



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2022/2023

Sessione di Laurea luglio 2023

**Studio di un dispositivo
semi-automatico
di elevata precisione
per la movimentazione e il
posizionamento
di rivelatori per raggi gamma**

Relatore:

Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS)

Correlatori:

Dott.ssa Daniela Calvo (INFN)

Ing. Diego Sartirana (INFN)

Ing. Carlo De Benedictis (DIMEAS)

Candidato:

Marco Pio Ricucci

Indice

Introduzione	5
1. Il progetto NUMEN	6
1.1 L'esperimento	6
1.2 L'apparato MAGNEX	7
1.3 Stato di avanzamento del progetto	9
1.4 La camera di scattering	11
1.5 I rivelatori di raggi gamma	13
1.6 Supporti dei rivelatori gamma	14
2. Movimentazione dei rivelatori per raggi gamma	16
2.1 Aspetti generali	16
2.2 Quadranti superiori	16
2.2.1 Vincoli	17
2.2.2 Traiettorie	20
3. Soluzioni preliminari per la movimentazione dei rivelatori	22
3.1 Dispositivo per presa e sollevamento	22
3.2 Sistema con guida sullo schermo del quadrupolo	26
4. Soluzione finale: sistema sospeso con appoggi	30
4.1 Dimensionamento preliminare dei componenti	33
4.1.1 Dimensionamento delle guide lineari	33
4.1.2 Dimensionamento degli attuatori	37
5. Sottosistema di regolazione della posizione	40
5.1 Piattaforma 3-RRPS	42
5.2 Manipolatore 6-RRPS	46
5.3 Piattaforma di Gough-Stewart	48
5.3.1 Calcolo della cinematica inversa	50
5.3.2 Intervallo di regolazione della piattaforma di Stewart	57
5.3.3 Analisi dinamica dei giunti sferici	58
6. Dimensionamento del sistema	62
6.1 Geometria dei supporti dei rivelatori	62

6.1.1	Collegamenti tra i due quadranti	67
6.1.2	FEM dei supporti dei rivelatori	75
6.2	Elementi di collegamento con l'attuazione	77
6.2.1	FEM degli elementi intermedi	83
6.3	Verifica delle boccole a ricircolo di sfere	86
6.3.1	Guide completamente estese	88
6.3.2	Collegamenti delle guide lineari	94
6.3.3	FEM del sistema con guide	97
6.4	Piastre inferiori	103
6.4.1	Collegamenti delle piastre inferiori	108
6.4.2	FEM delle piastre inferiori	113
6.5	Supporti laterali	114
6.5.1	Collegamenti dei supporti laterali	117
6.5.2	FEM dei supporti laterali	119
6.6	Piastra superiore	122
6.6.1	Collegamenti della piastra superiore	123
6.6.2	FEM della piastra superiore	126
6.7	Piastra di finecorsa	132
6.7.1	Collegamenti della piastra di end-stop	133
6.7.2	FEM della piastra di end-stop	135
6.8	Trave di sostegno: dimensionamento e aspetti costruttivi	136
6.8.1	Dimensionamento della trave di sostegno	137
6.8.2	FEM della trave di supporto	142
6.8.3	Procedure di bloccaggio: i clamping systems	144
6.9	Colonna di appoggio: dimensionamento e aspetti costruttivi	149
6.9.1	Dimensionamento della colonna di appoggio	149
6.9.2	Collegamenti della colonna	154
6.9.3	FEM colonna di appoggio	160
6.10	Patch panel	162

6.11	Procedure per il sollevamento	164
6.12	Sistema di controllo degli attuatori	174
6.13	Valutazione del costo totale del sistema.....	190
7.	Conclusioni	193
8.	Bibliografia.....	196
9.	Sitografia	197
10.	Cataloghi consultati.....	197
	Appendice A	198
	Appendice B.....	202
	Appendice C	204

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi si pone come obiettivo lo studio e la progettazione di un sistema per la movimentazione ed il posizionamento semiautomatico di rivelatori gamma per l'esperimento di fisica nucleare denominato NUMEN.

NUMEN è un progetto di ricerca sviluppato presso i Laboratori Nazionali del Sud di Catania dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN). Al progetto collaborano altri ricercatori ed enti esterni. Il gruppo di ricerca dell'INFN di Torino, composto da ricercatori dell'ente e dagli associati del Politecnico di Torino, ha la responsabilità dell'integrazione dell'apparato, che prevede anche lo studio e la progettazione di tutti i componenti meccanici e di automazione laddove risultino necessari.

L'obiettivo del progetto è quello di riuscire ad estrapolare informazioni aggiuntive sulla natura dei neutrini attraverso lo studio di reazioni di doppio scambio di carica originate dall'interazione di un fascio di ioni con bersagli di particolari isotopi.

Sono in corso aggiornamenti della maggior parte dei componenti dello spettrometro preesistente MAGNEX. L'automazione totale o parziale dei sistemi di movimentazione dei rivelatori è tuttavia una conseguenza dell'aggiornamento dello spettrometro MAGNEX. È infatti prevista l'introduzione di una linea di fascio ad alta intensità, che aumenterà i livelli delle radiazioni originate dalle reazioni nucleari. L'intensità elevata delle radiazioni creerebbe infatti condizioni troppo pericolose per i tecnici e gli operatori addetti alla movimentazione dei rivelatori.

Il lavoro della presente tesi si focalizza sull'aspetto tecnico inerente il processo di studio ed ingegnerizzazione di un dispositivo semi-automatico in grado di portare i rivelatori per raggi gamma nella posizione operativa.

Nel primo capitolo verrà trattato più nel dettaglio il progetto NUMEN, con particolare attenzione alla camera di scattering e ai rivelatori per gamma.

Nel secondo capitolo verranno analizzati i vincoli e le conseguenti traiettorie scelte per la movimentazione dei rivelatori.

Nel terzo capitolo verranno brevemente descritte le varie soluzioni identificate per la movimentazione ed i motivi per cui alcune di esse sono state scartate.

Nel quarto capitolo verrà descritto il sottosistema di regolazione, i suoi requisiti, le possibili soluzioni, e quella selezionata, con il relativo dimensionamento.

Il quinto capitolo sarà invece dedicato al dimensionamento dei componenti del sistema, della loro ottimizzazione e analisi, e dei relativi collegamenti.

1. Il progetto NUMEN

Il progetto NUMEN (NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay) è un esperimento attraverso il quale si intende studiare le reazioni nucleari di doppio scambio di carica DCE (Double Charge Exchange) che coinvolgono l'interazione tra ioni di ossigeno o neon con isotopi diversi. Lo scopo è quello di ottenere informazioni utili allo studio del doppio decadimento beta senza neutrini ($0\nu\beta\beta$).

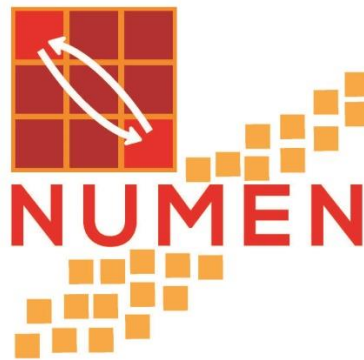


Figura 1.1: Logo del progetto NUMEN².

Lo studio del doppio scambio di carica è di fondamentale importanza poiché il fenomeno presenta analogie con il doppio decadimento beta senza neutrini, come gli stati quantistici iniziali e finali dei nuclei coinvolti nelle reazioni.

L'osservazione del doppio decadimento beta senza neutrini aprirebbe infine la strada alla comprensione della natura del neutrino, e poter determinare se esso è una particella di Majorana oppure di Dirac. Nel caso in cui si dovesse osservare il doppio decadimento beta senza neutrini si dimostrerebbe che il neutrino è una particella di Majorana e che quindi questo e la sua antiparticella coincidono e ciò porterebbe allo sviluppo di una nuova "Teoria Unificata", contrapposta all'attuale "modello standard". Una scoperta del genere costituirebbe un passo importante verso la comprensione delle leggi fondamentali dell'universo^{1,2,3}.

1.1 L'esperimento

Le basi teoriche dell'esperimento prendono come riferimento le teorie di Ettore Majorana, fisico catanese dei primi del '900. Queste teorie andavano in contrasto con quelle di Dirac.

I neutrini appartengono al gruppo di particelle dette fermioni e tali particelle, secondo Dirac, sono dotate di una controparte, l'antiparticella detta antifermione. Fermioni ed antifermioni sono legati dall'aver una massa identica e una carica opposta.

Majorana teorizzò l'esistenza di una classe di particelle, dette poi fermioni o particelle di Majorana, coincidenti con la relativa antiparticella.

Per validare questa teoria è necessaria l'osservazione di una tipologia di decadimento molto rara, il doppio decadimento beta. Il doppio decadimento beta senza emissione di neutrini, tuttavia, è di assai difficile rivelazione: sia per la rarità intrinseca del fenomeno, sia per il verificarsi di reazioni più comuni che, insieme ad altri elementi di fondo, disturbano e invalidano le rilevazioni. Per questo motivo con l'esperimento NUMEN si intende studiare reazioni nucleari di doppio scambio di carica, con le quali riuscire a quantificare le probabilità di transizione nucleare caratterizzanti il doppio decadimento beta senza neutrini.

Benché le due reazioni siano innescate da forze diverse: forza debole per il doppio decadimento, forza forte per il doppio scambio di carica; esse presentano tuttavia importanti aspetti in comune. Il più rilevante è la coincidenza degli stati quantistici iniziale e finale dei nuclei coinvolti^{1,2,3}.

Gli elementi chiave per la riuscita delle rilevazioni sono due:

- Il Ciclotrone Superconduttore K800, responsabile dell'accelerazione dei fasci di ioni pesanti ad alta risoluzione e bassa emittanza;
- Lo spettrometro magnetico ad alta accettazione MAGNEX, necessario per la rilevazione dei prodotti di reazione.

1.2 L'apparato MAGNEX

Lo spettrometro a larga accettazione MAGNEX riceve i fasci di ioni di ossigeno e neon provenienti dal ciclotrone a superconduzione circolare K800.

Il ciclotrone è un acceleratore di particelle a tre stadi che utilizza bobine di Nb-Ti immerse in un bagno di elio liquido, tale configurazione permette di raggiungere valori del campo magnetico fino a 4.8 T nel centro. Il fascio di ioni viene accelerato fino ad ottenere il livello energetico desiderato, compreso in un range tra 10 e 80 MeV/u, estratto grazie a due deflettori elettrostatici e trasportato alla camera dell'esperimento tramite delle linee servite da elementi magnetici.

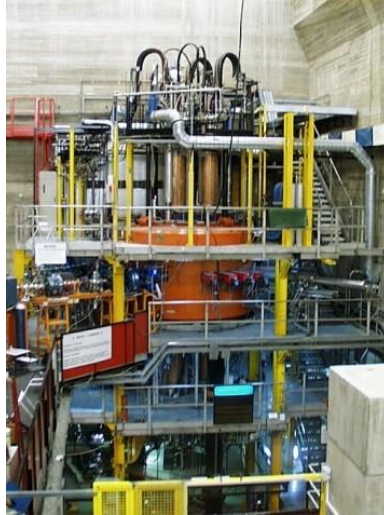


Figura 1.2: Foto del Ciclotrone Superconduttore².

Giunto nell'area dell'esperimento, il fascio di ioni entra nella camera di scattering dove è predisposto un bersaglio con il materiale del quale interagirà. Il bersaglio è costituito da un sottile substrato di carbonio su cui è depositato l'isotopo dell'elemento oggetto dello studio.



Figura 1.3: Foto dello spettrometro MAGNEX dove si possono notare, da sinistra, il quadrupolo in rosso ed il dipolo in blu².

Solo una parte del fascio interagirà col bersaglio e genererà degli ioni che verranno poi analizzati tramite i rivelatori montati nel piano focale o FPD (Focal Plane Detectors) dello spettrometro. I raggi gamma prodotti durante le interazioni vengono invece analizzati tramite i rivelatori per gamma installati attorno alla camera di scattering. La rimanente parte del fascio, che non interagisce col bersaglio, viene invece portata ad un beam dump dove viene assorbita.

I prodotti dalle interazioni ottenuti nella camera di scattering sono diretti verso due magneti di grande apertura, in particolare un quadrupolo seguito da un dipolo, per raggiungere infine il rivelatore di piano focale (FPD). Il quadrupolo concentra gli ioni nella direzione verticale, mentre il dipolo esegue la dispersione e la focalizzazione nella direzione orizzontale.

Il rivelatore di piano focale è costituito da un tracciatore che opera in un'atmosfera di isobutano e da un piano di identificazione degli ioni costituito da sensori di carburo di silicio e ioduro di cesio. Il passaggio degli ioni genera segnali elettrici che vengono acquisiti ed analizzati dai ricercatori⁴.

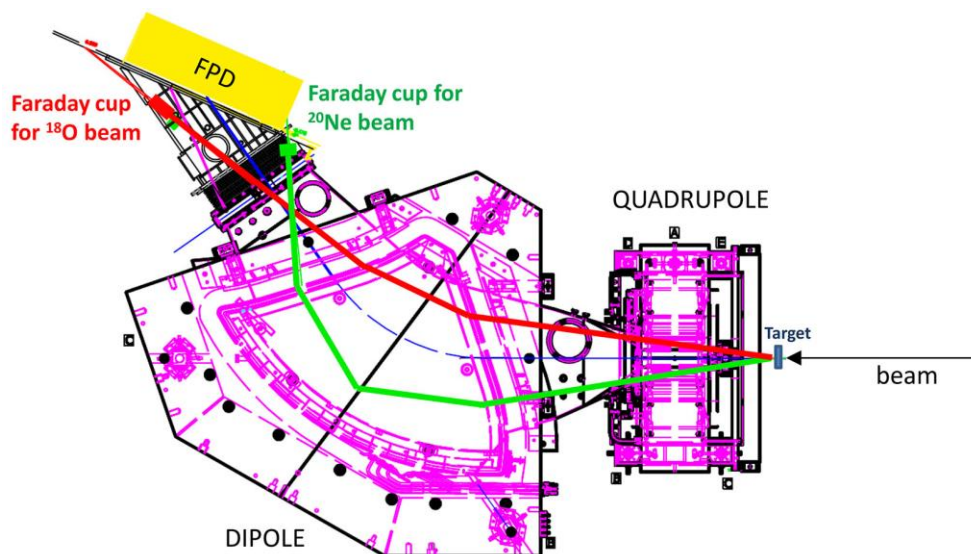


Figura 1.4: Vista in pianta che mostra la successione degli elementi nello spettrometro MAGNEX¹.

1.3 Stato di avanzamento del progetto

Il progetto NUMEN è stato organizzato in quattro fasi:

- Fase 1: sono stati eseguite delle prese dati pilota per analizzare e studiare i prodotti delle reazioni tramite l'apparato MAGNEX preesistente nella sua prima versione;
- Fase 2: è stata studiata la modifica del MAGNEX per l'utilizzo di fasci ad alta intensità di neon o ossigeno ottenuti tramite un nuovo ciclotrone, si studiano le reazioni con isotopi specifici (quali ¹³⁰Te, ⁷⁶Ge, ¹¹⁶Cd, ⁴⁰Ca ecc.). In questa fase sono stati studiati e progettati i nuovi rivelatori e la nuova camera di scattering. L'obiettivo è quello di rinnovare l'apparato e poter ricevere fasci di ioni a una più alta intensità che verranno prodotti da un nuovo ciclotrone superconduttore⁵.
- Fase 3: si realizzeranno i progetti della fase precedente, mettendo in funzione il nuovo ciclotrone con la linea di fascio ad alta intensità, la quale raggiungerà lo spettrometro MAGNEX completamente rinnovato grazie alla realizzazione di tutti i componenti necessari.

- Fase 4: si effettueranno le acquisizioni dei dati con i nuovi fasci ad elevata intensità e si studieranno le reazioni di doppio scambio di carica con differenti isotopi^{5,6}.

Ad oggi il progetto sta entrando nella terza fase dove è in atto l'integrazione di nuovi elementi grazie ai quali fasci a più alta intensità permetteranno di determinare le sezioni d'urto delle reazioni studiate con maggiore precisione, poiché ne viene aumentata la statistica. L'impiego di potenza maggiore comporta tuttavia la riprogettazione dei sistemi che entrano in contatto con il fascio, a partire dalle linee di trasporto fino alla struttura di assorbimento del fascio.

I principali aggiornamenti e modifiche rispetto al sistema preesistente sono:

- La costruzione di una nuova linea ad alta intensità HI (High Intensity) oltre alla vecchia linea LI (Low Intensity);
- La progettazione e la realizzazione di una nuova camera di scattering come conseguenza di un livello di radiazioni più elevato che rende necessario l'impiego di sistemi automatici per la movimentazione del bersaglio e dei rivelatori gamma;
- La modifica dell'FPD e l'implementazione di nuovi rivelatori più adatti all'alta intensità degli ioni prodotti;
- L'aggiunta di un sistema di intercettazione del fascio (beam dump), che ha l'obiettivo di assorbire il fascio di ioni che non interagiscono col bersaglio nella camera di scattering. In particolare, sono presenti due linee differenti in base al tipo di fascio utilizzato, neon o ossigeno, che trasportano i due fasci al beam dump installato.

Al momento, le modifiche elencate sopra sono in fase di realizzazione.

Il fascio di ioni deve colpire il bersaglio sempre perpendicolarmente, sia nella configurazione con fascio di ioni ad alta intensità che in quella a bassa intensità. È sorta quindi la necessità di poter ruotare le apparecchiature presenti nella sala dell'esperimento per poter effettuare le sperimentazioni con la nuova linea di fascio ad alta intensità disposta a 70° rispetto alla linea LI già esistente.

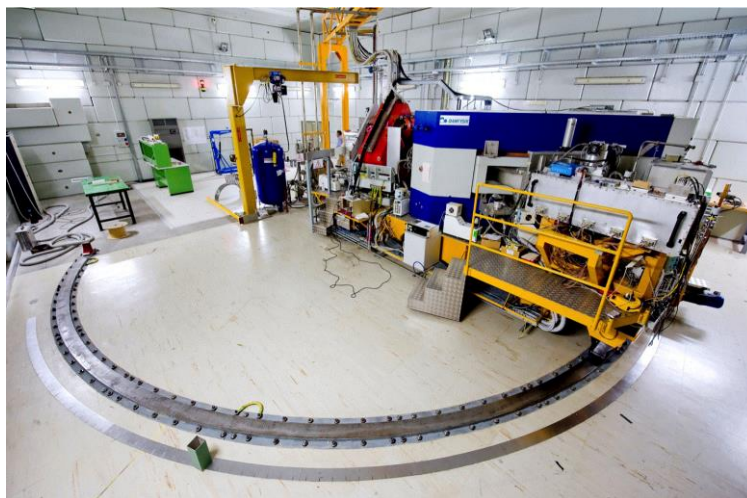


Figura 1.5: Si può osservare la piattaforma rotante su cui poggia il MAGNEX, questa configurazione permette all'apparato di usufruire di entrambe le linee di fascio in base alle necessità².

Sono necessarie due posizioni distinte dell'intero apparato in base alla linea di fascio utilizzata; la possibilità di coprire entrambe le posizioni viene realizzata tramite la preesistente piattaforma rotante, sulla quale è posizionato l'esperimento. La piattaforma, ruotando, permette di muovere in maniera solitale a sé stessa tutta l'apparecchiatura necessaria per condurre l'esperimento. Solamente il bersaglio rimane fisso in quanto fissato al pavimento della sala sperimentale: esso costituisce il fulcro di rotazione dell'apparato. Ulteriori limitate rotazioni sono necessarie per selezionare canali di fisica da investigare².

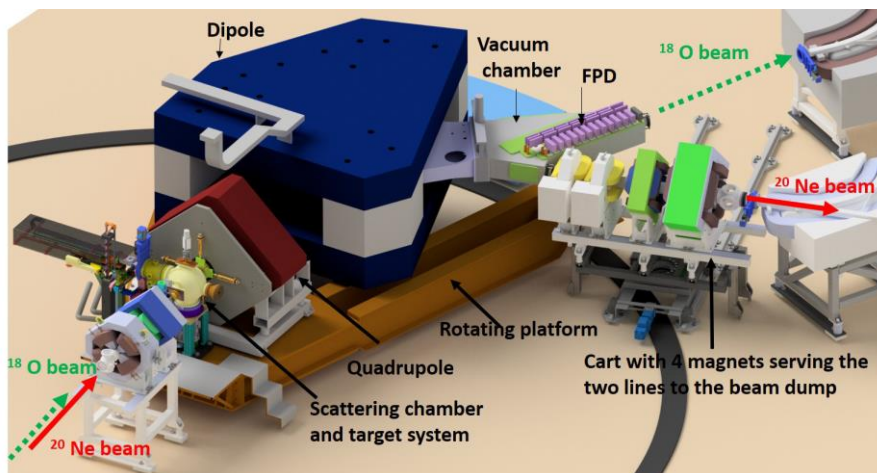


Figura 1.6: Modello del MAGNEX dopo l'upgrade effettuato sulla nuova linea di fascio. È possibile osservare anche la piattaforma mobile⁹.

1.4 La camera di scattering

Come già anticipato precedentemente, nella camera di scattering il fascio di ioni colpisce il bersaglio, dalle interazioni di doppio scambio di carica vengono emessi eiettili che procedono verso l'FPD, mentre dalla diseccitazione dei nuclei nel bersaglio sono emessi raggi gamma, i quali devono essere rivelati.

Nella sua versione attuale la camera consiste in un involucro sferico di alluminio spesso 6 mm, con un raggio di 233 mm, atto ad ospitare il bersaglio al suo centro. Per consentire alla struttura di sopportare condizioni di alto vuoto (10^{-7} mbar) durante l'esecuzione dell'esperimento, sono state aggiunte delle nervature^{2,7}.

Come si può osservare nella figura a seguire, la camera è provvista di diverse aperture con flange di collegamento necessarie per l'integrazione del componente col resto dell'apparato. In particolare, si possono individuare:

1. Il collegamento con la linea di fascio, in base alle necessità sarà collegato un fascio HI o LI;
2. La flangia superiore per il collegamento con la Faraday cup;
3. L'alloggiamento per la telecamera, necessaria per il controllo della sezione del fascio di ioni, visibile allorché si inserisce "alumina" lungo il percorso degli ioni. La

telecamera è disposta ad una certa distanza per non interferire con il posizionamento dei rivelatori per gamma e per non essere danneggiata dalle radiazioni il cui livello è maggiore vicino al bersaglio.

4. L'apertura per l'ispezione visiva durante l'installazione;
5. Il collegamento con la struttura di sostegno della camera;
6. Il collegamento con la Gate Valve e l'apertura per l'ingresso del manipolatore per la sostituzione del bersaglio;
7. Connessione con lo spettrometro²;

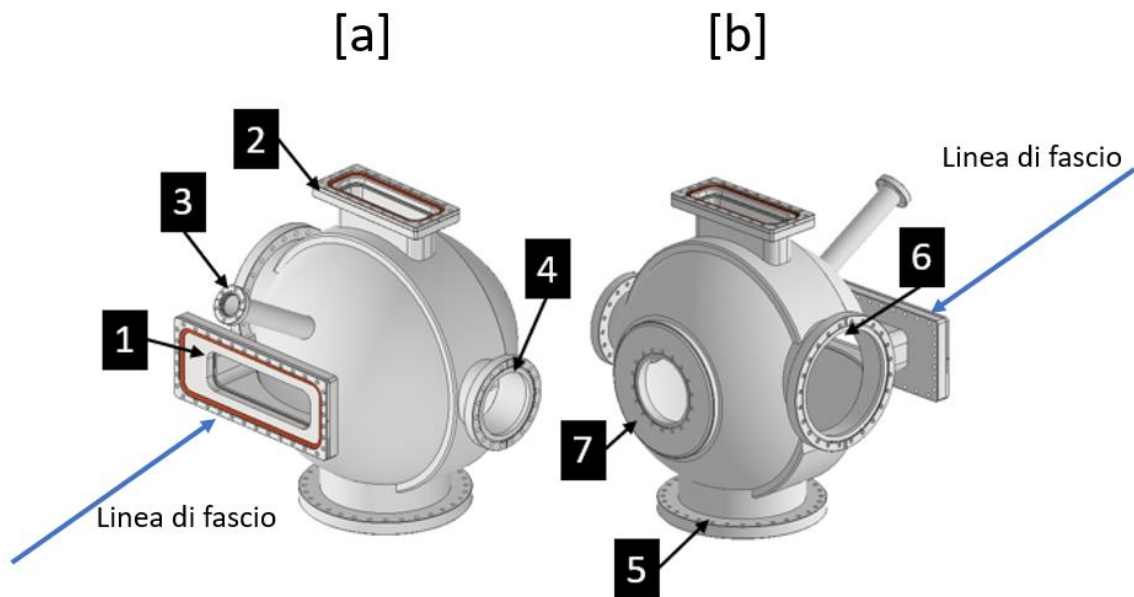


Figura 1.7: Viste isometriche della camera di scattering: in [a] è visibile la parte anteriore della camera, mentre in [b] la posteriore.

L'ottimizzazione della geometria della camera ha permesso inoltre di ottimizzare la disposizione dei rivelatori gamma attorno alla stessa. In particolare, 110 rivelatori vengono tenuti in posizione grazie a dei supporti in alluminio opportunamente progettati. I nuovi livelli di radioattività hanno inoltre richiesto la progettazione di sistemi semi-automatici per la movimentazione dei rivelatori.

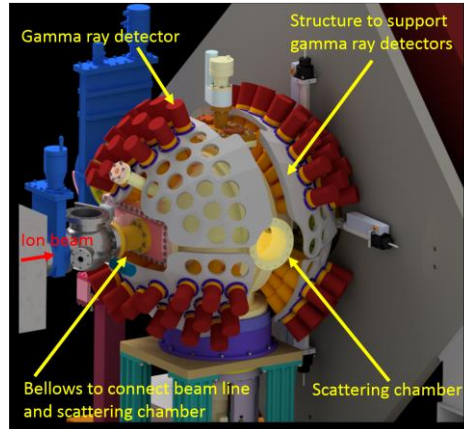


Figura 1.8: Disposizione attuale dei gamma detectors attorno alla camera di scattering¹⁰.

1.5 I rivelatori di raggi gamma

I rivelatori gamma rivelano appunto i raggi gamma originati dalle reazioni DCE e trasducono il segnale del sensore in segnale elettrico, il quale viene successivamente digitalizzato, acquisito e memorizzato per successiva analisi.

Nel complesso i rivelatori presentano una geometria cilindrica, ma possono essere distinte tre parti, come presentato nell'immagine a seguire. Le parti saranno elencate e descritte a partire da quelle più vicine alla camera:

- La prima parte è un cristallo di bromuro di lantanio, esso è in grado di rilevare i raggi gamma per poi produrre fotoni. È la parte più pesante del rivelatore e presenta un diametro di 44.5 mm e una lunghezza di 56 mm.
- Nella parte centrale viene alloggiato il fotomoltiplicatore. I fotoni colpiscono il fotocatodo, finestra di ingresso del fotomoltiplicatore, e rilasciano elettroni che vengono moltiplicati lungo il fotomoltiplicatore. Qui si parte da un diametro di 55 mm, per poi passare a 59 mm nella parte superiore. La lunghezza dell'elemento si attesta sui 99 mm.
- La parte più lontana dalla camera ospita un circuito elettrico e un partitore di tensione, rispettivamente per gestire il segnale elettrico ed inviarlo al sistema di acquisizione e per alimentare il fotomoltiplicatore. I cavi necessari per il funzionamento di un singolo rivelatore saranno due, il primo per l'alimentazione ed il secondo per il segnale. In questa parte il diametro è di 59 mm, mentre la lunghezza è di 68 mm.

Le componenti del rivelatore descritte sopra sono contenute in un cilindro di alluminio e schermate da disturbi esterni tramite uno strato di Mu-metal. Il singolo rivelatore peserà tra i 750 e gli 800 grammi; per le analisi effettuate nei capitoli successivi verrà considerato un peso di 800 grammi per il singolo rivelatore.

Ogni rivelatore presenta infine una lunghezza totale che si attesta sui 218 mm, le dimensioni sono state ricavate da una misura effettuata su un prototipo presente presso i Laboratori Nazionali del Sud.

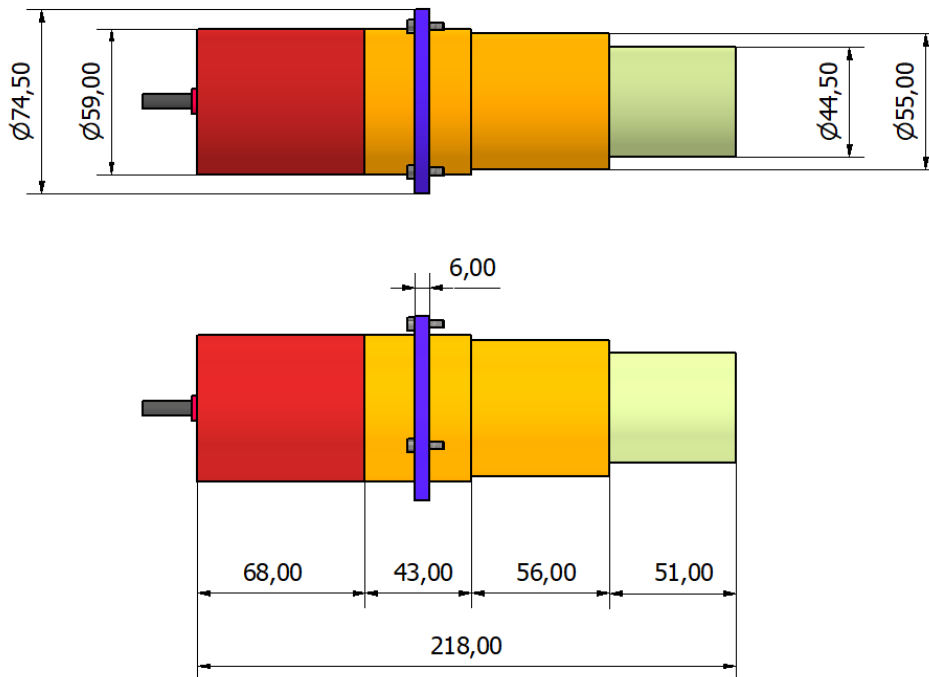


Figura 1.9: Viste del rivelatore gamma con gli elementi descritti precedentemente. Da destra verso sinistra ci si allontana dalla camera di scattering. Le quote riportate sono in millimetri.

I rivelatori saranno montati su dei supporti in alluminio a geometria sferica che verranno approfonditi nel paragrafo a seguire. Il montaggio avviene tramite un collare metallico, studiato e realizzato nella sezione di Torino dell'INFN, il quale permette di regolare la distanza del singolo rivelatore dalla camera. Una volta fissata la distanza di progetto, di 240 mm tra la faccia del cristallo ed il centro della camera, il collare viene poi bloccato.

1.6 Supporti dei rivelatori gamma

La complessità geometrica degli elementi in gioco e gli ingombri massimi, imposti dalla geometria dello spettrometro, hanno richiesto innanzitutto la suddivisione della disposizione dei rivelatori gamma in domini, così da facilitare la definizione dei percorsi necessari al disimpegno dei rivelatori e a permettere il collegamento della camera con gli elementi adiacenti a questa. Per identificare meglio i domini si farà riferimento al verso della linea di fascio, per distinguere le sezioni anteriori e posteriori della camera di scattering. Si distinguono quindi:

1. Il quadrante anteriore inferiore
2. L'ottante posteriore, inferiore destro
3. L'ottante posteriore, inferiore sinistro
4. Il quadrante superiore anteriore
5. Il quadrante superiore posteriore

La disposizione dei supporti è rappresentata, con la medesima numerazione, nell'immagine a seguire.

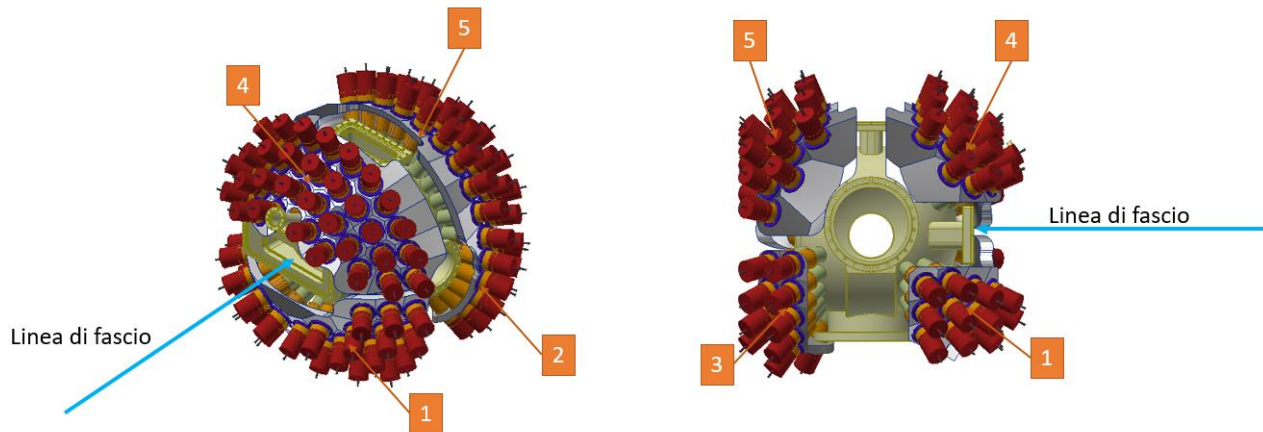


Figura 1.10: Disposizione dei gamma detectors attorno alla camera di scattering. A sinistra una vista isometrica della camera, mentre a destra una vista laterale.

Dall'immagine precedente è possibile osservare come i domini coincidano con i supporti in alluminio. Tali supporti, che consistono in shell a geometria sferica, sono stati modellati a seguito della definizione dei domini da movimentare. Da questo momento quindi, col termine shell, si farà riferimento ai singoli domini sopra definiti. Per quanto riguarda i primi tre domini, sono state già elaborate delle possibili soluzioni progettuali per la loro movimentazione. Tali soluzioni presentano degli aspetti in comune quali una prima movimentazione per distanziare gli shell dalla camera, effettuata tramite attuazione pneumatica, seguita poi da un allontanamento dell'intero sistema di manipolazione su slitte, verso la posizione di manutenzione.

Questo lavoro di tesi si occuperà invece della progettazione del sistema di manipolazione atto alla movimentazione semi automatica dei quadranti superiori.

2. Movimentazione dei rivelatori per raggi gamma

2.1 Aspetti generali

Il montaggio dei rivelatori non può essere effettuato direttamente sulla camera di scattering, in quanto essa è stata progettata solo per resistere al vuoto che si viene a creare durante l'interazione tra fascio e target. È inoltre necessario che lo spessore della camera sia contenuto, per non interferire con le rivelazioni dei gamma.

Come è stato già accennato nel capitolo precedente, il montaggio dei rivelatori verrà effettuato su opportuni supporti in alluminio, a cui si farà riferimento col termine shell.

Questa scelta ha due vantaggi:

- Permettere la movimentazione di più rivelatori tramite un unico elemento, lo shell appunto. Questa strategia permette di puntare più rivelatori verso il centro della camera, intervenendo sul posizionamento del singolo shell che li supporta.
- Permettere la suddivisione della geometria sferica degli shell in domini, per riuscire ad effettuare movimentazioni differenti in base agli ingombri geometrici limitrofi.

In particolare, gli elementi di supporto devono essere in grado di garantire una precisione della posizione del singolo rivelatore di 0,5 mm lungo i tre assi di riferimento e di 1° attorno ad essi.

Nei paragrafi a seguire verrà descritta la configurazione geometrica dei quadranti superiori e dei vincoli attorno agli stessi, in funzione dei quali è stata poi definita una traiettoria di disimpegno.

2.2 Quadranti superiori

Negli studi precedenti i quadranti superiori sono stati presentati come uniti in un unico emisfero. Questa configurazione, seppur vantaggiosa, trova importanti limitazioni nei costi di realizzazione e lavorazione dell'intero shell e nella compatibilità di ingombri con la Faraday cup.

Data inoltre l'assenza di superfici libere sul piano portante la camera di scattering e l'impossibilità di ergere pilastri esterni alla piattaforma, sono sorte problematiche sul tipo di sistema da utilizzare per rendere possibile la movimentazione dell'emisfero superiore.

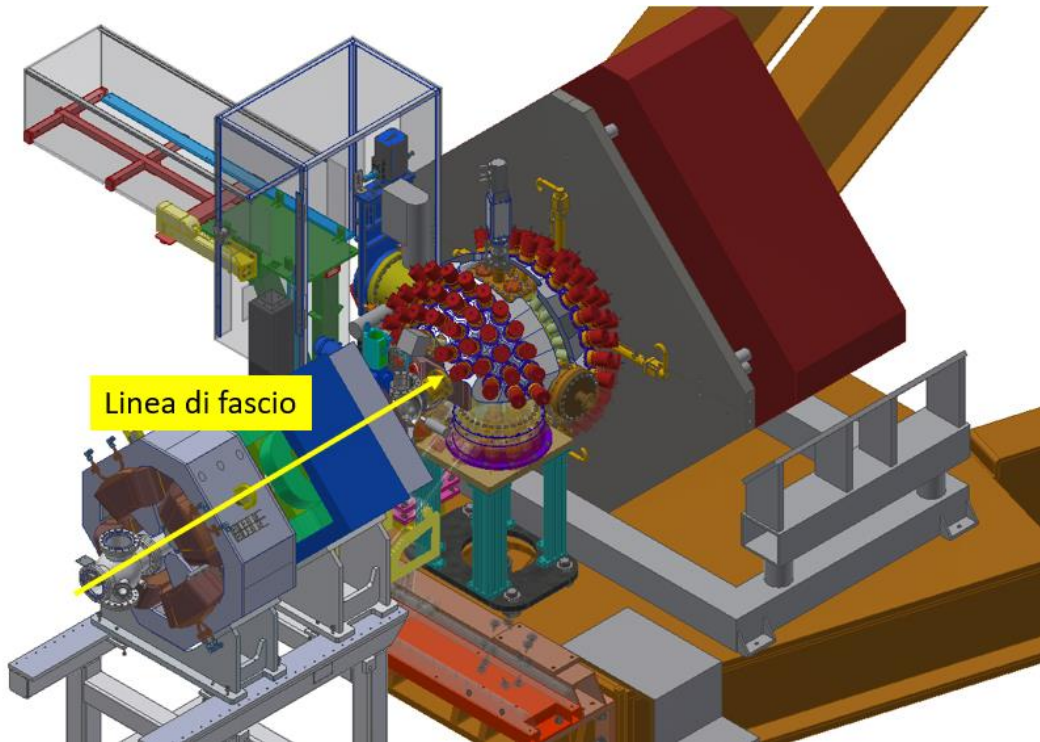


Figura 2.1: Posizione dei quadranti superiori rispetto agli apparati limitrofi.

2.2.1 Vincoli

I vincoli geometrici e di ingombro per i quadranti superiori non sono così stringenti come per le loro controparti inferiori. Tuttavia, vi sono rischi di interferenza con i vari elementi limitrofi che è necessario evitare. Attraverso la misurazione degli ingombri e la simulazione di un primo moto verticale degli shell è stato possibile individuare i seguenti vincoli:

1. Lo schermo del quadrupolo si trova a 58,54 mm dall'estremità dello shell posteriore, tale distanza va a ridursi ulteriormente considerando i rivelatori montati. Si rende necessaria una prima movimentazione verticale degli shell, parallela allo schermo del quadrupolo.
2. È presente un'interferenza tra lo shell posteriore ed il soffietto sulla connessione per l'accesso del manipolatore dei target. Si è resa necessaria una riconfigurazione della geometria dello shell posteriore per risolvere l'interferenza.
3. Il cavo di alimentazione dell'attuatore di una delle slitte che si trovano dietro la camera di scattering, così come raffigurato nell'immagine a seguire, non permetterebbe un disimpegno verticale pulito dello shell posteriore. Trattandosi di un elemento flessibile, durante le fasi di montaggio e posizionamento degli apparati, esso verrà vincolato in modo da non interferire col moto degli shell superiori.

4. La Faraday cup è posizionata sulla parte superiore della camera di scattering, tra i due quadranti superiori. Per questo motivo le superfici per collegare gli shell devono essere estruse lateralmente.
5. Sulla parte sinistra della camera è montato l'apparato del manipolatore, nessun moto può essere implementato in quella direzione, se non a seguito di un sollevamento degli shell. Il vincolo è rappresentato nella figura 2.3.

La posizione dei primi quattro vincoli rispetto alla camera e alla linea di fascio può essere individuata a partire dall'immagine che segue.

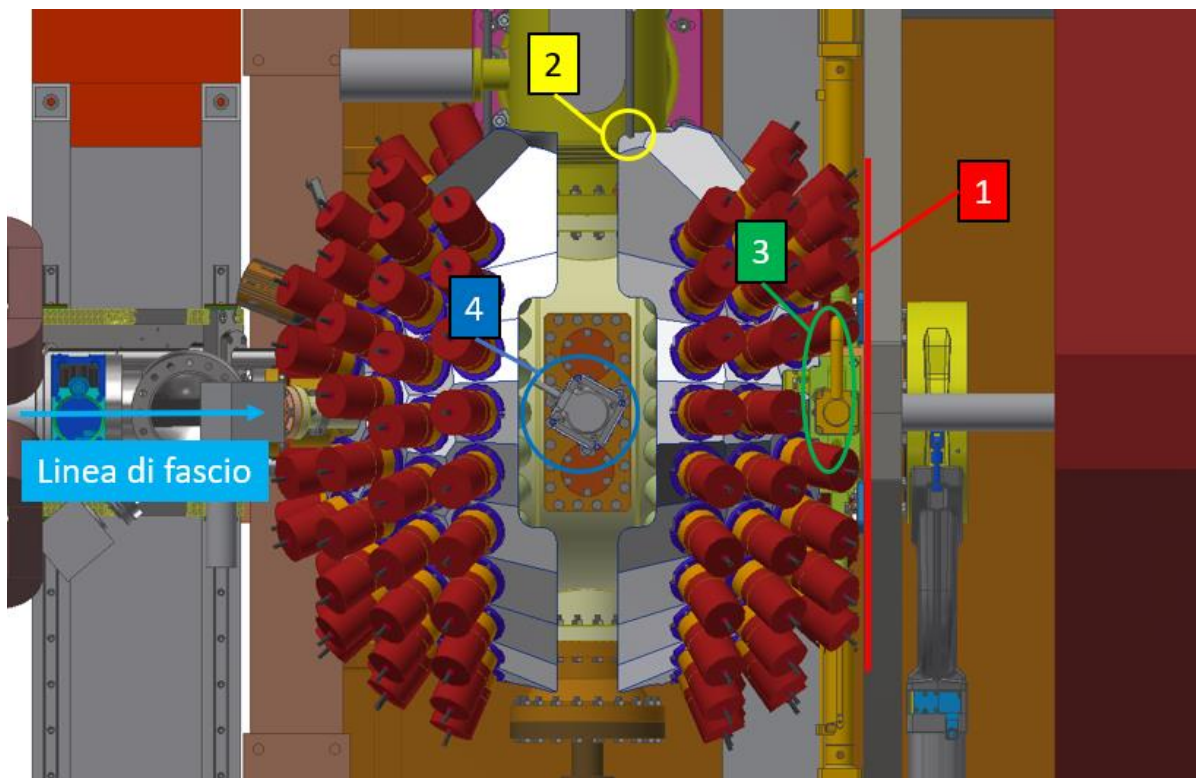


Figura 2.2: Vista superiore della camera di scattering con sopra i sostegni per gamma. Il fascio di ioni giunge da sinistra

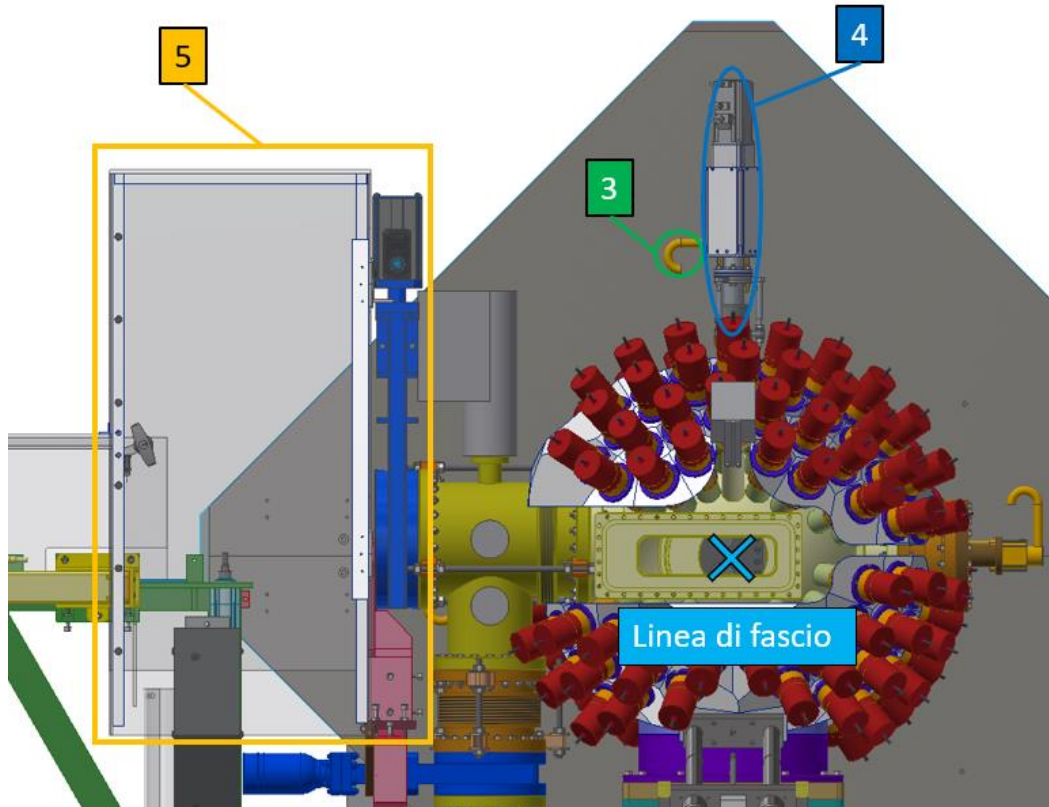


Figura 2.3: Vista frontale della camera di scattering e degli elementi limitrofi, la linea di fascio è entrante rispetto al piano dell'immagine. È possibile osservare l'ingombro verticale della Faraday cup [4] e della protezione del manipolatore [5].

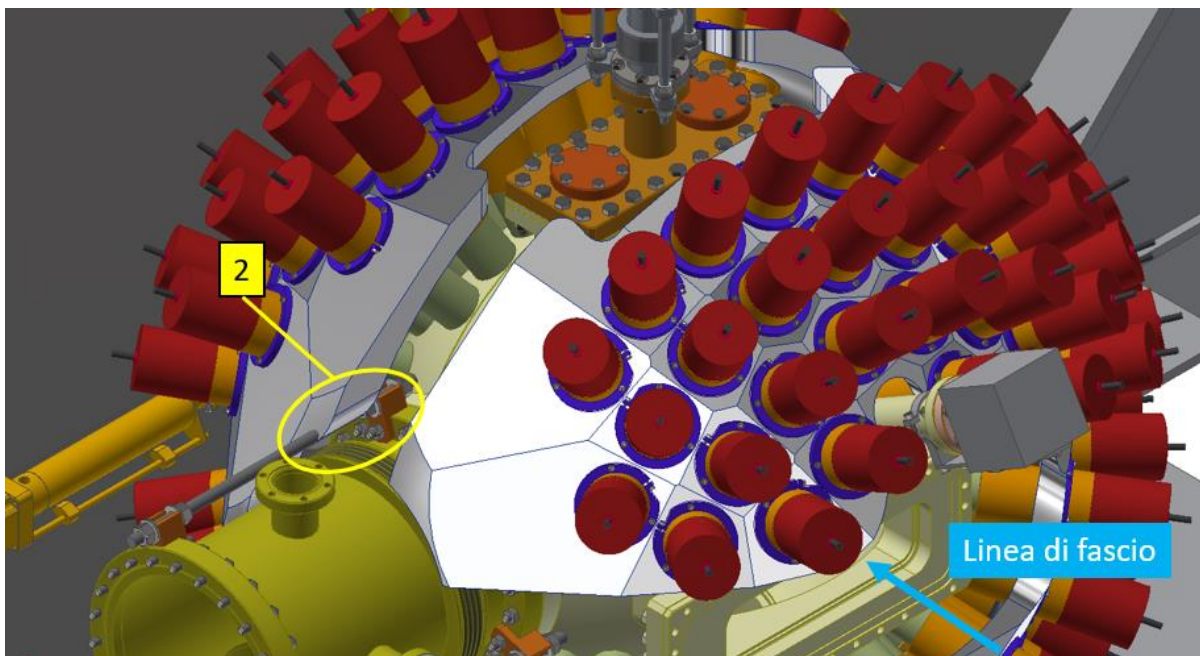


Figura 2.4: Vista isometrica della camera sul lato del manipolatore, è possibile osservare l'interferenza col soffietto sul collegamento.

2.2.2 Traiettorie

Tenendo conto dei vincoli e dei limiti presentati nel paragrafo precedente, si è scelto di sviluppare la movimentazione dei rivelatori in due fasi:

- Un primo moto verticale, effettuato in maniera automatica, dei due quadranti superiori, per disimpegnarli dalla camera di scattering e dagli ingombri limitrofi.
- Una seconda movimentazione atta a trasportare gli shell e i rivelatori nella posizione di manutenzione. Come verrà descritto nel capitolo successivo, questa seconda movimentazione dipenderà dal tipo di soluzione che si sceglierà di implementare. Facendo riferimento alla figura 2.5: due possibili soluzioni potrebbero implementare un moto di allontanamento dalla camera parallelo al pavimento (telaio mobile equipaggiato con attuatori), mentre una terza soluzione potrebbe sfruttare una guida lungo il profilo obliquo dello schermo del quadrupolo per portare gli shell alla portata di un operatore.

La natura automatica o semi-automatica della seconda movimentazione è stata determinata dopo l'analisi delle varie soluzioni ipotizzate, presentate nel capitolo successivo.

Per quantificare la lunghezza della prima movimentazione è stato necessario misurare gli assiemi di shell, più i rivelatori montati.

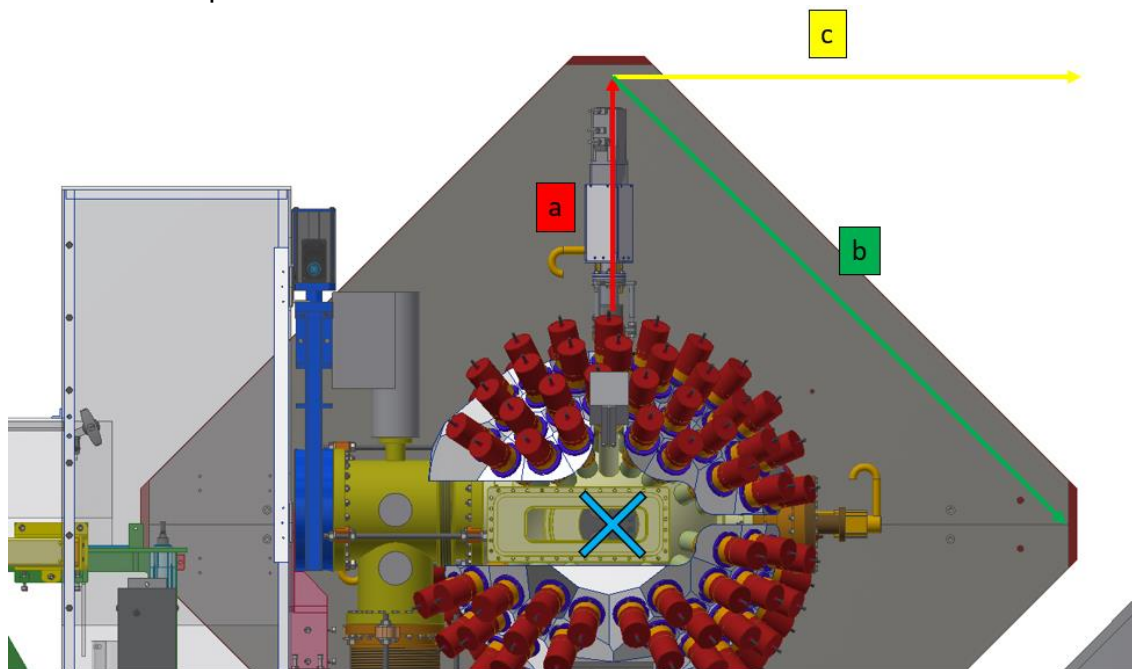


Figura 2.5: Vista frontale della camera di scattering, la linea di fascio è entrante rispetto al piano dell'immagine. La caratteristica comune a tutte le soluzioni che verranno presentate è una prima movimentazione verticale degli shell, indicata in rosso con la lettera 'a'. Successivamente a questo primo moto, una soluzione eseguirebbe il disimpegno seguendo il profilo dello schermo del quadrupolo (traiettoria 'b' in verde), altre due soluzioni invece seguirebbero la traiettoria 'c', perpendicolare alla 'a'.

Per elaborare il percorso percorribile dagli shell per il disimpegno è stato inoltre necessario valutare gli ingombri degli elementi da movimentare. A tal proposito sono

rappresentate le dimensioni dei supporti in alluminio, con i relativi rivelatori, nelle direzioni di interesse per il moto.

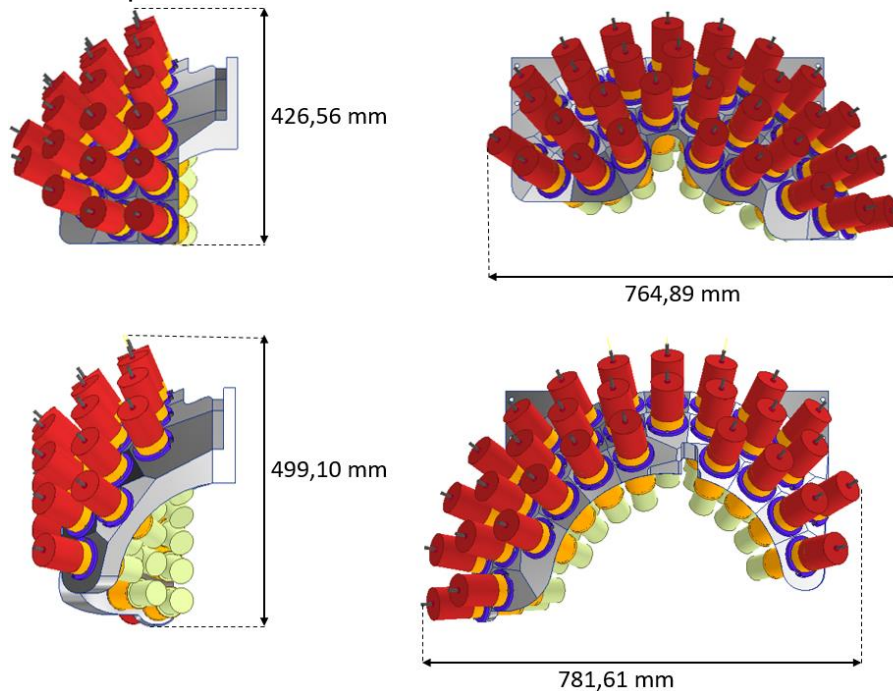


Figura 2.6: Larghezza e altezza dei supporti da movimentare, le misurazioni fanno riferimento alla geometria finale dei supporti, descritta nel paragrafo 6.1. Sono state misurate le dimensioni effettive degli assiemi, provvisti di rivelatori per gamma. Le due viste sopra sono del quadrante anteriore, quelle sotto di quello posteriore.

Per effettuare qualsiasi movimentazione dei supporti sarà pertanto sempre necessario disimpegnare gli stessi rispetto alla Faraday cup. Una prima movimentazione verticale dei supporti dovrà essere effettuata tenendo conto degli ingombri verticali degli shell e della Faraday cup. Considerando l'altezza della Faraday cup, di 540 mm, e del quadrante più alto, di 499,1 mm, la movimentazione verticale dovrà essere di almeno 1040 mm. Per realizzare il disimpegno degli shell sono state investigate diverse soluzioni: la più fattibile delle quali potrebbe prevedere un primo disimpegno verticale parziale a carico di due attuatori pneumatici, per poi completare l'allontanamento attraverso il carroponete già presente in loco. Una volta disimpegnati gli shell, sempre tramite il carroponete, il sistema potrà essere portato nella posizione di manutenzione.

3. Soluzioni preliminari per la movimentazione dei rivelatori

Nel presente capitolo verranno presentate e descritte le soluzioni proposte nelle prime fasi del lavoro. In particolare, sono state studiate due possibili soluzioni le cui differenze sostanziali consistono nel modo in cui vengono effettuati il moto di disimpegno e di allontanamento degli shell dalla camera di scattering.

Nella prima soluzione la totalità della movimentazione viene affidata al carroponete, che si aggancia agli shell tramite un opportuno dispositivo di manipolazione del carico.

Nella seconda soluzione il disimpegno viene invece effettuato tramite due attuatori pneumatici, mentre l'allontanamento viene affidato ad una guida prismatica posta sullo schermo del quadrupolo.

A valle delle singole soluzioni verranno infine descritte le criticità che hanno portato ad elaborare la soluzione finale, attraverso la quale procedere con l'analisi di fattibilità.

In prima battuta la fattibilità della singola soluzione è stata valutata in funzione del solo ingombro indicativo degli elementi necessari alla movimentazione ed al sostegno degli shell. Oltre all'ingombro indicativo sono poi state valutate altre caratteristiche quali la rigidità dell'apparato e la precisione di posizionamento.

3.1 Dispositivo per presa e sollevamento

La prima proposta prevedeva la progettazione di un dispositivo che rendesse possibile e agevole l'aggancio, il sollevamento e la movimentazione delle masse sospese.

Il principio di funzionamento del sistema è presentato nell'immagine a seguire: il telaio, agganciato al carroponete, sarebbe stato equipaggiato con attuatori e superfici di aggancio che avrebbero permesso appunto di agganciare e manipolare il carico, le operazioni di sollevamento e spostamento sarebbero state poi delegate al carroponete.

Un dispositivo del genere, secondo alcuni produttori, prende il nome di *custom lifting device*. A titolo informativo, sono riportati nella figura a seguire alcuni esempi di questi dispositivi.



Figura 3.1: Immagini ritraenti tre dispositivi atti al sollevamento di tipologie diverse di carico. È possibile riconoscere degli elementi in comune come un telaio con le superfici di aggancio, elementi di presa e controllo da parte dell'operatore per rendere il dispositivo più ergonomico³.

Per quanto concerne le direzioni del moto che il dispositivo avrebbe dovuto seguire: si è fatto riferimento ad un primo disimpegno verticale del telaio, seguito poi da un moto rettilineo, parallelo al pavimento e verso destra rispetto alla linea di fascio, per allontanare il sistema dalla camera di scattering (figura 3.2). Lo spostamento sarebbe stato affidato al carroponete e guidato da un operatore tramite le opportune superfici di presa, presenti sul telaio.

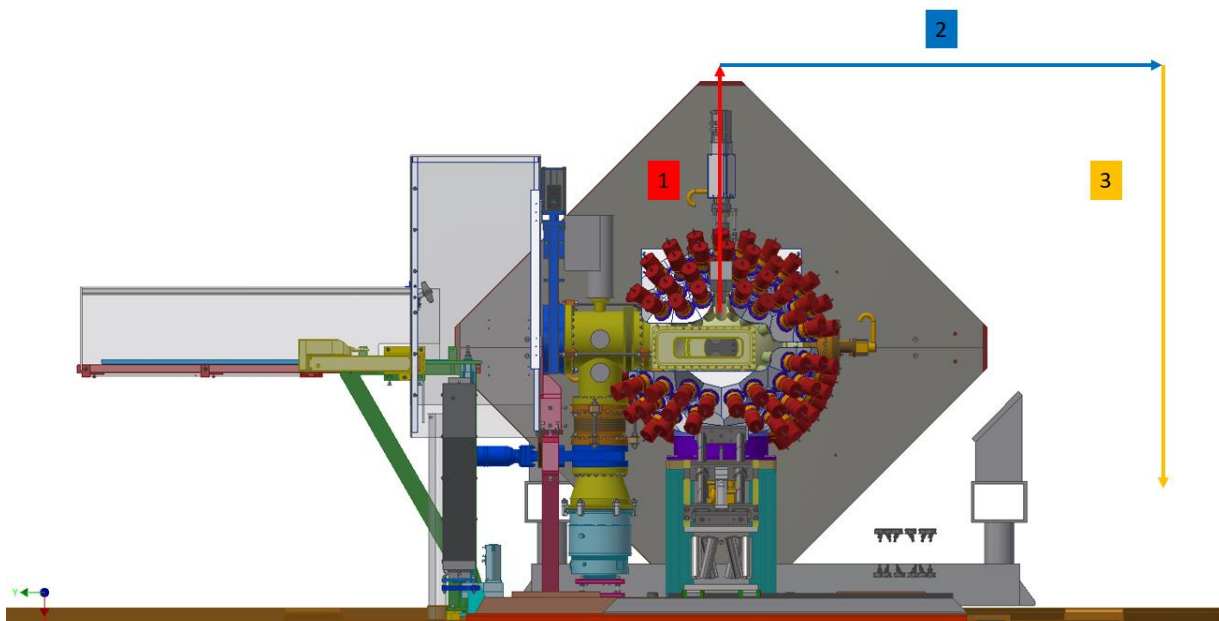


Figura 3.2: Vista frontale della camera di scattering in cui sono riportati in ordine i moti seguiti dal dispositivo. Vi è sempre un primo moto verticale per il disimpegno degli shell dalla camera [1], segue un moto orizzontale [2] per portare il dispositivo sopra la zona di manutenzione, tramite il carroponete. La movimentazione si conclude con un ultimo moto verticale per posare il dispositivo nella zona di manutenzione [3].

Partendo dai principi base di funzionamento citati pocanzi è stato poi elaborato un modello indicativo del dispositivo.

Inizialmente i due quadranti erano stati pensati come uniti in un unico emisfero superiore, l'unione poteva essere realizzata di fabbrica, lavorando un unico blocco da cui ottenere l'emisfero, oppure tramite opportune soluzioni (es. collegamenti filettati). Per questo motivo il sistema necessitava di almeno quattro superfici di aggancio per bloccare tutti i gradi di libertà delle masse sospese.

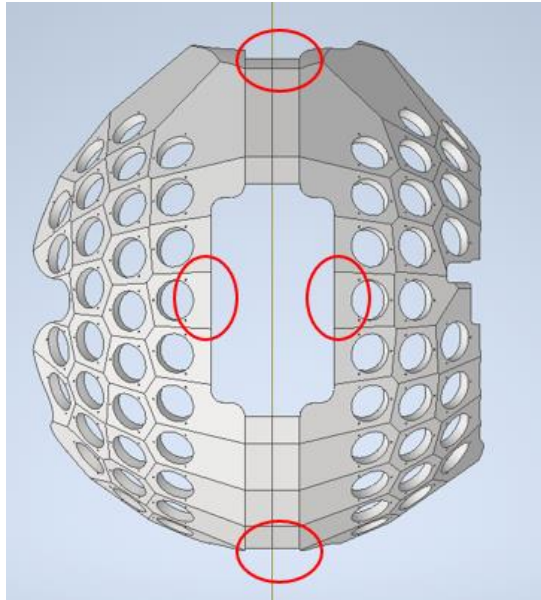


Figura 3.3: Vista dall'alto dell'emisfero nel suo concept iniziale, la linea di fascio arriverebbe da sinistra. Sono state evidenziate le superfici a cui il manipolatore si sarebbe agganciato.

Nell'immagine a seguire è invece rappresentato l'assieme del sistema. Gli elementi mobili e attuati sono colorati, il telaio in grigio avrebbe dovuto invece ospitare la cavetteria di alimentazione e di potenza degli attuatori, oltre che sostenere le masse sospese.

Per le superfici prossime alla Faraday cup, quelle sulla cavità centrale dell'emisfero, l'aggancio sarebbe stato imputato alle due piastre verdi. Entrambe le piastre avrebbero presentato un profilo appositamente estruso all'estremità che, a contatto con le superfici interne dell'emisfero, ne avrebbe bloccato la traslazione verticale.

Prima dell'aggancio sarebbe prima stato necessario far entrare le due estremità delle piastre verdi all'interno della cavità centrale dell'emisfero. Solo dopo l'ingresso nella cavità, la distanza tra le due piastre sarebbe stata aumentata per permettere la messa in battuta delle superfici, il tutto tramite un attuatore lineare (in giallo) che avrebbe anche applicato il precarico necessario al bloccaggio. La figura 3.5 mostra e descrive gli elementi facenti parte dell'attuazione delle piastre.

Per quanto concerne le superfici laterali più estreme, si è provveduto alla modellazione di bracci meccanici provvisti di dita mobili. I bracci avrebbero potuto ruotare rispetto al telaio grazie a dei giunti cilindrici attuati. Essendo la superficie dell'emisfero asimmetrica, i due bracci avrebbero avuto lunghezze diverse.

È possibile osservare un particolare di questi organi nella figura 3.5: entrambi i bracci avrebbero presentato un attuatore lineare (non presente nell'immagine), alloggiato sulla superficie superiore (dorso). L'attuatore, allungandosi, avrebbe fatto ruotare il dito verso la parte interna dello shell. Il rientro dello stelo invece avrebbe fatto ruotare il dito verso il dorso del braccio, allentando la presa dello stesso.

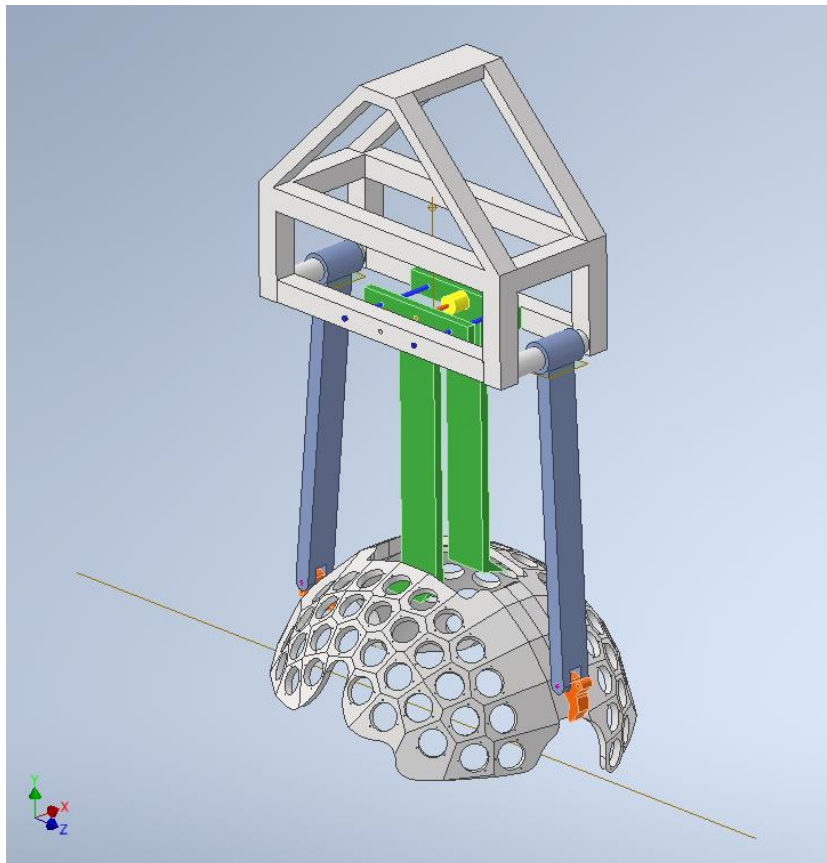


Figura 3.4: Modello indicativo del dispositivo di sollevamento. Essendo stata scartata, questa soluzione non presentava ancora le superfici per la presa ed il controllo da parte dell'operatore.

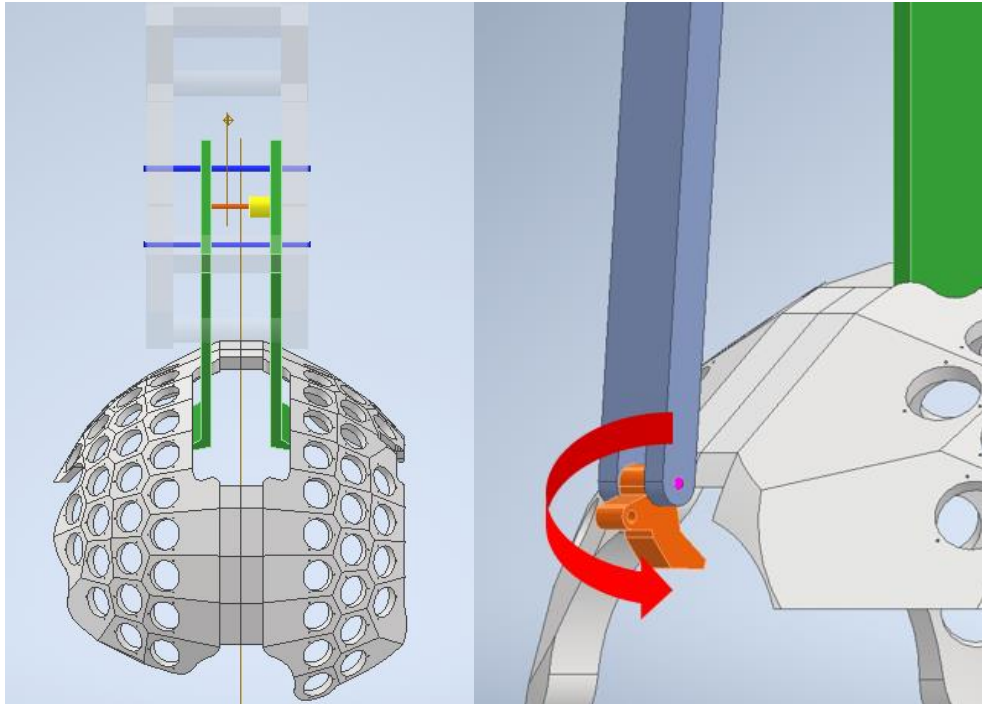


Figura 3.5: A sinistra la vista laterale dell'assieme dove è possibile osservare le piastre di contatto in verde, le guide per il moto traslatorio in blu, l'attuatore lineare con il relativo stelo, rispettivamente in giallo e arancione. A destra la vista dell'accoppiamento braccio-dito, un accoppiamento cilindrico attuato tramite attuatore lineare. Lo stelo dell'attuatore sarebbe stato collegato al dito tramite l'apposita superficie estrusa sul dorso del dito stesso.

La soluzione fino ad ora descritta presentava tuttavia importanti limiti che ne hanno decretato l'esclusione, in particolare:

- La tenuta in sospensione dello shell avrebbe necessitato di una disponibilità illimitata del carropono, che invece viene impiegato per la messa in posizione di più elementi dello spettrometro.
- Gli organi di presa discussi sopra non avrebbero assicurato un bloccaggio accurato e fisso dello shell, il sistema sarebbe risultato labile ed impreciso nel posizionamento.

Per queste ragioni ci si è poi spinti verso soluzioni che adottassero un montaggio diretto dell'attuazione sugli shell, sfruttando opportune superfici di appoggio ricavate sullo spettrometro MAGNEX.

3.2 Sistema con guida sullo schermo del quadrupolo

Una seconda possibile soluzione avrebbe invece impiegato ancora un telaio equipaggiato con attuatori, ma stavolta il tutto sarebbe stato movimentato tramite una guida installata sullo schermo del quadrupolo.

Nell'immagine a seguire è visibile una prima schematizzazione del sistema. La guida [1], con i relativi finecorsa, sarebbe stata montata sul lato obliquo dello schermo del quadrupolo; su di essa sarebbe stato posto un telaio [2] su cui sarebbe poi stata montata l'attuazione.

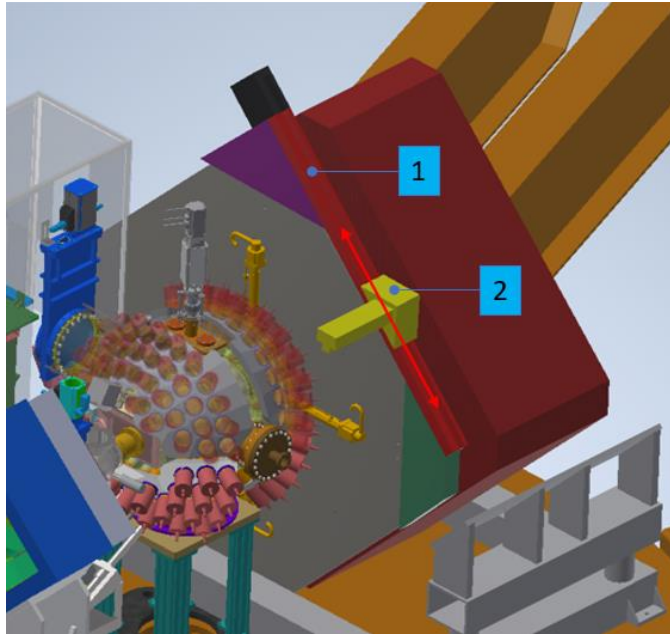


Figura 3.6: Vista isometrica dell'insieme della camera di scattering e del sistema dei rivelatori gamma con tutta la strumentazione limitrofa. Sul lato dello schermo del quadrupolo è stato montato il modello indicativo del sistema di guide che avrebbe movimentato gli shell. L'attuazione non è stata rappresentata. È possibile osservare il moto del telaio [2] sulla guida [1].

Una fondamentale differenza con la precedente soluzione sarebbe stata rappresentata dal collegamento con l'attuazione. In questo caso due attuatori lineari sarebbero stati direttamente collegati agli shell. Poiché sono necessari due punti di presa da cui sollevare gli shell (si ricordi che al centro dei due quadranti è montata la Faraday cup), la presenza di due attuatori avrebbe aumentato la rigidità del sistema durante la movimentazione; tuttavia, sarebbero poi sorte problematiche inerenti al sincronismo tra i due cilindri.

Un sistema del genere avrebbe richiesto fondamentalmente due moti per movimentare gli shell:

- A. Un primo moto verticale di disimpiego degli shell dalla camera di scattering, condotto tramite attuazione pneumatica.
- B. Una volta raggiunta una certa distanza di sicurezza dall'apice della Faraday cup, un secondo moto diagonale, parallelo al profilo dello schermo del quadrupolo, sarebbe stato effettuato tramite la guida. Con quest'ultima traiettoria gli shell sarebbero stati portati in una posizione facilmente accessibile da parte degli operatori.

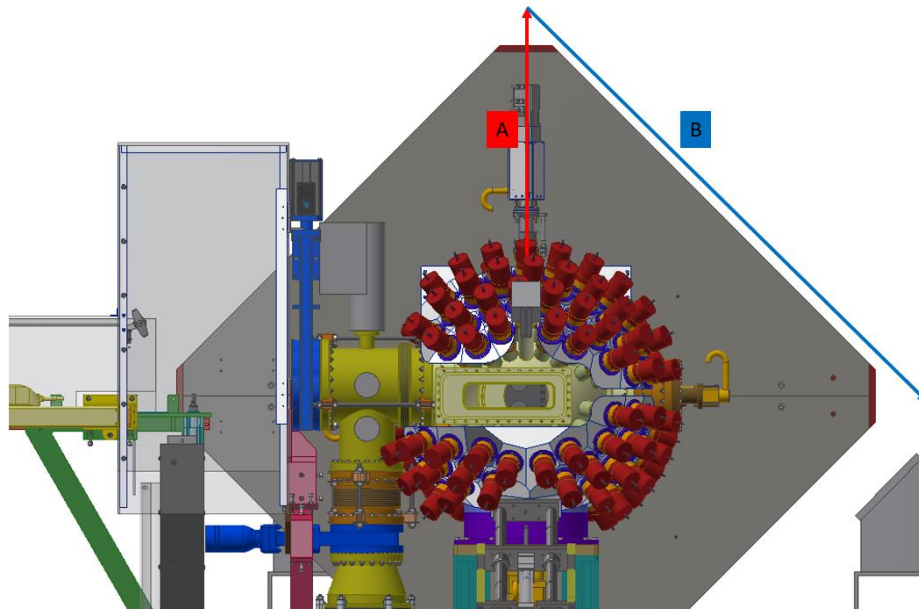


Figura 3.7: Vista frontale della camera di scattering. È possibile distinguere il moto verticale di disimpegno [A] ed il moto di allontanamento [B].

Ulteriori studi hanno tuttavia evidenziato gli importanti limiti di questa soluzione:

- Il sollevamento degli shell equipaggiati con i rivelatori avrebbe richiesto la progettazione di un telaio alquanto robusto, tale telaio avrebbe poi dovuto essere movimentato sulla guida tramite almeno quattro carrelli, spartiti su due binari. Una soluzione del genere avrebbe pertanto richiesto una guida che sporgesse dal profilo dello schermo del quadrupolo, andando ad intaccare il moto verticale del quadrante posteriore (figura 3.8).
- Per evitare il contatto tra la parte laterale degli shell e la Faraday cup durante la movimentazione obliqua, il moto verticale degli shell avrebbe necessitato di una corsa per il disimpegno molto lunga (nell'ordine del metro). Per coprire una tale distanza avrebbero dovuto quindi essere scelti attuatori la cui lunghezza totale, con stelo esteso, sarebbe stata di almeno due volte la corsa. Un ingombro verticale così elevato sarebbe caduto al di fuori degli ingombri di altezza massimi imposti dalla presenza del carroponete, ovvero 4 metri dal pavimento.

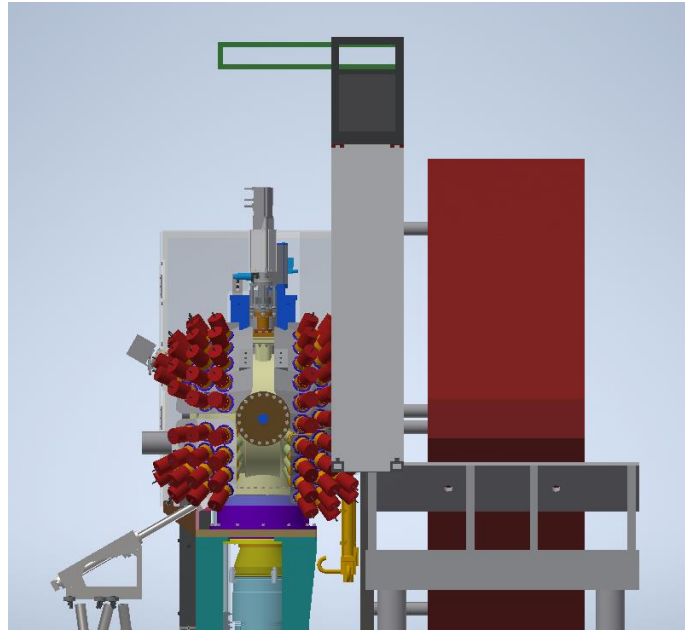


Figura 3.8: Vista laterale del sistema, la linea di fascio arriva da sinistra. In questa immagine l'assieme è stato ridefinito modellando il telaio che avrebbe ospitato gli attuatori (in verde), il telaio che avrebbe poi dovuto scorrere lungo la guida (in nero) e la guida stessa (in grigio). Si osservi come un'eventuale guida montata sul lato obliquo dello schermo possa interferire con il moto verticale del quadrante posteriore.

4. Soluzione finale: sistema sospeso con appoggi

Per risolvere le problematiche sorte con le soluzioni precedenti è stato necessario progettare un sistema con i seguenti requisiti:

- **Compattezza:** gli ingombri del sistema dovevano essere compatibili con le geometrie prossime alla camera di scattering, con un certo margine di sicurezza.
- **Breve attuazione:** per rimanere nei limiti di ingombro verticale, l'attuazione doveva essere corta, il disimpegno avrebbe potuto completarsi grazie al carroponete.
- **Uso del carroponete:** il sistema avrebbe sfruttato il carroponete per il posizionamento sopra la camera di scattering. Per fare ciò sarebbero dunque stati necessari dei punti di appoggio.
- **Appoggi:** per rimanere in posizione, il sistema avrebbe necessitato di appoggi, si sarebbero dovute sfruttare le superfici già disponibili o ricavarne di nuove.

Per prima cosa bisognava accertarsi di avere a disposizione le superfici libere necessarie dove impiegare gli appoggi.

Le superfici di appoggio avrebbero dovuto permettere il posizionamento del sistema sopra la camera di scattering, per questo motivo come primo punto di appoggio è stato scelto l'apice dello schermo del quadrupolo. Rimaneva da individuare un punto opposto al primo scelto che permettesse una corretta sospensione degli shell sulla camera di scattering.

Effettivamente una superficie libera da poter utilizzare era presente sul lato anteriore sinistro della camera di scattering, come visibile nella figura 3.9.

La posizione decentrata di questa superficie avrebbe però richiesto la progettazione di una colonna di appoggio che presentasse uno sbraccio verso destra rispetto al secondo punto di appoggio, tale soluzione avrebbe portato ad avere due punti di appoggio la cui congiungente passasse al di sopra del centro della camera di scattering. Dalla figura è possibile osservare che in prossimità di quest'area sono presenti delle geometrie cilindriche in grigio, esse stanno a rappresentare gli ingombri dei tubi per il vuoto e per la misurazione della pressione della camera. Gli ingombri di queste geometrie sono stati definiti attraverso misure di massima, bisognava dunque prendere delle misure effettive di tali elementi per avere un'indicazione precisa sugli ingombri massimi che avrebbe dovuto occupare la colonna di sostegno.

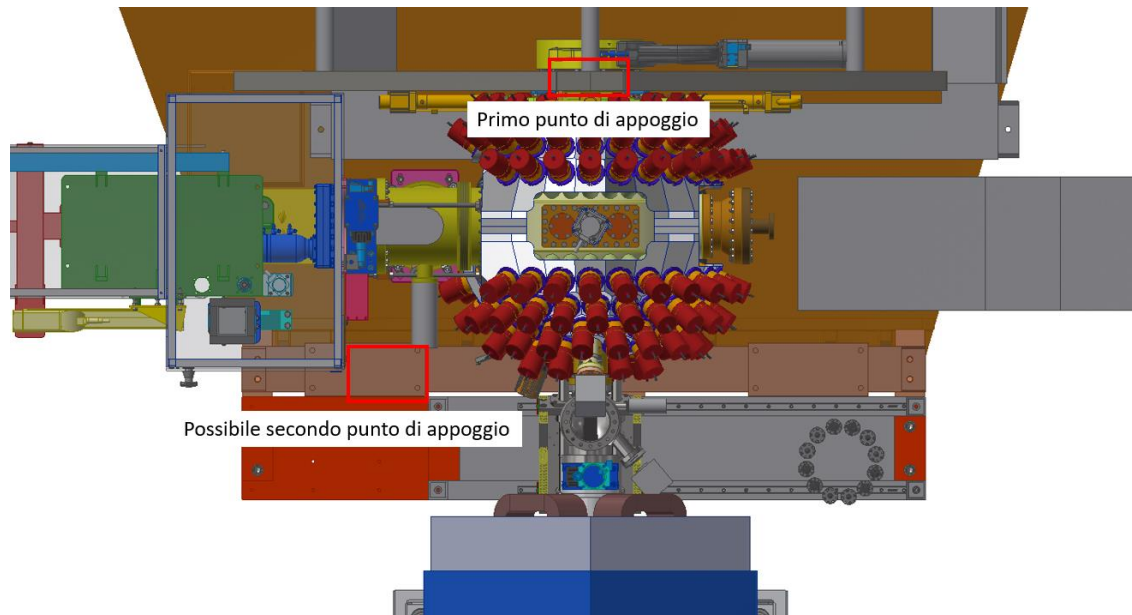


Figura 4.1: Vista dall'alto della camera di scattering e degli elementi limitrofi, la linea di fascio arriva dal basso. Le superfici di interesse sono evidenziate dai rettangoli in rosso, si precisa che dal secondo punto di appoggio evidenziato avrebbe poi dovuto ergersi una colonna con uno sbraccio che si sarebbe sviluppato verso destra. Il primo punto di appoggio e l'estremità dello sbraccio della colonna sarebbero infine stati allineati sopra la camera di scattering.

Nella figura a seguire è riportata una foto che ritrae i due elementi di cui è stata fatta la misurazione. Le misure sono state effettuate nei laboratori torinesi dell'INFN, dove la strumentazione è attualmente integrata per permettere una serie di prove di accettabilità.

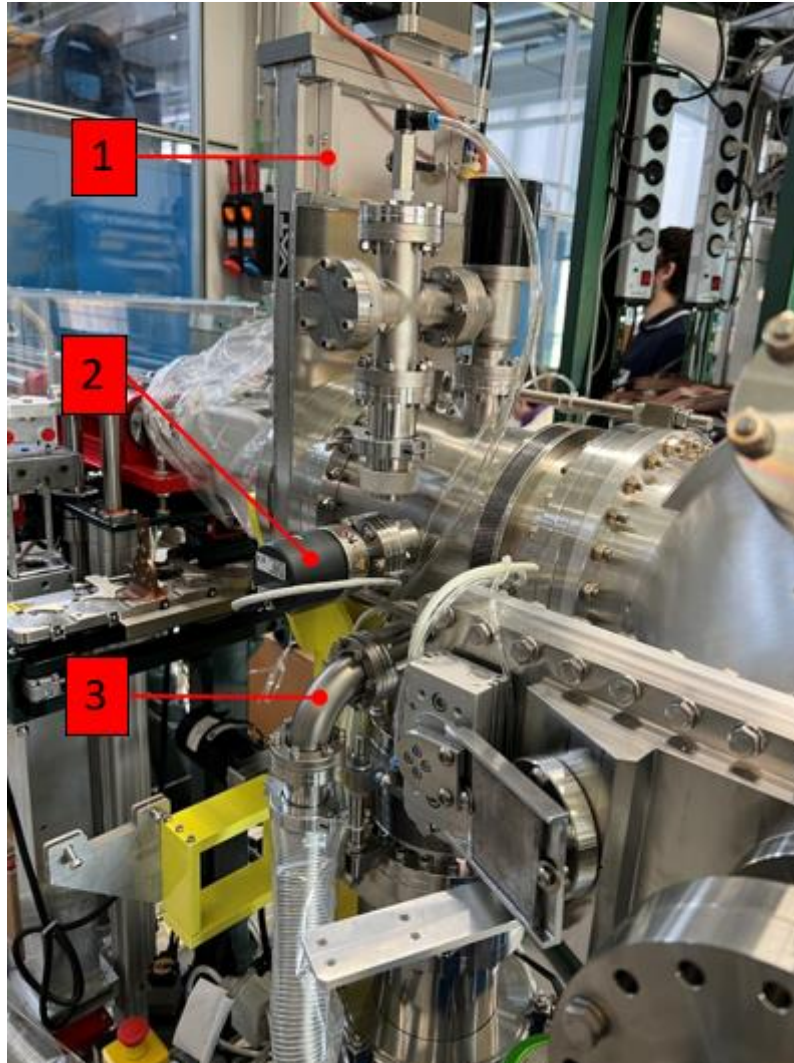


Figura 4.2: Foto scattata nei laboratori di Torino dell'INFN. L'assieme rappresentato non è altro che il collegamento tra manipolatore e camera di scattering, ovvero tutta la parte adiacente al secondo punto di appoggio in figura 3.9. È possibile riconoscere la gate valve [1], il misuratore di pressione [2] ed il collegamento a gomito per il tubo del vuoto [3].

Grazie alle misurazioni è stato possibile definire meglio gli ingombri dei due tubi, in particolare:

- Le flange dei due elementi hanno un diametro di 69 mm;
- Il misuratore di pressione sporge di 18 cm dall'assieme;
- Il collegamento del tubo per il prevuoto sporge di 22 cm dall'assieme.

Definiti gli ingombri non rimaneva altro che iniziare a dimensionare gli elementi di sostegno del sistema. Il sistema di movimentazione sarebbe stato provvisto dei seguenti elementi:

- Elementi di appoggio: una trave avrebbe sostenuto il sistema sospeso sopra la camera di scattering, un'estremità della trave avrebbe poggato sullo schermo del quadrupolo, mentre l'altra sulla colonna montata sulla seconda superficie individuata in figura 3.9. Per garantire una migliore ripetibilità del posizionamento

della trave, sui punti di appoggio avrebbero potuto essere impiegati dei clamping systems.

- Elementi di sostegno: un telaio avrebbe dovuto ospitare l'attuazione, collegata agli shell.
- Sottosistema di regolazione della posizione: dato l'elevato livello di precisione nel posizionamento dei rivelatori, per compensare gli errori di montaggio, lavorazione e deformazione dei vari elementi, tra telaio e trave avrebbe dovuto essere installato un sottosistema che avrebbe dovuto compensare tali errori.
- Attuazione: per movimentare gli shell sarebbe stata necessaria la scelta dell'opportuna taglia di attuatori e guide, compatibili coi carichi e le geometrie dell'applicazione.

4.1 Dimensionamento preliminare dei componenti

In questo paragrafo verrà descritto il processo di dimensionamento degli elementi di attuazione del sistema. Trattandosi di un progetto ancora in essere, che deve inoltre essere sottoposto ad ulteriori cicli di ottimizzazione topologica, i calcoli sono stati modificati di volta in volta, a seguito delle graduali modifiche effettuate durante lo studio. Verrà quindi descritto l'iter di calcolo che ha condotto ai risultati finali.

4.1.1 Dimensionamento delle guide lineari

Prima di descrivere le procedure di dimensionamento dell'attuazione è necessario soffermarsi prima sulla scelta delle guide lineari. In particolare, una guida lineare a ricircolo di sfere viene montata in parallelo al singolo attuatore. Il compito della guida è quello di guidare appunto il moto verticale delle masse sospese, essa inoltre permette di scaricare il peso degli shell su due elementi aggiuntivi e non solo sui due attuatori.

In questa fase ci si limita a descrivere la procedura adottata per selezionare il diametro opportuno delle due guide.

È necessario sottolineare che, la presenza della Faraday cup nel centro dell'emisfero superiore obbliga ad utilizzare due attuatori in parallelo, collegati alle superfici laterali degli shell tramite opportuni elementi intermedi.

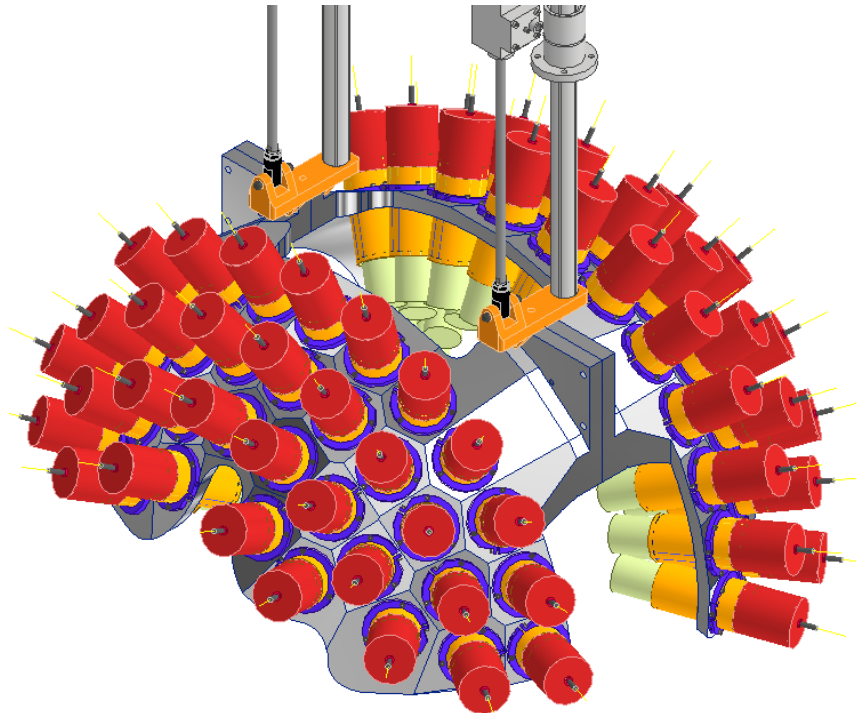


Figura 4.3: Vista isometrica degli shell superiori. Gli elementi in arancio permettono il collegamento tra l'attuazione ed i quadranti superiori. I due quadranti sono uniti tra loro tramite collegamenti filettati. Grazie ad un perno gli elementi di collegamento vengono fissati agli shell. Lo stelo degli attuatori viene collegato agli elementi in arancio tramite uno snodo sferico, mentre le guide vengono fissate tramite collegamento filettato.

Di norma questa configurazione necessiterebbe di una sola guida, montata parallelamente ad uno solo dei due attuatori. Tuttavia, verrà spiegato nel capitolo 5 come il centro di massa dell'intero sistema debba essere tenuto sotto la base di appoggio della trave. Tale accorgimento permetterà di evitare rotazioni indesiderate del sistema durante le fasi di movimentazione tramite il carroponete.

Per soddisfare tale necessità è stato quindi necessario progettare una struttura il più simmetrica possibile, sotto il punto di vista della distribuzione dei pesi. Da quanto descritto fino a questo momento si è quindi scelto di dimensionare due guide in parallelo.

L'uso di una doppia guida, come si vedrà, permetterà inoltre di impiegare diametri più contenuti.

Le guide sono state dimensionate secondo la freccia massima ammissibile; in particolare, come già visto per la trave e la colonna, non saranno accettati valori della freccia che superano il mezzo millimetro. Le guide dovranno contribuire a sostenere le seguenti masse:

- I 62 rivelatori gamma da 800 g ciascuno: 49,86 kg in totale;
- Il quadrante anteriore: 8,72 kg;
- Il quadrante posteriore: 8,68 kg;
- I due elementi di collegamento tra attuazione e shell: 1,84 kg in totale.

Il computo della massa totale è stato poi diviso tra i due attuatori e le due guide, arrivando ad ottenere una massa di 17,21 kg che deve essere sostenuta dalla singola guida.

L'impiego di due guide in parallelo permette inoltre di studiarne la freccia solo su un piano: prendendo infatti come riferimento lo stesso adottato per la trave, sul piano XZ non si avrebbe flessione in quanto le guide impediscono agli shell di flettersi internamente. Lo studio della freccia si è quindi limitato al solo piano YZ.

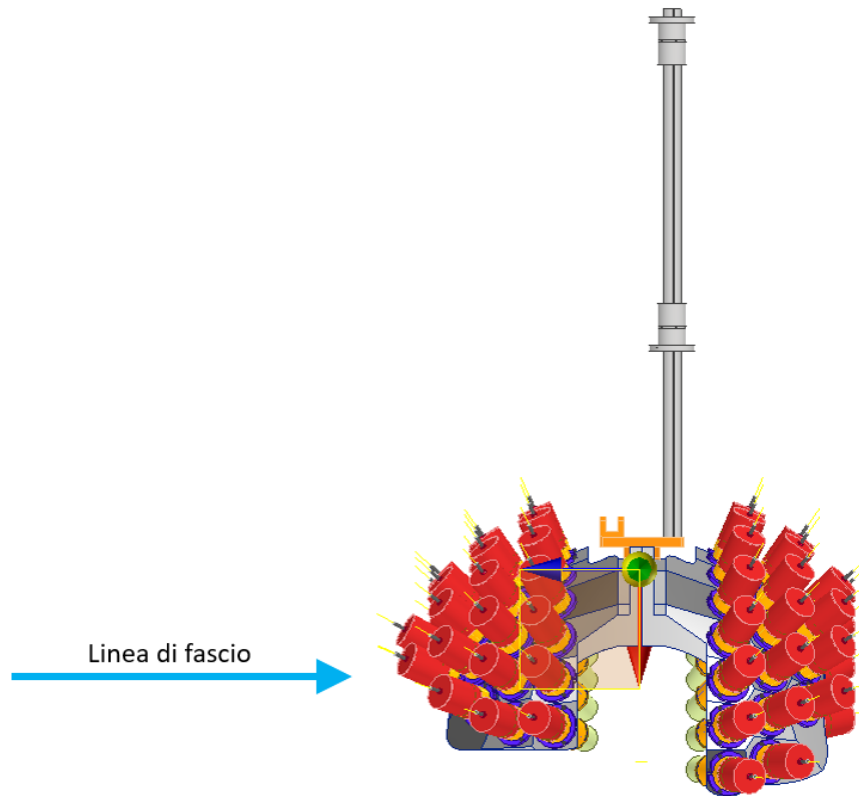


Figura 4.4: Vista laterale dei quadranti uniti con le due guide montate, nell'analisi la loro estremità superiore è stata supposta incastrata. La vista corrisponde al piano YZ sopra descritto. Si può osservare come il centro di massa delle masse sospese sia spostato in avanti rispetto alle guide. Il diametro delle guide è stato dimensionato in modo tale da limitare il più possibile la loro flessione verso lo schermo (verso destra).

Sul piano in analisi è stata misurata la distanza tra l'estremo inferiore della guida ed il centro di massa delle masse sospese. Tale distanza, misurata lungo l'asse y, ammonta a 49,36 mm e porta all'azione di un momento flettente all'estremità delle guide.

Le guide sono state viste come delle travi incastrate, a sezione circolare piena, sottoposte ad un momento flettente all'estremità.

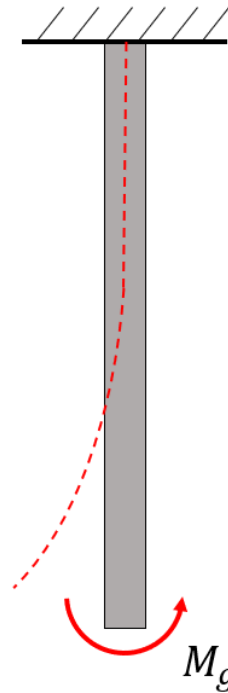


Figura 4.5: Modello con cui si sono approssimate le due guide con un carico eccentrico rispetto all'estremità libera. È inoltre riportata col tratteggio rosso la freccia dovuta all'azione del momento flettente M_g .

Il calcolo a trazione delle guide non viene riportato in questa sede in quanto esso è il meno conservativo ed ha sempre restituito valori molto contenuti dell'allungamento. Trattandosi inoltre di una sezione piena in acciaio, la verifica a trazione, sotto l'azione di una forza-peso così contenuta, restituirà sempre un esito positivo.

Seguendo il modello di calcolo appena descritto è stata poi valutata la freccia della singola guida:

$$f_{guida} = \frac{M_g L^2}{2EJ_g}$$

Dove figurano:

- Il momento dovuto alla forza-peso eccentrica M_g ;
- La lunghezza della singola guida L ;
- Il momento d'inerzia di una sezione circolare piena J_g .

I valori delle variabili presentate ed i relativi risultati sono riportati nella tabella a seguire.

Variabili	Risultati
M_g [Nmm]	8333,96
L [mm]	880
E [GPa]	210
J_g [cm ⁴]	12,57
f_g [mm]	0,122

Le frecce ottenute, ampiamente sotto i vincoli di progetto imposti, fanno riferimento a delle guide dal diametro di 40 mm. In particolare, sono state selezionate due guide a ricircolo di sfere scanalate della serie BSH2M della MISUMI.

4.1.2 Dimensionamento degli attuatori

Per movimentare le masse sospese si rende necessaria la scelta dell'opportuno tipo di attuatori da impiegare. Facendo riferimento a quanto descritto nel capitolo precedente, riguardo agli ingombri prossimi agli shell, tra i due quadranti si erge la Faraday cup. La presenza di quest'ultimo vincolo obbliga a scegliere due attuatori lineari che lavorino in parallelo.

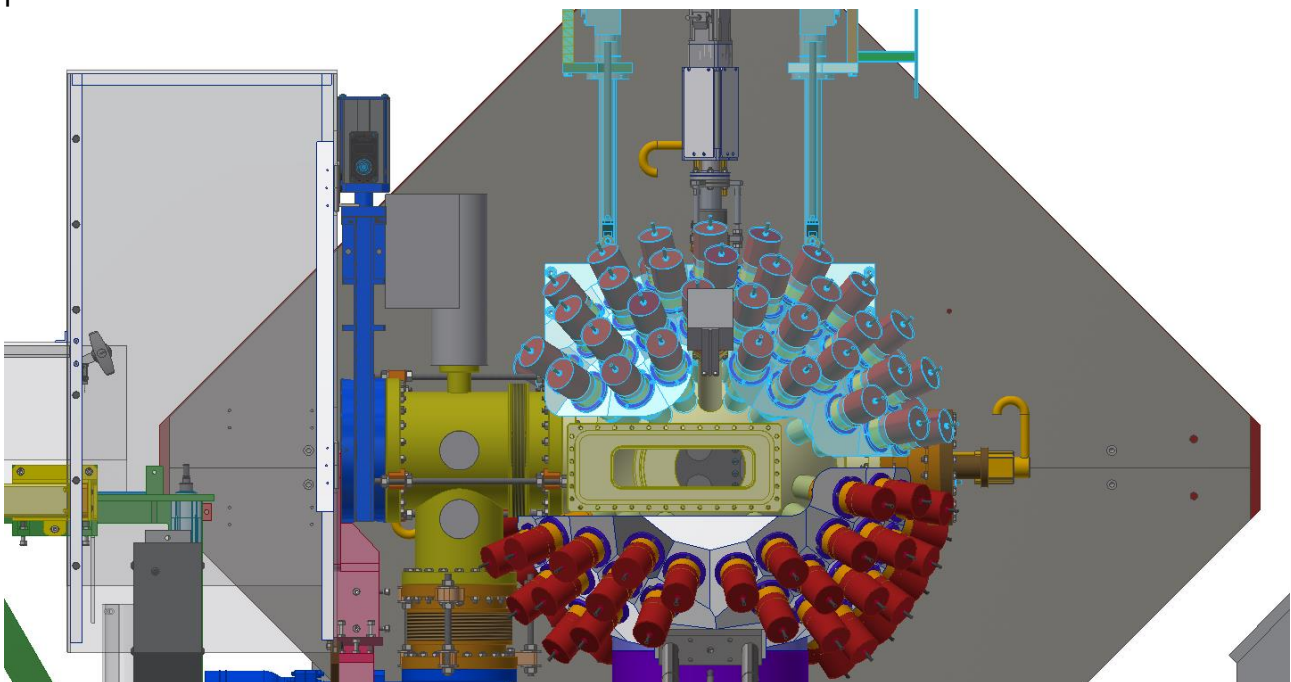


Figura 4.6: Vista frontale della camera di scattering, la linea di fascio entra nel piano dell'immagine. È evidenziato l'assieme del sistema che si sta progettando, è possibile osservare come la presenza della Faraday cup costringa ad usare due attuatori in parallelo, in presa su due superfici decentrate dei due quadranti.

L'utilizzo dell'elettronica deve essere limitato il più possibile, questa necessità deriva dagli alti livelli di campo magnetico sviluppati dal quadrupolo che, anche se schermati, potrebbero comunque interferire col corretto funzionamento di un attuttore elettromeccanico.

La scelta è stata quindi orientata verso attuatori lineari pneumatici. In particolare, si è deciso di dimensionare due cilindri a doppio effetto. Per dimensionare il singolo attuttore si deve, in primo luogo, effettuare la raccolta delle quantità esterne necessarie ai calcoli.

Tali quantità sono:

- La massa che deve essere sollevata dal singolo attuttore;
- La pressione di alimentazione del circuito pneumatico di comando.

L'obiettivo del calcolo è la determinazione della taglia dell'attuatore, ovvero del suo diametro.

La pressione di alimentazione è quella standard utilizzata per i circuiti pneumatici, ovvero 6 bar relativi. La massa totale da sollevare è data dalla somma delle masse di diversi elementi, che sono:

- I 62 rivelatori di gamma: massa totale di 49,6 kg;
- Il quadrante posteriore: 8,68 kg;
- Il quadrante anteriore: 8,72 kg;
- I due elementi di collegamento tra attuazione e shell: 1,84 kg in totale;
- Le due guide: 10,3 kg in totale.

I due attuatori devono quindi sollevare una massa totale di 79,14 kg, ovvero 39,57 kg per singolo attuatore.

In prima battuta il dimensionamento è stato condotto attraverso un equilibrio dinamico dello stelo dell'attuatore:

$$\frac{\pi d^2 CS}{4} p = mg$$

Dove con p si è indicata la pressione di alimentazione del circuito pneumatico. Dall'equazione si può ricavare il diametro minimo necessario per sollevare le masse sopra calcolate, il coefficiente di sicurezza è dovuto alla semplicità del modello di calcolo adoperato.

Utilizzando un CS pari a 1,5 si ricava un diametro di 35,12 mm.

Il risultato è solo indicativo in quanto considera un attuatore che spinge fuori lo stelo per contrastare la massa che invece tende a farlo rientrare. Per questo calcolo ad agire sarebbe solo la camera posteriore di un cilindro a doppio effetto.

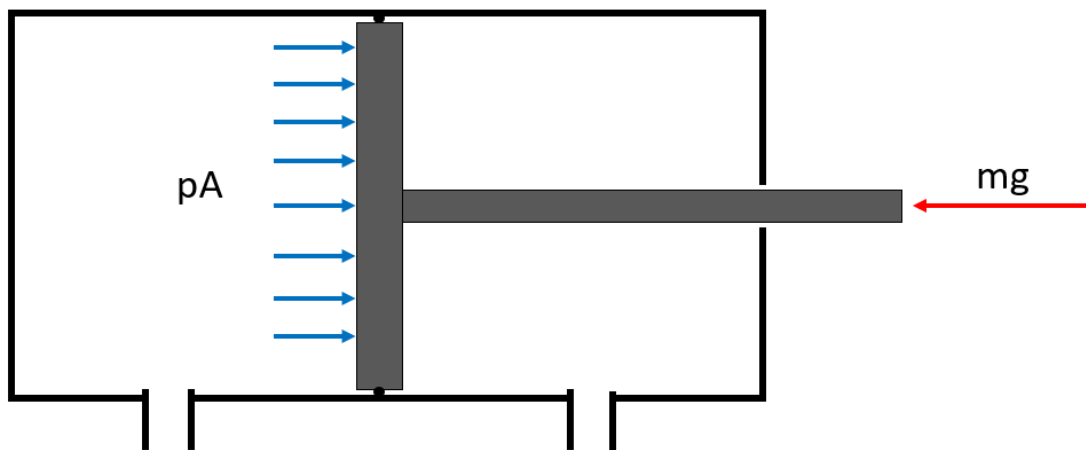


Figura 4.7: Schematizzazione di un cilindro a doppio effetto sottoposto ad una forza-peso che tende a far rientrare lo stelo. Per questo primo approccio al dimensionamento dell'attuatore la camera anteriore non partecipa al bilancio dinamico. Solo dopo aver calcolato un diametro preliminare del cilindro si procederà al calcolo delle forze esercitate dalle due camere in fase di carica.

Successivamente è stata valutata la forza teorica esercitata dall'attuatore nelle fasi di uscita e di rientro dello stelo. In particolare, è stato selezionato un attuatore della serie MWB della SMC con le seguenti caratteristiche:

- Diametro cilindro D : 40 mm
- Diametro stelo d : 16 mm
- Corsa c : 300 mm

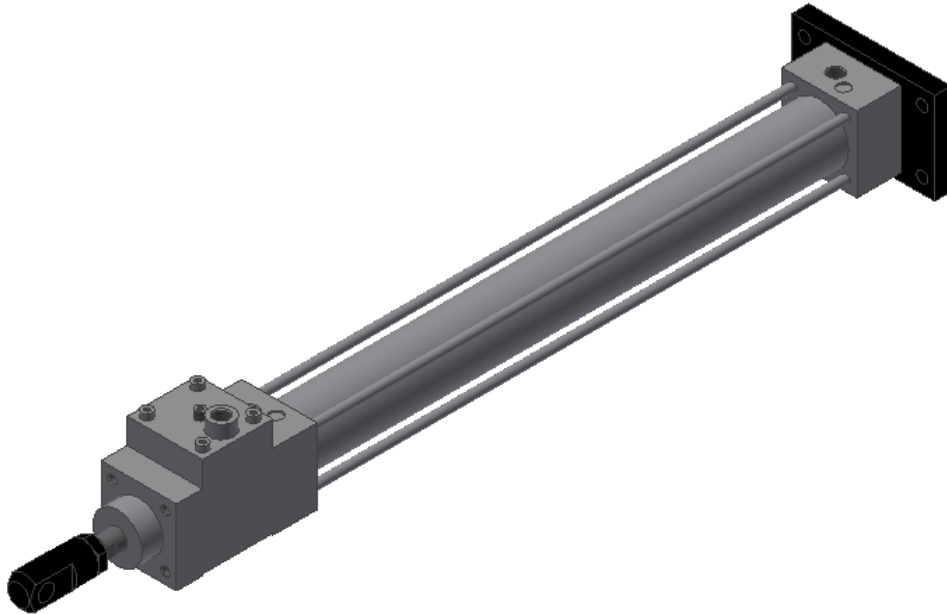


Figura 4.8: Modello 3D del cilindro a doppio effetto selezionato. L'attuatore presenterà inoltre degli accessori come una flangia posteriore ed uno snodo sferico all'estremità dello stelo.

Inserendo queste quantità nei calcoli è stato infine possibile avere un valore per le forze di attuazione:

- Per la corsa di uscita dello stelo: $\frac{\pi D^2}{4} p = 753,98 \text{ N}$;
- Mentre per quella di rientro: $\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p = 633,35 \text{ N}$.

I valori ricavati sono ampiamente al di sopra della forza minima richiesta per sollevare le masse sospese. È fondamentale sottolineare che gli attuatori verranno montati verticalmente, con le masse che verranno mosse dall'alto. Per riuscire ad effettuare la corsa di disimpegno è pertanto fondamentale che l'attuatore sviluppi una forza sufficiente durante la corsa di rientro dello stelo.

In questa sede ci si è limitati a scegliere la taglia dell'attuatore in base alla forza necessaria per movimentare gli shell; rimangono tuttavia degli aspetti cruciali da definire, quali il sincronismo tra i due attuatori in parallelo e le velocità sviluppate durante l'attuazione. Tali aspetti verranno approfonditi durante la simulazione del circuito pneumatico di controllo, descritta nel capitolo 5.

5. Sottosistema di regolazione della posizione

In questo capitolo verrà descritto il percorso che si è seguito per selezionare l'opportuno sottosistema di regolazione da montare nell'assieme. Verranno dapprima presentate e descritte le possibili soluzioni e, dopo una panoramica dei limiti di ognuna di esse, verrà trattato il calcolo della cinematica inversa e dell'analisi dinamica, eseguiti per la soluzione scelta. Il capitolo si chiuderà col dimensionamento dei componenti scelti per assemblare l'apparato.

Il sistema, una volta messo in posizione, necessiterà di opportune regolazioni atte a far coincidere il centro verso cui puntano tutti i rivelatori (definito da questo momento in poi come end-effector) col centro della camera di scattering (a cui si farà riferimento col termine target).

Le regolazioni sono necessarie per compensare i disallineamenti che spesso affliggono il posizionamento degli organi meccanici, alla definizione di tali scostamenti concorrono errori di diversa natura:

- Errori nel posizionamento dovuti ad un montaggio errato o poco preciso dei componenti;
- Errori nel posizionamento dovuti alla deformazione dei componenti;
- Errori nel posizionamento dovuti alle tolleranze utilizzate per la realizzazione dei componenti;
- Errori nel posizionamento dovuti alla dilatazione termica dei componenti.

Il sottosistema di regolazione verrà montato tra la trave di supporto ed il resto del telaio, questa configurazione permetterà infatti di regolare la posizione delle masse sospese indipendentemente dalla trave, che sarà bloccata dai due clamping systems.

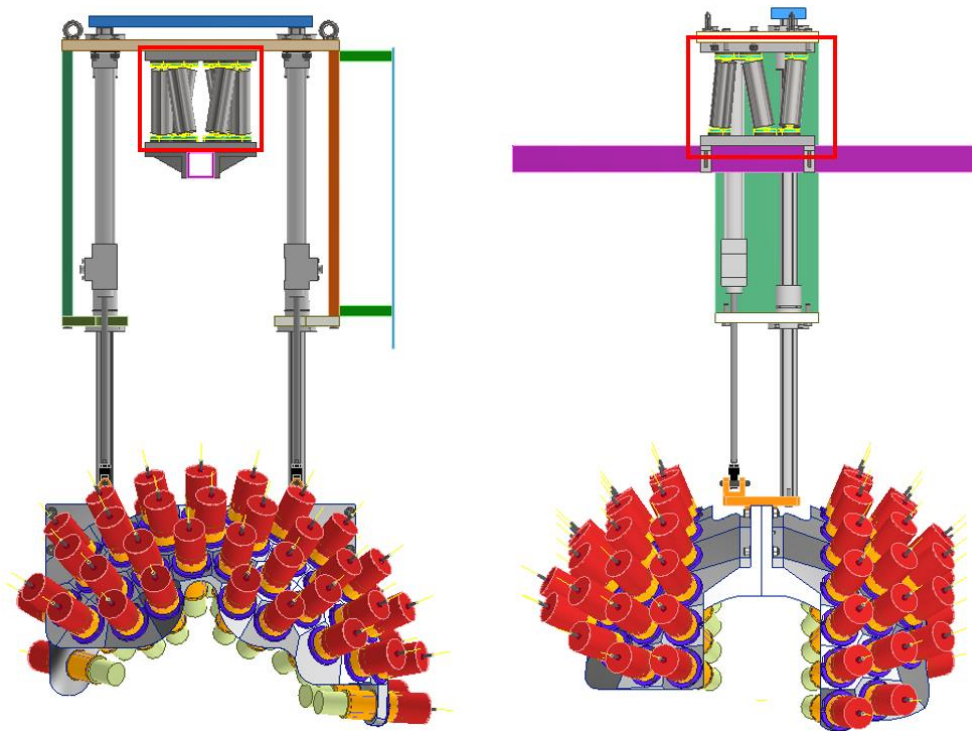


Figura 5.1: A sinistra la vista frontale dell'assieme, la linea di fascio entra nel piano dell'immagine. A destra una vista laterale dell'assieme, la linea di fascio arriva da sinistra. Sono inoltre stati resi invisibili il supporto laterale che monta il patch panel, un attuatore e la relativa guida. In entrambe le figure il sottosistema di regolazione è stato evidenziato tramite un riquadro rosso.

Il sottosistema in esame deve riuscire a soddisfare tre requisiti fondamentali:

- Compensare gli errori nel posizionamento, sarà necessario quantificare un opportuno intervallo di regolazione;
- Una volta regolato, il sistema deve riuscire a garantire un'alta ripetibilità del posizionamento;
- Le regolazioni ed il posizionamento devono essere eseguite con un elevato grado di precisione.

Per soddisfare i requisiti di cui sopra l'attenzione è stata subito rivolta verso i manipolatori paralleli. Tali sistemi permettono di fatto la regolazione di alcuni, o di tutti i gradi di libertà dell'elemento montato sulla piattaforma mobile. I manipolatori paralleli sono formati da diverse catene cinematiche, il numero di tali catene coincide col numero di gambe che caratterizza il dispositivo.

Per l'analisi sono stati selezionati tre manipolatori paralleli: come già indicato per gli attuatori, è necessario ridurre al minimo l'elettronica montata sull'assieme, oltre ai costi della regolazione stessa. Per queste ragioni la regolazione deve essere manuale e non automatica. Si vedrà pertanto se sarà possibile elaborare una versione "manuale" dei manipolatori presentati.

5.1 Piattaforma 3-RRPS

Prima di descrivere il primo manipolatore è necessario introdurre qualche importante notazione.

In genere il numero di gradi di libertà regolati dal manipolatore viene indicato tramite un numero all'inizio della sigla che identifica il dispositivo. Per comprendere meglio quali gradi di libertà vengono regolati si definiranno due riferimenti solidali rispettivamente alla piattaforma mobile e fissa del manipolatore di volta in volta in esame.

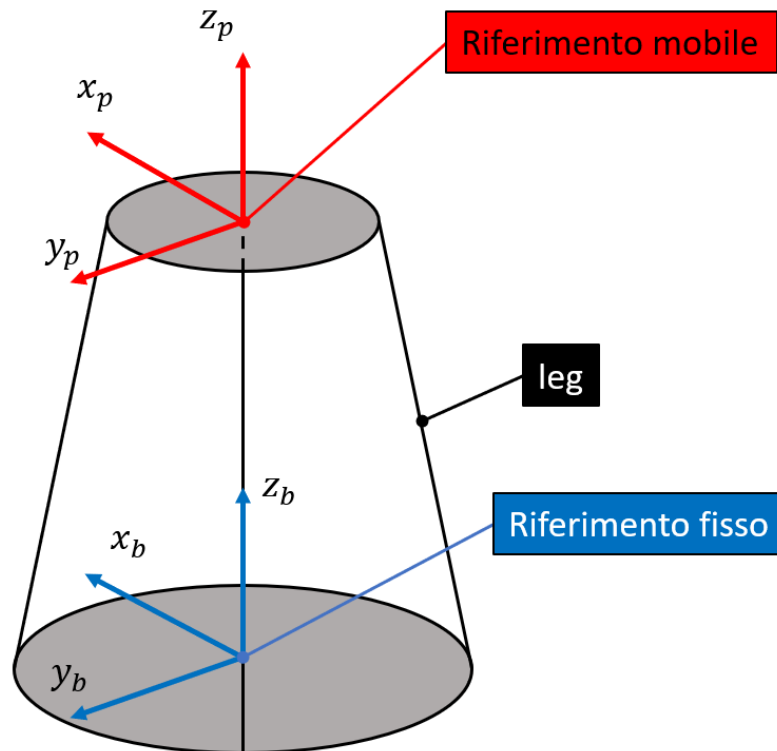


Figura 5.2: Immagine schematica che mostra gli elementi fondamentali di un manipolatore parallelo. Per questo studio la piattaforma fissa verrà montata sulla trave, mentre quella mobile verrà fissata al telaio la cui posizione sarà regolata. Si definiranno due sistemi di riferimento, solidali alla piattaforma fissa e mobile. I gradi di libertà sono rappresentati dalle tre traslazioni lungo gli assi di riferimento e dalle tre rotazioni attorno a questi, che il sistema di riferimento mobile effettuerà rispetto a quello fisso.

I giunti che compongono un manipolatore sono indicati con le relative iniziali:

- Con 'R' si indicano i giunti rotativi (Revolute joints);
- Con 'P' si indicano i giunti prismatici (Prismatic joints);
- Con 'S' si indicano i giunti sferici (Spherical joint);
- Con 'U' si indicano infine i giunti cardanici (Universal joints).

Inoltre, per indicare quali giunti su un manipolatore vengono attuati, le relative iniziali vengono sottolineate¹¹.

In base a quanto descritto fino ad ora, il manipolatore 3-RRPS regola quindi tre gradi di libertà ovvero le tre rotazioni attorno agli assi di riferimento. Esso è inoltre formato da tre legs; partendo dalla piattaforma fissa, su ogni leg sono installati in successione:

- Due giunti rotativi all'estremità del link di base della leg, gli assi di rotazione dei due giunti sono perpendicolari tra loro. Il giunto rotativo che unisce la base al link è attuato, mentre l'altro è passivo.
- Proseguendo lungo la leg si trova poi il giunto prismatico, anch'esso attuato;
- Infine, un giunto sferico collega la leg alla piattaforma mobile.

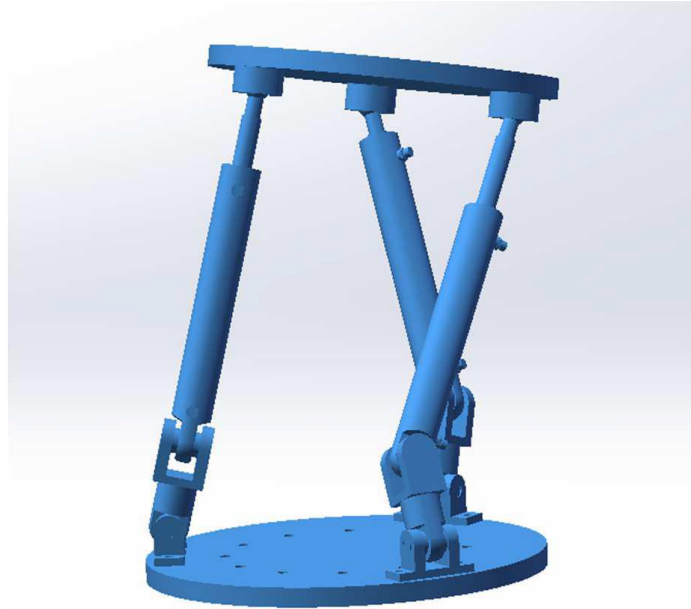


Figura 5.3: Modello 3D di un manipolatore 3-RRPS¹².

Per regolare in maniera completa la posizione di un corpo nello spazio è necessario poter agire su tutti e sei i gradi di libertà. Per questa ragione occorre quindi compensare l'azione del manipolatore integrando altri dispositivi che permettano di effettuare regolazioni sui gradi di libertà non coperti dallo stesso. Si è pensato di agire sulla regolazione di due dei tre spostamenti lineari rimanenti con delle viti a ricircolo di sfere, montate in parallelo con dei carrelli su guide lineari. Una schematizzazione utile alla comprensione del funzionamento del sistema è riportata nella figura a seguire.

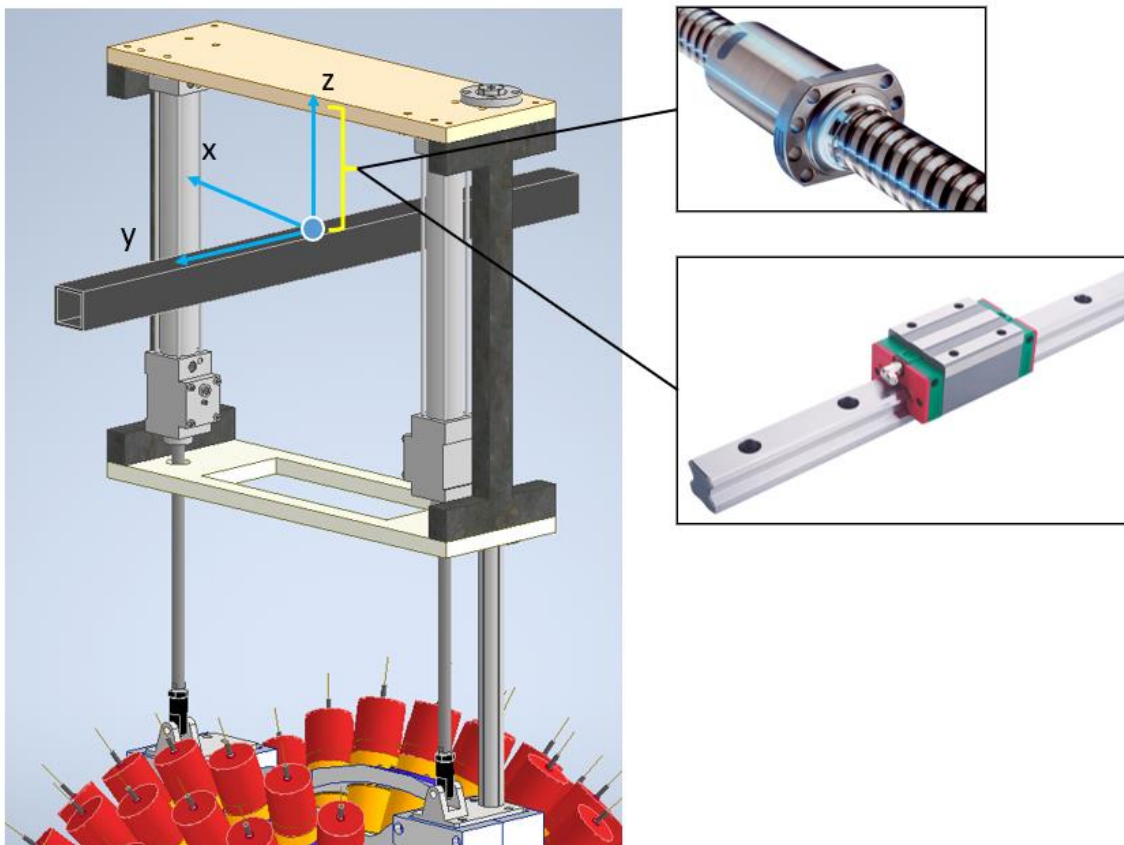


Figura 5.4: Nella figura è rappresentato un telaio intermedio con il sistema di riferimento della piattaforma fissa. La soluzione in analisi avrebbe impiegato viti a ricircolo di sfere assemblate in parallelo a delle guide prismatiche. Le guide sarebbero state montate sotto la piattaforma fissa e sopra la piattaforma mobile. Le guide sotto la piattaforma fissa avrebbero regolato la posizione lungo y , mentre quelle superiori lungo x . La regolazione lungo z sarebbe infine stata affidata agli attuatori.

I sistemi di viti a ricircolo di sfere e carrelli sarebbero rispettivamente stati montati sotto la piattaforma fissa e sopra la piattaforma mobile. Le viti ed i carrelli avrebbero agito lungo le direzioni di x e y , regolando altri due gradi di libertà. La regolazione sarebbe stata effettuata agendo direttamente sulla vite a ricircolo di sfere che, trascinando i carrelli, avrebbe permesso di impostare la posizione desiderata per la piattaforma.

La regolazione nella direzione verticale sarebbe invece stata effettuata tramite gli attuatori pneumatici. Sarebbe quindi stato necessario dimensionare gli attuatori ed i regolatori di pressione per compensare il carico verticale che avrebbe tirato verso il basso lo stelo.

Una caratteristica dei manipolatori paralleli è la possibilità di poter elaborare un modello affidabile per il calcolo della cinematica inversa. Assumendo infatti come note le rotazioni e le traslazioni effettuate dalla piattaforma mobile, è possibile risalire alla configurazione dei vari giunti montati su ogni leg. In particolare, per il manipolatore in questione, si risale agli angoli coperti dai giunti rotativi e alla lunghezza del giunto prismatico.

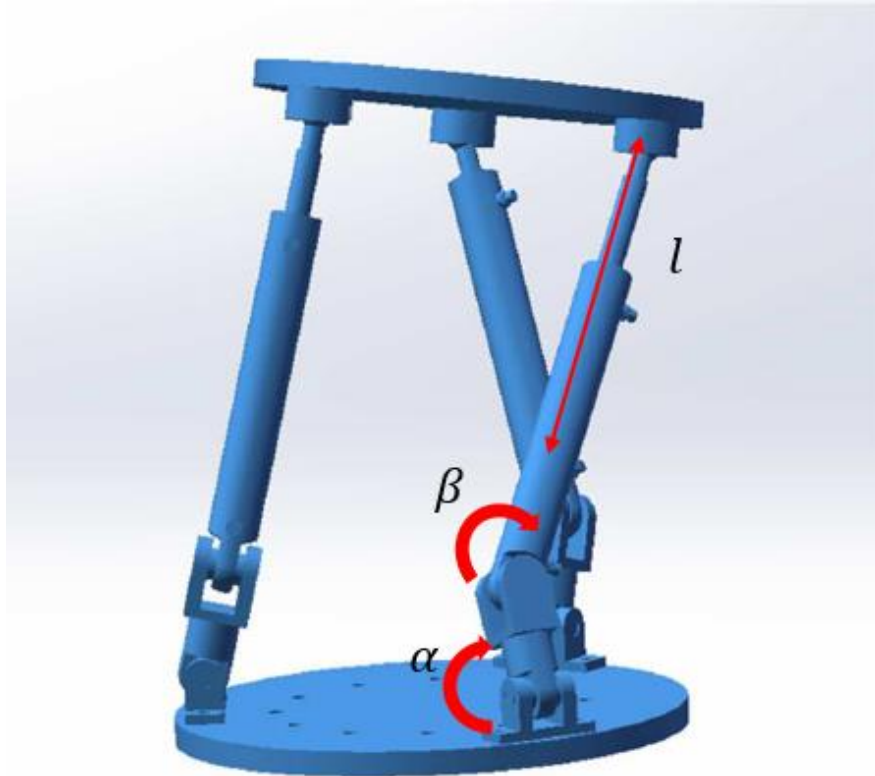


Figura 5.5: Nota la posizione spaziale della piattaforma mobile è possibile risalire, attraverso il calcolo della cinematica inversa, ai tre parametri cinematici di ogni leg qui riportati.

Un'altra caratteristica dei manipolatori paralleli, meno vantaggiosa della precedente, è l'inaffidabilità del calcolo della cinematica diretta del dispositivo. Conoscendo infatti le variabili cinematiche dei giunti non è possibile risalire ad un'unica soluzione per determinare la posizione della piattaforma mobile. La soluzione della cinematica diretta purtroppo non è unica, e restituirà sempre una stima della posizione dell'end-effector. A causa dei limiti appena descritti è stato necessario elaborare una strategia opportuna per la compensazione degli errori nel posizionamento dell'end-effector.

Per effettuare la regolazione è necessario, dati gli errori nel posizionamento della piattaforma mobile e conoscendo la geometria del sistema montato su di essa, riportare l'end-effector sul target. Si ricorda che con end-effector si identifica il punto su cui si intersecano gli assi dei rivelatori montati sugli shell, mentre con target si identifica il centro della camera di scattering.

La compensazione sarebbe stata effettuata recuperando, attraverso le viti a ricircolo di sfere e gli attuatori, i disallineamenti dovuti a:

- Traslazioni della piattaforma mobile che, attraverso il telaio, avrebbero restituito traslazioni della stessa entità dell'end-effector rispetto al target;
- Rotazioni della piattaforma mobile che, tramite le relazioni geometriche del telaio, vengono tradotte come roto-traslazioni dell'end-effector rispetto al target.

Nonostante la fattibilità della soluzione descritta per la compensazione, sono sorte problematiche sulla realizzazione di una versione regolabile manualmente del manipolatore.

La strategia di regolazione avrebbe infatti permesso di regolare il beccheggio, il rollio e l'imbardata degli shell, riuscendo al contempo a tenere sovrapposti end-effector e target.

La soluzione presentava tuttavia importanti limiti:

- Un operatore avrebbe dovuto agire manualmente su due attuatori per ogni leg, andando ad effettuare una procedura di regolazione lunga e difficoltosa.
- L'uso di più dispositivi per la regolazione avrebbe richiesto ingombri più elevati sopra la trave di supporto, ciò avrebbe interferito con le soluzioni elaborate per il sollevamento del sistema.

Per i motivi appena descritti il manipolatore è pertanto stato escluso dall'analisi di fattibilità.

5.2 Manipolatore 6-RRPS

Per sopperire al limite degli ingombri l'attenzione è stata rivolta verso manipolatori che permettessero la regolazione di tutti e sei i gradi di libertà. Tali manipolatori avrebbero infatti permesso di regolare tutti i gradi di libertà tramite un unico dispositivo, senza l'integrazione con ulteriori soluzioni.

La scelta è ricaduta sul manipolatore 6-RRPS. Anche questo manipolatore si compone di tre legs e anche in questo caso i giunti attivi sono quello rotativo di base e quello prismatico; a cambiare è l'angolo tra gli assi di rotazione dei due giunti rotativi sul link di base della singola leg. Gli assi dei due giunti rotativi sono stavolta paralleli.

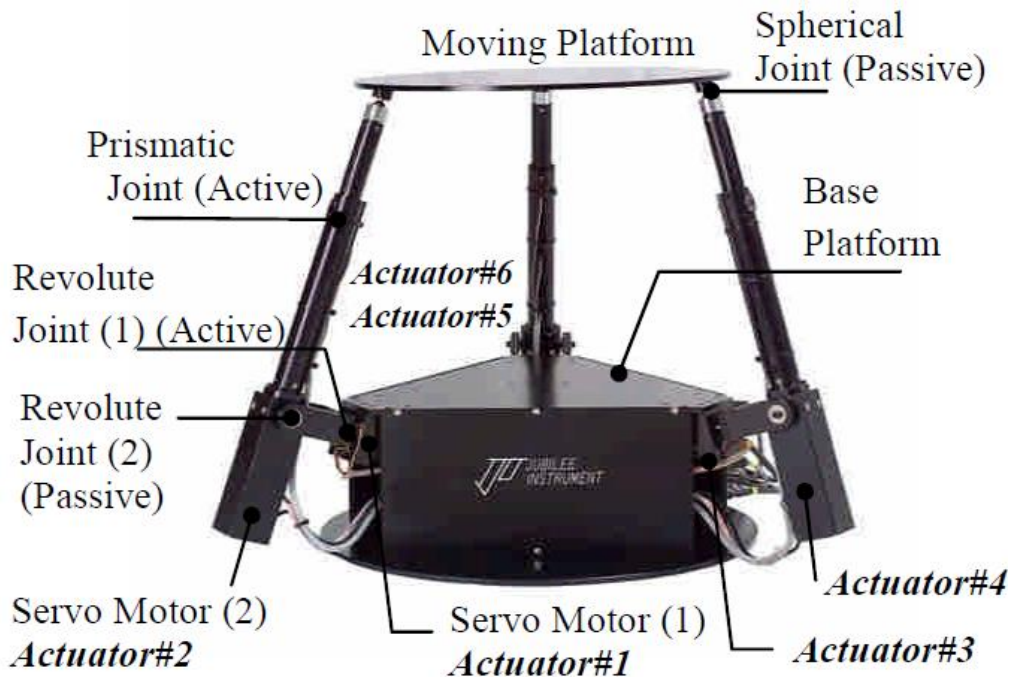


Figura 5.6: Rappresentazione di un manipolatore 6-RRPS, sono indicate tutte le sue parti¹³.

I pregi ed i difetti dell'analisi cinematica rimangono i medesimi. Nota la posizione della piattaforma mobile (angolare e lineare) è possibile risalire, tramite il calcolo della cinematica inversa, alla configurazione cinematica dei giunti attivi.

Il calcolo della cinematica diretta soffre delle stesse problematiche del caso precedente, di conseguenza è stata implementata la stessa strategia di compensazione degli errori. Attraverso un listato Matlab è stato possibile implementare un modello geometrico del telaio del sistema e dei suoi punti di appoggio. Il listato avrebbe plottato la configurazione della piattaforma a partire dai valori di posizione dati in input; le relazioni geometriche tra piattaforma mobile ed end-effector hanno inoltre permesso di plottare la posizione di quest'ultimo rispetto al target.

Similmente al caso precedente, le strategie di compensazione dovevano essere implementate su due piani:

- Via software: capire come riportare l'end-effector sul target tramite la cinematica inversa;
- Via hardware: elaborare una metodologia per riuscire a regolare manualmente il giunto rotativo e prismatico di ogni leg del manipolatore.

La strategia di regolazione via software è la medesima adottata per la piattaforma a tre gradi di libertà ovvero:

- 1) Vengono imposti gli errori lungo le direzioni degli assi di riferimento e le rotazioni attorno ad essi;
- 2) Il listato, grazie all'implementazione delle geometrie del telaio e degli appoggi, plotta la configurazione del sistema "non compensato";
- 3) Dal plot viene misurata la distanza tra end-effector e target;

- 4) La distanza al punto sopra viene sottratta agli errori inseriti a priori ed il risultato viene dato in input per una nuova run di calcolo;
- 5) Si otterrà un plot finale dove l'end-effector viene riportato sul target.

Anche questa soluzione permetterebbe quindi di tenere l'end-effector sul target, permettendo al contempo di regolare beccheggio, rollio e imbardata degli shell. Il forte limite di questa soluzione, tuttavia, è ancora rappresentato dal design del dispositivo, che si ricorda dover essere regolato manualmente.

Anche in questo caso la regolazione fisica di un dispositivo del genere sarebbe difficile ed onerosa poiché si dovrebbe intervenire su due attuatori per ogni leg. Ci si è quindi orientati verso soluzioni che rendessero la regolazione manuale più gestibile.

5.3 Piattaforma di Gough-Stewart

Bisognava semplificare la procedura di regolazione via hardware, mantenendo al contempo un'elevata precisione del posizionamento dell'end-effector.

L'ultima soluzione presentata fa riferimento ad una piattaforma di Stewart, un altro manipolatore parallelo a sei gradi di libertà. Un grosso vantaggio di questa soluzione risiede nell'aver un unico attuttore attivo per ogni leg; questo significa alleggerire le procedure di regolazione via hardware.

La piattaforma di Stewart presenta sei legs: ogni leg monta giunti sferici ai due estremi, la lunghezza della singola leg è regolata da un giunto prismatico.

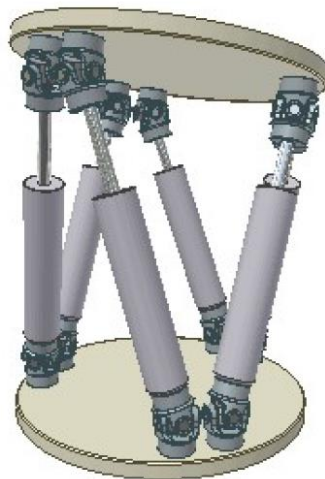


Figura 5.7: Modello 3D di una generica piattaforma di Gough-Stewart, a differenza della soluzione che verrà presentata più avanti, qui vengono utilizzati giunti cardanici.

La piattaforma presenta varie configurazioni: in particolare, è stata impiegata una soluzione a metà strada tra la configurazione 6-6 e 3-3.

La configurazione 3-3 è rinomata per la stabilità che garantisce durante le rotazioni della piattaforma mobile; essa, tuttavia, impiega la metà dei giunti sferici poiché su ogni giunto confluiscono due legs.

La configurazione 6-6 invece permette di impiegare dodici giunti sferici, tutti equidistanti tra loro. Un punto a sfavore di questa architettura è l'instabilità del sistema quando la piattaforma mobile ruota attorno all'asse z. In queste condizioni il manipolatore rischia di collassare.

Si è scelto di adottare una soluzione intermedia tra le due configurazioni presentate, dove i giunti sferici sono raccolti in gruppi da due, le coppie sono poi distanziate di un certo angolo. Una soluzione del genere eviterebbe di sovrapporre i giunti sferici di due legs contigue, preservandone comunque la stabilità, tipica di una configurazione 3-3.

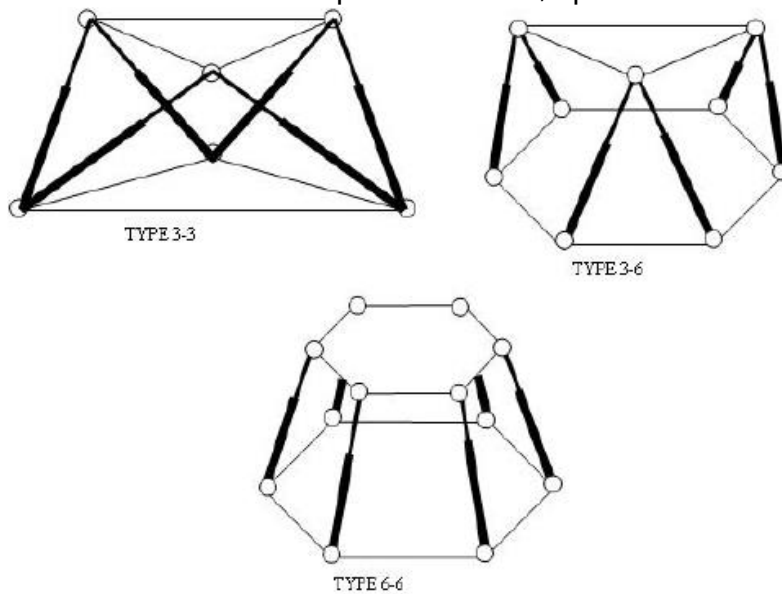


Figura 5.8: Tipologie di piattaforma di Stewart tipicamente adottate.

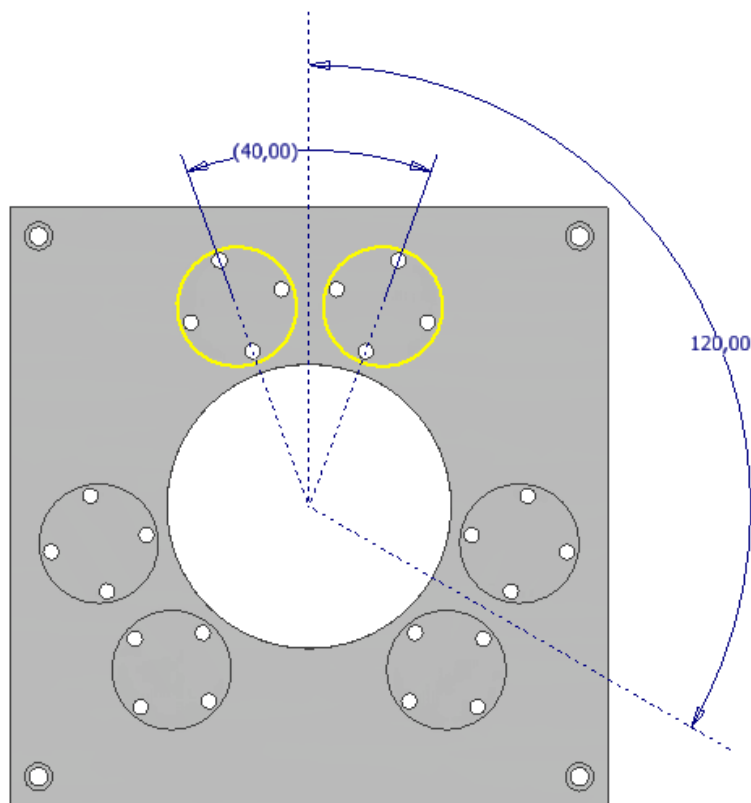


Figura 5.9: Distribuzione dei giunti sferici adottata per la piattaforma oggetto dello studio. Le coppie di giunti sono tra loro distanziate di 120° . I due giunti contigui sono invece distanziati tra loro di 40° .

5.3.1 Calcolo della cinematica inversa

Per riuscire ad effettuare il calcolo della cinematica inversa è stato prima necessario approfondire le metodologie con cui il sistema sarà poi analizzato, per poi presentare le procedure con cui il calcolo è stato implementato su un listato.

Per riuscire a caratterizzare il comportamento cinematico della piattaforma di Stewart si devono innanzitutto definire dei riferimenti, in funzione dei quali si potranno riferire le posizioni dei giunti e dell'end-effector.

Si definiscono quindi due riferimenti:

- Il riferimento solidale alla piattaforma fissa, secondo il quale è possibile definire le posizioni dei sei giunti inferiori;
- Il riferimento solidale alla piattaforma mobile, anche qui è possibile definire le posizioni dei sei giunti superiori rispetto al riferimento mobile.

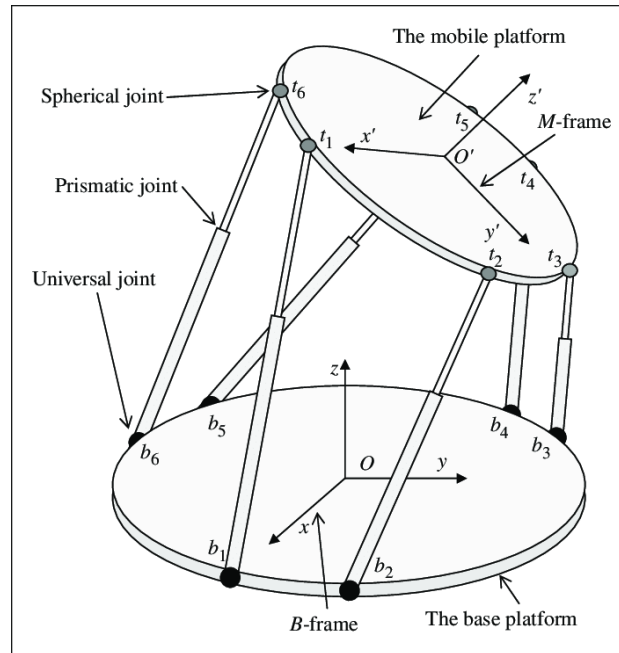


Figura 5.10: Schematizzazione dei riferimenti e dei giunti sulle due piattaforme¹⁴. Nel caso in esame, su entrambi gli estremi della singola leg saranno montati giunti sferici.

La congiunzione dei giunti inferiori con quelli superiori permette infine la chiusura delle sei catene cinematiche che definiscono il manipolatore.

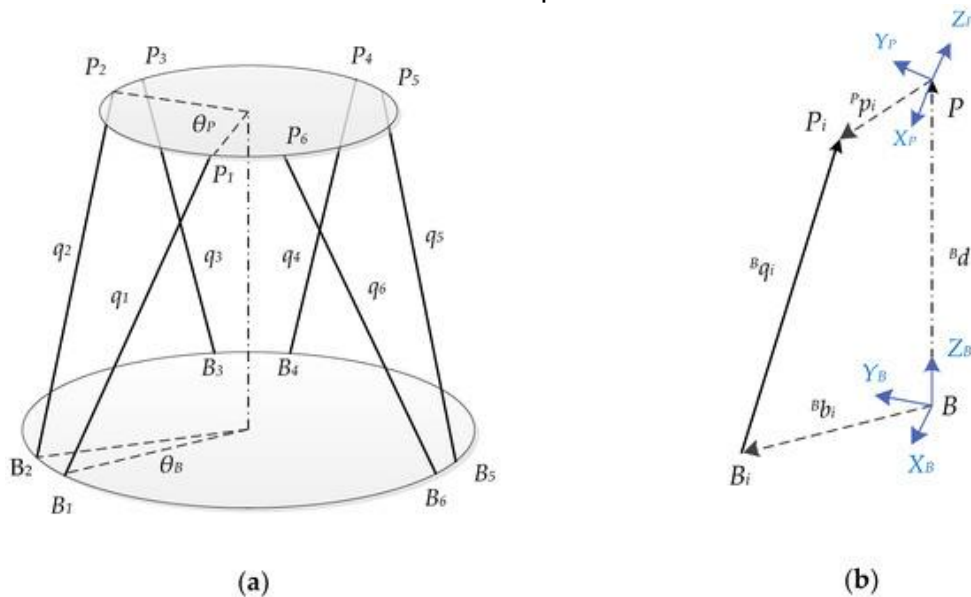


Figura 5.11: In [a] è possibile osservare due delle sei catene cinematiche che definiscono lo studio del manipolatore. In [b] viene invece indicata una i -esima catena cinematica. Una volta costruito il modello geometrico del manipolatore, le equazioni della cinematica inversa dovranno essere risolte per ogni catena cinematica, restituendo infine la lunghezza delle legs¹⁵.

Per poter avere un calcolo preciso sulla posizione degli elementi mobili è inoltre necessario esprimere la posizione del sistema di riferimento mobile in funzione di quello fisso. Questa operazione non è affatto difficoltosa in quanto la posizione del riferimento

mobile in funzione di quello fisso non è affetta dalla rotazione della piattaforma mobile, ma sarà data proprio dagli errori lineari x, y, z dati in input al listato.

L'analisi va a complicarsi quando deve essere determinata la posizione dei giunti mobili rispetto al riferimento fisso: la posizione dei giunti mobili dipende infatti sia dagli errori lineari immessi, sia dalle rotazioni della piattaforma mobile.

In questa fase occorre utilizzare la matrice di rotazione. La matrice di rotazione serve appunto per definire la rotazione di un vettore attorno a tre assi di riferimento, la sua espressione nel caso di rotazioni attorno a tutti e tre gli assi di riferimento è la seguente:

$$R = \begin{bmatrix} \cos\varphi\cos\theta & \cos\varphi\sin\theta\sin\psi - \sin\varphi\cos\psi & \sin\varphi\sin\psi + \cos\varphi\sin\theta\cos\psi \\ \sin\varphi\cos\theta & \cos\varphi\cos\psi + \sin\varphi\sin\theta\sin\psi & \sin\varphi\sin\theta\cos\psi - \cos\varphi\sin\psi \\ -\sin\theta & \cos\theta\sin\psi & \cos\theta\cos\psi \end{bmatrix}$$

Dove gli angoli ψ, θ e φ sono le rotazioni angolari (errori angolari) della piattaforma mobile rispetto al sistema fisso, rispettivamente attorno agli assi x, y, z . Anche queste variabili vengono date in input nel listato.

Un prodotto tra la matrice R ed un qualsiasi vettore r restituirà sempre il vettore r_{FIX} , espresso secondo il riferimento fisso.

Si può risalire alla lunghezza delle legs della piattaforma attraverso la seguente equazione vettoriale:

$$\bar{l}_i = \bar{h}_i + \overline{r_{FIXi}} - \bar{R}_i$$

Dove si indicano:

- Il vettore delle tre componenti della lunghezza della leg i -esima \bar{l}_i ;
- Il vettore delle tre componenti della distanza tra i riferimenti fisso e mobile che chiude la i -esima catena cinematica \bar{h}_i ;
- Il vettore delle tre componenti della distanza tra l' i -esimo giunto superiore rispetto al sistema mobile, riferita al riferimento fisso $\overline{r_{FIXi}} = R \cdot \bar{r}_i$;
- Il vettore delle tre componenti della distanza tra l' i -esimo giunto inferiore ed il riferimento fisso \bar{R}_i .

L'equazione va risolta per ogni leg ed ogni vettore è provvisto di tre componenti, espresse rispetto al sistema di riferimento fisso.

Per ottenere la lunghezza della singola leg bisogna calcolare la norma euclidea delle tre componenti del vettore \bar{l}_i :

$$\|l_i\| = \sqrt{(l_{ix})^2 + (l_{iy})^2 + (l_{iz})^2}$$

Per riuscire a plottare l'esatta posizione dell'end-effector e del target è necessario inserire nel listato le relazioni e le grandezze geometriche del telaio e delle strutture su cui poggia il sistema^{16,17,18}.

Il modello geometrico è stato sviluppato su due piani ed è riportato nelle figure a seguire.

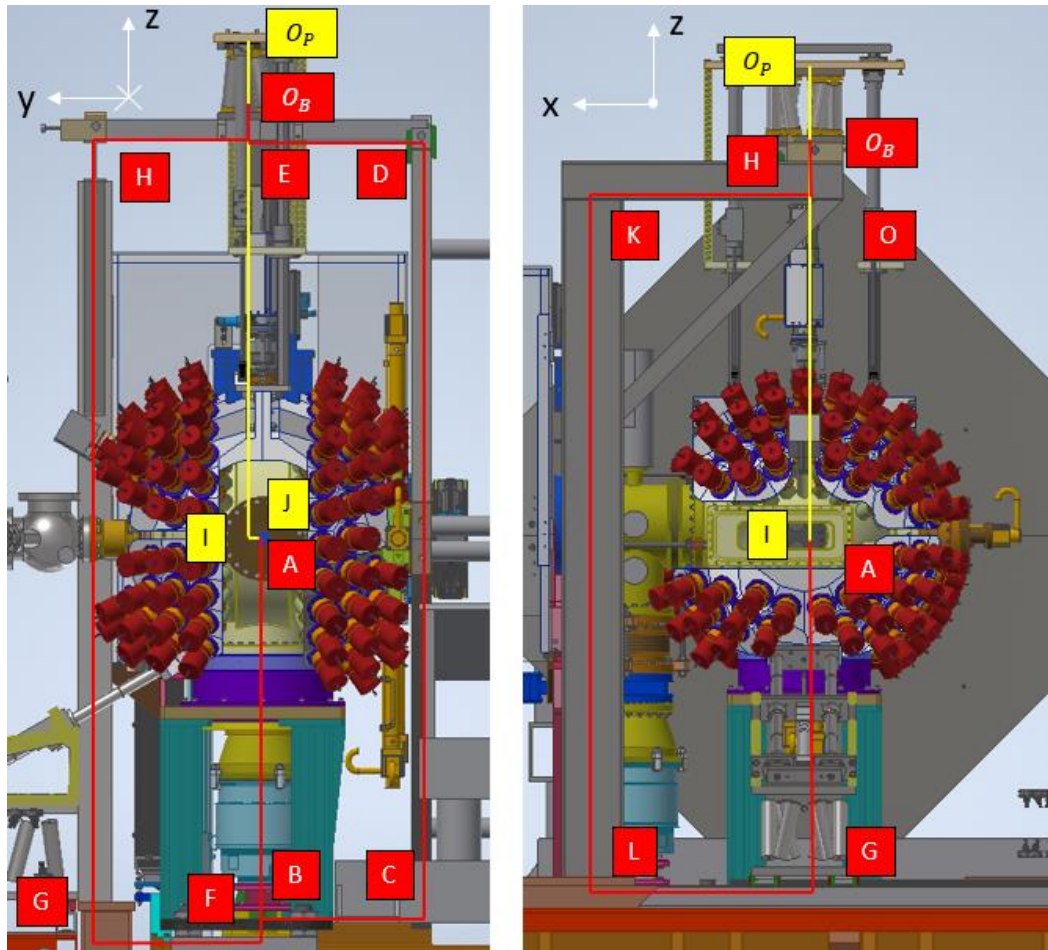


Figura 5.12: Schematizzazione delle geometrie attorno alla camera di scattering. Con le lettere si sono indicati i punti chiave del modello. Le coordinate spaziali di questi punti sono state inserite nel listato, si è poi proceduto a collegarli. In rosso si è rappresentato il sistema fisso, che congiunge piattaforma fissa e target, in giallo invece il sistema congiungente la piattaforma mobile con l'end-effector.

Dando in input al listato gli errori lineari e angolari della piattaforma mobile si otterrà un plot della geometria del sistema, visibile nella figura sotto.

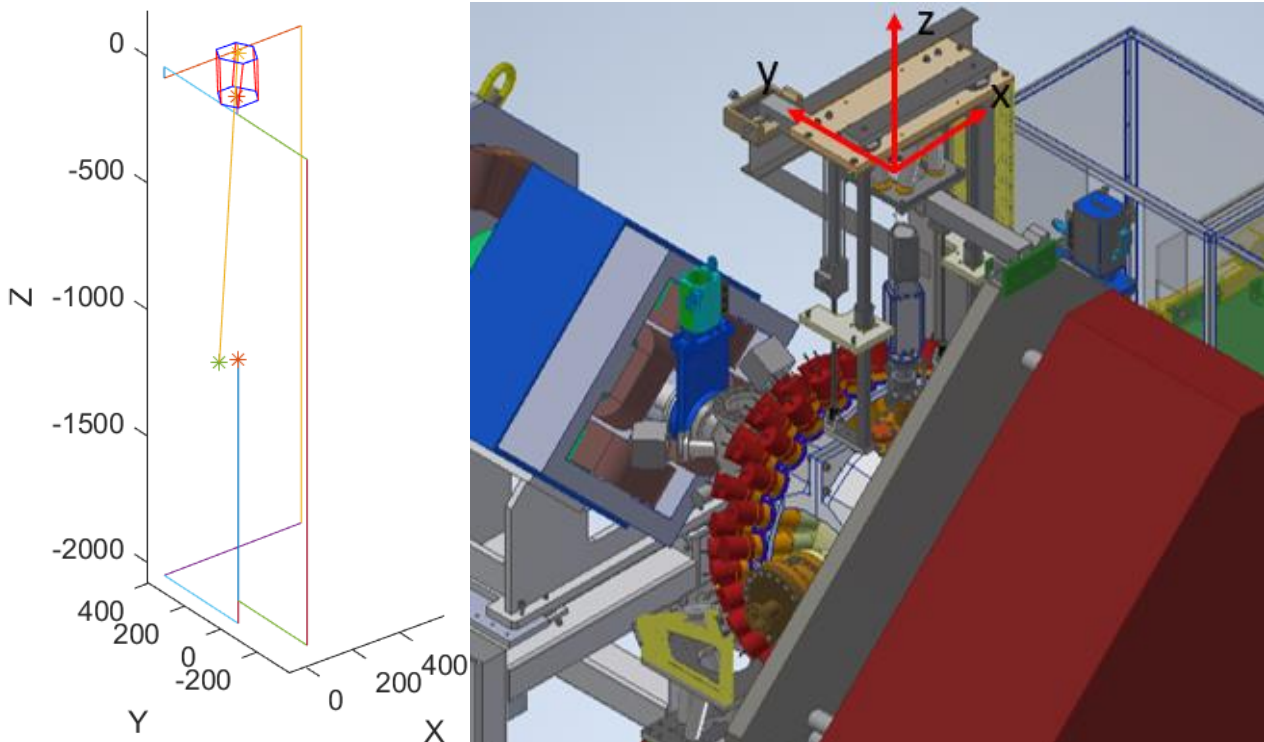


Figura 5.13: A sinistra il plot restituito dal codice, gli asterischi stanno ad identificare l'end-effector ed il target. Dall'immagine si può vedere che, una volta inseriti gli errori, target ed end-effector non combaciano. A destra è invece rappresentata una vista che ritrae le geometrie attorno la camera dallo stesso punto di vista restituito dal listato. La linea di fascio è opposta all'asse y.

Occorre ora elaborare una strategia di compensazione via software per recuperare i disallineamenti e le rotazioni date in input. Come già descritto per i primi manipolatori presentati, il calcolo della cinematica diretta non risulta affidabile in quanto non restituisce una soluzione unica. Si è quindi pensato di caratterizzare le relazioni tra piattaforma mobile ed end-effector sui tre piani di riferimento. Ovviamente l'analisi considera solo le relazioni tra piattaforma mobile ed end-effector a seguito di una generica rotazione θ . È infatti scontato che ad ogni traslazione della piattaforma mobile corrisponda una traslazione di pari entità dell'end-effector.

Per definire le relazioni si è considerato il sistema di riferimento mobile.

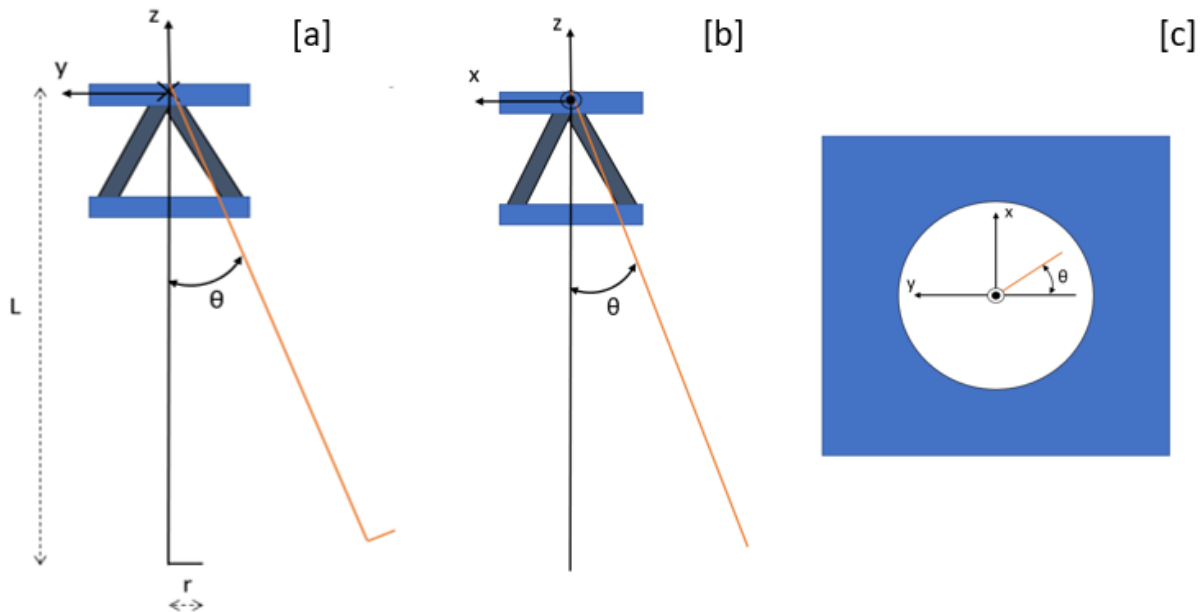


Figura 5.14: Schematizzazioni delle geometrie che collegano la piattaforma mobile all'end-effector. L'end-effector si trova all'estremità inferiore della geometria. In [a] è visibile il sistema sul piano YZ, in [b] su XZ ed in [c] su XY. Per le analisi è stata considerata una generica rotazione θ su un piano alla volta.

Sul piano YZ è possibile osservare un disallineamento lungo y tra l'origine del riferimento e l'end-effector, pari ad r . Il disallineamento è dovuto alla configurazione degli elementi di collegamento tra attuazione e shell. A seguito di una generica rotazione θ la nuova posizione dell'end-effector rispetto al riferimento sarà data dalle seguenti relazioni:

- Su y: $-l\sin\theta - r\cos\theta$
- Su z: $-l\cos\theta + r\sin\theta$

Sul piano XZ le relazioni si semplificano in quanto non vi è alcun disallineamento lungo x:

- Su x: $-l\sin\theta$
- Su z: $-l\cos\theta$

Lo stesso principio vale per il piano XY:

- Su x: $r\cos\theta$
- Su y: $-r\cos\theta$

Una prima metodologia di compensazione via software è stata sviluppata sfruttando le relazioni appena presentate. Un importante limite, tuttavia, ha impedito l'implementazione di questa soluzione: le relazioni calcolate valgono infatti solo se si considera una rotazione su uno solo dei piani di cui sopra. Nel caso in cui si dovessero avere più rotazioni simultanee su più piani le relazioni descritte decadrebbero.

Si è resa necessaria l'elaborazione di una nuova metodologia di compensazione degli errori. Una soluzione simile è stata già presentata nel paragrafo del manipolatore 6-RRPS.

La nuova metodologia di compensazione si divide in più fasi:

- 1) Vengono immessi nel listato gli errori lineari e angolari;
- 2) Il listato calcola la cinematica inversa e restituisce la configurazione (non compensata) del manipolatore montato sul sistema;

- 3) Vengono calcolare le distanze sui tre assi tra end-effector e target nella configurazione non compensata;
- 4) Queste distanze vengono sottratte agli errori iniziali dati in input ed i risultati diventano gli input di una nuova run del listato;
- 5) La nuova run plottterà la configurazione compensata del sistema.

La soluzione così presentata permetterebbe di agire sull'orientazione degli shell tenendo target ed end-effector sovrapposti.

Per la regolazione via hardware invece, le operazioni di intervento saranno più lunghe e delicate: data l'inaffidabilità della cinematica diretta, occorre dividere in vari step la regolazione della singola leg. Si procederà quindi ad effettuare un primo step di regolazione per tutte le legs, concluso il giro, si passerà al secondo e così via. Una regolazione condotta in questa maniera permetterà di avere configurazioni della piattaforma di poco differenti tra loro tra uno step e l'altro. Si eviteranno quindi impatti ed interferenze, dovute ad una configurazione non prevista della piattaforma e delle geometrie su di essa montate.

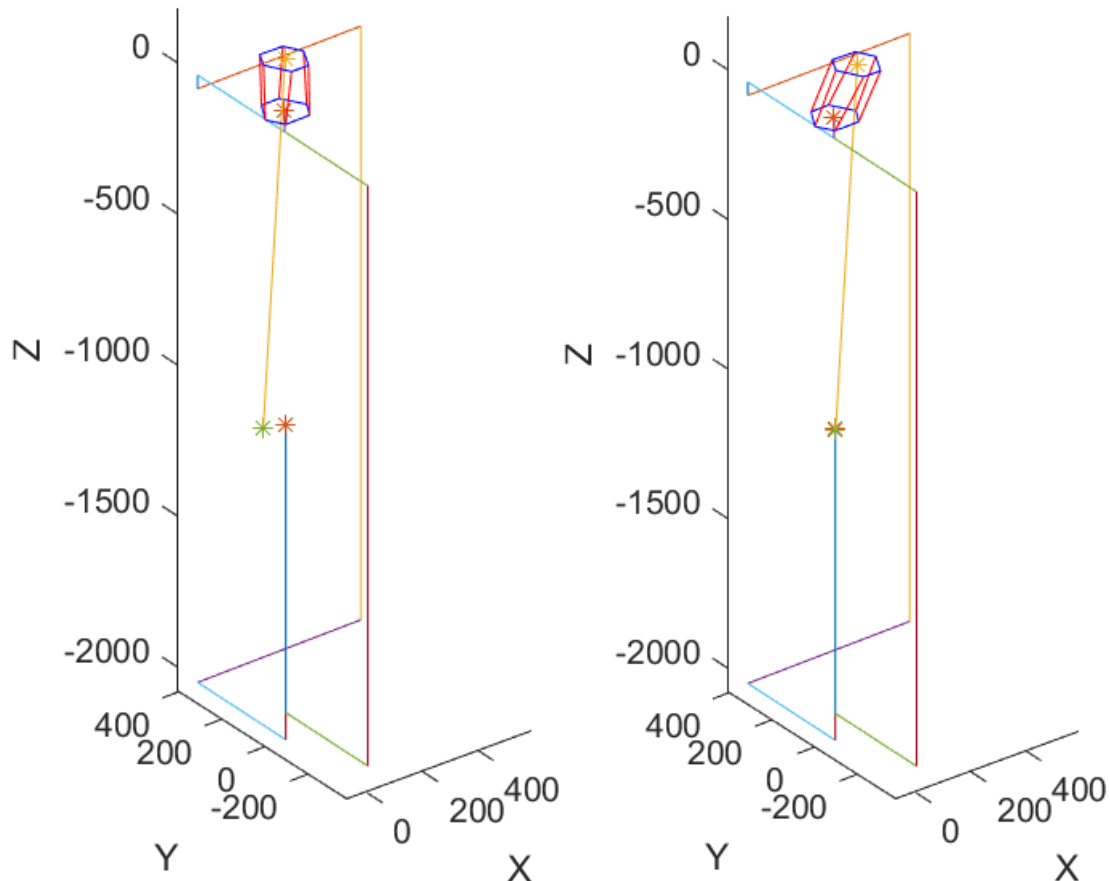


Figura 5.15: Plottaggi restituiti dal listato della cinematica inversa. A sinistra la configurazione del manipolatore senza compensazione, a destra invece il plottaggio della configurazione compensata.

5.3.2 Intervallo di regolazione della piattaforma di Stewart

La piattaforma consta di tre classi di componenti fondamentali:

- Le basi: il primo dei due elementi custom, modellate su Inventor. Esse devono riuscire a sostenere le forze scaricate dai giunti sferici;
- I giunti sferici: unico elemento scelto da catalogo, il loro dimensionamento sarà effettuato attraverso un'analisi dinamica;
- Le legs: la congiunzione tra le basi viene effettuata tramite questi elementi.

Le legs devono avere lunghezze variabili in quanto ricoprono la funzione di giunto prismatico; queste lunghezze devono inoltre essere regolabili manualmente.

Per poter fornire ad un produttore delle precise specifiche per i dispositivi da realizzare è necessario valutare l'intervallo di regolazione della singola leg.

L'intervallo di regolazione può essere determinato conoscendo gli errori nel posizionamento dell'end-effector. Non avendo alcuna indicazione sui valori indicativi degli errori derivanti dal montaggio e dalle lavorazioni, l'intervallo di regolazione è stato valutato facendo riferimento ai soli disallineamenti dovuti alle deformazioni degli elementi di sostegno.

Per risalire agli spostamenti è stata effettuata una FEM sugli elementi di sostegno ovvero: la trave, la colonna, il telaio del sistema sospeso. In particolare, essendo il modello della piattaforma non ben definito (ad esempio molti contatti non sono risolti nell'assieme dato che sono stati importati i modelli dei giunti) la valutazione degli spostamenti totali è stata effettuata tramite la somma delle frecce dei singoli elementi.

I dettagli ed i risultati delle FEM effettuate saranno descritti nel seguente capitolo, in questa sede ci si limita a presentare le frecce ottenute.

Elementi	Spostamento lungo x [mm]	Spostamento lungo y [mm]	Spostamento lungo z [mm]
Trave	$6,551 \times 10^{-3}$	$7,426 \times 10^{-3}$	0,1032
Colonna	0,2471	$1,074 \times 10^{-3}$	0,1304
Telaio	$4,002 \times 10^{-2}$	$9,553 \times 10^{-2}$	$6,399 \times 10^{-2}$
Totale	0,294	0,104	0,2976

Dopo aver determinato gli spostamenti è stato poi verificato che questi potessero essere nativamente compensati dal listato precedentemente descritto.

Compatibilmente agli altri sistemi di manipolazione precedentemente progettati, è stato valutato un intervallo di regolazione dell'end-effector di $\pm 1 \text{ mm}$ lungo i tre assi di riferimento e di 1° attorno agli stessi. Immettendo questi valori all'interno del calcolo della cinematica inversa ne risulta un range regulation di $\pm 14,14 \text{ mm}$ per la singola leg.

La funzione delle legs verrà effettuata da dei micro-martinetti: questi dispositivi verranno realizzati dal produttore Weingrill Srl.



Figura 5.16: Modello standard di micro-martinetto prodotto dalla Weingrill Srl⁴.

Per poter commissionare la produzione dei sei micro-martinetti è prima necessario definire delle specifiche ben precise che i dispositivi devono possedere. Tali specifiche sono state già definite e presentate durante l'analisi di fattibilità degli altri sistemi di manipolazione.

5.3.3 Analisi dinamica dei giunti sferici

Rimangono da dimensionare i giunti sferici, questi elementi devono riuscire a sopportare le forze di trazione e di compressione sviluppate durante la sospensione del sistema. Per effettuare l'analisi è stato elaborato un listato che ha richiesto fundamentalmente tre dati di input:

- La geometria della piattaforma: altezza e posizione dei giunti sulle piattaforme;
- Il peso agente sulla piattaforma mobile;
- La posizione del centro di massa delle masse montate sopra la piattaforma rispetto al sistema di riferimento mobile.

L'analisi viene effettuata attraverso un equilibrio dinamico di forze e momenti. Le equazioni di equilibrio vengono calcolate lungo i tre assi di riferimento:

- Per le forze si scrive:

$$L_x + \sum_{i=1}^{i=6} \bar{e}_x \bar{n}_i \bar{f}_i = 0$$

$$L_y + \sum_{i=1}^{i=6} \bar{e}_y \bar{n}_i \bar{f}_i = 0$$

$$L_z + \sum_{i=1}^{i=6} \bar{e}_z \bar{n}_i \bar{f}_i = 0$$

Dove il primo termine delle equazioni rappresenta le forze esterne agenti lungo la direzione considerata, mentre il termine in sommatoria identifica la forza sull'*i*-esima leg lungo la stessa direzione.

- Per i momenti invece le equazioni lungo le tre direzioni sono:

$$M_x + \sum_{i=1}^{i=6} [f_{iy}(z_M - z_{pi}) - f_{iz}(y_M - y_{pi})] = 0$$

$$M_y + \sum_{i=1}^{i=6} [f_{iz}(x_M - x_{pi}) - f_{ix}(z_M - z_{pi})] = 0$$

$$M_z + \sum_{i=1}^{i=6} [f_{ix}(y_M - y_{pi}) - f_{iy}(x_M - x_{pi})] = 0$$

Dove il primo termine rappresenta i momenti esterni, valutati lungo la direzione scelta; il termine in sommatoria invece rappresenta il momento agente sull'*i*-esima leg, lungo la stessa direzione.

Occorre ora identificare i parametri utilizzati nella scrittura delle sei equazioni:

- L_{xyz} rappresenta le forze esterne agenti lungo le direzioni x, y o z;
- \bar{e}_{xyz} non è altro che il versore delle direzioni x, y o z;
- \bar{n}_i indica il versore della direzione dell'*i*-esima leg;
- \bar{f}_i indica invece la forza agente lungo l'*i*-esima leg;
- M_{xyz} rappresenta i momenti esterni agenti lungo le direzioni x, y o z;
- x_M, y_M, z_M sono le coordinate nello spazio del centro di massa rispetto al riferimento mobile;
- x_{pi}, y_{pi}, z_{pi} sono le coordinate nello spazio dell'*i*-esimo giunto superiore rispetto al riferimento mobile;

Le equazioni vanno a comporre un unico sistema, la disposizione così presentata permette di esprimere le equazioni fin qui descritte in forma matriciale:

$$\bar{L} + T_L \cdot \bar{F} = 0$$

Dove L è il vettore colonna che raccoglie le forze ed i momenti esterni, T_L invece è una matrice 6x6 che permette di ricavare le componenti delle forze agenti lungo le legs sugli assi di riferimento. Il vettore colonna F infine raccoglie le forze agenti lungo ognuna delle sei legs.

L'obiettivo dell'analisi è quello di ricavare il vettore delle forze F partendo dalle sollecitazioni esterne. Trattandosi di un'analisi statica, tali sollecitazioni saranno dovute alla forza peso e saranno funzione della posizione del centro di massa degli elementi montati sopra la piattaforma¹⁹.

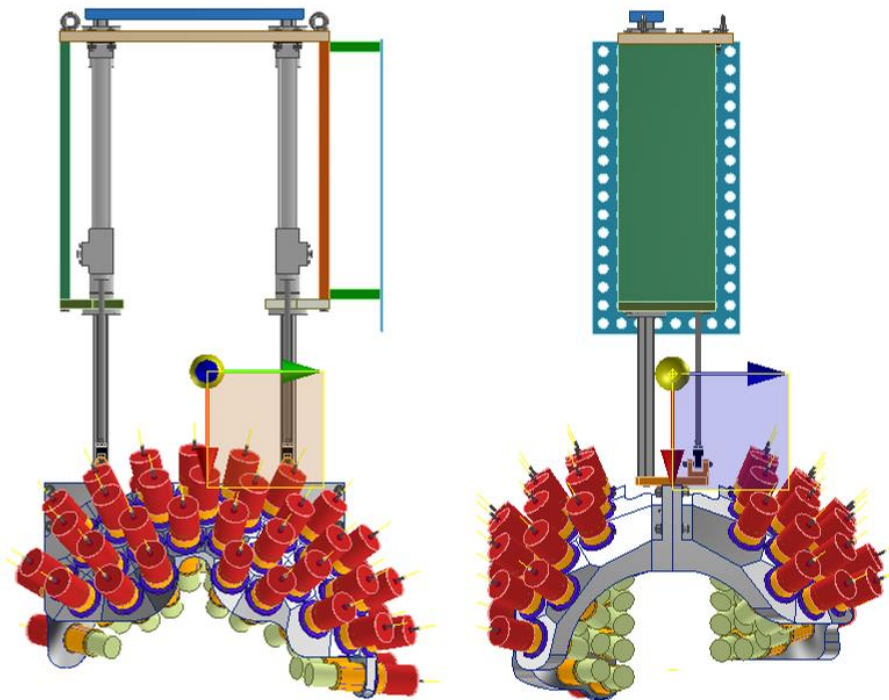


Figura 5.17: Posizione del centro di massa del sistema montato sulla piattaforma mobile del manipolatore. A sinistra la vista frontale (la linea di fascio entra nel piano), a destra la vista laterale (la linea di fascio arriva da destra).

Nella tabella a seguire sono riportati i risultati restituiti dal codice: i valori positivi rappresentano forze di compressione, mentre quelli negativi le forze di trazione.

Legs	Forze [N]
Leg 1	100,69
Leg 2	210,80
Leg 3	332,38
Leg 4	325,86
Leg 5	206,75
Leg 6	94,17

È possibile osservare che tutte le forze calcolate siano in realtà di compressione, questi risultati sono da attribuirsi al fatto che il centro di massa della struttura montata sulla piattaforma mobile cade quasi al centro della base di appoggio del manipolatore, all'interno del perimetro coperto dalle legs. Con i dati ora ottenuti è ora possibile avere un'idea sulla taglia del giunto sferico da scegliere.

Per la selezione del giunto si è fatto riferimento al catalogo della Hephaist Seiko, si riporta di seguito la tabella su cui è stata effettuata la scelta.

TECHNICAL SPECIFICATIONS

MODEL	BASIC LOAD RATINGS		RECOMMENDED PERMISSIVE LOADS				WEIGHT (kg)	MAXIMUM SWING ANGLE
	C (N)	Co (N)	Compressive (N)	Tensile (N)	Radial (N)	Moment (N-m)		
SRJ004C	128	100	102	38.4	64	0.64	0.015	±15°
SRJ006C	320	280	256	96	160	1.84	0.036	±30°
SRJ008C	490	540	392	147	245	3.92	0.06	±30°
SRJ012C	720	770	576	216	360	7.20	0.18	±30°
SRJ016C	1170	1300	936	351	585	18.7	0.37	±30°
SRJ024C	2840	3920	2272	852	1420	59.6	0.93	±30°
SRJ032C	5800	8820	4640	1740	2900	174	2.30	±30°
SRJ048C	10600	16000	8480	3180	5300	413	6.73	±30°

C(N) basic dynamic load rating Co(N) basic static load rating

Benché un giunto SRJ008C risulti idoneo per l'applicazione, si è scelto comunque di adottare il giunto SRJ012C. La scelta è dovuta alla volontà di ridurre la variabilità della componentistica tra i vari sistemi di movimentazione progettati per i vari ottanti e quadranti. Grazie a questo accorgimento sarà inoltre possibile ridurre le spese di magazzino, ed avere a disposizione più pezzi di ricambio.

Il giunto sferico tradurrà inoltre le forze tangenziali, agenti sulla piattaforma mobile, in forze agenti solo lungo la singola leg. Questo importante aspetto porta ad avere una soglia dinamica secondo cui dimensionare i micro-martinetti.



Figura 5.18: Immagine del tipo di giunto sferico selezionato. In realtà nella figura è rappresentato un giunto di due taglie più grandi rispetto a quello selezionato. La geometria rimane tuttavia la medesima, con le dovute proporzioni

6. Dimensionamento del sistema

In questo capitolo verrà approfondita la geometria scelta per ogni elemento del sistema. Verranno inoltre presentati i passaggi logici che hanno condotto al design finale dei vari componenti. L'analisi verrà conclusa attraverso una FEM, effettuata sia sul singolo elemento che sull'assieme che man mano verrà costituito. La descrizione sarà condotta a partire dai supporti dei rivelatori, per poi essere sviluppata verticalmente, interessando gli elementi montati via via più in alto.

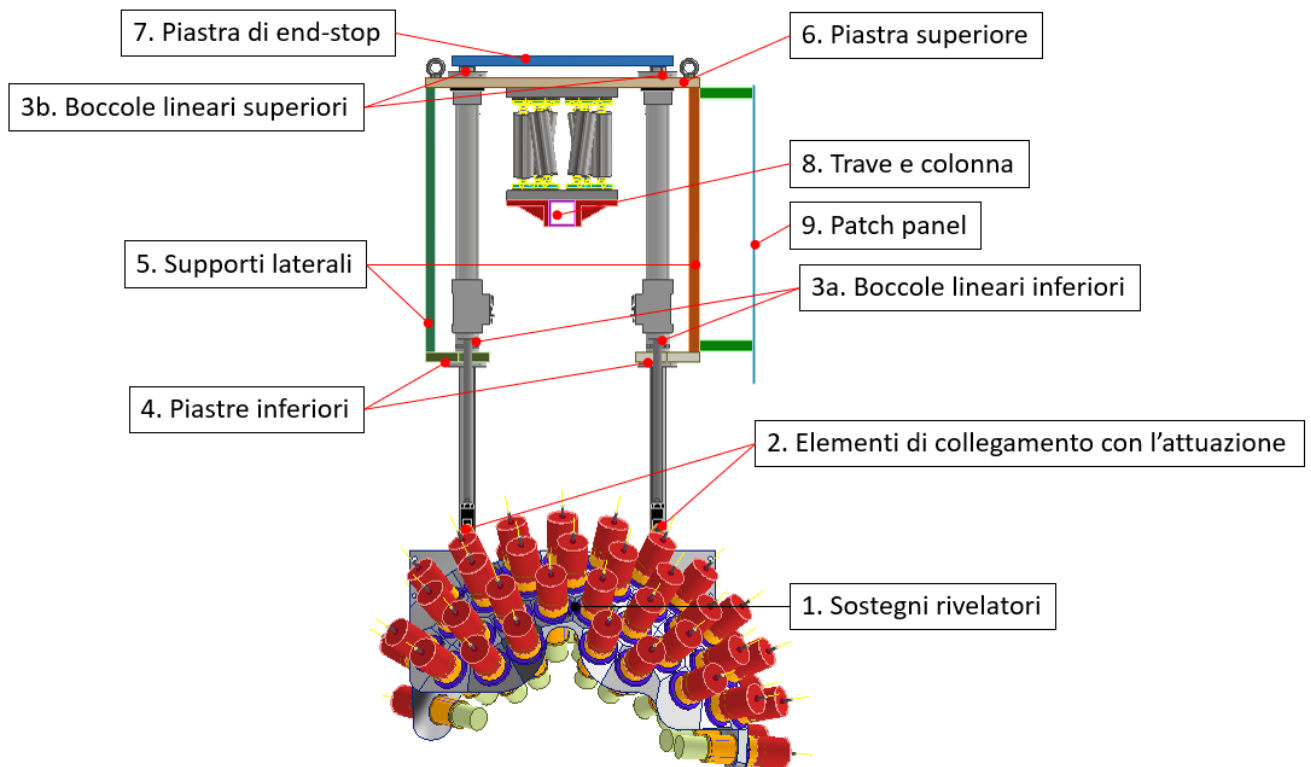


Figura 6.1: Ordine delle analisi effettuate per dimensionare i vari componenti del sistema.

6.1 Geometria dei supporti dei rivelatori

Innanzitutto, è necessario sottolineare che la geometria degli shell presenta un alto livello di complessità. Oltre ad una conformazione sferica dello shell nella sua parte interna (quella che affaccia sulla camera), sulla parte esterna si devono avere superfici piane attorno ad ogni foro, per permettere il montaggio del collare di supporto per ogni rivelatore. Tenendo presente i vincoli di posizionamento descritti nel secondo capitolo, è quindi necessario che l'asse dell'estrusione cilindrica, perpendicolare alla singola superficie piana, in condizioni di posizionamento corretto dello shell nello spazio, punti verso il centro della camera.

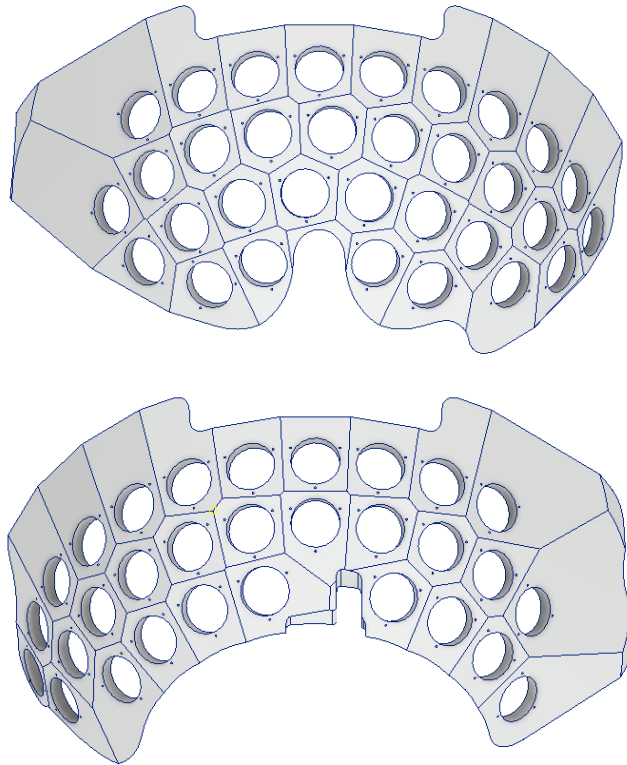


Figura 6.2: Modello 3D preliminare dei quadranti superiori: anteriore sopra e posteriore sotto. Si possono notare le superfici piane attorno ad ogni foro di alloggiamento dei rivelatori.

Ad oggi i quadranti superiori sono ancora in fase di studio e progettazione, è stato quindi possibile adattare facilmente la loro geometria intervenendo direttamente sul modello. In particolare, si è scelto di alleggerire la massa del singolo quadrante sagomando il modello attraverso l'eliminazione di materiale che si è appurato essere superfluo. È stata poi elaborata una strategia per collegare i due quadranti tra di loro in modo tale da poterli movimentare simultaneamente, attraverso un unico dispositivo.

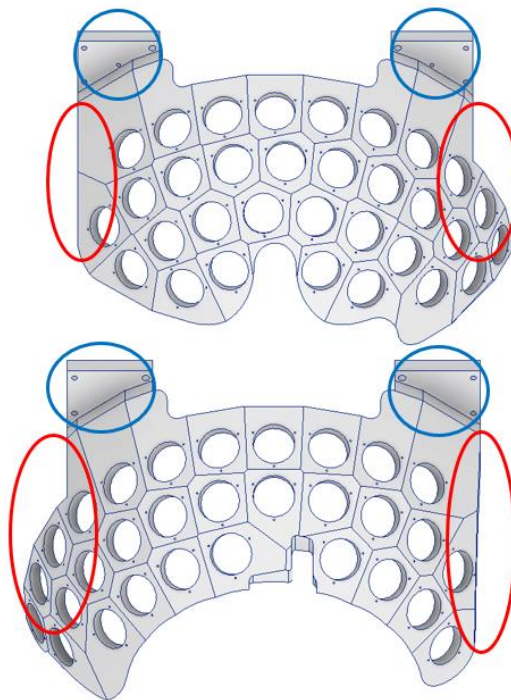


Figura 6.3: Modelli adattati e alleggeriti dei quadranti superiori: anteriore (sopra) e posteriore (sotto). Quelle cerchiare in rosso sono le sagomature che hanno permesso l'eliminazione delle superfici superflue. Sono invece cerchiare in blu le superfici necessarie al collegamento tra i due shell.

Nell'immagine sopra si possono osservare le modifiche effettuate sui modelli degli shell. In particolare, le modifiche effettuate sono di due tipi:

- Alleggerimento degli elementi, attraverso una risagomatura del modello eliminando le parti di shell valutate superflue, cerchiare in rosso. Tali modifiche permettono inoltre di evitare interferenze con gli elementi di collegamento presenti sul lato del manipolatore, a sinistra della camera (lato sinistro del quadrante anteriore e destro del quadrante posteriore).
- Creazione delle superfici atte a permettere il collegamento tra i due shell e l'attuazione, senza creare interferenze con la Faraday cup. Esse sono cerchiare in blu.

Le nuove modifiche necessitano di una FEM per verificare che la nuova conformazione dei supporti riesca a sostenere la massa propria dell'elemento ed il peso dei rivelatori.

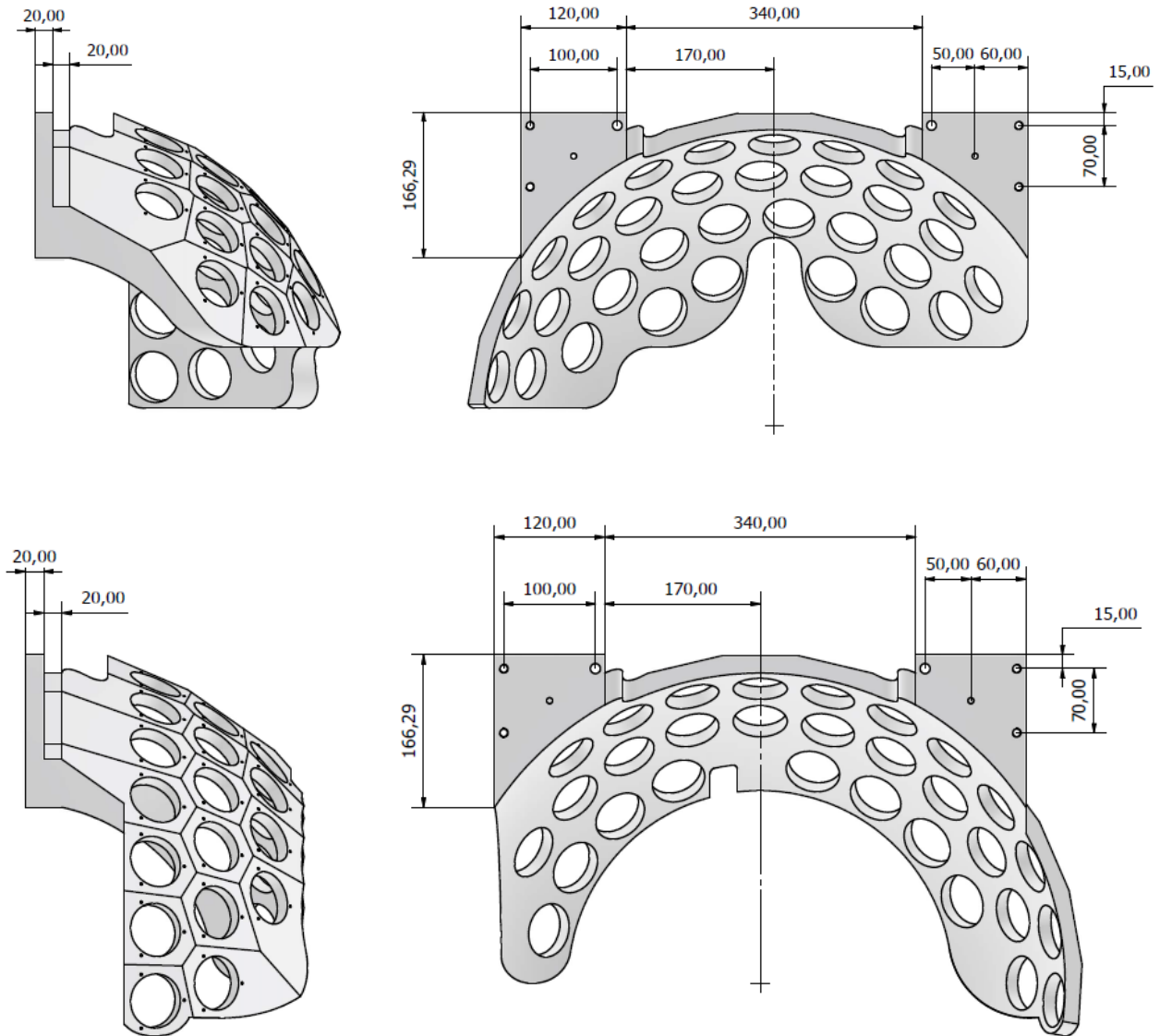


Figura 6.4: Viste quotate dei due quadranti, sopra è rappresentato il quadrante superiore frontale e sotto quello posteriore. Le superfici di collegamento sono state estruse e specchiate rispetto all'asse degli shell.

Le due superfici sopra rappresentate hanno inoltre il compito di garantire il rispetto della distanza di progetto tra i due quadranti, pari a 80 mm.

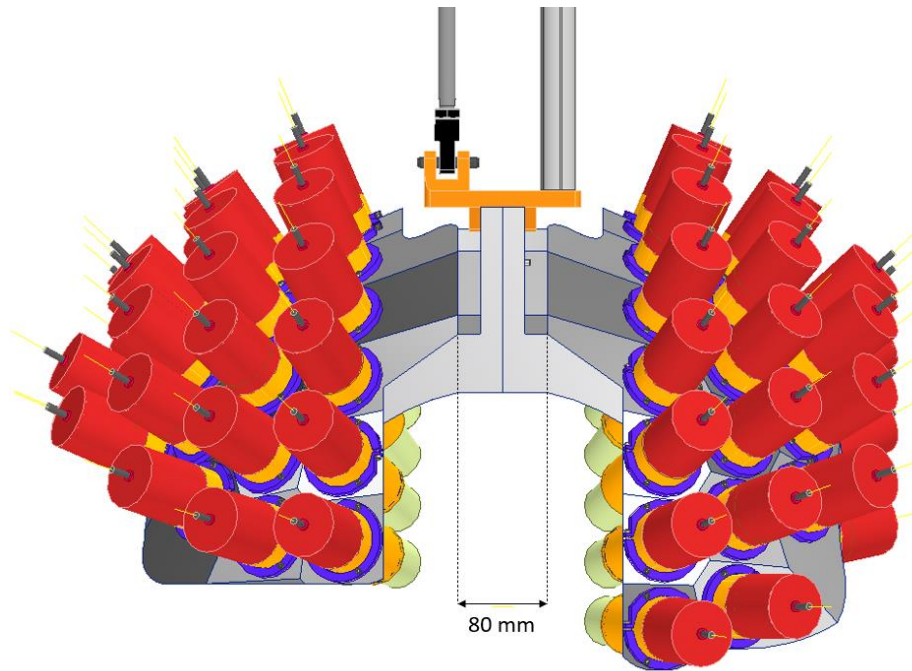


Figura 6.5: Vista laterale degli shell uniti, la linea di fascio giunge da sinistra. Le superfici estruse permettono di tenere gli shell distanti tra loro alla distanza di progetto di 80 mm.

Come è possibile osservare dalla figura 5.2, su ognuna delle due superfici di collegamento del singolo quadrante sono stati ricavati quattro fori:

1. I due fori più esterni sono per i collegamenti filettati che fissano un quadrante sull'altro;
2. Per resistere alle sollecitazioni tangenziali è stato predisposto un foro centrale che ospiterà la spina di centraggio;
3. Per favorire il collegamento con l'attuazione, è infine stato predisposto un foro interno per un perno.

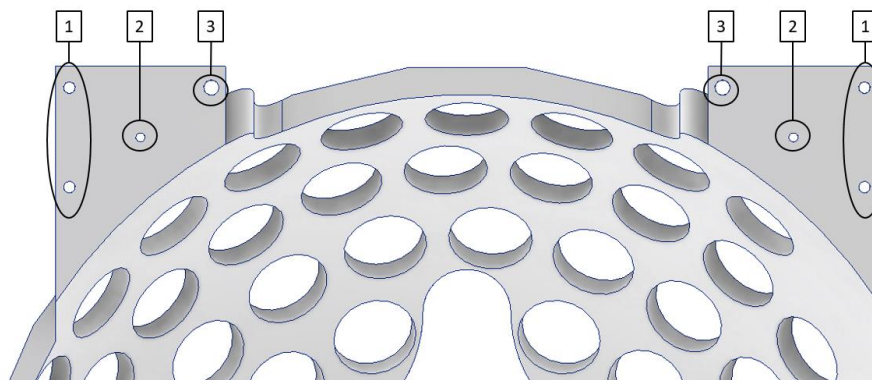


Figura 6.6: Disposizione dei fori sulle superfici di collegamento. I fori contrassegnati con [1] ospiteranno le viti, i fori [2] permetteranno il montaggio delle spine di centraggio, mentre i fori [3] servono a collegare degli elementi intermedi tramite perni.

6.1.1 Collegamenti tra i due quadranti

Per dimensionare il diametro delle viti e delle spine da impiegare per il collegamento si rende necessario il calcolo delle forze assiali e tangenziali, agenti in corrispondenza dei fori precedentemente descritti.

Per questa analisi i carichi agenti sono dovuti al solo peso degli elementi in sospensione, ovvero i due shell ed i sessantadue rivelatori per gamma installati su di essi. In particolare, per i calcoli è necessario definire la posizione del centro di massa del sotto-assieme relativamente alle superfici di collegamento.

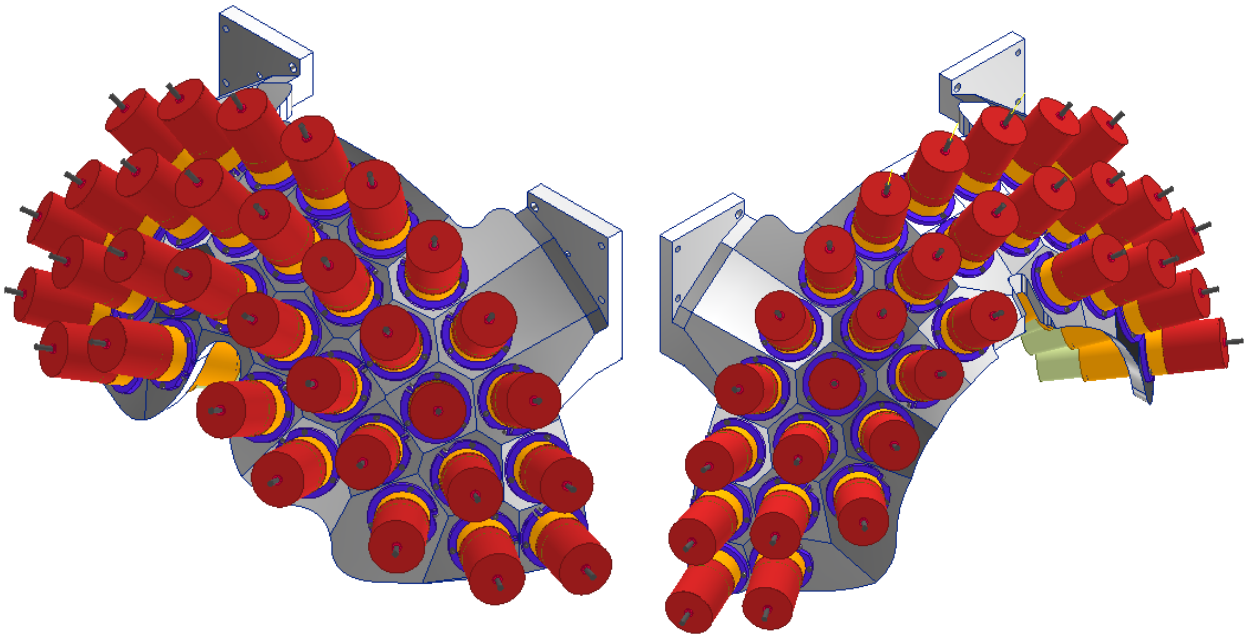


Figura 6.7: Per il calcolo delle forze assiali e tangenziali verrà considerato il singolo shell sospeso (con i rivelatori montati), fissato tramite le superfici di collegamento. I risultati ottenuti tra i due assiemi verranno poi sovrapposti per ottenere le forze totali secondo cui dimensionare le viti e le spine.

Per migliorare la qualità delle analisi effettuate si è scelto di intervenire sul modello del singolo rivelatore, ovvero di correggere la distribuzione della massa dello stesso. In particolare, nel modello preliminare non era stata assegnata una massa al rivelatore, quindi il suo centro di massa presentava una posizione che per nulla approssimava quella reale. Come già descritto nel capitolo 1, l'elemento del rivelatore più vicino alla camera di scattering è costituito da un cristallo di bromuro di lantanio; tale elemento è il più pesante tra tutte le altre parti che compongono il rivelatore. Per questo motivo è logico pensare che il centro di massa del rivelatore cada in prossimità della sua punta. Sono pertanto stati assegnati materiali fittizi alle varie parti del rivelatore in modo da far cadere il centro di massa nella posizione desiderata e di assegnare al singolo rivelatore una massa pari a 800 grammi.

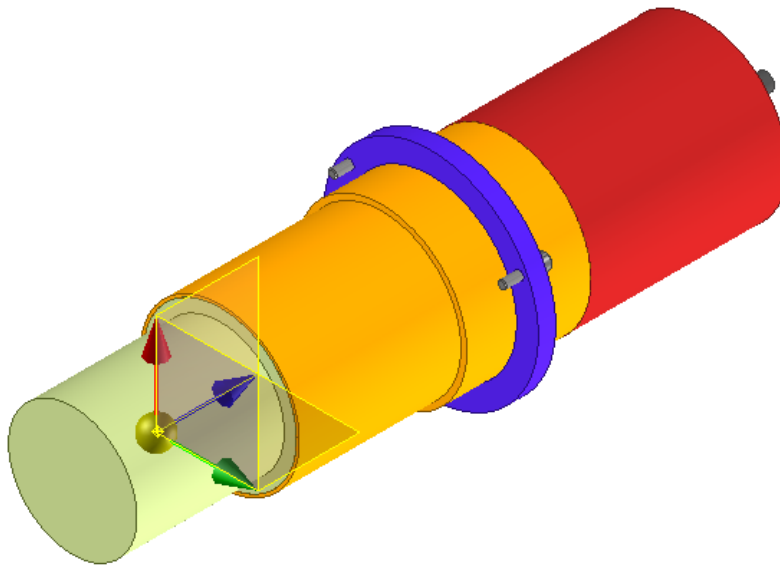


Figura 6.8: Grazie alla feature di Inventor è possibile calcolare la posizione del centro di massa di un elemento. Le correzioni effettuate sul sotto-assieme del rivelatore hanno permesso di portare il centro di massa su una posizione realistica.

Per i due quadranti i calcoli sono stati condotti ipotizzando il singolo shell fissato in sospensione e sottoposto alla propria forza-peso. In questa maniera i collegamenti sono stati dimensionati tramite la sovrapposizione degli effetti, calcolati sui due quadranti. La procedura di calcolo verrà illustrata per entrambi i quadranti in parallelo.

Il dimensionamento dei collegamenti si compone di diverse parti:

1. Individuazione del centro di massa dei due sotto-assiemi.
2. Per il calcolo delle forze assiali si fa riferimento al piano YZ. Si identifica un vertice che fungerà da cerniera, in funzione della cerniera verranno poi definite le posizioni dei quattro fori che ospiteranno le viti.

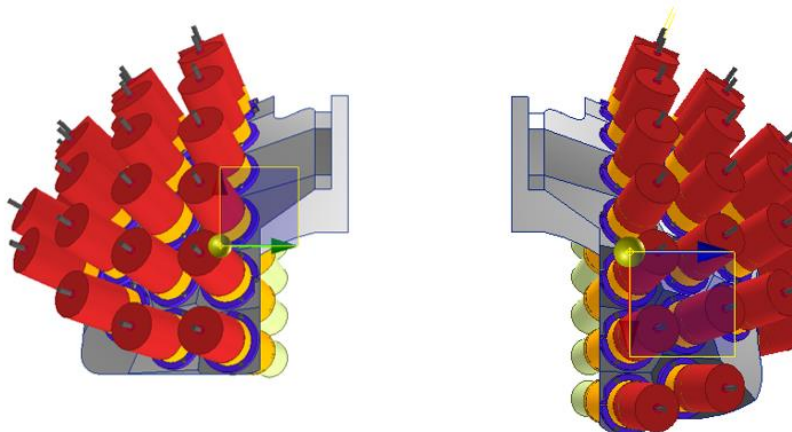


Figura 6.9: Posizione del centro di massa nei quadranti presi singolarmente. Definendo un riferimento detto cerniera, è possibile definire la posizione dei fori e del centro di massa rispetto al riferimento. Grazie alle distanze misurate sarà infine possibile calcolare le forze assiali.

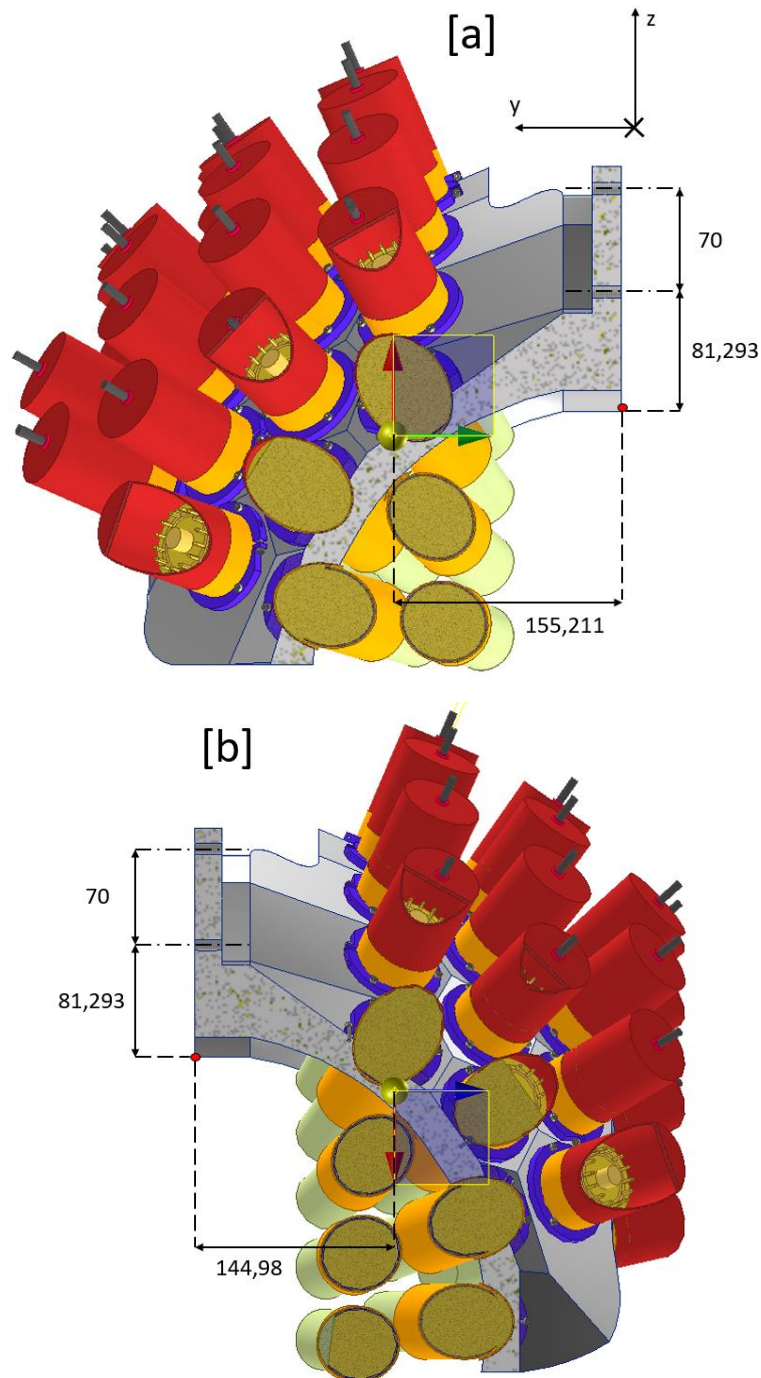


Figura 6.10: Distanze del centro di massa e dei fori rispetto alla cerniera, indicata col punto in rosso. Le misure sono in millimetri. In [a] il quadrante anteriore e in [b] quello posteriore. La linea di fascio è opposta all'asse y del riferimento. L'azione delle forze assiali dipende dal momento agente lungo x , esso è frutto dell'azione della forza-peso e della distanza lungo y del centro di massa dai fori.

3. Per risalire alla forza assiale agente sull' i -esimo foro è prima necessario calcolare la forza assiale più alta, agente sulla vite più stressata. Questa forza è funzione del momento M_x , dovuto all'azione della forza-peso e al braccio misurato lungo y , rispetto alla cerniera:

$$M_x = 2 \left(F_A z_2 + F_A \frac{z_1}{z_2} \right) = mg Y_{CM}$$

Dove si indicano con z_1 e z_2 rispettivamente la distanza, lungo z , della vite più vicina e di quella più lontana dalla cerniera. Mentre con m , g e Y_{CM} si sono rispettivamente indicati: la massa totale del sotto-assieme, l'accelerazione di gravità e la posizione lungo y del centro di massa. Essendo note le proprietà geometriche e di massa dei due sotto-assieme, il momento M_x è anch'esso noto. Si può quindi risalire agevolmente al valore di F_A attraverso l'uguaglianza precedente.

È possibile a questo punto calcolare la generica forza assiale, per l' i -esima vite, attraverso la seguente equazione:

$$t_i = F_A \frac{z_i}{z_n}$$

Dove si indicano:

- La distanza dell' i -esima vite dalla cerniera z_i ;
- La distanza della vite più lontana dalla cerniera z_n .

Si riportano nella tabella a seguire i risultati ottenuti tramite le formule fino ad ora descritte.

	Shell anteriore		Shell posteriore	
	Viti 1-3	Viti 2-4	Viti 1-3	Viti 2-4
t_i [N]	92,45	172,06	82,49	157,35

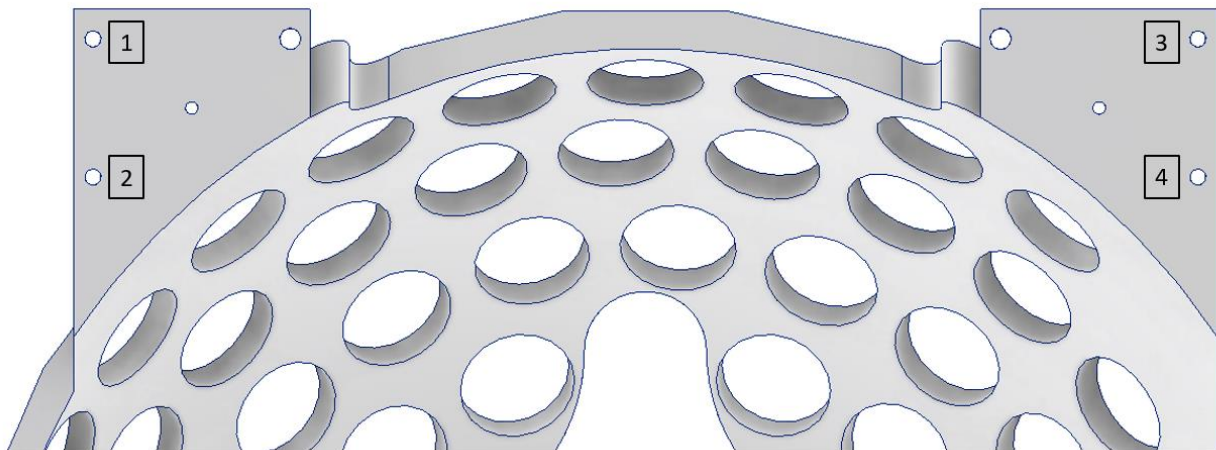


Figura 6.11: Numerazione adottata per le viti.

La forza assiale massima calcolata è stata poi inserita nel tool di Inventor per il calcolo del diametro minimo della vite.

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza • Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	172 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	3,500 mm
Passo filettatura	p	1,250 mm
Diametro bullone medio	d_s	2,688 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	1,966 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	40,000 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	250,778 N
Forza operativa	F_{max}	258,090 N
Momento serrante richiesto	M_u	0,288 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	82,575 MPa
Sollecitazione torsionale	T_k	89,899 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	176,251 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	84,983 MPa
Pressione filettatura	p_c	19,199 MPa
Verifica resistenza		Positiva

Dal report è possibile osservare che il diametro minimo necessario per l'applicazione è molto contenuto, pari a 3,5 mm. Per aumentare il coefficiente di sicurezza di questo collegamento si è infine deciso di impiegare quattro viti ISO 4762 M5x0,8.

Per evitare di stressare a taglio le viti scelte è stato necessario dimensionare anche le spine di centraggio, queste si occuperanno di resistere alle sollecitazioni a taglio al posto delle viti.

Il calcolo inizia con la definizione di un riferimento sulle superfici di collegamento. In funzione di tale riferimento sarà pertanto definita la posizione del centroide. Il centroide non è altro che il centro di rotazione dello shell, quando sottoposto al momento M_y ,

dovuto all'azione della forza-peso, decentrata rispetto al centro di rotazione delle superfici di collegamento.

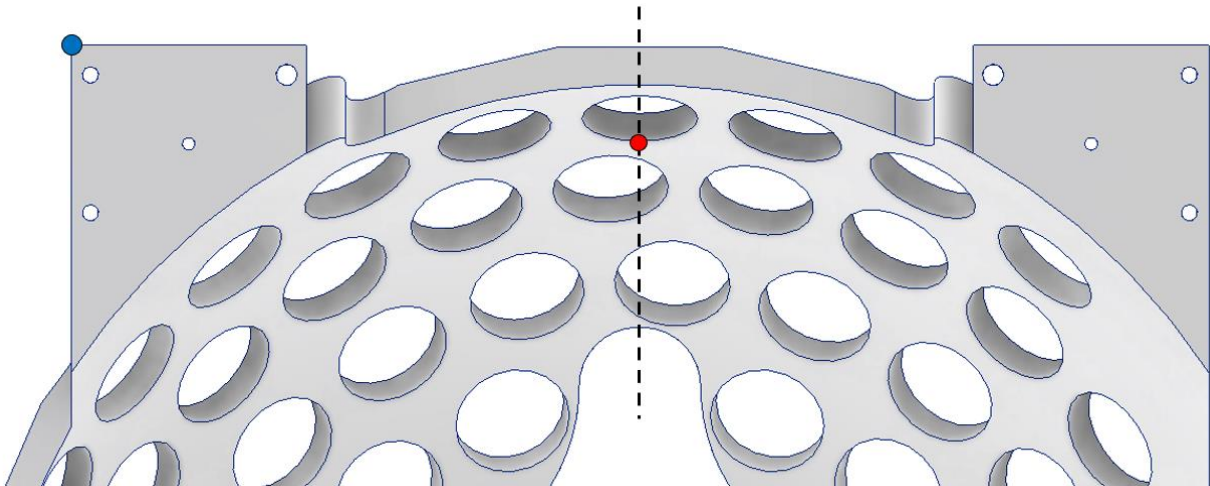


Figura 6.12: Posizione del centroide (in rosso) rispetto al riferimento considerato (in blu). Essendo la sua posizione una media tra quelle delle spine, il centroide cade proprio sull'asse secondo cui sono state specchiate le superfici di collegamento.

La posizione del centroide viene determinata attraverso un valore medio delle coordinate delle spine, lungo i due assi di riferimento.

$$\begin{cases} z_c = \frac{z_{s1} + z_{s2}}{2} \\ x_c = \frac{x_{s1} + x_{s2}}{2} \end{cases}$$

Dopo aver individuato il centroide è poi necessario definire la sua distanza dall'*i*-esima spina r_i . Una volta individuati tutti i dati necessari, è ora possibile calcolare la forza tangenziale agente sull'*i*-esima spina:

$$F_{Ti} = \frac{M_y r_i}{r_1^2 + r_2^2}$$

Bisogna infine sommare all'azione della forza tangenziale quella della forza peso, con entrambi i contributi è ora possibile osservare quale delle due spine è la più sollecitata. La risultante delle azioni tangenziali più elevata sarà quella impiegata per il calcolo del diametro minimo delle spine.

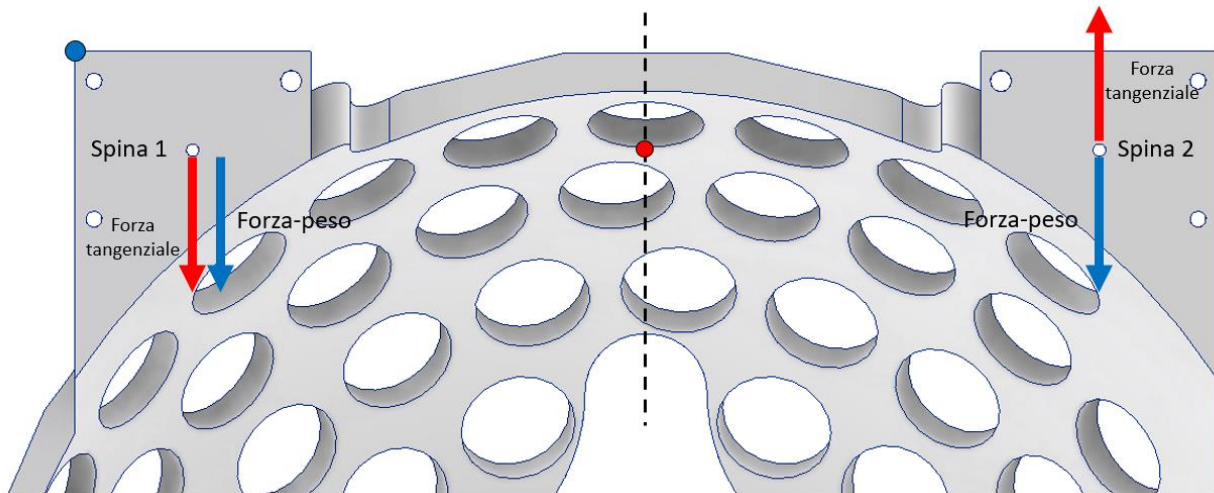


Figura 6.13: Azione delle forze tangenziali sulle due spine del quadrante anteriore, il ragionamento è il medesimo per l'altro quadrante. Per il quadrante anteriore la spina 1 risulta essere la più sollecitata, per quello posteriore invece la spina 2 è quella sottoposta al maggiore stress.

A seguire sono riportate le risultanti agenti sulle due spine.

	Shell anteriore		Shell posteriore	
	Spina 1	Spina 2	Spina 1	Spina 2
F_{Tot}	188,66	148,02	135,5	185,05

Dalla tabella è possibile osservare che la spina 1 del quadrante anteriore è la più sollecitata, la forza corrispondente sarà inserita nel tool di Inventor per il calcolo del diametro minimo necessario. In realtà gli effetti dei due quadranti dovrebbero essere sovrapposti, sommando algebricamente le forze agenti sulle coppie di spine 1-1 e 2-2. Essendo l'azione dei momenti lungo y opposta tra i due quadranti, essa porterebbe ad una risultante molto bassa agente sulle spine. Si è quindi scelto di considerare la forza agente più elevata, per sovradimensionare le spine. I risultati ottenuti sono i seguenti:

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Verifica della resistenza per il carico, le quote e le proprietà del giunto specificati

Carichi

Forza F 188,660 N

Quote

Diametro perno	d	6,000 mm
Lunghezza perno	l	45,000 mm
Spessore piastra inferiore	s_1	20,000 mm
Spessore piastra superiore	s_2	20,000 mm

Proprietà giunto

Fattore di servizio (tipo di caricamento e tipo di montaggio)	k_s	1,000 su
Sicurezza desiderata	S_v	1,000 su

Materiale

Perno

Materiale	Materiale utente
Sollecitazione a taglio ammissibile	T_A 246,000 MPa

Piastra inferiore

Materiale	Materiale utente
Pressione ammissibile	p_A 246,000 MPa

Piastra superiore

Materiale	Materiale utente
Pressione ammissibile	p_A 246,000 MPa

Risultati

Diametro perno minimo	d_{min}	0,988 mm
Lunghezza attiva perno	l_f	45,000 mm
Verifica resistenza		Positiva

Perno

Sollecitazione calcolata di taglio	T_c	6,672 MPa
Sollecitazione a taglio del perno ridotta dal fattore di servizio	T_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	36,868 su

Piastra inferiore

Pressione calcolata	p_c	1,572 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	156,472 su

Piastra superiore

Pressione calcolata	p_c	1,572 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	156,472 su

Nonostante il tool restituisca un valore minimo del diametro pari a 0,988 mm, si è scelto di impiegare due spine DIN EN ISO 8752 6x45 per aumentare il coefficiente di sicurezza.

6.1.2 FEM dei supporti dei rivelatori

È stata infine effettuata un'analisi FEM degli shell, equipaggiati con i rivelatori. L'assieme è costituito dai due shell, assemblati tramite i fori sopra dimensionati, e dai rivelatori riposti nelle relative sedi. Si sono impostati due vincoli di bloccaggio in corrispondenza dei due fori per i perni di collegamento con l'attuazione. L'unico carico agente sarà la forza-peso di tutto l'assieme.

I risultati dell'analisi sono riportati a seguire. L'esito positivo della FEM è rappresentato dai bassi valori di tensioni e spostamenti registrati.

Nodi:1584562
Elementi:835780

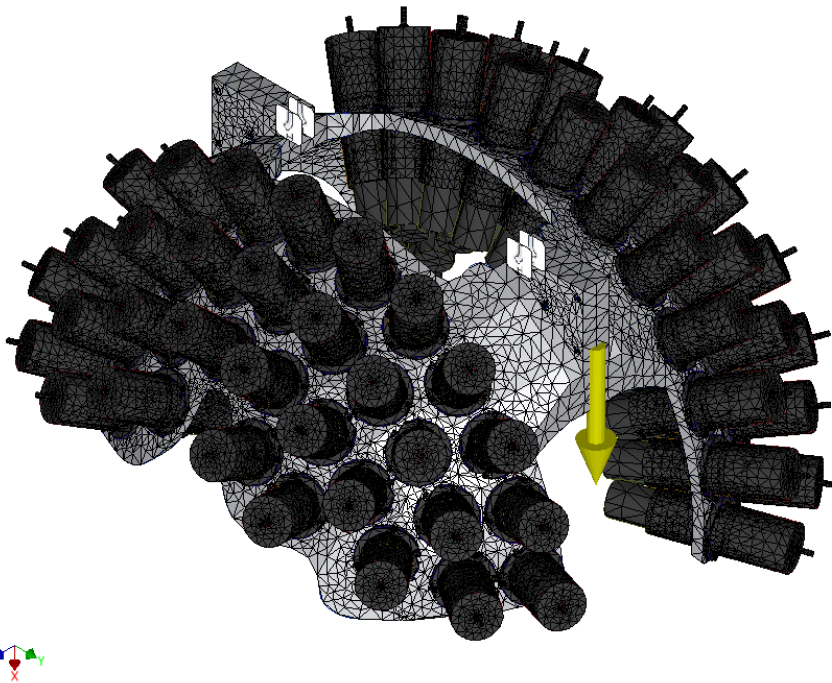
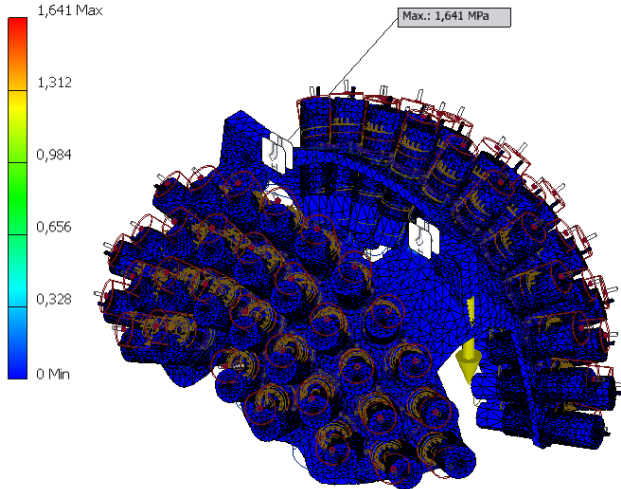
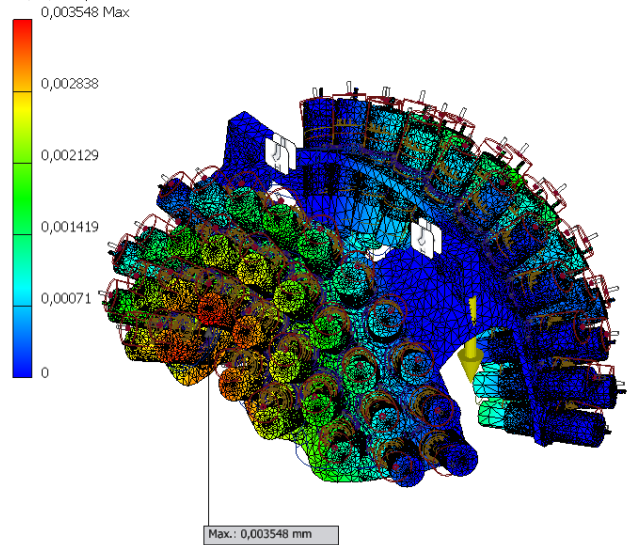


Figura 6.14: Vista dell'assieme con mesh attiva, vincoli di bloccaggio in corrispondenza dei fori per il collegamento con l'attuazione e forza-peso agente verso il basso. Si faccia attenzione al cambio del sistema di riferimento utilizzato per l'analisi: in questo caso l'asse z sostituisce l'asse y del precedente riferimento, l'asse y è opposto all'asse x del precedente riferimento, così come l'asse x è opposto all'asse z del precedente caso.

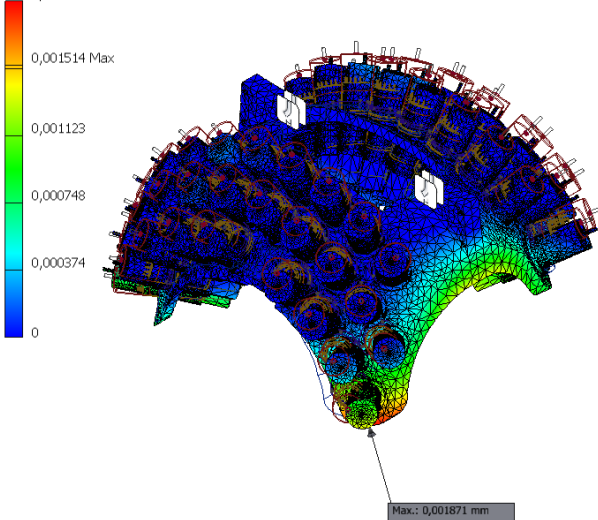
Nodi:1584562
 Elementi:835780
 Tipo: Sollecitazione di Von Mises
 Unità: MPa
 10/06/2023, 10:14:21



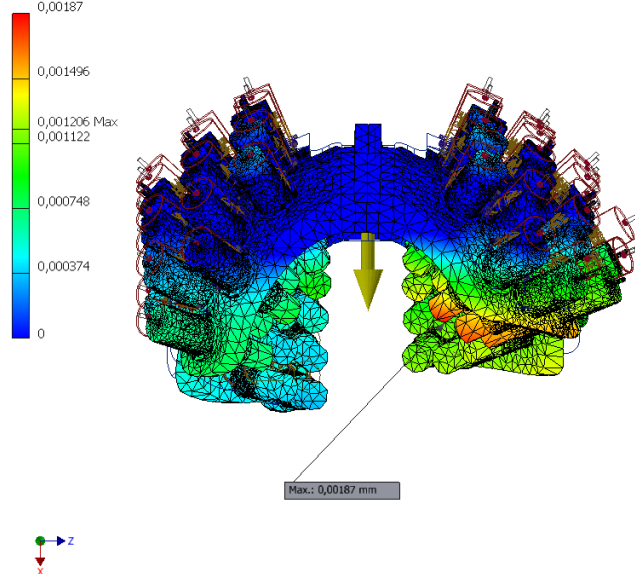
Nodi:1584562
 Elementi:835780
 Tipo: Spostamento X
 Unità: mm
 10/06/2023, 10:17:29



Nodi:1584562
 Elementi:835780
 Tipo: Spostamento Y
 Unità: mm
 10/06/2023, 10:20:28



Nodi:1584562
 Elementi:835780
 Tipo: Spostamento Z
 Unità: mm
 10/06/2023, 10:26:48



L'azione di una tensione maggiore avviene in corrispondenza dei fori di collegamento con l'attuazione, mentre si riportano gli spostamenti dell'assieme nelle tre direzioni. Lo spostamento verticale maggiore avviene in corrispondenza della sezione centrale del quadrante anteriore, la freccia più elevata è dovuta alla riduzione della sezione di alluminio necessaria all'alloggiamento della camera e alla presenza di un numero maggiore di rivelatori. Lo spostamento laterale più importante avviene invece in corrispondenza dell'estremità sinistra (rispetto alla linea di fascio) del quadrante posteriore. Infine, lo spostamento più elevato lungo l'asse della trave viene individuato in corrispondenza dei rivelatori a sinistra del quadrante anteriore. L'entità della tensione

massima e degli spostamenti sono dunque accettabili è l'analisi del sottoassieme può ritenersi conclusa.

6.2 Elementi di collegamento con l'attuazione

Tra attuazione ed emisferi vengono posti due elementi intermedi. Tali elementi hanno una triplice funzione:

- Tenere uniti i due quadranti tramite il perno passante nei fori più interni alle superfici di collegamento.
- Permettere la messa in sospensione dell'emisfero tramite i due perni passanti sopra introdotti.
- Permettere di avere una superficie con cui poter collegare attuatori e guide all'emisfero.

Il collegamento tra questi elementi e l'emisfero verrà effettuato tramite un perno. Per dimensionare il diametro del collegamento è necessario valutare le forze tangenziali seguendo la metodologia già descritta nel paragrafo precedente. Per il dimensionamento stavolta verrà preso in esame l'intero assieme composto da emisfero e rivelatori, con la differenza che stavolta ad essere presi in esame saranno i fori interni alle superfici di collegamento.

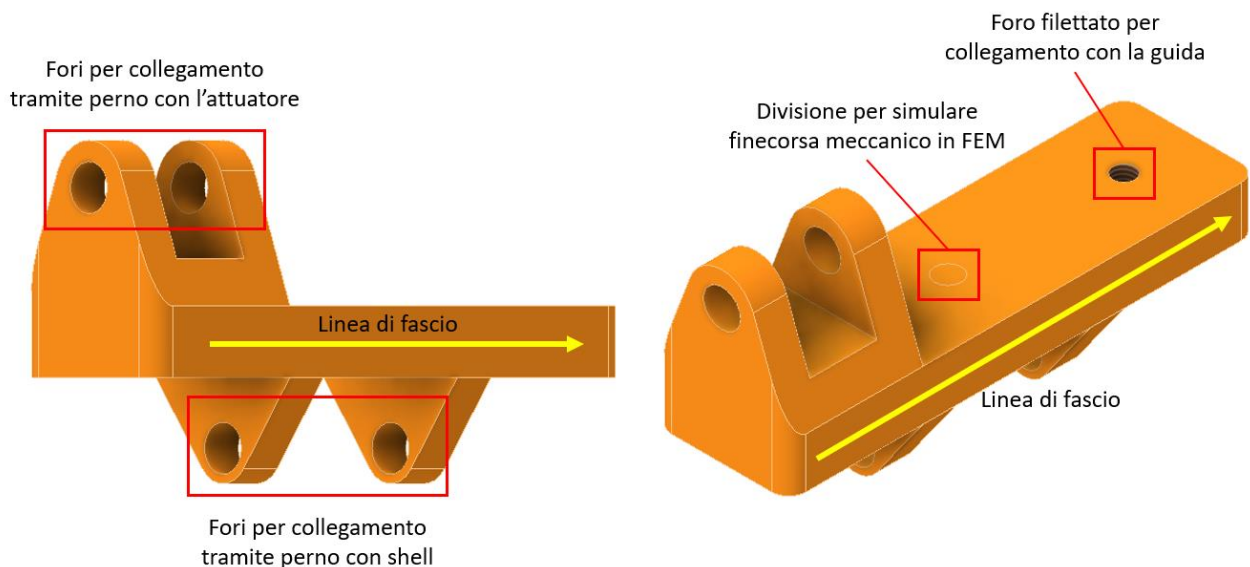


Figura 6.15: Modello dell'elemento intermedio di collegamento con l'attuazione. Sono indicati tutti i fori ricavati sulla superficie e la relativa funzione. Lo scopo della divisione sulla superficie superiore è quello di avere una superficie dove far agire la forza di reazione dei fincorsa meccanici quando gli attuatori sono completamente retratti.

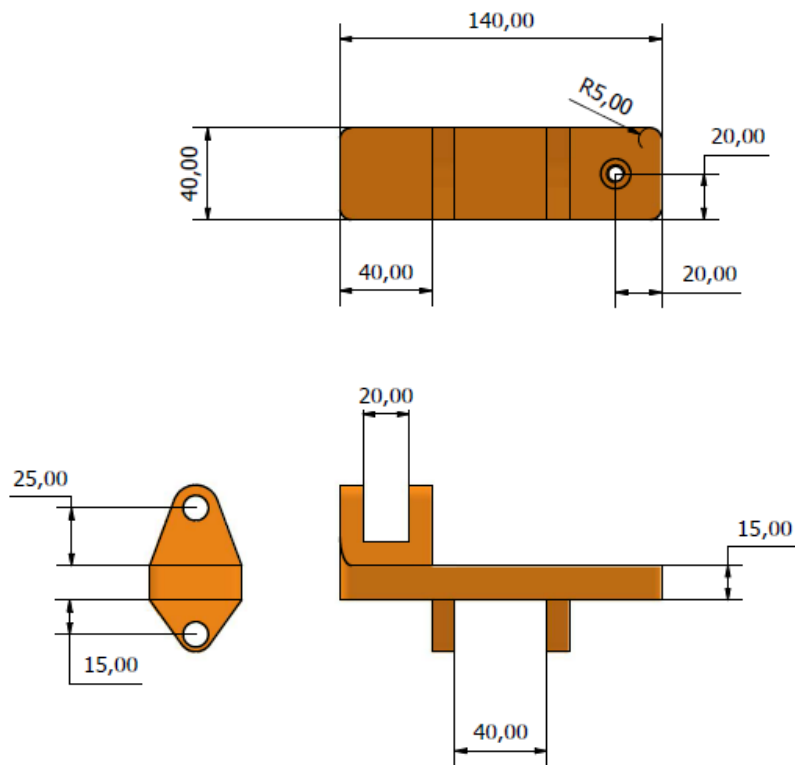


Figura 6.16: Dimensioni degli elementi intermedi tra shell ed attuazione.

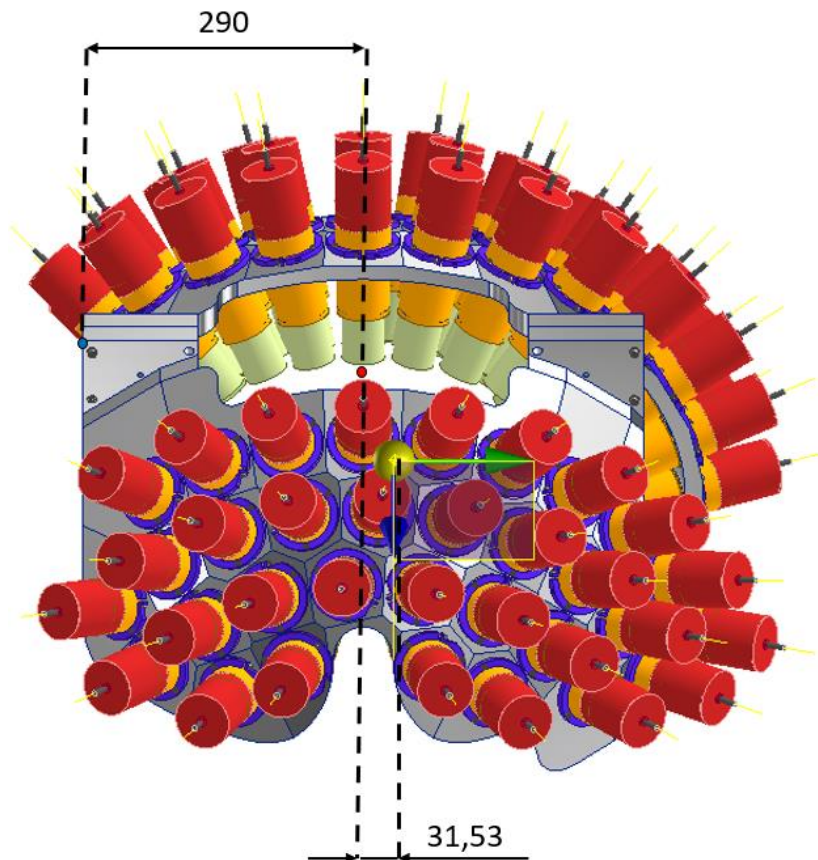


Figura 6.17: Posizione del centroide e del centro di massa rispetto allo spigolo superiore sinistro, preso come riferimento. Le misure sono in millimetri. La linea di fascio giunge dal basso.

Nella tabella a seguire vengono riportati i risultati dei calcoli.

Variabile	Valore numerico
Massa totale [kg]	67,08
Braccio rispetto al centro del collegamento [mm]	31,53
z_c [mm]	15
x_c [mm]	290
r_1 [mm]	180
r_2 [mm]	180
$F_{T1,2}$ [N]	57,63
F_p [N]	329,03
F_{Ttot1} [N]	271,4
F_{Ttot2} [N]	386,66

Anche in questo caso si è ricorso al tool di Inventor per dimensionare il diametro del perno che deve collegare gli shell con gli elementi intermedi. Si riportano i risultati ottenuti.

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Verifica della resistenza per il carico, le quote e le proprietà del giunto specificati

Carichi

Forza F 386,660 N

Quote

Diametro perno	d	10,000 mm
Lunghezza perno	l	65,000 mm
Larghezza perno	a	10,000 mm
Larghezza riga	b	40,000 mm

Proprietà giunto

Fattore di servizio (tipo di caricamento e tipo di montaggio)	k_s	1,000 su
Sicurezza desiderata	S_v	1,000 su

Materiale

Perno

Materiale	Materiale utente	
Sollecitazione a taglio ammissibile	T_A	246,000 MPa
Sollecitazione di flessione ammissibile	σ_{BA}	80,000 MPa

Perno

Materiale	Materiale utente	
Pressione ammissibile	p_A	246,000 MPa

Asta

Materiale	Materiale utente	
Pressione ammissibile	p_A	246,000 MPa

Risultati

Diametro perno minimo	d_{min}	7,174 mm
Lunghezza attiva perno	l_f	65,000 mm
Verifica resistenza	Positiva	

Perno

Sollecitazione calcolata di taglio	T_c	2,462 MPa
Sollecitazione a taglio del perno ridotta dal fattore di servizio	T_{Ared}	246,000 MPa
Sollecitazione di flessione calcolata	σ_{Bc}	29,539 MPa
Sollecitazione di flessione del perno ridotta dal fattore di servizio	σ_{BAred}	80,000 MPa

Sicurezza	S	2,708 su
-----------	-----	----------

Perno

Pressione calcolata	p_c	1,933 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	127,244 su

Asta

Pressione calcolata	p_c	0,967 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	254,487 su

Inventor restituisce un diametro minimo di 7,17 mm, si è così scelto un diametro di 10 mm per aumentare il coefficiente di sicurezza.

Un collegamento tramite perno viene adoperato anche per unire gli elementi intermedi agli attuatori. L'iter di calcolo rimane il medesimo, ma a cambiare è la geometria di riferimento. Stavolta si considera un assieme composto da: i due quadranti, i 62 rivelatori e i due elementi intermedi.

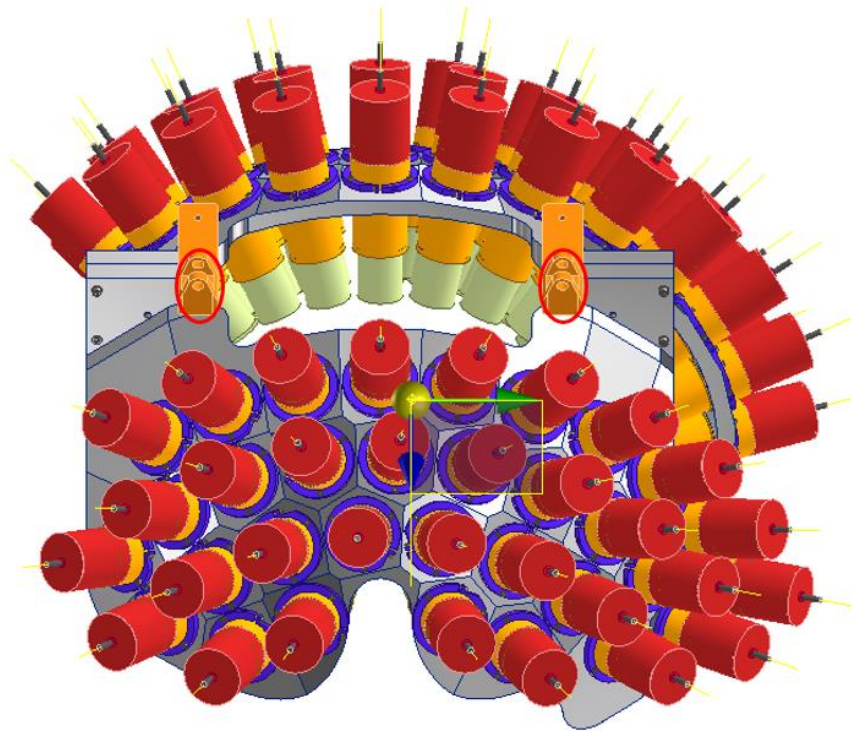


Figura 6.18: Al sottoassieme precedente si sono aggiunti gli elementi intermedi di collegamento, in arancione. I fori utilizzati per il montaggio dei perni sono cerchiati in rosso.

Si riportano i risultati ottenuti:

Variabile	Valore numerico
Peso totale [kg]	69,008
Braccio rispetto al centro del collegamento [mm]	30,648
z_c [mm]	40
x_c [mm]	290
$r_{1,2}$ [mm]	180
$F_{T1,2}$ [N]	57,63
F_{Ttot1}	280,85
F_{Ttot2}	396,12

I valori ottenuti sono poi stati utilizzati per il dimensionamento del diametro minimo tramite Inventor.

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Verifica della resistenza per il carico, le quote e le proprietà del giunto specificati

Carichi

Forza F 396,120 N

Quote

Diametro perno	d	10,000 mm
Lunghezza perno	l	45,000 mm
Larghezza perno	a	10,000 mm
Larghezza riga	b	20,000 mm

Proprietà giunto

Fattore di servizio (tipo di caricamento e tipo di montaggio)	k_s	1,000 su
Sicurezza desiderata	S_v	1,000 su

Materiale

Perno

Materiale	Materiale utente	
Sollecitazione a taglio ammissibile	T_A	246,000 MPa
Sollecitazione di flessione ammissibile	σ_{BA}	80,000 MPa

Perno

Materiale	Materiale utente	
Pressione ammissibile	P_A	246,000 MPa

Asta

Materiale	Materiale utente	
Pressione ammissibile	P_A	246,000 MPa

Risultati

Diametro perno minimo	d_{min}	6,318 mm
Lunghezza attiva perno	l_r	45,000 mm
Verifica resistenza	Positiva	

Perno

Sollecitazione calcolata di taglio	T_c	2,522 MPa
Sollecitazione a taglio del perno ridotta dal fattore di servizio	T_{Ared}	246,000 MPa
Sollecitazione di flessione calcolata	σ_{Bc}	20,174 MPa
Sollecitazione di flessione del perno ridotta dal fattore di servizio	σ_{BAred}	80,000 MPa

Sicurezza	S	3,965 su
-----------	-----	----------

Perno

Pressione calcolata	P_c	1,981 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	P_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	124,205 su

Asta

Pressione calcolata	P_c	1,981 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	P_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	124,205 su

Nonostante la verifica suggerisca un diametro di 6,32, si è scelto un perno di diametro pari a 10 mm. Il fine della scelta è sempre quello di aumentare il coefficiente di sicurezza, oltre che selezionare il diametro compatibile con lo snodo sferico installato all'estremità dello stelo.

6.2.1 FEM degli elementi intermedi

Sono state condotte due FEM sugli elementi intermedi:

- Una prima FEM sul singolo elemento, simulando le condizioni al contorno;
- Una FEM condotta sull'assieme che monta gli elementi intermedi.

Prima di procedere è necessario descrivere la soluzione costruttiva che è stata adottata per rendere più preciso il posizionamento degli attuatori.

I cilindri pneumatici sono noti per la loro bassa precisione nel posizionamento dell'estremità dello stelo. Per sopperire a questa lacuna verranno pertanto impiegati opportuni finecorsa meccanici. I finecorsa consistono in viti M8x1,25 montate a bordo degli elementi del telaio. Il diametro scelto risulta idoneo per le forze agenti sul telaio del sistema, per impedire lo svitamento della vite viene inoltre montato un controdado all'altra estremità della filettatura. Una filettatura fine permette inoltre una regolazione molto precisa del finecorsa. Una volta che gli attuatori giungono a fine corsa, una sola delle due viti trasmetterà effettivamente la reazione, l'altra invece viene semplicemente portata in battuta senza trasmettere alcun carico.

Le viti di finecorsa verranno montate sulle due piastre inferiori e sulla piastra di end-stop, montata al capo opposto delle guide rispetto agli shell. Le viti entreranno in contatto con gli elementi intermedi una volta raggiunto il finecorsa di rientro dello stelo. Invece entreranno in contatto con la piastra superiore una volta raggiunto il finecorsa di uscita dello stelo.

La prima FEM è stata impostata ipotizzando la seguente situazione:

1. La guida blocca l'elemento. In corrispondenza del foro di collegamento verrà quindi inserito un vincolo di bloccaggio.
2. L'attuatore continua a tirare verso l'alto l'elemento. Sulla relativa superficie di collegamento verrà pertanto applicata la forza di attuazione teorica dell'attuatore. Questa forza può essere facilmente calcolata conoscendo le caratteristiche geometriche del cilindro e la pressione di alimentazione della camera; oppure può essere letta dal catalogo del produttore.
3. La vite di end-stop spinge sulla superficie superiore dell'elemento. La vite serve a contrastare la forza di attuazione, l'azione dinamica della vite sarà pertanto uguale ed opposta alla spinta dell'attuatore.
4. Gli shell ed i rivelatori tirano l'elemento verso il basso. In corrispondenza del collegamento del perno inferiore viene applicata la forza-peso di shell e rivelatori.

5. Agisce la forza di gravità.

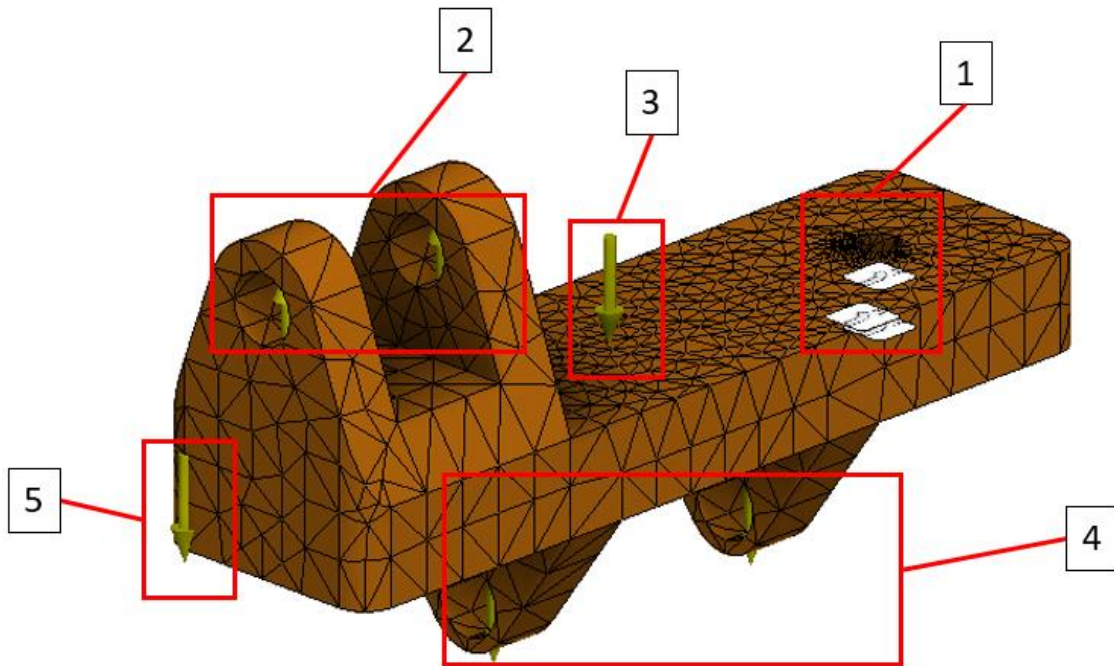
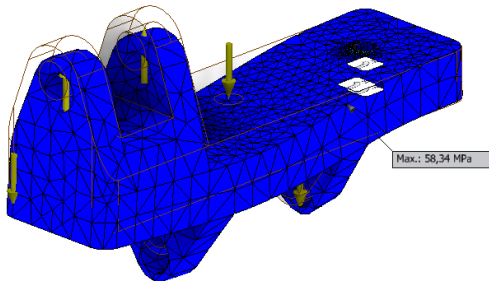
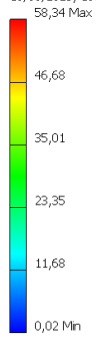


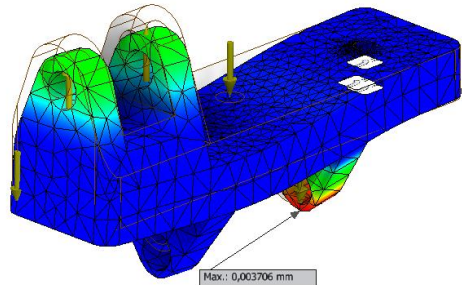
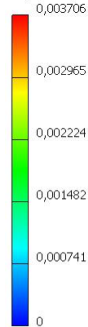
Figura 6.19: Disposizione dei carichi e dei vincoli sul modello degli elementi intermedi di collegamento.

Dai risultati si desume che la geometria degli elementi intermedi è compatibile con i carichi applicati.

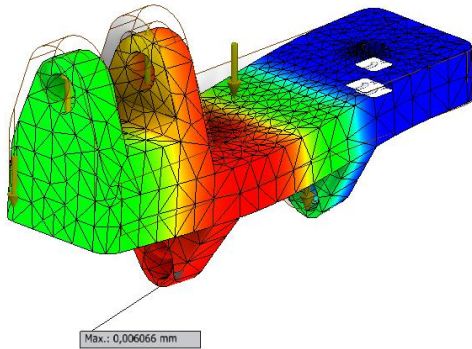
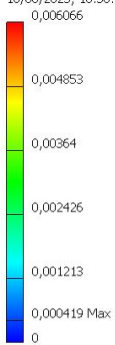
Nodi:16691
 Elementi:10368
 Tipo: Sollecitazione di Von Mises
 Unità: MPa
 10/06/2023, 18:37:26



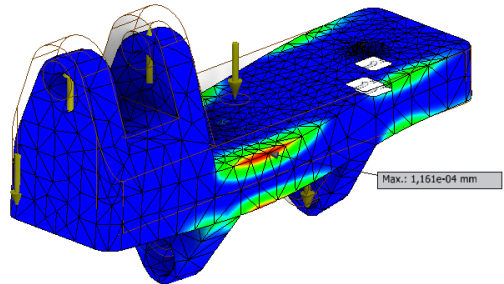
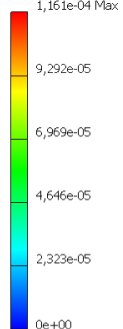
Nodi:16691
 Elementi:10368
 Tipo: Spostamento X
 Unità: mm
 10/06/2023, 18:38:04



Nodi:16691
 Elementi:10368
 Tipo: Spostamento Y
 Unità: mm
 10/06/2023, 18:38:28

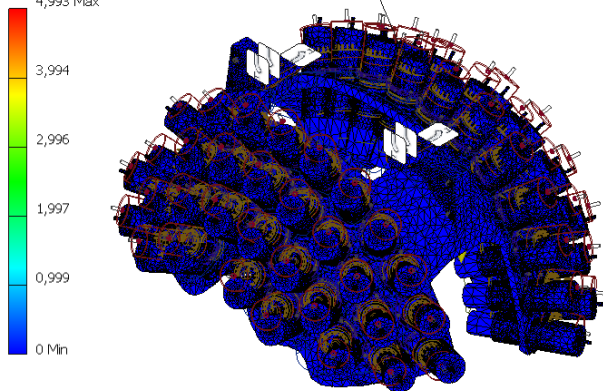


Nodi:16691
 Elementi:10368
 Tipo: Spostamento Z
 Unità: mm
 10/06/2023, 18:38:51

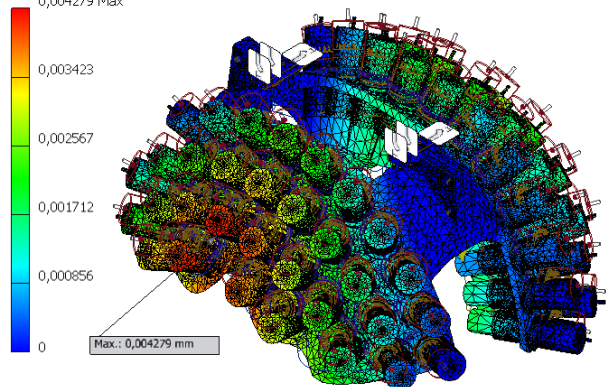


La seconda FEM invece è stata condotta imponendo semplicemente dei vincoli di bloccaggio in corrispondenza delle superfici di collegamento di attuatori e guide. Gli elementi intermedi sono stati montati sugli shell, e l'unico carico agente è la forza di gravità. Questa FEM serve per verificare la freccia dell'assieme che man mano si sta andando ad assemblare.

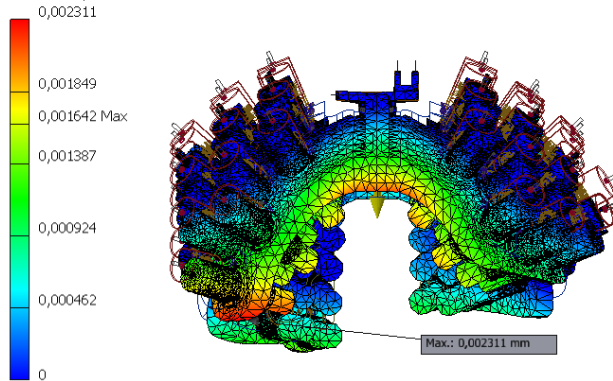
Nodi:1625771
 Elementi:859694
 Tipo: Sollecitazione di Von Mises
 Unità: MPa
 10/06/2023, 19:49:01
 4,993 Max



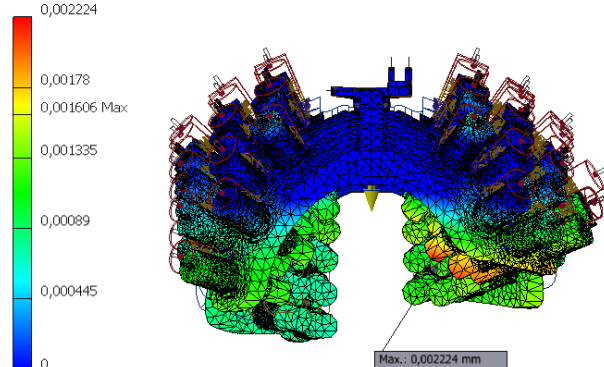
Nodi:1625771
 Elementi:859694
 Tipo: Spostamento X
 Unità: mm
 10/06/2023, 19:51:18
 0,004279 Max



Nodi:1625771
 Elementi:859694
 Tipo: Spostamento Y
 Unità: mm
 10/06/2023, 19:54:43
 0,002311



Nodi:1625771
 Elementi:859694
 Tipo: Spostamento Z
 Unità: mm
 10/06/2023, 19:58:00
 0,002224



I bassi valori di sforzi e frecce ottenuti confermano la compatibilità delle geometrie scelte con l'applicazione.

6.3 Verifica delle boccole a ricircolo di sfere

Nel terzo capitolo si era iniziato a dimensionare gli elementi dell'attuazione, in particolare, si sono dimensionate a freccia le guide lineari. Per l'applicazione si è fatto riferimento al

catalogo degli alberi scanalati della MISUMI. Gli alberi scanalati permettono di facilitare le procedure di montaggio proprio grazie al loro profilo scanalato.

Alla consegna questi elementi vengono già corredati di una o due boccole a ricircolo di sfere. Poiché l'architettura del sistema prevede che la singola guida passi attraverso due elementi, si è deciso di selezionare un albero provvisto di due boccole lineari a ricircolo di sfere. Compatibilmente al diametro scelto per le guide, pari a 30,8 mm, devono quindi per forza essere selezionate le boccole che da catalogo sono compatibili con l'albero selezionato.

Le boccole a ricircolo di sfere sono gli elementi che permettono la traslazione dell'albero, l'impiego di sfere interne alla flangia permette di abbassare enormemente la resistenza alla traslazione del collegamento.

Per dimensionare le boccole si fa riferimento a dei carichi ammissibili, forniti dal produttore. Tali carichi sono rappresentati sia da forze che da momenti. Per avere quindi un'idea della configurazione dei carichi cui le boccole sono sottoposte è necessario condurre un'analisi su un modello di calcolo appropriato.

Per i calcoli si farà riferimento a quattro configurazioni delle boccole, divise sotto due configurazioni delle guide. Verranno elaborati i seguenti modelli:

- Guide completamente estese, per questa condizione si considereranno due configurazioni:
 - Il caso in cui la boccia superiore risulta bloccata;
 - Il caso in cui la boccia inferiore risulta bloccata;
- Guide completamente retratte, per questa condizione si considereranno due configurazioni:
 - Il caso in cui la boccia superiore risulta bloccata;
 - Il caso in cui la boccia inferiore risulta bloccata.

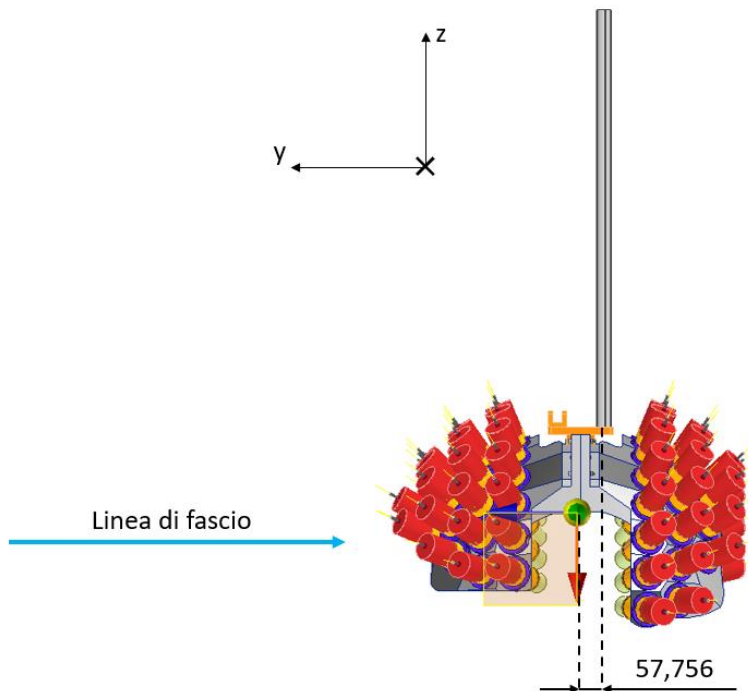


Figura 6.20: Vista laterale dell'assieme con l'aggiunta delle due guide lineari. Le misure sono in millimetri. Trasportando la forza peso all'estremità inferiore delle guide si otterrà un momento flettente agente lungo x .

6.3.1 Guide completamente estese

Per questa configurazione si è in primis ipotizzato che la boccia superiore risulti bloccata, mentre quella inferiore permette comunque lo scorrimento relativo della guida. Il sistema per come viene presentato è stato approssimato ad una trave incastrata con un carrello, lontano p dall'incastro. Lo studio del sistema viene sviluppato esclusivamente sul piano YZ. Sulla trave agiranno due contributi: la forza-peso delle masse sospese che sollecita a trazione la trave, e il momento di trasporto M_{fp} . L'azione del momento è proporzionale alla forza-peso delle masse sospese e alla distanza, lungo y , tra l'estremità della trave ed il centro di massa dell'assieme formato da shell, rivelatori, elementi intermedi, e guide.

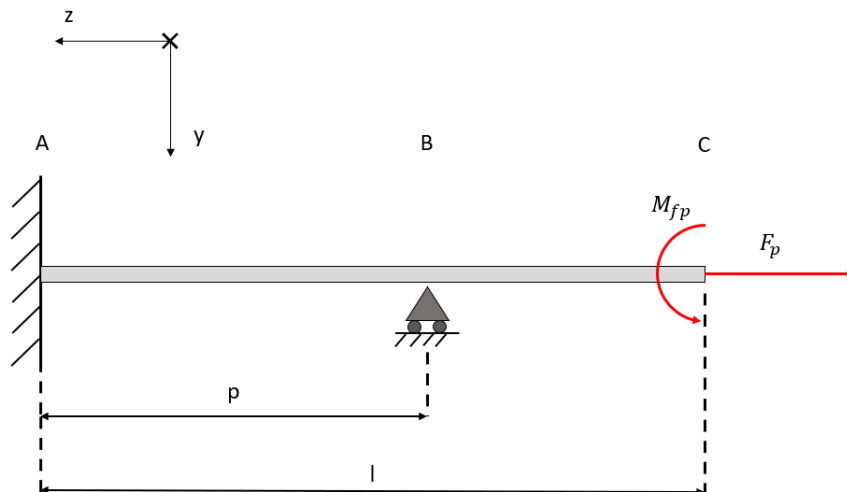


Figura 6.21: Schema adottato per valutare le reazioni delle boccole. La boccia superiore bloccata funge da incastro, mentre quella inferiore funge da carrello. L'asse y è opposto alla linea di fascio.

Per come è stato impostato, il sistema risulta iperstatico. Si sostituisce quindi al carrello la relativa reazione vincolare, perpendicolare all'asse della trave.

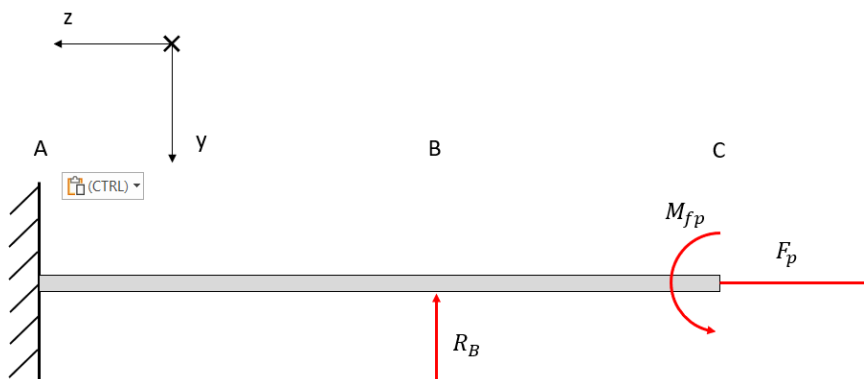


Figura 6.22: Il sistema viene reso isostatico sostituendo al carrello la sua reazione verticale. Questa reazione servirebbe a contrastare l'azione del solo momento flettente, poiché il carrello non darebbe luogo ad alcuna reazione lungo l'asse della trave.

Per risalire al valore della reazione della boccia inferiore R_B si ricorre alle equazioni di congruenza. Ipotizzando il carrello come un vincolo ideale, la somma delle frecce dovute al momento flettente e alla reazione nel punto B deve essere nulla.

In primo luogo, si presentano le espressioni delle frecce dovute alle sollecitazioni esterne:

- L'abbassamento del punto B dovuto all'azione del momento M_{fp} è: $f_{BMfp} = \frac{M_{fp}l^2}{2EJ}$
- L'abbassamento del punto B dovuto invece all'azione della reazione R_B è: $f_{BRB} = \frac{R_B p^3}{3EJ}$

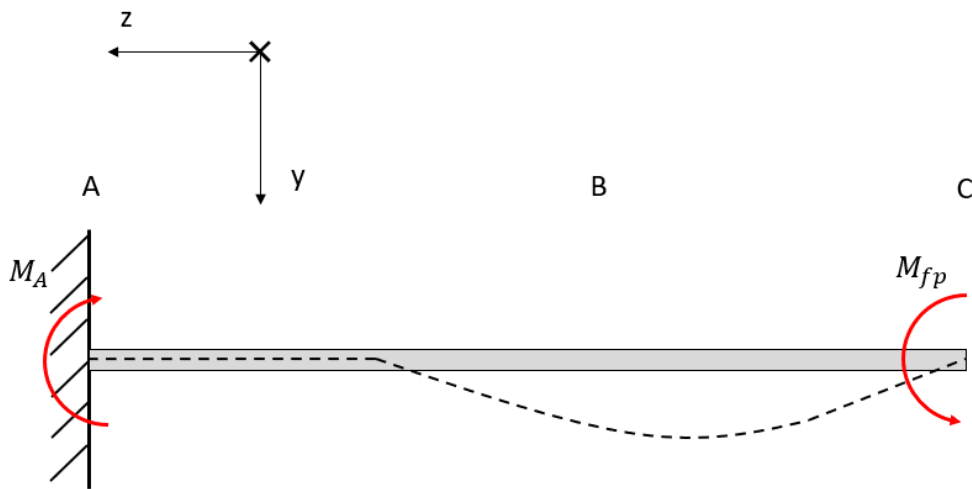
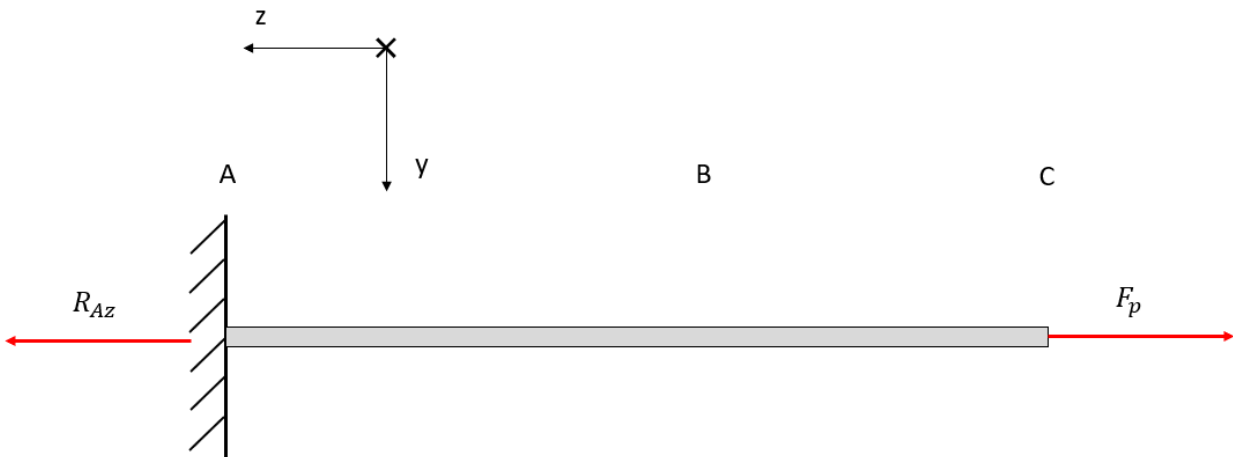
Dove E e J , come nel capitolo 3, indicherebbero rispettivamente il modulo di Young ed il momento d'inerzia della sezione della guida.

Risolvendo quindi la seguente equazione di congruenza:

$$f_{BMfp} + f_{BRB} = 0$$

si può risalire al valore della reazione vincolare del carrello.

Note tutte le sollecitazioni esterne, si possono ora valutare le reazioni della boccola superiore tramite la sovrapposizione degli effetti. Si studia quindi il sistema sottoposto successivamente a tutte le sollecitazioni esterne.



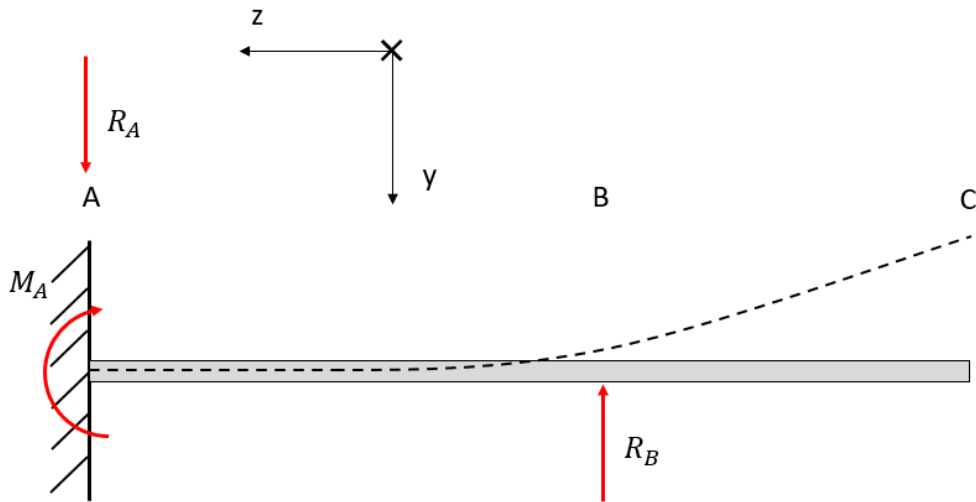


Figura 6.23: In successione a partire dall'alto: la trave sottoposta alla sola forza peso, la stessa sottoposta al momento flettente di trasporto con la relativa freccia, la trave sottoposta alla reazione del carrello e la freccia da essa provocata.

L'equilibrio dinamico condotto su tutti i casi sopra riportati restituisce infine i seguenti risultati, i pedici delle reazioni si riferiscono alla sollecitazione esterna cui esse rispondono:

Variabili	Valori
Masse sospese [kg]	19,84
Braccio CM lungo y [mm]	57,76
M_{fp} [Nmm]	11241,85
l [mm]	889
p [mm]	558
E [GPa]	210
J [mm ⁴]	44174,61
R_{BI} [N]	76,71
M_{AMfp} [Nmm]	11242,49
R_{ARB} [N]	76,71
M_{ARB} [Nmm]	42804,45
R_{AI}	76,71
M_{AI}	31561,96

La massa riportata è stata valutata ipotizzando che le masse sospese vengano spartite tra i due attuatori e le due guide. In tabella sono state riportate le reazioni della boccia superiore perpendicolari all'asse della trave, in quanto solo queste sono necessarie alla verifica delle boccie. I calcoli sono stati effettuati su una guida, le metodologie ed i risultati sono i medesimi per l'altra guida.

L'analisi si semplifica se si considera il caso dove è la boccia inferiore ad essere bloccata: in questo caso la boccia superiore non viene più considerata, mentre i carichi esterni saranno i medesimi. A cambiare saranno i vincoli e la geometria del sistema. Il sistema sarà infatti trattato come una trave, di lunghezza $l - p$, semplicemente incastrata ad un estremo.

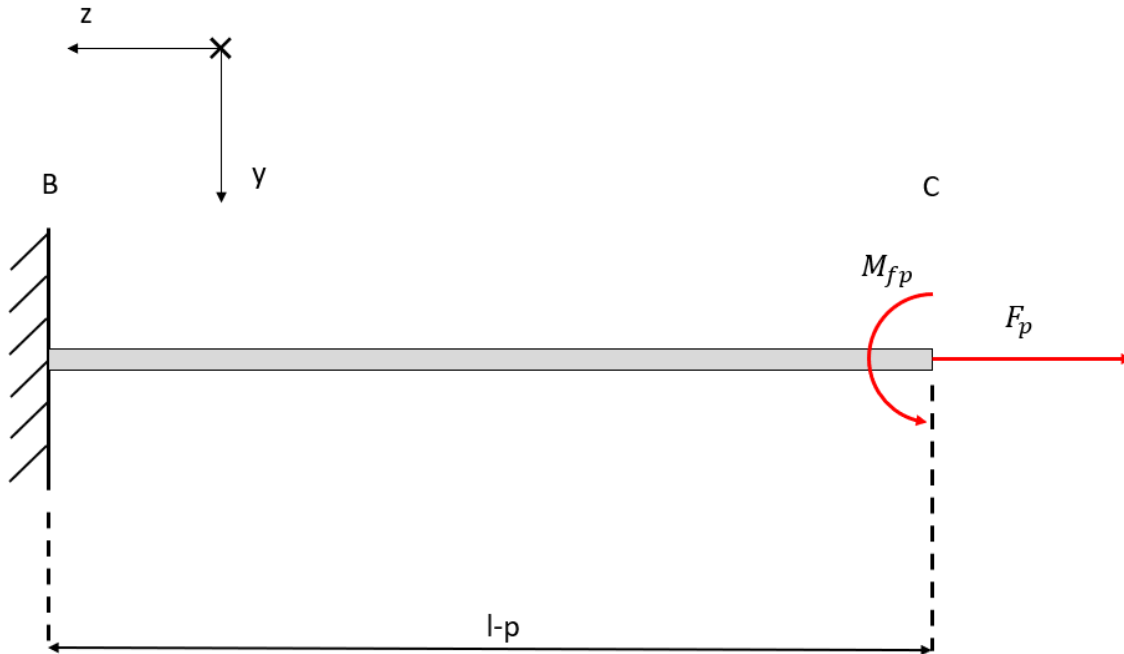


Figura 6.24: Schematizzazione della guida estesa con la boccia inferiore bloccata. Il sistema si semplifica e la lunghezza si riduce a 331 mm.

L'analisi in questo caso si risolve tramite un semplice equilibrio dinamico, da cui si ottengono le reazioni della boccia inferiore.

Variabili	Valori
$l - p$ [mm]	331
M_B [Nmm]	11241,85

Anche qui non è stata considerata la reazione dell'incastro normale alla sezione della trave in quanto non necessaria alla verifica delle boccie. Considerando invece le guide completamente retratte, si devono tener presenti alcune condizioni ovvero: che le metodologie di calcolo rimangono le medesime adottate nei due casi precedenti. L'unica importante variazione è la lunghezza delle travi che si andranno a considerare, mentre la distanza tra le boccie ovviamente si conserva. Le guide retratte infatti saranno più corte e, come nei casi precedenti, la lunghezza della guida che precede la boccia bloccata non verrà considerata.

Si presentano quindi dati e risultati per i due casi rimanenti:

- Per il caso di guida retratta con boccia superiore bloccata si otterrà quanto segue:

Variabili	Valori
l [mm]	589
R_B [N]	33,67
M_{AMfp} [Nmm]	11242,49
R_{ARB} [N]	33,67
M_{ARB} [Nmm]	18789,53
R_{AIII} [N]	33,67
M_{AIII} [Nmm]	7547,04

- Per il caso di guida retratta con boccia inferiore bloccata si otterrà invece:

Variabili	Valori
$l - p$ [mm]	31
M_{BIV} [Nmm]	11242,49

Si presentano a seguire tutte le reazioni calcolate per i quattro casi analizzati. Non si sono considerate le reazioni dovute alle sollecitazioni di trazione in quanto, per la verifica delle bocce, si considerano solo reazioni di taglio.

FORZE		Reazione boccia superiore [N]	Reazione boccia inferiore [N]
Guide completamente estese	Boccia superiore bloccata	76,71	76,71
	Boccia inferiore bloccata	\	194,66 (trazione)
Guide completamente retratte	Boccia superiore bloccata	33,67	33,67
	Boccia inferiore bloccata	\	194,66 (trazione)

MOMENTI		Reazione boccia superiore [Nmm]	Reazione boccia inferiore [Nmm]
Guide completamente estese	Boccia superiore bloccata	31561,96	\
	Boccia inferiore bloccata	\	11242,49
Guide completamente retratte	Boccia superiore bloccata	7547,04	\
	Boccia inferiore bloccata	\	11242,49

Dalla tabella si può concludere che la reazione più elevata la si ottiene nel caso di guida completamente estesa, con boccola superiore bloccata. Mentre il momento di reazione massimo lo si ottiene nella stessa configurazione, sempre per boccola superiore bloccata.

Per la verifica delle boccole è necessario che il carico ammissibile, dato dalle reazioni appena individuate, sia inferiore al rapporto tra il carico statico ed un coefficiente di sicurezza. A seguire è presentata la disuguaglianza:

$$\text{carico ammissibile} \leq \frac{C_0}{f_s}$$

Dove il carico statico, in base al tipo di carico ammissibile considerato, può essere una forza o un momento.

Il coefficiente di sicurezza f_s dipende dalle condizioni di utilizzo dell'albero scanalato. Trattandosi di un'applicazione statica, il produttore indica un valore del coefficiente pari a 2 per vibrazioni/sollecitazioni minime (e velocità basse, pari a 15 m/min o inferiori).

■ Chiocciolate con flangia rotonda, chiocciolate con flangia compatta

N.	D(h6)	L	Df	H	P.C.D.	d1	d2	h	W	d	B	Coefficiente di coppia		Coefficiente di carico		Momento statico ammesso		Massa (kg)
												Dinamico C ₀ (N · m)	Statico C ₀ (N · m)	Dinamico C (kN)	Statico C ₀ (kN)	M ₀₁ (N · m)	M ₀₂ (N · m)	
6	14	25	30	6	22	3.5	6	3.1	6.5	1.5	18	3.8	7	1.2	2.1	5	36	0.03
8	16		32		24							4.8	8.7	1.2	2.1	5	36	0.04
10	21	40(33)	42(41)	6(8)	32(30)	4.5	8	4.4(5.3)	14(8.5)	25	19(11)	34(21)	3.8(2.4)	6.9(4.3)	26(15)	181(102)	0.09	
13	24	44(36)	44(45)	7(8)	33(34)			15(10)	28(20)		52(37)	4.6(3.3)	8.3(5.9)	36(22)	251(148)	0.11		
16	31	50	51	7	40	5.5	9.5	4.4	18	2	51	93	6.2	11.1	56	386	0.2	
20	35	63	58	9	45			22.5	85		154	8.5	15.3	83	611	0.3		
25	42	71	65	9	52	26.5	193	348	15.4	27.7	173	1248	0.4					
30	47	80	75	10	60	6.6	11	6.5	30	2.5	272	490	18.5	33.3	212	1581	0.57	

Dalla tabella sopra si possono poi estrapolare i coefficienti di carico e di coppia statici ammessi. Trattandosi di boccole impiegate in coppia, per il momento statico si farà riferimento al valore di M_{02} . Si può infine effettuare il calcolo per la verifica delle boccole scelte:

$$\text{momento flettente massimo calcolato} = 31,56 \text{ Nm} < \frac{M_{02}}{2} = 790,5 \text{ Nm}$$

$$\text{reazione massima calcolata} = 76,71 \text{ N} < \frac{C_0}{2} = 16,65 \text{ kN}$$

Dai risultati ottenuti si può quindi concludere che le boccole selezionate sono idonee all'applicazione.

6.3.2 Collegamenti delle guide lineari

Per dimensionare i collegamenti filettati all'estremità delle guide lineari si è considerata la configurazione di carichi peggiore. Si è ipotizzata la guida bloccata, l'attuatore in parallelo che spinge l'elemento di collegamento verso il basso, e la forza-peso delle masse sospese che tira tutto verso il basso.

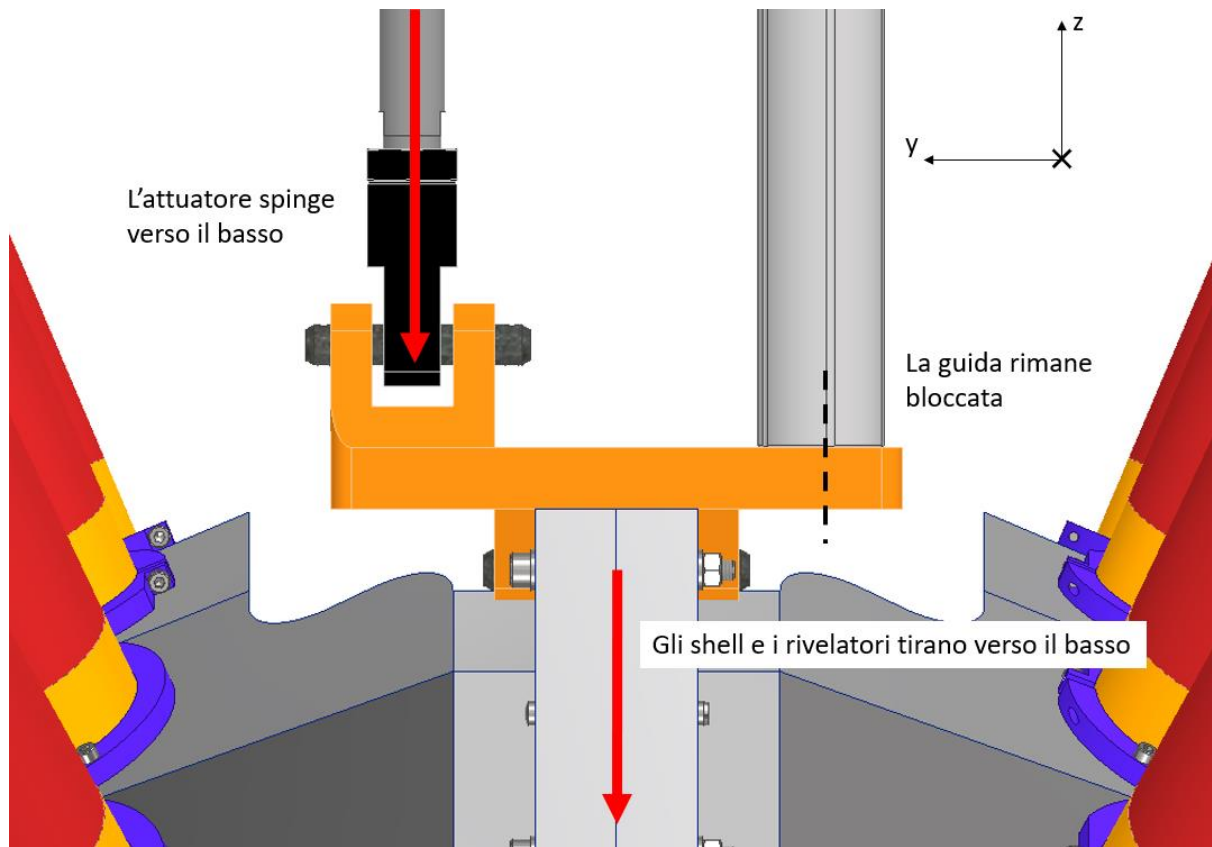


Figura 6.25: Schema dinamico utilizzato per il dimensionamento dei collegamenti all'estremità delle guide.

Vi sarà quindi l'azione di un'unica forza assiale, somma della forza di attuazione e della forza-peso, dovuta alle masse sospese. I calcoli per la determinazione della forza assiale sono in questo caso parecchio semplificati, poiché si considera un unico foro. L'input di forza assiale inserito nel tool di inventor è riportato a seguire:

Forza di attuazione [N]	753,98
Forza-peso [N]	676,89
Forza assiale totale [N]	1430,87

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	1431 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	7,000 mm
Passo filettatura	p	0,800 mm
Diametro bullone medio	d_s	6,480 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	6,019 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	P_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	47,500 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	2023,402 N
Forza operativa	F_{max}	2146,305 N
Momento serrante richiesto	M_u	4,295 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	71,124 MPa
Sollecitazione torsionale	τ_k	42,428 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	102,270 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	75,444 MPa
Pressione filettatura	P_c	34,322 MPa
Verifica resistenza		Positiva

Per le guide è stato quindi deciso di impiegare quattro viti ISO 4762 M8 per le estremità. Occorre sottolineare che l'impiego di due attuatori e di due guide in parallelo espone il sistema ad un forte rischio di impuntamento. Bisogna pertanto riuscire a garantire una procedura di controllo degli attuatori che permetta il sincronismo del moto dei cilindri. Per quanto concerne le guide invece, la procedura indicata per la loro installazione è la seguente:

- Si monta la prima guida normalmente, utilizzando i fori e le superfici di accoppiamento necessarie;
- La seconda guida invece viene montata solo nella sua estremità superiore;

- Dopo aver effettuato delle corse per assicurare che la guida scorra, viene fissata sulle masse sospese con un certo grado di libertà.

Questa procedura permette di evitare tutte le problematiche riconducibili ad un montaggio non perfettamente parallelo delle due guide lineari.

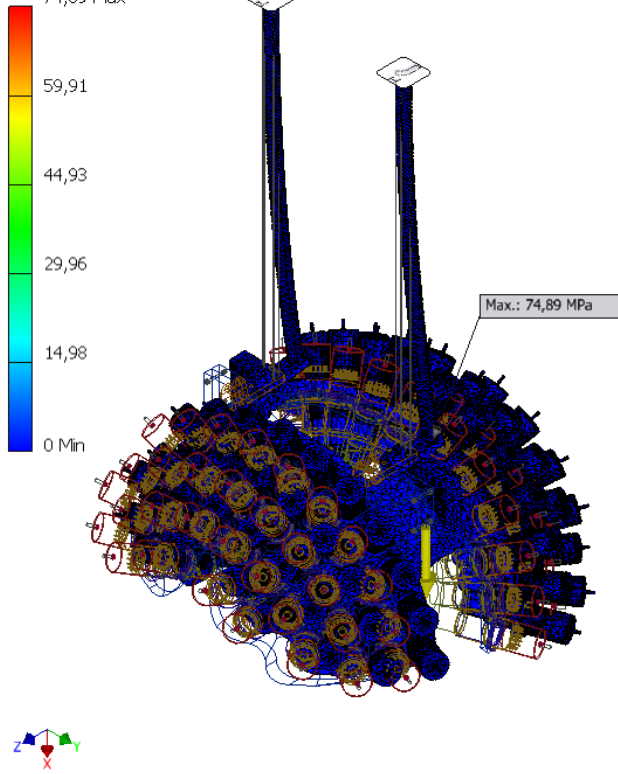
6.3.3 FEM del sistema con guide

Si riportano ora i risultati delle FEM condotte su diverse configurazioni dell'assieme.

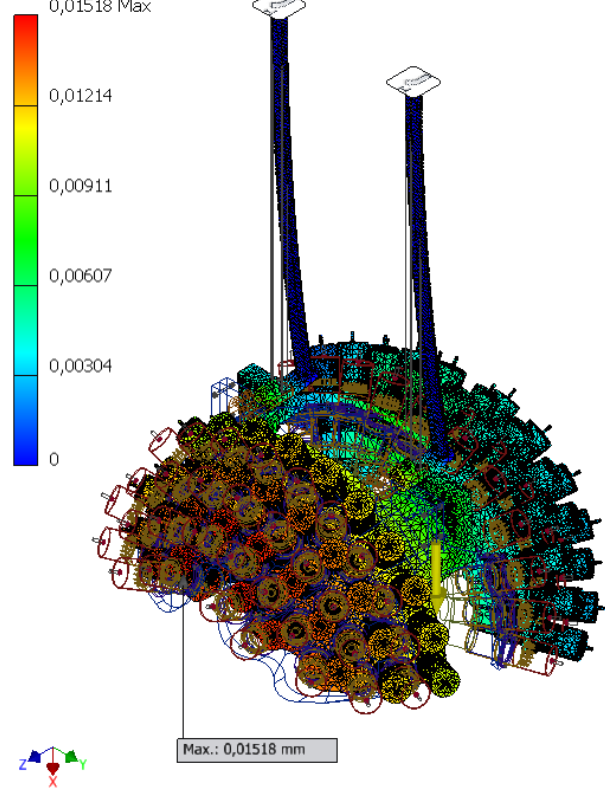
- Guide montate su shell e bloccate all'estremità superiore.

Dimensionamento del sistema

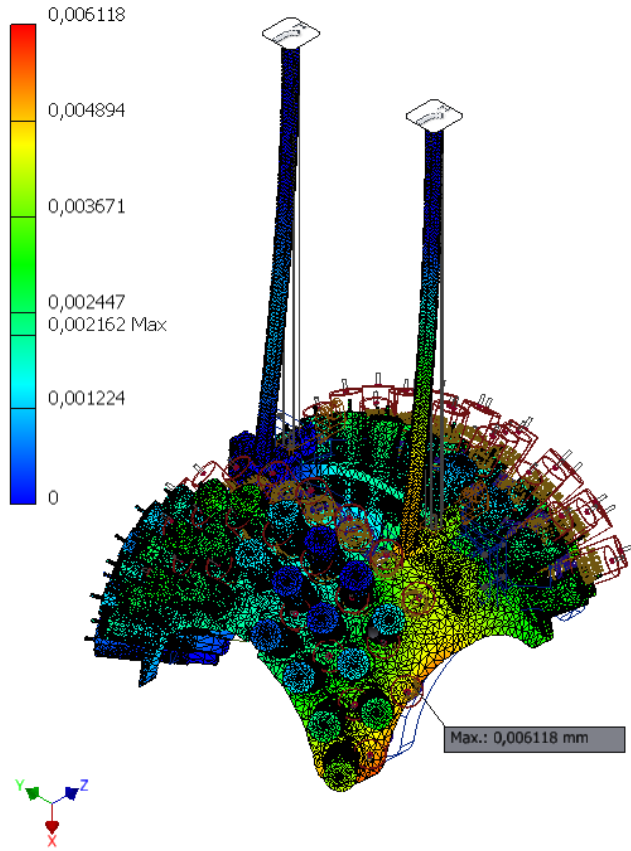
Nodi: 1849150
Elementi: 1015944
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
12/06/2023, 19:54:57
74,89 Max



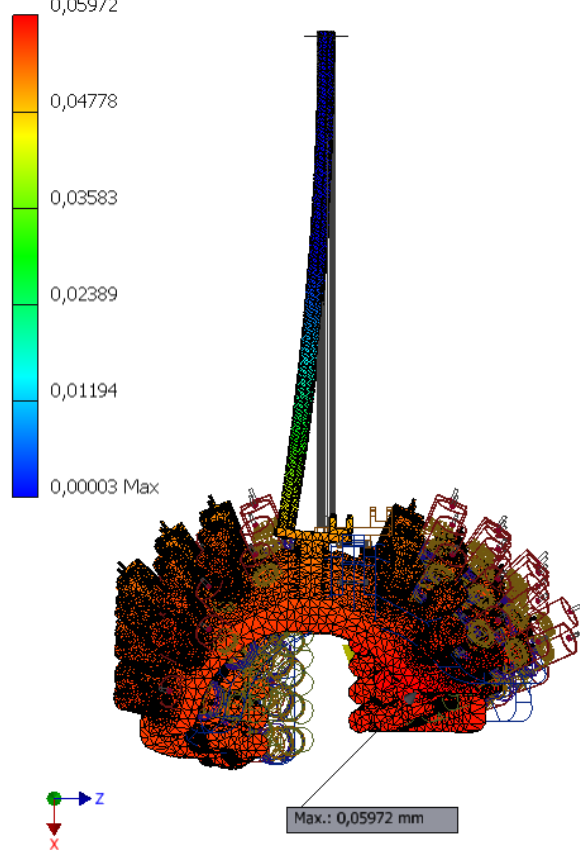
Nodi: 1849150
Elementi: 1015944
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
12/06/2023, 19:58:41
0,01518 Max



Nodi: 1849150
Elementi: 1015944
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
12/06/2023, 19:59:45



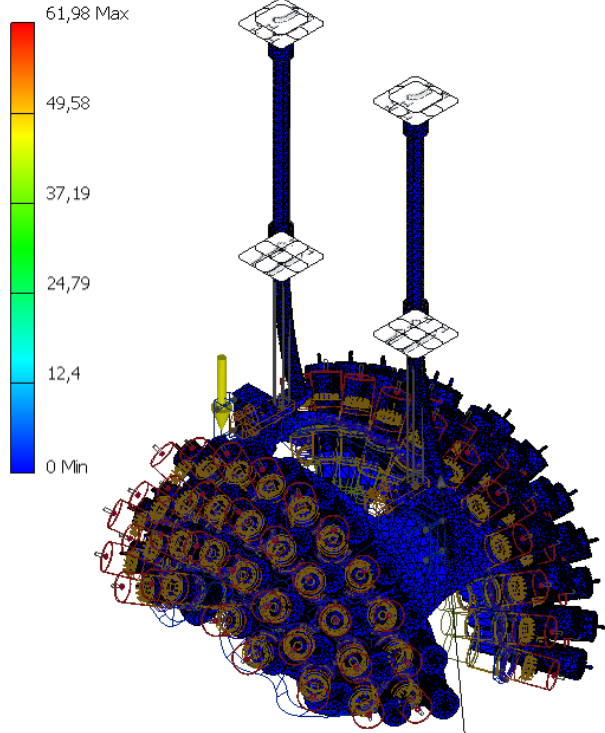
Nodi: 1849150
Elementi: 1015944
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
12/06/2023, 20:02:18



- Guide completamente estese, montate sugli shell, con le due boccole bloccate tramite i relativi fori. Lo scorrimento delle guide viene garantito dal vincolo scorrevole tra boccola e guida.

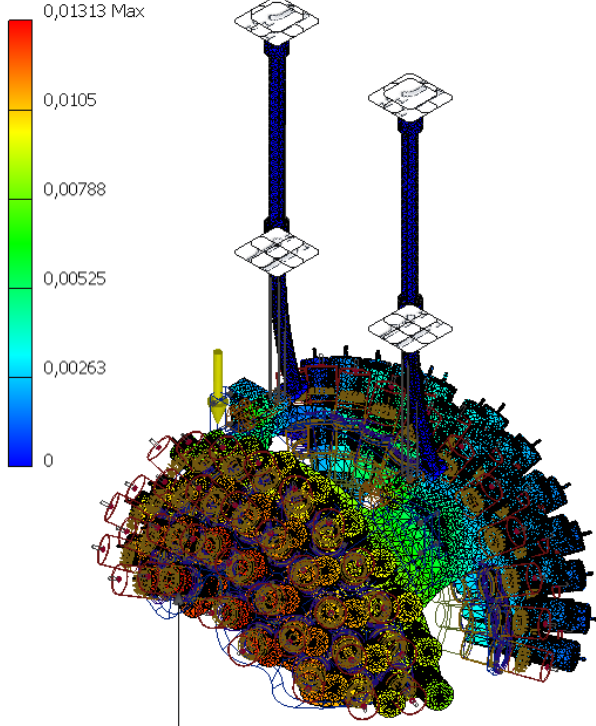
Dimensionamento del sistema

Nodi:1801768
Elementi:975824
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
12/06/2023, 21:00:51



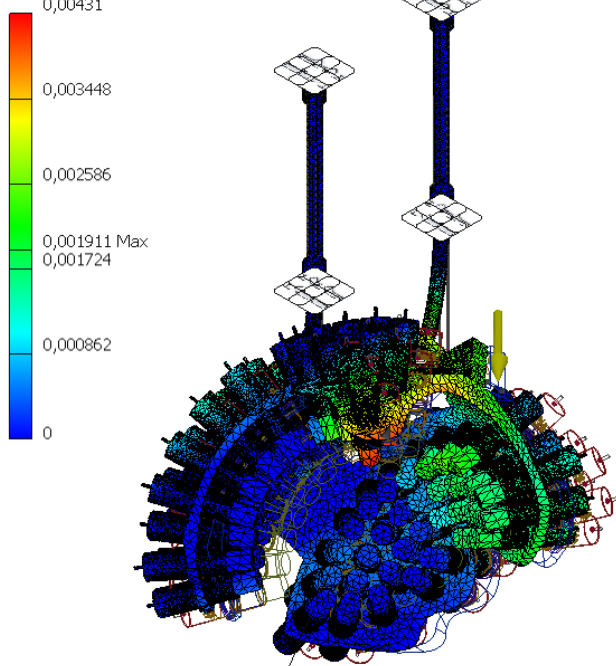
Max.: 61,98 MPa

Nodi:1801768
Elementi:975824
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
12/06/2023, 21:05:38



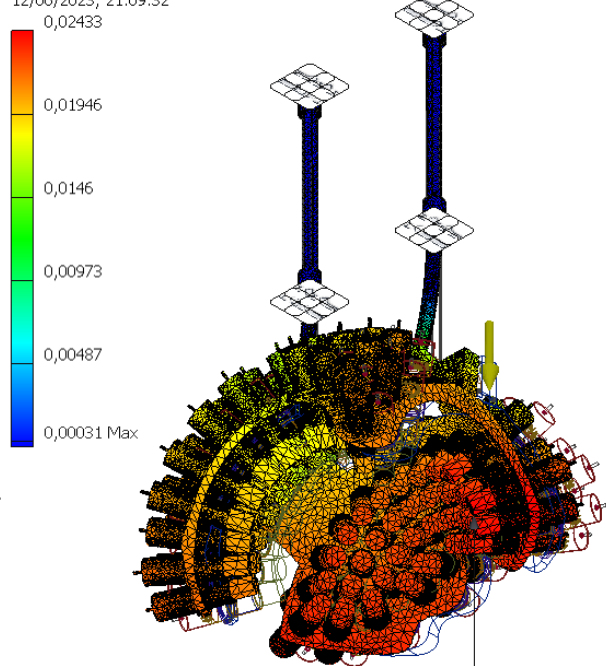
Max.: 0,01313 mm

Nodi:1801768
Elementi:975824
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
12/06/2023, 21:07:18



Max.: 0,00431 mm

Nodi:1801768
Elementi:975824
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
12/06/2023, 21:09:32

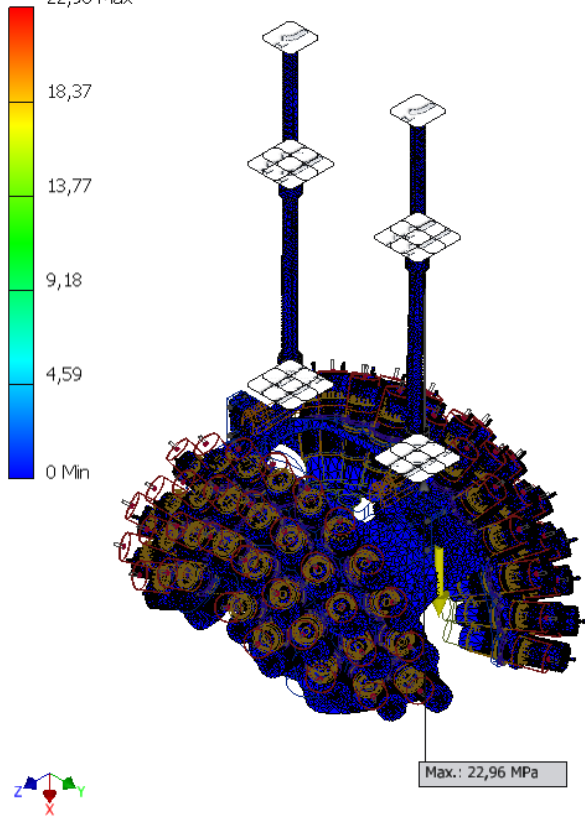


Max.: 0,02433 mm

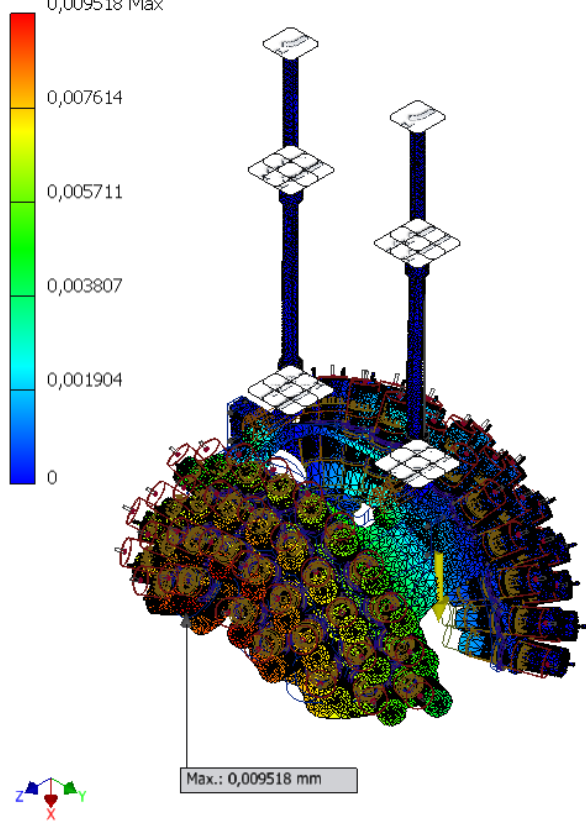
- Guide completamente retratte, montate sugli shell, con le due boccole bloccate tramite i relativi fori. Lo scorrimento delle guide viene garantito dal vincolo scorrevole tra boccola e guida.

Dimensionamento del sistema

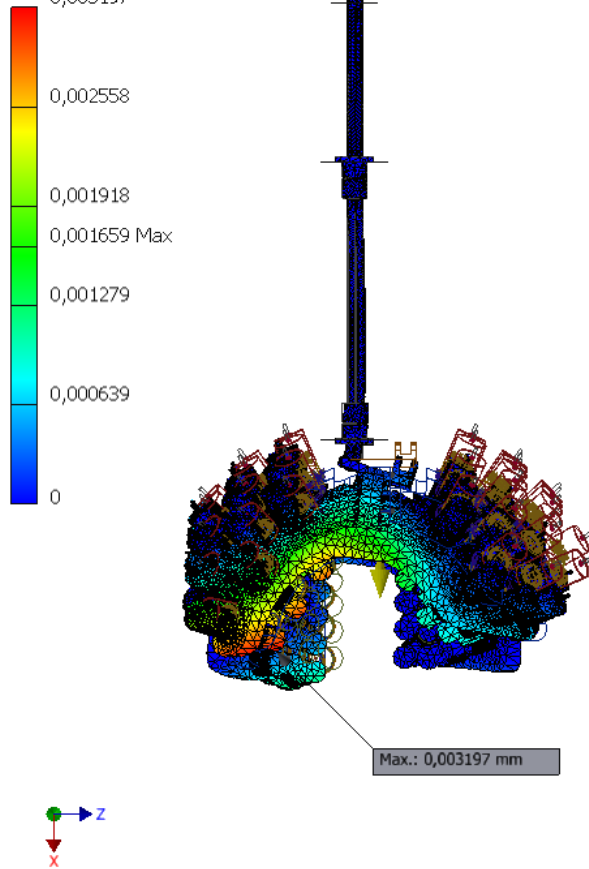
Nodi:1792251
Elementi:968533
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
12/06/2023, 21:43:10
22,96 Max



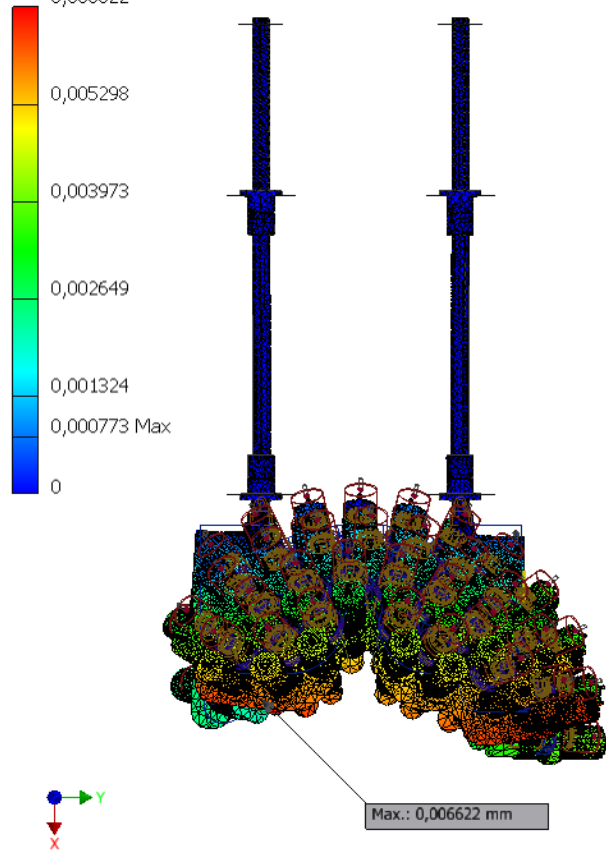
Nodi:1792251
Elementi:968533
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
12/06/2023, 21:46:36
0,009518 Max



Nodi:1792251
 Elementi:968533
 Tipo: Spostamento Y
 Unità: mm
 12/06/2023, 21:48:05
 0,003197



Nodi:1792251
 Elementi:968533
 Tipo: Spostamento Z
 Unità: mm
 12/06/2023, 21:50:36
 0,006622



Dalle analisi si può osservare come le guide retratte portino ad avere valori di sollecitazioni e di frecce inferiori rispetto al caso delle guide estese. I risultati delle analisi restituiscono valori delle sollecitazioni e degli spostamenti che rientrano nei vincoli di progetto. La verifica delle guide e delle boccole a ricircolo di sfere è pertanto positiva.

6.4 Piastre inferiori

Le boccole, per essere fissate, verranno montate sulle piastre inferiori e sulla piastra superiore del telaio. Si è scelto di adottare due piastre nella parte inferiore del telaio per evitare interferenze con la Faraday cup durante le movimentazioni.

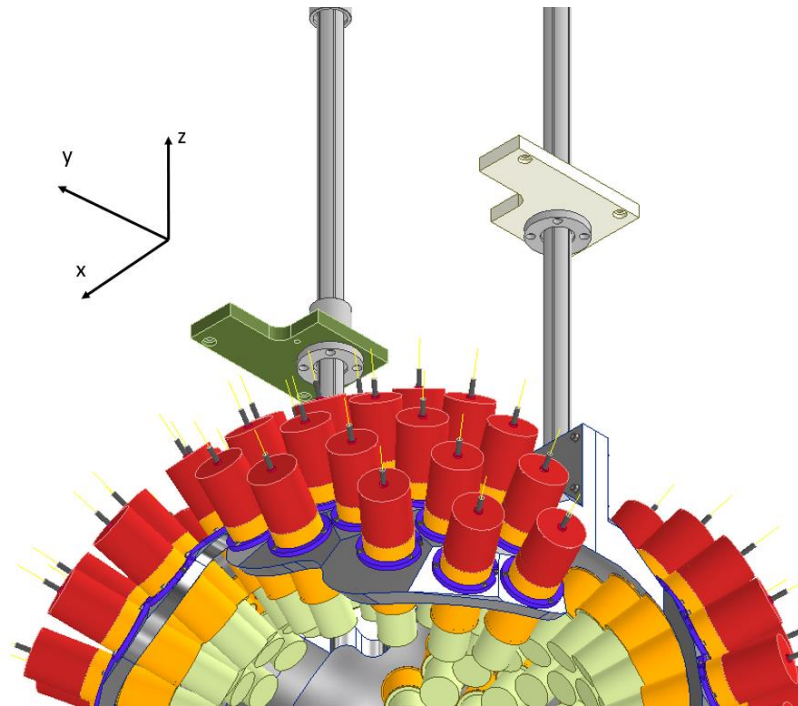


Figura 6.26: Vista dal basso delle due piastre su qui vengono montate le due boccole.

Le piastre inferiori, in acciaio inossidabile, devono riuscire a sopportare le condizioni di carico peggiori, dovute alle reazioni più alte, calcolate per le boccole. Esse sono state modellate in modo tale da impedire qualsiasi interferenza con lo stelo degli attuatori, sono inoltre state modellate le sedi per le boccole.

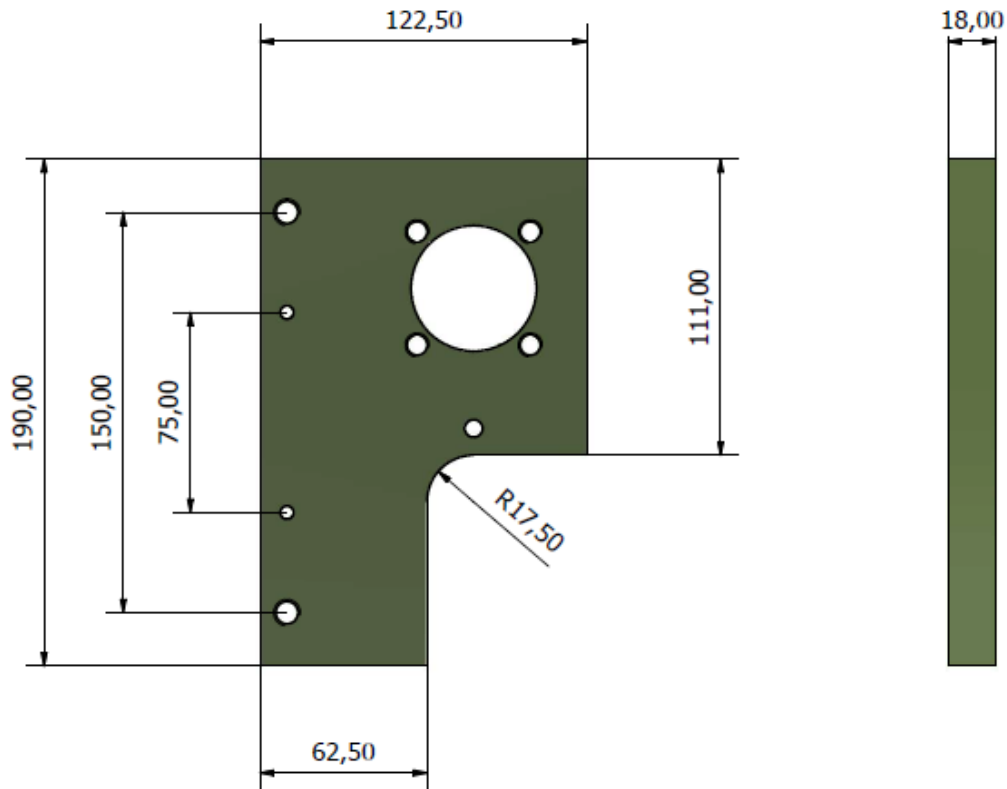


Figura 6.27: Dimensioni delle piastre inferiori, nell'immagine è raffigurata la piastra a sinistra rispetto alla linea di fascio. La piastra di destra è semplicemente specchiata rispetto a questa.

Si può notare dall'immagine precedente come i fori per il montaggio della singola boccia siano cinque: i quattro fori perimetrali sono per le quattro viti M6, necessarie per fissare la boccia alla piastra; il foro centrale serve invece ad accogliere la boccia e permettere il collegamento della flangia con la piastra.

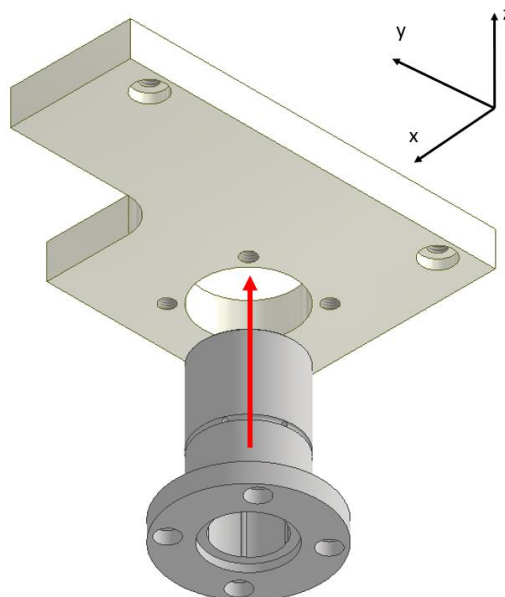


Figura 6.28: Nelle piastre inferiori le bocchie verranno inserite dal basso, la loro posizione verrà fissata grazie ai quattro fori filettati perimetrali.

Data la geometria del collegamento, si rende necessario il calcolo delle tolleranze da adottare per il foro centrale.

Per il calcolo delle tolleranze la superficie della boccia che verrà inserita nel foro della piastra ricoprirà la funzione di albero. Dal catalogo dell'albero scanalato della MISUMI è possibile leggere la classe di tolleranza della boccia.

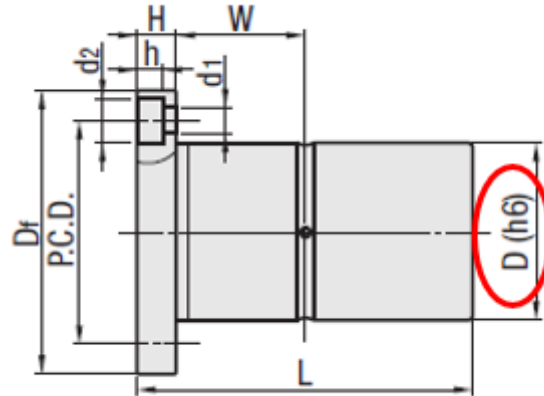


Figura 6.29: Dal catalogo dell'albero scanalato è possibile risalire al diametro e alla relativa tolleranza della boccia.

Per l'albero si può quindi leggere un diametro di 47 h6. Dai dati ricavati si può facilmente risalire al diametro minimo e a quello massimo che l'albero potrà avere, il procedimento di calcolo segue i seguenti step:

- Per un grado di tolleranza pari a 6 ed un diametro tra 30 e 50 mm si ha una tolleranza $IT = 0,016 \text{ mm}$.

VALORI NUMERICI GRADI DI TOLLERANZA NORMALIZZATI IT PER DIMENSIONI NOMINALI 1+3150
Gradi di tolleranze normalizzati IT

Diametri		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
oltre	fino a																		
1	3	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	156	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000
630	800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000	3200	5000	8000	12500
800	1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300	3600	5600	9000	14000
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1050	1650	2600	4200	6600	10500	16500
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1250	1950	3100	5000	7800	12500	19500
1600	2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1500	2300	3700	6000	9200	15000	23000
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1000	1750	2800	4400	7000	11000	17500	28000
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2100	3300	5400	8600	13500	21000	33000

- Per uno scostamento h si ha uno scostamento superiore e_s nullo ed uno scostamento inferiore $e_i = e_s - IT = -0,016 \text{ mm}$
- I diametri saranno quindi:

$$d_{min} = d_t - e_i = 46,984 \text{ mm}$$

$$d_{max} = d_t + e_s = 47 \text{ mm}$$

Dove d_t è il diametro teorico dell'albero.

Occorre ora scegliere le tolleranze da adottare per il foro centrale delle piastre, e successivamente determinare le dimensioni minime e massime del diametro. Per valutare le tolleranze dei fori si è fatto riferimento alle tolleranze di accoppiamento JIS, in uso sui cataloghi della MISUMI.

L'accoppiamento tra boccia e foro centrale serve solo ad avvicinare la flangia alla piastra, e permettere il collegamento tra le due. Il foro deve quindi rispettare due requisiti fondamentali:

- Esso deve semplificare il montaggio delle bocce. Non deve bloccare la boccia poiché questo compito viene già eseguito dai quattro fori filettati.
- Esso deve inoltre riuscire a sopperire ad eventuali disallineamenti tra l'asse dei fori delle piastre inferiori e della piastra superiore.

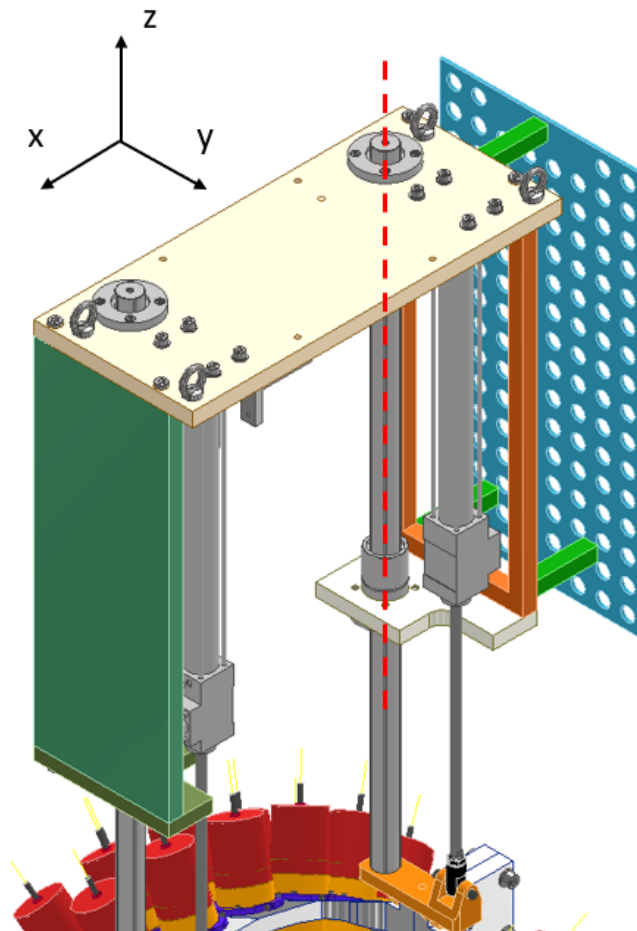


Figura 6.30: I fori entro cui devono essere montate le bocce devono avere una certa collinearità per riuscire a realizzare le funzioni riportate sopra.

Per le ragioni appena citate si è quindi scelto di assegnare al foro la tolleranza più larga possibile, ovvero la F7. Conoscendo il diametro teorico del foro, pari a quello dell'albero, si possono effettuare i calcoli già visti per l'albero.

Grado di tolleranza IT7	0,025
Scostamento inferiore E_i	0,025
Scostamento superiore E_s	0,05
Diametro massimo del foro D_{max}	47,05
Diametro massimo del foro D_{min}	47,025

Noti i diametri minimi e massimi dell'albero e dei fori, è ora possibile calcolare i giochi minimo e massimo dell'accoppiamento:

$$G_{max} = D_{max} - d_{min} = 0,066 \text{ mm}$$

$$G_{min} = D_{min} - d_{max} = 0,025 \text{ mm}$$

6.4.1 Collegamenti delle piastre inferiori

Anche per dimensionare i collegamenti si è considerata la condizione di carico peggiore per le piastre. In particolare:

- Per il dimensionamento dei collegamenti filettati si è fatto riferimento alla condizione in cui le boccole inferiori sono bloccate. Sulla piastra, quindi, agiranno una forza ed un momento opposti a quelli ottenuti dalla verifica delle boccole.
- Per garantire la precisione di collegamento necessaria, verranno predisposte due spine. Il loro dimensionamento invece è stato effettuato considerando la forza tangenziale più elevata calcolata con le equazioni di congruenza.

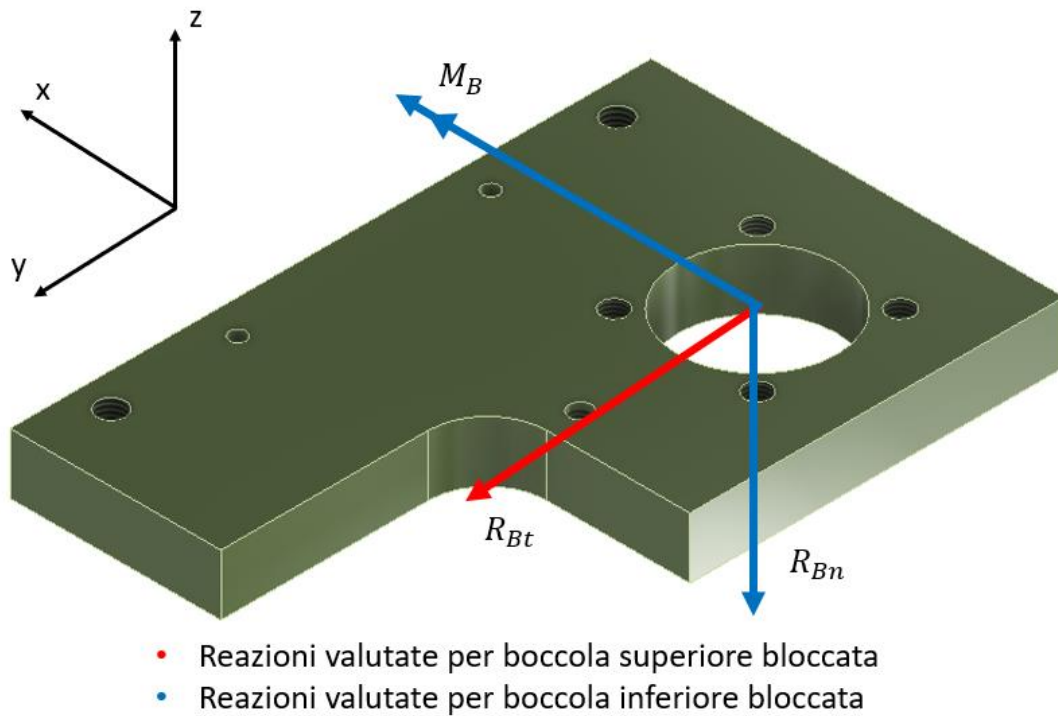


Figura 6.31: In rosso la reazione più della boccola inferiore considerando la guida estesa con la boccola superiore bloccata. In blu invece le reazioni della boccola inferiore quando essa risulta bloccata. Per la piastra destra le sollecitazioni hanno lo stesso verso.

Per la determinazione delle forze assiali i calcoli sono simili a quelli effettuati per i due shell, con la sola differenza che non si farà riferimento alle masse sospese, bensì alle reazioni calcolate per le boccole inferiori. L'immagine a seguire presenta le dimensioni e le convenzioni scelte per la posizione della cerniera.

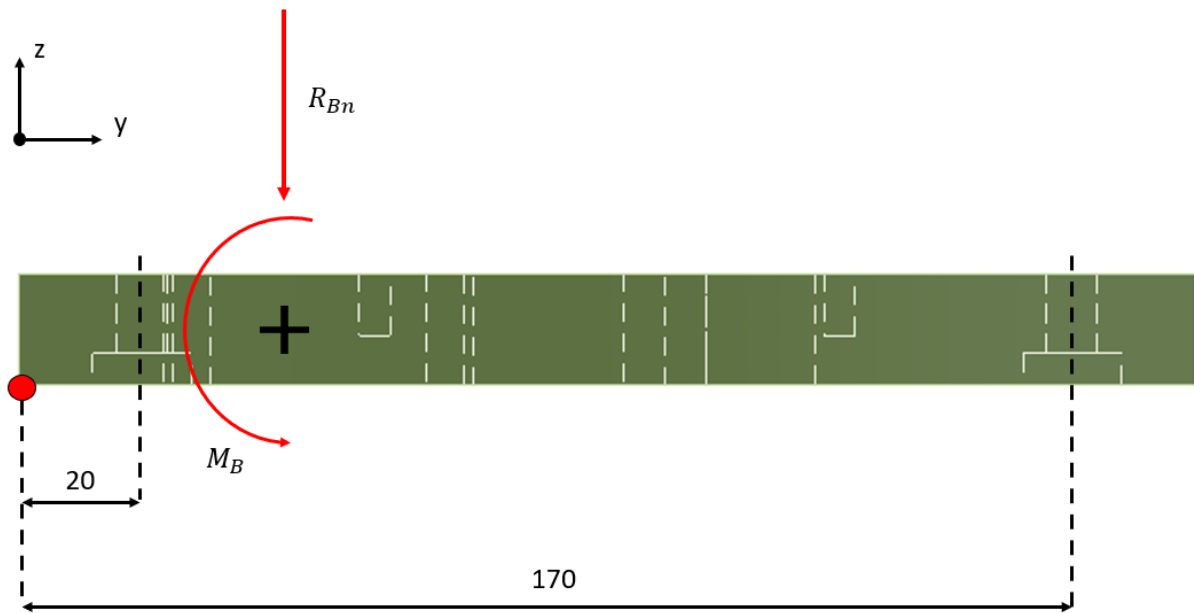


Figura 6.32: Distanza delle viti dalla cerniera scelta, indicata in rosso. Le due forze assiali calcolate sono diretta conseguenza dell'azione del momento M_B . Ad esse bisogna poi sommare l'azione della reazione alla forza-peso calcolata per le boccole R_{Bn} .

Eseguendo i calcoli tramite la solita metodologia si è giunti ad un valore massimo di forza assiale di 202,43 N, in corrispondenza della vite più vicina alla cerniera, dove la forza assiale è concorde alla reazione. Questo valore è stato poi inserito in Inventor.

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	202 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	3,500 mm
Passo filettatura	p	1,250 mm
Diametro bullone medio	d_s	2,688 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	1,966 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	20,400 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	289,855 N
Forza operativa	F_{max}	303,645 N
Momento serrante richiesto	M_u	0,333 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	95,442 MPa
Sollecitazione torsionale	τ_k	103,908 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	203,715 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	99,983 MPa
Pressione filettatura	p_c	22,588 MPa
Verifica resistenza		Positiva

Sebbene per Inventor sia sufficiente un diametro di 3,5 mm, si è comunque scelto di impiegare una vite ISO 4763 M5 per l'applicazione. Lo scopo è quello di aumentare il coefficiente di sicurezza del collegamento.

Per quanto concerne le due spine invece, esse devono garantire la corretta posizione reciproca dei componenti e al contempo sopportare la forza tangenziale. Per questi elementi è bastato dividere la forza tangenziale massima, agente sulla singola piastra, tra le due spine.

Di seguito i risultati del report che dimostrano come sia necessario un diametro molto piccolo per le spine cilindriche. Si è comunque optato per un diametro di 5 mm per delle spine lunghe 30 mm.

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Verifica della resistenza per il carico, le quote e le proprietà del giunto specificati

Carichi

Forza F 38,360 N

Quote

Diametro perno	d	5,000 mm
Lunghezza perno	l	30,000 mm
Spessore piastra inferiore	s_1	10,000 mm
Spessore piastra superiore	s_2	20,000 mm

Proprietà giunto

Fattore di servizio (tipo di caricamento e tipo di montaggio)	k_s	1,000 su
Sicurezza desiderata	S_v	1,000 su

Materiale

Perno

Materiale	Materiale utente
Sollecitazione a taglio ammissibile	T_A 246,000 MPa

Piastra inferiore

Materiale	Materiale utente
Pressione ammissibile	p_A 246,000 MPa

Piastra superiore

Materiale	Materiale utente
Pressione ammissibile	p_A 246,000 MPa

Risultati

Diametro perno minimo	d_{min}	0,446 mm
Lunghezza attiva perno	l_f	30,000 mm
Verifica resistenza		Positiva

Perno

Sollecitazione calcolata di taglio	T_c	1,954 MPa
Sollecitazione a taglio del perno ridotta dal fattore di servizio	T_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	125,918 su

Piastra inferiore

Pressione calcolata	p_c	0,384 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	641,293 su

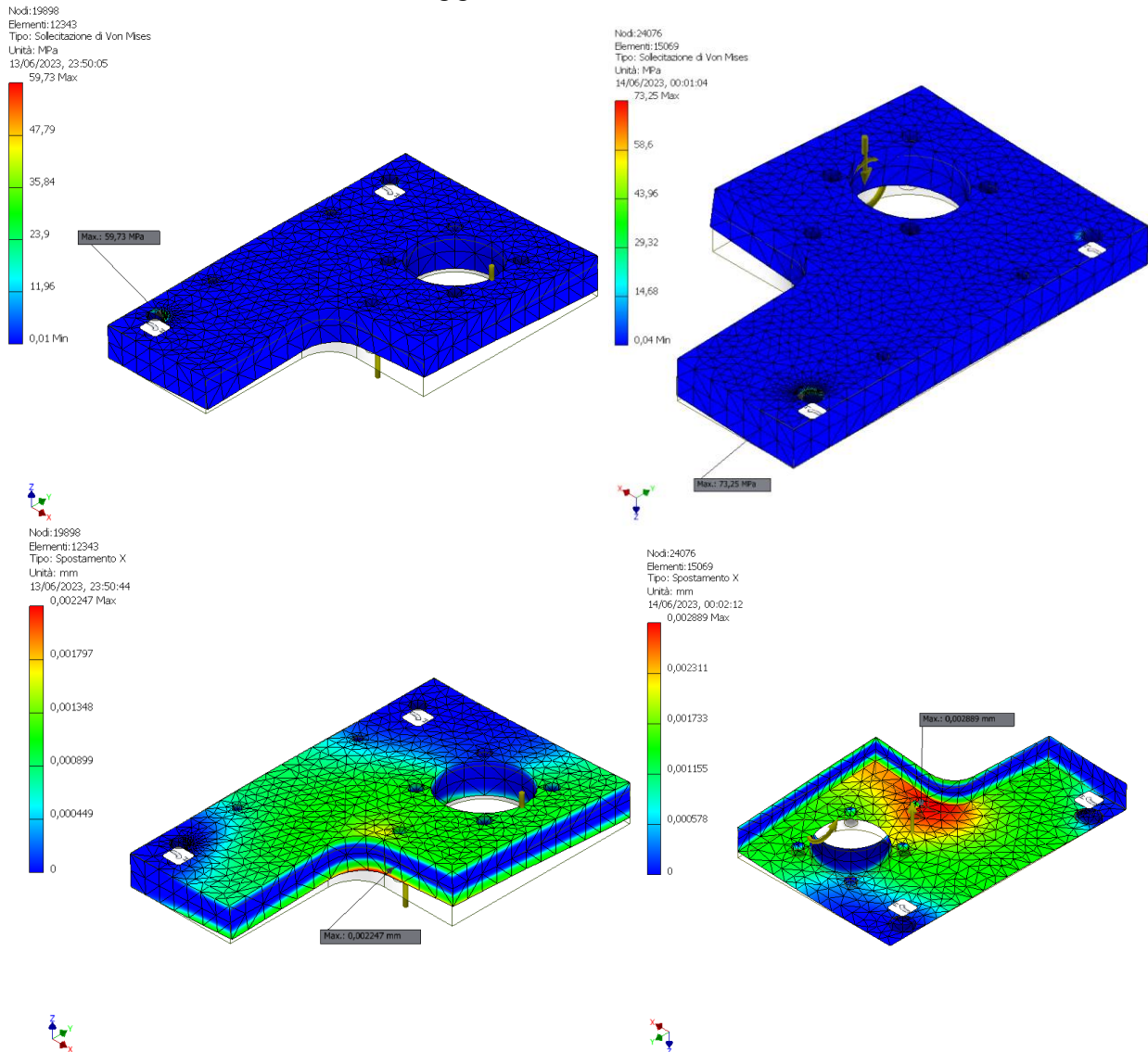
Piastra superiore

Pressione calcolata	p_c	0,767 MPa
Pressione ridotta dal fattore di servizio nella parte	p_{Ared}	246,000 MPa
Sicurezza	S	320,647 su

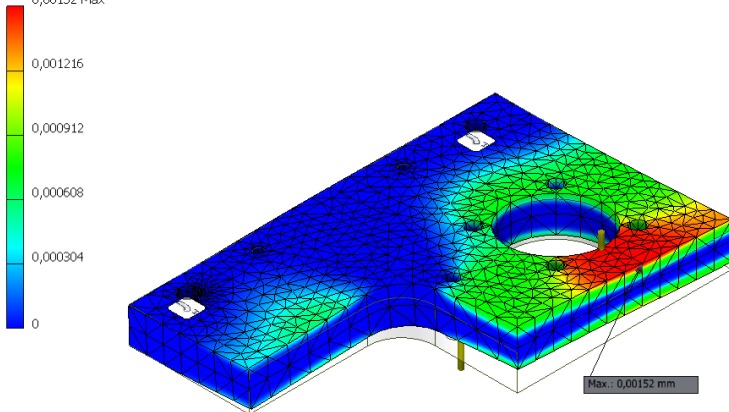
6.4.2 FEM delle piastre inferiori

Sono infine state effettuate delle FEM per verificare se le piastre non registrassero stress o spostamenti troppo elevati.

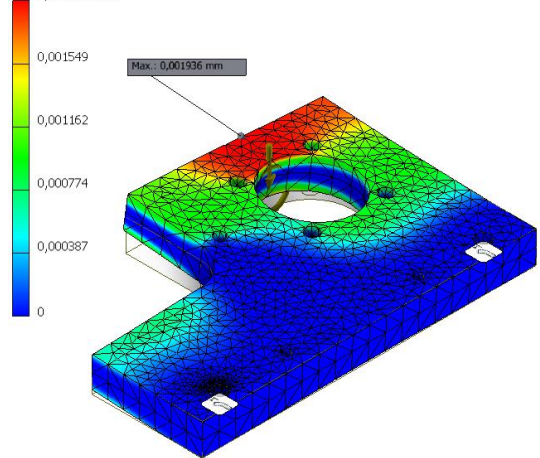
Una prima FEM su entrambe le piastre inferiori è stata condotta imponendo due vincoli di bloccaggio in corrispondenza dei fori delle viti. Per quanto concerne i carichi, è stata dapprima simulata la condizione di carico descritta per guide retratte, con boccole inferiori bloccate. È stata inoltre aggiunta la reazione dovuta alla vite di finecorsa.



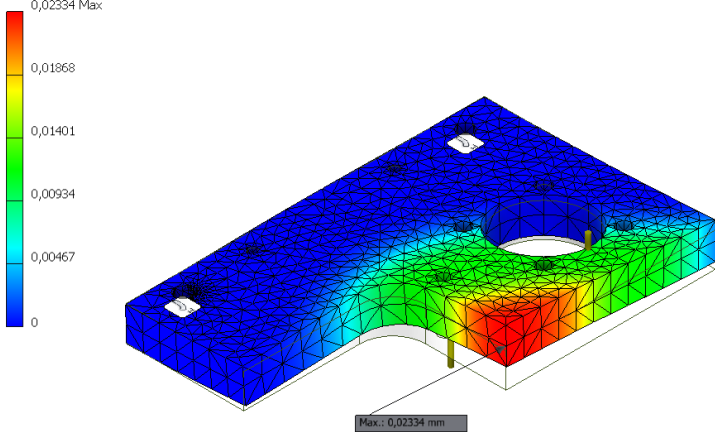
Nodi:19898
Elementi:12343
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
13/06/2023, 23:51:10



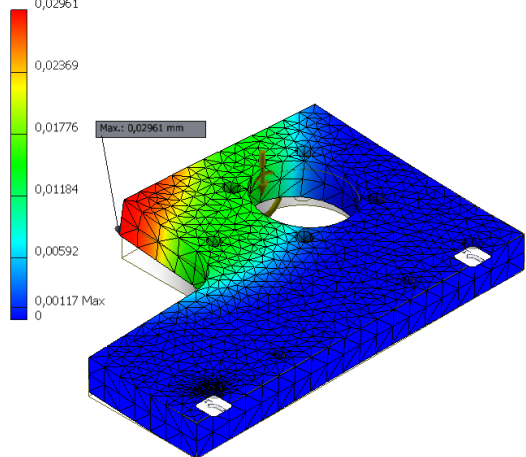
Nodi:24076
Elementi:15069
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
14/06/2023, 00:04:18



Nodi:19898
Elementi:12343
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
13/06/2023, 23:51:30



Nodi:24076
Elementi:15069
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
14/06/2023, 00:05:42



È stata poi simulata la condizione di carico per le guide estese, con boccole superiori bloccate. Ad agire sarà quindi solo la forza R_{Bt} . I risultati di quest'ultima analisi non vengono riportati in quanto hanno riportato valori trascurabili di tensioni e spostamenti. Dai valori contenuti, di sollecitazioni e spostamenti, si può concludere che la geometria scelta per i componenti è compatibile con l'applicazione.

6.5 Supporti laterali

Le boccole montate sulla guida lineare devono essere vincolate ad una certa distanza l'una dall'altra. Il vincolo viene imposto tramite opportuni elementi laterali, sempre in

acciaio inossidabile. Tali elementi, i supporti laterali, vengono fissati alle piastre inferiori ed alla piastra superiore tramite collegamenti filettati.

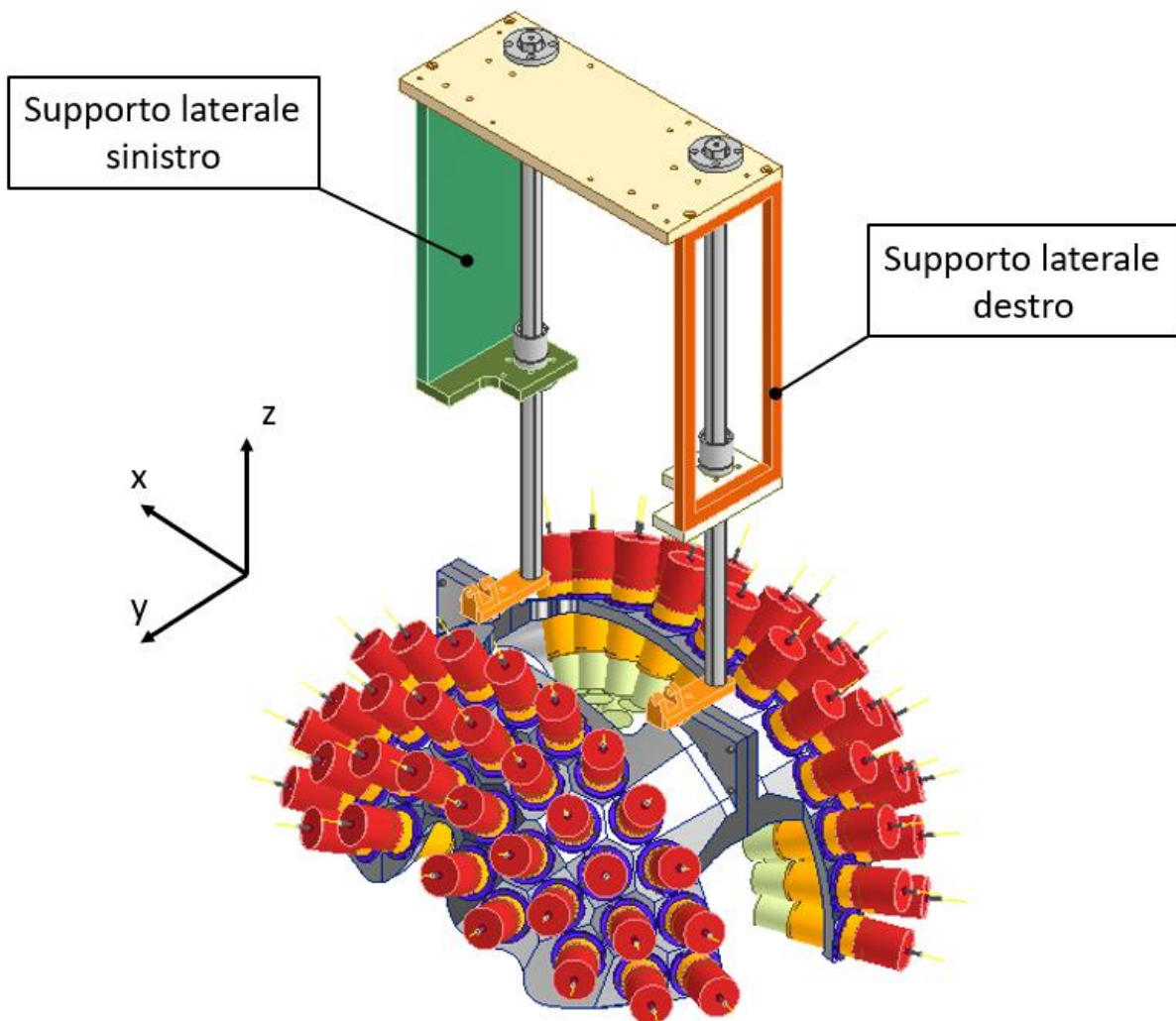


Figura 6.33: Nell'immagine è possibile osservare la disposizione degli elementi del telaio. Per riuscire a bilanciare il peso del patch panel, il supporto destro è stato alleggerito asportando le superfici non impiegate per il montaggio.

Entrambi i supporti vengono ricavati a partire da due piastre spesse 20 mm, di base 190 mm ed altezza di 500 mm.

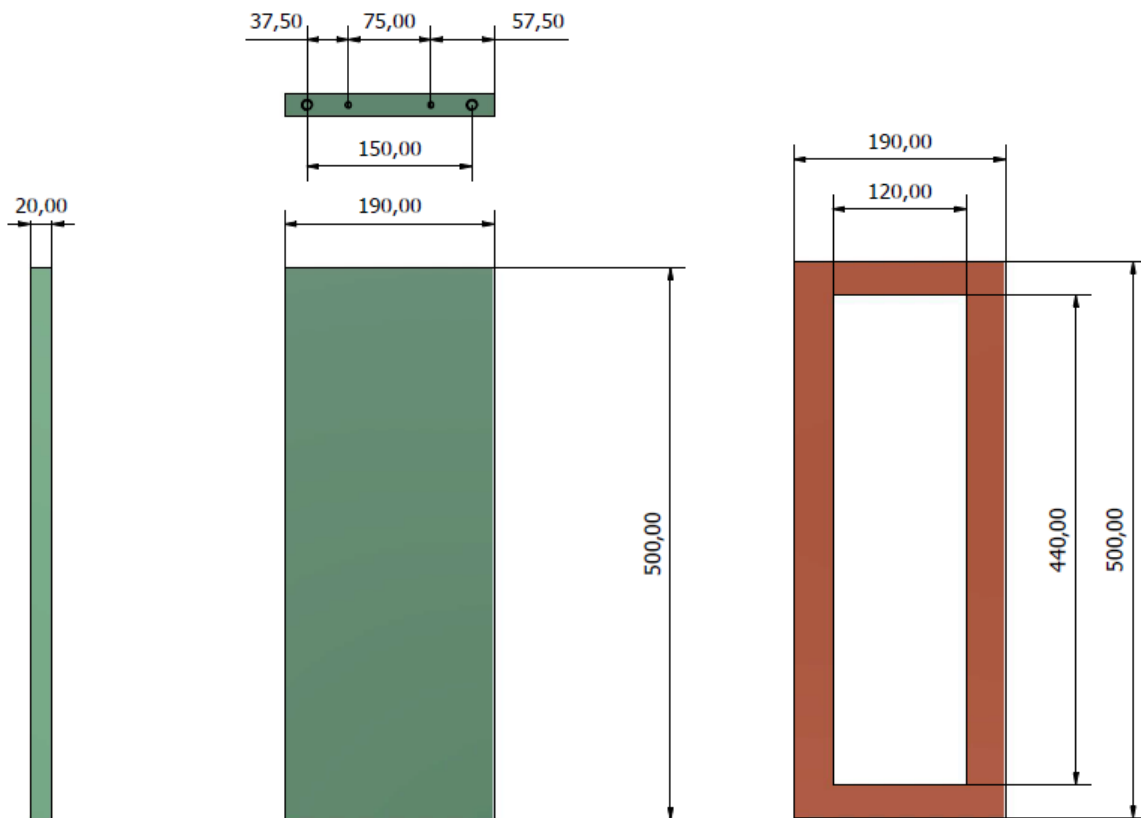


Figura 6.34: In verde il supporto di sinistra, sostanzialmente una piastra spessa 20 mm. In arancio il supporto di destra, gli spessori inferiore e superiore differiscono per favorire il collegamento dei distanziali tubolari.

Come si avrà modo di vedere anche nel paragrafo 5.10, su uno dei due supporti verrà montato il patch panel per permettere un agile collegamento dei rivelatori all'alimentazione ed al sistema di acquisizione dei dati. L'aggiunta di una massa sporgente su un lato, dalla massa che si attesta attorno ai 10 kg, porta inevitabilmente al decentramento del centro di massa dell'intero assieme.

Nel capitolo 3 si era già indicato che il sistema sarebbe stato portato sul MAGNEX tramite il carroponete, ebbene per poter essere spostato in sicurezza è necessario che il centro di massa del sistema non sia troppo decentrato rispetto all'asse della trave di appoggio. Tenere in sospensione un sistema con il centro di massa fuori dalla base di appoggio della trave significherebbe avere delle rotazioni dell'assieme durante le operazioni di spostamento tramite il carroponete. Per evitare il verificarsi di questa situazione è necessario intervenire sulla distribuzione delle masse del sistema rispetto all'asse della trave.

Si è quindi deciso effettuare un'ottimizzazione della geometria del supporto laterale destro (rispetto alla linea di fascio). L'obiettivo dell'analisi è quello di alleggerire la massa del supporto preservandone la resistenza meccanica. La procedura di ottimizzazione è

stata effettuata, attraverso il tool per l'ottimizzazione topologica di Inventor, seguendo diversi step:

1. Dalla FEM delle piastre inferiori si sono ricavate le reazioni vincolari in corrispondenza dei collegamenti filettati;
2. Queste reazioni sono state riportate, cambiate di segno, sui fori inferiori del supporto;
3. Sono state definite delle zone della geometria su cui l'analisi non avrebbe dovuto intervenire. Tali zone sono state impostate in corrispondenza delle superfici estreme della piastra.
4. È stata infine impostata la massa-obiettivo da ottenere tramite l'analisi.

L'analisi restituisce la geometria ottimizzata, con una massa il più vicino possibile a quella impostata.

Le zone da conservare sono state via via ridotte in modo tale da avere una geometria il più ottimizzata possibile.

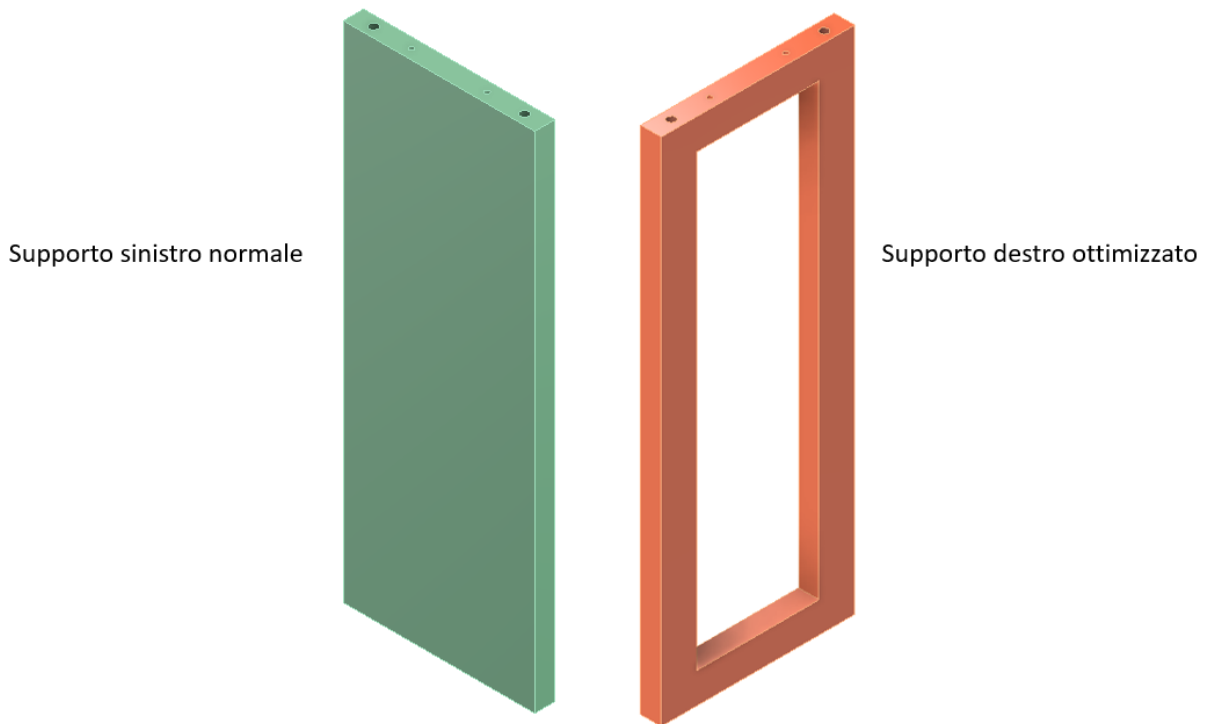


Figura 6.35: L'analisi ha permesso di alleggerire il lato destro del telaio e riportare il centro di massa entro la base di appoggio della trave.

6.5.1 Collegamenti dei supporti laterali

Il calcolo delle forze assiali segue passaggi simili a quelli descritti per le piastre inferiori, con delle aggiunte:

- Viene tirata in causa ancora una volta la reazione verticale della boccia, pari a 194,66 N;

- Ad agire sarà anche la forza-peso del supporto e della relativa piastra inferiore. Per avere un calcolo più conservativo si è fatto riferimento alla massa del supporto sinistro pieno, pari a 15,17 kg;
- Dato che il calcolo serve a dimensionare le viti superiori del supporto, si è pertanto considerata l'azione di una forza assiale data dalla somma delle due sollecitazioni sopra descritte.

La forza assiale massima calcolata risulta essere pari a 366,14 N, questa forza è stata inserita nel relativo tool di Inventor.

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	366 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	4,000 mm
Passo filettatura	p	1,250 mm
Diametro bullone medio	d_s	3,188 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	2,466 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	20,400 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	520,806 N
Forza operativa	F_{max}	549,210 N
Momento serrante richiesto	M_u	0,673 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	109,007 MPa
Sollecitazione torsionale	τ_k	104,706 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	211,595 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	114,952 MPa
Pressione filettatura	p_c	30,370 MPa
Verifica resistenza		Positiva

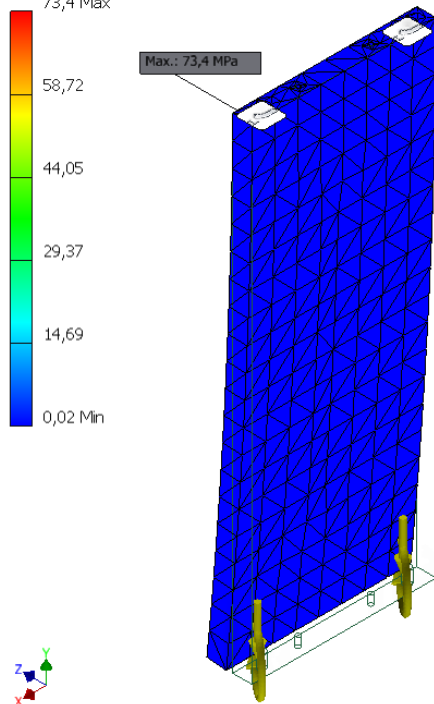
Per il collegamento superiore dei supporti sono quindi state selezionate 4 viti 4762 M5, compatibilmente a quelle già scelte per i collegamenti con le piastre inferiori.

6.5.2 FEM dei supporti laterali

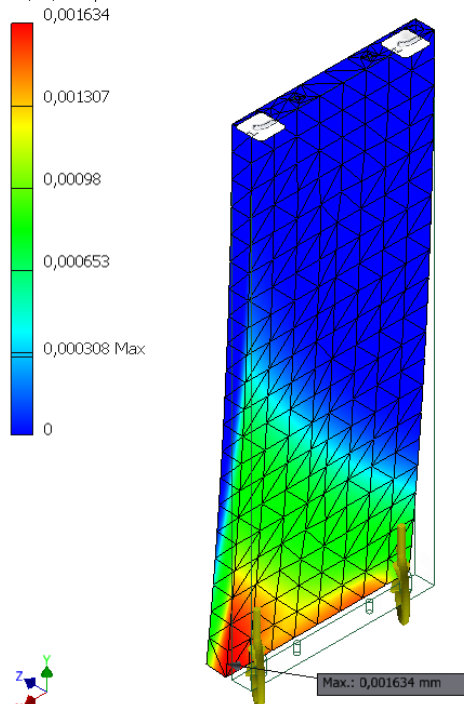
La FEM sui due supporti è stata condotta impostando, in corrispondenza dei fori filettati inferiori, le reazioni opposte a quelle ottenute attraverso la FEM condotta sulle piastre inferiori. Due vincoli di bloccaggio sono poi stati imposti in corrispondenza dei fori filettati superiori.

Dimensionamento del sistema

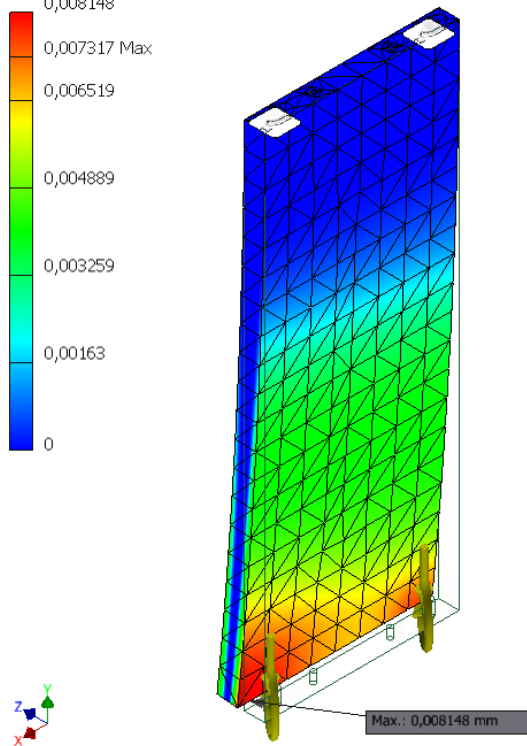
Nodi:6215
Elementi:3473
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
15/06/2023, 00:13:47



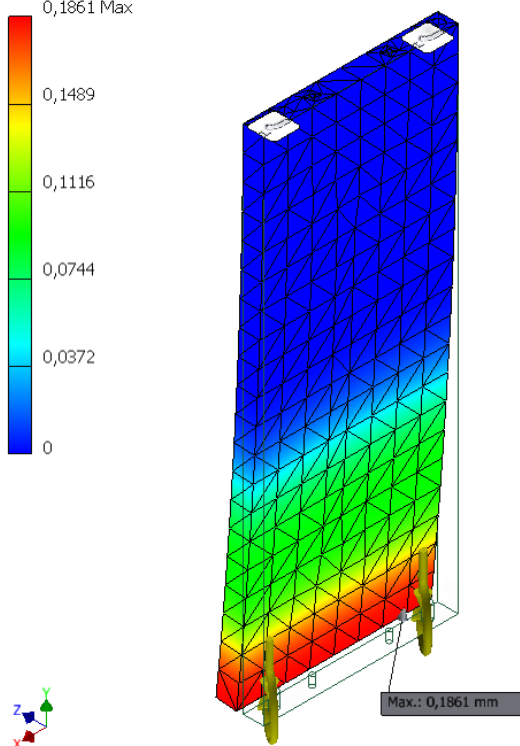
Nodi:6215
Elementi:3473
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
15/06/2023, 00:14:30



Nodi:6215
Elementi:3473
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
15/06/2023, 00:14:48

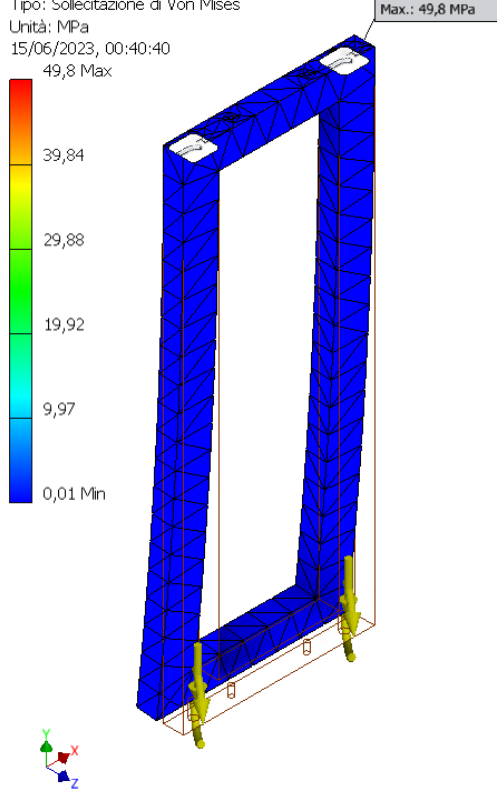


Nodi:6215
Elementi:3473
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
15/06/2023, 00:15:13

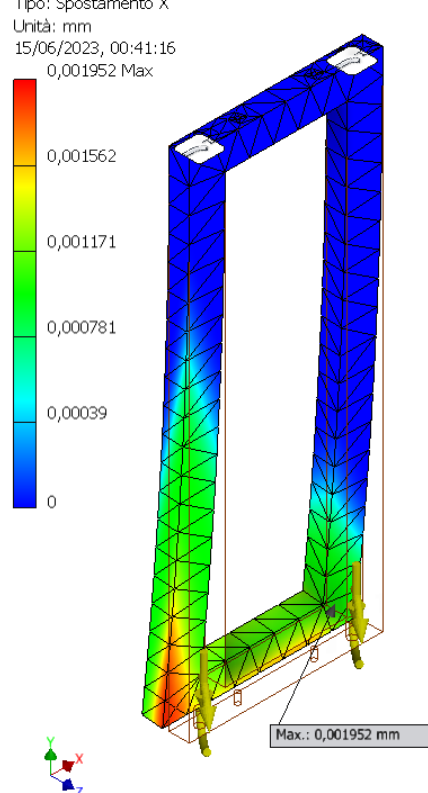


Dimensionamento del sistema

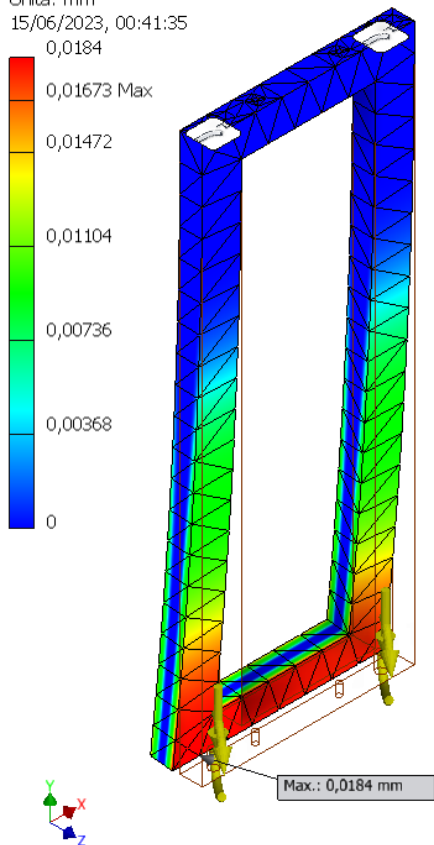
Nodi:5409
Elementi:2953
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
15/06/2023, 00:40:40
49,8 Max



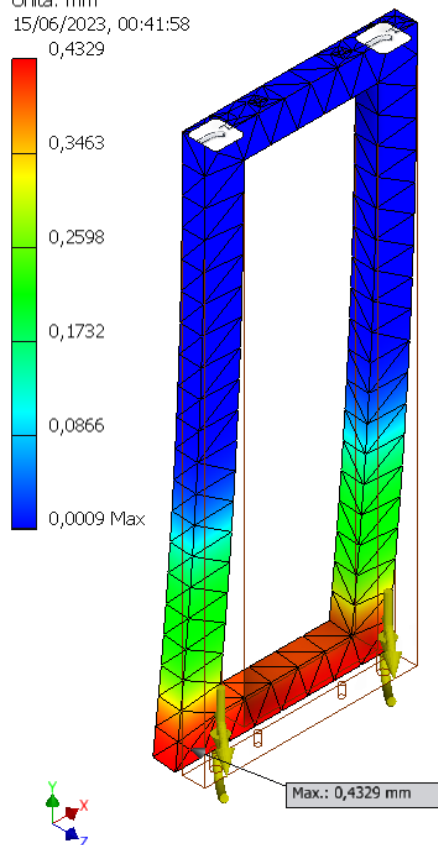
Nodi:5409
Elementi:2953
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
15/06/2023, 00:41:16
0,001952 Max



Nodi:5409
Elementi:2953
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
15/06/2023, 00:41:35
0,0184



Nodi:5409
Elementi:2953
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
15/06/2023, 00:41:58
0,4329



Le analisi riportano ancora una volta valori di sollecitazioni e spostamenti al di sotto dei limiti di progetto, le geometrie analizzate sono quindi state implementate nel telaio. Il valore elevato dello spostamento lungo z del supporto destro necessiterà tuttavia di ulteriori analisi di ottimizzazione topologica.

6.6 Piastra superiore

La piastra superiore è l'elemento che presenta il numero più alto di superfici di collegamento. Essa è spessa 20 mm, lunga 224 mm e larga 520 mm. L'elemento, sempre in acciaio inossidabile, viene collegato ai supporti laterali sulle sue superfici estreme inferiori mentre, sulla superficie centrale, è fissato al manipolatore. Sulla superficie inferiore sono stati scavati due profili rettangolari, la loro funzione è quella di facilitare le procedure di montaggio e posizionamento degli attuatori.

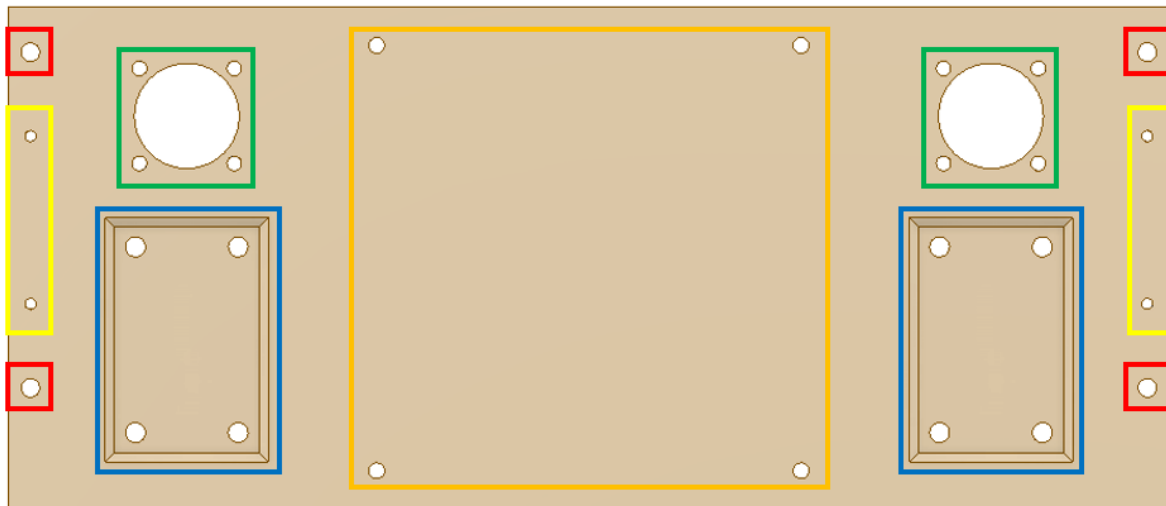


Figura 6.36: Vista dal basso della piastra superiore, la linea di fascio arriverebbe dal basso. Sono stati evidenziati tutti i collegamenti: in rosso i collegamenti filettati che servono a fissare i supporti laterali, in giallo i fori per le spine, in verde i collegamenti per le boccole a ricircolo di sfere, in blu le superfici dove verranno alloggiati le flange su cui sono fissati gli attuatori. Infine, in arancio è stata evidenziata la superficie che verrà collegata alla piattaforma mobile del manipolatore.

Alle due estremità della piastra si trovano invece i fori passanti per le viti di collegamento, mentre sopra i profili per gli attuatori si trovano i fori passanti, atti al montaggio delle boccole per le guide. Nella parte centrale della superficie si trovano invece i fori passanti per il collegamento con la piattaforma di Stewart. Infine, sono stati posti quattro fori sulla superficie superiore della piastra; questi sono necessari per il montaggio dei golfari per il sollevamento del sistema.

- Fori filettati non passanti per i golfari di sollevamento
- Battuta della vite di finecorsa

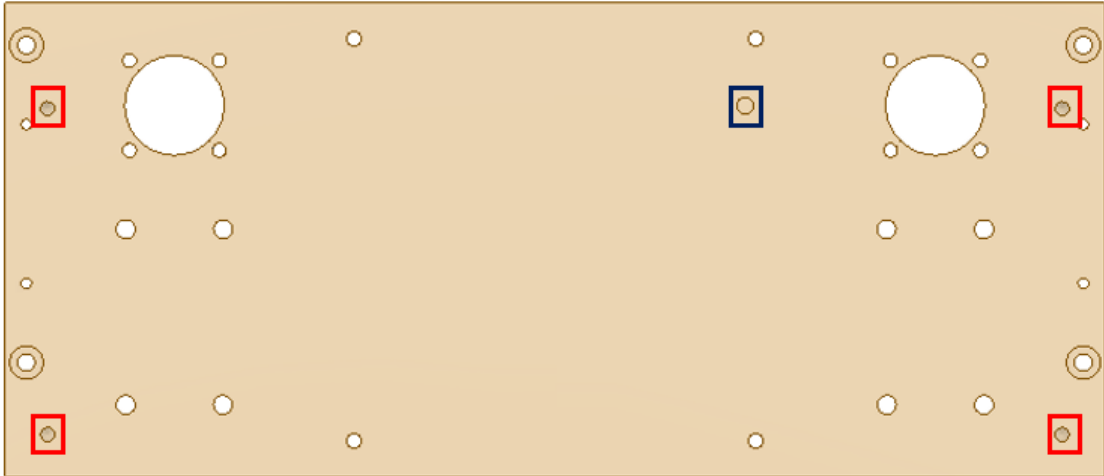


Figura 6.37: Vista dall'alto della piastra superiore. Stavolta in rosso si sono indicati i fori per il montaggio dei golfari di sollevamento, mentre in blu si è evidenziata la zona dove una delle due viti di fine corsa entrerà in battuta quando le guide saranno completamente estese.

6.6.1 Collegamenti della piastra superiore

Per il dimensionamento dei bulloni si dovranno tenere presenti due sollecitazioni:

- La forza-peso degli elementi del telaio (piastra superiore, piastre inferiori e supporti laterali);
- L'azione del momento di reazione calcolato sulla boccia superiore, supposta bloccata, con guide completamente estese.

Dato che il centro di massa dell'assieme fino ad ora assemblato cade all'interno del rettangolo ai cui vertici si hanno le viti, la forza assiale può essere semplicemente calcolata a partire dalla forza-peso, spartita sulle quattro viti.

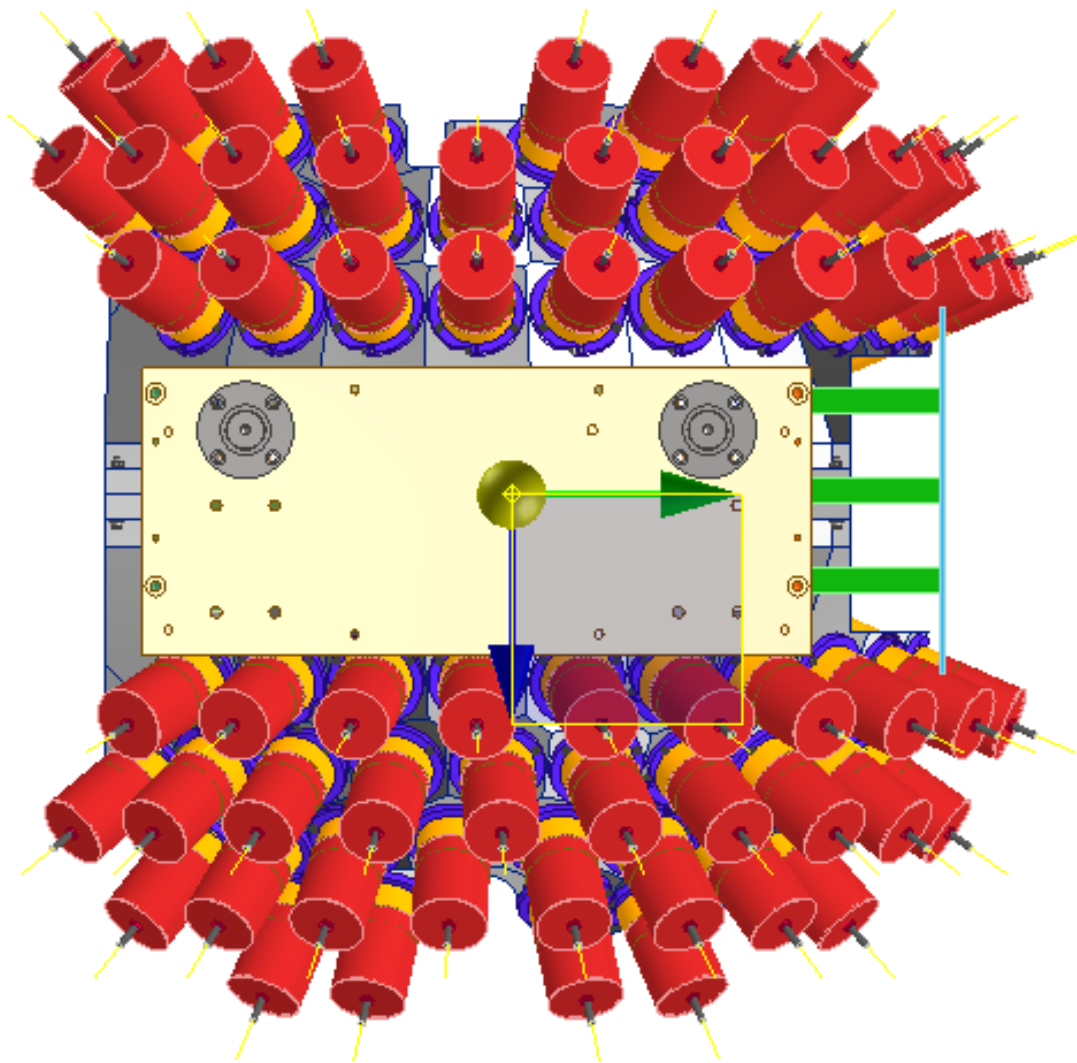


Figura 6.38: Vista dall'alto dell'assieme, si può notare come il centro di massa cada tra i bulloni che si stanno dimensionando.

Per quanto concerne l'azione del momento di reazione delle due bocche superiori, si sono calcolate le forze assiali agenti in corrispondenza del foro delle viti, rispetto al punto di applicazione del momento stesso. Per determinare il valore della forza assiale risultante si sono sommate la forza-peso partizionata e la forza assiale concorde ad essa.

Di seguito una tabella che riporta i valori delle forze calcolate e delle variabili necessarie alla loro determinazione.

Variabili	Valori
Massa totale [kg]	135,74
Forza assiale agente sulla singola vite a causa del peso del telaio	332,89

Distanza tra punto di applicazione del momento di reazione e vite 1	121,5
Distanza tra punto di applicazione del momento di reazione e vite 2	48,5
Forza assiale agente sulla vite 1	259,77
Forza assiale agente sulla vite 2	650,76
Forza assiale totale	592,66

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	593 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	4,500 mm
Passo filettatura	p	1,250 mm
Diametro bullone medio	d_s	3,688 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	2,966 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	20,400 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	838,281 N
Forza operativa	F_{max}	888,990 N
Momento serrante richiesto	M_u	1,205 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	121,293 MPa
Sollecitazione torsionale	T_k	106,290 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	220,464 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	128,630 MPa
Pressione filettatura	p_c	37,982 MPa
Verifica resistenza		Positiva

L'analisi conferma la scelta del diametro delle viti già calcolato nella sezione precedente, per i supporti laterali.

Per quanto concerne le spine invece, i calcoli rispecchiano quanto già descritto per le piastre inferiori. Si sceglieranno pertanto quattro spine cilindriche del diametro di 5 mm.

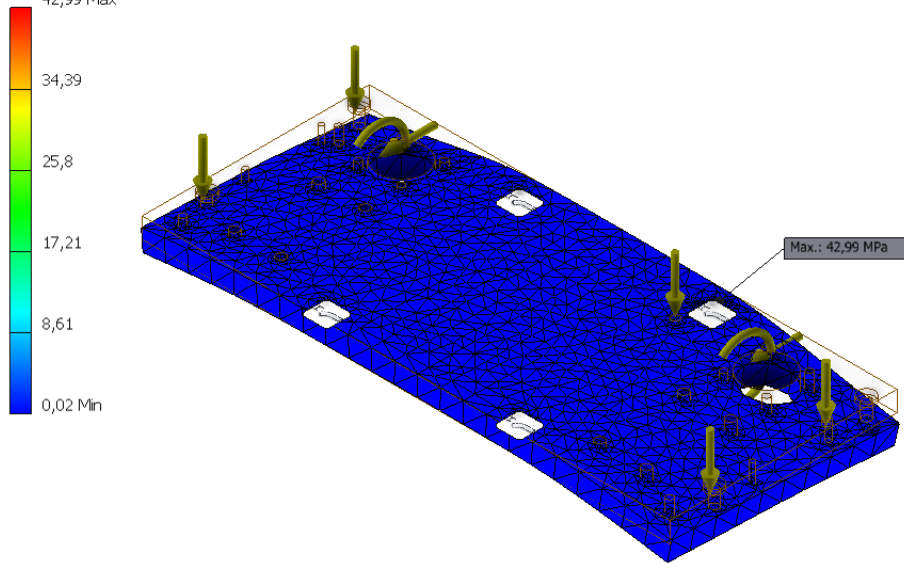
6.6.2 FEM della piastra superiore

Per verificare che la geometria della piastra sia effettivamente idonea all'applicazione, sono state condotte due FEM per simulare due differenti condizioni di carico.

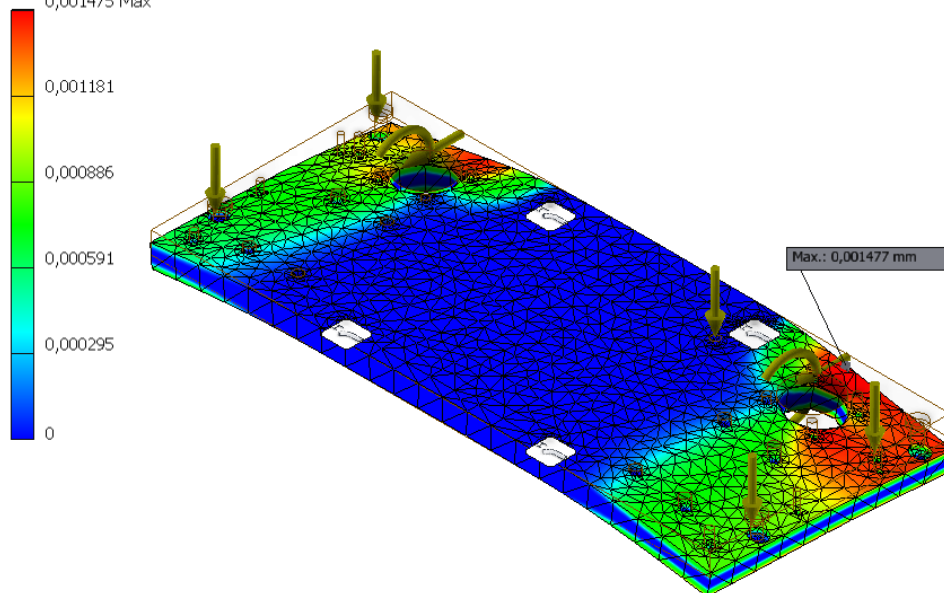
- Nella prima FEM si è simulata la condizione in cui il sistema è poggiato sul MAGNEX. In questa configurazione è stato imposto un vincolo di bloccaggio in corrispondenza della superficie di collegamento della piastra con la piattaforma di Stewart. Ad agire saranno la forza-peso degli elementi del telaio (piastre inferiori, supporti laterali e guide inferiori) e una risultante. La risultante agisce sulla superficie superiore della piastra, in corrispondenza del punto di contatto della vite di end-stop con la piastra. I fincorsa meccanici superiori, infatti, reagiscono all'azione simultanea dell'attuazione e del peso di guide superiori, shell e rivelatori. Non bisogna inoltre dimenticare le reazioni delle boccole in corrispondenza dei relativi fori.

Dimensionamento del sistema

Nodi:40519
Elementi:24459
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
15/06/2023, 23:49:32
42,99 Max

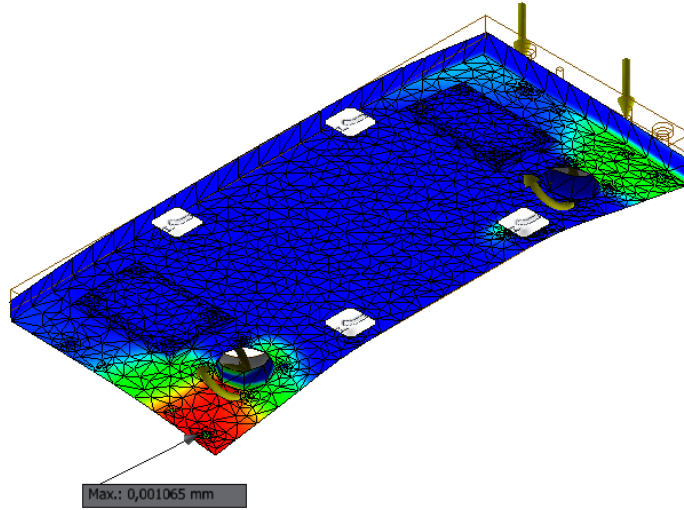
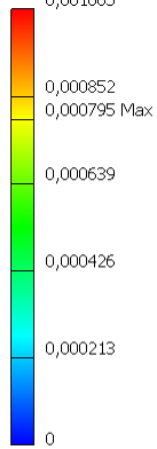


Nodi:40519
Elementi:24459
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
15/06/2023, 23:50:04
0,001475 Max

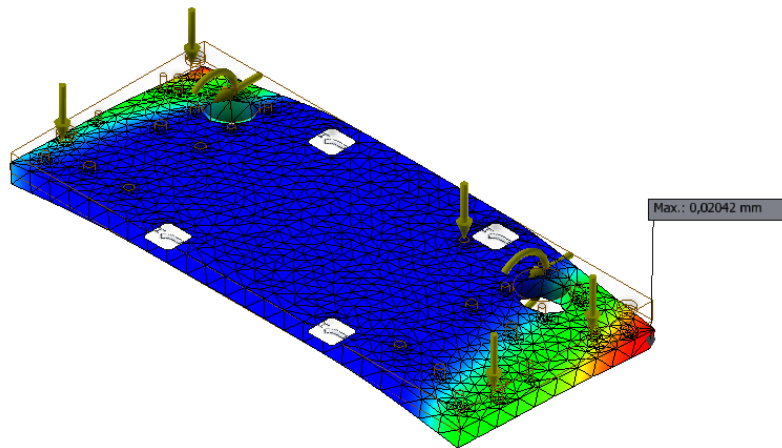
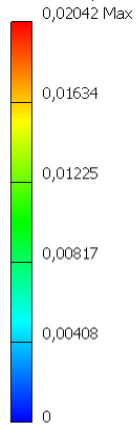


Dimensionamento del sistema

Nodi:40519
Elementi:24459
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
15/06/2023, 23:50:41



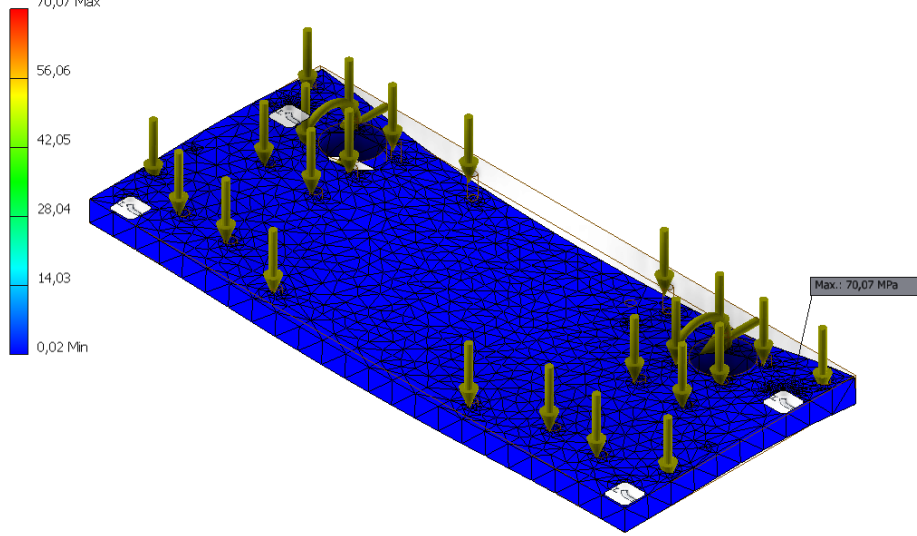
Nodi:40519
Elementi:24459
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
15/06/2023, 23:51:21



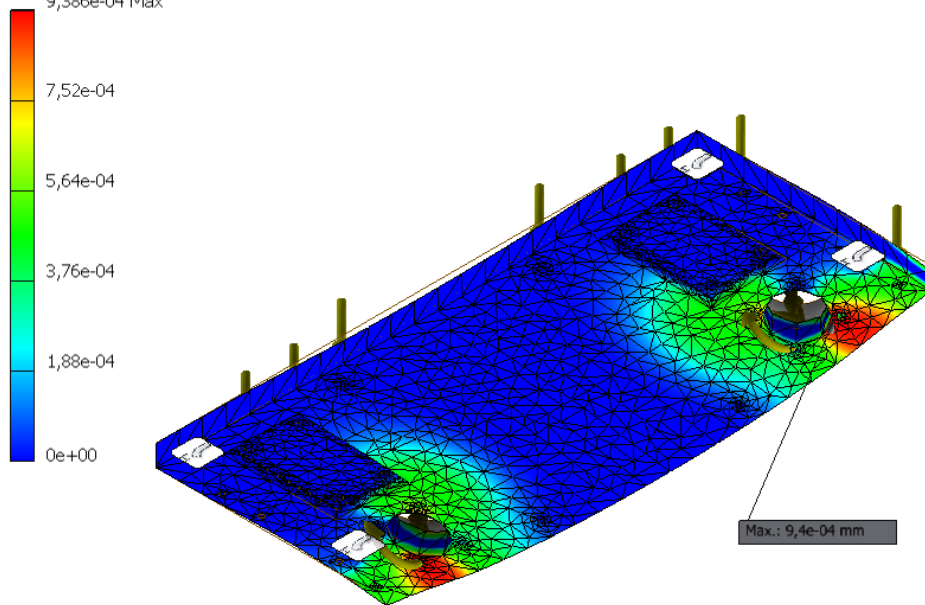
- Nella seconda FEM si è invece simulata la sospensione del telaio tramite il carro ponte. Stavolta si è quindi considerato l'intero assieme sottoposto alla forza di gravità, con vincoli di bloccaggio imposti in corrispondenza dei fori per i golfari. Sui fori filettati estremi agiranno i pesi dei supporti laterali, delle piastre inferiori e delle boccole inferiori. Sui profili rettangolari agiranno i pesi degli attuatori, mentre sui fori delle boccole agiranno i pesi di boccole superiori e guide, oltre che le reazioni delle boccole stesse. Per essere più conservativi, si è fatto riferimento alla condizione di guide estese con boccole superiori bloccate. Si tenga però a mente che durante il sollevamento tramite il carro ponte le guide sono retratte. Il peso di shell, rivelatori e elementi intermedi verrà invece spartito tra guide ed attuatori.

Dimensionamento del sistema

Nodi:41212
Elementi:24844
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
16/06/2023, 19:04:51

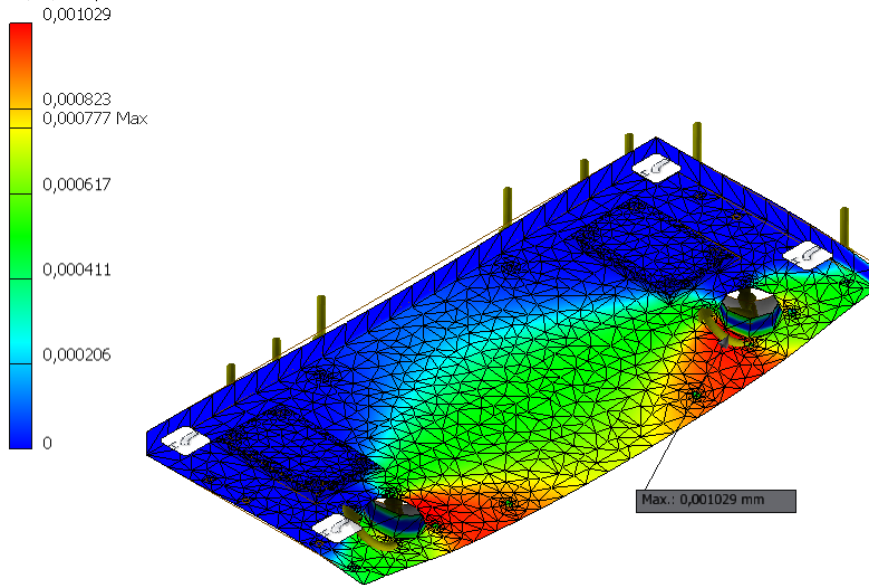


Nodi:41212
Elementi:24844
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
16/06/2023, 19:05:58

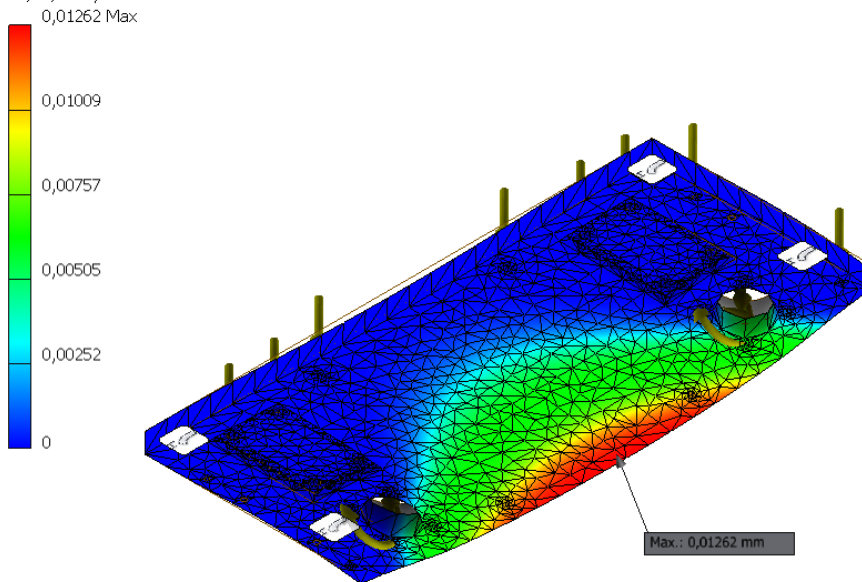


Dimensionamento del sistema

Nodi:41212
Elementi:24844
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
16/06/2023, 19:06:37



Nodi:41212
Elementi:24844
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
16/06/2023, 19:07:06



Per entrambe le analisi si sono infine ottenuti risultati accettabili in termini di sollecitazioni e spostamenti.

6.7 Piastra di finecorsa

Quando le guide lineari sono completamente estese sporgono di 11 mm rispetto alle flange delle boccole superiori. Alla loro estremità viene fissata la piastra di finecorsa: spessa 20 mm, lunga 64 mm e larga 420 mm.

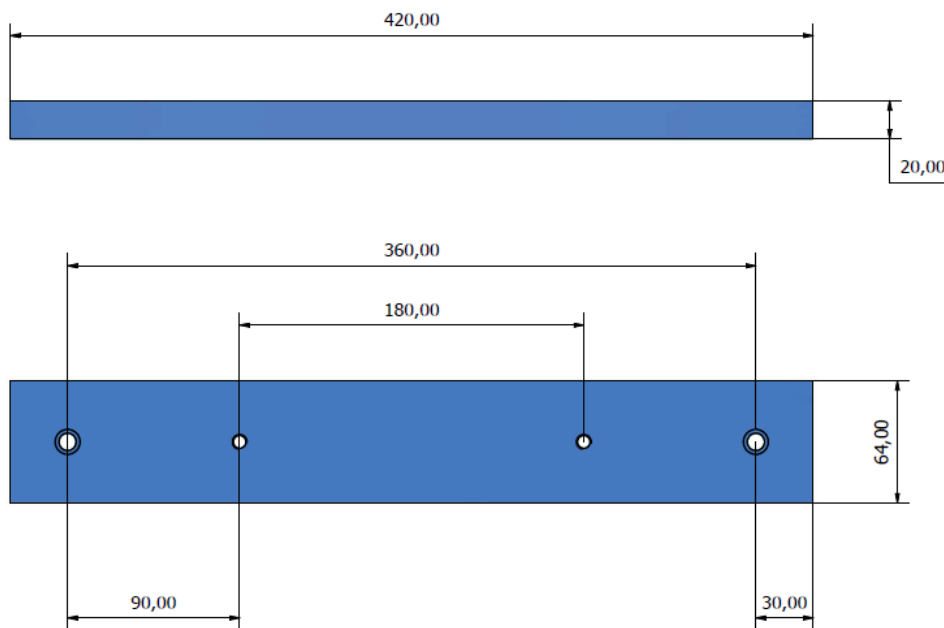


Figura 6.39: Dimensioni della piastra di finecorsa. I fori interni sono per le viti che fungono da finecorsa meccanici, mentre quelli estremi sono per il collegamento con le guide.

La piastra serve fondamentalmente a favorire il sincronismo delle due guide ed a ospitare i finecorsa meccanici, descritti già nel paragrafo degli elementi di collegamento con l'attuazione.

In questo caso, quando gli attuatori giungono a finecorsa, le viti installate sulla piastra di end-stop vanno in battuta sulla piastra superiore. Questa soluzione permette di aumentare la ripetibilità e la precisione di posizionamento degli attuatori in estensione.

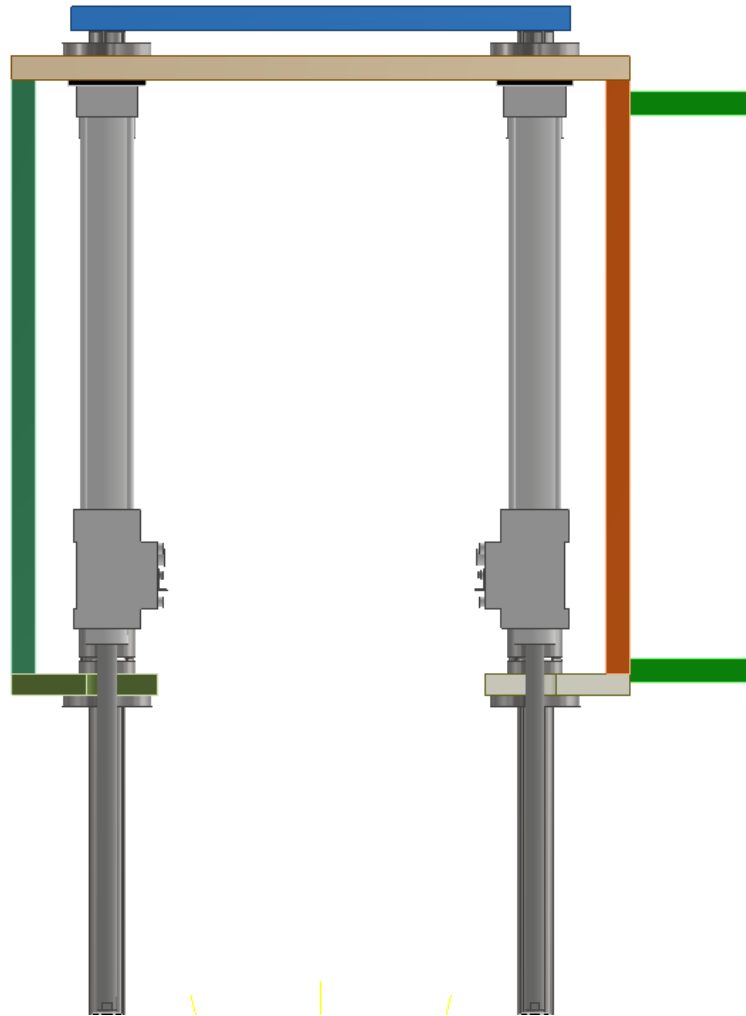


Figura 6.40: Vista frontale dell'assieme, la linea di fascio entra nel piano dell'immagine. È possibile osservare la piastra di finecorsa, in blu.

6.7.1 Collegamenti della piastra di end-stop

Per dimensionare le viti di collegamento e di end-stop bisogna in primis effettuare un bilancio dinamico della piastra. Per il calcolo si è fatto riferimento ad una condizione in particolare, dove gli attuatori, anche se a finecorsa, continuano a spingere verso il basso. Alla forza di attuazione deve inoltre sommarsi il contributo del peso delle guide, degli shell e dei rivelatori. La risultante di queste forze viene spartita tra i due fori di collegamento della piastra ed agirà perpendicolarmente a questa, grazie alle guide. Le viti di end-stop quindi, per controbilanciare la forzante esterna, daranno luogo ad una reazione uguale e contraria.

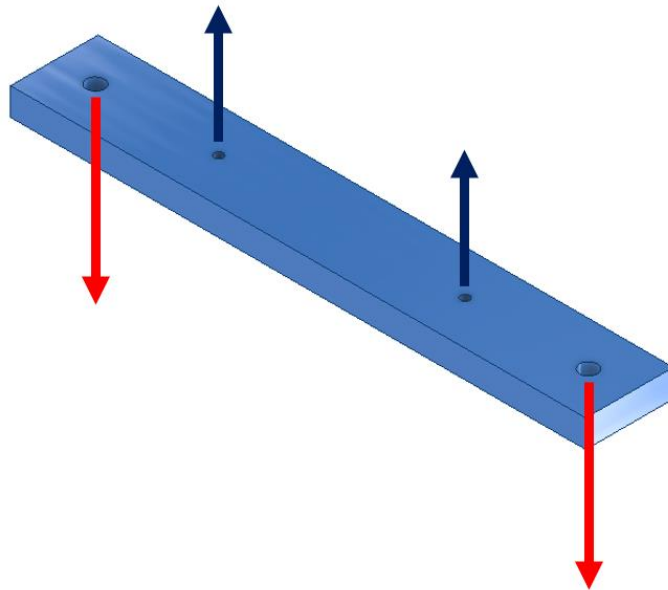


Figura 6.41: Bilancio dinamico della piastra di finecorsa. In rosso sono indicati i pesi, spartiti sulle due viti, di rivelatori, shell, elementi intermedi e guide. In blu le reazioni delle viti di finecorsa.

È stata pertanto inserita nel tool di inventor la forzante dimezzata, la quale richiederebbe un diametro minimo di 5 mm. È stata pertanto scelta, compatibilmente a quanto descritto per i collegamenti delle guide, una vite a testa esagonale ISO 4762 M8.

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	779 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	5,000 mm
Passo filettatura	p	0,800 mm
Diametro bullone medio	d_s	4,480 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	4,019 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	21,500 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

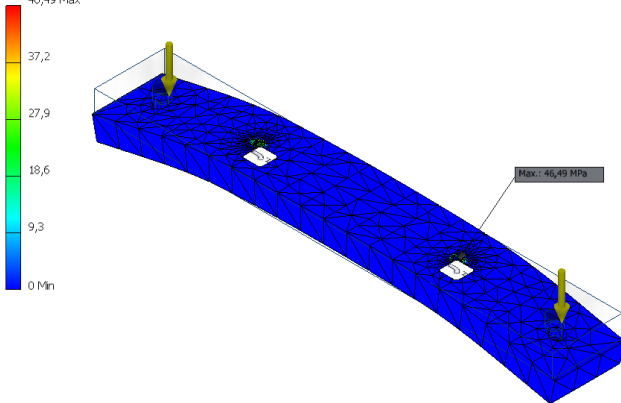
Risultati

Forza di precarico	F_v	1089,299 N
Forza operativa	F_{max}	1167,930 N
Momento serrante richiesto	M_u	1,675 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	85,887 MPa
Sollecitazione torsionale	T_k	56,688 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	130,450 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	92,087 MPa
Pressione filettatura	p_c	37,598 MPa
Verifica resistenza		Positiva

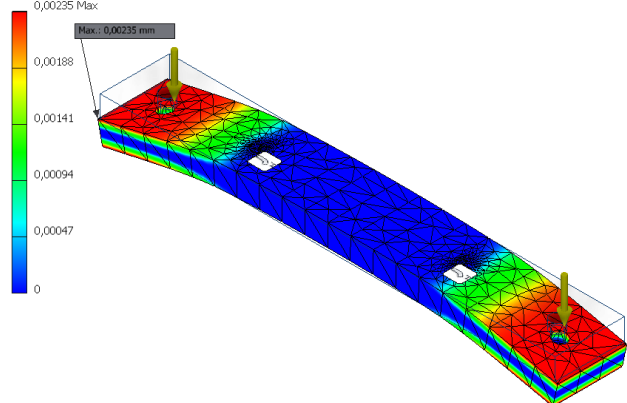
6.7.2 FEM della piastra di end-stop

Le forze agenti descritte pocanzi sono poi state applicate sui fori destinati al collegamento delle guide, mentre sui fori adibiti ai finecorsa sono stati imposti due vincoli di bloccaggio.

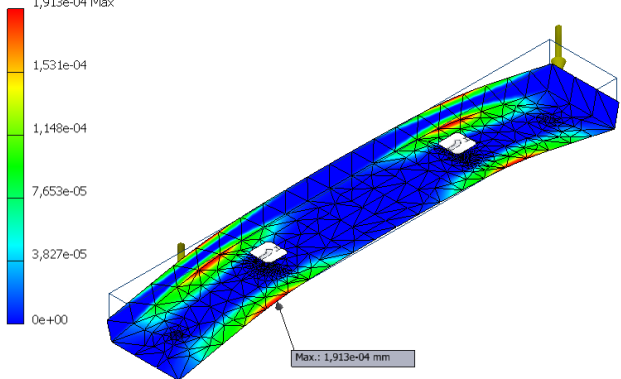
Nodi:13700
Elementi:8553
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
16/06/2023, 20:35:37
46,49 Max



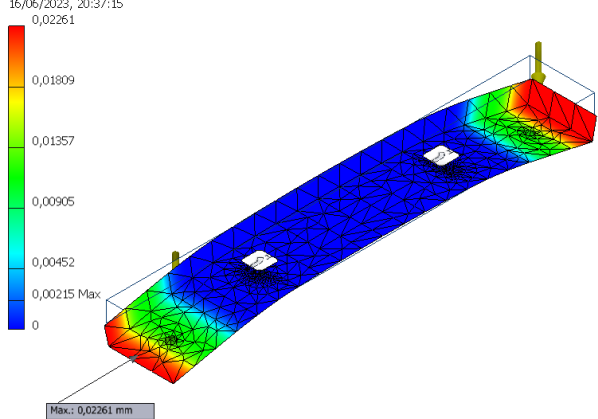
Nodi:13700
Elementi:8553
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
16/06/2023, 20:36:17
0,00235 Max



Nodi:13700
Elementi:8553
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
16/06/2023, 20:36:46
1,913e-04 Max



Nodi:13700
Elementi:8553
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
16/06/2023, 20:37:15
0,02261 Max



Anche in questo caso la simulazione restituisce valori molto bassi di sforzi e spostamenti, accettabili perché molto inferiori ai vincoli di progetto imposti.

6.8 Trave di sostegno: dimensionamento e aspetti costruttivi

In questa sede verranno chiariti tutti gli aspetti inerenti il dimensionamento della sezione della trave ed il suo posizionamento sopra la camera di scattering. I risultati ottenuti dai calcoli verranno poi validati tramite una FEM. A valle del paragrafo verrà inoltre descritta la procedura che potrebbe essere adottata per bloccare la trave nella posizione di progetto.

6.8.1 Dimensionamento della trave di sostegno

La trave deve riuscire a sostenere le masse dei rivelatori, degli shell, dell'attuazione, del telaio, del sottosistema di regolazione e del patch panel per i cavi.

Il carico a cui è sottoposta la trave risulta decentrato rispetto all'asse principale, questa condizione è dovuta all'eccentricità del centro di massa degli elementi sospesi sulle tre direzioni di riferimento.

Per contenere il peso totale del sistema, per la sezione della trave si è fatto riferimento ad un profilato quadrato, la trave è stata schematizzata come una trave doppiamente poggiata.

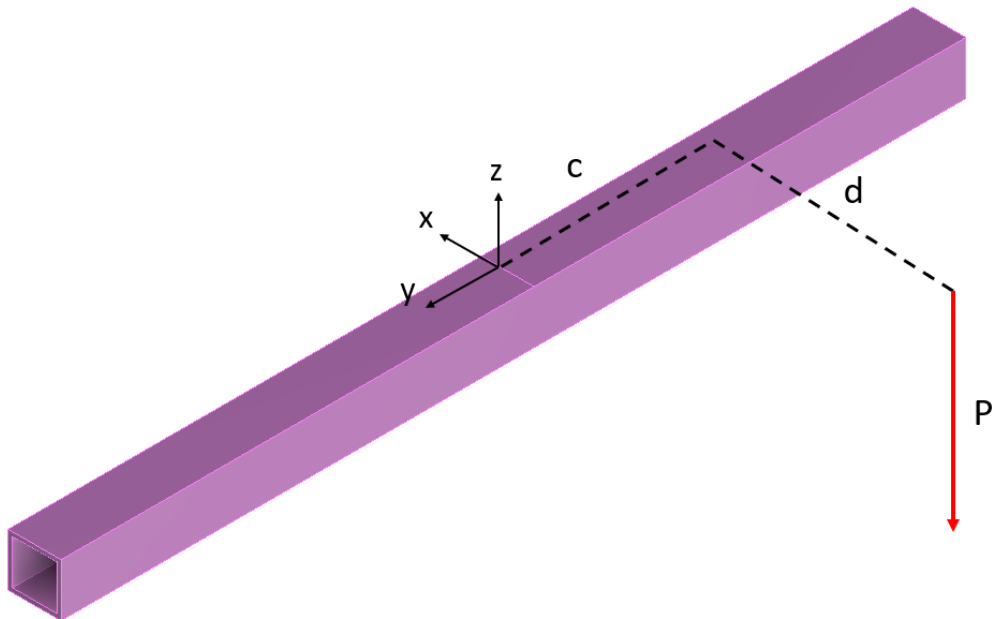


Figura 6.42: Vista isometrica del modello della trave, la linea di fascio è opposta all'asse y . Il punto di appoggio del sottosistema di regolazione sulla trave è stato preso come riferimento per il calcolo della posizione del centro di massa degli elementi sospesi. Il carico P è decentrato rispetto al riferimento di una distanza ' c ' lungo l'asse y , e ' d ' lungo x .

Come è possibile osservare dalla figura sopra, le distanze ' c ' e ' d ' portano rispettivamente un momento flettente ed uno torcente ad agire sul punto di appoggio (il riferimento preso in esame).

Il dimensionamento della trave è stato quindi condotto utilizzando dimensioni incrementali di tentativo della sezione utilizzata.

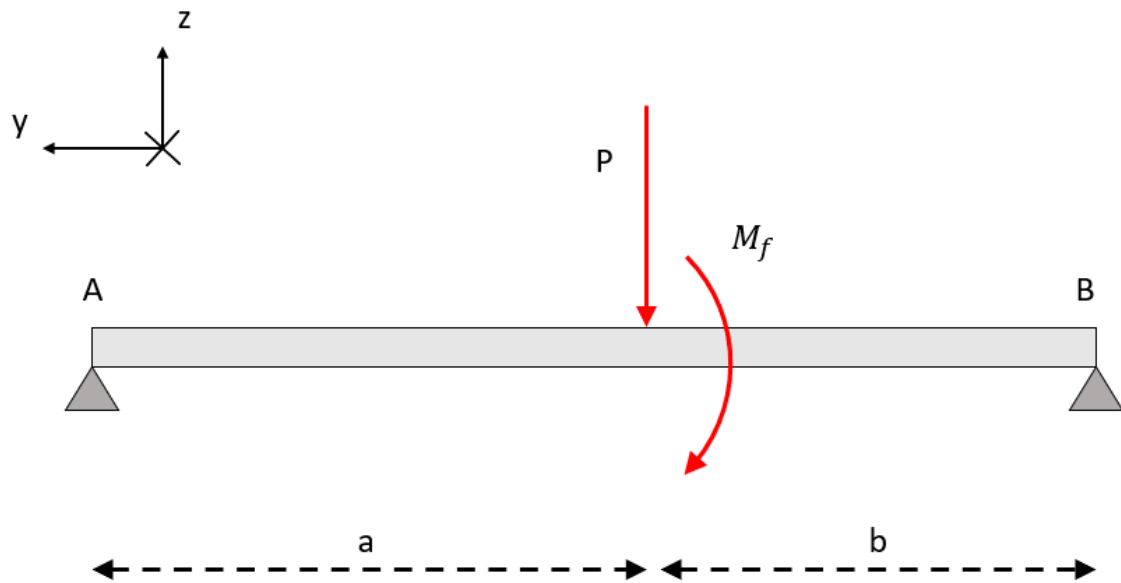


Figura 6.43: Schematizzazione della trave in esame sul piano YZ. Per chiarezza visiva il sistema di riferimento è riportato in alto a sinistra, in realtà per i calcoli l'asse y coincide con l'asse della trave. Ad agire qui saranno il carico concentrato P ed il momento M_f dovuto alla distanza 'c', visibile nella figura 6.42.

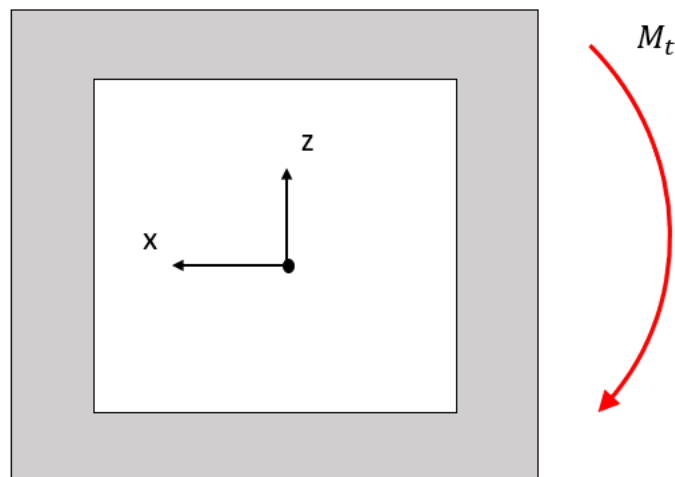


Figura 6.44: Schematizzazione della trave sul piano XZ. Su questo piano agirà solo il momento torcente M_t causato dalla distanza 'd', visibile in figura 3.11.

Sul piano YZ agiranno rispettivamente il carico P ed il suo momento di trasporto M_f , dato dal prodotto del carico P e la distanza 'c' indicata in figura 3.11. L'analisi è quindi stata condotta mediante la sovrapposizione degli effetti, per valutare la freccia totale della trave e le reazioni degli appoggi.

Per quanto concerne l'azione del carico P: sono state valutate le reazioni R_{Ap} e R_{Bp} tramite un equilibrio dinamico su z e un equilibrio di momenti su x. Con A si indica il punto di appoggio sulla colonna, mentre con B il punto di appoggio sullo schermo. Inoltre, con 'a' e 'b' si indicano rispettivamente la distanza di A dal punto di applicazione di P e la sua controparte per B.

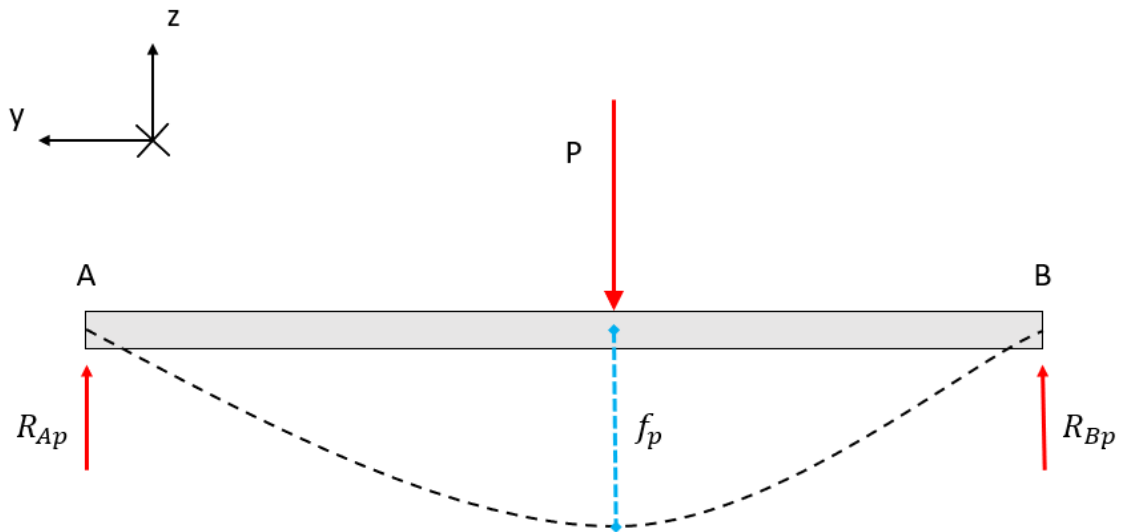


Figura 6.45: Schematizzazione della trave sul piano YZ, si possono osservare le reazioni vincolari e la freccia provocati dal carico P.

A partire dagli equilibri presentati:

$$\begin{cases} R_{Ap} + R_{Bp} - P = 0 \\ R_{Bp}(a + b) - aP = 0 \end{cases}$$

Si è giunti all'espressione delle reazioni:

$$\begin{cases} R_{Bp} = \frac{Pa}{a + b} \\ R_{Ap} = \frac{Pb}{a + b} \end{cases}$$

È stata infine valutata la freccia massima, in corrispondenza del punto di applicazione di P, tramite la seguente espressione:

$$f_p = \frac{Pa^2b^2}{3EJL}$$

Dove sono stati indicati:

- Il modulo di Young E , come materiale è stato scelto l'acciaio s355 da carpenteria.
- Il momento di inerzia della sezione presa quadrata cava $J = \frac{l_e^4 - l_i^4}{12}$, dove con l_e ed l_i si indicano rispettivamente il lato esterno e quello interno della sezione.
- La lunghezza totale della trave L , data dalla somma delle lunghezze 'a' e 'b'.

Tutte le frecce calcolate e gli spostamenti ottenuti tramite FEM devono rimanere sotto gli 0,5 mm, questo limite è stato imposto a priori da progetto.

Nella tabella a seguire vengono riportati i valori dei dati di partenza ed i risultati a cui si è giunti attraverso le espressioni appena presentate.

Variabili	Risultati
a [mm]	447,52
b [mm]	408,48
L [mm]	856
E [GPa]	220

$J [cm^4]$	26,15
$P [N]$	1545
$R_{Ap} [N]$	737,26
$R_{Bp} [N]$	807,73
$f_p [mm]$	0,349

Il ragionamento è stato poi ripetuto per il momento di trasporto M_f , anche in questo caso sono state valutate le reazioni e la freccia a partire dai dati geometrici della trave e dell'acciaio s355.

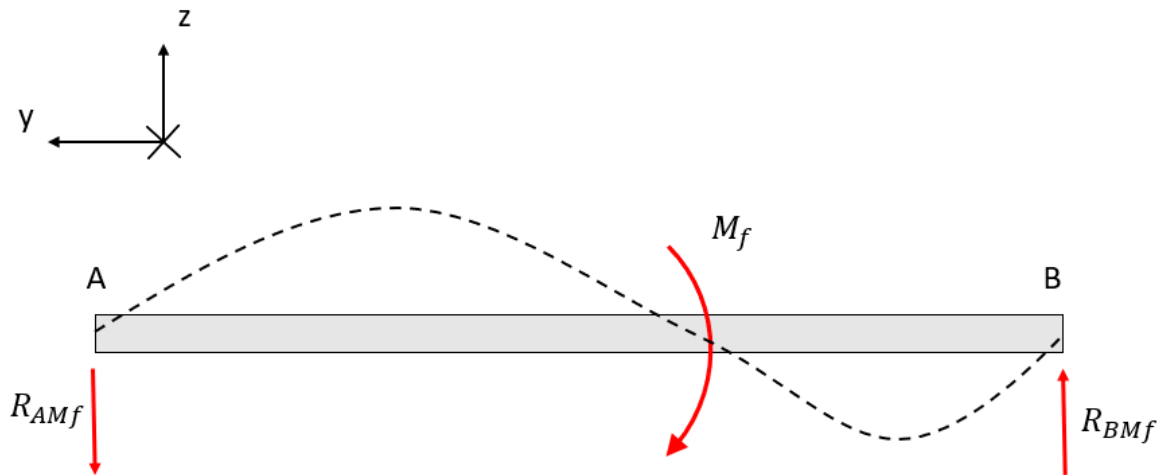


Figura 6.46: Schematizzazione della trave sul piano YZ, si possono osservare le reazioni vincolari e la freccia causati dal momento flettente M_f .

Per quanto concerne l'azione del momento di trasporto M_f : sono state valutate le reazioni R_{AMf} e R_{BMf} tramite un equilibrio dinamico su z e un equilibrio di momenti su x.

A partire dagli equilibri presentati:

$$\begin{cases} R_{BMf} - R_{AMf} = 0 \\ R_{Bp}(a + b) - M_f = 0 \end{cases}$$

Si è poi giunti all'espressione delle reazioni:

$$\begin{cases} R_{BMf} = \frac{M_f}{a + b} \\ R_{AMf} = R_{BMf} \end{cases}$$

È stata infine valutata la freccia in corrispondenza del punto di applicazione di M_f , tramite la seguente espressione:

$$f_{Mf} = \frac{M_f ab(b - a)}{3EJL}$$

Dove sono stati indicati:

- Il modulo di Young E , come materiale anche questa volta è stato scelto l'acciaio s355 da carpenteria.

- Il momento di inerzia della sezione presa quadrata cava $J = \frac{l_e^4 - l_i^4}{12}$.
- La lunghezza totale della trave L , sempre data dalla somma delle lunghezze 'a' e 'b'.

Nella tabella a seguire vengono riportati i valori dei dati di partenza ed i risultati a cui si è giunti attraverso le espressioni appena presentate.

Variabili	Risultati
$M_f [Nmm]$	7939,74
$R_{Ap} [N]$	9,28
$R_{Bp} [N]$	9,28
$f_{Mf} [mm]$	$3,8 \times 10^{-4}$

È stato poi valutato il comportamento della trave a torsione prendendo in esame il piano XZ. Ad agire stavolta sarà il momento torcente di trasporto M_t , dato dal prodotto di carico P col braccio 'd'.

Fondamentale per il prosieguo dello studio è il calcolo dell'area racchiusa dal contorno medio della sezione del profilato:

$$A_m = 2(l_e - s)$$

dove con s si è indicato lo spessore della sezione. A_m coincide con l'area media di una corona circolare equivalente, tramite questa relazione è quindi possibile valutare il diametro medio equivalente della sezione sotto analisi:

$$d_m = \sqrt{\frac{4A_m}{\pi}}$$

Per valutare l'angolo di torsione del profilato è necessario il calcolo del fattore IB , esso non è altro che la sommatoria delle lunghezze mediane dei quattro tronchi che compongono il profilato, diviso lo spessore relativo al singolo tronco.

$$IB = 4 \frac{l_e - s}{s}$$

Si è passati poi al calcolo dell'angolo unitario di torsione, espresso come m^{-1}

$$\theta = \frac{M_t \cdot IB}{4GA_m^2}$$

dove con G si è indicato il modulo di elasticità tangenziale del materiale.

È stato poi possibile risalire all'angolo di torsione del profilato, espresso in radianti:

$$\alpha = \theta L$$

Per risalire allo spostamento dovuto all'azione del momento torsionale è stato poi tirato in causa il raggio esterno della corona equivalente:

$$f_{tors} = \frac{D}{2} \theta$$

Nella tabella a seguire sono riportati i valori numerici delle variabili ed i risultati a cui si è giunti.

Variabili	Risultati
-----------	-----------

l_e [mm]	50
l_i [mm]	42
s [mm]	4
A_m [mm ²]	92
d_m [mm]	10,82
IB [-]	46
M_t [Nmm]	32743,11
G [GPa]	84
θ [rad/mm]	$5,296 \times 10^{-4}$
α [rad]	0,196
f_{tors} [mm]	$3,925 \times 10^{-3}$

Successivamente ai calcoli effettuati, sono infine state valutate le reazioni vincolari totali e le frecce totali, riferite alla sovrapposizione degli effetti:

$$R_{Atot} = R_{Ap} - R_{AMt}$$

$$R_{Btot} = R_{Bp} + R_{BMt}$$

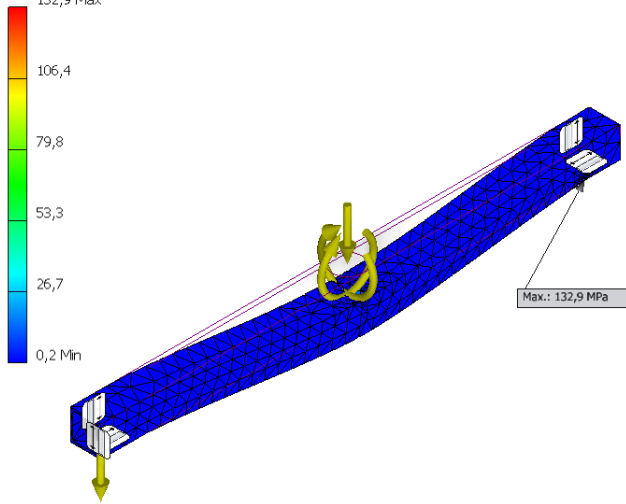
$$f_{tot} = f_p + f_{Mt} + f_{tors}$$

Il valore della freccia totale, pari a 0,35 mm, essendo inferiore alla freccia massima ammessa, può essere accettato. I risultati sono riferiti solo ad un calcolo preliminare, i vincoli ed i carichi verranno nuovamente utilizzati per una FEM nel capitolo 5. Si potranno osservare risultati diversi, dovuti alle molte semplificazioni adottate nei calcoli preliminari. Si è quindi utilizzata una trave lunga 856 mm, avente come sezione un profilato quadrato di lato esterno 50 mm e spessore di 4 mm.

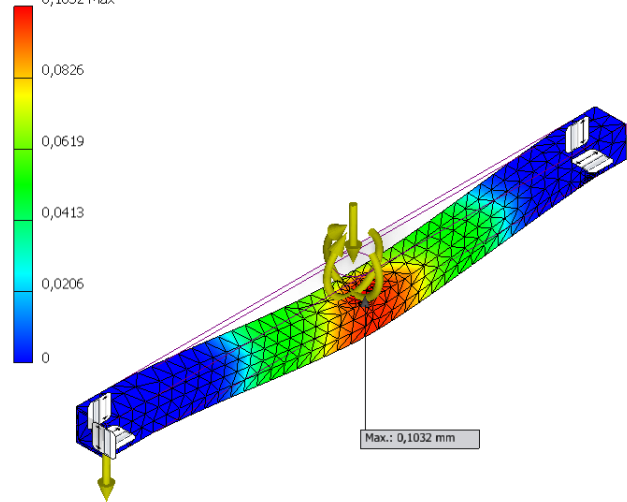
6.8.2 FEM della trave di supporto

Tramite il comando "dividi" di Inventor sono state isolate le frazioni delle superfici inferiori e laterali che andranno in battuta con le pareti dei sistemi di clamping. Su queste stesse superfici sono stati impostati poi vincoli privi di attrito, mentre ad agire sulla sezione isolata sulla superficie superiore della trave saranno la forza-peso ed i momenti di trasporto della stessa, come spiegato nel capitolo 3.

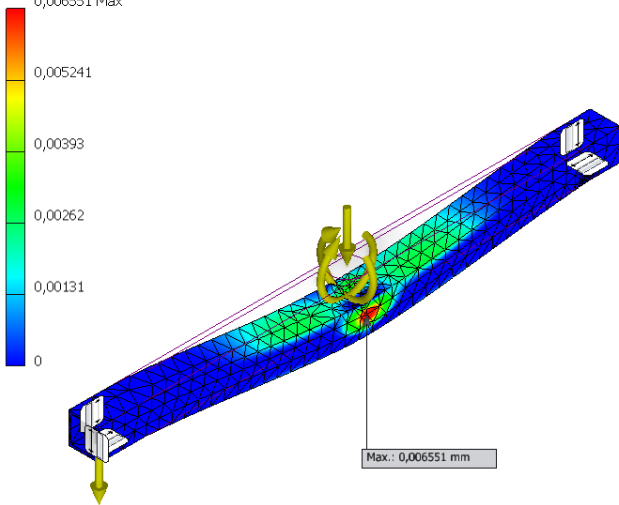
Nodi:5964
Elementi:2958
Tipo: Sollecitazione di Von Mises
Unità: MPa
17/06/2023, 17:42:21
132,9 Max



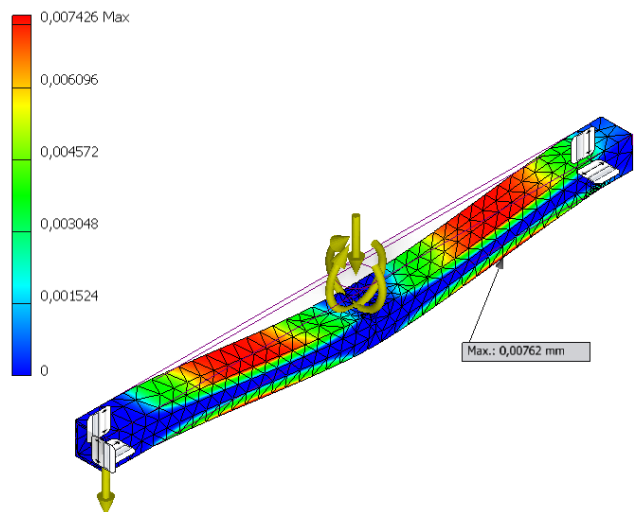
Nodi:5964
Elementi:2958
Tipo: Spostamento X
Unità: mm
17/06/2023, 17:47:51
0,1032 Max



Nodi:5964
Elementi:2958
Tipo: Spostamento Y
Unità: mm
17/06/2023, 17:48:09
0,006551 Max



Nodi:5964
Elementi:2958
Tipo: Spostamento Z
Unità: mm
17/06/2023, 17:48:28
0,007426 Max



La difficoltà di questa analisi stava nel riuscire a porre i giusti vincoli alla trave, trattandosi appunto di condizioni di battuta fra superfici, un vincolo di bloccaggio avrebbe dato luogo a picchi di tensione troppo elevati. Si è quindi pensato di porre i vincoli privi di attrito seguendo la successione già indicata per la figura 5.43. Si ricordi inoltre che si è fatto riferimento agli spostamenti della trave per il calcolo degli errori di posizionamento della piattaforma di Stewart.

6.8.3 Procedure di bloccaggio: i clamping systems

È già stato reso noto nei primi capitoli che il carroponete non riesce a garantire un'alta ripetibilità e precisione nel posizionamento del sistema sul MAGNEX. Per sopperire a queste mancanze sono stati dimensionati dei sistemi atti a correggere la posizione dell'assieme una volta che esso viene alloggiato.

Sui punti di appoggio verranno fissati dei sistemi di clamping, essi sono fondamentalmente costituiti da:

1. Un corpo centrale: su di esso poggerà la trave e questa sarà messa in battuta su un lato tramite la vite annessa;
2. La o le viti: esse sono provviste di una superficie che entrerà in battuta con la trave, all'altra estremità della vite è posto un pomello. Girando la vite tramite il pomello, essa andrà in battuta con la trave e la spingerà verso il riscontro, portandola nella posizione corretta.

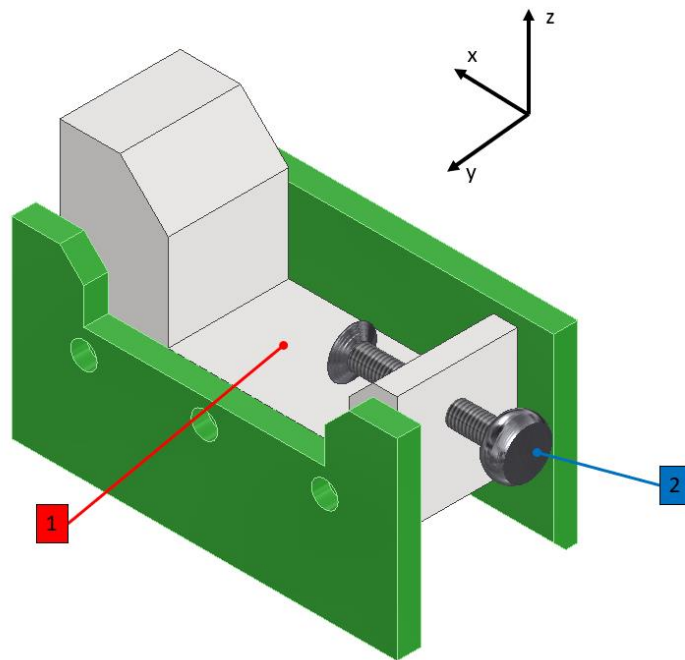


Figura 6.47: Elementi di un sistema di clamping: il corpo centrale [1] su cui poggerà la trave, e la vite [2] che la porterà in battuta con la parete.

Per posizionare la trave su cui poggerà il telaio vengono impiegati due sistemi di clamping:

- Il primo verrà fissato sull'estremità superiore dello schermo del quadrupolo. Il montaggio è simile alle ganasce già montate lateralmente sullo schermo del MAGNEX. In pratica delle viti, passanti tra due piastre ed il corpo centrale, forniscono la forza di serraggio necessaria a tenere fermo l'elemento.

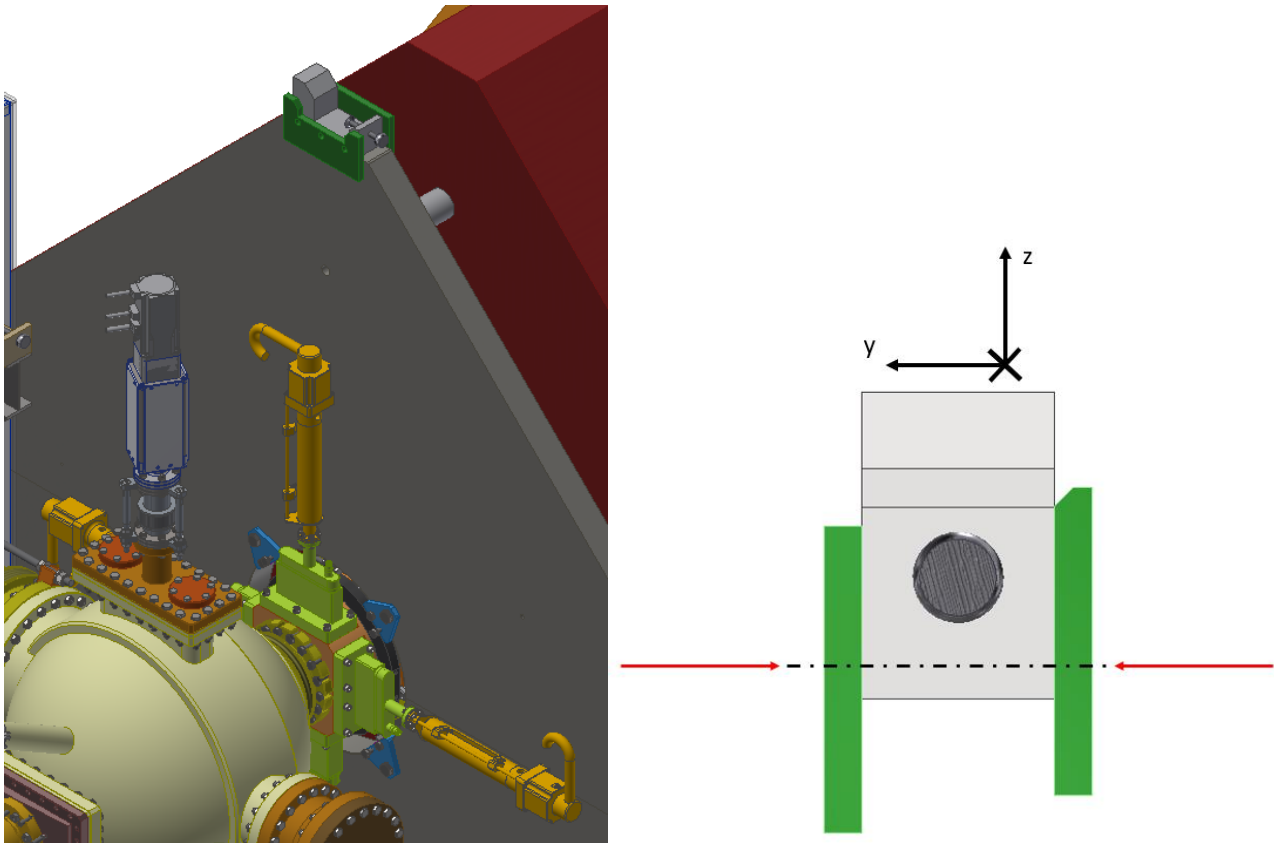


Figura 6.48: A sinistra la posizione del sistema sullo schermo, a destra una schematizzazione delle forze di serraggio agenti sulle ganasce grazie alle viti.

- Il secondo clamping system è invece montato sull'estremità dello sbraccio della colonna. La metodologia di fissaggio si basa stavolta su due fori filettati passanti tra il corpo centrale del sistema e l'ala superiore della sezione IPE della trave. A cambiare è anche il numero di gradi di libertà che questo sistema bloccherà.

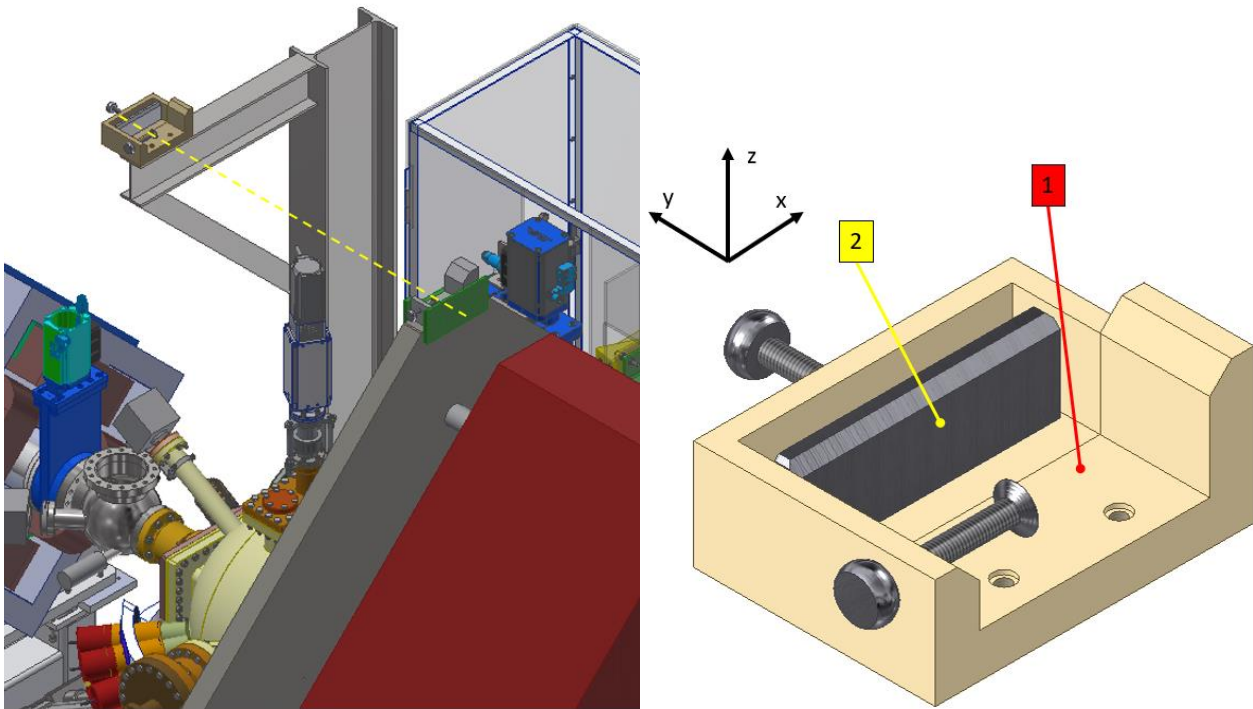


Figura 6.49: A sinistra il sistema montato all'estremità della trave IPE 100 della colonna. A destra lo stesso sistema con gli elementi più importanti evidenziati. Il corpo centrale [1] è più complesso perché bloccherà due gradi di libertà della trave. Dopo che la trave sarà poggiata, la vite il cui asse è lungo x la spingerà in battuta con la parete opposta. La traslazione della trave lungo y sarà bloccata tramite il corpo [2] che, grazie alla relativa vite, spingerà la trave in battuta con la piastra posteriore della ganascia montata sullo schermo.

La metodologia di bloccaggio della trave seguirà quindi i seguenti passi:

- La trave (con tutto il sistema montato su di essa) viene poggiata sui corpi centrali dei due sistemi. In questa fase la posizione della trave non sarà sicuramente quella di progetto.
- Agendo sulle due viti il cui asse è in direzione x , si porterà la trave in battuta con l'estremità dei due corpi centrali dei sistemi di clamping. Una volta in battuta, alla trave sarà preclusa qualsiasi traslazione lungo la direzione x .
- Rimane un solo grado di libertà da bloccare, la traslazione lungo y . Essa viene bloccata tramite una vite il cui asse si sviluppa anch'esso lungo y . Girando la vite, si spinge una piastra di contatto in battuta sull'estremità della trave fino a bloccarne la traslazione lungo y . La traslazione lungo z è nativamente bloccata dagli appoggi stessi e dal peso dell'assieme sospeso.

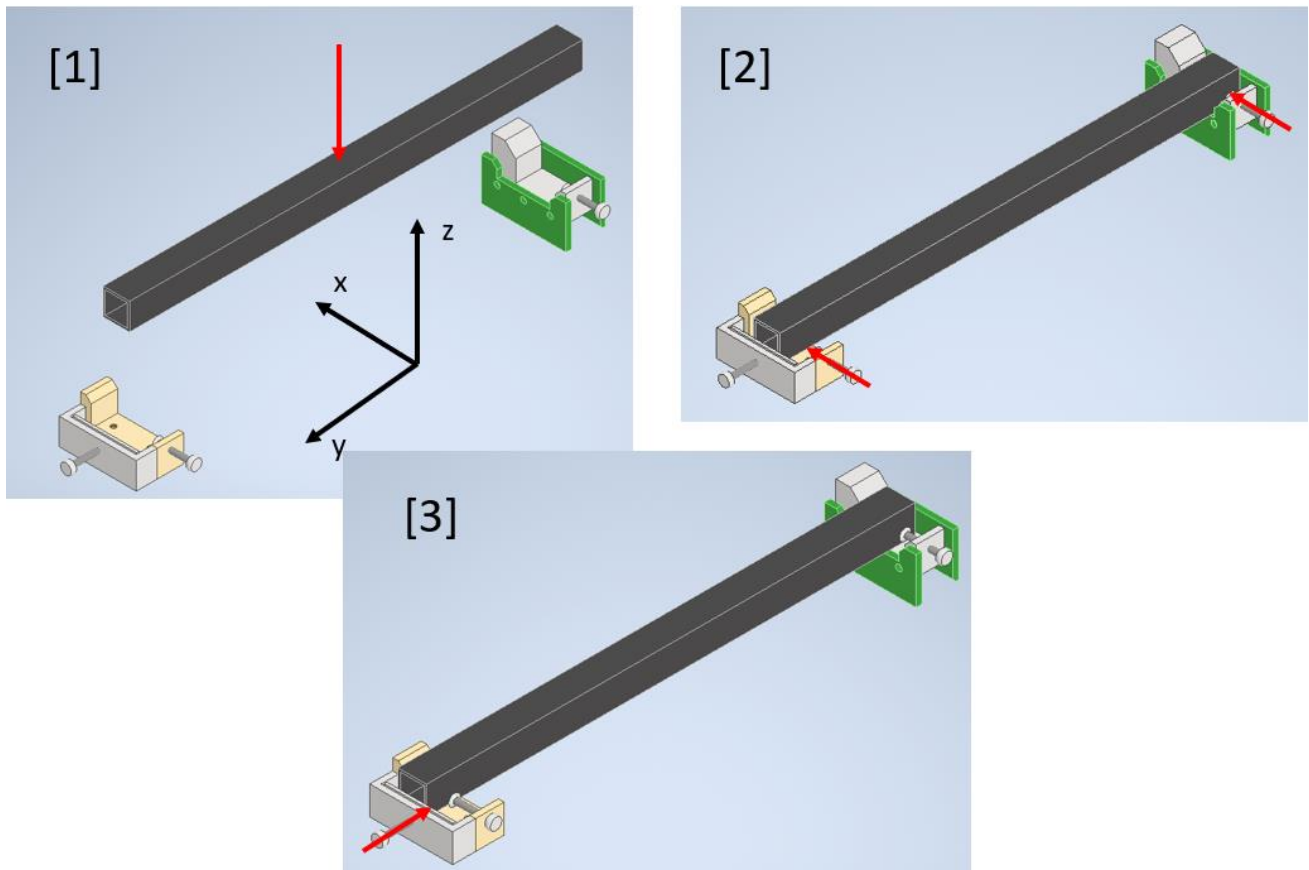


Figura 6.50: Sequenza di bloccaggio della trave. In [1] la trave viene calata fino a poggarsi sui corpi centrali dei due dispositivi. In [2], attraverso le due viti lungo x , la trave viene portata in battuta con le pareti laterali dei corpi centrali. In [3] grazie alla vite lungo y è infine possibile portare in battuta la trave sulla piastra posteriore del dispositivo sullo schermo e bloccare l'ultimo grado di libertà.

Nel quarto capitolo si era semplicemente accennato che la piattaforma di Stewart avrebbe poggato sulla trave, il montaggio verrà effettuato tramite elementi terzi e collegamenti filettati.

In particolare, sulla trave verranno saldati elementi ad 'L' provvisti di nervatura. Gli elementi presenteranno, in corrispondenza delle superfici su cui poggerà la piattaforma, dei fori filettati per il fissaggio della base fissa sulla trave.

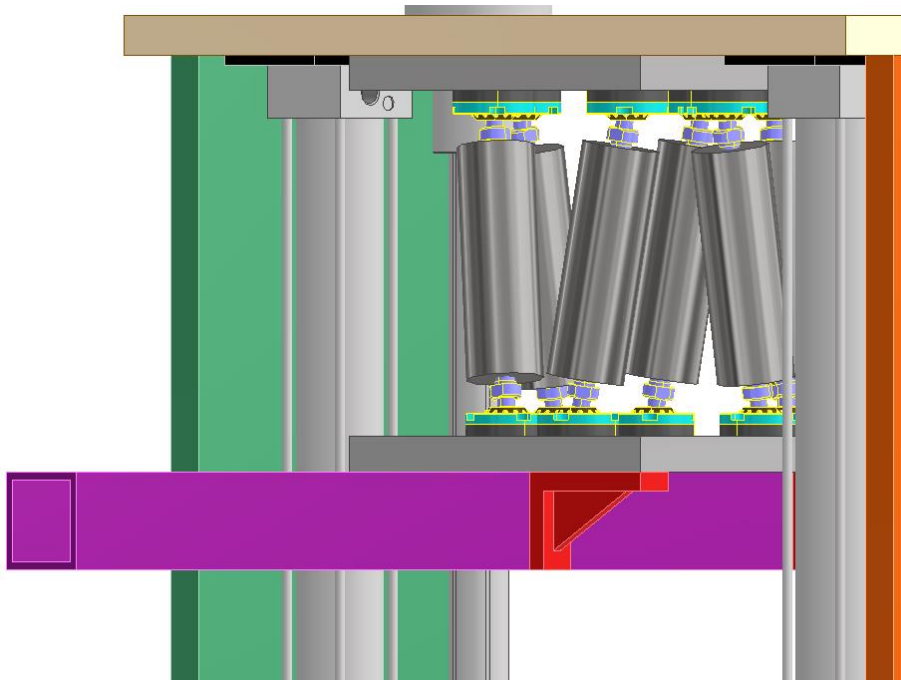


Figura 6.51: In rosso gli elementi di collegamento tra piattaforma e trave.

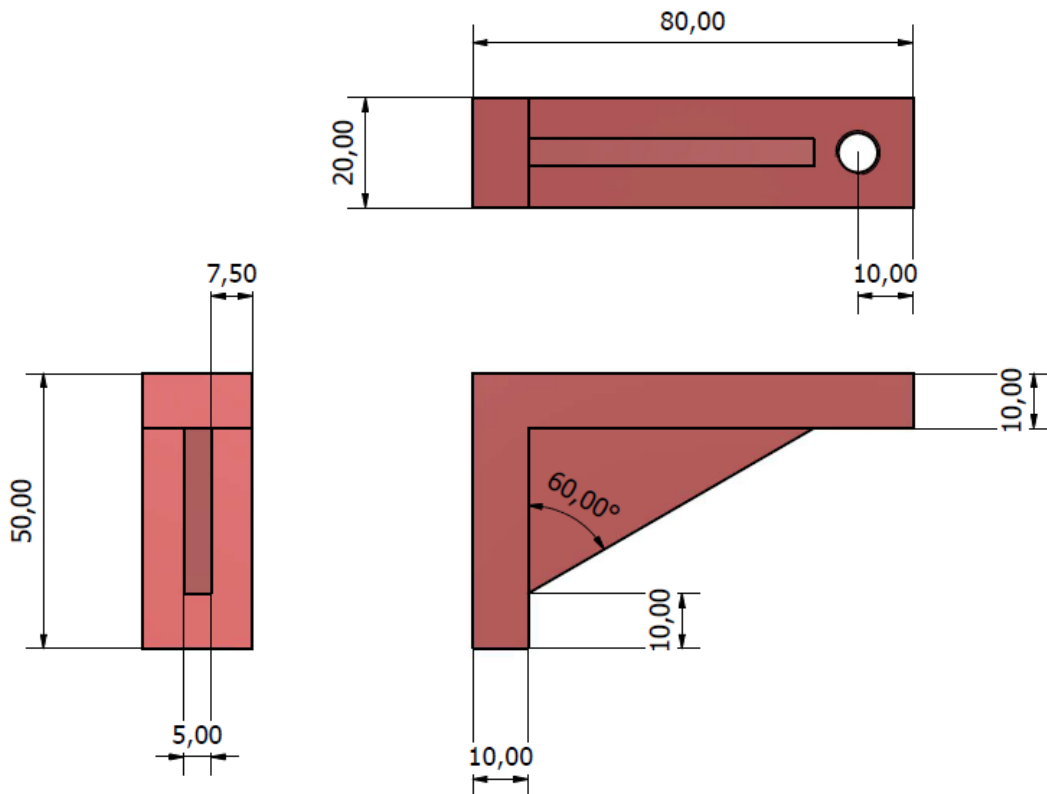


Figura 6.52: Dimensioni degli elementi che permetterebbero il collegamento tra trave e piattaforma.

6.9 Colonna di appoggio: dimensionamento e aspetti costruttivi

In questa sede verranno approfonditi tutti gli aspetti riguardanti il dimensionamento ed il montaggio della colonna di appoggio.

Si partirà da un modello di calcolo approssimato, grazie al quale poter ricavare la sezione opportuna che minimizzi stress e frecce. Verranno poi dimensionati i collegamenti tra gli elementi costituenti il sistema ed i collegamenti filettati con cui poter fissare il pilastro sul piano dell'esperimento. I risultati ottenuti saranno infine validati attraverso una FEM.

6.9.1 Dimensionamento della colonna di appoggio

L'estremo anteriore della trave di sostegno poggia sull'estremità dello sbraccio della colonna. Nell'immagine a seguire viene schematizzata la geometria della colonna, si ricorda che l'estremità dell'elemento a sbalzo della colonna deve essere allineato al punto di appoggio della trave sullo schermo del quadrupolo.

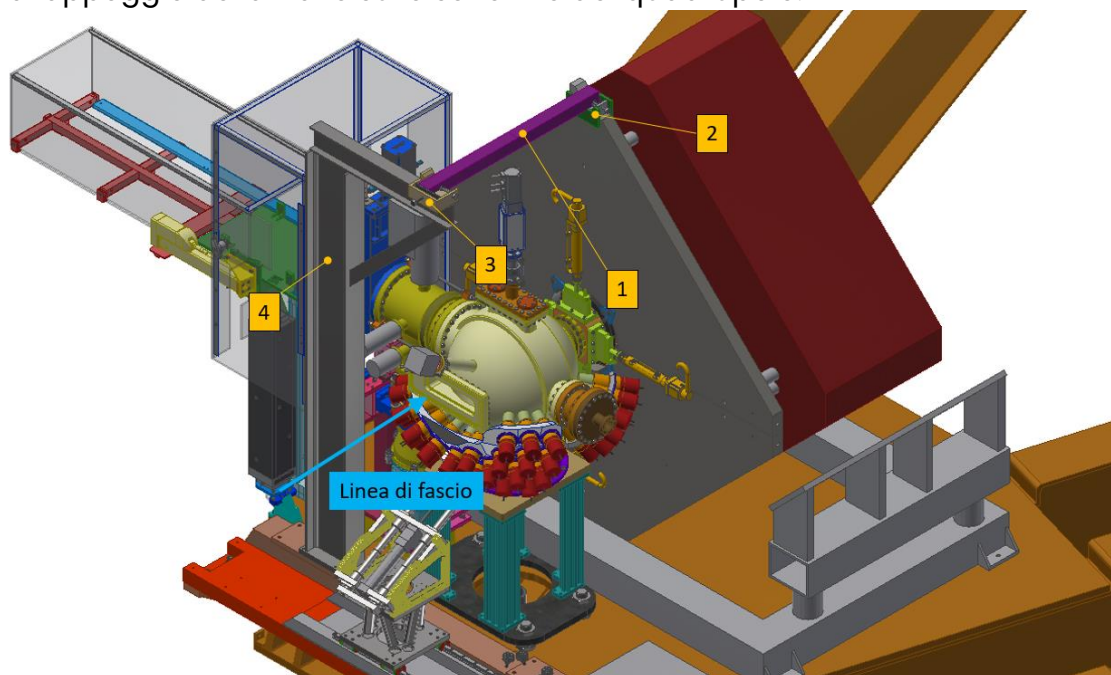


Figura 6.53: Vista isometrica della camera di scattering sul NUMEN. La trave [1] poggia, tramite due clamping systems, sullo schermo del quadrupolo [2] e sull'estremità dello sbraccio della colonna [3]. Per poter tenere la trave proprio sopra la Faraday cup è quindi necessario che i punti di appoggio [2] e [3] siano allineati. Da questa esigenza nasce il profilo della colonna [4]: il sistema colonna, infatti, poggia in una zona laterale alla camera di scattering, l'allineamento viene effettuato tramite lo sbraccio che si spinge fin sopra la parte anteriore della camera.

Prima di descrivere le procedure di dimensionamento del sistema è necessario definire alcuni aspetti inerenti alla geometria ed i carichi agenti. In questa sede verrà descritto solo il modello di calcolo con cui si è dimensionata la colonna, senza scendere nel dettaglio degli aspetti costruttivi e del montaggio del sistema sul NUMEN; tale discorso verrà poi ripreso nel paragrafo 5.10.

In prima approssimazione l'intera colonna sarà dimensionata come un unico corpo, su di essa agiranno tre carichi:

- La reazione R_{Atot} calcolata durante il dimensionamento della trave;
- La forza peso della ganascia su cui poggerà la trave, essa è montata sull'estremità dello sbraccio della colonna;
- Il peso per unità di lunghezza della trave a sbalzo.

I primi due carichi sono stati sommati dando origine ad un'unica forza agente sull'estremità dell'elemento a sbalzo. L'analisi verrà quindi effettuata tramite la sovrapposizione degli effetti.

La freccia totale del telaio è data dalla composizione vettoriale delle singole frecce di pilastro e trave a sbalzo.

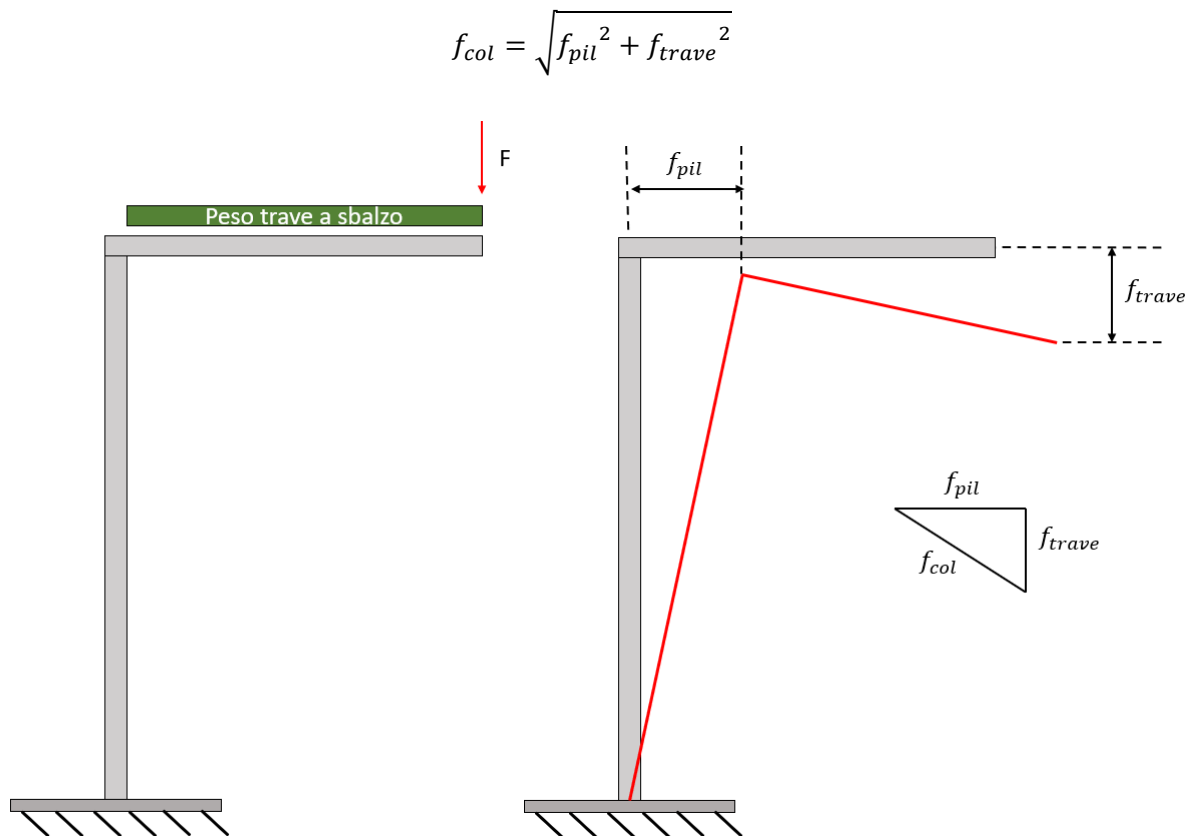


Figura 6.54: Schematizzazione della colonna. Su di essa agiranno tre carichi, i due carichi concentrati confluiranno nel carico F , mentre il peso proprio della trave a sbalzo sarà un carico distribuito. A destra si può invece osservare la procedura per il calcolo della freccia totale del sistema. Si dovranno valutare singolarmente le frecce di pilastro e trave, per poi calcolarne la composizione vettoriale per risalire alla freccia totale.

Il carico concentrato totale F è dato dalla somma dei carichi dovuti al clamping system P_{cla} e alla reazione della trave R_{Atot} .

Per il pilastro le frecce dovute al carico concentrato e al carico distribuito sono state calcolate facendo riferimento alle seguenti espressioni:

- Per il carico concentrato all'estremità della trave a sbalzo: $f_{Fp} = \frac{FBh^2}{2EJ_p}$;
- Per il peso per unità di lunghezza della trave a sbalzo: $f_{qp} = \frac{qB^2h^2}{4EJ_p}$.

La notazione utilizzata per le precedenti equazioni è la seguente:

- Con h si indica l'altezza del pilastro;
- Con B la lunghezza della trave a sbalzo;
- Con J_p si indica il momento d'inerzia della sezione scelta per il pilastro;
- Infine, con q invece si indica il peso per unità di lunghezza della trave a sbalzo.

La freccia totale del pilastro sarà quindi data dalla sovrapposizione delle due frecce ottenute:

$$f_{pil} = f_{Fp} + f_{qp}$$

Per la trave il ragionamento da seguire è simile, con le dovute differenze per le formule:

- Per il carico concentrato all'estremità della trave a sbalzo: $f_{Ft} = \frac{FB^2}{4EJ_t}$;
- Per il peso per unità di lunghezza della trave a sbalzo: $f_{qt} = \frac{qB^4}{8EJ_t}$.

La notazione seguita per questi calcoli è la stessa, con la sola aggiunta del momento d'inerzia della sezione adottata per la trave a sbalzo J_t . Anche per questo caso la freccia totale della trave a sbalzo sarà data dalla sovrapposizione delle frecce ottenute tramite le formule sopra.

Per realizzare la colonna si è scelto di utilizzare due travi IPE e per rinforzare la struttura, un tubolare avente come sezione un profilato quadrato. Gli aspetti costruttivi e le FEM di questo elemento verranno approfonditi nel capitolo 5, in questa sede ci si è limitati a descrivere la procedura di dimensionamento preliminare della struttura. Ovviamente i risultati ottenuti, visibili nella tabella sotto, presentano differenze rispetto agli output delle FEM effettuate. Questa discrepanza è sicuramente dovuta alle semplificazioni effettuate durante i calcoli.

Variabili	Risultati
P_{cla} [N]	36,64
R_{Atot} [N]	746,54
F [N]	783,18
q [N/m]	79,46
B [mm]	496
h [mm]	1835
E [GPa]	220
J_p [cm ⁴]	1943
J_t [cm ⁴]	869,3

f_{Fp} [mm]	0,153
f_{qp} [mm]	$3,85 \times 10^{-3}$
f_{pil} [mm]	0,157
f_{Ft} [mm]	$1,25 \times 10^{-2}$
f_{qt} [mm]	$3,14 \times 10^{-4}$
f_{trave} [mm]	$1,28 \times 10^{-2}$
f_{col} [mm]	0,157

Anche per questo dimensionamento si è proceduto immettendo nel listato di calcolo valori incrementali di sezioni di tentativo, fino a quando ognuna delle frecce sopra indicate fosse sotto la soglia di progetto di mezzo millimetro. Sono state scelte due travi IPE per assemblare la colonna: una IPE 100 per la trave a sbalzo ed una IPE 200 per il pilastro.

La colonna sarà costituita fondamentalmente da quattro elementi:

- Una base di appoggio: essa consiste in una piastra 110x250 mm e spessa 20 mm. La piastra di base, grazie ai fori filettati, permette il montaggio e lo smontaggio della colonna in prossimità della camera di scattering. Una volta posizionata la colonna, la piastra di base sarà montata a sbalzo. Evitando di installare la colonna al centro della zona di appoggio si evita infatti di interferire con le procedure di montaggio e manutenzione degli elementi limitrofi, come la gabbia di protezione del manipolatore. Un montaggio a sbalzo verso la camera permette inoltre di ridurre lo sbraccio necessario, e quindi le frecce della mensola.

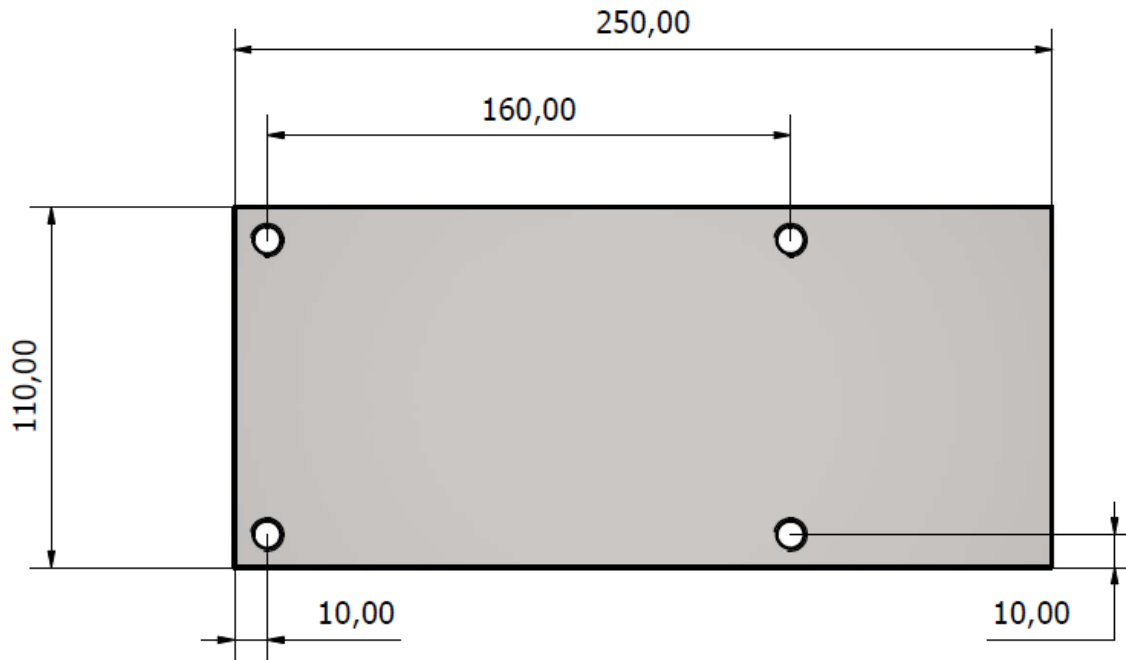


Figura 6.55: Dimensioni della base della colonna. Il pilastro sarà saldato direttamente su questa piastra.

- Una trave IPE 200, lunga 1835 mm, che funge da pilastro: il tipo di sezione scelta e le relative dimensioni hanno permesso di minimizzare le frecce massime della struttura.
- Una trave IPE 100 che invece funge da mensola: essa serve a ricoprire lo sbraccio necessario all'appoggio per l'estremità della trave. La trave è lunga 496 mm e verrà saldata al pilastro per un'estremità.
- Un rinforzo tubolare avente come sezione un profilato quadrato 20x20x4, montato a 45° tra pilastro e mensola. Il rinforzo è fissato all'estremità inferiore della mensola.

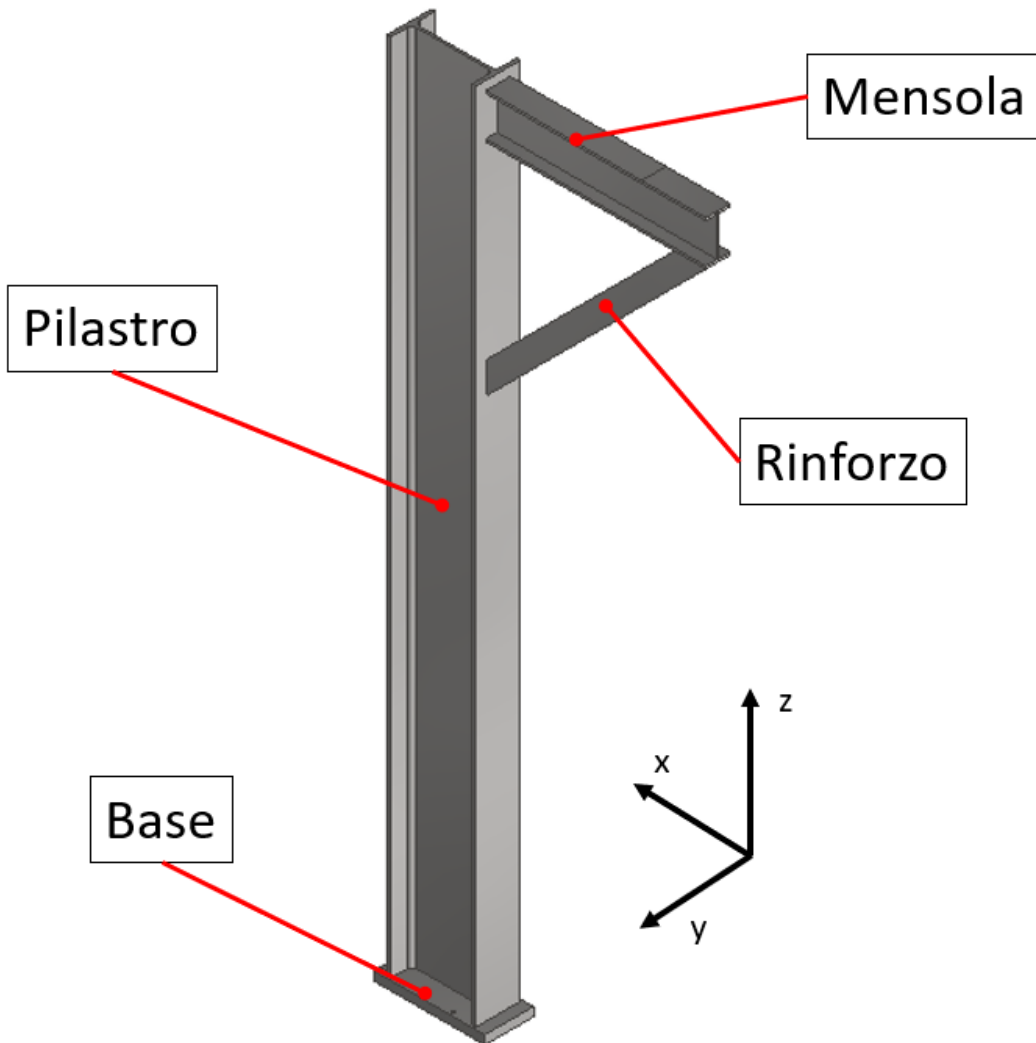


Figura 6.56: Elementi costituenti della colonna di appoggio.

6.9.2 Collegamenti della colonna

Il sistema verrà assemblato tramite due fondamentali tipologie di collegamento:

- Collegamento filettato tra base e piano del MAGNEX: si sono dimensionati i diametri delle quattro viti seguendo la procedura già presentata precedentemente. Poiché le distanze del centro di massa del sistema scarico rispetto ai fori sono contenute, si è direttamente verificato quale diametro fosse necessario per resistere alla reazione dell'estremità anteriore della trave, poggiata sullo sbraccio della colonna. Si riportano lo schema della struttura a cui si è fatto riferimento ed i risultati.

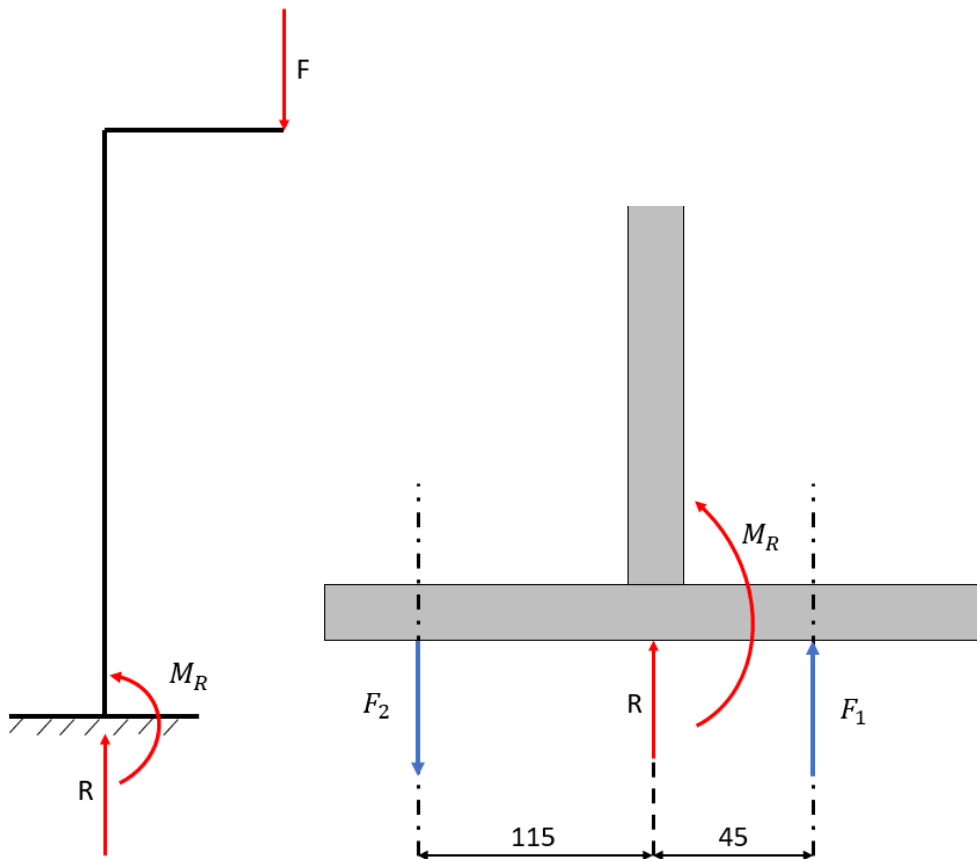


Figura 6.57: Per il calcolo delle forze assiali si è partiti da un diagramma di corpo libero della colonna, le misure sono in millimetri. L'azione della forza F darà luogo a due reazioni: una forza R ed un momento M_R .

Note le posizioni ed il numero dei fori è quindi possibile valutare l'azione delle forze assiali che costituiscono la coppia agente derivante dall'azione del momento. La forza assiale totale sarà data dalla somma delle forze concordi agenti sulle viti: in questo caso da R ed F_1 .

Variabile	Valore
F [N]	793,46
R [N]	793,46
Distanza tra F e asse del pilastro [mm]	523,5
M_R [Nmm]	415376,4
Distanza tra asse pilastro e vite 1 [mm]	45
Distanza tra asse pilastro e vite 2 [mm]	115
F_1 [N]	2596,1
F_2 [N]	2596,1
F_{tot} [N]	1496,42

Si è poi inserita la forza assiale più importante nel relativo tool di Inventor. Si è infine optato per quattro viti ISO 4762 M10 per il collegamento.

Calcolo statico

Guida

Tipo di calcolo della resistenza - Progettazione diametro bullone

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	1496 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	7,000 mm
Passo filettatura	p	1,250 mm
Diametro bullone medio	d_s	6,188 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	5,466 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	P_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_l	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	21,400 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	2080,871 N
Forza operativa	F_{max}	2244,630 N
Momento serrante richiesto	M_u	4,507 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	88,665 MPa
Sollecitazione torsionale	τ_k	61,051 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	137,996 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	95,642 MPa
Pressione filettatura	p_c	37,277 MPa
Verifica resistenza		Positiva

- Collegamento saldato tra mensola e pilastro: per la verifica della saldatura si è fatto riferimento alle Norme Tecniche per le costruzioni del 2018 (NTC 2018). La verifica è stata effettuata per quattro giunti a cordone d'angolo, nella trattazione sono state fatte alcune importanti assunzioni:
 - La giunzione è omogenea e isotropa;
 - Gli elementi connessi sono rigidi e le relative deformazioni sono trascurabili;
 - Si trascurano i picchi di tensione, dovuti a sollecitazioni esterne;
 - Si trascurano le tensioni residue;
 - Non viene considerata la geometria della saldatura.

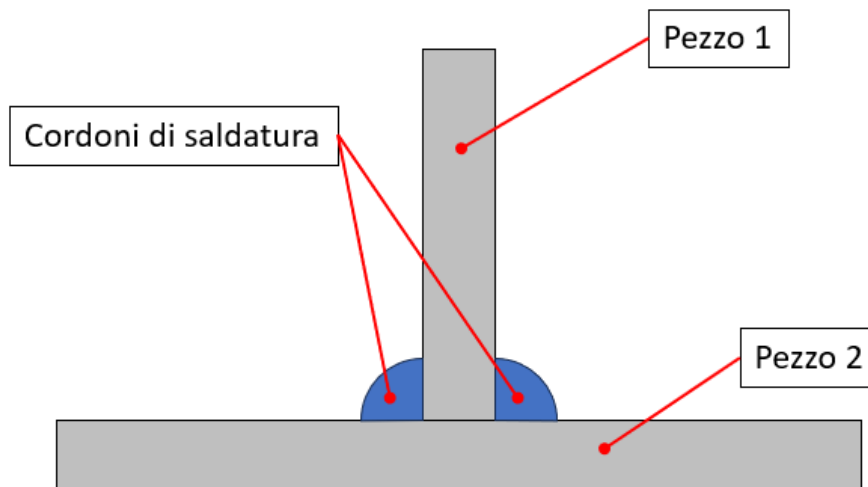


Figura 6.58: Schema di un giunto a cordone d'angolo.

Per poter procedere col calcolo è necessario definire l'altezza del cordone: essa è definita come l'altezza minore del triangolo inscritto nella sezione trasversale del cordone. Si trascurano l'incremento di altezza dovuto alla penetrazione ed alla presenza del sovrametallo. Secondo l'UNI EN 1993 l'altezza deve essere di almeno 3 mm.

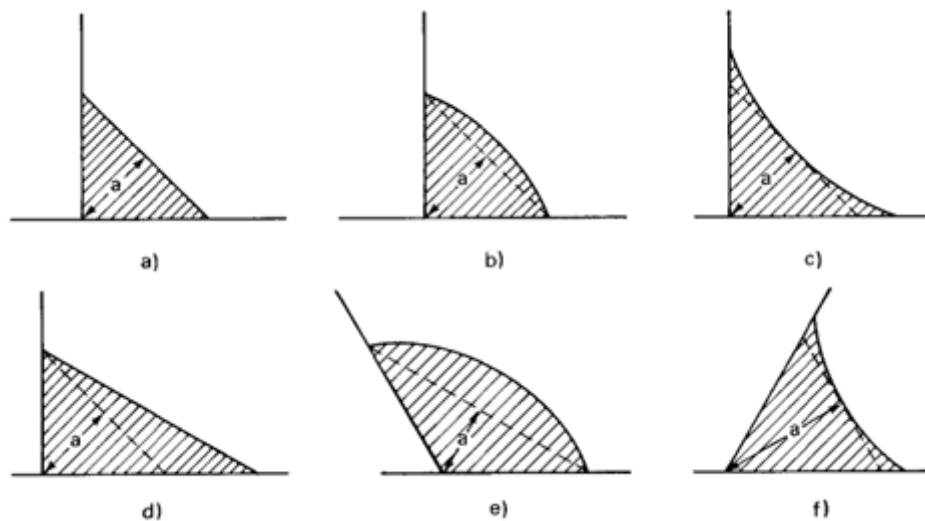


Figura 6.59: Altezza di gola definita per varie forme del cordone di saldatura.

Bisogna inoltre definire la lunghezza efficace della saldatura a cordone d'angolo. Essa deve essere assunta come la lunghezza della parte di saldatura lungo la quale il cordone è al massimo spessore. Si può assumere questo parametro come la lunghezza totale del cordone ridotta del doppio dell'altezza di gola efficace.

Qualsiasi sia il metodo secondo cui la lunghezza viene valutata è importante che essa non sia inferiore al valore massimo tra 30 mm o a sei volte l'altezza di gola.

$$L \geq \max \begin{cases} 30 \text{ mm} \\ 6a_w \end{cases}$$

Per la verifica è stato seguito il metodo direzionale: in esso si considera la sezione di gola nella sua posizione effettiva. Bisogna valutare le componenti di tensione nel piano della sezione di gola, si trascura la σ_{\parallel} parallela al cordone.

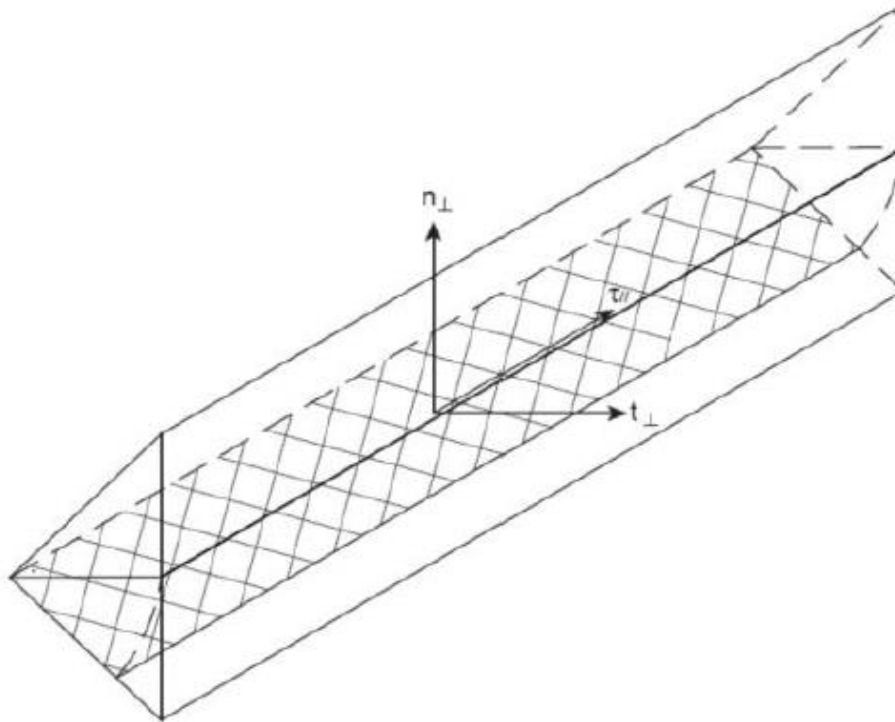


Figura 6.60: Stato tensionale nella sezione di gola.

Si determina quindi una tensione equivalente a partire dalle tensioni normali e tangenziali agenti sul piano della sezione di gola:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

Dove si possono individuare:

- La tensione normale perpendicolare alla sezione di gola σ_{\perp} ;
- La tensione tangenziale ortogonale alla sezione di gola τ_{\perp} ;
- La tensione tangenziale parallela alla sezione di gola τ_{\parallel} .

Si identifica inoltre una tensione limite, definita come:

$$\sigma_{lim} = \frac{f_{tk}}{\beta\gamma_{M2}} = 453,33 \text{ MPa}$$

Ove si indicano:

- La resistenza a rottura dell'elemento più debole tra quelli collegati f_{tk} : assunta pari alla tensione di rottura dell'acciaio s355, pari a 510 MPa.
- Coefficiente di sicurezza parziale γ_{M2} per una saldatura a parziale penetrazione a cordone d'angolo, assunto pari a 1,25;

- Il coefficiente di efficienza della saldatura β , esso dipende dalla classe di resistenza dell'acciaio utilizzato. Per l'acciaio s355 esso è pari a 0,9.

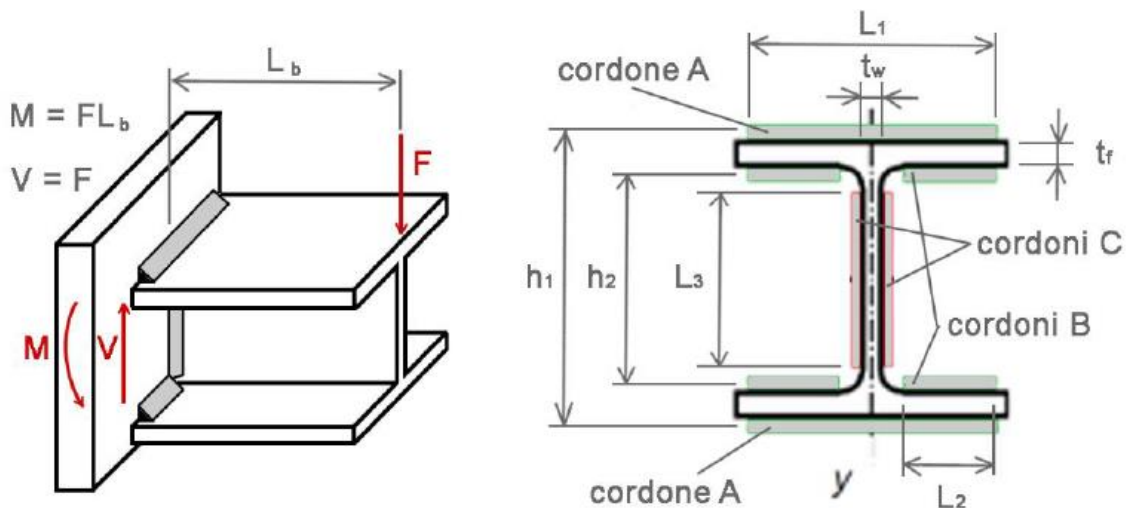
Prima di procedere alla verifica è prima necessario assicurarsi che sia soddisfatta la seguente condizione:

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \frac{f_{tk}}{\gamma_{M2}}$$

Passando all'applicazione effettiva della verifica, di seguito è riportato lo schema del tipo di montaggio che si intende effettuare. Sulla trave agirà una sollecitazione di taglio che porterà due reazioni ad agire sulla saldatura: una di taglio ed un momento flettente.

Saranno impiegati dei cordoni di saldatura sul profilo della trave IPE 100 scelta. In particolare, saranno applicati due cordoni esterni sulle ali del profilo, ed altri due alle estremità dell'anima della trave. L'applicazione di cordoni di saldatura nella parte interna delle ali porterebbe ad avere cordoni più corti di 30 mm e questo andrebbe in contrasto con le indicazioni della norma in uso.

Alle ipotesi precedenti se ne aggiungerà un'altra: si ipotizza infatti che il taglio venga assorbito dai cordoni sull'anima, mentre il momento flettente venga contrastato dai due cordoni sulle ali.



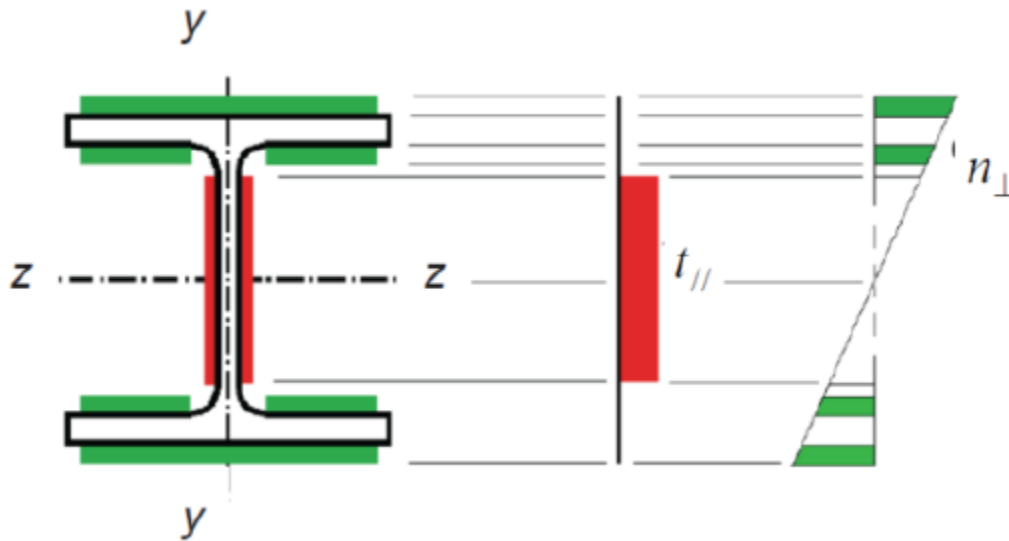


Figura 6.61: Le immagini fanno riferimento ad un caso standard. Per questa applicazione non si sono considerati i cordoni 'B' in quanto essi non sono provvisti della lunghezza necessaria per l'applicazione²⁰.

Si procede quindi al calcolo delle varie tensioni:

- $\sigma_{\perp max} = \frac{FL_b}{L_1 a h_1} \sin \alpha = 6,41 \text{ MPa}$ e verificata secondo quanto indicato sopra
- $\tau_{\perp max} = \frac{FL_b}{L_1 a h_1} \cos \alpha = 6,41 \text{ MPa}$
- $\tau_{||} = \frac{F}{2L_3 a} = 1,61 \text{ MPa}$

Che permettono, tramite Von Mises, la definizione della tensione equivalente $\sigma_{eq} = 5,56 \text{ MPa}$. Dai valori di tensione calcolati la verifica della saldatura restituisce quindi esito positivo.

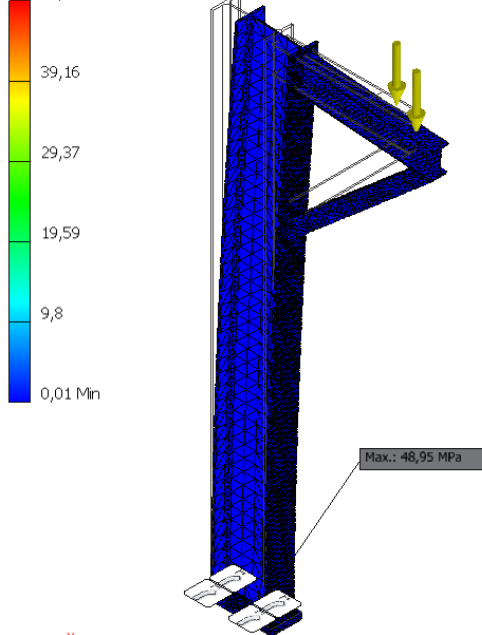
6.9.3 FEM colonna di appoggio

È stata infine effettuata una FEM sulla struttura fino ad ora discussa. Per l'analisi viene stavolta incluso il rinforzo a 45° tra le due travi IPE.

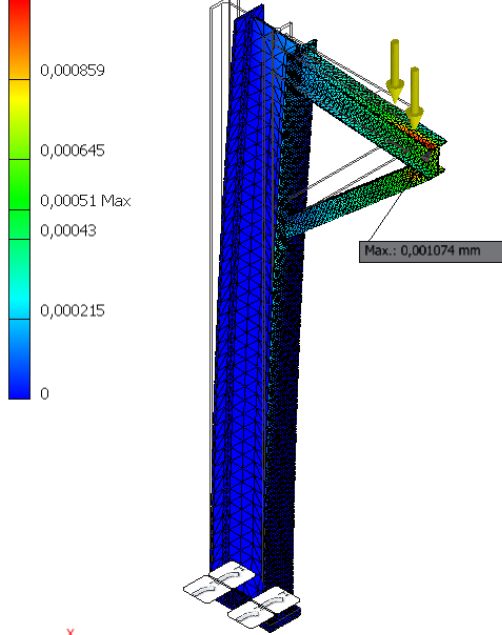
Per l'analisi si sono imposti i seguenti vincoli e carichi:

- Quattro vincoli di bloccaggio per i fori della base della colonna che poggia sul piano del MAGNEX;
- Una forza di taglio agente all'estremità dello sbraccio della colonna: essa è la somma del peso della ganascia e della reazione dell'estremità della trave;
- Ad agire sarà inoltre la forza di gravità.

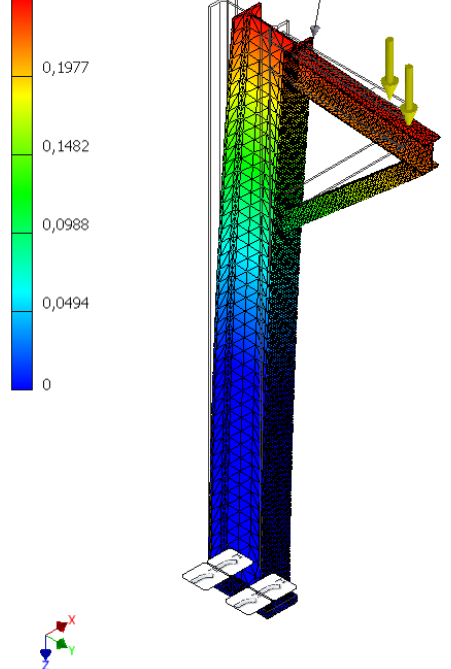
Nodi:63109
 Elementi:33482
 Tipo: Sollecitazione di Von Mises
 Unità: MPa
 18/06/2023, 12:45:06



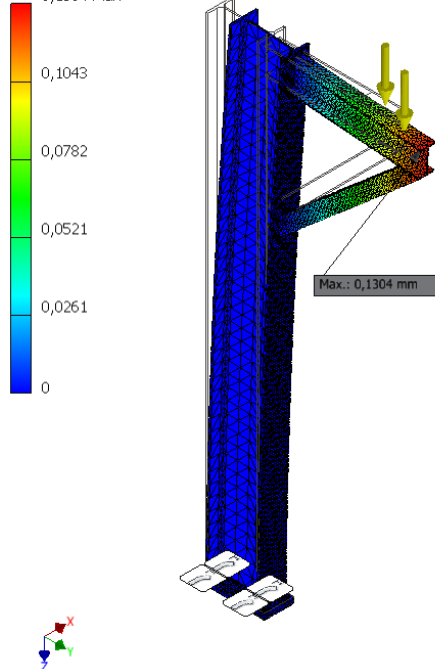
Nodi:63109
 Elementi:33482
 Tipo: Spostamento X
 Unità: mm
 18/06/2023, 12:46:16



Nodi:63109
 Elementi:33482
 Tipo: Spostamento Y
 Unità: mm
 18/06/2023, 12:46:40



Nodi:63109
 Elementi:33482
 Tipo: Spostamento Z
 Unità: mm
 18/06/2023, 12:47:39



I risultati ottenuti sono compatibili con i vincoli strutturali imposti da progetto. Le differenze riscontrate tra le frecce ottenute dalla FEM e quelle calcolate nel terzo capitolo sono principalmente dovute alle numerose semplificazioni adottate per i calcoli. Per

esempio, nei calcoli fatti "a mano" non si è tenuto conto della presenza del rinforzo, che sicuramente alleggerisce le sollecitazioni agenti sulle travi.

6.10 Patch panel

Il patch panel è necessario per agevolare le procedure di collegamento dei rivelatori al sistema di acquisizione e processamento dei dati. Ogni rivelatore è infatti provvisto di due cavi: uno per l'alimentazione e l'altro per la trasmissione dei dati.

Il patch panel deve essere montato abbastanza vicino al sistema poiché le lunghezze dei cavi sono limitate ed omogenee per tutti i rivelatori, indipendentemente dal sistema di manipolazione su cui verranno montati. Per queste ragioni si è scelto di montare il patch panel sul supporto laterale destro (rispetto alla linea di fascio). Il pannello è stato modellato a partire da una piastra 285x565x4 mm, provvista di 124 connettori (due per ogni rivelatore). I connettori sono stati modellati come dei fori di diametro 20 mm con interasse di 35 mm tra due connettori contigui. È stato previsto che il pannello reale verrà a pesare 10 kg, per questo motivo è stato assegnato al modello un materiale fittizio con cui simulare la massa reale.

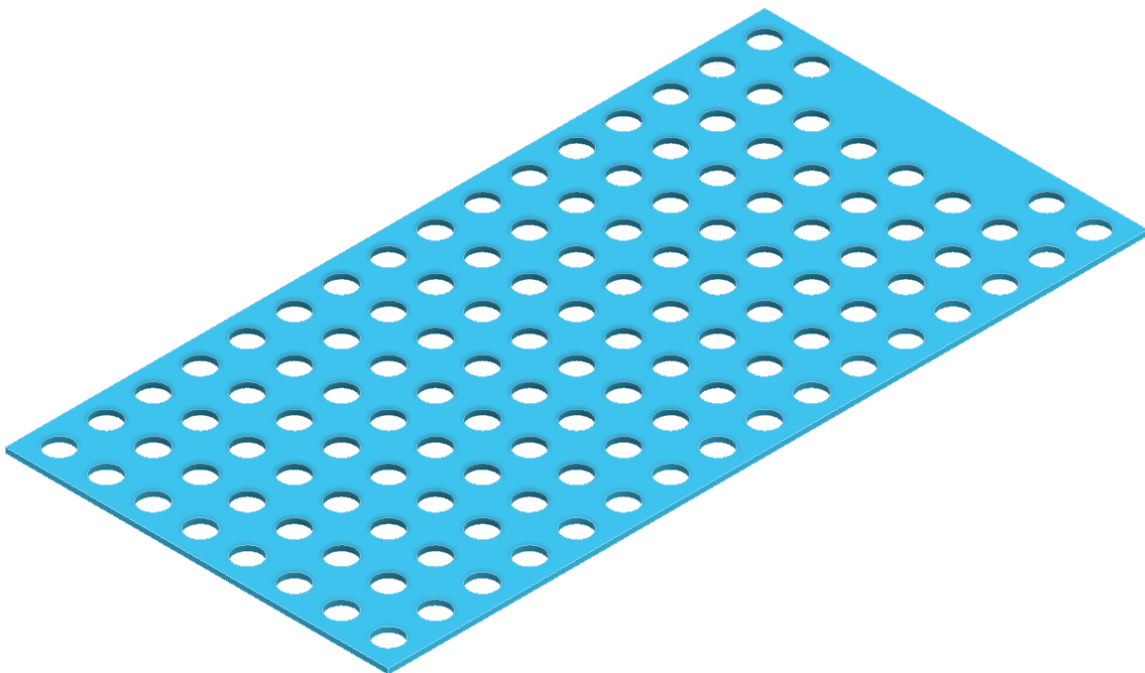


Figura 6.62: Modello del patch panel.

Come già indicato nel paragrafo dei supporti laterali, l'aggiunta del patch panel porta inevitabilmente una certa eccentricità del centro di massa del sistema rispetto all'asse della trave. Se il centro di massa del sistema sospeso dovesse cadere al di fuori della faccia inferiore della trave, si verificherebbero rotazioni indesiderate dell'assieme durante lo spostamento tramite carroponete. È stato quindi necessario intervenire sulla configurazione del supporto laterale destro e dei collegamenti tra lo stesso ed il patch panel.

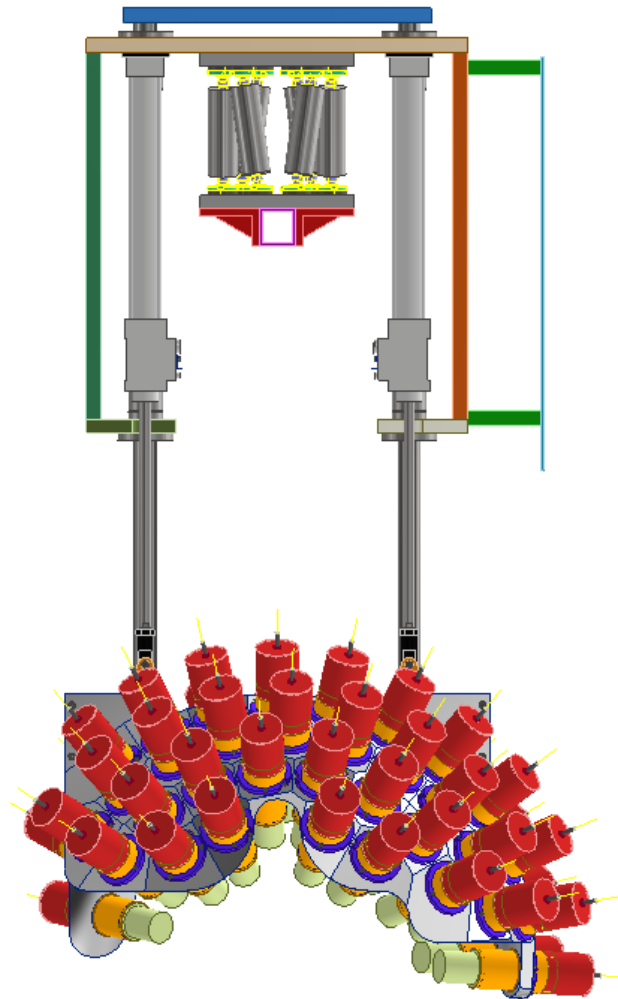


Figura 6.63: L'aggiunta del patch panel porta un'asimmetria geometrica nel sistema, oltre che una distribuzione delle masse anch'essa asimmetrica.

Per alleggerire ulteriormente il lato destro si è optato per un collegamento tramite profilati tra patch panel e supporto laterale. In particolare, tre profilati vengono impiegati per tenere i due elementi distanziati di 10 cm. In questa maniera è quindi possibile avere lo spazio necessario per permettere ad un operatore di collegare i cavi ai connettori. I profilati presenteranno una sezione quadrata di lato 20x20 mm e spessore di 1,5 mm. Alle loro estremità verranno saldati dei "tappi" dal profilo complementare alla sezione del profilato. Sui tappi saranno applicati dei fori filettati che permetteranno così la realizzazione dei collegamenti tra patch panel e supporto laterale tramite viti. Per rendere più rigido il collegamento, due profilati vengono collegati nella parte bassa del pannello, mentre uno solo di questi verrà montato centralmente nella parte superiore.

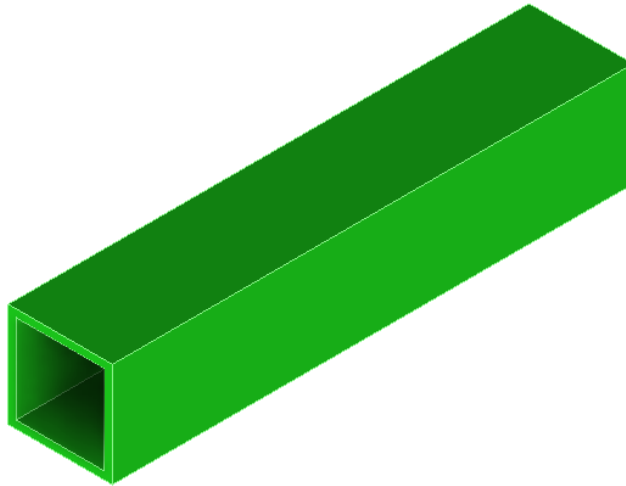


Figura 6.64: Distanziale a profilato quadrato che permetterà il collegamento tra patch panel e supporto laterale tramite due tappi saldati alla sua estremità, provvisti di fori filettati.

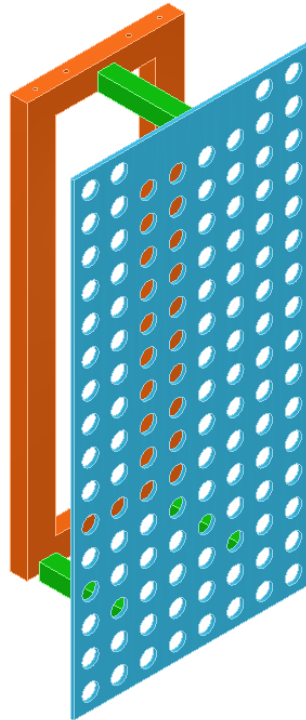


Figura 6.65: Patch panel montato sul supporto laterale destro.

6.11 Procedure per il sollevamento

Più volte è stato indicato che il sistema sarebbe stato mobilitato e montato sul MAGNEX tramite il carroponete già presente nella stanza dove avrà luogo l'esperimento. In questa sede si vedrà come il sistema possa essere agganciato e mosso in sicurezza verso la postazione di lavoro.

Occorre innanzitutto precisare che, qualsiasi sia la procedura selezionata per il sollevamento e la movimentazione, l'ingombro deve tenersi sotto i quattro metri dal pavimento. Tale limite è dato dalla presenza del carroponete sopra il MAGNEX. Per riuscire ad identificare una metodologia efficace per il sollevare il sistema occorre, in primis, valutare gli ingombri verticali dello stesso rispetto al pavimento; così da poter capire infine a quanto ammonti lo "spazio di manovra" utile per le superfici di aggancio. Partendo da una situazione in cui gli attuatori sono completamente estesi, si procede poi a far rientrare completamente gli steli. Dopo aver effettuato un moto verticale pari alla corsa degli attuatori (300 mm), la superficie più bassa degli shell si troverà a 618,255 mm dall'apice della Faraday cup.

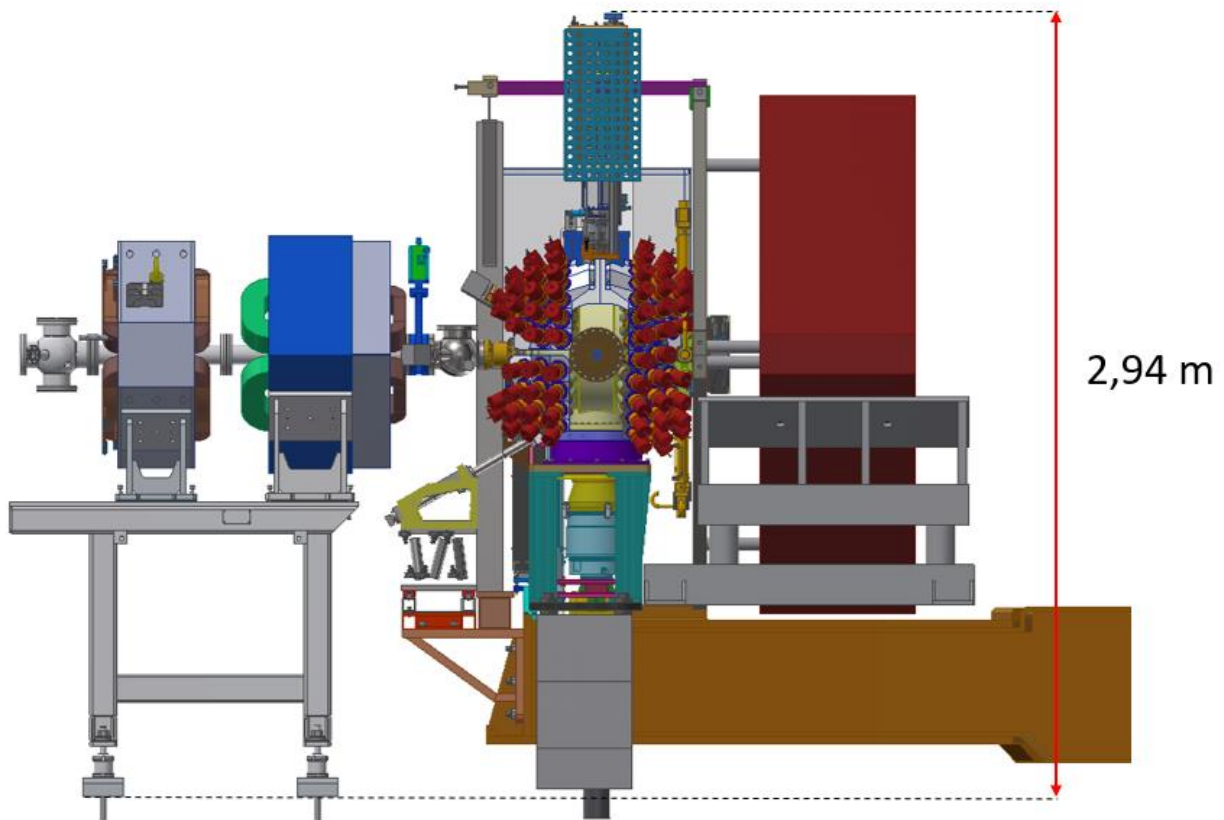


Figura 6.66: Vista laterale della camera e degli elementi limitrofi, la linea di fascio giunge da sinistra. Una volta montato il sistema, con le guide estese la piastra di finecorsa dista dal pavimento 2,92 m.

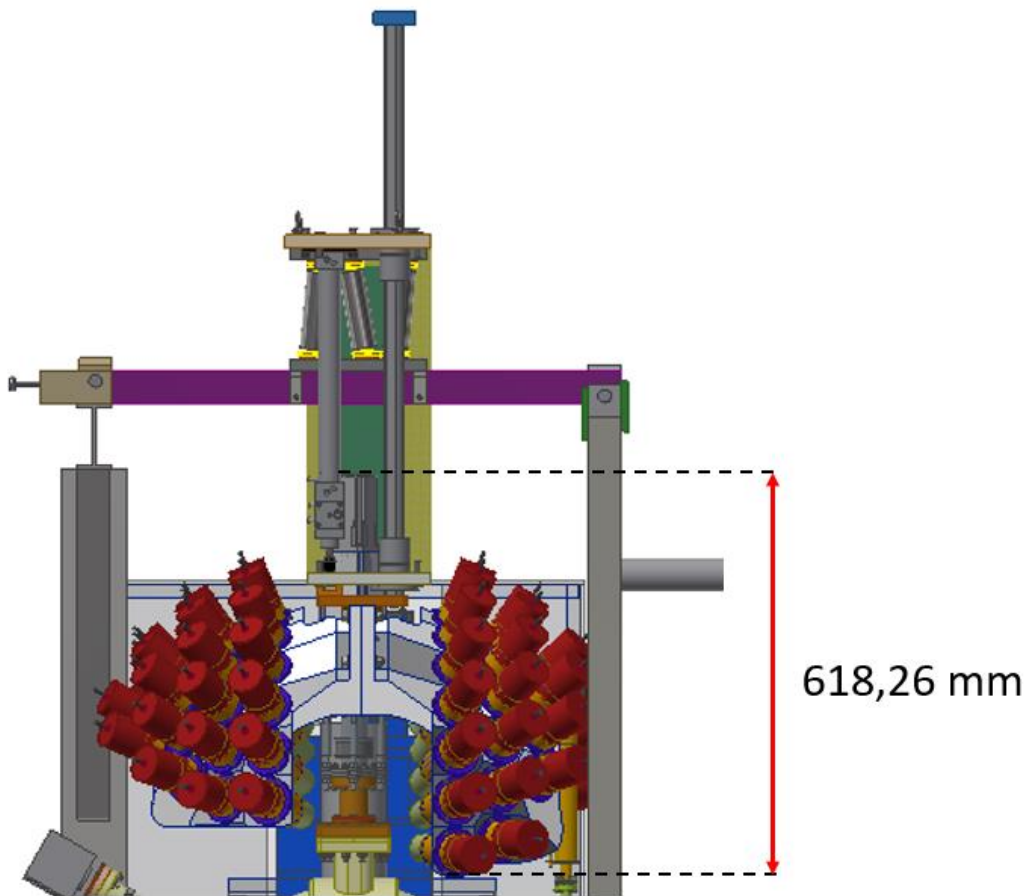


Figura 6.67: Dopo che le guide e gli attuatori vengono fatti retrarre completamente, si necessita di un moto verticale di almeno 618,26 mm per disimpegnare completamente gli shell dalla Faraday cup.

Occorrerà quindi sollevare il sistema di una quantità almeno pari a quella indicata sopra per poterlo disimpegnare senza interferenze con la Faraday cup. Il sistema, completamente retratto, si troverà ad avere la piastra di end-stop a 3,245 m dal pavimento. Aggiungendo a questo valore la distanza di manovra minima (618,255 mm) più un opportuno supplemento per rimanere in sicurezza (10 cm), si arriva ad ottenere l'ingombro entro cui si dovrebbe manovrare il sistema tramite il carroponete (3,96 m).

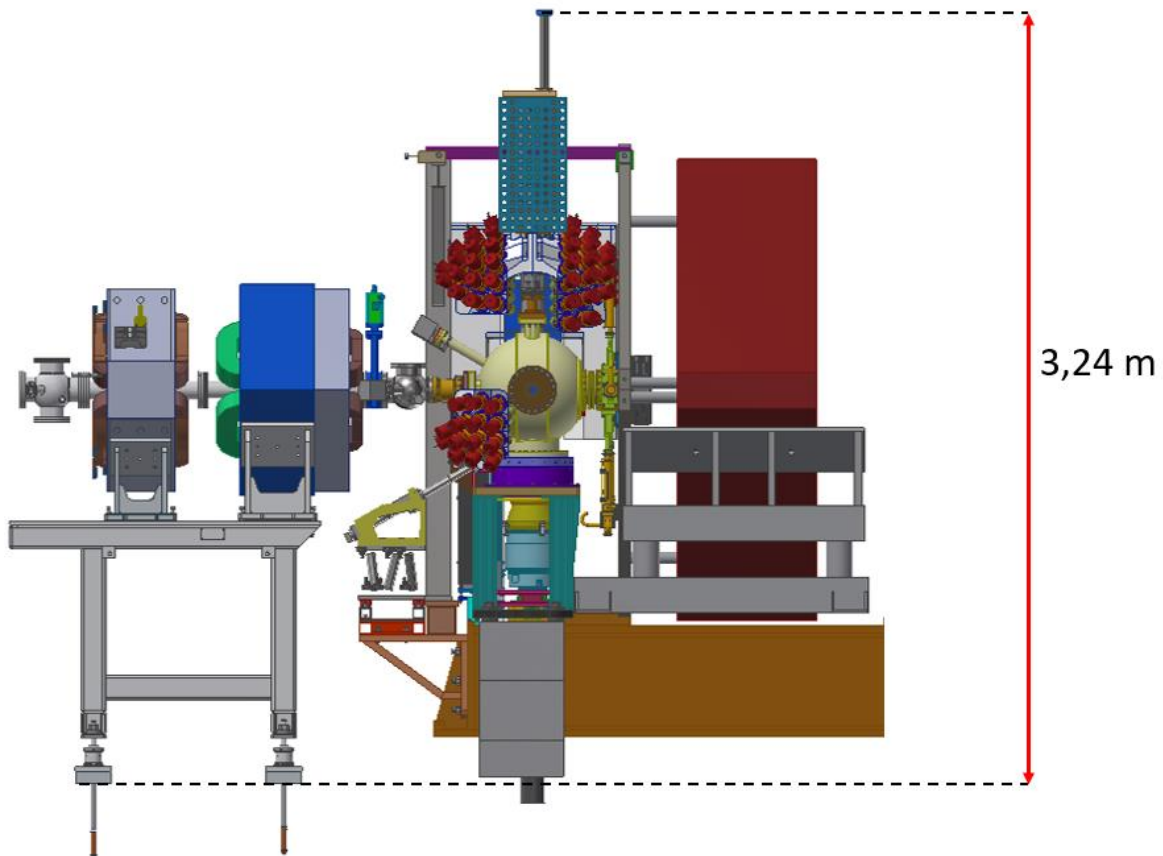


Figura 6.68: Distanza tra pavimento e piastra di finecorsa con guide completamente retratte.

Per le procedure di aggancio si è reso necessario il dimensionamento delle opportune superfici. Per lo scopo si è scelto di impiegare quattro golfari di sollevamento. I golfari saranno montati sulla piastra superiore, essi si troverebbero ai vertici di un rettangolo entro cui cade il centro di massa del sistema. Questo accorgimento permetterebbe così di prevenire spiacevoli rotazioni del sistema durante gli spostamenti col carroponete.



Figura 6.69: Golfare di sollevamento DIN 580 scelto per l'applicazione.

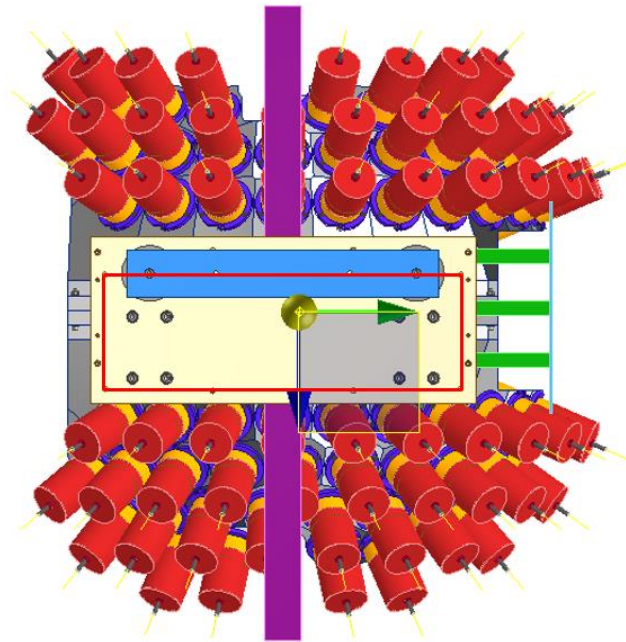


Figura 6.70: Vista dall'alto dell'assieme, la linea di fascio arriva dal basso. Ai vertici del rettangolo in rosso saranno posizionati i golfari di sollevamento. Si può notare come il centro di massa del sistema cada all'interno del perimetro del rettangolo.

Il singolo golfare è provvisto di una filettatura che permette il fissaggio dello stesso sulla piastra. Per dimensionare il diametro della filettatura occorre valutare la forza assiale agente sul singolo golfare. Una volta sollevato l'assieme, tutto il peso del sistema graverà sulle filettature dei golfari. Si è quindi valutata la forza assiale da inserire nel tool di Inventor dividendo per quattro la forza-peso dell'intero sistema sospeso.

La forza-peso totale del sistema ammonta a 1717,93 N, che si traduce in 429,48 N agenti sul singolo golfare.

Carichi

Fattore di tenuta	k	1,50 su
Forza assiale massima	F_a	429 N
Fattore input forza	n	0,50 su
Forza tangente massima	F_t	0 N
Fattore di attrito giunto	f	0,40 su

Bullone

Numero bulloni	z	1 su
Diametro filettatura	d	4,000 mm
Passo filettatura	p	1,000 mm
Diametro bullone medio	d_s	3,350 mm
Diametro minimo bullone	d_{min}	2,773 mm
Materiale		Materiale utente
Resistenza allo snervamento	S_y	689 MPa
Fattore di sicurezza richiesto	k_s	3,00 su
Pressione filettatura ammissibile	p_a	40 MPa
Modulo di elasticità	E	206700 MPa
Fattore di attrito filettatura	f_1	0,20 su
Fattore di attrito testa	f_2	0,25 su

Materiale

Larghezza funzionale giunto	L	29,300 mm
Modulo di elasticità	E	206700 MPa

Risultati

Forza di precarico	F_v	614,476 N
Forza operativa	F_{max}	644,220 N
Momento serrante richiesto	M_u	0,778 N m
Sollecitazione di trazione	σ_t	101,736 MPa
Sollecitazione torsionale	τ_k	83,092 MPa
Sollecitazione ridotta	σ_{red}	176,247 MPa
Sollecitazione dalla forza massima	σ_{max}	106,660 MPa
Pressione filettatura	p_c	34,230 MPa
Verifica resistenza		Positiva

Per l'applicazione si sono quindi selezionati quattro golfari DIN 580 M8.

La presenza delle guide retratte, che sporgono superiormente dalla piastra superiore di 311 mm, renderebbe difficoltoso l'aggancio diretto dei quattro golfari al carroponete. Una procedura di aggancio immediata e semplice prevede infatti l'uso di quattro imbracature che convergono verso il gancio, partendo dai golfari. Data la posizione dei golfari posteriori rispetto alle guide, ne risulterebbe un'interferenza delle guide retratte con le imbracature.

Bisogna inoltre tenere in conto che i golfari sono progettati per sorreggere carichi tra 0° e 45° rispetto alla verticale. L'impiego di carichi inclinati inoltre deve prevedere la penalizzazione del carico ammissibile di una certa percentuale, funzione dell'angolo entro cui il carico viene sorretto.

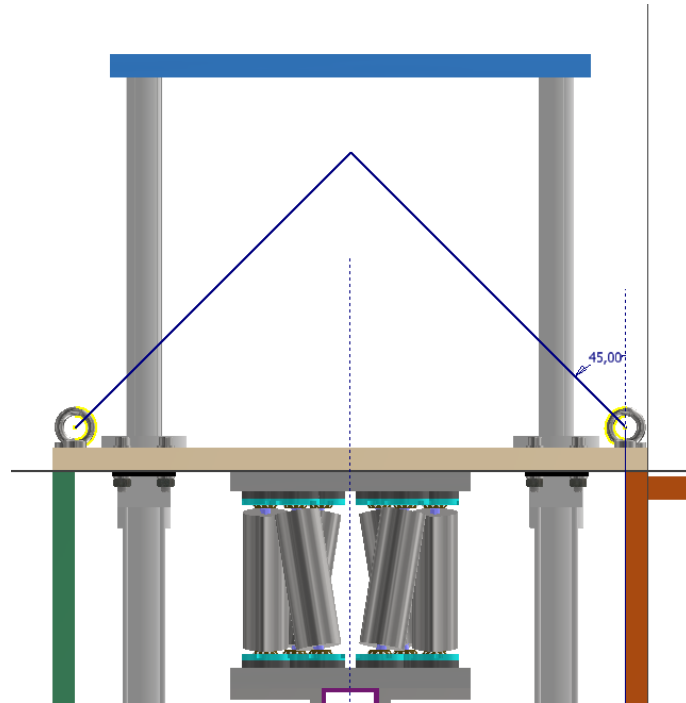


Figura 6.71: Vista frontale dell'insieme, si può osservare come un unico aggancio per le imbracature porti quelle posteriori a toccare le guide retratte.

Tutte queste problematiche hanno spinto all'elaborazione di una procedura di sollevamento più affidabile, ma più complessa nella realizzazione. L'impiego di una traversa semplificherebbe l'aggancio del sistema al carroponete, oltre che evitare che le imbracature vengano legate ruotate di un certo angolo ai golfari. La presenza della traversa permette appunto di collegare verticalmente le imbracature ad una struttura intermedia. La staffa poi viene agganciata direttamente al carroponete.



Figura 6.72: L'impiego di una traversa permetterebbe di evitare di avere delle imbracature inclinate che interferiscono con le guide.

La scelta di una traversa opportuna già presente sul mercato risulta difficoltosa poiché i vincoli per gli ingombri geometrici sono molto stretti, mentre le traverse prefabbricate risultano inoltre molto costose poiché realizzate rispettando le norme vigenti per il sollevamento di carichi pesanti. Trattandosi in questo caso di un carico leggero (175 kg circa), si è quindi pensato di progettare una traversa a partire da una piastra di partenza spessa 20 mm.

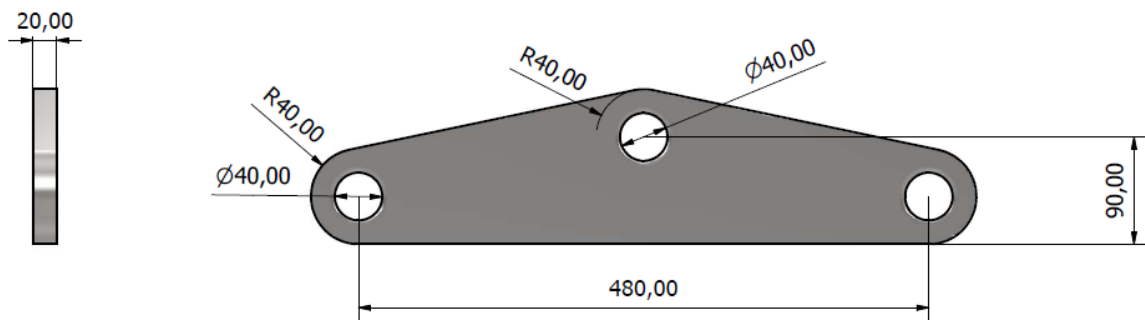
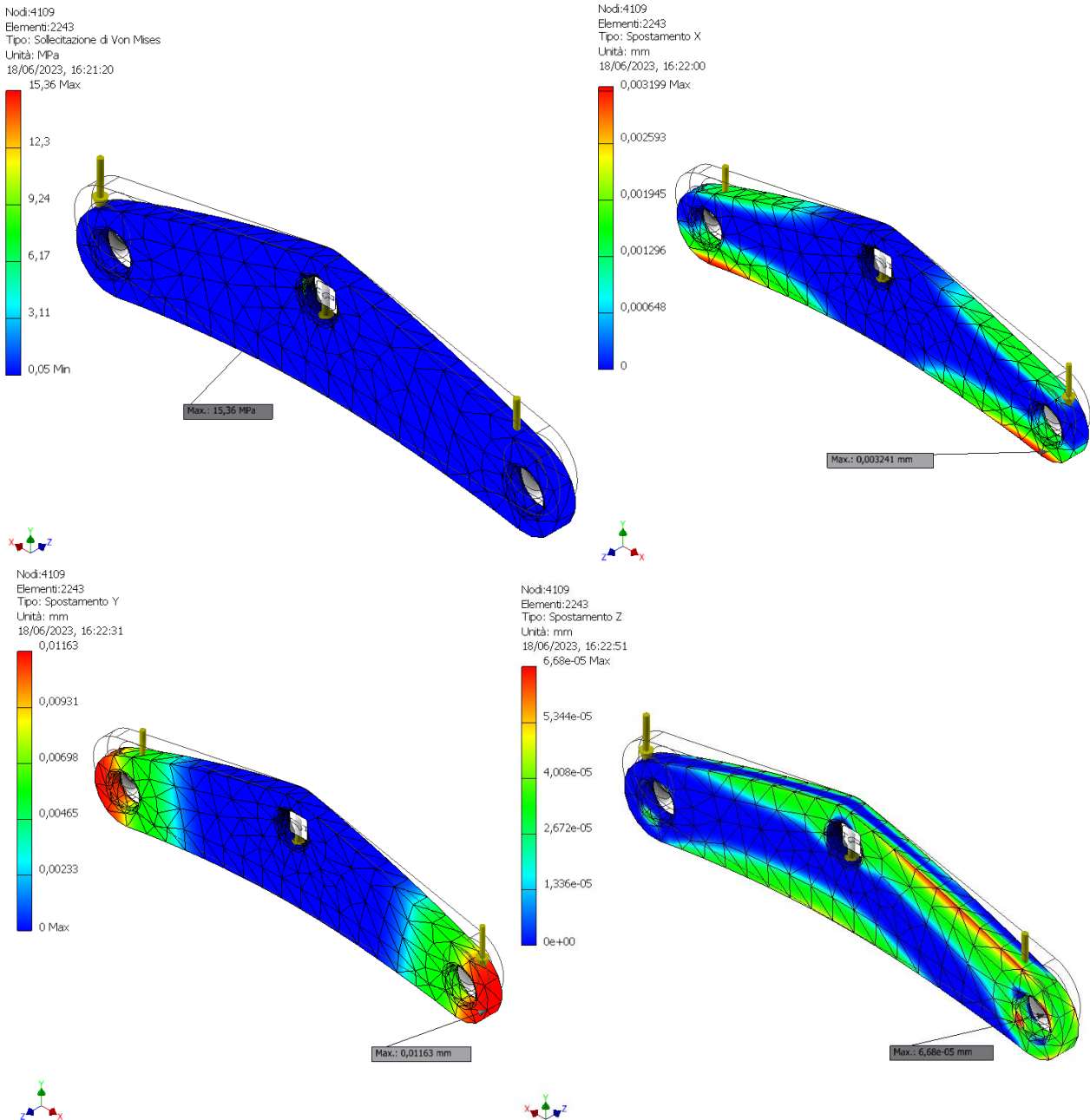


Figura 6.73: Dimensioni della traversa.

La traversa è provvista di due fori inferiori dal diametro di 40 mm, per questi fori passeranno le imbracature. I centri dei fori sono allineati ai centri delle due file dei golfari. Per evitare il danneggiamento delle imbracature sarà necessario smussare tutti gli spigoli vivi sui fori. All'apice della traversa viene invece ricavato un foro atto all'aggancio col carroponete.

Sull'elemento è stata effettuata una FEM per verificarne la resistenza e la deformabilità. È stato imposto un vincolo di bloccaggio sul foro superiore, mentre sui due fori inferiori è

stato fatto agire il peso del sistema sospeso. Una configurazione del genere rifletterebbe di fatto il caso in cui il sistema viene sorretto dal carroponete tramite la traversa.



Dall'analisi si dimostra la compatibilità dell'elemento con l'applicazione.

La traversa verrebbe posta a 360 mm dalla faccia superiore della piastra che monta gli attuatori. Verrebbero impiegate due imbracature in totale, ognuna di esse passerebbe per i due golfari dello stesso lato, per poi venire bloccata sul relativo foro inferiore della traversa.

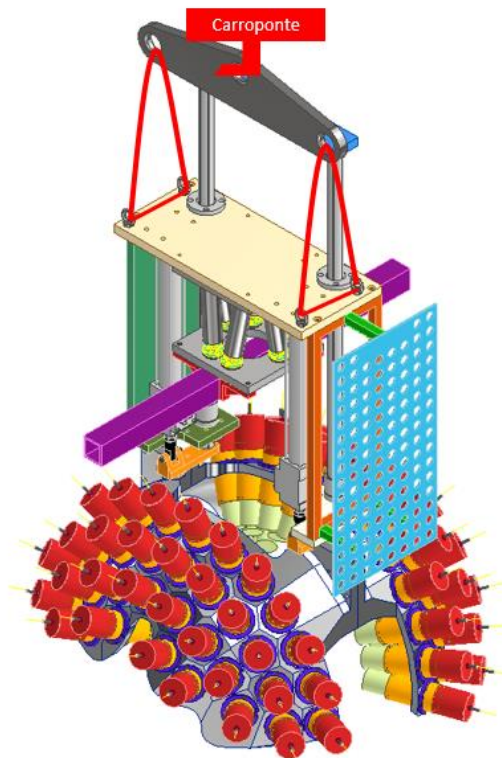


Figura 6.74: Schematizzazione di come il sistema potrebbe essere fissato al carroponte.

Occorre sottolineare che tuttavia questa soluzione per il sollevamento, anche se valida, richiede ulteriori approfondimenti e modifiche che la rendano compatibile con le norme vigenti nei LNS.

6.12 Sistema di controllo degli attuatori

Gli attuatori, per poter essere impiegati, necessitano del relativo circuito di controllo. In questo paragrafo verrà quindi elaborato e simulato il circuito pneumatico di controllo degli attuatori. Per definire meglio il modello verrà poi selezionata la taglia dei vari elementi necessari per il controllo. La definizione del modello di calcolo permetterà infine di scegliere gli apparati opportuni, da conteggiare poi nel calcolo dei costi di fine capitolo.

Il produttore degli attuatori fornisce già indicazioni sulla conformazione del circuito di controllo suggerita per un montaggio verticale dei cilindri. La configurazione consigliata è riportata di seguito.

2. [Verticale] [Carico nella direzione di estensione stelo]

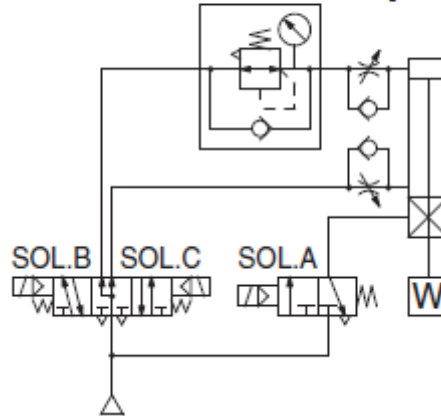


Figura 6.75: Configurazione del circuito di controllo consigliata dal produttore.

Il circuito consigliato presenta due elettrovalvole:

- Un'elettrovalvola 5/3 monostabile a centri in pressione che serve all'alimentazione e allo scarico delle camere quando commutata.
- Un'elettrovalvola 3/2 monostabile, necessaria per l'alimentazione del sistema di bloccaggio dell'attuatore.

Di seguito viene riportata una tabella che riporta gli stati di attivazione dei solenoidi delle elettrovalvole.

SOL.A	SOL.B	SOL.C	Azione	
ON	ON	OFF	Estensione	
OFF	OFF	OFF	Arresto bloccato	
ON	OFF	OFF	Sbloccato	← 0.5 s min.
ON	ON	OFF	Estensione	← 0 a 0.5 s
ON	OFF	ON	Rientro	
OFF	OFF	OFF	Arresto bloccato	
ON	OFF	OFF	Sbloccato	← 0.5 s min.
ON	OFF	ON	Rientro	← 0 a 0.5 s

Dalla tabella è possibile capire che l'attuatore può essere mosso solo se viene alimentato il solenoide A. Eccitato il solenoide A, infatti, il blocco dell'attuatore viene disinserito e lo stelo è libero di muoversi. Ipotizzando ora che il bloccaggio sia sempre alimentato si passa a descrivere la funzione della valvola 5/3:

- Se viene alimentato il solenoide B verrà alimentata la camera posteriore, mentre quella anteriore sarà collegata allo scarico. Lo stelo quindi fuoriesce.
- Se viene invece alimentato il solenoide C, verrà alimentata la camera anteriore, mentre quella posteriore verrà collegata allo scarico. Lo stelo così rientra.

Sono inoltre presenti altri elementi di regolazione nel circuito, difatti sulla linea della camera posteriore è presente un regolatore di pressione con valvola unidirezionale: la sua funzione è quella di regolare all'occorrenza la pressione di alimentazione della camera sotto i 6 bar relativi. A monte delle due camere sono inoltre presenti due valvole regolatrici di flusso, necessarie per il controllo della velocità dell'attuatore.

2. [Verticale]

[Carico nella direzione
di estensione stelo]

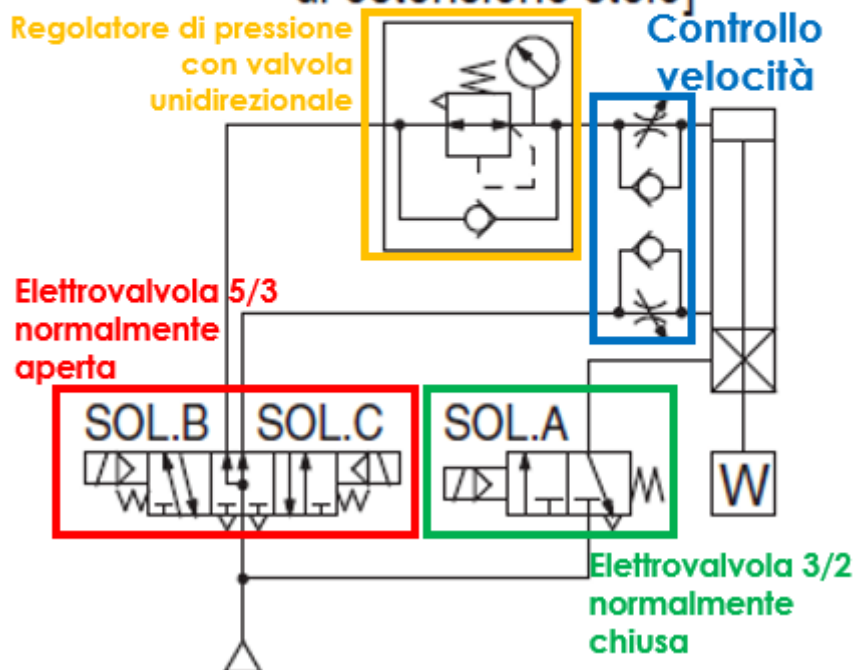


Figura 6.76: Sono stati evidenziati tutti gli elementi del circuito descritti fino ad ora.

Il circuito così presentato ha tuttavia richiesto alcune modifiche che permettessero fondamentalmente di realizzare tre obiettivi:

1. Permettere un'azione sincrona dei due attuatori;
2. Compensare il carico agente sullo stello per permetterne una migliore regolazione della posizione durante la corsa;
3. Regolare la velocità di attuazione.

Per soddisfare il primo punto basta connettere i due attuatori alla stessa valvola di comando. Da questa modifica iniziale discendono poi tutte le altre aggiunte, necessarie a soddisfare i punti successivi.

La compensazione del carico avverrebbe tramite i regolatori di pressione a monte di entrambe le camere degli attuatori. Questi elementi permettono di fatto di settare la pressione agente nelle camere che alimentano. Occorre quindi individuare il livello di

pressione relativa nelle due camere del singolo attuatore che permetta sostanzialmente di fermare lo stelo in un punto qualsiasi della corsa.

Il calcolo si basa sul diagramma di corpo libero dello stelo: immaginando infatti di avere il cilindro montato verticalmente, con una massa collegata all'estremità dello stelo e che lo tira verso il basso, solo la pressione della camera anteriore contribuirà attivamente a contrastare la fuoriuscita dello stelo.

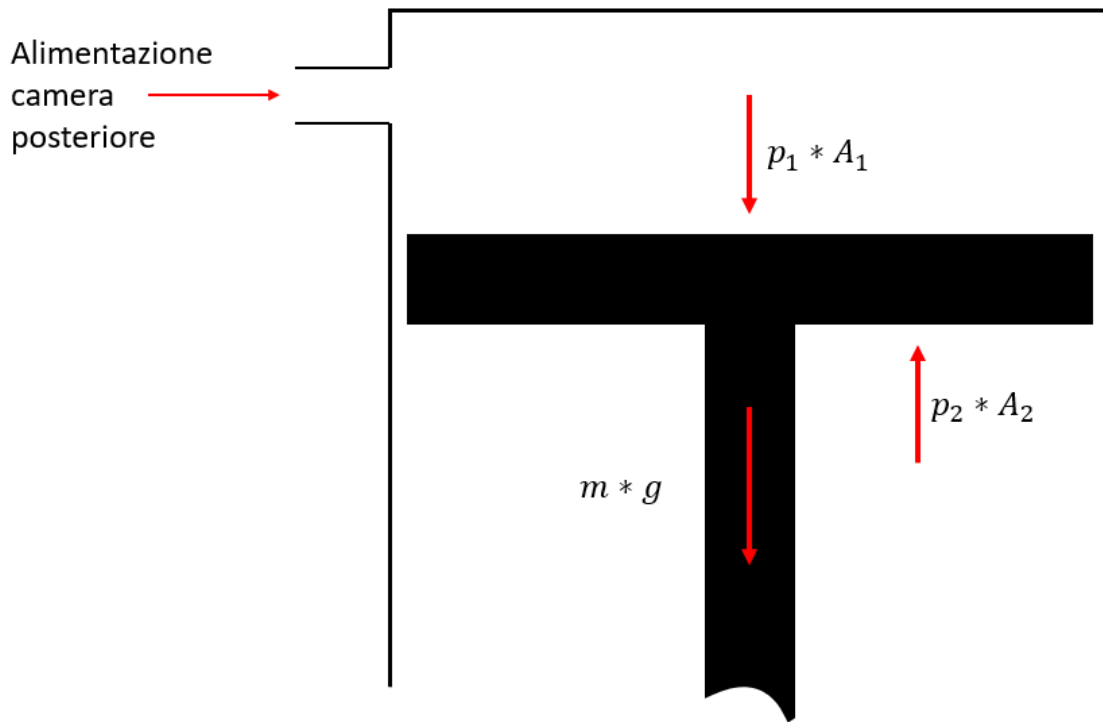


Figura 6.77: Diagramma di corpo libero dello stelo utilizzato per scrivere l'equazione per individuare le pressioni delle due camere.

Alla fuoriuscita dello stelo invece contribuiranno la forza-peso della massa collegata all'estremità dello stesso e la pressione nella camera posteriore. L'equazione descritta è la seguente:

$$p_2 A_2 = p_1 A_1 + mg$$

Dove sono presenti:

- La pressione della camera anteriore p_2 ;
- L'area efficace A_2 su cui agisce la pressione p_2 , inferiore alla sezione del cilindro A_1 per via dello stelo;
- La pressione agente nella camera posteriore p_1 ;
- L'area efficace A_1 su cui agisce la pressione p_1 ;
- La forza-peso delle masse sospese e mosse dagli attuatori mg . Queste masse corrispondono alla somma di quelle di shell, rivelatori, collegamenti con l'attuazione e guide.

L'equazione presenta quindi due incognite, ovvero le pressioni nelle due camere. Esistono tuttavia dei vincoli che le due variabili devono rispettare:

- Le due pressioni, seguendo il criterio di funzionamento dei regolatori di pressione, saranno inferiori alla pressione di alimentazione del circuito;
- Per poter fermare la discesa dello stelo, è ovvio pensare che la pressione della camera anteriore debba essere maggiore di quella nella camera posteriore.

L'equazione è stata quindi risolta iterativamente, settando in primis un valore per la pressione della camera anteriore ed ottenendo così quella della camera posteriore tramite la risoluzione dell'equazione. Si è ottenuta una pressione di 0,15 Mpa per la camera posteriore e una di 0,55 Mpa per la camera anteriore.

Per l'ultimo punto invece non occorre effettuare alcuna aggiunta al circuito consigliato dal produttore. Per regolare la velocità di rientro e fuoriuscita dello stelo è infatti necessario intervenire sulle sue valvole regolatrici di flusso, poste a monte di entrambe le camere del singolo attuatore.

Per poter elaborare un modello su Fluidsim, e simulare il comportamento del circuito, occorre ora assegnare ad ogni elemento i parametri necessari. Si sottolinea che, nel modello elaborato, non verrà inserito il sistema di blocco degli attuatori e la relativa valvola.

Per quanto concerne gli attuatori: è già nota la taglia e l'angolo di montaggio. Tutti i parametri necessari sono quindi facilmente leggibili dal relativo catalogo.

Parameter	Value	Unit
max. Stroke	300	mm (1..5000)
Piston Position	300	mm (0..5000)
Piston diameter	40	mm (1..1000)
Piston rod diameter	16	mm (0..1000)
Mounting angle	270	Angular degrees (Deg) (0..360)
Internal leakage	0	l/(min*MPa) (0..100)
Calculated parameters		
Piston Area	12.57	qcm
Ring Area	10.56	qcm

Display Quantity

- Velocity [m/s]
- Force [N]

Figura 6.78: Parametri impostati per gli attuatori.

Per determinare la taglia della valvola di alimentazione è invece necessario definire i consumi degli attuatori. Dalle caratteristiche geometriche dei cilindri scelti è possibile quindi determinarne i consumi usando le seguenti formule:

$$\text{consumo per corsa singola} = \text{Area efficace} \cdot \text{corsa} \cdot \frac{\text{pressione assoluta in camera}}{\text{pressione atmosferica}}$$

$$\text{consumo al minuto} = \text{consumo per corsa singola} \cdot \text{numero di corse al minuto}$$

Sfruttando le formule di cui sopra è stato possibile ricavare i risultati, riportati nella tabella a seguire: i consumi al minuto sono stati ottenuti facendo riferimento ad un totale di 10 cicli al minuto.

CONSUMI	RISULTATI
Per la singola corsa di uscita dello stelo [l/corsa]	2,64
Per la singola corsa di rientro dello stelo [l/corsa]	2,22
Consumo totale per singolo cilindro [l/min]	48,56
Consumo totale per entrambi i cilindri [l/min]	97,11

Noti i consumi, si può selezionare l'elettrovalvola opportuna facendo riferimento alla portata nominale, indicata dal produttore sul catalogo.

Le elettrovalvole vengono controllate, tramite relè di interfaccia, grazie ad un manifold. Il manifold permette di ricoprire le funzioni delle valvole necessarie, richieste dal circuito. Il catalogo SMC a cui si è fatto riferimento restituisce la portata nominale delle elettrovalvole secondo la ISO 6358: ovvero con una pressione a monte della valvola di 6 bar relativi, e una caduta di 1 bar tra monte e valle del dispositivo.

La portata nominale di una generica valvola viene calcolata tramite la seguente formula:

$$Q = 420 \cdot C \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,857 - b}{1 - b}\right)^2}$$

Dove con C e b si sono rispettivamente indicate la conduttanza della valvola ed il relativo rapporto critico delle pressioni.

Si riportano a seguire i dati letti da catalogo, per un manifold JJ5SY1-10 della SMC:

Variabile	Valore
Conduttanza l/s/bar	0,63
Rapporto critico di pressioni	0,46
Portata nominale in carica [l/min]	179
Portata nominale in scarico [l/min]	250



Figura 6.79: Il manifold JSY-1000 scelto per l'applicazione.

Per gli altri elementi il metodo di selezione della taglia è stato simile: si sono quindi scelte le taglie dei componenti con una portata nominale maggiore o al massimo uguale ai consumi calcolati per gli attuatori.

Per quanto concerne i regolatori di pressione, si sono scelti i regolatori con valvola di by-pass AR20K della SMC. Essi sono impiegabili per intervalli di pressione di regolazione da 0,05 a 0,85 MPa e permettono il by-pass del dispositivo in scarica. La portata nominale elaborata da questi dispositivi è di 200 l/min.



Figura 6.80: Immagine dei regolatori di flusso scelti per l'applicazione.

Per le valvole regolatrici di flusso invece si è fatto riferimento al catalogo FESTO. Da qui si è dapprima identificata la funzione che il dispositivo deve ricoprire. La funzione che si deve effettuare è quella di regolare la portata di aria "esausta", ovvero dell'aria scaricata dalle camere.

Per l'impiego è stata selezionata la valvola GRLA QS3 che permette di smaltire una portata di 100 l/min e nella sua componente unidirezionale e nello strozzamento completamente aperto. La regolazione del flusso passante può essere effettuata tramite la vite montata sulla sua parte superiore.

È importante sottolineare che sono necessarie quattro valvole regolatrici di flusso, ognuna a valle di ogni camera degli attuatori. Questa configurazione è preferibile all'uso di solo due valvole che agiscono su due camere posteriori o anteriori simultaneamente. L'uso di due valvole regolatrici di flusso per ogni attuatore permetterebbe infatti di regolare ed adattare la velocità del singolo cilindro in base all'entità degli attriti agenti tra stelo e camere. Gli attriti saranno infatti diversi tra i due attuatori e questo dipende dalla distribuzione delle masse, dal livello di usura del cilindro, e da tanti altri fattori.

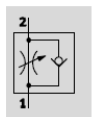
One-way flow control valves GRLA/GRLZ, mini

Technical data – Push-in connector QS, metal

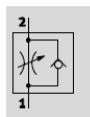
FESTO

One-way flow control function

Exhaust air



Supply air



- Low flow: precision adjustment for low speed

- Flow rate
40 ... 48 l/min
- Temperature range
-10 ... +60 °C
- Operating pressure
0.2 ... 10 bar



Figura 6.81: Valvola regolatrice di flusso scelta per l'applicazione.

Noti tutti i parametri necessari al dimensionamento del modello, è stato poi possibile effettuare delle simulazioni.

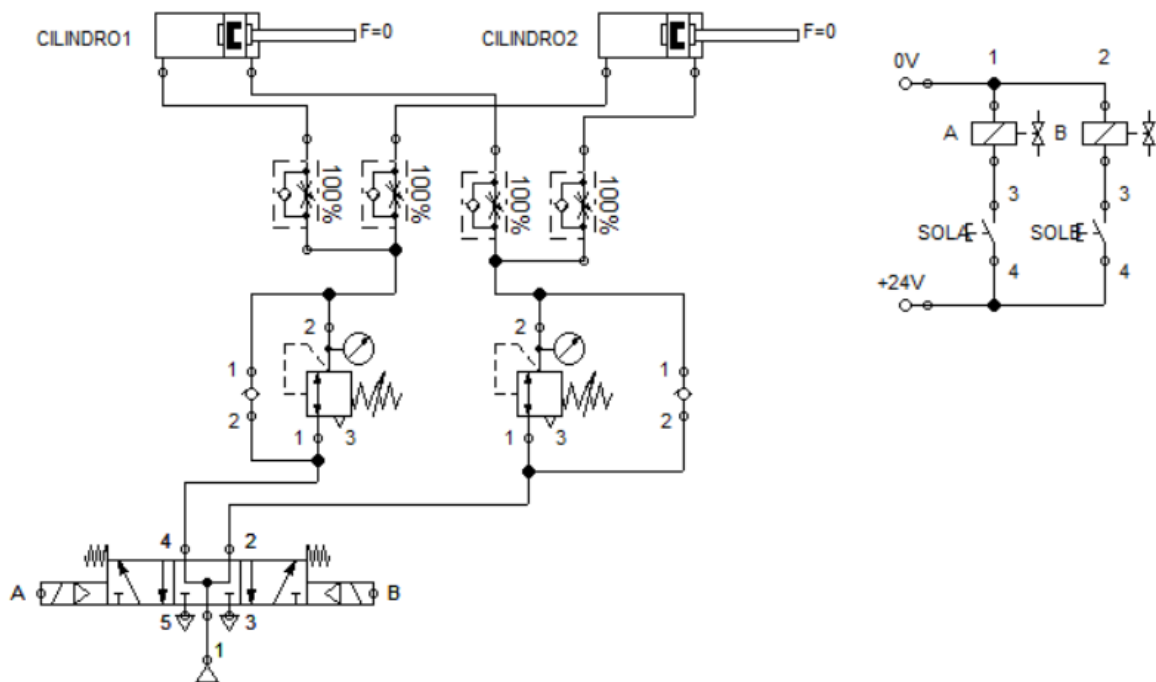
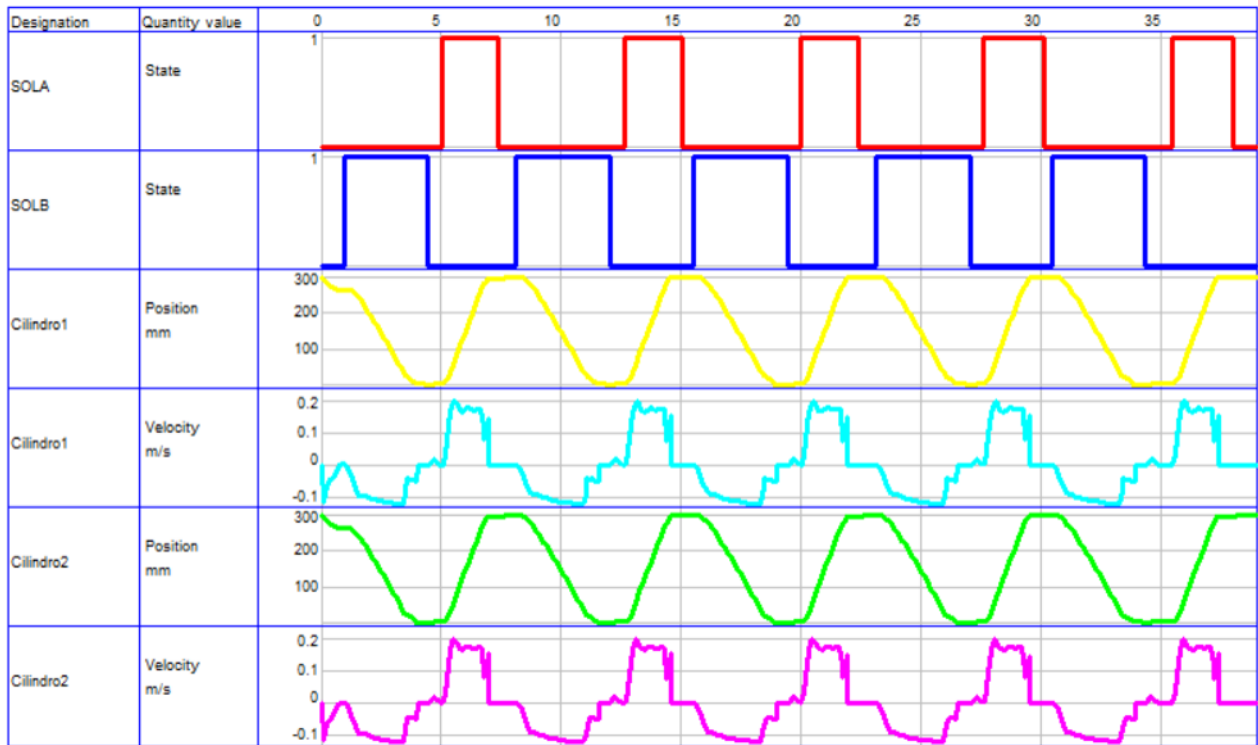


Figura 6.82: A sinistra il circuito pneumatico elaborato sui Fluidsim, a destra il circuito elettrico per alimentare i solenoidi delle elettrovalvole.

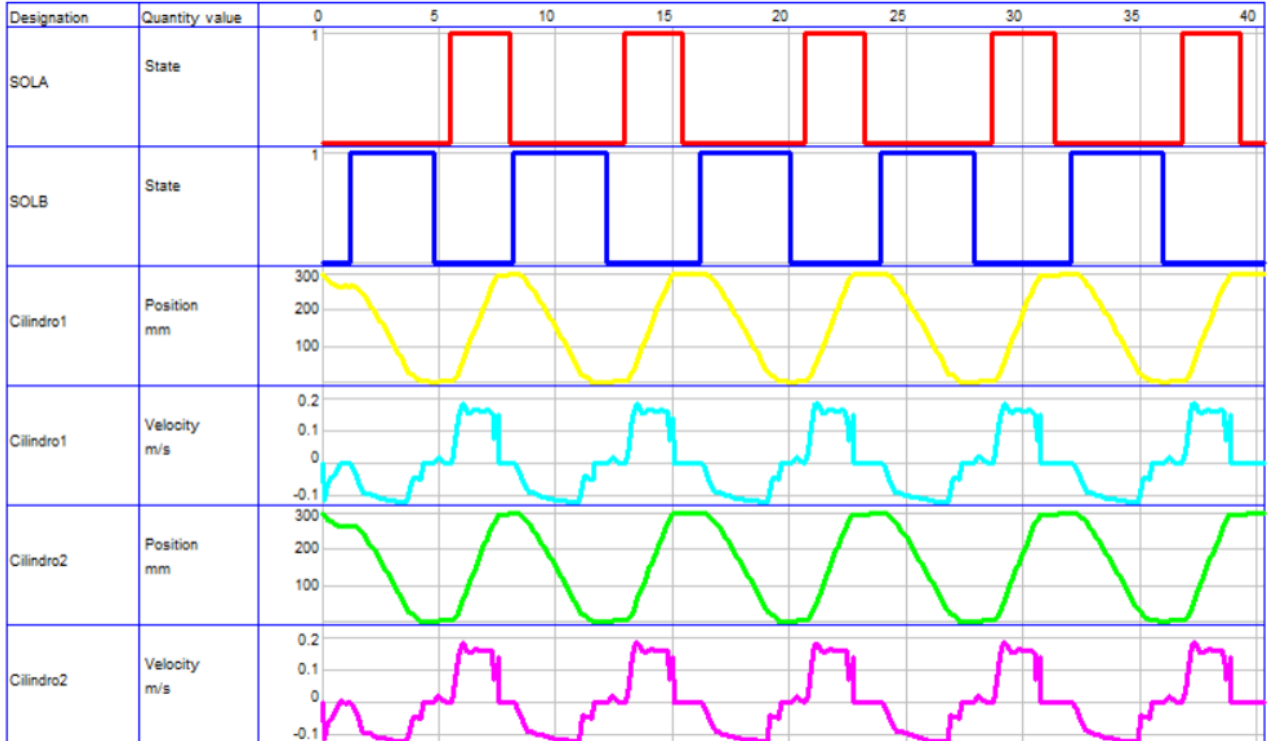
Sono state effettuate dieci simulazioni, a cambiare per ogni simulazione è la superficie entro cui passa l'aria allo scarico. L'obiettivo è infatti quello di individuare le velocità sviluppate dagli attuatori nelle fasi di salita e di discesa della massa collegata agli steli. A seguire sono riportati gli andamenti delle variabili di interesse, esse sono state distinte per colori:

- Con le curve in rosso si indica lo stato di eccitazione del solenoide A, che permette la fuoriuscita dello stelo.
- In blu è indicato lo stato di eccitazione del solenoide B, il quale permette il rientro dello stelo.
- In giallo viene riportata la posizione dello stelo del cilindro di sinistra.
- In ciano viene tracciato l'andamento della velocità raggiunta dallo stelo in uscita e rientro.
- In verde viene riportata la posizione dello stelo del cilindro di sinistra.
- In fucsia viene infine tracciato l'andamento della velocità raggiunta dallo stelo in uscita e rientro.

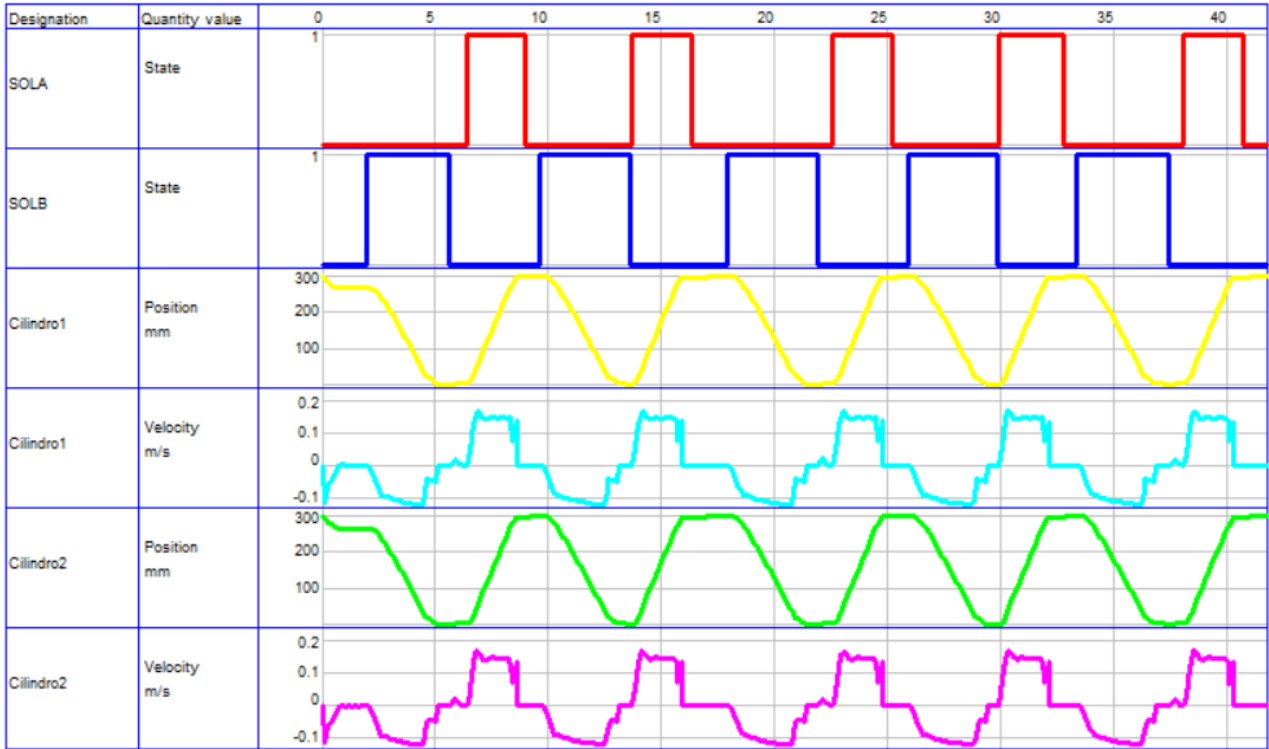
Strozzamento camere anteriori aperto al 100%



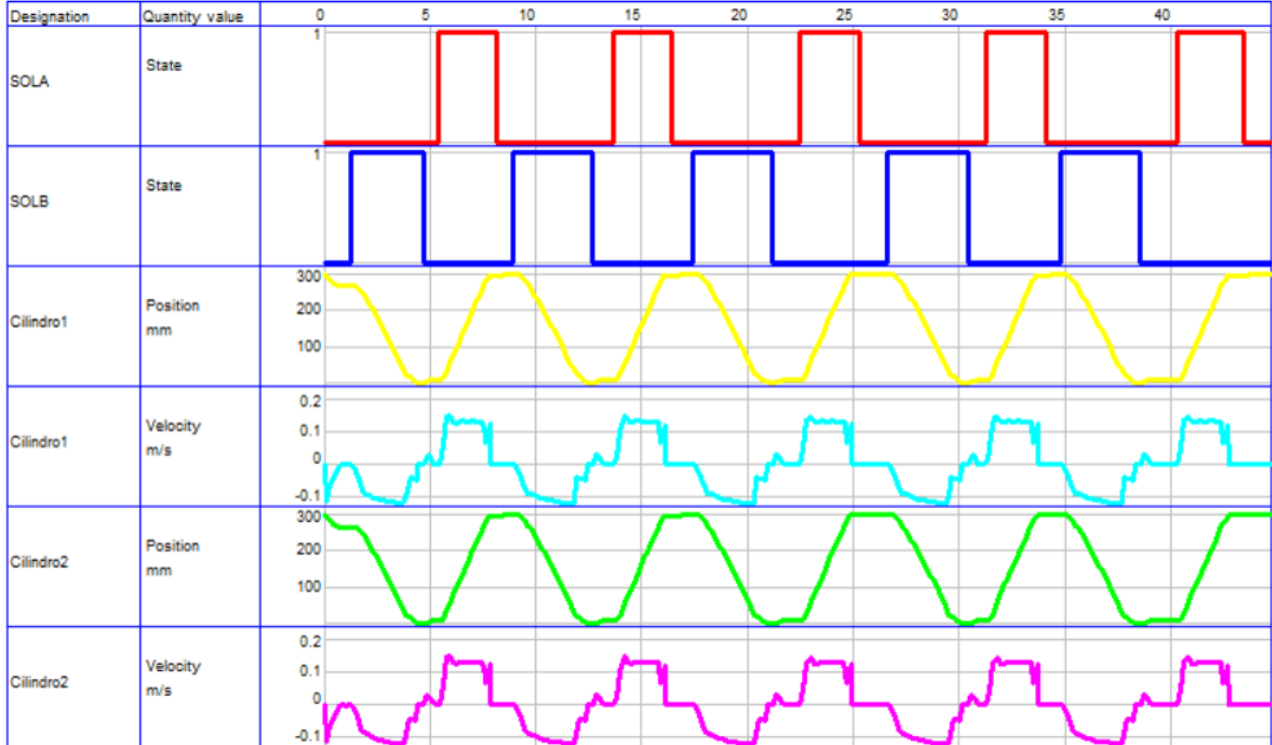
Strozzamento camere anteriori aperto al 90%



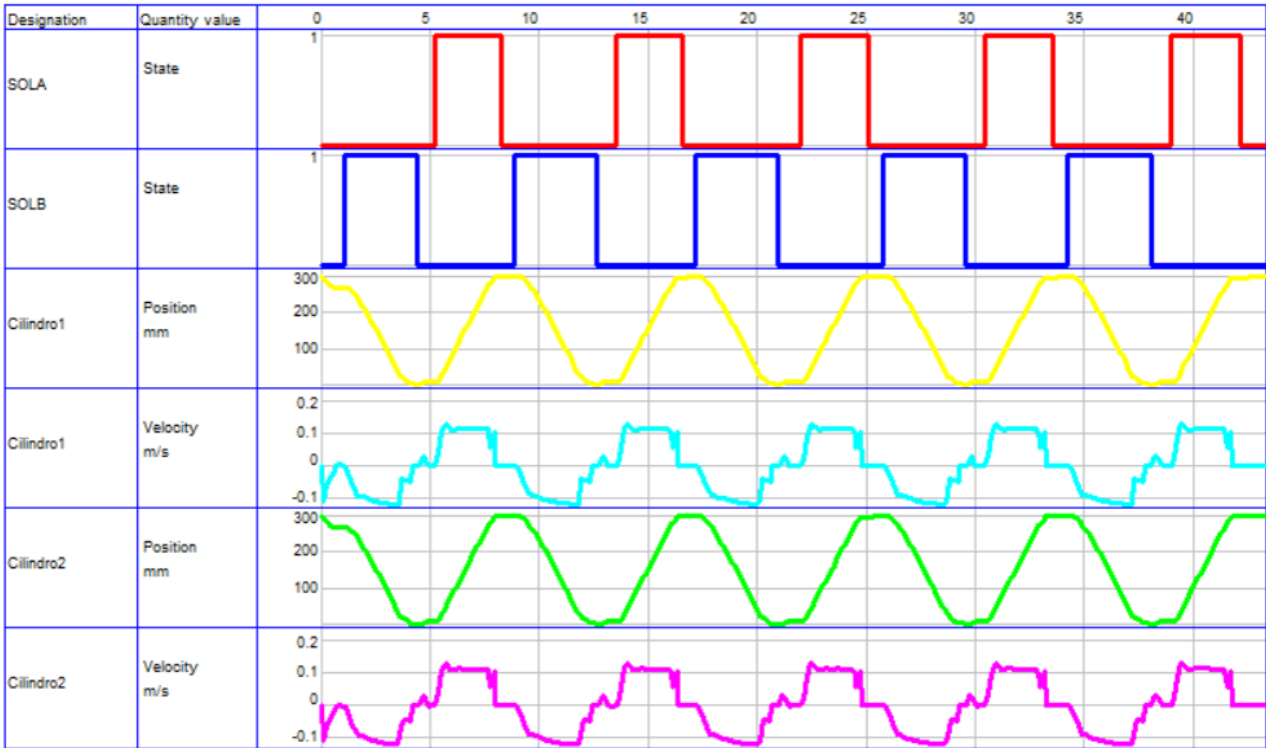
Strozzamento camere anteriori aperto all'80%



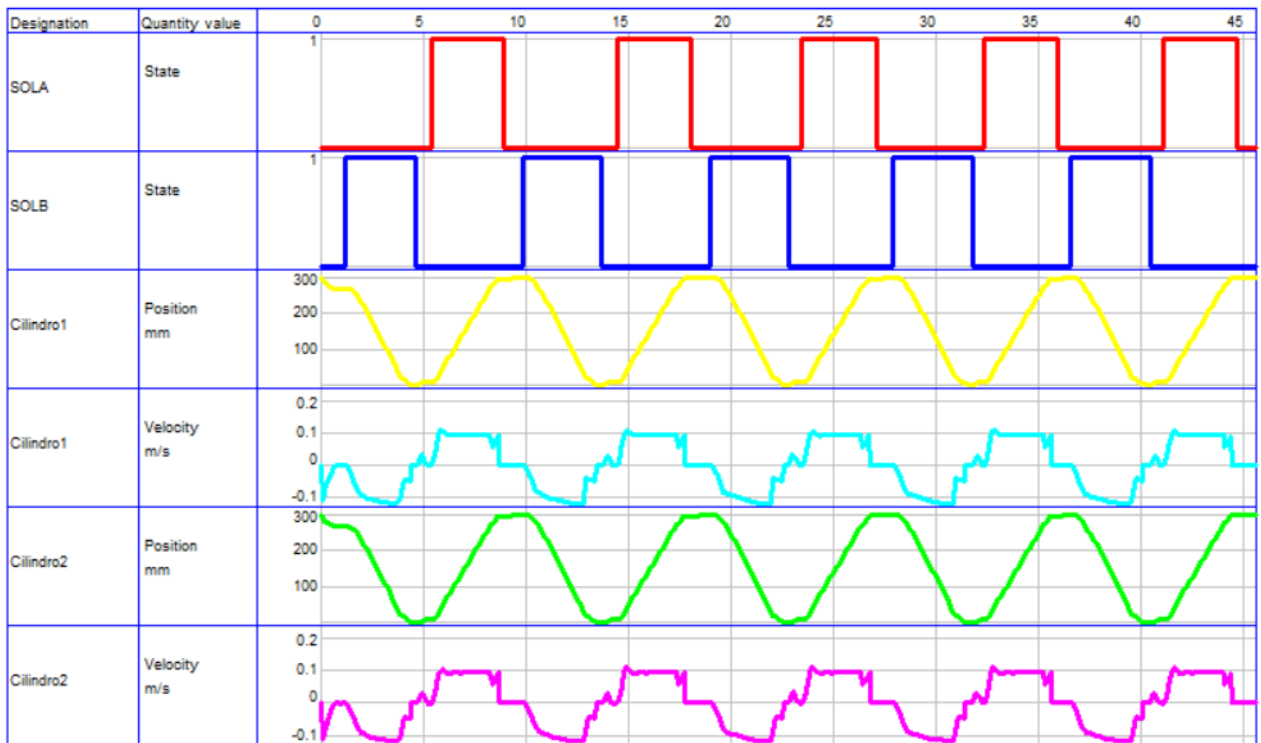
Strozzamento camere anteriori aperto al 70%



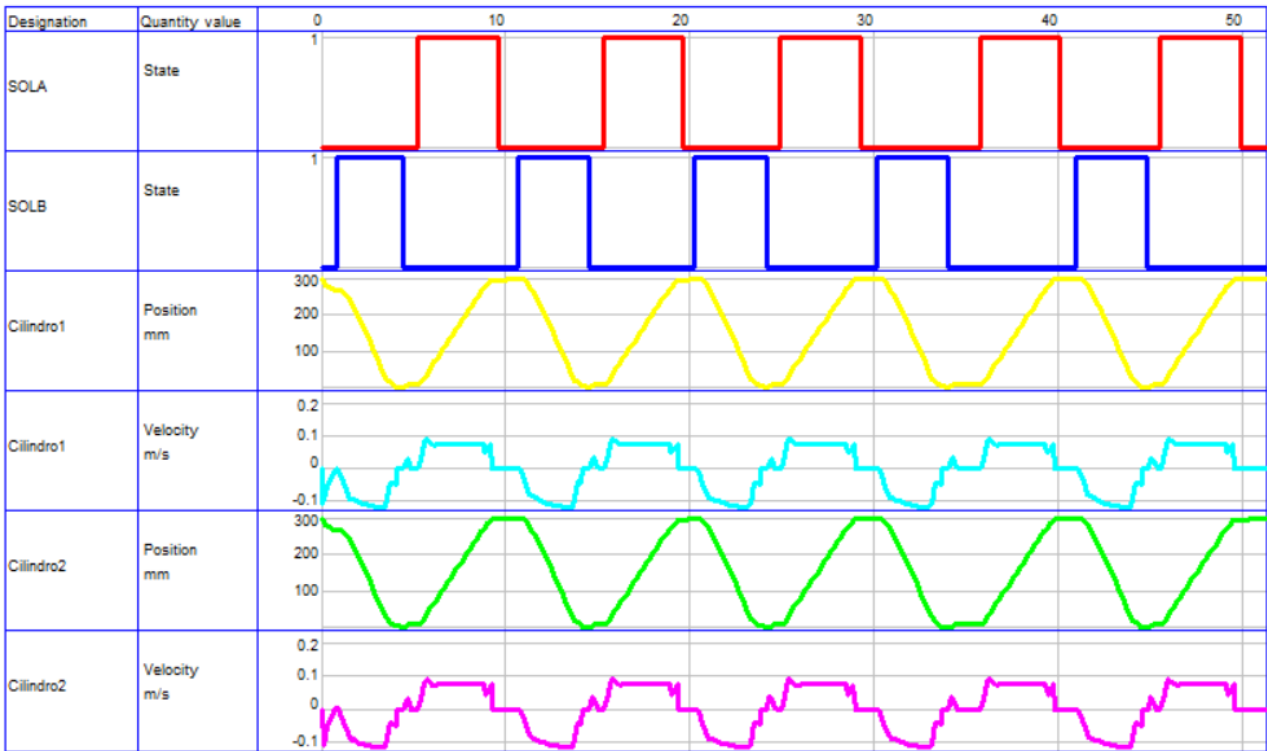
Strozzamento camere anteriori aperto al 60%



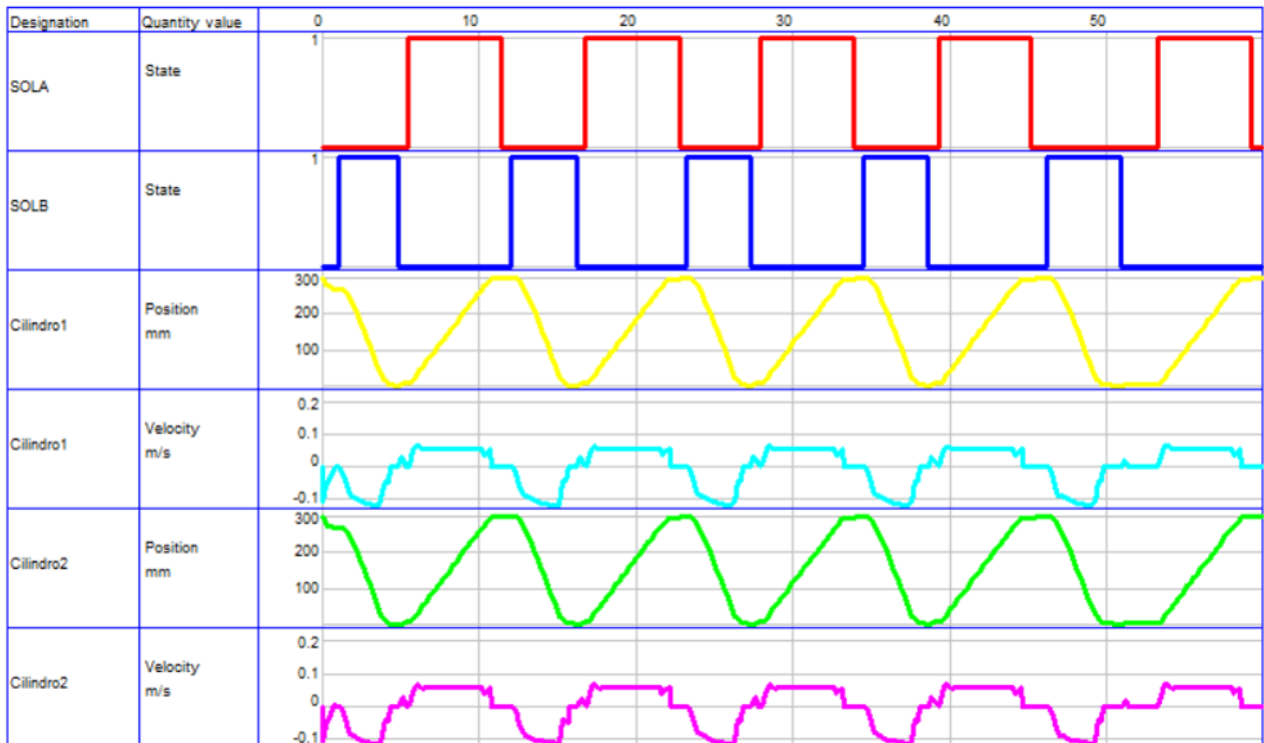
Strozzamento camere anteriori aperto al 50%



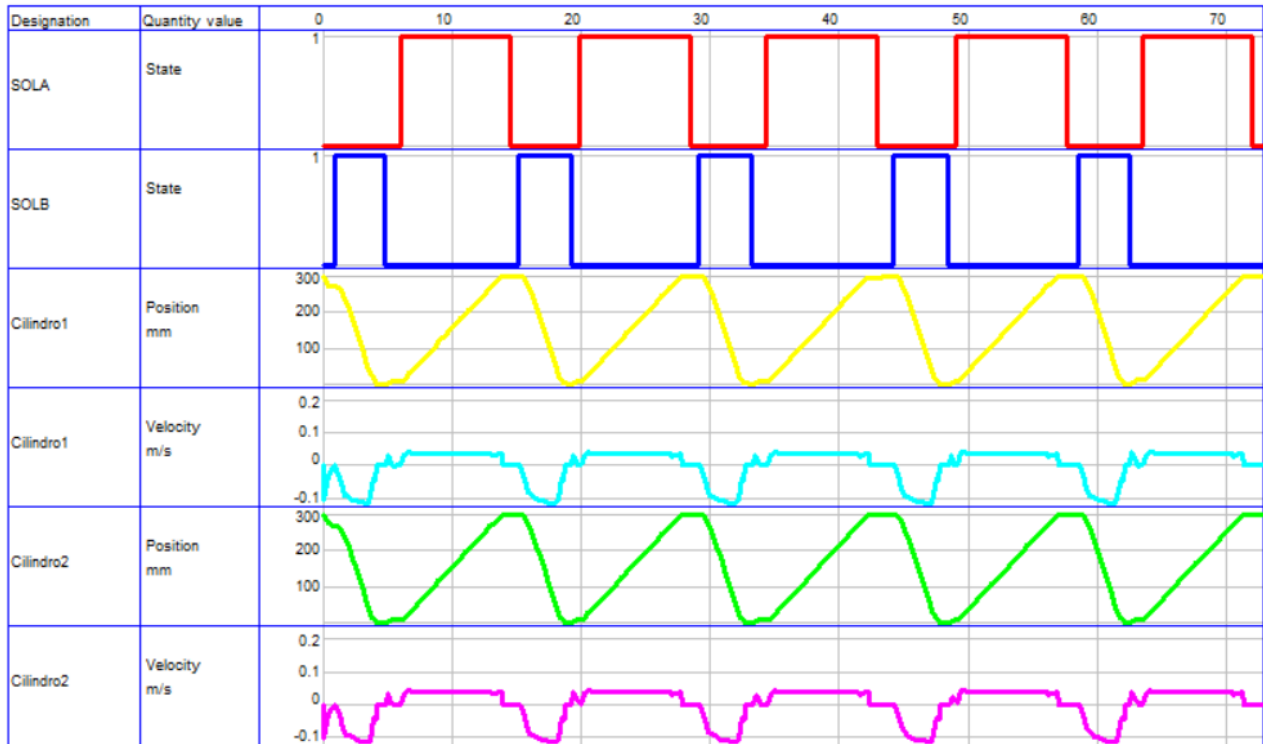
Strozzamento camere anteriori aperto al 40%



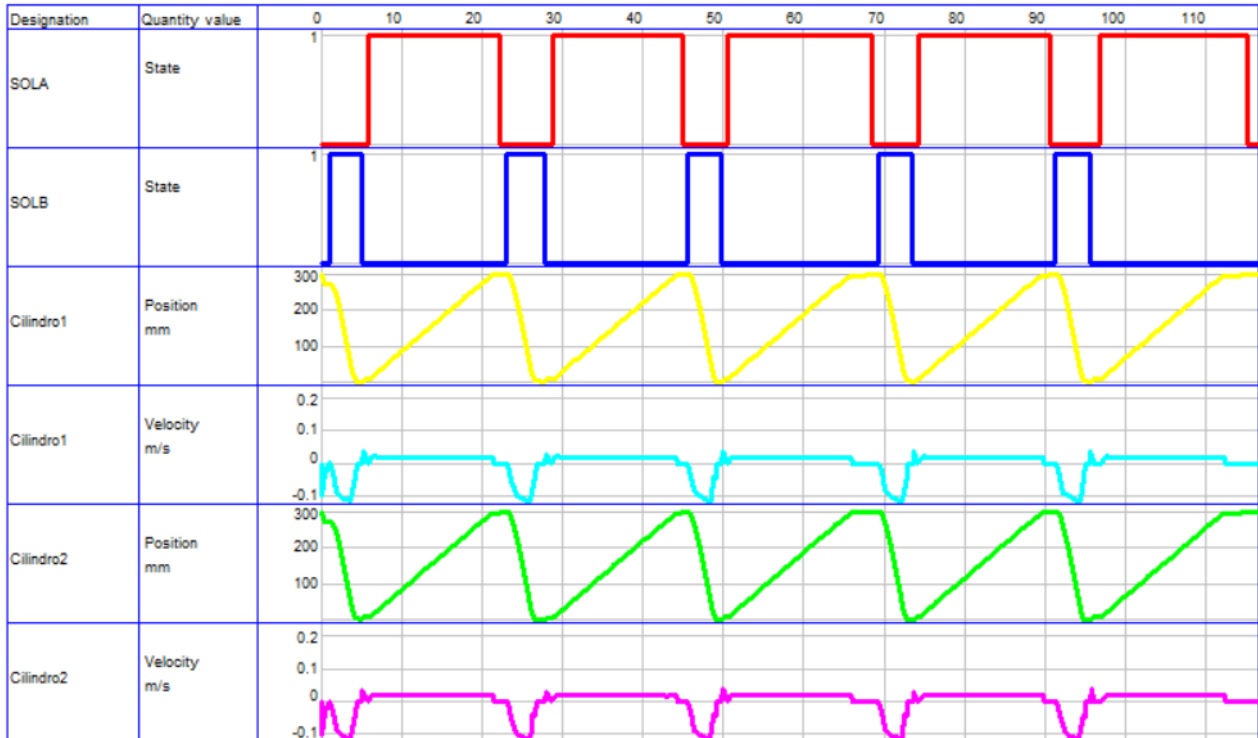
Strozzamento camere anteriori aperto al 30%



Strozzamento camere anteriori aperto al 20%



Strozzamento camere anteriori aperto al 10%



Dagli andamenti delle posizioni dei due steli si può osservare in primo luogo come il sincronismo tra i due attuatori sia garantito dalla configurazione scelta per il circuito. Inoltre, è possibile vedere come la fase di uscita dello stelo richieda sempre più tempo

al ridursi della sezione di passaggio del flusso. Lo strozzamento infatti porta a ridurre la portata uscente dalla camera anteriore, e quindi a rallentare la discesa della massa sospesa.

Quando la sezione di flusso opera sopra il 50% si può invece osservare una forte discontinuità nell'andamento della velocità di discesa, corrispondente all'azione dell'ammortizzo pneumatico. Riducendo infatti la sezione di flusso si assiste ad un plateau negli andamenti delle velocità. Anche le velocità in fase di rientro tendono a ridursi se lo strozzamento viene chiuso, esse tuttavia conservano un andamento meno frenetico a causa dell'azione graduale della pressione nella camera anteriore.

Di seguito si riportano i valori massimi di velocità registrati per tutti i livelli di strozzamento in cui il circuito è stato simulato.

Sezione dello strozzamento aperta [%]	Velocità massima registrata [m/s]
100	200
90	190
80	170
70	150
60	130
50	110
40	90
30	70
20	40
10	20

Ritornando sul catalogo degli attuatori è possibile verificare quale range di velocità sia compatibile con i limiti di energia cinetica imposti dal produttore.

Energia cinetica ammissibile del cilindro*

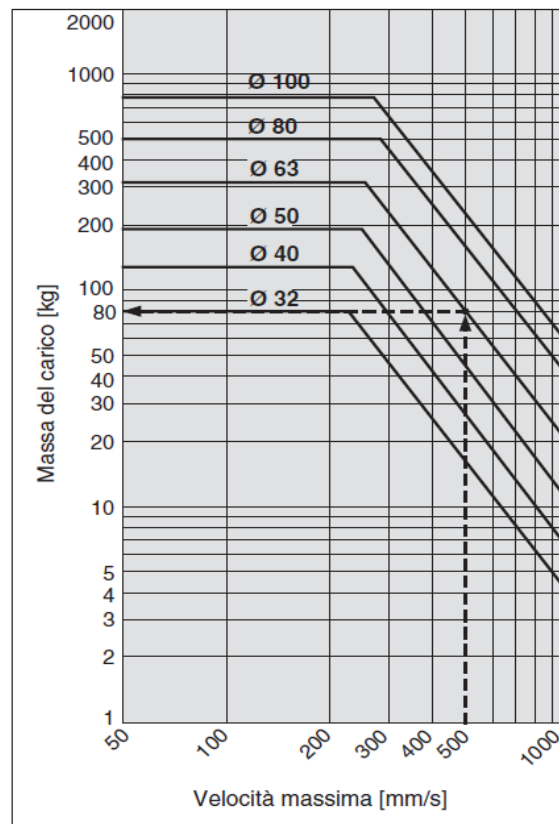


Figura 6.83: Considerando che per 40 kg di carico il cilindro possa muoversi ad una velocità massima di 400 mm/s, date le basse velocità riscontrate nelle simulazioni, gli attuatori e tutti gli organi di regolazione sono quindi compatibili con l'applicazione.

Fortunatamente la taglia scelta per gli attuatori permette di rimanere sotto i limiti di energia cinetica imposti, i cilindri possono quindi essere realmente impiegati per movimentare le masse sospese in tutti i range di velocità analizzati.

Il controllo degli attuatori verrebbe effettuato a partire da due interfacce:

- Per il controllo ravvicinato, da effettuarsi durante le procedure di manutenzione e calibrazione del sistema, verrebbe impiegato un push-panel, situato a lato del quadro elettrico.
- Quando l'esperimento è in corso, il controllo verrebbe invece effettuato tramite un'interfaccia uomo-macchina (HMI) nella stanza contigua a quella dove l'esperimento verrà effettuato.

Le interfacce sopra descritte agiranno sul PLC già installato in loco che, tramite i relè di interfaccia, agirà sul manifold per far commutare le valvole e quindi far muovere gli attuatori.

Nel caso in cui il PLC SIEMENS S7-1200 CPU 1211C già installato non dovesse avere il numero di porte input necessarie, si provvederà all'installazione di una Signal Board SIMATIC S7-1200.



Figura 6.84: La Signal Board SIMATIC S7-1200, necessaria quando si deve aumentare il numero di porte supportate dal relativo modello di PLC modulare.

6.13 Valutazione del costo totale del sistema

L'analisi di fattibilità del sistema sino ad ora descritto e dimensionato si conclude con un calcolo dei costi totali che l'ente si troverebbe a sostenere per realizzare l'apparato. La tabella a seguire presenta quattro colonne:

- Nella prima si indica il nome dell'elemento/i di cui è stato valutato il costo totale;
- Nella seconda si è indicato lo stato di fornitura, ovvero se l'elemento dovrà essere appositamente fabbricato per l'occasione (indicato con 'C' di custom) o se è disponibile da catalogo (indicato con 'DS' che sta per "di serie");
- Nella terza colonna si riporta la molteplicità dell'elemento in questione;
- Nell'ultima infine viene indicato il prezzo totale stimato per l'elemento/i.

Se per alcuni elementi è stato necessario contattare direttamente il produttore per un preventivo, per gli elementi custom come le piastre del telaio è stato invece necessario fare riferimento a pezzi simili sfruttando l'esperienza condivisa dei ricercatori. In altri casi è stato invece sufficiente richiedere un preventivo presso aziende specializzate in lavorazioni CNC.

Elemento	Stato di fornitura	Quantità	Prezzo totale [€]
----------	--------------------	----------	-------------------

Dimensionamento del sistema

Quadrante anteriore	C	1	6500
Quadrante posteriore	C	1	6500
Colonna (base, pilastro, mensola, rinforzo)	C	1	1200
Guide lineari e boccole a ricircolo di sfere	DS	2	1588,32
Trave e collegamenti piattaforma	C	1	600
Distanziali patch panel	C	3	270
Attuatori	DS	2	800
Legs piattaforma (giunto sferico, micro-martinetto, potenziometro estensimetrico)	C	6	9000
Piastre inferiori	C	2	400
Supporto laterale sinistro	C	1	775,77
Supporto laterale destro	C	1	1111,84
Piastra superiore	C	1	600
Piastra di finecorsa	C	1	200
Traversa	C	1	1400
Basi piattaforma	C	2	1975,42
Elementi per collegamento con l'attuazione	C	2	1148,34
Signal board	DS	1	110
Relè SPDT CA/CC RS Pro 24 V	DS	4	49,92
Manifold	DS	1	150
Cablaggio	DS	1	150
Patch panel	C	1	500
Connettori BNC	DS	124	2108
Regolatori di pressione	DS	2	60
Valvole regolatrici di flusso	DS	4	80
ISO 4762 M5x30	DS	8	0,45
ISO 4762 M5x50	DS	4	0,38
ISO 4762 M6x30	DS	16	1,04
ISO 4762 M8x30	DS	2	0,24

Dimensionamento del sistema

ISO 4762 M8x40	DS	8	0,32
ISO 7089 (5)	DS	8	0,16
ISO 7089 (6)	DS	16	0,58
ISO 7089 (8)	DS	16	0,88
ISO 4032 (5)	DS	4	0,6
ISO 4032 (6)	DS	16	2,4
ISO 4032 (8)	DS	8	1,2
ISO 8734 A 6x45	DS	2	2,4
ISO 8734 5x30	DS	4	3,2
ISO 2340 AA 10x65	DS	2	71,2
DIN 580 M8	DS	4	4,84
TOTALE (IVA esclusa)			37367,48
IVA (22%)			8220,85
TOTALE (IVA inclusa)			45588,33

7. Conclusioni

Il lavoro descritto in questa tesi ha permesso di comprendere i vari step di un'analisi di fattibilità. Si è partiti da delle specifiche definite dai ricercatori: quali ingombri geometrici e tecnologici, dalle masse e dalle geometrie di rivelatori e dei quadranti. Una volta individuate più soluzioni applicabili per lo scopo, è stata individuata la più pertinente attraverso uno studio focalizzato sui limiti delle varie soluzioni, limiti che hanno precluso la fattibilità di tutte quelle proposte ad esclusione di una sola.

Individuata la generica conformazione del sistema si è poi passati ad un dimensionamento di massima dei vari elementi. Anche se trattati in capitoli diversi, i dimensionamenti degli elementi di supporto e sostegno sono stati condotti parallelamente allo studio del sottosistema di regolazione. Di fatto, qualsiasi modifica geometrica andava conteggiata nella nuova distribuzione degli stress su trave e colonna. Per esempio, durante la simulazione del sistema di controllo degli attuatori, ci si è resi conto che i cilindri da 32 mm fino a quel momento scelti sviluppavano velocità troppo elevate. Tali velocità superavano i limiti di energia cinetica indicati dal produttore. Ci si è quindi orientati verso un diametro di 40 mm per gli attuatori. I nuovi cilindri presentavano piccole differenze rispetto agli attuatori precedenti a livello geometrico, queste piccole differenze si ripercuotevano sulla posizione dell'end-effector rispetto al target. Questa scelta ha quindi richiesto la modifica del telaio e dell'altezza del manipolatore per riallineare l'end-effector sul target. Successivamente a questa modifica sono poi state richieste nuove FEM per verificare che i nuovi componenti non eccedessero i limiti di sollecitazioni e di spostamenti.

Una volta dimensionati i vari elementi e concluse le analisi cinematiche e dinamiche sul manipolatore, si è passati alla validazione delle geometrie scelte attraverso delle FEM. Le analisi hanno permesso in parte di ottimizzare le geometrie degli elementi del telaio, in parte anche di determinare l'intervallo di regolazione minimo della piattaforma di Stewart. L'analisi strutturale è poi stata conclusa con la verifica dei vari collegamenti previsti tra gli elementi descritti. Per i collegamenti bullonati il principio di calcolo è stato fondamentalmente sempre lo stesso, indirizzato al calcolo delle forze assiali agenti sulle viti. L'unico collegamento saldato trattato è stato quello tra le due travi che costituiscono la colonna, esso tuttavia presenta una piccola differenza dalla prassi progettuale, dovuta alle dimensioni ridotte della sezione IPE 100 interessata.

Una volta conclusi gli aspetti costruttivi ci si è focalizzati sulle metodologie per movimentare il sistema tramite il carro ponte già disponibile in loco. Sono quindi stati dimensionati i golfari di sollevamento e valutata una metodologia efficace per agganciare il sistema al carro ponte senza alcuna interferenza tra guide retratte e imbracature.

Una delle sezioni più interessanti ha riguardato l'implementazione di un circuito pneumatico per il controllo degli attuatori: si è quindi partiti da un circuito base, consigliato dal produttore per un solo attuatore, per poi effettuare le modifiche necessarie, atte all'impiego di due attuatori in parallelo. L'analisi ha richiesto l'elaborazione di un modello fluidodinamico su Fluidsim grazie al quale poter verificare che le velocità sviluppate dagli attuatori rientrassero nei limiti di energia cinetica indicati dal produttore. Per riuscire a caratterizzare il modello è stato necessario determinare la taglia dei vari elementi costituenti il circuito. Si è pertanto partiti dai consumi dei due attuatori per riuscire a scegliere da catalogo i vari elementi attraverso la loro portata nominale.

L'ultimo step dell'analisi è stato incentrato sulla determinazione dei costi dell'intero apparato, se per alcuni elementi standard i costi erano ben noti da catalogo (es. viti, valvole, guide) per altri la determinazione del relativo costo totale sarebbe stata più ostica per via del loro stato di fornitura non normalizzato. Un esempio lampante di queste difficoltà è rappresentato dai quadranti anteriore e posteriore che dovranno sostenere i 62 rivelatori. Essi presentano una geometria alquanto complessa ed il loro costo deve essere determinato in funzione del materiale, delle ore-macchina impiegate, e da tanti altri fattori noti solo al produttore. Fortunatamente l'esperienza condivisa dei relatori e dei ricercatori ha permesso di ricavare il costo dei vari elementi "custom" attraverso la comparazione con elementi simili già montati sul NUMEN. Il costo di altri elementi è stato invece stimato attraverso vari preventivi richiesti ad alcuni produttori.

Dal breve riassunto di cui sopra è possibile immaginare come l'intero lavoro non sia di certo stato esente da importanti criticità durante il suo corso. L'individuazione di una conformazione del sistema opportuna da poter approfondire, la scelta del manipolatore compatibile con l'applicazione e le relative analisi, nonché la fattibilità di alcune soluzioni progettuali adoperate sono stati solo alcuni dei punti critici a causa dei quali il lavoro è più volte stato rallentato. L'esperienza dei relatori e dei ricercatori ha tuttavia permesso di comprendere al meglio ogni errore commesso ed ogni metodologia implementata durante le fasi critiche. La formazione acquisita durante lo svolgersi del corso di studi magistrale in ingegneria meccanica ha comunque permesso di comprendere e trattare molte fasi del lavoro (es. dimensionamento trave, guide, colonna, selezione componenti circuito pneumatico e relativa taglia) molto agilmente.

Occorre sottolineare che sono necessari ulteriori studi per riuscire a definire in maniera più dettagliata il comportamento del sistema. È necessario il calcolo della catena di tolleranze da integrare nel listato per riuscire a definire meglio la precisione del posizionamento del sistema.

Dai valori di tensione molto bassi, ottenuti da alcune FEM, è possibile concludere come siano necessari ulteriori iter di ottimizzazione topologica su alcuni elementi. Ottimizzare un elemento significa alleggerirne la massa, preservandone la resistenza meccanica. Avere a che fare con un telaio più leggero significa inoltre avere un posizionamento più preciso del sistema, dato che il peso che graverà sarà inferiore.

Si deve comunque sottolineare come quella presentata fino ad ora sia solo un'analisi di fattibilità. Altre soluzioni possono essere elaborate per raggiungere gli stessi obiettivi. Solo dopo ulteriori studi ed analisi, su un sistema di posizionamento più preciso e sulle varie ottimizzazioni topologiche da effettuare sull'assieme, si potrà procedere alla prototipazione.

8. Bibliografia

1. F. Cappuzzello et al., *"The NUMEN project: NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay"*, The European Physical Journal A 54, 2018, 46 pages.
2. F. Cappuzzello et al., *"The NUMEN Technical Design Report"*, International Journal of modern Physics A, Vol. 36, No. 30, 2021, 155 pages.
3. Ufficio comunicazione INFN, *"NUMEN: I nuclei e la natura fondamentale del neutrino"*, Newsletter 47, maggio 2018, pagina 12.
4. P. Finocchiaro et al., *"The NUMEN Heavy Ion Multidetector for a Complementary Approach to the Neutrinoless Double Beta Decay"*, Universe, Vol. 6, No. 129, 2020, 30 pages.
5. C. Agodi et al., *"The NUMEN Project: Toward New Experiments with High-Intensity Beams"*, Universe, Vol. 7, No. 72, 2021, 15 pages.
6. C. Agodi et al., *"NUMEN: Determining the Nuclear Matrix Elements of Neutrinoless Double Beta Decays by Heavy-Ion Double Charge Exchange Reactions"*, infn.it, 40 pages.
7. F. Cappuzzello et al., *"The NUMEN Project: An Update of the Facility Toward the Future Experimental Campaigns"*, Front. Astron. Space Sci. 8:668587, 2021, 15 pages.
8. F. Cappuzzello et al., *"The NUMEN project @LNS: Status and perspectives"*, AIP Conference Proceedings 2150, 030003, 2019, 7 pages.
9. D. Calvo et al., *"Present outcome from the NUMEN R&D phase"*, March 17, 2022, 4 pages.
10. D. Calvo et al., *"Towards the integration of the NUMEN experiment"*, May 26, 2021, 4 pages.
11. J. Merlet, *"Parallel Robots"*, Springer Netherlands, Dordrecht, The Netherlands, 2006.
12. C. Yu, B. Li, J. Zhu, *"Kinematics Analysis of 3-RRPS Parallel Mechanism"*, International Conference on Mechatronics and Automation, August 7, 10, 6 pages.
13. C. Ji, T. Chen, Y. Lee, *"Investigation of Kinematic Analysis and Applications for a 3-RRPS Parallel Manipulator"*, Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 28, No. 6, pp. 623-632, 2007.
14. He, Jianjun & Gu, Hong & Wang, Zhelong. (2013), *"Solving the forward kinematics problem of six-DOF Stewart platform using multi-task Gaussian process"*,

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 227. 161-169.
15. J. Velasco et al. "Experimental Validation of a Sliding Mode Control for a Stewart Platform Used in Aerospace Inspection Applications", *Mathematics* 2020, 8, 2051.
 16. P. Cruz, R. Ferreira, J. Silva Sequeira, "Kinematic modeling of Stewart-Gough platform", *ICINCO*, 2005.
 17. S. Hajdu et al., "Kinematical simulation methods for Stewart platform in medical equipments", Department of Mechanical Engineering, University of Debrecen, 4028 Debrecen, Óttemető, Hungary, 2017.
 18. R.V.V. Petrescu et al., "Inverse Kinematics of a Stewart Platform", *Journal of Mechatronics and Robotics*, 2018.
 19. JPE, "Hexapod forces, engineering fundamentals", The Nederalnds, 2021.
 20. Fondazione Promozione Acciaio, "Quaderni di progettazione strutturale: Unioni Saldate, parte 1", Aprile 2020.

9. Sitografia

1. Pagina del NUMEN sul sito dell'INFN
<https://www.lns.infn.it/it/ricerca/progetti/numen.html>
2. Sito del NUMEN <https://web.infn.it/NUMEN/index.php/it/>
3. Pagina web di Ergonomic partners
<https://www.ergonomicpartners.com/ergonomic-lift-assist>
4. Pagina web della Weingrill S.r.l. sui micro-martinetti
<https://www.weingrill.it/it/martinetti-meccanici/micro-martinetti>

10. Cataloghi consultati

1. **SMC**, "Cilindro con bloccaggio, Serie MWB"
2. **MISUMI**, "Alberi scanalati a ricircolo di sfere, maschiatura sui due lati"
3. **MISUMI**, "Boccole lineari con flangia, singole con fori svasati opposti"
4. **WEINGRILL**, "Martinetti meccanici TS"
5. **MYOSTAT MOTION CONTROL INC**, "SRJ brochure 2020"
6. **SMC**, "Elettrovalvola a 5 vie compatta, Serie JSY1000/3000/5000"
7. **SMC**, "Unità F.R.L. modulare, Serie AC"
8. **FESTO**, "One-way flow control valves"

Appendice A

Listato per il calcolo della cinematica inversa della Piattaforma di Stewart

```

clear
clc
close all
%%geometrie del sistema
R=150/2; %raggio della piattaforma fissa
r=150/2; %raggio della piattaforma mobile
h1=50+18;
h2=1895;
h3=386;
h4=925;
h5=2025;
h6=395;
h7=h5-h2;
h8=1232.126;
h9=13.5;
h10=399.5;
h11=381.5;
h=h8-(h2-h4)-h1; %altezza piattaforma di Stewart
l1=471+25;
l2=1785+170;
l3=1055;
l4=70;
gamma=20;
% errori di posizione
psi=-1; %rotazione attorno a X
teta=-1; %rotazione attorno a Y
phi=-1; %rotazione attorno a Z
X=1;
Y=1;
Z=h+1;
%%Coordinate dei giunti rispetto ai relativi riferimenti
%Giunti base fissa
% B1=[0 -R*cosd(30+gamma) R*sind(30+gamma)]';
% B2=[0 R*cosd(30+gamma) R*sind(30+gamma)]';
% B3=[0 R*cosd(30-gamma) R*sind(30-gamma)]';
% B4=[0 R*sind(gamma) -R*cosd(gamma)]';
% B5=[0 -R*sind(gamma) -R*cosd(gamma)]';
% B6=[0 -R*cosd(30-gamma) R*sind(30-gamma)]';
B1=[-R*cosd(30+gamma) -R*sind(30+gamma) 0]';
B2=[R*cosd(30+gamma) -R*sind(30+gamma) 0]';
B3=[R*cosd(30-gamma) -R*sind(30-gamma) 0]';
B4=[R*sind(gamma) R*cosd(gamma) 0]';
B5=[-R*sind(gamma) R*cosd(gamma) 0]';
B6=[-R*cosd(30-gamma) -R*sind(30-gamma) 0]';
%Giunti base mobile
% A1=[0 -r*sind(gamma) r*cosd(gamma)]';
% A2=[0 r*sind(gamma) r*cosd(gamma)]';

```

```

% A3=[0 r*cosd(30-gamma) -r*sind(30-gamma)]';
% A4=[0 r*cosd(30+gamma) -r*sind(30+gamma)]';
% A5=[0 -r*cosd(30+gamma) -r*sind(30+gamma)]';
% A6=[0 -r*cosd(30-gamma) -r*sind(30-gamma)]';
A1=[-r*sind(gamma) -r*cosd(gamma) 0]';
A2=[r*sind(gamma) -r*cosd(gamma) 0]';
A3=[r*cosd(30-gamma) r*sind(30-gamma) 0]';
A4=[r*cosd(30+gamma) r*sind(30+gamma) 0]';
A5=[-r*cosd(30+gamma) r*sind(30+gamma) 0]';
A6=[-r*cosd(30-gamma) r*sind(30-gamma) 0]';
OB=[0 0 0]';%riferimento fisso
OP=[0 0 0]'; %riferimento mobile
Bq=[X Y Z]';%spostamenti lineari del riferimento mobile
Rpb=[cosd(phi)*cosd(teta) cosd(phi)*sind(teta)*sind(psi)-sind(phi)*cosd(psi)
cosd(phi)*sind(teta)*cosd(psi)+sind(phi)*sind(psi);...
sind(phi)*cosd(teta) sind(phi)*sind(teta)*sind(psi)+cosd(phi)*cosd(psi)
sind(phi)*sind(teta)*cosd(psi)-cosd(phi)*sind(psi);...
-sind(teta) cosd(teta)*sind(psi) cosd(teta)*cosd(psi)]; %matrice di rotazione
%Coordinate dei giunti sulla base mobile rispetto al riferimento fisso
Ba1=Rpb*A1;
Ba2=Rpb*A2;
Ba3=Rpb*A3;
Ba4=Rpb*A4;
Ba5=Rpb*A5;
Ba6=Rpb*A6;
BOP=Rpb*OP;
%LUNGHEZZA LEGS SENZA COMPENSAZIONE
LambdaBA1=norm(Ba1+Bq-B1);
LambdaBA2=norm(Ba2+Bq-B2);
LambdaBA3=norm(Ba3+Bq-B3);
LambdaBA4=norm(Ba4+Bq-B4);
LambdaBA5=norm(Ba5+Bq-B5);
LambdaBA6=norm(Ba6+Bq-B6);
%%plot della piattaforma
plot3([B1(1) B2(1) B3(1) B4(1) B5(1) B6(1) B1(1)], [B1(2) B2(2) B3(2) B4(2) B5(2) B6(2)
B1(2)], [B1(3) B2(3) B3(3) B4(3) B5(3) B6(3) B1(3)], 'b')
hold on
plot3([Ba1(1)+Bq(1) Ba2(1)+Bq(1) Ba3(1)+Bq(1) Ba4(1)+Bq(1) Ba5(1)+Bq(1) Ba6(1)+Bq(1)
Ba1(1)+Bq(1)], [Ba1(2)+Bq(2) Ba2(2)+Bq(2) Ba3(2)+Bq(2) Ba4(2)+Bq(2) Ba5(2)+Bq(2)
Ba6(2)+Bq(2) Ba1(2)+Bq(2)], [Ba1(3)+Bq(3) Ba2(3)+Bq(3) Ba3(3)+Bq(3) Ba4(3)+Bq(3)
Ba5(3)+Bq(3) Ba6(3)+Bq(3) Ba1(3)+Bq(3)], 'b')
plot3([B1(1) Ba1(1)+Bq(1)], [B1(2) Ba1(2)+Bq(2)], [B1(3) Ba1(3)+Bq(3)], 'r')
plot3([B2(1) Ba2(1)+Bq(1)], [B2(2) Ba2(2)+Bq(2)], [B2(3) Ba2(3)+Bq(3)], 'r')
plot3([B3(1) Ba3(1)+Bq(1)], [B3(2) Ba3(2)+Bq(2)], [B3(3) Ba3(3)+Bq(3)], 'r')
plot3([B4(1) Ba4(1)+Bq(1)], [B4(2) Ba4(2)+Bq(2)], [B4(3) Ba4(3)+Bq(3)], 'r')
plot3([B5(1) Ba5(1)+Bq(1)], [B5(2) Ba5(2)+Bq(2)], [B5(3) Ba5(3)+Bq(3)], 'r')
plot3([B6(1) Ba6(1)+Bq(1)], [B6(2) Ba6(2)+Bq(2)], [B6(3) Ba6(3)+Bq(3)], 'r')
plot3(OB(1),OB(2),OB(3), '*')
plot3(OP(1)+Bq(1),OP(2)+Bq(2),OP(3)+Bq(3), '*')
axis equal
xlabel('X')
ylabel('Y')
zlabel('Z')
%%Coordinate MAGNEX
%pianoXZ
% A=[-h1-h2+h4 0 0];
% B=[-h1-h2 0 0];
% C=[-h1-h2 0 h3];

```

```

% D=[-h1 0 h3];
% E=[-h1 0 0];
% H=[-h1 0 -h6];
% G=[-h1-h5 0 -h6];
% F=[-h5-h1 0 0];
A=[0 -h10+h3 -h1-h2+h4];
B=[0 -h10+h3 -h1-h2];
C=[0 -h10 -h1-h2];
D=[0 -h10 -h1];
E=[0 0 -h1];
F=[0 h11-h6 -h1-h5];
G=[0 h11 -h1-h5];
H=[0 h11 -h1];
%%pianoXY
% O=[-h1-l4 0 -h6];
% K=[-h1-l4 -l1 -h6];
% L=[-h1-l4-l2 -l1 -h6];
O=[0 h11 -h1-l4];
K=[l1 h11 -h1-l4];
L=[l1 h11 -h1-l4-l2];
%%Plot geometrie del MAGNEX
plot3([OB(1) E(1)],[OB(2) E(2)],[OB(3) E(3)])
plot3([E(1) D(1)],[E(2) D(2)],[E(3) D(3)])
plot3([E(1) H(1)],[E(2) H(2)],[E(3) H(3)])
plot3([D(1) C(1)],[D(2) C(2)],[D(3) C(3)])
plot3([H(1) O(1)],[H(2) O(2)],[H(3) O(3)])
plot3([O(1) K(1)],[O(2) K(2)],[O(3) K(3)])
plot3([K(1) L(1)],[K(2) L(2)],[K(3) L(3)])
plot3([L(1) G(1)],[L(2) G(2)],[L(3) G(3)])
plot3([C(1) B(1)],[C(2) B(2)],[C(3) B(3)])
plot3([G(1) F(1)],[G(2) F(2)],[G(3) F(3)])
plot3([F(1) B(1)],[F(2) B(2)],[F(3) B(3)])
plot3([B(1) A(1)],[B(2) A(2)],[B(3) A(3)])
plot3(A(1),A(2),A(3), '*' )
%%Coordinate end-effector
% J=[-h8 0 0]';
I=[0 0 -h8]';
J=[0 h9 -h8]';
BuI=Rpb*I;
BuJ=Rpb*J;
%%Plot end-effector
plot3([OP(1)+Bq(1) BuI(1)+Bq(1)],[OP(2)+Bq(2) BuI(2)+Bq(2)],[OP(3)+Bq(3) BuI(3)+Bq(3)])
plot3([BuI(1)+Bq(1) BuJ(1)+Bq(1)],[BuI(2)+Bq(2) BuJ(2)+Bq(2)],[BuI(3)+Bq(3)
BuJ(3)+Bq(3)])
plot3(BuJ(1)+Bq(1),BuJ(2)+Bq(2),BuJ(3)+Bq(3), '*' )
hold off
%% Compensazione
figure
X=A(1)-BuJ(1)-Bq(1);
Y=A(2)-BuJ(2)-Bq(2);
Z=h+A(3)-BuJ(3)-Bq(3);
Bq1=[X Y Z]';
%%lunghezza legs con compensazione
lambdaBA1=norm(Ba1+Bq1-B1);
lambdaBA2=norm(Ba2+Bq1-B2);
lambdaBA3=norm(Ba3+Bq1-B3);
lambdaBA4=norm(Ba4+Bq1-B4);
lambdaBA5=norm(Ba5+Bq1-B5);

```

```

lambdaBA6=norm(Ba6+Bq1-B6);
%calcolo range regulation singole legs
rr=zeros(6,1);
rr(1)=abs(LambdaBA1-lambdaBA1);
rr(2)=abs(LambdaBA2-lambdaBA2);
rr(3)=abs(LambdaBA3-lambdaBA3);
rr(4)=abs(LambdaBA4-lambdaBA4);
rr(5)=abs(LambdaBA5-lambdaBA5);
rr(6)=abs(LambdaBA6-lambdaBA6);
%%plot piattaforma compensata
plot3([B1(1) B2(1) B3(1) B4(1) B5(1) B6(1) B1(1)], [B1(2) B2(2) B3(2) B4(2) B5(2) B6(2)
B1(2)], [B1(3) B2(3) B3(3) B4(3) B5(3) B6(3) B1(3)], 'b')
hold on
plot3([Ba1(1)+Bq1(1) Ba2(1)+Bq1(1) Ba3(1)+Bq1(1) Ba4(1)+Bq1(1) Ba5(1)+Bq1(1)
Ba6(1)+Bq1(1) Ba1(1)+Bq1(1)], [Ba1(2)+Bq1(2) Ba2(2)+Bq1(2) Ba3(2)+Bq1(2) Ba4(2)+Bq1(2)
Ba5(2)+Bq1(2) Ba6(2)+Bq1(2) Ba1(2)+Bq1(2)], [Ba1(3)+Bq1(3) Ba2(3)+Bq1(3) Ba3(3)+Bq1(3)
Ba4(3)+Bq1(3) Ba5(3)+Bq1(3) Ba6(3)+Bq1(3) Ba1(3)+Bq1(3)], 'b')
plot3([B1(1) Ba1(1)+Bq1(1)], [B1(2) Ba1(2)+Bq1(2)], [B1(3) Ba1(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3([B2(1) Ba2(1)+Bq1(1)], [B2(2) Ba2(2)+Bq1(2)], [B2(3) Ba2(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3([B3(1) Ba3(1)+Bq1(1)], [B3(2) Ba3(2)+Bq1(2)], [B3(3) Ba3(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3([B4(1) Ba4(1)+Bq1(1)], [B4(2) Ba4(2)+Bq1(2)], [B4(3) Ba4(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3([B5(1) Ba5(1)+Bq1(1)], [B5(2) Ba5(2)+Bq1(2)], [B5(3) Ba5(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3([B6(1) Ba6(1)+Bq1(1)], [B6(2) Ba6(2)+Bq1(2)], [B6(3) Ba6(3)+Bq1(3)], 'r')
plot3(Ob(1),Ob(2),Ob(3), '*')
plot3(OP(1)+Bq1(1),OP(2)+Bq1(2),OP(3)+Bq1(3), '*')
axis equal
xlabel('X')
ylabel('Y')
zlabel('Z')
%%plot MAGNEX
plot3([Ob(1) E(1)], [Ob(2) E(2)], [Ob(3) E(3)])
plot3([E(1) D(1)], [E(2) D(2)], [E(3) D(3)])
plot3([E(1) H(1)], [E(2) H(2)], [E(3) H(3)])
plot3([D(1) C(1)], [D(2) C(2)], [D(3) C(3)])
plot3([H(1) O(1)], [H(2) O(2)], [H(3) O(3)])
plot3([O(1) K(1)], [O(2) K(2)], [O(3) K(3)])
plot3([K(1) L(1)], [K(2) L(2)], [K(3) L(3)])
plot3([L(1) G(1)], [L(2) G(2)], [L(3) G(3)])
plot3([C(1) B(1)], [C(2) B(2)], [C(3) B(3)])
plot3([G(1) F(1)], [G(2) F(2)], [G(3) F(3)])
plot3([F(1) B(1)], [F(2) B(2)], [F(3) B(3)])
plot3([B(1) A(1)], [B(2) A(2)], [B(3) A(3)])
plot3(A(1),A(2),A(3), '*')
%%Plot end-effector compensato
plot3([OP(1)+Bq1(1) BuI(1)+Bq1(1)], [OP(2)+Bq1(2) BuI(2)+Bq1(2)], [OP(3)+Bq1(3)
BuI(3)+Bq1(3)])
plot3([BuI(1)+Bq1(1) BuJ(1)+Bq1(1)], [BuI(2)+Bq1(2) BuJ(2)+Bq1(2)], [BuI(3)+Bq1(3)
BuJ(3)+Bq1(3)])
plot3(BuJ(1)+Bq1(1),BuJ(2)+Bq1(2),BuJ(3)+Bq1(3), '*')
hold off

```

Appendice B

Listato per il calcolo delle forze agenti sui giunti sferici della piattaforma di Stewart

```

clear
clc
close all
R=150/2; %raggio della piattaforma fissa
r=150/2; %raggio della piattaforma mobile
h1=50+18;
h2=1920;
h4=950;
h8=1209.626;
h=h8-(h2-h4)-h1; %altezza della piattaforma
gamma=20;
%coordinate dei giunti
% H=[h 0 0];
% B1=[0 -R*cosd(30+gamma) R*sind(30+gamma)]';
% B2=[0 R*cosd(30+gamma) R*sind(30+gamma)]';
% B3=[0 R*cosd(30-gamma) R*sind(30-gamma)]';
% B4=[0 R*sind(gamma) -R*cosd(gamma)]';
% B5=[0 -R*sind(gamma) -R*cosd(gamma)]';
% B6=[0 -R*cosd(30-gamma) R*sind(30-gamma)]';
% A1=[h -r*sind(gamma) r*cosd(gamma)]';
% A2=[h r*sind(gamma) r*cosd(gamma)]';
% A3=[h r*cosd(30-gamma) -r*sind(30-gamma)]';
% A4=[h r*cosd(30+gamma) -r*sind(30+gamma)]';
% A5=[h -r*cosd(30+gamma) -r*sind(30+gamma)]';
% A6=[h -r*cosd(30-gamma) -r*sind(30-gamma)]';
B1=[-R*cosd(30+gamma) -R*sind(30+gamma) 0]';
B2=[R*cosd(30+gamma) -R*sind(30+gamma) 0]';
B3=[R*cosd(30-gamma) -R*sind(30-gamma) 0]';
B4=[R*sind(gamma) R*cosd(gamma) 0]';
B5=[-R*sind(gamma) R*cosd(gamma) 0]';
B6=[-R*cosd(30-gamma) -R*sind(30-gamma) 0]';
A1=[-r*sind(gamma) -r*cosd(gamma) h]';
A2=[r*sind(gamma) -r*cosd(gamma) h]';
A3=[r*cosd(30-gamma) r*sind(30-gamma) h]';
A4=[r*cosd(30+gamma) r*sind(30+gamma) h]';
A5=[-r*cosd(30+gamma) r*sind(30+gamma) h]';
A6=[-r*cosd(30-gamma) r*sind(30-gamma) h]';
A=[A1 A2 A3 A4 A5 A6];
N1=A1-B1;
N2=A2-B2;
N3=A3-B3;
N4=A4-B4;
N5=A5-B5;
N6=A6-B6;
n1=N1/norm(N1);
n2=N2/norm(N2);

```

```

n3=N3/norm(N3);
n4=N4/norm(N4);
n5=N5/norm(N5);
n6=N6/norm(N6);
% n=[n1 n2 n3 n4 n5 n6];
ex=[1 0 0];
ey=[0 1 0];
ez=[0 0 1];
% XM=-688.594+h;
% YM=61.547;
% ZM=1.566;
%posizione del centro di massa del sistema rispetto alla piattaforma mobile
ZM=-610.974;
YM=10.603;
XM=20.624;
%coordinate dei giunti superiori rispetto alla piattaforma mobile
XP=A(1,:)' ;
YP=A(2,:)' ;
ZP=A(3,:)' ;
R1=[ex*n1 ex*n2 ex*n3 ex*n4 ex*n5 ex*n6];
R2=[ey*n1 ey*n2 ey*n3 ey*n4 ey*n5 ey*n6];
R3=[ez*n1 ez*n2 ez*n3 ez*n4 ez*n5 ez*n6];
R4=[ey*n1*(-ZM+ZP(1))+ez*n1*(YM-YP(1)) ey*n2*(-ZM+ZP(2))+ez*n2*(YM-YP(2)) ey*n3*(-
ZM+ZP(3))+ez*n3*(YM-YP(3)) ey*n4*(-ZM+ZP(4))+ez*n4*(YM-YP(4)) ey*n5*(-
ZM+ZP(5))+ez*n5*(YM-YP(5)) ey*n6*(-ZM+ZP(6))+ez*n6*(YM-YP(6))];
R5=[ex*n1*(ZM-ZP(1))+ez*n1*(-XM+XP(1)) ex*n2*(ZM-ZP(2))+ez*n2*(-XM+XP(2)) ex*n3*(ZM-
ZP(3))+ez*n3*(-XM+XP(3)) ex*n4*(ZM-ZP(4))+ez*n4*(-XM+XP(4)) ex*n5*(ZM-ZP(5))+ez*n5*(-
XM+XP(5)) ex*n6*(ZM-ZP(6))+ez*n6*(-XM+XP(6))];
R6=[ex*n1*(-YM+YP(1))+ey*n1*(XM-XP(1)) ex*n2*(-YM+YP(2))+ey*n2*(XM-XP(2)) ex*n3*(-
YM+YP(3))+ey*n3*(XM-XP(3)) ex*n4*(-YM+YP(4))+ey*n4*(XM-XP(4)) ex*n5*(-
YM+YP(5))+ey*n5*(XM-XP(5)) ex*n6*(-YM+YP(6))+ey*n6*(XM-XP(6))];
TL=[R1; R2; R3; R4; R5; R6];
% TL=[ex*n; ey*n; ez*n; ey*n.*(ZM-ZP')-ez*n.*(YM-YP'); -ex*n.*(ZM-ZP')+ez*n.*(XM-XP');
ex*n.*(YM-YP')-ey*n.*(XM-XP')];
% L=[-77.285*9.81 0 0 0 0 0]';
L=[0 0 -128.968*9.81 0 0 0]'; %riporto l'unica forza esterna agente: la forza-peso
F=-inv(TL)*L; %vettore delle forze agenti su ogni leg

```

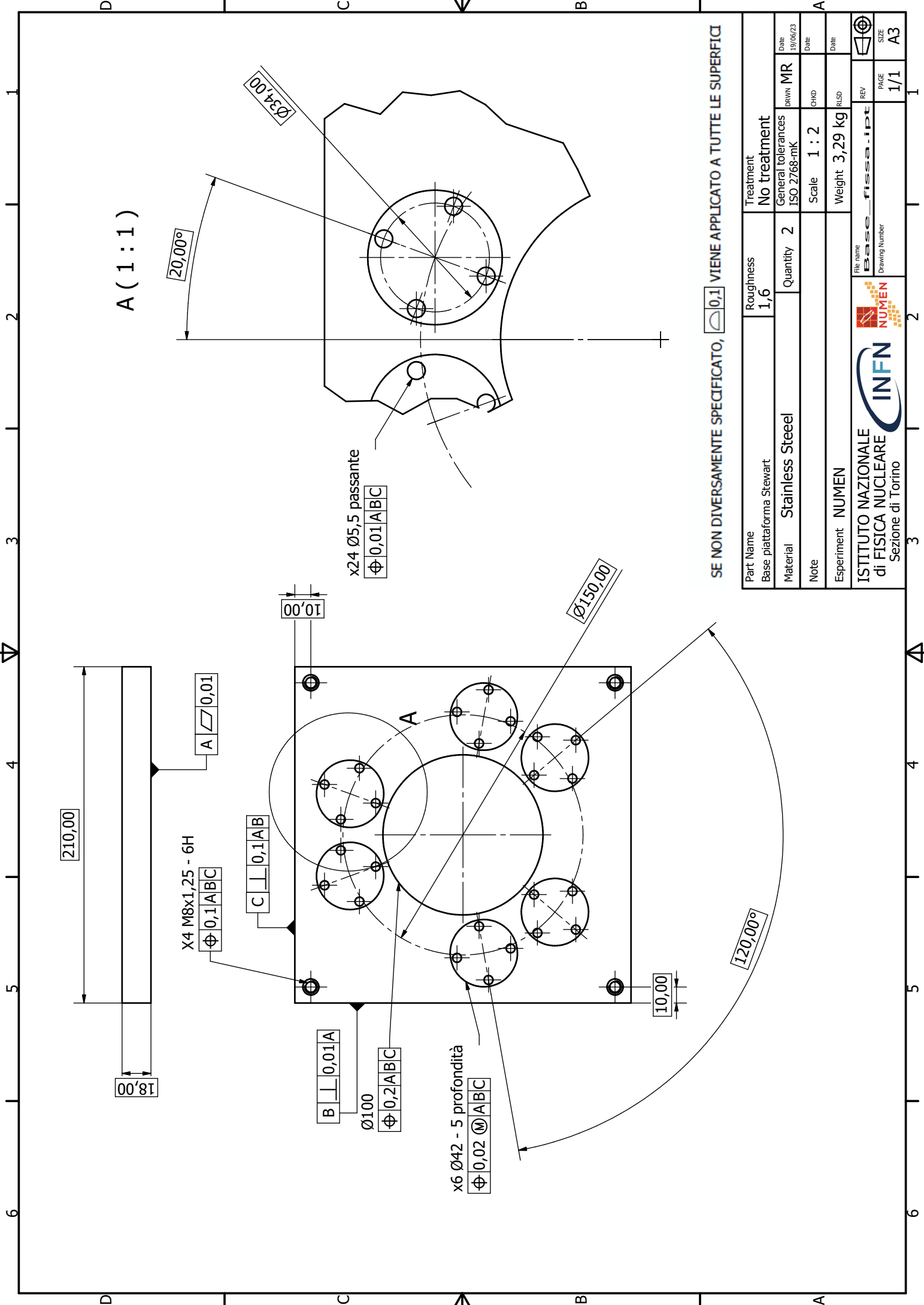

Appendice C

Messe intavola delle piastre che ospiteranno le boccole a ricircolo di sfere e di una base del manipolatore

Di seguito vengono riportate le messe in tavola di una delle due piastre inferiori e della piastra superiore. Le tolleranze per l'accoppiamento boccola-foro sono state calcolate nel capitolo 5.

Viene inoltre riportata la messa in tavola della piattaforma fissa del manipolatore con le tolleranze di posizione, valutate per le sedi dei giunti sferici.

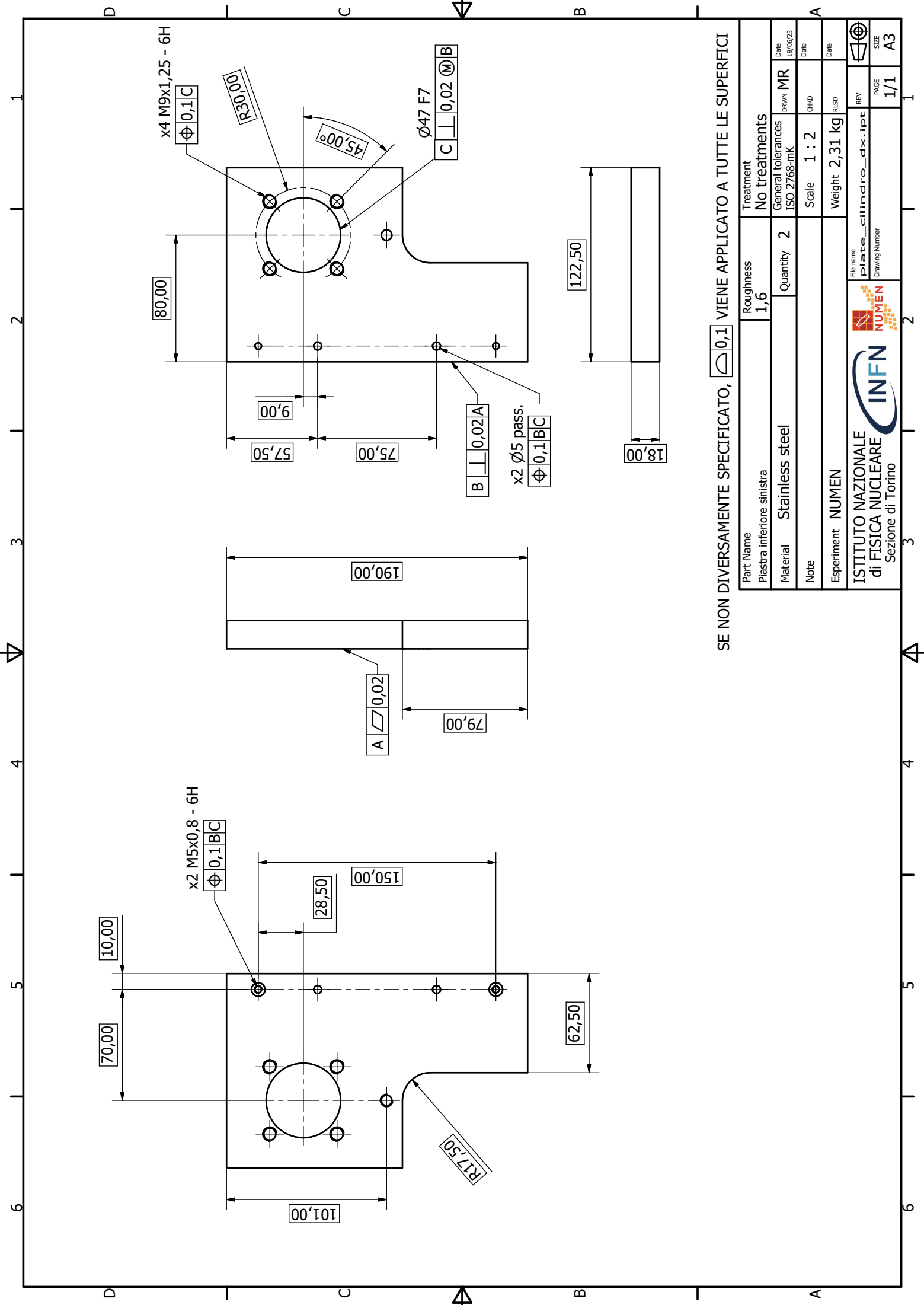
Per facilitare la stampa, le tavole sono state elaborate in formato A3 e riscalate su fogli A4.



SE NON DIVERSAMENTE SPECIFICATO, $R_a 0,1$ VIENE APPLICATO A TUTTE LE SUPERFICI

Part Name	Roughness	Treatment	Date		
Base piattaforma Stewart	1,6	No treatment	19/06/23	MR	MR
Material	Quantity	General tolerances		CHD	
Stainless Steel	2	ISO 2768-mK		ALSD	
Note		Scale	1 : 2		
Esperiment	NUMEN	Weight	3,29 kg		
File name			REV		
BASE - FISSA - IPT			PAGE		
Drawing Number			1/1		
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE			SIZE		
Sezione di Torino			A3		

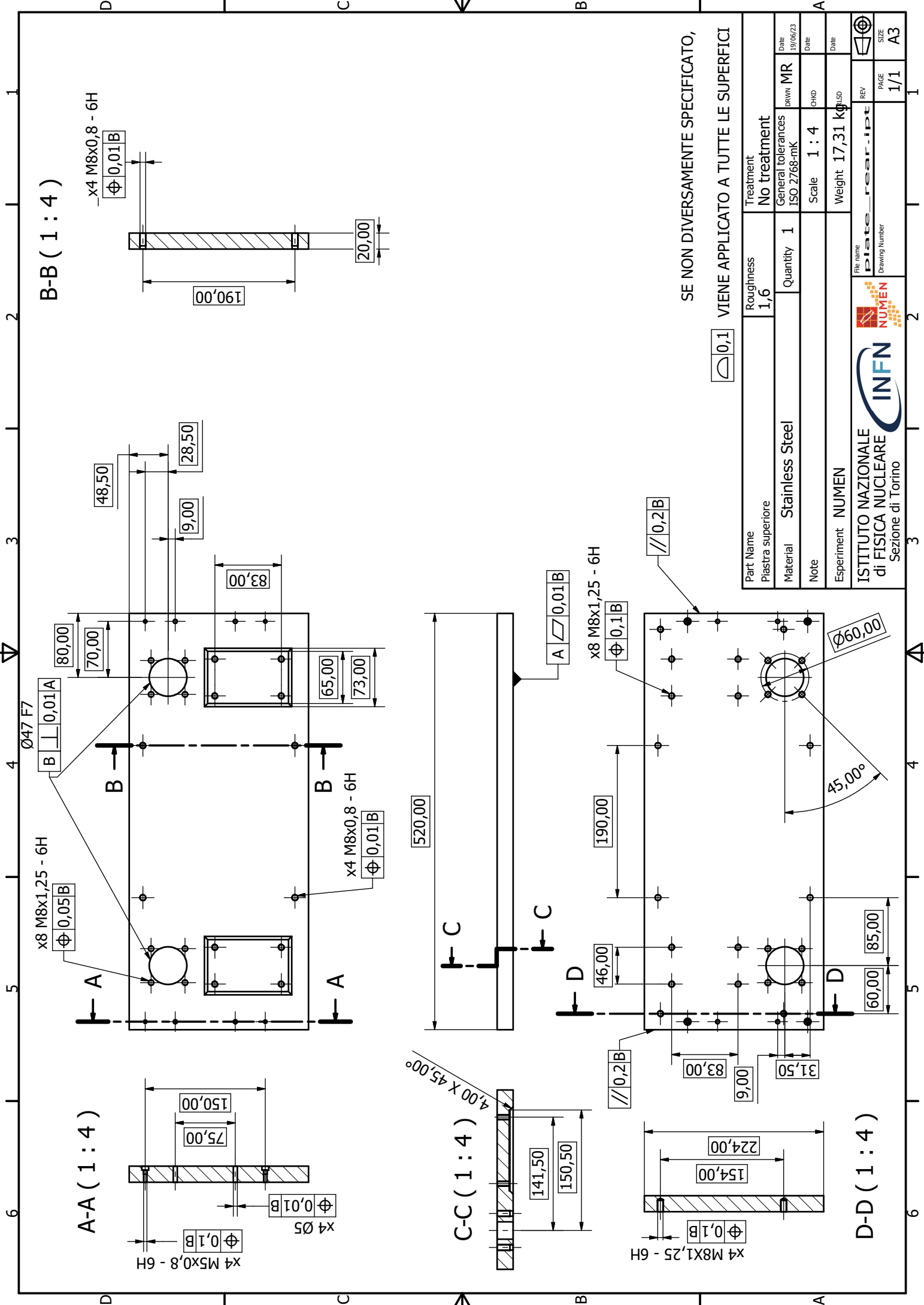




SE NON DIVERSAMENTE SPECIFICATO, $\square 0,1$ VIENE APPLICATO A TUTTE LE SUPERFICI

Part Name	Roughness	Treatment	Date
Piastra inferiore sinistra	1,6	No treatments	19/06/23
Material	Quantity	General tolerances	DRWN
Stainless steel	2	ISO 2768-mK	MR
Note	Scale	Date	Date
	1:2		
Experiment	Weight	Date	Date
NUMEN	2,31 kg		
File name			
plate_cilindro_dx.ipt			
Drawing Number			
REV			
PAGE			
SIZE			
1/1			
A3			





B-B (1 : 4)

A-A (1 : 4)

C-C (1 : 4)

D-D (1 : 4)

SE NON DIVERSAMENTE SPECIFICATO,
VIENE APPLICATO A TUTTE LE SUPERFICI

Part Name	Roughness	Treatment	File name	REV	SIZE
Piastra superiore	1,6	No treatment	plate_rear.ipt		A3
Material	Quantity	General tolerances	DRWN	PAGE	
Stainless Steel	1	ISO 2768-mK	MR	1/1	
Note	Scale	Date	CHKD	Date	
Esperiment NUMEN	1 : 4	Weight	Weight	Date	
		17,31 kg			
 INFN ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		 NUMEN Drawing Number			