

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

RIPROGETTAZIONE MEDIANTE OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA E PRODUZIONE TRAMITE FUSIONE SELETTIVA LASER DI COMPONENTI PER L'INDUSTRIA MINERARIA



Relatori

prof. Giorgio Chiandussi
prof. Andrea Tridello

Candidato

Ludovico Massafra

Anno Accademico 2020-2021

Ringraziamenti

Ho piacere di dedicare questa pagina dell'elaborato a tutte quelle persone che mi hanno accompagnato durante tutto il mio percorso universitario.

Innanzitutto, ringrazio il mio relatore Giorgio Chiandussi e il mio correlatore Andrea Tridello, sempre pronti a darmi le giuste indicazioni in ogni fase della realizzazione dell'elaborato.

Un ringraziamento va al centro computazionale HPC@Polito [5] per aver messo a disposizione i suoi server di calcolo .

Un ringraziamento speciale va all'azienda BeamIT, che mi ha ospitato per i 3 mesi di tirocinio curricolare e per tutta l'attività di tesi. In particolar modo vorrei ringraziare il tutor Andrea Marola che mi ha seguito passo passo durante il percorso in azienda, grazie ai suoi preziosi consigli sono riuscito a maturare ed ad accrescermi professionalmente.

Un ringraziamento agli amici di Torino con i quali ho condiviso bellissimi ed indimenticabili momenti, durante la mia breve vita da studente fuori sede.

Ringrazio i miei genitori, per l'amore, il sostegno e la disponibilità che mi hanno dato durante tutto il percorso di studi.

Infine, il ringraziamento più importante va alla mia ragazza Federica, che da 5 anni mi supporta e mi sopporta. Ha sempre creduto in me e mi ha sempre dato i giusti consigli e la giusta motivazione per andare avanti ed impegnarmi al massimo. Senza di lei, probabilmente, non mi troverei dove sono ora.

Abstract

Il concetto di design ottimo non è così recente, la ricerca di un design che permetta di soddisfare nel miglior modo possibile i vincoli assegnati al componente si è sempre scontrata con la difficoltà di calcolo e con l'impossibilità, tramite le lavorazioni tradizionali, di ottenere geometrie particolarmente complesse.

Negli ultimi anni, grazie alla crescita esponenziale della capacità di calcolo dei computer, allo sviluppo di software sempre più specifici e all'entrata in commercio di apparati per la fabbricazione additiva, la progettazione di componenti che rispettino un design ottimo sta diventando sempre più comune all'interno delle aziende manifatturiere.

La tesi in oggetto è nata dall'esigenza di BeamIT, azienda leader in Europa nella realizzazione di componenti mediante fabbricazione additiva, di soddisfare le richieste di un importante cliente produttore di macchine da miniera. Da qui il compito di riprogettare e produrre alcuni pezzi di ricambio, attualmente realizzati tramite tecnologie tradizionali, attraverso sistemi di stampa 3D metallica; in particolare mediante fusione selettiva laser (SLM) abbinata con gli acciai specifici per l'additive manufacturing attualmente disponibili sul mercato.

Le richieste del cliente imponevano la riprogettazione dei pezzi attraverso la logica del design for additive manufacturing, utilizzando l'ottimizzazione topologica come strumento per aumentarne la rigidità, migliorarne la distribuzione delle tensioni interne riducendone al tempo stesso il peso.

Successivamente, attraverso l'analisi agli elementi finiti, sono stati verificati i requisiti di resistenza del nuovo design con il nuovo materiale ed infine si è provveduto alla progettazione del grezzo di stampa e all'ottimizzazione del suo posizionamento in macchina.

I carichi, i modelli e le tavole originali sono stati messi a disposizione dal cliente con il quale si è avuto un confronto continuo durante tutta la durata della commessa.

All'interno di questa tesi sono stati presi in considerazione, in particolar modo, alcuni casi studio d'interesse estrapolati dal totale dei pezzi riprogettati, ognuno con diverse peculiarità, in modo da mettere in evidenza le varie potenzialità e le criticità insite nel connubio tra calcolo numerico, ottimizzazione topologica e fabbricazione additiva.

Al momento alcuni dei componenti oggetto di questo studio sono stati già stampati in singolo esemplare presso l'azienda BeamIT e consegnati al cliente, al fine di provvedere al collaudo e alla segnalazione di eventuali criticità in modo da apportare eventuali modifiche prima di avviarne la produzione in serie.

Indice

Elenco delle tabelle

Elenco delle figure

Introduzione	1
1 L'ottimizzazione strutturale	3
1.1 Formulazione generale per un problema di ottimizzazione strutturale	4
1.2 Ottimizzazione topologica	6
1.2.1 Formulazione del problema	7
1.2.2 Obiettivi dell'ottimizzazione	9
1.2.3 Il problema dell'effetto scacchiera e il filtro di sensitività	10
1.2.4 Metodo di risoluzione	11
1.2.5 Load cases multipli	12
1.2.6 Influenza del numero di elementi	13
1.2.7 Design Space e No Design Space	14
1.2.8 Ricostruzione della geometria ottimizzata tramite software	14
2 Additive Manufacturing	16
2.1 Vantaggi e svantaggi	17
2.2 Il processo generico dell'additive manufacturing	19
2.3 Selective Laser Melting	21
2.4 Caratterizzazione dei materiali utilizzati	22
3 Panoramica dei software utilizzati	23
3.1 Suite Altair	23
3.2 Autodesk Inventor	24
4 Casi studio aziendali	25
4.1 Ganascia	27
4.1.1 Preparazione del modello originale	28
4.1.2 Analisi FEM	31

4.1.3	Defeature	33
4.1.4	Ottimizzazione topologica	34
4.1.5	Ricostruzione della geometria	36
4.1.6	Analisi FEM del nuovo modello	37
4.1.7	Sovrametalli e messa in macchina	41
4.2	Bracci di movimentazione di un bidone	43
4.2.1	Preparazione del modello originale	43
4.2.2	Analisi FEM	48
4.2.3	Defeature	51
4.2.4	Ottimizzazione topologica	52
4.2.5	Ricostruzione della geometria	53
4.2.6	Analisi FEM del nuovo modello	54
4.2.7	Sovrametalli e messa in macchina	57
4.3	Sistema di afferraggio a doppia ganascia mobile	60
4.3.1	Preparazione del modello originale	62
4.3.2	Analisi FEM	65
4.3.3	Defeature	71
4.3.4	Ottimizzazione topologica	72
4.3.5	Ricostruzione della geometria	76
4.3.6	Analisi FEM del nuovo modello	77
4.4	Supporti di un telaio	84
4.4.1	Preparazione del modello originale	86
4.4.2	Analisi FEM	90
4.4.3	Defeature	91
4.4.4	Ricostruzione della geometria	93
4.4.5	Analisi FEM del nuovo modello	94
4.4.6	Sovrametalli e messa in macchina	95
4.5	Componenti alleggeriti non ottimizzati topologicamente	97

Elenco delle tabelle

2.1	Tecniche di fabbricazione additiva polimeriche e metalliche	16
2.2	Caratteristiche meccaniche delle leghe di acciaio disponibili nel catalogo BeamIT/Zare	22
4.1	Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo	41
4.2	Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo	57
4.3	Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo	83
4.4	Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo	95

Elenco delle figure

1	Confronto tra metodo di progettazione tradizionale e metodo di progettazione tramite software [7]	1
1.1	Problema di ottimizzazione: trovare la struttura che trasmette il carico nel miglior modo possibile al supporto [14]	3
1.2	Confronto tra size, shape e topology optimization [3]	4
1.3	Andamento rigidità relativa in funzione della densità considerando 2 valori del fattore di penalizzazione [16]	8
1.4	Influenza del filtro di sensitività [1]	11
1.5	Iterazione con il metodo degli asintoti mobili [12]	12
1.6	Cambiamento della topologia di una trave a sbalzo 2D al variare del numero degli elementi della mesh. A partire da sinistra: mesh 70x35, mesh 150x75, mesh 230x115 [13]	13
1.7	Cambiamento della topologia di un oggetto 3D inserendo o meno un vincolo sulle dimensioni massime degli elementi.[7]	14
1.8	Processo di ottimizzazione e di ricostruzione di un componente[8]	15
2.1	Grafico che mostra il concetto di Complexity for free [15].	18
2.2	Costo in funzione delle unità prodotte [2]	19
2.3	Processo generale che porta dal CAD alla parte finita[6]	20
2.4	Schema generale SLM[11]	21
3.1	Utilizzo delle PolyNURBS	23
4.1	Workflow di progettazione impiegato da BeamIT	26
4.2	Modelli CAD dell'assieme e del pezzo da ottimizzare	27
4.3	Piastre e boccola che formano il componente originale	27
4.4	Schema dei carichi agenti sull'assieme	28
4.5	Saldature simulate mediante contatti bonded (blu)	29
4.6	Preparazione del modello per analisi FEM: load case 1	30
4.7	Preparazione del modello per analisi FEM: load case 2	30
4.8	Fattore di sicurezza load case 1	31
4.9	Stress di Von Mises load case 1	31
4.10	Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)	32
4.11	Fattore di sicurezza load case 2	32

4.12	Stress di Von Mises load case 2	33
4.13	Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)	33
4.14	Modello pronto per l'ottimizzazione topologica	34
4.15	Risultato dell'ottimizzazione topologica massimizzando la rigidezza e con 3 diversi vincoli di volume	35
4.16	Tensioni di Von Mises legate al modello con la riduzione di volume del 90% considerando la somma dei 2 load cases	36
4.17	Nuova geometria definitiva	37
4.18	Fattore di sicurezza load case 1	38
4.19	Stress di Von Mises load case 1	38
4.20	Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)	39
4.21	Fattore di sicurezza load case 2	39
4.22	Stress di Von Mises load case 2	40
4.23	Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)	40
4.24	Grezzo di stampa con sovrametalli (zone completamente rosse) e fori auto- supportanti a 45 (a forma di rombo)	41
4.25	Messa in macchina	42
4.26	Parti saldate da cui è composto il pezzo	43
4.27	Contatti: striscianti in verde, bonded in blu	44
4.28	Schemi di carico a cui sono sottoposti i bracci	45
4.29	Load case 1	46
4.30	Load case 2	47
4.31	Fattore di sicurezza load case 1	48
4.32	Stress di Von Mises load case 1	48
4.33	Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)	49
4.34	Fattore di sicurezza load case 2	49
4.35	Stress di Von Mises load case 2	50
4.36	Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)	50
4.37	<i>Design space</i> e <i>No Design Space</i>	51
4.38	Risultato dell'ottimizzazione topologica con massimizzazione della rigidezza 5% del volume iniziale e <i>No Design Space</i>	52
4.39	Tensioni di Von Mises legate al modello con la riduzione di volume del 95% considerando la somma dei 2 load cases	52
4.40	Confronto tra ottimizzazione topologica e geometria finita. In rosso è indicato l'ostacolo	53
4.41	Nuova geometria definitiva	54
4.42	Fattore di sicurezza load case 1	54

4.43	Stress di Von Mises load case 1	55
4.44	Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)	55
4.45	Fattore di sicurezza load case 2	56
4.46	Stress di Von Mises load case 2	56
4.47	Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)	57
4.48	Sovrapposizione tra finito e grezzo di stampa provvisto di sovrametalli (zone completamente versi)	58
4.49	Messa in macchina	58
4.50	Viste dell'assieme	60
4.51	Carichi agenti sull'assieme	61
4.52	Contatti	63
4.53	Load case 1	64
4.54	Load case 2	64
4.55	Differenze tra le due ganasce: ampiezza della forcella	65
4.56	Fattore di sicurezza load case 1: ganascia di destra	66
4.57	Stress di Von Mises load case 1: ganascia di destra	67
4.58	Spostamenti Min/Max: ganascia di destra	68
4.59	Fattore di sicurezza load case 2: ganascia di destra	69
4.60	Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra	70
4.61	Design space (trasparente) no design space (grigio)	72
4.62	Modello semplificato per l'ottimizzazione topologica	73
4.63	Risultato dell'ottimizzazione topologica massimizzando la rigidezza e con 3 diversi vincoli di volume	74
4.64	Tensioni interne di Von Mises della geometria ottimizzata grezza	75
4.65	Nuova geometria	76
4.66	Fattore di sicurezza load case 1: ganascia di destra	78
4.67	Stress di Von Mises load case 1: ganascia di destra	79
4.68	Spostamenti Min/Max: ganascia di destra	80
4.69	Fattore di sicurezza load case 2: ganascia di destra	81
4.70	Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra	82
4.71	Spostamenti Min/Max: ganascia di destra	83
4.72	Particolare del supporto comprensivo del sistema idraulico	84
4.73	Elementi da cui sono composti i supporti	86
4.74	Load cases sull'intera struttura	86
4.75	Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra	87
4.76	Tabella delle reazioni vincolari	88
4.77	Load cases supporto inferiore	89

4.78	Load cases supporto superiore	89
4.79	Stress di Von Mises di tutti i load cases	90
4.80	Proposte di design space	91
4.81	Ottimizzazione ottenuta dal Design space 4.80(b)	92
4.82	Proposte di design space	92
4.83	Nuova geometria	93
4.84	Risultati dell'analisi FEM considerando l'involuppo dei load cases	94
4.85	Sovrapposizione tra pezzo finito e grezzo di stampa. In verde il grezzo in rosso il componente finito	95
4.86	Messa in macchina	96
4.87	Rassegna dei componenti alleggeriti	99

Introduzione

I settori ingegneristici legati all'automobile e all'aviospazio sono stati i pionieri nella ricerca del design ottimo per la progettazione di componenti, con il fine di estremizzarne le prestazioni e ridurre il peso. Nel campo spaziale, ad esempio, la riduzione di peso di qualche grammo in un razzo può decretarne un significativo aumento della vita utile.

Nel recente passato, e in parte anche oggi, la progettazione era affidata all'esperienza e all'intuizione dell'ingegnere e a prove ripetute eseguite su prototipi, richiedendo un enorme dispendio di tempo, risorse e denaro. Con il diffondersi di calcolatori sempre più potenti e di software specifici, ottimizzati e user-friendly, la progettazione e la ricerca del design ottimo si sta spostando sempre di più nell'ambiente virtuale. Il compito dell'ingegnere è, quindi, quello di delineare i vincoli di progettazione e lo strumento di ottimizzazione elabora le migliori proposte che rispettano tali vincoli in modo da ottenere una geometria che più difficilmente sarà da scartare o da modificare dopo la fase di collaudo.

L'iterazione "disegno CAD → test sul componente fisico" viene quindi sostituita da calcoli numerici iterativi, basati su solidi modelli matematici, i quali consentono di ottenere un design che, entro certi limiti, soddisfa completamente i vincoli assegnati in fase di progetto, riducendo o eliminando del tutto i fallimenti in fase di test. Nella Figura 1 viene riportato lo schema che evidenzia le differenze tra il processo di progettazione tradizionale e quello mediante software di analisi e ottimizzazione [7].

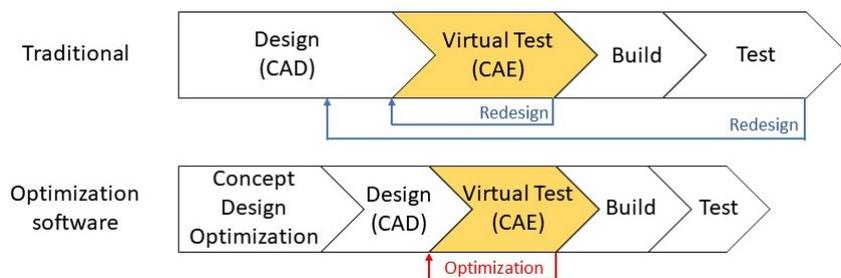


Figura 1. Confronto tra metodo di progettazione tradizionale e metodo di progettazione tramite software [7]

È importante evidenziare che l'ottimizzazione rimane uno strumento ed il compito di esprimere un giudizio critico sui risultati rimane dell'ingegnere che deve agire come giudice

imparziale e informato [7].

Negli ultimi anni questo strumento sta acquisendo maggior potere, soprattutto grazie all'introduzione sempre più diffusa di tecnologie di fabbricazione additiva, le quali, eliminando quasi completamente i vincoli di forma obbligati dalle lavorazioni tradizionali, consentono di dare ampio respiro al software di ottimizzazione che può generare la geometria che più si avvicina all'ottimo.

L'estremizzazione delle performance e del peso non sono più le uniche motivazioni che spingono le aziende ad investire in questo nuovo modo di progettare e produrre, ma anche la possibilità di ridurre i tempi di progettazione e approvvigionamento dei componenti, il numero di saldature e di lavorazioni, gli scarti e la quantità di materiale utilizzato anche nell'ottica della green economy. Infine, la possibilità di fabbricare autonomamente prototipi e pezzi finiti direttamente in azienda ha incentivato ulteriormente ad adottare sistemi di stampa 3D metallici e polimerici.

Questa tesi, realizzata all'interno di BeamIt, leader europeo nella progettazione e fabbricazione additiva, si ripropone di mostrare, come grazie alla collaborazione affiatata tra ottimizzazione topologica basata sul metodo SIMP (Solid Isotropic Material with penalization) e le macchine per la fabbricazione additiva metallica che utilizzano la tecnologia della fusione selettiva laser, sia possibile riprogettare e stampare pezzi di ricambio per macchinari del settore minerario.

La maggior parte dei progetti minerari sono impostati e realizzati in un ambiente naturale, e spesso ostile. Ciò rende difficile la gestione della logistica e delle catene di approvvigionamento, creando così notevoli tempi di inattività nelle operazioni e ritardi indesiderati. In aggiunta, le compagnie minerarie non solo subiscono perdite monetarie in attesa dell'arrivo di manutentori per attrezzature difettose o usurate, o per la sostituzione di set interi di componenti nuovi, ma anche a causa del naturale degrado chimico dei ricambi stipati in magazzino da anni che nel momento di necessità non risultano essere utilizzabili. [4]

Da qui la necessità da parte delle aziende minerarie di trovare un sistema per eliminare le scorte di magazzino e un modo per produrre i componenti direttamente in loco con la stessa qualità che garantirebbe un produttore OEM. Attraverso la metodica della fabbricazione additiva metallica ci si ripropone quindi di risolvere le problematiche relative allo stoccaggio e all'approvvigionamento mentre con l'ottimizzazione topologica di ottenere, riducendo il peso dei componenti, un perfetto compromesso tra costi e prestazioni.

1 L'ottimizzazione strutturale

L'idea di fondo dell'ottimizzazione strutturale è trovare la migliore geometria possibile affinché un corpo vincolato e sottoposto a un carico esterno Figura 1.1 assolva al meglio il suo compito.

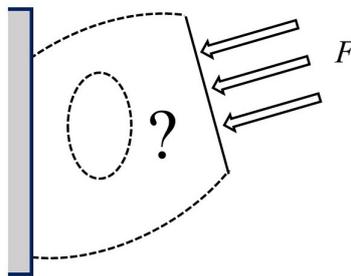


Figura 1.1. Problema di ottimizzazione: trovare la struttura che trasmette il carico nel miglior modo possibile al supporto [14]

Per dare un senso meccanico a questa affermazione è necessario definire cosa intendiamo con il termine *migliore*. Se si pensa ad una struttura si vorrebbe, probabilmente, che essa sia il più leggera possibile, che abbia la rigidezza il più alta possibile e che sia insensibile al fenomeno del buckling [14]. Ovviamente una massimizzazione o una minimizzazione di una determinata caratteristica non ha alcun senso se non si danno dei vincoli da rispettare, ci si troverebbe di fronte ad un problema matematico di ottimizzazione con una soluzione non ben definita. Per esempio, si potrebbe ambire ad una rigidezza infinita se non venisse indicato come vincolo la quantità di materiale utilizzabile.

Meccanicamente parlando i vincoli generalmente sono identificati dagli stress (espressi come percentuale del carico di snervamento o di rottura), dagli spostamenti e dalla geometria; rimane comunque da sottolineare come tali vincoli, in alcuni casi, possono essere richiesti come obiettivi (capovolgendo totalmente il problema) [14].

Di seguito sarà mostrato, prima teoricamente e poi praticamente, come questa idea di base venga tradotta in linguaggio matematico attraverso un problema di massimizzazione/minimizzazione di una funzione obiettivo vincolata. È interessante sottolineare che le funzioni obiettivo possano essere anche più di una, in questo caso ci si trova di fronte ad

un problema complesso multi obiettivo che richiede una capacità di calcolo notevole per essere risolto, non assicurandone, comunque, la risoluzione.

Se ci si basa sulla caratteristica geometrica parametrizzata possiamo distinguere 3 grandi famiglie di ottimizzazione:

- **Size optimization:** viene ottimizzato lo spessore di un guscio al fine di perseguire un obiettivo, come ad esempio massimizzare la rigidezza o rientrare in un certo grado di stress. La caratteristica peculiare è che la geometria iniziale non viene intaccata. L'assottigliamento e l'ispessimento vengono operati in modo discreto, e non continuo, all'interno dello stesso elemento.
- **Shape optimization:** viene modificata la geometria che caratterizza l'elemento quindi il dominio in esame cambia, in base all'obiettivo da raggiungere, ma non vengono generati nuovi contorni.
- **Topology optimization:** si definisce un dominio di esistenza del modello e si modifica una proprietà dell'elemento. In ambito strutturale si prende in esame come proprietà la densità relativa di ogni singolo elemento.

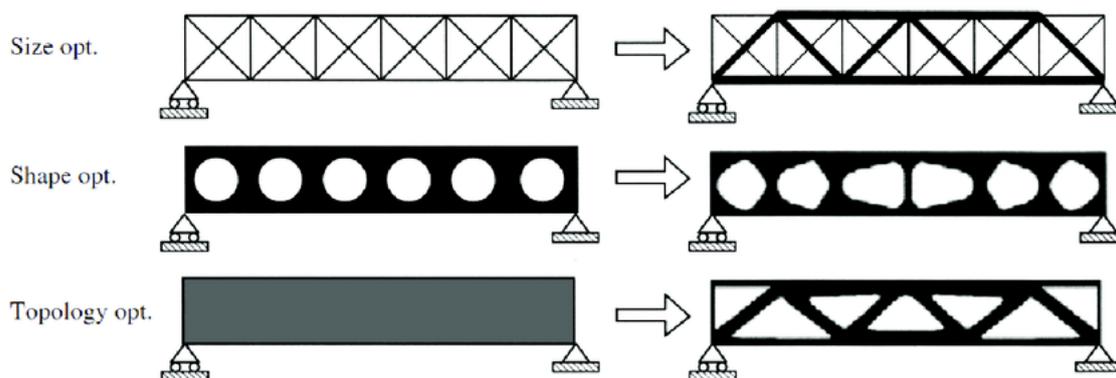


Figura 1.2. Confronto tra size, shape e topology optimization [3]

1.1 Formulazione generale per un problema di ottimizzazione strutturale

Si comincia con il definire alcuni elementi sempre presenti all'interno di un problema di ottimizzazione strutturale [14]:

- *Funzione Obiettivo (f)*: rappresenta la funzione di cui vogliamo trovare il massimo o il minimo. In campo strutturale possiamo pensare, ad esempio, al peso o agli spostamenti.
- *Variabile di design (x)*: è una funzione o un vettore che descrive il design, e che può cambiare durante l'ottimizzazione. Di solito rappresenta la scelta del materiale o la geometria (intesa come forma 3D o spessore).
- *Variabile di stato (y)*: è una funzione o un vettore che rappresenta la risposta della struttura. In campo meccanico come risposta intendiamo stress, spostamenti, forze, deformazioni.

Si scrive la forma del problema canonico[10]:

$$\begin{cases} \text{minimize } f(x,y) \text{ rispettando } x \text{ e } y \\ \text{subject to } \begin{cases} \text{vincolo comportamentale su } y \\ \text{vincolo di design su } x \\ \text{vincolo di equilibrio} \end{cases} \end{cases} \quad (1.1)$$

Il problema multi-obiettivo è definito allo stesso modo ma $f(x,y)$ è un vettore del tipo:

$$\text{minimizzazione di } (f_1(x, y), f_2(x, y) \dots f_l(x, y)) \quad (1.2)$$

Dove "l" rappresenta il numero delle funzioni obiettivo. Non essendo un problema di ottimizzazione generale si ricerca l'ottimo Pareto: Una soluzione è ottima e unica, secondo Pareto, se domina tutte le altre soluzioni rispetto tutte le funzioni obiettivo.

I problemi di ottimizzazione, inoltre, possono essere categorizzati secondo il metodo di risoluzione, in particolare si distinguono problemi di:

- *Ordine 0*: si valuta il problema in modo puntuale
- *Ordine 1*: si valuta l'ottimo attraverso le derivate prime delle funzioni coinvolte, offre un buon rapporto precisione/mole di calcolo
- *Ordine 2*: si valuta l'ottimo attraverso le derivate prime e seconde (Matrice Hessiana) delle funzioni coinvolte. È un metodo più preciso che richiede una elevata quantità di calcoli, proprio per questo motivo si usa solo in casi particolari.

Il software Optistruct, nella risoluzione del problema di ottimizzazione può utilizzare sia metodi del primo che del secondo ordine. Nella maggior parte delle situazioni, come suggerisce il software stesso, è sufficiente utilizzare il primo dei due.

Tornando alla eq. 1.1 sono stati indicati 3 tipologie di vincolo: (1) *vincoli comportamentali* che si riferiscono alla variabile y e sono espressi, solitamente, come vincoli di disuguaglianza $g(y) \leq 0$, dove g è una funzione che rappresenta (ad esempio uno spostamento). (2) *vincoli di design* coinvolgono la variabile di design x . (3) *vincolo di equilibrio* che si mostra sotto la seguente forma, indipendentemente che ci si trovi in un problema lineare discretizzato o in un problema naturalmente discreto:

$$\mathbf{K}(\mathbf{x})\mathbf{u} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (1.3)$$

Dove $\mathbf{K}(\mathbf{x})$ è la matrice di rigidità della struttura che, generalmente, è una funzione del design, \mathbf{u} è il vettore degli spostamenti ed $\mathbf{Ff}(\mathbf{x})$ rappresenta il vettore delle forze che in qualche modo dipende dal design.

Essendo la matrice $\mathbf{K}(\mathbf{x})$ è invertibile, risulta conveniente riformulare il problema nel modo seguente:

$$\begin{cases} \min_x f(x, \mathbf{u}(\mathbf{x})) \\ \text{subject to } g(x, \mathbf{u}(\mathbf{x})) \leq \mathbf{0} \end{cases} \quad (1.4)$$

Questa formulazione, che risulta alla base di molti metodi numerici, scaturisce dall'ipotesi di invertibilità della matrice di rigidità $\mathbf{K}(\mathbf{x})$. Pertanto, $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ può essere trattata, come una funzione nota:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \mathbf{K}(\mathbf{x})^{-1}\mathbf{f}(\mathbf{x}) \quad (1.5)$$

Inoltre si è assunto che tutti i vincoli di design e di stato possano essere compresi in $g(x, \mathbf{u}(\mathbf{x})) \leq \mathbf{0}$.

1.2 Ottimizzazione topologica

L'ottimizzazione topologica è la tipologia più comune di ottimizzazione strutturale. È principalmente utilizzata all'inizio della fase di design per prevedere la distribuzione ottimale di materiale all'interno di un volume prestabilito, andando a rispettare eventuali vincoli funzionali e tecnologici.

L'idea di base è andare ad eliminare, iterazione dopo iterazione, elementini di volume che non contribuiscono al raggiungimento della soluzione ottima, al fine di ottenere una geometria nella quale il materiale a disposizione è completamente sfruttato.

1.2.1 Formulazione del problema

Il problema di ottimizzazione scritto nella sua forma canonica:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_x f(\mathbf{x}) \\ \text{subject to} \left\{ \begin{array}{l} 0 \leq \rho(x) \leq 1 \\ \text{vincolo sulla funzione di stato} \\ \text{vincolo tecnologico} \\ \text{vincoli di forma} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (1.6)$$

generalmente per trovare la soluzione al problema si utilizza il metodo di interpolazione SIMP (Solid Isotropic Material with Penaliation). L'idea di fondo è quella di passare da un problema discreto in cui ad ogni elementino di volume è associato un valore di densità discreto $\rho = 0$ (*elemento vuoto che non contribuisce al raggiungimento dell'obiettivo*) o $\rho = 1$ (*elemento pieno strutturalmente importante*) a un problema continuo. Viene quindi introdotta una variabile continua di densità relativa che può assumere valori compresi tra un ρ_{min} e 1 consentendo di assegnare valori di densità intermedi agli elementi.

ρ_{min} rappresenta il valore di densità relativa minimo consentito per elementi vuoti maggiori di zero, introdotto al fine di evitare divisioni per zero. Successivamente si definisce anche un valore di modulo elastico proporzionale alla densità elevata ad un determinato fattore p di penalizzazione:

$$\mathbf{E}(\mathbf{x}) = \rho(\mathbf{x})^p \mathbf{E}_0 \quad (1.7)$$

E_0 rappresenta le proprietà del materiale isotropico scelto, mentre il fattore p è necessario per diminuire il contributo degli elementi di densità intermedia alla rigidezza totale, e indirizzare la soluzione verso gli elementi pieni con valori p prossimi a 1. In questo modo si ottiene una geometria costituita da soli elementi pieni ed elementi di densità intermedia promossi a pieni; il progettista può decidere quale è la soglia sopra la quale un elemento è da considerarsi pieno.

Una riduzione del modulo elastico del materiale di un elemento porta ad una riduzione della rigidezza dello stesso.

Se assumiamo di lavorare con la stessa discretizzazione della mesh sia per il campo della rigidezza E sia per il campo degli spostamenti u , per il metodo SIMP la rigidezza globale è modulata secondo:

$$K_{SIMP}(\rho) = \sum_{e=1}^N [\rho_{min} + (1 - \rho_{min})\rho_e^p] K_e \quad (1.8)$$

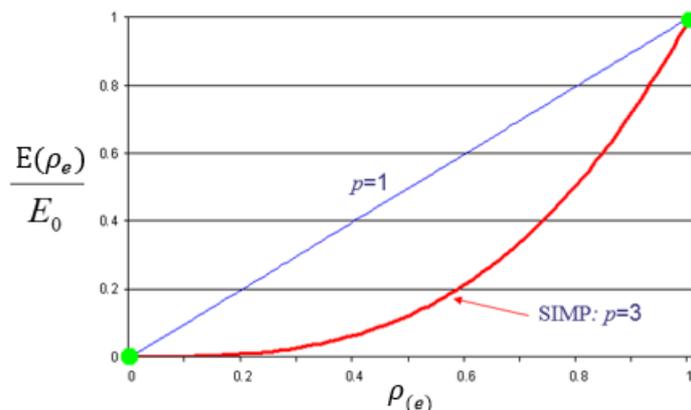


Figura 1.3. Andamento rigidezza relativa in funzione della densità considerando 2 valori del fattore di penalizzazione [16]

dove K_e è la matrice di rigidezza dell'elemento, ρ_{min} è la densità relativa minima, ρ_e è la densità relativa dell'elemento, p è il fattore di penalizzazione e N è il numero di elementi nel dominio di progettazione.

Ad esempio, per un elemento con una densità relativa assegnata $\rho_e = 0.5$, fattore di penalizzazione = 3 e $\rho_{min} = 0.001$, la matrice di rigidità globale viene scalata di un fattore di $(0.001 + (1 - 0.001) * 0.5^3) = 0.13$ [16].

Nel caso in cui non si ricorresse a questo espediente si otterrebbe un problema di tipo discreto difficile da risolvere in cui si avrebbe il vincolo:

$$E(x) = l_{\Omega^{mat}} E_0 \text{ con } l_{\Omega^{mat}} = \begin{cases} 1 & \text{se } x \in \Omega^{mat} \\ 0 & \text{se } x \in \Omega/\Omega^{mat} \end{cases} \quad \int_{\Omega} l_{\Omega^{mat}} d\Omega = \text{Vol}(\Omega^{mat}) \leq V \quad (1.9)$$

Dove Ω è l'intero dominio di partenza, mentre Ω^{mat} è il dominio ottimo costituito dai soli elementi pieni. V è il vincolo sul volume a disposizione.

Dalla eq. 1.7 e dalla riformulazione continua dell'eq. 1.9, sostituendo il valore discreto $l_{\Omega^{mat}}$ con la funzione continua $\rho(x)$ si può riscrivere il problema di minimizzazione della cedevolezza nel seguente modo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{x \in U, \rho} = l(u) \\ \text{s.t. } a_E(u, v) = l(v), \forall v \in U \\ E(x) = \rho(x)^p E_0, \\ \int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V; \rho_{min} \leq \rho(x) \leq 1. \end{array} \right. \quad (1.10)$$

con:

$$l(u) = \int_{\Omega} f u d\Omega + \int_{\Gamma_t} t u dS, \quad a_E(u, v) = \int_{\Omega} E(x) \epsilon(u) \epsilon(v) d\Omega \quad (1.11)$$

Per quanto riguarda gli altri termini presenti nell'eq. 1.10:

- a_E è l'energia espressa in forma bilineare (lavoro virtuale interno di un corpo elastico all'equilibrio u per un arbitrario spostamento virtuale v),
- U corrisponde al campo degli spostamenti cinematicamente ammissibili,
- f e t rispettivamente carichi di volume e di superficie.

1.2.2 Obiettivi dell'ottimizzazione

Dal punto di vista strutturale, gli obiettivi che si vogliono perseguire sono sostanzialmente quelli indicati di seguito:

Massimizzare la rigidezza

Il miglior modo per ottimizzare la rigidezza è quello di minimizzare la cedevolezza. La cedevolezza è definita come l'equivalente dell'energia di deformazione degli elementi finiti che rende più alta la rigidezza se minimizzata. È definita come segue:

$$C(\rho) = \mathbf{f}^T \mathbf{u} \quad (1.12)$$

Dove \mathbf{u} risolve l'equazione di equilibrio

$$K(\rho) \mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (1.13)$$

con

$$K(\rho) = \sum_{e=1}^N \rho_e^p \mathbf{K}_e^0 \quad (1.14)$$

K_e^o rappresenta la matrice di rigidezza dell'elemento con l'iniziale tensore di rigidezza E^o .

Ovviamente questa funzione obiettivo deve essere accompagnata da un vincolo legato alla percentuale di volume iniziale da utilizzare.

Minimizzare il volume

La funzione che minimizza il volume è posta come:

$$V(\rho) = \sum_{e=1}^N \rho_e^p V_e^o \quad (1.15)$$

V_e^o è il volume iniziale. In questo caso il vincolo viene posto sugli stress o gli spostamenti massimi ammissibili.

1.2.3 Il problema dell'effetto scacchiera e il filtro di sensitività

Durante ogni iterazione, l'algoritmo di ottimizzazione esegue un'analisi di sensitività per valutare l'impatto che la variazione delle densità del materiale ha sulla funzione obiettivo di massimizzare la rigidezza.

Matematicamente, l'analisi di sensitività è espressa come derivata della funzione obiettivo rispetto alle densità del materiale:

$$\frac{\partial C}{\partial \rho} = -p(\rho_e)^{p-1} u^T [K_e] u \quad (1.16)$$

Durante un'analisi di sensitività, gli elementi ponderati con fattori di bassa densità del materiale alla fine perdono la loro importanza strutturale e vengono eliminati durante le successive iterazioni.

Se si calcolasse la sensitività per ogni elemento in modo indipendente e senza considerare la connettività tra gli elementi, si potrebbero avere discontinuità del materiale e volumi scollegati dalla geometria principale: questo è noto come effetto scacchiera. Per ridurre l'effetto scacchiera, si applica uno schema di filtraggio che associa un raggio di influenza all'elemento e calcola la media delle sensitività di ciascun elemento all'interno della sua regione di influenza.

Le iterazioni di ottimizzazione continuano fino a quando le variazioni della funzione obiettivo convergono e le iterazioni raggiungono i loro criteri di convergenza.[16]

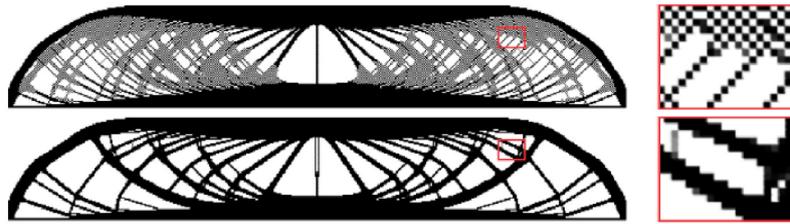


Figura 1.4. Influenza del filtro di sensitività [1]

1.2.4 Metodo di risoluzione

I metodi che solitamente vengono impiegati per risolvere il problema di ottimizzazione sono principalmente due [10]:

- **Metodo degli asintoti mobili (MMA)**: è simile ai metodi *Sequential Linear Programming* e *Sequential Quadratic Programming* per la risoluzione di problemi non lineari. Scompone il problema principale in sottoproblemi convessi e poi li risolve. Il vantaggio di questo metodo consiste nella velocità di convergenza essendo in grado di "modulare", iterazione per iterazione, la velocità di avvicinamento all'ottimo cambiando l'ampiezza degli asintoti.
- **Criterio di ottimalità (OC)**: si basa sull'aggiornamento, iterazione dopo iterazione, delle variabili di design e dei moltiplicatori di Lagrange. A causa del processo di aggiornamento il criterio di ottimalità non è rispettato ad ogni iterazione, ma è soddisfatto solo quando si raggiunge la convergenza.

La trattazione matematica dei due metodi è ben esposta in [14] e [12], mentre un breve confronto tra i due metodi può essere approfondito in [9].

Nella Figura 1.5 è riportato uno schema del processo di ottimizzazione eseguito con MMA (Method of moving asymptotes):

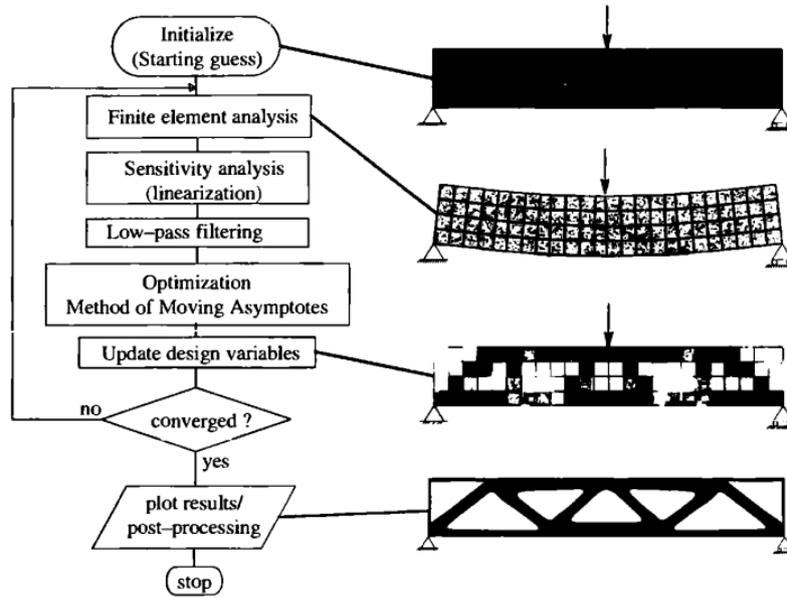


Figura 1.5. Iterazione con il metodo degli asintoti mobili [12]

1.2.5 Load cases multipli

Il problema generale descritto per un singolo load case (eq. 1.10) può essere generalizzato anche nel caso si abbiano più load cases applicati alla struttura, andando a considerare la media pesata della cedevolezza per ognuno di essi. Si ottiene così la nuova formulazione:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{x \in U, \rho} = \sum_{k=1}^M w_k l_k(u_k) \\ \text{s.t. } a_e(u_k, v) = l_k(v) \quad \forall v \in U, k = 1, \dots, M \\ E(x) = \rho(x)^p E_0, \\ \int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V; \quad \rho_{min} \leq \rho(x) \leq 1. \end{array} \right. \quad (1.17)$$

per un dato set di $w_k, f_k, l_k, t_k, k = 1, \dots, M$, rispettivamente:

- w_k : fattore di ponderazione, che conferisce una maggiore o minore importanza ad una determinata configurazione di carico
- f_k, t_k : rispettivamente carichi di volume e di superficie
- l_k : forma lineare corrispondente del carico

l_k ha la forma:

$$l_k(u) = \int_{\Omega} f_k u d\Omega + \int_{\Gamma_t^k} t_k u dS \quad (1.18)$$

con M numero di load case considerati.

1.2.6 Influenza del numero di elementi

Il numero di elementi in cui viene suddiviso il volume iniziale influisce considerevolmente sulla topologia finale della struttura. Maggiore è il numero di elementi maggiore è la precisione con cui il software va a rimuovere il materiale lì dove non è necessario. Utilizzare un numero elevato di elementi, tuttavia, richiede una elevata capacità di memoria e di calcolo da parte del calcolatore. È necessario trovare un compromesso tra numero di elementi e tempo di calcolo per ottenere una geometria ottimizzata, qualitativamente valida, in un tempo ragionevole. Di seguito sono riportati alcuni esempi di come varia la topologia della struttura in funzione della quantità di elementi in cui è diviso il volume iniziale.



Figura 1.6. Cambiamento della topologia di una trave a sbalzo 2D al variare del numero degli elementi della mesh. A partire da sinistra: mesh 70x35, mesh 150x75, mesh 230x115 [13]

Attraverso il software di ottimizzazione si può introdurre come vincolo la dimensione minima e massima degli elementi. Come si può osservare nella figura seguente, i risultati che si ottengono, se pur simili nella forma globale, possono risultare molto diversi in quella locale.

Bisogna sempre tenere a mente che il risultato ottenuto è il frutto della soluzione a un problema matematico; nonostante la geometria a destra della Figura 1.6 sia quella più rigida, non è detto che sia quella migliore da realizzare in termini pratici, economici e funzionali. Rimane sempre all'ingegnere il compito di capire, attraverso l'esperienza, quale è la soluzione migliore da intraprendere.

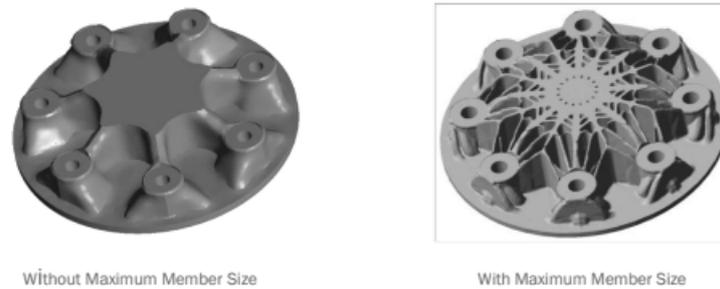


Figura 1.7. Cambiamento della topologia di un oggetto 3D inserendo o meno un vincolo sulle dimensioni massime degli elementi.[7]

1.2.7 Design Space e No Design Space

Il software di ottimizzazione non può lavorare sull'intero volume del corpo, risulta quindi necessario dividere il corpo in due o più zone:

- Zona di design (*Design Space*): è il dominio su cui può lavorare il software di ottimizzazione, su di esso non possono essere applicati vincoli e carichi.
- Zone di non design (*No Design Space*): è l'insieme di quelle zone che non possono essere in alcun modo modificate in quanto rappresentano punti di contatto tra corpi o aree su cui sono applicati vincoli o carichi esterni.

Per completare la nomenclatura, si parlerà di operazione di *defeature* ogni volta che si modificherà la geometria del componente originale al fine di creare il più ampio volume possibile di lavoro per il software di ottimizzazione. Fanno parte di tale operazione la rimozione di smussi, raccordi e fori che non influiscono sul funzionamento del pezzo, l'ampliamento del *design space*, restando attenti a non influenzare accoppiamenti con altre parti di un eventuale assieme, e l'identificazione e la creazione di zone di *non design space*.

1.2.8 Ricostruzione della geometria ottimizzata tramite software

La geometria ottimizzata non può essere direttamente riprodotta in quanto presenta diverse irregolarità superficiali che ne comprometterebbero il funzionamento e l'estetica complessiva. Si deve quindi ricorrere a software CAD per ricostruire al meglio la geometria seguendo le linee guida dettate dall'ottimizzazione. Attualmente sul mercato esistono software, come ALTAIR INSPIRE, che consentono di seguire la geometria ottimizzata

attraverso l'introduzione di particolari elementi geometrici chiamati Polynurbs. Tali elementi conferiscono alla geometria una forma molto arrotondata e sinuosa al fine di diminuire il numero di spigoli e quindi di zone di amplificazione delle tensioni. Nella tesi sono stati riprogettati modelli sia tramite CAD tradizionale (Inventor) sia tramite polynurbs (Inspire).

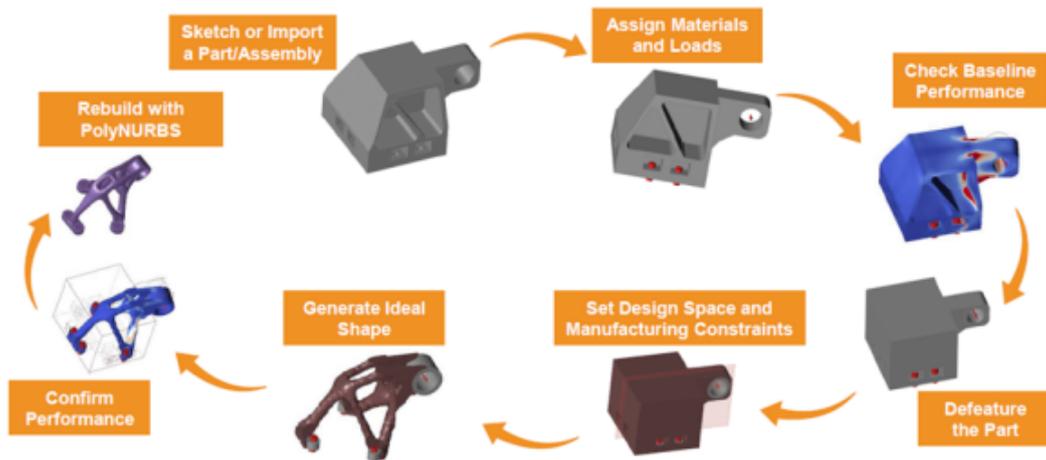


Figura 1.8. Processo di ottimizzazione e di ricostruzione di un componente[8]

2 Additive Manufacturing

L'additive manufacturing è una recente tecnica produttiva che permette la realizzazione di manufatti attraverso la sovrapposizione di più strati di materiale. Nasce agli inizi degli anni '80 come strumento per la prototipazione rapida, e successivamente viene utilizzata per produrre anime da fonderia e inserti di stampi, fino ad arrivare agli inizi degli anni 2000 in cui la possibilità di realizzare prodotti finiti diventa realtà.

La tabella sottostante riporta le principali tecniche di fabbricazione additiva presenti sul mercato attuale sia per i polimeri che per i metalli.

Tecniche di Fabbricazione Additiva			
Metalli		Polimeri	
Nome	Tipologia	Nome	Tipologia
Selective Laser Melting (SLM)	Letto di polvere	Selective Laser Sintering(SLS)	Polvere
Electron Beam Melting (EBM)	Letto di polvere	3DP	Polvere + legante
Direct Energy Deposition (DED)	Polvere	Direct light Projection (DLP)	Liquido (Fotopolimerizzazione UV)
Laser Metal-Wire Deposition	Filo	Fused Deposition Modeling (FDM)	Filamento
Electron Beam Wire Melting (EBAM)	Filo	Polyjet	Liquido (a getto)
Laminated Object Manufacturing (LOM)	Lamine	Stereolitografia (SLA)	Liquido (Fotopolimerizzazione laser)

Tabella 2.1. Tecniche di fabbricazione additiva polimeriche e metalliche

Tutte le tecniche metalliche e le tecniche polimeriche, che sfruttano polimeri termoplastici come SLS e FDM, garantiscono la produzione di un prodotto finito commercializzabile e di conseguenza la possibilità di una produzione di serie.

La stampa 3D polimerica che sfrutta fotopolimeri termoindurenti è largamente utilizzata per la produzione di soli prototipi concettuali e funzionali, in quanto il materiale utilizzato non è riciclabile.

2.1 Vantaggi e svantaggi

Di seguito sono elencati i principali vantaggi legati all'additive manufacturing:

- *possibilità di realizzare geometrie complesse non legate a limiti tecnologici*
- *flessibilità dei macchinari*: con lo stesso macchinario si possono produrre manufatti completamente differenti senza costi di trasformazione
- *tempi di set-up dei macchinari ridotti*
- *riduzione del numero di lavorazioni e del time to market*
- *possibilità di trasformare assieme giuntati in pezzi unici*
- *completa personalizzazione del pezzo*
- *riduzione degli scarti*: non ci sono trucioli ne materozze di colata
- *abbattimento dei costi su piccole produzioni*

Di seguito sono elencati i principali svantaggi legati all'additive manufacturing:

- *pezzi di piccole dimensioni*: le dimensioni del pezzo finito solo legate alla dimensione della camera e attualmente non superano il mezzo metro cubo
- *scarse tolleranze geometriche*: spesso si deve ricorrere all'inserimento di sovrametalli e ad una successiva lavorazione tramite CNC delle parti in tolleranza
- *necessità di supporti per il sostentamento del pezzo e la dissipazione del calore*
- *scarsa finitura superficiale*: in particolar modo nelle zone in cui sono presenti i supporti e nelle zone in downskin
- *costo del materiale relativamente elevato*
- *scarso assortimento di materiali disponibili*: in particolar modo di metalli

Essendo una tecnologia in continuo e rapido sviluppo, tutti gli svantaggi elencati migliorano di anno in anno, permettendone un'affermazione sempre maggiore.

Vale la pena aprire una piccola parentesi sul primo dei vantaggi elencati. Fino ad oggi la realizzazione di geometrie particolarmente complesse, che legassero il prodotto più alla funzionalità piuttosto che alla tecnologia produttiva, è stata ostacolata dall'aumento esponenziale dei costi di produzione con l'aumentare della complessità geometrica. Attraverso le tecniche additive questo limite viene completamente superato, in quanto, costruendo il pezzo strato per strato, si è in grado di riprodurre direttamente il modello CAD disegnato, senza incorrere in costi aggiuntivi dovuti a lavorazioni speciali.

Il grafico riportato in Figura 2.1 evidenzia come, da un certa complessità del design in poi, l'additive manufacturing diventa estremamente più vantaggioso in termini di costi, questo ha fatto sì che al termine additive manufacturing venga associato il concetto di "complexity for free".

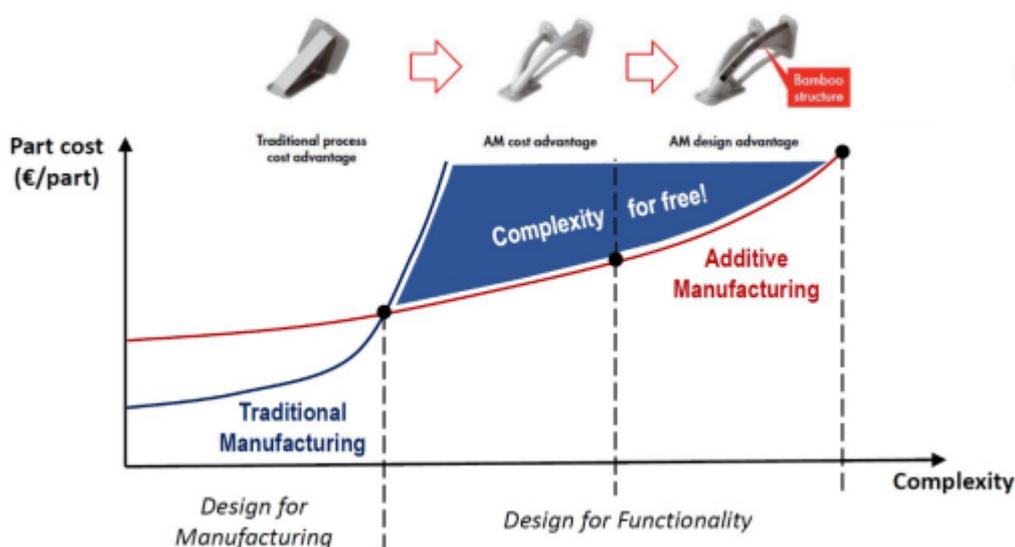


Figura 2.1. Grafico che mostra il concetto di Complexity for free [15].

Un ulteriore grafico che bisogna tenere a mente, relativamente al confronto tra produzione tradizionale e additiva, è riferito al costo in funzione del numero di pezzi prodotti (Figura 2.2).

A differenza delle produzioni tradizionali, dove il costo di produzione di un componente si abbatte con il numero di unità prodotte, nella manifattura additiva il costo della singola unità stampata non varia significativamente variando il numero di manufatti prodotti.

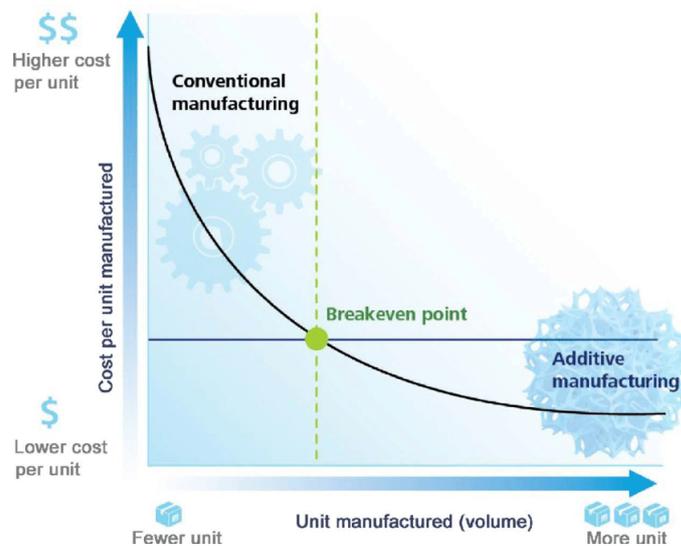


Figura 2.2. Costo in funzione delle unità prodotte [2]

Se da un lato questo rappresenta un grande limite per la produzione in serie, dall'altro promuove la produzione di piccoli lotti o singoli pezzi che altrimenti non potrebbero essere economicamente sostenibili.

Tenendo a mente i due grafici è facile intuire come le aziende che fondano la loro economia sulla vendita di macchinari prodotti su piccola scala e ad alto livello tecnologico, come nel campo minerario, giovinco di entrambe le situazioni.

In un'ottica futura è anche da specificare come il punto di breakeven point rappresentato in Figura 2.2 si sposti verso destra di anno in anno grazie al diminuire del costo delle materie prime e delle tecnologie legate a questa nuova tecnologia.

2.2 Il processo generico dell'additive manufacturing

Di seguito viene descritto il processo generico che porta dal file CAD alla produzione del pezzo finito.

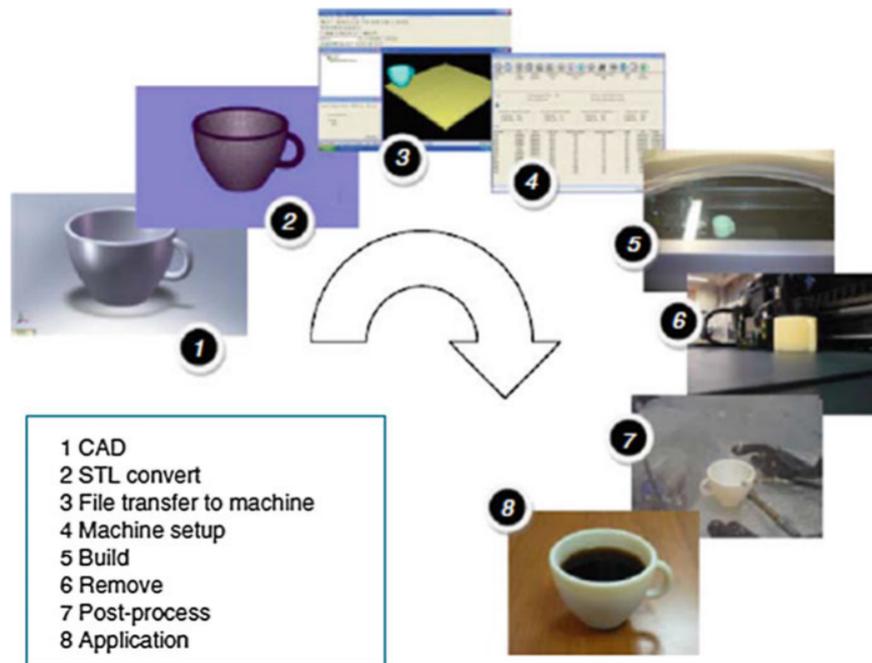


Figura 2.3. Processo generale che porta dal CAD alla parte finita[6]

1. CAD: viene realizzato un modello tramite un software CAD e poi esportato in un qualsiasi formato generico (parasolid, iges, step)
2. Conversione STL: il file generato dal CAD viene convertito in un file di triangolazione, in cui la geometria superficiale del pezzo viene suddivisa in triangolini di varie dimensioni
3. Trasferire il file STL sulla macchina: il file STL viene trasferito in macchina. Un software di slicing si occupa di dividere il file STL in tutti i livelli di stampa
4. Setup della macchina: vengono impostati i parametri della stampa
5. Costruzione: la macchina fonde selettivamente, layer by layer, il materiale
6. Rimozione supporti: nella maggior parte delle tecniche sia polimeriche che metalliche, il pezzo, una volta stampato, è attaccato a dei supporti che vanno rimossi
7. Postprocesso: i pezzi ottenuti possono essere postprocessati per ottenere una finitura o caratteristiche meccaniche migliori

2.3 Selective Laser Melting

In questa tesi si tratterà esclusivamente la fusione selettiva laser come tecnica di fabbricazione additiva per metalli.

Sebbene sul mercato ci siano produttori e macchine diverse, i vari sistemi di fusione selettiva laser sono tutti molto simili tra di loro. Nella figura sottostante è possibile vedere uno schema generico di una macchina SLM.

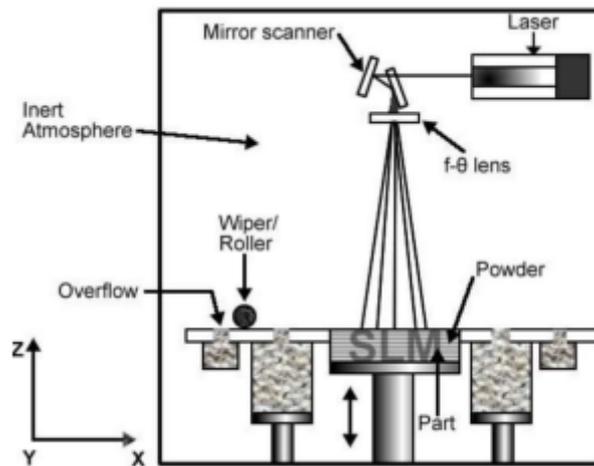


Figura 2.4. Schema generale SLM[11]

Una racla metallica che si muove da sinistra a destra sparge uno strato micrometrico e uniforme di polvere metallica su una piattaforma mobile, successivamente un fascio laser comandato da degli specchi fonde selettivamente solo le zone del letto di polvere necessarie alla costruzione del pezzo. Il processo si ripete iterativamente strato per strato fino ad ottenere il pezzo finito.

La camera in cui è immersa la polvere è saturata di gas inerte in modo tale che le microsfere di metallo non si ossidino a contatto con l'aria. Il fascio laser dalla potenza di qualche centinaio di Watt consente di arrivare ad una temperatura di fusione oltre i 2000 °C e di fondere sia il primo layer che quelli sottostanti. Il raffreddamento del bagno fuso è istantaneo, il che conferisce al materiale finale una struttura cristallina molto fine e di conseguenza più elevate caratteristiche meccaniche rispetto ad un metallo equivalente lavorato tradizionalmente. Inoltre si riescono a raggiungere riempimenti vicini al 100% eliminando così le porosità ed il rischio di cricche interne. Tutti questi vantaggi si pagano con una lentezza della stampa. Negli ultimi anni i vari produttori stanno sviluppando

macchine sempre più potenti e con un numero sempre maggiore di laser in modo da velocizzare il processo di stampa.

2.4 Caratterizzazione dei materiali utilizzati

Solitamente la fabbricazione additiva dei metalli si pensa associata a leghe particolarmente prestanti e costose come le leghe di Nichel, Titanio o Alluminio. In questo caso, trovandosi in un settore diverso da quello automobilistico competitivo e da quello aerospaziale, il rapporto performance/peso del componente finito non è così importante. In questo caso è il fattore costo che riveste un ruolo molto importante nel progetto. Il cliente, infatti, ha espressamente richiesto che il costo finale del componente non debba superare le 5 volte quello del pezzo originale.

Al fine di rispettare questo requisito si è deciso di utilizzare solo le leghe di acciaio disponibili nel catalogo BeamIT/Zare.

Nome	E [GPa]	UTS [MPa]	YS [MPa]	Hardness [HV]
AISI 316L As Built	170	600	450	180
17-4 PH As Built	180	900	680	287
17-4 PH HT H900	180	1300	1200	400
Boheler 185 As Built	185	1100	1000	400
Boheler 185 HT+Case Hardening	185	1350	1150	750

Tabella 2.2. Caratteristiche meccaniche delle leghe di acciaio disponibili nel catalogo BeamIT/Zare

Sebbene L'AISI 316L abbia caratteristiche meccaniche considerevolmente inferiori rispetto alle altre leghe di acciaio ed un costo non troppo inferiore ha rivestito un ruolo centrale nella produzione dei componenti. La sua ottima stampabilità, la minore sensibilità al ritiro termico e la miglior resistenza agli stress termici hanno consentito la realizzazione dei componenti particolarmente massivi senza la necessità di trattamenti termici e senza avere evidenti errori di stampa e di conseguenza scarti di produzione.

Il 17-4 PH e il Boheler sono particolarmente sensibili agli stress termici derivanti dalla stampa ed hanno la necessità, in quasi la totalità dei casi, di dover subire trattamenti termici successivi. Questi due materiali sono stati utilizzati per pezzi meno massivi e nei casi in cui era espressamente richiesta un' alta durezza superficiale, ottenibile solo con specifici trattamenti di indurimento non disponibili sull'AISI 316L

3 Panoramica dei software utilizzati

In questo capitolo viene mostrata una panoramica generale dei software utilizzati in modo da permettere al lettore di familiarizzare con alcuni termini e comprendere al meglio alcuni passaggi.

3.1 Suite Altair

La maggior parte del lavoro è stato svolto grazie ai software messi a disposizione dall'Azienda Altair. In particolare:

- *Altair Inspire* è stato utilizzato per la creazione dei modelli per l'analisi FEM, per la meshatura e per la ricostruzione della nuova geometria. Per quest'ultima ci si è avvalsi dello strumento *PolyNURBS* sviluppato da Altair, il quale permette di creare, in modo semplice, una geometria free-form che avvolga il risultato dell'ottimizzazione topologica (Figura 3.1).

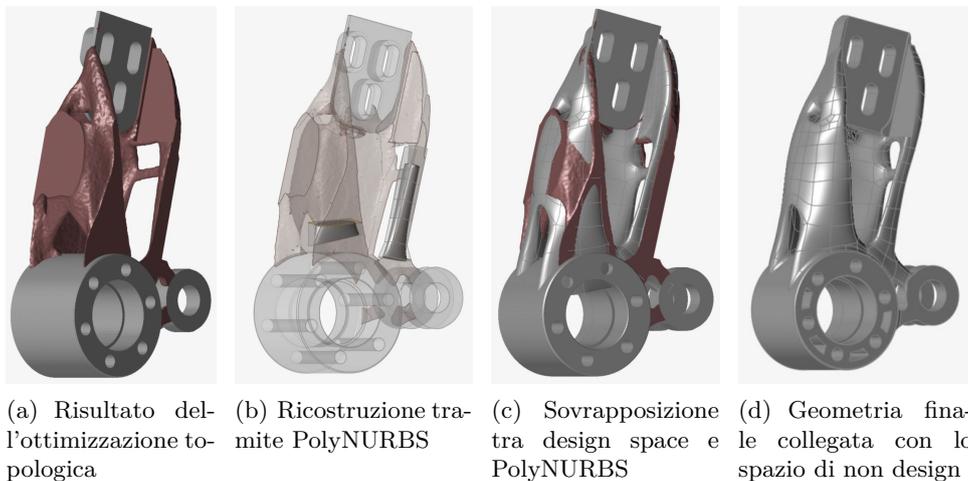


Figura 3.1. Utilizzo delle PolyNURBS

- *Optistruct* è il risolutore utilizzato nelle analisi FEM e nei problemi di ottimizzazione topologica. È stato utilizzato sia nella sua versione integrata in Inspire sia nella sua

versione per cluster HPC. Questo secondo caso si è reso necessario per la risoluzione di problemi di ottimizzazione topologica più complessi.

- *SimSolid* è un solutore meshless che si è reso necessario nel caso dei grandi assiemi.

3.2 Autodesk Inventor

Sebbene l'ultima release di Altair Inspire disponga di una sezione dedicata alla progettazione CAD tradizionale, questa risulta comunque molto scarna nelle funzionalità e poco adatta alla creazione di modelli parametrici, è stato quindi necessario appoggiarsi a software di terze parti.

Inventor è un software CAD tradizionale, le sue potenzialità sono state utilizzate per unire le forme organiche derivanti dall'ottimizzazione topologica alle zone originali di non design e per riprogettare in modo veloce e parametrico i modelli visibili nella sezione 4.5.

4 Casi studio aziendali

Per questioni legate alla privacy aziendale, il nome della società che ha commissionato il progetto non sarà menzionato. L'entità delle forze esercitate sui componenti sarà volutamente omesso per rispettare la volontà del cliente. I risultati delle analisi agli elementi finiti in termini di tensioni, spostamenti e fattori di sicurezza saranno invece riportati. Il lavoro svolto consiste nella riprogettazione e la successiva produzione mediante fusione selettiva laser di componenti per l'industria mineraria. La riduzione di peso, l'aumento di rigidità, il miglioramento della distribuzione di tensioni e la riduzione del time to market rispetto al pezzo originale sono gli obiettivi richiesti dal cliente. I componenti in esame non sono stati tutti topologicamente ottimizzati, alcuni sono stati semplicemente alleggeriti ad altri invece è stata lasciata la geometria originale cambiando unicamente il materiale. Il confronto con il cliente è stato continuo, in modo da sviluppare i modelli soddisfacendo appieno le richieste. Nelle sezioni successive saranno trattati i pezzi che hanno richiesto una ottimizzazione topologica per essere riprogettati, mentre una breve parentesi finale sarà fatta per quei componenti semplicemente alleggeriti e preparati per la stampa. Prima di iniziare la riprogettazione, BeamIT fornisce un processo logico da seguire 4.1, al fine di portar a termine nel minor tempo e nel miglior modo possibile il processo di creazione del nuovo componente.

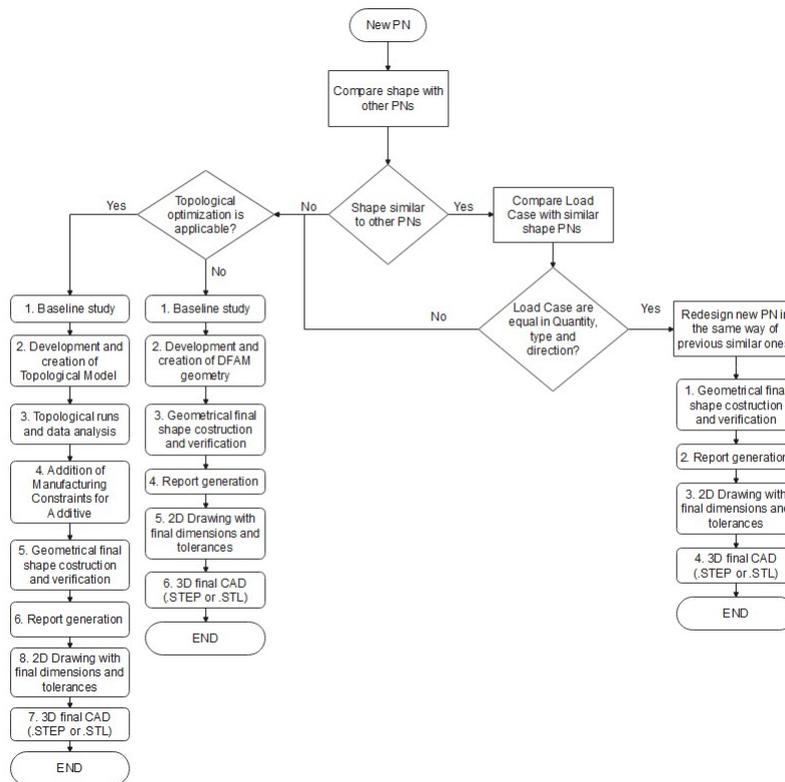


Figura 4.1. Workflow di progettazione impiegato da BeamIT

Nota sull'interpretazione dei risultati delle analisi FEM

Per ogni componente analizzato, nelle sezioni "Analisi FEM" e "Analisi FEM del nuovo modello", sono state riportate delle rappresentazioni in scala cromatica delle seguenti grandezze:

- *Fattore di sicurezza* ($SF = \frac{\sigma}{\sigma_s}$): rappresentato da una scala cromatica che va dal blu (zone in cui il fattore di sicurezza è alto) a zone rosse (in cui il fattore di sicurezza scende sotto al valore di snervamento del materiale)
- *Tensioni equivalenti di Von Mises*: rappresentate da una scala arcobaleno, in particolare agli estremi della scala si trovano il blu (materiale poco sollecitato) e dalla parte opposta il rosso (materiale più sollecitato)
- *Spostamenti*: rappresentati da una scala che va dall'arancione (spostamenti più alti) al bianco (spostamenti nulli)

4.1 Ganascia

Il primo componente che è stato studiato è la ganascia mobile di un sistema idraulico di afferraggio. La funzione del pezzo è quella di andare a premere con forza un tubo contro la ganascia fissa, in modo tale da stringerlo saldamente e poterlo movimentare. Di seguito è riportata una parte dell'assieme.

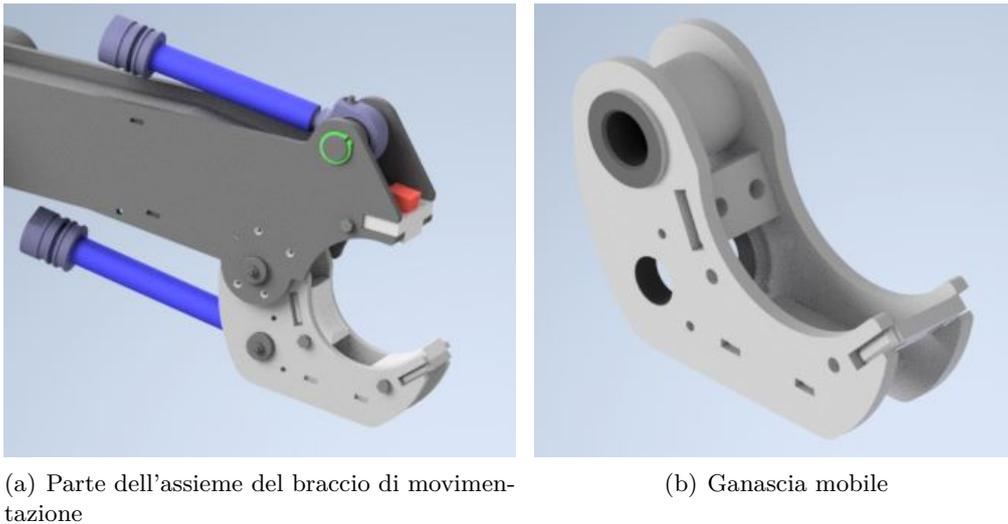


Figura 4.2. Modelli CAD dell'assieme e del pezzo da ottimizzare

Il componente originale è composto da otto pezzi saldati (Figura 4.3): 1 boccola e 7 piastre.

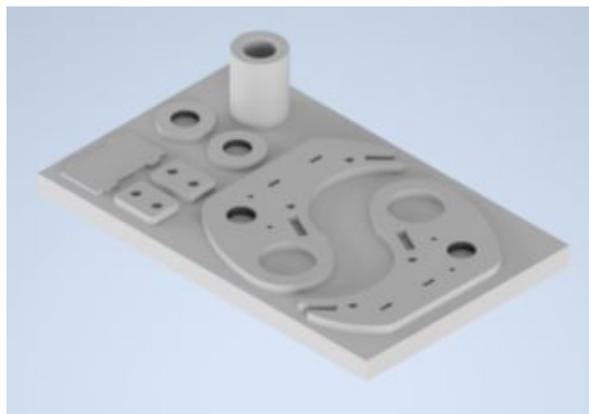
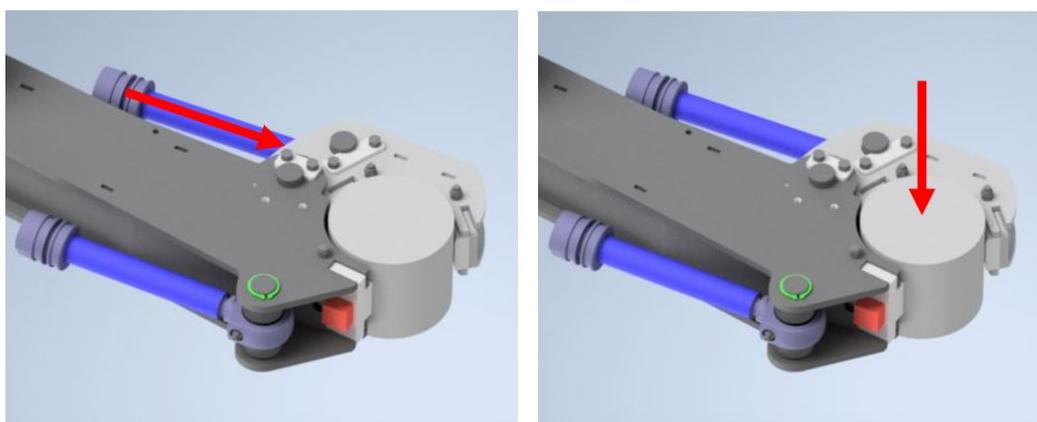


Figura 4.3. Piastre e boccola che formano il componente originale

Uno degli obiettivi della riprogettazione è rendere la ganascia un unico pezzo monolitico.

Sono due i carichi considerati per questo assieme: il primo è dovuto alla forza impressa dal pistone alla ganascia mobile mentre stringe un tubo, il secondo è dovuto ad una forza che agisce perpendicolarmente alla superficie del tubo.



(a) Carico generato dal pistone

(b) Carico generato da una forza perpendicolare al tubo

Figura 4.4. Schema dei carichi agenti sull'assieme

4.1.1 Preparazione del modello originale

Per effettuare l'analisi agli elementi finiti è stato sviluppato un modello semplificato dell'assieme. La ganascia è stata considerata come elemento a se stante e vi sono stati applicati vincoli e carichi. Le saldature tra le varie parti sono state sostituite da contatti di tipo Bonded (evidenziati in blu nella Figura 4.5)

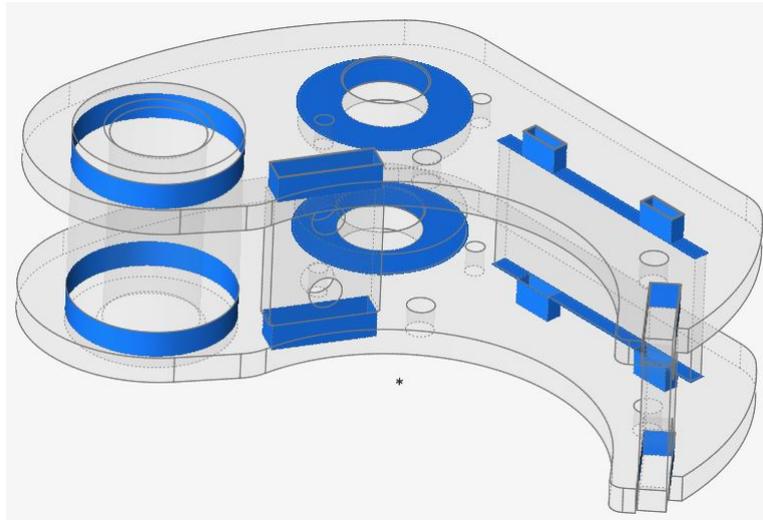


Figura 4.5. Saldature simulate mediante contatti bonded (blu)

Load case 1: carico dato dal pistone idraulico

Il cliente ha fornito i dati di targa relativi al pistone e alla massima pressione dell'olio, da qui si è risaliti alla massima forza esprimibile attraverso la formula 4.1.

$$F = \text{Pressione dell'olio} * \text{Area della sezione del pistone} = p_{max} * \frac{\pi * d_{pistone}^2}{4} \quad (4.1)$$

Tale forza è stata applicata al corpo mediante connettori rigidi (RBE2) al fine di simulare il perno su cui è effettivamente calettato lo stantuffo.

Di seguito è riportata l'immagine del modello compreso di carichi e di vincoli. La boccola e le piastre sono prodotte con acciai diversi che hanno un $\sigma_s = 300 \div 400 MPa$.

La connessione tra la struttura portante e il resto dell'assieme è modellizzata come un vincolo rigido, posizionato all'interno della boccola, che consente solo la rotazione attorno all'asse della boccola stessa. Il tubo è stato sostituito da due vincoli rigidi che permettono solo traslazioni parallele alle piastre di appoggio. In realtà sopra le piastre dovrebbero essere posizionate delle placche di metallo, ma per semplificare il modello e in accordo con il cliente sono state rimosse. Come detto precedentemente la forza è stata invece applicata attraverso un connettore rigido (RBE2) alle facce interne della sede del perno (Figura 4.6).

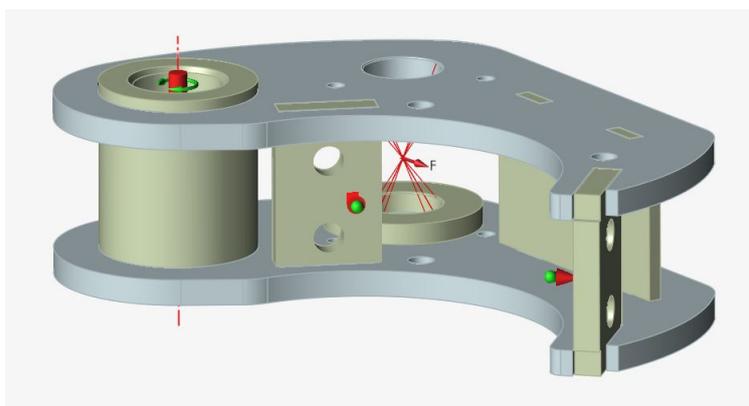


Figura 4.6. Preparazione del modello per analisi FEM: load case 1

Load case 2: Forza assiale agente sul tubo

In questo caso il pezzo è stato vincolato internamente alla boccola tramite un vincolo rigido che ne consente la sola rotazione intorno all'asse ed internamente alla sede del perno con un vincolo rigido che consente sia la rotazione intorno all'asse della sede sia una traslazione parallela all'asse (questo per simulare il gioco presente tra testa dello stantuffo e pareti della sede). La forza è stata collegata alle piastre di appoggio mediante un connettore di tipo flessibile (RBE3).

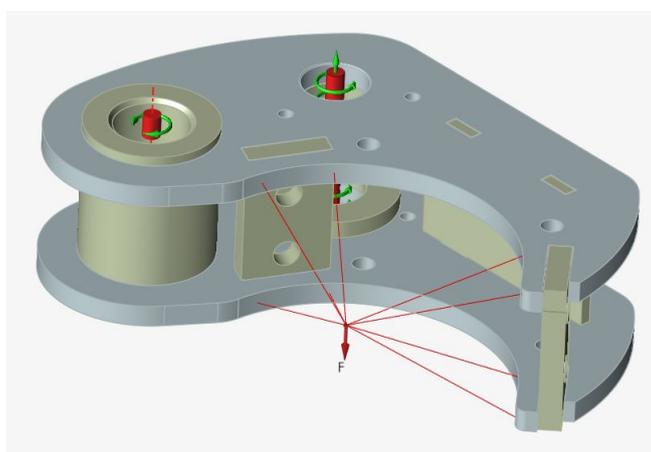


Figura 4.7. Preparazione del modello per analisi FEM: load case 2

4.1.2 Analisi FEM

Di seguito sono riportati risultati delle simulazioni. La grandezza della mesh è stata scelta cercando di trovare il miglior compromesso tra tempo di calcolo e qualità dei risultati. Nelle zone maggiormente sollecitate si è aumentata la densità dei triangoli con l'intento di migliorare la qualità dell'analisi.

Load case 1

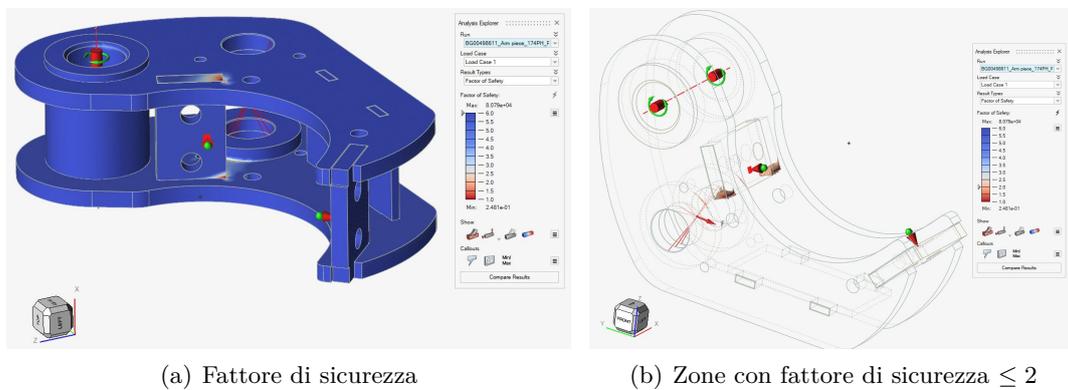


Figura 4.8. Fattore di sicurezza load case 1

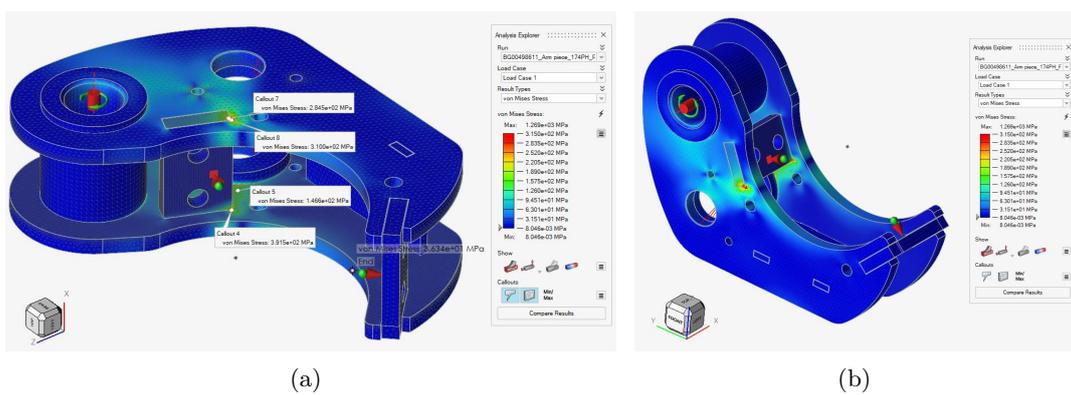


Figura 4.9. Stress di Von Mises load case 1

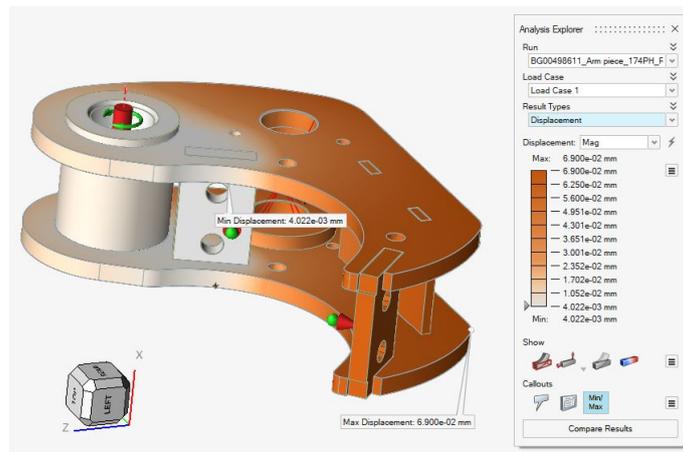
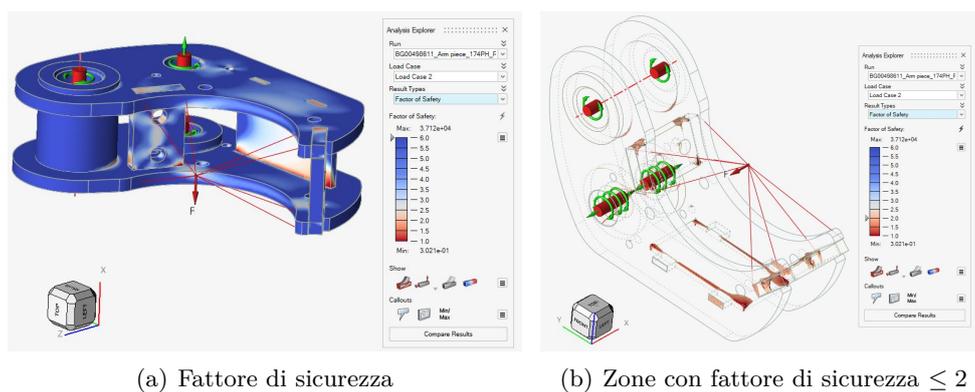


Figura 4.10. Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)

Il load case 1 non comporta particolari criticità, le zone con stress elevati e basso fattore di sicurezza sono piccole e riconducibili a zone di intensificazione delle tensioni collocate tra i punti di contatto tra le piastre saldate. La loro estensione è esigua e riguarda singoli punti della mesh. Ai fini dell'analisi non risultano essere di rilevanza particolare.

Load case 2

È interessante precisare che la prima analisi svolta con il load case 2, la quale non è stata qui riportata, ha evidenziato che il carico fornito dal cliente generava delle tensioni interne eccessive, è stato quindi necessario rimodulare tale forza per procedere con l'analisi.



(a) Fattore di sicurezza

(b) Zone con fattore di sicurezza ≤ 2

Figura 4.11. Fattore di sicurezza load case 2

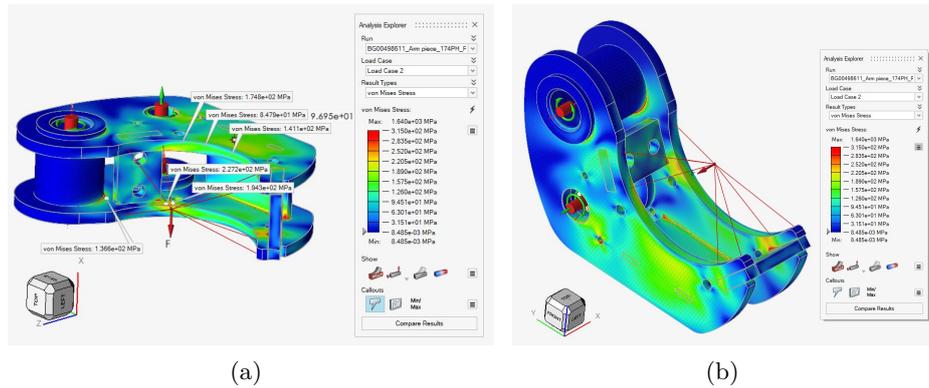


Figura 4.12. Stress di Von Mises load case 2

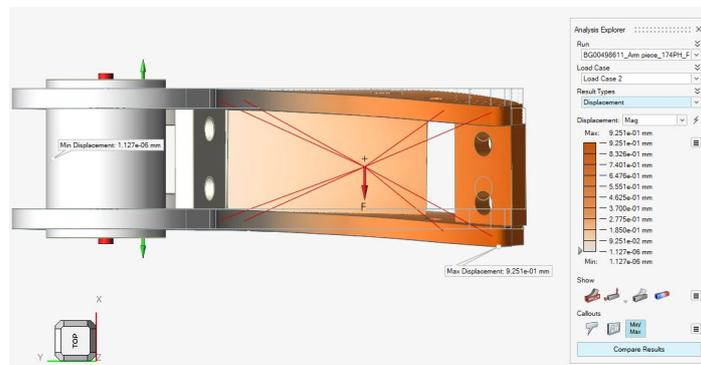


Figura 4.13. Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)

In questa configurazione l'entità degli stress è più elevata rispetto al caso precedente. Le zone con coefficiente di sicurezza minore di 2, sempre situate in prossimità delle saldature, hanno un'estensione più vasta. Nella riprogettazione si terrà conto di questa condizione andando ad addolcire gli spigoli vivi e apportando opportune modifiche alla geometria.

In generale il componente non è fortemente sollecitato e ci sono ampie zone in cui il materiale non risulta sfruttato a dovere, questa condizione, durante l'operazione di ottimizzazione, ha consentito la rimozione di materiale in eccesso con una conseguente riduzione del peso.

4.1.3 Defeature

Il modello su cui viene effettuata l'ottimizzazione topologica è diviso in due zone:

- *Design Space*: corpo centrale del pezzo, nel quale agirà l'ottimizzatore topologico
- *No Design Space*: zone imm modificabili in quanto caricate, vincolate o necessarie per l'accoppiamento del pezzo con il resto dell'assieme.

Questa distinzione è valida per tutti i modelli presenti nella tesi.

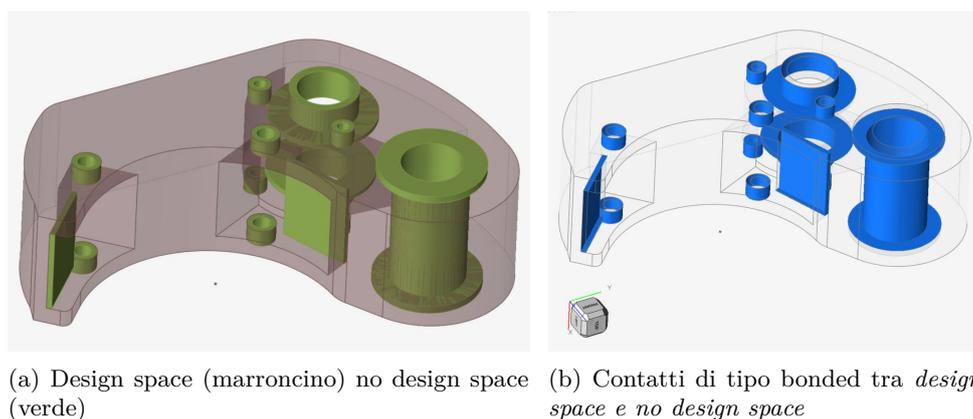


Figura 4.14. Modello pronto per l'ottimizzazione topologica

Come evidenziato la boccia, la sede delle placche di afferraggio, i fori per perni e viti e la sede del perno più grande non sono stati modificati, perché, nel caso contrario, si sarebbe intaccato il funzionamento del pezzo e compromesso l'assemblaggio con il resto dell'assieme.

Il volume della geometria ottenuta è decisamente superiore a quello del pezzo originale, questo per dare ampio respiro al software di ottimizzazione, si è posta, tuttavia particolare cura a non creare interferenze con la restante parte dell'assieme.

A livello di analisi le zone di *design space* e *no design space* sono legate mediante contatti di tipo bonded, come se fossero saldate.

4.1.4 Ottimizzazione topologica

Per questo componente si è effettuata l'ottimizzazione topologica richiedendo come obiettivo la massimizzazione della rigidità e come vincolo l'utilizzo del volume al 10%, 20%, 30% utilizzando come materiale l'AISI 316L (vedere 2.2). I risultati ottenuti in termini di forma e rigidità sono validi anche per gli altri acciai in quanto il modulo di Young è molto simile tra un acciaio e l'altro. Confrontando i risultati ottenuti si è deciso di validare la soluzione con la riduzione di volume al 10% ed utilizzare come materiale il 17-4PH per

avere maggiore resistenza. La geometria non particolarmente massiva consente di evitare particolari criticità nella stampa del pezzo utilizzando quest'acciaio (vedere 2.4).

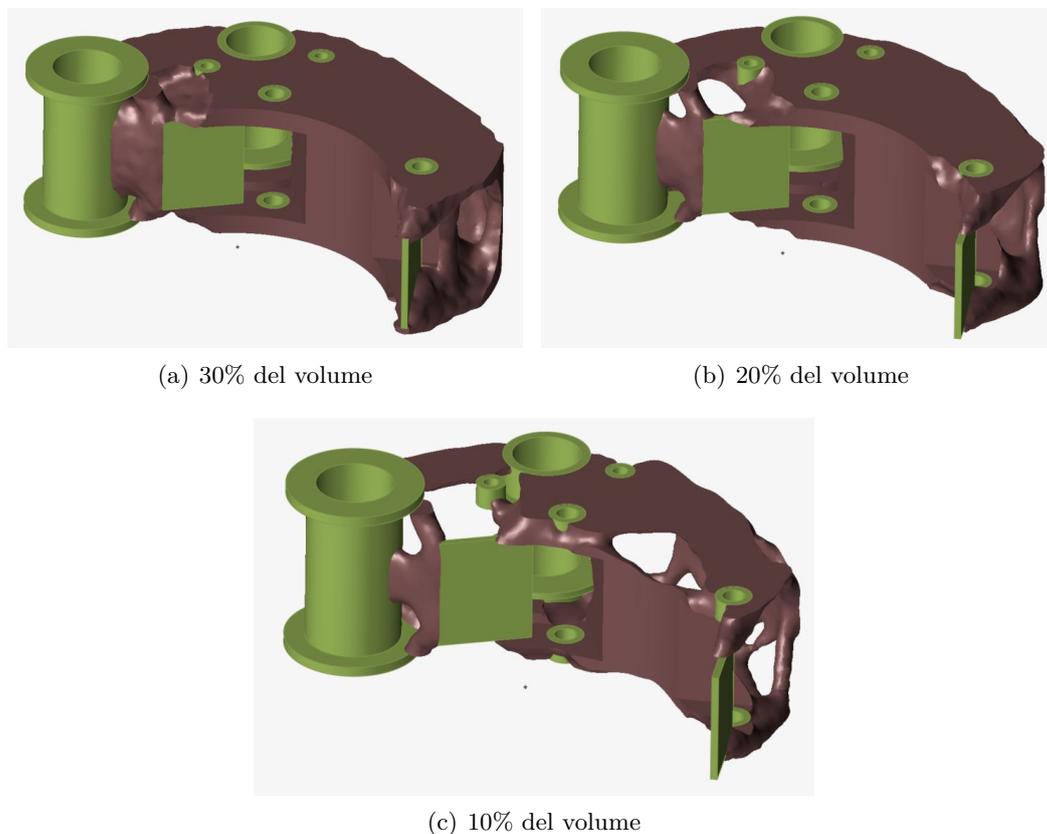


Figura 4.15. Risultato dell'ottimizzazione topologica massimizzando la rigidezza e con 3 diversi vincoli di volume

Dei tre risultati sicuramente il più interessante in termini di geometria e alleggerimento è il (c). A tal proposito è stata effettuata l'analisi FEM sul modello e le massime sollecitazioni di Von Mises ottenute sono riportate in Figura 4.16.

La figura 4.16 mostra le tensioni equivalenti di Von Mises derivanti dalla somma dei due load cases. Si può subito notare come in questa situazione il materiale venga sfruttato del tutto, in quanto la geometria permette una più uniforme distribuzione delle tensioni interne. I picchi più alti di stress, escludendo quei picchi fuoriscala dati da un locale innalzamento del fattore di intensificazione degli sforzi, si aggirano nell'intorno dei 500MPa. È proprio questo risultato che ha portato alla scelta del 17-4PH come materiale per la produzione poiché il 316L non è sufficientemente performante e il boehler 185 più

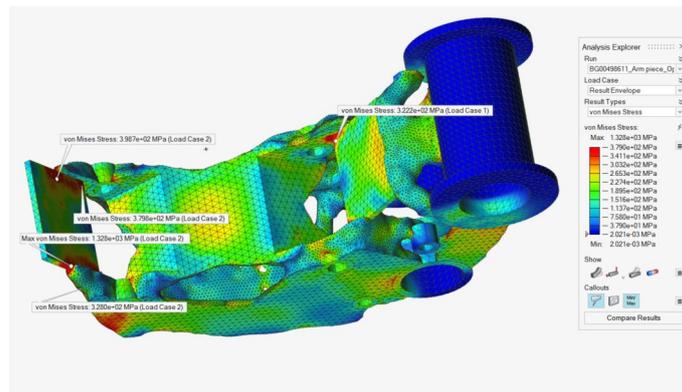


Figura 4.16. Tensioni di Von Mises legate al modello con la riduzione di volume del 90% considerando la somma dei 2 load cases

costoso. Inoltre, la richiesta principale del cliente risulta essere il mantenimento del fattore di sicurezza maggiore di 2 su tutta la nuova geometria.

In accordo con il cliente è stato deciso di trattare termicamente con trattamento termico H900 il componente finale in modo da conferirgli una maggiore tenacità.

4.1.5 Ricostruzione della geometria

La ricostruzione del modello finale è avvenuta in due passaggi:

1. Ricostruzione della zona ottimizzata (*Design Space*) mediante *PolyNURBS* 3.1
2. Unione del *Design Space* e del *No Design Space* con inserimento di raccordi nei punti di contatto in modo da eliminare gli spigoli vivi, fonte di intensificazione delle tensioni. Questo passaggio è stato eseguito con software CAD tradizionale (Inventor).

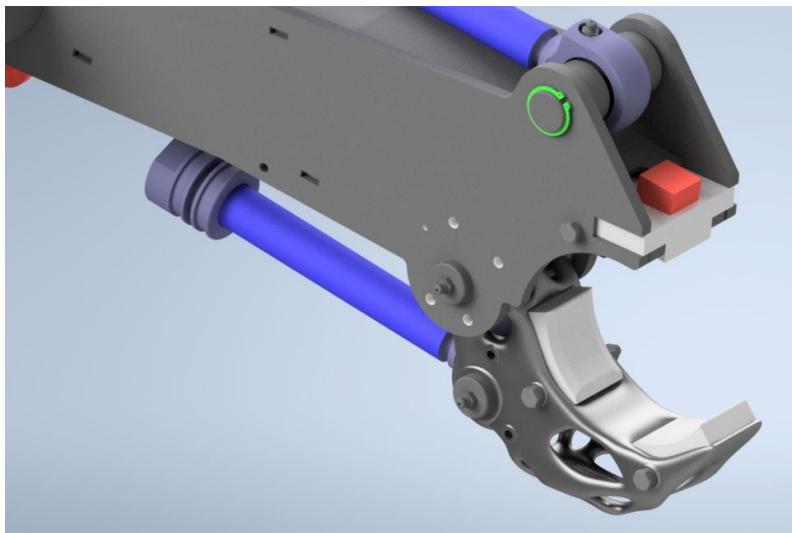
La ricostruzione ha seguito il più fedelmente possibile le linee guida dettate dall'ottimizzazione. È stato aggiunto del materiale in più dove risultavano esserci dei picchi anomali delle tensioni. Le piastre su cui poggiano le placche sono state perfettamente integrate nella geometria e le loro sedi scavate attraverso operazioni booleane usando le stesse placche come strumento di sottrazione. Alla fine ne risulta una geometria unica perfettamente integrabile con il resto dell'assieme. La parte sporgente di alcuni fori è stata integrata alla geometria attraverso una cianfrinatura a 45° in modo da non avere necessità di supporti durante la fase di stampa.



(a) Vista 1



(b) Vista 2



(c) Vista dell'assieme

Figura 4.17. Nuova geometria definitiva

4.1.6 Analisi FEM del nuovo modello

Ultimo step prima della stampa consiste nell'analisi FEM del modello appena ridisegnato. Di seguito sono riportati i risultati ottenuti:

Load case 1

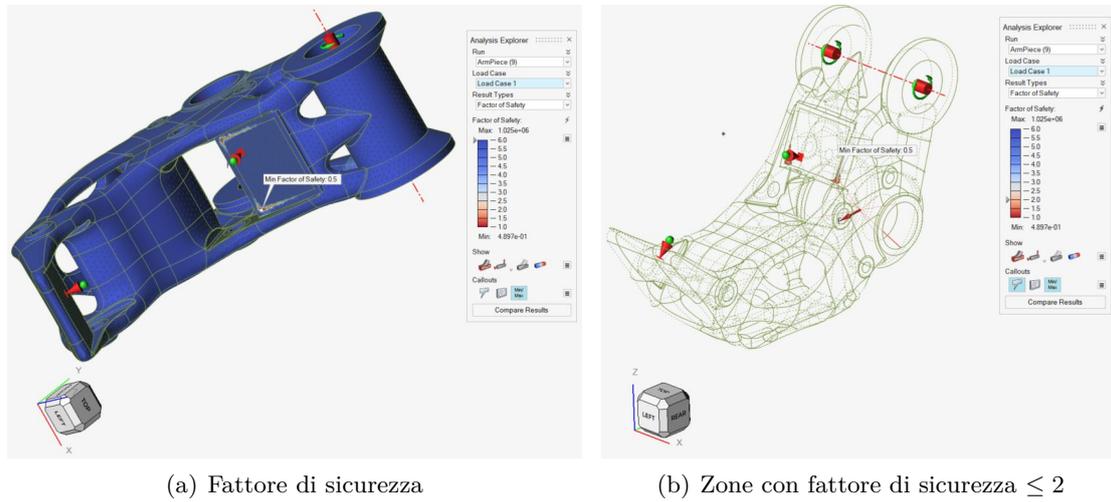


Figura 4.18. Fattore di sicurezza load case 1

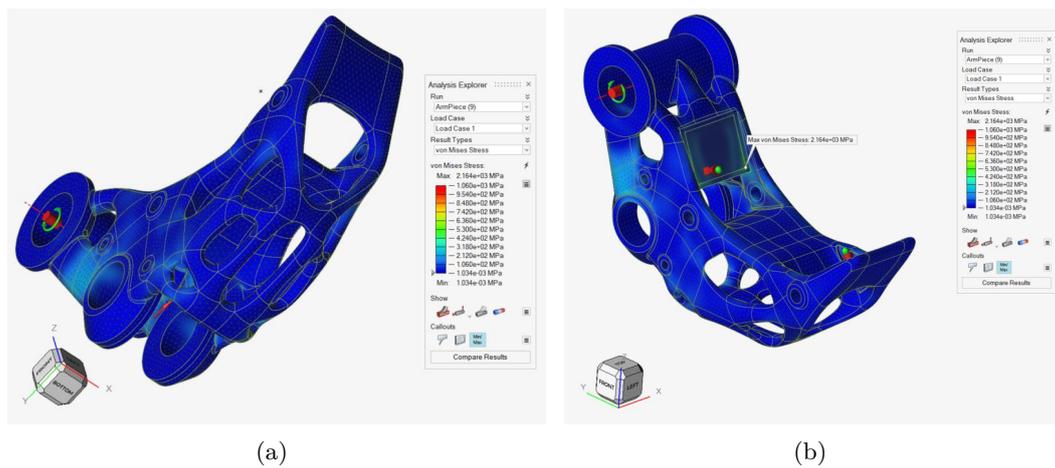


Figura 4.19. Stress di Von Mises load case 1

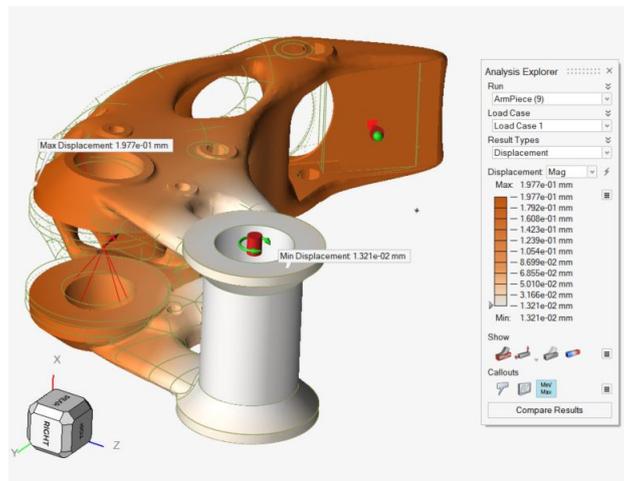
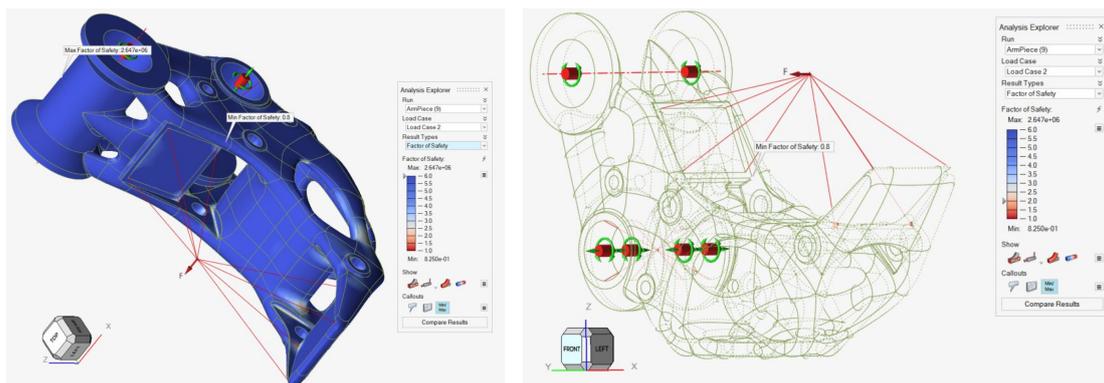


Figura 4.20. Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)

Il load case 1, come nel modello originale, non presenta criticità. I picchi di tensione in prossimità dei punti di applicazione dei vincoli non destano particolari preoccupazioni perché appartengono a singoli nodi della mesh. Il fattore di sicurezza rimane sensibilmente maggiore di due sull'intera geometria. Lo spostamento massimo, sebbene sia aumentato rispetto al componente originale non è problematico perché ampiamente al di sotto del millimetro.

Load case 2



(a) Fattore di sicurezza

(b) Zone con fattore di sicurezza ≤ 2

Figura 4.21. Fattore di sicurezza load case 2

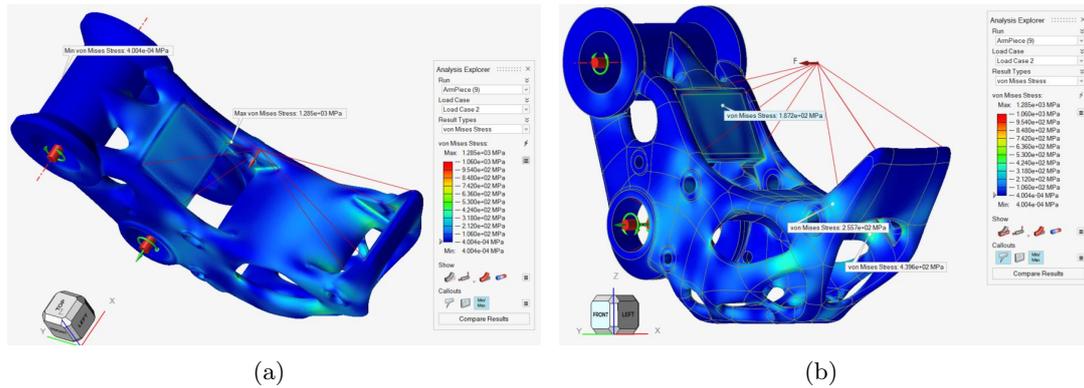


Figura 4.22. Stress di Von Mises load case 2

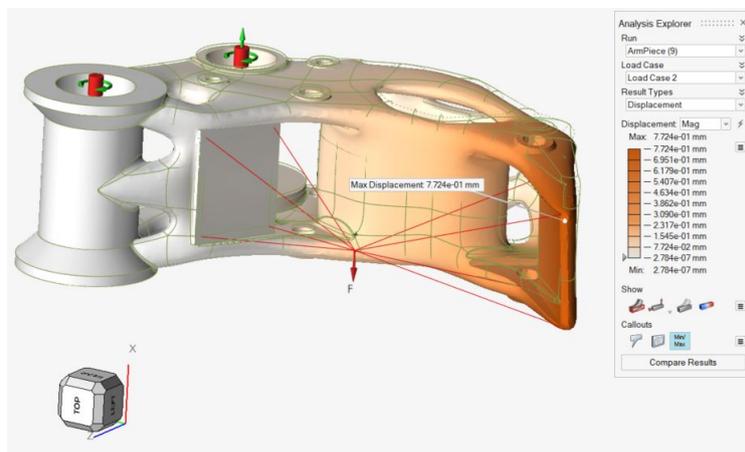


Figura 4.23. Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)

La distribuzione degli stress nel load case 2 è decisamente migliorato rispetto al componente originale. Non ci sono particolari picchi di tensione ne tanto meno zone con fattore di sicurezza minore di 2. Lo spostamento massimo è leggermente aumentato, ma rimane al di sotto del millimetro.

In generale la nuova geometria con il nuovo materiale non presenta criticità in entrambe le fasi di carico. Il fattore di sicurezza è particolarmente elevato e questo consentirebbe di diminuire ancora di più il peso della struttura andando a rimuovere parte del materiale non sfruttato. Il cliente tuttavia ha deciso di non alleggerire ulteriormente il pezzo.

Di seguito viene riportata una tabella che confronta il peso del componente originale con il nuovo.

Nome	peso [kg]	%riduzione di peso
Originale	5.2	
Nuova geometria	3.2	39

Tabella 4.1. Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo

4.1.7 Sovrametalli e messa in macchina

Il componente stampato non rispettava né tutte le tolleranze né tutti i requisiti di rugosità, quindi è stato indispensabile pianificare una lavorazione successiva tramite macchina a controllo numerico. Da qui la necessità di progettare un grezzo di stampa che prevedesse dei sovrametalli, di 1,5mm di spessore, proprio nelle zone in cui il pezzo ha la necessità di essere rifinito per asportazione di truciolo. Inoltre, nella progettazione del grezzo si è tenuto conto della messa in macchina finale rendendo i fori più grandi autosupportanti e chiudendo quelli più piccoli in modo da ridurre elementi di supporto durante la stampa.

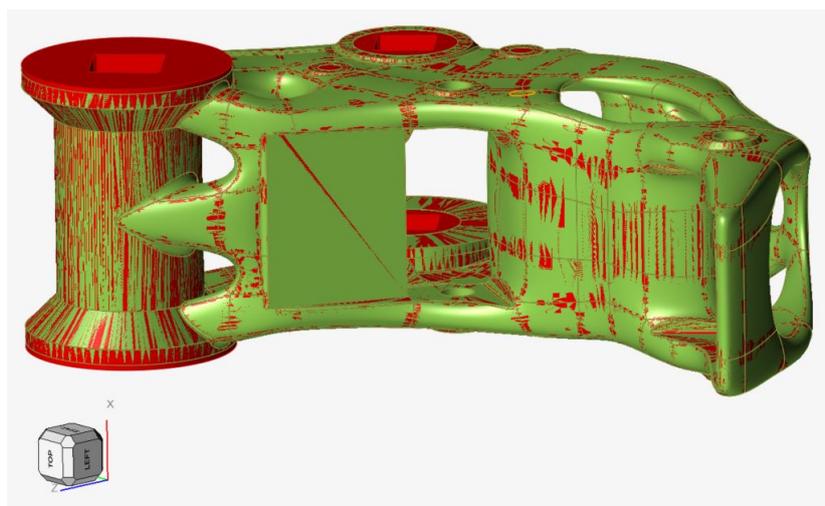


Figura 4.24. Grezzo di stampa con sovrametalli (zone completamente rosse) e fori autosupportanti a 45° (a forma di rombo)

Nella Figura 4.25 è riportato l'orientamento e la quantità di supporti previsti per la stampa. La macchina utilizzata è una SLM 280. Sebbene i piatti su cui poggiano le placche siano orientati in macchina con un angolo di 45° rispetto al piatto si è deciso comunque di inserire dei supporti al fine ottenere un componente il meno deformato possibile al termine della stampa.

I fori a forma di rombo sono stati posizionati in modo tale che i lati formino 45° il piano di stampa.

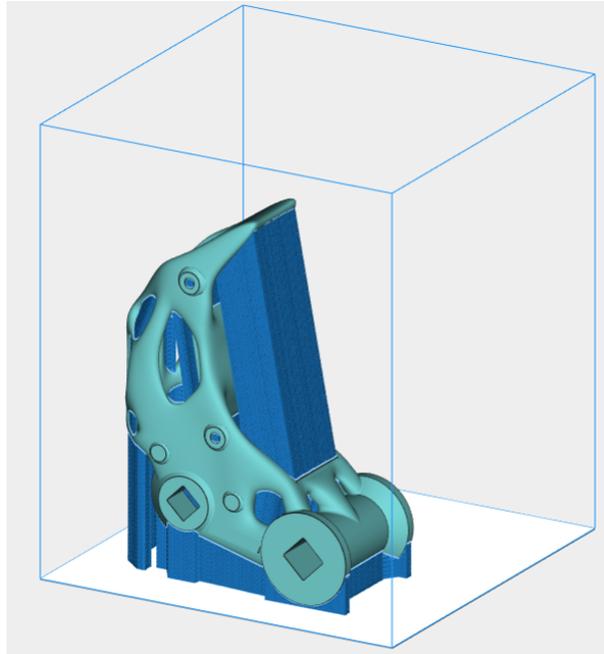


Figura 4.25. Messa in macchina

4.2 Bracci di movimentazione di un bidone

Dal punto di vista funzionale i bracci hanno il compito di sorreggere il peso di un bidone basculante pieno di liquido e permetterne la movimentazione manuale da parte di un operatore. Il movimento che devono compiere consiste in una rotazione di 90 gradi attorno al punto di incernieramento sul telaio, in modo da portare il bidone da una posizione verticale ad una orizzontale, e successivamente ruotarlo per scaricare il contenuto (Figura 4.28).

Il componente originale è composto da un totale di 14 pezzi saldati, come riportato in Figura 4.26.

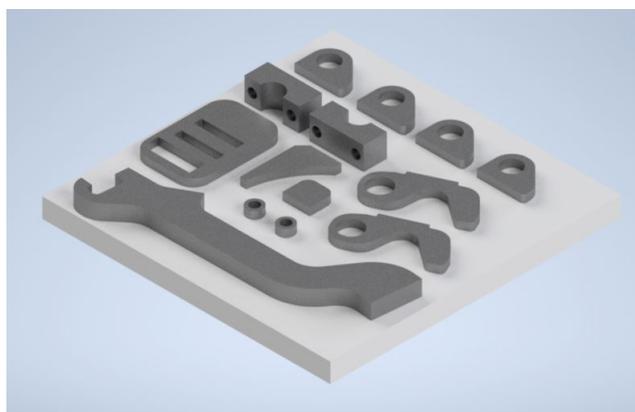


Figura 4.26. Parti saldate da cui è composto il pezzo

4.2.1 Preparazione del modello originale

Le specifiche del cliente prevedono che i bracci siano in grado di supportare il peso del bidone e un carico accidentale laterale corrispondente al 10% del suo peso.

Si è deciso di studiare due configurazioni 4.28:

- *Posizione verticale (a)*: è quella in cui il componente trascorre la maggior parte del tempo
- *Posizione orizzontale (b)*: corrisponde al caso più gravoso in quanto la forza, essendo diretta perpendicolarmente al braccio, esprime il suo momento flettente massimo. Il mantenimento della posizione orizzontale è garantito da un sistema non presente nella Figura 4.28.

Le saldature, come negli studi precedenti, sono simulate mediante contatto di tipo bonded. Per questione di semplicità di calcolo, senza perdere la validità dei risultati, il basamento, il corpo e le flange di attacco sono state modellate come pezzo unico. La testa del braccio, sede del perno su cui è montato il bidone, è formata da due pezzi imbullonati per permettere il corretto assemblaggio dell'insieme.

L'imbullonatura è stata simulata mediante una funzione disponibile sul software Inspire. Bulloni e viti vengono considerati corpi ad altissima rigidità e la coppia di serraggio può essere data automaticamente dal programma o scelta dal progettista.

Testa e controtesta sono in contatto strisciante (verde) tra di loro. Un contatto di tipo bonded avrebbe reso insignificante l'inserimento dell'imbullonatura.

Le richieste del cliente chiedevano una significativa riduzione di peso del componente originale, mantenendo il fattore di sicurezza sempre superiore a 2 e di non creare geometrie particolarmente sottili. Il materiale del pezzo è un acciaio caratterizzato da un $\sigma_s = 300 \div 400 \text{Mpa}$

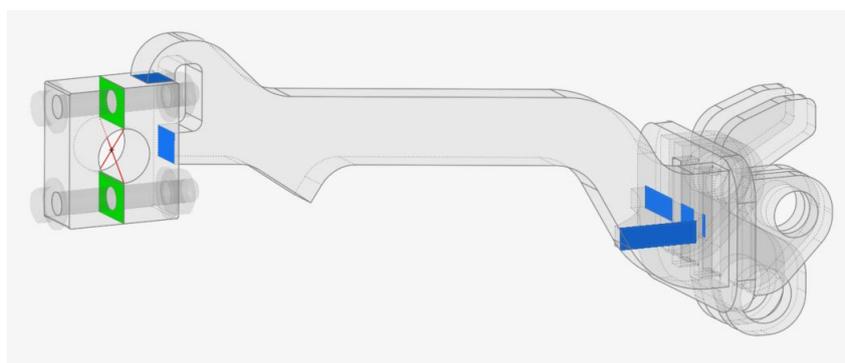
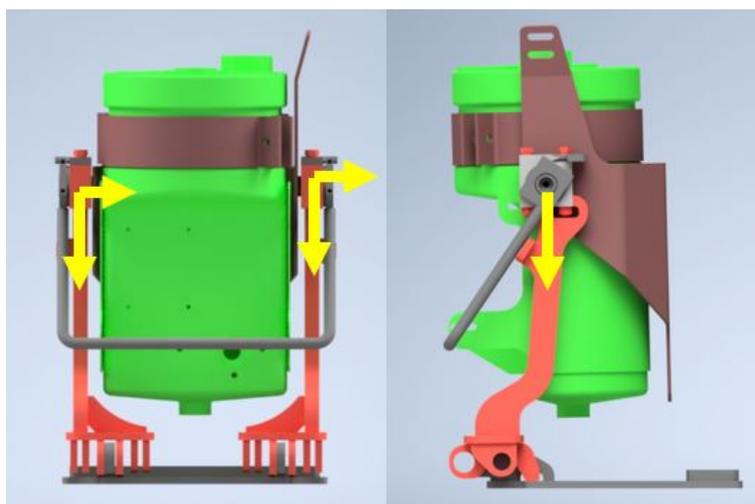
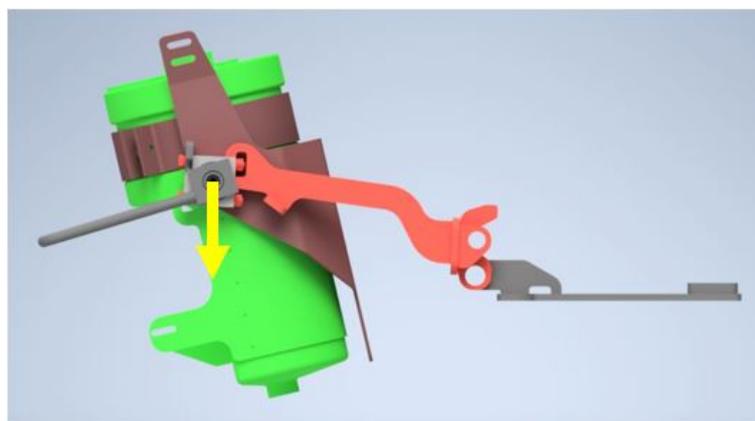


Figura 4.27. Contatti: striscianti in verde, bonded in blu



(a) Forze agenti in posizione verticale



(b) Forze agenti in posizione orizzontale

Figura 4.28. Schemi di carico a cui sono sottoposti i bracci

Load case 1: configurazione verticale

L' assemblato mantiene per la maggior parte del tempo la configurazione verticale. In questa posizione i carichi agenti sono:

- forza peso esercitata dal bidone pieno di liquido (condizione peggiore)
- forza parallela al perno di calettamento del bidone stimata di modulo pari al 10% del peso

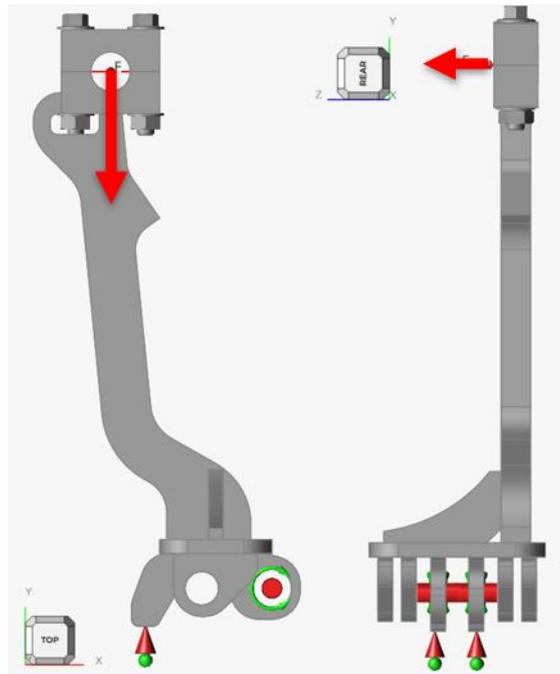


Figura 4.29. Load case 1

Per quanto riguarda il posizionamento dei vincoli sono stati previsti:

- Due vincoli di superficie che non consentono la traslazione lungo Y, che simulano la battuta delle linguette sul basamento
- Due vincoli che consentono solo la rotazione attorno alla flangia d'attacco del braccio

La forza è stata invece distribuita sul foro di testa mediante un connettore rigido e posizionata al centro del foro stesso.

Load case 2: Configurazione orizzontale

Il secondo schema di carico è riferito al posizionamento orizzontale dei bracci e a bidone pieno di liquido. In questa configurazione la forza peso del recipiente esprime il suo massimo momento flettente.



Figura 4.30. Load case 2

Tutti i vincoli permettono esclusivamente la rotazione sul piano Y-X e simulano l'attacco del braccio al basamento e ad un sistema che consente di bloccarlo in posizione orizzontale.

4.2.2 Analisi FEM

Di seguito sono riportati i risultati dell'analisi:

Load case 1

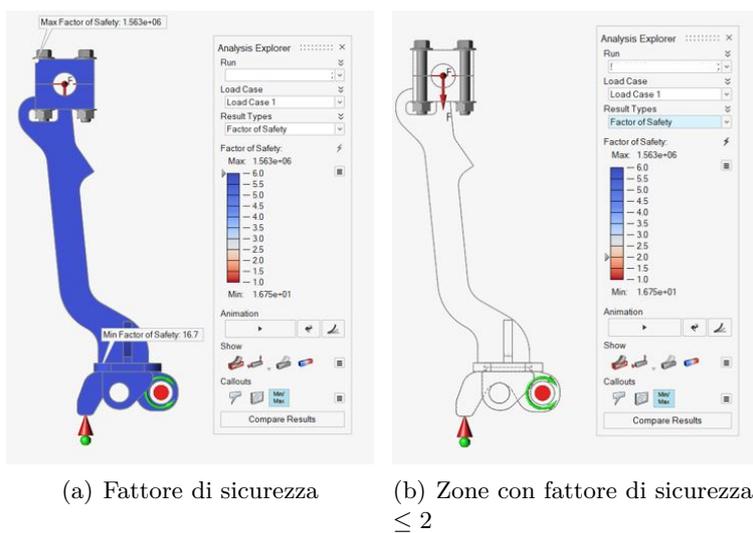


Figura 4.31. Fattore di sicurezza load case 1

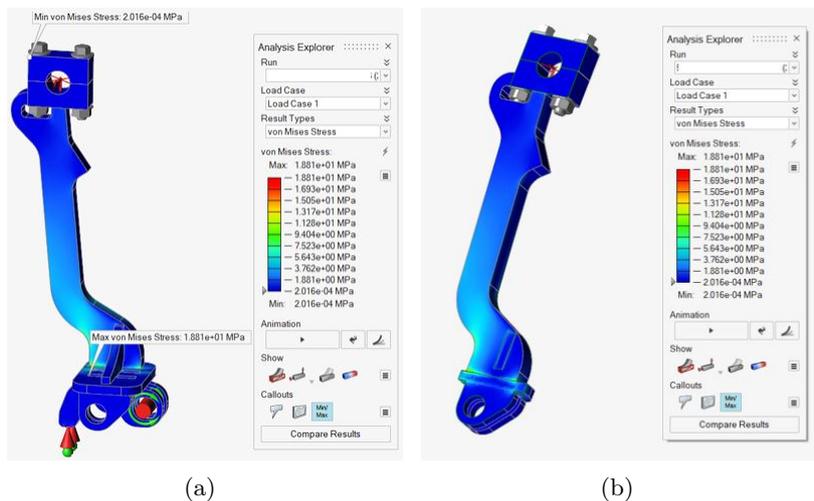


Figura 4.32. Stress di Von Mises load case 1

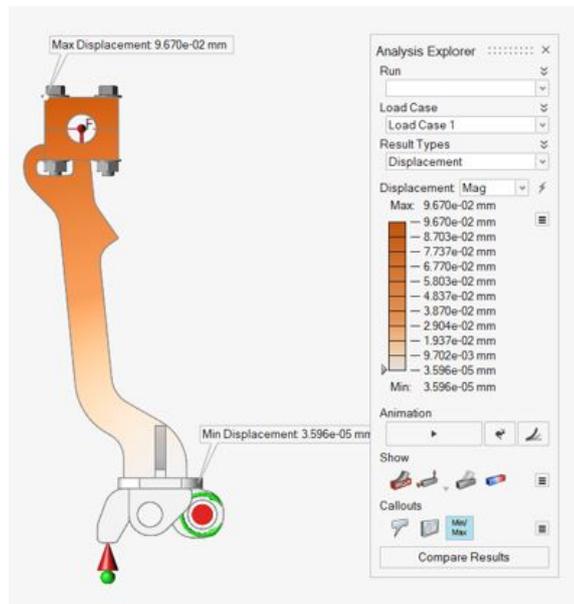
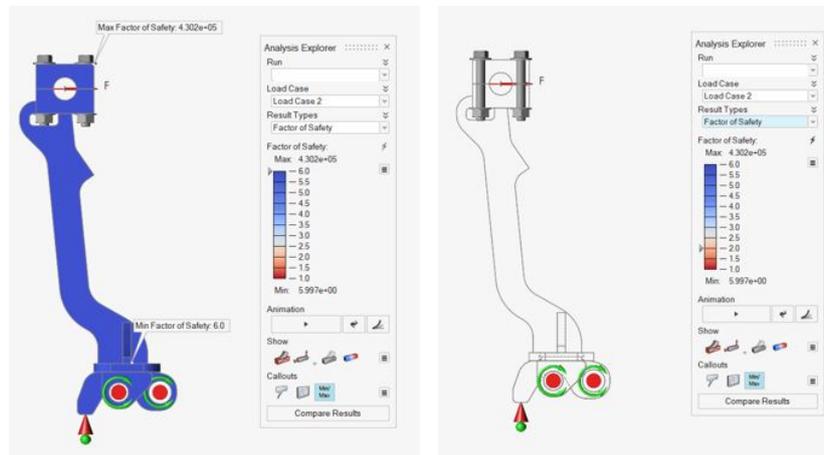


Figura 4.33. Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)

Il load case 1 non ha alcun tipo di criticità, il fattore di sicurezza è significativamente più elevato di 2 e il valore degli stress è basso su tutta la geometria.

Load case 2



(a) Fattore di sicurezza

(b) Zone con fattore di sicurezza ≤ 2

Figura 4.34. Fattore di sicurezza load case 2

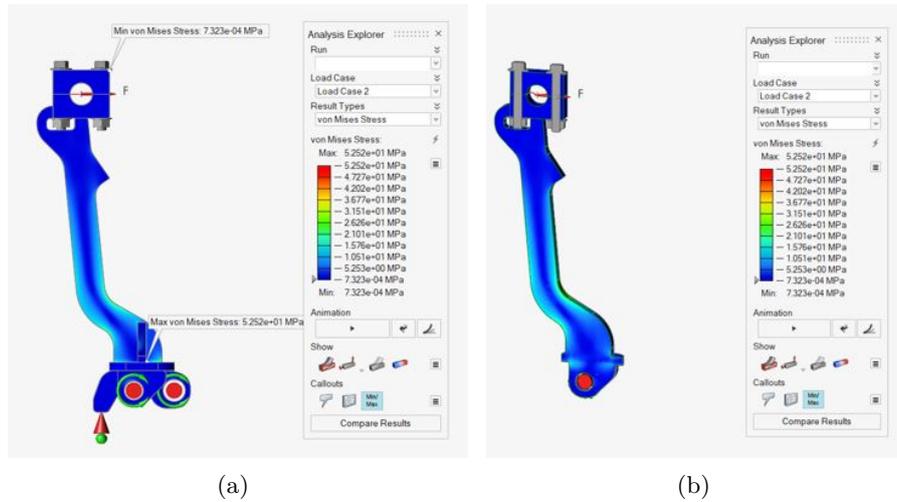


Figura 4.35. Stress di Von Mises load case 2

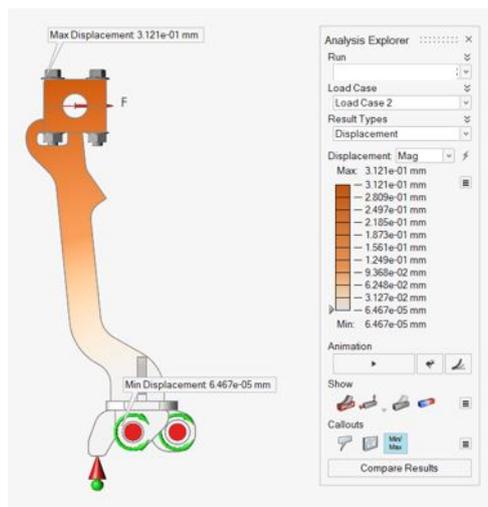


Figura 4.36. Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)

Anche il load case 2 presenta fattore di sicurezza significativamente maggiore di 2 su tutta la geometria.

In entrambe le configurazioni di carico il componente risulta generalmente poco sollecitato, da qui si evince che la massa di materiale utilizzata è decisamente sovrabbondante. È stato quindi possibile procedere all'ottimizzazione topologica.

Per questo pezzo non si è ricercata un'estremizzazione nella riduzione di peso, si è comunque deciso di mantenere gli stress bassi su tutto il corpo rimanendo al massimo nell'ordine dei 150 Mpa.

Considerata la scarsa sollecitazione è stato deciso di utilizzare l'acciaio AISI 316L come materiale per la nuova geometria.

4.2.3 Defeature

Per questo componente è stata effettuata una singola ottimizzazione topologica richiedendo al software di ottimizzazione la massima rigidezza come obiettivo e direttamente il 10% di volume del *design space* come vincolo, considerati i bassi valore di stress.

La scelta del *design space* è ricaduta esclusivamente sul fusto del braccio, come si vede in Figura 4.37, in quanto le altre zone sono di accoppiamento con il resto dell'assieme. Sono stati successivamente previsti degli appositi alleggerimenti per la testa e per la base.

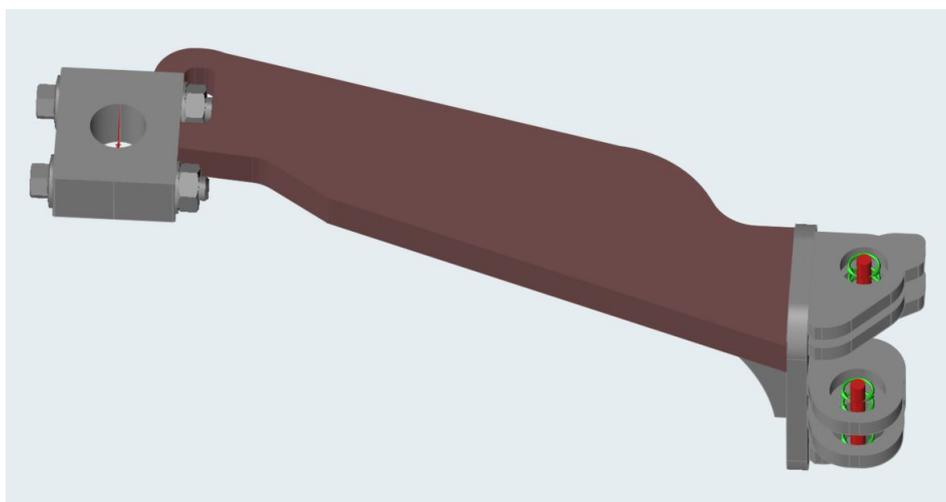


Figura 4.37. *Design space e No Design Space*

Nota È stato proposto al cliente di integrare la testa nella zona di design in modo da creare una geometria più piacevole e funzionale. L'idea era di integrare una filettatura nella parte inferiore della testa e lasciare i due fori passanti sulla parte superiore. Questa soluzione è stata però scartata perché si sarebbe dovuta cambiare la tipologia di bulloni.

4.2.4 Ottimizzazione topologica

Una volta decisa la zona di *Design space* si è avviato il processo di ottimizzazione topologica, inserendo come obiettivo la massimizzazione della rigidezza con una riduzione del volume del 90%.

La soluzione è mostrata nella figura sottostante.

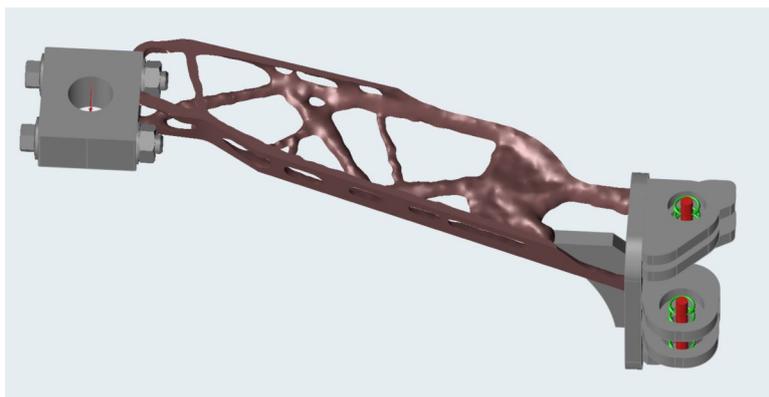


Figura 4.38. Risultato dell'ottimizzazione topologica con massimizzazione della rigidezza 5% del volume iniziale e *No Design Space*

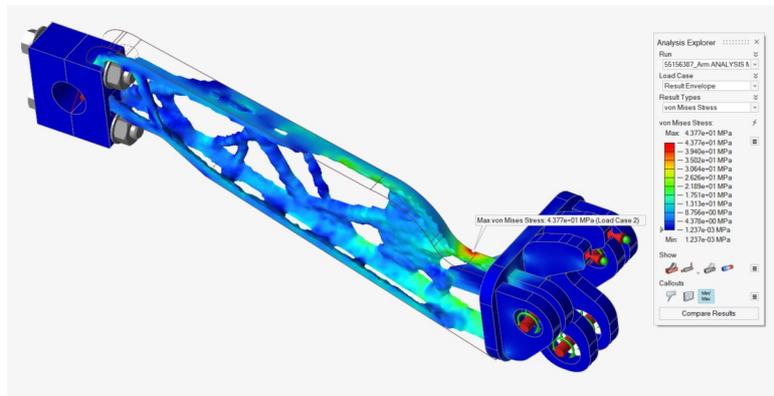


Figura 4.39. Tensioni di Von Mises legate al modello con la riduzione di volume del 95% considerando la somma dei 2 load cases

Come si vede nella figura 4.38 il risultato dell'ottimizzazione restituisce una struttura reticolare molto snella che occupa solo una parte dell'originale spessore del braccio. Sebbene tale risultato aderisca appieno agli obiettivi prefissati in fase di redesign è stato necessario creare un corpo più spesso al fine di conferire una maggiore rigidezza laterale.

4.2.5 Ricostruzione della geometria

La nuova geometria è stata riprogettata utilizzando un software CAD tradizionale. A causa di una mancata comunicazione da parte del cliente di alcune parti dell'assieme che avrebbero fatto interferenza con la geometria ottimizzata è stato necessario rivedere la forma della parte bassa del braccio. In particolare è risultato fondamentale creare una curva che aggirasse l'ostacolo, tuttavia non è stato necessario effettuare una nuova ottimizzazione topologica.



Figura 4.40. Confronto tra ottimizzazione topologica e geometria finita. In rosso è indicato l'ostacolo

L'operazione di ricostruzione ha preso spunto dalla geometria derivante dall'ottimizzazione, ma non l'ha seguita fedelmente. I motivi di tale scelta sono due: lo spessore del braccio risulta troppo piccolo e i cambiamenti in corso d'opera motivati da nuove informazioni riguardanti l'assieme complessivo comunicate dal cliente.

Nota In questo caso, dato che le forze in gioco erano dell'ordine di grandezza del peso di un essere umano, e la movimentazione dell'assieme durante il normale utilizzo del macchinario avviene manualmente, ci si è dovuti porre in un'ottica cautelativa ritenendo che i carichi messi a disposizione del cliente non tenessero conto di forze provocate da eventi straordinari (per esempio un operatore che urta inavvertitamente i bracci). Per questo motivi si è deciso di irrobustire la struttura derivante dall'ottimizzazione.

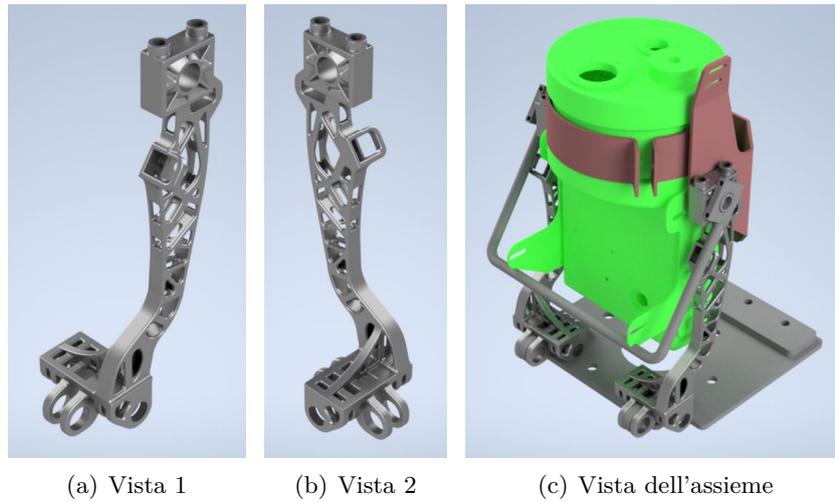


Figura 4.41. Nuova geometria definitiva

4.2.6 Analisi FEM del nuovo modello

Di seguito sono riportati in termini di fattore di sicurezza, di tensione e di spostamenti i risultati ottenuti dall'analisi FEM.

Load case 1



Figura 4.42. Fattore di sicurezza load case 1

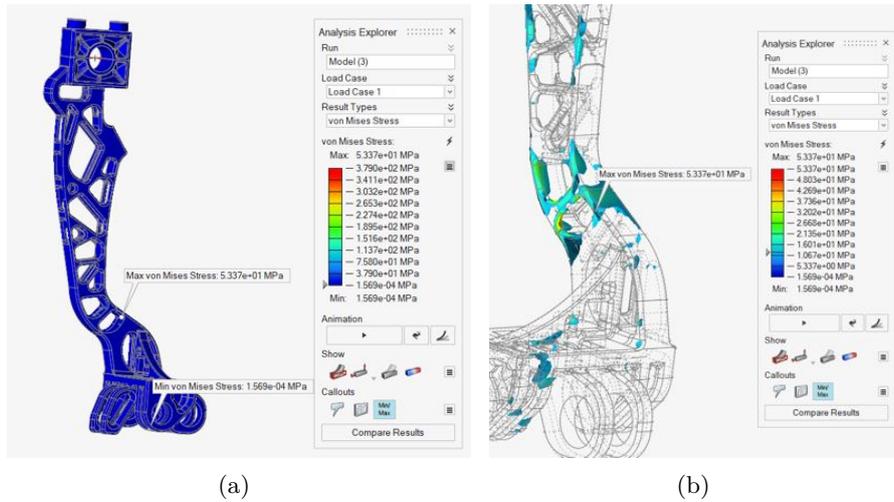


Figura 4.43. Stress di Von Miseses load case 1

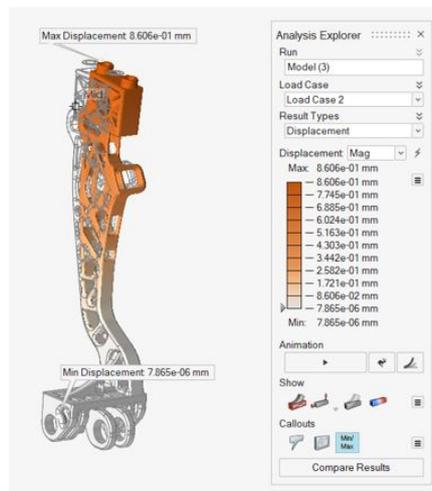


Figura 4.44. Risultati degli spostamenti load case 1 (evidenziati spostamento min e max)

Il load case 1 come nella geometria originale non ha particolari zone di stress e il fattore di sicurezza si mantiene sensibilmente al di sopra di 2. Gli spostamenti massimi rimangono sotto al millimetro.

Load case 2

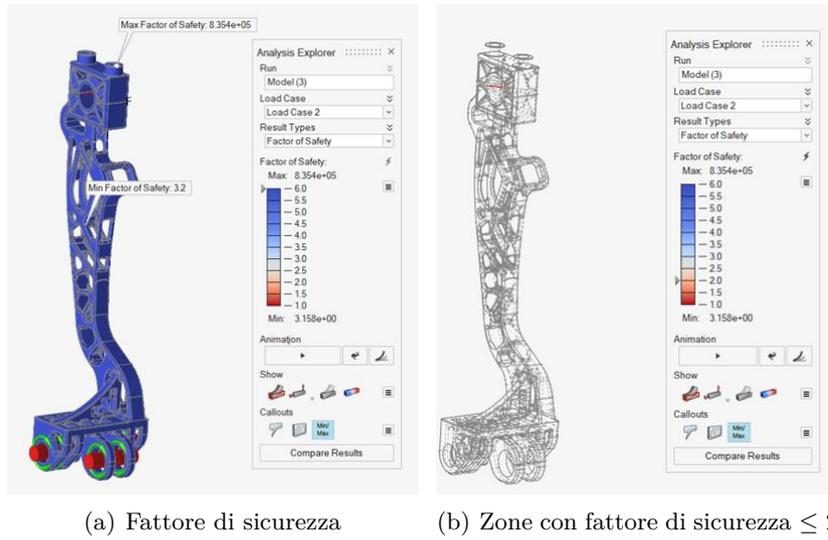


Figura 4.45. Fattore di sicurezza load case 2

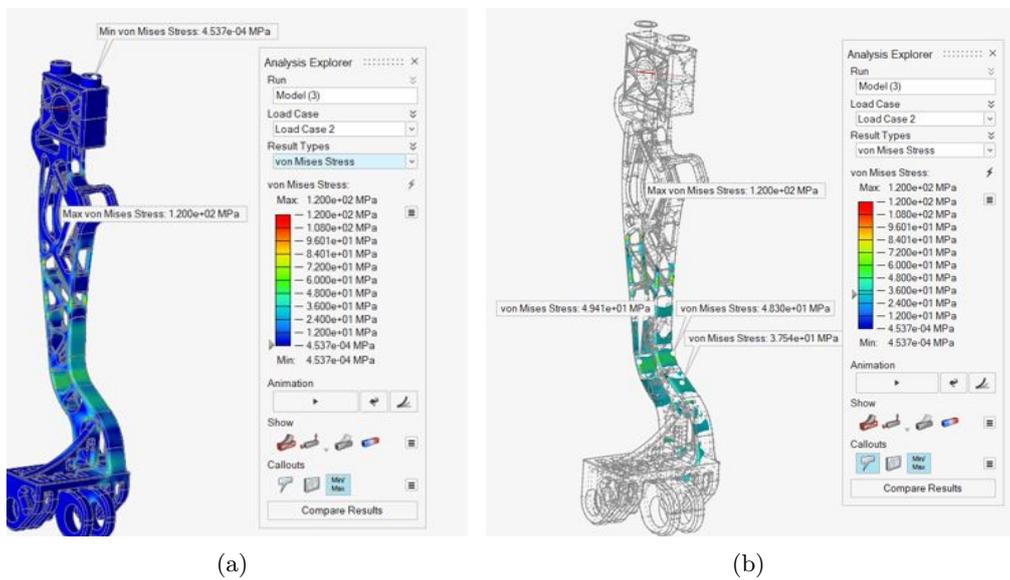


Figura 4.46. Stress di Von Mises load case 2

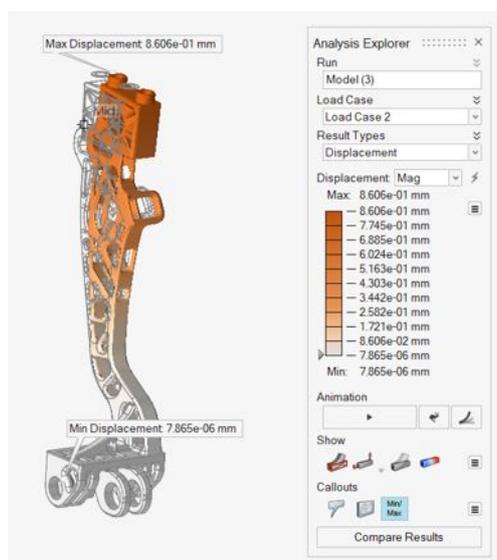


Figura 4.47. Risultati degli spostamenti load case 2 (evidenziati spostamento min e max)

Il load case 2 non ha particolari criticità, il fattore di sicurezza è più basso, ma significativamente sopra a 2. Le tensioni massime che si sono raggiunte sono dell'ordine dei 100 Mpa.

Il nuovo componente non avendo zone critiche ed avendo rispettato tutti i requisiti di progetto è stato approvato dal cliente. La nuova geometria consta di 2 singoli pezzi invece di 14.

Nella tabella sottostante è riportata la riduzione di peso ottenuta.

Nome	peso [kg]	%riduzione di peso
Originale	5.1	
Nuova geometria	3.1	40

Tabella 4.2. Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo

4.2.7 Sovrametalli e messa in macchina

La nuova geometria per essere assemblata nell'assieme ha la necessità di effettuare delle lavorazioni tramite macchina a controllo numerico. Sono stati quindi previsti dei sovrametalli che sono mostrati nell'immagine sottostante tramite la sovrapposizione del modello finito (rosso) e quello con materiale aggiunto (verde). Le zone completamente verdi mostrano proprio i sovrametalli.



Figura 4.48. Sovrapposizione tra finito e grezzo di stampa provvisto di sovrapposti (zone completamente versati)

Questo componente ha delle dimensioni molto grandi per le normali macchine per la fusione selettiva laser a singolo laser è stato quindi necessario prevedere la stampa su una SLM 500 4 laser che ha un adeguato volume di stampa che consente di stampare entrambi i bracci in un unico job. Di seguito è riportata la figura della messa in macchina.

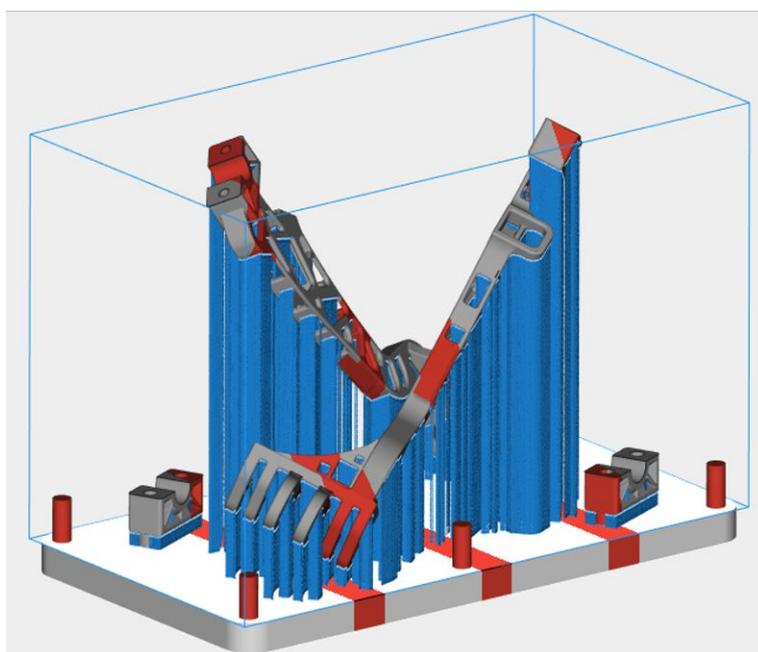
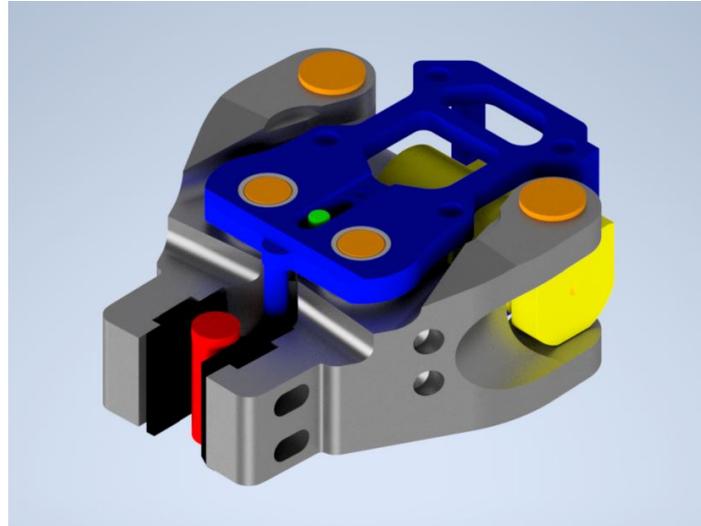


Figura 4.49. Messa in macchina

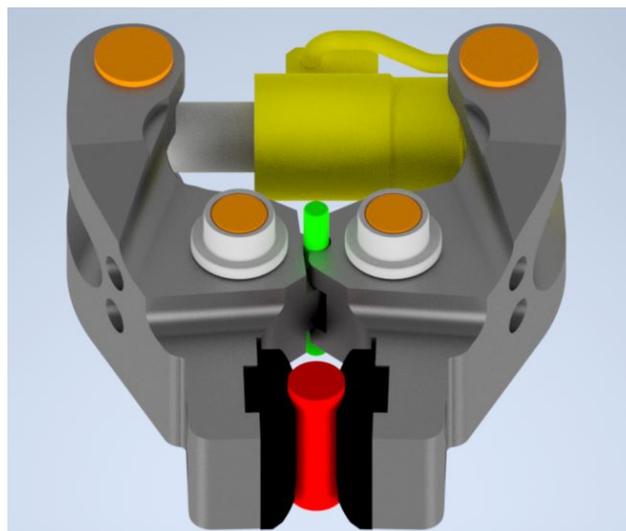
Le bande rosse visibili sul pezzo rappresentano le zone di overlap dei laser, ovvero quelle zone in cui lo strato di polvere viene fuso da due laser diversi secondo uno schema dettato dal software della macchina.

Considerando che questo pezzo ha una delle tre dimensioni predominante rispetto alle altre è stato necessario inserire molti supporti al fine di ottenere un buon risultato al termine della stampa. La rimozione dei supporti e la finitura post stampa hanno richiesto molto tempo, sarà quindi con molta probabilità necessario apportare ulteriori modifiche al pezzo al fine di ottimizzare anche la messa in macchina.

4.3 Sistema di afferraggio a doppia ganascia mobile



(a) Vista totale dell'assieme



(b) Vista dell'assieme senza telaio

Figura 4.50. Viste dell'assieme

In questa sezione viene analizzato un sistema idraulico di afferraggio di barre cilindriche. L'assieme è composto da:

- Telaio (blu)

- 2 ganasce mobili (grigio)
- 8 boccole (bianco)
- 1 pistone idraulico (giallo)
- 4 perni (arancione)
- 1 pernetto guida (verde)
- 2 placche di metallo (nero)

Dalla figura 4.50(b) si può ben intuire il funzionamento del sistema. Le ganasce, incernierate al telaio, sono mosse dal pistone idraulico collegato ad esse tramite due perni. Il movimento sincrono delle due ganasce è garantito dal sistema di guida composto dall'asola nel telaio, il pernetto e le zone di contatto tra questo e le due ganasce.

Nel momento in cui la morsa si chiude stringendo il tubo la forza esercitata dal pistone si scarica su tutto l'assieme, inoltre agisce una forza assiale esterna applicata sulla barra cilindrica.

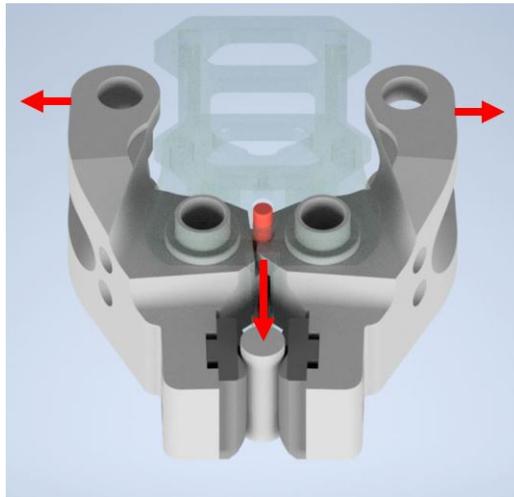


Figura 4.51. Carichi agenti sull'assieme

L'analisi preliminare richiesta dal cliente richiedeva due configurazioni di carico:

- *Load case 1*: Il solo carico del pistone
- *Load case 2*: Carico del pistone e carico assiale agente sulla barra

I dati messi a disposizione del cliente sono stati, la forza assiale agente sulla barra e i dati di targa del pistone, da cui, attraverso la 4.1 si è risaliti alla forza massima da esso esprimibile. L'analisi e l'ottimizzazione hanno interessato solamente le ganasce, gli altri elementi, a cui è stata associata una rigidità di 190 GPa, hanno la funzione di attribuire la giusta rigidità della struttura durante l'analisi agli elementi finiti.

Le richieste del cliente prevedevano un miglioramento nella distribuzione delle tensioni e un alleggerimento complessivo delle ganasce rimanendo, però, il più possibile all'interno della geometria di partenza.

4.3.1 Preparazione del modello originale

Al fine di ridurre i tempi di calcolo si sono operate alcune semplificazioni sull'assieme di partenza. Il pernetto guida è stato eliminato considerando il suo contributo influente solo sulla cinematica del movimento e non sulla distribuzione della tensioni nella configurazione a ganasce chiuse. I perni tramite i quali si collega il pistone sono stati sostituiti da connettori rigidi con sopra applicate le forze prodotte dal sistema idraulico. Alle placche, ai perni, alla barra, al telaio e alle boccole è stata associata una mesh più grossolana rispetto alle ganasce e alle quali è stata associata una mesh più fitta per studiare più accuratamente le tensioni interne sviluppate.

La differenza di mesh ha comportato alcuni problemi nelle zone di contatto di cui si è tenuto conto in fase di analisi. In particolare l'interfaccia tra mesh più grandi con mesh più piccole genera una zona di intensificazione degli sforzi. Questa condizione viene considerata non rilevante ai fini dell'analisi

La configurazione dei vari contatti è complessa ed è riportata nell'immagine di seguito:

- contatto bonded tra telaio e le 4 boccole inserite nel telaio c)
- contatto bonded tra ganasce e le 4 boccole inserite nelle ganasce e)
- contatto strisciante tra le facce delle boccole, in modo da consentire la rotazione delle ganasce d)
- contatto strisciante tra interno delle boccole inserite delle ganasce e perni f)
- contatto bonded tra le facce esterne delle placche e le ganasce a)
- contatto bonded tra le placche e la barra cilindrica b)

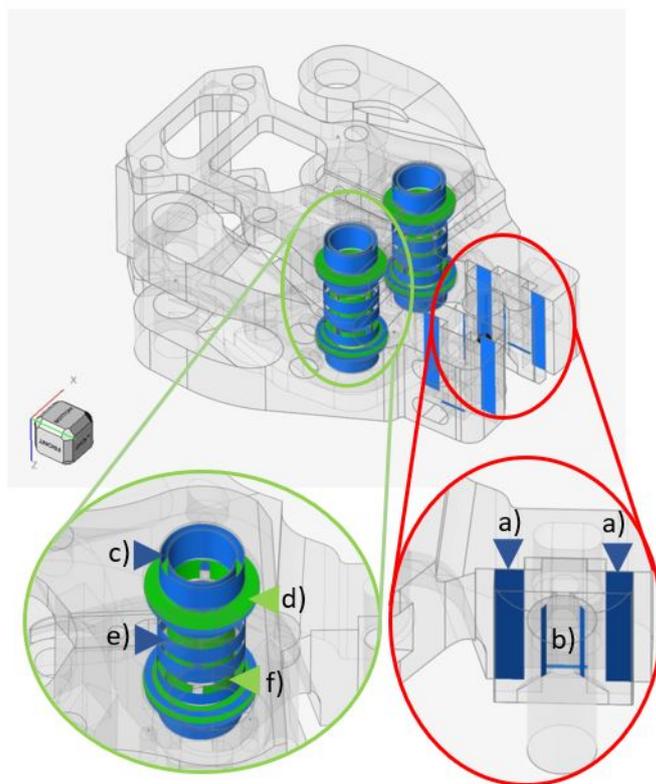


Figura 4.52. Contatti

I carichi e i vincoli sono analizzati separatamente per le due configurazioni di carico.

Load case 1: Carico prodotto dal pistone idraulico

Nel primo caso in esame si tiene conto delle sole forze esterne generate dal pistone idraulico. Tali forze sono collegate tramite connettore rigido alle sedi dei perni delle ganasce. Le forze, nel momento in cui il sistema è in configurazione "*ganasce chiuse*" generano delle sollecitazioni su tutte le parti dell'assieme. L'unico elemento della struttura vincolato è il telaio, che presenta due vincoli che bloccano tutti i gradi di libertà come si vede in Figura 4.53.

Nota: l'ubicazione e la tipologia di vincoli sono state fornite dal cliente.

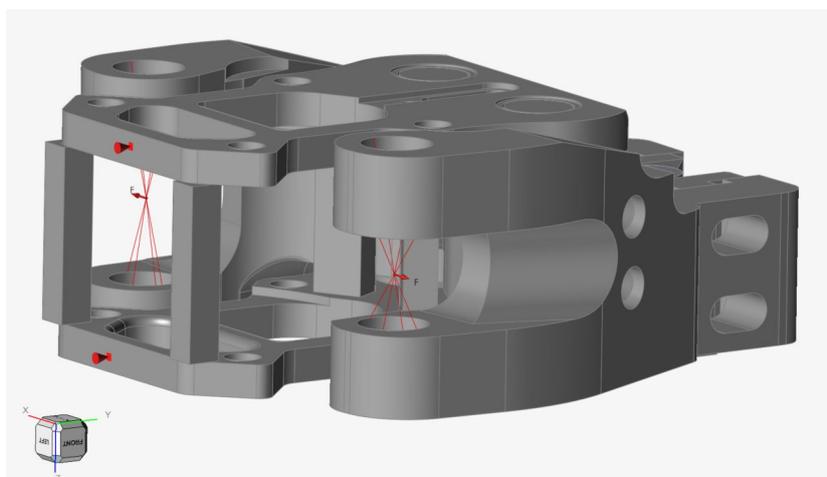


Figura 4.53. Load case 1

Load case 2: Carico prodotto dal pistone idraulico combinato alla spinta assiale agente sulla barra

Nel secondo caso studio si analizza cosa avviene nella configurazione in cui le ganasce sono chiuse a stringere la barra e su di essa agisce una forza diretta lungo il suo asse. Tale forza genererà un momento flettente sull'intera struttura.

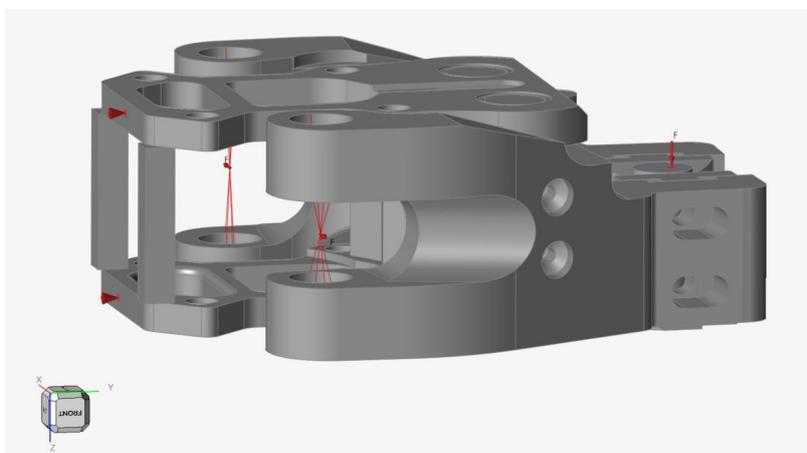


Figura 4.54. Load case 2

Nota: I carichi agiscono in modo simmetrico rispetto alle due ganasce in entrambi i load case. Considerando la similitudine tra le due è evidente che la distribuzione degli

stress e la loro entità risulterà simile. Si è quindi deciso, per alleggerire la trattazione, di riportare i risultati solo della ganaschia di destra.

È stata scelta quella di destra perché è quella che ha la forcella di attacco al pistone più sottile e di conseguenza è quella risultata più sollecitata durante le analisi.



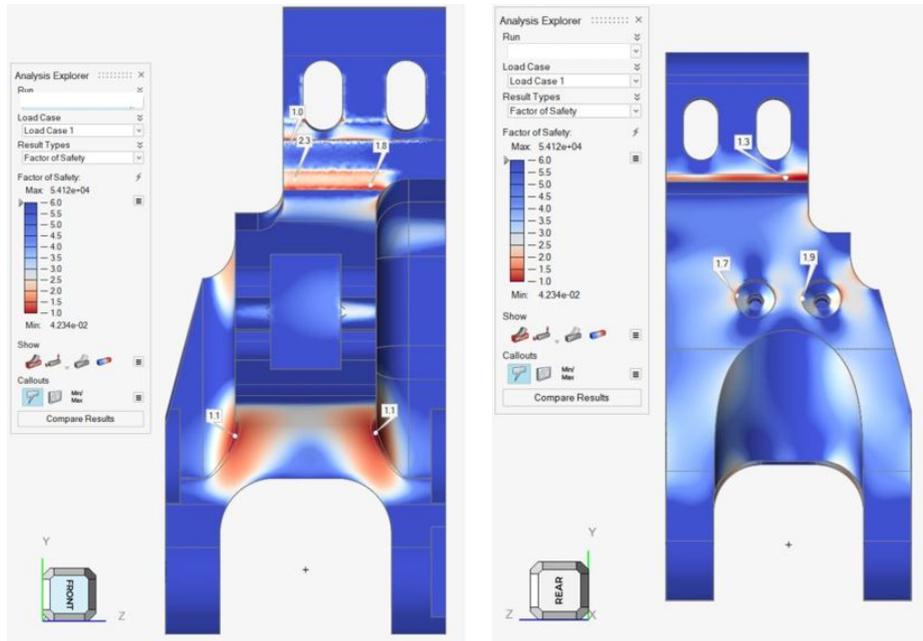
Figura 4.55. Differenze tra le due ganasce: ampiezza della forcella

Il materiale utilizzato per le ganasce è un acciaio con un $\sigma_s = 300 \div 400MPa$ e un modulo di young $E = 195GPa$ al resto dell'assieme è stato associato un comune acciaio con $E = 195Gpa$.

4.3.2 Analisi FEM

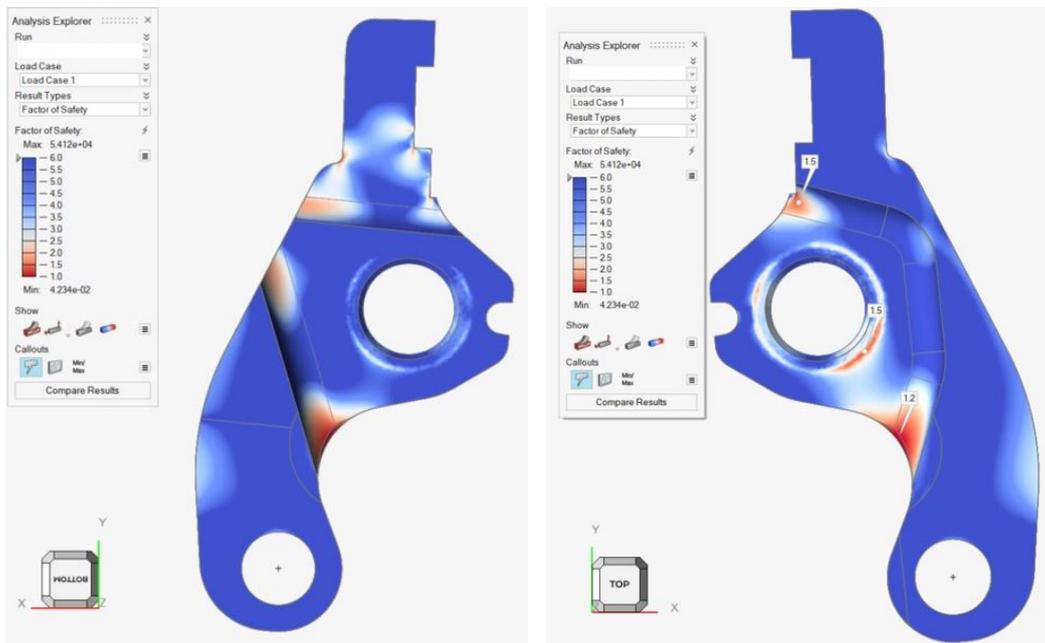
Di seguito vengono riportati i grafici relativi ai risultati ottenuti dall'analisi FEM. Tali risultati sono riferiti alla sola ganaschia, il resto dell'assieme non è oggetto di questa analisi.

Load case 1



(a) Fattore di sicurezza: vista frontale

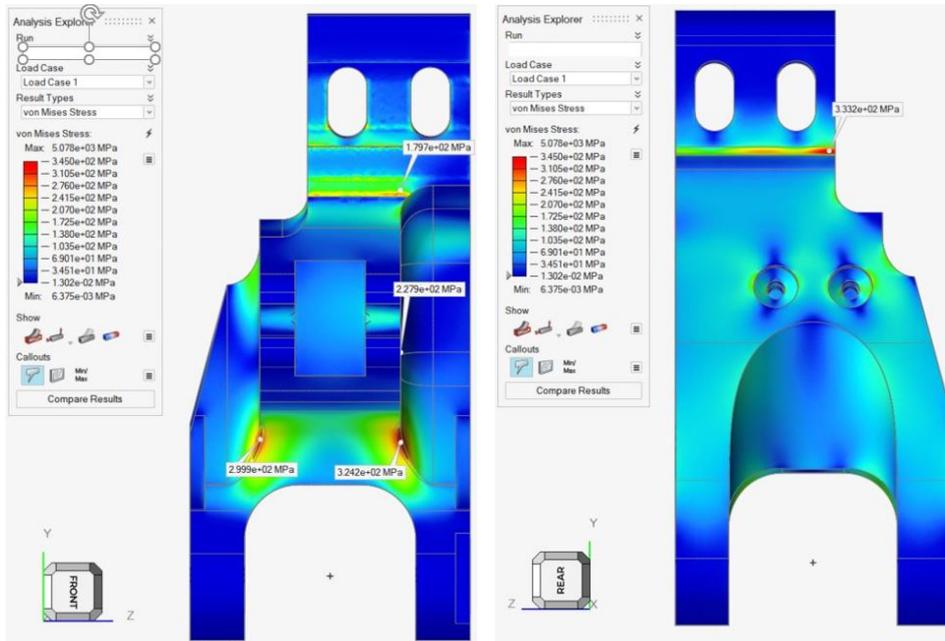
(b) Fattore di sicurezza: vista di dietro



(c) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

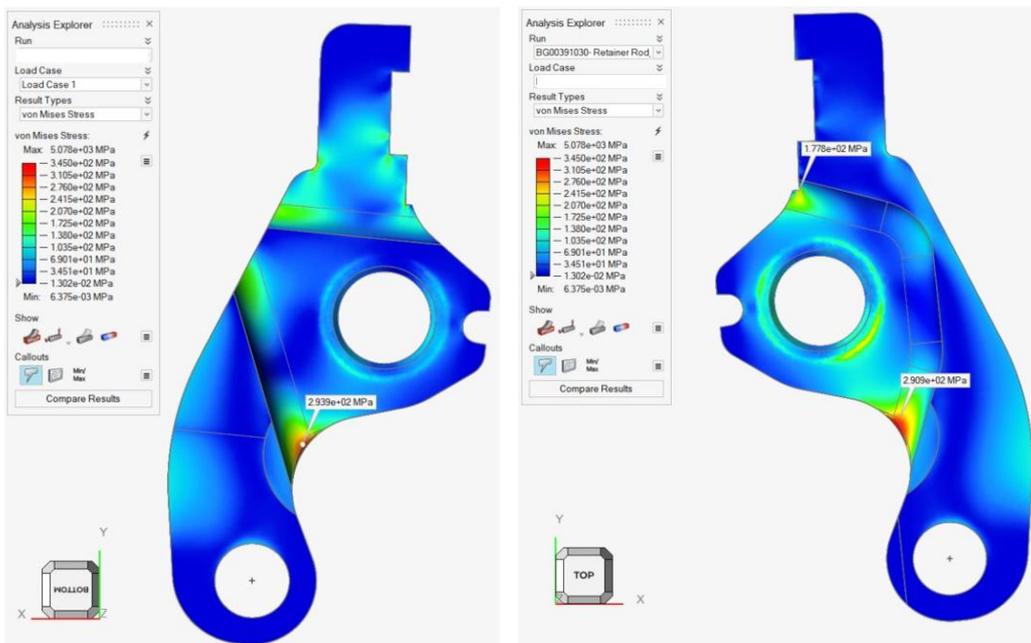
(d) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

Figura 4.56. Fattore di sicurezza load case 1: ganascia di destra



(a) Stress di Von Mises: vista frontale

(b) Stress di Von Mises: vista di dietro



(c) Stress di Von Mises: vista laterale destra

(d) Stress di Von Mises: vista laterale sinistra

Figura 4.57. Stress di Von Mises load case 1: ganascia di destra

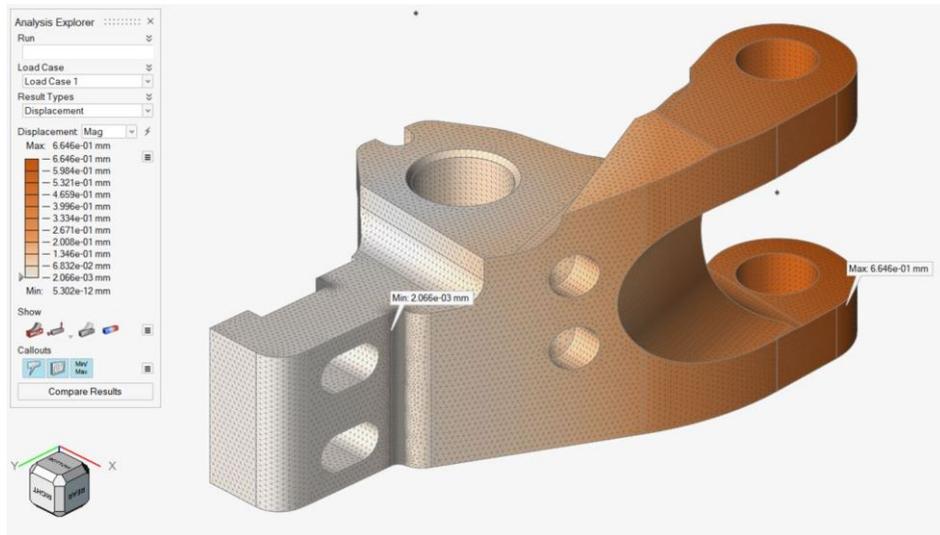
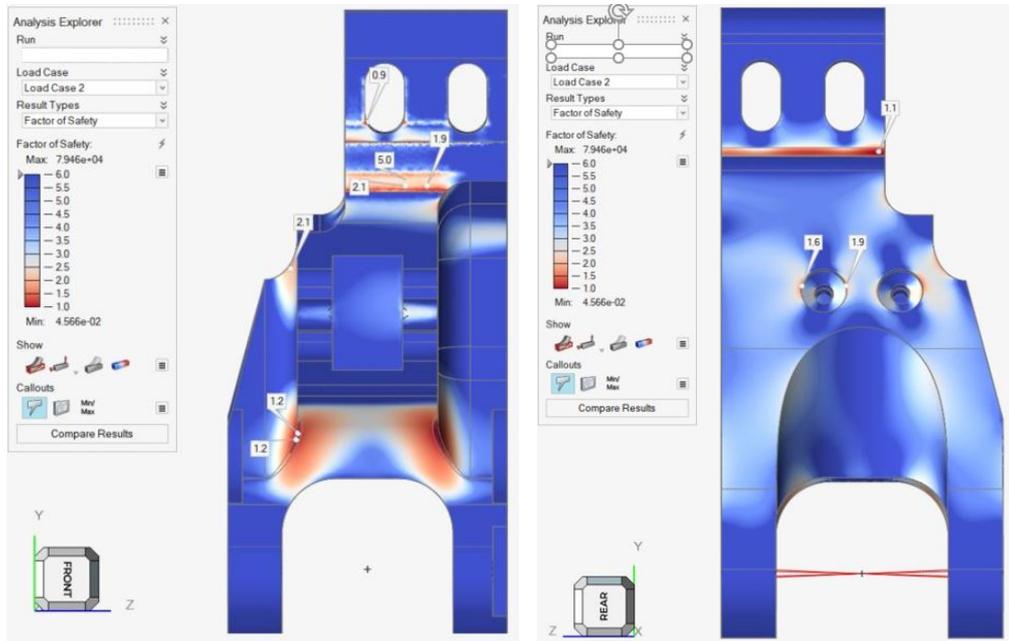


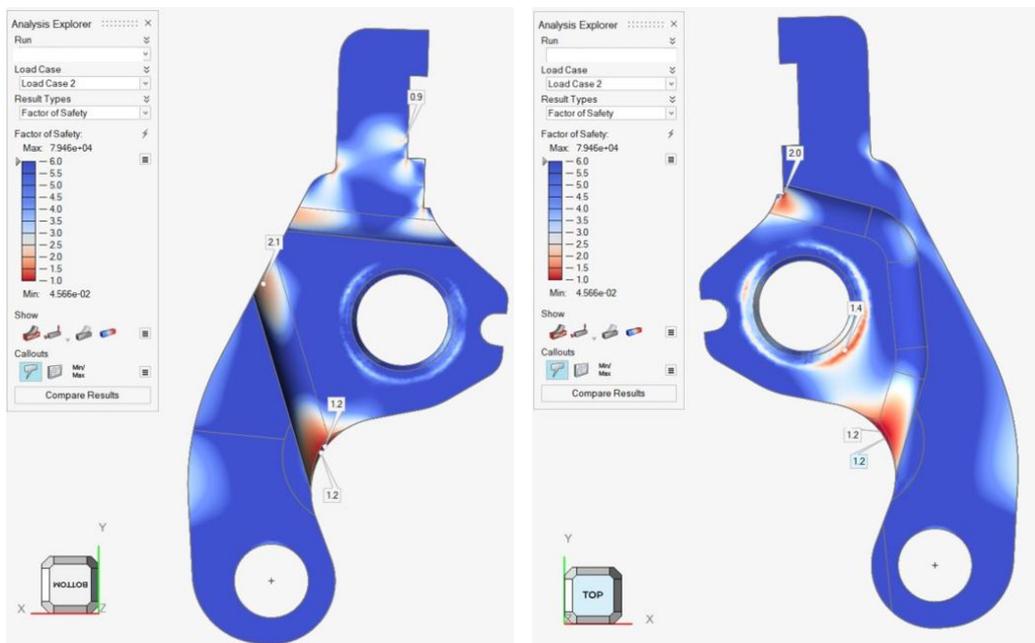
Figura 4.58. Spostamenti Min/Max: ganascia di destra

Load case 2



(a) Fattore di sicurezza: vista frontale

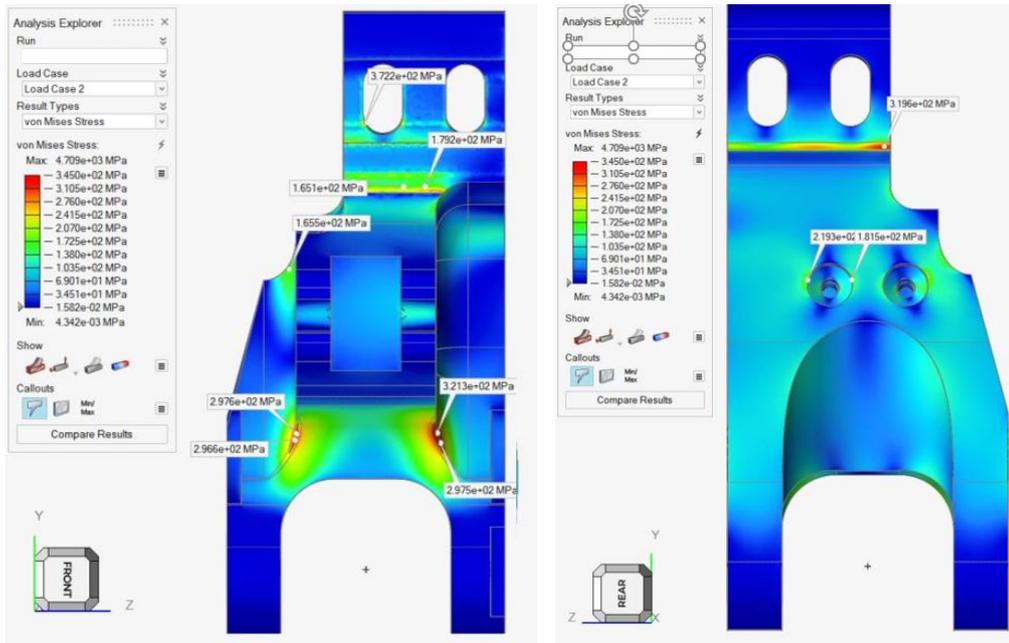
(b) Fattore di sicurezza: vista di dietro



(c) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

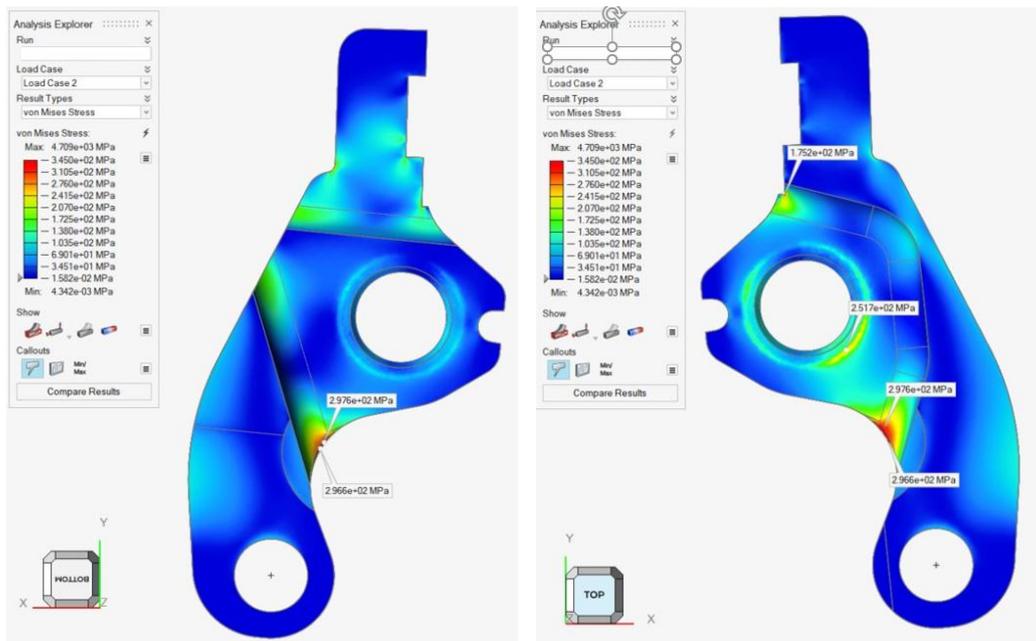
(d) Fattore di sicurezza: vista laterale sinistra

Figura 4.59. Fattore di sicurezza load case 2: ganascia di destra



(a) Stress di Von Mises: vista frontale

(b) Stress di Von Mises: vista di dietro



(c) Stress di Von Mises: vista laterale destra

(d) Stress di Von Mises: vista laterale sinistra

Figura 4.60. Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra

Dai risultati si evidenzia come tra load case 1 e load case 2 non ci sia una sostanziale differenza nei valori di tensione e di conseguenza di fattore di sicurezza. Il maggior spostamento massimo riscontrato nel load case 2 è attribuibile al fatto che il telaio si comporta come una trave a sbalzo quando la barra cilindrica è sottoposta alla forza assiale. Lo spostamento è dunque attribuibile a tutta la struttura e non solo alla deformazione della ganascia. Detto questo, analizzando il fattore di sicurezza salta subito all'occhio come ci siano molte zone con valore minore di 2 e come ci siano altrettante zone in cui il fattore è molto alto.

La zona sotto la forcella è particolarmente critica, tuttavia questo era prevedibile in quanto in quella zona si ha la quantità minima di materiale e un valore molto elevato del momento flettente generato dalla forza del pistone. Altre zone a cui prestare particolare attenzione sono gli spigoli vivi dove si può vedere una naturale intensificazione degli sforzi e vicino l'attacco delle placche. Le zone rosse attorno al foro non destano invece particolare interesse, in quanto sono date dal contatto tra la mesh delle boccole e quella della ganascia.

La sede del pernetto è completamente scarica per via della semplificazione fatta nel modello; al fine della riprogettazione sarà considerata come no design space. I picchi massimi di tensione registrato sono dell'ordine dei $300MPa$.

4.3.3 Defeature

Considerata la richiesta del cliente di far rientrare la geometria all'interno del design originale non è stato possibile effettuare una operazione di defeature e si è quindi proceduto ad individuare, solamente, le zone di *design space* e *no design space* che vengono di seguito riportate.

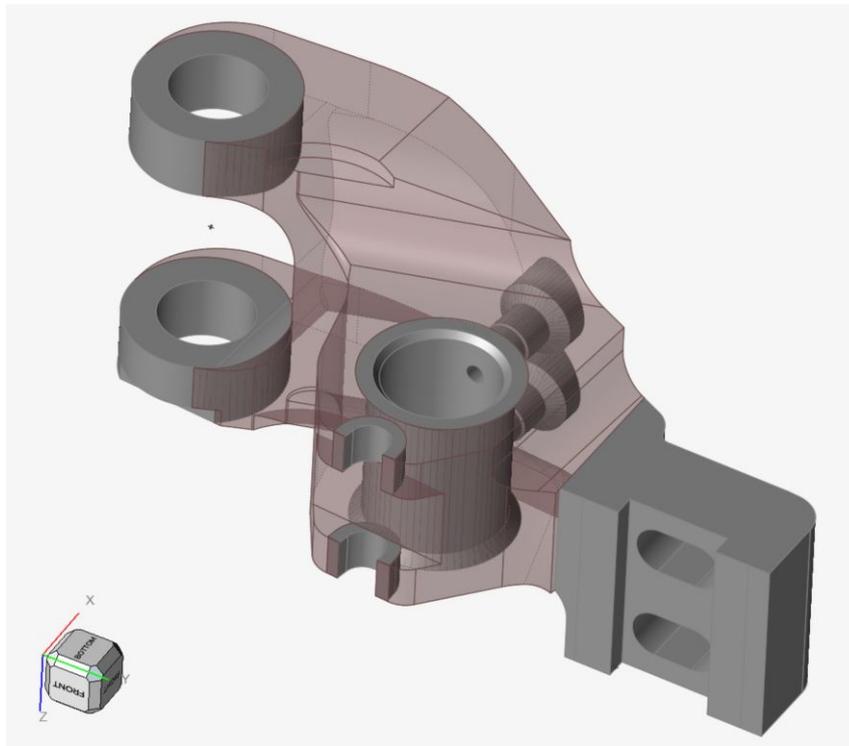


Figura 4.61. Design space (trasparente) no design space (grigio)

Le zone di no design space comprendono le sedi dei perni/boccole, i condotti di lubrificazione, la testa della ganascia e i punti di contatto con il pernetto.

La scelta di lasciare la testa così massiva è stata dettata dall'esigenza di mantenere la stessa lunghezza di bulloni, e la stessa modalità di contatto con la placca. Durante l'operazione di costruzione si sono aggiunti dei semplici alleggerimenti per ridurre sovrabbondanza di materiale non sfruttato. Ai condotti è stato dato uno spessore di 3mm, alla sede delle boccole di 5mm e alla sede dei perni del pistone 10mm.

4.3.4 Ottimizzazione topologica

Per quanto riguarda l'ottimizzazione topologica è stato deciso, per ridurre il tempo di calcolo, di applicare un modello semplificato alla sola ganascia destra e di riproporre specularmente il medesimo design su quella sinistra, apportando successivamente le opportune modifiche per permettere il corretto montaggio di entrambe.

Di seguito viene mostrato il modello semplificato.

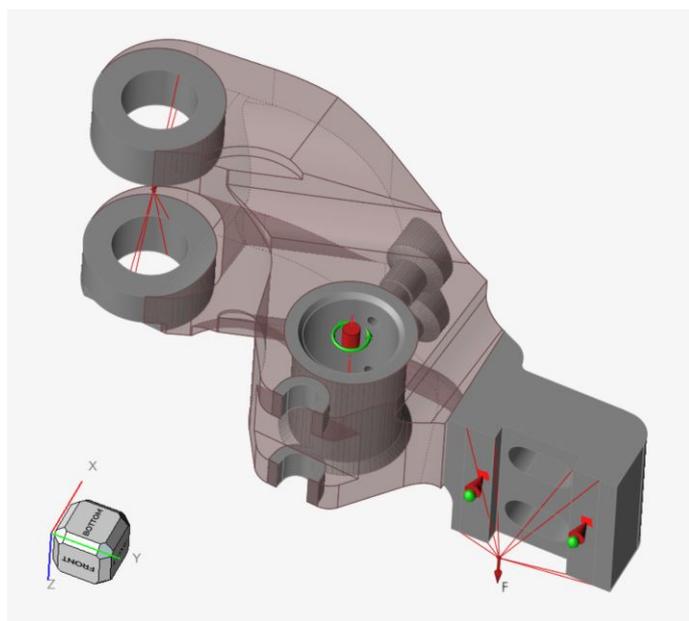


Figura 4.62. Modello semplificato per l'ottimizzazione topologica

La soluzione proposta prevede un unico load case e l'assenza di tutti gli altri elementi dell'assieme. In questo modo tutta la flessibilità conferita dal telaio viene eliminata e tutta la forza assiale si scarica in testa. La ganascia è vincolata nella sede del perno centrale mediante vincoli rigidi che permettono la sola rotazione attorno all'asse Z. La funzione delle placche viene assolta da un vincolo rigido che ammette solo spostamenti lungo il piano Y-Z ed agisce, tramite connettore rigido, su tutta l'area di contatto tra placca e pezzo. Il carico dato dal sistema idraulico è collegato tramite connettori di tipo rigido alle parti cilindriche di non design space, sedi del perno di collegamento con il pistone. La forza che agisce sulla barra è agganciata allo stesso connettore rigido del vincolo (placca) ed è diretta lungo l'asse Z.

Questo modello è peggiorativo rispetto alle condizioni viste in precedenza e quindi è presumibile che la soluzione dell'ottimizzazione trovata in queste condizioni sia valida anche per l'assieme completo.

Considerate le tensioni sul componente e la grande ¹ dimensione del pezzo, si è optato per utilizzare come materiale l'acciaio AISI 316L.

Usare il 17-4PH avrebbe permesso un'ulteriore riduzione di peso e il miglioramento del coefficiente di sicurezza nelle zone critiche, ma si sarebbero avute particolari difficoltà nella

¹Rispetto al volume medio dei componenti stampati per fusione selettiva laser

stampa e sarebbero stati richiesti molti supporti per evitare eccessivi ritiri e deformazioni del pezzo finito. Inoltre sarebbe stato necessario il trattamento termico H900 con un conseguente aumento dei costi di produzione ed allungamento dei tempi di consegna.

L'ottimizzazione topologica è stata effettuata inserendo come obiettivo la massimizzazione della massa e come vincolo la riduzione del volume iniziale del 30%, 40%, 50%.

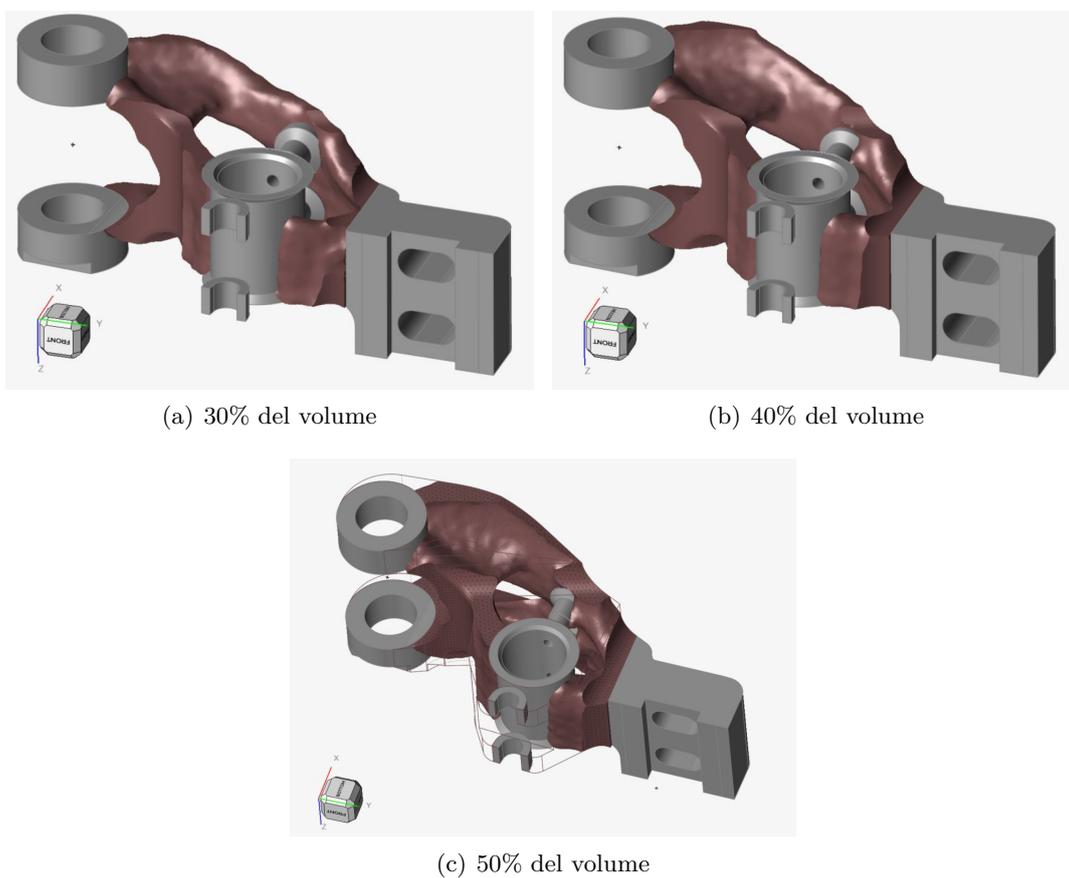


Figura 4.63. Risultato dell'ottimizzazione topologica massimizzando la rigidezza e con 3 diversi vincoli di volume

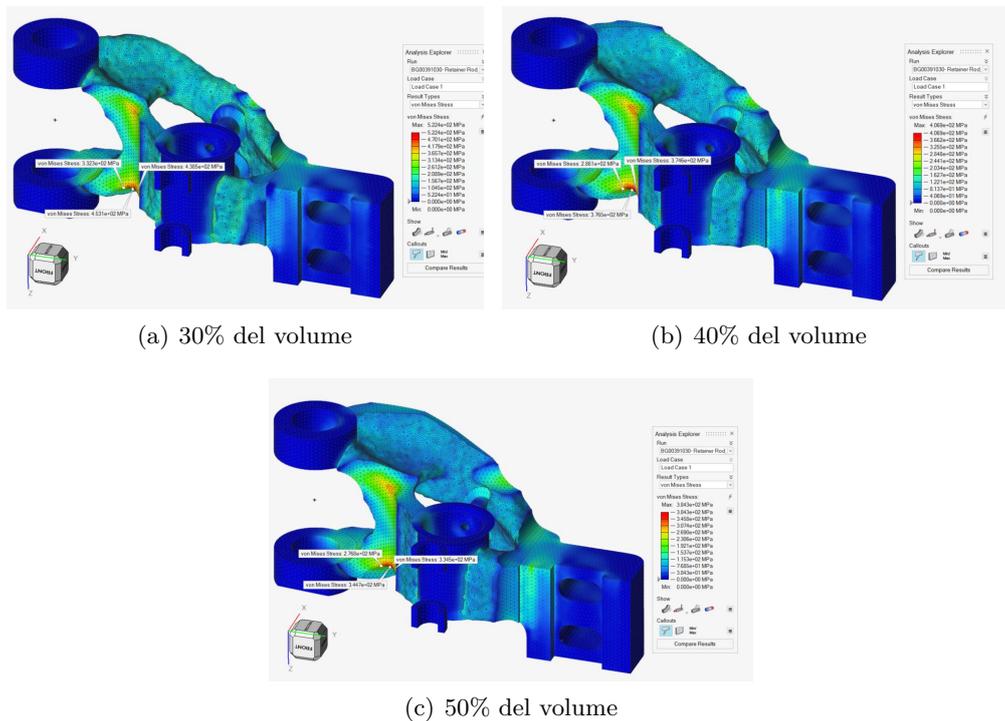


Figura 4.64. Tensioni interne di Von Mises della geometria ottimizzata grezza

Come prevedibile le asole con cui entra in contatto il pernetto risultano scollegate dal resto del volume ottimizzato, questo perché non sono stati previsti carichi esterni agenti su di esse.

La geometria nella zona di attacco con il pistone rimane sostanzialmente invariata in tutti e tre i casi mentre l'area di contatto con la testa risulta sensibilmente diversa passando dal 30% al 50%. In figura 4.63 (a) si può vedere come si formi una cavità tra testa e design space e la zona di contatto fra queste 2 parti risulta molto piccola, nel caso (c), invece, le due parti risultano a contatto su tutta l'area della testa.

Di seguito sono riportati i risultati in termini di stress di Von Mises derivanti dalla analisi FEM effettuata sull'ottimizzazione topologica. Come si può notare il caso 30% è molto sollecitato, la tensione media è di circa 200 MPa con picchi fino a 360 MPa (vicini al limite di snervamento dell'AISI 316L). Questo risultato è stato quindi scartato.

I risultati con il 40% e il 50% sono risultati i più promettenti ed è stato fatto scegliere al cliente quale tra le due soluzioni percorrere per effettuare la ricostruzione.

La scelta è ricaduta sul caso più cautelativo: riduzione del 50% del volume.

4.3.5 Ricostruzione della geometria

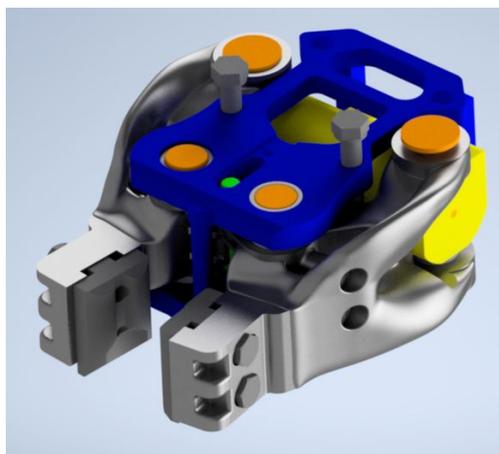
La nuova geometria è stata ricostruita mediante PolyNURBS seguendo il più fedelmente possibile le linee guida dettate dal risultato dell'ottimizzazione. Non ci si preoccupa dell'ottimizzazione dei supporti per la messa in macchina del grezzo in quanto la consistente massa del pezzo ha richiesto comunque molti supporti per evitare distorsioni causate dal ritiro termico.

La nuova geometria ottenuta è mostrata in figura.



(a) Vista della nuova geometria della ganascia di destra

(b) Vista della nuova geometria della ganascia di sinistra



(c) Vista dell'assieme con le nuove ganasce

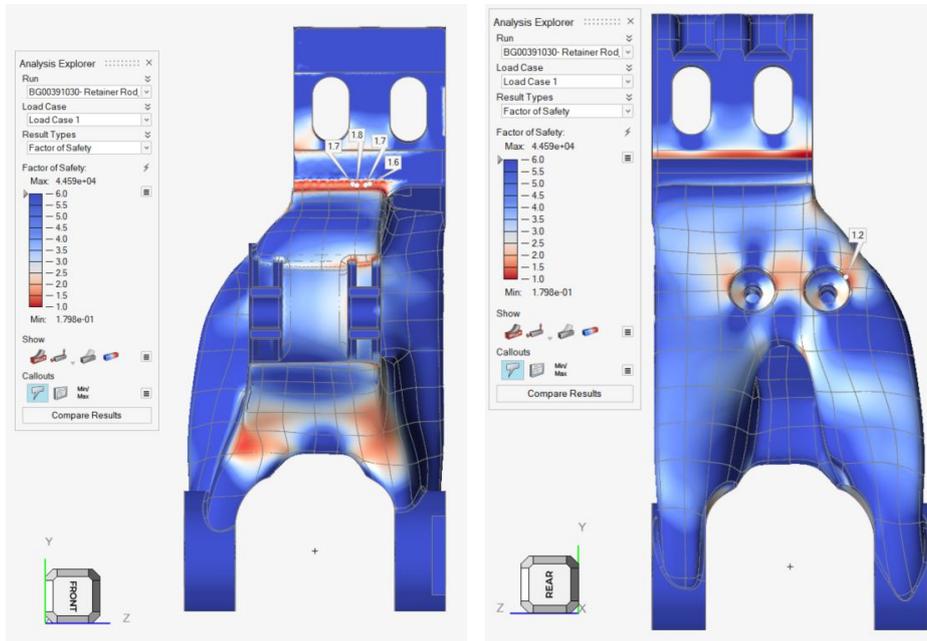
Figura 4.65. Nuova geometria

4.3.6 Analisi FEM del nuovo modello

Per quanto riguarda le analisi del nuovo modello riguardano le stesse fatte per l'originale. Sarà mostrata l'analisi solo della ganascia di destra (quella più critica). La ganascia di sinistra, data la similitudine della geometria e la simmetria dei carichi è soggetta alle medesime tensioni nella parte di testa, mentre risulta meno sollecitata nella zona di attacco con il pistone in quanto è più massiva.

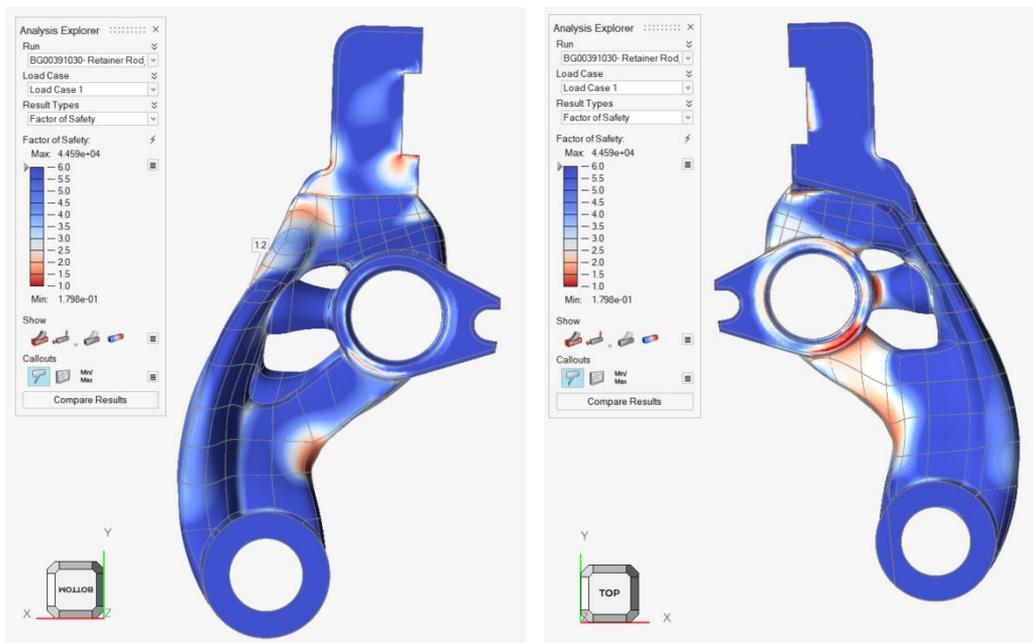
L'insieme su cui si è svolta l'analisi è il medesimo di quello iniziale, sono semplicemente state sostituite le ganasce. L'entità dei carichi e disposizione dei vincoli rimane la stessa.

Load case 1



(a) Fattore di sicurezza: vista frontale

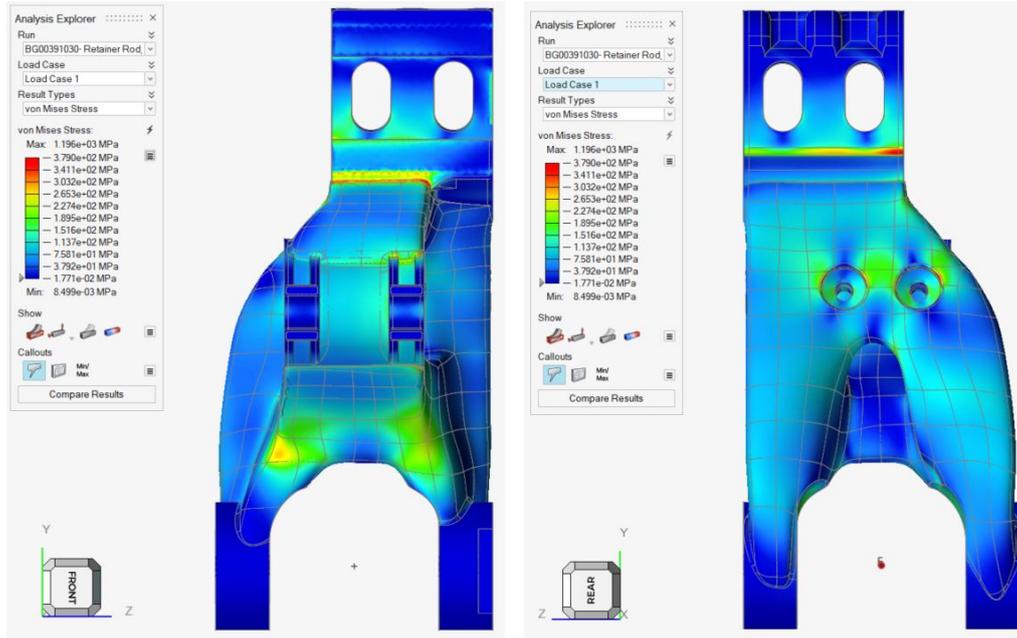
(b) Fattore di sicurezza: vista di dietro



(c) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

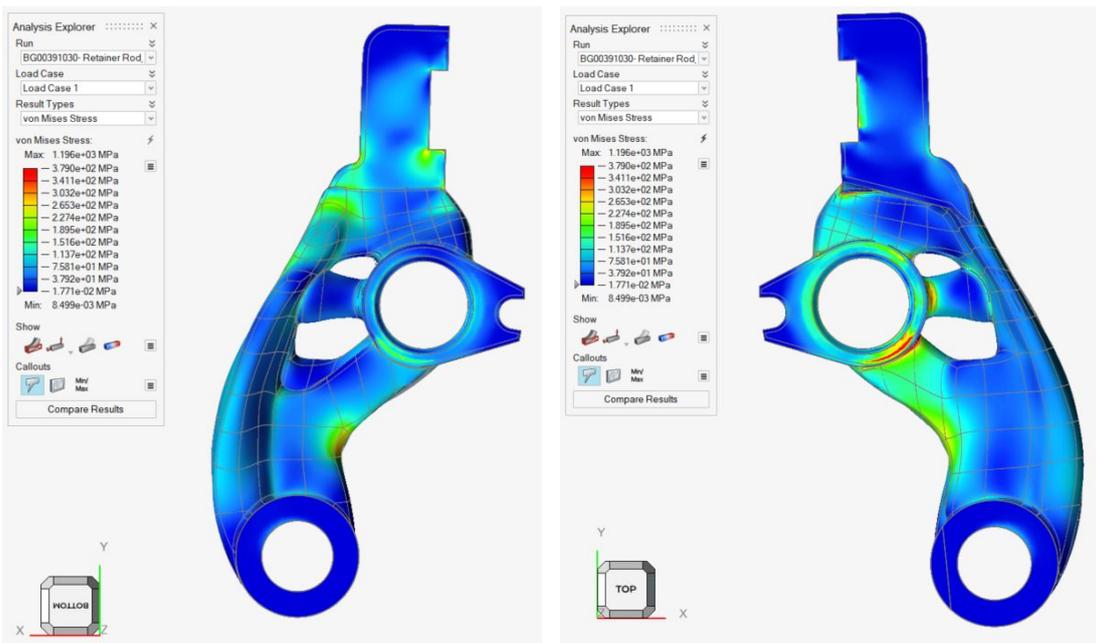
(d) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

Figura 4.66. Fattore di sicurezza load case 1: ganascia di destra



(a) Stress di Von Mises: vista frontale

(b) Stress di Von Mises: vista di dietro



(c) Stress di Von Mises: vista laterale destra

(d) Stress di Von Mises: vista laterale sinistra

Figura 4.67. Stress di Von Mises load case 1: ganascia di destra

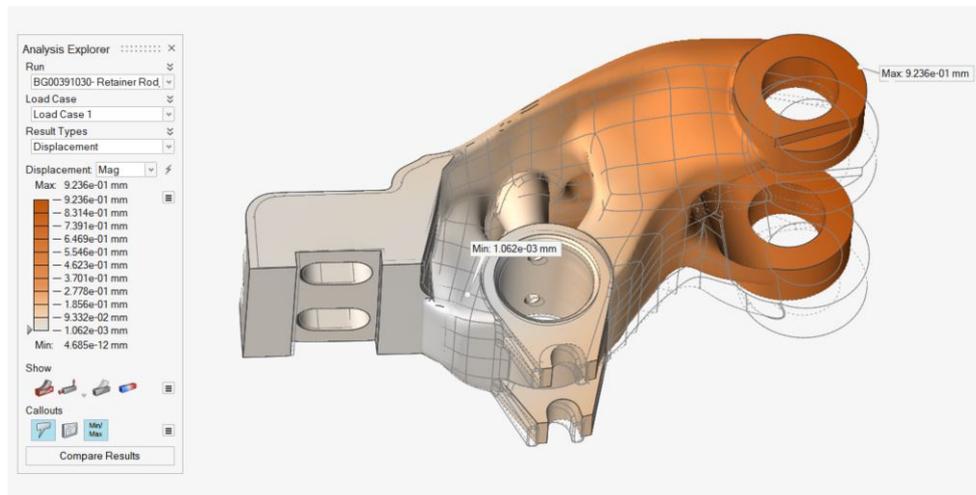
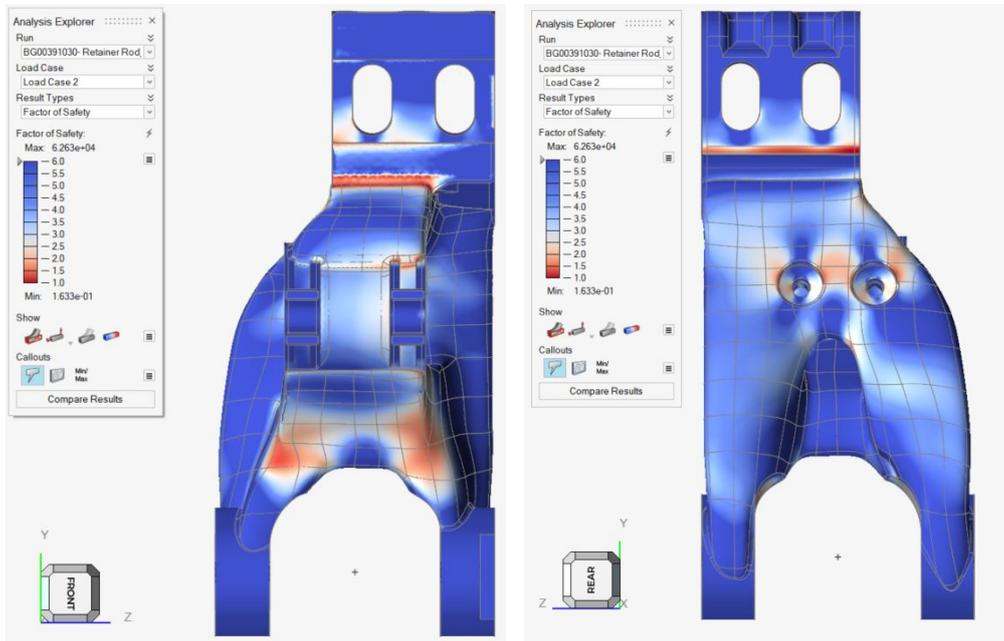


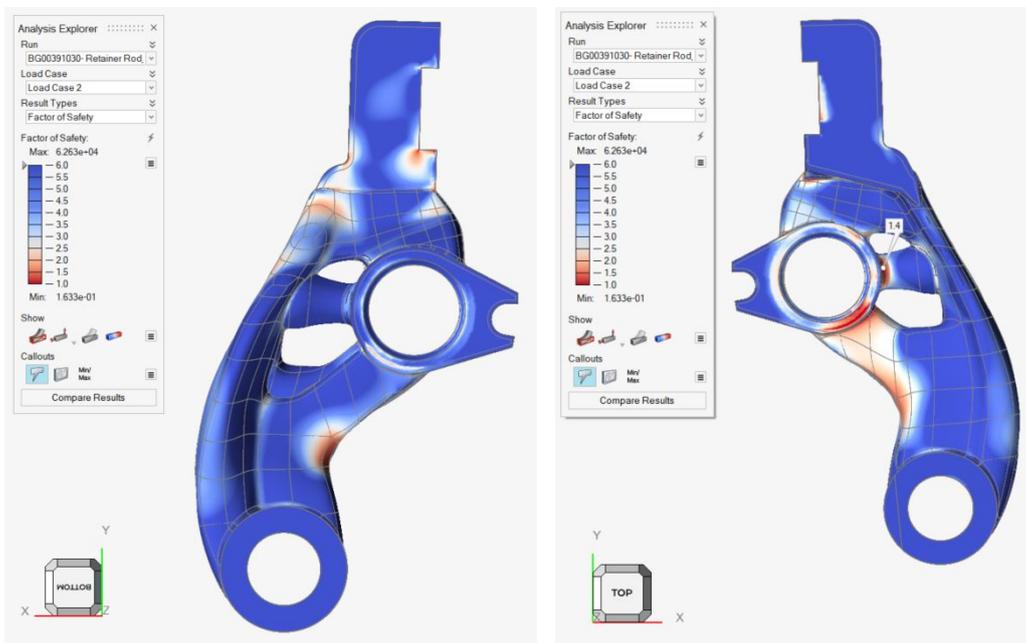
Figura 4.68. Spostamenti Min/Max: ganascia di destra

Load case 2



(a) Fattore di sicurezza: vista frontale

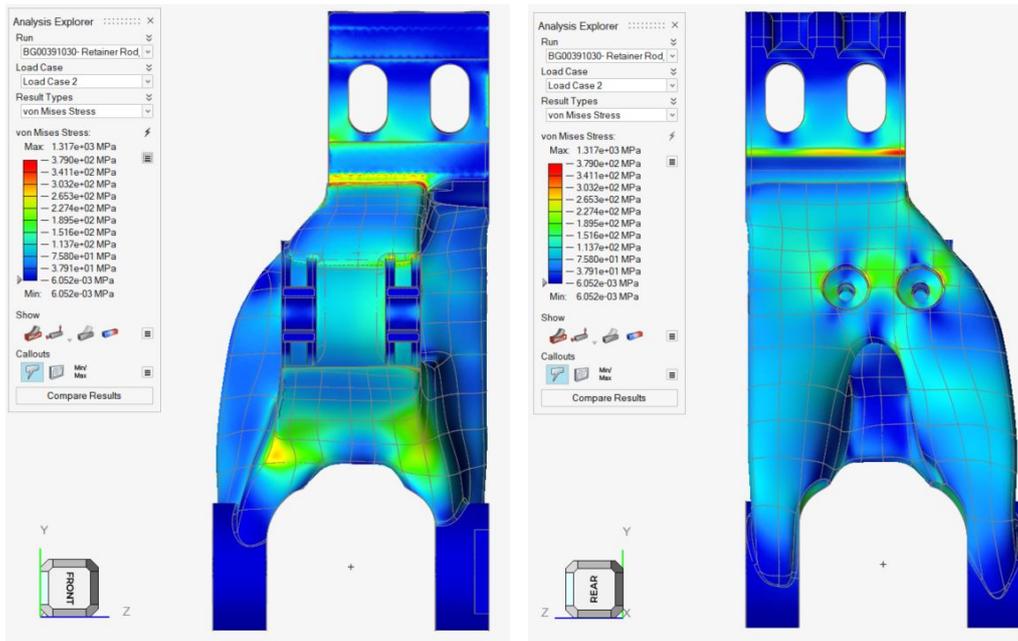
(b) Fattore di sicurezza: vista di dietro



(c) Fattore di sicurezza: vista laterale destra

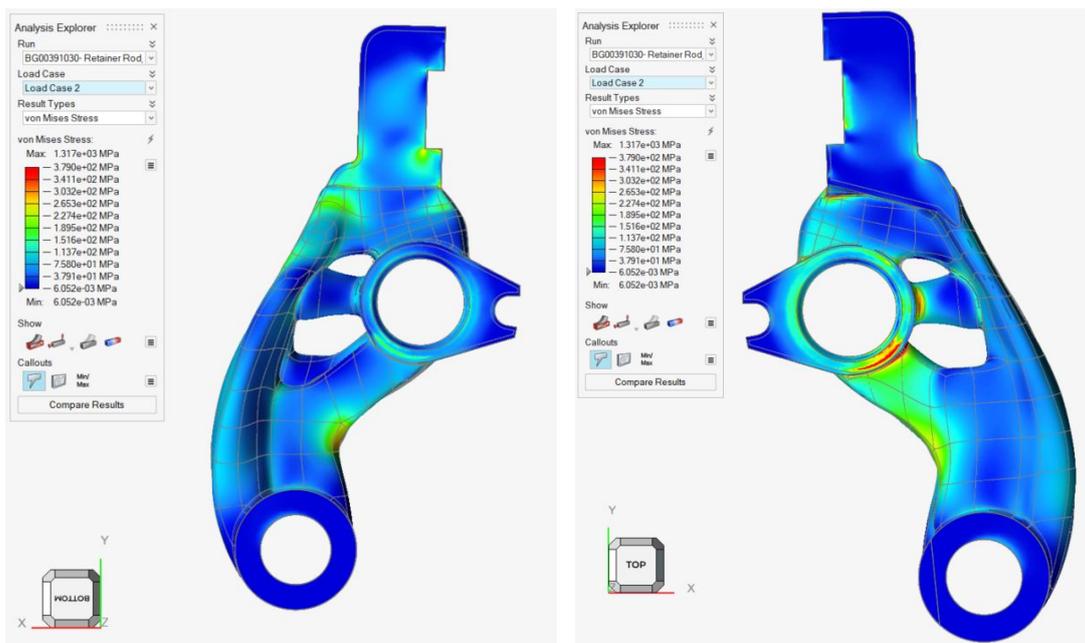
(d) Fattore di sicurezza: vista laterale sinistra

Figura 4.69. Fattore di sicurezza load case 2: ganascia di destra



(a) Stress di Von Mises: vista frontale

(b) Stress di Von Mises: vista di dietro



(c) Stress di Von Mises: vista laterale destra

(d) Stress di Von Mises: vista laterale sinistra

Figura 4.70. Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra

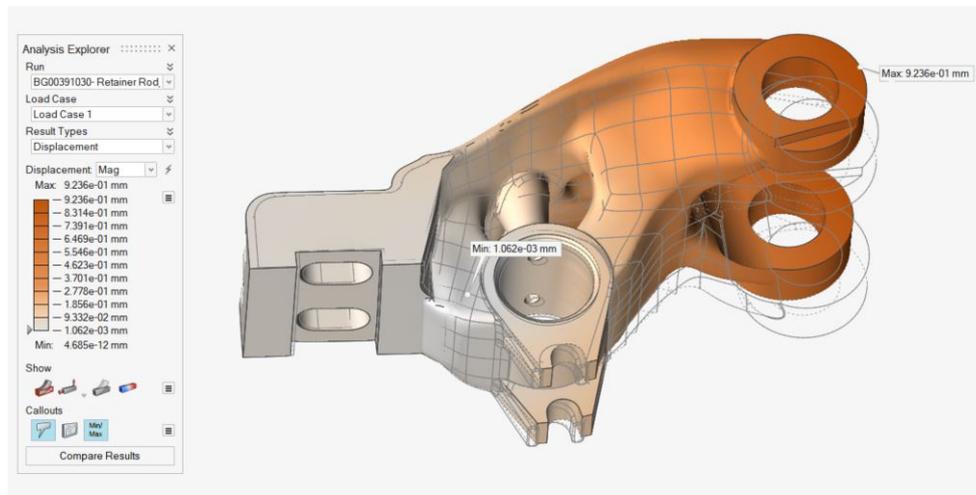


Figura 4.71. Spostamenti Min/Max: ganascia di destra

Analizzando i risultati si può notare come la distribuzione delle tensioni è più uniforme nella nuova geometria rispetto all'originale. La maggior parte del volume è soggetto a tensioni al di sotto dei 200 MPa, che considerando il $\sigma_s = 379\text{MPa}$ dell'AISI 316L si ottiene un fattore di sicurezza maggiore di 2 su quasi tutta la struttura. Tenendo presente che non è potuta essere effettuata una vera e propria operazione di defeature, le zone critiche sono rimaste tali. Un leggero miglioramento si può però notare, grazie al nuovo materiale e alla geometria prima di spigoli vivi. L'entità degli spostamenti rimane dello stesso ordine di grandezza rispetto alla vecchia geometria.

La nuova geometria oltre ad essere più performante risulta anche sensibilmente più leggera.

Nome	Peso [kg]	%Riduzione di peso
Ganascia destra		
Originale	17	
Nuova geometria	12.4	28
Ganascia sinistra		
Originale	17.4	
Nuova geometria	13.4	23

Tabella 4.3. Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo

4.4 Supporti di un telaio

I pezzi analizzati in questa sezione sono due supporti di un telaio di grandi dimensioni. La loro funzione è quella di sorreggere il peso del telaio e di resistere ai carichi applicati su di esso, e allo stesso tempo permetterne il movimento mediante dei pistoni idraulici. Due viti opportunamente inserite nella forchetta di attacco con il pistone svolgono la funzione di finecorsa (in giallo in figura 4.72).

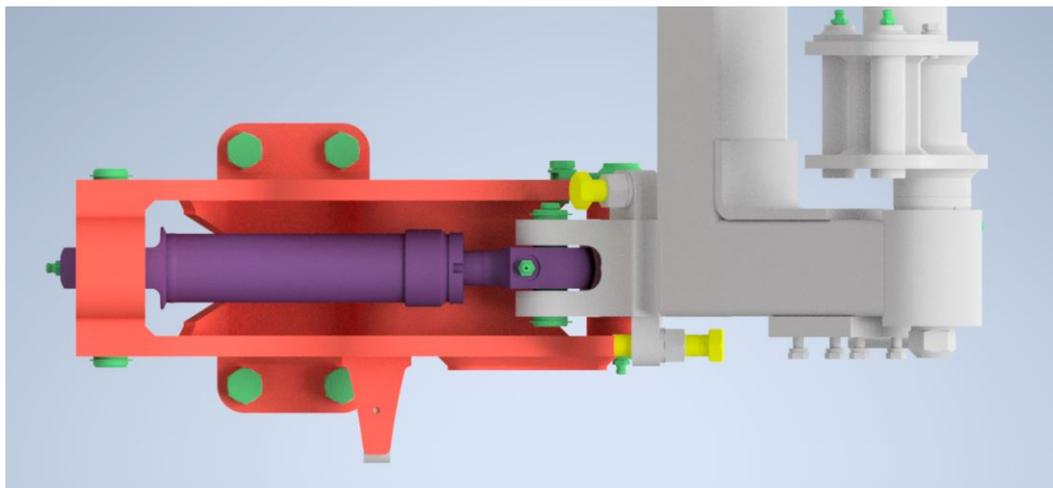


Figura 4.72. Particolare del supporto compressivo del sistema idraulico

Il cliente ha fornito i carichi applicati all'assieme in quattro configurazioni di carico differenti:

- configurazione 1: Telaio spostato in posizione di finecorsa (pistone completamente allungato)
- configurazione 2: Telaio posizionato a inizio corsa (pistone completamente ritirato)
- configurazione 3: Telaio rimasto incastrato in un ostacolo mentre il pistone è in spinta
- configurazione 4: Telaio sottoposto a un carico aggiuntivo diretto in direzione verticale

La peculiarità di questi quattro load case consta nel fatto che i primi due sono applicati direttamente sui supporti, mentre gli altri sono applicati sul telaio il quale poi li scarica sui supporti.

Trovare il modo di applicare tutti e quattro i load case direttamente sui supporti è stata la parte più insidiosa e dispendiosa in termini di tempo.

Il cliente aveva richiesto una simulazione preliminare che non andasse a semplificare la geometria del telaio, ma questo in termini di tempo di calcolo e di setup del modello per l'analisi FEM avrebbe richiesto troppo tempo. È per questo che si è cercato, in comune accordo, una via che permettesse di soddisfare la richiesta in un tempo ragionevole.

Alla fine la scelta è ricaduta sull'utilizzo del software SimSolid della suite ALTAIR. SimSolid è un simulatore meshless che ha la peculiarità di essere molto veloce nel restituire valori di tensioni e spostamento di grandi assiemi, si utilizza in alcuni ambiti per avere una visione approssimata di quella che può essere l'entità delle sollecitazioni. L'unico punto di debolezza è che la precisione dei risultati ottenuti non sono paragonabili a quelli di un'analisi agli elementi finiti tradizionale.

In questo caso SimSolid è stato sfruttato, inizialmente per farsi un'idea generale di cosa accadesse all'assieme nelle configurazioni 3 e 4 e successivamente per trovare le reazioni tra i vari componenti del sistema, in particolare, tra il perno di collegamento del telaio ai supporti e il telaio stesso.

I moduli e le direzioni dei momenti e delle forze scambiati tra perno e telaio sono stati poi riportati direttamente sui supporti in modo da creare delle configurazioni di carico che fossero direttamente applicate su di essi.

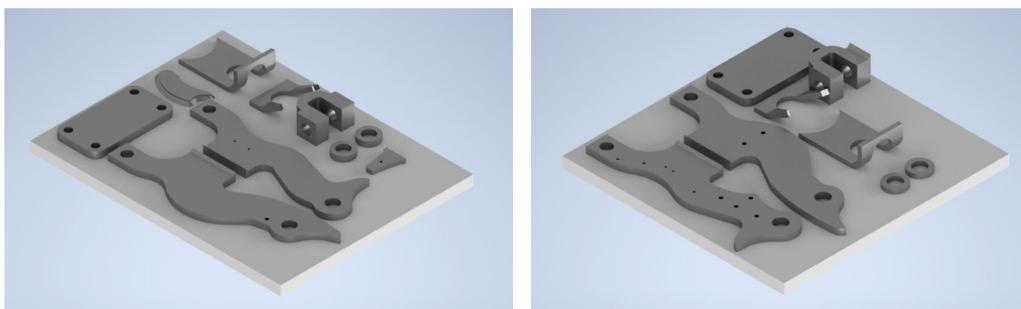
In questo modo si sono trovate quattro configurazioni di carico che hanno facilitato di molto il lavoro di ottimizzazione e la successiva analisi.

La validità dei risultati ottenuti attraverso tale procedimento non è matematicamente garantito e quindi solo il collaudo sul campo potrà dare informazioni sull'effettiva resistenza dei componenti stampati.

Prima di arrivare alla scelta di questo metodo sono stati sviluppati modelli approssimati attraverso l'utilizzo di connettori o di geometrie del telaio semplificate e tutte restituivano spostamenti e tensioni dello stesso ordine di grandezza.

Come nel caso delle ganasce della sezione precedente verrà analizzato completamente solo uno dei due supporti in quanto quasi speculari uno all'altro. Tale somiglianza è stata mantenuta anche nel redesign finale del componente. La differenza tra i due pezzi originali consiste esclusivamente in una placca saldata presente nel supporto inferiore e non in quello superiore a causa di un locale innalzamento del valore degli stress.

Il supporto analizzato in questo capitolo sarà proprio quello inferiore composto originariamente da otto piastre saldate composte da leghe di acciaio diverse tra loro. In particolare, il piattello di base e le piastre laterali sono prodotte con un acciaio dal $\sigma_s = 400 \div 450 MPa$ mentre per le restanti parti il $\sigma_r = 300 \div 350 MPa$.



(a) elementi che compongono il supporto inferiore (b) elementi che compongono il supporto superiore

Figura 4.73. Elementi da cui sono composti i supporti

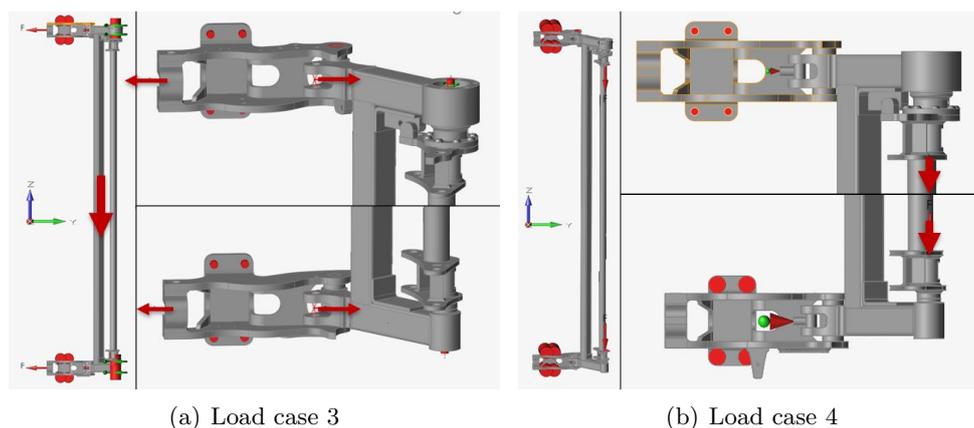
Il posizionamento dei vincoli e delle forze nell'assieme completo è stato deciso in accordo con il cliente.

4.4.1 Preparazione del modello originale

Inizialmente si è testato l'intero modello attraverso il software SimSolid. Questo ha permesso di visualizzare l'entità degli stress e degli spostamenti a cui è sottoposto l'intero sistema. Questo metodo ha tenuto conto esclusivamente dei load case 3 e 4 in quanto gli unici che presentano carichi esterni applicati al telaio.

Non conoscendo il materiale di ogni singolo pezzo di cui è composto l'assieme è stato utilizzato un generico acciaio con un modulo di Young $E = 195Gpa$.

Di seguito vengono riportate le immagini dei load case con le rispettive forze e vincoli.



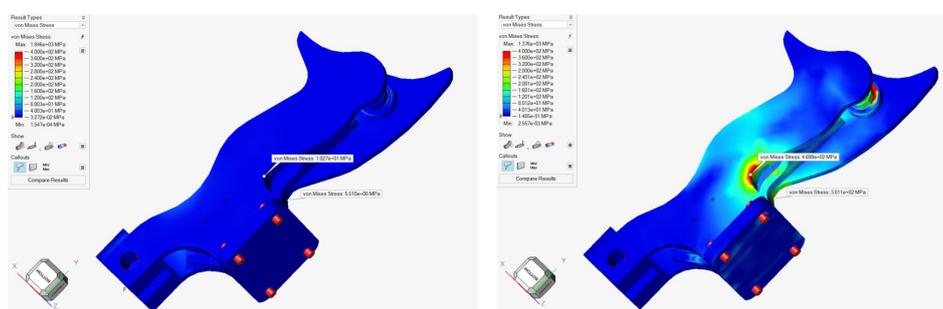
(a) Load case 3

(b) Load case 4

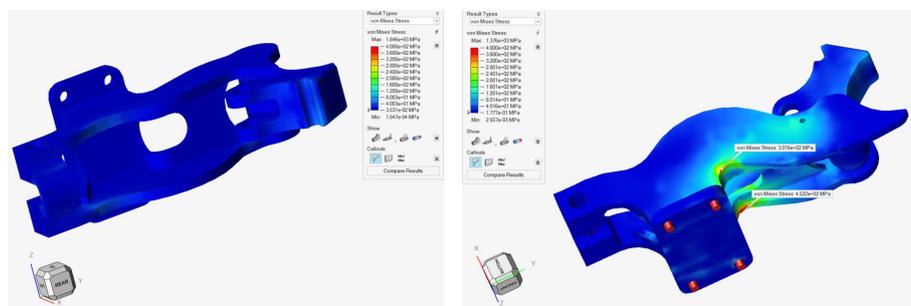
Figura 4.74. Load cases sull'intera struttura

In entrambi i load case i supporti sono vincolati in tutte le direzioni attraverso quattro vincoli rigidi ciascuno posizionati sulla flangia d'attacco. Nella configurazione 3 il telaio è vincolato in modo tale da poter ruotare intorno alla barra verticale più esterna. (questo simula un eventuale arresto accidentale), inoltre si considera che i pistoni esprimano la loro massima forza. Nella configurazione 4 è stato considerato il pistone bloccato mediante vincoli rigidi che impediscono tutte le rotazioni e lo spostamento in direzione dell'asse dello stantuffo. Al telaio sono applicate due forze dirette ungo l'asse Z e agenti su degli appositi montanti.

Di seguito vengono mostrati in scala cromatica gli stress stimati da SimSolid sui supporti.



(a) Load case 3 Von Mises stress supporto inferiore (b) Load case 4 Von Mises stress supporto inferiore

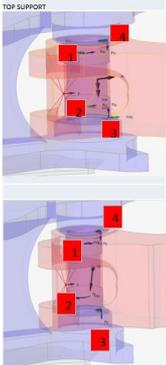


(c) Load case 3 Von Mises stress supporto superiore (d) Load case 4 Von Mises stress supporto superiore

Figura 4.75. Stress di Von Mises load case 2: ganascia di destra

Si nota immediatamente che il load case 3 non crea nessun problema a livello di resistenza dei supporti e genera un picco massimo di tensione inferiore ai 100 MPa. La configurazione di carico 4, invece, produce picchi di sollecitazione elevati, intorno ai 500 MPa, sulle piastre laterali. In entrambi i casi il piattello di appoggio risulta scarsamente sollecitato.

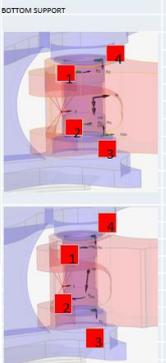
Come anticipato precedentemente, al fine di poter utilizzare gli elementi finiti sia per l'analisi sia per la successiva ottimizzazione topologica si è deciso di sfruttare la possibilità di trovare le reazioni scambiate tra i vari corpi attraverso un'apposita funzione di SimSolid. Si sono evidenziate le reazioni tra l'intero telaio e il perno di giunzione con il supporto. In tal modo si è riusciti a produrre un modello semplificato che mantenesse le informazioni di rigidezza dell'intero telaio con una buona approssimazione e un soddisfacente tempo di calcolo.



LOAD CASE 3 REACTION CALCULATED WITH MESHLESS SOLVER SIMSOLID										
reactions	Load Case	Force (N)	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Moment (N*mm)	Mx (N*mm)	My (N*mm)	Mz (N*mm)	System
reaction 1	Load Case 1	1002.00	-2181.8	9770.9	0.00	114672.00	-108455.00	-34256.00	130.73	Global
reaction 2	Load Case 1	8713.8	-8527.6	8308.2	0	95400	85913	41015	127.77	Global
reaction 3	Load Case 1	987.36	0	0	987.36	25075	2228.2	24876	0	Global
reaction 4	Load Case 1	846.16	0	0	-846.16	8108.6	1127.4	-8039.8	0	Global

LOAD CASE 4 REACTION CALCULATED WITH MESHLESS SOLVER SIMSOLID										
Reactions	Load Case	Force (N)	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Moment (N*mm)	Mx (N*mm)	My (N*mm)	Mz (N*mm)	System
reaction 1	Load Case 2	30125.00	24856.00	17508.00	0.00	537381.00	-247230.00	477132.00	-582.35	Global
reaction 2	Load Case 2	27424.00	-22825.00	-15205.00	0.00	487777.00	-224409.00	433090.00	361.04	Global
reaction 3	Load Case 2	8389.20	0.00	0.00	-8389.20	3305.80	2550.30	-2103.50	0	Global
reaction 4	Load Case 2	6002.00	0.00	0.00	-6002.00	28819.00	2482.70	-28712.00	0	Global

(a) Tabella delle reazioni vincolari scambiate tra telaio e supporto superiore



LOAD CASE REACTION CALCULATED WITH MESHLESS SOLVER SIMSOLID										
reactions	Load Case	Force (N)	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Moment (N*mm)	Mx (N*mm)	My (N*mm)	Mz (N*mm)	System
reaction 1	Load Case 1	8799.70	-2626.70	8398.50	0.00	93748.00	-82074.00	-45304.00	128.52	Global
reaction 2	Load Case 1	9992.30	-2044.00	9781.10	0.00	109211.00	103365.00	35252.00	127.84	Global
reaction 3	Load Case 1	1037.50	0.00	0.00	1037.50	13272.00	1364.20	13201.00	0	Global
reaction 4	Load Case 1	1258.70	0.00	0.00	-1258.70	13647.00	2085.60	-13487.00	0	Global

LOAD CASE REACTION CALCULATED WITH MESHLESS SOLVER SIMSOLID										
Reactions	Load Case	Force (N)	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Moment (N*mm)	Mx (N*mm)	My (N*mm)	Mz (N*mm)	System
reaction 1	Load Case 2	24843.00	21343.00	12307.00	0.00	582150.00	-267827.00	516582.00	-345.98	Global
reaction 2	Load Case 2	27752.00	-23174.00	-15269.00	0.00	728210.00	-335024.00	648567.00	368.01	Global
reaction 3	Load Case 2	9933.10	0.00	0.00	-9933.10	61198.00	12069.00	-59996.00	0	Global
reaction 4	Load Case 2	5675.60	0.00	0.00	-5675.60	26171.00	17443.00	-19509.00	0	Global

(b) Tabella delle reazioni vincolari scambiate tra telaio e supporto inferiore

Figura 4.76. Tabella delle reazioni vincolari

Nelle immagini di seguito vengono mostrate le quattro configurazioni di carico applicate direttamente ai supporti. Da qui in avanti si considererà esclusivamente questo nuovo modello, anche per l'analisi finale della nuova geometria.

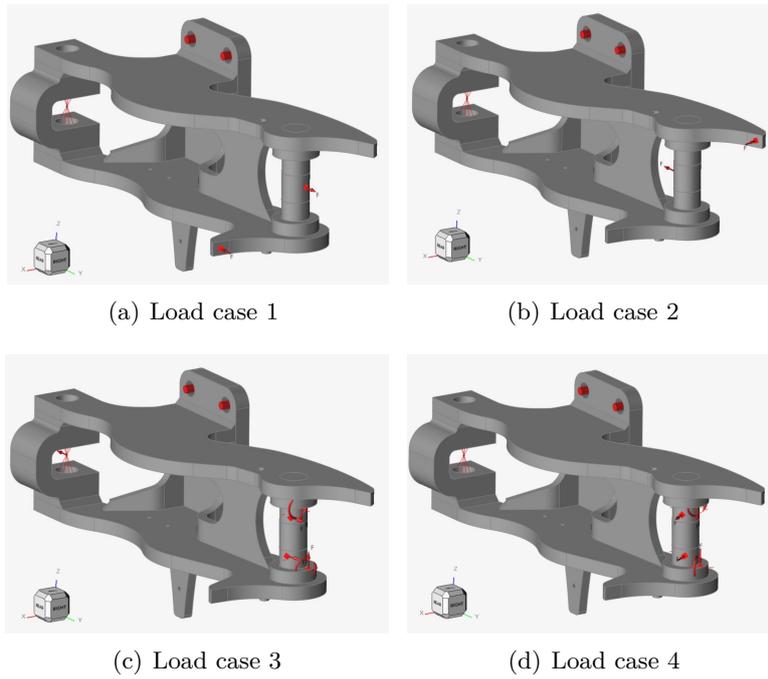


Figura 4.77. Load cases supporto inferiore

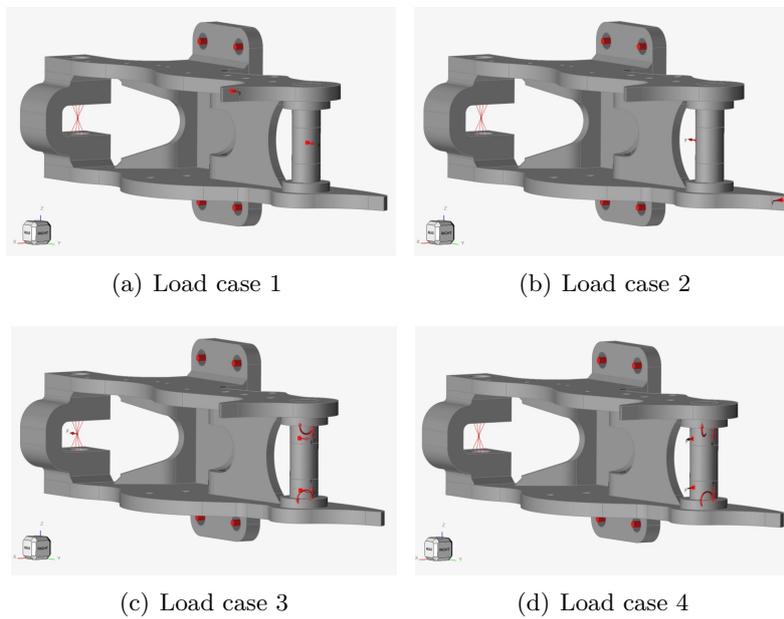


Figura 4.78. Load cases supporto superiore

La coerenza del nuovo modello è stata verificata proprio dalla successiva analisi FEM che ha restituito valori di tensione simili, se ben leggermente più elevati, rispetto al modello SimSolid.

Il fatto di avere livelli medi di tensione più elevati comporta che in fase di riprogettazione si seguirà una via più cautelativa.

4.4.2 Analisi FEM

Come si è visto precedentemente i due supporti hanno sollecitazioni molto simili fra loro. Per snellire la trattazione è stata riportata la sola analisi relativa al supporto inferiore, in particolare le tensioni di Von Mises.

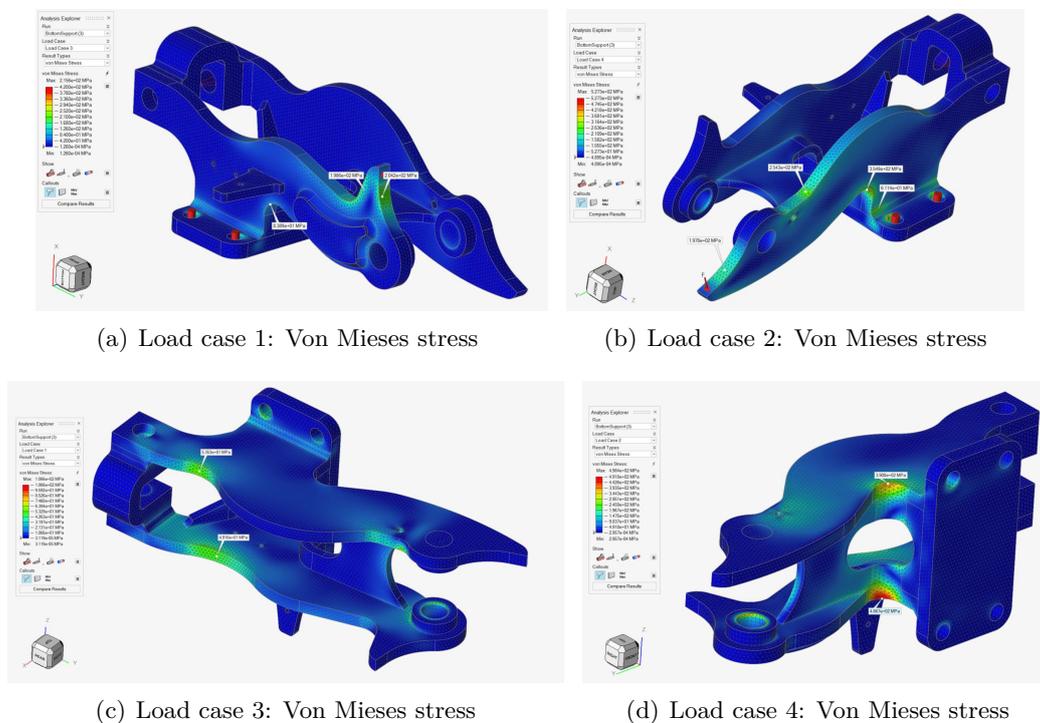


Figura 4.79. Stress di Von Mises di tutti i load cases

Il caso in cui gli stress hanno un'entità più rilevante corrisponde alla posizione di pistone bloccato e carico applicato verticalmente al telaio (load case 4). In questa configurazione la forza esterna esprime il massimo del suo momento trovandosi lontano dal perno di attacco tra telaio e supporto. Il picco massimo raggiunto (zona rossa) è dell'ordine dei 450 MPa e vicino al limite elastico del materiale di cui sono fatte le piastre laterali. I load

case 1 e 2 che si riferiscono rispettivamente alle due condizioni di fine corsa presentano dei picchi di tensione nel punto di appoggio dei bulloni. L'ottimizzazione punterà a migliorare la distribuzione interna delle tensioni riducendo il peso.

4.4.3 Defeature

Per questo componente sono state valutate due possibilità per l'operazione di defeature:

- Ampliare il volume di design space mantenendosi vicini alla geometria iniziale
- Allontanarsi dalla geometria iniziale, occupando anche parte del volume sopra al pistone

Di seguito sono riportate le due proposte di Design e Non Design space.

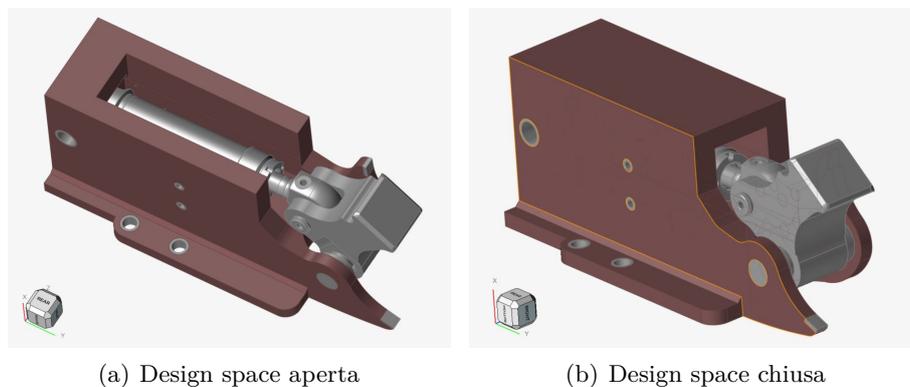


Figura 4.80. Proposte di design space

La geometria da ottimizzare è stata prodotta tenendo conto del movimento, dell'ingombro del pistone e dei vari giunti idraulici ad esso collegati. Il corretto montaggio è garantito in entrambi i casi. Data la grande differenza tra le due proposte i risultati ottenibili sono totalmente diversi. Purtroppo essendo un pezzo di ricambio, il cliente voleva che il montaggio rimanesse uguale a quello originale, per questo motivo la soluzione b) è stata scartata in partenza. Per curiosità viene mostrata la Figura 4.81 in cui si vede quale geometria sarebbe stata generata dall'ottimizzazione, così da poter far confronto con quello risultato che è stato ottenuto con la soluzione a).

Il materiale utilizzato scelto per il nuovo componente è L'AISI 316L, sebbene abbia un valore di snervamento inferiore al materiale originale, si è tenuto conto che nell'operazione di defeature si è riusciti ad inserire materiale proprio nei punti in cui si erano riscontrate maggiori criticità nelle analisi iniziali.



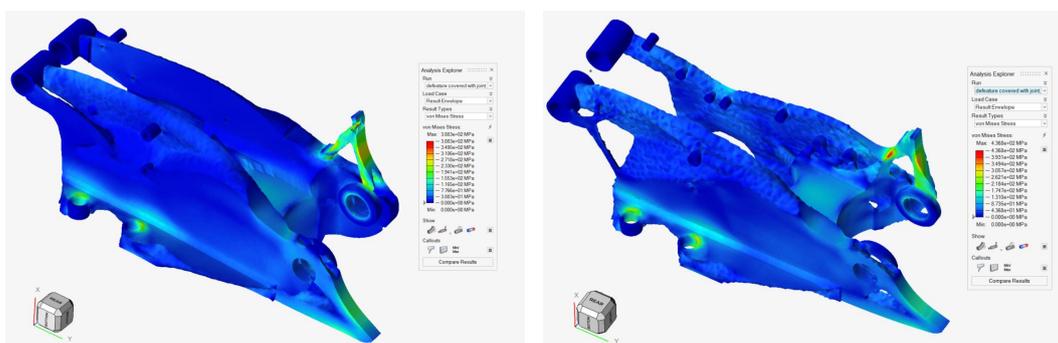
Figura 4.81. Ottimizzazione ottenuta dal Design space 4.80(b)

Questo design avrebbe avuto la potenzialità di avere una rigidezza complessivamente più elevata rispetto al caso a).

Per la proposta (a) sono state effettuate due tipologie distinte di ottimizzazione:

1. obiettivo massimizzazione della rigidezza con riduzione del V_0 del 75% senza vincoli di forma
2. obiettivo minimizzazione della massa mantenendo il fattore di sicurezza uguale a due utilizzando come vincolo aggiuntivo la specularità rispetto al piano mediano fra le due piastre

I due risultati ottenuti con i rispettivi stress di Von Mises sono stati:



(a) Massimizzazione della rigidezza con riduzione del V_0 del 75% senza vincoli di forma

(b) Minimizzazione della massa mantenendo il fattore di sicurezza uguale a due utilizzando come vincolo aggiuntivo la specularità rispetto al piano mediano fra le due piastre

Figura 4.82. Proposte di design space

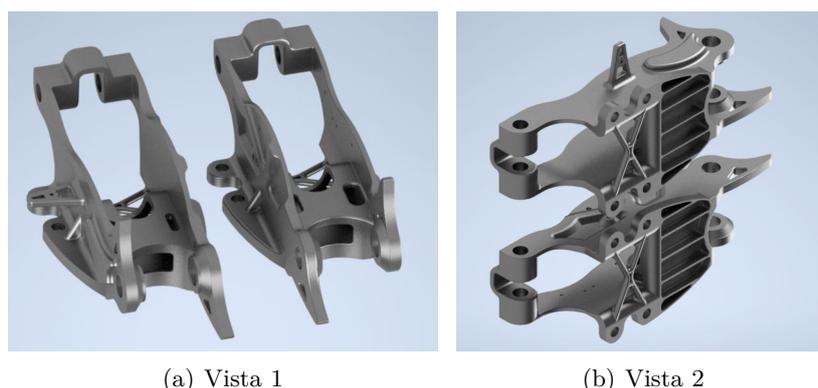
Per motivi di rimando alla geometria iniziale e alla sua asimmetria tra le due piastre laterali si è deciso di seguire l'ottimizzazione di tipo b). Le sollecitazioni sono dell'ordine dei 10 MPa con picchi locali che arrivano a 400 MPa. Questi picchi si sviluppano sulle appendici che hanno la funzione di finecorsa durante le configurazioni di carico 1 e 2. Attraverso la riprogettazione si è cercato di ridurli in modo tale che rientrino all'interno del SF=2.

4.4.4 Ricostruzione della geometria

Sotto esplicita richiesta del cliente di dare un volto più tradizionale al componente, la riprogettazione è stata portata avanti attraverso un software CAD tradizionale. Si è cercato di seguire le linee dettate dal software pensando anche allo stesso tempo alla successivo posizionamento in macchina. Dalla geometria ottimizzata sono stati successivamente eseguiti degli alleggerimenti dalla geometria semplice, attraverso l'utilizzo delle operazioni booleane.

La nuova geometria, risulta molto diversa rispetto l'originale, la zona vicina al bordo di attacco è completamente cambiata e più massiva, per permettere di ridurre quei picchi di tensione riscontrati nelle prime analisi. Il piattello forato è stato sostituito da una struttura a X, la quale in termini di resistenza non aggiunge nulla al componente, ma visivamente parlando, a detta del cliente, restituisce maggior senso di solidità. La parte terminale su cui è attaccato il pistone è stata snellita, e l'arco lasciato, sebbene l'ottimizzatore l'avesse eliminato.

Avendo aggiunto del materiale si è eliminata la curvatura delle piastre laterali che era soggetta ad un innalzamento locale delle tensioni. Di seguito viene mostrata la nuova geometria.



(a) Vista 1

(b) Vista 2

Figura 4.83. Nuova geometria

4.4.5 Analisi FEM del nuovo modello

Le analisi FEM della nuova geometria sono state effettuate sulla base del modello con le reazioni vincolari descritto in precedenza.

In questo caso si è preferito mostrare i risultati non di ogni singola configurazione di carico, ma dell'inviluppo di tutte e quattro.

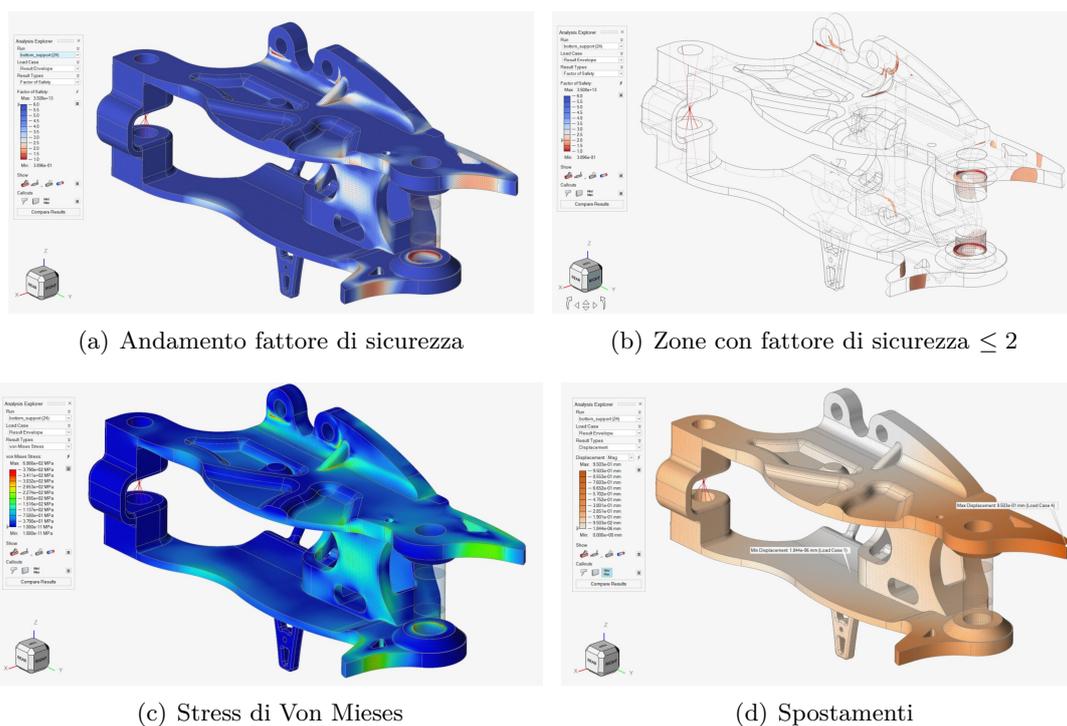


Figura 4.84. Risultati dell'analisi FEM considerando l'inviluppo dei load cases

Come si può evincere dalla rappresentazione grafica dei risultati ottenuti, attraverso il sostanziale cambiamento della geometria vicino al punto di incernieramento del telaio, si sono eliminati i valori elevati di stress presenti nell'analisi preliminare. Le condizioni sulle zone che agiscono da fine corsa rimangono tendenzialmente invariate in quanto non si sono potuti operare decisivi cambiamenti di geometria ed l'AISI 316L ha caratteristiche meccaniche molto simili al materiale di partenza. La coda del supporto rimane meno sollecitata rispetto al resto del componente. Le zone con il fattore di sicurezza minore di 2 non destano particolare preoccupazione in quanto estremamente ridotte e situate solo in superficie. La struttura ad X che collega i quattro fori per le viti di fissaggio, visibile

in figura 4.80 (b), è puramente estetica, infatti su di essa non sono presenti stress (se non minimi).

Complessivamente le modifiche apportate alla geometria hanno migliorato sensibilmente la distribuzione delle tensioni, andando così a sfruttare maggiormente il materiale, permettendo di ridurre il peso totale dei due componenti, come si evince dalla Tabella 4.4.

Nome	peso [kg]	%riduzione di peso
Supporto superiore		
Originale	14.25	
Nuova geometria	12.2	14.3
Supporto inferiore		
Originale	15.0	
Nuova geometria	12.7	15.5

Tabella 4.4. Confronto tra peso iniziale e finale del pezzo

4.4.6 Sovrametalli e messa in macchina

Il grezzo di stampa realizzato per questo pezzo prevede la chiusura di tutti i fori, i quali saranno eseguiti mediante una foratura successiva alla stampa, e due zone di sovrametallo di 1,5mm situate nella zona di calettamento del pistone idraulico (Figura 4.85).

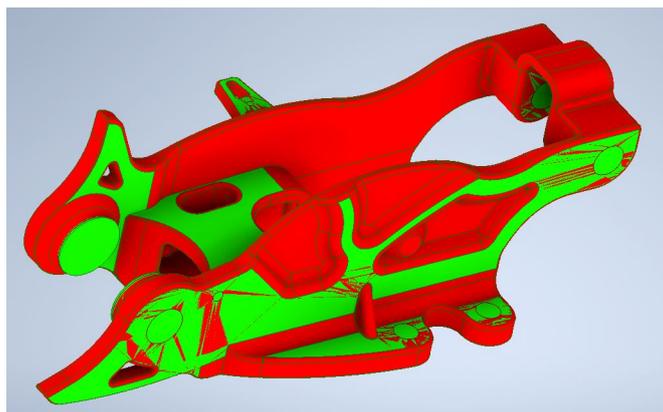


Figura 4.85. Sovrapposizione tra pezzo finito e grezzo di stampa. In verde il grezzo in rosso il componente finito

Il componente è molto voluminoso ed occupa l'intero volume di stampa di una SLM 500. Il pezzo è stato posizionato con la base forata a 45° rispetto al piano di stampa in modo da diminuire il numero di supporti necessari. Le bande rosse rappresentano le zone di overlap dei 4 laser della macchina.

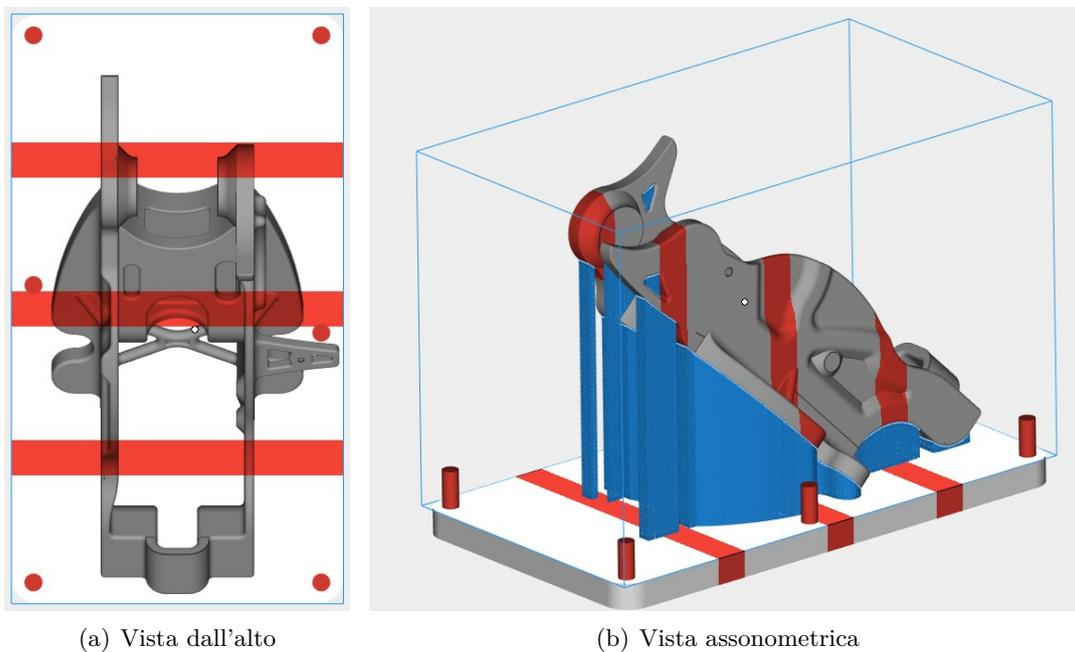


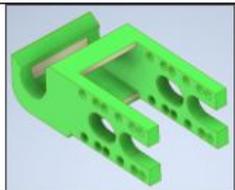
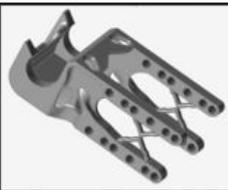
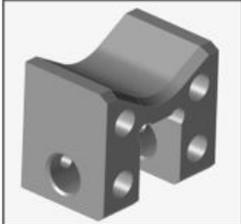
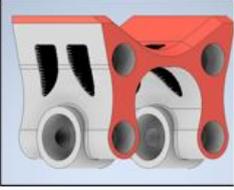
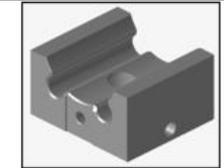
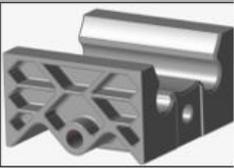
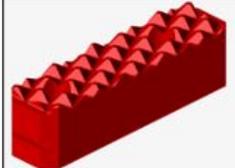
Figura 4.86. Messa in macchina

4.5 Componenti alleggeriti non ottimizzati topologicamente

In questa sezione saranno mostrati i componenti che non hanno avuto necessità di essere ottimizzati topologicamente, ma per i quali la nuova geometria è stata ricavata alleggerendo direttamente quella originale. Si è intrapresa questa scelta per tutti quei componenti che presentavano complessi vincoli di accoppiamento o vaste aree di non design. Al fine di ottenere una geometria che rispettasse comunque i criteri di resistenza richiesti dal cliente si è proceduto con il seguente schema iterativo:

1. analisi FEM del componente originale
2. individuazione attraverso i risultati dell'analisi le zone con minori sollecitazioni
3. eliminazione, attraverso semplici operazioni booleane, di parte del materiale in eccesso cercando di creare geometrie auto supportanti per la successiva stampa
4. verifica del nuovo modello attraverso l'analisi FEM
5. se sul componente sono presenti delle zone in cui il materiale risulta poco sfruttato o, al contrario, ci sono zone in cui le tensioni sono eccessive, si riparte dal punto 1 andando rispettivamente a togliere o aggiungere il materiale.
6. nel caso in cui i requisiti di resistenza vengano rispettati si procede con la preparazione del grezzo di stampa

Questo metodo permette di arrivare ad un buon compromesso tra peso e distribuzione delle tensioni in quei componenti che risultano originariamente poco stressati, che hanno una geometria di partenza semplice e nei quali non sono richiesti stringenti vincoli di rigidità. Come si può vedere nelle figure riassuntive di seguito, i risultati ottenuti attraverso questo metodo sono molto soddisfacenti. Un risparmio medio di materiale del 25% risulta un ottimo traguardo sia in termini di costo di produzione, di riduzione degli scarti sia in termini di peso.

Componente iniziale	Descrizione	Componente alleggerito	Riduzione percentuale del Peso
	Croce di malta inizialmente composta da una boccola di acciaio ($\sigma_s=400\text{Mpa}$) e una piastra saldata in acciaio ($\sigma_s=700\text{Mpa}$). La piastra è sagomata al fine di permettere il corretto funzionamento del meccanismo. Il nuovo componente è un unico pezzo monoblocco realizzato in acciaio 17-4PH al fine di permettere un trattamento di indurimento sulla superficie della dentiera adeguato. Il corpo centrale cilindrico è stato alleggerito prevedendo dei settori completamente vuoti.		30%
	Parte di un meccanismo di afferraggio idraulico realizzato in acciaio ($\sigma_s=350\text{Mpa}$). Il nuovo componente è in acciaio AISI 316L.		43%
	Ganascia mobile di un sistema di afferraggio idraulico. Inizialmente realizzata in acciaio ($\sigma_s=350\text{Mpa}$). Il nuovo componente è realizzato in Boheler 185 per permettere un trattamento di indurimento superficiale profondo. Le tasche di alleggerimento sono riempite da una struttura lattice per facilitare la stampa.		46%
	Ganascia mobile di un sistema di afferraggio idraulico. Inizialmente realizzata in acciaio ($S_n=350\text{Mpa}$). Il nuovo pezzo è realizzato in 17-4PH.		33%
	Ganascia mobile di un sistema di movimentazione idraulico realizzato in acciaio ($S_n=350\text{Mpa}$). Il nuovo componente è in acciaio AISI 316L. La ricostruzione del pezzo è stata guidata da una ottimizzazione topologica preliminare.		18%
	Placca che migliora il grip di un sistema di afferraggio idraulico. Il nuovo componente è realizzato in Boheler 185 per permettere un trattamento di indurimento superficiale.		40%

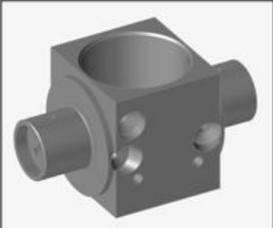
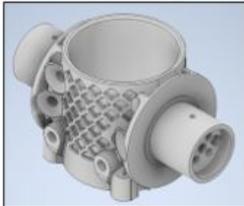
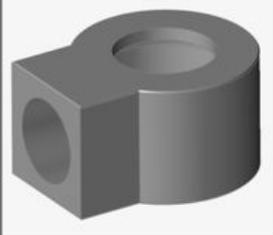
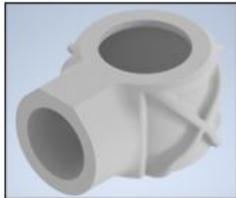
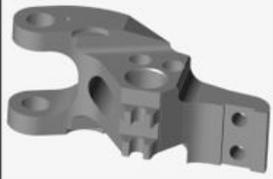
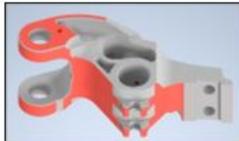
Componente iniziale	Descrizione	Componente alleggerito	Riduzione percentuale del Peso
	Componente che ha la funzione di slitta. Sui cilindri laterali sono calettati dei cuscinetti a sfera che consentono un movimento rettilineo fluido su di una guida. Questo componente ha al suo interno dei canali di lubrificazione direttamente realizzati durante il processo di stampa (inizialmente erano realizzati con fori di trapano). Il materiale iniziale è un acciaio ($\sigma_s = 350$ MPa). La nuova geometria è prodotta in acciaio AISI 316L.		35%
	Parte di un sistema reggicatena. Inizialmente realizzato in acciaio ($\sigma_s = 850$ MPa). La nuova geometria è stampata in Boheler 185 al fine di avere caratteristiche meccaniche migliori ($\sigma_s = 1100$ Mpa) rispetto all'originale.		30%
	Giunto che permette la deviazione del flusso dell'olio di lubrificazione. Il materiale iniziale è un acciaio ($\sigma_s = 350$ MPa). La nuova geometria è stampata in AISI 316L.		37%
	Ganascia mobile di un sistema di afferraggio simile a quello trattato nei capitoli precedenti. Per questo componente e per quello successivo si è deciso, per una più veloce riprogettazione, di scavare degli alleggerimenti direttamente dal componente originale.		18%
	Il materiale originale è era un acciaio ($\sigma_s = 350$ Mpa). Per facilitare la stampa di un pezzo così massivo si è deciso di utilizzare l'AISI 316L.		17%

Figura 4.87. Rassegna dei componenti alleggeriti

5 Conclusione e futuro del progetto

L'approvvigionamento di pezzi di ricambio è stato sempre un problema per il settore dei macchinari per uso minerario, sia per motivi legati alla gestione dei magazzini, sia per motivi legati al degrado chimico dei materiali con il trascorrere degli anni.

Per abbattere i costi legati ad ogni singolo componente è da sempre stato necessario fare una produzione in serie, utilizzando una parte dei pezzi per assemblare le macchine e stipando quelli in esubero all'interno di magazzini in attesa di utilizzarli come parti di ricambio.

La tesi in oggetto si è riproposta di risolvere questi problemi utilizzando la sinergia tra tecniche di fabbricazione additiva metalliche e l'ottimizzazione topologica.

I risultati ottenuti dimostrano come sia possibile ottenere una discreta diminuzione di peso mantenendo inalterate, o migliorando, le prestazioni in termini di distribuzione delle tensioni dei componenti. Un altro importante traguardo raggiunto è stato l'eliminazione delle iniziali zone di saldatura che rappresentavano un punto critico, e dal comportamento difficilmente prevedibile, all'interno della struttura.

Nel complesso si è ottenuta una diminuzione di circa il 40% per i primi due pezzi, del 25% per le ganasce mobili e del 15% per i supporti. Sebbene risultino degli ottimi risultati, c'è da sottolineare che sarebbero potuti essere migliori se il cliente avesse lasciato maggior libertà di scelta sui volumi di design space e sulle geometrie adottabili. Per tutta la durata del progetto ci si è scontrati con il fatto che le geometrie complesse derivanti dall'ottimizzazione topologica, non sempre rispecchiavano le esigenze in termini di "*sensazione visiva di solidità strutturale*" del cliente, è quindi stato necessario introdurre materiale anche dove non era strettamente necessario. Da qui si evince come, attualmente, ci sia diffidenza nel settore industriale nell'utilizzo di questo nuovo modo di progettare e produrre.

I componenti analizzati e realizzati in questo elaborato saranno testati sul campo dal cliente, il quale deciderà se e come apportare nuove modifiche alle nuove geometrie o al materiale utilizzato al fine di rispettare tutti i requisiti di operatività del pezzo.

Un discorso a parte va fatto per i materiali utilizzati. Per la maggioranza dei componenti qui trattati si è scelto di utilizzare l'acciaio AISI 316L che, sebbene il meno prestante fra i tre presi in considerazione nella sezione 2.4, ha permesso di ridurre i costi e mantenere comunque alta la qualità di stampa e il rapporto prestazioni/peso. Considerando lo sviluppo incessante dell'additive manufacturing sia dal lato tecnico che nell'ambito dei

materiali, nei prossimi anni si avranno materiali, ed in particolare acciai, sempre più prestanti, economici e ottimizzati per questo nuovo settore industriale. Questo permetterà un abbattimento dei costi e un aumento delle prestazioni tali da far pendere l'ago della bilancia, soprattutto nella produzione di piccoli lotti, verso la fabbricazione additiva.

Questo elaborato ha approfondito solo quattro dei ventinove pezzi realizzati durante tutto l'arco del progetto di tesi. La soddisfazione del cliente riguardo il lavoro svolto ha permesso di ottenere la commessa di molti nuovi componenti da riprogettare consentendo l'opportunità di far affermare ancora di più la combinazione tra ottimizzazione topologica e fabbricazione additiva all'interno dell'industria manifatturiera.

Bibliografia

- [1] Marcelo Vitor O. Araujo, Eduardo N. Lages, and Márcio André A. Cavalcante. Checkerboard free topology optimization for compliance minimization applying the finite-volume theory. *Mechanics Research Communications*, 108:103581, 2020.
- [2] Mohsen Attaran. Additive manufacturing: The most promising technology to alter the supply chain and logistics. *Journal of Service Science and Management*, 10, 06 2017.
- [3] Aboma Gebisa and Hirpa Lemu. A case study on topology optimized design for additive manufacturing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 276:012026, 12 2017.
- [4] AILBHE GOODBODY. Five applications for 3d printing in mining. *theintelligentminer*, 2021.
- [5] HPC@Polito. “computational resources provided by hpc@polito, which is a project of academic computing within the department of control and computer engineering at the politecnico di torino (<http://hpc.polito.it>)”.
- [6] Brent Stucker Ian Gibson, David Rosen. *Additive Manufacturing Technologies*. Springer, 2015.
- [7] Altair Engineering Inc. *Practical Aspect Of structural Optimization*. Altair Engineering Inc., 2015.
- [8] SolidThinking Inc. Inspire structures 2018, 2018.
- [9] Nam H. Kim, Ting Dong, David Weinberg, and Jonas Dalidd. Generalized optimality criteria method for topology optimization. *Applied Sciences*, 11(7), 2021.
- [10] Robin Lasson. Methodology for topology and shape optimization application to a rear lower control arm. *Chalmers University of Technology*, 2016.
- [11] L.Iuliano. Slides del corso di tecniche di fabbricazione additiva, 2020.
- [12] O. Sigmund M. P. Bendsoe. *Topology Optimization, Theory, Methods and Applications*. Springer, 2003.

- [13] Márcio André Araújo Cavalcante Marcelo Vitor Oliveira Araujo, Eduardo Nobre Lages. Checkerboard-free topology optimization for compliance minimization of continuum elastic structures based on the generalized finite-volume theory. *Scielo Brazil*, 2020.
- [14] Anders Klarbring Peter W. Christensen. *An Introduction to structural Optimization*. Springer, 2009.
- [15] P.Minetola. Slides del corso di tecniche di fabbricazione additiva, 2017.
- [16] SolidWorks. Metodo simp per l'ottimizzazione della topologia.