

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA



Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea

Titolo della tesi:

Progettazione di un'attrezzatura robotica per la valutazione sperimentale dei disturbi di forza ammissibili nel cammino.

Candidato

Luca Giuseppe Bertoni

Relatori:

Prof. Marco Beghini

Prof. Antonio Frisoli

Ing. Luigi Borelli

Data 12/06/13

Un sentito ringraziamento va a tutti coloro che mi hanno consentito di realizzare questo lavoro di tesi.

In particolare al Prof. Antonio Frisoli per avermi dato l'opportunità di lavorare in un ambiente così ben organizzato e per il prezioso tempo che mi ha dedicato.

Ringrazio tutti i ragazzi del laboratorio PERCRO, che si sono sempre dimostrati disponibili ad aiutarmi ed in particolare ricorderò sempre con affetto l'Ing. Luigi Borelli.

Infine porgo un sentito ringraziamento al mio tutor e relatore Prof. Marco Beghini.

Grazie a tutti!

Luca Giuseppe Bertoni

Sommario

Sommario	3
1 Introduzione	9
1.1 Body Extender	9
1.2 Obbiettivi della tesi	11
1.3 Stato dell'arte del Body Extender	12
1.3.1 Il sistema Hardyman (General Electric, 1963)	12
1.3.2 Esoscheletri Berkeley Robotics&Uman Engineering Laboratory	13
1.3.3 Electric Human Power Extender (Berkeley, 1996)	14
1.3.4 Il sistema HAL (Hybrid Assistive Limb)	15
1.4 Interfacce Aptiche	16
1.5 Attrezzatura preliminare	17
1.5.1 Treadmill	17
1.5.2 Sistema acquisizione video dei movimenti	17
1.5.3 Drivers di potenza	18
1.5.4 Computer di controllo	19
2 Specifiche richieste	20
2.1 Workspace	21
2.1.1 Asse <i>X</i>	21
2.1.2 Asse <i>Y</i>	23
2.1.3 Asse <i>Z</i>	23
2.1.4 Studio della traiettoria	24
2.2 Requisiti di forza	25
2.2.1 Asse <i>X</i>	26
2.2.2 Asse <i>Y</i>	27
2.2.3 Asse <i>Z</i>	28
2.2.3 Risultante delle forze	28

2.2.4	Risultati dei requisiti di forza	29
2.3	Specifica in velocità.....	30
2.3.1	Asse X.....	30
2.3.2	Asse Y.....	31
2.3.3	Asse Z.....	32
2.4	Specifica in accelerazione	33
2.4.1	Asse X.....	33
2.4.2	Asse Y.....	34
2.4.3	Asse Z.....	35
2.5	Riepilogo delle specifiche richieste	36
3	Stato dell'arte.....	37
3.1	Cavi semplici.....	37
3.1.1	<i>Seven-dof cable-suspended robot with independent metrology</i>	37
3.1.2	Charlotte.....	38
3.1.3	CSHI prototype.....	38
3.1.4	Conclusioni sui cavi semplici.....	39
3.2	Cavi con molle ad arco.....	40
3.2.1	Bow Spring-Tendon Actuation.....	40
3.2.2	The Bow Leg Hopping Robot	41
3.2.3	Conclusioni su cavi con molle ad arco	42
3.3	Aste rigide	42
3.3.1	Grab.....	42
3.4	Confronto fra le varie soluzioni.....	43
4	Progettazione preliminare.....	44
4.1	Sistema ideale	44
4.2	Calcolo range asta "X"	47
4.3	Calcolo range asta "Y"	48
4.4	Asta	49

4.4.1	Schema asta	49
4.5	Trasmissione	50
4.5.1	Motore	50
4.5.2	Encoder	52
4.5.3	Giunto elastico	53
4.6	Cavo di attuazione	54
4.7	Scelta dei cuscinetti.....	54
5	Progettazione del dispositivo	56
5.1	Semplificazioni del sistema.....	56
5.2	Doppio giunto rotoidale	56
5.2.1	Supporto di base	57
5.2.2	Albero verticale	58
5.2.3	Supporto per l'asse orizzontale	58
5.2.4	Supporto per i cuscinetti.....	59
5.2.5	Minuteria	59
5.2.6	Montaggio del doppio giunto rotoidale.....	59
5.3	Asta completa	60
5.3.1	Piastre laterali di sostegno.....	61
5.3.2	Manicotto asta centrale	61
5.3.3	Manicotto del tirante	62
5.3.4	Flangia per prolunga	62
5.3.5	Perno	62
5.3.6	Asta centrale	62
5.3.7	Tirante	63
5.3.8	Montaggio dell'asta completa	64
5.4	Supporto per l'asta	64
5.4.1	Puleggia elicoidale.....	65
5.4.2	Albero orizzontale.....	67

5.4.3	Boccola del tirante	67
5.4.4	Montaggio del supporto completo.....	68
5.4.5	Minuteria	68
5.5	Supporto motore completo	69
5.5.1	Supporto del motore.....	69
5.5.2	Supporto motore completo.....	69
5.6	Dispositivo completo	70
5.7	Schema dell'attuatore completo	71
5.8	Progettazione calzature di prova.....	72
5.9	Progettazione struttura portante di supporto	73
5.10	Struttura completa	75
6	Masse del sistema.....	76
6.1	Baricentri.....	76
6.2	Momenti d'inerzia.....	78
7	Analisi delle forze	79
7.1	Schema del sistema cinematico globale.....	79
7.2	Forze trasversali.....	79
7.3	Reazioni sull'asta completa.....	80
7.4	Tensioni sul cavo	81
7.5	Reazioni sul supporto dell'asta.....	81
7.6	Coppia motrice	83
7.7	Forze d'inerzia totali	83
7.8	Disturbo.....	84
7.8.1	Variazione della variabile x ed α nel sistema reale	84
7.8.2	Variazione del disturbo	85
7.9	Reazioni totali.....	86
7.10	Reazioni sull'asta di guida.....	87
8	Verifica strutturale dei componenti.....	88

8.1	Calcolo tensioni nell'albero orizzontale.....	88
8.1.1	Verifica strutturale con elementi finiti.....	89
8.2	Calcolo delle reazioni sui cuscinetti, (albero verticale)	90
8.3	Calcolo tensioni nell'albero base.....	92
8.3.1	Verifica tramite calcolo FEM.....	93
8.4	Calcolo reazioni sui cuscinetti dell'albero verticale	94
8.5	Calcolo reazioni su asta completa.....	95
8.5.1	Asta centrale	99
8.5.2	Tirante	99
8.5.3	Prolunga	100
8.5.4	Calcolo reazioni asta completa tramite calcolo FEM	101
9	Controllo del sistema.....	103
9.1	Generazione forza desiderata	103
9.2	Localizzazione End-Effector	105
9.2.1	Premesse.....	105
9.2.2	Localizzazione planare (due attuatori).....	106
9.2.3	Localizzazione spaziale (tre attuatori)	108
9.2.4	Errore dovuto alla localizzazione planare	109
9.3	Generazione delle componenti di forza.....	110
9.3.1	Caso generale (tre attuatori)	110
9.3.2	Caso planare (due attuatori)	112
9.4	Generazione del segnale di comando.....	112
9.5	Modulo generale supervisione stati	113
10	Realizzazione	114
11	Ricerca sperimentale dei valori ammissibili dei disturbi di forza.....	119
11.1	Metodi di prova sperimentale	119
11.2	Tracking.....	121
11.3	Forza“back” continua	122

11.4	Forze “Back-stance”	123
11.5	Forza “back-swing”	125
11.6	Forza in avanti, “forward”	126
11.7	Forza “forward-stance”	127
11.8	Forza “forward-swing”	129
11.9	Forza verso l’esterno, “out”	130
11.10	Forza “out-stance”	131
11.11	Forza “out-swing”	133
11.12	Forza verso l’interno, “in”	134
11.13	Forza “in-stance”	136
11.14	Forza “in-swing”	137
11.15	Tabella riassuntiva.....	139
12	Conclusioni	141
12.1	Stabilità di locomozione Body Extender	141
12.2	Futuri utilizzi e sviluppi.....	143
13	Riferimenti.....	144

1 Introduzione

L'argomento della presente tesi è da inquadrare in uno studio più ampio mirante alla realizzazione del Sistema robotico Body Extender (SBE), la cui realizzazione é prevista nell'ambito del progetto di ricerca PRN 266 –“Applicazioni avanzate in ambito militare di tecnologie di tele-operazione”, co-finanziato dalla Direzione Generale degli Armamenti Terrestri (DGAT) del Ministero della Difesa.

1.1 Body Extender

Le funzionalità principali del Sistema Body Extender, sono quelle di esercitare sull'ambiente operativo, delle forze amplificate e allineate con quelle esercitate dall'operatore e di consentire la locomozione di quest'ultimo rispetto al suolo.

La configurazione di riferimento per la progettazione preliminare prevede che il Sistema Body Extender sia costituito da una struttura robotica di potenziamento per tutto il corpo e da un veicolo militare di supporto, da cui essa preleva unicamente l'energia elettrica necessaria alla sua alimentazione (vedi Figura 1). (1)

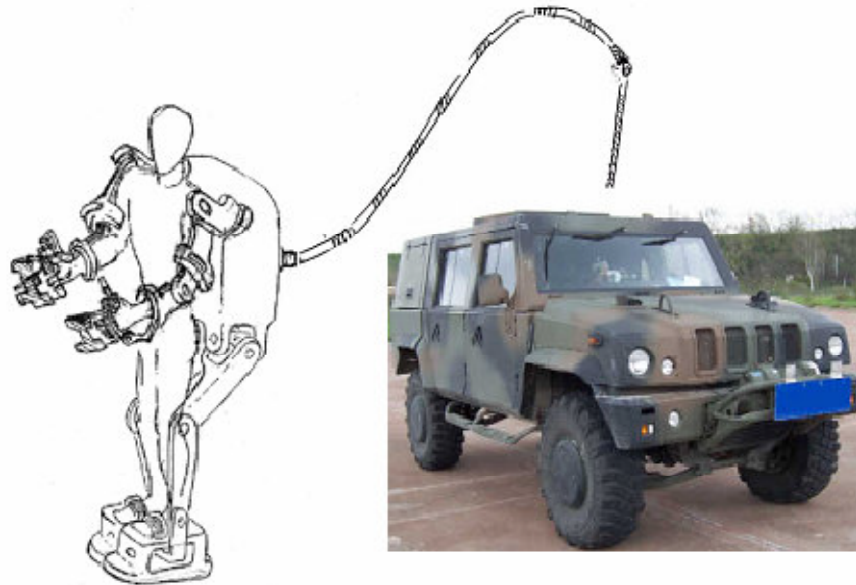


Figura 1 – Body Extender

La struttura robotica è costituita da 4 arti robotici (2 braccia robotiche e 2 zampe robotiche) i cui link di base sono solidali ad un corpo centrale rigido denominato zaino e posto nella zona retrostante la schiena dell'operatore. Nello zaino, oltre agli eventuali attuatori relativi ai primi gradi di libertà dei 4 arti robotici sono alloggiati i componenti elettrici che costituiscono la piattaforma hardware del controllore del sistema. L'operatore è in contatto con la struttura robotica in corrispondenza dei palmi delle mani (connessi all'estremità distale delle braccia robotiche), delle piante dei piedi (connesse all'estremità distale delle zampe robotiche) e del torace (connesso allo zaino). Ulteriori punti di contatto sono localizzati in corrispondenza delle dita indice e medio per

l'azionamento dell'organo di presa. La struttura robotica è dotata di sensori di forza posti in corrispondenza dei suddetti punti di contatto, al fine di rilevare le azioni di forza scambiate tra la struttura e l'operatore. In condizioni di funzionamento normale, l'operatore non entra mai in contatto con l'ambiente circostante (suolo compreso). Viceversa le interazioni con quest'ultimo sono sempre mediate dalla struttura robotica.



Figura 2 - Body Extender

1.2 Obiettivi della tesi

Nell'interazione tra operatore e Body Extender si sviluppano delle forze non quantificabili che rendono necessario un sensibile cambiamento delle abitudini motorie dell'operatore, questo può causare durante la locomozione, qualora i movimenti compensatori adottati dall'operatore non siano compatibili con la distribuzione dei pesi della struttura robotica, il ribaltamento del sistema.

Tutto ciò premesso, è dunque necessaria un'opportuna attività sperimentale per dare una stima cautelativa delle massime forze d'interazione tra Body Extender ed operatore.

L'interfaccia tra Body extender e arti inferiori dell'operatore, può costituire inoltre un ulteriore impedimento ad una locomozione corretta; per questo la prova verrà condotta con l'impiego di speciali calzature che simulano la forza ed il peso delle estremità inferiori dell'esoscheletro.

Scopo del progetto è quello di studiare gli effetti che hanno le forze di disturbo applicate alle caviglie di un uomo mentre cammina; queste forze dovranno essere regolabili a piacere e di direzione opportuna. Per lo studio, la persona dovrà camminare su di un tappeto scorrevole in maniera che il *work-space* risulti limitato alla zona del tappeto, (Figura 3 – Sistema di prova).

In relazione a ciò la seguente tesi si divide in due fasi, una progettuale ed una sperimentale:

1. Progettazione e realizzazione di un dispositivo per la generazione di forze.
2. Definizione dei valori massimi ammissibili di forza che il soggetto, durante il cammino, può sopportare senza modificare in maniera sensibile le abitudini motorie, tramite prove sperimentali in cui il soggetto è sottoposto a forze di disturbo variabili.

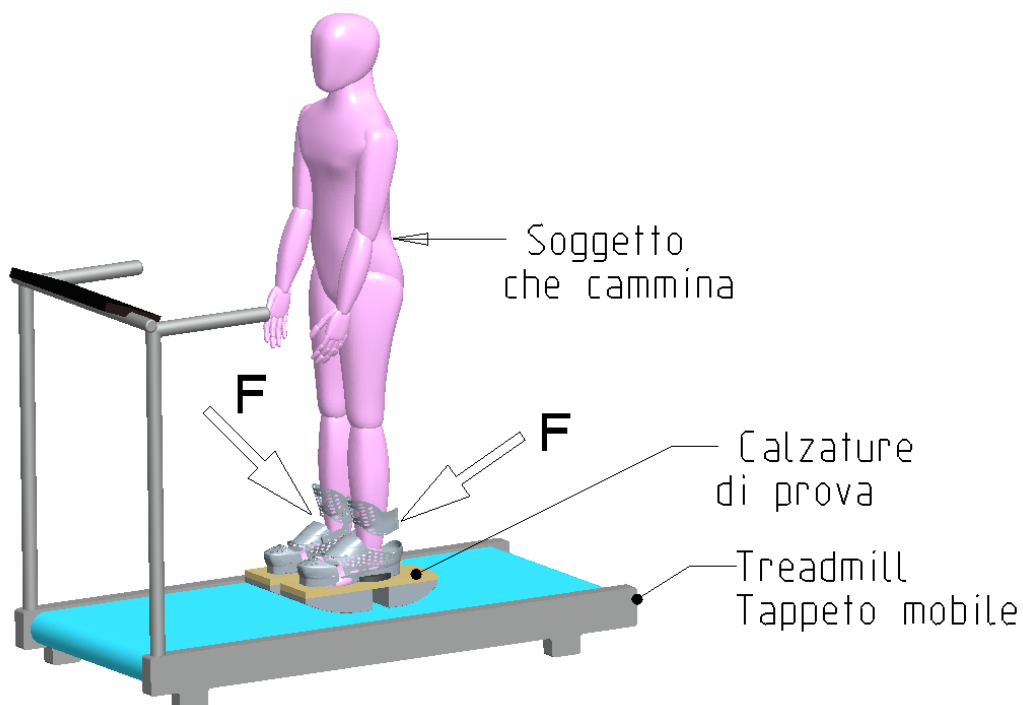


Figura 3 – Sistema di prova

1.3 Stato dell'arte del Body Extender

Il progetto Body Extender é collocabile nell'ambito del tema di ricerca relativo al Potenziamento delle Prestazioni Umane (Human Power Augmentation). Le applicazioni in ambito militare di tale tecnologia sono relative alla movimentazione di materiali in contesti destrutturati ed all'aumento del carico complessivo degli equipaggiamenti trasportabili per unità di personale militare.

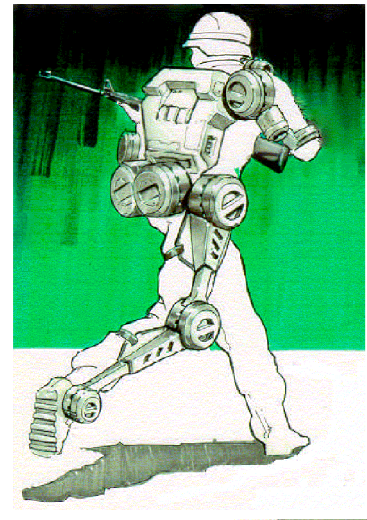


Figura 4 - Sistema esoscheletrico

1.3.1 Il sistema Hardyman (General Electric, 1963)

Hardiman è stato il primo serio tentativo di costruire un esoscheletro potenziato che permettesse all'operatore di muoversi, arrampicarsi ed esercitare pressioni o trazioni con capacità di carico fino a 750 kg con un rapporto di amplificazione di forza di 25:1. Gli spostamenti dell'operatore erano rilevati da un esoscheletro interno elettrico (*master*) che comandava un esoscheletro esterno (*slave*), azionato da 26 motori idraulici che funzionavano con olio in pressione fino a 3000 psi. Tutti i giunti presentavano finecorsa meccanici per l'incolumità dell'operatore. L'operatore era in contatto con la struttura meccanica in corrispondenza degli avambracci, del bacino e dei piedi ed il collegamento era tale da permettere un facile disimpegno senza alcun aiuto esterno.



Figura 5 - Il sistema Hardyman

Ogni tentativo di collaudo dell'intero esoscheletro fallì a causa dell'incontrollabilità della struttura esterna dovuta probabilmente all'insufficiente stadio di maturità delle tecniche di controllo dell'epoca. (2)

1.3.2 Esoscheletri Berkeley Robotics&Uman Engineering Laboratory

Nell'anno 2000 la DARPA ha investito 40 milioni di dollari in un programma di ricerche specifico, avente per obiettivo la realizzazione entro il 2005 di un esoscheletro di potenziamento per l'intero corpo umano e provvisto di sistemi propri di generazione dell'energia. Come risultato intermedio di questo programma, nell'anno 2004 l'Università di Berkley ha realizzato e sperimentato con successo un sistema robotico di potenziamento degli arti inferiori denominato Bleex (vedi Figura 6 - Il sistema BLEEX). Esso consiste in un paio di zampe robotiche rigidamente connesse con l'operatore in corrispondenza dei piedi e del bacino. Esse sostengono uno zaino contenente l'unità di potenza del sistema (motore endotermico più la centralina idraulica = 35 kg) e l'eventuale carico aggiuntivo (15 kg).



Figura 6 - Il sistema BLEEX

Il sistema robotico permette di scalare il peso avvertito dall'operatore di circa 20 volte, permettendo al soldato con lo zaino carico in spalla di percorrere lunghe distanze o salire 50 rampe di scale senza alcuno sforzo. Gli attuatori sono idraulici e sono controllati da un'unità centrale presente nello zaino dell'esoscheletro che elabora segnali provenienti da circa 40 sensori, simulando l'attività del sistema nervoso umano e calcolando quali forze gli attuatori lineari debbano compiere sui giunti al fine di ridurre il carico gravante sull'operatore. L'evoluzione del sistema Bleex è il sistema ExoHiker, (Figura 7). Il peso di questo esoscheletro è stato ridotto, inclusi alimentatore, batterie e computer di bordo a soli 14 Kg. La durata della missione a media velocità è di 42 Km ma grazie all'applicazione di un piccolo pannello solare, il tempo di missione sarà illimitato. Il precedente sistema è stato affiancato dal sistema ExoClimber, progettato per consentire la rapida ascesa di scale e ripidi pendii con la stessa autonomia del sistema ExoHiker. Il peso del sistema è di 23 Kg; permette a chi lo indossa di non sentire nessun carico verticale fino ad un massimo di 68 Kg. Come fonte di energia alternativa è possibile utilizzare una piccola cella a combustibile. Il progetto HULC, (Human



Figura 7

Universal Load Carrier), è la terza generazione di esoscheletro. Esso incorpora le funzionalità di ExoHiker ed ExoClimber. Le sue principali caratteristiche sono il carico utile trasportabile di 90 Kg e la drastica riduzione del costo metabolico per la persona che lo indossa.

Al sistema HULC può essere aggiunto un modulo di sollevamento (Lift Assist Device). Questo dispositivo consente all'operatore di sollevare e trasportare carichi fino ad un massimo di 68 Kg. Questo sistema può essere facilmente montato sul retro dell'esoscheletro HULC. Il contrappeso del dispositivo mantiene il centro di gravità nei pressi dell'operatore, consentendo il mantenimento dell'equilibrio. Attraverso l'utilizzo di sensori ed un microcomputer, l'esoscheletro si muove in concerto con l'operatore permettendogli un preciso posizionamento dell'oggetto. (3)



Figura 8 – HULC con Lift Assist Device

1.3.3 Electric Human Power Extender (Berkeley, 1996)

Questo sistema era pensato per applicazioni generiche di “*material handling*” ed in particolare per la manipolazione di carichi pesanti con entrambe le braccia. L'utilizzo di tale dispositivo riduce il rischio di lesioni alla schiena a causa del sollevamento ripetuto di carichi in ambito di magazzino. Questo dispositivo aumenta le capacità di carico dell'operatore ed oltre a seguire i naturali movimenti del soggetto, può essere programmato per seguire una traiettoria particolare ed indipendente dalla direzione esatta verso cui l'operatore manipola l'extender. La velocità di traslazione dell'extender è sempre proporzionale alla forza applicata dall'operatore. Ogni braccio ha 5 giunti seriali.

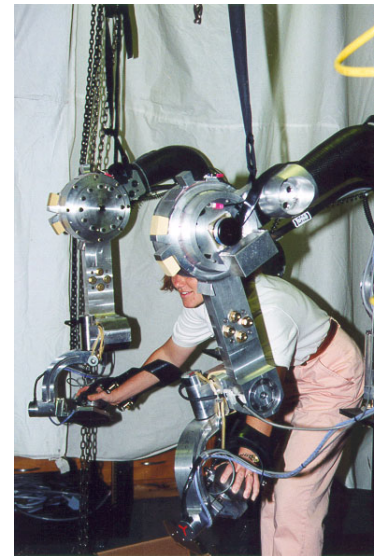


Figura 9

Un “falso” grado di libertà aggiuntiva è stato aggiunto tra la mano dell'operatore e la macchina in modo da permettere all'operatore di posizionare ed orientare liberamente la mano. I primi 3 gradi di libertà sono attuati, mentre i restanti gradi di libertà più quello “falso” sono integrati nel polso. La superficie di interfaccia con il carico è ricoperta da gomma per impedire scivolamenti. (4)

1.3.4 Il sistema HAL (Hybrid Assistive Limb)

Il sistema HAL, sviluppato dal Cybernics Laboratory dell'Università di Tsukuba, è un sistema esoscheletrico, che può interagire, ampliare o migliorare le capacità fisiche. L'esoscheletro segue i movimenti dell'utilizzatore interpretando in modo predittivo le sue intenzioni, mediante acquisizione dei segnali mioelettrici di superficie e fornendo potenza per alleggerire lo sforzo muscolare. Il controllo è di tipo ibrido ed è basato su due moduli:



Figura 10 – Sistema Hal

1. **Controllo di posizione**, basato sul metodo della “sequenza delle fasi”. Esso crea un modello del ciclo di cammino dell'uomo sulla base di un insieme ridotto di movimenti elementari chiamati “fasi”, che corrispondono alle fasi in cui i muscoli sono attivi o passivi.
2. **Controllo in forza**, che regola la coppia sulla base dei segnali mioelettrici provenienti dai muscoli coinvolti nella locomozione.

I motori elettrici in corrente continua sono ridotti mediante *harmonic-drive* e sensorizzati con encoders. Il peso totale dell'esoscheletro è di 23 kg, e di 15 Kg senza arti superiori, ma risulta completamente trasparente all'utilizzatore in quanto auto equilibrante. La sorgente di alimentazione del sistema è una batteria allocata nello zaino, da 100 V, che permette un'autonomia di 2 ore e 40 minuti. Il sistema Hal, può essere usato, come supporto di riabilitazione o per disabili, ed anche per facilitare la manodopera pesante nelle fabbriche, ed anche come supporto di soccorso presso i siti di disastro. (5)

1.4 Interfacce Aptiche

Le Interfacce aptiche sono dispositivi robotici studiati per interagire direttamente con l'operatore umano, aventi la funzionalità di indurre in quest'ultimo la percezione di forze relative, ad esempio al contatto con un oggetto. Affinché un dispositivo possa essere ritenuto idoneo alla simulazione dell'interazione fisica con l'ambiente, deve possedere tre caratteristiche fondamentali:

- 1) **Elevata trasparenza.** Durante la fase in cui non si determinano interazioni con l'ambiente circostante, l'utente non deve avvertire la presenza del dispositivo. In altri termini l'interfaccia aptica deve essere realizzata in modo da ridurre al minimo le forze di reazione, necessarie al suo trascinarsi, che questa esercita sull'operatore durante i suoi spostamenti nello spazio libero. Dal punto di vista tecnico, occorre ridurre al minimo le forze, indotte sull'operatore, dovute al peso proprio del dispositivo, agli attriti interni e alle masse in movimento (forze inerziali). Questa condizione può essere ottenuta sia agendo sulla componente meccanica del dispositivo (cinematica, sistemi di trasmissione, attuatori, parti strutturali, etc.) sia sulla componente di controllo degli attuatori, adottando opportune tecniche di compensazione (attrito, inerzia, gravità).
- 2) **Elevate rigidità.** Durante la fase di interazione il dispositivo deve essere in grado di indurre realisticamente la percezione del contatto con gli oggetti. Questi ultimi, al limite, possono essere infinitamente rigidi. Il dispositivo quindi, dovrà essere in grado di mostrare all'operatore rigidità sufficientemente elevate. Anche in questo caso si può agire tanto sulla componente meccanica (trasmissioni, parti strutturali) tanto sulla componente di controllo (elevato guadagno d'anello).
- 3) **Elevata banda passante.** Durante la transizione tra la fase di non contatto e quella di contatto, il dispositivo deve essere in grado di generare delle forze con elevata dinamica temporale (alto contenuto spettrale). Questo è particolarmente vero nel caso sia necessario simulare degli urti con oggetti rigidi. Dal punto di vista tecnico questa caratteristica può essere ottenuta elevando la frequenza propria della componente meccanica. (6)

1.5 Attrezzatura preliminare

Per prima cosa è stata definita l'attrezzatura preliminare da utilizzare durante la ricerca sperimentale.

1.5.1 Treadmill

Il treadmill è un tappeto mobile sul quale il soggetto cammina durante la prova. Affinché il soggetto si possa muovere con la massima naturalezza durante la prova senza l'ausilio di alcuno tipo di sostegno su cui scaricare le forze di reazione, la pedana mobile deve poter generare autonomamente il suo movimento. Sono quindi stati esclusi i sistemi del tipo a volano che inoltre non avrebbero garantito la regolazione precisa di velocità necessaria all'esecuzione della prova ed è stata scelta la pedana mobile motorizzata doymos tc140 con potenza di 1,2 kW mostrata in Figura 11.



Figura 11 - Tappeto mobile

1.5.2 Sistema acquisizione video dei movimenti

Per l'acquisizione video dei movimenti vengono utilizzate una serie di telecamere ad alta risoluzione disposte intorno all'area nella quale i movimenti da acquisire vengono compiuti. Ogni telecamera (del tipo mostrato in Figura 12) è dotata di un opportuno sistema di illuminazione stroboscopico che emette, generalmente nel campo dei raggi infrarossi, lampi di luce sincroni al funzionamento dell'otturatore della camera stessa; gli obiettivi delle telecamere inoltre sono forniti di uno speciale filtro che rende le telecamere stesse sensibili unicamente alla luce emessa da detto sistema eliminando la possibilità di interferenze da fonti luminose esterne.



Figura 12 – Telecamera Vicon

Delle piccole sfere ricoperte da materiale riflettente, dette marker, vengono poste in coincidenza con i punti da acquisire. Un Software specializzato localizza i markers visti attraverso le telecamere e ne definisce la posizione spaziale in termini di coordinate spaziali che registrate in funzione del tempo definiscono l'acquisizione del movimento voluto. L'impiego di un sistema di acquisizione video del movimento presenta, rispetto ad altre metodologie (es. tracker meccanici o elettromagnetici) diversi vantaggi, tra questi la leggerezza dei markers che non influiscono sul moto da acquisire, un'elevata risoluzione spaziale (tipicamente dell'ordine di 0,1 mm) e temporale (fino a 0.5 ms).

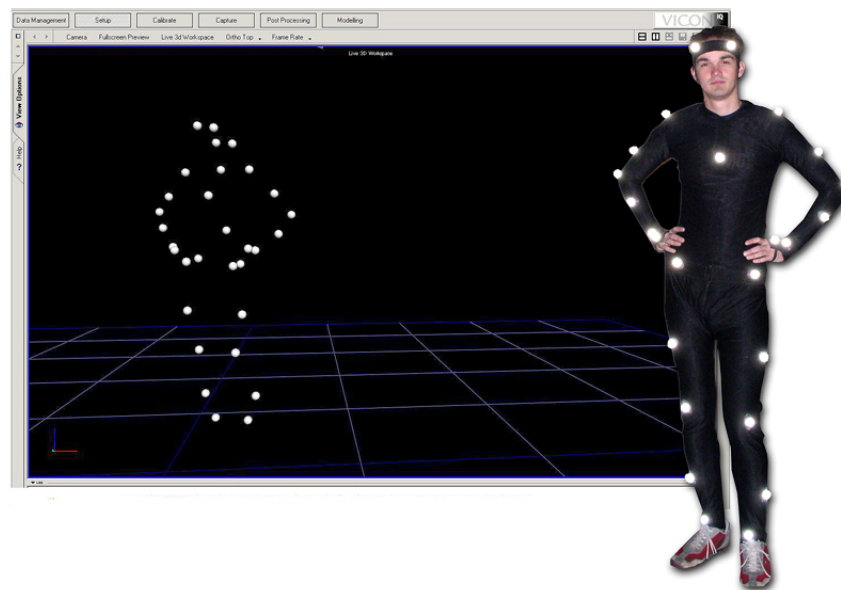


Figura 13 – Esempio di marker su soggetto

1.5.3 Drivers di potenza

I drivers di potenza sono dei dispositivi elettronici che provvedono a modulare l'alimentazione fornita ai motori elettrici dei generatori di forza in modo che questi ricevano una corrente controllata in funzione del segnale di comando generato dal computer di controllo. Per la prova sono stati impiegati i drivers Violin della Elmo MC 10/100, un servo amplificatore di corrente che opera in modalità PWM per alimentare motori a spazzole in corrente continua, che presenta i dati di targa riassunti nella tabella seguente:

Tensione di alimentazione: 20-95 V

Corrente continua massima: 10 A

Corrente di picco: 20 A

Potenza massima: 950 W

Frequenza: PWM 32 kHz

1.5.4 Computer di controllo

Il computer di controllo è il cuore dell'attrezzatura di prova. Su di esso è installato il sistema operativo real-time XPC target e i moduli software di controllo dell'intera attrezzatura. Il computer è inoltre equipaggiato con una scheda I/O di tipo STGII-8 che gli permette di interfacciarsi con l'ambiente esterno, le caratteristiche della suddetta scheda sono riportate nella tabella seguente:

- Ingressi Encoder: 8
- Bit contatori encoder: 24
- Output analogici 8
- Risoluzione Output analogici 13 bit
- Valore massimo output: ± 10 V
- I/O digitali: 32

Compito di questo dispositivo è di interagire con i generatori di forza leggendo i dati di posizione provenienti da questi ultimi ed in base a questi ed ai comandi provenienti dall'operatore generare un segnale di comando per i drivers di potenza allo scopo di ottenere la generazione di forze sul soggetto in esame in maniera controllata, precisa e ripetibile. I dati raccolti dal computer di controllo inoltre vengono integrati con quelli generati dal sistema di acquisizione video per le valutazioni numeriche della prova. La descrizione più dettagliata del funzionamento del sistema di controllo è riportata nelle sezioni successive.

2 Specifiche richieste

Per definire le specifiche da applicare al progetto sono stati studiati i movimenti di un soggetto in camminata libera, tali dati che erano già in possesso dal laboratorio Percro, sono stati acquisiti tramite il sistema di telecamere Vicon. I Dati riguardano le posizioni spazio-temporale dei marker che il soggetto aveva applicati in posizioni strategiche. Abbiamo quindi a disposizione i dati di posizione di ogni marker sui tre assi di riferimento, in particolare, 851 posizioni nell'arco di 7,0833 secondi, le matrici a disposizione sono del tipo:

$$\begin{bmatrix} X_1 & Y_1 & Z_1 & t_1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_n & Y_n & Z_n & t_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{851} & Y_{851} & Z_{851} & t_{851} \end{bmatrix}$$

La frequenza di campionamento è 120 Hz, da cui:

$$\Delta T = \frac{1s}{120} = 0,008\bar{3}s$$

Il mio studio si è soffermato in particolare sulla posizione delle due caviglie, fondamentale per capire l'entità del *workspace* che il nostro *end effector* dovrà raggiungere. Gli assi di riferimento sono:

- Asse X=direzione di camminata.
- Asse Y=direzione trasversale.
- Asse Z=direzione verticale.

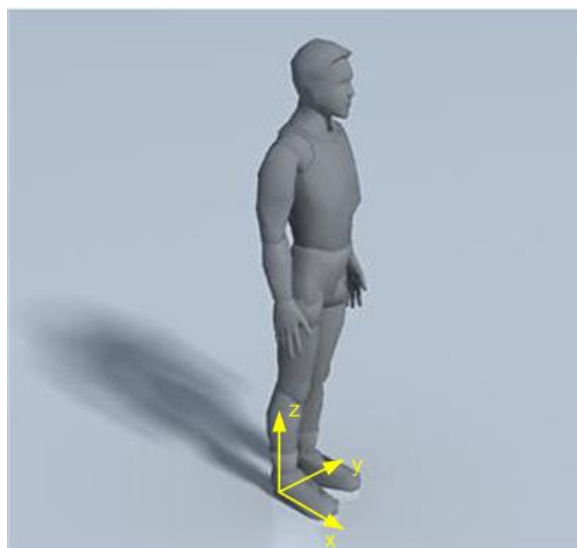


Figura 14 – Sistema di riferimento

2.1 Workspace

2.1.1 Asse X

Un discorso a parte deve essere fatto per questa dimensione, infatti, i dati sono relativi ad una persona che cammina liberamente sul suolo e non su di un tappeto mobile. In Figura 15 l'andamento della coordinata X per un uomo che cammina liberamente sul suolo, in funzione del tempo:

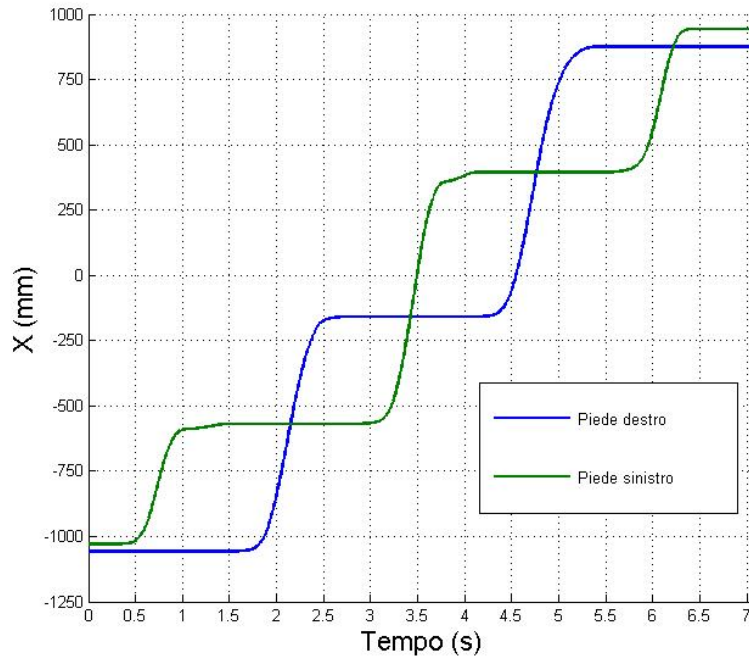


Figura 15 Variazione X dei piedi

<i>Posizione su X</i>				
<i>X(mm)</i>	<i>Max</i>	<i>Min</i>	<i>Delta=Max-Min</i>	<i>Media</i>
Destro	876 mm	-1057 mm	1933 mm	1952
Sinistro	942 mm	-1029 mm	1971 mm	

I dati delle X sono stati rielaborati depurandoli del loro valore medio di velocità. Considerando la media di 1952 mm, la velocità media risulta:

$$V_{x_m} = \frac{1952 \text{ mm}}{7,0833 \text{ s}} = 275,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

L'ipotetico spazio X_s recuperato dalla velocità del tappeto per ogni step è uguale a:

$$X_s = \frac{1952 \text{ mm}}{851} \cong 2,2937 \text{ mm}$$

I nuovi valori esaminati sono ricavati sottraendo per ogni step la quantità X_s :

$$XT_n = X_n - X_s \cdot n$$

Nella Figura 16 sono riportati i nuovi andamenti considerando il tappeto mobile:

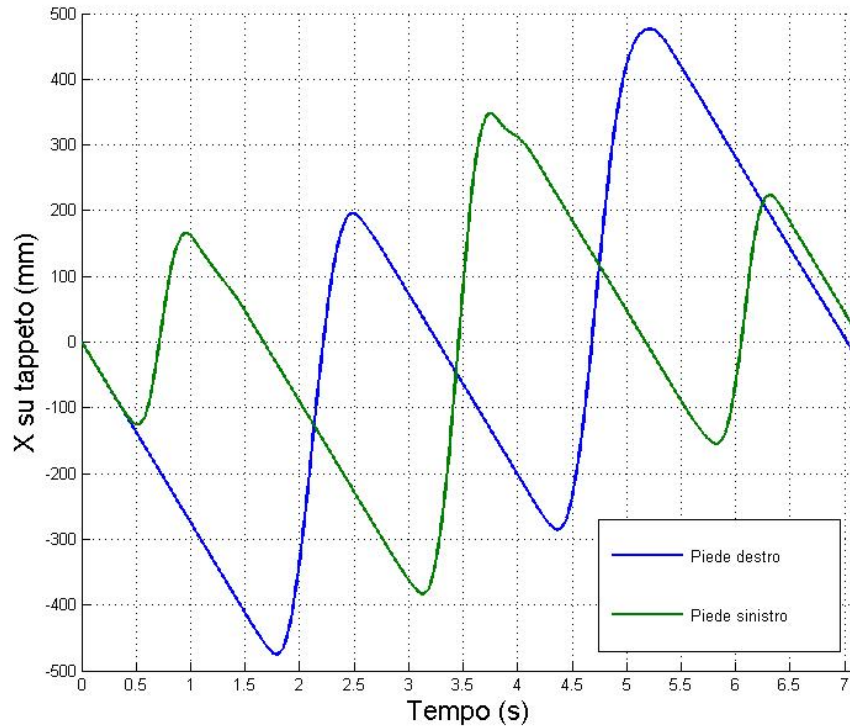


Figura 16 Variazione di X sul tappeto dei piedi

Chiaramente questo è solo un andamento ipotetico delle coordinate X, la tendenza dell'armonica a crescere è significativa perché descrive il possibile comportamento di un soggetto che cammina sopra un tappeto mobile che senza avere appigli, tende a spostarsi relativamente ad esso, quindi modifica la lunghezza del passo e della sua frequenza per rimanere al centro del tappeto.

Tabella 1

<i>Posizione su X (soggetto su tappeto)</i>			
<i>X(mm)</i>	<i>Max</i>	<i>Min</i>	<i>Delta=Max-Min</i>
Destro	478 mm	-477 mm	955 mm
Sinistro	349 mm	-385 mm	734mm

Considerato il massimo delta fra i due e considerando un coefficiente di sicurezza di (1,25) e poi approssimando $955 * 1,25 = 1193 \cong 1200mm$, circa uguale a **1200 mm.**

2.1.2 Asse Y

Qui di seguito sono plottate le coordinate Y in funzione del tempo:

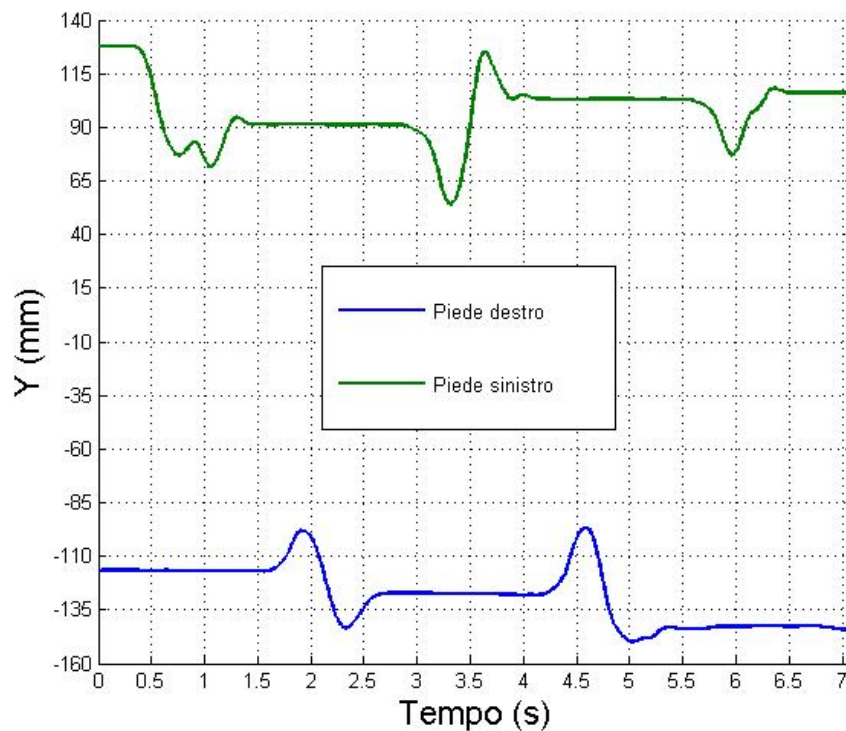


Figura 17 Variazione Y dei piedi

Tabella 2

<i>Posizione su Y</i>				
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Min</i>	<i>Media</i>	<i>Delta=Max-Min</i>
Destro	-97 mm	-150 mm	-127,9 mm	53 mm
Sinistro	128 mm	54 mm	96,5 mm	74 mm

Rispetto ai tre assi di riferimento gli spostamenti lungo la Y sono quelli più ridotti, la distanza media fra la caviglia destra e quella sinistra del soggetto risulta uguale a circa 224 mm; considerato il massimo delta fra i due e considerando un coefficiente di sicurezza di (1,2) e poi approssimando $73,78 \cdot 1,2 = 88,536 \cong 90$, lo spostamento massimo risulta circa uguale a **90 mm**.

2.1.3 Asse Z

Dallo studio delle coordinate Z, in funzione del tempo, dei markers relativi alle caviglie si nota che i dati riguardano 5 passi, due sul destro e tre sul sinistro, l'irregolarità rispecchia il fatto che la camminata in molti soggetti non è simmetrica e dipende dalle particolari situazioni di equilibrio in cui si trova il soggetto esaminato.

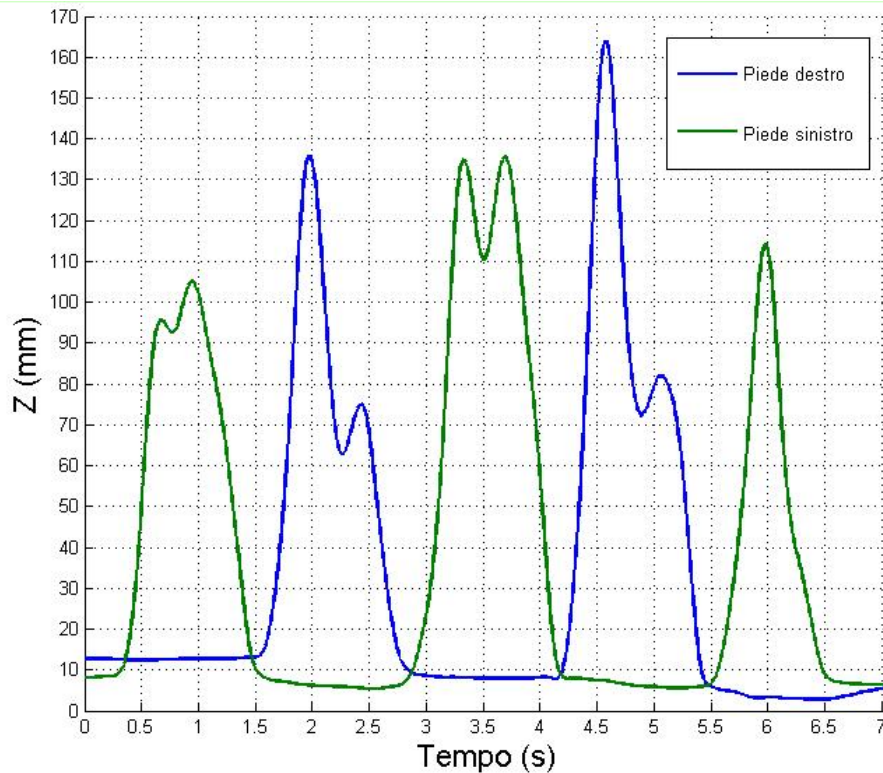


Figura 18 Variazione Z dei piedi

<i>Posizione su Z</i>				
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Min</i>	<i>Delta=Max-Min</i>	<i>Media</i>
Destro	164 mm	3 mm	161 mm	28,7
Sinistro	136 mm	5 mm	131 mm	41,85

Considerato il massimo delta fra i due e considerando un coefficiente di sicurezza di (1,2) e poi approssimando, $161 * 1,2 = 193,2 \cong 200$, circa uguale a **200 mm**.

Esaminando la Figura 18 Variazione Z dei piedi, ei dati relativi alle 851 posizioni della Z si deduce il tempo di percorrenza di ogni passo e la sua media:

Tabella 3

1° passo	2° passo	3° passo	4° passo	5° passo	Media
1,2 s	1,3 s	1,4 s	1,2 s	1,1 s	1,24 s

2.1.4 Studio della traiettoria

Come si nota subito dalla Figura 19, in cui è riportata la traiettoria effettiva della caviglia del soggetto considerato su di un tappeto mobile, la zona che ci interessa è prevalentemente quella lungo la direzione X. In Figura 20 Traiettoria 3D su tappeto dei piedi è visualizzata la traiettoria delle due caviglie, considerando il soggetto in camminata sopra un tappeto mobile.

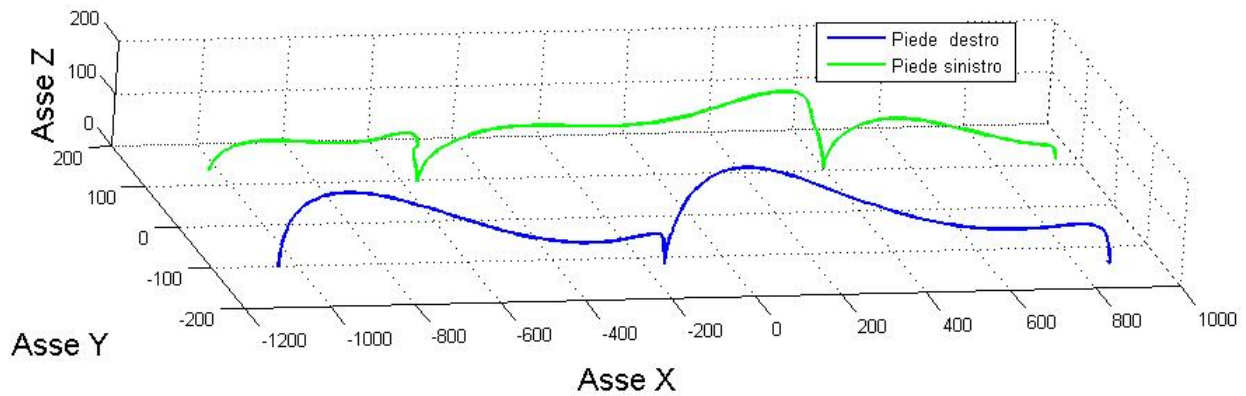


Figura 19 – Traiettoria 3D dei piedi

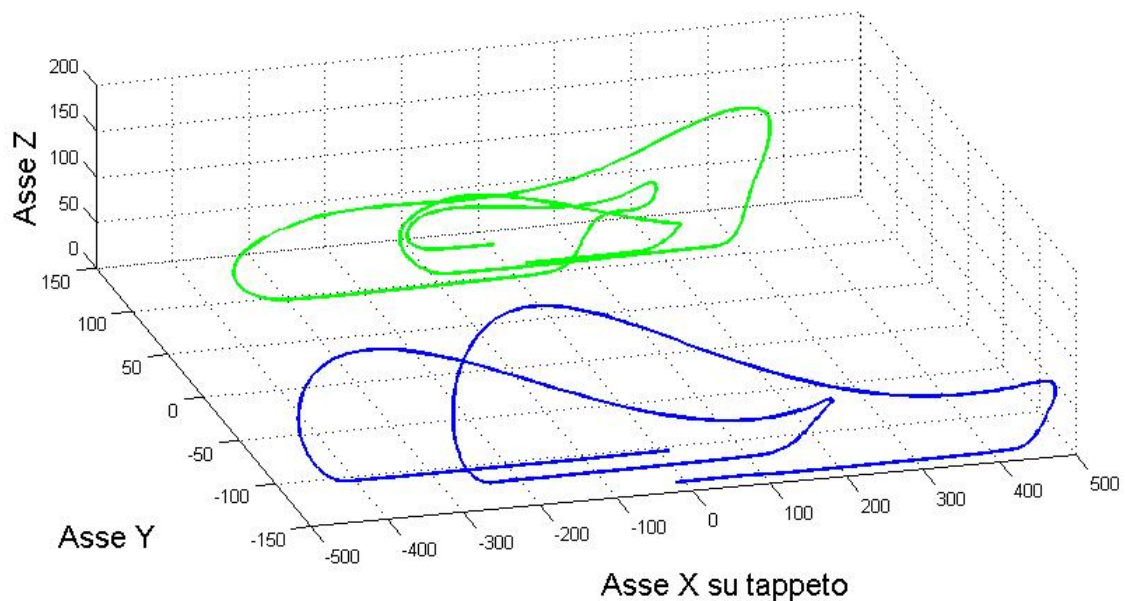


Figura 20 Traiettoria 3D su tappeto dei piedi

2.2 Requisiti di forza

Al fine di valutare le forze trasmesse tra operatore e Body-Extender, è stata fatta dal laboratorio Percro, una simulazione numerica applicata al modello geometrico del Body-Extender, che in questo caso viene considerata come una struttura passiva.

Quest'analisi ha prodotto come risultato le forze e le coppie agenti su ognuno dei punti di interazione tra operatore e Body-Extender. Anche in questo caso la mia ricerca si è soffermata sulle forze applicate alle caviglie.

2.2.1 Asse X

Le forze reali sono variabili tra positive e negative, per lo studio delle forze che richiede il dispositivo ho considerato il valore assoluto delle forze ed in particolare la loro media, nella Figura 21, il grafico delle forze agenti lungo la direzione X e la loro media in linea continua.

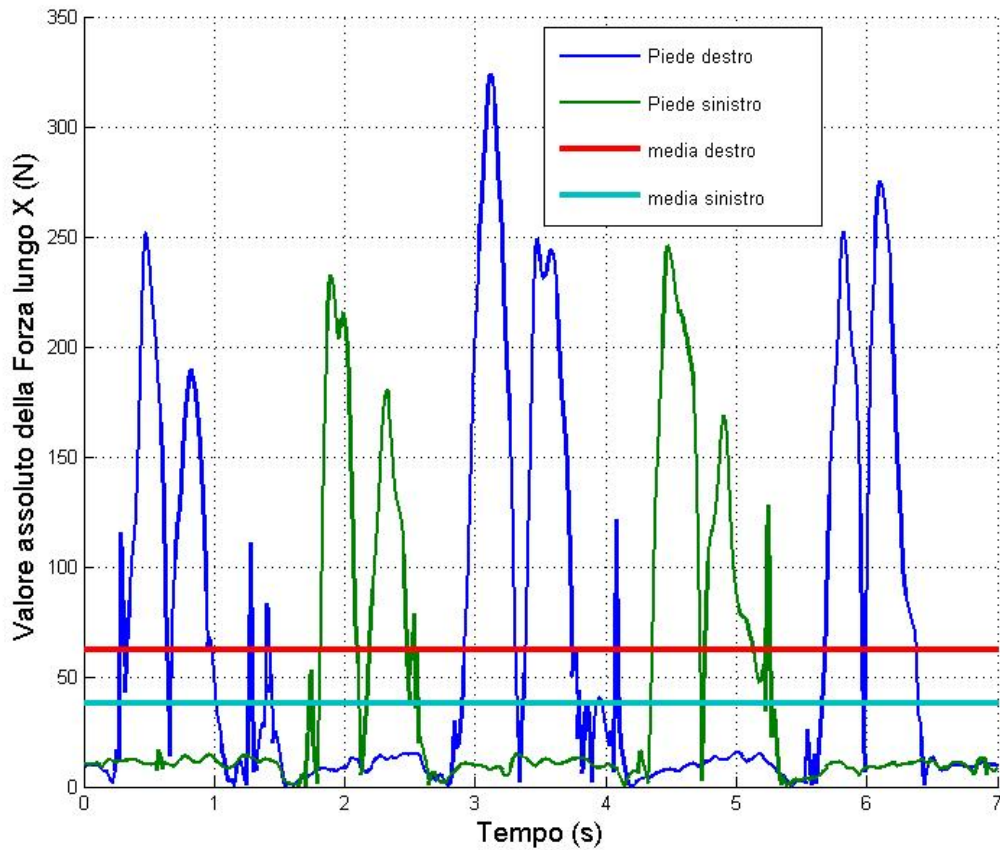


Figura 21 – Forza in direzione X dei piedi

<i>Forza lungo X</i>		
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Media</i>
Destro	324N	62 N
Sinistro	246N	38 N

2.2.2 Asse Y

Andamento temporale della forza agente lungo l'asse Y:

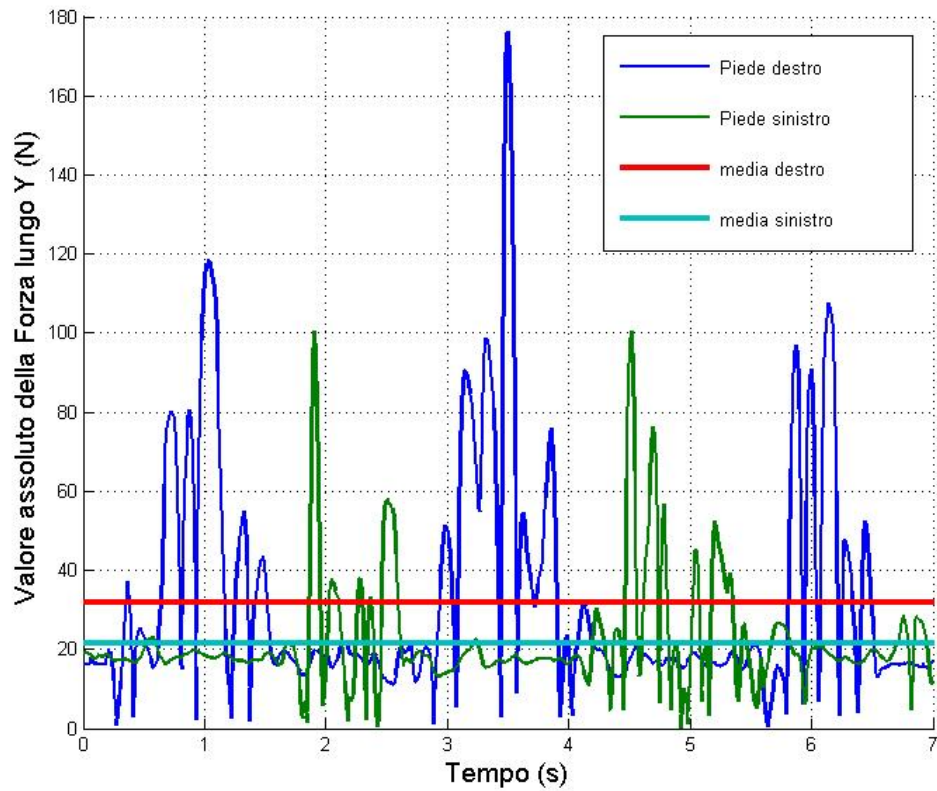


Figura 22 Forza in direzione Y dei piedi

Tabella 4

<i>Forza lungo Y</i>		
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Media</i>
Destro	118 N	32 N
Sinistro	57 N	21,5 N

2.2.3 Asse Z

Sul piano Z agiscono le componenti di peso costanti che vanno eliminate ai fini del calcolo, sottraendo solo per la componente Z tale valore medio. Si trovano quindi, per le forze, i valori massimi riportati nella figura seguente:

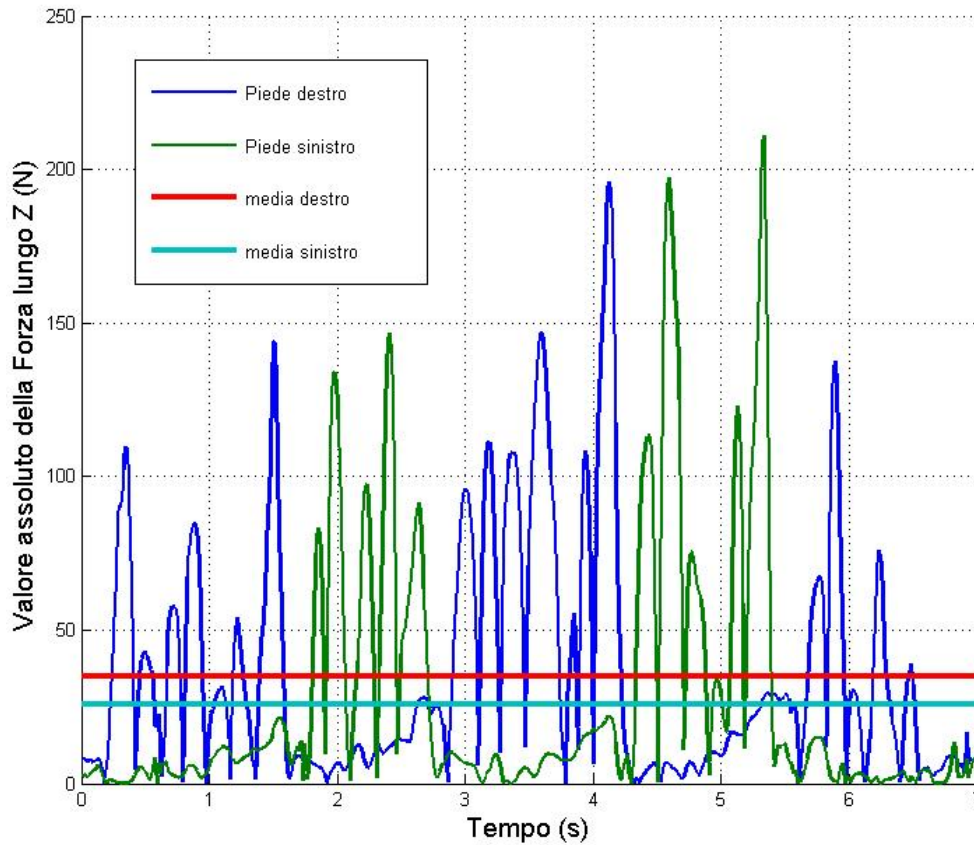


Figura 23 Forza in direzione Z dei piedi

Tabella 5

<i>Forza lungo Z</i>		
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Media</i>
Destro	196 N	35 N
Sinistro	211 N	26 N

2.2.3 Risultante delle forze

La risultante delle forze:

$$f(t) = \sqrt{f_x^2 + f_y^2 + f_z^2}$$

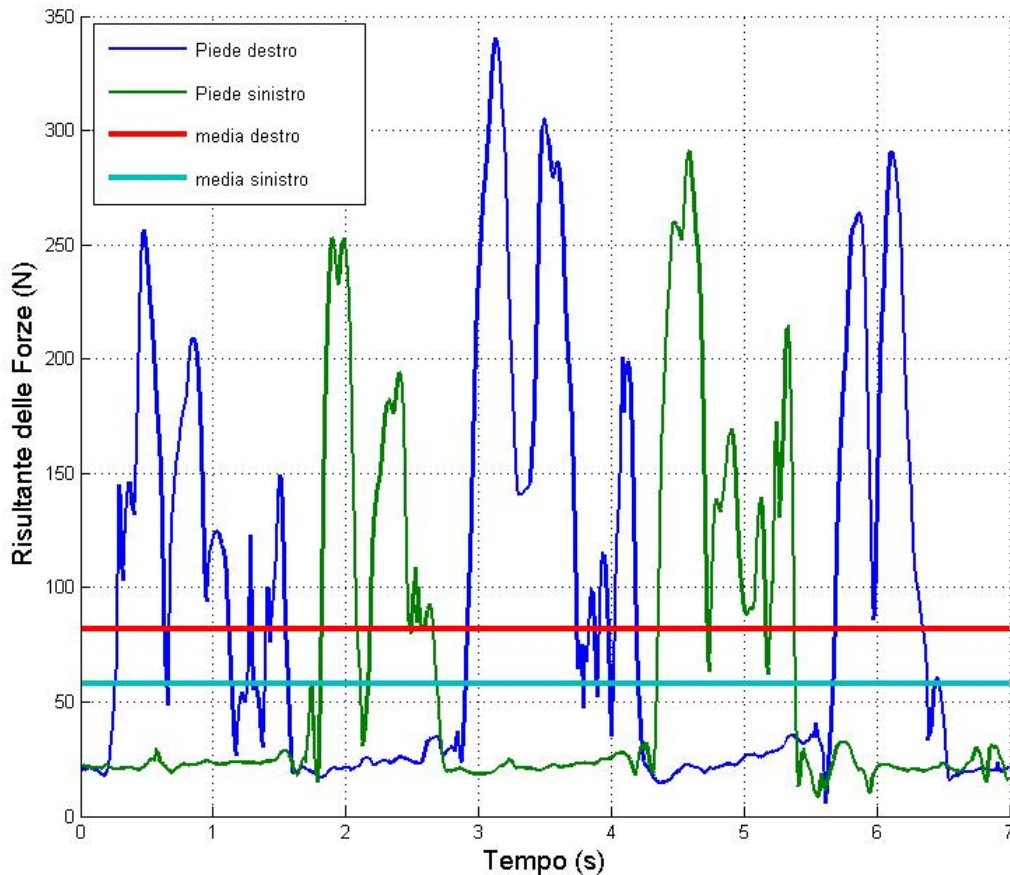


Figura 24 Modulo delle forze sui piedi

Tabella 6

<i>Risultante forze</i>		
<i>Piede</i>	<i>Max</i>	<i>Media</i>
Destro	340 N	82 N
Sinistro	291 N	58 N

2.2.4 Risultati dei requisiti di forza

Risulta quindi che la forza più gravosa si presenta lungo l'asse X, con un massimo di 324N ed una media di 62N, il sistema deve esercitare sul piede del soggetto una forza massima risultante di 340N. Bisogna però tener conto del fatto che le forze così calcolate sono necessarie a muovere un esoscheletro totalmente passivo. Nella realtà il sistema di controllo e di attuazione dell'esoscheletro riducono di molto queste forze (nel caso ideale le annullano), l'utilizzo dei risultati sopra esposti nella formulazione della specifica rischia di condurre alla realizzazione di un dispositivo notevolmente sovradimensionato. Si è ritenuto allora di assumere che nel caso peggiore il sistema di attuazione e di controllo del body extender riduca la forza percepita ad un terzo del valore totale: la

forza massima che dovrà quindi essere esercitata dall'attrezzatura di prova sarà di:
 $\frac{340N}{3} = 113,3N \cong 100N$. Tale forza però non deve essere esercitata se non per brevissimi istanti, durante i picchi evidenziati nella Figura 24 Modulo delle forze sui piedi. Il calcolo della forza media esercitata sull'utente mostra: $\frac{62N}{3} = 20,7N \cong 20N$. Specifiche di forza richieste:

Tabella 7

Forza massima a picchi	Forza continua
100N	20N

2.3 Specifica in velocità

Le velocità sono state estrapolate dai vettori spazio-tempo, il delta temporale è costante:

$$\Delta T = \frac{7,0833s}{851} \cong 0,00832 \text{ secondi}$$

La velocità è stata mediata secondo la formula:

$$V_{x_n} = \frac{X_{n+1} - X_n}{\Delta T} \cdot \frac{mm}{s}, (n=1:850), \text{ ed ugualmente per gli altri assi.}$$

2.3.1 Asse X

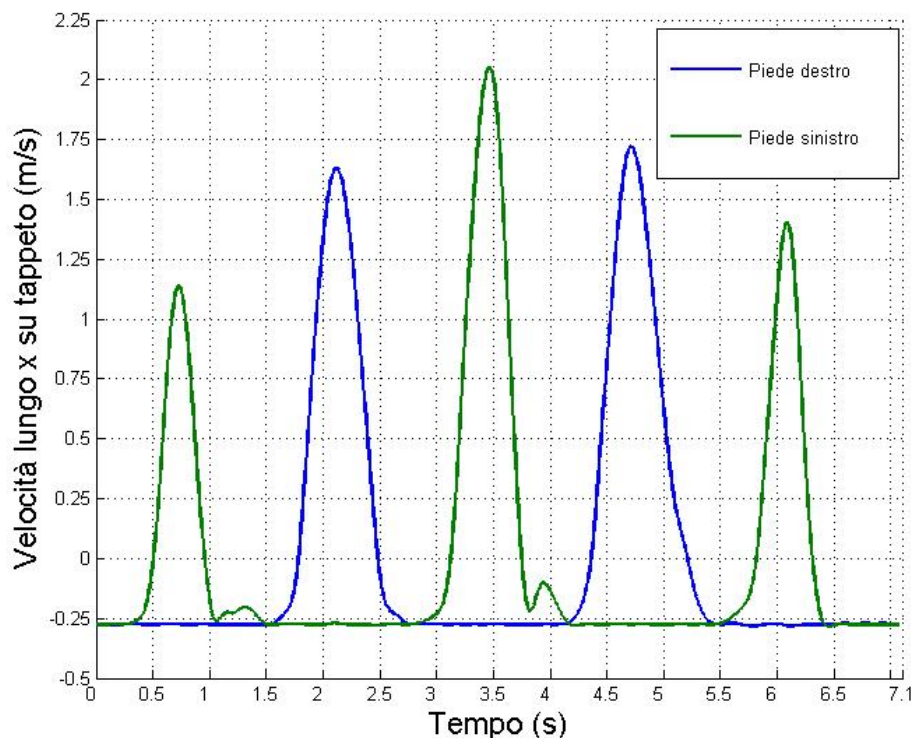


Figura 25 – Velocità lungo X su tappeto

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

Tabella 8

<i>Velocità lungo X su tappeto</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	1,7 m/s	-0,28 m/s	2,05 m/s
Sinistro	2,05 m/s	-0,28 m/s	

2.3.2 Asse Y

Le velocità sull'asse Y risultano alquanto ridotte, ma nel contempo irregolari e con una frequenza maggiore rispetto a quella del passo, come si evince della seguente figura:

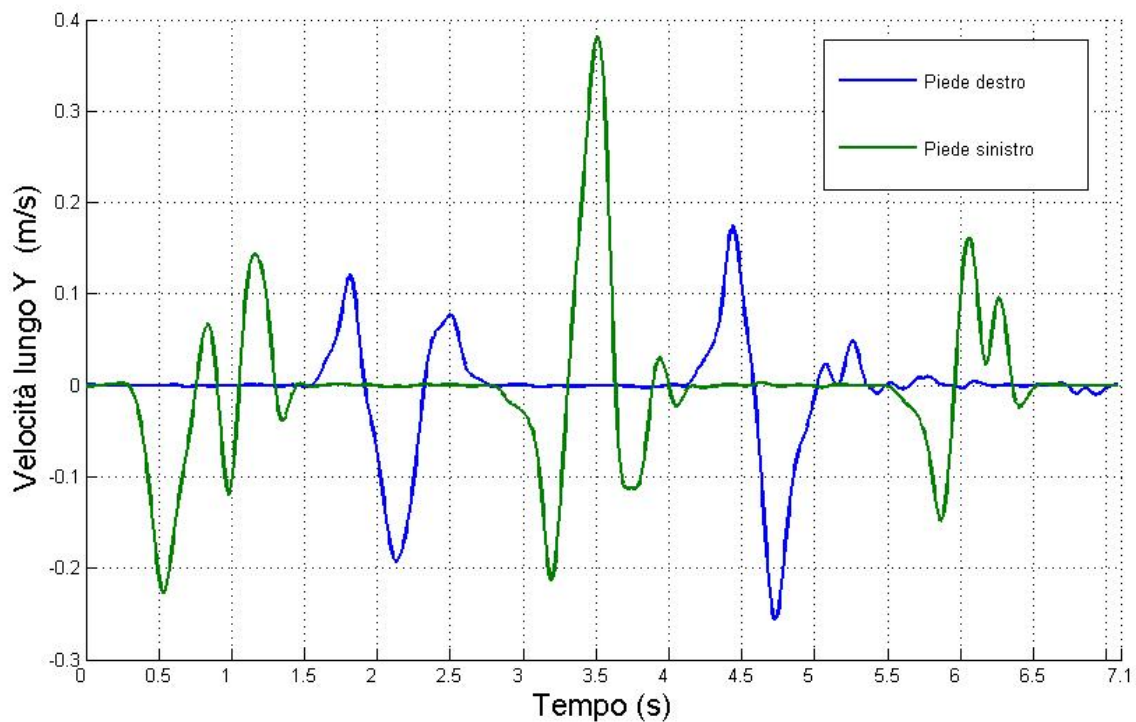


Figura 26

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

Tabella 9

<i>Velocità lungo Y</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	0,17 m/s	-0,26 m/s	0,38 m/s
Sinistro	0,38 m/s	-0,23 m/s	

2.3.3 Asse Z

Le velocità sull'asse Z risultano leggermente superiori rispetto a quelle sull'asse Y, ma comunque ancora abbastanza ridotte, anch'esse sono irregolari e con una frequenza maggiore rispetto a quella del passo, come si evince della seguente figura:

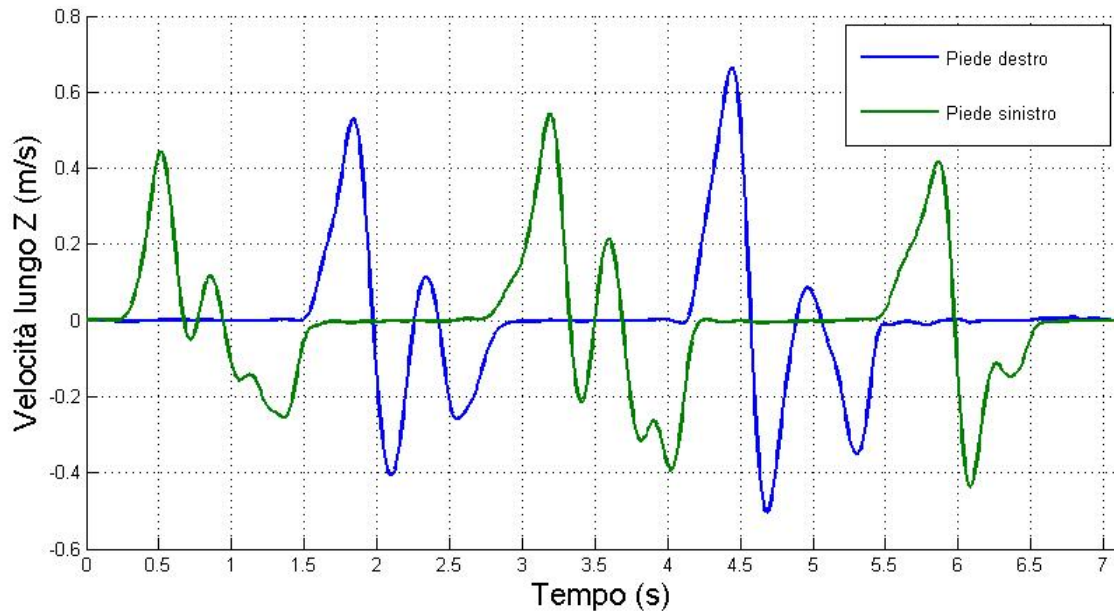


Figura 27

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

Tabella 10

<i>Velocità lungo Z</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	0,66 m/s	-0.5 m/s	0,66 m/s
Sinistro	0,54 m/s	-0,44 m/s	

2.4 Specifica in accelerazione

2.4.1 Asse X

L'accelerazione è stata mediata secondo la formula:

$$\Delta T = \frac{7,0833 s}{851} \cong 0,00832 \text{ secondi}$$

$$A_n = \frac{V_{n+1} - V_n}{\Delta T} \cdot \frac{mm}{s}, (n=1:849), \text{ ed ugualmente per gli altri assi.}$$

Il risultato è il seguente:

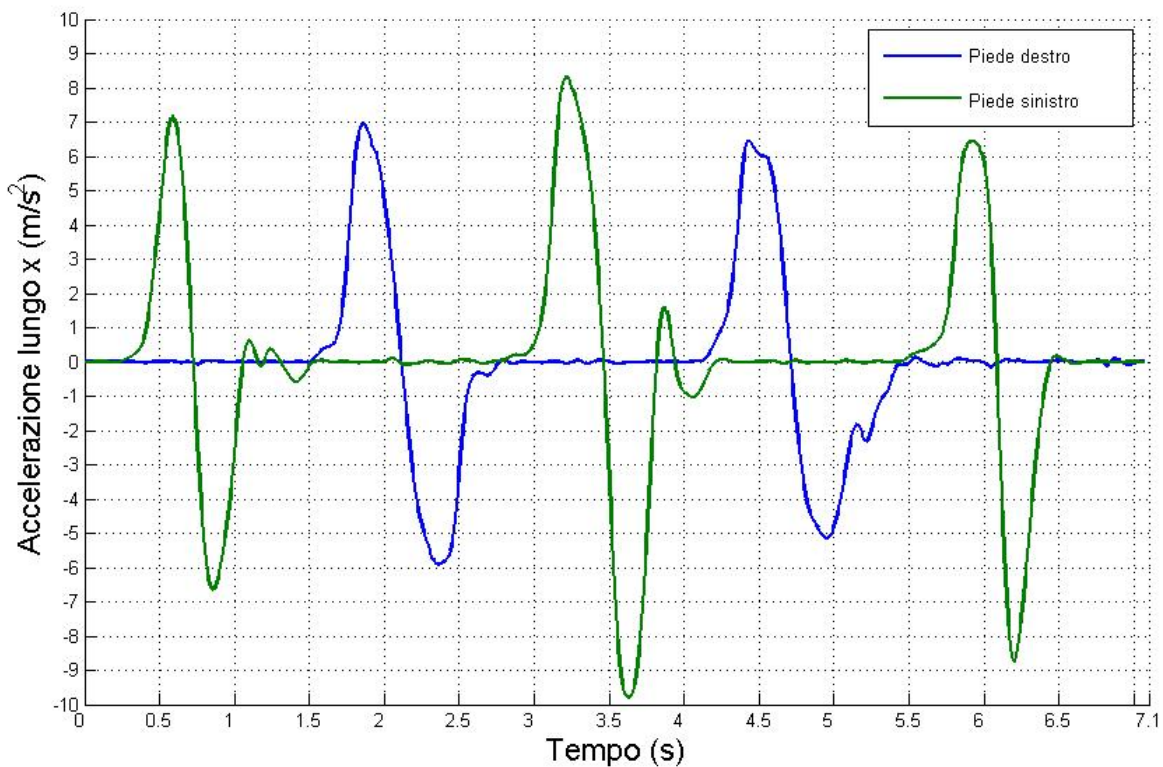


Figura 28

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

Tabella 11

<i>Accelerazioni lungo X</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	7 m/s ²	-5,9 m/s ²	9,9 m/s²
Sinistro	8,4 m/s ²	-9,9 m/s²	

2.4.2 Asse Y

Sull'asse Y le accelerazioni risultano meno preoccupanti:

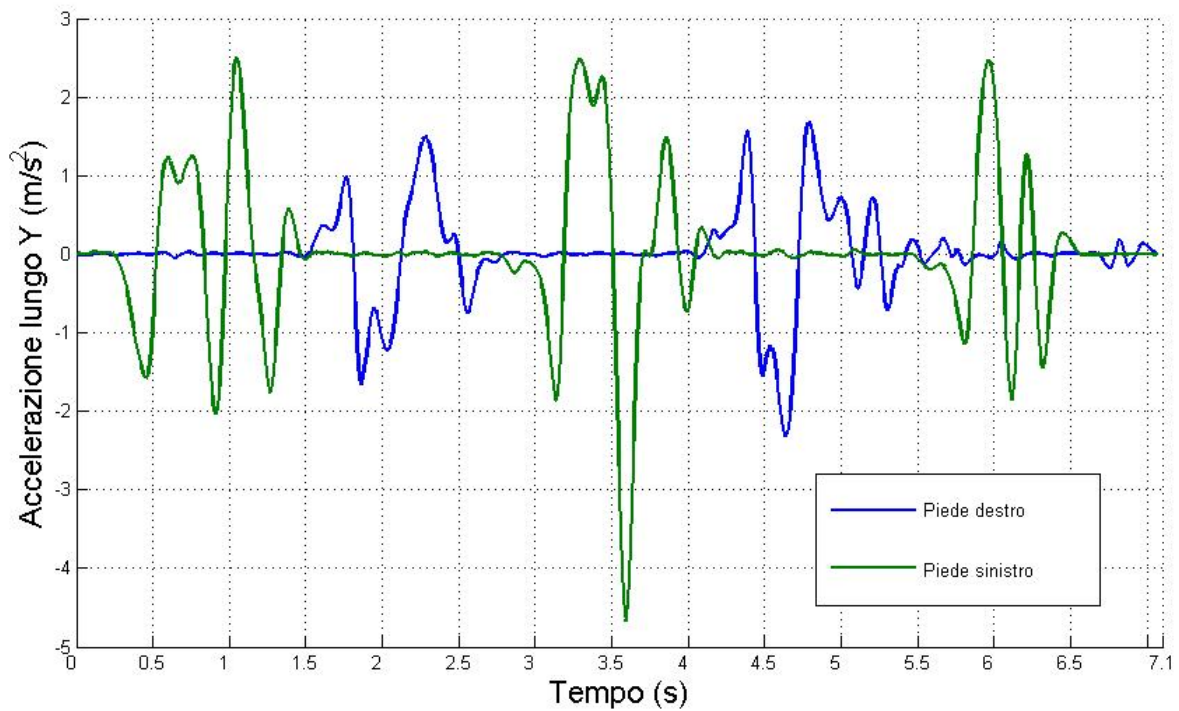


Figura 29

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

<i>Accelerazioni lungo Y</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	1,7 m/s ²	-2,3 m/s ²	4,7 m/s²
Sinistro	2,5 m/s ²	-4,7 m/s²	

2.4.3 Asse Z

Anche sull'asse Z i valori sono di accelerazione e risultano alquanto elevati:

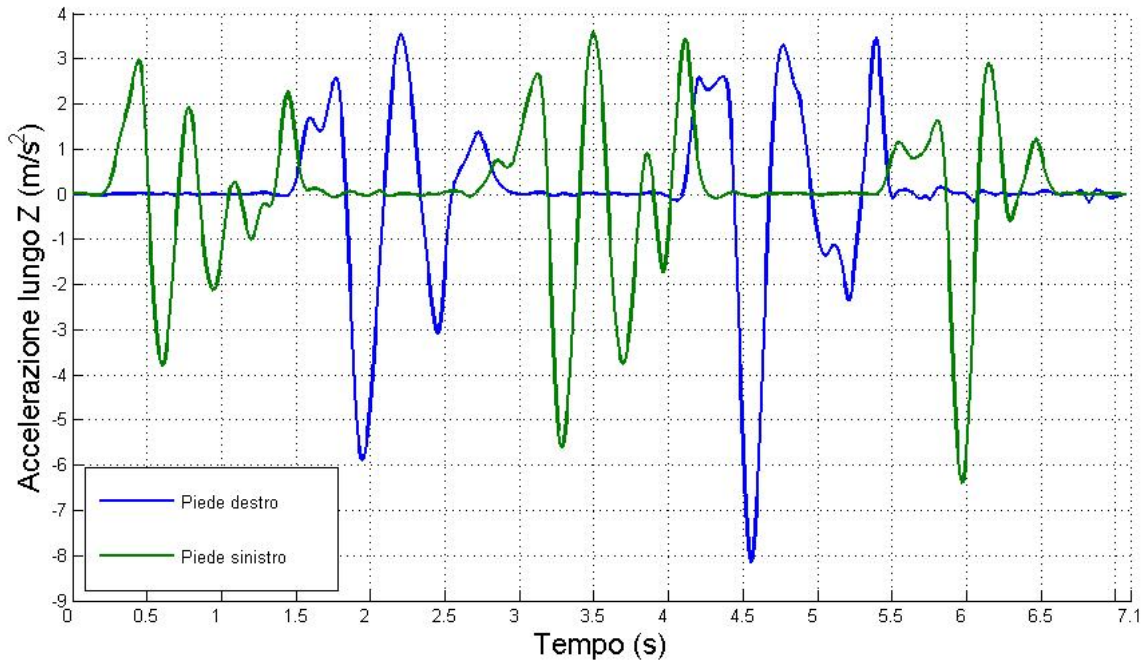


Figura 30

I valori massimi e minimi sono elencati nella seguente tabella:

<i>Accelerazioni lungo Z</i>			
<i>Piede</i>	<i>MAX</i>	<i>MIN</i>	<i>Modulo massimo</i>
Destro	3,5 m/s^2	-8,1 m/s^2	8,1 m/s^2
Sinistro	3,6 m/s^2	-6,4 m/s^2	

2.5 Riepilogo delle specifiche richieste

- Workspace

In definitiva il doppio workspace relativo alle caviglie misura: **1200mmx90mmx200mm**.

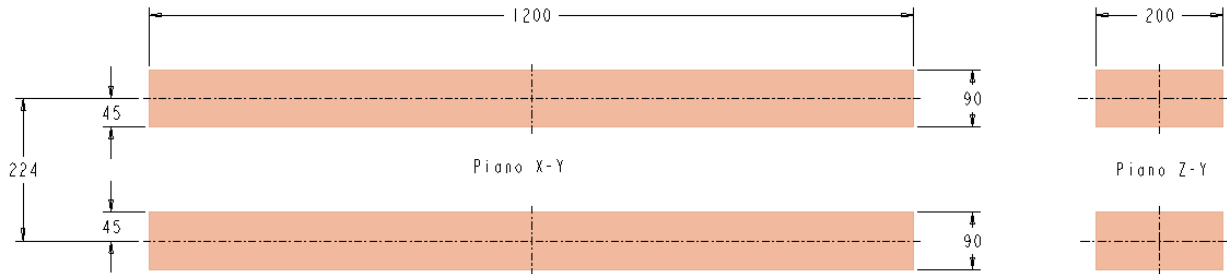


Figura 31 - Workspace

C'è da notare che il valore di 224 mm , che rappresenta la distanza media delle due caviglie, deve poter essere regolato in sede di prova poiché esso è leggermente variabile da persona a persona.

- Velocità massima richiesta, l'*end effector* deve essere capace di inseguire questa velocità:

Velocità Max (su X)	2,05 m/s
----------------------------	-----------------

- Accelerazione massima richiesta, considerando che un soggetto in camminata libera e senza vincoli può sviluppare picchi di accelerazione pari a g , nel nostro caso, le accelerazioni saranno molto più piccole:

1. Il soggetto sarà vincolato agli attuatori che, tramite attriti vari, produrranno un effetto di attenuazione delle accelerazioni.
2. Il soggetto dovrà indossare delle calzature di prova che simuleranno quelle effettivamente montate sul Body Extender, tale interfaccia appesantirà ulteriormente la camminata.

-In definitiva l'accelerazione massima a cui deve rispondere il sistema è:

Accelerazione Max (su X)	$\pm g/3$
---------------------------------	-----------------------------

- Massima trasparenza al moto: si devono minimizzare attriti ed inerzie, in particolare il rapporto di riduzione deve essere il più piccolo possibile.
- Deve poter generare forze controllate sulla caviglia, in ogni direzione, con picchi di 100 N e forze di 20 N in continuo, come stabilito nel paragrafo 2.2.4.
- Deve resistere il più possibile alla corrosione.
- Massima economicità: il costo deve risultare il più basso possibile, in rispetto delle altre specifiche richieste.

3 Stato dell'arte

Nei prossimi paragrafi è descritto lo stato dell'arte, relativo a tre tipologie di interfacce aptiche che si prestano all'utilizzo nella mia applicazione:

1. Cavi semplici
2. Caci con molle ad arco
3. Aste rigide

3.1 Cavi semplici

3.1.1 *Seven-dof cable-suspended robot with independent metrology*

L'attuazione a cavi semplici è stata studiata dagli ingegneri Robert L. Williams II e Ben Snyder della Ohio University; essi hanno progettato un piattaforma supportata da cavi in parallelo. Questo *robot sospeso* è un tipico manipolatore parallelo che ottiene i movimenti attraverso 7 cavi attivi più altri sette passivi. Questa soluzione ottiene la manipolazione della piattaforma centrale, a cui può essere collegato un end-effector, con la massima leggerezza e semplicità costruttiva possibile. Come si vede dalla Figura 32 - *Seven-dof cable-suspended robot with independent metrology*, sono sufficienti 7 motori collegati a piccoli argani che tirano i relativi cavi, i cavi passivi servono per dare rigidità alla struttura che altrimenti risulterebbe labile.

Posizione e tensione dei cavi sono risolti dal software che mantiene sempre positiva la tensione nei cavi, premessa fondamentale nell'uso dei cavi, visto che sono organi flessibili e che possono esprimere solo forze di tiraggio lungo l'asse del cavo. (7)

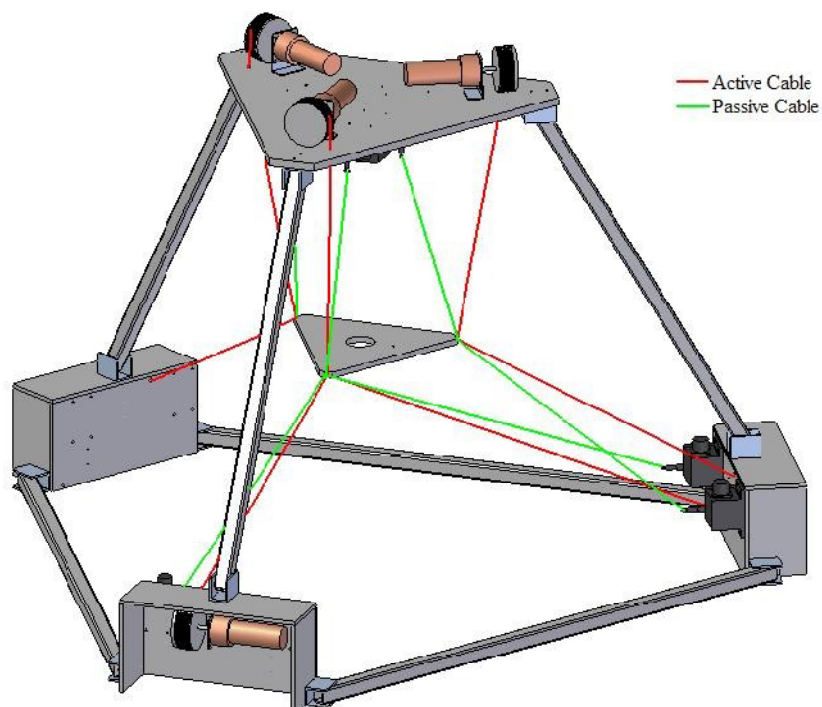


Figura 32 - *Seven-dof cable-suspended robot with independent metrology*

3.1.2 Charlotte

Questo altro robot appeso a cavi fu sviluppato dalla McDonnell-Douglas nel 1992. Charlotte fu lanciato su uno *space shuttle* per degli esperimenti, ed è ancora usato dalla Nasa per l'allenamento degli astronauti. Il funzionamento è simile a quello già descritto con la differenza che i motori attuativi si trovano sulla piattaforma robot appesa, cosa che appesantisce di molto il tutto.(8)

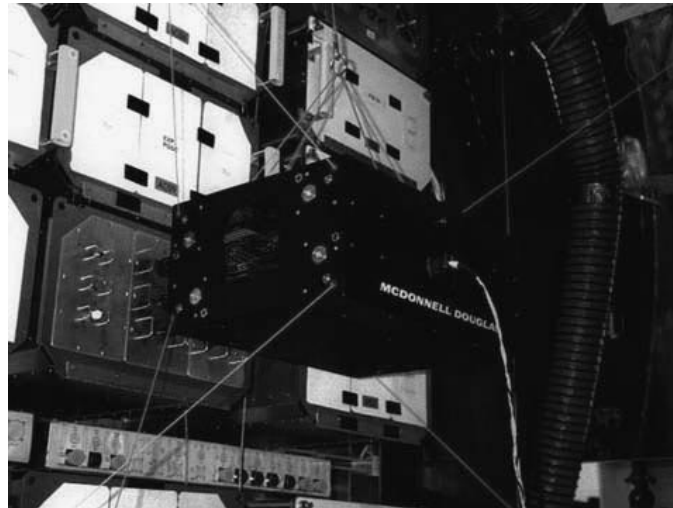


Figura 33 - Charlotte

3.1.3 CSHI prototype

Le interfacce aptiche CSHI consistono in un *hand-grip* supportato in parallelo da n cavi controllati da n indipendenti attuatori. Un prototipo planare di sistema CSHI fu progettato e sviluppato da Trevor Blackann, il sistema poteva sviluppare forze controllate ed in ogni direzione sul piano di azione mediante quattro cavi attuati, era inoltre possibile creare dei momenti torcenti sulla mano dell'operatore.

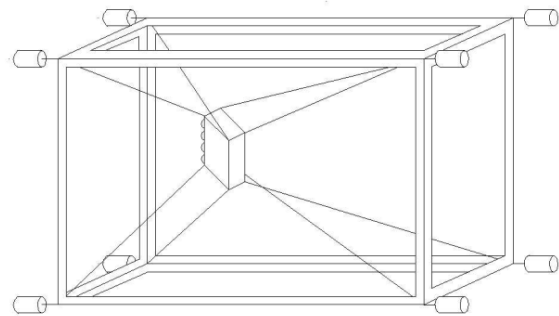


Figura 34 - CSHI prototype



Figura 35- CSHI prototype

Il dispositivo poteva funzionare anche come input, quindi dare informazioni al computer tramite lo spostamento e rotazione dell'*hand-grip*. (9)

3.1.4 Conclusioni sui cavi semplici

La soluzione a cavi attuati è sicuramente quella più economica e semplice da costruire, infatti basterebbero dei piccoli argani che tirano dei cavetti d'acciaio. Grande pregio di questa soluzione è il poter eseguire dei range molto ampi anche di diversi metri, cosa impossibile con metodi rigidi; il difetto più grande sta nel fatto che un cavo può solo tirare e che quindi, sono necessari sempre due cavi per ogni componente di forza e ciò fa aumentare l'intralcio dovuto ai cavi.

Per la nostra attrezzatura servirebbero ben sei cavi, agganciati a ciascuna caviglia per poterle fornire forza in ogni direzione. Analizzando il problema della camminata si capisce subito che a causa del notevole intralcio dei doppi cavi è possibile tentare un'attuazione a cavi solo lungo la direzione di camminata. In definitiva non è stato escluso il caso misto, per cui vengono usati i cavi solo lungo la direzione di camminata, mentre nelle altre direzioni vengono usati sistemi alternativi di meno intralcio, con attuazione rigida.

3.2 Cavi con molle ad arco

Questa soluzione prevede un sistema detto *bow-spring tendon*. Questo dispositivo prevede che il cavo sia accoppiato ad un elemento elastico ad arco come illustrato nella seguente figura:

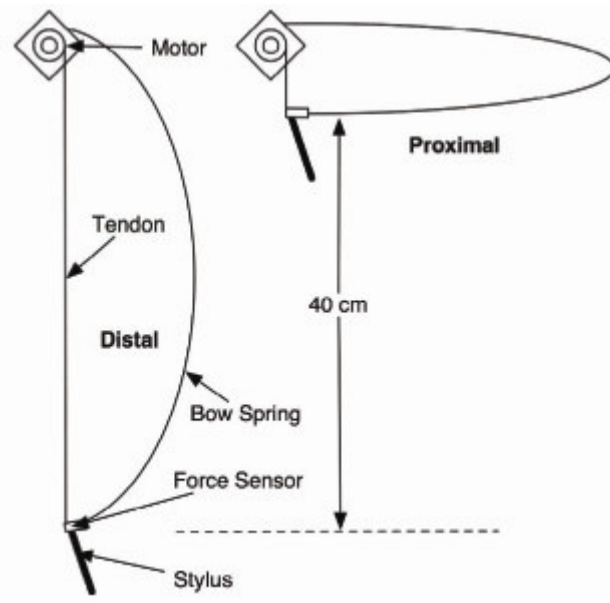


Figura 36

In questa maniera è possibile trasferire delle forze in senso bidirezionale grazie al precarico della molla, che compensa il fatto che il cavo può trasferire forze solo in trazione.

3.2.1 Bow Spring-Tendon Actuation.

Questa innovativa soluzione è stata studiata da Dale A. Lawrence, Lucy Y. Pao e da Sutha Aphanuphong. Lo scopo del progetto, è costruire un'interfaccia aptica che unisce un'alta larghezza di banda della forza trasmessa ed un grande range di movimento ad un costo molto contenuto. Il progetto utilizza un motore passo-passo con 50 poli per giro che assicura coppie molto elevate con un basso costo, un encoder ottico ad alta risoluzione, una molla ad arco, di 76 mm con uno spessore di 2,5 mm, un cavo in acciaio inox da 1,25 mm, ed un sensore di forza sull'*end-effector*.

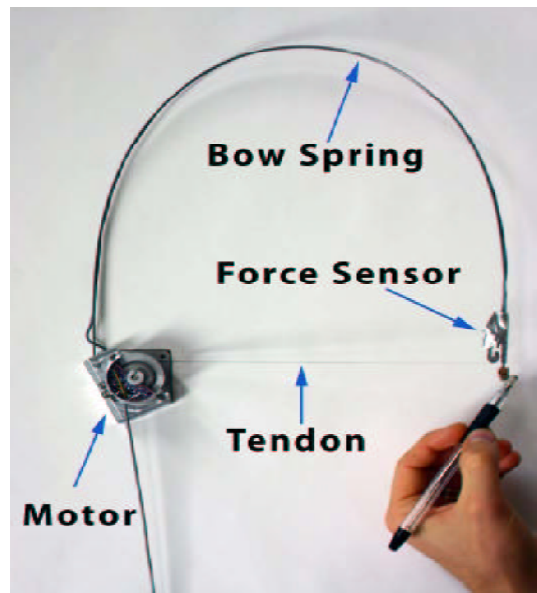


Figura 37 – Bow Spring Tendon

La molla ad arco permette di pretensionare il sistema fino a 5N, il cavo è avvolto su di una normale puleggia da 22,8 mm, l'utilizzo di un riduttore non è necessario grazie all'elevata coppia del motore. Questo dispositivo ad un grado di libertà può essere accoppiato parallelamente ad altri dispositivi

identici, per ottenere interfacce a più gradi di libertà, Figura 38. L'approccio è simile a quello dei cavi semplici con la differenza che non necessita di cavi opposti, visto che la molla assicura che il cavo sia sempre in tensione. Questo si traduce in un'interfaccia molto più compatta ed un range di movimento aumentato dovuto alla mancanza di interferenza con i cavi di azionamento. (10)

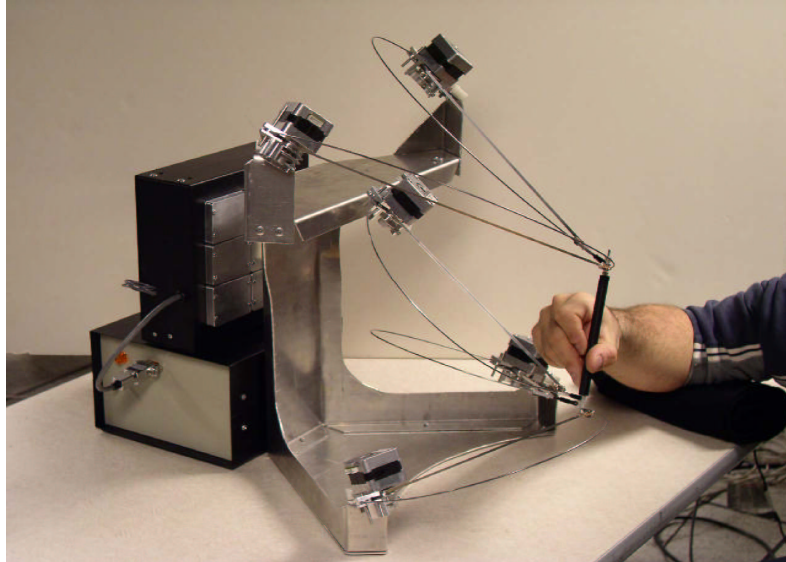


Figura 38

3.2.2 The Bow Leg Hopping Robot

IL Bow Leg Hopping robot, è stato studiato all'istituto di robotica *Carnegie Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania USA* da Ben Brown e Garth Zeglin. Come si vede dalla Figura, si tratta di un piccolo robot saltellante, la locomozione è attuata con il sistema del cavo con molla ad arco.

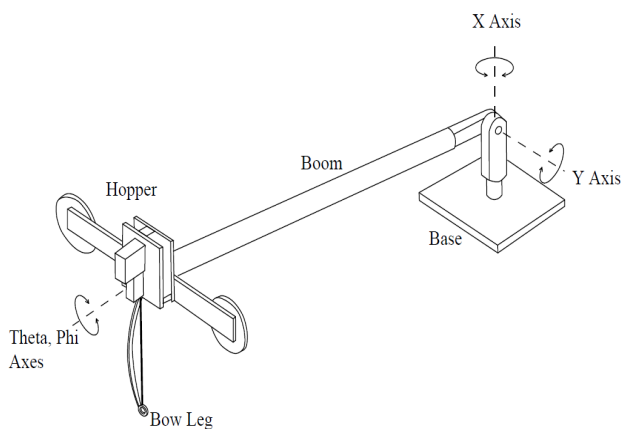


Figura 39- Il Bow Leg Hopping robot

Durante il salto, un attuttore aggiunge energia elastica alla gamba, comprimendo la molla che viene rilasciata in maniera automatica, nel momento in cui il robot è prossimo a toccare terra. Il prototipo è vincolato con un braccetto di 25 cm ed una doppia cerniera collegata al suolo che gli permette di percorrere delle traiettorie sferiche. Esperimenti preliminari con questo modello planare hanno dato ottimi risultati, (con salti di 50 cm e più), ed un saltellamento ad alta efficienza in quanto il robot

recupera il 70% dell'energia tra un salto e l'altro. Attuali esperimenti sono focalizzati nello sviluppare il controllo per rendere possibile il movimento su terreni accidentati e con ostacoli.

I difetti rilevati in questo sistema sono:

- Inefficienza per basso rendimento del sistema meccanico.
- Necessità di eccessiva potenza procurata dall'esterno.
- Incapacità di controllare precisamente il movimento su terreni particolarmente accidentati.
- Complessità di controllo.
- Particolare vulnerabilità ai danneggiamenti dovuti agli urti. (11)

3.2.3 Conclusioni su cavi con molle ad arco

Questo tipo di attuazione è simile a quella dei cavi semplici ma differisce per il fatto che le forze positive sono fornite dal precarico della molla, dimezzando così il numero di attuatori necessari per creare le forze. Il difetto principale sta nella difficoltà del controllo sul motore che tende il cavo che dovrà tener conto della tensione non lineare della molla.

3.3 Aste rigide

3.3.1 Grab

Il progetto Grab è stato sviluppato all'interno del centro PERCRO di Pontedera, è una tipica interfaccia aptica ad aste rigide con 3 gradi di libertà attuati, permette di sviluppare forze in ogni direzione anche se di piccola entità. Di particolare interesse è il sistema attuativo che è ottenuto a cavi avvolti su pulegge elicoidali. In particolare il progetto Grab ha permesso lo sviluppo di un'interfaccia aptica-audio-virtuale che permette ai ciechi ed alle persone con difetti di vista di avere accesso al mondo della grafica computerizzata a tre dimensioni, attraverso il senso del tatto, usando una coppia di Grab unite ad input audio e comandi vocali. Questo sistema anche se più complesso nella realizzazione è quello più semplice nel controllo ed è la soluzione che dà meno intralcio alla camminata.(12)

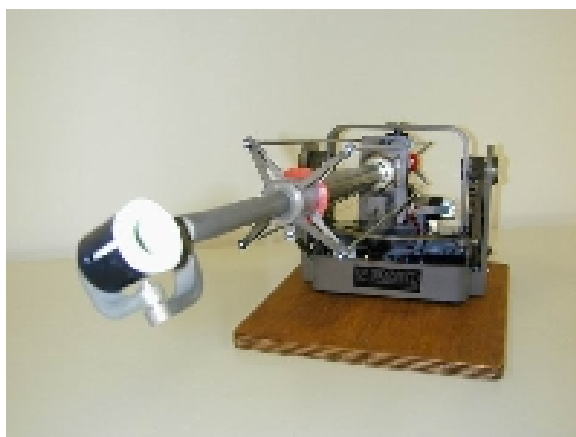


Figura 40 - Grab

3.4 Confronto fra le varie soluzioni

	<i>Vantaggi</i>	<i>Difetti</i>
<i>CAVI SEMPLICI</i>	<p>Basso costo.</p> <p>Leggerezza e semplicità di costruzione.</p> <p>Grande range di azione.</p> <p>Bassissimo attrito.</p>	<p>Necessità di due cavi contrapposti per fornire la bi-direzionalità della forza.</p> <p>Ingombro dei cavi, 6 cavi per fornire le forze nello spazio.</p>
<i>CAVI CON MOLLE AD ARCO</i>	<p>Costo medio-basso.</p> <p>Forza bidirezionale.</p> <p>Leggerezza.</p> <p>Basso attrito.</p>	<p>Ingombro della molla.</p> <p>Possibili vibrazioni della molla.</p> <p>Motore con potenza doppia, (per bilanciare la molla).</p> <p>Range limitato.</p>
<i>ASTE RIGIDE</i>	<p>Struttura rigida.</p> <p>Forza bidirezionale.</p> <p>Già studiata.</p>	<p>Pesantezza delle guide.</p> <p>Possibile in - puntellamento delle aste ed instabilità.</p> <p>Costo medio.</p>

Alla luce delle caratteristiche sopra descritte e delle specifiche richieste la soluzione prescelta è quella che prevede l'uso di aste rigide attuate con cavo e puleggia elicoidale.

4 Progettazione preliminare

4.1 Sistema ideale

Il sistema ideale per generare una forza di direzione generica nello spazio è costituito da tre aste che si congiungono su una cerniera sferica. Nelle condizioni iniziali il punto di congiunzione delle aste si dovrà trovare al centro del nostro workspace ed inoltre dovranno essere il più possibile in posizione ortogonale tra di loro.

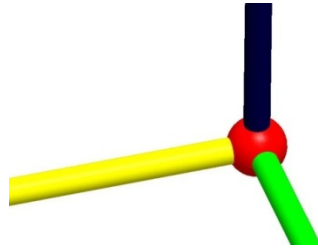


Figura 41 – Sistema ideale

Essendo però il sistema mobile, le aste perdono subito la propria ortogonalità, quindi generalmente esisterà un certo angolo tra le aste, non retto, che dipenderà dalla posizione del piede nel tempo. La generazione della forza di generica direzione sarà comunque possibile ammesso che le tre aste non siano mai né parallele né complanari, quindi i vettori che corrispondono alla direzione delle aste non dovranno mai essere linearmente dipendenti. Combinando opportunamente le forze delle aste sarà sempre possibile generare un vettore forza generico nello spazio.

Nella realtà il sistema sarà composto da 6 aste, tre per ogni piede, le aste verticali dovranno essere angolate come in figura per evidenti problemi di ingombro con il soggetto.

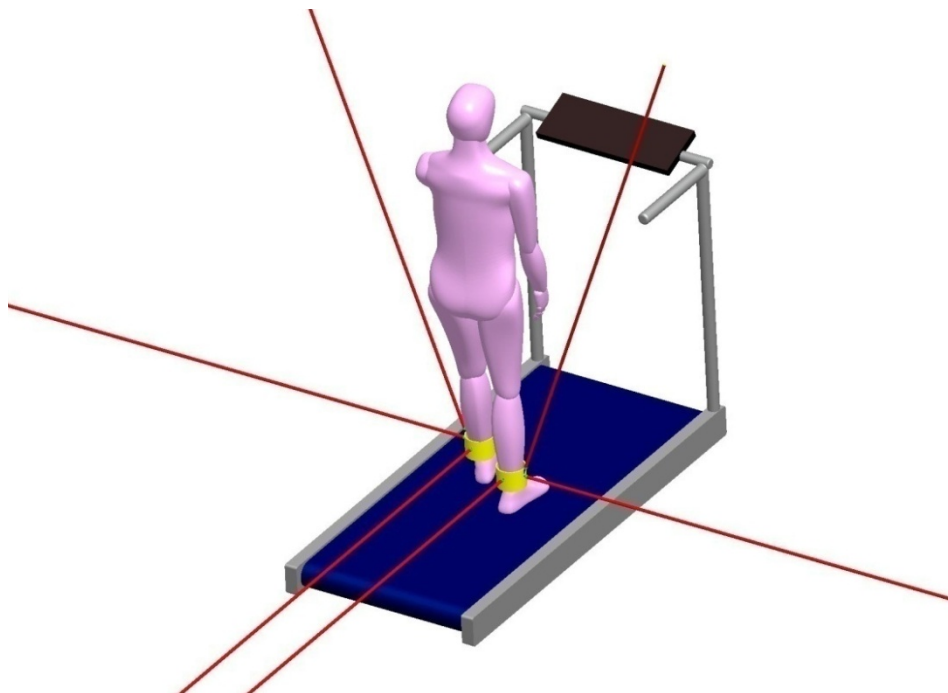


Figura 42- Sistema a 6 aste

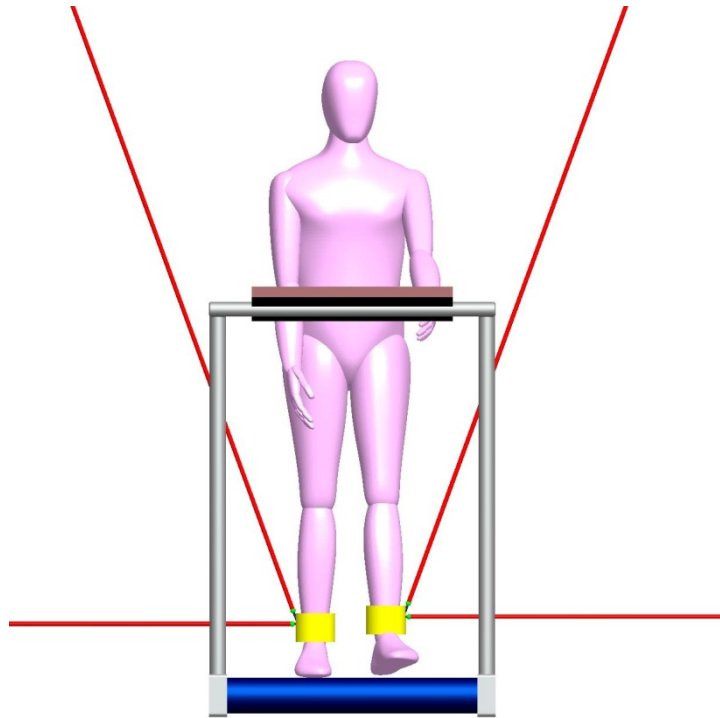


Figura 43 – Sistema a 6 aste, vista frontale

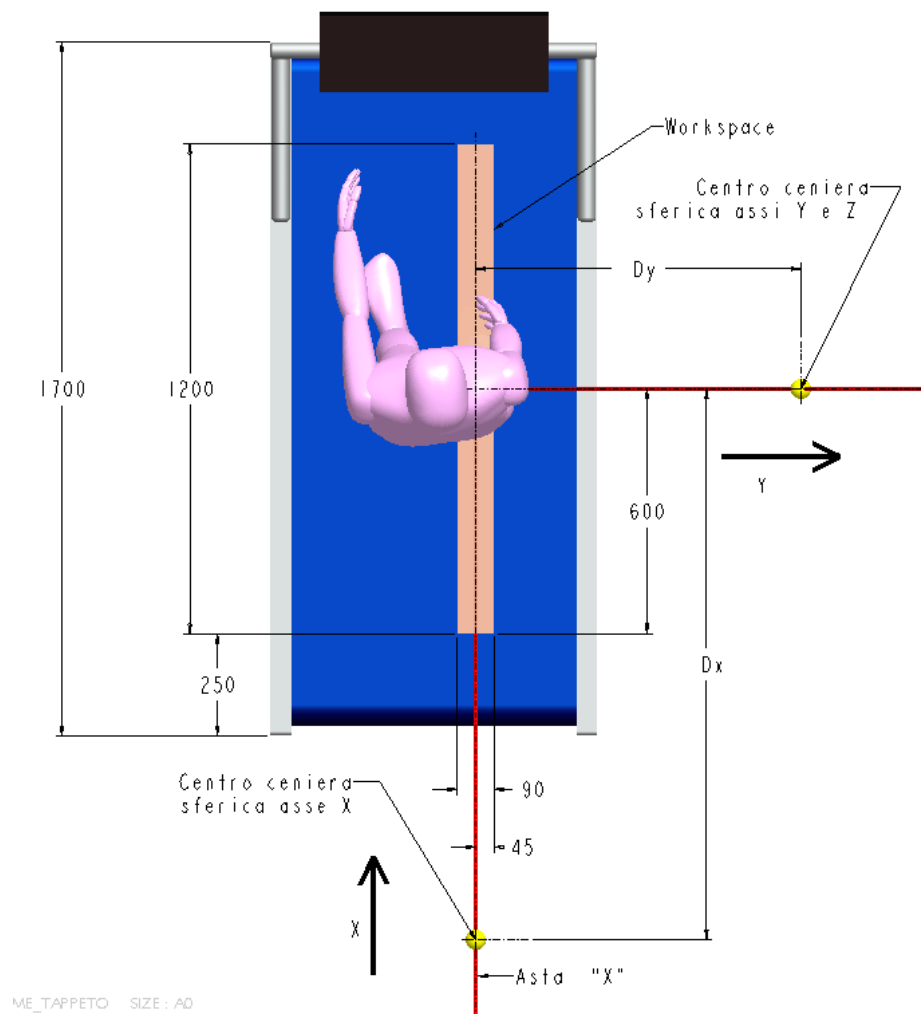


Figura 44 – Sistema visto da sopra

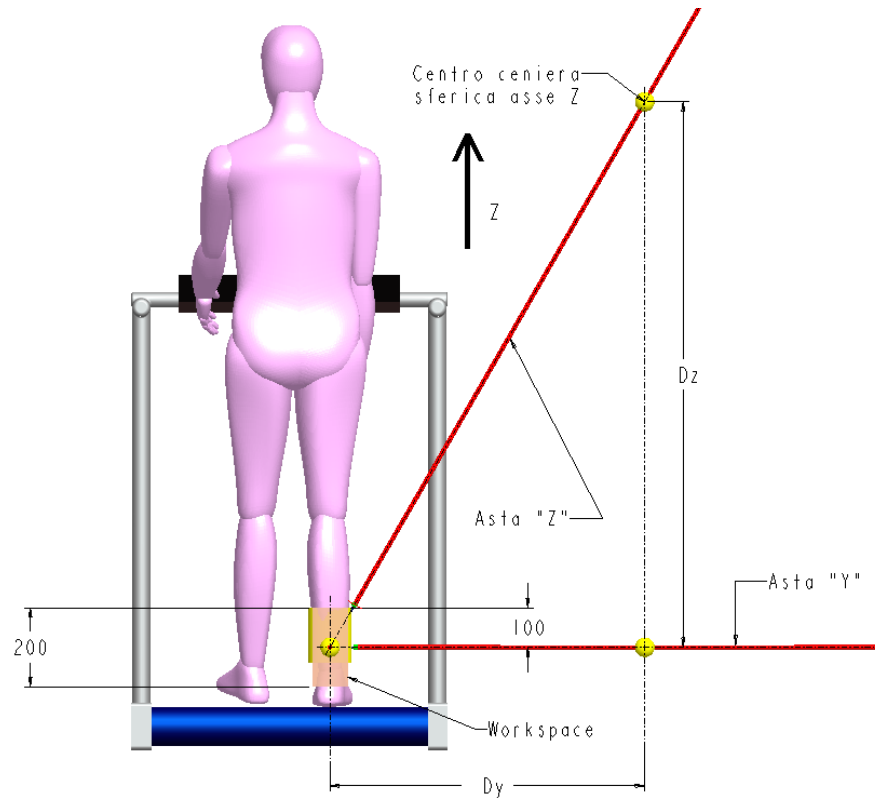


Figura 45 Sistema visto da dietro

Come riferimento di partenza si considera sempre il centro del workspace, tale centro è la posizione che equivale ad un allungamento nullo su tutte le aste per $t=0$.

Con riferimento a Figura 44 e Figura 45, ho nominato, in riferimento all'asse principale a cui sono più parallele, le 6 aste che compongono il sistema completo:

- Aste "X", sono le aste che si trovano dietro al soggetto, per $t=0$, sono parallele all'asse X.
- Aste "Y", sono le aste trasversali, si trovano lateralmente al soggetto e per $t=0$, sono parallele all'asse Y.
- Aste "Z", sono le aste verticali che si trovano lateralmente al soggetto, ma per $t=0$, per evidenti problemi di ingombro, non sono parallele all'asse Z.

Le cerniere delle aste X e Y, si trovano alla stessa altezza; per $t=0$, le corrispondenti aste, si trovano su di un piano parallelo a quello formato dagli assi principali di riferimento X e Y. Per motivi di semplificazione la cerniera delle aste Z e quella delle aste Y è stata posta alla stessa distanza D_x , rispetto alla cerniera delle aste X, (Figura 44). Con tale posizione per $t=0$, le aste Y e Z si trovano su di un piano parallelo a quello formato dagli assi principali di riferimento Y e Z.

Benché concettualmente identici per le peculiarità del passo dell'essere umano, i diversi attuatori differiscono molto per la corsa dell'asta durante il funzionamento. Infatti, mentre la corsa dell'attuatore X è pari alla dimensione del workspace lungo quest'asse, la corsa degli attuatori posti in direzione trasversale è molto influenzata dalla distanza D_y , (Figura 45). Detto ciò, verranno calcolati i range delle aste per ottimizzare i valori D_x , D_y e D_z .

4.2 Calcolo range asta "X"

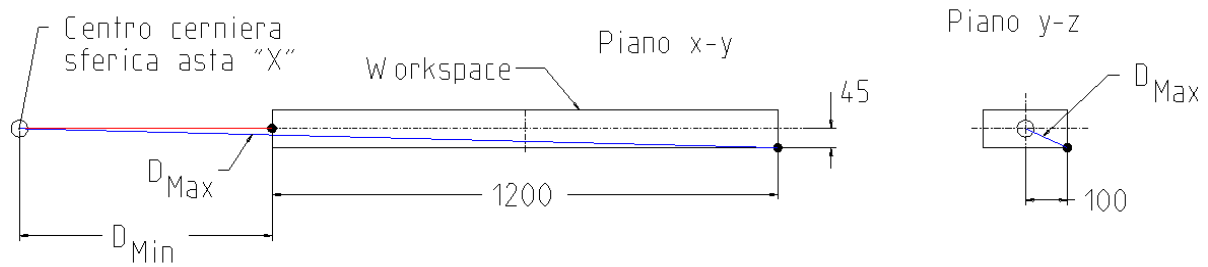


Figura 46 – Range asta "X"

Sempre facendo riferimento al nostro workspace $1200 \times 90 \times 200$, come si vede anche nella Figura 44e Figura 45, come prima ipotesi abbiamo piazzato i centri delle cerniere sferiche in corrispondenza del punto mediano dello spazio utile, ci manca di stabilire D_X . Come si deduce dalla Figura 48:

$$D_{Max} = \sqrt{(D_{Min} + 1200)^2 + 45^2 + 100^2}$$

La corsa che effettivamente deve effettuare l'asta "X" corrisponde alla differenza:

$$Range = D_{Max} - D_{Min}, \text{ che dipende dalla } D_X \text{ scelta.}$$

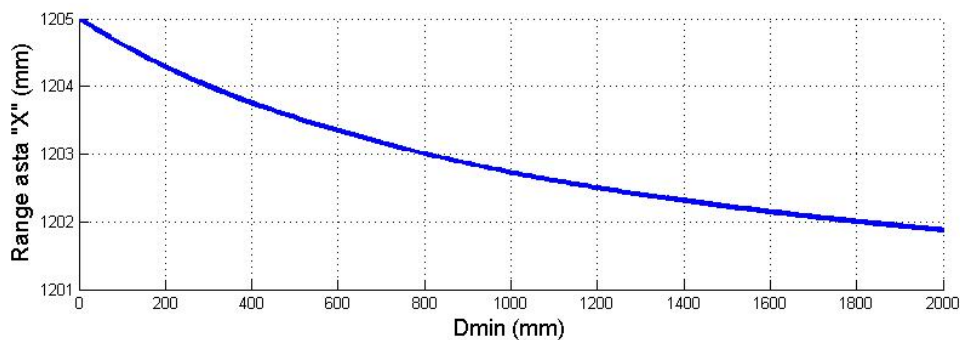


Figura 47 - Range asta "X"

All'aumentare della distanza minima D_{Min} la variazione relativa della corsa diminuisce di pochissimo, praticamente la D_X scelta è ininfluente rispetto al range del dispositivo "X". Ho fissato quindi la distanza su 400 mm , a cui corrisponde una corsa di circa 1204 mm , quindi in questo caso, la lunghezza di 400 mm corrisponde alla prolunga da fissare all'estremità dell'asta in questione.

4.3 Calcolo range asta "Y"

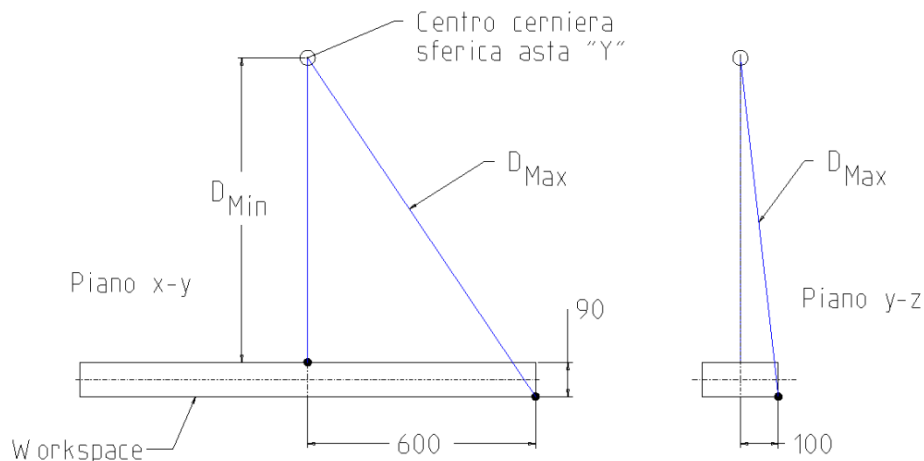


Figura 48 - Range asta "Y"

Prendendo sempre riferimento al workspace $1200 \times 90 \times 200$, (Figura 44- Figura 45), piazzando i centri delle cerniere sferiche in corrispondenza del punto medio dello spazio utile, ci manca di stabilire D_Y . Come si deduce dalla Figura 48:

$$D_{Max} = \sqrt{(D_{Min} + 90)^2 + 600^2 + 100^2}$$

La corsa che effettivamente deve effettuare l'asta "Y" corrisponde alla differenza:

$$Range = D_{Max} - D_{Min}, \text{ che dipende dalla } D_Y \text{ scelta.}$$

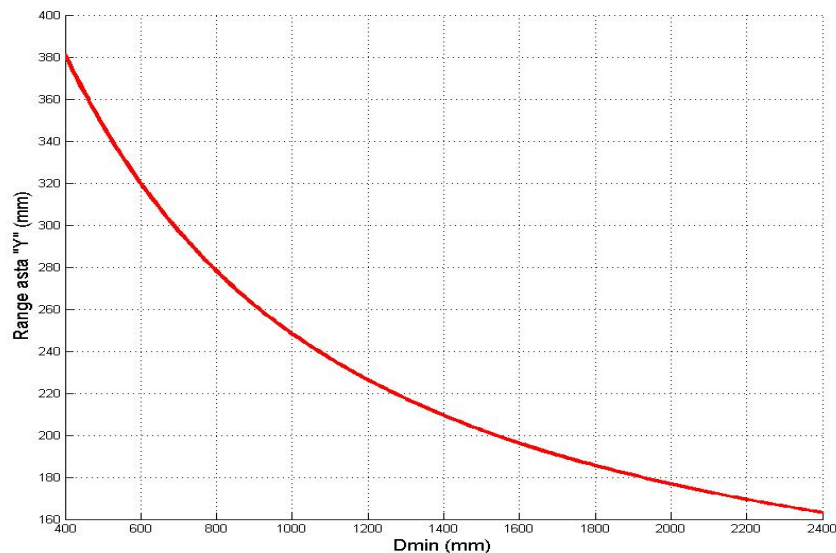


Figura 49 - Range asta "Y"

All'aumentare della distanza minima D_{Min} la variazione relativa della corsa diminuisce rapidamente come mostrato in Figura 49. Quindi una buona soluzione di compromesso tra le esigenze opposte di minimizzare la corsa del dispositivo e di ridurne il costo e l'ingombro, si ottiene prendendo $1m < D_{Min} < 1,5m$, a cui corrisponde una corsa tra 248 mm e 202 mm.

4.4 Asta

La scelta dell'asta è stata molto critica visto che in funzione del workspace una delle aste dovrà avere una lunghezza superiore ai 1200 mm . Lunghezza notevole visto che l'asta dovrà avere un'inflexione minima per non impuntarsi nella boccola di guida, inoltre si dovrà assicurare che non raggiunga il carico critico di punta.

Scelta materiale asta

<i>Materiale</i>	<i>Densità Kg/m³</i>	<i>Modulo elastico GPa</i>	<i>Carico di snervamento MPa</i>	<i>Carico di rottura MPa</i>
Alluminio	2,6÷2,8	72÷76	210÷520	320÷590
Acciaio	7,5÷8	196÷210	280÷820	480÷1100
Fibra di carbonio	1,75	200÷325	assente	5650

Come si vede dalla tabella la fibra di carbonio ha le migliori caratteristiche in assoluto: minor densità, massima rigidezza e massimo carico a rottura.

Materiale scelto: **fibra di carbonio**.

4.4.1 Schema asta

Seguendo lo schema riportato si nota che tra asta e cavo esiste sempre una distanza non azzerabile **b**, inoltre per il funzionamento, anche quando il sistema è scarico, è necessaria una pretensione sul cavo in modo da creare sufficiente attrito tra le spire della puleggia ed il cavo.

Tale forza esercitata dal cavo produce una forza trasversale di braccio **b**, se l'asta è incernierata alle piastre laterali con degli incastri, essa si infletterà, rischiando di impuntarsi nelle boccole.

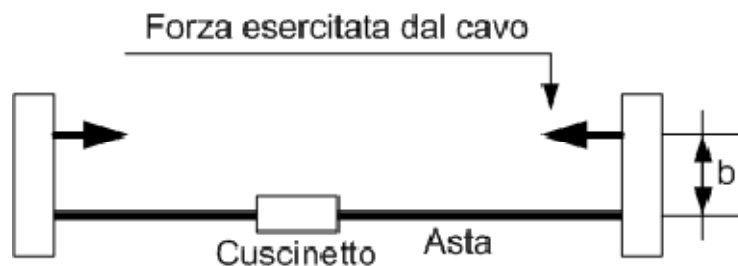


Figura 50 – Schema asta

Per ovviare al problema è necessario caricare l'asta solo con forze normali all'asse principale, incernierando l'asta alle piastre laterali con giunti rotoïdali ci assicuriamo che essa non sia caricata a flessione, per bilanciare la tensione del cavo si aggiunge un tirante.

Il tirante scelto è un'altra asta rigida che sarà bloccata con degli incastri sulle piastre laterali.

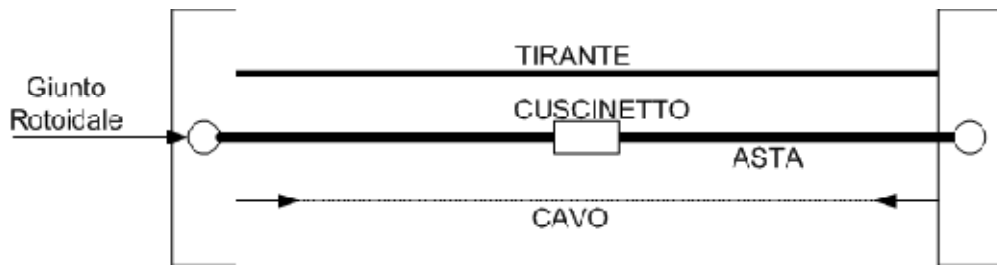


Figura 51 – Schema asta con tirante

In questo modo l'asta principale, che scorre nelle boccole, è caricata solamente in direzione normale al suo asse mentre il tirante che non ha bisogno di boccole è caricato a momento flettente. L'impiego di questa soluzione comporta inoltre il vantaggio che facendo scorrere il tirante in un'asola esso impedisce la torsione dell'intero sistema, per ovviare a questo problema nel caso di singola asta, sarebbe stato necessario ricorrere ad un'asta a sezione non cilindrica con un conseguente notevole aumento della complessità costruttiva del dispositivo.

4.5 Trasmissione

Visto che la forza da esprimere è abbastanza bassa (100 N) e soprattutto per far risultare l'attrezzatura il più possibile trasparente rispetto al trascinamento non sono stati previsti organi di riduzione che avrebbero aumentato la forza ma incrementato l'inerzia delle parti rotanti. La trasmissione della forza avverrà tramite due cavi che si avvolgeranno su di una puleggia elicoidale; metodo già largamente usato nei laboratori Percro ed in particolare nell'interfaccia aptica Grab. L'uso di due cavi rispetto ad uno solo, elimina qualsiasi problema di slittamento del cavo sulla puleggia. La puleggia avrà un diametro di 20 mm, quindi il braccio del momento risulta 10 mm. La coppia massima che dovrà esprimere il motore risulta:

$$Coppia_{\max} = 100N \cdot 10mm = 1000Nmm = 1Nm$$

$$Coppia_{\text{continua}} = 20N \cdot 10mm = 200Nmm$$

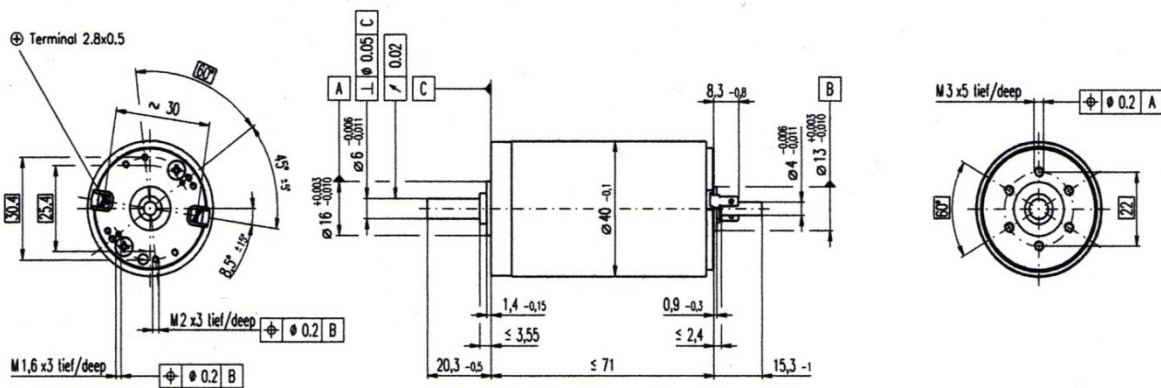
4.5.1 Motore

Le caratteristiche che il nostro motore deve soddisfare sono:

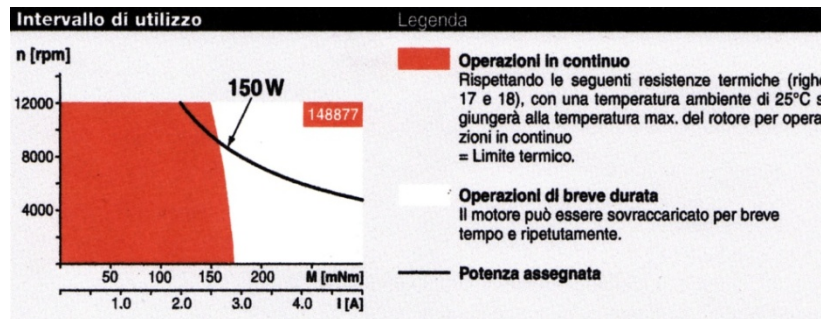
- Coppia massima=1000 Nmm
- Coppia continua=200 Nmm
- Inerzia del motore più bassa possibile
- Economicità
- Funzionamento in corrente continua per un semplice controllo
- Leggerezza
- Piccole dimensioni

La scelta è ricaduta sul motore DC RE 40 (avvolgimento 148877) della MAXON MOTOR:

RE 40 Ø40 mm, Spazzole in grafite, 150 Watt



M 1:2



Dati del motore		148877
Valori a tensione nominale		
1	Tensione nominale	V 48.0
2	Velocità a vuoto	rpm 7580
3	Corrente a vuoto	mA 68.6
4	Velocità nominale	rpm 7000
5	Coppia nominale (coppia continua max)	mNm 184
6	Corrente nominale (corrente continua max)	A 3.12
7	Coppia di stallo	mNm 2500
8	Corrente d'avviamento	A 41.4
9	Rendimento massimo	% 92
Dati caratteristici		
10	Resistenza ai terminali	Ω 1.16
11	Induttanza ai terminali	mH 0.329
12	Costante di coppia	mNm / A 60.3
13	Costante di velocità	rpm / V 158
14	Gradiente velocità / coppia	rpm / mNm 3.04
15	Costante di tempo meccanica	ms 4.39
16	Momento d'inerzia del rotore	gcm ² 138

Figura 52 Caratteristiche del motore

Questo motore non ha le caratteristiche di coppia continua desiderate (184Nmm) ma ci si avvicina molto, mediante un piccolo sovraccarico la coppia continua può essere portata al valore di 200Nmm, la coppia massima di stallo, 2500Nmm è più che sufficiente. Oltre ad essere leggero, solo 480gr, possiede un'inerzia del rotore molto bassa ed un ingombro ridotto; si interfaccia per la forza motrice con un alberino da Ø6mm, 6 fori frontali filettati M3 per il fissaggio ed un risalto cilindrico per il centraggio dell'asse; dall'altro lato si interfaccia con l'encoder tramite alberino da Ø4 mm.

4.5.2 Encoder

Come da catalogo (sistema modulare Maxon), il motore Maxon RE 40 (150 W), si può interfacciare con l'encoder HEDL 5540, codice catalogo 110514, per alberi da $\varnothing 4$ mm.

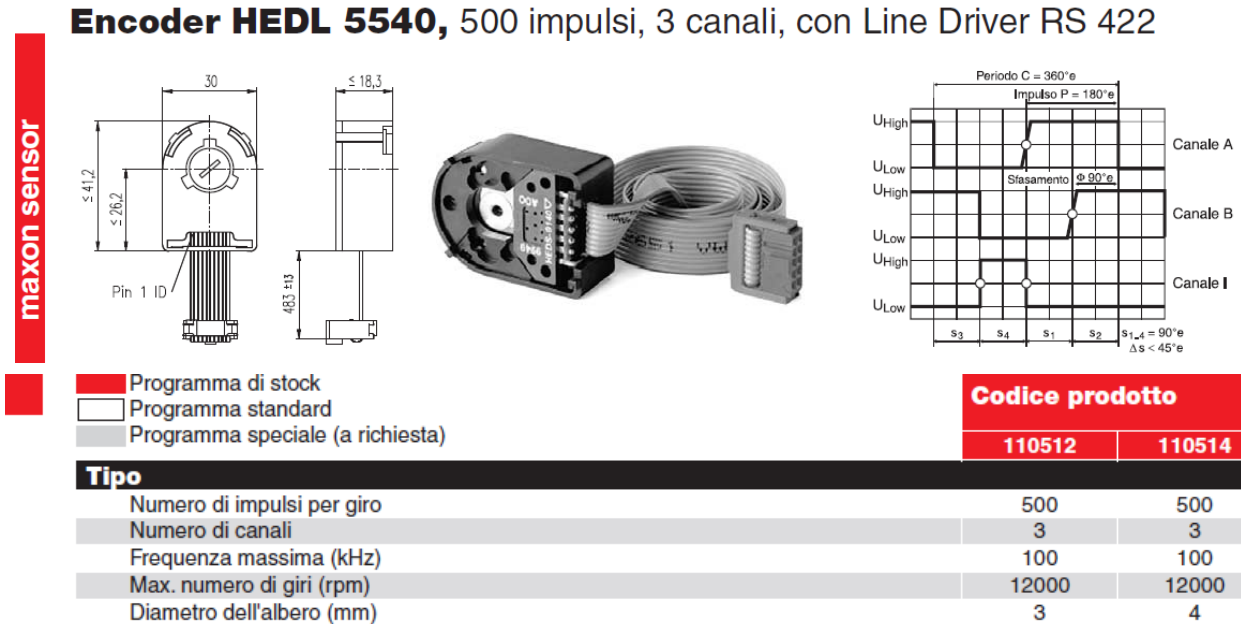


Figura 53 – Encoder HEDL 5540

Le caratteristiche tecniche, Figura 53, soddisfano appieno quelle richieste, considerando che la nostra puleggia ha un diametro di $\varnothing 20$ mm e che la definizione è di 500 impulsi a giro, in termini di lunghezza la definizione dell'encoder risulta:

Equazione 1

$$D_L = \frac{\pi \cdot 20\text{mm}}{500} = 0.12566\text{mm}$$

Più che sufficiente per il nostro caso. Nella seguente figura i dati tecnici:

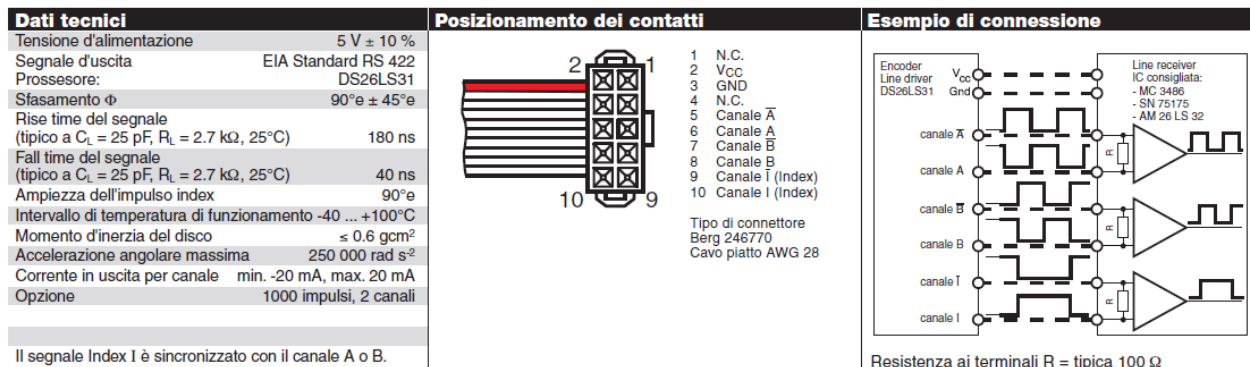


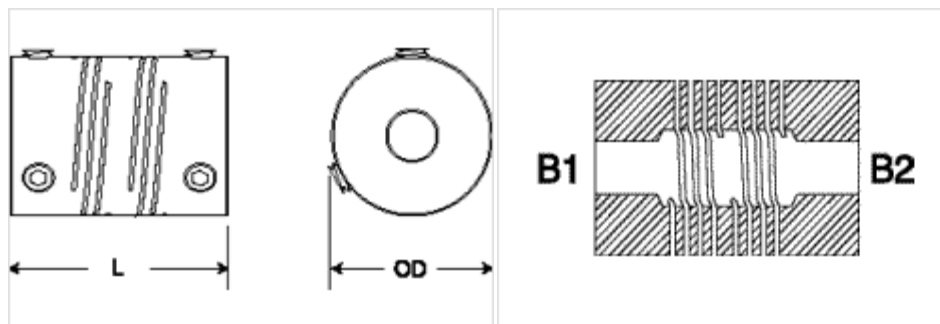
Figura 54 Caratteristiche tecniche ed interfacciamento

4.5.3 Giunto elastico

Il collegamento tra albero motore e albero puleggia verrà fatto tramite un giunto elastico in acciaio inox, FSMR19-6-6-SS, della RULAND. In questo modo l'asse motore interno al motore non viene caricato direttamente, inoltre esso è necessario per far fronte ai piccoli ed inevitabili disallineamenti degli assi, sia che siano paralleli od angolari.



Figura 55 – Giunto elastico Ruland



Dimensioni	L=31,8 mm	OD=20 mm	B1=B2=Ø6 mm
------------	-----------	----------	-------------

Coppia massima sopportabile:

- Statica=4,66 Nm
- Dinamica (non reversibile) =2,33 Nm
- Dinamica (reversibile) =1,165 Nm

Disallineamento massimi:

- Angolare=3°
- Parallelo=0,2 mm
- Movimento assiale=0,13 mm

Momento di inerzia=3 Kg mm²

Massa=44 gr

Nel nostro caso la dinamica sarà reversibile, la coppia massima di 1 Nm è comunque sopportata.

Il giunto collegherà i due alberi entrambi di 6 mm, la trasmissione della forza avverrà per attrito, infatti, il giunto sarà forzato sugli alberi stringendo le viti M4 di serraggio.

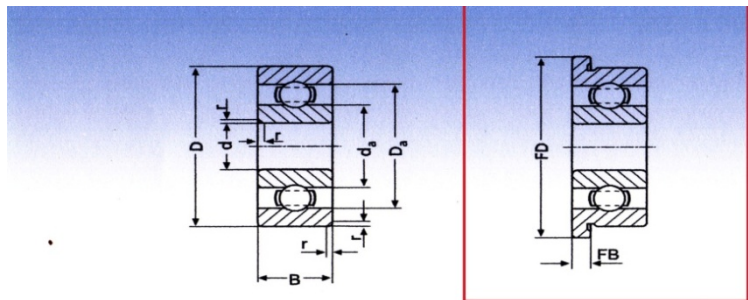
4.6 Cavo di attuazione

Il cavo di attuazione è un cavo di acciaio trefolato prodotto dalla Carl Stahl del diametro di 1mm . La scelta del diametro è stata fatta non tanto in funzione del carico massimo sopportabile, che è ben più elevato del carico massimo a cui il cavo sarà sottoposto, ma piuttosto con lo scopo di aumentare la rigidezza complessiva del sistema. Cavi di diametro inferiore, infatti, avrebbero introdotto nel dispositivo una cedevolezza troppo elevata che si sarebbe tradotta in basse prestazioni complessive ed in una potenziale instabilità del dispositivo.

Diametro	Carico di rottura	Densità
$\varnothing 1\text{ mm}$	785 N	3,9 g/m

4.7 Scelta dei cuscinetti

Dato che i carichi assiali non saranno particolarmente elevati, sono stati scelti dei cuscinetti ad una corona di sfere semplice, la ditta produttrice è la GRW, la misura degli alberi sarà $\varnothing 10\text{mm}$.



Flange Dimensions		Shaft & Housing Shoulders Diameters according to DIN 5418			Number of Balls (5)	Ball Dia.	Load Ratings according to DIN ISO		Limiting Speed (6)
FD	FB	d_a min	d_a max (3)	D_a max (4)			C_r [N]	C_{or} [N]	
		11,00 .433	15,80 .622	18,00 .709	10	2,5 .0984	1.922	915	35.000
		11,00 .433	18,90 .744	22,00 .866	7	3,969 .15625	3.435	1.430	33.000
		11,00 .433	18,90 .744	22,00 .866	8	3,969 .15625	3.758	1.632	32.000
		11,40 .499	20,70 .815	23,60 .929	7	4,763 .1875	4.698	1.982	29.000
		10,50 .413	12,00 .472	13,50 .532	11	1,588 .0625	881	435	30.000
21 .827	1 .039	12,00 .472	15,80 .622	17,00 .669	10	2,5 .0984	1.922	915	34.000
		11,00	17,00	20,00	8	2,175	2.555	1.170	31.000





Dimensions					Types				Basic Type according to DIN (German Standard)
d	D	B	B ₁	r _s min (2)					
9 .3543	20 .7874	6 .2362		0,3 .012	699				619/9
9 .3543	24 .9449	7 .2756		0,3 .012	609				609
9 .3543	24 .9449	7 .2756		0,3 .012	609D				609
9 .3543	26 1.0236	8 .3150		0,3 .012	629				629
10 .3937	15 .5906	3 .1181		0,15 .006	6700 ⁽⁸⁾				61700
10 .3937	19 .7488	5 .1969	5,8 .2284	0,3 .012	6800	F6800	E6800	FE6800	61800
10 .3937	22 .8661	6 .2362	6,3 .2480	0,3 .012	6900	F6900	E6900	FE6900	61900

Figura 56 - Caratteristiche tecniche dei cuscinetti

La verifica del cuscinetto è stata fatta in base al carico statico massimo $C_{or}=915N$, che è più che sufficiente per la nostra attrezzatura, la verifica della durata non è stata presa in considerazione visto che la velocità di rotazione e la vita funzionale dell'attrezzatura sono assai brevi. Sono comunque necessari per far tendere a zero l'attrito e rendere l'attrezzatura il più trasparente possibile.

5 Progettazione del dispositivo

5.1 Semplificazioni del sistema

Nel corso della progettazione e realizzazione, sia per motivi pratici ma soprattutto per motivi economici, sono state apportate due grosse modifiche al progetto:

1. Saranno realizzati solo 4 attuatori invece che 6. Sono stati eliminati gli attuatori “Z”, perché avrebbero necessitato di una struttura di supporto molto grande e costosa.
2. Tutti gli attuatori avranno la stessa corsa di *1200 mm*. In questo modo si riducono i costi di realizzazione ed i tempi di progettazione. Inoltre la scelta di una corsa così estesa permetterà l’uso degli attuatori in molti altri ambiti e situazioni.

5.2 Doppio giunto rotoidale

Il primo problema è stato realizzare un supporto di sostegno per l’asta di attuazione, consistente in una cerniera sferica composta da due giunti rotoidali ad assi coincidenti. Detti giunti sono realizzati con l’impiego di cuscinetti a sfera per ridurre al massimo gli attriti. La forza trasmessa dal motore dovrà passare il più possibile vicino al centro cinematico del sistema e cioè dal punto di intersezione degli assi dei due giunti rotoidali in modo da ridurre al massimo l’insorgenza di momenti ribaltanti non bilanciabili dal supporto.

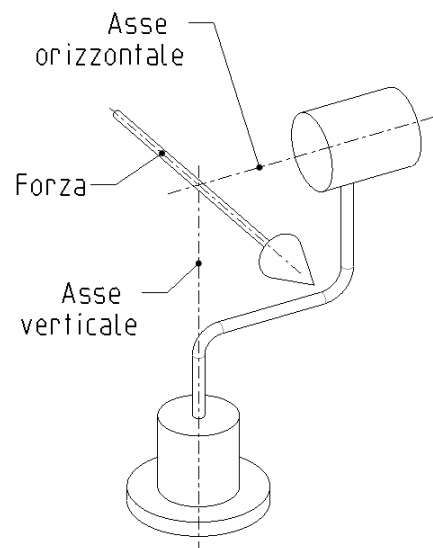


Figura 57 – Schema del sistema

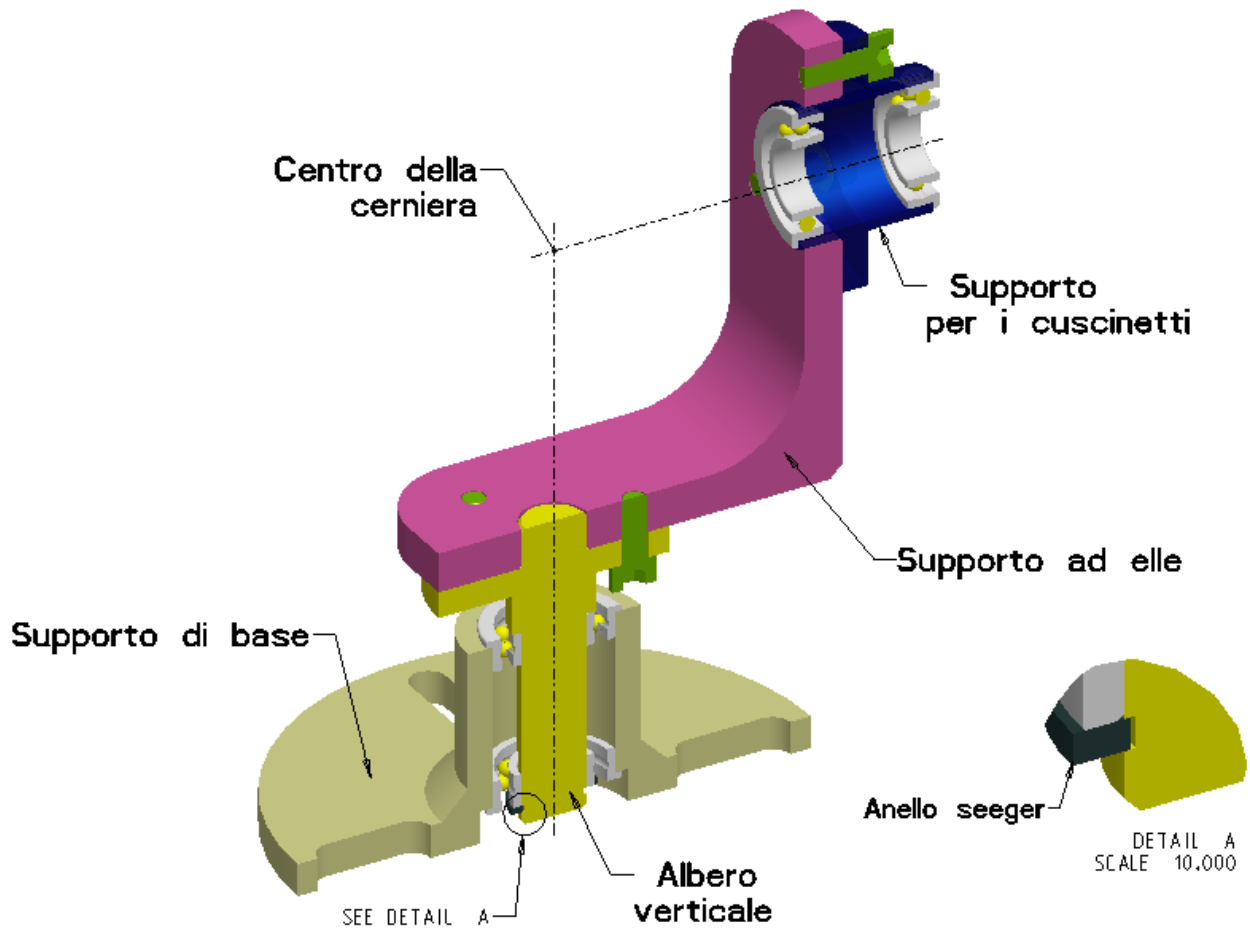


Figura 58 – Spaccato del doppio giunto rotoidale

5.2.1 Supporto di base

Il supporto di base, fissa l'attuatore al suolo e contiene i cuscinetti per l'albero verticale. Il materiale scelto è la lega di alluminio 7075-T6, le cui caratteristiche sono visibili nella seguente tabella:

Tabella 12

Denominazione lega	Densità	Carico di rottura	Carico di snervamento	Modulo elastico	Note
7075-T6	2.81 Kg/m ³	572 Mpa	503 Mpa	71,7 Gpa	Elevate proprietà meccaniche

L'albero verticale rotante di base sarà montato su cuscinetti flangiati di tipo commerciale in modo da diminuire le lavorazioni sul pezzo, i cuscinetti vengono montati su di un unico foro alesato passante, in modo da evitare di scavare nel pezzo le apposite sedi per i classici cuscinetti. Nella Figura 59, si notano i fori asolati che faciliteranno il montaggio delle basi sui relativi supporti.

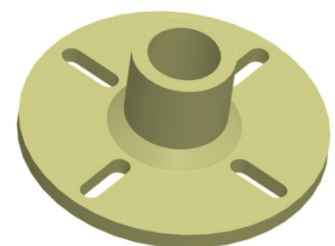


Figura 59 - Supporto di base

5.2.2 Albero verticale

L'albero verticale sarà costruito in acciaio inossidabile martensitico AISI 420, (X 20 Cr 13), le caratteristiche sono elencate nella seguente tabella:

Tabella 13 Caratteristiche acciaio AISI 420

Denominazione lega	Densità	Carico di rottura	Carico di snervamento	Modulo elastico	Note
- AISI 420 - X 20 Cr 13	7.78 Kg/m ³	800 Mpa	550 Mpa	200 Gpa	Elevate proprietà meccaniche

L'uso dell'anello elastico per il fissaggio assiale dei cuscinetti è possibile visto che i carichi assiali sono quasi trascurabili. In Figura 60, si può notare nella parte alta, la flangia con tre fori e la zona cilindrica terminale che servono per il centraggio e l'accoppiamento dell'albero con il supporto per l'albero orizzontale.



Figura 60 – Albero verticale

5.2.3 Supporto per l'asse orizzontale

Il supporto per l'albero orizzontale è realizzato in alluminio 7075-T6, (Tabella 12), con una semplice "elle", struttura che minimizza costi ed ingombro. In Figura 61, nella parte inferiore si nota il foro di centraggio ed i tre fori filettati per l'accoppiamento con l'albero verticale, l'abbondante raggiatura sullo spigolo interno della elle fornisce un rinforzo ed irrigidimento al supporto.



Figura 61 – Supporto ad elle

5.2.4 Supporto per i cuscinetti

Visto che il supporto ad elle, Figura 61, non presenta uno spessore tale da poter contenere i cuscinetti, c'è stato bisogno di costruire un supporto adatto da poter poi fissare sulla elle. Il materiale scelto per il supporto è l'alluminio 7075-T6, (Tabella 12); in Figura 62, si nota, la flangia di accoppiamento con tre fori passanti e la superficie cilindrica di centraggio con il foro presente sulla elle.

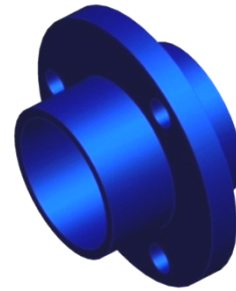


Figura 62 – Supporto per i cuscinetti

5.2.5 Minuteria

Come si vede nella Figura 58, verranno montati 4 cuscinetti flangiati, tutti uguali, tipo F6800, della ditta GRW; l'albero viene fissato assialmente con un anello Seeger, $\varnothing 10$ UNI 7435-75; le viti usate per fissare i componenti sono 6, tutte uguali, del tipo ad esagono incassato, $M4 \times 10$ UNI5931-67.

5.2.6 Montaggio del doppio giunto rotoidale

Visto che l'attrezzatura dovrà essere montata a mano, senza piantaggi dei componenti, che richiedano macchinari pesanti, l'accoppiamento generalmente scelto è un semplice $h7/H7$, e fissato con tre viti che fanno presa sui fori filettati presenti sulla elle, i cuscinetti sono fissati nel supporto con un leggero piantaggio. In Figura 63 – Montaggio del doppio giunto rotoidale, il montaggio dell'assieme.

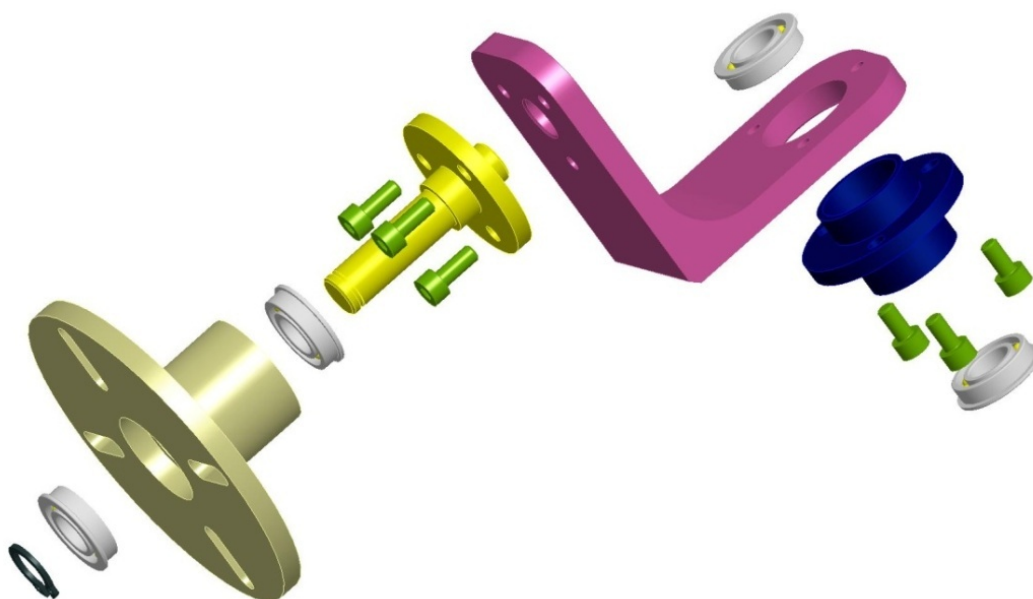


Figura 63 – Montaggio del doppio giunto rotoidale

L'albero verticale viene fissato al supporto ad elle con tre viti, facenti presa sui fori filettati della "elle", necessariamente da pre-montare. (In quanto, successivamente le viti rimangono ingabbiate dall'ingombro del supporto di base).

5.3 Asta completa

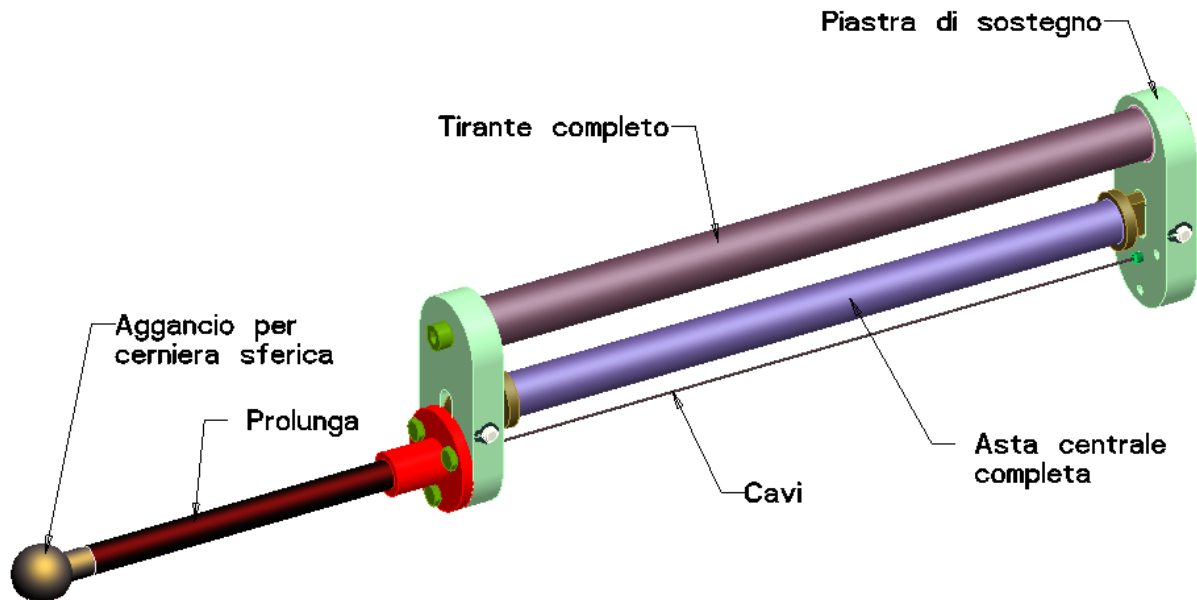


Figura 64 – Asta completa

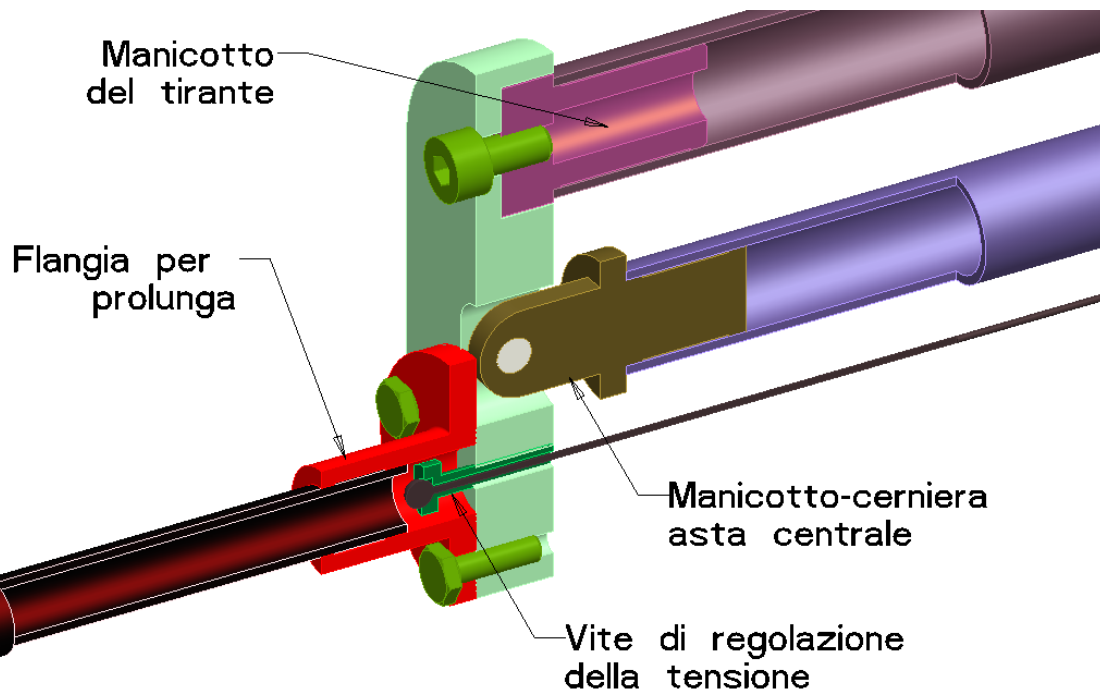


Figura 65 – Spaccato asta completa

Asta centrale, tirante e cavo sono assemblate grazie alle due piastre montate alle estremità dell'asta completa. In Figura 64 – Asta completa, si può notare, in verde scuro, la vite di regolazione della pretensione del cavo, tale vite ha un foro lungo tutta la sua lunghezza per poter inserire il cavo.

Nella Figura 66 – Spaccato asta completa si nota, in bianco, il perno della cerniera bloccato tramite seeger. Il tirante invece è bloccato da una vite che lo rende solidale alla piastra.

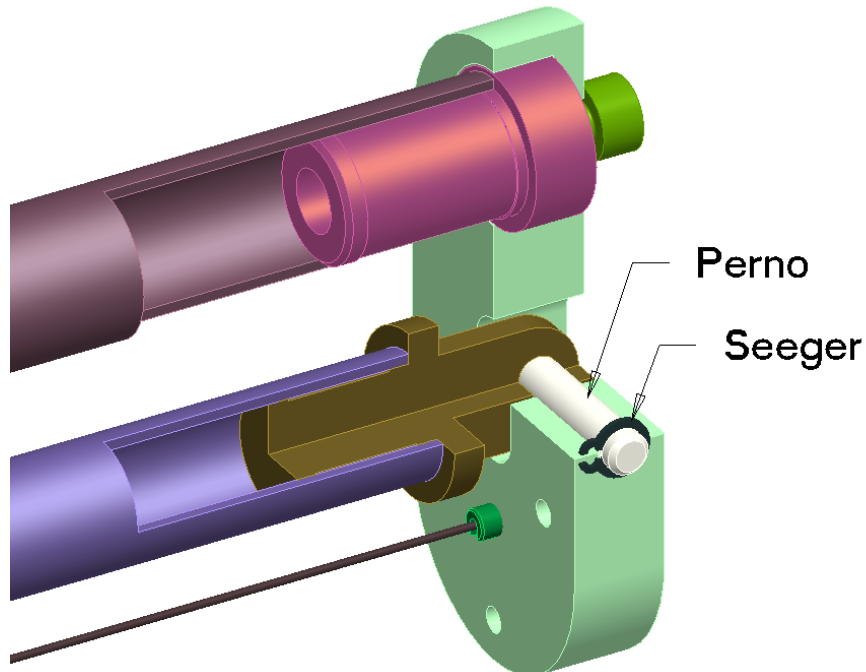


Figura 66 – Spaccato asta completa

5.3.1 Piastre laterali di sostegno

Le due piastre laterali forniscono rigidità a tutta la struttura e collegano tra loro tutti i componenti che fanno parte dell'asta completa. Il materiale scelto è alluminio 7075-T6, (Tabella 12), per motivi di semplicità le piastre sono state realizzate identiche.

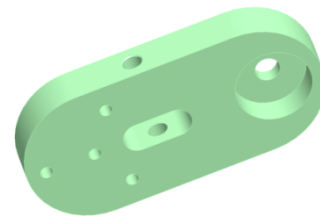


Figura 67 – Piastra laterale

5.3.2 Manicotto asta centrale

L'asta centrale completa è corredata da due manicotti di estremità che, oltre ad irrigidire l'asta stessa, forniscono ad essa il foro per l'accoppiamento con il perno. Il materiale scelto è alluminio 7075-T6, (Tabella 12).

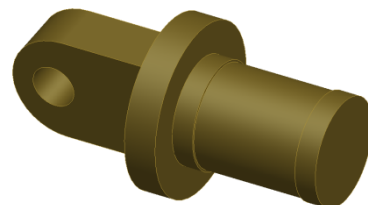


Figura 68 – Manicotto asta centrale

5.3.3 Manicotto del tirante

Il manicotto del tirante fornisce rigidità ad esso e gli consente di essere fissato stabilmente alle piastre laterali grazie al foro filettato ed alla superficie di centraggio cilindrica. Il materiale scelto è alluminio 7075-T6, (Tabella 12).

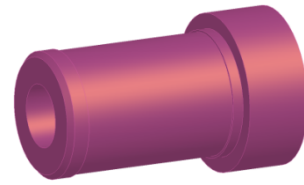


Figura 69 – Manicotto del tirante

5.3.4 Flangia per prolunga

La flangia collega una delle piastre laterali con la prolunga; presenta tre fori passanti per le viti di fissaggio. Il foro centrale serve per contenere la vite di regolazione del cavo e per fissare la prolunga, (tramite incollaggio). Il materiale scelto è alluminio 7075-T6, (Tabella 12).

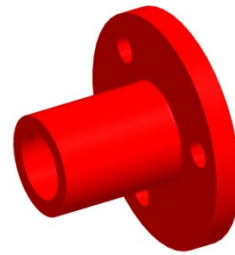


Figura 70 – Flangia per prolunga

5.3.5 Perno

Il perno realizzato in acciaio inossidabile AISI 420, (Tabella 13 Caratteristiche acciaio AISI 420), viene forzato nel foro che si trova sulle piastre laterali ed è bloccato con due anelli seeger; per semplicità il perno è stato realizzato simmetrico.

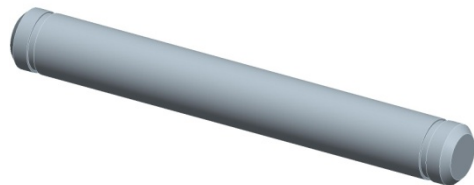


Figura 71 - Perno

5.3.6 Asta centrale

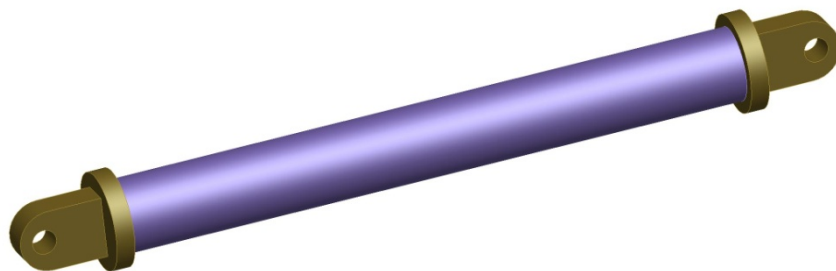


Figura 72- Asta centrale (lunghezza non reale)

L'asta centrale in fibra di carbonio, ha spessore di appena 1 mm , una lunghezza di ben 1263 mm , e diametro esterno $\varnothing 12\text{ mm}$ pesa senza manicotti solamente 75 gr . Come già specificato, essa dovrà scorrere su due boccole auto-lubrificate. A tale scopo l'asta verrà rettificata calibrandola al diametro giusto per assicurare una buona scorrevolezza dell'asta.

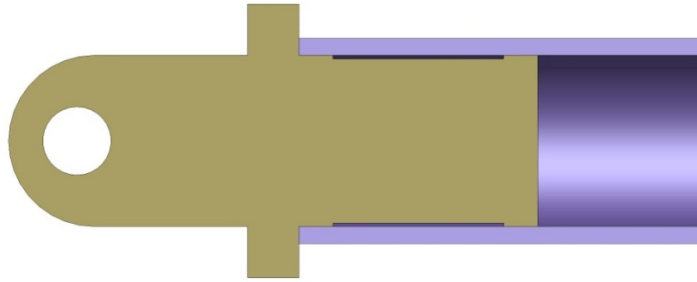


Figura 73 - Sezione asta centrale

I due pezzi, come si vede in Figura 73, verranno uniti tramite incollaggio, a tale scopo è stata realizzata un'intercapedine tra asta e manicotto che servirà a contenere la colla in maniera corretta.

5.3.7 Tirante

L'asta che agisce da tirante è anch'essa in fibra di carbonio, spessore 1 mm , diametro esterno $\varnothing 14\text{mm}$, lunghezza 1280 mm e peso 90 gr ; serve per assorbire le forze trasversali prodotte nel sistema dalla tensione del filo.



Figura 74 – Tirante (lunghezza non reale)

Per questo motivo l'asta si dovrà incernierare sul supporto in maniera rigida, tipo incastro, in modo che tutti i momenti si trasferiscano direttamente su di esso. Per realizzare tale incastro l'asta in fibra di carbonio dovrà essere fornita di estremità rigide che, come per il caso precedente, verranno unite all'asta tramite incollaggio.

5.3.8 Montaggio dell'asta completa

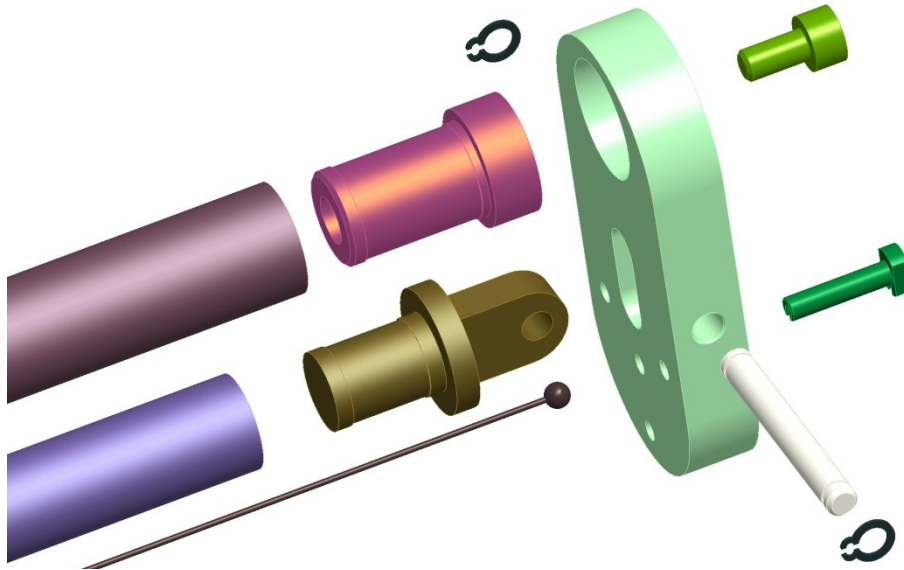


Figura 75 – Montaggio asta completa

In Figura 76 è evidenziato il montaggio della prolunga e della cerniera sferica elemento necessario per interfacciarsi direttamente con le calzature di prova.

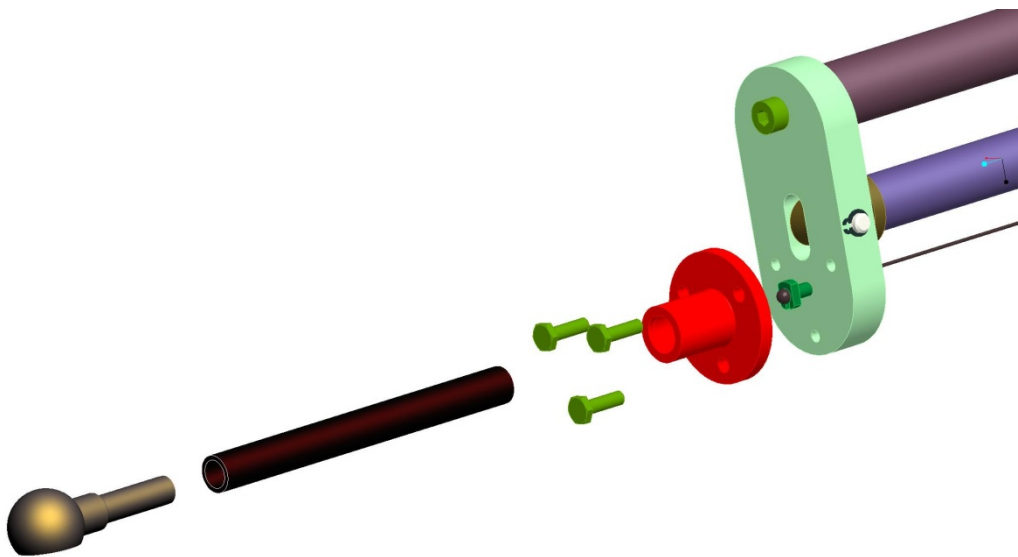


Figura 76 – Montaggio prolunga (lunghezza non reale)

5.4 Supporto per l'asta

Il supporto che dovrà sostenere l'asta ha avuto bisogno di un'attenta progettazione, poiché su di esso sarà montato anche il sistema attuativo dell'asta.

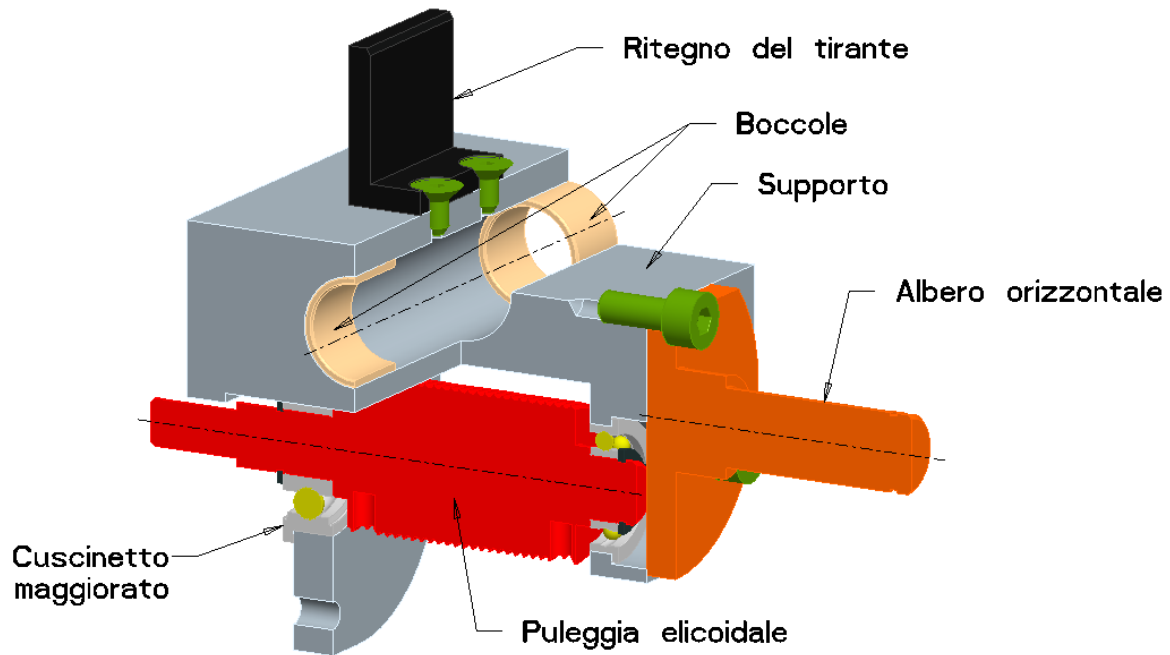


Figura 77 –Supporto per l’asta

Il primo problema è stato decidere il tipo di cuscinetto per movimenti lineari adatto a questa applicazione. Il manicotto a ricircolo di sfere, che viene solitamente usato in queste applicazioni, è stato subito scartato per l’altissimo costo. Abbiamo allora deciso di ricorrere a boccole di strisciamento in materiale anti-frizione, ma dopo una breve ricerca ci siamo resi conto che lo scorrimento della fibra di carbonio su boccole non era ancora stato preso in considerazione, ed i produttori di boccole non sapevano darci informazioni al riguardo. Alla fine abbiamo scelto delle boccole in metallo auto-lubrificate proponendoci di fare delle prove sperimentali sull’attrito, in maniera da trovare la soluzione migliore.

5.4.1 Puleggia elicoidale

Inizialmente la puleggia era stata pensata come elemento distinto dall’albero di supporto, poi per motivi di praticità, essa è stata resa un tutt’uno con l’albero. E’ realizzata in acciaio inossidabile AISI 420, (Tabella 13 Caratteristiche acciaio AISI 420).



Figura 78 – Puleggia elicoidale

In Figura 78, si possono notare le due sedi dove si andranno a fissare le due estremità dei cavi.

Il funzionamento è semplice, mentre un cavo si svolge, l’altro si avvolge. La distanza tra le spire dei due cavi rimane costante e quando uno è completamente svolto l’altro è completamente avvolto. In Figura 79, è visualizzata la puleggia nel momento in cui la corsa si trova nel suo punto medio, si nota che i due cavi sono quasi perfettamente centrali.

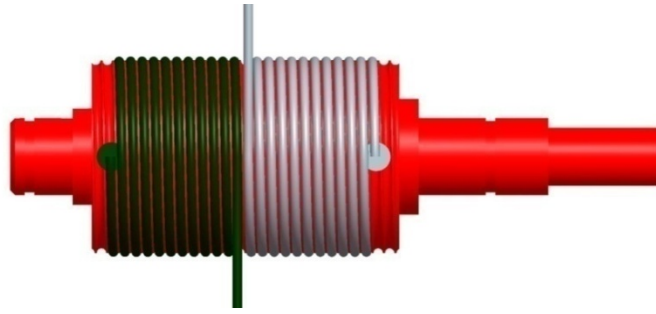


Figura 79 Cavo avvolto in posizione mediana

In Figura 80, invece è evidenziata la puleggia nel caso in cui il cavo 1 sia completamente avvolto ed il cavo 2 completamente svolto, si nota che i cavi sono allineati all'asta di attuazione solo nel punto mediano della corsa; solitamente i cavi si troveranno ad una certa distanza dall'asse longitudinale dell'asta. Esisterà quindi un certo angolo tra asta e cavo, con conseguenti momenti flessionali che si scaricano sull'asta, l'entità di tale momento è comunque trascurabile.

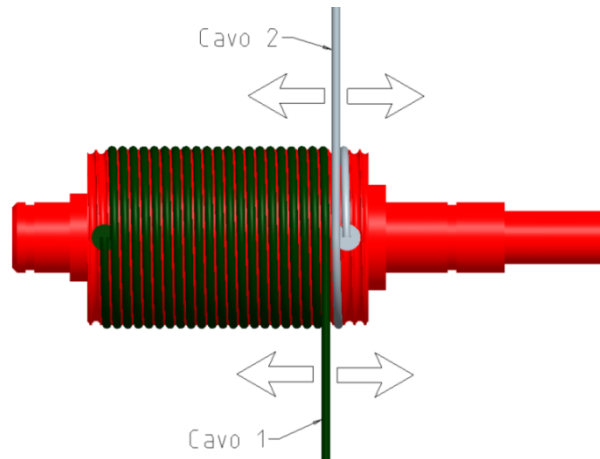


Figura 80 Cavo avvolto completamente

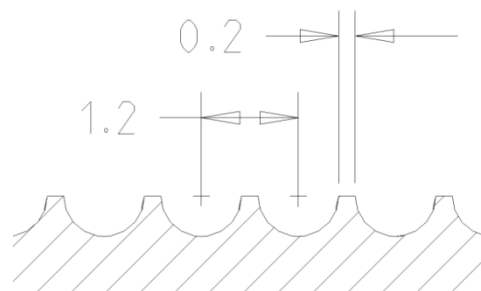


Figura 81 – Traccia elicoidale

Considerando una cava da $\varnothing 1\text{ mm}$, con un passo da $1,2\text{ mm}$ e che il diametro della puleggia è $\varnothing 20\text{ mm}$.

$$Lungh.Elica = \sqrt{(\pi \cdot 20)^2 + 1,2^2} = 62,84\text{ mm}$$

Le spire richieste saranno, considerando che il supporto è lungo 52 mm :

$$Spire_{Min} = \frac{1256}{62,84} \cong 20$$

Considerando due spire del cavo sempre avvolte ed una spira di scarto tra un cavo e l'altro, il numero di spire è stato fissato in 25. Come si può notare in Figura 85, la puleggia elicoidale viene montata, attraverso il foro, sul supporto, (un cuscinetto flangiato risulta di dimensione maggiorata per permettere l'inserimento della puleggia-albero nel supporto).

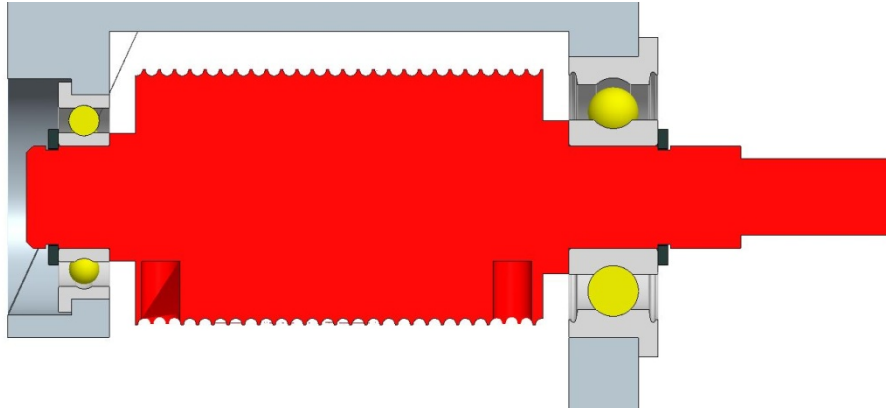


Figura 82 – Puleggia montata

5.4.2 Albero orizzontale

L'albero orizzontale completa il doppio giunto rotoidale, è realizzato in acciaio inossidabile AISI 420, (Tabella 13 Caratteristiche acciaio AISI 420). Presenta una flangia con tre fori passanti per il fissaggio con le viti che fanno presa sui fori filettati del supporto.

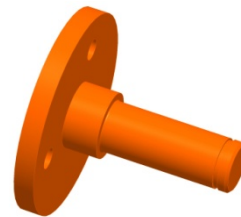


Figura 83 – Albero orizzontale

5.4.3 Boccola del tirante

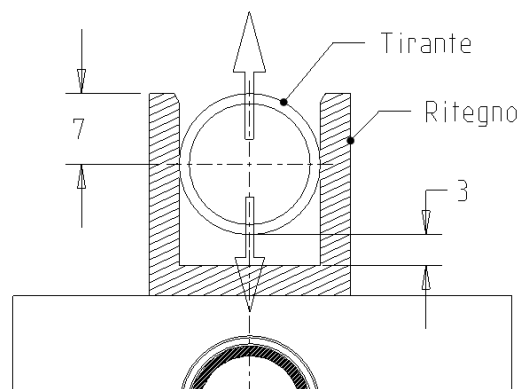
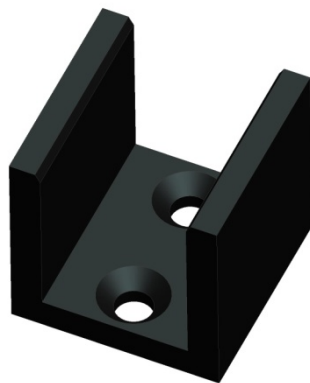


Figura 84 – Boccola del tirante

Questa boccola-ritegno è realizzata in Teflon, materiale plastico dallo scarso attrito. Questa boccola, in cui scorre il tirante, serve essenzialmente per non far ruotare l'asta completa. Come si vede nella Figura 84 – Boccola del tirante, il tirante in posizione, riceve dalla boccola solo reazioni laterali e si può quindi liberamente inflettere in direzione verticale.

5.4.4 Montaggio del supporto completo

Nella Figura 85 – Montaggio del supporto, è evidenziato il montaggio del supporto completo.

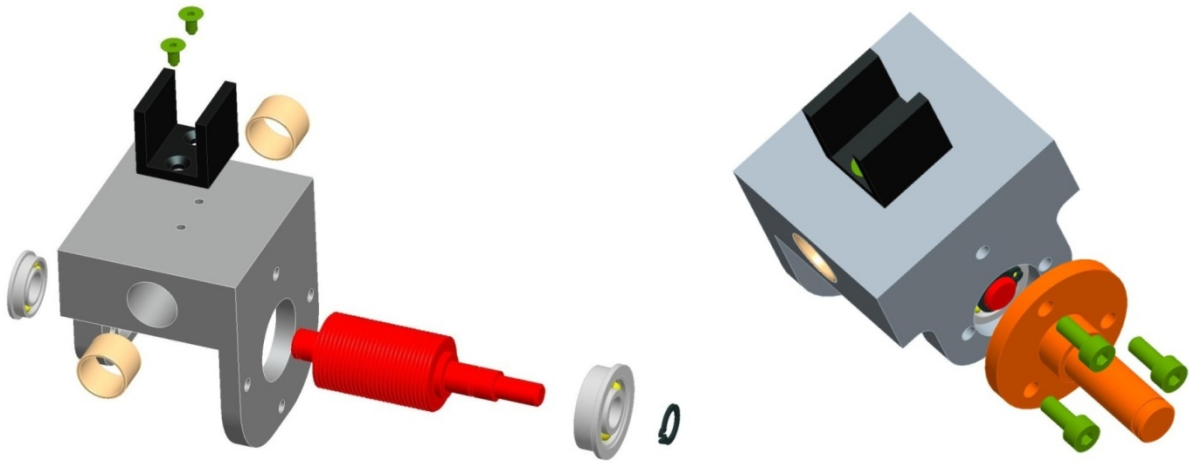


Figura 85 – Montaggio del supporto

Ad un lato del supporto viene fissato l'albero flangiato attraverso tre viti, l'utilizzo di spine di riferimento è stato considerato superfluo. L'estremità libera dell'albero verrà infilata nei cuscinetti presenti sul supporto ad elle.

5.4.5 Minuteria

Come si vede nella Figura 85 – Montaggio del supportoFigura 58, verranno montati 2 cuscinetti flangiati, sempre della ditta GRW, uno tipo F6188 più piccolo, ed uno tipo F6080 con un diametro di montaggio di $\varnothing 22mm$. I due anelli Seeger, $\varnothing 8$ UNI 7435-75, fissano albero e cuscinetti; le viti usate per fissare l'albero al corpo sono 3, tutte uguali, del tipo ad esagono incassato, $M4x10$ UNI5931-67, mentre le due viti che fissano il ritegno superiore sono del tipo, sempre ad esagono incassato ma $M3x6$ UNI5933.

5.5 Supporto motore completo

In Figura 86 è visualizzato il supporto motore completo. In particolare si notano in verde, le viti che fissano il motore, (montate all'interno del supporto). Il giunto elastico, in nero, è premontato sull'asse del motore e deve essere montato successivamente alle viti che rimangono coperte da esso.

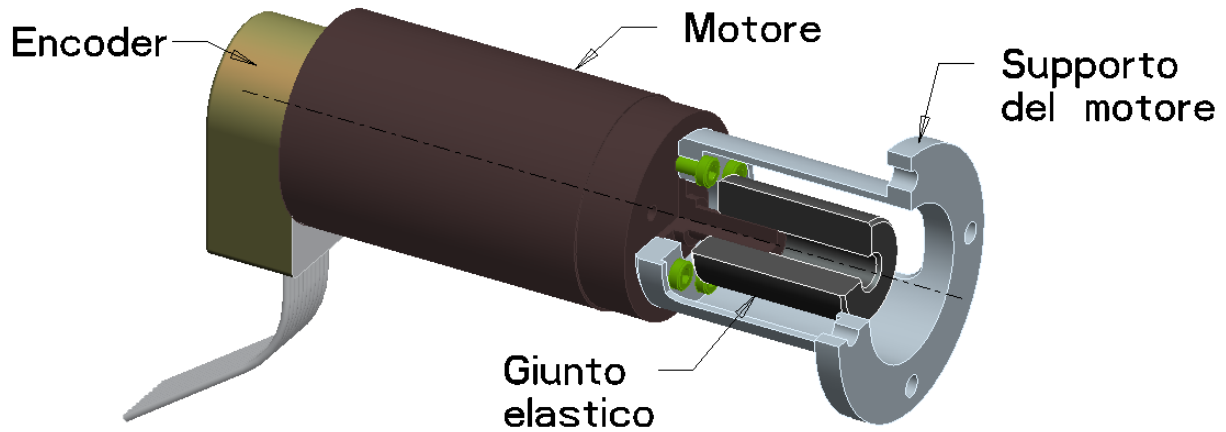


Figura 86 – Supporto motore completo

5.5.1 Supporto del motore

Il supporto per il motore, in Figura 87, si deve interfacciare con il supporto per l'asta, e con i 6 fori presenti sul motore elettrico. Inoltre conterrà il giunto elastico che collega la forza motrice. Le finestre laterali servono per serrare le viti del giunto, che altrimenti non sarebbero state raggiungibili.



Figura 87 Supporto per il motore

5.5.2 Supporto motore completo

In Figura 88- Montaggio dell'assieme il montaggio dell'assieme. Il supporto è collegato al motore tramite 6 viti $M6 \times 10$, ad esagono incassato e testa sbassata, tipo UNI5931-67. Il giunto elastico è serrato sull'asse del motore tramite le apposite due viti che sono presenti su di esso.

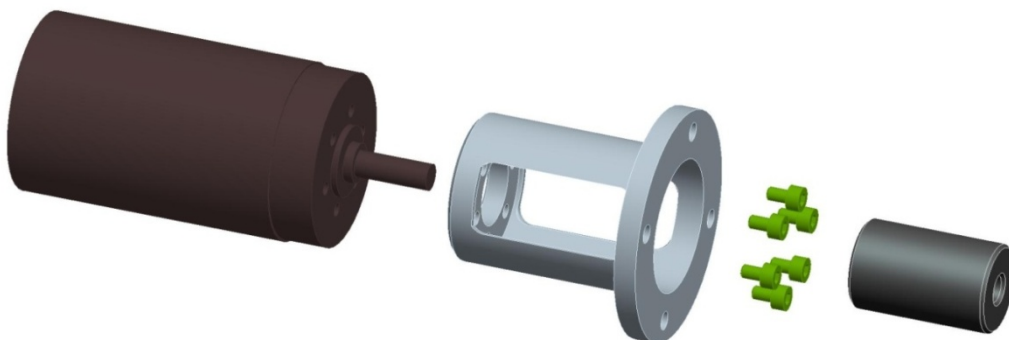


Figura 88- Montaggio dell'assieme

5.6 Dispositivo completo

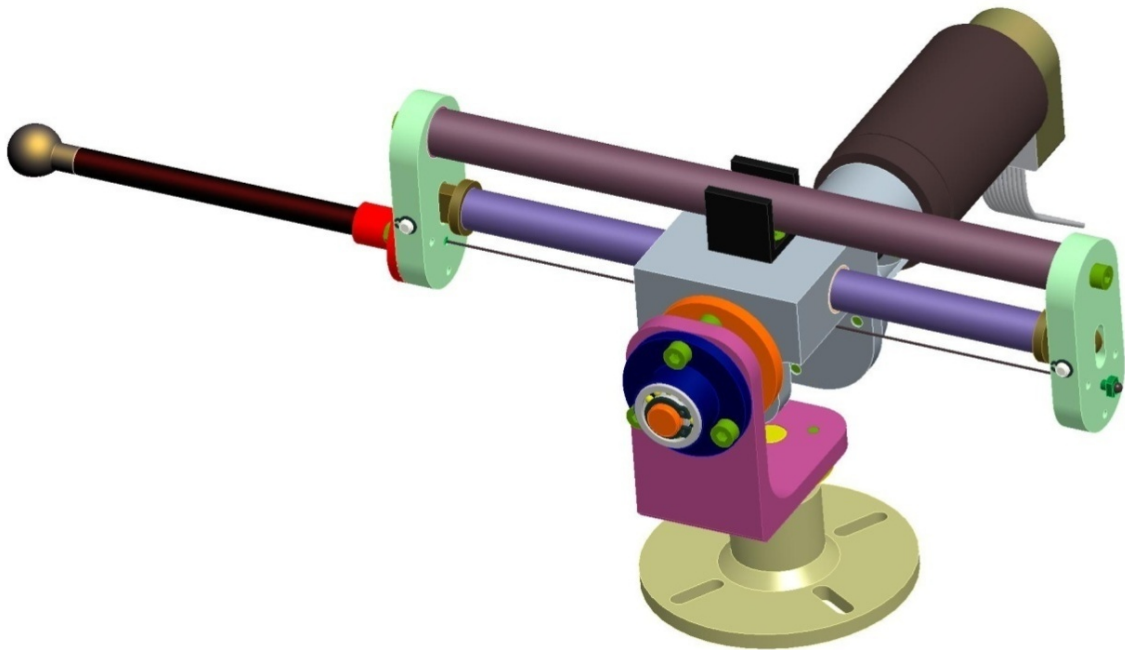


Figura 89– Dispositivo completo (lunghezza aste non reali)

Nella seguente figura è rappresentato il montaggio finale del dispositivo, l'assieme dell'asta deve essere pre-assemblato sul suo supporto.

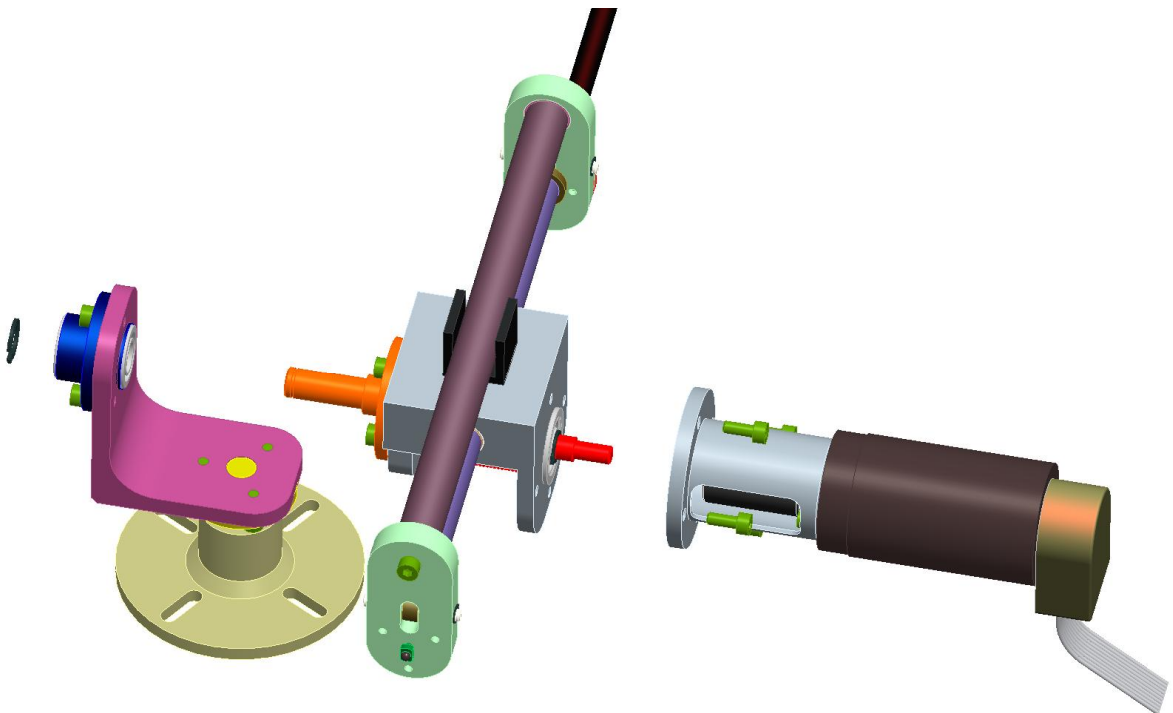


Figura 90– Montaggio del dispositivo completo (lunghezza aste non reali)

5.7 Schema dell'attuatore completo

Nella sezione lungo l'asse motore gli ingombri massimi sono $223.8\text{mm} \times 136\text{mm}$:

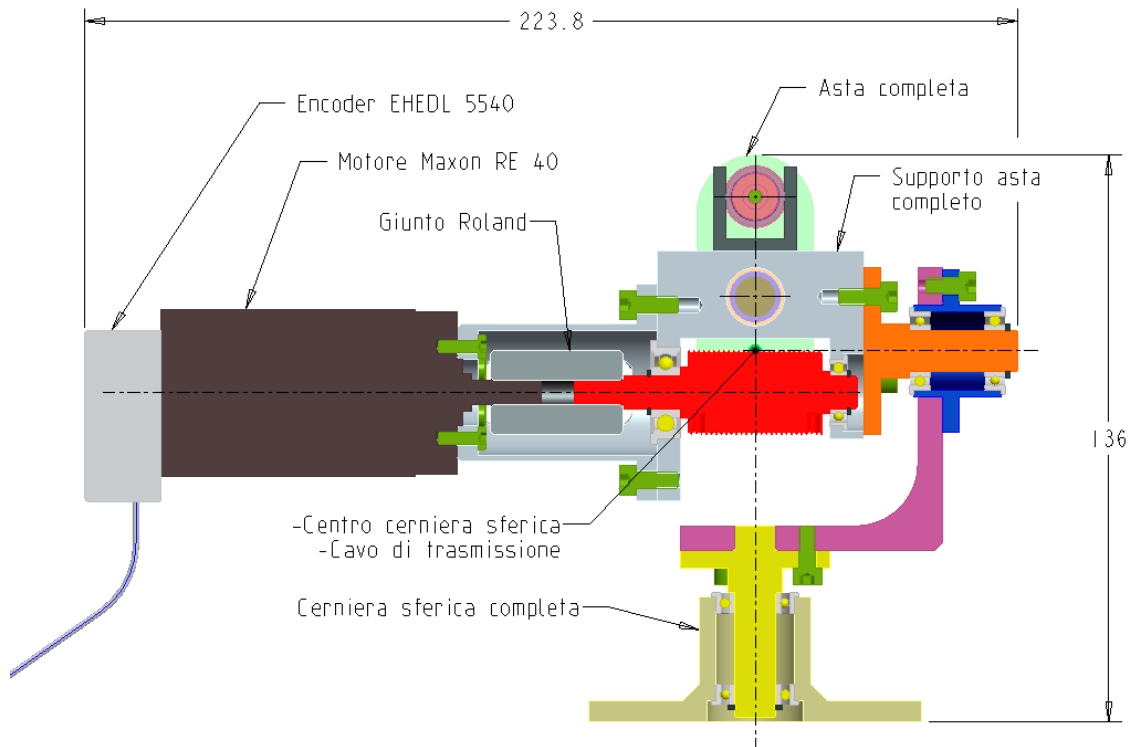


Figura 91 – Sezione del dispositivo completo sull'asse motore

Nella sezione lungo l'asse longitudinale dell'asta, l'ingombro massimo è 1734 mm . La corsa massima del dispositivo risulta 1211 mm e la distanza fissa nel punto mediano della corsa tra centro del doppio giunto rotoidale e centro della cerniera sferica è di 1071 mm :

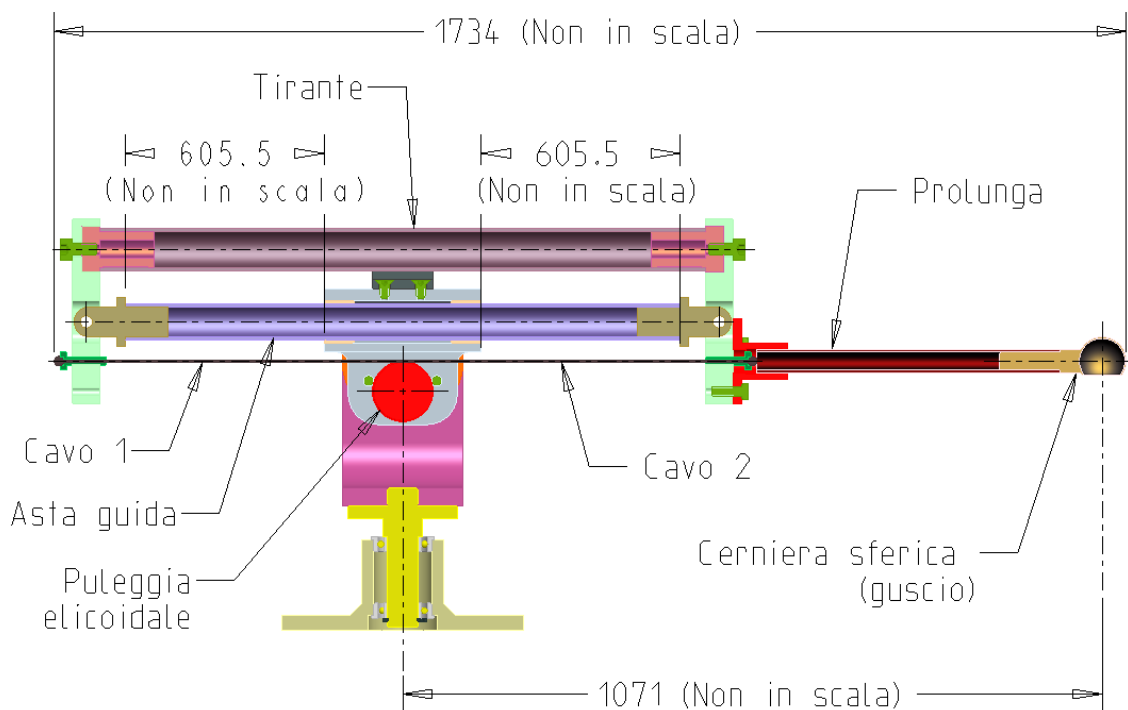


Figura 92 Sezione del dispositivo completo sull'asse dell'asta (lunghezze aste non in scala)

5.8 Progettazione calzature di prova

Le calzature per effettuare le prove sperimentali devono replicare il più possibile quelle del Body Extender, (vedi Figura 93), inoltre su di esse devono essere fissate le cerniere sferiche per collegare le aste. La base di tale calzatura era già stata realizzata dal centro Percro per effettuare delle prove sperimentali preliminari. In Figura 94 si nota in scuro l'attacco rapido per scarponi da snowboard. Esso vincola in maniera precisa ed univoca il soggetto a tali calzature, (in Figura 94 – Calzatura di prova, si vedono i profili stondati atti a facilitare l'appoggio del piede e la camminata).

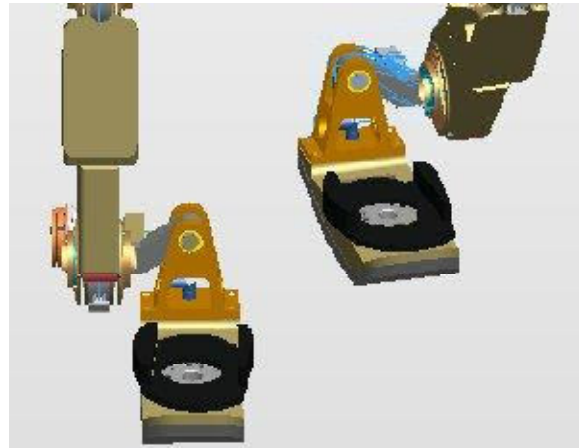


Figura 93 – Modello del Body Extender

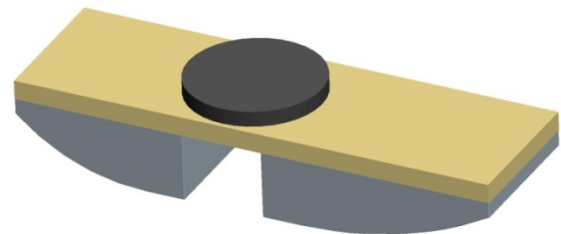


Figura 94 – Calzatura di prova

Le cerniere sferiche saranno del tipo ad aggancio rapido come quelle mostrate in Figura 95, in questo modo le aste potranno essere sganciate rapidamente dalle calzature di prova. Inoltre in caso di caduta accidentale del soggetto tenderanno a sganciarsi automaticamente evitando l'aggravarsi della caduta.



Figura 95 – Cerniera sferica

Sono state quindi costruite delle colonnette da agganciarsi alle calzature in maniera che le sferette si trovino alla stessa altezza ed in corrispondenza della caviglia, come si vede in Figura 96.

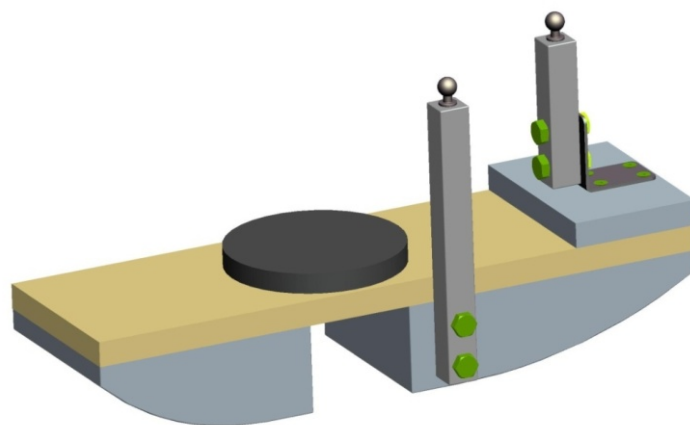


Figura 96 – Calzatura di prova completa

5.9 Progettazione struttura portante di supporto

Per la realizzazione della struttura di supporto sono stati usati dei profilati Bosch 45x45, sia per la loro facile recuperabilità che per la loro flessibilità di utilizzo.

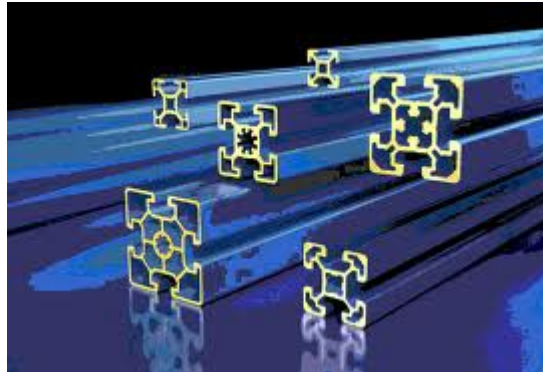


Figura 97 – Profilati Bosch

Per dimensionare l'altezza della struttura portante va considerata l'altezza del tappeto, l'altezza delle calzature di prova e quella degli attuatori completi. Inoltre va considerato il fatto che quando le aste sono orizzontali si devono trovare in corrispondenza del punto medio del *workspace* che su Z è 200 mm . In definitiva l'altezza scelta, come evidenziato in Figura 98, è di 415 mm .

Per quanto riguarda gli attuatori "Y", mettendo le aste al centro della corsa propria; la distanza lungo Y dal tappeto mobile risulta di 910 mm , (minimo).

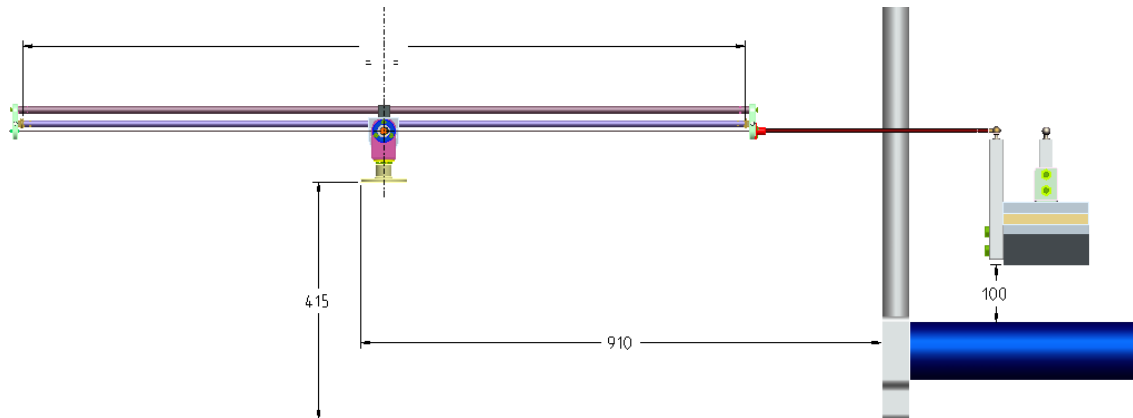


Figura 98 – Dimensionamento struttura su Y

Per quanto riguarda gli attuatori "X", come evidenziato in Figura 99 la struttura dovrà sporgere posteriormente di minimo 550 mm .

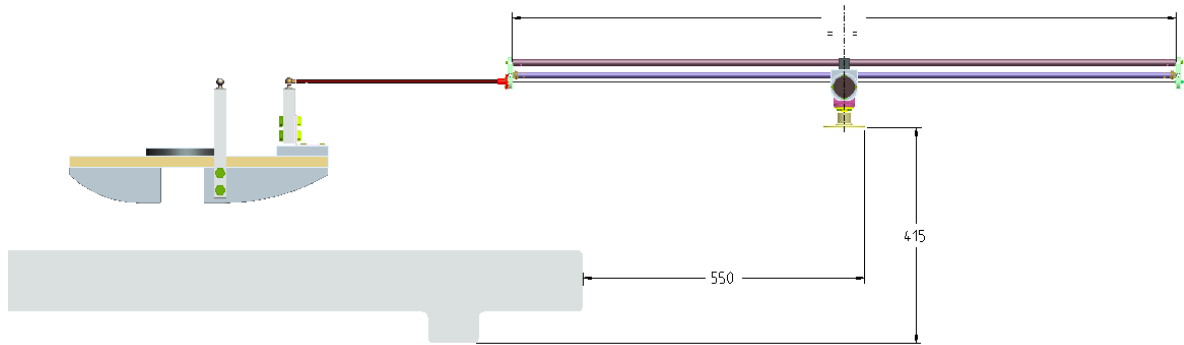


Figura 99- Dimensionamento struttura su X

I vari profilati sono stati uniti fra loro con gli appositi angolari e viti sempre della Bosch, la struttura completa è visibile nella Figura 100.

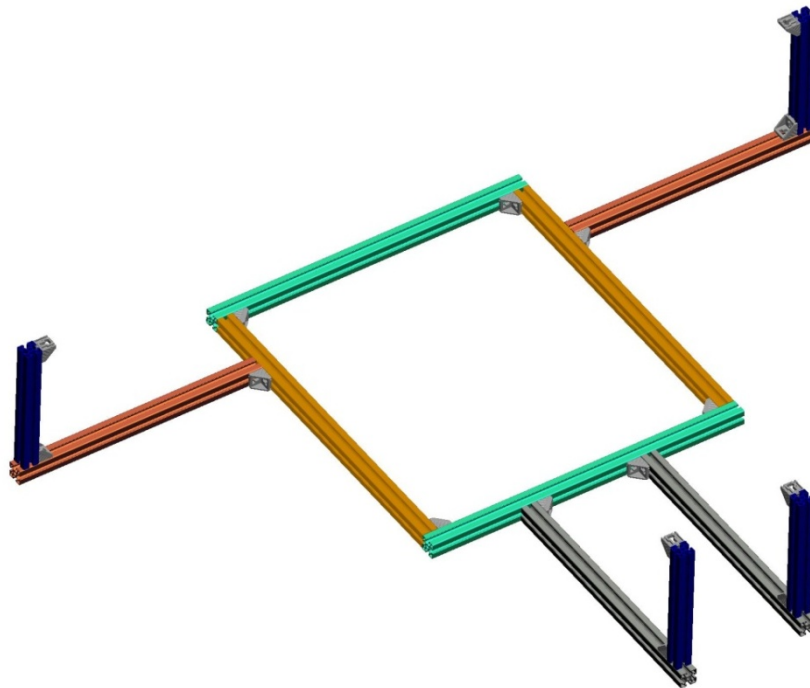


Figura 100 – Struttura di supporto completa

La struttura grazie ai profilati Bosch che hanno scanalature longitudinali su tutta la lunghezza, risulta regolabile nelle direzioni indicate nella Figura 101, Figura 102 e Figura 103.

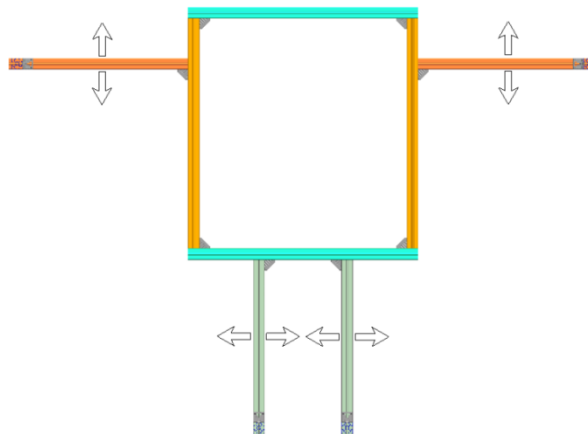


Figura 101 – Vista da sopra

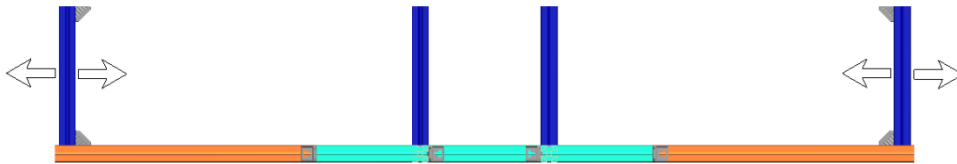


Figura 102 – Vista da dietro



Figura 103 – Vista laterale

5.10 Struttura completa

Nelle seguenti figure è presentato il modello dell'attrezzatura completa, formata da quattro attuatori (di corsa identica), la relativa struttura di supporto ed il tappeto.

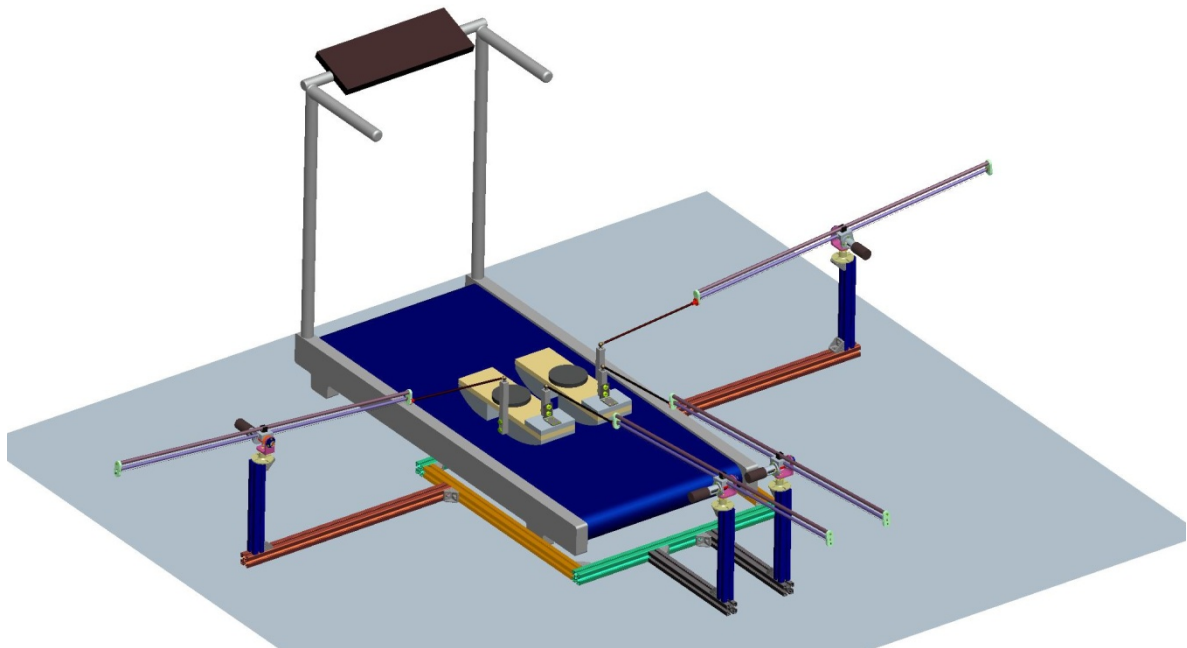


Figura 104 – Vista generale dell'attrezzatura completa

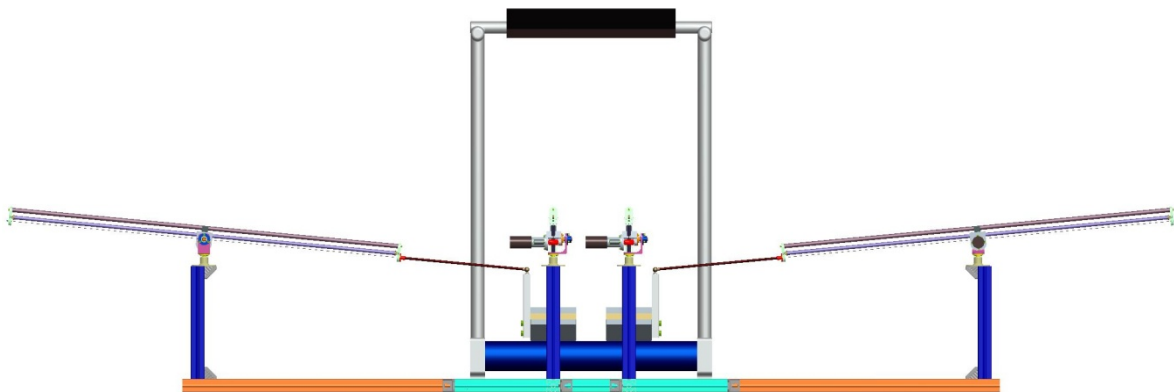


Figura 105 - Vista frontale dell'attrezzatura completa

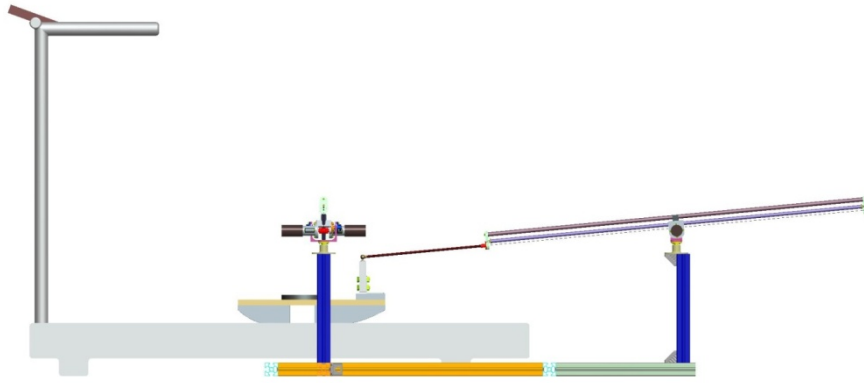


Figura 106 Vista laterale dell'attrezzatura completa

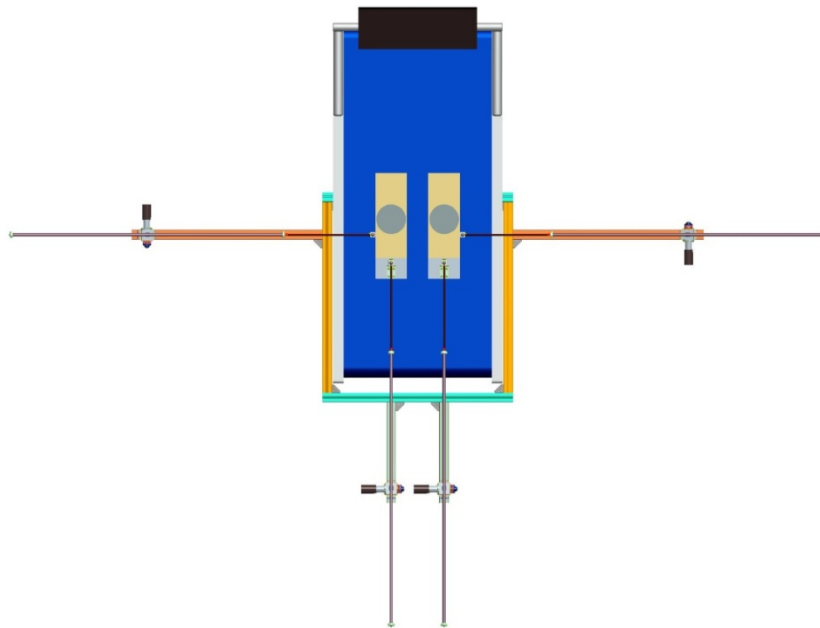


Figura 107- Vista dall'alto dell'attrezzatura completa

6 Masse del sistema

Nel seguente paragrafo sono elencate le caratteristiche di massa dei vari componenti.

- *Asta completa=309 gr*
- *Supporto di base completo=158 gr*
- *Elle completa=109 gr*
- *Supporto asta completo=339 gr*
- *Supporto motore completo=688 gr*
- *Massa totale=1603 gr*

6.1 Baricentri

- **Baricentro dell'asta completa:**

Il baricentro dell'asta, rispetto alla cerniera sinistra, è visualizzato nella Figura 108,:

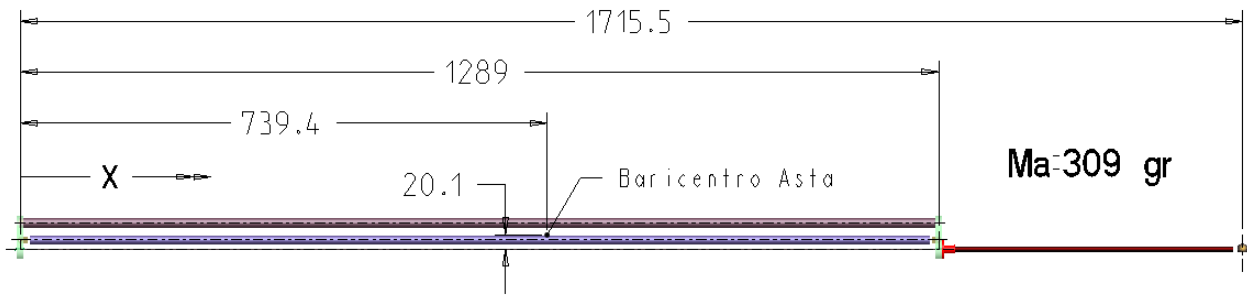


Figura 108 – Asta completa

- **Baricentro del supporto dell'asta con motore:**

L'insieme del supporto asta, completo di supporto motore, motore e giunto, si può considerare simmetrico rispetto al piano visualizzato in Figura 109 – Baricentro supporto asta e motore. La maggior parte della massa dell'attuatore è contenuta in questo insieme, il baricentro è visualizzato nella seguente figura:

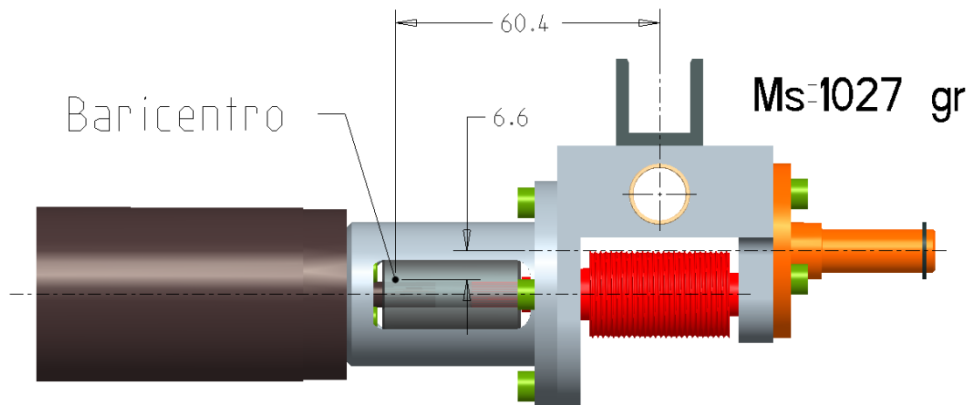


Figura 109 – Baricentro supporto asta e motore

Il valore $6,6 \text{ mm}$, che corrisponde al braccio del momento della forza peso, è abbastanza piccolo da non fornire un momento rilevante per lo sbilanciamento. Per semplicità il baricentro del supporto è considerato concentrato sull'asse della cerniera.

- **Baricentro del supporto ad elle completa:**

Tale supporto è alquanto leggero, il suo baricentro controbilancia, in parte, il peso del motore.

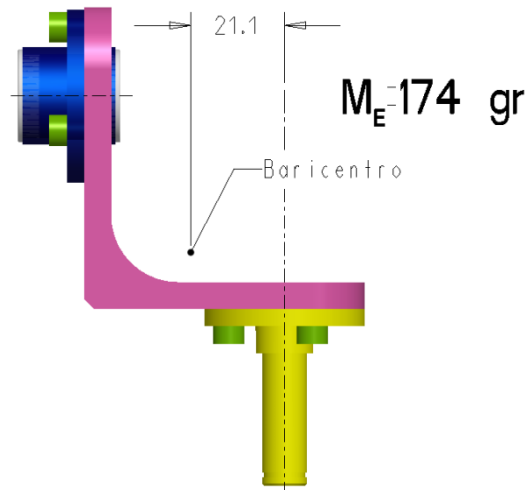


Figura 110 – Elle completa

6.2 Momenti d'inerzia

- Inerzia dell'asse motore

Le masse rotanti principali che stanno sull'asse motore sono: il rotore del motore, il giunto elastico e la puleggia elicoidale, come evidenziato nella seguente figura.

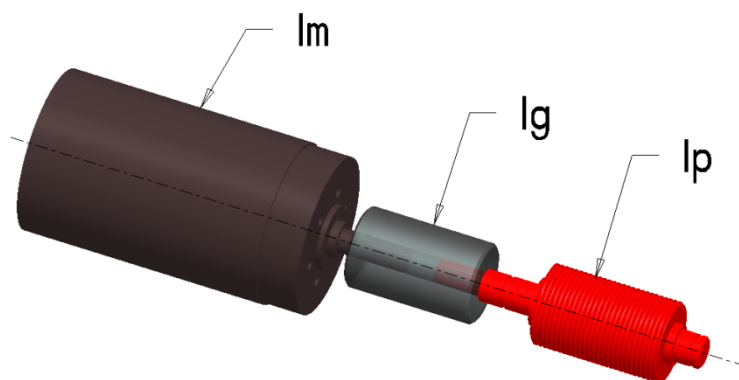


Figura 111 – Catena di inerzie sull'asse motore

$$I = I_m + I_g + I_p$$

Tabella 14

Momenti d'inerzia (Kgmm ²)		
Im=13,8	Ig=3	Ip=3,5
I=20,3		

7 Analisi delle forze

7.1 Schema del sistema cinematico globale

Di seguito viene riportato il sistema cinematico sul piano principale delle forze, si nota che la forza trasmissibile dai cavi (in rosso); trascurando il peso proprio del cavo, è diretta come la sua stessa congiungente e può agire solo in modo unidirezionale.

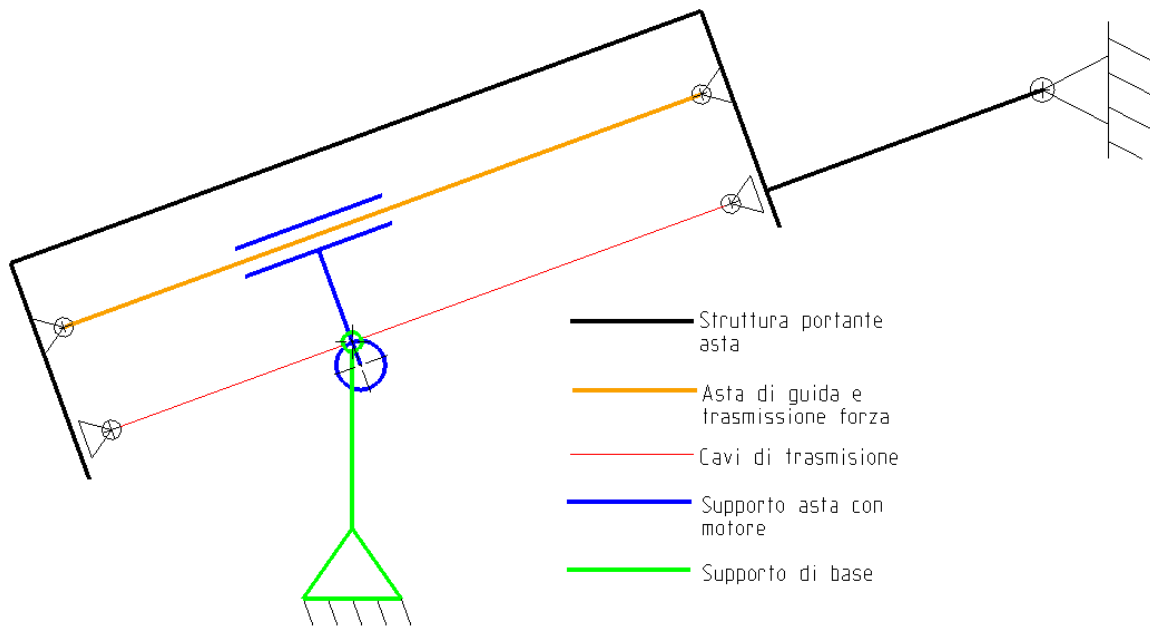


Figura 112- Sistema cinematico globale

7.2 Forze trasversali

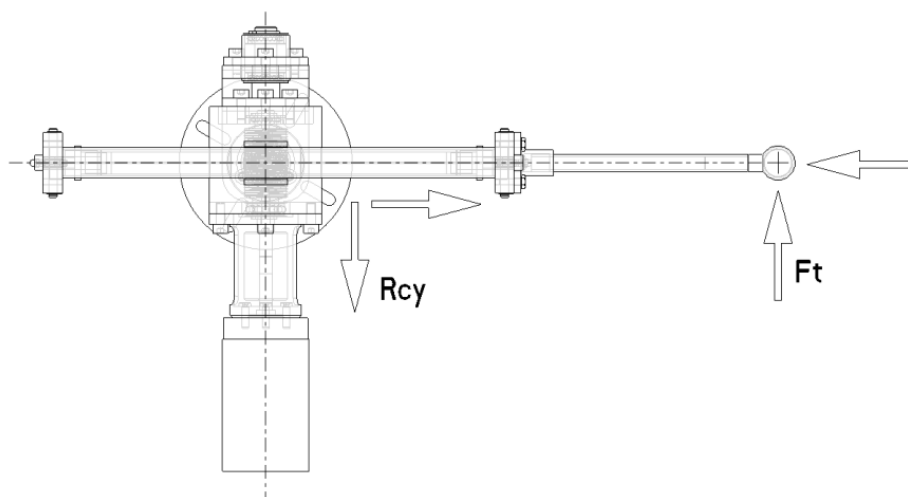


Figura 113 – Forze trasversali

Tutte le forze in orizzontale passano per il centro della cerniera formata dal doppio giunto rotoidale. Facendo l'equilibrio delle forze si ottiene:

$$R_{CY} = F_T = 0$$

7.3 Reazioni sull'asta completa

Il sistema di forze è riferito al sistema principale di riferimento che prende come asse X la direzione dell'asta. La cerniera sferica, vincolata al soggetto, produce la reazione F che è la forza che vogliamo creare, (F è la forza controllata dalla coppia motrice del motore), più una reazione di disturbo D , forza perpendicolare alla congiungente dell'asta. Tale forza, di tipo incontrollato e dipendente dalle masse del sistema, non può essere eliminata tramite il controllo del sistema ma è in funzione della configurazione istantanea del sistema. Il sistema di forze è schematizzato nella seguente figura:

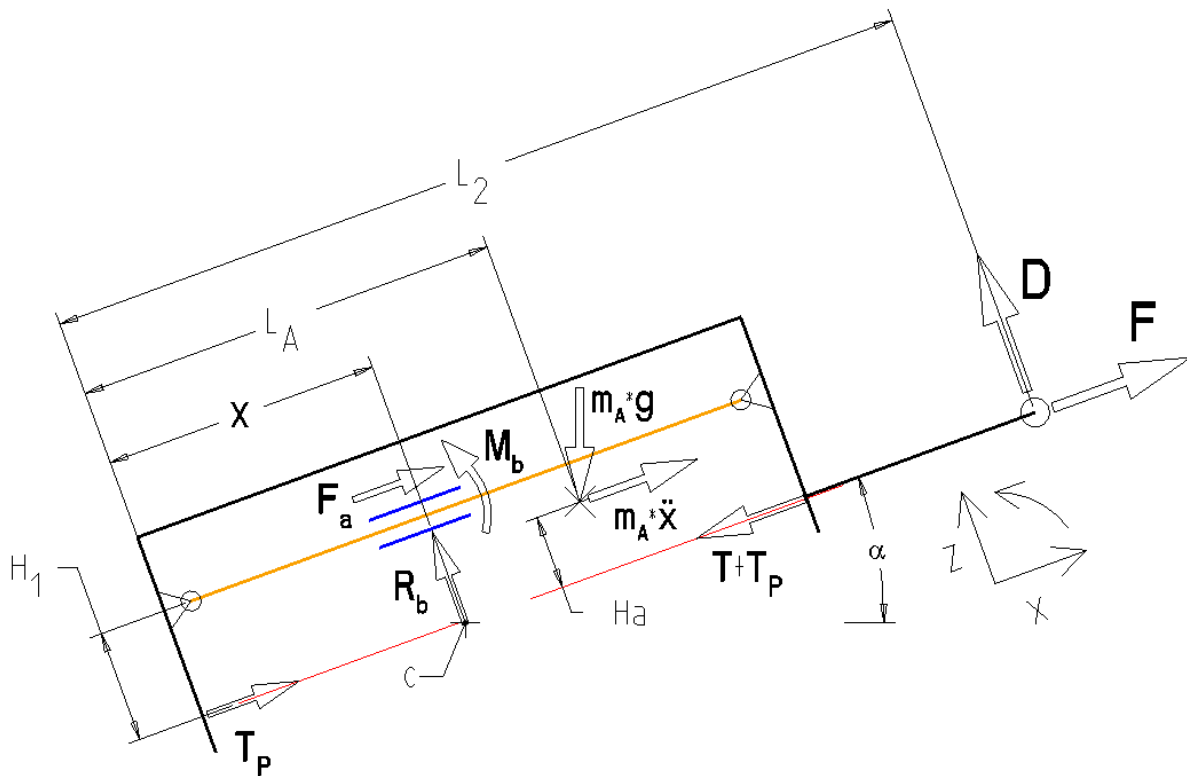


Figura 114 -Carichi sull'asta completa

La lunghezza x presa come riferimento, dipende dalla posizione dell'asta rispetto al suo supporto, il baricentro dell'asta ha coordinate L_A e H_A ; il supporto con le boccole fornisce all'asta una reazione perpendicolare ad essa R_b , più un momento M_b ed inoltre esisterà una componente di attrito F_a di direzione longitudinale. Alla tensione del cavo T si somma la pretensione presente in entrambi i cavi T_P , (la forza di pretensionamento è comunque di entità trascurabile rispetto alle forze trasmesse). L'uso di due cavi fissati alla puleggia elimina la possibilità di fenomeni di slittamento del cavo su di essa, visto che nel ramo scarico, tale forza potrà variare anche grazie a fenomeni elastici dovuti alla cedevolezza del cavo. Ci sono poi i contributi delle forze peso e d'inerzia dovuti alla massa m_A , massa dell'asta completa, le cui caratteristiche sono elencate nella Figura 93.

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto a C:

Equazione 2

$$T_p + F_a + F + m_A \ddot{x} - (T + T_p) - m_A g \sin \alpha = 0$$

Equazione 3

$$R_b + D - m_A g \cos \alpha = 0$$

Equazione 4

$$D(L_2 - x) + M_b - F_a H_1 - m_A \ddot{x} H_A - m_A g [(L_A - x) \cos \alpha - H_A \sin \alpha] = 0$$

7.4 Tensioni sul cavo

La coppia motrice è contrastata dal suo momento d'inerzia, lo schema delle forze è il seguente:

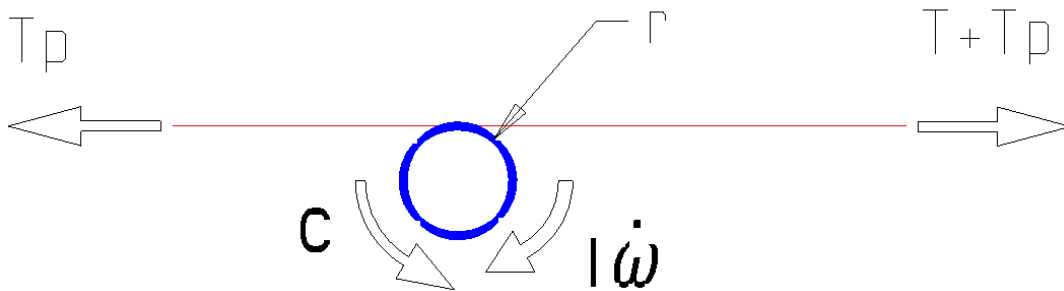


Figura 115 Tensione sul cavo

Equazione 5

$$C + T_p \cdot r - I \dot{\omega} - (T + T_p) \cdot r = 0$$

Da cui:

Equazione 6

$$T = \frac{C - I \dot{\omega}}{r}$$

7.5 Reazioni sul supporto dell'asta

Il supporto su cui è montato il motore, di massa globale m_S , (le cui caratteristiche sono nel paragrafo 6.1), riceve delle forze di reazione che usando le stesse notazioni dei paragrafi 80 e 6.281, presenta uno schema delle forze, come presentato in Figura 116 – Carichi sul supporto

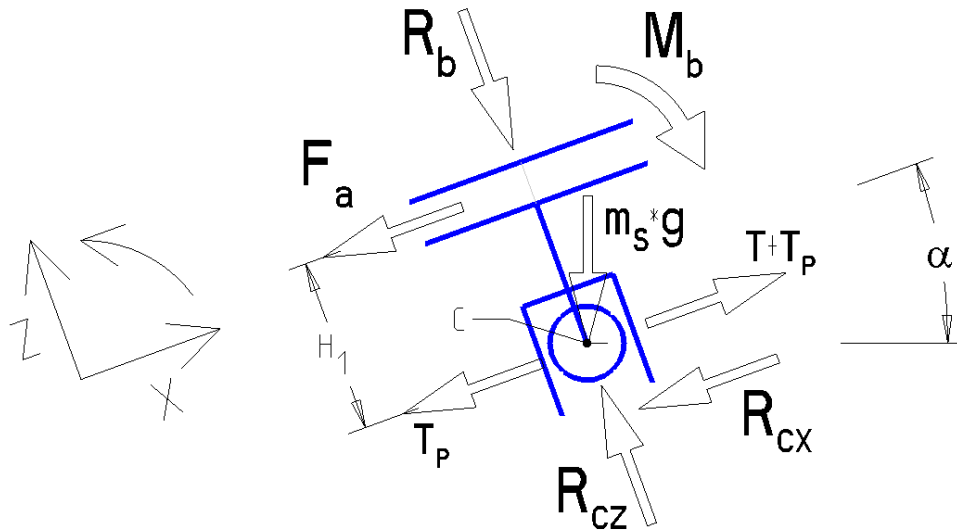


Figura 116 – Carichi sul supporto

Andando a considerare il sistema senza il supporto di base, la massa oscillante di massa m_s , riceve dal supporto di base le reazioni R_{CX} ed R_{CZ} .

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto a C, asse della cerniera:

Equazione 7

$$(T + T_P) - T_P - R_{CX} - m_s g \sin \alpha - F_a = 0$$

Equazione 8

$$R_{CZ} - m_s g \cos \alpha - R_b = 0$$

Equazione 9

$$F_a H_1 = M_b$$

Sul piano YZ, oltre alle forze già considerate, agisce la forza peso del supporto:

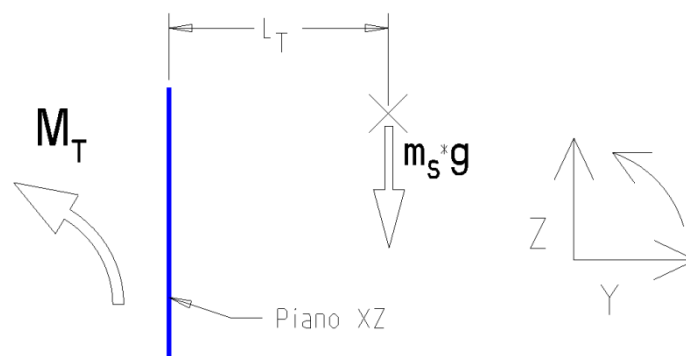


Figura 117

Equazione 10

$$M_T = m_s g L_T$$

7.6 Coppia motrice

Dall'Equazione 2 risulta:

Equazione 11

$$T = F + F_a + m_A \ddot{x} - m_A g \sin \alpha$$

Dall'Equazione 6 si trova la tensione sul cavo:

$$T = \frac{C - I\dot{\omega}}{r}, \quad \dot{\omega} = \frac{\ddot{x}}{r}$$

Equazione 12

$$T = \frac{C}{r} - \frac{I\ddot{x}}{r^2}$$

Sostituendo l'Equazione 12, nell'Equazione 11, si trova:

$$\frac{C}{r} - \frac{I\ddot{x}}{r^2} = F + F_a + m_A \ddot{x} - m_A g \sin \alpha$$

La coppia motrice per generare una forza F è quindi:

$$C = \left(F + F_a + m_A \ddot{x} + \frac{I\ddot{x}}{r^2} - m_A g \sin \alpha \right) \cdot r$$

Il contributo di α , deve essere trascurato perché sconosciuto, quindi per $\alpha=0$:

$$C = (F + F_a + m_A \ddot{x})r + \frac{I\ddot{x}}{r}$$

7.7 Forze d'inerzia totali

Le forze d'inerzia massime che possono contrastare la forza motrice del motore sono:

$$F_I = \left(m_A + \frac{I}{r^2} \right) \cdot \ddot{x}$$

Sostituendo i valori numerici:

$$F_I = \left(0,309Kg + \frac{20,1Kgmm^2}{(10mm)^2} \right) \cdot \ddot{x} = 0,51Kg \cdot \ddot{x}$$

Considerando come da specifica l'accelerazione massima, $a=g/3$:

$$F_{I_Max} = 0,51Kg \cdot \frac{g}{3} = 1,67N$$

7.8 Disturbo

La forza di disturbo D dipende solo dalla forza peso della massa oscillante, dall'Equazione 4 e Equazione 9:

Equazione 13

$$D = m_A \frac{\ddot{x}H_A + g[(L_A - x) \cos \alpha - H_A \sin \alpha]}{L_2 - x}$$

7.8.1 Variazione della variabile x ed α nel sistema reale

Nella seguente figura è evidenziato il sistema in condizioni di corsa massima, corsa mediana e corsa minima, considerando una corsa di 1204 mm:

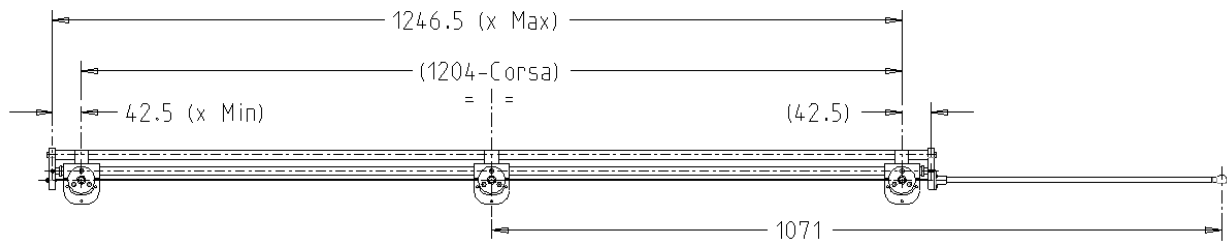


Figura 118 – Variazione di x

La variabile α , è massima quando l'*end effector* si trova alla sua massima o minima altezza, e quando si trova all'estremità sinistra del *workspace* come visualizzato nella seguente figura:

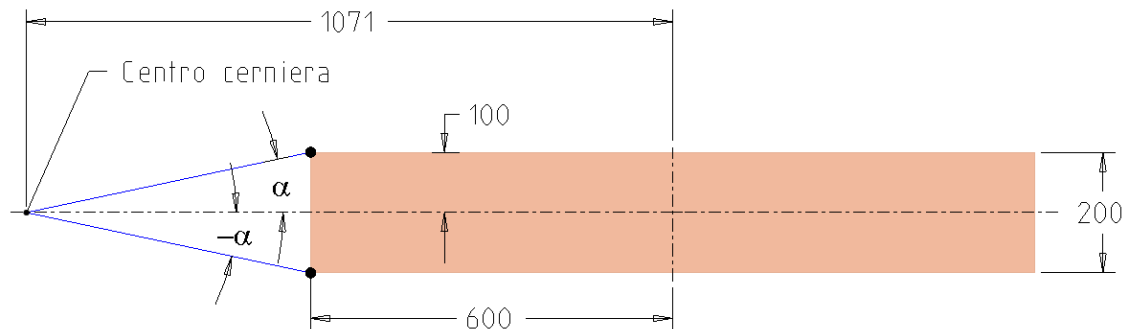


Figura 119 Variazione di α

$$\tan \alpha = \frac{100}{1071 - 600} = 0,212$$

Si ottiene che l'angolo massimo di oscillazione è:

Equazione 14

$$\alpha = \pm 12^\circ$$

7.8.2 Variazione del disturbo

Equazione 15

$$D = m_A \frac{\ddot{x}H_A + gL_A \cos\alpha - xg \cos\alpha - H_A g \sin\alpha}{L_2 - x}$$

Se $\alpha = 12^\circ$:

$$\cos\alpha = 0,978 \cong 1$$

$$\sin\alpha = 0,21$$

La dipendenza dalla variabile alfa è trascurabile ma il disturbo decresce con alfa crescenti, per semplicità si considera $\cos\alpha = 1$.

$$H_A = 20,1\text{mm}$$

Vista l'entità delle grandezze, l'ultimo termine dell'Equazione 15 si può trascurare.

Equazione 16

$$D = m_A \cdot \frac{L_A g + \ddot{x}H_A - xg}{L_2 - x}$$

Dal paragrafo 36:

$$\ddot{x}_{Max} = \frac{g}{3}$$

$$D_{Max} = m_A g \cdot \frac{L_A + \frac{H_A}{3} - x}{L_2 - x}$$

Il termine dovuto al momento delle forze d'inerzia è praticamente trascurabile.

Sostituendo i valori numerici:

$$D_{Max} = 0,309\text{Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{759,5\text{mm} - x}{1715,5\text{mm} - x} = \frac{746,1 - x}{1715,5 - x} \cdot 3,03\text{N}$$

Dalla Figura 118 – Variazione di x:

$$42,5 < x < 1246,5$$

La variazione del disturbo in funzione della posizione dell'asta è visualizzato nella seguente figura:

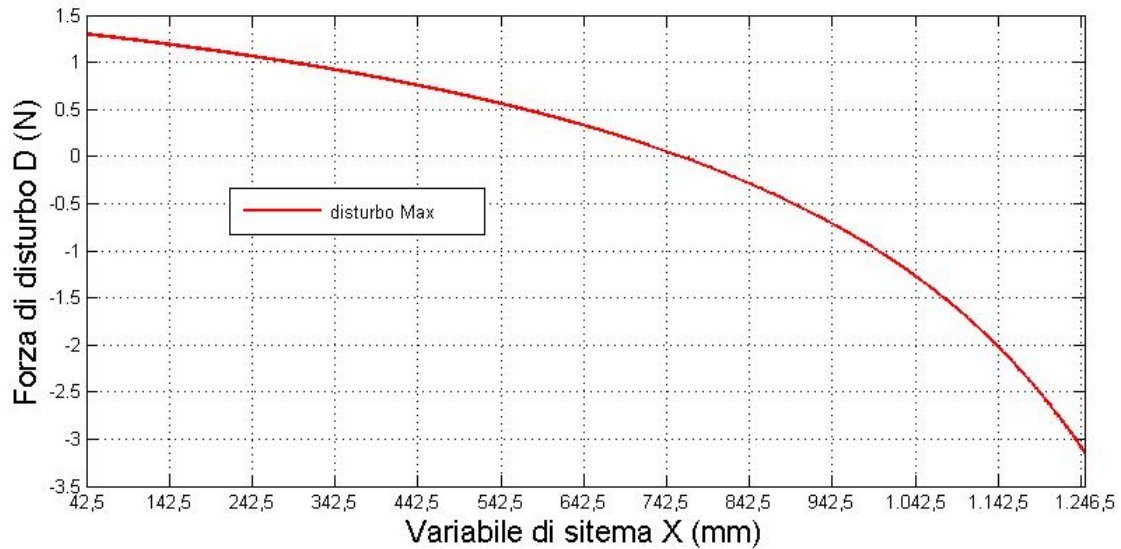


Figura 120 – Variazione del disturbo

Il massimo del disturbo, come si vede dai grafici, viene raggiunto per il valore massimo di x , i valori massimi e minimi sono:

Tabella 15

Disturbo Massimo Positivo ($\alpha=0$, $a=g$)	1,3 N
Disturbo Massimo Negativo ($\alpha=0$, $a=g$)	-3,2 N

7.9 Reazioni totali

La reazione R_{CX} è uguale a:

$$R_{CX} = T - m_s g \sin \alpha - F_a$$

$$R_{CX} = F + m_A (\ddot{x} - g \sin \alpha) - m_s g \sin \alpha - F_a$$

Per $\alpha=0$: $R_{CX} = F + m_A \ddot{x} - F_a$

Dall'Equazione 8 ho che la reazione R_{CZ} è uguale a:

$$R_{CZ} = m_s g \cos \alpha + R_b$$

Dall'Equazione 3, si trova che:

Equazione 17

$$R_b = m_A g \cos \alpha - D$$

$$R_{CZ} = m_s g \cos \alpha + m_A g \cos \alpha - D$$

$$R_{CZ} = m_s g \cos \alpha + m_A g \cos \alpha - m_A \frac{\ddot{x} H_A + g L_A \cos \alpha - x g \cos \alpha}{L_2 - x}$$

Per $\alpha=0$:

$$R_{CZ} = (m_s + m_A) \cdot g - D$$

7.10 Reazioni sull'asta di guida

La boccia sviluppa sull'asta una reazione perpendicolare ad essa R_b , ed un momento M_b .

Usando le stesse notazioni dei paragrafi precedenti, le forze che agiscono sull'asta sono schematizzate nella Figura 121 – Reazioni e forze su asta

Il sistema è iperstatico, le reazioni R_{X1} e R_{X2} , rimangono indeterminate.

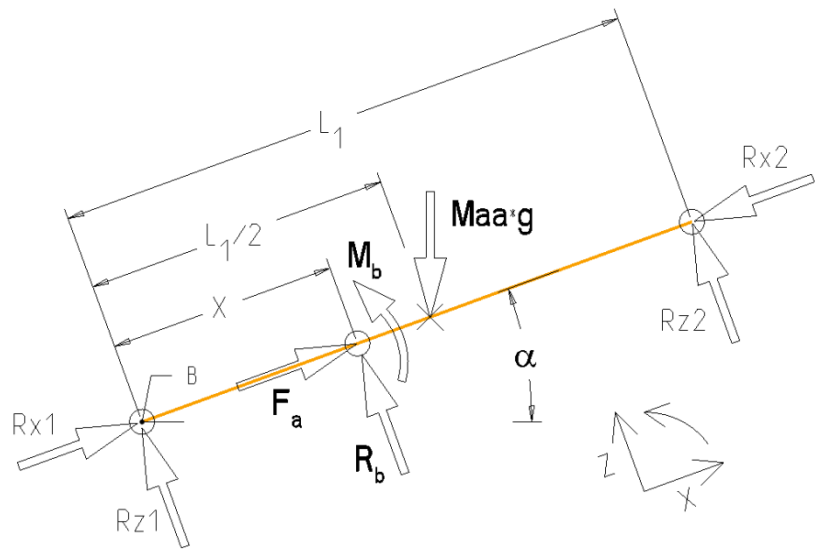


Figura 121 – Reazioni e forze su asta

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto a B:

Equazione 18

$$R_b + R_{Z1} + R_{Z2} - m_{AA}g \cos\alpha = 0$$

Equazione 19

$$R_{X1} + F_a - R_{X2} - m_{AA}g \sin\alpha = 0$$

Equazione 20

$$R_b x + R_{Z2} L_1 + M_b - \frac{m_{AA}g L_1}{2} = 0$$

Equazione 21

$$R_{Z2} = \frac{m_{AA}g}{2} - \frac{R_b x - M_b}{L_1}$$

Andando a sostituire il valore di R_b trovato nell'Equazione 17, e considerando $\alpha=0$:

$$R_b = m_A g - D$$

Equazione 22

$$R_{Z2} = \frac{m_{AA}g}{2} - \frac{(m_A g - D)x - M_b}{L_1}$$

Sostituendo il valore di R_{Z2} e di R_b nell'Equazione 18, e considerando $\alpha=0$, ottengo:

$$m_A g - D + R_{Z1} + \frac{m_{AA}g}{2} - \frac{(m_A g - D)x - M_b}{L_1} - m_{AA}g = 0$$

Equazione 23

$$R_{Z1} = D - m_A g - \frac{m_{AA} g}{2} + \frac{(m_A g - D)x - M_b}{L_1}$$

8 Verifica strutturale dei componenti

8.1 Calcolo tensioni nell'albero orizzontale

Il punto più sollecitato si trova in corrispondenza dello spallamento dell'albero:

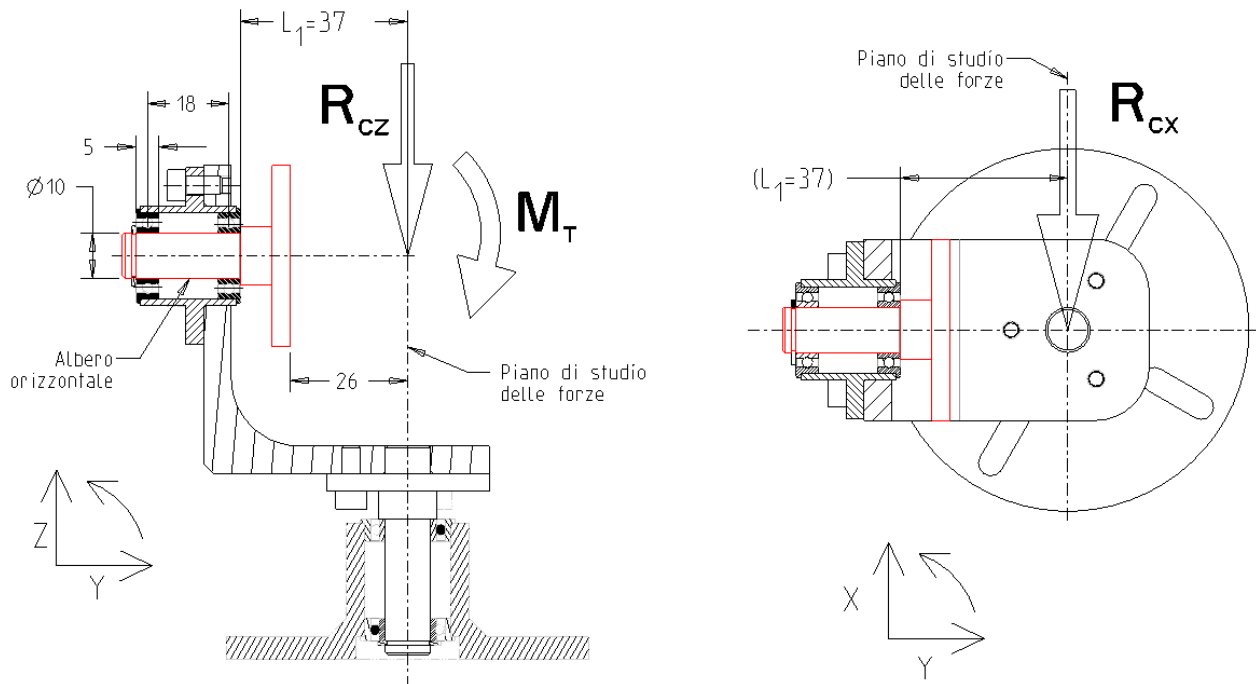


Figura 122 Carichi sull'albero orizzontale

Per $\alpha=0$:

$$M_T = m_s g L_T$$

Sostituendo i valori numerici:

$$M_T = 1,027 \text{ Kg} \cdot g \cdot 60,4 \text{ mm} \cong 608,5 \text{ Nmm}$$

$$R_{CZ} = (m_s + m_A) \cdot g - D$$

Sostituendo i valori numerici:

$$R_{CZ} = 1,336 \text{ Kg} \cdot g + 3,2 \text{ N} \cong 16,3 \text{ N}$$

$$M_X = R_{CZ} L_1 + M_T = R_{CZ} L_1 + m_s g L_T = (m_A g - D) L_1 + m_s g (L_1 + L_T)$$

Prendendo D, dalla Tabella 15 e sostituendo i valori numerici:

$$M_X = (16,3 \text{ N}) \cdot 37 \text{ mm} + 608,5 \text{ Nmm} \cong 1212 \text{ Nmm}$$

La reazione R_{CX} , agisce sul piano di studio delle forze:

Trascurando le forze di attrito:

$$R_{CX} = F + m_A \ddot{x} = 100N + 309gr \cdot \frac{g}{3} \cdot 10^{-3} \cong 101N$$

Il suo momento flettente rispetto allo spallamento dell'albero è:

$$M_Z = R_{CX} L_1 = 101N \cdot 37mm = 3737Nmm$$

Il modulo del momento è:

Equazione 24

$$M_{Tot} = \sqrt{M_X^2 + M_Z^2} = 3928,6Nmm$$

$$R_T = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CZ}^2} = 102,3N$$

$$\sigma_{max} = M_{Tot} \frac{32}{\pi D^3} = 3928,6Nmm \cdot \frac{10,186}{(10mm)^3} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

Considerando un coefficiente di concentrazione delle tensioni nel punto di raccordo dell'albero:

$$\sigma_{eff} = \sigma_{max} \cdot K_f = 40 \cdot 1,7 = 68 \frac{N}{mm^2}$$

Dalla Tabella 13 Caratteristiche acciaio AISI 420 ho che il carico di snervamento è 550MPa, per cui il coefficiente di sicurezza è uguale a:

$$C_s = \frac{550MPa}{68MPa} \cong 8,1$$



Figura 123

8.1.1 Verifica strutturale con elementi finiti

Per verificare che la tensione massima sviluppata nell'albero sia esatta, ho eseguito il calcolo tramite un programma agli elementi finiti, ho inserito le forze, R_{CX} , R_{CZ} ed M_T , applicate sulla flangia dell'albero e schematizzato il contatto con i cuscinetti come un vincolo senza attrito:

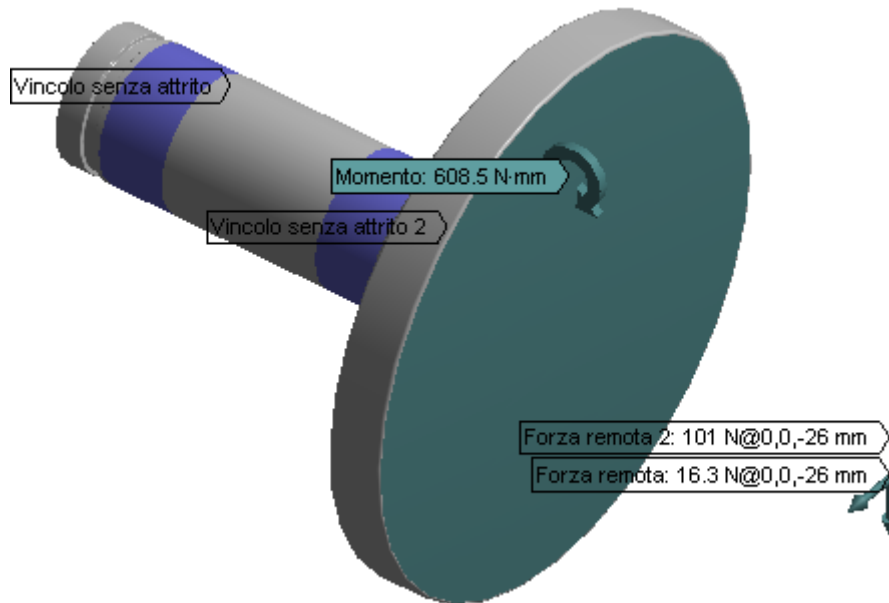


Figura 124 Carichi e vincoli sull'albero orizzontale

Il modello è stato analizzato secondo il criterio di Von Mises, i risultati nella seguente figura:

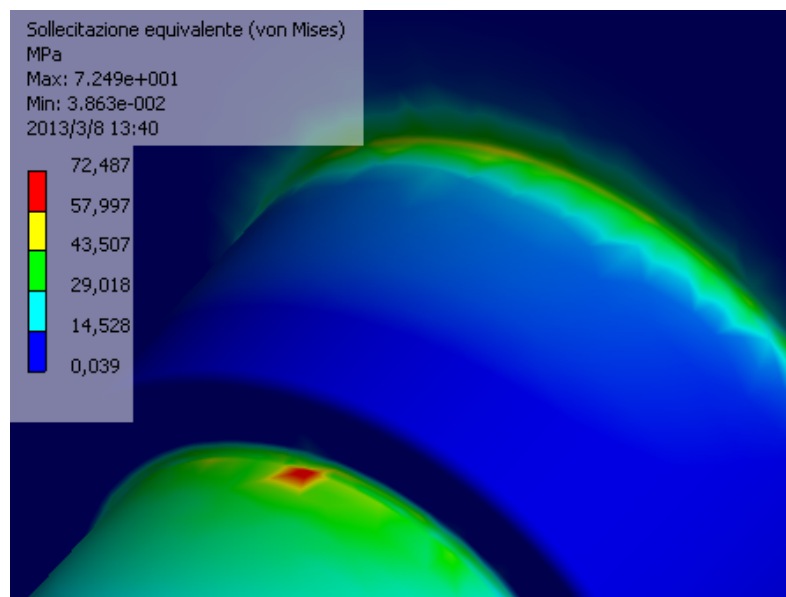


Figura 125 Sollecitazione equivalente (Von Mises)

La tensione massima che tiene conto anche degli sforzi di taglio è $72,5 \text{ N/mm}^2$, quindi più alta di quella calcolata che è 68 N/mm^2 .

8.2 Calcolo delle reazioni sui cuscinetti, (albero verticale)

In relazione alla Figura 122, prendendo le reazioni nella mezzeria dei cuscinetti e trascurando le forze orizzontali (direzione y), la situazione per le forze nel piano YZ è:

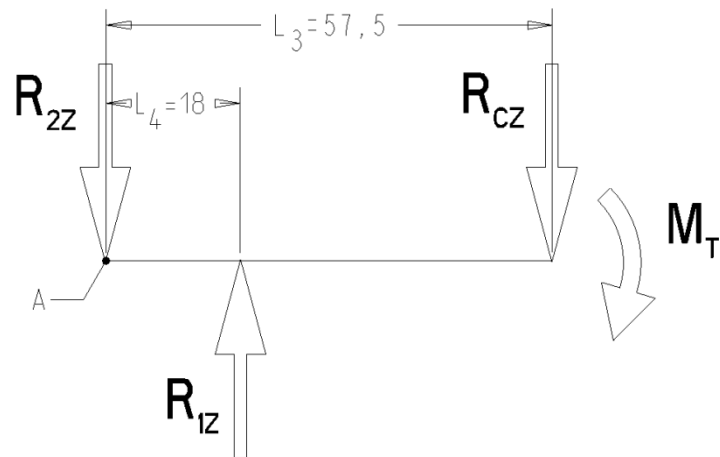


Figura 126 Reazioni sui cuscinetti (piano yz)

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto ad A:

Equazione 25

$$R_{1Z} = R_{2Z} + R_{CZ}$$

Equazione 26

$$R_{1Z} \cdot L_4 = R_{CZ} \cdot L_3 + M_T$$

Dalla precedente equazione:

$$R_{1Z} = \frac{R_{CZ} \cdot L_3 + M_T}{L_4}$$

$$R_{1Z} = \frac{16,3N \cdot 57,5mm + 608,5Nmm}{18mm} = 85,875N \cong 86N$$

Dall'Equazione 25:

$$R_{2Z} = R_{1Z} - R_{CZ}$$

$$R_{2Z} = 86N - 16,3N = 69,7N$$

Sul piano XY, la situazione è questa:

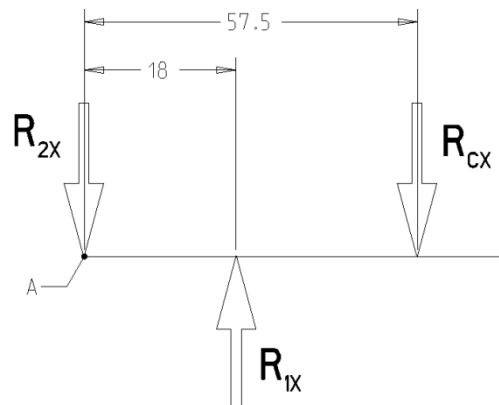


Figura 127 Reazioni sui cuscinetti (piano xy)

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto ad A:

$$R_{1X} = R_{2X} + R_{CX}$$

$$R_{1X} \cdot 18\text{mm} = R_{CX} \cdot 57,5\text{mm}$$

Si ricava:

$$R_{1X} = \frac{161,8\text{N} \cdot 57,5\text{mm}}{18\text{mm}} = 516,9\text{N}$$

$$R_{2X} = R_{1X} - R_{CX} = 516,9\text{N} - 161,8\text{N} = 355,1$$

La reazione totale sul cuscinetto più sollecitato è:

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Z}^2} = 524\text{N}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Z}^2} \cong 362\text{N}$$

La reazione di 524N è comunque inferiore al carico statico massimo sul cuscinetto, che è di 915N.

8.3 Calcolo tensioni nell'albero base

Anche in questo caso, il punto più sollecitato è in corrispondenza dello spallamento dell'albero.

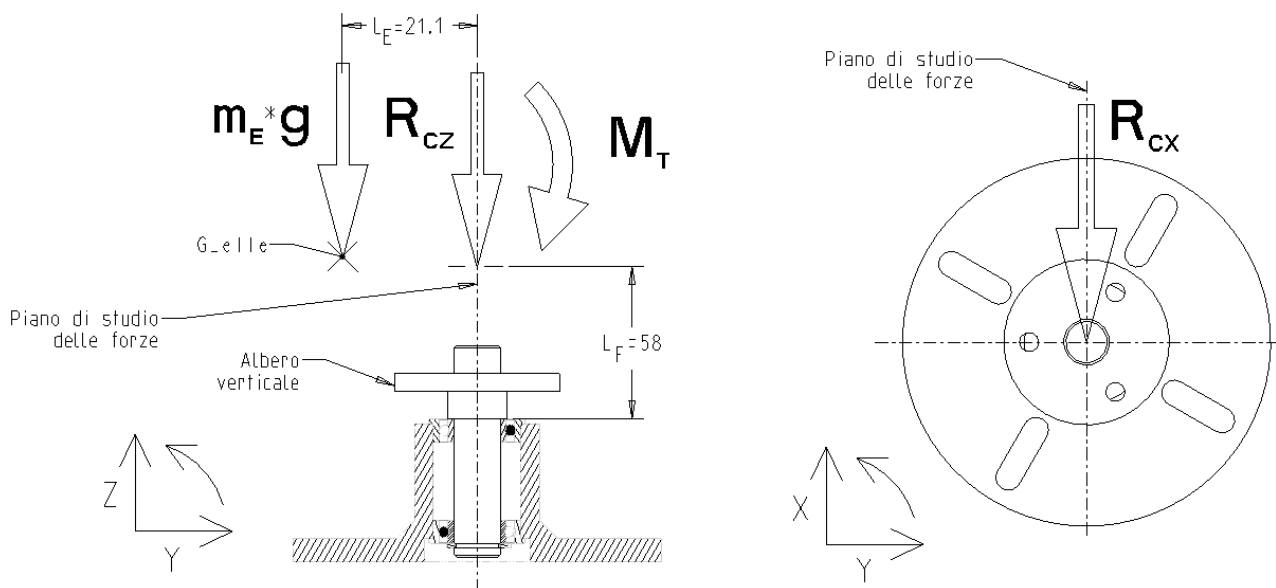


Figura 128 Carichi sull'albero verticale (piano yz)

Lo sforzo di compressione viene assorbito dallo spallamento dell'albero e quindi per i calcoli strutturali tale sforzo verrà trascurato.

$$m_o + m_e = 1510\text{gr}$$

$$M_X = M_T - m_E g \cdot L_E$$

$$M_Z = R_{CX} L_F$$

Sostituendo i valori numerici:

$$M_X = 608,5\text{Nmm} - 0,174\text{Kg} \cdot g \cdot 21,1\text{mm} = 572\text{Nmm}$$

$$M_Z = 101\text{N} \cdot 58\text{mm} = 5858\text{Nmm}$$

$$M_{Tot} = \sqrt{M_x^2 + M_z^2} \cong 5886 Nmm$$

$$\sigma_{max} = M_T \frac{32}{\pi D^3} = 5886 Nmm \cdot \frac{10,186}{(10mm)^3} \cong 60 \frac{N}{mm^2}$$

La geometria è molto simile a quella dell'albero orizzontale, prendo un $K_f=1,7$:

$$\sigma_{eff} = \sigma_{max} \cdot K_f = 60 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,7 = 102 \frac{N}{mm^2}$$

Prendendo il valore dello snervamento dalla Tabella 13, il coefficiente di sicurezza è uguale a:

$$C_s = \frac{550MPa}{108MPa} \cong 5,4$$

Il valore minimo del coefficiente di sicurezza risulta comunque molto elevato.

8.3.1 Verifica tramite calcolo FEM

Per verificare che la tensione massima sviluppata nell'albero sia esatta, ho eseguito il calcolo tramite un programma agli elementi finiti, ho inserito le forze, R_{CX} , R_{CZ} , M_T , ed $M_E \cdot g$, applicate sulla flangia dell'albero e schematizzato il contatto con i cuscinetti come un vincolo senza attrito:

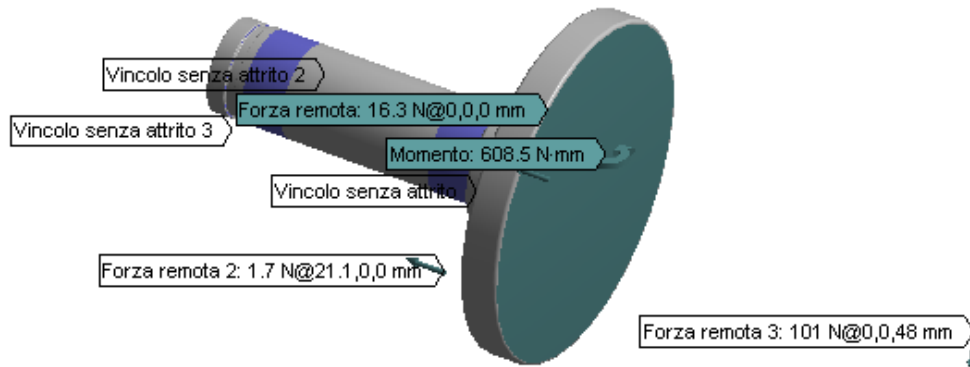


Figura 129 Carichi sull'albero verticale (piano yz)

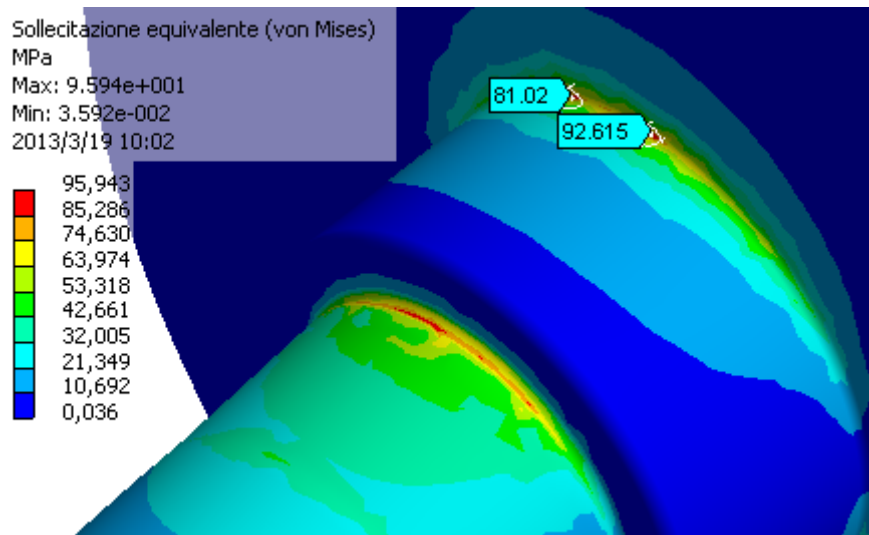


Figura 130 – Sollecitazione equivalente, Von Mises

La tensione massima che tiene conto anche degli sforzi di taglio è $96N/mm^2$, quindi più bassa di quella calcolata che era $102N/mm^2$. Anche l'altro punto critico, in corrispondenza del raccordo con la flangia, è sollecitato con le stesse tensioni.

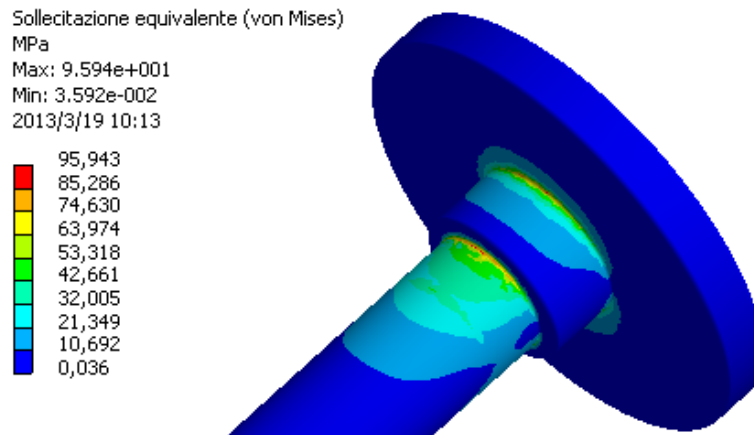


Figura 131 – Sollecitazione equivalente, Von Mises

8.4 Calcolo reazioni sui cuscinetti dell'albero verticale

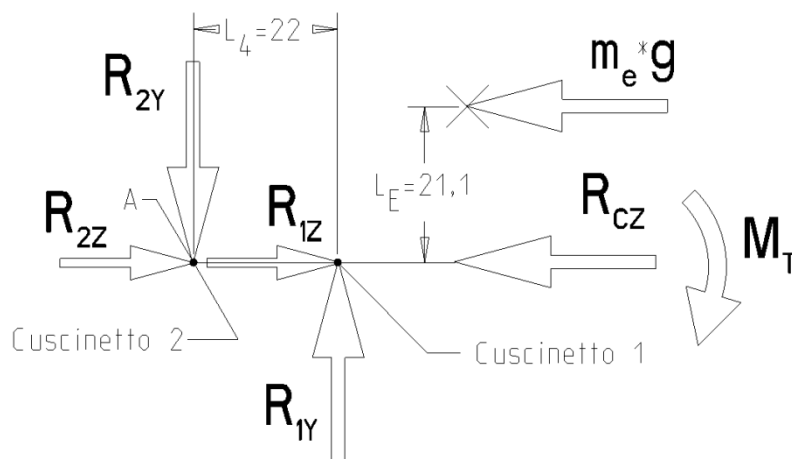


Figura 132 - Reazioni sui cuscinetti dell'albero verticale

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto ad A:

$$R_{1Z} + R_{2Z} = R_{CZ} + m_e \cdot g$$

$$R_{1Y} = R_{2Y}$$

$$R_{1Y} \cdot L_4 = M_T - m_e \cdot g \cdot L_E$$

Dalla due precedenti equazioni:

$$R_{1Y} = R_{2Y} = \frac{M_T - m_e \cdot g \cdot L_E}{L_4} = \frac{M_X}{L_4}$$

Sostituendo i valori numerici:

$$R_{1Y} = R_{2Y} = \frac{572Nmm}{22mm} = 26N$$

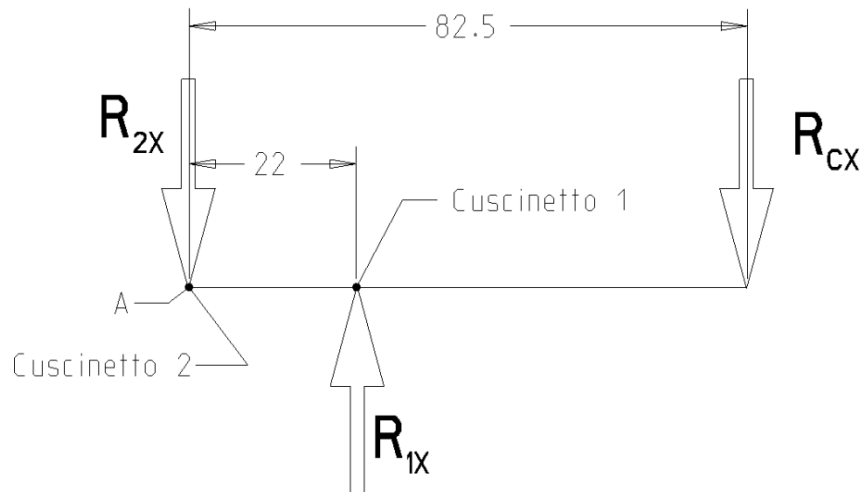


Figura 133 - Reazioni sui cuscinetti dell'albero verticale

Facendo l'equilibrio delle forze e dei momenti rispetto ad A:

$$R_{1X} = R_{2X} + R_{CX}$$

$$R_{1X} \cdot 22\text{mm} = R_{CX} \cdot 82,5\text{mm}$$

Si ricava:

$$R_{1X} = \frac{101\text{N} \cdot 82,5\text{mm}}{22\text{mm}} = 379\text{N}$$

Dall'Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.:

$$R_{2X} = R_{1X} - R_{CX} = 379\text{N} - 101\text{N} = 278\text{N}$$

$$R_1 = \sqrt{R_{1X}^2 + R_{1Z}^2} = 380\text{N}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2X}^2 + R_{2Z}^2} = 279,2\text{N}$$

La reazione massima sui cuscinetti è inferiore a quella del cuscinetto montato sull'albero orizzontale e quindi più che accettabile.

8.5 Calcolo reazioni su asta completa

Il sistema composto dall'asta completa presenta un grado di iperstaticità di ordine 2, trascurando le forze verticali, che sono trascurabili, il sistema diventa iperstatico una volta.

Per trovare le reazioni sulle aste, schematizzo e semplifico il sistema come viene evidenziato in Figura 134. L'elemento qualificante di tale semplificazione sta nel fatto di considerare le piastre di supporto per l'asta completa come delle travi con caratteristiche omogenee su tutta la lunghezza.

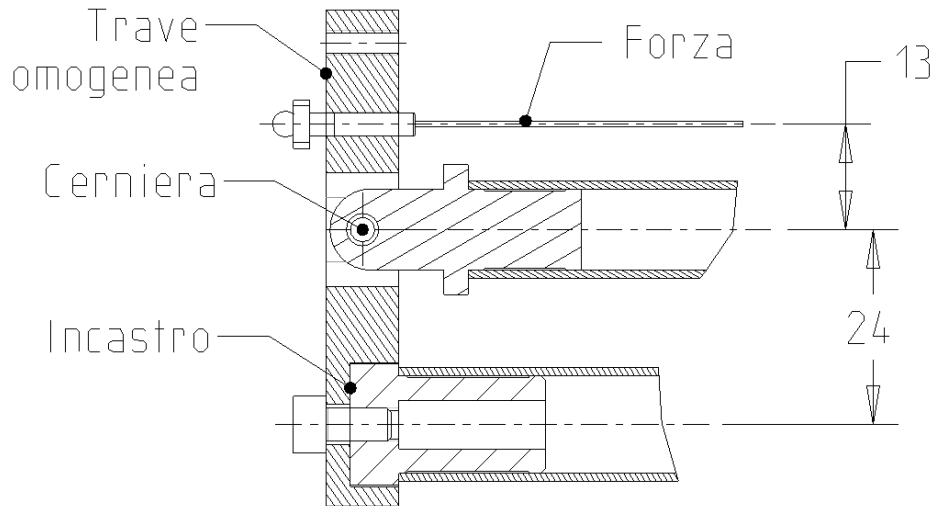


Figura 134 – Sezione asta completa

Il sistema da studiare è quello mostrato in Figura 135; per il principio di sovrapposizione degli effetti, il mio sistema reale è uguale alla somma degli effetti del sistema (0), più il sistema (1).

Si nota che nel sistema (1), la zona di lunghezza L_1 è scarica, quindi ai fini del calcolo per noi valgono solo le sollecitazioni che interessano il tratto di lunghezza L_2 .

Per semplificare i calcoli metto l'origine delle x coincidenti con la cerniera ed inoltre trascuro l'effetto del taglio.

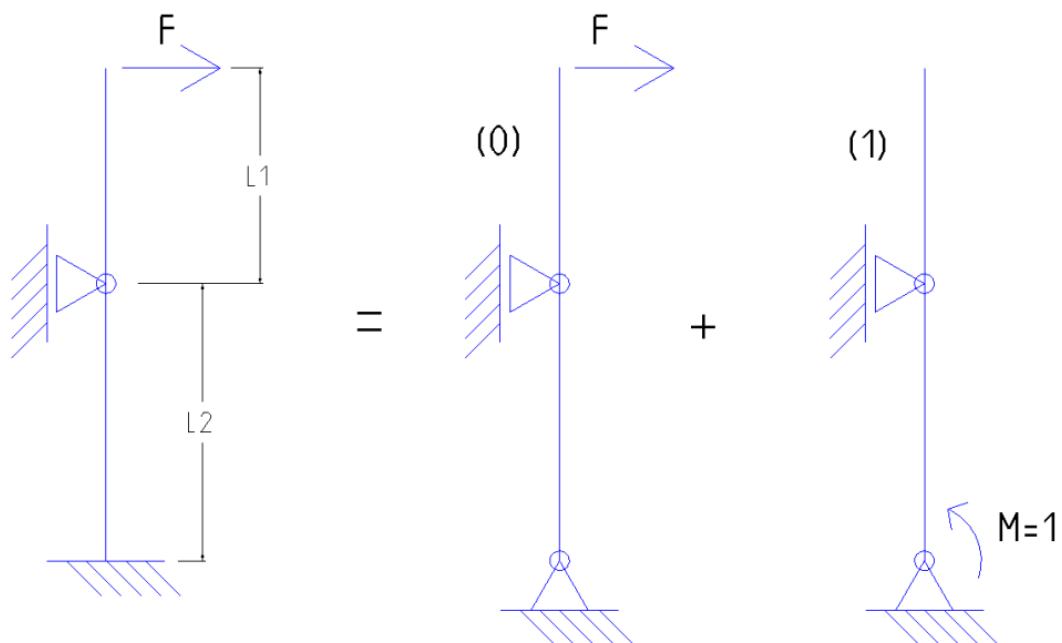


Figura 135 – Schema delle forze

Per il sistema (0), Figura 136:

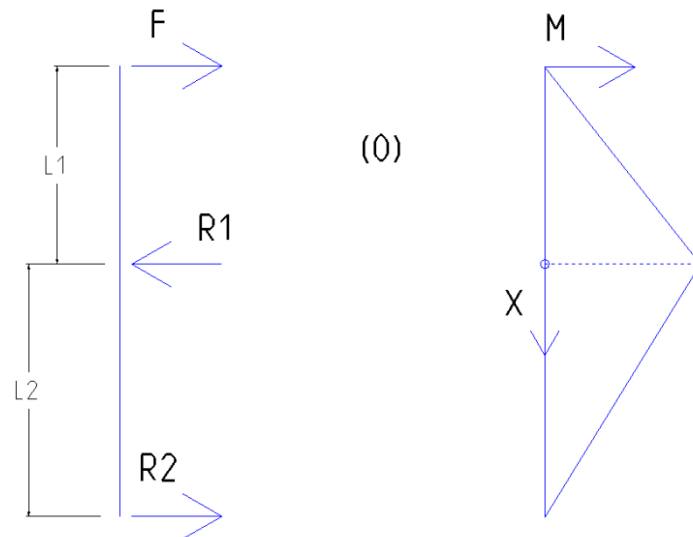


Figura 136 – Sistema (0)

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{F(L_1 + L_2)}{L_2} \\ R_2 &= \frac{FL_1}{L_2} \end{aligned} \right\} M_{(0)}(x) = \frac{FL_1(L_2 - x)}{L_2}$$

Per il sistema (1), Figura 137:

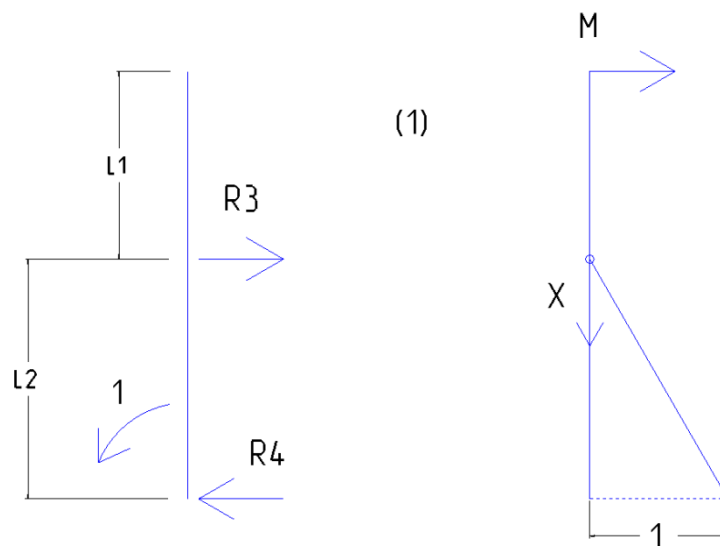


Figura 137 – Sistema (1)

$$R_3 = R_4 = \frac{1}{L_2} M_{(1)}(x) = \frac{x}{L_2}$$

$$\eta_{10} = \int_0^{L_2} \frac{M_{(0)} M_{(1)}}{EI} dx = \int_0^{L_2} \frac{FL_1(L_2 - x)x}{L_2^2 EI} dx = \frac{FL_1 L_2}{6EI}$$

$$\eta_{11} = \int_0^{L_2} \frac{M_{(1)}^2}{EI} dx = \int_0^{L_2} \frac{x^2}{L_2^2 EI} dx = \frac{L_2}{3EI}$$

Il momento nel mio sistema reale è:

$$M = \frac{-\eta_{10}}{\eta_{11}} = -\frac{FL_1 L_2}{6EI} \frac{3EI}{L_2} = -\frac{FL_1}{2}$$

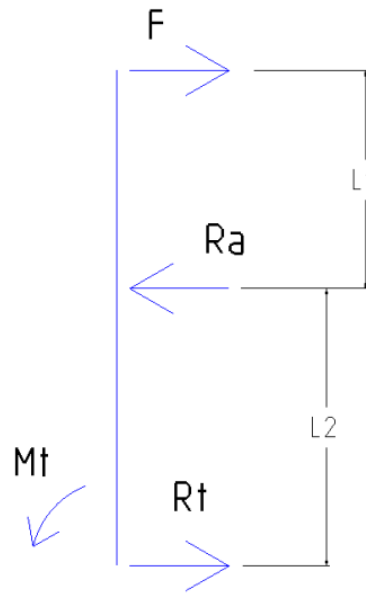


Figura 138 – Sistema reale

Facendo nuovamente l'equilibrio delle forze risulta:

$$\left. \begin{aligned} R_a &= \frac{FL_1}{2L_2} + F \quad L_1 = 13mm \\ R_t &= \frac{FL_1}{2L_2} \quad L_2 = 24mm \\ M_t &= \frac{FL_1}{2} \quad F = 100N \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} R_a &= 127,083N \cong 127N \\ R_t &= 27,083N \cong 27N \\ M_t &= 650Nmm \end{aligned} \right\}$$

8.5.1 Asta centrale

Il materiale dell'asta è fibra di carbonio di modulo standard, il modulo elastico considerato è 250 GPa; le misure dell'asta sono:

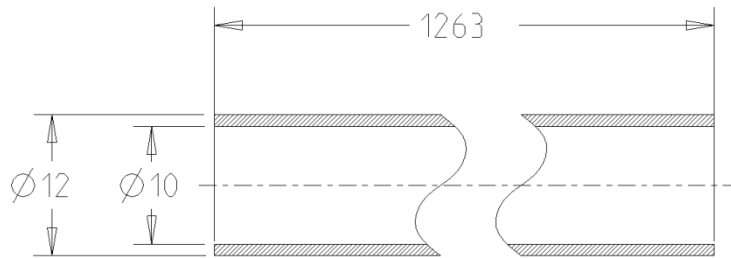


Figura 139 – Asta centrale

Il momento d'inerzia della sezione centrale è:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(12^4 - 10^4)mm^4}{64} \cong 527mm^4$$

- **Verifica carico critico.**

L'asta è caricata solo a forza normale:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 250 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \cdot 527mm^4}{(1263mm)^2} \cong 815N$$

Il coefficiente di sicurezza è:

$$C_s = \frac{N_{cr}}{R_a} = \frac{815N}{127N} \cong 6.4$$

Il valore così elevato fa presumere che non ci saranno problemi di carico critico e quindi di inflessione dell'asta con relativo impuntamento del dispositivo.

8.5.2 Tirante

Il materiale del tirante è il medesimo dell'asta centrale; le misure dell'asta tirante sono:

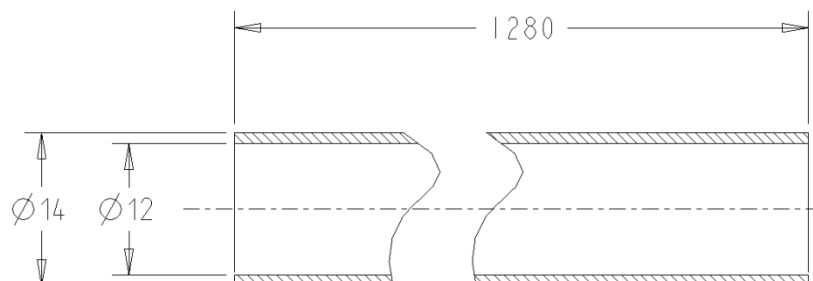


Figura 140 - Tirante

Si calcola ora la freccia massima del tirante. Il calcolo è fatto considerando una trave caricata con due momenti uguali ed opposti alle estremità, la freccia massima si ha nel punto mediano.

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(14^4 - 12^4)mm^4}{64} \cong 868mm^4$$

Si trova allora applicando il metodo di Castigliano:

$$f_{Max} = \frac{Ml^2}{16EI} = \frac{650Nmm \cdot (1280mm)^2}{16 \cdot 250 \frac{N}{mm^2} \cdot 10^3 \cdot 868mm^4} \cong 0,3mm$$

Tale freccia massima quindi è molto limitata e non pone alcun problema al tirante che può liberamente inflettersi di diversi millimetri.

8.5.3 Prolunga

Si procede infine alla verifica della prolunga che collega l'asta al piede del soggetto.

Per questo particolare si hanno le seguenti dimensioni:

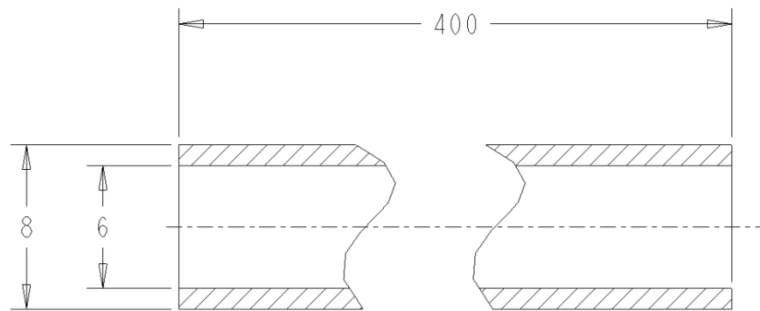


Figura 141 - Prolunga

Il calcolo è fatto considerando l'asta con un incastro da una parte ed un carrello dall'altra come illustrato nella seguente figura:



Figura 142 - Schema prolunga

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(8^4 - 6^4)mm^4}{64} \cong 137mm^4$$

In questo particolare sistema il valore del carico critico è dato dalla seguente formula:

$$N_{Cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0,7l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 250 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2} \cdot 137mm^4}{(0,7 \cdot 400mm)^2} \cong 4311N$$

Considerando un carico massimo di 100N, il carico critico risulta particolarmente elevato.

8.5.4 Calcolo reazioni asta completa tramite calcolo FEM

Tramite il software *Ansys Workbench*, sono state verificate le reazioni passanti per le aste principali, sottoponendo l'intero assieme dell'asta centrale ad una tensione sul cavo di 100N.

Inserendo vincoli traslazionali per le boccole di strisciamento, (Figura 143, sinistra), giunti rotazionali tra asta centrale e piastre di supporto, (Figura 143, destra) e dei vincoli fissi tra tirante e piastre.

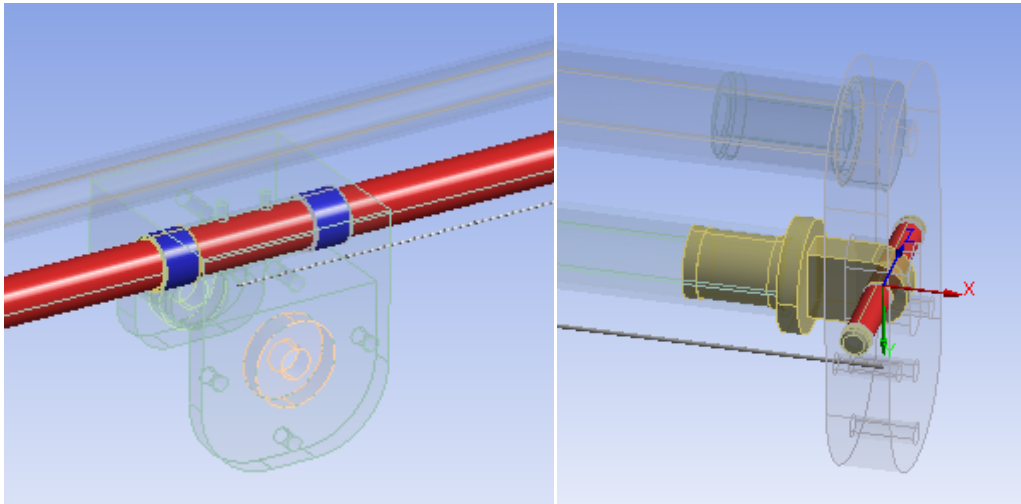


Figura 143 - Vincoli

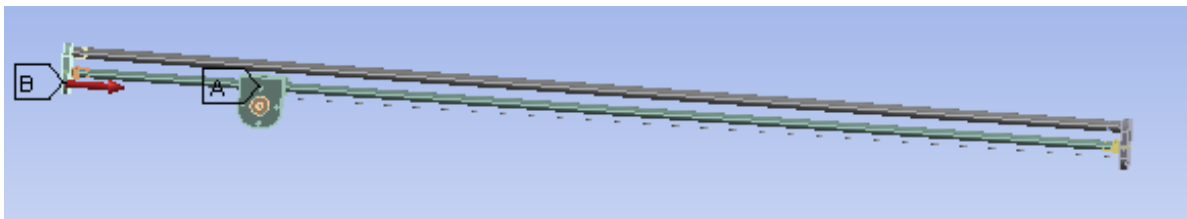


Figura 144 - Forza

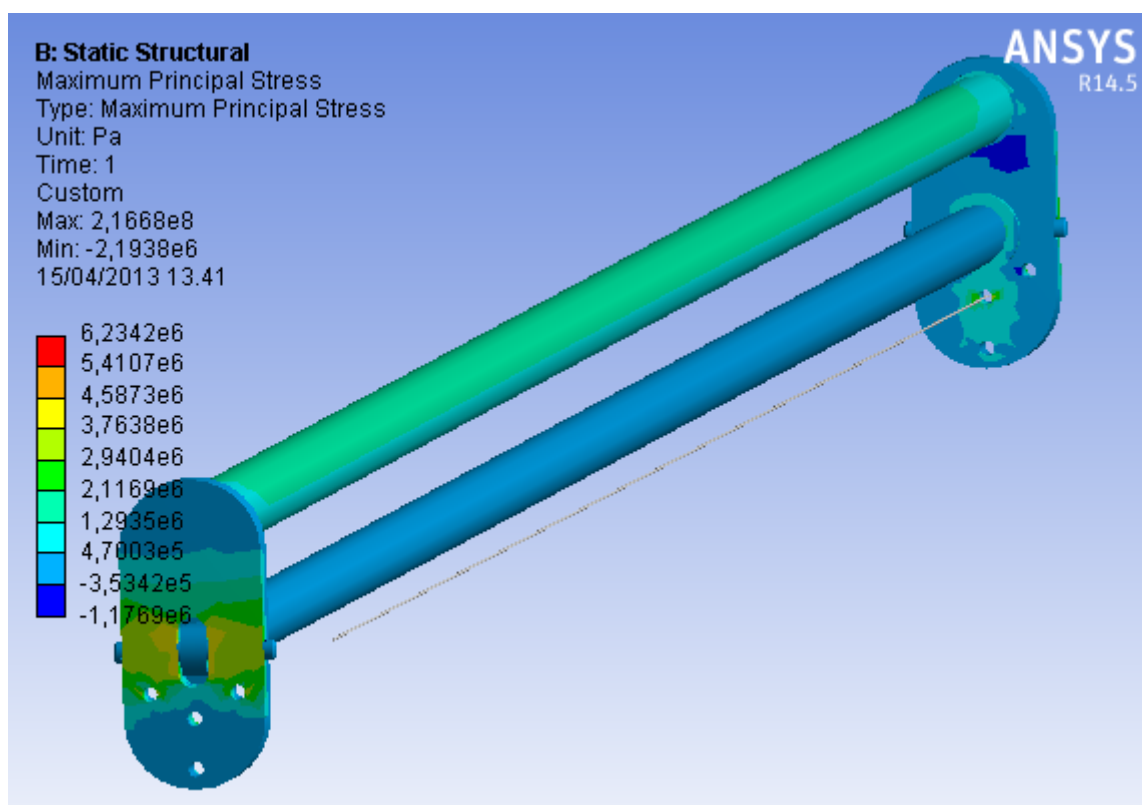


Figura 145 – (Tensione principale massima)

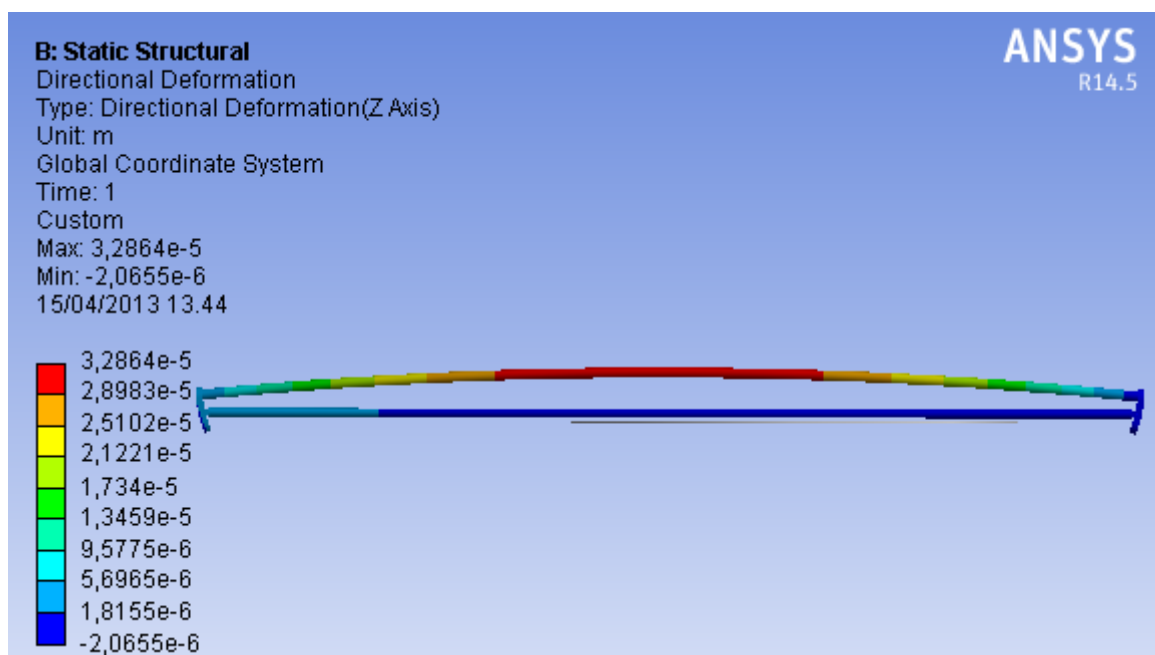


Figura 146 – (Deformazione verticale, x1000)

Il carico di pura compressione sull'asta centrale risulta essere di 151,9 N, quindi superiore a quello calcolato che era di 127 N; di conseguenza il carico di trazione sul tirante è di 51,9 N, contro i 27 N calcolati precedentemente.

9 Controllo del sistema

Il sistema impiegato per controllare l'attrezzatura di prova può essere funzionalmente suddiviso come nello schema rappresentato in Figura 147. Come si può vedere dalla suddetta figura il controllore è composto da 4 moduli funzionali e da un modulo generale di supervisione del funzionamento del sistema.

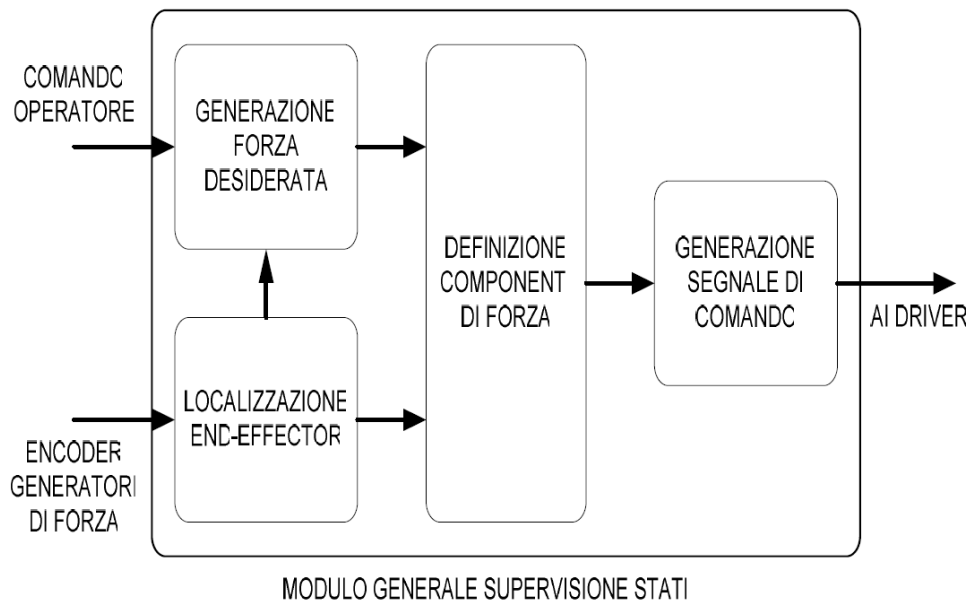


Figura 147

9.1 Generazione forza desiderata

“Il modulo generale supervisione stati” è deputato alla generazione della funzione di forza che verrà poi applicata al soggetto. Il modulo permette di selezionare diverse tipologie di disturbo di forza (continua, impulsiva etc.) le cui caratteristiche vengono impostate manualmente prima dell'inizio della prova. L'applicazione del disturbo può avvenire in due modalità differenti: automaticamente in posizioni predefinite oppure mediante un pulsante esterno, azionato dall'operatore. Lo schema usato per l'implementazione di questa funzione è illustrato in Figura 148

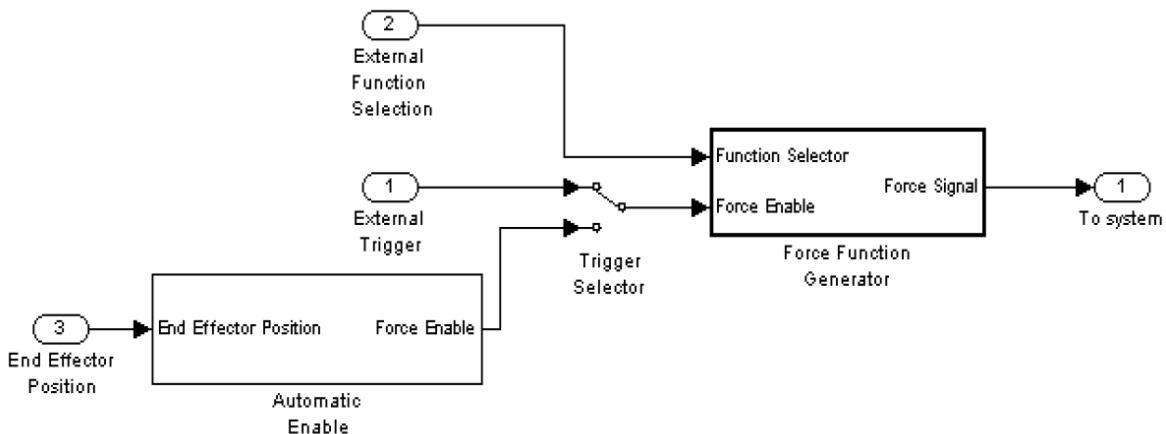


Figura 148

Nella Figura 148, si vede che il sistema è composto da due sottosistemi. Il sottosistema chiamato *automatic enable*, provvede a fornire l'abilitazione automatica in funzione della posizione dell'*end effector*. Lo schema implementativo viene riportato in Figura 149

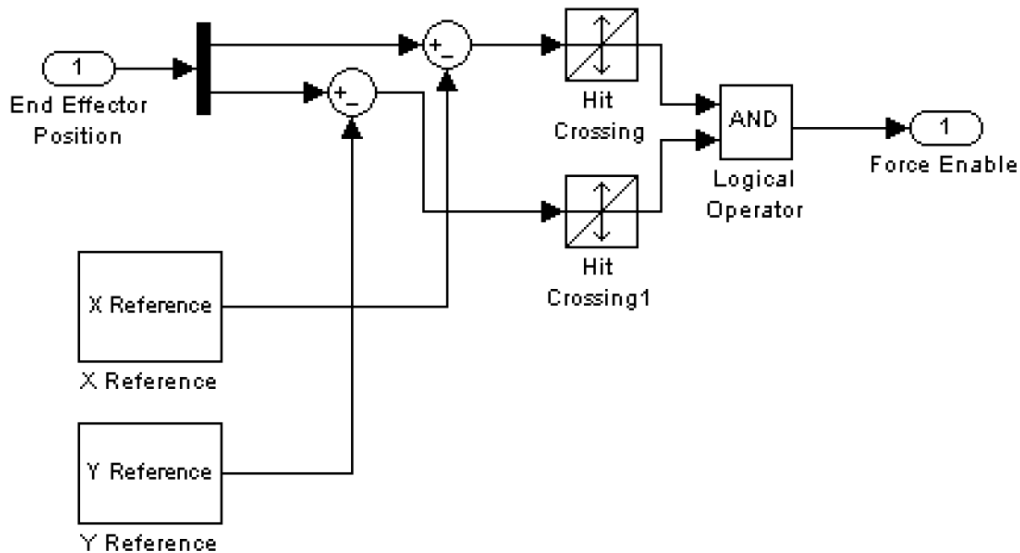


Figura 149

Come si vede dalla Figura 149, il modulo legge le coordinate dell'*end effector*, misurate dal modulo di localizzazione e le confronta con quelle impostate dall'operatore, ponendo la sua uscita a 1 quando queste coincidono. Il secondo modulo invece si occupa di generare i profili di forma in funzione delle impostazioni fornite dall'operatore. Lo schema implementativo del generatore di funzioni di forza è illustrato in Figura 150

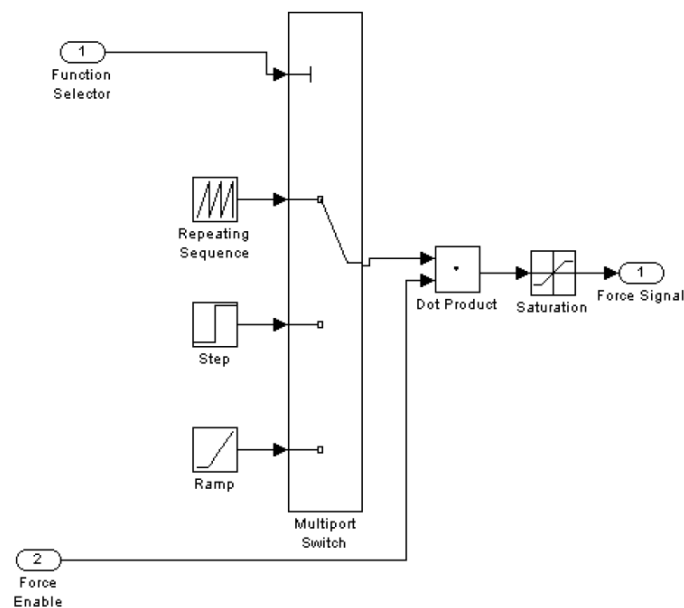


Figura 150

Il modulo seleziona uno dei diversi modelli di funzione da applicare e lo trasmette verso l'uscita, solo nel caso in cui il valore di forza sulla porta 2 (*Force Enable*), controllato dal modulo di

abilitazione automatica o dall'intervento manuale dell'operatore, sia uguale a 1. Una funzione di saturazione è stata aggiunta all'uscita del sottosistema per limitare il valore del segnale di comando per ragioni di sicurezza.

9.2 Localizzazione End-Effector

9.2.1 Premesse

Ogni attuatore dovrà essere montato in maniera che all'inizio della prova l'asta si trovi nel punto mediano della sua corsa utile, come viene evidenziato in Figura 151. In questo caso la distanza tra centro della cerniera sferica ed il punto di aggancio dei generatori di forza sul soggetto è uguale alla costante C .

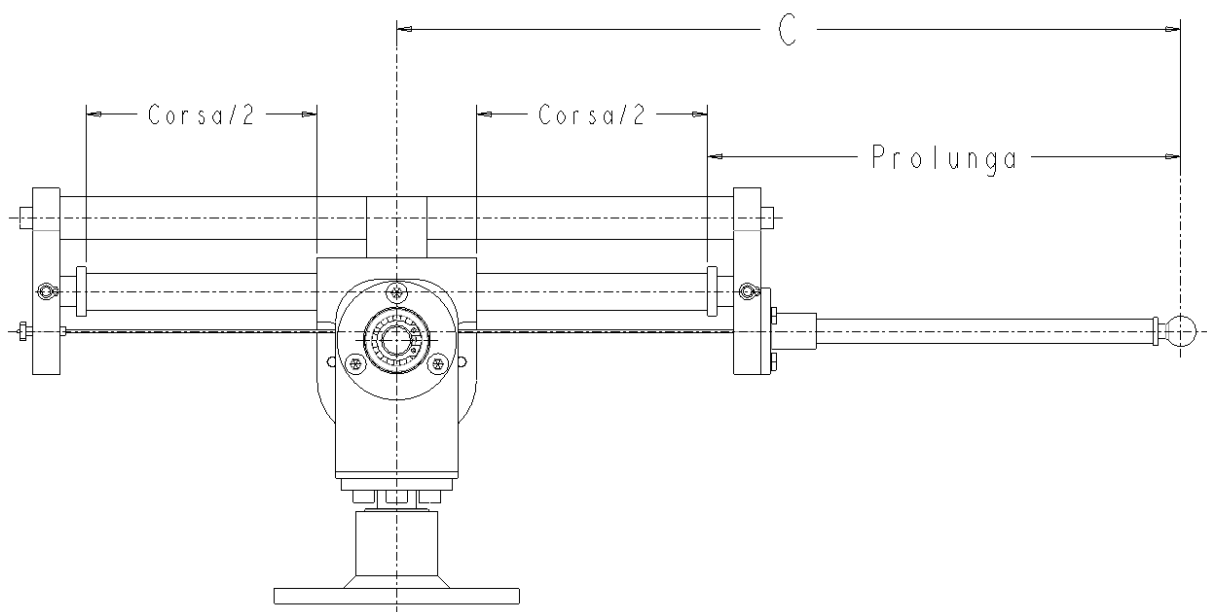


Figura 151

In seguito ad un allungamento dell'asta $A(t)$, la situazione è quella evidenziata in Figura 152, adesso la distanza è $C+A(t)$, la variabile $A(t)$ deve essere dedotta direttamente dalla lettura degli encoder.

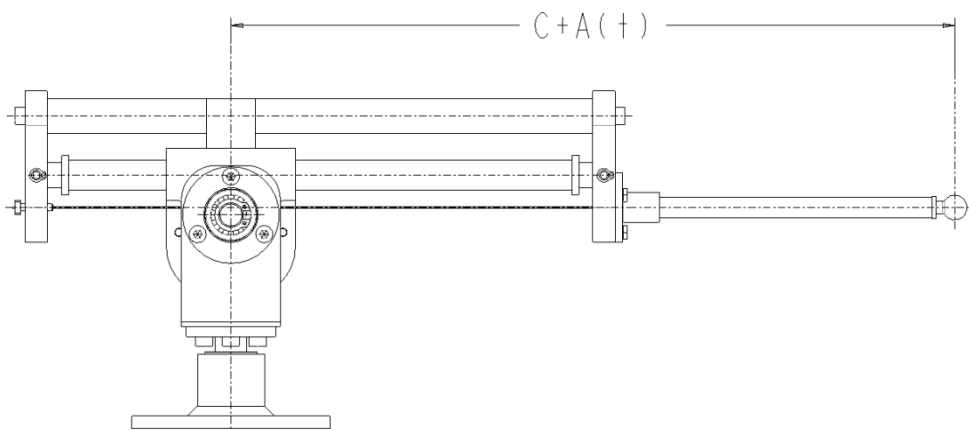


Figura 152

9.2.2 Localizzazione planare (due attuatori)

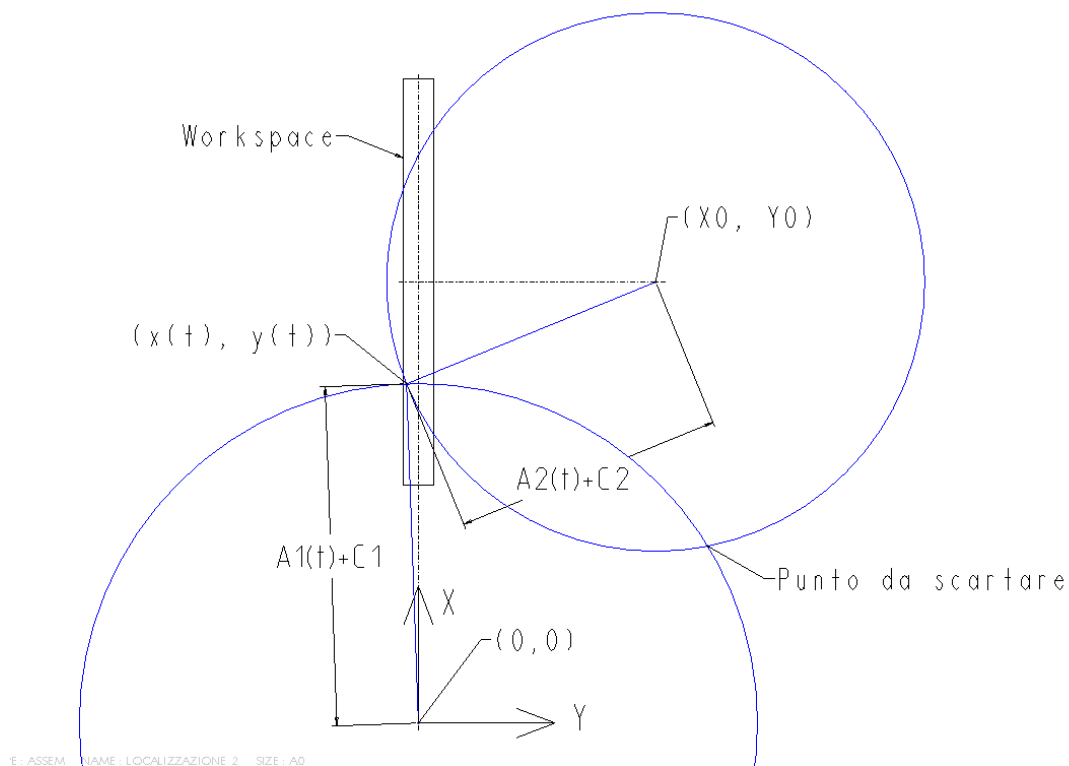


Figura 153

Facendo riferimento alle Figura 153, Figura 44 e Figura 45 e facendo coincidere il centro del mio sistema di riferimento con il centro della cerniera sferica dell'attuatore X, il centro della cerniera dell'attuatore Y si trova in posizione (X_0, Y_0) . Chiamiamo gli allungamenti degli attuatori X e Y rispettivamente $A_1(t)$ e $A_2(t)$, le costanti C definite precedentemente con C_1 e C_2 .

$$L_1(t) = A_1(t) + C_1$$

$$L_2(t) = A_2(t) + C_2$$

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = L_1^2 \\ (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 = L_2^2 \end{cases}$$

dalla prima:

$$x^2(t) = L_1^2(t) - y^2(t)$$

$$x(t) = \pm \sqrt{L_1^2(t) - y^2(t)}$$

sottraendo la prima dalla seconda:

$$x_0^2 + y_0^2 - 2xx_0 - 2yy_0 = L_2^2 - L_1^2$$

$$x(t) = \frac{L_2^2 - L_1^2 - x_0^2 - y_0^2 + 2yy_0}{-2x_0}$$

$$D(t) = L_2^2(t) - L_1^2(t) - x_0^2 - y_0^2$$

$$x(t) = \frac{D(t) + 2yy_0}{-2x_0}$$

$$x^2(t) = \frac{D^2 + 4y^2y_0^2 + 4Dyy_0}{4x_0^2}$$

Andando a sostituire la x^2 , si ottiene:

$$L_1^2 - y^2 = \frac{D^2 + 4y^2y_0^2 + 4Dyy_0}{4x_0^2}$$

$$y^2(4y_0^2 + 4x_0^2) + y(4Dy_0) + D^2 - 4L_1^2x_0^2 = 0$$

Si ottiene:

$$y(t)_{1,2} = \frac{-Dy_0 \pm \sqrt{D^2y_0^2 - (y_0^2 + x_0^2)(D^2 - 4L_1^2x_0^2)}}{2(y_0^2 + x_0^2)}$$

La nostra $y(t)$ accettabile è la più piccola tra le due soluzioni come si nota in Figura 153:

La nostra $x(t)$ è sempre positiva, in definitiva:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1(t) = A_1(t) + C_1 \\ L_2(t) = A_2(t) + C_2 \\ D(t) = L_2^2(t) - L_1^2(t) - x_0^2 - y_0^2 \\ \text{Equazione 27} \\ y(t) = \frac{-Dy_0 - \sqrt{D^2y_0^2 - (y_0^2 + x_0^2)(D^2 - 4L_1^2x_0^2)}}{2(y_0^2 + x_0^2)} \\ \text{Equazione 28} \\ x(t) = \sqrt{L_1^2(t) - y^2(t)} \end{array} \right.$$

Queste equazioni ci permettono di localizzare la congiungente delle nostre due aste di coordinate $x(t)$ e $y(t)$ in funzione degli allungamenti $A_1(t)$ e $A_2(t)$ e delle costanti C_1, C_2, X_0 e Y_0 .

9.2.3 Localizzazione spaziale (tre attuatori)

Facendo riferimento alle Figura 44 e Figura 45e facendo coincidere il centro del mio sistema di riferimento con il centro della cerniera sferica dell'attuatore X, il centro della cerniera dell'attuatore Y si trova in posizione $(X_0, Y_0, 0)$, il centro della cerniera dell'attuatore Z in posizione (X_0, Y_0, Z_0) . Chiamiamo gli allungamenti degli attuatori X,Y,Z rispettivamente $A_1(t)$, $A_2(t)$ e $A_3(t)$., le costanti C, definite precedentemente con C_1, C_2 e C_3 .

La posizione $(x(t), y(t), z(t))$ della congiunzione dei tre attuatori è definito dall'intersezione delle tre sfere che descrivono le estremità delle tre aste. In formule:

$$L_1(t) = A_1(t) + C_1$$

$$L_2(t) = A_2(t) + C_2$$

$$L_3(t) = A_3(t) + C_3$$

$$\begin{cases} x^2 + y^2 + z^2 = L_1^2 \\ (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + z^2 = L_2^2 \\ (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2 = L_3^2 \end{cases}$$

Sottraendo la terza equazione alla seconda:

$$z^2 - (z - z_0)^2 = L_2^2 - L_3^2$$

$$z(t) = \frac{L_2^2 - L_3^2 + z_0^2}{2z_0}$$

Sottraendo la prima dalla seconda:

$$x_0^2 + y_0^2 - 2xx_0 - 2yy_0 = L_2^2 - L_1^2$$

Si ricava come nel caso planare:

$$x(t) = \frac{D(t) + 2yy_0}{-2x_0}$$

$$D(t) = L_2^2(t) - L_1^2(t) - x_0^2 - y_0^2$$

Sostituendola x(t) nella prima equazione:

$$\frac{D^2 + 4y^2y_0^2 + 4Dyy_0}{4x_0^2} + y^2 + z^2 = L_1^2$$

$$y^2(4y_0^2 + 4x_0^2) + y(4Dy_0) + 4z^2x_0^2 - 4L_1^2x_0^2 + D^2 = 0$$

$$y_{1,2} = \frac{-Dy_0 \pm \sqrt{D^2 y_0^2 - (y_0^2 + x_0^2)(4z^2 x_0^2 - 4L_1^2 x_0^2 + D^2)}}{2(y_0^2 + x_0^2)}$$

Dalla prima equazione:

$$x(t) = \pm \sqrt{L_1^2(t) - z^2(t) - y^2(t)}$$

La nostra $y(t)$ accettabile è la più piccola tra le due soluzioni.

La nostra $x(t)$ è sempre positiva, in definitiva:

$$\left\{ \begin{array}{l} z(t) = \frac{L_2^2 - L_3^2 + z_0^2}{2z_0} \\ D(t) = L_2^2(t) - L_1^2(t) - x_0^2 - y_0^2 \\ y(t) = \frac{-Dy_0 - \sqrt{D^2 y_0^2 - (y_0^2 + x_0^2)(4z^2 x_0^2 - 4L_1^2 x_0^2 + D^2)}}{2(y_0^2 + x_0^2)} \\ x(t) = \sqrt{L_1^2(t) - z^2(t) - y^2(t)} \end{array} \right.$$

Queste equazioni ci permettono di localizzare la congiungente delle nostre tre aste di coordinate $x(t), y(t)$ e $z(t)$ in funzione degli allungamenti $A_1(t), A_2(t)$ e $A_3(t)$ e delle costanti C_1, C_2, C_3, X_0, Y_0 e Z_0 .

9.2.4 Errore dovuto alla localizzazione planare

Il moto del piede non è un moto di tipo piano che avviene nel piano XY del sistema ma è un moto di tipo spaziale, sebbene il movimento lungo l'asse Z sia molto limitato. L'impiego del metodo di localizzazione sopra descritto, introduce inevitabilmente un errore sulla posizione misurata.

Con sistema di riferimento come in Figura 153, per il mio sistema finale ho che $X_0=Y_0=1071$, in riferimento alla Figura 119 Variazione di α l'*end effector* si trova nelle coordinate (471,0,100), le distanze tra centro dei doppi giunti e l'*end effector* sono:

$$L_1 = \sqrt{471^2 + 100^2} = 481,5 \quad L_2 = \sqrt{1071^2 + 600^2 + 100^2} = 1231,7$$

Usando l'Equazione 27, si ottiene l'errore rispetto alla y :

$$y(t) = -10,4$$

Usando l'Equazione 28, si ottiene:

$$x(t) = \sqrt{L_1^2(t) - y^2(t)} = 481,4$$

L'errore percentuale della variabile x in questa situazione è: $10,4/471=2,2\%$

Se l'*end effector* si trova nelle coordinate (1071,0,100), ho che:

$$L_1 = L_2 = \sqrt{1071^2 + 100^2} = 1075,7$$

Usando l'Equazione 27, si ottiene l'errore rispetto alla y:

$$y(t) = -4,7$$

Usando l'Equazione 28, si ottiene:

$$x(t) = \sqrt{L_1^2(t) - y^2(t)} \approx 1075,7$$

L'errore percentuale della variabile x in questa situazione è: $4,7/1071=0,44\%$

L'errore di posizione derivante dal calcolo approssimativo è comunque trascurabile.

9.3 Generazione delle componenti di forza

9.3.1 Caso generale (tre attuatori)

Chiamiamo F la forza da generare sul soggetto. Secondo il nostro sistema di riferimento essa si può scomporre nelle sue componenti principali F_x , F_y e F_z ; chiamiamo le forze generate dalle aste X, Y e Z rispettivamente F_1 , F_2 ed F_3 . Definiamo poi i versori delle nostre aste in funzione della posizione dell'*end-effector*, definita nel paragrafo precedente con $(x(t),y(t),z(t))$.

Asta X:

$$\vec{V}_X = \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \\ z(t) \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{L_1}$$

Asta Y:

$$\vec{V}_Y = \begin{bmatrix} x(t) - x_0 \\ y(t) - y_0 \\ z(t) \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{L_2}$$

Asta Z:

$$\vec{V}_Z = \begin{bmatrix} x(t) - x_0 \\ y(t) - y_0 \\ z(t) - z_0 \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{L_3}$$

La forza da generare è quindi:

$$\vec{F} = \vec{V}_X F_1 + \vec{V}_Y F_2 + \vec{V}_Z F_3$$

Quindi scomponendo F :

$$\begin{cases} F_x = F_1 \frac{x}{L_1} + F_2 \frac{x-x_0}{L_2} + F_3 \frac{x-x_0}{L_3} \\ F_Y = F_1 \frac{y}{L_1} + F_2 \frac{y-y_0}{L_2} + F_3 \frac{y-y_0}{L_3} \\ F_Z = F_1 \frac{z}{L_1} + F_2 \frac{z}{L_2} + F_3 \frac{z-z_0}{L_3} \end{cases}$$

Il determinante del sistema è:

$$\Delta = [x(y-y_0)(z-z_0) - x(y-y_0)z - (x-x_0)y(z-z_0) + (x-x_0)(y-y_0)z + (x-x_0)yz - (x-x_0)(y-y_0)z] \frac{1}{L_1 L_2 L_3}$$

Semplificando:

$$\Delta = \frac{(xy_0 - x_0y)z_0}{L_1 L_2 L_3}$$

Rispetto alla variabile F_1 :

$$\Delta_1 = [F_X((y-y_0)(z-z_0) - (y-y_0)z) - F_Y(x-x_0)(z-z_0) + F_Z(x-x_0)(y-y_0) + F_Y(x-x_0)z - F_Z(x-x_0)(y-y_0)] \frac{1}{L_2 L_3}$$

Semplificando:

$$\Delta_1 = [-F_X(y-y_0)z_0 + F_Y(x-x_0)z_0] \frac{1}{L_2 L_3}$$

$$F_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{-F_X(y-y_0) + F_Y(x-x_0)}{xy_0 - x_0y} L_1$$

Rispetto alla variabile F_2 :

$$\Delta_2 = [F_Y x(z-z_0) - F_Z x(y-y_0) - F_X y(z-z_0) + F_X(y-y_0)z + F_Z(x-x_0)y - F_Y(x-x_0)z] \frac{1}{L_1 L_3}$$

Semplificando:

$$\Delta_2 = \frac{F_X(yz_0 - y_0z) + F_Y(x_0z - xz_0) + F_Z(xy_0 - x_0y)}{L_1 L_3}$$

$$F_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{F_X(yz_0 - y_0z) + F_Y(x_0z - xz_0) + F_Z(xy_0 - x_0y)}{(xy_0 - x_0y)z_0} L_2$$

Rispetto alla variabile F_3 :

$$\Delta_3 = [F_Zx(y - y_0) - F_Yxz - F_Z(x - x_0)y + F_Y(x - x_0)z + F_Xyz - F_X(y - y_0)z] \frac{1}{L_1L_2}$$

Semplificando:

$$\Delta_3 = [-F_Xy_0z - F_Yx_0z + F_Z(x_0y - xy_0)] \frac{1}{L_1L_2}$$

$$F_3 = \frac{\Delta_3}{\Delta} = \frac{-F_Xy_0z - F_Yx_0z + F_Z(x_0y - xy_0)}{(xy_0 - x_0y)z_0} L_3$$

9.3.2 Caso planare (due attuatori)

Nel caso di due attuatori, per la forza F_1 , ritroviamo ancora la stessa equazione del caso spaziale; essa infatti non dipende da z :

$$F_1 = \frac{-F_X(y - y_0) + F_Y(x - x_0)}{xy_0 - x_0y} L_1$$

Per F_2 , ipotizziamo $z=0$ (non è nota) e naturalmente F_Z è impostata uguale a 0:

$$F_2 = \frac{F_Xy - F_Yx}{(xy_0 - x_0y)} L_2$$

9.4 Generazione del segnale di comando.

Il modulo di generazione del segnale di comando trasforma le componenti di forza desiderate in una tensione continua che, applicata all'ingresso analogico dei drivers, consente di regolare la corrente inviata ai motori. Questa conversione viene eseguita in tre fasi consecutive:

- Conversione forza-coppia

La forza desiderata viene trasformata in una coppia che il motore deve esercitare, dividendo semplicemente il modulo di tale forza per il rapporto di trasmissione del sistema τ .

- Conversione coppia-corrente

La corrente necessaria ad alimentare il motore si calcola dividendo la coppia desiderata per la costante di coppia del motore K_t .

- Conversione corrente-tensione di comando

La tensione necessaria a controllare i drivers si ottiene moltiplicando la corrente ottenuta al passo precedente per il parametro detto transconduttanza dei drivers T_d . Lo schema implementativo del modulo è quello riportato in Figura 154

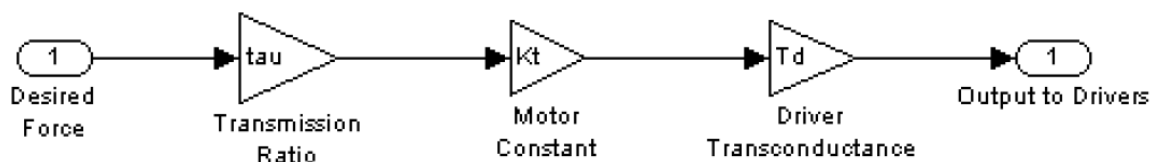


Figura 154

9.5 Modulo generale supervisione stati

Questo modulo si occupa di gestire i vari stati di funzionamento del sistema. In particolare questo modulo si occupa di gestire le seguenti fasi di funzionamento del sistema:

- Inizializzazione

In questa fase il sistema di gestione degli stati attiva i motori dei generatori di forza per portare gli attuatori verso i fine corsa. Questa procedura è necessaria per fornire agli *encoder*, che sono trasduttori di posizione incrementali, un punto di riferimento assoluto. Durante la fase di inizializzazione il modulo di gestione provvede inoltre ad eseguire un test sul funzionamento dell'*encoder*.

- Funzionamento normale

Durante il funzionamento normale il modulo di gestione supervisiona l'attività del sistema e ne controlla il corretto funzionamento.

- Gestione degli errori e della sicurezza

In caso di malfunzionamenti del sistema, il modulo di sicurezza provvede a gestire tale funzionamento ed a mettere in sicurezza l'attrezzatura, disabilitando l'alimentazione dei motori.

10 Realizzazione

L'integrazione del sistema include il montaggio dei particolari meccanici e di seguito l'esecuzione dei test funzionali sui singoli componenti e sull'apparato montato. Infine si è provveduto all'assemblaggio del sistema globale e sono state eseguite alcune prove del corretto funzionamento del sistema. Di seguito sono riportate alcune figure che illustrano le fasi di integrazione del sistema.

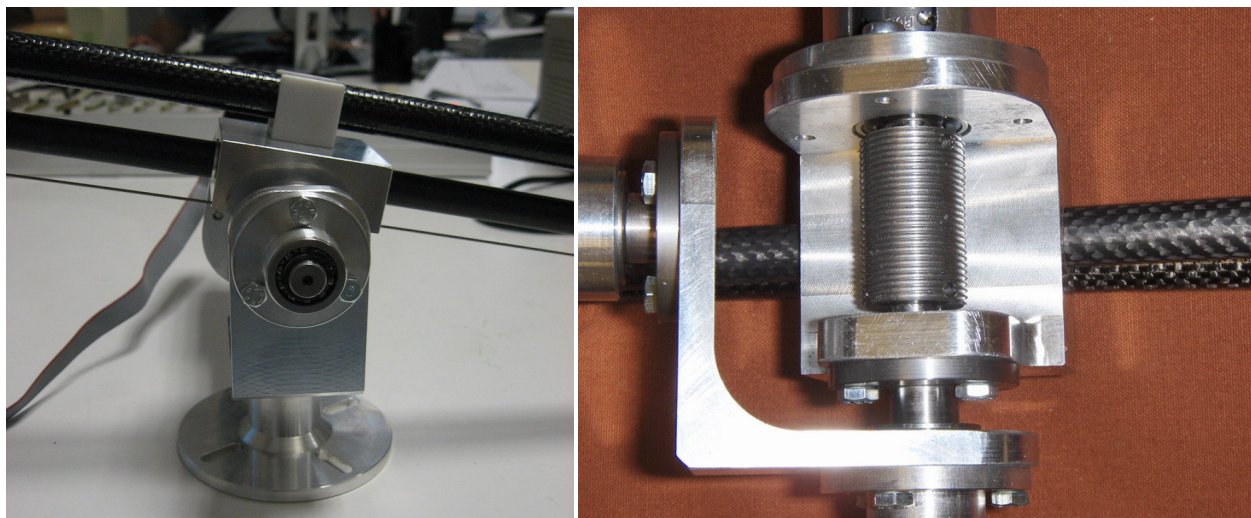


Figura 155

In Figura 155, a sinistra, si vede il montaggio del cuscinetto flangiato e dell'albero di supporto.

In secondo piano il sistema: asta, cavo e montante. Il particolare bianco montato sopra il supporto è la guida in teflon che ha lo scopo di evitare torsioni del sistema di attuazione.

La Figura 155, a destra, mostra invece la puleggia elicoidale su cui si avvolge il cavo e che, con la sua rotazione, attua il sistema. Dalla figura si possono contare sulla puleggia 23 spire che corrispondono ad una corsa di 1445 mm . Questo consente al cavo di avere, anche a fine corsa, alcune spire avvolte intorno alla puleggia, garantendo una migliore distribuzione delle forze d'attrito tra cavo e puleggia.

In Figura 156 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, si vede l'estremità del gruppo di attuazione, si possono notare: il tirante, costituito da un'asta in carbonio la cui superficie è stata lasciata grezza non dovendo scorrere in nessuna boccia e l'asta centrale, che invece deve scorrere sulle bocce ed è stata rettificata per diminuire l'attrito di scorrimento. Si nota inoltre all'estremità dell'asta il sistema di incernieramento dell'asta stessa, che ha lo scopo, come già menzionato, di evitare che azioni torcenti o trasversali arrivino all'asta.

Lo stesso particolare mostra uno spallamento di diametro maggiore rispetto all'asta, con funzione di finecorsa meccanico d'emergenza, nel caso in cui un malfunzionamento del sistema non arrestasse correttamente il gruppo d'attuazione. Nella Figura 157, si vede il collegamento del motore con il supporto dell'attuatore. In particolare si vede il giunto elastico che permette di trasmettere la coppia tra due alberi anche in presenza di lievi disassamenti. L'impiego di questo dispositivo consente di ridurre sui particolari meccanici gli accorgimenti tipo spine di riferimento, per ottenere centraggi molto precisi e quindi ridurre il costo dell'attrezzatura. La Figura 158 mostra il sistema completamente montato, in particolare in questa immagine è possibile notare, all'interfaccia con l'asta in carbonio, la presenza della boccia in acciaio ricoperta di materiale antifrizione, che ha il compito di ridurre gli attriti durante il movimento del gruppo di attuazione.

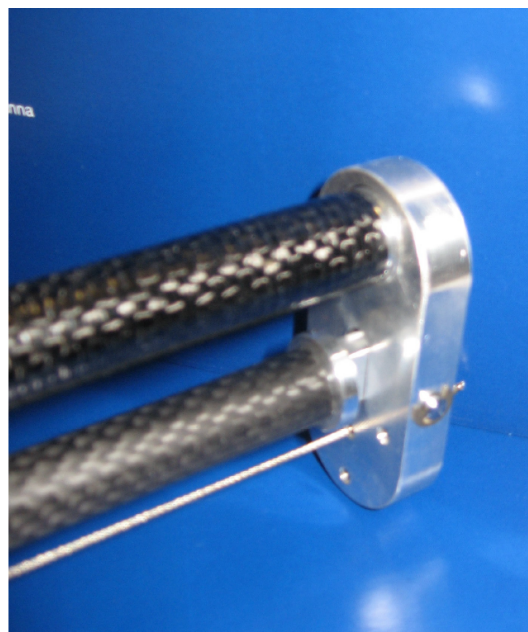


Figura 156

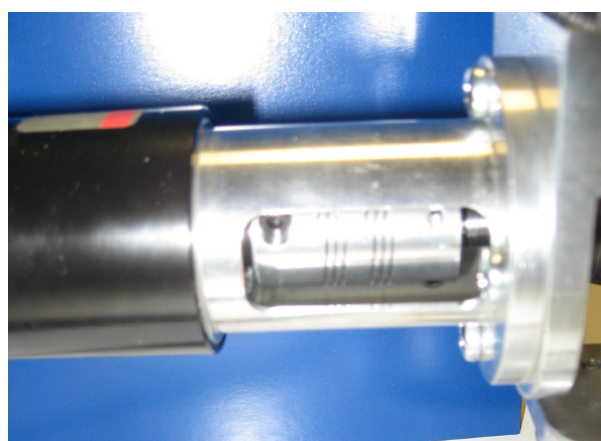


Figura 157

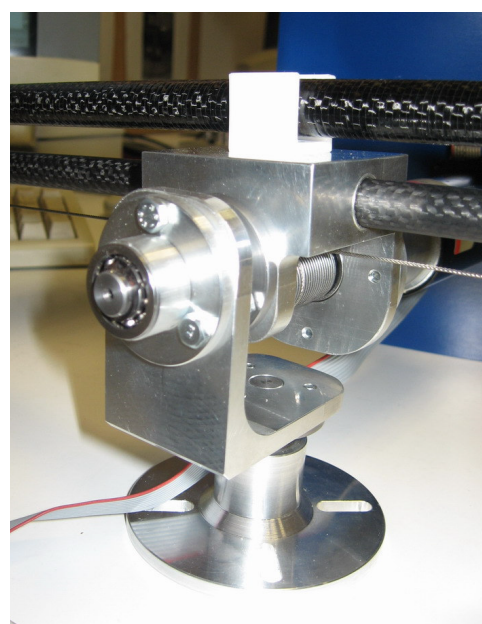


Figura 158



Figura 159

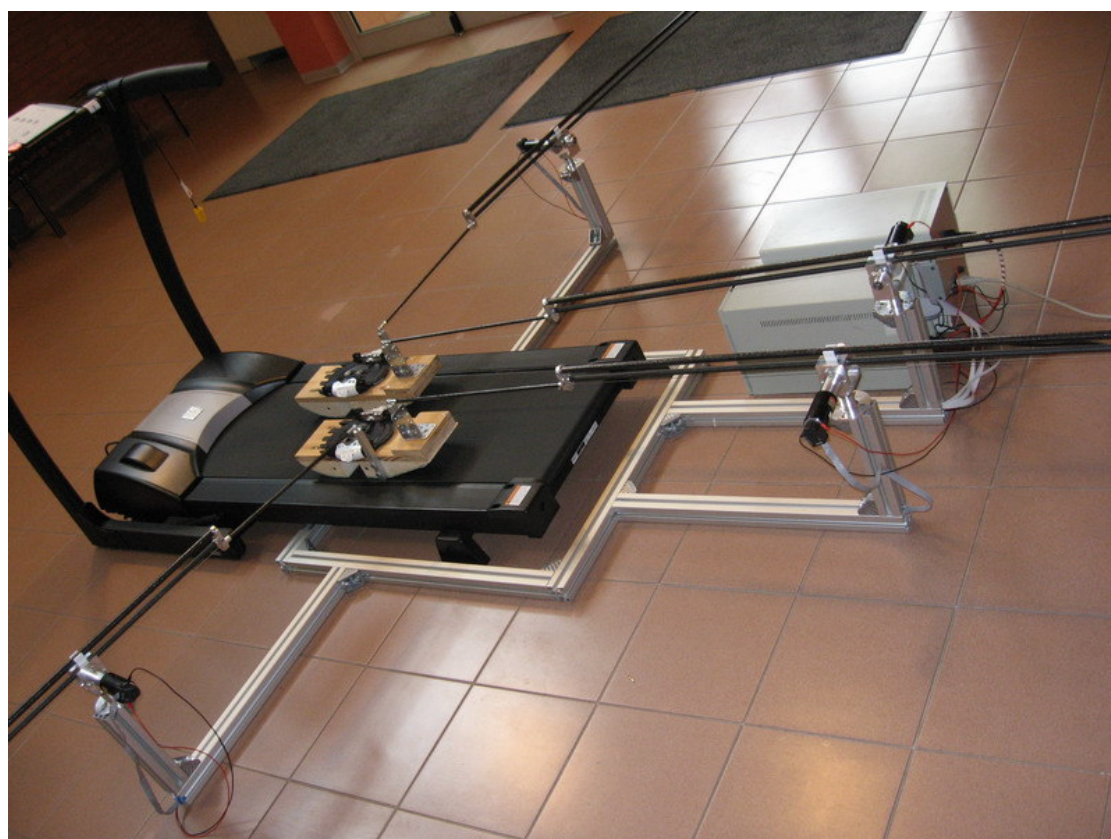


Figura 160

In Figura 160 è evidenziata la struttura in profilati d'alluminio che supporta gli attuatori. Il montaggio degli attuatori è mostrato in Figura 161.

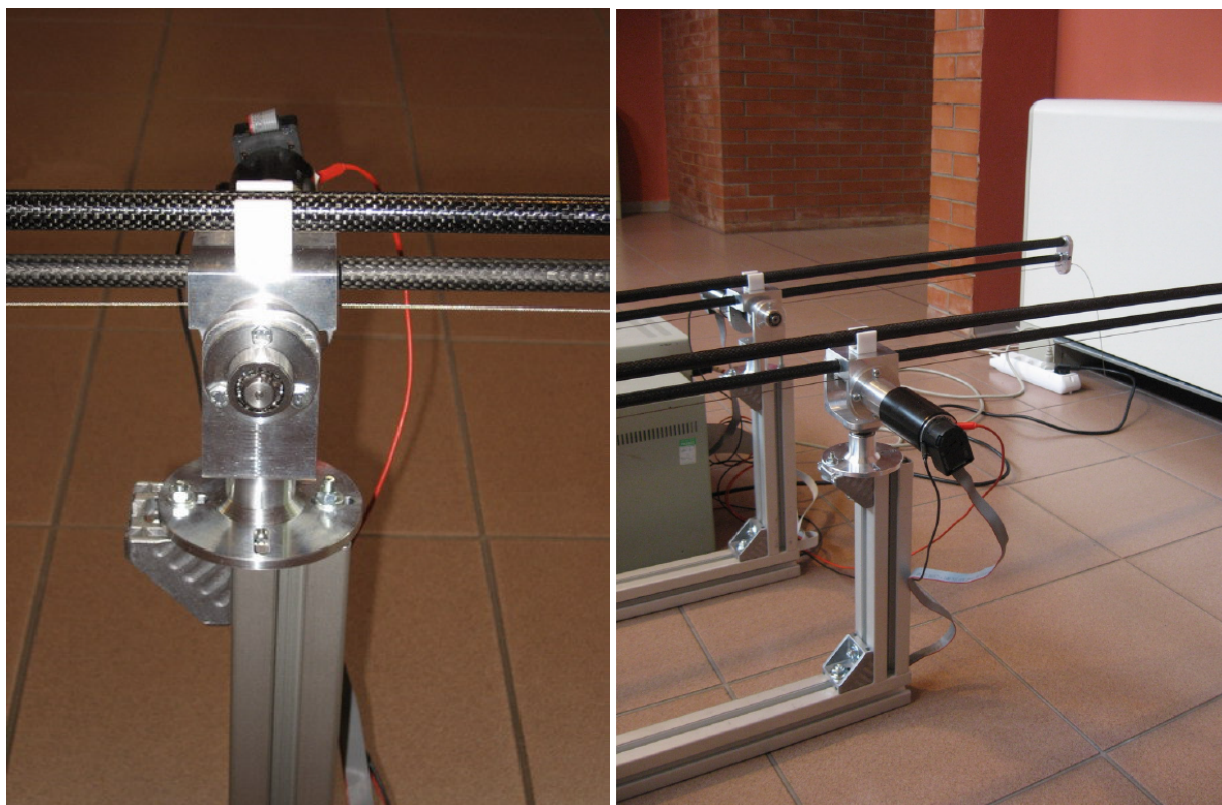


Figura 161

Nella figura seguente è illustrato il collegamento della calzatura di prova con gli attuatori.

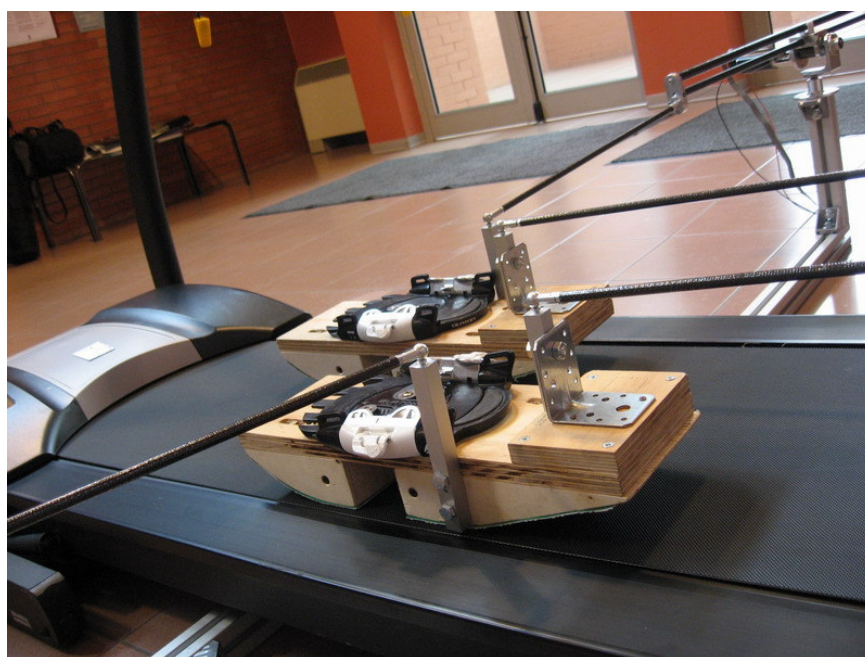


Figura 162

In particolare in Figura 163 si possono vedere i giunti sferici; essi garantiscono che gli attuatori non esercitino coppie parassite di disturbo. La posizione di detti giunti sferici è stata calcolata in modo che gli assi degli attuatori passino per la caviglia, o qualora questo non sia possibile, che la retta di applicazione del sistema abbia braccio piccolo rispetto alla caviglia, in modo da minimizzare le coppie esercitate sull'operatore.

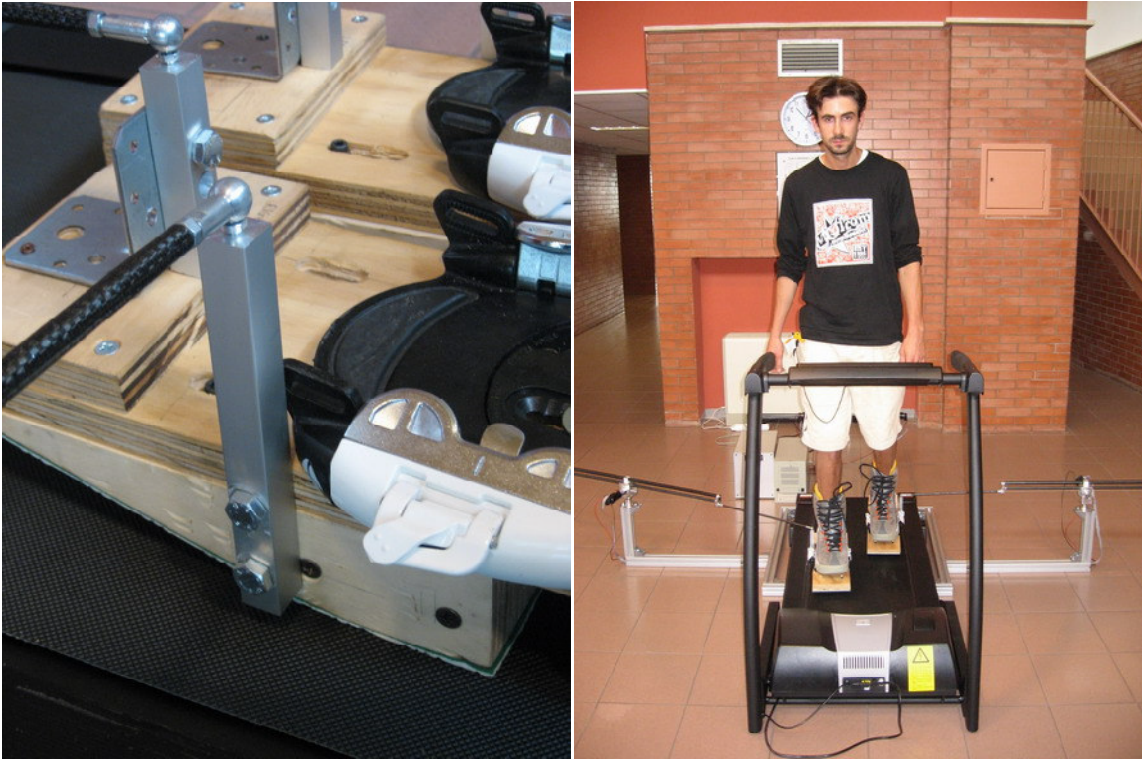


Figura 163

Infine le seguenti immagini mostrano il paradigma d'impiego del sistema con il soggetto.



Figura 164

11 Ricerca sperimentale dei valori ammissibili dei disturbi di forza

La ricerca sperimentale dei valori ammissibili dei disturbi di forza è stata eseguita, come già menzionato, con l'ausilio del sistema Vicon, (la prova è stata effettuata da me in persona). Per la prova mi sono stati applicati, tramite nastro adesivo bi-aderente, 21 markers, in posizioni strategiche per registrare i movimenti. Il sistema Vicon registra le coordinate X, Y e Z per ogni marker, producendo in uscita 63 vettori spazio-tempo, (in Figura 165 sono evidenziate le posizioni dei vari markers). Per analizzare le traiettorie perturbate della camminata mi sono soffermato sulle traiettorie nei piani XZ e quella in 3D, del marker relativo alla caviglia destra.

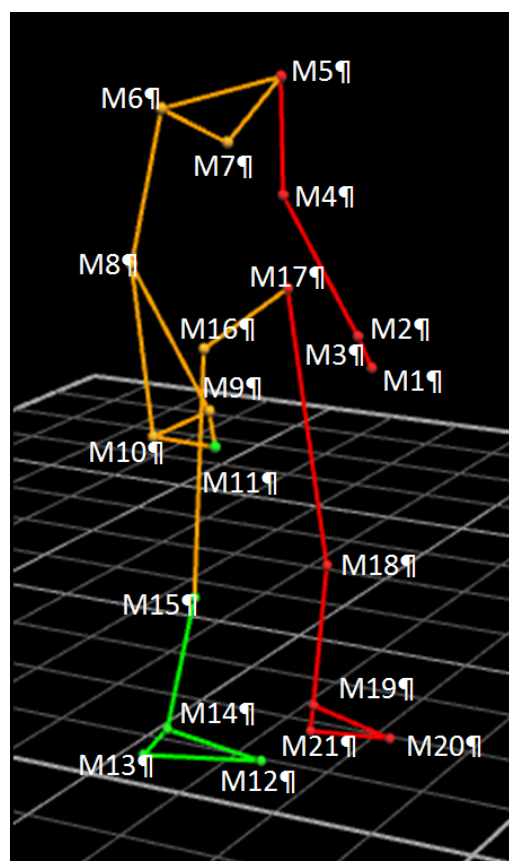


Figura 165

11.1 Metodi di prova sperimentale

Le prove sperimentali sono state eseguite da me in persona in modo da dare anche una stima qualitativa dell'entità disturbativa delle forze.

Per prima cosa è stata registrata una prova di camminata detta "tracking" con gli attuatori attaccati ma spenti; tale traiettoria servirà come confronto per le altre.

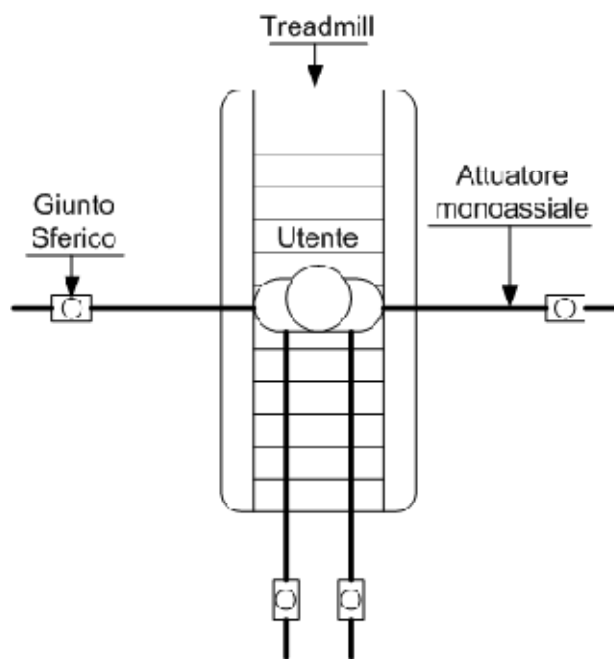


Figura 166

Entità delle forze

Le forze scelte per le prove sono in ordine crescente: **5N, 10N e 20 N.**

Direzione delle forze

1. **Forze in “Back”**, sono direzionate nel senso opposto alla camminata, tendono quindi a tirare i piedi all’indietro.
2. **Forze in “Forward”**, sono direzionate nel senso concorde alla camminata, tendono quindi a spingere i piedi in avanti.
3. **Forze “In”**, sono di direzione trasversale, verso l’interno del tappeto.
4. **Forze “Out”**, sono di direzione trasversale, verso l’esterno del tappeto.

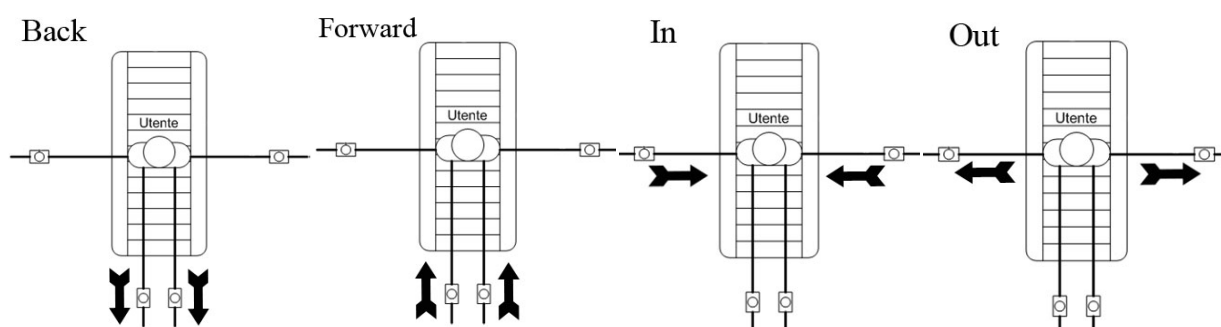


Figura 167 – Direzione delle forze

Metodo di inserimento delle forze

1. **Forza continua**, durante tale prova la forza rimane costante durante l’intera camminata.
2. **Forza in “Stance”**, la forza viene applicata al piede solo quando si trova al di sotto di una soglia della coordinata Z, (praticamente la forza è applicata nel momento in cui il piede è prossimo al terreno durante tutto l’appoggio di esso ed in parte durante la prima fase di sollevamento e l’ultima fase aerea del passo).
3. **Forze in “Swing”**, la forza viene applicata al piede solo quando si trova al di sopra di una soglia della coordinata Z, (praticamente la forza è applicata nella fase aerea del passo).

11.2 Tracking

Nel seguente grafico è visualizzato l'andamento della componente Z della caviglia destra, nel caso di forza applicata nulla. Osservando il grafico è possibile contare i passi in questo caso 12 e dare un valore ΔZ relativo a ciascun passo, come evidenziato in Figura 168 – Z caviglia destra.

I valori considerati sono stati quelli di minimo, massimo e la media.

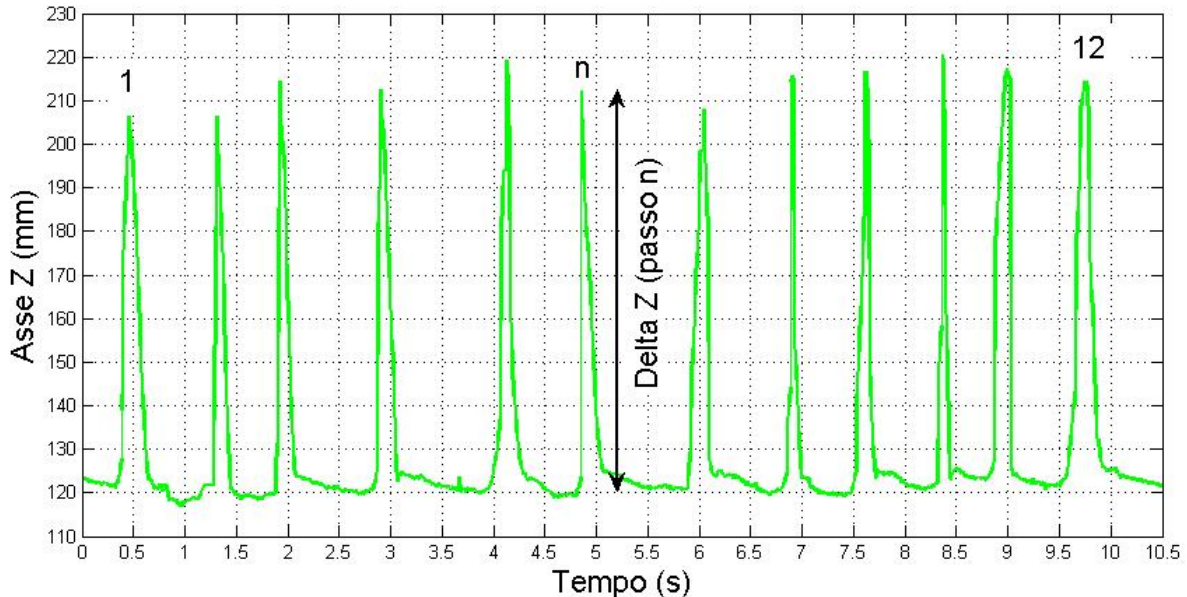


Figura 168 – Z caviglia destra

$$Media_altezza_passo = \frac{\sum_{n=1}^{12} \Delta Z_n}{12}$$

$$Media_range_X = \frac{\sum_{n=1}^{12} \Delta X_n}{12}$$

$$Media_range_Y = \frac{\sum_{n=1}^{12} \Delta Y_n}{12}$$

Questi dati possono essere confrontati con i dati relativi alle prove con le varie forze per ricavarne delle differenze. Nei successivi paragrafi sono stati studiati i grafici relativi ad ogni componente e per ogni tipo di forza, in modo da poter esplicitare i dati nelle relative tabelle, similmente al caso precedente.

Forza	0 N
Durata prova (s)	10,5
Numero passi	12
Frequenza (passo/s)	1,15
Media altezza passo (mm)	92
Altezza massima (mm)	99
Altezza minima (mm)	85
Media range X (mm)	345
Massimo X (mm)	430
Minimo X (mm)	280
Media range Y (mm)	17,5
Massimo Y (mm)	37
Minimo Y (mm)	11

11.3 Forza “back” continua

Nella seguente figura è plottata la traiettoria della caviglia destra sul piano XZ. Si noti che il valore delle X è stato ricavato dalla differenza tra la posizione dell'anca e quella della caviglia, utile a correggere il valore di avanzamento relativo di ogni passo.

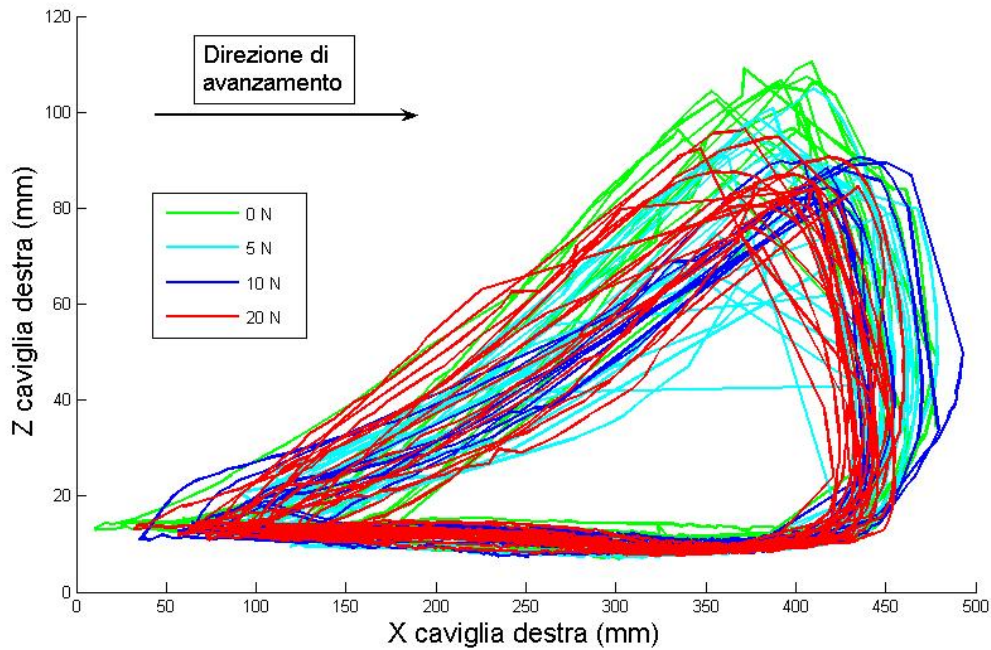


Figura 169- Traiettoria XZ per forze back

Nella seguente figura è plottata la traiettoria in 3D della caviglia destra:

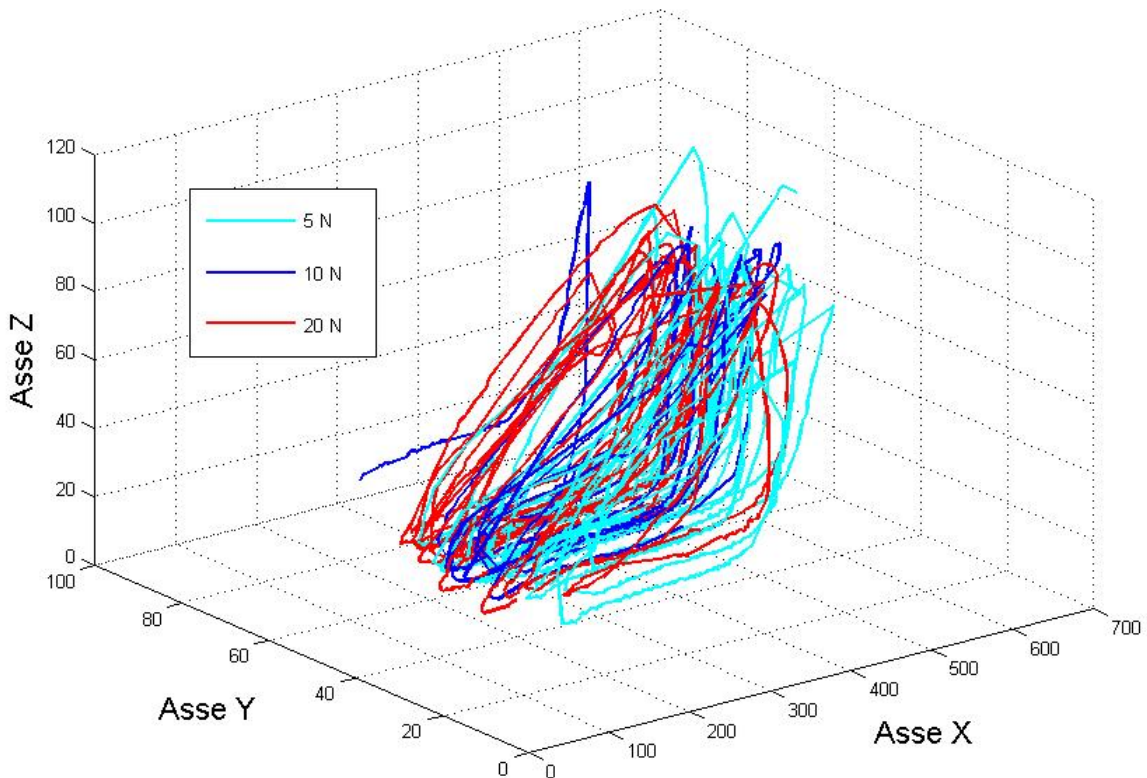


Figura 170- Traiettoria 3D per forze back

Forza back	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	16,7	9,15	18,81
Numero passi	20	9	18
Frequenza (passo/s)	1,2	1	0,95
Media altezza passo (mm)	72	74	73
Altezza massima (mm)	93	79	84
Altezza minima (mm)	30	69	61
Media range X (mm)	326	328	325
Massimo X (mm)	390	405	390
Minimo X (mm)	300	280	295
Media range Y (mm)	15,5	16	14,5
Massimo Y (mm)	30	30	30
Minimo Y (mm)	10	11	10

11.4 Forze “Back-stance”

Nella seguente Figura 171- Traiettoria XZ per forze back-stance si nota un’irregolarità evidenziata con la freccia che denota un inciampo del soggetto ed un allargamento generale della traiettoria regolarmente descritta.

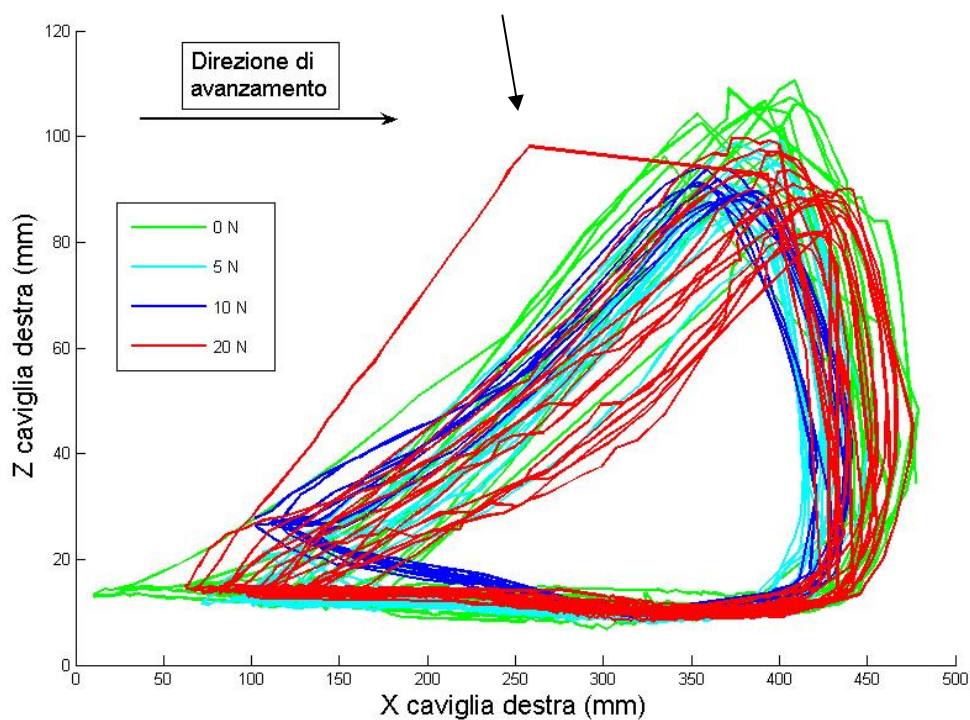


Figura 171- Traiettoria XZ per forze back-stance

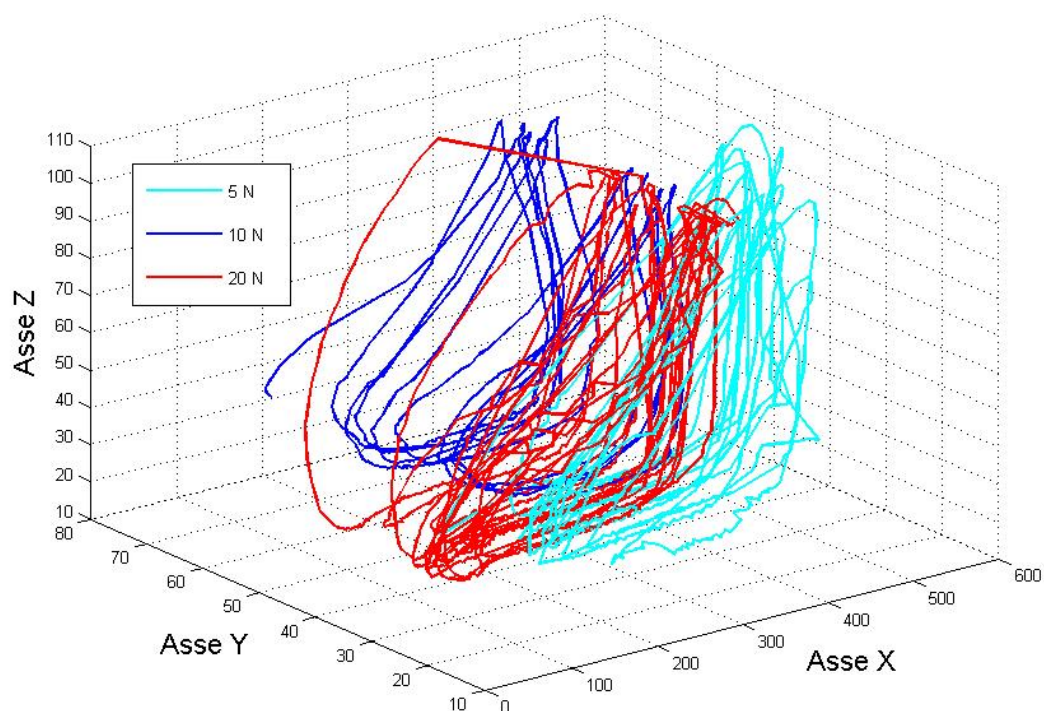


Figura 172- Traiettoria 3D per forze back-stance

Forza back-stance	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	9,91	10.09	18
Numero passi	13	14	17
Frequenza (passo/s)	1,3	1,4	0,95
Media altezza passo (mm)	78	72,5	78
Altezza massima (mm)	86	78	88
Altezza minima (mm)	66	68	68
Media range X (mm)	305	295,5	318
Massimo X (mm)	345	350	350
Minimo X (mm)	240	250	290
Media range Y (mm)	12	14	14,5
Massimo Y (mm)	16	35	21
Minimo Y (mm)	10	10	11

11.5 Forza “back-swing”

Per una forza di 20N si denotano grosse irregolarità ed inciampi come evidenziato in Figura 173- Traiettoria XZ per forze back-swing.

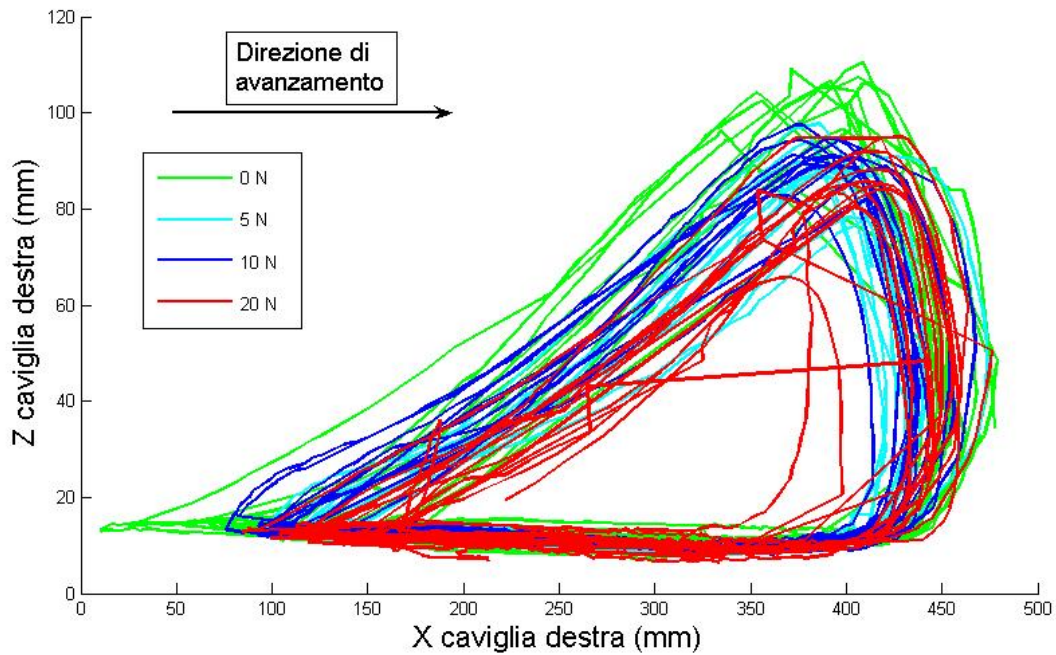


Figura 173- Traiettoria XZ per forze back-swing

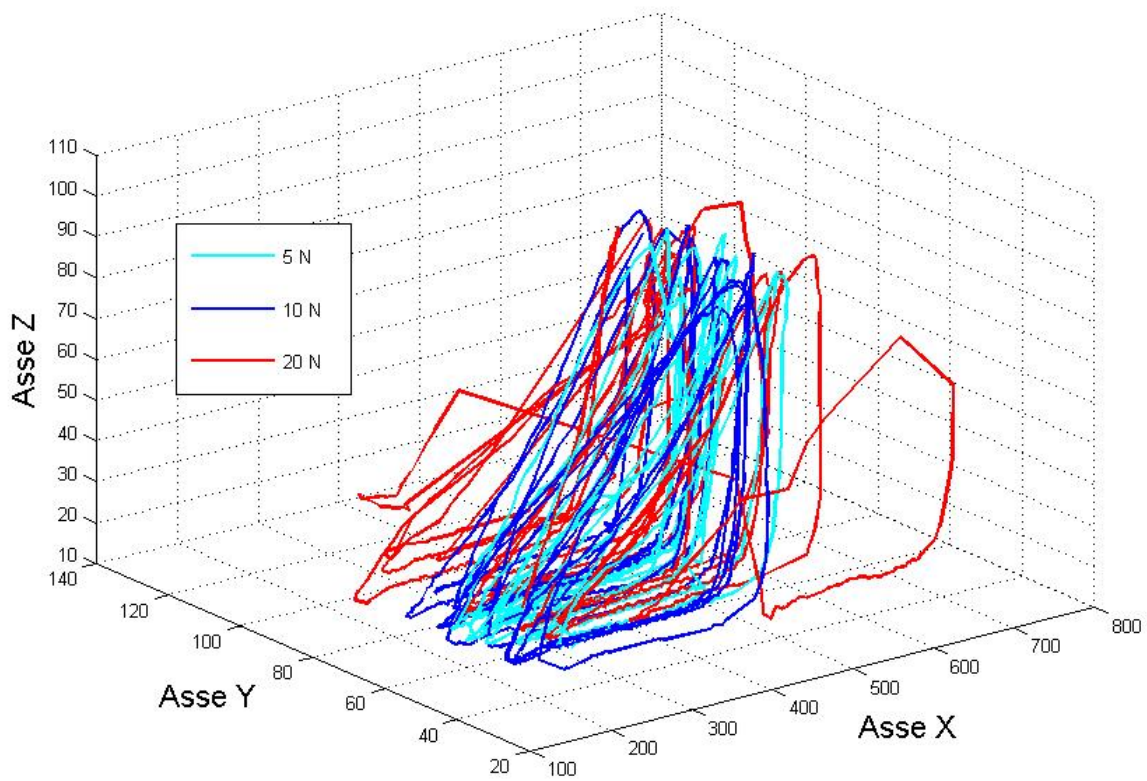


Figura 174- Traiettoria 3D per forze back-swing

Forza back-swing	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	14,15	15,32	10,03
Numero passi	12	12	14
Frequenza (passo/s)	0,85	0,8	1,4
Media altezza passo (mm)	76	78,5	67
Altezza massima (mm)	86	86	83
Altezza minima (mm)	66	70	24
Media range X (mm)	308	319	306
Massimo X (mm)	350	375	390
Minimo X (mm)	280	275	210
Media range Y (mm)	16	16	21
Massimo Y (mm)	25	35	35
Minimo Y (mm)	10	10	7

11.6 Forza in avanti, “forward”

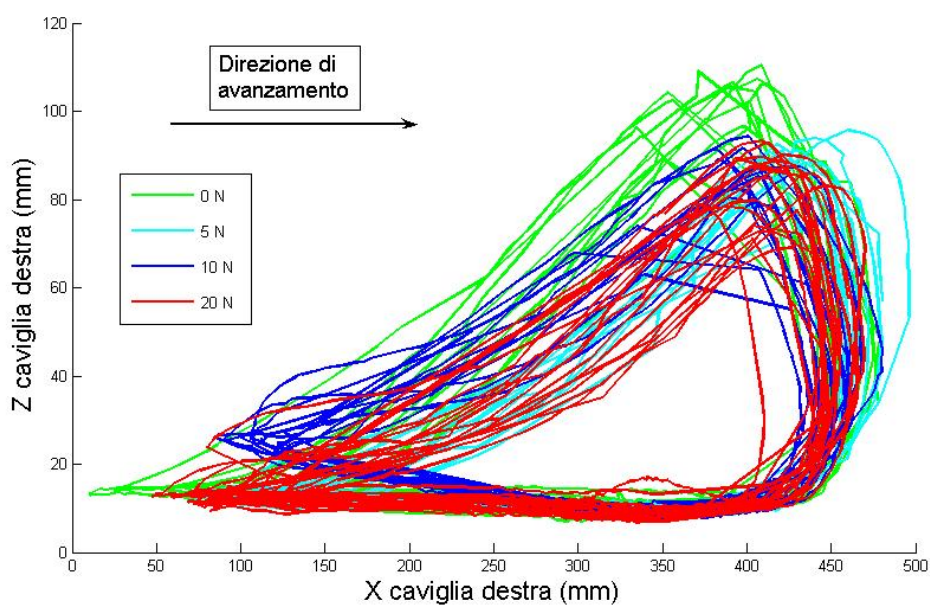


Figura 175 – Traiettorie XZ per forze in avanti

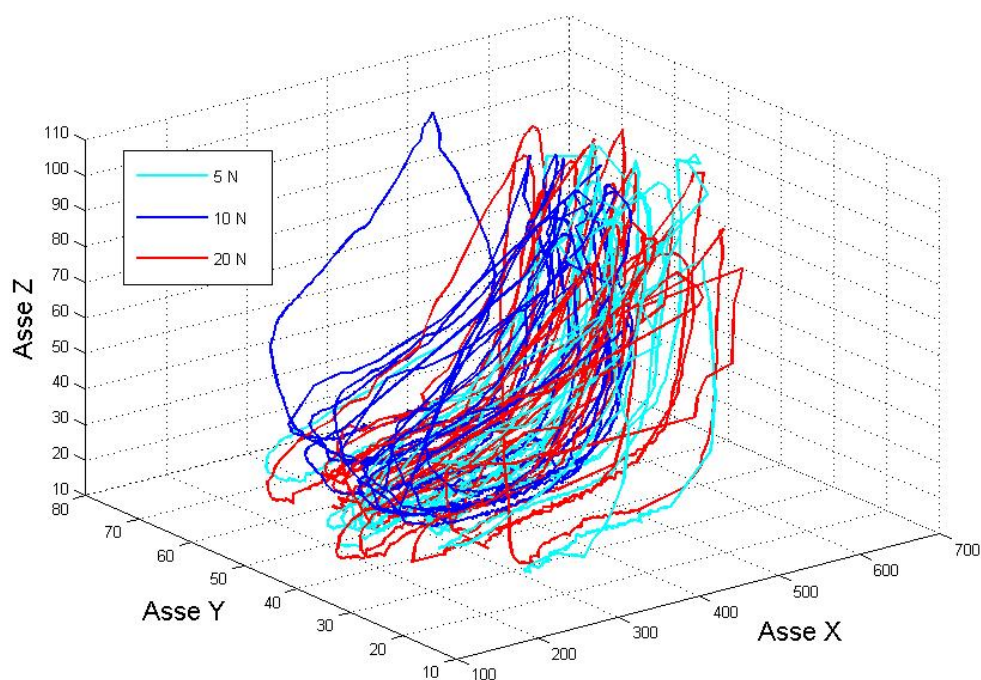


Figura 176 – Traiettoria 3D per forze forward

Forza forward	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	14,4	18,03	18,74
Numero passi	13	14	18
Frequenza (passo/s)	0,9	0,8	0,95
Media altezza passo (mm)	77	71	71
Altezza massima (mm)	84	82	81
Altezza minima (mm)	63	52	58
Media range X (mm)	349	312,9	324
Massimo X (mm)	370	370	370
Minimo X (mm)	320	280	280
Media range Y (mm)	16,5	13	19,5
Massimo Y (mm)	30	20	35
Minimo Y (mm)	10	9	10

11.7 Forza “forward-stance”

Per questa prova non è possibile confrontare la traiettoria di 20 N perché non leggibile.

Si notano piccole irregolarità già per 10 N.

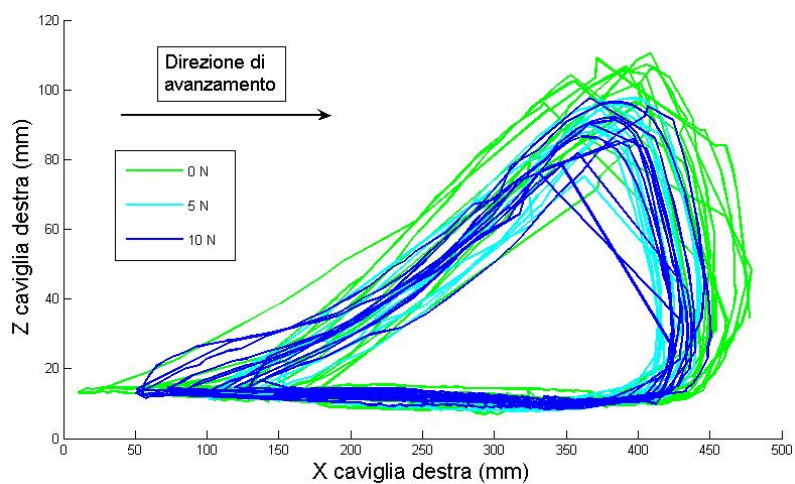


Figura 177- Traiettorie XZ per forze forward-stance

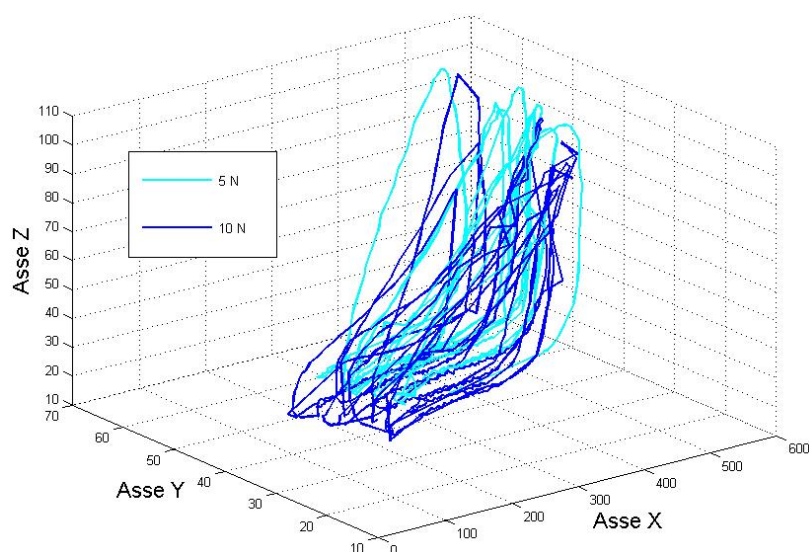


Figura 178 – Traiettorie 3D per forze forward-stance

Forza forward-stance	5 N	10 N
Durata prova (s)	6,31	9,14
Numero passi	10	12
Frequenza (passo/s)	1,6	1,3
Media altezza passo (mm)	79	76,5
Altezza massima (mm)	86	86
Altezza minima (mm)	63	64
Media range X (mm)	303,5	318
Massimo X (mm)	325	390
Minimo X (mm)	270	265
Media range Y (mm)	12	14
Massimo Y (mm)	20	26
Minimo Y (mm)	7	10

11.8 Forza “forward-swing”

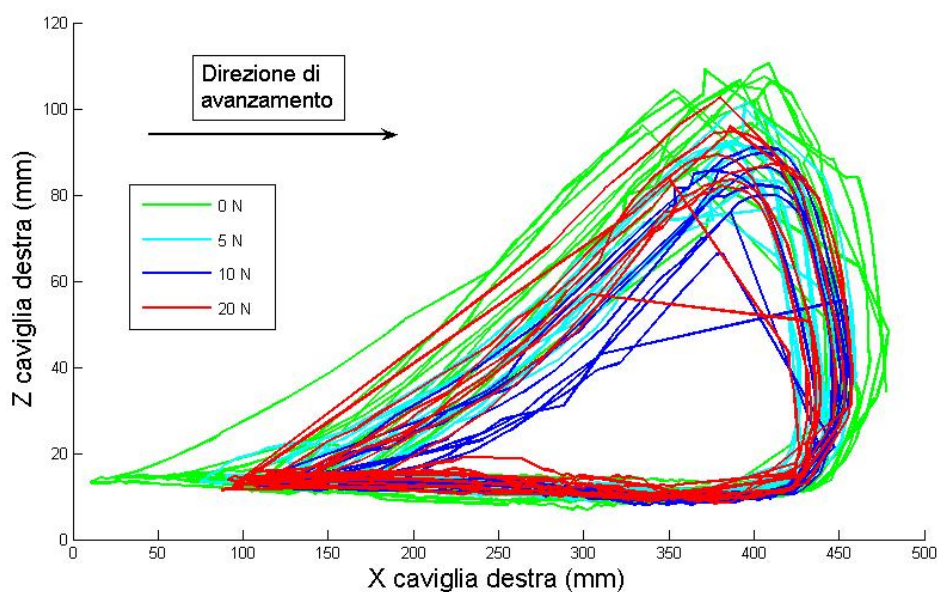


Figura 179 – Traiettoria XZ per forze forward swing

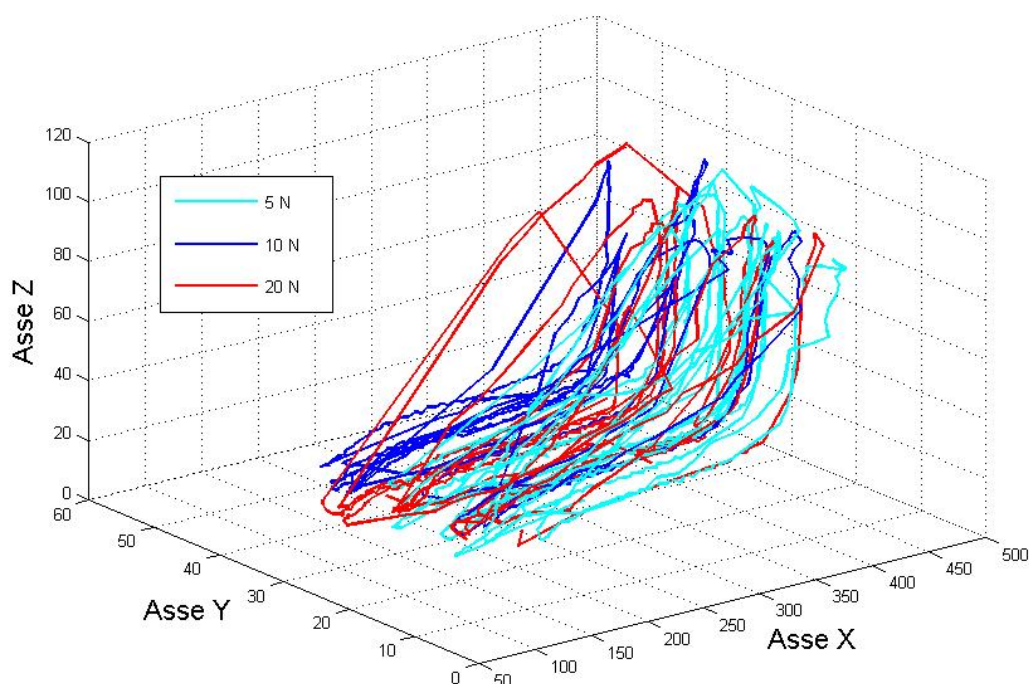


Figura 180 – Traiettoria 3D per forze forward-swing

Forza forward-swing	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	10,87	6,38	7,23
Numero passi	12	9	9
Frequenza (passo/s)	1,1	1,4	1,25
Media altezza passo (mm)	77	68	74,5
Altezza massima (mm)	90	80	91

Altezza minima (mm)	66	44	45
Media range X (mm)	300	295	306,5
Massimo X (mm)	345	320	355
Minimo X (mm)	240	250	280
Media range Y (mm)	16	16,5	17,5
Massimo Y (mm)	25	29	30
Minimo Y (mm)	9	10	10

11.9 Forza verso l'esterno, "out"

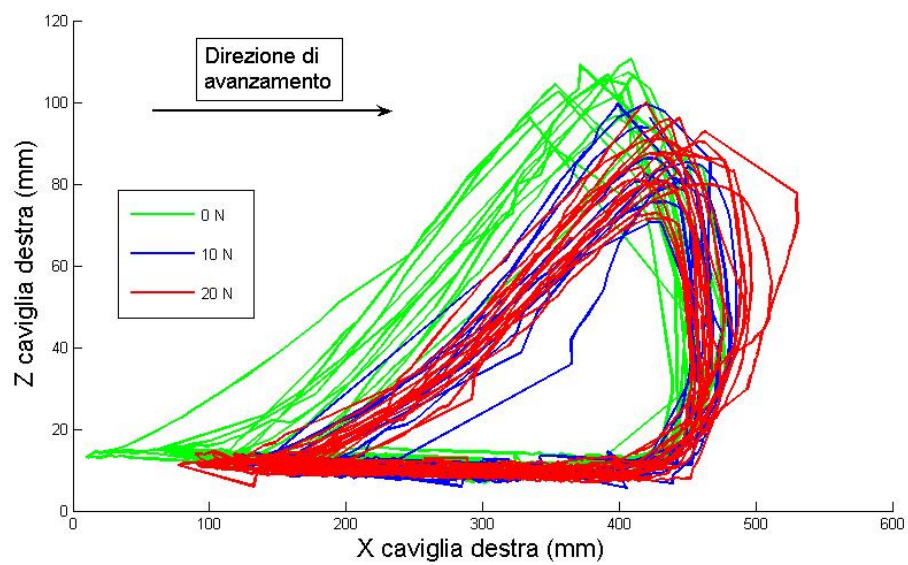


Figura 181 - Traiettoria XZ per forze out

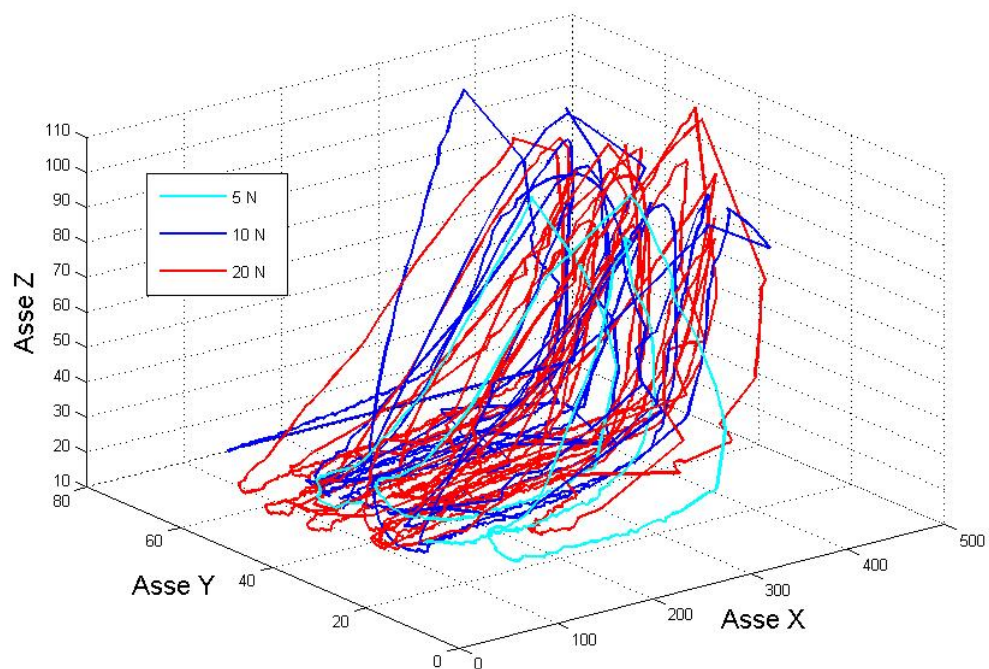


Figura 182 – Traiettoria 3D per forze out

Forza out	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	8,86	9,6	23,33
Numero passi	11	11	17
Frequenza (passo/s)	1,25	1,15	0,7
Media altezza passo (mm)	88	73,5	74,5
Altezza massima (mm)	108	88	88
Altezza minima (mm)	74	58	60
Media range X (mm)	313,5	302	323,5
Massimo X (mm)	380	335	370
Minimo X (mm)	260	275	270
Media range Y (mm)	20	25	19
Massimo Y (mm)	35	45	31
Minimo Y (mm)	11	12	8

11.10 Forza “out-stance”.

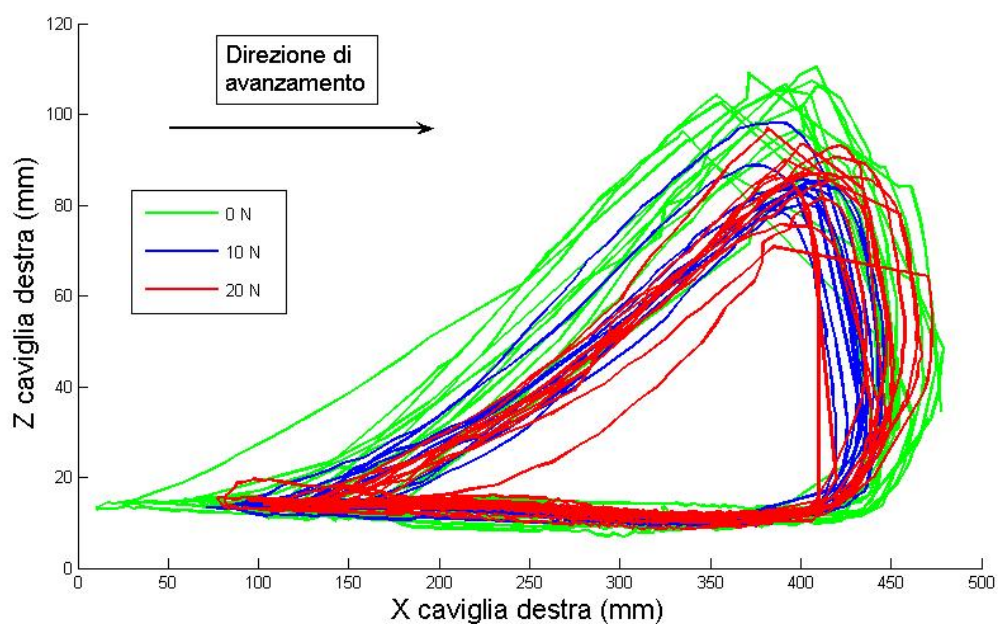


Figura 183 - Traiettorie XZ per forze out-stance

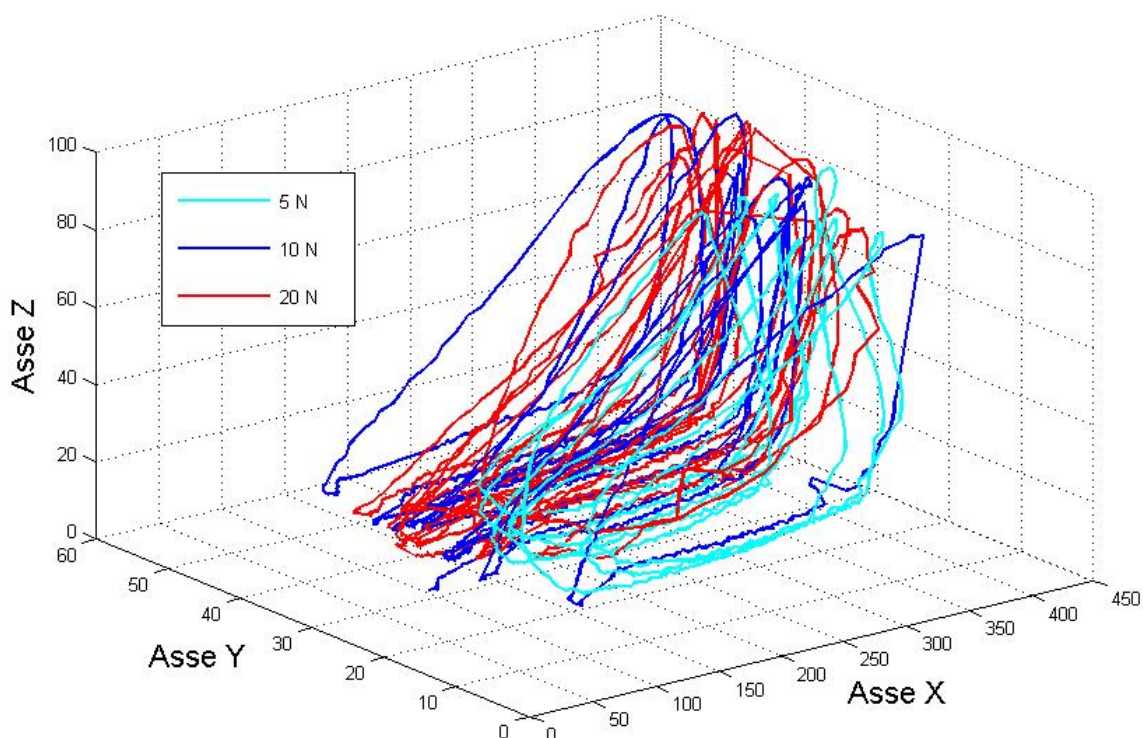


Figura 184 – Traiettorie 3D per forze out-stance

Forza out-stance	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	12,3	14	16,24
Numero passi	7	10	12
Frequenza (passo/s)	0,6	0,7	0,7
Media altezza passo (mm)	75,5	73,5	74,5
Altezza massima (mm)	78	86	85
Altezza minima (mm)	71	68	59
Media range X (mm)	303	308	320
Massimo X (mm)	330	320	355
Minimo X (mm)	270	280	285
Media range Y (mm)	12	16	16
Massimo Y (mm)	14	25	30
Minimo Y (mm)	10	10	10

11.11 Forza "out-swing"

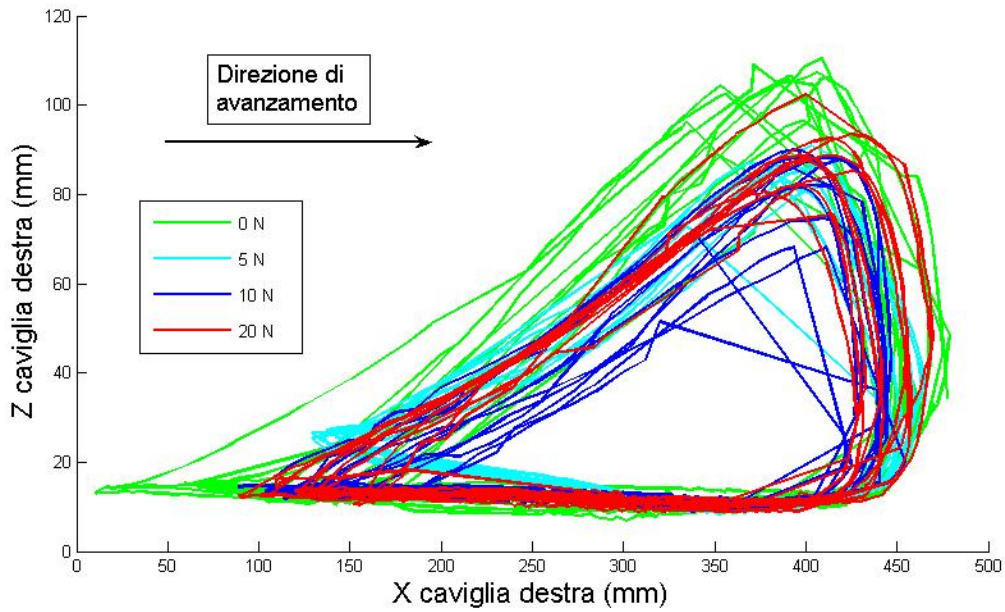


Figura 185 - Traiettoria XZ per forze out-swing

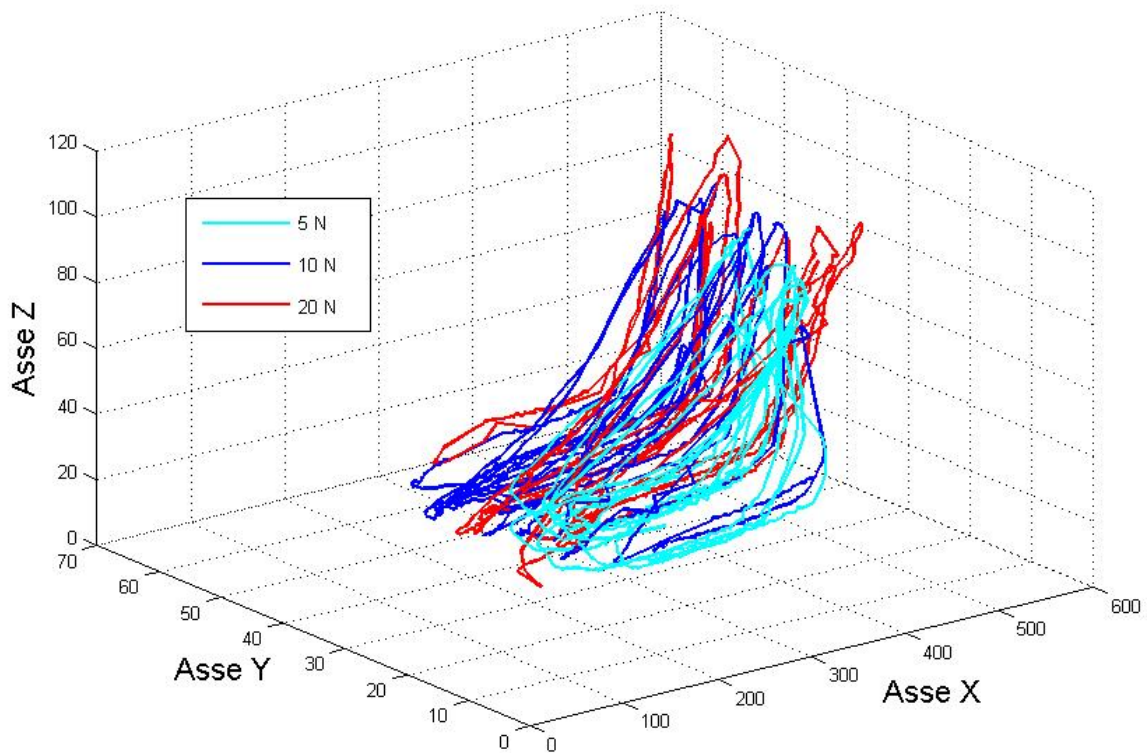


Figura 186 - Traiettoria 3D per forze out-swing

Forza out-swing	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	9,78	9,77	11,62
Numero passi	10	12	10
Frequenza (passo/s)	1	1,2	0,85
Media altezza passo (mm)	73,5	66,5	75,5
Altezza massima (mm)	80	78	91
Altezza minima (mm)	63	40	63
Media range X (mm)	285,5	298	308
Massimo X (mm)	315	340	350
Minimo X (mm)	265	240	240
Media range Y (mm)	13,5	15,5	17,5
Massimo Y (mm)	18	22	31
Minimo Y (mm)	10	8	11

11.12 Forza verso l'interno, "in"

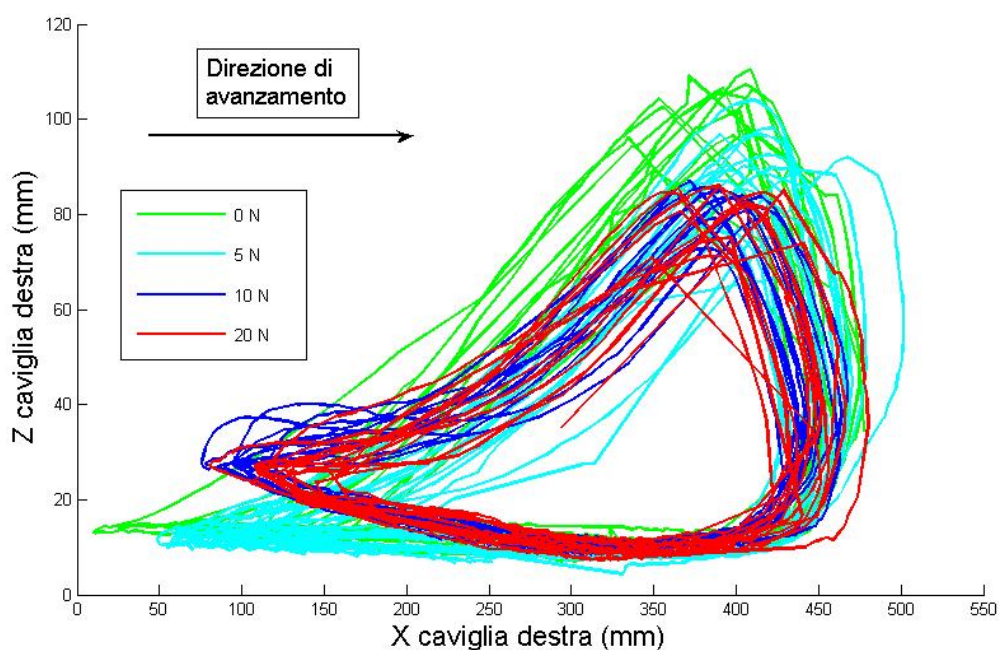


Figura 187 - Traiettorie XZ per forze in

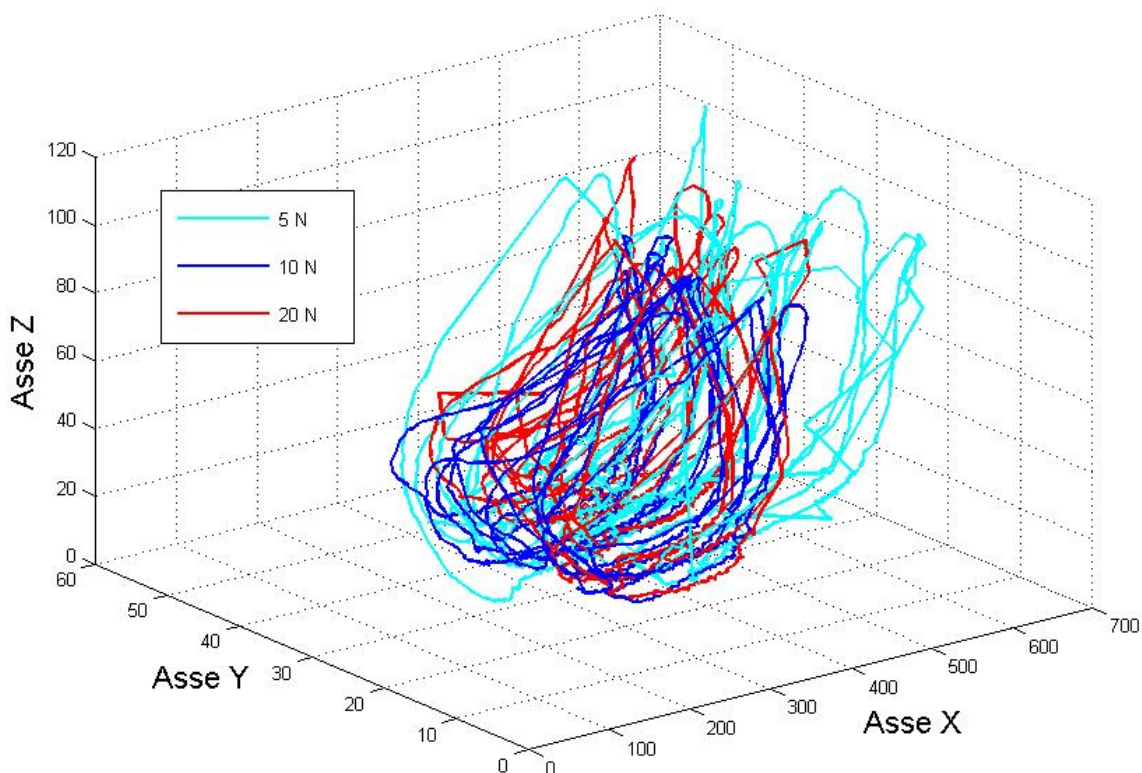


Figura 188 – Traiettoria 3D per forze in

Forza in	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	24,75	22,67	13,08
Numero passi	17	13	14
Frequenza (passo/s)	0,7	0,6	1,1
Media altezza passo (mm)	76,5	72	70
Altezza massima (mm)	92	77	76
Altezza minima (mm)	56	62	60
Media range X (mm)	346	315	300
Massimo X (mm)	390	355	345
Minimo X (mm)	310	265	230
Media range Y (mm)	17	14,5	13
Massimo Y (mm)	34	26	25
Minimo Y (mm)	12	10	8

11.13 Forza “in-stance”

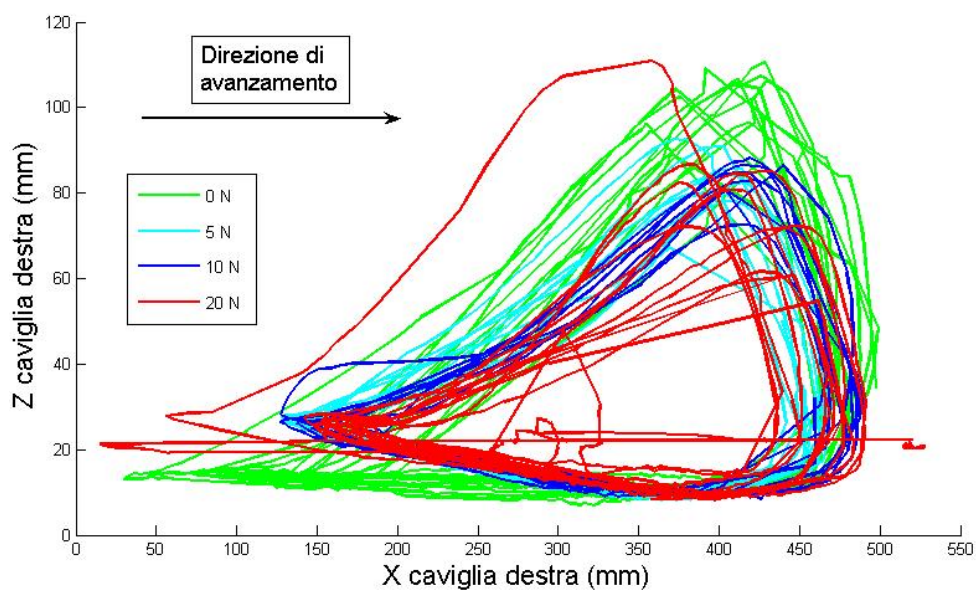


Figura 189 - Traiettorie XZ per forze in-stance

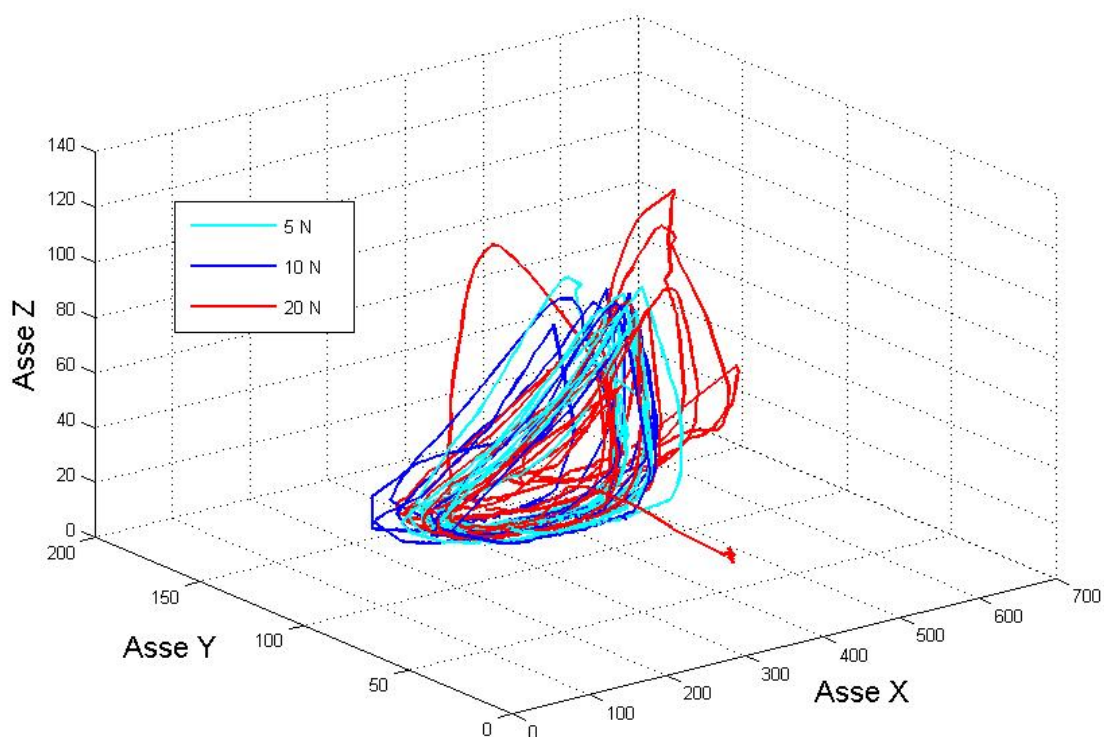


Figura 190 – Traiettorie 3D per forze in-stance

Forza in-stance	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	10,4	6,935	11,25
Numero passi	10	8	14
Frequenza (passo/s)	1	1,15	1,25
Media altezza passo (mm)	71	71,5	63
Altezza massima (mm)	81	77	100

Altezza minima (mm)	56	61	37
Media range X (mm)	293,5	303	286
Massimo X (mm)	315	350	400
Minimo X (mm)	275	270	230
Media range Y (mm)	10,5	11,5	16,5
Massimo Y (mm)	12	18	40
Minimo Y (mm)	9	10	9

11.14 Forza “in-swing”

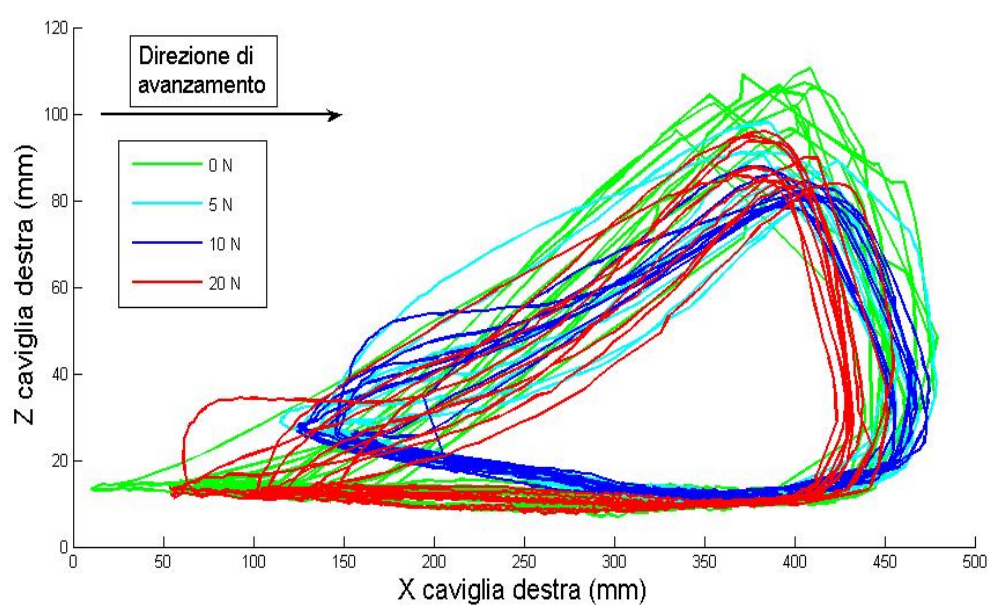


Figura 191 - Traiettoria XZ per forze in-swing

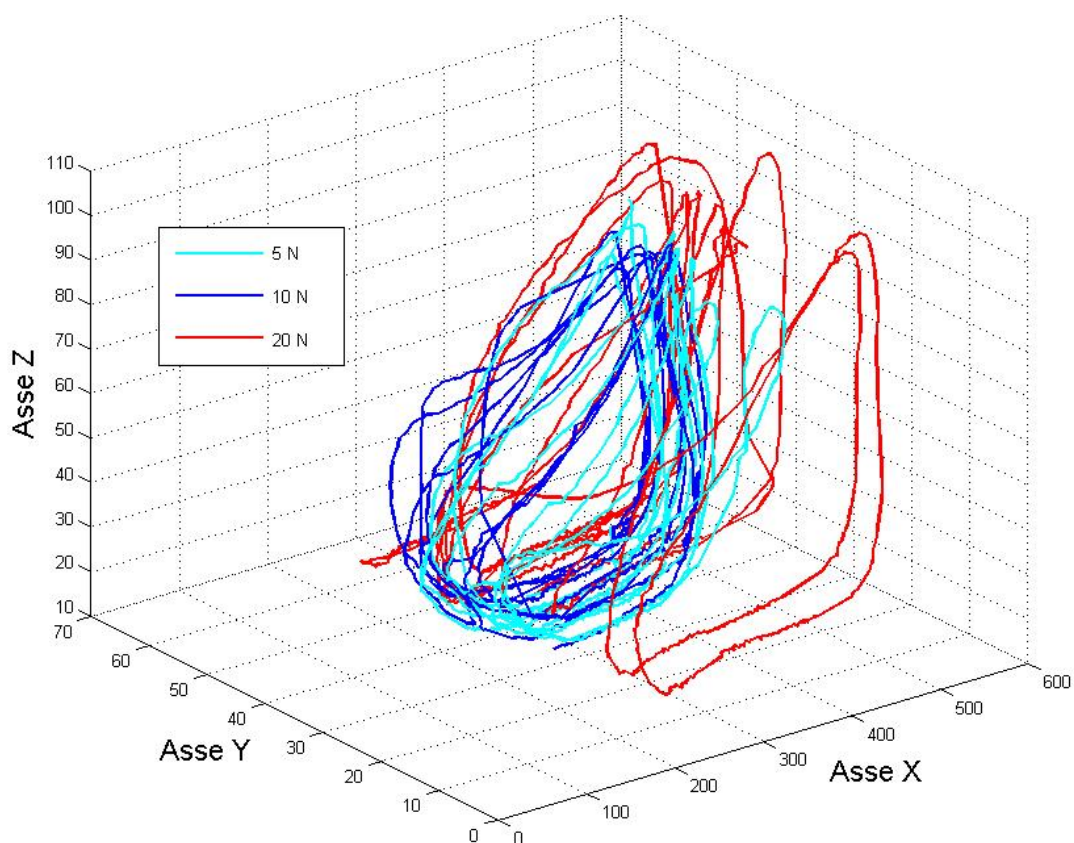
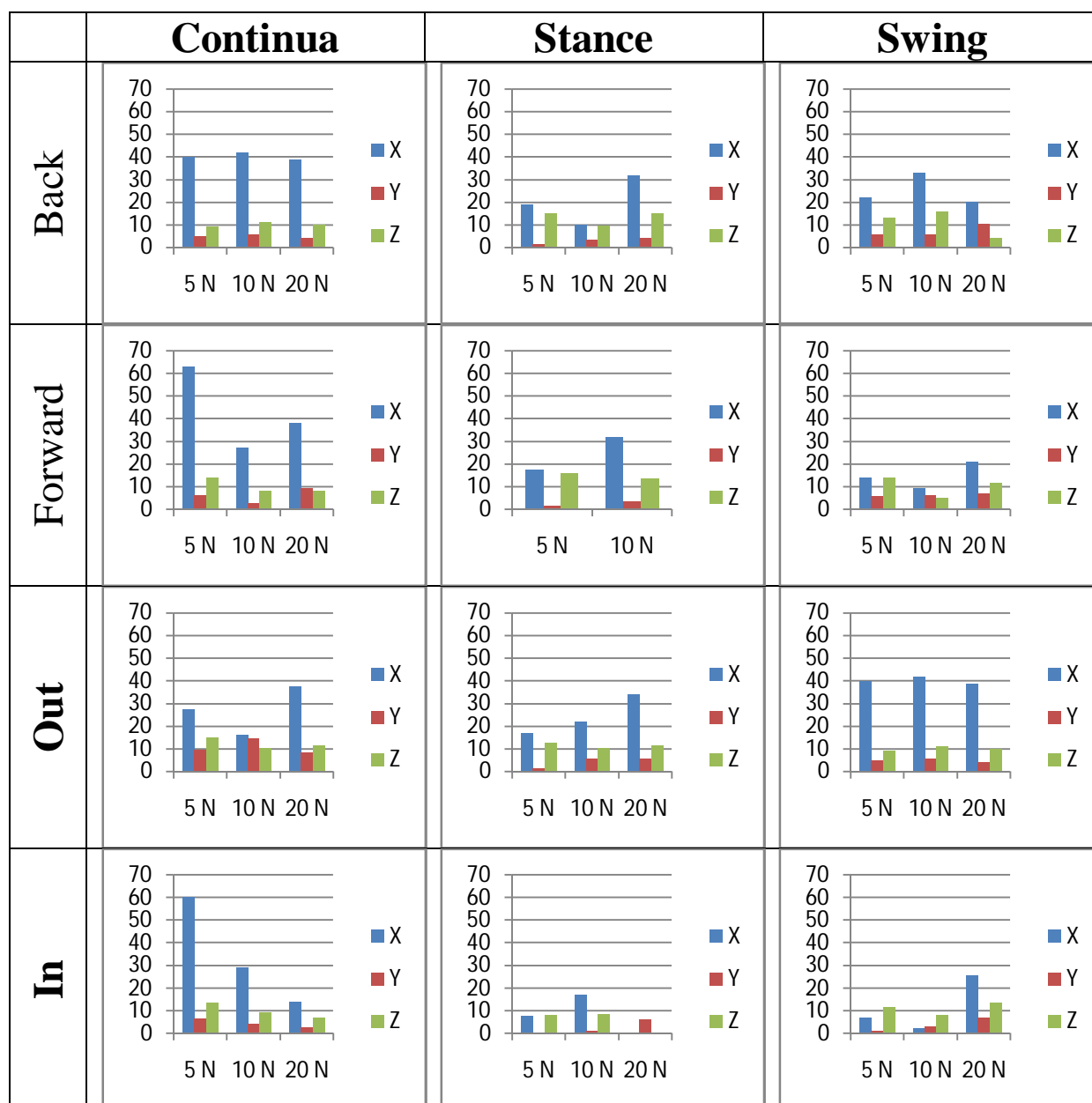


Figura 192 – Traiettorie 3D per forze in-swing

Forza in-swing	5 N	10 N	20 N
Durata prova (s)	12,6	11,05	14,13
Numero passi	9	9	10
Frequenza (passo/s)	0,7	0,8	0,7
Media altezza passo (mm)	74,5	71	76,5
Altezza massima (mm)	86	76	84
Altezza minima (mm)	67	67	71
Media range X (mm)	293,5	288	311,5
Massimo X (mm)	305	325	370
Minimo X (mm)	280	235	270
Media range Y (mm)	11,5	13,5	17,5
Massimo Y (mm)	15	18	33
Minimo Y (mm)	10	9	12

11.15 Tabella riassuntiva

Nella seguente tabella, sono riassunti i dati della variazione media dei ranges riferiti alla traiettoria della caviglia secondo i tre assi principali di riferimento. Le colonne rappresentano l'incremento relativo ai valori minimi riscontrati delle tre variazioni; tali valori minimi si presentano tutti nella prova "in-stance".



Confrontando i grafici fra loro e prendendo come riferimento i valori della Figura 193 - Tracking (che rappresenta i valori misurati durante la prova senza forze) si possono valutare gli effetti disturbativi relativi alle varie prove. Per quanto riguarda le forze in "back", si osserva che tali forze provocano una generale diminuzione sia della lunghezza del passo che della sua altezza.

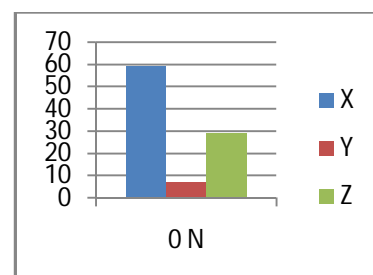


Figura 193 - Tracking

In particolare nella prova con forza “*back*” in continuo non si notano variazioni di rilievo connesse all’aumento della forza applicata. Durante le prove impulsive invece, si hanno variazioni alquanto irregolari all’aumentare della forza dovute in maggior parte alla discontinuità della forza applicata, che genera instabilità nel momento esatto in cui viene applicata. Le variazioni più sostanziali si presentano durante la prova “*back-swing*” a 20N, in cui si ha una grossa diminuzione sia dell’ampiezza del passo che della sua altezza ed un aumento della variazione lungo Y; questi incrementi denotano una modifica sostanziale delle abitudini motorie. Per quanto riguarda le prove in “*forward*”, nella prova in continuo con 5N, si ha addirittura un aumento dell’ampiezza del passo, anche se tale aumento non si presenta durante le altre prove. Pure in questo caso, le variazioni più forti si hanno per le forze impulsive di tipo “*swing*”, anche se tali variazioni non sembrano variare molto con l’aumentare della forza. Per quanto riguarda le forze “*out*”, si nota che nel caso in continuo si ha un notevole incremento della variazione su Y, (caso peggiore). Nel caso “*out-stance*”, si nota un aumento dell’ampiezza del passo e della variazione di Y con l’aumento della forza; nel caso “*swing*” invece le variazioni rimangono pressoché costanti con l’aumento della forza. Per quanto riguarda le forze “*in*”, si osserva che nel caso continuo si ha un’evidente diminuzione di tutti gli incrementi all’aumentare della forza; in questo caso si ottiene quindi che il range è inversamente proporzionale alla forza applicata. Nei casi impulsivi tale caratteristica non si ripresenta. Il caso “*in-stance*” presenta le variazioni minime dei tre parametri e risulta quindi il tipo di forza più ostico da sopportare. Anche nel caso “*in-swing*” i valori sono bassi ed irregolari ma si nota un incremento proporzionale della variazione su Y rispetto all’aumento della forza applicata.

12 Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stata progettata un'interfaccia aptica, atta a sviluppare una forza, di direzione e modulo controllati, sulle caviglie di un soggetto in camminata libera, in modo da simulare le forze che si generano durante la locomozione, tra un operatore ed il sistema esoscheletrico Body-Extender. Nella prima fase dello studio, tramite l'analisi dei dati di camminata imperturbata, sono state definite le principali specifiche richieste dall'attrezzatura. La fase seguente è stata l'analisi preliminare delle soluzioni progettuali, nell'ambito della configurazione cinematica più adatta a soddisfare le specifiche richieste. Successivamente sono stati costruiti i modelli CAD tridimensionali, ottimizzando dimensioni e costo. Il sistema ideato è composto da una serie di attuatori, ognuno dei quali composto da un'asta attuata vincolata al terreno con un doppio giunto rotoidale, che agendo in parallelo forniscono la forza richiesta sul soggetto. Dopo avere eseguito i disegni costruttivi degli attuatori, i vari componenti sono stati commissionati ad una officina meccanica esterna. Dopo aver ricevuto i pezzi è seguita la fase di montaggio dei vari attuatori e della struttura completa. Successivamente sono stati eseguiti vari test funzionali dell'attrezzatura completa in modo da ottimizzarne il funzionamento.

L'ultima fase della tesi consiste nella registrazione e nel seguente studio, dei dati di posizione relativi a varie prove di camminata perturbata da forze disturbative sulle caviglie.

12.1 Stabilità di locomozione Body Extender

Premesso che le prove sono state effettuate su di un unico soggetto e che quindi i risultati delle prove dipendono fortemente dalla massa muscolare della persona che effettua il test.

Per una buona stabilità di locomozione del sistema operatore su "*body-extender*" sono quindi da evitare, in generale, forze impulsive che determinano irregolarità e modifiche delle abitudini motorie, difficilmente apprendibili dall'operatore.

Analizzando i grafici della traiettoria della caviglia, sul piano XZ e nello spazio, e le variazioni dei range nella tabella riassuntiva ed unendo una stima qualitativa ho estrapolato i valori massimi ammissibili di forza durante la camminata.

Nel caso "**back**" il limite di forza massimo sopportabile è nel caso continuo maggiore di 20N, mentre tale limite non è superabile per forze impulsive.

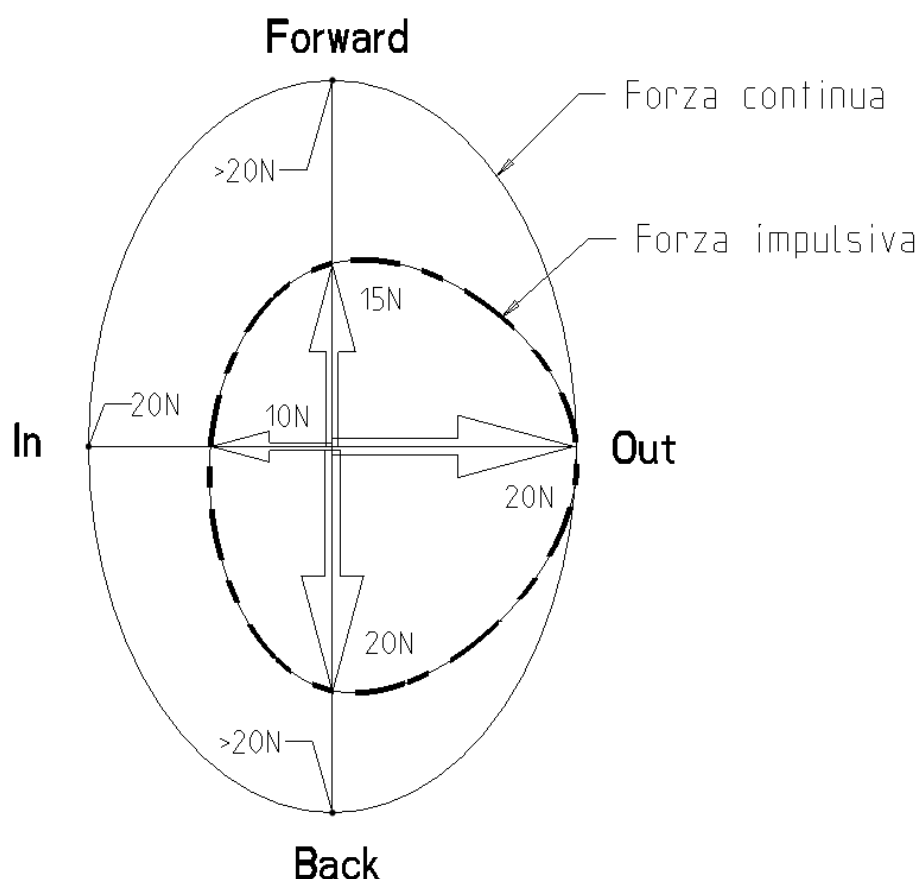
Il caso "**forward**" risulta meno sopportabile del precedente, ma valgono le stesse considerazioni.

Per le forze "**out**" invece si nota che il caso peggiore si presenta per le forze continue, però in generale, tali forze sono sufficientemente sopportabili dall'operatore; in questo caso il limite di forza massimo ammissibile è 20N.

Il caso delle forze “in” è quello che comporta le instabilità maggiori, nel caso continuo il limite di forza non superabile è di 20N; nei casi impulsivi le forze producono una instabilità già a partire da 5N e quindi sono forze da evitare nella maniera più assoluta, il limite non superabile è posto a 10N. Nella seguente tabella sono riassunti i valori di forza massimi ammissibili.

Forza su caviglia	Continua	Stance	Swing
Back	>20 N	20 N	20 N
Forward	>20 N	10-20 N	10-20 N
Out	20	20	20
In	20	10	10

Nel seguente grafico riepilogativo, sono visualizzate le ellissi dalle forze massime sopportabili, nel caso della caviglia destra, ma per la sinistra valgono le stesse considerazioni. Mentre la linea tratteggiata, più restrittiva, corrisponde al caso di forze impulsivo, la linea continua, più esterna rappresenta le forze continue.



NI SIZE: A0

Figura 194 – Forze massime ammissibili per caviglia destra

12.2 Futuri utilizzi e sviluppi

Essendo l'attrezzatura modulabile ed altamente flessibile nel suo utilizzo, essa potrà essere usata ogni qual volta sia necessario sviluppare delle forze controllate su oggetti o persone anche in movimento ed in particolare nelle applicazioni che richiedono dei workspace di dimensione elevata. La configurazione ottimale, che richiede l'utilizzo di tre attuatori in parallelo, può essere facilmente implementata, avendo già scritto le equazioni caratterizzanti del controllo.

I possibili sviluppi futuri potranno essere:

- Miglioramento della trasparenza tramite sostituzione delle boccole di strisciamento con manicotti a ricircolo di sfere, riducendo drasticamente gli attriti.
- Aumento della potenza tramite sostituzione del motore elettrico con uno di maggior potenza.
- Accorciamento delle aste con conseguente diminuzione dell'inerzia in campi applicativi che necessitano di corse più ristrette, (senza cambiare gli altri componenti).

13 Riferimenti

1. S. Marcheschi, F. Salsedo, M. Fontana, et al., "Body Extender: whole body exoskeleton for human power augmentation," in *Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on, 2011*, pp. 611-616.
2. Groshaw, P. F. "Hardiman I arm test, Hardiman I prototype." *General Electric Report S-70-1019, General Electric Co., Schenectady, NY (1969)*.
3. A Chapter in Book: "Robotics Handbook", Editors: Bruno Siciliano and Osama Khatib, Chapter Author: Kazerooni, H, "Exoskeletons for Human Performance Augmentation", Springer-Verlag, 2008. .
4. Kazerooni, H. "Human power extender: an example of human-machine interaction via the transfer of power and information signals." *Advanced Motion Control, 1998. AMC'98-Coimbra., 1998 5th International Workshop on. IEEE, 1998*.
5. Sankai, Yoshiyuki. "HAL: Hybrid assistive limb based on cybernics." *Robotics Research. Springer Berlin Heidelberg, 2011. 25-34*.
6. Bergamasco, M., Checcacci, D., Avizzano, C. A., Frisoli, A., Salsedo, F., & Tecchia, F. *Interfacce Aptiche per Simulatori*.
7. Williams II, R. L., Snyder, B., Albus, J. S., & Bostelman, R. V. (2004). *Seven-dof cable-suspended robot with independent metrology. In ASME Design Engineering Technical Conferences, Salt Lake City, UT, Sept*.
8. Douglas, Charlotte. *Swans of other worlds: Kazimir Malevich and the origins of abstraction in Russia. No. 2. Ann Arbor: UMI Research Press, 1980*.
9. Williams II, Robert L. "Cable-suspended haptic interface." *International Journal of Virtual Reality 3.3 (1998): 13-21*.
10. Lawrence, Dale A., Lucy Y. Pao, and Sutha Aphanuphong. "Bow spring/tendon actuation for low cost haptic interfaces." *Eurohaptics Conference, 2005 and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2005. World Haptics 2005*.
11. Brown, Ben, and Garth Zeglin. "The bow leg hopping robot." *Robotics and Automation, 1998. Proceedings. 1998 IEEE International Conference on. Vol. 1. IEEE, 1998*.
12. Wood, J., Magennis, M., Arias, E. F. C., Gutierrez, T., Graupp, H., & Bergamasco, M. (2003). *The design and evaluation of a computer game for the blind in the GRAB haptic audio virtual environment. Proceedings of Eurohaptics*.

+