



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**PROGETTO DI UN SISTEMA DI
CALETTAMENTO E ARRESTO PER
BARRA DI HOPKINSON A TRAZIONE E
TORSIONE**

Design of a capping system and locking system for a traction and
torsion Hopkinson bar

Tesi di laurea di:
Alessandro Di Felice

Relatore:
PROF./DOTT. MARCO SASSO

Correlatore:
PROF./DOTT. MATTIA UTZERI

ANNO ACCADEMICO 2022-2023

SOMMARIO

CAPITOLO 1 : INTRODUZIONE.....	5
CAPITOLO 2 : LA BARRA DI HOPKINSON	7
CAPITOLO 3 : ANALISI DEI CARICHI E REQUISITI NECESSARI.....	9
CAPITOLO 4 : SISTEMA DI AFFERRAGGIO	10
CAPITOLO 5 : SCELTE PROGETTUALI.....	13
5.1 IL MATERIALE.....	13
5.1.1 CENNI SUGLI ACCIAI.....	13
5.2 COEFFICIENTE DI SICUREZZA	15
5.2.1 CRITERI DI RESISTENZA.....	17
5.3 SISTEMA DI FISSAGGIO DEL SUPPORTO ALLA STRUTTURA	18
5.3.1 VERIFICA DELLA BULLONATURA.....	20
CAPITOLO 6 : PROGETTAZIONE PRELIMINARE DEI COMPONENTI	25
6.1 ASSIEME PRELIMINARE.....	25
6.1.1 TENSION ARREST	27
6.1.2 TORSION ARREST	28
6.1.3 NERVATURE	29
6.1.4 MOZZO PER CELLA DI CARICO A TRAZIONE.....	31
6.2 SISTEMA DI ARRESTO PER LA ROTAZIONE.....	33
CAPITOLO 7 : ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI (FEM)	40
7.1 SEMPLIFICAZIONE DEL MODELLO PER L'ANALISI	40
7.2 PREPARAZIONE DEL MODELLO E GENERAZIONE DELLA MESH.....	43
7.3 ELABORAZIONE DEI RISULTATI	45
7.3.1 VALUTAZIONE DEI RISULTATI.....	49
CAPITOLO 8 : MODIFICHE AL PROGETTO DEL SUPPORTO	51
8.1 VALUTAZIONE RISULTATI SECONDA SIMULAZIONE FEM	52
8.2 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI SUL SISTEMA DI ARRESTO DELLA ROTAZIONE	54

8.3 VALUTAZIONE DEI RISULTATI SULL'ANALISI DEL SISTEMA DI ARRESTO DELLA ROTAZIONE	55
CAPITOLO 9 : ASSIEME DEFINITIVO	58
CONCLUSIONI	59
BIBLIOGRAFIA	60

Capitolo 1: INTRODUZIONE

La tesi riguarda il progetto svolto durante l'attività di tirocinio di un sistema di calettamento e arresto per la barra di Hopkinson a trazione e torsione. Questo tipo di sistema è necessario per la calibrazione statica della barra. Il progetto di questo dispositivo nasce con l'esigenza di dover sostituire il vecchio supporto per il pre-tensionamento della barra, riportato in figura 1.1, il quale sarebbe risultato adatto come end-arrest per il solo arresto della torsione, essendo dotato di una slitta che permette l'avanzamento e l'arretramento in direzione assiale.



Figura 1.1: vecchio pre-tensionatore

Durante una prima fase preliminare del progetto si è valutata l'ipotesi di modificare il supporto esistente, con lo scopo di eliminare lo scorrimento

assiale, tuttavia si è in seguito preferito procedere con il progetto mirato di un supporto in grado di soddisfare tutte le necessità richieste, come la possibilità di poter alloggiare delle celle di carico per monitorare lo sforzo applicato durante la fase di calibrazione, oltre alla necessità di poter essere rimosso in modo agevole, in quanto necessario per la sola parte di calibrazione statica. Osserviamo in figura 1.2 la struttura complessiva della barra di Hopkinson dell'UNIVPM.



*Figura 1.2: Struttura della barra di Hopkinson dell'Università
politecnica delle Marche*

Capitolo 2: LA BARRA DI HOPKINSON

La prova con barra frazionata di Hopkinson (split Hopkinson bar) è un metodo di prova dei materiali verificato e collaudato. A differenza delle macchine di prova quasi statiche, la barra frazionata Hopkinson consente di determinare le proprietà dei materiali in condizioni dinamiche. Il metodo che utilizza la barra frazionata Hopkinson gode di crescente popolarità in molte applicazioni, grazie alla sempre più potente tecnologia di misura e prova. La barra frazionata di Hopkinson (split Hopkinson bar) viene usata per determinare dinamicamente le costanti dei materiali, ad esempio il modulo Elastico o la sollecitazione meccanica. Il modulo elastico è una costante del materiale che fornisce la misura di quanto si deforma un componente quando ad esso viene applicata una forza. L'ingegnere elettrico inglese Bertram Hopkinson propose per primo tali misurazioni nel 1914. La configurazione utilizzata oggi si basa su una modifica sviluppata da Herbert Kolsky a Londra nel 1949. Essa è talvolta denominata anche barra frazionata Hopkinson Kolsky. Nel caso specifico, il dipartimento di Costruzione di macchine dell'UNIVPM dispone di un sistema, riportato nell'immagine 2.1, composto da sedici barre in Titanio allineate ed unite per una lunghezza totale di circa 90 m. L'intera struttura di test può essere suddivisa in 3 grandi sezioni:

- PRESTRESSED BAR
- INPUT BAR
- OUTPUT BAR

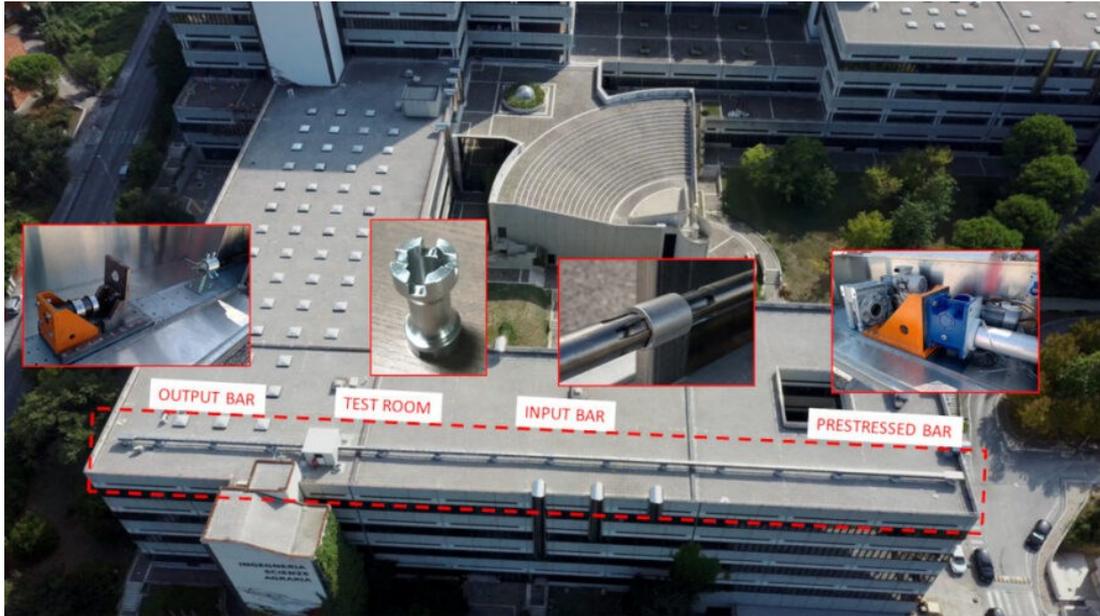


Figura 2.1: Vista aerea barra di Hopkinson UNIVPM

La prestressed bar viene caricata meccanicamente per mezzo di attuatori elettro-meccanici, nel momento in cui questa viene rilasciata, genera delle onde di stress a trazione/compressione e torsione, le quali si propagano all'interno dell'input bar e output bar e, viaggiando con velocità di propagazione differente, si incontrano, grazie all'attento dimensionamento della lunghezza della barra, in corrispondenza del provino, sollecitandolo così con un'azione combinata di trazione e compressione dinamici.

Nel caso di test statici, non vengono più impiegate onde di stress, mentre si utilizzando nuovamente degli attuatori che provvedono a generare uno stato tensionale all'interno della barra tale da sollecitare il provino in modo statico. In entrambe i casi, le varie barre vengono unite per mezzo di apposite giunzioni che rendono la barra un corpo unico.

Capitolo 3: ANALISI DEI CARICHI E REQUISITI NECESSARI

L'equipaggiamento presente all'estremità della *prestressed bar* è in grado di mettere in trazione la barra con una forza assiale di circa 50 kN, mentre applica un momento torcente di circa 150 Nm. Questi valori rappresentano cifre nominali che difficilmente saranno raggiunte durante la calibrazione statica, tuttavia, saranno i valori con il quale verrà eseguita la progettazione dei componenti, in modo tale da applicare implicitamente un fattore di sicurezza al dimensionamento dei componenti.

La barra presenta una sezione piena con un diametro di 20 mm.

Dal momento in cui i valori sopra riportati possono agire in modo separato o simultaneo, tutti i componenti che costituiscono il sistema di bloccaggio (supporto + calettatore), dovranno quindi essere in grado di operare in condizioni di carichi singoli o combinati.

Un requisito fondamentale per l'impiego del dispositivo di calettamento è la possibilità di poter essere direttamente impiegato sulla barra, senza la necessità di dover realizzare particolari profili scanalati o filettature, in quanto si renderebbero necessarie lavorazioni meccaniche che, data la posizione della barra sul tetto dell'Università e il materiale di cui è costituita, risulterebbero tutt'altro che agevoli.

Dal momento in cui la fase di test dinamici prevede l'estremità libera della barra, il supporto dovrà quindi essere facilmente smontabile e rimontabile.

Capitolo 4: SISTEMA DI AFFERRAGGIO

Il sistema di afferraggio della barra è la parte dell'insieme di bloccaggio necessaria a realizzare una presa salda sulla barra durante l'esercizio. La scelta di questo sistema è stata antecedente al progetto del supporto, in quanto sulla base del sistema adottato, il supporto sarebbe stato progettato di conseguenza. Per l'afferraggio della barra è stata effettuata una ricerca commerciale e una successiva analisi delle varie soluzioni. L'obiettivo principale era quello di individuare un sistema in grado di offrire prestazioni adeguate all'impiego, ma senza la necessità di dover apportare modifiche strutturali alla barra, come la realizzazione di particolari profili scanalati o filettature; si è quindi pensato di orientarsi su dei *calettatori*.

Un calettatore è un dispositivo che, per mezzo di pressioni superficiali dovute al contatto con la barra, realizza una forza di attrito sufficiente ad assicurare un comportamento solidale con la barra. L'entità della forza di attrito sviluppata è funzione delle pressioni esercitate sulla barra e della superficie di contatto, per questo motivo i vari sistemi individuati sono stati valutati singolarmente per verificare la possibilità di assolvere all'impiego. La valutazione dei singoli calettatori consisteva nella verifica dei valori limite di esercizio, prestando attenzione che questi fossero superiori a quelli di esercizio della barra. In particolar modo andava valutata la risposta dei calettatori nella situazione in cui fossero impiegati con carichi combinati; per far ciò, ogni costruttore fornisce dei modelli che valutano le varie forze e coppie applicate e restituiscono dei valori

equivalenti, i quali dovranno essere inferiori ai valori massimi equivalenti sopportabili dal calettatore.

$$M_{tc} = \sqrt{T^2 + \left(F \cdot \frac{d}{2}\right)^2 + (2 \cdot B)^2}$$

Figura 4.1: Modello utilizzato per il calcolo del momento equivalente M_{tc}

Nel modello utilizzato e riportato in figura 4.1, compaiono:

- **T**: coppia torcente
- **F**: forza assiale
- **B**: momento flettente (assente nel caso in esame)

Sulla base di queste valutazioni, la scelta è ricaduta su un calettatore prodotto dall'azienda MAV modello 6901 con dimensioni 20 x 47 mm, del quale riportiamo la scheda tecnica in figura 4.2.

DIMENSIONI					VITI		CARATTERISTICHE				PESO kg
d mm	x	D mm	L1 mm	L mm	misura	Ma Nm	Mt Nm	Fax kN	Ps MPa	Ph MPa	
18	x	47	42,0	48,0	M 6	17	510	57	322	123	0,4
19	x	47	42,0	48,0	M 6	17	540	57	305	123	0,4
20	x	47	42,0	48,0	M 6	17	570	57	290	123	0,4

Figura 4.2: Scheda tecnica calettatore 20 x 47 mm

Una volta individuato il modello in grado di assolvere all'impiego, è stato necessario verificare che la pressione di contatto esercitata dal calettatore sulla barra fosse inferiore al valore di snervamento del materiale di cui è costituita, ovvero Titanio. Nel caso in cui la tensione di snervamento a compressione del titanio fosse stata inferiore alla pressione esercitata dal calettatore, la barra avrebbe presentato una deformazione residua di tipo plastico che avrebbe quindi alterato la propagazione delle onde di stress all'interno della barra, compromettendo così i test di caratterizzazione dinamica.

Capitolo 5: SCELTE PROGETTUALI

5.1 IL MATERIALE

La scelta del materiale è di fondamentale importanza per un progetto, in quanto ogni materiale presenta il proprio comportamento e le proprie caratteristiche di resistenza, le quali determinano in fase di progettazione le geometrie e le dimensioni di ogni singolo componente. Nel caso specifico, essendo il supporto posizionato all'esterno e quindi soggetto all'azione corrosiva degli agenti atmosferici, si è deciso di utilizzare l'acciaio, in quanto è un materiale che nella sua configurazione inossidabile, ovvero con la presenza di cromo al suo interno, offre un'ottima resistenza meccanica e alla corrosione atmosferica.

5.1.1 CENNI SUGLI ACCIAI

L'acciaio è una *lega ferrosa* composta principalmente da *ferro* e *carbonio*, quest'ultimo in percentuale variabile e non superiore al 2.06 %, in quanto oltre tale quantità, le proprietà del materiale cambiano notevolmente e la lega prende il nome di *ghisa*. Esistono molteplici tipologie di acciaio, ciascuna relativa a diverse esigenze progettuali e di mercato.

I vari acciai possono essere classificati in base al **tenore di carbonio**:

- **Dolci**: carbonio tra lo 0.15 % e lo 0.25 %
- **Duri**: carbonio tra lo 0.60 % e lo 0.70 %
- **Extra duri**: carbonio tra lo 0.80 % e lo 0.85 %

Tra le varie categorie si posizionano altre tipologie di acciaio con concentrazioni di acciaio intermedie tra quelle soprariportate. Gli acciai dolci sono i più diffusi e i meno pregiati.

Un' ulteriore classificazione può essere elaborata in base al **tenore di altri leganti**:

- **Acciai non legati o basso-legati**: sono acciai nel quale i tenori degli elementi di lega non superano il 5 %
- **Acciai legati o alto-legati**: sono acciai per i quali almeno un elemento di lega supera il 5 %

Gli elementi di lega, naturalmente presenti nell'acciaio o aggiunti per conferire caratteristiche specifiche, determinano alcune modifiche delle proprietà chimico/fisiche del materiale, un esempio molto comune è la presenza del *cromo*, il quale aumenta sensibilmente la resistenza alla corrosione e all'usura, nel caso in cui la concentrazione del cromo superi il 12 %, si parla di *acciaio inossidabile*.

Per quanto riguarda i requisiti qualitativi, sono considerati di base gli acciai per i quali non è richiesta alcuna prescrizione particolare in relazione al loro impiego; è solamente garantita una certa resistenza minima senza dover prima effettuare trattamenti termici specifici.

Gli acciai di qualità invece sono caratterizzati da una non regolarità nella risposta ai trattamenti termici, ma che presentano particolari prescrizioni produttive per ottenere delle particolari microstrutture in relazione all'impiego. Generalmente in fase produttiva si tiene sotto controllo la dimensione del *grano*, dai cui poi deriveranno le proprietà meccaniche del materiale.

Gli acciai speciali sono invece destinati agli impieghi più gravosi, generalmente destinati a specifici trattamenti termici prima della messa in opera (bonifica, tempra...). Dal tipo di trattamento e dalla composizione dell'acciaio dipendono quindi le proprietà di questi acciai, quali tensione di snervamento, formabilità, tenacità...

Gli *acciai di base* sono quindi gli acciai non legati e non sono destinati a trattamenti termici, mentre gli *acciai di qualità* possono essere legati e non legati, ma comunque non destinati a trattamenti termici. Gli *acciai speciali* possono essere invece legati o non legati e sono destinati in genere a trattamenti termici prima dell'impiego.

5.2 COEFFICIENTE DI SICUREZZA

Essendo la progettazione soggetta a numerose variabili, come ad esempio la risposta non ideale di un materiale, oppure il verificarsi di circostanze di esercizio difficilmente prevedibili in fase progettuale, risulta quindi molto difficile riuscire a tener conto di tutte le possibili variabili; si introducono quindi in fase di progettazione dei *coefficienti di sicurezza*, ovvero dei numeri >1 , che hanno lo scopo di maggiorare i valori minimi, ad esempio di tensione interna ad un materiale, per tener conto di tutte le

incertezze progettuali e gli imprevisti durante l'esercizio. Il risultato pratico dell'adozione di un coefficiente di sicurezza consiste in un sovradimensionamento di un componente, in modo che questo sia in grado di operare in condizioni peggiori di quelle in cui realmente andrà ad operare. L'entità del coefficiente di sicurezza è il risultato di varie considerazioni, come ad esempio la difficoltà progettuale e il tipo di componente che si sta progettando: la progettazione di strutture molto complesse da cui dipendono vite umane non avrà gli stessi coefficienti di sicurezza impiegati per la progettazione di un componente meno complesso, la cui integrità non costituisce un rischio per la vita umana.

Nel campo della progettazione meccanica, l'adozione di coefficienti di sicurezza è di fondamentale importanza, non solo per la progettazione, ma anche per la verifica di componenti o strutture già esistenti. Introducendo il concetto di tensione di un materiale, ovvero un valore definito in modo generale come il rapporto tra una forza applicata e l'area resistente che si oppone alla forza, si può definire in modo più specifico il coefficiente di sicurezza; ovvero come il rapporto tra un valore di crisi del materiale, il quale può essere il suo limite di snervamento o di rottura, e un valore detto *tensione ammissibile* che rappresenta una parte della tensione di crisi adottata; più la tensione ammissibile risulta inferiore al valore di crisi e più il coefficiente di sicurezza sarà elevato.

$$\sigma_{ams} = \frac{\sigma_{limite}}{X}$$

Generalmente, in fase progettuale, l'obiettivo è quello di far lavorare i materiali con stati tensionali al di sotto dei loro valori di crisi, rappresentati dai valori di snervamento e rottura nel caso dell'acciaio. L'utilizzo di

elevati coefficienti di sicurezza senza reali necessità, tuttavia, non è sempre sinonimo di sicurezza, in quanto spesso il sovradimensionamento eccessivo produce sezioni importanti con elevate masse e, nel caso in cui un componente non sia destinato ad un impiego statico nel tempo, la sua elevata massa potrebbe provocare criticità nel comportamento dinamico derivanti dall'elevata inerzia.

5.2.1 CRITERI DI RESISTENZA

L'introduzione al concetto di coefficiente di sicurezza è stata fatta facendo riferimento ad uno *stato di tensione monoassiale*, tuttavia, nella realtà difficilmente i componenti strutturali presentano stati tensionali di questo tipo, questi infatti sono soggetti a *stati piani di tensione* o più in generale a *stati triassiali di tensione*. La valutazione di questi stati tensionali risulta piuttosto complessa e si ricorre quindi a dei modelli che condensano i vari contributi di uno stato tensionale generico in una tensione, detta *tensione equivalente*. In questo modo risulta quindi possibile associare uno stato di tensione monoassiale ad uno stato tensionale generico, rendendo così la progettazione più agevole ed intuitiva. I modelli in grado di operare queste semplificazioni prendono il nome di *criteri di resistenza* o *criteri di crisi locale*, i quali si suddividono in base al tipo di comportamento del materiale, che può essere di tipo *duttile* o *fragile*. Un materiale con comportamento duttile, generalmente, presenta un allungamento a rottura $\epsilon < 0.05\%$ e presentano un valore della tensione di snervamento chiaramente visibile lungo la curva (σ - ϵ).

Un materiale con comportamento fragile è generalmente caratterizzato da un allungamento a rottura $\epsilon > 0.05\%$ e non presenta valori di snervamento chiaramente identificabili, vengono infatti classificati in base alle tensioni raggiunte prima della rottura del provino.

I criteri validi per i materiali con comportamento **duttile** sono:

- *Criterio della massima tensione tangenziale o criterio di Tresca*
- *Criterio dell'energia di distorsione o criterio di Von-Mises*

Per i materiali **fragili** uno dei criteri più utilizzati è il *criterio della massima tensione normale o criterio di Rankine*.

5.3 SISTEMA DI FISSAGGIO DEL SUPPORTO ALLA STRUTTURA

Per il fissaggio del supporto alla struttura della barra, ovvero una trave HEB 200, la scelta è immediatamente ricaduta, per varie ragioni, su delle giunzioni bullonate. Le motivazioni alla base di questa scelta sono molteplici, come ad esempio la semplicità nel reperire commercialmente viti e dadi per comporre la giunzione e la possibilità di poter smontare e rimontare il supporto molto agevolmente e un numero illimitato di volte. Questo tipo di giunzione, inoltre, per il suo dimensionamento non richiede strumenti molto avanzati di simulazione e calcolo, sono sufficienti alcune formule e delle tabelle con le varie resistenze delle varie viti in relazione alla loro dimensione e classe di resistenza.

Essendo la struttura portante della barra già dotata di fori filettati, in particolare otto fori con filettatura M10, si è deciso di utilizzare delle viti M10 con classe di resistenza 12.9 e sono state dunque eseguite delle verifiche per valutare il numero minimo di viti necessarie ad assicurare il supporto alla trave HEB 200 della barra.

5.3.1 VERIFICA DELLA BULLONATURA

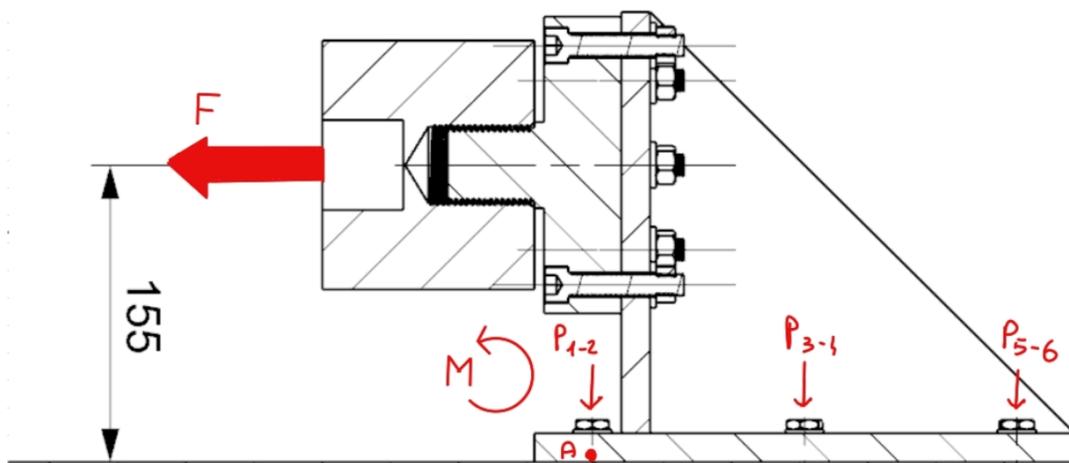


Figura 5.2: Sezione longitudinale assieme preliminare del supporto

- $F = 50 \text{ kN}$ - Forza di trazione assiale
- $M = 50000 * 0.14 = 7000 \text{ Nm}$ - Momento ribaltante
- $P_{1-2} = P_{3-4} = P_{5-6} = 38.9 \text{ kN}$ - Precarico viti

Essendo la barra sollevata rispetto al piano di appoggio del supporto, come visibile dalla figura 5.2, la forza di trazione F che esercita la barra durante i test tende a creare una coppia M che tende a far ruotare la piastra di contatto attorno al punto A riportato in figura 5.2, o più verosimilmente a deformarla.

Nell'ipotesi in cui il suo comportamento sia assimilabile ad un corpo rigido, ovvero adottando l'ipotesi di *flangia rigida*, si considera che questa ruoti attorno al punto A.

La rotazione della piastra d'appoggio, sotto l'effetto della coppia M, provoca un distacco delle superfici a contatto, riducendo quindi le sezioni a contatto e di conseguenza la forza trasmissibile per attrito dalla bullonatura; bisogna quindi tener conto durante la verifica delle viti della presenza di questa forza esterna che tende a separare le superfici. Oltre alla coppia generata alla forza di trazione, anche il momento torcente di 150 Nm utilizzato per torcere i provini tende a distaccare la piastra, tuttavia, in una seconda fase di definizione del progetto è stato previsto un sistema di blocco che impedisce alla barra di trasmettere la rotazione alla cella di carico a trazione, la quale non è progettata per sopportare coppie assiali, In queste condizioni operative non risulta quindi necessario prevedere il distacco dovuto dal momento torcete dei test; ciò è comunque possibile in quanto il suo effetto risulta trascurabile rispetto alla coppia M indotta dalla forza di trazione.

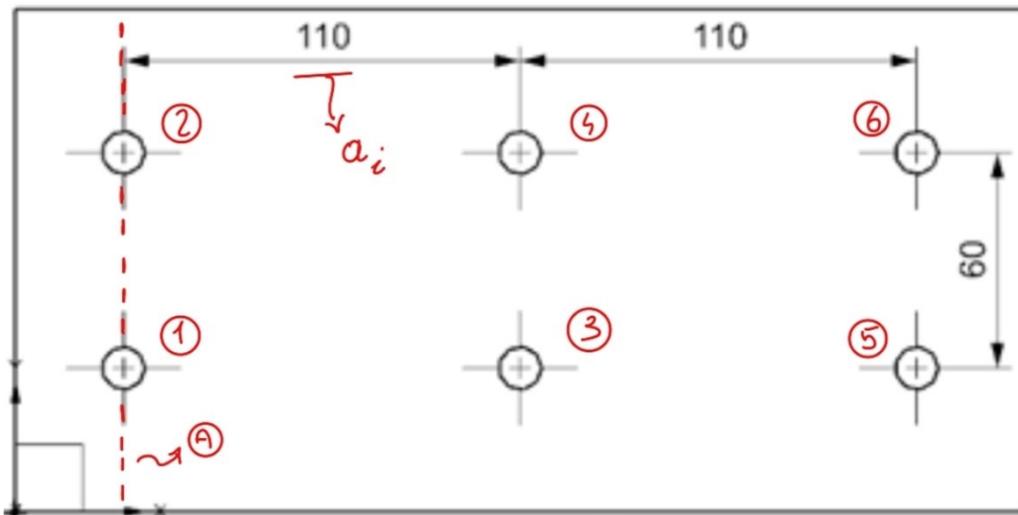


Figura 5.3: Rappresentazione quotata tension arrest

La presenza delle forze di separazione, oltre a diminuire la superficie di contatto, provoca anche un aumento del carico sulle viti, la cui entità può essere calcolata con la seguente relazione:

$$\Delta P = \frac{M * a_i}{\sum a_i^2}$$

dove M rappresenta la coppia che tende a ribaltare la piastra di contatto (tension arrest) e a_i rappresenta la distanza tra la i-esima coppia di viti rispetto al fulcro di rotazione.

I moduli delle forze di separazione che agiscono sulle coppie di viti, la cui disposizione è riportata in figura 5.3, valgono quindi:

- $\Delta P_{1-2} = \frac{M * a_i}{\sum a_i^2} = \frac{7000 * 0}{0.121} = 0$
- $\Delta P_{3-4} = \frac{M * a_i}{\sum a_i^2} = \frac{7000 * 0.11}{0.121} = 6.4 \text{ kN}$
- $\Delta P_{5-6} = \frac{M * a_i}{\sum a_i^2} = \frac{7000 * 0.22}{0.121} = 12.7 \text{ kN}$

La presenza di questi sovraccarichi, sommati al precarico già presente sui gambi delle viti, espone al rischio di raggiungere una tensione troppo elevata all'interno della vite, provocandone la rottura. Valutiamo quindi le tensioni che si raggiungono durante l'esercizio, tenendo conto che le viti in esame sono di tipo M10 con classe di resistenza 12.9, ne deriva quindi che l'area resistente è $A_r = 58 \text{ mm}^2$, mentre i valori di tensione a rottura e snervamento sono rispettivamente $\sigma_r = 1200 \text{ Mpa}$ e $\sigma_s = 1080 \text{ Mpa}$.

Le tensioni all'interno delle viti valgono quindi:

- $\sigma_{1-2} = \frac{P_{1-2} + \Delta P_{1-2}}{A_r} = \frac{38900 + 0}{58} = 672 \text{ Mpa}$
- $\sigma_{3-4} = \frac{P_{3-4} + \Delta P_{3-4}}{A_r} = \frac{38900 + 6400}{58} = 782 \text{ Mpa}$
- $\sigma_{5-6} = \frac{P_{5-6} + \Delta P_{5-6}}{A_r} = \frac{38900 + 12700}{58} = 891 \text{ Mpa}$

Prendendo di riferimento la vite più sollecitata, il coefficiente di sicurezza rispetto allo snervamento risulta:

$$X_{s \ 5-6} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{5-6}} = \frac{1080}{891} = 1.2$$

Essendo il coefficiente di sicurezza $X_{s \ 5-6} > 1$, la verifica rispetto allo snervamento della vite risulta soddisfatta.

Si procede ora al calcolo della forza trasmissibile per attrito in presenza di forze di separazione esterne, tenendo conto dei seguenti coefficienti:

- $\mu = 0.3$ – *coefficiente di attrito tra le superfici*
- $\gamma = 1.25$ – *coefficiente di sicurezza*

La relazione per il calcolo della forza trasmissibile per attrito in presenza di forze esterne di separazione tra le superfici di contatto vale:

$$F_a = \frac{\mu * P}{\gamma} \left(1 - \frac{\Delta P}{P} \right)$$

calcoliamo quindi la forza trasmissibile per attrito da ogni coppia di viti:

- $F_{a(1-2)} = \frac{0.3 * 38900}{1.25} \left(1 - \frac{0}{38900} \right) = 18.7 \text{ kN}$
- $F_{a(3-4)} = \frac{0.3 * 38900}{1.25} \left(1 - \frac{6400}{38900} \right) = 12.6 \text{ kN}$
- $F_{a(5-6)} = \frac{0.3 * 38900}{1.25} \left(1 - \frac{12700}{38900} \right) = 15.7 \text{ kN}$

Osserviamo che la somma delle forze trasmissibili per attrito da ogni coppia di viti vale circa 47 kN, i quali sono inferiori ai 50 kN fissati per la progettazione, tuttavia, tenendo conto della presenza del coefficiente di sicurezza $\gamma = 1.25$, la verifica può ritenersi soddisfatta in quanto, ipotizzando un valore di $1 < \gamma > 1.25$, la forza trasmissibile per attrito della giunzione bullonata supera il target di 50 kN.

Capitolo 6: PROGETTAZIONE PRELIMINARE DEI COMPONENTI

6.1 ASSIEME PRELIMINARE

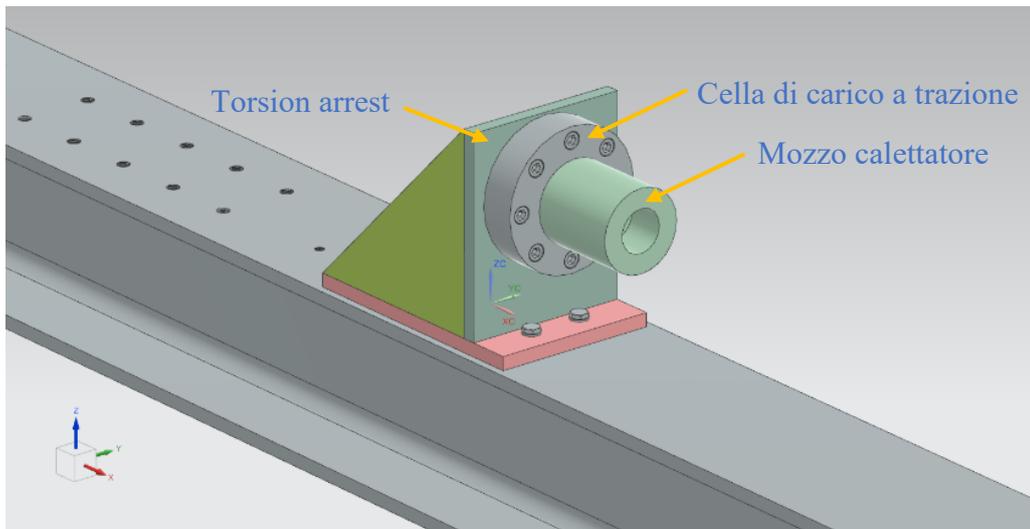


Figura 6.1: vista frontale assieme preliminare

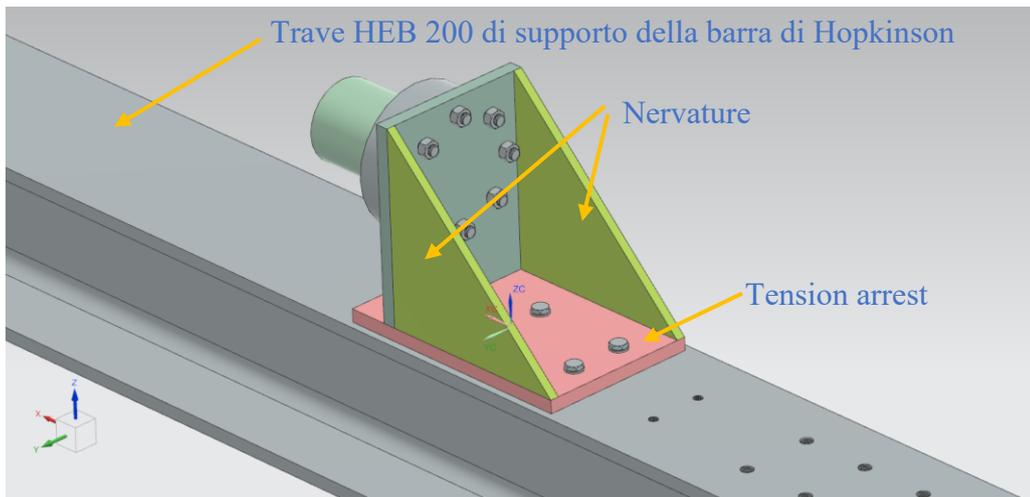


Figura 6.2: vista posteriore assieme preliminare

L'assieme preliminare del supporto, riportato nelle figure 6.1 e 6.2, è composto da una struttura principale costituita da un sistema di arresto per

la trazione (*tension arrest*), un sistema di arresto per la torsione (*torsion arrest*) e delle nervature di rinforzo per conferire rigidità alla struttura. Questi quattro componenti sono stati pensati per essere tenuti in posizione per mezzo di collegamenti di tipo permanente, ovvero delle saldature, mentre il fissaggio alla trave HEB 200 avviene per mezzo di un collegamento bullonato, descritto al paragrafo 1.3.

Alla struttura principale si aggiunge una cella di carico trazione/compressione della marca *Gefran*, con una capacità di misura da 100 Kg a 20000 Kg. La cella di carico prevede un collegamento alla struttura principale mediante giunzione bullonata con otto viti M12, mentre il mozzo per l'alloggiamento del calettatore viene collegato con un'unica giunzione filettata di tipo M39 x 3.

6.1.1 TENSION ARREST

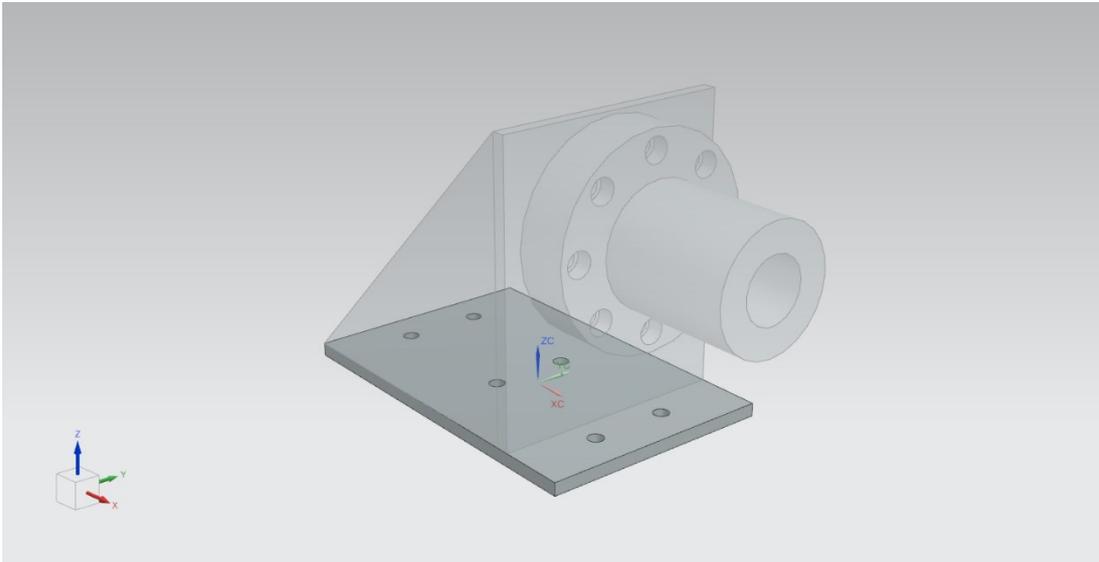


Figura 6.3: modello CAD tension arrest

Il *tension arrest* di figura 6.3 è un dispositivo di arresto progettato per opporsi alle sollecitazioni di trazione in direzione assiale. È stato pensato con dimensioni di 280 x 180 mm, con uno spessore di prima ipotesi di 10 mm e ospita inoltre i 6 fori per l'alloggiamento delle viti M10 che permetteranno l'ancoraggio della struttura di arresto alla trave di supporto della barra di Hopkinson.

I fori presenti sono passanti e con $\varnothing = 11$ mm; quindi, maggiore del diametro nominale della vite per permettere a quest'ultima di scorrere senza problemi, evitando inoltre il contatto con il gambo della vite nel caso in cui dovessero verificarsi dei micro-scorrimenti, i quali produrrebbero taglio e flessione all'interno del gambo della vite.

6.1.2 TORSION ARREST

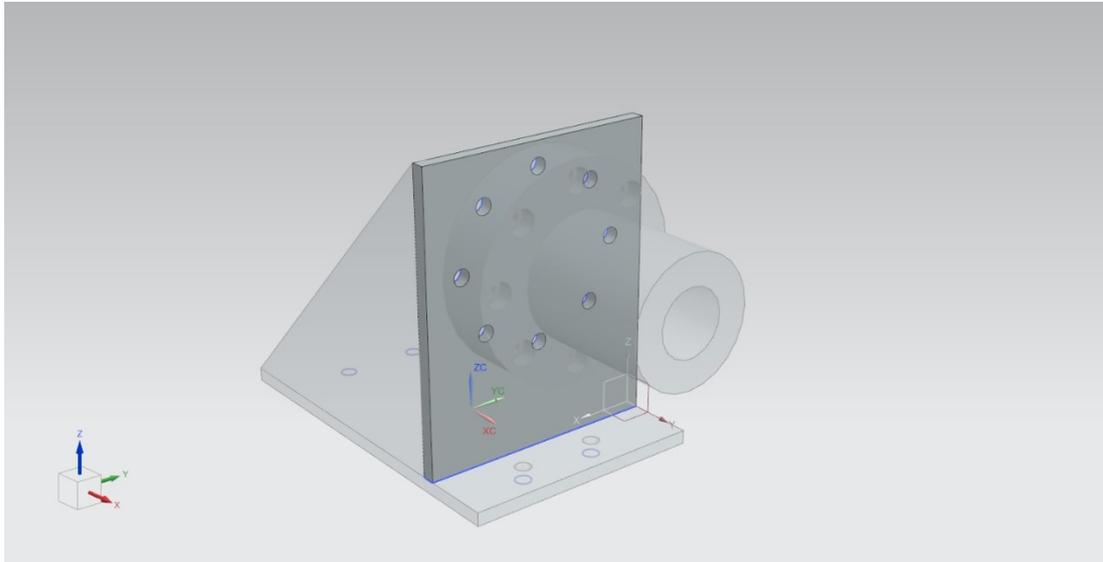


Figura 6.4: modello CAD torsion arrest

Il torsion arrest di figura 6.4 è un dispositivo pensato in un primo momento per opporsi alla coppia torcente impiegata per i test sui provini, tuttavia, vista la necessità di integrare una cella di carico a trazione, la quale non è progettata per sopportare carichi torsionali, è stato necessario pensare un sistema dedicato per bloccare la rotazione assiale a monte della cella di carico. Questo sistema verrà descritto in seguito al paragrafo 1.4.

Il torsion arrest resta comunque necessario per il funzionamento di tutto in sistema di arresto in quanto ospita gli otto fori $\varnothing = 13$ per l'alloggiamento delle viti di fissaggio della cella di carico a trazione. Anche in questo caso i fori sono di tipo passante e presentano un diametro maggiore di quello nominale delle viti per permettere lo scorrimento senza impedimenti durante le operazioni di montaggio e smontaggio. Le dimensioni del torsion arrest sono di 180 x 220 mm e con uno spessore di

prima ipotesi di 10 mm, i fori invece sono posti in modo equidistante l'uno dall'altro lungo una circonferenza $\varnothing = 62.5$ mm.

6.1.3 NERVATURE

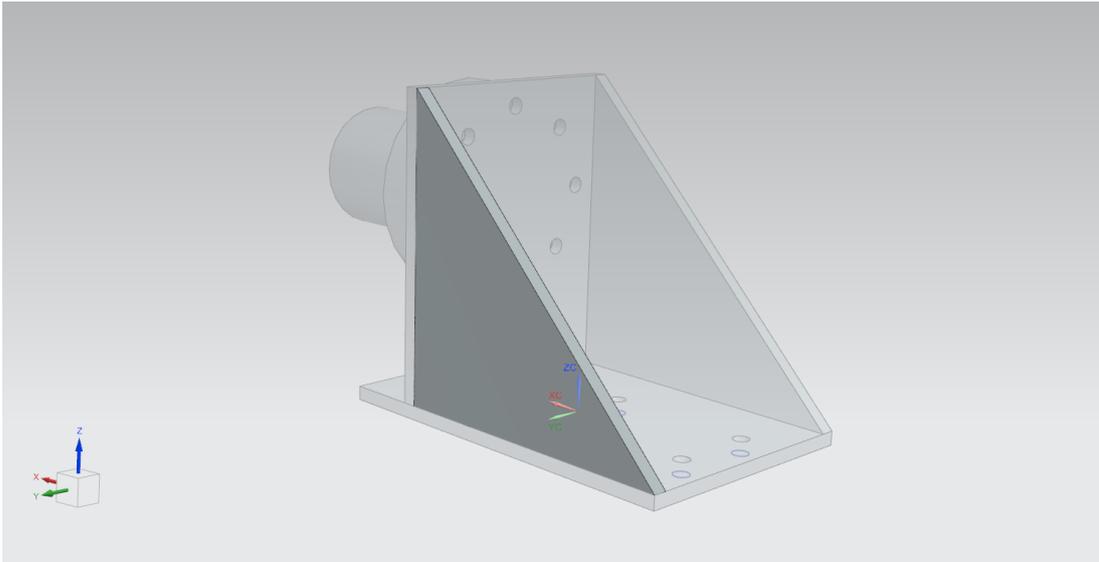


Figura 6.5: modello CAD nervature

Le nervature in figura 6.5 sono due elementi di irrigidimento di tutta la struttura di arresto e sono a contatto con il tension arrest e il torsion arrest, il collegamento tra questi è realizzato per mezzo di saldature. In questa configurazione di montaggio, le nervature lavorano sottoposte a delle sollecitazioni di trazione, tuttavia si era valutata anche la possibilità di montare la cella di carico con il relativo mozzo all'interno della struttura del supporto in modo da far lavorare le nervature con stati tensionali di compressione, i quali in genere creano meno danni rispetto a quelli di trazione e, inoltre, non compromettono la vita a fatica nel caso di carichi variabili che si ripetono nel tempo (*carichi ciclici*). In conclusione, si è deciso di montare le nervature in trazione, quindi come raffigurate in

figura 6.5, per i seguenti motivi: essendo una barra nata per i test di tipo dinamico, l'utilizzo statico e quindi con l'impiego del supporto sarà limitato ad un certo numero di volte, non richiedendo quindi una *life-time* a fatica estremamente lunga;

inoltre, la sollecitazione in compressione delle nervature, avrebbe esposto queste al fenomeno di *instabilità elastica*, detto anche *instabilità per carico di punta*. Il fenomeno di instabilità elastica può essere evitato operando alcune scelte particolari, le quali possono essere comprese, in prima approssimazione, osservando la *relazione di Eulero*, valida per corpi snelli, la quale esprime il valore della forza massima sopportabile da una trave in condizioni di compressione in testa:

$$F_{cr} = \frac{C * E * J * \pi^2}{L^2}$$

- C = *coefficiente relativo alla condizione di vincolo*
- E = *modulo elastico e modulo di Young del materiale*
- J = *momento d'inerzia*
- L = *lunghezza della trave*

Essendo già fissato il materiale, non è possibile aumentare il valore del modulo elastico, inoltre essendo fissata la geometria non è possibile ridurre sensibilmente la lunghezza della diagonale della nervatura, si osserva quindi che l'unico modo per aumentare la forza critica è quello di adottare un momento d'inerzia maggiore J ,

il quale per una sezione rettangolare vale:

$$J = \frac{L * s^3}{12}$$

- L = *lunghezza della diagonale della nervatura*
- s = *spessore della sezione impiegata*

Per aumentare quindi il momento d'inerzia, non potendo modificare L , risulta necessario variare la sezione s della nervatura, nel caso in cui questa non risulti verificata ad instabilità.

6.1.4 MOZZO PER CELLA DI CARICO A TRAZIONE

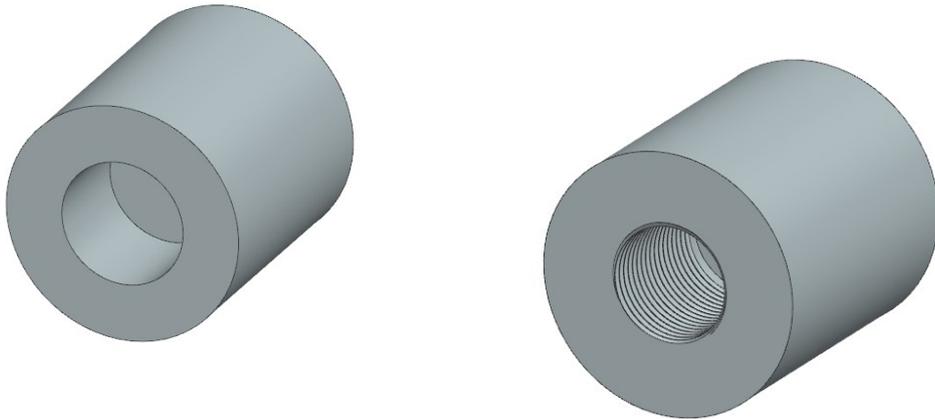


Figura 6.6: modello CAD mozzo calettatore per cella di carico a trazione

Il mozzo di figura 6.6 è un dispositivo che permette l'alloggiamento del calettatore, realizzando così un collegamento saldo tra la struttura d'arresto complessiva e la barra in Titanio utilizzata nei test.

Il mozzo è costituito da un cilindro in acciaio pieno con $\varnothing = 90$ mm, al cui interno sono ricavati due fori:

- Foro liscio $\varnothing = 47$ per l'alloggiamento del calettatore
- Foro filettato M39 x 3 per il collegamento con la cella di carico

Mentre le dimensioni dei fori sono vincolate alle dimensioni geometriche dei componenti che deve ospitare, per il dimensionamento del diametro esterno non è stato possibile limitarsi ai solo ingombri geometrici, in quanto da questo valore dipende la resistenza del mozzo nel momento in cui vengono applicate le sollecitazioni di trazione e di torsione.

Per il suo dimensionamento, l'azienda produttrice del calettatore, fornisce anche una relazione per il calcolo immediato del D_{em} , ovvero il valore minimo del diametro esterno.

La formula fornita deriva dal modello per il calcolo delle tensioni equivalenti della *massima tensione tangenziale*, conosciuto anche come *criterio di Tresca*:

$$D_{em} = D * \sqrt{\frac{R_{p0.2} + (P_h * C)}{R_{p0.2} - (P_h * C)}}$$

dove:

- D = *diametro esterno calettatore*
- $R_{p0.2}$ = *limite di snervamento del materiale del mozzo*
- P_h = *pressione di contatto esercitata dal calettatore sul mozzo*
- C = *coefficiente di utilizzazione*

Sostituendo i valori:

$$D_{em} = 47 * \sqrt{\frac{250 + (123 * 0.8)}{250 - (123 * 0.8)}} = 80.5 \text{ mm}$$

La misura del diametro esterno è stata cautelativamente arrotondata a $\varnothing = 90 \text{ mm}$, in quanto durante il calcolo non è stato tenuto in considerazione della presenza del foro M39 x 3 per il collegamento con la cella di carico. Il foro filettato è situato in una zona che teoricamente non risente dell'effetto delle sollecitazioni trasmesse dal calettatore, tuttavia, essendo un foro con dimensioni considerevoli, si è preferito sovradimensionare il mozzo, in modo da evitare rotture impreviste o malfunzionamenti.

6.2 SISTEMA DI ARRESTO PER LA ROTAZIONE

Essendo la cella di carico inadatta a sopportare coppie torsionali, nel momento in cui questa è stata integrata nell'assieme del supporto, si è reso necessario prevedere un sistema dedicato per il blocco della rotazione, il cui modello è riportato in figura 6.7, in modo da non trasmettere momenti torcenti alla cella di carico a trazione, evitando quindi danni e malfunzionamenti.

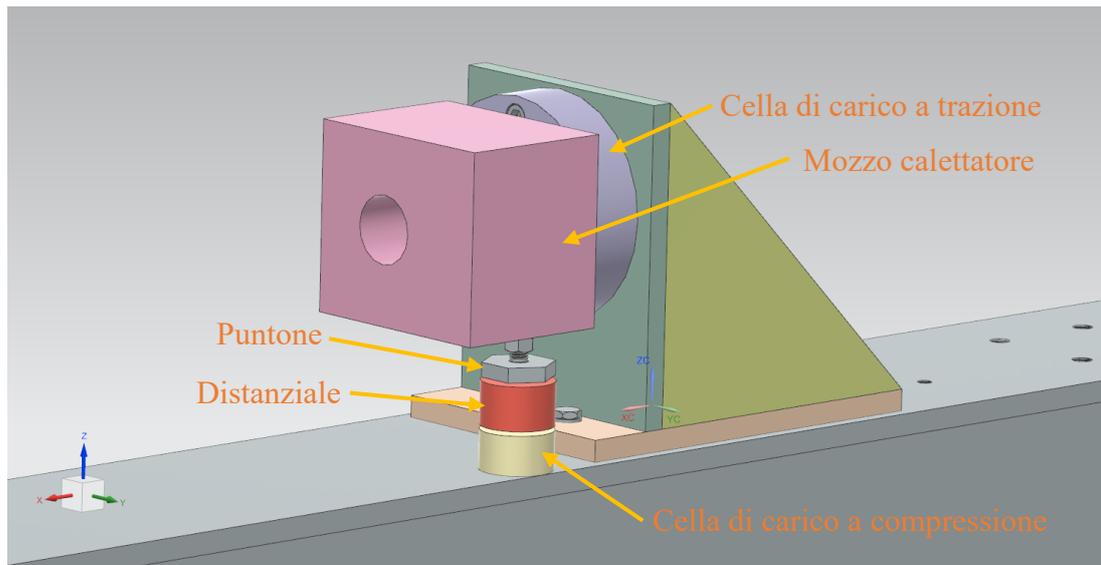


Figura 6.7: modello CAD assieme sistema di arresto della rotazione

Il sistema di arresto della rotazione di figura 6.7, essendo stato inserito in un secondo momento all'interno del progetto, è stato pensato in modo tale da modificare il meno possibile il progetto; è stato infatti sufficiente modificare unicamente il mozzo per il calettatore, il quale, dalla forma cilindrica che aveva inizialmente, è stato riprogettato con una forma squadrata, prestando attenzione a non scendere sotto le dimensioni minime calcolate precedentemente con il *criterio della massima tensione tangenziale*.

Il funzionamento di questo sistema di arresto alla rotazione può essere compreso valutando l'equilibrio alle rotazioni dello schema statico riportato in figura 6.8:

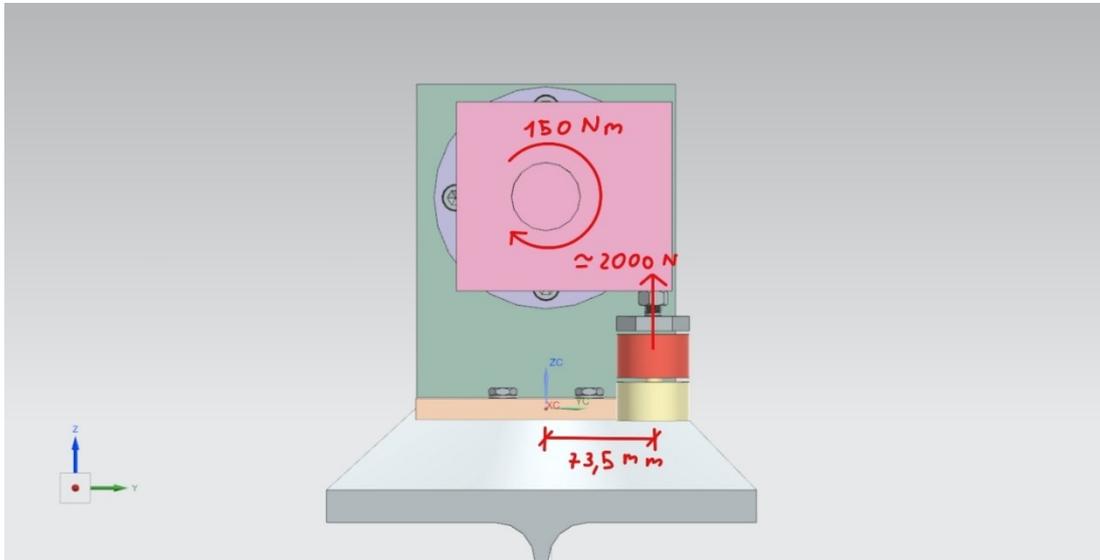


Figura 6.8: schema statico delle forze necessarie all'arresto della rotazione

la coppia di 150 Nm impressa sulla barra durante i test può essere vista come un momento applicato in corrispondenza del centro del foro del mozzo per l'alloggiamento del calettatore; per garantire l'equilibrio alle rotazioni è necessario quindi introdurre una forza, con un relativo braccio rispetto al centro di rotazione della barra, in grado di generare una coppia tale da annullare il momento risultante, garantendo quindi l'equilibrio statico del sistema. Per ottenere una coppia resistente adeguata, si è pensato di introdurre una seconda cella di carico a compressione e di posizionarla sulla trave di supporto della barra di Hopkinson. Il mozzo e la cella di carico a compressione sono messi in contatto da un sistema di trasferimento della forza composto da un distanziale e un puntone regolabile, riportati rispettivamente alle nelle figure 6.9 e 6.10.

Valutiamo ora la forza necessaria, in relazione al braccio offerto dalla trave HEB 200:

$$0 = M_t - F * l \quad \rightarrow \quad F = \frac{M_t}{l} \quad \rightarrow \quad F = \frac{150}{0.735} \approx 2000 \text{ N}$$

Si osserva che per realizzare il sistema di arresto è necessario impiegare una cella di carico a compressione con una portata minima di circa 2000 N; nel nostro caso è stata impiegata una cella di carico a compressione marca *Gefran*, in grado di resistere a sollecitazioni di compressione fino 200 Kg, ovvero 2000 N.

Il collegamento tra il mozzo e la cella di carico a compressione sarebbe stato realizzabile semplicemente utilizzando un puntone, tuttavia, essendo la cella di carico a compressione realizzata con un gambo filettato in testa, l'accoppiamento con il puntone sarebbe risultato difficoltoso, data la scarsa superficie di contatto offerta dal gambo filettato della cella di carico.

Per ovviare al problema della scarsa superficie di contatto, si è pensato di realizzare un distanziale dotato di un foro filettato, con la stessa filettatura presente sullo stelo della cella di carico, ovvero una filettatura M12. un foro filettato, con la stessa filettatura presente sullo stelo della cella di carico, ovvero una filettatura M12.

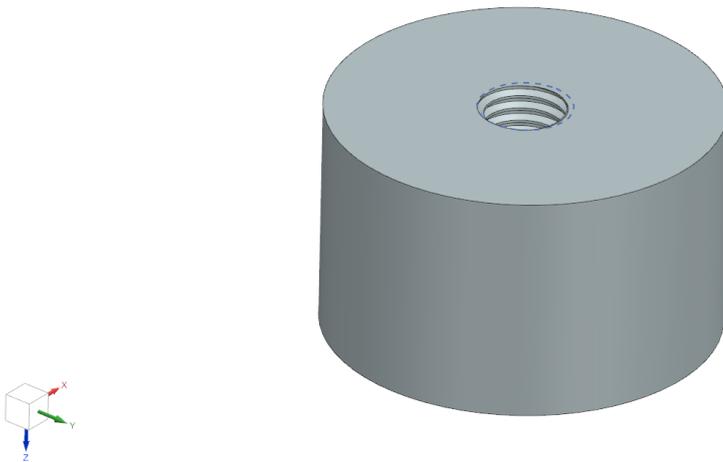


Figura 6.9: modello CAD distanziale

In questo modo, il distanziale di figura 6.9 è in grado di ingranare sullo stelo filettato della cella di carico e quindi offrire una superficie di appoggio maggiore, rispetto alla testa del solo gambo.

Essendo la barra posizionata a circa 140 mm dal piano della HEB 200, la struttura *snella* del puntone lo avrebbe esposto al rischio di cedere durante i test per effetto dell'*instabilità elastica*. Sulla base di questa considerazione si comprende la duplice utilità del distanziale, il quale permette di ridurre la lunghezza dello stelo del puntone, rendendolo quindi più sicuro rispetto all'*instabilità elastica*.

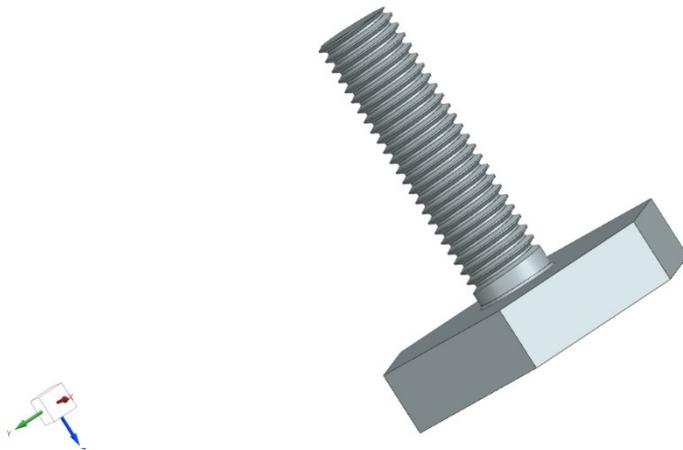


Figura 6.10: modello CAD puntone

Valutiamo quindi la forza massima supportabile dal puntone di figura 6.10 in compressione, ovvero la *forza critica*:

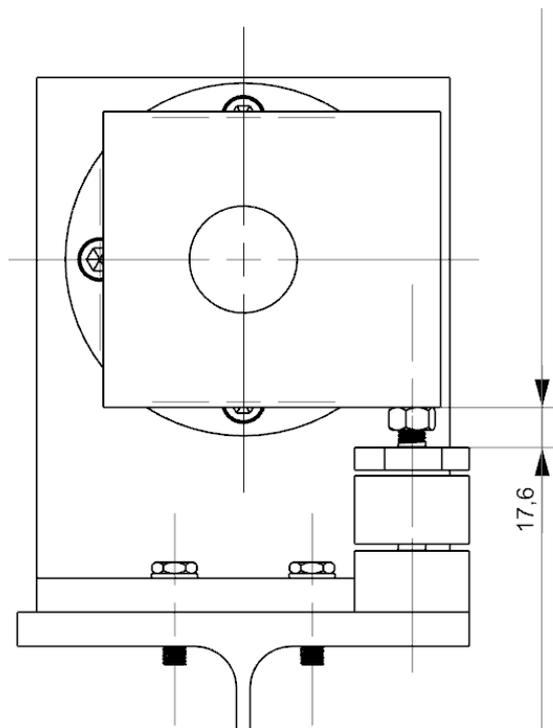


Figura 6.11: Vista quotata assieme supporto

Riprendendo la relazione di *Eulero* valida per i corpi *snelli*:

$$F_{cr} = \frac{C * E * J * \pi^2}{L^2}$$

- C = *coefficiente relativo alla condizione di vincolo*
- E = *modulo elastico e modulo di Young del materiale*
- J = *momento d'inerzia*
- L = *lunghezza della zona esposta del gambo del puntone figura 6.11*

Ipotizzando un modulo elastico del materiale $E = 200$ GPa, calcolando il momento d'inerzia J della sezione del gambo e sostituendo poi i valori nella relazione di *Eulero* otteniamo il seguente valore di forza critica:

$$J = \frac{\pi * D^4}{64}$$

Dove D rappresenta il diametro del gambo filettato, ovvero $\varnothing = 12$ mm

$$J = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * 0.012^4}{64} = 1.02 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$F_{cr} = \frac{1 * 200 * 10^9 * 1.02 * 10^{-9} * \pi^2}{0.176^2} = 65 \text{ kN}$$

Dovendo lo stelo resistere ad un carico assiale di circa 2 kN, la verifica relativa al carico di punta risulta ampiamente soddisfatta.

Capitolo 7: ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI (FEM)

L'*analisi agli elementi finiti* o *analisi FEM* è stata condotta utilizzando la Workbench del software *Ansys*. Questo tipo di simulazioni sono necessarie quando le geometrie di una struttura assumono forme tali da impedire la risoluzione dei calcoli per il dimensionamento e la verifica di sezioni a mano, in quanto risulterebbero estremamente complesse, oltre al fatto che non sempre risulta possibile elaborare questo tipo di equazioni in quanto la struttura non è facilmente semplificabile in sottostrutture più semplici.

7.1 SEMPLIFICAZIONE DEL MODELLO PER L'ANALISI

Prima di procedere con la simulazione, è necessario apportare delle semplificazioni al modello CAD, in modo tale che, quando il programma di simulazione genererà una *mesh* sul modello, questa dovrà risultare il più semplice possibile, in relazione alla complessità del progetto. Semplificare il modello in modo opportuno equivale a poter elaborare i risultati nel minor tempo possibile, il che è di fondamentale importanza nel caso di progetti molto complessi. Nel nostro caso, come osservabile in figure 7.1 e 7.2, la semplificazione consiste nell'eliminare tutte le parti

dell'assieme superflue che non richiedono una valutazione FEM, mentre le parti che devono necessariamente essere presenti vengono opportunamente semplificate, ovvero si cerca di approssimare i componenti presenti con delle geometrie più semplici. Un esempio è la trave HEB 200, la quale non richiedeva una valutazione FEM, tuttavia, essendo necessaria per simulare una superficie di ancoraggio è stata quindi sostituita con un parallelepipedo di dimensioni poco superiori alla base del supporto ed uno spessore pari a quello della HEB 200.

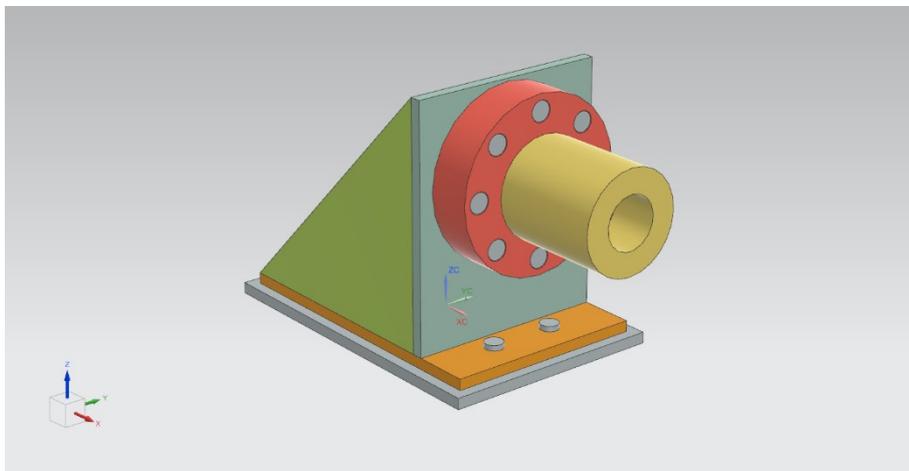


Figura 7.1: vista anteriore modello CAD semplificato per analisi FEM

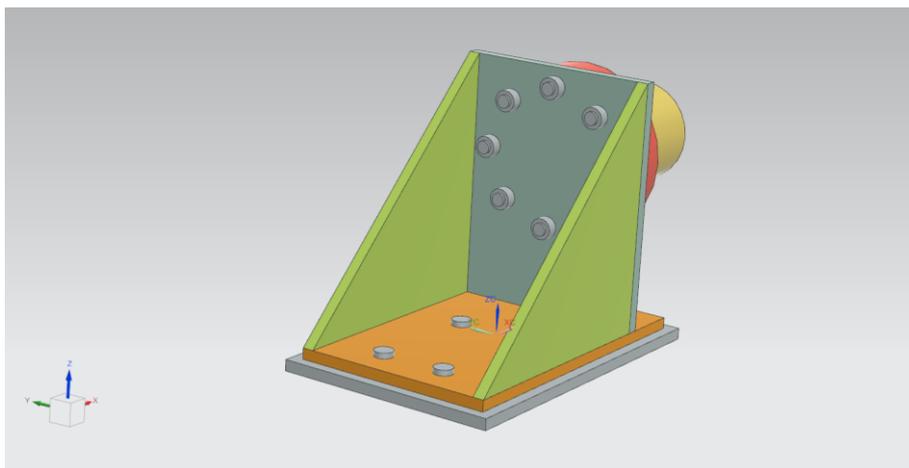


Figura 7.2: vista posteriore modello CAD semplificato per analisi FEM

Nel caso in cui siano presenti dei collegamenti filettati, questi devono essere necessariamente semplificati, in quanto le filettature, essendo delle geometrie molto complesse, richiederebbero delle mesh molto fitte per la loro valutazione, rendendo quindi la simulazione eccessivamente lunga. Le viti, come visibile in figura 7.3, vengono quindi assimilate a dei cilindri con diametri uguali a quelli nominali delle viti, mentre la testa viene assimilata ad un cilindro con altezza pari allo spessore della testa e la circonferenza di base tale da circoscrivere l'esagono, nel caso di viti con testa esagonale.

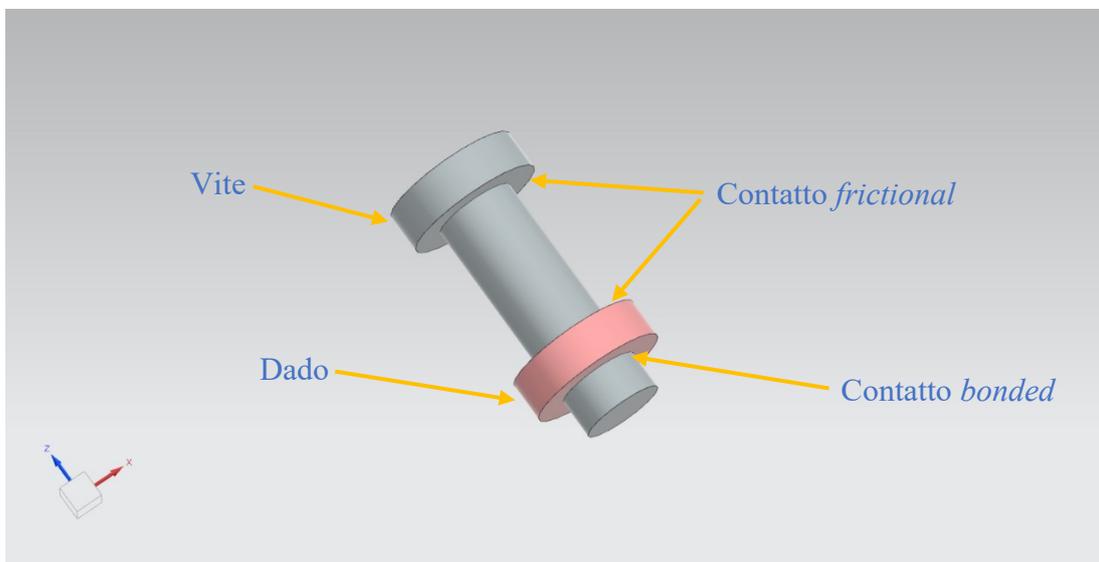


Figura 7.3: Modello CAD della semplificazione di un bullone con relativi contatti

Il comportamento tipico delle viti viene replicato adottando opportuni collegamenti tra i componenti, riportati anche in figura 7.3: nel caso di viti *mordenti*, ovvero sollecitate solo assialmente, si procede a rimuovere tutti i contatti presenti che interessano il gambo filettato della vite, ad eccezione della zona di contatto con la madrevite e in questo caso i contatti sono di tipo *bonded*, ovvero le zone a contatto si comportano come se fossero perfettamente incollate tra loro, quindi come un corpo unico.

Per quanto riguarda la testa della vite, si inserisce un contatto di tipo *frictional* al di sotto della testa stessa, in corrispondenza della superficie di contatto con la struttura sottostante, in questa situazione si adotta tipicamente un coefficiente di attrito tra le superfici $\mu = 0.3$, il quale può essere tuttavia variato nel caso di situazioni particolari.

7.2 PREPARAZIONE DEL MODELLO E GENERAZIONE DELLA MESH

Durante la fase di preparazione del modello per la simulazione, si procede ad inserire tutti i contatti tra i vari elementi del modello, in modo da definirne il comportamento sotto l'effetto dei carichi esterni. Una volta definiti i contatti, si procede ad inserire tutte le forze esterne che solleciteranno il supporto e i precarichi delle viti, come osservabile in figura 7.4:

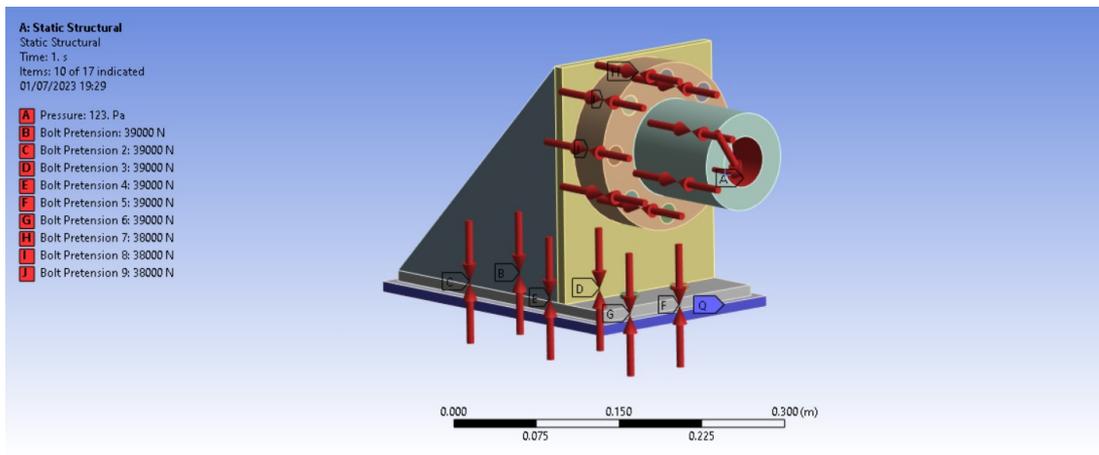


Figura 7.4: precarico delle viti e forze esterne

Infine, si procede ad inserire i vincoli a cui è sottoposta la struttura e alla generazione di una *mesh*, come in figura 75, per la discretizzazione della struttura. Generalmente si cerca di adottare una *mesh* con dimensioni adeguate alla necessità, in particolare si tende ad adottare mesh molto fitte nei punti in cui si vuole valutare più attentamente il comportamento della struttura. In figura 7.5 osserviamo una *mesh* con dimensioni dell'elemento fondamentale di 5 mm.

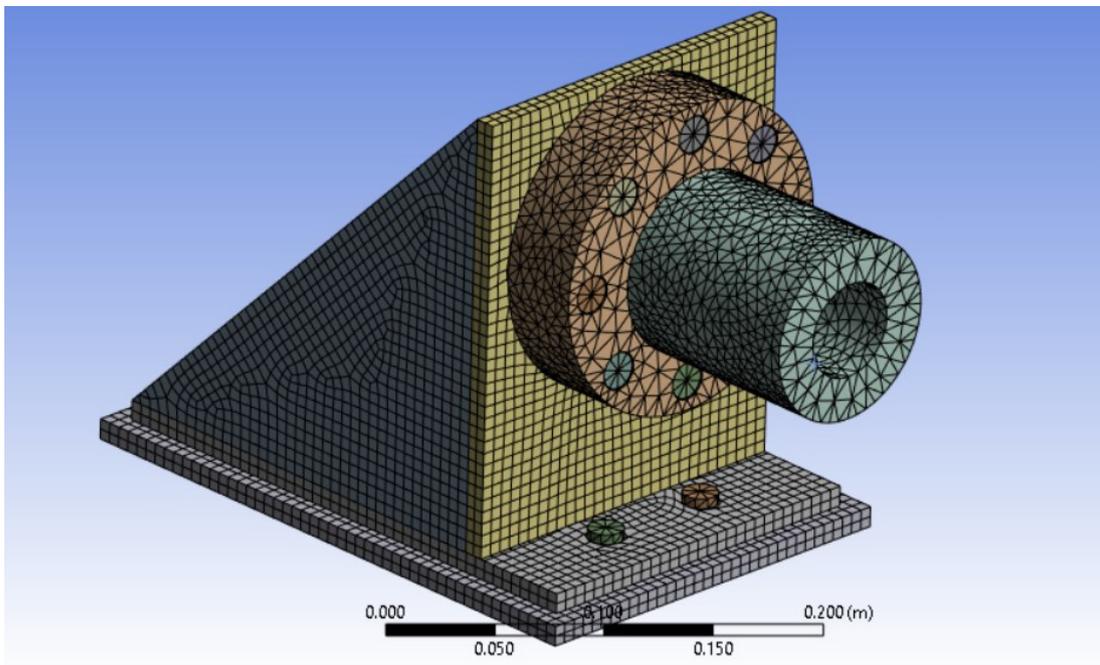


Figura 7.5: Generazione della mesh

7.3 ELABORAZIONE DEI RISULTATI

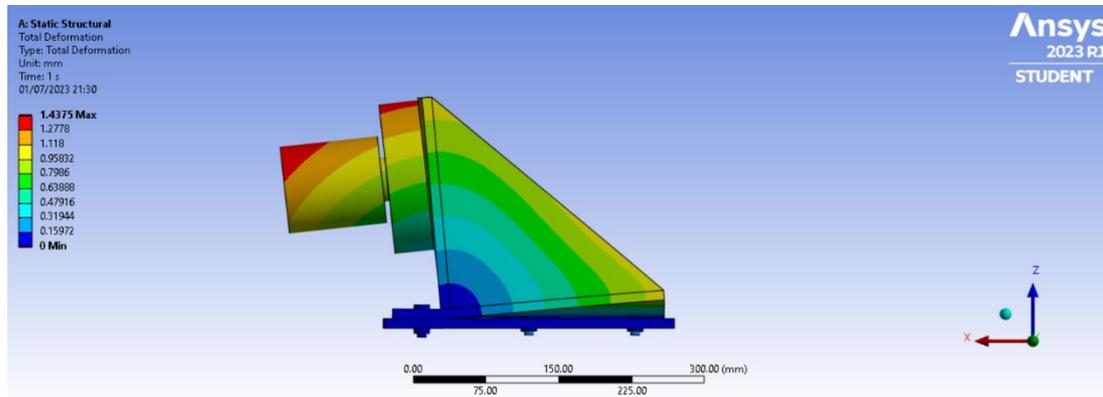


Figura 7.6: Simulazione FEM della deformazione maggiorata di un fattore 19x

Osservando, in primo luogo, la deformata della struttura in figura 7.6, si nota che lo spostamento massimo che subisce è di circa 1.4 mm, in corrispondenza del mozzo. Considerando l'entità delle sollecitazioni a cui è sottoposta la struttura, questo valore di spostamento risulta accettabile. La valutazione della deformata risulta particolarmente utile per individuare, come in figura 7.7, le zone in cui la struttura è sottoposta a flessione, generando tensioni elevate all'interno del materiale ed esponendo la struttura al rischio di rotture improvvise.

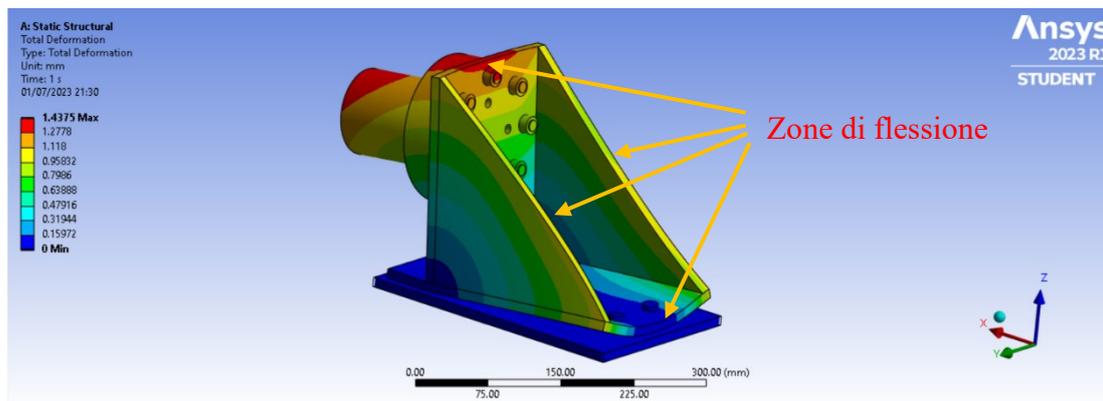


Figura 7.7: zone di flessione della struttura

Valutiamo ora le tensioni che si generano all'interno del materiale della struttura utilizzando una simulazione basata sul criterio di Von-Mises:

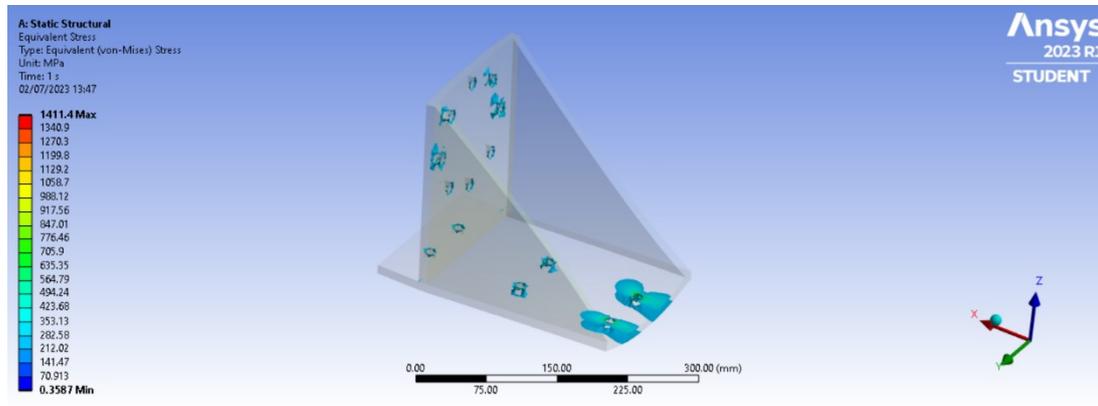


Figura 7.8: simulazione della tensione equivalente di Von-Mises

Osservando in figura 7.8 la simulazione della *tensione equivalente* di Von-Mises, si nota che effettivamente la struttura raggiunge tensioni elevate in corrispondenza delle zone in cui subisce flessione. La presenza di valori di tensione molto elevate e poco verosimili è generalmente dovuta all'utilizzo di una *mesh* troppo grossolana in zone particolarmente critiche, come ad esempio le immediate vicinanze dei fori per le viti. Sulla base di questa considerazione, i valori di tensione localizzati nelle vicinanze dei fori non rappresentano quindi valori affidabili, risulta invece di maggiore interesse la zona in cui si sviluppano tensioni con valori verosimili, dell'ordine quindi di qualche centinaio di Mpa. In particolare, si tiene conto delle porzioni di materiale in cui si sviluppano tensioni critiche, ovvero superiori al limite di snervamento del materiale utilizzato per la simulazione, in questo caso 250 Mpa. L'estensione della zona in cui sono presenti tensioni superiori al limite di snervamento risulta non trascurabile, per cui si rende necessario l'approfondimento con ulteriori simulazioni.

In particolare, essendo la zona a rischio di rottura soggetta a flessione, questa genera nel materiale delle tensioni normali alla sezione resistente, eseguiamo quindi una simulazione della *tensione normale* in direzione ortogonale alla sezione resistente, per effettuare una valutazione più accurata del comportamento della struttura per valutare gli effetti flessionali:

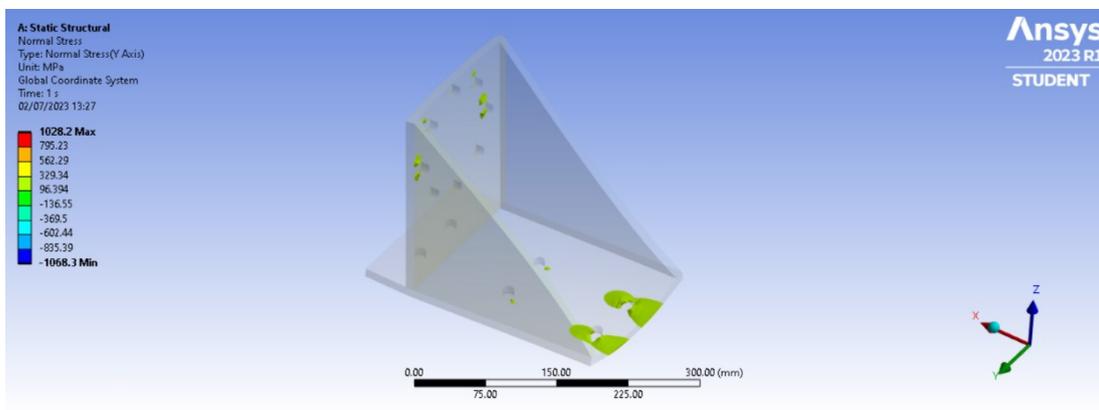


Figura 7.9: simulazione della tensione normale in direzione Y

Eseguendo uno zoom sulla zona critica di interesse:

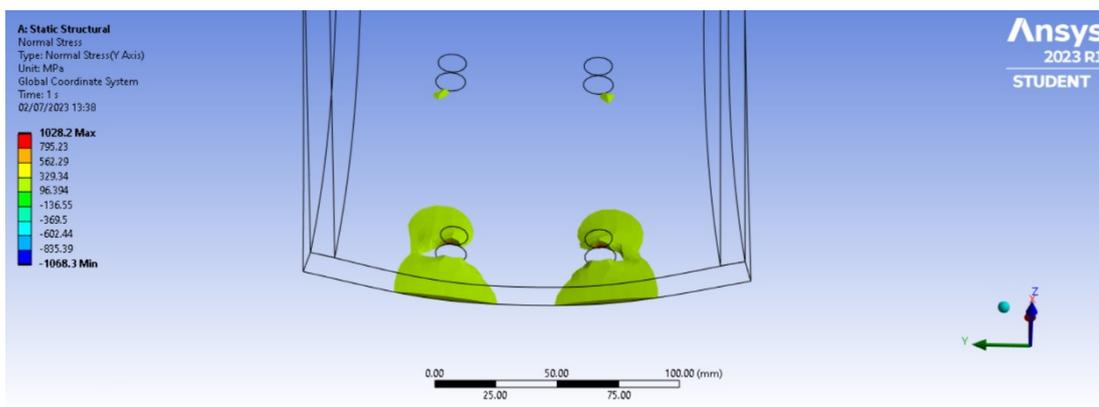


Figura 7.10: zoom simulazione della tensione normale in direzione Y

Osservando le figure 7.9 e 7.10, si nota che che la simulazione della *tensione normale*, rispetto alla simulazione della *tensione equivalente*, presenta una zona di estensione delle tensioni critiche localizzata esclusivamente nella zona inferiore del tension arrest, mentre nella simulazione delle *tensioni equivalenti* le zone critiche sono localizzate sia nella zona superiore che in quella inferiore del tension arrest; questa differenza deriva dal fatto che le tensioni di trazione vengono considerate convenzionalmente positive, mentre le tensioni di compressione si considerano negative e, essendo la zona superiore sottoposta a compressione, il valore delle tensioni in quella zona risulta inferiore alle tensioni di trazione nella zona inferiore e quindi non vengono visualizzate durante l'elaborazione. Per quanto riguarda la simulazione delle *tensioni equivalenti*, osserviamo che vengono riportate sia le zone di trazione che quelle di compressione e per comprenderne il motivo è sufficiente osservare l'equazione con cui viene definita la tensione equivalente secondo Von-Mises per stati piani di tensione:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Essendo la tensione normale σ_e definita con una radice quadrata, il suo valore non sarà mai negativo, per cui la distinzione tra tensioni di trazione e compressione perde di validità.

Si è ritenuto opportuno eseguire una simulazione della sola *tensione normale*, in quanto risulta più immediata la visualizzazione delle zone interessate da stati tensionali di trazione indotti dalla flessione della struttura.

7.3.1 VALUTAZIONE DEI RISULTATI

Osservando le due simulazioni, le zone critiche di tensione risultano, con ottima approssimazione, sovrapponibili, lasciando quindi intuire che effettivamente la tensione predominante è quella derivante dalla flessione della struttura. Essendo la zona di estensione non trascurabile, risulta quindi necessario riprogettare la struttura in modo da ottenere un comportamento migliore durante l'esercizio. Nell'ottica di abbassare le tensioni all'interno della struttura, essendo questa sottoposta a flessione, è sufficiente aumentare lo spessore della sezione. Per comprendere le motivazioni alla base di questa scelta è opportuno inizialmente semplificare la struttura sottoposta a flessione come una trave incastrata, dove l'incastro è localizzato in prossimità del foro della vite, mentre all'estremo opposto agisce una forza che tende a flettere la trave, in particolare quest'ultima deriva delle sollecitazioni di trazione trasmesse dalle nervature. Possiamo quindi sfruttare la simmetria della struttura e operare la seguente semplificazione riportata in figura 7.11:

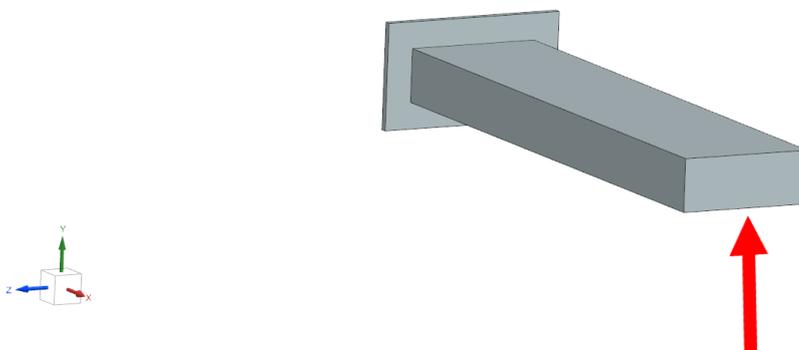


Figura 7.11: modella della trave incastrata della semplificazione

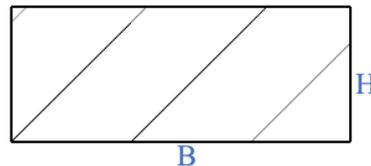
introduciamo ora la relazione di *Navier* per il calcolo di tensioni derivanti da sollecitazioni flessionali:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f}$$

- M_f : momento flettente
- W_f : modulo di resistenza a flessione della sezione
- σ_f : tensioni normali di flessione

Osserviamo che, a parità del momento flettente M_f , per ottenere valori più bassi di tensione è necessario aumentare il valore del modulo di resistenza a flessione W_f , il quale per una sezione rettangolare vale:

$$W_f = \frac{B * H^3}{6}$$



Osserviamo che per aumentare il valore del modulo di resistenza a flessione si può decidere di aumentare la larghezza della sezione, tuttavia, per ottenere effetti significativi bisognerebbe incrementare notevolmente questa dimensione, mentre agendo sull'altezza della sezione è possibile ottenere valori di W_f elevati con valori di H non troppo distanti da quella iniziale, si comprende quindi la decisione di adottare un *tension arrest* con uno spessore maggiore.

Capitolo 8: MODIFICHE AL PROGETTO DEL SUPPORTO

Dal momento in cui la prima simulazione ha evidenziato alcune criticità dovute alla flessione del *tension* arrest, si è deciso di rivedere il modello CAD del supporto, portando lo spessore della piastra del *tension arrest* da 10 mm a 15 mm, come visibile in figura 8.1. Riportiamo in figura 8.2 il modello CAD semplificato impiegato per l'analisi FEM.

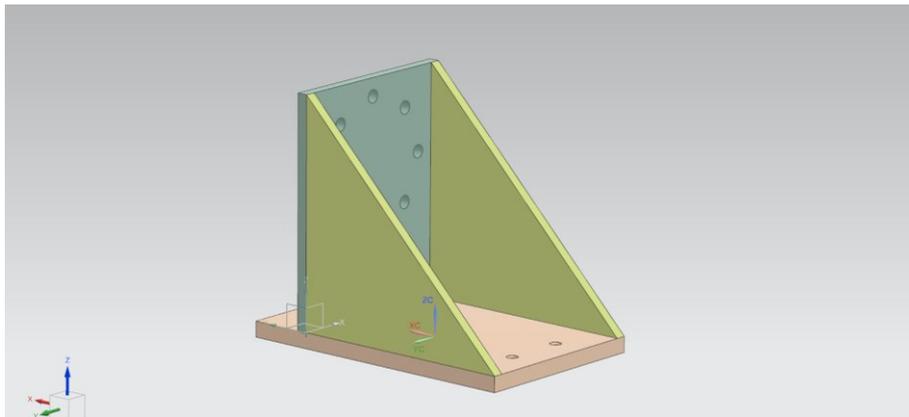


Figura 8.1: modello CAD supporto aggiornato

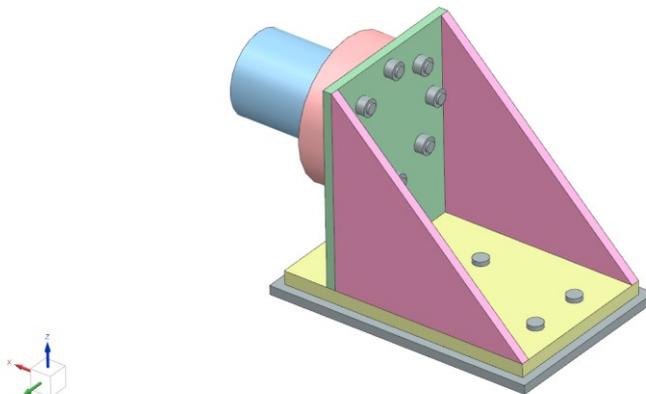


Figura 8.2: modello CAD semplificato per analisi FEM

8.1 VALUTAZIONE RISULTATI SECONDA SIMULAZIONE FEM

In questo caso non risulta necessario valutare nuovamente la simulazione della deformazione per localizzare le zone in critiche, in quanto queste sono già state individuate con la prima simulazione.

Valutiamo quindi la simulazione delle *tensioni equivalenti* secondo Von-Mises ed eseguiamo un confronto con la prima:

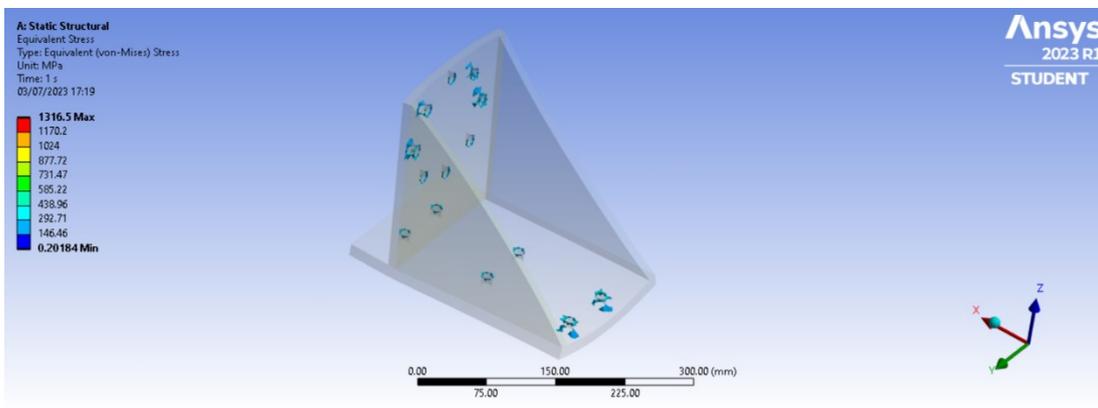


Figura 8.3: seconda simulazione FEM tensione equivalente secondo Von-Mises

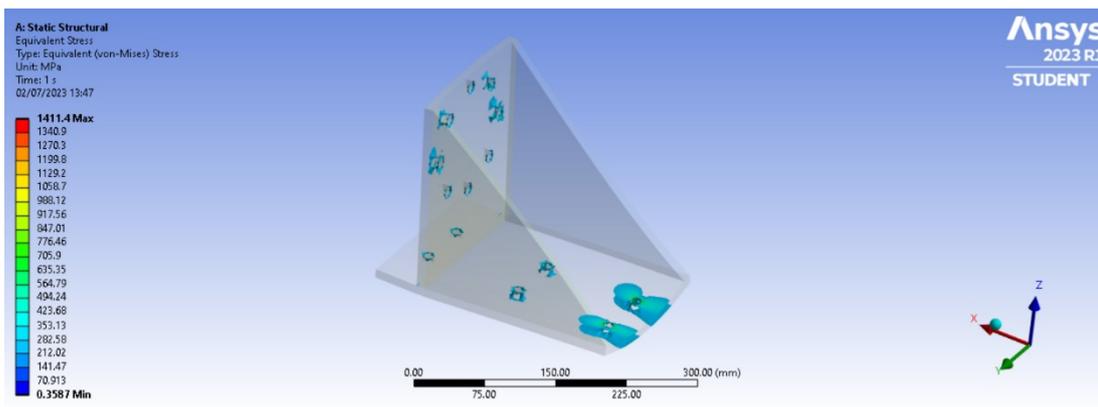


Figura 8.4: prima simulazione FEM tensione equivalente secondo Von-Mises

Osserviamo nelle figure 8.3 e 8.4 che le zone in cui la tensione raggiunge valori critici, queste sono decisamente inferiori rispetto alla prima simulazione. Essendo inoltre la loro estensione molto contenuta e localizzata nelle immediate vicinanze dei fori, queste risultano comunque trascurabili in quanto prodotte dall'utilizzo di una mesh troppo grossolana e non adeguata al caso specifico. Il risultato di questa seconda simulazione della tensione equivalente risulta quindi accettabile.

Nonostante il l'esito della simulazione della tensione equivalente abbia dato esito positivo, per completezza valutiamo anche la simulazione della *tensione normale* alla sezione resistente a flessione e osserviamo il confronto con la prima simulazione:

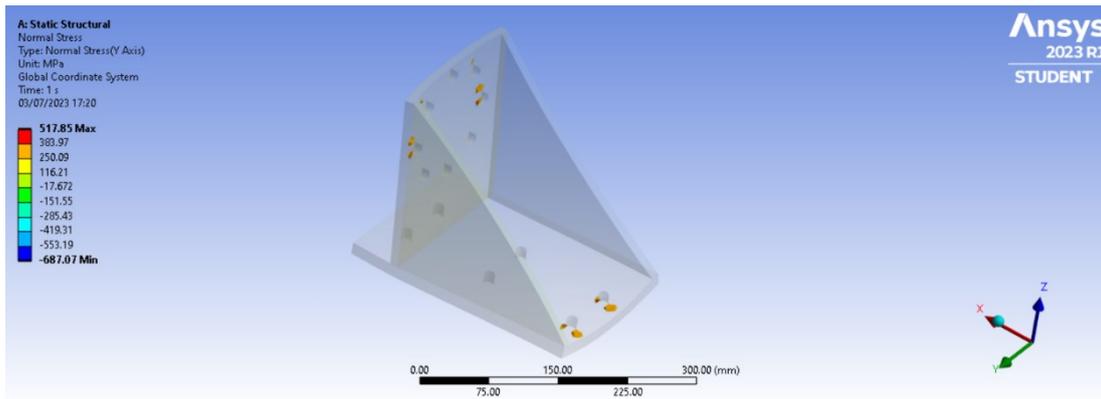


Figura 8.5: seconda simulazione FEM tensione normale

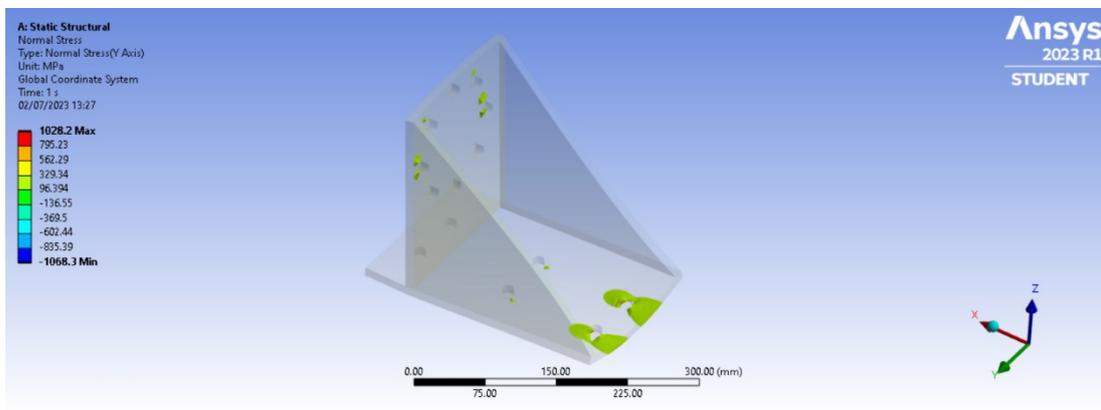


Figura 8.6: prima simulazione FEM tensione normale

Osserviamo nelle figure 8.5 e 8.6 che anche in questo caso le zone in cui si raggiungono valori critici di tensione sono nettamente più piccole rispetto alla prima simulazione e risultano decisamente contenute, per cui anche questa seconda simulazione restituisce un riscontro positivo.

8.2 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI SUL SISTEMA DI ARRESTO DELLA ROTAZIONE

Dal momento in cui la simulazione FEM sulla struttura di supporto del calettatore ha avuto un esito positivo, rendendo quindi possibile la definizione di una geometria finale, si è deciso di eseguire una simulazione sul sistema di arresto alla rotazione. Per questa analisi è stato preparato un modello CAD molto semplificato, privo di tutta la struttura già verificata precedentemente, il quale viene riportato in figura 8.7:

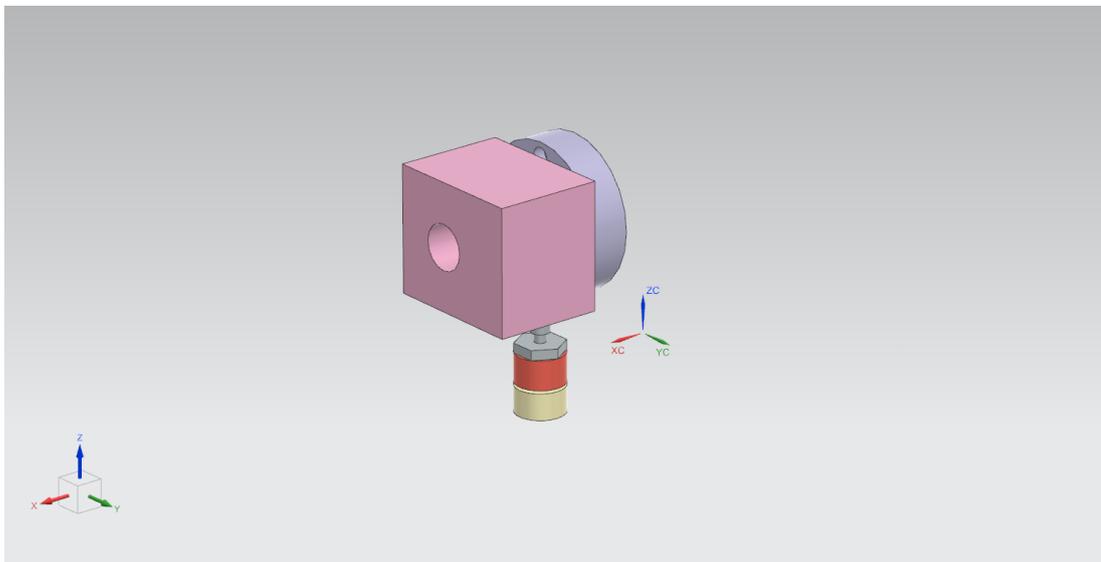


Figura 8.7: modello CAD sistema di arresto rotazione

La preparazione del modello per la simulazione è analoga a quanto descritto al paragrafo 3.2, tuttavia questa volta alcuni contatti e vincoli sono stati modificati, come ad esempio è stato sostituito il tipo di contatto tra il foro del mozzo e lo stelo della cella di carico a trazione, passando da un contatto *bonded* ad un *no separation*, in modo da permettere la rotazione reciproca tra i due componenti e valutare quindi se effettivamente il sistema di arresto alla rotazione è in grado di assolvere al compito. Sono stati inoltre inseriti dei vincoli di tipo *fixed support* sulle superfici di appoggio delle due celle di carico, in particolare, sulla cella di carico a trazione è utile per sostituire la struttura del supporto, mentre per la cella di carico a compressione simula l'appoggio sulla trave HEB 200 di supporto alla barra di Hopkinson.

8.3 VALUTAZIONE DEI RISULTATI SULL'ANALISI DEL SISTEMA DI ARRESTO DELLA ROTAZIONE

Essendo questo sistema sottoposto a sollecitazioni decisamente contenute rispetto a quelle che interessano la struttura del supporto, la simulazione ha esclusivamente lo scopo di valutare se effettivamente la rotazione viene bloccata. Per far ciò sono state simulate quindi le reazioni vincolari sui due vincoli di *fixed support* e, per ritenersi soddisfatta, la simulazione delle reazioni vincolari dovrà restituire valori simili a quelli calcolati nella descrizione del sistema di arresto alla rotazione al paragrafo 2.2.

Valutiamo quindi i risultati:

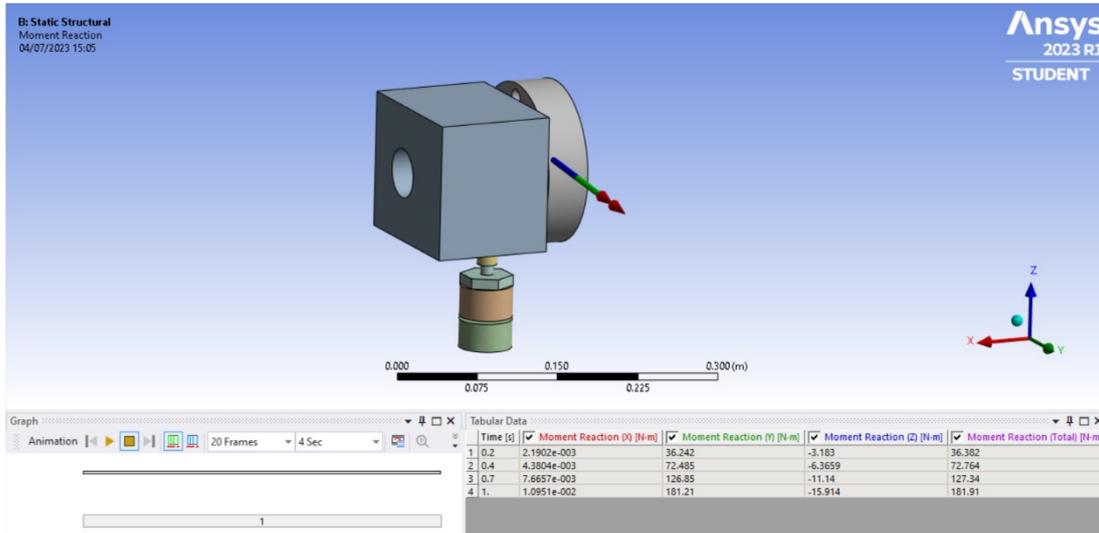
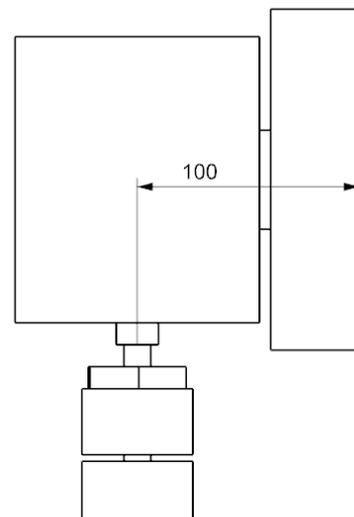


Figura 8.8: simulazione della risultante del momento sul *fixed support* della cella di carico a trazione

Si osserva in figura 8.8 che la risultante del momento applicato sul *fixed support* della cella di carico a trazione non presenta componenti lungo l'asse X, ovvero l'asse di rotazione della barra durante i test, questo lascia quindi intuire che la cella di carico a trazione non è sollecitata con sforzi di torsione derivanti dai test. La cella di carico risulta tuttavia sollecitata in flessione, con un momento flettente di circa 180 Nm derivante dalla reazione vincolare che si genera su *fixed support* della cella di carico a compressione, ciò è facilmente intuibile osservando che la distanza tra l'asse del puntone e la superficie posteriore della cella di carico è di circa 100 mm, ed essendo invece la reazione vincolare sul *fixed support* della cella di carico a compressione pari a circa 1800 N, si deduce



quindi che il loro prodotto genera un momento flettente sulla cella di carico a trazione di circa 180 Nm.

La presenza di questo momento flettente non costituisce un grosso problema per la misurazione, in quanto, essendo il circuito di misura della cella costituito da un *ponte di Wheatstone* con 8 estensimetri, questo dovrebbe essere teoricamente in grado di annullare, o comunque attenuare, gli effetti sulla misurazione derivanti dalla flessione.

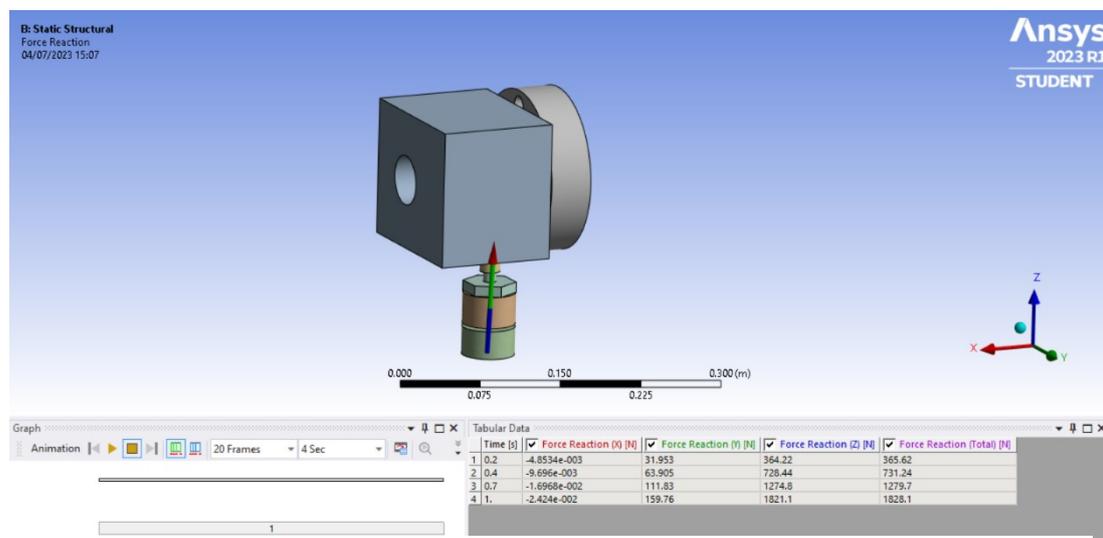


Figura 8.9: simulazione della risultante sul fixed support della cella di carico a compressione

Osservando in figura 8.9 la simulazione della reazione vincolare sul *fixed support* della cella di carico a compressione, si nota che il suo orientamento è concorde con quanto previsto durante la descrizione del funzionamento del sistema di arresto della rotazione al paragrafo 2.2, mentre il suo modulo è di circa 1800 N, molto vicino quindi ai 2000 N calcolati con l'equilibrio statico alle rotazioni.

Si deduce quindi che anche la simulazione sul sistema di arresto della rotazione ha restituito esito positivo.

Capitolo 9: ASSIEME DEFINITIVO

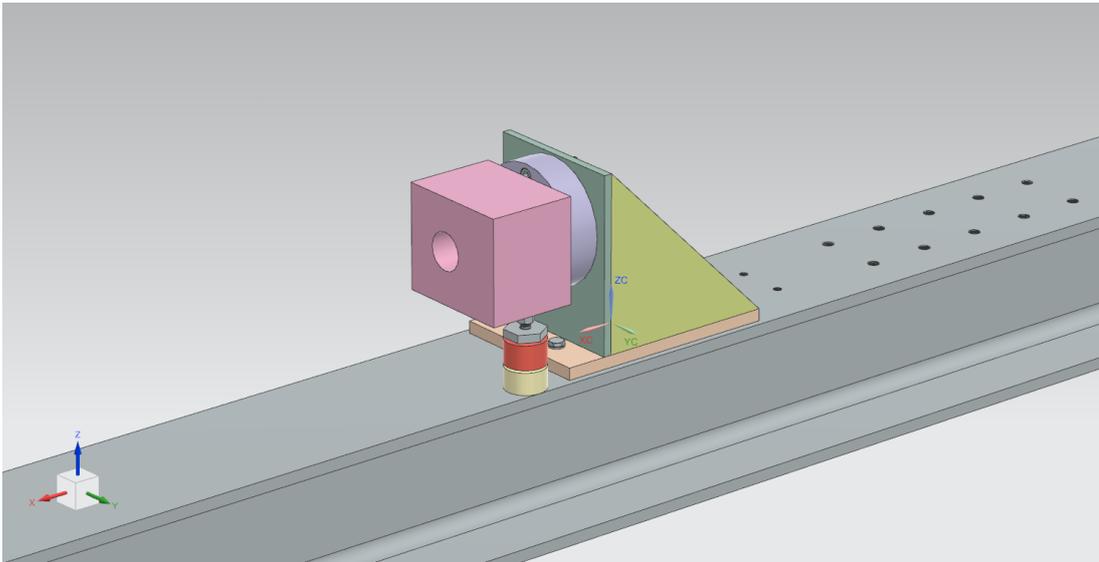


Figura 9.1: vista anteriore assieme definitivo

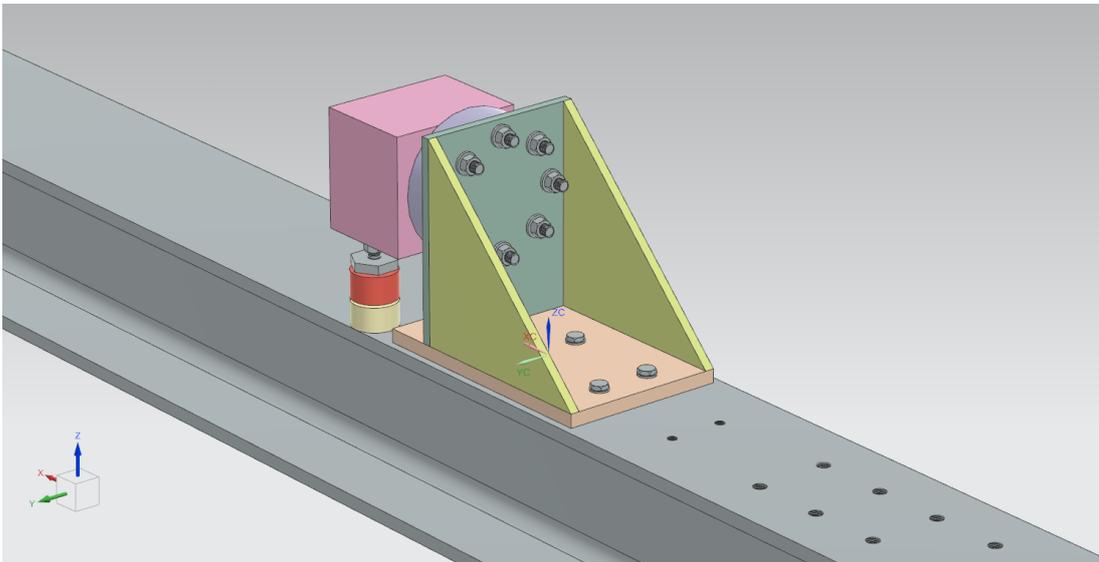


Figura 9.2: vista posteriore assieme definitivo

CONCLUSIONI

La progettazione e verifica dell'intero sistema di arresto in trazione e torsione è stata svolta in occasione del tirocinio svolto all'interno del dipartimento di costruzione di macchine dell'Università politecnica delle Marche.

Lo scopo del progetto era quello di creare un sistema di arresto completo a trazione e torsione per permettere la calibrazione del sistema di Hopkinson.

L'intera progettazione è stata svolta utilizzando il software CAD Siemens NX, mentre la parte di verifica è stata eseguita impiegando il software di simulazione agli elementi finiti Ansys.

Successivamente alla progettazione e verifica, si procederà all'elaborazione delle tavole tecniche per la produzione in officina dei vari componenti e infine seguirà l'installazione del sistema.

BIBLIOGRAFIA

- https://www.univpm.it/Entra/Engine/RAServeFile.php/f/Innovazione_tecnologica/brevetti/KS_Sasso2_ITA.pdf
- <https://www.hbm.com/it/2996/barra-frazionata-hopkinson-nella-prova-materiali/>
- <https://it.wikipedia.org/wiki/Acciaio>