POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

SCELTA E INTERPRETAZIONE DEL RISULTATO DI UN'OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA IN FUNZIONE DELLA TECNOLOGIA DI PRODUZIONE

Caso studio: un bracket in lega di titanio

Relatore
Ch.mo Prof. Giovanni Belingardi

Candidato
Giovanni Briganti
S219202

Tutor Aziendale
Ing. Carlo Damiani (Altair)

ANNO ACCADEMICO 2017-2018

SOMMARIO

1 INTRODUZIONE 5
1.1 LA RICERCA DELL'OTTIMO 8
1.2 I TRE TIPI DI OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE 10
2 TEORIA DELL'OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA 13
2.1 IL PROBLEMA DI MINIMIZZAZIONE DELLA CEDEVOLEZZA 13
2.2 SCHEMA DI INTERPOLAZIONE 15
2.3 ANALISI DI SENSITIVITA' E AGGIORNAMENTO DELLE DENSITA' 20
2.4 COMPLICAZIONI 21
2.5 INTERPRETAZIONE DEL RISULTATO DI OT TRAMITE CURVE ISO-DENSITA' 23
3 PANORAMICA DEL PROGETTO E DEI TOOL UTILIZZATI 26
3.1 SOLIDTHINKING INSPIRE v2018 27
3.2 SOLIDTHINKING CLICK2CAST v4.1 29
4 CASO DI STUDIO 30
4.1 SPECIFICHE DI PROGETTO 33
4.2 MODELLAZIONE DELLE CONDIZIONI AL BORDO 33
4.3 STUDIO DI CONVERGENZA E VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI DEL SUPPORTO 35
5 SET-UP DELL'OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA 47
5.1 DEFINIZIONE DEL NON-DESIGN SPACE 47
5.2 DEFINIZIONE DEL DESIGN SPACE 48
5.2.1 DS "ORIGINAL-BASED" (DS1) 49
5.2.2 DS "FULL RE-DESIGN" (DS2) 49
5.3 DEFINIZIONE DEI VINCOLI E DEGLI OBIETTIVI E DELL'OTTIMIZZAZIONE 51
5.3.1 DS1 53
5.3.2 DS2 54
6 RISULTATI 56
6.1 DS1 56
6.2 DS2 63
6.2.1 MACHINING 79
6.2.2 3D PRINTING 85
6.2.3 CASTING 89
6.3 VALIDAZIONE E CONFRONTO DELLE GEOMETRIE 93
7 SIMULAZIONE DEL PROCESSO DI CASTING 98
7.1 ANALISI DI SOLIDIFICAZIONE DELLA PARTE 100

7.2 DIMENSIONAMENTO E VERIFICA DELLE MATEROZZE 101
7.3 ANALISI DI RIEMPIMENTO PARTE + MATEROZZE 102
7.4 DIMENSIONAMENTO E VERIFICA DEI CANALI DI COLATA 105
7.5 VERIFICA DI SOLIDIFICAZIONE DELL'INTERA CAVITA' 107
CONCLUSIONE 109
BIBLIOGRAFIA 111

1 INTRODUZIONE

Nel passato, la validazione del design durante il processo di sviluppo di un prodotto era svolta esclusivamente mediante test effettuati su prototipi reali. Dai risultati ricavati da questi ultimi, venivano poi apportate, in modo assolutamente empirico, le dovute modifiche al disegno iniziale. Poiché, però, per raggiungere le richieste di progetto sono spesso necessarie numerose iterazioni, è evidente che un approccio di questo tipo, oltre a richiedere elevati costi in termini di tempo, denaro e risorse umane, risulta assolutamente anacronistico nel mondo attuale in cui: (i) le aziende operano all'interno di un mercato globale e concorrenziale, (ii) il ciclo-vita dei prodotti diventa sempre più breve e (iii) la richiesta di componenti leggeri è sempre più stringente [1].
Se si vuole essere competitivi in una simile realtà, è dunque necessario che il prodotto raggiunga i dovuti target nel minor tempo possibile. Il Computer Aided Design and Simulation (CAx) è lo strumento che consente di perseguire quanto detto. Grazie ad esso si può infatti evitare (o quantomeno ridurre) la costruzione ed il test di costosi prototipi, poiché è possibile acquisire, all'interno di un ambiente virtuale, un elevato livello di know-how sul comportamento del prodotto. In altre parole, il CAx permette all'ingegnere di esplorare ed analizzare la sua proposta di design e determinare le modifiche necessarie per migliorarlo. I principali strumenti del CAx di cui fa uso il progettista del prodotto sono due:

1. il CAD (Computer Aided Design);
2. il CAE (Computer Aided Engineering).

Il primo fa riferimento all'uso del calcolatore, ed in particolare della computer grafica, come supporto all'attività di progettazione attraverso la creazione di una geometria virtuale bi- o tri-dimansionale; il secondo invece racchiude quegli applicativi software che agevolano la risoluzione di problemi ingegneristici tramite il calcolo numerico.
L'utilizzo del CAx incrementa le probabilità di identificare errori già nelle prime fasi di design, e rende inoltre il processo di sviluppo del prodotto più economico e competitivo rispetto ad un metodo che non ne fa uso [2]; non è però in grado di eliminare l'empiricità dal modo in cui l'ingegnere si approccia alle modifiche del design che seguono il mancato raggiungimento dei target richiesti. Infatti, anche il progettista che utilizza il calcolatore come ausilio alla progettazione si muove mediante un approccio iterativo che è sempre

fortemente basato sulla propria esperienza e/o sulle eventuali norme dettate dall'azienda per cui opera.
Di seguito viene sintetizzato il ciclo di design che integra gli strumenti CAx:

1. definizione di una proposta di progetto, ovvero del disegno (CAD);
2. previsione della risposta del design attraverso codici di calcolo agli elementi finiti (FEM);
3. valutazione dei risultati;

se questi ultimi soddisfano le richieste, il processo virtuale di design è concluso e si può procedere alla realizzazione di un prototipo reale che con grande probabilità è in grado di passare i test fisici; altrimenti, se non vengono superate le verifiche virtuali o quelle sul prototipo fisico, si modifica il disegno e si ripetono i punti 2-3 (Figura 1.1a).

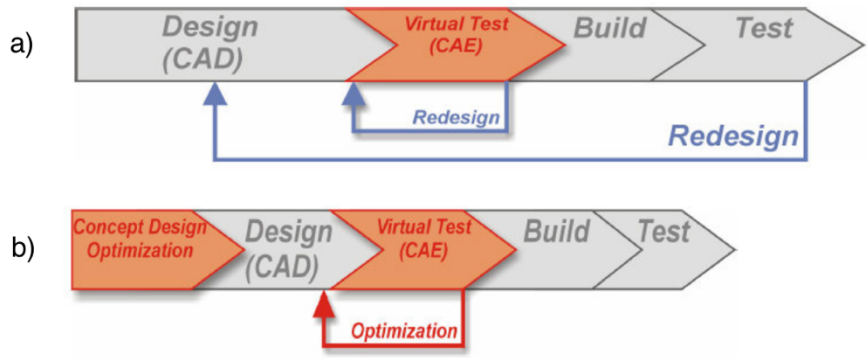

Figura 1.1 - Ciclo di design: a) con strumenti CAx convenzionali, b) con strumenti di ottimizzazione integrati al CAx [3]

Il principale difetto del suddetto modo di operare è dato dal fatto che qualunque risultato ottenuto viene ritenuto accettabile semplicemente quando è in grado di soddisfare le richieste di progetto. Esso però, visto che le modifiche al design sono presentate in modo intuitivo e sono frutto di un metodo di lavoro di tipo "sbaglia e correggi", è tipicamente lontano da quello che sarebbe il risultato ottimo, ovvero il migliore perseguibile, nelle condizioni di lavoro specificate.

Nel corso degli ultimi 20 anni, grazie agli sviluppi raggiunti in campo meccanico ed informatico, sono stati implementati codici numerici, basati su differenti tecniche di

ottimizzazione, che sono in grado di variare autonomamente la geometria iniziale, effettuando simultaneamente anche la verifica della stessa. In questo caso, la soluzione al problema risulta essere la migliore perseguibile nelle condizioni specificate, poiché essa è frutto della risoluzione di un problema di ottimizzazione in modo puramente matematico. Nasce così l'Optimization Driven Design Process (ODDP) [3].

Sintetizzando quanto sin ora detto, nel processo di design che fa uso del CAx in modo convenzionale, il designer, per presentare una proposta di disegno, deve fare affidamento sulla sua esperienza ed intuito. Poi, facendo uso degli strumenti di analisi virtuale, ne valuta i risultati e apporta, sempre sulla base delle proprie conoscenze, le eventuali e dovute modifiche. Integrando l'ODDP al CAx, invece, gli aspetti di disegno ed analisi del ciclo di design non sono più distinti e sequenziali l'uno rispetto all'altro ma si fondono sotto un unico aspetto. Sono infatti i software di ottimizzazione a proporre un design che sia in grado di funzionare e dunque capace di superare i successivi test virtuali e fisici. Questo potenzialmente consente di eliminare il ciclo di "redesign" e quindi di abbattere drasticamente la durata del processo di design del prodotto (Figura 1.1b) [3].

1.1 LA RICERCA DELL'OTTIMO

Il progettista, nello svolgimento del suo lavoro, deve (o quantomeno dovrebbe) perseguire il raggiungimento del design ottimo. Ma cosa si intende per "ottimo"?
Facendo rifermento alla sua definizione, "ottimo" è "ciò che si considera buono in massimo grado sotto specifiche condizioni" (da dizionario Treccani).
In termini matematici, per valutare la bontà di una soluzione relativa ad un problema ingegneristico, è necessario: (i) definire una funzione, detta obiettivo, dipendente da quei parametri che sono liberi di variare nel processo di ottimizzazione, ovvero le variabili di progetto; e (ii) valutare le risposte del sistema in modo da poterne quantificare le performance.
In generale, un problema di ottimizzazione può essere espresso come la minimizzazione di una funzione obiettivo soggetta ad un set di vincoli:

$$\min_{\boldsymbol{x}} f(\boldsymbol{x}) \qquad soggetta\ a \begin{cases} g_i(\boldsymbol{x}) \leq 0, & i = 1, 2, \dots, m \\ h_j(\boldsymbol{x}) = 0, & j = 1, 2, \dots, n \end{cases} \tag{1.1}$$

dove $\boldsymbol{x}$ è il vettore delle variabili di progetto e $f(\boldsymbol{x})$ è la funzione obiettivo. Le funzioni $g_i(\boldsymbol{x})$ e $h_j(\boldsymbol{x})$ sono rispettivamente la funzione di vincolo di disuguaglianza e l'equazione di vincolo di uguaglianza che definiscono i vincoli del problema; questi ultimi sono proprio ciò che identificano quelle particolari condizioni, menzionate nella definizione di ottimo, che la soluzione del problema di ottimizzazione deve rispettare affinché possa essere ritenuta fattibile.
In ambito ingegneristico, i codici di calcolo numerico che risolvono un simile problema (1.1) fanno uso di procedure iterative sintetizzabili nei seguenti punti:

1. analisi del problema fisico attraverso il metodo agli elementi finiti;
2. analisi di sensitività, che consiste nel calcolo della derivata parziale delle risposte del sistema rispetto alle variabili di progetto;
3. aggiornamento delle variabili di progetto sulla base delle informazioni ottenute dall'analisi di sensitività;
4. test di convergenza del risultato.

Una domanda comune, che è lecito porsi quando viene risolto un problema di ottimizzazione, è: l'ottimo ottenuto è locale o globale? Un ottimo può essere con certezza quello globale solo se il problema di ottimizzazione è convesso. Affinché questa condizione sia verificata, è necessario che la funzione obiettivo all'interno del dominio di fattibilità sia essa stessa convessa. Sfortunatamente, nella pratica ingegneristica, la maggior parte dei problemi non rientrano in questa classe, e pertanto un ottimo globale diventa difficilmente ottenibile. I differenti algoritmi numerici utilizzati (es. il metodo del gradiente, metodi genetici, ecc.) alterano semplicemente la probabilità di trovare l'ottimo globale senza però garantirlo. Detto ciò, è importante tenere a mente che metodi che ne incrementano le probabilità hanno anche un costo computazionale maggiore [3].
In figura 1.2 è illustrata una funzione convessa, $f(x)$. Qui è immediato notare che essa è dotata di un solo punto di minimo, e tale minimo (punto A) è proprio quello globale.

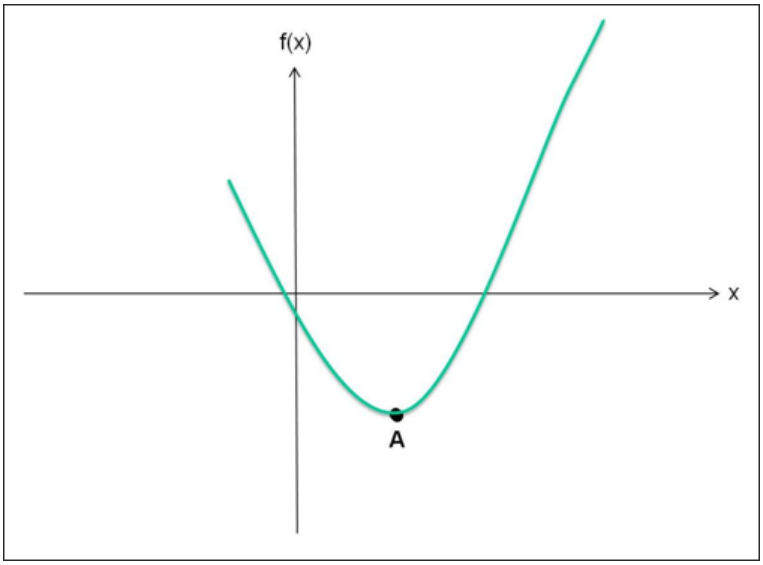

Figura 1.2 - Funzione convessa [3]

Nel caso in cui si risolva un problema non convesso, il risultato ottenuto è strettamente dipendente dal punto di partenza da cui si fanno iniziare le iterazioni. Per aumentare la possibilità di trovare un ottimo globale si può utilizzare un approccio, noto come Multiple Starting Point [3], il quale prevede l'utilizzo di diversi punti di partenza all'interno del dominio di ottimizzazione. In questo modo *n* differenti punti possono potenzialmente risultare in *n* differenti ottimi. È comunque anche possibile che diversi punti di partenza conducano ad uno stesso risultato.

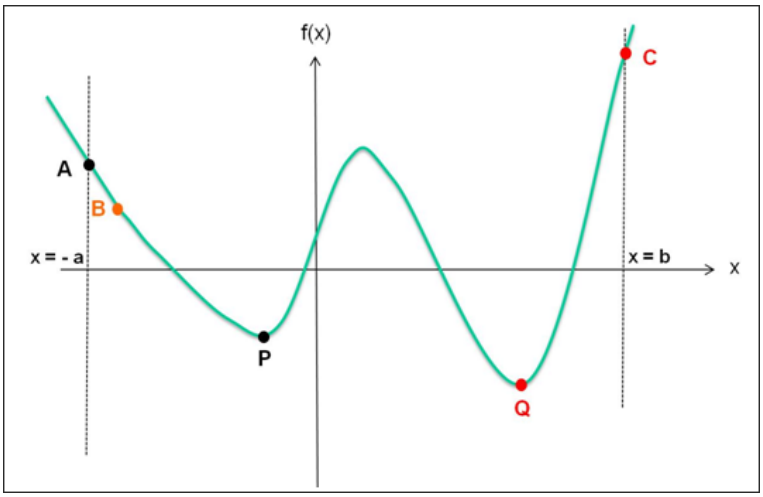

Figura 1.3 - Funzione non convessa [3]

Si consideri ad esempio una funzione non convessa (Fig. 1.3), $f(x)$, limitata da $-a \leq x \leq b$. La ricerca dell'ottimo a partire da punto A porta alla soluzione P. Allo stesso modo, partendo dal punto B si giunge al punto P. D'altra parte, se si iniziasse la ricerca dal punto C, si giungerebbe alla soluzione Q.

Da questo è chiaro che anche attraverso l'utilizzo di diversi punti di partenza non è possibile garantire un ottimo globale ma si aumentano semplicemente le probabilità di trovarlo.

1.2 I TRE TIPI DI OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE

In ambito ingegneristico strutturale, in funzione di quale caratteristica geometrica è scelta come variabile di progetto, è possibile distinguere tre differenti approcci di ottimizzazione che fanno riferimento a diversi aspetti della progettazione [4]:

1. *ottimizzazione dimensionale (o size);*
2. *ottimizzazione di forma (o shape);*
3. *ottimizzazione topologica.*

L'ottimizzazione dimensionale è la più semplice classe di ottimizzazione strutturale ed essa procede variando le dimensioni del componente. In un tipico problema di tipo size, l'obiettivo potrebbe essere, ad esempio, quello di determinare il migliore andamento del diametro di una trave elastica soggetta a note condizioni di vincolo e carico - dove con il termine "migliore" si vuole fare riferimento a quell'andamento del diametro tale per cui risulti minimizzata (o massimizzata) una certa grandezza fisica come la cedevolezza, lo stress di picco, la deflessione, ecc. - garantendo allo stesso tempo che siano anche soddisfatte certe condizioni sulle variabili di progetto e sulla risposta del sistema. In questo caso, la variabile di progetto è il diametro; mentre la risposta del sistema potrebbe essere lo stress in un punto. La principale caratteristica in un problema di tipo size è che il dominio di progetto, non solo è noto a priori, ma rimane fisso durante tutto il processo di ottimizzazione.

In un problema di tipo shape, invece, l'obiettivo è quello di determinare la migliore forma del contorno di tale dominio, la quale dunque assume la valenza di variabile di progetto. Anche in questo caso, non sono però consentite la formazione di nuove parti o la generazione di fori. Nell'ottimizzazione di forma, le variabili di progetto possono ad esempio essere la distribuzione di spessore in corrispondenza di un elemento della struttura, il diametro di un foro, il raggio di curvatura o qualunque altra misura caratteristica del dominio.

Infine, l'ottimizzazione topologica, approfondita nel capitolo II, è la più generale forma di ottimizzazione strutturale. Questa consiste nel determinare il numero, il posizionamento e l'interconnessione dei vuoti e dei pieni all'interno del dominio di progetto.

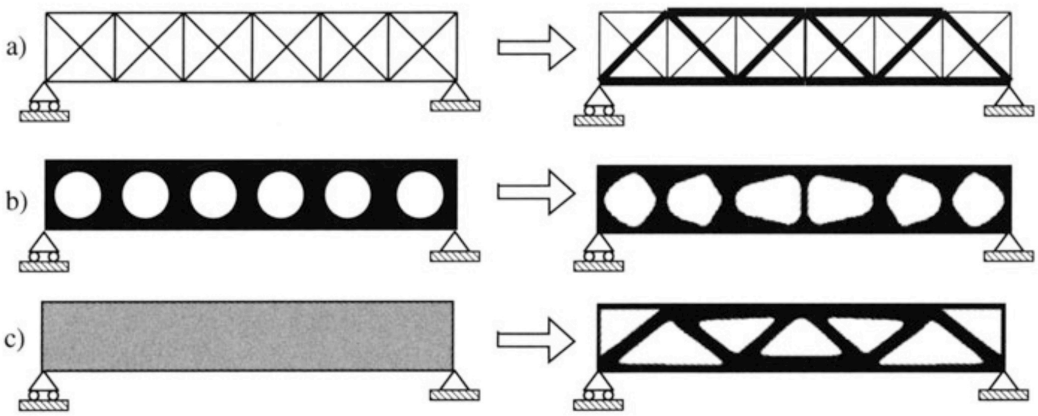

Figura 1.4 - a) Ottimizzazione dimensionale, b) ottimizzazione di forma, c) ottimizzazione topologica [3]

I tre tipi di ottimizzazione strutturale (Fig. 1.4) sopra descritti possono essere a loro volta raggruppati in due categorie distinte [3]:

1. il *concept level design*, in cui rientra l'ottimizzazione topologica, che fa uso dell'ottimizzazione già nei primi stadi del processo di design con l'intento di generare la miglior proposta dalla quale partire per sviluppare il progetto;
2. il *fine tuning design*, che può essere visto come un'automazione del ciclo "Proponi – Analizza – Valuta – Ridisegna", di cui si è accennato nel paragrafo introduttivo. In questa categoria rientrano l'ottimizzazione dimensionale e di forma. Esse consentono variazioni della geometria, con l'intento di soddisfare i criteri di progetto, senza però modificarne la topologia complessiva della struttura.

2 TEORIA DELL'OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA

Il problema dell'ottimizzazione topologica (OT) consente di ricercare la migliore distribuzione di materiale all'interno di un dominio di progetto. Sin dalla sua introduzione (Bendsøe e Kikuchi - 1988), ha raggiunto una discreta popolarità non solo nel mondo accademico ma anche nell'industria; esso è infatti oggi fortemente applicato alla progettazione automotive ed aerospaziale, i quali sono certamente i settori che più tra tutti definiscono i trend nel mondo dell'ingegneria meccanica. L'applicazione del metodo di OT in vari campi dell'ingegneria può portare a notevoli miglioramenti sia in termini di costo che di qualità di design: due elementi di primaria importanza nella competizione globale, e a cui devono sottostare le industrie di oggi [4].

2.1 IL PROBLEMA DI MINIMIZZAZIONE DELLA CEDEVOLEZZA

Nella sua forma più nota in letteratura, il problema di OT prevede come obiettivo la minimizzazione della cedevolezza, ovvero la massimizzazione della rigidezza globale della struttura. Poiché banalmente la soluzione a tale problema sarebbe quella che prevede materia in modo continuo su tutto il dominio di progetto, è necessario introdurre un vincolo sulla quantità totale di materiale che può occupare il dominio stesso. Un simile formulazione del problema di ottimizzazione è evidentemente di grande interesse pratico-ingegneristico, poiché permette di ridurre il peso di una struttura preservandone le sue qualità in termini di rigidezza.

Durante il processo di design, il progettista è interessato a trovare il miglior posizionamento nello spazio di un dato materiale (di seguito considerato isotropo). In altre parole, egli vuole determinare quali punti del suddetto spazio devono essere occupati da pieni e quali da vuoti.

La Figura 2.1 mostra un corpo in un dominio $\boldsymbol{\Omega}$ (design space) definito in R^2 o R^3. Γ_t è il bordo sul quale agiscono le forze di superfice $\boldsymbol{t}$, mentre Γ_u è il bordo sul quale sono assegnati gli spostamenti $\boldsymbol{U}$. $\boldsymbol{f}$ sono le forze di volume. All'interno di $\boldsymbol{\Omega}$ possono inoltre essere presenti delle regioni (non design space) non appartenenti al dominio, che per motivi di funzionalità sono già definiti come vuoti o pieni.

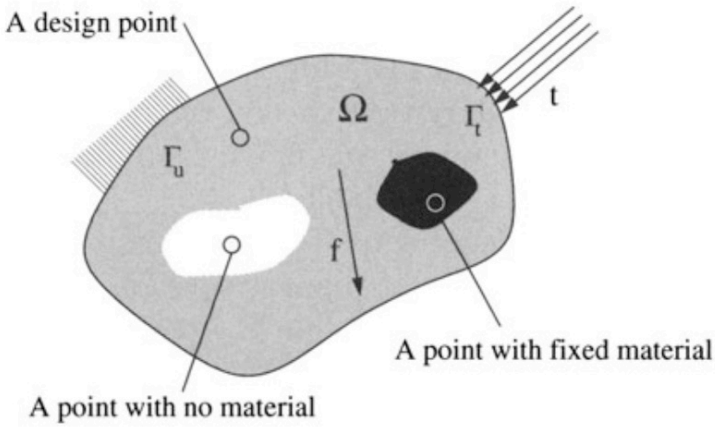

Figura 2.1 - Dominio del problema di OT [4]

Nel metodo di OT, cercare il design ottimo implica valutare su tutto il dominio **Ω** la migliore distribuzione di una densità materiale fittizia ρ normalizzata rispetto alla densità nominale ρ_0 del materiale preso in considerazione, la quale può dunque assumere valori compresi tra 0 e 1 a cui corrispondono rispettivamente lo 0% (vuoto) e il 100% (pieno) di ρ_0.

La formulazione matematica del problema di minimizzazione della cedevolezza fa uso del principio dei lavori virtuali che, discretizzato secondo il metodo agli elementi finiti, assume la forma seguente:

$$\min_{\boldsymbol{\rho}} C(\boldsymbol{\rho}) = \boldsymbol{U}^T\boldsymbol{f} = \boldsymbol{U}^T\boldsymbol{K}\boldsymbol{U}$$

$$soggetto\ a \begin{cases} \boldsymbol{K}\boldsymbol{U} = \boldsymbol{f} \\ V(\boldsymbol{\rho}) < V_0 \\ 0 \leq \rho_e \leq 1 \end{cases} \qquad (2.1)$$

qui $\boldsymbol{K}$ è la matrice di rigidezza globale, $\boldsymbol{U}$ e $\boldsymbol{f}$ sono rispettivamente il vettore degli spostamenti ed il vettore dei carichi esterni. $\boldsymbol{\rho} = [\rho_1, \dots, \rho_e, \dots, \rho_N]$ è il vettore delle densità materiali, ovvero le variabili di progetto. L'equazione $V(\boldsymbol{\rho}) < V_0$ rappresenta il vincolo sulla quantità di materiale. V_0 è il limite ammissibile, ovvero il volume di **Ω,** e $V(\boldsymbol{\rho})$ è calcolato come:

$V(\boldsymbol{\rho}) = \sum_{e=1}^{N} \rho_e v_e$	(2.2)

dove N è pari al numero di variabili, coincidenti con il numero di elementi che discretizzano il dominio, e v_e è il volume del generico elemento finito e.

2.2 SCHEMA DI INTERPOLAZIONE

L'approccio più semplicistico alla risoluzione del suddetto problema è noto in letteratura come Isotropic Solid or Empty Elements (ISEE) method [5]. Esso prevede che, a valle del processo di ottimizzazione, la densità materiale assegnata ad ogni elemento possa assumere un valore discreto binario (0-1) in cui lo zero corrisponde ad un vuoto, viceversa l'unità corrisponde ad un pieno. Tale metodo vuole inoltre che il tensore elastico elementare $\boldsymbol{E_{ijkl}}$, necessario per il calcolo della matrice di rigidezza $\boldsymbol{K}$, assuma anch'esso valori discreti: $\mathbf{0}$ nel caso in cui la densità dell'elemento sia nulla; $\boldsymbol{E^0_{ijkl}}$ se il valore di densità assegnato è unitario, dove $\boldsymbol{E^0_{ijkl}}$ rappresenta il tensore elastico del materiale elastico-isotropo della struttura. In questo caso però, tenendo conto che il numero di possibili combinazioni è 2^N, è immediato osservare che per modelli di grosse dimensioni, composti da migliaia di elementi, nascerebbero problemi pratici legati ai tempi di calcolo [6]. Per risolve tale limite è dunque necessario rilassare il problema permettendo alla densità materiale di assumere valori continui compresi tra 0 e 1, ovvero tra lo 0% e il 100% della densità nominale ρ_0. In tale condizione, poiché il metodo FEM prevede che la densità sia costante elemento per elemento, il numero di variabili si riduce proprio al numero di elementi che discretizzano il modello.

È interessante notare a questo punto come soluzioni al problema di OT, che includono valori di densità materiale intermedi, riconducibili evidentemente a materiali fittizi, sono assolutamente privi di significato fisico quando si ricerca la topologia di una struttura che deve essere realizzata in un noto e definito materiale. Risulta pertanto necessario introdurre delle tecniche che penalizzano i valori di densità intermedi e che dunque forzano il design finale ad essere rappresentato esclusivamente (o quasi) da elementi con densità prossima a 0 o ad 1, ovvero da vuoti e pieni.

Lo schema di penalizzazione più utilizzato dai codici commerciali è il cosiddetto Solid Isotropic Material with Penalization (SIMP) method [5], il quale prevede di descrivere matematicamente il tensore elastico dell'elemento attraverso una legge di potenza scritta in funzione della densità assegnata all'elemento stesso:

$\boldsymbol{E_{ijkl} = \rho_e^p E_{ijkl}^0}$	(2.3)

Il coefficiente di penalizzazione p deve essere scelto maggiore di 1, in modo che le densità intermedie siano sfavorite o, in termini fisici, in modo che la rigidezza ottenuta sia piccola rispetto al volume del materiale. Infatti, mentre il volume risulta proporzionale a ρ, la rigidezza è meno che proporzionale. In Figura 2.2 è riportato, per diversi valori del coefficiente di penalizzazione, l'andamento del tensore di elasticità rispetto alla densità materiale.

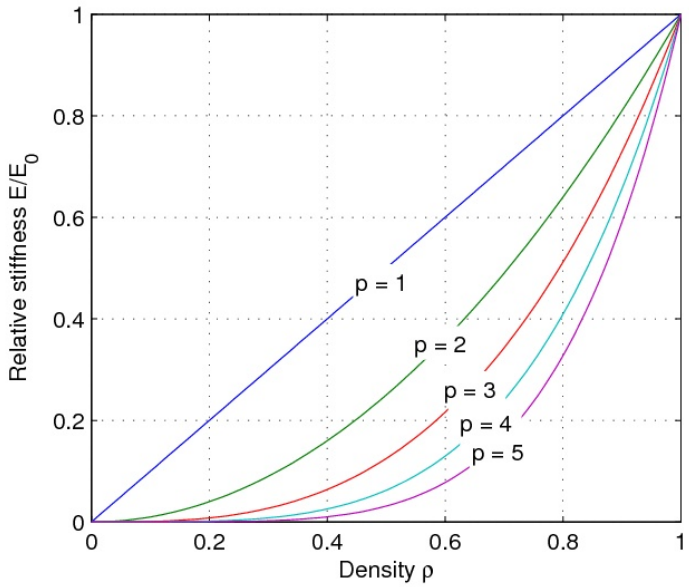

Figura 2.2 - Rigidezza relativa in funzione della densità materiale per differenti valori del coefficiente di penalizzazione

Introducendo il modello di interpolazione SIMP (eq. 2.3) è possibile riscrivere la matrice di rigidezza globale come segue:

$\boldsymbol{K} = \sum_{e=1}^{N} \rho_e^p \boldsymbol{K}_e^0$	(2.4)

dove $\boldsymbol{K}_e^0$ è la matrice di rigidezza elementare associata alla densità nominale del materiale. Sostituendo poi l'equazione 2.4 all'interno del problema di minimizzazione della cedevolezza (eq. 2.1), si ottiene l'espressione della cedevolezza del sistema scritta in funzione delle variabili di progetto $\boldsymbol{\rho}$:

$C(\boldsymbol{\rho}) = \sum_{e=1}^{N} \rho_e^p \boldsymbol{U}_e^T \boldsymbol{K}_e^0 \boldsymbol{U}_e$	(2.5)

dove $\boldsymbol{U}_e$ è il vettore degli spostamenti nodali del generico elemento e.

Sfortunatamente, l'utilizzo della funzione di penalizzazione porta il problema di minimizzazione della cedevolezza ad essere un problema non convesso: risulta quindi più difficile la ricerca dell'ottimo globale [3].

Riguardo invece l'aspetto non fisico del metodo SIMP, ovvero l'utilizzo di un materiale fittizio, questo è stato risolto da Bendsøe and Sigmund [7], i quali hanno trovato un'interpretazione fisica alle densità intermedie costruendo una microstruttura, formata da vuoti e pieni, che realizza le stesse proprietà del suddetto materiale fittizio (Fig. 2.3). Tale modello si è però mostrato valido solo se il coefficiente di penalizzazione p ed il modulo di poisson ν del materiale soddisfano certi vincoli. In particolare, in 2D: $p \geq 3$ se $\nu = 1/3$; in 3D: $p \geq 2$ per $\nu = 1/3$.

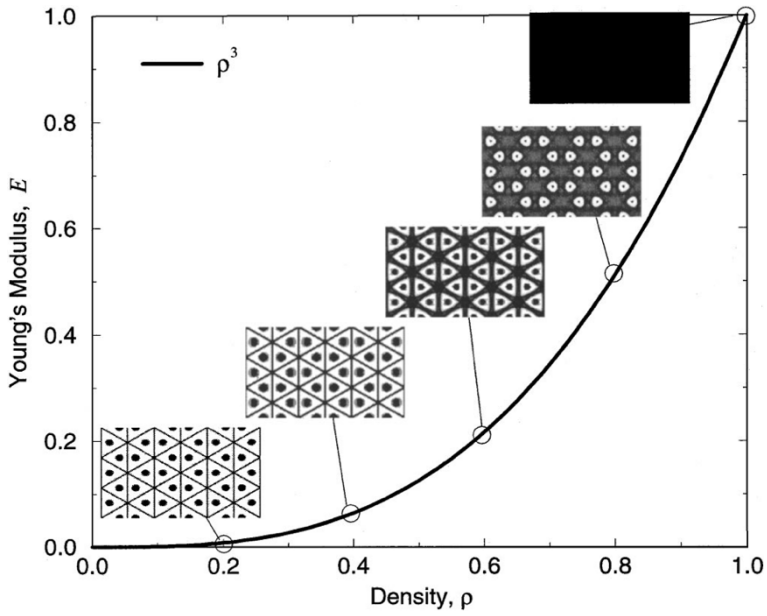

Figura 2.3 - Microstrutture che realizzano le proprietà del materiale con p = 3 and ν = 1/3 [7]

Al metodo SIMP si contrappone il metodo di omogeneizzazione. Esso prevede, non solo di rappresentare, ma anche di caratterizzare il materiale (nella definizione del tensore elastico) attraverso una microstruttura costituita da un numero infinito di piccoli vuoti. Ciò porta ad un composito poroso che può avere densità variabile tra lo 0% ed il 100% [7]. Alcuni tipi di microstrutture sono costituite da solidi con vuoti quadrati o rettangolari, altre da modelli a strati (Fig. 2.4). Evidentemente, in questo caso, poiché le proprietà macroscopiche non sono isotrope, è necessario definire anche un angolo di orientamento. Per simili tipi di microstrutture, il tensore di elasticità può essere calcolato analiticamente, per altre invece è necessario l'uso del metodo agli elementi finiti, in modo da stimarne il valore per differenti dimensioni dei pori e successivamente farne un'interpolazione.

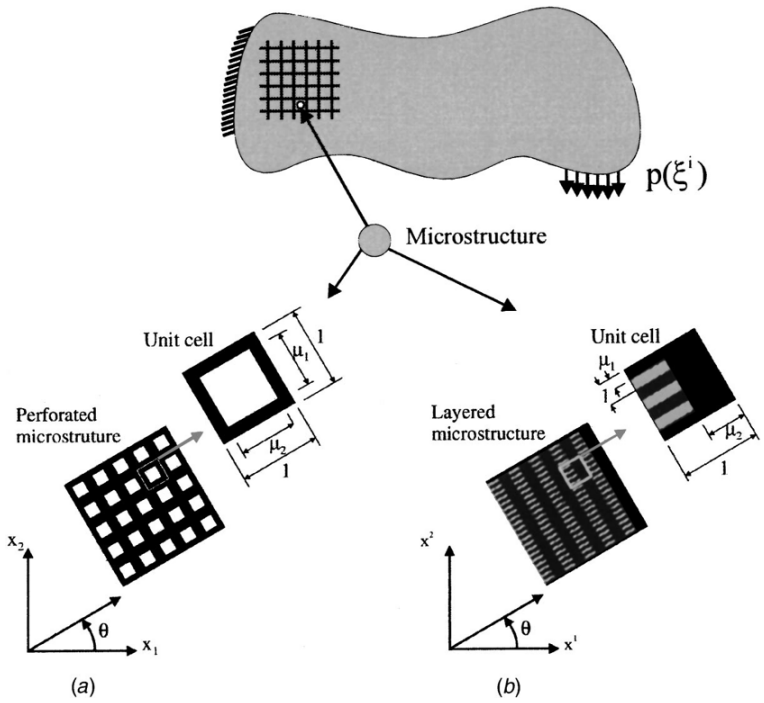

Figura 2.4 - Esempi di microstrutture in 2D: a) microstruttura con fori rettangolari, b) microstruttura a strati [8]

Nel metodo di omogeneizzazione è la microstruttura stessa a fornire una penalizzazione alle densità intermedie; spesso però questo non è sufficiente e risulta quindi necessario introdurre uno schema di penalizzazione addizionale. Il principale svantaggio del metodo di omogeneizzazione rispetto al metodo SIMP è che per la definizione del tensore elastico è richiesta più di una variabile a causa della natura composita della struttura [5].

Esistono infine altri due approcci al problema di OT, completamente differenti dai due precedenti (che rientrano in una grande categoria nota come Density Method), i quali fanno uso di algoritmi genetici ed euristici: il metodo ESO (Evolutionary Structural Optimization) [9] ed il metodo BESO (Bi-Directional Evolutionary Structural Optimization) [10]. Questi differiscono tra loro per il fatto che mentre il primo consente la sola rimozione del materiale inefficiente tra un'iterazione e l'altra durante il processo di ottimizzazione, il secondo permette anche l'addizione in una porzione in cui era avvenuta una rimozione.

2.3 ANALISI DI SENSITIVITA' E AGGIORNAMENTO DELLE DENSITA'

Il problema di ottimizzazione topologica è risolto numericamente attraverso l'utilizzo di procedure iterative. Senza entrare nel dettaglio della descrizione matematica, iterazione dopo iterazione, vengono aggiornate le densità materiali associate ad ogni elemento finito, attraverso diversi approcci come l'Optimality Criteria (OC) method [11] o il Method of Moving Asymptotes (MMA) [12], sulla base del risultato della cosiddetta *analisi di sensività*. Quest'ultima consiste nel calcolo della derivata parziale delle risposte del sistema rispetto alle variabili di progetto secondo l'espressione seguente [4]:

$$\frac{\partial C}{\partial \rho_e} = -\boldsymbol{U}^T \frac{\partial \boldsymbol{K}}{\partial \rho_e} \boldsymbol{U} = -p\rho_e^{p-1} \boldsymbol{U}_e^T \boldsymbol{K}_e^0 \boldsymbol{U}_e \qquad (2.6)$$

da cui risulta immediato osservare che, essendo la derivata della cedevolezza negativa, un incremento della densità dell'elemento porta ad una riduzione della cedevolezza, ovvero ad un incremento della rigidezza.

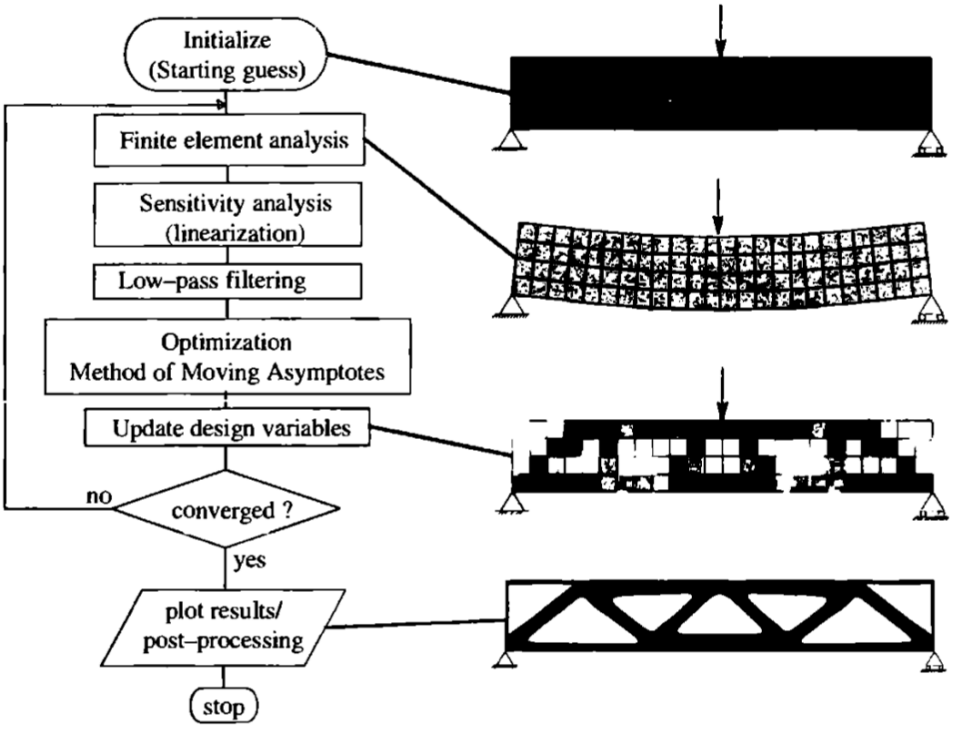

Figura 2.5 – Flusso computazionale per la generazione della topologia utilizzando il metodo SIMP e MMA per l'ottimizzazione. Lo step low-pass filter è discusso al paragrafo 2.4. [4]

In Figura 2.5 è proposto il loop di ottimizzazione risolto mediante lo schema di interpolazione SIMP ed il metodo di aggiornamento delle densità MMA: (i) viene dapprima definito un design iniziale con una distribuzione di materiale (densità) omogenea e (ii) attraverso il metodo, agli elementi finiti vengono calcolati gli spostamenti e la cedevolezza della struttura. (iii) Segue dunque l'analisi di sensitività e (iv) mediante il metodo MMA, vengono aggiornate le variabili di design. (v) Infine si controlla la convergenza del risultato valutando se, tra l'ultimo step ed il precedente, la variazione di cedevolezza è marginale.

2.4 COMPLICAZIONI

A seguire vengono infine descritti due importanti problemi che possono significativamente influenzare numericamente il risultato ottenuto dal problema di ottimizzazione topologica. Questi sono:

1. l'*effetto scacchiera (checkerboarding);*
2. la *mesh-dipendenza* del risultato.

Il primo consiste nella formazione di un pattern periodico di elementi ad alta e bassa densità che si alternano tra loro formando una struttura del tutto simile ad una scacchiera [13]. Un simile risultato è assolutamente indesiderato poiché essendo frutto di un'instabilità numerica non rappresenta assolutamente una distribuzione ottimale di materiale. Il secondo, invece, fa riferimento all'ottenimento di differenti soluzioni ottime ricavate a partire da discretizzazioni o dimensioni di mesh differenti. Un rifinimento della mesh dovrebbe piuttosto portare ad un risultato sempre migliore di una medesima topologia ottima.
Entrambe le instabilità numeriche sopra menzionate posso essere risolte filtrando la sensitività. La sensitività di un particolare elemento viene modificata sulla base di una media pesata delle sensitività degli elementi adiacenti:

$\frac{\partial C}{\partial \rho_e} = \frac{1}{\rho_e \sum_{i=1}^{N} H_i} \sum_{i=1}^{N} H_i \rho_i \frac{\partial C}{\partial \rho_i}$	(2.7)
$H_i = r_{min} - dist(e,i); \{i \in N \mid dist(e,i) \leq r_{min}\}$	

dove H_i è l'operatore di convoluzione, mentre $dist(e,i)$ rappresenta la distanza tra il centro dell'elemento e dal centro dell'elemento i ed r_{min} è il cosiddetto raggio di filtraggio.

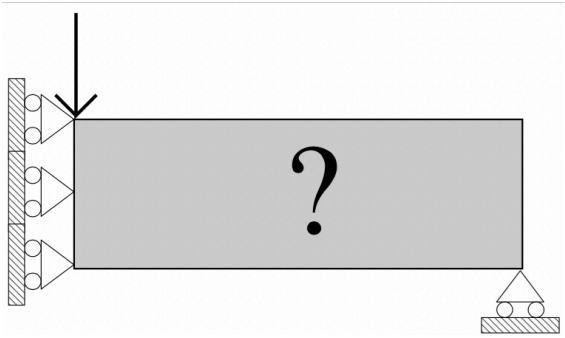

Figura 2.6 - Dominio e condizioni al bordo dell'ottimizzazione [14]

Viene dunque mostrato il risultato di un problema di minimizzazione della cedevolezza con un limite sulla frazione di volume pari al 50%, eseguito su un domino soggetto ad un noto set di carichi e vincoli cinematici (Fig. 2.6), discretizzato e risolto mediante l'utilizzo di un programma scritto in codice Matlab® [14].

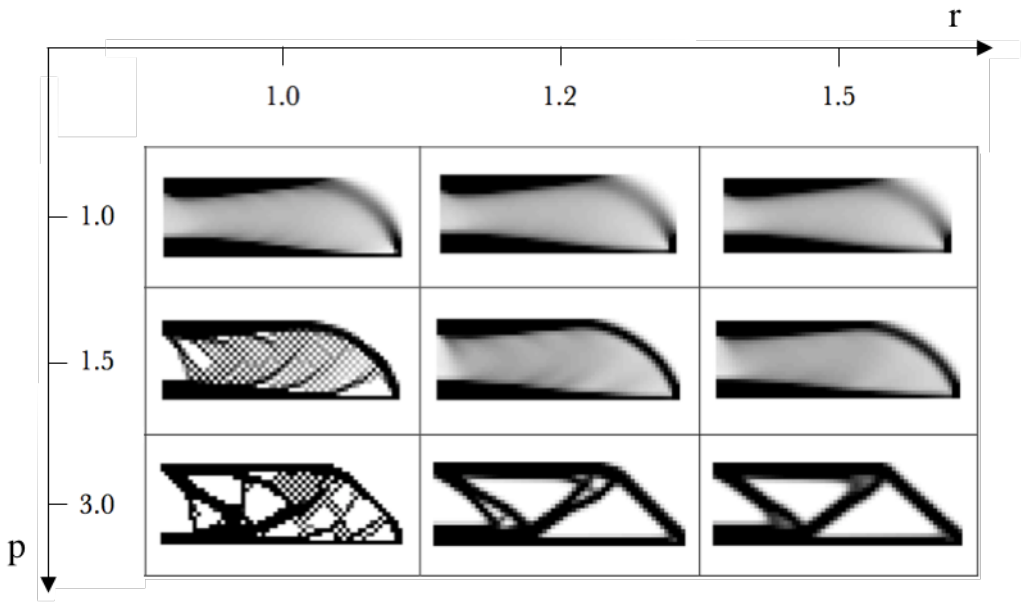

Figura 2.7 - Influenza del coefficiente di penalizzazione e del raggio di filtraggio [14]

In Figura 2.7 si può osservare l'influenza del parametro di penalizzazione e del raggio di filtraggio. In particolare, per ridotti valori del raggio di filtraggio si presenta l'effetto scacchiera; mentre per bassi valori del coefficiente di penalizzazione il design ottimo è caratterizzato dalla presenza di densità intermedie.

2.5 INTERPRETAZIONE DEL RISULTATO DI OT TRAMITE CURVE ISO-DENSITA'

Al paragrafo 2.2 si è detto che al fine di forzare la formazione di topologie discrete è necessario introdurre uno schema di penalizzazione. Tuttavia, anche facendo uso di quest'ultimo, la soluzione contiene tipicamente elementi con valori di densità intermedia (compresi tra 0 ed 1).

Per ottenere una forma che, a partire dal risultato di OT, possa essere facilmente interpretabile e convertita in una geometria CAD, risulta dunque necessario fare uso delle curve iso-densità [15].

In Figura 2.8 sono riportati il dominio e le condizioni al bordo di una struttura bi-dimensionale utilizzata per mostrare come interpretare il risultato di un OT attraverso l'utilizzo delle curve iso-densità. Sul suddetto dominio è stato risolto il problema della minimizzazione della cedevolezza avendo imposto un vincolo sulla frazione di volume pari al 30%.

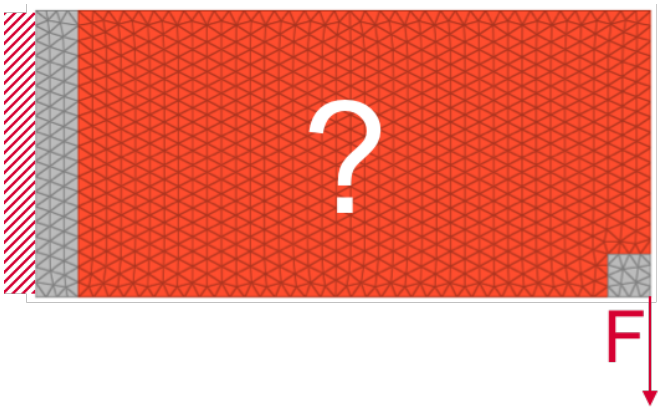

Figura 2.8 - Dominio dell'OT discretizzato tramite elementi finiti e condizioni al bordo; in grigio: non design space; in arancione: design space

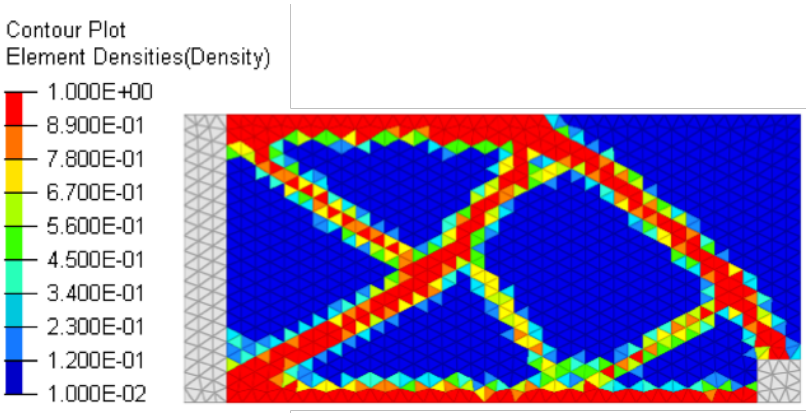

Figura 2.9 - Risultato dell'OT

Il risultato dopo l'OT è mostrato in Figura 2.9. Qui si possono distinguere elementi con densità unitaria, elementi con densità nulla ed elementi con densità intermedia.

Viene dunque definito un valore di soglia (cut-off) attraverso il quale si traccia un contorno iso-densità e si scartano dalla soluzione tutti quegli elementi a cui è stato attribuito un valore di densità inferiore alla soglia stessa (Fig. 2.10). Il cut-off, qui imposto pari a 0.5, è definito arbitrariamente dall'utente. Come linea guida, tipicamente si sceglie un valore tale per cui la topologia risulti interamente connessa. Gli elementi rimanenti vengono infine promossi a densità unitaria (Fig 2.11); si ottiene così la topologia definitiva avente proprietà omogenee che può essere utilizzata come punto di partenza per la progettazione della struttura.

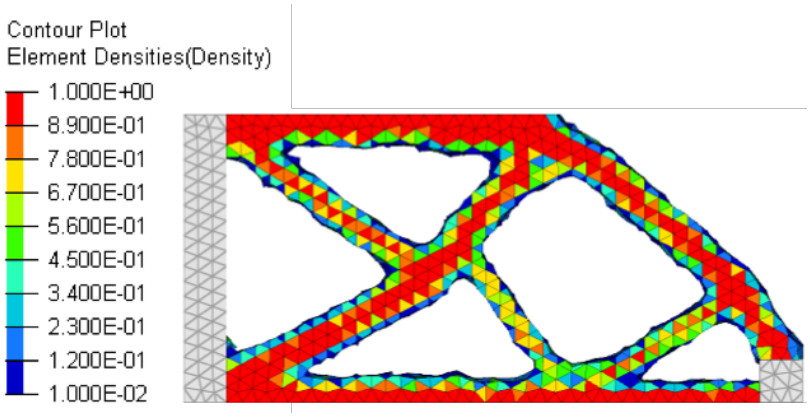

Figura 2.10 - Taglio degli elementi con densità inferiore a 0.5

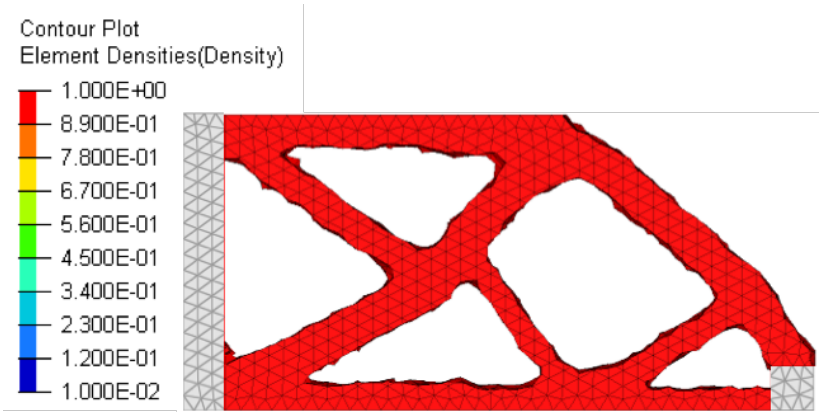

Figura 2.11 - Promozione delle densità al valore unitario

3 PANORAMICA DEL PROGETTO E DEI TOOL UTILIZZATI

Il presente progetto di tesi, svolto all'interno dell'ufficio tecnico di Altair Italia, esplora l'utilizzo dei codici di ottimizzazione topologica nel processo di design (e/o re-design) prendendo come caso di studio un supporto in lega di titanio utilizzato nel settore aerospaziale.
Altair è una software-house americana, fondata in Michigan nel 1985, operante nel settore CAE, del product design and development e del cloud computing, leader da oltre 30 anni nello sviluppo di soluzioni e tecnologie di ottimizzazione strutturale [16].

Dato che le forme ottenute a valle di un processo di OT sono tipicamente fortemente organiche, uno dei problemi pratici del metodo sta nella difficoltà di tradurre il risultato dell'ottimizzazione in una geometria producibile secondo una determinata tecnica produttiva. Per questo motivo Altair ha implementato nei suoi algoritmi i cosiddetti *shape controls,* i quali forzano la soluzione dell'ottimizzazione ad assumere una forma che sia più facilmente ottenibile con una determinata tecnologia. Lo scopo principale del lavoro è stato dunque quello di costruire, a partire dalle topologie ottimizzate sfruttando i suddetti shape controls, tre differenti geometrie che potessero essere realizzate mediante le seguenti tecniche produttive: (i) lavorazioni per asportazione di truciolo, (ii) processi fusori e (iii) fabbricazione additiva. Infine, attraverso l'utilizzo di un tool dedicato, la geometria da realizzare mediante fusione è stata sottoposta ad un ciclo di simulazioni del processo produttivo con l'intento di determinare all'interno di un ambiente virtuale i parametri e le modalità della colata necessari per ottenere un componente privo di difetti.

Nei paragrafi che seguono vengono brevemente presentati i software che sono stati utilizzati nello svolgimento di questa tesi:

1. SolidThinking Inspire;
2. SolidThinking Click2Cast.

3.1 SOLIDTHINKING INSPIRE v2018

SolidThinking (ST) Inspire (Fig. 3.1) è un potente strumento dedicato a designers ed ingegneri che consente di analizzare ed ottimizzare strutture in modo semplice e veloce. Il suo utilizzo applicato già nelle prime fasi di concezione del prodotto può portare ad una riduzione dei costi, dei tempi di sviluppo, del consumo di materiale e del peso del prodotto stesso [18].

Figura 3.1 - SolidThinking Inspire Logo [17]

Il software è dotato di un'interfaccia grafica altamente intuitiva ed integra in un unico ambiente i seguenti strumenti:

- il *modellatore CAD*, mediante il quale è possibile importare, esportare, creare e modificare geometrie bi- e tri-dimensionali;
- il *pre-processore*, che consente di definire gli input della simulazione e di creare in modo automatico un modello numerico discretizzato agli elementi finiti;
- il *solutore*, capace di risolvere analisi statiche elastiche lineare e non, calcolare i modi normali e di buckling ed eseguire ottimizzazioni dimensionali e topologiche;
- il *post-processore*, attraverso cui è possibile visualizzare ed esplorare i risultati.

Infine, uno dei tool certamente più interessanti di Inspire, e che vale la pena introdurre, è lo strumento PolyNURBS. Esso è un nuovo metodo di modellazione, sviluppato da Altair, che consente di creare in modo semplice e veloce una geometria solida free-form, uniforme e continua. In paricolare, le PolyNURBS permettono di costruire una geometria CAD direttamente sopra i risultati dell'ottimizzazione topologica a partire dalla quale è possibile iniziare la progettazione (Fig.3.2). In Figura 3.3 sono sintetizzate le principali funzioni dello strumento.

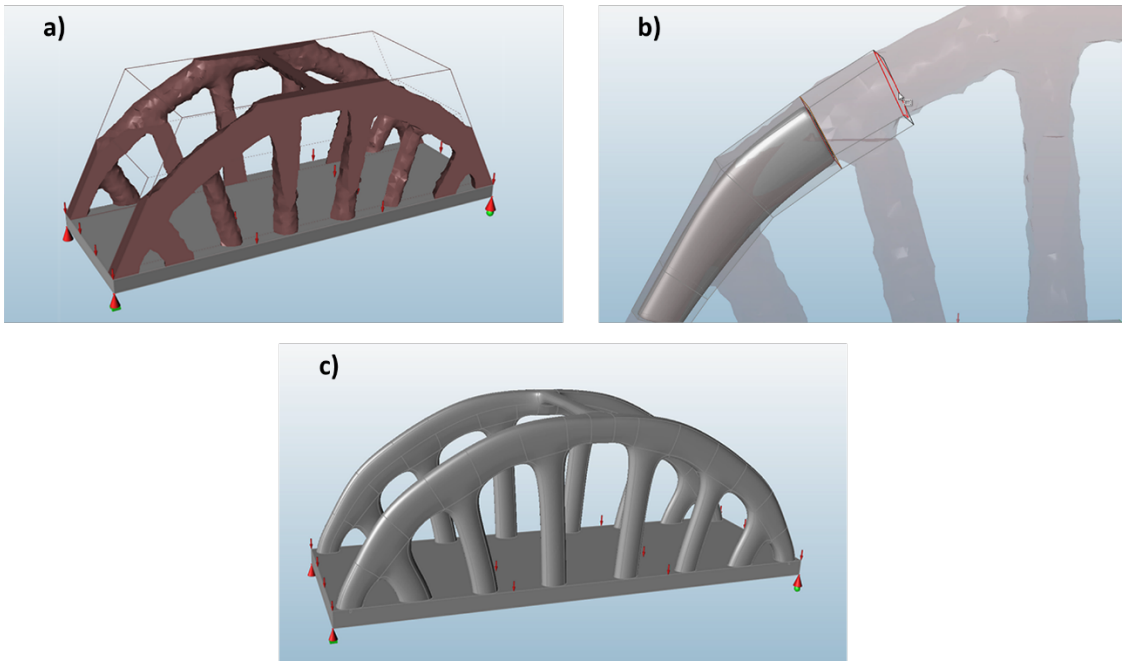

Figura 3.2 – a) Risultato dell'OT; b) Wrapping della soluzione tramite PolyNURBS; c) geometria PolyNURBS finale [18]

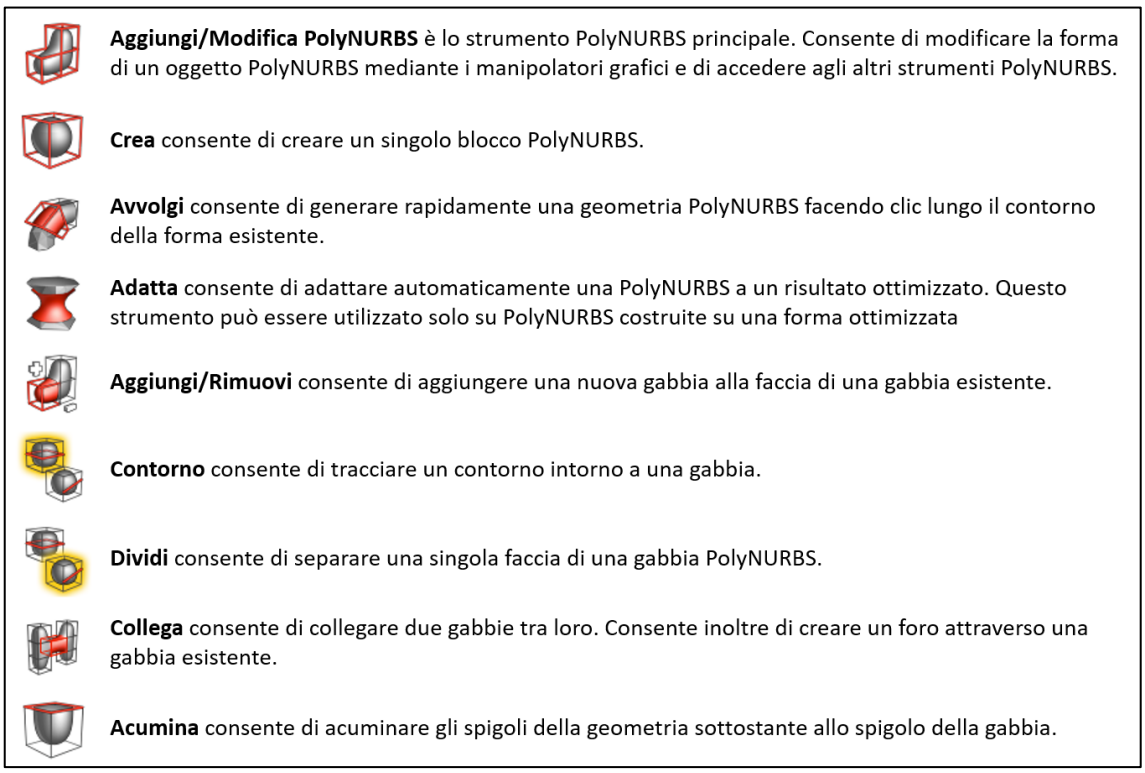

Figura 3.3 – Elenco delle funzioni PolyNURBS

3.2 SOLIDTHINKING CLICK2CAST v4.1

ST Click2Cast (Fig. 3.4) è un ambiente CFD (Computational Fluid Dynimics) easy-to-use per la simulazione delle principali tecniche di colata dei materiali metallici pensato per produrre componenti di elevata qualità, ovvero privi dei tipici difetti dei processi fusori (es. intrappolamenti d'aria, porosità da ritiro, solidificazioni premature, ecc.), attraverso un flusso di lavoro guidato suddiviso in 5 steps:

1. importazione della geometria;
2. definizione del punto di iniezione e creazione della mesh;
3. set-up dei parametri di processo;
4. esecuzione dell'analisi;
5. visualizzazione dei risultati.

Figura 3.4 - SolidThinking Click2Cast Logo [17]

4 CASO DI STUDIO

Come già accennato nel capitolo precedente, l'intero studio di riprogettazione è stato svolto su un bracket (supporto) in lega di titanio Ti-6Al-4V proveniente dal settore aerospaziale, di cui in Figura 4.1 e 4.2 sono rispettivamente riportate le viste ortogonali ed isometriche insieme alle quote più significative.

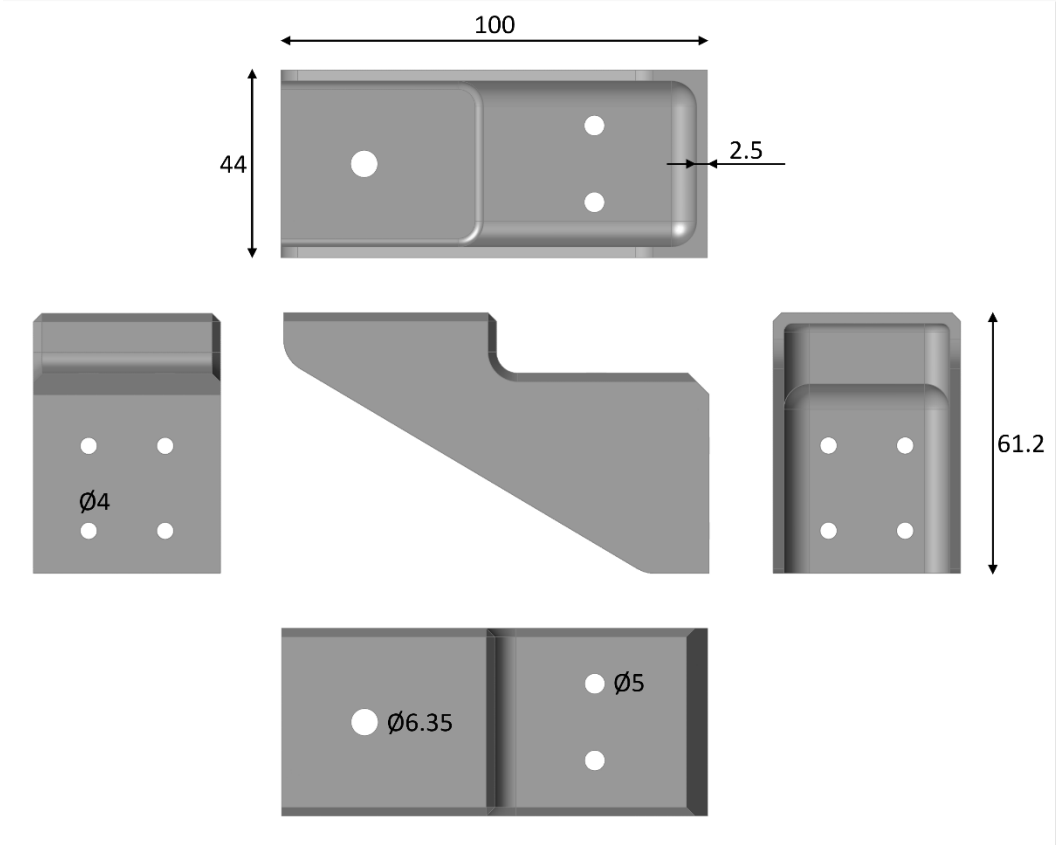

Figura 4.1 – Viste ortogonali del supporto originale

Il bracket, d'ora in avanti identificato con l'appellativo "originale", per distinguerlo dalle versioni ottimizzate che saranno introdotte nel corso della trattazione, è ricavato dal pieno mediante lavorazioni per asportazione di truciolo e pesa 145 gr. Su di esso sono presenti 4 fori da 4 mm che, insieme ad altri 2 fori da 5 mm, ne identificano i punti di fissaggio. Il supporto è ancorato ad una struttura portante costituita da un profilo a T in acciaio speciale 25CRMo4; il collegamento tra le parti è garantito per mezzo di 6 rivetti in lega di alluminio 7075, così come mostrato in Figura 4.3.

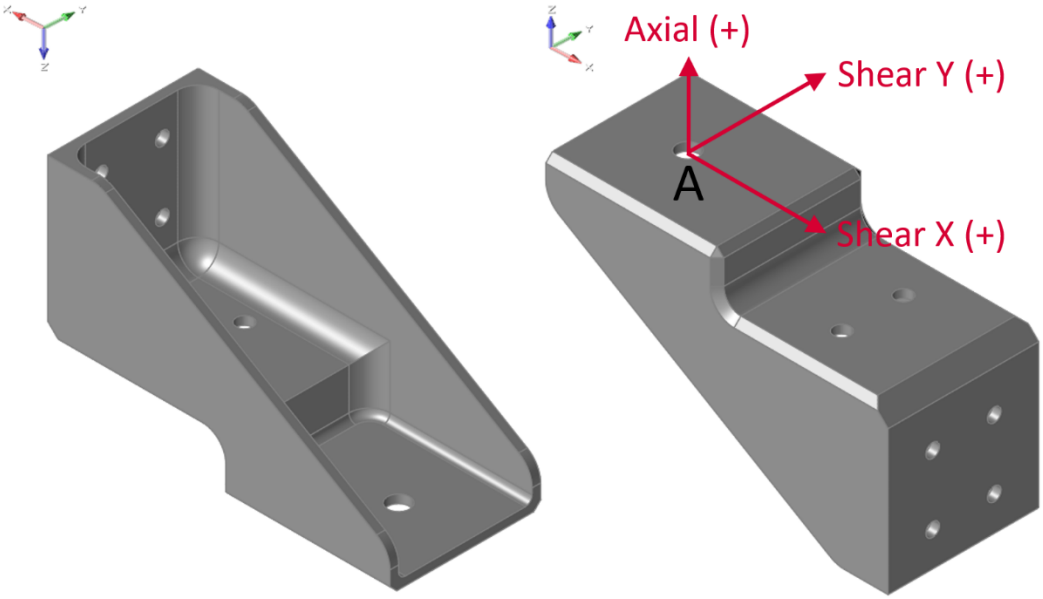

Figura 4.2 – Vista isometrica del supporto originale e carichi ad esso applicati

Il componente presenta un ulteriore foro da 6,35 mm attraverso il quale sono trasmessi i carichi che lo sollecitano (Fig. 4.2); in particolare su di esso, in corrispondenza del punto A, agiscono tre forze mutuamente ortogonali, ovvero la Axial (592 N), la Shear X (1622 N) e la Shear Y (1622 N); queste si combinano tra loro secondo le 12 differenti condizioni di carico riportate a seguire:

1. Axial (+);
2. Shear X (+);
3. Shear Y (+);
4. Axial (-);
5. Shear X (-);
6. Shear Y (-);
7. Axial (+) e Shear X (+);
8. Axial (+) e Shear X (-);
9. Axial (+) e Shear Y (+);
10. Axial (-) e Shear X (+);
11. Axial (-) e Shear X (-);
12. Axial (-) e Shear Y (+);

dove i simboli (+) e (-) identificano rispettivamente il verso positivo e quello negativo con cui la forza agisce in relazione all'orientazione rispetto agli assi coordinati.

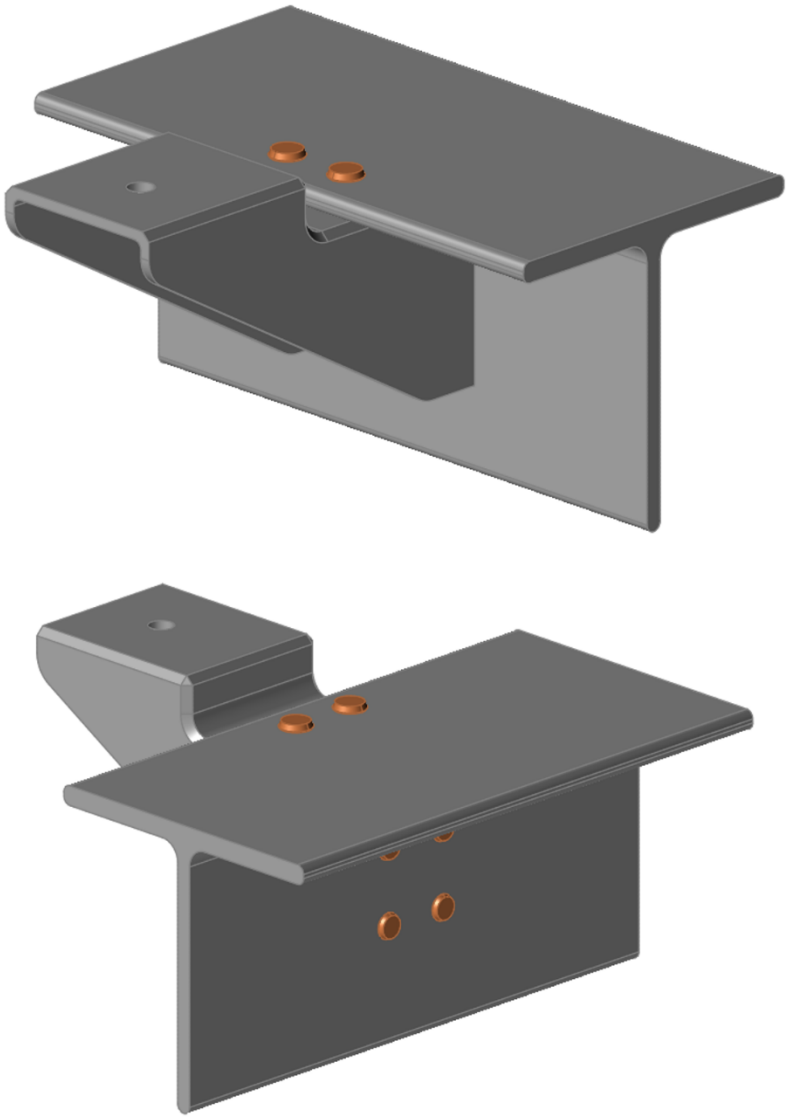

Figura 4.3 – Vista isometrica del supporto e di una porzione della struttura su cui esso è accoppiato

Per completezza, in Tabella 4.1 sono sintetizzate le principali proprietà meccaniche dei materiali precedentemente nominati: l'Alluminio 7075-T6, l'Acciaio 25CrMo4 e il Titanio Ti-6Al-4V.

Tabella 4.1 - Proprietà meccaniche dei materiali di interesse (da ST Inspire DataBase)

	E [Mpa]	Nu	Densità [t/mm3]	Snervamento [MPa]
Alluminio 7075-T6	75000	0.33	2.800E-09	415
Acciaio 25CrMo4	210000	0.29	7.750E-09	700
Titanio Ti-6Al-4V	116522	0.31	4.429E-09	830

4.1 SPECIFICHE DI PROGETTO

Nel processo di riprogettazione del bracket è necessario che vengano rispettati una serie di vincoli tecnologici, fisici e geometrici. Questi definiscono le specifiche di progetto e sono sintetizzati nei seguenti punti:

1. il materiale da utilizzare è il Ti-6Al-4V;
2. il coefficiente di sicurezza minimo è posto pari a 1,25;
3. lo spostamento massimo del punto di applicazione del carico (p.to A) è pari a 2 mm;
4. l'ingombro massimo del supporto ottimizzato deve essere minore o al limite uguale all'ingombro massimo del supporto originale;
5. la modalità di collegamento supporto-struttura non può essere alterata.

4.2 MODELLAZIONE DELLE CONDIZIONI AL BORDO

In questo paragrafo viene illustrato il set-up delle condizioni al bordo agenti sul bracket. Al fine di mantenere snello il calcolo, si è scelto di modellare solamente il supporto, escludendo dunque dalle analisi la struttura cui esso è ancorato. Questa semplificazione è certamente valida, tenendo conto che il profilo a T in acciaio 25CrMo4 è ben più rigido dei rivetti in alluminio 7075 che realizzano il collegamento supporto-struttura.
La condizione di vincolo è stata quindi idealizzata eliminando tutti i gradi di libertà rotazionali e traslazionali in corrispondenza dei 6 fori di fissaggio presenti sul bracket. Inoltre, per rendere più realistica la modellazione del vincolo, è stata attribuita al vincolo stesso una rigidezza finita che viene calcolata automaticamente dal software in funzione: (a) del diametro del foro a cui è applicato il vincolo, e (b) del materiale dell'elemento di

collegamento scelto dall'utente. In Figura 4.4 sono mostrati i vincoli ed i valori di rigidezza a loro assegnati.

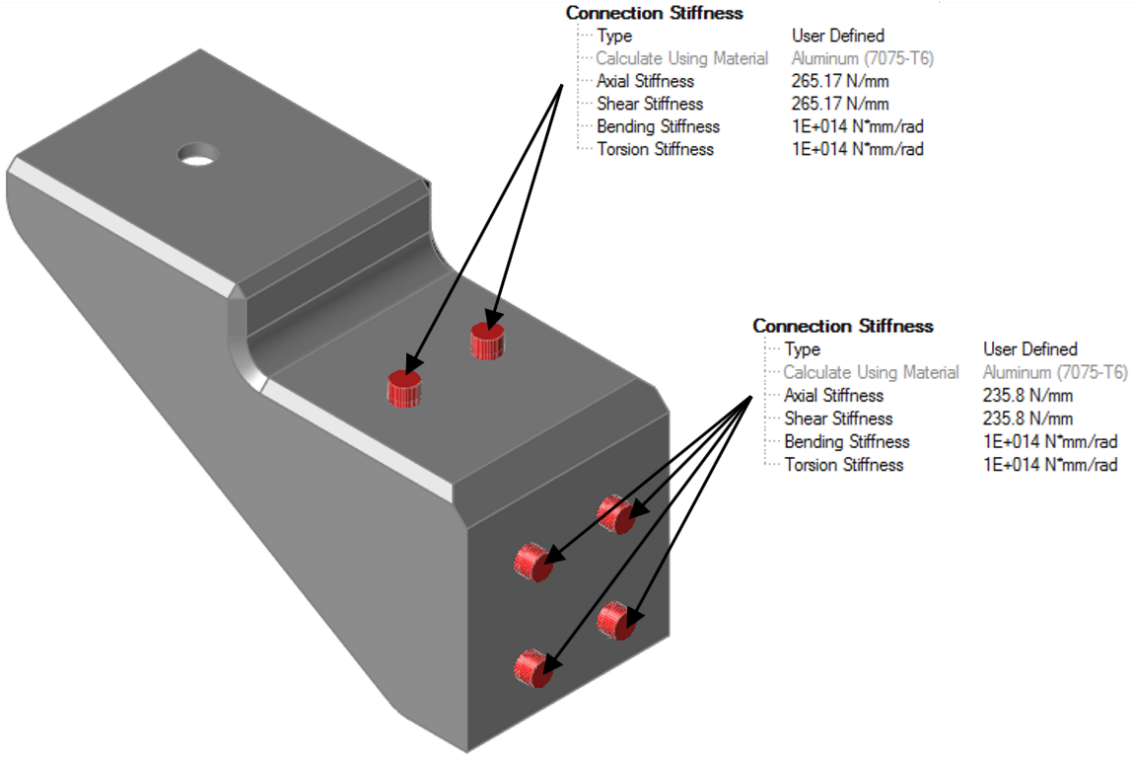

Figura 4.4 - Vincoli e valori di rigidezza attribuiti

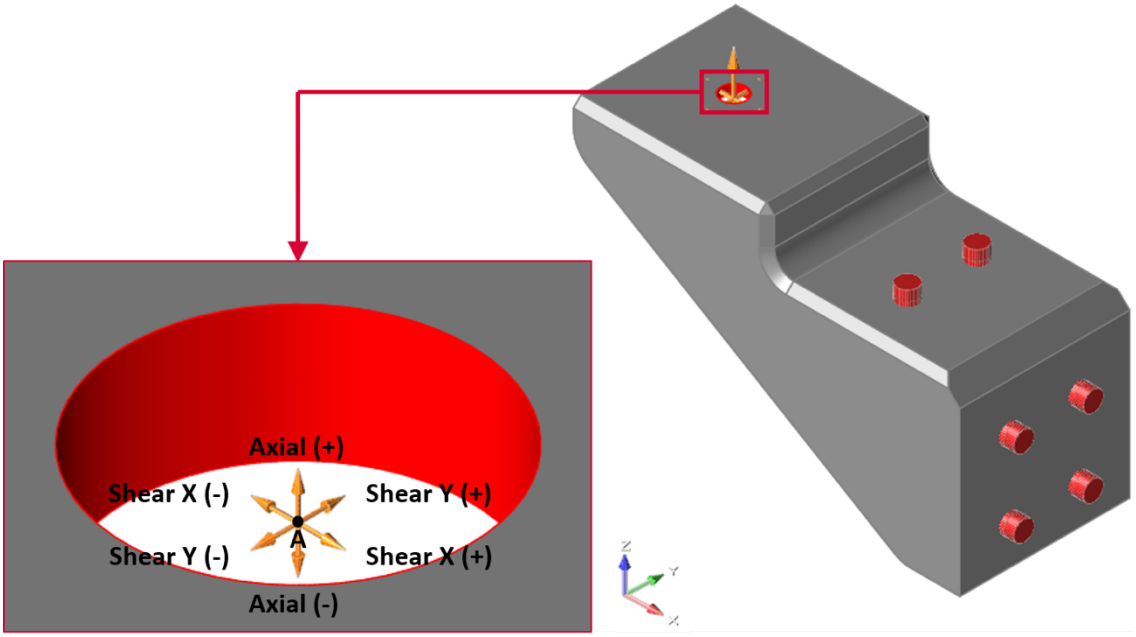

Figura 4.5 – Applicazione dei carichi

Dopo aver definito i vincoli, sono stati applicati i carichi Axial, Shear X e Shear Y nei versi sia positivi che negativi (Fig. 4.5), ed infine si è proceduto alla creazione delle condizioni di carico (o load cases). In Figura 4.6, grazie ad una struttura tabellare, è facilmente identificabile quali sono i carichi che intervengono in ogni load cases.

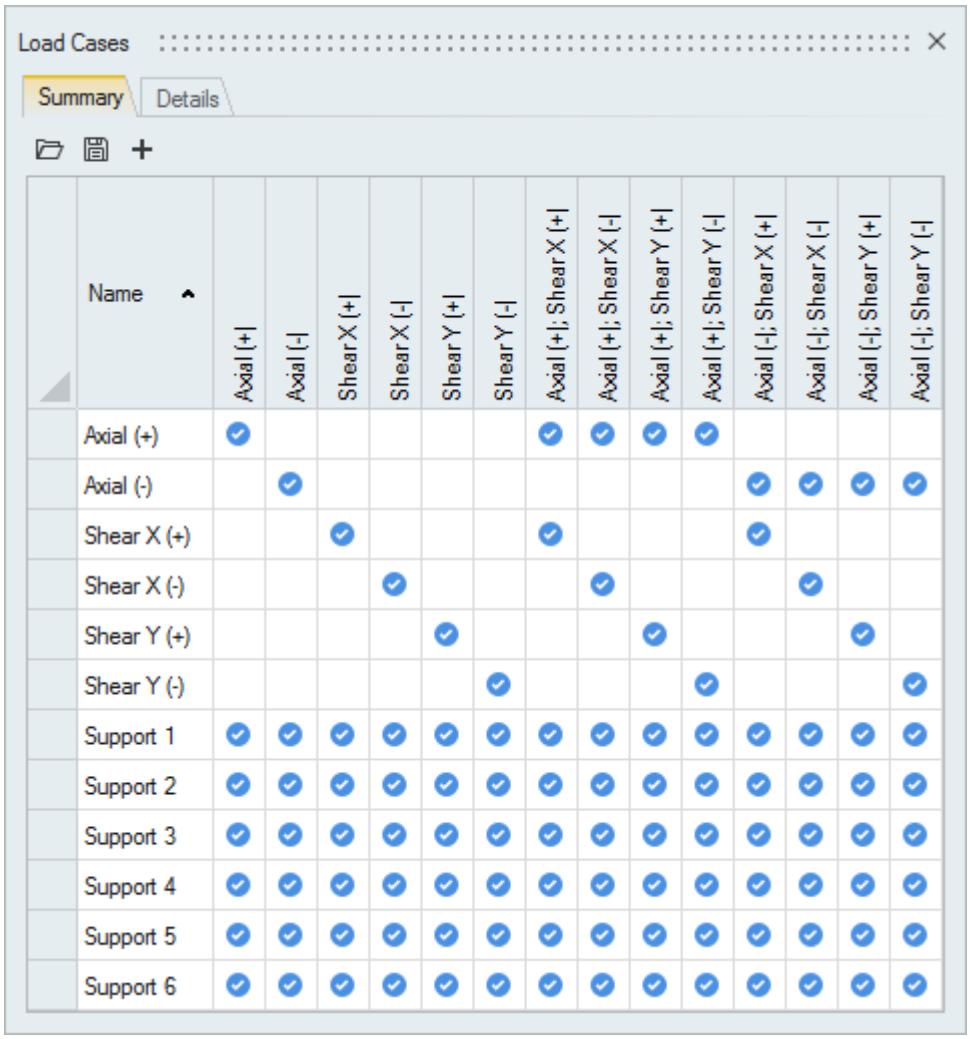

Figura 4.6 – Condizioni di carico

4.3 STUDIO DI CONVERGENZA E VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI DEL SUPPORTO

Prima di procedere con il processo di ottimizzazione, è stato effettuato uno studio di convergenza del risultato dell'analisi elastica lineare effettuata sul bracket. Ciò con l'intento di determinare per quale dimensione media degli elementi di mesh si riesce ad

ottenere il giusto compromesso tra la qualità del risultato e il tempo computazionale necessario ad ottenerlo. Nel dettaglio, la convergenza è stata valutata per mezzo di un *h-refinement*, ovvero calcolando la soluzione del problema riducendo di volta in volta la taglia media degli elementi di mesh a cui, conseguentemente, corrisponde un aumento del numero di gradi di libertà del problema stesso. Dalla teoria del metodo FEM [19, 20], è ben noto che all'aumentare del numero di elementi che discretizzano il dominio, il risultato di un'analisi tende asintoticamente ad un certo valore che, idealmente, supponendo di poter utilizzare un numero di infiniti elementi, coincide con la soluzione analitica del problema. La velocità con cui il risultato converge al valore teorico dipende dal tipo di elemento utilizzato. Il presente studio di convergenza è stato eseguito utilizzando elementi Tetra lineari (1° ordine) e parabolici (2° ordine) (Fig. 4.6), imponendo le seguenti taglie medie di mesh: 2,50 mm; 2,00 mm; 1,50 mm; 1,00 mm; 0,75 mm; 0,50 mm; 0,25 mm. Per quest'ultimo valore non è stato però ottenuto alcun risultato relativo alla discretizzazione effettuata con elementi Tetra a 10 nodi, poiché la memoria RAM richiesta dal calcolo superava quella di cui dispone il calcolatore (8 Gb).

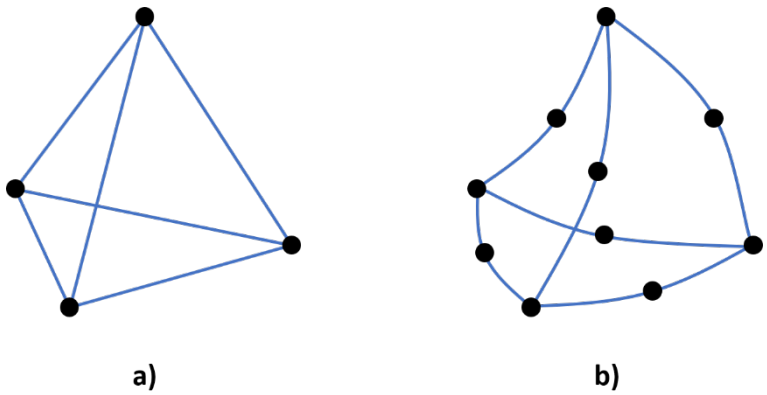

Figura 4.7 - Elemento Tetra: a) Tetra lineare a 4 nodi (1° ordine); b) Tetra parabolico a 10 nodi (2° ordine)

In Figura 4.8 sono riportate a titolo di esempio tre differenti mesh, ottenute avendo scelto una taglia media degli elementi rispettivamente pari a: 2,50 mm; 2,00 mm; e 1,50 mm. Dal grafico in Figura 4.9, è invece osservabile l'ovvia relazione di inversa proporzionalità tra il valore di taglia media ed il numero di elementi che discretizzano il modello. Si tiene a precisare che la corrispondenza tra la dimensione media e il numero di elementi è assolutamente identica per discretizzazioni fatte con elementi Tetra a 4 nodi, e con elementi Tetra a 10 nodi. Ciò poiché, in quest'ultimo caso, la mesh è comunque generata

a partire da una del 1° ordine, a cui poi vengono aggiunti gli ulteriori nodi in corrispondenza dei punti medi degli spigoli degli elementi. A parità di taglia media degli elementi, quindi, l'unica differenza tra una mesh del 1° e una del 2° ordine risiede nel numero di gradi di libertà totali di cui è dotato il modello discretizzato (Fig. 4.10).

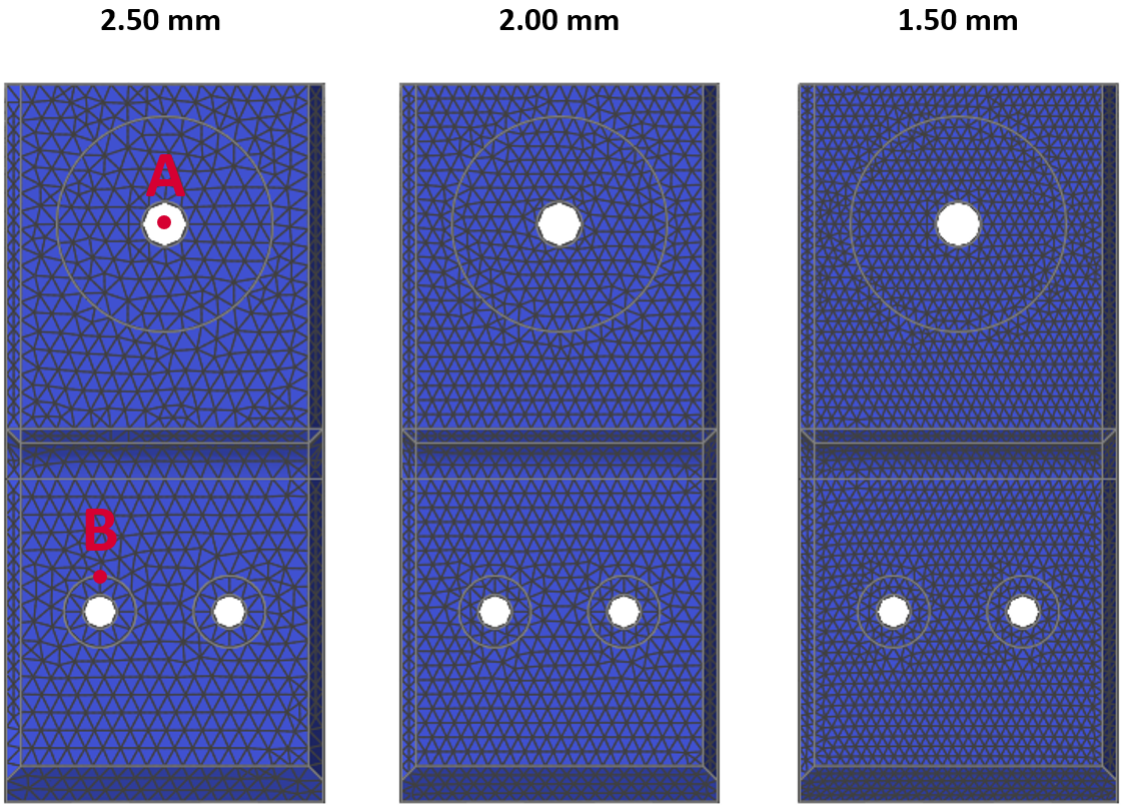

Figura 4.8 – Affinamento della mesh

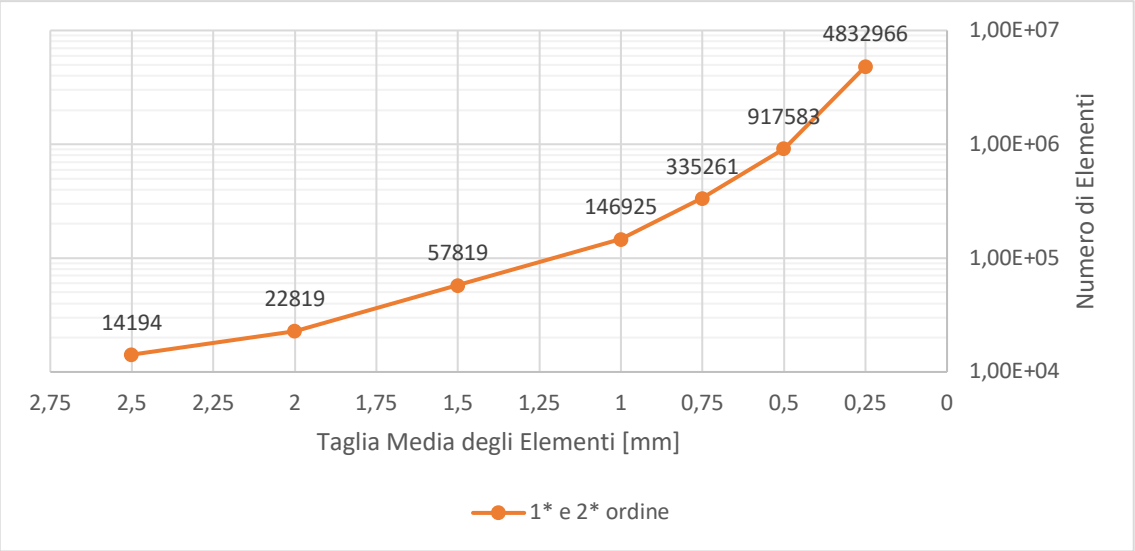

Figura 4.9 – Corrispondenza tra la dimensione media degli elementi ed il numero totale di elementi (asse Y in scala logaritmica)

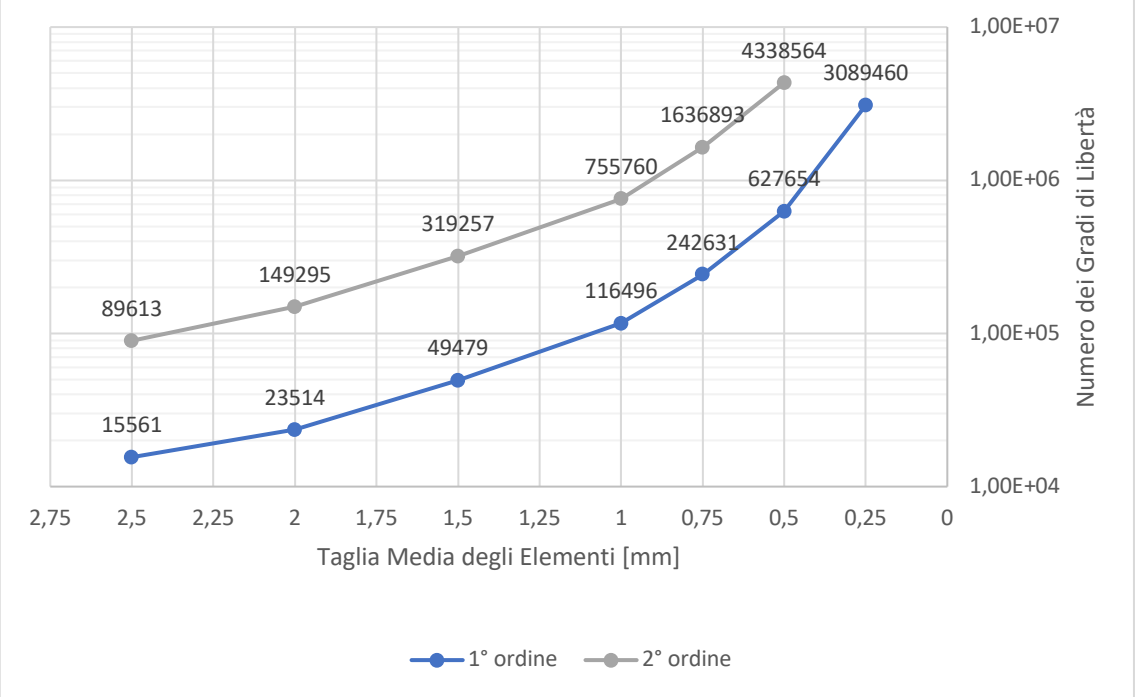

Figura 4.10 – Numero di g.d.l. in funzione della taglia media degli elementi

Evidentemente, più piccoli sono gli elementi che discretizzano il dominio, maggiore è il tempo impiegato per completare l'operazione di meshatura. Risulta inoltre più grande anche l'ordine del sistema algebrico del problema, e dunque, il tempo necessario alla sua risoluzione. In Figura 4.11 è possibile osservare un andamento di tipo esponenziale tra il tempo impiegato dal calcolatore (Dell Precision M4700 - Intel Core i7 @ 2.60 GHz - 8

Gb RAM - Windows 10) per completare l'analisi e il numero di elementi totali. È inoltre evidente che la discretizzazione del 2° ordine necessiti di tempi di calcolo più dilatati, essendo questa dotata di un numero maggiore di gradi di libertà.

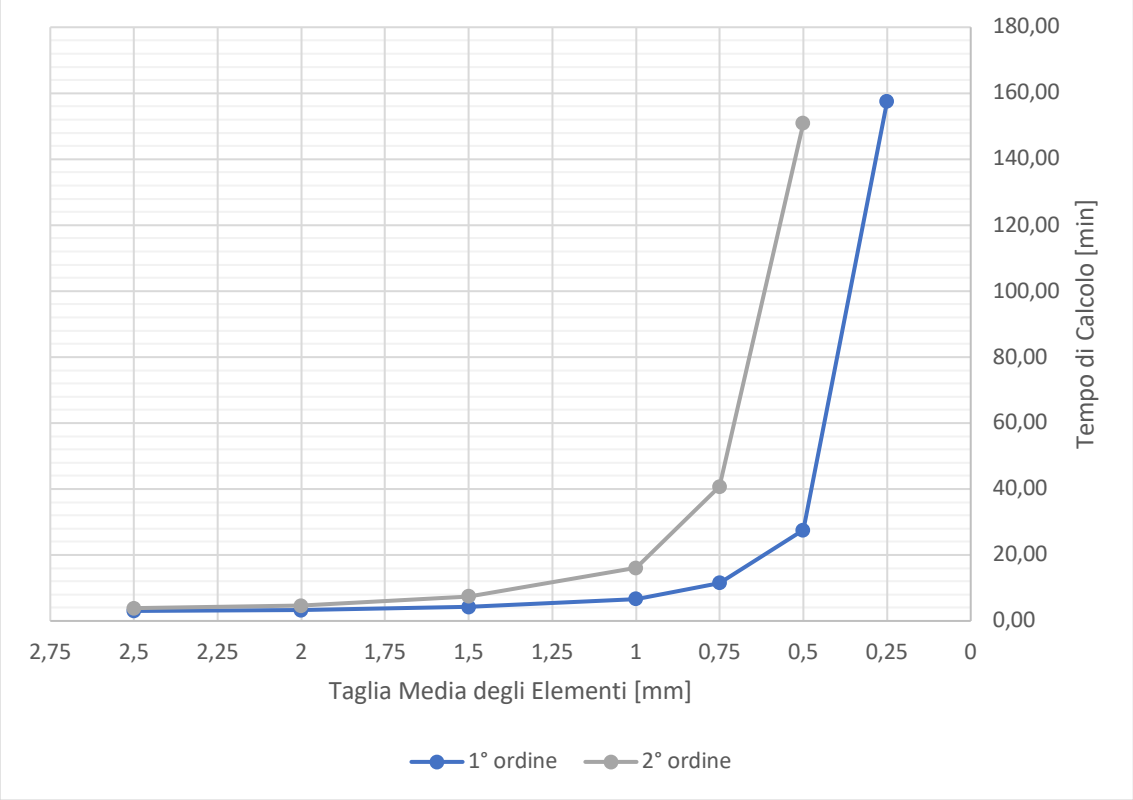

Figura 4.11 - Tempi di calcolo al variare della taglia media

La convergenza del risultato è stata valutata sul modulo dello spostamento in corrispondenza del punto di applicazione del carico (p.to A, Fig. 4.8) nei seguenti load cases: Axial (+), Shear X (+), Shear Y (+). Questi sono sufficienti ad esplorare tutte le modalità di sollecitazione del componente, dato che le restanti condizioni di carico sono frutto di una loro combinazione.

Dai grafici in Figura 4.12, 4.13 e 4.14, si può osservare l'andamento e la velocità della convergenza, valutata sullo spostamento, sia per una discretizzazione del 1°, che una del 2° ordine. Com'era del tutto prevedibile, la convergenza è raggiunta dal basso; ciò perché il modello FEM acquisisce sempre più gradi di liberta, diventando dunque più cedevole, via via che si riduce la taglia media della mesh.

Nonostante risulti palese che l'elemento Tetra a 10 nodi sia nettamente più performante rispetto all'elemento Tetra a 4 nodi, si è scelto di adottare, per tutto il resto della trattazione, elementi del 1° ordine con un valore di taglia media pari a 0,75 mm.

Questa decisione è stata presa in previsione del successivo processo di ottimizzazione topologica. In particolare, la scelta è ricaduta sugli elementi lineari perché quando si effettua un'ottimizzazione, è sempre preferibile fare uso di elementi del 1° ordine in modo da ridurre al minimo l'onere computazionale; e su una taglia media uguale ad 0,75 mm perchè essa fornisce il giusto compromesso tra i tempi di calcolo, la bontà dei risultati e anche il numero di elementi totali. Al fine di ottenere topologie dettagliate e ben definite è infatti consigliabile utilizzare una mesh ad elevata densità di elementi.

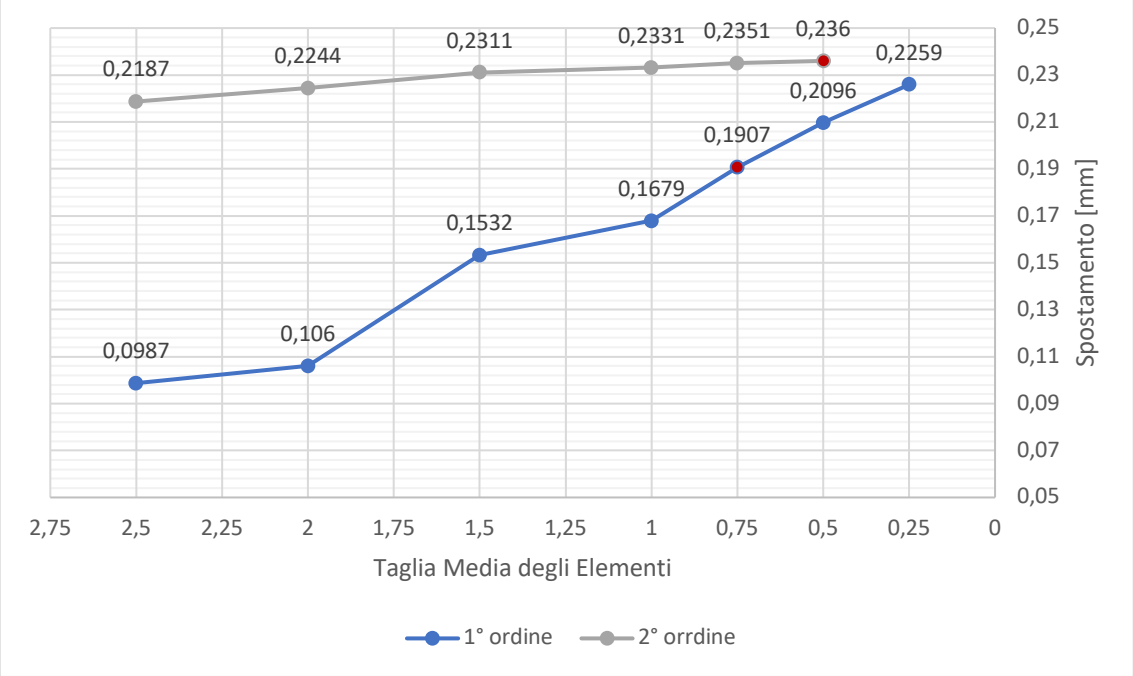

Figura 4.12 – Convergenza spostamento P.to A [Axial (+)]

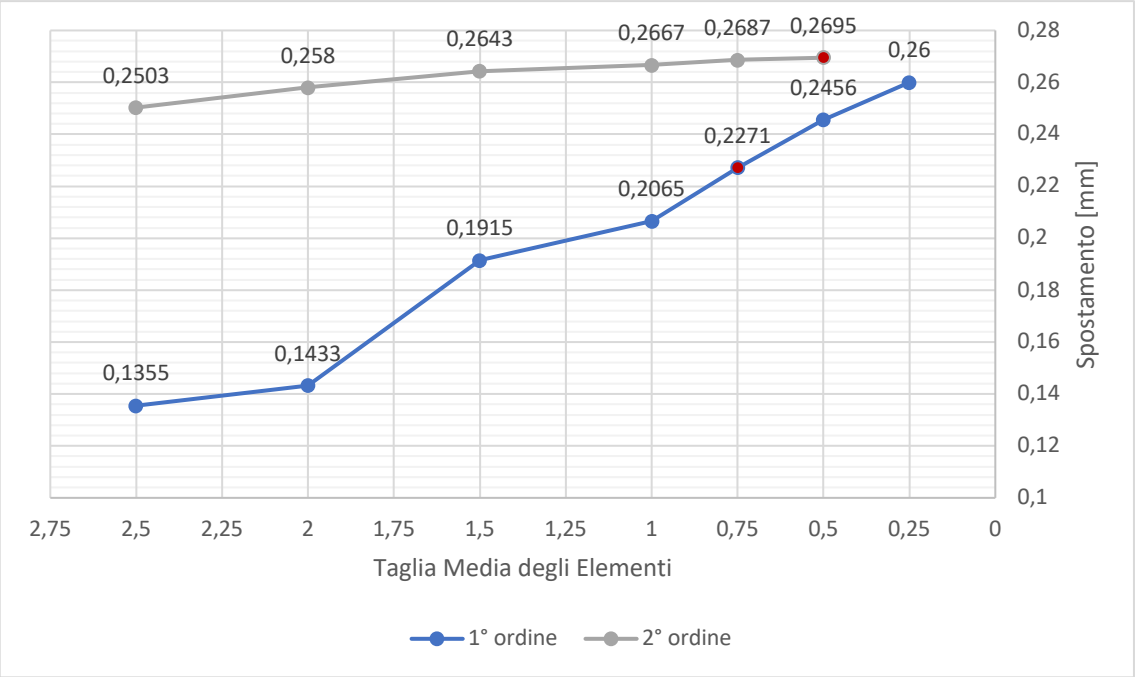

Figura 4.13 - Convergenza sposamento P.to A [Shear X (+)]

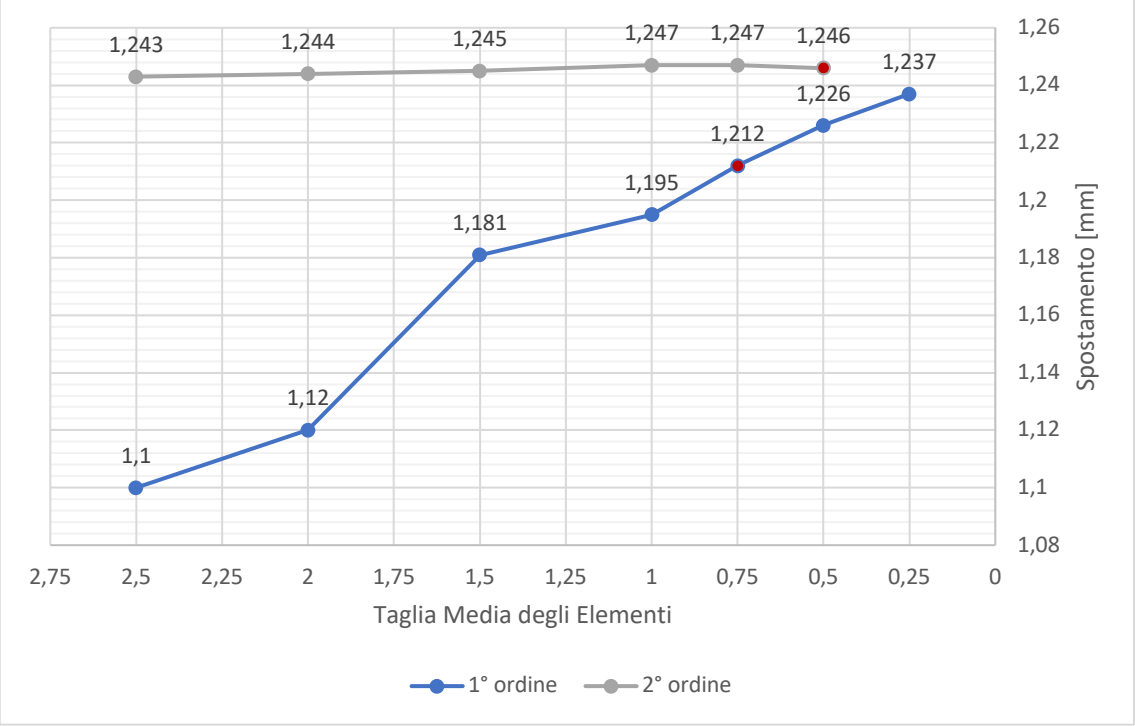

Figura 4.14 - Convergenza sposamento P.to A [Shear Y (+)]

A questo punto, per stimare in prima approsimazione di quanto il modello agli elementi finiti sia più rigido del componente reale, è stato calcoloato, per ogni condizione di carico, il rapporto tra lo spostamento prodotto dalla discretizzazione relativa ai parametri di mesh selezionati

(dispFEM), e il suo rispettivo valore asistotico, qui considerato pari allo spostamento ottenuto con una mesh del 2° ordine e una taglia media dell'elemento pari a 0,5 mm (dispCONV). In Tabella 4.2, sono riportati i rapporti dispFEM/dispCONV per i tre load cases presi in considerazione. Il valore più critico, ovvero quello più lontano dall'unità, si realizza nella condizione di carico Axial (+); esso sarà ripreso quando verrà analizzato il comportamento strutturale del bracket, e successivamente durante la descrizione dell'set-up dell'OT.

Tabella 4.2 – Rapporto tra lo spostamento del punto A prodotto dal modello FEM (Tetra a 4 nodi, taglia 0,75 mm) ed il rispettivo valore di convergenza (Tetra a 10 nodi, taglia 0,5 mm)

	Axial (+)	**Shear X (+)**	**Shear Y (+)**
dispFEM/dispCONV	0.81	0.84	0.97

Per completare lo studio della convergenza, questa è stata valutata anche sulle tensioni equivalenti di Von-Mises lette in corrispondenza del punto B (Fig. 4.8). Quest'ultimo lo si è scelto in prossimità di uno dei fori di fissaggio del bracket perché è lì che ci si aspettano le tensioni più alte; allo stesso tempo, però, esso è sposto ad una certa distanza dai nodi vincolati, con lo scopo di evitare eventuali singolarità che porterebbero alla divergenza della soluzione. Dalla teoria [19, 20] è infatti noto che, nei nodi in corrispondenza dei quali vi è applicato un vincolo o un carico, possono nascere delle instabilità numeriche, che rendono i valori di tensione letti in tali punti assolutamente privi di significato. Nei grafici in figura 4.15, 4.16 e 4.17, è riportato l'andamento della convergenza, rispettivamente nelle seguenti condizioni di carico: Axial (+), Shear X (+) e Shear Y (+). Per ognuna di queste è inoltre riportato in Tabella 4.3 lo scarto relativo tra il valore di tensione prodotto dalla discretizzazione di riferimento (Tetra lineare, taglia media pari a 0,75 mm) ed il valore asintotico. Per tutti e tre i load cases lo scarto relativo preso in modulo si mantiene al di sotto del 10%, confermando così che la discretizzazione di riferimento fornisce, anche per le tensioni, dei risultati di buona qualità.

Tabella 4.3 - Scarto relativo tra lo stress valutato nel punto B e prodotto dalla discretizzazione di riferimento (Tetra a 4 nodi, taglia 0,75 mm) ed il rispettivo valore di convergenza (Tetra a 10 nodi, taglia 0,5 mm)

	Axial (+)	**Shear X (+)**	**Shear Y (+)**
Scarto%	-8.0 %	-6.6%	5.5 %

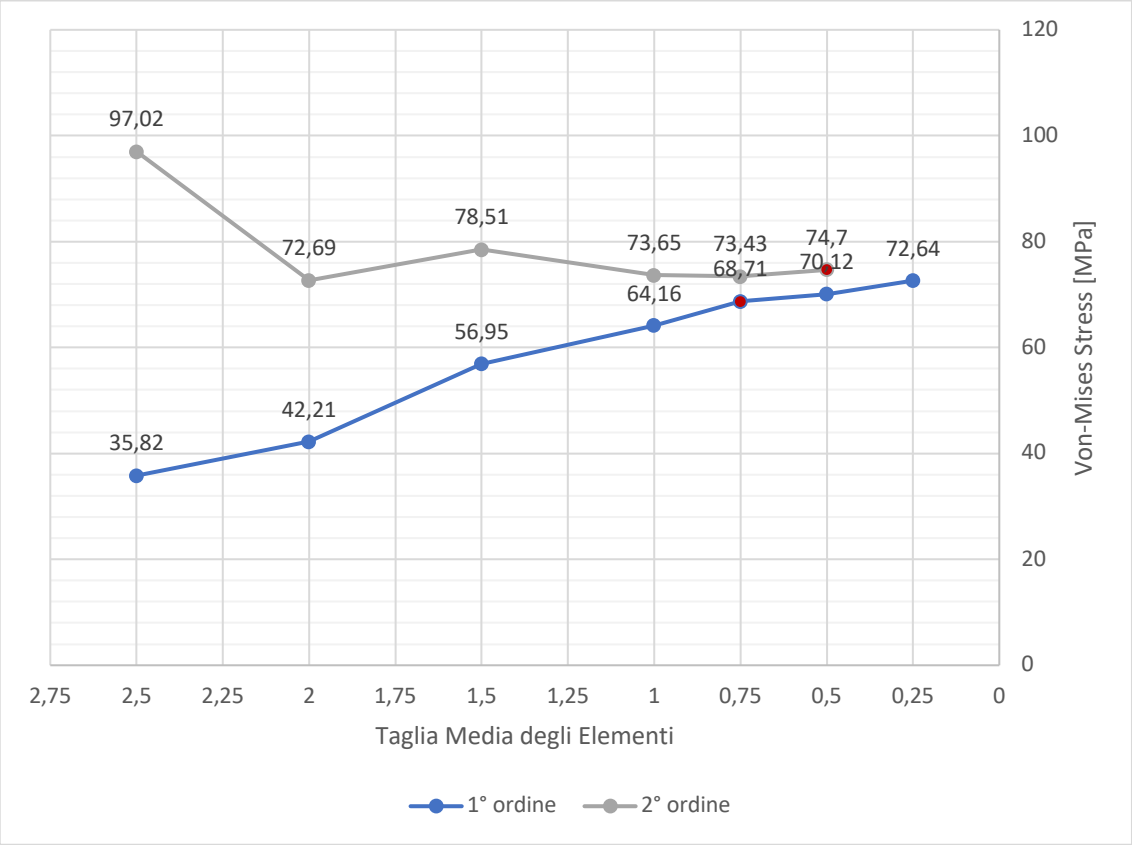

Figura 4.15 – Convergenza dello stress di VM valutata nel punto B [Axial (+)]

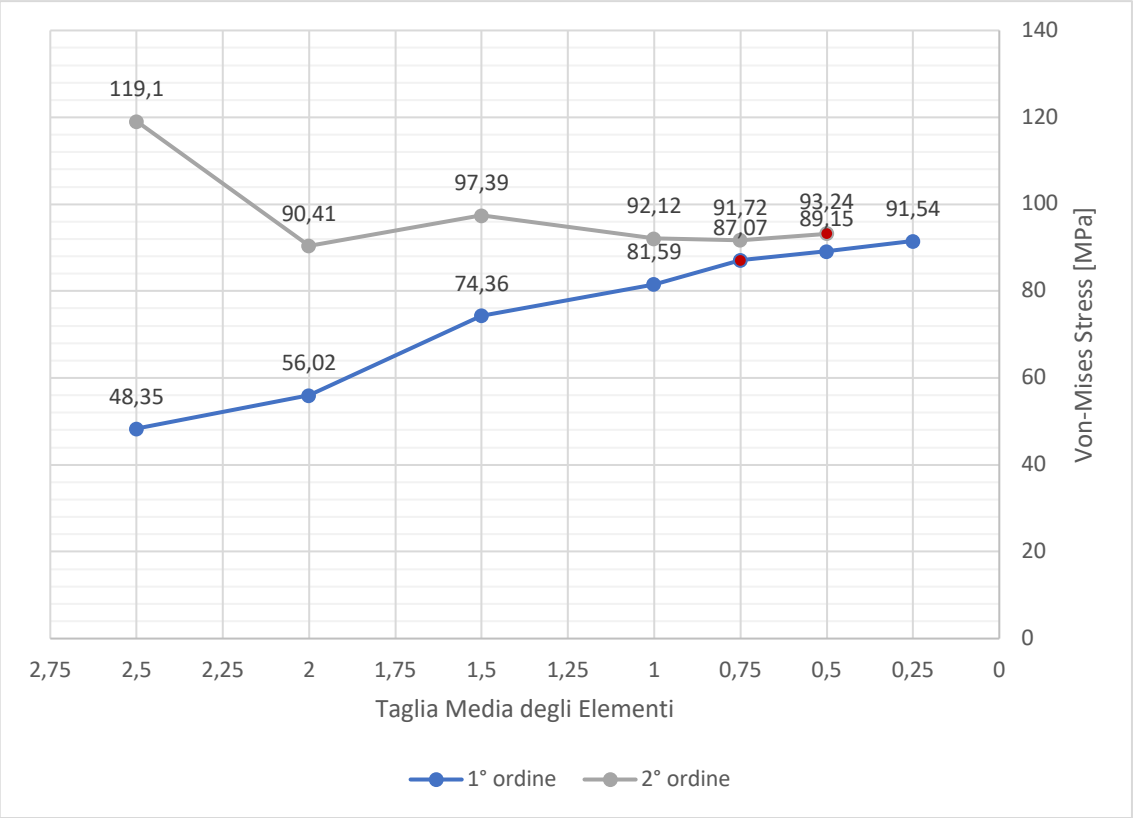

Figura 4.16 - Convergenza dello stress di VM valutata nel punto B [Shear X (+)]

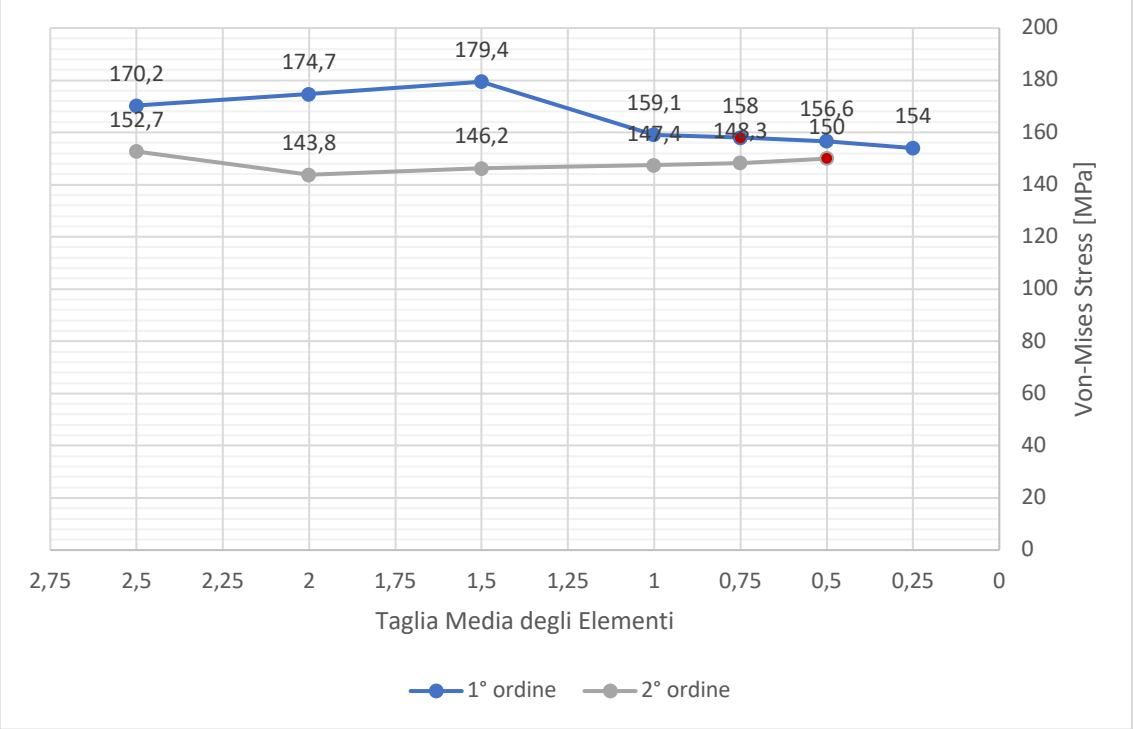

Figura 4.17 - Convergenza dello stress di VM valutata nel punto B [Shear Y (+)]

A conclusione di questo capitolo, sono infine analizzate le prestazioni meccaniche del supporto originale. In Figura 4.18 è riportato il contour delle tensioni equivalenti di VM, relativo alla condizione di carico in cui si realizza il valore più alto, ovvero il load case [Axial (+); Shear Y (+)]. Qui sono stati mascherati gli elementi in prossimità dei nodi caricati o vincolati in modo da evitare, come si è già detto, di leggere valori privi di significato causati da instabilità numeriche. In Figura 4.19, è invece riportata la deformata del braket ed il contour dello spostamento prodotto dal load case [Axial (+); Shear Y (+)], per il quale si verifica il massimo spostamento del punto A. I valori di tensione e spostamento massimi registrati sono sintetizzati in Tabella 4.4 insieme al fattore di sicurezza minimo e al perso del componente.

Dall'analisi strutturale effettuata ciò che è importante rilevare è che il componente lascia ampio spazio di miglioramento. Le tensioni più alte sono infatti concentrate su aree abbastanza ridotte del componente; inoltre il picco di stress produce un coefficiente di sicurezza minimo pari a 3,61, che è circa pari al 189 % del valore limite indicato dalle specifiche di progetto (1,25). Per quanto riguarda lo spostamento del punto A, si registra un valore massimo pari a 1,212 mm, che è il 25 % più conservativo del valore limite calcolato come il prodotto del rapporto dispFEM/dispCONV (0,81), definito precedentemente, ed il valore ammissibile indicato dalle specifiche di progetto (2 mm).

Tabella 4.4 – Performances supporto originale

min FS	**max VM stress [MPa]**	**Mass Total [g]**	**disp. P.to A [mm]**
3.61	229.1 [Axial (+); Shear Y (+)]	145.0	1.212 [Axial (+); Shear Y (+)]

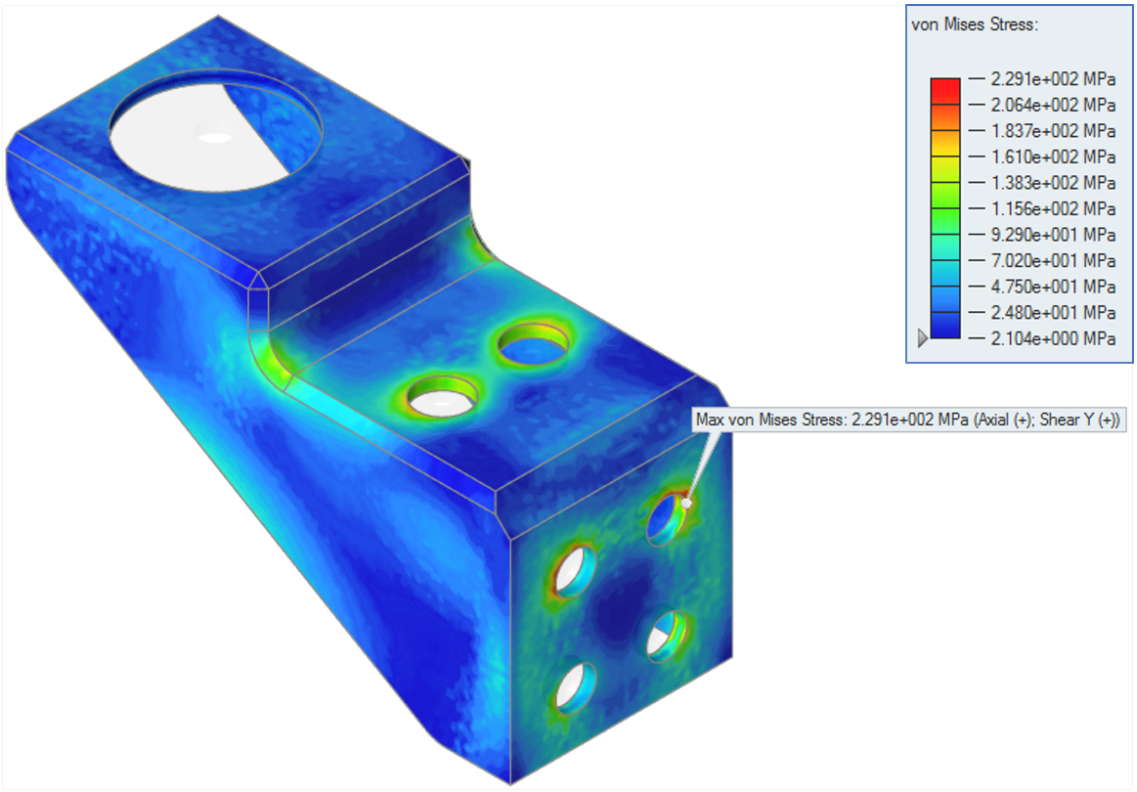

Figura 4.18 - VM stress contour [Axial (+); Shear Y (+)]

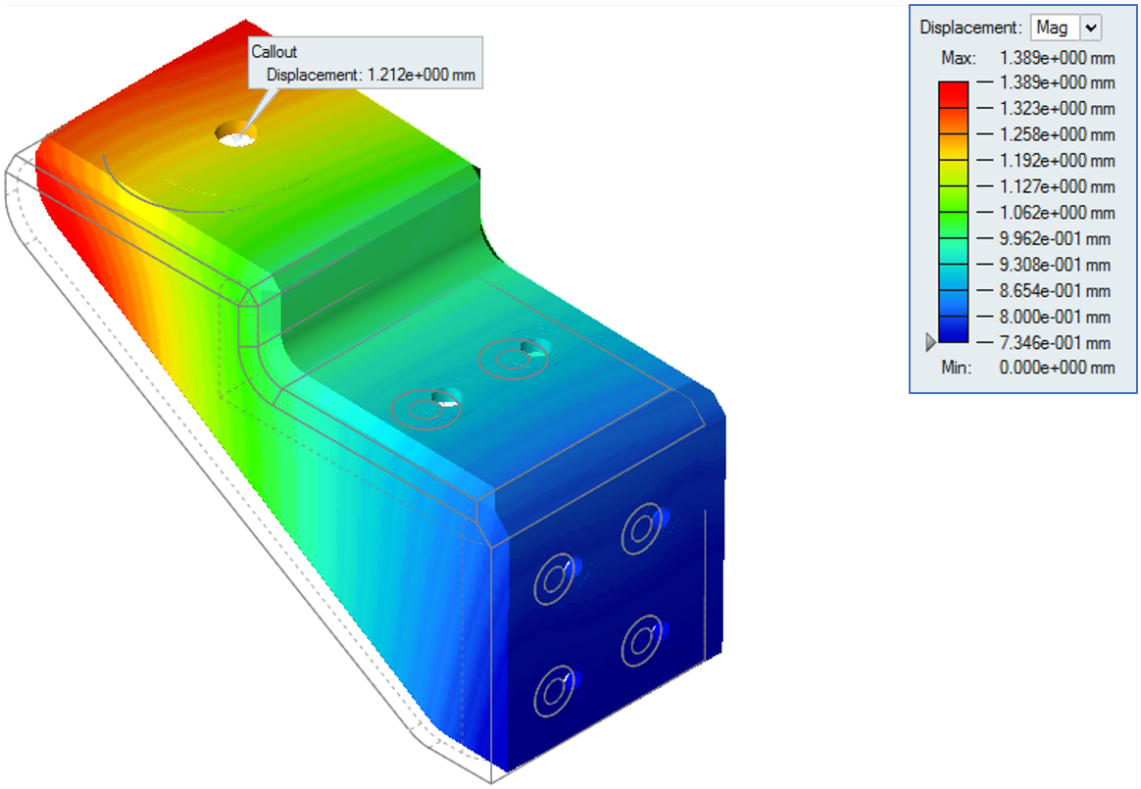

Figura 4.19 - Contour degli spostamenti [Axial (+); Shear Y (+)]

5 SET-UP DELL'OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA

In questo capitolo si entra nel merito del processo di set-up dell'OT del bracket; i risultati saranno poi descritti nel capitolo successivo. Di seguito sono descritti e definiti il *non-design space* ed il *design space*. Viene infine commentata la scelta dei parametri dell'ottimizzazione.

5.1 DEFINIZIONE DEL NON-DESIGN SPACE

Il non-design space (NDS) è quella regione del modello che non deve essere alterata durante le fasi di ottimizzazione. La massa attribuita al NDS è dunque vincolata e non può essere ridistribuita o rimossa dall'algoritmo di OT. Sono tipicamente definite come tali quelle porzioni del componente che si interfacciano con altri membri o che semplicemente devono esistere per motivi funzionali. L'esistenza del NDS ha inoltre un'utilità da un punto di vista puramente numerico; è sempre infatti consigliabile che vincoli e carichi siano applicati ad esso, e non direttamente al design space, poiché altrimenti si correrebbe il rischio di incombere in soluzioni prive di significato fisico.
Relativamente al bracket in esame, il NDS è stato definito tenendo conto che, nel processo riprogettazione, non può essere alterata la modalità e la tipologia del collegamento con cui è realizzato l'ancoraggio del supporto alla struttura portante (specifica di progetto n.5, Paragrafo 4.1). È dunque inevitabile fare uso dei rivetti originali. Al livello pratico, ciò implica che in corrispondenza dei fori di fissaggio è necessario garantire la presenza di una corona circolare, tale da permettere la corretta formazione della controtesta del rivetto durante la ribaditura dello stesso, e che questa abbia uno spessore pari a quello del bracket originale. Un ulteriore porzione di volume che deve rimanere vincolata si trova poi nell'intorno del foro attraverso cui sono trasmessi i carichi. Qui infatti, sulla faccia esterna del supporto, deve essere prevista una superfice d'appoggio circolare avente un diametro minino pari a 30 mm; mentre sulla faccia interna è sufficiente diametro minimo uguale a 22,5 mm. Anche questa regione, come la precedente, deve inoltre avere uno spessore fisso di 2,5 mm.
In Figura 5.1 è riportato il NDS evidenziato in arancione, quotato e sovrapposto al bracket originale.

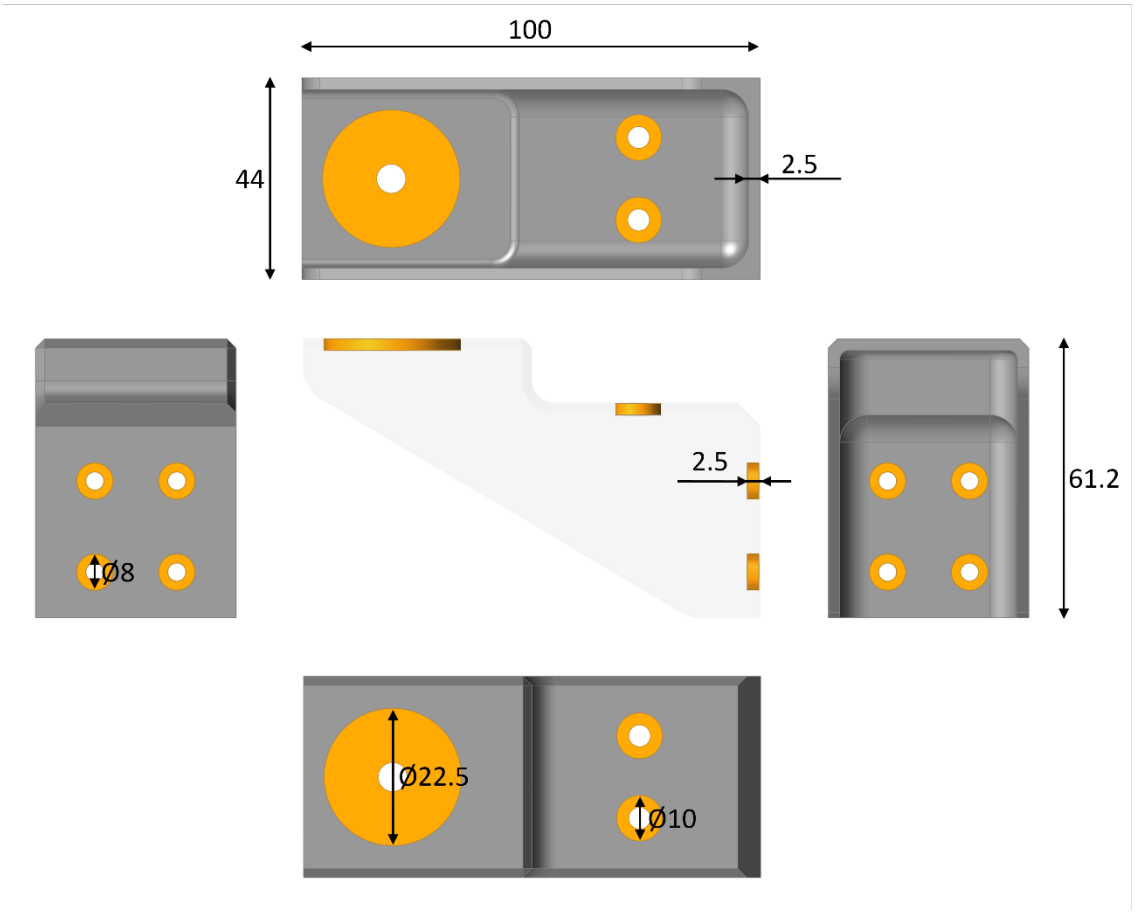

Figura 5.1 - Non-design space (in arancione) sovrapposto al bracket originale

5.2 DEFINIZIONE DEL DESIGN SPACE

Il design space (DS) è il volume che definisce il dominio dell'ottimizzazione. Al suo interno viene ridistribuita la massa con l'intento di ricercarne la migliore distribuzione sotto determinate condizioni di vincolo e di carico. Il DS dovrebbe essere il più grande possibile, così da lasciare la massima libertà di esplorazione all'algoritmo di OT. Allo stesso tempo, però, esso deve tenere conto della presenza di eventuali componenti con cui potrebbe andare a interferire.

Per chiarezza si tiene a precisare che in tutte le immagini che vengono proposte, quando un componente è evidenziato in colore amaranto, esso assume la valenza di design space. Relativamente al supporto oggetto di studio, sono stati definiti due DS alternativi, i quali sono presentati a seguire.

5.2.1 DS "ORIGINAL-BASED" (DS1)

La prima variante del design space che viene presentata è detta "original-based"; essa è così nominata poiché coincidente con il modello originale del bracket, fatta eccezione per quelle regioni che sono state attribuite al non-design space (Figura 5.2). Questo DS è stato scelto per valutare se e dove sarebbe stato possibile eliminare del materiale superfluo da asportare mediante lavorazioni alle macchine utensili, senza però dover riprogettare completamente il supporto.

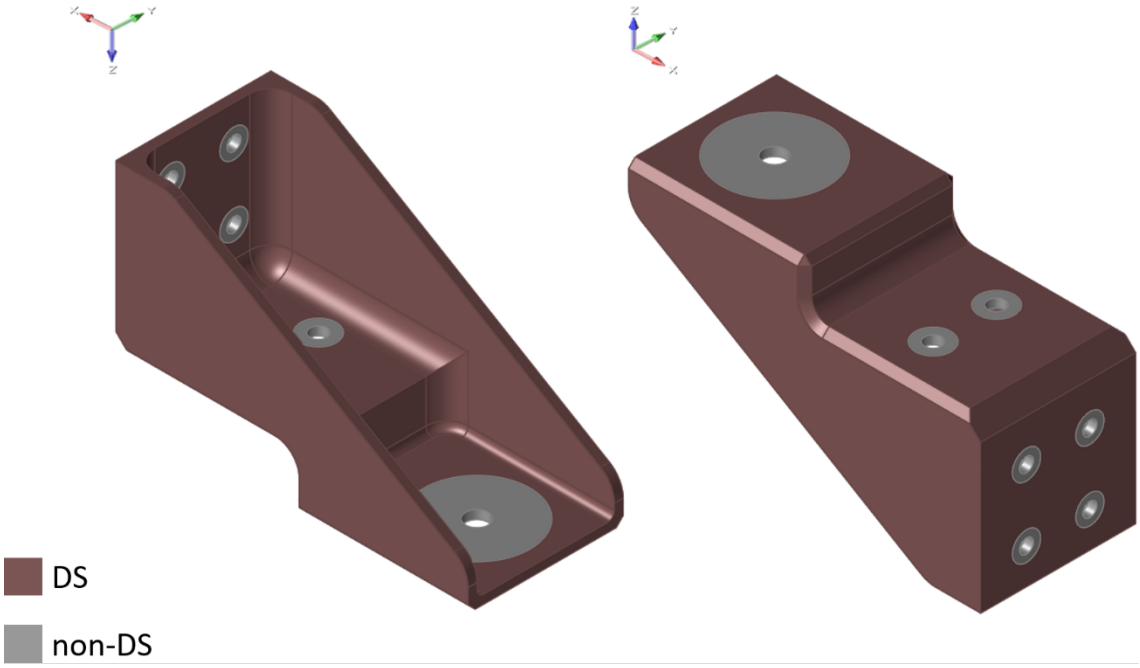

Figura 5.2 – Design space "original-based"

5.2.2 DS "FULL RE-DESIGN" (DS2)

Il DS "full re-design" è pensato per una riprogettazione drastica del bracket. Esso è costituito da un volume disegnato sugli ingombri massimi del supporto originale, e presenta 7 fori passanti, necessari a garantire che non venga posizionato del materiale in corrispondenza delle corone circolari attribuite al NDS. Il DS2 è mostrato in Figura 5.3 e 5.4, dove sono rispettivamente mostrate le viste isometriche e ortogonali, insieme alle quote più significative.

È stato dunque calcolato il rapporto tra il volume del DS2 e quello del bracket originale a meno del NDS (volDS/volORIGINAL), ottenendo un valore pari a 0.16. Questo è necessario per sapere quanto materiale deve essere asportato dal DS nel processo di ottimizzazione al fine di ottenere una riduzione del peso rispetto al modello originale.

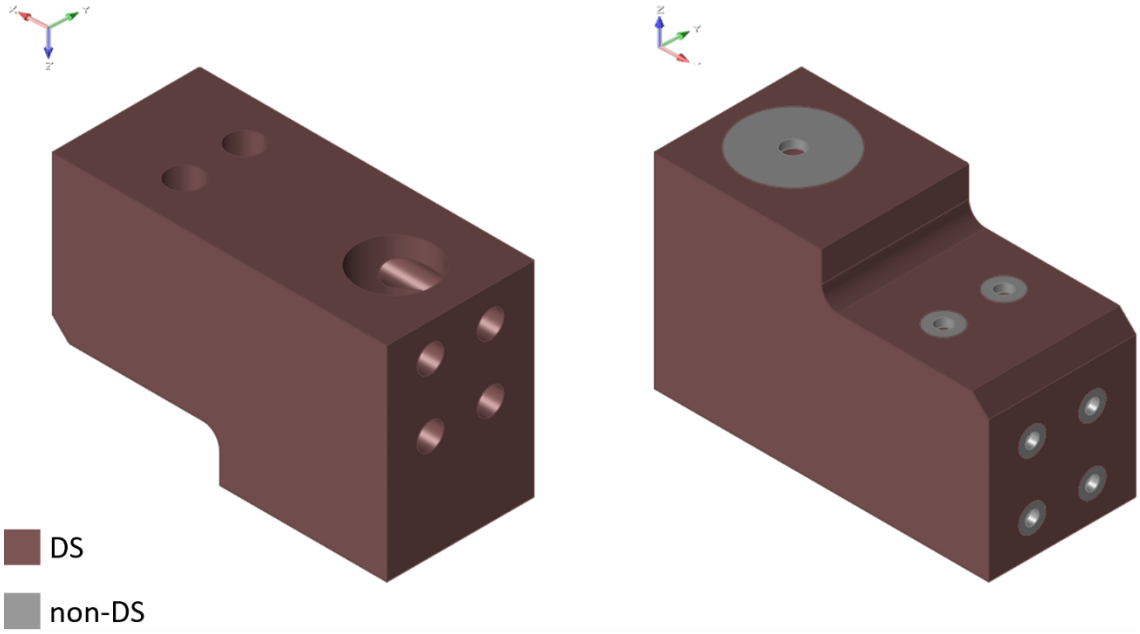

Figura 5.3 - Viste isometriche del DS2

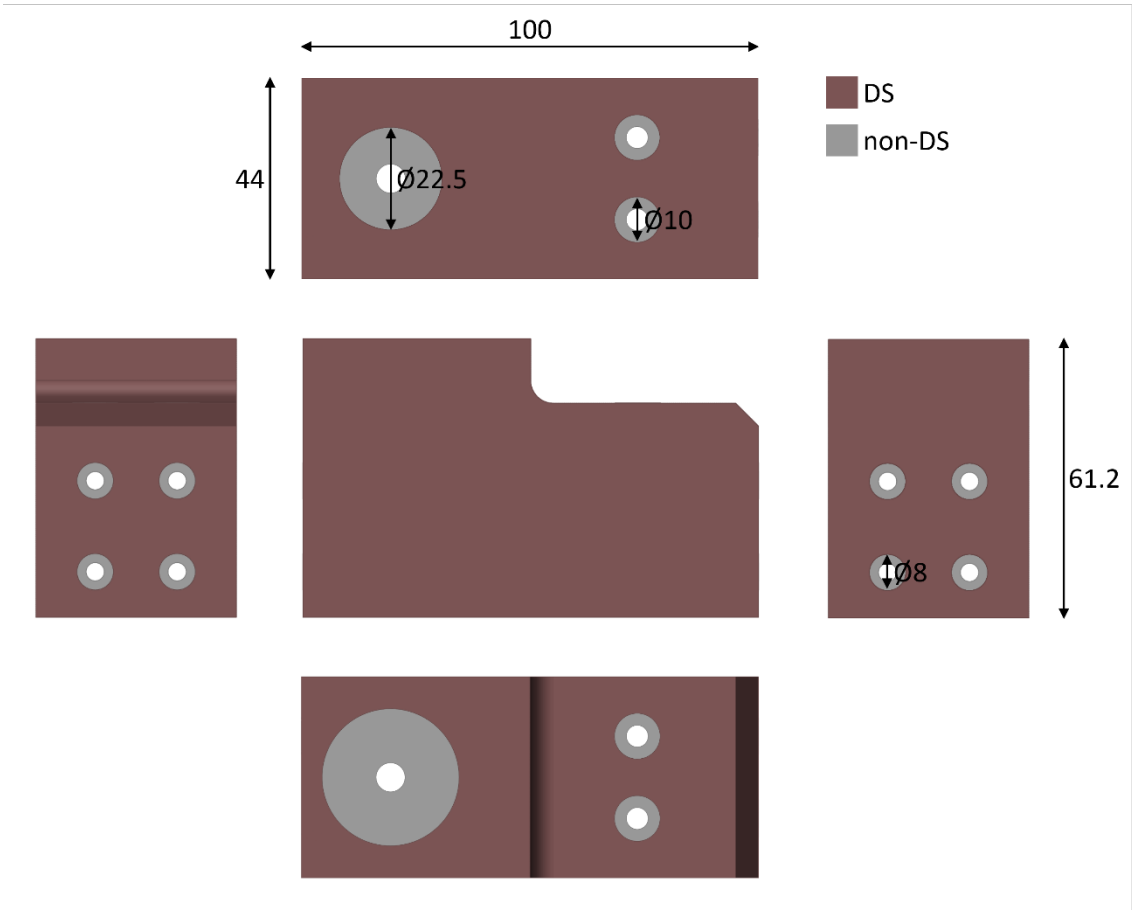

Figura 5.4 – Viste ortogonali del DS2

5.3 DEFINIZIONE DEI VINCOLI E DEGLI OBIETTIVI E DELL'OTTIMIZZAZIONE

Al capitolo primo si è detto che in un qualunque problema di ottimizzazione è necessario definire una funzione obiettivo espressa in funzione delle variabili di progetto, e che tale funzione può essere soggetta a dei vincoli direttamente imposti alle dette variabili di progetto o alle risposte del sistema.

In Inspire, quando si esegue un OT, è possibile scegliere tra due tipi di obiettivo: (i) massimizzare la rigidità (minimizzare la cedevolezza) o (ii) minimizzare la massa.

La massimizzazione della rigidità di uno spazio di progettazione produce una forma che genera la minima quantità di spostamento nel modello. Selezionando questo obiettivo di ottimizzazione è necessario imporre un vincolo sulla frazione del volume del design space. Quando si esegue la minimizzazione della massa viene invece prodotta la più leggera topologia capace di supportare i carichi applicati. In questo caso è necessario specificare un vincolo sullo stress globale per limitare la tensione massima nel modello.

Se si vuole minimizzare la massa è inoltre tipicamente consigliato imporre un vincolo di spostamento in modo da limitare le deviazioni della struttura in posizioni e direzioni specifiche.

Indipendentemente dall'obiettivo che si intende perseguire, all'interno di Inspire è possibile introdurre degli ulteriori vincoli: il vincolo di spessore e i shape controls. Il vincolo di spessore consente semplicemente di controllare lo spessore di una parete o il diametro di un membro della topologia, specificando lo spessore minimo e/o quello massimo. Gli shape controls (o controlli di forma), certamente più interessanti, sono ciò che distinguono dalla concorrenza i codici di OT sviluppati da Altair: essi agiscono sulla forma della soluzione dell'OT forzandola ad assumere delle caratteristiche geometriche che la rendono più facilmente producibile secondo una determinata tecnica produttiva. I differenti tipi di shape controls sono elencati e descritti in Figura 5.5.

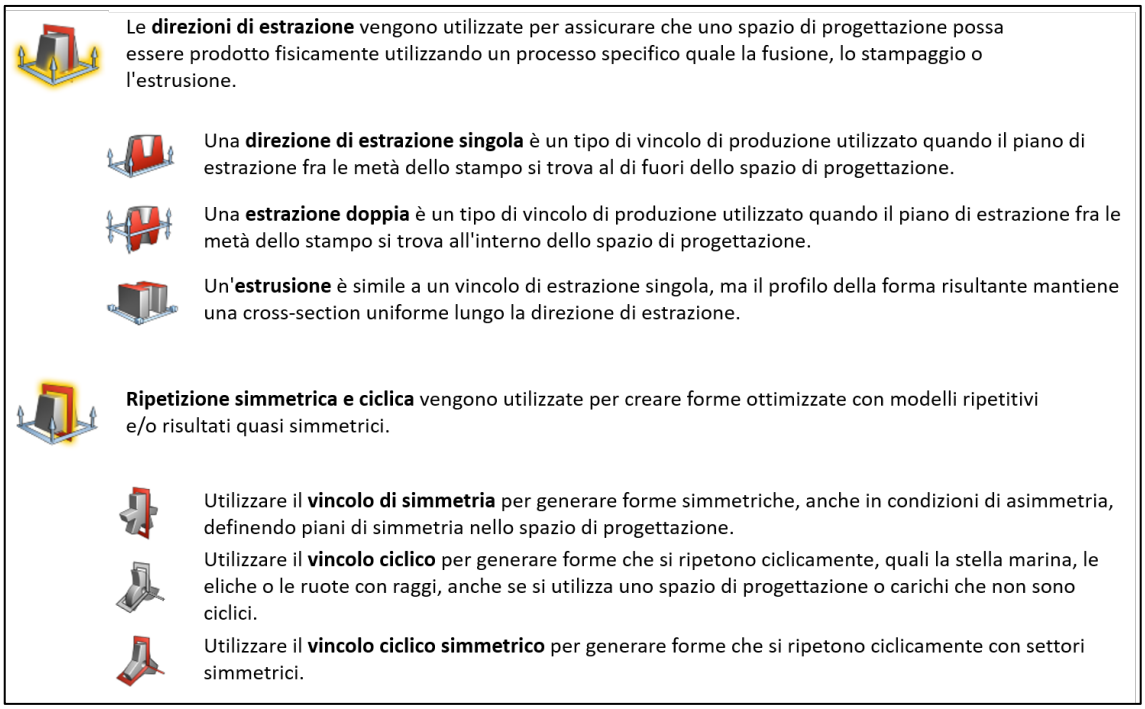

Figura 5.5 - Shape controls

Tra gli shape controls relativi alla direzione di estrazione, il vincolo di estrusione è il più indicato quando si vogliono ottenere forme da realizzare mediante lavorazione per asportazione di truciolo, ma anche per estrusione o stampa additiva. Il controllo di forma doppio split (estrazione doppia) produce invece topologie idonee per produzioni mediante stampaggio, fusione o fabbricazione additiva.

5.3.1 DS1

Sul DS1 è stata eseguita un'ottimizzazione con l'obiettivo di minimizzare la massa, avendo imposto, come da specifiche (Paragrafo 4.1), un vincolo sul coefficiente di sicurezza minimo pari a 1.25 e un vincolo sullo spostamento massimo del punto di applicazione del carico uguale a 1,6 mm. Quest'ultimo valore è stato ottenuto moltiplicando il coefficiente dispFEM/dispCONV (0,81), definito al Paragrafo 4.3, e il valore ammissibile indicato dalle specifiche di progetto (2 mm).

Poiché da questo design space si vogliono determinare le zone del supporto originale da cui sportare materiale mediante lavorazioni alle macchine utensili, è stato inoltre applicato un vincolo di estrusione sul piano ZX.

In Figura 5.6 è mostrato il DS1 insieme ai vincoli ad esso imposti. Qui, nel dettaglio riquadrato, è inoltre evidenziato il vincolo sullo spostamento schematizzato da un intorno sferico, di raggio pari a 1,6 mm, all'interno del quale è ammesso lo spostamento del punto soggetto al vincolo stesso.

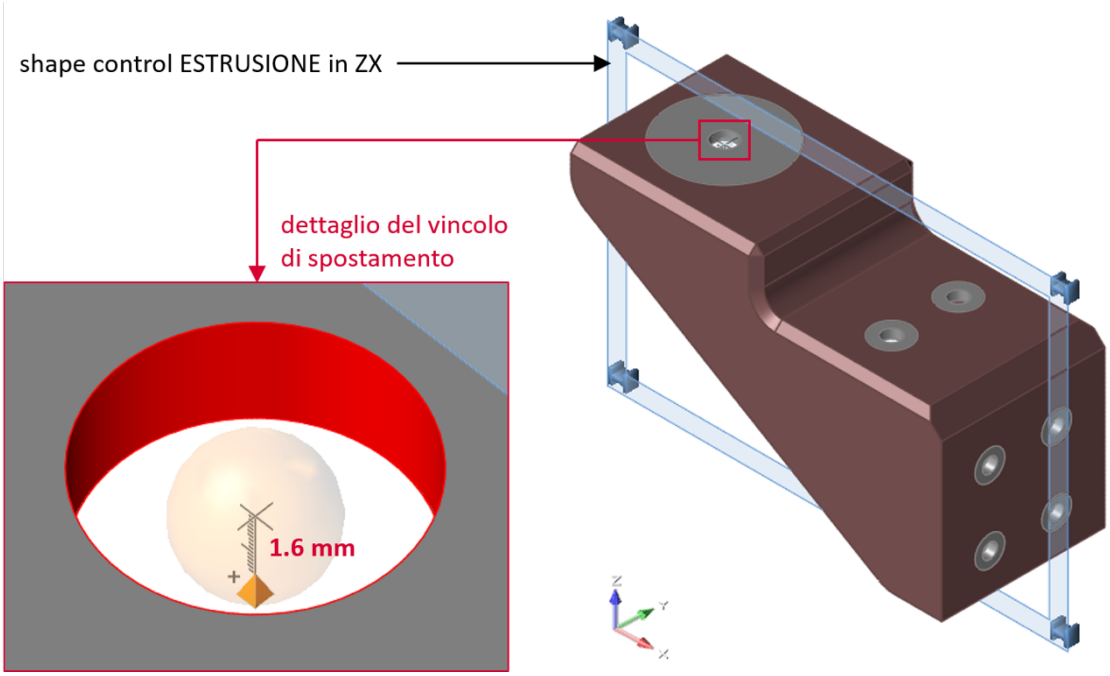

Figura 5.6 - Vincoli e shape control applicati al DS!

5.3.2 DS2

Si è detto che il DS2 è stato definito con l'intento di riprogettare il bracket stravolgendone completamente il disegno originale. Su di esso sono state dunque eseguite più analisi di ottimizzazione variando il tipo di obiettivo, di vincoli e di shape controls, in modo da ottenere svariate topologie da confrontare; così poi da selezionarne tre, a partire dalle quali costruire altrettante geometrie che possano essere realizzate mediante: (i) lavorazione alle macchine utensili, (ii) fusione, e (iii) stampa additiva.

Nel dettaglio, si è proceduto seguendo due strade differenti (Fig. 5.7): la prima prevede di minimizzare la massa del DS limitando il coefficiente di sicurezza minimo (1,25) e lo spostamento del punto di applicazione del carico (1,6 mm); la seconda, invece, ricerca la massimizzazione della rigidità mantenendo il 5% dello spazio di progetto. La frazione di volume è dunque pari a 0,05, che è certamente minore del rapporto volDS/volORIGINAL (0,16), definito al Paragrafo 5.2.2.

In entrambi i casi, è stato inoltre impostato un vincolo sullo spessore uguale a 5 mm, in modo da evitare la generazione di strutture con particolari troppo sottili che potrebbero essere difficili da realizzare in fase produttiva.

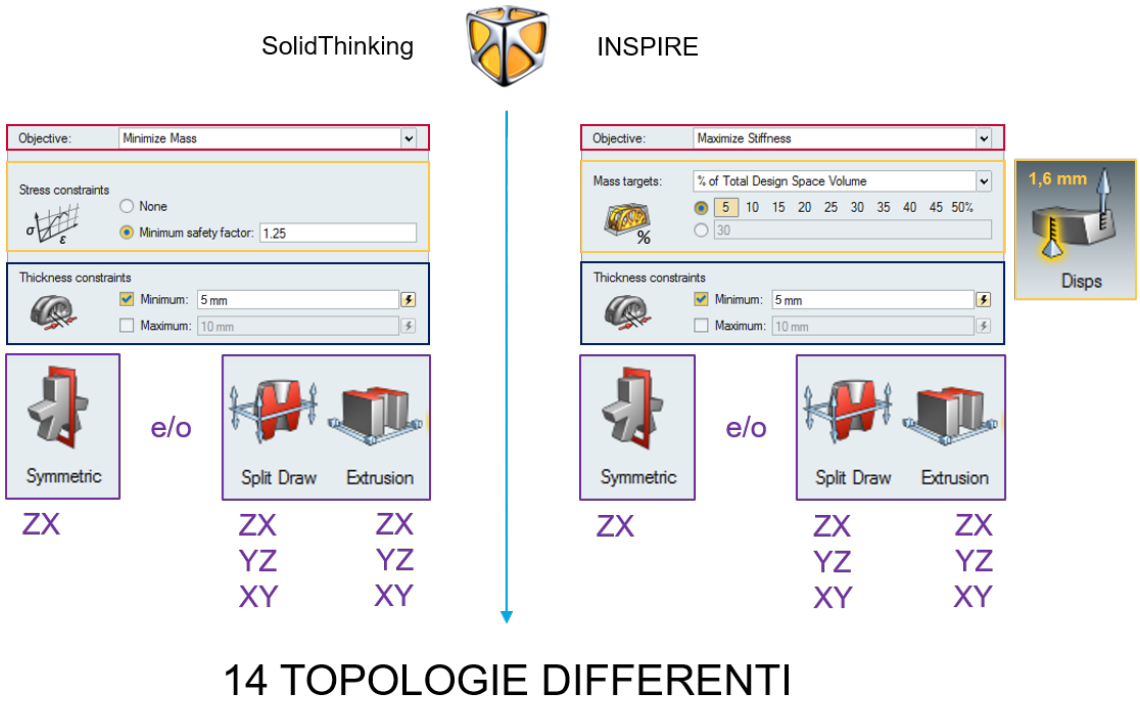

Figura 5.7 - Sintesi dei parametri di ottimizzazione

Per ciascuno dei due obiettivi sono state lanciate 7 analisi di OT imponendo, di volta in volta, i seguenti shape controls applicati al design space:

1. simmetria in ZX;
2. simmetria in ZX + doppio split (split draw) in ZX;
3. simmetria in ZX + doppio split (split draw) in YZ;
4. simmetria in ZX + doppio split (split draw) in XY;
5. estrusione in ZX;
6. estrusione in YZ;
7. estrusione XY.

In totale sono state ottenute 14 topologie differenti, le quali saranno analizzate e confrontate al capitolo successivo.
In conclusione, a titolo di esempio, in Figura 5.8 è visibile il DS2 su cui sono applicati gli shape controls di simmetria in ZX e di doppio split in YZ.

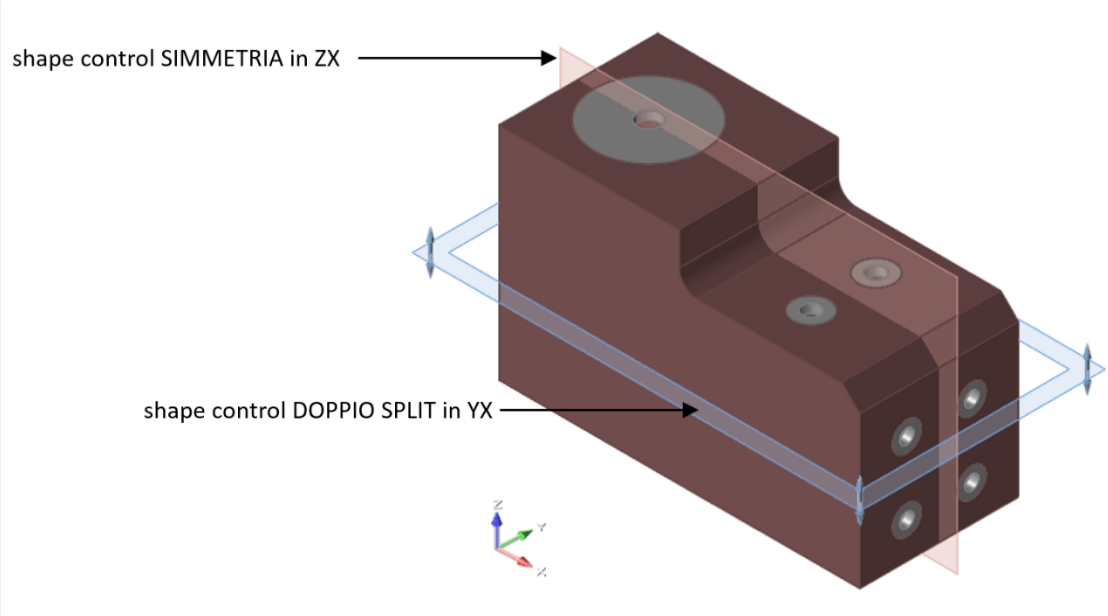

Figura 5.8 - Esempio di shape controls applicati al DS2

6 RISULTATI

In questo capitolo vengono presentati i risultati del processo di ottimizzazione topologica del bracket, ottenuti a partire dal DS1 e dal DS2.

6.1 DS1

Inspire permette di interpretare il risultato dell'OT mediante il metodo delle curve iso-densità, descritto già al Paragrafo 2.5. Esso prevede la definizione di un valore di soglia (cut-off) su cui viene tracciata una curva iso-densità che descrive il contorno della topologia risultante; dunque si scartano tutti gli elementi a cui è stata assegnata una densità inferiore alla soglia, e si promuovono a densità unitaria tutti gli altri. In Inspire, tale procedimento è svolto in modo semiautomatico mediante lo *shape explorer* (Fig. 6.1). L'utente, facendo uso di un cursore scorrevole, specifica esclusivamente il valore della densità di taglio; le operazioni di scarto e promozione sono invece eseguite automaticamente dal software.

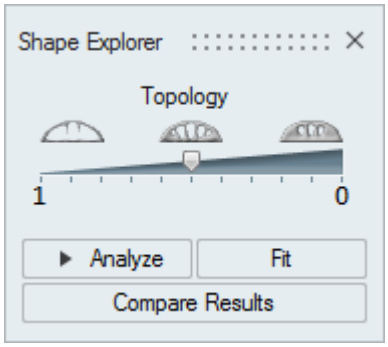

Figura 6.1 - Shape explorer

In Figura 6.2 è riportata la forma prodotta dall'ottimizzazione del DS1 per tre differenti valori della densità di cut-off: 0,2; 0,5; 0,8. Qui è immediato osservare come l'interpretazione del risultato dell'OT mediante il metodo delle curve iso-densità sia fortemente influenzato dalla scelta del valore di soglia. Generalmente quest'ultimo è selezionato in modo da produrre una topologia che sia interamente connessa e non presenti regioni di materiale isolate.

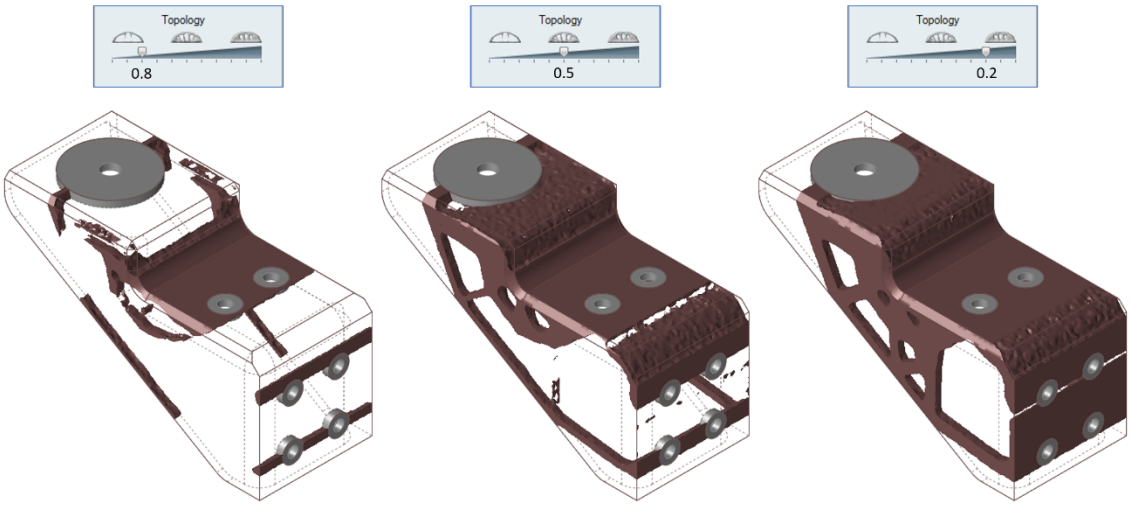

Figura 6.2 - Influenza della densità di cut-off sulla forma del risultato dell'OT (DS1)

Per questa prima ottimizzazione effettuata sul DS1 è stato scelto un valore della densità di taglio pari a 0,15. In Figura 6.3 e 6.4 sono mostrate rispettivamente le viste ortogonali ed isometriche della topologia risultante, da ora in avanti identificata con il nome "1stOT_DS1_minmass1.25_extZX_dispconstr1.6mm", la quale si ricorda essere ottenuta ricercando la minimizzazione della massa, vincolando il coefficiente di sicurezza minimo (1,25), lo spostamento massimo del punto di applicazione del carico (1,6 mm), e applicando il controllo di forma di estrusione sul piano ZX.

Grazie allo strumento di analisi disponibile direttamente dallo shape explore (Fig. 6.1), sono state valutate le prestazioni della topologia, sintetizzate in Tabella 6.1.

Tabella 6.1 - Performances 1stOT_DS1_minmass1.25_extZX_dispconstr1.6mm

min FS	**max VM stress [MPa]**	**Mass Total [g]**	**disp. P.to A [mm]**
1.98	418.4 [Axial (+); Shear Y (+)]	97.3	1.344 [Axial (+); Shear Y (+)]

Tabella 6.2 - Performances 1stOT_DS1_CAD

min FS	**max VM stress [MPa]**	**Mass Total [g]**	**disp. P.to A [mm]**
2.78	297.5 [Axial (+); Shear Y (+)]	113.0	1.271 [Axial (+); Shear Y (+)]

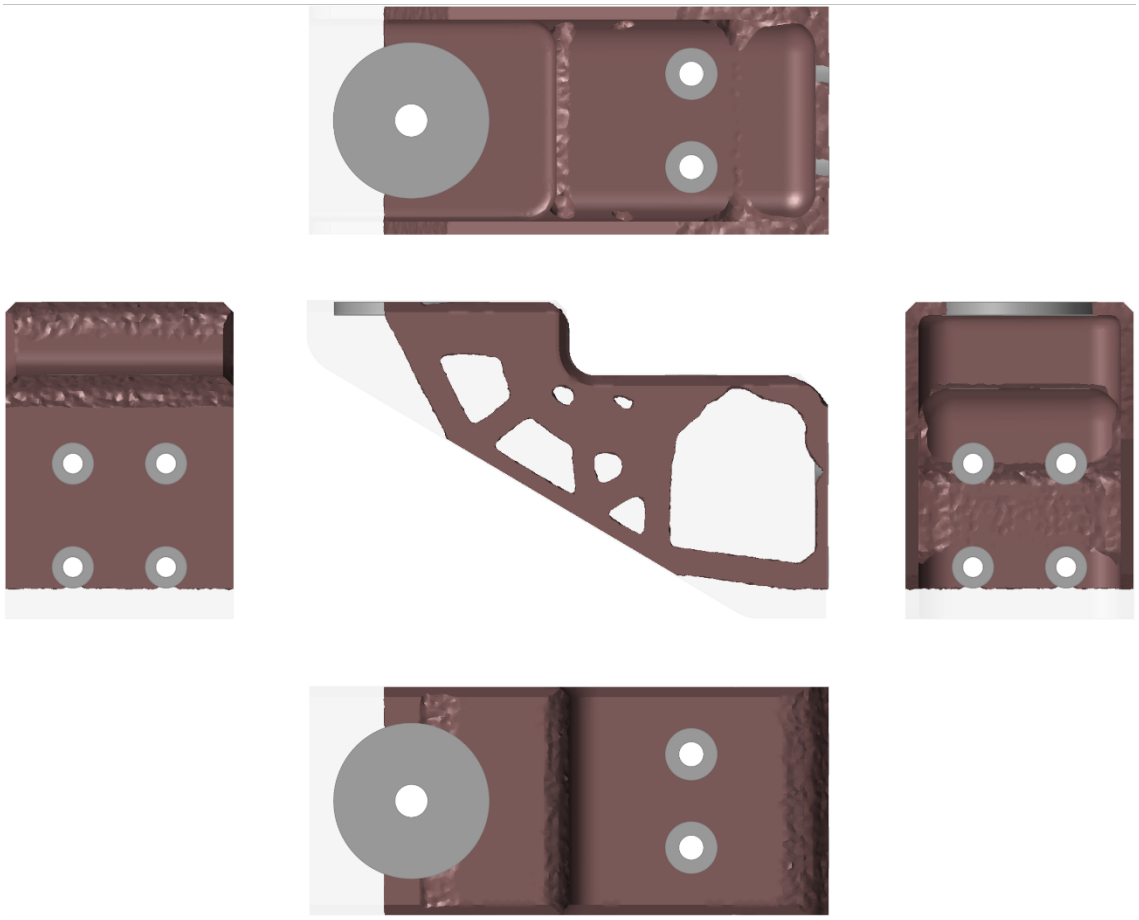

Figura 6.3 - Viste ortogonali 1stOT_DS1_minmass1.25_extZX_dispconstr1.6mm

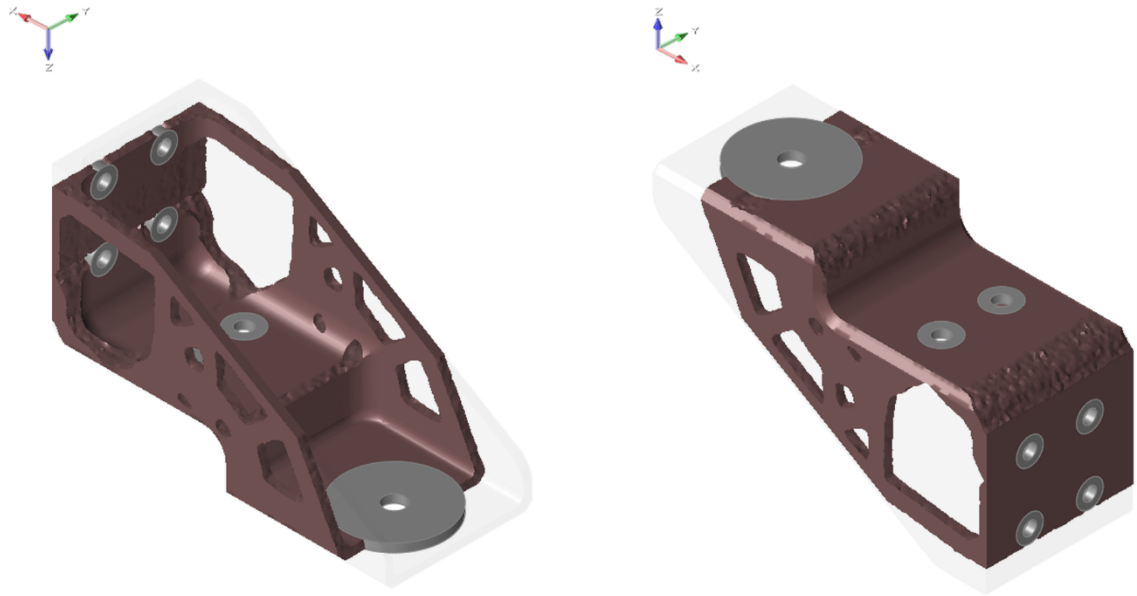

Figura 6.4 - Viste isometriche 1stOT_DS1_minmass1.25_extZX_dispconstr1.6mm

Verificato che la topologia "1stOT_DS1_minmass1.25_extZX_dispconstr1.6mm" soddisfa le richieste, è stata costruita su di essa una geometria CAD nominata "1stOT_DS1_CAD" (Fig. 6.5). Le performances valutate su quest'ultima sono riportate in Tabella 6.2.

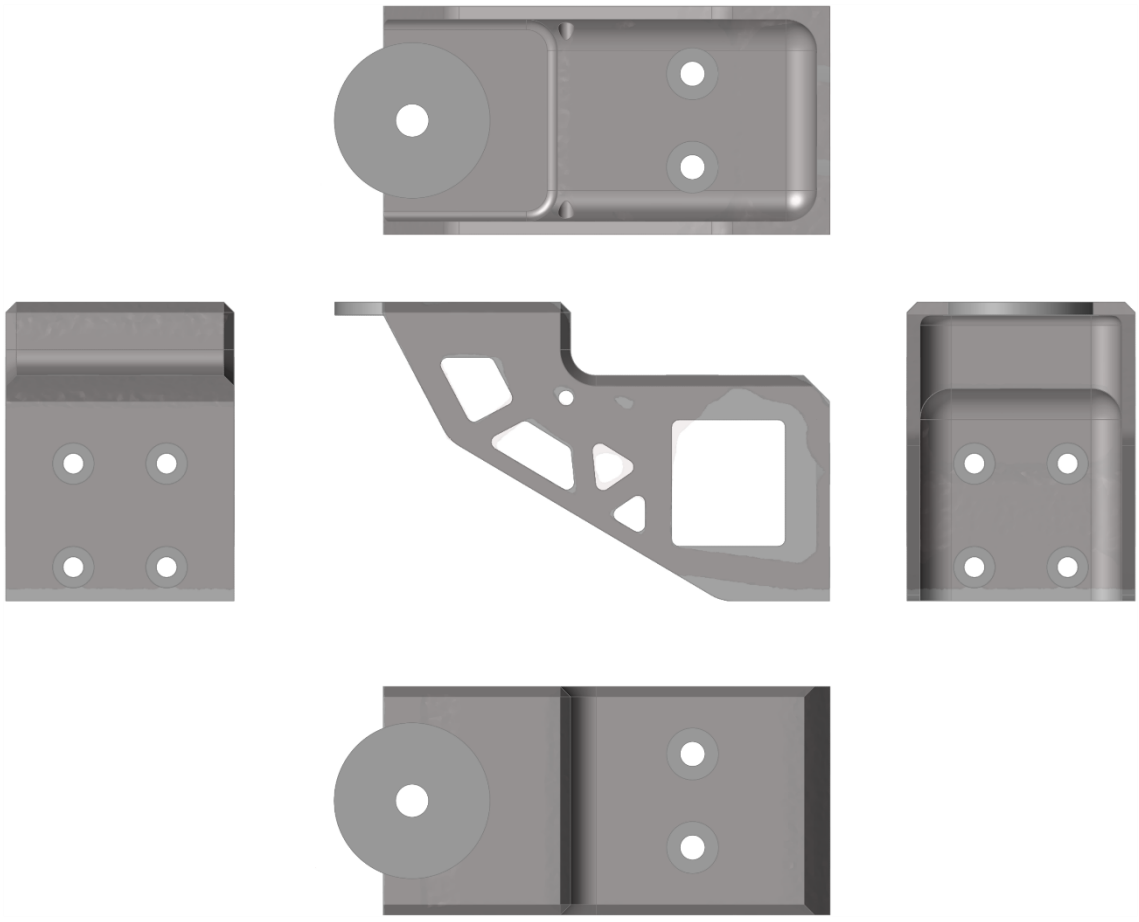

Figura 6.5 - 1stOT_DS1_CAD

Un secondo ciclo di ottimizzazione, con lo scopo di rimuovere ulteriore materiale inefficiente dal bracket, è stato poi eseguito utilizzando il volume del modello CAD "1stOT_DS1_CAD" come design space (Fig. 6.6). In questo caso, si sono mantenuti i medesimi obiettivi e vincoli, con l'unica differenza che, rispetto alla prima ottimizzazione, il piano di estrusione è stato spostato in XY.

Se si vuole ottenere il massimo beneficio in termini di riduzione di massa, quando si utilizza uno shape control di estrusione, è infatti utile eseguire almeno due ottimizzazioni in serie, spostando il controllo di forma su piani ortogonali. Questo perché lo shape control di estrusione, dato che impone una forma a sezione trasversale costante lungo una

data direzione, tende a sovrastimare il materiale necessario a rispettare i vincoli dell'ottimizzazione.

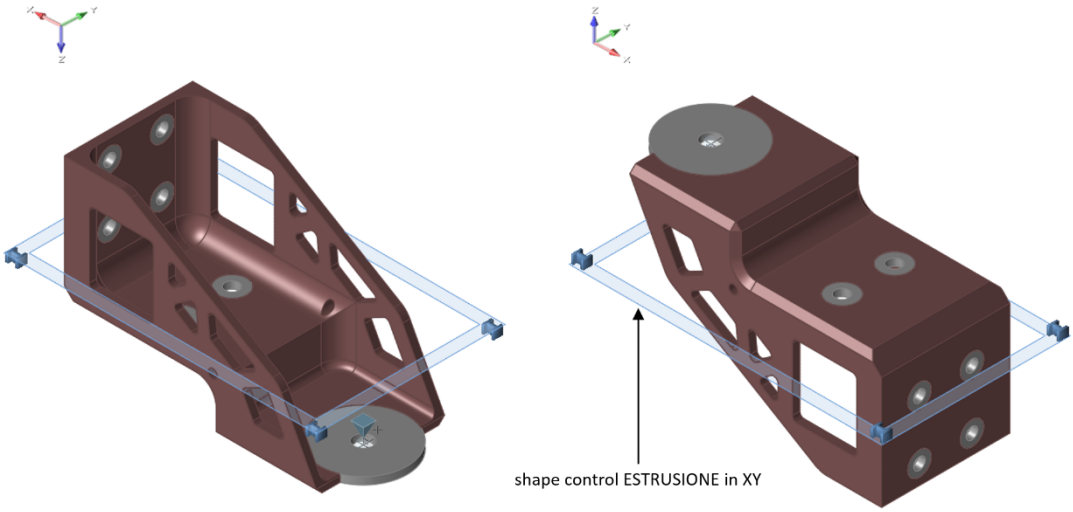

Figura 6.6 - Design space relativo al secondo ciclo di ottimizzazione

Il risultato della seconda ottimizzazione, relativo ad un valore di densità di taglio pari a 0,25, è identificato dal nome "2ndOT_DS1_minmass1.25_extXY_dispconstr1.6mm" ed è visibile in Figura 6.7; in Tabella 6.3 sono invece riportate le principali informazioni ottenute dall'analisi strutturale su di esso effettuata. Evidentemente, la riduzione della massa produce un aumento della tensione massima e dello spostamento del punto di applicazione del carico relativo al load case più critico; tutti i valori rispettano comunque i limiti definiti dalle specifiche di progetto.

Sul risultato ricavato dal secondo ciclo di ottimizzazione, è stato creato, e successivamente analizzato, un nuovo modello CAD, nominato "2ndOT_DS1_CAD" (Fig. 6.7), di cui in Figura 6.8 e 6.9 sono rispettivamente mostrati il contour delle tensioni equivalenti di Von-Mises e quello degli spostamenti insieme alla deformata della struttura, entrambi relativi alla condizione di carico più gravosa, ovvero la [Axial (+); Shear Y (+)]. In Tabella 6.4 sono invece sintetizzati i valori più significativi.

Tabella 6.3 - Performances 2ndOT_DS1_minmass1.25_extXY_dispconstr1.6mm

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
1.81	456.2 [Axial (+); Shear Y (+)]	88.4	1.393 [Axial (+); Shear Y (+)]

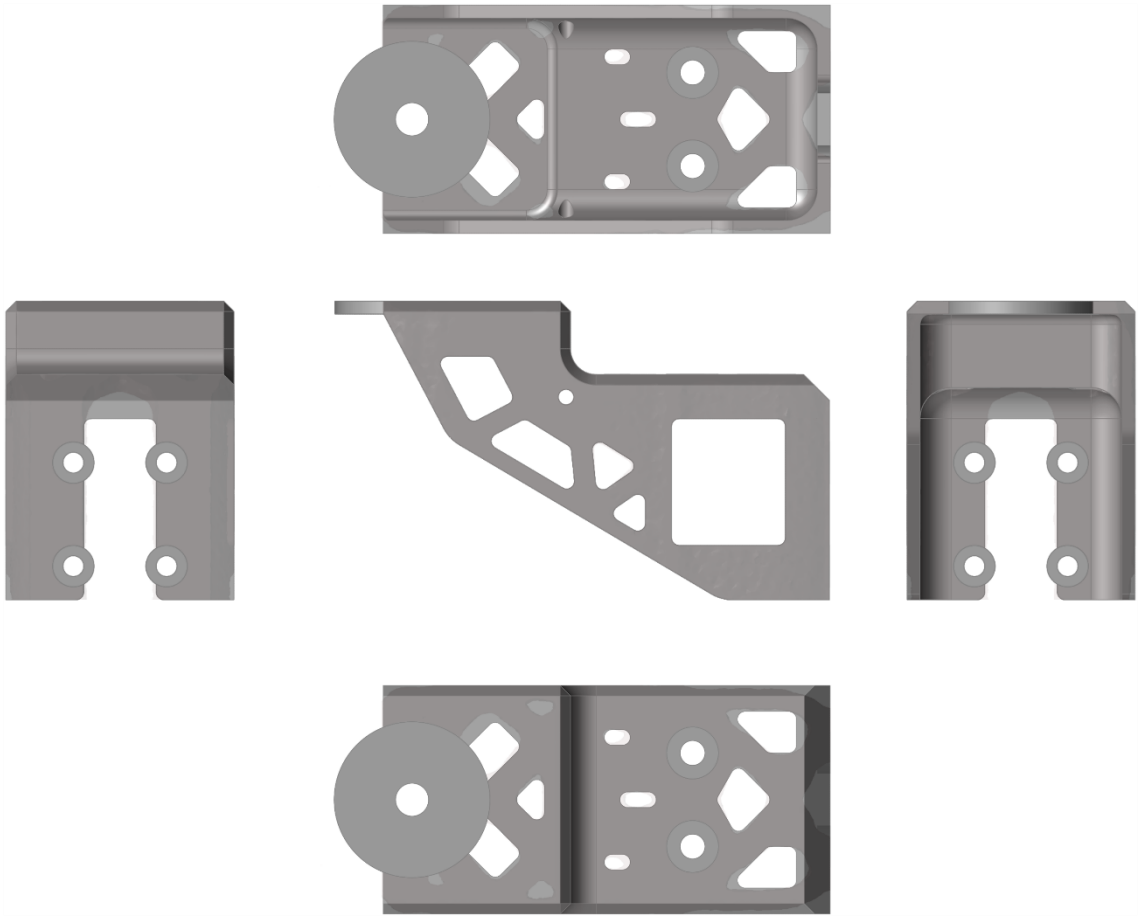

Figura 6.7 - 2ndOT_DS1_CAD

Tabella 6.4 - 2ndOT_DS1_CAD

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
1.88	439.5 [Axial (+); Shear Y (+)]	102.5	1.332 [Axial (+); Shear Y (+)]

A questo punto, concluso il processo di ottimizzazione a partire dal DS2, è certamente interessante confrontare il bracket ottimizzato "2ndOT_DS1_CAD" con quello originale. Facendo riferimento alle Tabelle 4.4 e 6.4, si osserva che a fronte di un incremento dello spostamento massimo del punto di applicazione del carico pari al 9.9%, è possibile ridurre la massa del supporto del 29,3% mantenendo il coefficiente di sicurezza minimo sopra il valore ammissibile (1,25).

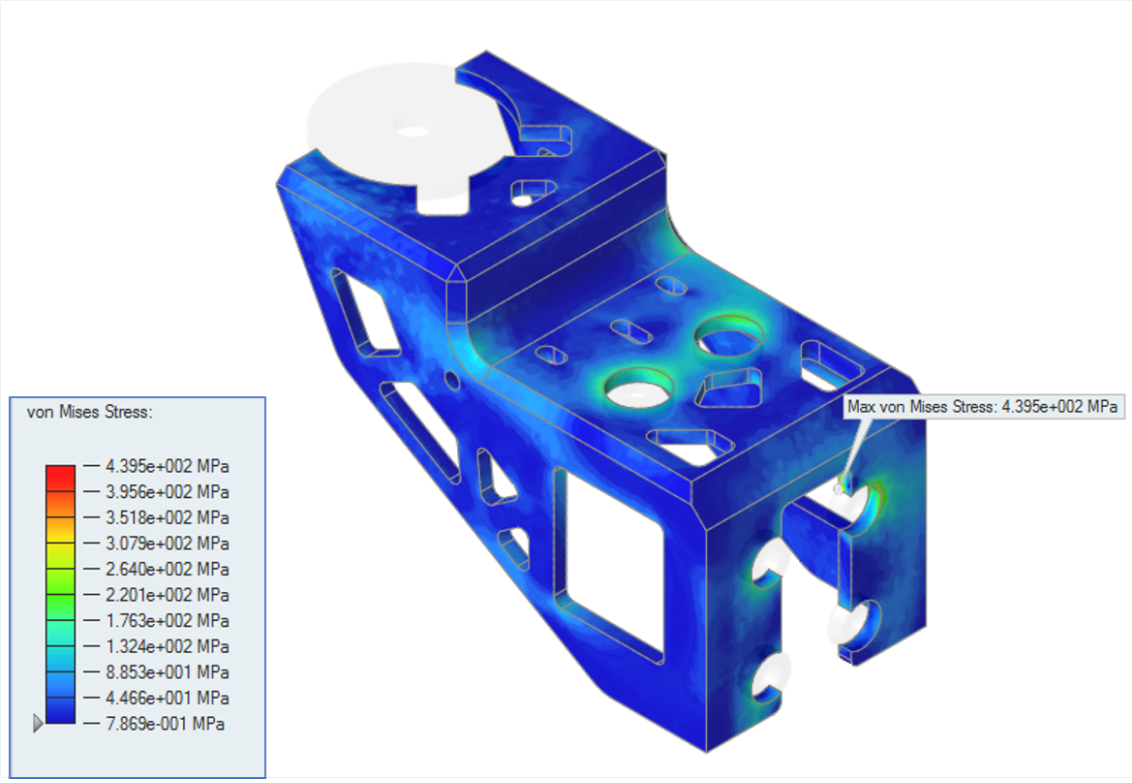

Figura 6.8 - VM stress contour 2ndOT_DS1_CAD [Axial (+); Shear Y (+)]

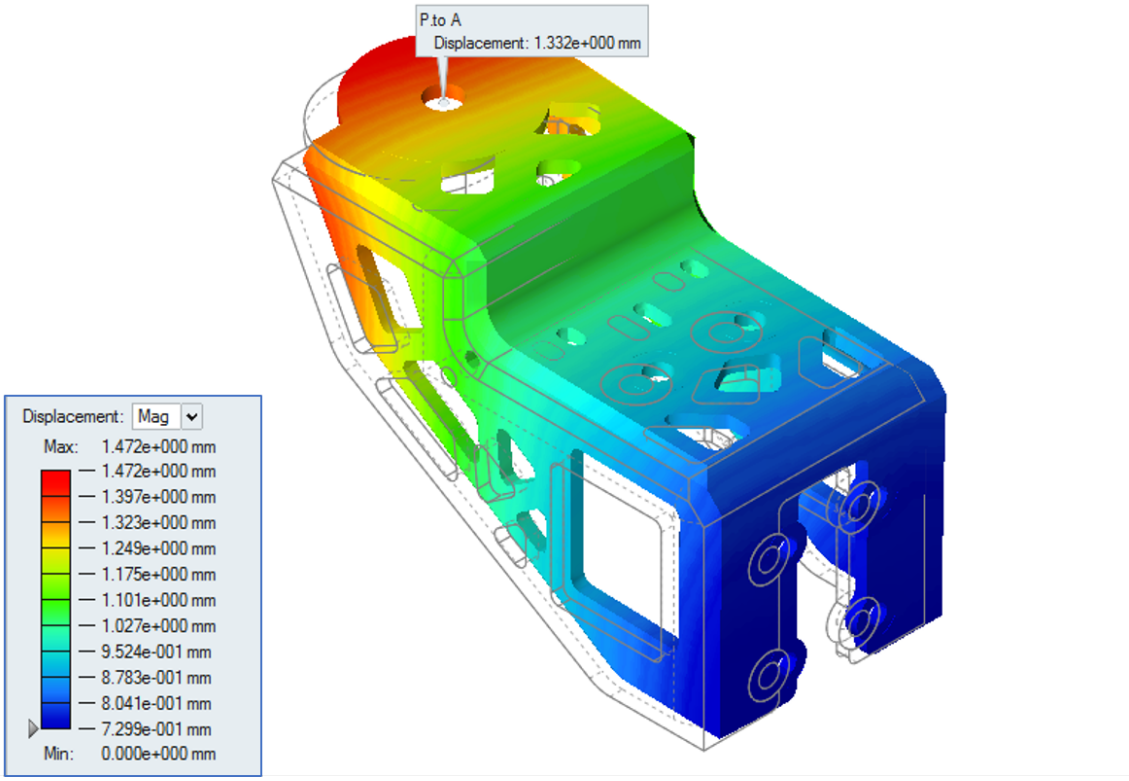

Figura 6.9 - Contour degli spostamenti 2ndOT_DS1_CAD [Axial (+); Shear Y (+)]

6.2 DS2

Nelle figure che seguono (Fig. 6.10-6.37) sono riportate le 14 forme prodotte delle differenti ottimizzazioni eseguite sul DS2. A ognuna di queste è stato attribuito un nome che consente di identificare facilmente i parametri dell'OT che l'hanno generata. A titolo di esempio, la topologia "maxstiff5%_doppiosplitXY_symZX" è stata ottenuta ricercando la massimizzazione della rigidità con un vincolo sulla frazione del volume del design space pari al 5%, ed applicando un controllo di forma di doppia estrazione in XY ed uno di simmetria in ZX; la "minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.6mm", invece, mantenendo i medesimi control shapes, ma con l'obiettivo di minimizzare la massa, limitando lo spostamento del punto di applicazione del carico ad un valore massimo uguale a 1,6 mm. Tutte le topologie sono state sottoposte ad un'analisi strutturale in modo da poterle confrontare sia tra loro che con il bracket originale. In Tabella 6.5 è riportato per ciascuna di esse il valore del coefficiente di sicurezza minimo, della massima tensione equivalente di VM e dello spostamento del punto di applicazione del carico nella condizione di carico più gravosa (Axial (+); Shear Y (+)); è inoltre indicato il peso della struttura, la variazione percentuale dello stesso rispetto al bracket originale, ed infine il valore di densità cut-off utilizzato. Le celle delle colonne relative al coefficiente di sicurezza minimo e dello spostamento del punto di applicazione del carico sono evidenziate in verde o in rosso rispettivamente se i valori in esse riportati rientrano o meno nei rispettivi limiti ammissibili definiti da progetto. Si precisa che nella Tabella 6.5 le forme sono ordinate, muovendosi dall'alto verso il basso, dalla più leggera alla più pesante.

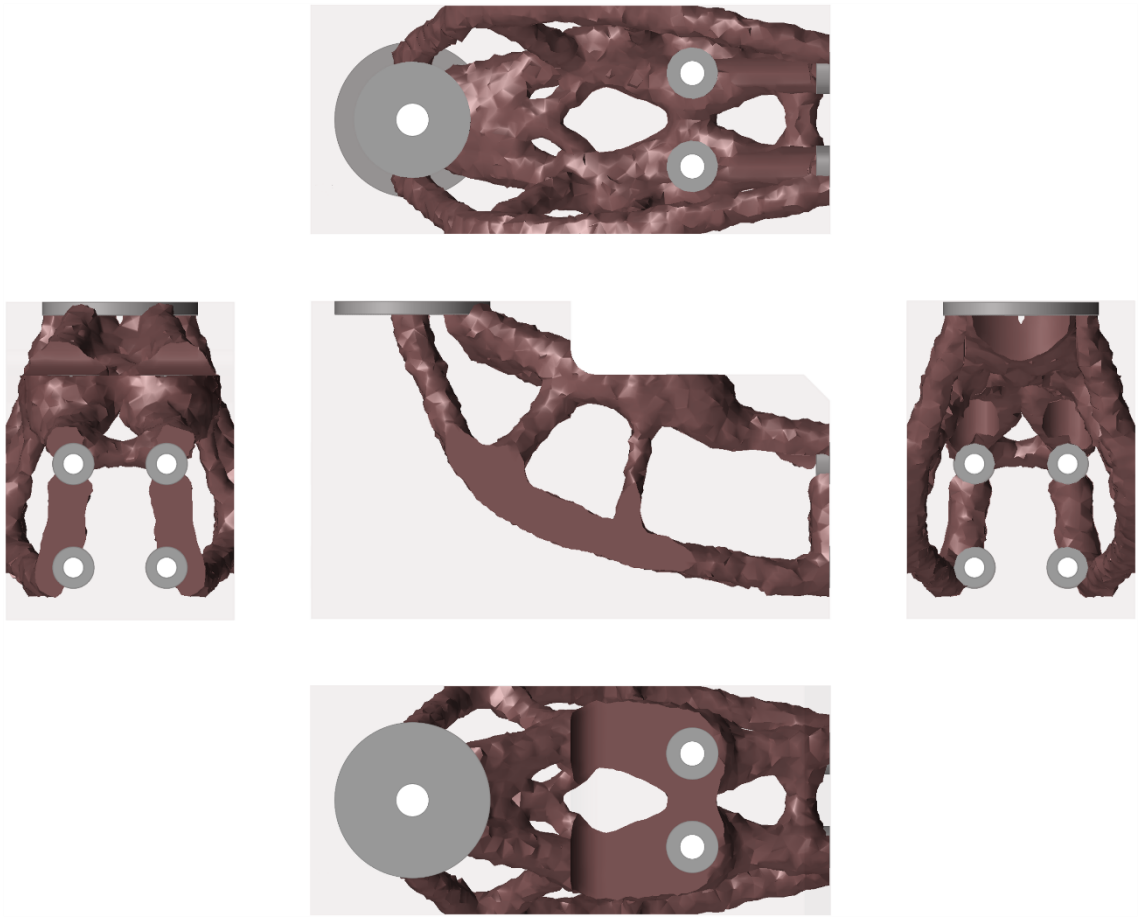

Figura 6.10 - maxstiff5%_doppiosplitXY_symZX (viste ortogonali)

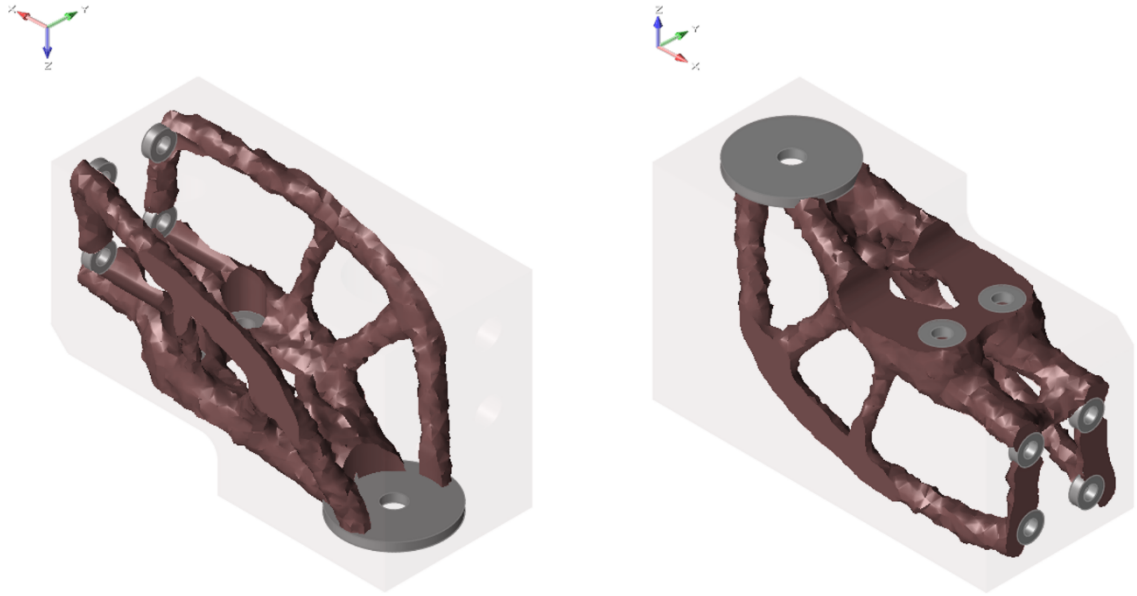

Figura 6.11 - maxstiff5%_doppiosplitXY_symZX (viste isometriche)

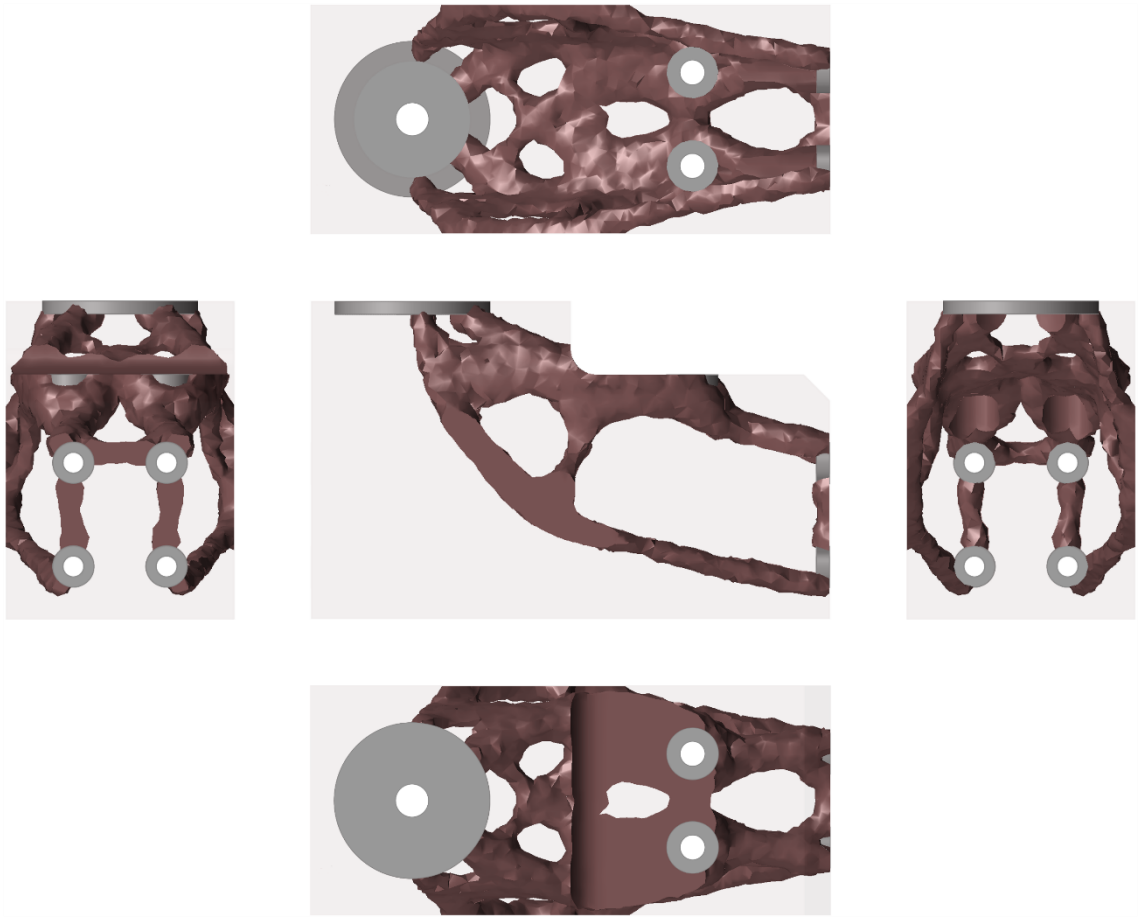

Figura 6.12 - maxstiff5%_doppiosplitYZ_symZX (viste ortogonali)

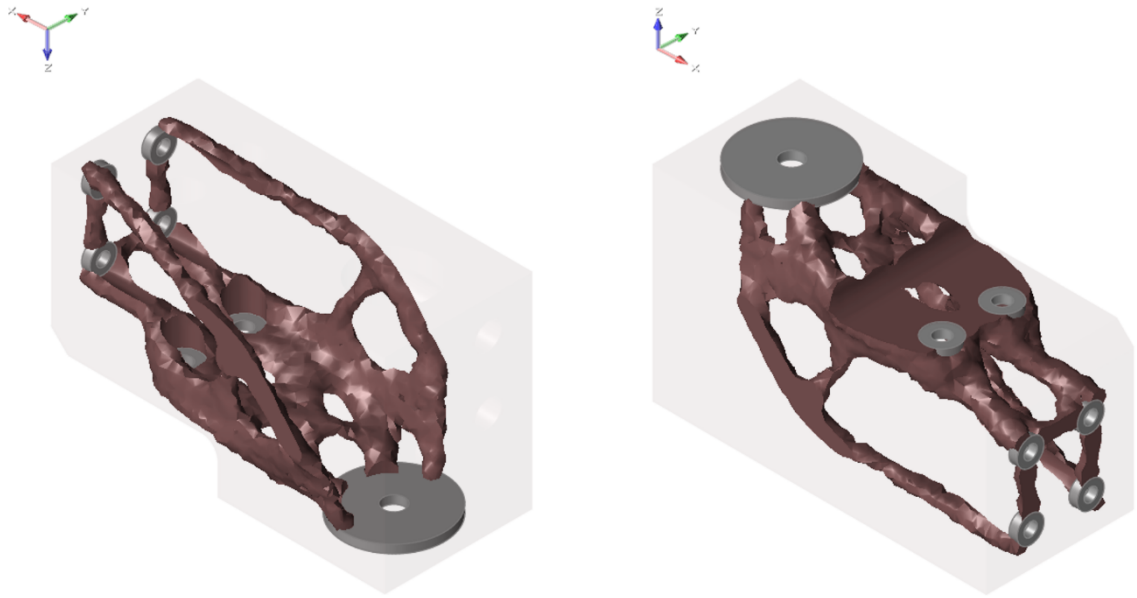

Figura 6.13 - maxstiff5%_doppiosplitXY_symZX (viste isometriche)

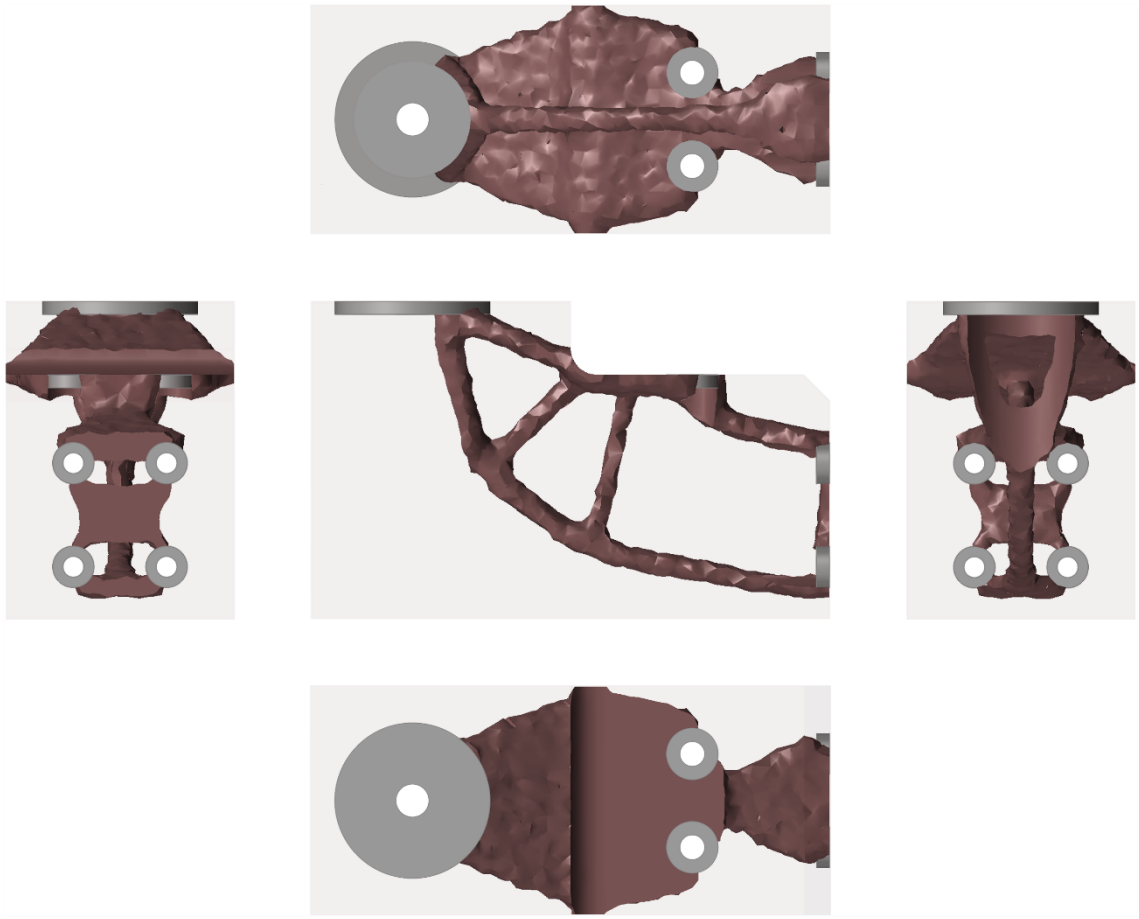

Figura 6.14 - maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (viste ortogonali)

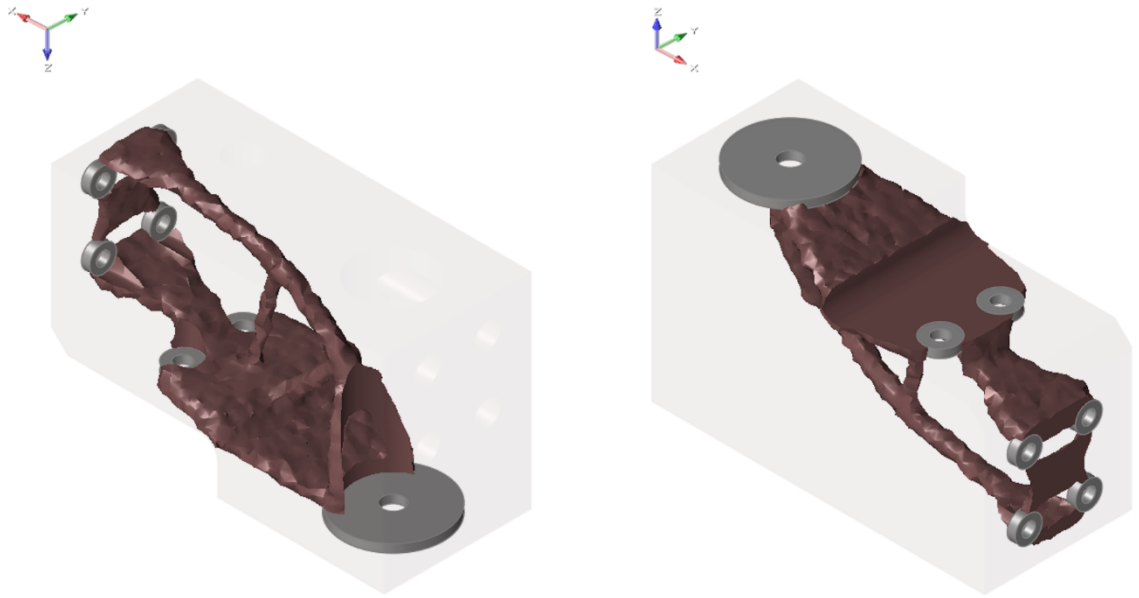

Figura 6.15 - maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (viste isometriche)

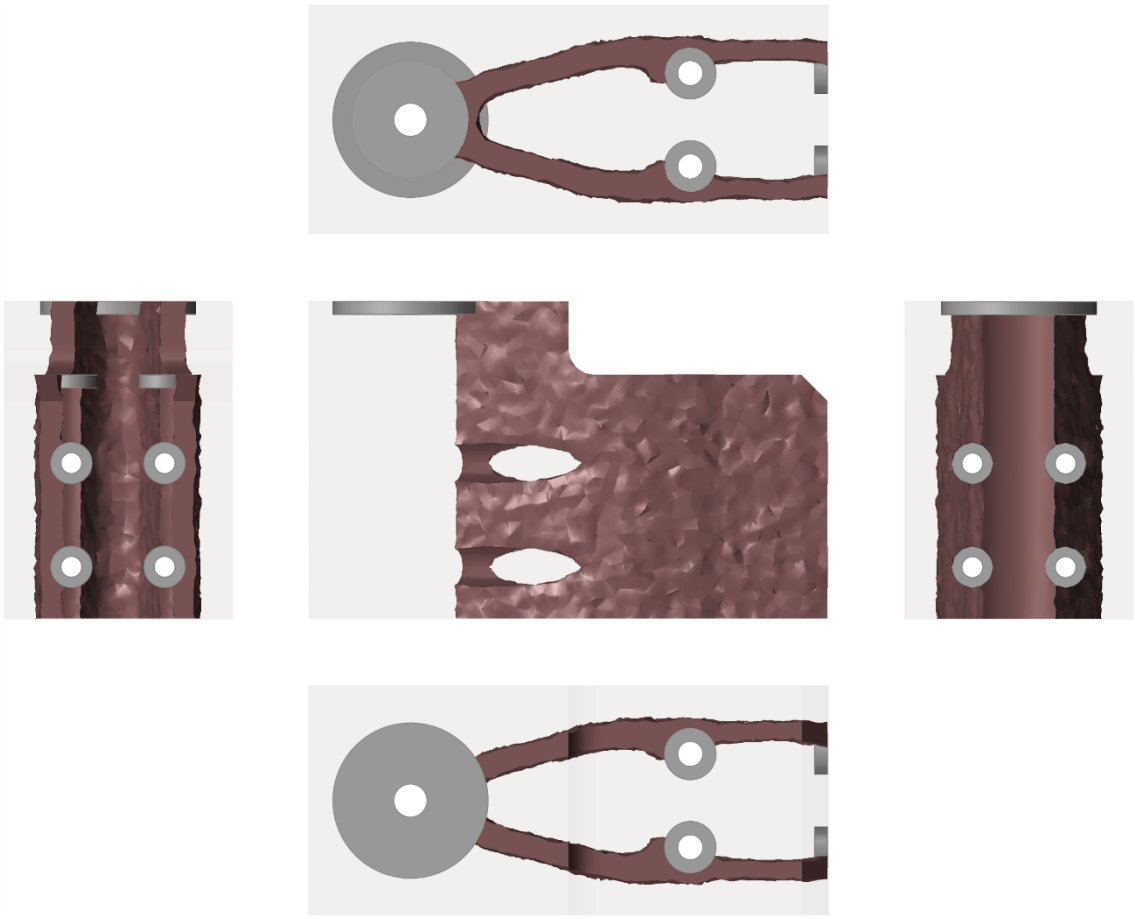

Figura 6.16 - maxstiff5%_extXY (viste ortogonali)

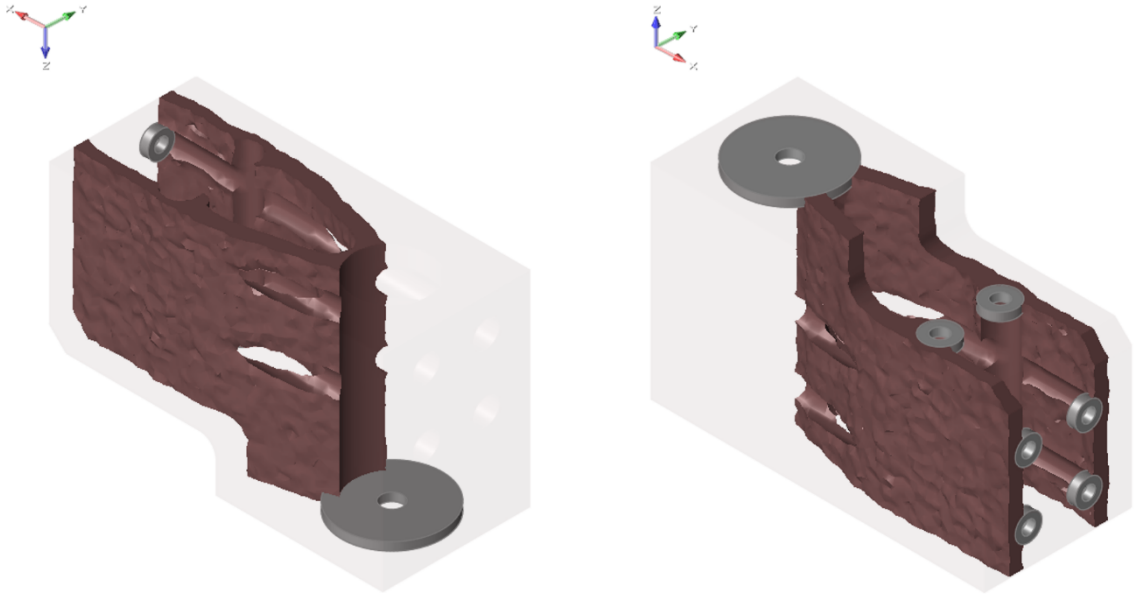

Figura 6.17 - maxstiff5%_extXY (viste isometriche)

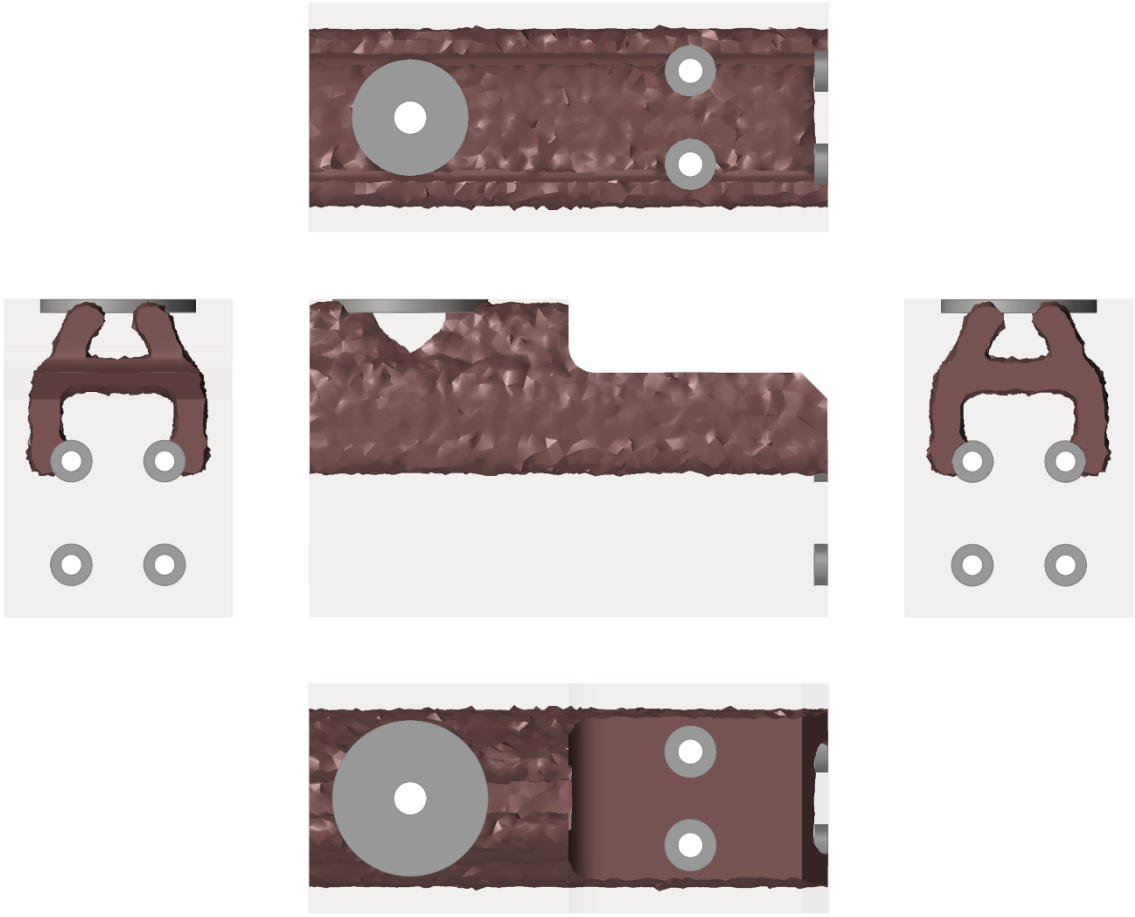

Figura 6.18 - maxstiff5%_extYZ (viste ortogonali)

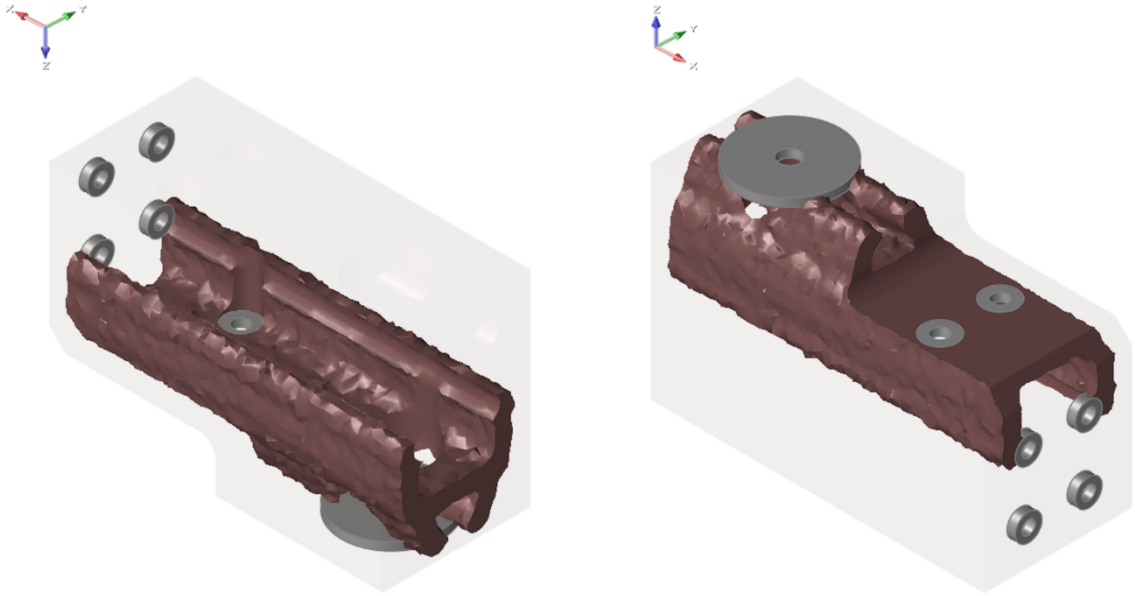

Figura 6.19 - maxstiff5%_extYZ (viste isometriche)

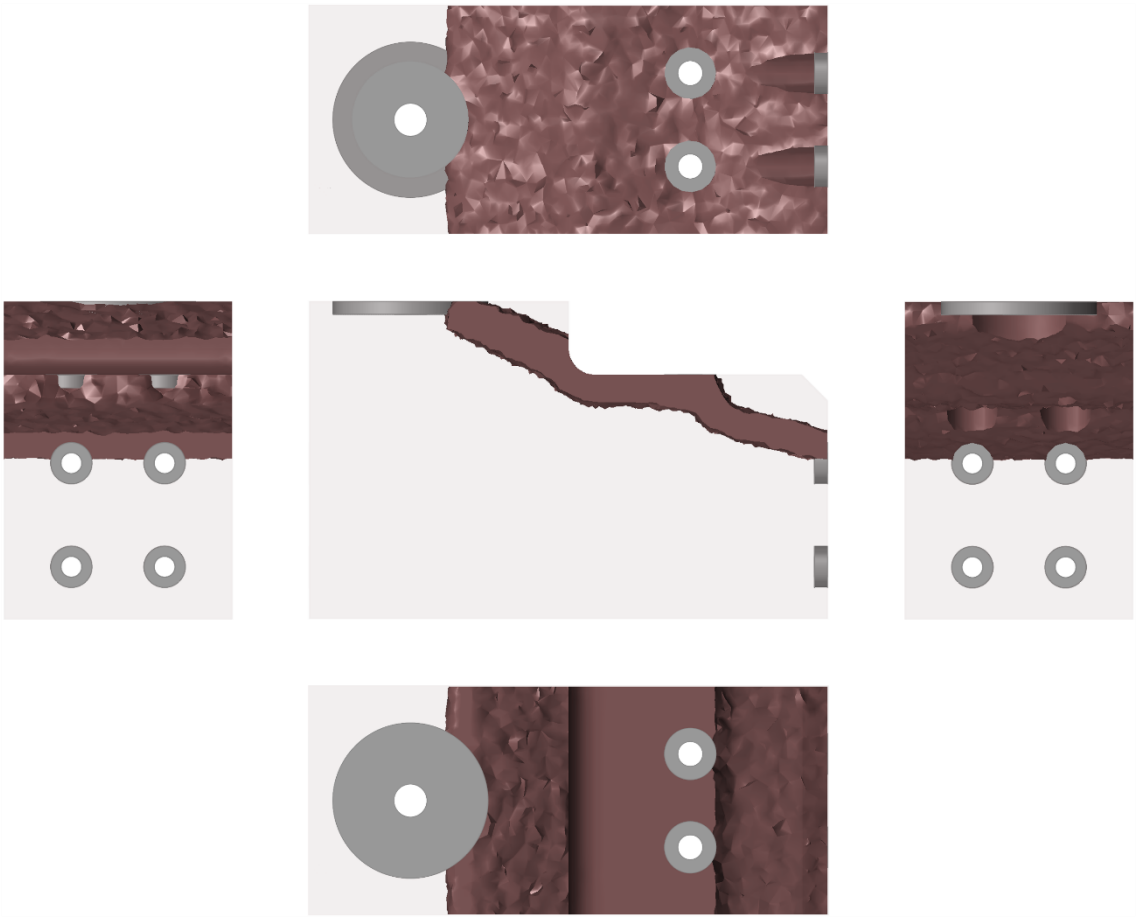

Figura 6.20 - maxstiff5%_extZX (viste ortogonali)

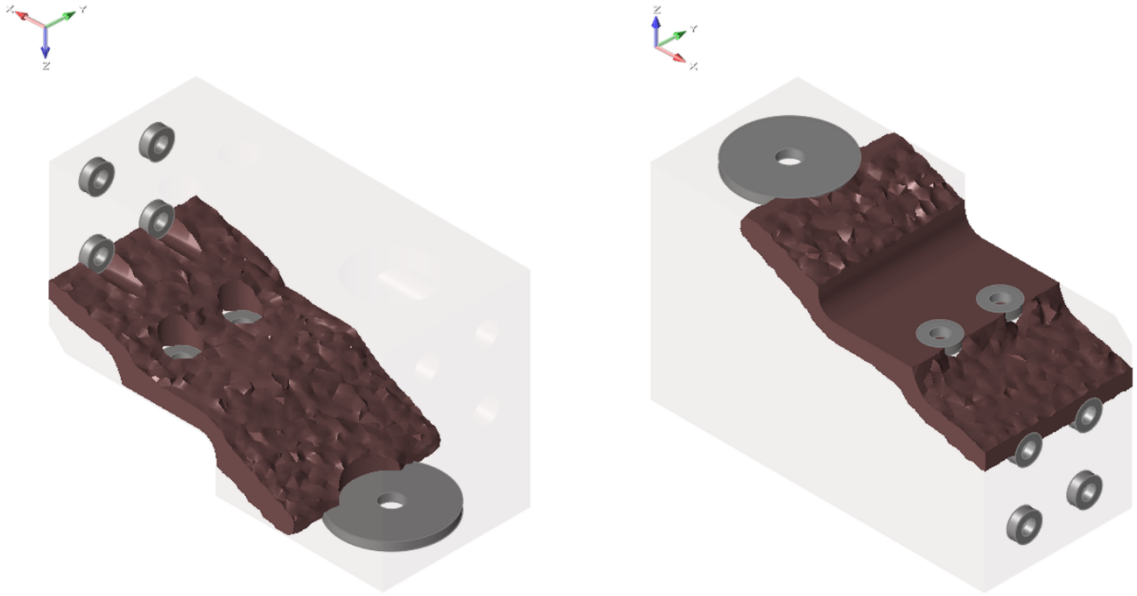

Figura 6.21 - maxstiff5%_extZX (viste isometriche)

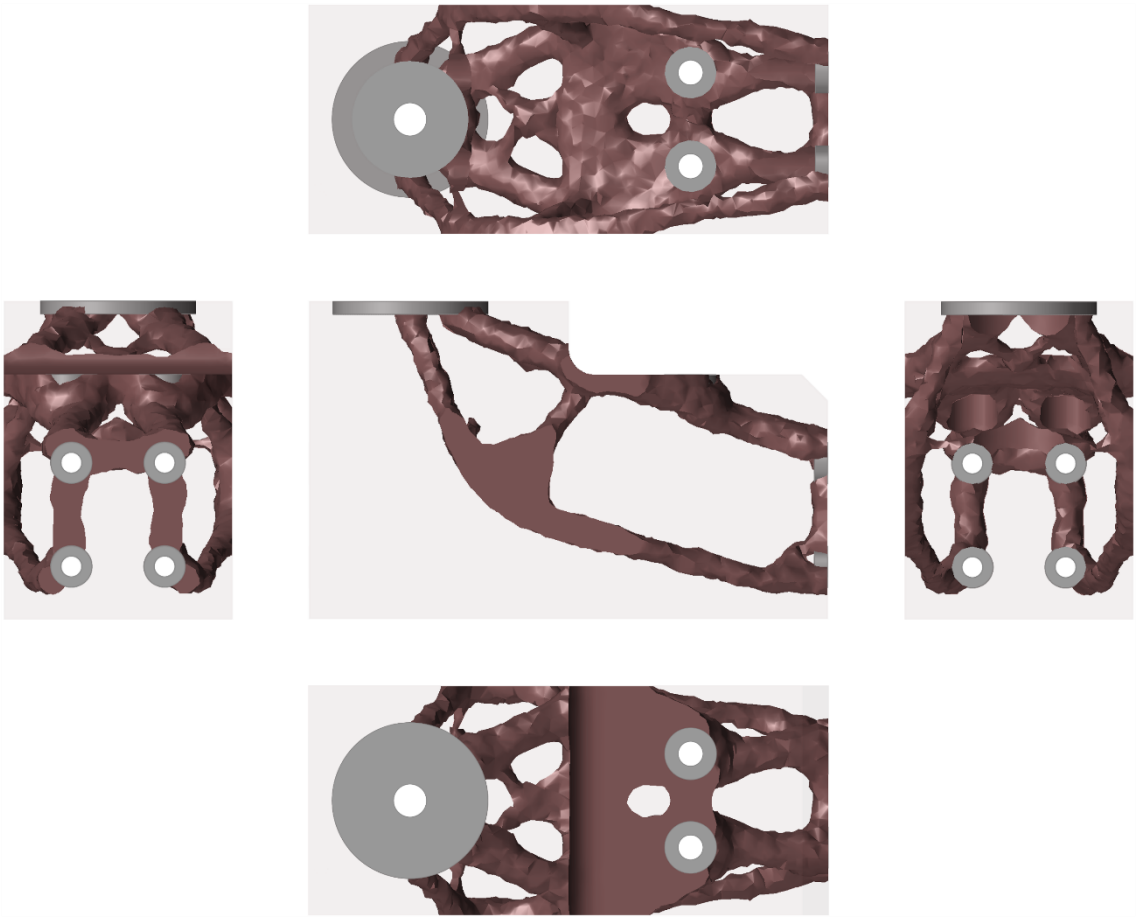

Figura 6.22 - maxstiff5%_symZX (viste ortogonali)

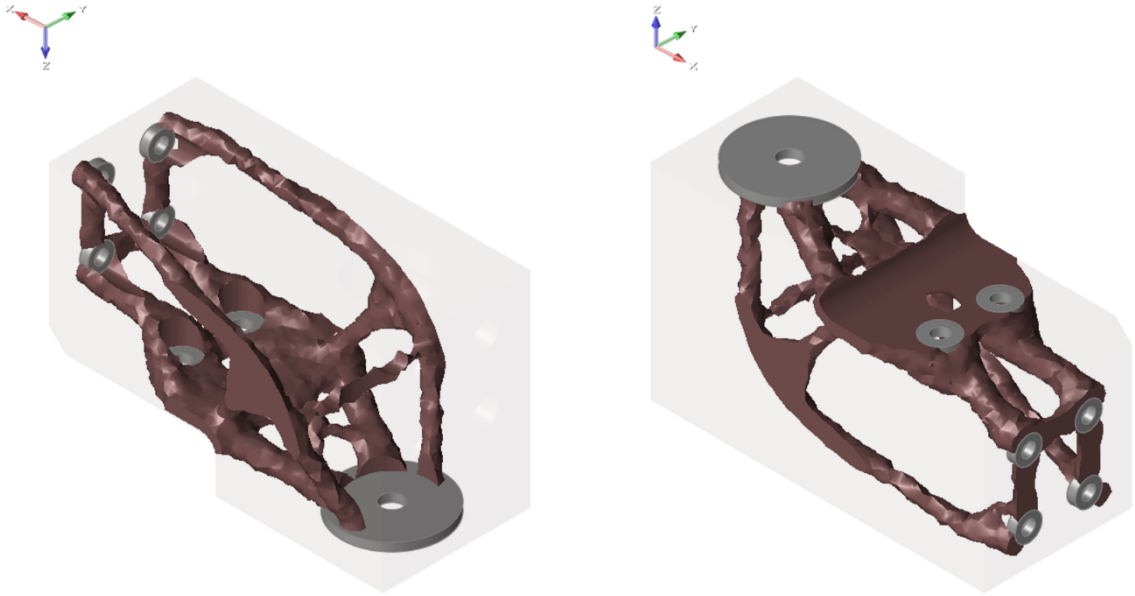

Figura 6.23 - maxstiff5%_symZX (viste isometriche)

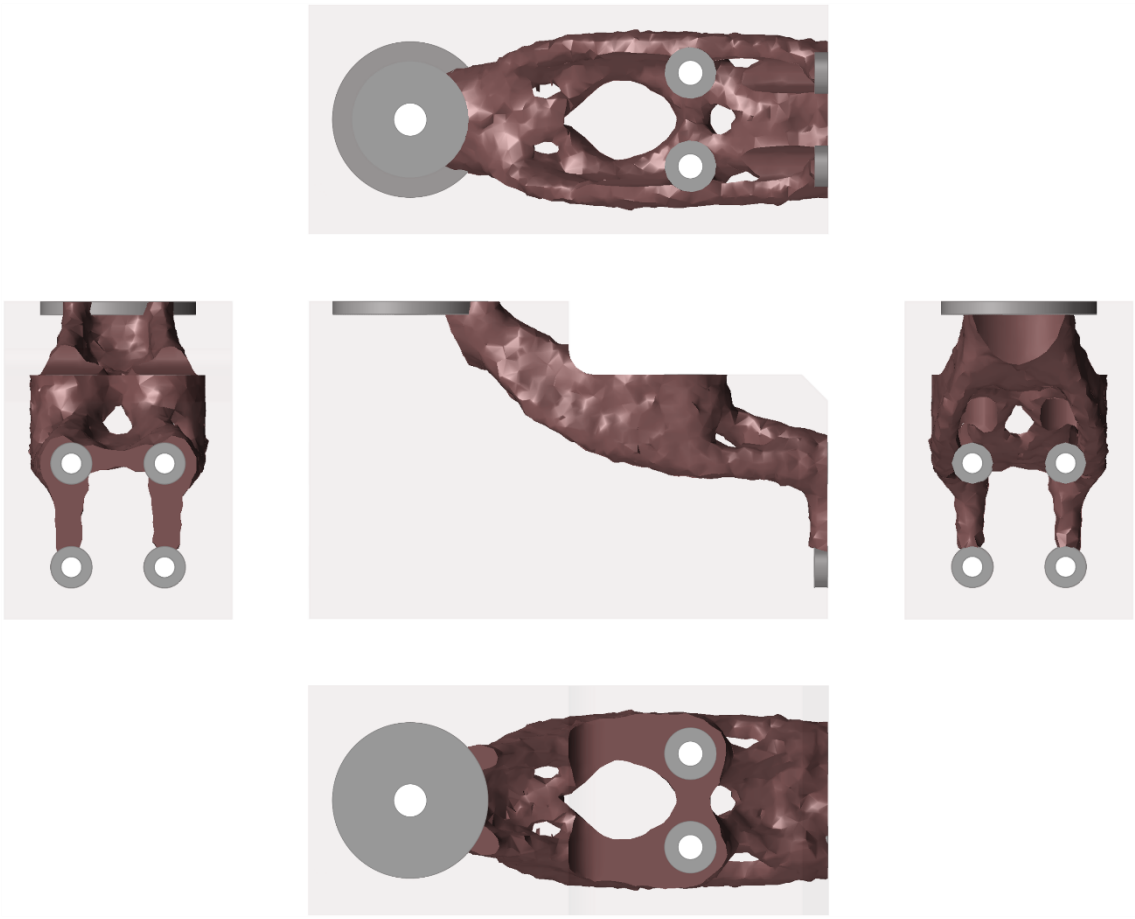

Figura 6.24 - minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

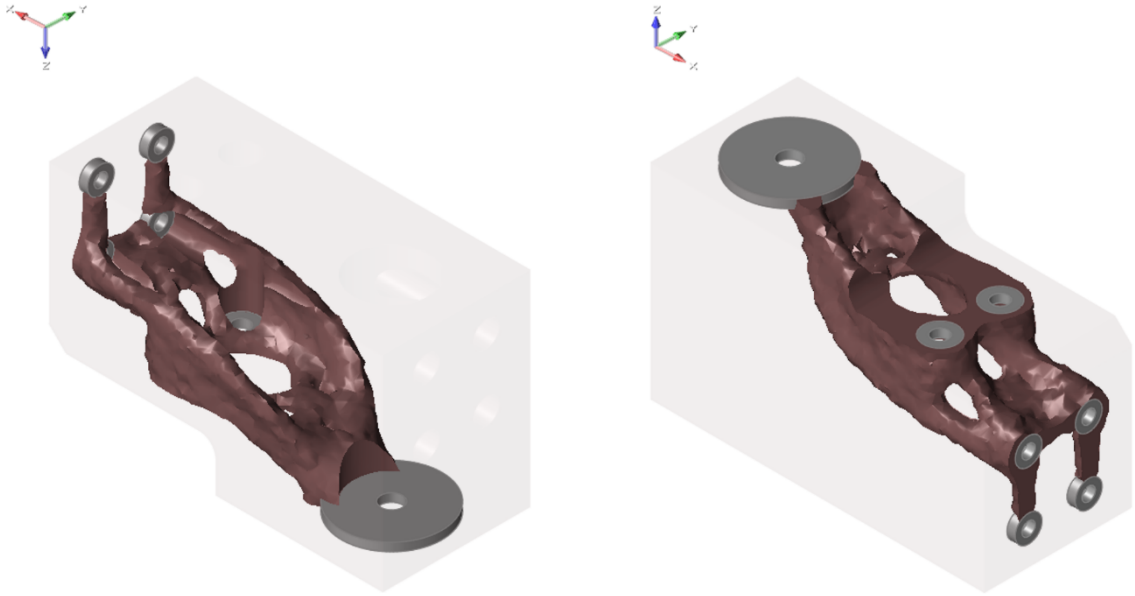

Figura 6.25 - minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.6mm (v. isometriche)

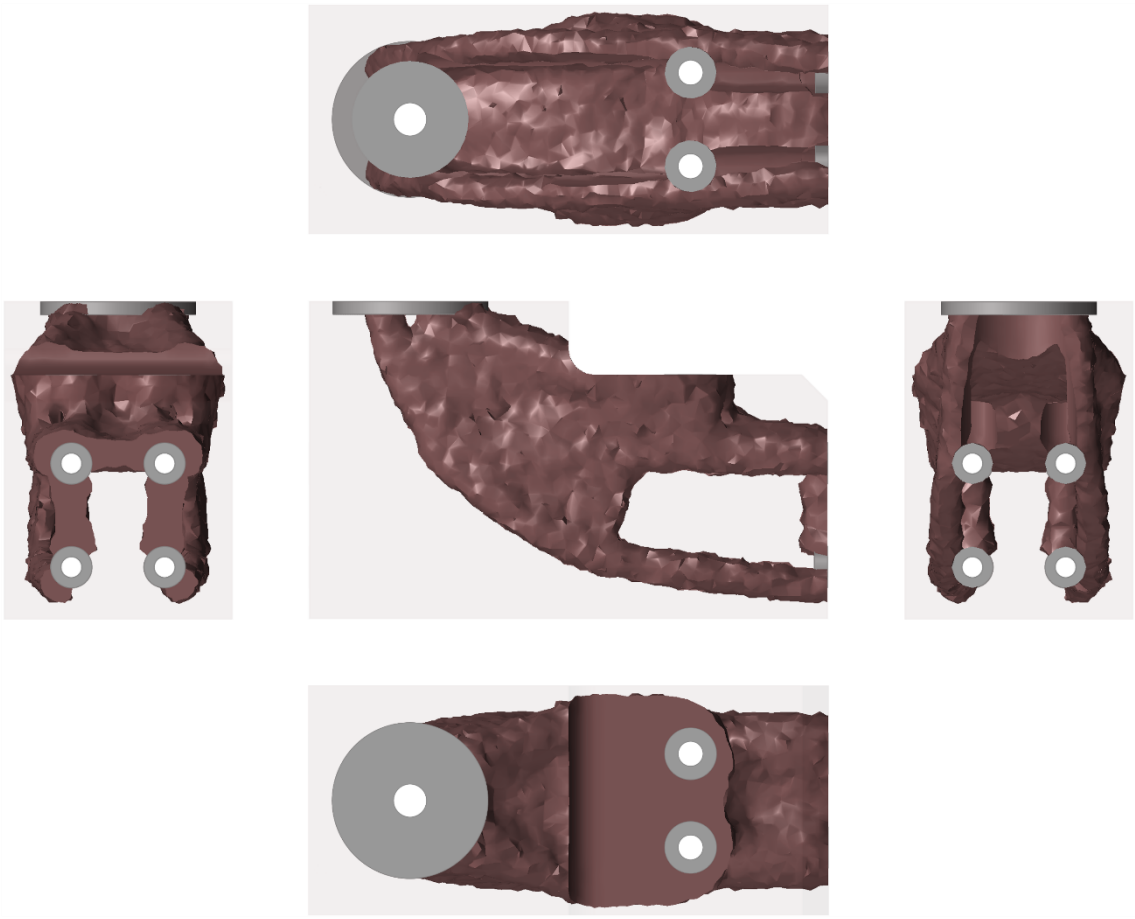

Figura 6.26 - minmassFS1.25_doppiosplitYZ_symZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

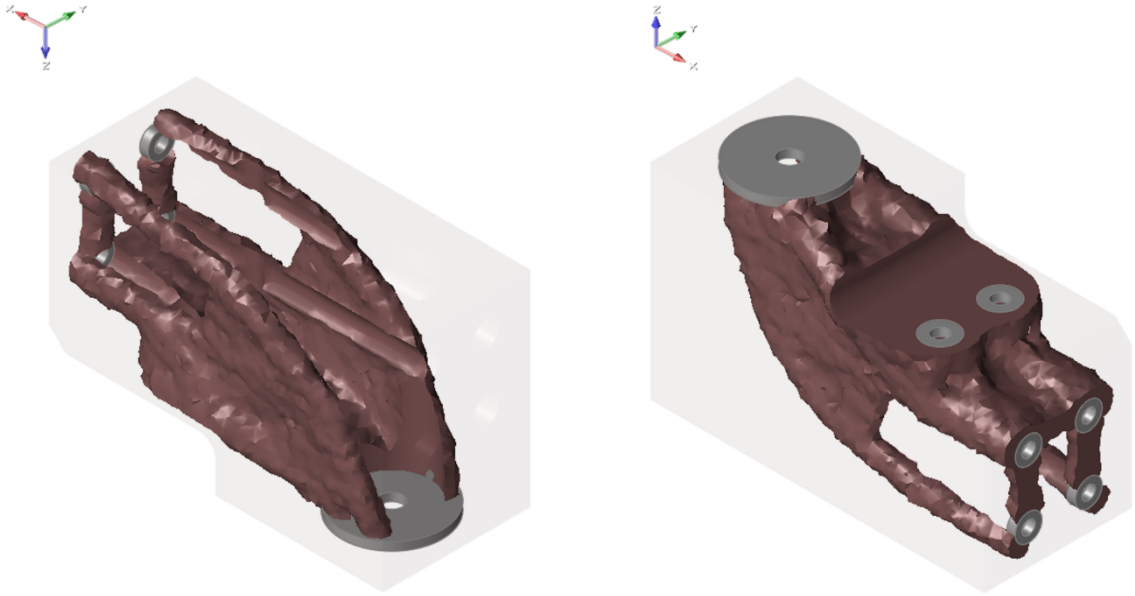

Figura 6.27 - minmassFS1.25_doppiosplitYZ_symZX_dispconstr1.6mm (v. isometriche)

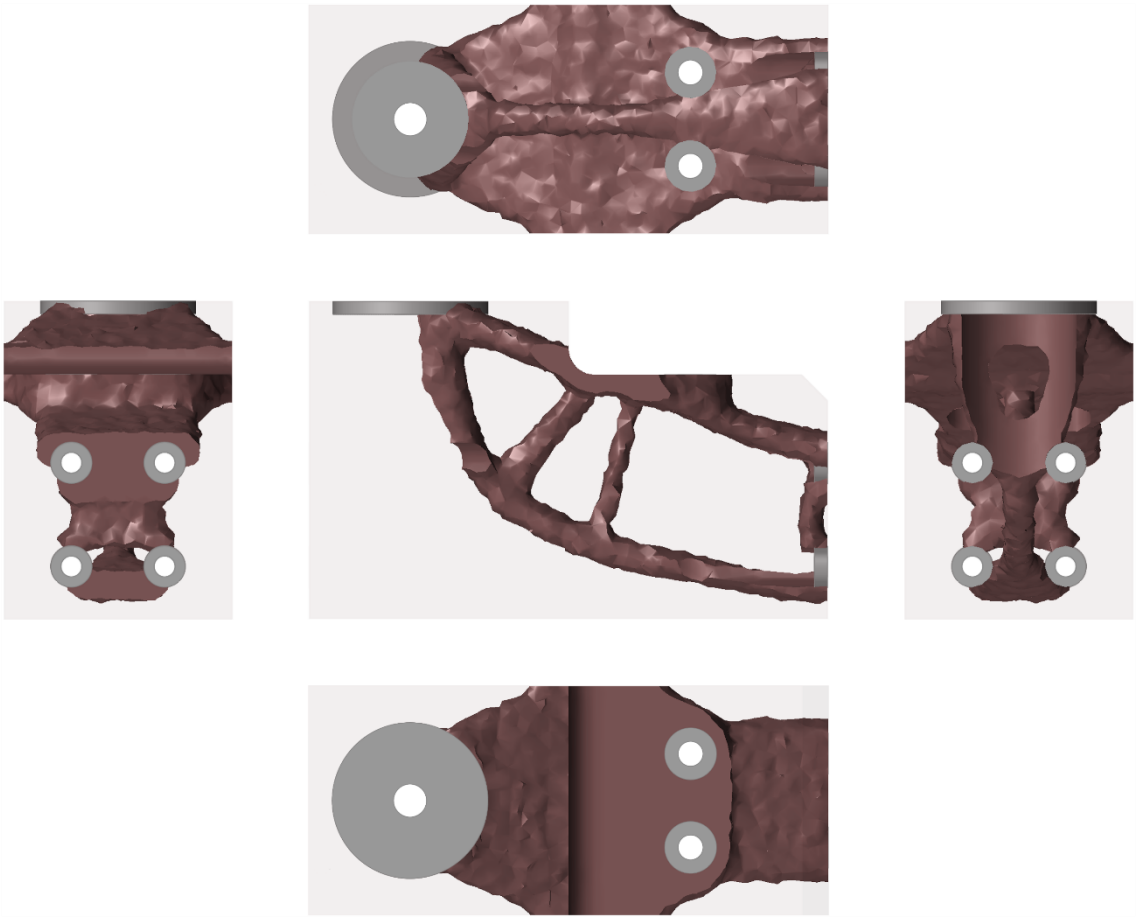

Figura 6.28 - minmassFS1.25_doppiosplitZX_symZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

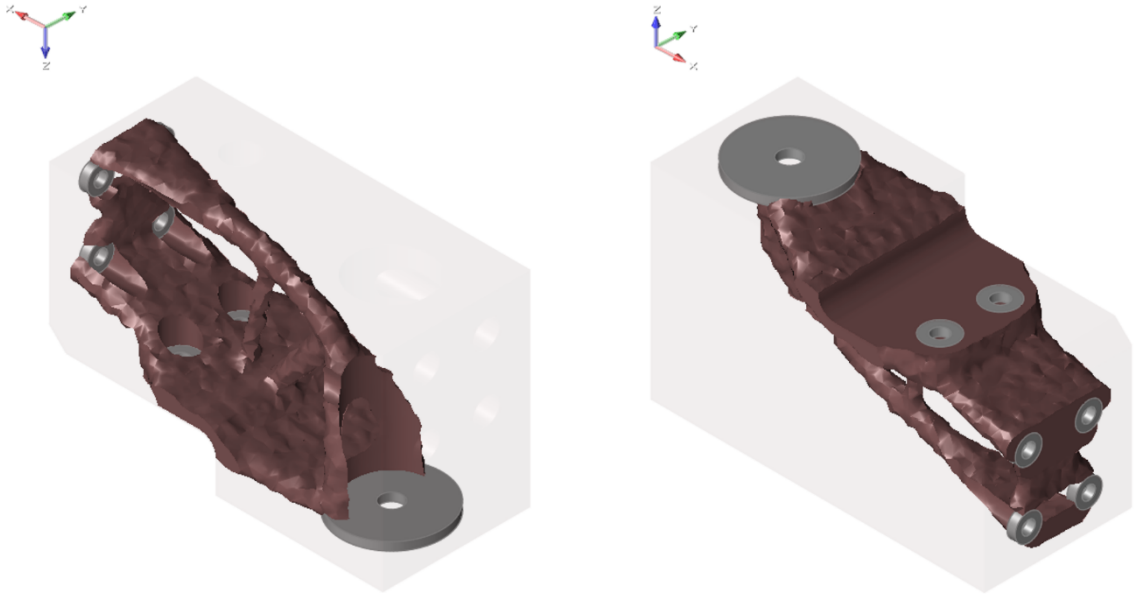

Figura 6.29 -minmassFS1.25_doppiosplitZX_symZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

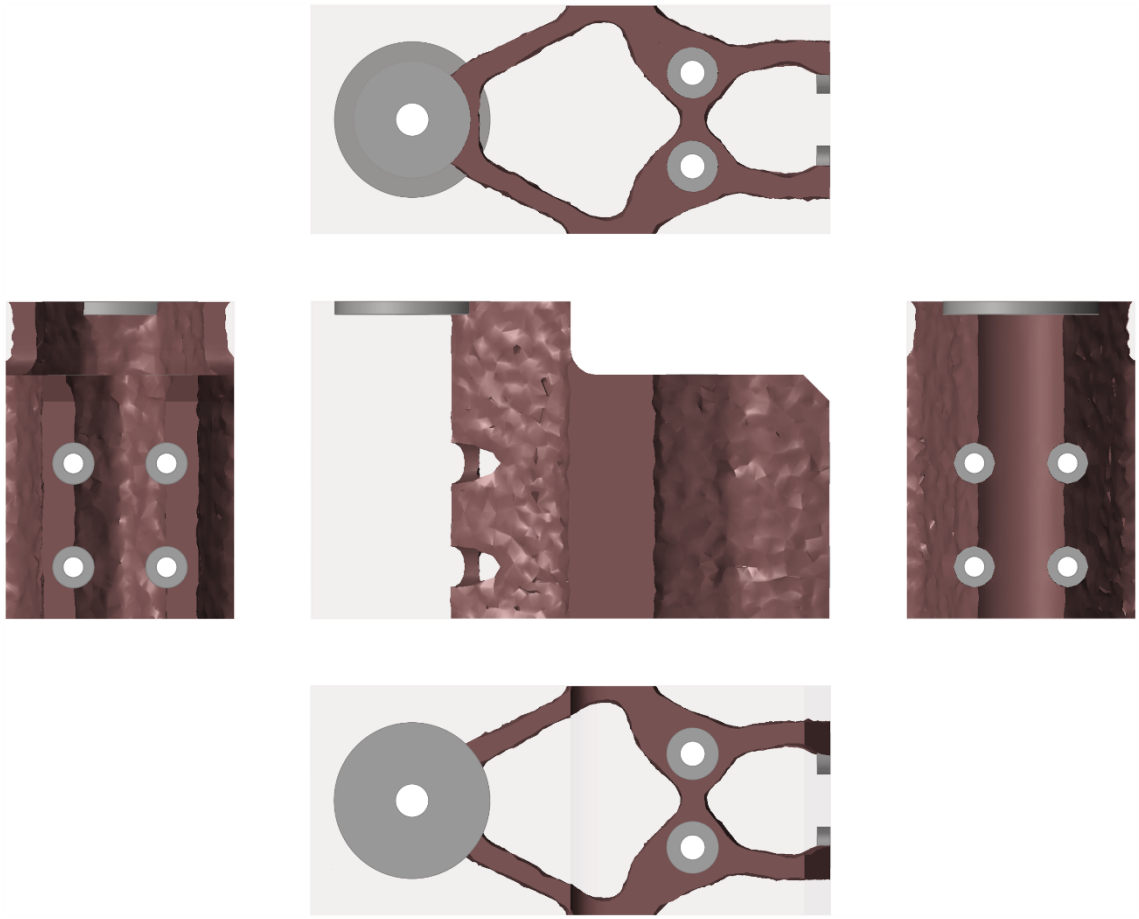

Figura 6.30 - minmassFS1.25_extXY_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

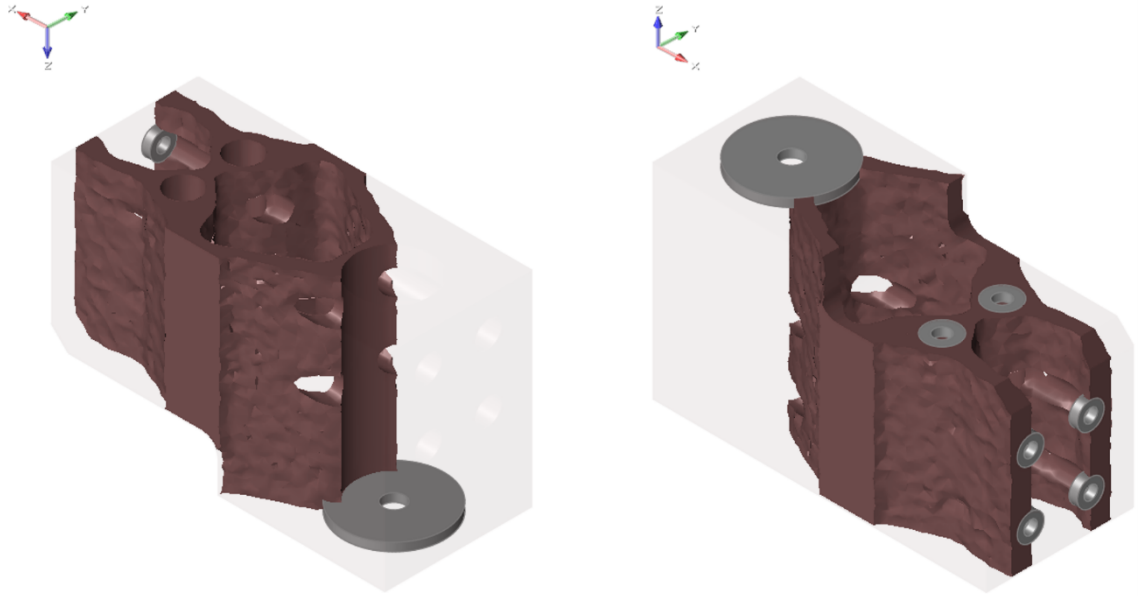

Figura 6.31 - minmassFS1.25_extXY_dispconstr1.6mm (v. isometriche)

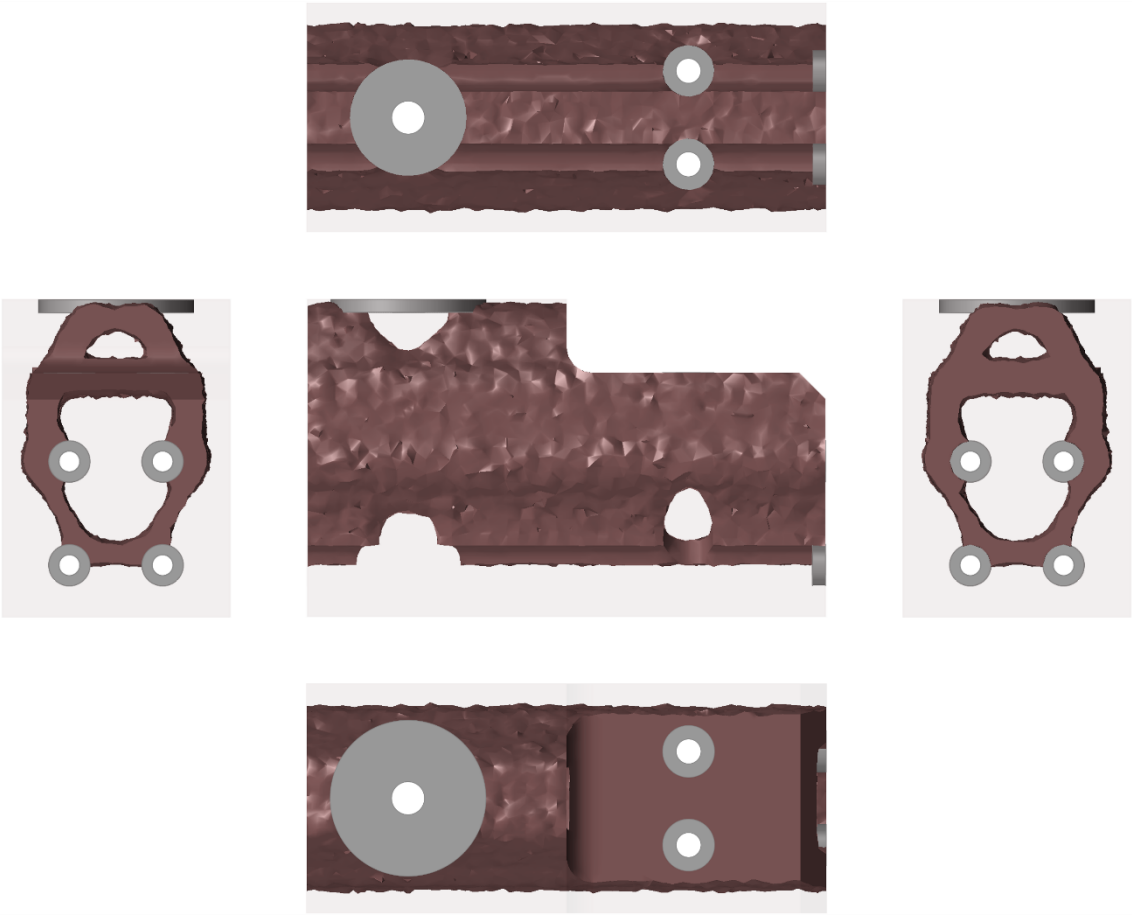

Figura 6.32 - minmassFS1.25_extYZ_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

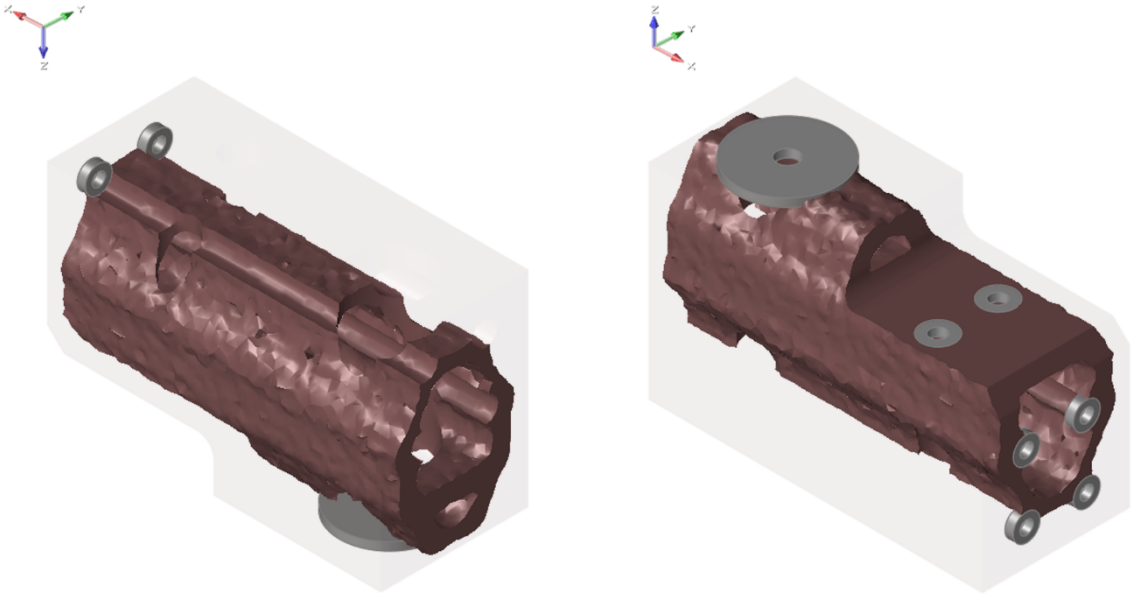

Figura 6.33 - minmassFS1.25_extYZ_dispconstr1.6mm

Figura 6.34 - minmassFS1.25_extZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

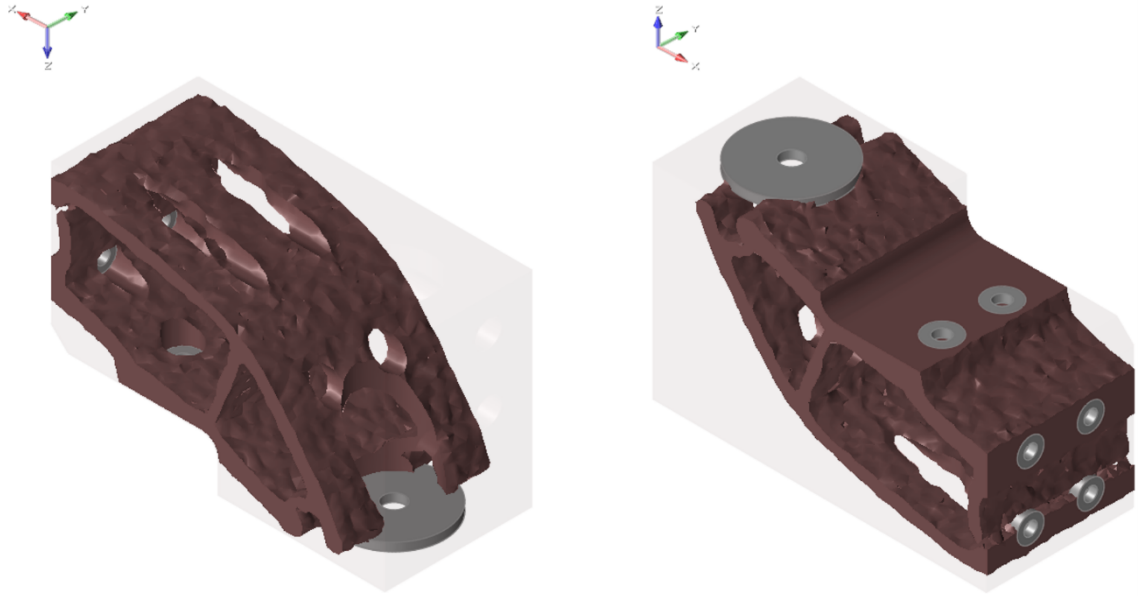

Figura 6.35 - minmassFS1.25_extZX_dispconstr1.6mm (v. isometriche)

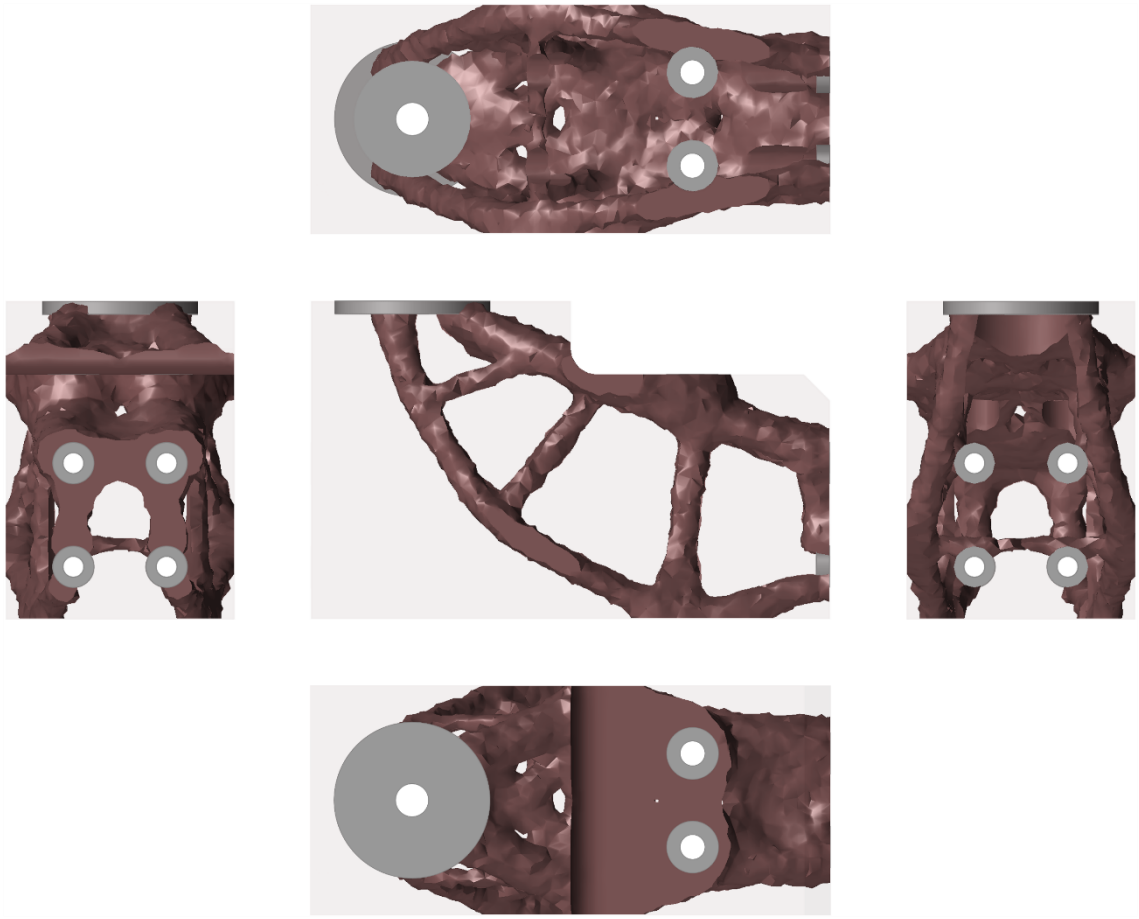

Figura 6.36 - minmassFS1.25_symZX_dispconstr1.6mm (v. ortogonali)

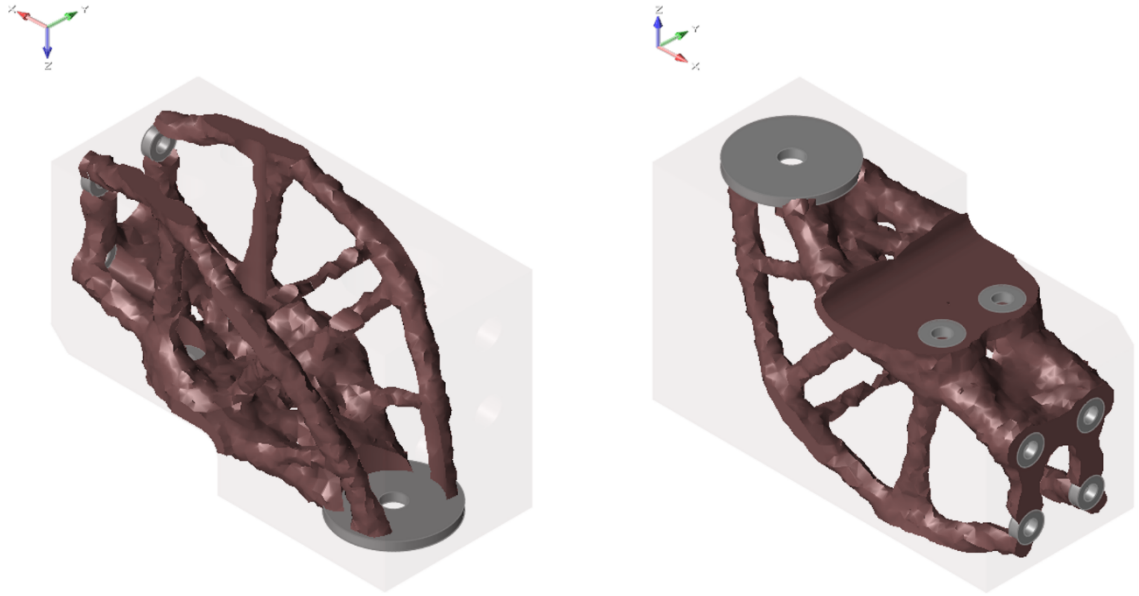

Figura 6.37 - minmassFS1.25_symZX_dispconstr1.6mm (v. isometriche)

Tabella 6.5 - Confronto delle prestazioni delle 14 topologie prodotte dalle ottimizzazioni eseguite sul DS2

Run	min FS	max VM stress [Mpa]	Mass Total [g]	deltaMassa%	spost. p.to A [mm]	rho cut-off
maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX	1.70	486.8	60.1	-58.6	1.368	0.30
minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.6mm	1.95	424.5	65.2	-55.0	1.135	0.40
maxstiff5%_symZX	1.87	442.8	66.9	-53.9	1.207	0.25
maxstiff5%_doppiosplitYZ_symZX	1.99	414.9	67.2	-53.6	1.222	0.25
maxstiff5%_doppiosplitXY_symZX	0.82	1015.0	95.1	-34.4	1.126	0.15
minmassFS1.25_doppiosplitZX_symZX_dispconstr1.6mm	2.79	296.3	99.5	-31.4	1.102	0.25
maxstiff5%_extZX	1.66	499.8	100.5	-30.7	1.559	0.10
maxstiff5%_symZX	2.61	316.6	112.4	-22.5	1.055	0.20
maxstiff5%_symZX	2.67	309.6	120.3	-17.0	1.086	0.10
maxstiff5%_extXY	1.76	469.1	127.6	-12.0	1.237	0.15
minmassFS1.25_symZX_dispconstr1.6mm	2.80	295.8	133.2	-8.1	1.034	0.15
ORIGINAL	3.61	229.1	145.0	0.0	1.269	-
minmassFS1.25_doppiosplitYZ_symZX_dispconstr1.6mm	4.78	173.0	146.8	1.2	1.016	0.15
maxstiff5%_extYZ	1.04	792.0	151.2	4.3	1.497	0.10
minmassFS1.25_extXY_dispconstr1.6mm	1.47	561.7	184.5	27.2	1.024	0.35
minmassFS1.25_extZX_dispconstr1.6mm	4.95	167.1	191.0	31.7	1.001	0.20
minmassFS1.25_extYZ_dispconstr1.6mm	3.44	240.6	233.2	60.8	1.012	0.20

Tenendo conto delle proprietà meccaniche e del peso, tra tutte le 14 topologie presentate ne sono state selezionate tre da convertire in altrettante geometrie: una da realizzare mediante lavorazioni per asportazione di truciolo, una per mezzo di processi fusori e un'ultima facendo uso della stampa additiva.

6.2.1 MACHINING

La topologia ottimizzata scelta per essere tradotta in una geometria da produrre tramite lavorazioni alle macchine utensili (machining) è la "maxstiff5%_extZX", visibile in Figura 6.20 e 6.21. Essa è figlia di un'ottimizzazione che ricerca la massimizzazione della rigidità con un control shape di estrusione in ZX, ed è caratterizzata dall'avere una sezione trasversale costante lungo la direzione perpendicolare a detto piano. Essendo quindi dotata di una forma semplice e squadrata si presta certamente ad essere presa come punto di partenza per costruire un modello da realizzare, ricorrendo a tecniche sottrattive.
Facendo riferimento alla Tabella 6.5, si osserva che è potenzialmente possibile raggiungere una riduzione del peso del supporto, rispetto alla versione originale, pari al 30,7%, mantenendo all'interno dei limiti prefissati sia il valore del coefficiente di sicurezza minimo, che lo spostamento massimo del punto di applicazione del carico.
Sopra la "maxstiff5%_extZX" è stata costruita una geometria CAD, nominata "CAD_maxstiff5%_extZX", utilizzando i tradizionali strumenti di modellazione CAD inclusi in Inspire (Figura 6.38 e 6.39). In Tabella 6.6, sono sintetizzate le principali caratteristiche di interesse.

Tabella 6.6 - CAD_maxstiff5%_extZX

min FS	**max VM stress [MPa]**	**Mass Total [g]**	**disp. P.to A [mm]**
1.94	425.6 [Axial (+); Shear Y (+)]	110.5	1.329 [Axial (+); Shear Y (+)]

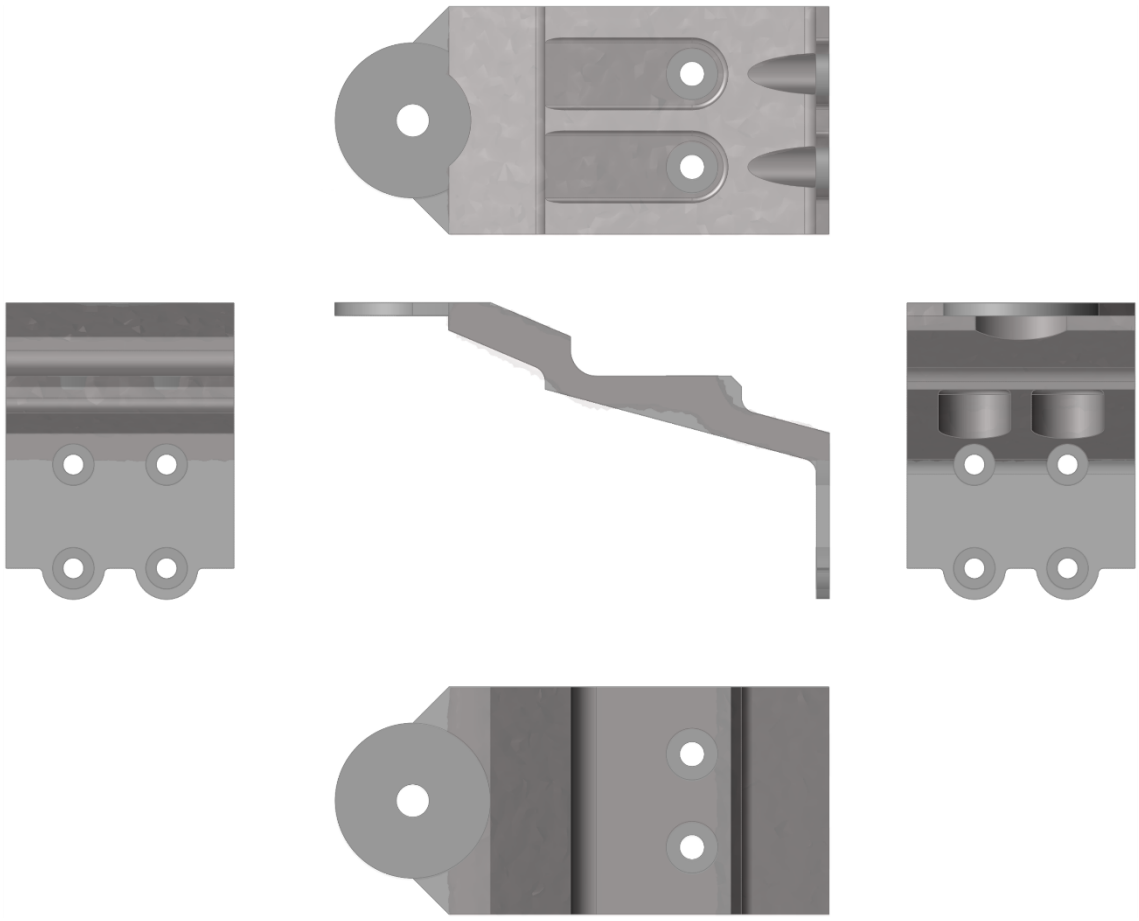

Figura 6.38 - CAD_maxstiff5%_extZX (viste ortogonali)

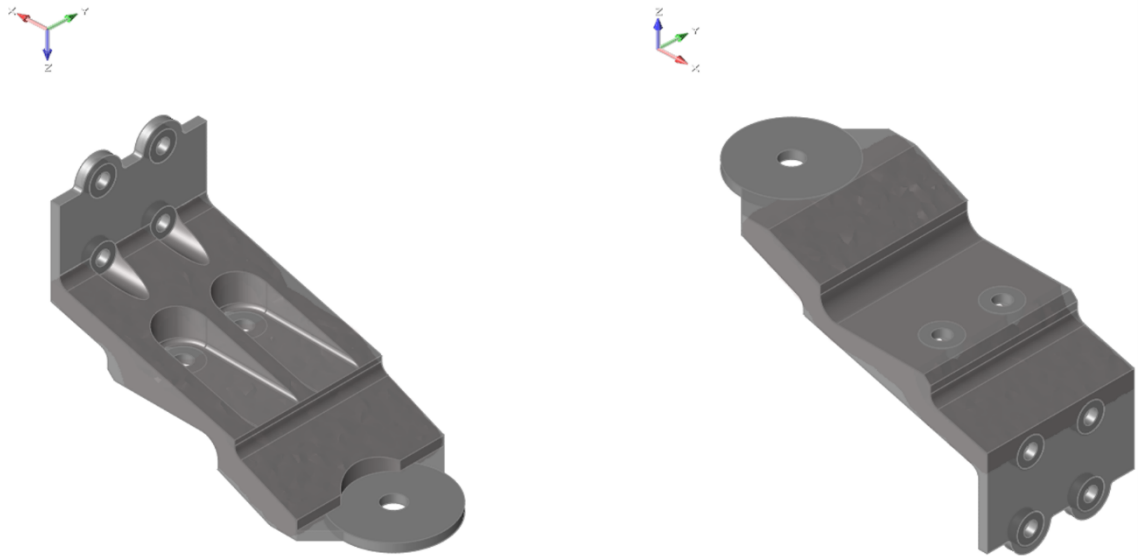

Figura 6.39 - CAD_maxstiff5%_extZX (viste isometriche)

La geometria “CAD_maxstiff5%_extZX” passa le verifiche strutturali; a differenza della forma a partire dalla quale è stata costruita, essa però realizza una minore riduzione di peso (-23,8% contro il -30,7%), ciò poiché è stato necessario tenere conto di alcuni accorgimenti nella costruzione del modello CAD. In particolare, la soluzione dell’ottimizzazione non ritiene necessari, al fine di consentire il rispetto dei vincoli dell’ottimizzazione, i punti di fissaggio inferiori del supporto. In Figura 6.40, si può osservare che non vi è materiale che collega i due anelli inferiori del NDS con il resto della struttura. Per ridondanza si è comunque deciso di fare uso di tutti e sei i punti di fissaggio; per tale motivo le regioni non connesse sono state integrate nel supporto in prima approssimazione così come mostrato sempre in Figura 6.40. Inoltre, al fine di mantenere lo spessore del supporto in prossimità di fori di ancoraggio pari a 2,5 mm, sono state scavate sulla faccia interna del bracket le tasche visibili in Figura 6.39.

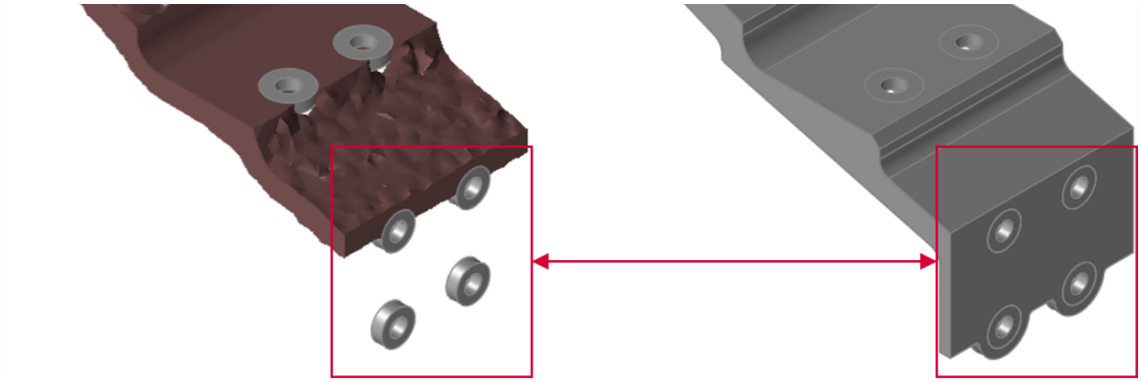

Figura 6.40 – Differenza tra la soluzione dell’OT e la rispettiva interpretazione CAD

Per spingere ulteriormente la riduzione in massa del componente, è stata eseguita un ulteriore ottimizzazione definendo sul modello CAD due regioni di design space (Figura 6.41). Questa seconda OT è stata eseguita con i medesimi parametri della prima, spostando però lo shape control di estrusione in XY, ovvero su un piano perpendicolare. In Figura 6.42 è mostrato il risultato di tale ottimizzazione, corrispondente ad un valore della densità di taglio degli elementi pari a 0,1 (2ndOT_maxstiff50%_extXY_CAD_maxstiff5%_extZX). In Figura 6.43 è riportata invece la geometria CAD costruita a partire da esso (CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT).

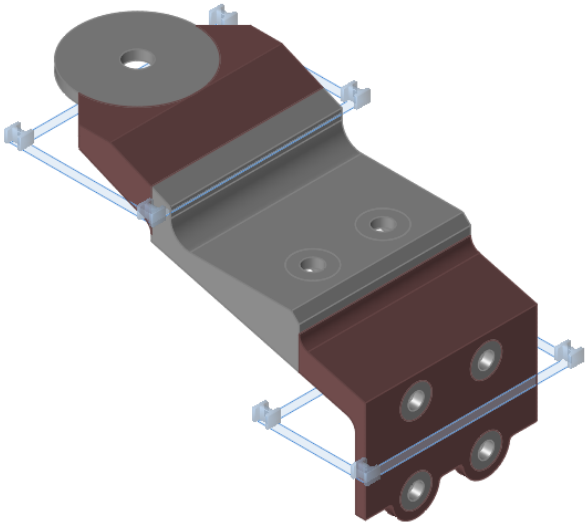

Figura 6.41 - DS 2° ciclo di ottimizzazione

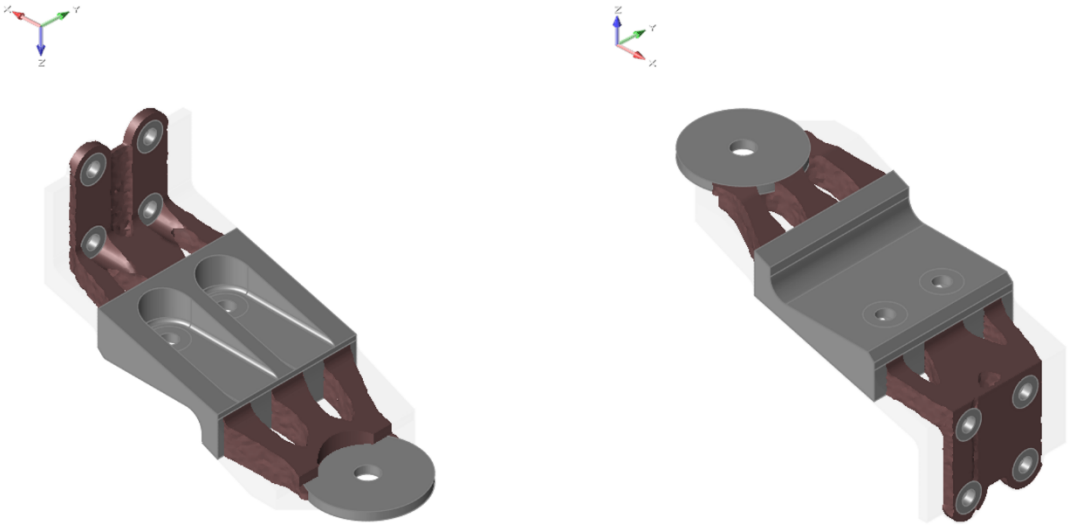

Figura 6.42 - 2ndOT_maxstiff50%_extXY_CAD_maxstiff5%_extZX

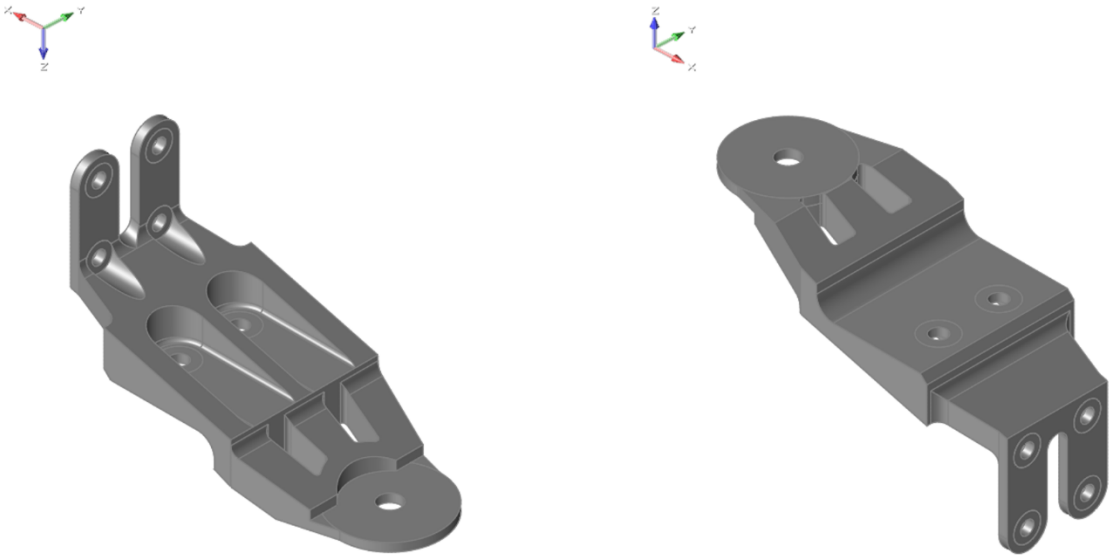

Figura 6.43 - CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT

Nelle Tabelle 6.7 e 6.8 sono rispettivamente sintetizzate le prestazioni della topologia "2ndOT_maxstiff50%_extXY_CAD_maxstiff5%_extZX" e della geometria finale "CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT". Di quest'ultima, in Figura 6.44 e 6.45, sono rispettivamente mostrati il contour delle tensioni equivalenti di Von-Mises e quello degli spostamenti insieme alla deformata della struttura, entrambi relativi alla condizione di carico più gravosa, ovvero la [Axial (-); Shear Y (-)].

In conclusione, al termine del 2° ciclo di ottimizzazione si ottiene una riduzione complessiva della massa rispetto al supporto originale pari al 37%, mantenendo i valori massimi di tensione e dello spostamento del punto di applicazione del carico al disotto dei limiti previsti.

Tabella 6.6 - 2ndOT_maxstiff50%_extXY_CAD_maxstiff5%_extZX

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
1.85	447.9 [Axial (-); Shear Y (-)]	83.3	1.445 [Axial (-); Shear Y (-)]

Tabella 6.6 - CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
1.88	440.8 [Axial (-); Shear Y (-)]	91.4	1.393 [Axial (-); Shear Y (-)]

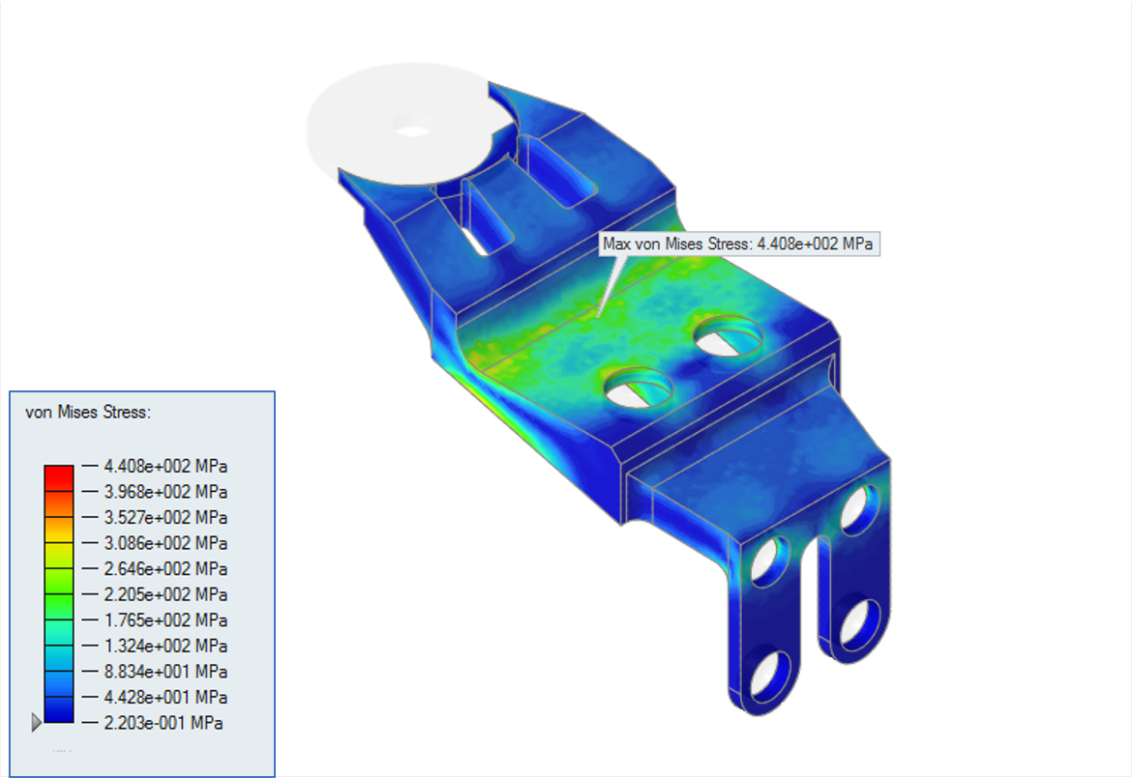

Figura 6.44 - VM stress contour CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT [Axial (+); Shear Y (+)]

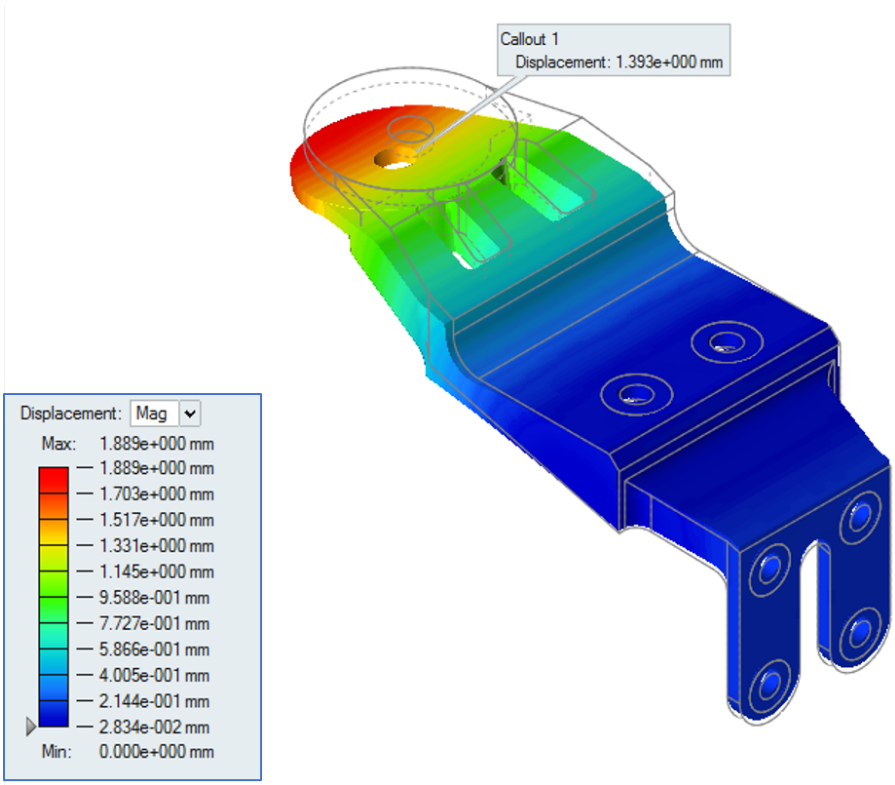

Figura 6.45 - Contour degli spostamenti CAD_maxstiff5%_extZX_2ndOT [Axial (+); Shear Y (+)]

6.2.2 3D PRINTING

La seconda topologia selezionata è la "maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX". Questa è ottenuta dalla ricerca della massimizzazione della rigidità, vincolando la frazione di volume del DS2 al 5%, e applicando gli shape controls di doppia estrazione e simmetria nel piano ZX.

Tra tutte le forme ottenute, è quella che produce la maggiore riduzione di massa; la "maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX" è infatti più leggera del 58,6% rispetto al supporto originale.

Osservando la Figura 6.14, è immediato notare come tale topologia sia particolarmente organica, dunque difficilmente producibile facendo uso di tecnologie convenzionali; per questo motivo la si è scelta come base per creare una geometria da fabbricare mediante stampa additiva (3d printing).

In Figura 6.46 e 6.47 sono riportate le viste ortogonali ed isometriche del modello CAD costruito facendo uso degli strumenti PolyNURBS di Inspire sopra la topologia "maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX"; il quale è stato disegnato alterando leggermente la forma del risultato dell'ottimizzazione, al fine di semplificarne il processo di stampa.

La geometria, detta "PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX", è pensata per essere stampata lungo la direzione negativa dell'asse Z, così come schematizzato in Figura 6.48. Qui è possibile identificare le superfici che devono essere supportate. Una regola di massima prevede che tutti gli sbalzi maggiori di 45° necessitano di supporti al fine di scongiurare eventuali distorsioni del componente. I supporti comunque andrebbero limitati al minimo poiché, dato che devono poi essere rimossi, aumentano i tempi delle lavorazioni di finitura da effettuare a valle del processo di stampa.

In Tabella 6.7 sono sintetizzate le prestazioni del componente. Il supporto ottimizzato pesa il 51,6% in meno dell'originale; si registra però una perdita di rigidezza rispetto a quest'ultimo. Lo spostamento del punto di applicazione del carico è infatti pari a 1,526 mm.

Tabella 6.6 - PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
1.97	419.2 [Axial (+); Shear Y (+)]	70.2	1.526 [Axial (+); Shear Y (+)]

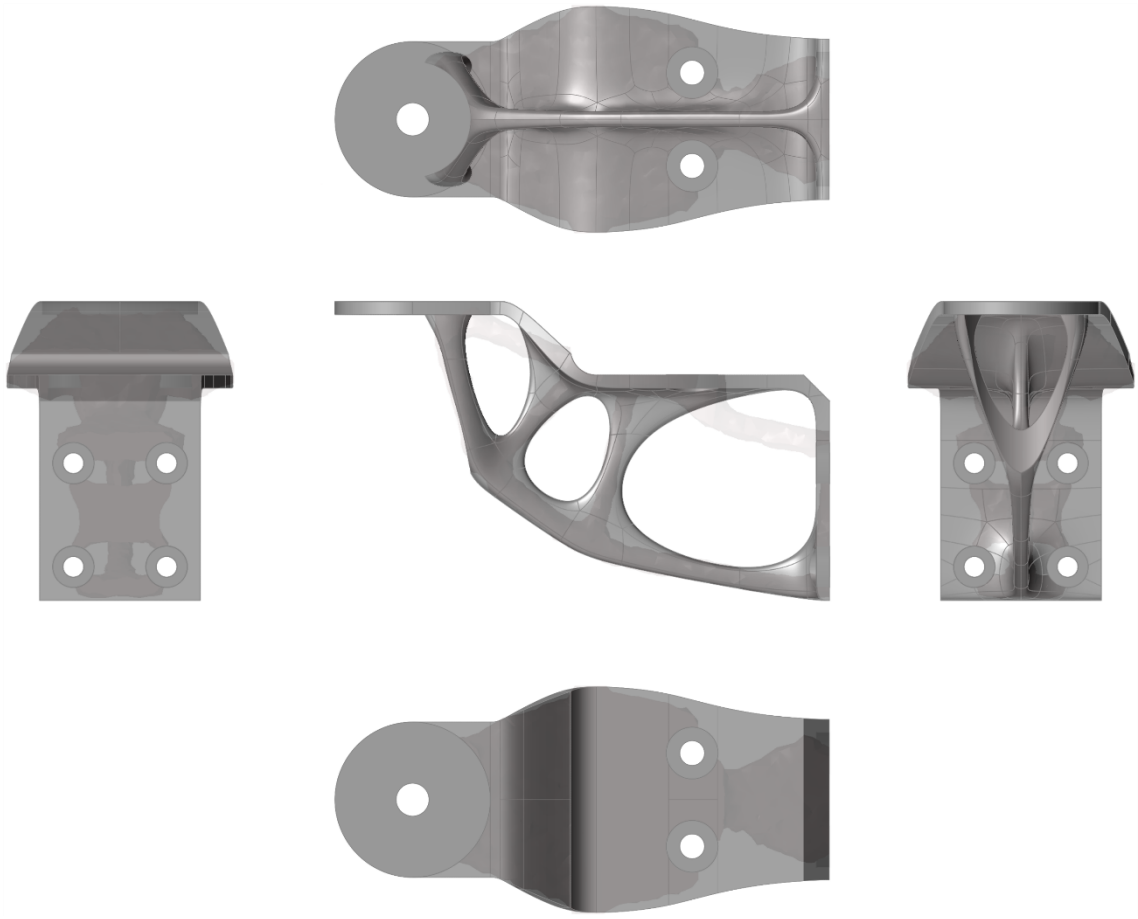

Figura 6.46 - PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (viste ortogonali)

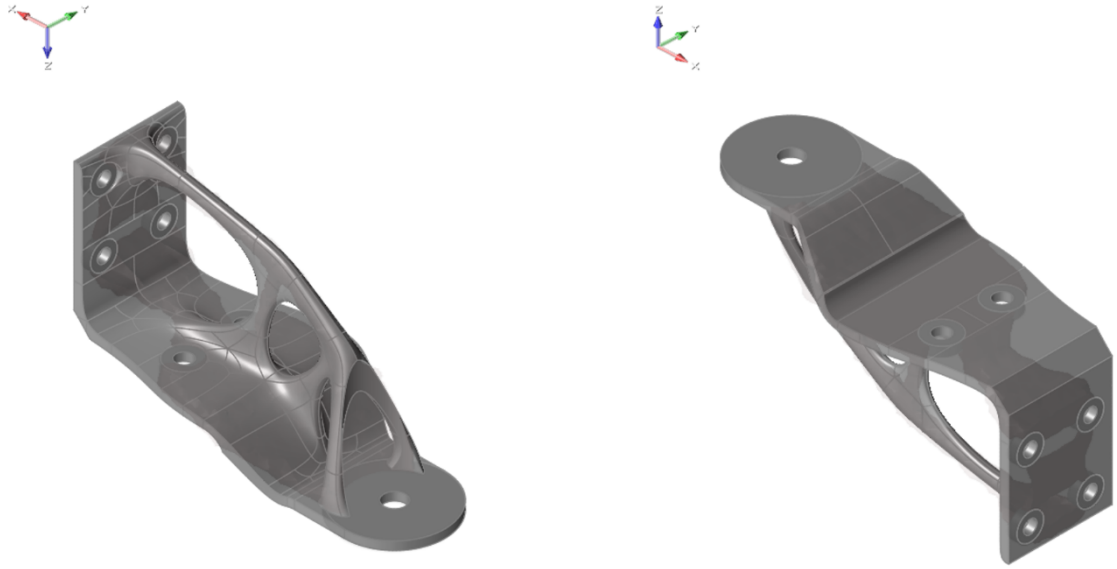

Figura 6.47 - PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (viste isometriche)

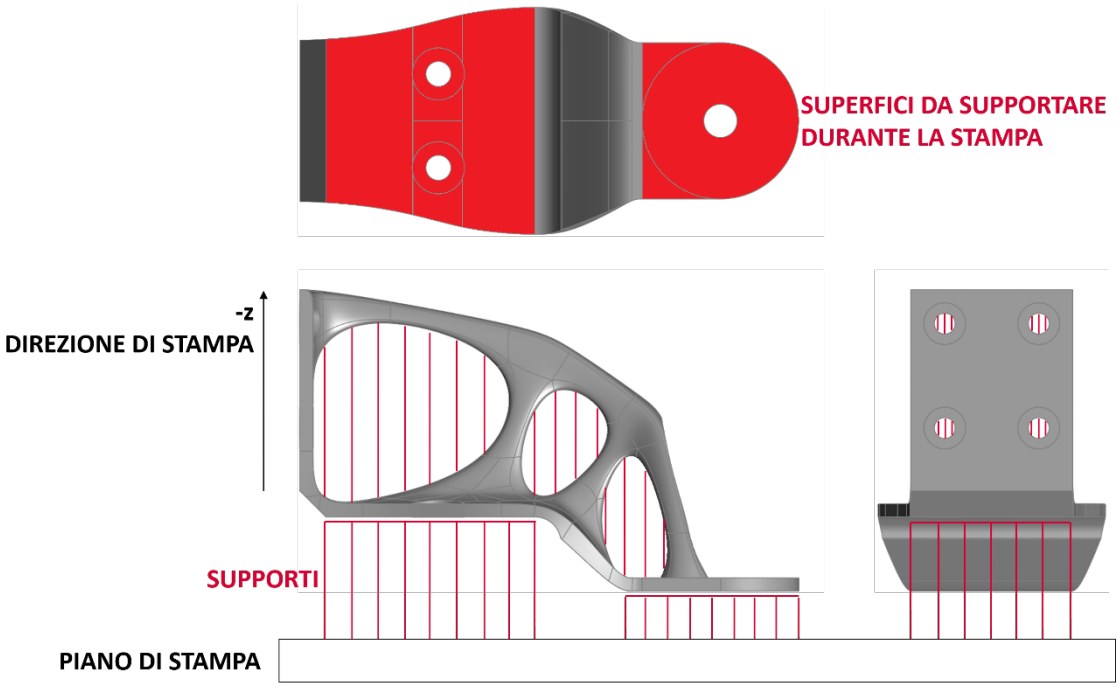

Figura 6.48 – Schematizzazione del processo di stampa del supporto PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX

Al fine di ridurre al minimo le operazioni di finitura che seguono la stampa del componente, si è deciso di rendere la struttura completamente auto supportata. Ciò è stato fatto integrando nel design, così come mostrato in Figura 6.49a, tre setti che hanno contemporaneamente una funzione strutturale e una di supporto alle regioni a sbalzo. In questo modo è sufficiente supportare solamente le superfici evidenziate in rosso in Figura 6.48, al fine di vincolare la parte al piano di stampa. Un altro accorgimento per evitare di dover supportare i fori con asse perpendicolare alla direzione di stampa, è quello di disegnarli come dei rombi equilateri inscritti al foro circolare nominale (Figura 6.49b); al termine del processo di stampa sarà sufficiente un'operazione di foratura per eliminare una minima quantità di materiale in eccesso.

In Figura 6.50 e 6.51 sono mostrati gli andamenti delle tensioni e degli spostamenti registrati sulla geometria finale, nominata "PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (w/patch)", nella condizione di carico più gravosa, ovvero la [Axial (+); Shear Y (+)]. In Tabella 6.7 sono invece sintetizzati i valori di interesse. Il modello finale pesa 76,9 g a cui corrisponde una riduzione del peso pari al 47%; il coefficiente di sicurezza minimo e lo spostamento del punto di applicazione del carico sono rispettivamente uguali a 2,45 e 1,511 mm.

Tabella 6.7 - PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (w/patch)

min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
2.45	337.9 [Axial (+); Shear Y (+)]	76.9	1.511 [Axial (+); Shear Y (+)]

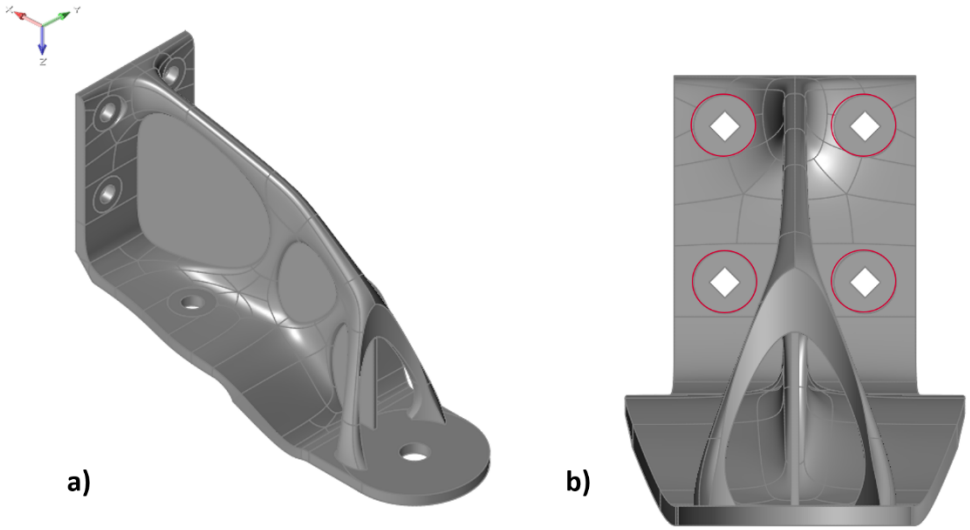

Figura 6.49 - PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (w/patch)

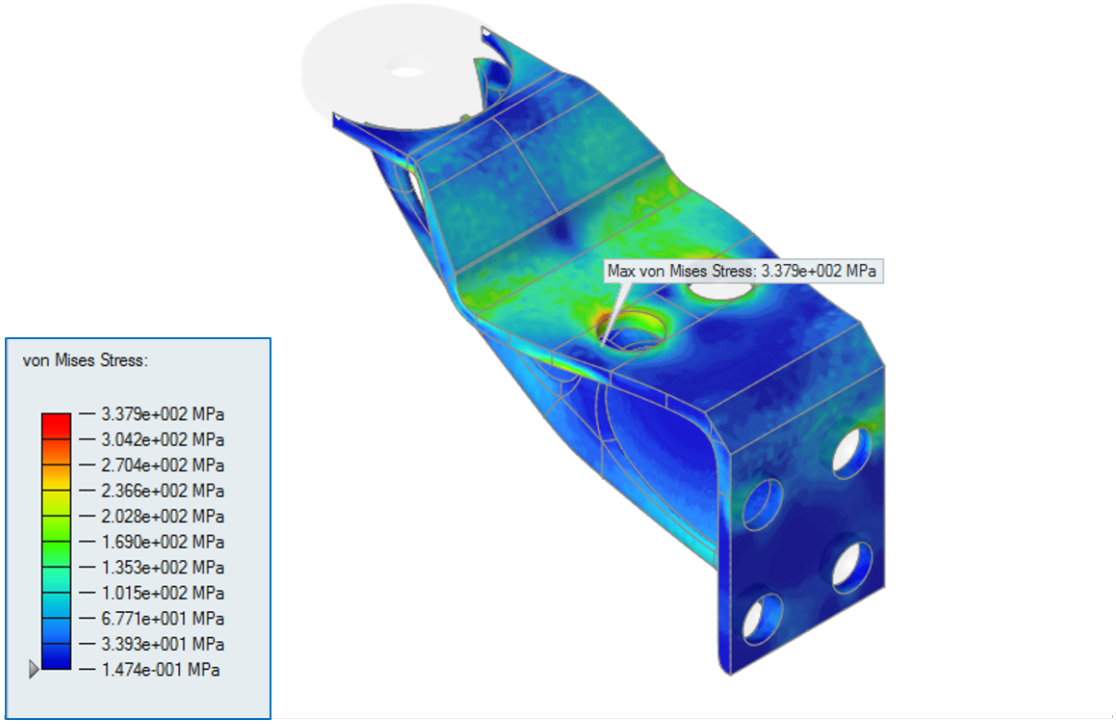

Figura 6.50 - VM stress contour PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (w/patch) [Axial (+); Shear Y (+)]

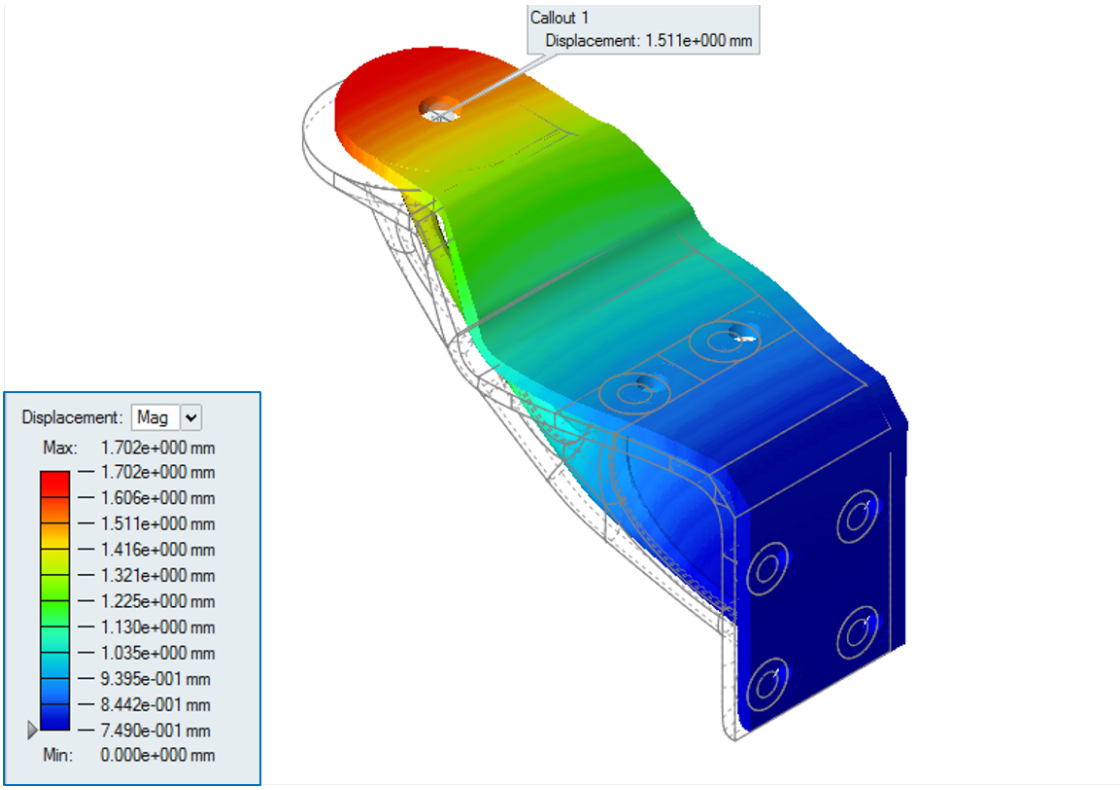

Figura 6.51 - Contour degli spostamenti PolyNURBS_maxstiff5%_doppiosplitZX_symZX (w/patch) [Axial (+); Shear Y (+)]

6.2.3 CASTING

La "minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm" è infine il risultato dell'OT effettuata sul DS2, che è stato selezionato per generare una geometria da realizzare mediante processi fusori (casting). Essa è stata ottenuta con l'obiettivo di minimizzare la massa del DS imponendo un vincolo sullo stress (FS < 1,25), uno sul valore massimo di spostamento del punto di applicazione del carico (< 1,6 mm), e applicando un controllo di forma di doppio split in XY e di simmetria in ZX.

In Figura 6.52 e 6.53 è riportata la geometria "PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm", frutto dell'interpretazione della suddetta topologia ottimizzata, costruita facendo uso dei tools PolyNURBS. Il componente è stato disegnato in modo da non presentare sottosquadri che ne impedirebbero l'estrazione dalla cavità di colata; l'apertura degli stampi avviene in

direzione perpendicolare al piano XY così come era stato definito dal controllo di forma di doppia estrazione.

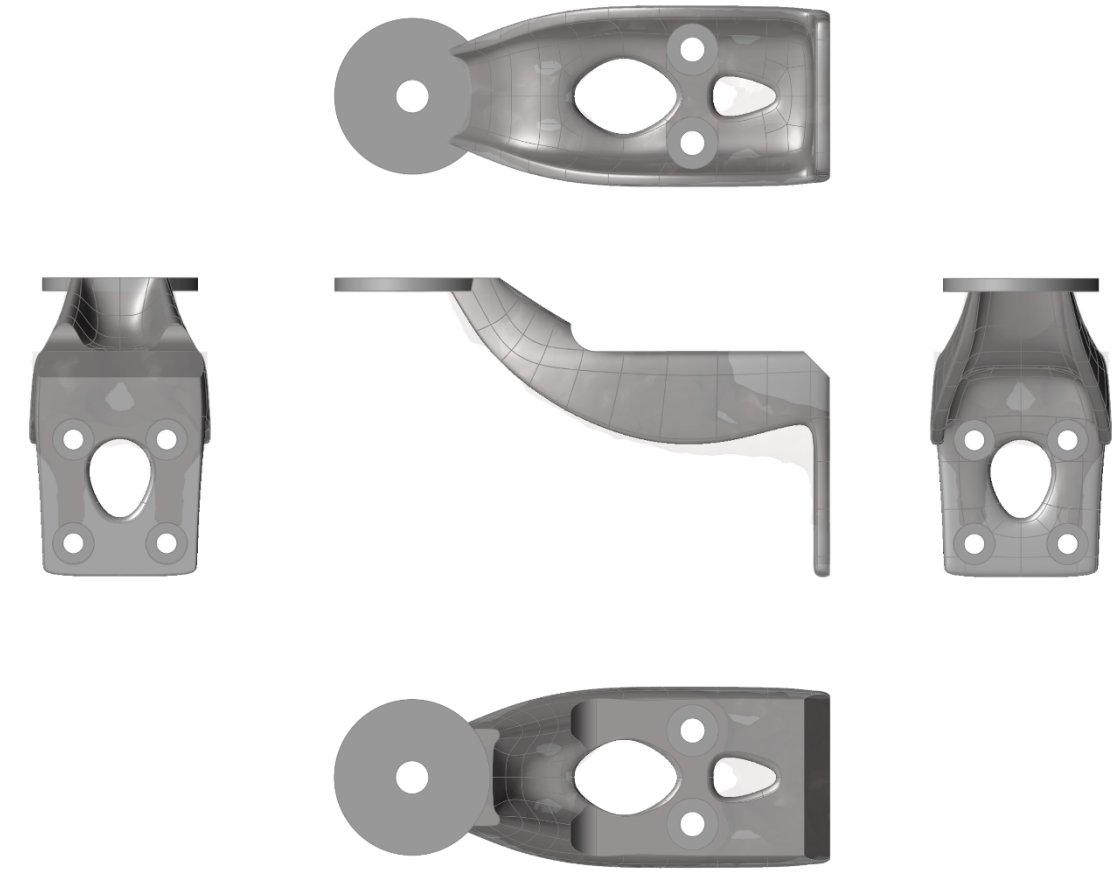

Figura 6.52 - PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm (viste ortogonali)

In Tabella 6.8, sono riportati i risultati dell'analisi strutturale effettuata sulla geometria. In Figura 6.53 e 6.54 sono rispettivamente mostrati il contour delle tensioni equivalenti di Von-Mises e quello degli spostamenti insieme alla deformata della struttura, entrambi relativi alla condizione di carico più gravosa, ovvero la [Axial (+); Shear Y (+)].

Tabella 6.8 - PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm

min FS	**max VM stress [MPa]**	**Mass Total [g]**	**disp. P.to A [mm]**
1.61	515.2 [Axial (+); Shear Y (+)]	75.6	1.284 [Axial (+); Shear Y (+)]

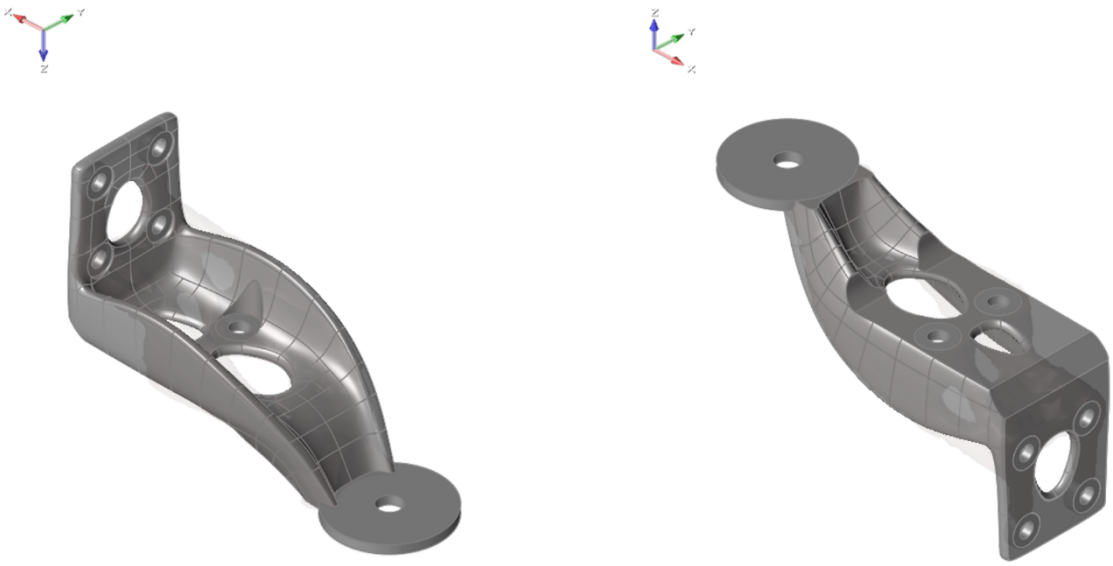

Figura 6.53 - PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm (viste isometriche)

Tra le 3 geometrie ottimizzate (machining, 3d printing e casting) costruite a partire dai risultati dell'OT eseguita sul DS2, la "PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm" è contemporaneamente la più leggera e la più rigida. Essa pesa infatti il 47.8% in meno rispetto al bracket originale, e produce uno spostamento del punto di applicazione del carico pari a 1,284 mm.

Nel paragrafo che segue, a conclusione di tutto il lavoro di ottimizzazione svolto, sarà comunque eseguito un confronto più approfondito tra tutte le geometrie prodotte.

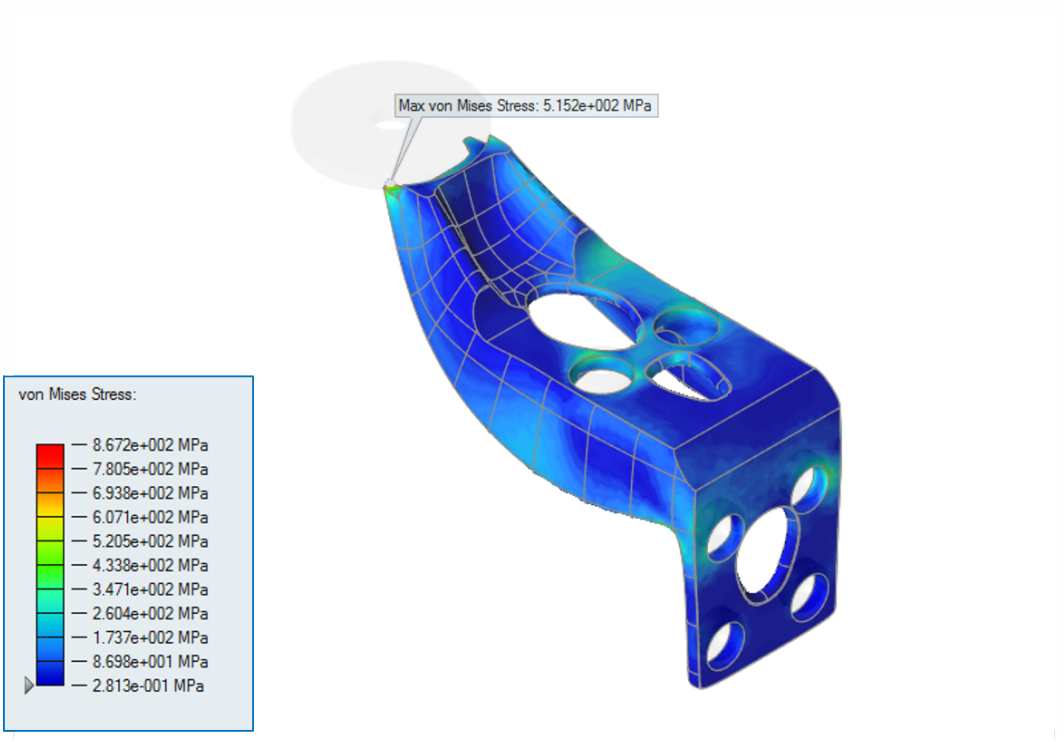

Figura 6.53 - VM stress contour PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm [Axial (+); Shear Y (+)]

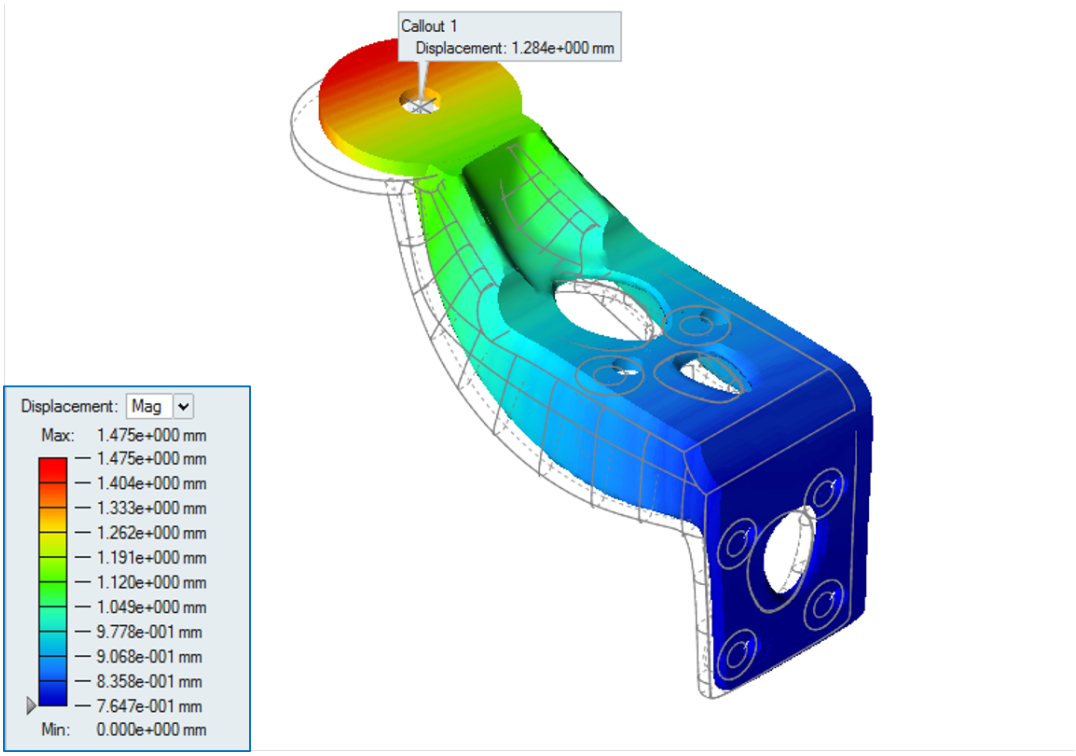

Figura 6.54 - Contour degli spostamenti PolyNURBS_minmassFS1.25_doppiosplitXY_symZX_dispconstr1.5mm [Axial (+); Shear Y (+)]

6.3 VALIDAZIONE E CONFRONTO DELLE GEOMETRIE

Le quattro geometrie CAD, costruite a partire dai risultati dell'OT eseguita sul DS1 e il DS2, sono state rifinite aggiungendo eventuali raggi di raccordo e, al fine di validare i risultati sin ora ottenuti, sono state poi sottoposte ad un'analisi strutturale, facendo uso di una discretizzazione ad elementi Tetra del 2° ordine (parabolici) con una taglia media pari a 0,75 mm. Con una simile discretizzazione, si è già visto al Paragrafo 4.3, il risultato dell'analisi può ritenersi in convergenza. Dunque, per validare il modello è necessario verificare che lo spostamento del punto di applicazione del carico si mantenga sotto i 2 mm, e che il coefficiente di sicurezza minimo non scenda sotto un valore uguale a 1,25. Dalla Figura 6.55 alla 6.58 sono mostrate le geometrie CAD definitive.

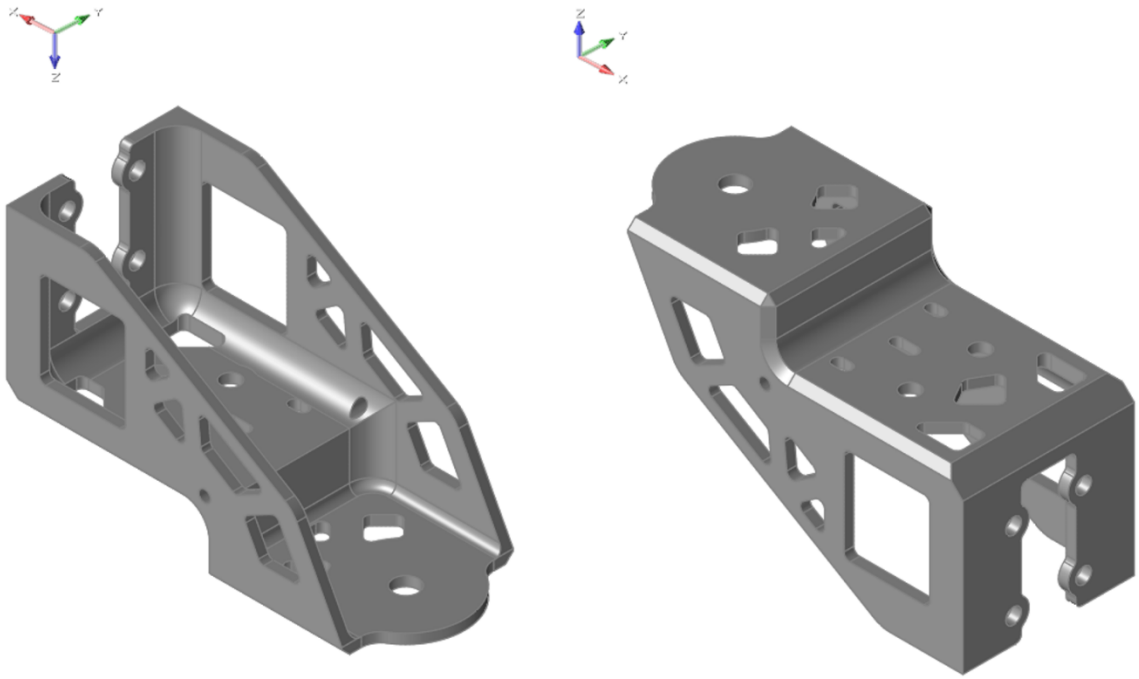

Figura 6.55 – Geometria CAD definitiva supporto original-based

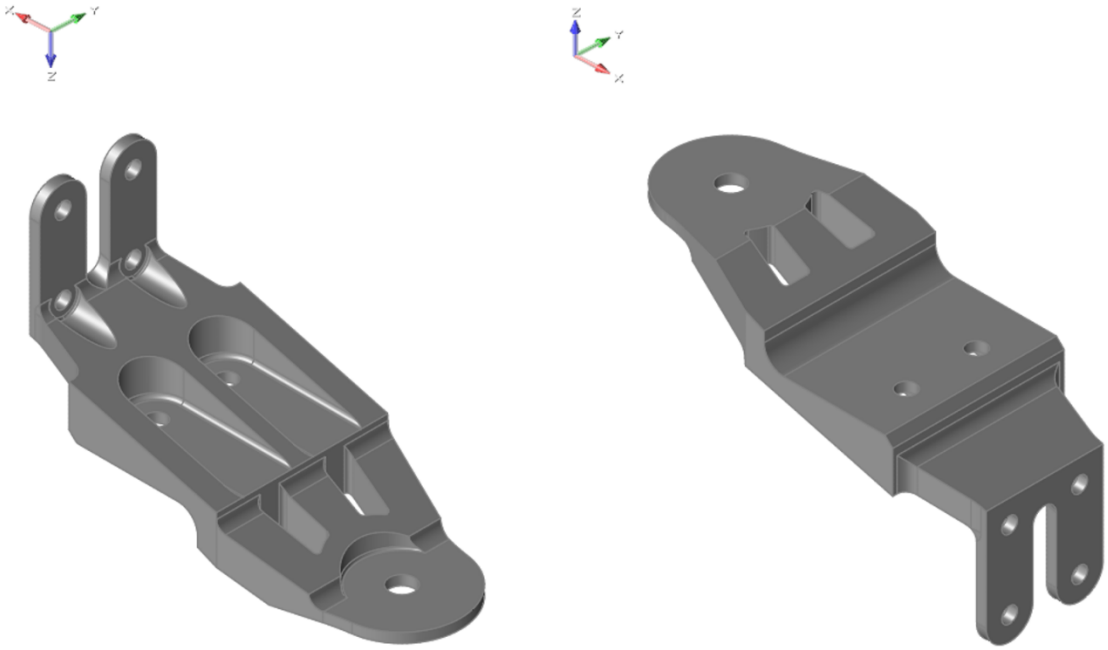

Figura 6.56 – geometria CAD definitiva supporto per machining

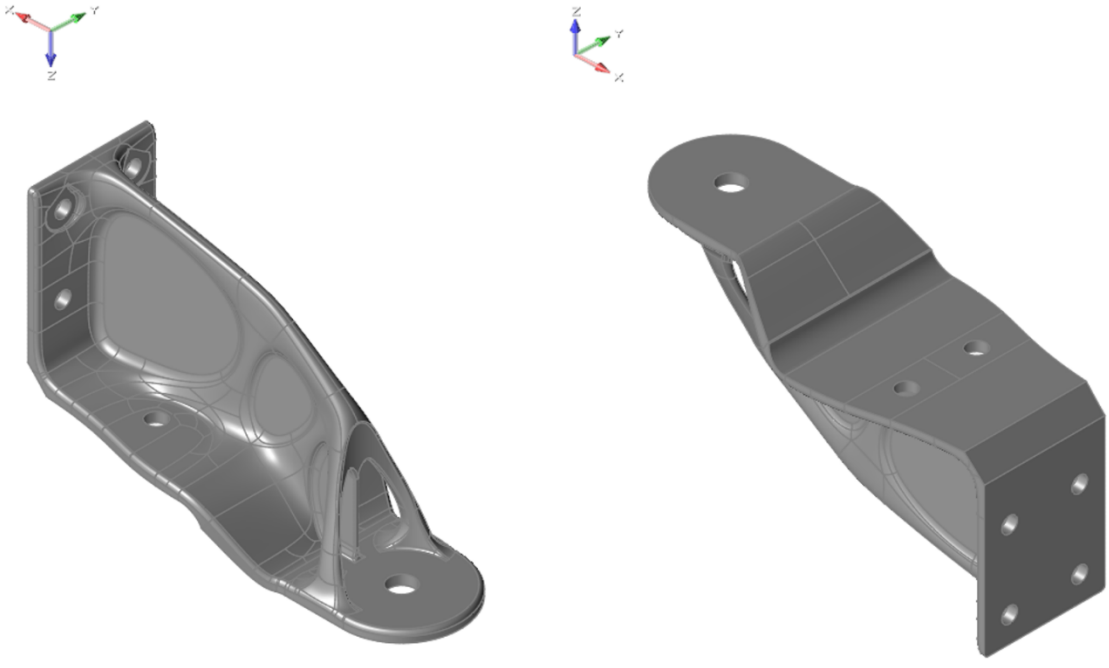

Figura 6.57 – Geometria CAD definitiva supporto per 3D printing

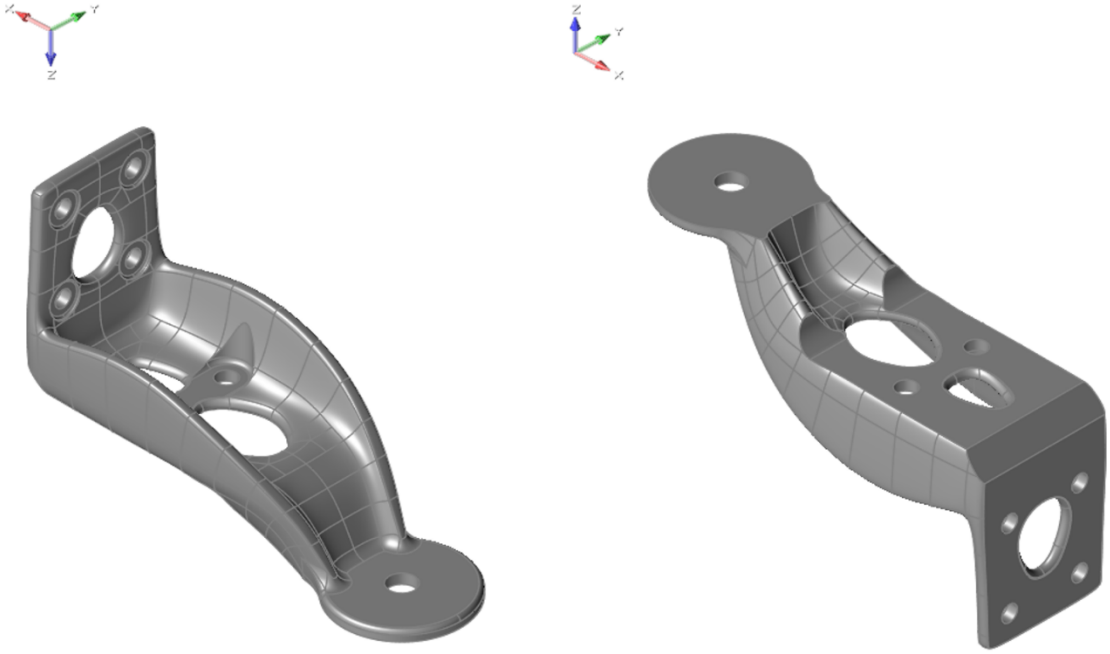

Figura 6.58 – Geometria CAD definitiva supporto per casting

In Tabella 6.9 sono riportati i risultati dell'analisi del 2°ordine, effettuate sui quattro supporti ottimizzati e su quello originale. Qui, le strutture sono ordinate dalla più leggera alla più pesante. Sui medesimi risultati sono stati inoltre tracciati i grafici mostrati in Figura 6.59, dai quali risulta immediato eseguire un confronto tra le geometrie.

Tabella 6.9 – Confronto prestazioni delle geometrie definitive

run	min FS	max VM stress [MPa]	Mass Total [g]	disp. P.to A [mm]
CASTING (Fig. 6.58)	1.34	618.2	75.6	1.332
3D PRINTING (Fig. 6.57)	2.04	405.5	77.9	1.633
MACHINING (Fig. 6.56)	1.56	529.0	91.5	1.650
ORIG.-BASED (Fig. 6.55)	1.57	527.4	102.5	1.412
ORIGINAL (Fig. 4.2)	2.49	331.7	145.0	1.269

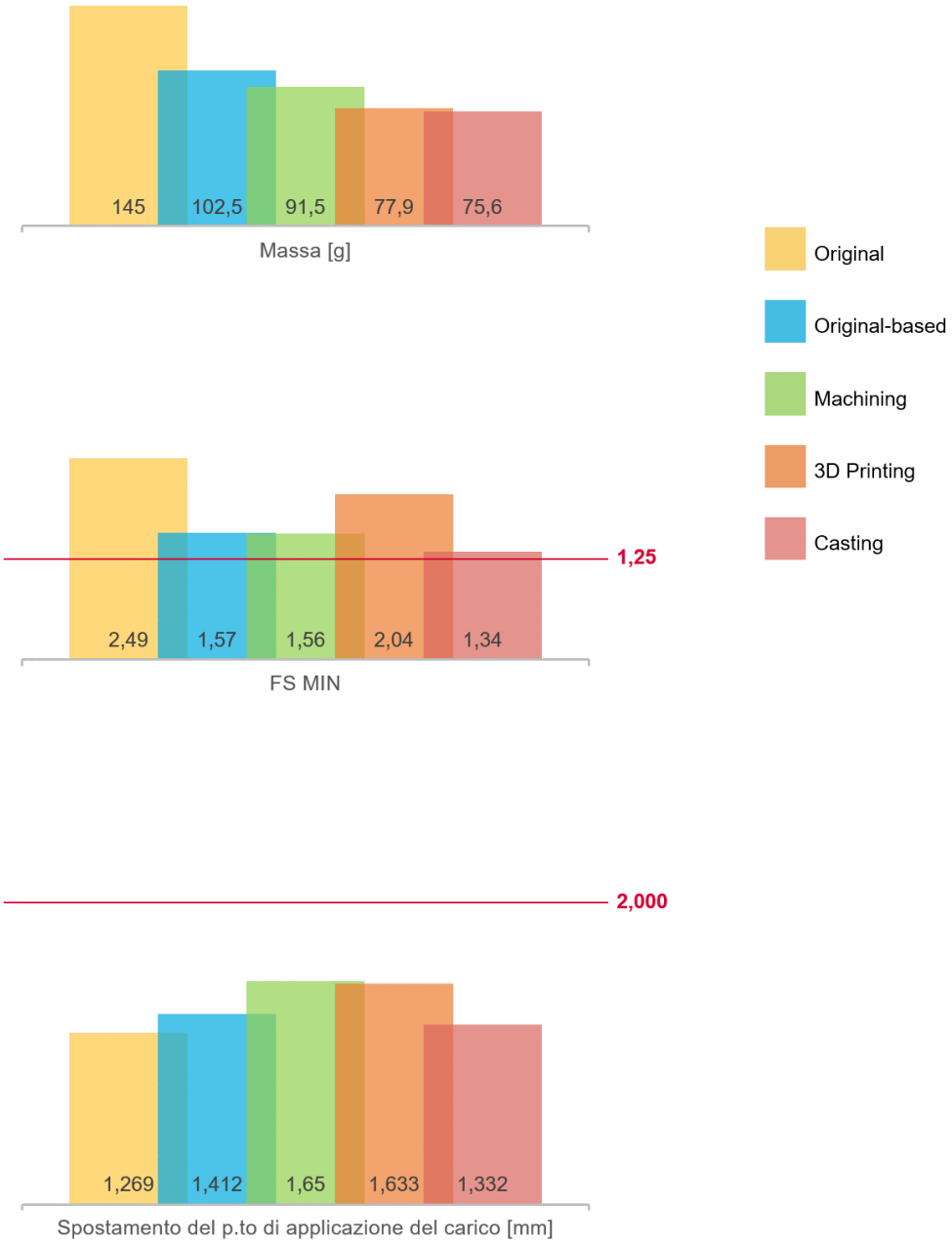

Figura 6.59 – Confronto prestazioni delle geometrie definitive

Tutte le geometrie rispettano i vincoli sullo spostamento massimo del punto di applicazione del carico e sul coefficiente di sicurezza minimo. La struttura più leggera risulta essere quella da produrre mediante fusione (casting), con un peso pari a 75,6 g, a cui corrisponde una riduzione rispetto al componente originale del 47,8%. Detto supporto è inoltre il più rigido tra tutti quelli ottimizzati, e produce un incremento dello spostamento massimo del punto di applicazione del carico rispetto a quello registrato dal supporto originale di solo il 4,9%.

In conclusione, vengono riportate in Figura 6.60 le sequenze di passaggi che, durante il processo di ottimizzazione topologica, hanno portato dal design space alla geometria finale.

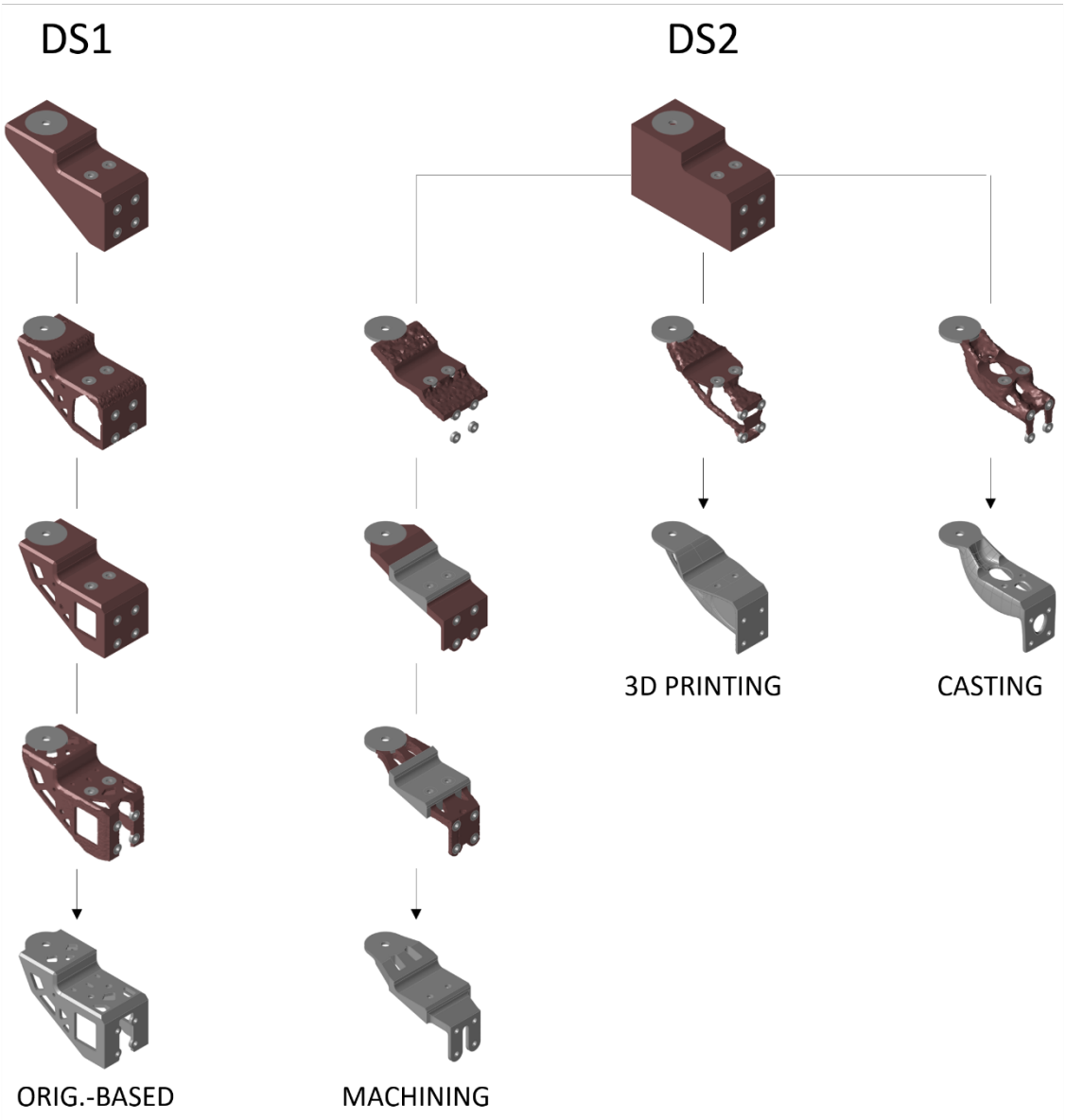

Figura 6.60 - Dal design space alla geometria finale

7 SIMULAZIONE DEL PROCESSO DI CASTING

In quest'ultimo capitolo è illustrato sinteticamente come la geometria da realizzare mediante fusione sia stata sottoposta ad un ciclo di simulazioni del processo produttivo, con l'intento di determinare all'interno di un ambiente virtuale i parametri e le modalità della colata necessari per ottenere un componente privo di difetti.
La geometria del grezzo, completo dei dovuti sovrametalli, da ottenere a valle del processo di fusione, è mostrata in Figura 6.61. Questa coincide con la cavità dello stampo all'interno del quale è eseguita la colata.

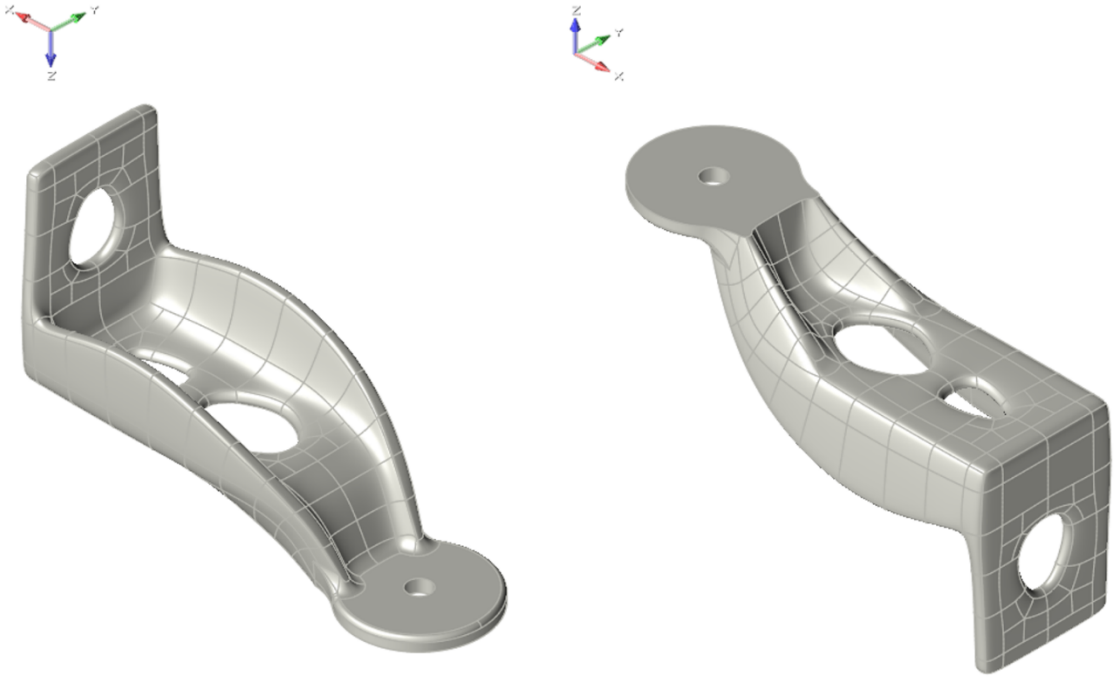

Figura 6.61 - Geometria del grezzo

Dall'analisi della letteratura tecnica [21-23], si è visto che il processo di fusione più idoneo per realizzare componenti in lega di titanio è l'*investment casting*, cioè la microfusione a cera persa, di cui di seguito è schematizzato l'intero processo (Figura 6.62):

1. **iniezione cera**: il primo step nel processo è lo stampaggio delle cere; la cera viene iniettata in appositi stampi che danno alla cera stessa la forma dell'oggetto da riprodurre;

2. **assemblaggio albero di colata**: i componenti prodotti tramite stampaggio ad iniezione della cera vengono assemblati sull'albero di colata; anche l'albero è fatto in cera; i pezzi vengono uniti all'albero tramite riscaldamento e leggera fusione dei medesimi;

3. **creazione del guscio ceramico**: l'albero, con i particolari da riprodurre, viene immerso in un bagno ceramico, al fine di creare un guscio inerte che possa resistere alla temperatura di fusione del titanio. L'immersione e la relativa asciugatura vengono ripetute più volte, fino al raggiungimento dello spessore del guscio desiderato;

4. **fuoriuscita della cera ("cera persa")**: una volta che il bagno ceramico è asciutto, si fa uscire la cera dal guscio tramite preriscaldamento. La cera viene raccolta e riutilizzata per un nuovo processo;

5. **colata**: dopo aver messo il guscio ceramico in forno ad alta temperatura per rendere il guscio quasi vitreo, si procede alla colata dell'acciaio per gravità;

6. **rottura del guscio**: quando il metallo si è raffreddato e solidificato, si procede con la rottura del guscio. A tal fine viene utilizzato un macchinario che con movimento vibratorio rompe il guscio esterno liberando il fuso;

8. **finitura e spedizione**: i particolari grezzi vengono rifiniti di mola, sabbiati e, se richiesto, lavorati meccanicamente su macchine CNC. Dopo un'ultima fase di controllo ispettivo, vengono impacchettati e preparati per la consegna.

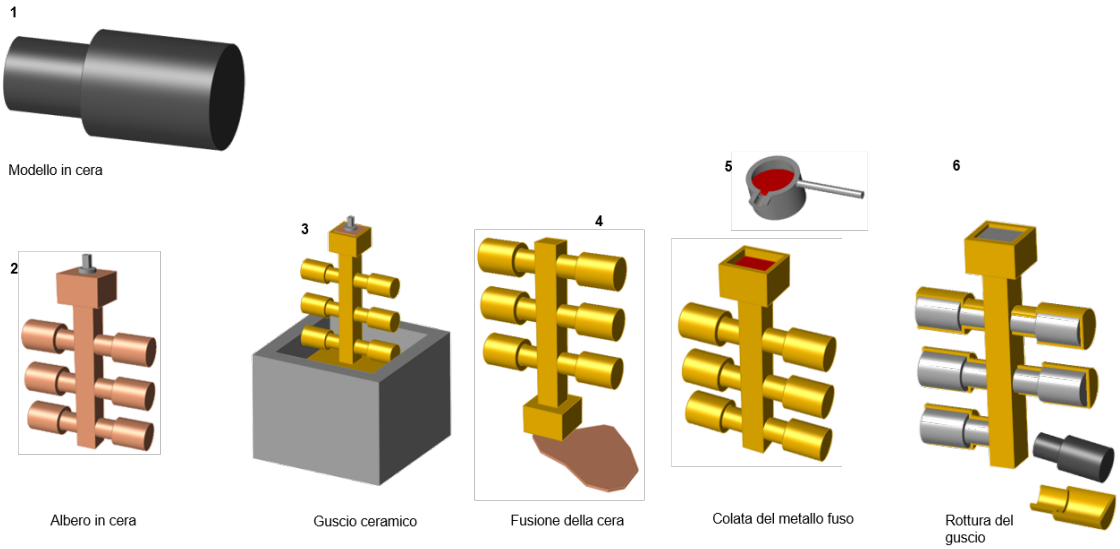

Figura 6.62 - Schema del processo di fusione a cera persa

All'interno dell'ambiente ST Click2Cast è possibile simulare il processo di colata e di solidificazione della parte.
Al fine di produrre un componente privo di difetti, è necessario eseguire il loop di simulazioni a 5 steps, sintetizzati di seguito:

1. analisi di solidificazione della parte;
2. dimensionamento e verifica delle materozze;
3. analisi di riempimento parte + materozze;
4. dimensionamento e verifica dei canali di colata;
5. verifica di solidificazione dell'intera cavità.

Ciascuno degli steps è illustrato nei paragrafi a seguire.

7.1 ANALISI DI SOLIDIFICAZIONE DELLA PARTE

L'analisi di solidificazione della parte consente di individuare il centro termico, cioè l'ultima regione che in ordine temporale va incontro alla solidificazione. In essa è tipicamente concentrata la porosità da ritiro.
Conoscere il centro termico consente di identificare il posizionamento delle materozze.
Da [22, 23] sono stati presi i valori tipici per colate di titanio, della temperatura del fuso prima della colata (1760°C) e della temperatura alla quale viene preriscaldato lo stampo ceramico (1150°C).
In Figura 6.63 sono indicate le regioni della cavità che solidificano per ultime.

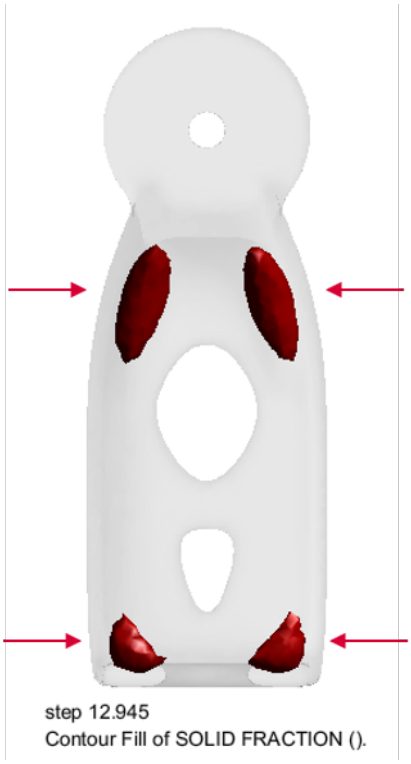

Figura 6.63 - Frazione dolida; ultime regioni a solidificare

7.2 DIMENSIONAMENTO E VERIFICA DELLE MATEROZZE

Valutato il posizionamento delle ultime regioni della parte a solidificare, si è proceduto a dimensionare le materozze. Queste ultime devono fungere da riserva, via via che procede la solidificazione della parte, fornendo il metallo fuso alle regioni identificate al paragrafo precedente.

In Figura 6.64 si può verificare il corretto dimensionamento delle materozze, osservando che il centro termico si posta all'interno di esse.

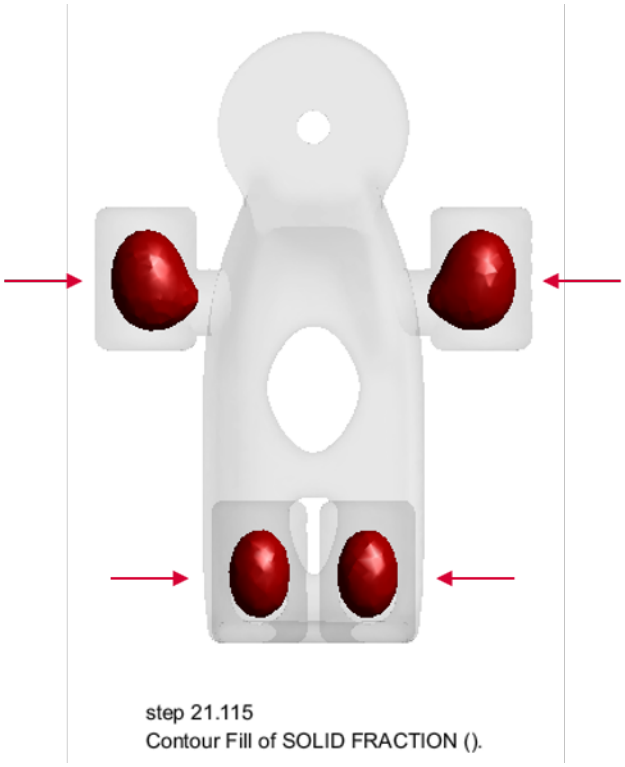

Figura 6.64 – Frazione solida; verifica delle materozze

7.3 ANALISI DI RIEMPIMENTO PARTE + MATEROZZE

A questo punto è possibile eseguire un'analisi di riempimento del modello completo di materozze, al fine di determinare il più idoneo punto di iniezione e l'orientamento della parte; valutando inoltre la portata della colata, l'eventuale presenza di intrappolamenti d'aria, e/o di solidificazioni premature.

In Figura 6.65 è possibile osservare l'avanzamento del fronte di flusso in corrispondenza di diversi istanti temporali.

In Figura 6.66 sono evidenziate le regioni della cavità che vengono riempite per ultime, la cui identificazione è importante, poiché in corrispondenza di esse è necessario prevedere degli sfiati, tali da scongiurare intrappolamenti di aria che impedirebbero il completo riempimento dello stampo.

Dal contour della frazione solida ripotato in Figura 6.67 è invece possibile osservare che, riempendo la parte nel tempo impostato (1 s), non si verificano solidificazioni premature; il valore massimo della frazione solida è infatti ben al disotto del valore critico di congelamento del fronte di flusso (0,7).

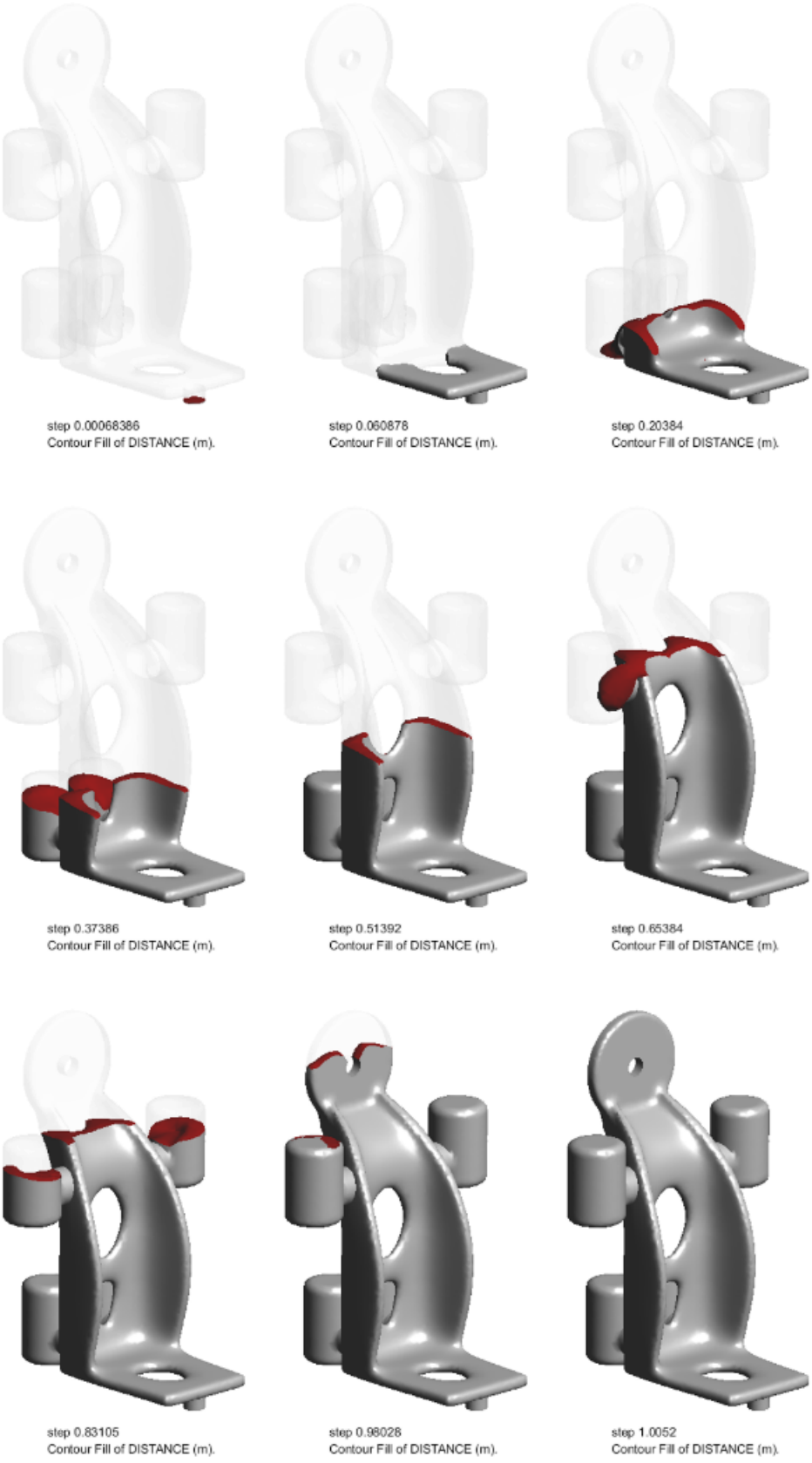

Figura 6.65 - Avanzamento del fronte di flusso

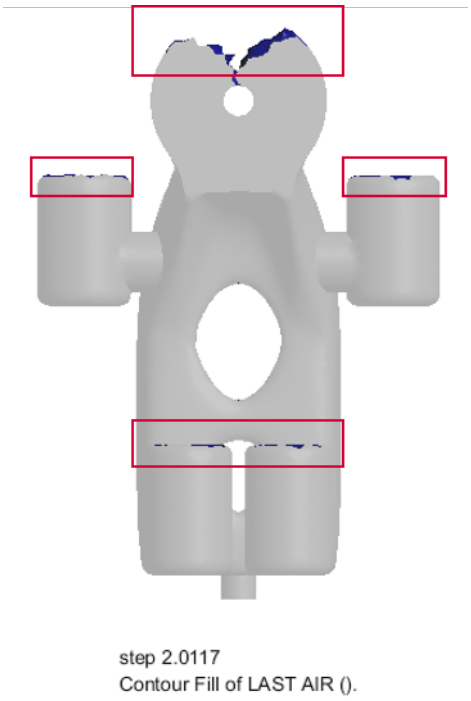

Figura 6.66 - Intrappolamenti d'aria

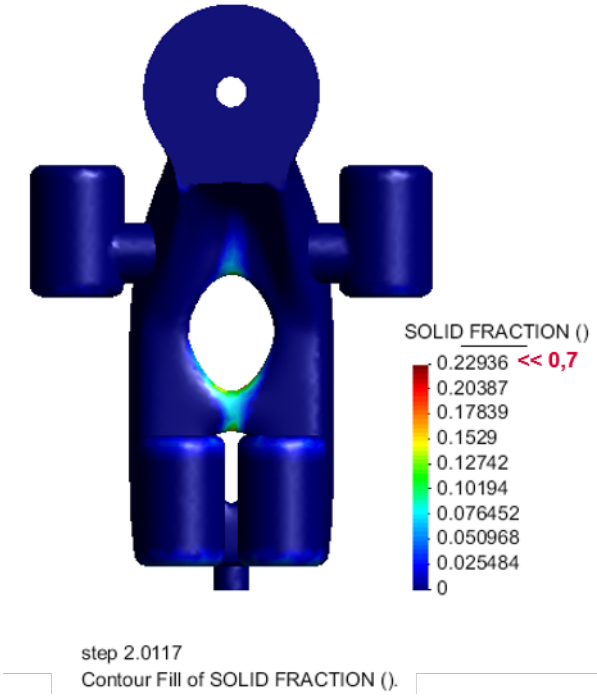

Figura 6.67 - Frazione solida; valutazione di eventuali solidificazioni premature

7.4 DIMENSIONAMENTO E VERIFICA DEI CANALI DI COLATA

Sulla base dei risultati sin ora ottenuti, è possibile passare al dimensionamento dei canali di colata.

Per il componente in esame si è scelto di realizzare un albero di colata su cui sono assemblati quattro supporti, così come mostrato in Figura 6.68. Qui si può osservare il posizionamento, oltre che dei canali di colata, anche degli sfiati previsti in corrispondenza dei punti già identificati al paragrafo precedente.

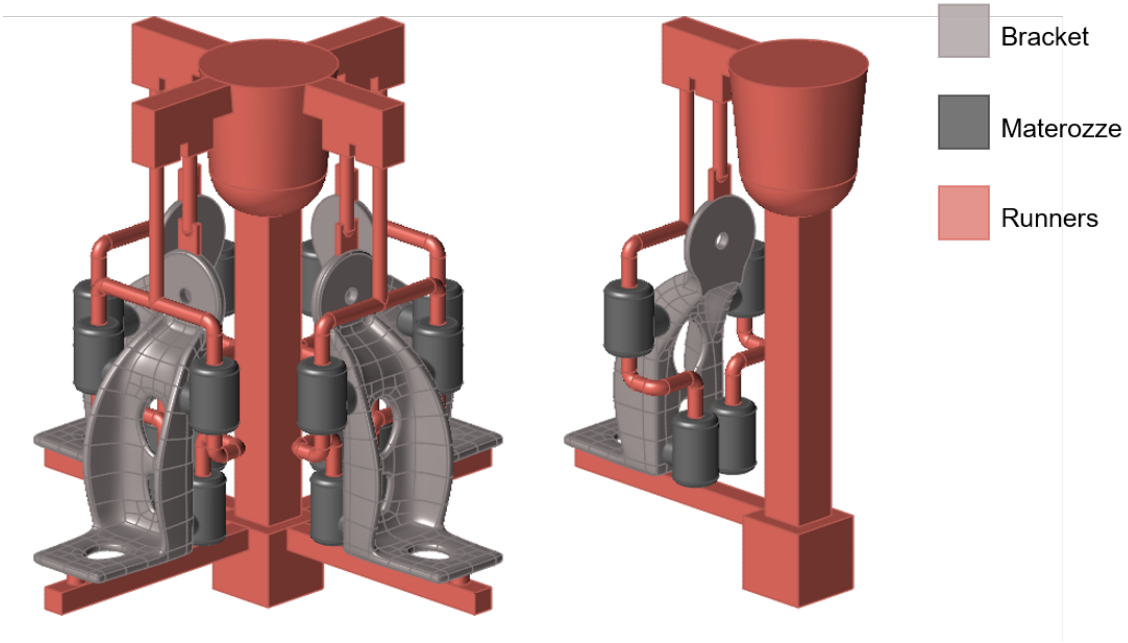

Figura 6.68 - Cavità di colata completa

In Figura 6.69 è riportato l'avanzamento del fronte di flusso per diversi istanti temporali.

Figura 6.69 - Avanzamento del fronte di flusso nella cavità completa

Dalla Figura 6.70 si osserva però che con i parametri impostati, ovvero una temperatura di preriscaldamento dello stampo pari a 1150° e un tempo di colata pari a 9 s, si verificano delle solidificazioni premature (frazione solida > 0,7) prima che si completa il riempimento dello stampo. Per ovviare a tale problema si è alzata la temperatura di preriscaldamento dello stampo sino a 1500°.

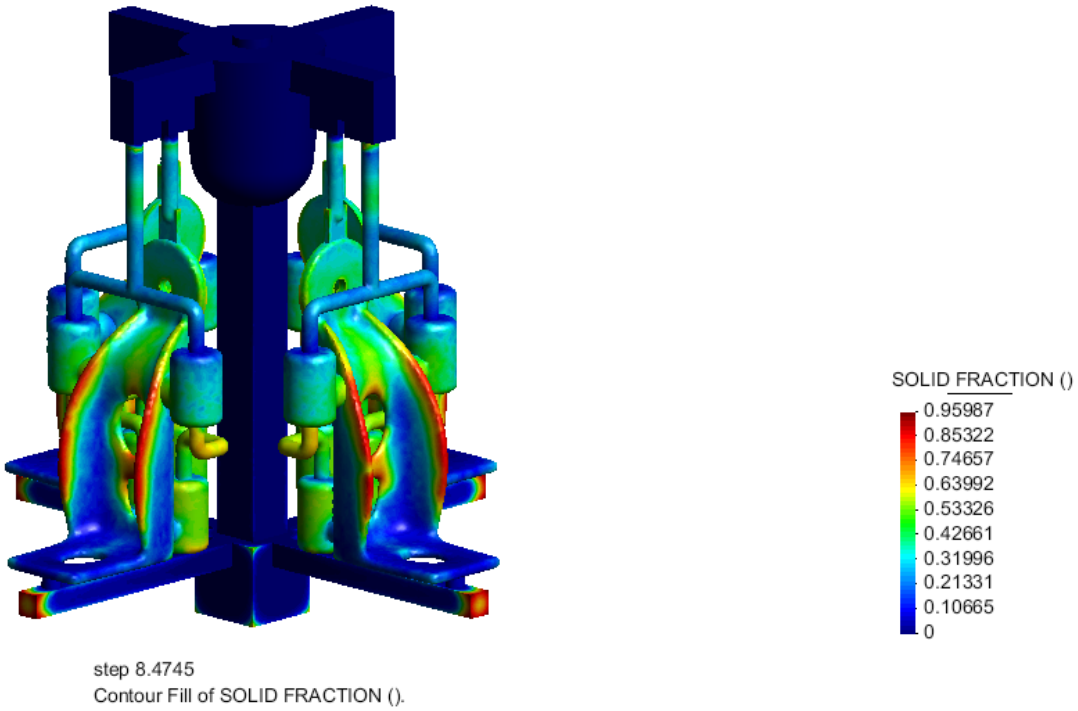

Figura 6.70 – frazione solida cavità completa; Tstampo = 1150°C

7.5 VERIFICA DI SOLIDIFICAZIONE DELL'INTERA CAVITA'

Infine, al fine di verificare che la presenza dei canali di colata non sposta il centro termico all'interno della parte, è stata eseguita un'ultima analisi di solidificazione sull'intera cavita. In Figura 6.71 si può osservare che le ultime regioni a solidificare sono localizzate all'interno delle materozze e all'interno dei canali di colata.

Si può dunque ritenere concluso il ciclo di simulazioni per la progettazione del processo produttivo.

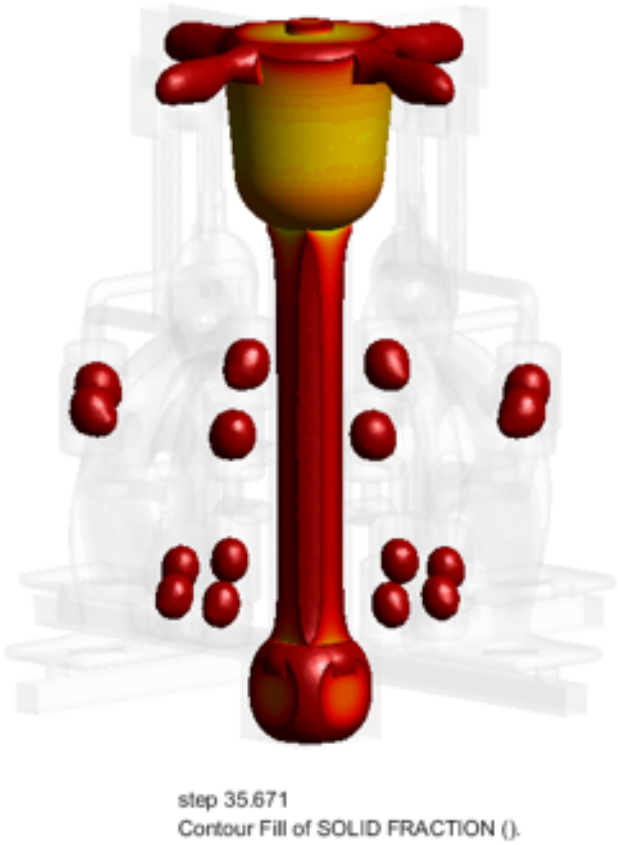

Figura 6.71 - Analisi di solidificazione dell'intera cavità

CONCLUSIONE

Il lavoro svolto prova che l'utilizzo degli strumenti di ottimizzazione topologica consentono di ridurre, se non addirittura eliminare completamente, le iterazioni del ciclo di design o redesign di un componente. Tuttavia, tale metodo generalmente porta all'ottenimento di forme fortemente organiche, che se da un lato rappresentano la soluzione ottima in grado di sopportare le condizioni di carico del problema; dall'altro si caratterizzano per essere difficilmente realizzabili, non solo mediante tecniche convenzionali di produzione, ma senza i dovuti accorgimenti, anche attraverso l'utilizzo della stampa additiva. Negli algoritmi di ottimizzazione topologica è dunque necessario implementare degli strumenti che forzino il risultato dell'ottimizzazione stessa a produrre una topologia che possa essere facilmente tradotta in una geometria realizzabile secondo una determinata tecnica produttiva. Tali strumenti all'interno di Inspire sono noti come *controlli di forma*, tra questi i principali sono il controllo di estrusione e il controllo di doppia estrazione. Il primo è risultato particolarmente utile per l'ottenimento di forme da realizzare mediante lavorazione per esportazione di truciolo; queste forme sono infatti caratterizzate da profili regolari facilmente ricavabili da tali lavorazioni. Data la natura di detto controllo di forma, però il risultato è tipicamente sovradimensionato. Per spingere quindi ulteriormente il grado di ottimizzazione, si è visto essere conveniente effettuare due ottimizzazioni in serie, spostando dall'una all'altra il controllo di estrusione su piani mutuamente ortogonali. Il controllo di forma di doppia estrazione va invece utilizzato per generare delle forme realizzabili facendo uso di processi fusori o anche di stampa additiva.

In questo studio, grazie all'utilizzo dei menzionati strumenti, è stato possibile riprogettare un supporto in lega di titanio, abbattendo il peso dello stesso di circa il 50%.

Risulta chiaro come oggi il calcolo numerico continui a ridefinire il modo in cui i prodotti sono pensati e progettati. Questo comunque non elimina il bisogno del giudizio dell'ingegnere, anzi egli deve svolgere, oltre al ruolo di ricercatore, anche quello di giudice imparziale. È infatti di fondamentale importanza ricordare che, così come il CAE in generale, gli ottimizzatori sono uno strumento, e di conseguenza sono validi solo se le persone che ne fanno uso lo sono altrettanto.

BIBLIOGRAFIA

[1] Stangl, T., M. Pribek, and S. Wartzack. "Integration of structural optimization in the engineering design process." *DS 77: Proceedings of the DESIGN 2014 13th International Design Conference*. 2014.

[2] Hirz, Mario, et al. "Integrated computer-aided design in automotive development." *Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, DOI* 10 (2013): 978-3.

[3] Altair Engineering Inc., "*Practical Aspects of Structural Optimization.*", 2015.

[4] Bendsoe, Martin Philip, and Ole Sigmund. *Topology optimization: theory, methods, and applications*. Springer Science & Business Media, 2013.

[5] Rozvany, G. I. N. "Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 21.2 (2001): 90-108.

[6] Bendsøe, Martin P., and Ole Sigmund. "*Optimization of structural topology, shape, and material*." Vol. 414. Berlin etc: Springer, 1995.

[7] Bendsøe, Martin P., and Ole Sigmund. "Material interpolation schemes in topology optimization." *Archive of applied mechanics*69.9-10 (1999): 635-654.

[8] Eschenauer, Hans A., and Niels Olhoff. "Topology optimization of continuum structures: a review." *Applied Mechanics Reviews*54.4 (2001): 331-390.

[9] Huang, Xiaodong, and Yi-Min Xie. "A further review of ESO type methods for topology optimization." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 41.5 (2010): 671-683.

[10] Xia, Liang, et al. "Bi-directional evolutionary structural optimization on advanced structures and materials: a comprehensive review." *Archives of Computational Methods in Engineering* (2016): 1-42.

[11] Yin, Luzhong, and Wei Yang. "Optimality criteria method for topology optimization under multiple constraints." *Computers & Structures* 79.20-21 (2001): 1839-1850.

[12] Svanberg, Krister. "The method of moving asymptotes—a new method for structural optimization." *International journal for numerical methods in engineering* 24.2 (1987): 359-373.

[13] Diaz, Alejandro, and Ole Sigmund. "Checkerboard patterns in layout optimization." *Structural optimization* 10.1 (1995): 40-45.

[14] Sigmund, Ole. "A 99 line topology optimization code written in Matlab." *Structural and multidisciplinary optimization* 21.2 (2001): 120-127.

[15] Hsu, Yeh-Liang, Ming-Sho Hsu, and Chuan-Tang Chen. "Interpreting results from topology optimization using density contours." *Computers & Structures* 79.10 (2001): 1049-1058.

[16] Altair Engineering Inc. website, "*https://altairhyperworks.com*", 2018.

[17] SolidThinking website, "*https://www.solidthinking.com"*, 2018.

[18] Altair Engineering Inc., "A *Practical Introduction to SolidThinking Inspire."*, 2017.

[19] Altair Engineering Inc., "*Practical Aspects of Finite Element Simulation."*, 2015.

[20] Gokhale, Nitin S. "*Practical finite element analysis*.", Finite to infinite, 2008.

[21] Beeley, Peter. "Foundry technology." Elsevier, 2001.

[22] Neto, Rui L., et al. "The influence of face coat material on reactivity and fluidity of the Ti6Al4V and TiAl alloys during investment casting." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications 231.1-2 (2017): 38-48.

[23] Wang, Liang, et al. "Effects of hydrogen on the interfacial reaction between Ti6Al4V alloy melt and Al2O3 ceramic shell." International Journal of Hydrogen Energy 43.10 (2018): 5225-5230.