raffinate, in modo da poter valutare la bontà della soluzione stessa sia in termini di tensioni che di deformazioni. I valori così individuati ed il modello finale sono riportati nel seguito.

Dimensione mesh [mm]	Tensione media [MPa]	Spostamento medio [mm]	Massimo valore di spostamento [mm]	Massimo valore di tensione [MPa]	Nodi [-]	Elementi [-]
1,5	24	0,23	1,31	350,5	3092775	1921029

Tabella 6.2.1: Risultati numerici ottenuti da simulazione ANSYS Workbench.

Come si può notare dalla tabella sopra, il valore ultimo di snervamento viene superato ma, come affrontato nel Capitolo 4 (specificamente nel paragrafo 4.2), quest'ultima tensione si trova in un punto singolare che si è rilevato essere non rappresentativo per la definizione del comportamento strutturale del serbatoio (il picco risulta inoltre ridursi drasticamente nel caso di inserimento di un raccordo con raggio di 8 mm). In ogni caso il modello del serbatoio si ritiene operare in un range di accettabilità e quindi si assumono verificate le formule utilizzate nel Capitolo 3.

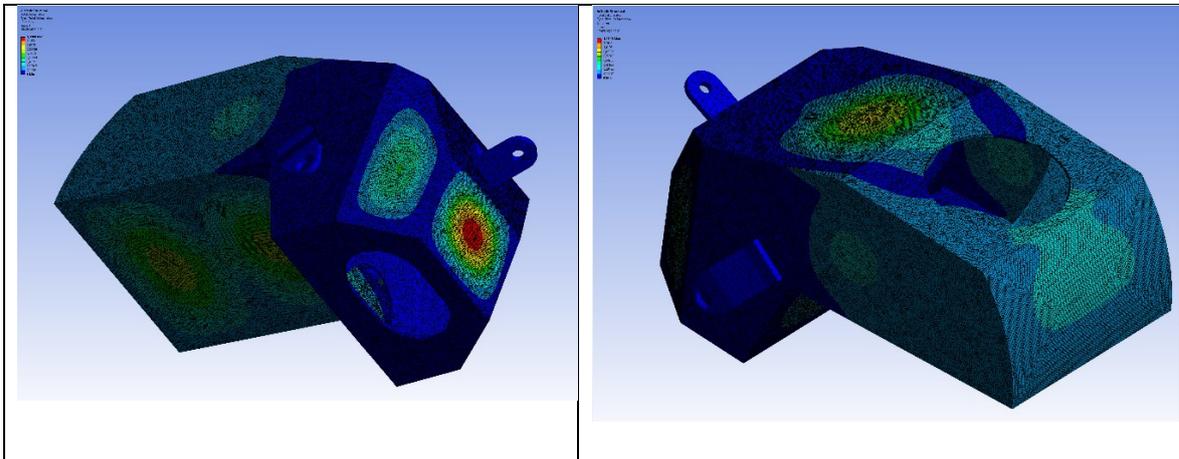


Figura 6.2.1: Soluzione deformativa finale del modello serbatoio; quest'ultima varia da un minimo di 0 mm ad un massimo di 1,3 mm.

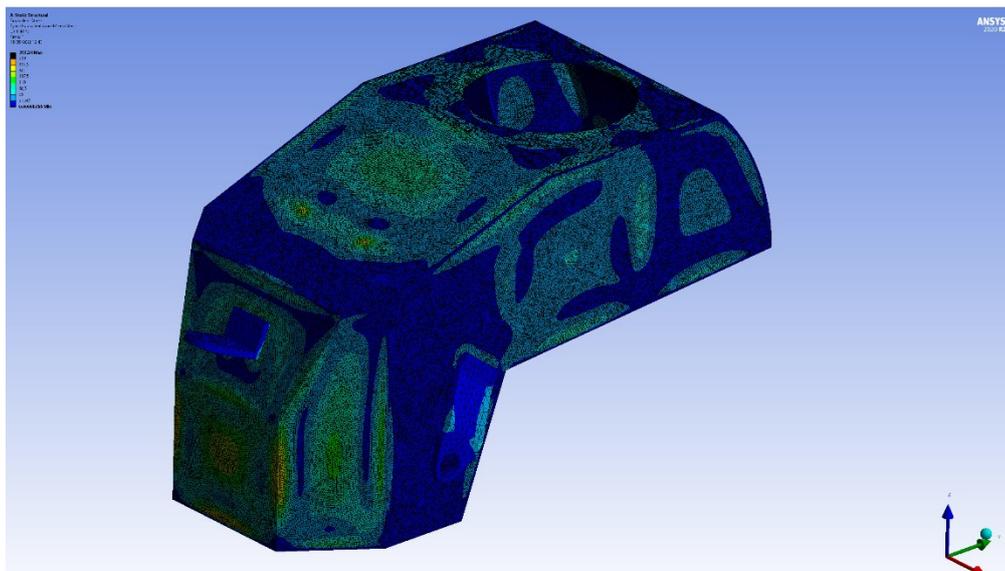


Figura 6.2.2: Soluzione tensionale finale del modello serbatoio.

6.3 Risultati numerici – giunti saldati

Nella terza e ultima parte dell'elaborato l'obiettivo era quello di riuscire a verificare staticamente una saldatura posta nel punto più sollecitato del serbatoio in modo tale da poter predisporre successivamente le saldature sul componente, oppure dove invece predisporre una piegatura della lamiera. A favore di sicurezza e tenendo conto che non sempre tutto il materiale d'apporto penetra completamente tra i due giunti che si vogliono saldare, attraverso una prova sperimentale di saldatura si è ricavata una dimensione caratteristica di quest'ultima e una dimensione di radice nel caso di parziale penetrazione.

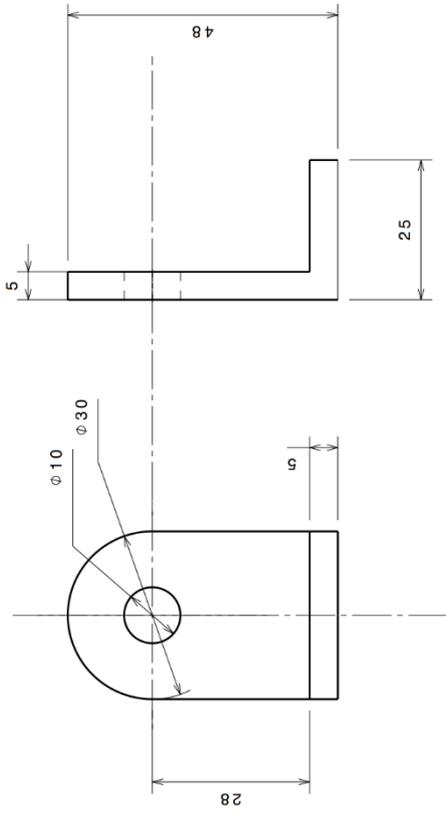
Si è quindi realizzato un modello CAD complementare al serbatoio e successivamente sollecitato. Tramite l'utilizzo di sistemi di riferimento orientati e apposite funzioni path presenti su Ansys è stato possibile ricavare le diverse componenti di tensione e quindi, tramite una media integrale, ottenere valori ultimi da poter confrontare con la normativa vigente.

Inoltre, è stata aggiunta una terza paratia anti sloshing interna, non solo per diminuire l'effetto dinamico della benzina durante il moto del veicolo, ma anche per diminuire le sollecitazioni agenti sulle saldature nelle zone trovate essere le più sollecitate. Ciò ha comportato una diminuzione evidente delle tensioni e successiva verifica della Normativa, compresa la HAZ. I risultati vengono riportati nella tabella seguente.

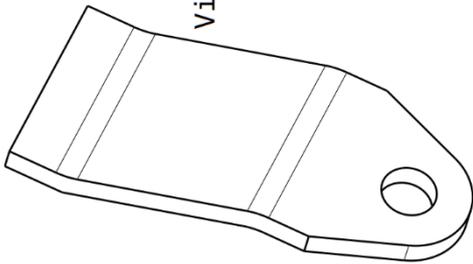
Normativa	Verifica	Valore tensionale [MPa]	Valore ultimo da verifica [MPa] - 5356	Valore ultimo da verifica [MPa] - 4043A	Valore ultimo da verifica [MPa] - $f_{u,HAZ}$	Valore ultimo da verifica [MPa] - $f_{0,HAZ}$
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\parallel}^2 + \tau_{//}^2)} \leq \frac{f_w}{\gamma_s}$	76,2	152	136	-	-
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$	-16	-	-	140	92
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\tau_{//} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$	6	-	-	140	92
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{//}^2} \leq \frac{f_{u,HAZ}}{\gamma_s}$	18,8	-	-	140	92
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_{0,HAZ}}{\gamma_s}$	-16	-	-	140	92
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\tau_{//} \leq \frac{f_{0,HAZ}}{\gamma_s}$	6	-	-	140	92
BS EN 1999-1-1 - 2007	$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{//}^2} \leq \frac{f_{0,HAZ}}{\gamma_s}$	18,8	-	-	140	92

Tabella 6.3.1: Risultati tensionali nel caso di saldature e verifiche secondo normativa BS EN 1999-1-1-2007.

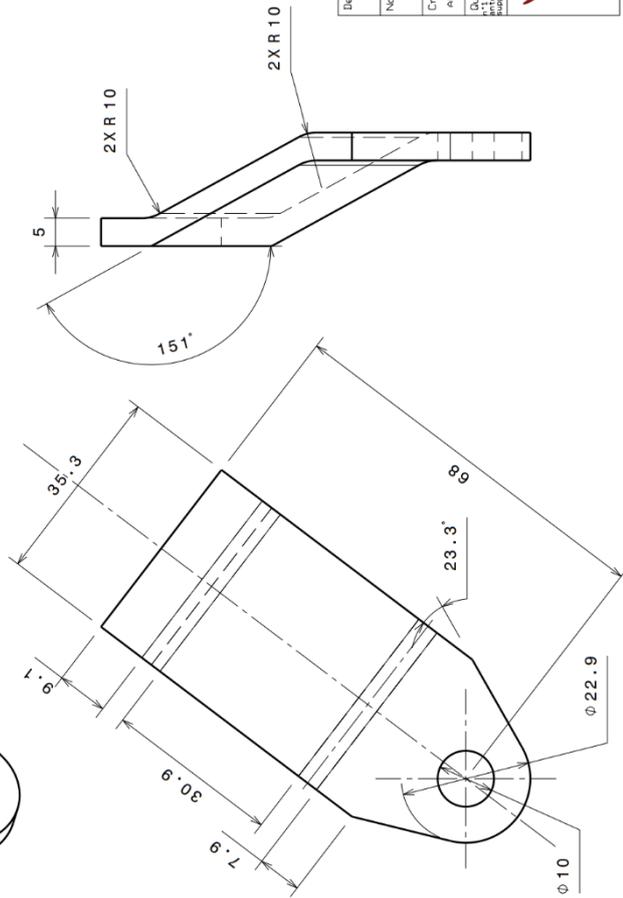
Supporto anteriore



Vista isometrica

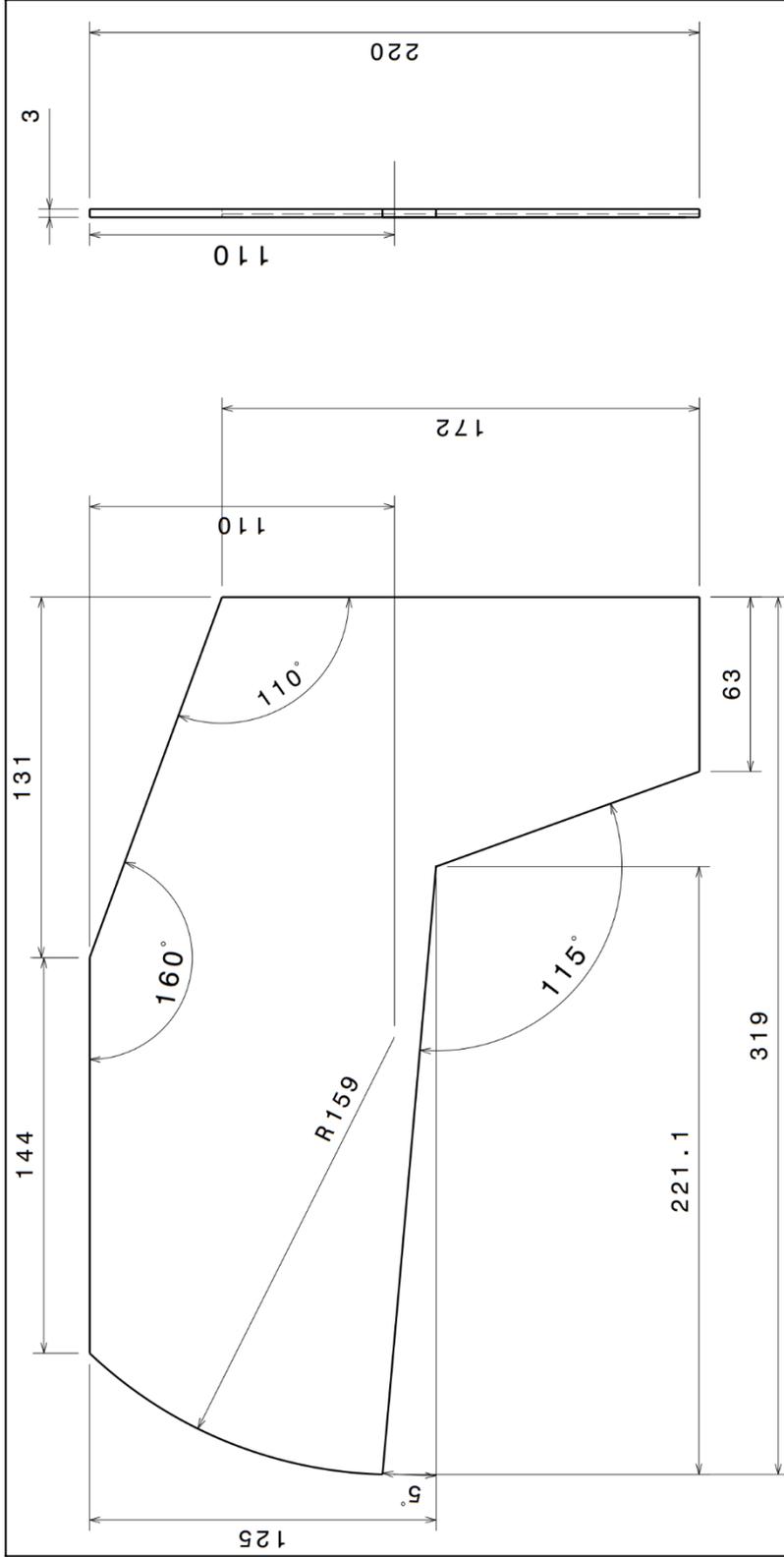


Supporto laterale



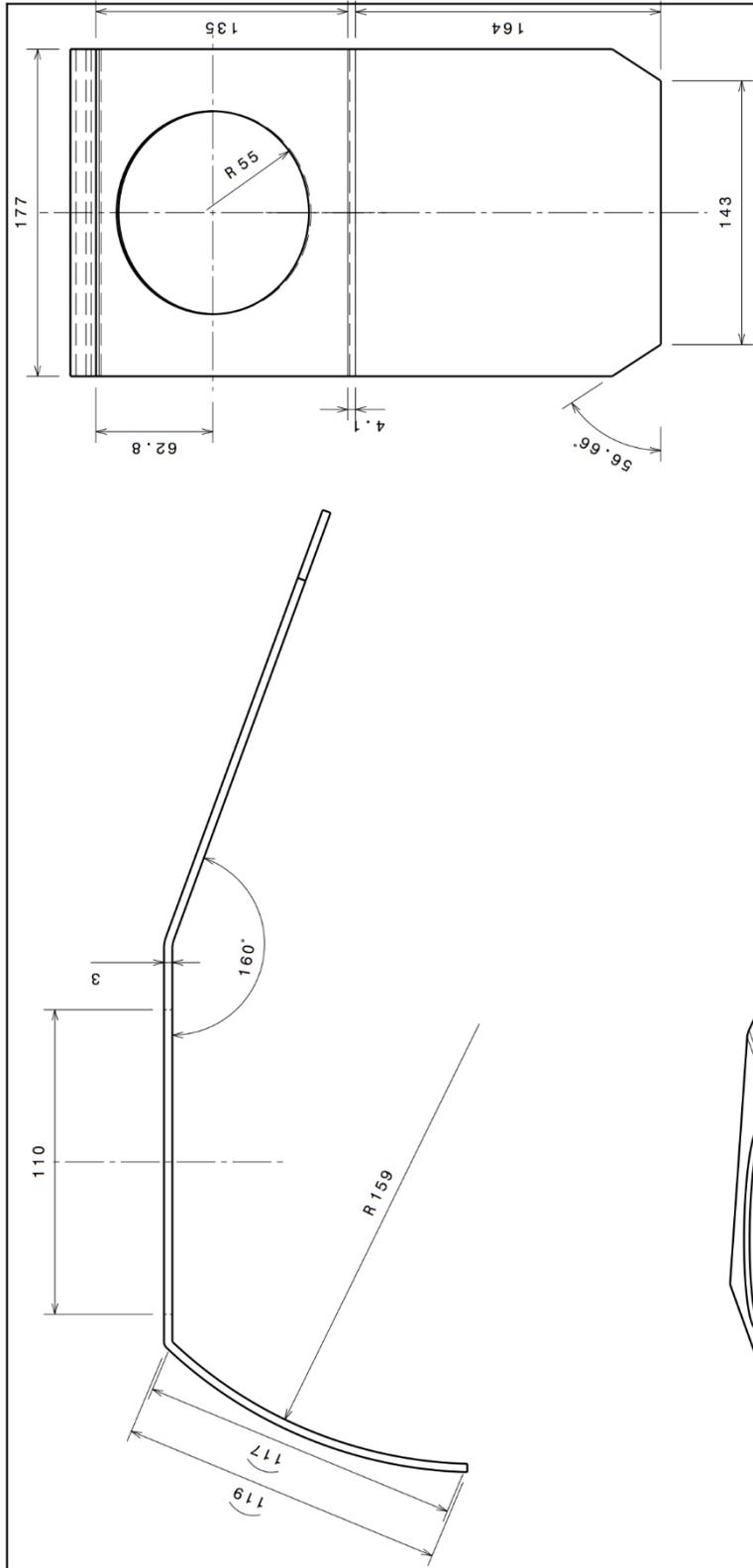
Descrizione: Supporti motore serbatoio		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,034	Trattamenti: Kg
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 Quote senza indicazione di tolleranze: SMUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45° Classe di tol. dia., r/ring, emella, approssimativa Classe di tol. gene., int.ring, emella, L'approssimativa				
Creato da: Alessandro Nigrana		Firma di approvazione: 	Rugosità Ra: 1.6 / φ 0.8	Scala: 1 : 1
Quantità: n.1 supporto motore serbatoio laterale		Titolo di disegno: Supporti serbatoio benzina		
Codice parte: 02-TF-002-005		Data revisione: 19/09/22		
		Revisione: 001		

PRODOTTO IN UN RIGUARDO LA STORIA DELLA REVISIONE



Descrizione: Lamiera serbatoio		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,331 Kg	Trattamenti:
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SKUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45°		Quote senza indicazione di tolleranza: Classe di tol. da: prima, seconda, grossolana/ Classe di tol. per: prima, seconda, grossolana		
Creato da: Alessandro Malorane	Firma di: approvazione:	Rugosità Ra: 1.6 / (0.8 /)	Scala: 1:2	
Quantità: n.2	Titolo disegno: Lamiera 1		Progetto: 	
		Codice parte: 02-TF-001-001		Data revisione: 20/09/22
				Revisione: 001

INSERIRE IN UN RIQUADRO LA STORIA DELLA REVISIONE

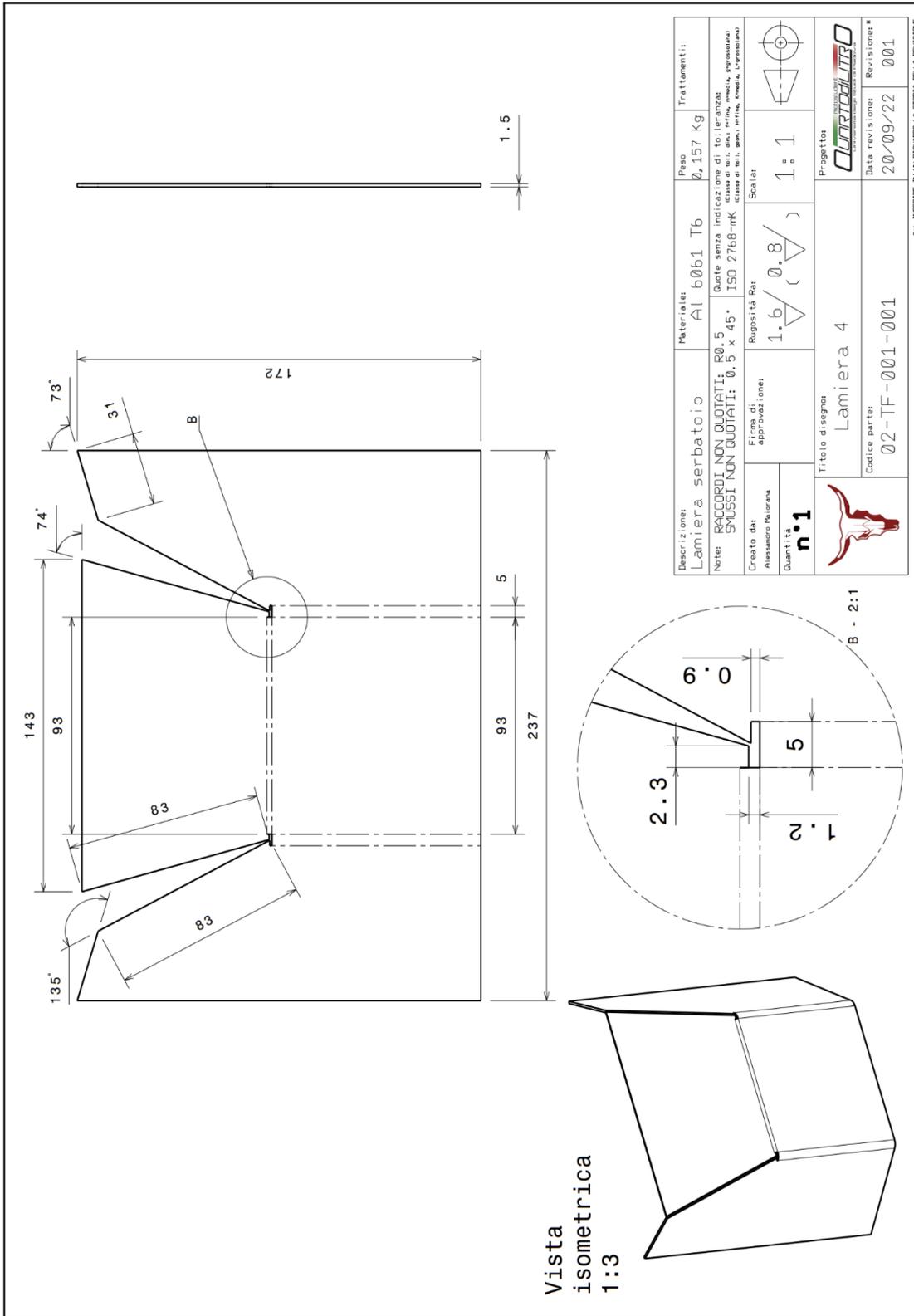


Vista dall'alto 1:3

Descrizione: Lamiera Serbatoio		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,538 Kg	Trattamenti:
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SMUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45°		Quote senza indicazioni di tolleranza: Classe di tol. dim. lineari, smussature, fori: Classe di tol. dim. angolari, smussature, fori:		
Creato da: Alessandro Morana		Finiva di approvazione:	Rugosità Ra: 1.6 / (0.8 /)	Scala: 1:2
Quantità: n°1		Progetto: Lamiera 3		
Codice parte: 02-TF-001-001		Data revisione: 20/09/22		
Revisione: 001		Revisore:		

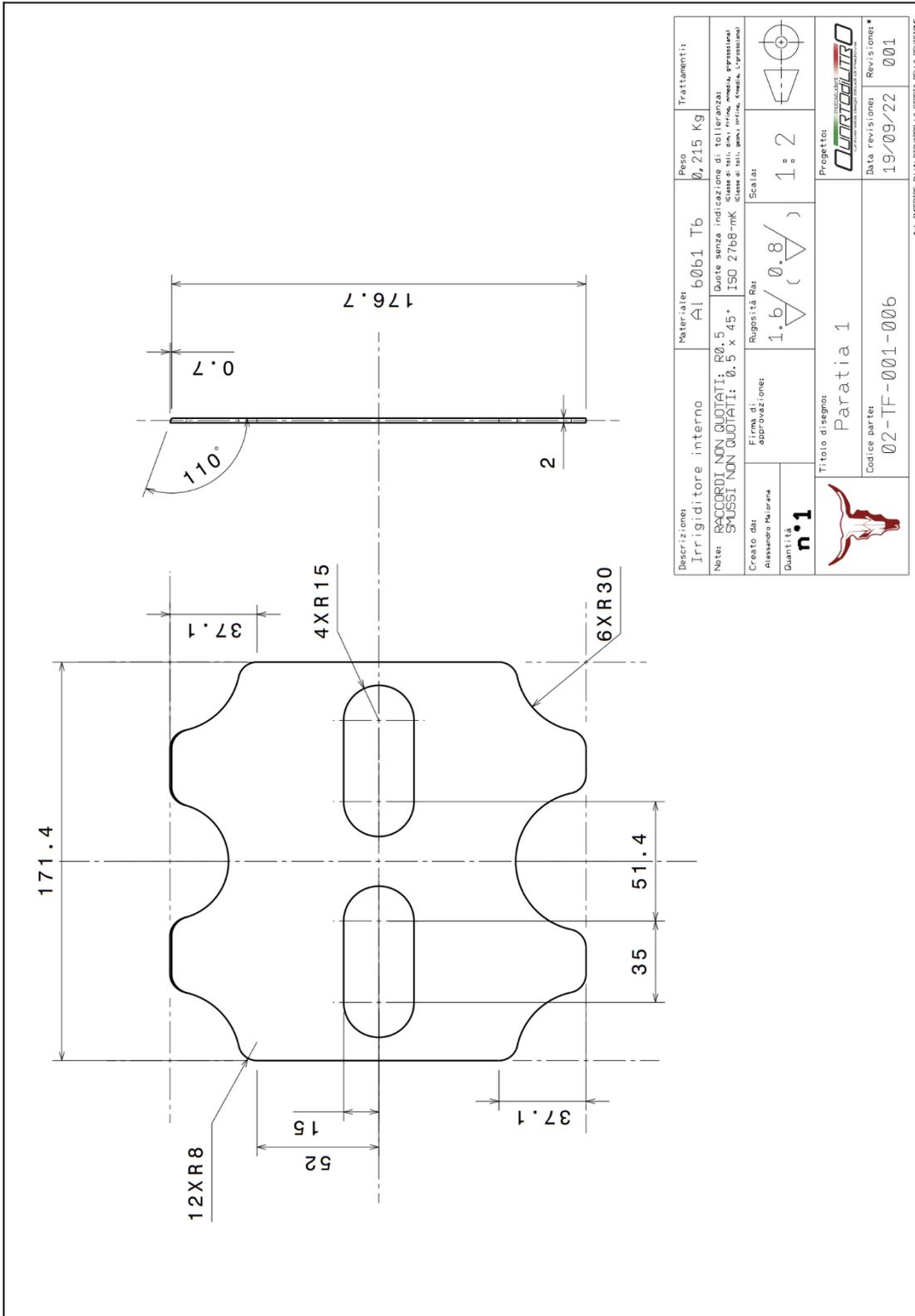
Vista isometrica
1:3

INSERIRE IN UN RIQUADRO LA STORIA DELLA REVISIONE



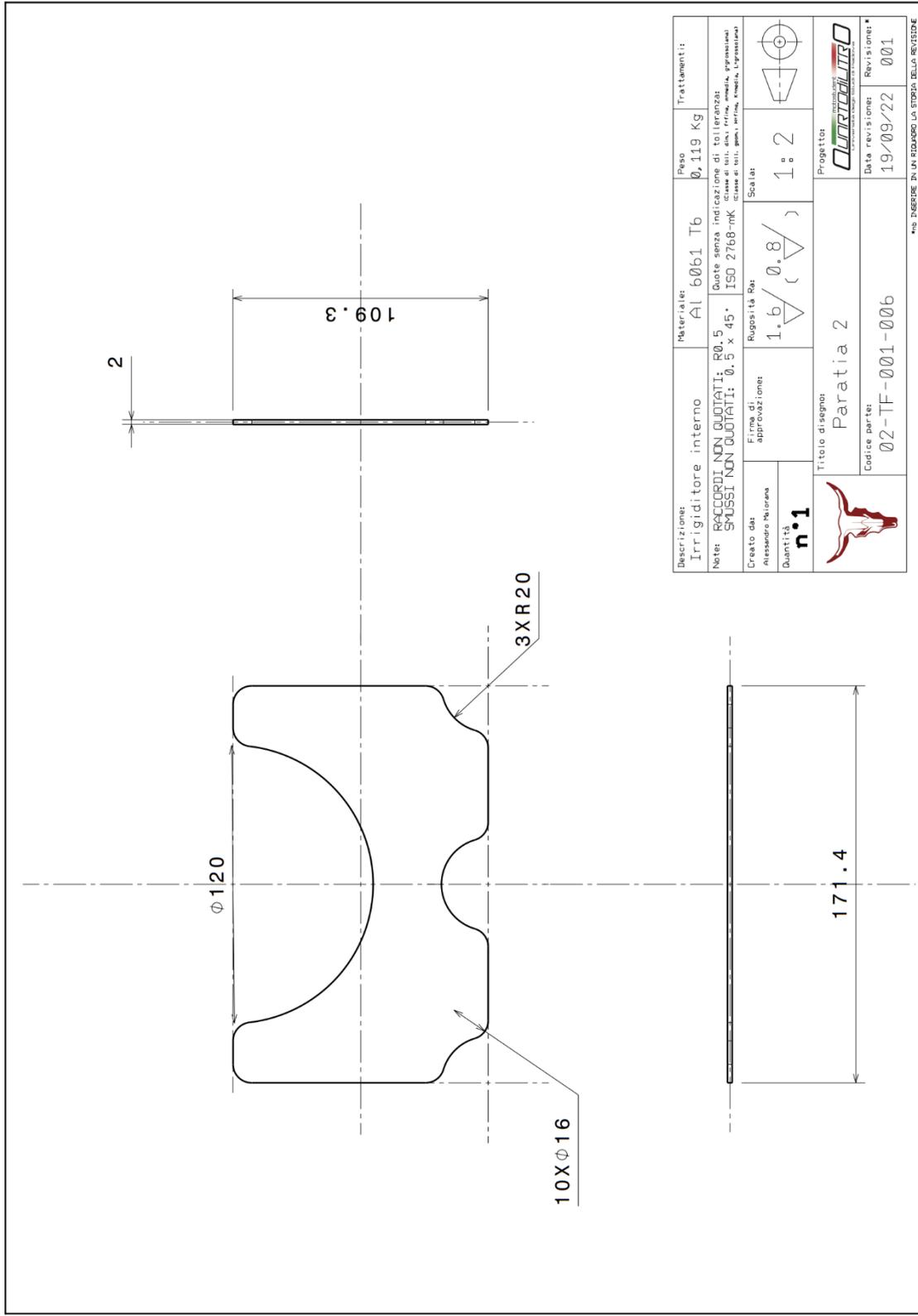
Descrizione: Lamiera serbatoio		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,157 Kg	Trattamenti:
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SMUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45° <small>Classe di toll. dia., crimp, anello, pignone/ classe di toll. gene., urina, fessura, l'grassatura</small>		Quota senza indicazione di tolleranza: ISO 2768-mK	Progetto: Lamiera 4	
Creato da: Alessandro Morana	Firma di approvazione: n.1	Rugosità Ra: 1.6 / 0.8 ($\sqrt{\Delta}$)	Scala: 1:1	Rev. 001
Quantità:	Titolo disegno: Lamiera 4		Data revisione: 20/09/22	
Codice parte: 02-TF-001-001		Revisione: 001		

NOI INSEGNARE IN UN RIGUARDO LA STORIA DELLA REVISIONE



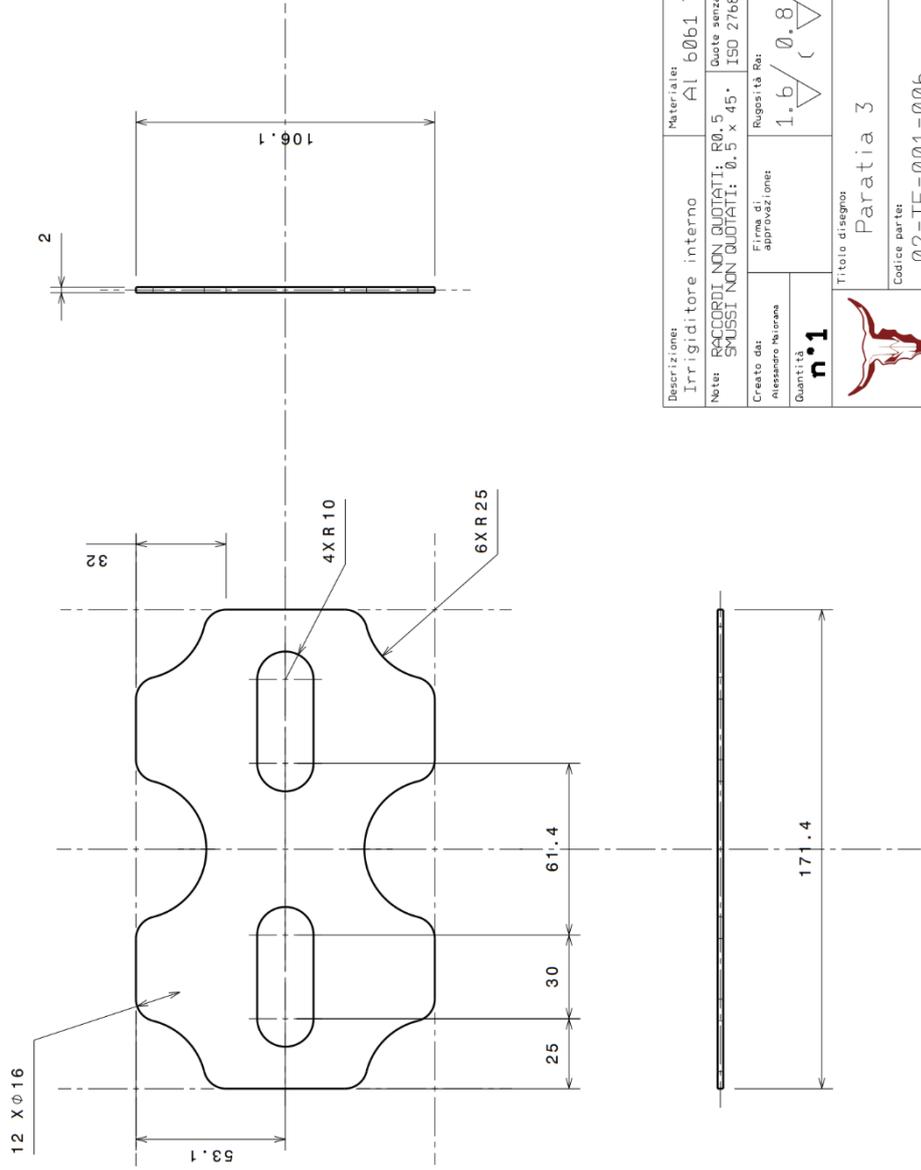
Descrizione: Irrigatore interno		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,215 Kg	Trattamenti:
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SMUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45°		Quote senza indicazione di tolleranza: Classe di tolleranza: ISO 2768-mK Classe di tolleranza: generica, interna, esterna, L'Espresso		
Creata da: Alessandro Majorana	Firma di approvazione:	Rugosità Ra: 1.6 (0.8)	Scala: 1:2	
Quantità: n°1		Progetto: Paratia 1		
		Codice parte: 02-TF-001-006		Data revisione: 19/09/22
				Revisione: 001

NO INGERIRE IN UN RIGUARDO LA STORIA DELLA REVISIONE



Descrizione: Irrigatore interno		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,119 Kg	Trattamenti:
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SBUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45°		Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768-mK Classe di tol. generale, media, ingrossata		
Creto da: Alessandro Microna	Firma di approvazione:	Rugosità Ra: 1.6 / 0.8	Scala: 1:2	
Quantità: n.1				
		Progetto: Paratia 2		
Codice parte: 02-TF-001-00b		Data revisione: 19/09/22		Revisione: 001

NO INSERIRE IN UN RIQUADRO LA STORIA DELLA REVISIONE



Descrizione: Irrigiditore interno		Materiale: Al 6061 T6	Peso: 0,123 Kg	Trattamenti:	
Note: RACCORDI NON QUOTATI: R0.5 SMUSSI NON QUOTATI: 0.5 x 45		Quote senza indicazione di tolleranza: Classe di tol. sia, rima, anella, pignone* Classe di tol. spez, rima, fondo, l'ingrossato			
Creto da: Alessandro Maurana	Finanziati approvazione:	Rugosità Ra: 1.6 / 0.8	Scala: 1:2	Progetto: Paratia 3	
Quantità n.1	Titolo disegno: Paratia 3		Data revisione: 19/09/22		
Codice parte: 02-TF-001-006		Revisione: 001			

*NE INSERIRE IN UN RIQUADRO LA STORIA DELLA REVISIONE

BIBLIOGRAFIA

- [1] Bruno Atzori (2001), *Appunti di costruzione di macchine*
- [2] Erasmo Viola (2010), *Teoria delle strutture vol. 2: Gusci di rivoluzione*, Pitagora Ed., Bologna
- [3] Carmelo Maiorana, Valentina Salomoni (2007), *Scienza delle Costruzioni*, Città Studi Ed., Novara
- [4] Pierangelo Andreini (2021), *Manuale dell'Ingegnere Meccanico*, Hoepli, Milano
- [5] Alberto Marinò (2020), *Elementi di teoria delle piastre inflesse*,
<https://fdocumenti.com/document/elementi-di-teoria-delle-piastre-inflesse-p2-teoria-classica-delle-piastre-inflesse.html?page=1>
- [6] Warren C. Young, Richard G. Budynas (2001), *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw Hill Professional, NY, USA.
- [7] BS ISO 21029-1-2018+A1-2019
- [8] BS EN 1999-1-1-2007+A2-2013
- [9] Alberto Carpinteri (1997), *Calcolo automatico delle strutture*, Pitagora Ed., Bologna
- [10] Koichi Masubuchi (1980), *Analysis of Welded Structures, Volume 33*, Pergamon Press, UK

