



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Giunti cedevoli e loro applicazioni nella meccanica

 Flexure Joints and their applications in mechanics

Relatore:

Prof. Matteo Palpacelli

Tesi di Laurea di:

Filippo Maria Micucci

Anno Accademico 2019 / 2020

Sommario

1. Introduzione	3
2. Flessione	5
3. Flexure Joints: tipologie di giunto, varie geometrie	8
3.1 Concentrated compliance (notch)	8
3.2 Distributed compliance (beam)	13
3.3 Universal joint (Fully Compliant U-Joint per mini-robotica)	18
3.4 Giunto rotazionale a 3 assi di rotazione ad alta rigidità assiale	23
4. Compliant Mechanisms: meccanismi che funzionano con i giunti a flessione	28
4.1 Macchine di posizionamento	28
4.1.1 Progettazione di una macchina di posizionamento di precisione XY	28
4.1.2 Single-axis motion stage	32
4.2 Flexures per robot ad alta precisione	36
4.2.1 Ultra high precision electro-discharge machine (EDM): the Delta³ (Delta Cube) robot	37
4.3 Articolazioni delle dita stampate in 3D, per mani antropomorfe	39
Bibliografia	45

1. Introduzione

I giunti cedevoli (o giunti a flessione, dall'inglese Flexure Joints) sono utilizzati in meccanica per mettere in movimento relativo due corpi che compongono un meccanismo. Sono utilizzati in sostituzione alle coppie cinematiche tradizionali, vale a dire cerniere, prismatiche ecc...

I "compliant mechanisms" (che potremmo tradurre in italiano in "macchine a flessione", o "meccanismi flessibili") sono quei meccanismi il cui funzionamento è legato all'utilizzo dei giunti cedevoli, o comunque all'utilizzo di parti che vengono sottoposte a flessione, grazie alle loro particolari sezioni e geometrie (alcuni profili presenteranno, ad esempio, delle strizioni).

I primi esempi di compliant structures risalgono a migliaia di anni fa, come ad esempio il semplice arco a frecce. Anche alcune catapulte sfruttavano la flessibilità del braccio lanciaante per immagazzinare e rilasciare energia, al fine di scagliare il proiettile il più distante possibile.

Dall'inizio del nuovo millennio, le ricerche e gli studi effettuati su questa tipologia di meccanismi sono aumentate esponenzialmente, e ancora oggi è materia di approfondimento in fiorente sviluppo nel campo ingegneristico. Questo per via dei vantaggi di queste tecnologie rispetto alle tradizionali. Li potremmo riassumere nelle 8 "p":

1. Numero di Parti (ridotto, avendo parti flessibili invece di molle, cerniere ecc...)
2. Processi di produzione (più semplici, dovutamente al fatto che ci sono meno componenti)
3. Prezzo (ridotto, perché c'è un minor numero di componenti e i processi di produzione sono diversi, spesso ben più semplici ed economici)
4. Precise Motion (nessun gioco meccanico, no backlash, meno usura, meno attrito tra componentistica meccanica)
5. Prestazioni (non sono richiesti lubrificanti)
6. Proporzioni (ridotte, attraverso diversi processi di produzione come la Photolithography). Utilizzo quindi per micro-meccanismi, applicazioni di precisione, robotica (motion at microscopic level)
7. Portabilità (leggerezza, grazie a disegni con numero di pezzi ridotto e più semplici)
8. Predicibilità (i dispositivi sono affidabili per un lungo periodo di tempo).

Queste tecnologie hanno anche degli svantaggi però: a causa della natura dei flexure joints, nessun meccanismo puramente "compliant" può ottenere un movimento continuo come un normale giunto. La gamma completa di libertà di movimento di un meccanismo di questo tipo dipende dal materiale e soprattutto dalla geometria della struttura. Inoltre, le forze che il meccanismo può applicare sono limitate ai carichi che gli elementi strutturali possono sopportare senza cedimenti.

A causa della forma di questi joints, tendono ad esserci regioni di concentrazione delle tensioni. Questo, unito al fatto che i meccanismi tendono a compiere un moto ciclico, può causare affaticamento ed eventuale cedimento della struttura per fatica.

I compliant mechanisms sono utilizzati oggi in: macchine di posizionamento di precisione, chirurgia di precisione, meccanismi aerospaziali, meccanismi dispiegabili, apparecchiature ottiche di precisione, prodotti per la vita quotidiana delle persone (come il banale spazzolino da denti).

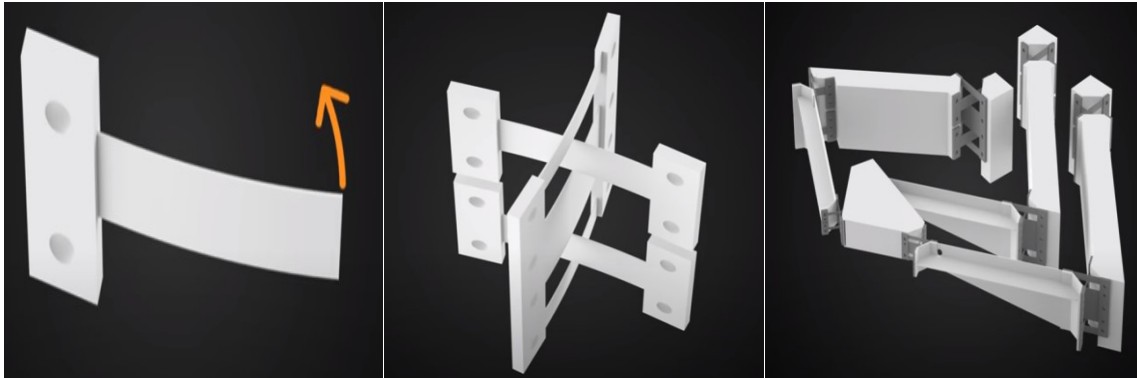
Non solo; anche dispositivi biomedicali e meccanismi auto-adattivi (self-adaptive mechanisms), comunemente usati per la presa (grasping) in robotica. Poiché i robot richiedono un'elevata precisione e hanno un range di movimento limitato, sono state condotte ricerche approfondite sui meccanismi robotici compliant.

Anche i sistemi microelettromeccanici (MEMS) sono una delle principali applicazioni dei compliant mechanisms. I MEMS traggono vantaggio dall'impossibilità, a tali scale, di procedere all'assemblaggio di un meccanismo tradizionale e dalla semplice forma planare richiesta della struttura, che può essere facilmente prodotta utilizzando, ad esempio, la tecnica della Photolithography.

2. Flessione

In ingegneria meccanica, i compliant mechanisms sono meccanismi flessibili che trasmettono forza e movimento attraverso la deformazione elastica di un corpo.

Un esempio è la seguente macchina di posizionamento di precisione: si può vedere come nasca tutto dallo sfruttare le proprietà di flessione del materiale.



Si arriva così al macchinario reale (University of Twente, Olanda).

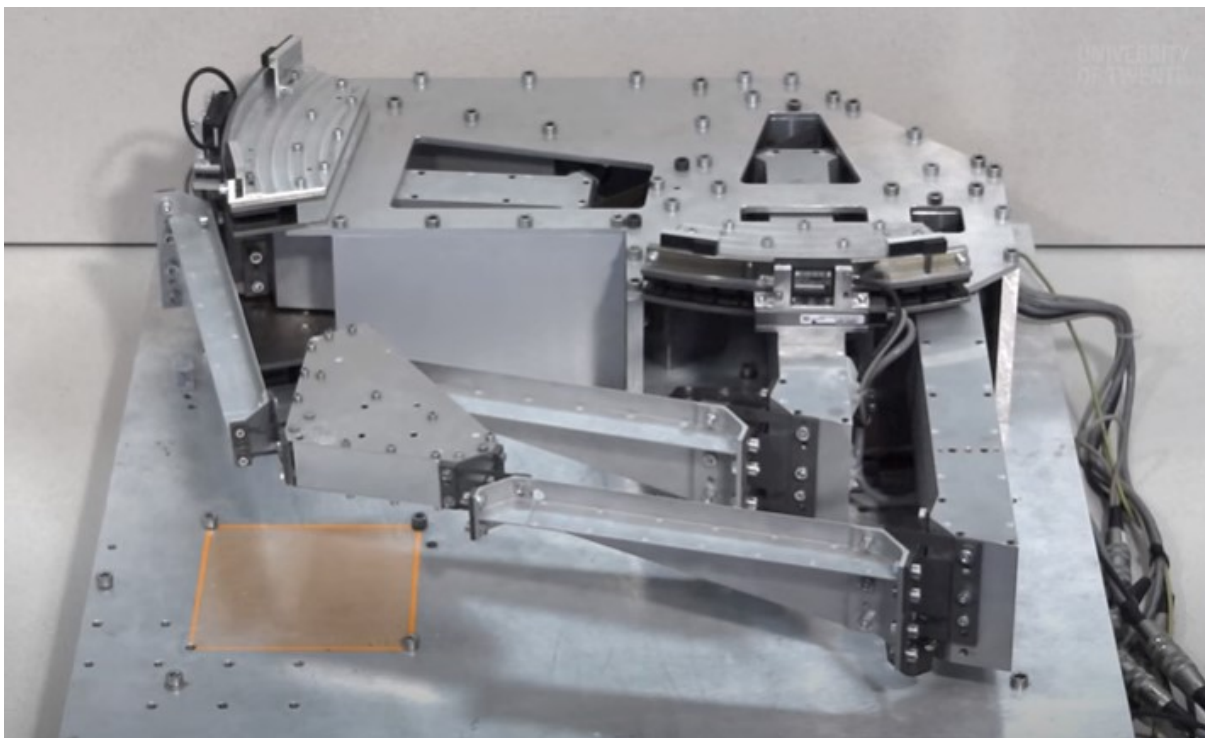
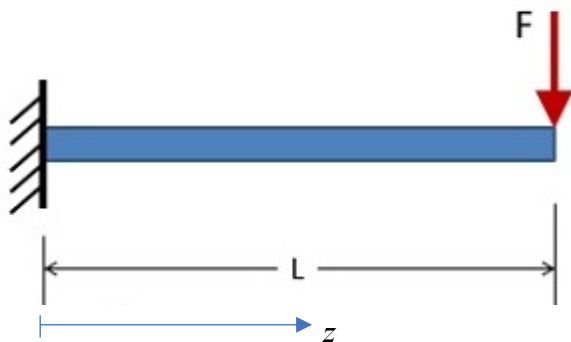


Fig. 2.1: large displacement precision XY positioning stage at University of Twente, Holland.

Ricapitoliamo dunque, brevemente, il problema e la trattazione della flessione, essendo questo centrale nella discussione dei flexure joints. Esaminiamo (per ora) il semplice caso di trave incastrata con carico all'estremità, che schematizza in prima battuta il funzionamento del meccanismo sopra mostrato.



Determiniamo la tensione massima a cui è sottoposto il materiale. Essa dipenderà, ovviamente, dalla forza F applicata.

Abbiamo che il momento massimo M_{\max} si verifica in corrispondenza dell'incastro, e vale $M_{\max} = FL$

La sezione più sollecitata sarà all'incastro, dove la

tensione normale (lungo l'asse z) varrà $\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_f}$

dove W_f rappresenta il modulo di resistenza a flessione della sezione e vale $W_f = \frac{I_x}{y_{\max,\min}}$

Essendo la sezione rettangolare $I_x = \frac{bh^3}{12}$

Se l'asse è baricentrico vale $y_{\max,\min} = \frac{h}{2}$

Per cui, in questo caso specifico, eseguendo i conti possiamo legare la tensione massima a cui è sottoposto il materiale (che si verifica all'incastro, a una quota $y_{\max,\min} = \frac{h}{2}$) con la forza applicata all'estremità:

$$\sigma_z = \frac{6FL}{bh^2} \quad (2.1)$$

In generale, abbiamo che su una trave possono agire contemporaneamente dei momenti M_x , M_y e una forza normale N . In tal caso l'andamento della tensione σ_z può essere trovato con la formula di Navier generalizzata (diagramma a farfalla):

$$\sigma_z = \frac{N}{A} + \frac{M_x}{I_x} y - \frac{M_y}{I_y} x \quad (2.2)$$

La situazione a livello di forze applicate e momenti concentrati sulla trave può essere ben più complessa ma, una volta eseguiti i diagrammi N, T, ed M, è possibile individuare le sezioni più sollecitate e quindi trovare le tensioni corrispondenti a cui tali sezioni sono sottoposte ($\sigma_f = \frac{M_f}{W_f}$). Queste tensioni possono essere confrontate con delle tensioni ammissibili σ_{adm} per verificare la tenuta del materiale.

Nel caso dei flexure joints, tuttavia, la questione più gravosa è rappresentata dalla fatica. Ovvero, tensioni più basse di quella ammissibile ma ripetute ciclicamente nel tempo. Dovendo sostenere un numero di cicli elevato, queste tensioni cicliche ripetute possono portare il materiale a rottura dopo un certo numero di cicli (si veda letteratura inerente a Goodman, resistenza a vita infinita e concernenti).

Ricapitoliamo anche come si trova la freccia del suddetto esempio.

Si tratta del secondo caso del De Saint-Venant, il problema della linea elastica flessionale (applico equazione del secondo ordine, per strutture isostatiche).

Risolvendo, otteniamo la formula ben nota dalla scienza delle costruzioni:

$$f_{\max} = \frac{FL^3}{3EI} \quad (2.3)$$

dove ricordiamo che E rappresenta il modulo di Young del materiale.

3. Flexure Joints: tipologie di giunto, varie geometrie

In questo capitolo analizzeremo due tipologie di giunti cedevoli, i Concentrated Compliance (notch) e i Distributed Compliance (beam). Inoltre, andremo ad investigare le prestazioni cineto-statiche di un Universal joint (Fully Compliant U-Joint progettato per applicazioni nella mini-robotica) e un Giunto Rotazionale a 3 assi di rotazione ad alta rigidità assiale (viene adoperato al BESSY, in Germania).

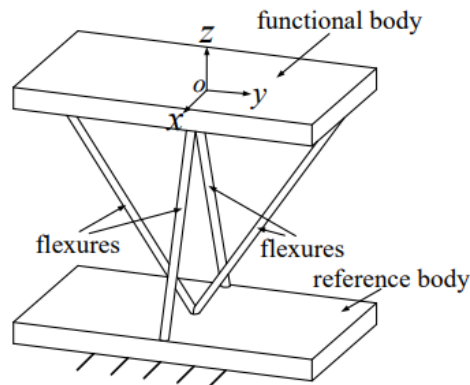


Fig. 3.1: un generale meccanismo a flessione.

Un flexure mechanism è un sistema che si basa sulla propria deformazione elastica per produrre (integralmente o in parte) un movimento, forza o energia. Rispetto ai tradizionali meccanismi a corpo rigido, i meccanismi a flessione offrono molte caratteristiche convincenti, come alta precisione, peso ridotto, meno attrito, nessuna usura e nessun rischio di inceppamento.

3.1 Concentrated compliance (notch)

Iniziamo analizzando le caratteristiche principali dei giunti cedevoli usati come giunti per la rotazione; vedremo che i cinematicamente più vantaggiosi da utilizzare a tal scopo sono i concentrated compliance, qui descritti.

Un giunto ideale ha zero rigidità nella direzione del movimento (motion stiffness) e infinita rigidità nelle direzioni bloccate (task space stiffness), ad esempio per un giunto rotazionale bassa rigidità rotazionale e alta rigidità assiale e trasversale.

Inoltre, dovrebbe essere privo di effetti di frizione, backlash e rumore acustico. Queste ultime richieste sono soddisfatte dai giunti a flessione, il che li predestina per applicazioni di alta precisione, come micro-manufacturing, mems e altro. Nei giunti a flessione il movimento è generato puramente da deformazione elastica.

Dunque, dicevamo che il giunto deve essere rigido nelle direzioni bloccate e deformabile nelle direzioni del movimento. Questo si ottiene lavorando sulla geometria e sulla distribuzione opportuna del materiale, che ad esempio consentirà la rotazione attorno ad un asse piuttosto che a un altro asse non desiderato. Per cui i giunti, come vedremo, possono essere suddivisi (anche) in base ai loro DOF (Degrees of Freedom), ovvero ai gradi di libertà di movimento che concedono in determinate direzioni.

Un'altra distinzione importante è la localizzazione della deformazione: se la deformazione è concentrata in una piccola frazione del giunto, il giunto viene detto di tipo "concentrated compliance" (solitamente un incavo, detto notch, che può essere di varie forme). Viceversa, se la deformazione è distribuita lungo tutto il giunto, esso sarà di tipo "distributed compliance".

La seguente figura (Fig. 3.2) mostra un esempio di compliant mechanism basato su giunti a flessione (di tipo concentrated compliance), che consiste in una macchina di posizionamento di precisione (precision positioning stage) adibita a piccoli movimenti di alta precisione (alta risoluzione).

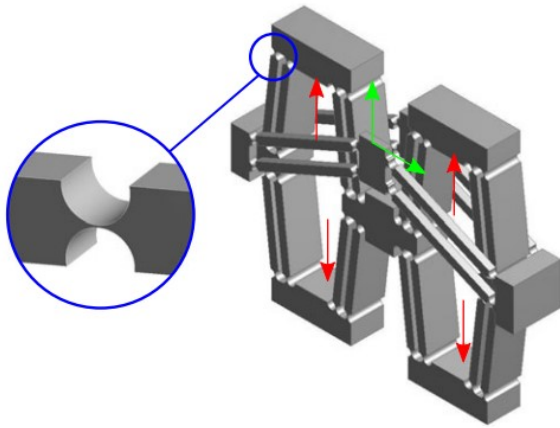


Fig. 3.2: the picture shows a high precision planar positioning stage based on circular flexure hinges. This whole monolithic structure consists of stiff parts and elastically deformable regions named flexure hinges (blue scope), providing planar output motion (green arrows) due to input force or motion via piezo actuators (red arrows).

La principale limitazione dei giunti a flessione è la corsa limitata, perché per ottenere grandi spostamenti si incorre in grandi sforzi, grandi tensioni nel materiale. Si può pensare di aumentare l'estensione dell'area cedevole del giunto (il che migliora effettivamente il "range of operation", per cui l'ampiezza degli spostamenti), ma questo riduce la "task space stiffness" (la rigidità nelle direzioni assiale e trasversale, quella che si oppone alle forze di disturbo e che determina la precisione del movimento e la stabilità del giunto) poiché con l'aumentare della zona cedevole il giunto diventa più soggetto alle forze di disturbo. Infatti, i giunti a flessione del tipo distributed compliance offrono un vasto range di movimento ma una povera rigidità assiale/trasversale (sia la motion stiffness che la task space stiffness decrescono in modo notevole con l'aumentare della distributed compliance. Che la motion stiffness diminuisca è un effetto gradito, implica l'aumento del range di movimento, ma la task space stiffness non deve diminuire pena l'imprecisione e l'instabilità del giunto).

Si deve quindi ricercare un compromesso tra range di movimento e task space stiffness, trovando la migliore distribuzione della zona cedevole del giunto.

I distributed compliance corrispondono di fatto a travi snelle in termini meccanici, per cui la loro flessione può essere descritta dalla teoria elastica standard (come introdotto nel Capitolo 2).

I concentrated compliance sono cinematicamente più stabili e sono usati in applicazione dove ci sono delle forze di disturbo. La zona deformata corrisponde a un incavo (notch), in cui la stragrande maggioranza della deformazione ha luogo, mentre le altre sezioni sono molto rigide.

La forma dell'intaglio è molto importante per le caratteristiche di moto del giunto. Molte forme geometriche sono state studiate e sono reperibili in letteratura, come la forma parabolica, iperbolica, circolare (molto famosa e tra le più utilizzate), lavorata ad angoli, ellittica, V-shaped ed altre. E' da prendere in considerazione inoltre la suscettibilità di tali forme alle deformazioni parassite (parasitic motion).

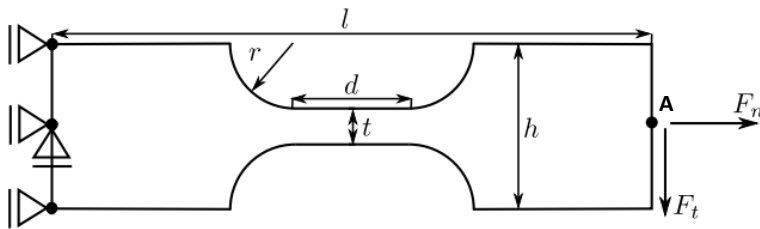


Fig. 3.3: dimensions and boundary conditions of the flexure hinge (parametric geometry: design parameter d , all others are constant).

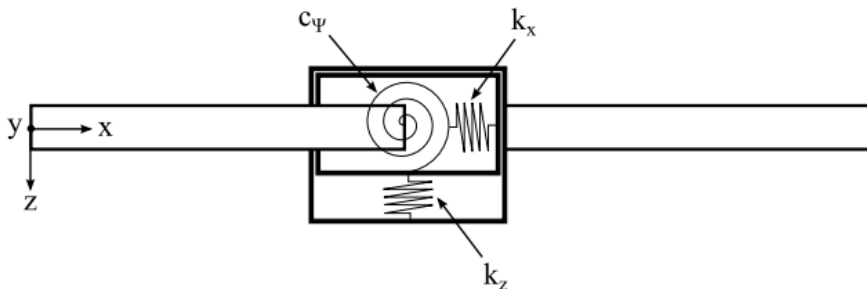


Fig. 3.4: pseudo-rigid-body model (PRBM) of a single axis flexure hinge characterized by translational stiffness k_x , k_z and rotational stiffness c_ψ

Analizziamo ora la cinematica di un giunto del tipo concentrated compliance con un generico valore di “ d ” intermedio. In generale, i giunti a flessione del tipo sopra raffigurato sono geometricamente definiti da lunghezza l , altezza h , profondità b , spessore variabile $t(x)$ e dai punti che denotano il posizionamento della deformazione del giunto.

Il presente giunto consiste in un cuboide con un intaglio simmetrico (rispetto al piano centrale) che è descritto da un quarto di cerchio di raggio $r=4,5$ mm. È posizionato simmetricamente al centro della trave che ha lunghezza $l=100$ mm, profondità $b=10$ mm e altezza $h=10$ mm. Lo spessore minimo è $t=1$ mm. Il risultante rapporto $t/h=0.1$ è tipico dei giunti a flessione. Il parametro caratterizzante è la distanza “ d ” tra i centri del cerchio dell’incavo. Ovviamente, per $d=0$ si ha un incavo perfettamente circolare, per valori di d molto grandi si passa a un giunto del tipo distributed compliance (come se fosse una mensola).

Viene osservato il movimento del punto all’estremità libera a destra (punto A), mentre a sinistra il giunto è vincolato. È caricato da una forza F all’estremità libera. La sua componente tangenziale F_t è considerata la causa del movimento desiderato (rotazione), mentre la componente F_n è considerata forza di disturbo.

È stato scelto come materiale $AlCu_4Mg_1$, con le proprietà qui sotto indicate in Tab. 3.1:

Name	Symbol	Value
Young’s modulus	E	71 GPa
Poisson’s ratio	ν	0.33
Density	ρ	2770 kg/m ³
Yield point	$R_{p0,2}$	325 MPa
Tensile Strength	R_m	460 MPa

Tab 3.1: material properties of $AlCu_4Mg_1$

Le performance di un materiale utilizzato per i flexure joints possono essere valutate dal rapporto tra carico di snervamento e modulo di Young $\frac{R_{p0,2}}{E}$. Un rapporto elevato indica che il materiale permette una grande flessione. Ad ogni modo, buoni candidati sono gli SMA o gli acciai per molle (quindi al silicio). Il materiale

considerato qui ha un rapporto $\frac{R_{p0,2}}{E} = 0,0046$ che è nel range degli acciai per molle. Questo materiale presenta anche un'ottima lavorabilità.

Una rappresentazione del comportamento cinematico del giunto è fornita dal grafico qui sotto, in Fig. 3.5, che restituisce il percorso del punto estremo del giunto. Si noti come nel caso disturbato (con la presenza di forze di disturbo) lo spostamento sia maggiore.

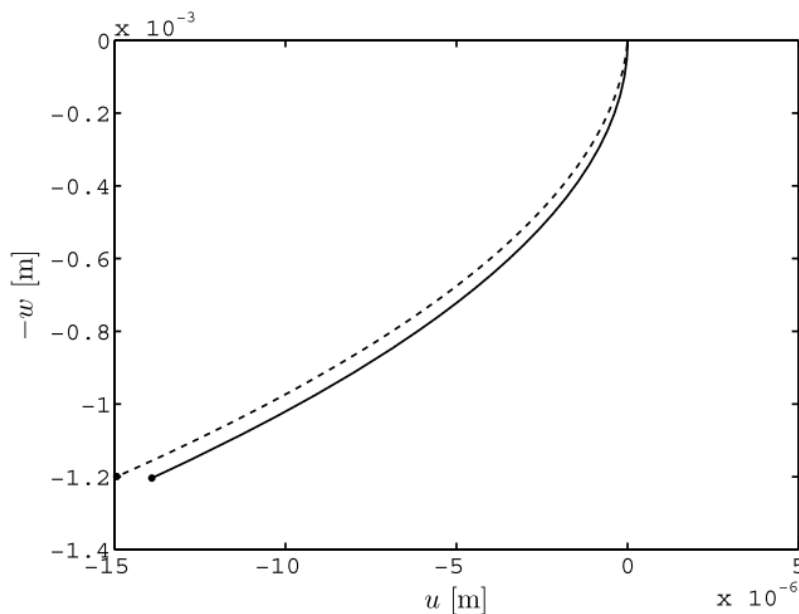


Fig. 3.5: end point path from the undeformed state to the maximal permissible load (yield stress reached), disturbed (dashed line) and undisturbed (solid line), note that axes are not equally scaled.

Gli studi portano alla conclusione che i giunti del tipo concentrated compliance sono i più simili a giunti rotazionali ideali in termini cinematici. Questo è dovuto alla localizzazione della deformazione e alle piccole flessioni, limitate dallo stress nella zona dell'incavo del giunto. Si pensi che, nello specifico esempio, il range of operation è stato aumentato di un fattore 20 a fronte di una diminuzione della rigidezza (sia motion stiffness che task space stiffness) di un fattore 1000. Per la motion stiffness questo è desiderato, ma non per la task space stiffness che determina la precisione!

Dai risultati emerge inoltre che il design che offre un migliore compromesso tra range of operation e task space stiffness è il caso particolare dell'incavo circolare. Per quanto riguarda la sua modellazione, si è visto che le deformazioni del giunto a intaglio circolare sono sufficientemente piccole da poter essere accuratamente descritte dai modelli delle travi lineari a sezione trasversale variabile.

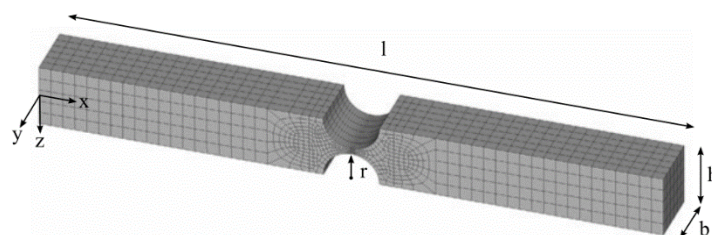


Fig. 3.6: a circular notch flexure hinge.

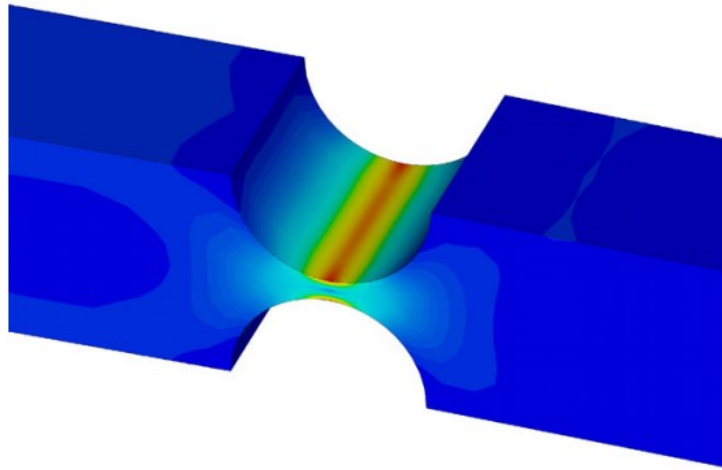


Fig. 3.7: nel circular notch flexure hinge, la tensione massima si ha nella parte più sottile del giunto, distribuita come rappresentato qui sopra. Questa tensione massima deve essere minore della tensione di snervamento del materiale.

3.2 Distributed compliance (beam)

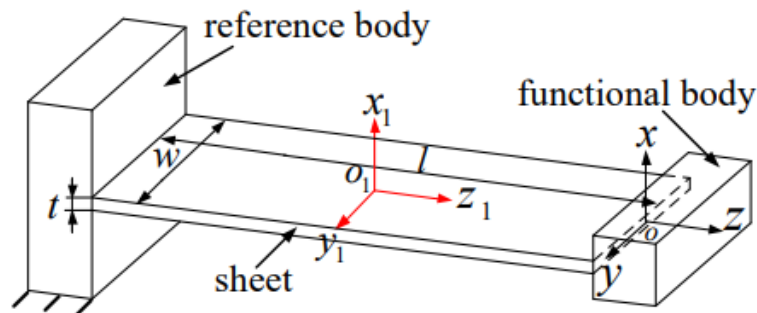
Definiamo ora altri tipi di flexure joints. Analizziamo quelli del tipo distributed compliance. Contrariamente alla tipologia precedente, questi giunti non hanno un particolare incavo dove si concentra la deformazione, bensì essa è distribuita lungo tutto il giunto: si pensi ad una lunga trave sottile assoggettata a flessione.

Nei meccanismi "flexure" la trave è ampiamente utilizzata come elemento di flessione di base. Essa può essere a sezione rettangolare o a sezione circolare.

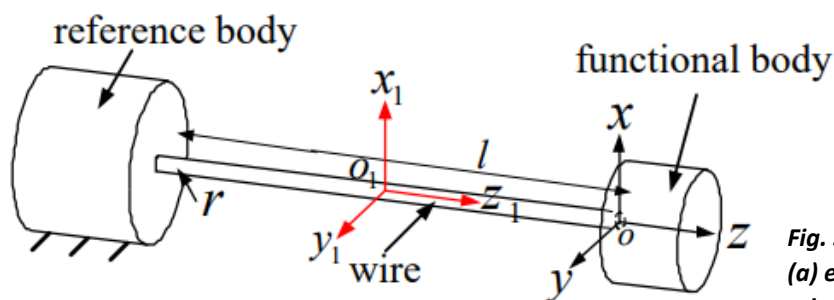
Quando un carico è applicato al functional body di un flexure mechanism, avverrà una specifica deformazione. Si assume che queste deformazioni siano piccole, cosicché da poter utilizzare la semplice Teoria Elastica lineare. Data la matrice deformazione $T = [\theta_x, \theta_y, \theta_z; \delta_x, \delta_y, \delta_z]^T$ dove θ sono le deformazioni angolari e δ le deformazioni lineari, e la matrice del carico $W = [M_x, M_y, M_z; F_x, F_y, F_z]^T$ dove M sono i momenti applicati e F le forze applicate, in accordo con la teoria \mathbf{T} e \mathbf{W} sono legate dalla seguente relazione:

$$\mathbf{T} = [\mathbf{C}] \mathbf{W} \quad (3.1)$$

Dove $[\mathbf{C}]$ è la matrice 6x6 di cedevolezza (compliant matrix). Essa tiene conto sia del materiale con cui è realizzato il flexure joint, che delle sue caratteristiche geometriche (infatti sarà diversa se la trave che analizzo è a sezione rettangolare piuttosto che circolare, ad esempio). La matrice $[\mathbf{C}]$ cambia anche, ovviamente, se cambio il sistema di riferimento rispetto al quale la scrivo (ad esempio, se cambio il sistema di coordinate da baricentrico a quello all'estremità libera della trave, vedi Fig. 3.8).



(a) Rectangular cross section



(b) Circular cross section

Fig. 3.8: travi a sezione rettangolare (a) e circolare (b). La trave schematizza il comportamento di un flexure joint di tipo distributed compliance.

A titolo di esempio, data una trave a sezione rettangolare con le seguenti caratteristiche: lunghezza l , larghezza w e spessore t , la compliance matrix rispetto al sistema di riferimento baricentrico centrato in O_1 può essere scritta nel seguente modo:

$$[C_b] = \frac{l}{EI_y} \begin{bmatrix} \alpha & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & \frac{1}{\chi\gamma} & & & \\ & & & \frac{l^2}{12} & & \\ & & & & \frac{l^2}{12}\alpha & \\ & & & & & \frac{l^2}{12}\beta \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Dove $\alpha = \left(\frac{t}{w}\right)^2$, $\beta = \left(\frac{t}{l}\right)^2$, $\chi = \frac{G}{E} = \frac{1}{2(1+\nu)}$, $\gamma = \frac{J}{I_y}$ sono costanti adimensionale che dipendono evidentemente dalla geometria della trave e dalle caratteristiche del materiale.

Ricordiamo che G rappresenta il modulo di elasticità tangenziale $G = f(E, \nu) = \frac{E}{2(1+\nu)}$

J è il modulo di torsione della sezione (che coincide con il momento di inerzia polare I_p quando la sezione è circolare).

Possiamo essenzialmente derivare 4 tipi di elementi a flessione (flexure elements), dipendentemente dalle loro caratteristiche geometriche che abbiamo sopra descritto. Questi possibili "design" sono rappresentati in Fig. 3.9.

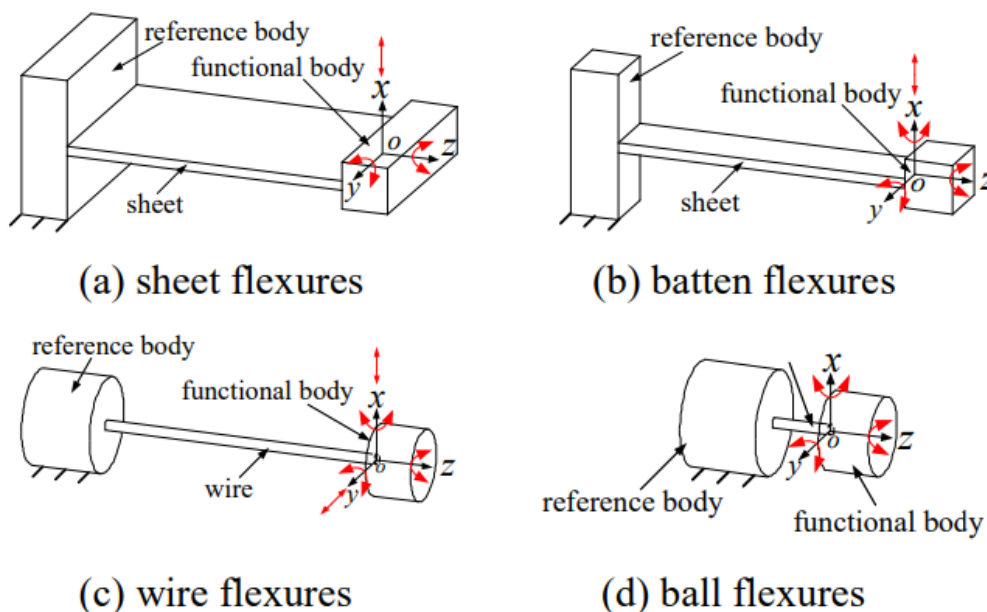


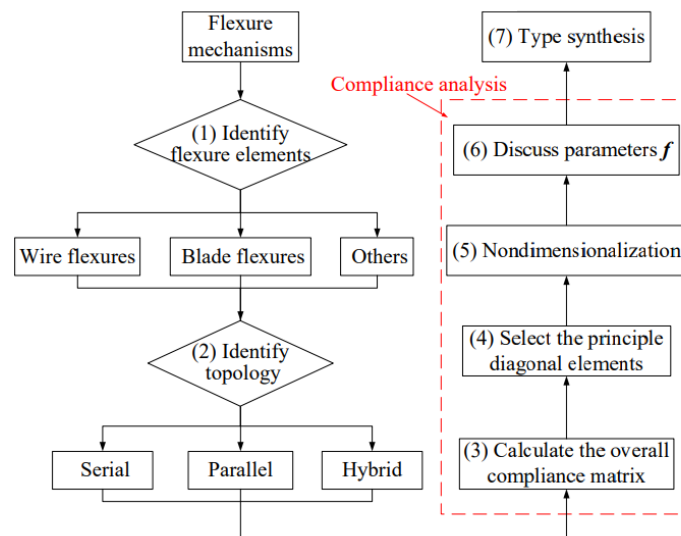
Fig. 3.9: i 4 tipi di elementi a flessione: sheet (foglio), batten (stecca), wire (filo) e ball (palla) flexures.

Nella tabella seguente (Tab 3.2) vi sono elencate alcune caratteristiche di tali giunti, come i DOF (Degrees Of Freedom, gradi di libertà del meccanismo) e le direzioni vincolate (ovvero le direzioni nelle quali forze e momenti non causano un movimento del giunto; sono quelle che prima abbiamo definito essere le forze di disturbo, alle quali si oppone la task space stiffness del giunto), compatibilmente con un'analisi cineto-statica di questi elementi.

TIPO DI GIUNTO	DOF	VINCOLI
<i>Sheet (or blade) flexures</i>	θ_y, θ_z e δx	M_x, F_y e F_z
<i>Batten flexures</i>	$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ e δx	F_y e F_z
<i>Wire flexures</i>	$\theta_x, \theta_y, \theta_z, \delta x$ e δy	F_z
<i>Ball flexures</i>	θ_x, θ_y e θ_z	F_x, F_y e F_z

Tab 3.2: flexure topologies, DOF and constraints.

Consci del fatto che i diversi tipi di flexure joints comunemente utilizzati con differenti DOF sono scelti studiando i parametri del materiale e le loro proprietà geometriche, qui sotto è proposto un nuovo approccio parametrizzato per la scelta del tipo di flexure mechanism che si voglia adoperare.



Tralasciando per ora la trattazione riguardante la compliance analysis (analisi della cedevolezza), concernente tra le altre cose come viene trattata la compliance matrix e quindi l'aspetto più strettamente matematico del problema, è interessante notare come questi giunti possano essere montati in differenti modi: in serie, in parallelo o un insieme delle due (topologia ibrida).

Queste differenti modalità costruttive del giunto a flessione (che a questo punto sta diventando un meccanismo compliant) conferiranno all'oggetto una maggiore o minore cedevolezza, rigidità e ovviamente andranno ad influire sulla quantità di movimento effettuato dal giunto a parità, per esempio, di carico applicato. Ci sono implicazioni anche strutturali, riguardanti lo stress a cui ciascuna parte del giunto è sottoposto e dunque la resistenza meccanica complessiva del meccanismo.

Di seguito alcuni esempi di tali tecniche costruttive.

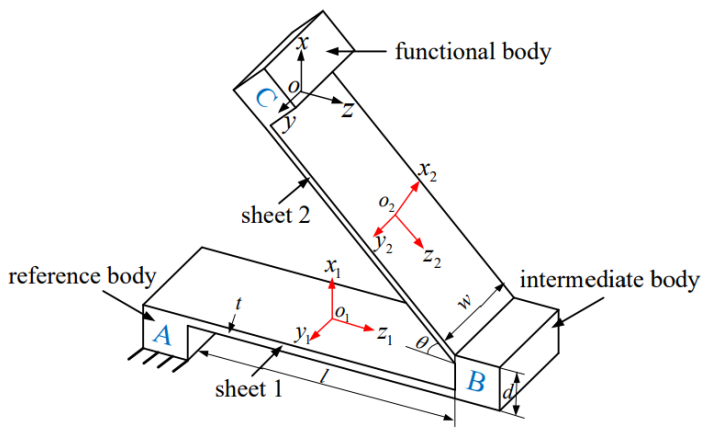


Fig. 3.10: A serial flexure mechanism.

Fig. 3.11.1: A parallel flexure mechanism.

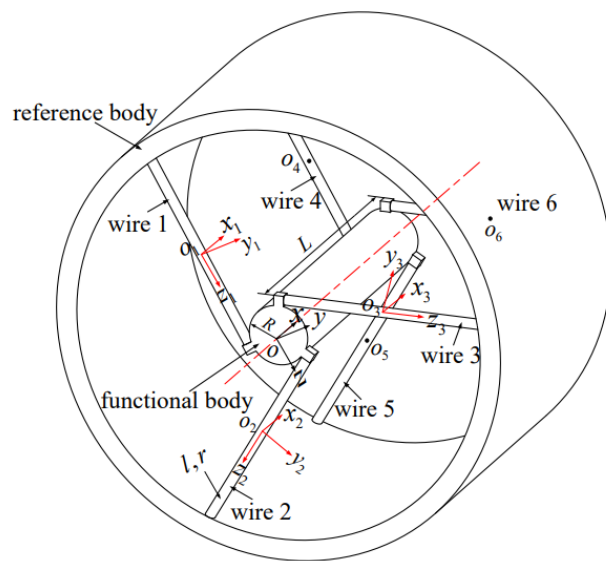
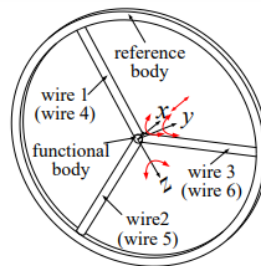
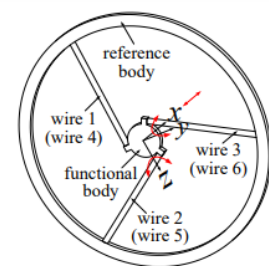


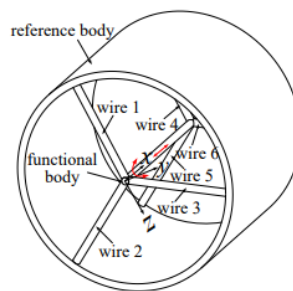
Fig. 3.11.2: (a) a 2D intersection parallel mechanism, (b) a plane constraint parallel mechanism, (c) a parallel mechanism with 1R1T DOF and (d) a parallel mechanism with 1T DOF.



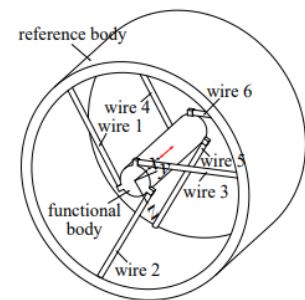
(a)



(b)



(c)



(d)

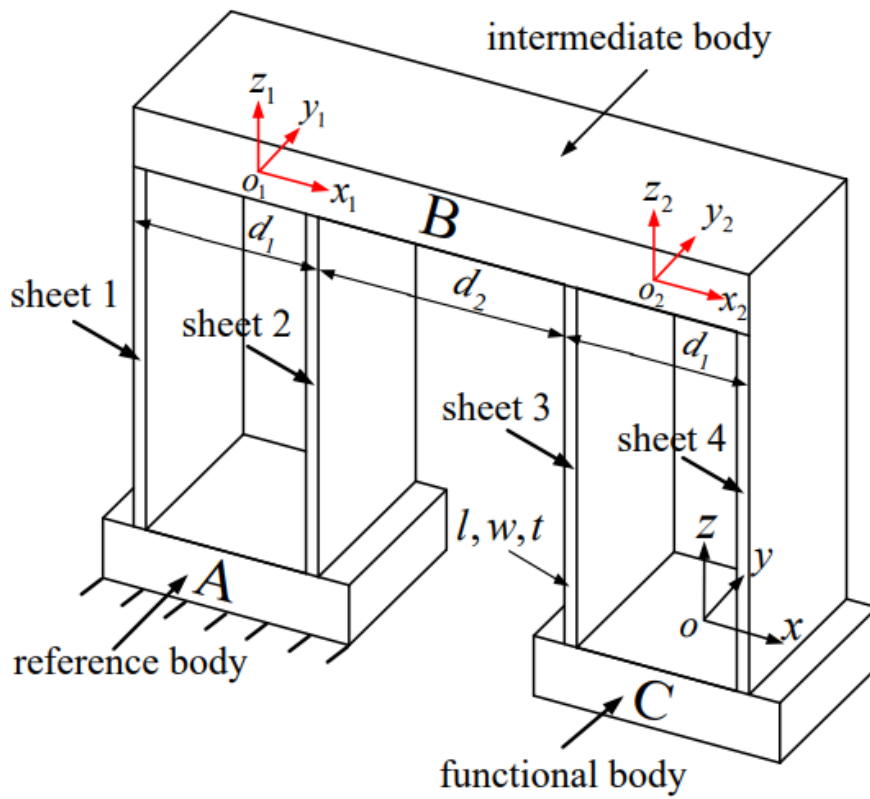
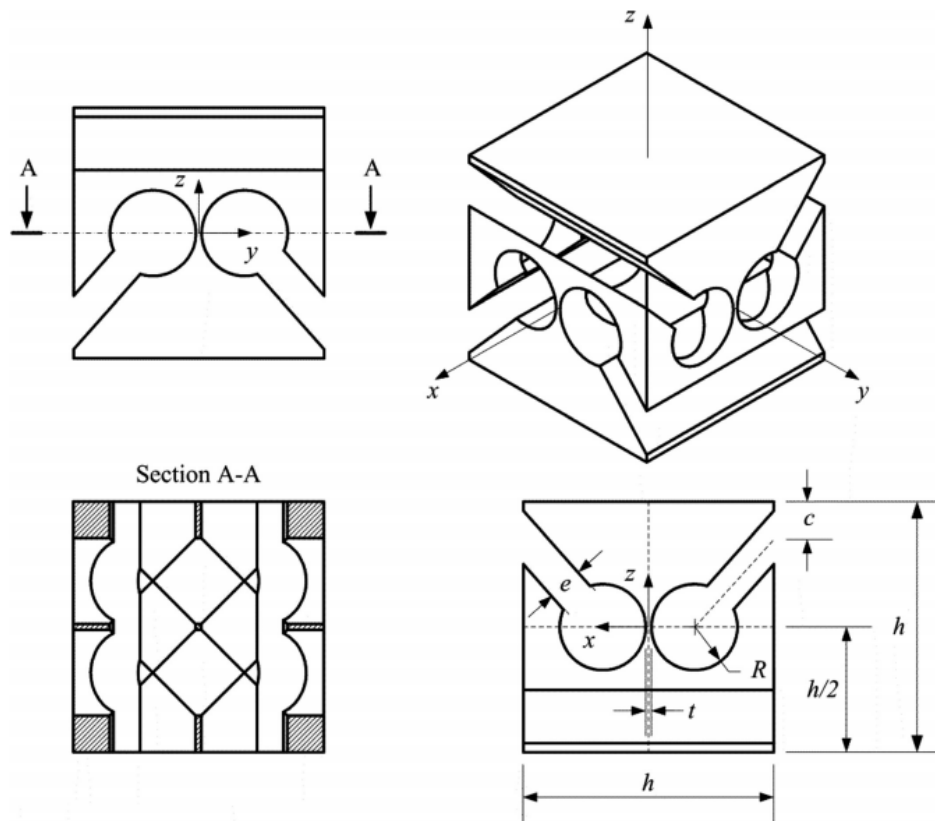


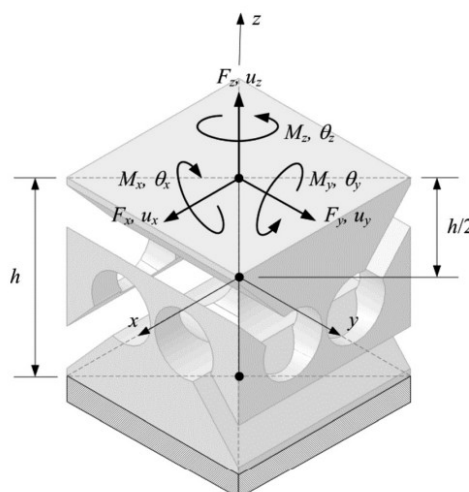
Fig. 3.12: a hybrid mechanism.

3.3 Universal joint (Fully Compliant U-Joint per mini-robotica)

Un esempio di giunto ottenuto da diversi elementi flessibili combinati in serie/parallelo è l'Universal Flexible Joint, qui sotto rappresentato.



La peculiarità di questo giunto è che grazie alla sua geometria, mostrata qui sopra, permette la rotazione del functional body (surface on top) attorno a due assi ortogonali (x e y) che si intersecano al centro del giunto, conferendo a questo elemento un comportamento cinematico ideale di pura rotazione (in realtà ci sono delle deformazioni elastiche parassite che causano uno spostamento del centro istantaneo di rotazione, che quindi si muoverà leggermente intorno alla sua posizione ideale, che sarebbe appunto il centro del giunto). Una comparazione con i convenzionali U-joints suggerisce che questa soluzione è in grado di fornire prestazioni simili con un ingombro molto minore.



Per comprendere meglio com'è fatto il suddetto giunto e per ottenere la formulazione della compliant matrix $[C]$ è utile decomporre il giunto in una combinazione di giunti a flessione più semplici che, combinati in serie/parallelo, restituiscono una equivalente risposta elastica.

Infatti, studiando la forma del giunto, è possibile identificare due giunti (a singolo asse) ortogonali tra loro e posti in serie, che sono a loro volta messi in parallelo con un giunto centrale a due assi. Lo schema di costruzione di tale giunto è raffigurato qui sotto in Fig. 3.13, dove i giunti a singolo asse sono indicati, rispettivamente, con "A type-y axis" e "A type-x axis", mentre il giunto a due assi è chiamato "B type"; per ogni giunto sono mostrate due viste ortogonali (piano yz a sinistra, piano xz a destra) per apprezzare bene la loro geometria. Entrambi i tipi di giunto hanno degli incavi circolari e il tipo A presenta un largo buco nel mezzo.

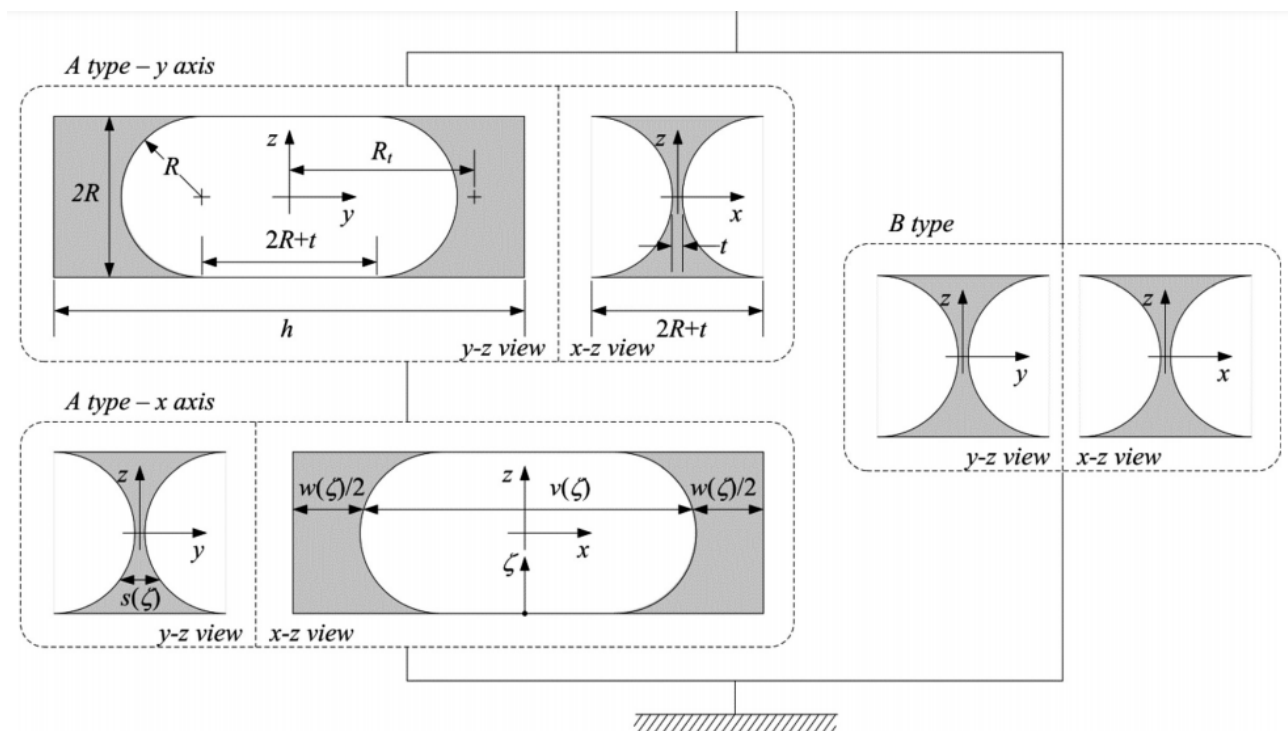


Fig. 3.13: scheme of the equivalent elastic configuration.

Per quanto riguarda il materiale realizzativo, la scelta di un materiale appropriato è fondamentale per il design dei flexible joints. Le leghe SMA (leghe a memoria di forma, Shape Memory Alloys) hanno delle peculiari caratteristiche che sono perfette per la realizzazione dei giunti a flessione, come accennato in precedenza. In aggiunta al ben noto effetto memoria, i materiali SMA mostrano un comportamento superelastico che può essere sfruttato per ottenere grandi deformazioni elastiche. Infatti, molte applicazioni di giunti superelastici possono essere trovate in robotica nel campo delle "parallel kinematic machines". La grande deformazione permessa dalle SMA assicura un range of operation che è più piccolo che nel caso delle tradizionali coppie cinematiche, ma molto più grande rispetto ai giunti fatti in acciaio. Le leghe Ni-Ti sono le SMA più usate per via della loro grande resistenza meccanica.

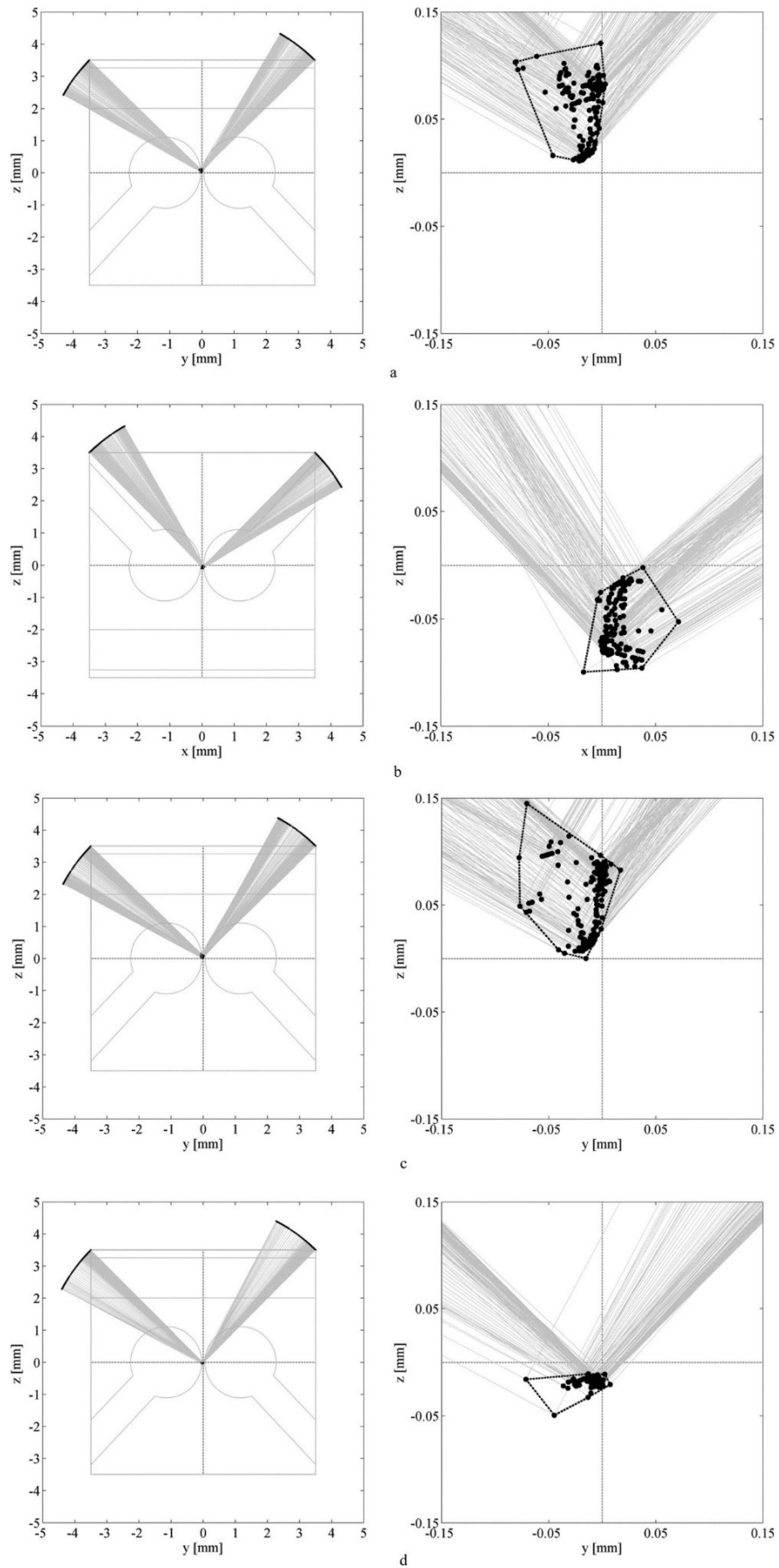


Fig. 3.14: projections of the instantaneous rotation axes in the middle plane of the joint for different load cases: (a) $M_x=10 \text{ Nmm}$; (b) $M_y=10 \text{ Nmm}$; (c) $M_x=10 \text{ Nmm}, F_z=-1 \text{ N}$; and (d) $F_y=-3 \text{ N}$

Analizziamo ora le prestazioni cinematiche del giunto. Idealmente, tutti gli assi di rotazione si intersecano al centro geometrico del giunto, ma il modello fisico è nella realtà affetto da deformazioni parassite: vi sono delle deformazioni anche in sezioni che sono considerate perfettamente rigide nel modello analitico. Ne consegue che l'asse di rotazione si muove durante il moto dalla sua posizione ideale e questo genera una traslazione non desiderata rispetto alla sola rotazione pianificata. L'accordo tra il comportamento reale del giunto e le prestazioni cinematiche ideali dipendono essenzialmente dalla sua geometria: un buon design dovrebbe generare alte concentrazioni di tensione nelle sezioni sottili, ovviamente sempre mantenendo lo stress sotto la soglia ammissibile del materiale; allo stesso tempo, il giunto deve essere rigido per i DOF che non devono essere esercitati, come ad esempio torsione e spostamento lungo z . Un'analisi cineto-statica è qui presentata (Fig. 3.14) per analizzare lo spostamento dell'asse istantaneo di rotazione durante la deformazione del giunto, per i diversi casi di carico a, b, c e d.

I casi a e b sono simili per verificare l'isotropicità del giunto rispetto alle rotazioni attorno x e attorno a y .

Nel caso c è applicata una forza di 1 N per simulare un possibile carico di 0.1 kg sulla superficie, andando quindi a esercitare una spinta verticale durante la rotazione. Infine, nel caso d è studiata la risposta a uno sforzo di taglio.

Le fasi di carico e scarico sono, rispettivamente, divise in 100 steps. Le traiettorie compiute dai bordi della superficie del giunto sono estratte dalla FEM; le linee rette perpendicolari a tali traiettorie si intersecano in dei punti che sono le proiezioni degli assi istantanei di rotazione sul piano medio del giunto ad ogni step simulativo.

Nelle figure, la dispersione delle proiezioni degli assi è più evidente con uno zoom al centro del plot e mostra che il massimo spostamento è più basso di 0.15 mm in ogni caso.

Si può vedere che l'asse di rotazione si muove principalmente verticalmente quando sono applicati solo momenti flettenti (casi a e b), mentre si muove orizzontalmente in caso di carichi laterali (caso d). Nel caso c non si vedono particolari effetti dovuti alla spinta orizzontale.

E' stata fatta un'ulteriore analisi considerando un materiale linearmente elastico. Il modulo di Young è stato fissato a 30 GPa per ottenere un range di rotazione simile al precedente quando vengono applicate le stesse sollecitazioni del materiale superelastico. I risultati sono riportati qui sotto in Fig. 3.15.

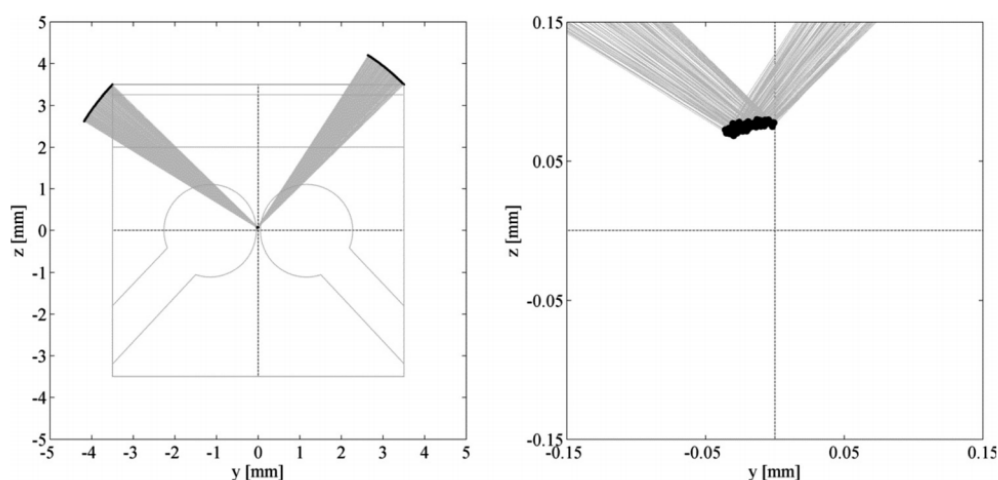


Fig. 3.15: projections of the instantaneous rotation axes in the middle plane of the joint; $M_x=10$ Nmm with elastic material ($E=30$ GPa).

Si evince che: anche se il materiale elastico dà una dispersione più bassa delle proiezioni dell'asse (infatti i punti sono più vicini tra loro), nel materiale superelastico il centro della dispersione è più vicino al centro del giunto, che rappresenta la sua posizione ideale. Questo conferma che il materiale superelastico ha una più grande capacità di concentrare le tensioni nella sezione più sottile del giunto e restituisce quindi un migliore comportamento cinematico complessivo. D'altra parte, il materiale elastico fornisce un comportamento più ripetibile, che è desiderabile se l'errore cinematico si suppone possa essere compensato in fase di controllo.

3.4 Giunto rotazionale a 3 assi di rotazione ad alta rigidità assiale

Un altro tipo di giunto che prendiamo in considerazione è un giunto che permette contemporaneamente la rotazione attorno a tre assi e ha una grande rigidezza assiale (Patent DE10042801.0).

Questi giunti sono utilizzati nei meccanismi di posizionamento degli specchi nelle strutture adibite alla radiazione al sincrotrone di terza generazione al BESSY, a Berlino in Germania. Questo per la loro unica stabilità, precisione e riproducibilità dei movimenti. Per questi meccanismi così complessi e sofisticati possono essere usati solo giunti senza alcun gioco meccanico, per cui i flexures. Il materiale elastico per questi giunti deve avere bassa rigidezza nelle direzioni del moto (motion stiffness) per permettere la flessione e la torsione, e un'alta rigidezza nella direzione assiale. Deve garantire un elevato numero di cicli e non si deve rompere improvvisamente. I materiali rinforzati in fibra con segmenti di fune in acciaio inossidabile di breve lunghezza soddisfano tali requisiti (steel rope segments material).

Per questi giunti è importante avere una piccola corsa ma di accuratezza estrema.

I giunti del tipo in Fig. 3.16 non possono essere utilizzati perché non consentono la rotazione su 3 assi.

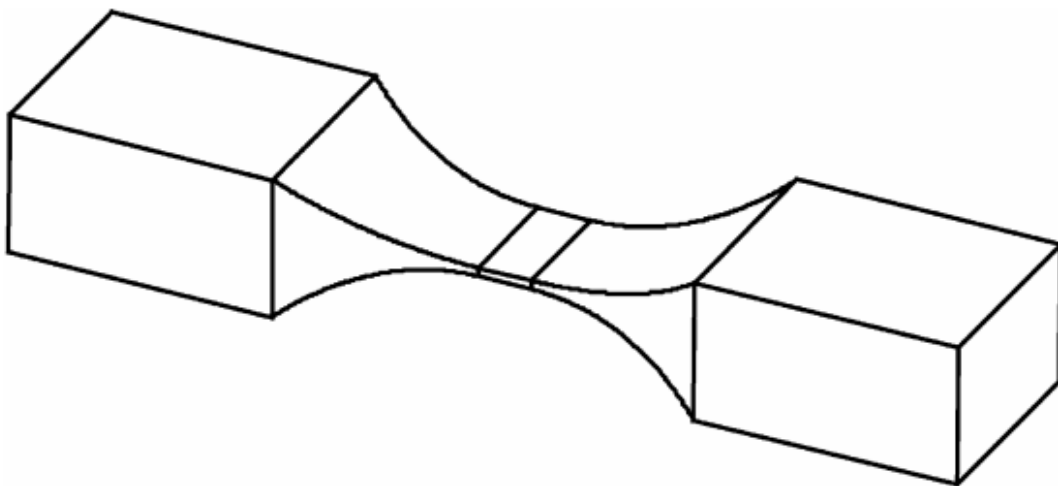
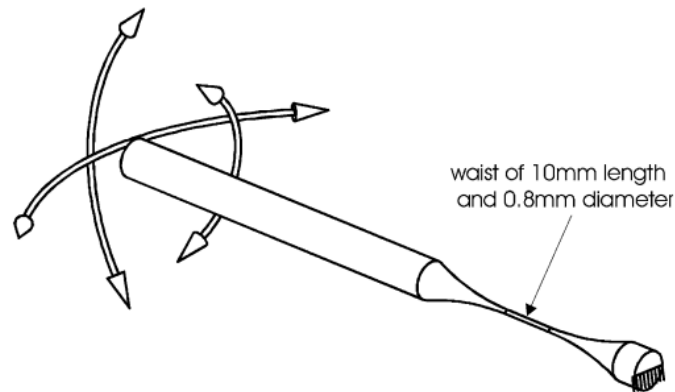


Fig. 3.16: monolithic bending joint.

Si procede allora a considerare un ball joint per poi ottimizzarlo. Ottimizzarlo significa trovare una sezione trasversale che consenta la deformazione elastica attorno ai tre assi senza oltrepassare lo stress limite. Concedere una deformabilità di 5° attorno agli assi x, y e z significa considerare un profilo estremamente sottile (Fig. 3.17).

Fig. 3.17: shape optimized monolithic ball joint.



Il giunto però, in queste condizioni, innesca un fenomeno di buckling a soli 55 N di carico assiale. Non reggerebbe i carichi per i quali è concepito. Per tentare di soddisfare la rigidità assiale il giunto risulterebbe essere, invece, troppo largo.

L'alluminio è relativamente adatto per queste applicazioni, per via della sua piegabilità. Il rame al berillio andrebbe ancora meglio, se non fosse che il suo uso va minimizzato per via della sua tossicità. Queste richieste possono essere soddisfatte quindi solo dall'uso di materiali compositi rinforzati. Il loro comportamento garantisce una migliore durabilità e le proprietà meccaniche del materiale possono essere ottimizzate per il carico applicato e il movimento desiderato.

Si sa che le funi in acciaio sono molto pieghevoli e flessibili. Nella direzione assiale la resistenza è altresì elevata. Frammenti corti di funi d'acciaio sono anche caricabili in compressione. Questo materiale è anche disponibile in vari diametri e configurazioni. Il numero di singoli filamenti e la loro combinazione in funi determina la relazione tra torsione (flessibilità) e rigidità assiale. La configurazione di una fune consistente in 7 sotto-funi ognuna fatta di 7 fili è un buon compromesso tra rigidità assiale e flessibilità.

La figura seguente (Fig. 3.18) mostra un flexure ball joint basato su un corto pezzo di fune d'acciaio.

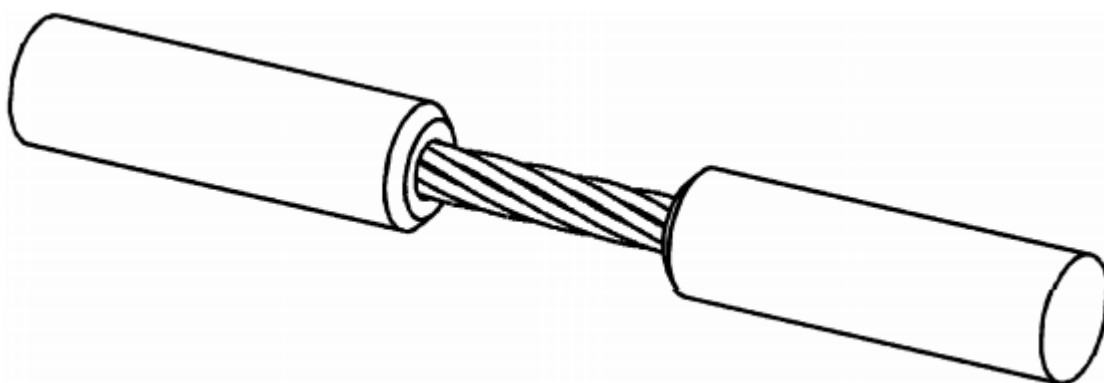


Fig. 3.18: flexure fiber joint based on a short segment of stainless steel rope.

Nella direzione assiale la rigidità è sorprendentemente alta poiché i segmenti di fune sono corti e non vanno assolutamente in buckling. La composizione di due funi ognuna alle estremità di un montante centrale porta a un giunto fatto come in Fig. 3.19.

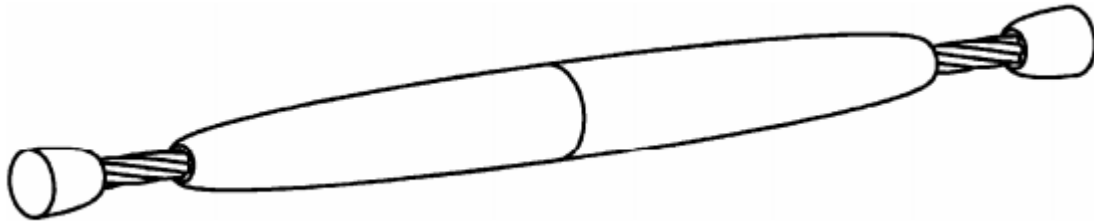


Fig. 3.19: double three axis joined strut based on two fiber joints.

Per la maggior parte delle applicazioni la lunghezza ideale della fune è stata trovata essere dalle 2 alle 3 volte il diametro della stessa. Se è più lunga c'è buckling. Se è più corta la flessibilità e la torcibilità del giunto diventa troppo piccola.

Anche la durabilità è ottima. I giunti cedevoli comuni cedono improvvisamente ad un tratto per fatica. In questo caso, la fatica incipiente su una fune può facilmente essere portata alla luce da delle ispezioni, perché il materiale inizia a consumarsi molto prima del momento in cui cede. Anche in caso di alto sovraccarico o incidente il materiale va in buckling ma non si schianta, prevenendo ulteriori danni.

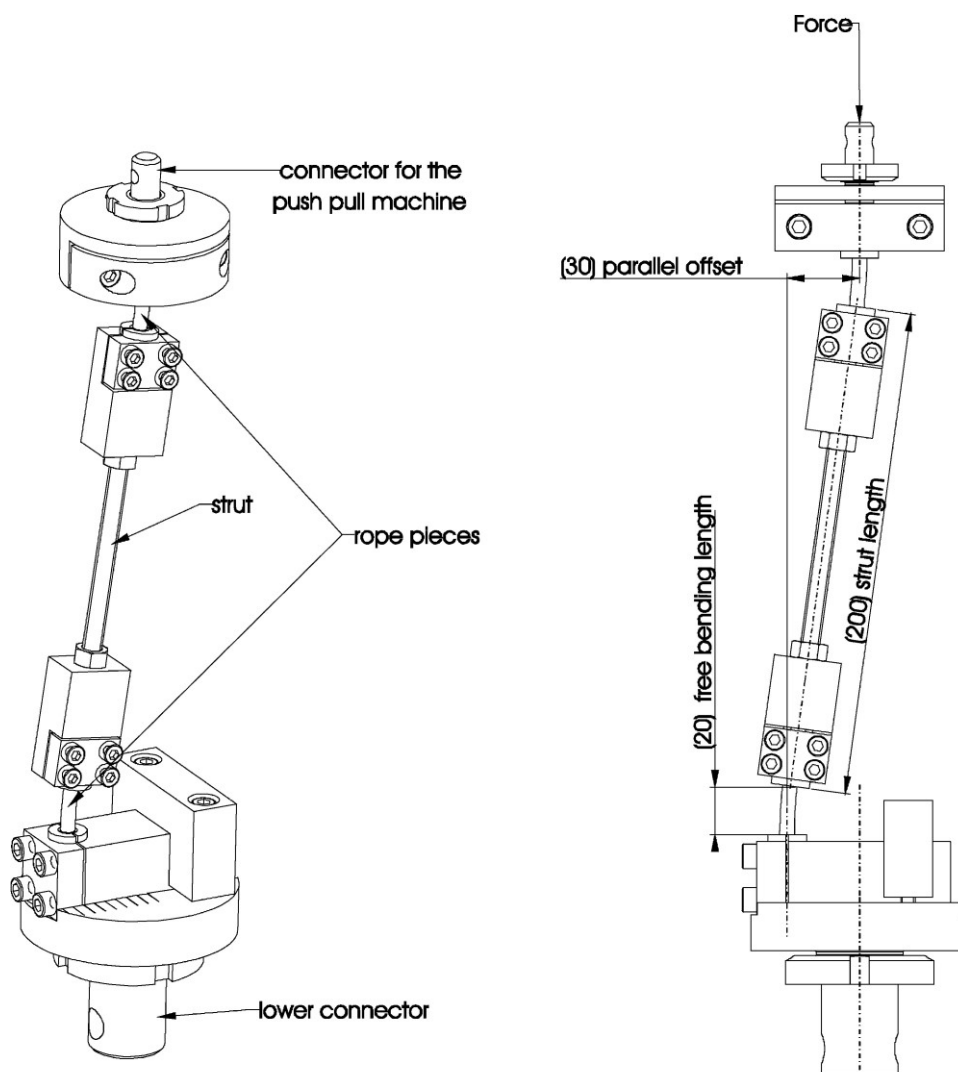
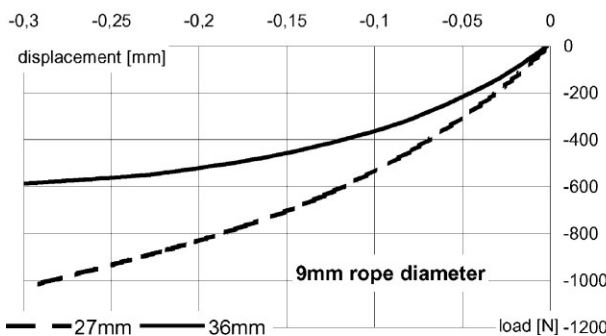
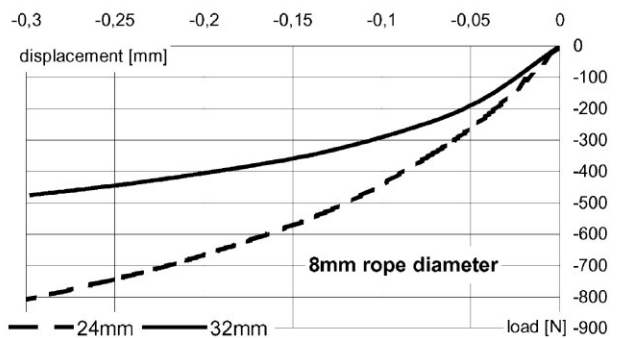
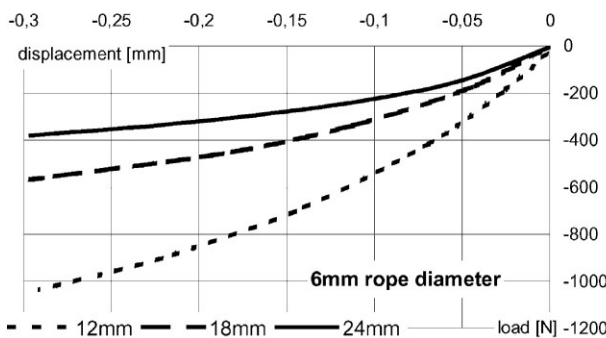
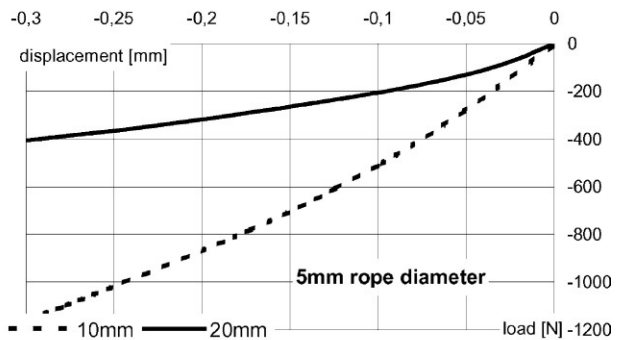
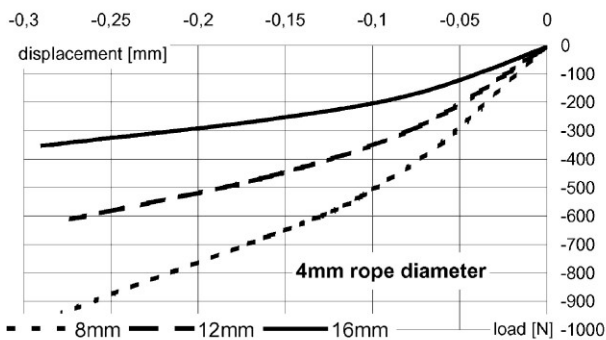
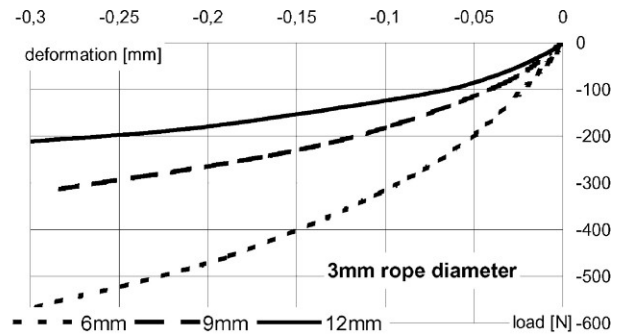
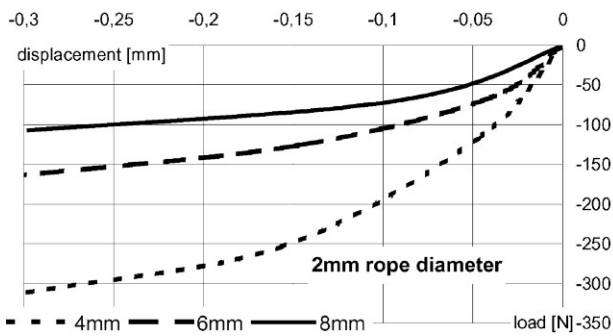


Fig. 3.20: test fixture for the axial load–displacement measurement.

Per misurare la rigidità assiale di questi giunti è stato disposto il test in Fig. 3.20.

L'assemblaggio visibile in figura, che identifica un tipico set-up di applicazione, è stato posto in una "tensile pressure machine". Il montante è orientato con un certo angolo rispetto all'orizzontale (è inclinato) e questa eccentricità assicura un carico radiale addizionale applicato ai giunti. Questa inclinazione del montante causa inoltre una riduzione della rigidità complessiva del sistema, ma comunque si tratta di un caso tipico nelle applicazioni pratiche. Qui sotto sono riportati i risultati.



N.B. Si noti che la "free bending length" viene scelta rispettivamente due, tre e quattro volte il diametro della fune. Maggiore la free bending length, maggiore la deformazione a parità di carico. Questo è quello che si evince da questi grafici.

La Fig. 3.21 mostra le implicazioni del progressivo sfasamento delle basi (che determina quant'è inclinato il montante). E' testata una fune di diametro pari a 5 mm con una "free bending length" di 3 volte il diametro, ovvero 15 mm. È facile vedere come la rigidità decresce con il crescere dell'eccentricità.

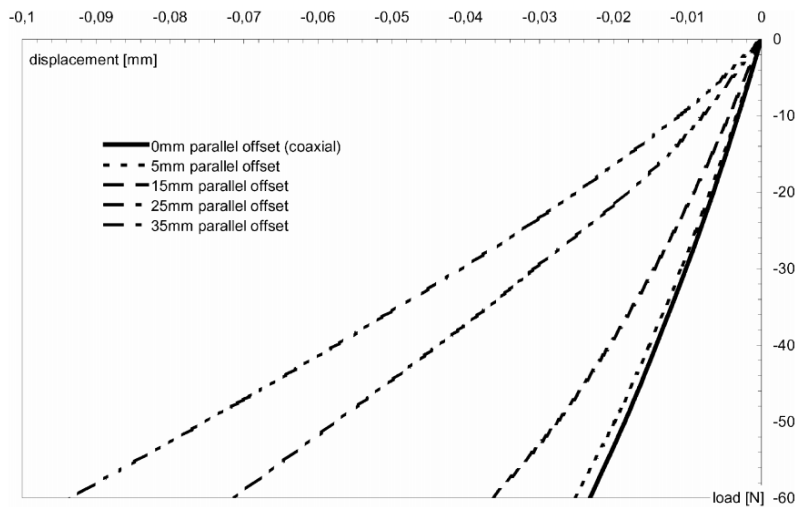


Fig. 3.21: variation of the parallel offset of the end ferrules of a double joined strut.

La Fig. 3.22 mostra il grafico carico-deformazione di un test effettuato a carico alternato. Come visibile nello stesso, l'elasticità e la riproducibilità della posizione sono alti, non c'è creep e durante 48 cicli di carico pari a ± 40 N è presente una isteresi davvero minima.

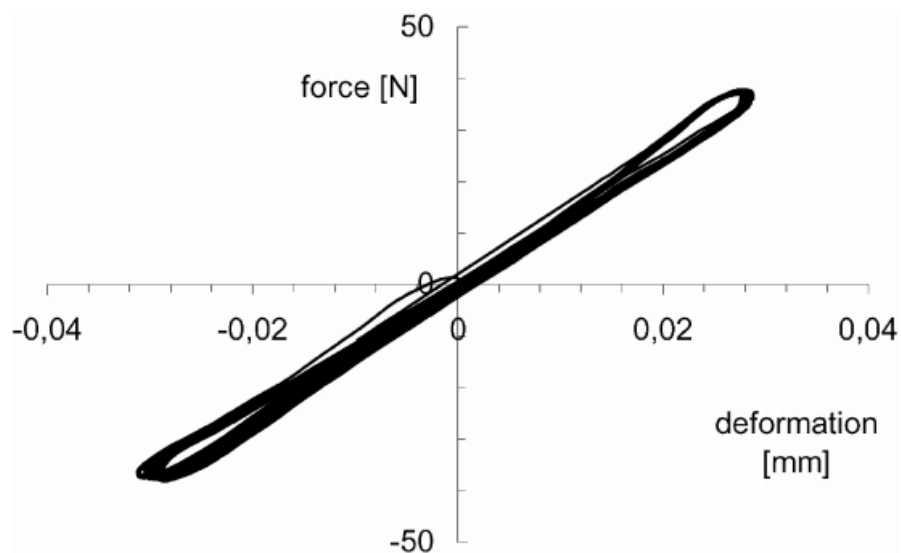


Fig. 3.22: hysteresis plot of 48 alternations of an axial load of ± 40 N

4. Compliant Mechanisms: meccanismi che funzionano con i giunti a flessione

4.1 Macchine di posizionamento

Se le curve forza-spostamento sono conosciute, allora gli spostamenti che sono continui in tutto il range di movimento possono essere calcolati a partire dalla forza applicata esterna.

4.1.1 Progettazione di una macchina di posizionamento di precisione XY

La Fig. 4.1 rappresenta un giunto cedevole a nastro incrociato a forma di perno. In inglese si chiama "crossed strip type flexure joint", oppure "flexural pivot". Questo giunto realizzato dall'azienda londinese Lucas Aerospace è disponibile in commercio e offre una deformazione molto elevata. Questo flexure non ha frizione o giochi meccanici, e permette grandi rotazioni: fino a 60° . Usato in congiunzione con design cinematici simmetrici e giunti cedevoli tradizionali, fornisce un comportamento ripetibile e lineare, che risulta opportuno per applicazioni dove il margine di errore è piuttosto ristretto, come le macchine di posizionamento di precisione.

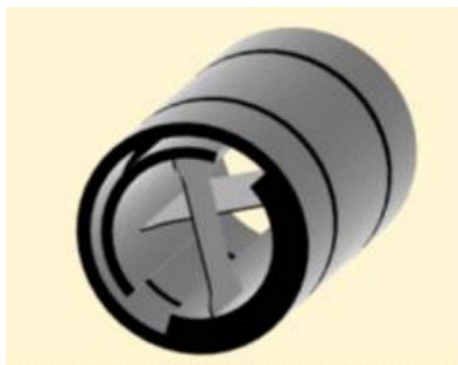


Fig. 4.1: Crossed strip type flexure joint.

Riguardo all'attuatore opportuno che una macchina di questo tipo deve avere, esso è senza dubbio il motore elettromagnetico lineare (Fig. 4.2). I motori lineari stanno diventando i migliori attuatori per le applicazioni a elevato grado di precisione, perché essendo macchine a non contatto non c'è attrito, dentellamento, e nessuna parte è sottoposta a usura. Inoltre possono fornire alte velocità e accelerazioni.

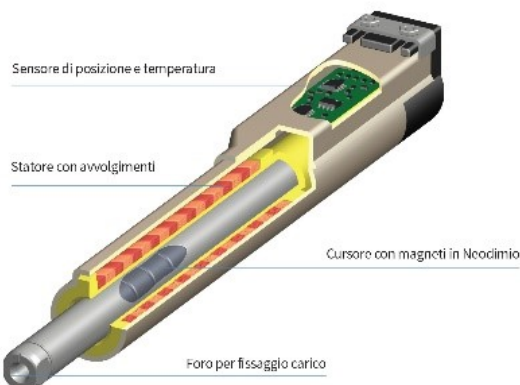


Fig. 4.2: un motore lineare è un motore elettrico in cui il rotore e lo statore invece di essere circolari sono "srotolati", ed invece di produrre un momento meccanico producono una forza.

Il meccanismo che supporta il Moving Body di questo tipo di macchinario è fatto di collegamenti flessibili e giunti cedevoli, e un motore lineare è usato come attuatore.

La figura seguente (Fig. 4.3) mostra la configurazione base di partenza per la macchina. Come si vede dalla figura, vengono usati giunti del tipo “concentrated compliance” a incavo circolare. Questi giunti, come abbiamo visto nel Capitolo 3, sono ideali solo per piccole rotazioni, per cui per queste applicazioni utilizzeremo i giunti circolari a flessione “pivot” del tipo di quello in Fig. 4.1.

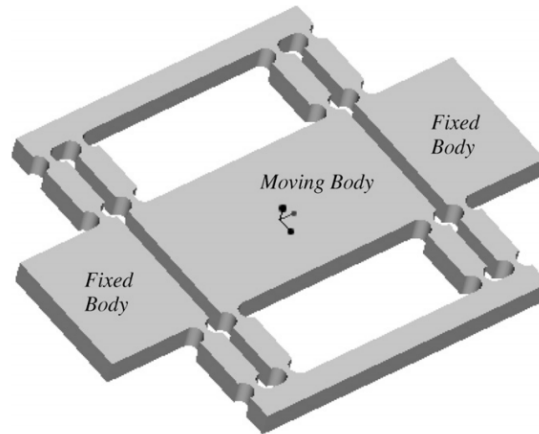


Fig. 4.3: double compound notch type small motion rectilinear spring.

Il Moving Body illustrato nella figura precedente ha un grado di libertà nella sua configurazione nominale e viene usato per applicazioni con piccoli movimenti. Tale configurazione è definita come la configurazione con la minima energia di deformazione. Comunque, un’analisi della mobilità basata sulla “screw system theory” mostra che il Moving Body ha due gradi di libertà fuori dalla sua configurazione nominale (si guardi Fig. 4.4). Per cui, l’indesiderato grado di libertà deve essere eliminato per un’applicazione con ampia gamma di movimento.

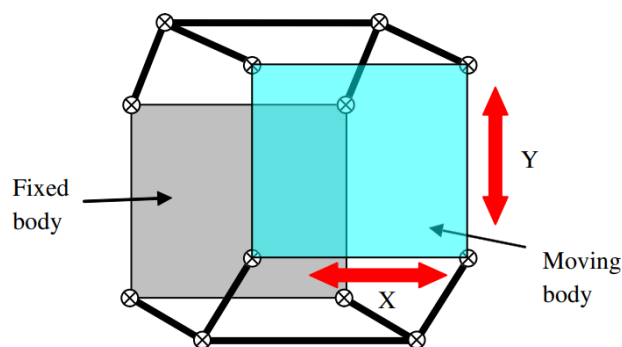


Fig. 4.4: two degrees-of-freedom motion. As shown, the stage can move in the X and Y directions, which interpret two degrees-of-freedom motion physically.

I "side links" (collegamenti laterali) mostrati in Fig. 4.5 eliminano il grado di libertà indesiderato, il che rende la macchina a un grado di libertà come si desiderava. Ad ogni modo, quando due piattaforme mobili (chiamate "stage") sono impilate ortogonalmente tra loro per produrre lo stage definitivo per lo spostamento XY, il movimento attuato di una piattaforma causa inevitabilmente eccitazioni ortogonali indesiderate al Moving Body. E' quindi necessario adoperare collegamenti aggiuntivi per eliminare il movimento indesiderato e vincolare il Moving Body lungo la direzione di moto lineare diritta. Perciò, i "side links" vengono installati a entrambi i lati del Moving Body.

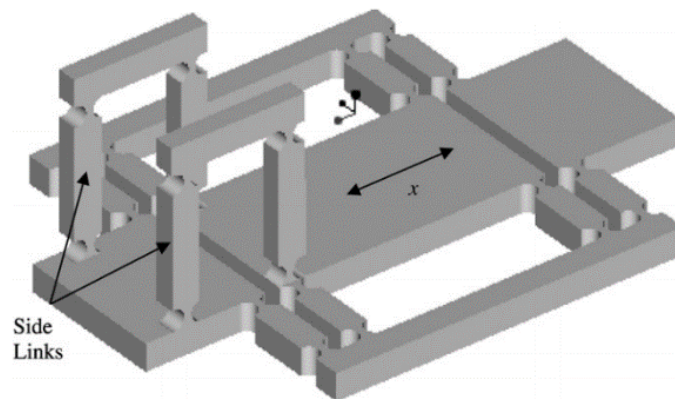


Fig. 4.5: modified one degree-of-freedom stage.

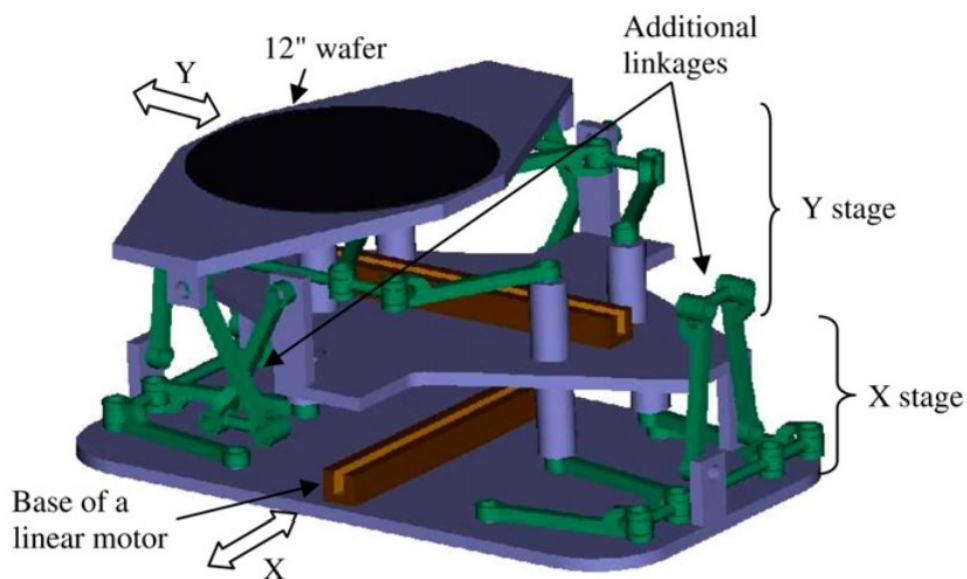


Fig. 4.6: proposed XY stage including side links. A threedimensional model is here shown.

Durante gli assemblaggi preliminari del motion stage proposto, un inaspettato problema di vibrazioni è stato notato. Per evitare e dunque prevenire la formazione di queste indesiderate vibrazioni, i giunti a flessione vengono installati nella configurazione non nominale. Il design così modificato restituisce un motion range ridotto, pari a 200 mm (rispetto ai 300 mm precedenti è una perdita di corsa del macchinario di 100 mm, che però viene ben accettata per evitare il problema delle vibrazioni).

La Fig. 4.7 mostra lo schema dei side linkages modificati per non incorrere nel problema delle vibrazioni, incipienti appunto sulla parte laterale del macchinario. Questi collegamenti laterali sono orientati ortogonalmente al piano XY e si muovono quindi sul piano XZ. La Fig. 4.8 mostra un modello 3D dello stage finale che risulta da questi accorgimenti, modificato nel design per risolvere i problemi sopra citati.

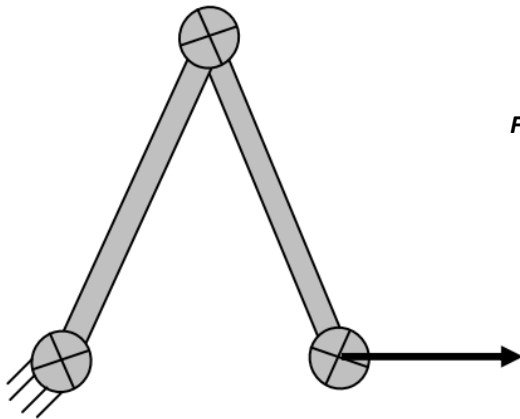


Fig. 4.7: schematic of modified side linkage.

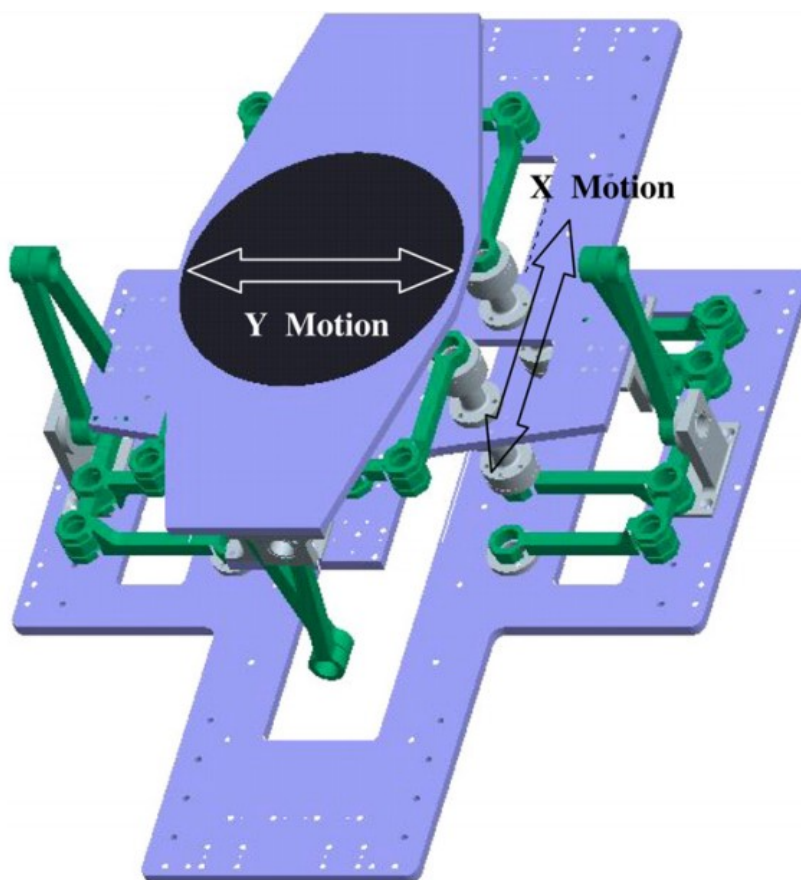


Fig. 4.8: 3D model of modified XY stage.

4.1.2 Single-axis motion stage

Un motion stage a singolo asse che si può muovere fino a 200 mm è stato fabbricato ed è visibile nella fotografia in Fig. 4.9. La maggior parte delle sue componenti sono state realizzate con leghe di alluminio, mentre altre parti come i links laterali o i flexure joints sono in acciaio inossidabile. L'attuatore è un motore lineare ad alta risoluzione con un interferometro laser che restituisce la posizione esatta in tempo reale (real-time position feedback).

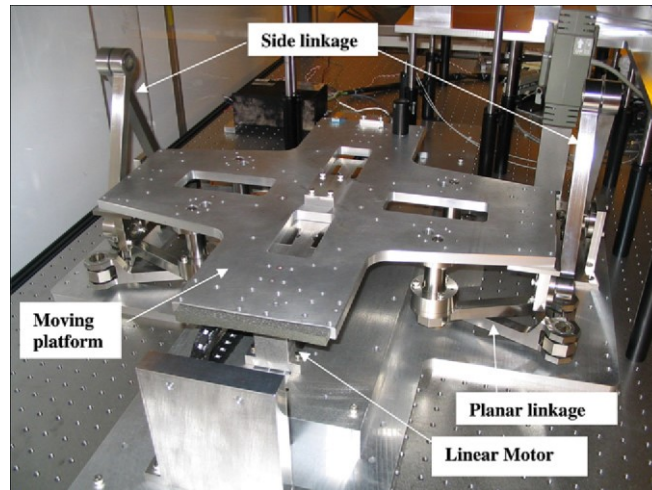


Fig. 4.9: photograph of fabricated motion stage.

La Fig. 4.10 mostra la precisione del controllo della posizione con ingressi a gradino di 10 micrometri. Il controllo nella risoluzione di questo motion stage è limitato da microscopiche vibrazioni che vengono assorbite piuttosto lentamente e in modo non particolarmente efficace dal macchinario, che comunque presenta un'ottima risposta al gradino e un comportamento complessivamente buono in tal senso.

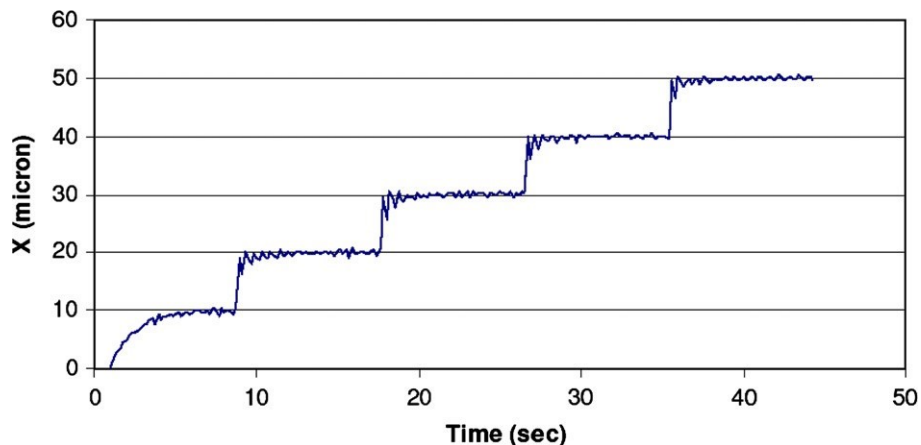


Fig. 4.10: position control of fabricated motion stage with 10 μm stepwise input.

La rettilineità orizzontale, l'imbarbata e la ripetibilità del meccanismo sono stati investigati sperimentalmente utilizzando l'interferometro laser. In Fig. 4.11 lo schema del set up utilizzato per i test, in Fig. 4.12 la fotografia corrispondente sul banco di lavoro.

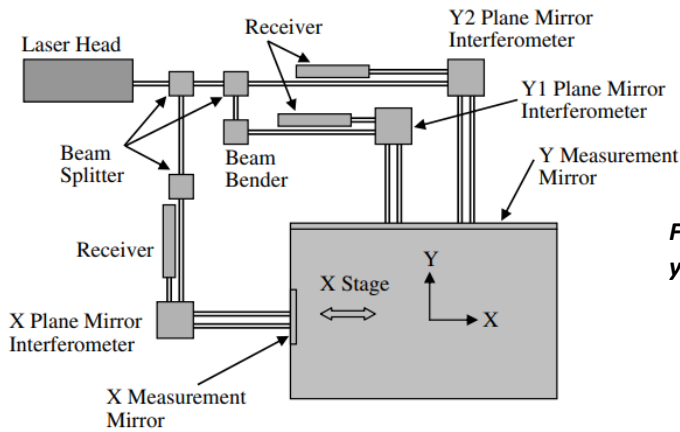


Fig. 4.11: schematic of horizontal straightness, yaw, and their repeatability test setup.

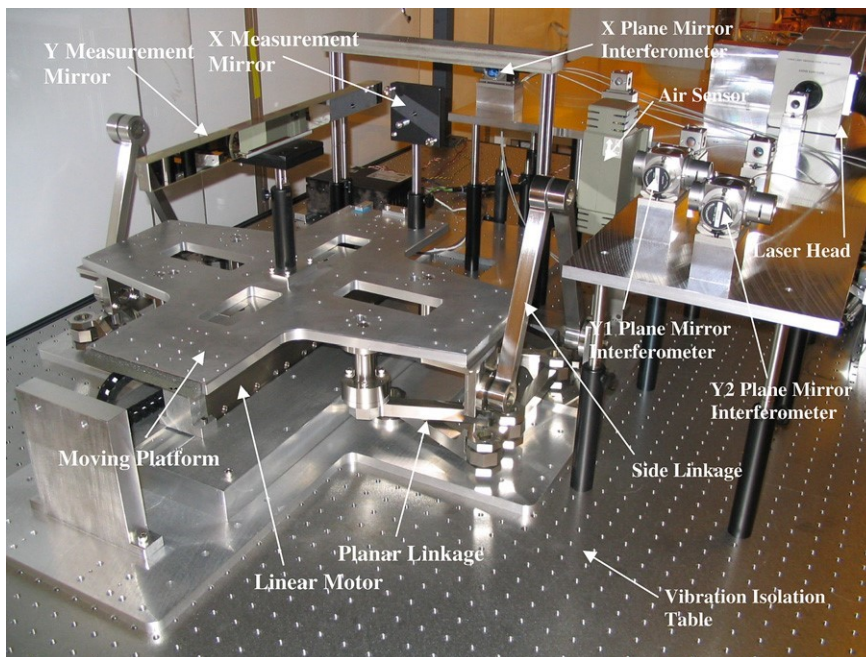


Fig. 4.12: photograph of horizontal straightness, yaw, and their repeatability test setup.

Lo stage viene mosso step-by-step ad incrementi di 10 mm per una distanza totale di 100 mm, per tre volte, e ad ogni step viene misurato lo spostamento laterale dello stesso utilizzando l'interferometro laser. La Fig. 4.13 mostra i risultati del test di rettilineità. La Fig. 4.14 mostra i valori che sono stati misurati dell'imbardata dello stage, espressa in milli-radianti. Il comportamento che emerge da questi due test è molto ripetibile. Comunque, la ripetibilità della rettilineità e dell'imbardata sono stati ulteriormente investigati. Muovendo lo stage avanti e indietro per 20 volte, lo spostamento dello stage sull'asse Y quando lo stage si trova a 50 mm dalla sua posizione iniziale viene registrato. Le figure 4.15 e 4.16 mostrano i risultati del test di ripetibilità per la rettilineità orizzontale e l'imbardata.

La bassa rigidezza laterale del presente flexure stage è la principale causa delle imprecisioni, seppur lievi, presenti nella rettilineità e nell'imbardata. Quest'ultima, comunque, rappresenta un errore piuttosto sistematico che quindi può essere compensato in fase di taratura e assetto dello strumento. Migliorare il damping (capacità di assorbire in modo più efficiente le vibrazioni di disturbo) e la rigidezza laterale del dispositivo aumenterebbe sicuramente le prestazioni cinematiche dello stage, in quanto risulterebbero ampiamente migliorate la risoluzione e la rettilineità dello stesso.

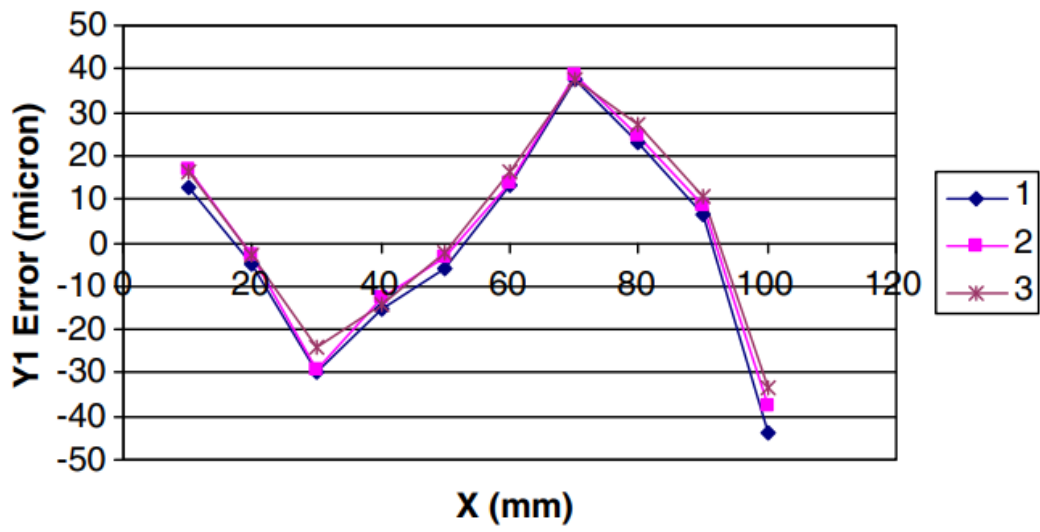


Fig. 4.13: straightness error test result.

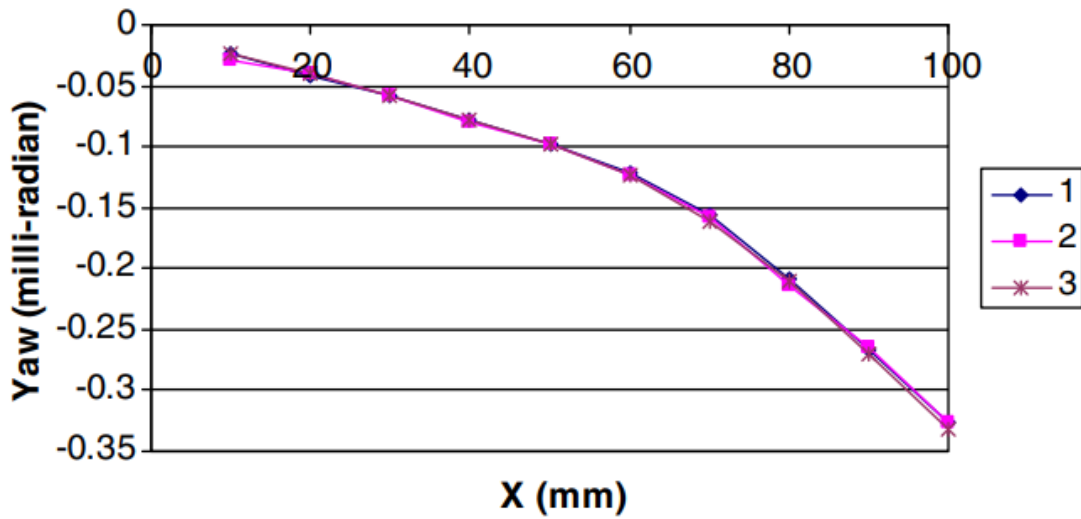


Fig. 4.14: yaw test result.

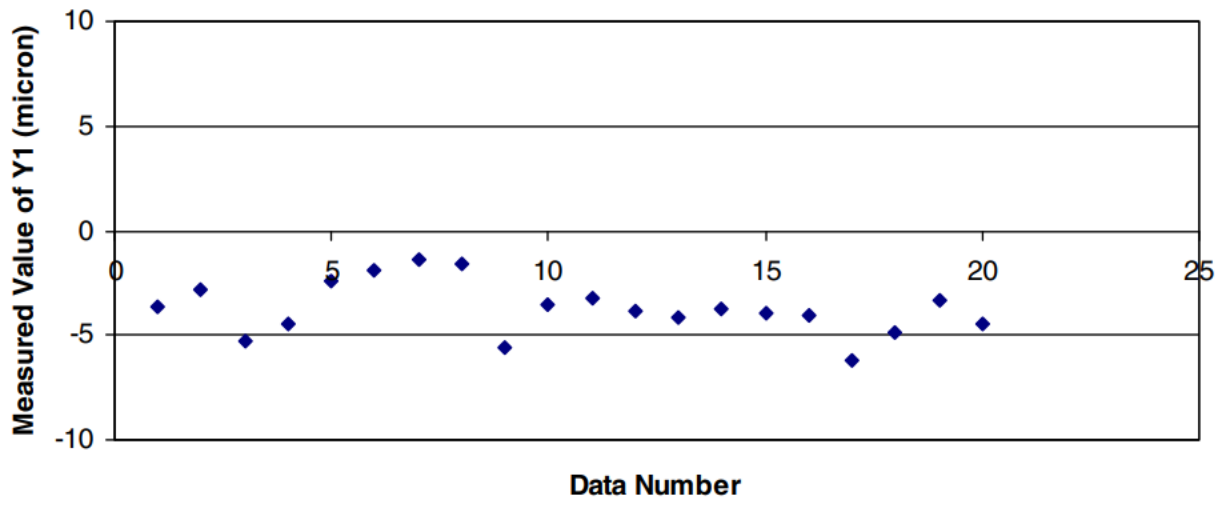


Fig. 4.15: repeatability test results of horizontal straightness error.

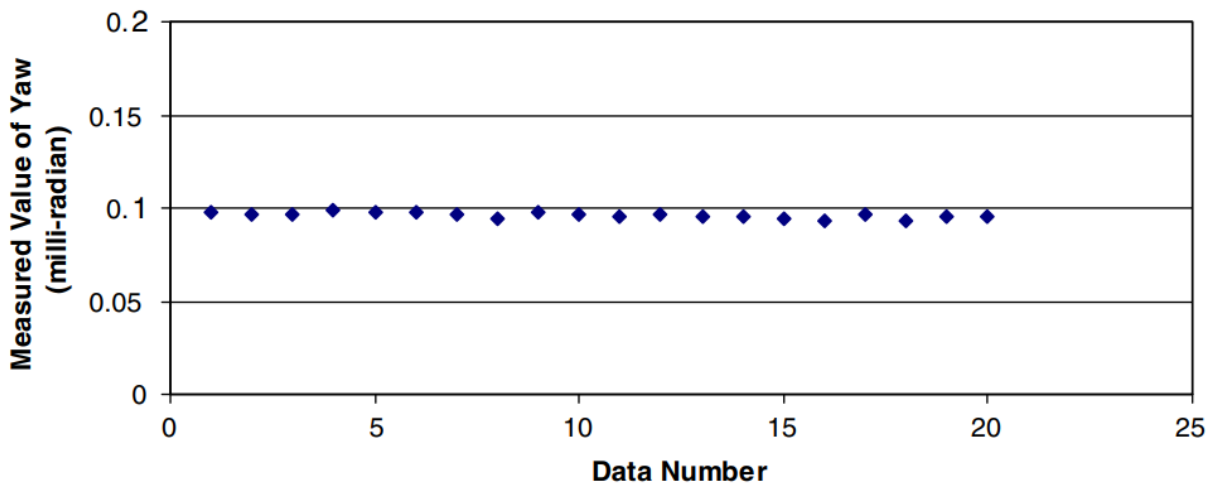


Fig. 4.16: repeatability test results of yaw.

4.2 Flexures per robot ad alta precisione

Con i giunti che sono stati precedentemente illustrati nel Capitolo 3, è possibile progettare degli assemblaggi e, successivamente, robot completi (Fig. 4.17).

In robotica, una particolare famiglia di robot chiamata robot paralleli (dall'inglese "parallel robots") presenta vantaggi di notevole interesse per la robotica di alta precisione.

Offrono grandi prestazioni perché tutti gli organi meccanici di movimento (braccia, piccoli leveraggi ecc) sono fissati da un lato, sulla parte fissa della macchina (per cui sono vincolati); inoltre, ci sono più catene cinematiche che collegano la parte che si muove alla base del macchinario, andando quindi ad aumentare la rigidità strutturale complessiva e fornendo prestazioni complessivamente migliori e più stabili.

Anche la scelta di sensori e attuatori deve essere consistente con la scelta dei giunti cedevoli. Visto che si va a ricercare la massima precisione, devono essere selezionati opportuni sensori senza contatto e di alta precisione (come ad esempio encoders di tipo ottico, motori lineari ad alte prestazioni ecc...)

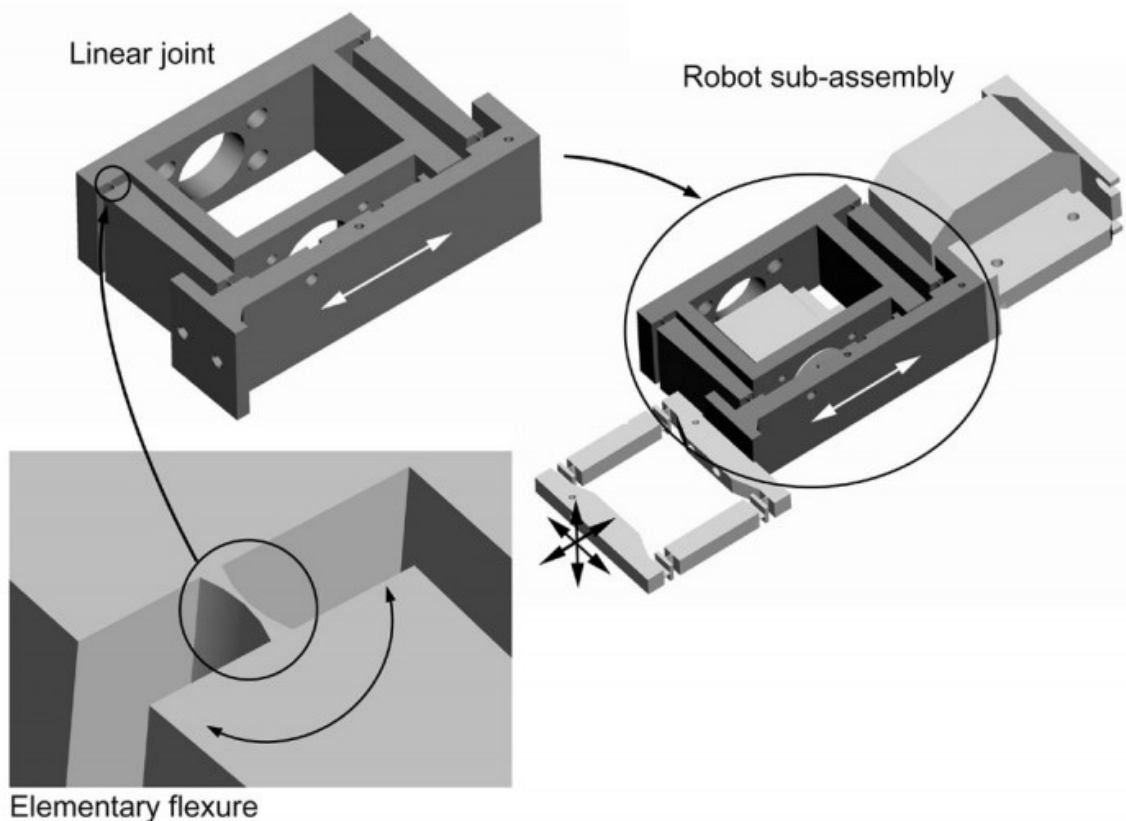


Fig. 4.17: design procedure of a flexures-based robot.

4.2.1 Ultra high precision electro-discharge machine (EDM): the Delta³ (Delta Cube) robot

Esamineremo ora la realizzazione di una macchina di produzione ad alta precisione di piccola taglia che funziona tramite scarica elettrica, ovvero una macchina per processi di elettroerosione.

L'elettroerosione è una tecnologia di lavorazione che utilizza le capacità erosive delle scariche elettriche. È utilizzabile solo su buoni conduttori, essenzialmente i metalli. Le macchine utensili realizzate per eseguire questo tipo di lavorazione vengono chiamate "macchine per elettroerosione", o in inglese EDM (Electrical Discharge Machining).

L'elettroerosione è un processo di lavorazione basato su scariche elettriche controllate (scintille). La rimozione di materiale ha luogo senza alcuna interazione meccanica tra l'elettrodo e il pezzo da lavorare. Ogni scintilla che si consuma fa evaporare una piccolissima quantità di materiale (e anche di elettrodo).

Il nome μ -EDM fa riferimento alla tipica quantità di energia apportata da una scintilla, ovvero 1 μ J.

Un liquido dielettrico raffredda e pulisce periodicamente la zona di lavoro. Per fori di diametro sotto i 100 micrometri, gli elettrodi a forma circolare detti "tube shaped" (comunemente usati perché il liquido dielettrico può così passare attraverso gli stessi "tubi") non possono essere usati. In questi casi, il *flushing method* (metodo di lavaggio e di ripristino alle condizioni di lavoro normali della zona di erosione) utilizzato è la rotazione dell'elettrodo ad alte velocità (circa 1600 rpm). Questo provvede a trasportare via le piccole particelle formatesi nella zona della scarica elettrica (c'è un gap di 5 micrometri tra pezzo ed elettrodo).

Il Delta Robot (Figure 4.18 e 4.19), invece, adopera un'innovativa strategia di lavaggio. Grazie alle sue ottime prestazioni dinamiche e all'elevata precisione raggiungibile, ottenuta mediante l'utilizzo e la costruzione del meccanismo con Flexure Joints, è possibile generare una vibrazione controllata di 500 Hz con un'ampiezza d'onda di 2 micrometri, con un'accuratezza di 20 nanometri. Questa vibrazione può essere generata su tutti e 3 gli assi del robot in modo indipendente. La piccola ampiezza dell'onda ci permette di lavorare entro i 5 micrometri di gap tra pezzo ed elettrodo, tipici per questa applicazione.

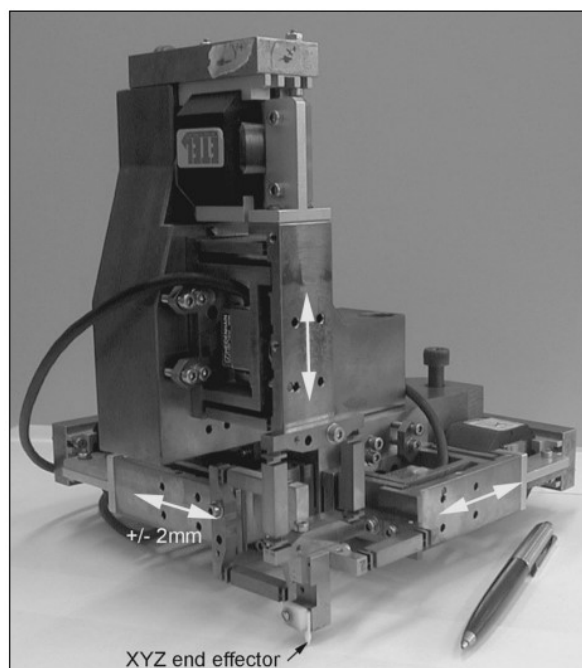


Fig. 4.18: the DELTA CUBE Robot (+-2 mm range xyz high precision manipulator).

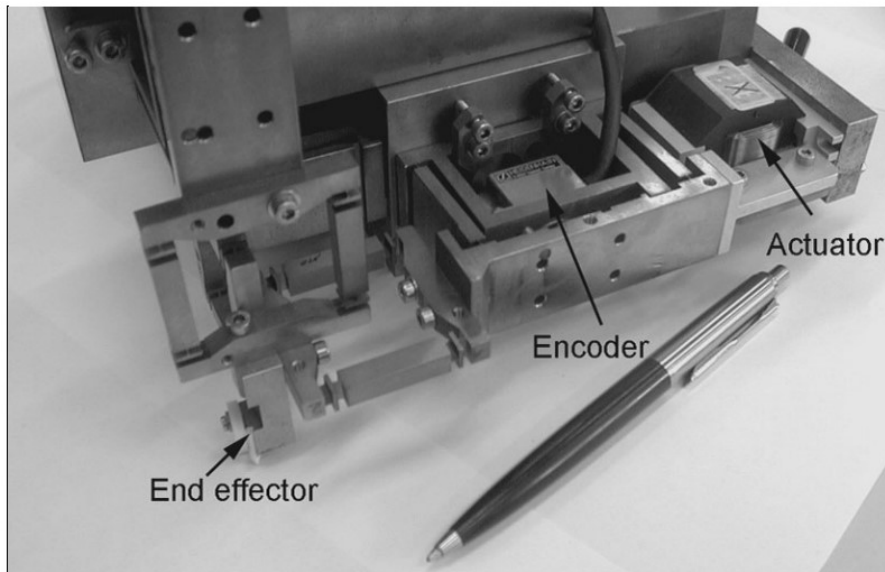


Fig. 4.19: detailed view of one axis of the Delta Robot.

Il μ -EDM non è ancora un processo di produzione comune, nonostante abbia numerosi vantaggi rispetto alle tecniche di lavorazione tradizionali:

- Richiede costi di installazione più bassi rispetto alle normali tecniche di lavorazione dei materiali;
- È molto versatile: risulta adatto sia per prototipi di grandi dimensioni, che per prodotti di dimensioni molto piccole;
- Valore aggiunto dovuto alla grande precisione della lavorazione;
- Può lavorare e produrre forme molto complesse, anche in 3D. Forme che sono difficili o addirittura impossibili da realizzare con le tecniche di lavorazione tradizionali (come ad esempio la fresatura, per citarne una soltanto) possono essere realizzate facilmente grazie a macchinari come il Delta Cube Robot.

4.3 Articolazioni delle dita stampate in 3D, per mani antropomorfe

Per utilizzare i giunti cedevoli come giunti MCP (“metacarpophalangeal joints”, ovvero i giunti necessari per l’articolazione metacarpo-falangea della mano) vi è la necessità di bilanciare bene lo spazio di movimento del dito con le capacità di carico dello stesso, e va tenuta in considerazione anche la rigidità torsionale richiesta. Un dito a riposo è in grado di estendersi passivamente di 15° (ROM_{pas}) e di compiere una flessione attiva di -30° (ROM_{act}), come visibile in Fig. 4.20. Questo range di movimento permette di afferrare la maggior parte degli oggetti delle dimensioni opportune (medium wrap range).

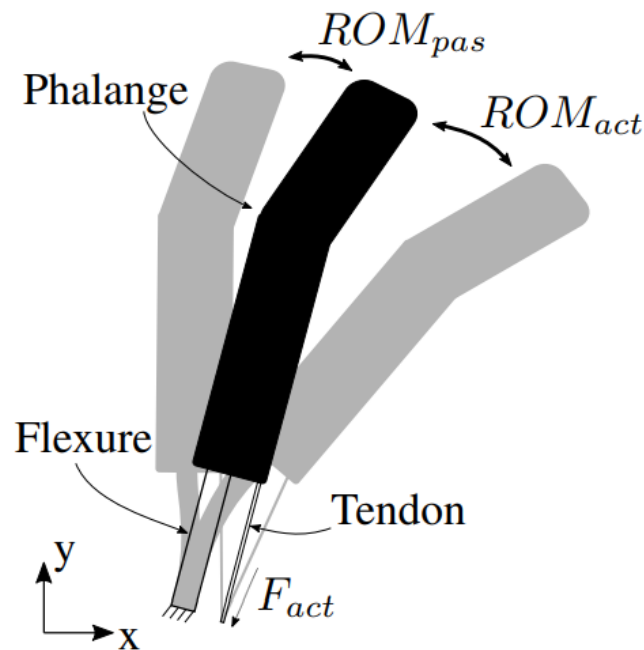


Fig. 4.20: passive and active range of motion.

L’estensione del dito è attuata dalla forza tendinea F_{act} che deflette il giunto fino a -30° attorno all’asse z. Il giunto MCP è il punto critico del meccanismo. Quando si tiene afferrato un oggetto la forza di contatto e la forza peso dello stesso risultano in una combinazione di momenti flettenti agenti sul giunto. In Figura 4.21 è possibile vedere le forze che si vengono a creare durante l’atto di afferrare un oggetto.

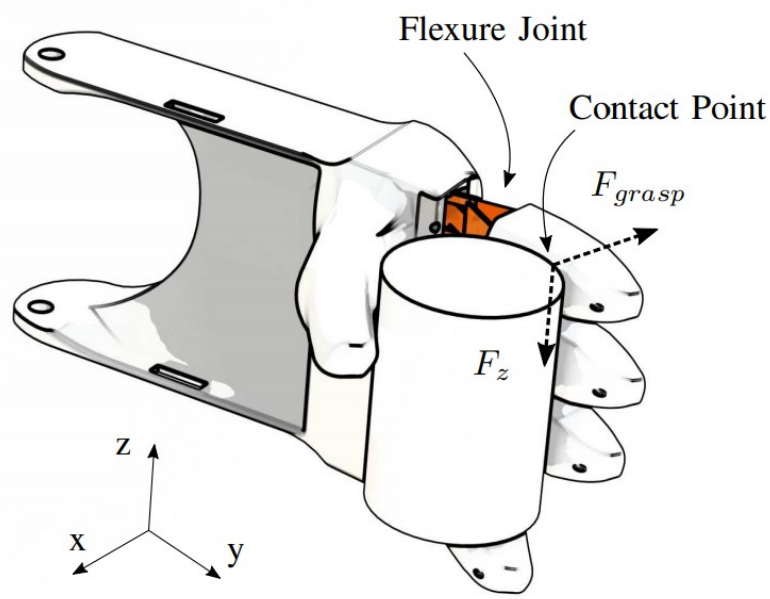


Fig. 4.21: reaction forces during power grasping.

Al fine di ottimizzare il giunto, il tendine viene attivato per posizionare il dito a una rotazione pari a -30° . La forza normale di contatto F_{grasp} pari a 5 N è applicata nel punto di contatto con l'oggetto. Mentre la forza di contatto F_{grasp} tende a fare aprire la mano, la forza tendinea applicata F_{act} viene aumentata per mantenere la presa. Inoltre, una forza F_z pari a 0,5 N è applicata lateralmente (di taglio rispetto al giunto) nel punto di contatto e consiste nel peso dell'oggetto. Tale forza è diretta parallelamente all'asse z.

Lo spazio di lavoro è definito basandosi sulle dimensioni antropomorfe di una mano umana. Per un giunto metacarpale MCP le dimensioni sono 60 x 18 x 17 mm, corrispondenti rispettivamente alla lunghezza, larghezza e spessore del dito. La lunghezza del giunto è concepita in modo tale che metà di esso sia posto all'interno del palmo, come in Fig. 4.21. Così facendo, il centro di rotazione del giunto si trova alla fine del palmo e all'inizio del dito, esattamente come avviene in una mano umana.

Varie topologie di giunto sono state analizzate (vedi Fig. 4.22), e le loro prestazioni nel power grasping confrontate:

- Leafspring (LS)
- Solid-Flexure Cross Hinge (SFCH)
- Three-Flexure Cross Hinge (TFCH)
- Hole Cross Hinge (HCH)
- Angled Three-Flexure Cross Hinge (ATFCH)

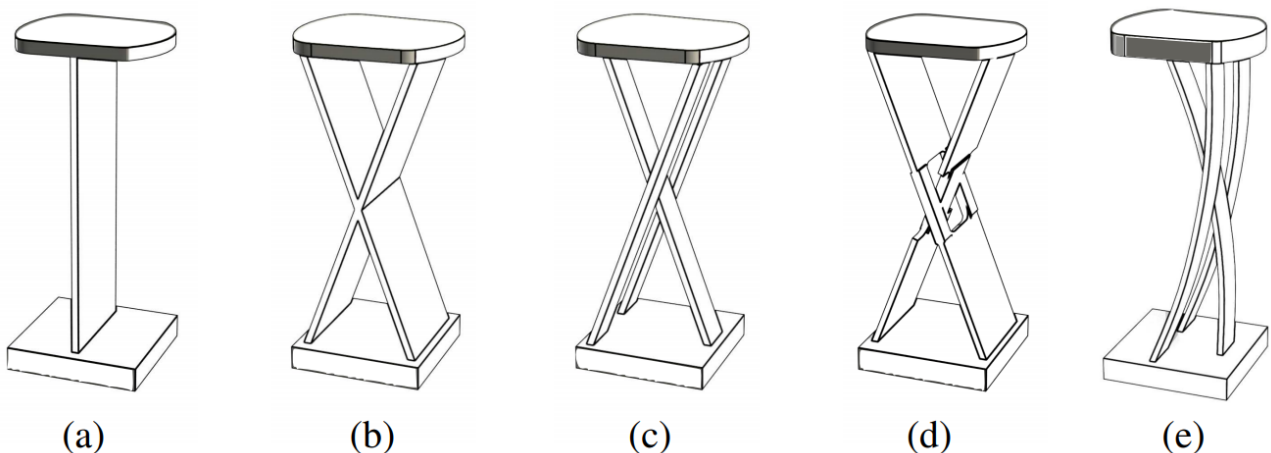


Fig. 4.22: hinge Topologies in undeflected state. (a) Leafspring, LS; (b) Solid-Flexure Cross Hinge, SFCH; (c) Three-Flexure Cross Hinge, TFCH; (d) Hole Cross Hinge, HCH; (e) Angled Three-Flexure Cross Hinge, ATFCH.

E' stato utilizzato il software SPACAR per valutare le performance dei giunti.

Le condizioni a cui sono state valutate i giunti ricordiamo essere: una forza di contatto F_{grasp} pari a 5 N e una forza laterale F_z pari a 0,5 N. Il tutto mentre viene mantenuta una deflessione di 30° .

Successivamente, F_z è stata portata a 2 N e la F_{grasp} sul punto di contatto è stata fatta aumentare per studiare lo stress che produceva nell'articolazione, vedere Fig. 4.23. Questo ha permesso di verificare come cedono i giunti e il loro comportamento prima di tale momento.

Quando un oggetto sta per essere afferrato viene dapprima aumentata la forza del tendine F_{act} necessaria per far chiudere la mano. Questo produce uno stress (σ_{flex}) nella cerniera. Quando l'oggetto viene

afferrato e trattenuto, una combinazione di F_{grasp} , F_{act} crescente e carichi laterali generano ulteriori sollecitazioni sulla cerniera. La tensione iniziale mostrata in Fig. 4.23 è causata solo dalla flessione dei giunti, σ_{flex} . Il rapporto tra la sollecitazione massima ammissibile del materiale e la sollecitazione dovuta

alla flessione $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{flex}}$ è inferiore a 2,5 per la Leafspring, la Hole Cross Hinge e la Three-Flexure Cross Hinge.

All'altro estremo, la Solid-Flexure Cross Hinge presenta un rapporto inferiore a 1,6. In generale, si desidera un rapporto più elevato per i meccanismi di flessione che verranno caricati ciclicamente.

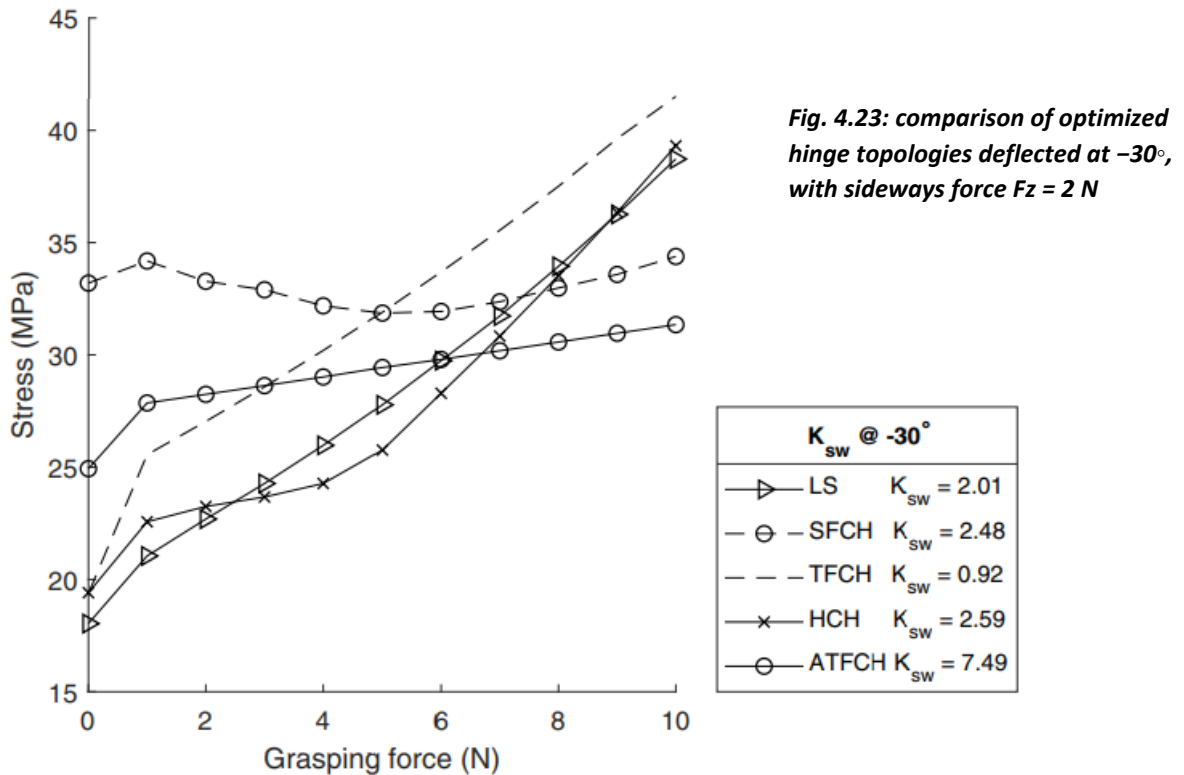


Fig. 4.23: comparison of optimized hinge topologies deflected at -30° , with sideways force $F_z = 2\text{ N}$

Da $F_{grasp} > 1\text{ N}$ l'oggetto viene afferrato e trattenuto in aria. A questo punto la tensione iniziale σ_{flex} si somma con la sollecitazione indotta dalla forza laterale costante F_z , la F_{grasp} e la F_{act} necessarie per mantenere il dito in posizione.

Si osserva un forte aumento delle tensioni per le cerniere con il rapporto $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{flex}}$ più basso.

La Angled Three-Flexure Cross Hinge è una cerniera che offre un buon compromesso, dato che ha un rapporto $\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{flex}} = 2$ e una bassa pendenza della curva Stress/Grasping Force. La Solid-Flexure Cross Hinge

presenta instabilità elastica a 11 N di forza di contatto, a causa delle elevate forze del tendine, anche se mostra un andamento dello stress più stabile perché è un'articolazione più rigida in tutte le direzioni

rispetto agli altri giunti. La rigidità laterale K_{sw} presentata in Fig. 4.23 è il rapporto inverso tra uno spostamento misurato d_z nel punto di contatto e il carico applicato $F_z = 2\text{ N}$ a -30° . K_{sw} è influenzato sia dalla cedevolezza traslazionale in z che dalla cedevolezza rotazionale con l'asse di rotazione nel piano xy .

La formulazione per K_{sw} è la seguente:

$$K_{sw} = \frac{F_z}{d_z} \quad (4.1)$$

La Three-Flexure Cross Hinge mostra la rigidità K_{sw} più bassa mentre la Angled Three-Flexure Cross Hinge presenta le migliori prestazioni come previsto, a causa dei giunti in posizione diritta nella posizione deviata dell'articolazione, come illustrato in Fig. 4.24.

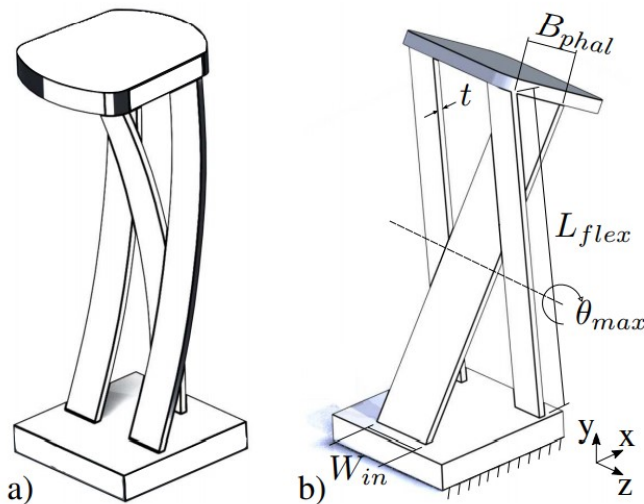


Fig. 4.24: Angled Three-Flexure Cross Hinge with design parameters (L_{flex} , B_{phal} , W_{in} and t).

a) Undeformed position with pre-curved flexures;

b) deflected position with straightened flexures.

È stata effettuata un'ulteriore analisi su K_{sw} rispetto al range di movimento. In questo caso viene operata una forza tendinea per deviare il giunto a diversi valori di angoli di deflessione, che sono diagrammati sull'asse x del grafico in Figura 4.25. E' stato applicato un carico $F_z = 2$ N ed è stato calcolato il valore K_{sw} .

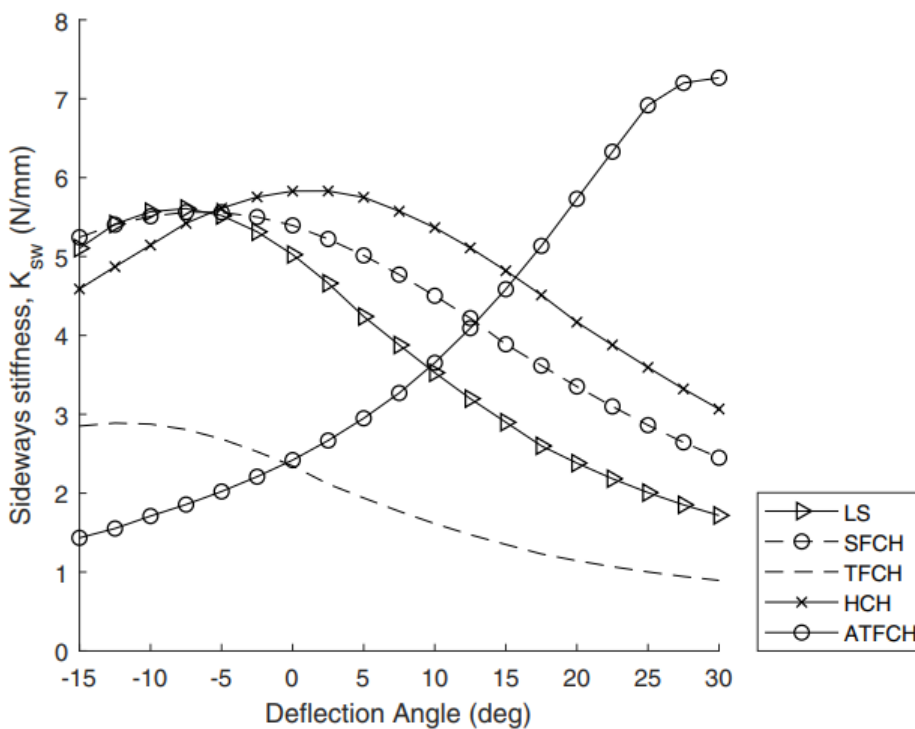


Fig. 4.25: comparison of optimized hinge topologies over the range of motion while loaded with a sideways force $F_z = 2$ N.

La Hole Cross Hinge ha le migliori prestazioni su tutta la gamma di movimento, con un calo della rigidità (support stiffness) del 47,4%. La Angled Three-Flexure Cross Hinge ha sovraperformato per angoli di deflessione superiori a $17,5^\circ$ ma, oltre la gamma di movimento, mostra un calo di rigidità dell'80%. La Leafspring, la Three-Flexure Cross Hinge e la Solid-Flexure Cross Hinge mostrano differenze superiori al 50% nella rigidità, dalla posizione non deflessa a quella deflessa.

La Hole Cross Hinge e la Angled Three-Flexure Cross Hinge sono risultate le topologie di cerniera con prestazioni migliori. Per confrontare queste cerniere in modo più dettagliato, sono state sottoposte a una deflessione di -30° e i carichi F_{grasp} e F_z sono aumentati fino alla massima capacità di carico per ottenere informazioni sul comportamento delle cerniere in caso di sovraccarico e guasto.

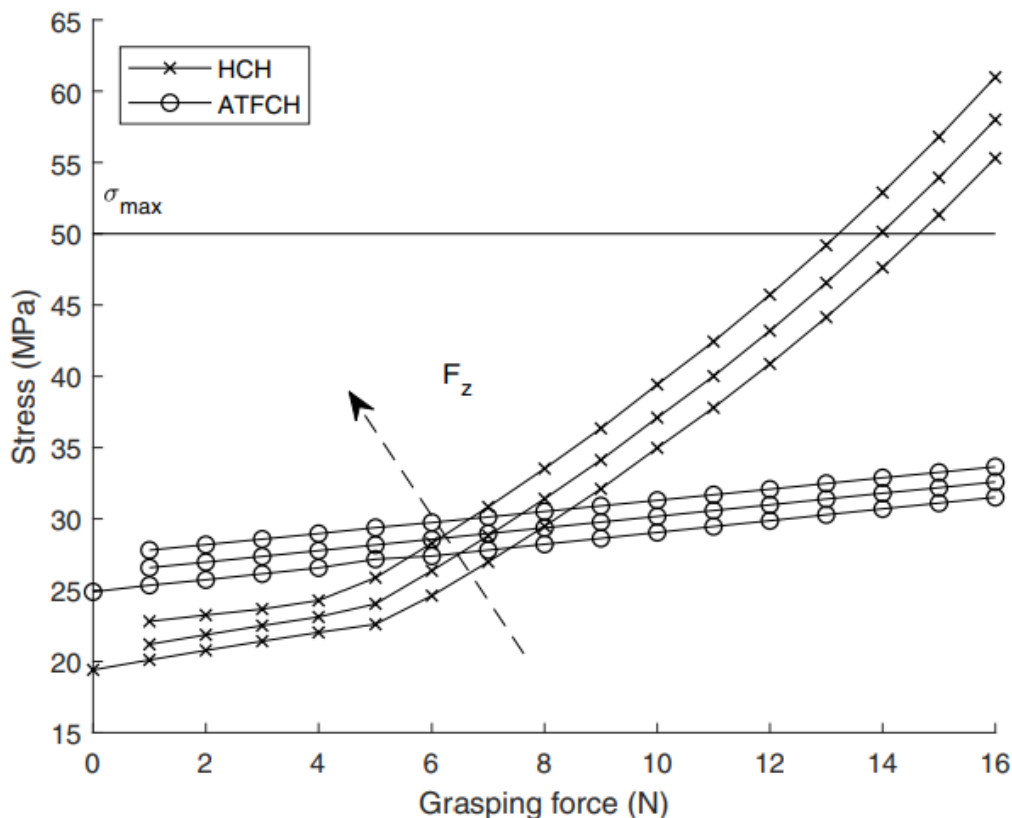


Fig. 4.26: influence of sideways force ($F_z = [0; 1; 2]$ N) in optimized Angled Three-Flexure Cross Hinge (ATFCH) and Hole Cross Hinge (HCH).

La Fig. 4.26 mostra che la sollecitazione per la Hole Cross Hinge supera il limite di sollecitazione ammissibile σ_{max} a $F_{grasp} = 15$ N. Il cambiamento dell'andamento della tensione visibile dal grafico e che si manifesta a $F_{grasp} = 5$ N è dovuto all'aumento di F_{act} in una cerniera già deflessa. La Angled Three-Flexure Cross Hinge ha presentato un aumento lineare e costante delle sollecitazioni fino a $F_{grasp} = 21$ N, dove poi appare il fenomeno dell'instabilità elastica.

In conclusione, la Hole Cross Hinge ha mostrato la migliore combinazione tra forza di presa (Grasping Force) elevata e sollecitazioni ridotte per tutta la gamma di movimento. Tuttavia, la Angled Three-Flexure Cross

Hinge si comporta particolarmente bene verso la fine del range di movimento a piena flessione, e ha la più alta capacità di forza di presa. Entrambe le topologie di cerniera si sono rivelate adatte allo scopo, e sono quindi utilizzabili per la messa in esercizio come giunti per l'articolazione metacarpo-falangea della mano antropomorfica.

Bibliografia

- [Dan Brouwer](#). 2017. *Flexure joints for large range of motion by Precision Engineering lab at the University of Twente*. <https://www.youtube.com/watch?v=4fFH2RHpcTY> – YouTube.
- Veritasium. 2019. *Come le macchine flessibili potrebbero salvare il mondo*. https://www.youtube.com/watch?v=97t7Xj_iBv0 – YouTube.
- S. Lenci. *Lezioni di Meccanica Strutturale*. Pitagora editrice Bologna, 2004.
- Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. *Shigley, progetto e costruzione di macchine*. Edizione italiana a cura di Dario Amodio e Giovanni Santucci. McGraw-Hill Editore, 2014.
- Massimo Callegari, Pietro Fanghella, Francesco Pellicano. *Meccanica Applicata alle Macchine*. CittàStudi edizioni, 2017.
- M. Jia, R.P. Jia, J.J. Yu (Beihang University - Beijing, 100191, China). 2014. *A PARAMETERIZATION APPROACH FOR COMPLIANCE ANALYSIS AND SYNTHESIS OF FLEXURE MECHANISMS*. Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2014. August 17-20, 2014, Buffalo, New York, USA.
- Dominik Kern · Malte Rösner · Elisabeth Bauma · Wolfgang Seemann · Rolf Lammering · Thomas Schuster. 2013. *Key features of flexure hinges used as rotational joints. Transition from concentrated to distributed compliances*. © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2013.
- G. Palmieri, M. C. Palpacelli, M. Callegari. 2012. *Study of a Fully Compliant U-Joint Designed for Minirobotics Applications*. Journal of Mechanical Design. Copyright by ASME.
- Tino Noll. 2002. *Three axis rotational flexure joints of high axial stiffness*. Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology. 2002 Elsevier Science Inc.
- Yeong-jun Choi, S.V. Sreenivasan, Byung Jin Choi. 2007. *Kinematic design of large displacement precision XY positioning stage by using cross strip flexure joints and over-constrained mechanism*. Department of Mechanical Engineering, University of Texas at Austin, Austin, TX 78712, USA. Available online at www.sciencedirect.com. Elsevier Ltd.
- Jean Philippe – Bacher, Cédric Joseph, Reymond Clavel. 2002. *Flexures for High Precision Robotics*. Industrial Robot: An International Journal. EMERALD.

- L. Garcia, M. Naves and D.M. Brouwer. 2018. *3D-printed flexure-based finger joints for anthropomorphic hands*. Precision Engineering - Faculty of Engineering Technology. University of Twente, 7500 AE Enschede, The Netherlands. 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). Madrid, Spain, October 1-5, 2018.

e con ciò... siamo GIUNTI al termine!

Ringrazio il Prof. Matteo Palpacelli per avermi suggerito questo interessantissimo argomento di tesi, per avermi fornito tutti gli strumenti necessari, e per avermi accompagnato nella stesura di questo elaborato e verso la prova finale.

Ringrazio la mia famiglia, per avermi supportato e sopportato durante tutto il mio percorso universitario.

Ringrazio anche i miei colleghi e amici, specialmente Lorenzo e Gianluca, che sono quelli con cui ho legato di più e sviluppato una bella amicizia, e che più mi hanno aiutato durante il mio percorso all'Università.