

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

CONSTRUZIONE DI MACCHINE

**PROGETTAZIONE E CALCOLO STRUTTURALE DI UN SERBATOIO
PRESSURIZZATO IN ALLUMINIO PER VETTURA IBRIDA**

CANDIDATO

Renè Gios

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Dario Croccolo

CORRELATORI:

Ing. Jacopo Cecconi

Ing. Massimiliano De Agostinis

Ing. Stefano Fini

Ing. Riccardo Pucci

Anno Accademico 2017/2018

Sessione III

Indice

Introduzione	4
Capitolo 1. Stato dell'arte.....	6
1.1 Condizioni di funzionamento di un serbatoio per veicolo ibrido	6
1.2 Approccio analitico: la teoria membranale	7
1.3 Approccio numerico: il metodo FEM	9
1.4 Modellazione delle <i>Shell Structures</i>	10
1.5 Criteri generali per la progettazione a fatica	11
Capitolo 2. Descrizione del sistema.....	16
Capitolo 3. Modellazione del sistema	24
3.1 Geometria	24
3.2 Materiali	25
3.3 Vincoli.....	27
3.4 Mesh.....	32
3.5 Simulazione del fissaggio.....	34
3.6 Carichi	37
Capitolo 4. Validazione del metodo	40
4.1 Test sperimentali a banco	40
4.2 Simulazione dei test sperimentali	43
4.3 Analisi dei risultati.....	47
Capitolo 5. Progettazione statica del serbatoio.....	50
5.1 Determinazione dei <i>load case</i> statici	50
5.2 Simulazione dei <i>load case</i> statici.....	51
5.3 Analisi dei risultati.....	53
Capitolo 6. Progettazione e verifica a fatica.....	58
6.1 Descrizione dei test a fatica.....	58
6.2 Simulazione dei carichi ciclici.....	60
6.3 Analisi dei risultati.....	62
Capitolo 7. Parametrizzazione del modello.....	66
7.1 Analisi sulle tolleranze ammissibili	66
7.2 Analisi parametrica sugli spessori delle lamiere	68
Capitolo 8. Conclusioni e sviluppi futuri	70
Bibliografia	72

Introduzione

L'obiettivo della tesi è mettere a punto una metodologia che permetta di eseguire simulazioni sul comportamento di un serbatoio pressurizzato in alluminio di una vettura supersportiva ibrida. Verrà analizzato il sistema costituito dal serbatoio e da quattro bretelle di fissaggio, così da poter simulare differenti metodi di montaggio del serbatoio e valutare le tensioni generate dal fissaggio stesso. Lo strumento di lavoro utilizzato è ANSYS Mechanical, un software incluso nel pacchetto ANSYS Workbench che implementa un metodo di calcolo numerico agli elementi finiti.

Per validare il modello sono stati testati in pressione due serbatoi, che e successivamente sono stati scansionati: la correlazione tra i dati sperimentali e le simulazioni ha mostrato che il modello, seppur semplificato, risulta sufficientemente accurato.

Dopo i riscontri positivi avuti dalla validazione, sono stati applicati al modello sia carichi statici che ciclici, al fine di esprimere un giudizio sulla resistenza strutturale statica e a fatica del serbatoio.

Successivamente, l'individuazione dei principali parametri di interesse ha consentito di effettuare la parametrizzazione del modello e l'ottimizzazione dei parametri. Ciò ha permesso di elaborare ulteriori considerazioni, sulla base delle quali sono stati forniti gli input di progettazione.

Capitolo 1. Stato dell'arte

Con questo capitolo si vuole dare una panoramica del problema che verrà affrontato e descritto nei prossimi capitoli, soffermandosi sia sulle condizioni di funzionamento del serbatoio in vettura sia sui principali metodi presenti in letteratura che consentono di studiare il comportamento di strutture a membrana: inizialmente verrà presentato brevemente il metodo analitico e successivamente quello numerico, molto più utile e applicabile nei casi pratici.

Infine verrà presentata la teoria della progettazione a fatica, in quanto essa costituisce una parte fondamentale del processo di progettazione di qualsiasi componente meccanico.

1.1 Condizioni di funzionamento di un serbatoio per veicolo ibrido

La benzina immagazzinata all'interno del serbatoio è soggetta al fenomeno dell'evaporazione, e i vapori causerebbero una sovra-pressione se non si prendessero dei provvedimenti. La soluzione comunemente adottata dalle case costruttrici di autoveicoli è l'introduzione di un canister, un dispositivo a carboni attivi in grado di trattenere i vapori di benzina.

Nei veicoli "tradizionali", nei quali il motore termico è l'unico sistema che può generare lavoro (e quindi trazione), tali vapori sono continuamente trasferiti al motore e bruciati insieme alla miscela aria-combustibile per evitare che il canister si riempia: ciò assicura un continuo lavaggio del componente.

Nei veicoli ibridi, che devono garantire un certo range di autonomia in modalità di trazione completamente elettrica, non c'è la possibilità di effettuare il lavaggio del canister nelle fasi in cui il motore termico è spento, mentre in modalità di trazione ibrida il lavaggio è presente, ma ridotto rispetto alle fasi di trazione puramente termica: nasce quindi la necessità di trattenere i vapori nel serbatoio per un certo periodo di tempo. Per questo motivo nei veicoli ibridi si utilizza un serbatoio pressurizzato, ovvero un serbatoio che, nelle normali condizioni di funzionamento, è soggetto ad una pressione interna dovuta proprio ai vapori di benzina.

Un'ulteriore sfida è costituita dal fatto che, trattandosi di un veicolo supersportivo, la continua ricerca delle prestazioni avviene anche attraverso il contenimento del peso di ogni suo componente: questa è stata la linea di pensiero che ha guidato anche la progettazione del serbatoio e che ha dettato la necessità di usare materiali leggeri, preferendo l'alluminio all'acciaio.

1.2 Approccio analitico: la teoria membranale

Le membrane rappresentano uno schema strutturale bidimensionale in cui la terza dimensione (lo spessore) è trascurabile rispetto alle altre due. La teoria membranale è la base da cui si parte per la schematizzazione di strutture meccaniche come i serbatoi o i recipienti di piccolo spessore sottoposti a sollecitazioni assial-simmetriche, ad esempio pressioni uniformi o pressioni idrostatiche. Le ipotesi principali di questa teoria sono le seguenti:

- Lo spessore è piccolo rispetto al raggio di curvatura
- Le sezioni piane normali alla superficie media rimangono piane e ancora normali alla superficie media deformata
- Lo stato di tensione è piano

Dalle ipotesi si deduce che, considerando un elemento infinitesimo, rappresentato in Figura 1, le tensioni σ_m e σ_t sono le tensioni principali.

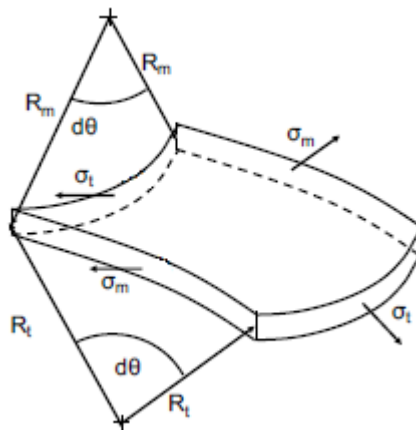


Figura 1: Tensioni principali e curvature di una porzione infinitesima di superficie di un serbatoio

Si definisce quindi σ_m la tensione sul piano meridiano e σ_t la tensione sul piano tangenziale: analogamente i raggi R_m e R_t sono i raggi di curvatura rispettivamente del piano meridiano e tangenziale.

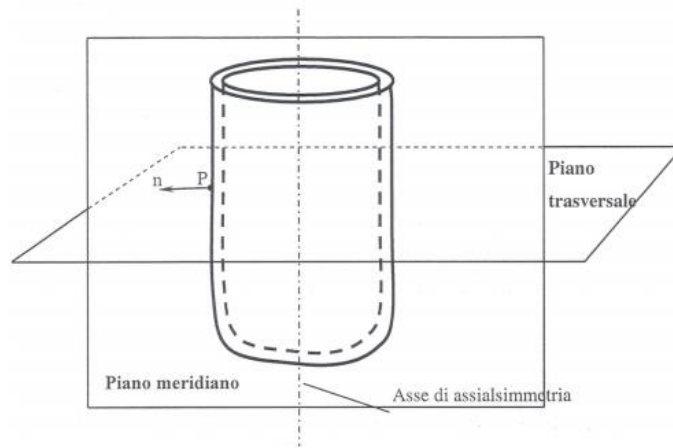


Figura 2: Vista dei piani principali usati per studiare le tensioni

Facendo l'equilibrio delle forze sul piano tangenziale e meridiano si ottiene:

$$2 \cdot \sigma_m \cdot s \cdot R_t \cdot d\theta \cdot \sin \frac{d\theta}{2} - 2 \cdot \sigma_t \cdot s \cdot (-R_m) \cdot d\theta \cdot \sin \frac{d\theta}{2} + p \cdot dA = 0$$

Nella quale p indica la pressione esterna, s è lo spessore ed R_m ha segno negativo perché per convenzione sono positive le curvature con centro di curvatura verso l'asse di simmetria.

Dato che l'angolo $\frac{d\theta}{2}$ è piccolo si può confondere con il suo seno, per cui si può porre $\sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$.

Inoltre, ponendo $dA = R_t \cdot d\theta \cdot R_m \cdot d\theta$ si ottiene:

$$2 \cdot \sigma_m \cdot s \cdot R_t \cdot d\theta \cdot \frac{d\theta}{2} + 2 \cdot \sigma_t \cdot s \cdot R_m \cdot d\theta \cdot \frac{d\theta}{2} + p \cdot R_t \cdot (-R_m) \cdot d\theta^2 = 0$$

$$\sigma_m \cdot s \cdot R_t + \sigma_t \cdot s \cdot R_m - p \cdot R_t \cdot R_m = 0$$

Dividendo tutti i membri per la quantità $s \cdot R_t \cdot R_m$ si ottiene l'equazione fondamentale delle membrane:

$$\frac{\sigma_m}{R_m} + \frac{\sigma_t}{R_t} = \frac{p}{s}$$

Questa relazione vale per serbatoi sia sferici che cilindrici. Nel caso di serbatoi sferici i due raggi di curvatura sono uguali per motivi di simmetria, quindi saranno uguali anche le tensioni meridiane e tangenziali, e pari a

$$\sigma = \frac{p \cdot R}{2 \cdot s}$$

Nel caso di serbatoi cilindrici, il raggio di curvatura sul piano meridiano è infinito, di conseguenza si ricava

$$\sigma_t = \frac{p \cdot R_t}{s}$$

Per ricavare la tensione meridiana bisogna fare l'equilibrio delle forze in direzione longitudinale, considerando la spinta agente sui fondi del serbatoio e la risultante delle tensioni meridiane sulla corona circolare di raggio R pari al raggio del cilindro.

$$p \cdot \pi \cdot R^2 = 2 \cdot \pi \cdot \sigma_m \cdot R \cdot s$$

Da cui si ricava

$$\sigma_m = \frac{p \cdot R}{2 \cdot s}$$

1.3 Approccio numerico: il metodo FEM

È noto che le tecniche analitiche producono equazioni che possono essere risolte in modo esatto solo per certe situazioni semplici, e quindi non sono applicabili nella quasi totalità dei casi di interesse. Inoltre, molto spesso in campo ingegneristico è sufficiente ottenere soluzioni numeriche approssimate, piuttosto che soluzioni analitiche esatte di difficile utilizzo pratico. Per i problemi fisici reali (che possono implicare complesse proprietà dei materiali, condizioni di carico e condizioni al contorno) i metodi numerici sono diventati uno strumento indispensabile nel processo di progettazione.

Tra le tecniche numeriche, la più comune è il Metodo degli Elementi Finiti (FEM): sviluppato a partire dalla seconda metà del secolo scorso, ha avuto uno sviluppo e una diffusione esponenziale grazie al vasto numero di campi in cui è possibile applicare i suoi principi. Viene usato per risolvere in modo approssimato problemi descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. Questo metodo discretizza il dominio continuo di partenza in un dominio discreto, costituito da un insieme di *elementi finiti*, connessi tra loro in un numero discreto di *punti nodali*.

L'ipotesi fondamentale che lega la struttura reale continua a quella del modello discreto si basa sull'uguaglianza dell'energia dei due sistemi. Ogni elemento finito del modello è caratterizzato da una matrice di rigidezza che relaziona le forze e gli spostamenti agenti sui nodi degli elementi: pertanto l'intero modello è caratterizzato da una matrice di rigidezza globale data dall'insieme delle singole matrici di rigidezza di ogni elemento.

$$\{F\}_{globale} = \{K\}_{globale} \cdot \{U\}_{globale}$$

Dove F è il vettore di forze nodali applicate all'intero sistema, K è la matrice di rigidezza globale del sistema e U è il vettore degli spostamenti incogniti dei nodi della struttura

Le incognite del problema sono gli spostamenti nodali, ricavati invertendo la matrice di rigidezza K , e in funzione di tali spostamenti saranno espresse tutte le altre grandezze di interesse. Per descrivere il campo di spostamenti all'interno di ogni elemento in funzione degli spostamenti nodali, viene scelto un insieme di *funzioni di forma*. Dal campo di spostamento è possibile ricavare il campo di deformazione corrispondente, dal qual è possibile risalire alle tensioni.

La precisione del metodo dipende fortemente da come le funzioni di forma riescono a descrivere il campo di spostamenti reale: esse sono generalmente polinomiali, e devono assumere valori unitari in corrispondenza del nodo considerato e valori nulli sul resto dei nodi. Inoltre, tendenzialmente la precisione del metodo aumenta al diminuire delle dimensioni degli elementi finiti.

Il programma usato per analizzare il sistema è Ansys. Tale codice prevede di suddividere l'analisi del componente in tre fasi:

- *Preprocessor*: in questa fase si realizza (o si importa) la geometria del sistema e la sua discretizzazione, si scelgono i materiali, il tipo di elementi finiti da utilizzare, i carichi da applicare e le condizioni al contorno.
- *Solution*: fase in cui si procede con la soluzione del modello ad opera del solutore.
- *Postprocessor*: visualizzazione ed elaborazione dei risultati

1.4 Modellazione delle *Shell Structures*

La scelta del tipo di elemento finito da utilizzare per la discretizzazione del sistema è una delle fasi più delicate della modellazione, e quella dove conta molto l'esperienza del progettista.

In generale, per la discretizzazione di strutture del tipo parete sottile esistono elementi finiti di tipo *Shell*, che possono essere personalizzati in molti modi al fine di renderli adatti all'analisi del problema che si sta considerando. In seguito sono esposti i principali tipi di elementi *Shell* e le loro caratteristiche rilevanti:

- Elementi *Shell* lineari (**SHELL181 Elements**)

Questo elemento ha 4 nodi con tre gdl di traslazione e altri tre di rotazione per ogni nodo e usa un'interpolazione lineare tra gli elementi: è disponibile anche nella versione degenerata a forma triangolare, e in questo caso ha 3 nodi, uno per ogni vertice del triangolo. È un elemento altamente personalizzabile dall'utente tramite i comandi KEYOPTION, in base ai quali si vanno a impostare degli algoritmi specifici che influenzano le sue caratteristiche.

I principali comandi influenzano la rigidità degli elementi, la loro curvatura e il tipo di integrazione numerica che verrà eseguita.

Essendo lineare, questo elemento velocizza il solutore ma in determinate condizioni può soffrire di un problema numerico chiamato “*Shear Locking*”, che porta a sovrastimare la rigidità del sistema generando forze elevate che rendono più complicato il raggiungimento dell’equilibrio delle forze col procedere delle iterazioni. A volte questo problema si risolve modificando le KEYOPTION relative alla rigidità dell’elemento.

- Elementi *Shell* non lineari (**SHELL281 Elements**)

Elemento ad otto nodi, quattro ai vertici e altri quattro nel punto medio del lato dell’elemento finito, ognuno dei quali possiede sei gdl (tre di traslazione e tre di rotazione). Usa funzioni di forma quadratiche per l’interpolazione tra gli elementi, generalmente più precise di quelle lineari e particolarmente adatte per applicazioni lineari, non lineari e per i casi in cui si verificano elevate deformazioni. È un po’ meno personalizzabile del tipo precedente, perché in questo caso il metodo di integrazione e la curvatura degli elementi sono gestiti dal programma, però è meno soggetto al fenomeno del “*Buckling*” e dello “*Shear Locking*”. Per contro, l’utilizzo di questo elemento richiede un maggiore sforzo computazionale e rallenta il solutore.

- Elementi Shell solidi (**SOLSH190 element**)

Elementi ad 8 nodi con 3 gdl di traslazione ognuno. Dà la possibilità di specificare il numero di punti di integrazione lungo lo spessore degli elementi, quindi risulta particolarmente adatto per discretizzare strutture in materiale composito a più strati.

1.5 Criteri generali per la progettazione a fatica

La fatica è un fenomeno a causa del quale delle sollecitazioni ripetute per un elevato numero di cicli possono portare a rottura un organo meccanico, mentre se tali sollecitazioni fossero applicate staticamente non lo romperebbero. È un fenomeno difficile da studiare perché essa non si manifesta con fenomeni premonitori nemmeno per i materiali duttili, a differenza del cedimento statico che viene preceduto da elevate deformazioni. I principali parametri usati per caratterizzare un ciclo di fatica sono i seguenti:

σ_{max} : tensione massima raggiunta nel ciclo

σ_{min} : tensione minima raggiunta nel ciclo

σ_m : tensione media del ciclo

σ_a : ampiezza della tensione

R: rapporto di ciclo

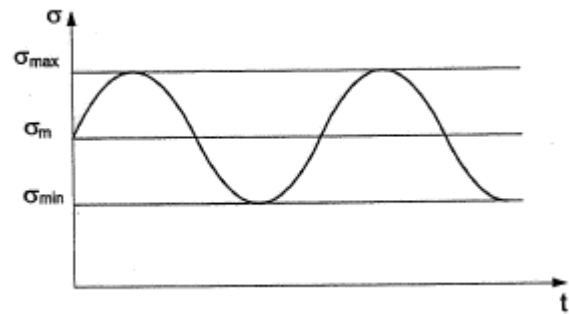


Figura 3: Ciclo di tensione ad ampiezza costante

Tali parametri sono legati dalle seguenti relazioni:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

L'attuale pratica ingegneristica si basa in larga misura sulla grande quantità di dati sperimentali ottenuti da prove a fatica condotte su numerosi materiali sotto vari tipi di carico.

La prova di fatica standard usata per ricavare le curve di resistenza a fatica dei materiali è la prova di flessione rotante, che esercita sul provino sollecitazioni di flessione pura in modo che la tensione generata su di esso segua un ciclo di trazione-compressione (fatica monoassiale) con tensione media nulla. Tale prova viene eseguita su un gran numero di provini, il più possibile uguali tra loro, e a diversi livelli di sollecitazione: i risultati poi sono raccolti in un diagramma bi-logaritmico, il diagramma di Wöhler. Tali curve riportano in ordinata il valore della tensione media del ciclo di carico e in ascissa il numero di cicli in corrispondenza del quale avviene la rottura per quel dato livello di carico. Normalmente i dati sperimentali sono interpolati con due semirette, che poi sono usate come riferimento per la progettazione a fatica.

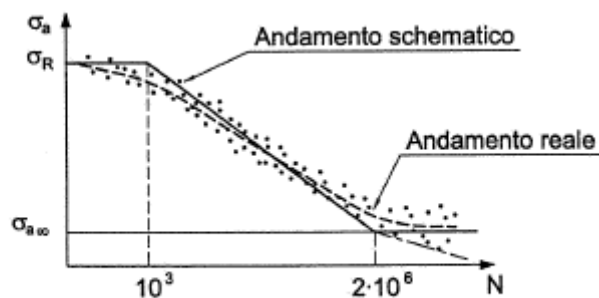


Figura 4: Curva caratteristica di resistenza a fatica: dati sperimentali e andamento schematico

L'equazione del tratto inclinato della curva di Wöhler è la seguente

$$\sigma_a^k \cdot N = cost$$

dove k rappresenta la pendenza della curva nel diagramma logaritmico. È importante sottolineare che tali curve sono riferite ad una certa probabilità di sopravvivenza: infatti la fatica è un fenomeno imprevedibile e due provini uguali sottoposti allo stesso ciclo di carico potrebbero rompersi in corrispondenza di un diverso numero di cicli, con differenze anche del 300%.

Tra i fattori che influenzano la vita a fatica si distinguono il materiale, la finitura superficiale, le dimensioni del componente, i difetti di forma (intagli), la modalità di variazione del carico, il tipo di sollecitazione, la presenza di tensioni medie e altri ancora. Tutti questi parametri hanno la caratteristica di poter essere correlati con un coefficiente che “abbassa” il limite di resistenza a fatica del componente, rendendo più inclinata la semiretta del diagramma S-N. In questo caso risulta di particolare interesse approfondire l’ultimo parametro citato, ossia la presenza di tensioni medie non nulle nel ciclo di carico, in quanto alcuni test di durata imposti dalle normative per l’omologazione del serbatoio rientrano in questo caso.

La presenza di tensioni medie positive, a parità di ampiezza di sollecitazione, diminuisce la resistenza a fatica del materiale perché è favorito l’innesco e la propagazione di cricche. Uno dei criteri maggiormente usati è il criterio di Haigh, che propone un diagramma in cui è tracciato l’andamento della massima ampiezza di tensione applicabile al variare della tensione media del ciclo. Entrando nelle ascisse del diagramma con il valore della tensione media del ciclo, si legge sulle ordinate la massima ampiezza di tensione applicabile ossia il limite di fatica di quel materiale per il ciclo di carico caratterizzato da quella determinata tensione media.

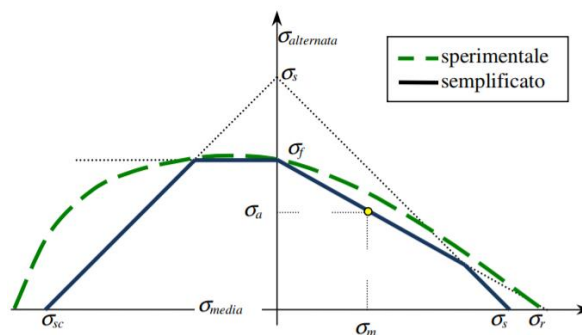


Figura 5: Diagramma di Haigh

Infine, alcuni cicli di carico previsti dalle normative presentano storie di carico ad ampiezza variabile: per determinare il danno generato sul componente da questo tipo di carichi ciclici normalmente si usa la regola del conteggio dei cicli secondo l’ipotesi di Miner. Se ad un determinato componente è applicata una storia di carico ad ampiezza variabile, essa può essere scomposta in più storie di carico di ampiezza $\sigma_{a,i}$ applicate per un numero di cicli n_i . Entrando nel diagramma S-N con tale ampiezza di tensione si ricava il numero di cicli a rottura N_i di ogni ciclo di carico. Successivamente, l’ipotesi

di Miner afferma che la stima del danno totale generato sul componente dalla storia di carico originale (D) è dato dalla somma dei danni generati dalle singole storie di carico (D_i). In formule:

$$D = \sum_i D_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i}$$

Il componente arriva a rottura quando il danno totale raggiunge il valore unitario.

Questa ipotesi, detta ipotesi del danno unitario, è la più semplice: ce ne sono molte altre, più complesse e più precise, ma a livello industriale questa è la più usata.

Capitolo 2. Descrizione del sistema

Il sistema in esame è composto da un serbatoio pressurizzato in lega di alluminio posizionato in vettura nella zona compresa tra la parete posteriore della monoscocca in carbonio, il motore e il longherone del telaio.

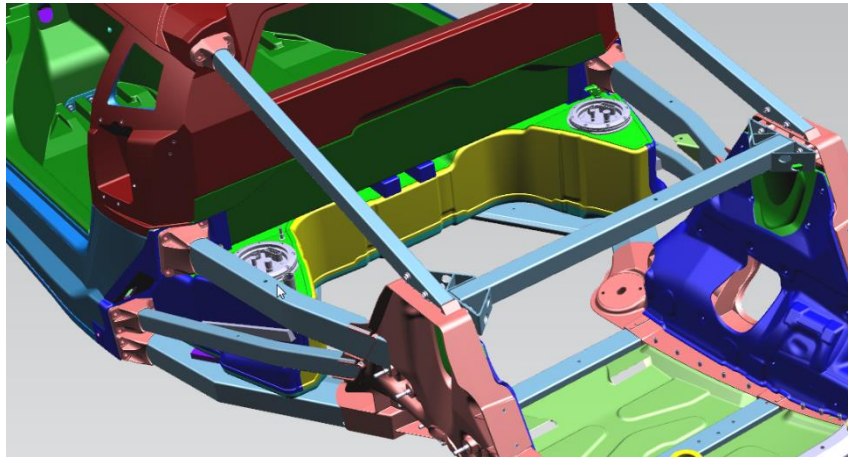


Figura 6: Posizionamento del serbatoio in vettura

Il serbatoio è composto da cinque lamiere stampate e saldate negli overlap tra le lamiere a contatto. Il materiale d'apporto in fase di saldatura è una lega di alluminio e magnesio denominata ER 5183, che conferisce al materiale base una maggiore resistenza nelle zone termicamente alterate dalla saldatura. È previsto l'inserimento di due paratie all'interno del serbatoio, anch'esse saldate e dello stesso materiale delle lamiere esterne, che hanno lo scopo duplice di ridurre le oscillazioni del carburante dovute alle sollecitazioni esterne (*sloshing*) e di garantire la costante presenza del carburante stesso nel volume di pescaggio delle pompe.

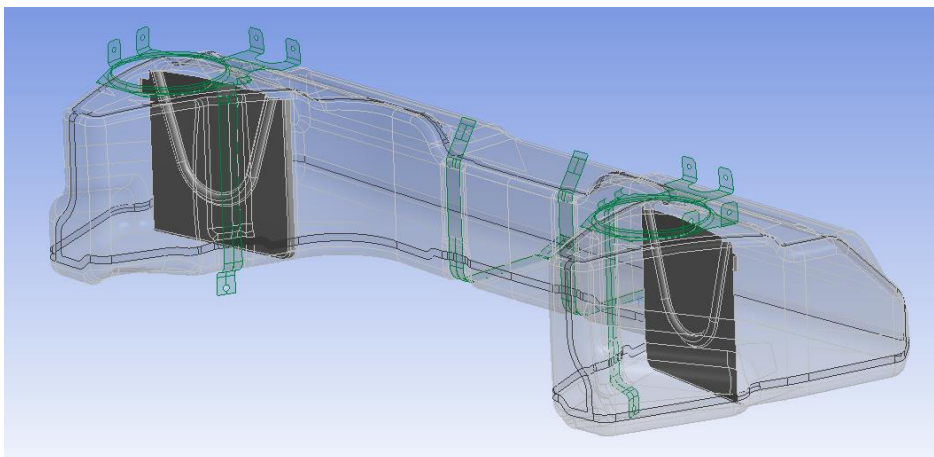


Figura 7: Paratie interne al serbatoio

In accordo con le specifiche, il serbatoio è in lega di alluminio e le lamiere hanno uno spessore uniforme di 3 mm. Nello specifico il materiale utilizzato è la lega di alluminio Al 5083-H111, molto diffusa in ambito automobilistico per la realizzazione di serbatoi. Questo tipo di lega garantisce buone caratteristiche meccaniche e una buona saldabilità ma presenta un limite riguardo alla scarsa formabilità, che però non risulta un problema data la geometria piuttosto semplice del serbatoio. Non sono ritenuti necessari dei trattamenti di distensione post stampaggio: l'alluminio quando si deforma plasticamente incrudisce e le caratteristiche meccaniche migliorano. Tuttavia nel modello non si è tenuto conto di questo fattore, simulando il materiale allo stato base e ponendosi in vantaggio di sicurezza.

Le due possibili alternative all'utilizzo dell'alluminio erano la plastica e l'acciaio:

- La plastica ha il vantaggio di essere leggera e consente di occupare al meglio tutto il volume disponibile in vettura, perché lo stampaggio a iniezione della plastica permette di realizzare forme molto più complesse di quelle che si possono ottenere con la formatura dell'acciaio e dell'alluminio. Per contro ha lo svantaggio di non essere per niente adatta all'ambiente del vano motore, perché le elevate temperature la porterebbero a fusione, e questo è il principale motivo per cui questa soluzione è stata scartata. Un altro svantaggio è rappresentato dall'elevato costo delle attrezzature, molto maggiore rispetto alle altre due alternative.
- L'acciaio ha il vantaggio di avere, tra le tre alternative, le migliori caratteristiche meccaniche e consente di utilizzare spessori di circa 1 mm (in confronto ai 3 mm di spessore dell'alluminio e ai 6 mm della plastica), occupando meno volume delle altre alternative. Chiaramente presenta lo svantaggio di essere più pesante e costoso dell'alluminio, soprattutto per quanto riguarda gli stampi.

Materiale	Pro	Contro
Alluminio	Leggero Economico	Caratteristiche meccaniche Volume
Plastica	Leggero Forme complesse	Volume Costoso
Acciaio Inox	Caratteristiche meccaniche Volume	Pesante Costoso

Tabella 1: Pro e contro dei possibili materiali con cui realizzare il serbatoio

La caratterizzazione del materiale è stata effettuata eseguendo dei test di trazione su tre famiglie di provini, ciascuna composta da tre esemplari, identificati come segue:

Identificazione famiglia/campione	Descrizione	Senso di prelievo	Materiale
A A-01, A-02, A-03	Provetta di trazione	LONGITUDINALE	Lega di alluminio EN AW-5083
B B-01, B-02, B-03		OBLIQUO	
C C-01, C-02, C-03		TRASVERSALE	

Tabella 2: Identificazione dei campioni

L'immagine di seguito mostra i campioni prima dell'esecuzione delle prove.

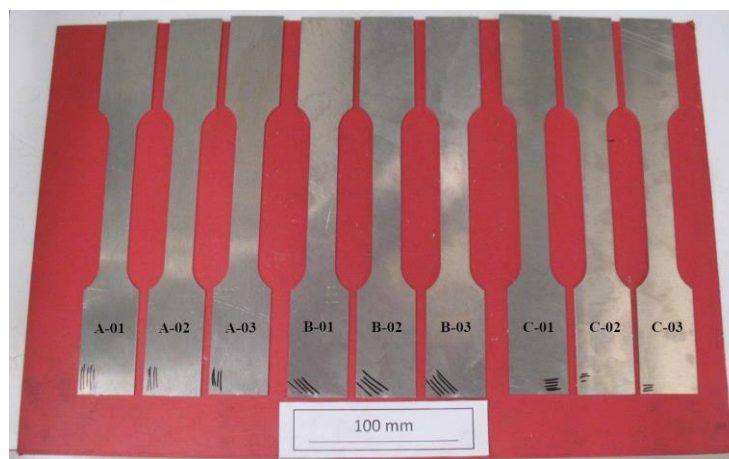


Figura 8: Campioni prima dell'esecuzione delle prove

Al termine delle prove si può affermare che i provini abbiano rispettato i requisiti richiesti: tali requisiti sono dei valori riferiti alla lega EN AW 5083 nello stato metallurgico H111 e sono riassunti in Tabella 3.

Norma/ Specifica di riferimento	Caratteristica	Requisito
UNI EN 485-2:2009	Resistenza a trazione (R_m)	(275÷350) MPa
	Carico unitario di scostamento dalla proporzionalità del 0,2% ($R_{p0,2}$)	≥ 125 MPa
	Allungamento a rottura (ϵ_r)	$\geq 13\%$

Tabella 3 Sintesi dei requisiti

Di seguito sono riportate le principali caratteristiche meccaniche della lega Al 5083-H111, ottenute mediando i risultati delle prove a trazione:

Modulo di Young	71000 MPa
Coefficiente di Poisson	0.33
Tensione di snervamento	145 MPa
Tensione di rottura	301 MPa
Deformazione a rottura	22.2 %

Tabella 4: Proprietà meccaniche della lega Al 5083-H111

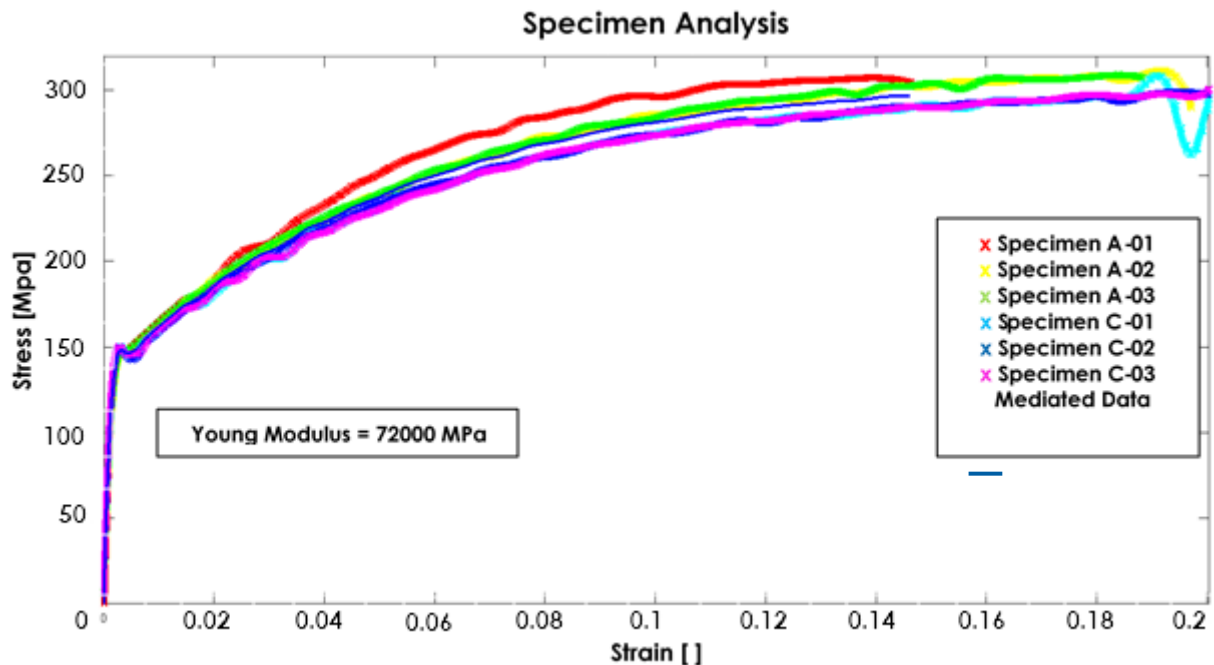


Figura 9: Curve caratteristiche risultanti dai test

Il sistema di fissaggio è composto da quattro bretelle di acciaio:

- Due bretelle centrali incernierate superiormente alla monoscocca e fissate nell'estremità inferiore per mezzo di due viti che si avvitano in altrettanti inserti metallici ricavati appositamente nella monoscocca;
- Due bretelle laterali, ognuna delle quali è incernierata ad una staffa posta sopra il tappo della pompa del carburante, a sua volta fissata alla monoscocca, e avvitate al longherone del telaio nell'estremità inferiore.

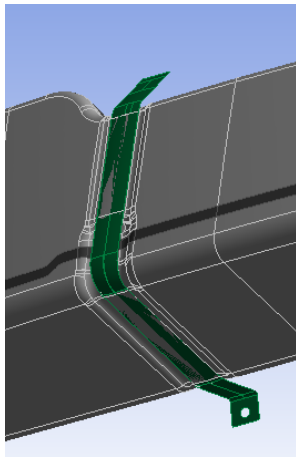


Figura 10: Bretella centrale

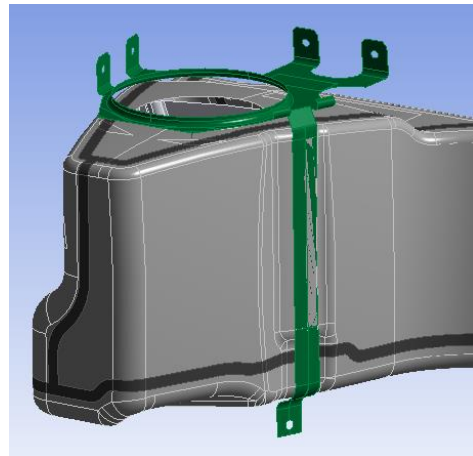


Figura 11: Bretella laterale

L'idea iniziale era di cercare una soluzione che permettesse di vincolare il serbatoio solamente al telaio, per garantire maggiore sicurezza ai passeggeri in caso di incidente. Infatti, qualora l'urto dovesse essere tale da rompere i collegamenti bullonati tra il telaio e la monoscocca in carbonio, sarebbe desiderabile che il serbatoio rimanesse attaccato al telaio piuttosto che alla monoscocca (che contiene i passeggeri), soprattutto nel caso in cui si danneggiasse il serbatoio e si innescasse un incendio. Non essendo riusciti a configurare un fissaggio di questo tipo, si è optato per l'utilizzo di boccole a strappo nei punti di fissaggio delle bretelle alla monoscocca, in modo da indurre un cedimento del fissaggio in quei punti in caso di urto ed evitare che il serbatoio rimanga vicino ai passeggeri.

Il fissaggio del serbatoio in linea di montaggio prevede i seguenti step:

- 1) Con il veicolo sollevato da terra, il serbatoio arriva da sotto e viene portato nella posizione di montaggio (Figura 12a). Poi vengono fissate le due bretelle centrali in direzione longitudinale (Figura 12b).

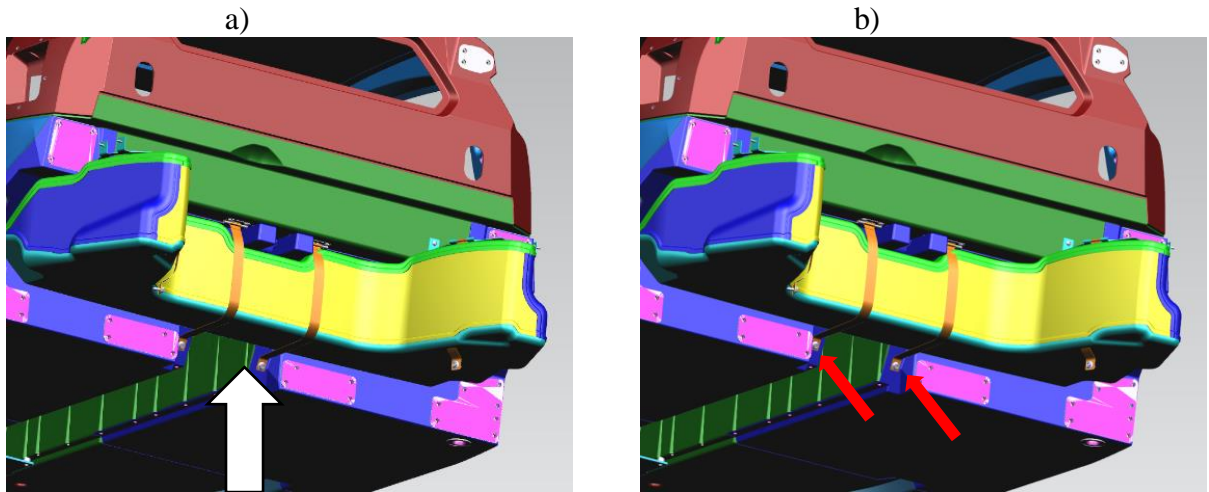


Figura 12: Fissaggio del serbatoio in direzione X (STEP 1)

2) Il telaio viene posizionato dal basso (Figura 13a) e fissato alla monoscocca (Figura 13b)

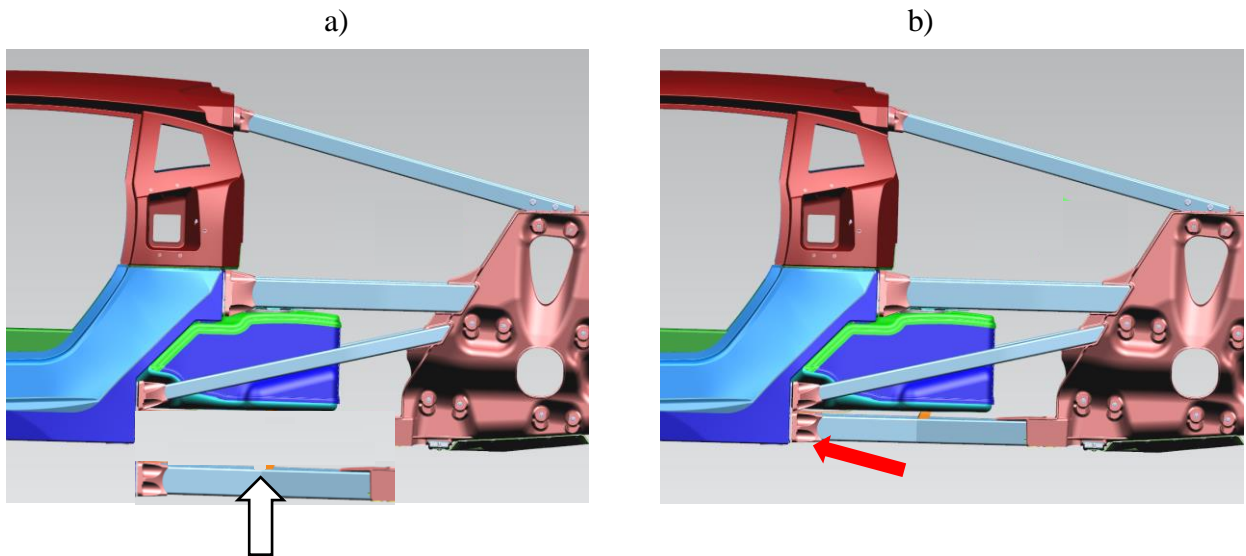


Figura 13: Fissaggio del serbatoio in direzione Z (STEP 2)

3) Le bretelle laterali, incernierate alla staffa azzurra, vengono fissate al longherone del telaio (Figura 14) in direzione trasversale rispetto al senso di marcia del veicolo.

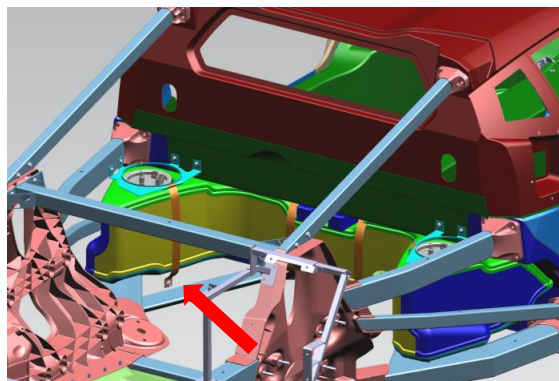


Figura 14: Fissaggio del serbatoio in direzione Y (STEP 3)

Oltre a questa soluzione è stata valutata un'alternativa che prevede i primi due fissaggi analoghi alla precedente, ma al terzo step il fissaggio delle bretelle laterali avviene in direzione verticale (Figura 15).

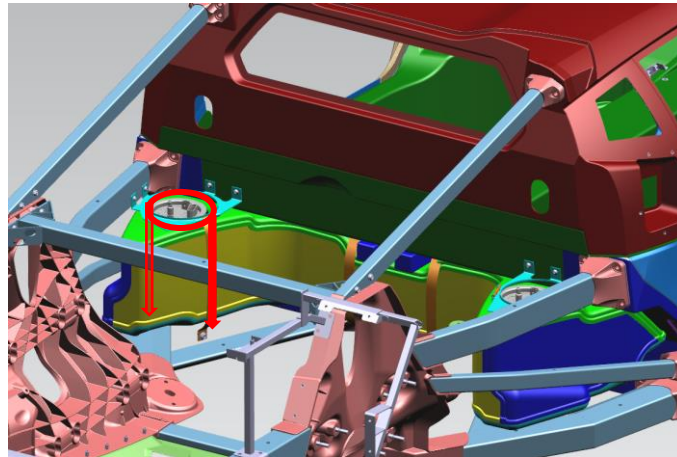


Figura 15: Alternativa di fissaggio del serbatoio in direzione Z (STEP 3)

Per le bretelle si è scelto di usare il materiale HX420LAD+Z140MBO, appartenente alla categoria di acciai micro-legati zincati a caldo ad alto limite di snervamento per formatura a freddo.

È prevista l'applicazione di tamponi in gomma nelle zone di contatto tra le superfici del serbatoio e il telaio. Questa è una soluzione utilizzata dalla quasi totalità delle case costruttrici perché serve ad evitare che la vernice del serbatoio si rovini in fase di montaggio e soprattutto consente di tenere rigidamente in posizione il serbatoio: infatti durante il fissaggio delle bretelle i tamponi si comprimono opponendo resistenza e ostacolando eventuali movimenti del serbatoio durante la vita di esercizio. Il materiale di cui sono costituiti i tamponi è un particolare elastomero caratterizzato da una durezza di 70 Shore.

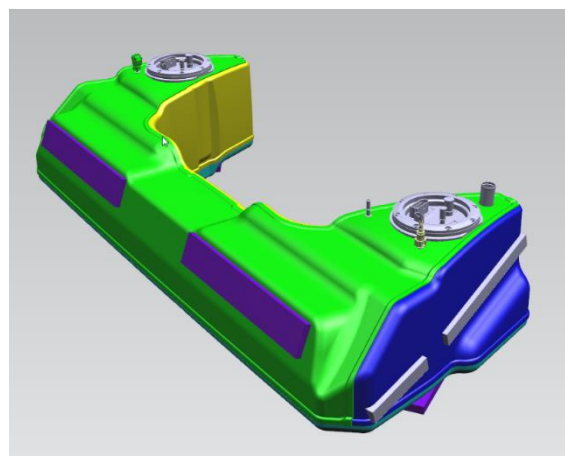


Figura 16: Posizione dei tamponi

Capitolo 3. Modellazione del sistema

Nel presente capitolo verranno descritte in dettaglio le fasi che hanno caratterizzato lo sviluppo della metodologia per la simulazione del comportamento del serbatoio, indicando le assunzioni e le semplificazioni che sono state adottate e ponendo l'attenzione sulle caratteristiche del modello, come i materiali, la mesh e i vincoli.

3.1 Geometria

La realizzazione della geometria dell'intero sistema è stata operata per mezzo del software Catia: trattandosi di gusci di piccolo spessore, risulta comodo importare la geometria su "*Design Modeler*" di ANSYS sotto forma di superfici in modo da poter utilizzare elementi *Shell* per la discretizzazione del dominio. Quindi, una volta definita la matematica CAD del serbatoio e delle bretelle è stato necessario estrarre le superfici di ogni componente con l'apposito comando "*Extract*" di Catia.

Dopo l'importazione della geometria su *Design Modeler* si passa alla modellazione vera e propria del sistema, che viene effettuata su "*Ansys Mechanical*". In questa fase si attribuiscono alle superfici tutte le proprietà di interesse: le più importanti sono sicuramente il materiale, necessario per assegnare le proprietà meccaniche al corpo, lo spessore delle superfici e il sistema di riferimento. Grazie a queste informazioni il software è in grado di calcolare tutte le proprietà del corpo, tra cui la massa, il volume e il momento d'inerzia. Relativamente al materiale, c'è la possibilità di includere o meno gli effetti non lineari e termici:

- gli effetti non lineari tengono conto della caratteristica bilineare o muti-lineare del materiale, simulando al meglio il comportamento del materiale oltre il limite elastico. Se disattivati, il solutore considera solo il tratto lineare della curva caratteristica. È buona norma attivare gli effetti non lineari quando ci si aspetta di ottenere deformazioni plastiche sul componente
- gli effetti di deformazione termica sono calcolati in base al coefficiente di espansione termica del materiale e consentono di considerare anche gli effetti delle deformazioni provocate dall'incremento di temperatura del componente.

Allo scopo di velocizzare il calcolo è stata sfruttata la simmetria del problema ed è stato analizzato solo la metà sinistra del serbatoio: per farlo, è sufficiente tagliare il sistema con un piano di simmetria (operazione effettuata su "*Design Modeler*") e successivamente selezionare i bordi che giacciono sul

piano di simmetria (evidenziati in rosso in Figura 17), definendo l'asse normale al piano di simmetria che si sta utilizzando.

La simmetria serve soprattutto per rendere più agevole la modellazione in fase di correlazione dei parametri, come verrà specificato in seguito.

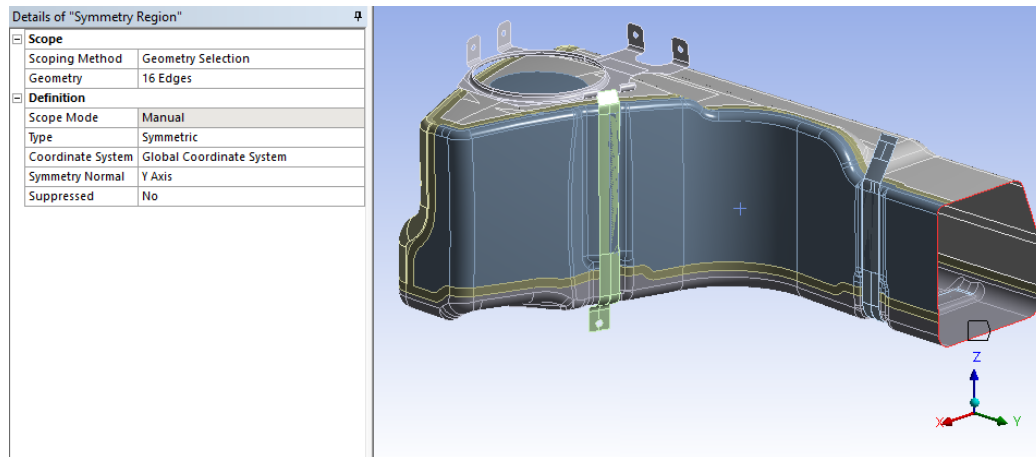


Figura 17: Applicazione della simmetria

3.2 Materiali

Il programma Ansys Mechanical dispone di una vasta libreria di materiali: il database include le proprietà meccaniche relative ad acciai, plastiche, elastomeri e molti altri materiali. Tuttavia in questo caso non erano present il materiale del serbatoio, quindi si sono dovuti inserire manualmente nella sezione "Engineering Data" tutti i parametri necessari per la sua caratterizzazione.

Alla lega Al 5083-H111 è stata attribuita una caratteristica bilineare invece della curva del materiale derivata sperimentalmente, rispettando i valori delle tensioni e delle deformazioni a snervamento e a rottura del materiale.

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy 5083				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	<input type="checkbox"/> Material Field Variables	Table		
3	<input type="checkbox"/> Density	2770	kg m...	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	<input type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>
5	Derive from	You...		
6	Young's Modulus	7,1E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
7	Poisson's Ratio	0,33		<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	6,9608E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
9	Shear Modulus	2,6692E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
10	<input type="checkbox"/> Bilinear Isotropic Hardening			<input type="checkbox"/>
11	Yield Strength	140	MPa	<input type="checkbox"/>
12	Tangent Modulus	690	MPa	<input type="checkbox"/>
13	<input type="checkbox"/> S-N Curve	Tabular		<input type="checkbox"/>
17	<input type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	145	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
18	<input type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	145	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
19	<input type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	301	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
20	<input type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	301	MPa	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>

Figura 18: Caratterizzazione della lega Al 5083

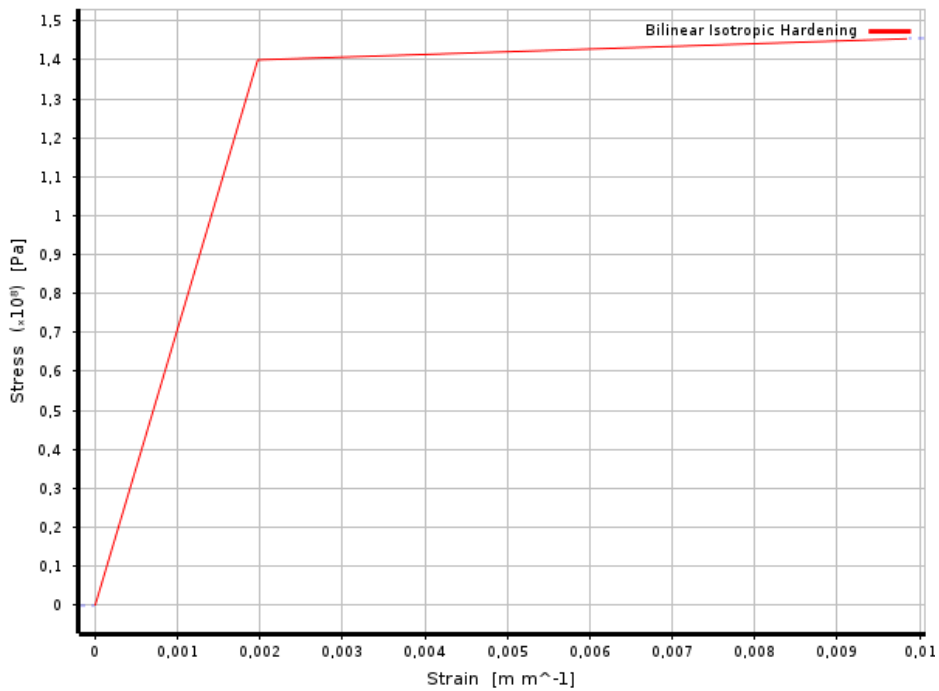


Figura 19: Caratteristica bilineare della lega Al 5083

Per le bretelle è stato usato un semplice acciaio strutturale lineare che si trova in libreria, in quanto nell'analisi l'attenzione è posta sul comportamento del serbatoio piuttosto che su quello delle bretelle.
































Properties of Outline Row 5: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	 
2	 Material Field Variables	Table		
3	 Density	7850	kg m ⁻³	 
4	 Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	 Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's ...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	 
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	 Strain-Life Parameters			
20	 S-N Curve	Tabular		
24	 Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	 
25	 Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	 
26	 Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	 
27	 Compressive Ultimate Strength	0	Pa	 

Figura 20: Caratterizzazione del materiale "Structural Steel"

3.3 Vincoli

Il serbatoio è vincolato per mezzo di connessioni di tipo "Bonded" applicate sulle superfici a contatto con le bretelle: questo tipo di vincolo prevede che le due superfici a contatto non possano né separarsi né compenetrarsi, però è consentito un leggero strisciamento reciproco. Quest'ultima proprietà, chiamata "Small Sliding", attua un'assunzione che permette uno slittamento relativamente piccolo (inferiore al 20% della lunghezza del contatto) durante l'analisi statica, ed è particolarmente adeguata ai casi in cui ci si aspetta che possano esserci leggeri strisciamenti, come in questo caso.+ Questa modellazione dei contatti consente di semplificare molto il calcolo, perché si tratta di una formulazione lineare e in quanto tale non introduce ulteriori non linearità al problema, ma al tempo stesso realistica, perché tiene conto di possibili piccoli slittamenti tra le bretelle e il serbatoio, che si potrebbero verificare sotto l'azione di sollecitazioni esterne.

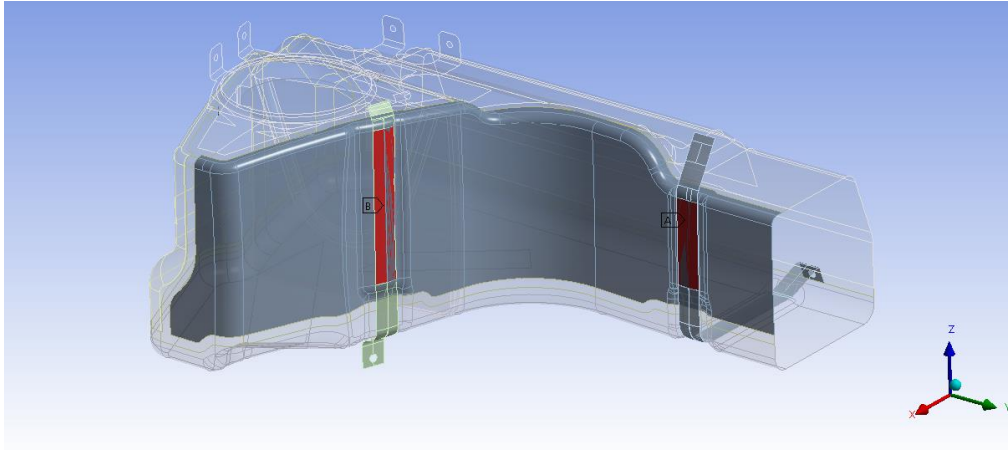


Figura 21: Contatti "Bonded" tra bretelle e serbatoio

Le cerniere sull'estremità superiore delle bretelle sono state modellate tramite il comando "Joint", che può essere di diverso tipo in base ai vincoli che si vogliono applicare ai due corpi a contatto. In questo caso è stata usata la tipologia "Revolute Joint" (Figura 22), la più adatta per la modellazione di questo vincolo perché consente soltanto la rotazione attorno all'asse della cerniera.

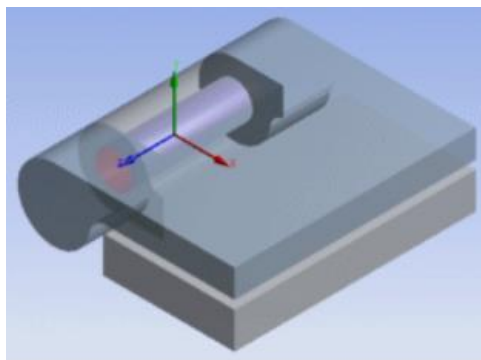


Figura 22: Vincolo "Revolute Joint"

In fase di definizione del vincolo devono essere selezionati i bordi dei due corpi ai quali è applicato il vincolo della cerniera, come si vede in Figura 23. La rotazione avviene attorno all'asse Z del sistema di riferimento locale per entrambe le cerniere.

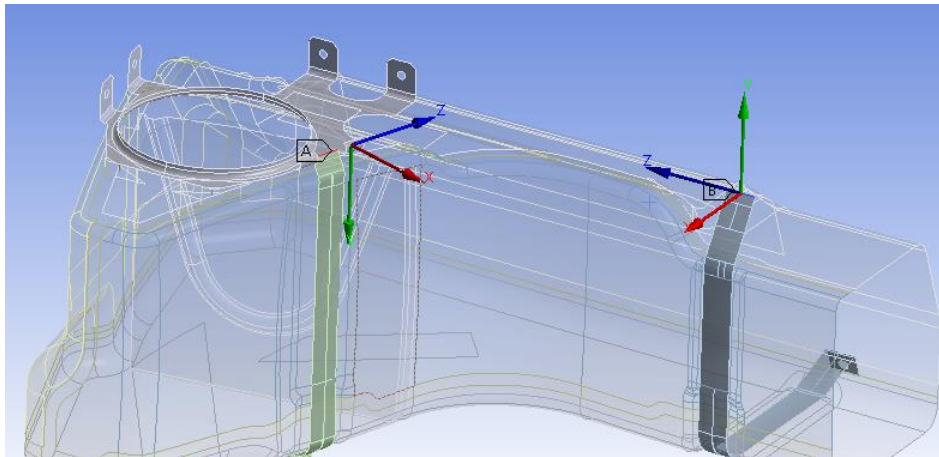


Figura 23: Vincolo "Revolute Joint" applicato alle bretelle

La saldatura tra le paratie interne e il serbatoio è stato modellato per mezzo di un contatto, anch'esso di tipo "Bonded", selezionando i bordi delle paratie e le superfici del serbatoio. In questo caso è stata usata una formulazione "Multi-Point Constraint", che non consente gli slittamenti tra le superfici a contatto e quindi risulta più adeguata per rappresentare il vincolo della saldatura.

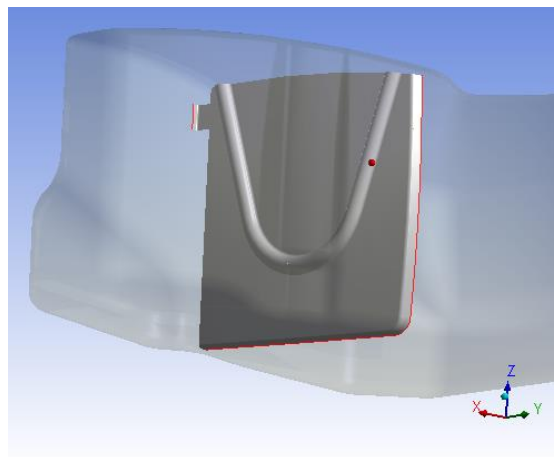


Figura 24: Contatti "Bonded" sui bordi della paratia interna

Uno degli aspetti più delicati è stato la modellazione dei tamponi in gomma posti nelle zone di contatto tra il serbatoio e il telaio. Ci si è subito resi conto che introdurre nel modello dei parallelepipedi con le dimensioni dei tamponi e assegnare loro un materiale iperelastico come la gomma introduceva grosse complicazioni computazionali, che rallentavano il solutore e rendevano più difficile la convergenza del modello. Per questo motivo i tamponi sono stati modellati come se fossero una fondazione elastica, assumendo che si comportassero come delle molle indipendenti distribuite su una determinata superficie. In questo modo la modellazione è risultata più snella e comunque ben rappresentativa della realtà, quindi tale semplificazione non riduce la precisione della soluzione.

Per applicare questo vincolo è stato necessario correlare la durezza della gomma espressa in Shore alla rigidezza equivalente da inserire per la definizione del supporto elastico, espressa in N/mm^3 .

Per prima cosa è necessario trovare il modulo elastico della gomma: in letteratura sono proposte alcune relazioni ricavate sperimentalmente che permettono di farlo e in questo caso è stata usata la correlazione di Gent ^[2] riportata in seguito:

$$E = \frac{0.0981 \cdot (56 + 7.62336 \cdot S)}{0.137505 \cdot (254 - 2.54 \cdot S)}$$

nella quale E è il modulo di Young in MPa e il parametro S indica la durezza espressa nella scala Shore. Questa relazione interpola in modo accurato i dati sperimentali per valori di $S \geq 40$, risultando adatta ad essere applicata in questo caso.

Il modulo elastico equivalente risulta pari a

$$E = \frac{0.0981 \cdot (56 + 7.62336 \cdot 70)}{0.137505 \cdot (254 - 2.54 \cdot 70)} = 5.52 \text{ MPa}$$

Questo valore non può essere inserito direttamente in “Ansys Mechanical” in quanto per la definizione dei supporti elastici è necessario inserire il valore della rigidezza della fondazione. Per ricavarla basta semplicemente dividere il modulo elastico per lo spessore del tampone di gomma, che risulta essere di 10 mm. Indicando con k la rigidezza della fondazione elastica e con s lo spessore dei tamponi, si ricava:

$$k = \frac{E}{s} = \frac{5.52}{10} = 0.552 \text{ N}/mm^3$$

Infine, bisogna selezionare le superfici sulle quali sarà applicato il vincolo. A tale scopo risulta comodo inserire una “Named Selection”, ossia un insieme di superfici selezionate dall’utente che restano salvate e sono facilmente richiamabili nel momento in cui si vogliono applicare dei vincoli o dei carichi su di esse.

Di seguito è rappresentata la procedura per inserire il vincolo del supporto elastico e le superfici in cui è stato applicato.

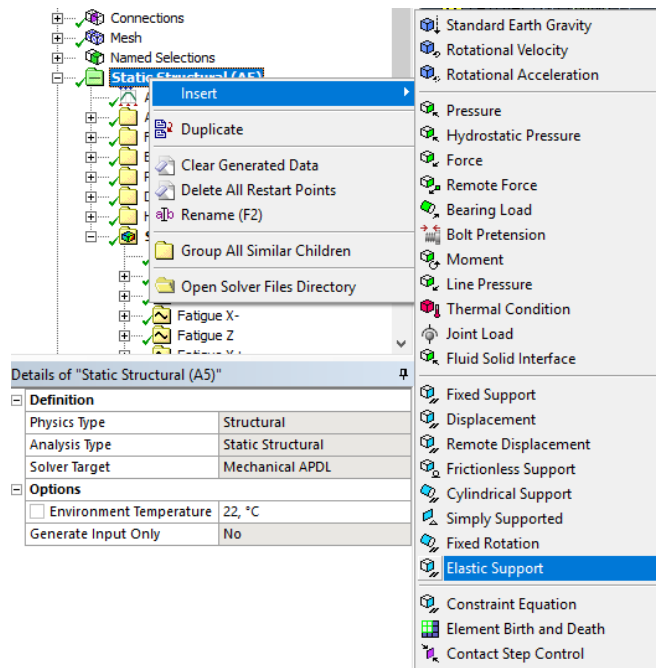


Figura 25: Inserimento del vincolo "Elastic Support" dalla scheda "Static Structural"

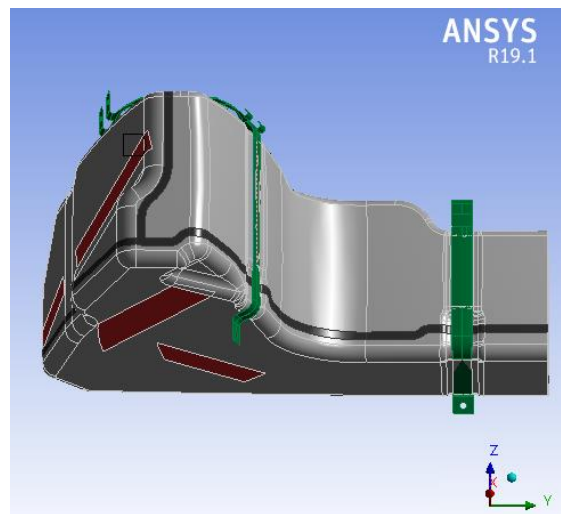
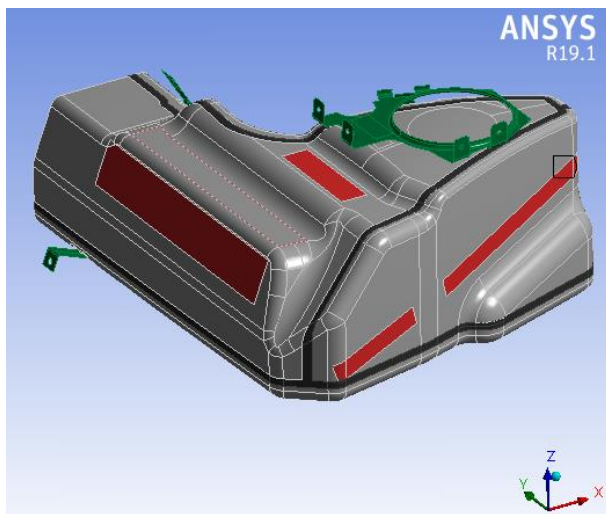


Figura 26: Zone di posizionamento del vincolo "Elastic Support"

3.4 Mesh

Come accennato in precedenza, la scelta della tipologia di elemento finito da utilizzare per la discretizzazione del sistema è un fattore di fondamentale importanza: infatti in letteratura si trovano molti elementi che agiscono in modo efficace per una certa classe di problemi, ma in altri casi sono completamente inaffidabili.

Il serbatoio è stato modellato con degli elementi *Shell* ai quali sono stati applicati i relativi spessori e le saldature tra le lamiere sono state simulate come un aumento di spessore per tenere conto dell'effetto dell'overlap nelle zone di saldatura.

L'ordine degli elementi, ossia il grado del polinomio delle funzioni di forma, è stato lasciato "*Program Controlled*" com'era di default, perché si è visto che impostando altri tipi di elementi (*Shell 63*, *Shell 181* e *Shell 281*) non si vedevano variazioni apprezzabili in termini di convergenza del metodo e di risultati della simulazione.

Al serbatoio è stata applicata una mesh di dimensione 7 mm con elementi *Shell* prevalentemente quadrati, mentre per le saldature sono stati applicati elementi triangolari di dimensione 7 mm: in fase di definizione della mesh è stato usato anche il comando "Capture Curvature", utile a guidare maggiormente il programma durante la generazione della mesh imponendogli di calcolare la dimensione degli elementi in modo da non violare né la massima dimensione degli elementi (impostata a 7mm) né il massimo angolo di curvatura tra le facce di elementi adiacenti (impostato a 30° di default).

In seguito viene riportata la mesh risultante e un riassunto del numero di elementi e di nodi della mesh di ogni componente:

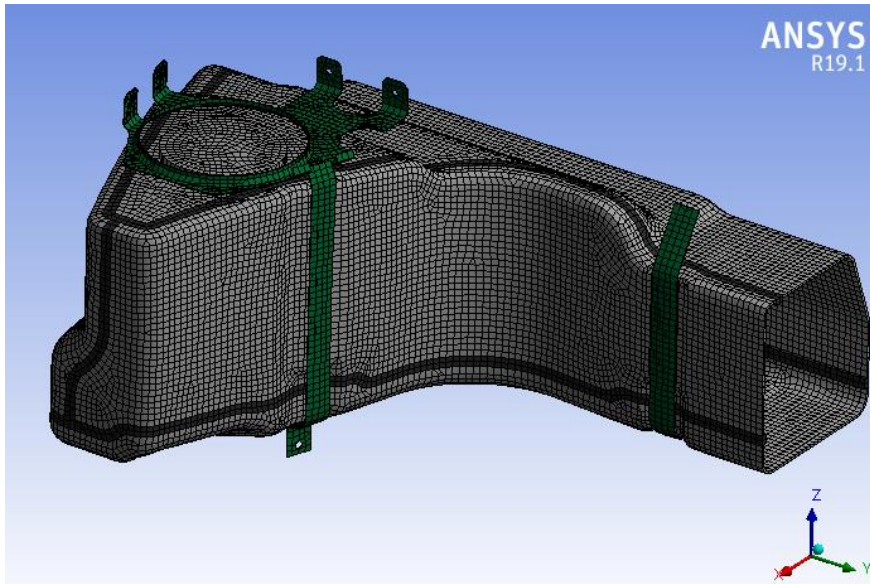


Figura 27: Mesh del serbatoio

Componente	Nodi	Elementi	Spessore
Lamiere del serbatoio	18965	18406	3 mm
Saldatura	1731	1175	7 mm
Paratia interna	1840	1770	2 mm
Bretella centrale	386	308	1 mm
Bretella laterale + staffa	1022	849	1 mm
Totale	22769	22508	-

Tabella 5: Riassunto delle caratteristiche della mesh

Di seguito è raffigurata la qualità della mesh risultante. In Figura 29 si può vedere che la mesh ottenuta è accettabile, constatando che ci sono più di 20000 elementi su 22769 con una qualità superiore al 78%: questo ci permette di ritenere ragionevole una dimensione degli elementi pari a 7 mm, indicando che non c'è l'esigenza di infittire ulteriormente la mesh, a vantaggio della velocità di calcolo.

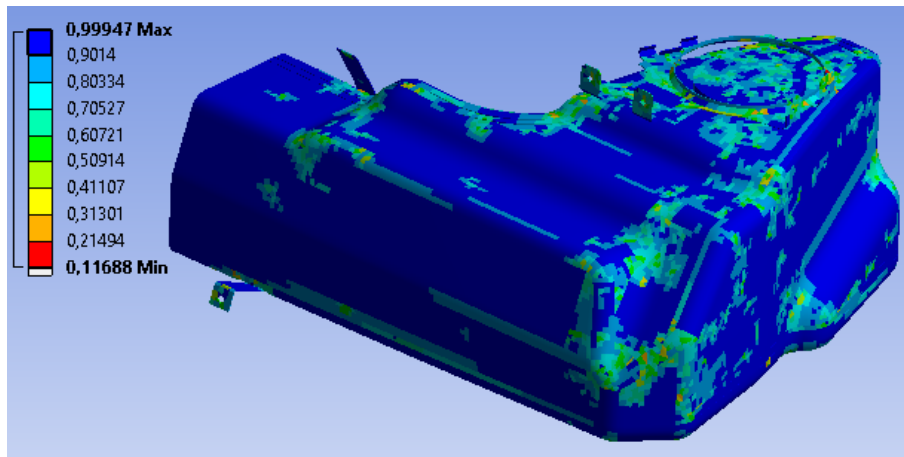


Figura 28: Qualità della mesh del sistema

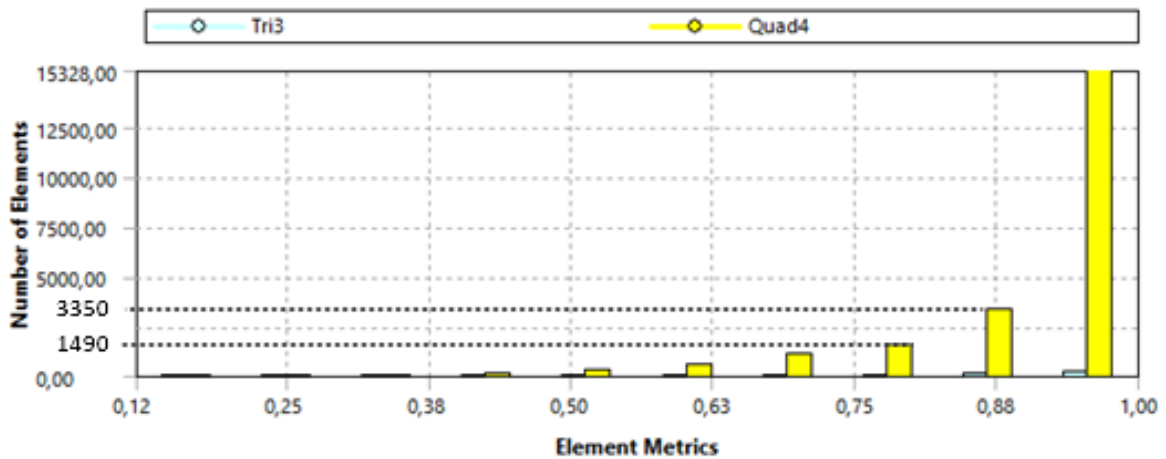


Figura 29: Qualità degli elementi della mesh

3.5 Simulazione del fissaggio

Durante la fase di montaggio del serbatoio le bretelle vengono fissate con un certo precarico, così da schiacciare leggermente i tamponi in gomma per assicurarsi che il serbatoio sia rigidamente vincolato al veicolo: tali precarichi sono stati modellati imponendo alle estremità delle bretelle uno spostamento in millimetri.

Nel modello sono distinti i tre step di fissaggio del serbatoio, per cui ad ogni step della simulazione avviene il precarico in una sola direzione, proprio come avviene durante il reale montaggio del componente. Questa modellazione permette di simulare il processo di montaggio del serbatoio e di analizzare gli effetti dell'entità del precarico sulle tensioni generate sul componente dal fissaggio stesso.

Lo spostamento è imposto tramite il comando “*Displacement*” della scheda “*Static Structural*” e in fase di definizione del comando si deve selezionare la geometria, il sistema di riferimento e l’entità dello spostamento che si vuole imporre.

Un’analisi preliminare, riassunta nella Tabella 6, ha evidenziato che il precarico in direzione Z dovuto al fissaggio del telaio (step 2) non era necessario: infatti esso non porta benefici in termini di resistenza strutturale, perché si può vedere che le tensioni massime con o senza il precarico sono sostanzialmente invariate, però introduce maggiori stress alla fine del montaggio, quindi rischia di essere un vincolo sovrabbondante che rende il sistema iperstatico.

Caso di carico	Fissaggio XZY	Fissaggio XY	Fissaggio XZZ	Fissaggio XZ
Fine montaggio	58 MPa	28 MPa	62 MPa	30 MPa
Accelerazione	98 MPa	33 MPa	80 MPa	35 MPa
Frenata	100 MPa	100 MPa	77 MPa	96 MPa
Acc. Laterale	99 MPa	101 MPa	90 MPa	102 MPa
Pressione 1,5 bar	114 MPa	116 MPa	102 MPa	103 MPa

Tabella 6: Stress massimo sul serbatoio nelle varie configurazioni di montaggio a parità di casi di carico

Per questi motivi si è deciso di simulare soltanto le due configurazioni di montaggio senza il precarico in direzione Z, evidenziate in verde.

Per simulare la prima soluzione di montaggio, si è deciso quindi di applicare uno spostamento in direzione X allo step 1 (corrispondente al fissaggio delle bretelle centrali in direzione longitudinale) e uno spostamento in direzione Y allo step 2 (corrispondente al fissaggio delle bretelle laterali in direzione trasversale).

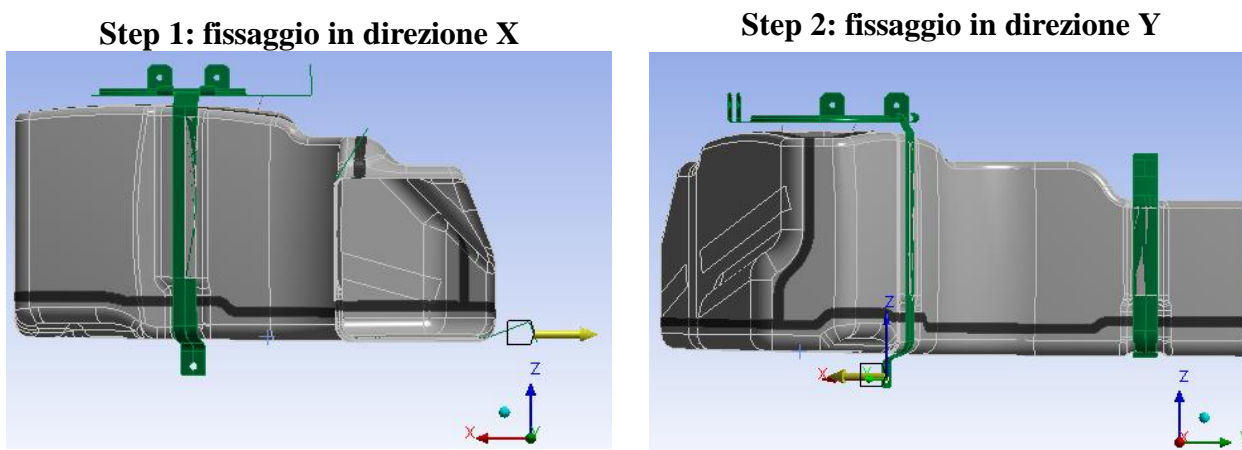


Figura 30: Simulazione della sequenza di montaggio XY

La seconda soluzione è stata simulata applicando uno spostamento in direzione X allo step 1 (corrispondente al fissaggio delle bretelle centrali) e uno spostamento in direzione Z allo step 2 (corrispondente al fissaggio delle bretelle laterali in direzione verticale).

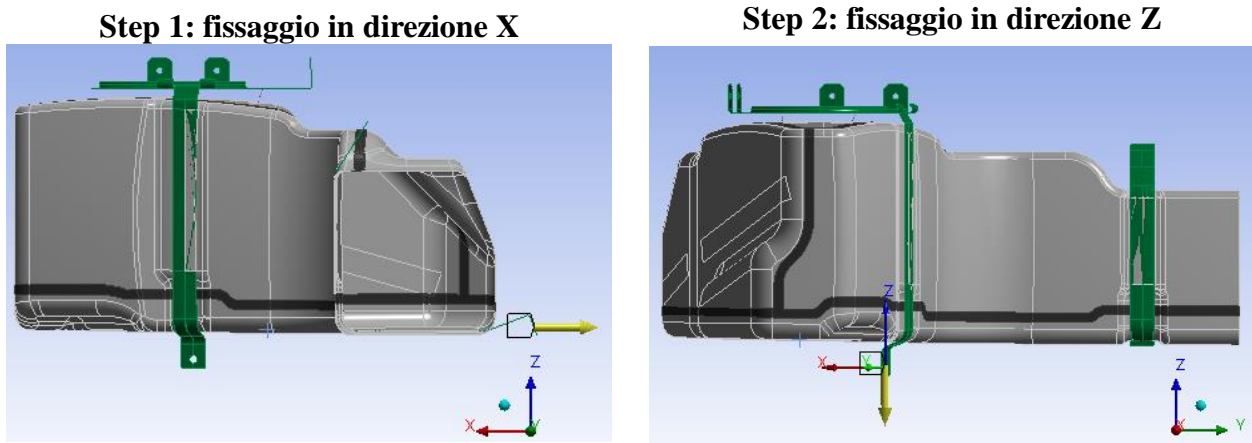


Figura 31: Simulazione della sequenza di montaggio XZ

In seguito sono riassunti lo stato tensionale generato sul componente dalle due soluzioni di montaggio, a parità di spostamento imposto alle bretelle. Le due scale di colori sono impostate in modo uguale, per consentire un confronto immediato e intuitivo.

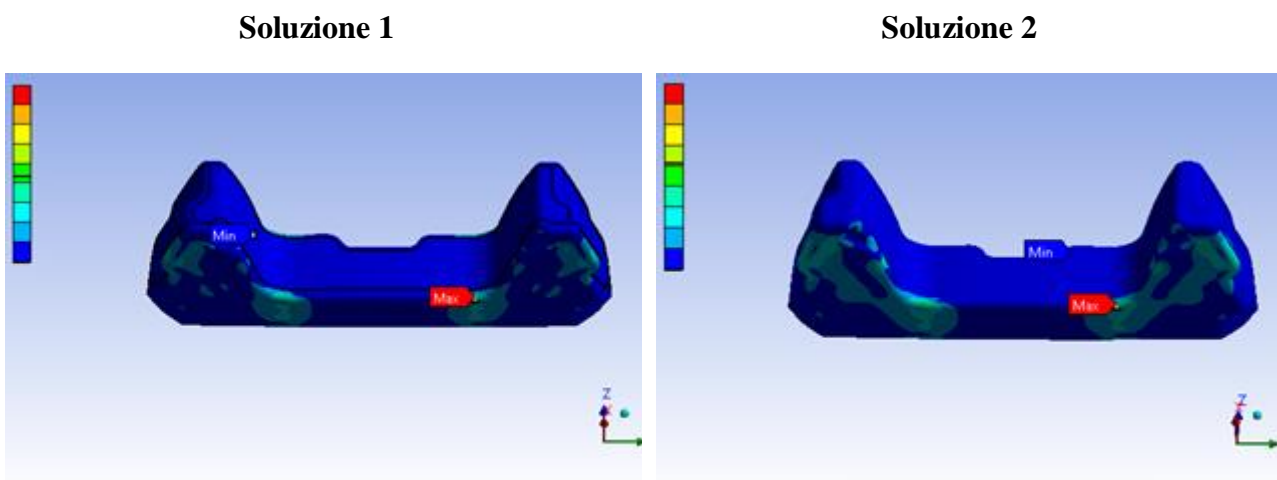


Figura 32: Stato tensionale del serbatoio a fine montaggio per le due diverse soluzioni

Si vede che gli andamenti delle tensioni nei due casi sono sostanzialmente analoghi, quindi differenti concetti di fissaggio non influenzano significativamente le tensioni a fine montaggio: tuttavia la seconda soluzione introduce maggiori stress nel fondo del serbatoio, proprio a causa del fatto che allo step 2 il fissaggio avviene in direzione verticale. Inoltre, in fase di montaggio in linea, per gli operatori è più difficile fissare il serbatoio in direzione verticale perché il posto a disposizione è poco rispetto all'ingombro degli avvitatori, mentre il fissaggio in direzione trasversale è più agevole. Queste considerazioni hanno guidato la scelta della sequenza di montaggio verso la prima soluzione.

3.6 Carichi

La modellazione dei carichi è realizzata mediante l'applicazione di accelerazioni sui corpi combinate con pressioni statiche e/o pressioni idrostatiche sulle facce.

A titolo di esempio, in seguito viene descritto il metodo usato per applicare ai corpi l'accelerazione di gravità, rappresentata in Figura 33: dato che la massa è calcolata automaticamente dal software è sufficiente applicare a tutti i corpi del sistema un'accelerazione pari a 9.81 m/s^2 verso il basso. Durante la definizione dell'accelerazione, oltre all'intensità è necessario specificare il sistema di riferimento e la direzione di applicazione.

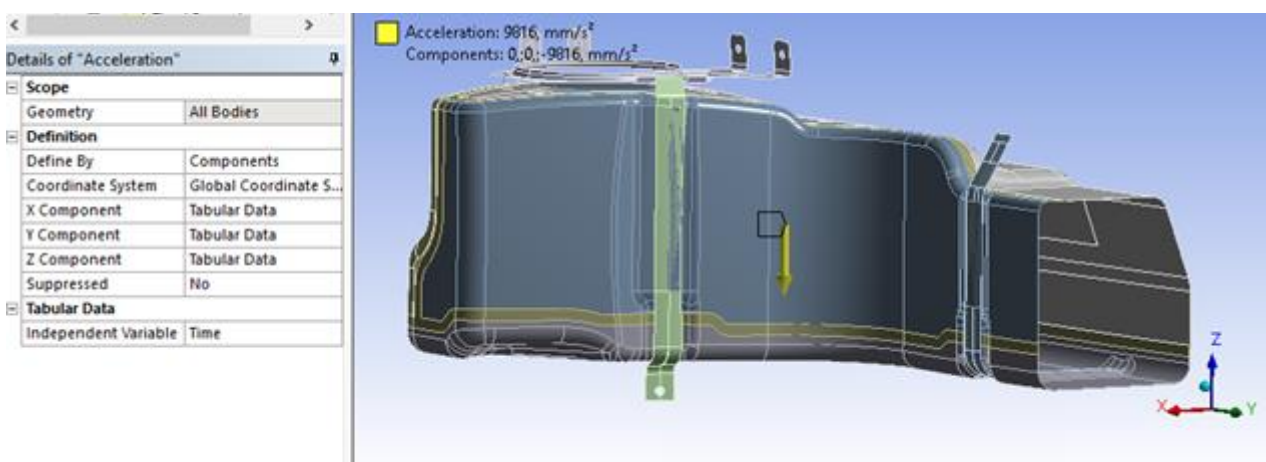


Figura 33: Applicazione dell'accelerazione di gravità a tutti i corpi del sistema

Seguendo lo stesso procedimento si possono applicare tutti gli altri tipi di accelerazione: in particolare nel proseguo della trattazione verranno applicate sia le accelerazioni subite dal serbatoio durante i test vibrazionali sia quelle trasmesse per effetto di una generica manovra effettuata dal veicolo.

L'imposizione di pressione idrostatiche consente di simulare, per esempio, l'azione del peso del fluido sul serbatoio. Nell'esempio proposto in Figura 34, si può vedere la pressione idrostatica corrispondente ad un serbatoio riempito d'acqua al 75% del suo volume nominale: per realizzare tale condizione è stato creato appositamente un sistema di coordinate avente l'origine sul pelo libero dell'acqua, che poi è stato preso come riferimento per l'applicazione del carico. Successivamente vanno compilati i campi relativi alla densità del fluido e alla direzione dell'accelerazione idrostatica. Infine bisogna applicare la pressione alle superfici di interesse, che in questo caso sono le superfici interne del serbatoio.

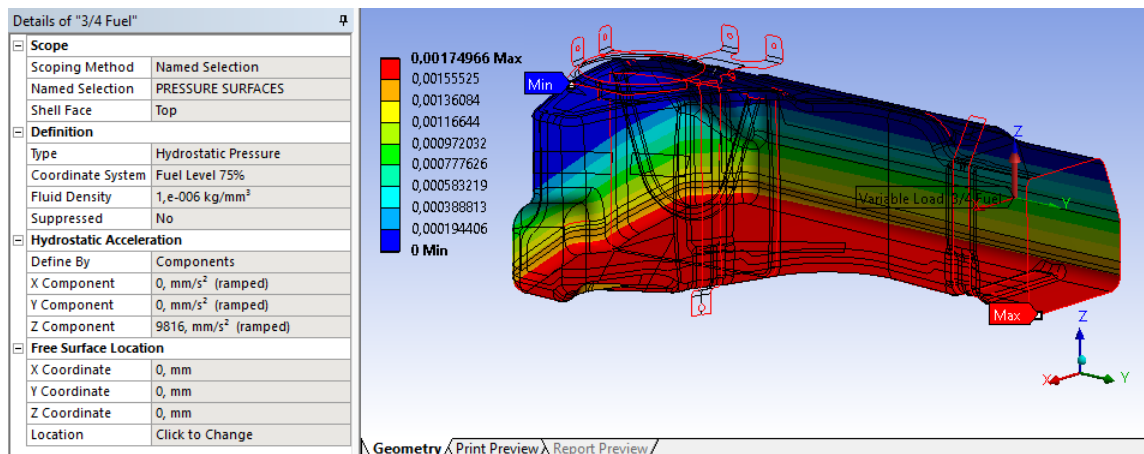


Figura 34: Pressione idrostatica esercitata dal fluido sulle superfici interne del serbatoio

In modo del tutto simile si può applicare anche una pressione uniforme (Figura 35), definendo la sua intensità, le superfici sulle quali verrà esercitata e il sistema di riferimento. Questo tipo di carico verrà utilizzato sia per simulare la pressione interna al serbatoio nelle normali condizioni di esercizio sia per la simulazione dei test di pressione statica e alternata.

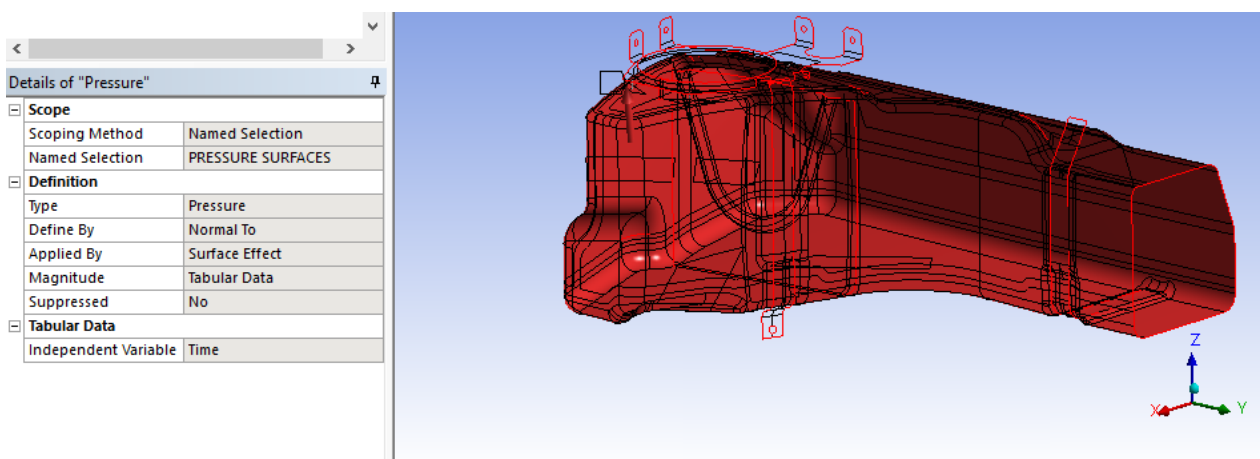


Figura 35: Pressione uniforme applicata alle superfici interne del serbatoio

Capitolo 4. Validazione del metodo

La validazione del metodo è stata effettuata correlando i risultati dei test con quelli delle simulazioni, entrambi effettuati sulla geometria del serbatoio del modello Aventador attualmente in commercio, perché devono ancora essere prodotti i primi esemplari del serbatoio che verrà montato sul prossimo modello. In questo capitolo verranno descritte sia la procedura seguita durante i test sia la sequenza di operazioni fatte in fase di impostazione della simulazione, e in seguito verranno presentati i risultati della correlazione tra i due.

4.1 Test sperimentali a banco

Il serbatoio della Lamborghini Aventador è composto da due differenti volumi uniti da un tubo. I test, effettuati presso l'Istituto Giordano, sono stati condotti seguendo i requisiti richiesti dalla normativa che regola l'omologazione dei serbatoi in Cina ^[3] (la più restrittiva tra le normative internazionali): infatti, lo scopo dei test era proprio quello di verificare la conformità dei serbatoi rispetto ai requisiti imposti dalla normativa cinese. Entrambi i serbatoi sono stati montati su un simulacro della vettura, che comprendeva il telaio posteriore e parte della monoscocca, come si può vedere in Figura 36.



Figura 36: Simulacro della vettura

È importante che i serbatoi siano fissati nelle stesse condizioni di montaggio in vettura (Figura 37) perché i serbatoi sono deboli, soprattutto se testati in pressione, e quindi è importante che il layout di montaggio sia pensato in modo da favorire il contenimento strutturale dei serbatoi stessi: questa condizione si ottiene prevedendo dei riscontri tra il serbatoio e il telaio, in corrispondenza dei quali vengono interposti altrettanti tamponi in gomma.

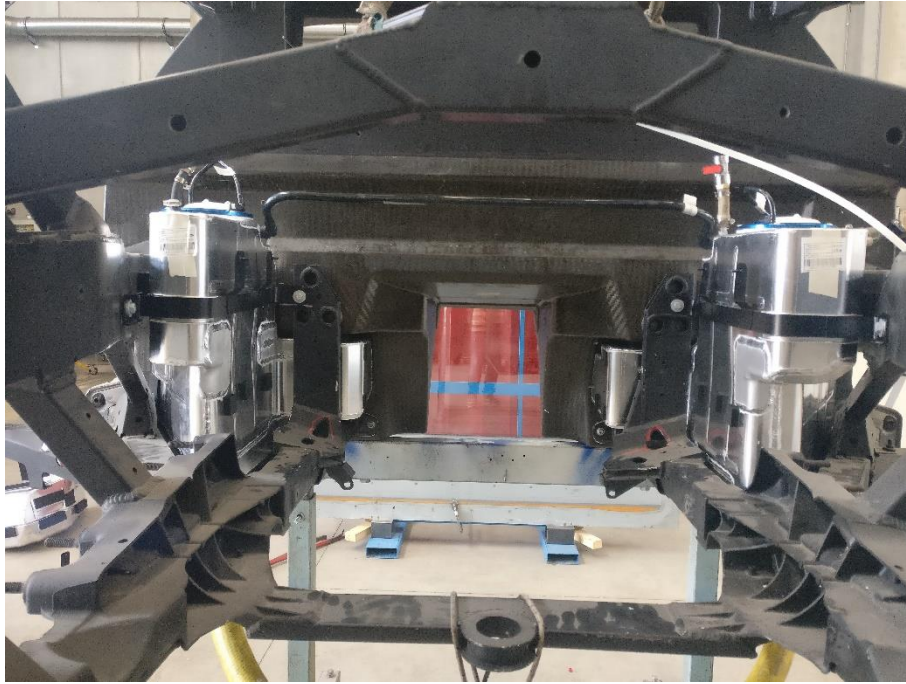


Figura 37: Serbatoi fissati nelle stesse condizioni di montaggio in vettura

I serbatoi sono stati riempiti alla capacità nominale, sono stati installati i due tappi delle pompe (in blu nella Figura 38 quello del serbatoio destro) e sono state sigillate tutte le altre aperture (in Figura 38 si vede che il tubo nero serve a cortocircuitare e a sigillare le aperture dei tubi di mandata e ritorno della benzina).

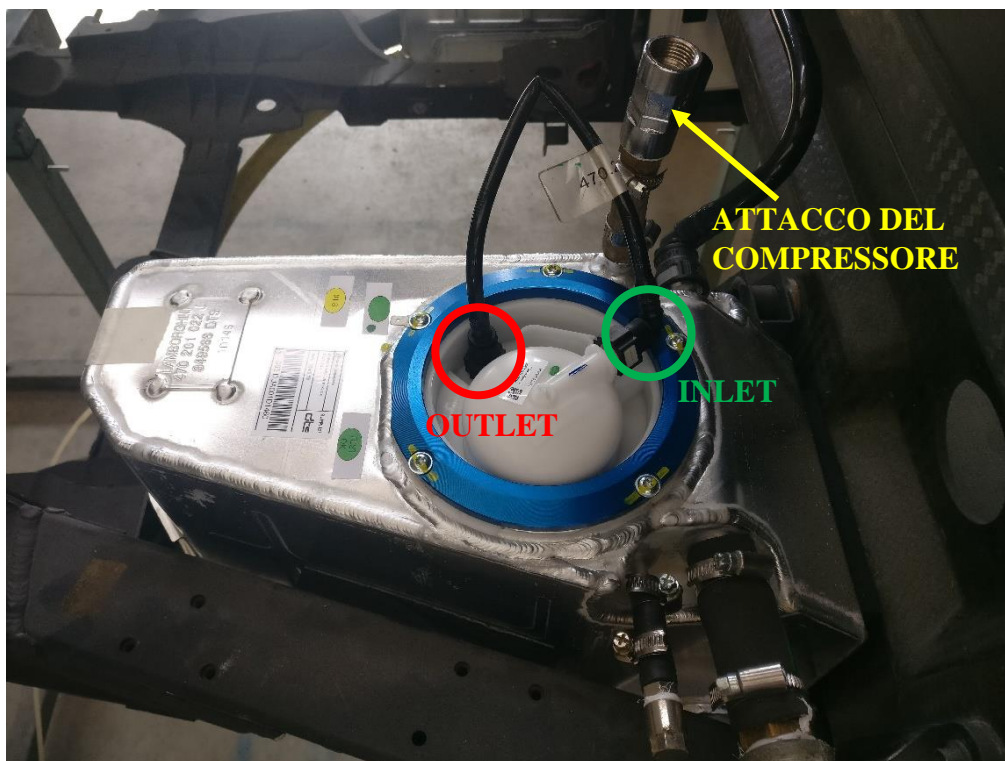


Figura 38: Serbatoio destro in condizioni di test

Il test prevede che sia applicata una pressione di 0,8 bar all'interno dei serbatoi e che sia mantenuta per 30 secondi. L'incremento di pressione avviene per mezzo di un compressore, mentre la lettura della pressione interna avviene in un monitor collegato al sensore di pressione installato sul serbatoio sinistro, rappresentato in Figura 39.

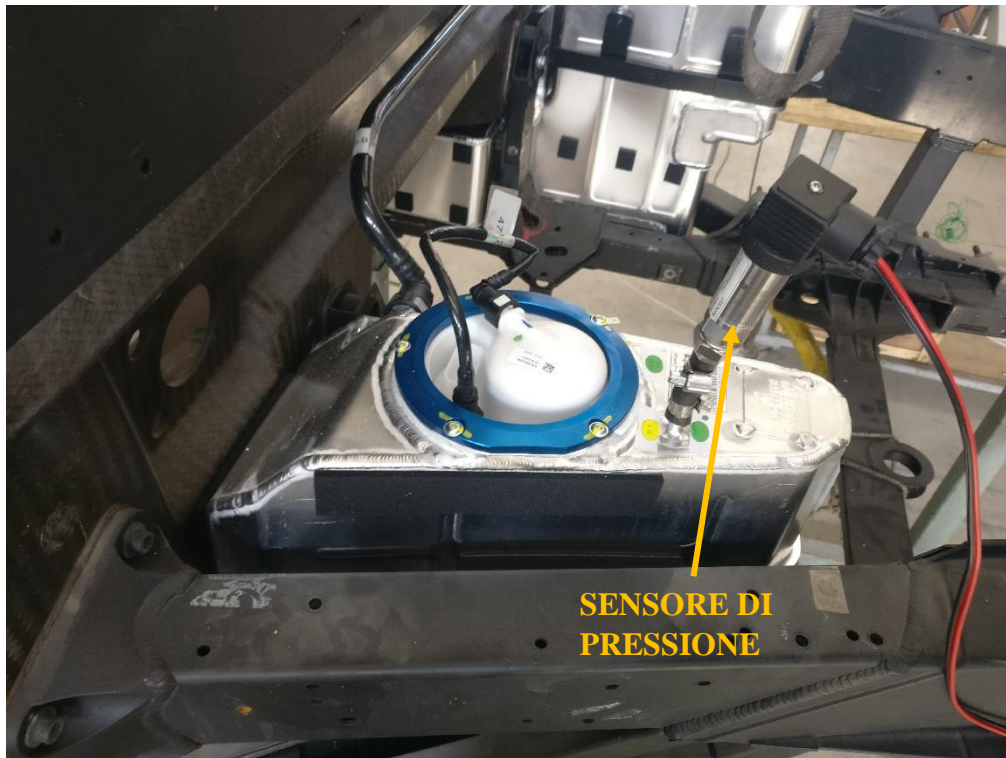


Figura 39: Serbatoio sinistro strumentato con il misuratore di pressione

Di seguito sono riportate le condizioni dei serbatoi prima e dopo il test, dove si può apprezzare la deformazione subita a causa della sovrappressione interna.

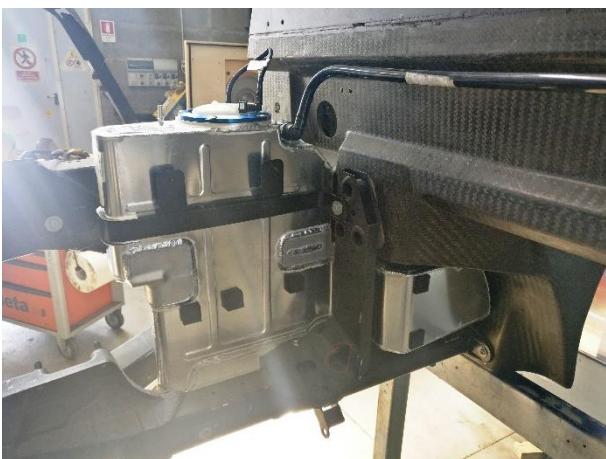


Figura 40: Serbatoio sinistro prima e dopo il test



Figura 41: Serbatoio destro prima e dopo il test

I serbatoi hanno superato il test regolato dalla normativa cinese e in seguito sono stati sottoposti ad un aumento di pressione fino a rottura (test to failure), avvenuta ad 1 bar.

4.2 Simulazione dei test sperimentali

L'analisi agli elementi finiti è stata applicata trattando indipendentemente i due volumi, sotto l'ipotesi realistica che la pressione sia identica per entrambi: per questo motivo è stato analizzato solo il serbatoio sinistro, il primo a rompersi durante i test. La simulazione dei test sperimentali è stata effettuata applicando alle superfici interne del serbatoio una pressione uniforme di valore pari al valore massimo raggiunto durante i test sperimentali, in corrispondenza del quale avveniva la rottura del serbatoio e la successiva perdita di pressione interna. Per farlo, è stata importata la geometria del serbatoio sinistro dell'attuale modello Aventador, comprese le staffe di supporto e le bretelle di fissaggio, e successivamente sono stati inseriti i vincoli e i carichi. La geometria risultante è proposta in Figura 42

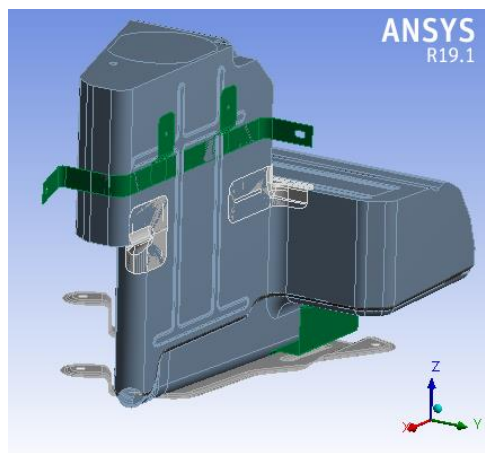


Figura 42: Geometria del serbatoio sinistro del modello Aventador

Il serbatoio è stato modellato con una “*shell geometry*”, ossia le lamiere sono state importate come superfici (non come corpi solidi), alle quali sono stati attribuiti i relativi spessori.

Sia il serbatoio che le bretelle sono realizzate con la lega di alluminio Al 1050-H12, quindi sono state inserite nella scheda “*Engineering Data*” di Ansys le proprietà meccaniche di questo materiale, che sono riportate in seguito

Modulo di Young	69000 MPa
Coefficiente di Poisson	0.33
Deformazione a rottura	10%
Tensione di rottura	96 MPa
Tensione di snervamento	73 MPa

Tabella 7: Caratteristiche meccaniche della lega Al 1050-H12

Per facilitare la convergenza, il materiale è stato modellato con un andamento multi-lineare anziché bi-lineare, senza snaturare la caratteristica vera della lega: la curva caratteristica ottenuta risulta la seguente

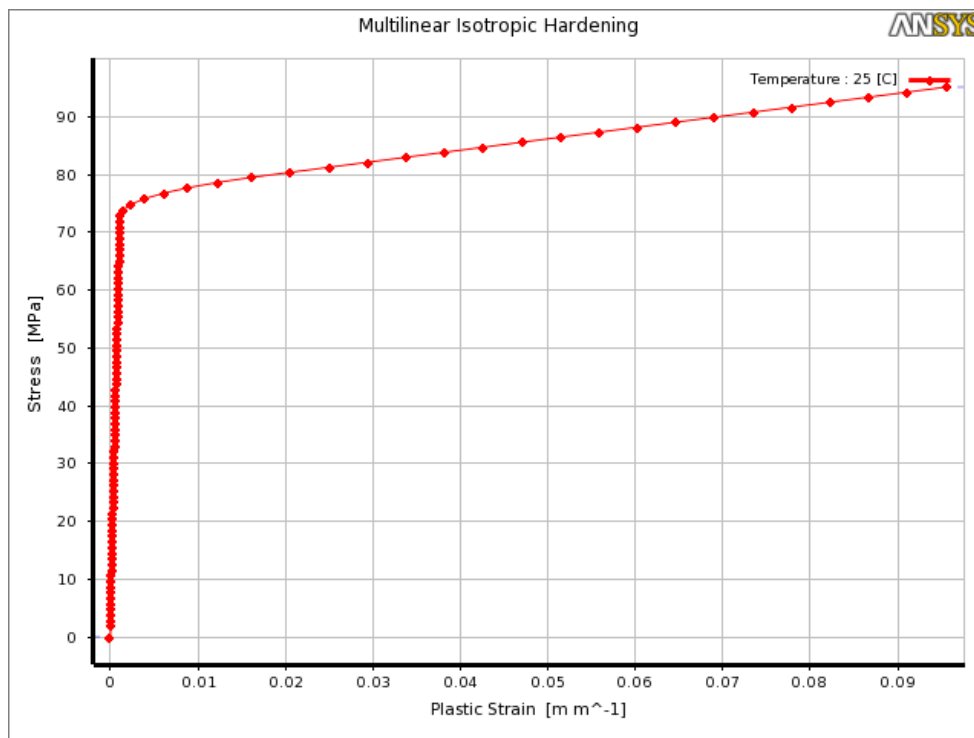


Figura 43: Modellazione del materiale Al 1050-H12 su ANSYS

La modellazione dei contatti tra il serbatoio e le bretelle è stata effettuata tramite una connessione “*Bonded*”, esattamente come descritto nel Paragrafo 3.3, per velocizzare la simulazione

Non è stato applicato nessun precarico alle estremità delle bretelle di fissaggio, in quanto non è previsto per questo serbatoio: quindi è stato utilizzato il vincolo “*Fixed Support*” che impedisce alla

geometria selezionata (evidenziata in rosso in Figura 44) di muoversi in qualsiasi direzione o di ruotare rispetto a qualsiasi asse durante l'applicazione dei carichi.

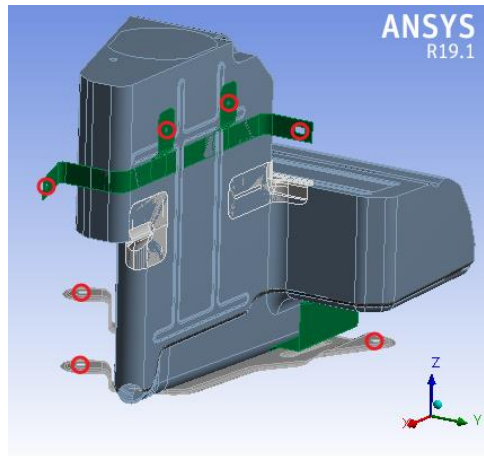


Figura 44: Punti di applicazione del vincolo "Fixed Support"

I tamponi in gomma sono stati modellati con il vincolo "Elastic Support", applicato alle superfici in cui sono presenti i tamponi fisici. Successivamente, al serbatoio è stata applicata una mesh di 3 mm composta prevalentemente da elementi quadrati: in seguito è rappresentata la mesh risultante e una tabella riassuntiva contenente il numero di nodi e di elementi di ogni componente

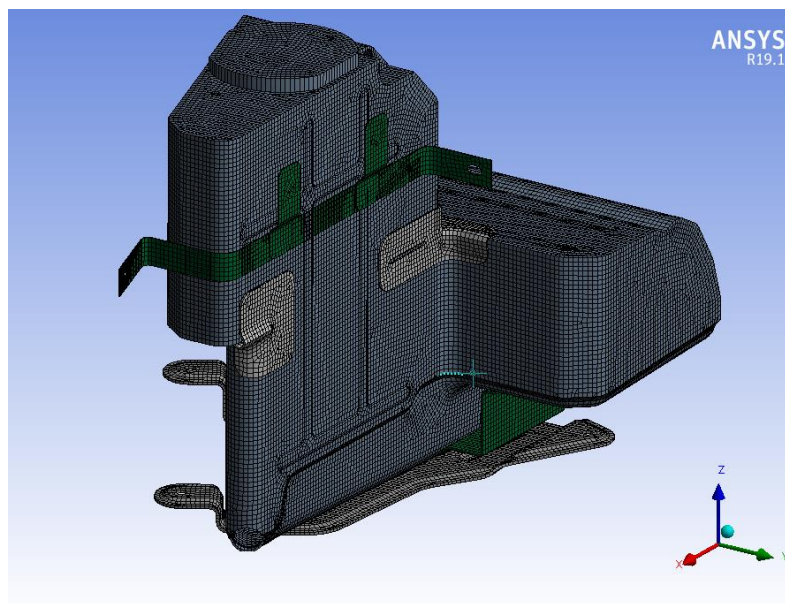


Figura 45: Mesh del serbatoio sinistro

Componente	Nodi	Elementi	Spessore
Lamiere superiore	77323	77606	1.5 mm
Lamiera inferiore	31071	31136	2 mm
Saldatura	2160	2960	4 mm
Bretella superiore	3390	3078	1 mm
Staffa inferiore	9862	9632	3 mm
Totale	123806	124412	-

Tabella 8: Caratteristiche della mesh di ogni componente

Infine è stato applicato un incremento di pressione sulle facce interne del serbatoio fino al valore di 1 bar, suddividendolo in 10 step per facilitare la convergenza del solutore. Raggiunto tale valore, la pressione è stata riportata quasi a zero, consentendo la simulazione del recupero delle deformazioni elastiche che subisce il serbatoio al cessare del carico.

Step	1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Pressione [bar]	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1e-5

Tabella 9: Step di carico della simulazione

In questo modo è stato possibile valutare la deformazione del serbatoio valutata allo step 11 della simulazione (Figura 46), che rappresenta le deformazioni residue del componente alla fine del test.

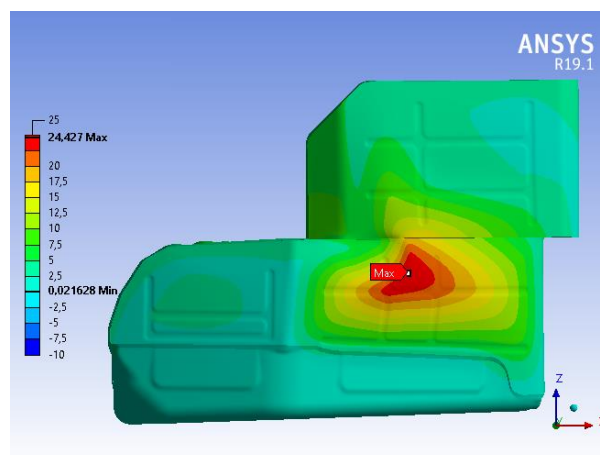


Figura 46: Deformazioni residue dopo la pressurizzazione a 1 bar - serbatoio simulato

4.3 Analisi dei risultati

L'obiettivo è quello di effettuare un confronto tra la deformazione ottenuta dalla simulazione e quella residua effettivamente presente sul serbatoio alla fine del test: quest'ultima è stata ottenuta effettuando una scansione 3D di un serbatoio sinistro precedentemente sottoposto al test to failure. Da un primo confronto tra le due geometrie è emerso che ci sono differenze notevoli tra la deformazione simulata e quella effettiva: tale confronto, però, si è rivelato poco rappresentativo, poiché le elevate differenze tra le due geometrie sono da attribuire in parte alle tolleranze di forma con cui è realizzato il serbatoio. Per quantificarle è stata effettuata la scansione di un serbatoio sinistro indeformato, che poi è stata sovrapposta con la matematica CAD: si è visto che ci sono alcuni punti in cui le tolleranze geometriche del serbatoio raggiungono valori fino a 6 mm, decisamente troppo importanti per essere trascurate ma allo stesso tempo difficili da quantificare, perché variano in base al componente che si considera.

È chiaro che la condizione ottimale, che consentirebbe di giudicare l'accuratezza e la precisione della simulazione, sarebbe quella di scansionare lo stesso esemplare di serbatoio prima e dopo il test, sovrapporre le due scansioni e confrontarle con il risultato della simulazione: solo in questo modo si riuscirebbe a confrontare due dati coerenti.

La situazione che più si avvicinava a questa appena descritta è rappresentata dal confronto tra il risultato della simulazione e la sovrapposizione delle scansioni dei due serbatoi, anche se sono state effettuate su due esemplari diversi. Questo confronto è proposto nelle figure di seguito: la prima immagine rappresenta la sovrapposizione delle due geometrie scansionate, mentre la seconda riporta il risultato della simulazione. Anche in questo caso sono state impostate le scale in modo omologo.

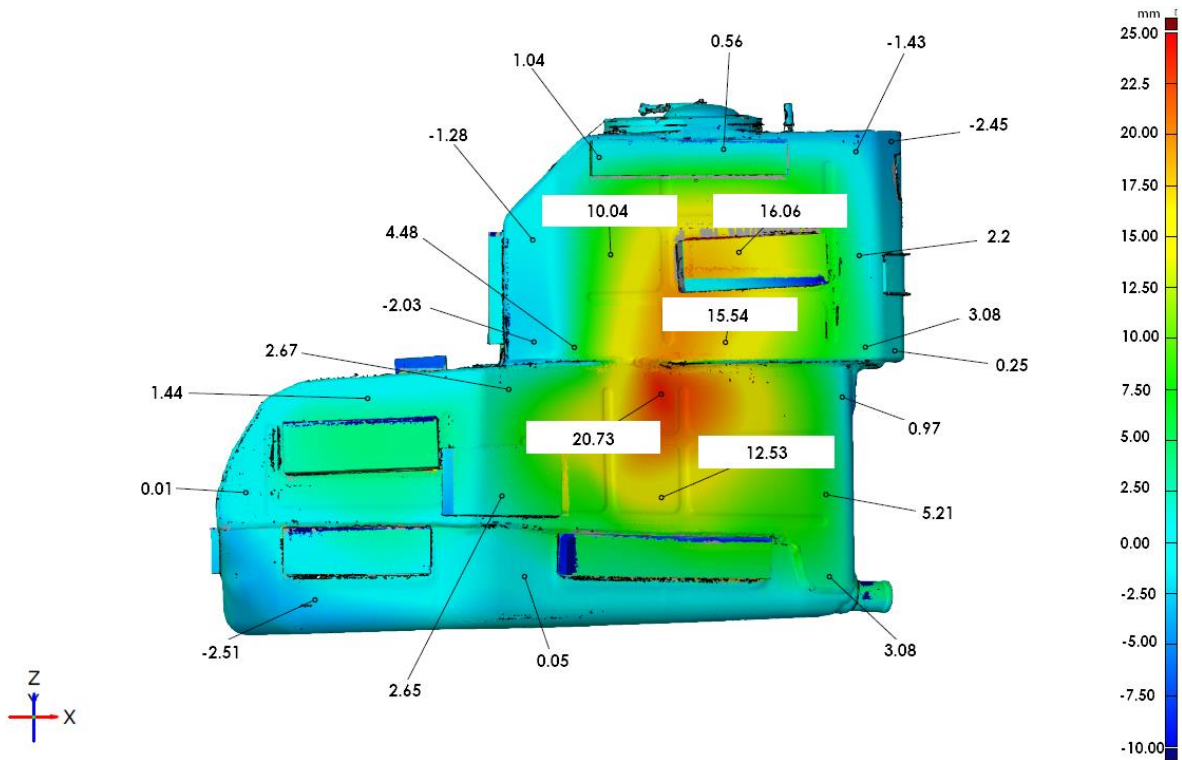


Figura 47: Serbatoio scansionato - Deformazioni residue dopo pressurizzazione a 1 bar

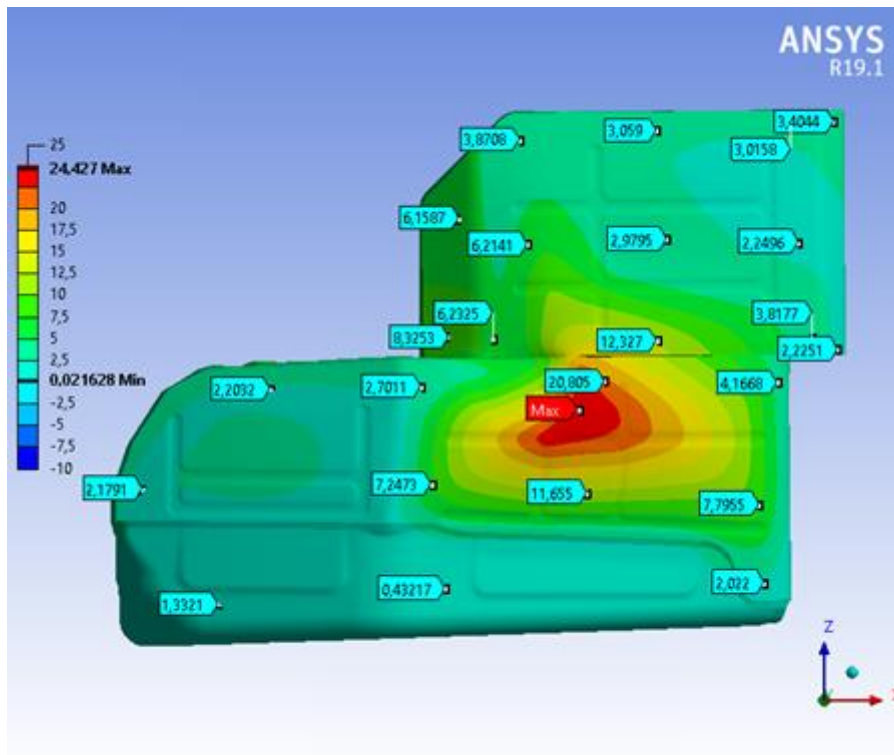


Figura 48: Serbatoio simulato - deformazioni residue dopo pressurizzazione a 1 bar

L'andamento delle deformazioni è paragonabile: ci sono alcuni punti dove la simulazione si discosta di 3 o 4 millimetri dalla sovrapposizione delle due scansioni, ma queste differenze sono giustificabili dal momento che i serbatoi hanno una tolleranza di forma di ± 3 mm dal nominale.

Nel complesso si può affermare che la simulazione sia sufficientemente precisa e che i risultati siano realistici.

Capitolo 5. Progettazione statica del serbatoio

L'analisi statica è stata condotta applicando al modello sia i casi di carico più gravosi che si possono verificare durante la vita di esercizio sia quelli relativi ai test che verranno effettuati per l'omologazione del serbatoio. Tutte le simulazioni descritte in questo capitolo sono da intendersi quasi-statiche, ossia si ipotizza che le sollecitazioni vengano applicate al sistema per un periodo di tempo sufficientemente lungo affinché esso raggiunga uno stato di equilibrio. In seguito viene descritto il processo di selezione dei carichi e la loro suddivisione nei diversi step della simulazione.

5.1 Determinazione dei *load case* statici

Le prime simulazioni sono state effettuate applicando i carichi derivanti dalle condizioni più gravose che si manifestano durante la vita di esercizio del serbatoio a causa di manovre effettuate dal veicolo. Tali manovre possono essere sintetizzate nelle tre seguenti:

- Accelerazione al limite (intensità 2g)
- Frenata al limite (intensità 2g)
- Accelerazione laterale (intensità 2g)

Successivamente sono stati analizzati i carichi a cui è sottoposto il serbatoio durante i test per l'omologazione: la sollecitazione più importante è data dal test di pressione interna regolato dalla normativa del gruppo VW denominata TL 668^[4], secondo il quale al serbatoio, riempito d'acqua al volume nominale e installato nelle stesse condizioni di montaggio in vettura, deve resistere ad una sovrappressione di 1,5 bar mantenuta per 60 secondi. Alla fine del test sono ammesse deformazioni permanenti ma non sono permesse rotture.

Infine, per poter effettuare l'analisi a fatica è necessario applicare staticamente la sollecitazione massima raggiunta durante il ciclo di carico. I cicli di carico verranno descritti più in dettaglio nel prossimo capitolo, in seguito sono elencati i carichi massimi applicati durante l'analisi statica:

- Accelerazione nel verso positivo della direzione X (longitudinale) pari a 30 m/s^2
- Accelerazione nel verso negativo della direzione X (longitudinale) pari a 30 m/s^2
- Accelerazione nel verso positivo della direzione Z (verticale) pari a 30 m/s^2
- Accelerazione nel verso positivo della direzione Y (trasversale) pari a 30 m/s^2
- Accelerazione nel verso negativo della direzione Y (trasversale) pari a 30 m/s^2
- Sovrappressione interna di 0,4 bar con serbatoio riempito al 75% del volume nominale

È evidente che i casi di carico più gravosi sono rappresentati dalle condizioni di test piuttosto che dalle condizioni di funzionamento, in quanto durante la vita di esercizio il serbatoio non sarà mai sottoposto ad accelerazioni di 30 m/s^2 : quindi nel proseguo della trattazione saranno descritti solamente i *load case* relativi alle condizioni di carico subite dal serbatoio durante i test omologativi, perché si è scelto di usare solo questi ultimi per il dimensionamento e la verifica statica del serbatoio.

5.2 Simulazione dei *load case* statici

Per tutta la parte che riguarda la modellazione dei vincoli e dei carichi vale ciò che è stato descritto nel Capitolo 3, in seguito verrà descritta solamente la modalità di inserimento dei *load case* e la loro suddivisione nei diversi step. La simulazione è stata suddivisa in 9 step, elencati in seguito:

Allo step 1 è stato imposto un precarico di 1 mm all'estremità inferiore della bretella centrale nel verso negativo dell'asse X, per simulare il fissaggio in direzione longitudinale.

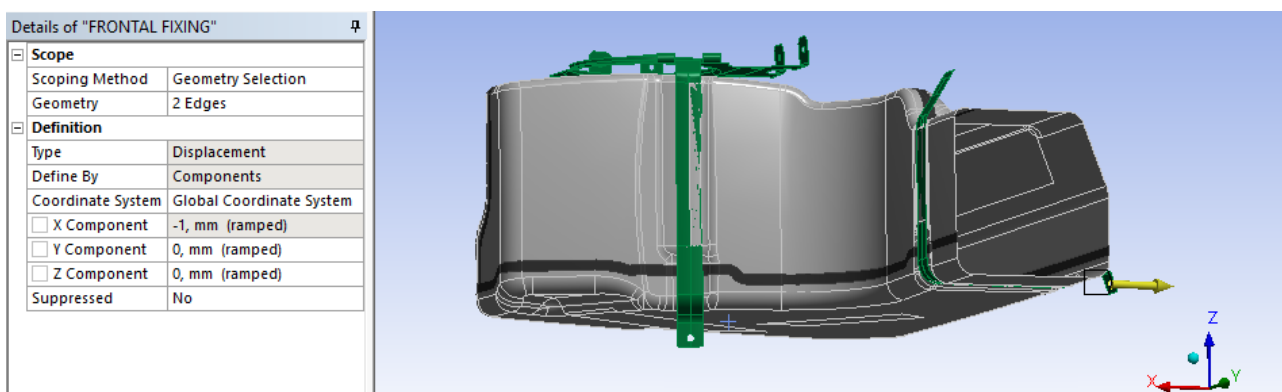


Figura 49: Fissaggio longitudinale simulato con l'imposizione di uno spostamento in direzione X

Allo step 2 è stato applicato un precarico al bordo inferiore della bretella laterale, anch'esso di entità 1 mm ma in direzione Y, per simulare il fissaggio in direzione trasversale.

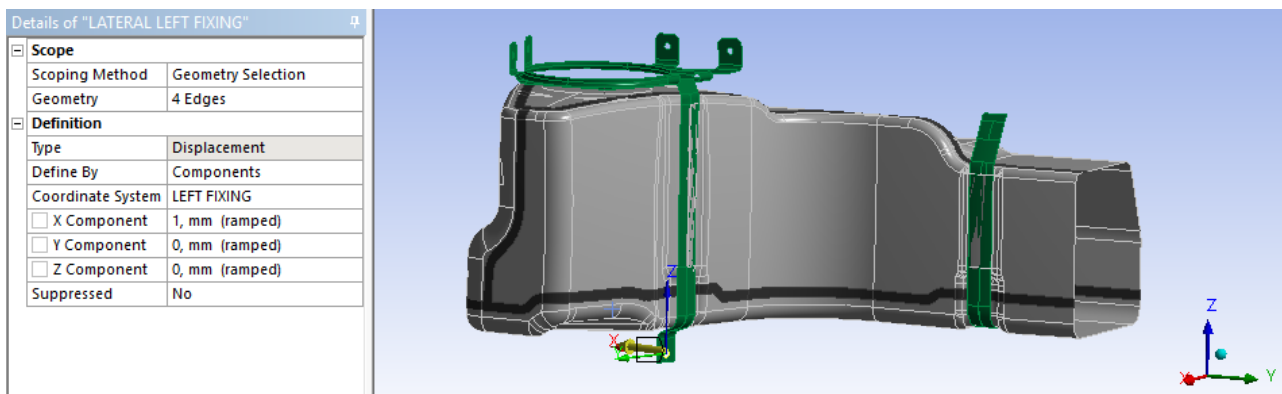


Figura 50: Fissaggio laterale simulato con l'imposizione di uno spostamento in direzione Y

Dallo step 3 allo step 7 sono stati applicati i casi di carico delle accelerazioni elencati in precedenza, rispettivamente lungo le direzioni X+, X-, Z+, Y+ e Y-. La loro simulazione è stata possibile grazie all'applicazione di una pressione idrostatica esercitata dal fluido contenuto nel serbatoio durante le fasi di accelerazione longitudinale, verticale o laterale. Per la modellazione della pressione idrostatica è stato definito che il serbatoio sia riempito al 50% del valore nominale, scegliendo il sistema di riferimento con l'origine sul pelo libero dell'acqua e inserendo il corrispettivo valore della densità, e sono state assegnate le componenti dell'accelerazione idrostatica coerentemente con la direzione e l'intensità dell'accelerazione dei diversi *load case*. A titolo di esempio in seguito viene riportata la disposizione del fluido all'interno del serbatoio in tre diversi step e i dettagli delle definizioni delle pressioni idrostatiche.

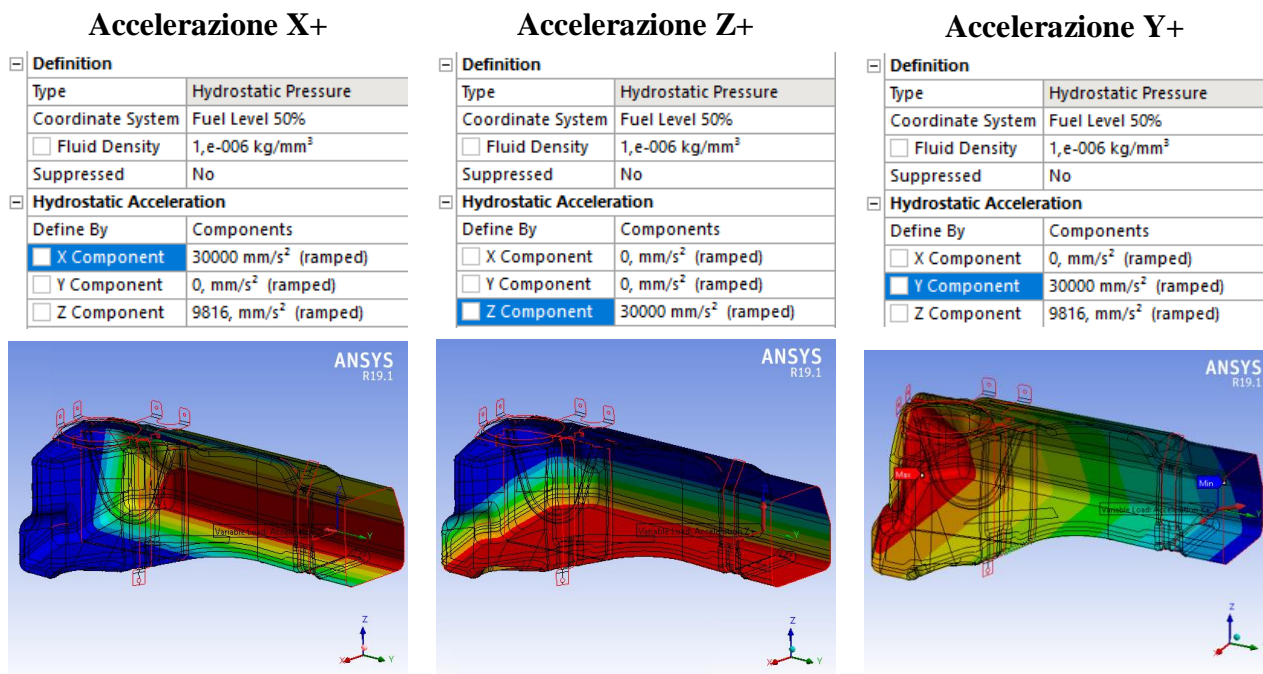


Figura 51: Accelerazioni idrostatiche applicate al serbatoio relative agli step 3, 5 e 6

Allo step 8 è stata applicata una pressione uniforme di 0,4 bar e una pressione idrostatica (Figura 34) equivalente a quella che agirebbe sul serbatoio se fosse riempito al 75% del volume nominale.

Infine, nello step 9 della simulazione è stato imposto un aumento della pressione interna del serbatoio fino al valore di 1.5 bar, applicando una pressione uniforme sulle pareti interne del serbatoio.

5.3 Analisi dei risultati

Come si può vedere, nella maggior parte dei load case non si raggiungono tensioni elevate e siamo lontani dallo snervamento del materiale.

Casi di carico	Tensione massima [MPa]	Deformazione massima [mm]
Fine montaggio	5	0,02
Accelerazione X+	12	0,44
Accelerazione X-	17	0,36
Accelerazione Z+	11	0,32
Accelerazione Y+	28	0,4
Accelerazione Y-	5	0,03
Pressione 0,4 bar	92	1,2
Pressione 1,5 bar	143	4,62

Tabella 10: Stress e deformazioni massime del serbatoio nei load case statici

Come si può notare i casi più critici sono dovuti alle sovrappressioni interne piuttosto che alle accelerazioni. La valutazione della resistenza statica del serbatoio è stata fatta in corrispondenza del caso di carico più gravoso, ossia la sovrappressione interna di 1,5 bar: dato che gli stress sono maggiori della tensione di snervamento del materiale, la valutazione sarà effettuata sulla base delle deformazioni plastiche invece che sulla tensione equivalente di Von Mises. In Figura 52 è raffigurato l'andamento delle deformazioni plastiche del serbatoio sottoposto ad una sovrappressione interna di 1,5 bar: la scala di colori è impostata in modo che siano visualizzati in rosso gli elementi in campo plastico

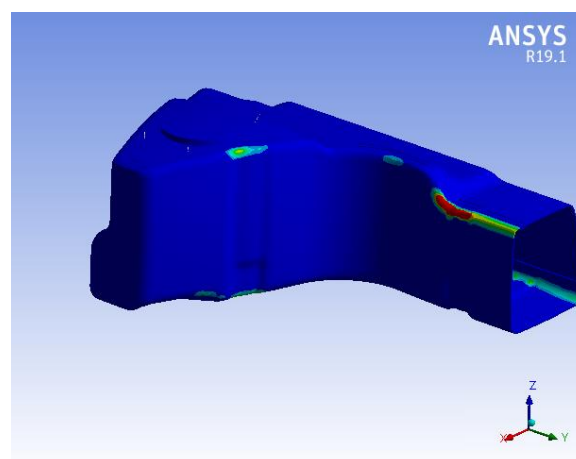


Figura 52: Deformazioni plastiche del serbatoio a 1,5 bar

Per avere un quadro completo dell'analisi, in Figura 53 è rappresentato l'andamento delle tensioni equivalenti di Von Mises del serbatoio sottoposto a 1,5 bar di pressione interna: la scala di colori è

impostata in modo gli elementi con tensione maggiore di quella di snervamento siano visualizzati in rosso.

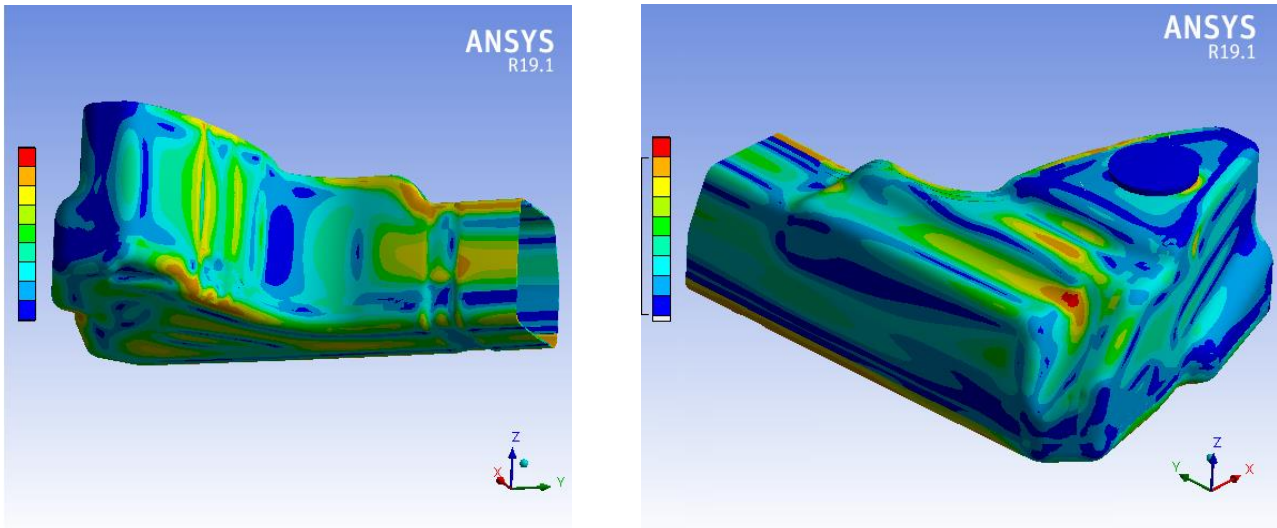


Figura 53: Tensioni equivalenti di Von Mises del serbatoio a 1,5 bar

Un risultato molto importante è che in corrispondenza di una pressione interna di 1,5 bar le tensioni siano di poco superiori allo snervamento e lontane dalla rottura: alla luce di queste considerazioni ci si aspetta che il serbatoio riesca a superare il test della pressione interna.

Inoltre, nelle normali condizioni di funzionamento, il serbatoio sarà sottoposto a dei carichi molto inferiori rispetto a quelli simulati, per cui la resistenza strutturale è sicuramente garantita.

Per completezza sono raffigurate anche le deformazioni subite dal serbatoio quando viene sottoposto ad una pressione interna di 1,5 bar: le deformazioni sono contenute, soprattutto grazie agli accorgimenti avuti in fase di definizione dei riscontri a telaio. Per esempio una delle zone più critiche era quella nelle zone sotto alle due pompe di benzina, e la predisposizione di un tampone aiuta molto a contenere le deformazioni.

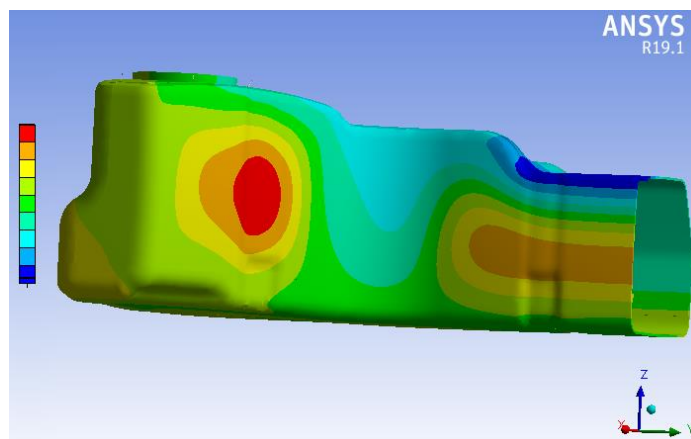


Figura 54: Deformazioni totali del serbatoio a 1,5 bar

Da questa analisi si evince che complessivamente il serbatoio mostra una buona resistenza strutturale, che indica la possibilità di ridurre lo spessore delle lamiere allo scopo di ridurre il peso. Questo aspetto verrà approfondito nell'analisi di ottimizzazione dei parametri descritta in seguito.

Un altro risultato di interesse è la valutazione dei carichi massimi che si raggiungono in corrispondenza dei punti di fissaggio delle bretelle, che avviene per mezzo del comando “Force Reaction” della scheda “Solution”, come mostrato in Figura 55:

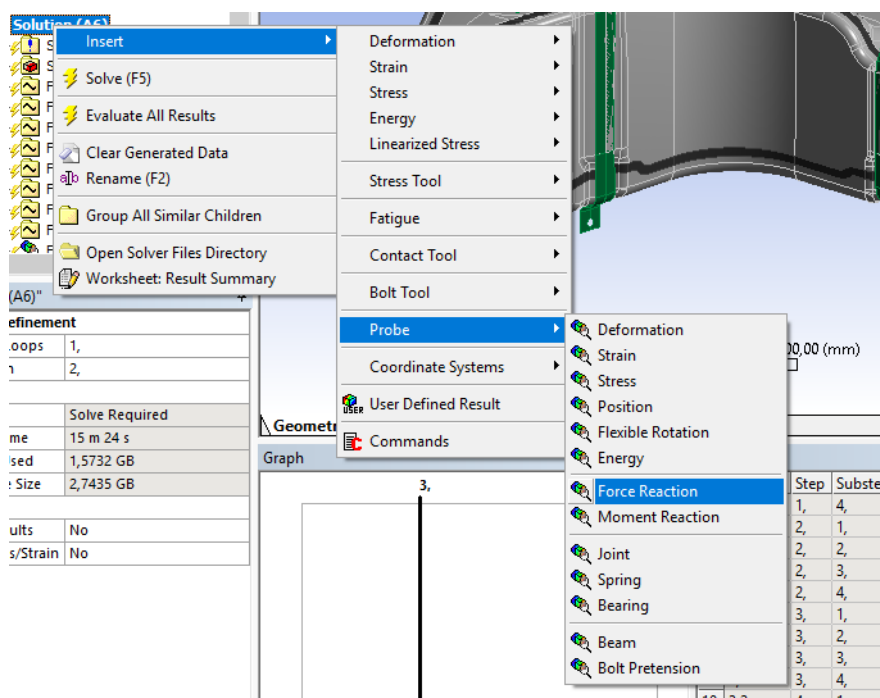


Figura 55: Inserimento del comando “Force Reaction”

Sulla base dell'entità dei carichi massimi raggiunti, riassunti in Tabella 11, è stato scelto il tipo di vite da usare per fissare il serbatoio. In questo caso era previsto di usare delle viti M8 da avvitare sulle boccole a strappo ricavate nella monoscocca, ma visti i carichi basterebbero delle viti M6.

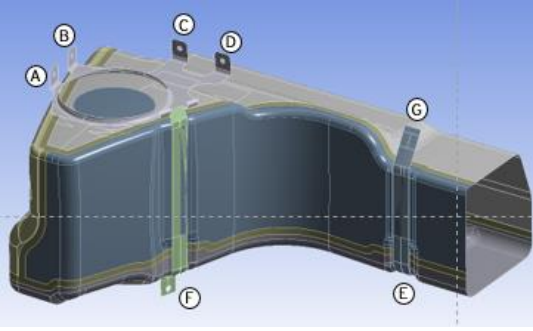
	Object Name	A	B	C	D	E	F	G
	Orientation	Global Coordinate System						
Maximum Load OverTime (N)								
X Axis	-184	-52	-121	65	-245	-169	-270	
Y Axis	-25	-102	77	105	0	-48	74	
Z Axis	9	0	-6	-2	-105	-230	-1	
Total	186	115	144	123	267	289	280	
THREAD SPECIFICATION								
Thread type	M8	M8	M8	M8	M8	M8	2 x M6	
Max Preload	36500 N						2 x 20000 N	

Tabella 11: Carichi massimi sui fissaggi e scelta della vite

Il problema principale che si è verificato durante l'analisi statica è rappresentato dal fenomeno dell'instabilità numerica nelle doppie curvature negative (selle verso l'interno), detto anche buckling. Quando un componente è sottoposto ad elevate tensioni, può succedere che si verifichi un'eccessiva deformazione degli elementi e che si generino fenomeni di instabilità: essi impediscono la convergenza del metodo, perché il solutore non riesce a raggiungere l'equilibrio delle forze negli elementi. Tali fenomeni sono legati allo schema implicito del solutore, e tendono a verificarsi con più facilità nelle lamiere, poiché esse tendono a invertire la loro concavità, come è evidenziato in Figura 56.



Figura 56: Tendenza delle lamiere a cambiare concavità se sottoposte a carichi elevati

Questo improvviso cambiamento dovuto alle forze eccessive che si generano sul componente non può essere considerato un processo quasi-statico, ma diventa improvvisamente un processo dinamico, che un solutore implicito (senza dipendenza dal tempo) fa fatica a risolvere. Per aiutare la convergenza a volte basta aumentare i substep della simulazione in modo da avere timestep più

piccoli, ma questo rallenta molto il solutore. Altre volte è necessario passare ad un solutore esplicito che integra nel tempo le equazioni differenziali: in questo modo le accelerazioni causate dal disequilibrio delle forze possono essere integrate in velocità e successivamente in spostamenti.

Capitolo 6. Progettazione e verifica a fatica

Per poter omologare il serbatoio occorre soddisfare anche i requisiti di durata, in quanto l'intero sistema di alimentazione della benzina, serbatoio compreso, deve essere progettato in modo da garantire le funzionalità e la tenuta stagna per tutta la vita di servizio del veicolo. Le due normative più stringenti in termini di requisiti sono la normativa cinese ^[3], per quanto riguarda i test vibrazionali, e la normativa interna al gruppo VW denominata EP 21100.23 ^[5] per i test di pressione alternata. Il test è considerato superato se non si verificano rotture, cricche o danneggiamenti del serbatoio o di una delle sue parti, comprese le paratie interne (se previste), le pompe di benzina, le bretelle e qualsiasi altro componente accoppiato al serbatoio.

6.1 Descrizione dei test a fatica

La normativa cinese richiede che il serbatoio sia fissato al banco prova vibrante nelle stesse condizioni di montaggio in vettura, con il tappo installato e tutti gli altri ingressi e uscite sigillati. Il serbatoio deve essere riempito d'acqua alla sua capacità nominale e poi deve essere effettuato il test secondo i requisiti riportati in Tabella 12

Accelerazione [m/s ²]	Frequenza di vibrazione [Hz]	Direzione di vibrazione e durata in ore		
		Direzione Z	Direzione Y	Direzione X
30	30	4	2	2

Tabella 12: Descrizione della modalità del test di durata vibrazionale

La procedura del test di pressione alternata prevede che il serbatoio sia riempito d'acqua al 75% della capacità nominale. La pressione interna del serbatoio deve seguire i profili riportati nelle seguenti tabelle e le variazioni di pressione devono avvenire con un gradiente lineare. Infine, i cicli di carico devono essere eseguiti sullo stesso esemplare di serbatoio, e devono essere ripetuti due volte.

Pressione [hPa]	Durata della transizione [s]	Tempo di mantenimento [s]	Numero di cicli del test
da 0 a 20	2±2	-	5000
20	-	10±2	
da 20 a -150	17±2	-	
-150	-	10±2	
da -150 a 0	15±2	-	
da 0 a 360	36±2	-	5000
360	-	10±2	
da 360 a -20	38±2	-	
-20	-	10±2	
-20 a 0	2±2	-	

Tabella 13: Descrizione del test di pressione alternata - CICLO A

Pressione [hPa]	Durata della transizione [s]	Tempo di mantenimento [s]	Numero di cicli del test
da 200 a 380	1800±10	-	375
380	-	14400±10	
da 380 a 200	1800±10	-	
200	-	3600±10	

Tabella 14: Descrizione del test di pressione alternata - CICLO B

Pressione [hPa]	Durata della transizione [s]	Tempo di mantenimento [s]	Numero di cicli del test
da 200 a 360	300±10	-	150
360	-	1200±10	
da 360 a 400	300±10	-	
400	-	1200±10	
da 400 a 200	600±10	-	
200		1200±10	

Tabella 15: Descrizione del test di pressione alternata - CICLO C

6.2 Simulazione dei carichi ciclici

L'analisi a fatica su Ansys viene impostata mediante il tool “*Fatigue Module*” disponibile in “*Ansys Mechanical*”, che consente di eseguire sia simulazioni di fatica ad alto numero di cicli ($10^4 \div 10^9$) sia di fatica oligociclica, a basso numero di cicli ($<10^4$). È necessario, in fase di definizione del materiale, inserire le curve di resistenza a fatica S-N corrispondenti a test di fatica monoassiale, sulla base delle quali verrà effettuato il calcolo del danno provocato sul componente dal ciclo di carico applicato. È stata inserita più di una curva S-N per il materiale del serbatoio per tenere conto degli effetti della tensione media del ciclo, come si può vedere in Figura 57.

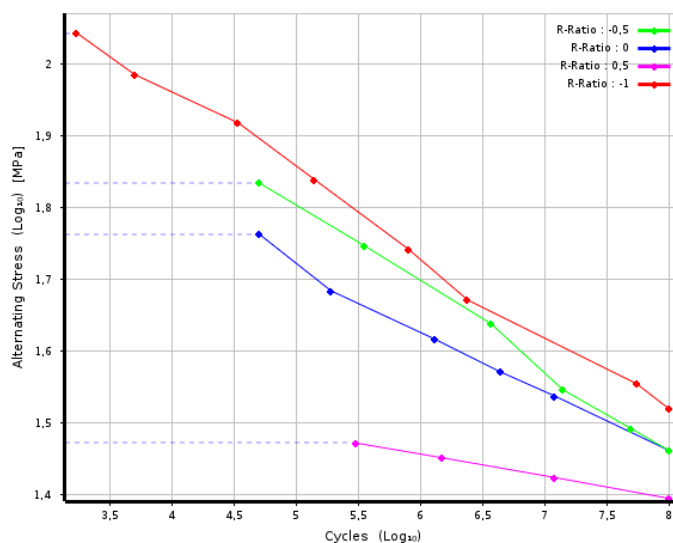


Figura 57: Curve S-N per la lega Al 5083

L'analisi a fatica viene effettuata dal solutore dopo aver terminato l'analisi statica, pertanto è necessario applicare staticamente il massimo livello di carico che si raggiunge durante il ciclo di fatica. Per questo motivo tra i casi di carico statici sono state inserite anche le sollecitazioni relative ai cicli di fatica. Dopo aver inserito il “*Fatigue Tool*” nella branca “*Solution*”, devono essere specificate le caratteristiche del ciclo di fatica, descritte din seguito distinguendo il test di vibrazione dal test di pressione alternata.

- Test di durata vibrazionale

Trattandosi di un carico ad ampiezza costante abbiamo scelto, per ogni accelerazione statica applicata, di applicare un ciclo “*Zero Based*” nel quale il valore dell'accelerazione veniva fatto variare da zero al valore massimo. Il tipo di analisi è stato impostato su “*Stress Life*” in

quanto è la modalità più adatta per simulare la fatica ad elevato numero di cicli, e per quanto riguarda il criterio di correzione dello stress medio si è scelto di usare la teoria di Soderberg, perché è la più restrittiva rispetto alle altre proposte dal programma. Infine è stato definito il numero di cicli di durata del test. In Figura 58 sono rappresentate a titolo di esempio le impostazioni del load case a fatica relativo all'accelerazione X+ (step 3 dell'analisi statica): per gli altri load case (dallo step 4 allo step 7) sono stati impostati in maniera ideantica.

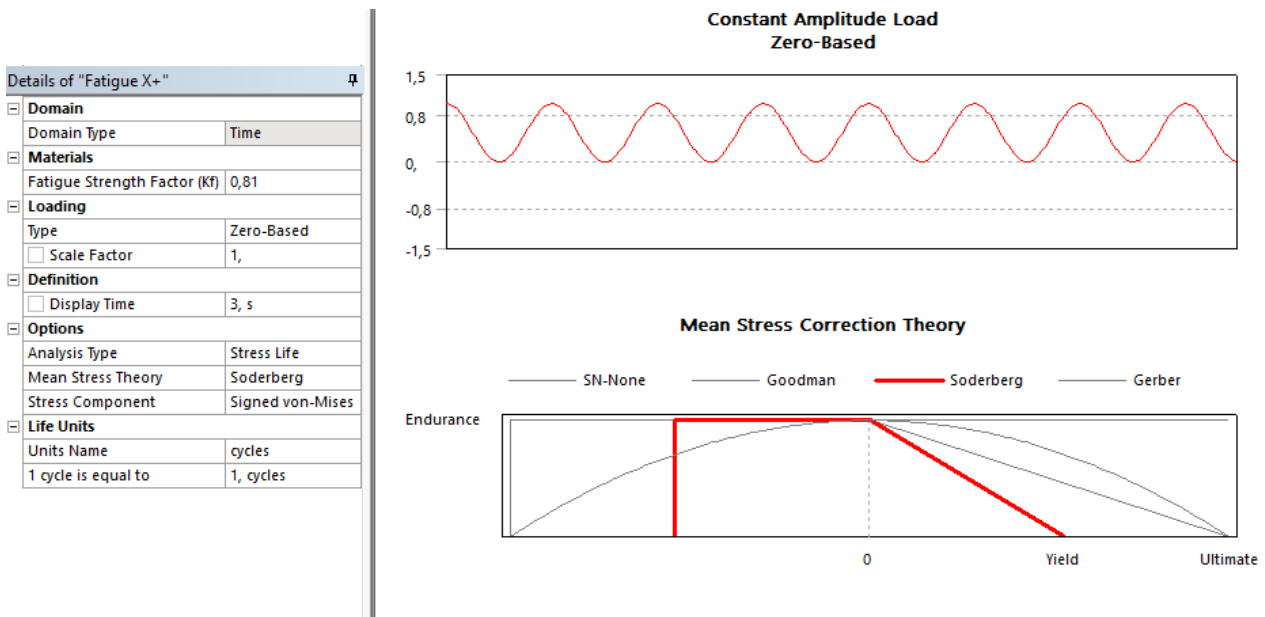


Figura 58: Caratteristiche della sollecitazione ciclica corrispondente al test vibrazionale

- Test di pressione alternata

In questo caso si tratta di carichi ciclici ad ampiezza variabile, quindi in fase di definizione del "Fatigue Tool" è stato necessario inserire un ciclo normalizzato rispetto al livello massimo di pressione raggiunto durante il ciclo stesso. La valutazione del danno è stata effettuata secondo l'approccio "Stress Life" per il ciclo A (10000 cicli) mentre per i cicli B (750 cicli) e C (300 cicli) è stato usato l'approccio "Strain Life" perché più adatto per la valutazione a fatica per basso numero di cicli. Anche in questa analisi è stata usata la teoria di Soderberg come criterio di correzione della tensione media. In Figura 59 sono rappresentate

le impostazione del load case a fatica relativo al Ciclo A del test di pressione alternata (step 8 dell'analisi statica): gli altri cicli sono impostati in maniera ideantica.

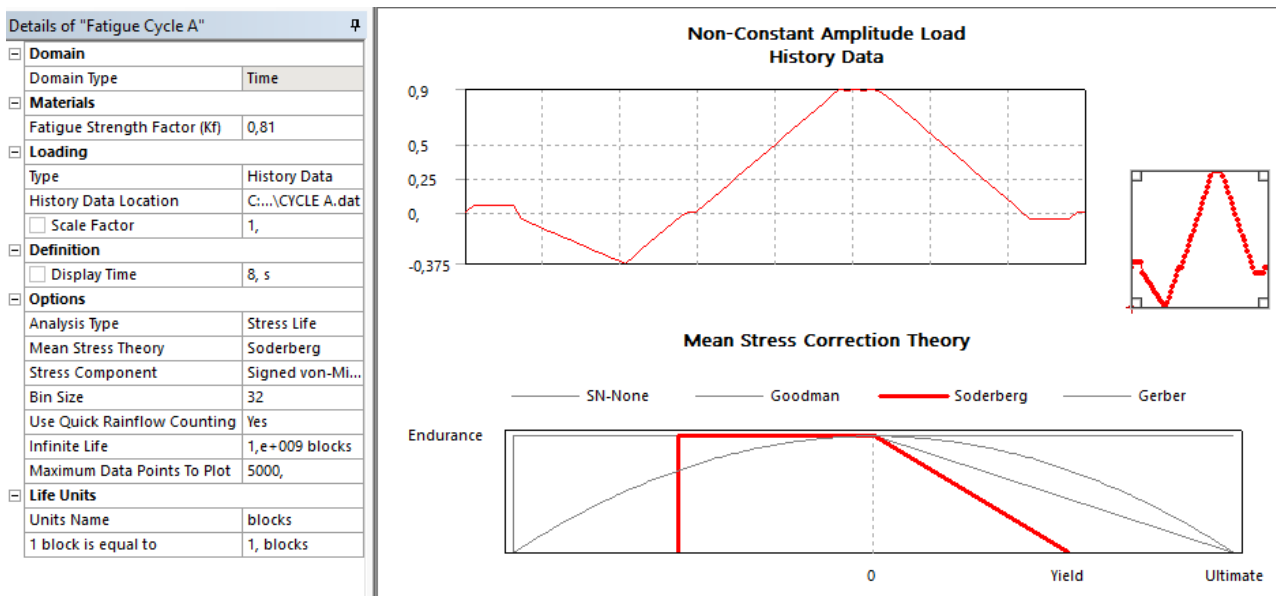


Figura 59: Caratteristiche della sollecitazione ciclica corrispondente al test di pressione alternata – CICLO A

6.3 Analisi dei risultati

La verifica a fatica è stata condotta analizzando i risultati in termini di cicli di vita e danno: il primo fa riferimento al numero di cicli che causerebbe la rottura a fatica del componente se venisse continuamente applicato il ciclo di carico selezionato (vita disponibile), mentre il secondo indica la percentuale di vita “spesa” rispetto alla vita disponibile a causa del ciclo di carico applicato.

In seguito sono riassunti i risultati dell'analisi a fatica eseguita sul ciclo di carico vibrazionale definito dalla normativa cinese.

Test di durata vibrazionale					
Direzione accelerazione	X+	X-	Z+	Y+	Y-
Intensità accelerazione [m/s ²]	30	30	30	30	30
Livello serbatoio	50 %	50 %	50 %	50 %	50 %
Durata test [cicli]	216000	216000	432000	216000	216000
Vita minima [cicli]	6003100	24766000	1221800	6339700	6280400
Danno massimo	1.18%	0.33%	22.71%	1.08%	0.64%

Tabella 16: Risultati dell'analisi a fatica relativa al test di durata vibrazionale

Poiché la normativa prescrive che le vibrazioni nelle diverse direzioni siano eseguite una in seguito all'altra sullo stesso esemplare di serbatoio, risulta necessario sommare i danni causati dalle singole direzioni di vibrazione: per farlo è stata usata la regola di Miner del conteggio dei cicli. Secondo questa teoria il danno accumulato dal materiale per effetto del carico ciclico applicato è proporzionale al rapporto tra il numero di cicli che il componente ha subito (n_i) e il numero di cicli che provoca la rottura a quel livello di sollecitazione (N_i). Il danno complessivo (D) accumulato dal materiale per effetto della successione di carichi ciclici è dato dalla sommatoria dei danni relativi ai singoli cicli di carico. In questo caso quindi si ha:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{216000}{6003100} + \frac{216000}{24766000} + \frac{432000}{1221800} + \frac{216000}{6339700} + \frac{216000}{6280400} = 0.4667$$

La rottura a fatica sopraggiunge per $D=1$: in questo caso l'intero ciclo vibrazionale provoca un danno del 46,67%. Per quanto riguarda il test di pressione alternata si hanno i seguenti risultati

Test di pressione alternata			
Ciclo di carico	CICLO A	CICLO B	CICLO C
Durata test [cicli]	10000	750	300
Livello serbatoio	75%	75%	75%
Vita minima [cicli]	26332	517910	140670
Danno massimo	37.977%	0.14481%	0.21326%

Tabella 17: Risultati dell'analisi a fatica relativa al test di pressione alternata

Secondo lo stesso ragionamento, il danno complessivo generato dall'intero ciclo vale:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{10000}{26332} + \frac{750}{517910} + \frac{300}{140670} = 0.3833$$

L'intero ciclo provoca un danno totale poco superiore al 38%.

In seguito sono rappresentate le zone del serbatoio soggette al danno maggiore: si può notare che coincidono coi i punti maggiormente sollecitati durante il caso più gravoso applicato durante l'analisi statica, ossia la sovrappressione di 1,5 bar.

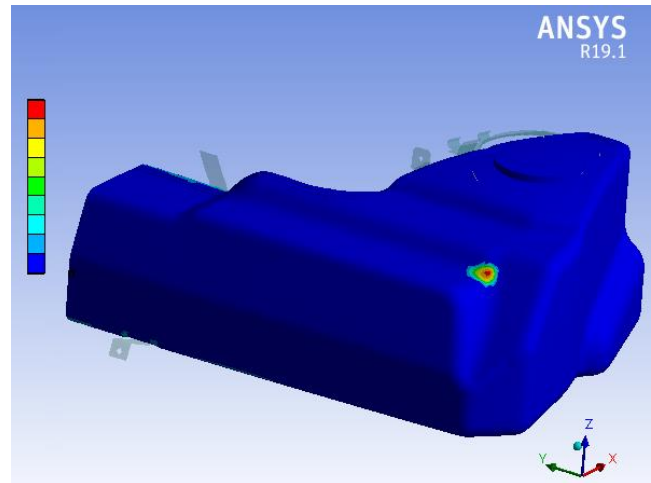
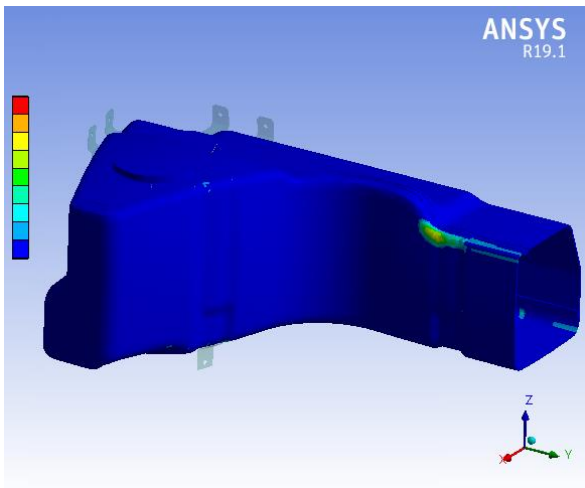


Figura 60: Zone maggiormente sollecitate dai test di resistenza a fatica

È un risultato che ci potevamo aspettare, in quanto la presenza di tensioni residue nelle zone deformate plasticamente a causa dell'applicazione di carichi in precedenza peggiora la resistenza a fatica del componente. Comunque, visti i risultati delle simulazioni, ci si aspetta che il serbatoio superi entrambi i test di fatica, subendo un danno relativamente contenuto.

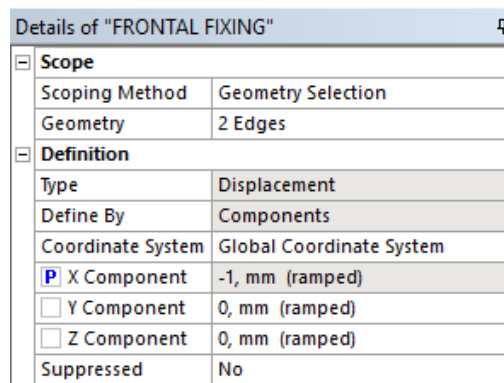
Capitolo 7. Parametrizzazione del modello

L'importante vantaggio di parametrizzare il modello è rappresentato dalla possibilità di condurre analisi di tipo predittivo, dette “*What if Analysis*”: questa tipologia di analisi consente di elaborare scenari differenti per fornire indicazioni sui diversi esiti possibili, tenendo conto di numerosi fattori.

7.1 Analisi sulle tolleranze ammissibili

In questo caso è stato interessante sfruttare questa potenzialità per valutare le tensioni sul serbatoio generate da diversi fissaggi, parametrizzando l'entità del precarico applicato alle bretelle. Gli obiettivi di quest'analisi sono di valutare lo stress sul serbatoio indotto dal precarico (ossia le tensioni massime sul serbatoio a fine montaggio) e determinare il massimo precarico applicabile che comunque non causasse il cedimento del serbatoio durante il test di pressione statica a 1,5 bar: il requisito da rispettare quindi è che lo stress massimo sul serbatoio, sottoposto a 1,5 bar di sovrappressione, non superi il valore della tensione di rottura del materiale.

Per inserire i parametri di interesse bisogna cliccare sul quadratino bianco a sinistra dell'entità in fase di definizione del vincolo, e immediatamente compare un P blu, come si vede in Figura 61.



Details of "FRONTAL FIXING" ⌵	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Edges
[-] Definition	
Type	Displacement
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input checked="" type="checkbox"/> X Component	-1, mm (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, mm (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, mm (ramped)
Suppressed	No

Figura 61: Impostazione dei parametri

Sono stati parametrizzati entrambi i precarichi, ai quali è stato assegnato un range di possibili valori da 2 a 6 mm e la simulazione è stata effettuata con un solo caso di carico, la sovrappressione interna di 1,5 bar. Successivamente sono stati impostati i “*Design Point*”, ovvero le possibili combinazioni dei valori che possono essere attribuiti ai parametri scelti, che costituiscono i differenti scenari sulla base dei quali il solutore valuta i parametri di output: a titolo di esempio sono stati riportati alcuni Design Point in Figura 62.

Table of Design Points			
	A	B	D
1	Name	P1 - FRONTAL FIXING X Component	P3 - LATERAL LEFT FIXING X Compo...
2	Units	mm	mm
24	DP 21	-2	2
25	DP 22	-2	3
26	DP 23	-2	4
27	DP 24	-2	5
28	DP 25	-2	6
29	DP 26	-3	2
30	DP 27	-3	3
31	DP 28	-3	4
32	DP 29	-3	5
33	DP 30	-3	6

Figura 62: Design Points

L'analisi era composta da due step: al primo sono applicati i precarichi di montaggio, al secondo la sovrappressione interna di 1,5 bar.

I parametri di output sono le tensioni massime sul serbatoio sia a fine montaggio sia in corrispondenza del caso di carico applicato.

Dopo l'esecuzione dell'analisi, ognuno dei due parametri di output è stato ordinato in ordine crescente e, stabilita una soglia per le tensioni pari alla tensione di snervamento, sono stati calcolati i quantili, ossia la percentuale di campioni con valore inferiore a tale tensione. Con un procedimento analogo sono stati ricavati i quantili rispetto alla soglia della tensione di rottura.

I risultati sono rappresentati in Figura 63.

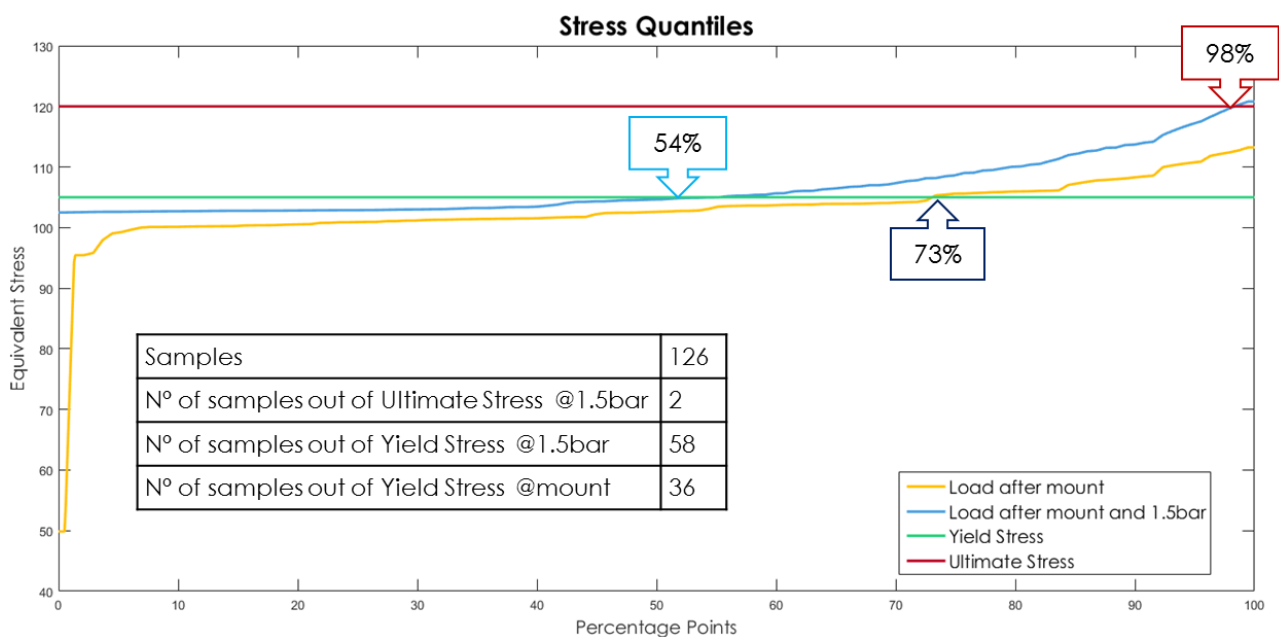


Figura 63: Quantili associati agli stress

L'analisi predittiva ha evidenziato che, tra le 126 combinazioni di precarico testate, solo 2 portano a rottura il materiale durante il test di pressione interna, mentre il restante 98% porta ad avere tensioni massime sul serbatoio inferiori alla tensione di rottura: tra queste, il 54% genera tensioni addirittura inferiori alla tensione di snervamento, ossia il serbatoio non plasticizza nemmeno durante il test di pressione interna.

Inoltre si è visto che il 73% delle combinazioni generava uno stress massimo a fine montaggio inferiore alla tensione di snervamento. Alla fine, è stato stabilito che il massimo precarico ammissibile durante il montaggio è di 5 mm, che corrisponde ad una massima tolleranza di forma del serbatoio pari a 2,5 mm.

7.2 Analisi parametrica sugli spessori delle lamiere

Quest'analisi è stata eseguita con l'obiettivo di valutare quale fosse lo spessore minimo da attribuire alle lamiere del serbatoio tale da non compromettere il superamento del test di pressione interna a 1,5 bar.

A tal proposito sono stati parametrizzati gli spessori delle lamiere, attribuendo un range di possibili valori da 1,5 a 3 mm. L'analisi comprendeva due step: nel primo avveniva il precarico di 1 mm sulle bretelle, nel secondo veniva applicata una sovrappressione di 1,5 bar.

I parametri di output di interesse, sulla base dei quali è stato valutato il compromesso migliore, erano la deformazione, la tensione equivalente di Von Mises e la deformazione plastica equivalente (tutti valutati allo step 2 dell'analisi) e chiaramente la massa, da minimizzare. I risultati dell'analisi sono proposti in Figura 64, nella quale è stata inserita una scala di colori compresi tra verde e rosso: sono evidenziate in verde le condizioni più desiderabili, e via via scalate verso il rosso le situazioni meno preferibili.

#	PANEL THICKNESS				Deformation	Equivalent Plastic Strain	Von Mises Stress	Mass
	LEFT + RIGHT	BACK	BOTTOM	TOP				
Unit	mm	mm	mm	mm	mm	-	MPa	kg
DP 12	2	2.5	3	1.5	24.41	0.05	122.43	11.63
DP 9	2.5	2	3	1.5	24.46	0.05	122.28	11.48
DP 13	2	3	2.5	1.5	24.30	0.05	121.93	11.26
DP 5	3	2	2.5	1.5	24.18	0.05	121.91	10.97
DP 4	3	2.5	2	1.5	23.96	0.05	121.88	10.60
DP 8	2.5	3	2	1.5	24.05	0.05	121.68	10.75
DP 3	2	2	2	2	16.07	0.03	115.64	10.46
DP 17	1.5	2.5	3	2	15.54	0.03	115.63	12.21
DP 21	1.5	3	2.5	2	15.24	0.03	115.23	11.85
DP 18	1.5	2	2.5	3	7.11	0.02	110.89	12.71
DP 20	1.5	3	2	2.5	10.55	0.02	108.84	11.91
DP 16	1.5	2.5	2	3	10.56	0.02	108.78	12.34
DP 2	2.5	2.5	2.5	2.5	6.55	0.02	107.58	12.85
DP 19	1.5	2	3	2.5	6.52	0.01	105.17	12.65
DP 0	3	3	3	3	4.12	0.01	103.95	15.24

SUGGESTED

Figura 64: Analisi parametrica sugli spessori

L'analisi mostra che il Design Point che consente di minimizzare la massa è anche un buon compromesso dal punto di vista delle tensioni generate sul componente. In questo modo si riescono a risparmiare quasi 5 kg rispetto alla configurazione di partenza, che prevedeva uno spessore uniforme delle lamiere di 3 mm.

Capitolo 8. Conclusioni e sviluppi futuri

La metodologia che è stata sviluppata ha permesso di creare un modello che, seppur semplificato, simula con buona precisione il comportamento del serbatoio analizzato. Infatti, la validazione del metodo ha evidenziato che le simulazioni forniscono dei risultati realistici e coerenti con i dati sperimentali.

Il primo risultato a cui si è pervenuti riguarda il concetto di fissaggio del serbatoio: in particolare si è scoperto che differenti metodi di fissaggio non influenzano significativamente le tensioni a fine montaggio. L'unica accortezza che bisogna avere in questa fase è quella di non precaricare i tamponi in direzione verticale, perché le analisi effettuate dimostrano che un precarico in direzione Z non aumenta la resistenza strutturale del serbatoio, anzi ha l'effetto opposto di generare maggiori stress sul componente.

In secondo luogo, grazie a quest'analisi è stato possibile individuare le zone del serbatoio maggiormente soggette a deformazione, per esempio quella sotto le pompe di benzina: conseguentemente sono stati adottati dei provvedimenti, come il posizionamento di alcuni tamponi in gomma che fungono da contenimento in queste zone critiche.

Inoltre, la parametrizzazione del modello ha dato la possibilità di trovare la massima tolleranza di forma accettabile per non indurre eccessive tensioni sul componente: questo risulta di particolare interesse, perché consente di diminuire i costi di realizzazione del serbatoio.

Infine, un ultimo aspetto, strettamente legato al precedente, è rappresentato dalla possibilità di ridurre gli spessori delle lamiere: ciò consente un risparmio sia in termini di peso che dal punto di vista economico. Inoltre diminuire lo spessore faciliterebbe anche lo stampaggio delle lamiere, quindi non ci sono problemi legati a vincoli tecnologici.

Un aspetto da approfondire per avere un modello più completo è costituito dall'analisi dinamica del serbatoio, che comprende tutti i fenomeni legati al moto del carburante all'interno del serbatoio (fenomeno dello sloshing): esistono dei metodi numerici, detti "*Meshless Methods*" che consentono di condurre queste analisi e di indagare sull'interazione tra fluido e strutture. L'applicazione di uno di questi metodi renderebbe più completa l'analisi strutturale del serbatoio.

Bibliografia

- [1] Normativa UNI EN 485-2:2009
- [2] A. N. Gent (1958), On the relation between indentation hardness and Young's modulus, Institution of Rubber Industry
- [3] National Standard of People's Republic of China – GB 18296-2001 – Safety property requirements and test methods for automobile fuel tank
- [4] VOLKSVAGEN Group Standard – TL 668 – Fuel Tank Strength Requirements
- [5] VOLKSVAGEN Group Standard – EP 21100.23 – Fuel Tank Alternating Pressure Test
- [6] Lezioni di Fondamenti e Tecnica della Progettazione Meccanica, D. Crocchio, N. Vincenzi, Società Editrice Esculapio
- [7] Appunti di Costruzione di Macchine, 2^a edizione, B. Atzori, Edizioni Libreria Cortina
- [8] Introduzione al metodo degli elementi finiti e alla modellazione FEM, Andrea Bacchetto
- [9] Finite Element Analysis of Shell Structures, M. L. Bueckner, K. J. Bathe
- [10] Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine, R. C. Juvinall, K. M. Marshek
- [11] Comparison of ANSYS elements SHELL181 and SHELL190, B. Banerjee, J. Chen, R. Das, A. Kathirgamanathan