POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo e della Produzione

> Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale Sistema automatico per la movimentazione di rivelatori di ioni, nell'ambito del progetto NUMEN dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare



Politecnico di Torino

Relatori Prof. Carlo Ferraresi (DIMEAS) **Correlatori** Dott.sa Daniela Calvo (INFN) Dott. Diego Sartirana (INFN) **Candidato** Sergio Ciociola

Anno accademico 2020-2021 Sessione di Laurea Luglio 2021

Indice

1. Sommario	3
2. Introduzione	4
2.1 Esperimento NUMEN	4
2.2 Descrizione MAGNEX	4
3. Movimentazione piastre	9
3.1 Considerazioni preliminari	9
3.2 Gradi di libertà della struttura	. 11
3.3Analisi di movimento della struttura	. 12
4. Sistema di presa	. 16
4.1 Considerazioni preliminari	. 16
4.2 Analisi cinematica della fase di presa	. 17
4.3 Analisi dinamica della fase di presa	. 18
4.3 Scelta del sistema di attuazione	. 21
4.4 Dimensionamento componenti strutturali del sistema di presa	. 26
4.5 Dimensionamento componenti commerciali del sistema di presa	. 35
4.6 Descrizione installazione sistema di presa	. 38
5. Sistema di guida del sistema di presa	. 40
5.1 Considerazioni preliminari	. 40
5.2 Sistema giunto	. 43
5.3 Guide al posizionamento	. 45
5.4 Funzionamento sistema di guida e giunto	. 44
5.5 Analisi strutturale sistema di guida e giunto	. 47
6. Sistema di sostegno e riconfigurazione del sistema di presa	. 55
6.1 Considerazioni preliminari	. 55
6.2 Descrizione riconfigurazione	. 55
7. Braccio e grado di traslazione radiale	. 66
7.1 Considerazioni preliminari sul grado di traslazione radiale e verticale	. 66
7.2 Scelta attuatore di traslazione radiale	. 67
7.3 Analisi strutturale del braccio	. 72
8. Sistema di sollevamento e rotazione del braccio	. 78
8.1 Dimensionamento Martinetto di sollevamento	. 78
8.2 Dimensionamento Ralla motorizzata	. 81
8.3 Analisi strutturale tavola rotante e base	. 92

9. Conclusioni	
10. Bibliografia e sitografia	
11. Cataloghi utilizzati	101
12. Appendice: codice matlab per il calcolo della forza scambiata fra guida e p a contatto hertziano dei due elementi	attino e verifica 103
13. Ringraziamenti	

1. Sommario

La presente tesi si inserisce nel progetto NUMEN, un progetto di calibro internazionale, che trova la sua sede applicativa nei Laboratori Nazionali del Sud di Catania.

La collaborazione fra Istituto Nazionale di Fisica Nucleare e Politecnico di Torino trova la propria ragione di esistere nelle esigenze connesse al potenziamento dell'impianto. In particolar modo nell'analisi e nella progettazione di strutture per automatizzare, movimentare e gestire nuove strutture che vanno a sostituire parti del preesistente spettrometro MAGNEX.

Lo scopo della tesi è collegato allo studio, alla progettazione e all'analisi di funzionamento di una struttura automatizzata. Lo scopo di questa struttura è la movimentazione di rivelatori di particelle che hanno la funzione di segnalare il passaggio degli ioni e misurarne la perdita di energia utili allo studio svolto dai ricercatori del Laboratorio di Catania. La tesi non si addentrerà nello studio della fisica che coinvolge la strumentazione e tali aspetti saranno citati solo quando intrinseci alla conformazione dell'apparato coinvolto.

Tali aspetti saranno limitati alla prima sezione dove verrà delineata la struttura con cui il manipolatore interagisce con gli altri apparati coinvolti nell'esperimento. Seguirà una parte dedicata alla descrizione dei gradi di libertà e dei relativi movimenti della struttura. Tale sezione ha l'obiettivo di fornire una prospettiva generale della struttura. Panoramica utile alla descrizione dettagliata dei sottosistemi e infine dei componenti presenti. Al termine si susseguiranno tre sezioni dove verranno analizzati nel dettaglio sottoassiemi e componenti.

La progettazione e la selezione dei componenti della struttura si è basata sia su prodotti commerciali (minuteria, attuatori e altri elementi normati o comunemente commercializzati) e componenti studiati e progettati appositamente per svolgere le funzioni necessarie. Per i primi la progettazione si è basata inizialmente su una ricerca focalizzata degli stessi, secondo le necessita applicative nel progetto, successivamente si sono seguite le indicazioni di scelta e dimensionamento fornite dalle ditte costruttrici tramite cataloghi o dalle relative normative pertinenti. Per i secondi si è proceduto con un iniziale approccio di calcolo fornito dagli elementi della meccanica di base (quando possibile), a cui è seguita una modellazione CAD (tramite software open-source Inventor) degli stessi ed infine una verifica tramite metodologia FEA eseguita con l'apposito tool del software CAD utilizzato. L'utilizzo dello stesso software sia per la modellazione CAD che per le analisi strutturali statiche su calcolatore ha permesso una modellazione degli elementi iterativa, fondamentale, dato il numero molto consistente di elementi presenti.

Data la dinamicità e la continua evoluzione del progetto NUMEN, questa tesi non deve essere interpretata come la progettazione definitiva del manipolatore in questione, bensì una base di analisi per il futuro lavoro di tesisti e ricercatori coinvolti attualmente o in futuro nel progetto. L'analisi critica che è stata condotta per la scelta dei vari organi e componenti del manipolatore risulta essere quindi di fondamentale importanza, perciò risulteranno citate tutte le scelte progettuali (sviluppate ciascuna a un determinato grado di dettaglio) scartate e le relative motivazioni.

Per la precedente motivazione la tesi si concluderà con un apposita sezione in cui verrà fornito lo spunto per future analisi e miglioramenti dirette allo studioso che proseguirà e migliorerà il presente progetto.

2. Introduzione

In questo capitolo iniziale, si intende offrire una panoramica sull'esperimento NUMEN (acronimo di NUclear Matrix Element for Neutrinoless double beta decay), con un'introduzione a livello generale sul suo campo di ricerca. Un'analisi nell'ambito della fisica nucleare imperniata nello studio del doppio decadimento beta senza neutrini.

Con questa premessa a livello generale si forniranno elementi del campo in cui spazia. Quindi sui componenti relativi all'apparato sperimentale della stanza dello spettrometro MAGNEX. Infine, si è posta particolare attenzione alla descrizione del componente di principale interfaccia del manipolatore, ossia il Focal Plane Detector (FPD). Questo capitolo è indispensabile per i futuri riferimenti, soprattutto per alcuni elementi dell'apparato sperimentale che costituiscono i vincoli per il posizionamento e la mobilità della struttura in progetto. Tali punti saranno trattati nella sezione successiva (vedi Analisi mobilità della struttura).

2.1 Esperimento NUMEN

NUMEN è un esperimento di fisica nucleare volto a misurare le sezioni d'urto di interazioni di doppio scambio di carica fra fasci di ioni (fasci di ioni di ossigeno e neon) su specifici isotopi (essi costituiscono il bersaglio e sono evaporati su un sottile strato di grafite che agisce come substrato).

Questo programma di misure è attualmente di interesse, nella comunità di studio della fisica, per lo studio del doppio decadimento beta senza neutrini. Tale processo è il migliore strumento per verificare se il neutrino è una particella di Dirac o Majorana (rispettivamente differenza o identità del neutrino con la sua antiparticella).

Il doppio decadimento beta senza neutrini e il doppio scambio di carica presentano delle similitudini, infatti le due reazioni condividono lo stesso stato iniziale e finale, anche se sono intermediati da differenti interazioni.

Il doppio decadimento beta senza neutrini è un evento molto raro e difficile da osservare, ma tale processo è descritto da una matrice nucleare sui cui elementi si possono raccogliere informazioni. Tali informazioni si vogliono carpire grazie alle misure che l'esperimento NUMEN intende fare ricorrendo allo studio delle reazioni di doppio scambio di carica.

Le informazioni ottenute possono anche aiutare a fissare un limite superiore per la massa del neutrino.

2.2 Descrizione MAGNEX

Il fascio di ioni viene inizialmente accelerato nel ciclotrone a superconduzione circolare K800 (Figura 2.1), presente nella sala del ciclotrone dei Laboratori nazionali del Sud di Catania. L'estrazione del fascio è affidata a due deflettori elettrostatici . Il fascio di ioni estratto è

condotto sino alla sala dello spettrometro MAGNEX tramite due linee di fascio (ad alta e a bassa intensità), in cui sono presenti elementi magnetici atti a confinare gli ioni.



Figura2.1: Vista in pianta dei Laboratori Nazionali del sud di catania. Come è possibile vedere il fascio di ioni uscente dal ciclotrone, raggiunge la stanza dello spettrometro MAGNEX, percorrendo due distinte linee di fascio.

Giunto nella sala del MAGNEX, il fascio interagisce con l'apparato presente nella zona sperimentale:

- Il fasci di ioni (fascio di ioni Neon oppure Ossigeno) urtano contro un apposito bersaglio presente nella camera di scattering. I prodotti di tali interazioni sono rivelati tramite gli appositi rivelatori, posizionati alla fine dello spettrometro. Le particelle che proseguono il percorso nel MAGNEX risultano ora composte dagli ioni del fascio che non hanno interagito con il target e dagli ioni prodotti dall'interazione del fascio e il bersaglio.
- 2) Successivamente alla camera di scattering sono presenti un quadrupolo (che focalizza gli ioni nella direzione verticale) e un dipolo (che focalizza gli ioni nella direzione orizzontale)
- 3) Gli ioni prodotti dall'interazione con il bersaglio, sono intercettati dai rilevatori di piano focale (FPD).

4) Infine, in configurazione di alta intensità, gli ioni che non hanno interagito con il bersaglio, sono incanalati in una linea di beam dump per il loro assorbimento alla fine della stessa. Data la presenza di due differenti ioni (fascio di ioni Neon e fascio di ioni Ossigeno) si necessitano due differenti linee di beam dump, perché l'apparato nelle due configurazioni risulta ruotato rispettivamente di -3° e 3°.



Figura2.2: In figura in alto si può notare una vista 3D della sala dello spettrometro MAGNEX, si possono notare la camera di scattering, il dipolo, il quadrupolo, il focal plane detector, la linee di

magneti per l'assorbimento del fascio nelle sue due possibili configurazioni relative al fascio di ioni Neon o ossigeno (configurazioni necessarie quando si utilizza la linea ad alta intensità) ed infine il beam dump. Nella figura in basso si può notare la vista in pianta della zona sperimentale.

La restante parte degli elementi precedentemente descritti deve adeguarsi all'attività della linea di fascio Neon oppure Ossigeno:

- 1) I componenti dello spettrometro MAGNEX, ossia dipolo, quadrupolo e focal plane detector ruotano di 6° su una piattaforma che scorre su rotaie.
- 2) I quattro magneti facenti parte della linea di spegnimento del fascio, sono alternativamente spostati su una delle due linee di spegnimento.

I focal plane detectors sono contenuti all'interno di una camera chiamata vacuum chamber. La stessa è costituita da un'unica camera divisa in due diverse camere in cui sono presenti: una pressione residua di 10^{-5} mbar e nell'altra un'atmosfera di isobutano alla pressione assoluta di circa 10mbar, che ospita i rivelatori. Le due sono separate da una finestra di mylar.



Figura2.3: In figura a sinistra si può notare una vista 3D isometrica, del focal plane detector, si possono notare le tre piastre da movimentare (di colore verde), si possono notare in ordine di vicinanza: la piastra della finestra di mylar, la piastra del tracker e la piastra del PID. A destra, è possibile notare una vista in sezione della vacuum chambre, in particolare si possono notare, i due fori circolari corrispondenti alle due linee di spegnimento del fascio, si può inoltre notare il vano della finestra di mylar a separazione delle due atmosfere di vuoto e isobutano a bassa pressione.

La camera è un elemento nuovo e con caratteristiche ben diverse da quello attualmente esistente. Infatti deve:

- 1) Permettere l'integrazione delle due linee di spegnimento del fascio con essa. Tale esigenza non era necessaria precedentemente, dato che si operava con un fascio a bassa intensità che non necessitava di essere condotto al beam dump.
- 2) Rendere più semplice la presa dei rivelatori all'interno della camera della stessa, in particolare l'estrazione dall'alto della stessa.
- 3) Rendere più agevole il montaggio e l'ispezione per un eventuale manutenzione, predisponendo delle finestre di ispezione lungo il perimetro della camera. Si noti che a tal proposito nella versione precedente i rivelatori erano estratti frontalmente.

Rimane inalterata la presenza di una gate valve che permetterebbe la reinstallazione della vecchia vacuum chamber.

La camera presenta superiormente tre vani per l'apposito inserimento di tre differenti flange a tenuta di gas o vuoto.

I rilevatori presenti nei due vani risulta essere:

- PID (Particle Identificator Detectors) WALL (Figura 2.4): sono presenti 31 colonne di rivelatori di particelle (elementi sensibili) appesi alla flangia, sulla quale sono ricavati 11 circuiti stampati (anch'essi a tenuta di gas, con due connettori ciascuno). I connettori sono collegati a 11 coppie di preamplificatori e ai rivelatori disposti inferiormente alla flangia. La piastra presenta fori lungo tutto il perimetro per la connessione alla vacuum chamber.
- TRACKER: è presente un tracciatore di gas (elemento sensibile), connesso alla piastra sulla quale sono ricavati 3 circuiti stampati con 5 connettori ciascuno. I connettori sono connessi a 5 preamplificatori e al tracciatore.



Figura2.4: In figura a sinistra si può notare la piastra PID e a destra la piastra del TRACKER, si possono notare la presenza di elettronica sia superiormente che inferiormente alle piastre, inoltre i connettori e i circuiti stampati sulle piastre. Si possono notare i fori perimetrali di fissaggio alla camera.

Deve essere altresì movimentata la piastra in corrispondenza della quale è presente la finestra di mylar, un setto separatore fra la zona a vuoto e la zona con isobutano che ospita i rivelatori del tracciatore e del PID wall.

3. Movimentazione piastre

In questo capitolo, si intende analizzare gli aspetti delle piastre dell'FPD che più influenzano le richieste del sistema atto a movimentarle. Successivamente si analizzeranno gli aspetti che hanno determinato il posizionamento finale della struttura. Infine, si offrirà una panoramica sulla mobilità della struttura in termini di gradi di libertà richiesti alla stessa e traiettorie che la stessa compierà per effettuare le corse di estrazione e inserimento delle piastre dell'FPD nella vacuum chamber.

3.1 Considerazioni preliminari

Le piastre PID, tracker e la piastra della camera di isobutano risultano attualmente ancora in fase di progetto, perciò le indicazioni sul loro peso e sul loro baricentro sono state stimate durante le varie fasi del progetto. Inizialmente, è stata fornita una sovrastima del peso massimo delle piastre di 100kg. Nel dimensionamento del sistema di presa è stato anche considerata una possibile distanza fra il baricentro geometrico e fisico delle piastre, quindi si sono adottate tutte le precauzioni necessarie a fare si la non coincidenza di baricentri inficiasse sul funzionamento del manipolatore. In fase progettuale sono stati adottati vari coefficienti di sicurezza atti a garantire il funzionamento del manipolatore anche in condizioni di carico superiore. Le dimensioni delle piastre e i parametri fisici di riferimento sono riassunti in via tabellare (tabella 3.1).

COMPONENTE	PID	TRACKER	MYLAR
GRANDEZZA			
Lunghezza piastra [mm]	1375	1182	1160
Larghezza piastra [mm]	145	158	270
Altezza totale Piastra [mm]	478.5	488.5	20
Altezza elettronica inferiore piastra [mm]	273	270	20

Tabella 3.1: In Tabella sono riassunti i dati geometrici delle piastre, l'altezza inferiore alla piastra è misurata come distanza fra l'elettronica inferiore e la faccia superiore della piastra

Le dimensione iniziale delle piastre non ha permesso di ricavare una zona di presa direttamente sulle stesse, è stato perciò necessario aumentarne le dimensioni per permettere l'individuazione di una zona di presa.

La conformazione delle piastre e la loro disposizione sulla vacuum chamber non ha permesso un'estensione laterale della stesse. Allo stesso modo è stato richiesto dal team di progetto dell'INFN di non eccedere le dimensioni della vacuum chamber per ricavare la zona di presa dalle piastre (Figura 3.2). Un ulteriore elemento rappresentante un vincolo per l'individuazione della zona di presa è stata la Gate Valve che risulta essere ubicata in prossimità della camera contenente isobutano, quindi alla piastra di ispezione della suddetta camera. Quest'ultima ha richiesto di ricavare le zone di presa direttamente sulla piastra stessa e di non maggiorarne le dimensioni .

L'installazione del manipolatore è stata fortemente condizionata dalla vicinanza con altri elementi e dal funzionamento dell'apparato MAGNEX. Infatti, è stato necessario installare il manipolatore sulla piattaforma mobile di MAGNEX per permettere il funzionamento dello stesso nelle configurazioni di alta e bassa intensità dell'apparato.



Figura3.2: In figura è possibile vedere il montaggio del manipolatore nella zona posteriore (rispetto al verso della traiettoria della linea di fascio) della piattaforma MAGNEX.

I vincoli da evitare nella movimentazione della struttura risultano essere:

- Magneti della linea di beam dump: La quadrupletta di magneti di altezza pari a 2.178m (rispetto al pavimento del laboratorio), costituisce un ostacolo da aggirare durante la rotazione della struttura. Tale vincolo ha costituito un riferimento ai sensi del dimensionamento della corsa dell'attuatore verticale.
- Preamplificatori delle piastre: L'elettronica predisposta superiormente alle piastre costituisce anch'essa un vincolo alla rotazione. Tuttavia essendo l'altezza di questi (2.070 rispetto al piano del laboratorio) elementi minore di quella della quadrupletta di magneti, non ha inficiato direttamente sul dimensionamento della corsa del grado di libertà verticale.
- Dipolo: Lo stesso costituisce un vincolo alla rotazione sia per quanto riguarda gli ingombri della base rotante della struttura, sia per quanto riguarda la rotazione

massima entro la quale non vi è condivisione fra il braccio della struttura e lo stesso quadrupolo.

- Gate Valve: Lo stesso costituisce un vincolo alla rotazione per quanto riguarda le azioni di interazione fra il manipolatore e la piastra della camera di isobutano. Nella fattispecie è stata richiesta in fase di installazione la verifica della non interferenza del braccio del sistema con la gate valve in fase di estrazione della piastra di Mylar.

3.2 Gradi di libertà della struttura

Il numero di gradi di libertà richiesti alla struttura è dettato dalla necessità di estrarre o inserire tre piastre con tre posizioni diverse nello spazio, con un'orientazione relativa delle stesse rispetto al braccio e con lunghezze diverse. E' stato perciò necessario progettare la struttura con 5 gradi di libertà, di cui 3 necessari per il posizionamento nello spazio, 1 necessario per compensare l'orientazione relativa fra la piastra e il braccio. Infine 1 per la lunghezza variabile delle stesse.

Data la possibilità di attuare gli ultimi due gradi di libertà in assenza di carico; gli stessi devono essere predisposti nella configurazione corretta prima che la struttura si interfacci con il carico. Quindi, è stato possibile predisporli a una configurazione manuali, ossia senza l'utilizzo di attuatori per la loro regolazione. I gradi di libertà atti alla configurazione del sistema di presa sono:

- GDL configurazione lunghezza piastra permette l'adeguamento della distanza fra i due gripper per uniformarsi alla lunghezza della piastra. Consta di tre configurazioni discrete.
- GDL configurazione orientazione piastra permette l'adeguamento dell'orientazione del sistema di gripper con l'orientazione della piastra rispetto al braccio.

I gradi di libertà relativi al posizionamento spaziale risultano essere abbinati a un attuatore e a un motore elettrico, per motivazioni quali la presenza di carico e le richieste riguardanti la precisione richiesta per l'estrazione. La parte di gradi di libertà che operano il posizionamento risultano essere gli stessi presenti in un robot di tipologia cilindrica. I gradi di libertà atti al posizionamento del sistema di afferraggio nello spazio sono:

- GDL traslazione verticale: permette il sollevamento del braccio e quindi del sistema di afferraggio sopra le linee di magneti di spegnimento del fascio e i preamplificatori delle piastre adiacenti. Permette altresì la discesa del braccio sulla piastra ai fini dell'afferraggio, nonché la discesa in posizione manutentiva. La configurazione di altezza massima è identificata tramite la non interferenza fra la piastra sollevata dal manipolatore e tali magneti.
- GDL traslazione radiale permette il posizionamento del sistema di gripper alla corretta distanza dalla base compatibilmente con la distanza della piastra da estrarre o da introdurre rispetto alla base del manipolatore. Tale grado di libertà è attuato in assenza di carico (contestualmente ai gradi di libertà di traslazione). Tuttavia è stata predisposto un attuatore per tale movimentazione, dato che il grado di libertà potrebbe essere utile nelle prossime fasi progettuali per permettere di evitare ostacoli durante corsa di rotazione. Inoltre pur non essendo sottoposto a carico, il peso del sistema di gripper è di 80 kg, anche per questa ragione si è optato per una movimentazione tramite attuatore.

- GDL orientazione permette la rotazione dalla posizione manutentiva a quella operativa e viceversa. La configurazione di rotazione massima è ottenuta nel caso di interazione con la piastra della finestra di mylar mentre la configurazione minima è ottenuta tramite il posizionamento in configurazione manutentiva.

3.3 Analisi di movimento della struttura

La struttura è progettata per compiere 6 differenti traiettorie a seconda che sia richiesto collocare una piastra nella sua posizione operativa oppure movimentare una piastra dalla sua posizione operativa alla postazione di manutenzione.

Viene descritto a titolo esemplificativo la movimentazione di una delle piastre (le immagini sono riferite all'inserimento della piastra PID) dalla posizione di manutenzione a quella operativa:



Figura3.3: In figura è possibile osservare la configurazione iniziale della fase 1 e finale della fase 2, come è possibile notare il sistema di sostegno dei gripper risulta variare orientazione rispetto al braccio e allo stesso modo la distanza fra i due gripper varia.

- FASE 1: Il manipolatore è configurato per interfacciarsi con la piastra PID (Figura 3.3). E' quindi spostato il gripper del lato mobile e allo stesso tempo è ruotato il sistema di sostegno dei gripper da una configurazione generica a quella necessaria al funzionamento;
- FASE 2:Viene attuato il grado di libertà radiale spostando il sistema di presa alla corretta distanza dalla base rotante;
- FASE 3: Viene attuato il grado di libertà verticale (Figura 3.4) portando il braccio all'altezza massima;
- FASE 4: Viene attuato il grado di libertà rotazionale (Figura 3.5) portando i gripper nelle corrette posizioni;
- FASE 5: Viene attuato il grado di libertà verticale abbassando il braccio all'altezza che permetta tramite attivazione del gripper di sollevare la piastra (Figura 3.6);
- FASE 6: Viene rilasciato il cilindro pneumatico del gripper, quindi si ha la completa apertura delle dita di presa;



Figura3.4: In figura è possibile osservare le configurazioni iniziali e finali della fase3, come è possibile notare il braccio e di conseguenza il sistema di sostegno dei gripper risulta essere innalzato verticalmente di 1 metro

- FASE 7: Movimento opposto alla fase 5 (Figura 3.7);
- FASE 8: Movimento opposto alla fase 4 (Figura 3.8);
- FASE 9: Movimento opposto alla fase 3(Figura 3.8);

Si noti che dall'estrazione o inserimento di una piastra piuttosto che un'altra, le sole differenze riscontrate si hanno nei valori dei gradi di libertà attuati nelle fasi 1,2 e 4. Sono riassunti per via tabellare (Tabella 3.2) i valori dei gradi di libertà assunti dal manipolatore nelle configurazioni successive alle precedenti fasi. Gli stessi non sono stati ricavati tramite operazioni di cinematica inversa bensì tramite indicazione dei vincoli della struttura nel modello CAD di MAGNEX.



Figura3.5: In figura è possibile osservare le configurazioni iniziali e finali della fase 4, come è possibile notare il braccio risulta essere ruotato e centrato rispetto alla piastra (prelievo della piastra PID nel caso esemplificativo).



Figura3.6: In figura a sinistra è possibile osservare la configurazione finale della fase 4 da un'altra prospettiva. Nella figura centrale, si osserva la configurazione finale della fase. Si noti che nelle precedenti due fasi il gripper è chiuso in configurazione di riposo. Nell'immagine a sinistra si nota il gripper con le dita di presa aperte, in una configurazione corrispondente al termine della fase 6.



Figura3.7: In figura a sinistra è possibile osservare la configurazione iniziale e finale della fase 8.



Figura3.8: In figura a sinistra è possibile osservare la configurazione finale della fase 9.

	GDL	VERTICALE	RADIALE	ROTAZIONE	ANGOLARE	LUNGHEZZA	GRIPPERS
Confi	gurazioni	[mm]	[mm]	[°]	[°]	[-]	[-]
1	PID	0	-	120	178.4	MASSIMA	RIPOSO
	TRACKER	0	-	120	172.6	MEDIA	RIPOSO
	MYLAR	0	-	120	162.5	MINIMA	RIPOSO
2	PID	0	8	120	178.4	MASSIMA	RIPOSO
	TRACKER	0	257.5	120	172.6	MEDIA	RIPOSO
	MYLAR	0	442	120	162.5	MINIMA	RIPOSO
3	PID	1000	8	120	178.4	MASSIMA	RIPOSO
	TRACKER	1000	257.5	120	172.6	MEDIA	RIPOSO
	MYLAR	1000	442	120	162.5	MINIMA	RIPOSO
4	PID	1000	8	4.57	178.4	MASSIMA	RIPOSO
	TRACKER	1000	257.5	-1.3	172.6	MEDIA	RIPOSO
	MYLAR	1000	442	-11.5	162.5	MINIMA	RIPOSO
5	PID	234	8	4.57	178.4	MASSIMA	RIPOSO
	TRACKER	234	257.5	-1.3	172.6	MEDIA	RIPOSO
	MYLAR	234	442	-11.5	162.5	MINIMA	RIPOSO
6	PID	234	8	4.57	178.4	MASSIMA	PRESA
	TRACKER	234	257.5	-1.3	172.6	MEDIA	PRESA
	MYLAR	234	442	-11.5	162.5	MINIMA	PRESA
7	PID	1000	8	4.57	178.4	MASSIMA	PRESA
	TRACKER	1000	257.5	-1.3	172.6	MEDIA	PRESA
	MYLAR	1000	442	-11.5	162.5	MINIMA	PRESA
8	PID	1000	8	120	178.4	MASSIMA	PRESA
	TRACKER	1000	257.5	120	172.6	MEDIA	PRESA
	MYLAR	1000	442	120	162.5	MINIMA	PRESA
9	PID	0	8	120	178.4	MASSIMA	PRESA
	TRACKER	0	257.5	120	172.6	MEDIA	PRESA
	MYLAR	0	442	120	162.5	MINIMA	PRESA

Tabella 3.2: In Tabella sono schematizzati i valori dei GDL del manipolatore assunti nelle varie configurazioni seguenti le fasi. Si noti che il grado di libertà verticale è misurato dalla corsa effettuata dall'attuatore (martinetto con vite a ricircolo di sfere), il grado di libertà radiale dalla distanza della tavola movimentata da una vite a ricircolo di sfere rispetto al fine corsa meccanico del lato motore, il valore zero del grado di libertà rotazionale è definito dall'allineamento del braccio con il lato della piattaforma MAGNEX ed infine il grado di libertà di configurazione angolare è definito con zero asse con il sistema di sostegno dei gripper allineato con il braccio ed è misurato come orientazione del braccio del lato rispetto fisso di mobile а quello in configurazione 0 asse.

4. Sistema di presa

In questo capitolo si intende analizzare i requisiti secondo i quali si è selezionato il sistema di presa attualmente inserito come soluzione finale nel progetto. Inoltre, si illustreranno le ipotesi progettuali, che sono state successivamente scartate nelle fasi successive del progetto. In secondo luogo si chiariranno l'analisi cinematica e dinamica della fase di presa.

Seguirà un'analisi della selezione dei componenti commerciali del sistema di presa e infine l'analisi a elementi finiti degli elementi strutturali che lo compongono.

4.1 Considerazioni preliminari

Il sistema di presa deve sottostare ai seguenti requisiti:

- Rendere possibile la presa su tutte e tre le piastre dato che tutte le piastre devono essere movimentate;
- Richiedere uno spazio di presa nei sensi della larghezza della piastra che non superi i 14,5cm, dato che la larghezza della piastra PID è di tale valore e che a 2cm oltre il bordo di tale piastra sono presenti i preamplificatori della piastra del tracker;
- Non presentare ingombri superiori a 14,5cm di larghezza per un'altezza di 21 cm, per evitare interferenze con i preamplificatori delle piastre adiacenti;
- Rendere possibile la presa in compresenza di un errore di posizionamento della struttura, che data la grande distanza dal centro di rotazione della base risulta essere consistente anche per bassi valori di errore angolare dell'attuatore di rotazione;
- Mantenere il componente sollevato anche in situazioni di mancanza di corrente, dato il grande costo delle piastre contenenti l'elettronica del PID e del TRACKER.

L'analisi della possibilità di utilizzare un gripper commerciale si è basata principalmente sulle alternative commerciali offerte dalla ditta SHUNCK:

- Impossibilità di utilizzare un gripper che sfrutti frizione o accoppiamenti di forma disposto con apertura delle pinze concorde a quella attuale. La stessa possibilità è preclusa dal poco spazio disponibile sulla piastra;
- L'impossibilità di utilizzare un gripper che sfrutti sicurezze meccaniche per garantire una forza minima di frizione sul pezzo. Pur disponendo le pinze del gripper allineate con l'asse longitudinale della piastra, risulta inattuabile tale soluzione perché la forza garantita da queste sicurezze meccaniche risulta essere solamente una piccola quota di quella che gli stessi potrebbero erogare;
- La difficoltà di utilizzare un gripper che sfrutti accoppiamenti di forma per garantire sempre la presenza di una forza di sostegno. Tale alternativa è resa difficilmente attuabile dalla possibilità di incorrere in un ribaltamento della piastra, a causa di una possibile concomitanza di errori di posizionamento e posizionamento del baricentro (fisico) del sistema piastra e elettronica, che potrebbero rendere inattuabile tale soluzione.

Infine la possibilità di utilizzare una soluzione non commerciale potrebbe consentire una diminuzione dei costi del sistema di presa, tale stima è valutabile solo a valle della progettazione e inoltre potrebbe essere ridotta anche a seguito di futuri sviluppi.

4.2 Analisi cinematica e dinamica del sistema di presa

Il punto di partenza dell'analisi cinematica è stata l'individuazione di una tipologia di meccanismo che fosse agevole da progettare, non causasse problematiche di funzionamento e permettesse un montaggio realizzabile presso l'officina meccanica. Si è ritenuto conveniente progettare un meccanismo che trasformasse il moto da lineare (attuatore) a rotatorio (dita di presa). Ciò per motivazioni correlate all'ampia disponibilità di spazio nella direzione verticale (dove si posizionerebbe l'attuatore) quanto alla mancanza di spazio nel piano della piastra. Si è perciò proceduto all'identificazione di quattro elementi quali: un attuatore, un elemento di guida (flangia), una biella(asta di comando) e un bilancere(dita di presa).

I cicli di apertura e chiusura delle pinze sono composti da tre fasi ciascuno: nel caso di apertura delle pinze, lo stelo dell'attuatore fuoriesce a vuoto senza contatto con la flangia per una frazione della corsa pari a 0.5mm. Successivamente si ha la movimentazione verticale della flangia da parte dell'attuatore per una distanza di 5.5mm. Infine si ha la fase statica dove le dita sono disposte orizzontalmente contro i riscontri di presa. Si noti che la corsa a vuoto iniziale potrebbe essere ridotta per tolleranze dimensionali della contro flangia; in tal caso si necessità l'utilizzo di spessori calibrati per garantire la non interferenza fra flangia e stelo dell'attuatore in condizioni di riposo. Un altro elemento problematico potrebbe essere la differenza fra la caratteristica dell'attuatore e le molle (di 50N al momento del contatto con la flangia).

Successivamente sono stati individuati dei vincoli del meccanismo, alcuni dei quali sono stati modificati o sono totalmente decaduti a seguito delle varie modifiche che lo stesso ha subito nel tempo:

- Altezza minima della cerniera fissa del bilancere (dita di presa) rispetto ai supporti di 200mm, tale vincolo era inizialmente dovuto alla non conoscenza delle dimensioni in pianta dell'attuatore che avrebbero potuto costituire un problema ai fini degli ingombri dello stesso;
- Distanza minima orizzontale dei supporti dall'asse longitudinale pari a 40mm (per lato), con una tolleranza di inserimento di 10mm e una dimensione dei supporti di 20mm, tali vincoli erano dovuti alla larghezza della piastra minima poco superiore ai 14cm;
- Altezza minima dei supporti 40mm, non essendo ancora nota la componente verticale dello spostamento della punta delle dita di presa si voleva garantirne la corretta apertura senza urtare la piastra stessa nella fase di inserimento delle dita chiuse (previa apertura delle stesse);
- Interasse fra le cerniere della guida (flangia) di 100mm per evitare possibili interferenze fra le aste di comando e la elettronica della piastra vicina

Successivamente sono state realizzate varie versioni del meccanismo e dei supporti, modificando i precedenti parametri in vista delle problematiche riscontrate (interferenze fra i vari link della catena cinematica), dimensioni dei link e dell'ottimizzazione della trasformazione del moto (posizione della cerniera mobile di collegamento fra dita di presa e aste di comando più vicina possibile al carico). Il risultato più importante dell'analisi cinematica è stata l'individuazione di una corsa consona alle dimensioni del meccanismo, con un valore inizialmente ottenuto di 4.96mm (arrotondato a 5mm nelle ricerche, con corsa addizionale in chiusura). Tale valore è stato solamente modificato a 6mm per esigenze di interfaccia fra attuatore e flangia.

Le principali differenze fra la soluzione iniziale e quella finale sono da ritrovarsi soprattutto nella differenza di lunghezza delle dita di presa fra le due soluzioni. Il che comporta una variazione di distanza orizzontale nella soluzione iniziale maggiore di quella della soluzione finale. Le dimensioni finali comportano una forza richiesta all'attuatore maggiore (780N invece di 640N) a causa delle dimensioni maggiori delle dita di presa aperte. Tuttavia essendo la configurazione finale difficilmente ottimizzabile in termini di geometria dei link si è scelto di mantenere questa configurazione (Tabella 4.1).

Parametro	Soluzione	Soluzione
	iniziale	finale
Vincoli		
Coordinata y cerniera fissa supporti riferita al piano della piastra [mm]	200	148.93
Coordinata x cerniera fissa supporti riferita all'asse longitudinale della piastra	10	12
[mm]		
Coordinata y riscontri di presa riferita al piano della piastra [mm]	40	40
Coordinata x riscontri di presa riferita all'asse longitudinale della piastra [mm]	40	55
Coordinata x cerniera mobile della flangia riferita alla cerniera fissa dei supporti	50	43.77
[mm]		
Risultati ottenuti		
Angolo iniziale Biella riferito alla verticale [°]	-12.04	-12.76
Angolo finale Biella riferito alla verticale [°]	-8.00	-9.03
Angolo iniziale bilancere riferito alla verticale [°]	3.48	2.45
Angolo finale bilancere riferito alla verticale [°]	14.03	13.94
Estensione tratto inclinato dita di presa [mm]	164.92	114.14
Coordinata iniziale x cerniera mobile dita di presa riferita alla cerniera fissa dei	5.00	3.52
supporti [mm]		
Coordinata iniziale y cerniera mobile dita di presa riferita alla cerniera fissa dei	82.31	82.39
supporti [mm]		
Coordinata finale x cerniera mobile dita di presa riferita alla cerniera fissa dei	20.00	22.22
supporti [mm]		
Coordinata finale y cerniera mobile dita di presa riferita alla cerniera fissa dei	80.00	65.22
supporti [mm]		
Coordinata iniziale x cerniera flangia riferita alla cerniera fissa dei supporti	50.00	60.00
[mm]		
Coordinata iniziale y cerniera flangia riferita alla cerniera fissa dei supporti	-128.50	-167.00
[mm]		
Coordinata i finale x cerniera flangia riferita alla cerniera fissa dei supporti [mm]	50.00	60.00
Coordinata finale y cerniera flangia riferita alla cerniera fissa dei supporti [mm]	-133.46	-160.5
Corsa attuatore	4.96	6
(di cui per movimentare la flangia) [mm]	(4.96)	(5.5)
Dimensioni orizzontale dita di presa chiuse [mm]	30.36	79.51
Dimensioni orizzontale dita di presa aperte [mm]	102.44	126.62

Tabella 4.1: In Tabella sono riassunte le coordinate delle cerniere e gli angoli della biella e del bilanciere, durante le fase di riposo e la fase energizzata del gripper.

4.3 Equilibrio statico sistema di presa

Ai fini del dimensionamento e della verifica degli elementi strutturali commerciali e degli elementi strutturali prodotti in officina meccanica, si svolge un'analisi delle forze e delle reazioni vincolari partecipanti all'equilibrio statico.

Data la mancanza di informazioni sul baricentro fisico delle piastre, sono stati individuati tre casi significati su cui è stato svolto l'equilibrio statico, corrispondenti al caso in cui il baricentro risulti posizionato come il baricentro geometrico della piastra, come il baricentro geometrico della piastra e della elettronica del PID o come il baricentro geometrico della piastra e della elettronica del tracker. Il procedimento per ipotizzare il baricentro della struttura risulta essere il seguente:

- Si ricava tramite software Inventor la posizione del baricentro del sistema (piastra e elettronica);
- Si maggiorano le distanze del baricentro dal centro della sola piastra del 19% (condizione di incipiente ribaltamento della piastra) della lunghezza della piastra in tale direzione;
- Si ricava il valore delle reazioni vincolari quindi della forza di attuazione per i due gripper in ciascuna casistica;
- Si seleziona il gripper più sollecitato;
- Si utilizzeranno tali dati come verifica ultima dell'attuatore (caso critico) e delle viti a colletto rettificato.

Si riportano in seguito le formule utilizzate per identificare la quota parte di peso della piastra scaricata su ciascun dito di presa:

$$P_{1} = \frac{Mg}{4} + \frac{Mgl_{3}}{2l_{1}} - \frac{Mgl_{4}}{2l_{2}}$$

$$P_{2} = \frac{Mg}{4} - \frac{Mgl_{3}}{2l_{1}} - \frac{Mgl_{4}}{2l_{2}}$$

$$P_{3} = \frac{Mg}{4} - \frac{Mgl_{3}}{2l_{1}} + \frac{Mgl_{4}}{2l_{2}}$$

$$P_{4} = \frac{Mg}{4} + \frac{Mgl_{3}}{2l_{1}} + \frac{Mgl_{4}}{2l_{2}}$$

Dove:

- $P_1 e P_4$ corrispondono ai due risalti appartenenti allo stesso gripper così come $P_2 e P_3$. Rappresentano la reazione vincolare di sostegno della piastra scambiata fra risalti e dita di presa, successivamente all'identificazione del gripper più sollecitato saranno rinominati indicando se essi corrispondano agli elementi di destra o di sinistra;
- $l_1 e l_2$ corrispondono alle lunghezze della piastra rispettivamente nelle direzioni longitudinali e trasversali alla stessa;
- $l_3 e l_4$ corrispondono alla distanza del baricentro del sistema piastra e elettronica rispetto al centro della piastra rispettivamente nelle direzioni longitudinali e trasversali alla stessa;
- M è il peso della piastra e g è l'accelerazione gravitazionale.

I risultati ottenuti sono riassunti in via tabellare (Tabella 4.2), assieme ai dati di input.

Si noti che tale procedimento è largamente peggiorativo. Infatti la piastra con il peso previsto maggiore (più vicino alla stima di 100 kg) risulta essere il tracker, che presenta a disegno una simmetria molto marcata.

Dai diagrammi di corpo libero sono state individuate le equazioni di equilibrio statico orizzontale, verticale e di rotazione. Quindi sono state calcolate per le tre casistiche di baricentro precedentemente elencate.

Dati				
Ipotesi di carico	PID	TRAKER		
$l_3 \ [mm]$	275.13	289.38		
$l_4 \ [mm]$	33.20	34.11		
M [kg]	100	100		
P_1 [N]	196.99	235.59		
P_2 [N]	3.91	45.58		
P_3 [N]	303.01	264.41		
P_4 [N]	496.09	454.42		

Tabella 4.2: In Tabella sono riassunte le distanze fra baricentro fisico (ipotizzato) del sistema piastra e sensori rispetto al baricentro geometrico della piastra.

Si fornisce la nomenclatura propedeutica alla lettura delle equazioni di equilibrio statico:

- V_A , H_A : sono rispettivamente la componente verticale e orizzontale della reazione vincolare nella cerniera fissa A di collegamento delle dita di presa con il supporto;
- V_B , H_B : sono rispettivamente la componente verticale e orizzontale della reazione vincolare nella cerniera mobile B di collegamento delle dita di presa con le aste di comando;
- V_C , H_C : sono rispettivamente la componente verticale e orizzontale della reazione vincolare nella cerniera mobile B di collegamento delle dita di presa con le aste di comando;
- $F_{Molle-distanziali}$: è la differenza fra la forza esercitata dalle molle per mantenere in posizione la flangia ed evitarne la discesa e la forza dei distanziali che assorbono la quota parte di forza delle molle in eccesso rispetto alla quantità necessaria a mantenerla in posizione.

Le equazioni di equilibrio statico ricavate dai diagrammi di corpo libero (Figura 4.1) risultano essere:



Figura 4.1: In Figura si noti il diagramma di corpo libero delle dita di presa (alto a sinistra), delle aste di comando in alto a destra e della flangia (in basso)

-Equazioni di equilibrio alla rotazione delle dita di presa¹:

$$\begin{cases} V_B D_B + H_B S_B - P L = 0\\ H_A + H_B = 0\\ V_A + V_B = P \end{cases}$$
zione delle aste di comando:

-Equazioni di equilibrio alla rotazione delle a

$$V_C D_C + H_C S_C = 0$$

$$H_B + H_C = 0$$

$$V_B + V_C = 0$$

-Equazioni equilibrio verticale della flangia

 $F_{Molle-distanziali} = V_{Cdx} + V_{Csx}$ Si riassumono per via tabellare (Tabella 4.3) le reazioni ottenute nei due casi di ubicazione del baricentro, le coordinate del baricentro sono riferite al centro della sola piastra, che risulta essere simmetrico alle posizioni dei supporti.

Dati input				
Ubicazione baricentro	Coincidente con piastra Caso critico			
Distanza su asse trasversale [mm]	0	289	.38	
Distanza su asse longitudinale [mm]	0	34.	11	
Peso totale della piastra [kg]	100	10	00	
	Risultati otter	nuti		
Reazioni vincolari	Coincidente con piastra	Caso critico-gripper più sollecitato componenti	Caso critico-gripper più sollecitato	
		di sinistra	componenti di destra	
P [N]	250.00	196.99	469.08	
V_B [N]	390.26	307.50	774.40	
$H_B[N]$	61.81	48.70	122.65	
$V_A[N]$	-140.26	-110.52	-577.41	
$H_A[N]$	-61.81	-48.70	-122.65	
$V_C[N]$	390.26	307.50	774.40	
$H_{C}[N]$	61.81	48.70	122.65	
F _{molle-Distanziali} [N]	780.51	108	1.91	

Tabella 4.3: In Tabella sono riassunte le reazioni vincolari delle cerniere del sistema nel caso progettuale e nel caso critico (tracker).

4.4 Scelta attuatore sistema di presa

Successivamente all'analisi statica delle forze scambiate nella fase di sollevamento del carico, sono state vagliate varie ipotesi per l'attuazione della flangia del sistema di presa. La caratteristica comune di tutte queste soluzioni è la necessità di impiegare a tale scopo un attuatore lineare, tale vincolo è imposto dalla catena cinematica precedentemente definita. Allo stesso modo è stato anche valutato l'utilizzo di un dispositivo di sicurezza nei riguardi della caduta del carico in caso di mancanza di corrente elettrica piuttosto che un funzionamento dell'attuatore che garantisse di per se stesso tale protezione. Infine è stato valutato secondo esigenze strutturali il collegamento dell'attuatore alla flangia.

L'evoluzione delle soluzioni che hanno condotto alla scelta progettuale definitiva è stata la seguente:

¹ Sono stati omessi i pedici sx. e dx. corrispondenti alle cerniere di destra o sinistra, per semplificare la notazioni. Sono stati citati necessariamente all'equilibrio sulla flangia dove partecipano entrambe.

1) Utilizzo di un sistema di sollevamento e il mantenimento in posizione della flangia che sfruttasse un solenoide push-pull e un sistema di molle atte a permetterne il ritorno in posizione. Il solenoide push-pull inizialmente preso in considerazione risultava essere il modello 870F della ditta Geeplus (Figura 4.2). Il parametro che ha condotto a tale scelta è il carico erogato in regime di funzionamento continuo (duty cycle 100%); infatti una limitazione in termini di tempo massimo e conseguente diminuzione della forza erogata comporterebbe una caduta del carico. Tale modello è in grado di erogare un carico di 1200N senza limitazioni sul tempo massimo di funzionamento. Tale scelta è stata successivamente abbandonata per evidenti ragioni di sicurezza. Infatti questa metodologia di funzionamento del solenoide non è compatibile con le necessità di sicurezza richieste dal progetto. Sarebbe stato necessario implementare un sistema di sicurezza esterno da montare prima dell'inizio della fase di sollevamento del componente (dallo stand manutentivo o dalla posizione operativa). Inoltre la conformazione dell'attuatore stesso non permetteva un montaggio dei supporti direttamente sull'attuatore quindi la conformazione degli stessi risulta altamente problematica dal punto di vista strutturale.



Figura 4.2 In Figura sono presenti a sinistra le caratteristiche di funzionamento e a destra una vista isometrica del solenoide 870F. Le caratteristiche sono riportate in funzione del duty cycle (viola 10%,arancione 25%,rosso 50% e blu 100%). Si noti altresì che nella vista isometrica è nascosto l'albero della parte posteriore, che ha le stesse caratteristiche di quello visibile e che risulta quello di connessione alla flangia

2) Utilizzo di un sistema di rilascio della flangia che sfruttasse un solenoide push-pull e un sistema di molle atte a permetterne il sollevamento e il mantenimento in posizione: Il solenoide push-pull inizialmente preso in considerazione risultava essere il modello 874F della ditta Geeplus (Figura 4.3). Le motivazioni di tale scelta non erano come nel precedente caso a problematiche correlate al duty cicle, dato che sarebbe stato possibile imporre un duty cicle del 10% (corrispondente a 20s di attivazione massima) e attivarlo nella fase finale della fase di movimento 5 (abbassamento del braccio con braccio posizionato sulla piastra). La limitazione di tale soluzione si è rivelata essere l'abbinamento della stessa con le molle addette al sollevamento del carico. Infatti si sarebbe dovuta diminuire drasticamente la corsa (3mm) per poter trovare delle molle compatibili con tale attuatore ed una marcata diminuzione dell'errore di

posizionamento ammesso alla struttura. Tale problematica è imputabile alla caratteristica del solenoide che presenta una pendenza con una inclinazione concorde a quella delle molle di compressione.



Figura 4.3 In Figura sono presenti a sinistra le caratteristiche di funzionamento e a destra una vista isometrica del solenoide 874F. Le caratteristiche sono riportate in funzione del duty cycle (viola 10%,arancione 25%,rosso 50% e blu 100%). Si noti altresì che nella vista isometrica è nascosto l'albero della parte posteriore, che ha le stesse caratteristiche di quello visibile e che risulta quello di connessione alla flangia

3) Utilizzo di un sistema di rilascio della flangia che sfruttasse un cilindro pneumatico e un sistema di molle atte a permetterne il sollevamento e il mantenimento in posizione: l'utilizzo di un cilindro pneumatico permette di disaccoppiarsi dalla pendenza della caratteristica dei solenoidi push-pull. Il cilindro pneumatico scelto è un cilindro a semplice effetto modello ADN-63 della ditta produttrice di componenti pneumatici FESTO. Le molle scelte risultano essere del modello LHL1000B08 della ditta costruttrice di molle LEE-SPRINGS.

La scelta degli elementi caratteristici della soluzione 3 è iniziata dalla scelta delle molle. Le stesse sono state cercate secondo criteri che ne garantissero il funzionamento:

- Forze minime e massime sviluppabili dalla stessa comprese fra 550N e 700N con una corsa di 5mm. Inizialmente la forza minima che la stessa avrebbe dovuto sviluppare era stata posta pari a 600N, ai fini di ottenere un coefficiente di sicurezza pari a 1.5.
- Diametro dell'asta di guida compatibile con le dimensioni massime delle viti a colletto rettificato.
- Lunghezza di precarico della molla (lunghezza alla quale la molla eroga la forza minima) compatibile con l'utilizzo di una vite a colletto rettificato.

Le molle più adatte a tale compito risultano essere le molle LHL1000B08 le cui caratteristiche geometriche e fisiche sono riassunte per via tabellare (Tabella 4.4). La verifica strutturale della molla è stata operata tramite l'ausilio del software CAD Inventor. Si riportano i dati sul materiale implementati e i risultati strutturali ottenuti nella Tabella 3., come è possibile vedere sia la verifica a pacco che la verifica strutturale statica della molla risultano essere soddisfatte. Si noti che non sono state condotte delle analisi a fatica perché il regime di lavoro della molla risulta essere così saltuario da non destare preoccupazioni.

Molle LHL1000B08			
Parametri geometrici realizzativi			
Caratteristica	Valore		
Diametro esterno	23.11 mm		
Diametro del filo	4.11 mm		
Parametri geometri	ci di funzionamento		
Caratteristica	Valore		
Lunghezza libera	88.9 mm		
Lunghezza a pacco	53.59 mm		
Diametro massimo asta di guida	12.7 mm		
Lunghezza minima in funzionamento	69 mm		
Lunghezza massima in funzionamento	74 mm		
Parametri fisici d	li funzionamento		
Caratteristica	Valore		
Costante elastica	37.829 mm		
Forza minima molla	559.00 N		
Forza massima molla	746.59 N		
Parametri materiale inseriti			
Caratteristica	Valore		
Carico di rottura	1544 Mpa		
Tau torsionale ammissimibile	1147 Mpa		
Modulo di elasticità torsionale	79000 Mpa		
Densità Materiale	7850 kg/m^3		
Fattore di utilizzo del materiale	0.9		
Risultati strut	turali ottenuti		
Caratteristica	Valore		
Tau torsionale carico massimo	520.29 Mpa		
Tau torsionale ammissibile con coefficiente di	1026 Mpa		
sicurezza			

Tabella 4.4 In tabella sono riportati dati geometrici (realizzativi e operativi), fisici di funzionamento, del materiale della molla e infine i risultati della verifica statica ottenuti, come è possibile notare la lunghezza minima della molla è superiore a quella a pacco inoltre la tensione torsionale massima risulta essere la metà della tensione torsionale ammissibile

Allo stesso modo l'attuatore è stato scelto secondo i seguenti parametri di ricerca:

- Tipologia a singolo o doppio effetto. La scelta iniziale è ricaduta sulla tipologia a singolo effetto per ragioni operative, non essendo necessaria l'alimentazione della camera anteriore. Successivamente al dimensionamento tale cilindro si è rivelato inattuabile a progetto causa incompatibilità dell' energia massima di impatto dello stelo contro la testata anteriore e le molle.
- Forza generabile dall'attuatore pneumatico superiore a 1500N alle pressioni di funzionamento pari a 6 bar o 8 bar.
- Corsa del cilindro pari a 5mm. Tale valore risulterà modificato a 6mm per esigenza di lasciare un piccolo gioco (0.5mm) fra stelo del cilindro e flangia. Tale gioco garantisce che eventuali tolleranze realizzative della contro flangia ne inficino il funzionamento. Ossia che si verifichi una condizione di interferenza fra stelo e flangia e che quindi in condizioni di dissimmetria del carico siano presenti componenti di reazioni vincolari sullo stelo con direzione non assiale allo stesso. Le stesse sono

dovute alla presenza di non coincidenza del baricentro geometrico della piastra e del baricentro fisico del sistema.

La prima scelta effettuata risulta essere un cilindro a semplice effetto della ditta AEN-63 (Tabella 4.5) lo stesso eroga una forza minima di 1728N (Figura 4.4), quando la camera posteriore è alimentata (stelo tutto estratto quindi flangia abbassata), in grado quindi di permettere il rilascio della flangia sottoposta a una forza massima di 1550N. Tuttavia dopo un calcolo della forza effettiva a cui risulta essere sottoposta lo stantuffo del pistone, quindi dell'energia meccanica accumulata dallo stesso durante la corsa, si è ottenuto un valore di energia meccanica pari a 10J in fase di rientro e di che risulta essere decisamente superiore al valore massimo di 0.28J. Diminuendo la pressione fino a 4.9bar si ottiene il valore di 1.04J, comunque inaccettabile.

Dati cilindri pneumatici		
Sigla attuatore	AEN-63-6	ADN-63-6
Forza in avanzamento, stelo	1783 (alimentato con 6 bar)	1870 (alimentato con 6 bar)
retratto [N]		
Forza in avanzamento, stelo	1728 (alimentato con 6 bar)	1870 (alimentato con 6 bar)
fuoriuscito [N]		
Forza in rientro, stelo	0 (alimentato con 0 bar)	1750 (alimentato con 6 bar)
retratto[N]		
Forza in rientro, stelo	55 (alimentato con 0 bar)	1750 (alimentato con 6 bar)
fuoriuscito[N]		
Massima energia di impatto	0.28	1.3
contro le testate [J]		

Tabella 4.5 In tabella sono riportati i dati sulla spinta e il valore di energia di impatto ammissibile contro i finecorsa per i due modelli di cilindri pneumatici a semplice (AEN) e a doppio effetto (ADN)



Figura 4.4 In Figura sono riportati le caratteristiche delle molle e dell'attuatore, in fase di avanzamento (sinistra e rientro (destra). Si noti che l'energia di impatto è stata calcolata come integrale sotteso alla caratteristica della forza risultante.

La seconda scelta effettuata risulta essere un cilindro a doppio effetto ADN-63 della ditta FESTO lo stesso eroga una forza minima di 1870N (Figura 4.5), quando la camera posteriore è alimentata (stelo tutto estratto quindi flangia abbassata), in grado quindi di permettere il rilascio della flangia sottoposta a una forza massima di 1550N. Tuttavia dopo un calcolo della forza effettiva a cui risulta essere sottoposta lo stantuffo del pistone, quindi dell'energia

meccanica accumulata dallo stesso durante la corsa, si è ottenuto un valore di energia meccanica pari, in fase di rilascio della piastra, a 3.39J e 7.83J; che risultano essere decisamente superiore al valore massimo di 1.3J. In fase di rilascio della piastra, diminuendo la pressione della camera anteriore fino a 4.8bar si ottiene il valore di 1.14J, che risulta accettabile. In fase di presa della piastra, aumentando la pressione della camera posteriore fino a 3.6 bar si ottiene il valore di 1.18J, che risulta accettabile. Si noti che nel caso di pressione di alimentazione variata per rispettare i requisiti sull'energia di impatto contro le testate, la risultante tende ad annullarsi per valori di fuoriuscita dell'attuatore pari a 6mm in uscita e 0mm in rientro. Ciò non costitiuisce in alcun modo un problema dato che tali valori sono raggiunti in compresenza dei finecorsa di fine moto e che a progetto è stato predisposto una maggiorazione di 0.5mm su ambo le estremità; perciò la possibilità di bloccaggio del cilindro non è presente.



Figura 4.5 In Figura sono riportate le caratteristiche dei cilindri nelle fasi di rientro (sinistra) e fuoriuscita (destra) a diverse alimentazioni delle camere (sopra alimentazione nominale a 6 bar e sotto alimentazione non nominale). Si noti che l'energia di impatto è stata calcolata come integrale sotteso alla caratteristica della forza risultante.

4.5 Dimensionamento strutturale del sistema di presa

L'analisi strutturale dei componenti strutturali non commercializzati del sistema di presa è stata condotta tramite ausilio del tool "Stress Analysis" di Autocad Inventor, tale tool ha permesso una progettazione iterativa dei componenti. Le analisi FEM sono state totalmente svolte nella condizione dita aperte, tale fase è infatti la maggiormente critica dal punto di vista dello stress. Infatti nelle altre fasi o condizioni la forza di attuazione delle molle è solamente utilizzata per aprire le dita perciò lo stress risulta totalmente irrisorio.

Sono riportate a seguito le analisi che sono state organizzate con la seguente metodologia:

- Si riporta un' introduzione all'analisi per evidenziare la natura dell'input delle forze e dei vincoli utilizzati;
- Si riporta una tabella con riassunti i vincoli e le forze utilizzate nell'analisi;
- Si riportano una serie di immagini significative per ciascun componente per evidenziare gli aspetti più critici dello stesso;
- Infine, si commenta il risultato evidenziando le cause dello stesso.

L'analisi numerica del dito di presa (Tabella 4.6) è analizzata nella condizione di contatto fra i risalti delle dita di presa e i supporti, in condizioni di progetto, ossia di coincidenza di baricentro geometrico con il centro della piastra. La forza scaricata sul singolo dito risulta essere pari a un quarto del peso della piastra ossia 250N. In tale condizione il dito di presa è sorretto dalle aste di comando che per equilibrio statico sono sottoposte a uno sforzo normale di 394 N.

Nome analisi		Dita di p	Dita di presa	
Dati				
Vincoli	Descrizione e	Tipolog	ia	
	ubicazione			
Incastro 1	Sede albero	Incastro)	
	cerniera sostegni			
Incastro 2	Sede chiavetta	Incastro)	
	cerniera sostegni			
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso	
	ubicazione			
Forza asta di	Sede albero cerniera	394 N	Diretta a 23° rispetto all'estensione del dito	
comando	asta di comando		rivolta nel verso dell'asta di comando	
Forza peso della	Appoggio	250 N	Perpendicolare entrante all'appoggio, ubicata	
piastra			all'estremità del risalto	
Risultati		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [N	MPa]	51.83	Raccordo fra il risalto e il corpo principale delle	
			dita di presa	
Deformazione massima [mm]		0.053	Punta del risalto	
Coefficiente di sicurezza [-]		4.82	Raccordo fra il risalto e il corpo principale delle	
			dita di presa	

Tabella 4.6 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi delle dita di presa.

La tensione massima è presente nella zona del raccordo fra il risalto del dito e il resto del corpo sottoposto a sforzo normale. Tale valore di tensione (51.83 MPa, Figura 4.6) è dovuto al fatto che i risalti delle dita di presa sono principalmente sottoposti a flessione dato che risultano paralleli al carico. La deformazione del risalto del dito di presa risulta essere molto bassa, infatti la stessa varia da (3*10^-2 a 3*10^-3), tale gradiente e valore di deformazione, non risulta preoccupante nei riguardi dell'inclinazione del dito di presa e quindi della possibilità di scivolamento del carico, perché il contatto metallo contro metallo garantisce la tenuta del pezzo in compresenza di tale angolo di inclinazione. Allo stesso modo un piccolo

spostamento verticale del componente stabilizzato comporterebbe una sua stabilizzazione data la presenza di quattro appoggi.



Figura 4.6 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem delle dita di presa in termini di stato tensionale (a sinistra e al centro) e in termini di deformazioni (a destra).

La geometria delle aste di comando è dovuta sia alla necessità di collocare le cerniere mobili delle dita di comando e della flangia nelle posizioni ottenute dall'analisi cinematica, sia dalla necessità di evitare le molle di attuazione. Tale geometria non è favorevole per lo stress tensionale, tuttavia i risultati ottenuti dall'analisi numerica (Tabella 4.7) risultano contenuti grazie all'esiguo carico (394 N) a cui le stesse risultano essere sottoposte.

Nome Analisi		Asta di comando		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipolog	ia	
Incastro 1	Sede albero cerniera flangia	Incastro		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forza asta di	Sede albero cerniera	197 N	Diretta come la congiungente ai centri,	
comando	asta di comando		opposta rispetto alla direzione di presenza	
			dell'altra cerniera	
Risultati		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		6.08	In compresenza della cerniera inferiore, sulla	
			mezzeria del foro	
Deformazione massima[mm]		0.047	Nella cerniera inferiore	
Coefficiente di sicurezza		>15	Su tutto il componente	

Tabella 4.7 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi delle aste di comando.

Come precedentemente preannunciato il livello tensionale risulta essere molto blando (Figura 4.7). Infatti il coefficiente di sicurezza non risulta mai essere inferiore alle 15 unità in tutto il componente, la ragione di tale valore e del suo mantenimento a progetto, è dovuta all'utilizzo dei cuscinetti nelle cerniere che richiedono uno spazio ingente rispetto alla sezione resistente

dell'asta. Allo stesso modo tale valore potrebbe essere solamente diminuito alleggerendo lateralmente tale componente (come già precedentemente fatto). Ciò però comporterebbe un'aumento della deformazione assiale, quindi un'elongazione dell'asta che inficerebbe l'inclinazione delle dita di comando.



Figura 4.7 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem delle dita di presa in termini di stato tensionale (a sinistra) e in termini di deformazioni (a destra).

La flangia è sottoposta alla compresenza di forze scambiate sia dalle aste di comando (394 N) tramite gli alberi e le relative chiavette che dalle molle (560 N). Non sono state svolte simulazioni su tale componente che coinvolgessero l'attuatore pneumatico, perché le azioni scambiate dallo stesso sono effettuate sempre e solo in condizioni di non compresenza del carico. L'attuazione del cilindro viene effettuata solamente quando le box risultano poggiate sulla vacuum chamber. Lo stato tensionale dello stesso risulta maggiormente gravoso degli altri componenti a causa della presenza di una sede per chiavette.

Il coefficiente di sicurezza minimo riscontrato risulta essere maggiore di 15 unità (Tabella 4.8) corrispondente a una tensione massima di 15.34MPa ottenuta nel foro dell'albero (Figura 4.8), tale valore è giustificato analogamente a quanto fatto per le aste di comando. Infatti seppur su tale componente non sia presente una sede per cuscinetti, lo stesso presenta il foro per l'albero e la sede per chiavetta, le cui dimensioni sono state progettate più per esigenze di montaggio, avere un albero di sezione abbastanza grande da permettere un facile montaggio manuale.

Nome Analisi Fla		Flangia	
Dati			
Vincoli	Descrizione e	Tipologia	
	ubicazione		
Assialsimmetrico	Sedi viti a colletto	Assialsimme	trico -Bloccati rotazione e spostamento
	rettificato	radiale	
Perpendicolare	Interfaccia distanziale	Perpendicola	are Piano -Bloccato spostamento
Piano	flangia	perpendicola	are alla faccia
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso
	ubicazione		
Forze molla	Interfacce piana	1120 N	Perpendicolare entrante nella flangia
	molla flangia		ugualmente suddivisa sulle due facce
Forza Aste di	Sedi albero	394	390 N perpendicolari all'estensione della
comando	cerniera asta di	N	piastra opposti alla forza delle molle
	comando		62 N parallele all'estensione della
			piastra con verso puntante verso l'altra
			cerniera
Risultati		Valore	Ubicazione
Tensione massima [N	/IPa]	15.34	Sede per chiavetta faccia inferiore
Deformazione massi	ma [mm]	4.7*10^-3	Elementi del foro per l'albero delle aste
			di comando sull'esterno
Coefficiente di sicurezza[-]		>15	Su tutto il componente

Tabella 4.8 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della flangia..



Figura 4.8 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem della flangia in termini di stato tensionale (in alto) e in termini di deformazioni (in basso).

Allo stesso modo il distanziale risulta semplicemente sottoposto a compressione, data la presenza di una forza scambiata con la flangia di entità pari a 166N che agisce direttamente contro i supporti, presenta coefficienti di sicurezza maggiori delle 15 unità (Tabella 4.9 e Figura 4.9).

Nome Analisi		Distanziale vite a colletto rettificato	
Dati			
Vincoli	Descrizione e	Tipologia	
	ubicazione		
Assialsimmetrico	Foro viti a colletto	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione e spostamento	
	rettificato	radiale	
Perpendicolare	Spallamento vite a	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento	
Piano 1	colletto rettificato	perpendicolare alla faccia	
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso
	ubicazione		
Forza flangia	Interfaccia con la	166 N	In compressione rispetto agli
	flangia		spallamenti delle viti a colletto
			rettificato
Risultati		Valore	Ubicazione
Tensione massima [Mpa]		1.14	Nel foro in compresenza dell'interfaccia
			con la flangia
Deformazione massima [mm]		3.39*10^-5	Sulla faccia del distanziale su cui è
			presente l'interazione con la flangia
Coefficiente di sicurezza[-]		>15	Su tutto il componente

Tabella 4.9 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dei distanziali delle viti a colletto rettificato.





Figura 4.9 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dei distanziali delle viti a colletto rettificato in termini di stato tensionale (a sinistra) e in termini di deformazioni (a destra).

I supporti inferiori delle viti a colletto rettificato sono soggette alla forza scambiata con le molle 1200N e la forza di trazione delle viti a colletto rettificato 420N (Tabella 4.10). Ancora una volta lo stato tensionale (Figura 4.10) risulta essere contenuto a causa delle priorità di montaggio, in questo caso, collegate alla necessità di precaricare le molle con delle viti a colletto rettificato di dimensione pari a M12.





Figura 4.10 : In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dei sostegni inferiori delle viti a colletto rettificato in termini di stato tensionale (in alto)e in termini di deformazioni (in basso).

Nome Analisi		Sostegno inferiore vite a colletto rettificato			
Dati					
Vincoli	Descrizione e	Tipologia			
	ubicazione				
Assialsimmetrico	Sedi bulloni	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione e spostamento radiale			
Perpendicolare	Interfacce supporti	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento			
Piano		perpendicolare alla faccia			
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso		
	ubicazione				
Forze Sostegno	Foro viti a colletto	420 N	Ugualmente suddivisi nelle sedi		
inferiore viti a	rettificato		verticali diretti uscenti dai fori cechi		
colletto rettificato					
Forze Molle	Foro viti a colletto	1200 N	Ugualmente suddiviso sulle interfaccie		
	rettificato		a forma di corone circolare con le		
			molle		
Risultati		Valore	Ubicazione		
Tensione massima [MPa]		6.90	Sedi collegamenti imbullonati ai		
			sostegni		
Deformazione massima [mm]		2.07*10^-3	Alle estremità del componente		
Coefficiente di sicurezza		>15	Su tutto il componente		

Tabella 4.10 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dei sostegni ingeriori delle viti a colletto rettificato.

I supporti si interfacciano con gli alberi delle cerniere fisse delle dita di comando (153 N) e con i bulloni dei supporti delle dita (780N), la tensione massima di 8.56MPa (Tabella 4.11 e Figura 4.11), mostra ancora una volta un livello tensionale decisamente contenuto. Ciò è

dovuto ancora una volta all'aver scelto i cuscinetti per la realizzazione delle cerniere, in questo caso il parametro inficiante è la lunghezza del cuscinetto.

Nome Analisi		Supporto		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Assialsimmetrico	Sedi bulloni	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione e spostamento radiale		
Perpendicolare Piano 1	Interfaccia rondella	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento perpendicolare alla faccia		
Perpendicolare Piano 2	Interfaccia altro supporto	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento perpendicolare alla faccia		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forze Sostegno inferiore viti a colletto rettificato	Foro collegamento imbullonato a sostegno a viti a colletto rettificato	780 N	Ugualmente suddivisi nelle sedi verticali diretti verso le sedi degli alberi delle cerniere delle dita di presa	
Forze dita di presa	Sedi albero cerniera dita di presa	153 N	Su entrambe le sedi 140 N verticali dirette nel verso del materiale 62 N orizzontali dirette nel verso del materiale	
Risultati		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		8.56	Fori dei collegamenti imbullonati al supporto inferiore alle viti a colletto rettificato	
Deformazione massima [mm]		15*10^- 3	Cerniere di collegamento alle dita di presa	
Coefficiente di sicurezza [-]		>15	Su tutto il componente	

Tabella 4.11 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dei supporti.

La contro flangia è sottoposta a 500N ripartiti sui collegamenti imbullonati ai supporti (Tabella 4.12 e figura 4.12), lo stato tensionale è ancora una volta totalmente irrisorio.



Figura 4.11 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dei supporti in termini di stato tensionale (a sinistra) e in termini di deformazioni (a destra).



Figura 4.12 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem della controflangia in termini di stato tensionale (a sinistra e al centro) e in termini di deformazioni (a destra).

Nome Analisi		Controflangia			
Dati					
Vincoli	Descrizione e	Tipologia			
	ubicazione				
Assialsimmetrico	Sedi bulloni	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione e spostamento radiale			
Perpendicolare Piano	Interfacce con rondelle	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento			
		perpendicolare alla faccia			
Perpendicolare Piano	Interfacce con	Perpendicolare Piano -Bloccato spostamento			
	attuatore	perpendicolare alla faccia			
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso		
	ubicazione				
Forze Sostegno	Foro viti a colletto	500	Ugualmente suddivisi nelle sedi dei		
inferiore viti a	rettificato	Ν	collegamenti imbullonati in compresenza		
colletto rettificato			dei supporti inferiori		
Risultati		Valore	Ubicazione		
Tensione massima [Mpa]		2.22	Fori del collegamento imbullonato ai		
			sostegni		
Deformazione massima [mm]		6.31*10^-5	Mezzeria fori del collegamento imbullonato		
			ai sostegni		
Coefficiente di sicurezza [-]		>15	Su tutto il componente		

Tabella 4.12 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della controflangia.

4.6 Selezione e dimensionamento componenti commerciali sistema di presa

Ai fini del disaccoppiamento del moto, è stato necessario supportare il movimento delle aste e delle dita di presa. Per la realizzazione di tali cerniere è stato scelto l'impiego di cuscinetti. Il sistema di alberi e cuscinetti è stato selezionato con i seguenti criteri di selezione:

- Scelta di cuscinetti di dimensioni minime dell'anello interno di 8mm e con diametro centrale minimo dell'albero di almeno 10mm in modo che questi alberi possano essere maneggiati e montati negli opportuni fori;
- Scelta di cuscinetti con schermo di protezione da ambo i lati, per permetterne una schermatura da impurità dell'ambiente dato che gli stessi operano in sedi non chiuse;
- Scelta di cuscinetti tutti uguali in modo che si possano montare su alberi tutti uguali e che quindi non richiedano lavorazioni diverse le une dalle altre.

Il dimensionamento dei cuscinetti volventi e degli alberi è stato condotto sia in condizioni di progetto che in condizioni critiche (Tabella). Data il funzionamento intermittente e sporadico dell'organo di presa sia i cuscinetti che gli alberi sono stati sottoposti solamente a verifica statica. Sono state perciò calcolati le reazioni vincolari del sistema carrello-cerniera formato dai due cuscinetti, che essendo equidistanti e non sottoposti a sforzo assiale, forniscono una reazioni vincolare pari alla metà di quella a cui è sottoposto l'albero:

$$R_{Cerniera} = R_{Carrello} = \frac{\sqrt{V^2 + H^2}}{2}$$

Dove: V ed H sono le reazioni vincolari a cui sono sottoposti gli alberi di interfaccia fra supporti-dita di presa (albero A), dita di presa-aste di comando (albero B) e aste di comando-flangia (Albero C). Quindi sono stati selezionati i cuscinetti con fattore di carico statico maggiore della reazione vincolare ottenuta dal modello cerniera carrello.

Successivamente si sono verificati gli alberi ponendo attenzione alla presenza di una variazione di sezione dovuta allo spallamento del cuscinetto e alla sede per chiavetta dello stesso:

$$Mf_{spallamento\ cerniera} = Mf_{spallamento\ carrello} = RL_{spallamento}$$

 $Mf_{centro} = \frac{RL_{albero}}{2}$

Dove:

- *L_{spallamento}*: è la distanza fra la cerniera (o il carrello) e lo spallamento corrispondente vale 7.5mm
- $\frac{L_{albero}}{2}$: è la distanza fra la cerniera (o il carrello) e centro dell'albero 12.5 mm
- *R*: è la reazione vincolare della cerniera (o del carrello)
- *Mf_{spallamento}*: è il momento flettente in presenza dello spallamento
- *Mf_{centro}*: è il momento flettente al centro dell'albero

$$\sigma_{centro} = \frac{K_{chiavetta} M f_{centro} d_{centro}}{I_{centro}}$$

$$\sigma_{spallamento} = \frac{K_{spallamento} M f_{spallamento} d_{sede \ cuscinetti}}{I_{sede \ cuscinetti}}$$

Dove:

- $K_{spallamento} e K_{chiavetta}$: sono i coefficienti di intensificazione degli sforzi dovuti rispettivamente al cambio di sezione ($K_{spallamento} = 2.4 e K_{chiavetta} = 2$)
- $I_{sede \ cuscinetti}$ e $d_{sede \ cuscinetti}$: sono rispettivamente il modulo di inerzia della sede per cuscinetti ($I_{sede \ cuscinetti} = \frac{\pi d_{sede \ cuscinetti}^4}{64} = 184.28mm^4$) e il diametro della sede dei cuscinetti (8mm)
- $I_{centro} e d_{centrp}$: sono rispettivamente il modulo di inerzia della sezione centrale ($I_{centro} = \frac{\pi d_{centro}^4}{64} = 2485.05^4$) e il diametro della sede dei cuscinetti (15mm)
- *R*: è la reazione vincolare della cerniera (o del carrello)

Dimensionamento dei cuscinetti				
Casistica	Proge	ettuale	Critica	
Cuscinetti	Cuscinetto A	Cuscinetto B-C	Cuscinetto A	Cuscinetto B-C
<i>V</i> [N]	140.26	390.26	577.41	774.40
H [N]	61.81	61.81	122.65	122.65
R [N]	153.27	395.12	590.29	784.05
Rcerniera [N]	76.64	197.56	295.15	392.03
Rcarrello [N]	76.64	197.56	295.15	392.03
Fattore di carico	0.077	0.197	0.296	0.392
richiesto [kN]				
Fattore di carico	1.37	1.37	1.37	1.37
cuscinetti 608-2Z				
[kN]				
	Dimensi	onamento degli alberi	L	
Casistica	Progettuale		Critica	
Alberi	Albero A	Albero B-C	Albero A	Albero B-C
D[mm]	15	15	15	15
d[<i>mm</i>]	8	8	8	8
L[mm]	25	25	25	25
d/D[-]	0.53	0.53	0.53	0.53
r/d[-]	0.086	0.086	0.086	0.086
Mf[Nmm]	0.077	0.197	0.296	0.392
Kspallam[-]	2.4	2.4	2.4	2.4
Kchiav[-]	2.2	2.2	2.2	2.2
$\sigma_{SPALLAMENTO}[MPa]$	29.94	77.19	115.32	153.17
$\sigma_{CENTRO}[MPa]$	6.36	16.40	24.50	32.54
$CS_{SPALLAMENTO}[-]$	11.69	4.53	3.04	2.28
CS _{CENTRO[-]}	55.02	21.34	14.29	10.76

Tabella 4.13 In tabella, in alto sono riportati i dati delle reazioni vincolari e i fattori di carico statico del cuscinetto scelto. In basso sono riportati i dati geometrici degli alberi, nonché i fattori di intensificazione delle tensioni e infine i coefficienti di sicurezza ottenuti

La flangia necessita di una guida lineare per guidare il moto imposto dalle molle e dall'attuatore, nonché per assorbire forze laterali presenti sia nel caso di progetto che nel caso critico. La scelta di utilizzare delle viti a colletto rettificato come guida al moto è dettata dalla necessità di utilizzare lo stesso elemento per tre scopi: precaricare le molle di sollevamento della flangia, guidarle per evitare il buckling delle stesse e guidare il moto della flangia. Il diametro della porzione rettificata delle viti a colletto rettificato (componenti normati secondo normativa ISO 7379) è consigliato direttamente dal costruttore delle molle. In particolare, Lee springs per il modello di molle scelto , consiglia un diametro massimo dell'asta di guida delle molle di (12.7mm), perciò si è scelto un modello di viti con diametro del colletto rettificato pari a 12mm corrispondente a una filettatura (della parte non rettificata) M10. Per esigenze di

precarico è necessario che la vite permetta di essere avvitata per un tratto almeno pari alla deflessione minima almeno pari alla deflessione minima della molla (deflessione in condizioni di precarico), quindi che il tratto filettato sia superiore a 14.9 mm e che la lunghezza del colletto rettificato sia superiore a 96 mm per attraversare totalmente la flangia, perciò tali tratti sono stati selezionati pari a 18mm e 100mm. La vite a colletto rettificato selezionata risulta essere la GN.35411 (ISO 7379-12-M10-100) del costruttore ELESA. Le viti a colletto rettificato sono state successivamente verificati nelle due casistiche, la componente di reazione orizzontale e il momento flettente a cui sono sottoposte le viti a causa del contatto con la flangia, sono stati ricavati dalla simulazioni a elementi finiti.

Il precarico della vite è calcolato come da indicazioni del costruttore non affidandosi alla sola classe di resistenza della vite (12.9) perché l'area su cui agirebbe tale forza è decisamente ridotta (diametro di transizione da d1 a d2, ci si affida all'informazione sulla coppia di serraggio ridotta per le viti ISO 7379 di diametro M10, pari a 43Nm:

$$F_{precarico} = \frac{M_{precarico}}{Q \ d_{creste}}$$

Dove:

- Q è il fattore di attrito fra spallamento d1-d2 e superficie di contatto del pezzo in cui ingrana, stimato pari a 0.2.
- Il diametro delle creste è pari a 9.76 mm.

Lo sforzo assiale causato dal precarico risulta essere:

$$\sigma_{precarico} = \frac{F_{precarico}}{A_{nocciolo}}$$

Dove: A nocciolo è calcolata con il diametro di nocciolo di 8.619 mm

$$A_{nocciolo} = \frac{\pi \, d_{nocciolo}^2}{4}$$

Il momento flettente totale a cui è sottoposto il tratto filettato è calcolato come:

$$M_{flettente_{totale}} = M_{flettente_{reazione}} + F_{reazione}l_{totale vite}$$

Dove:

- $F_{reazione}$ e $M_{flettente_{reazione}}$ sono ottenuti dall'analisi fem del componente nelle due casistiche tramite estrapolazione delle stesse dalle informazioni ottenute sui vincoli. Si noti altresì che nella casistica critica che risulta asimettrica in termini di forze, vengono presi i dati del vincolo della falngia con le reazioni vincolari maggiori;

- $l_{totale vite}$ è calcolato per sovrastimare il risultato come lunghezza di tutto il tratto filettato e del tratto rettificato.

Lo sforzo totale è quindi calcolato come

$$\sigma_{assiale\;totale} = \sigma_{precarico} + \frac{M_{flettente_{totale}}}{W_{flessione}}$$

Dove:

- $W_{flessione}$ è il modulo a resistenza flessionale della sezione di nocciolo calcolato come

$$W_{flessione} = \frac{\pi \, d_{nocciolo}^3}{32}$$

Verifica a colletto rettificato				
Casistica	Caso di progetto	Caso critico		
Forza di Reazione	9.69 N	98.04 N		
Perpendicolare asse vite				
Forza di precarico vite	21.56kN	21.56 kN		
Lunghezza totale vite	118 mm	118mm		
Momento flettente di Reazione	6.37 Nm	16.14 Nm		
Perpendicolare asse vite e asse				
flangia				
Momento flettente totale	7.51 Nm	27.71 Nm		
Modulo di resistenza a flessione	62.86 mm^3	62.86 mm^3		
nocciolo tratto filettato				
Area nocciolo	58.34 mm^2	58.34 mm^2		
Sforzo assiale flettente	119.47 Mpa	440.82 Mpa		
Sforzo assiale totale	489.03 Mpa	810.38 Mpa		
Sforzo assiale massimo classe	840.00 Mpa	840 Mpa		
resistenza 12.9	_	_		

Tabella 4.14 In tabella sono riportati i dati delle caratteristiche dei cilindri nelle fasi di rientro (sinistra) e fuoriuscita (destra) a diverse alimentazioni delle camere (sopra alimentazione nominale a 6 bar e sotto alimentazione non nominale). Si noti che l'energia di impatto è stata calcolata come integrale sotteso alla caratteristica della forza risultante.

4.7 Descrizione Installazione sistema di presa

Le indicazioni sull'installazione sono rivolte ad assicurare il funzionamento della struttura, si concentrano principalmente sull'installazione dei cuscinetti e delle molle, in quanto elementi di non immediata visualizzazione in termini di montaggio.

Tuttavia per poter visualizzare correttamente il montaggio dei due elementi è opportuno citare il montaggio di tutto il gripper:

- FASE 1: Si inserisce il distanziale del lato cerniera contro lo spallamento dell'albero A, si utilizza un dolly per calettare il cuscinetto, quindi si inserisce un distanziale sul tratto filettato e si inserisce l'albero nel lato del carter fino allo spallamento interno del carter, utilizzando l'apposito utensile di montaggio che permetta lo scorrimento degli anelli del cuscinetto evitando l'inclinazione dello stesso. Tale operazione è ripetuta analogamente anche sull'altro albero;
- FASE 2: Si caletta il dito di presa sull'albero, tramite la chiavetta. Quindi è possibile provvedere al serraggio del dado sul distanziale dell'albero precedentemente inserito mantenendo in posizione il dito di presa, per fornire la necessaria contro coppia;
- FASE 3: si inserisce il distanziale contro lo spallamento del carrello, quindi si serrano i due carter. Prima del serraggio dei due carter si frappone fra gli stessi il sostegno inferiore delle viti a colletto rettificato
- FASE 4: Si monta il cuscinetto ed infine l'anello paracolpi. Infine si montano entrambi i coperchi. Si noti che al termine di questa fase il gripper presenta un grado di libertà di rotazione delle dita di presa.
- FASE 5: Si inserisce il distanziale del lato cerniera contro lo spallamento dell'albero
 B, si utilizza un dolly per calettare il cuscinetto, quindi si inserisce un distanziale sul

tratto filettato e si inserisce l'albero nell'asta di comando fino allo spallamento interno della stessa, utilizzando l'apposito utensile di montaggio che permetta lo scorrimento degli anelli del cuscinetto evitando l'inclinazione dello stesso. Tale operazione è ripetuta analogamente anche sull'altra coppia di dita di presa e asta di comando;

- FASE 6: Si caletta l'asta di comando sull'albero, tramite la chiavetta. Quindi è possibile provvedere al serraggio del dado sul distanziale dell'albero precedentemente inserito (nella fase 5) mantenendo in posizione il dito di presa e l'asta di comando, per fornire la necessaria contro coppia. Si noti che al termine di questa fase il gripper presenta due gradi di libertà di rotazione delle dita di presa e dell'asta;
- FASE 7: Si inserisce il distanziale del lato cerniera contro lo spallamento dell'albero C, si utilizza un dolly per calettare il cuscinetto, quindi si inserisce un distanziale sul tratto filettato e si inserisce l'albero nell'asta di comando fino allo spallamento interno della stessa, utilizzando l'apposito utensile di montaggio che permetta lo scorrimento degli anelli del cuscinetto evitando l'inclinazione dello stesso. Tale operazione è ripetuta analogamente anche sull'altra coppia di flangia e asta di comando;
- FASE8: Si caletta la flangia sull'albero, tramite la chiavetta. Quindi è possibile provvedere al serraggio del dado sul distanziale dell'albero precedentemente inserito (nella fase 7) mantenendo in posizione la flangia, per fornire la necessaria contro coppia;
- FASE 9: si inseriscono le altre aste di presa, quindi si monta il cuscinetto ed infine l'anello paracolpi. Infine si montano tutti e quattro i coperchi.
- FASE 10: si solleva di circa 92mm la flangia rispetto ai supporti inferiori delle viti a colletto rettificato, si frappongono le molle inferiormente alla flangia e superiormente i due distanziali, quindi si all'inserimento delle viti a colletto rettificato attraverso i distanziali, la flangia e la molla
- FASE 11: si avvitano le viti a colletto rettificato di circa 2mm facendo toccare la faccia superiore delle molle alla flangia;
- FASE 12: si procede a precaricare le molle finché le stesse non portano le dita di presa nella configurazione di dita aperte
- FASE 13: si monta la contro flangia sui supporti e infine la contro flangia sull'attuatore.

5. Sistema di guida del sistema di presa

In questo capitolo si intende analizzare la fase di inserimento del componente della vacuum chamber, quindi le motivazioni per cui è necessario un sistema di guida. In particolare è necessario focalizzare l'attenzione sulla funzionalità dell'elemento di guida e del giunto, atto a garantire la mobilità del sistema in tale frangente. Si analizzano i componenti commerciali selezionati ed infine si fornisce l'analisi strutturale dei componenti non commerciali realizzati in officina meccanica.

5.1 Considerazioni preliminari

Propedeuticamente, all'analisi dei requisiti del sistema della guida e del giunto, si fornisce una panoramica dettagliata della fasi 5 (discesa del braccio sopra la postazione manutentiva) dell'operazione di inserimento delle piastre. In caso di estrazione della piastra si noti come non sia necessario guidare il componente. Infatti, il sistema di gripper si posiziona, apre le dita di presa ed il braccio è sollevato. Durante quest'ultimo frangente non è necessario guidare la piastra poiché già posizionata correttamente, allo stesso modo la realizzazione dei risalti di presa fa si che sia possibile la presa anche in compresenza di errore. La piastra e il gripper non devono presentare alcuna capacità di movimento rispetto al braccio. Differentemente, nella fase di inserimento, la piastra deve necessariamente adattarsi alla posizione esatta (posizione operativa), quindi si deve diminuire l'errore di posizionamento. L'entità della diminuzione deve permettere l'ottenimento di un errore di posizionamento trasversale, rispetto alla direzione di maggior lunghezza della piastra, inferiore ai 2mm. Valore per cui si avrebbe un danneggiamento della elettronica stessa per urto contro le pareti del vano della vacuum chamber. Tale margine di errore consentito è stato ulteriormente diminuito, per non dover richiedere ai ricercatori eccessivi movimenti della piastra nel tentativo di centrare i fori di fissaggio alla vacuum chamber.

Il sistema di guida e giunto opera principalmente nella fase 5 dell'operazione di inserimento del componente. Si propone un'analisi delle sottofasi della fase 5:

- FASE 5.1.INSERIMENTO: Inizialmente, Il sistema di presa e la piastra con la elettronica sono posizionati sopra il vano della vacuum chamber (della piastra corrispondente, Figura 5.1). L'errore di tale posizionamento è inferiore o uguale a 6mm (valore stimato si veda il paragrafo 8.1 Considerazioni preliminari del capitolo 8 Sistema di sollevamento e rotazione del braccio). Il sistema compie un tratto della corsa di discesa pari a circa 464mm senza interagire con le guide. Raggiunta tale altezza la faccia inferiore della elettronica sotto la piastra, risulta sollevata di qualche centimetro rispetto alla faccia superiore della vacuum chamber. Il proseguimento della corsa verticale in presenza di un errore comporterebbe il possibile danneggiamento della elettronica.
- FASE 5.2.INSERIMENTO: La piastra viene guidata nella corretta posizione dalla guida (Figura 5.2), durante il moto verticale di discesa del braccio. Al termine di tale

fase, la piastra con la elettronica è posizionata con un errore di posizione totale (molto basso) e non si rischia il danneggiamento della stessa. Inoltre la faccia inferiore della elettronica sotto la piastra risulta ancora sollevata di pochi centimetri. La corsa compiuta è di 486mm.

• FASE 5.3.INSERIMENTO: La piastra è guidata fino alla sua posizione finale, quindi risulta posata sulla vacuum chamber.

Si noti che il movimento della piastra deve essere impedito in ogni fase fuorché nella sottofase 5.2; perciò serve un sistema che acconsenta al moto in tale fase e ne escluda la possibilità nelle restanti altre fasi¹.



Figura 5.1 In figura, si può notare la piastra e il sistema di presa nella configurazione iniale della fase 5.1.INSERIMENTO.

5.2 Sistema giunto

Data la presenza di un sistema di guida per centrare il componente nelle ultime fasi del suo inserimento (tratto di regolazione della guida e tratto di mantenimento della posizione della guida) è necessario che il sistema sia predisposto a non impedire il movimento della piastra e che quindi si adatti a una posizione imposta dall'esterno. Le alternative vagliate in fase progettuale risultano essere:

¹ La fase 9 (discesa del braccio in posizione manutentiva) è stata concepita per manutenzioni in loco. Tuttavia si potrebbe prevedere l'utilizzo di un carrello manutentivo per non dover compiere manutenzioni nella sala MAGNEX. In tal caso si dovrebbe prevedere l'utilizzo di un sistema di guide e quindi il freno risulterebbe sbloccato anche nella fase 9.2.

- Affidare la possibilità del movimento relativo fra piastra e gripper allo scorrimento (metallo su metallo) fra i risalti delle dita di presa e i riscontri con cui gli stessi vanno in contatto;
- Affidare la possibilità di movimento del gripper o della piastra a superfici che sfruttino la presenza di materiali per ridurre l'attrito radente.
- Affidare la possibilità di movimento del gripper a elementi che sfruttino l'attrito volvente per permettere lo scorrimento della piastra con bassa presenza di attrito;



Figura 5.2 In figura, a sinistra è riportata la piastra e il sistema di presa in una configurazione intermedia durante la FASE 5.2.INSERIMENTO; a destra è riportata una vista dettagliata di tale fase, dove si piò vedere l'interazione fra pattino e guida conica.

L'ipotesi iniziale di scorrimento metallo su metallo risulta molto comoda da realizzare, perché non implica la progettazione di ulteriori elementi. Infatti risulta bastante il gioco (longitudinale e trasversale) reso disponibile per far sì che il gripper riesca ad efferrare la piastra anche in presenza di un errore di posizionamento. Tuttavia l'utilizzo di questa soluzione presenta una serie di problematiche:

- Scarsa affidabilità della soluzione, data la presenza di un contatto metallo su metallo, quindi di un'ingente forza di attrito, fra i risalti delle dita di presa e i riscontri della piastra (550.68N fra guide e riscontri per mettere in movimento la piastra, si veda appendice codice matlab per il calcolo della forza scambiata fra guida e pattino e verifica a contatto hertziano dei due elementi). Inoltre è possibile che il gripper non riesca a vincere la forza di attrito o che il sistema incorra in un impuntamento dopo il moto.
- La presenza di una quantità di attrito così ingente si ripercuote con un carico gravoso sulle guide del moto; in particolare la forza di 471.80N (normale alla generatrice della guida conica) non ha reso possibile trovare una combinazione di geometrie, dei pattini e delle guide, che verificasse il contatto hertziano.

Successivamente si è studiato l'utilizzo di materiali alternativi con ridotto coefficiente di attrito, ipotizzando l'utilizzo di un rivestimento in bronzo sui risalti delle dita di presa. Tale alternativa non è risultata ancora attuabile, perché il carico sulla guida è comunque molto consistente. Quindi rimane incertezza sull'utilizzo di questa soluzione e le guide risultano ancora molto stressate. Si ha una forza di 194.20N normale alla generatrice della guida conica, che provoca una tensione di 589.66MPa sui componenti, che corrisponde allo snervamento del pattino in bronzo. Si è quindi vagliata l'ipotesi di utilizzare materiali con coefficiente di attrito molto basso, come la turcite-B, tuttavia questi materiali a base

polimerica sono sconsigliati in ambiente radioattivo. In particolare la turcite-B essendo un prodotto a base di teflon (PTFE) è particolarmente sconsigliata. É stato scelto di non utilizzare nessun prodotto a base polimerica a causa di mancanza di simulazioni sulla radiazione nella zona, quindi dell'impossibilità di avere certezza sul mantenimento delle proprietà strutturali della stessa.

Si è vagliata l'ipotesi di utilizzare elementi volventi ai fini della riduzione dell'attrito. Data la necessità di permettere la mobilità del giunto in due direzioni è necessario prevedere l'utilizzo di due guide che permettono lo scorrimento in una sola direzione o una guida per permettere lo scorrimento in due direzioni.

Ai fini del dimensionamento degli elementi scorrevoli del giunto, si è scelto l'utilizzo degli elementi commerciali GN-509 del costruttore ELESA-GANTER. Il parametro di scelta per la selezione degli stessi è la capacità di carico. Si ricorda che in condizioni di baricentro posizionato al centro della piastra ognuno di questi quattro elementi dovrebbe sopportare un carico pari a 125N (data la presenza di 8 elementi a sostenere la piastra da 100kg) e che in condizioni di baricentro spostato (caso critico) dovrebbe sopportare 174N (dato che si avrebbe una reazione vincolare di 693N sul gripper più vicino al centro della piastra). E' stato perciò selezionato l'elemento scorrevole con reazione vincolare più vicina a quella richiesta nel caso progettuale e che verificasse il caso critico. La prima opzione a catalogo con capacità di carico superiore ai 174 N, risulta essere il componente GN 509-30-SNI con una capacità di carico di 300N.



Figura 5.3 In Figura a sinistra l'elemento di scorrimento GN-509 del costruttore elesa, si possono notare gli elementi volventi; a sinistra si vede l'anello di bloccaggio con cui lo stesso può essere fissato alla piastra di scorrimento.

La forza normale scambiata sulla guida risulta essere di 5.19N che produce uno stress sui componenti di 174.12 MPa (calcolata nel diametro maggiore del cono) e uno stress di 293.10 (calcolata nel diametro minore del cono in compresenza del raccordo), perciò si sceglie un bronzo allo stagno altamente lavorabile con una resistenza allo snervamento superiore a tale valore (viene scelto il bronzo al manganese C86300, poiché ha un livello di lavorabilità fra i più alti, in particolare un livello 8, e ha una resistenza allo snervamento di 413.69 MPa).

5.3 Guida al posizionamento

La scelta del dispositivo di bloccaggio della parte mobile del giunto è stata condizionata dalle esigenze di bloccare l'unità mobile in una posizione sempre diversa (a seguito di una presa con un errore di posizionamento sempre diverso) e non univoca, perciò non sono state trovate soluzioni considerando accoppiamenti di forma. La scelta di utilizzare l'attrito per il bloccaggio dell'unità mobile del giunto è risultata molto comoda perché non influenzata dalla posizione della stessa. E' stato preferito l'utilizzo di un freno comemrcializzato al posto che di un sistema autonomamente progettato per svolgere le stesse funzioni, al fine di avere indicazioni testate sulla capacità frenante dello stesso e di ottenere un sistema più compatto e semplice. Infine, il requisito più importante è stato individuato nei riguardi della sicurezza, ossia nel caso di assenza di corrente elettrica, il sistema frenante deve essere sempre attivo. La scelta più ovvia è l'utilizzo di delle molle per svolgere tale bloccaggio.

La forza di inerzia che agisce sul sistema piastra, elettronica, gripper e sull'unità mobile del giunto (massa) vale 1.75N in caso di profilo di accelerazione o decelarazione imposto dalla ralla motorizzata e 152.30N nel caso di attivazione dei freni del motore della ralla motorizzata in caso di mancanza di corrente elettrica. Il freno scelto è il modello DH 010 FPM della RINGSPANN. Il freno è attivato con delle molle a chiusura delle pinze e rilasciato neumaticamente, perciò risulta sempre attivo in caso di mancanza di corrente elettrica



Figura 5.4 In Figura è riportata un'immagine del freno DH010 FPM del costruttore RINGSPANN, scelto per l'applicazione in questione.

Il costruttore dichiara una coppia frenante testata su un disco di 10 Nm su un disco di 125mm (sviluppata con una forza di pressione) .Si noti come tale freno riesca a tenere bloccate le piastre, anche in caso di mancanza di corrente elettrica durante il moto della ralla. Allo stesso modo si può notare come la verifica sia stata condotta solo su questo grado di libertà essendo l'unico grado di libertà del piano che coinvolge il carico (il grado di libertà radiale è attuato in assenza di carico).

5.4 Funzionamento sistema di guida e giunto

Durante la sottofase 5.2 il sistema di guida impone il moto alla piastra, interagendo con il pattino. I gripper solidali alla piastra sono perciò messi in movimento dalla guida. I gripper sono collegati direttamente alla parte mobile del giunto, il movimento relativo del gripper e della parte mobile del giunto rispetto alla parte fissa del giunto sono permessi dallo scorrimento degli elementi volventi sopra l'elemento inferiore della parte fissa del giunto.

La parte mobile del giunto ha come elemento centrale la piastra di frenata, componente che durante le fasi in cui non è richiesto un movimento della parte mobile del giunto,viene



bloccato dal freno per attrito, quindi è impedito il movimento all'intero sistema di piastra, gripper e parti mobili dei giunti.

Figura 5.5 In Figura si può notare a destra il giunto, in particolare la piastra su cui scorrono gli elementi volventi (blu in figura); si può notare la fresatura passante che permette l'inserimento dell'elemento superiore del giunto inferiore (rosso in figura); si noti allo stesso modo che lo stesso è fissato alla piastra di scorrimento tramite collegamenti filettati per permetterne l'inserimento. A destra si possono notare giunto e gripper con la parte fissa del giunto nascosta.

Come precedentemente affermato il sistema deve possedere capacità di movimento nella sola sottofase 5.3. Si noti che i gradi di libertà del sistema piastra e gripper risultano essere 3 (traslazione longitudinale, traslazione trasversale e rotazione attorno ad un asse verticale). Dato che l'attrito mantiene le pinze del gripper solidali alla piastra, non si ha la possibilità di movimento indipendente di un gripper rispetto all'altro. Si noti quindi che è essenziale il bloccaggio del giunto nelle altre fasi perché ciò impedisce movimenti incontrollati del singolo gripper (quando non è presente carico), che potrebbero impedire la presa del componente o il danneggiamento della piastra stessa (urto delle dita di presa chiuse contro i riscontri di presa).



Figura 5.6 In Figura, a destra si può notare la configurazione iniziale della fase 4.ESTRAZIONE, dove il bloccaggio del freno è necessario per evitare uno spostamento incontrollato dei gripper che li porterebbe fuori dalla posizione corretta. A

destra si può notare la configurazione iniziale della fase 8. ESTRAZIONE, dove il bloccaggio del freno è necessario per evitare uno spostamento incontrollato della piastra e dei gripper che comporterebbe il danneggiamento della prima.

5.5 Analisi strutturale sistema di guida e giunto

Si ricorda che l'elemento inferiore del giunto è connesso alla parte posteriore dell'attuatore. La trasmissione della forza dal gripper al giunto è condotta attraverso la camicia del cilindro pneumatico; ciò comporta, che le dimensioni del giunto, siano strettamente correlate a questa metodologia di collegamento.

Lo stato tensionale dell'elemento inferiore del giunto (Tabella 5.1 e Figura 5.7) è strettamente correlato a quello dell'elemento superiore del giunto (Tabella 5.2 e Figura 5.8). I due elementi condividono una flangia di connessione (fra gli stessi, con interposizione della piastra di frenata) ed entrambi possiedono un albero di caratteristiche simili.



Figura 5.7 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dell'elemento del giunto inferiore in termini di stato tensionale, in particolare si noti una vista dall'alto a sinistra e una dal basso a destra.

Nome Analisi		Elemento Giunto Inferiore	
Dati			
Vincoli	Descrizione e	Tipologia	
	ubicazione		
Assialsimmetrico	Sedi bulloni	Assialsimmetr	ico -Bloccati rotazione e spostamento radiale
Perpendicolare Piano	Interfacce con rondelle	Perpendicolar	e Piano -Bloccato spostamento
		perpendicolar	e alla faccia
Perpendicolare Piano	Interfacce con blocco	Perpendicolar	e Piano -Bloccato spostamento
	di frenata	perpendicolar	e alla faccia
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso
	ubicazione		
Forze Sostegno	Interfacce con rondelle	500	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce con
attuatore	dei bulloni del	N	rondelle dei bulloni del collegamento
	collegamento		all'attuatore
	all'attuatore		
Risultati		Valore	Ubicazione
Tensione massima [Mp	a]	30.74	Variazione di sezione piastra quadrata di
			collegamento all'attuatore
Deformazione massima [mm]		0.02	Estremità delle interfacce con rondelle dei
			bulloni del collegamento all'attuatore
Coefficiente di sicurezz	a [-]	8.13	Variazione di sezione piastra quadrata di
			collegamento all'attuatore

Tabella 5.1: n tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dell'elemento giunto inferiore.

Nome Analisi		Elemento Giunto Superiore		
Dati				
Vincoli	Descrizione e	Tipologia		
	ubicazione			
Assialsimmetrico	Sedi fori ciechi di	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione, spostamento radiale e		
Fisso	collegamento alla	spostamento	assiale	
	piastra di scorrimento			
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso	
	ubicazione			
Forze Elemento	Interfacce con rondelle	500	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce con	
giunto inferiore	dei bulloni di	Ν	rondelle dei bulloni di collegamento	
	collegamento		all'elemento giunto inferiore	
	all'elemento giunto			
	inferiore			
Risultati		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mp	a]	42.98	Variazione di sezione piastra circolare di	
			collegamento all'elemento giunto inferiore	
Deformazione massima	a [mm]	0.008	Estremità delle interfacce con rondelle dei	
			bulloni del collegamento all'elemento	
			giunto inferiore	
Coefficiente di sicurezz	a [-]	5.82	Variazione di sezione piastra circolare di	
			collegamento all'elemento giunto inferiore	

Figura 5.2 n tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dell'elemento giunto superiore.



Figura 5.8 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dell'elemento del giunto superiore in termini di stato tensionale, in particolare si noti una vista dall'alto a sinistra e una dal basso a destra.

L'albero dell'elemento del giunto superiore presenta due fori che permettano la connessione alla piastra di scorrimento. Perciò lo stesso deve avere un diametro bastante a permettere sia la presenza di un interasse che consenta il serraggio delle viti così come una quantità di materiale sufficiente all'esterno. Invece, la piastra quadrata vede le proprie dimensioni dettate dalla presenza dei fori per la connessione all'attuatore. Allo stesso modo è stata progettata la piastra centrale in modo che fosse possibile serrare il collegamento imbullonato, garantendo

una distanza fra l'asse di ciascun bullone e il materiale dell'albero pari a 12.5 mm. Si vede quindi come la connessione di questi due elementi fra di loro e con gli elementi adiacenti ne abbia sancito le dimensioni e quindi il loro stato tensionale.

Non avrebbe senso diminuire le dimensioni dell'albero dell'elemento del giunto inferiore perché aumenterebbe la deformazione e allo stesso tempo richiederebbe lavorazioni aggiuntive dato che la dimensione del grezzo di lavorazione è sancita dalla piastra di connessione superiore.

Le dimensioni della piastra di scorrimento sono dettate dal calettamento sulla stessa delle unità scorrevoli (GNS-509-15-SNI) e dal relativo fissaggio tramite anelli (GN-509-38.3B) che determinano la distanza fra l'interasse della piastra e la primitiva su cui giacciono i fori per l'inserimento degli elementi scorrevoli. Nei riguardi dello spessore della piastra ELESA-GANTER non pone restrizioni per questo tipo di anelli (il costruttore consiglia gli spessori degli elementi su cui vengono inserite le unità di scorrimento sulla base degli anelli scelti). Tuttavia si sceglie uno spessore di 5mm, valore leggermente superiore a quello consigliato per l'altra tipologia di anelli (serie GN-509.3-A). Lo stato tensionale (Figura 5.9 e Tabella 5.3) della piastra di scorrimento risulta perciò completamente defininito dalle condizioni di vincolo delle unità di scorrimento

Nome Analisi		Piastra di scorrimento	
Dati			
Vincoli	Descrizione e	Tipologia	
	ubicazione		
Assialsimmetrico	Sedi elementi di	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione e spostamento radiale	
	scorrimento		
Perpendicolare piano	Interfaccia con	Perpendicolar	e Piano -Bloccato spostamento
	spallamenti degli	perpendicolar	e alla faccia
	elementi di scorrimento		
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso
	ubicazione		
Forze elemento	Interfacce con rondelle	500	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce con
giunto superiore	delle viti di	Ν	rondelle delle viti di collegamento
	collegamento		all'elemento giunto superiore
	all'elemento giunto		
	superiore		
Risultati		Valore	Ubicazione
Tensione massima [Mp	a]	21.46	Fori di collegamento all'elemento giunto
			superiore posizionati verso il centro della
			piastra
Deformazione massima [mm]		0.001	Al centro della piastra
Coefficiente di sicurezz	a [-]	11.65	Fori di collegamento all'elemento giunto
			superiore posizionati verso il centro della
			piastra

Tabella 5.3 In tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della piastra di scorrimento.



Figura 5.9 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem della piastra di scorrimento in termini di stato tensionale, in particolare si noti una vista dall'alto a sinistra e una dal basso a destra.

Lo stato tensionale delle piastre superiori di collegamento allo slider e ai profilati del lato fisso (Figura 5.10 e Tabella 5.4) è dettato dalle dimensioni della piastra di scorrimento, questa è inserita nell'elemento inferiore della parte superiore del giunto con il quale questo componente è collegato tramite 6 bulloni i cui fori sono posizionati esternamente e dalla necessità di avere due fori ciechi in posizione centrale per rendere agevole il collegamento allo slider e ai profilati del lato fisso. Infatti un collegamento imbullonato renderebbe poco agevole il montaggio dovendo prima collegare questo elemento e successivamente l'elemento inferiore del giunto.

Il dimensionamento dell'elemento portafreno è stato condotto precedentemete alla scelta dell'attuatore di rotazione, perciò è stato dimensionato sulla base di una forza frenante di 116N, ossia la massima forza frenante fra quella dichiarata dalle caratteristiche dello stesso (80N) e quella dichiarata tramite forza di presa del freno (116N). Si noti che pur essendo stata tenuta in conto una capacità frenante massima di 80N ai fini della sicurezza di funzionamento, il dimensionamento strutturale di questo componente è stato operato implementando nelle simulazioni numeriche (Figura 5.11 e Tabella 5.5) la massima capacità frenante in modo che per il dimensionamento strutturale la forza sia sovrastimata e non sottostimata.

Il dimensionamento della guida oltre alla verifica hertziana è stato condotto sulla base del livello tensionale e di deformazione della guida conico-cilindrica, lo stesso ha mostrato un livello tensionale molto esiguo (2.12 MPa) e soprattutto una flessione della stessa che non comporta problematiche durante la fase di guida del componente. Infatti la guida conico cilindrica risulta flessa di 0.031mm (vedi paragrafo dimensionamento strutturale componenti guida e giunto Figura 5.10 e Tabella 5.4).

La simulazione numerica dell'assieme del pattino (porta-pattin e inserto in bronzo) mostra un livello di tensione irrisorio 0.28 MPa così come la deformazione (Tabella 5.6 E Figura 5.12). Questi valori sono giustificati dalla verifica a contatto Hertziano, che simula il reale scambio di forze fra i due componenti differentemente dalla simulazione numerica. Tale simulazione non può approssimare il contatto hertziano ed è stata solo utilizzata per verificare che le deformazioni non inficino il funzionamento della guida.

Nome Analisi		Piastra superiore di collegamento allo slider /		
		Piastra superiore di collegamento ai profilati del lato fisso		
Dati			5 1	
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Assialsimmetrico Fisso	Fori di collegamento a slider	Assialsimm	etrico -Bloccati rotazione, spostamento verticale e	
	(lato regolabile) o ai profilati	spostamen	to radiale	
	del lato fisso			
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forze elemento parte	Interfacce con rondelle delle	500	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce con	
fissa inferiore	viti di collegamento alla	N	rondelle delle viti di collegamento alla superficie	
	superficie di scorrimento		di scorrimento	
Risultati:		Valore	Ubicazione	
Piastra superiore di colleg	gamento allo slider			
Tensione massima [Mpa]		29.72	Fori di collegamento allo slider nella parte	
			opposta al centro della piastra	
Deformazione massima [mm]		0.008	Predisposti sull'esterno della circonferenza nella	
			direzione perpendicolare alla congiungente fra i	
			due fori	
Coefficiente di sicurezza [-]		8.41	Fori di collegamento allo slider nella parte	
			opposta al centro della piastra	
Risultati:		Valore	Ubicazione	
Piastra superiore di colleg	gamento ai profilati del lato fisso			
Tensione massima [Mpa]		17.72	Fori di collegamento ai profilati del lato fisso	
			posizionati verso il centro della piastra	
Deformazione massima [n	nm]	0.01	Predisposti sull'esterno della circonferenza nella	
			direzione perpendicolare alla congiungente fra i	
			due fori	
Coefficiente di sicurezza [·	-]	14.11	Fori di collegamento ai profilati del lato fisso	
			posizionati verso il centro della piastra	

Tabella 5.4 n tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi delle piastre superiori di collegamento allo slider e ai profilati del lato fisso.



Figura 5.10 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem delle piastre superiori di collegamento allo slider (alto) e ai profilati del lato fisso (basso) in termini di stato tensionale, in particolare si notino le viste dall'alto a sinistra e una dal basso a destra.



Figura 5.11: In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem del portafreno, nelle quattro casistiche di carico; in particolare in alto a sinistra con carico diretto come gli elementi laterali uscente rispetto alla piastra di fissaggio, mentre in alto a destra entrante. In basso i due casi di carico trasversale.

Nome Analisi		Portafre	Portafreno	
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologi	a	
Assialsimmetrico	Fori di collegamento a slider	Assialsir	nmetrico -Bloccati rotazione, spostamento	
Fisso	(lato regolabile) o ai profilati	vertical	e e spostamento radiale	
	del lato fisso			
Perpendicolare	Sedi teste viti incassate	Bloccato	o spostamento perpendicolare alla faccia	
piano				
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forze direzione	Fori del collegamento	116N	Ugualmente suddivisa sui fori del	
estensione parti	imbullonato a freno		collegamento imbullonato a freno, parallela	
laterali verso			all'estensione delle parti laterali verso	
esterno			l'esterno	
Forze direzione	Fori del collegamento	116N	Ugualmente suddivisa sui fori del	
estensione parti	imbullonato a freno		collegamento imbullonato a freno, parallela	
laterali verso interno			all'estensione delle parti laterali verso	
			l'interno	
Forze Sostegno	Interfacce con rondelle del	116N	Ugualmente suddivisa sulle interfacce con	
attuatore	collegamento imbullonato a		rondelle del collegamento imbullonato a	
	freno		freno, da parte normale a parte lavorata	
Forze Sostegno	Interfacce con rondelle del	116N	Ugualmente suddivisa sulle interfacce con	
attuatore	collegamento imbullonato a		rondelle del collegamento imbullonato a	
	freno		freno, da parte lavorata a normale	
Risultati: Carico direzione estensione parti laterali verso		Valore	Ubicazione	
esterno (1)				
Tensione massima [Mpa]		31.71	Fori viti di collegamento a elemento	
			inferiore parti fisse	
Deformazione massima [mm]		0.014	Predisposta su foro imbullonato più	

		esterno sul lato normale
Coefficiente di sicurezza [-]	7.88	Fori viti di collegamento a elemento
		inferiore parti fisse
Risultati: Carico direzione estensione parti laterali	Valore	Ubicazione
verso interno (2)		
Tensione massima [Mpa]	31.71	Come caso (1)
Deformazione massima [mm]	0.014	P Come caso (1)
Coefficiente di sicurezza [-]	7.88	Come caso (1)
Risultati: Carico direzione estensione perpendicolare a	Valore	Ubicazione
parti laterali da parte laterale normale a lavorata per		
adduzione pneumatica (3)		
Tensione massima [Mpa]	71.43	Incavo lavorazione per adduzione aria
		pneumatica sull'esterno
Deformazione massima [mm]	0.2	Predisposta su foro imbullonato più
		esterno sul lato lavorato
Coefficiente di sicurezza [-]	3.5	Incavo lavorazione per adduzione aria
		pneumatica sull'esterno
Risultati: Carico direzione estensione perpendicolare a	Valore	Ubicazione
parti laterali da parte laterale lavorata per adduzione		
pneumatica a normale (4)		
Tensione massima [Mpa]	71.43	Come caso (3)
Deformazione massima [mm]	0.2	Come caso (3)
Coefficiente di sicurezza [-]	3.5	Come caso (3)

Tabella 5.5 in tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi il portafreno nei quattro casi di carico.



Figura 5.11 In Figura, si noti lo stato tensionale dell'assieme delle guide conico-cilindriche e dei rispettivi sostegni.

Nome Analisi		Assieme: Guide Conico cilindriche-			
		Sostegni guide conico cilindriche			
Dati					
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia			
Assialsimmetrico	Semicirconferenze dele asole	Assialsimme	etrico -Bloccati rotazione, spostamento assiale		
	per le viti di collegamento a	spostament	o radiale		
	vacuum chamber				
Contatti					
Parti coinvolte		Tipologia			
Colletto sostegni gui	de conico cilindriche e porzione	No separazi	one e no compenetrazione fra gli elementi delle due		
di tratto cilindrico de	lle guide conico cilindre con cui il	parti			
primo si interfaccia					
Faccia inferiore delle	guide conico cilindriche e faccia	No compen-	etrazione fra i due elementi		
superiore dei sostegi	ni delle guide conico cilindriche				
con cui il primo si int	erfaccia				
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso		
Forze contatto con	Faccia superiore guida tratto	5.1N	5 N perpendicolari alla generatrice del cono		
il pattino	conico cilindrico		1 N parallelo alla generatrice del cono		
			Applicata sulla faccia superiore		
Risultati		Valore	Ubicazione		
Tensione massima [N	Ира]	2.44 Mpa	Tratto conico superiore all'interfaccia con il colletto		
Deformazione massi	ma [mm]	0.03 mm	Parte superiore guida conico cilindrica		
Coefficiente di sicure	zza [-]	>15	Su tutto il componente		
Note		- Si ricorda che tali valori di tensione e deformazione			
		esigui sono giustificati dalla necessità di verificare il			
		componente a contatto hertziano			
		- La superficie di applicazione del carico non corrisponde			
		alla reale (non implementabile) è stata applicata in tal			
		punto per sovrastimare tensione e deformazione dei			
		componenti.			

Tabella 5.6 i n tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dell'assieme delle guide conico-cilindriche e dei relativi supporti.





Figura 5.12 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dell'assieme del porta-pattino e del suo inserto in bronzo, si notino lo stato tensionale in alto e le deformazioni in basso.

Nome Analisi		Assieme: Porta pattino-			
		Inserto in bronzo del pattino			
Dati					
Vincoli		Descrizione e	Tipologia		
		ubicazione			
Assialsimmetrico		Semicirconferenze	Assialsimmetrico -Bloccati rotazione, spostamento assiale		
		dele asole per le	spostamento radiale		
		viti di collegamento			
		alla piastra			
Contatti		•	·		
Parti coinvolte		Tipologia			
Parte cilindrica Inserto i	n bronzo del pattino e	no compenetrazione	fra gli elementi delle due parti		
foro cilindrico del porta	pattino				
Faccia inferiore della flangia in bronzo del		No compenetrazione e no separazione fra i due elementi a simulare il precarico			
pattino e faccia superior	pattino e faccia superiore del portapattino		delle viti.		
Forze agenti	Descrizione e	Valore	Direzione e verso		
	ubicazione				
Forze contatto con	Raccordo	5.1N	5 N perpendicolari alla generatrice del cono		
guida			1 N parallelo alla generatrice del cono		
			Applicata sulla faccia superiore		
Risultati		Valore	Ubicazione		
Tensione massima [Mpa	a]	0.41	Semicirconferenze dele asole per le viti di collegamento		
			alla piastra		
Deformazione massima	[mm]	6*10^-5	Al centro della piastra		
Coefficiente di sicurezza	ı [-]	>15	Su tutto il componente		
Note		- Si ricorda che tali valori di tensione e deformazione esigui sono			
		giustificati dalla necessità di verificare il componente a contatto			
		hertziano			
		- La superficie di applicazione del carico non corrisponde alla reale (non			
		implementabile) è stata applicata in tal punto per sovrastimare			
		tensione e deformazione dei componenti.			

Tabella 5.7i n tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi dell'assieme porta-pattino e del relativo inserto in bronzo.

6. Sistema di sostegno e riconfigurazione del sistema di presa

In questo capitolo si analizzano i requisiti del sistema di sostegno e regolazione del sistema di presa. Si fornisce una descrizione delle soluzioni inizialmente adottate per la realizzazione del sistema di sostegno e regolazione. Infine ci si sofferma sulla descrizione della soluzione finale, quindi sulla selezione dei suoi elementi ed nonché la progettazione delle parti strutturali. In particolare si fornirà il punto di partenza per la selezione dei profilati utilizzati nella soluzione, infine l'analisi numerica dello stato tensionale e di deformazione degli stessi.

6.1 Considerazioni preliminari

Il sistema di sostegno dei gripper è l'elemento del manipolatore che ne permette la connessione al modulo lineare, atto allo spostamento radiale, rispetto alla base del manipolatore. Lo stesso per necessità di movimento della struttura deve possedere due gradi di libertà, che permettano l'orientazione dei gripper rispetto alla piastra e la possibilità di distanziare i gripper della corretta quantità.

I principali vincoli sui quali si è basata la progettazione sono:

- Possibilità di attuare i gradi di libertà manualmente, data la presenza di un carico molto basso¹; infatti in tale frangente non è presente il carico, dato che operativamente risulta necessario svolgere le manovre di regolazione prima del prelievo del componente;
- Necessità di predisporre metodologie di configurazione sicure e semplici, per evitare il danneggiamento dei sistemi di presa durante la configurazione;
- Necessità di predisporre sistemi di regolazione attorno alle posizioni discrete dei due gradi di libertà, per poter compensare errori dimensionali di realizzazione della struttura stessa;
- Possibilità di regolare il sistema da un solo lato per rendere le operazioni di regolazione meno macchinose possibili.

6.2 Descrizione riconfigurazione

Le operazioni di riconfigurazione in lunghezza sono svolte manualmente dai ricercatori durante la fase 1. Tali operazioni sono necessarie per porre i gripper alla corretta distanza e quindi permettere l'afferraggio della piastra.

L'operazione di riconfigurazione in lunghezza risulta essere guidata, ossia non è possibile la caduta del componente durante le operazioni di riconfigurazione. Ciò è permesso dal collegamento dell'organo di presa ai profilati del lato di riconfigurazione della lunghezza tramite un elemento (lo slider Figura 6.1) che può scorrere sugli stessi.

¹ Ulteriori indicazioni sul carico che l'operatore deve movimentare manualmente sono fatte necessariamente a valle della progettazione del sistema di sostegno e regolazione del sistema di presa, ossia quando sono disponibili i valori effettivi dei carichi in gioco, che coinvolgono anche la parte in analisi.

Le operazioni di riconfigurazione della lunghezza (fase 1) si suddividono in tre sottofasi:

- FASE 1.1: il ricercatore sblocca lo slider dalla posizione attuale, ruotando la leva del pistoncino, quindi sollevando il perno con cui il pistoncino mantiene in posizione lo slider.
- FASE 1.2: Il ricercatore sposta lo slider nella posizione voluta, traslandolo sui profilati con cui lo stesso si accoppia;
- FASE 1.3: Il ricercatore blocca lo slider nella posizione voluta, ruotando le leve dei pistoncini, quindi ingaggiando il perno del pistoncino nel foro dello slider.



Figura 6.1 In figura si possono notare a sinistra il componente al termine della sottofase 1.1 (nell'esempio la lunghezza corrisponde a quella del tracker), in alto a sinistra si noti la vista dello slider mentre in basso a sinistra si notino i perni dei pistoncini sollevati (dopo lo sblocco della fase 1.1). Si noti in alto a destra il sistema di configurazione della lunghezza al termine della fase 1.3 (nell'esempio la lunghezza corrisponde a quella del PID), in basso a destra si notino tutti i pistoncini in configurazione di perno abbassato.

Le operazioni di riconfigurazione angolare sono svolte manualmente dai ricercatori nella fase di riconfigurazione, successivamente a quelle coinvolgenti la riconfigurazione in lunghezza. Queste operazioni sono svolte al fine di ottenere la corretta orientazione del sistema di presa rispetto al braccio, al fine di ottenere il sistema di presa nella corretta orientazione.

Questa operazione, analogamente a quella coinvolgente la lunghezza, risulta guidata. Infatti sono predisposte nel centro di orientazione due bronzine. La riduzione dell'attrito che esse comportano è resa necessaria dal peso, che coinvolge queste sottofasi. Il peso del sistema di presa e del sistema di sostegno raggiunge circa i 56 kg.

Le operazioni di riconfigurazione dell'orientazione si suddividono in tre sottofasi:

- FASE 1.4: Il ricercatore sblocca il profilato di sostegno del lato fisso (Figura 6.2), ruotando la leva del pistoncino; quindi abbassa il perno con cui il pistoncino mantiene in posizione il pistoncino;
- FASE 1.5: Il ricercatore ruota il sistema di sostegno fino alla corretta angolazione;

• FASE 1.6: Il ricercatore blocca il profilato di sostegno ruotando la leva del pistoncino, quindi ingaggia il perno del pistoncino nel foro del profilato di sostegno.



Figura 6.2 In figura si possono notare a sinistra il componente al termine della sottofase 1.4 dall'alto verso il basso si possono notare rispettivamente una vista dall'alto, una vista dal basso (per evidenziare l'area di riconfigurazione dell'orientazione) e in basso una vista dei pistoncini abbassati. A destra si vedono i corrispettivi del termine della sottofase 1.6, in particolar modo si può notare in basso a destra il perno del pistoncino abbassato.

Si noti che entrambi i sistemi riconfigurazione sono regolabili attorno alle posizioni di lavoro. La regolazione della lunghezza è effettuata in fase di istallazione posizionando il manipolatore sulle varie piastre; quindi allentando i dadi di blocco dei pistoncini, trasferendoli nella posizione corretta, facendoli scorrere lungo le asole che percorrono tutta la piastra superiore su cui questi si accoppiano e infine fissandoli nella posizione corretta imposta dalla piastra. La regolazione dell'orientazione è svolta similarmente, ad eccezione delle asole ricavate da geometria circolare e non rettilinea.

Come primo passo del dimensionamento strutturale, è stata condotta un' analisi analitica delle deformazioni sui due lati. In particolare, i vincoli sul dimensionamento strutturale sono :

- Ricerca di profilati (fra quelli comunemente disponibili in commercio) che conducano a una deformazione dell'ordine del decimo di millimetro;
- Ricerca di profilati che permettano di uguagliare le deformazioni sui due lati (lato con lunghezza da regolare e lato con lunghezza fissa). In particolare possedendo tre possibili posizioni del carico è stato scelto di dimensionare la struttura in modo da avere deformazione uguale sui due lati, quando il lato regolabile ha il carico in configurazione centrale; così che la differenza di deflessione fra le tre configurazioni sia la minima possibile;
- Dimensionamento dei due rami del sistema di sostegno con lunghezze che rendano minimo il momento al punto di vincolo della struttura. La ragione di tale vincolo è la minimizzazione del momento flettente a cui è sottoposto il modulo lineare.

Il momento di inerzia del lato fisso è calcolato imponendo la deflessione di un millimetro

$$I_{FISSO_{minimo}} = \frac{F L^3}{3 E V_{MAX}}$$

- L(586mm) è la distanza di applicazione del carico rispetto al centro di rotazione del sistema di sostegno del carico;
- *F* è la forza di sostegno del gripper pari a 500N.
- V_{MAX} è la deflessione massima (localizzata in compresenza di applicazione del carico) imposta pari a 0.1mm.
- E è il modulo di young dell'acciaio, utilizzato pari a 207 * $10^3 MPa$;
- $I_{FISSO_{minimo}}$ ottenuto pari a $162.02 * 10^4 mm^4$. Analizzando i profilati commercializzati dalla ditta OPPO, si nota che i profilati con modulo di inerzia più vicino a tale valore risultano essere:
 - > 100x60x4 dal modulo di inerzia pari a $162.57 * 10^4 mm^4$, che risulta essere scartato, perché realmente si sommerebbe anche l'effetto del peso proprio. Quindi la deflessione risulterebbe sicuramente superiore al decimo di millimetro.
 - > 120x60x3 dal modulo di inerzia pari a $197.31 * 10^4 mm^4$. La deflessione massima ottenuta vale 0.082 mm.

La deflessione reale del sistema di profilati è stata calcolata tramite analisi a elementi finiti (Figure 6.3 e 6.4 e Tabella 6.1) e vale 0.101 mm. Allo stesso modo ne è stato anche verificato lo stato tensionale. Il massimo della tensione ottenuto è pari a 27.89 MPa in compresenza dei profilati lavorati per la connessione al sistema di presa.



Figura 6.3 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem del sostegno fisso all'organo di presa a destra si noti lo stato tensionale e a sinistra una vista dettagliata della zona con maggiore stress.



Figura 6.4 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem del sostegno disso all'organo di presa in termini di deformazione dello stesso

Nome Analisi		Struttura d	Struttura di sostegno gripper lato fisso	
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Incastro	Sezione di collegamento al sistema di rotazione	Bloccati sp	ostamenti e rotazione degli elementi della sezione	
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forza sostegno del sistema di presa	Interfaccia di sollevamento fra profilati e elemento superiore della parte superiore del giunto	500 N	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di sollevamento fra profilati e elemento superiore della parte superiore del giunto	
Peso proprio profilato di sostegno del lato fisso	Suddiviso su tutto il componente	52.82 N	Carico distribuito sugli elementi della struttura	
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		27.08	Fori di bloccaggio orientazione	
Deformazione massima [mm]		0.101	Interfaccia con i fori di collegamento all'elemento superiore della parte superiore del giunto	
Coefficiente di sicurezza [-]	7.42	Fori di bloccaggio orientazione	
Risultati: Verifica Finale		Valore	Ubicazione	
Forza peso componenti a valle (piastra, gripper e giunto)		665N	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di sollevamento fra profilati in parallelo e slider, direzione verticale verso il basso	
Tensione massima [Mpa]		37.09	Fori di bloccaggio orientazione	
Deformazione massima [mm]		0.131	Interfaccia con lo slider verso l'esterno	
Coefficiente di sicurezza [-]	5.58	Fori di bloccaggio orientazione	

Tabella 6.1 in tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della struttura di sostegno del gripper del lato fisso.

La procedura di selezione dei profilati del lato regolabile è risultata essere:

- Definizione delle lunghezze dei due rami sulla base dell'uguaglianza delle deformazioni;
- Selezione del momento di inerzia del lato fisso per ottenere una deformazione intorno al decimo di millimetro;
- Selezione di un profilato commerciale con momento di inerzia uguale o superiore a tale valore. Fra le varie offerte commerciali si sceglie quella con peso per unità di lunghezza minore. Tale criterio aggiuntivo serve a minimizzare la deformazione aggiuntiva dovuta al peso proprio della struttura;
- Definizione delle lunghezze del lato regolabile, tramite i dati sulla lunghezza del tratto di regolazione della lunghezza;
- Impostazione del sistema di equazioni e di condizioni al contorno per stimare la deformazione del lato regolabile, suddiviso nella campata pre-regolazione e di regolazione;
- Ricerca iterativa nel sistema di equazioni sulle inerzie delle due campate in grado di restituire una deflessione in corrispondenza del punto di applicazione del carico, in configurazione centrale dell'ordine del decimo di millimetro. Inizialmente sono stati stimati dei possibili momenti di inerzia per le due campate. Si sono verificate le deformazioni numericamente. Quindi si sono modificate secondo i risultati per avvicinarsi al valore voluto. Infine sono stati selezionati i valori dei profilati con

momento di inerzia uguale o superiore a tale valore, cercando fra le varie alternative quella con densità (lineare) minore;

• Implementazione dei profilati commerciali selezionati sul modello CAD quindi verifica FEM della deformazione e dello stato tensionale ottenuto.

Il sistema di equazioni e condizioni al contorno che governano la deflessione del tratto di regolazione risultano essere:

$$\begin{cases} V_{REGOLABILE_{1}}(x) = \frac{F(3Lx^{2} - x^{3})}{6 E I_{1}} + C_{1}x + C_{2} \\ V_{REGOLABILE_{2}}(x) = \frac{F(3Lx^{2} - x^{3})}{12 E I_{2}} + C_{3}x + C_{4} \\ V_{REGOLABILE_{1}}(0) = 0 mm \\ S_{REGOLBILE_{1}}(0) = 0 rad \\ V_{REGOLABILE_{1}}(L_{1}) = V_{REGOLABILE_{2}}(L_{1}) \\ S_{REGOLABILE_{1}}(L_{1}) = S_{REGOLABILE_{2}}(L_{1}) \end{cases}$$

Dove:

- L(579mm) è la distanza di applicazione del carico rispetto al centro di rotazione del sistema di sostegno del carico. L₁(384mm) è la distanza fra il centro di rotazione del sistema di sostegno del carico e la piastra di congiunzione fra tratto di regolazione della lunghezza e il tratto che lo precede;
- F è il carico applicato al gripper dal valore di 500N. Si noti che nell'equazione coinvolgente la seconda campata ($V_{REGOLABILE_2}(x)$) compare $\frac{F}{2}$ poiché tale equazione coinvolge una delle due travi in parallelo del tratto di regolazione;
- $I_1 e I_2$ sono i momenti di inerzia delle sezioni delle due campate. I_1 è stato scelto pari a 197.31 * 10⁴ mm⁴ (profilato di dimensioni 120x60x3) e I_2 è stato scelto pari a 95 10⁴ mm⁴ (profilato di dimensioni 80x40x5);
- $V_{REGOLABILE_1}$ e $V_{REGOLABILE_2}$ sono le deflessioni delle due campate del tratto regolabile calcolate alla distanza x dal centro di rotazione (incastro);
- $S_{REGOLABILE_1}$ e $S_{REGOLABILE_2}$ sono le rotazioni delle due campate del tratto regolabile calcolate alla distanza x dal centro di rotazione (incastro), che corrispondono alla derivata della deflessione della trave stessa;
- $V_{REGOLABILE_1}(0)=0$ mm e $S_{REGOLBILE_1}(0) = 0$ rad sono le condizioni al contorno che esprimono deflessione e rotazione nulla della prima campata nel punto di incastro nel centro di rotazione. Imponendole si ottengono le costanti di integrazione $C_1 = 0$ rad e $C_2 = 0$ mm;
- $V_{REGOLABILE_1}(L_1) = V_{REGOLABILE_2}(L_1)$ e $S_{REGOLABILE_1}(L_1) = S_{REGOLABILE_2}(L_1)$ sono le condizioni al contorno che esprimono l'uguaglianza della deflessione e della rotazione delle due campate nel punto di congiunzione fra le due Imponendole si ottengono le costanti di integrazione $C_3 = -4.90 * 10^{-6} rad$ e $C_4 = 4.93 * 10^{-4} mm$;
- *E* è il modulo di young dell'acciaio, utilizzato pari a $207 * 10^3 MPa$.

La deflessione nel tratto di applicazione del carico vale 0.083mm.

La deflessione reale del sistema di profilati del lato di regolazione della lunghezza è stata calcolata tramite analisi a elementi finiti (Figura 6.5 e Tabella 6.2) e vale 0.129mm. Allo stesso modo ne è stato anche verificato lo stato tensionale, il massimo della tensione ottenuto è pari a 25.87 MPa.

E' stato successivamente verificato lo stato tensionale (Tabella 6.3 e Figura 6.6) dello slider e la sua deformazione. I risultati della simulazione numerica sono stati utilizzati per estrarne le reazioni vincolari dei pistoncini a leva (PMXRB10 del costruttore MISUMI visibili in Figura 6.7), infatti gli stessi non solo evitano il movimento libero del gripper a causa delle forze di inerzia, ma partecipano anche al sostentamento del carico. La presenza di tale reazione orizzontale (136.2 N) a una forza verticale è dovuta alla natura iperstatica della combinazione di vincoli a cui è sottoposto lo slider. La quota parte di reazione vincolare deputata al sostegno dei componenti a valle soggetti a forza di inerzia è totalmente trascurabile (0.2N). La tensione sul perno del pistoncino è stata calcolata con il single shear stress. La tensione ottenuta è pari a 6.32 Mpa che risulta irrisoria rispetto alla tensione di snervamento del materiale del perno (1045 acciaio al carbonio o equivalente). Avendo selezionato il pistoncino a leva con diametro minore possibile, è stato mantenuto tale elemento.





Figura 6.5 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem del sostegnoregolabile all'organo di presa in alto si noti lo stato tensionale e in basso una vista dettagliata della zona con maggiore stress.



Figura 6.6 In figura sono riportati i risultati dell'analisi fem dello slider a sinistra si noti lo stato tensionale e a destra la deformazione del componente



Figura 6.7 In figura, si può notare una vista frontale (in alto) e una vista dal basso (in basso) dei pistonicini a leva utilizzati nella soluzione

Le bronzine del centro di rotazione sono state selezionate di due diverse tipologie. La bronzina superiore è una bronzina flangiata (per agevolarne il montaggio) non reggispinta, mentre la bronzina inferiore è flangiata e reggispinta. La combinazione delle due bronzine permettere di fornire una contro coppia di reazioni vincolari al momento flettente, che si crea quando lo slider è portato in una posizione diversa da quella centrale. Quindi quando si crea una dissimmetria del carico, fra il carico supportato dal sostegno fisso e quello regolabile.

L'entità del momento flettente è calcolabile nei due casi di posizione dello slider: più interna (eccentricità di 123 mm quindi un momento ribaltante di 163Nm) o più esterna rispetto al centro di rotazione (eccentricità di 137mm quindi un momento ribaltante di 187Nm). La reazione vincolare che le stesse sostegnono è sancita dalla distanza delle due bronzine (88mm) che comportano una reazione su entrambe di 1857.3N.



Figura 6.7 In figura, si può notare, in alto, la messa in tavola (proposta dal costruttore) della bronzina reggispinta. Si noti che il materiale lubrificante solido è presente anche sulla flangia. In basso, si noti la messa in tavola dell'altra bronzina, dove il materiale antifrizione non è presente sulla flangia.

La verifica della bronzina non reggispinta (componente MPTZ25-30 del costruttore MISUMI, visibile in Figura 6.8) è stata condotta confrontando la capacità di carico della stessa (20.3N/mm^2 quindi 47.83 kN calcolata sulla superficie di interfaccia interna della bronzina di area 2356,194 mm²). La verifica della bronzina reggispinta (componente MPKZ25-14 del costruttore MISUMI) è stata condotta confrontando la capacità di carico della stessa della superficie interna (20.3N/mm^2 quindi 22.32 kN calcolata sulla superficie di interfaccia interna della bronzina di area 1099,557 mm²) e la capacità di carico della flangia reggispinta (20.3N/mm^2 quindi 47.83kN calcolata sulla superficie della superficie della flangia della bronzina di area 1630,487 mm²).

I coefficienti di sicurezza risultano essere molto alti. Tuttavia non risultano essere disponibili dei parametri su cui poter agire per diminuirli. Infatti tenendo in considerazione che il diametro interno delle bronzine (diametro dell'albero) ha dimensioni tali per cui sia possibile il collegamento inferiore dell'elemento su cui è ruotato (elemento su cui sono imbullonati i pistoncini a leva) e che sono state scelte sempre bronzine con lunghezza minore possibile, il parametro area non è modificabile. Allo stesso modo le bronzine sono state scelte in lega di rame, poiché sono le uniche bronzine trovate con flangia facente funzione reggispinta. La bronzina flangiata superiore ha permesso di ampliare la ricerca su altri materiali quali bronzo, tuttavia l'esclusione di prodotti a base di ptfe non ha permesso di trovare alternative sostanzialmente differenti (in termini di carico e lunghezza minima della bronzina per tale diametro) dalla presente soluzione.

Nome Analisi		Struttura di sostegno gripper lato regolabile			
Dati					
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia	Tipologia		
Incastro	Sezione di collegamento al	Bloccati s	postamenti e rotazione degli elementi della sezione		
	sistema di rotazione				
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso		
Forza sostegno del	Interfaccia di sollevamento	500	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di sollevamento fra		
sistema di presa	fra profilati in parallelo e	N	profilati in parallelo e slider, direzione verticale verso il		
	slider		basso		
Peso proprio profilato	Suddiviso su tutto il	123.93	Carico distribuito sugli elementi della struttura		
di sostegno del lato	componente	N			
fisso					
Risultati:		Valore	Ubicazione		
Piastra superiore di colle	gamento allo slider				
Tensione massima [Mpa]		23.55	Fori di bloccaggio orientazione		
Deformazione massima [r	nm]	0.100	Interfaccia con lo slider verso l'esterno		
Coefficiente di sicurezza [-]		8.79	Fori di bloccaggio orientazione		
Risultati:		Valore	Ubicazione		
Verifica Finale					
Forza peso componenti a valle (piastra, gripper e giunto)		665N	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di sollevamento fra		
			profilati in parallelo e slider, direzione verticale verso il		
			basso		
Tensione massima [Mpa]		30.22	Fori di bloccaggio orientazione		
Deformazione massima [r	nm]	0.129	Interfaccia con lo slider verso l'esterno		
Coefficiente di sicurezza [-]	6.85	Fori di bloccaggio orientazione		
Risultati:		Valore	Fori di bloccaggio orientazione		
Verifica Finale con slider	posizionato su posizione più				
esterno					
Forza peso componenti a	valle (piastra, gripper e giunto)	665N	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di sollevamento fra		
			profilati in parallelo e slider in posizione più esterna,		
			direzione verticale verso il basso		
Tensione massima [Mpa]		37.11	Fori di bloccaggio orientazione		
Deformazione massima [r	nm]	0.239	Interfaccia con lo slider verso l'esterno		
Coefficiente di sicurezza [-]	5.58	Fori di bloccaggio orientazione		

Tabella 6.2 in tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della struttura di sostegno del gripper del lato regolabile.

Nome Analisi		Slider		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Perpendicolare piano	Interfaccia di collegamento ai profilati in parallelo	Bloccati gli spostamenti perpendicolari alla faccia		
Assialsimmetrico	Fori di collegamento dei perni	Bloccati gli spostamenti radiali e rotazioni attorno all'asse del foro		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forza sostegno del	Interfaccia di sollevamento fra	664	Ugualmente suddivisa sulle interfacce fra rondella di	
sistema di presa	profilati in parallelo e slider	N	collegamento imbullonato all'elemento superiore della	
			parte superiore del giunto	
Risultati:		Valore	Ubicazione	
Piastra superiore di collegamento allo slider				
Tensione massima [Mpa]		60.05	Raccordo fra parte di collegamento a organo di presa e	
			campata verticale slider	
Deformazione massima [mm]		0.02	Interfaccia fra rondella di collegamento imbullonato	
			all'elemento superiore della parte superiore del giunto	
Coefficiente di sicurezza [-]		4.16	Fori di bloccaggio orientazione	

Tabella 6.3 in tabella sono riportati i dati di input delle simulazioni FEM (parte alta) e i risultati delle simulazioni FEM(parte bassa) riguardanti l'analisi della struttura di sostegno del gripper dello slider.

7. Braccio e grado di traslazione radiale

In questo capitolo si intendono spiegare le caratteristiche del grado di traslazione radiale, quindi dell'attuatore scelto e della relativa struttura, che collega questo grado di libertà con il grado subito a monte (grado di traslazione radiale).

Inizialmente sarano proposte le considerazioni, che hanno condotto alla definizione della catena di link attualmente a progetto. Quindi si esaminerà perché sia stato necessario implementare il grado di traslazione radiale a valle del grado di traslazione verticale.

Quest'ultimo sarà trattato in dettaglio nel capitolo successivo; tuttavia data la stretta correlazione e influenza reciproca fra questi due gradi di libertà, si fornirà un' introduzione comune ai due nel presente capitolo.

7.1 Considerazioni preliminari grado di traslazione radiale e verticale

Inizialmente sono state vagliate due ipotesi sull'ubicazione relativa fra grado di traslazione radiale e verticale. L'aspetto comune di entrambe le ipotesi si manifesta nella necessita di porre entrambi i gradi di libertà a monte del sistema di configurazione angolare ed in lunghezza, perché naturalmente entrambi i gripper devono essere movimentati e portati in posizione nello spazio.

Le due ipotesi di realizzazione della catena di link della struttura risultano essere:

- **Grado di traslazione radiale a monte del grado di libertà verticale**: I vantaggi di questa soluzione risultano essere: minor carico da movimentare tramite l'attuatore. Si noti a tal proposito che lo spostamento comporterebbe un alleggerimento molto maggiore del carico sull'attuatore verticale che non sul grado di libertà radiale, visto che in questa configurazione nessuno dei due dovrebbe movimentare il braccio (dal peso di 75 kg) che risulterebbe fisso. Si noti, inoltre, che la struttura dovrebbe avere il braccio fisso ad un'altezza superiore a quella di corsa massima (3.745m) e quindi non sarebbe possibile utilizzare un attuatore traslante (come un cilindro o un martinetto), dato che si raggiungerebbe un'altezza sicuramente superiore ai 4m (altezza della stanza allo stato attuale). Altre opzioni di attuazione (come martinetti rotanti a chiocciola traslante) risultano difficili da implementare per motivazioni correlate al portare le guide e l'attuatore verticale sul grado radiale.
- Grado di traslazione verticale a monte del grado di libertà radiale: Il vantaggio maggiore è la minimizzazione delle parti della struttura trasportate in loco. Inoltre la complicatezza di progettare le strutture da movimentare in loco, rende questa soluzione la più fattibile. Una maggiorazione del peso dell'attuatore verticale non risulta critica, infatti l'attuatore e le guide verticali risultano ubicati nella zona con maggior spazio possibile, la base.

7.2 Scelta attuatore di traslazione radiale

L'attuatore di traslazione radiale è stato selezionato con le seguenti caratteristiche:

- Scelta di un modulo che combinasse guide per reggere il carico e un attuatore che ne permettesse la movimentazione;
- Scelta di una soluzione combinata (attuatore e guide) con corsa superiore ai 434 mm;
- Selezione di un componente che sorreggesse un carico inizialmente ipotizzato di (2000N e 140Nm), in fase finale tali valori risultano essere circa 1530 N e 188 Nm;
- Precisione di tale sistema inferiore al decimo di millimetro;

Il modulo lineare scelto è il componente LX4520-B1-590 (Figura 7.1) commercializzato da MISUMI. Lo stesso consta di una tavola movimentata da una vite a ricircolo di sfere, la stessa scorre su delle rotaie atte a sorreggere il carico e ad assorbire il momento flettente. In particolare lo scorrimento della tavola sulle rotaie è condotto con un pattino a ricircolo di sfere. La selezione del componente è stata condotta inizialmente valutando quale fosse il modulo lineare della serie LX che riuscisse a sorreggere tale momento flettente. Infatti lo stesso risulta l'elemento più discriminante nei confronti del carico. L'unico modulo che soddisfacesse tale requisito di momento è risultato essere il modulo LX4520-B1¹, che può sorreggere fino a 291 Nm.



Figura 7.1 In figura si possono notare a sinistra le viste laterali (in alto) e dall'alto (in basso). A destra si possono notare le rotaie con profilo ad arco gotico, su cui scorre la tavola con apttino a ricircolo di sfere.

Il modulo necessita una verifica del carico combinato sforzo perpendicolare all'asse delle guide e momento flettente, lo stesso deve essere condotto sulle rotaie di scorrimento, sulla vite a ricorcolo di sfere e sui cuscinetti che sorreggono quest'ultima. Il dimensionamento è

¹ Secondo la nomenclatura misumi le prime due cifre dopo LX danno indicazioni sulla lunghezza in millimetri del modulo (45mm), le secondo due cifre sul passo della vite (20mm), seguono indicazioni sul numero di moduli e sulla loro lunghezza (B1 corrisponde a una tavola lunga) e infine segue un'indicazione sulla lunghezza del modulo (590mm corrispondente a una corsa effettiva massima di 460mm).

stato condotto secondo la procedura prescritta da MISUMI, il carico equivalente sulle rotaie risulta essere:

$$C_{rail} = Y_V F_Z + Y_p K_p (M_{y_{statico}} + M_{y_{dinamico}})$$

Dove:

- *C_{rail}* è il carico equivalente ottenuto (C=1540.41N);
- F_Z è il carico normale all'asse delle guide (alla tavola traslante) e vale 1529.81 N (corrisponde alla sola forza peso del carico di 156kg);
- *Kp* è il coefficiente per trasporre il momento di beccheggio alle rotaie, 0.11 ottenuto dalle informazioni sul modello scelto;
- $(M_{y_{statico}} + M_{y_{dinamico}})$ sono i momenti statici e dinamici di beccheggio. Il primo è dovuto a un'eccentricità del carico rispetto alla guida mentre il secondo è dovuto alla distanza verticale fra tavola e baricentro del carico, che nelle rampe di accelerazione del profilo del moto crea un momento di beccheggio $(M_{y_{statico}} = 188 \text{ Nm e } M_{y_{dinamico}} = 2.04 \text{ Nm},$ quest'ultimo è calcolato su un accelerazione effettiva di 92.59 $\frac{mm}{s^2}$ ottenuti dalla soluzione finale, tali dati saranno chiariti in fase di definizione del motore);
- Y_p, Y_v è calcolato selezionando la massima quantità fra $K_p(M_{y_{statico}} + M_{y_{dinamico}})$ e F_Z (la quantità massima risulta essere), quindi si impone il coefficiente del fattore massimo al valore unitario, mentre l'altro è imposto al valore di 0.5. Dato che $K_p(M_{y_{statico}} + M_{y_{dinamico}}) = 21.19 N$ e $F_Z = 1529.81N$, si impongono $Y_p = 0.5$ e; $Y_v = 1$;

Il carico equivalente sulla vite a ricircolo di sfere e sui cuscinetti vale:

$$C_{ballscrew} = C_{bearing} = \mu m g + m a$$

Dove:

- $C_{ballscrew}$ è il carico equivalente sulla vite ottenuto ($C_{ballscrew} = 29.74$ N)
- μ è il coefficiente di attrito del sistema vite a ricircolo di sfere e vale 0.01
- mg è la forza peso del componente, in questo caso corrisponde alla forza normale all'asse delle guide F_z ;
- a è l'accelerazione del carico e nella soluzione finale vale $92.59 \frac{mm}{s^2}$

Si ottengono i coefficienti di sicurezza di questi tre elementi, dividendo i corrispettivi fattori di carico statico per i carichi equivalenti riscontrati (Tabella 7.1).

Il coefficiente di sicurezza più interessante risulta essere quello della rotaia, poiché l'accelerazione (elemento di variabilità per i restanti coefficienti) è stata imposta al minimo

per motivi di sicurezza e non necessità di prestazioni cinematiche alte. Tale coefficiente non può essere ridotto prendendo il modulo di taglia subito inferiore LX30 perché lo stesso non permette di sostenere il momento. Allo stesso modo un calcolo di verifica svolto sul tool¹ di dimensionamento dei moduli lineari LX di MISUMI ha restituito valori di coefficienti di sicurezza decisamente minori ($SF_{rail} = 1.38$), che risultano bastanti per l'applicazione. Cause della discrepanza dei due coefficienti potrebbero essere dovute al coefficiente di trasporto del momento sulle guide Kp, che risulta dare poco peso al momento di beccheggio sulle guide. Le due metodologie di calcolo seppur con risultati differenti forniscono valori accettabili di coefficienti di sicurezza, perciò si considera la scelta valida.

Fattore di Carico	Valore	
C _{rail}	1540.41 N	
C0 _{rail}	32441 N	
SF _{rail}	21.06	
C _{ballscrew}	29.74 N	
C0 _{ballscrew}	3381 N	
SF _{ballscrew}	113.68	
$C_{bearing}$	29.74 N	
CO _{bearing}	4106 N	
SF _{bearing}	138.05	

Tabella 7.1 in tabella sono riportati i carichi equivalenti, i fattori di carico statici e i coefficienti di sicurezza ottenuti per i tre elementi del modulo (rotaia, vite a ricircolo di sfere e cuscinetti). Si noti che per i coefficienti di sicurezza sono stati calcolati dividendo il fattore di carico statico per il carico equivalente

La stessa ditta costruttrice MISUMI consiglia l'utilizzo di servomotori o motori passo-passo per garantire la movimentazione del carico con la precisione del modulo imposta. I requisiti del motore del modulo lineare sono:

- Necessità di un motore con freno elettromagnetico, attivato in mancanza di alimentazione del motore. Dato che l'attuatore del modulo lineare è reversibile e si necessita un sistema di frenata in caso di mancanza di corrente elettrica, onde evitare il danneggiamento dello stesso;
- Necessità di un motore con encoder di tipologia non-ottica;
- Necessità di un motore che combinato con il modulo lineare selezionato permetta di ottenere la precisione richiesta 0.1mm;
- Necessità di un motore che gestisca una coppia di 0.128 alla velocità di 53.33 rpm.

La ricerca è stata condotta sullo spettro di ricerca consigliato da MISUMI, è stata innanzitutto calcolata la risoluzione richiesta al motore:

¹ Tool dimensionamento utilizzato: https://us.misumi-ec.com/product/tech/calculation-tool/lx-single-axis-actuator-calculation-software.html

$$\vartheta_S = 360^\circ \frac{\Delta l}{P_{BS}}$$

Dove:

- ϑ_S è la risoluzione richiesta al motore 1.8
- Δl è la risoluzione richiesta dal modulo lineare 0.1 mm;
- P_{BS} è il passo della vite a ricircolo di sfere 20mm

La coppia massima ottenuta in fase di accelerazione vale:

$$T_{tot} = T_{attrito} + T_{inerzia_{vite}} + T_{inerzia_{carico}}$$

Dove:

- T_{tot} è la coppia necessaria richiesta al motore e vale 0.084 Nm
- $T_{attrito}$ è la coppia necessaria a vincere l'attrito, vale 0.059 Nm è calcolata come $T_{attrito} = F_{attrito} \frac{P_{BS}}{2\pi}$ dove $F_{attrito} = \frac{4}{3} \mu mg$ (per tenere conto dell'effettodell'attrito dovuto al precarico che viene stimato dall'ORIENTAL MOTOR come un terzo della forza peso)
- $T_{inerzia_{vite}}$ è la coppia necessaria a mettere per accelerare la vite e il rotore del motore, vale 5.72 10^{-5} Nm, è calcolata come:

$$T_{inerzia_{vite}} = (I_{VITE} + I_{ROTORE}) \alpha$$

- $I_{VITE} = \rho \pi L_{BS} \frac{D_{BS}^4}{32}$ dove è la densita della vite (acciaio 7900 $\frac{kg}{m^3}$), L_{BS} è la lunghezza totale della vite 0.5m, D_{BS} è il diametro della vite 15.75mm. L'inerzia della vite a ricircolo di sfere vale 2.39 10⁻⁵ kg m²;
- \circ I_{ROTORE} ¹si ottiene da catalogo, vale vale 5.30 10⁻⁵ kg m²;
- α è l'accelerazione angolare, vale 0.74 rad/s (nella soluzione finale).
- $T_{inerzia_{carico}}$ è la coppia necessaria a mettere in accelerazione il carico, vale 0.005 Nm, è calcolata come $T_{inerzia_{carico}} = m \left(\frac{P_{BS}}{2\pi}\right)^2 \alpha$ dove m è al massa del carico (156 kg circa, corrispondente a un inerzia di 1.58 10^{-3} kg m²).

ORIENTAL MOTOR consiglia di utilizzare un coefficiente di sicurezza di due unità sulla coppia per la scelta del motore. Il motore dovrà essere in grado di erogare una coppia superiore ai 0.168 Nm.

Questa tipologia di motori richiede un rapporto di inerzia, fra carico e rotore del motore inferiore alle 30 unità, perciò al motore è richiesta un'inerzia non inferiore a 5,35 10^{-5} kg m².

¹ L'inerzia del rotore così come l'accelerazione angolare sono dati ottenuti definitivamente solo dopo la scelta del motore. Perciò i dati proposti sono quelli corrispondenti alla soluzione finale.

La totalità dei motori individuati ad accoppiamento diretto possiede un'inerzia della parte rotorica inferiore a tale valore (fuorché il modello di motore passo passo AS66, in cui però il rapporto di inerzia vale circa 29 unità, per piccole maggiorazioni del carico si potrebbero avere problematiche nella movimentazione). E' necessario per ridurre tale rapporto di inerzie ricorrere alla scelta di motori passo passo con un rapporto di riduzione interno, in modo che l'inerzia del carico riflessa sul motore¹ diminuisca e quindi diminusisca anche il rapporto di inerzia. La conseguenza peggiore di questa scelta è l'ottenimento di un motore con coppia leggermente sovradimensionata.

Il motore scelto è il motore passo passo AZM66AC-TS3.6 (Figura 7.2), che ha un inerzia rotorica pari a $5.3 * 10^{-7}$ kg m² e un rapporto di riduzione pari a 3.6 che gli permette di gestire inerzie di carico sino ai 0.021 kg m², erogando una coppia di 1.8 Nm a 53.33 rpm.



Figura 7.2 In figura, a sinistra si può notare un disegno quotato del motore, in particolare si noti l'eccentricità dell'albero in uscita rispetto al rotore dello stesso (quindi la flangia dello stesso). A destra si può notare la caratteristica della coppia in funzione della velocità del motore.

Si concludono le operazioni collegate alla scelta del motore delineando i parametri di velocità e accelerazione dello stesso, quindi il profilo del moto del carico. Il tempo per il posizionamento è stato scelto pari a 30 secondi per poter eventualmente interrompere le operazioni per cause di sicurezza. ORIENTAL MOTOR consiglia un profilo del moto dove le rampe di accelerazione e decelerazione occupano insieme la metà del tempo totale $(t_{Accelerazione} = 7.5s)$.

Il numero di impulsi ricevuti dal motore durante la corsa di lunghezza (L=400mm):

NUMERO DI IMPULSI =
$$\frac{L \ 360^{\circ}}{P_{BS} \ \vartheta_S} = 72000$$

Il numero di impulsi al secondo è di:

$$VELOCITA'OPERATIVA IN IMPULSI = \frac{NUMERO DI IMPULSI}{t - t_{Accelerazione}} = 320 Hz$$

¹ $I_{inerzia_{carico} RIFLESSA} = \frac{I_{inerzia_{carico}} + I_{vite}}{i^2}$ dove i è il rapporto di riduzione del riduttore interno al motore o direttamente collegato ad esso.
La velocità del motore risulta essere pari a:

$$\omega = \frac{VELOCITA'OPERATIVA IN IMPULSI NUMERO DI IMPULSI}{360} 60 = 53.33 Rpm$$

si ottengono quindi i valori di accelerazione angolare α (0.74 $\frac{rad}{s^2}$), velocità della tavola (55.85 $\frac{mm}{s}$) e accelerazione della tavola (7.45 $\frac{mm}{s^2}$).

Il motore deve essere collegato al modulo lineare tramite un giunto. Il giunto deve collegare un albero con chiavetta (motore) e uno senza (modulo lineare). MISUMI consiglia l'utilizzo di giunti a disco, fra cui la serie di giunti CPDW (Figura 7.3), ossia giunti con doppio disco. Che permette il collegamento fra un albero con chiavetta e un albero è reso solidale tramite i morsetti del giunto stesso. Si seleziona il giunto CPDW25-10-10-LK3¹. Il giunto è verificato nei riguardi della velocità massima ($\omega_{massima} = 25000$ rpm) e coppia trasmessa (T_{massima} = 1 Nm).



Figura 7.3 In figura, a sinistra si può notare un disegno il modello CAD del motore connesso all'attuatore tramite una piastra di adattamento, inoltre si noti che il trasferimento del moto è condotto tramite un disco a giunto con doppio disco. A destra si noti il giunto stesso.

7.2 Analisi strutturale del braccio

Il braccio è la parte di struttura ruotata e traslata verticalmente, atta al sostegno del modulo lineare quindi del carico. Lo stesso si connette al grado di libertà radiale tramite due distinte interfacce:

- un'interfaccia è costituita dai quattro pattini che scorrono sulle rotaie avvitate alle colonne di sostegno, a loro volta i longheroni della parte più vicina alla base del braccio si collegano ai pattini tramite quattro opportune interfaccie;
- L'altra interfaccia è costituita da un componente saldato al montante e al longherone inferiore della parte del braccio più vicina alla base. Lo stesso è necessario a trasmettere la spinta dal martinetto al braccio e quindi a permetterne il sollevamento.

Si noti che la distanza fra le colonne di sostegno, quindi la distanza orizzontale fra i pattini è determinata dalla necessità di interporre fra le due il martinetto stesso. Allo stesso modo

¹ Il codice è così composto per esigenze progettuali CPDW (serie) 25 (diametro esterno del mozzo, consigliato da MISUMI)-10(diametro albero motore)-10 (diametro albero asse lineare)-LK3 (lavorazione con chiavetta dal lato motore, ossia sinistro)

l'ubicazione della base del manipolatore nella piattaforma ha sancito le dimensioni di estensione del braccio. L'unico parametro geometrico non definito dalle condizioni al contorno è la distanza verticale fra i pattini, condotto contestualmente ai cambi di forma (triangolare e rettangolare) subita dalla struttura.

La base della progettazione strutturale del braccio (Figura 7.4) è stata quella di replicare una struttura triangolare, quindi sono stati predisposti un profilato obliquo e uno orizzontale collegati ai longheroni della parte più vicina alla base, fra cui sono stati frapposti dei profilati obliqui per irrobustire la geometria.

Le dimensioni dei profilati (Tabella 7.2) sono state scelte in modo che gli stessi dovessero essere solamente tagliati con tagli dritti e non secondo geometrie più complesse, ciò per rendere più agevole la realizzazione (saldatura) della struttura.



Figura 7.4 in Figura è riportato il modello finale del braccio utilizzato con relative indicazioni sui profilati utilizzati

Elemento	Dimensioni [mm x mm x mm]
Interfacce con modulo lineare	60x40x4
Profilato orizzontale	100x100x5
Profilato obliquo	80x80x5
Profilati obliqui di rinforzo	40x40x4
Longherone superiore	100x100x4
Longherone inferiore	120x120x5
Montante	80x80x5

Tabella 7.2 in tabella sono riportati i profilati utilizzati per la soluzione finale

Lo studio di questa parte della struttura è stato condotto contestualmente alla scelta del modulo lineare e precedentemente all'inserimento della struttura nel modello CAD di MAGNEX, perciò lo studio è stato condotto ricorsivamente secondo le modifiche delle condizioni al contorno della struttura.

Il procedimento di dimensionamento del telaio è stato:

- 1. Definizione dello scheletro del telaio, in base alle condizioni al contorno (aggiornato durante i cambi di attuatore lineare), quindi di distanza fra le due interfacce di sostegno dello stesso;
- 2. Analisi¹ della forma del telaio, dimensione dei profilati e geometria dello scheletro del telaio, sulla base delle analisi numeriche sulla deformazione del solo elemento telaio e successivamente dell'assieme delle colonne di supporto e del telaio. I profilati selezionati corrispondono a parità di momento di inerzia al peso minimo possibile per unità di lunghezza;
- 3. Definizione totale della geometria e analisi numerica sullo stato finale .

Gli obiettivi del dimensionamento sono:

- Riduzione della deflessione della zona di lavoro inferiore al millimetro;
- Riduzione dello spostamento nel piano delle interfacce con il modulo lineare inferiori dell'ordine del centesimo di millimetro. Le stesse infatti si sommano agli errori dei gradi di libertà e potrebbero inficiare sul funzionamento delle guide. Inizialmente non era previsto l'utilizzo delle guide, perciò tale vincolo era rivolto ad evitare il danneggiamento dell'elettronica inferiore contro i bordi del vano della camera.

I risultati ottenuti soddisfano gli obiettivi, infatti si ottiene uno spostamento verticale inferiore al millimetro (pari a 0.6mm, figura 7.5 e tabella 7.3) e dell'ordine centesimo di millimetro per gli spostamenti in direzione del braccio (0.04mm).

La tipologia di guide lineare, con pattino a ricircolo di sfere che scorre su una rotaia profilata, permette il sostentamento del carico da parte di due colonne di sostegno su cui le rotaie sono avvitate per tutta la loro lunghezza.

Le guide selezionate sono il modello EGW20SA del costruttore HIWIN. La verifica statica delle stesse è stata condotta estrapolando il peso dell'assieme del braccio, del sistema di sostegno dei gripper, dei giunti e dei gripper dal modello CAD (Figura 7.6) congiuntamente all'estrapolazione dei dati sul posizionamento del suo baricentro. Tale assieme pesa 160kg e ha il baricentro posizionato a una distanza di 1.14 m dal pattino (distanza misurata secondo la direzione perpendicolare al piano in cui sono posizionati i pattini).

E' stato riscontrato nel catalogo del nostro costruttore un esempio di calcolo come il caso applicativo presente:

¹ La forza utilizzata nelle analisi intermedie era stata ipotizzata pari a 2000N in mancanza del peso esatto degli organi di presa, del sistema di sostegno degli organi di presa e del modulo lineare.

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{W_{STRUTT} l_{STRUTT}}{2 h} + \frac{W_{CARICO} l_{CARICO}}{2 h}$$

Dove:

- $R_1, R_2, R_3 e R_4$ sono le reazioni vincolari dal valore di 3581.01 N;
- *W*_{STRUTT} è il peso dell'assieme del braccio, del sistema di sostegno dei gripper, dei giunti e dei gripper dal valore di 1602.02 N;
- *l*_{STRUTT} è la distanza del baricentro dell'assieme dal piano dei pattini, vale 1.142m
- *W_{CARICO}* è il peso della piastra movimentata del valore di 1000.00 N;
- *l_{CARICO}* è la distanza del baricentro della piastra dal piano dei pattini, vale 1.752m. Si noti che è stato calcolato in configurazione di prelievo della piastra di mylar quindi nel caso peggiore possibile.



Figura 7.5 In figura sono riportati i risultati delle simulazioni FEM. In particolare a sinistra si notino i risultati riguardanti lo spostamento verticale e a destra i risultati riguardanti lo spostamento in direzione di estensione del braccio

Il modello selezionato (figura 7.7) possiede una capacità di carico statico pari a 12.74 kN (C0) quindi si ottiene un coefficiente di sicurezza (CS) pari a:

$$CS = \frac{C0}{R_1} = 3.56$$

Tale valore di coefficiente di sicurezza risulta accettabile, infatti HIWIN consiglia un fattore di sicurezza minimo pari a 3 in caso di applicazioni senza urti o vibrazioni o ore di lavoro elevate.

Nome Analisi		Braccio e colonne di sostegno		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Incastro	Fori di collegamento alla base rotante	Bloccati spostamenti e rotazione degli elementi della sezione		
Perpendicolare piano	Interfaccie superiore (dado di bloccaggio clevis joint) e inferiore (clevis joint) del collegamento al martinetto	Bloccati spostamenti perpendicolari alla faccia		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forza sostegno del modulo lineare	Interfaccia di collegamento al modulo lineare	1800 N	Ugualmente suddivisa sulle Interfacce di connessione al modulo lineare, dirette verticalemente verso il basso	
Peso proprio braccio e delle colonne di sostegno	Suddiviso su tutto il componente	4020 N	Carico distribuito sugli elementi della struttura	
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		39.85	Longherone superiore, internamente, in compresenza del lato alto dello stesso	
Deformazione massima radiale rispetto al braccio [mm]		0.03	Interfacce con il modulo lineare	
Deformazione massima verticale [mm]		0.6	Interfaccia più esterna (radialmente)del modulo lineare	
Coefficiente di sicurezza [-]		5.19	Longherone superiore, internamente, in compresenza del lato alto dello stesso	

 Tabella 7.3 in tabella sono riportati i dati e i risultati delle simulazioni FEM sull'assieme del braccio e delle colonne di sostegno.



Figura 7.6 In figura è possibile notare l'assieme del braccio, del sistema di sostegno dei gripper, dei giunti e dei gripper. In particolare si veda l'ubicazione del baricentro indicato con una sfera gialla in figura.



Figura 7.7 In figura si possono notare una vista dall'alto (in alto a destra), una vista laterale (in basso a destra) e una vista frontale (a sinistra)

8. Sistema di sollevamento e rotazione del braccio

In questo capitolo si intendono spiegare i requisiti dei sistemi di traslazione verticale e di rotazione, quindi le scelte progettuali fatte per soddisfare tali requisiti.

Sarà spiegato il processo di selezione e dimensionamento degli attuatori, inoltre la scelta dei motori che sono connessi agli stessi.

A valle dei requisiti del movimento della struttura saranno proposte le analisi strutturali degli elementi che interagiscono con tali attuatori e degli elementi necessari alla connessione ed alla trasmissione del moto dal motore all'attuatore del grado di libertà di rotazione.

8.2 Dimensionamento Martinetto di sollevamento

Il peso richiesto al martinetto per il sollevamento è di 260.20 kg e la corsa richiesta al martinetto è pari a un metro, necessaria a portare il braccio, quindi i gripper all'altezza corretta per evitare la quadrupletta di magneti.

Il martinetto (Figura 8.1) è montato con una cerniera fissa (trurrion su cui è montato il martinetto) e una cerniera mobile (clevis end avvitata sullo stelo). Tale montaggio è giustificato dal carico radiale che lo stesso martinetto dovrebbe sopportare se lo stesso fosse montato senza questa soluzione a doppia cerniera (senza che si comportasse come un'asta).



Figura 8.1 In figura si noti a sinistra il braccio, il sostegno degli organi di presa e i gripper, ossia la parte che risulta essere traslata verticalmente. In particolare si noti la connessione al martinetto, che si può anche osservare nella vista a destra, dove viene mostrata una vista del sistema del martinetto. Nella fattispecie si osservi il trurrion (cerniera alla base del martinetto) e il giunto (clevis end) con cui viene collegata al telaio. Si noti che il trurrion su cui è montato il martinetto di 90° quindi permettere al motore di essere montato sotto al braccio, uscendo quindi dall'area delle colonne di sostegno

Il modello scelto è il martinetto con vite a ricircolo di sfere EBT0010-U00 della powerjack (Figura 8.2), con capacità di carico pari a 10kN fino a 600mm di corsa (in configurazione

fissa/guidata, Figura 8.3), che si riduce a 7000N a 1000mm di corsa (in configurazione a doppia cerniera). Il carico è sostenuto con un coefficiente di sicurezza pari 2.69 unità.



Figura 8.2 In figura si noti a sinistra una vista del sistema con vite a ricircolo di sfere e trasmissione tramite vite senza fine. A destra si noti una vista dall'alto del martinetto (in alto a destra) e una vista laterale (in basso a destra)

La velocità del martinetto richiesta è dell'ordine del millimetro al secondo (4.17 mm/s). Tale ordine di grandezza è richiesto per ragioni di sicurezza, nella fattispecie è necessario tenere sotto controllo l'inserimento della piastra nella vacuum chamber. Quindi controllare le sottofasi 5.2.INSERIMENTO e 5.3.INSERIMENTO, per interrompere la movimentazione, qualora ci siano delle criticità in tale fase. Ai fini della riduzione della velocità trasmessa dal motore, è stato scelto il martinetto nella versione con rapporto di riduzione massimo rapporto di riduzione pari a 1/20. Successivamente è stato scelto un motore elettrico a induzione trifase, con 6 poli. Tale scelta è stata attuata per evitare un successivo stadio di riduzione. Inoltre data la bassa potenza richiesta, è stato evitate un ulteriore stadio di riduzione perché avrebbe prodotto un ulteriore sovradimensionamento del motore. La velocità di un motore a 6 poli risulta essere 1000 rpm che verifica la massima velocità in ingresso ammissibile dal martinetto (1800 rpm).

Si ottiene la velocità di traslazione della chiocciola:

$$V = \frac{P_{BS} \,\omega_{INPUT \,VITE \,SENZA \,FINE}}{i}$$

Dove:

- V è la velocità di traslazione della chiocciola del martinetto pari a 250mm/min (4.17 mm/s);
- P_{BS} è il passo della vite a ricircolo di sfere pari a 5mm;
- *i* è il rapporto di trasmissione della vite senza fine con il martinetto pari a 20 unità;
- $\omega_{INPUT VITE SENZA FINE}$ è la velocità in ingresso della vite senza fine, nel caso progettuale, essendo predisposto una trasmissione diretta senza un primo stadio di riduzione è la velocità del motore a 6 poli (1000 rpm);



Figura 8.3 In figura si noti il diagramma di carico sostenibile dalla vite a ricircolo di sfere (in compressione). In particolare, la configurazione corrispondente è la pinned/pinned. Il dato di ingresso del diagramma è la corsa del martinetto pari a 1000mm.

Si può calcolare la potenza richiesta in ingresso:

$$P_{input} = \frac{C V}{60 \eta_{dinamico}}$$

Dove:

- Pinput è la potenza in ingresso (erogata dal motore in questo caso), pari a 25 W.
- C è il carico sollevato dal martinetto pari a 2602.02 N
- V è la velocità della traslazione della chiocciola $4.17 * 10^{-3} m/s$
- $\eta_{dinamico}$ è l'efficienza dinamica del martinetto EBT0010 nella versione con rapporto di riduzione pari a 20 (opzione 2 a catalogo), vale 0.429 unità.

Come da indicazioni a catalogo, si verifica la potenza in ingresso massima ammissibile dal martinetto che risulta essere 180W. Essendo richiesta una potenza di 25 W, il martinetto supera tale verifica.

Il motore scelto è il motore a induzione BN-63A, a 6 poli, commercializzato da POWERJACK con taglia di 90 W. Lo stesso possiede un freno elettromagnetico attivato dall'assenza di corrente, che risulta essere necessario dato che la vite a ricircolo di sfere è reversibile.

Si calcola la coppia massima in fase di spunto a pieno carico:

$$T_{SP} = \frac{C P_{BS}}{2 \pi i \eta_{statico}}$$

- T_{SP} è la coppia in fase di spunto a pieno carico, si ottiene un valore di 0.3 Nm
- C è il carico sollevato dal martinetto pari a 2602.02 N
- P_{BS} è il passo della vite a ricircolo di sfere pari a 5mm;
- *i* è il rapporto di trasmissione della vite senza fine con il martinetto pari a 20 unità;
- $\eta_{dinamico}$ è l'efficienza statica del martinetto EBT0010 nella versione con rapporto di riduzione pari a 20 (opzione 2 a catalogo), vale 0.341 unità.

Come da indicazioni a catalofo si verifica la coppia di spunto massima sopportata dal martinetto in fase di spunto valevole 1.2Nm. Essendo nel nostro caso la coppia di spunto pari a 0.3Nm, il martinetto supera tale verifica.

8.3 Dimensionamento Ralla motorizzata

La velocità di rotazione del braccio deve essere molto lenta per motivazioni di sicurezza. Infatti, è necessario controllare il braccio e la piastra nella fase di rotazione per evitare il danneggiamento della piastra o dell'apparato, dovuto a malfunzionamenti o a una possibile attuazione scorretta dei gradi di libertà. La velocità di rotazione è dell'ordine di qualche grado al secondo ($\omega_{MAX} = 4.57^{\circ}_{-}$).

L'inerzia della parte posta in rotazione corrispondente a tutta la struttura fuorché alla parte fissa della ralla nonché la piastra (da inserire nella camera FASE 4 o da estrarre dalla camera FASE 8). L'inerzia della parte in rotazione del manipolatore (Figura 8.4) è stata calcolata dal modello CAD tramite analisi delle proprietà fisiche, vale 355.66 kg m². E' stata successivamente verificata tramite calcoli manuali, riconducendo i vari sottoassiemi della struttura a geometrie quali parallelepipedi o cilindri. Quindi si è calcolato il momento attorno all'asse baricentrico parallelo all'asse di rotazione, infine si è applicato Huygens-Steiner per trasportare tale momento all'asse di rotazione. Si riportano i dati geometrici (dimensioni e distanza dall'ase di rotazione) e fisici (massa) dei sottoassiemi, nonché le semplificazioni adottate (riduzione della geometria a figure semplici) e i risultati ottenuti (inerzia attorno all'asse di rotazione). Si noti che seppur alcune semplificazioni geometriche siano consistenti, il risultato ottenuto è molto vicino a quello ottenuto tramite calcolatore (358.81 kg m^2). Il risultato ottenuto a calcolatore è stato sommato all'inerzia della piastra (17.71 kg m^2). I valori ottenuti sono riportati nella tabella 8.1. Si riportano a seguito le formule dei momenti di inerzia di un parallelepipedo (semplificazione operata sulla maggior parte dei componenti della struttura), di un cilindro (formula utilizzata per il giunto) e di un triangolo formula utilizzata per la parte in estensione rispetto alla base del braccio. Nel caso di un parallelepipedo (Figura 8.5) ruotato attorno ad un asse parallelo all'altezza H distante L dal corrispettivo asse parallelo passante per il baricentro:

$$I_{PARALLELEPIPEDO_H} = \frac{1}{12}m(A^2 + B^2) + mL^2$$

Nel caso in cui la rotazione avvenga attorno ad un asse parallelo ad A:

$$I_{PARALLELEPIPEDO_A} = \frac{1}{12}m(H^2 + B^2) + mL^2$$

Nel caso in cui sia valutata l'interzia di un cilindro pieno, ruotata attorno ad un asse parallelo all'asse di simmetria e distante L dallo stesso

$$I_{CILINDRO_{ASSE}} = \frac{1}{8}mD^2 + mL^2$$



Figura 8.4 In figura si può notare la parte della struttura posta in rotazione.

Nel caso in cui sia valutata l'inerzia di un triangolo rettangolo, ruotato attorno ad un asse parallelo a uno dei cateti e distante L dallo stesso

$$I_{TRIANGOLO_{CATETO}} = \frac{1}{6}mA^2 + mL^2$$

La consistenza del carico inerziale non ha permesso l'utilizzo di un motore con connessione diretta del rotore sulla tavola rotante. Infatti basandosi su un rapporto di inerzia massimo ammissibile di 50 unità (il rapporto consigliato risulta essere 30), sarebbe richiesta un' inerzia del rotore del motore direct drive o torque motor di 7.46 $kg m^2$, che non è stata ritrovabile sul catalogo dei motori direct drive e torque motor di HIWIN. Inoltre data la presenza di un consistente carico assiale e momento ribaltante è necessario abbinare l'eventuale attuatore con una ralla a sostegno del carico, perciò è stata adottata una soluzione basata su una tavola girevole in cui il carico è sostenuto da una ralla e il rotore è movimentato dall'ingranamento dell'anello esterno della ralla con un ingranaggio a vite senza fine.



Figura 8.5 In figura si notino le dimensioni geometriche di interesse delle figure geometriche utilizzate per la semplificazione delle geometrie dei componenti nel calcolo delle loro inerzie. In alto a sinistra si noti $I_{PARALLELEPIPEDO_A}$, in alto a destra $I_{PARALLELEPIPEDO_H}$, in basso a sinistra $I_{CILINDRO_{ASSE}}$ e in basso a destra $I_{TRIANGOLO_{CATETO}}$

Il carico di compressione agente sul cuscinetto di base (ralla) vale 6961.23N (calcolato con un peso della struttura di 710.26 kg), il momento ribaltante a cui la ralla è soggetta vale:

$$M_F = m_{TOT} g l_{TOT}$$

Dove:

- M_F è il momento ribaltante a cui è soggetta la ralla e vale 3.85 kNm
- m_{TOT} è la somma dei pesi della piastra (100 kg) e della parte in rotazione (610.26 kg)
- l_{TOT} è la distanza del baricentro del sistema della parte in rotazione e della piastra calcolato come media pesata fra le posizioni dei due baricentri:

$$l_{TOT} = \frac{m_{ROTAZIONE} l_{ROTAZIONE} + m_{PIASTRA} l_{PIASTRA}}{m_{tot}}$$

Dove:

- *l_{TOT}* vale 0.553 m
- $m_{ROTAZIONE}$ è la massa della parte della struttura in rotazione, ottenuta dal modello CAD pari a 610.26kg;
- $l_{ROTAZIONE}$ è la distanza all'asse di rotazione del baricentro della parte in rotazione, ottenuta dal modello CAD pari a 0.357 m;
- *m*_{PIASTRA} è la massa della piastra movimentata 100kg;
- $l_{PIASTRA}$ è la distanza all'asse di rotazione del baricentro della parte in rotazione, ottenuta dal modello CAD pari a 1.75m.

Ai fini della selezione del carico si maggiorano il carico assiale e il momento ribaltante, moltiplicandoli per il coefficiente di sicurezza sul carico consigliato dall'azienda produttrice delle tavole rotanti ISB. L'applicazione più simile fra quelle proposte è il caso applicativo di "tavola girevole" corrispondente a 1.35 unità.

SOTTOASSIEME	SEMPLIFICAZIONE ADOTTATA	DATI GEOMETRICI	DISTANZA DA ASSE DI	MASSA	MOMENTO DI INERZIA
			ROTAZIONE		ASSE DI ROTAZIONE
GRIPPER	Parallelepiepedo di estensione massima pari a quella della	174mm x	1.1m	7.67	9.30
INTERNO	flangia (174mm) e spessore di (52mm)	52 mm			
GRIPPER	Parallelepiepedo di estensione massima pari a quella della	174mm x	2.6m	7.67	51.89
ESTERNO	flangia (174mm) e spessore di (52mm)	52 mm			
GIUNTO	Cilindro centrato con l'asse del giunto di raggio tale da	136 mm	1.1m	9.05	10.97
INTERNO	inviluppare il freno				
GIUNTO	Cilindro centrato con l'asse del giunto di raggio tale da	136 mm	2.6m	9.05	72.15
ESTERNO	inviluppare il freno				
SISTEMA DI	Parlallelepipedo di di larghezza pari alle dimensioni del	110mmx 1497mm	1.8m	22.15	73.21
SOSTEGNO	profilato (110 mm) e lunghezza pari alla lunghezza massima				
GRIPPER	dell'intero sistema di profilati (1497 mm)				
TELAIO	Longheroni inferiori e superiori	Longherone	Longherone inferiore	Longherone inferiore	Longherone inferiore
	Parallelepipedi di larghezza pari al profilato e lunghezza	<i>inferiore</i> 120x 433	0.5	0.5	1.62
	corrispondente all'estensione del profilato	Longherone	Longherone	Longherone	Longherone superiore
	Montante	superiore	superiore	superiore	1.17
	Parallelepipedo con lati della base coincidenti a quelli del	100x444	0.5	0.5	Montante
	profilato	Montante	Montante	Montante	1.35
	Profilato orizzontale, obliquo e obliqui di rinforzo	80x80	0.5	0.5	Profilato orizzonatale,
	Triangolo rettangolo ¹ con cateto maggiore pari	Profilato	Profilato	Profilato	Profilato obliquo e
	all'estensione del braccio e cateto maggiore (altezza) pari a	orizzonatale,	orizzonatale,	orizzonatale,	rinfrozi obliqui
	quella del montante	Profilato obliquo e	Profilato obliquo e	Profilato obliquo e	102.56
		rinfrozi obliqui	rinfrozi obliqui	rinfrozi obliqui	
		2000x100	1	1	
COLONNE DI	Parallelepipedi di dimensioni di base congruenti a quelle dei	250mmx 150mm	0.3	308.14	28.45
SOSTEGNO	profilati				
TAVOLA	Parallelepipedi di dimensioni di base pari a quelle	545mmx505mm	0.138mm	93.27	6.05
ROTANTE	dell'interfaccia con le colonne di sostegno				
TOTALE	-	-	-	-	358.71
STRUTTURA IN					
ROTAZIONE					

Tabella 8.1: In figura si notino le dimensioni geometriche di interesse delle figure geometriche utilizzate per la semplificazione delle geometrie dei componenti nel calcolo delle loro inerzie. In alto a sinistra si noti $I_{PARALLELEPIPEDO_A}$, in alto a destra $I_{PARALLELEPIPEDO_H}$, in basso a sinistra $I_{CILINDRO_{ASSE}}$ e in basso a destra $I_{TRIANGOLO_{CATETO}}$

¹ Tale semplificazione è giustificata dal fatto che tale parte di telaio ha le dimensioni in altezza (montante) e in estensione (profilato orizzontale), molto maggiori rispetto alla larghezza.

Si ottiene perciò un carico assiale di 9.40 kN e un momento ribaltante di 5.20 kNm. Si seleziona perciò una tavola rotante con una curva di limite di carico statico (tracciata sul piano carico assiale-momento ribaltante) giacente al di sopra del punto di coordinate pari ai carichi sopra citati. La tavola girevole SG 175 - 25 – RH del costruttore ISB (Figura 8.6) risulta essere la ralla motorizzata che verifica il carico applicativo con minor sovradimensionamento (Figura 8.7). Si noti che qualora si dovesse assimilare il caso applicativo ad un altro consigliato da ISB quale per esempio Gru a torre con coefficiente di sicurezza 1.8, la stessa risulterebbe ugualmente verificata.



Figura 8.6 In figura si noti la connessione del'anello fisso (inferiore) alla struttura di sosteno (base) e l'anello attuato (superiore) alla struttura posta in rotazione . Si notino altresì i componenti di collegamento e trasmissione del moto del motore alla ralla



Figura 8.7 In figura si noti il diagramma di carico della ralla nel piano Carico assiale [kN] e Momento ribaltante equivalente [kNm] della tavola girevole SG175-25-RH.

Si calcola la coppia agente sulla ralla causata dall'attrito dei corpi volventi, la stessa è calcolata secondo consiglio del costruttore:

$$C_{Att} = 0.006 [4370 M_F + |F_A| \phi_{PISTA} + F_R \phi_{PISTA}]$$

Dove:

- C_{Att} è la coppia agente sulla ralla causata dall'attrito dei corpi volventi e vale 126.75Nm¹.
- M_F è il momento ribaltante agente sulla ralla;
- $|F_A|$ è il modulo del carico assiale agente sulla ralla;
- ϕ_{PISTA} è il diametro medio della piasta di rotolamento, valevole per tale modello 175mm;
- F_R è il carico radiale, che risulta trascurabile dato il profilo di accelerazione con velocità massima molto bassa (0.04 rad/s quindi 2.55°/s) e una rampa di accelerazione molto contenuta (0.01 rad/s² quindi 0.29 °/s²). La stessa calcolata sulla massa totale del sistema pari a 710.26 kg posizionata a una distanza di 0.553 m vale 17.51 N.

Si calcola la coppia operativa, ossia la coppia motrice agente sulla tavola rotante, per svolgere il profilo di accelerazione:

 $C_{Op} = I_{v} \alpha$

Dove:

- C_{Op} è la coppia motrice agente sulla tavola rotante per svolgere il profilo di accelerazione, vale 1.9 Nm. Vale lo stesso discorso precedentemente fatto per la forza radiale, quindi per le forze di inerzia che agiscono sul baricentro del sistema parte rotante-piastra:
- I_y è il momento di inerzia attorno all'asse di rotazione della parte della struttura posta in rotazione e della piastra, vale 372.76 kg m² di cui 355.66 kg m² della parte della struttura e 17.1 della piastra movimentata;
- α è ò'accelerazione angolare, questa è calcolata a valle del dimensionamento del motore e vale 0.01 rad/s².

Si deve verificare che la coppia totale (somma della coppia di attrito e della coppia operativa) agente sulla tavola di rotazione non superi la coppia massima trasmissibile in uscita, che per questo modello vale 3,5 kNm. Tale verifica è superata, dato che la coppia totale nel caso progettuale vale 128.64 Nm.

Si verifica che la coppia massima in ingresso allo spunto sia minore di quella trasmissibile in ingresso:

$$C_{SPUNTO_{INPUT}} = CS \; \frac{C_{TOT}}{i \; \mu}$$

¹ Tale valore è stato verificato secondo i calcoli proposti da altri costruttori come IMO, che fornisce una formula molto simile. Tuttavia la stessa ISB fornisce un foglio di calcolo per il dimensionamento delle ralle motorizzate, Il calcolo della coppia di attrito tramite questo foglio ha fornito un valore pari a circa la metà. Data la discrepanza fra questi due valori, si è ritenuto opportuno mantenere quello ottenuto tramite calcoli manuali poiché sovrastimerebbe la coppia e quindi risulta più cautelativo.

Dove:

- $C_{SPUNTO_{INPUT}}$ è la coppia massima in ingresso allo spunto, vale 13.69 Nm;
- C_{TOT} è la coppia totale in uscita dalla ralla, vale 130.10 Nm;
- *i* è il rapporto di trasmissione della vite senza fine-ruota dentata ricavata sull'anello esterno della ralla, vale 47 unità;
- μ^1 è l'efficienza del sistema di trasmissione, vale 0.4 unità;
- *CS* coefficiente di sicurezza di 2 unità;

La coppia massima ammissibile in ingresso dal sistema vale 180Nm perciò la coppia di 13.69Nm verifica la coppia massima allo spunto.

Il costruttore indica la possibilità di abbinare un motore elettrico o idraulico per la movimentazione del carico. E' stato scelto un motore elettrico per comodità della soluzione e necessità di un controllo in anello chiuso per poter ottenere una precisione nella rotazione della tavola rotante di 0.15°. E' stato scelto di utilizzare un motore stepper per svolgere la movimentazione della tavola quindi ottenere la precisione necessaria.

L'inerzia riflessa sul motore del carico vale:

$$I_{carico RIFLESSA} = \frac{I_{carico}}{i^2}$$

Dove:

- $I_{carico\ RIFLESSA}$ vale 0.168 $kg\ m^2$
- *i* è il rapporto di trasmissione della vite senza fine-ruota dentata ricavata sull'anello esterno della ralla, vale 47 unità;
- I_{carico} è il momento di inerzia attorno all'asse di rotazione della parte della struttura posta in rotazione e della piastra, vale 372.76 $kg m^2$ di cui 355.66 $kg m^2$ della parte della struttura e 17.1 $kg m^2$ della piastra movimentata;

Tale inerzia del carico riflessa sul motore risulta ancora troppo alta per predisporre un accoppiamento diretto con uno stepper motor. È necessario quindi predisporre un ulteriore stadio di riduzione che diminuisca ulteriormente l'inerzia riflessa sul motore. Inoltre deve essere in grado di erogare una coppia istantanea allo spunto di 13.69 Nm e una coppia di funzionamento di 5.54 Nm. Si seleziona il motore passo passo AZM98AC-TS10 (Figura 8.8) che con un rapporto di riduzione di 10 unità riesce a gestire un carico inerziale di 0.351 $kg m^2$ (imponendo un rapporto di inerzia pari a 30 unità e il rapporto di riduzione di 10 unità all' inerzia del rotore di 1.09 $10^{-4}kg m^2$).

Lo stesso è in grado di erogare una coppia massima di spunto di 20 Nm e una coppia di funzionamento permessa di 14Nm.

Si concludono le operazioni collegate alla scelta del motore delineando i parametri di velocità e accelerazione dello stesso, quindi il profilo del moto del carico. Il tempo per il posizionamento (t) è stato scelto pari a 35 secondi per poter eventualmente interrompere le operazioni di rotazione del braccio per cause di sicurezza. ORIENTAL MOTOR consiglia un profilo del moto dove le rampe di accelerazione e decelerazione occupano insieme la metà del tempo totale ($t_{Accelerazione} = 8.75s$).

¹ Il catalogo suggerisce di moltiplicare per μ tuttavia il procedimento tramite fogli di calcolo ne prescrive la divisione. Dato che la stessa è un'efficienza, risulta più corretta la divisione. Inoltre ai fini della verifica si ottiene un risultato più alto perciò non inficia il funzionamento.



Figura 8.8 In figura si noti a destra una vista laterale del motore stepper AZM98AC-TS10 e a destra una vista della caratteristica coppia velocità dello stesso.

Il numero di impulsi ricevuti dal motore durante la rotazione ($\theta = 120^{\circ}$) con una risoluzione θ_s (0.036°):

NUMERO DI IMPULSI =
$$\frac{\theta}{\theta_s}$$
 = 3333.33

Il numero di impulsi al secondo è di:

$$VELOCITA'OPERATIVA IN IMPULSI = \frac{NUMERO DI IMPULSI}{t - t_{Accelerazione}} = 190.47 Hz$$

La velocità del motore risulta essere pari a:

$$\omega = \frac{VELOCITA'OPERATIVA IN IMPULSI NUMERO DI IMPULSI}{360} 60 = 20 Rpm$$

si ottengono quindi i valori di accelerazione angolare α (0.01 $\frac{rad}{s^2}$) e una velocità angolare della tavola ω (0.04 $\frac{rad}{s}$). La velocità della tavola ω di 0.42rpm verifica la massima velocità in uscita ammissibile della ralla che vale 1rpm.

La ralla presenta un diametro dell'albero in ingresso pari a 25mm; invece il motore stepper selezionato possiede un diametro dell'albero di uscita pari a 18mm. Tale differenza di diametri non permette la connessione diretta del motore alla ralla, bensì richiede un giunto che operi tale variazione di diametri. Non è stato riscontrato un componente commerciale che assolva tale funzioni. Infatti gli unici componenti commerciali, che permetterebbero tale variazione di diametro, risultano essere gli Step-Up Shaft Adapters (Adattatori di diametro degli alberi con variazione positiva di diametro da ingresso a uscita). Tuttavia tali componenti non sono disponibili in serie metrica, le combinazioni di diametri non permettono neanche di acquistare un componente con maggior materiale da ambo i lati e quindi di lavorarlo riducendone ambo i diametri. Infatti, non esistono opzioni commerciali con diametri di ingresso minori di 18mm e diametri di uscita maggiori di 25mm.

Si progetta un giunto (Figura 8.9) per assolvere a tale funzione da produrre autonomamente in officina meccanica. Si è ricavato un albero con diametri 30 e 18, dal lato del diametro 18, è stata predisposta una chiavetta ISO2491CC alta 5mm, larga 8 millimetri e lunga 18 millimetri.





Figura 8.9 In figura In alto si può notare la connessione del motore alla ralla tramite la flangia rossa. In basso, si noti la flangia di connessione (rossa) del motore (indaco) alla ralla (verde), si noti il giunto di adattamento dei diametri (realizzato in giallo).

Il parametro da ottenere tramite dimensionamento è proprio la lunghezza, che è stata scelta minima. Perché essendo le dimensioni della stessa per trasmissione di coppie alte 180Nm, la trasmissione del caso progettuale, che coinvolgeva al massimo 13.69Nm, ha permesso di adottare tale chiavetta a lunghezza minima, con un coefficiente di sicurezza 4.66 unità calcolato grazie al software CAD. Dal lato di larghezza 30 mm è stato ricavato un foro di larghezza 18mm, quindi è stata ricavata la sede per la chiavetta di profondità di 2.8mm. per ospitare la chiavetta del motore.

È stata inoltre predisposta una flangia per connettere il motore alla ralla e sostenerlo.

Lo stato tensionale dei due componenti è stato analizzato numericamente, entrambi sono stati simulati nelle condizioni di coppia trasmessa dal motore alla ralla di 14 Nm, quindi nelle condizioni di coppia massima allo spunto. Si noti che i bassi coefficienti di sicurezza ottenuti (Figura 8.10, Tabella 8.2 e Tabella 8.3), sono dovuti al calcolo della coppia di spunto tramite un coefficiente di sicurezza di 2 unità.



Figura 8.10 In figura a destra si possono notare i risultati delle simulazioni FEM del giunto di adattamento alla variazione di sezione dell'albero dal motore alla ralla. In particolare in alto è mostrata una vista sull'albero in uscita mentre dal basso una vista del mozzo in entrata. A destra, è possibile vedere i risultati delle simulazioni a elementi finiti sulla flangia. In alto si vede la piastra della ralla con vista sull'area di interfaccia con la stessa, mentre in basso si può vedere la zona di variazione di sezione fra la flangia di connessione alla ralla e l'albero di collegamento fra le due interfacce.

8.4 Analisi strutturale tavola rotante e base

La simulazione strutturale della tavola rotante ha un duplice fine, quello di verificare lo stato tensionale della stessa e successivamente estrarre le reazioni vincolari dell'anello rotorico della ralla e dei collegamenti filettati al fine di procedere alla simulazione della base di sostegno. La tensione massima raggiunta è di 60.95 Mpa (Tabella 8.5, Figura 8.11 e Figura 8.12), causata dal grande cambio di sezione fra la piastra quadrata delle colonne e l'albero che conduce alla flangia circolare che si connette alla ralla. Per ridurre lo stato tensionale è necessario analizzare le forze in gioco (Tabella 8.4), come si può notare l'unica componente non simmetrica rispetto al baricentro dell'albero è proprio la forza perso della piastra stessa. Si può quindi pensare di snellire la geometria della piastra superiore per gravare meno su tale parte di albero.

Nome Analisi		Albero di adattamento del giunto		
Dati		•		
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Cilindrico	Albero in uscita	Bloccati gli spostamenti radiali dell'albero, simulazione inserimento nella controparte cava del mozzo della ralla		
Cilindrico	Sede chiavetta terminazione semicilindrica, albero in uscita	Bloccati gli spostamenti radiali alla fresatura, simulazione controparte della chiavetta		
Perpendicolare piano	Interfaccia con lati dritti della chiavetta, albero di uscita	Bloccati spostamenti perpendicolari alla faccia		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forza chiavetta, scambio coppia	interfacce chaivetta in entrata	1667 Distribuito alle interfacce dei lati della chiavett N dell'albero in entrata calcolata con uno scambi coppia di 14Nm tramite una forza applicata sul diametro di 18mm (caso peggiorativo)		
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		107	Sulla fresatura della chiavetta in uscita, alla presenza dell'intaglio della parte semicilindrica della chaivetta	
Coefficiente di sicurezza [-]		2.34	Sulla fresatura della chiavetta in uscita, alla presenza dell'intaglio della parte semicilindrica della chaivetta	

Tabella 8.2 In Tabella si possono notare i dati di ingresso e i risultati ottenuti delle simulazioni FEM sul giunto di adattamento fra motore e ralla.

Nome Analisi		Flangia di connessione motore ralla-ralla	
Dati			
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia	
Cilindrico	Fori di collegamento della flangia alla ralla	Bloccati gli spostamenti radiali, tangenziali e asiali rispetto il fori	
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso
Reazione della flangia alla coppia scambiata fra motore e flangia	Fori di collegamento della flangia al motore	 85 Ciascuna forza con tale valore è applicata N dei quattro fori di connessione al motore calcolato con una coppia di 14Nm, con va forza calcolato sul foro più vicino (41 mm peggiorativo) 	
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione
Tensione massima [Mpa]		19.38	Sui fori di collegamento della flangia alla ralla
Coefficiente di sicurezza [-]		12.9	Sull'albero di collegamento delle due piastre all'attaccatura della piastra quadrata

Tabella 8.3 In Tabella si possono notare i dati di ingresso e i risultati ottenuti delle simulazioni FEM sulla flangia di adattamento fra motore e ralla.

Nome Analisi		Tavola rotante		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Cilindrico	Fori di collegamento alla ralla	Bloccati gli spostamenti radiali e asiali rispetto al foro		
Perpendicolare piano	Interfaccia con anello in rotazione della ralla	Bloccati s	postamenti perpendicolari alla faccia	
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Peso delle colonne di	interfacce con le colonne di	3000	Distribuito alle interfacce con le colonne di	
sostegno	sostegno	N	sostegno, diretta verticalmente verso il basso	
Momento ribaltante	File di fori filettati di	6877	Carico agente su ciascuna delle due file di fori	
colonne di sostegno	collegamento alle colonne di sostegno	N	filettati di collegamento alle colonne di sostegno, nella parte posteriore dirette verso l'alto e nella parte anteriore dirette verso il basso	
Peso della parte mobile	interfacce di collegamento al	-2602 Distribuito sulle interfacce di collegamente		
che scorre sulle rotaie	trurrion del martinetto	N	trurrion del martinetto	
Peso proprio del componente	Su tutto il componente	900N Distribuito su tutto il componente		
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		60.95	Sull'albero di collegamento delle due piastre all'attaccatura della piastra quadrata	
Coefficiente di sicurezza [-]		2.67	Sull'albero di collegamento delle due piastre all'attaccatura della piastra quadrata	

Tabella 8.4 In Tabella si possono notare i dati di ingresso e i risultati ottenuti delle simulazioni FEM sulla tavola rotante .

Si estraggono le reazioni vincolari dei collegamenti filettati e dell'anello in rotazione della ralla. Ai fini dell'analisi della base di sostegno del manipolatore si riportano tali reazioni vincolari con l'ipotesi quindi che gli elementi volventi della ralla non varino la distribuzione del carico fra gli anelli. Quindi la simulazione corrisponderebbe al caso fittizio in cui la tavola rotante fosse direttamente collegata alla parte di sostegno della ralla della base di supporto.

Si riportano le reazioni vincolari così trovate sulla base, quindi si procede alla simulazione riportando le forze nello stesso ordine ma con punto di partenza differente in modo che si riscontri la condizione peggiore possibile, in questo caso con il momento ribaltante allineato con una delle due diagonali del quadrato della piastra di sostegno della ralla. Il coefficiente di sicurezza risulta essere 2.3 unità (Tabella 8.6, Figura 8.13 e Figura 8.14).

Vincolo	Componente verticale di reazione [N]	
Vite 1	51	
Vite 2	587	
Vite 3	901	
Vite 4	904	
Vite 5	583	
Vite 6	52	
Vite 7	-493	
Vite 8	-819	
Vite 9	-819	
Vite 10	-491	
Anello in rotazione della ralla	6054	
Il verso positivo delle forze è verso l'alto		

 Tabella 8.5 In Tabella si notano le reazioni vincolari dei collegamenti filettati e dell'anello di supporto della ralla





Figura 8.11 In Tabella figura in alto sono riportate il modello della tavola rotante con le reazioni vincolari. In particolare sono riportati in blu e rosso le reazioni delle colonne di sostegno causate dal momento flettente, in verde le reazioni vincolari del peso delle colonne di sostegno (la fila anteriore è parzialmente coperta dalle reazioni delle colonne di sostegno in rosso), in rosa le reazioni vincolari del peso del braccio supportate dal martinetto e in giallo il peso proprio del componente. Le reazioni sono riportate scalate in base al valore del loro modulo.



Figura 8.12 In Tabella si notano le reazioni vincolari dei collegamenti filettati e dell'anello di supporto della ralla

Nome Analisi		Base		
Dati				
Vincoli	Descrizione e ubicazione	Tipologia		
Assilsimmetrico	Fori di collegamento alla piattavorma	Bloccati gli spostamenti radiali e assiali rispetto al foro		
Perpendicolare piano	Interfaccia con piattaforma	Bloccati spostamenti perpendicolari alla faccia		
Forze agenti	Descrizione e ubicazione	Valore	Direzione e verso	
Forze della ralla, modellizzazione momento ribaltante	Fori di collegamento a ralla	Vedi Agente ciascuna sui fori di collegamento alla ral tabella positivi nella tabella si riferiscono sono dirette verticalmente verso l'alto. Risultano implement secondo la tabella .		
Carico assiale ralla	File di fori filettati di collegamento alle colonne di sostegno	6054 Carico assiale trasmesso dalla ralla N		
Risultati: Piastra superiore di collegamento allo slider		Valore	Ubicazione	
Tensione massima [Mpa]		89.98	Sull'intersezione dei profilati verticali e orizzontali sul vertice della diagonale vicino ai fori 9 e 10	
Coefficiente di sicurezza [-]		2.30	Sull'intersezione dei profilati verticali e orizzontali sul vertice della diagonale vicino ai fori 9 e 10	

Tabella 8.6 In Tabella si possono notare i dati di ingresso e i risultati ottenuti delle simulazioni FEM sulla base.



Figura 8.13 In Figura si notino i carichi sulla base del manipolatore, si notino soprattutto i carichi scambiati con le filettature di connessione alla ralla, riportate in giallo in figura; le stesse si basano sui valori della tabella e sono state riportate con frecce di grandezza proporzionale al modulo delle stesse, in rosso si può notare la forza dovuta al carico assiale della ralla.



Figura 8.14 In Figura si noti lo stato tensionale della base del manipolatore. In alto si noti il dettaglio della zona più sollecitata, la zona di congiunzione dei profilati allineata sul vertice della diagonale dove è presente il massimo dei carichi di compressione.

9. Conclusioni

L'elaborato consiste in un'analisi sulla fattibilità di un manipolatore, avente lo scopo di estrarre i rivelatori di ioni dell'esperimento NUMEN. L'analisi ha coinvolto aspetti operativi (movimentazioni e ubicazione) e realizzativi (attuatori e componenti meccanici). Il risultato di tale analisi mostra una delle possibili soluzioni progettuali, atte ad assolvere tale compito.

L'analisi svolta non si può considerare definitiva, sia perché attualmente i rivelatori di ioni sono in fase di progettazione, sia perché lo spettro di ricerca copre tutta la struttura. Alla luce di questa premessa si può evincere che l'analisi si è concentra sul quadro di insieme, piuttosto che sui dettagli delle sue parti. Inoltre, alcune scelte progettuali hanno inevitabilmente precluso eventuali alternative. Considerando che questo è il primo progetto di tesi svolto su un manipolatore per la movimentazione di ioni, i dati di partenza su cui basare le analisi sono stati esigui.

La progettazione meccanica svolta è risultata iterativa, sia per la necessità di far convergere le soluzioni proposte per le varie parti della struttura sia perché lo sviluppo di tali sottoassiemi ha mostrato molte volte problematiche coinvolgenti altre parti della struttura. Tale procedimento ha richiesto lunghe tempistiche di analisi, ha quindi precluso la possibilità di analizzare gli aspetti economici del progetto, che potrebbero inficiarne la realizzazione.

La parte più critica del percorso di tesi si è rivelata essere la progettazione dell'end effector. Infatti, lo stesso è stato progettato autonomamente. Tale analisi ha permesso di ottenere un gripper, che soddisfa pienamente i requisiti di sicurezza e di spazio disponibile per la presa. Si ritiene necessario proseguire le analisi condotte, comparando quanto fatto con le future caratteristiche dei rivelatori di ioni (ubicazione relativa, grandezza delle stesse, peso e informazioni sul baricentro).

Infine, è necessario valutare il posizionamento del manipolatore, sulla base delle simulazioni elettromagnetiche svolte dall'INFN sullo spettrometro, per inserire eventuali schermature dei motori degli attuatori.

10. Bibliografia e sitografia

- NUMEN collaboration, NUMEN Technical Documentation Report, Luglio 2019;
- P. Beynel, P Maier and H shonbacher, Compilation of radiation damage test data, Part III: Materials used aroud high-energy accelerators,1982
- C. Ferraresi, T. Raparelli, Meccanica applicata, CLUT, 2007;
- E. Chirone, S. Tornincasa, Disegno Tecnico Industriale, vol. I e II, Il Capitello, 1996;
- Guido Belforte, Manuale di Pneumatica, III edizione, tecniche nuove, 2019;
- K.L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1985;

11. Cataloghi utilizzati¹

Solenoide push-pull sollevamento: solenoide 870F, solenoide push pull, GEEPLUS

Solenoide push-pull rilascio: solenoide 874F, solenoide push pull, GEEPLUS

Cilindro doppio effetto rilascio: cilindro pneumatico ADN-63-06, compact cylinders, FESTO

Cuscinetti: cuscinetti a ricircolo di sfere 608-2Z, cuscinetti a sfere con schermo, SKF

Viti a colletto rettificato: ISO 7379-12-M10-100-NI, GN.35411 viti a colletto rettificato, ELESA

Molle: molle LHL1000B8, molle di compressione HEFTY[™] Die Spring, LEE SPRINGS

Unità di scorrimento: GN 509-30-SNI, Ball transfer units, ELESA-GANTER

Anelli fissaggio unità di scorrimento GN 509.3-38-B, Retainers for ball transfer units GN 509 / GN 509.1, ELESA-GANTER

Freno: DH 010 FPM, Brake Caliper/spring activated – pneumatically released ,RINGSPANN

Profilati sostegno organo di presa: 120x60x3 e 80x40x5 Profilati metallici Tubi (scatolati) in Acciaio a sezione rettangolare, OPPO

Bronzina reggispinta: MPTZ25-30, Oil free bushings-copper alloy, MISUMI

Bronzina non-reggispinta: MPKZ25-14, Oil free bushings-copper alloy, MISUMI

Pistoncini a leva: PMXRB10, Indexing Plungers- Coarse Thread Lever Type, MISUMI

Modulo lineare: LX4520-B1-590, Single Axis Actuators, MISUMI

Motore Modulo Lineare: AZM66AC-TS3.6, stepper motors, ORIENTAL MOTORS

Giunto Modulo Lineare: CPDW25-10-10-LK3, Flexible Couplings for Servo Motor - Disc, Clamping, MISUMI

¹ I cataloghi utilizzati si riferiscono a componenti commerciali utilizzati in una delle soluzioni proposte o nella soluzione finale, sono stati omessi le ricerche che non hanno condotto a risultati notevoli. Si citernanno in ordine l'elemento di riferimento, il codice componente (in alternativa un indicazione sul modello o sulla taglia del componente), la serie e infine il costruttore

Profilati braccio: 40x40x4,60x40x4,80x80x5,100x100x4,100x100x5 e120x120x5, profilati metallici Tubi (scatolati) in Acciaio a sezione quadrata, OPPO

Profilato colonne di sostegno: 250x150x16, rectangular hollow section cold, TWIGG (UK)

Guide lineari: EGW20SA, Guide lineari, HIWIN

Martinetto con vite a ricircolo di sfere: EBT0010-U00, E-series ball screw, POWERJACK

Motore martinetto con vite a ricircolo di sfere: BN-63A, 6 poles induction motor, POWERJACK

Ralla motorizzata: SG 175 - 25 - RH, Tavole girevoli, ISB

Motore ralla motorizzata: AZM98AC-TS10, stepper motors, ORIENTAL MOTORS

Profilati della base: 30x30x3 e 40x40x2, profilati metallici Tubi (scatolati) in Acciaio a sezione quadrata, OPPO

12. Appendice: codice matlab per il calcolo della forza scambiata fra guida e pattino e verifica a contatto hertziano dei due elementi

Il codice MatLab consta di due sezioni: la prima sezione serve al calcolo della forza normale scambiata fra la guida e il pattino; la seconda sezione ha come dati in ingresso la forza normale scambiata fra i due elementi e calcola la tensione del contatto hertziano fra i due elementi. Si riporta in seguito il codice matlab:

```
%%% Sezione calcolo forze scambiate fra pattino e quide
clear all
close all
L1=754;
L2=621;
dan=50:
alfavet=1:0.1:8;
alfavetrad=deg2rad(alfavet);
m=100;
gg=9.8;
%% si commenta ogni coppia, quindi si lascia non commentata la coppia di
interesse
% acciaio e bronzo statico
mu1=0.74;
mu2=0.4;
%%acciaio e bronzo dinamico
mu1=0.54;
mu2=0.2;
%bronzo e bronzo dinamico
mu1=0.2;
mu2=0.2;
%elementi scorrevoli e bronzo
mu1=0.005;
m_{11}2=0.2:
%% si commenta uno dei due valori quindi si lascia non commentato uno dei due
casi
hpiedini=546; %distanza piastra rivelatore-elementi volventi
hpiedini=50; %distanza piastra rivelatore-elementi volventi
soluzioni=zeros(8,length(alfavetrad));
soluzioni2=zeros(2,length(alfavetrad));
soluzioni3=zeros(2,length(alfavetrad));
%% si implementa l'equilibrio dinamico di scorrimento della piastra, quindi si
procede alla soluzione del sistema lineare, che resistuisce il vettore con le
forze di reazione (delle dita di presa contro i riscontri, il calcolo delle
componenti di attrito serve per le simulazioni FEM).
for i=1:length(alfavet)
    a=dan+mu1*hpiedini;
    b=dan+L1+L2+mu1*hpiedini;
    c=0;
    d=mu1;
    e=mu1;
    f=mu2-1/tan(alfavetrad(i));
    α=1;
    h=1;
    l=1+mu2/tan(alfavetrad(i));
    A=[a,b,c;d,e,f;g,h,1];
    Ainv=inv(A);
    terminenoto=[1000*(L1+dan),0,1000]';
    N1N2V=Ainv*terminenoto; %calcolo reazioni normali sui due piedini di
appoggio e la componente verticale della forza sulle guide
    T1=mu1*N1N2V(1); %calcolo attrito sul riscontro delle dita di presa lato
che interagisce con la guida
```

```
T2=mu1*N1N2V(2); %calcolo attrito sul riscontro delle dita di presa lato
che non interagisce con la guida
    V=N1N2V(3);
    H=N1N2V(3)/tan(alfavetrad(i)); % calcolo forza orizzontale scambiata con
quida
    Tv=mu2*H; % calcolo componente verticale forza di attrito sulla quida
    To=mu2*N1N2V(3); % calcolo componente orizzontale forza di attrito sulla
quida
 end
%% si seleziona l'angolo di interesse nel nostro caso il minore possibile,
poiché corrisponde a una minor sollecitazione delle guide, con il vincolo che
lo stesso impieghi più di 5 secondi a percorrere la guida (Tale richiesta
corrisponde a 16°). Quindi si utilizza il valore di V e H per tale angolo per
calcolare la forza normale alla guida che sarà utilizzata nella prossima
sezione
%%% Sezione contatto hertziano
%parametri geometrici
Rsfera=30;
Rraccordo=-23; %raggio definito parte cilindrica del pattino
Rcono=7; %caso alto (entrata pattino in cono), corrisponde al raggio minimo del
cono
Rcono=10 %caso basso (uscita pattino in cono) , corrisponde al raggio massimo
del cono
%Rgencono=0
alfax=1/(2*Rsfera)
alfav=1/(2*Rraccordo)
betax=1/(2*Rgencono);
betay=1/(2*Rcono)
ctau=(alfax-alfay+betax-betay)/(alfax+alfay+betax+betay)
%% entro in grafico con ctau (coseno di tao) e trovo i coefficienti di forma aa
e ba
ba=0.85; %da tabella, caso alto ctau=0.25
aa=1.2; %da tabella, caso alto
ba=0.725; %da tabella, caso alto ctau=0.5
aa=1.45; %da tabella, caso alto
aa=2.2; %da tabella, caso basso ctau=0.8
ba=0.55; %da tabella, caso basso
%modulo della forza normale con angolo 16° ed utilizzo elementi volventi
F=5;
%materiali
mu1=0.34;
E1=100*10^3;
mu2=0.4;
E2=207*10^3;
muE1=(1-mu1^2)/E1
muE2=(1-mu2^2)/E2
%area di contatto
fcontatto=(0.75*(F/(alfax+alfay+betax+betay))*(muE1+muE2))^(1/3)
a=fcontatto*aa
b=fcontatto*ba
%pressioni
pmax=1.5*F/(pi*a*b)
% verifico che il coefficiente di snervamento del materiale sia maggiore di
quello minimo per non incorrere in snervamento
Rehmatminimo=pmax/1.61<sup>1</sup>
```

¹ K.L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1985.

12. Ringraziamenti

Desidero ringraziare di cuore chiunque mi abbia accompagnato durante questo mio percorso accademico. In particolare, ringrazio:

- I miei genitori per il sostegno economico e morale. Mia Mamma che ha sempre creduto in me, anche quando ero un ragazzino accademicamente poco brillante. Mio Padre, con la sua razionalità, che ha instillato in me il pensiero critico e la curiosità scientifica. Grazie ad entrambi per avermi insegnato a superare sorridendo le avversità della vita;
- Mia sorella Laura, per avermi detto alle elementari di fare tutto quello che avrei voluto nella vita ma non l'ingegnere. La ringrazio per aver supportato quel bambino pestifero che ero e per avermi accompagnato sin qua;
- Ai miei Nonni Anna e Fosco per avermi insegnato l'umiltà e l'importanza dell'educazione scolastica. Mi dispiace che oggi non possiate essere presenti;
- Luca, amico da sempre, per avermi insegnato i valori che reputo più importanti nella vita di una persona, ossia la collaborazione e la competizione;
- Fede, amica e psicologa, per avermi sostenuto in tutti i momenti bui che hanno costellato il mio periodo universitario. Senza le nostre chiacchierate e i momenti di svago, ora non avrei neanche un briciolo di sanità mentale;
- Giangi per avermi insegnato ad essere un Bomber.
- Ale, Gianlu, Gigio, Sasha e Simo, per i bei momenti passati dentro e fuori politecnico. Il vostro ricordo rimarrà indelebile nella mia mente (e sul mio sopraciglio);
- Angelo, Costanza, Luigi, Mariangela e Salvo per quell'amicizia nata dal progetto di impianti industriali. Simbolo che dalla vita si può ottenere di più che un semplice layout;
- Chiaretta, Ica e Petri per l'affetto che si rinnova fra di noi malgrado il pochissimo tempo per vederci
- Ai miei amici dell'Isola d'Elba, che ho abbandonato per anni per proseguire i miei studi. Nel momento in cui ci siamo nuovamente ritrovati, mi avete accolto come se ci fossi sempre stato;
- Il Professor Ferraresi, la Dott.sa Calvo e il Dott. Sartirana, per il sostegno durante il percorso di tesi. Senza il loro sostegno accademico e umano, non avrei mai portato a termine il progetto.
- Le professoresse Marchini, Labasin e Sesti, che mi hanno accompagnato nelle varie tappe del mio percorso scolastico e di cui conserverò sempre un bellissimo ricordo;
- Tutti coloro che hanno creduto in me, che hanno visto del potenziale, una luce e una speranza in un semplice ragazzo.
- Infine, me stesso, per la forza e la fibra morale, che mi ha permesso di superare l'oscuro periodo COVID19.