POLITECNICO DI TORINO

Facoltà di ingegneria

Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica

Tesi di laurea magistrale

Sistemi automatici per la movimentazione di bersagli per esperimenti di fisica nucleare

Relatore:
Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS)

Correlatori:
Dott.ssa Daniela Calvo (INFN)
Prof Felice Iazzi (DISAT)

Candidato:
Sartirana Diego
matr. 254211

Anno accademico 2018/2019

Indice

Introduzione **ix**

1 Il progetto NUMEN **1**
1.1 Concetti teorici di partenza . . . 1
1.2 Principio di funzionamento del progetto NUMEN . . . 2
1.3 Fasi del progetto e stato avanzamento . . . 3
1.4 Studio e progetto nella fase due . . . 4
1.5 Upgrade della camera di scattering . . . 6

2 Il sistema automatico di manipolazione target **12**
2.1 Caratteristiche generali del sistema di manipolazione . . . 12
2.2 Attivazione dei materiali . . . 14
2.3 Considerazioni preliminari riguardo il sistema automatico . . . 15
2.4 Soluzione A . . . 20
2.5 Soluzione B . . . 22
2.6 Confronto tra Soluzione A e Soluzione B . . . 24

3 Evoluzione della soluzione B **26**
3.1 Versione B-1 . . . 26
3.2 Versione B-2 . . . 27
3.2.1 Scelta del gripper e dimensionamento dell'unità polso . . . 27
3.2.2 Struttura principale e cilindro . . . 31
3.3 Versione B-3 . . . 33
3.4 Versione B-4 . . . 34
3.4.1 Nuova versione del porta-target . . . 34
3.4.2 Innesto a baionetta . . . 35
3.4.3 Dimensionamento del sistema a baionetta . . . 38
3.4.4 Sistema di guide per il cilindro . . . 42
3.4.5 Struttura triangolare e storage . . . 44
3.5 Versione B-5 . . . 44
3.5.1 Aggiornamento del sistema di storage . . . 47
3.6 Versione B-6 . . . 49
3.7 Versione B-7 . . . 52

4 Procedura di estrazione del porta-target **56**

5 Analisi della versione B-7 **65**
5.1 Dito freddo e target-holder . . . 65
5.1.1 Modello di calcolo per il dimensionamento del sistema . . . 71
5.1.2 Influenza della temperatura di lavoro sull'accoppiamento . . . 75
5.2 Gripper e dita . . . 76
5.2.1 Verifiche sul sistema di gripping . . . 79

5.3 Polso e piastre di collegamento . . . 83
5.3.1 STEP1 - Controllo della massa dell'oggetto trasportato . . . 84
5.3.2 STEP2 - Controllo del momento di inerzia . . . 84
5.3.3 STEP 3 – Carico da spinta dinamica . . . 94
5.3.4 STEP 4 – Momento del carico dinamico . . . 94
5.3.5 Piastra di collegamento polso-cilindro . . . 95
5.4 Cilindro pneumatico e guide lineari . . . 96
5.4.1 Scelta del cilindro . . . 97
5.4.2 Guide lineari . . . 98
5.4.3 Finecorsa dello spostamento del cilindro . . . 101
5.4.4 Carichi sui cuscinetti lineari e verifiche . . . 103
5.5 Struttura di supporto e regolazioni . . . 106
5.5.1 Piastra di collegamento . . . 106
5.5.2 Telaio triangolare . . . 106
5.5.3 Sistema di collegamento e regolazione tra telaio triangolare e piastra di collegamento . . . 108
5.6 Gestione del cablaggio . . . 109
5.7 Sistema di immagazzinamento porta-bersagli . . . 111
5.7.1 Attuatore del movimento lineare . . . 113
5.8 Analisi strutturali . . . 121
5.8.1 Chiusura dito con peso . . . 122
5.8.2 Deformazione flangia gripper-polso . . . 123
5.8.3 Deformazione piastra collegamento polso-struttura . . . 125
5.8.4 Piastra mobile interna . . . 126
5.8.5 Struttura principale con braccio retratto . . . 128
5.8.6 Struttura principale con braccio esteso . . . 130
5.8.7 Piattina di sostegno superiore porta cavi . . . 133
5.8.8 Tubolare di sostegno inferiore porta cavi . . . 134
5.8.9 Struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto . . . 136
5.8.10 Struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso . . . 139
5.8.11 Struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto 142
5.8.12 Struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso . 144
5.8.13 Carico massimo dei lifters su struttura e finecorsa a C . . . 147
5.8.14 Carico massimo sulla piastra di collegamento . . . 149
5.8.15 Carico di spostamento della piastra dello storage piena . . . 150
5.8.16 Flessione da carico agli estremi della flangia . . . 152
5.8.17 Deformazione sporgenze porta-target . . . 153

6 Considerazioni post progettazione 156
6.1 Sistema di controllo . . . 156
6.1.1 Driver degli attuatori elettrici . . . 157
6.1.2 Manifold Pneumatici . . . 158
6.1.3 PLC . . . 159
6.1.4 Complessivo del controllo . . . 160
6.2 Distinta Pezzi . . . 163
6.3 Radioprotezione . . . 166
6.4 Possibili miglioramenti futuri del modello . . . 167

Conclusione 169

Bibliografia **171**

Sitografia **173**

Cataloghi consultati **175**

A Messe in tavola elementi accoppiamento dito freddo e porta-target **1**

B Modello Matlab accoppiamento versione B-7 **11**

Introduzione

Il seguente lavoro si inserisce in un progetto di ricerca sperimentale sviluppato dall'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN) presso i Laboratori Nazionali del Sud di Catania. Questo esperimento, denominato NUMEN, è finalizzato allo studio della natura dei neutrini in maniera indiretta tramite l'impiego di particolari reazioni.Numerosi Ricercatori e studiosi da ogni parte del mondo collaborano a questo progetto comprendendo anche il Politecnico di Torino che collabora all'integrazione, studiando e progettando strutture utili al funzionamento.

Il progetto NUMEN, il quale sarà meglio analizzato nella prima parte di questa trattazione, è attivo già da diversi anni e prevede il progressivo ampliamento delle strutture che lo compongono. Esso sfrutta le strutture dei laboratori presenti a Catania per analizzare l'interazione di un fascio con un determinato bersaglio, studiando i risultati di particolari reazioni che avvengono su esso. L'esperimento richiede l'impiego di potenze di fascio elevate tali per cui devono essere affrontate problematiche di sistema ma anche legate alla radioprotezione, tale è il caso del bersaglio di NUMEN che dovrà essere gestito in modo automatico.

La trattazione, strutturata sulla falsa riga di un'analisi di fattibilità, partirà da uno studio avanzato del problema sottoposto, in modo tale da non trascurare nessun aspetto fondamentale per il corretto funzionamento, fino ad arrivare alla descrizione approfondita della soluzione identificata tra le più valide, valutandone pregi e difetti, ma soprattutto evidenziandone possibili miglioramenti.

E' necessario premettere, ai fini della massima chiarezza espositiva, che il testo qui riportato costituisce un lavoro di progettazione meccanica e non affronta tematiche riguardanti la fisica nucleare. Non intende essere in alcun modo definitivo, ma si pone come possibile approccio al problema analizzato : si sono vagliate le diverse soluzioni progettuali e sistemistiche, individuando quelle non percorribili e fornendo una progettazione più dettagliata di quelle più interessanti.

Capitolo 1

Il progetto NUMEN

L'esperimento *NUMEN* (*NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay*) studia il doppio scambio di carica (*double charge exchange* o *DCE*) nell'interazione tra ioni diversi, al fine di ottenere informazioni utili sullo studio del doppio decadimento beta senza neutrini ($0\upsilon\beta\beta$) sfruttando le similitudini che esistono tra i due processi.

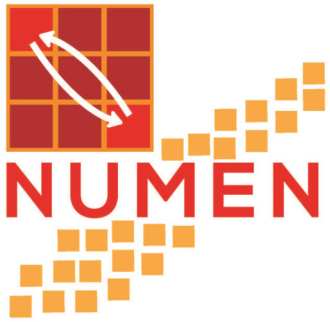


Figura 1.1: Logo del progetto *NUMEN*

Lo studio del doppio decadimento beta senza neutrini è, attualmente, una delle frontiere di ricerca più impegnative e innovative della fisica nucleare. Esso mira a studiare la natura del neutrino, e determinare se il neutrino e' una particella di Majorana oppure di Dirac. Qualora si osservasse il fenomeno del doppio decadimento beta senza neutrini si aprirebbero nuove frontiere nello studio delle particelle elementari: ciò dimostrerebbe, in contrasto con l'attuale "modello standard", che il neutrino e la sua antiparticella coincidono e condurrebbe verso una nuova "Teoria Unificata".

1.1 Concetti teorici di partenza

La teoria che sta alla base di questo esperimento prende le sue radici da alcune teorie elaborate da Ettore Maiorana, celebre fisico Catanese dell'inizio 900, il quale aveva teorizzato l'esistenza di particelle particolari, a seguito definite come "fermioni di Majorana" o "particelle di Majorana", che coincidono con la propria antiparticella.

Questa teoria si lega con l'esistenza di un decadimento radioattivo raro chiamato *doppio decadimento beta*, esso si verifica quando un nucleo atomico decade in un altro con lo stesso numero di massa. Il doppio decadimento beta avviene solitamente con l'emissione di due neutrini (o antienutrini) assieme ad altre due particelle elementari che variano a seconda del tipo di decadimento. Qualora neutrino ed antineutrino non fossero particelle realmente distinte, cioè se fossero particelle di Majorana, sarebbe possibile osservare un doppio decadimento beta senza neutrini, altrimenti sarebbero identificabili come particelle di Dirac, distinguibili dalla loro controparte di antimateria.

La ricerca del decadimento doppio beta senza emissione di neutrini implica però una strenua battaglia contro altri eventi naturali molto più comuni, i processi di fondo inquinano il segnale ricercato e ne rendono difficile la rivelazione. Per questo, la tecnica proposta sarebbe uno studio indiretto del fenomeno attraverso l'utilizzo di opportune reazioni nucleari di doppio scambio di carica (*DCE*), realizzate in laboratorio, per la determinazione delle probabilità di transizione nucleare che caratterizzano il doppio decadimento beta senza neutrini. Nonostante i due processi

siano innescati da forze diverse (rispettivamente, la forze debole e la forza nucleare forte), si ritiene che i due fenomeni presentino importanti analogie tra i quali la coincidenza fra gli stati quantistici iniziali e finali dei nuclei coinvolti nelle reazioni.

Il progetto NUMEN, quindi, basa la sua analisi sul DCE in modo da analizzarne le caratteristiche e ottenere informazioni sul doppio decadimento beta senza emissione di neutrini indirettamente. Esso si avvale dell'impiego dello spettrometro a larga accettanza MAGNEX, già presente presso le strutture dei Laboratori Nazionali del Sud dell'INFN.

1.2 Principio di funzionamento del progetto NUMEN

L'apparato MAGNEX, come già detto in precedenza, è installato presso i *Laboratori Nazionali del Sud* dell'INFN a Catania, esso si serve di un ciclotrone a superconduzione circolare *K800*, installato presso le strutture del centro di ricerca. Tale acceleratore di particelle presenta tre stadi e utilizza bobine Niobio-Titanio immerse in un bagno di Elio liquido che permettono di raggiungere valori di campo magnetico fino a 4.8 T nel centro. Il fascio di ioni viene accelerato fino all'energia desiderata (in un range tra 10 e 80 MeV/u), estratto mediante due deflettori elettrostatici e trasportato tramite dei magneti fino alla sala sperimentale dove si svolge l'esperimento.

Figura 1.2: Vista dall'esterno dell'impianto dei LNS-INFN di Catania

Giunto nella sala dell'apparato MAGNEX, il fascio inizialmente entra nella camera di scattering nel quale colpisce un bersaglio (target) composto da uno strato sottile di carbonio sul quale sono depositati opportuni isotopi di elementi che si desiderano studiare. L'interazione con il bersaglio genera una serie di ioni che proseguono il loro cammino verso i rivelatori. Gli ioni del fascio che non hanno interagito proseguono il loro cammino e vengono deviati sul bordo dei rivelatori in modo tale da evitare di danneggiare questi ultimi. Il fascio così ottenuto viene ricevuto dallo spettrometro MAGNEX, uno spettrometro magnetico a grande accettanza per la rivelazione delle particelle emesse durante le reazioni DCE. Esso è composto da due magneti di grande apertura, in particolare un quadrupolo seguito da un dipolo, e da un rivelatore di piano focale (FPD). Il quadrupolo concentra e focalizza il fascio nella direzione verticale, mentre il dipolo esegue la dispersione e la focalizzazione nella direzione orizzontale. Il rivelatore di piano focale, riempito di gas tracciante a bassa pressione, intercetta gli ioni (prodotti nell'interazione degli ioni del fascio con la targhetta) e permette l'acquisizione dei segnali che saranno analizzati dei ricercatori.

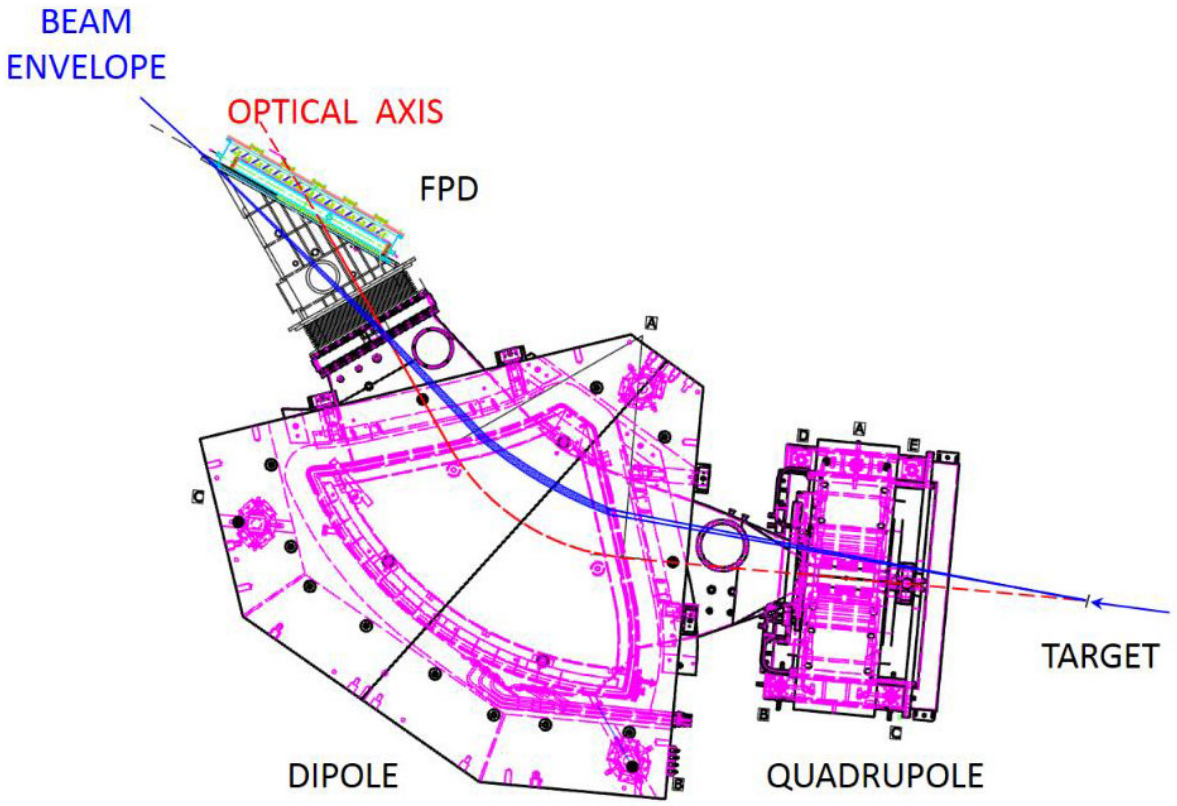


Figura 1.3: Vista in pianta dello spettrometro MAGNEX e delle sue componenti possiamo notare il target, il quadrupolo il dipolo e il Focal Plane Detector (FPD)

E' utile sottolineare la necessità di ruotare la struttura che sorregge lo spettrometro MAGNEX in modo tale da selezionare in base all'angolo gli ioni prodotti nelle interazioni, tra cui anche quelli che provengono dallo scattering elastico. Per questo motivo, quadrupolo, dipolo e rivelatori sono installati su una piattaforma mobile che ha come fulcro di rotazione l'asse del bersaglio, il quale, invece, sarà vincolato al pavimento e quindi fisso.

1.3 Fasi del progetto e stato avanzamento

Il progetto NUMEN si estende su piu' anni ed e' organizzato in quattro fasi principali [1].

Prima fase Si identifica con l'esperimento pilota, effettuato utilizzando un fascio di ioni ^{18}O (con energia di 15 MeV/u) interagenti su un bersaglio di Calcio (depositato con densità 280 ± 30 $\mu g/cm^2$ su una sottile lamina di carbonio) ed analizzando i prodotti di reazione con l'attuale apparato MAGNEX.

Seconda fase essa procede su due strade parallele, da una parte si utilizza il fascio di ioni (Ne oppure O) dell'attuale ciclotrone per studiare reazioni su alcuni isotopi specifici (^{130}Te, ^{76}Ge, ^{116}Cd,^{40}Ca) ed ottenere le prime indicazioni utili di sezioni d'urto. Parallelamente si studia e si progetta il nuovo spettrometro con la nuova camera di scattering (dove è posizionato il target). Quest'ultimo lavoro si inserisce nel più ampio progetto di studio e rinnovamento del ciclotrone, al fine di disporre di fasci di ioni a più' alta energia e intensità'.

[1] F.Capuzzello et al. (2018),The NUMEN project: NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay, in EPJ (European Physics Journal) **54:72**

Terza fase che prevede il passaggio alla realizzazione pratica dei progetti condotti nella fase 2, sia per quanto riguarda la facility, quindi il ciclotrone e le linee di trasporto fasci, sia per quanto riguarda il nuovo apparato di misura MAGNEX.

Quarta fase prevede un lavoro sistematico di prese dati utilizzando i nuovi fasci di ioni ad elevata intensità su bersagli ottenuti con differenti isotopi di elementi che si intende studiare per reazioni di doppio scambio di carica.

Figura 1.4: Foto della camera dell'esperimento, attualmente nella fase due del progetto, si nota la presenza della camera di scattering nella parte a destra (caratterizzata dalla struttura emisferica superiore), essa contiene il target. Scorrendo verso sinistra si notano il quadrupolo (in arancione) e il dipolo (la struttura blu e bianca). Il Focal Plane Detector risulta coperto da quest'ultimo

Attualmente il progetto NUMEN è nella seconda fase; questo elaborato rappresenta lo studio ed il progetto di un importante elemento quale il manipolatore del bersaglio, esso non esiste nell'attuale apparato MAGNEX ma risulterà fondamentale all'interno del nel nuovo spettrometro.

1.4 Studio e progetto nella fase due

Nuovi fasci di ioni, ottenuti grazie alla sostituzione del ciclotrone presente presso i Laboratori Nazionali del Sud, permetteranno di acquisire molta più statistica nella determinazione delle sezioni d'urto delle reazioni in studio e quindi di conoscerle con maggiore precisione. L'impiego di una potenza maggiore, però, implica una completa riprogettazione dei sistemi che entrano in contatto con il fascio, partendo dalle linee di trasporto fino a giungere alla struttura di spegnimento del fascio.

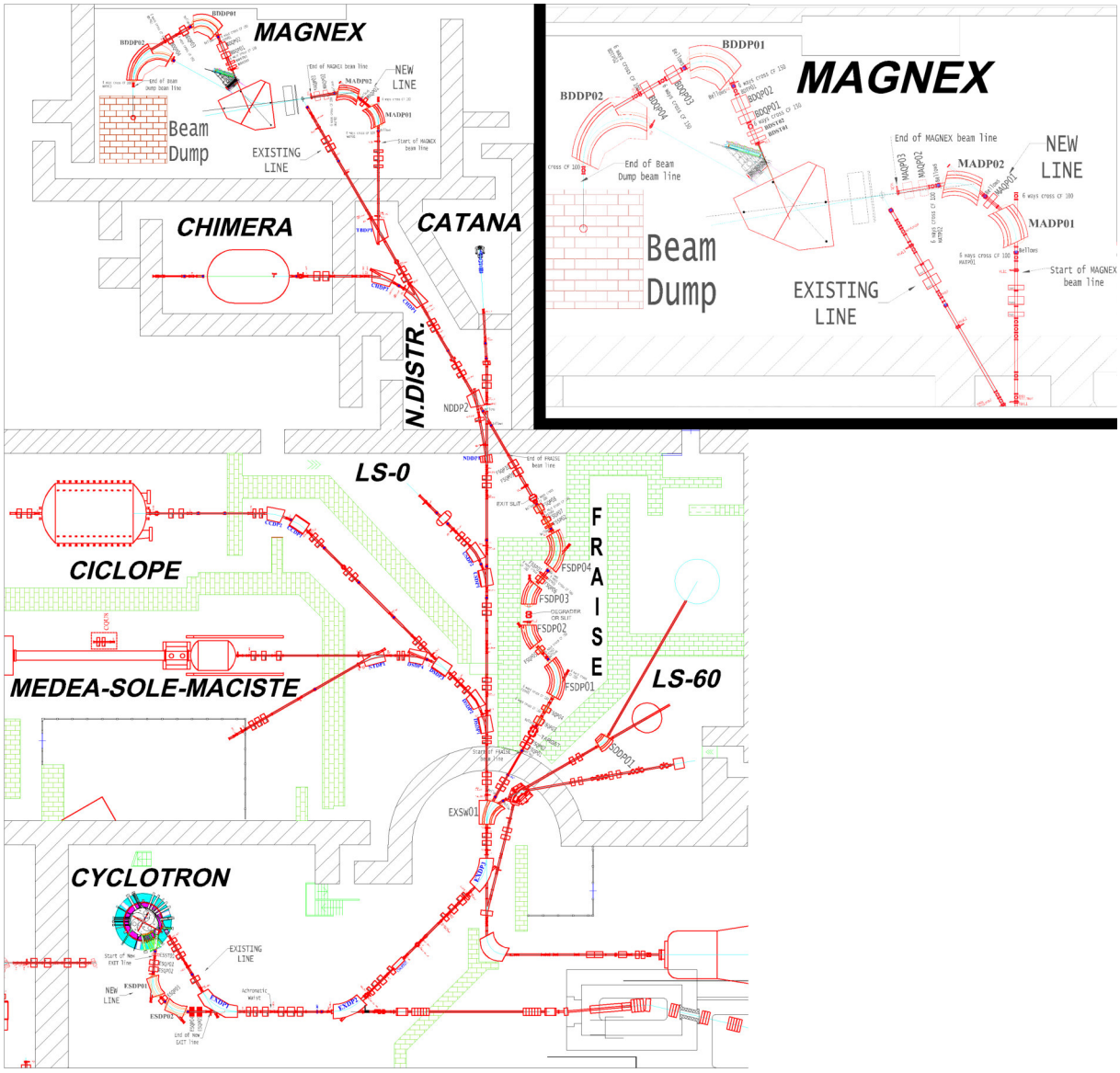


Figura 1.5: Planimetria dei laboratori del sud con le nuove linee di fascio presso tutte le sale sperimentali. Nell'inserto la sala sperimenatle di NUMEN con lo schematico dello spettrometro MAGNEX, le linee di fascio e le linee verso il beam dump (spegnimento del fascio)

La fase di progettazione attuale, svolta in contemporanea alle prove sperimentali della fase due, prevede modifiche sostanziali alle seguenti componentistiche del progetto NUMEN:

- Accanto alla vecchia linea di fascio, denominata *LI* (*Low intensity, bassa intensità*) viene costruita una nuova linea di fascio *HI* (*High inetnsity, alta intensità di ioni*), questa sarà disposta con un angolo di 70 gradi rispetto a quella esistente; la presenza di questo angolo e la necessità di lavorare con il bersaglio sempre perpendicolare al fascio di ioni entrante nella camera di scattering richiederà due differenti posizionamenti del bersaglio, cosi' come una rotazione complessiva di tutto lo spetttrometro per adattarsi alle due differenti configurazioni.

- Una nuova camera di scattering con tutti i sistemi ad essa collegata, della quale si parlerà più nel dettaglio successivamente.

- L'upgrade dell'*FPD*, e quindi l'implementazione di nuovi rivelatori più adatti all'alta intensità degli ioni prodotti nelle reazioni.

- L'aggiunta di un beam dump (o sistema di spegnimento del fascio), non presente nella versione attuale per via della differenza di potenze utilizzate: esso sarà utile per estinguere il fascio di ioni che non hanno interagito con il bersaglio. Il collegamento di questo sistema con l'apparato sarà gestito da una quadrupletta di magneti (due steerers e due quadrupoli) a bordo di un carrello che ne permette lo spsostamento alternativamente alla linea di fascio collegata allo spettrometro.

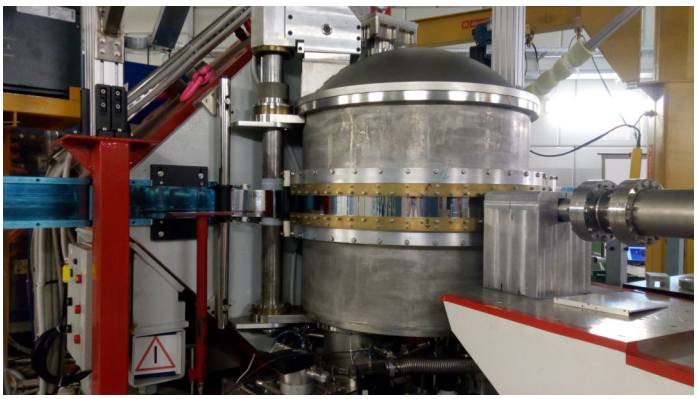
1.5 Upgrade della camera di scattering

La nuova camera di scattering, in fase di progettazione, ha caratteristiche peculiari utili a gestire le nuove potenze in gioco (stimate ad un massimale di 5 KW), quindi si differenzia dalla vecchia camera sotto diversi aspetti.

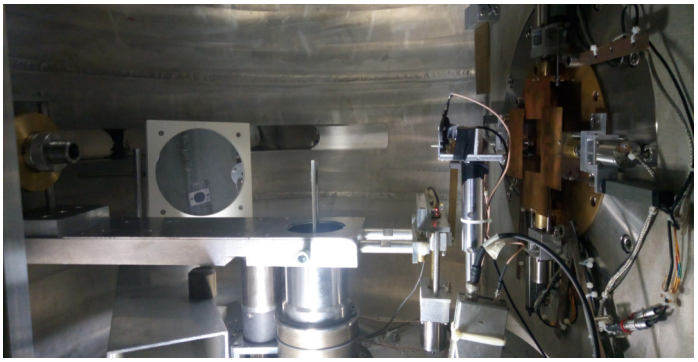
Di seguito sono riportate alcune foto della attuale camera di scattering (figura 1.7), in modo tale da apprezzare la forma attuale sia interna che esterna della struttura. In queste foto si può osservare la struttura metallica della camera caratterizzata da una grande apertura laterale collegata ad una valvola a scorrimento (figura 1.6b) che permette al sistema di ruotare mantenendo il vuoto all'interno. Il coperchio della camera è costituito da una cupola emisferica posizionata sopra la struttura, in modo da mantenere il vuoto.

Il bersaglio contenuto nella camera (figura 1.6c) è sostenuto da una struttura che gli permette di traslare verticalmente e di allinearsi al fascio. Nella parte posteriore ad esso si osserva un sistema composto da quattro slitte, utili a posizionare quattro lamine di rame che selezionano gli ioni uscenti dall'interazione.

(a) Vista da destra rispetto il fascio



(b) Vista da sinistra rispetto la linea di fascio



(c) Interno della camera di scattering

Figura 1.6: Immagini dell'attuale camera di scattering

Questo è ciò che si evince da una semplice analisi della struttura esistente. Il progetto della nuova camera di scattering trae ispirazione dal modello attuale, introducendo nuovi sistemi utili

a gestire le condizioni di funzionamento.

Di seguito sono analizzati tutti gli elementi compresi nella recente rimodellazione del sistema; questo sarà utile per introdurre le specifiche richieste ai singoli elementi e comprenderne il loro funzionamento.

Struttura principale della camera un involucro spesso 20 mm e realizzato in acciaio inox, costituito da due geometrie piane richiuse da una superficie semicircolare. Questa struttura risulta chiusa superiormente da un guscio emisferico ancora in fase di progettazione, che all'occorrenza si può smontare verso la parte superiore. L'intero complessivo è realizzato con finiture utili a contenere una pressione di 10^{-6} $mbar$, ovvero quella che si ha durante il funzionamento dell'esperimento.

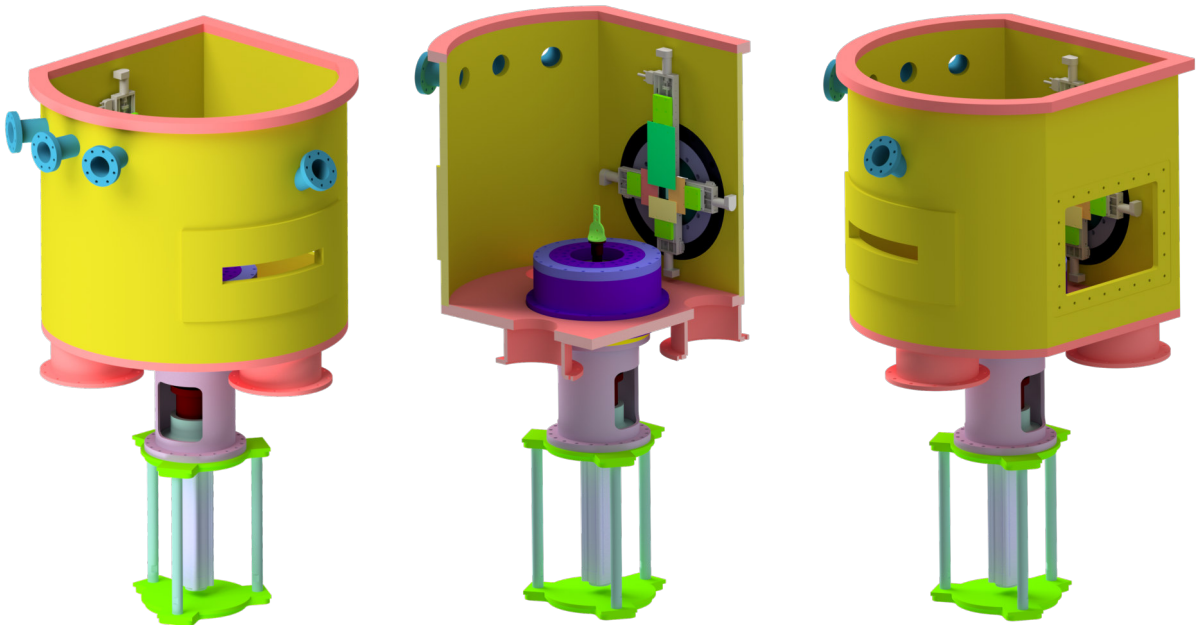


Figura 1.7: Panoramica sul modello completo della camera di scattering, in ordine sono riportate le viste da destra, in sezione da destra e destra. Si evidenzia la struttura della camera in giallo con le relative flange di chiusura inferiore e superiroe (in rosso pallido, saldate al corpo), il porta-target, in verde nella zona centrale, il sistema di gestione di rotazione della camera in viola e blu scuro, il sistema di sollevamento del porta target (posto nella parte inferiore) e il sistema a slitte, visibile nella sezione dietro il target

Coperchio della camera composto da una struttura emisferica spessa 3mm (per non creare interferenze con i sensori gamma, a tal proposito vedi descrizione successiva dei sensori) sostenuta da una fascia più spessa, in modo tale da gestire la differenza di pressione senza deformarsi eccessivamente. Essa è stata disegnata e analizzata per il funzionamento con la collaborazione del sottoscritto, studiandone il comportamento alla differenza di pressione tra l'interno della camera e l'esterno tramite software di analisi ANSYS.

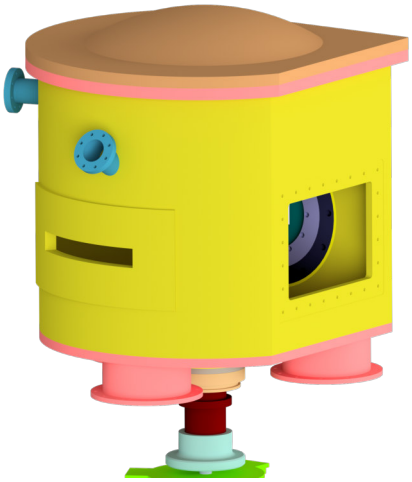


Figura 1.8: Rendering della modellazione attuale della camera con la parte di copertura superiore in ocra

Supporto dei bersagli (spesso indicato come target-holder) costituito da due elementi di rame opportunamente sagomati per vincolare tra di essi i target di carbonio con materiale depositato. La forma dei target è finalizzata a favorire la conduzione termica verso la parte inferiore degli stessi (raffreddata da un crio-refrigeratore). Il supporto in rame prevede di ospitare nei quattro alloggiamenti: il carbonio con gli ioni depositati, sola grafite, allumina e un foro senza materiale; essi saranno utilizzati per scopi differenti in funzione della posizione e movimentati opportunamente dal sistema di sostegno al fine di allinearli al fascio.

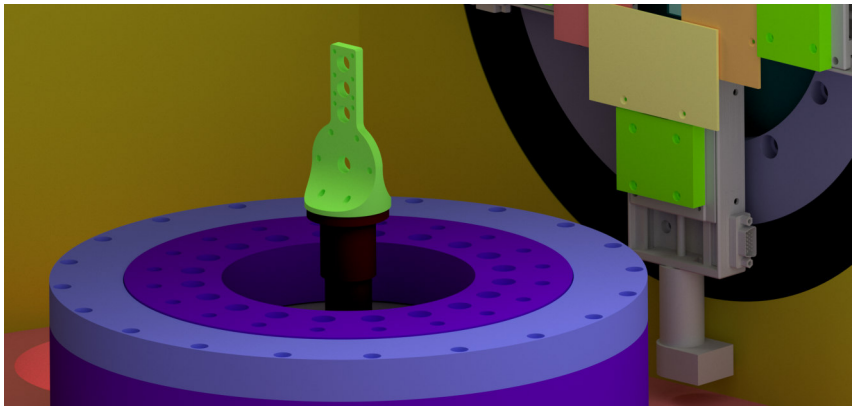


Figura 1.9: Dettaglio del porta-target appoggiato sul dito freddo

Crio-refrigeratore collegato alla parte inferiore del porta-target, permette la sottrazione di una determinata quantità di calore (opportunamente calcolata a regime dell'esperimento) mantenendo fissa la temperatura ad un valore intorno ai 40 K. Il modello in analisi è una testa fredda a due stadi di marca LEYBOLD modello COOLPOWER CP 5/100, funzionante tramite la trasformazione adiabatica di espansione di elio in un cilindro di rame. Il crio-refrigeratore è vincolato al pavimento della camera mantenendo fissata la rotazione intorno all'asse del porta target, mentre è guidato nella traslazione verticale da un attuatore lineare (Festo ESBF BS 63 100 5P) che permette di allineare il bersaglio desiderato al fascio. Il mantenimento del livello di vuoto all'interno della camera è garantito da un elemento a soffietto che mantiene isolato l'ambiente esterno da quello della camera. La struttura del crio-refrigeratore è tutt'ora sotto analisi anche a livello sperimentale, siccome risulta un sistema non presente nella versione della seconda fase di MAGNEX.

Figura 1.10: Immagini del crio-refrigeratore marca LEYBOLD modello COOLPOWER CP 5/100

Cuscinetti e sigillature dinamiche inferiori posizionate nella parte inferiore della camera, permettono la rotazione della struttura principale assieme allo spettrometro seppur lasciando il bersaglio fermo nella posizione perpendicolare al fascio. La struttura principale di sostegno, infatti è fatta per ruotare intorno all'asse principale del target-holder, non solo per allinearsi al fascio in uscita sia in *LI* che in *HI*, ma anche per coprire piccole deviazioni angolari dell'apparato ($\pm 5^o$ per *HI* e da $+25^o$ a -5^o per quello *LI*).

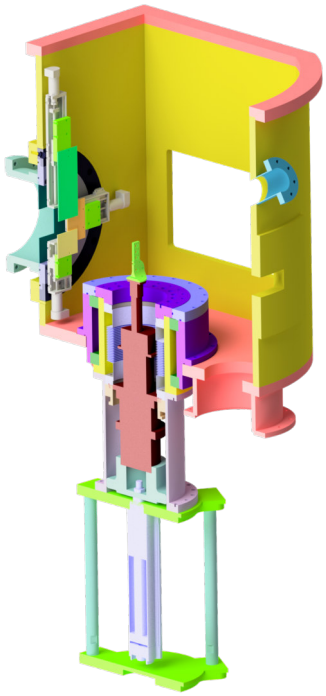


Figura 1.11: Sezione laterale che mette in evidenza cuscinetti e sigillature dinamiche inferiori

Sistema di movimentazione relativa a tenuta di vuoto utile per il collegamento tra il fascio (anche esso sotto vuoto) e la camera. Essa garantisce la rotazione della camera rispetto il beam pipe, mantenendo il vuoto. La valvola è realizzata su misura e permette di ricoprire lo spostamento della camera seppur mantenendo il vuoto al suo interno. Questa valvola, già

presente nella configurazione attuale, dovrà essere modificata in modo da ridurre l'angolo massimo di apertura (riducendo gli spazi occupati).

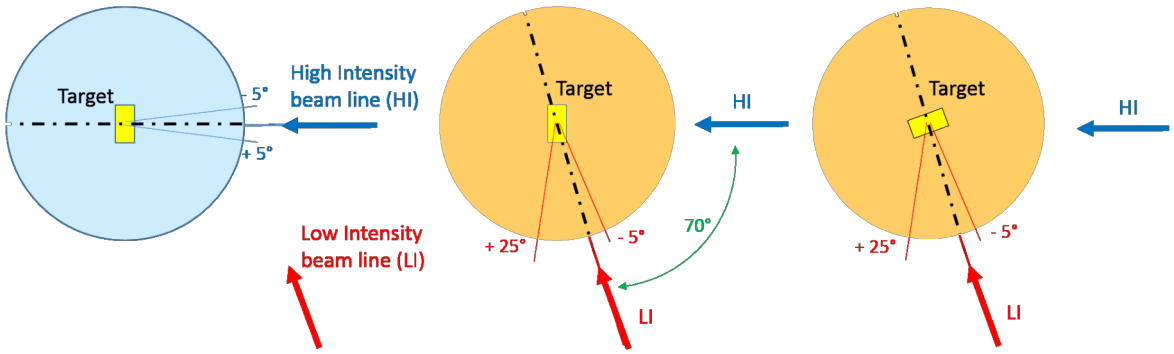


Figura 1.12: Visualizzazione schematica degli orientamenti relativi tra camera, fasci e target. Le linee di fascio indicate in rosso e in blu sono fisse, come anche il posizionamento del target nelle due configurazioni (perpendicolare alla HI, come nella prima immagine a sinistra, oppure alla LI, come nell'ultima). Le rotazioni angolari rappresentate sono quelle descritte dalla movimentazione della piattaforma dello spettrometro e della camera di scattering ad esso collegata

Pompe a vuoto posizionate nella parte sottostante la camera e comunicanti con la stessa tramite flange normate $ISO\ F-200$, con diametro di 200 mm. Esse sono collegate alle turbomacchine con particolari valvole ad azionamento pneumatico che se chiuse garantiscono la tenuta al grado di vuoto considerato (nello specifico sono usate le gate valve di marca VAT modello HV 140 DIN 200).

Figura 1.13: Gate valve VAT modello HV 140 DIN 200

Finestra di ispezione posizionata su una delle facce piane della camera in modo tale da permettere le attività all'interno della stessa ad esperimento fermo. Essa sarà chiusa da un portello sigillato da una guarnizione e dei bulloni.

Flange di comunicazione permettono il posizionamento di una termocamera per misurare la temperatura del bersaglio durante il funzionamento, ma anche il passaggio del cablaggio necessario all'interno della camera.

Flangia di uscita dalla camera una flangia che permette la comunicazione con la struttura dello spettrometro seguendo la direzione della linea di fascio. Essa presenta un diametro

di apertura di 200 mm, a sua volta ridotto ad una forma rettangolare tramite una lastra di tantalio con dimensioni di passaggio di 75 x 65 mm.

Sistema a slitte posto sopra la flangia di uscita, serve per limitare ulteriormente il foro di apertura a seconda dei casi di studio in considerazione, andando a selezionare le singole aperture per ogni paratia (andando a modificare le dimensioni del cono in ingresso allo spettrometro MAGNEX). Questo sistema, già presente nella fase attuale, è in fase di riprogettazione per ridurre la quantità di materiale usato.

Sensori gamma già presenti come cupola esterna alla camera nella versione attualmente in uso. In questa fase di progettazione si prevede di posiazionarli sopra la cupola di chiusura della camera in modo da rendere più fedeli le misurazioni effettuate riducendo lo spazio di percorrenza delle onde gamma dal bersaglio.

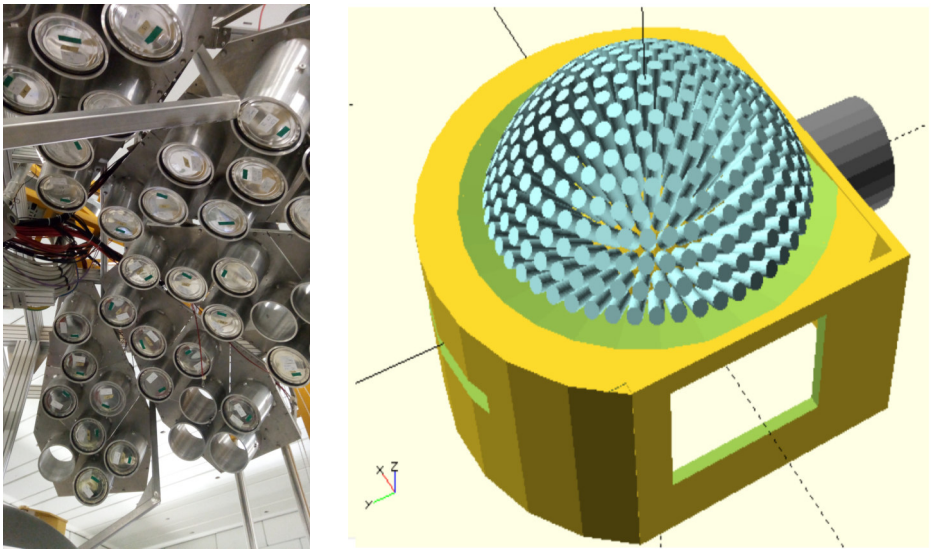


Figura 1.14: A sinistra i sensori gamma della soluzione attuale, posizionati sopra la camera di scattering (di cui si nota una piccola parte della cupola di chiusura) a formare questa emisfera. A destra un primo modello della nuova progettazione di questo sistema

Il novo progetto deve tener conto di un nuovo problema: un fascio di ioni con più alta intensità, interagendo con il bersaglio, innalza i livelli di radiazione all'interno della camera con successiva attivazione dei materiali presenti.

L'attivazione dei materiali è tale per cui richiederebbe un tempo notevolmente lungo per permettere agli operatori l'avvicinamento per qualsiasi tipo di attività. Tenendo conto che l'esperimento nella quarta fase richiede di studiare differenti isotopi in una presa dati di circa un mese, risulta pertanto necessario trovare una soluzione alternativa nella manipolazione dei porta-target. Da qui nasce la richiesta di studiare un sistema automatizzato di manipolazione e sostituzione del porta-target, in modo tale da sfruttare al meglio il tempo di utilizzo del fascio.

Un sistema automatico per questo scopo deve essere bene integrato nella struttura di limitrofa e deve tener conto dei sistemi esistenti intorno ad esso, garantendo buone precisioni di lavoro e alta ripetibilità; per questo risulta necessaria un'attenta analisi di tutti i vincoli progettuali e delle condizioni di partenza.

Capitolo 2

Il sistema automatico di manipolazione target

La seconda fase del progetto NUMEN, prevede una gestione dei target e dei relativi target-holder prevalentemente manuale e delegata ai relativi addetti. La sostituzione del target con uno differente, che può avvenire non solo in caso di rottura dello stesso ma anche per selezionare un isotopo differente, avviene solo previa autorizzazione dei responsabili del controllo della radioprotezione, al fine di salvaguardare la salute degli operatori che entrano nella stanza dell'esperimento. I tempi di attesa per la fase attuale del progetto risultano limitati e quindi ancora accettabili, ma questo potrebbe non valere più con l'impiego di una linea di fascio più potente generata dal nuovo ciclotrone. Per questo si rende necessaria una gestione più efficiente dei target e dei relativi target-holder tramite un sistema automatico di manipolazione degli stessi.

È utile, inoltre, ricordare il ruolo fondamentale che ha il target all'interno del complessivo esperimento, essendo il primo elemento colpito dal fascio nonché punto focale di tutte le reazioni analizzate dalla strumentazione. Una delle richieste della quarta fase sperimentale è anche quella di poter impiegare una vasta gamma di ioni depositati, il che richiederebbe di poter sostituire il target molto più frequentemente durante una stessa sessione sperimentale.

Tutti questi motivi implicano la necessità di un sistema altamente efficiente e preciso nei movimenti.

Il progetto di un sistema simile richiede un'attenta analisi dei vincoli progettuali nonché una conoscenza approfondita di tutti i sistemi presenti nelle zone circostanti, in modo tale da poterlo integrare al meglio con i sistemi già progettati ma soprattutto rendere lo stesso più efficiente nei suoi compiti. Al tempo stesso in una fase così critica per la riprogettazione della camera di scattering, serve distinguere parametri di progetto fissi e stabili da parametri che richiedono un attento processo iterativo tra le varie necessità per giungere ad una soluzione comune.

2.1 Caratteristiche generali del sistema di manipolazione

Il sistema automatico di manipolazione dei provini nasce dalla necessità di voler gestire la sostituzione degli stessi da remoto e implica la realizzazione di diversi sottosistemi per adattare la camera a tale scopo.

Il sistema principale, ovvero quello che si occupa di svolgere la vera e propria manipolazione del porta-target deve essere posizionato all'esterno della camera in una posizione laterale tale per cui non ostacoli altre strutture esterne già esistenti o progettate nella nuova versione; per questo, fin da subito si è deciso di posizionarlo nella parte semi cilindrica, ovvero a sinistra rispetto al target, seguendo la linea del fascio. Questa struttura dovrà impattare il meno possibile sugli spazi disponibili in tale zona, per permettere comunque l'accesso ai sistemi presenti sotto la camera di scattering.

Questo sistema di manipolazione deve tenere conto anche della rotazione della pedana di sostegno dello spettrometro, quindi della camera di scattering rispetto al target, prevedendo eventualmente di ruotare assieme alla struttura principale.

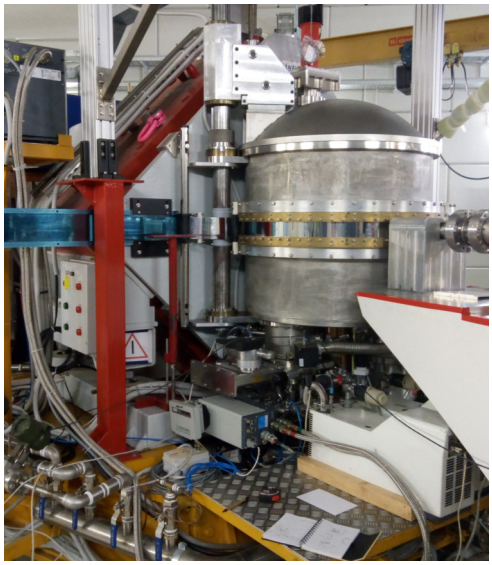


Figura 2.1: Foto della zona in cui si intende andare a posizionare la struttura principale del manipolatore, ovvero la zona a sinistra del fascio, sulla pedana di sostegno dello spettrometro, in arancione

A questo punto risulta necessario un sistema di apertura della camera che permette di introdursi in essa, a fascio spento e condizioni di ambiente standard all'interno, ma che a sua volta riesca a garantire il mantenimento delle condizioni di lavoro a fascio acceso.

Un altro sotto-sistema fondamentale è quello che permette di vincolare il porta-target una volta giunto nella posizione di lavoro ovvero in cima al crio-refrigeratore. È importate a tal proposito ricordare che tale sistema deve tener conto della temperatura sviluppata dal sistema di raffreddamento, che potrebbe variare le condizioni di vincolo. Per realizzare questo sottosistema risulta necessario alterare la geometria degli elementi in contatto: da una parte quella dell'elemento porta-target, ottimizzato per la conduzione termica verso il dito freddo, mentre dall'altra il dito freddo, ottimizzato per la dispersione termica della minor quantità di calore. Questo implica una stretta collaborazione con i progettisti impegnati nell'ottimizzazione di questo sistema, trovando una soluzione compatibile ad entrambe le richieste.

L'integrazione dell'utilizzo di due fasci richiede, quindi la realizzazione di due posizioni di vincolo differenti, in modo tale da avere due bloccaggi differenti: uno a 0^o per il fascio ad alta intensità e uno a 70^o per quello a bassa intensità.

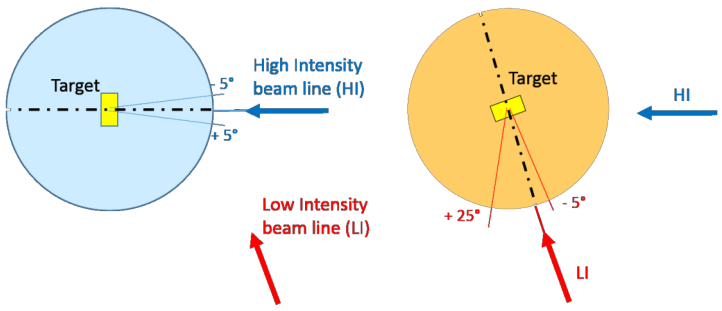


Figura 2.2: Rappresentazione schematica delle due posizioni che dovrà assumere il target

All'esterno della camera deve essere presente un sistema di storage che permetta di rifornire il robot e di depositare i sostegni del target in uscita. Questo magazzino ha come vincolo progettuale quello di contenere almeno sei porta-target, prevedendo la possibilità di ampliamenti futuri seppur minimizzando l'impatto sullo spazio occupato.

È utile specificare come risulti necessario ottenere una precisione di posizionamento abbastanza alta per permettere il giusto accoppiamento tra la superficie inferiore del target e quella superiore del dito freddo nella giusta posizione. Risulta, invece, meno rigoroso il vincolo di perpendicolarità tra l'asse del fascio e il target consentendo un errore massimo di posizionamento inferiore ad un grado.

2.2 Attivazione dei materiali

La struttura automatica, lavorando in un ambiente radioattivo, subirà una progressiva attivazione dei materiali che lo compongono, quindi dovrà essere progettata tenendo conto di questo fatto. Si rende quindi necessaria una attenta scelta dei materiali destinati alla progettazione, poichè l'accumulo radioattivo ne cambia la composizione chimica e fisica e può far loro perdere le caratteristiche di resistenza meccanica, stabilità e durata nel tempo. Questo effetto si nota in particolare per alcuni materiali plastici le quali caratteristiche sono studiate in funzione della dose di radiazioni subita (misurata in *gray* o *rad*, dove 1 $rad = 0,01$ *gray*), a tal proposito tornano molto utili le documentazioni fornite dai laboratori del CERN[1] che legano queste grandezze, determinando intervalli di possibile utilizzo dei materiali.

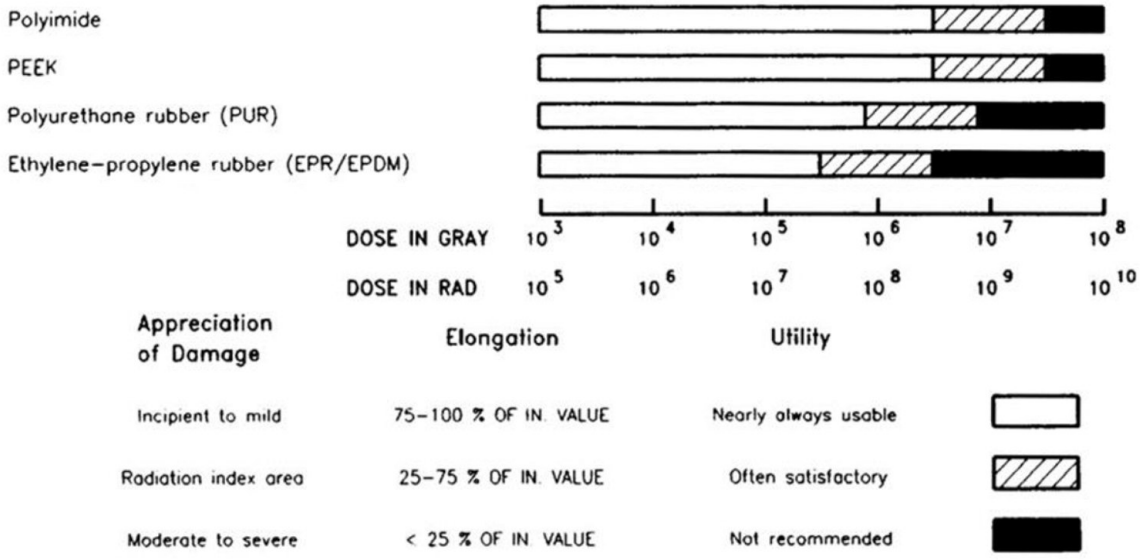


Figura 2.3: Esempio di tabella da manuali in uso al CERN, che riporta le variazioni delle caratteristiche meccaniche di determinati materiali plastici in funzione della dose di radiazioni a cui sono sottoposti fornendo possibili intervalli di impiego o di impiego sconsigliato

La radioattività è anche in grado di alterare il funzionamento di un circuito elettronico basato su semiconduttori, trasmutando gli atomi di silicio e alterando le deboli concentrazioni di elementi droganti da cui tali componenti elettronici derivano le loro capacità.

Si rende indispensabile, a tal proposito, ridurre il materiale presente all'interno della camera durante l'accensione del fascio in modo tale da diminuire la quantità di materiale attivato, cosa che permetterebbe di diminuire il tempo di disattivazione della camera.

[1] P. Beynel, P. Maier and H. Schönbacher, Compilation of radiation damage test data, PART III: Materials used around high-energy accelerators, 1982

Per considerare il livello di radioattività alla massima potenza di fascio, si sono consultati i calcoli svolti da esperti al fine di stimare le dosi di radiazione negli ambienti dell'esperimento. Questi valori sono calcolati trascurando la parete esterna della camera di scattering, simulando un fascio di ^{20}Ne con una corrente di fascio di 10^{13} *pps* (particelle per secondo) incidente su un target di germanio-grafite. Si è ottenuta così la distribuzione della dose raggiunta in un'ora di irradiazione nelle zone attorno al target, trascurando la presenza della struttura di delimitazione della stessa camera. In tal modo si è osservato che la struttura delimitante la camera in un mese di lavoro raggiungerebbe una dose di $2x10^6$ *gray*.

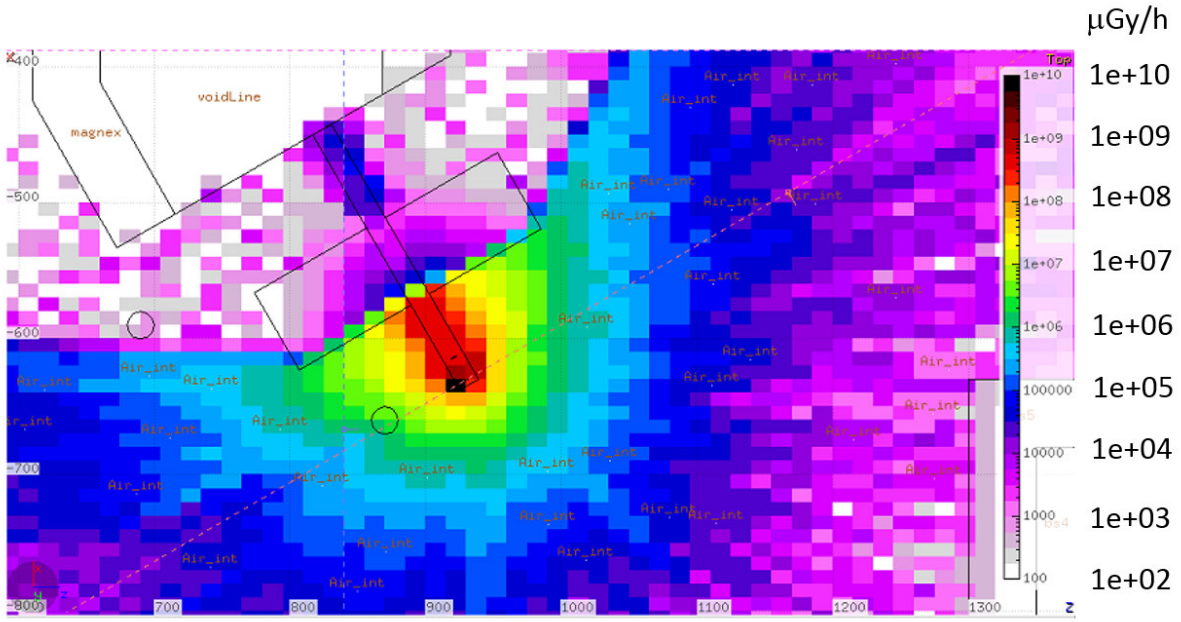
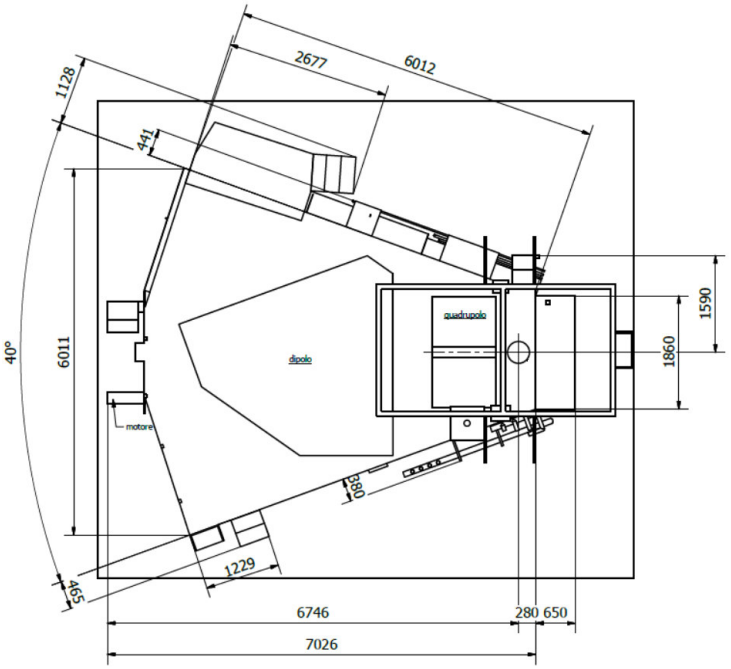


Figura 2.4: Rappresentazione a due dimensioni dei risultati ottenuti dall'analisi della dose raggiunta, riportata sul Techical Desing Report consultato

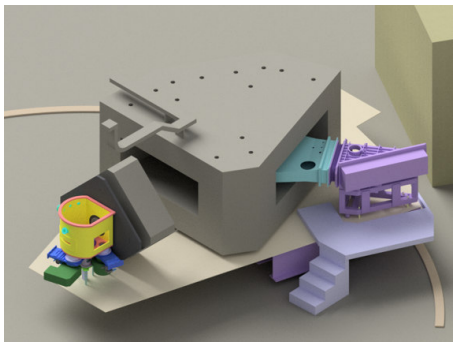
Questi valori sono utili alla scelta dei materiali da impiegare nel manipolatore, infatti essi possono essere interpolati con i valori limite forniti dalle tabelle viste in precedenza determinandone la possibilità di impiego. E' utile sottolineare che si agisce in tal modo solamente i materiali utilizzati nella tenuta pneumatica/oleodinamica come quelli per elementi strutturali, siccome entrambi fondamentali per il funzionamento; diverso è il caso per gli elementi meno sollecitati o di minor rilevanza, che potranno essere impiegati anche in condizioni limite di impiego, prevedendo un'opportuna sostituzione o manutenzione periodica.

2.3 Considerazioni preliminari riguardo il sistema automatico

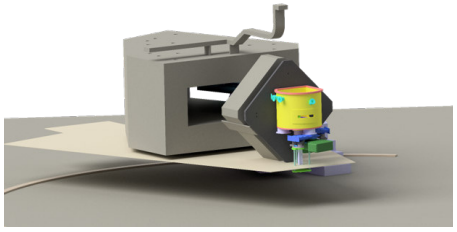
Per iniziare ad analizzare il problema posto, si è partiti da un'attenta analisi delle dimensioni in gioco, svolta tramite l'impiego di disegni, sia in 2D che in 3D, dei sistemi già presenti nella fase due del progetto, implementandoli in un'unica rappresentazione completa su CAD 3D Autodesk Inventor.



(a) Tavola 2D della struttura complessiva dello spettrometro MAGNEX



(b) Vista da destra del modello CAD



(c) Vista da sinistra del modello CAD

Figura 2.5: Disegno 2D della piattaforma dello spettrometro MAGNEX (figura 2.5b e rendering dei modelli 3D della camera del progetto NUMEN realizzati tramite l'impiego del CAD Inventor. In questi si nota la presenza sia della camera di scattering vista in precedenza sia di tutti gli apparati facenti parte di MAGNEX

Il primo sottosistema analizzato nel dettaglio è stato quello di ancoraggio del porta-target all'interno della camera di scattering; come già detto in precedenza, il collegamento tra i sostegni del target e l'estremità del dito freddo è fondamentale per il funzionamento dell'intero sistema sperimentale, in quanto permette sia il posizionamento corretto del bersaglio rispetto al target, sia il raffreddamento dello stesso, operato tramite il crio-refrigeratore.

Consultando il catalogo della LEYBOLD, fornitrice del sistema di crio-refrigerazione, si sono ottenute le specifiche dell'estremità del secondo stadio del sistema di raffreddamento (modello COOLPOWER 5/100), che presenta un pattern di sei fori filettati $M4$ con un foro $\emptyset 4$ per spine di centraggio.

Questo a premesso di modellare in modo accurato il dito freddo, in particolare ponendo molta attenzione all'estremità superiore di questo. La modellazione del porta-target fornita, invece, ha permesso di visualizzare e stimare le dimensioni in gioco dall'altra parte del collegamento, fornendo un ottimo punto di partenza per la progettazione.

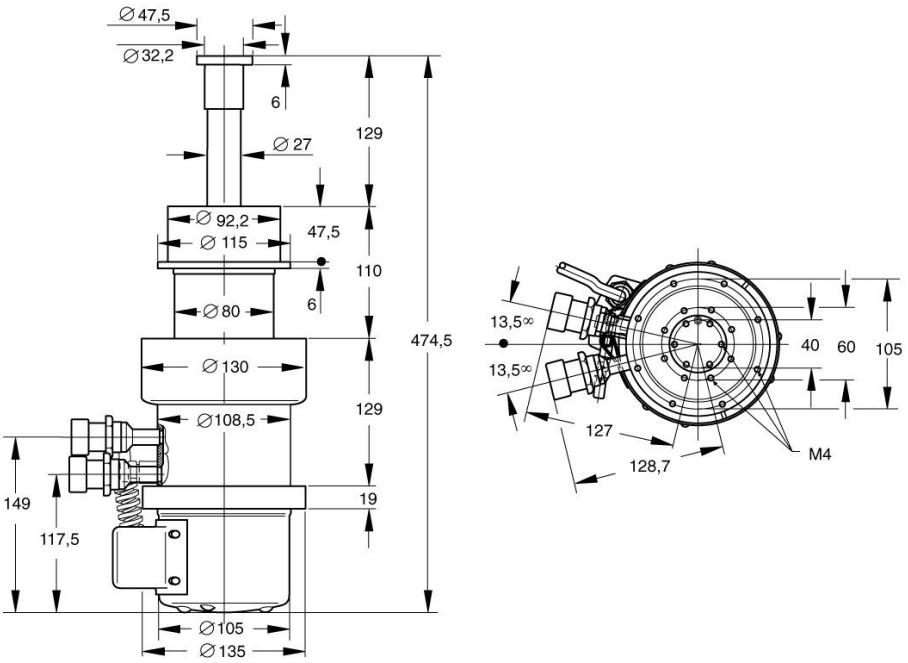


Figura 2.6: Disegno 2D con misure della testa fredda LEYBOLD COOLPOWER 5/100 da catalogo della suddetta ditta produttrice

Le informazioni così ottenute hanno permesso di progettare una prima architettura del sistema di bloccaggio del porta-target, realizzando una flangia di rame (lo stesso materiale del dito freddo e del porta-target) vincolata da quattro viti all'estremità del dito freddo. Essa presenta un particolare profilo a due sporgenze nella zona di contatto con il porta-target, anche esso sagomato a dovere, in modo tale da permetterne il corretto accoppiamento ed evitare errori di posizionamento lungo la linea di fascio. Il centraggio è favorito dalla presenza di una spina che ne controlla il beccheggio e ne aiuta il posizionamento; essa è incastrata nella flangia intermedia e prevede un accoppiamento con gioco rispetto ai due elementi che compongono il porta-target.

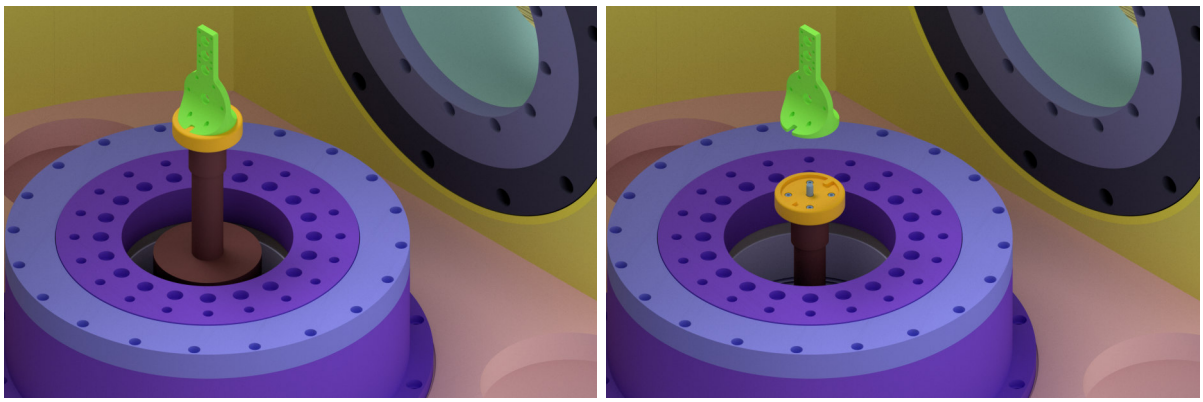
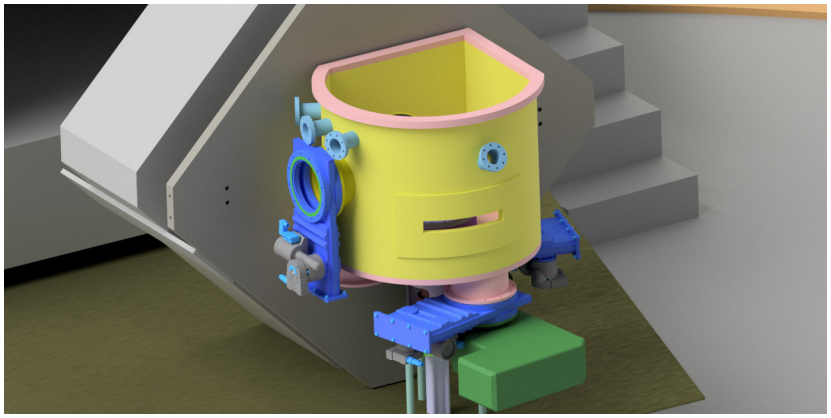


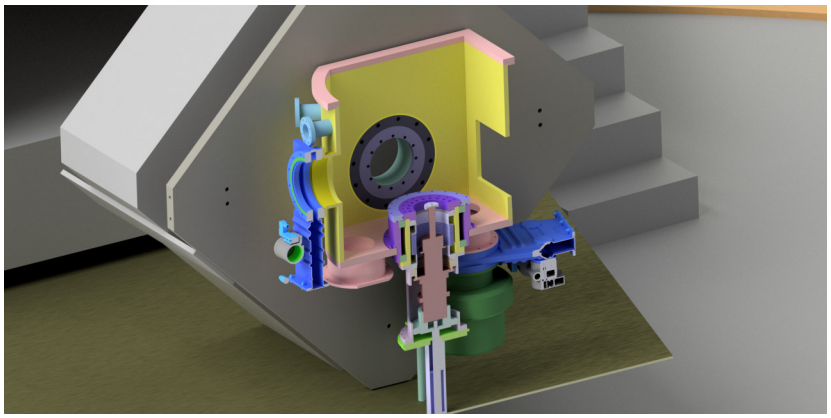
Figura 2.7: Visualizzazione del porta target e della flangia di accoppiamento

Successivamente si è considerato il sistema utile a premettere l'introduzione il sistema robotico all'interno della camera. Si è pensato a tal riguardo di sfruttare un collegamento con la camera di scattering gestito tramite gate valve, simile a quelle utilizzate nel collegamento della parte inferiore con le turbo pompe per il vuoto. Per adattare la camera alla presenza di questa valvola, si è aggiunta una flangia $ISO\ F-200$ collegata tramite un tubo di raccordo della giusta lunghezza al fine di permettere l'avvitamento della flangia alla valvola. La valvola scelta, di marca VAT modello $14046-PE44$, presenta un diametro di 200 mm (scelta confermata

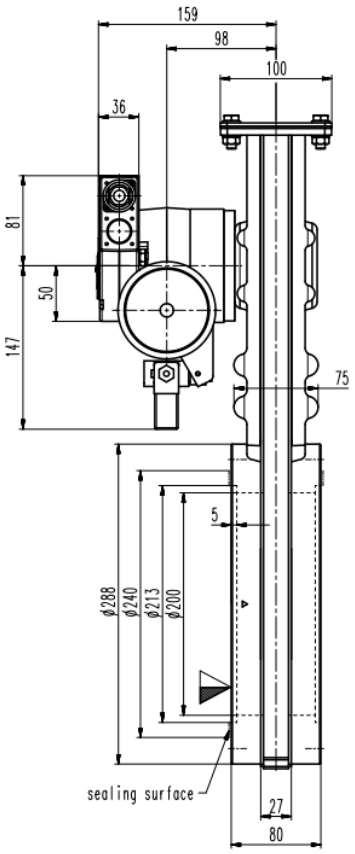
successivamente durante la progettazione della struttura da introdurre) ed è composta da una paratia di acciaio inox (*AISI* 304) azionata pneumaticamente nello scorrimento su una struttura dello stesso materiale. Essa presenta un peso di 35 kg, fattore che renderà necessario un apposito studio riguardo la tipologia di ancoraggio alla camera, in modo tale da non gravare eccessivamente alla stessa struttura. Il range di impiego di questa valvola è compreso tra 10^{-8} $mbar$ e 2 bar, che la rende adatta al funzionamento voluto, imposto a 10^{-6} $mbar$.



(a) Vista da sinistra del modello CAD con la gate valve



(b) Sezione della vista da sinistra del modello CAD con la gate valve



(c) Disegno 2D con misure e ingombri laterali della gate valve VAT mod. 14046-PE44

Figura 2.8: Disegno 2D della gate valve rintracciato da catalogo azienda produttrice (figura 2.8c) e modelli 3D della camera del progetto con l'implementazione della suddetta valvola

Giunti a questo punto della progettazione si è passati alla valutazione del manipolatore; esso deve essere vincolato alla pedana, in modo tale da permettere la rotazione della struttura del manipolatore assieme a quella della camera, al fine di poter sfruttare una sola apertura nella struttura e uniformare i movimenti di introduzione del sistema di presa.

Conoscendo la posizione iniziale del sistema (con la gate valve già aperta) e prevedendo la presenza del porta target in posizione, si possono valutare i movimenti generici necessari ad una sostituzione del provino:

1. traslazione del manipolatore verso l'interno della camera, in modo tale da avvicinare il sistema di presa al porta-target;
2. sollevamento dell'elemento afferrato in modo tale da liberarlo dall'elemento ad esso accoppiato (flangia di giunzione del dito freddo);
3. traslazione verso l'esterno del sistema di afferraggio;

4. movimento di accesso allo storage per depositare i target ed accedere a quelli nuovi da introdurre.

Al fine di semplificare il sistema automatico utilizzato si è pensato di sfruttare il movimento di traslazione del target, integrandolo nel sistema di manipolazione con la finalità di scollegare il porta-target dalla flangia del dito freddo, trattenendo il primo in posizione e facendo scorrere il secondo verso il basso. Questo movimento può essere usato indifferentemente per accoppiare e disaccoppiare queste strutture.

Un'altra valutazione utile ad adattare meglio la struttura all'ambiente circostante sarebbe quella di minimizzare lo spazio occupato dal complessivo posizionando il sistema di storage a ridosso dello schermo metallico del quadrupolo, subito vicino la camera di scattering, essendo essa una superficie non occupata da nessuna apparecchiatura. Questo comporterebbe la necessità di un movimento di rotazione dell'intera struttura attorno ad un asse posizionato in corrispondenza della zona di appoggio del manipolatore sulla pedana.

I movimenti fondamentali e semplificati possono subito far pensare ad una determinata tipologia di robot, che combina ampi movimenti sui piani orizzontali e verticali combinati con una rotazione intorno all'elemento di sostegno principale, ovvero i robot cilindrici. Essi, molto utilizzati in passato nell'ambito dell'automazione delle linee di produzione in ambito farmaceutico ed elettronico, non sono più di comune applicazione, siccome quasi del tutto soppiantati da robot antropomorfi o SCARA, per questo difficili da rintracciare su cataloghi di grandi aziende specializzate in automazione industriale. L'impiego di un sistema robotico più complesso, per l'applicazione che si sta studiando, comporterebbe un aumento eccessivo dei costi nonché un livello di precisione inferiore dovuto alla presenza di gradi di libertà superflui.

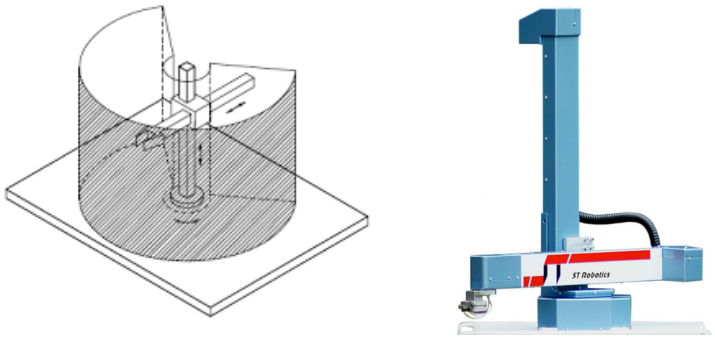


Figura 2.9: A sinistra una rappresentazione schematica del possibile campo di lavoro di un robot cilindrico, a destra un esempio di un robot cilindrico della ST Robotics

Un altro grosso ostacolo all'applicazione di sistemi robotici "standard" è la lunghezza richiesta sul movimento principale di introduzione nella camera, quantificabile con un valore superiore ai 700 mm, ovvero la somma tra il raggio esterno del cilindro che compone la camera e la distanza di sporgenza della gate valve.

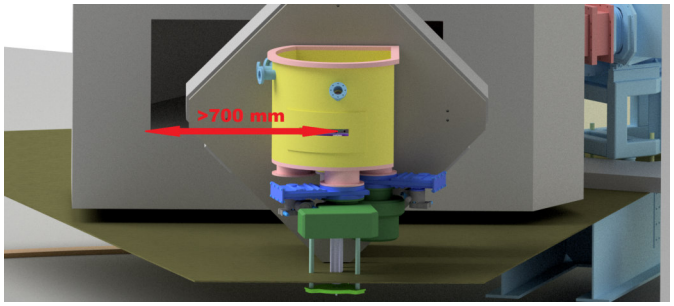


Figura 2.10: Visualizzazione della distanza da percorrere per l'introduzione nella camera

Per tutti questi motivi si sono valutate due differenti soluzioni per la movimentazione del target: una che prevede l'impiego di un unico sistema robotico, che permetta di svolgere tutti i movimenti richiesti, denominato "soluzione A"; un'altra che prevede l'impiego di più sistemi diversi, ognuno per la realizzazione di uno o più movimenti, integrati insieme in un unico complessivo denominato soluzione "soluzione B".

2.4 Soluzione A

La soluzione A Si basa sull'impiego di un robot con un lungo braccio movimentato, esso appartiene alla famiglia dei robot denominati "sprue picker", utilizzati per estrarre dagli stampi le colate di materiali plastici.

Il robot scelto, modello ProPicker 15 di marca Hahn, è composto da un corpo mobile su un binario che gli permette di muoversi di 300 mm in orizzontale; ad un estremo del corpo mobile è posizionato un giunto rotante che può ruotare di $\pm 110^o$ rispetto la posizione verticale, ad esso è vincolato il braccio principale che può traslare fino a 800 mm. Tutti gli attuatori utilizzati sono servomeccanici e permettono il posizionamento continuo con una precisione di $\pm 0,1$ mm (e $\pm 0,1$ gradi per quello rotazionale).

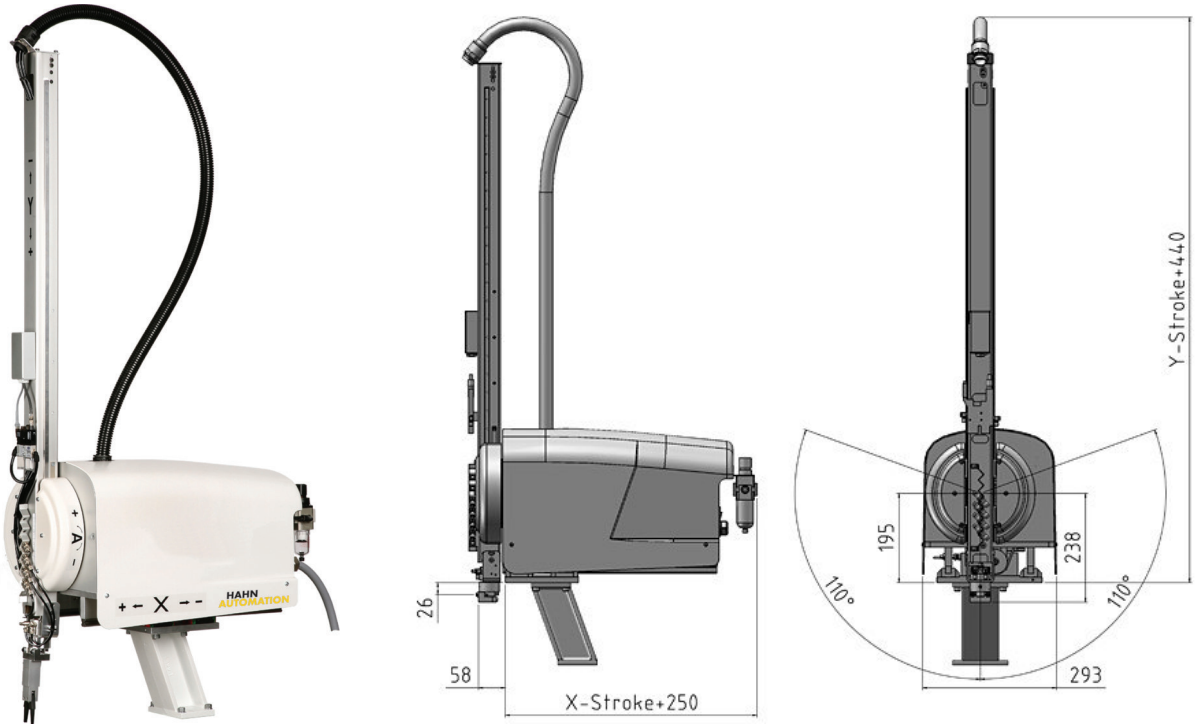


Figura 2.11: A sinistra un'immagine del robot sprue picker Hahn ProPicker 15, a destra una messa in tavola 2D dal catalogo della Hahn Automation, in queslla immagine la $X - stroke = 300$ mm, mentre la $Y - Stroke = 800$ mm

Data la geometria delle movimentazioni possibili il sistema è posizionato con il corpo principale parallelo alla linea di fascio su un sostegno tale da non generare vibrazioni durante il movimento. L'afferragio del target-holder avviene lateralmente, nella parte in cui non sono presenti le viti per il bloccaggio del target, tramite l'impiego di un gripper a dita parallele di marca SCHUNK modello MPG 50, che permette di sorreggere il peso dell'elemento sollevato in tali condizioni.

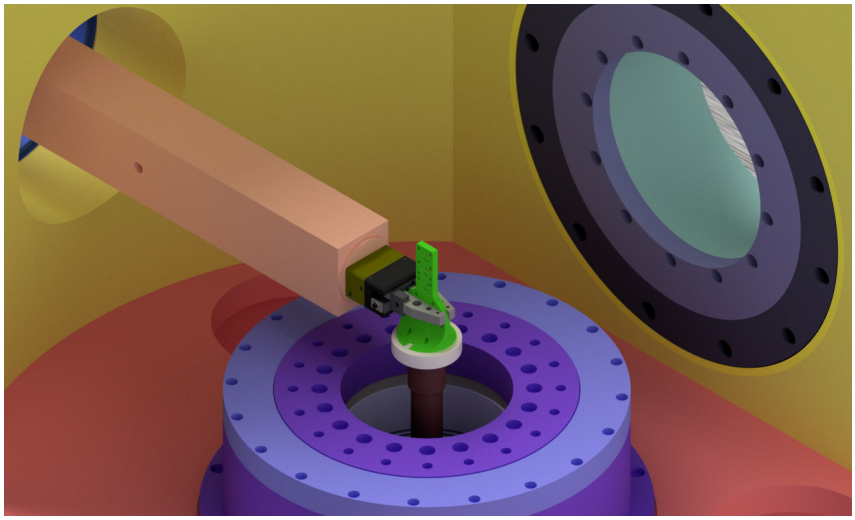


Figura 2.12: Gripper in posizione di presa all'interno della camera

In tale soluzione il sistema di storage è posizionato nella parte sottostante il robot, prevedendo un posizionamento degli elementi dall'alto verso il basso. Tale sistema, regolabile solamente in altezza secondo le esigenze, risulta fisso rispetto ai movimenti del robot; per tale motivo viene impiegato lo spostamento di 300 mm sull'asse principale per accedere selettivamente ai sei differenti vani del magazzino. Il peso massimo applicabile all'estremità del braccio è $1,5$ kg, ma non sono fornite indicazioni dal produttore riguardo la rigidezza del braccio per valutarne la precisione.

L'afferraggio laterale non rende flessibile questa soluzione, non permette infatti di afferrare il target in tutte le posizioni possibili di spostamento dello spettrometro, richiedendo due diversi espedienti: o si prevede di riportare la piattaforma dello spettrometro in una posizione "base" per la manipolazione del target; oppure si considera la possibilità di inserire un ulteriore elemento di movimentazione tra il gripper e l'asta del robot, cosa che comporterebbe un aumento notevole nei pesi all'estremo della struttura, compromettendone la stabilità. Questo fattore, assieme alla mancanza di ulteriori dati specifici sul comportamento del robot ai diversi carichi, ha portato alla valutazione di altre soluzioni anche molto diverse tra di loro, una delle quali ha destato particolare interesse.

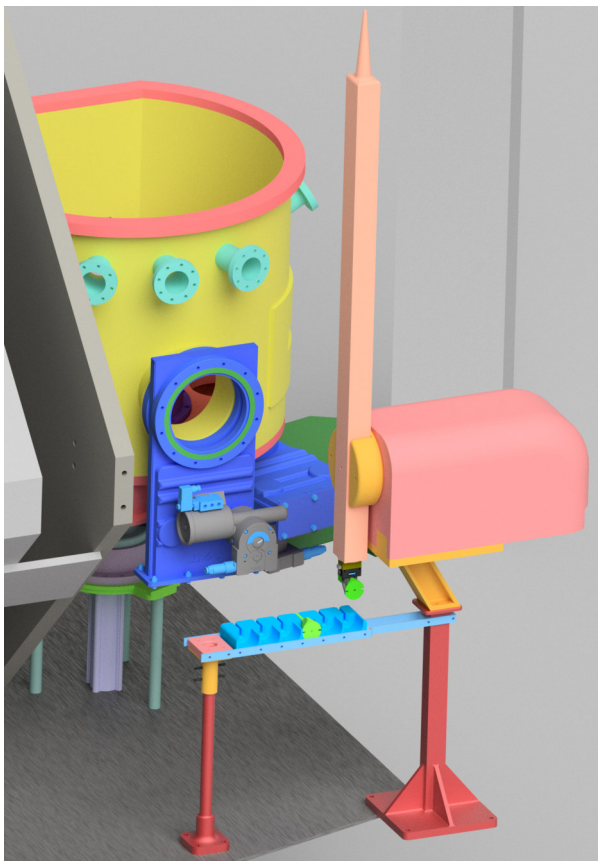


Figura 2.13: Complessivo della soluzione A con sistema di gripping in avvicinamento alla sesta posizione di immagazzinamento. Si nota la camera di scattering vista dal lato dell'apertura della gate valve, il robot ProPicker 15 rappresentato in differenti tonalità di arancione, mentre il sistema di sostegno rappresentato in rosso. Lo storage, in azzurro è regolabile grazie a due spine

2.5 Soluzione B

La cosiddetta soluzione B sfrutta più componenti differenti integrati in un unico assieme al fine di ottimizzare i movimenti richiesti. Essa prevede l'impiego di un polso robotico, modello WU-S di marca IAI, per la movimentazione del gripper (lo stesso della soluzione precedente, ovvero SCHUNK modello MPG 50) e un cilindro pneumatico serie C96S di marca SMC con coesa massima 800 mm e diametro 32 mm per il movimento di ingresso/fuoriuscita dalla camera; il tutto è sostenuto da una struttura metallica triangolare che sostiene anche lo storage. Il polso permette la movimentazione del target di 360^o intorno al suo asse principale e di $\pm 100^o$ intorno ad un asse parallelo a quello della linea di fascio.

Figura 2.14: Polso robotico IAI modello WU-S con le movimentazioni possibili per ogni asse, lateralmente si nota la presenza del cablaggio di alimentazione e di controllo

Il sistema di immagazzinamento in questo caso è composto da un servo-attuatore lineare (di marca IAI modello RCS4-TA7R) con guide del moto integrate e motore laterale, in modo tale da minimizzare l'ingombro assiale; esso sorregge e una piastra che presenta sei profili per il posizionamento dei relativi target.

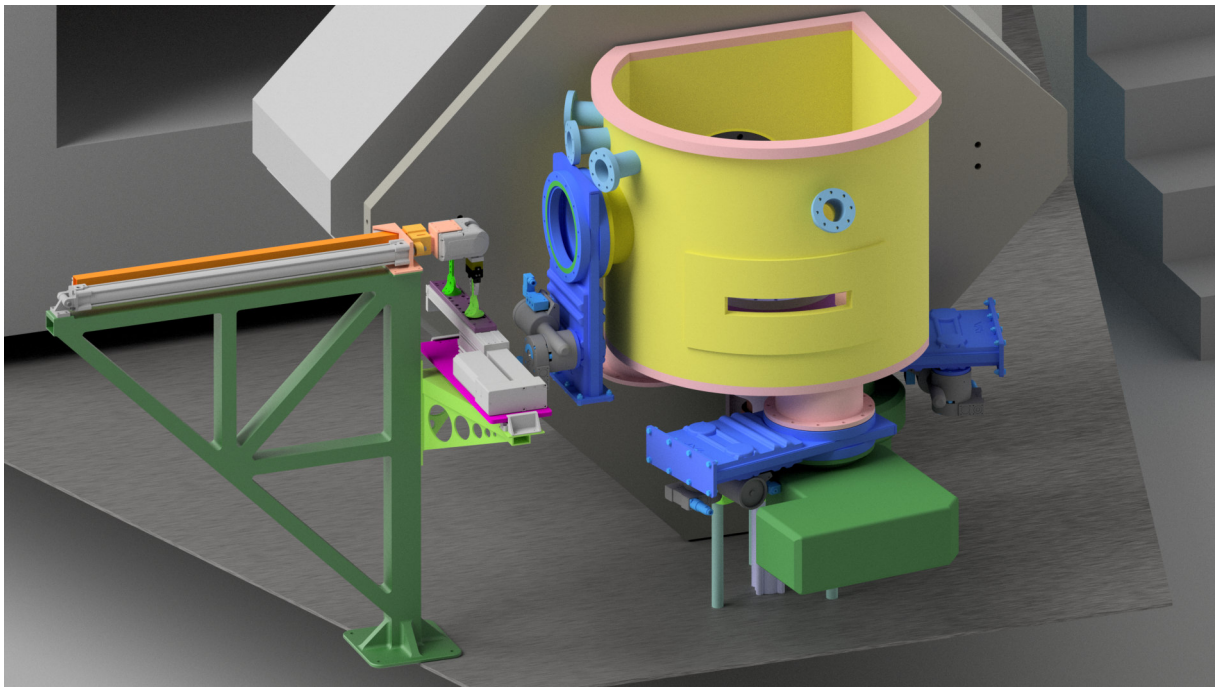


Figura 2.15: Rappresentazione del modello CAD della soluzione B che riporta tutto il sistema. A destra si vede la camera di scattering. Il manipolatore è sorretto dalla struttura triangolare in verde, che a sua volta è anche collegata al supporto dello storage. In viola è rappresentata la piastra sollevabile per l'accoppiamento degli elementi trasportati con la piastra di storage (che è rappresentata in viola scuro). In arancione è rappresentato un tubolare utile per la gestione del cablaggio e del moto di fuoriuscita del cilindro ad esso parallelo. Il polso è rappresentato in posizione di approccio allo storage quindi ruotato in verticale

L'afferraggio in questo caso avviene dall'alto nelle due facce parallele senza viti, ovvero quelle con una superficie minore, in modo tale da evitare le interferenze con il sistema di bloccaggio scongiurando il danneggiamento dei target. A seguito dell'afferraggio il porta-target è portato in posizione orizzontale e spostato all'esterno tramite l'impiego del cilindro pneumatico.

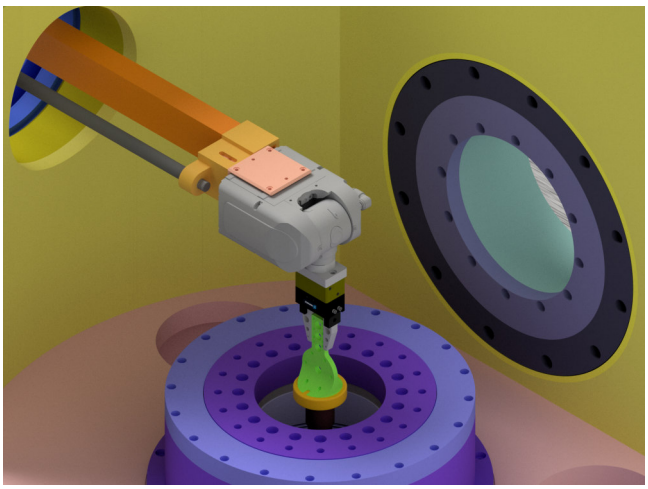


Figura 2.16: Vista interna della camera con il gripper in presa sul target (in verde)

Giunto all'esterno, il target-holder è riportato nella posizione di partenza (in verticale) sopra lo storage, precedentemente posizionato per accedere ad un preciso vano. L'accoppiamento tra i due profili avverrà tramite il movimento relativo verso l'alto di tutto il sistema di storage permesso grazie all'utilizzo di due cilindri a membrana posti sotto ad esso (Festo modello EV 20x120); siccome questi due elementi non presentano grosse precisioni di costruzione è utile inserire due finecorsa per gestire la corretta corsa di sollevamento dello storage.

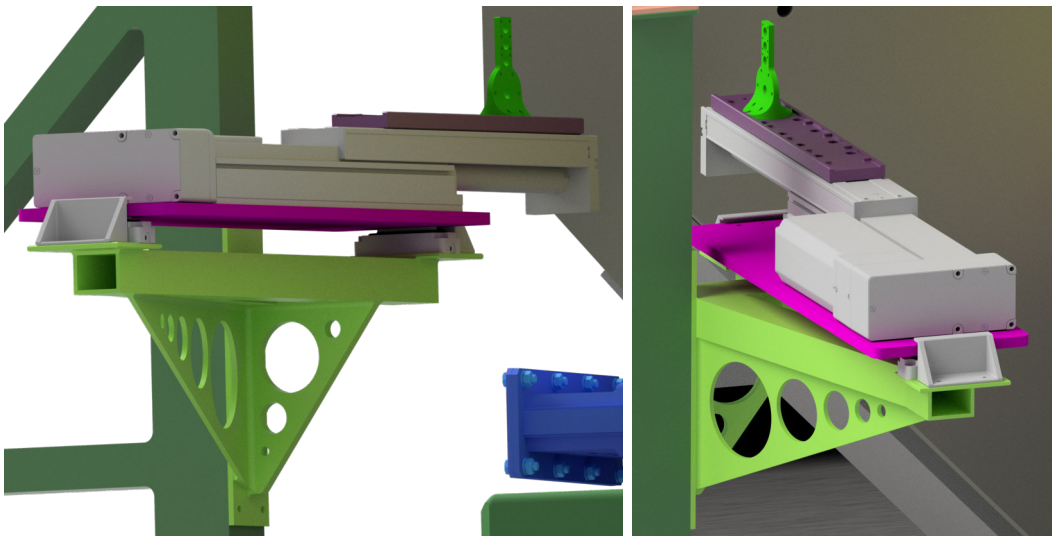


Figura 2.17: Due viste del sistema di storage che mettono in mostra i vari elementi. In verde chiaro si nota il sistema si sostegno dello storage, in viola la piastra principale collegata ai due sollevatori (cilindri a membrana), sopra di questi si notano i due finecorsa. L'attuatore lineare è in grigio, su di questo è posizionata a piastra di storage

Nel sistema è presente anche un tubolare per permettere la movimentazione del cablaggio (sia elettrico sia pneumatico) diretto verso il polso, in modo tale da non incappare in rotture accidentali dei cablaggi a seguito degli spostamenti effettuati. A fianco del tubolare del cablaggio è posizionata una guida lineare a ricircolo di sfere HIWIN modello WE di lunghezza 900 mm.

2.6 Confronto tra Soluzione A e Soluzione B

Per comparare le due differenti soluzioni possono essere studiati i pro e i contro di ognuna.

Pro della soluzione A

- Questa soluzione è di facile implementazione siccome prevede l'utilizzo di un modello di robot già esistente e ottimizzato al funzionamento, quindi pronto all'uso e già provvisto di sistema di controllo
- La struttura esterna è compatta e non occupa molto spazio durante la movimentazione
- Il sistema di storage è molto semplice essendo statico e composto da pochi pezzi
- La precisione del sistema è garantita dall'azienda produttrice del robot, quindi non deve essere ulteriormente investigata con analisi ad hoc

Contro della soluzione A

- Supporta bassi carchi e pesi all'estremità, ciò può portare a problemi dal punto di vista dell'affidabilità per via della presenza di vibrazioni
- Basandosi principalmente su un modello di robot presente da catalogo con limitato numero di varianti, non si garantisce il funzionamento in condizioni diverse da quelle di progetto, eliminando la possibilità di riconfigurare il sistema in futuro
- La ditta produttrice del robot non fornisce disegni accurati del modello scelto di facile accesso, quindi risulta complicato procedere nella modellazione prima di aver preso contatti con la ditta
- Questa soluzione non prevede l'implementazione di un sistema di rotazione del gripper attorno l'asse di rotazione; anche se esistono gripper utili a questa funzione eccedono nel peso trasportabile dal robot

Pro della soluzione B

- Questo sistema consente una gestione ottimizzata dei movimenti e dei gradi di liberà, lasciando liberi solo quelli necessari al movimento, al fine di non creare perdite di precisione inutili
- Si ha la possibilità di sostituire i singoli sottosistemi per adattarsi a specifiche variazioni che possono avvenire in itinere durante la progettazione della camera di scattering
- La presenza di molti sottosistemi separabili garantisce la possibilità di modificare la precisione complessiva del sistema, aggiungendo un sistema di regolazione interna per ogni singolo movimento
- Questa soluzione, basandosi principalmente sull'impiego di un polso robotizzato, permette di movimentare il gripper attorno al target-holder, garantendo l'afferraggio in ogni possibile posizione del sistema robotico rispetto il porta bersagli

Contro della soluzione B

- La struttura esterna risulta complicata e ingombrante per permettere l'introduzione orizzontale del polso nella camera di scattering. Anche il sistema di storage è più complicato, ma questo avviene solo per ridurre i GDL del manipolatore, infatti molti movimenti evitabili da parte del polso sono delegati al sistema di immagazzinamento

- Questo sistema necessita di una completa progettazione in ogni dettaglio del sistema, in modo tale da valutare il corretto funzionamento per ognuno di essi
- Questo sistema necessita di apparato di controllo progettato ad hoc in tutti gli aspetti, implementando sistemi differenti da diverse aziende produttrici

Per rendere più chiaro il confronto si usa la tabella 2.1 che riassume i vantaggi e gli svantaggi visti fin'ora per ogni soluzione:

Soluzione A		**Soluzione B**	
Pro	**Contro**	**Pro**	**Contro**
Facile implementazione (pronto all'uso)	Carichi supportati inferiori (vibrazioni)	Gestione migliore dei movimenti e dei gradi di libertà	Struttura esterna complicata
Struttura esterna compatta	Limitato numero di prodotti a catalogo	Possibilità di sostituire i singoli sottosistemi per adattarsi a variazione in itinere	Necessità di progettare l'intera struttura
Storage semplice	Necessità di dimensioni del sistema robotico da azienda produttrice	Precisione complessiva migliorabile	Necessità di dimensionare il sistema di controllo
Precisione garantita	Difficile rotazione intorno all'asse principale del porta bersagli	Possibilità di ruotare il gripper attorno l'asse principale	

Tabella 2.1: Dati sperimentali cilindro 1 in posizione retratta

Le due soluzioni ed il loro confronto, sono stati presentati come risultati di un'analisi preliminare di fattibilità del sistema automatico di posizionamento del bersaglio al NUMEN collaboration meeting di aprile 2019, tenutosi a Catania.

A seguito di questa analisi preliminare si è deciso di proseguire con la progettazione della soluzione B, identificando essa come la soluzione più valida per le richieste dell'esperimento.

Capitolo 3

Evoluzione della soluzione B

Di seguito è riportata l'evoluzione della soluzione B proposta (denominata versione B-0) nelle sue diverse varianti fino a giungere a quella definitiva che conclude questa analisi di fattibilità; essa sarà trattata nel dettaglio in ogni suo sotto-assieme nel capitolo seguente.

Ognuna delle sette versioni del modello che saranno descritte di seguito rappresenta un passo nella procedura iterativa di progettazione del sistema, valutando progressivamente tutte le richieste del sistema. In questo capitolo si sono volute riportare tutte le modifiche considerate nel tempo, in modo tale da rappresentare una banca dati di soluzioni possibili ma scartate, riportando vantaggi e svantaggi per ognuna di esse.

Per brevità di trattazione, saranno riportate qui solo le soluzioni che sono state scartate, mentre si rimanda al capitolo seguente per l'analisi approfondita delle soluzioni considerate nella versione definitiva.

3.1 Versione B-1

In occasione della riunione di collaborazione del progetto NUMEN di aprile 2019, è stato possibile effettuare delle misurazioni nell'area sperimentale in modo tale da ottenere una mappatura precisa degli spezi disponibili intorno alla camera di scattering. E' stato quindi possibile integrare la rappresentazione 3D esistente e quindi valutare al meglio l'implementazione del sistema robotico con le strutture ad esso attigue.

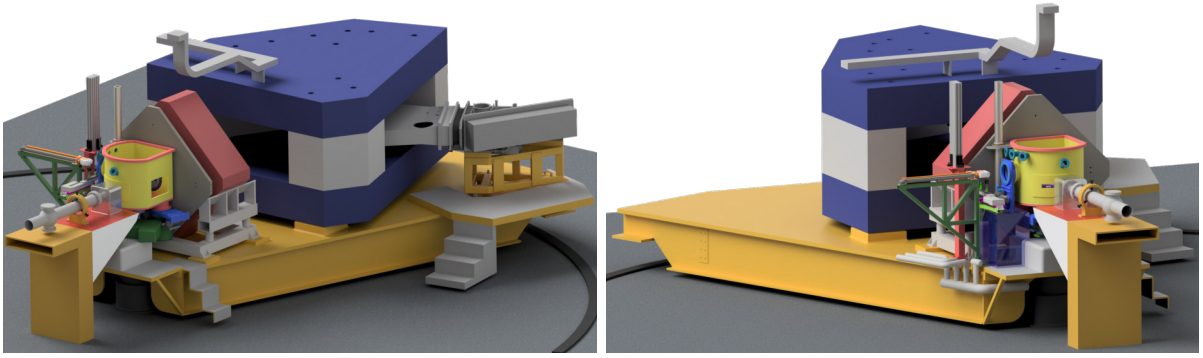


Figura 3.1: rappresentazione 3D dello spettrometro MAGNEX. Il modello aggiornato è presentato da due differenti punti di vista posti rispettivamente a destra e a sinistra del fascio. Nella vista da sinistra è possibile vedere un parallelepipedo blu trasparente che rappresenta la zona di ingombri massima delle apparecchiature presente sotto la camera, utilizzata come regione di controllo da non occupare con il manipolatore

Questa nuova rappresentazione ha permesso di includere la flangia di collegamento tra la struttura triangolare di sostegno del manipolatore e la piattaforma dello spettrometro MAGNEX;

essa fornisce un riferimento per il dimensionamento in altezza e posizione radiale (rispetto al centro della camera di scattering) della struttura triangolare del manipolatore. L'altezza complessiva di questa parte, infatti, si stabilisce con questa procedura:

- si vincola il porta target sopra il dito freddo, lasciando il crio refrigeratore libero di traslare nella direzione verticale;
- si fa traslare l'attuatore lineare che guida la traslazione del crio refrigeratore fino ad avere il foro del relativo bersaglio posizionato 5 mm al di sotto della linea di fascio degli ioni;
- Si mette il manipolatore in posizione afferraggio (con polso ruotato di 90^o rispetto l'orizzontale e braccio esteso).

In questo modo l'altezza di posizionamento del cilindro pneumatico sarà sufficiente per permettere al sistema di afferrare il porta-target e di scollegarlo dalla flangia di giunzione al crio-refrigeratore (che ha un profilo di spessore 3 mm) per poi portarlo all'esterno della camera di scattering. Di conseguenza sarà regolato anche il foro che mette in comunicazione la camera con l'esterno. Il sistema di storage sarà ridimensionato al fine di non invadere eccessivamente la zona rappresentata in blu trasparente nel modello (come evidenziato nella figura 3.1), essa rappresenta la zona di ingombro massimo dei sistemi sottostanti la camera quindi un vincolo importante per l'implementazione della struttura con gli elementi adiacenti.

Il modello finora ottenuto rappresenta una semplice analisi complessiva del sistema, infatti, fino a questo momento, non sono ancora stati svolti calcoli di dimensionamento, ma semplicemente assemblati elementi generici per ogni sotto-assieme, in modo tale da avere un riferimento di partenza per il dimensionamento complessivo. La versione successiva, la B-2, rappresenta un avanzamento in tale direzione, essendo realizzata sulla base di calcoli specifici per ogni componente.

3.2 Versione B-2

Questa versione parte dall'analisi del sistema di manipolazione lasciando inalterata la struttura di posizionamento del porta target sul dito freddo. Ciò permette di procedere nel dimensionamento del sistema di gripping e movimentazione del porta-target, prima dimensionato solo in maniera preliminare.

3.2.1 Scelta del gripper e dimensionamento dell'unità polso

La scelta del modello di gripper da utilizzare deve essere effettuata in concomitanza alla progettazione dei sistemi ad esso collegati; infatti, il polso robotico fornice dei vincoli progettuali importanti nel posizionamento del sistema di afferraggio.

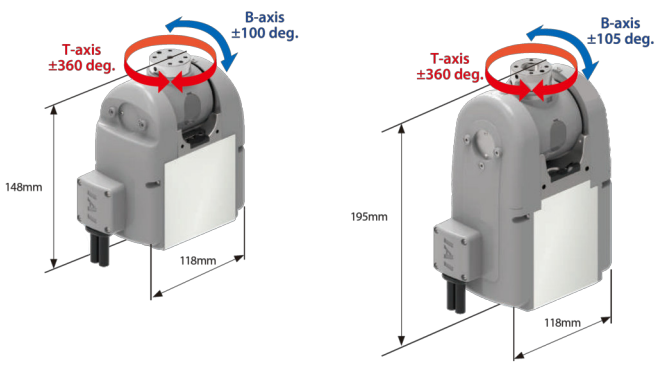


Figura 3.2: Dimensioni e nomenclatura assi dei modelli di polso valutati, di marca IAI automations modelli WU-S (a sinistra) e WU-M (a destra)

Per la scelta del polso robotizzato si è fatto riferimento ai cataloghi della ditta *IAI automation*, essi forniscono una procedura molto rigorosa utile alla scelta e verifica del corretto funzionamento del sistema nelle condizioni di carico volute. Tale procedura permette di individuare il corretto modello di polso utilizzabile nell'applicazione, ponendo dei massimali per i carichi statici e dinamici ad esso applicabili. Di seguito sono riportate le specifiche e i valori critici dei due principali modelli di polso proposti dall'azienda.

	Tipologia compatta		Tipologia media	
Modello	WU-S		WU-M	
Asse di movimentazione	Asse-B	Asse-T	Asse-B	Asse-T
Range di operazione	$\pm 100^o$	$\pm 360^o$	$\pm 105^o$	$\pm 360^o$
Coppia massima a velocità minima	$0,65\ Nm$	$0,65\ Nm$	$1,65\ Nm$	$1,65\ Nm$
Momento di inerzia massimo ammesso ad una accelerazione di $0,3\ G$	$0,0085\ kgm^2$	$0,0075\ kgm^2$	$0,015\ kgm^2$	$0,0165\ kgm^2$
Peso massimo di carico	$1\ kg$		$2\ kg$	
Velocità massima a rotazione indipendente	$750\ deg/s$	$1200\ deg/s$	$900\ deg/s$	$1200\ deg/s$
Velocità massima di movimentazione contemporanea degli assi	$600\ deg/s$	$600\ deg/s$	$600\ deg/s$	$600\ deg/s$
Accelerazione o decelerazione massima senza carico	$0,7\ G$	$0,7\ G$	$0,7\ G$	$0,7\ G$
Accelerazione o decelerazione massima con carico	$0,3\ G$	$0,3\ G$	$0,3\ G$	$0,3\ G$
Tipo di stepper	$28\ passi$	$28\ passi$	$35\ passi$	$35\ passi$
Ripetibilità	$\pm 0,015^o$	$\pm 0,15^o$	$\pm 0,015^o$	$\pm 0,15^o$
Gioco meccanico	$0,06^o$	$0,4^o$	$0,06^o$	$0,4^o$
Carico assiale dinamico permesso sulla flangia	$330\ N$		$450\ N$	
Momento dinamico permesso	$1,4\ Nm$		$4,2\ Nm$	
Coppia di ritenuta in posizione ferma	$0,96\ Nm$	$0,96\ Nm$	$2,8\ Nm$	$2,8\ Nm$
Peso dell'unità	$1,6\ kg$		$2,8\ kg$	

Tabella 3.1: Dati dei modelli proposti di polso robotico da IAI automation

La procedura proposta ha permesso di analizzare la configurazione di carico del modello della versione B-1, ottenendo valori superiori a quelli critici di entrambi i modelli di unità-polso. Si è quindi resa necessaria una completa riprogettazione del sistema collegato all'estremità del polso.

La procedura completa di verifica proposta dalla IAI è riportata nel capitolo seguente, come verifica del sistema finale scelto, di seguito, però, ne viene riportata una veloce analisi in modo tale da comprendere il motivo per cui è stata resa necessaria una completa riprogettazione del sistema ipotizzato nella versione precedente.

La procedura di verifica parte da un'analisi della massa del sistema collegato alla flangia mobile del polso, ottenuto come somma del peso complessivo del porta target, quello del gripper (comprendente anche le due dita di afferraggio) e della flangia di collegamento tra gripper e polso. Il modello di gripper scelto in prima istanza, volutamente sovradimensionato per porsi

nella condizione più critica, pesa $0,35\ kg$, che sommati a $0,3\ kg$ del porta target e a $0,25\ kg$ tra flange, dita e minuteria forniscono un totale di $0,9\ kg$ tollerato da entrambi i modelli.

Il secondo step prevede il calcolo del momento di inerzia dei corpi in rotazione; per tale motivo, l'analisi è stata condotta su entrambi gli assi di rotazione, andando ad individuare gli assi e gli elementi non assialsimmetrici ad essi. Il calcolo, che permette di valutare l'inerzia del corpo al variare della sua velocità angolare, si basa quindi su una grandezza fisica utile per descrivere il comportamento dinamico dei corpi in rotazione attorno a un asse. A tal proposito esistono tabelle che raggruppano in modo esaustivo i momenti di inerzia delle principali forme geometriche esistenti; esse evidenziano una dipendenza diretta di questo valore dalla massa e dalla distanza dal centro di rotazione.

Questa verifica, condotta per il modello della versione B-1, ha mostrato a valori ben molto al di fuori di quelli massimi imposti dai modelli di polso considerati, cosa che ha portato ad una modifica radicale del sistema di afferraggio. La nuova soluzione è stata ideata con l'intento di agire sul valore di momento di inerzia, diminuendo prima di tutto la massa del gripper (sostituito con un modello più preformante secondo le richieste del sistema) e in secondo luogo diminuendo lo sviluppo radiale dell'apparato collegato al polso rispetto l'asse di rotazione.

La soluzione proposta nella versione B-2 prevede:

- un afferraggio del target-holder effettuato in una zona leggermente inferiore rispetto quella coinvolta nel modello B-1, in modo tale da avvicinare questo elemento al centro di rotazione;
- un posizionamento del gripper laterale a quello del porta-target, permettendo la rotazione completa dello stesso intorno all'elemento centrale, in modo da permettere le operazioni di afferraggio in ogni posizione occupata dallo spettrometro;
- un alleggerimento selettivo delle strutture di sostegno e delle dita a seguito verificato da analisi di tenuta strutturali.

Si è quindi scelto un modello di gripper più consono all'applicazione voluta, ovvero che permettesse l'operazione di afferraggio ad una distanza delle dita di 20 mm con una forza di chiusura calcolata secondo il seguente modello (ripreso di seguito nelle verifiche del modello finale), che trova spesso applicazioni nell'ambito del dimensionamento preliminare dei sistemi di presa[1].

$$2 \cdot F_r \cdot \mu \geq m_{target-holder} \cdot (g + a) \cdot S$$

dove:

F_r è la forza di pressione di un singolo dito sulla superficie di gripping;

μ è il coefficiente di attrito statico tra rame e acciaio (target-holder e acciaio) usato con valore di $0,53$;

$m_{target-holder}$ è il peso del target-holder completo di viti approssimato per eccesso a $0,5\ kg$;

g accelerazione di gravità uguale a $9,81\ m/s^2$;

a è l'accelerazione verticale a cui è posto l'elemento pari a zero;

S coefficiente di sicurezza scelto con valore di 4 per questo tipo di approssimazione.

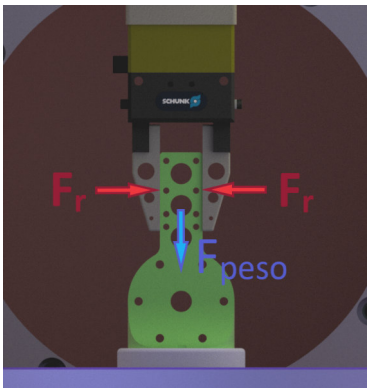


Figura 3.3: Forze in analisi per il dimensionamento preliminare del sistema gripping

[1] G. J. Monkman, S. Hesse, R. Steinmann, H. Schunk, Robot Grippers, WILWY-VCH Verlag GmbH & Co., 2007

Svolgendo il calcolo si ottiene

$$F_r \geq \frac{m_{target-holder} \cdot g}{\mu} \cdot S = 19\ N$$

Si è quindi scelto di passare ad un altro modello di gripper, passando dall'MPG-50 della SHULKE al modello RH-905 della stessa marca. Di seguito viene riportato un confronto tra i due modelli e le richieste del sistema notando che il secondo permette una notevole diminuzione dei pesi nonostante rimangano rispettate tutte le richieste del sistema.

	Richiesto	$MPG-50$	$RH-905$
Corsa per dito	2 mm	4 mm	8 mm
Forza di chiusura	19 N	175 N	44 N
Forza di apertura	$N.R.$	155 N	155 N
Peso	minore	$0,35\ kg$	$0,09\ kg$
Ripetibilità	$N.R.$	$0,02\ mm$	$0,01\ mm$

Tabella 3.2: Confronto dei dati richiesti con quelli di entrambi i gripper considerati fin'ora

L'unico inconveniente del modello scelto è la mancanza di un sistema di ispezione e manutenzione dell'elemento, che richiederebbe la completa sostituzione della parte ogni determinato numero di cicli.

Una volta effettuate queste considerazioni si è potuto procedere con la verifica completa del modello secondo la prassi indicata dall'IAI identificando nel modello di taglia media (modello WU-M) l'unico polso in grado di effettuare le operazioni richieste con i carichi in gioco. Esso quindi è stato integrato nella modellazione del sistema adattando tutti gli elementi già modellati alle nuove dimensioni.

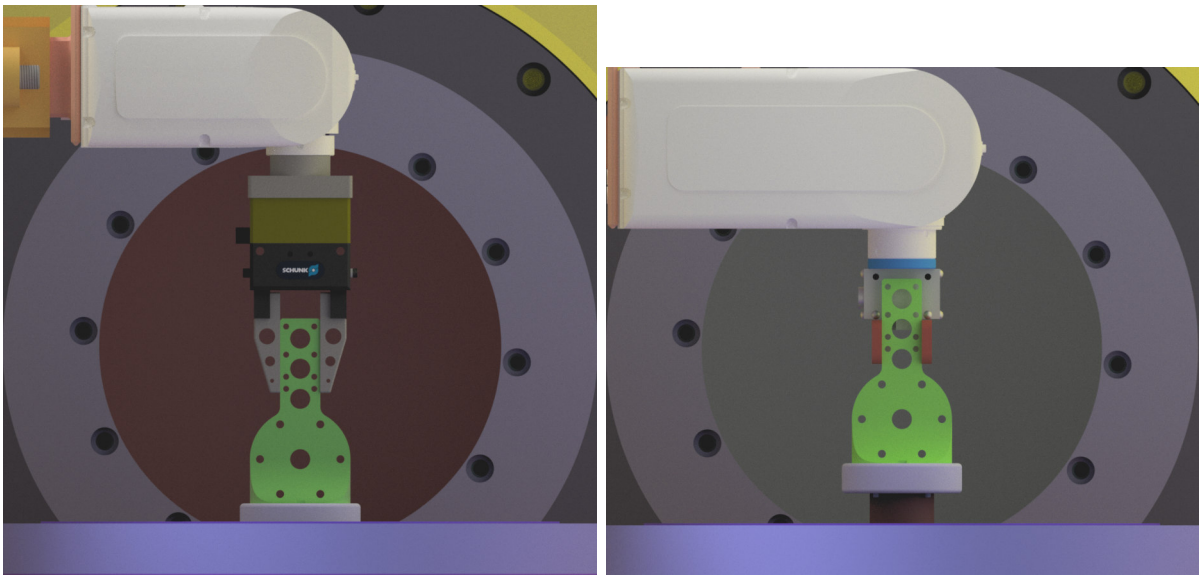


Figura 3.4: Comparazione del gripping della versione B-1 (a sinistra) e della versione B-2 (a destra), si nota l'afferraggio in posizione differente e il differente posizionamento del gripper in condizioni di presa

La modifica appena descritta, inoltre, ha permesso di abbassare l'altezza complessiva del sistema di manipolazione di circa 3 cm, rispettando la procedura di regolazione dell'altezza prescritta precedentemente (capitolo B-1).

3.2.2 Struttura principale e cilindro

Nella modellazione di questa versione (B-2) si è valutata la possibilità di sostituzione del cilindro con uno di diametro superiore, al fine di gestire al meglio il carico applicato all'estremo dello stelo durante la sua completa fuoriuscita.

Si è pensato a tal proposito di consultare la normativa ISO-15552 nella sezione di analisi delle forze applicabili all'estremo del cilindro. Questo standard, di cui fa parte il modello di cilindro scelto (marca SMC modello C96s), prevede una serie di tabelle che esprimono le forze applicabili agli estremi dei cilindri in funzione dei diametri scelti, delle lunghezze della corsa e dello scostamento del carico rispetto al centro di rotazione.

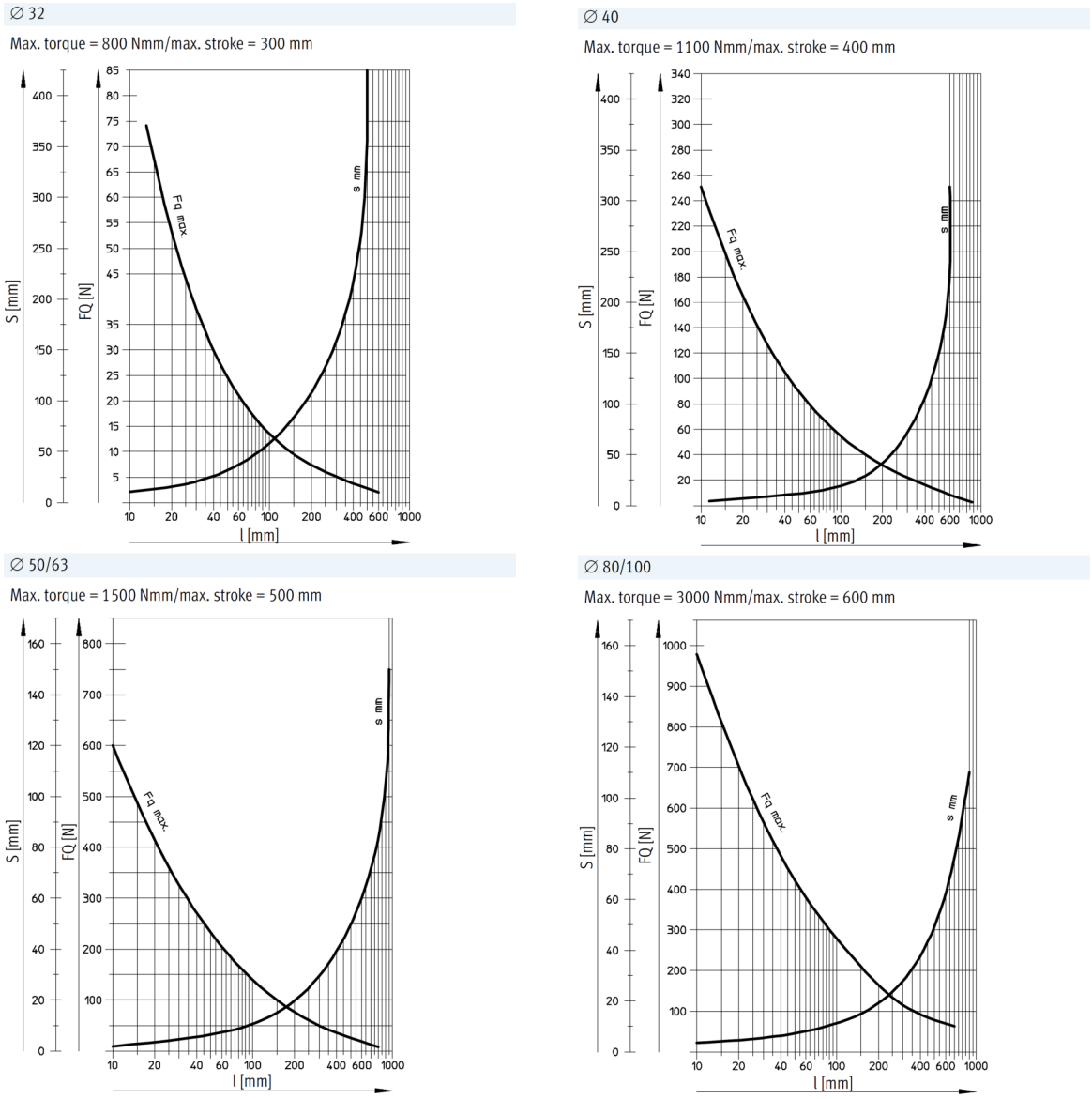


Figura 3.5: Tabelle da normativa ISO-15552 che mostrano la dipendenza di scostamento (s espresso in mm) e di forza applicabile all'estremo (FQ espresso in mm) dalla lunghezza della corsa (l espressa in mm), applicabili per cilindri della serie C96s di marca SMC

Su questi grafici si è ricercato il punto di lavoro del manipolatore, caratterizzato da una forza $FQ = 55\ N$ ($0,3\ kg$ di porta target, $0,5\ kg$ tra flangia di collegamento gripper e dita, $2,8\ kg$ di robot e $1,8\ kg$ di flange di collegamento robot a cilindro) posizionati ad una corsa massima $l = 800\ mm$ con scostamento $s = 0\ mm$; si è osservato che solamente i cilindri di diametro

80/100 mm riescono a sopportare un tale carico ad una determinata distanza, ipotizzando la continuazione del grafico con andamento simile a quello osservato anche dopo l'interruzione presente nella tabella analizzata. Tutto questo quindi non garantisce la completa affidabilità della stima effettuata, non riscontrando prove certe sull'effettivo funzionamento in suddette condizioni. Si è pensato, quindi, di modellare questa soluzione con un cilindro di diametro 100 mm e corsa 800 mm, spostando il tubolare per i cablaggi nella parte superiore rispetto al cilindro (in modo tale da mantenere la simmetria del sistema) e adattando sia la struttura di sostegno triangolare che lo storage a queste nuove dimensioni.

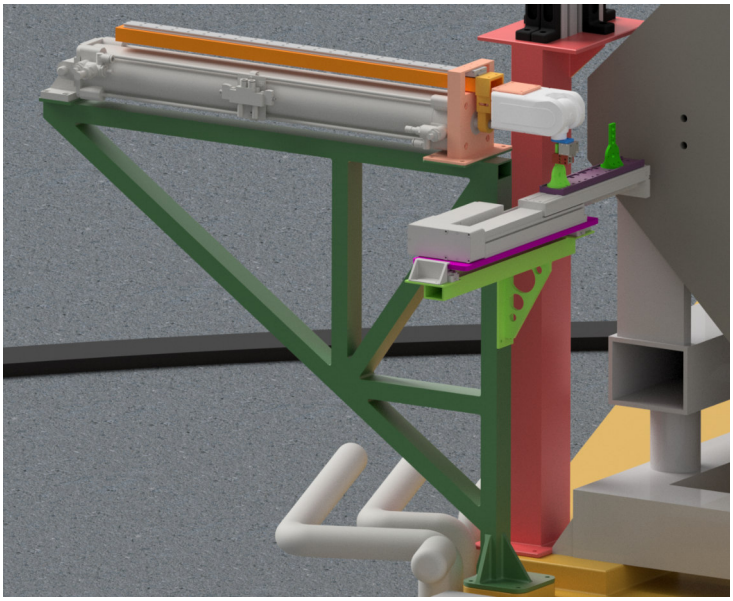


Figura 3.6: Vista della versione B-2 da destra in posizione retratta, si nota la dimensione maggiorata del cilindro (in grigio) e il riposizionamento della canalina per il cablaggio (in arancione) con la relativa guida. Anche il sistema di sostegno del cilndro è modificato rispetto a queste nuove caratteristiche

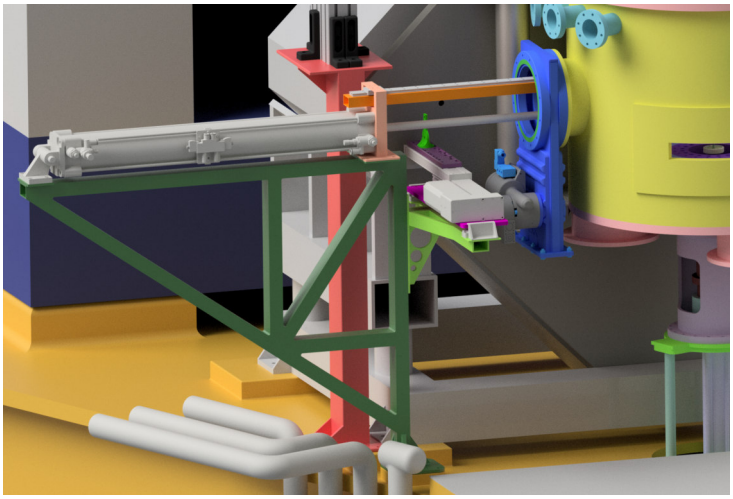


Figura 3.7: Vista della versione B-2 da sinistra in posizione estesa

La soluzione così proposta può essere migliorata innanzitutto eliminando l'iperstaticità data dai vincoli che bloccano il cilindro in posizione, in secondo luogo riportando il cilindro a dimensioni più contenute introducendo un sistema di guide laterali che scarichino il peso ad esso applicato tramite l'impiego di cuscinetti lineari.

3.3 Versione B-3

Questa soluzione nasce a seguito di un confronto con i responsabili del dimensionamento del sistema di raffreddamento sottostante il porta target. In tale occasione è stata resa presente la necessità di ridurre le superfici interposte tra l'estremità del dito freddo e il porta-target proponendo una soluzione che impieghi delle spine coniche, avvitate sul dito freddo, per centrare il bersaglio nelle fasi di approccio tra le superfici che dovranno rimanere a contatto.

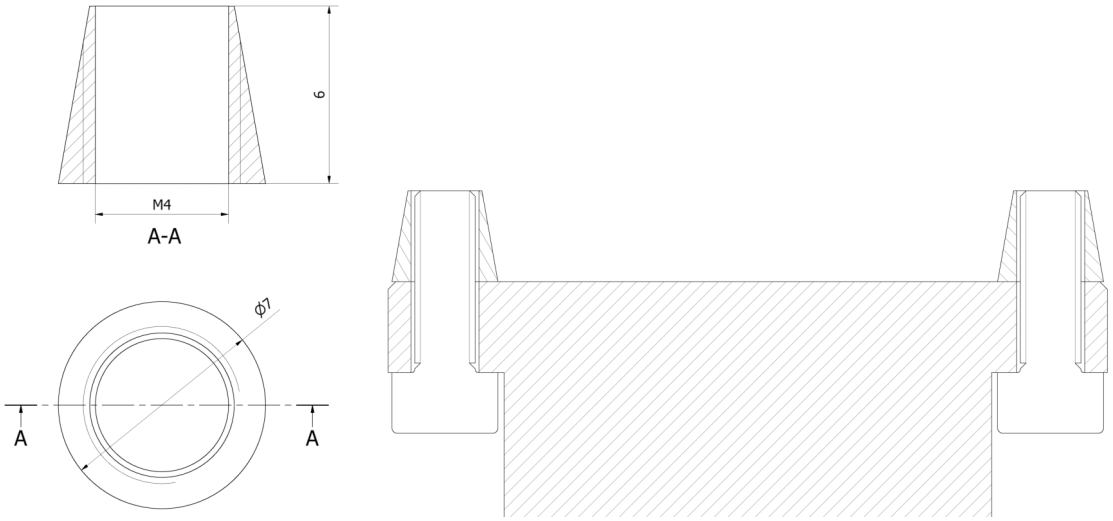


Figura 3.8: A sinistra si vede una messa in tavola di una spina conica, utile a capirne le dimensioni di massima. A destra una sezione verticale lungo la linea di fascio del dito freddo del crio-refrigeratore nella quale si nota il posizionamento delle spine coniche

Questa soluzione prevede quindi l'impiego di spine coniche filettate nella parte interna per il centraggio e l'incastro del porta-target, esse saranno montate su viti precedentemente avvitate sul dito-freddo. Il numero delle spine coniche può variare fino a sei, ovvero il numero massimo di fori filettati presenti sulla flangia, ma viene limitato a due per semplificare le gestione delle tolleranze e permettere un più facile accoppiamento. La riduzione nel numero delle spine è inoltre utile per controllare meglio l'allineamento del target alla linea di fascio, per garantire la precisione di posizionamento infatti, nel caso di presenza di sole due spine, basterebbe solamente il controllo di localizzazione sui fori di centraggio di queste ultime.

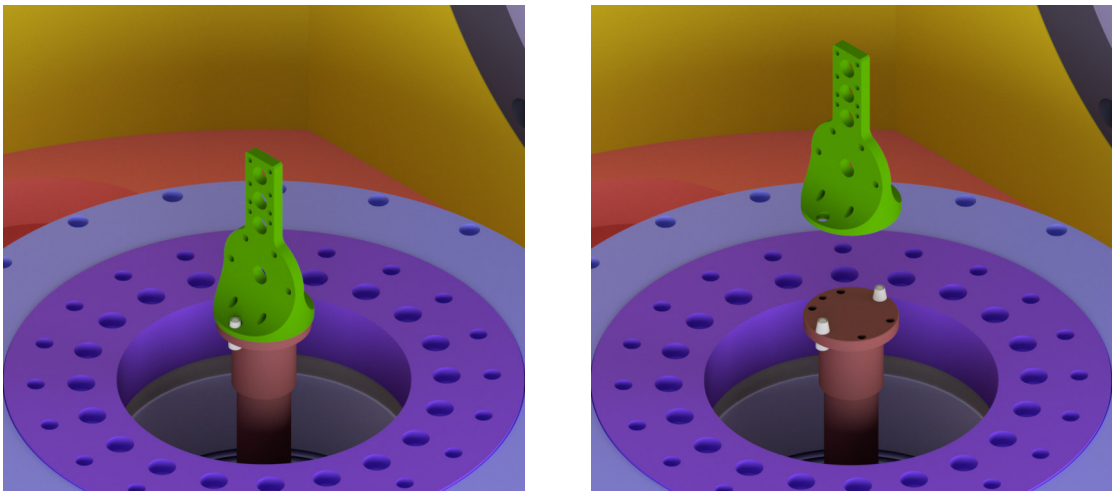


Figura 3.9: Modellazione dell'accoppiamento nella versione B-3 con le spine coniche rappresentate in grigio chiaro sopra il dito freddo in rosso scuro

Il dimensionamento delle spine è effettuato considerando sia la realizzabilità fisica nonostante le dimensioni ridotte, sia considerando l'angolo di aderenza tra acciaio (che compone la spina) e rame (che compone il porta target).

Questa soluzione richiede un aumento dell'altezza di posizionamento del polso robotico, essendo le spine alte 6 mm, 3 mm in più rispetto all'altezza della sagoma che si doveva superare con la precedente configurazione.

3.4 Versione B-4

A seguito della proposta della versione B-3 si è valutata un'ulteriore richiesta da soddisfare, ovvero quella di garantire, nel collegamento tra porta-target e dito freddo, un determinato precarico, inizialmente ipotizzato a 3 volte il peso stesso del porta target, ovvero circa 10 N. Questa problematica è stata risolta proponendo l'impiego di un particolare tipo di collegamento chiamato innesto a baionetta precaricato. Contemporaneamente a questa soluzione si è realizzata anche la modellazione di un sistema di guide utile a scaricare il cilindro dal carico verticale, corredato da fine corsa utili a regolare le due posizioni del cilindro.

3.4.1 Nuova versione del porta-target

In questa fase di progettazione, il confronto con gli addetti alla progettazione del sistema di sottrazione di calore dal porta-target ha portato a ripensare alla sua modellazione per sopperire alle necessità del nuovo sistema di manipolazione migliorando al tempo stesso il rendimento della trasmissione di calore.

A tal proposito si vogliono sottolineare le criticità del target-holder del modello usato finora. Esso risulta costituito da due parti principali e simmetriche, collegate tramite tredici viti $M3$ testa bassa avvitate in un pattern di fori adatto. I target vengono posizionati tra le due parti e stretti di conseguenza fino a bloccarli. Questa chiusura genera difetti di posizionamento relativo tra i due elementi, portando sia ad un'imperfezione di afferraggio (si può generare una superficie laterale discontinua) sia ad una riduzione dello scambio termico (non rendendo continua la superficie di scambio inferiore).

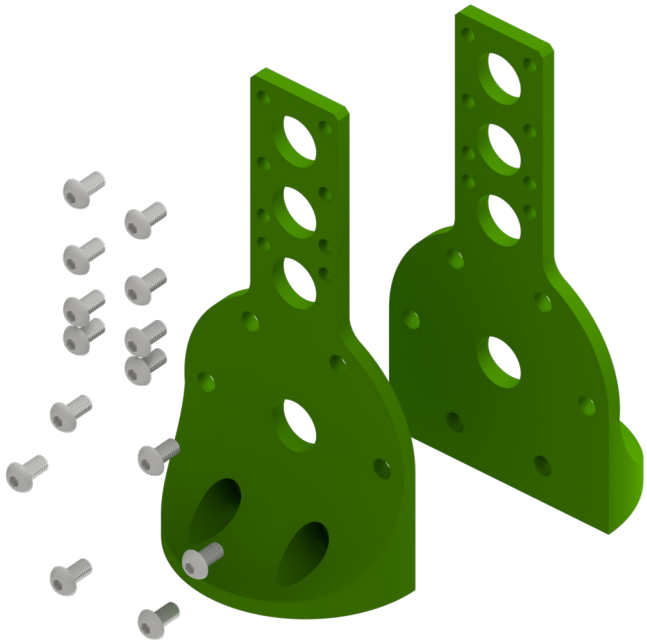


Figura 3.10: Versione iniziale del target holder con tutti gli elementi di montaggio, essi sono costituiti da due elementi di uguale geometria, uno con un pattern di fori filettato, l'altro passanti

Per questo si è pensato di ridurre la grandezza dell'elemento in separazione, riducendolo alla sola parte superiore, in modo tale da avere un elemento unico nella parte inferiore. Esso risulterà utile in seguito per facilitare la progettazione degli elementi di bloccaggio sul dito freddo. Nella parte superiore, si prevede l'impiego di spine in sostituzione di due delle viti del pattern, al fine di migliorare il posizionamento degli elementi, garantendo la complanarità delle superfici esterne.

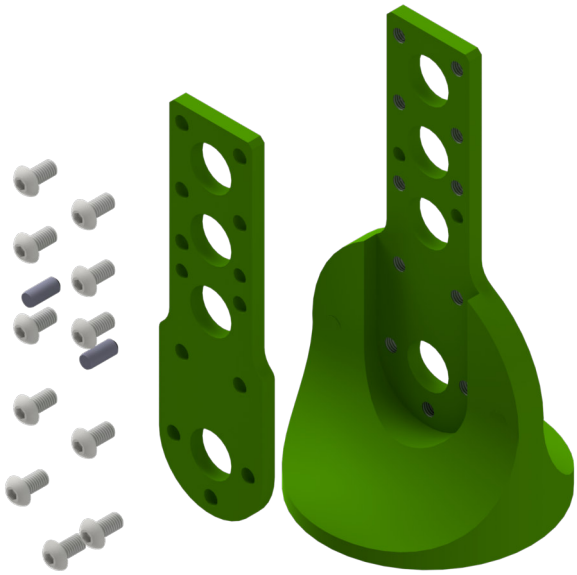


Figura 3.11: Versione modificata del target holder con tutti gli elementi di montaggio, sono presenti infatti due spine a sostituire due delle tredici spine presenti prima

Questa modellazione risulta la base per le soluzioni che verranno presentate in seguito, le quali aggiungeranno elementi utili all'accoppiamento alla parte inferiore del porta-target per adattarlo all'impiego voluto.

3.4.2 Innesto a baionetta

In questa soluzione si è voluto gestire il collegamento tra dito freddo e porta-target tramite l'impiego di un sistema di collegamento a baionetta.

L'innesto a baionetta è un tipo di innesto tondo costituito da due o più alette (razze) equidistanti disposte su un pezzo cilindrico che viene bloccato in una sede pure cilindrica trasversale nella quale sono ricavati dei vani di dimensioni opportune. Quando il pezzo, dopo l'introduzione, viene ruotato di un certo angolo si ottiene il bloccaggio. Nel caso in analisi, si necessita di realizzare un precarico di questo bloccaggio che garantisca una determinata forza di pressione tra le due superfici avvicinate; a tal proposito si è pensato di utilizzare delle molle a compressione tradizionali per garantire il precarico, sia per la facilità di modellizzazione delle stesse nello studio del collegamento sia per l'ampia gamma di scelta nelle varie forme e dimensioni.

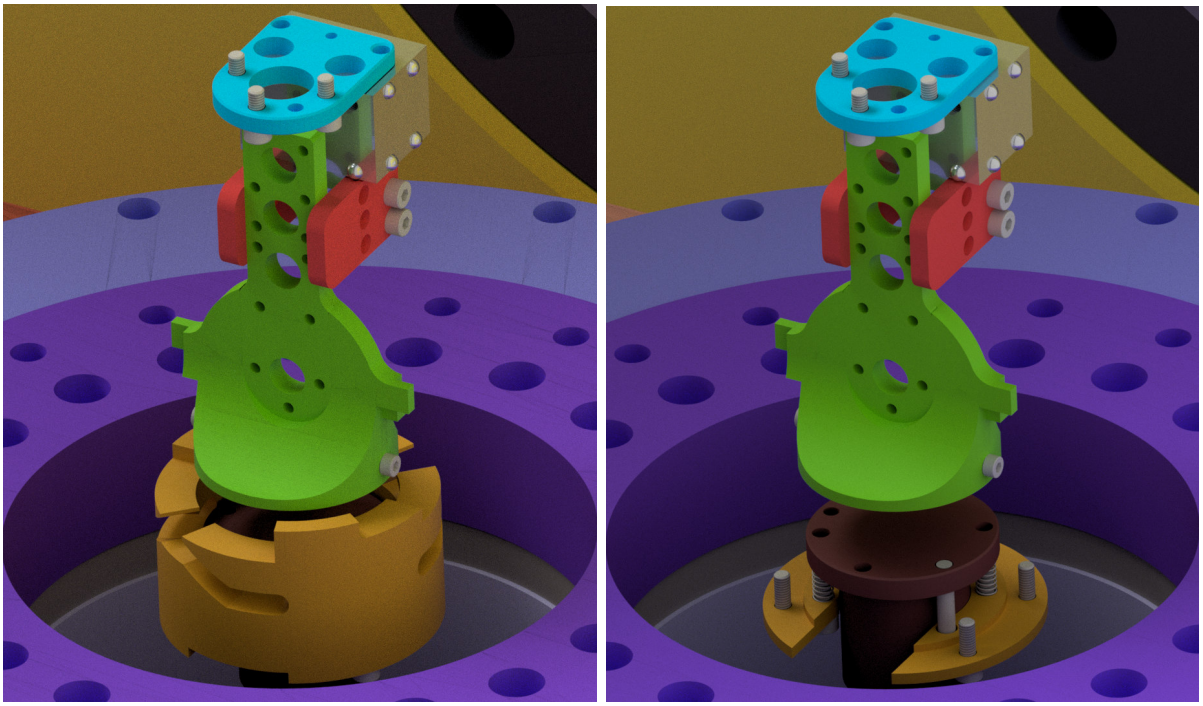


Figura 3.12: Rendering del sistema a baionetta della versione B-4. La prima immagine mostra il sistema completo, con il bicchiere inferiore rappresentato in giallo scuroe i perni di bloccaggio sul target-holder in grigio. La seconda immagine presenta il sistema di precarico reso visibile rimuovendo la parte cilindrica del bicchiere

Si è deciso di modellare questo sistema di collegamento inserendo due viti $M3$ nei fianchi opposti del porta target, in modo da ricreare gli elementi cilindrici per l'incastro. Essi trovano riscontro in un bicchiere collegato al dito freddo tramite due molle concentriche a due viti, contrapposte ad altri due perni con fondo filettato che vengono utilizzati come guida al sollevamento. L'elemento laterale presenterà quattro scanalature differenti per ottenere due differenti posizionamenti del porta-target, ovvero quelle necessarie per allineare i bersagli alle due differenti configurazioni dei fasci alta e bassa intensità, configurazioni che differiscono di un angolo di 70^o.

Il bicchiere è diviso in due differenti parti in modo tale da garantirne il montaggio; una parte cilindrica è avvitata su un piattello inferiore che a sua volta gestisce il collegamento con il dito freddo.

Non essendo possibile determinare il corretto posizionamento del sistema tramite il solo impiego della scanalatura, si è deciso di aggiungere nella parte superiore all'innesto un sistema di finecorsa a battuta che permette di garantire il corretto posizionamento.

L'accoppiamento dei due elementi, quindi, procede per determinati passi appositamente studiati per ottenere un modello di dimensionamento ben preciso.

Fase di approccio nella quale il movimento verticale del dito freddo avvicina le viti del porta target (precedentemente ruotato nella posizione corretta) alla superficie di primo contatto del bicchiere. Si fa notare che le superficie di primo contatto del bicchiere è posizionata ad un'altezza tale per cui le superfici piane del dito freddo e del target-holder non risultino in contatto.

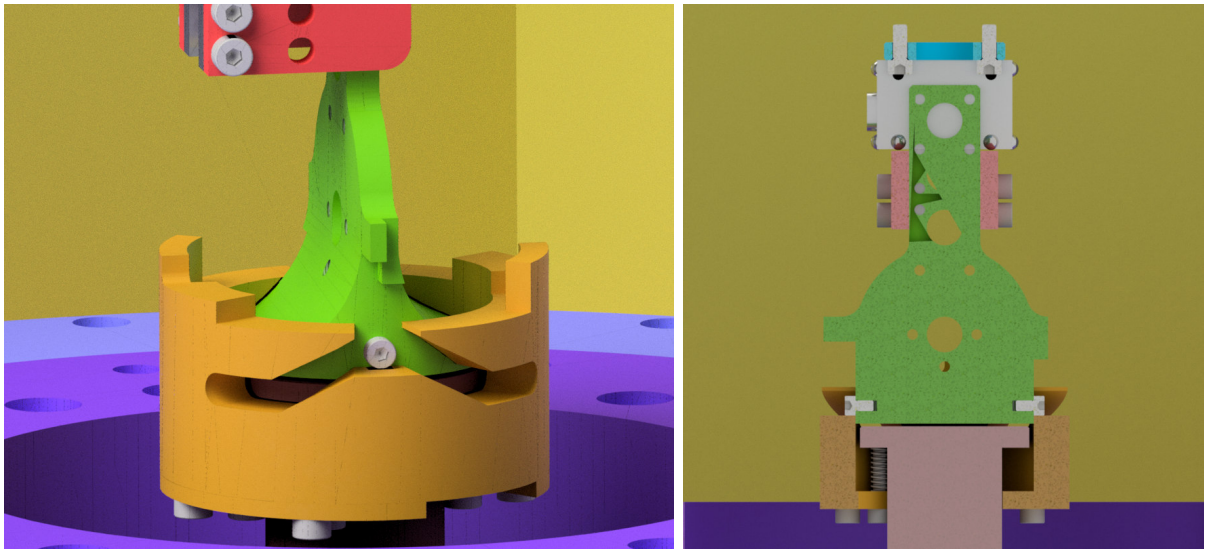


Figura 3.13: Nella prima immagine si osserva il sistema a baionetta della versione B-4 in posizione di approccio, nella quale si ha il primo contatto tra il perno di accoppiamento con la superficie di riscontro del bicchiere. La seconda immagine (a destra) rappresenta una sezione del sistema a baionetta della versione B-4 in posizione di approccio, esso mette in mostra il fatto che non ci sia contatto tra le superfici che si vogliono collegare durante i primi movimenti

Fase di rotazione mantenendo fisso il movimento verticale, si fa ruotare il polso di una determinata quantità in modo tale da mandare in battuta i finecorsa. La rotazione del polso sarà in senso orario se lo si vuole posizionare allineato alla linea di alta intensità o in senso antiorario se lo si vuole posizionare perpendicolare alla linea di bassa intensità. La scanalatura discende con un gangolo tale da generare un progressivo precarico delle molle sottostanti fino ad un valore massimo nella sua parte terminale orizzontale.

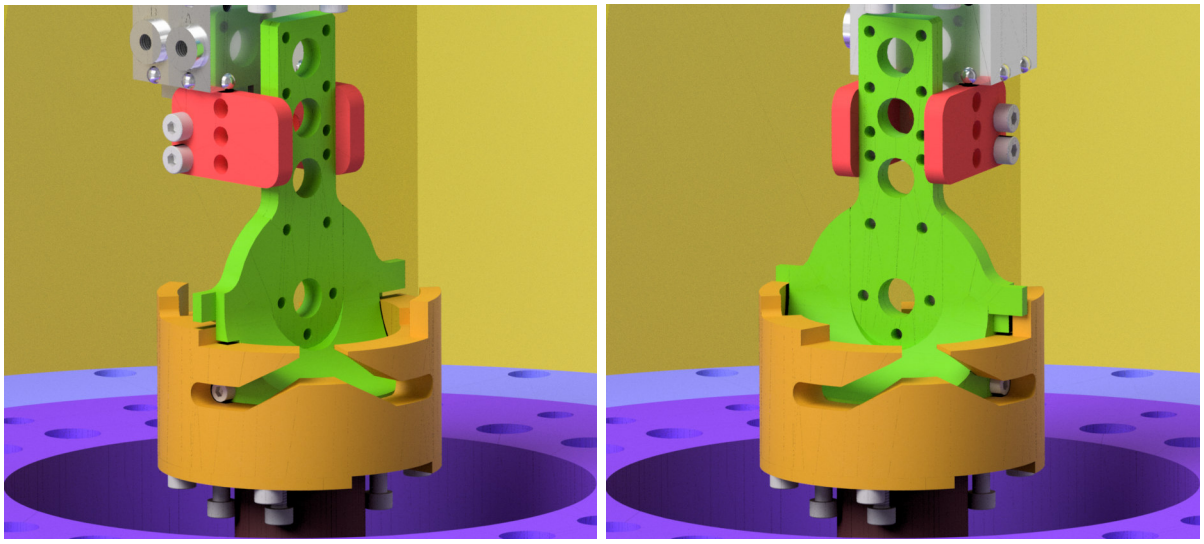


Figura 3.14: Rendering del posizionamento a 0^o e a 70^o per l'allineamento rispettivamente alla linea ad alta e bassa intensità

Fase di Rilascio una piccola traslazione verticale riporta tutto in posizione diminuendo di qualche unità il precarico delle molle. In questo momento si scollega il gripper ed il posizionamento è completato.

La procedura di scollegamento avviene similmente, invertendo i passaggi appena svolti.

Un grosso limite di questo modello è la coppia massima trasmissibile dal sistema di afferraggio dell'elemento; essa infatti determina sia la forza massima di precarico delle molle, sia la geometria delle scanalature, andando così a dimensionare il sistema.

3.4.3 Dimensionamento del sistema a baionetta

Il dimensionamento del sistema prevede la realizzazione di un modello di calcolo delle forze e degli attriti presenti nel collegamento a baionetta in modo tale da ottenere la geometria finale adatta al sistema in uso.

Si è partiti da un'analisi della coppia massima disponibile alla rotazione del porta-target, con un massimale di $1,65\ Nm$ al polso, limitata però dal sistema gripper. Per questo si è studiata la coppia trasmissibile da esso, valutando sia il momento generato dalle forze di chiusura sia quelle generate dalle forze di attrito per contatto. Il tutto può essere riassunto dalla seguente equazione:

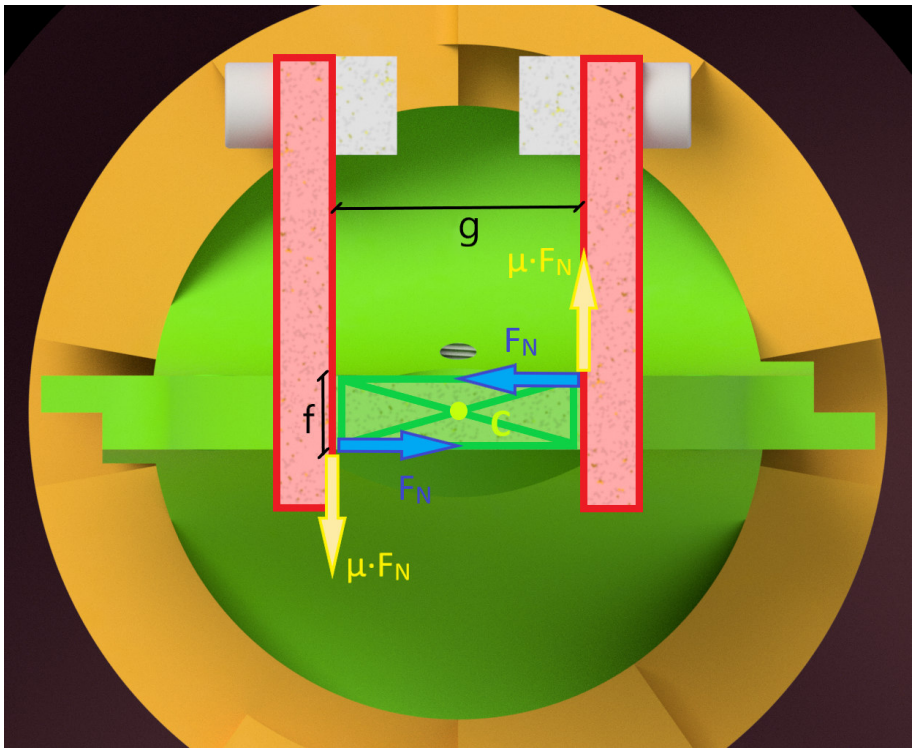


Figura 3.15: Diagramma di corpo libero del target-holder con le forze in gioco indicate

$$M_{max} = F_N \cdot f + \mu \cdot F_N \cdot g \tag{3.1}$$

Ottenuta come equazione di rotazione intorno il centro (C, in figura 3.15), nella quale:

M_{max} considerato positivo in senso orario, è la coppia massima trasmissibile dall'accoppiamento;

F_N forza di pressione di un singolo dito, uguale a 44 N per il modello $RH-905$ della SHULKE;

f è lo spessore del porta-target nella zona di presa, pari a 6 mm;

μ è il coefficiente di attrito tra rame (porta-bersagli) e acciaio (dita), esso è pari a $0,53$ per il caso studiato;

g è la larghezza del target in corrispondenza della zona di gripping, pari a 20 mm.

Il risultato di tale calcolo fornisce un valore di coppia massima trasmessa:

$$M_{MAX} = F_N \cdot (f + \mu \cdot g) = 0.704\ Nm$$

In tal modo quindi si ricava una coppia massima trasmissibile di circa $0,7\ Nm$; essa sarà applicata ad un diametro pari a quello esterno della vite, ovvero 56 mm ottenendo una forza scambiata per ogni perno pari a 13 N. Questa forza sarà la massima applicabile in direzione orizzontale (K in figura 3.16). Il seguente modello rende possibile il calcolo della massima forza di precarico ammissibile con tale configurazione.

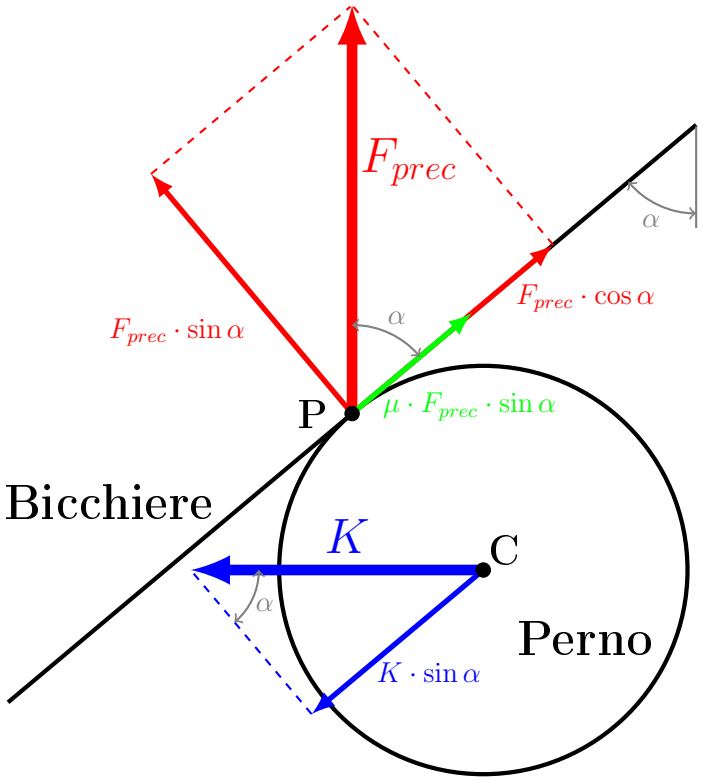


Figura 3.16: Diagramma di corpo libero del perno del target-holder con le forze in gioco indicate

Facendo l'equilibrio nella direzione parallela alla guida della configurazione riportata in figura 3.16 si ottiene, con verso positivo verso sinistra:

$$K \cdot \sin\alpha = \mu \cdot F_{prec} \cdot \sin\alpha + F_{prec} \cdot \cos\alpha \tag{3.2}$$

nella quale:

K forza massima applicabile da collegamento gripper, con valore pari a 13 N;

α angolo di inclinazione della guida del precarico, anche chiamato angolo di discesa della guida;

μ attrito tra bicchiere (rame) e acciaio (vite di guida), pari a $0,53$;

F_{prec} è la forza di precarico del sistema ammissibile, l'incognita di questa equazione.

Per selezionare l'angolo di discesa della scanalatura si può ragionare vedendo dall'alto la parte circolare del bicchiere e tenendo in considerazione una deformazione fissa scelta arbitrariamente. Le scelte dell'angolo massimo e della deformazione sono arbitrarie, ma effettuate per non indebolire eccessivamente la struttura resistente.

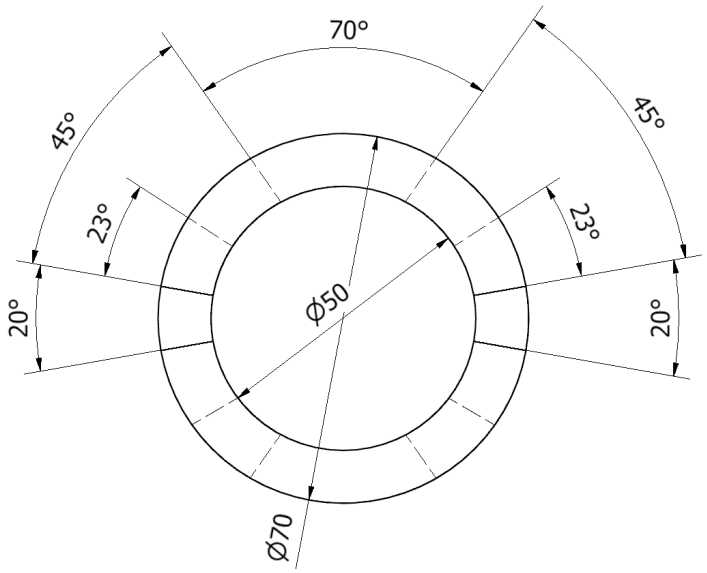


Figura 3.17: Messa in tavola della parte cilindrica del bicchiere vista dall'alto, con i tratteggi che indicano le posizioni notevoli della guida dell'innesto a baionetta

In figura 3.17 si nota l'angolo di 20^o che delimita lo spazio di approccio, non tratteggiato perché scanalato nella parte superiore; l'angolo di 45^o tra la fine della superficie di approccio e il termine della scanalatura permette di ottenere un angolo di 70^o tra i due finecorsa (utile le differenti configurazioni di fascio). All'interno dell'angolo di 45^o è scelto un angolo di 23^o che indica il fine della discesa della scanalatura. Sfruttando questo angolo per il calcolo e sapendo che la discesa complessiva è imposta a 7 mm, si ottiene così l'angolo di discesa:

$$circonferenza : arco = 360 : angolo$$

ottenendo $arco = 10\ mm$, ora si può studiare il triangolo così ottenuto dallo "srotolamento" della guida laterale, con $b = arco$ e $c = discesa$:

$$a = \sqrt{c^2 + b^2} = 12,2\ mm$$

$$\alpha = \arccos \frac{c}{a} = 55,3^o$$

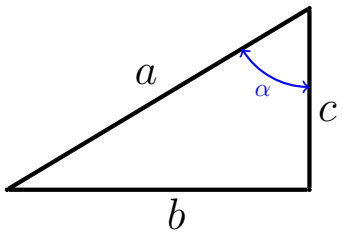


Figura 3.18: Triangolo derivante dallo srotolamento della guida del bicchiere

approssimato quindi con 60^o.

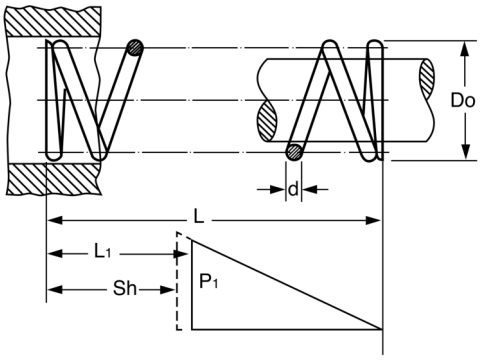
Avendo ottenuto questi dati si può calcolare il precarico massimo ammissibile al montaggio e deformazione massima con la formula 3.2 opportunamente riscritta:

$$F_{prec} = \frac{K \cdot \sin\alpha}{\mu \cdot \sin\alpha + \cos\alpha} = 11,7\ N$$

In tal modo, scegliendo una configurazione a precarico gestito da due molle, si ottiene la forza applicabile ad una singola molla pari alla metà di quella massima applicabile: $F_{singola\ molla} = 5,9\ N$. In tal modo si analizza in base alla deformazione massima voluta il coeffieinte elastico della molla:

$$k = \frac{F_{singola\ molla}}{deformazione\ totale} = \frac{5,9}{7} = 0,83\ N/mm$$

In tal modo si può scegliere la molla che più si adatta alle necessità, ponendo come vincoli diametro interno maggiore di 4 mm per il posizionamento concentrico alla vite ed esterno e coefficiente elastico di circa $0,83$ N/mm, individuando in tal modo la molla da catalogo (*Metersprings*) con il codice C0210-018-0560M, di cui sono riportate le caratterstiche di seguito:



Dimensione	UDM	Valore
Diametro esterno (D_o)	mm	$5,33$
Diametro spira (d)	mm	$0,46$
Lunghezza da libero (L)	mm	$14,22$
Coefficiente elastico (k)	N/mm	$0,79$
Lunghezza minima ($L1$)	mm	$5,74$
Carico a $L1$ (P_1)	N	$6,67$

Figura 3.19: Parametri e dati della molla scelta

La lunghezza iniziale sarà di $14,22$ mm quindi si dovrà garantire questa distanza tra gli elementi che montano la molla, in modo tale da non avere già un precarico iniziale che ridurrebbe drasticamente la forza applicabile dal polso del robot. La molla in tal modo si deformerà di 7 mm nella fase di rotazione, per poi essere rilasciata di $0,78$ mm per mandare a contatto le due superfici, che in tal modo avranno un precarico calcolato come:

$$Deformazione\ totale\ a\ contatto = 7 - 0,78 = 6,22\ mm$$

$$Forza\ di\ precarico\ effettiva = 2 \cdot deformazione \cdot k_{reale\ molla\ scelta} = 2 \cdot 6,22 \cdot 0,79 = 9,8\ N$$

Questa soluzione, seppur nella sua complessità realizzativa, si basa su concetti molto semplici ed elementi facilmente modellizzabili nel comportamento. La criticità più grande però che si può evidenziare è la quantità di materiale posto in prossimità del bersaglio e quindi del fascio di ioni, in particolare per la vicinanza degli elementi di fine corsa alla linea del fascio.

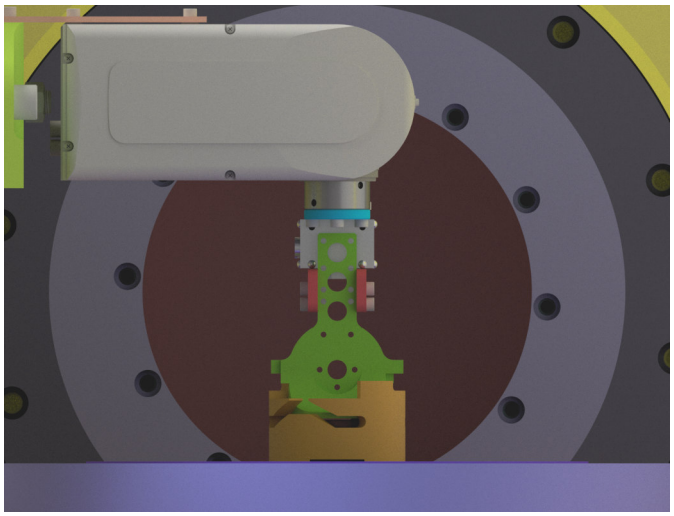


Figura 3.20: Rendering del sistema di gripping della versione B-4 che mette in mostra la vicinanza della linea di fascio con i bordi finecorsa del sistema a baionetta

A tal proposito si vuole aggiungere che rimane valida la possibilità di diminuire il materiale del bicchiere, siccome allo stato attuale non è stata effettuata nessuna analisi strutturale di questo modello, realizzato nella forma a massimo materiale come primo tentativo. Il problema del volume del materiale potrebbe, infatti, risolversi studiando più a fondo la modellazione e verificandone le tenuta anche a materiale ridotto; discorso diverso invece per la presenza dei finecorsa in vicinanza al fascio, non eliminabili o alterabili se non individuando altre soluzioni. Questo motivo ha portato l'esigenza di valutare altre soluzioni più adatte all'applicazione in studio.

3.4.4 Sistema di guide per il cilindro

In questa versione viene proposto per la prima volta l'impiego di guide cilindriche per gestire al meglio la flessione del braccio esteso, sgravando il cilindro, che potrà essere riportato ad un diametro nominale di 32 mm. Le guide cilindriche sono scelte dal catalogo MISUMI nella sezione alberi scanalati a ricircolo di sfere, scegliendo il modello BSH2M che presenta due chiocciole in grado di gestire un cilindro di diametro 30 mm e lunghezza 1150 mm. Il cilindro all'estremità presenterà due maschiature per il fissaggio scelte come filettatura $M12$.

Figura 3.21: Alberi scanalati a ricircolo di sfere MISUMI modello BSH2M

Il processo di scelta del diametro e della lunghezza di queste guide sarà spiegato nel prossimo capitolo, essendo tale soluzione adottata anche nella versione finale. Esso prevede tutti i calcoli di flessione all'estremo della struttura, minimizzando il valore di spostamento massimo per il carico applicato; per minimizzare questo valore si sono dovute adottare due guide parallele simmetriche al cilindro pneumatico di diametro nominale 30 mm e collegate tra loro con due sostegni. Quello più vicino al centro presenterà un elemento in aggetto corredato da due fori per viti e due per spine utili a posizionare una flangia di collegamento con il gripper. Le spine, presenti anche nel collegamento con il polso, permettono di garantire la precisione del posizionamento rispetto al movimento del cilindro. In questo modo servirà avere solo un controllo nella posizioni terminale del cilindro per garantirne la precisione.

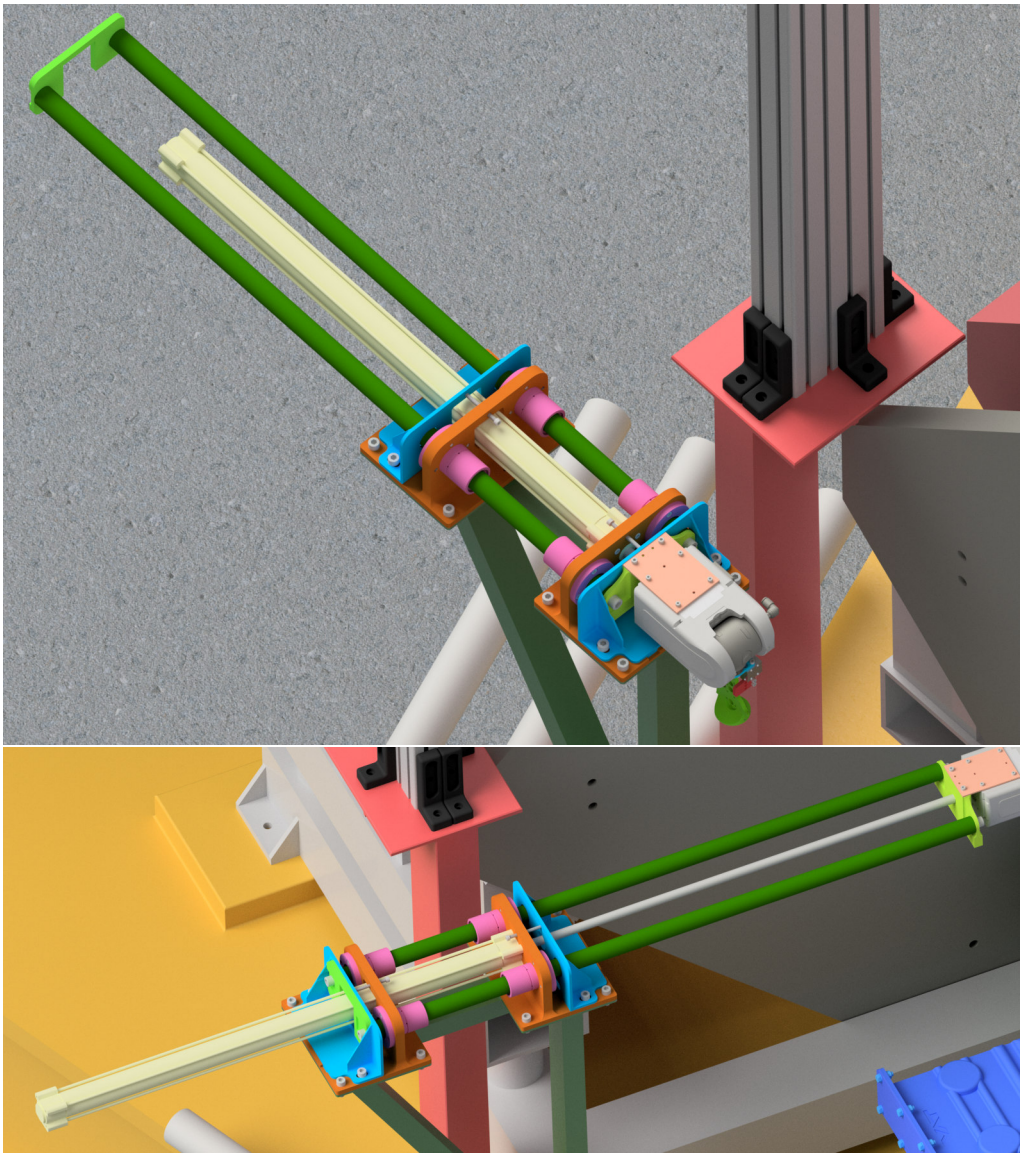


Figura 3.22: Vista del modello del sistema nella versione B-4, che mette in mostra le guide, visto da destra e da sinistra. In verde si notano le due guide collegate dalle piastre mobili (interne ed esterne) rappresentate in verde più chiaro. I finecorsa esterno ed interno sono rappresentati in azzurro, mentre i cuscinetti a ricircolo di sfere sono indicati in rosa. Le parti di sostegno mobile collegate al frame triangolare sono entrambe indicate in arancione

Le chiocciole delle guide sono sorrette da due strutture indipendenti, identificate come flange principali interna (quella più vicina alla camera) ed esterna (quella più distante); quella interna sarà dotata anche di una flangia utile a vincolare il cilindro eliminando, così, l'iperstaticità presente in precedenza.

Si nota in figura 3.22 la presenza in entrambi i sostegni fissi (in arancione) di due elementi mobili e regolabili in spostamento rappresentati in azzurro, utilizzati come finecorsa regolabili per il movimento del cilindro sia in fuoriuscita per selezionare la giusta posizione sul dito freddo sia in retratta per garantire il posizionamento sullo storage. Essi sono vincolati per attrito impresso da due viti passanti su un asola (utile alla regolazione). Per effettuare la procedura di regolazione sono introdotte due viti $M8$ passo fine che avvitandosi nella parte superiore dei sostegni permettono di regolare con precisione lo spostamento dei finecorsa; questi ultimi bulloni sono bloccati da una configurazione a controdado per evitare lo spostamento sotto i carichi dinamici.

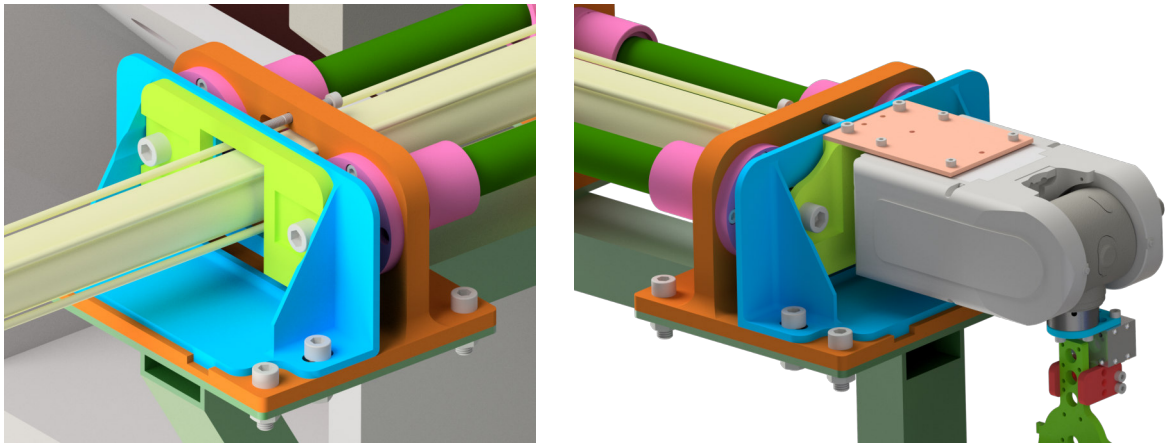


Figura 3.23: Rendering del sistema di guide della versione B-4 visto da destra e da sinistra

3.4.5 Struttura triangolare e storage

La struttura di sostegno triangolare a seguito di queste modifiche è stata adattata per il sostegno di questo nuovo sistema di supporti fissi (indicati in arancione nelle figure 3.21 e 3.22, riducendone sviluppo orizzontale e altezza e semplificandone lo sviluppo nella parte centrale. In questa versione si osserva che lo storage non è stata ancora aggiornato alle nuove caratteristiche di collegamento, cosa fatta in seguito.

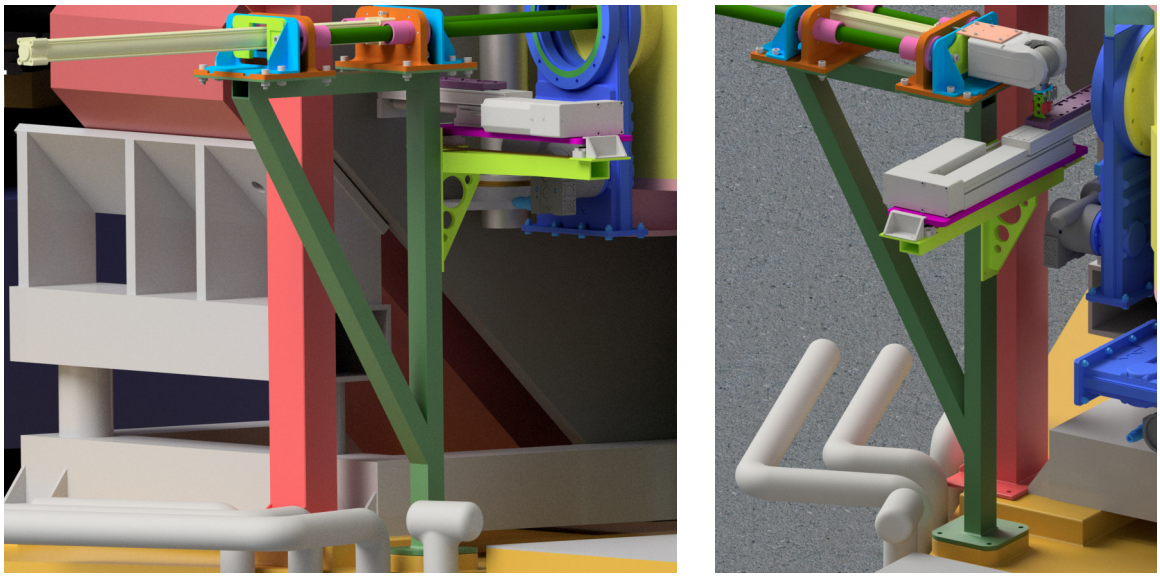


Figura 3.24: Rendering del sistema di sostegno triangolare con viste da destra e da sinistra

3.5 Versione B-5

La versione B-5 nasce dalla necessità di voler ridurre il materiale del sistema di bloccaggio tra dito freddo e porta-target utilizzando un innesto a baionetta più semplice, che sfrutti la deformazione di due molle di precarico (chiamati anche elementi flessibili) in una chiusura guidata sempre dalla rotazione del polso. In questo caso la rotazione avviene a contatto tra il dito freddo e il porta-target, contemporaneamente uno smusso imprime una deformazione ad un elemento in acciaio armonico sorretto da un piccolo bicchiere vincolato sotto il dito freddo da quattro viti più una spina. L'elemento di sostegno inferiore garantisce sia il centraggio, sia la posizione di fine rotazione, fornendo due superfici di fine corsa. Per utilizzare questa soluzione anche nella

posizione di allineamento con la linea a bassa intensità si sono ricreati altri due riscontri sul porta-target disposti a 70^o rispetto i primi.

Rispetto quello visto in precedenza il sistema qui descritto prevede l'impiego di meno materiale all'interno la camera, riducendo in particolare la massa presente vicino al fascio durante il passaggio degli ioni.

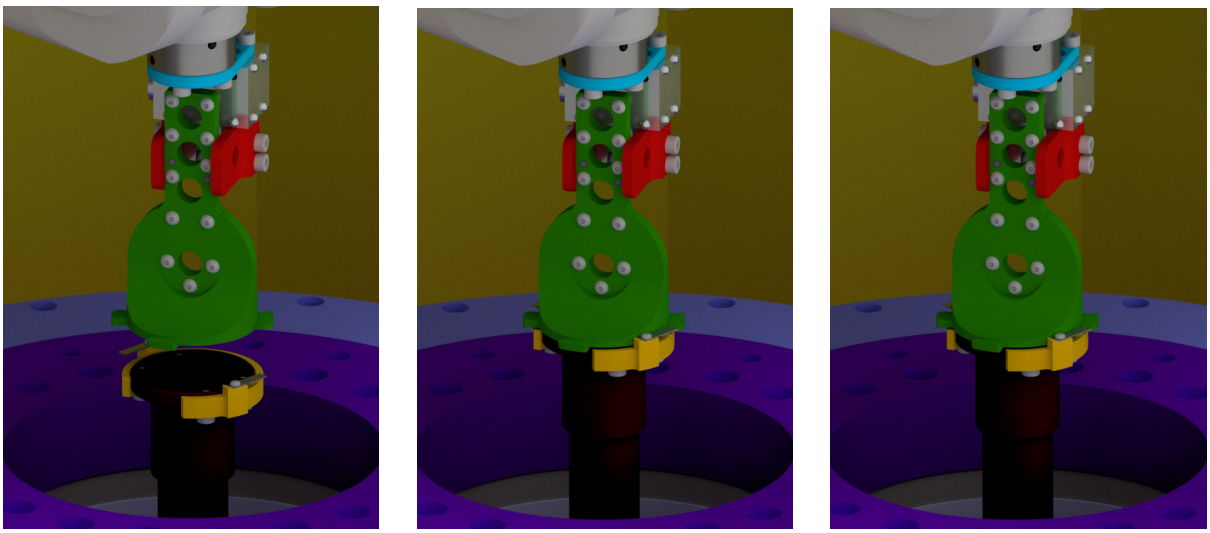


Figura 3.25: Rendering del sistema di bloccaggio della versione B-5 nelle tre fasi di montaggio: approccio, rotazione e arrivo a finecorsa. Il bicchiere posto sotto il dito freddo in questo caso si riduce ad una piccola flangia (in giallo) utile a sostenere le due molle di precarico (indicati in grigio scuro)

Il dimensionamento è effettuato tramite un modello Matlab, che sarà illustrato meglio in seguito, esso permette la riconfigurabilità e lo studio delle differenti soluzioni al variare del parametro in ingresso. La versione in considerazione prevede ancora il gripping da lato del porta target, sulle superfici di area minore, in seguito questa configurazione sarà modificata in modo tale da massimizzare la forza trasmissibile; a tale scopo è stato molto utile l'impiego del modello. La forza ottenibile con questa nuova configurazione risulta leggermente superiore a quella della soluzione precedente con il vecchio sistema a baionetta e pari a circa 15 N.

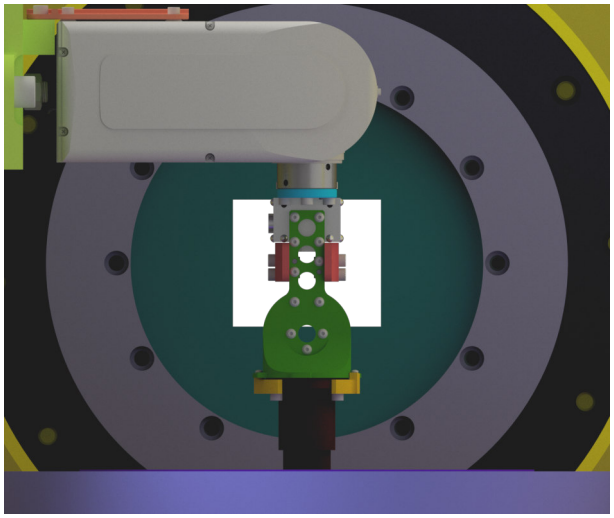


Figura 3.26: Vista frontale del sistema di gripping della versione B-5, non cambia molto dalle immagini viste della versione precedente, si nota solamente il minor ingombro del sistema di bloccaggio, in questo caso molto ridotto in altezza

Questa versione prevede anche la rappresentazione di un primo sistema di gestione del cablaggio tramite l'impiego di una catena portacavi flessibile di marca MISUMI sostenuta da un tubolare collegato alla struttura triangolare di sostegno. Nella parte superiore il cablaggio è gestito da un profilato metallico collegato sulle flange in movimento.

Il cablaggio gestito in questa applicazione prevede non solo la linea elettrica e di controllo del polso, ma anche il segnale diretto al gripper. Il segnale pneumatico sarà gestito all'esterno del braccio, inserendo le valvole di gestione in un manifold all'esterno.

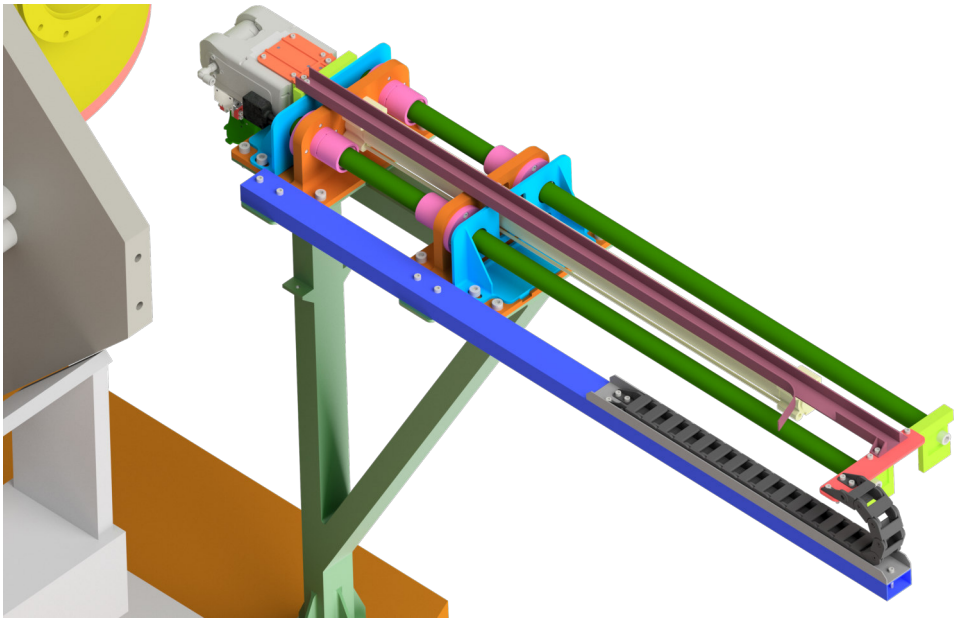


Figura 3.27: Rendering del sistema di cablaggio introdotto nella versione B-5, si nota la presenza della catena porta cavi in primo piano (rappresentato in nero), mentre il tubolare di sostegno di questa struttura è rappresentato in blu

Con l'impiego di questa modellazione è stato possibile effettuare le prime analisi di tenuta strutturale su: dita del gripper, flangia di collegamento tra gripper e polso, flangia di collegamento tra polso e sostegno del cilindro e struttura triangolare; esse hanno permesso di modificare alcuni elementi in modo tale da rafforzarli per evitare deformazioni incontrollate. Tra le modifiche più importanti si possono ricordare l'aumento dello spessore delle dita per diminuirne la tensione applicata e l'inserimento di nervature nella flangia tra polso e cilindro per evitarne la flessione incontrollata.

Figura 3.28: Confronto tra un dito della versione B-4 (a sinistra) e della versione B-5 (a destra) ottimizzata tramite l'impiego di analisi strutturali, si nota un irrigidimento della zona di collegamento tra dito e gripper effettuato tramite ispessimento della zona di collegamento con il gripper

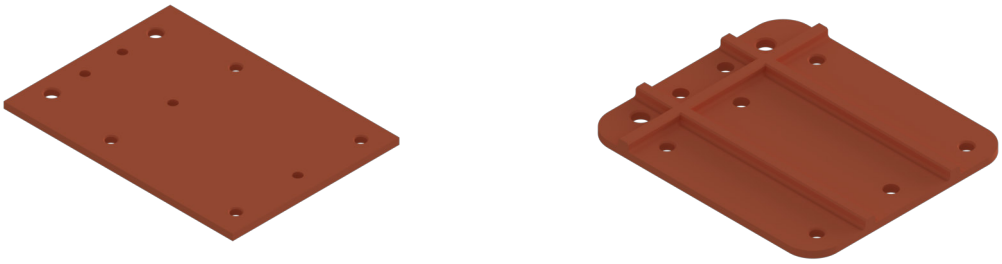


Figura 3.29: Confronto della flangia di collegamento tra polso e sostegno della versione B-4 (a sinistra) e della versione B-5 (a destra) ottimizzata tramite l'impiego di analisi strutturali, si nota l'aggiunta di un sistema di nervature per evitare la flessione

3.5.1 Aggiornamento del sistema di storage

Questa versione prevede l'aggiornamento del sistema di immagazzinamento (storage) dei porta target, mantenendo lo stesso funzionamento della soluzione di partenza ma ottimizzandone le procedure. La procedura di scelta e dimensionamento delle singole parti che compongono lo storage sarà rimandata nel capitolo seguente, essendo il dimensionamento considerato definitivo per questo sottosistema.

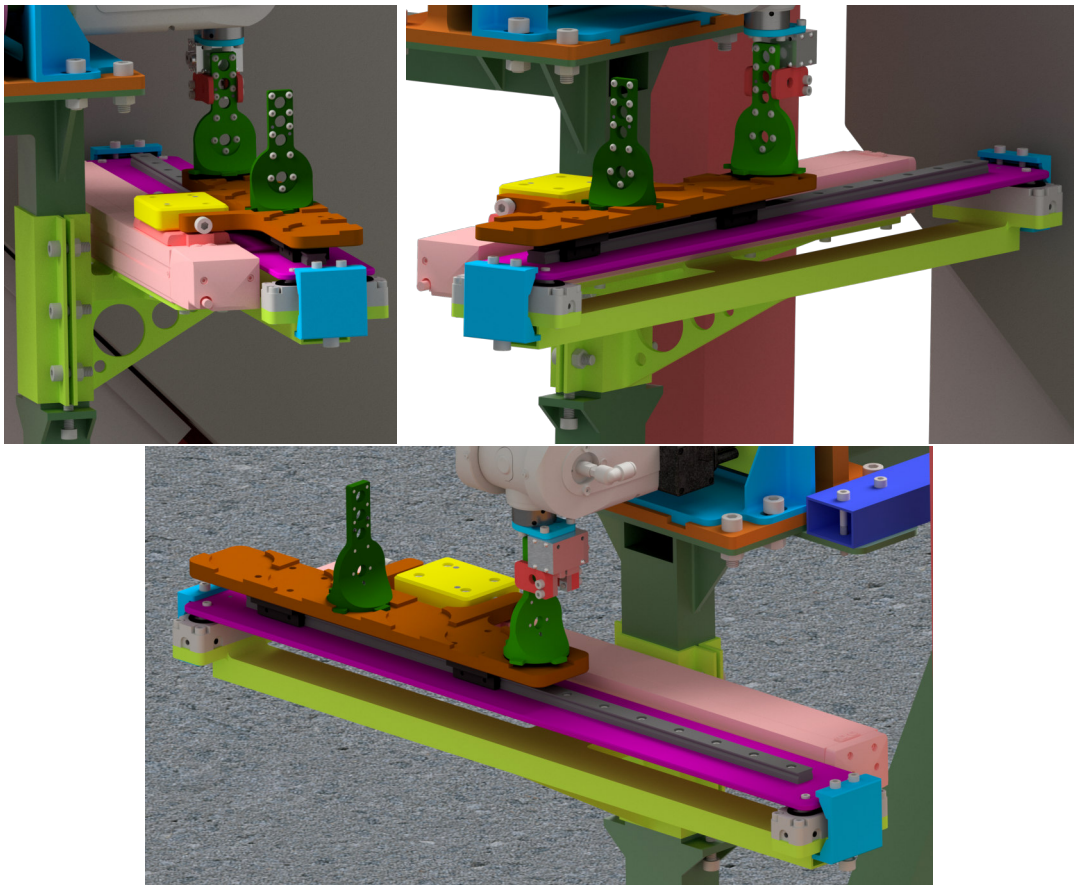


Figura 3.30: In alto a sinistra una vista da sinistra del sistema di storage affiancata ad una vista laterale.In basso una vista dello stesso sistema dal quadrupolo. In verde chiaro si vede il frame di sostegno, in azzurro i finecorsa del movimento dei lifters in viola la flangia di sollevamento, in rosa il nuovo modello di attuatore lineare e in arancione la piastra di collegamento

Questa versione prevede l'impiego di un attuatore lineare non più con guide interne per il moto, andando ad alleggerirne notevolmente il peso e semplificarne la struttura. Questo permette di ottenere una corsa più lunga identificando un modello differente di attuatore: si passa, infatti, dal modello RCS4-TA7R con 300 mm di corsa al modello RCA-SA6D senza guide interne, ma con corsa più lunga (a 350 mm).

Modello	RCS4-TA7R	RCA-SA6D
Corsa scelta	300 mm	350 mm
Corsa massima disponibile	300 mm	600 mm
Potenza motore	200 W	30 W
Carico massimo orizzontale (in direzione moto)	15 N	18 N
Carico massimo verticale (in direzione cursore)	20 N	6 N
Spinta totale massima	855 N	96,8 N
Tipo di trasmissione	*Vite a ricircolo*	*Vite a ricircolo*
Ripetibilità	$\pm 0,01$ mm	$\pm 0,02$ mm

Tabella 3.3: Confronto tra i due modelli di attuatori usati per la versione B-4 e B-5

Il nuovo attuatore richiede l'impiego di una guida lineare per sostenere il peso della flangia principale che sorregge i porta targhette depositati (usata la guida MISUMI modello BJKSW con altezza 20 mm e corsa 590 mm). Questa guida, percorsa da due cursori che sorreggono il peso, è sollevata dai due cuscinetti pneumatici a membrana visti nella prima versione dello storage; in questa nuova configurazione essi non sorreggeranno più il peso dell'attuatore, vincolato ora direttamente al sostegno principale.

Questa versione introduce anche la prima soluzione di collegamento tra struttura di sostegno dello storage con quella triangolare, applicando una giunzione funzionante per attrito di due elementi precaricati da sei bulloni con dadi, tre per parti; si rende così possibile la regolazione dell'altezza di posizionamento del gruppo di storage grazie all'impiego di due viti $M8$ passo fine posizionate simmetricamente nella parte inferiore di questo sostegno.

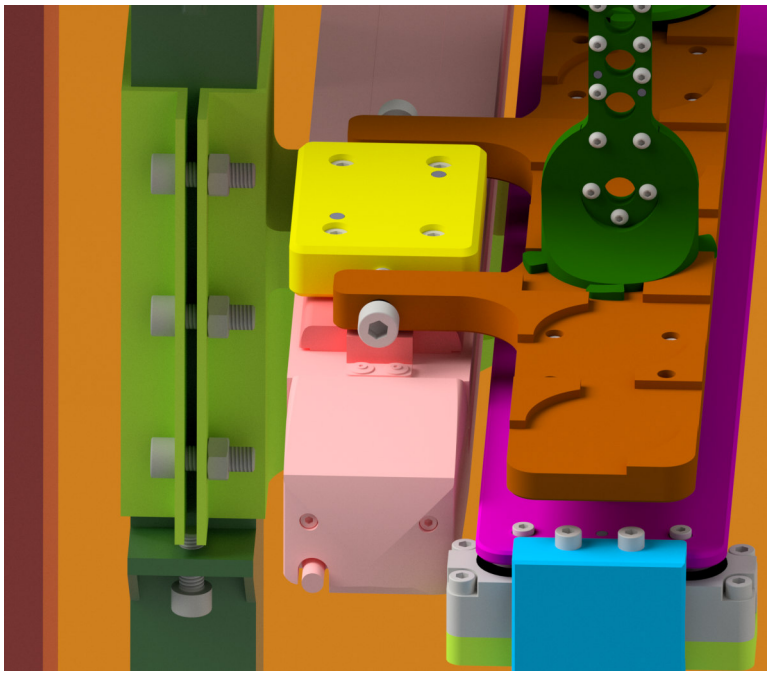


Figura 3.31: Rendering che mette in risalto il collegamento tra sostegno storage struttura triangolare effettuato dal sostegno dello storage (in verde chiaro nella parte sinistra della figura), si nota una delle viti di regolazione dell'altezza dello storage poste nella parte inferiore del sostegno

Sono rese possibili altre due regolazioni in questa modellazione, ovvero quella di fine alzata dei due cilindri a membrana, regolabili con due viti presenti nei finecorsa a C (in azzurro nelle immagini di figura 3.32), e quella di posizionamento orizzontale sul piano di lavoro, ovvero quella che permette l'allineamento del polso con la piastra principale dello storage. Quest'ultima è gestita con due viti a passo fine posizionate a contatto di un blocco vincolato al cursore dell'attuatore (in giallo in figura 3.32); esse permettono il posizionamento della piastra dei porta target In arancione in figura 3.32) con il gripper in posizione di presa. Il movimento del sistema di sollevamento è garantito dall'altezza del blocco di collegamento che garantisce il contatto sia in posizione di massimo sollevamento sia in posizione di abbassamento.

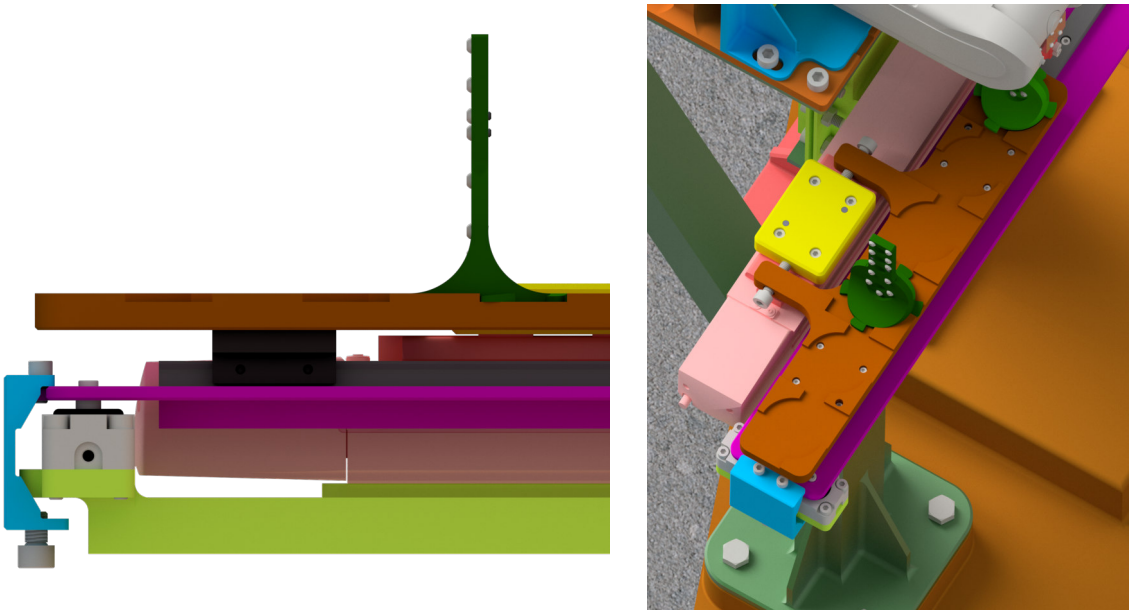


Figura 3.32: Rendering dei dettagli delle regolazioni sul finecorsa a C (a sinistra) e della regolazione sulla piattaforma di storage (a destra). In queste immagini i finecorsa a C sono indicati in azzurro, mentre la piastra di storage è realizzata in arancione e l'attuatore lineare dello storage in rosa

3.6 Versione B-6

A seguito di un ulteriore confronto con i responsabili della progettazione del sistema di raffreddamento del target si è deciso di considerare un ulteriore miglioramento del sistema in modo tale da aumentare la forza di precarico tra le superfici in contatto per lo scambio termico. A tal proposito si è agito sul modello matematico analizzando i fattori che permettessero di massimizzare questa forza.

Il metodo migliore per aumentare la forza di contatto è agire sulla coppia massima trasferibile dal sistema di gripping; essa dipende dalla forza di chiusura di un singolo dito e dai bracci delle forze del modello visto in precedenza e qui riportato. Per questo si è pensato di aumentare il valore voluto riposizionando l'afferraggio nella superficie più ampia del porta-target. Per fare ciò è stato necessario modificare il modello di gripper, passando dal modello RH-905 al modello KGG 60-20 entrambi di marca SCHUNK in modo tale da aumentare la corsa massima delle dita rendendo sempre possibile la rotazione completa del gripper attorno al porta target.

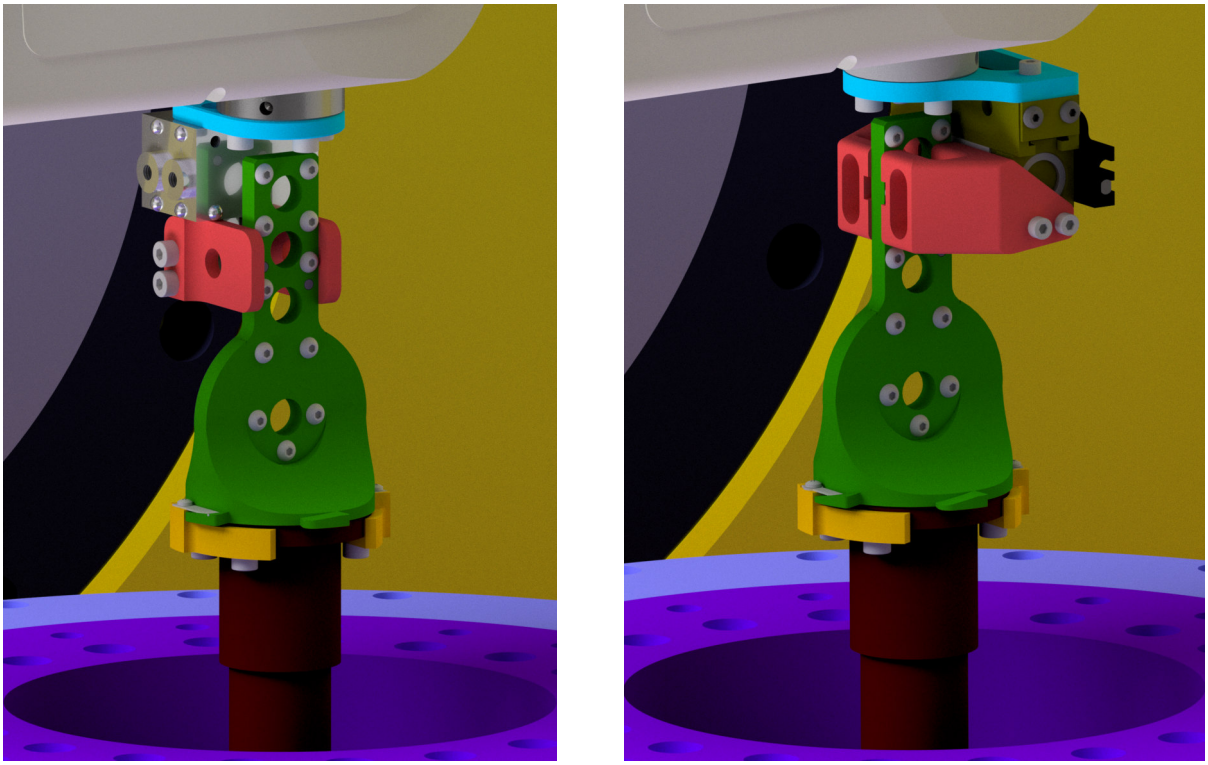


Figura 3.33: Rendering con vista da sinistra (lato robot) dell'interno della camera in modo da confrontare il differente tipo di gripping delle due soluzioni B-5 e B-6, si possono notale le differenze tra i due gripper e le differense nella modellazione delle dita

Ruotando la posizione di gripping, infatti si riesce a massimizzare il valore di f (del modello di massima coppia trasmissibile visto prima) che influenza in modo maggioritario la coppia trasmissibile. Introducendo questi nuovi valori nel modello di Matlab precedentemente realizzato si è potuta così ottenere una forza di precarico data dagli elementi flessibili tra le superfici pari a circa 23 N.

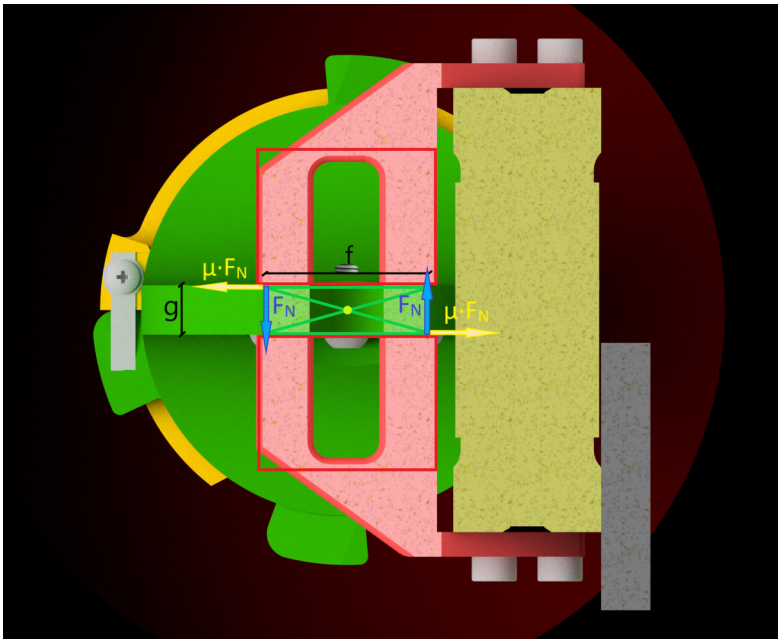


Figura 3.34: Diagramma di corpo libero delle forze agenti sul target holder nella configurazione di afferraggio della versione B-6

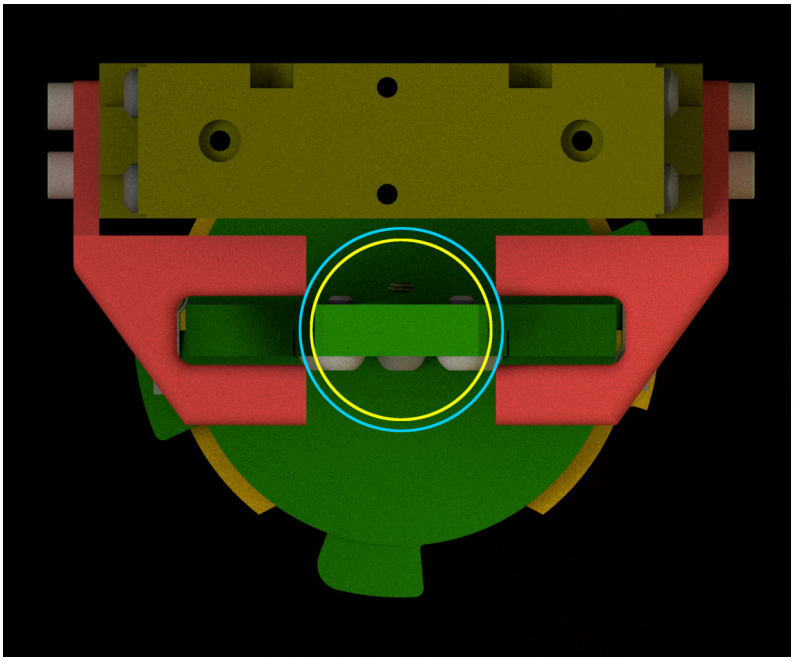


Figura 3.35: Sezione del sistema di gripping visto dall'alto. Per mettere in risalto a possibilità di ruotare il gripper intorno al target holder sono stati raffigurati i due cerchi che indicano le varie posizioni assunte durante un giro completo di entrambi gli elementi in considerazione (in giallo per il porta bersagli, in azzurro per le dita del gripper)

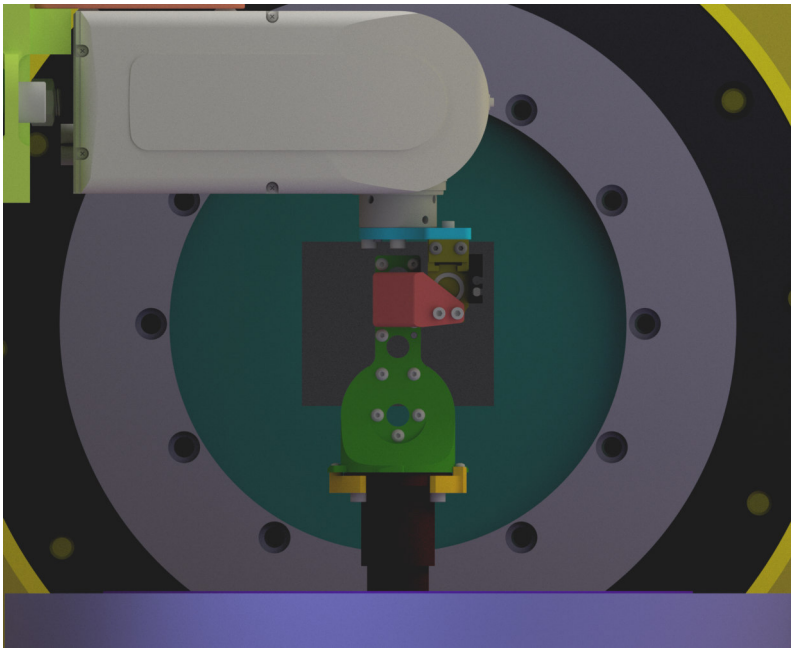


Figura 3.36: Rendering del nuovo sistema di afferraggio della versione B-6

A seguito di questa modifica è stato adattato anche il sistema di precarico adattandolo alle nuove specifiche, variando in particolare la geometria dell'elemento flessibile e di profili degli smussi presenti attorno al porta target.

Anche per questo modello si sono verificate le analisi della tenuta strutturale dei vari elementi modificati, in particolare per le dita del gripper. Inoltre si è aggiunta una nuova analisi per la tenuta degli elementi in aggetto presenti nella parte inferiore del porta target in modo tale da valutarne la tenuta nelle condizioni di carico massimo.

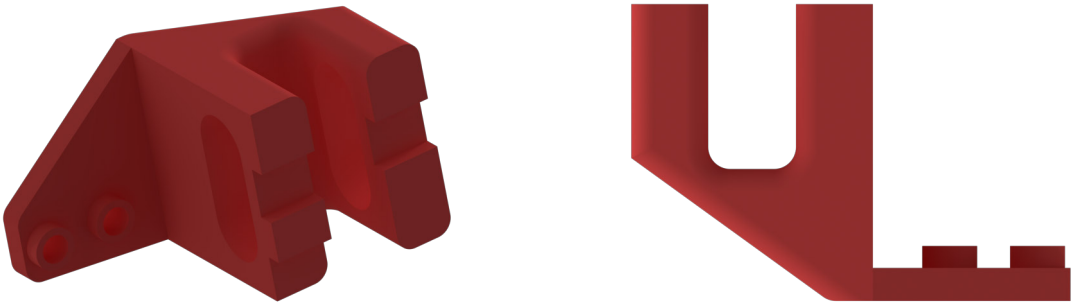


Figura 3.37: Rendering del nuovo dito ottimizzato nella verisone B-6

A questa ultima versione si richiede ancora una possibile regolazione nel posizionamento del cilindro rispetto la pedana sottostante, in modo tale da ridurre i controlli dimensionali sul telaio triangolare di sostegno e rendendo possibile l'annullamento degli errori di posizionamento del polso rispetto il dito freddo.

3.7 Versione B-7

Questa versione è il risultato di un confronto tecnico con gli addetti dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare effettuato per verificarne la fattibilità dei pezzi e la necessità di controlli dimensionali sugli elementi da realizzare. E' stata infatti notata la possibilità di unificare le due piattaforme di sostegno delle guide, in modo tale da non richiedere uno stretto controllo di posizionamento sulle superfici di sostegno della struttura triangolare. Creando un'unica piattaforma contenente le piastre di sostegno dei cuscinetti lineari e del cilindro è possibile controllare le tolleranze di allineamento per il passaggio dei tubolari direttamente su questo elemento, notevolmente più piccolo rispetto alla struttura triangolare, con il risultato di una ragionevole diminuzione dei costi di lavorazione.

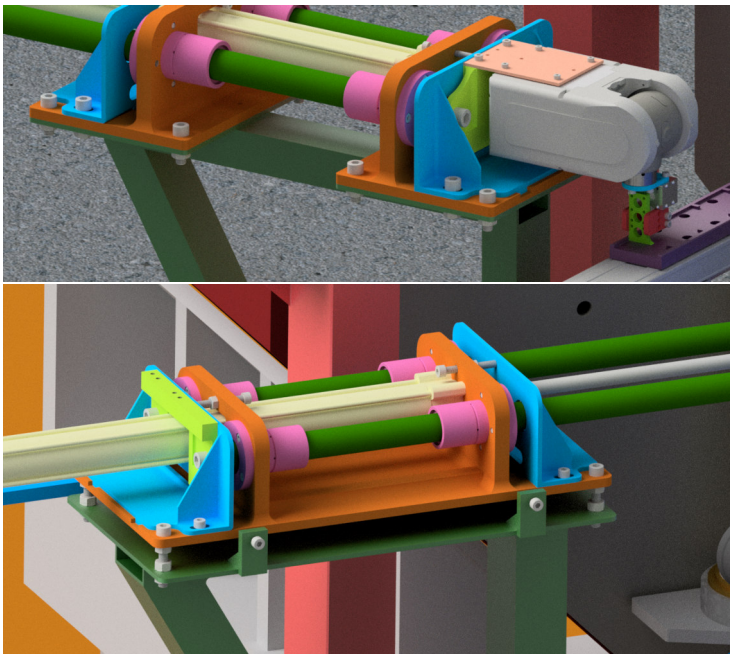


Figura 3.38: Confronto tra le due versioni di piastra di sostegno principale, la prima (della versione B-6 e precedenti,posta in alto) prevede l'impiego di due flange, mentre la seconda un'unica piastra complessiva più facilmente gestibile dal punto di vista delle tolleranze. In entrambe i modelli le piastre in considerazioni sono state identificate con il colore arancione

Al fine di rendere la struttura triangolare un semplice elemento di carpenteria saldata senza eccessive richieste dimensionali è stato ideato anche un sistema di regolazioni tali da permettere di svincolare il posizionamento della struttura triangolare (affetta anche dagli errori di posizionamento della camera di scattering sulla pedana) rispetto la struttura di sostegno del cilindro pneumatico. Questo sistema è costituito da quattro viti $M10$ (a passo fine di 1 mm) collegati alla struttura triangolare da una configurazione dado-controdado, in modo tale da rendere possibile la regolazione fine dell'altezza ad ogni singolo vertice. Questo permette di regolare non solo l'altezza complessiva, ma anche gli angoli in ingresso del manipolatore sul piano verticale.

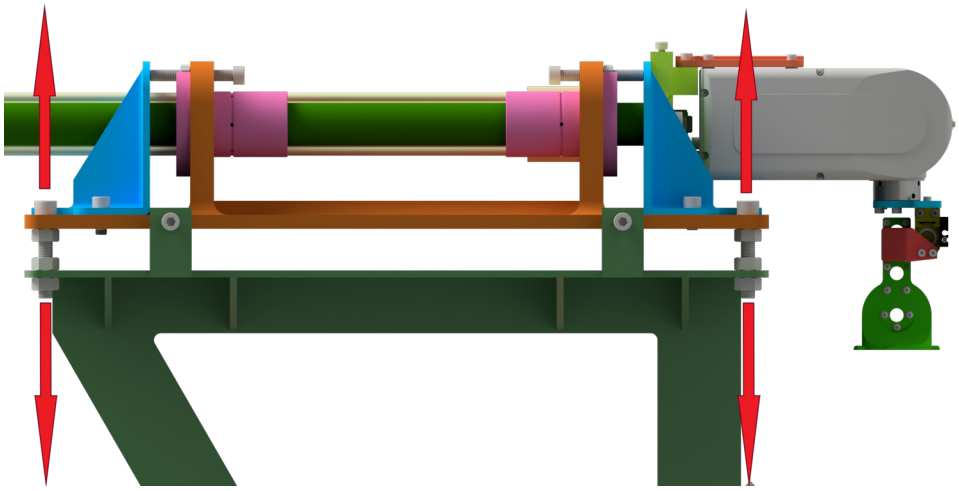


Figura 3.39: Redering laterale della struttura del manipolatore, esso riporta il movimento possibile di ogni vite ovvero verticale in ambi le direzioni ed indipendente

Le viti a passo fine invece sono vincolate alla struttura principale tramite una classica configurazione di serraggio tra la testa della vite e dado, applicata questa volta su asole di apertura 6 mm, una per ogni vertice della struttura principale di sostegno; esse permettono la regolazione dell'angolo di ingresso del manipolatore sul piano orizzontale, effettuato tramite l'apertura del dado di serraggio e la regolazione di quattro viti a passo fine $M8$ presenti in vicinanza ai vertici del sostegno.

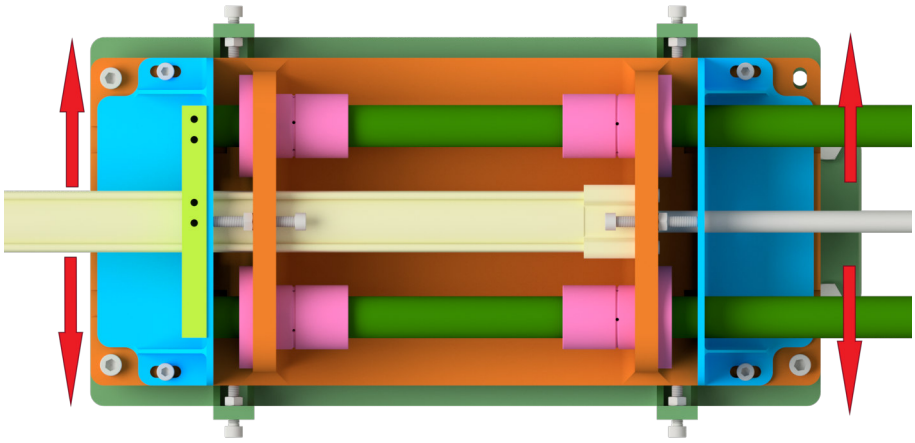


Figura 3.40: Redering superiore della struttura di manipolazione, come indicato nell'immagine è possibile regolare lo spostamento laterale dei vertici, regolando così l'angolo di ingresso del polso sul piano orizzontale; si vuole far notare in altro a destra una delle asole che permettono a questo sistema di funzionare, resa visibile escludendo una delle viti a passo fine

Una serie di analisi svolta su queste nuove strutture ha permesso di comprendere come rafforzare la struttura triangolare in modo tale da minimizzare lo spostamento degli estremi durante il funzionamento del sistema. La struttura tubolare che compone il telaio triangolare è stata infatti aumentata di larghezza portandola da una sezione di $60x40x3$ ad una sezione di $80x60x4$ adattandone di conseguenza anche la dimensione del sostegno del sistema di storage. Si sono aggiunte, inoltre, delle nuove nervature più funzionali nella parte inferiore del telaio triangolare atte a limitare la deformazione e gli stress in quel punto.

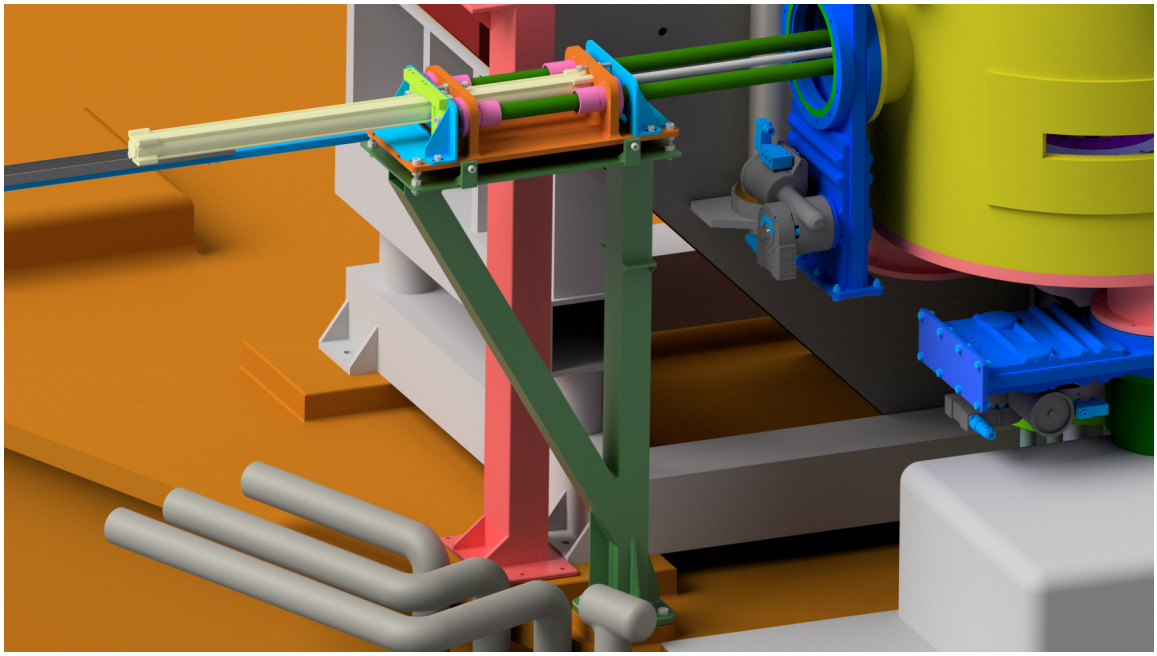


Figura 3.41: Rendering della struttura triangolare della versione B-7

Anche il sistema di gestione del cablaggio è stato adattato al suo funzionamento studiandolo tramite l'impiego delle analisi strutturali, è stato ridotto il tubolare di sostegno e vincolato nella parte laterale del telaio triangolare.

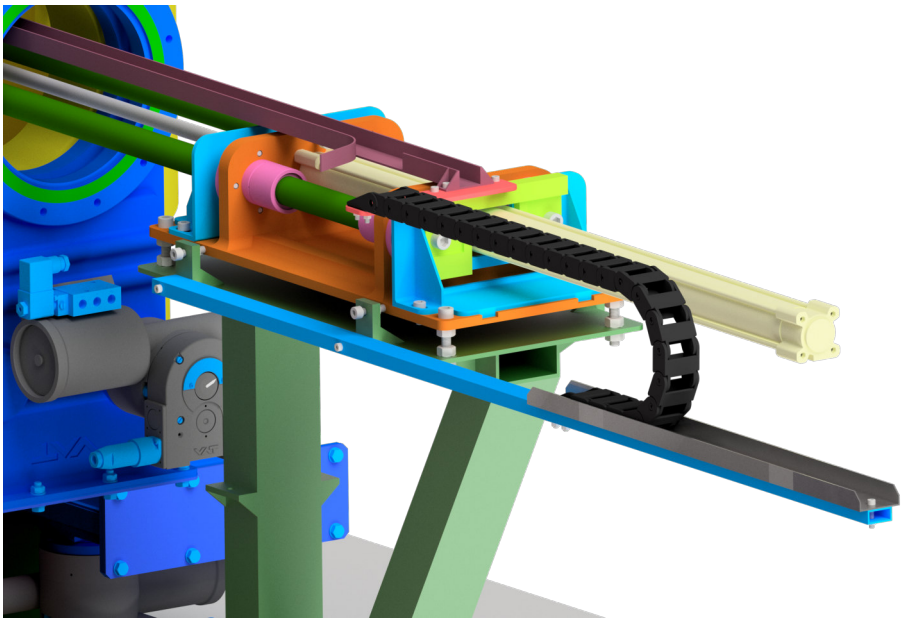


Figura 3.42: Rendering del sistema di cablaggio alleggerito a seguito delle analisi strutturali

Questa modellazione, nella sua versione B-7, rappresenta lo stadio definitivo dell'analisi di fattibilità qui trattata. Essa racchiude tutta una serie di calcoli di dimensionamento effettuati nel corso delle varie modellazioni e considerati a mano a mano definitivi.

Queste analisi hanno reso possibile l'identificazione di una corretta procedura di manipolazione del target, che a sua volta ha reso possibile una valutazione preliminare sul sistema di controllo necessario al movimento, identificando una prima bozza di questo sistema.

La fase finale di questo studio è rappresentata dalla stesura di una *BOM* (*bill of material* o *distinta pezzi*) che ha permesso una stima approfondita dei costi e dei pesi in gioco per questa soluzione, essa conclude l'analisi di fattibilità con tutti gli elementi necessari a valutare al meglio l'entità del sistema progettato.

Capitolo 4

Procedura di estrazione del porta-target

La procedura di manipolazione ha subito una serie di modifiche in modo tale da adattarsi alle necessità progettuali e di funzionamento delle singole parti, per questo motivo qui si vuole riportare una descrizione esaustiva della procedura di manipolazione di un bersaglio in uscita dalla camera.

La procedura in entrata, risulta simile a quella in uscita, ricalcando il procedimento inverso con l'inversione della sequenza delle fasi. La procedura parte dallo spegnimento del fascio e della conseguente rimozione del vuoto all'interno della camera. Il polso ha l'asse di oscillazione posto in orizzontale, come posizione di riposo.

La procedura di manipolazione prevede sedici fasi che vengono riportate di seguito, ognuna delle quali con le relative rappresentazioni.

1 - Apertura della Gate Valve

Il primo passo prevede il gripper in posizione orizzontale al di fuori della camera e l'apertura della gate valve sulla camera di scattering in modo tale da garantire le operazioni interne.

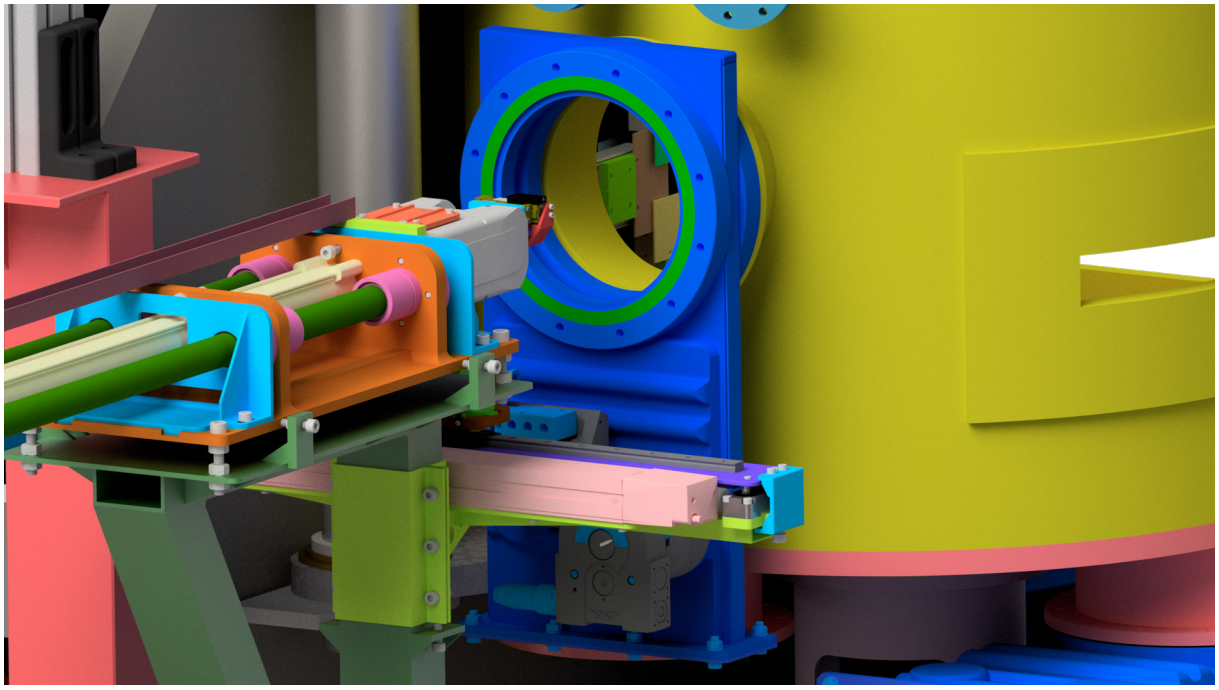


Figura 4.1: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di prima fase

2 - Introduzione del polso all'interno della camera

Il secondo passo prevede la movimentazione in fuoriuscita del cilindro pneumatico principale del manipolatore in modo tale da portare il polso sopra il porta-target.

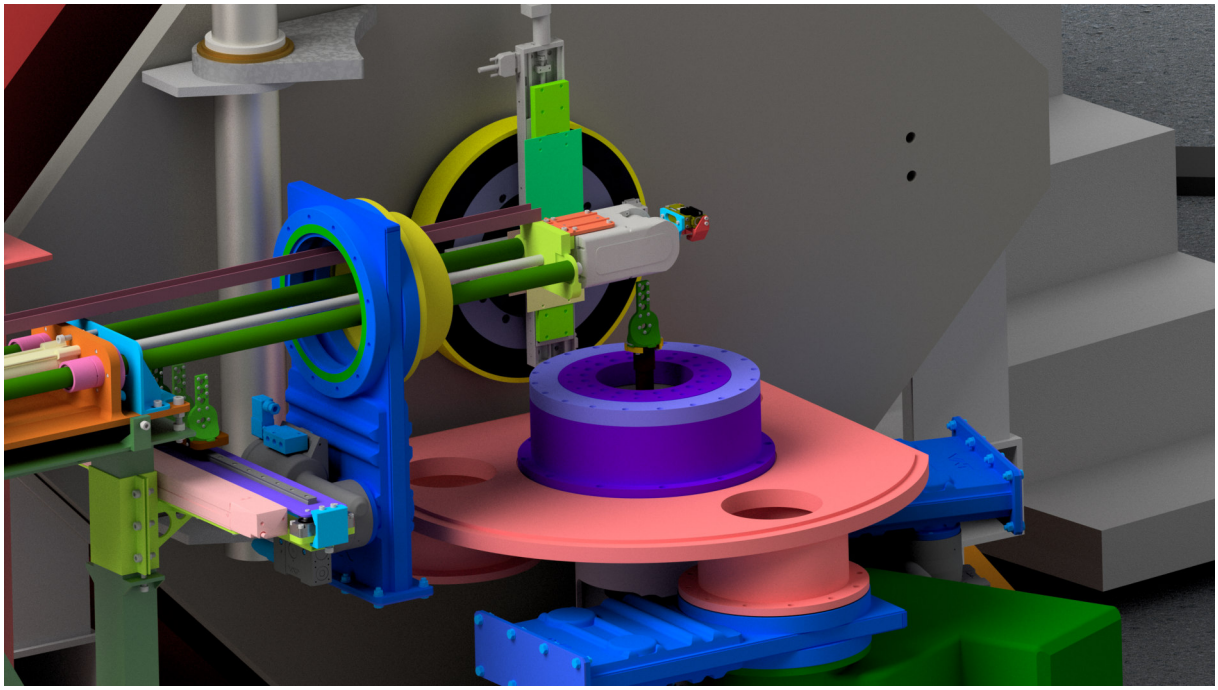


Figura 4.2: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di seconda fase

3 - Rotazione del polso per portare il gripper in verticale

Il terzo passo prevede la rotazione dell'asse di oscillazione del polso in modo tale da portare il gripper in verticale, in posizione corretta per la presa.

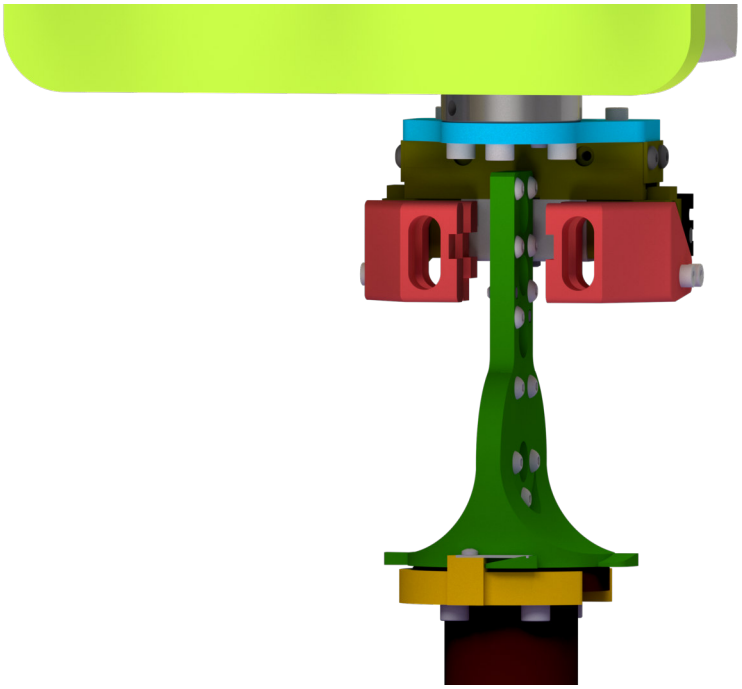


Figura 4.3: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di terza fase

4 - Afferrgaggio del porta target

Il quarto passo prevede l'azionamento pneumatico del gripper che porta le dita in contatto con le facce del porta-target. In tal modo avviene la presa, mantenendo la pressione dentro il gripper pneumatico (deve essere mantenuta fino a rilascio del gripper per il mantenimento della presa).

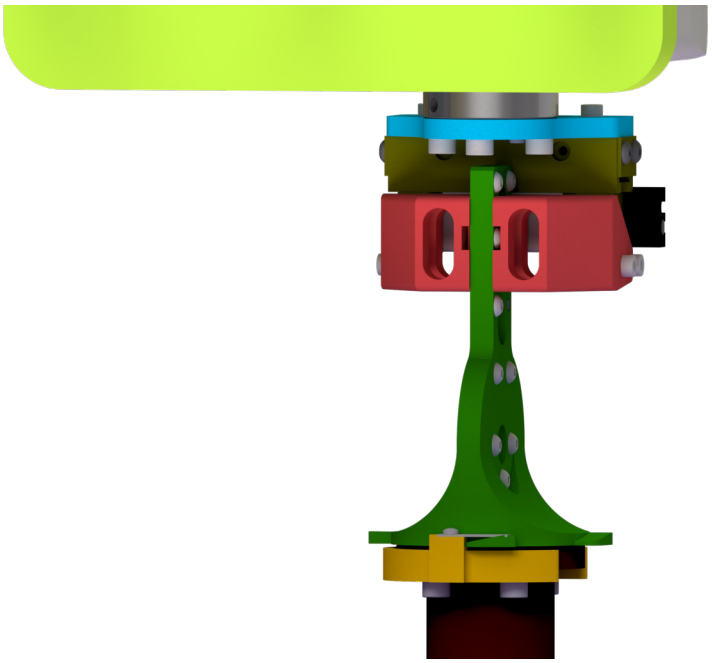


Figura 4.4: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di quarta fase

5 - Rotazione di scollegamento del porta-target

Il quinto passo prevede la rotazione del gripper di un angolo di 25^o per scollegare i risalti del porta target dalle molle di precarico posizionate sulla corona che avvolge il dito freddo (chiamato anche bicchiere).

Figura 4.5: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di quinta fase

6 - Allontanamento del criorefrigeratore

Il sesto passo prevede l'abbassamento del crio-refrigeratore, controllato dall'attuatore veritcale dal sistema inferiore che lo sostiene. Così la base del porta-target è ora libera dal vincolo.

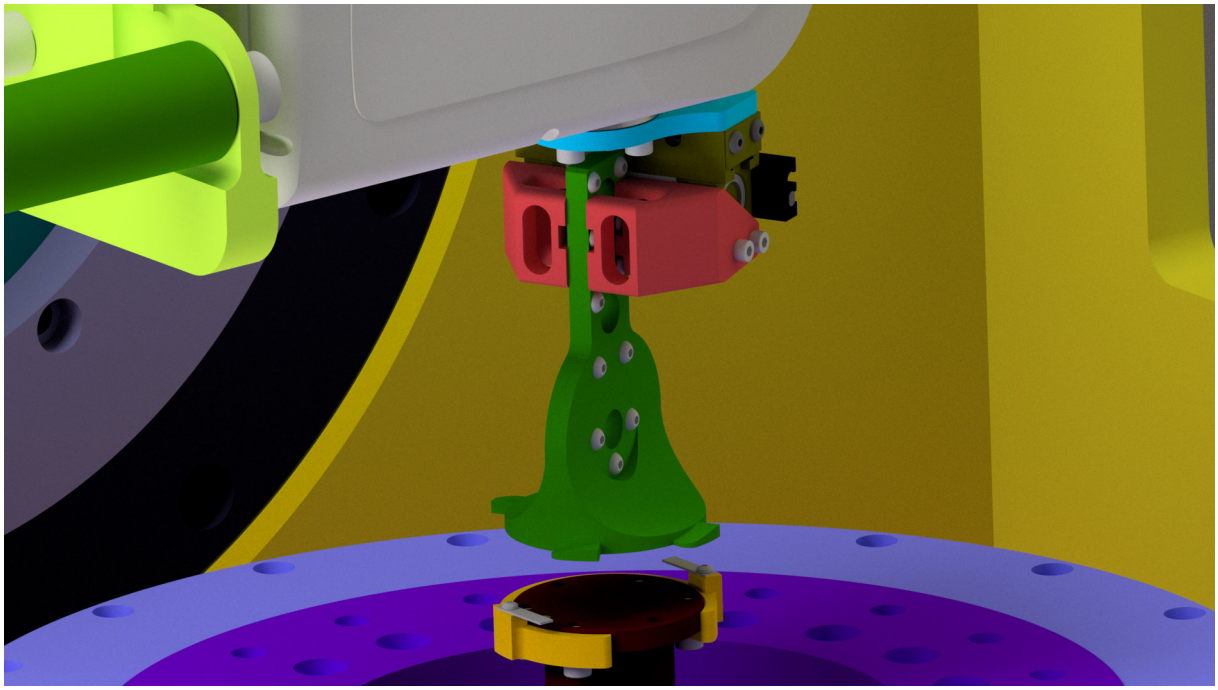


Figura 4.6: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di sesta fase

7 - Rotazione pre-sollevamento

Il settimo passaggio prevede una rotazione di altri 65^o per raggiungere la posizione utile al sollevamento del porta target (posizione utile per mantenere la presa correttamente).

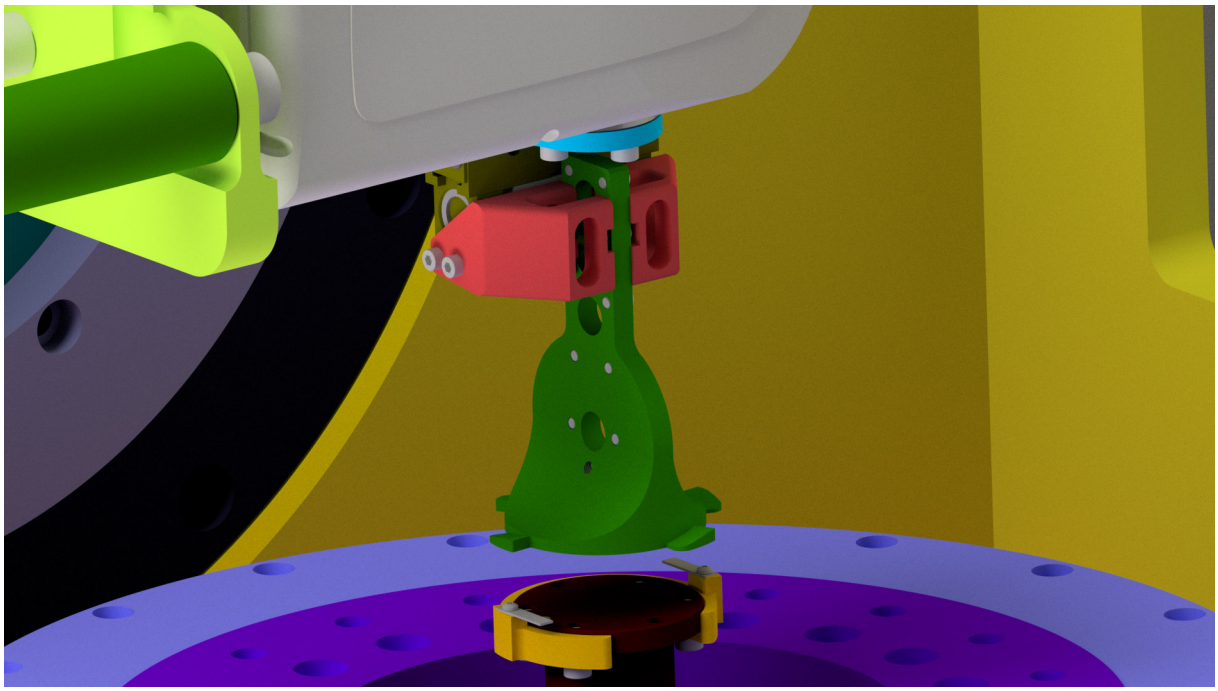


Figura 4.7: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di settima fase

8 - Sollevamento target

L'ottavo passaggio prevede la movimentazione dell'asse di oscillazione del polso in modo tale da portare gripper e porta-target in orizzontale, al fine di permettere il rientro del cilindro pneumatico.

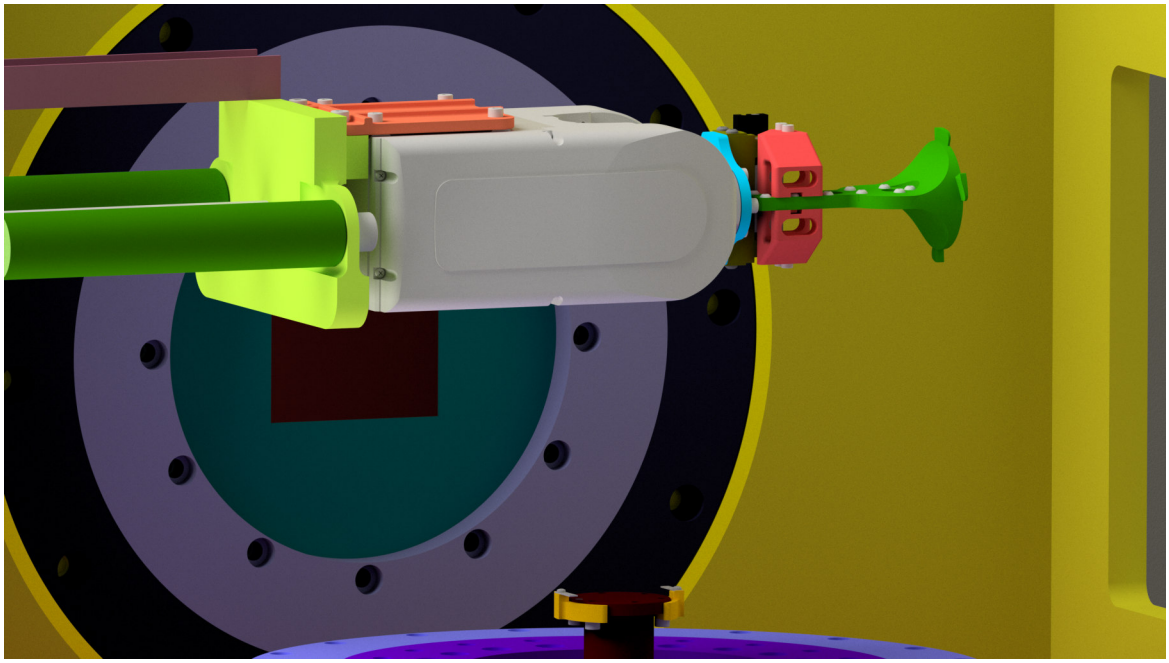


Figura 4.8: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di ottava fase

9 - Rientro del polso

Il nono passaggio prevede il rientro del polso tramite l'azionamento il cilindro pneumatico principale.

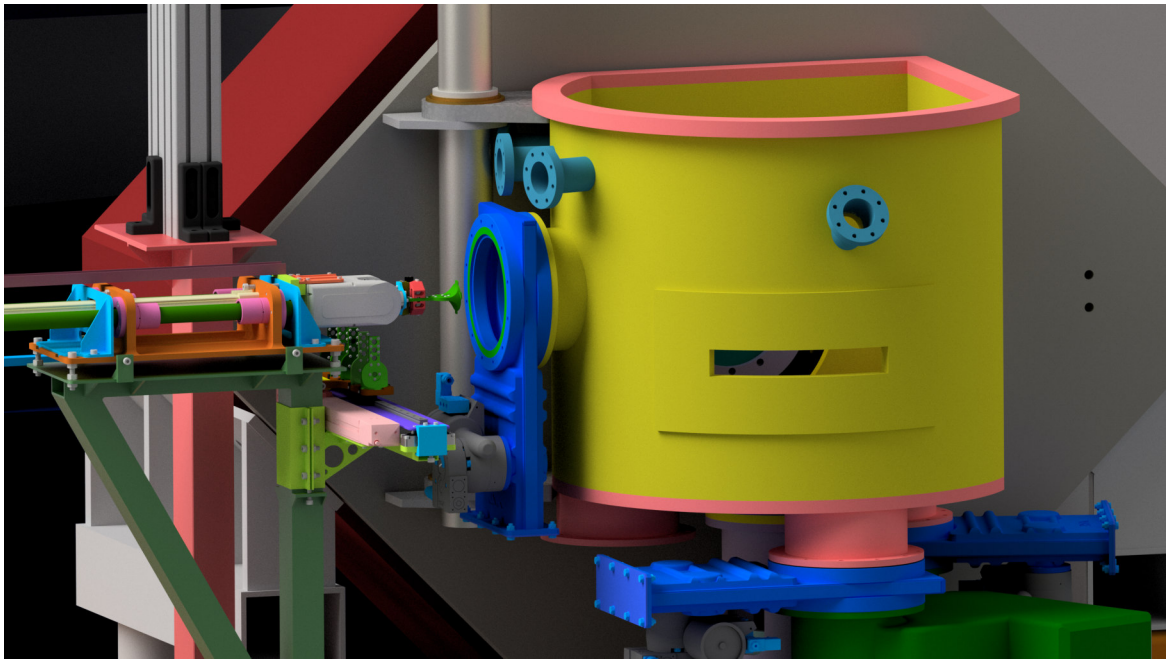


Figura 4.9: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di nona fase che rappresenta una vista laterale

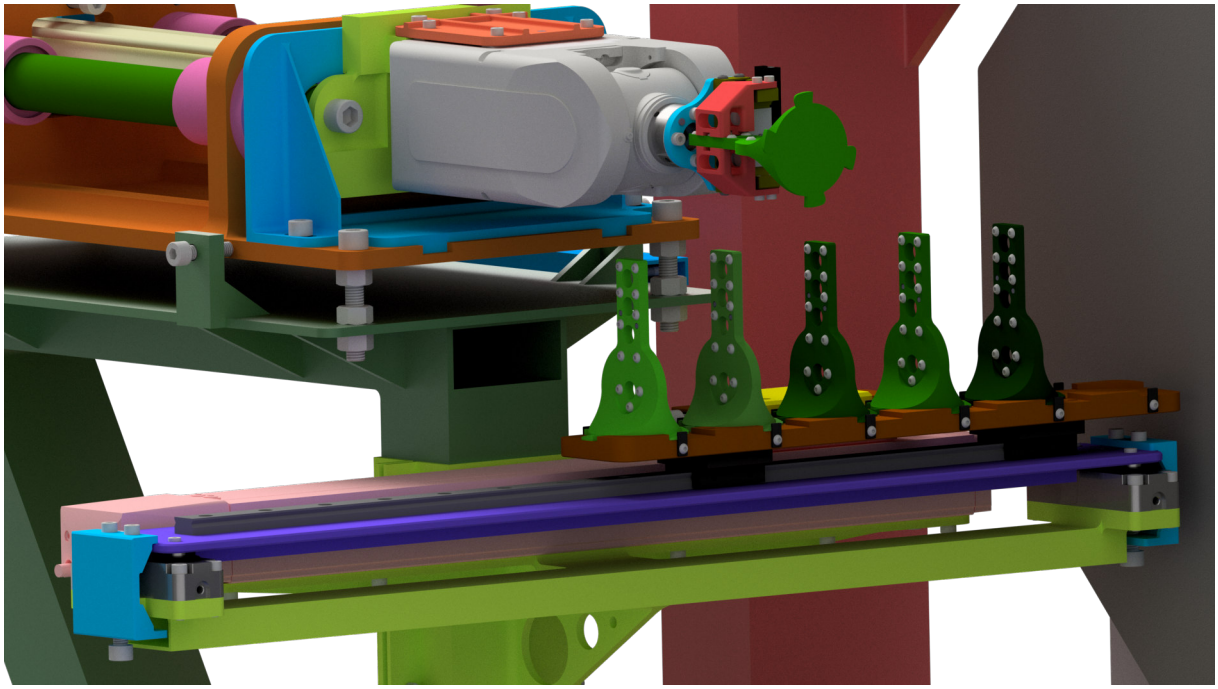


Figura 4.10: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di nona fase che evidenzia lo storage

10 - Spostamento magazzino in modo tale da raggiungere posizione voluta

Il decimo passaggio prevede la movimentazione del supporto dello storage con l'allineamento della locazione utile allo storage con la parte inferiore del porta-target.

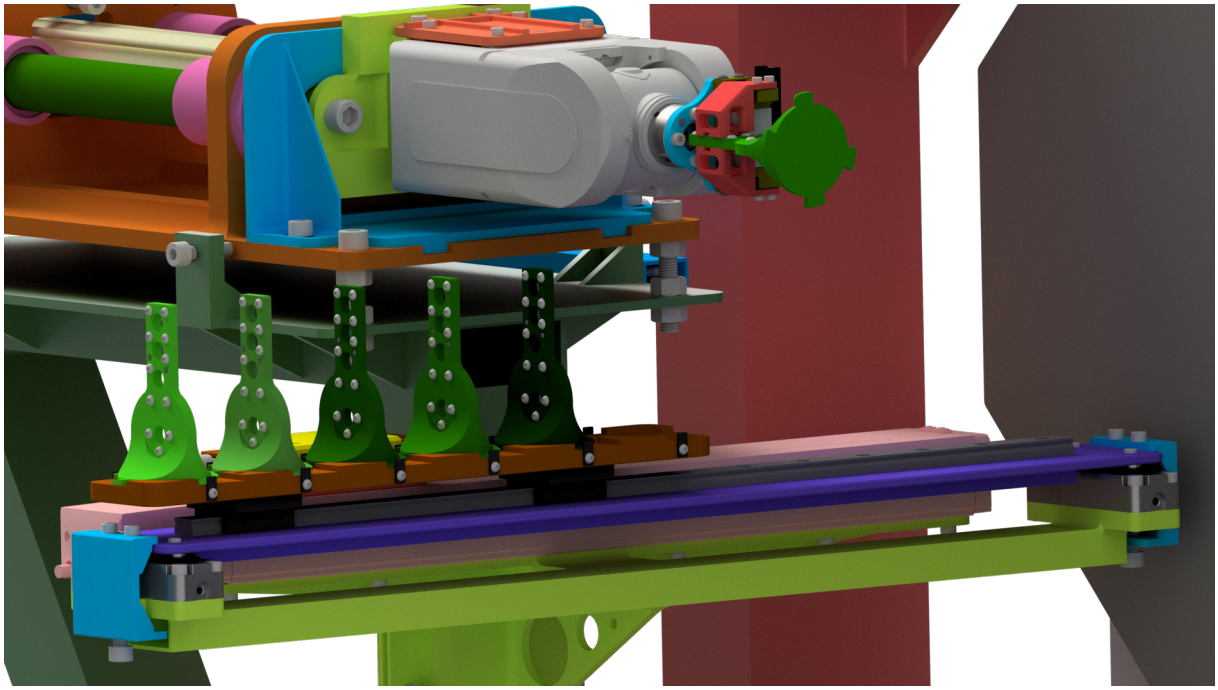


Figura 4.11: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di decima fase

11 - Discesa target

L'undicesimo passaggio prevede l'abbassamento del porta-target attuato tramite una rotazione dell'asse di oscillazione del polso opposta a quella avvenuta precedentemente (fase 8).

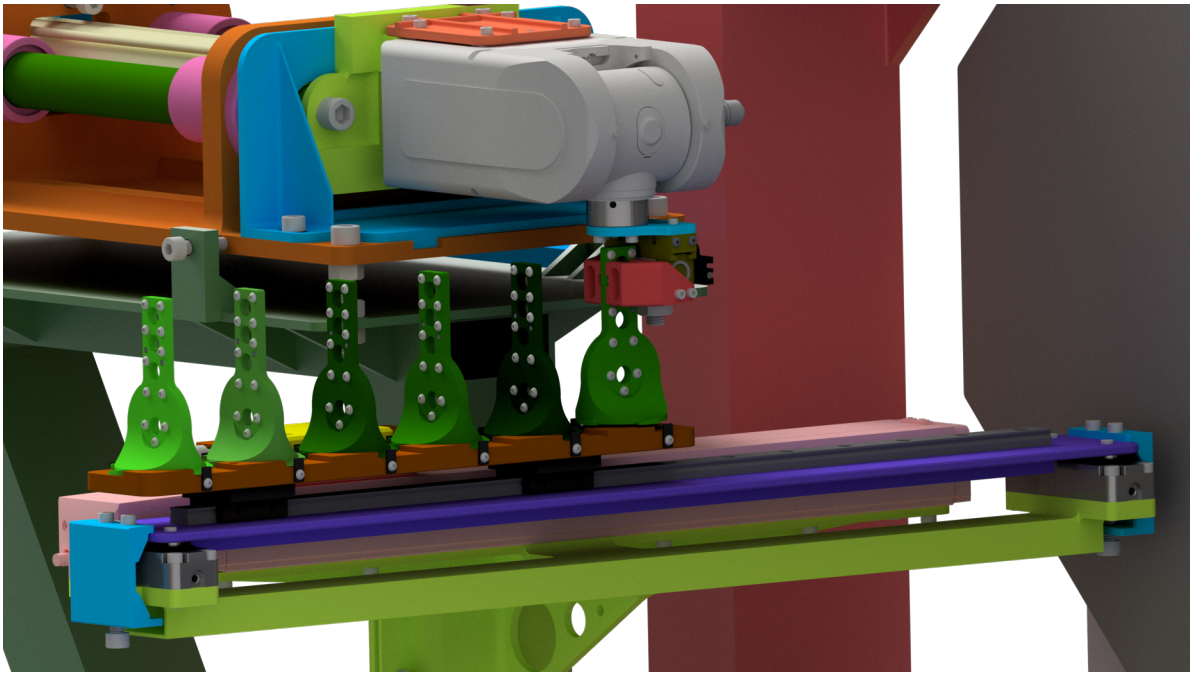


Figura 4.12: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di undicesima fase

12 - Rotazione a posizione di ingaggio

Il dodicesimo passaggio prevede una rotazione di 10^o dell'asse del polso, in modo tale da permettere l'accostamento delle superfici dello storage senza interferire con gli elementi di ritenuta in gomma, presenti per vincolare il porta target alla piastra.

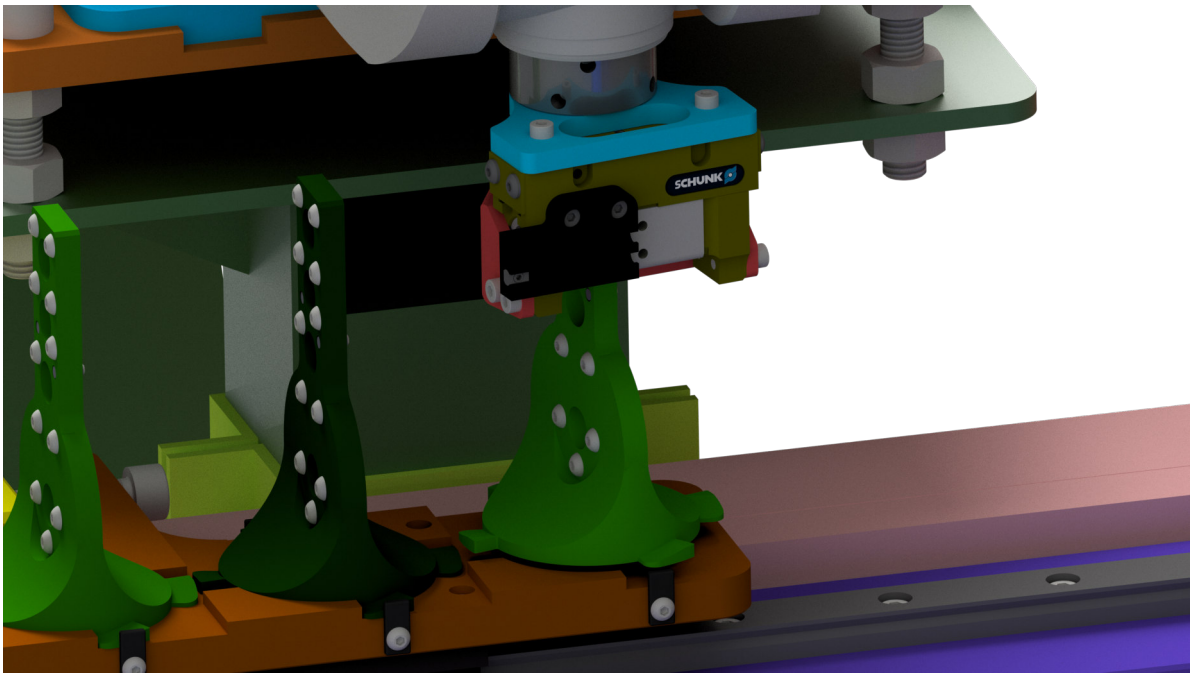


Figura 4.13: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di dodicesima fase

13 - Sollevamento del magazzino

Il tredicesimo passaggio prevede il sollevamento dei supporti principali dello storage gestito dagli attuatori pneumatici a membrana (di seguito chiamati anche lifters) posti sotto la flangia di collegamento.

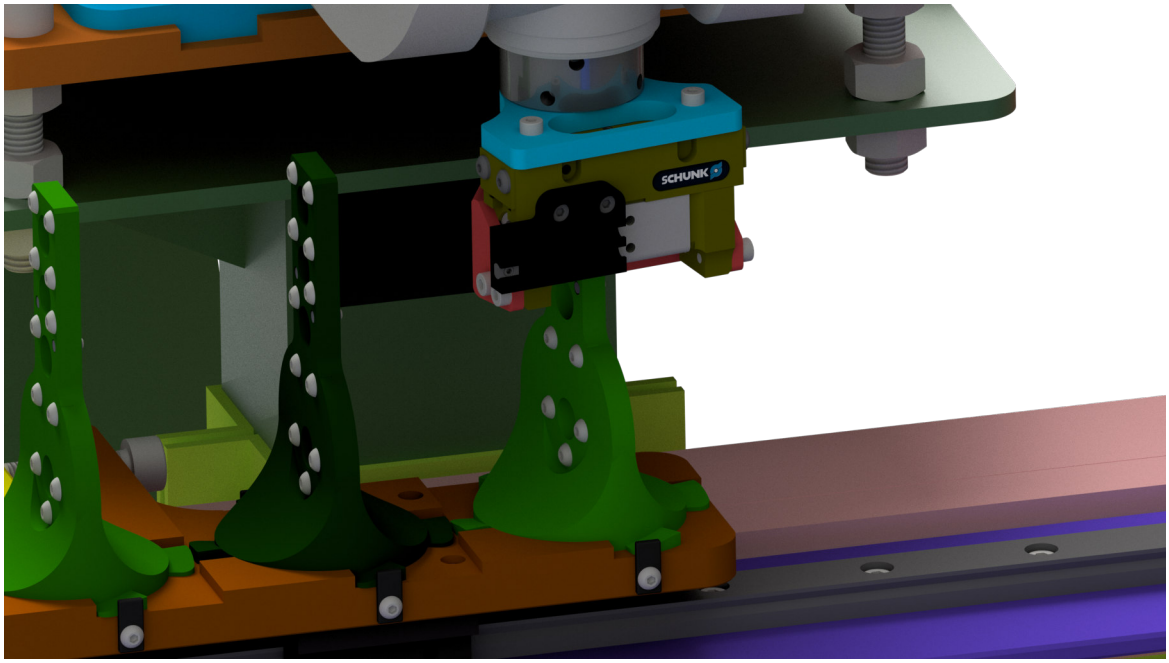


Figura 4.14: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di tredicesima fase

14 - Rotazione per bloccaggio in storage

Il quattordicesimo passaggio prevede il ritorno all'angolo iniziale di rotazione del polso in modo tale da attivare il bloccaggio da parte degli elementi di ritenuta in gomma che sono vincolati allo storage.

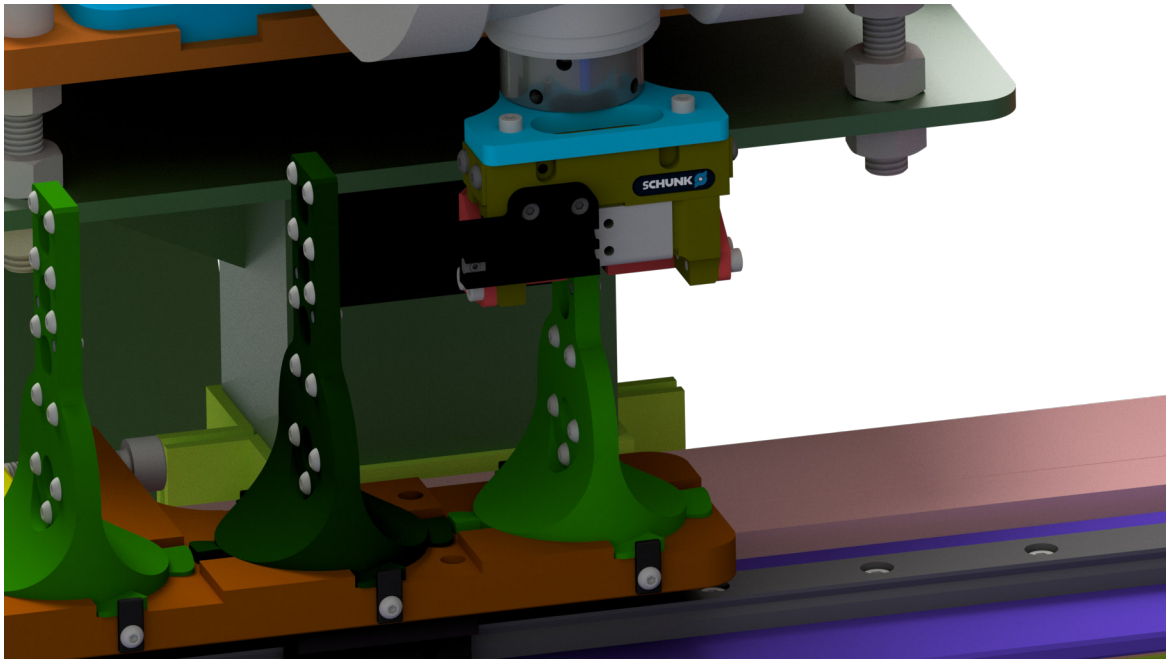


Figura 4.15: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di quattordicesima fase

15 - Rilascio del gripping

Il quindicesimo passaggio prevede il rilascio da parte del gripper del comonente movimentato, ora posizionato nello storage.

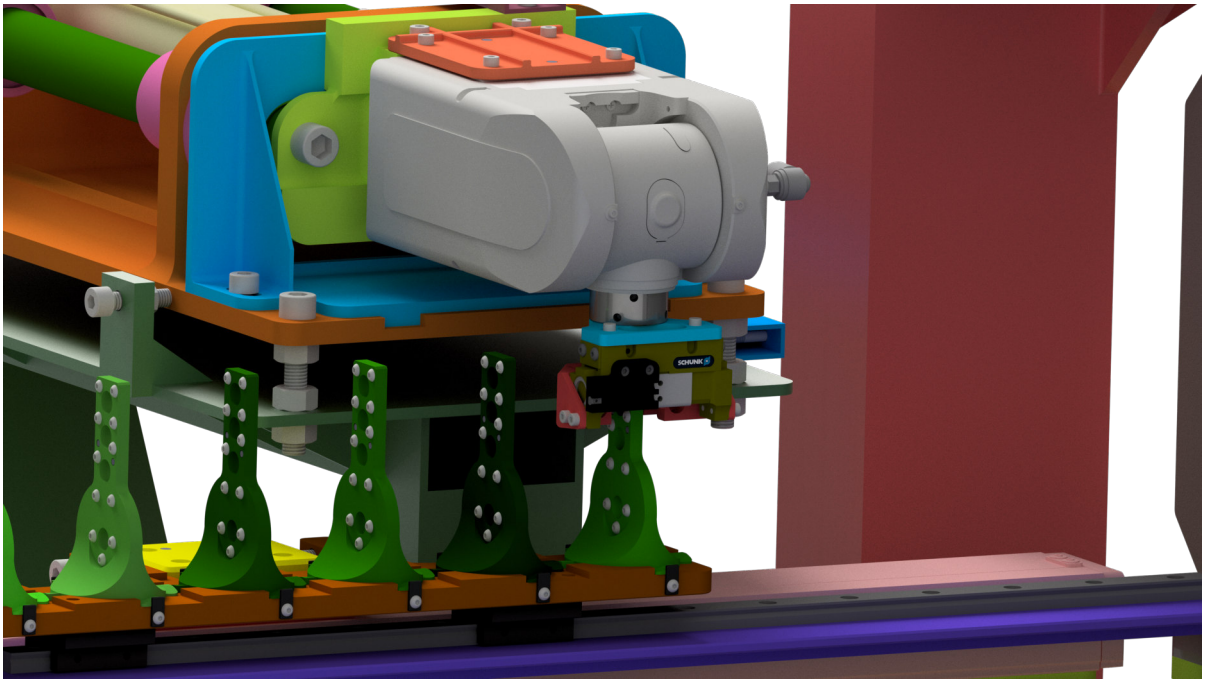


Figura 4.16: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di quindicesima fase

16 - Ritorno in posizione orizzontale gripper

Il sedicesimo passaggio prevede il ritorno del gripper in posizione orizzontale, ovvero alla posizione vista nel primo passaggio. In questo momento il ciclo può ripetersi invertendo le singole fasi in modo tale da posizionare un nuovo porta-target all'interno della camera di scattering.

Figura 4.17: Rendering di un dettaglio del modello nella posizione di sedicesima fase

Capitolo 5

Analisi della versione B-7

In questo capitolo si analizzeranno tutti i sotto-assiemi componenti il sistema di manipolazione, focalizzandosi anche sul sistema di collegamento tra porta-bersagli e dito freddo, fondamentale per l'integrazione del manipolatore con tutta la struttura. Di seguito saranno analizzati tutti i calcoli di dimensionamento effettuati illustrando i criteri di scelta delle parti critiche per il funzionamento del manipolatore, completando la trattazione con i calcoli di verifica finale sia numerici (basandosi sulle specifiche dei prodotti scelti) sia modellistici (utilizzando software particolari per verificare il corretto funzionamento delle parti).

È utile ricordare che questa precisa descrizione farà riferimento solo ed esclusivamente ai sotto-assiemi presenti nella versione finale, ovvero la B-7; nel fare ciò si esporranno calcoli e valutazioni fatte anche nel corso dell'evoluzione della modellazione, ma che sono rimasti invariati fino alla versione finale, come si è voluto già sottolineato nei capitoli precedenti.l

5.1 Dito freddo e target-holder

Una parte fondamentale del sistema di manipolazione è il collegamento tra dito freddo e target-holder, esso deve essere gestito in completa sicurezza e affidabilità, garantendo la completa affidabilità dell'accoppiamento in ogni condizione di funzionamento.

Come già visto in precedenza la versione B-7 prevede un accoppiamento gestito da un sistema a baionetta semplificato, esso è realizzato tramite l'impiego di una flangia opportunamente sagomata (chiamata bicchiere per la sua forma) vincolata sotto l'estremità del crio-refrigeratore, due lamine di acciaio flettenti ad esso collegate (di seguito definite molle di precarico o di forzamento) e differenti elementi sagomati presenti sul fondo del target-holder. Esso nasce dalla richiesta di accoppiare il target-holder con il massimo precarico possibile e ammissibile dal sistema di manipolazione, seppur mantenendo il più possibile bassa la quantità del materiale presente nella camera durante l'accensione del fascio; un'altra richiesta molto importante è quella di permettere che l'accoppiamento avvenga in due differenti posizioni (figura 5.1), ovvero una con il bersaglio perpendicolare alla linea LI e una perpendicolare alla linea HI, ovvero con una differenza di 70^o l'una dall'altra.

In tal modo il controllo della posizione finale è delegata alla presenza di due finecorsa preposti al corretto allineamento del bersaglio al fascio. La precisione angolare di posizionamento sarà controllata tramite l'impiego di opportune tolleranze geometriche studiate sugli elementi impiegati. Per tale motivo in questa trattazione si rimanda spesso alle messe in tavola realizzate a tale scopo e riportate in allegato A.

Figura 5.1: Rendering che mostrano da sinistra: posizione disaccoppiata, posizione accoppiata con allineamento alla linea LI (a 0^o) e posizione accoppiata con allineamento a HI (a 70^o)

La procedura di accoppiamento proposta è molto simile a quella utilizzata nelle macchine da caffè professionali, da cui trae spunto questo genere di accoppiamento, gestendo però la presenza del precarico non più con una guarnizione flessibile, ma tramite l'impiego di due molle a flessione opportunamente dimensionate e posizionate. Al fine di garantire che la superficie di contatto tra i due elementi sia massima, si preferisce utilizzare elementi flessibili posti più in alto rispetto alla superficie finale del dito freddo, scegliendo di realizzarli in metallo per sottostare al vincolo di temperatura minima che raggiungeranno (stimata a 40 K all'estremità del crio-refrigeratore, durante l'accensione del fascio, mentre pari a 10 K a fascio spento).

Si possono distinguere tre fasi principali che caratterizzano l'accoppiamento di questi elementi (e di conseguenza anche il disaccoppiamento) partendo dalla posizione iniziale, che prevede il dito abbassato e il target-holder posizionato sopra di esso tramite l'impiego del gripper del manipolatore:

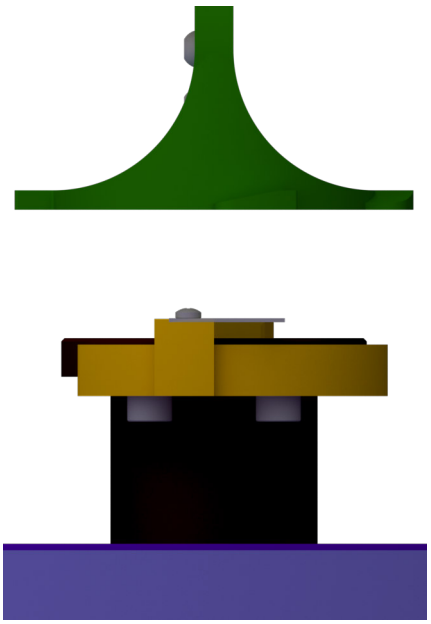


Figura 5.2: Posizione di partenza per l'accoppiamento, vista lateralmente. In questo modello si può osservale la presenza del target-holder, indicato in verde, del dito freddo del crio-refrigeratore indicato in rosso scuro, sul quale si può notare il bicchiere del sistema a baionetta (in giallo). Le molle di precarico sono indicate in grigio chiaro

- Avvicinamento del dito freddo al target-holder in modo tale da mettere in contatto le due superfici che si vogliono collegare, si ricorda che questa fase avviene grazie all'impiego dell'attuatore che movimenta il crio-refrigeratore, posto al di sotto della camera di scattering, mantenendo invece il target-holder fermo nella posizione iniziale.

Figura 5.3: Posizione di avvicinamento del dito freddo al target-holder, si nota il contatto tra il dito freddo (rosso scuro) e il porta-target (in verde) effettuato tramite la traslazione del dito freddo verso l'alto

- Rotazione del gripper che porterà le sagome smussate presenti intorno al porta-bersagli ad ingaggiare il contatto e la deformazione controllata degli elementi flessibili.

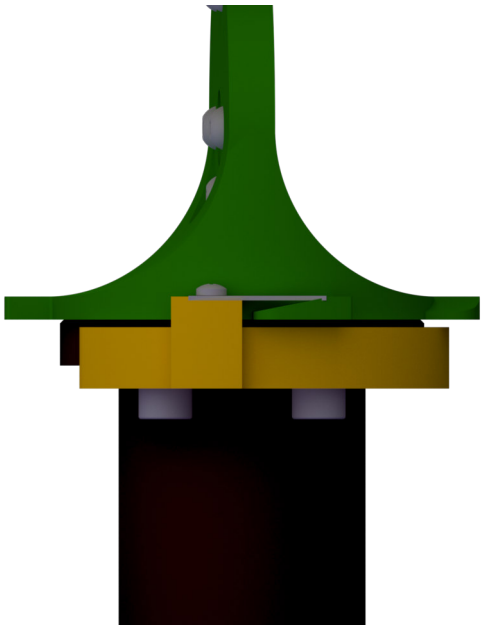


Figura 5.4: Posizione di prima deformazione delle molle di precarico (in grigio chiaro), per esigenze di modellazione non si è riuscita a rappresentare la deformazione su CAD, ma si può notare la compenetrazione degli elementi, che indica la presenza di un contatto e della conseguente deformazione controllata

- Rotazione del polso fino al contatto con i finecorsa, momento in cui può avvenire il rilascio da parte del gripper.

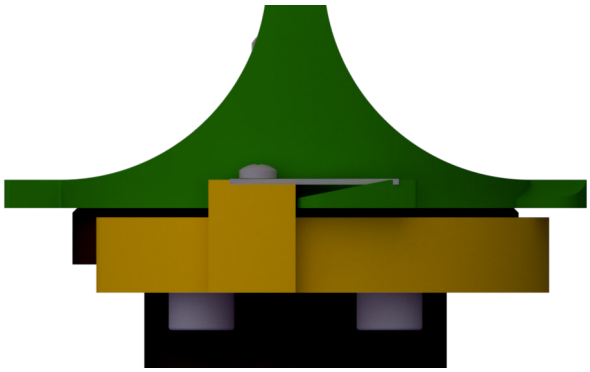


Figura 5.5: Posizione di bloccaggio con contatto tra i target-holder (in verde) e le superfici di fine corsa del bicchiere (in giallo). La molla di precarico è rappresentata in compenetrazione per indicare l'avvenuta deformazione della stessa

I componenti principali che gestiscono questo sistema sono necessariamente tre e sono attentamente caratterizzati.

Bicchiere ovvero una flangia di rame dimensionata in modo tale da permettere il montaggio nella parte inferiore del dito freddo tramite l'impiego di quattro viti $M4x8$ avvitate dal basso; esse sfruttano parte delle filettature presenti nell'estremità del crio-refrigeratore. Si nota anche la presenza di una spina utile al centraggio preciso di questo elemento. Nella parte superiore, il bicchiere presenta due elementi estrusi con profilo a porzione di arco, utili per guidare l'approccio dell'elemento da accoppiare, essi infatti avranno una superficie interna con diametro uguale a quella esterna del target-holder, ma gestita con gioco rispetto a quedt'ultima; uno smusso presente sullo spigolo di approccio permetterà il centraggio preciso dell'elemento. Sulla cima di questi due profili estrusi saranno presenti i vincoli per gli elementi flessibili. Per una completa visualizzazione delle caratteristiche di questa parte si rimanda alla relativa messa in tavola presente negli allegati finali (vedi allegato A tavola 3).

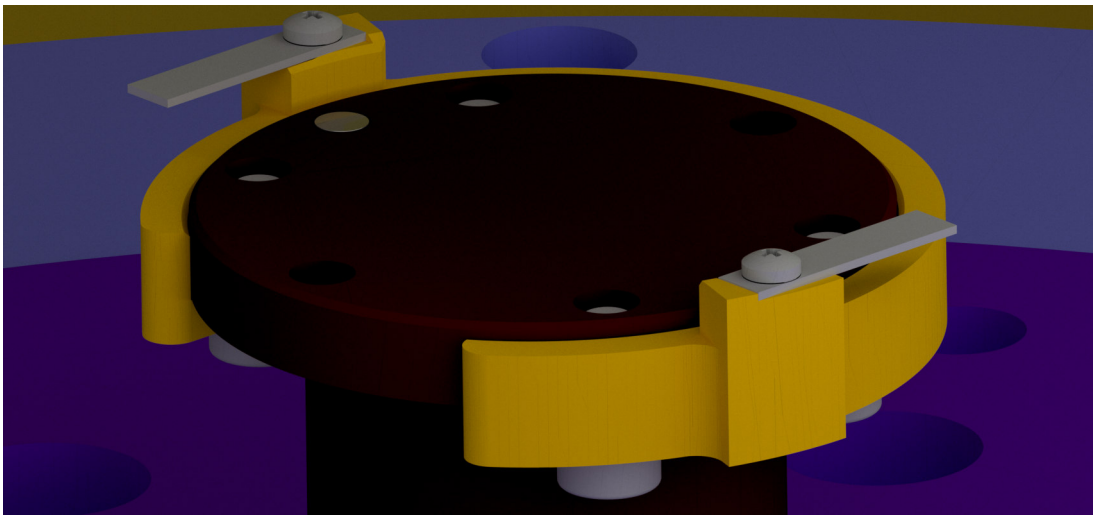


Figura 5.6: Rendering del bicchiere in posizione di lavoro, in questa immagine si notano le viti di bloccaggio e la spina (posta nella parte sinistra)

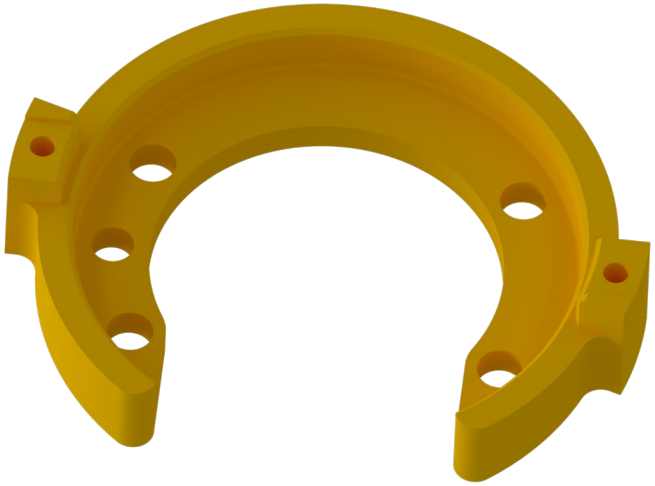


Figura 5.7: Rendering del bicchiere isolato, utile per visualizzare le parti inferiori

Molle di precarico analizzate tramite l'impiego di un modello numerico realizzato su Matlab, hanno uno spessore di $0,6\ mm$ e una larghezza di $4\ mm$, dimensioni opportunamente studiate in modo tale da evitarne deformazione plastica seppur garantendo il funzionamento del sistema in analisi. Questo elemento presenta ad un'estremità un foro per alloggiare una vite ISO 7045, ovvero a testa cilindrica con calotta bassa e impronta a croce, $M2x6$ utile a vincolarlo. Il posizionamento corretto è garantito dalla superficie finale successiva all'alloggiamento della vite, realizzata piana per trovare riscontro in uno spallamento del bicchiere. Nonostante la semplicità di questo elemento si è preferito realizzare anche per esso una messa in tavola (vedi allegato A tavola 4).

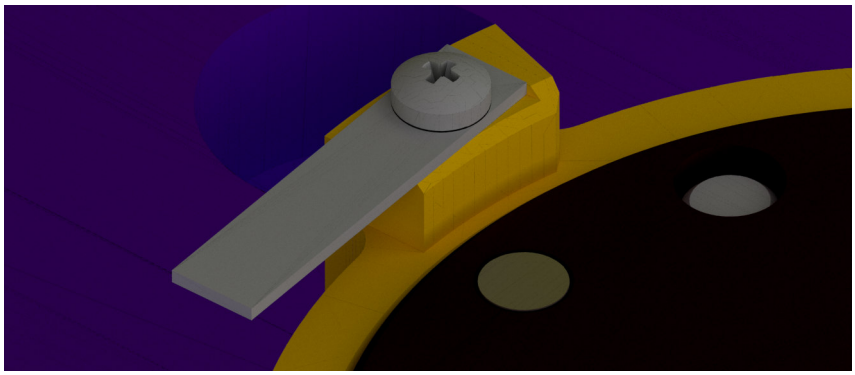


Figura 5.8: Rendering della molla di precarico accoppiata in posizione di lavoro, in questa immagine si notano le viti di bloccaggio e la superficie di riscontro nel bicchiere (elemento in giallo)

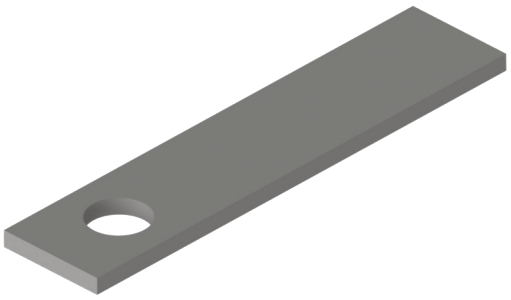


Figura 5.9: Rendering della sola molla di precarico

Sagome specifiche presenti sul target-holder: sono quattro in modo da garantire i due differenti accoppiamenti necessari, esse sono realizzate come aggiunte di materiale all'esterno della sagoma principale del supporto dei bersagli: presentano una geometria esterna concentrica a quella di partenza, con l'aggiunta radiale di 6 mm di materiale, troncata in direzione radiale a determinati angoli. Nella parte superiore di questi elementi si sono realizzate le sagome di approccio agli elementi flessibili. Queste sagome sono studiate in modo tale da permettere una graduale deformazione dell'elemento flessibile evitando inceppamenti del sistema o flessioni non controllate; esse sono definite come smussi posti in modo tale da permettere il montaggio per rotazione in senso orario (per entrambe le configurazioni a 0^o o a 70^o). Questi smussi presentano una larghezza di 10 mm e profondità 2 mm. Anche per questa parte è stata realizzata una messa in tavola, in modo tale da valutare meglio l'effettivo dimensionamento dell'elemento (vedi allegato A tavola 1).

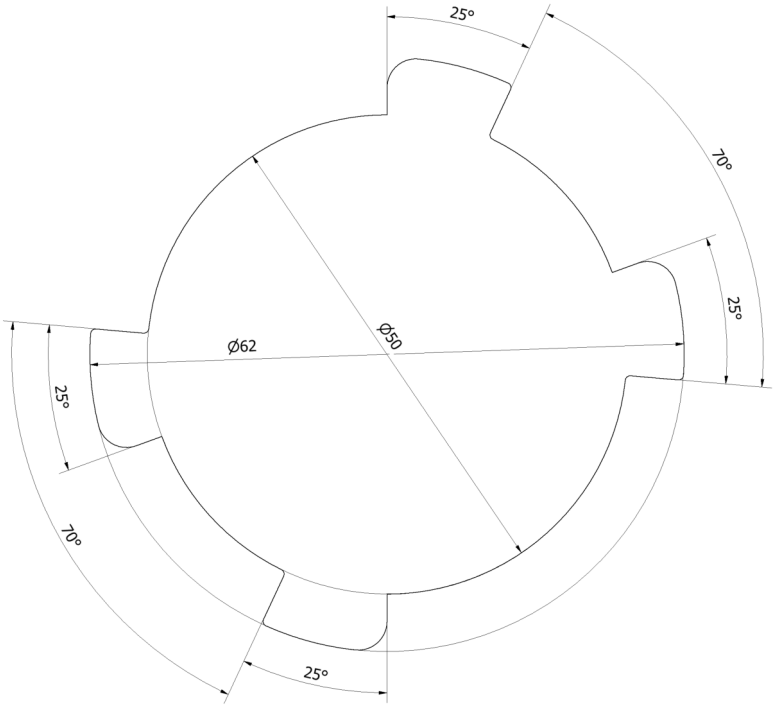


Figura 5.10: Rappresentazione 2D della superficie inferiore del target holder che mette in mostra gli angoli in gioco nel posizionamento degli elementi

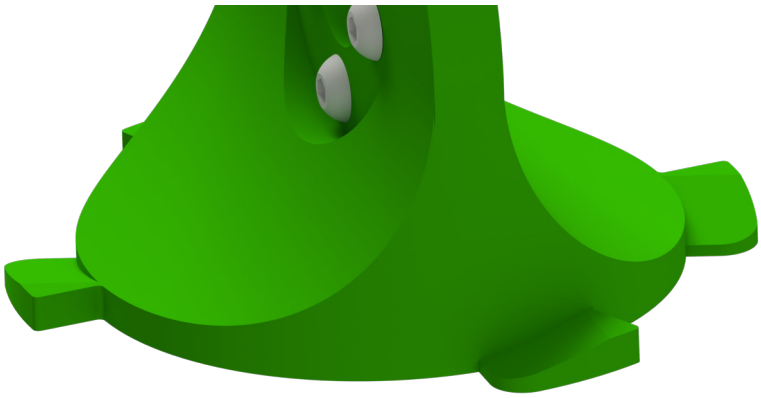


Figura 5.11: Rendering degli elementi di accoppiamento presenti attorno al target-holder

5.1.1 Modello di calcolo per il dimensionamento del sistema

Il dimensionamento di questo sistema è stato effettuato tramite l'impiego di un modello inizialmente calcolato manualmente, poi implementato su Matlab per permetterne una più veloce riconfigurabilità, così da studiare come le possibili modifiche potessero intervenire sulla forza di precarico sviluppata. La spiegazione di seguito riportata ricalca il procedimento utilizzato per dimensionare il sistema, rimandando spesso alla traduzione in modello numerico tramite il software (consultabile all'allegato B).

Si modellizza il sistema dei flettenti come una mensola: una trave vincolata ad un estremo che flette all'altra estremità a seguito di un carico applicato, la forza presente su questa trave si muove man mano che il porta-bersagli avanza, arrivando ad essere posizionata sullo spigolo superiore dello smusso nella parte terminale. Ora il porta-target continuerà a ruotare fino ad arrivare alla posizione di contatto dei finecorsa, in quel punto si avrà la forza massima di pressione delle due superfici.

Per dimensionare questo sistema occorre studiare la forza massima di pressione in funzione della coppia trasmissibile dal sistema di gripping, questa cosa può essere effettuata studiando la deformazione del flessibile con l'avanzamento dello smusso. In tal modo, si può studiare il diagramma di corpo libero dello smusso, con le relative forze applicate:

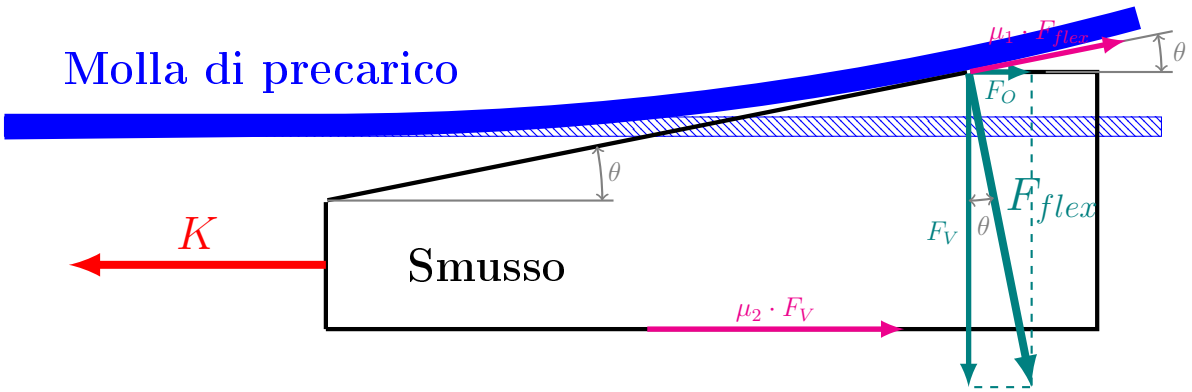


Figura 5.12: Diagramma di corpo libero di uno degli elementi sagomati (smusso) presente sul target-holder, viene qui studiato in contatto con la molla di precarico nell'estremo superiore dello smusso

Dove:

K forza massima applicabile all'elemento smusso (si ottiene dal modello di gripping);

θ è l'angolo di flessione del flessibile nel punto di contatto con lo smusso;

μ_2 è l'attrito presente tra le superfici da mettere in contatto, ovvero rame con rame, pari ad 1;

μ_1 è l'attrito presente tra l'elemento di collegamento e quello flessibile, ovvero tra acciaio e rame, quindi pari a 0,53;

F_{flex} è la forza applicata dalla molla di precarico sullo smusso, essa sarà scomposta in una componente tangenziale e una normale al moto dell'elemento;

F_O è la componente tangenziale al moto dell'elemento in analisi essa si ricava come:

$$F_O = F_{flex} \cdot \sin\theta$$

F_V è la componente normale al moto dell'elemento in analisi essa si ricava come:

$$F_V = F_{flex} \cdot \cos\theta$$

Scrivendo l'equazione di equilibrio sull'asse orizzontale e considerando come verso positivo quello verso sinistra si ottienene:

$$K = F_{flex} \cdot \sin\theta + \mu_1 \cdot F_{flex} \cdot \cos\theta + \mu_2 \cdot F_V$$

Che si può riscrivere come

$$K = F_{flex} \cdot \sin\theta + \mu_1 \cdot F_{flex} \cdot \cos\theta + \mu_2 \cdot F_{flex} \cdot \cos\theta \tag{5.1}$$

La pendenza θ, nonostante risulti molto piccola, si può calcolare in funzione della forza impressa dalla molla di precarico, utilizzando le formule:

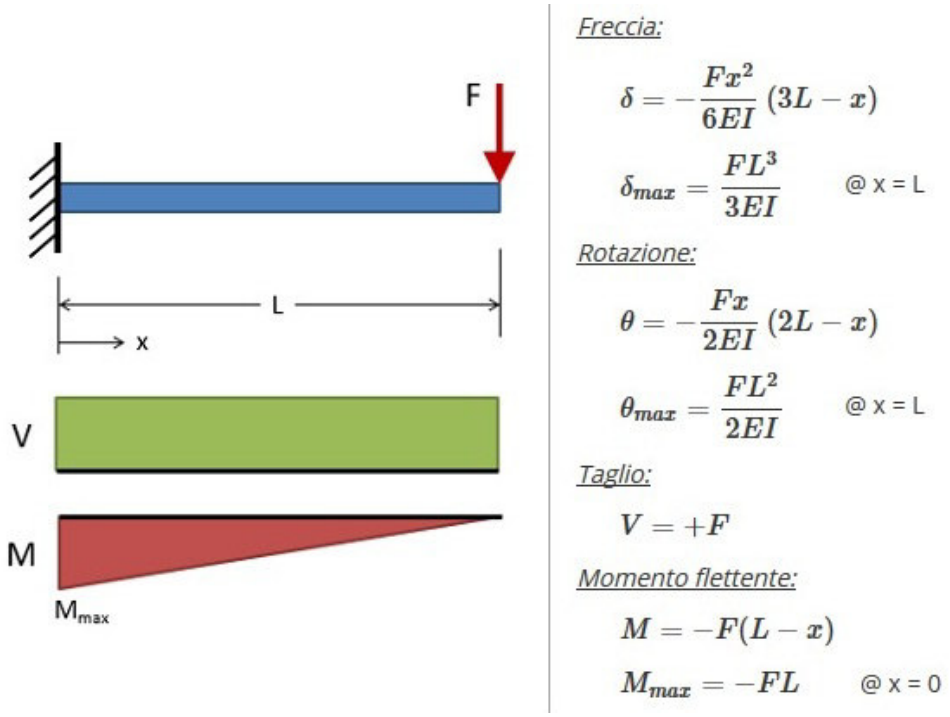


Figura 5.13: Immagine che riporta tutte le formulazioni utili per studiare una trave incastrata con forza su un estremo

Nel quale modello si ha:

L è la lunghezza dell'asta inflessa, calcolata per il modello di flessione in studio come la larghezza dello smusso sommato alla distanza del centro del foro sottraendo il raggio della testa della vite; questo calcolo permette di ottenere un valore $L = 12\ mm$;

E è il modulo elastico dell'acciaio, pari a $210\ GPa$;

I è il modulo di inerzia dell'elemento elastico studiato rispetto l'asse uscente dalla rappresentazione, pari a $I = \frac{altezza^3 \cdot larghezza}{12} = 0,072\ mm^4$.

In questo modo si può scrivere:

$$K = F_{flex} \cdot \sin\left(\frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I}\right) + \mu_1 \cdot F_{flex} \cdot \cos\left(\frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I}\right) + \mu_2 \cdot F_{flex} \cdot \cos\left(\frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I}\right) \tag{5.2}$$

A questo punto per ottenere la forza di pressione ammissibile dal sistema di gripping si deve ricavare la forza massima generata dal nuovo sistema di afferraggio, ovvero, sfruttando il modello già visto in precedenza.

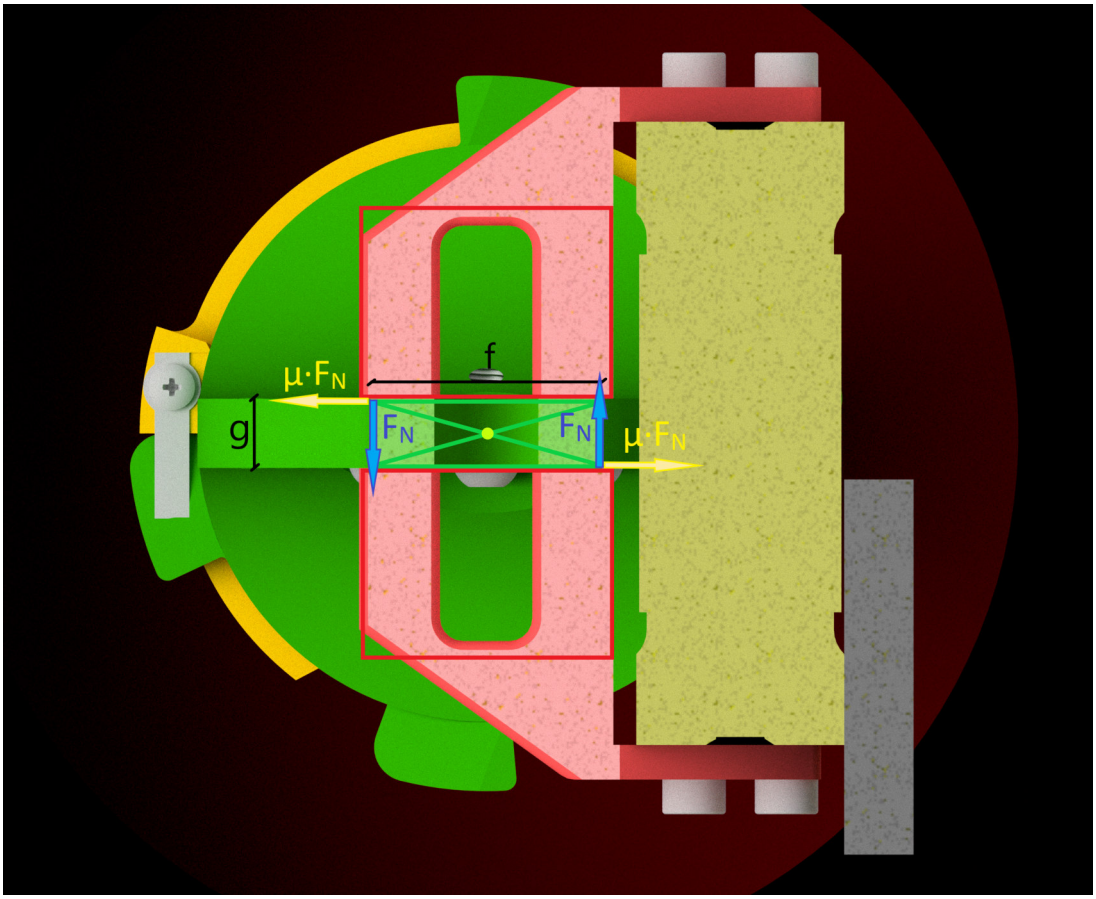


Figura 5.14: Diagramma di corpo libero del target-holder con le forze scambiate dal dito, utile a calcolare la coppia massima trasmessa dal sistema di afferraggio

Con il quale si ottiene (considerando un momento M_{max} disposto in senso orario e scrivendo l'equazione di equilibrio di rotazione intorno al punto C considerando positivo il senso orario):

$$M_{max} = F_N \cdot f + \mu_3 \cdot F_N \cdot g \tag{5.3}$$

Con:

M_{max} è la coppia massima trasmissibile;

F_N è la forza ad un singolo dito, pari a 50 N (si vedrà in seguito come è determinato questo valore;

f è la larghezza della faccia sulla quale avviene il gripping, pari a 20 mm;

g è lo spessore del targhet-holder nella zona di gripping 6 mm;

μ_3 è il coefficiente di attrito del grippijng, tra acciaio e rame e pari a $0,53$, viene identificato come terzo coefficiente di attrito diverso dagli altri per ottenere la possibilità di riconfigurazione nel caso di cambio di materiali.

In tal modo si ottiene: $M_{max} = 1159\ Nmm$

Il valore così ottenuto, per essere introdotto nell'equazione 5.1 si deve dividere per il diametro massimo dei punti di contatto del porta target sul flettente, ovvero $d = 2 \cdot 28\ mm$, ottenendo in tal modo una forza massima trasmissibile $K = 20,7\ N$; avendo usato il diametro si può studiare il sistema da un singolo lato per simmetria. L'equazione 5.1 quindi può essere risolta ottenendo il valore di forza di flessione massima pari a $F_{flex} = 13\ N$.

Questo valore, può essere tradotto nella forza di precarico tra le due superfici utilizzando (il ·2 è presente poichè gli elementi in collegamento sono due):

$$F_{precarico\ totale} = F_{flex} \cdot \cos\theta \cdot 2 = 26\ N$$

Ottenuti questi risultati si può ora dimensionare il sistema andando a determinare la freccia finale del flettente e di conseguenza l'altezza dello smusso, regolandoli anche in base all'altezza di posizionamento della lamina metallica.

Per completezza di trattazione si è voluta anche aggiungere una verifica del mantenimento della posizione una volta raggiunta, infatti si può osservare che esiste una componente della forza tale da spingere lo smusso verso il disaccopiamento, per questo deve essere verificata inferiore a quelle generate dagli attriti.

Per questo si analizza la situazione differente, senza la forza garantita dal gripper e con l'attrito sviluppato nel senso opposto, siccome si studia lo spostamento inverso; si ottiene, quindi:

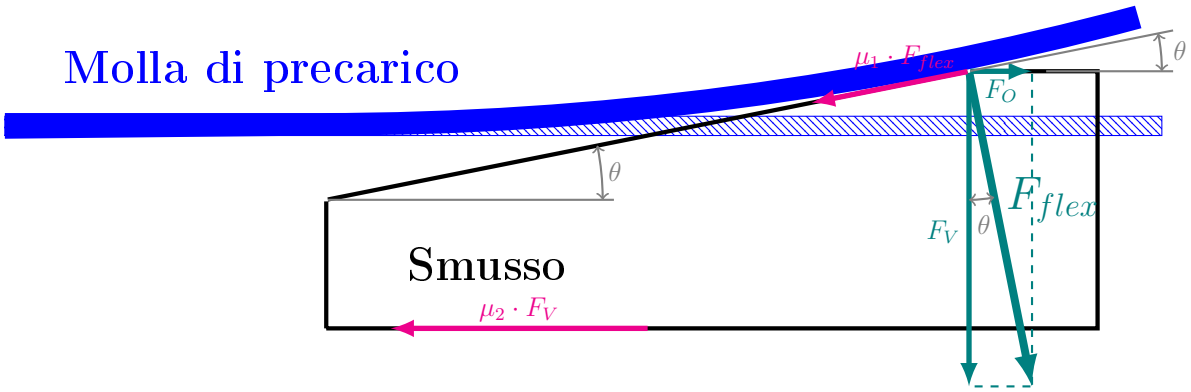


Figura 5.15: Diagramma di corpo libero di uno degli elementi sagomati (smusso) presente sul target-holder, viene qui studiato in contatto con l'elemento flessibile nell'estremo superiore dello smusso

Che ci fornisce la forza complessiva degli attriti:

$$F_{attriti\ totale} = \mu_1 \cdot F_{flex} \cdot \cos\theta + \mu_2 \cdot F_{flex} \cdot \cos\theta = 19,9\ N \tag{5.4}$$

E la forza di spinta orizzontale impressa dal flettente:

$$F_{orizzontale\ \ flettente} = F_{flex} \sin\theta = 0,8\ N \tag{5.5}$$

I valori numerici così ottenuti confermano che la posizione verrebbe mantenuta senza l'impiego di elementi esterni, questo era un risultato facilmente attendibile, siccome l'angolo di flessione risulta molto piccolo.

Ovviamente la traduzione da modello numerico a CAD realizzabile costruttivamente porta l'approssimazione di certi valori che rendono, così, necessario un ricalcolo della forza di pressione tra i due elementi, ovvero di avrà:

$$Deformazione\ complessiva\ misurata = 0,5\ mm$$

$$L_{effettivo\ da\ CAD} = 12\ mm$$

Che portano ad un angolo effettivo di deformazione:

$$\theta_{effettivo} = \arctan\left(\frac{Deformazione\ complessiva\ misurata}{L_{effettivo}}\right)$$

Che, utilizzando le formule inverse da figura 5.13 e quelle per ricavare le formule di pressione, permette di ottenere: $F_{reale\ CAD} = 26,2\ N$. Questo valore è molto vicino a quello atteso dal modello.

Un'ultima verifica utile per il sistema è rappresentata dal calcolo della tensione massima applicata all'elemento in acciaio. Essa può essere effettuata calcolando innanzitutto il momento flettente massimo, che sarà applicato in corrispondenza della testa della vite, esso sarà pari a

$$M_{flettente_{max}} = distanza\ forza\ applicazione \cdot forza\ applicata = 12\ mm \cdot 13N = 156\ N$$

In tal modo si potrà calcolare la tensione massima:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{flettente_{max}}}{modulo\ resistenza\ flessione}$$

dove:

$$modulo\ reissitenza\ flessione = \frac{I}{spessore/2} = \frac{0,6^2 \cdot 4}{6} = 0,24\ mm^3$$

quindi la tensione massima è 650 Mpa, accettabile per il tipo di acciaio scelto, ovvero acciaio armonico (che solitamente presentano un carico a snervamento di circa 1150 Mpa).

5.1.2 Influenza della temperatura di lavoro sull'accoppiamento

Un aspetto importante da tenere in conto per questo tipo di accoppiamento è la necessità di farlo lavorare ad una temperatura molto bassa, ovvero circa a 40 K. A tal proposito si sono ricercati in letteratura informazioni utili alla comprensione della variazione del modulo elastico in funzione della temperatura, trovando documentazione riguardo un un possibile aumento del modulo elastico con la diminuzione della temperatura [1].

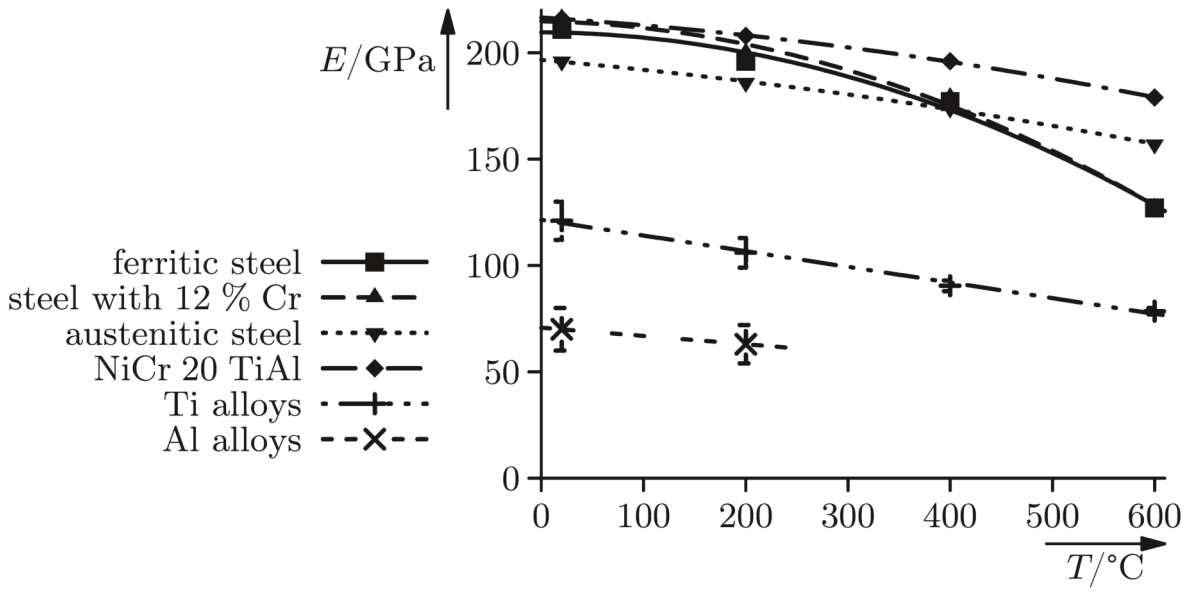


Figura 5.16: Dipendenza del modulo di Young dalla temperatura per determinati materiali metallici

La fonte rintracciata riporta anche la possibilità di utilizzare la formula qui riportata per calcolare il nuovo modulo elastico:

$$E_M(T) \approx E_M(0\ K) \cdot \left(1 - 0,5 \cdot \frac{T}{T_M}\right) \tag{5.6}$$

[1] J. Roesler, H.Harders, M. Baeker, Mechanical Behaviour of Engineering Meterials, Springer, 2007

Dove:

E_M modulo elastico con dipendenza dalla temperatura, nella formula usato a 0 K e alla temperatura T in considerazione;

T temperatura di studio a cui si vuole analizzare il comportamento;

T_M temperatura di fusione del metallo in analisi;

Ottenendo quindi un valore del nuovo modulo elastico maggiore (a condizioni di funzionamento dell'esperimento), esso quindi porterebbe ad aumentare il precarico delle superfici di pochi decimi.

Questa analisi però trascura ancora la variazione del carico massimo di snervamento con la temperatura, riguardo la quale è stato possibile trovare poco materiale, ma si può ipotizzare che il materiale vada incontro ad un progressivo infragilimento al diminuire della temperatura. Se questo fosse verificato critico, si potrebbe risolvere il problema intervenendo sulla geometria dell'elemento sottoposto a flessione grazie all'utilizzo modello di Matlab, in modo tale da ridurre le tensioni applicate sull'elemento.

5.2 Gripper e dita

Il dimensionamento del sistema di gripping e dei relativi collegamenti con le altre parti del modello, come si è visto in precedenza, ha subito numerose modifiche nel corso delle modellazioni fino ad arrivare alla scelta di un modello finale di gripper che garantisca la presa sulle facce parallele al bersaglio.

La scelta di questo modello parte dalla necessità di avere un sistema che permetta l'afferraggio di un elemento spesso 6 mm ma che contemporaneamente permetta alla superficie di presa delle dita di allontanarsi dal target fino a garantire la rotazione completa del sistema attorno ad esso. Per questo motivo si è calcolata la massima apertura necessaria, ovvero $\sqrt{dimensione\ maggiore^2 + dimensione\ minore^2} = \sqrt{20^2 + 6^2} = 20,88\ mm$, in tal modo la corsa per ogni dito dovrebbe essere garantita a circa $(21 - 6)/2 = 7.5\ mm$, ovviamente questo valore rappresenta il valore di corsa utile, esso si deve maggiorare per garantire la presa all'interno della corsa.

Un altro requisito di questo sistema è quello del peso trasportato: esiste un modello, anche questo già visto in precedenza, che permette di calcolare la forza necessaria, esso si sviluppa dalla figura 5.17.

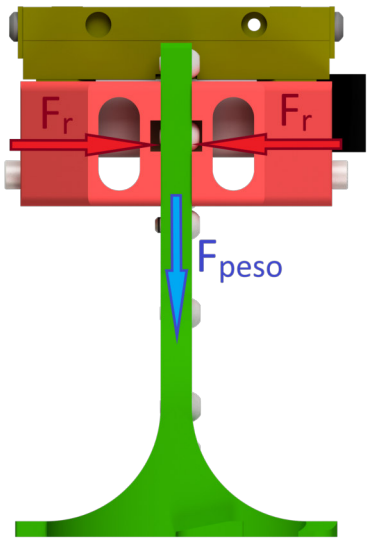


Figura 5.17: Diagramma di corpo livero del target-holder per la forza minima di presa del gripper

Sviluppando gli attriti di F_r si scrive l'equilibrio alla traslazione verticale considerando il verso positivo verso l'alto:

$$2 \cdot \mu \cdot F_r = F_{peso} \cdot S$$

Dove:

μ coefficiente di attrito tra acciaio e rame, pari a $0,53$;

F_r è la forza di chiusura impressa da ogni dito, il valore da ottenere;

F_{peso} è la forza peso del target holder, stimato a $3\ N$;

S è il coefficiente di sicurezza per la presa, stimato a 4 per questo tipo di applicazione.

Ottenendo $F_{r_{min}} = 13,1\ N$. Con questi dati si può facilmente fare un confronto con quelli del gripper scelto della SCHUNK: modello KGG 60-20.

Parametro	Richiesto	Disponibile da SCHUNK KGG 60-20
Corsa per griffa	$> 7,5\ mm$	$10\ mm$
Forza di chiusura	$> 13,1\ N$	$50\ N$ @ $8\ bar$
Peso	*minimo possibile*	$0,09\ kg$
Ripetibilità	*alta*	$0,02\ mm$

Tabella 5.1: Confronto dati richiesti e quelli del gripper scelto (MOD. KGG 60-20 della SCHUNK)

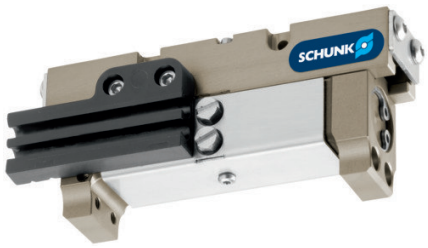


Figura 5.18: Immagine del modello scelto KGG 60-20

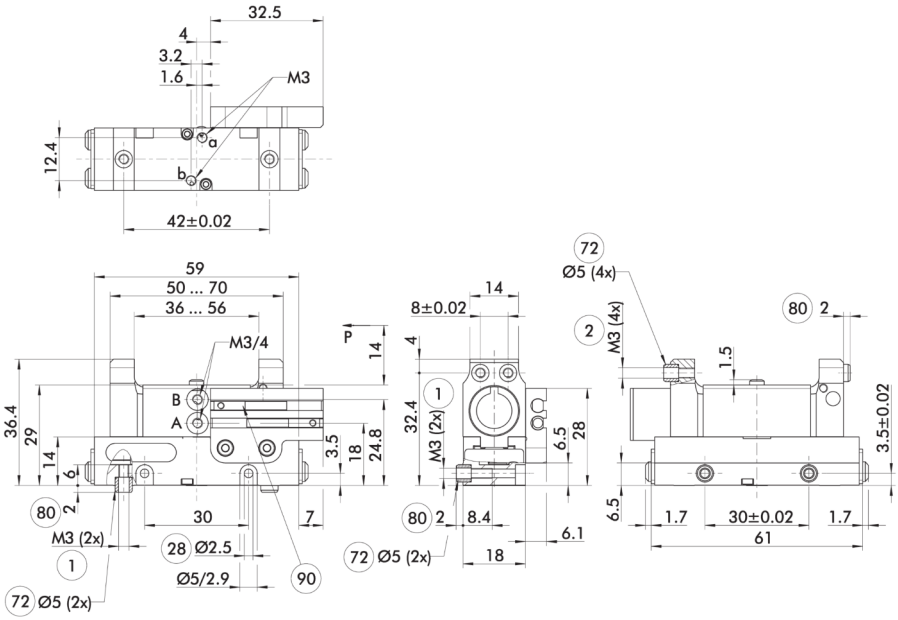


Figura 5.19: Messa in tavola del modello KGG 60-20, si possono notare nel disegno gli elementi di accoppiamento utili al centraggio

Per valutare la forza di afferraggio disponibile si sono utilizzati i grafici messi a disposizione dall'azienda produttrice che riportano la forza di chiusura in funzione della distanza e della pressione in input. A tal proposito si sono letti i valori forniti da queste tabelle valutando l'impiego di una pressione di 8 *bar* e una distanza di afferraggio tra i 20 e 30 *mm*, ottenendo un valore di gripping pari a 50 *N*, essa, riportando espressamente la dicitura da catalogo, è la somma aritmetica delle forze individuali applicate a ogni griffa, quindi la forza disponibile ad un singolo dito.

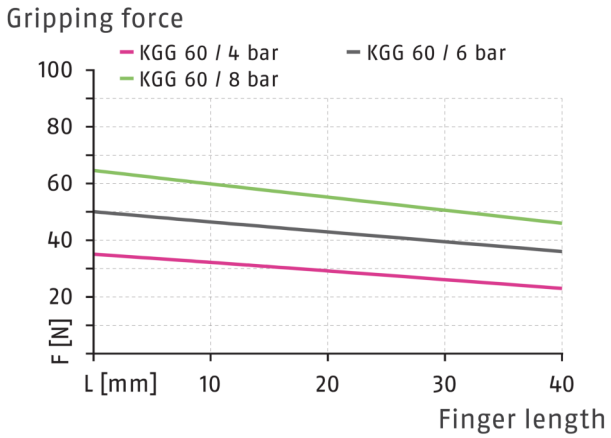


Figura 5.20: Grafico utile per l'individuazione della forza di afferraggio sul diametro esterno in funzione di lunghezza del braccio e della pressione

Questo elemento, ha come unico inconveniente quello di essere sviluppato sulla lunghezza, garantendo una distanza delle flange di posizionamento delle dita in posizione di chiusura pari a 50 *mm*; dovendo raggiungere da tale dimensione un valore minore di 6 *mm* per garantire l'afferraggio, la modellazione delle dita richiede una particolare attenzione nello sviluppo in lunghezza. Si è scelto quindi di collegare le dita alla flangia esterna del gripper sfruttando per il centraggio i fori forniti dal modello creando due blocchi adatti a raggiungere le superfici di contatto; essi saranno alleggeriti da una scanalatura centrale (che aumenta anche lo spazio disponibile per la rotazione attorno al sostegno dei target) e da delle asole disposte nella parte laterale.

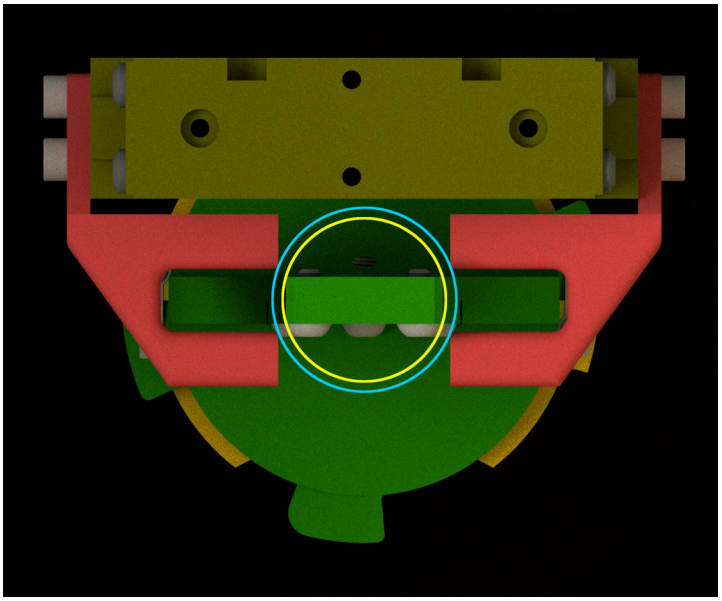


Figura 5.21: Rendering che mette in mostra la differenza delle circonferenze di rotazione del gripper (circonferenza in azzurro) e del target-holder nelle varie posizioni (circonferenza in giallo)

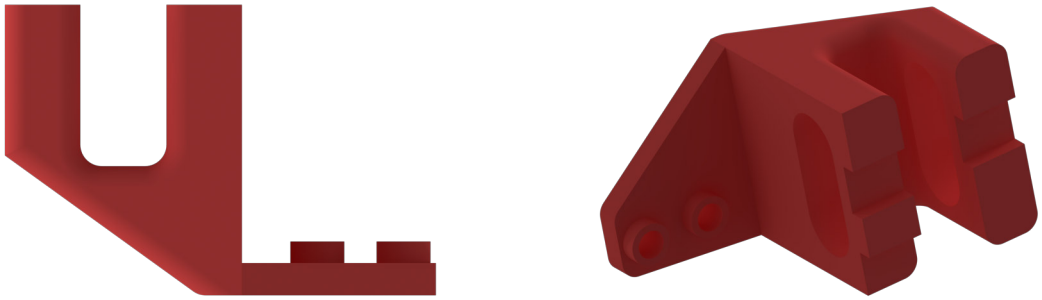


Figura 5.22: Rendering di due differenti viste del dito sinistro, esse mettono in mostra la particolare modellazione di questo componente

In figura 5.22 si nota anche la presenza di alcune fresature sulle facce di presa delle dita, esse sono utilizzate per evitare l'interferenza con le viti di chiusura del porta target.

Il collegamento del gripper con il polso del robot avviene tramite l'impiego di una piastra alleggerita e sagomata per sostenere al meglio i carichi ad essa applicati, mantenendo minimo il peso. La precisione del montaggio sul gripper è garantita dalla presenza di due elementi di centraggio che si inseriscono negli appositi fori dell'elemento pneumatico, il collegamento con il polso invece è garantito in precisione tramite l'impiego di una spina.

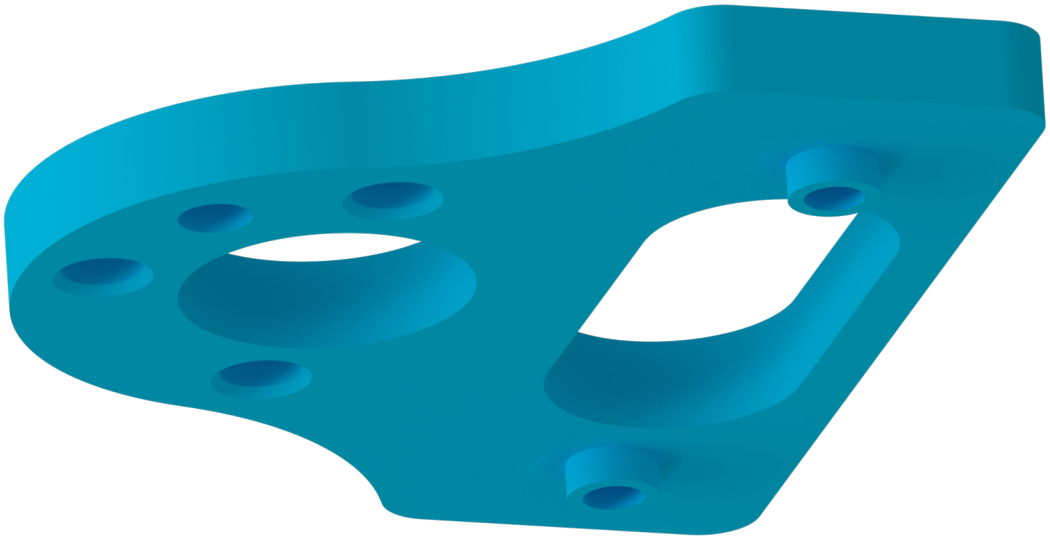


Figura 5.23: Rendering della flangia di collegamento tra gripper e polso, si notano i due cilindri di centraggio per il posizionamento del gripper

5.2.1 Verifiche sul sistema di gripping

Il sistema così dimensionato è stato verificato da due differenti procedure, una focalizzata sulle posizioni critiche assunte dal sistema durante la manipolazione, una consigliata dai produttori del gripper come verifica per il corretto funzionamento.

La prima verifica fatta è quella di mantenimento della presa per ogni posizione assunta nelle fasi della movimentazione. Si è già visto un primo studio sulla forza di afferraggio in presa verticale, ad esso è stato aggiunto un'analisi anche della presa nella posizione orizzontale del sistema gripper/target-holder, necessario per portare all'esterno il polso dalla camera di scattering.

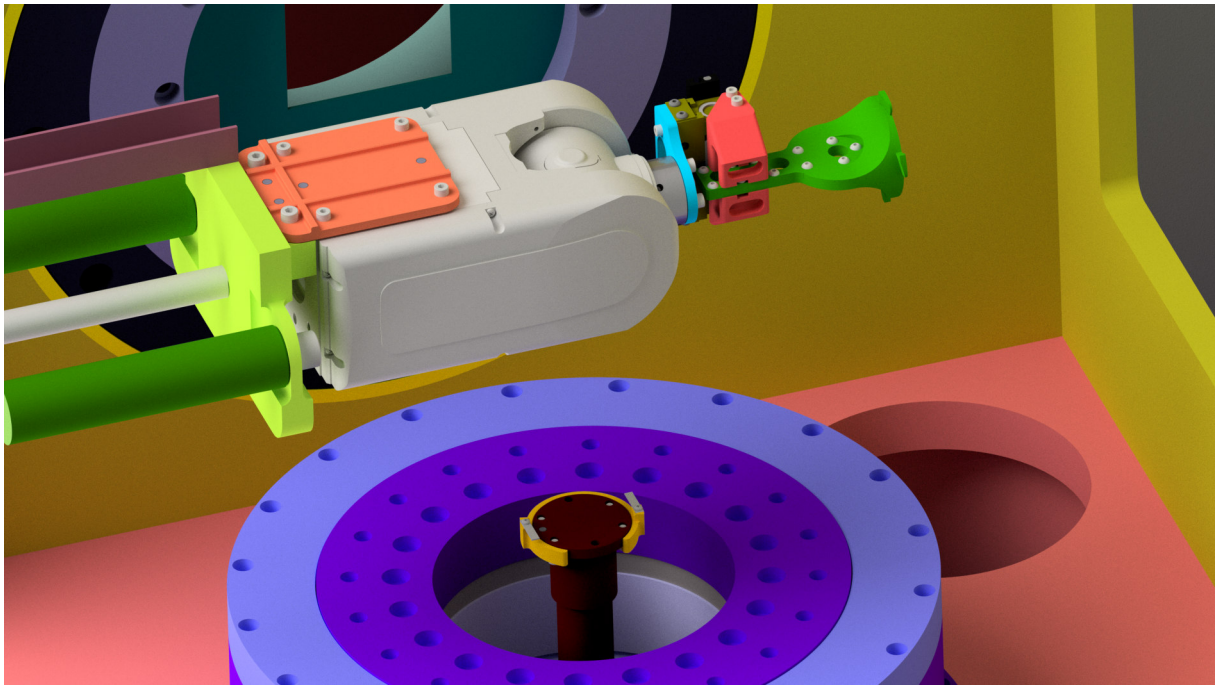


Figura 5.24: Vista del modello con il target-holder e gripper in posizione orizzontale, posizione critica per l'afferraggio. Questa posizione viene assunta dal polso prima del movimento di rientro del cilindro principale

Le altre verifiche utili sono quelle consigliate dal produttore del gripper che fornisce dei massimali di carichi applicati sul dito.

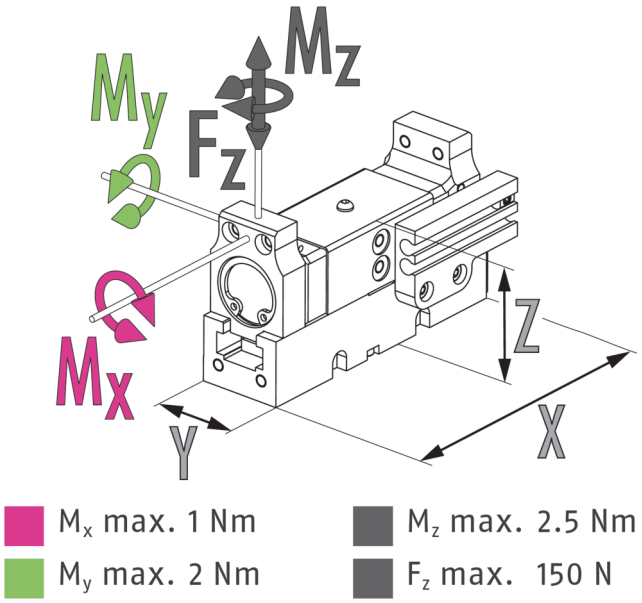


Figura 5.25: Rendering della flangia di collegamento tra gripper e polso

F_z si studia nella posizione verticale del target-holder ed è uguale per ogni dito; il valore si ottiene sommando il peso del dito e metà di quello del target holder (ipotizzando peso equamente ripartito sulle dita). In tal modo si ottiene un valore pari a 2 N, che è verificato dal valore massimale.

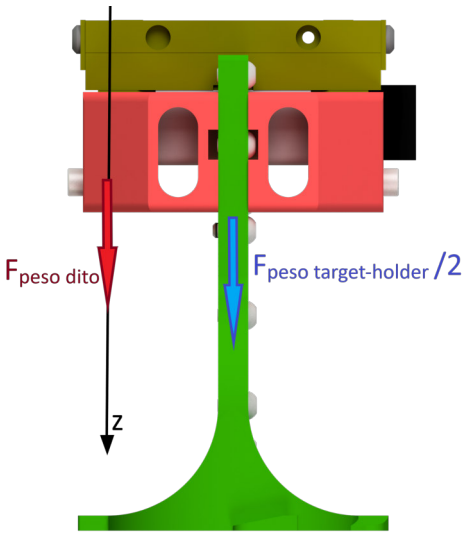


Figura 5.26: Diagramma di corpo libero delle forze applicate al dito sull'asse z

M_x si studia nella posizione verticale del target-holder, sommando il momento generato dal peso del target holder:

$$M_{x\ target-holder} = F_{peso\ target-holder} \cdot distanza_{asse\ x-CDM\ target-holder}$$

$$M_{x\ target-holder} = 0,022\ m \cdot 3\ N = 0,07\ Nm$$

e il momento generato dal peso di un singolo dito:

$$M_{x\ dito} = F_{peso\ dito} \cdot distanza_{asse\ x-CDM\ dito}$$

$$M_{x\ dito} = 0,018\ m \cdot 0,9\ N = 0,01\ Nm$$

ottenendo un totale di $0,08\ Nm$, molto inferiore rispetto a quello ammesso.

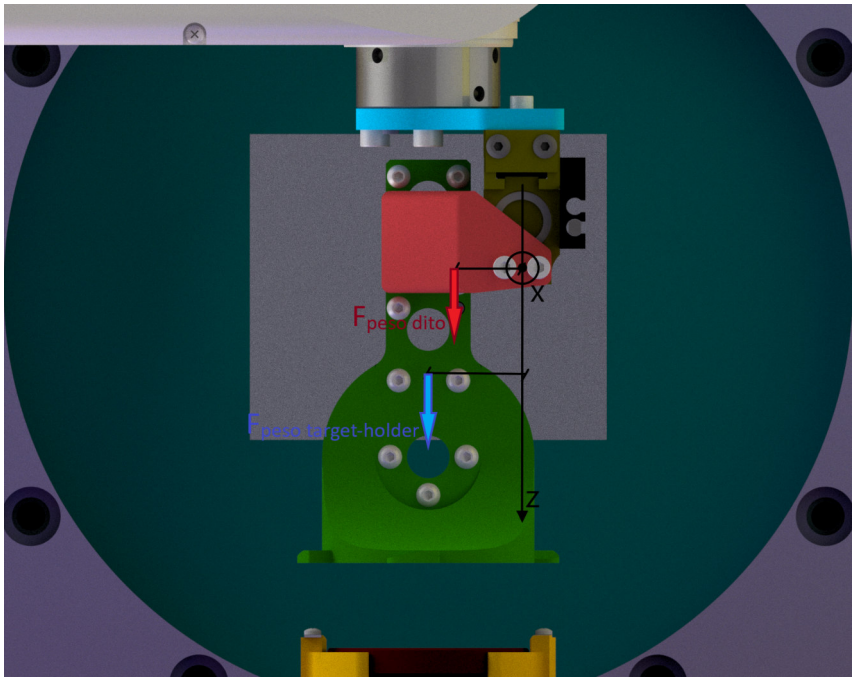


Figura 5.27: Diagramma di corpo libero dei momenti applicati attorno asse x

M_y si studia nella posizione orizzontale del target-holder di fuoriuscita del polso, sottraendo al momento generato dal peso del target holder:

$$M_{y\ target-holder} = F_{peso\ target-holder} \cdot distanza_{asse\ y-CDM\ target-holder}$$

$$M_{y\ target-holder} = 0,049\ m \cdot 3\ N = 0,147\ Nm$$

il momento generato dal peso di un singolo dito

$$M_{y\ dito} = F_{peso\ dito} \cdot distanza_{asse\ y-CDM\ dito}$$

$$M_{y\ dito} = 0,006\ m \cdot 0,6\ N = 0,0054\ Nm$$

ottenendo un totale di $0,141\ Nm$, molto inferiore rispetto a quello ammesso.

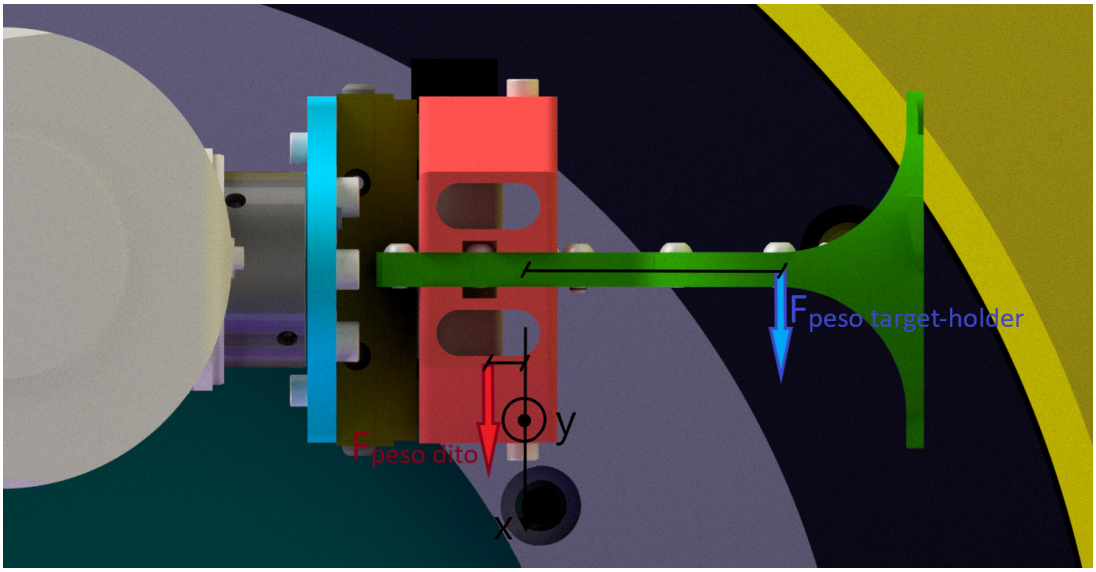


Figura 5.28: Diagramma di corpo libero dei momenti applicati attorno asse y

M_z si studia nella posizione orizzontale del target-holder per la fuoriuscita del polso, sommando al momento generato dal peso del target holder:

$$M_{z\ target-holder} = F_{peso\ target-holder} \cdot distanza_{asse\ z-CDM\ target-holder}$$

$$M_{z\ target-holder} = 0,022\ m \cdot 3\ N = 0,07\ Nm$$

il momento generato dal peso di un singolo dito

$$M_{z\ dito} = F_{peso\ dito} \cdot distanza_{asse\ z-CDM\ dito}$$

$$M_{z\ dito} = 0,018\ m \cdot 0,9\ N = 0,02\ Nm$$

al valore così ottenuto dovrà essere sommato il momento generato dalla forza di chiusura, questa forza si ipotizza applicata nel punto estremo di contatto tra gripper e target holder.

$$M_{z\ forza\ chiusura} = F_{chiusura} \cdot distanza_{asse\ z-punto\ estremo\ gripping}$$

$$M_{z\ forza\ chiusura} = 50\ N \cdot 0,039\ m = 1,95\ Nm$$

Per il dito inferiore nel quale tutti gli elementi saranno sommati si otterrà una coppia di $2,02\ Nm$, mentre per quello superiore si otterrà una forza minore, per questo non si necessita ulteriori studi.

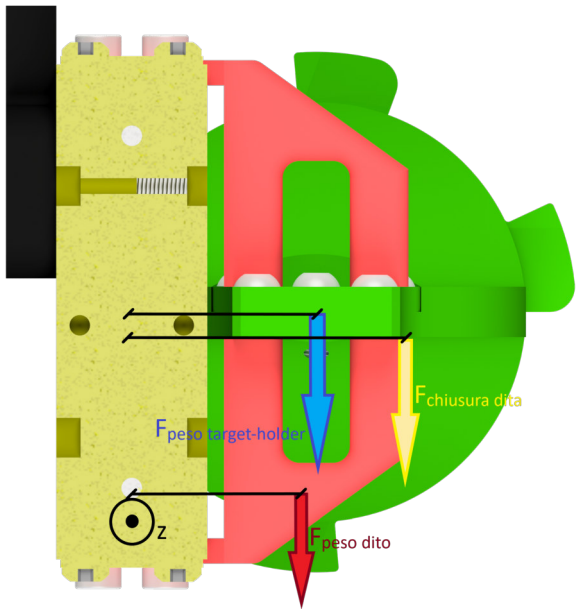


Figura 5.29: Diagramma di corpo libero dei momenti applicati attorno asse z

5.3 Polso e piastre di collegamento

La verifica del funzionamento del polso rappresenta uno dei passi fondamentali per il funzionamento del sistema di manipolazione, esso viene proposto dalla ditta (IAI automations) come procedimento per la scelta della dimensione del polso, ma può essere anche utilizzato per valutarne l'effettivo funzionamento. Questo procedimento, basato su quattro step principali, è stato sfruttato nelle prime versioni della modellazione con il fine di dimensionare correttamente gli elementi ad esso collegati e le modalità di afferraggio del porta-target; nella versione definitiva il seguente calcolo è servito esclusivamente per verificarne il funzionamento, esso è stato realizzato tramite l'impiego di una Bill of Materials (del quale si spiegherà l'impostazione generale più avanti) per il calcolo aggiornato delle masse.

Di seguito sono spiegati nel dettaglio i passaggi suggeriti dalla ditta produttrice del polso, essa prevede la verifica sfruttando i dati di targa dei polso scelto, nel nostro caso il modello WU-M.

Assi di operazione	Asse B	Asse T
Range di operazione	$\pm 105^o$	$\pm 360^o$
Coppia massima	$1,65\ Nm$	$1,65\ Nm$
Momento di inerzia massimo disponibile	$0,015\ kgm^2$	$0,0165\ kgm^2$
Carico massimo	$2\ kg$	
Velocità massima di movimentazione singolo asse	$900\ deg/s$	$1200\ deg/s$
Velocità massima con movimenti simultaneo assi	$600\ deg/s$	$600\ deg/s$
Accelerazione/decelerazione massima senza coppia di carico	$0,7\ G$	$0,7\ G$
Accelerazione/decelerazione massima con coppia di carico	$0,3\ G$	$0,3\ G$
Tipo di motore	stepper 35	stepper 35
Ripetibilità	$\pm 0,015^o$	$\pm 0,15^o$
Spazio perso di movimentazione	$0,06^o$	$0,4^o$
Carico dinamico accettabile	$450\ N$	
Momento del carico dinamico accettabile	$4,2\ Nm$	
Peso dell'unità	$2,8\ kg$	
Coppia frenante di ritenuta	$2,8\ Nm$	$2,8\ Nm$

Tabella 5.2: Specifiche da catalogo dell'unità polso WU-M

5.3.1 STEP1 - Controllo della massa dell'oggetto trasportato

Questo primo passaggio, oltre a calcolare il peso dell'oggetto trasportato, permette di individuare gli elementi collegati al polso (si considerano tutti gli elementi collegati alla flangia rotante in uscita dal polso) ed attribuire ad essi una nomenclatura che verrà utilizzata in seguito per identificarli:

Oggetto	Nomenclatura	Volume $[cm^3]$	Peso $[kg]$
Flangia di collegamento	a	$7,50$	$0,09$
Viteria (escluso quelle target)	-	-	$0,01$
Gripper SCHUNK KGG 60-20	b	-	0,09
Dito gripper laterale destro	c-1	$7,27$	$0,09$
Dito gripper laterale sinistro	c-2	$7,27$	$0,09$
Target completo (con viti)	d	-	$0,29$
Totale			$0,65$

Tabella 5.3: Tabella riassuntiva dei pesi trasportati dal polso, utile per riportare anche la nomenclatura degli oggetti trasportati dal polso, che sarà spesso utilizzata di seguito

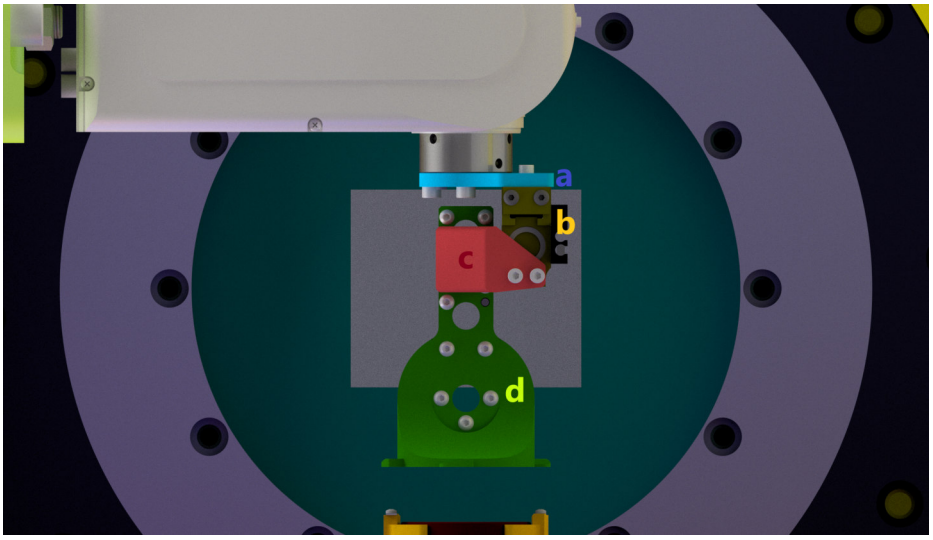


Figura 5.30: Vista del modello con gli oggetti trasportati, viene riportata la nomenclatura che sarà utilizzata anche in seguito per riconoscere i vari elementi. In azzurro sarà riportata la flangia di collegamento tra polso e gripper (indicata con a), in giallo scuro il gripper (indicato con b), in rosso le dita del gripper (indicate con c) ed infine in verde il target-holder, (indicato con d)

Essendo il valore totale inferiore a 2kg (ovvero il massimo ammissibile dall'unità analizzata, questo valore risulta accettabile.

5.3.2 STEP2 - Controllo del momento di inerzia

Il momento di inerzia è una proprietà geometrica di un corpo, essa valuta l'inerzia del corpo al variare della sua velocità angolare; questa grandezza è quindi utile nella descrizione del moto dei corpi in rotazione attorno a un asse e nei moti rotatori, giocando il ruolo che ha la massa nei moti lineari.

Il momento di inerzia permesso dell'unità polso decresce con il crescere della coppia di carico applicata agli assi; per questo dovranno prima essere calcolate le coppie di carico per ogni asse di rotazione del robot (chiamati B e T) per poi ottenere i valori corretti dei momenti di inerzia permessi.

Figura 5.31: Immagine manipolatore con nomenclatura degli assi utile all'individuazione delle movimentazioni possibili

Asse B

Si studia l'oscillazione del polso, andando a calcolare la coppia di carico su questo asse, essa si calcola partendo dalla posizione orizzontale del target-holder (la più gravosa per la forza peso applicata all'estremità); questo primo calcolo prende in considerazione sia spessori degli elementi (indicati con la lettera l, sia distanze dei centri di massa dalle zone notevoli (indicati con r). Si sfruttano questi dati, combinati a quelli di massa, al fine di calcolare la coppia di carico sul polso disposto in posizione orizzontale. I dati utili al calcolo sono riportati nella tabella seguente in riferimento alla figura 5.32 riportata.

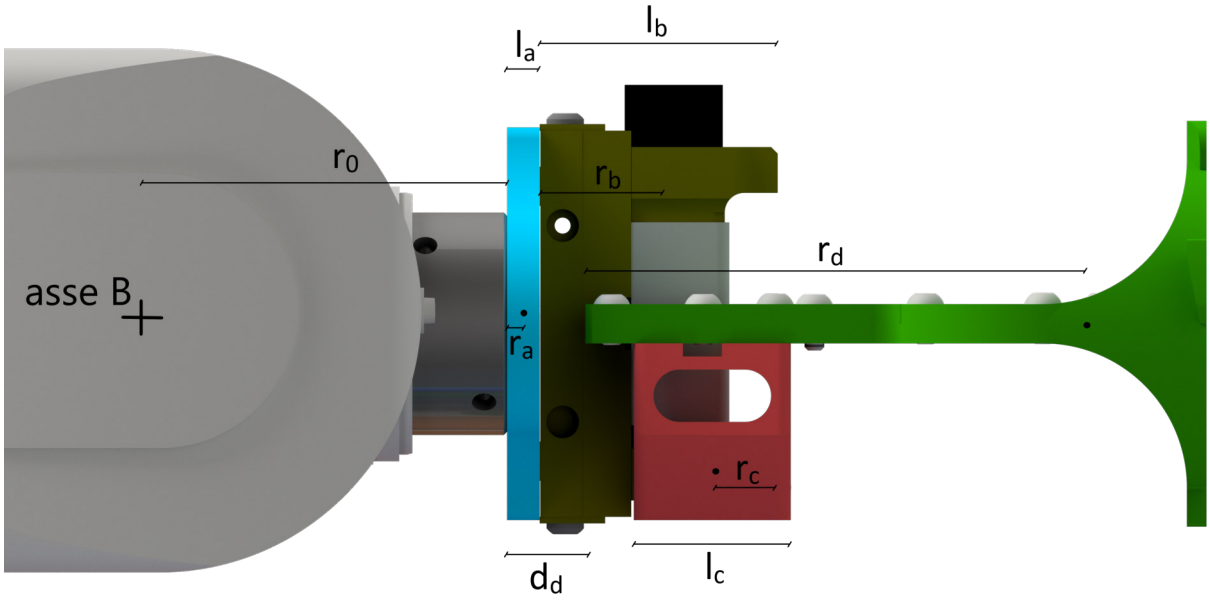


Figura 5.32: Rendering con indicazioni utili al calcolo della coppia all'asse B dell'oggetto trasportato in orizzontale

r_0	$0,0530$	m
l_a	$0,0050$	m
r_a	$0,0025$	m
l_b	$0,0364$	m
r_b	$0,0215$	m
l_c	$0,0240$	m
r_c	$0,0098$	m
d_d	$0,0120$	m
r_d	$0,0740$	m

Tabella 5.4: Tabella con dati utili per il calcolo della coppia di carico sull'asse B, con i riferimenti alla figura 5.32

In tal modo la coppia sarà calcolata applicando le forze peso ai centri di massa in tal modo:

$$T_i = m_a \cdot g \cdot (r_0 + r_a) + m_b \cdot g \cdot (r_0 + l_a + r_b) + 2 \cdot m_c \cdot g \cdot (r_0 + l_a + l_b - r_c) + m_d \cdot g \cdot (r_0 + d_d + r_d)$$

$$T_i = 0,6636 \ Nm$$

Ora risulta utile conoscere il valore di coppia disponibile nelle condizioni di lavoro, si decide arbitrariamente di utilizzare il polso alla velocità minima disponibile, in modo tale da poter sfruttare il massimo valore di coppia, infatti i valori sono così distribuiti:

Velocità $[deg/s]$	Coppie massime $[Nm]$
0	1.65
150	1.65
300	1.65
450	1.65
600	1.58
750	1.36
900	1.14
1050	0.96
1200	0.79

Tabella 5.5: Coppia in uscita sull'asse B in funzione della velocità

Il valore ottenuto, quindi risulta inferiore della coppia massima ammissibile dal polso su quell'asse. Ora, quindi, si può procedere con il calcolo del fattore correttivo del momento di inerzia ammissibile che come:

$$C_j = \frac{T_{max} - T_i}{T_{max}} = \frac{1,65 - 0,6636}{1,65} = 0,598 \ Nm$$

Questo valore ci permette di calcolare il momento di inerzia permesso corretto, calcolandolo grazie al valore di momento di inerzia massimo disponibile, riportato in funzione dell'accelerazione (scelta a $0,3 \ G$) nella seguente tabella:

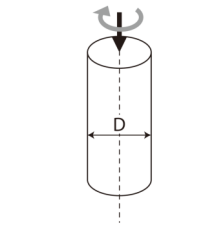
Velocità $[deg/s]$	Momento di inerzia permesso $[kgm^2]$
0	0.0150
150	0.0150
300	0.0118
450	0.0055
600	0.0055

Tabella 5.6: Momento di inerzia permesso J_{max} sull'asse B in funzione della velocità ad una accelerazione di $0,3 \ G$

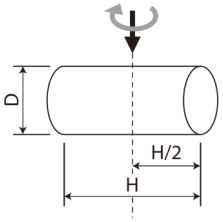
La scelta della minor velocità disponibile (150 deg/s) ci permette di scrivere:

$$J_{ti} = J_{max} \cdot C_j = 0,009\ kgm^2$$

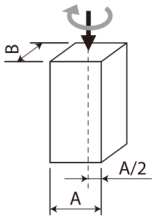
Ottenuto questo valore di momento di inerzia massima ammissibile si può calcolare il valore del momento di inerzia totale intorno l'asse B: questo calcolo si svolge sommando i momenti di inerzia ottenuti per i singoli elementi collegati a seguito del gripper. Al fine di semplificare il calcolo totale le singole strutture sono trasformate in forme elementari, rappresentabili con i modelli seguenti.



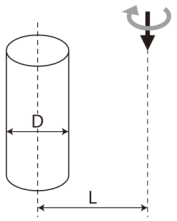
$$J = massa \cdot D$$



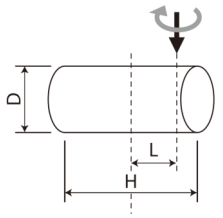
$$J = massa \cdot \frac{\frac{D^2}{4} + \frac{H^2}{3}}{4}$$



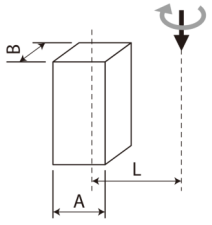
$$J = massa \cdot \frac{A^2+B^2}{12}$$



$$J = massa \cdot \frac{D^2}{8} + massa \cdot L^2$$



$$J = massa \cdot \frac{\frac{D^2}{4} + \frac{H^2}{3}}{4} + massa \cdot L^2$$



$$J = massa \cdot \frac{A^2+B^2}{12} + massa \cdot L^2$$

Tabella 5.7: Momento di inerzia permesso J sull'asse B in funzione della velocità ad una accelerazione di $0,3\ G$

Di seguito sono riportati tutti i calcoli effettuati per valutare il momento di inerzia per ogni elemento collegato al polso:

Corpo a rappresentato schematicamente come un prisma con dimensioni caratteristiche A e B come in figura 5.33.

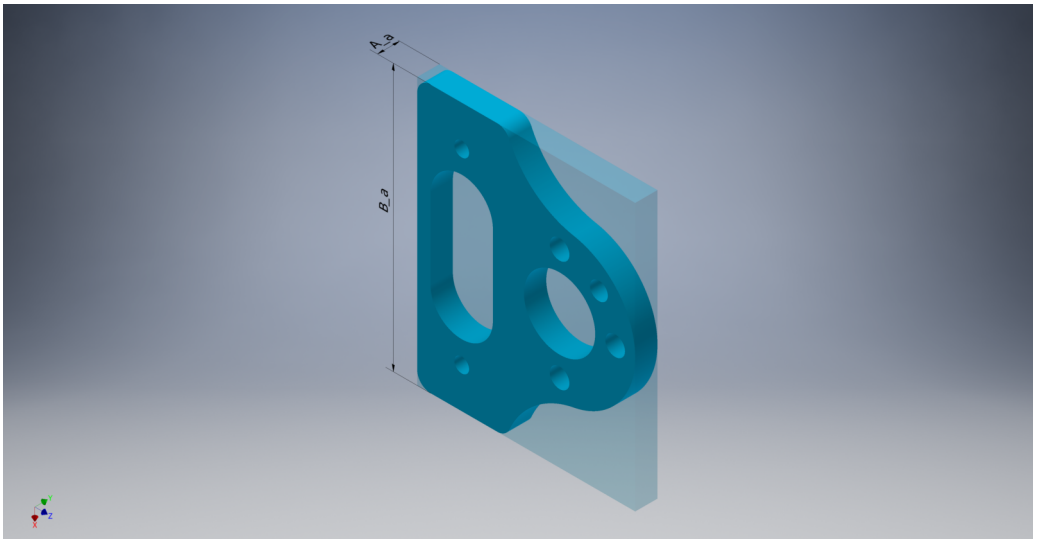


Figura 5.33: Corpo a con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Ba} = m_a \cdot \frac{A_a^2 + B_a^2}{12} + m_a \cdot L_a^2 = 0,0003 \ kgm^2$$

Corpo b rappresentato schematicamente come un prisma con dimensioni caratteristiche A e B come in figura 5.34.

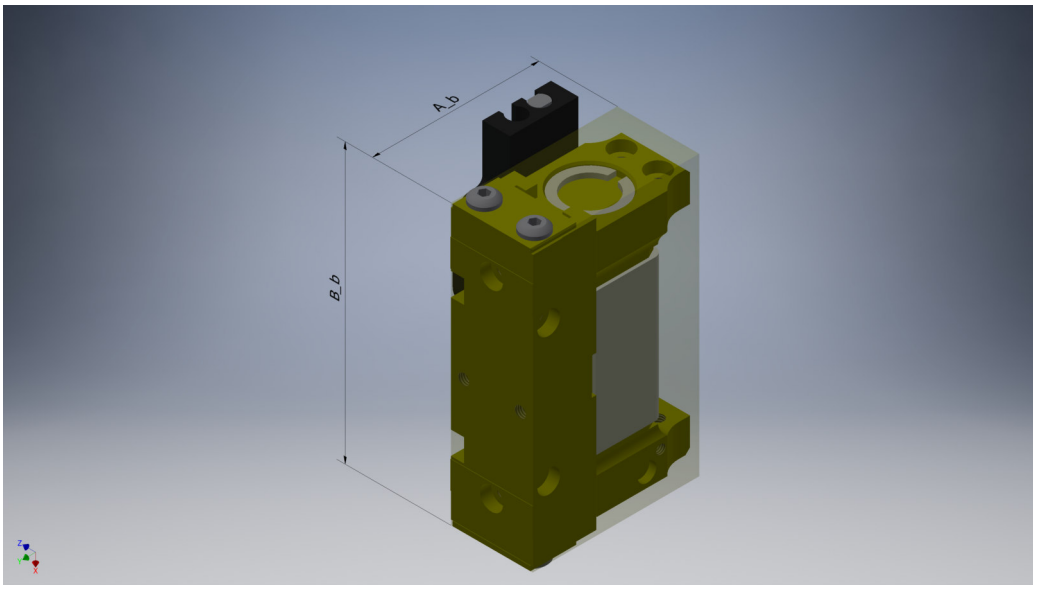


Figura 5.34: Corpo b con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Bb} = m_b \cdot \frac{A_b^2 + B_b^2}{12} + m_b \cdot L_b^2 = 0,0006 \ kgm^2$$

Corpo c sono presenti come due elementi rappresentati schematicamente come prismi con dimensioni caratteristiche A e B come in figura 5.35, facendo attenzione alla caratterizzazione della distanza del CDM dall'asse di rotazione, non più calcolabile solo come distanza orizzontale, ma composta da una componente orizzontale e verticale e quindi ricavata direttamente da CAD.

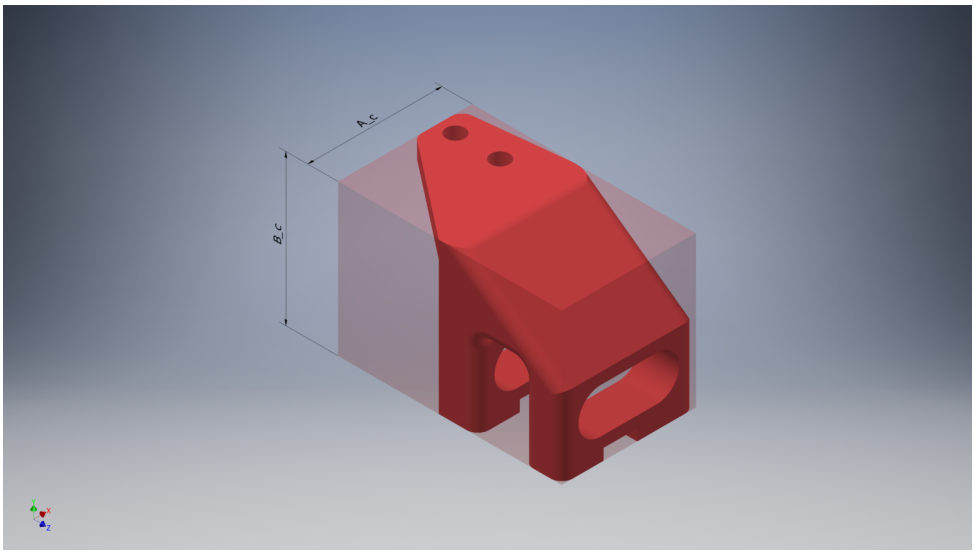


Figura 5.35: Corpo c con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Bc} = m_c \cdot \frac{A_c^2 + B_c^2}{12} + m_c \cdot L_c^2 = 0,0007\ kgm^2$$

In tal modo si ottiene un valore di $0,0007\ kgm^2$ per il momento di inerzia di un singolo corpo c, si ricorda che nella formulazione finale si dovrà moltiplicare questo valore per due.

Corpo d rappresentato schematicamente come costituito da due differenti corpi, un prisma e un cilindro collegato all'estremità, essi hanno dimensioni caratteristiche A, B, H e D come in figura 5.36. I centri di massa dei due corpi saranno considerati nella parte mediana della struttura semplificata, in modo tale da semplificare i calcoli.

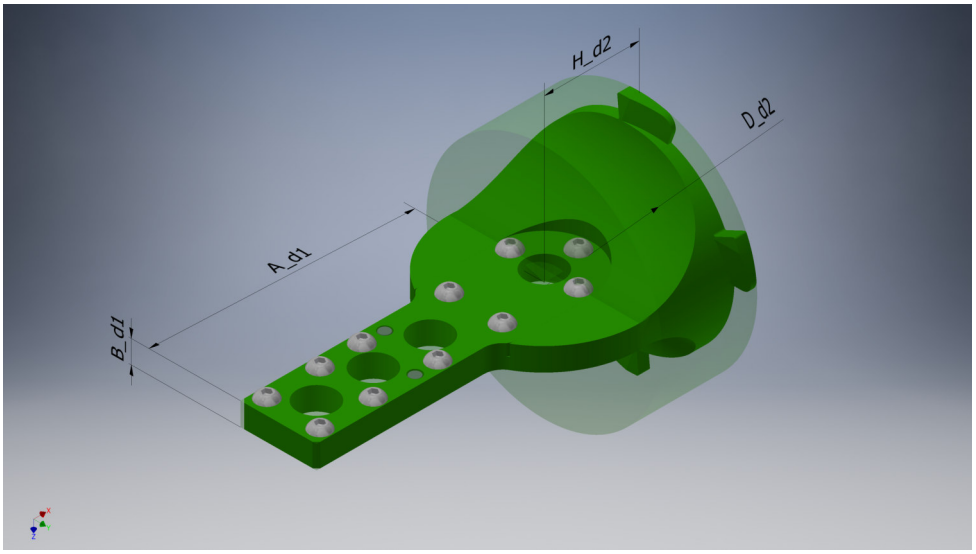


Figura 5.36: Corpo d con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Bd} = \frac{m_d}{2} \cdot \frac{A_{d1}^2 + B_{d1}^2}{12} + \frac{m_d}{2} \cdot L_{d1}^2 + \frac{m_d}{2} \cdot \frac{\frac{D_{d2}^2}{4} + \frac{H_{d2}^2}{3}}{4} + \frac{m_d}{2} \cdot L_{d2}^2 = 0,0048\ kgm^2$$

Con:

$$L_{d1} = d_d + r_0 + \frac{A_{d1}}{2}$$

$$L_{d2} = d_d + r_0 + A_{d1} + \frac{H_{d1}}{2}$$

Il totale ottenuto come somma dei singoli momenti di inerzia sarà $0,0070\ kgm^2$, minore del valore di quello permesso, quindi accettabile e funzionante.

Asse T

Si studia la rotazione del polso, andando a calcolare la coppia di carico su questo asse, essa si calcola sempre partendo dalla posizione orizzontale del target holder; in questo caso risulta più facile lavorare con le singole distanze dall'asse dei centri di massa (tutte indicate con r). Si sfruttano questi dati, combinati a quelli di massa, al fine di calcolare la coppia di carico sul polso disposto in posizione orizzontale. I dati utili al calcolo sono riportati nella tabella seguente in riferimento alla figura 5.37 riportata.

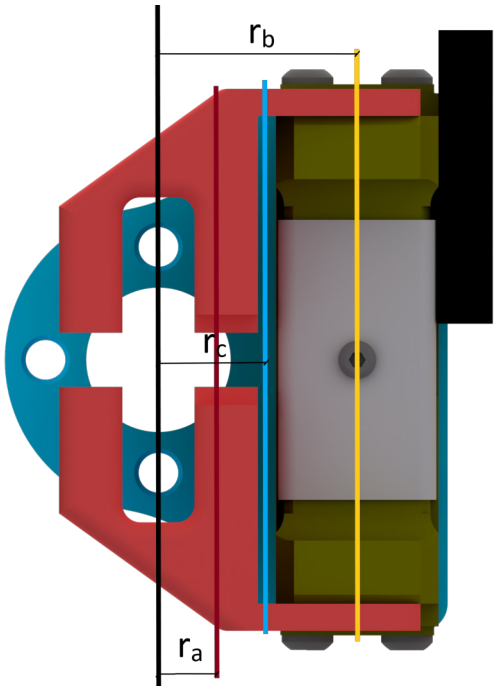


Figura 5.37: Rendering con indicazioni utili al calcolo della coppia all'asse T dell'oggetto trasportato in orizzontale

r_a	$0,0117$	m
r_b	$0,0220$	m
r_c	$0,0180$	m

Tabella 5.8: Tabella con dati utili per il calcolo della coppia di carico sull'asse T con i riferimenti alla figura 5.37

In questo caso il corpo d non fornisce nessun contributo, siccome è simmetrico rispetto l'asse; fatte queste considerazioni si calcola la coppia applicando le forze peso ai centri di massa in tal

modo:

$$T_i = m_a \cdot g \cdot (r_a) + m_b \cdot g \cdot (r_b) + 2 \cdot m_c \cdot g \cdot (r_c)$$

$$T_i = 0,0332\ Nm$$

Si calcola il fattore correttivo in base alla coppia massima trasportata dall'asse trovata secondo le tabelle.

Velocità $[deg/s]$	Coppie massime $[Nm]$)
0	1.65
150	1.65
300	1.65
450	1.65
600	1.58
750	1.36
900	1.14
1050	0.96
1200	0.79

Tabella 5.9: Coppia in uscita sull'asse B in funzione della velocità

Il valore ottenuto, quindi risulta inferiore della coppia massima ammissibile dal polso su quell'asse. Ora, quindi, si può procedere con il calcolo del fattore correttivo del momento di inerzia ammissibile che come:

$$C_j = \frac{T_{max} - T_i}{T_{max}} = \frac{1,65 - 0,0332}{1,65} = 0,980\ Nm$$

Questo valore ci permette di calcolare il momento di inerzia permesso corretto, calcolandolo grazie al valore di momento di inerzia massimo disponibile, riportato in funzione dell'accelerazione (scelta a $0,3\ G$) e della velocità, selezionata secondo la seguente tabella:

Velocità $[deg/s]$	Momento di inerzia permesso $[kgm^2]$
0	0.0126
150	0.0126
300	0.0072
450	0.0054
600	0.0054

Tabella 5.10: Momento di inerzia permesso J_{max} sull'asse T in funzione della velocità ad una accelerazione di $0,3\ G$

La scelta della minor velocità disponibile ($150\ deg/s$) ci permette di scrivere:

$$J_{ti} = J_{max} \cdot C_j = 0,0123\ kgm^2$$

Ottenuto questo valore di momento di inerzia massima ammissibile si può calcolare il valore del momento di inerzia totale intorno l'asse T, questo calcolo si svolge sommando i momenti di inerzia ottenuti per i singoli elementi collegati a seguito del gripper, in questo caso non si esclude la parte d. Si è utilizzata la stessa rappresentazione schematica vista prima modificando solamente la nomenclatura per risaltare i nuovi elementi utili a questo studio.

Di seguito sono riportati tutti i calcoli effettuati per valutare il momento di inerzia per ogni elemento collegato al polso:

Corpo a con nuove caratteristiche A e B come in figura 5.38.

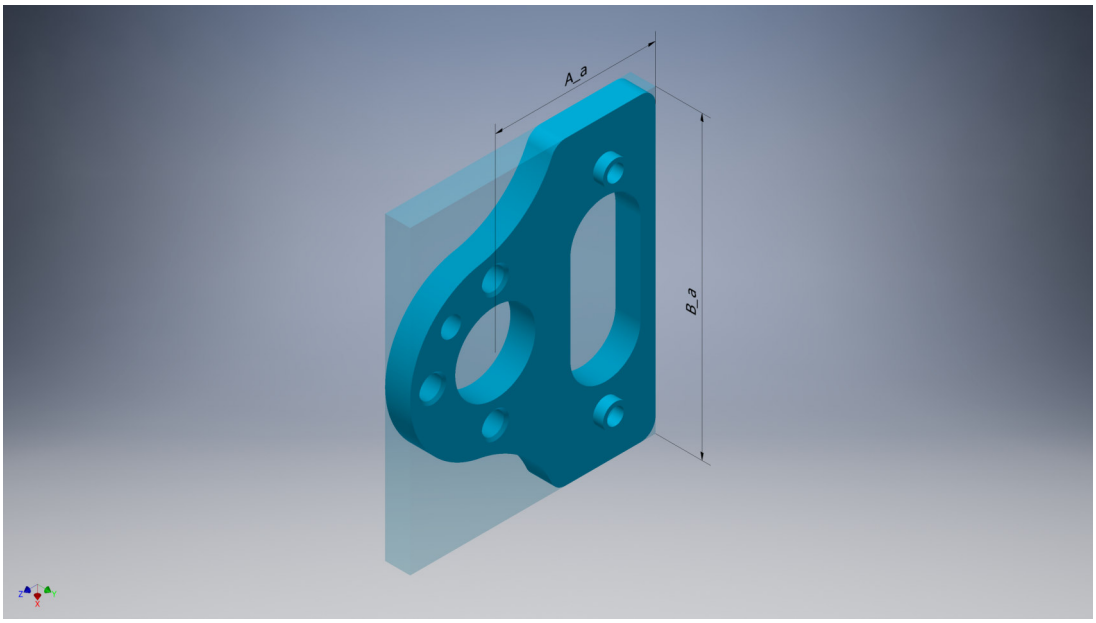


Figura 5.38: Corpo a con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Ta} = m_a \cdot \frac{A_a^2 + B_a^2}{12} + m_a \cdot L_a^2 = 0,00005 \ kgm^2$$

Corpo b rappresentato schematicamente come un prisma con dimensioni caratteristiche A e B come in figura 5.39.

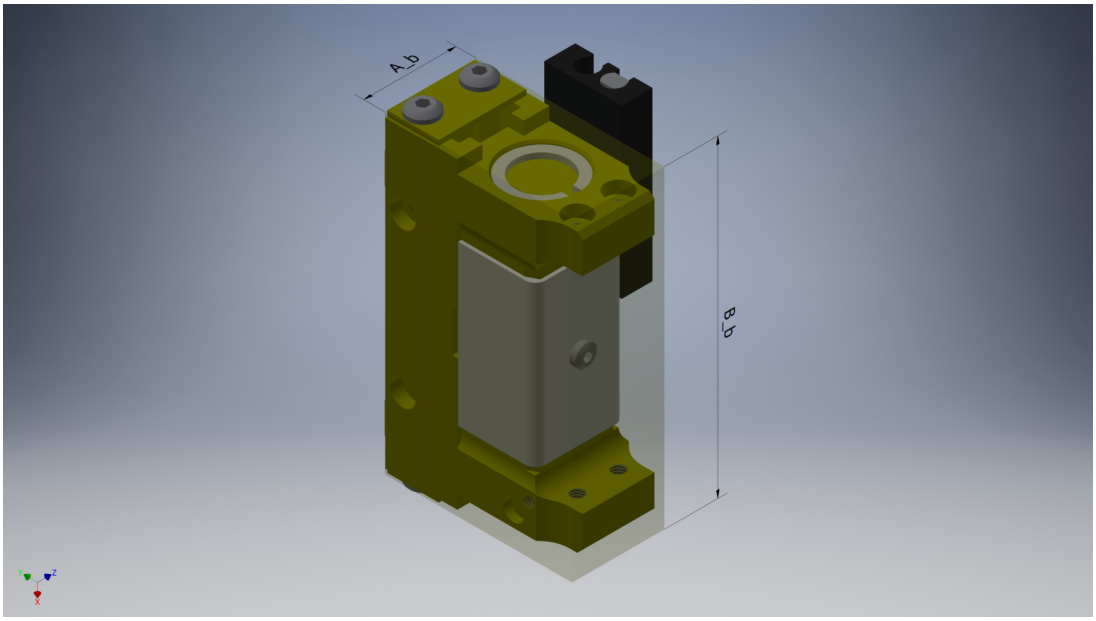


Figura 5.39: Corpo b con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Tb} = m_b \cdot \frac{A_b^2 + B_b^2}{12} + m_b \cdot L_b^2 = 0,00007 \ kgm^2$$

Corpo c sono presenti come due elementi rappresentati schematicamente come un prisma con dimensioni caratteristiche A e B come in figura 5.40, facendo attenzione alla caratterizzazione della distanza del CDM dall'asse di rotazione, non più calcolabile solo come distanza orizzontale, ma composta da una componente orizzontale e verticale e quindi ricavata direttamente da CAD.

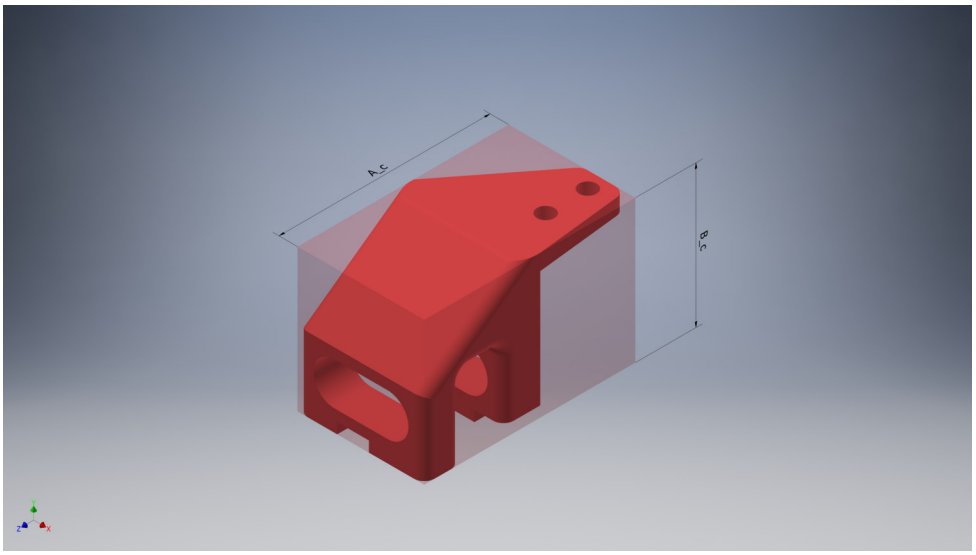


Figura 5.40: Corpo c con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Bc} = m_c \cdot \frac{A_c^2 + B_c^2}{12} + m_c \cdot L_c^2 = 0,00005 \ kgm^2$$

In tal modo si ottiene un valore di $0,00005 \ kgm^2$ per il momento di inerzia di un singolo corpo c, si ricorda che nella formulazione finale si dovrà moltiplicare questo valore per due.

Corpo d rappresentato schematicamente come costituito da due differenti corpi, un prisma e un cilindro collegato all'estremità, essi hanno dimensioni caratteristiche A, B, H e D come in figura 5.41.

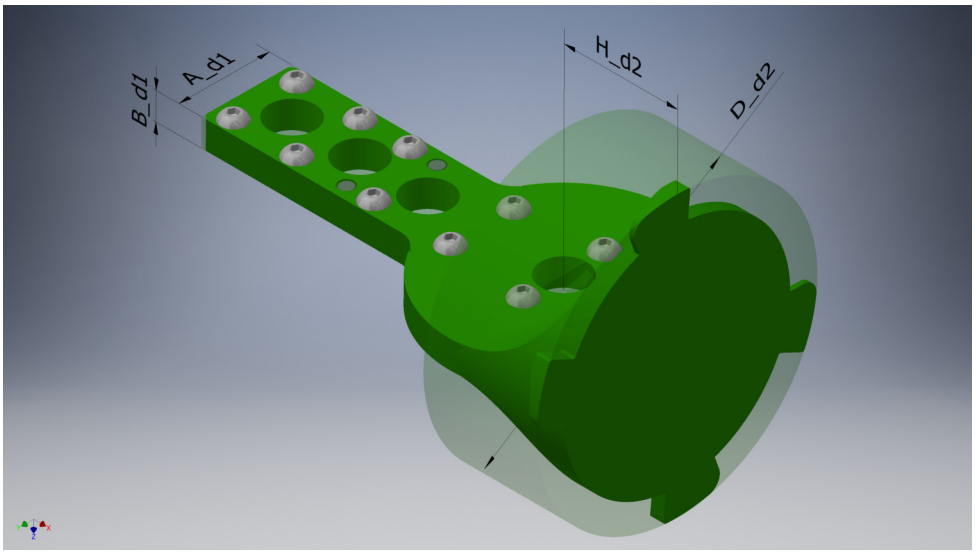


Figura 5.41: Corpo d con relativo modello semplificato in trasparenza caratterizzato dalle dimensioni specifiche usate nei calcoli

$$J_{Td} = \frac{m_d}{2} \cdot \frac{D_{d2}^2}{8} + \frac{m_d}{2} \cdot \frac{A_{d1}^2 + B_{d1}^2}{12} = 0,0001 \ kgm^2$$

Il totale ottenuto come somma dei singoli momenti di inerzia sarà $0,0003 \ kgm^2$, minore del valore di quello permesso, quindi accettabile e funzionante.

5.3.3 STEP 3 – Carico da spinta dinamica

Si calcola controllando quale movimentazione del polso genera una spinta dinamica sulla flangia di collegamento durante il movimento, a tal proposito si può calcolare considerando la forza di inerzia sulla massa totale degli elementi accelerati con un modulo di 20 m/s^2 (di sicuro nella realtà sarà molto inferiore). In tal caso si ottiene un carico dinamico pari a 13 N molto inferiore rispetto a quello permesso, ovvero 450 N.

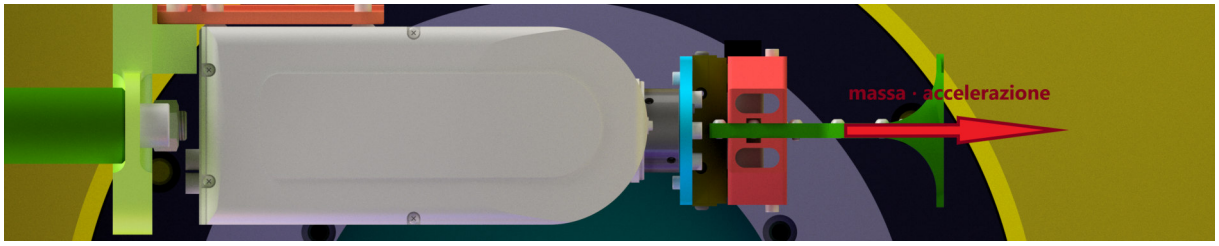


Figura 5.42: Visualizzazione del carico da spinta dinamica portata da movimento verticale di cilindro pneumatico del braccio di movimentazione

5.3.4 STEP 4 – Momento del carico dinamico

Serve per calcolare il momento applicato alla flangia durante la rotazione dell'asse B, si calcola considerando il valore di accelerazione per questa rotazione, scelta a $0,3 \ G$, quindi $= 0,3 \cdot 9,81 \ m/s^2$.

Si calcola considerando il seguente modello, molto simile a quello visto prima:

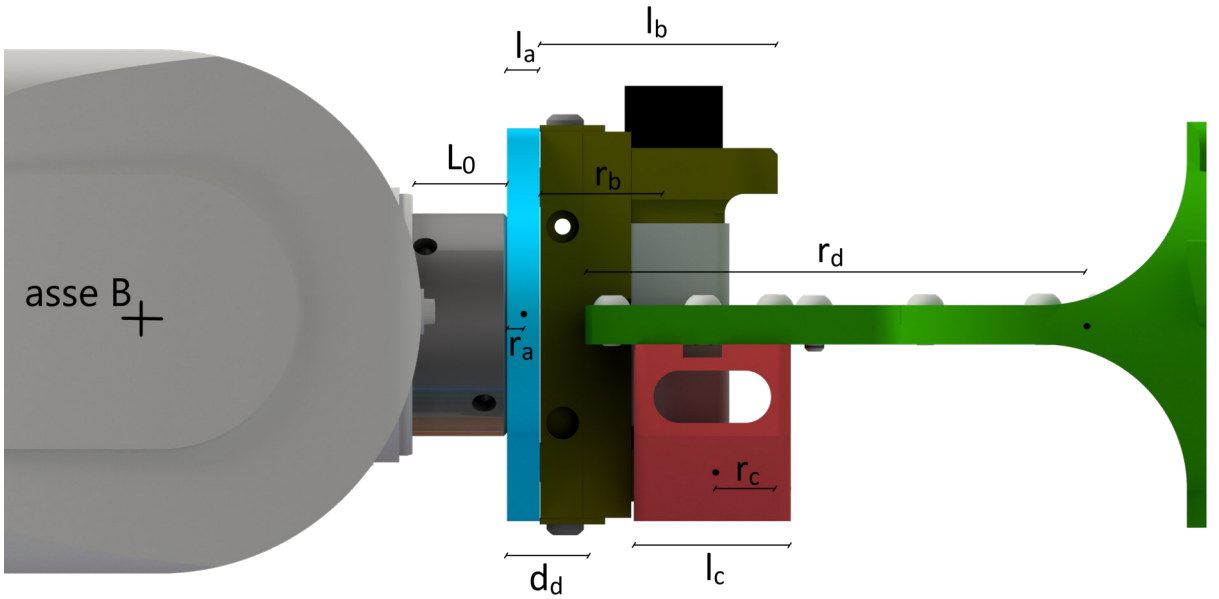


Figura 5.43: Visualizzazione carico da momento dinamico portato da rotazione intorno l'asse B

$$M = (m_a(L_0 + r_a) + m_b(L_0 + l_a + r_b) + 2m_c(L_0 + l_b + l_a - r_c) + m_d(L_0 + d_d + r_d)) \cdot 0,3 \cdot g^2$$

$$M = 1,36\ Nm$$

Tale risultato fornisce un valore accettabile siccome inferiore a $4,5\ Nm$, ovvero il valore massimo possibile.

5.3.5 Piastra di collegamento polso-cilindro

Il dimensionamento del polso e la sua scelta sono strettamente collegati al dimensionamento della piastra di posizionamento all'estremità del cilindro. Essa deve garantire un collegamento preciso ed affidabile al resto della struttura, ma contemporaneamente smontabile in modo tale da garantire la facilità di manutenzione delle parti.

Il collegamento del polso alla piastra di fine corsa del cilindro (della quale si parlerà meglio in seguito), avviene, infatti, con una lastra di spessore 5 mm, forata in modo tale da connettersi alle quattro viti $M4x12$ presenti sul lato del polso e alle due spine utili al preciso posizionamento dello stesso. Al fine di facilitare lo smontaggio del polso dal resto della struttura si è deciso di collegare questa lastra con il finecorsa del cilindro tramite l'impiego di due viti $M5x16$ e altrettante spine per validarne la precisione.

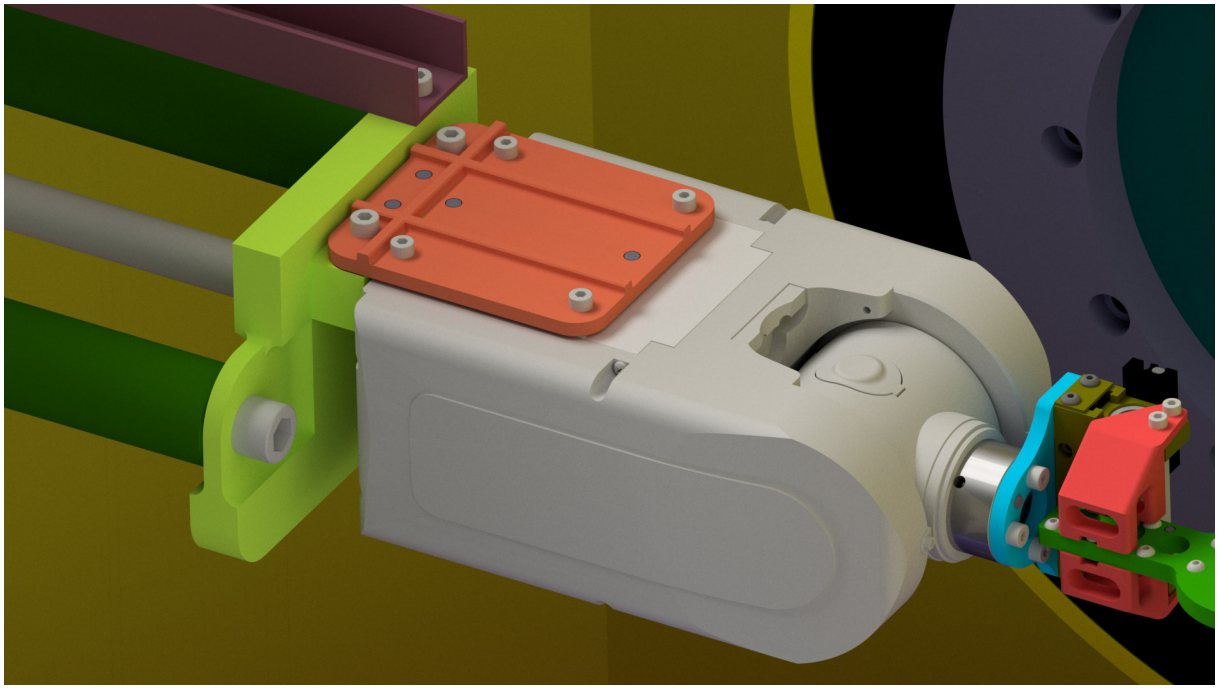


Figura 5.44: Rendering che mette in evidenza la piastra di collegamento tra polso e cilindro, indicata in arancione. Il polso è il corpo indicato in grigio/bianco, mentre la piastra di connessione al cilindro è indicata in verde chiaro, di seguito si nota lo stelo del cilindro pneumatico principale (a completa sinistra in grigio scuro), e le due guide del moto del cilindro, in verde scuro

Al di sopra della lastra si nota la presenza di una serie di nervature utili a irrobustire la struttura, esse sono state aggiunte in seguito di una serie di analisi strutturali che hanno evidenziato l'eccessiva flessione della stessa, cosa che peggiorerebbe la precisione di posizionamento del manipolatore.

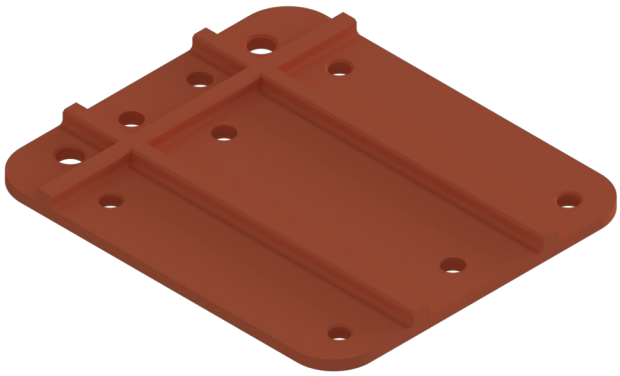


Figura 5.45: Rendering della flangia di collegamento polso-cilindro

Per questo elemento si vuole sottolineare la predisposizione ad ospitare la particolare sensoristica utile a valutare il livello di radiazione presente nella camera durante la manipolazione. Il posizionamento di questa elettronica è facilitato dalla possibilità di aggiungere forature a questo elemento, ma soprattutto per via della gestione del cablaggio, esso infatti è gestito da una canalina posta poco al di sopra di questa flangia e quindi molto comodo da collegare.

5.4 Cilindro pneumatico e guide lineari

Continuando nell'analisi dei sistemi presenti, risulta utile introdurre il braccio del manipolatore, ovvero un cilindro pneumatico scelto per gestire il movimento di entrata/uscita del polso nella camera; esso deve rispettare precisi requisiti quali la corsa, che deve essere maggiore di 700 mm e avere un peso contenuto, in modo tale da non sbilanciare troppo i carichi sulla struttura di sostegno. Un altro requisito importante di questo sottosistema è il mantenimento della precisione di posizionamento durante l'estensione del braccio, fondamentale nello studio di questa struttura in modo tale da controllarne la flessione a massima estensione. Per risolvere questo problema si è pensato di impiegare un sistema di guide ad alberi scanalati guidati da chiocciole a ricircolo di sfere, in modo da scaricare le forze direttamente sulla struttura inferiore.

Nel suo complessivo questo sottosistema risulta ben integrato sfruttando le flange di collegamento delle guide come finecorsa del moto di fuoriuscita e rientro dello stelo.

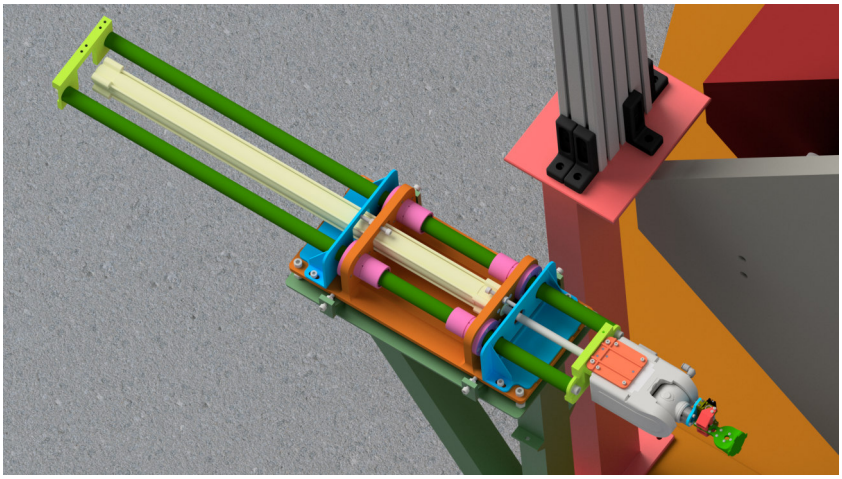


Figura 5.46: Rendering del sistema cilindro con guide, di cui si parlerà in questo paragrafo

5.4.1 Scelta del cilindro

Per questo impiego si è scelto di utilizzare un cilindro pneumatico a singolo stelo di tipo standard (normativa ISO 15552) a doppio effetto con corsa di 800 mm. Tale soluzione è stata rintracciata nella serie di cilindri C96S del produttore SMC, essi presentano le suddette caratteristiche mantenendo pesi ridotti.

Figura 5.47: Immagine di un cilindro serie C96s della FESTO

Si è scelto di utilizzare lo stelo filettato come collegamento alla flangia a cui trasmettere il moto (opportunamente dimensionata per accogliere lo stelo nella parte sagomata), mentre come collegamento alla struttura portante si è pensato di usare i quattro fori predisposti al collegamento nella parte terminale della canna. In questo modo si è reso necessario dimensionare la flangia di collegamento con la struttura di sostegno utile anche per sostenere i cuscinetti della guida lineare.

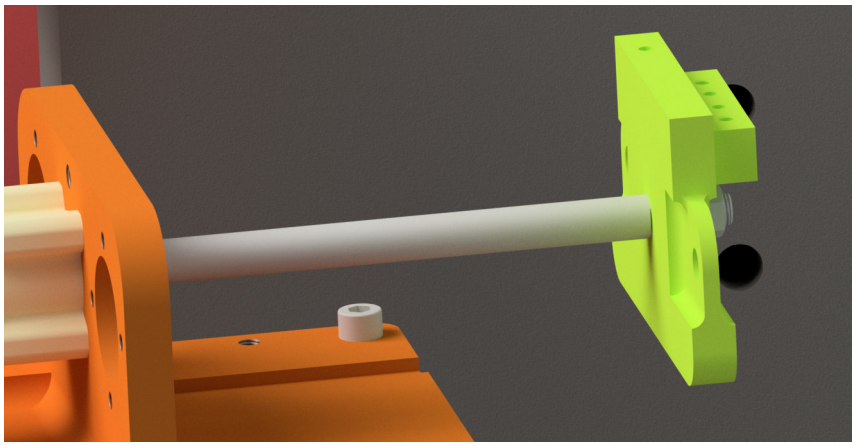


Figura 5.48: Rendering del collegamento dello stelo del cilindro (grigio) alla flangia mobile interna (verde chiara)

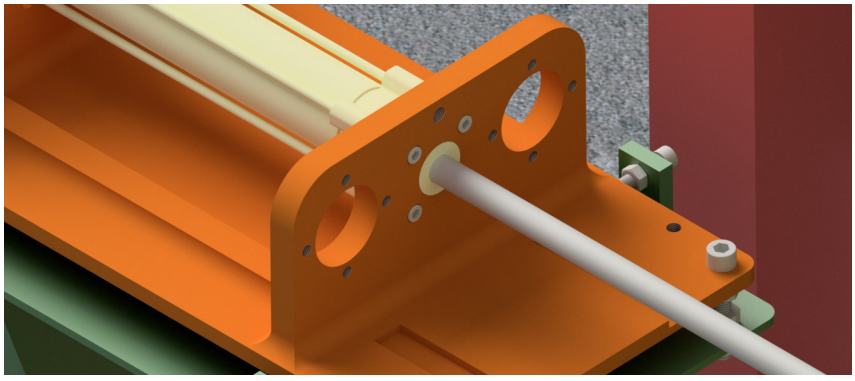


Figura 5.49: Rendering collegamento tra la canna del cilindro (grigio chiaro) e la flangia di posizionamento collegata al frame (arancione)

Di seguito sono riportate le caratteristiche del cilindro scelto:

Modello	C96s-B40-800CJJ
Attuazione	Doppia azione
Fluido in uso	aria
Pressione di prova	$1,5\ MPa$
Massima pressione di utilizzo	$1,0\ MPa$
Minima pressione di operazione	$0,05\ MPa$
Lubrificazione	Non richiesta
Diametro cilindro	$40\ mm$
Velocità di operazione	$da\ 50\ a\ 1000\ mm/s$
Tolleranze di posizionamento	$^{+2,4}_{0}$
Grandezza delle connessioni	$G1/4$
Lunghezza del cilindro	$800\ mm$
Forza di fuoriuscita a 8 bar	$1006\ bar$
Forza di rientro a 8 bar	$845\ bar$
Peso complessivo	$3,2\ kg$
Materiale principale	Lega di alluminio

Tabella 5.11: Specifiche del cilindro scelto dal catalogo Festo

5.4.2 Guide lineari

Al fine di sgravare il cilindro dal carico impresso dal sistema polso e gripping si sono utilizzate due guide scanalate sostenute da due chiocciole a ricircolo di sfere ognuna. Esse sono poste in modo tale da rispettare la simmetria del sistema ed evitare flessioni incontrollate che vadano ad inficiare sulla precisione di posizionamento.

Il dimensionamento di queste parti è stato effettuato studiando la deformazione del sistema completamente esteso, ovvero quando il polso è dentro la camera di scattering; il sistema è modellizzato come composto da due travi uguali (che scaricano ognuna metà del carico complessivo) vincolate dai due cuscinetti alla traslazione verticale, mentre vincolate a quella orizzontale dal cuscinetto più esterno. Nella realtà il vincolo alla traslazione orizzontale è dato dall'azione della pressione nel cilindro che si trasmette come interazione sul finecorsa esterno.

In tal modo si sono ricercate in letteratura formulazioni utili a modellizzare un simile sistema rintracciando similitudini con il semplice sistema a mensola inflessa

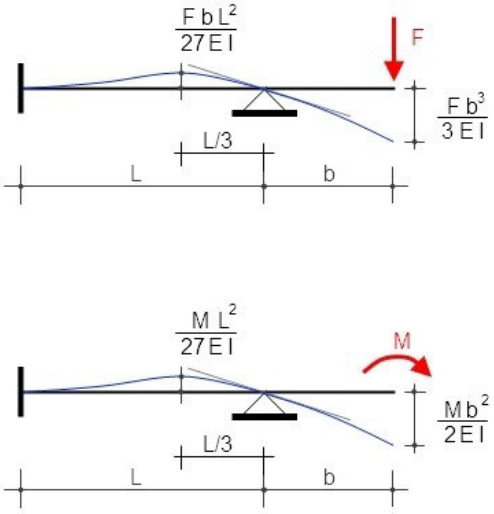


Figura 5.50: Modello della trave vincolata come nel caso in studio, rintracciata su formulario

Per questo si è potuto formulare lo spostamento massimo all'estremo della trave valutata:

$$Deformazione = \frac{F_{peso} \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{M_1 \cdot b^2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{q \cdot b^4}{8 \cdot E \cdot I}$$

Dove:

F_{peso} è la forza peso degli elementi vincolati all'estremo (compresa la flangia e la minuteria) sommati ottenendo un totale di 54 N;

M_1 è il momento di trasporto dato dal peso del polso e del gripper non coincidenti con l'estremo delle guide ma spostati in avanti sulla direzione orizzontale quindi pari allo spostamento per la forza peso degli elementi decentrati (pari a $17N \cdot 160mm$);

Q è la forza peso per unità di lunghezza delle guide scelte;

B è la lunghezza della corsa delle guide pari a 814 mm per la geometria scelta

I è il momento di inerzia della sezione della guida si calcola con la formula $I = (r^4 \cdot \pi)/4$ una volta scelto il raggio della guida;

E è il modulo di Young del materiale usato per le guide, che essendo di acciaio è pari a 210 GPa.

Per completare questo calcolo si è dovuto consultare i cataloghi dei fornitori di questa tipologia di guide, individuando il modello BSH2M del produttore MISUMI, scegliendo in prima battuta di utilizzare il diametro più grande, ovvero pari a $30,8$ mm resistenti, il quale sviluppa un momento di inerzia $I = 706 \cdot 10^3$ mm^4; esso sviluppa un carico su unità di lunghezza di $Q = 0,058$ N/mm. La scelta effettuata da catalogo prevede la presenza di maschiature $M12$ per il bloccaggio all'estremo dei tondi.

Figura 5.51: Immagine della guida BSH2M della MISUMI con maschiature all'estremo, scelte di diametro 30 mm

In tal modo si sviluppano i calcoli ottenendo un valore di deformazione massima minore di un millimetro ($0,964$ mm) valore che valida la scelta di questo tondo di diametro massimo.

Una volta scelto il sistema di guide e cuscinetti si passa al dimensionamento dei supporti, essi saranno denominati in base alla posizione che occupano rispetto la camera di scattering: i più lontani saranno gli "esterni" mentre gli "interni" i più vicini. Come già notato in precedenza, i supporti fissi per le chiocciole interne sono ricavati nel supporto della canna del cilindro, mentre è ricavata una altra piastra per il supporto di quelli esterni, forata nella parte centrale per lasciare spazio al cilindro (non vincolato ad essa).

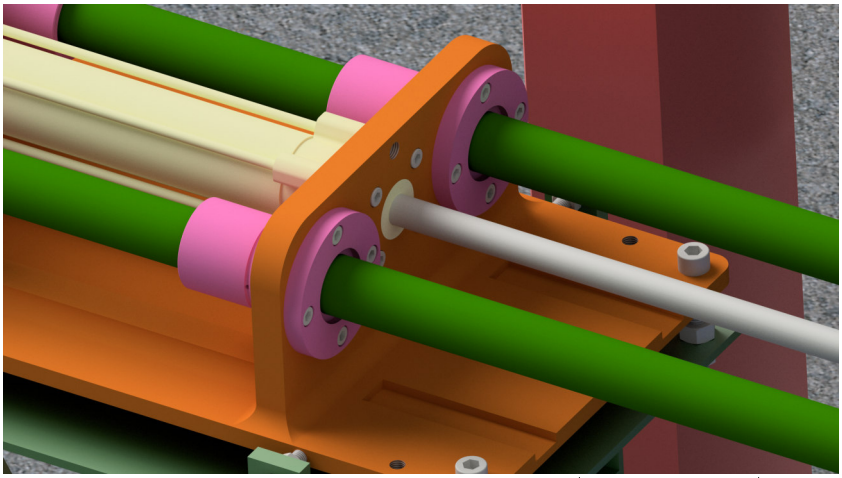


Figura 5.52: Rendering del supporto interno fisso con guide (in verde scuro) e cuscinetti (in rosa)

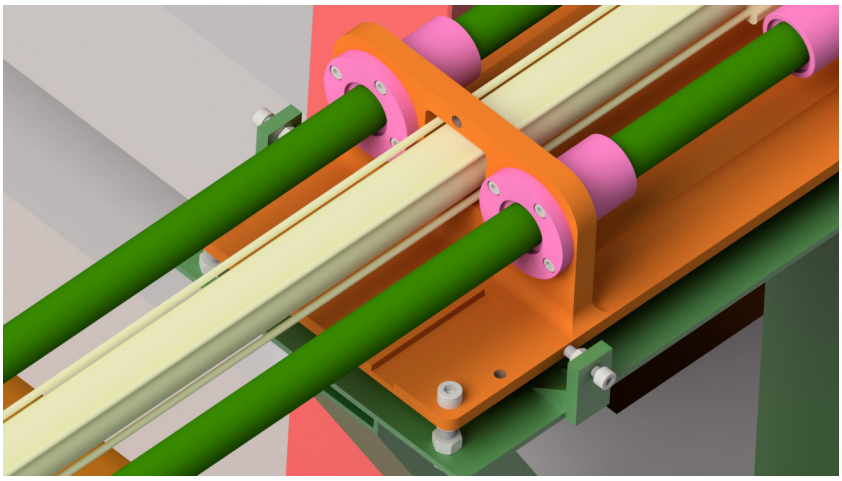


Figura 5.53: Rendering del supporto esterno fisso con guide (in verde scuro) e cuscinetti (in rosa)

Altri tipi di piastre saranno quelle mobili, ovvero quelle che si muovono con il cilindro, collegando le parti finali delle due guide: quella interna sarà sede del collegamento con lo stelo del cilindro mentre quella esterna presenterà una fresatura centrale per lasciare spazio alla canna dello stesso e scorrere nella parte superiore senza entrarne in contatto.

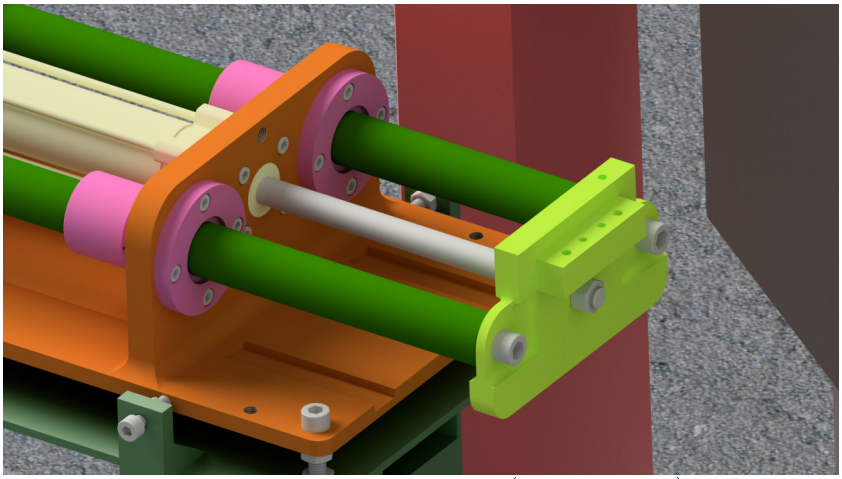


Figura 5.54: Rendering del supporto interno mobile (verde chiaro) montato con guide (verde scuro)

Figura 5.55: Rendering del supporto interno mobile isolato da due differenti viste

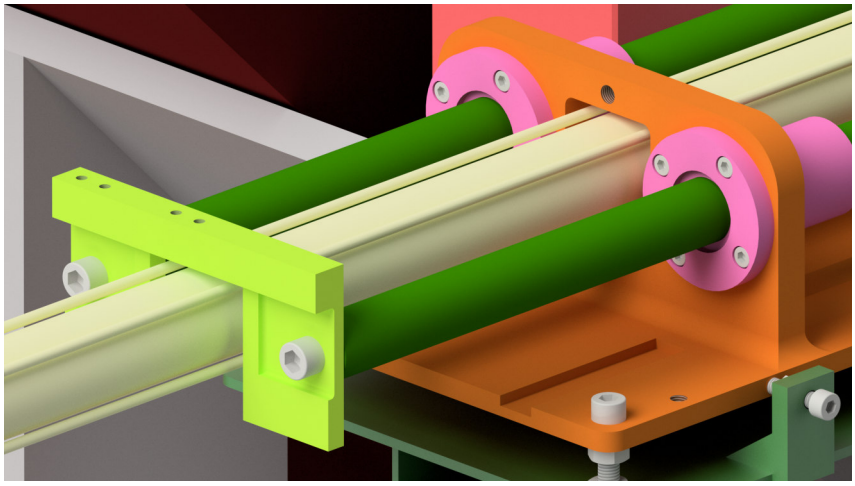


Figura 5.56: Vista del supporto esterno mobile montato con guide (verde scuro) e cuscinetti (rosa)

Figura 5.57: Rendering del supporto esterno mobile da due differenti viste

5.4.3 Finecorsa dello spostamento del cilindro

Il cilindro pneumatico, per costruzione, non è studiato per garantire grosse precisioni di posizionamento senza la presenza di una struttura di finecorsa adatta a tale scopo, per questo si è deciso di sfruttare le flange di collegamento delle guide come elementi mobili di un sistema regolabile di controllo delle posizioni. Questo sistema impiega due finecorsa regolabili in posizione e vincolati sul piastrone di supporto del sistema cilindro con guide.

Entrambi i finecorsa presentano struttura simile ad "L" rafforzata da due nervature, in modo tale da contrastare il moto del cilindro senza deformarsi eccessivamente; ognuno di essi è mantenuto in posizione da una vite $M6$ passo fine che ne regola la posizione con precisione, questa è

avvitata nelle piastre di supporto dei cuscinetti e bloccata da un dado durante il funzionamento. Come ulteriore sicurezza sono aggiunte due viti nel lato inferiore della L, avvitate nel piastrone, esse garantiscono la presenza di attrito tra gli elementi da vincolare.

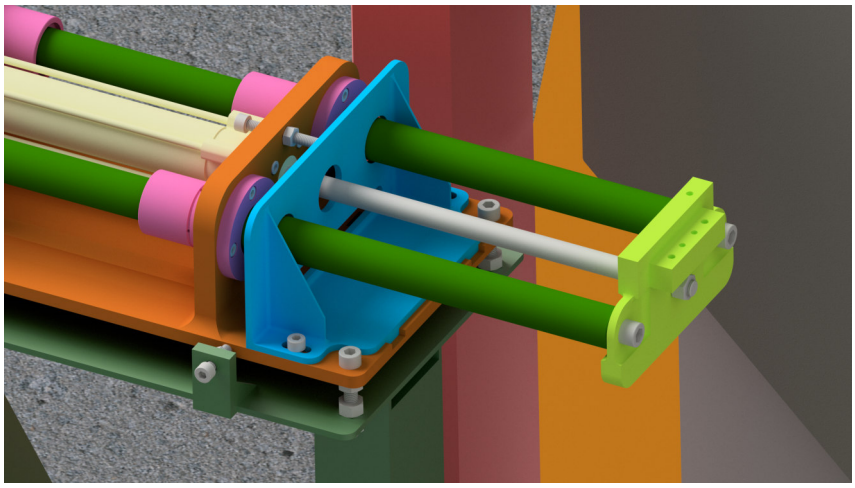


Figura 5.58: Rendering del finecorsa interno (azzurro) montato con le viti di bloccaggio

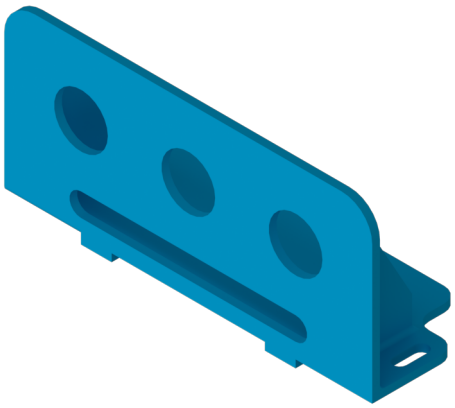


Figura 5.59: Rendering del finecorsa interno visto dalla parte opposta rispetto figura 5.58

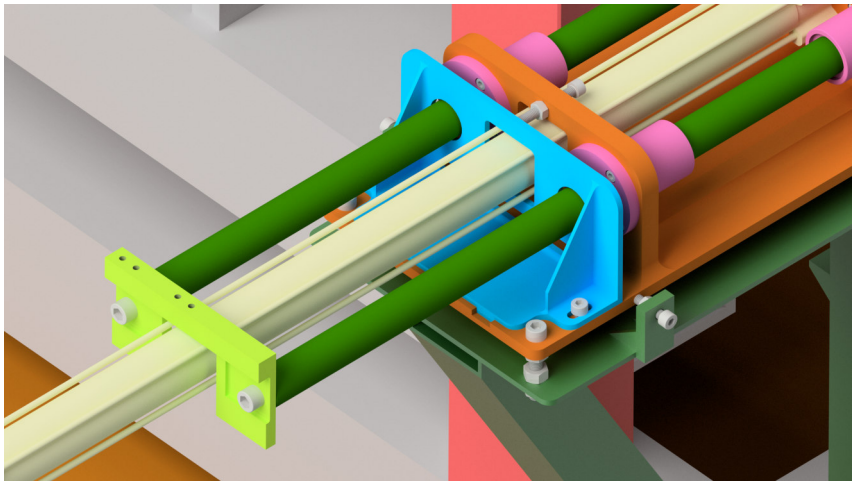


Figura 5.60: Rendering del finecorsa esterno (azzurro) montato con le viti di bloccaggio

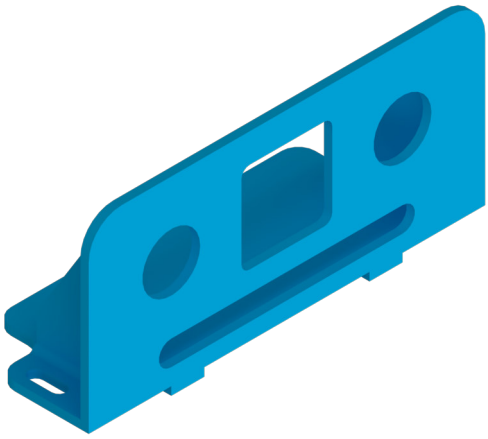


Figura 5.61: Rendering del finecorsa esterno visto dalla parte opposta rispetto figura 5.60

Ovviamente le zone di battuta sono sagomate in modo da avere la massima superficie di contatto possibile pur sempre senza entrare in conflitto con gli elementi presenti sia statici che in movimento.

Si possono notare anche due risalti nella parte inferiore di queste strutture ad L, esse garantiscono il parallelismo delle superfici durante la regolazione, onde evitare di creare contatti parziali o deformazioni non volute.

La corsa di regolazione di questi finecorsa spazia da $+5\ mm$ a $-5\ mm$ rispetto alla posizione nominale, essa è studiata in modo tale da garantire in ogni posizione all'interno dell'intervallo l'intervento del cuscino d'aria del cilindro prima del contatto con il finecorsa, in modo tale da rallentare il movimento del pistone prima del contatto. Esso dovrebbe aiutare a diminuire la forza di impatto.

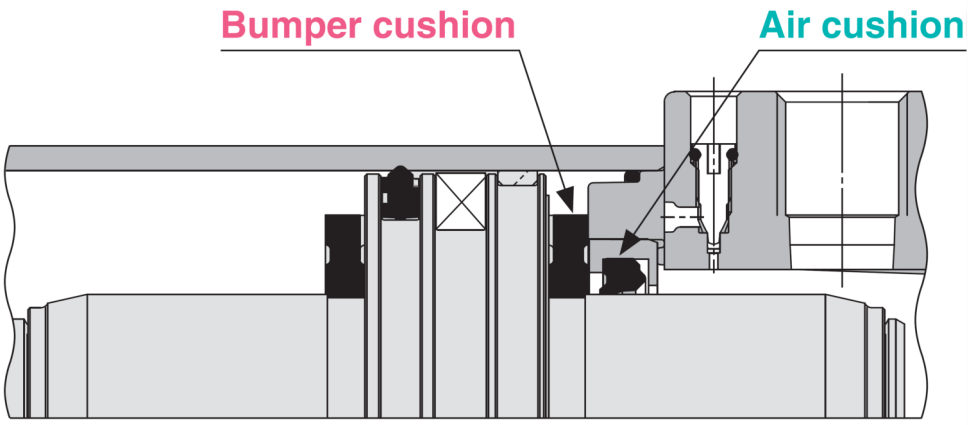


Figura 5.62: Schematico dal catalogo del cilindro che mette in mostra la sezione di un finecorsa evidenziando la struttura del cuscino d'aria utile a rallentare il cilindro

5.4.4 Carichi sui cuscinetti lineari e verifiche

Una prima verifica che si può effettuare sui cuscinetti è quella del massimo momento statico, infatti il valore massimo consentito è pari a 1581 Nm per l'utilizzo della configurazione a due chiocciole per guida. Si valuta il valore del sistema in uso calcolando (entrambe le formule si applicano al braccio in estensione

$$M_{guide+flangia\ interna} = m_{guide+flangia} \cdot distanza_{flangia-cuscinetto} = 155\ N \cdot 814\ mm = 126\ Nm$$

$$M_{polso+elementi\ trasportati} = m_{polso+elementi} \cdot distanza_{asse\ B-cuscinetto} = 974\ mm \cdot 34\ N = 33\ Nm$$

Ottenendo un totale di 159 Nm accettabile con buon margine rispetto al valore massimo consentito. A seguito di questa prima verifica, si sono inoltre verificati i carichi verticali agenti sui cuscinetti lineari sia in posizione retratta (con il polso fuori dalla camera) sia in posizione estesa (con il polso dentro la camera). I risultati qui ottenuti sono stati sfruttati in seguito anche per lo svolgimento delle analisi strutturali, di cui si parlerà in seguito.

Posizione retratta

Figura 5.63: Rendering della posizione retratta vista da lato utile a comprendere le posizioni relative degli elementi

Tale posizione prevede l'inserimento del carico corrispondente al peso del polso (F_1) ad una certa distanza (b dalla posizione di calettamento del cuscinetto). Un'altra forza (F_2) rappresenta il carico concentrato delle guide disposto nell'estremo opposto al polso (distanza c). Si ricorda che l'interasse tra i due cuscinetti lineari è fisso (pari ad a), e che si tratta di carichi applicati alla coppia di cuscinetti, essendo essi posti in parallelo. La nomenclatura dei cuscinetti avviene dall'interno verso l'esterno nominando A quelli interni, mentre B quelli esterni.

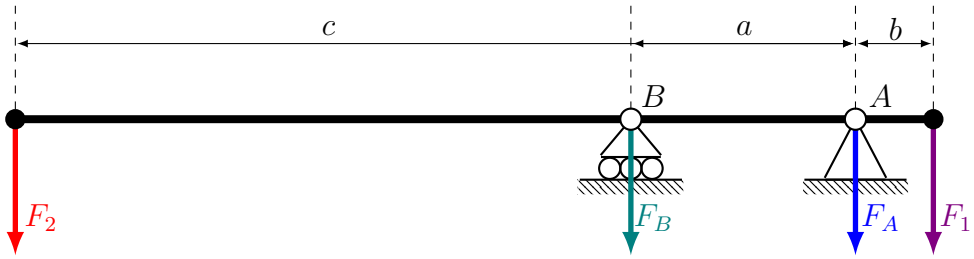


Figura 5.64: Schematico delle guide lineari in posizione retratta rappresentate come una trave con carrello e cerniera e le relative forze applicate. F_1 è la forza peso del polso, mentre F_2 è la forza peso delle guide. In questa rappresentazione sono indicate le distanze relative tra i cuscinetti e le relative distanze con i punti di applicazione delle forze

Tale modello può essere risolto con il seguente sistema che rappresenta nella prima riga l'equazione di equilibrio alla traslazione verticale con verso positivo verso il basso, mentre la seconda rappresenta l'equazione di equilibrio alla rotazione attorno il punto B con verso positivo antiorario:

$$\begin{cases} F_2 + F_B + F_A + F_1 = 0 \\ -a \cdot F_A - F_1 \cdot (a+b) + F_2 \cdot c = 0 \end{cases} \tag{5.7}$$

Che con i seguenti dati:

Distanza tra i due cuscinetti	a	297	mm
Distanza superficie e cuscinetto A	b	34	mm
Distanza superficie finecorsa esterno e cuscinetto B	c	814	mm
Forza peso del gruppo polso con flangia	F_1	55	N
Forza peso guide e viteria relativa	F_2	149	N

Tabella 5.12: Dati utili per il calcolo dei carichi sui cuscinetti in posizione retratta

Fornisce una forza di 348 N verso l'alto applicata ai cuscinetti in posizione A, mentre una forza verso il basso sui cuscinetti B di 552 N.

Posizione estesa

Figura 5.65: Rendering della posizione estesa vista da lato utile a comprendere le posizioni relative degli elementi

Tale posizione prevede l'inserimento di del carico corrispondente al peso di polso guide e piastra mobile interna (F_3) ad una distanza c dal cuscinetto A. Si ricorda che l'interasse tra i due cuscinetti lineari è fisso (pari ad a) e che si tratta di carichi applicati alla coppia di cuscinetti, essendo essi posti in parallelo. In questo caso si invertono le posizioni dei vincoli siccome il finecorsa che fornisce il vincolo alla traslazione orizzontale cambia in base alla posizione assunta.

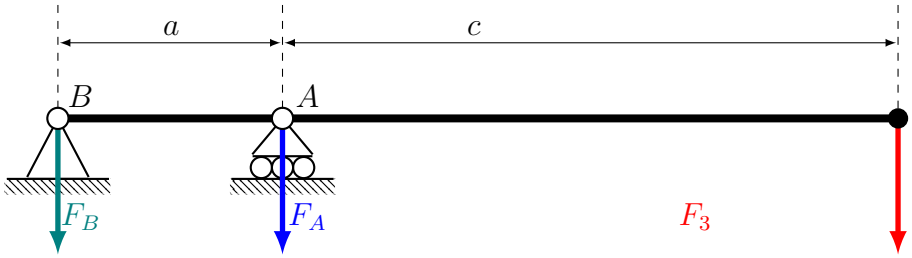


Figura 5.66: DSchematico delle guide lineari in posizione estesa rappresentate come una trave con carrello e cerniera e le relative forze applicate. F_3 è la forza peso del polso sommata al peso delle guide e a quello della flangia interna, mentre F_2 è la forza peso delle guide. In questa rappresentazione sono indicate le distanze relative tra i cuscinetti e la distanze con il punto di applicazione della forza

Tale modello può essere risolto con il seguente sistema, la prima equazione rappresenta l'equilibrio alla traslazione orizzontale con verso positivo verso il basso, mentre la seconda rappresenta l'equilibrio alla rotazione intorno al punto B con verso positivo antiorario:

$$\begin{cases} F_B + F_A + F_3 = 0 \\ -a \cdot F_A - F_3 \cdot (c + a) = 0 \end{cases} \tag{5.8}$$

Che con i seguenti dati:

Distanza tra i due cuscinetti	a	297	mm
Distanza superficie e cuscinetto A	c	814	mm
Forza peso del guppo polso con flangia e tondini guide	F_3	187	N

Tabella 5.13: Dati utili per il calcolo dei carichi sui cuscinetti in posizione estesa

Fornisce una forza di 700 N verso il basso applicata ai cuscinetti in posizione A, mentre una forza verso l'alto sui cuscinetti B di 513 N.

Complessivamente i carichi ottenuti risultano inferiori ai carichi massimi ammessi (pari a 33300 N), consentendo di ottenere un buon coefficiente di sicurezza.

5.5 Struttura di supporto e regolazioni

La struttura del manipolatore è divisa in due parti principali: la piastra di collegamento e il telaio triangolare, essi sono collegate insieme con un sistema particolare che ne permette la regolazione.

5.5.1 Piastra di collegamento

Le due piastre di sostegno dei cuscinetti fanno parte di un corpo unico, unito nella parte inferiore da una piastra spessa modellata per non flettersi ai carichi del cilindro. Tale struttura è stata ideata per trasferire tutti i controlli di posizionamento necessari ad allineare i fori dei cuscinetti su un corpo unico di dimensioni ridotte rispetto al frame triangolare posto inferiormente.

La creazione di un elemento unico di collegamento rende possibile la facile manutenzione del sistema di sostegno come quello di manipolazione, rendendo più semplice lo smontaggio e lo spostamento dei sottoassiemi montati su di essa.

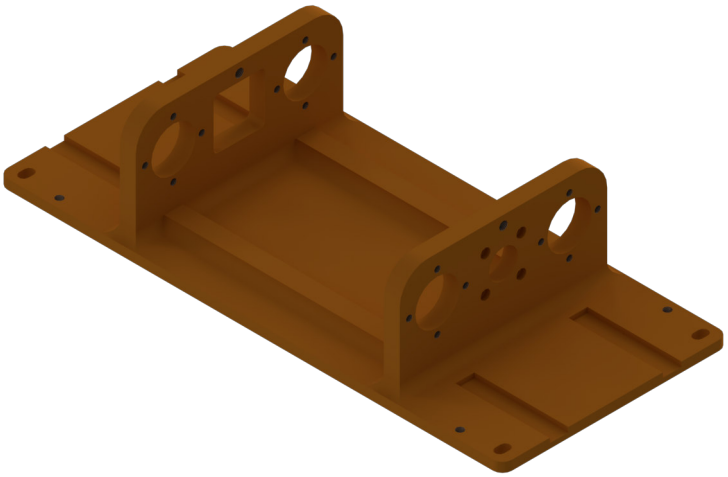


Figura 5.67: Rendering della piastra di supporto nella quale si notano tutti gli elementi descritti

5.5.2 Telaio triangolare

Sotto la piastra principale è presente il telaio di sostegno della struttura del manipolatore esso è di forma triangolare per adattarsi meglio all'appoggio della struttura superiore e resistere meglio alle deformazioni.

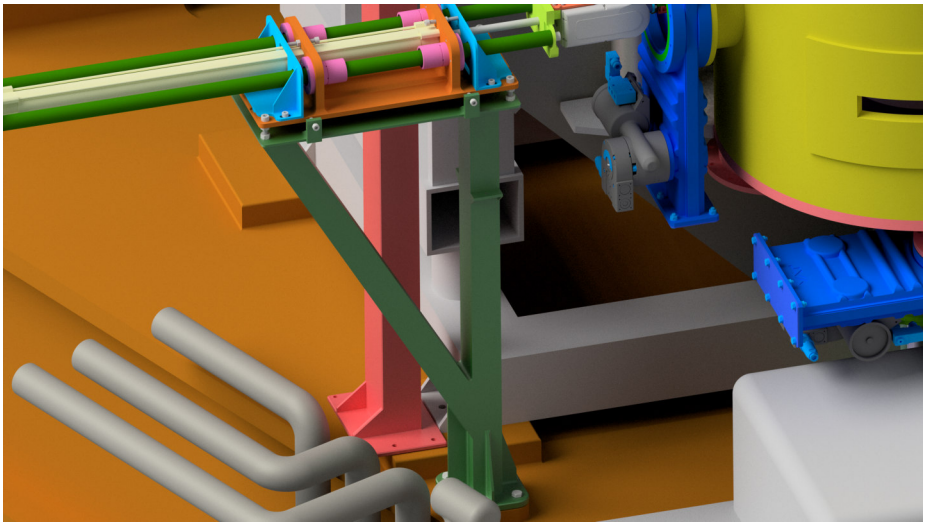


Figura 5.68: Vista del complessivo con dettaglio sul telaio triangolare montato (verde scuro)

La struttura nella parte inferiore è dimensionata per occupare il minor spazio possibile ed essere il meno invasiva sugli spazi messi a disposizione, in modo tale da rendere possibile l'intervento sui macchinari posti sotto la camera di scattering (come il sistema di pompaggio, il crio-refrigeratore oppure l'attuatore lineare per target) anche in presenza del manipolatore. La presenza di una serie di tubi nella parte laterale della piattaforma dello spettrometro richiede di minimizzare anche la dimensione del collegamento con la piattaforma. Per tale motivo si sono studiati al meglio gli spazi a disposizione rappresentando tutti i possibili elementi di ingombro presenti nella versione attuale dell'esperimento. Queste considerazioni hanno reso possibile l'identificazione di una zona a pianta quadrata di lato 180 mm, che permette il posizionamento di una flangia saldata sulla piattaforma rotante utile a ricavare le filettature necessarie al collegamento con una piastra di eguali dimensioni saldata a sua volta all'estremità inferiore del telaio triangolare. Sopra questa piastra è saldato un tubolare $80x60$ in verticale sul quale si sviluppa tutta la struttura triangolare, esso è irrobustito nella zona di saldatura con la piastra di collegamento tramite l'impiego di quattro nervature appositamente studiate.

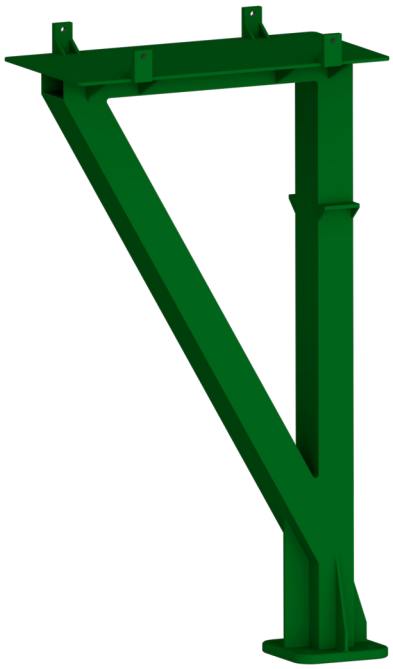
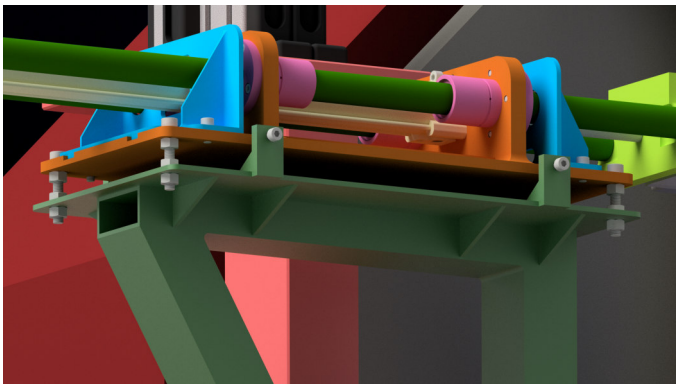


Figura 5.69: Rendering della sola struttura triangolare isolata



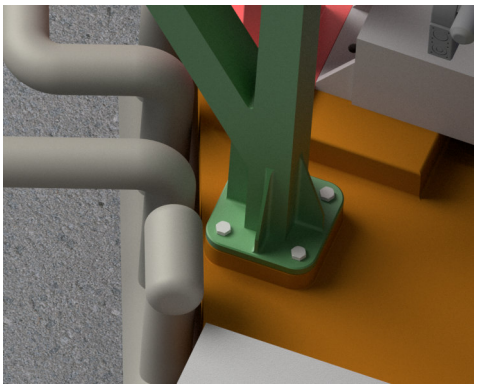


Figura 5.70: Dettagli degli estremi del frame triangolare, la prima immagine mette in mostra un dettaglio della parte superiore, mentre il secondo uno della parte inferiore essi sono utili per apprezzare il dimensionamento delle nervature utili a diminuire lo stress sulle strutture

5.5.3 Sistema di collegamento e regolazione tra telaio triangolare e piastra di collegamento

Il collegamento tra il telaio triangolare e la piastra di collegamento avviene tramite un sistema regolabile che permette di svincolare il posizionamento della struttura superiore da quella di sostegno. Si è scelto di optare per questa soluzione in modo tale da evitare onerosi controlli sul posizionamento sulla piattaforma e di conseguenza anche sulla realizzazione del telaio triangolare.

Si è deciso di optare per un collegamento gestito tramite quattro viti $M10$ passo fine collegate da una configurazione dado-controdado al frame triangolare in modo da regolarne singolarmente l'altezza di posizionamento; in tal modo si rende possibile non solo il controllo dell'altezza della struttura del manipolatore, ma anche l'angolo di ingresso sul piano verticale parallelo allo sviluppo della struttura triangolare.

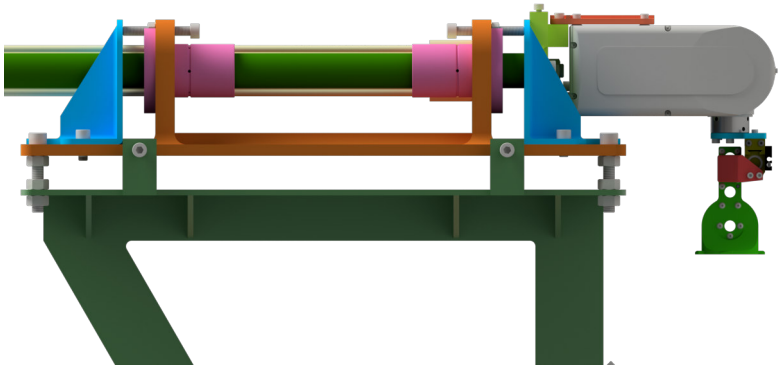


Figura 5.71: Vista parallela al telaio che evidenzia il piano di regolazione in altezza e in angolo, si notano in grigio le viti di regolazione con i relativi dadi e controdadi per il fissaggio

Il collegamento con la piastra principale avviene tramite il serraggio di un dado contro la testa della vite in un'asola appositamente dimensionata per permettere lo spostamento sul piano parallelo a quello di sviluppo della piastra di collegamento. Esso permette di modificare la linea di ingresso del polso nella camera spostandola parallelamente oppure fornendole il necessario angolo di ingresso. La regolazione su questo piano è resa possibile dalla presenza di quattro viti di regolazione avvitati nella struttura di sostegno e bloccati da un dado durante il funzionamento.

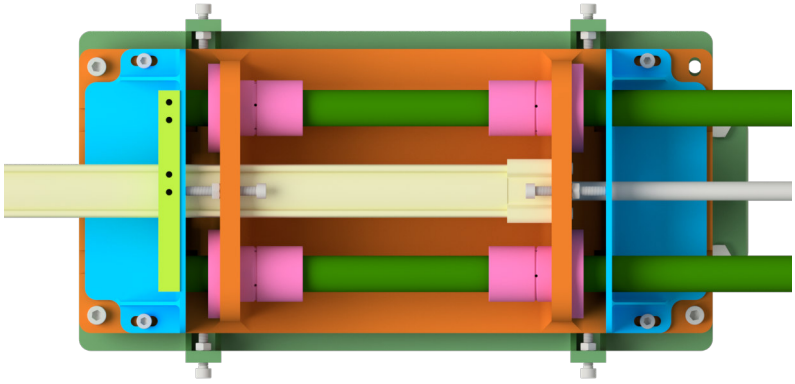


Figura 5.72: Vista parallela alla piastra di sostegno che mette in risalto il piano di regolazione, si notano in grigio chiaro sugli estremi le viti di regolazione, nell'estremo in alto a destra la vite è rimossa per metter in mostra l'asola di regolazione presente nella piastra principale di supporto

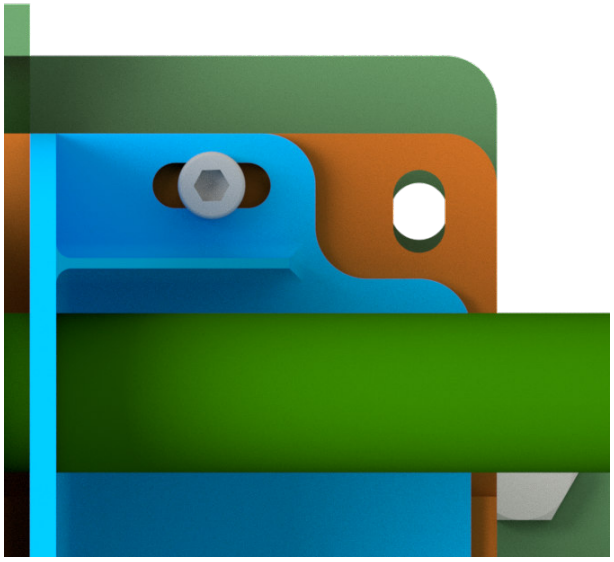


Figura 5.73: Dettaglio dell'asola utile per la regolazione sul piano orizzontale, presente ad ogni estremità della piastra principale di sostegno (in arancione). In verde si può notare la piastra di sostegno superiore del telaio triangolare e i tubolari di guida della traslazione di ingresso del polso nella camera di scattering

Tutte queste regolazioni diminuiscono la precisione necessaria alla realizzazione del frame triangolare diminuendo notevolmente il costo e il tempo di realizzazione di questo pezzo.

5.6 Gestione del cablaggio

Si è deciso di implementare nel modello anche un sistema di gestione del cablaggio utile ad evitare impreviste interruzioni di energia o pressione (per gli elementi pneumatici) durante il funzionamento.

A tal proposito si è pensato di sfruttare le due piastre mobili di collegamento tra le guide per posizionarci superiormente una canalina di alluminio per permettere al cablaggio dal polso di arrivare alla flangia esterna senza problemi.

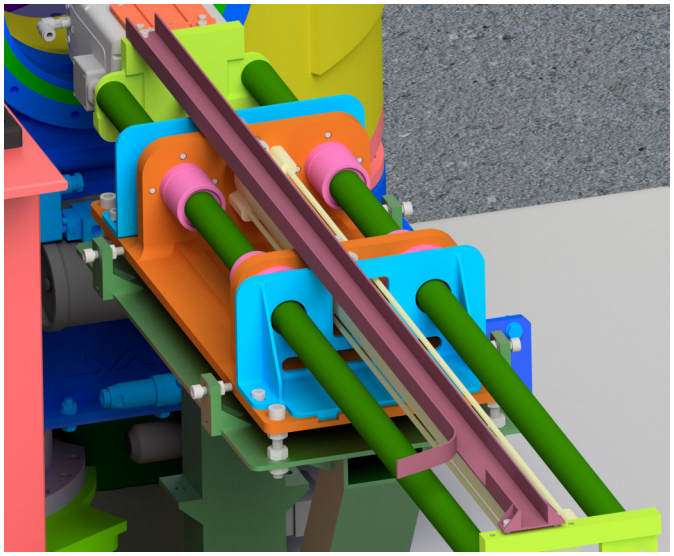


Figura 5.74: Rendering che mette in mostra la posizione della canalina sopra il braccio principale del manipolatore (indicata in rosso scuro)

Una volta giunto in corrispondenza della flangia mobile esterna il cablaggio sarà convogliato ad una catena porta cavi che guiderà il movimento dei cavi durante la movimentazione di traslazione del cilindro pneumatico.

La catena porta cavi scelta è di marca MISUMI modello MHPKS204, essa gestisce uno spazio interno di $44x16\ mm$, così rappresentato e suddiviso per il dimensionamento.

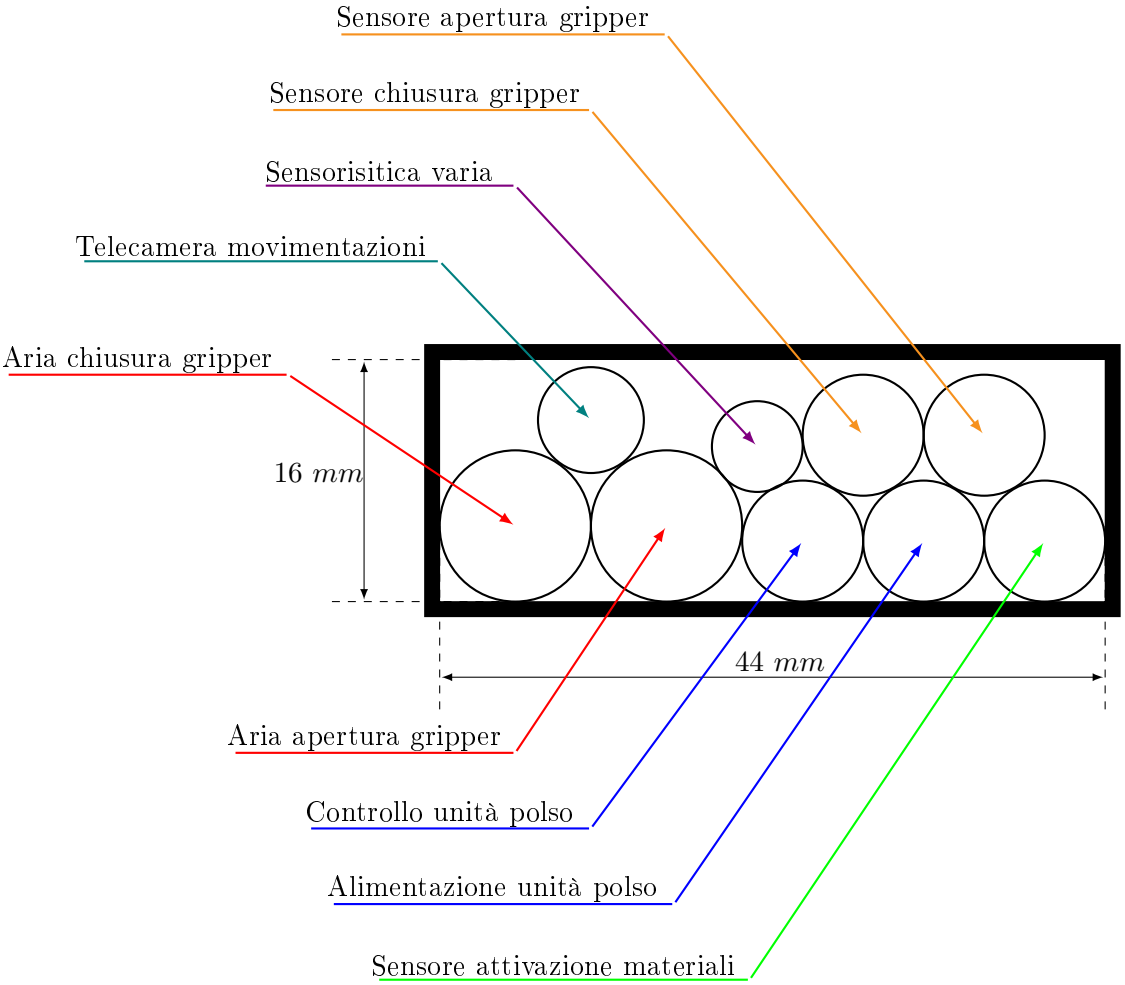


Figura 5.75: Proposte di posizionamento del cablaggio interno alla canalina $44x16$ con ipotesi del cablaggio utile da portare al polso. In rosso sono indicati i collegamenti pneumatici, in blu i collegamenti di controllo del polso, in verde chiaro e scuro, arancione e viola sono indicati differenti collegamenti per la sensoristica

Il materiale di realizzazione di questo elemento (Nylon 6), nonostante sia un materiale plastico a rischio per l'esposizione a radiazioni esso è comunque adatto al funzionamento poiché la zona di utilizzo è distante dal punto di massima dose.

Il sistema scelto garantisce un raggio minimo di curvatura di 50 mm; esso è stato rispettato nella progettazione creando un apposito sostegno per l'alloggiamento a lato della struttura triangolare e vincolato ad essa tramite l'impiego di viti. Anche questo tubolare di sostegno è ideato per essere realizzato in alluminio in modo tale da limitarne i pesi.

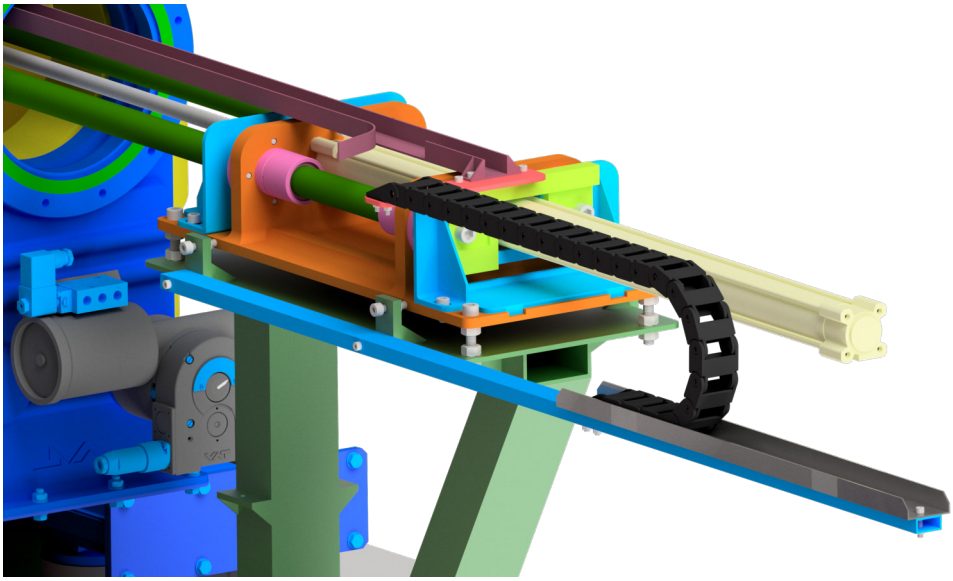


Figura 5.76: Rendering che mostra il sistema di cablaggio completo, nel quale si nota la canalina vista prima, la catena porta cavi in nero, il sostegno per la catena in azzurro scuro

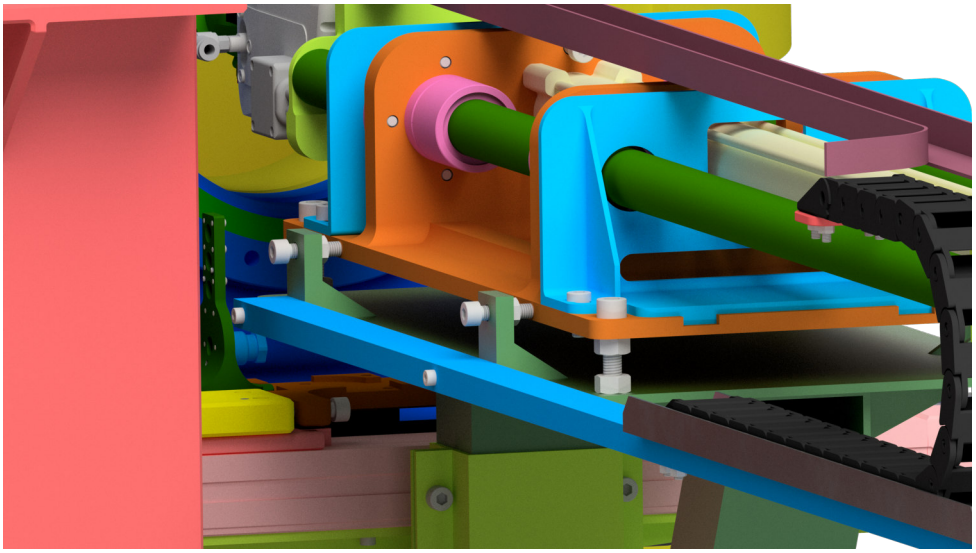


Figura 5.77: Rendering che focalizza sul tubolare metallico di sostegno del sistema di cablaggio

Il cablaggio in questo modo raggiunge la posizione sicura lontano dagli organi in movimento, ora può essere diretto verso la cabina di controllo delle movimentazioni, che sarà posta all'interno nella sala sperimentale di NUMEN.

5.7 Sistema di immagazzinamento porta-bersagli

Sono state fatte numerose considerazioni riguardo l'utilizzo del sistema di immagazzinamento (storage) dei porta-target, soprattutto sulla gestione di quelli in uscita attivati dal fascio. Di seguito è analizzata la soluzione principale proposta, con tutti i relativi dimensionamento e calcoli, rimandando le considerazioni per le future modifiche al capitolo seguente, che riporta le valutazioni fatte a seguito di un confronto con gli esperti di radioprotezione dei laboratori di Catania.

Questo sistema è stato progettato per contenere sei differenti porta target e gestirli in modo tale da poter accedere ad ognuno in ogni momento, prevedendo di immagazzinare i porta target nello stesso sistema sia prima che dopo l'utilizzo.

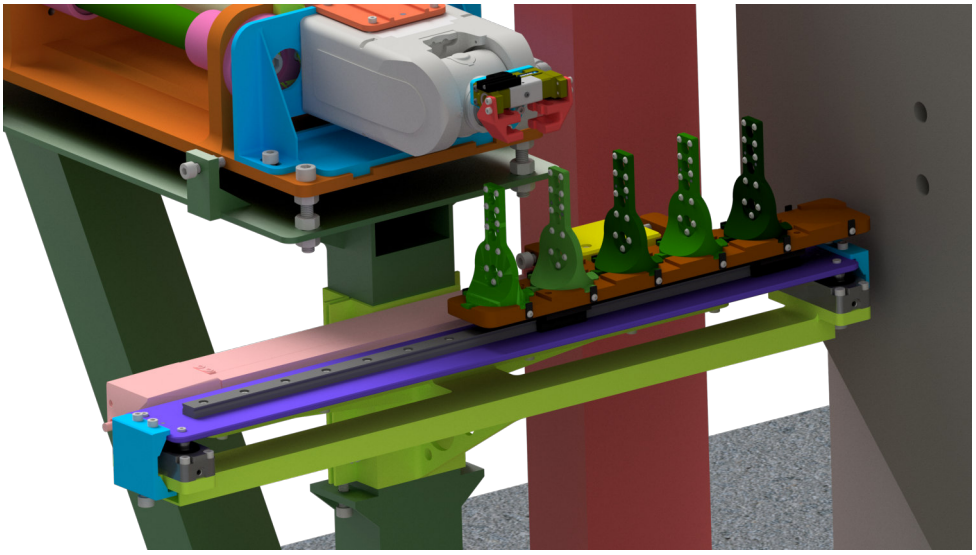


Figura 5.78: Rendering storage completamente pieno con tutti i target-holder in posizione sulla piastra principale dello storage (rappresentate in diverse tonalità di verde)

La procedura di utilizzo di questo sistema parte dal polso in posizione retratta con il porta target in verticale proprio sopra ad uno dei vani preposti all'immagazzinamento, precedentemente selezionato movimentando la flangia che contiene questi alloggiamenti. Il polso ora ruoterà il porta target attorno al suo asse principale in modo tale da assumere la posizione di approccio alla piastra di storage, ora la piastra con la relativa guida di movimentazione sarà sollevata da due cilindri a membrana fino a mandare in contatto la superficie di posizionamento con quella inferiore del target-holder. Una piccola rotazione del polso porterà a bloccaggio l'elemento manipolato, in tal modo la procedura sarà completata e il gripper potrà rilasciare la presa.

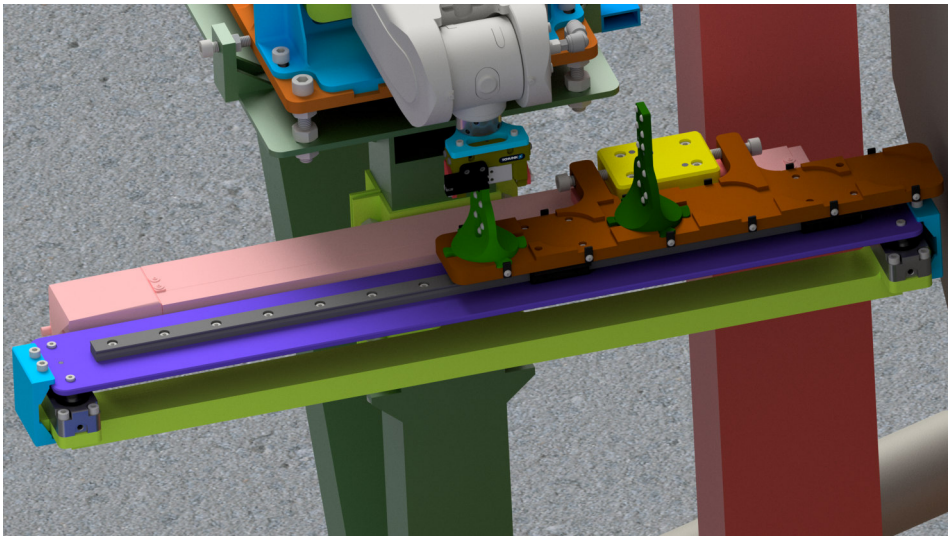


Figura 5.79: Storage con polso in posizione finale di immagazzinamento; vista frontale

Il magazzino è composto principalmente da tre elementi principali, ovvero l'attuatore del movimento lineare, la piastra con gli alloggiamenti (con il relativo sistema di sollevamento e guida di traslazione) e la struttura di sostegno (con il relativo sistema di vincolo al telaio triangolare).

5.7.1 Attuatore del movimento lineare

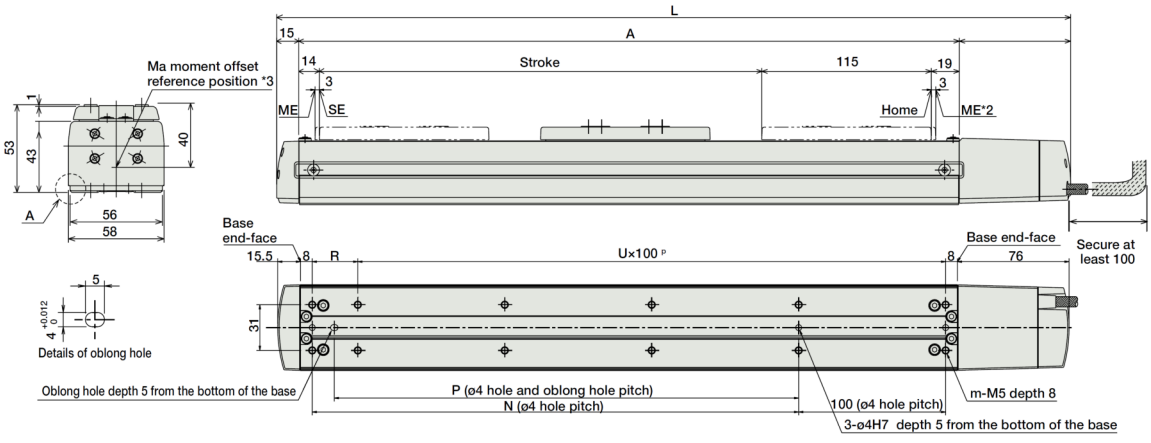
Il modello scelto come attuatore lineare è una versione molto compatta di attuatore lineare con motore incluso nella struttura e direttamente collegato al sistema di vite a ricircolo di sfere che funge da attuazione del cursore; esso è il modello RCA-SA6D del produttore IAI automations.

Figura 5.80: Immagine dell'attuatore scelto, modello RCA-SA6D di marca IAI

Di seguito se ne riportano le principali caratteristiche:

Modello	$RCA - SA6D - I - 30 - 12 - 350 - A1$
Corsa	350 mm
Potenza motore	30 W
Guide del moto	12
Carico massimo sul piano orizzontale	6 kg
Carico massimo sul piano verticale	$1,5$ kg
Carico massimo erogabile sul piano orizzontale	$24,2$ N
Velocità massima	800 mm/s
Trasmissione del moto	Vite a ricircolo di sfere $\phi 10$
Ripetibilità	$\pm 0,02$ mm
Spazio perso di movimentazione	$0,1$ mm o meno
Materiale della base	Alluminio trattato
Massa	$2,5$ kg

Tabella 5.14: Dati da catalogo dell'attuatore lineare scelto per il sistema di storage



$stroke$	350 mm
L	$588,5$ mm
A	498 mm
U	4
N	381 mm
P	366 mm
m	12

Figura 5.81: Messa in tavola con dimensioni specifiche dell'attuatore scelto a 350 mm di corsa

Questo modello, per via della sua compattezza, però non implementa un sistema di guide del moto, soprattutto per oggetti movimentati molto sviluppati in lunghezza, come nel caso in analisi, per questo si richiede l'implementazione di un sistema di guide esterno posto sotto la struttura principale dello storage. La piastra quindi sarà collegata al movimentatore tramite l'impiego di un collegamento regolabile: esso sarà costituito da un blocco, vincolato sul cursore dell'attuatore e posizionato da due spine, e da due supporti estesi dalla piastra di storage, ai quali saranno avvitate due viti $M6$ passo fine poste in modo tale da regolare la posizione sul piano orizzontale.

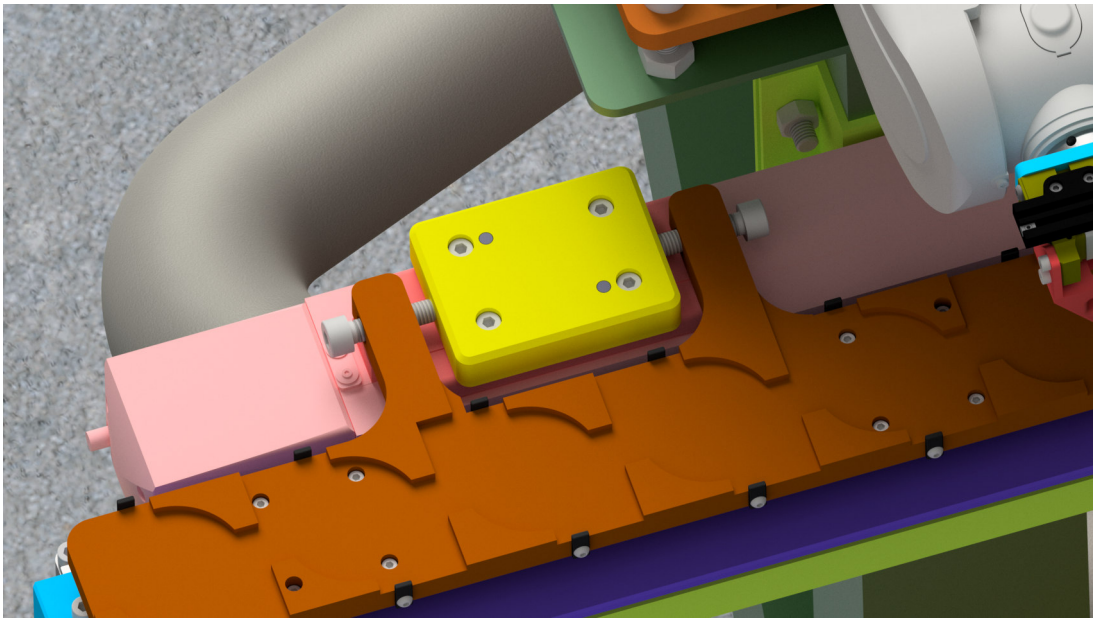


Figura 5.82: Rendering del modello che mette in mostra il blocco di collegamento posto sopra il cursore (in giallo) collegato con la piastra dei storage (in arancione). In rosa è indicato l'attuatore lineare

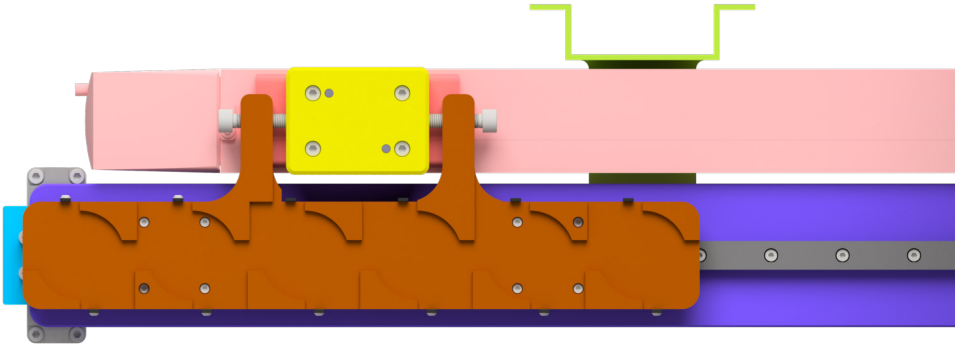


Figura 5.83: Rendering superiore della piastra di storage che focalizza l'attenzione sulla possibile regolazione della piastra attuata tramite l'impiego delle viti a passo fine indicate in grigio

Piastra principale con alloggiamenti

La piastra principale dello storage contiene sei alloggiamenti dimensionati in modo tale da permettere l'approccio verticale su di esso e il bloccaggio con una piccola rotazione dell'elemento. Per ogni alloggiamento, infatti, sono presenti due fori laterali utili a posizionare elementi in gomma deformabili, essi saranno utilizzati per mantenere in posizione i porta target depositati. Il numero massimo di oggetti posizionabili è decretato dalla distanza del polso dallo schermo

del quadrupolo ovvero misurando dall'asse verticale dell'unità polso alla faccia dello schermo 362 mm, considerando che ogni elemento posizionato su essa occupa 62 mm (ovvero il diametro massimo del target holder) si ottiene che è possibile posizionare più di 5,5 porta–target ovvero 6 porta target, considerando che misurando dall'asse del manipolatore si considera già metà dell'oggetto manipolato.

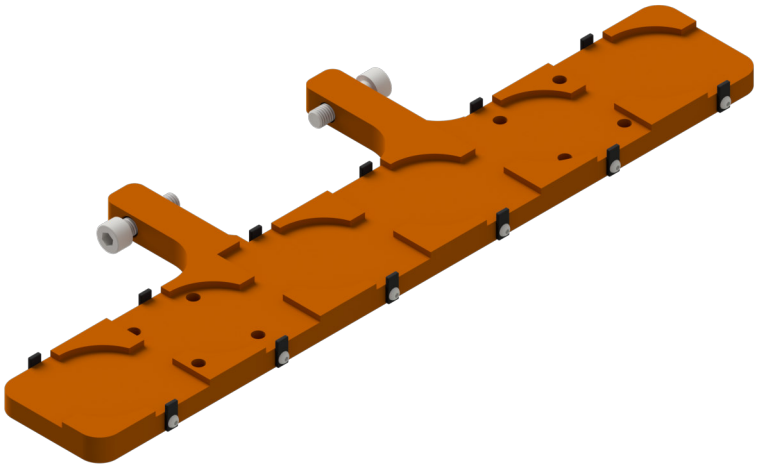


Figura 5.84: Rendering piastra di storage con elementi di bloccaggio (in nero), vincolati con viti $M3$

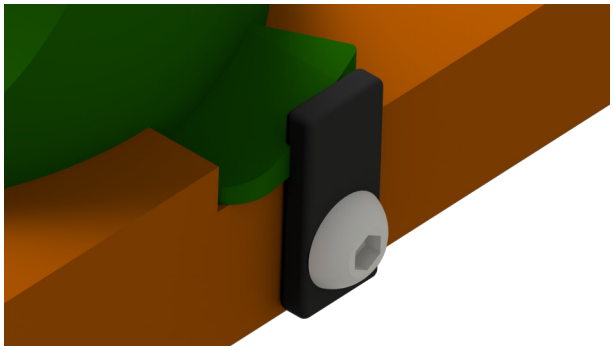


Figura 5.85: Rendering del dettaglio dell'elemento di bloccaggio in vista trimetrica

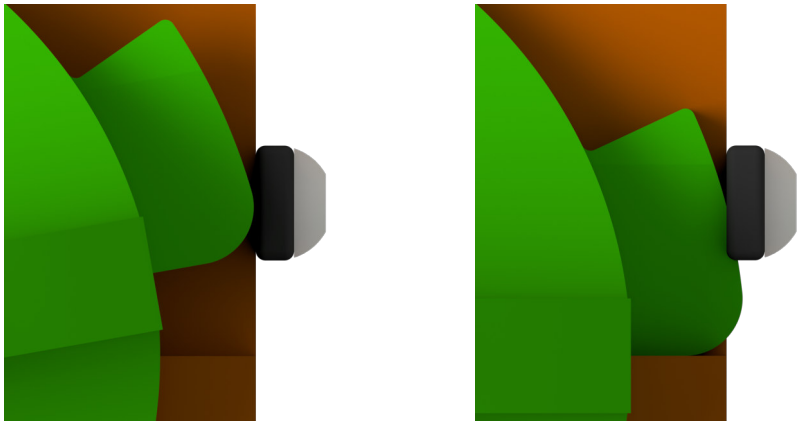


Figura 5.86: Dettaglio dell'accoppiamento del porta-target (in verde) con la piastra di storage (in arancione), nella prima immagine si vede l'approccio della piastra e mentre nella seconda il bloccaggio effettuato dall'elemento in gomma (in nero)

Come si può notare dalla figura 5.84 la piastra presenta i collegamenti all'attuatore e ai due cursori della guida inferiore senza interferire al posizionamento dei target.

La guida posta sotto questa piastra di storage è composta da due cursori e una rotaia: il modello scelto dei cursori è BJKSW mentre il modello della rotaia è BJKR entrambi di marca MISUMI. Esse presentano uno spessore complessivo di $20mm$ quando sono montati e una lunghezza complessiva scelta pari a 590 mm. La corsa complessiva della rotaia è scelta in modo tale da permettere il riempimento di ogni vano dello storage sotto il polso.

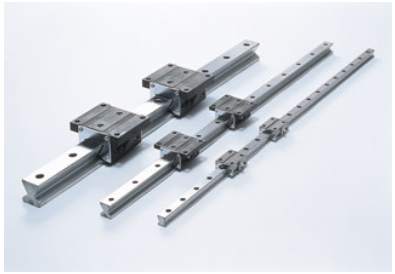


Figura 5.87: Immagine da catalogo delle guide lineari modello BJKSW+BJKR della MISUMI

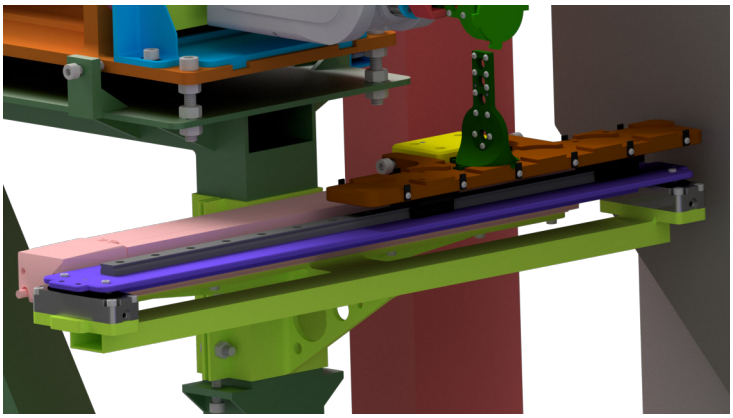


Figura 5.88: Rendering che mostra la piastra di storage e permette di vedere rotaia (in grigio) e cursori (in nero) vincolati sotto lo storage

La rotaia è fissata ad una piastra di collegamento che sospende queste parti appoggiandosi sui due cilindri a membrana; questa piastra è rinforzata nella parte centrale per evitare la flessione sotto il carico dei cilindri a membrana durante il posizionamento, ma anche per permettere l'alloggiamento delle filettature utili a vincolare la rotaia sopra esso.

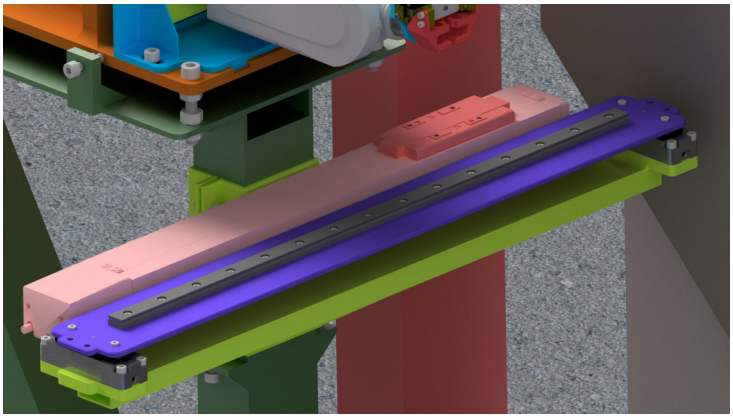


Figura 5.89: Rendering che mostra la piastra di collegamento dei lifters con la rotaia avvitata

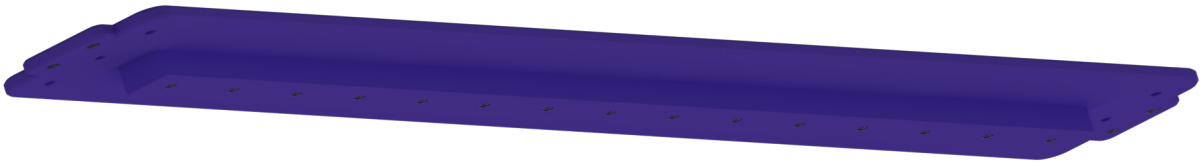
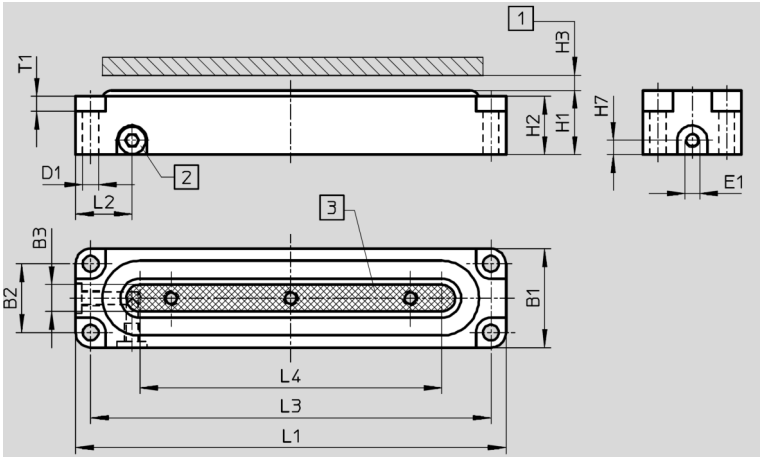


Figura 5.90: Rendering della sola piatra di collegamento che mostra i fori per avvitare le viti di bloccaggio della rotaia e la nervatura utile al rinforzo per evitare la flessione durante l'utilizzo

I cilindri a membrana scelti sono di marca FESTO modello EV 20x75 che presenta 5 mm di corsa, essi sviluppano ognuno, con pressione di 6 bar in ingresso, 660 N a corsa di 1 mm mentre a corsa massima 600 N.



$B1$	33 mm
$B2$	23 mm
$B3$	9,5 mm
$D1$	5,3 mm
$E1$	$M5$
$H1$	$21,5_{\pm 0,57}$ mm
$H2$	12 mm
$H3$	5 mm
$H7$	4,8 mm
$L1$	98 mm
$L2$	18,9 mm
$L3$	88 mm
$L4$	55 mm
$T1$	5,2 mm

Tabella 5.15: Immagine, messa in tavola e misure fondamentali del cilindro a membrana EV20x75 della FESTO

Essi sono collegati alla flangia superiore tramite l'impiego di due viti $M4x6$ avvitate alle lastrine di pressione (fornite dalla FESTO come accessorio del cilindro a membrana).

I due attuatori pneumatici usati per il sollevamento (di seguito chiamati anche lifters) non garantiscono grosse precisioni di posizionamento, per questo è stato realizzato un sistema composto da due finecorsa indipendenti avvitati sulla piastra di collegamento e regolabili in modo tale da gestire l'escursione massima dei lifters e modificarla anche in funzione dell'altezza della struttura di sostegno.

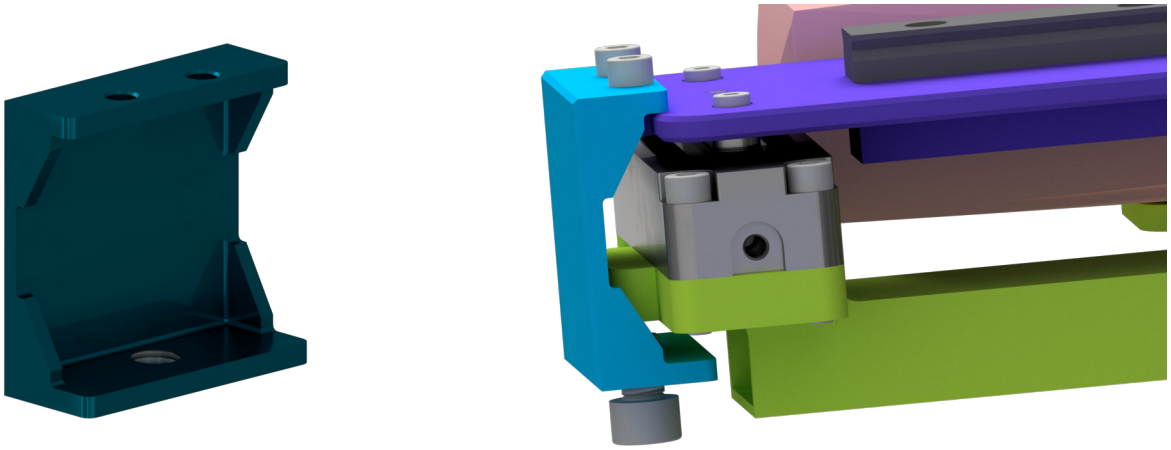


Figura 5.91: Rendering del solo finecorsa a C a sinistra, mentre a destra vista trimetrica del finecorsa montato sul sistema di storage

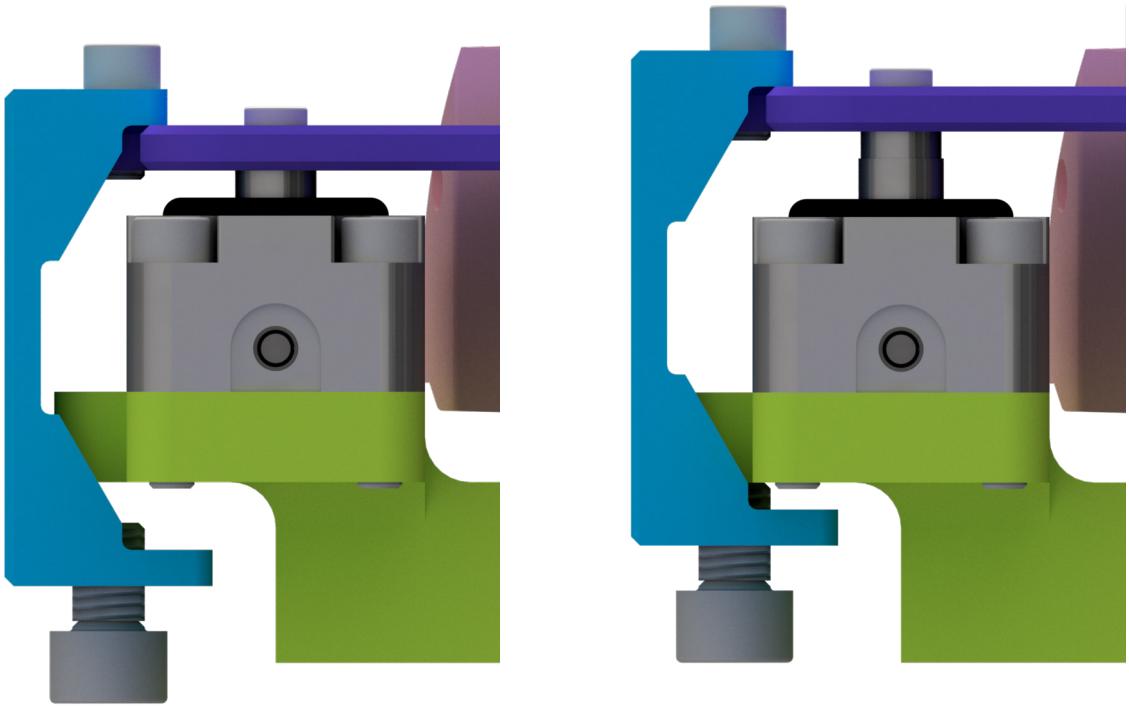


Figura 5.92: Viste frontali dello storage che mettono in mostra la posizione di riposo (a sinistra) e la posizione di sollevamento della piastra di storage (a destra)

Struttura di sostegno

La struttura di sostegno sorregge separatamente l'attuatore lineare rispetto la piastra di storage, garantendo la resistenza idonea ai carichi in gioco seppur occupando volumi contenuti e inserendo poco peso.

Il vincolo più grande di questa struttura è la zona di ingombro delle apparecchiature sottostanti la camera, esse devo risultare sempre accessibili al fine da permetterne la manutenzione. Per tale motivo si è scelto di collegare questo sostegno direttamente al sostegno principale del manipolatore, evitando così di inserire ulteriori strutture da vincolare sulla piattaforma dello spettrometro.

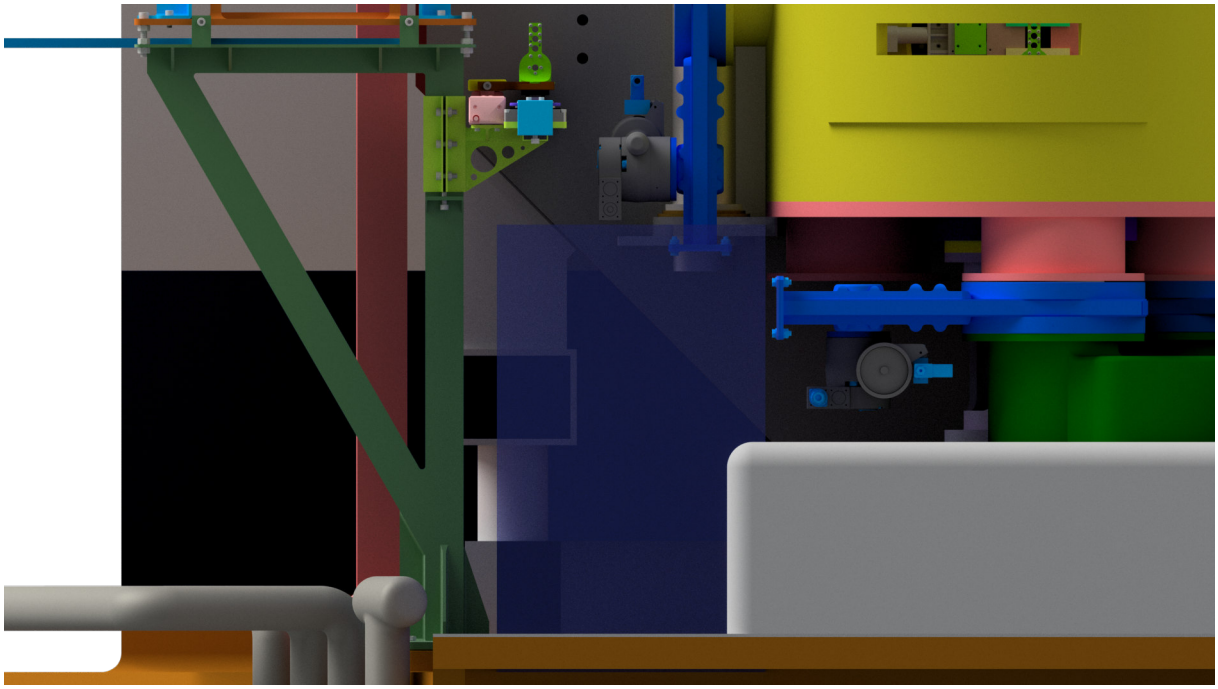


Figura 5.93: Rendering della struttura con un rettangolo blu trasparente che mette in mostra gli ingombri massimi degli elementi sotto la camera di scattering, in modo tale da sottolineare il vincolo spaziale predente sotto lo storage

Questa struttura è costituita da due tubolari saldati a T alle cui estremità sono saldati i due sostegni dei lifters e la struttura di collegamento con il telaio triangolare. Sul braccio principale della T sarà saldata una piastra utile per vincolare l'attuatore lineare. Tutte queste strutture saranno rinforzate da una grossa nervatura coadiuvata da due più piccole per la piastra dell'attuatore.

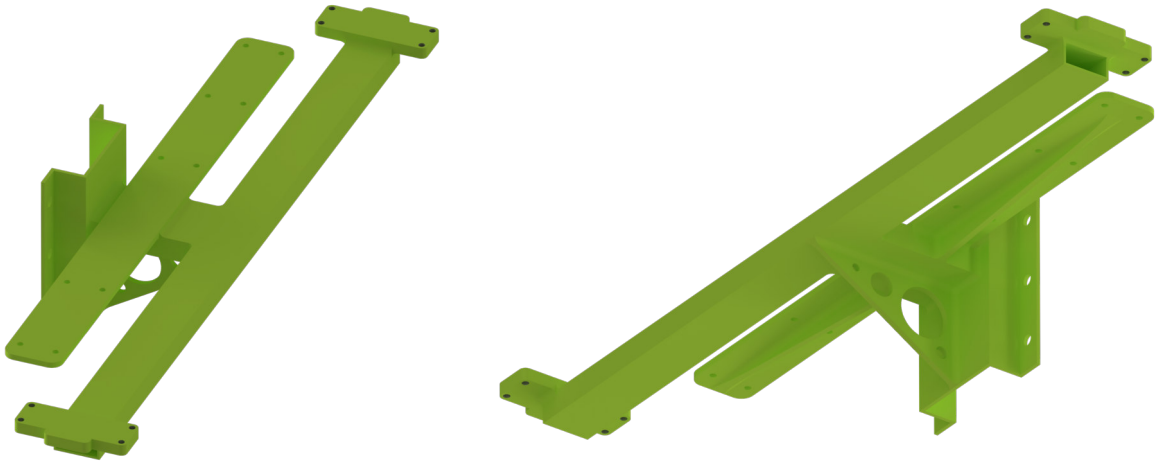


Figura 5.94: Rendering della struttura di sostegno dello storage vista dall'alto a sinistra (la prima immagine), poi in basso a destra (nella seconda immagine)

Il collegamento con il telaio triangolare avviene nella parte verticale di questo tramite la presa per attrito di un sistema a morsa, il precarico di esso è garantito da 6 bulloni con dado (3 per parte). Il sistema così ideato permette la semplice regolazione in altezza svitando semplicemente le 6 viti, essa però è facilitata dalla presenza di due viti a passo fine avvitate sulla struttura triangolare e insistenti nella faccia inferiore di questa giunzione.

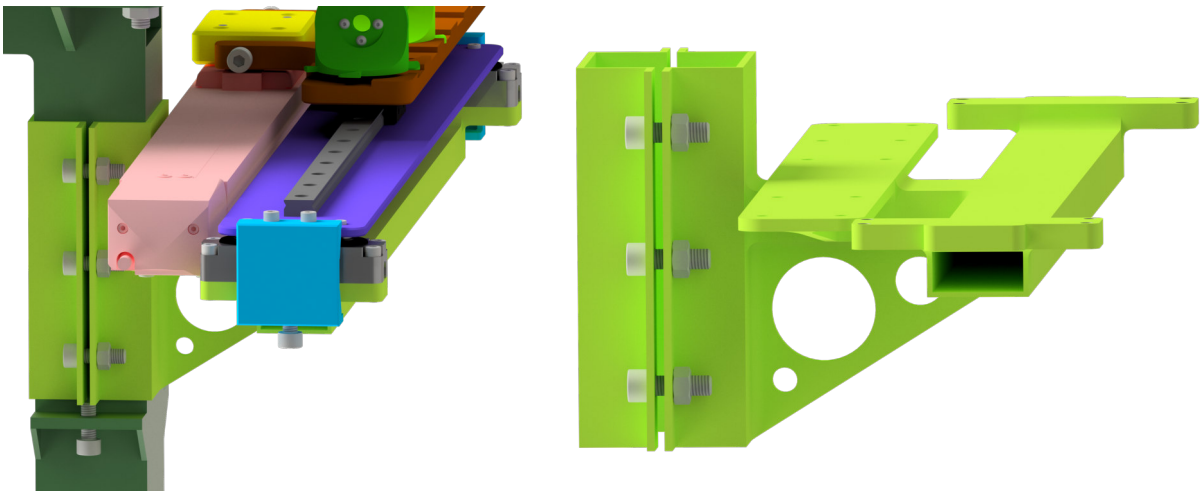
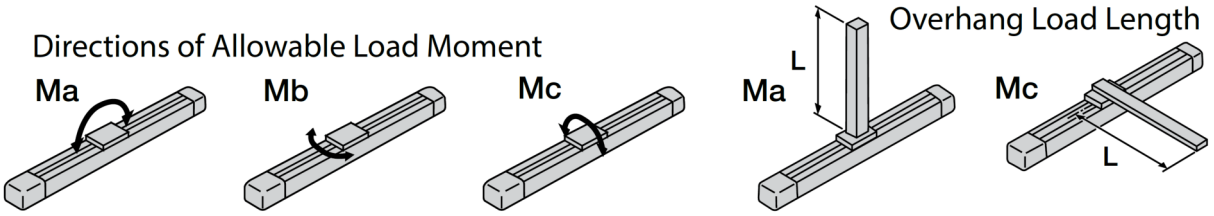


Figura 5.95: Sistema di vincolo ad attrito del frame dello storage montato sul sostegno triangolare e isolato

Verifiche su questo sistema

Questo sistema è stato studiato per il funzionamento secondo tutte le richieste specificate dai singoli cataloghi a cui si è fatto riferimento, sfruttando, laddove possibile, la compilazione della distinta materiali dei pezzi presenti.

La prima di queste è stata quella sull'attuatore lineare dello storage, esso presenta determinate caratteristiche di carichi massimi permessi su di esso. A tal proposito il catalogo specifica tutti i carichi ammessi come in figura CISTi e relativa tabella CISTi ,si sceglie a tal proposito il modello con 12 guide della vite a ricircolo (scelta siccome rappresenta quella con resistenza inferiore)



Denominazione	Valore massimo statico	Valore massimo dinamico
Ma	$38,3\ Nm$	$8,9\ Nm$
Mb	$54,7\ mm$	$12,7\ Nm$
Mc	$81,0\ mm$	$18,6\ Nm$
Sporgenza permessa		
L in Ma o Mb		$220\ mm$

Tabella 5.16: Valori massimi con rappresentazione dei carichi possibili sull'attuatore

Per tale motivo tramite l'impiego della BOM si è prima calcolata la massima accelerazione ottenibile in base alla spinta nominale massima applicabile, in tal modo:

$$\frac{Spinta\ massima}{peso\ oggetti\ movimentati\ con\ sei\ porta-target} = \frac{24,2\ N}{4\ kg} = 6,05\ m/s^2$$

per questo si userà un valore pari a $6\ m/s^2$. Si sono calcolati in tal modo i carichi sulla struttura:

- In direzione verticale (come peso del blocco di comando e delle viti), pari a $1\ kg$, quindi accettabile con i massimali espressi in tabella 5.14.

- Del momento Mb, unico momento che sollecita la struttura e pari a:

$$massa_{trasportata} \cdot accelerazione_{max} \cdot braccio_{applicazione} = 4\ kg \cdot 6\ m/s^2 \cdot 0,075\ m = 1,82\ Nm$$

Entrambi i valori ottenuti risultano accettabili per i dati di targa.

Si è passati poi alla verifica del carico applicato sul sistema di lifting, che nominalmente (a massima estensione) garantisce 1200 N di forza si sollevamento a 6 bar. Con la BOM si è ricavato il peso degli elementi sopra di essi quantificandolo a 82 N (considerando il plate dello storage pieno con i 6 porta-target) quindi ampiamente accettabile. Questo sistema però deve essere controllato accuratamente per evitare flessioni eccessive della piastra di supporto, cosa che è fatta con le analisi strutturali che si vedranno in seguito.

Un'ultima verifica effettuata è quella del carico sui binari stimato a 42 N considerando la piastra e tutti i target sopra ad essa; questo valore è nettamente inferiore ai 68 N permessi per cursore presente, che porterebbe il totale a 136 N.

5.8 Analisi strutturali

Al fine di verificare la struttura dimensionata si è svolta una serie di analisi che ha permesso di studiare gli aspetti più critici della struttura, stimandone coefficienti di sicurezza per le zone critiche e deformazioni critiche nei punti di maggiore interesse.

Si sono svolte principalmente due tipi di analisi, quelle che verificano il normale funzionamento della struttura, considerando vincoli e carichi derivanti dalle condizioni di funzionamento e quelle che studiano dei particolari malfunzionamenti nella prassi operativa.

Le analisi strutturali sviluppate in itinere della progettazione, utili al dimensionamento di determinati componenti, sono state realizzate con il software interno a quello di modellazione CAD, ovvero Autodesk Inventor, in modo tale da velocizzare il procedimento iterativo di modifica e analisi. Le verifiche sul modello definitivo, invece, sono state sviluppate con il tool "static structural analisys" di Ansys, molto più accurato sotto certi aspetti ma dalla configurazione meno diretta e veloce.

Di seguito sono analizzate le singole analisi effettuate, elencando per ognuna i carichi e i vincoli usati, risultati e considerazioni sui valori ottenuti. I carichi sono ottenuti o da calcoli visti nelle parti precedenti o come semplici somme di pesi dei corpi collegati ottenute tramite l'impiego della BOM. Per tutti gli elementi si è studiato l'impiego dello stesso acciaio, come tipologia $39NiCrMo3$ ovvero un acciaio da bonifica molto usato che gode di discreta lavorabilità e temprabilità; laddove possibile o necessario è stato valutato l'impiego di altri materiali come rame, leghe di alluminio o altre leghe di acciaio.

Di seguito è riportata una panoramica di tutte le analisi effettuate, che riporta per ognuna:

- breve descrizione caratterizzante l'analisi;
- tabella riassuntiva con i parametri impostati nella configurazione;
- immagine che illustra la configurazione dell'analisi;
- considerazione sui risultati dell'analisi;
- immagine che riporta il risultato dell'analisi in quanto a tensioni;
- immagine che riporta il risultato dell'analisi in quanto a deformazioni.

5.8.1 Chiusura dito con peso

Svolta sul modello del singolo dito, simula il comportamento delle dita durante la chiusura del gripper, inserendo come carichi la forza di chiusura sulla regione di contatto con il target holder e la forza peso dell'oggetto trasportato in modo tale da simulare il peso applicato al dito durante il sollevamento in posizione verticale del target-holder.

Nome analisi		1-Chiusura dita con peso sinistro (destro)		
Vincoli		Cilindrico nelle viti		
Forza 1	Descrizione carico	Forza chiusura dito		
	Modulo calcolato	F_1	50	N
	Modulo simulato	F_1	100	N
	Direzione	Perpendicolare piano		
	Verso	Entrante		
Forza 2	Descrizione carico	Peso elemento in gripping		
	Modulo calcolato	F_2	3	N
	Modulo simulato	F_2	3	N
	Direzione	Parallelo piano		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.17: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi di chiusura dito con peso oggetto trasportato

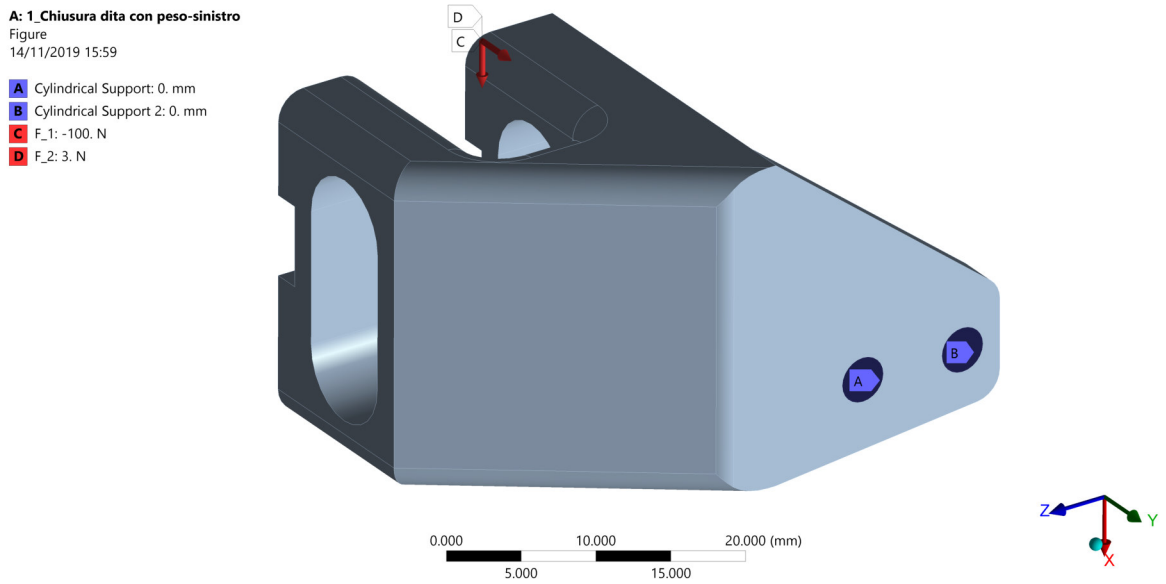


Figura 5.96: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi della chiusura dito con peso target-holder, le forze indicate hanno la stessa nomenclatura riportata in tabella 5.17

La simulazione ha fornito un valore di 151 MPa concentrato nella zona di bloccaggio del bullone contro il gripper, se tale valore risultasse critico durante la realizzazione, si potrebbe pensare di introdurre una rondella per aumentare la zona di contatto con la vite. Dal punto di vista delle deformazioni si è in margine di tolleranza essendo molto piccola quella massima e situata nell'estremo del dito, come voluto.

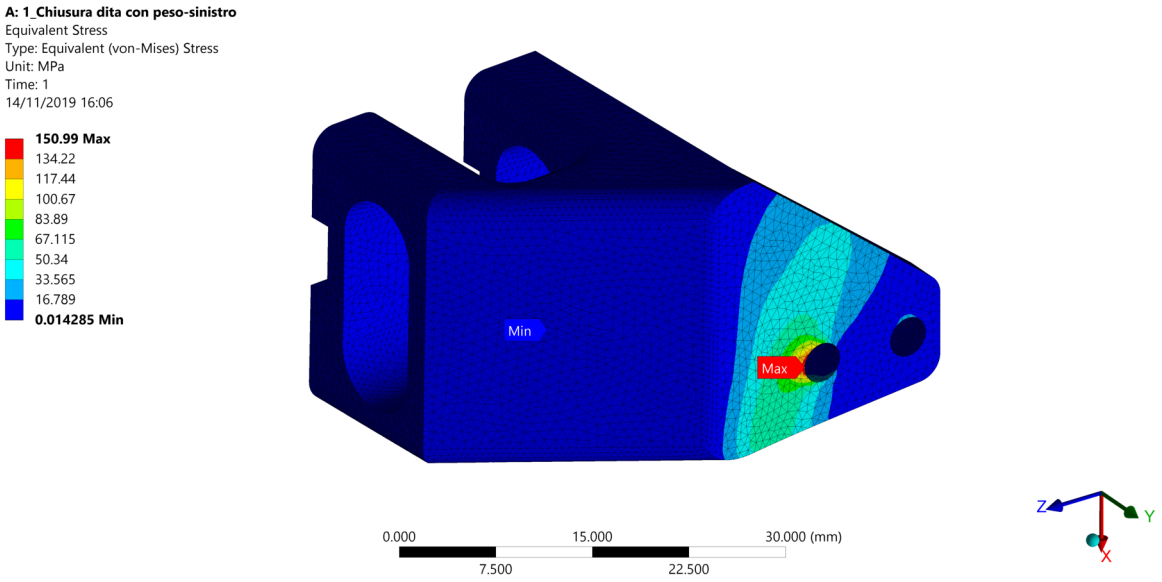


Figura 5.97: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi della chiusura dito con peso target-holder, la zona di tensione massima è localizzata intorno al foro per il posizionamento della prima vite di bloccaggio e pari a $151 MPa$

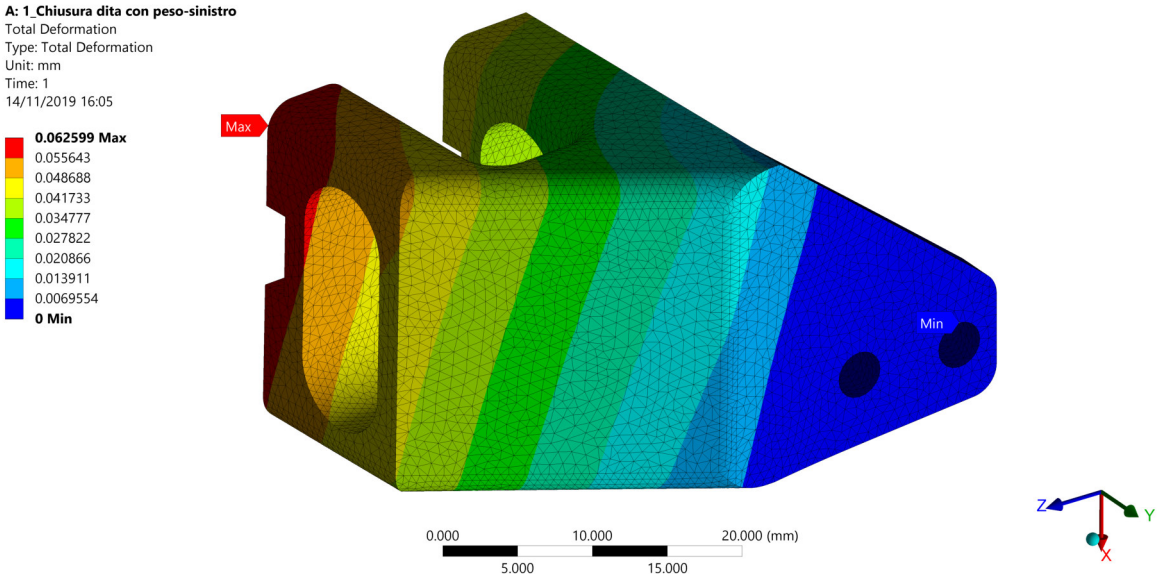


Figura 5.98: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi della chiusura dito con peso target-holder

Simile analisi è stata fatta anche per il dito opposto, anche se superflua, ma in modo tale da confermare il risultato ottenuto.

5.8.2 Deformazione flangia gripper-polso

Svolta con il modello della sola flangia di collegamento tra gripper e polso, simula il comportamento di essa con il peso degli elementi collegati ma anche della coppia impressa dal montaggio del porta target sul dito freddo.

Nome analisi		2-Deformazione flangia gripper		
Vincoli		Cilindrico viti e spine in pattern circolare		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso		
	Modulo calcolato	F_1	5	N
	Modulo simulato	F_1	20	N
	Direzione	In asse viti accoppiamento		
	Verso	Uscente (verso il basso)		
Forza 2	Descrizione carico	Coppia massima trasmessa da polso		
	Modulo calcolato	F_2	66	N
	Modulo simulato	F_2	100	N
	Direzione	Parallelo piano		
	Verso	Verso il basso (vedendo flangia dall'alto)		

Tabella 5.18: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi flangia fripper-polso

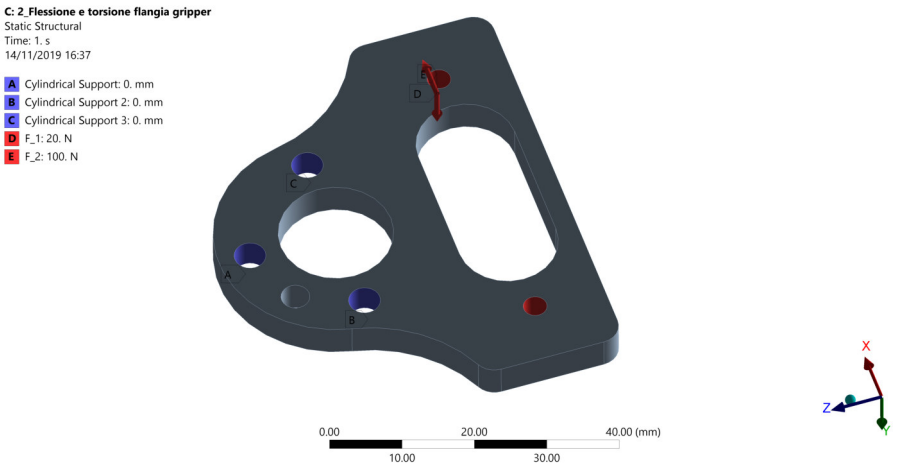


Figura 5.99: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi di deformazione flangia gripper-polso riportata in tabella 5.18

Questa simulazione fornisce un valore di tensione e deformazione ampiamente accettabili con coefficienti di sicurezza molto alti per l'acciaio da bonifica scelto, per questo in tal caso si potrebbe scegliere di optare per un materiale con prestazioni inferiori, valutando addirittura leghe di alluminio, in modo tale da diminuire i pesi degli oggetti movimentati dal polso.

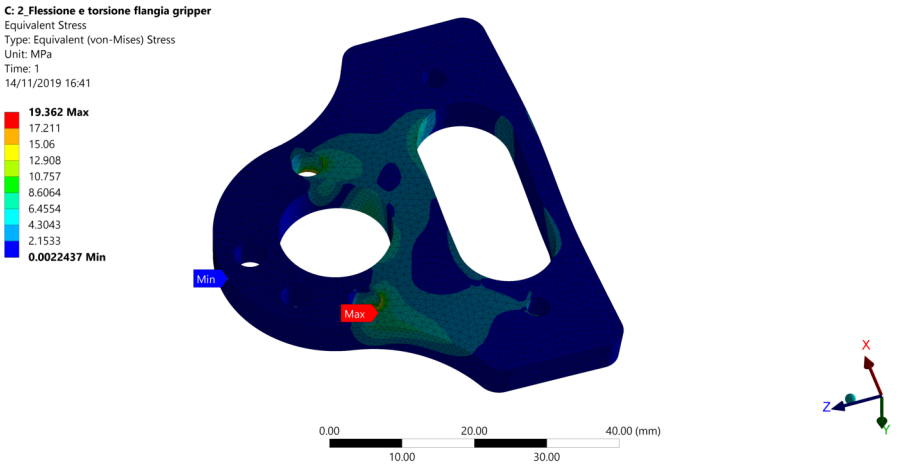


Figura 5.100: Risultato della FEM in termini tensione

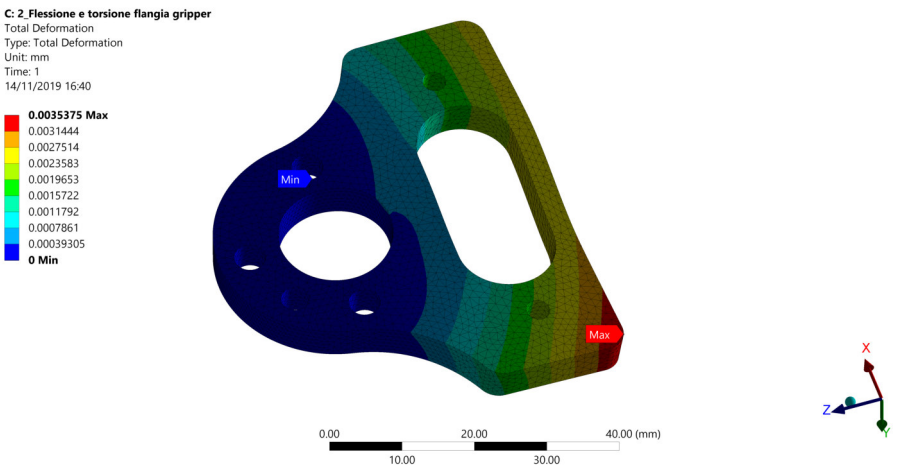


Figura 5.101: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi di deformazione flangia gripper-polso

5.8.3 Deformazione piastra collegamento polso-struttura

Parte dal modello della piastra di collegamento tra polso e la struttura che collega lo stelo del cilindro alle due guide, esso è sollecitato dal peso del sistema composto da polso, gripper e elementi trasportati.

Nome analisi		3-Deformazione per peso della flangia polso		
Vincoli		Cilindrico viti e spine con interasse minore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso polso (critico)		
	Modulo calcolato	F_1	33	N
	Modulo simulato	F_1	60	N
	Direzione	Perpendicolare piano		
	Verso	Uscente (verso il basso)		

Tabella 5.19: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi di deformazione piastra collegamento polso-struttura

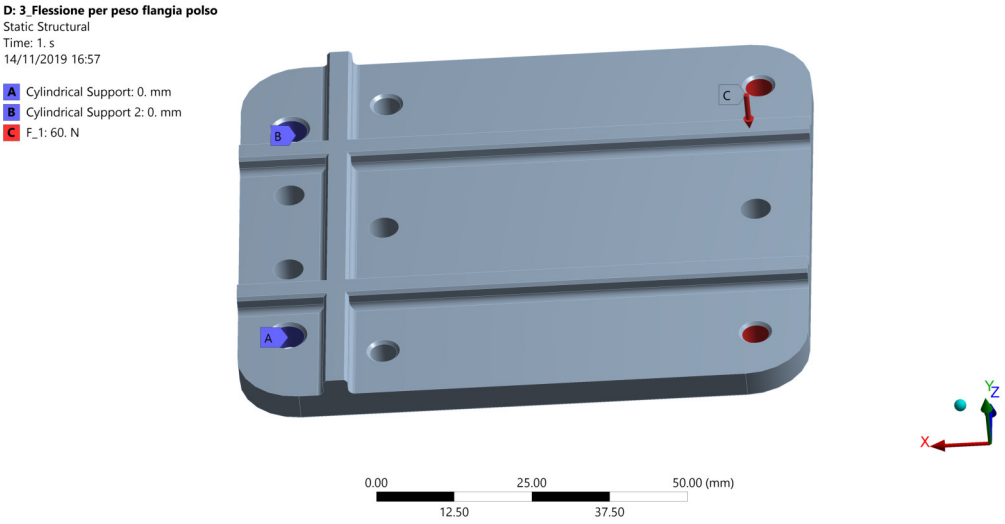


Figura 5.102: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi di deformazione piastra collegamento polso-struttura riportata in tabella 5.19

Questo elemento non risulta particolarmente critico per via della particolare struttura rinforzata che è stata progettata iterativamente, si potrebbe valutarne la realizzazione in lega di alluminio, molto meno prestante dell'acciaio analizzato, prestando però grossa attenzione alla deformazione totale dell'elemento.

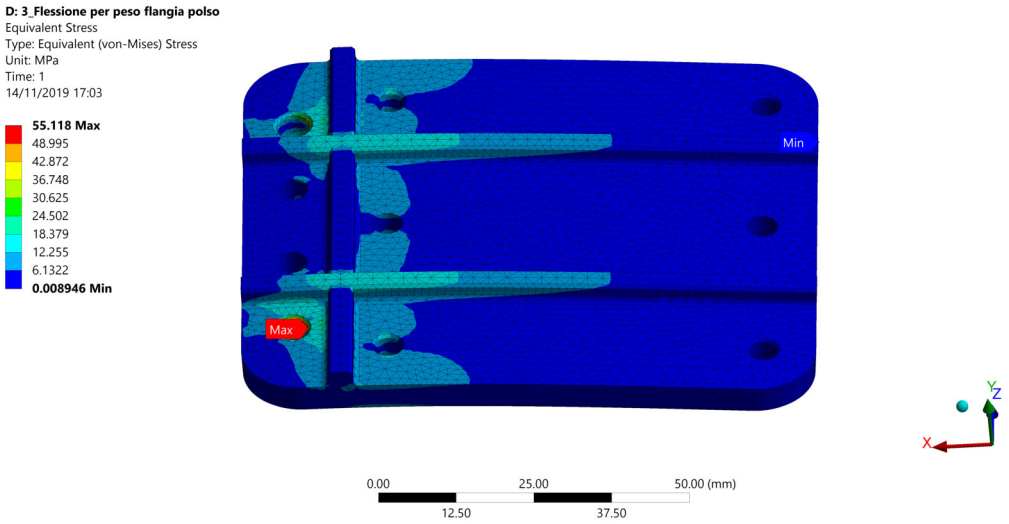


Figura 5.103: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi di deformazione piastra collegamento polso-struttura

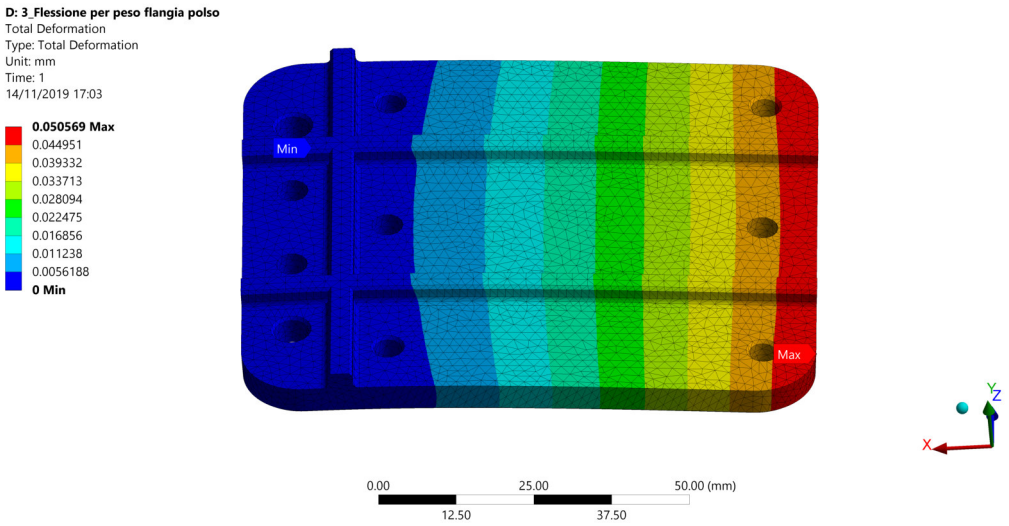


Figura 5.104: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi di deformazione piastra collegamento polso-struttura

5.8.4 Piastra mobile interna

Questa analisi è preposta allo studio della deformazione della piastra mobile interna al raggiungimento della posizione estesa del cilindro. Serve per studiare come si comporta questa piastra applicandole il carico dato dalla pressione all'interno del cilindro (pari a 1006 N per 8 bar di pressione, valore ottenuto da tabella dell'azienda produttrice del cilindro) e ricordando la funzione di fine corsa della flangia esterna, che limita il moto agendo sulle guide laterali. Questo elemento si studia ponendo il vincolo di traslazione sui sostegni delle guide e i carichi del cilindro come quelli del peso del polso (con gli altri elementi) nelle giuste posizioni di applicazione.

Nome analisi		4-Piastra mobile interna forza fuoriuscita		
Vincoli		Cilindrico in fori per guide scanalate		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso polso e gripper con flange (critico)		
	Modulo calcolato	F_1	55	N
	Modulo simulato	F_1	60	N
	Direzione	Perpendicolare piano (fori dall'alto)		
	Verso	Entrante (verso il basso)		
Forza 2	Descrizione carico	Forza massima di uscita del cilindro)		
	Modulo calcolato	F_2	1006	N
	Modulo simulato	F_2	1010	N
	Direzione	Perpendicolare al piano		
	Verso	Entrante (verso interno)		

Tabella 5.20: Tabella riassuntiva del setup dell'analisi sulla piastra mobile interna

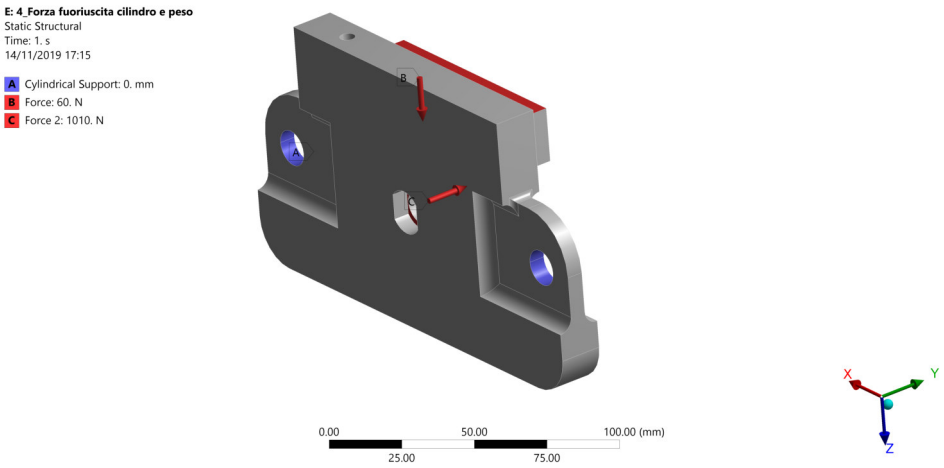


Figura 5.105: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla piastra mobile interna riportata in tabella 5.20

In questo caso i valori di tensione e deformazione risultano molto bassi per via della progettazione altamente cautelativa effettuata, si potrebbe valutare l'impiego di materiali con prestazioni inferiori anche per diminuire il peso dello stesso elemento (stimato intorno a $1,7\ kg$ per l'acciaio) in modo tale da ridurre la flessione delle guide all'estremo in posizione di estensione del braccio.

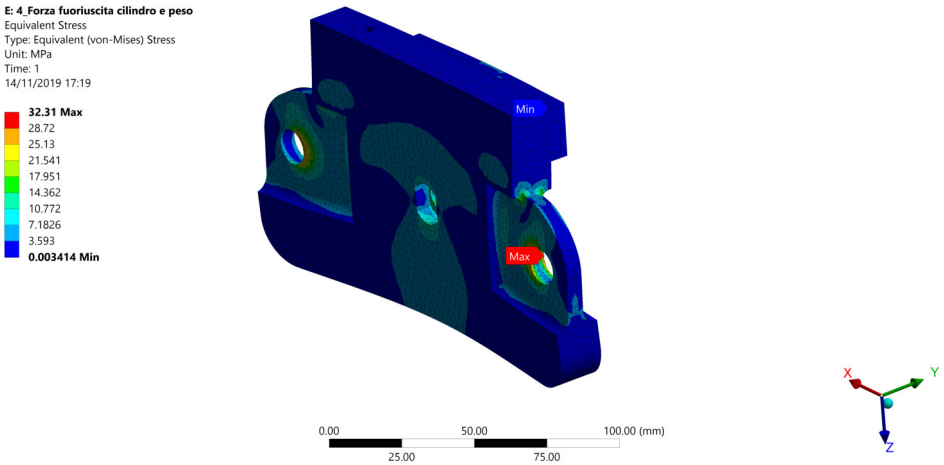


Figura 5.106: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla piastra mobile interna

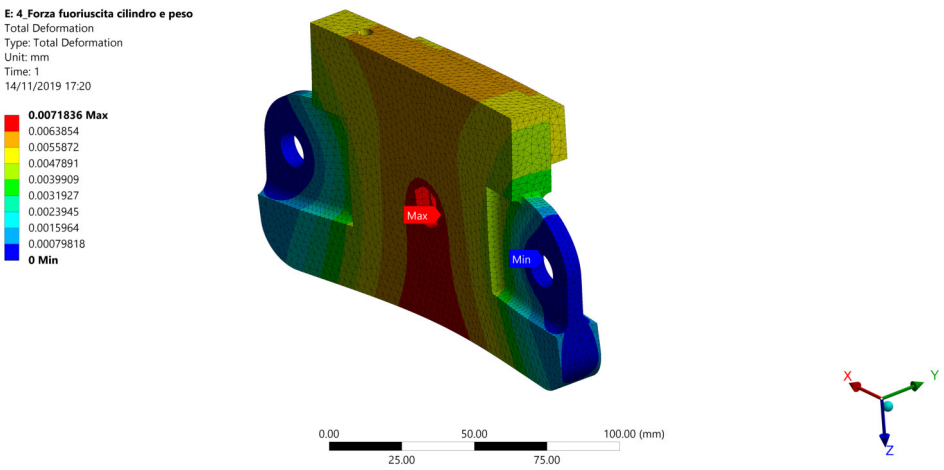


Figura 5.107: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla piastra mobile interna

5.8.5 Struttura principale con braccio retratto

Questa analisi si basa sullo studio della piastra principale sotto la sollecitazione del cilindro in posizione retratta con la pressione interna a 8 *bar* (da catalogo sviluppa 845 N). La geometria è semplificata alla piastra principale con finecorsa interno e pista mobile relativa che preme su essa, per completezza di analisi è stata inserita la vite che gestisce la regolazione del finecorsa in modo tale da poter studiare la presenza del solo attrito nella parte inferiore di collegamento del finecorsa. I vincoli sono posti solo in corrispondenza delle quattro asole ai vertici della piastra, mentre i carichi rispecchiano la configurazione in studio, dalla forza di reazione della canna del cilindro che scarica sulla struttura a quelle dei cuscinetti poste in modo tale da rispecchiare la configurazione in studio (vedi sezione precedente sui carichi dei cuscinetti). Per questa analisi è stato anche sfruttato l'impiego dei contati per studiare al meglio il comportamento del finecorsa, attribuendo ad esso la possibilità di muoversi come se fosse mantenuto in posizione dalla sola vite di regolazione e permettendo lo scorrimento con il dovuto attrito tra la flangia mobile e il finecorsa.

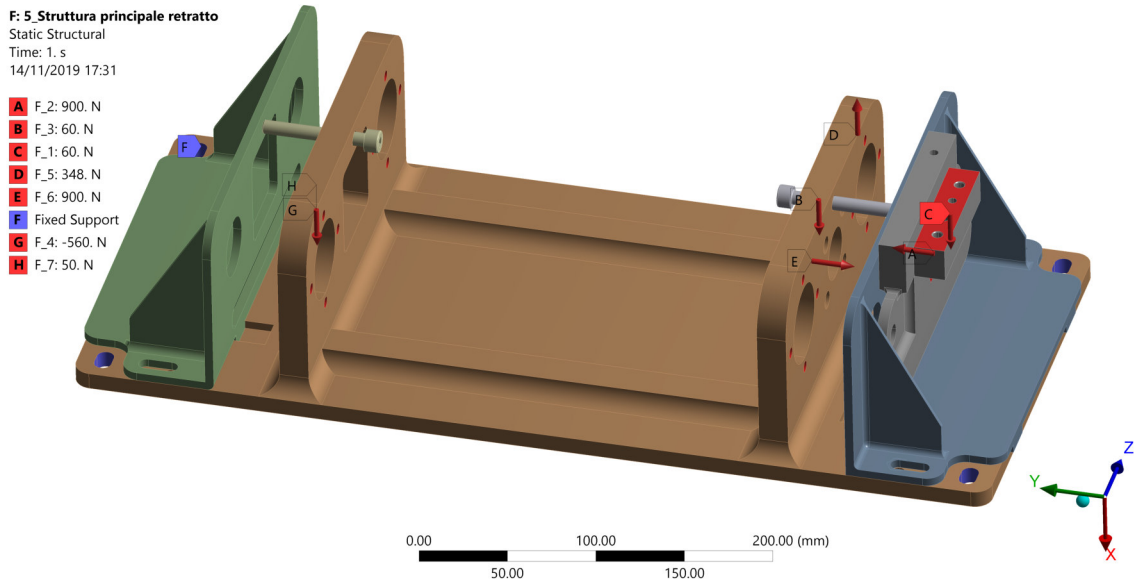


Figura 5.108: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla struttura principale con braccio retratto riportata in tabella 5.21

Nome analisi		5-Struttura principale esteso		
Vincoli		4 fori in piastra principale (asole)		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso polso e gripper su flangia mobile		
	Modulo calcolato	F_1	55	N
	Modulo simulato	F_1	60	N
	Direzione	Perpendicolare piano (fori dall'alto)		
	Verso	Entrante (verso il basso)		
Forza 2	Descrizione carico	Forza di rientro cilindro		
	Modulo calcolato	F_2	845	N
	Modulo simulato	F_2	900	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di sostegno cilindro		
	Verso	Entrante (verso l'esterno)		
Forza 3	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_3	34	N
	Modulo simulato	F_3	60	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo canna		
	Verso	Verso il basso		
Forza 4	Descrizione carico	Carico sui cuscinetti B da retratto		
	Modulo calcolato	F_4	-552	N
	Modulo simulato	F_4	-560	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetto B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 5	Descrizione carico	Carico sui cuscinetti A da retratto		
	Modulo calcolato	F_5	348	N
	Modulo simulato	F_5	350	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetto A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 6	Descrizione carico	Reazione alla forza di rientro		
	Modulo calcolato	F_6	845	N
	Modulo simulato	F_6	900	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di sostegno cilindro		
	Verso	Entrante (verso l'interno)		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti		
	Modulo calcolato	F_7	23	N
	Modulo simulato	F_7	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.21: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla struttura principale con braccio retratto

Lo spostamento critico ottenuto, assieme alla tensione massima ci pone in una condizione cautelativa accettabile seppur introducendo la possibilità di ridurre il peso della struttura (parecchio pesante e voluminosa).

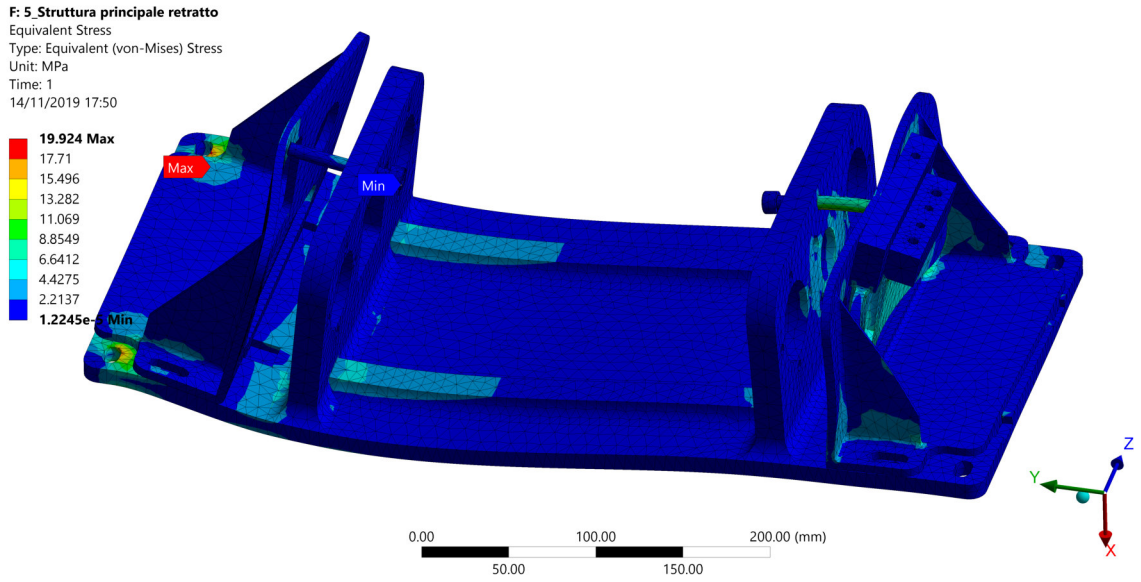


Figura 5.109: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla struttura principale con braccio retratto

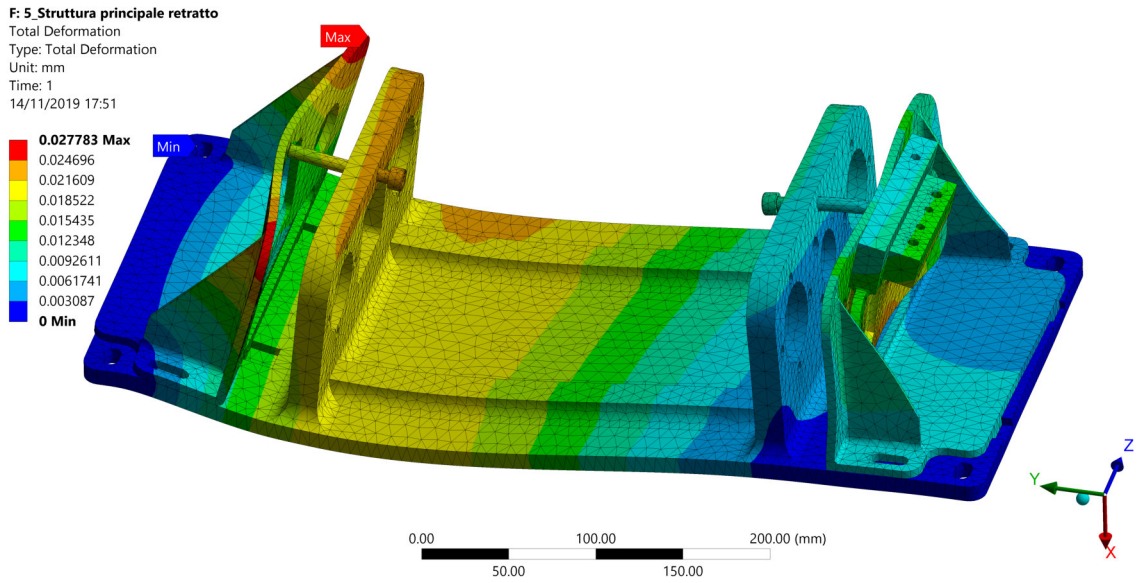


Figura 5.110: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla struttura principale con braccio retratto

5.8.6 Struttura principale con braccio esteso

Questa simulazione, molto simile alla precedente, include un modello molto simile, ma sviluppato per studiare la deformazione della piastra principale sotto i carichi di lavoro in posizione del braccio esteso. Sia le forze di reazione della canna del cilindro che quelle dei cuscinetti sono adeguate di conseguenza. In questo caso sono aggiunti anche i carichi derivanti dal sistema di cablaggio vincolato sulla flangia esterna.

Nome analisi		6-Struttura principale esteso		
Vincoli		4 fori in piastra principale (asole)		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso sistema cablaggio su piastra mobile		
	Modulo calcolato	F_1	17	N
	Modulo simulato	F_1	20	N
	Direzione	Perpendicolare piano (fori dall'alto)		
	Verso	Entrante (verso il basso)		
Forza 2	Descrizione carico	Forza di fuoriuscita cilindro		
	Modulo calcolato	F_2	1006	N
	Modulo simulato	F_2	1010	N
	Direzione	Perpendicolare al piano su piastra mobile esterna		
	Verso	Entrante (verso l'esterno)		
Forza 3	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_3	34	N
	Modulo simulato	F_3	60	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo canna		
	Verso	Verso il basso		
Forza 4	Descrizione carico	Carico sui cuscinetti A da retratto		
	Modulo calcolato	F_4	-700	N
	Modulo simulato	F_4	-700	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetto A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 5	Descrizione carico	Carico sui cuscinetti B da retratto		
	Modulo calcolato	F_5	513	N
	Modulo simulato	F_5	520	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetto B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 6	Descrizione carico	Reazione alla forza di fuoriuscita		
	Modulo calcolato	F_6	1006	N
	Modulo simulato	F_6	1010	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di sostegno cilindro		
	Verso	Entrante (verso l'interno)		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti		
	Modulo calcolato	F_7	23	N
	Modulo simulato	F_7	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.22: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla struttura principale con braccio esteso

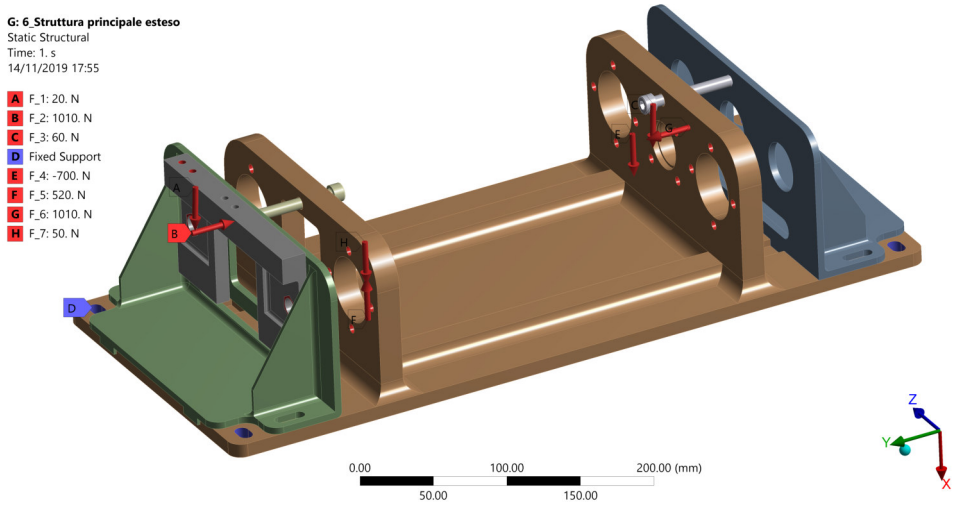


Figura 5.111: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla struttura principale con braccio esteso riportata in tabella 5.22

Anche questa analisi fornisce dei dati incoraggianti sull'affidabilità della progettazione, sottoponendo anche in questo caso la possibilità di cambio del materiale.

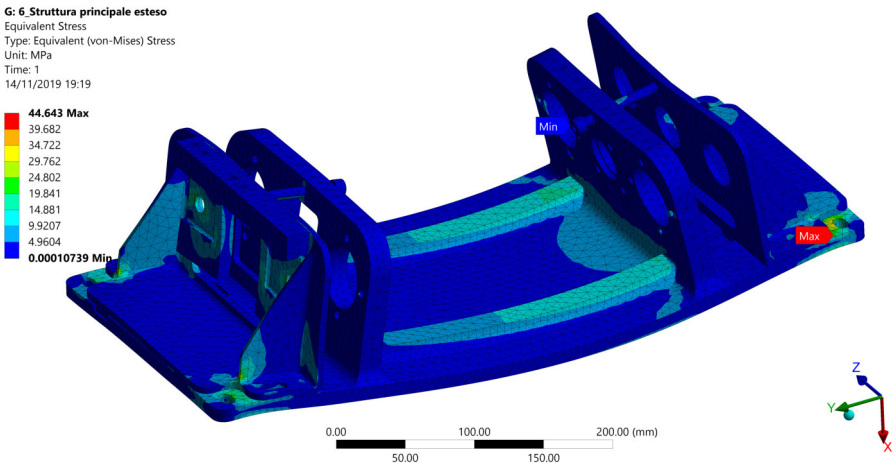


Figura 5.112: Risultato della FEM in termini di tensione

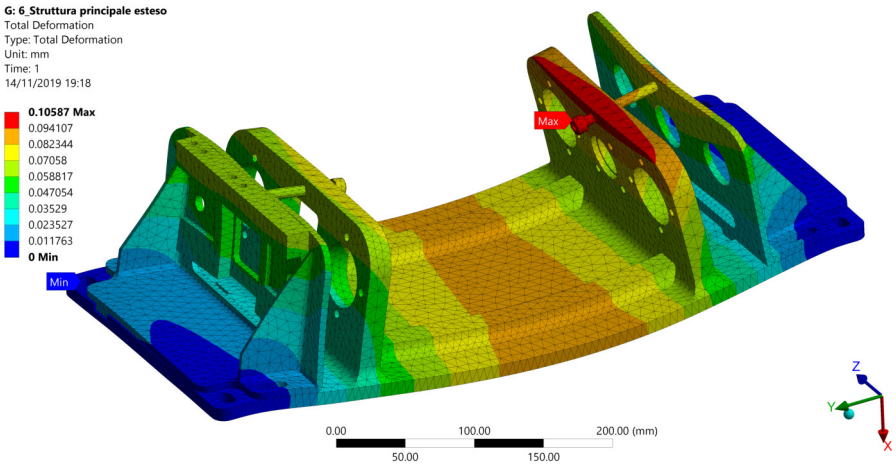


Figura 5.113: Risultato della FEM in termini di deformazione

5.8.7 Piattina di sostegno superiore porta cavi

Qui si simula la piattina superiore di sostegno dei porta cavi. Si vincola nella parte di collegamento con la flangia mobile esterna, con il carico dei cavi e della catena porta cavi nel foro più distante da essa. Si aggiunge anche un uguale forza uguale a quella peso per simulare la tenuta durante lo scorrimento. Questa simulazione è finalizzata, assieme a tutte quelle del sistema di cablaggio, per valutare la possibilità di impiegare materiali più leggeri e meno costosi, considerando il fatto che questo sistema non richiede grosse precisioni né precise caratteristiche.

Nome analisi		7-Piattina catena portacavi		
Vincoli		4 fori allineati		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso sistema cablaggio su piastra mobile		
	Modulo calcolato	F_1	17	N
	Modulo simulato	F_1	20	N
	Direzione	Perpendicolare piano (fori dall'alto)		
	Verso	Entrante (verso il basso)		
Forza 2	Descrizione carico	Forza portata dal movimento		
	Modulo calcolato	F_2	17	N
	Modulo simulato	F_2	20	N
	Direzione	Parallelo al piano su fori di vincolo catena portacavi		
	Verso	Verso del movimento verso l'esterno		

Tabella 5.23: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla piattina di sostegno superiore porta cavi

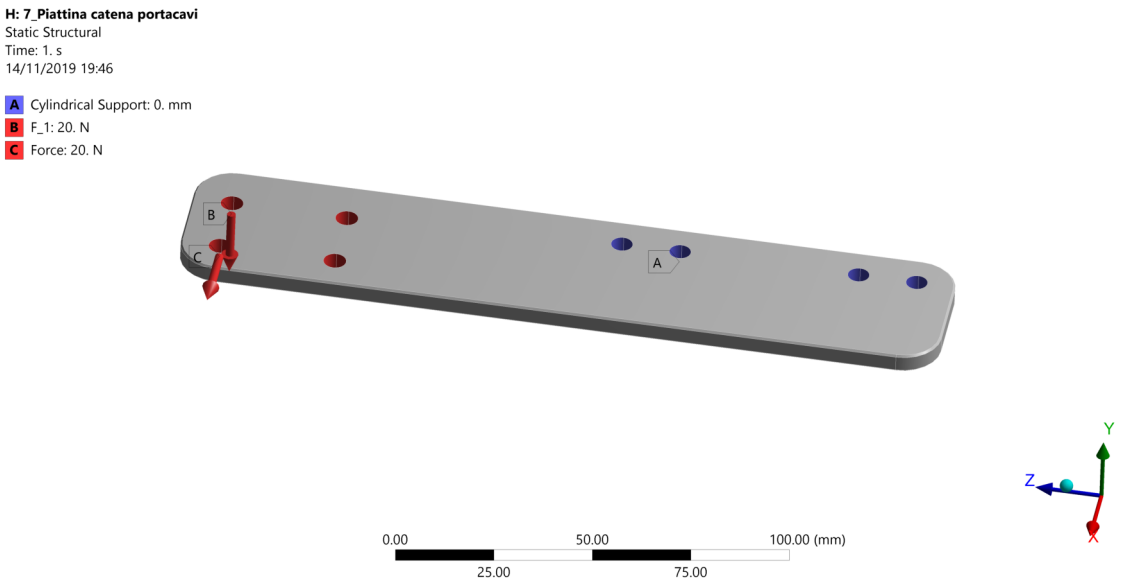


Figura 5.114: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla piattina di sostegno superiore porta cavi riportata in tabella 5.23

L'analisi mette in mostra che per questa parte si può realizzare con un materiale più leggero e meno performante. Ad esempio, viste le tensioni così contenute si potrebbe pensare di realizzarlo in Alluminio.

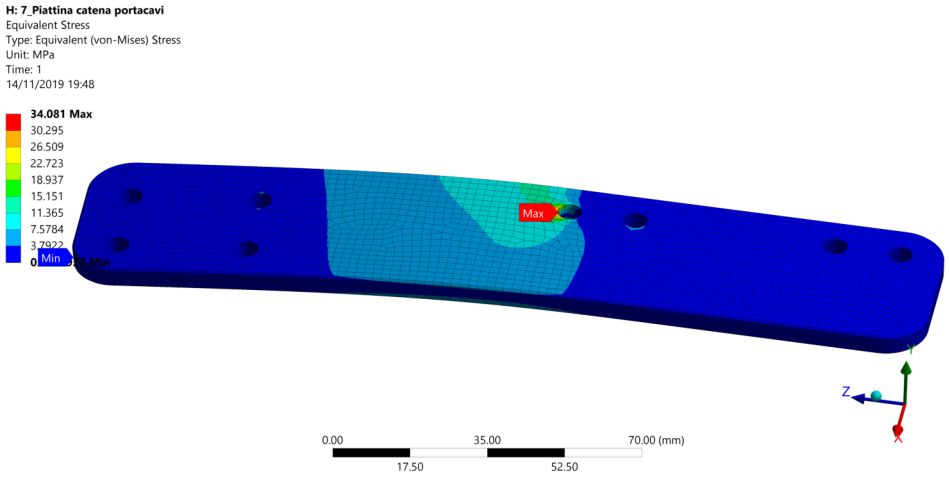


Figura 5.115: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla piattina di sostegno superiore porta cavi

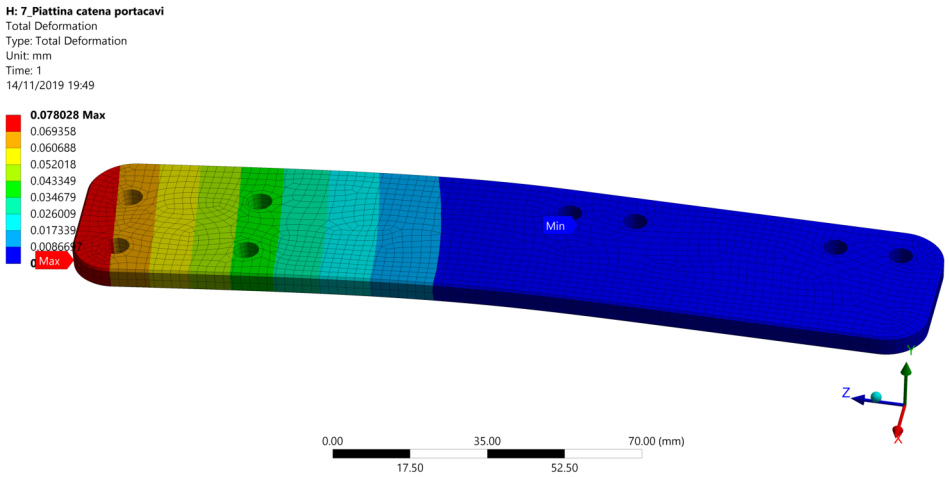


Figura 5.116: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla piattina di sostegno superiore porta cavi

5.8.8 Tubolare di sostegno inferiore porta cavi

Anche questa analisi è svolta per valutare la possibilità di usare un materiale più leggero nel tubolare di sostegno della catena porta cavi. Si simula vincolando i punti di presenza delle viti nelle due zone di ancoraggio al telaio triangolare, mentre all'altro estremo si pone un carico pari alla somma di un ipotetico cablaggio e della catena porta cavi.

Nome analisi		8-Tubolare sostegno portacavi		
Vincoli		2 fori allineati su lato minore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso sistema portacavi		
	Modulo calcolato	F_1	17	N
	Modulo simulato	F_1	50	N
	Direzione	Perpendicolare piano (foro all'estremo)		
	Verso	Entrante (verso il basso)		

Tabella 5.24: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sul tubolare di sostegno inferiore porta cavi

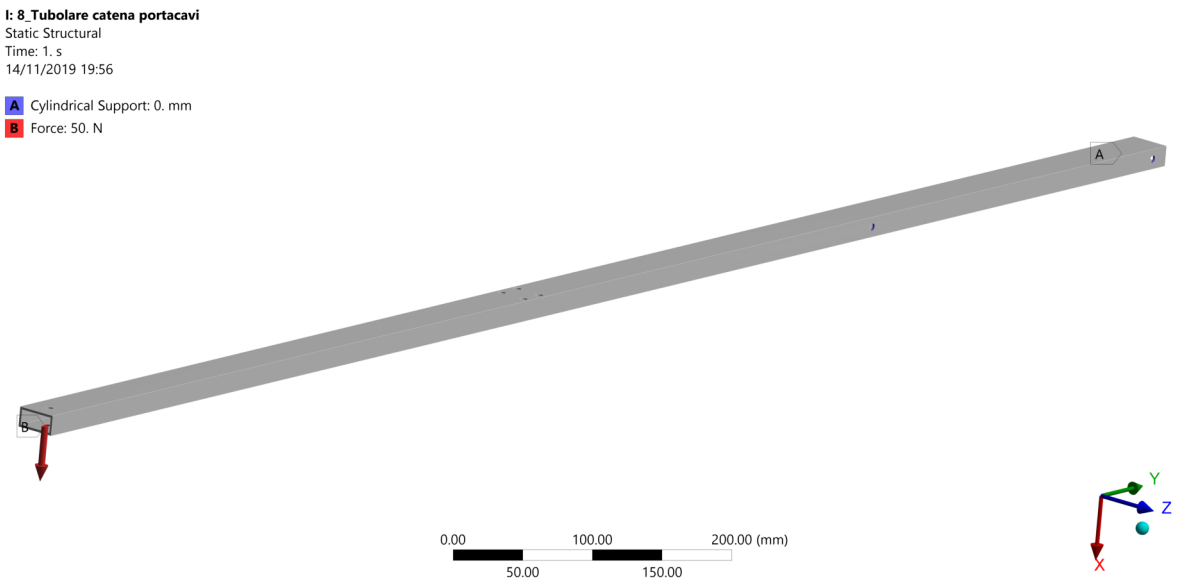


Figura 5.117: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sul tubolare di sostegno inferiore porta cavi riportata in tabella 5.24

Questa analisi mostra una deformazione molto ampia pari a 13 mm con un carico tendente a 300 Mpa, questo mette in mostra la negata possibilità di variare il materiale da quello di partenza (con tensione di snervamento pari a 540 Mpa), se non modificando la geometria e scaricando le tensioni massime ad esempio aumentando la sezione del tubolare.

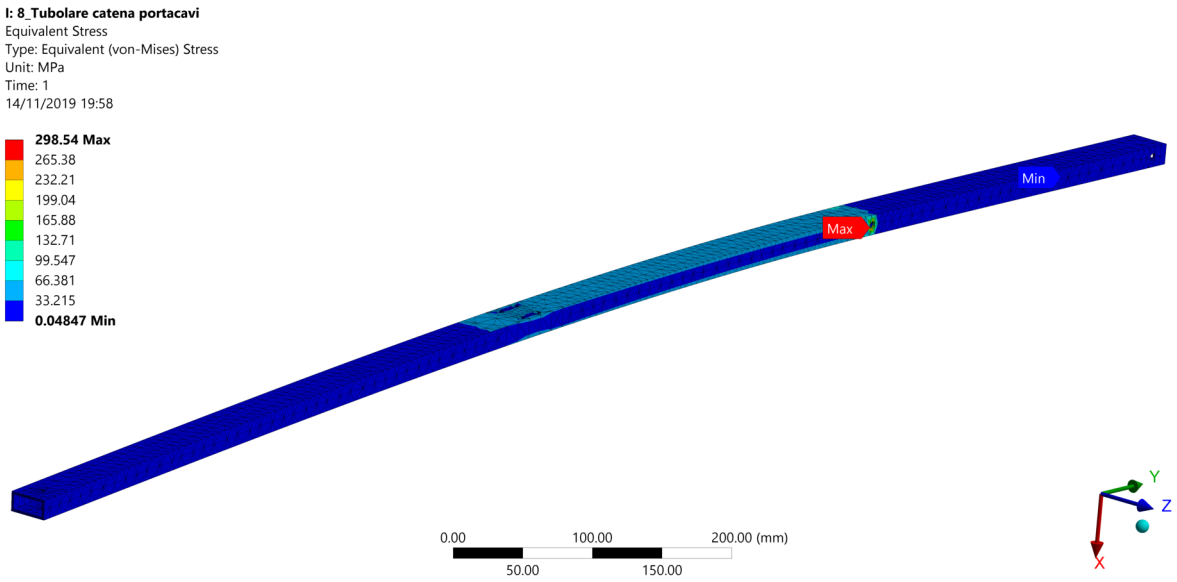


Figura 5.118: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sul tubolare di sostegno inferiore porta cavi

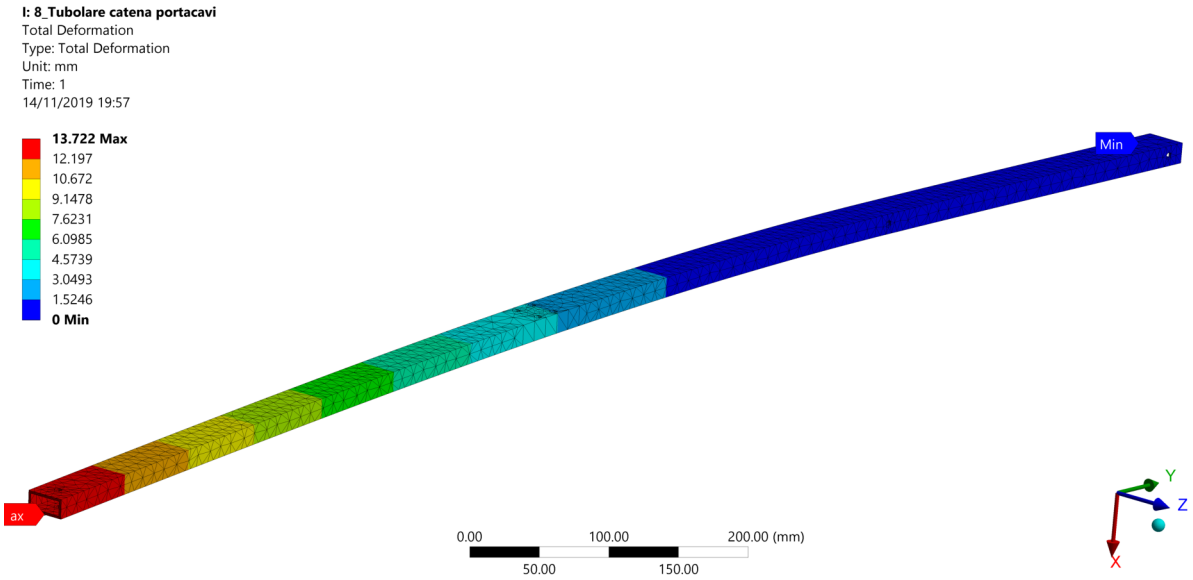


Figura 5.119: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sul tubolare di sostegno inferiore porta cavi

5.8.9 Struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto

Questa analisi è definita in condizioni standard siccome non prevede l'avvenimento di nessuna condizione critica se non quella di classico funzionamento. Questo genere di simulazioni sulla struttura di sostegno comprende una geometria composta dal telaio triangolare, la piastra di sostegno principale, delle due guide con il relativo collegamento alla struttura sottostante e il supporto dello storage. Non essendo presenti più i finecorsa, al fine di alleggerire il modello, la forza del cilindro applicata a questo elemento si considera completamente scaricata dalla vite di regolazione quindi applicata al foro filettato che la mantiene in posizione.

Studiando la posizione retratta si considerano prima di tutto i carichi caratterizzanti questa configurazione, ovvero quelli dei cuscinetti e del cilindro applicati alle corrette superfici mentre per il sistema di storage si riportano tutti i pesi applicati al supporto considerando vuota la flangia porta-targets. Questo espediente si realizza siccome nella posizione a braccio retratto il carico preponderante è quello di ribaltamento verso l'esterno e la forza peso dello storage pieno rappresenterebbe un momento opposto a quelli di carico applicati: si compie questa scelta al fine di visualizzare la deformazione massima che si avrebbe in questa condizione.

Nome analisi		9-sostegno triangolare braccio retratto		
Vincoli		4 fori piastra inferiore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_1	34	N
	Modulo simulato	F_1	50	N
	Direzione	Perpendicolare piano di vincolo		
	Verso	Verso il basso		
Forza 2	Descrizione carico	Carico su cuscinetti A		
	Modulo calcolato	F_2	348	N
	Modulo simulato	F_2	350	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 3	Descrizione carico	Carico su cuscinetti B		
	Modulo calcolato	F_3	-552	N
	Modulo simulato	F_3	-560	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 4	Descrizione carico	Carico da uso cilindro (rientro)		
	Modulo calcolato	F_4	845	N
	Modulo simulato	F_4	900	N
	Direzione	Direzione cilindro su foro vite regolazione interna		
	Verso	Verso l'esterno		
Forza 5	Descrizione carico	Carico di reazione da uso cilindro (rientro)		
	Modulo calcolato	F_5	845	N
	Modulo simulato	F_5	900	N
	Direzione	Direzione cilindro su vincolo canna		
	Verso	Verso l'interno		
Forza 6	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti lineari		
	Modulo calcolato	F_6	23	N
	Modulo simulato	F_6	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso cablaggio		
	Modulo calcolato	F_7	41	N
	Modulo simulato	F_7	70	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di vincolo tubolare storage		
	Verso	Verso il basso		
Forza 8	Descrizione carico	Carico da peso attuatore lineare storage		
	Modulo calcolato	F_8	32	N
	Modulo simulato	F_8	20	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio attuatore		
	Verso	Verso il basso		
Forza 9	Descrizione carico	Carico da peso storage vuoto (minorato)		
	Modulo calcolato	F_9	85	N
	Modulo simulato	F_9	40	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio storage		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.25: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto

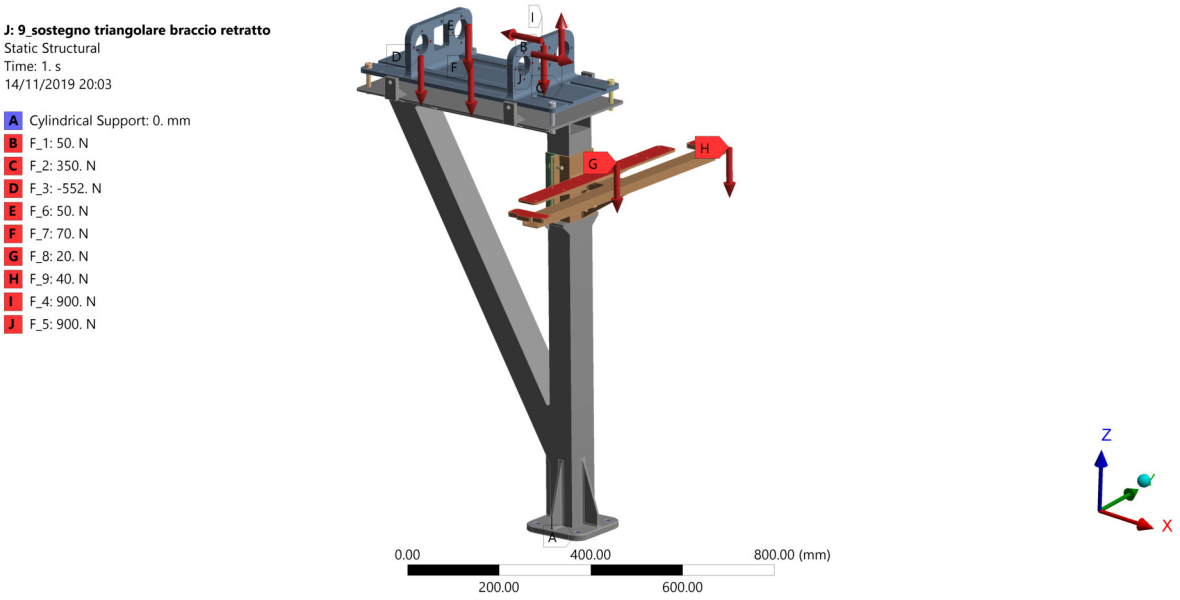


Figura 5.120: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto riportata in tabella 5.25

La distribuzione delle tensioni mette in mostra differenti zone di massimo localizzate in particolare nelle zone di giunzione della struttura triangolare con la piattaforma (in parte già scaricate con il sistema di nervature) raggiungendo invece un massimo nel frame dello storage dove esso si congiunge con la struttura triangolare. I valori ottenuti comunque risultano accettabili con un buon coefficiente di sicurezza ottenendo un valore di deformazione pari a $0,36\ mm$, accettabile per la precisione richiesta.

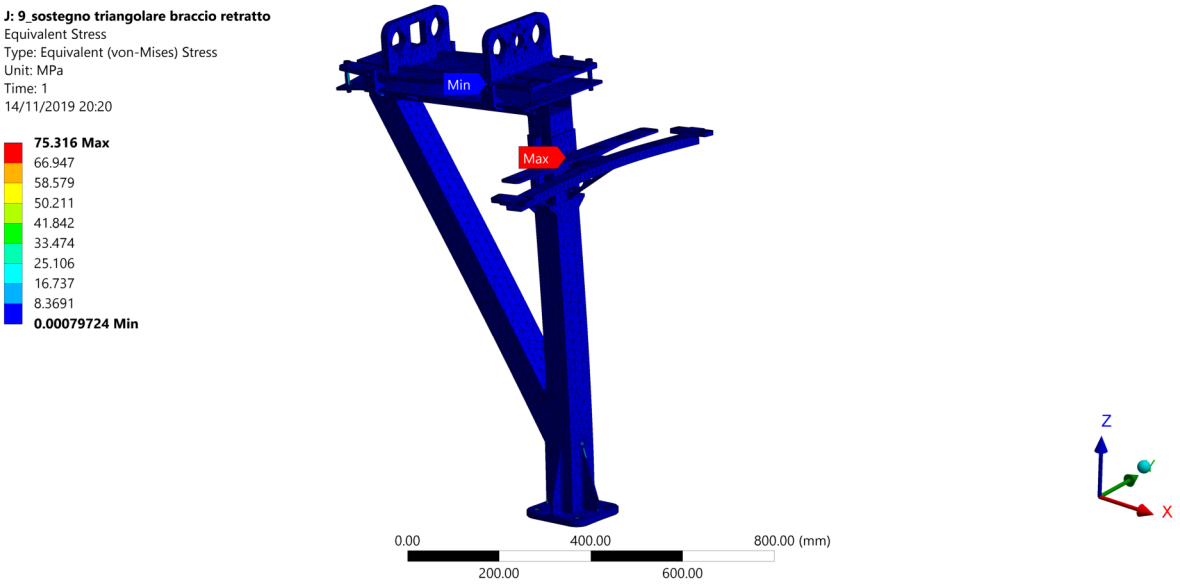


Figura 5.121: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto

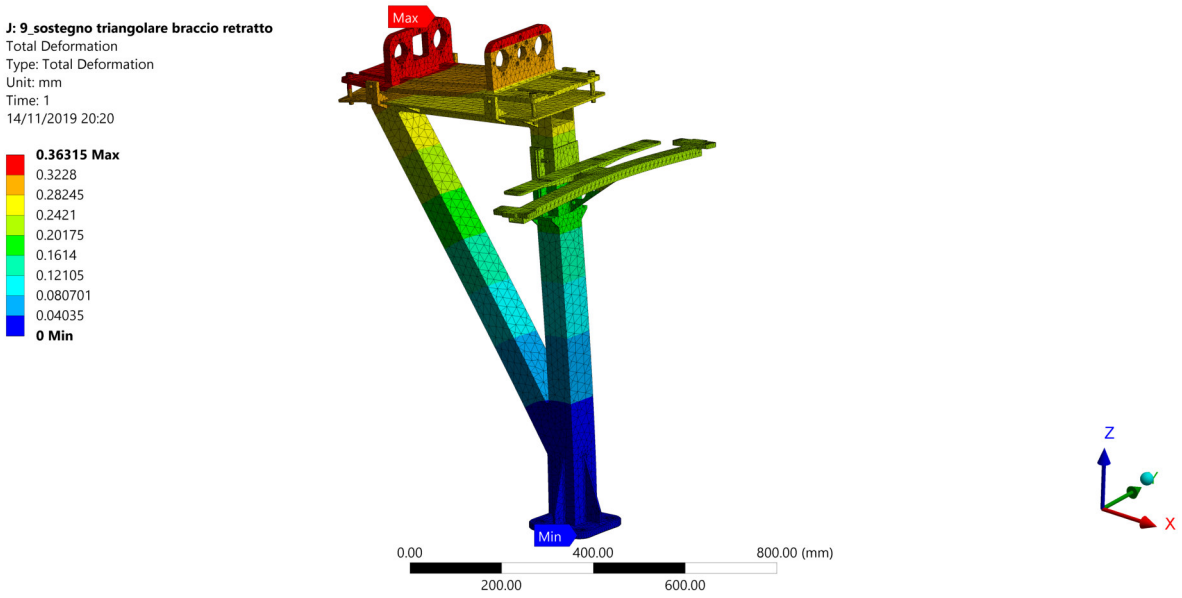


Figura 5.122: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio retratto

5.8.10 Struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso

Per questa analisi valgono tutte le considerazioni fatte precedentemente, considerando in questo caso il momento ribaltante applicato alla struttura sarà prevalentemente diretto verso la camera di scattering; quindi, per gravare nella condizione critica il sistema, risulta opportuno studiare lo storage da pieno, quindi a massimo carico.

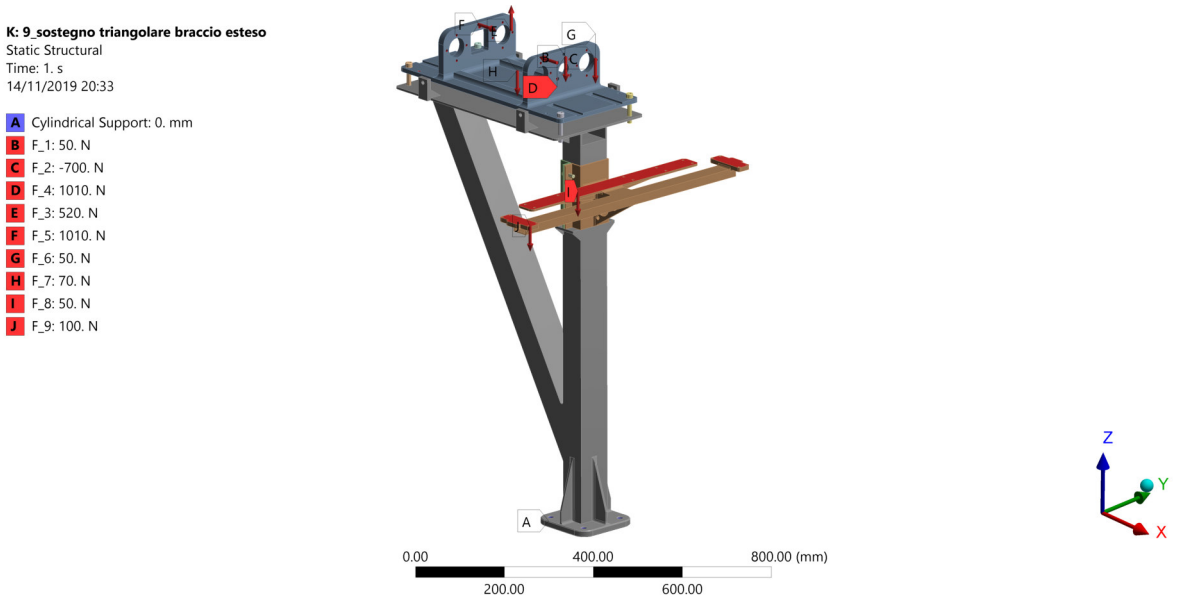


Figura 5.123: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso riportata in tabella 5.26

Nome analisi		9-sostegno triangolare braccio esteso		
Vincoli		4 fori piastra inferiore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_1	34	N
	Modulo simulato	F_1	50	N
	Direzione	Perpendicolare piano di vincolo		
	Verso	Verso il basso		
Forza 2	Descrizione carico	Carico su cuscinetti A		
	Modulo calcolato	F_2	-700	N
	Modulo simulato	F_2	-700	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 3	Descrizione carico	Carico su cuscinetti B		
	Modulo calcolato	F_3	513	N
	Modulo simulato	F_3	520	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 4	Descrizione carico	Carico di reazione da uso cilindro (fuoriuscita)		
	Modulo calcolato	F_4	1006	N
	Modulo simulato	F_4	1010	N
	Direzione	Direzione cilindro su vincolo canna		
	Verso	Verso l'esterno		
Forza 5	Descrizione carico	Carico da uso cilindro (fuoriuscita)		
	Modulo calcolato	F_5	845	N
	Modulo simulato	F_5	900	N
	Direzione	Direzione cilindro su foro vite di regolazione esterno		
	Verso	Verso l'interno		
Forza 6	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti lineari		
	Modulo calcolato	F_6	23	N
	Modulo simulato	F_6	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso cablaggio		
	Modulo calcolato	F_7	41	N
	Modulo simulato	F_7	70	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di vincolo tubolare storage		
	Verso	Verso il basso		
Forza 8	Descrizione carico	Carico da peso attuatore lineare storage		
	Modulo calcolato	F_8	32	N
	Modulo simulato	F_8	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio attuatore		
	Verso	Verso il basso		
Forza 9	Descrizione carico	Carico da peso storage pieno (maggiorato)		
	Modulo calcolato	F_9	85	N
	Modulo simulato	F_9	100	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio storage		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.26: Tabella riassuntiva del setup dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso

Questa simulazione è la più importante per analizzare il funzionamento e la precisione della struttura principale, siccome è quella che mette in mostra la condizione di massimo affaticamento della struttura in condizione standard di lavoro. Si ottiene una tensione massima di 46 N localizzata in particolare in vicinanza delle viti di collegamento tra la parte inferiore e superiore, valore ampiamente tollerabile. Lo spostamento massimo, molto ridotto, è localizzato nella flangia superiore giustificabile come derivante dalla forza di reazione tra stelo e canna del cilindro, in uscita molto alta. Il valore ottenuto, comunque non inficia eccessivamente sulla precisione del sistema, se non di pochi decimi di millimetro, valore accettabile siccome gestibile tramite la calibrazione realizzata nella zona di collegamento.

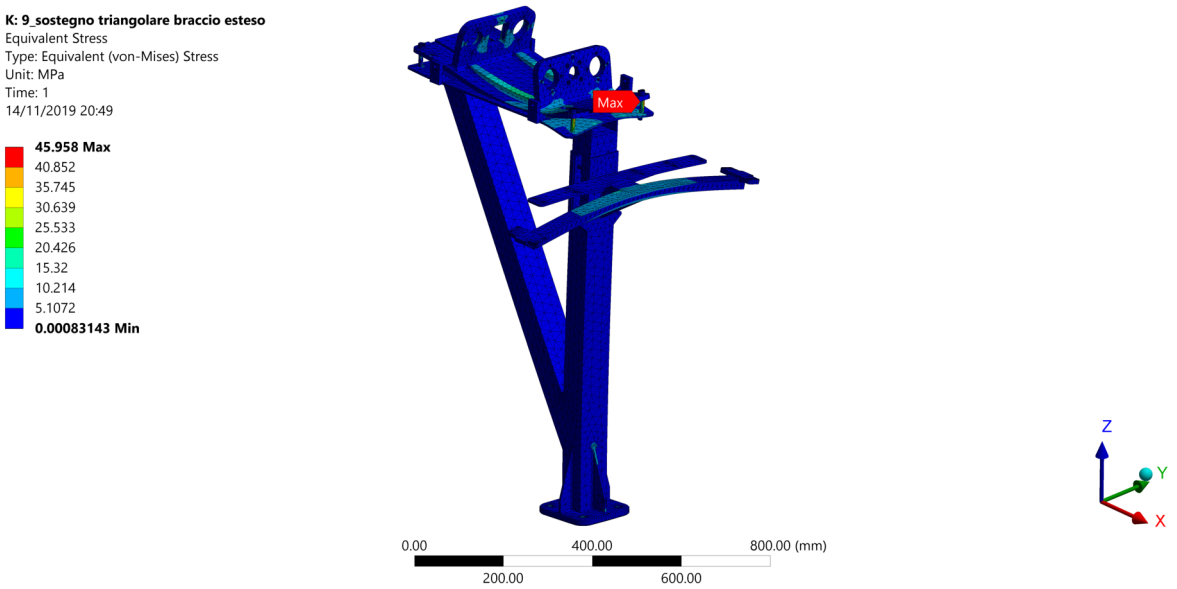


Figura 5.124: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso

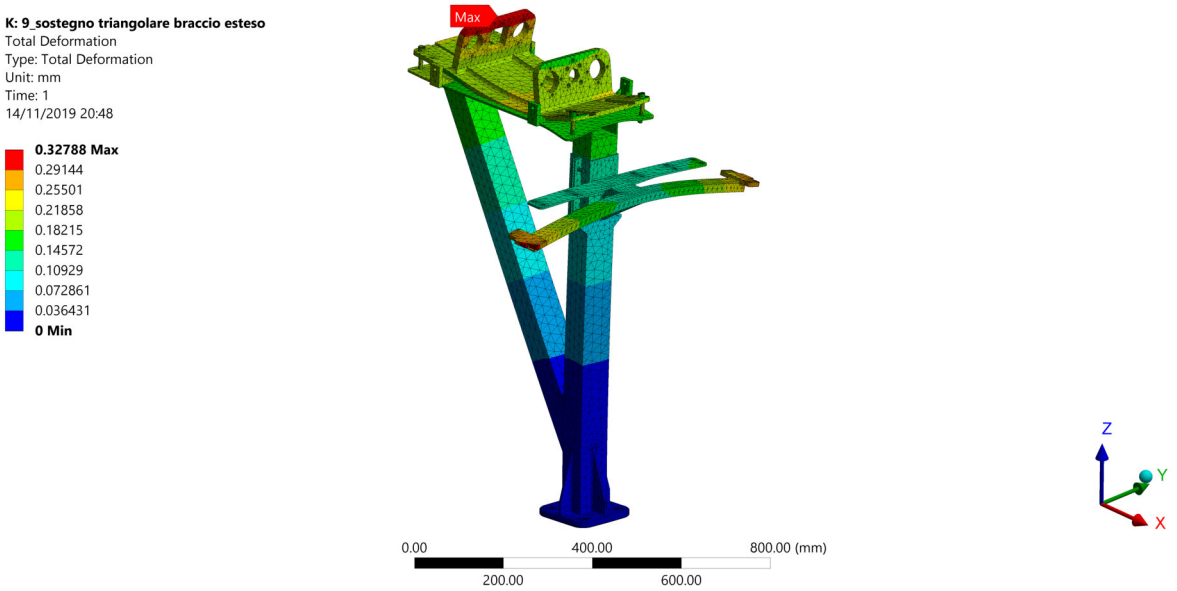


Figura 5.125: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di funzionamento standard e braccio esteso

5.8.11 Struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto

Questa analisi studia un tipo di malfunzionamento che si potrebbe verificare quando si ha una movimentazione del cilindro pneumatico principale durante un inceppamento del polso all'interno della camera: esso potrebbe avvenire per un errore nell'afferraggio del sistema di gripping o per un movimento errato del polso. Qui si vuole studiare quindi, nel caso di evento fortuito, il comportamento della struttura sotto l'effetto della forza del cilindro, non più scaricata internamente ma sviluppata su una superficie: nel caso in analisi si studia la forza di rientro del cilindro che, scaricata all'interno della camera genererebbe un momento di spinta verso la camera. Questo caso si verifica ponendo solamente la forza di reazione della canna del cilindro sul vincolo della struttura, ovviamente ponendosi nel caso del cilindro retratto (con lo storage pieno completamente per aumentare il momento di spinta verso la camera e porsi nella condizione peggiore possibile.

Lo scopo di questa analisi verificherebbe un evento talmente dannoso per la struttura da richiedere la sostituzione di molte delle parti del manipolatore, ma quello che si vuole studiare qui è la possibile rottura di parti dei telai di sostegno che potrebbero portare al danneggiamento i porta-targets cosa che si vuole scongiurare in ogni caso.

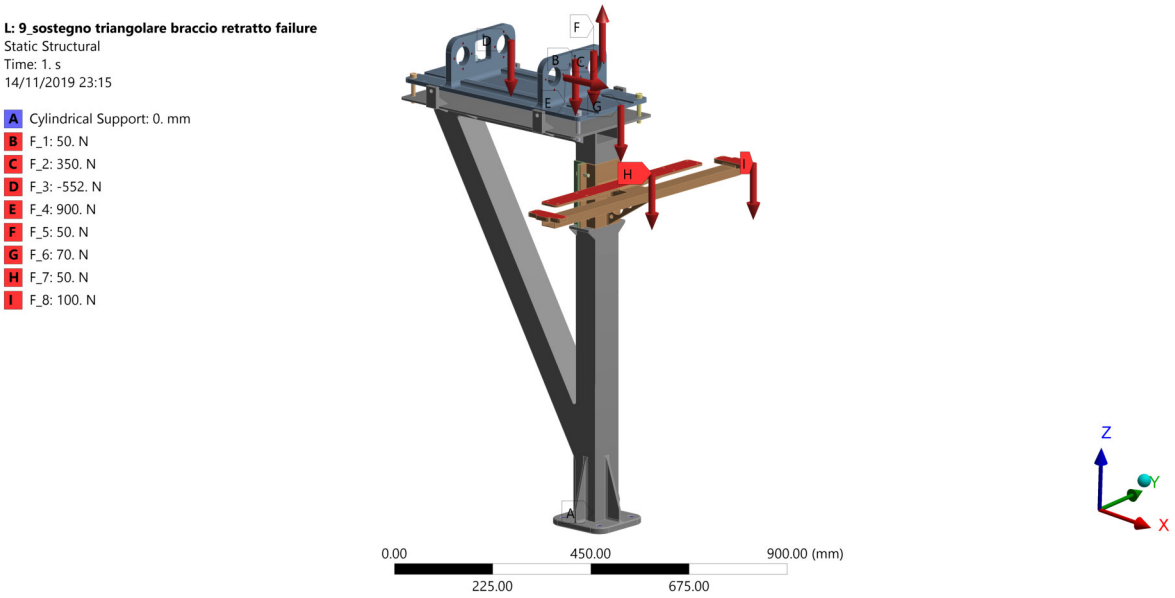


Figura 5.126: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto riportata in tabella 5.27

Nome analisi		9-sostegno triangolare braccio retratto failure		
Vincoli		4 fori piastra inferiore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_1	34	N
	Modulo simulato	F_1	50	N
	Direzione	Perpendicolare piano di vincolo		
	Verso	Verso il basso		
Forza 2	Descrizione carico	Carico su cuscinetti A		
	Modulo calcolato	F_2	348	N
	Modulo simulato	F_2	350	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 3	Descrizione carico	Carico su cuscinetti B		
	Modulo calcolato	F_3	-552	N
	Modulo simulato	F_3	-552	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 4	Descrizione carico	Carico da uso cilindro (rientro)		
	Modulo calcolato	F_4	845	N
	Modulo simulato	F_4	900	N
	Direzione	Direzione cilindro su vincolo canna		
	Verso	Verso l'interno		
Forza 5	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti lineari		
	Modulo calcolato	F_5	23	N
	Modulo simulato	F_5	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		
Forza 6	Descrizione carico	Carico da peso cablaggio		
	Modulo calcolato	F_6	41	N
	Modulo simulato	F_6	70	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di vincolo tubolare storage		
	Verso	Verso il basso		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso attuatore lineare storage		
	Modulo calcolato	F_7	32	N
	Modulo simulato	F_7	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio attuatore		
	Verso	Verso il basso		
Forza 9	Descrizione carico	Carico da peso storage pieno (maggiorato)		
	Modulo calcolato	F_9	85	N
	Modulo simulato	F_9	100	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio storage		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.27: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto

I risultati mettono in mostra la possibilità di rimanere in campo elastico con le deformazioni garantendo una tensione massima di 290 MPa, per quanto riguarda le deformazioni, in questo caso non vengono tenute in conto poiché non si considerano critiche al caso in studio.

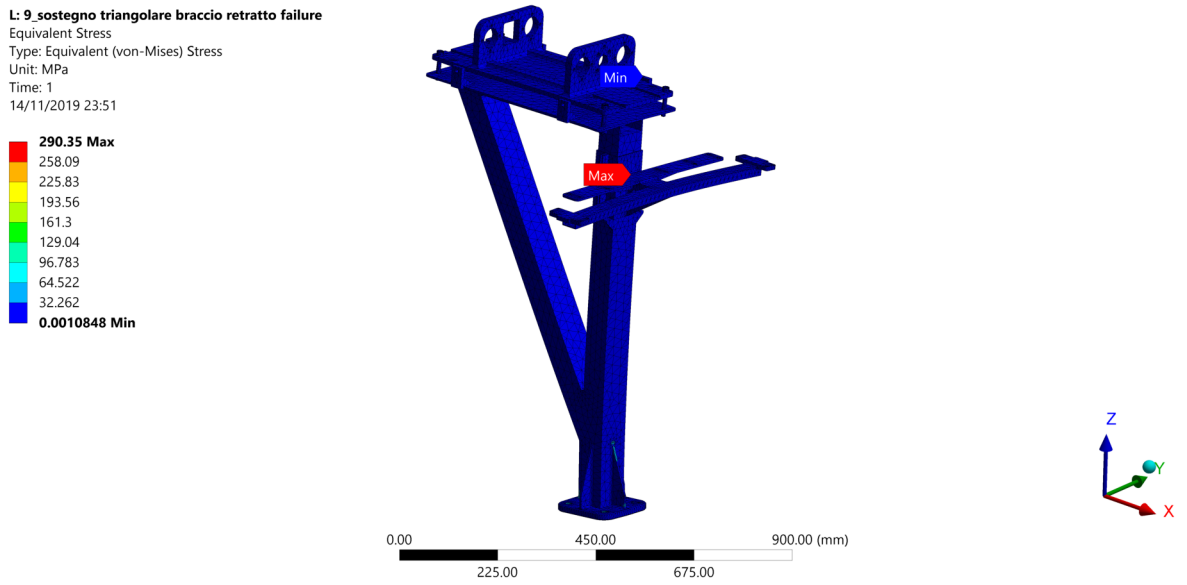


Figura 5.127: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto

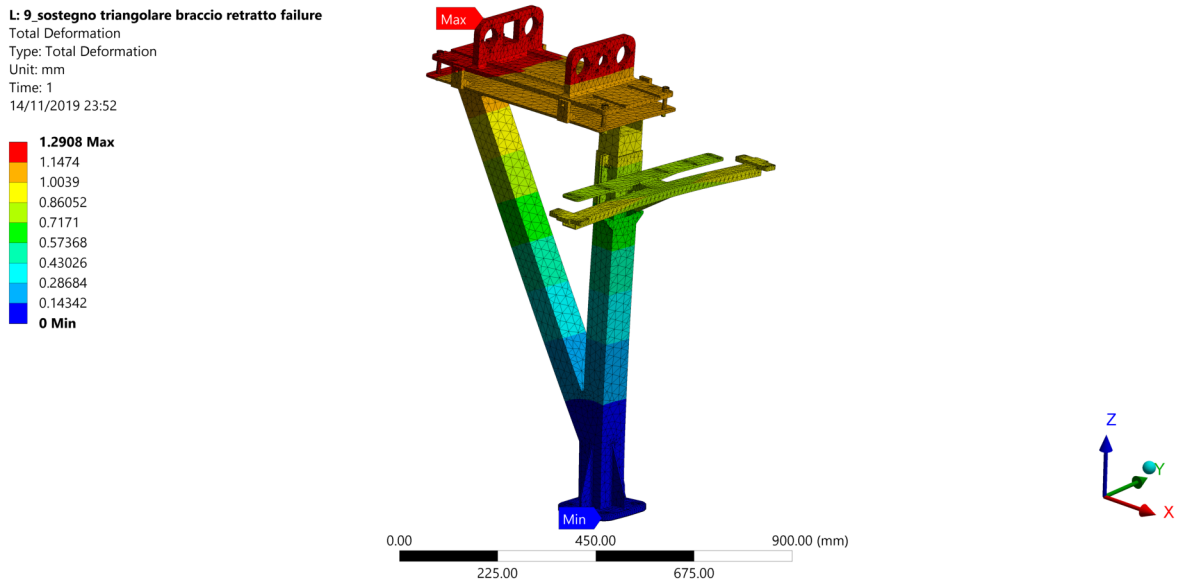


Figura 5.128: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio retratto

5.8.12 Struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso

Con questa analisi si studia un caso analogo a prima, ma nel caso che il malfunzionamento avvenga durante la procedura di estensione del braccio, come ad esempio una mancata apertura della gate valve. Esso ovviamente sarebbe rovinoso per il sistema polso e gripper, ma qui si vuole analizzare il comportamento delle struttura di supporto.

Per questa analisi si usa la configurazione del braccio esteso con lo storage completamente vuoto in modo tale da massimizzare la flessione verso l'esterno.

Nome analisi		9-sostegno triangolare braccio esteso failure		
Vincoli		4 fori piastra inferiore		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso cilindro		
	Modulo calcolato	F_1	34	N
	Modulo simulato	F_1	50	N
	Direzione	Perpendicolare piano di vincolo		
	Verso	Verso il basso		
Forza 2	Descrizione carico	Carico su cuscinetti A		
	Modulo calcolato	F_2	-700	N
	Modulo simulato	F_2	-700	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti A		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 3	Descrizione carico	Carico su cuscinetti B		
	Modulo calcolato	F_3	513	N
	Modulo simulato	F_3	520	N
	Direzione	Parallelo al piano dai perni di vincolo cuscinetti B		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 4	Descrizione carico	Carico da uso cilindro (fuoriuscita)		
	Modulo calcolato	F_4	1006	N
	Modulo simulato	F_4	1010	N
	Direzione	Direzione cilindro su vincolo canna		
	Verso	Verso l'esterno		
Forza 5	Descrizione carico	Carico da peso cuscinetti lineari		
	Modulo calcolato	F_5	23	N
	Modulo simulato	F_5	50	N
	Direzione	Perpendicolare al piano dai vincoli cuscinetti		
	Verso	Verso il basso		
Forza 6	Descrizione carico	Carico da peso cablaggio		
	Modulo calcolato	F_6	41	N
	Modulo simulato	F_6	70	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di vincolo tubolare storage		
	Verso	Verso il basso		
Forza 7	Descrizione carico	Carico da peso attuatore lineare storage		
	Modulo calcolato	F_7	32	N
	Modulo simulato	F_7	20	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio attuatore		
	Verso	Verso il basso		
Forza 9	Descrizione carico	Carico da peso storage vuoto (minorato)		
	Modulo calcolato	F_9	85	N
	Modulo simulato	F_9	40	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di appoggio storage		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.28: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso

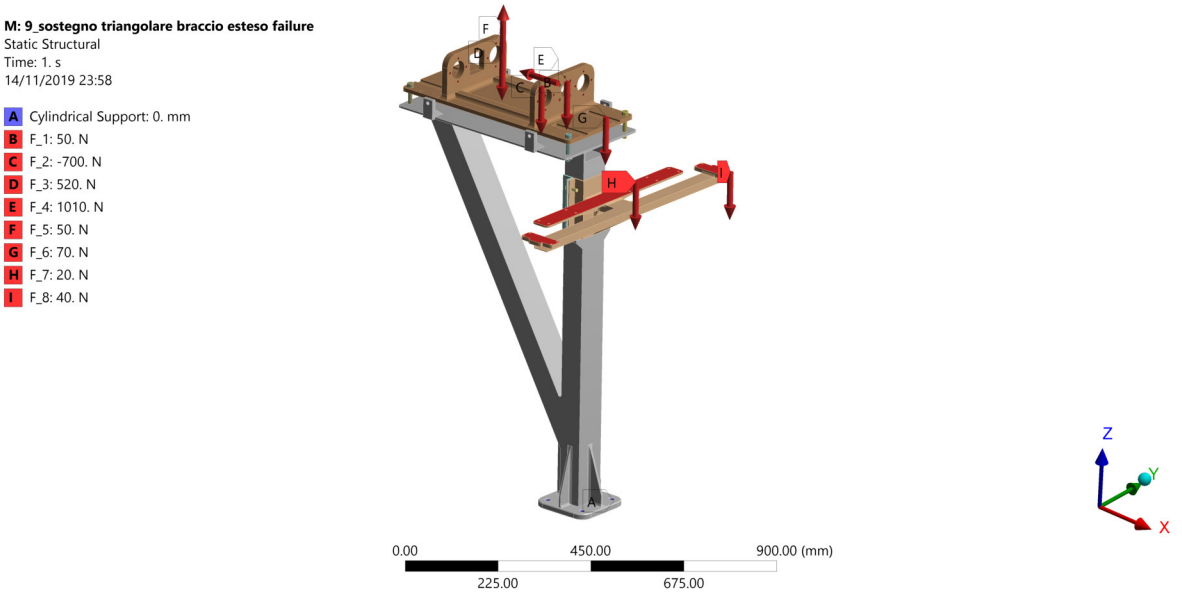


Figura 5.129: Immagine che riporta il setup dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso riportata in tabella 5.28

I risultati mostrano la permanenza nella zona di deformazione elastica mentendo un buon margine prima della rottura (totale di 111 Mpa).

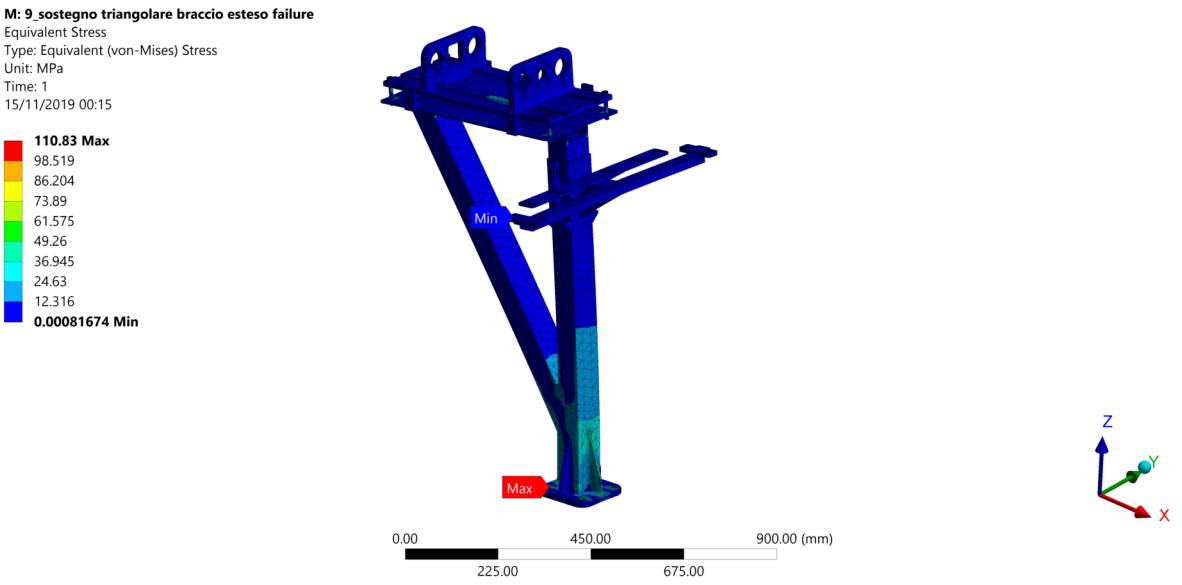


Figura 5.130: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso

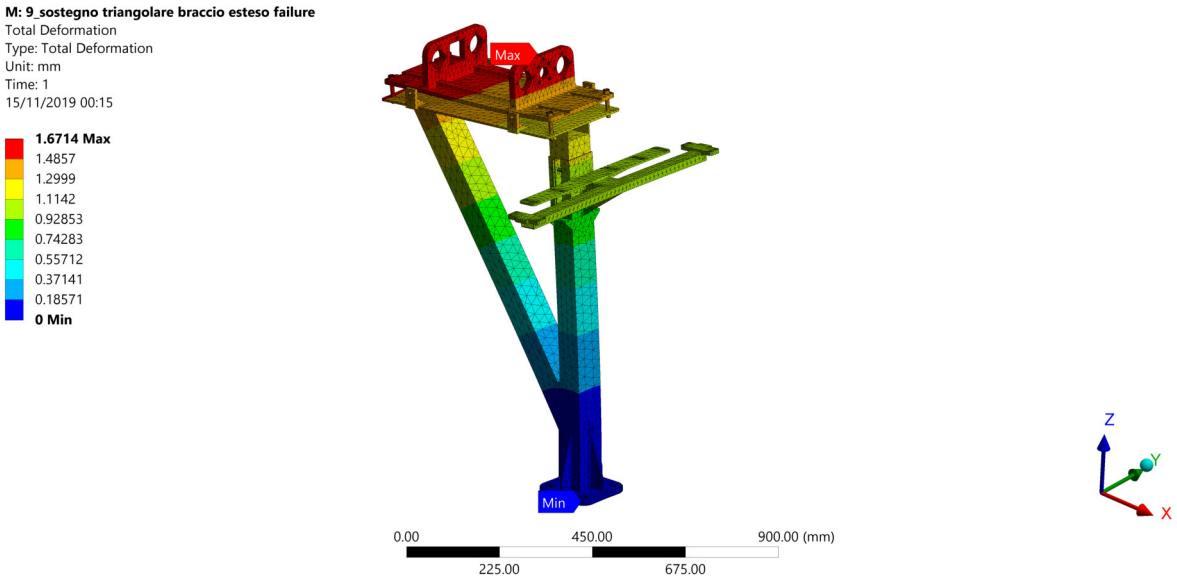


Figura 5.131: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi sulla struttura triangolare in condizioni di malfunzionamento - braccio esteso

5.8.13 Carico massimo dei lifters su struttura e finecorsa a C

Questa analisi studia il comportamento della flangia di collegamento tra la rotaia dello storage e i due lifters. In questa parte sono critici i carichi dei cilindri a membrana pari a 660 N per ognuno come massimale (con pressione di utilizzo 6 bar), essi sollecitano sia la struttura della piastra sia i finecorsa a C studiati per regolarne il moto. Per tale studio si è deciso di creare una geometria semplificata dello storage eliminando tutte la parti superiori alla piastra di collegamento, che verranno rappresentate dalla loro forza peso nella regione di contatto della rotaia (considerando la flangia porta targets vuota per diminuire la pressione dall'alto e aumentare la deformazione); ovviamente verranno inseriti i carichi dei lifters nelle zone adeguate.

Nome analisi		10-Massimo carico lifters su finecorsa C e struttura		
Vincoli		Sistema di sostegno storage		
Forza 1	Descrizione carico	Spinta massima lifter su piastra (x2)		
	Modulo calcolato	F_1	660	N
	Modulo simulato	F_1	660	N
	Direzione	Perpendicolare a piastra (regione definita)		
	Verso	Verso l'alto		
Forza 2	Descrizione carico	Reazione a spinta massima lifter su sostegno (x2)		
	Modulo calcolato	F_2	660	N
	Modulo simulato	F_2	660	N
	Direzione	Perpendicolare a sostegni su frame storage		
	Verso	Verso il basso		
Forza 3	Descrizione carico	Peso sistema superiore alla flangia (storage vuoto)		
	Modulo calcolato	F_3	64	N
	Modulo simulato	F_3	60	N
	Direzione	Perpendicolare a piastra (regione definita a rotaia)		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.29: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi di carico massimo dei lifters su struttura e finecorsa a C

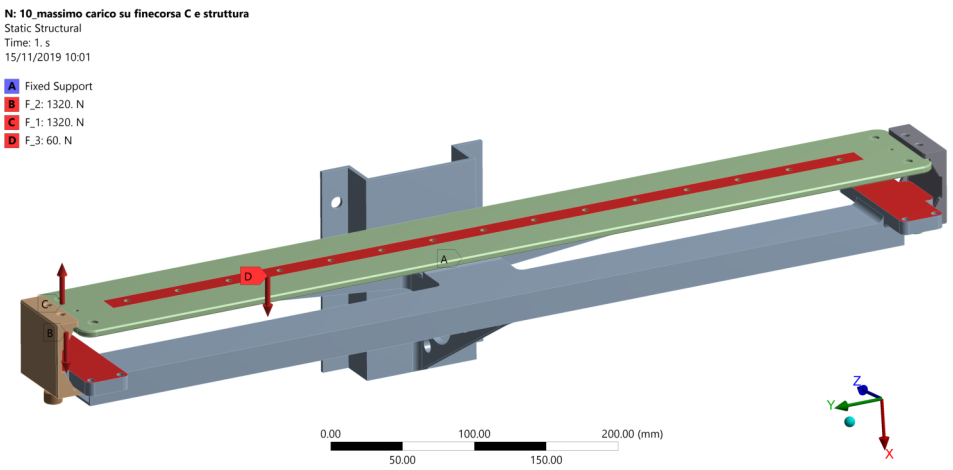


Figura 5.132: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi di carico massimo dei lifters su struttura e finecorsa a C riportata in tabella 5.29

I risultati mostrano la concentrazione massima di tensioni nella zona di contatto del lifter e del finecorsa a C, giungendo ad un massimo di $126,8\ MPa$, lo spostamento massimo si verifica al centro della piastra di collegamento ed è pari a $0,37\ mm$ quindi accettabile per la precisione richiesta.

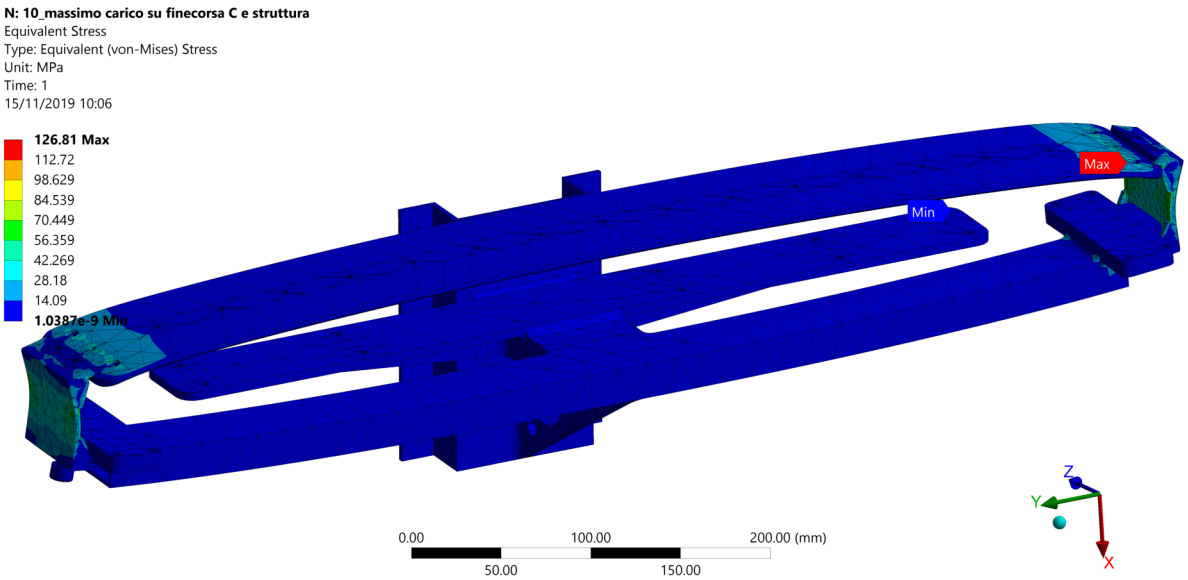


Figura 5.133: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi di carico massimo dei lifters su struttura e finecorsa a C

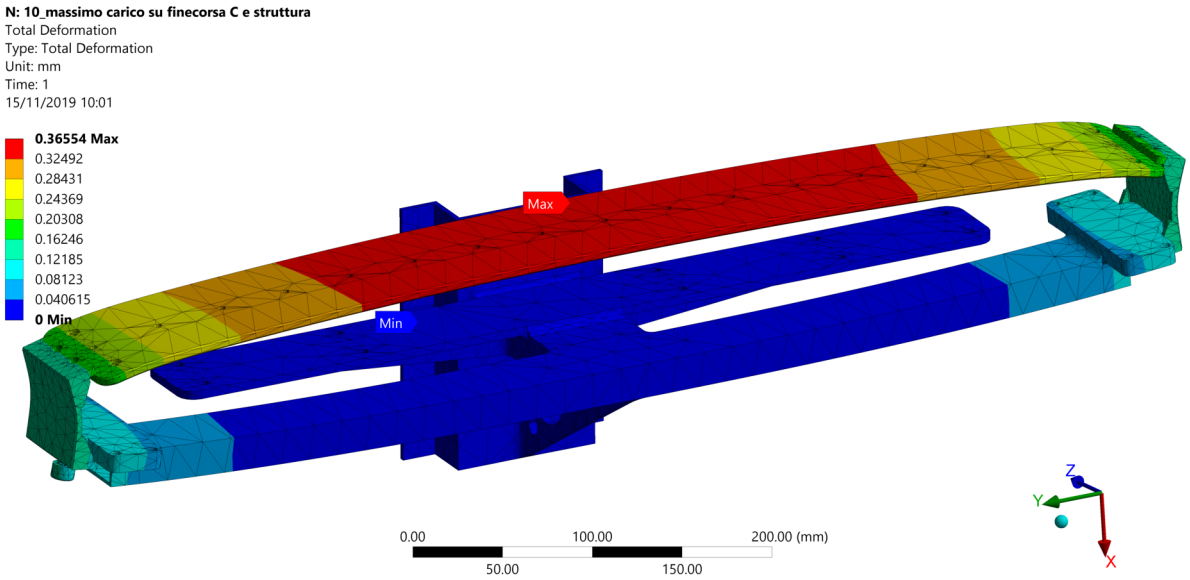


Figura 5.134: Risultato della FEM in termini di deformazione

5.8.14 Carico massimo sulla piastra di collegamento

Questa analisi è fatta per studiare la deformazione della piastra di collegamento dei lifters a carico massimo dello storage, con tutti e sei i porta-targets presenti. In questo caso il carico degli elementi superiori è scaricato direttamente sulla regione di contatto della rotaia.

Nome analisi		11-Flangia lifter a massimo carico		
Vincoli		Sistema di sostegno flangia storage		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso della parte superiore (piena)		
	Modulo calcolato	F_1	48	N
	Modulo simulato	F_1	100	N
	Direzione	Perpendicolare a piastra (regione definita)		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.30: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi di carico massimo sulla piastra di collegamento

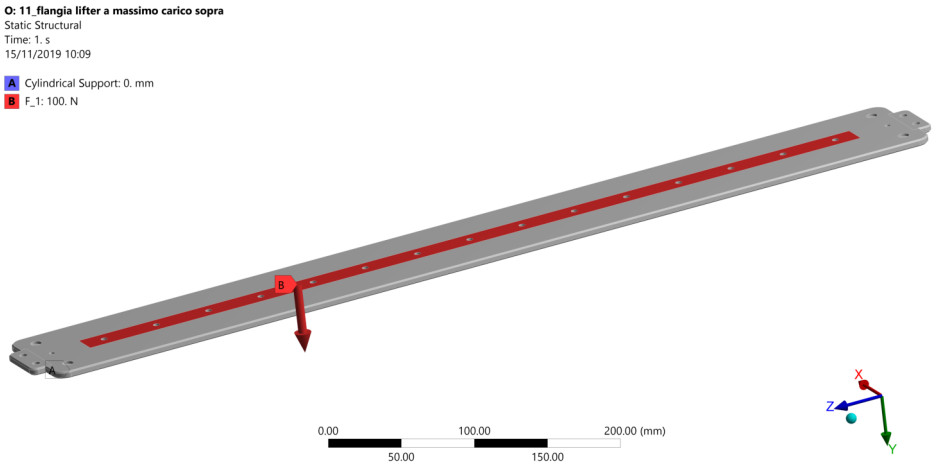


Figura 5.135: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi di carico massimo sulla piastra di collegamento riportata in tabella 5.30

La tensione massima ottenuta di 50 MPa pone il funzionamento ad un buon coefficiente di sicurezza, mentre lo spostamento massimo di $0,106$ mm è accettabile.

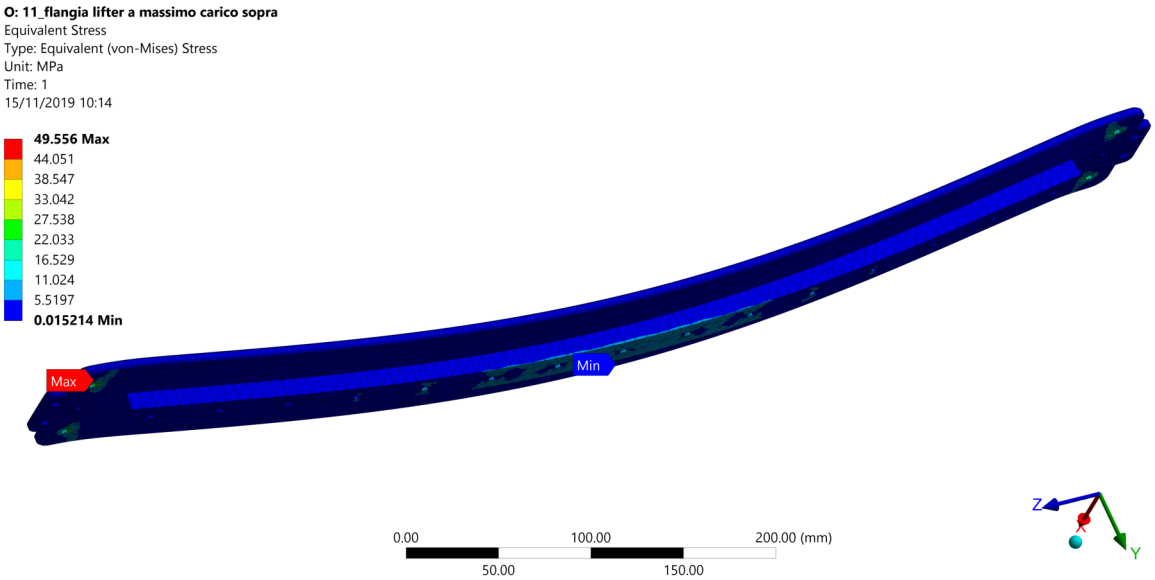


Figura 5.136: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi di carico massimo sulla piastra di collegamento

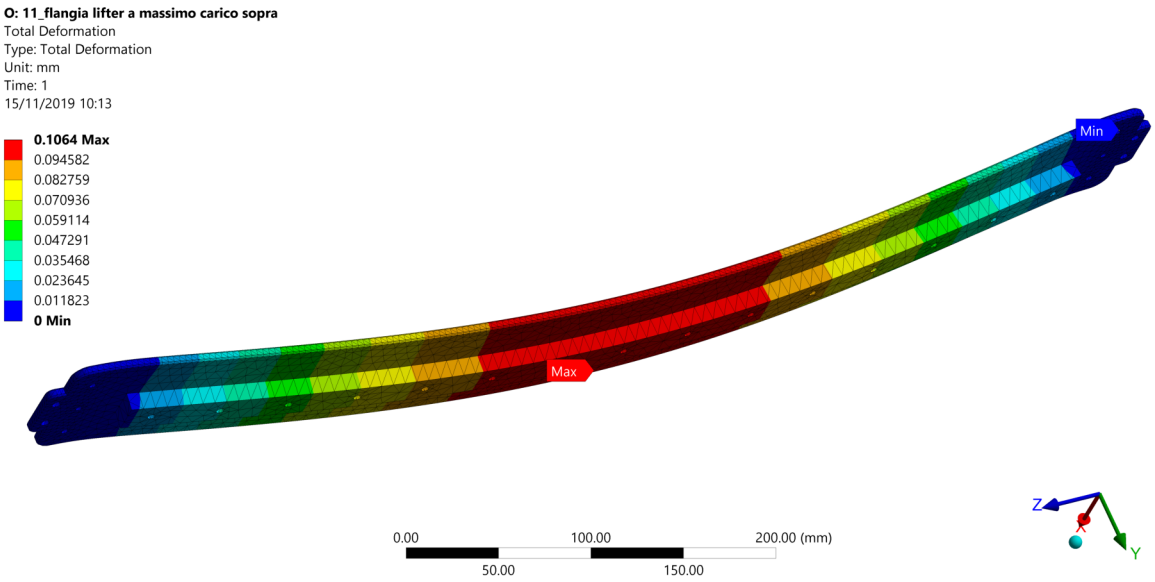


Figura 5.137: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi di carico massimo sulla piastra di collegamento

5.8.15 Carico di spostamento della piastra dello storage piena

Questa analisi è fatta per studiare la deformazione della piastra di collegamento dei lifters a carico massimo dello storage, con tutti e sei i porta-targets presenti. In questo caso il carico degli elementi superiori è scaricato direttamente sulla regione di contatto della rotaia.

Nome analisi		12-movimento flangia piena verso l'alto		
Vincoli		due regioni di contatto		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso dei singoli elementi		
	Modulo calcolato	F_1	17	N
	Modulo simulato	F_1	25	N
	Direzione	Perpendicolare a piastra (regione definita)		
	Verso	Verso il basso		
Forza 2	Descrizione carico	Carico da forza di movimento piastra		
	Modulo calcolato	F_2	39	N
	Modulo simulato	F_2	50	N
	Direzione	Perpendicolare a vite regolazione superiore		
	Verso	Verso l'alto (entrante in vite)		

Tabella 5.31: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi del carico di spostamento della piastra dello storage piena

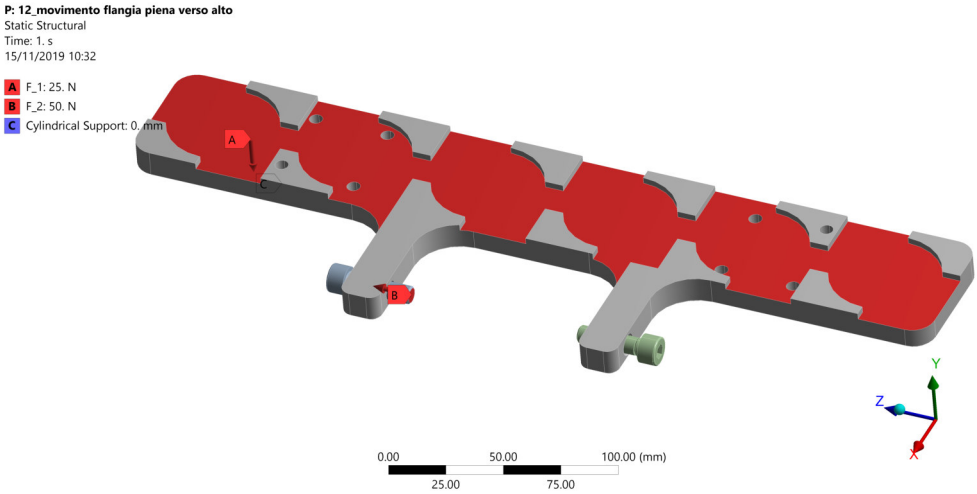


Figura 5.138: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi del carico di spostamento della piastra dello storage piena riportata in tabella 5.31

Il risultato fornisce valori ampiamente accettabili di spostamento e tensione.

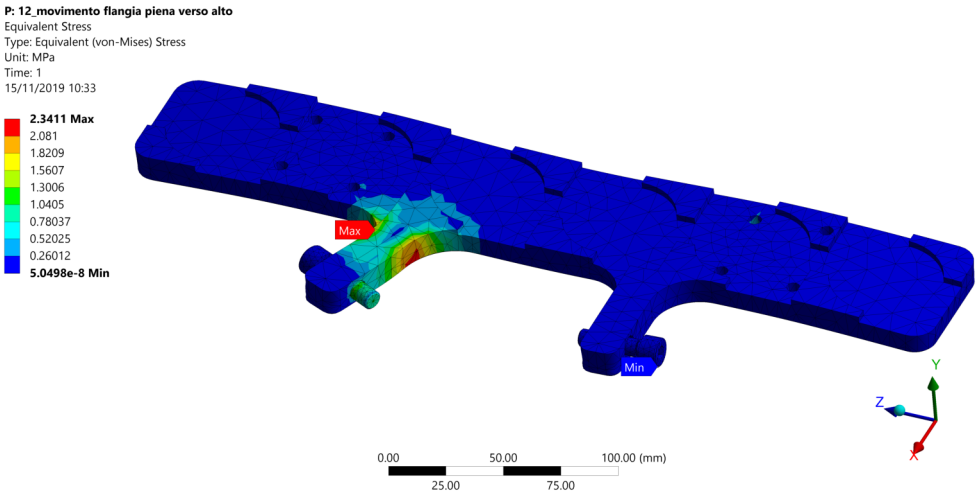


Figura 5.139: Risultato della FEM in termini di tensione

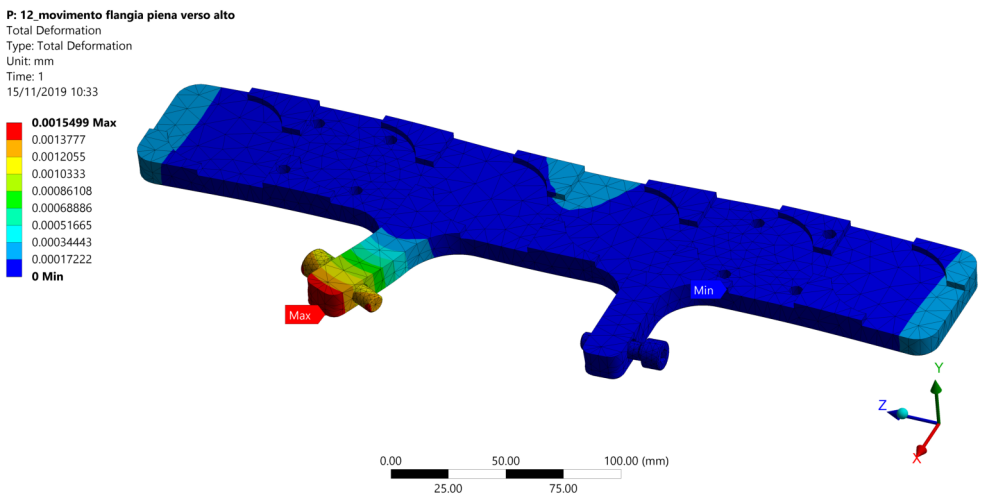


Figura 5.140: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi del carico di spostamento della piastra dello storage piena

5.8.16 Flessione da carico agli estremi della flangia

Con questa analisi si è voluto studiare la flessione della piattaforma di storage con i soli elementi immagazzinati estremi, ponendo come vincolo le viti di collegamento con i cursori in modo tale da non essere un vincolo fisso ma elastico.

Nome analisi		12-flessione da carico estremi piastra		
Vincoli		due regioni di contatto		
Forza 1	Descrizione carico	Carico da peso dei singoli elementi estremi (2x)		
	Modulo calcolato	F_1	3	N
	Modulo simulato	F_1	10	N
	Direzione	Perpendicolare a piastra (regione definita)		
	Verso	Verso il basso		

Tabella 5.32: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi della flessione da carico agli estremi della flangia

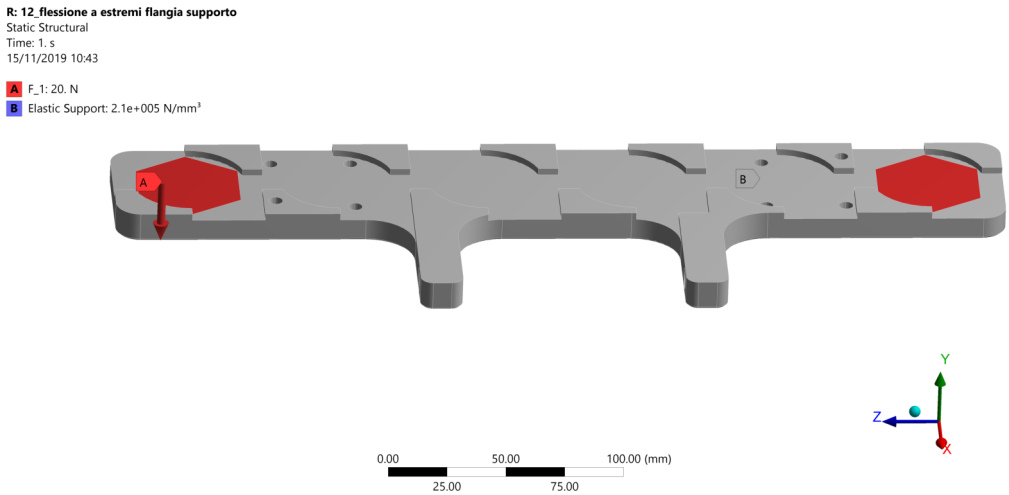


Figura 5.141: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi della flessione da carico agli estremi della flangia riportata in tabella 5.32

La simulazione fornisce valori molto bassi per questa piastra. Si potrebbe pensare di realizzarla in alluminio diminuendo i pesi, ma si dovrebbe valutare come risulterebbe in quel caso la deformazione con la stessa geometria.

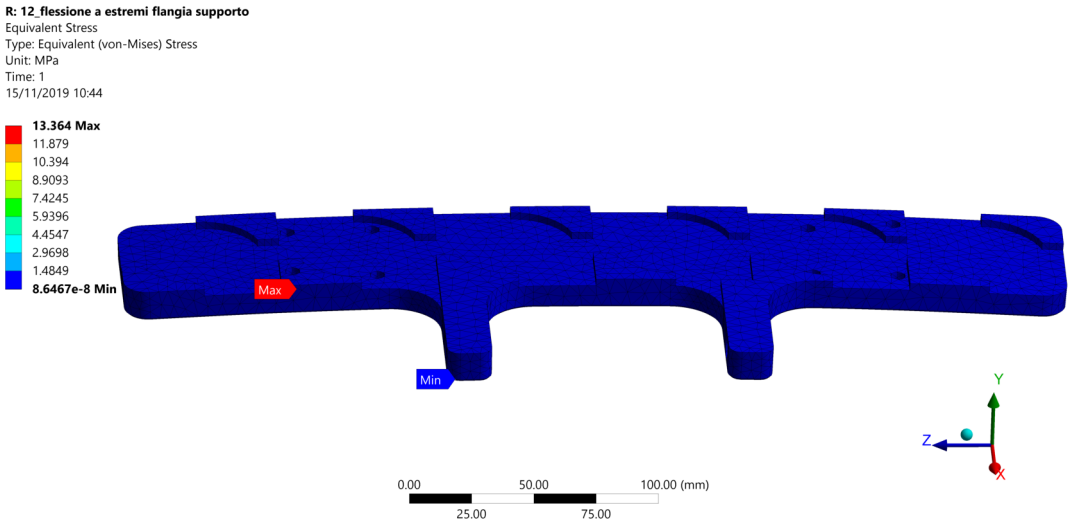


Figura 5.142: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi della flessione da carico agli estremi della flangia

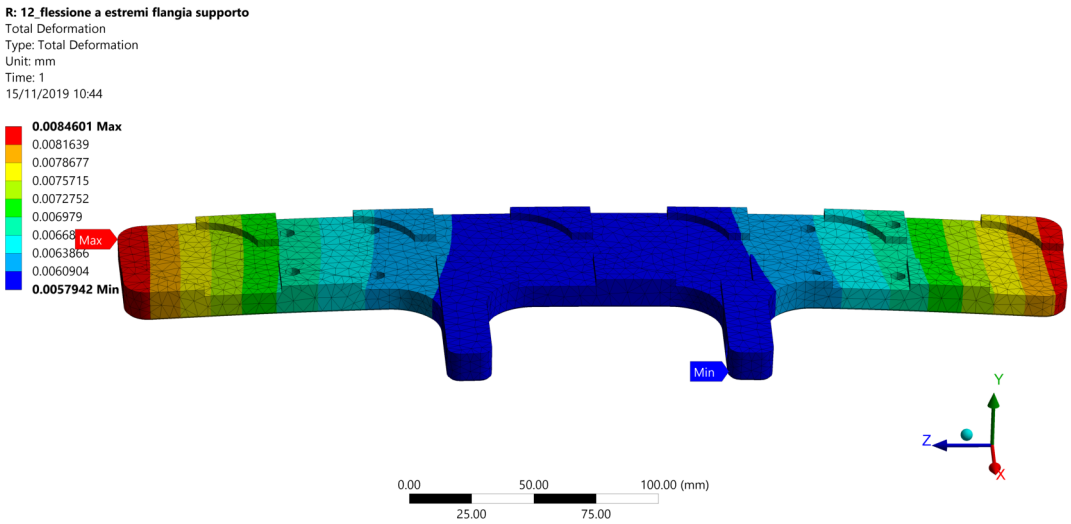


Figura 5.143: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi del carico di spostamento della piastra dello storage piena

5.8.17 Deformazione sporgenze porta-target

È stata sviluppata anche una analisi per valutare la tenuta delle superfici in sporgenza nella parte inferiore della porta-targets, caricando con il risultato dal modello di Matlab le superfici estreme di queste sporgenze, ponendo il vincolo nella superficie inferiore, nella zona in cui avverrebbe il contatto. Ovviamente questo elemento è stato analizzato utilizzando i dati della lega di rame che sarà utilizzata per la realizzazione.

Nome analisi		12-flessione delle superfici sporgenti		
Vincoli		superficie inferiore sagomata a zona contatto		
Forza 1	Descrizione carico	Carico della singola lamella elastica (4x)		
	Modulo calcolato	F_1	12	N
	Modulo simulato	F_1	30	N
	Direzione	Perpendicolare al piano di partenza smusso)		
	Verso	Entrante(verso il basso)		

Tabella 5.33: Tabella riassuntiva della configurazione dell'analisi della flessione da carico agli estremi della flangia

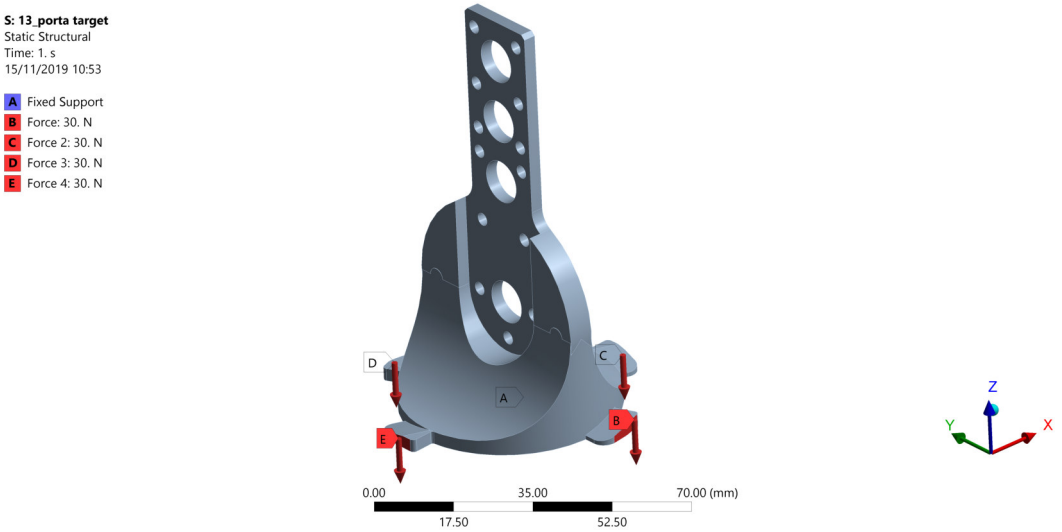


Figura 5.144: Immagine che riporta la configurazione dell'analisi di deformazione sporgenze porta-target riportata in tabella 5.33

I risultati mostrano una buona affidabilità della struttura e una deformazione trascurabile per il funzionamento del sistema di precarico (pari a $0,003\ mm$).

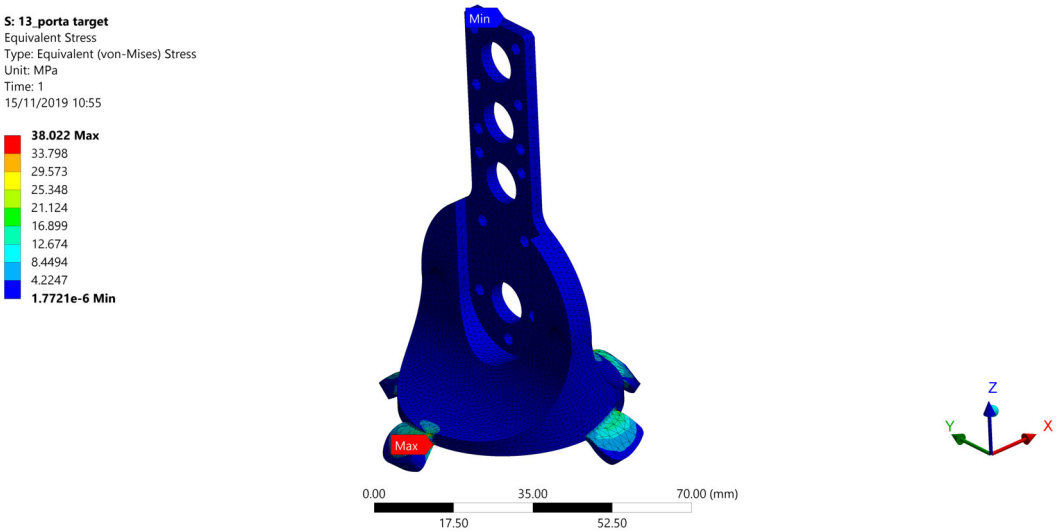


Figura 5.145: Risultato della FEM in termini di tensione dell'analisi di deformazione sporgenze porta-target

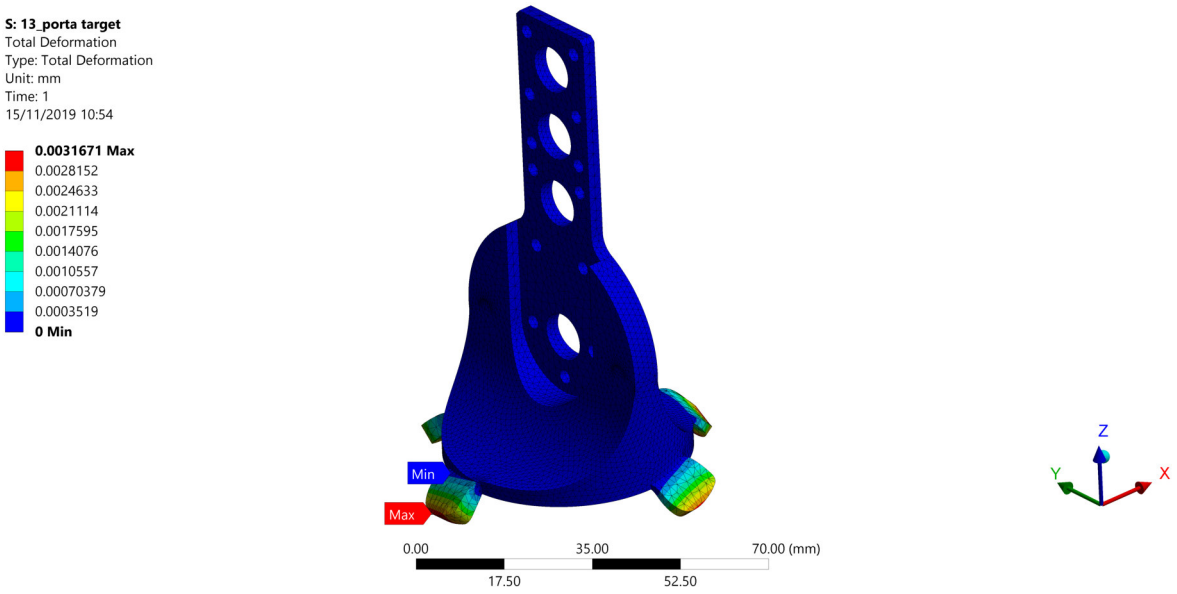


Figura 5.146: Risultato della FEM in termini di deformazione dell'analisi di deformazione sporgenze porta-target

Capitolo 6

Considerazioni post progettazione

A seguito della conclusione della progettazione della versione B-7 sono state effettuate una serie di considerazioni successive utili per completare l'analisi di fattibilità richiesta. Esse prevedono il completamento del sistema valutando una prima bozza del sistema di controllo e il completamento della distinta pezzi necessari alla costruzione del manipolatore, in modo tale da ottenere una stima dei pesi e dei costi del sistema.

6.1 Sistema di controllo

Si è scelto di dimensionare una prima versione del sistema di controllo, in modo tale da considerare gli elementi necessari al funzionamento del sistema. Si è voluta impostare questa valutazione partendo dagli elementi indispensabili alla movimentazione, per poi giungere alla modellazione degli stessi in modo tale da considerare anche spazi occupati e volumi in gioco.

Il sistema di controllo prevede un architettura logica molto semplice: a capo di tutto esiste un elaboratore principale che gestisce tutta la sequenza di controlli (sia automatica, sia manuale), esso sarà il PLC. Esso sarà controllato in remoto (da fuori dalla camera dell'esperimento) da un sistema di interfaccia uomo-macchina (*Human Machine Interface* o *HMI*) mentre in locale da una pulsantiera posta a lato rispetto al sistema di controllo. Alle dipendenze dell'elaboratore principale ci saranno i controlli degli attuatori servomeccanici (di seguito chiamati driver o driver elettrici) e il controllo del sistema pneumatico (gestito tramite un manifold). Il PLC controllerà anche la sensoristica del manipolatore come anche due altri sistemi esterni al controllo centrale: la valvola di apertura della camera di scattering e dell'attuatore lineare che regola l'altezza del target-holder.

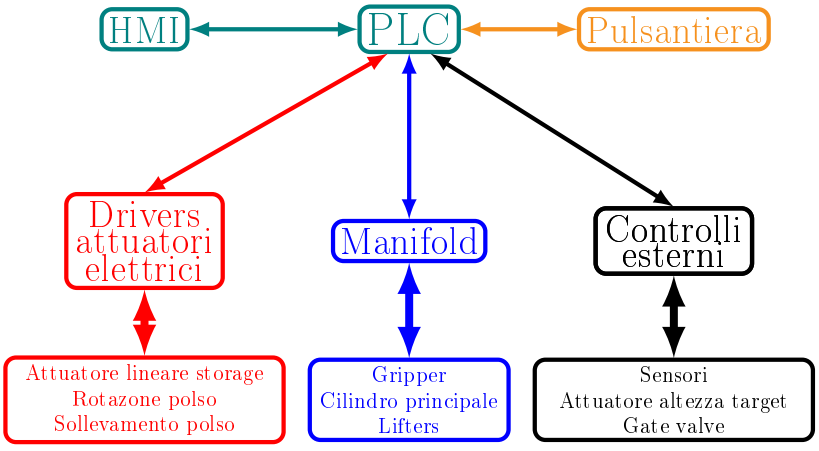


Figura 6.1: Schema logico del funzionamento del sistema di controllo

Il sistema di controllo si divide quindi in tre parti principali: driver elettrici, manifold pneumatico, controllo centrale.

6.1.1 Driver degli attuatori elettrici

È la parte principale di controllo da cui sono partite tutte le considerazioni utili al dimensionamento preliminare del sistema. I due principali attuatori servomeccanici sono l'unità polso e l'attuatore lineare dello storage; dai rispettivi cataloghi si sono ricavate le informazioni utili al controllo degli stessi.

Il polso prevede l'impiego di un'unità di controllo sempre prodotta dallo stesso fornitore (IAI automations) riportata sotto il modello denominato MSEL. Essa è una centralina di controllo multi-asse utile a controllare fino a 4 differenti assi implementati in un'unica soluzione. Essendo il polso composto da due assi di rotazione occuperebbe solo la metà delle uscite disponibili.

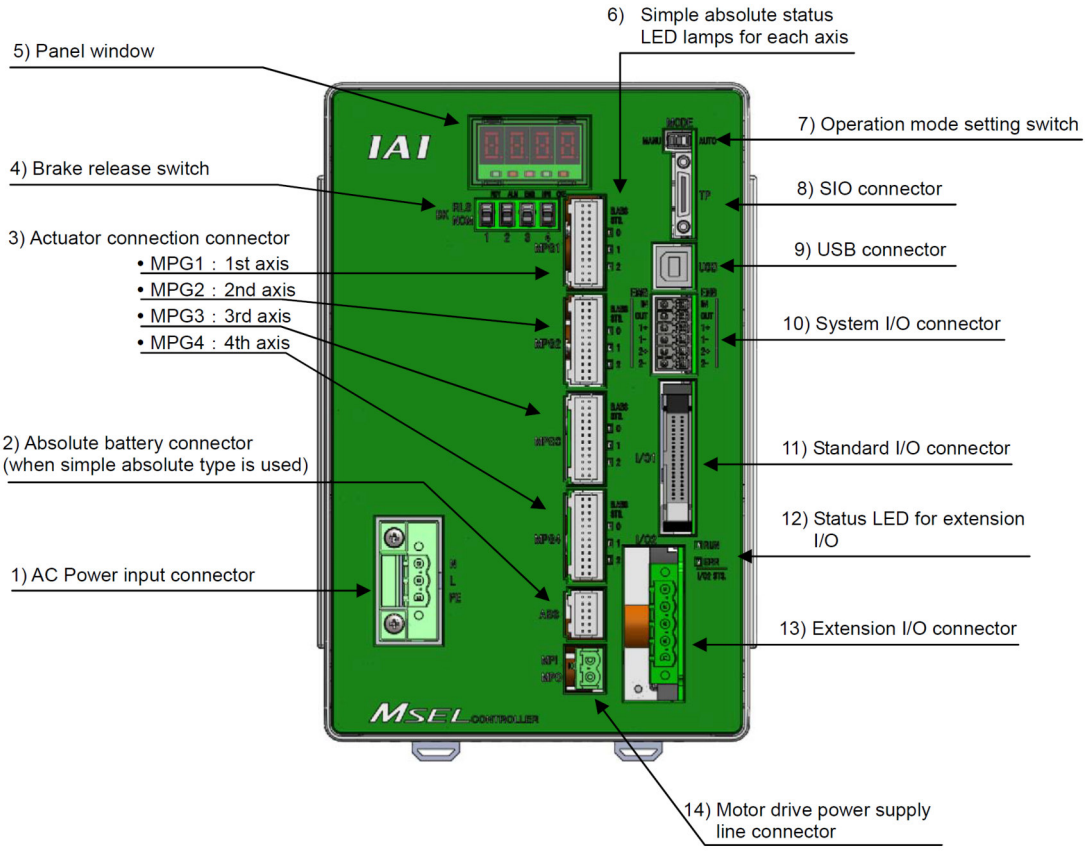


Figura 6.2: Immagine che mostra il fronte del sistema di controllo MSEL della IAI automations

Come si nota in figura 6.2 il sistema prevede differenti ingressi tra i quali si notano: al numero 1 l'ingresso di alimentazione del driver utile a fornire energia sia al driver che i motori interni all'unità, al numero 2 la connessione con la batteria utile a mantenere memoria delle posizioni assunte durante lo spegnimento nei sistemi ad encoder assoluti, al numero 3 le connessioni per gli attuatori, al numero 9 il connettore USB per la programmazione dei parametri principali di movimento, al numero 11 la connessione standard di input/output verso il sistema superiore (ovvero il PLC).

Per il controllo dell'attuatore dello storage, si potrebbe utilizzare lo stesso driver, collegandolo in una delle uscite ancora disponibili, ma sul catalogo dell'attuatore lineare non vengono date informazioni dettagliate riguardo la compatibilità di questi due sistemi, viene consigliato un altro driver di dimensioni inferiori e utile a controllare un solo asse. Questo è il modello ACON della IAI automations.

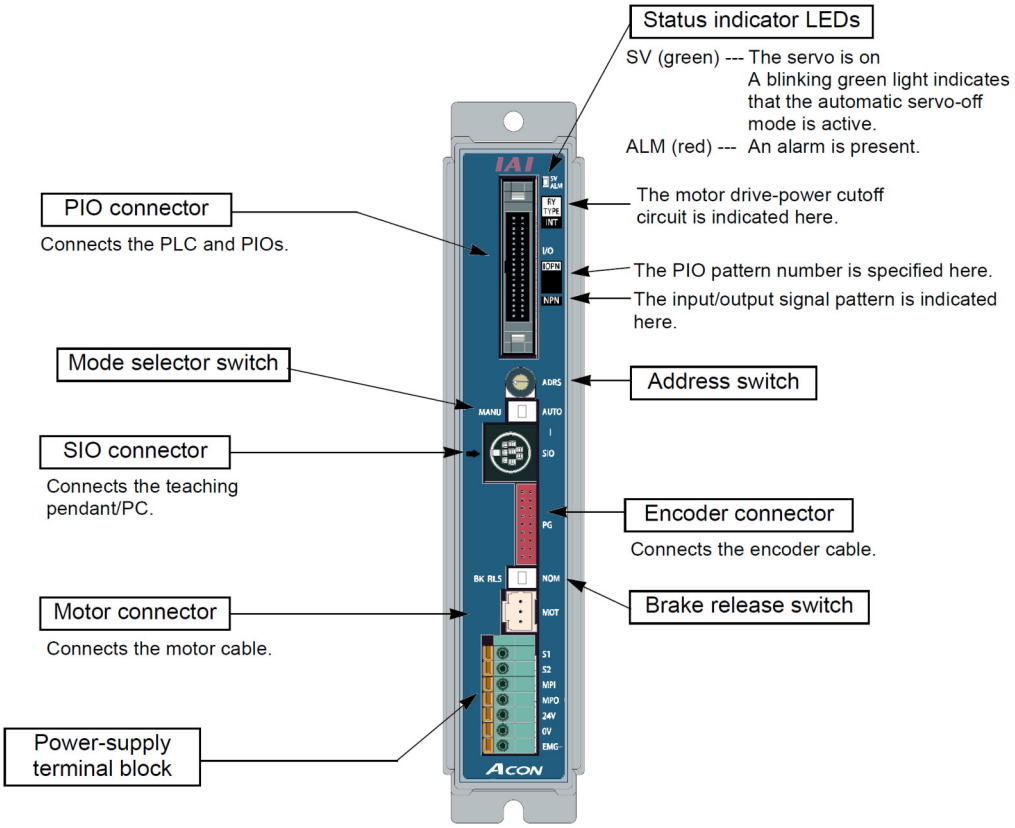


Figura 6.3: Immagine che mostra il fronte del sistema di controllo ACON della IAI automations

In questo sistema si nota la presenza di connessioni utili per l'impostazione dei parametri tramite connessione di un computer, ma anche la possibilità di controllo automatico tramite PLC. Anche questo sistema prevede l'ingresso per l'alimentazione di entrambi i sistemi, sia di controllo, sia di movimentazione. Di seguito saranno analizzati tutti questi elementi analizzandone le caratteristiche.

6.1.2 Manifold Pneumatici

Per il controllo degli elementi pneumatici si è pensato di applicare un manifold contenente tutte le valvole utili alle movimentazioni necessarie, esso è alimentato ad una pressione di 8 bar, siccome tutte le utenze sono state studiate con tale pressione. Tutte le valvole sono comandate da solenoidi ad azionamento indiretto e si differenziano per il funzionamento in base all'elemento controllato:

1. Una valvola 4/2 bistabile per il controllo del gripper nelle posizioni di afferraggio e rilascio. In questo caso l'impiego di una valvola bistabile garantisce il mantenimento della presa durante il procedimento di manipolazione.

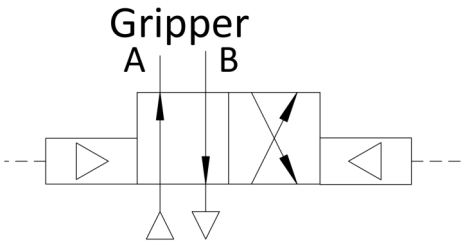


Figura 6.4: Schematico esemplificativo della valvola di controllo del gripper

2. Una seconda 4/2 bistabile per il controllo del cilindro di movimentazione del braccio. Anche essa è scelta sotto la forma di valvola bistabile in modo tale da permettere il mantenimento della posizione assunta dal cilindro.

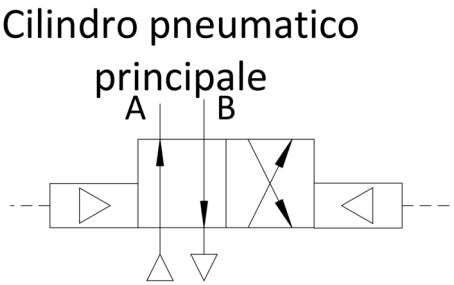


Figura 6.5: Schematico esemplificativo della valvola di controllo del cilindro di movimentazione del braccio

3. Una valvola 3/2 monostabile per il controllo dei lifters pneumatici, essi richiedono l'impiego di una valvola a 3 vie siccome non hanno una camera di controllo del rientro. Inoltre, in questo caso si prevede l'impiego di una valvola monostabile poiché il tempo di sollevamento è limitato rispetto a quello di riposo, ma in particolare poiché in tal modo si garantisce il ritorno in posizione dello storage a seguito del sollevamento. L'impiego della valvola potrebbe anche suggerire l'implementazione di una valvola a scarico rapido per favorire il rientro degli stessi elementi pneumatici.

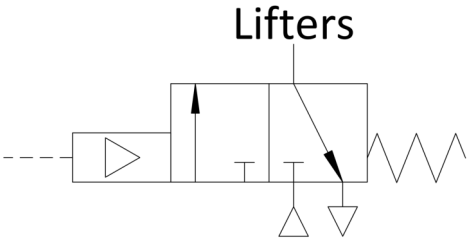


Figura 6.6: Schematico esemplificativo della valvola di controllo dei lifters

Si prevede il controllo del manifold tramite il collegamento con il sistema di controllo superiore ovvero il PLC.

6.1.3 PLC

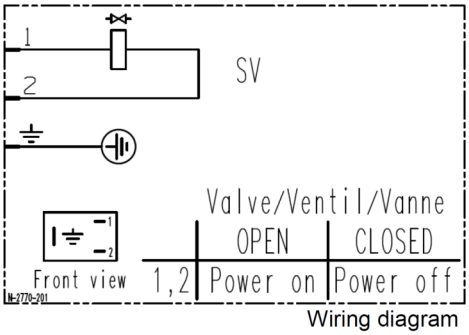
Il controllo complessivo e coordinato di tutti i sottosistemi è effettuato tramite l'impiego di un PLC, esso gestisce i due driver dei motori elettrici tramite i collegamenti di input/output predisposti, mentre controlla una serie di sensori presenti sugli elementi pneumatici in modo tale da permettere l'avanzamento nella procedura di movimentazione ad azioni completate.

Il controllo in altezza del target holder è gestito da un driver esterno al sistema di controllo del manipolatore poiché impiegato per finalità dei campionamenti; per questo il PLC dovrà comunicare verso l'esterno rispetto a questo sistema che ne garantirà i diritti di controllo solo durante le fasi di manipolazione, ovvero a fascio spento e dopo il rientro di aria nella camera.

La gate valve è controllata dai solenoidi interni quindi gestibile direttamente da output del PLC mentre negli input si potrà osservare la corretta apertura o chiusura della stessa, in modo tale da garantire il consenso alla creazione del vuoto.

Solenoid valve

Type	5/2 way
Voltage	Defined by order



Position indicator

Type	Micro switch	
Voltage	≤ 250 V AC	≤ 50 V DC
Current max.	≤ 5 A	≤ 3 A

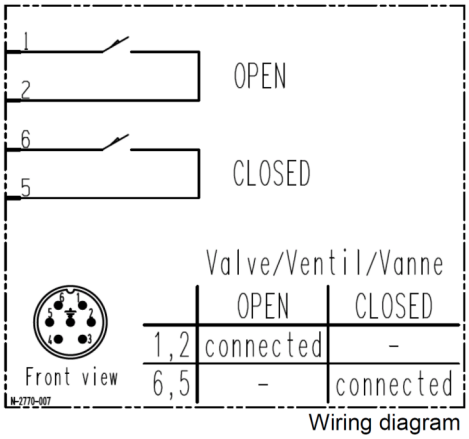


Figura 6.7: Nella parte superiore è riportato lo schematico della valvola solenoide di controllo di apertura, mentre nella parte inferiore è riportato lo schematico dell'indicatore di posizione; entrambe della gate valve di apertura della camera di scattering, tutti questi collegamenti saranno controllati dal PLC scelto

6.1.4 Complessivo del controllo

Si è pensato di porre tutti questi sistemi di controllo all'interno di un armadio elettrico con apertura frontale da porre all'interno della camera sperimentale in prossimità di una parete ma nei pressi del manipolatore.

Figura 6.8: Due rendering della modellazione preliminare del sistema di controllo

Il funzionamento del sistema può essere così schematizzato in modo semplificato:

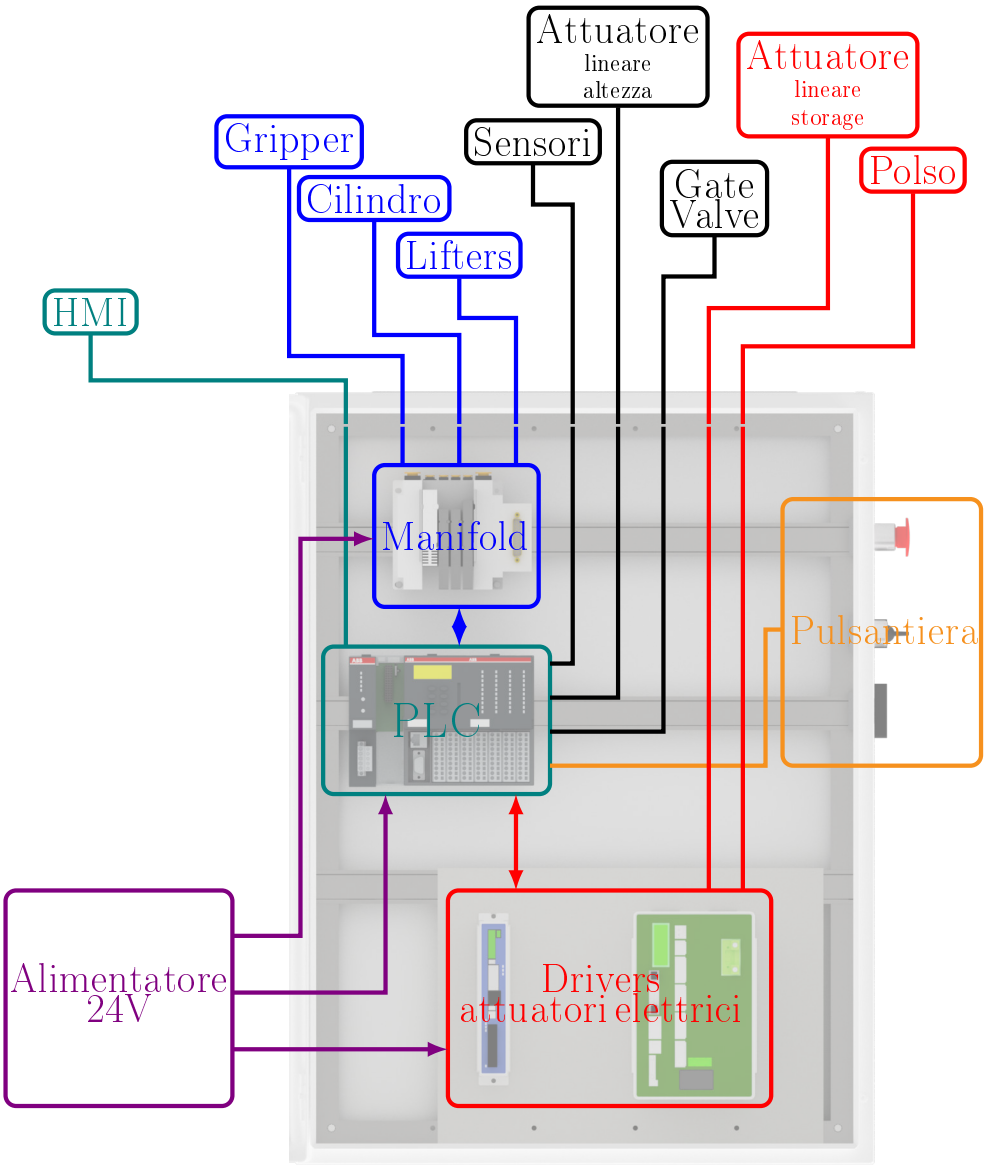


Figura 6.9: Schematico del sistema di controllo che mostra i collegamenti utili, in blu i collegamenti agli elementi pneumatici, in rosso quelli ai sistemi elettrici, mentre in nero i collegamenti per i soli segnali di comunicazione a sistemi esterni

Nella figura 6.9 in blu si notano i collegamenti del sistema di controllo pneumatico dal PLC passando dal manifold fino agli utilizzatori, mentre in rosso si notano i collegamenti dei servoattuatori elettrici fino ai driver e al PLC. In nero sono riportati i collegamenti che trasmettono segnali dal PLC ad altri sottosistemi di controllo e ai sensori di controllo delle posizioni; tra questi collegamenti si notano quelli per il controllo dell'attuatore che regola l'altezza del porta target (il cui driver è esterno a questo sistema di controllo poiché utilizzato durante l'esperimento) e il controllo della gate valve svolto tramite l'invio di segnali appositi ai sistemi di controllo interni al corpo della valvola. In viola sono indicati i collegamenti di alimentazione elettrica, fornita da un alimentatore a 24 Volt in continua esterno alla camera . Si nota infine anche la presenza dei collegamenti del PLC ai sistemi di controllo manuale (la pulsantiera evidenziata in arancione) e di controllo da remoto, ovvero la *Human Machine Interface* (*HMI*).

Sul lato dell'armadio è presente una pulsantiera, già citata in precedenza e così realizzata:

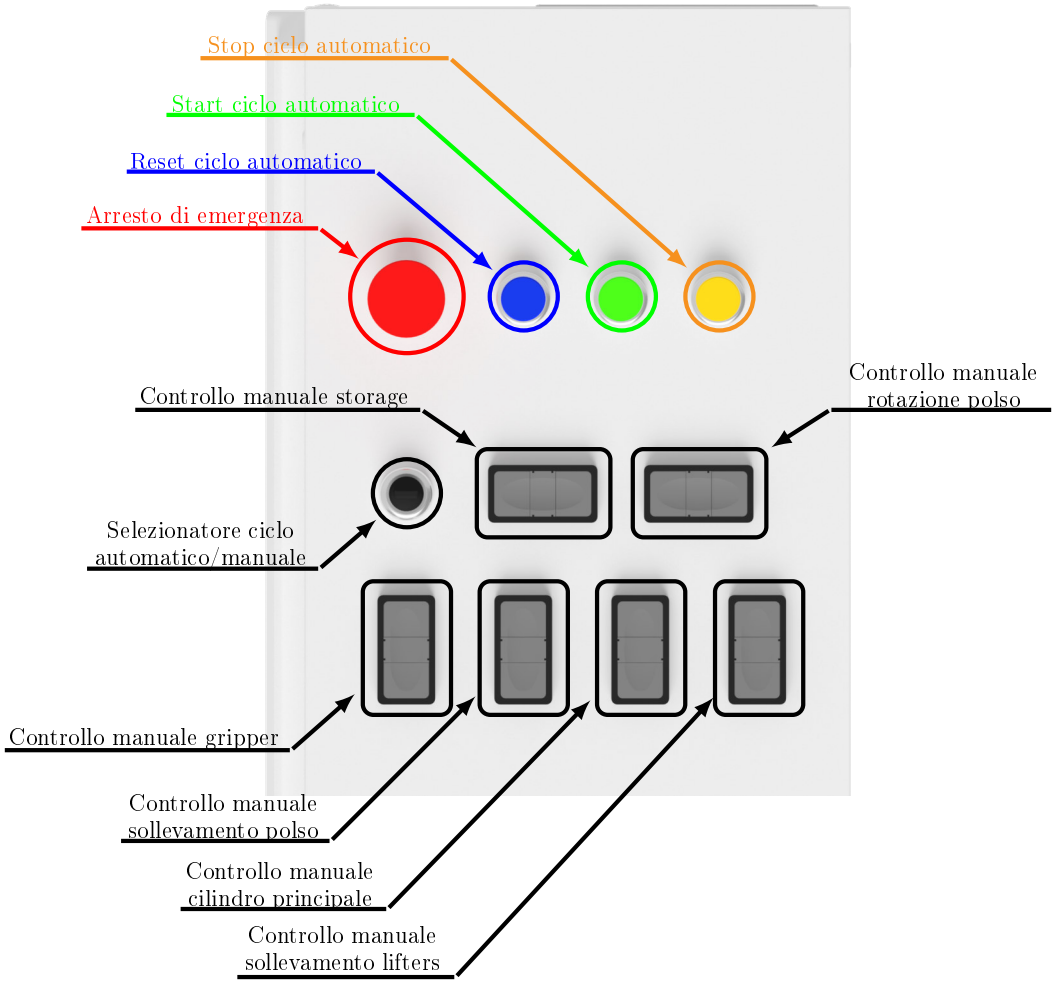


Figura 6.10: Pulsantiera laterale del sistema di controllo con indicazioni sulla denomiazione dei tasti

La prima fila prevede il controllo del ciclo automatico con i pulsanti di arresto di emergenza, di reset, start e stop (rispettivamente rosso, blu, verde e giallo). La seconda fila prevede come primo un interruttore per la selezione del ciclo per utilizzo manuale/automatico, esso permette di selezionare il tipo di controllo da effettuare, se automatico secondo la programmazione del ciclo o manuale, utilizzato per controllare i singoli spostamenti durante le fasi di manutenzione. Gli altri pulsanti che seguono anche nella riga seguente sono pulsanti a doppio contatto che servono per il controllo dei singoli spostamenti, utilizzati durante la fase di controllo manuale. Si nota la presenza di due pulsanti disposti in orizzontale e quattro in verticale: questi ultimi gestiscono rispettivamente apertura/chiusura gripper, sollevamento polso, rientro e fuoriuscita cilindro principale e sollevamento piastra (lifters) mentre quelli disposti in orizzontale gestiscono rispettivamente il movimento principale dello storage e la rotazione del polso.

Come già detto in precedenza si prevede di posizionare l'armadio con i sistemi di controllo dentro la camera dell'esperimento; per questo, al fine di garantire il controllo del sistema dall'esterno della camera (durante l'isolamento della stessa per l'attivazione del fascio) si prevede l'impiego di una *Human Machine Interface* (*HMI*), questi sistemi solitamente sono costituiti da un pannello di controllo con interfaccia grafica di facile utilizzo dotato di schermo touch per il controllo sistema e collegamento al PLC principale tramite connessione wireless o cablata (nel caso in analisi conviene l'impiego di un controllo cablato, per evitare interferenze).

Figura 6.11: Esempio di HMI

6.2 Distinta Pezzi

Al fine di ricapitolare e mantenere sotto controllo i pezzi utilizzati nell'assieme del manipolatore si è sfruttata una distinta pezzi (o in inglese BOM o Bill Of Materials), essa per ogni parte che compone il sistema riporta i seguenti dati:

1. Sottoassieme di appartenenza;
2. Nome della parte su CAD Inventor;
3. Tipo di pezzo, indicato con T (se comprato P per *purchased*, se fatto su misura indicato con C per *custom*);
4. Quantità di pezzi uguali presenti nel sottoassieme;
5. Materiale;
6. Volume occupato su CAD espresso in mm^3 (per pezzi costruiti su misura, dato utile a ricavarne il peso);
7. Peso di un singolo pezzo e dei pezzi totali impiegati in kg;
8. Stima di prezzo per ogni gruppo di pezzi indicato in *euro*.

Ovviamente in questo elenco sono inclusi anche i pezzi non facenti parte della struttura principale, in modo tale da ottenere un valore di prezzo che includa più elementi possibili, ovvero anche sistema di controllo o adattamenti della pedana come costi di adattamento della camera di scattering. Questo ha permesso di calcolare meglio il peso economico di questa soluzione sul progetto complessivo, fattore determinante per concludere al meglio l'analisi di fattibilità richiesta. Le stime economiche si sono effettuate per i pezzi da catalogo sfruttando i siti dei fornitori, mentre per i pezzi custom si sono sfruttate sia le competenze dei tecnici di laboratorio dell'*INFN* sia siti di service online (come ad esempio WEERG) che forniscono quotature immediate su pezzi da realizzare, fornendo solamente il modello CAD dell'elemento da realizzare. Per i pezzi da usare in grande quantità, tipo le viti e i cablaggi sono stati stimati dei costi complessivi riportati a fondo elenco.

Il peso totale riportato nella riga finale invece risulta dalla somma del peso aggiunto sulla pedana, quindi esclude il peso degli elementi di controllo.

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Porta_target_inferiore$	C	1	Rame	27516	$0,248$	500
$Porta_target_superiore$	C	1	Rame	4057	$0,037$	100
$vite_iso_7380 - m3x6 - 12_9$	P	11	Acciaio	–	$0,008$	–
$spina_iso_2338_3x6$	P	2	Acciaio	–	$0,001$	–

Tabella 6.1: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme porta-target

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Criorefrigeratore_flangia_collegamento_porta_targh$	C	1	Rame	5627	$0,051$	100
$Criorefrigeratore_fllangia_elemento_flessibile$	C	2	Acicaio	28	$0,001$	50
$vite_iso_4762 - m4x8 - 8_8$	P	4	Acicaio	–	$0,007$	–
$spina_iso_2338_4x10$	P	1	Acciaio	–	$0,001$	–
$viti_iso_7045 - m2x6 - h$	P	2	Acciaio	–	$0,000$	–
$Camera_gate_valve_VAT14046 - PE44_main$	C	1	Inox	–	$33,000$	4000

Tabella 6.2: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme degli elementi all'interno della camera

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Robot_gripper_dito_sinistro$	C	1	Acciaio	7268	$0,058$	100
$Robot_gripper_dito_destro$	C	1	Acciaio	7268	$0,058$	100
$Robot_gripper_assieme_SCHUNK - KGG\ 60 - 20$	P	1	Vari	–	$0,090$	500
$Robot_gripper_flangia_collegamento_polso$	N	1	Acciaio	7504	$0,060$	50
$vite_iso_4762 - m3x10 - 8_8$	P	6	Acciaio	–	$0,005$	–
$Robot_polso_IAI_WU - M$	P	1	Vari	–	$2,800$	10000

Tabella 6.3: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme Gripper, collegamenti e polso

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Robot_struttura_flangia_collegamento_polso$	C	1	Acciaio	38499	$0,308$	250
$Robot_struttura_flangia_mobile_interna$	C	1	Acciaio	220617	$1,765$	350
$Robot_struttura_flangia_mobile_esterna$	C	1	Acciaio	117257	$0,938$	280
$Robot_struttura_finecorsa_L_interno$	C	1	Acciaio	219887	$1,759$	600
$Robot_struttura_finecorsa_L_esterno$	C	1	Acciaio	218045	$1,744$	600
$Robot_struttura_elemento_principale_sostegno$	C	1	Acciaio	1995104	$15,961$	650
$Robot_struttura_guida_BSH2M30 - 1150 - M12$	P	2	Acciaio	–	$13,454$	400
$Robot_struttura_guida_cuscinetti_BSSS30$	P	4	Acciaio	–	$2,280$	200
$Robot_tiangular_sustain$	C	1	Acciaio	3555549	$28,444$	1000
$vite_iso_4762 - m4x12 - 8_8$	P	4	Acciaio	–	$0,008$	–
$vite_iso_4762 - m5x16 - 8_8$	P	2	Acciaio	–	$0,007$	–
$vite_iso_4762 - m12x30 - 8_8$	P	4	Acciaio	–	$0,157$	–
$vite_iso_4762 - m6x20 - 8_8$	P	16	Acciaio	–	$0,104$	–
$vite_iso_4762 - m8x16 - 8_8$	P	8	Acciaio	–	$0,005$	–
$vite_uni_5931 - m8x60 - 8_8$	P	2	Acciaio	–	$0,058$	–
$vite_uni_5931 - m8x30 - 8_8$	P	4	Acciaio	–	$0,033$	
$vite_din_933 - m12x60 - 5_6 - a$	P	4	Acciaio	–	$0,183$	–
$dado_uni_5589 - m10x1_passo_fine_alto$	P	12	Acciaio	–	$0,170$	–
$dado_uni_5589 - m8x1_passo_fine$	P	6	Acciaio	–	$0,031$	–

Tabella 6.4: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme della struttura principale del robot

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Robot_cilindro_traslazione_C96S-B40-800CJJ$	P	1	Acciaio	–	3,430	1000
$vite_iso_4762-m6x30-8_8$	P	4	Acciaio	–	0,033	–
$dado_iso_4032-m12-6$	P	1	Acciaio	–	0,017	–

Tabella 6.5: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme del cilindro attuatore del braccio

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Robot_cablaggio_tubolare_superiore_mobile$	C	1	Acciaio	157576	1,261	100
$Robot_cablaggio_piattina_giunzione_catena_portacavi$	C	1	Acciaio	37653	0,113	50
$Robot_cablaggio_catena_portacavi_fisso_sx$	P	1	Acciaio	1989	0,016	–
$Robot_cablaggio_catena_portacavi_fisso_dx$	P	1	Acciaio	1989	0,016	–
$Robot_cablaggio_catena_portacavi_libero_sx$	P	1	Acciaio	2028	0,016	–
$Robot_cablaggio_catena_portacavi_libero_dx$	P	1	Acciaio	2028	0,016	–
$Robot_cablaggio_catena_portacavi_maglia$	P	23	Nylon 6	–	0,320	100
$Robot_cablaggio_canalina_catena_MISUMI$	C	1	Acciaio	82796	0,662	100
$Robot_cablaggio_tubolare_sostegno_catena$	C	1	Acciaio	211005	1,688	100
$vite_iso_4762-m5x20-8_8$	P	14	Acciaio	–	0,060	–
$vite_iso_4762-m5x35-8_8$	P	2	Acciaio	–	0,013	–
$dado_iso_4032-m5-6$	P	9	Acciaio	–	0,011	–

Tabella 6.6: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme della gestione del cablaggio

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
$Robot_storage_struttura_sostegno_chiusura$	C	1	Acciaio	80805	0,646	150
$Robot_storage_struttura_sostegno$	C	1	Acciaio	494470	3,956	1000
$Robot_storage_attuatore_RCA-SA6D-I-35$	P	1	Vari	–	2,500	800
$Robot_storage_blocco_giunzione_attuatore$	C	1	Acciaio	81411	0,651	100
$Robot_storage_lifter_assieme_EV-20-75-5$	P	2	-	–	0,260	120
$Robot_storage_finecorsa_C$	C	2	Acciaio	19942	0,319	400
$Robot_storage_flangia_lifter$	C	1	Acciaio	383216	3,066	150
$Robot_storage_binario_scorrimento_rotaia_BJKR20$	P	1	Acciaio	77401	0,619	–
$Robot_storage_binario_scorrimento_guide_BJKSW$	P	2	Acciaio	20524	0,328	150
$Robot_storage_plate_portatargette$	C	1	Acciaio	268270	2,146	200
$vite_iso_4762-m8x25-8_8$	P	6	Acciaio	–	0,090	–
$vite_iso_4762-m5x12-8_8$	P	10	Acciaio	–	0,030	–
$vite_iso_4762-m5x25-8_8$	P	12	Acciaio	–	0,050	–
$vite_iso_4762-m5x10-8_8$	P	4	Acciaio	–	0,011	–
$vite_iso_4762-m3x12-8_8$	P	8	Acciaio	–	0,008	–
$vite_iso_4762-m4x6-8_8$	P	4	Acciaio	–	0,006	–
$vite_iso_4762-m4x12-8_8$	P	13	Acciaio	–	0,025	–
$Slotted\ head\ cap\ screw\ ISO\ 4762-M3x8$	P	8	Acciaio	–	0,006	–
$vite_uni_5931-m8x12-8_8$	P	2	Acciaio	–	0,022	–
$vite_uni_5931-m8x30-8_8$	P	2	Acciaio	–	0,034	–
$vite_uni_5931-m8x20-8_8$	P	2	Acciaio	–	0,027	–
$dado_iso_4032-m8-6$	P	6	Acciaio	–	0,031	–
$spina_iso_2338_5x24$	P	2	Acciaio	–	0,008	–
$spina_iso_2338_4x8$	P	2	Acciaio	–	0,002	–

Tabella 6.7: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme dello storage

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
Armadio_SCHNEIDER_ELECTRIC	P	1	Vario	–	–	500
ABB_PLC_CPU	P	1	Vario	–	–	500
ABB_PLC_modulo_I/0	P	1	Vario	–	–	100
ABB_PLC_modulo_convertor	P	1	Vario	–	–	100
IAI_MSEL_per_polso	P	1	Vario	–	–	1000
IAI_ACON_per_attuatore_storage	P	1	Vario	–	–	500
Pulsanti e interruttori	P	1	Vario	–	–	100

Tabella 6.8: BOM delle parti appartenenti al sotto-assieme del controllo

Nome parte CAD	T	N^o	Materiale	Volume	Peso	Prezzo
-	-	-	-	$[cm^3]$	$[kg]$	$[euro]$
Aggiunta elemento flangiato a lato camera	C	1	Vari	–	–	500
Piattaforma_pavimento_magnex	C	1	Acciaio	–	–	200
Wiring	P	–	Vario	–	–	100
Minuteria	P	–	Vario	–	–	200
Totale					126, 344	27950

Tabella 6.9: BOM nella parte di integrazione e dei totali

La precedente tabella, dividendo le parti in sotto-assiemi è stata anche utile per mantenere aggiornati i pesi degli oggetti trasportati in calcoli di dimensionamento e analisi strutturali, permettendo l'aggiornamento automatico dei dati e delle informazioni utili durante le procedure di analisi.

L'ottenimento di questi valori totali permette di concludere l'analisi di fattibilità del sistema, fornendo dati utili per la valutazione complessiva dell'impatto di questa soluzione sul progetto.

6.3 Radioprotezione

Una volta conclusa l'analisi di fattibilità si è potuta fornire la modellazione ottenuta agli esperti di radioprotezione dei Laboratori Del Sud di Catania. Questi si occupano di valutare il livello di radiazione e di attivazione dei materiali raggiunti durante gli esperimenti del laboratorio, in modo tale da garantire sia la salvaguardia degli operatori coinvolti sia la corretta gestione dei materiali attivati. All'interno dell'esperimento NUMEN la parte più critica in tal senso è rappresentata dai target e relativi sostegni, che quindi dovranno essere trattati con riguardo e conservati in un luogo circoscritto a seguito dell'uso.

Gli esperti hanno analizzato il complessivo senza riscontrare grosse criticità sia nel sistema di collegamento tra target-holder e dito freddo sia nel sistema di manipolazione, andando però a focalizzare l'attenzione sul sistema di storage. A tal riguardo sono state evidenziate due principali criticità che richiederebbero ulteriori studi riguardo a questo sottosistema critico.

La prima criticità sollevata è riguardante la gestione dei target in uscita dalla camera: il manipolatore è strutturato per reintrodurli all'interno del sistema di storage, che in questo modo conterrebbe sia provini "nuovi" che provini già attivati, questo non risulterebbe un problema per i macchinari ma principalmente per gli operatori che potrebbero dover intervenire all'interno della sala sperimentale nell'immediata vicinanza della camera di scattering e dello storage durante brevi periodi di interruzione del fascio nel periodo di presa dati. Per questo è stato consigliato di prevedere un sistema di copertura che permetta di isolare la piastra di storage dall'ambiente circostante durante le fasi di non utilizzo del manipolatore; esso potrebbe semplicemente essere costituito da un telaio metallico posto ad un estremo della corsa dell'attuatore, opportunamente coperto da strati di piombo e/o polietilene, che circondi tutti i target presenti all'interno del sistema di storage.

La seconda criticità sollevata è quella riguardante la gestione dei target-holder in uscita dalla stanza dell'esperimento. Essi dovranno essere posti in appositi contenitori che ne permetteranno lo stoccaggio sicuro in luogo protetto. A tal proposito si dovrebbe prevedere un sistema per la gestione dei target attivati in modo tale da facilitarne lo stoccaggio all'interno di contenitori ad hoc che ne permettano il trasporto sicuro. Le possibili soluzioni a questo problema sono molteplici e spaziano dalla gestione di due differenti sistemi di storage per target "nuovi" e "usati", all'impiego di un secondo sistema di manipolazione di dimensioni notevolmente ridotte, che gestisca i target dallo storage al contenitore.

6.4 Possibili miglioramenti futuri del modello

La progettazione ottenuta come conclusione dell'analisi di fattibilità potrebbe ulteriormente essere affinata introducendo differenti casistiche e valutazioni nel panorama delle valutazioni effettuate.

Potrebbero ad esempio essere introdotte nuove analisi svolte su un modello più avanzato e completo, atte a valutare la ripetibilità e la precisione degli spostamenti effettuati, andando non più a valutare la precisione dei singoli sottoassiemi ma studiando il manipolatore nella sua interezza.

Il modello, inoltre, potrebbe essere avvalorato da studi sperimentali focalizzati sulle parti più critiche della progettazione, come ad esempio l'accoppiamento tra dito freddo e porta-target, che necessiterebbe di una sperimentazione riguardo l'effettiva forza sviluppata tra le superfici.

Una valutazione finale molto importante potrebbe essere un attento studio delle possibili casistiche di guasto durante la procedura di manipolazione, prevedendo adeguati sistemi precauzionali o di recupero dell'oggetto manipolato. Questi studi partirebbero da un'attenta analisi della procedura di manipolazione andando a rintracciare le condizioni di funzionamento critiche in modo tale da analizzarle nel dettaglio prevenendo il verificarsi di guasti nel funzionamento.

Conclusione

Questa analisi di fattibilità affronta la possibilità di realizzare un sistema automatico di gestione dei porta-target nel contesto dell'esperimento NUMEN, proponendo una delle soluzioni progettuali possibili. Questa soluzione è stata analizzata in ogni singolo dettaglio (dagli elementi necessari alla manipolazione al sistema di controllo), evidenziando pregi e difetti di ogni componente che la caratterizza. Il risultato finale è un sistema di manipolazione ben integrato nell'apparato sperimentale che però necessita ancora di qualche rifinitura per ottimizzarne determinati aspetti; a tal proposito si possono ricordare tre aspetti principali che necessitano di ulteriori approfondimenti a riguardo: primo tra tutti è uno studio più approfondito del sistema di collegamento tra dito freddo e porta-target, valutando al meglio l'infragilimento portato dalle temperature in gioco sull'estremità del crio-refrigeratore; un altro aspetto che richiede ulteriori attenzioni è la gestione da parte dello storage dei target attivati in uscita dalla camera; infine l'aspetto della gestione dei malfunzionamenti, che richiede un attenta analisi delle procedure da effettuare in questi casi.

Il progetto così ottenuto non solo è stato indispensabile per valutare l'effettivo impiego di un simile sistema, ma anche per considerarne l'impatto economico e l'ingombro fisico nel contesto di sviluppo dell'apparato sperimentale. A tal proposito si sono sviluppate analisi approfondite dei costi e delle masse in gioco, valutandole per ogni singolo elemento. I risultati ottenuti forniscono dei valori molto interessanti, che consentono di procedere nella direzione intrapresa per completare la progettazione del sistema automatico.

E' utile ricordare, in conclusione, che l'elaborato qui proposto si pone come uno dei possibili approcci al problema, che non intende essere in alcun modo definitivo, ma che prende in considerazione e vaglia soluzioni progettuali e sistemistiche, individuando quelle non percorribili e fornendo una progettazione più dettagliata di quelle interessanti. Solo a seguito di ulteriori considerazioni e valutazioni più approfondite sarà possibile individuare una soluzione definitiva che in tal caso potrà essere applicata nel progetto.

Bibliografia

- F. Capuzzello et al.,The NUMEN project: NUclear Matrix Elements for Neutrinoless double beta decay, in EPJ-A (European Physics Journal-A)(2018) **54**:72;
- INFN - Ufficio comunicazione, NUMEN: i nuclei e la natura fondamentale del neutrino, Newsletter 47 dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare, maggio 2018;
- NUMEN collaboration, NUMEN Technical Documetation Report, luglio 2019;
- F. Capuzzello et al., The MAGNEX spectometer: Results and perspectives ,in Eur. Phys. J. A (2016) **52**:167;
- P. Beynel, P. Maier and H. Schönbacher, Compilation of radiation damage test data, PART III: Materials used around high-energy accelerators, 1982;
- D. Sands, Cost effective robotics in the nuclear industry, in Industrial Robot:An International Journal (2006) 170-173;
- A. Tauschwitz et al., Tecnical Report for the Design, Constuciton and Commissioning of a Target Chamber for ion beam driven interaction experiments, luglio 2017;
- G. J. Monkman, S. Hesse, R. Steinmann, H. Schunk, Robot Grippers, WILWY-VCH Verlag GmbH & Co., 2007;
- J. Roesler, H.Harders, M. Baeker, Mechanical Behaviour of Engineering Meterials, Springer, 2007;

Sitografia

- Sito ufficiale progetto NUMEN: https://web.infn.it/NUMEN/index.php/it/;
- Modelli CAD di componenti CAD: https://b2b.partcommunity.com/community/;
- Modelli CAD della minuteria usata: https://www.traceparts.com/it;
- Per la definizione dell'innesto a baionetta: http://www.sapere.it/enciclopedia/
- Caratteristiche e dimensioni dell molle: http://www.meterspec.it/

Cataloghi consultati

Dito freddo Leybold modello COOLPOWER 5/100: Leybold Full line catalog, vacuum components and vacuum technology;

Valvola gate VAT modello 14046-PE44: VAT catalog HV gate valve, Series 140;

Robot sprue picker HAHN modello ProPicker 15: HAHN Automation Roboty catalog, ProPicker series;

Gripper Schunk modello MPG 50: Schunk catalog, series MPG gripper for small components;

Unità polso IAI modelli WU-S e WU-M: Intelligent actuator wirst unit WU catalog;

Gripper Schunk modello RH 905: Schunk catalog, series RH industial gripper for small components;

Attuatore lineare IAI modello RCS4-TA7R: General catalog IAI 2019, ROBO Cylinder with Battery-less Absolute Encoder as standard RCS4;

Cilindri pneumatici SMC tipologia C96s: Cilindri ISO catalog SMC;

Cilindri a membrana Festo modello EV 20x75: Festo clamping modules catalog, Series EV;

Guide lineari HIWIN modello WE: Catalogo guide lineari HIWIN, serie WE;

Alberi scanalati a ricircolo di sfere MISUMI modello BSH2M: Catalogo generale MISUMI 2019, sezione alberi scanalati a ricircolo di sfere;

Catena portacavi MISUMI modello MPKS: Catalogo generale MISUMI 2019, sez. Catene portacavi;

Attuatore lineare IAI modello RCA-SA6D: General catalog IAI 2019, ROBO Cylinder slider type RCA;

Gripper Schunk modello KGG 60-20: Schunk catalog, series KGG industial gripper for small components long stroke;

Alberi scanalati MISUMI modello BSH2M: Catalogo generale MISUMI 2019, sezione Alberi scanalati a ricircolo di sfere con maschiatura su entrambi i lati;

Guide lineari MISUMI modello BJKSW+BJKR: Catalogo generale MISUMI 2019, sezione Binari di scorrimento in acciaio con rulli a sfere;

Sistema di controllo polso IAI automation modello MSEL: MSEL controller Instrucion manual fourth edition;

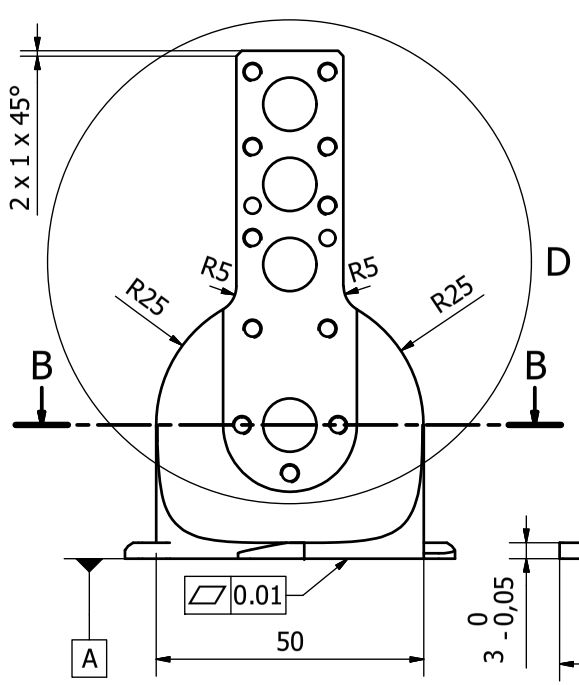
Sistema di controllo att. storage IAI automation modello ACON: ACON-C/CG controller positioner type, operation manual first edition;

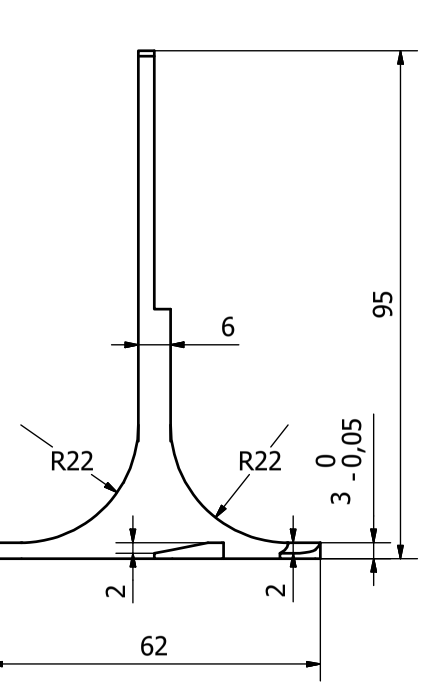
Appendice A

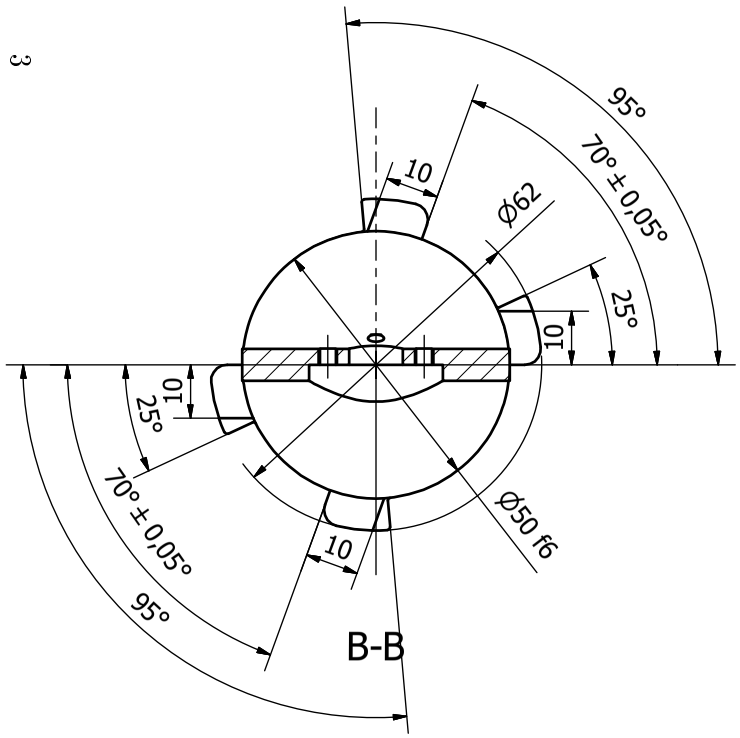
Messe in tavola elementi accoppiamento dito freddo e porta-target

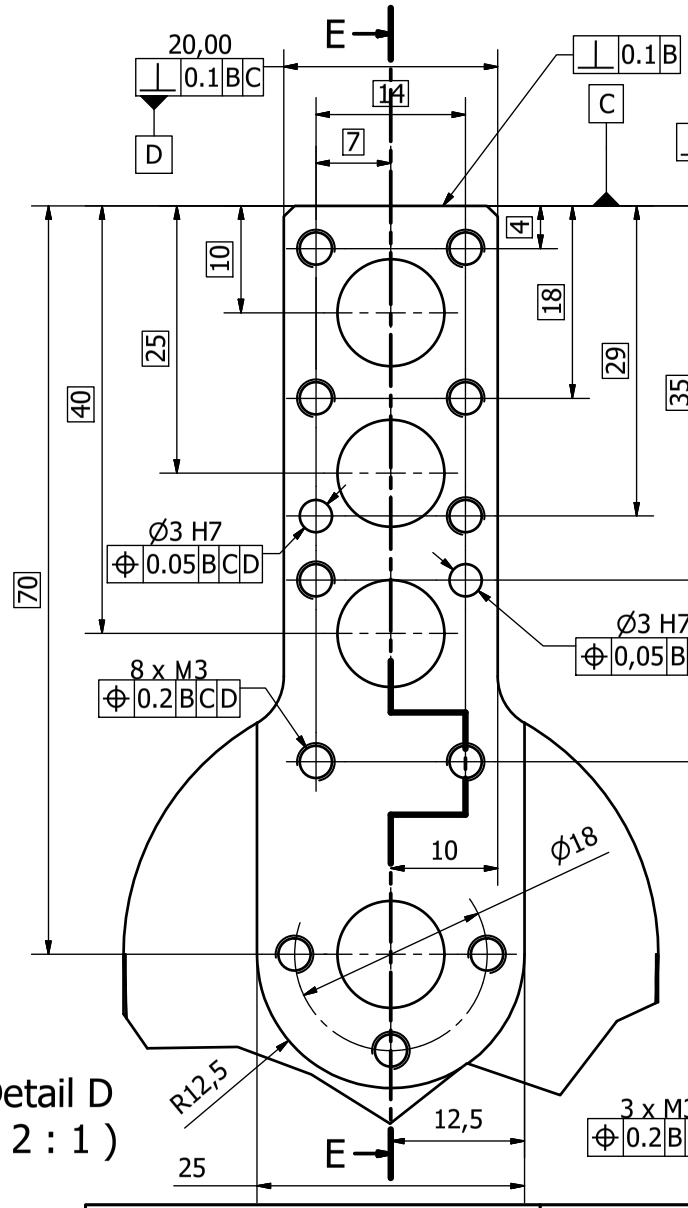
Di seguito sono riportate le quattro messe in tavola effettuate per analizzare al meglio l'accoppiamento tra crio-refrigeratore e porta-target.

Per semplicità di stampa, si sono riportate qui di seguito le tavole A3 degli elementi utili riscalate su fogli A4.

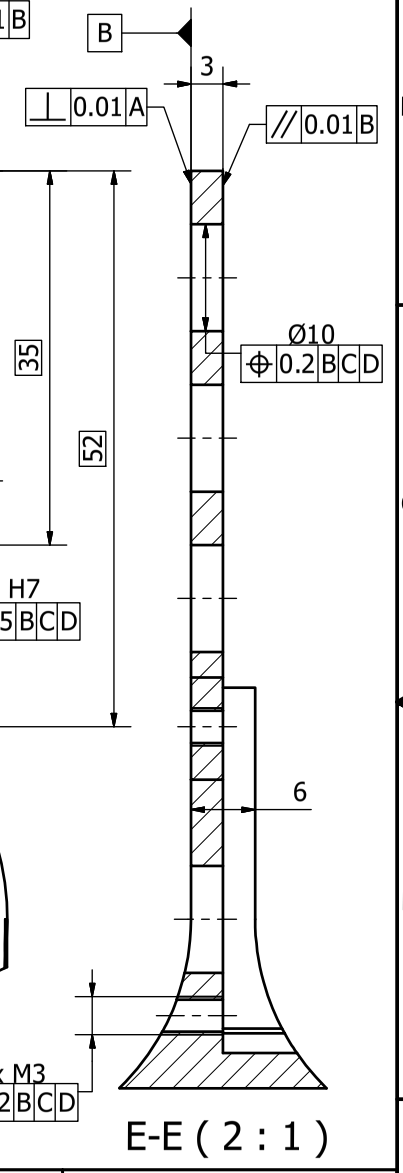








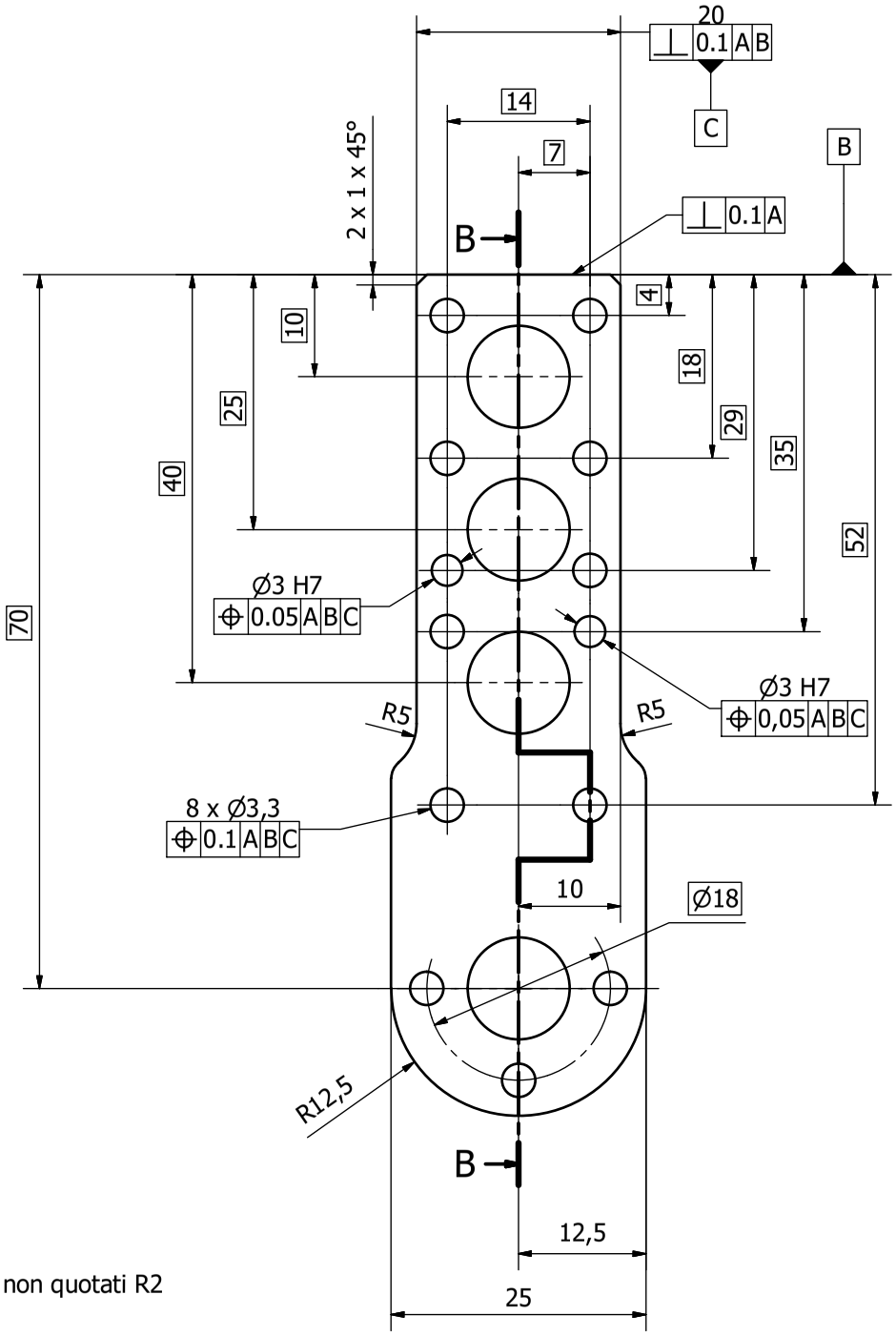
Detail D
(2 : 1)

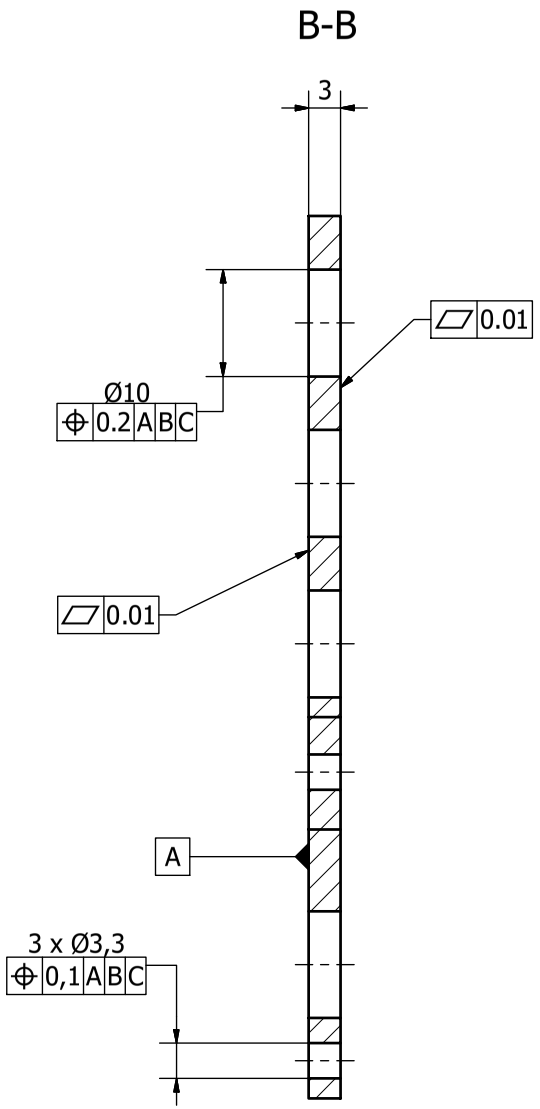


E-E (2 : 1)

Raccordi non quotati R0,5

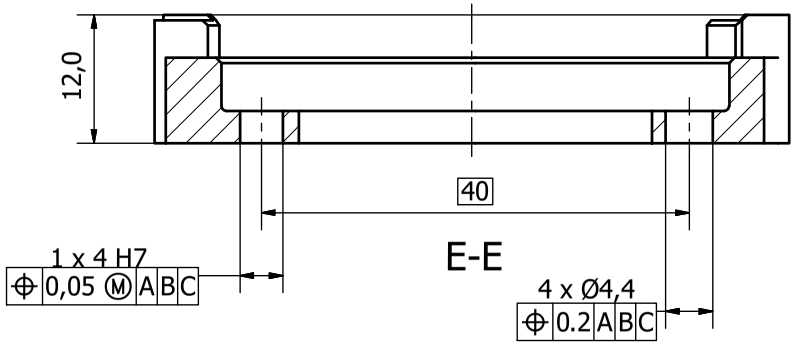
Part Name: Porta_targhetta_inferiore		Roughness: 1.6		Treatment: No treatments	
Material: Copper_alloy	Quantity: 1	General tolerances ISO 2768-mK	DRWN D.S.	Date 07/10/2019	
Note		Scale 1 : 1	CHKD	Date	
Esperiment: NUMEN - Manipulation system		Weight 0,25 kg	RLSD	Date	
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		File name: Porta_targhetta_inferiore.ipt	REV		
		Drawing Number: Manipulation system_1	PAGE 1/1	SIZE A3	

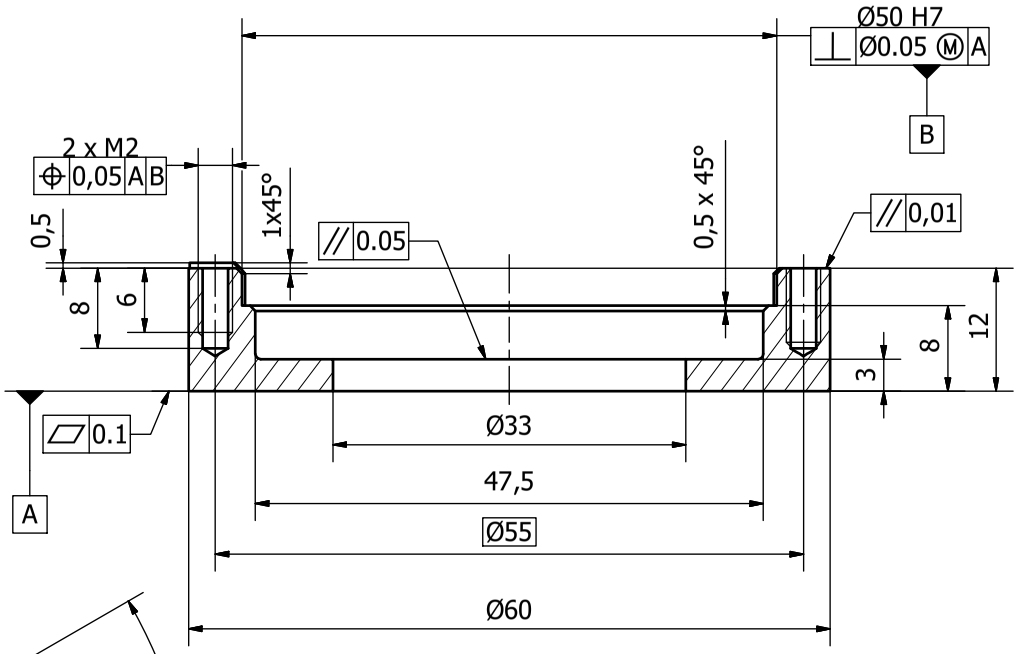


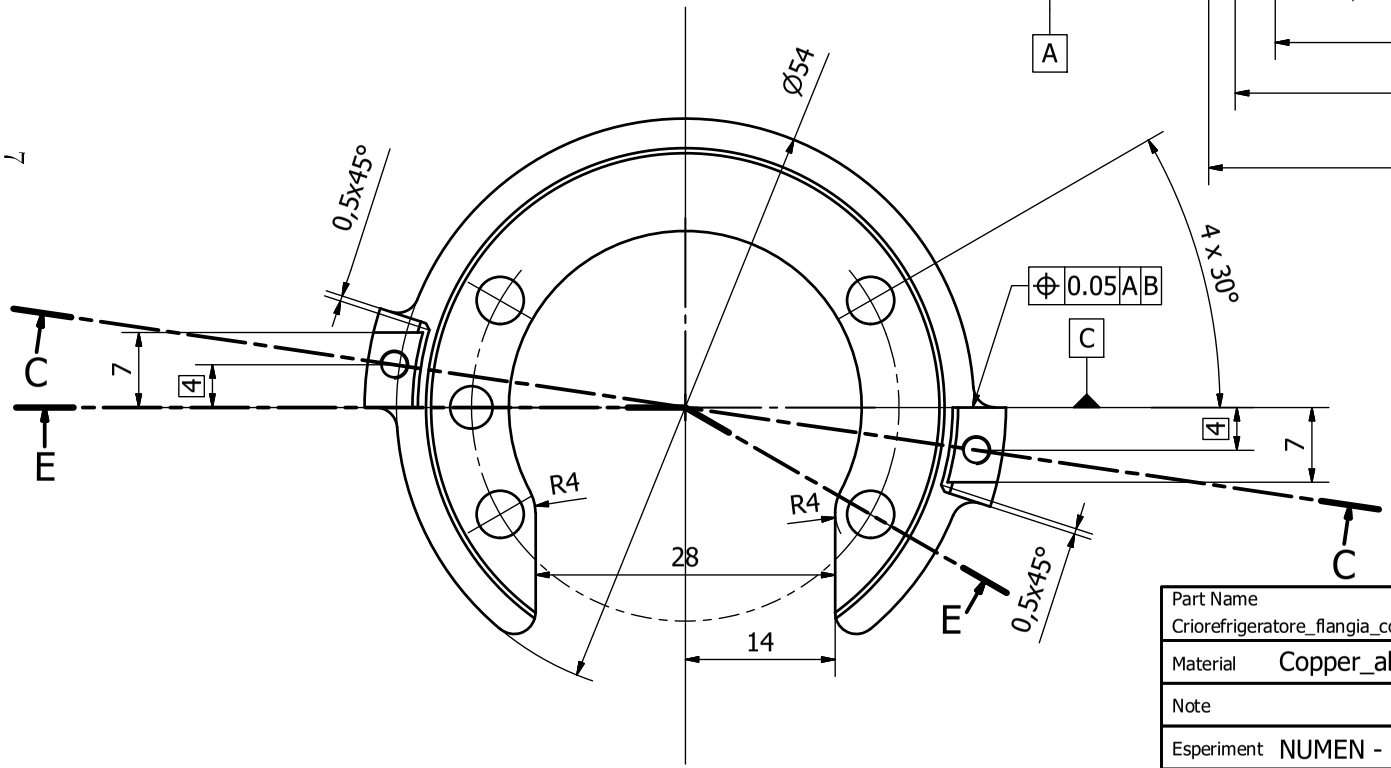


Raccordi non quotati R2

Part Name: Porta_targetta_superiore		Roughness: 1.6		Treatment: No treatments	
Material: Copper_alloy	Quantity: 1	General tolerances ISO 2768-mK	DRWN D.S.	Date 07/10/2019	
Note		Scale 2 : 1	CHKD	Date	
Esperiment: NUMEN - Manipulation system		Weight 0.04 kg	RLSD	Date	
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		File name: Porta_targetta_superiore.ipt	REV		
		Drawing Number: Manipulation system_2	PAGE 1/1	SIZE A3	

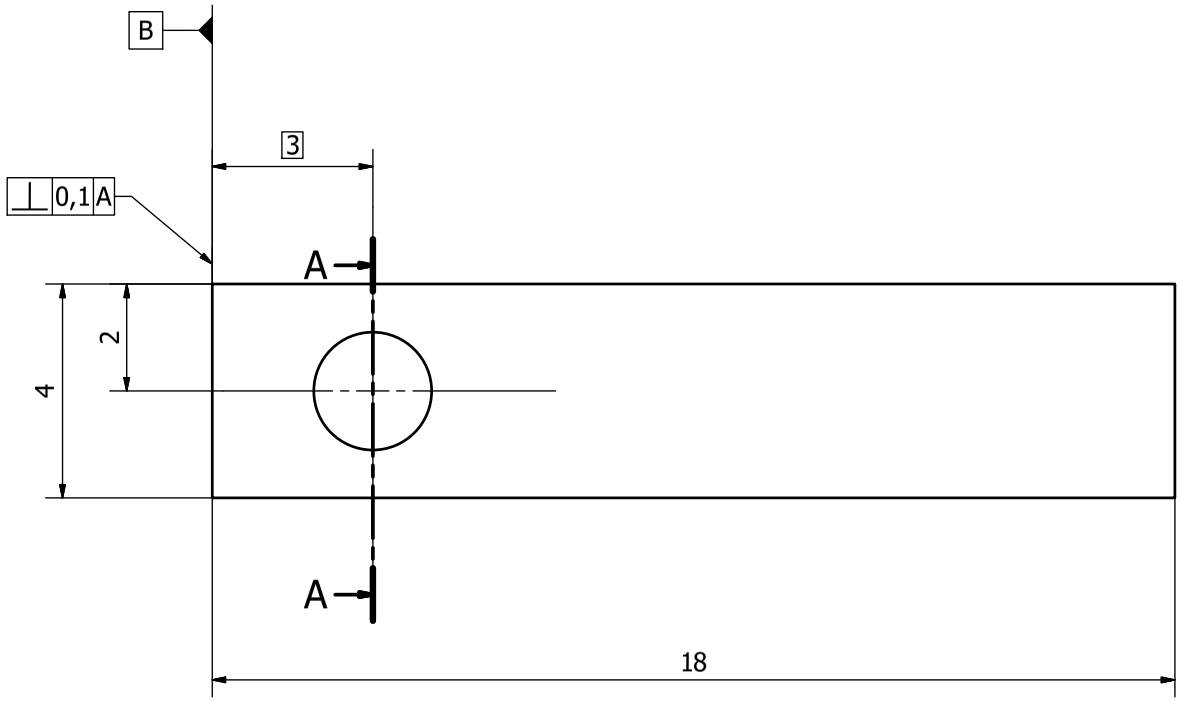


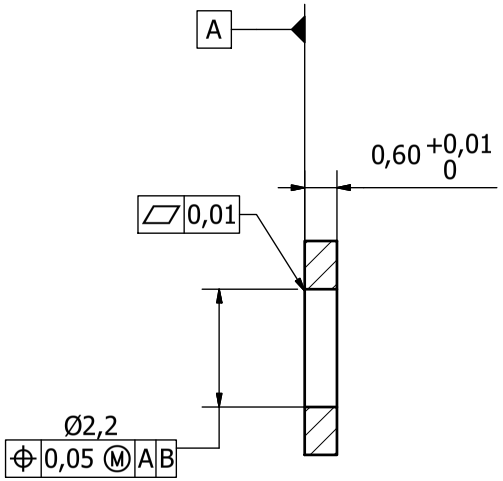




Raccordi non quotati R2

Part Name: Criorefrigeratore_flangia_collegamento_porta_targh		Roughness: 1.6		Treatment: No treatments	
Material: Copper_alloy	Quantity: 1	General tolerances: ISO 2768-mK	DRWN: D.S.	Date: 04/10/2019	
Note		Scale: 2 : 1	CHKD	Date	
Esperiment: NUMEN - Manipulation system		Weight: 0,05 kg	RLSD	Date	
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		File name: Criorefrigeratore_flangia_collegamento_porta_targh.ipt	REV		
		Drawing Number: Manipulation system_3	PAGE: 1/1	SIZE: A3	





A-A

Raccordi non quotati R2

Part Name: Criorefrigeratore_flangia_elemento_flessibile		Roughness: 1.6		Treatment: No treatments	
Material: Armonic_steel	Quantity: 2		General tolerances ISO 2768-mK	DRWN D.S.	Date 04/10/2019
Note			Scale 10 : 1	CHKD	Date
Esperiment: NUMEN - Manipulation system			Weight	RLSD	Date
ISTITUTO NAZIONALE di FISICA NUCLEARE Sezione di Torino		File name: Criorefrigeratore_flangia_elemento_flessibile.ipt		REV	
		Drawing Number: Manipulation system_4		PAGE 1/1	SIZE A3

Appendice B

Modello Matlab accoppiamento versione B-7

Di seguito è riportato il listato di Matlab utilizzato per calcolare il modello di flessione dell'elemento flettente e il funzionamento dell'accoppiamento.

```
%% Modello per il calcolo delle forze in gioco per accoppiamento
    baionetta di versione B-5 per manipolatore progetto NUMEN
% Autore: Diego Sartirana
% Ultima modifica: 7-11-2019

clc
clear all
close all

%% Trave Flettente
b=4;                            %mm larghezza trave flettente
h=0.6;                          %mm altezza trave flettente
E=210*10^3;                     %N/mm^2 modulo di Young acciaio armonico

I=h^3*b/12;                     %mm^4 inerzia rispetto x

%% Lunghezza braccio
Testa_vite=4;                   %mm diametro testa vite scelta (M2 ISO
    7045)
Distanza_asse_vite_bordo=4;     %mm distanza asse vite e bordo per
    calcolare braccio
a=10;                           %mm larghezza smusso della superficie di
    spinta

l=a+Distanza_asse_vite_bordo-Testa_vite/2;
                                %mm lunghezza braccio di applicazione forza

%% Dati modello di strisciamento
mi_1=0.53;                      %coefficiente attrito statico tra rame e
    acciaio (per contattto linguetta)
mi_2=1;                         %coefficiente attrito statico tra rame e
    rame (per contattto tra superfici)

%% Forza ammissibile (rifarsi a disegno professore)
f=20;                           %mm spessore target in corrispondenza di
    presa
```

```
30 g=6;                              %mm larghezza target in corrispondenza
       della presa
31 mi_3=0.53;                        %coefficiente attrito statico tra rame e
       acciaio (per contattto gripper)
32 F_gripper=50;                     %N Forza di chiusura di un singolo dito del
        gripper
33 d_analisi=28*2;                   %mm raggio di analisi dell'attrito
34
35 M_amm=F_gripper*(f+mi_3*g);  %Nmm momento ammissibile dato da
       condiszione peggiorativa (contatto tra gripper e superficie presa)
36 F_amm=M_amm/d_analisi;            %N forza massima applicabile sul raggio di
       analisi
37
38 %% SOLUZIONE modello
39 syms x
40 equaz = F_amm == x*(sin(x*l^2/(2*E*I))+cos(x*l^2/(2*E*I))*(mi_2+mi_1));
41                                   %da modello rappresentato su quaderno
42 F_uscita_molla = double(vpasolve(equaz,x));
43                                   %N forza applicata da molla su corpo in
                                          direzione perpendicolare al piano
44
45 Angolo_finale_asta=F_uscita_molla*l^2/(2*E*I);
46                                   %angolo di posizione nel punto di
                                          applicazione della forza
47 Freccia_finale_asta=F_uscita_molla*l^3/(3*E*I);
48                                   %mm altezza smusso della superficie di
                                          spinta (da sommare a 1mm di approccio)
49
50 %% Verifica di mantenimento posizione (se attrito mantiene posizione)
51 F_attriti=(mi_1+mi_2)*F_uscita_molla*cos(Angolo_finale_asta);
52                                   %N forze che si oppongono allo spostamento
                                          del target
53 F_spinta=F_uscita_molla*sin(Angolo_finale_asta);
54                                   %N forze che spingono il target da fermo
55
56 if (F_attriti>F_spinta)
57     Controllo=('OK');
58 else Controllo=('ATTENZIONE');
59  end
60
61 %% Calcolo della Forza di aderenza
62 F_N=F_uscita_molla*cos(Angolo_finale_asta);
63                                   %N forza normale applicata da ogni lamella
64 F_pressione=F_N*2;                %N forza di pressione garantita da molla
65
66 %% CONTROPROVA DEL MODELLO
67 w=0.5;                           %mm deformazione sul CAD
68 l_eff=14-2;                      %mm  (deriva da misura diretta)la lunghezza
       effettiva del braccio (lunghezza contatto - testa vite)
69 Angolo_effettivo=atan(w/l_eff);
70                                   %le proprieta' di inerzia del flettente
                                          rimangono inalterate
71
72 F_reale_CAD=3*E*I*w/(l_eff^3)*2*cos(Angolo_effettivo);
73                                   %N forza di controprova con i valori da CAD
74 Errore_forza_CAD=F_pressione-F_reale_CAD;
75                                   %N errore tra valori modellati e messi in
                                          disegno
```

Il precedente listato, con i valori di dati introdotti permette di ottenere i seguenti risultati:

Nome variabile	*Valore*	*U.D.M.*
a	10	mm
$Angolo_effettivo$	$0,0416$	
$Angolo_finale_asta$	$0,0620$	
b	4	mm
$Controllo$	$'OK'$	
$d_analisi$	56	mm
$Distanza_asse_vite_bordo$	4	mm
E	210000	MPa
$Errore_forza_CAD$	$-0,2284$	N
f	20	mm
F_amm	$20,6964$	N
$F_attriti$	$19,8891$	N
$F_gripper$	50	N
F_N	$12,9994$	N
$F_pressione$	$25,9989$	N
F_reale_CAD	$26,22724$	N
F_spinta	$0,8073$	N
F_uscita_molla	$13,0245$	N
$Freccia_finale_asta$	$0,4962$	N
g	6	mm
h	$0,6$	mm
I	$0,0720$	mm^4
l	12	mm
l_eff	12	mm
M_amm	1159	Nmm
mi_1	$0,53$	
mi_2	1	
mi_3	$0,53$	
$Testa_vite$	4	mm
w	$0,5$	mm

Tabella B.1: Tabella delle variabili fornita da Matlab con l0esecuzione del listato precedente