



**Politecnico  
di Torino**

POLITECNICO DI TORINO

Tesi di Laurea Magistrale

# **Simulazione del dispiegamento di un modulo spaziale tramite meccanismi ad aste flessibili**

**Relatori**

Prof. Alfonso PAGANI  
Prof. Riccardo AUGELLO  
Prof. Erasmo CARRERA

**Studente**

Stefano BARLETTA

**Supervisore aziendale**

Dott. Ing. Daniele CATELANI

ANNO ACCADEMICO 2021-2022

## Abstract

In questa opera di Tesi sono state effettuate le analisi preliminari per la creazione di un "Deployable Boom", un dispositivo utile in ambito spaziale. Grazie ad esso, infatti, è possibile trasportare da Terra strutture inizialmente appiattite e, una volta in orbita, dispiegarle nella loro lunghezza di lavoro.

Questi dispositivi sono formati da strutture in parete sottile che, grazie alle loro proprietà di leggerezza e spessore minimo, sono fondamentali in ambiti dove il peso e l'ingombro devono essere minimi.

Le analisi numeriche nei capitoli successivi sono state effettuate mediante i software di calcolo Matlab e Simulink mentre le simulazioni dei modelli 3D mediante il software di simulazione multi-body Adams. Quest'ultimo è stato fondamentale per impostare la progettazione della struttura proposta e nel limitare il costo computazionale mettendo a disposizione modelli molto simili alla realtà.

Il lavoro di Tesi è sviluppato in 8 capitoli.

Il Capitolo 1 è un'introduzione al concetto di serra idroponica. Questo tipo di tecnologia permette di coltivare specie vegetali in assenza di suolo consentendo di risparmiare fino all'80% di acqua, strategia chiave per la coltivazione in moduli spaziali.

Nel Capitolo 2 è introdotto il software Adams, il suo metodo di lavoro e il suo funzionamento, cioè gli "integratori". Inoltre, sono introdotte le tipologie di analisi e di risultati.

Il Capitolo 3 è una delle parti più importanti del lavoro. All'interno si presentano diverse tipologie di dispositivi dispiegabili e la meccanica del dispiegamento di un boom. Da un'analisi statica, nella quale si ricavano le relazioni geometriche, stress e tensioni, si passa ad una dinamica, dove sono analizzate le energie in gioco, tutto per mezzo del software di calcolo Matlab.

Le caratteristiche particolari del boom proposto nel lavoro di Tesi sono analizzate nel Capitolo 4, dove si analizza di quanto la struttura particolare deve essere maggiore di quella standard per traslare la parete della serra e farle raggiungere la configurazione finale: 180 cm in 180 secondi. Si presenta inoltre il primo esempio del modello serra, attraverso delle molle torsionali nel software Adams.

Nel Capitolo 5 si presentano esempi di sistemi di controllo attraverso i quali controllare la velocità di dispiegamento del boom progettato. Sono introdotti i sistemi PID, più veloci e semplici, e controllori robusti, più difficili da gestire ma che possono prevedere e prevenire comportamenti non previsti del movimento del dispositivo.

Il costo computazionale dei controllori è di particolare importanza, difatti nel Capitolo 6 si introduce la co-simulazione Adams-Simulink attraverso la quale si crea un controllore computazionalmente più semplice ma più preciso; i dati saranno condivisi dai due software. Si creeranno così i grafici finali dell'andamento del dispiegamento e velocità.

Come detto precedentemente i deployable boom sono strutture in parete sottile. Due esempi sono analizzati nel Capitolo 7: Trac Boom e Tape Spring. In questo capitolo inoltre viene proposto, per entrambi i provini, un confronto momento - angolo di deformazione ( $M - \theta$ ) tra la simulazione in Adams e le analisi sperimentali e quelle introdotte con la CUF (Carrera Unified Formulation).

Infine, nel Capitolo 8, si propone un possibile modo di operare per creare i deployable boom mediante Tape Spring.

I risultati ottenuti sono spiegati nel Capitolo Conclusioni.

# Indice

<b>Elenco delle tabelle</b>	<b>5</b>
<b>Elenco delle figure</b>	<b>6</b>
<b>1 Introduzione</b>	<b>9</b>
1.1 Luce . . . . .	10
1.2 Distribuzione di acqua e nutrienti . . . . .	10
1.3 Controllo contaminazione . . . . .	10
1.4 Astro Garden . . . . .	11
1.4.1 FASE 1 . . . . .	11
1.4.2 FASE 2 . . . . .	12
<b>2 Cenni di Sistemi Multibody</b>	<b>17</b>
2.1 MSC Adams . . . . .	17
2.2 Sistemi Multibody [21] . . . . .	18
2.3 Equazioni di Lagrange . . . . .	18
2.4 Integratori . . . . .	21
2.4.1 Predizione . . . . .	21
2.4.2 Correzione . . . . .	22
2.4.3 BDF . . . . .	22
2.4.4 GSTIFF . . . . .	23
2.4.5 WSTIFF . . . . .	24
2.4.6 HASTIFF . . . . .	24
2.5 Tipologia di analisi [18] . . . . .	25
<b>3 Meccanica del dispiegamento della struttura di un boom</b>	<b>27</b>
3.0.1 Introduzione . . . . .	27
3.1 Sensitivity Analysis . . . . .	33
3.2 Analisi statica . . . . .	34
3.2.1 Relazione geometrica della sezione trasversale del braccio	36
3.2.2 Massimo stress nel boom lenticolare appiattito e avvolto	37



3.3	Analisi dinamica . . . . .	38
3.3.1	Frequenza naturale . . . . .	38
3.3.2	Energia di deformazione della molla di reazione e coppia . . . . .	38
3.3.3	Energia di deformazione nel boom lenticolare . . . . .	39
3.3.4	Energia fornita dal motore di azionamento . . . . .	40
<b>4</b>	<b>Design di un boom dispiegabile</b>	<b>43</b>
4.1	Progettazione particolare del boom . . . . .	46
4.2	Modello preliminare Adams . . . . .	49
<b>5</b>	<b>Dinamica e controllo di un boom dispiegabile</b>	<b>53</b>
5.1	PID . . . . .	53
5.2	Formulazione modello matematico . . . . .	55
5.3	Strategia di controllo . . . . .	58
5.3.1	Controllore feed-forward e Feedback . . . . .	58
5.3.2	Controllo adattivo . . . . .	59
5.3.3	Controllo robusto . . . . .	59
5.3.4	Risultati simulazione . . . . .	61
<b>6</b>	<b>Co-simulazione Adams - MATLAB</b>	<b>65</b>
6.1	Introduzione ad Adams/Controls . . . . .	65
6.2	Modo di operare con Adams/Controls . . . . .	68
<b>7</b>	<b>Simulazione del dispiegamento di strutture a guscio ultra-sottili</b>	<b>73</b>
7.1	Tape Spring . . . . .	75
7.1.1	Geometria . . . . .	77
7.1.2	Modello teorico . . . . .	78
7.1.3	Simulazione numerica e sperimentale . . . . .	80
7.1.4	Fe Part . . . . .	81
7.1.5	ANCF [34] . . . . .	82
7.1.6	Simulazione Adams e confronto . . . . .	84
7.2	TRAC boom . . . . .	88
7.2.1	Geometria . . . . .	90
7.2.2	Simulazione numerica - sperimentale . . . . .	91
7.2.3	Simulazione Adams e confronto . . . . .	92
<b>8</b>	<b>Simulazione dispositivo in Tape Spring con Adams</b>	<b>95</b>
8.1	Struttura rettilinea . . . . .	97
8.2	Struttura arrotolata . . . . .	99
	<b>Bibliografia</b>	<b>103</b>

# Elenco delle tabelle

3.1	Caratteristiche materiale boom e molla . . . . .	31
4.1	Relazione coefficiente k - massa [kg] . . . . .	47
4.2	Valori geometrici - $M_0 = 23.7$ Kg . . . . .	48
5.1	Parametri sperimentali strategia di controllo . . . . .	60

# Elenco delle figure

1.1	GreenWall . . . . .	11
1.2	Configurazione modulo AstroGarden . . . . .	12
1.3	Configurazione chiusa aperta AstroGarden . . . . .	13
1.4	Modulo piante . . . . .	13
1.5	Modulo radici . . . . .	14
1.6	Modulo LED . . . . .	15
1.7	Layout sistema AstroGarden . . . . .	15
2.1	Flow chart . . . . .	25
3.1	Differenti sistemi di boom: a) STEM; b) BI-STEM; c) boom lenticolare (CTM) [17] . . . . .	29
3.2	Struttura boom dispiegabile [17] . . . . .	32
3.3	Sezione di un quarto di boom lenticolare [5] . . . . .	35
3.4	Schema processo dispiegamento di un boom[5] . . . . .	37
3.5	Geometria della molla [5] . . . . .	39
3.6	Modello boom dispiegabile [5] . . . . .	39
4.1	Momento (Nm) - lunghezza boom (m) . . . . .	48
4.2	Modello preliminare Adams . . . . .	49
4.3	Funzione Adams Spring-Damper Force . . . . .	50
4.4	Modello preliminare Post-Processor . . . . .	50
4.5	Modello Adams modificato . . . . .	51
5.1	Modello PID . . . . .	54
5.2	Modello del boom dispiegabile . . . . .	55
5.3	Schema di controllo . . . . .	58
5.4	Controllore PID . . . . .	61
5.5	Posizione traiettoria e velocità modello PID . . . . .	62
5.6	Controllore modello proposto . . . . .	62
5.7	Posizione traiettoria e velocità modello proposto . . . . .	63
6.1	Design processo con Adams/Controls . . . . .	66
6.2	Step di processo . . . . .	67
6.3	Modello co-simulazione Simulink . . . . .	71
6.4	Posizione traiettoria e velocità modello co-simulato . . . . .	71

7.2	Sezione esplosa del Boom SIMPLE . . . . .	76
7.4	Geometria di un Tape Spring . . . . .	77
7.5	Convenzione dei segni per un Tape Spring. . . . .	78
7.6	Tipico andamento del momento (M) in funzione dell'angolo di deflessione ( $\theta$ ) per un Tape Spring . . . . .	79
7.7	Soluzione numerica e soluzione sperimentale [29] . . . . .	80
7.8	Soluzione non lineare statica di un Tape Spring isotropo [29] . .	80
7.9	Geometria di una trave sottile con una sezione trasversale arbitraria: (a) superficie mediana, (b) sistema di coordinate associato al contorno della sezione trasversale. . . . .	83
7.10	Modello Adams Tape Spring . . . . .	84
7.11	Rotazione con momento positivo e negativo Tape Spring Adams	85
7.12	Rotazione con momento positivo e negativo Tape Spring analisi numerica . . . . .	85
7.13	Soluzione non lineare statica di un Tape Spring con confronto .	85
7.14	Evoluzione Tape Spring . . . . .	87
7.16	Processo arrotolamento di una membrana attraverso Trac Boom	89
7.18	Setup sperimentale per prova a flessione . . . . .	91
7.19	Soluzione non lineare statica di un Trac Boom [29] . . . . .	91
7.20	Stato di equilibrio non lineare corrispondente ai punti A e B . .	92
7.21	Modello Adams TRAC Boom . . . . .	92
7.22	Rotazione con momento positivo e negativo Trac Boom . . . . .	93
7.23	Soluzione non lineare statica di un Trac Boom con confronto . .	93
8.1	Create FE-Part . . . . .	97
8.2	Configurazione iniziale e finale . . . . .	98
8.3	Sezione a spirale Boom . . . . .	99
8.4	Configurazione iniziale e finale . . . . .	99

*Al Passato*

*Al Presente*

*Al Futuro*

*This world is beyond time, it is before  
and after, which is another way of  
expressing the incommensurability of  
places.*

[WALTER GUADAGNINI]

# Capitolo 1

## Introduzione

La tecnica aeroponica è una tecnologia innovativa che consente lo sviluppo in serra di piante senza l'utilizzo di terra o di qualsiasi supporto di sostegno. Le piante sono sostenute artificialmente e la loro alimentazione è garantita da sistema di nebulizzazione di acqua, arricchita da fertilizzanti, che investe direttamente l'apparato radicale della pianta. L'ambiente è chiuso e permette di eliminare l'esposizione delle piante ad agenti infestanti e patogeni facilitando la loro crescita. Permette inoltre di avere un maggior sviluppo delle piante rispetto alle tecniche tradizionali e di risparmiare sostanza nutritive e acqua (che viene nebulizzata, recuperata e rimessa in circolo nella struttura): studi infatti hanno dimostrato che si può avere un riciclo di acqua prossimo al 100%.

Le piante sono coltivate per garantire calorie alimentari all'uomo e, durante il loro ciclo di vita, producono ossigeno da anidride carbonica attraverso la fotosintesi delle piante e acqua potabile attraverso la traspirazione, due tipici processi naturali. In poche parole, è un sistema che può garantire un fonte di sostentamento ausiliario valido per i lunghi viaggi interplanetari.

Un sistema richiesto per la nascita e lo sviluppo di piante in orbita include principalmente alcuni parametri: luce, acqua, nutrienti, temperatura, umidità, controllo di CO<sub>2</sub>, rimozione contaminanti, sistema di monitoraggio, sistema di controllo per nutrienti.

Oltre che a supportare lo sviluppo delle piante, i sistemi devono poter funzionare in condizioni di ridotta gravità e usare potenza, massa volume ed il tempo della crew efficientemente.

I test in orbita hanno dimostrato che utilizzare un sistema di questo tipo è possibile ma con alcune criticità che includono la distribuzione di illuminazione,

acqua e nutrienti.

L'illuminazione è molto importante perché è la prima necessità per la crescita delle piante e generalmente è uno dei sottosistemi che richiedono più potenza.

La distribuzione di acqua e nutrimenti è critica perché si devono approcciare direttamente con la microgravità.

Vengono così analizzati tre parametri principali sopra elencati.

## 1.1 Luce

La luce è necessaria per la maggior parte dei processi fondamentali della pianta, come la fotosintesi (convertire l'energia della luce in energia chimica), fototropismo (orientamento delle piante grazie alla luce), fotoperiodismo (misurazione del periodo di luce, che permette la germinazione delle piante) e foto-morfogenesi (processo mediante il quale la luce regola la crescita e lo sviluppo delle piante). La lunghezza d'onda per lo sviluppo delle piante UV-A (315-400 nm), blu (400-500 nm), verde (500-600 nm), rosso (600- 700nm), far-red (700-800 nm), e bianco (400-700 nm).

## 1.2 Distribuzione di acqua e nutrienti

La distribuzione attiva di acqua e nutrienti sono indispensabili per la crescita e lo sviluppo di piante sane. Questi sistemi provvedono a fornire in maniera controllata ed in quantità giuste acqua e nutrienti (dato lo sviluppo del progetto con tecnologia aeroponica). Altri sistemi collegati a questo forniranno un controllo specifico su altri parametri quali lo sviluppo delle radici e impediranno che la luce penetri nella zona delle radici. I sistemi tecnologici nuovi, attraverso un sistema che usa un metodo capillare, permettono il movimento dell'acqua controllato consentendo al nutrimento di raggiungere in maniera ottimale tutto l'apparato radicale della pianta.

## 1.3 Controllo contaminazione

In un habitat così speciale i contaminanti possono creare un problema serio e far morire tutte le piante. Per queste ultime, per esempio, l'etilene è necessario ma nelle quantità errate può far morire tutta la coltivazione. È importante mantenere livelli sicuri e controllati, preferibilmente sotto i 25 ppb (diventando così un ormone per piante). Il controllo dell'etilene è permesso attraverso due

metodi: fogli assorbenti e sistemi fotocatalitici. I fogli assorbenti (come fogli con permanganato di potassio) funzionano molto bene ma sono molto grandi, richiedono grandi quantità di aria e possono generare vapore acqueo e CO<sub>2</sub>. I sistemi fotocatalitici non richiedono molto spazio o requisiti stringenti per essere usati ma richiedono potenza, generano vapore acqueo e CO<sub>2</sub>. Possono richiedere inoltre sistemi di protezione della crew dall'esposizione di raggi UV.

## 1.4 Astro Garden

### 1.4.1 FASE 1

Il programma di Fase 1 Astro Garden comprende la progettazione del prototipo di un sistema di crescita delle piante modulare, destinato a dimostrare la possibilità di “impacchettamento” del sistema in vista di un volo futuro. Il design del modulo è basato su parti e materiali disponibili nel tentativo di ridurre la complessità, costi e tempi di sviluppo. Il sistema riceve aria in ingresso da una stanza ad ambiente controllato tramite ventilatori interni e l'aria della camera dell'impianto espulsa torna nella stanza. I nutrienti sono stati forniti aeroponicamente alle radici attraverso una pompa interna e un sistema di accumulatori utilizzati per controllare la pressione di erogazione dell'ugello. Sono stati implementati 5 moduli in un dispositivo GreenWall (Fig. 1.1) per dimostrare la natura del sistema all'interno di una struttura di veicoli spaziali.



Figura 1.1: GreenWall



Questo sistema è stato utilizzato per coltivare diverse specie di piante per evidenziare le capacità del sistema di soddisfare la dieta desiderata per le colture di insalata. Queste piante possono includere patate (cv Norland), lattuga (cv Caesar), pomodori (cv Red Robin) e Pak Choi (cv Green Fortune). L'ampia area di crescita nelle zone delle radici e dei germogli consente di coltivare più tipi di piante (vegetative e radicali). Il sistema della Fase 1 consente di creare la base per l'inizio della progettazione della Fase 2.

### 1.4.2 FASE 2

Il sistema Astro Garden è composto da otto moduli, una camera di germogliazione e un Water Processing Module (WPM). Ogni singolo modulo è progettato per adattarsi alla superficie interna del Lunar Gateway ( $\approx 63,5 \text{ cm} \times 61 \text{ cm} \times 188 \text{ cm}$ ). Il modulo Astro Garden è progettato per essere riposto in modo tale che due moduli possano adattarsi all'interno dell'involucro per una configurazione di lancio. Una volta che l'installazione in orbita è pronta, il gruppo può essere facilmente dispiegato sollevando le armature per sollevare e bloccarlo in posizione, come mostrato nella [1.3](#)

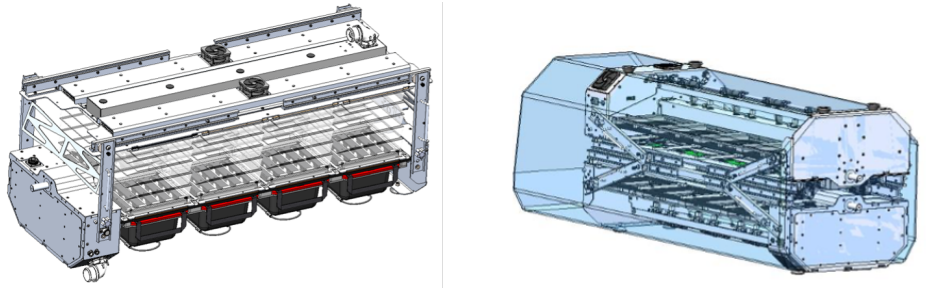


Figura 1.2: Configurazione modulo AstroGarden

Ogni modulo contiene 8 moduli ripiegabili con un'area di crescita di circa 929 cm<sup>2</sup> e un'altezza di circa 28 cm. Come i moduli Veggie sulle ISS, anche questi sono progettati per essere ripiegabili e facilmente utilizzabili in modo inflatabile. L'aria è fornita da ventilatori nel telaio di Astro Garden e convogliata all'ingresso di ciascuna zona del modulo. Quando l'aria si mescola all'interno della zona del germoglio, cattura l'umidità dalla traspirazione della pianta e viene respinta nella parte superiore della zona in un collettore di uscita centrale. Il modulo è sigillato e tenuto in posizione con fermi a scorrimento e coppie di tappi magnetici / in acciaio. È facilmente rimovibile per la pulizia e, se necessario, può essere sostituito con un nuovo involucro. Un singolo modulo è mostrato nella [1.4](#).

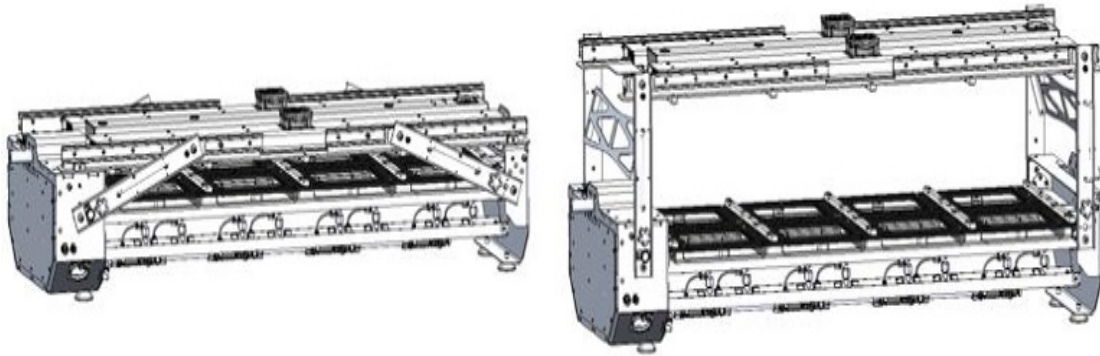


Figura 1.3: Configurazione chiusa aperta AstroGarden



Figura 1.4: Modulo piante

L'interfaccia radici / germoglio fornisce una barriera fisica tra la zona del germoglio e la zona delle radici. Questa impedisce alla luce LED di penetrare nella zona delle radici e impedisce alla soluzione nutritiva spruzzata nella zona delle radici di penetrare nella regione frondosa delle piante. L'interfaccia radici / germoglio fornisce una guarnizione per racchiudere le cartucce di semi di piante (modulo di alloggiamento del seme della pianta) ed è rimovibile per il reimpianto e la successiva reinstallazione.

La [1.5](#) mostra un'immagine dell'interfaccia radici / germoglio. L'interfaccia fornisce capacità di piantagione che vanno da una a 16 piante a seconda delle specie vegetali. Questo modulo è progettato per essere modulare per consentire una facile sostituzione e pulizia e consente inoltre la valutazione di progetti alternativi e tecniche di controllo dei nutrienti. Il design di base della zona delle radici utilizza lo spray aeroponico per il rilascio dei nutrienti alle radici e il drenaggio

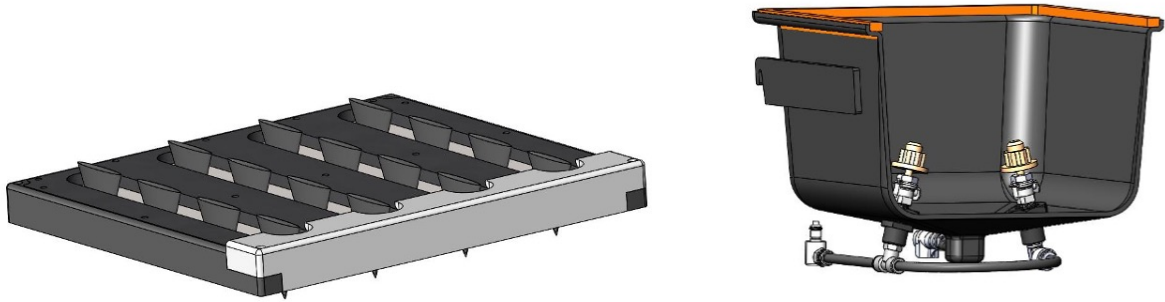


Figura 1.5: Modulo radici

gravitazionale per raccogliere la soluzione nutritiva usata prima del recupero nel WPM. La pressione viene erogata al collettore degli ugelli attivando un'elettrovalvola normalmente chiusa nel telaio dell'Astro Garden. Quando il livello di riempimento della zona delle radici raggiunge la capacità, una pompa interna al modulo Astro Garden si attiva per trasportare la soluzione usata per il recupero e riciclarla nuovamente nel serbatoio di miscelazione dei nutrienti.

Per migliorare le prestazioni di illuminazione ci sono luci LED a canale singolo e multicanale con capacità prevista fino a  $800 \mu\text{molm}^{-2}\text{s}^{-1}$  per zona del germoglio o zone foto-sinteticamente attive. Questa intensità complessiva è distribuita tra i LED rosso, bianco e blu. Le intensità di luce individuali sono controllabili per fornire vari spettri di luce a specie vegetali specifiche per scopi di ricerca o produttività. Quattro schede sono collegate insieme per coprire un'intera fila di riprese all'interno di un modulo Astro Garden. Con due file per modulo, ci sono otto schede totali e due gruppi di barre luminose. Il raffreddamento è fornito dalla convezione di aria forzata attraverso il gruppo della barra luminosa come mostrato nella 1.6.

Per aiutare a fornire le risorse utilizzate all'interno del sistema Astro Garden, l'acqua e i nutrienti vengono miscelati e recuperati dal Water Processing Module (WPM). L'acqua impoverita di nutrienti dalla zona delle radici viene pompata nuovamente nel serbatoio di miscelazione dei nutrienti contenuto nel WPM. L'aria umida proveniente dal processo di traspirazione della pianta viene soffiata nel WPM da ciascun modulo Astro Garden e il contenuto d'acqua viene recuperato dal flusso utilizzando un sistema rigenerabile e un dispositivo di cattura dell'acqua (WCD) progettato da SNC. Il WCD è utilizzabile indipendentemente dall'ambiente gravitazionale.

Come detto prima, il sistema Astro Garden è composto da otto moduli, una

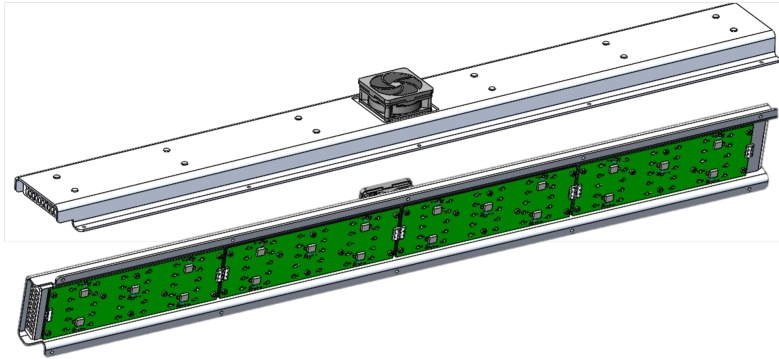


Figura 1.6: Modulo LED

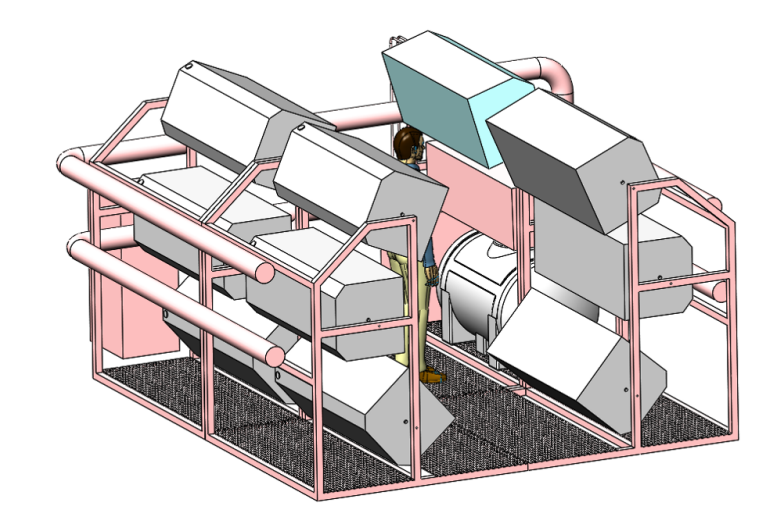


Figura 1.7: Layout sistema AstroGarden

camera di germogliazione e un WPM. I moduli Astro Garden e vivaio condividono la stessa struttura. Per il corretto funzionamento dell'intero sistema, è necessaria un'attrezzatura aggiuntiva di "supporto a terra". Questa apparecchiatura include le tubazioni e le condutture necessarie per l'interconnessione, nonché la struttura per il montaggio fisico dei moduli.



## Capitolo 2

# Cenni di Sistemi Multibody

### 2.1 MSC Adams

MSC Adams (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) è un software di simulazione dinamica multibody che incorpora la fisica risolvendo simultaneamente equazioni di cinematica, statica, quasi-dinamica e dinamica senza dover necessariamente realizzare un modello reale; per questo motivo il suo utilizzo è considerato un enorme vantaggio.

Il software Adams è composto da tre elementi principali [18]:

- *Adams View*: interfaccia di creazione effettiva del modello tramite geometrie 3D, che permette di realizzare un prototipo tramite i vari elementi messi a disposizioni, sia dal punto di vista della creazione del corpo del modello sia dal punto di vista delle giunzioni, come ad esempio varie tipologie di giunti e forze ad essi applicabili.
- *Adams Solver* [20]: durante una simulazione descrive le posizioni e gli orientamenti di tutte le parti del sistema meccanico in termini di sei coordinate, tre traslazionali e tre angolari. Adams/Solver memorizza gli spostamenti traslazionali e angolari dipendenti dal tempo, velocità e accelerazioni nel vettore di stato. Il vettore di stato contiene anche i valori correnti delle forze applicate su ciascuna delle parti e delle posizioni vincolate e inerziali. Pertanto, il vettore di stato fornisce una descrizione completa del sistema meccanico per una simulazione di esso.
- *Adams Post Processing*: interfaccia per la visualizzazione dei risultati e la creazione di studi mirati, tramite grafici, di qualsivoglia elemento inserito

nel modello, sia dal punto di vista dello spostamento, della velocità, dell'accelerazione o delle forze che vi agiscono. Inoltre, dà la possibilità di realizzare video delle movimentazioni imposte al modello creato.

## 2.2 Sistemi Multibody [21]

Il sistema multi-body è definibile come un sistema di parti meccaniche, rigide o flessibili, che sono interconnesse tra loro tramite giunti, i quali possono a loro volta essere rigidi o flessibili, soggetti ad un qualsiasi sistema di forze, in grado di muoversi nello spazio tramite spostamenti, rotazioni e traslazioni. Per descrivere il moto di un qualsiasi modello, si deve fornire la risposta temporale del sistema allo spostamento, assoluto o relativo, in riferimento al sistema di riferimento adottato per ognuna delle sue parti. Così facendo, si ottiene un sistema di equazioni differenziali che risulta accoppiato ad un sistema di equazioni algebriche, riferito ai vincoli inseriti nel modello, che dovrà essere soddisfatto dal moto relativo dei vari corpi che interagiscono durante la movimentazione. La difficoltà della risoluzione delle equazioni risiede nel fatto che esse sono di tipo non lineare. Per questo motivo la simulazione dinamica si è scissa in:

- *General Purpose Computer Program*: ha un approccio sistematico e consente l'analisi di qualsiasi sistema multibody. L'applicazione è generale, può essere dunque applicato in qualsiasi campo di applicazione meccanica ed è indipendente dalla specificità del problema e/o modello;
- *Special Purpose Computer Program*: programma verticalizzato su specifica applicazione;

## 2.3 Equazioni di Lagrange

In accordo con le leggi della dinamica Lagrangiana, il moto di un sistema multibody è governato dall'equazione di Eulero - Lagrange:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial L}{\partial q} + \phi_q^t \lambda = Q \quad (2.1)$$

dove  $\mathbf{L}$  è l'equazione Lagrangiana del sistema, dato dalla differenza di energia cinetica e potenziale;  $\mathbf{q}$  è il vettore delle coordinate generalizzate;  $\lambda$  contiene i moltiplicatori Lagrangiani. La matrice Jacobiana

$$\phi_q = \frac{\partial \phi}{\partial q} \quad (2.2)$$

delle equazioni di vincolo è fatta dalle derivate parziali dell'espressioni del vincolo rispetto alle coordinate generalizzate.  $\mathbf{Q}$  è un vettore che rappresenta le forze esterne applicate, bilanciato dall'accelerazione, forza potenziale e moltiplicatori di Lagrange.

Il risolutore di *Adams* implementa la seguente equazione:

$$M\ddot{q} + \dot{M}\dot{q} - \frac{1}{2}\dot{q}^T \frac{\partial M}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial V}{\partial q} + \phi_d^T \lambda = Q \quad (2.3)$$

Considerando  $n$  equazioni differenziali del secondo ordine e  $m$  vincoli in cui:

- $\mathbf{n}$  è il numero di corpi;
- $\mathbf{M}$  è la matrice delle masse  $n \times n$ ;
- $\frac{1}{2}\dot{q}^T \frac{\partial M}{\partial q} \dot{q}$  è l'energia cinetica totale;
- $V$  è l'energia potenziale del sistema;
- $\phi_d$  è la matrice Jacobiana dei vincoli  $m \times n$ ;
- $\mathbf{Q}$  è la colonna vettoriale  $n \times 1$  rappresentante le forze applicate.

Le componenti del momento traslazionale del corpo sono:

$$p_x = \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} \quad (2.4)$$

$$p_y = \frac{\partial L}{\partial \dot{y}} = m\dot{y}. \quad (2.5)$$

Analogamente, il momento angolare è definito come:

$$p_\theta = \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = I\dot{\theta}. \quad (2.6)$$

Così la formula del momento per una coordinata generalizzata  $q$  è:

$$p_q = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \quad (2.7)$$



Se  $q$  è per le coordinate  $x$  o  $y$ , allora l'equazione derivativa è:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} = \dot{p}_q = m\ddot{q}. \quad (2.8)$$

Se  $q$  è per le coordinate rotazionali, allora:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} = \dot{p}_q = I\ddot{q}. \quad (2.9)$$

Ognuna delle due equazioni 2.8 e 2.9 rappresentano la forza di inerzia sul corpo nella direzione  $q$ .

## 2.4 Integratori

Invece di costruire e testare un prototipo di un sistema meccanico, solitamente si usa sviluppare una simulazione virtuale che possa simulare anche il moto e le forze agenti sul sistema. Perciò, l'utente deve specificare i parametri che riassumeranno il modello fisico. Il programma poi in utilizzo prende queste informazioni e le converte in equazioni differenziali e algebriche (DAEs) che, però, devono essere integrate per essere risolte. Queste equazioni non sono lineari, per questo c'è bisogno di "integratori", strumenti attraverso i quali si possa ricavare la soluzione del sistema.

Gli integratori sono classificati come rigidi (*stiff*) o non rigidi (*non-stiff*). Un integratore rigido è in grado di gestire in modo efficiente sistemi numericamente rigidi e il passo di integrazione è limitato dall'inverso della frequenza attiva più alta nel sistema. Per gli integratori non rigidi, invece, esso è limitato dall'inverso della frequenza più alta (attiva o inattiva) nel sistema. Pertanto, gli integratori non rigidi sono notoriamente inefficienti per risolvere problemi rigidi.

Poiché molti sistemi meccanici sono numericamente rigidi, l'integratore predefinito in Adams Solver è *GSTIFF*, un integratore rigido basato sull'integratore DIFSUB sviluppato da C.W. Gear. Adams Solver fornisce anche due integratori rigidi aggiuntivi: *CONSTANT\_BDF* e *WSTIFF*. Tutti questi integratori sono basati su formule di differenza all'indietro (BDF) e sono integratori multifase. La soluzione per questi integratori avviene in due fasi: una predizione seguita da una correzione.

### 2.4.1 Predizione

Quando esegue un nuovo passaggio, l'integratore adatta un polinomio di un determinato ordine attraverso i valori passati di ogni stato del sistema; quindi, li estrapola al passo corrente per eseguire una previsione. Per fare questo, vengono utilizzate tecniche standard come la serie di Taylor (*GSTIFF*) o le differenze divise di Newton (*WSTIFF*).

La previsione è un processo esplicito in cui vengono considerati solo i valori passati e si basa sulla premessa che questi sono buoni indicatori dei valori attuali calcolati. Il valore previsto non garantisce che soddisferà le equazioni del moto o del vincolo, difatti è semplicemente un'ipotesi iniziale per iniziare la correzione, che assicura che le equazioni di governo siano soddisfatte.

Il grado di polinomio utilizzato per la previsione è chiamato "*ordine del predittore*". Ad esempio, un predittore di ordine 3 si adatterà a un polinomio cubico che include gli ultimi 4 valori per ogni stato.

### 2.4.2 Correzione

Le formule di correzione sono un insieme implicito di relazioni di differenza (BDF) che mettono in relazione la derivata degli stati al passo attuale con i valori degli stati stessi. Questa relazione trasforma le equazioni algebriche differenziali non lineari in un insieme di equazioni alle differenze algebriche non lineari negli stati del sistema. L'integratore "*Backward Euler*" è un esempio di BDF del primo ordine.

Dopo che il correttore è convergente a una soluzione, l'integratore stima l'errore di integrazione locale nella soluzione. Questa è solitamente una funzione della differenza tra il valore previsto e il valore corretto, la dimensione del passo e l'ordine dell'integratore. Se l'errore stimato è maggiore dell'errore di integrazione specificato, l'integratore rifiuta la soluzione e prende un intervallo di tempo inferiore. Se l'errore stimato è inferiore all'errore di integrazione locale specificato, l'integratore accetta la soluzione ed esegue un nuovo passaggio temporale. L'integratore ripete il processo di stima di previsione-correzione-errore fino a raggiungere il tempo specificato nel comando SIMULATE.

### 2.4.3 BDF

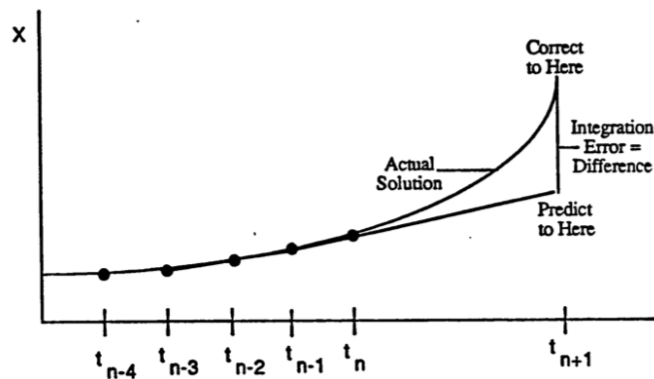
Per eseguire un'analisi dinamica Adams usa un integratore "Backwards Differentiation Formula" (BDF) per proseguire da uno step output all'altro quanto più velocemente possibile. Ogni step intermedio (ogni integrazione) è formato da quattro eventi.

1. Adams cerca di predire quale sarà la soluzione alla fine degli step di integrazione creando una curva sulla base di ogni variabile. Ogni variabile passata è differenziata (da qui BDF) per approssimare la derivata della variabile di stato all'inizio di ogni step di integrazione.
2. Adams corregge la soluzione usando l'algoritmo di Newton - Raphson.
3. Se il correttore converge, l'errore di integrazione è stimato e si analizza per vedere se è possibile accettarlo.
4. Infine, la dimensione degli step e il modello di predizione degli step successivi sarà ottimizzato.

Inizialmente su Adams si usa un passo tra gli step largo per minimizzare il calcolo computazionale, ma una volta trovata la funzione (e la curva che la rappresenta) il passo degli step si riduce per rappresentare il problema più correttamente.

Ad ogni step di integrazione il correttore deve convergere alla soluzione all'interno di una specifica tolleranza. Il caso standard è: Errore =  $1e-3$ ; Tolleranza =  $1e-6$ .

Per minimizzare il numero di soluzioni necessarie (e per ridurre il costo computazionale) bisognerebbe scegliere quale errore di tolleranza utilizzare per la prima simulazione. Generalmente, l'errore di default si è dimostrato il più accurato ed il migliore. Se però la tolleranza iniziale è troppo bassa il correttore probabilmente fallirà e bisognerà aumentarla di un fattore 10.



#### 2.4.4 GSTIFF

GSTIFF si basa sull'integratore "*DIFSUB*" ed è l'integratore più utilizzato e testato in Adams Solver. Questo è un integratore a ordine variabile, con passo variabile o multipasso con un massimo ordine di integrazione pari a 6. I coefficienti BDF utilizzati sono calcolati assumendo che la dimensione del passo del modello sia per lo più costante. Così, quando la dimensione del passo cambia in questo integratore, viene introdotto un piccolo errore nella soluzione.

Questa formulazione offre i seguenti vantaggi e svantaggi: Questa formulazione offre diversi vantaggi e svantaggi:

- è veloce;
- ha alta accuratezza;
- è robusto in molte analisi;

ma:

- le velocità e le accelerazioni possono avere degli errori (si limitano costringendo l'integratore a lavorare a passo costante);
- ci possono essere errori se l'integratore funziona con piccoli passi.

### **2.4.5 WSTIFF**

WSTIFF è un integratore rigidamente stabile, basato su BDF, a ordine variabile, passo variabile e multipasso con un ordine massimo di sei. I coefficienti BDF che utilizza sono funzione della dimensione del passo dell'integratore. Pertanto, quando la dimensione del passo cambia in questo integratore, i coefficienti BDF cambiano. WSTIFF può modificare la dimensione del passaggio senza alcuna perdita di precisione, il che aiuta a risolvere i problemi in modo più fluido. I vantaggi e le limitazioni di WSTIFF sono gli stessi di GSTIFF elencati sopra.

### **2.4.6 HASTIFF**

HASTIFF è un integratore a ordine variabile, a passo variabile o multipasso con un ordine di integrazione massimo di sei. I coefficienti BDF utilizzati sono calcolati assumendo che la dimensione del passo del modello sia per lo più costante.

Il flow chart sotto mostra un metodo per decidere quale integratore usare e come identificare alcuni parametri importanti.

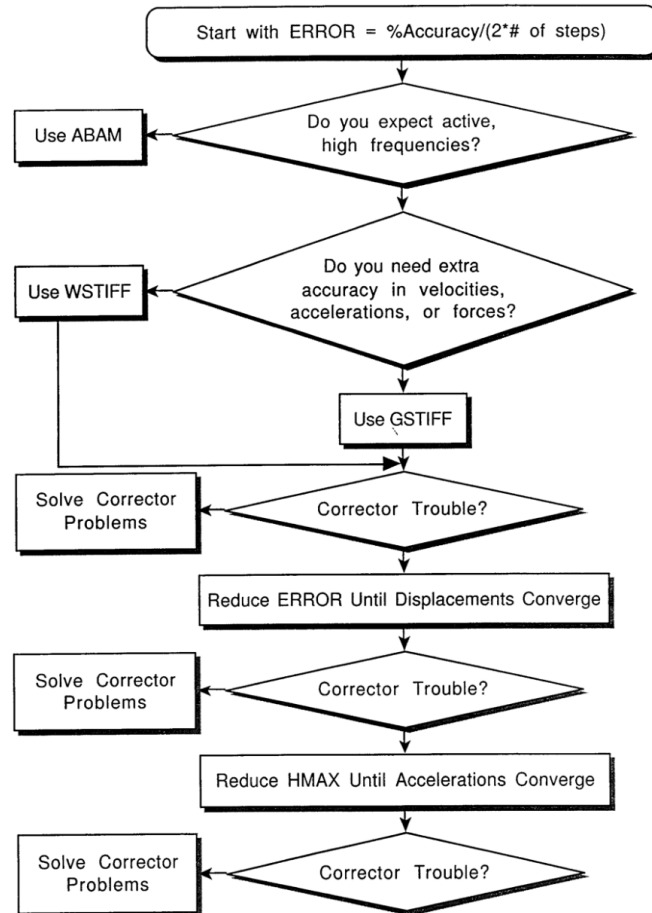


Figura 2.1: Flow chart

## 2.5 Tipologia di analisi [18]

Adams/Solver può eseguire diversi tipi di analisi a seconda delle caratteristiche del problema e dei risultati che si vogliono ottenere, tenendo conto che il software procede secondo le indicazioni date dall'utente e che quindi sta a quest'ultimo la scelta appropriata dell'analisi solutiva da utilizzare in base al sistema di multi-body, in modo da avere dati di output coerenti al modello reale. Come descritto nei paragrafi seguenti, le varie analisi forniscono diverse informazioni sul sistema.

1. *Analisi delle condizioni iniziali*

Definita anche processo di assemblaggio, è il primo passo che effettua il codice sul modello, verificando che lo stato del sistema, dunque spostamenti e velocità, sia compatibile con le equazioni di vincolo inserite.

2. *Analisi cinematica*

Determina il moto del sistema in termini di spostamento, velocità e accelerazioni. Nel caso in cui si imponessero delle proprietà inerziali come dati di input del modello, il codice può calcolarne le forze di azione e reazione necessarie a garantire il moto del sistema multi-body.

3. *Analisi statica*

Determina la configurazione di equilibrio del sistema, bilanciando le forze interne con quelle esterne, considerando il modello in assenza di moto o di forze inerziali.

4. *Analisi quasi-statica*

Permette di effettuare, ad intervalli regolari e fissi, una sequenza di analisi statiche in modo da poter analizzare differenti configurazioni del sistema durante il moto.

5. *Analisi dinamica*

Determina il moto del sistema meccanico, ovvero spostamenti, velocità, accelerazioni e reazioni vincolari, soggetto a forze inerziali, di gravità e di qualsiasi altro tipo, definite dall'utente. Rappresenta la parte focale del codice perché calcola la soluzione temporale del sistema DAE.

6. *Analisi lineare*

Permette di effettuare una linearizzazione del sistema di equazioni non lineari attorno ad un punto operativo. La soluzione del sistema di equazioni lineari ottenuto fornisce come risultato gli autovalori (associate alle frequenze del sistema), gli autovettori (associate ai modi di vibrare del sistema) o le matrici di stato.

## Capitolo 3

# Meccanica del dispiegamento della struttura di un boom

### 3.0.1 Introduzione

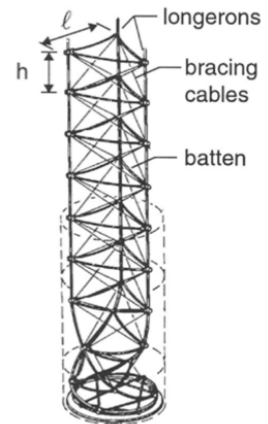
Il termine "boom dispiegabile" fa riferimento alla famiglia delle strutture dispiegabili, cioè una speciale tipologia di strutture che sono in grado di modificare la propria forma e adottare delle configurazioni appositamente progettate. Le configurazioni sono solitamente due cioè compatta o estesa e il passaggio da una all'altra è definito come "dispiegamento" (il processo inverso è definito come "retrazione"). La loro invenzione ed applicazione in campo spaziale è da attribuire alla necessità di disporre di strutture caratterizzate da volumi che non eccedessero un limite massimo imposto dal fairing del lanciatore, cioè la porzione di spazio del lanciatore adibita al trasporto del payload.

Nel corso del tempo sono state progettate diverse tipologie di dispositivi dispiegabili che si dividono in [\[18\]](#):



- **Aste a spirale:**

È caratterizzato da una struttura sottile e rettilinea con sezione trasversale  $r$  ed è avvolta da una bobina di raggio  $R$  con  $R > r$ . Queste strutture possono essere dispiegate tramite appositi meccanismi rotativi elettronici;



- **Guscio flessibile:**

È caratterizzato da un'asta molto sottile la cui sezione trasversale forma un cerchio completo (dove è possibile avere anche sovrapposizioni di materiale). Si dividono in:

- *Single STEM*: composto da un unico nastro con un angolo maggiore di  $360^\circ$ . Il nastro è avvolto su un tamburo per l'immagazzinamento e può essere dispiegato mediante rotazione di un tamburo.
- *Bi-STEM*: è realizzato unendo due nastri formando una forma biconvessa. Questo crea un braccio tubolare con una maggiore rigidità torsionale rispetto allo STEM. Il tubo può essere piegato e riavvolto su un tamburo di stoccaggio e, come nella configurazione single STEM, il tubo non subisce una rotazione della punta durante il dispiegamento/-retrazione.
- *Tape springs*: sono strisce elastiche in parete sottile la cui sezione trasversale forma un arco di circonferenza con raggio di curvatura  $R$  e sottende un certo angolo  $\alpha$ . Questi sono in grado di dispiegarsi attraverso il rilascio di energia di deformazione elastica immagazzinata nella configurazione ripiegata.
- *CTM*: i Collapsible Tube Mast hanno una forma biconvessa con i bordi uniti. Rispetto agli altri hanno una rigidità torsionale maggiore (grazie all'uso della sezione chiusa).

I sistemi STEM o BI-STEM sono i dispositivi più popolari, inventati dalla NASA nel 1960. La loro prima applicazione è stata proposta a bordo dello Space Shuttle e della German Aerospace Center per la creazione di un sistema che potesse correttamente e lentamente aprire un pannello fotovoltaico per la conversione di energia solare in elettrica delle dimensioni  $5 \times 5$  m.

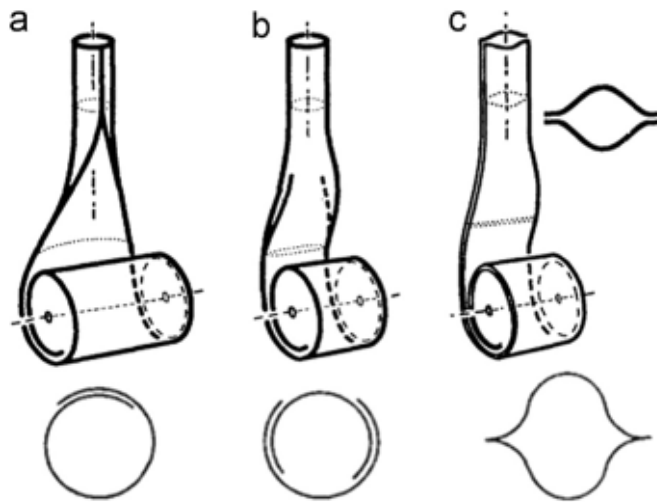


Figura 3.1: Differenti sistemi di boom: a) STEM; b) BI-STEM; c) boom lenticolare (CTM) [17]

- **Altri meccanismi:** meccanismi strutturali, membrane, pannelli rigidi.

Il boom dispiegabile ha un ruolo fondamentale per il dispiegamento della serra: la struttura deve avere un ingombro minimo durante il lancio per poi occupare il volume di progettazione una volta in orbita. Questa tesi è presentata per analizzare la teoria alla base della progettazione di un sistema BI-STEM o CTM e come progettare il design ottimale con un'analisi dinamica di un boom dispiegabile.

In primo luogo, è stata implementata un'analisi meccanica per studiare le caratteristiche del boom dispiegabile. Gli obiettivi sono: ridurre al minimo la sollecitazione massima del boom (per avere un dispositivo sicuro da usare che non si pieghi o spezzi); ridurre al minimo la massa della molla (si ricorda che è un dispositivo da utilizzare nell'ambiente spaziale e quanto più piccola è la massa meno sono i costi di trasporto verso lo spazio); minimizzare la potenza del motore (un motore meno potente sarà più sicuro e più leggero). Quindi, per raggiungere gli obiettivi, devono essere ottimizzati i parametri della sezione del boom e della bobina di stoccaggio.

Il processo di ottimizzazione è effettuato attraverso un modello di ottimizzazione quadratica sequenziale (SQP) [5]: si ridurrà il costo computazionale e la complessità del calcolo. Il metodo SQP risolve una sequenza di sotto-problemi di ottimizzazione ognuno dei quali ottimizza un modello quadratico dell'obiettivo soggetto ad una linearizzazione dei vincoli. Se il problema non è vincolato, il metodo si riduce al metodo di Newton per trovare un punto in cui il gradiente dell'obiettivo si annulla. Se il problema ha solo vincoli di uguaglianza, allora il metodo equivale ad applicare il metodo di Newton alle condizioni di ottimo del primo ordine, o condizioni di Karush-Kuhn-Tucker, del problema [19].

Come mostrato in Figura 3.2, il boom dispiegabile teorico proposto è costituito da tre parti:

- (1) il boom lenticolare con una bobina di stoccaggio;
- (2) il meccanismo retrattile/dispiegabile;
- (3) altri dispositivi ausiliari.

Il boom lenticolare è assemblato da due semi-gusci a forma di omega (Figura 3.1) realizzati in materiali plastici rinforzati con fibra di carbonio (CFRP) (i parametri del materiale sono mostrati in Tabella 3.1).

Parametri	Simbolo	Valore
Modulo di Young del boom	$E$	110 GPa
Modulo di Poisson del boom	$\mu$	0.3
Densità del boom	$\rho$	$1600 \text{ kg/m}^3$
Modulo di Young della molla	$E_1$	193 GPa
Modulo di Poisson della molla	$\mu_1$	0.3
Densità della molla	$\rho_1$	$7800 \text{ kg/m}^3$
Tensione massima ammissibile	$\sigma$	1570 MPa
Stress normale massimo ammissibile	$\tau$	1570 MPa

Tabella 3.1: Caratteristiche materiale boom e molla

Le sezioni delle conchiglie sono cave, lenticolari, a parete sottile e simmetriche; quindi, è molto comodo utilizzare una bobina di stoccaggio per risparmiare spazio quando si ripone il braccio. La bobina di stoccaggio è costituita da una bobina in alluminio nella quale ci sono i cuscinetti di supporto e le molle di reazione.

Il meccanismo retrattile/ripiegabile è costituito da un motore di azionamento, un rullo attivo, un rullo negativo, una catena a rulli, una piastra di guida e due bracci oscillanti. Quando il braccio si sta dispiegando, il motore di azionamento fornisce il momento positivo, la piastra di guida protegge il braccio da danni fisici e i bracci oscillanti aiutano a supportare il rullo negativo, che coopera con il rullo attivo per garantire l'allentamento nell'appiattimento del braccio. Altri dispositivi ausiliari, come travi di supporto, collare di supporto e altri dispositivi, vengono utilizzati per mantenere le posizioni relative dei sottosistemi. Nello specifico, il rullo attivo e il collare di supporto forniscono condizioni al contorno per la regione di transizione del braccio. Le tre parti lavorano insieme per costituire il braccio dispiegabile integrato.

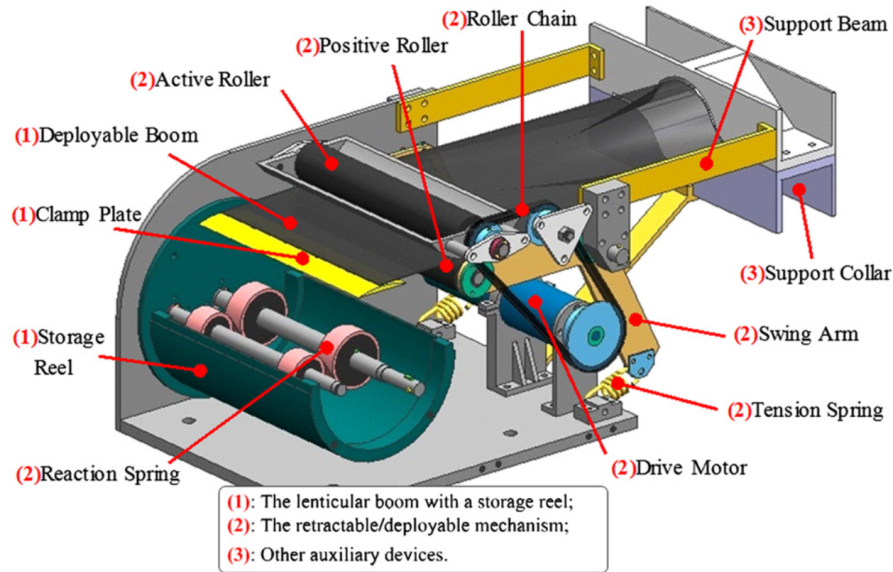


Figura 3.2: Struttura boom dispiegabile [17]

Come già citato, Il principio di funzionamento del braccio dispiegabile può essere suddiviso in due tipi: dispiegamento e retrazione. In modalità di dispiegamento, il motore aziona il rullo attivo per mezzo di una catena a rulli e guida il braccio appiattito che non si piega durante lo spiegamento. Contemporaneamente, le molle di reazione immagazzineranno energia potenziale per fornire un ragionevole momento di inversione e il braccio dispiegato cambierà la sua forma a sezione trasversale appiattita al suo stato primario. In modalità di retrazione, il motore di azionamento cambia direzione e aziona il rullo attivo per appiattire il braccio. Le molle di reazione forniscono un momento approssimativamente costante rilasciando energia per aiutare ad avvolgere il braccio senza sguaiarsi. Il boom cambierà la sua forma della sezione trasversale da curva ad appiattita.

Rispetto ad altri bracci dispiegabili esistenti simili, il braccio dispiegabile progettato mostra alcuni vantaggi. La struttura compatta e lo stile di stoccaggio su ruote riducono il volume e il peso del braccio, consentendo di realizzare un grande rapporto di ingrandimento. In secondo luogo, il motore di azionamento e la molla di reazione immagazzinano/forniscono energia durante il dispiegamento/-ritrazione del braccio, garantendo l'efficienza del braccio dispiegabile. Inoltre, lo stile di dispiegamento/ritrazione dritto e stabile non limita la lunghezza del braccio lenticolare e ha un impatto minimo sul veicolo spaziale centrale durante il dispiegamento/ritrazione. Infine, non esiste lo scivolo tra il braccio e il rullo attivo/positivo, e quindi è assicurata la precisione di posizione del braccio per soddisfare uno specifico compito di spazio.

### 3.1 Sensitivity Analysis

Progettare un boom significa analizzare la geometria del dispositivo, analizzare gli sforzi a cui è soggetto durante il suo funzionamento e monitorare le energie necessarie ad espletare la funzione per la quale è stato progettato. È utile quindi fare riferimento alla *sensitivity analysis* che determina come valori differenti di variabili indipendenti sono direttamente coinvolte nel calcolo di altre.

La proprietà del materiale, le dimensioni geometriche del boom (dimensioni del braccio lenticolare e della bobina di stoccaggio) determinano la sollecitazione massima, la capacità di carico e la frequenza naturale (che è la velocità con cui un oggetto vibra quando viene disturbato/mosso). La struttura della molla di reazione determina il momento torcente e la massa della molla. Inoltre, il rapporto di equilibrio energetico dell'intero sistema determina il numero minimo di giri del motore e garantisce un arretramento/spiegamento senza sgualcimenti del braccio lenticolare. Si intuisce quindi che la larghezza del braccio appiattito ( $w$ ), la massima sollecitazione normale del braccio ( $\sigma_{max}$ ), la massima sollecitazione di taglio nel braccio ( $\tau_{max}$ ) e la frequenza naturale del primo ordine ( $\lambda$ ) hanno una grande influenza sul sistema del boom dispiegabile. Per migliorare l'efficienza di ottimizzazione, questi elementi sono stati scelti come variabili di vincolo e inseriti nel vettore:

$$\begin{cases} D = [w & \sigma_{max} & \tau_{max} & \lambda]^T \\ D \propto [r_1 & r_2 & y_{01} & w_0 & D & t & L] \end{cases} \quad (3.1)$$

È fondamentale capire da cosa dipendono queste variabili. Analizzando per esempio  $\sigma_{max}$ , questa è inversamente proporzionale ai momenti di inerzia  $I_x$  e  $I_y$ . A loro volta, queste variabili dipendono da variabili geometriche come  $t$  – *spessore*,  $r$  – *raggio*,  $\theta$  – *angolo di svaso del boom* (che intercorre tra la direzione verticale del boom e la direzione del cambio di concavità del boom stesso). Così come la  $\sigma_{max}$ , anche tutti gli altri parametri contenuti nel vettore  $D$  sono dipendenti dalle stesse variabili. Schematicamente si può scrivere che:

$$\sigma \propto \frac{1}{I} \quad (3.2)$$

Come sopra, la frequenza  $\lambda$  è un parametro da determinare. Esso non deve essere né troppo grande perché il sistema vibrerebbe troppo comportando danni strutturali e limitandone il corretto dispiegamento, né troppo piccola altrimenti le caratteristiche del sistema non sarebbero quelle volute e corrette.  $\sigma_{max}$ , invece, è bene che sia minima per avere un boom più sicuro e meno forzato. La frequenza è proporzionale a:

$$\lambda \propto [E \quad I \quad m \quad l] \quad (3.3)$$

Dove  $m$  è la massa del payload da spostare,  $l$  è la lunghezza del boom (imposta dall'utente) e  $E$  è il modulo di Young scelto per un determinato materiale.

### 3.2 Analisi statica

Quando il boom lenticolare con una massa viene dispiegato, il modello è equivalente ad uno trave-massa a sbalzo. Come mostrato in Figura 3.3, la sezione trasversale del braccio lenticolare è simmetrica; quindi, è sufficiente calcolare la rigidezza flessionale moltiplicando il risultato di un quarto della sezione per quattro.

Come anticipato precedentemente, il principio di funzionamento del dispositivo può essere diviso in dispiegamento e retrazione. È necessario così distinguere le tensioni normali e di taglio in base alla fase nella quale si va a studiare il meccanismo. Si distingueranno così la sollecitazione di flessione  $\sigma_{bx,y}$  (quando il boom è dispiegato) e la sollecitazione normale  $\sigma_{sx,y}$  quando il boom è appiattito. Inoltre, si scompongono rispetto all'asse  $x$  e  $y$ .

Il momento dell'area sull'asse  $x$  e la massima sollecitazione di flessione (maximum bending stress),  $\sigma_{bx}$ , può essere calcolato come [6]:

$$I_x = 4 \int_0^{x_1} tr_1 \frac{(\sqrt{r_1^2 - x^2} + y_{01})^2}{\sqrt{r_1^2 - x^2}} dx + 4 \int_0^{x_1} tr_1 \frac{(-\sqrt{r_2^2 - (x - x^2)^2} + y_{02})^2}{\sqrt{r_2^2 - (x - x^2)^2}} dx \quad (3.4)$$

$$\sigma_{bx} = \frac{(mgl + 0.5ql^2)(r_1 + y_{01})}{I_x} \quad (3.5)$$

Il momento dell'area sull'Y-asse e la massima sollecitazione di flessione (maximum bending stress),  $\sigma_{by}$ , può essere ottenuto utilizzando un metodo simile:

$$I_y = 4 \int_0^{x_1} tr_1 \frac{x^2}{\sqrt{r_1^2 - x^2}} dx + 4 \int_{x_1}^{x_2} tr_2 \frac{x^2}{\sqrt{r_2^2 - (x - x^2)^2}} dx + 4 \int_{x_2}^{x_3} tx^2 dx \quad (3.6)$$

$$\sigma_{by} = \frac{(mgl + 0.5ql^2)x_3}{I_y} \quad (3.7)$$

dove  $t$  è lo spessore della sezione;  $r_1$  e  $r_2$  sono i raggi degli archi circolari di destra e sinistra;  $x_{01}$ ,  $x_{02}$ ,  $y_{01}$ ,  $y_{02}$  corrispondono alle coordinate x- e y- del centro circolare sinistro e destro;  $m$  è la massa del carico di punta;  $g$  è l'accelerazione di gravità;  $l$  è la lunghezza del boom dispiegato; e  $q$  è il carico lineare distribuito del braccio lungo la direzione del dispiegamento. Pertanto, la massima sollecitazione flettente nel braccio,  $\sigma_{bmax}$ , può essere espresso come:

$$\sigma_{bmax} = \max(\sigma_{bx}, \sigma_{by}) \quad (3.8)$$

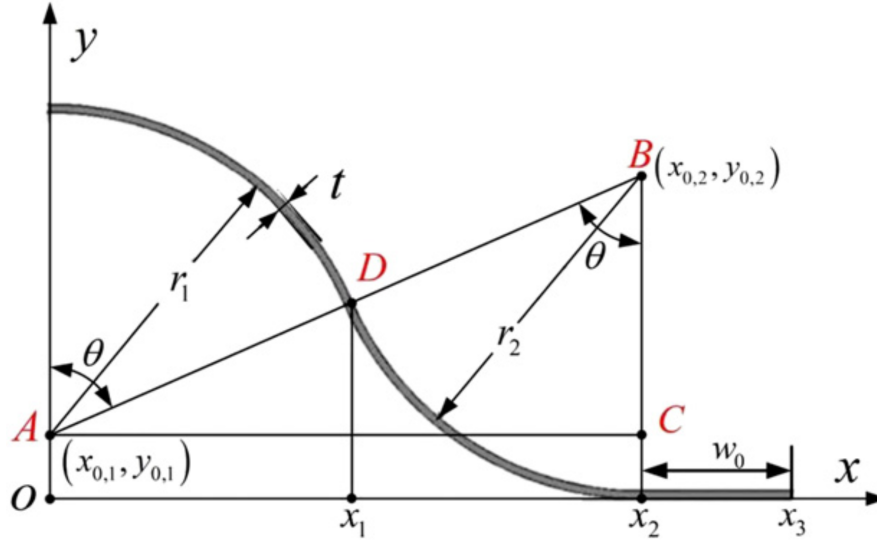


Figura 3.3: Sezione di un quarto di boom lenticolare [5]



### 3.2.1 Relazione geometrica della sezione trasversale del braccio

Nella Fig.3.3 il boom è appiattito, la larghezza del boom può essere descritta come:

$$w = 2[w_0 + (r_1 + r_2)\theta] \quad (3.9)$$

dove  $w_0$  è la larghezza della parte dritta della sezione trasversale del boom e  $\theta$  è l'angolo al centro dei due archi.

Come mostrato in Fig.3.3, l'altra relazione geometrica nel triangolo ABC può essere determinata come:

$$\cos\theta = \frac{r_2 - y_{01}}{r_1 + r_2} \quad (3.10)$$

dove  $y_{01}$  è la coordinata y- del centro sinistro. Combinando le equazioni 3.9 e 3.10 si ottiene:

$$w = 2[w_0 + (r_1 + r_2)\arccos(\frac{r_2 - y_{01}}{r_1 + r_2})] \quad (3.11)$$

### 3.2.2 Massimo stress nel boom lenticolare appiattito e avvolto

Come mostrato in figura 3.4 il boom è appiattito e avvolto separatamente. Nella figura 3.3 si nota invece che i raggi degli archi circolari ( $r_1, r_2$ ) sono più grandi dello spessore del guscio del boom,  $t$ ; quindi la massima sollecitazione normale appiattita del boom ( $\sigma_{sx}$ ) si può scrivere come:

$$\sigma_{sx} = \frac{Et}{2r_{min}} \quad (3.12)$$

dove

$$r_{min} = \min(r_1, r_2). \quad (3.13)$$

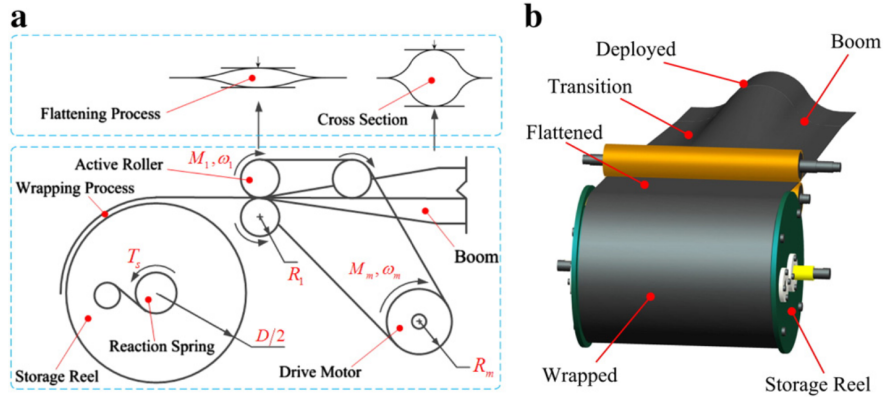


Figura 3.4: Schema processo dispiegamento di un boom[5]

Il boom appiattito sarà avvolto attorno a una bobina di stoccaggio (il cui diametro è  $D$ ). Quando il boom è avvolto, lo spessore di due boma attaccati (parte dritta) dovrebbe essere  $2t$ , quindi lo stress normale massimo di avvolgimento sarà:

$$\sigma_{sy} = \frac{2Et}{D} \quad (3.14)$$

Dunque, verrà applicato il cerchio delle sollecitazioni di Mohr per trovare le massime sollecitazioni normali e di taglio stivate [6]:

$$\sigma_{smax} = \max(\sigma_{sx}, \sigma_{sy}) = \max\left(\frac{Et}{2r_{min}}, \frac{2Et}{D}\right) \quad (3.15)$$

$$\tau_{smax} = \frac{1}{2}(\sigma_{sx} + \sigma_{sy}) = \max\left(\frac{Et}{2r_{min}}, \frac{2Et}{D}\right) \quad (3.16)$$

Pertanto, combinando le eq. 3.15 e 3.16, sollecitazione massima normale nel braccio lenticolare,  $\sigma_{max}$  può essere scritto come:

$$\sigma_{max} = \max(\sigma_{bmax}, \sigma_{smax}) \quad (3.17)$$

### 3.3 Analisi dinamica

#### 3.3.1 Frequenza naturale

Quando viene dispiegato il boom lenticolare, il problema delle vibrazioni deve essere preso in considerazione per ridurre l'influenza sul veicolo spaziale. Per comprendere le proprietà di vibrazione del boom, vengono calcolate le frequenze naturali. Un'equazione approssimativa è usata per determinare le frequenze naturali [7]:

$$\lambda = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{ml^3 + 0.005ql^4/g}} \quad (3.18)$$

dove E è il modulo di Young, I è il momento d'inerzia e l è la lunghezza dispiegata del boom.

#### 3.3.2 Energia di deformazione della molla di reazione e coppia

La geometria di una molla di reazione è mostrata in Fig.3.5 e Fig.3.6, e il momento torcente può essere scritto come [10]:

$$T_s = T_2(x) = \frac{E_1 b_1 D_2(x) t_1^3}{12(1 - \mu_1^2)} \left( \frac{1}{D_1(x)} + \frac{1}{D_2(x)} \right)^2 \quad (3.19)$$

dove  $E_1$ ,  $B_1$ ,  $T_1$  e  $\mu_1$  corrispondono al modulo elastico, alla larghezza, allo spessore e al rapporto di Poisson del boom;  $D_1$  e  $D_1$  sono i diametri esterno ed interno del tamburo di stoccaggio; e  $D_2$  e  $D_2$  sono i diametri esterno ed interno del tamburo di uscita.

I parametri  $D_1$  e  $D_2$  possono essere riscritti come:

$$\begin{aligned} \pi D_2(x)^2/4 &= \pi d_2^2/4 + ct_1 x \\ \pi D_1(x)^2/4 &= \pi d_2^1/4 + ct_1(L - L_1 - x) \end{aligned} \quad (3.20)$$

Il momento flettente fornito dalla parte del boom può essere scritto come:

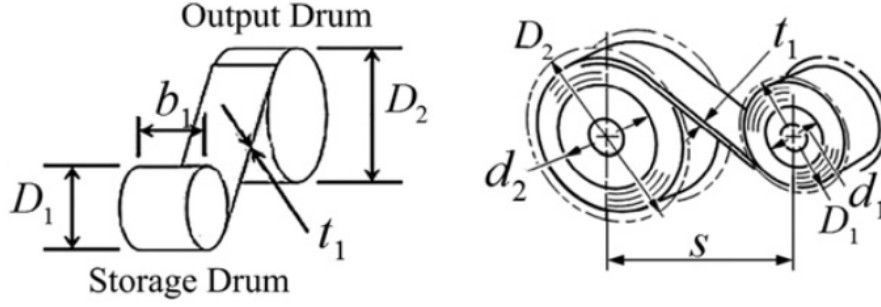


Figura 3.5: Geometria della molla [5]

$$T_3(x) = \frac{E_b I_x}{R(x)} \quad (3.21)$$

con

$$R(x) = w_0 + \frac{L - L_1 - x}{2\pi w_0} 2t \quad (3.22)$$

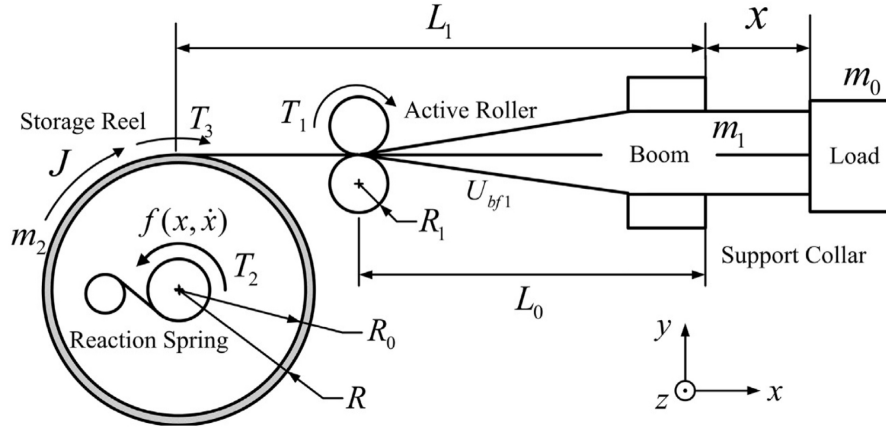


Figura 3.6: Modello boom dispiegabile [5]

### 3.3.3 Energia di deformazione nel boom lenticolare

L'energia di deformazione stivata nel boom è la somma dell'energia della parte appiattita e dalla parte arrotolata. Per ottenere un'approssimazione del valore, si è deciso di analizzare la parte superiore e quella inferiore separatamente.

L'energia di deformazione della parte appiattita,  $U_{bf}$ , può essere stimata come:

$$U_{bf} = 2 \int_0^w \frac{M_z^2}{2E'I_z} dw = E'I_z \left( \frac{w_1}{r_1^2} + 2 \frac{w_2}{r_2^2} \right) \quad (3.23)$$

con:

$$E' = \frac{E}{1 - \mu^2} \quad I_z = \frac{Lt^3}{12} \quad \mu = \text{modulo di Poisson} \quad (3.24)$$

Dopo essere stato appiattito il boom è avvolto nel rocchetto di stivaggio. L'energia collegata può essere stimata come:

$$U_{bw} = 2 \int_0^L \frac{M_x^2}{2E'I_x} dl = \frac{E'I_x L}{(D/2)^2} \quad (3.25)$$

L'energia di deformazione del boom lenticolare è la somma delle due, quindi:

$$U_b = U_{bf} + U_{bw} \quad (3.26)$$

### 3.3.4 Energia fornita dal motore di azionamento

In generale, l'energia fornita dal motore può essere espressa come:

$$U_m = P_m t_d \quad (3.27)$$

dove  $P_m$  è la potenza fornita dal motore e  $t_d$  è il tempo necessario per completare l'apertura o la retrazione del boom. Come mostrato in Fig.3.4,  $P_m$  e  $t_d$  può essere ulteriormente scritto come:

$$t_m = \frac{L}{\omega_1 R_1}, \quad P_m = M_m \omega_m, \quad \omega_m R_m = \omega_1 R_1 \quad (3.28)$$

dove  $\omega_1$  è la velocità angolare del rullo attivo,  $R_1$  è il raggio del rullo attivo,  $M_m$  è il momento torcente del motore,  $\omega_m$  è la velocità nominale del motore di azionamento, e  $R_m$  è il raggio del tamburo di uscita del motore. Combinando le eq. 3.29 e 3.27, si può ottenere:

$$U_m = \frac{M_m}{R_m} L_m \quad (3.29)$$





## Capitolo 4

# Design di un boom dispiegabile

Sulla base dell'analisi meccanica del capitolo precedente e considerando alcune dimensioni geometriche e vincoli fisici, si risolve il modello di ottimizzazione utilizzando il metodo di programmazione quadratica sequenziale (SQP) [8].

Secondo l'analisi di cui sopra, le specifiche del braccio lenticolare, compresa la larghezza del braccio appiattito ( $w$ ), la massima sollecitazione normale nel boom ( $\sigma_{max}$ ), la massima sollecitazione di taglio nel braccio ( $\tau_{max}$ ), e la frequenza naturale del primo ordine ( $\lambda$ ), hanno una grande influenza sul sistema di bracci mobili. Per migliorare l'efficienza di ottimizzazione, questi elementi sono selezionati come variabili di vincolo e sono espressi in un vettore come:

$$D_1 = [w \quad \sigma_{max} \quad \tau_{max} \quad \lambda] \quad (4.1)$$

Sulla base dell'analisi nelle eq. 3.9, 3.15, 3.16 e 3.17, le espressioni sono determinate dai raggi circolari ( $R_1$  e  $R_2$ ), il y-coordinata del centro circolare ( $y_{01}$ ), la larghezza del braccio appiattito ( $w_0$ ), il diametro della bobina di stoccaggio ( $D$ ), lo spessore del guscio del boom ( $t$ ) e la lunghezza totale del braccio dispiegato ( $L$ ). Pertanto, le variabili di progetto ottimali possono essere scritte in un vettore come:

$$D_1 = [r_1 \quad r_2 \quad y_{01} \quad w_0 \quad D \quad t \quad L] \quad (4.2)$$

Secondo la struttura e secondo le esperienze ingegneristiche, le dimensioni geometriche ed i vincoli possono essere definiti come:

- $2 \text{ cm} \leq r_1 \leq 3 \cdot k \text{ cm}$



- $2 \text{ cm} \leq r_2 \leq 3 \cdot k \text{ cm}$
- $0 \text{ cm} \leq y_{01} \leq 1.5 \cdot k \text{ cm}$
- $1 \text{ cm} \leq w_0 \leq 2 \cdot k \text{ cm}$
- $7 \text{ cm} \leq D \leq 9 \cdot k \text{ cm}$
- $0.25 \text{ mm} \leq t \leq 0.35 \cdot k \text{ cm}$
- $1.8 \text{ m} \leq L \leq 2 \text{ m}$

Il parametro  $k$  tiene conto della variazione delle caratteristiche geometriche: le dimensioni del dispositivo possono variare e, con un sistema più grande, il carico da poter traslare sarà maggiore. Quest'analisi infatti si baserà su come variano le condizioni al variare del parametro  $k$ .

Viceversa, le condizioni di vincolo fisico sono disposte come segue. In primo luogo, secondo il requisito del volume stivato dell'intero sistema, la larghezza del boom appiattito,  $w$ , dovrebbe essere quanto più piccola possibile per minimizzare gli ingombri. Quindi, per garantire la sicurezza del boom, le massime sollecitazioni normali e di taglio nel braccio riposto,  $\sigma_{max}$  e  $\tau_{max}$ , dovrebbe essere inferiore alla metà dello stress ammissibile. Infine, la frequenza naturale del primo ordine dovrebbe essere maggiore del limite. Pertanto:

- $\sigma \leq \sigma_{max}$
- $\tau \leq \tau_{max}$
- $\lambda \geq 5 \text{ Hz}$

Inoltre, il boom è fatto di un materiale CFRP, che è molto leggero, e il requisito di massa può essere facilmente soddisfatto. Uno stress più piccolo nel boom si traduce in un boom lenticolare più sicuro. Pertanto, l'obiettivo della progettazione ottimale è ridurre al minimo lo stress nel braccio sotto i vincoli sopra menzionati. Poiché le condizioni di vincolo sono non lineari, l'ottimizzazione diventa un problema non lineare con più variabili di progetto e la funzione obiettivo può essere scritta come:

$$M_1 = p_1 \sigma_{max} + p_2 \tau_{max} = \min f_1(r_1, r_2, y_{01}, w_0, D, t, L) \quad (4.3)$$

dove  $p_1$  e  $p_2$  sono fattori di peso. I fattori di peso selezionati sono:  $p_1 = 0.5$ ,  $p_2 = 0.5$ ,  $q_1 = 0.9$ ,  $q_2 = 0.1$ .

La struttura del meccanismo retrattile/dispiegabile è mostrata in Fig. 3.4, e la sfida è progettare una molla per adattarsi all'interno della bobina di stoccaggio fornendo una coppia sufficiente per mantenere attivo il boom avvolto. Il rapporto di equilibrio energetico è una richiesta essenziale per garantire una retrazione/dispiegamento senza interruzioni del boom dispiegabile. Secondo l'analisi di cui sopra, le specifiche del meccanismo retrattile/dispiegabile comprendono la massima lunghezza geometrica della molla di reazione,  $X_s$ ; la lunghezza del nastro a molla,  $L_s$ ; l'energia del motore  $U_m$ ; il tempo di dispiegamento  $t_d$ . Questi parametri sono selezionati come variabili di vincolo, e possono essere espressi in forma vettoriale:

$$D_1 = [X_s \quad L_s \quad U_s \quad U_m \quad t_d] \quad (4.4)$$

$$D_2 = [d_1 \quad d_2 \quad t_1 \quad b_1 \quad M_m \quad R_m \quad \omega_m] \quad (4.5)$$

Secondo la struttura del meccanismo dispiegabile e l'esperienza ingegneristica, i vincoli dimensionali geometrici delle variabili possono essere definiti come:

- $14 \text{ mm} \leq d_1 \leq 20 \cdot k \text{ mm}$
- $24 \text{ mm} \leq d_2 \leq 30 \cdot k \text{ mm}$
- $0.2 \text{ mm} \leq t_1 \leq 0.3 \cdot k \text{ mm}$
- $10 \text{ mm} \leq b_1 \leq 16 \cdot k \text{ mm}$
- $1 \text{ Nm} \leq M_m \leq 3 \cdot k \text{ Nm}$
- $30 \text{ mm} \leq R_m \leq 40 \cdot k \text{ mm}$
- $10 \text{ r/min} \leq \omega_m \leq 30 \cdot k \text{ r/min}$

## 4.1 Progettazione particolare del boom

Come visto nella sezione precedente, la variazione del coefficiente  $k$  porterà nuove caratteristiche geometriche: il dispositivo sarà più grande, avrà più energia al suo interno e potrà traslare un carico maggiore. Per calcolare la massa traslata dal sistema e il numero di dispositivi da installare per una certa applicazione si deve far riferimento all'energia potenziale totale. Durante il processo di dispiegamento, il motore guida i roller attivi e guida il boom a distendersi lungo tutta la sua lunghezza. Simultaneamente, la molla di reazione immagazzinerà energia potenziale, la stessa energia che sarà usata per traslare un carico.

L'energia potenziale di tutto il sistema  $U$  consiste nell'energia potenziale elastica della molla di reazione  $U_s$ , dell'energia di deformazione del boom avvolto  $U_{bw}$  e dell'energia di deformazione del boom appiattito  $U_{bf}$ , che può essere scritta come [6] [17]:

$$U = U_s - 2U_{bw\_half} - 2U_{bf\_half} \quad (4.6)$$

$$U = \int_0^x \frac{T_2}{R(x)} dx - 2 \int_0^x \frac{T_3^2}{2E_b I_z} dx - 2 \int_0^x U_{bf1} dx \quad (4.7)$$

$$U = \int_0^x \left[ \frac{T_2(x) - T_3(x)}{R(x)} - 2U_{bf1}(x) \right] dx \quad (4.8)$$

dove  $T_2(x)$ ,  $T_3(x)$  e  $U_{bf1}(x)$  sono riportati in 3.19, 3.21 e 4.13.

Al fine di poter sviluppare un modello preliminare del dispiegamento del boom è necessario implementare le equazioni prima citate sul programma di simulazione e progettazione *Adams*. È necessario inoltre identificare le masse effettive che devono essere mosse per il dispiegamento.

Si ricorda che il modello prende in considerazione il sistema AstroGarden della Sierra Nevada Corporation, un sistema statico che è progettato per rientrare nelle dimensioni del Lunar Gateway ECLS pallet ( 63.5 cm x 63 cm x 188 cm). La parte esterna che contiene le apparecchiature - e che dovrebbe contenere i sistemi di dispiegamento - ha una dimensione di 12 cm x 63 cm x 63 cm; considerando una struttura in alluminio, il peso complessivo da spostare risulta 23.7 Kg.

Il lavoro in questione è incentrato sullo studio di quale geometria (fattore  $k$ ) possa essere il migliore per traslare una massa di circa 24 Kg. La massa richiesta da traslare è misurata in  $[N]$  e per migliorare la sicurezza del sistema è stata moltiplicata per un coefficiente di sicurezza  $K_s = 1.5$ .

$$F_{richiesta} = 23.7 \cdot g \cdot K_s \approx 350N \quad (4.9)$$

$$m = \text{massa da traslare} = \frac{U}{g} \quad (4.10)$$

Variare il coefficiente  $k$  quindi significherà un meccanismo più grande che possa ospitare più energia potenziale, quindi possa traslare un carico più grande. Inoltre, il numero di dispositivi da installare nel sistema per spostare quella certa massa in 4.9 (arrotondato in eccesso) sarà:

$$N = \text{numero di dispositivi} = \frac{F_{richiesta}}{F} \quad (4.11)$$

massa - m [kg]	coefficiente - k	numero dispositivi - N
5	1.110	8
10	1.540	4
15	1.840	3
20	2.080	2
23.7	2.230	2
25	2.285	2
30	2.440	2

Tabella 4.1: Relazione coefficiente k - massa [kg]

Dalla tabella 4.1 si evince che per traslare una massa di circa 24 kg occorre un dispositivo che, rispetto al caso teorico studiato nel capitolo 3, abbia delle caratteristiche geometriche circa 2.25 volte maggiori.

Con questa geometria ogni dispositivo potrà "spingere", al massimo, circa 240 N. Inoltre, il numero di dispositivi da installare è 2, ma se ne aggiunge uno per lato per ridondanza.

Le variabili geometriche per quella particolare configurazione quindi devono essere selezionate come:

$$\begin{aligned} X_{10} &= [r_1 \quad r_2 \quad y_{01} \quad w_0 \quad D \quad t \quad L] \\ &= [6.75cm \quad 4.50cm \quad 3.37cm \quad 2.25cm \quad 4.01cm \quad 0.27mm \quad 1.8m] \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} X_{20} &= [d_1 \quad d_2 \quad t_1 \quad b_1 \quad M_m \quad R_m \quad \omega_m] \\ &= [2.39cm \quad 5.37cm \quad 0.51mm \quad 2.29cm \quad 1Nm \quad 8.95cm \quad 6.70r/min] \end{aligned} \quad (4.13)$$

Il problema ottimale può essere facilmente risolto utilizzando il toolbox SQP nel software Matlab [9]. La sollecitazione normale/di taglio nel braccio e la

massa della molla di reazione come così come la potenza del motore raggiunge il minimo dopo, rispettivamente, circa dieci e novanta iterazioni.

I corrispondenti valori delle variabili di vincolo soddisfano i requisiti di praticità fisica:

$$D_{1finale} = [w \quad \sigma_{max} \quad \tau_{max} \quad \lambda] = [37.58cm \quad 93.37MPa \quad 325.95MPa \quad 7.71Hz] \quad (4.14)$$

$$D_1 = [X_s \quad L_s \quad U_s \quad U_m \quad t_d] = [11.67cm \quad 118.87cm \quad - \quad 20.20J \quad 180s] \quad (4.15)$$

Parametro	Simbolo	Unità di misura	Valore
Raggio dell'arco circolare sinistro	$r_1$	cm	6.75
Raggio dell'arco circolare destro	$r_2$	cm	4.50
Coordinata_y del centro circolare sinistro	$y_{01}$	cm	3.37
Larghezza della parte dritta	$w_0$	cm	2.25
Diametro rocchetto di stoccaggio	$D$	cm	4.01
Spessore boom	$t$	mm	0.27
Lunghezza totale boom	$L$	m	1.80

Tabella 4.2: Valori geometrici -  $M_0 = 23.7$  Kg

Dai risultati appena ottenuti si possono ricavare i valori delle 3.19 e 3.21:

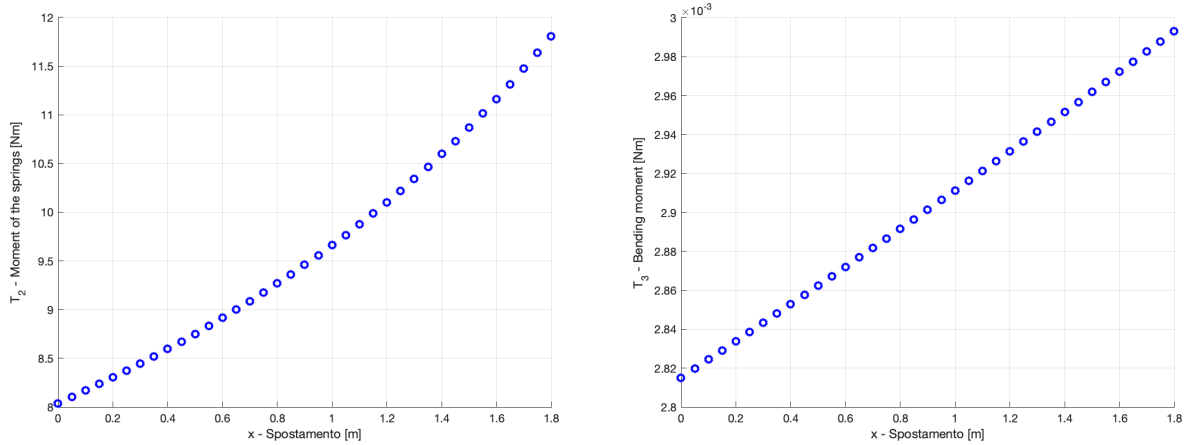


Figura 4.1: Momento (Nm) - lunghezza boom (m)

## 4.2 Modello preliminare Adams

Come spiegato nel capitolo 2.1 MSC Adams è un software di simulazione dinamica multibody attraverso il quale si può creare una ricostruzione del prototipo tramite modellazione 3D. L'obiettivo è creare un modello tridimensionale della struttura della serra e dei dispositivi di allungamento (figura 4.2 a).

Per questo scopo le pareti della struttura sono state modellate in blocchi di alluminio con una massa iniziale di 23.7 Kg mentre i deployable boom sono rappresentati da 3 *Spring – Dampers*, cioè molle torsionali che permettono di “spingere” una massa con assegnati un pre-carico ed un coefficiente di smorzamento.

Successivamente a questo modello iniziale le molle torsionali saranno sostituite dai dispositivi progettati.

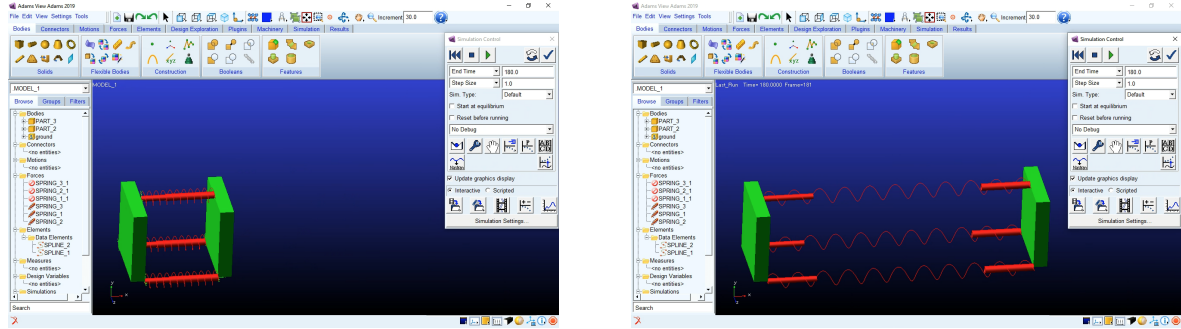


Figura 4.2: Modello preliminare Adams

È possibile, inoltre, identificare la legge costitutiva di momento-spostamento della molla torsionale creando una funzione spline con la lunghezza del boom sull'asse x e il momento sull'asse y. I valori di momento sono quelli calcolati attraverso l'equazione 3.19 riportati in figura 4.5.

Gli *Spring – Damper* necessitano della selezione di un coefficiente di smorzamento ed un pre-carico: questi parametri permetteranno di definire il valore della lunghezza finale della molla e la velocità di raggiungimento di essa. L'obiettivo è allungare il dispositivo (rappresentato dalla molla) fino ad una lunghezza finale di 180 cm in 180 secondi. Dunque, i valori selezionati sono stati scelti empiricamente e sono rispettivamente: 115 [N-s/cm] e 1182 (figura 4.3). Aumentare il primo significherebbe avere un allungamento inferiore poiché il sistema risulterebbe più smorzato, mentre modificare il secondo comporterebbe una velocità di salita diversa.

Una volta creato il modello ed inseriti i valori sopra citati è possibile lanciare la simulazione (figura 4.2 b) e salvare i dati relativi che potranno essere visualizzati nel *PostProcessor* di Adams. Nello specifico si è interessati nel valore dell'allungamento e della velocità della *Spring – Damper*.

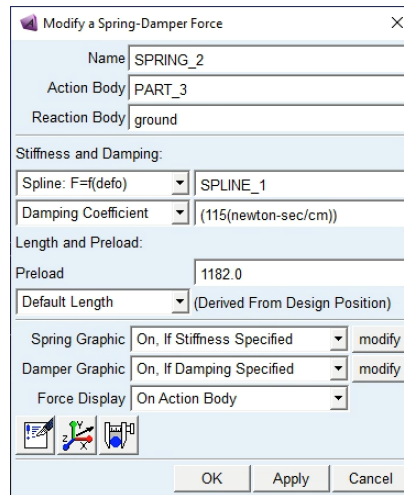


Figura 4.3: Funzione Adams Spring-Damper Force

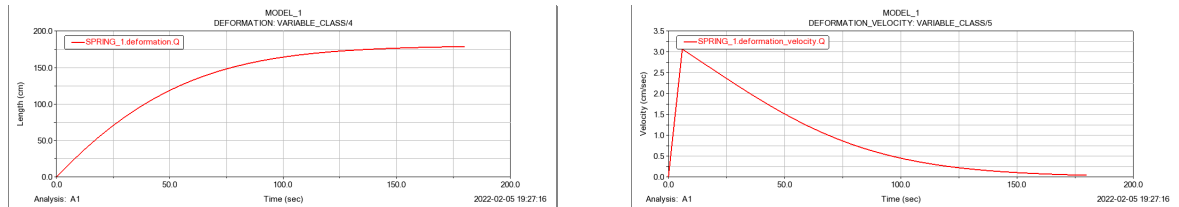


Figura 4.4: Modello preliminare Post-Processor

Come è possibile osservare dalla figura 4.4 la crescita della curva dell'allungamento è lenta e la velocità raggiunta nel valore massimo è di circa 0.03 m/s, in accordo con la teoria (che prevede un valore massimo di 0.08 m/s) [17].

Si propone anche un modello più dettagliato all'interno del quale sono state create, tramite software CAD SolidWorks, le pareti della serra dispiegabile e sono stati inseriti i valori del materiale. Le pareti avranno un modulo di Young di 0.3 e una densità di  $2700 \text{ Kg/m}^3$

## 4.2 – Modello preliminare Adams

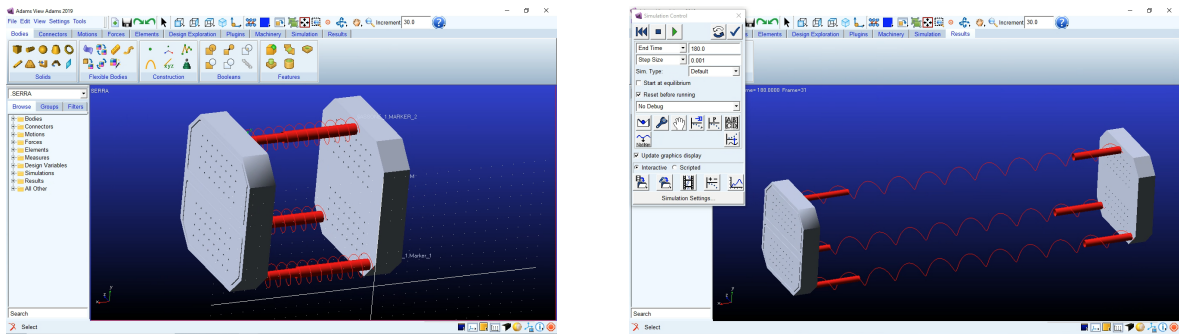


Figura 4.5: Modello Adams modificato





## Capitolo 5

# Dinamica e controllo di un boom dispiegabile

### 5.1 PID

Il termine “controllo” definisce l’azione svolta per portare e mantenere ad un valore prefissato un parametro fisico di un impianto o di un processo (ad esempio, la temperatura di un forno, il livello di un fluido, la posizione del braccio di un robot, la velocità di rotazione di un motore, l’automatismo che regola il servomotore, ecc.).

I PID sono dei regolatori standard che, per mezzo di dispositivi di correzione (manopole o software di ausilio), permettono di regolare i parametri del sistema di controllo entro ampi limiti, così da poter essere adattati al particolare sistema di regolazione in cui vengono inseriti. L’acronimo PID deriva dalle tre azioni svolte da questi dispositivi, che sono rispettivamente: azione Proporzionale, azione Integrale e azione Derivativa.

La funzione di controllo esercitata dai PID risulta essere molto grossolana, ciononostante, essi rivestono un ruolo di fondamentale importanza, in primo luogo perché risulta economicamente conveniente unificare gli apparati di controllo, ed inoltre perché permettono di controllare processi per i quali difficilmente si riesce a trovare un modello.

Lo schema rappresentativo dei PID è rappresentato in 5.1.

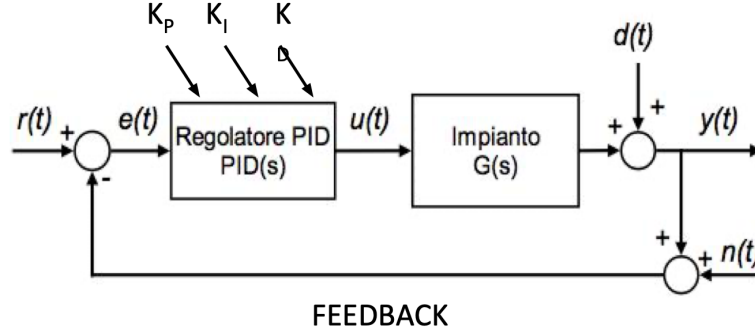


Figura 5.1: Modello PID

con:

- $r(t)$  è il segnale di riferimento di ingresso;
- $y(t)$  è il segnale di uscita del sistema di controllo in retroazione;
- $e(t)$  è il segnale dovuto alla differenza algebrica tra il segnale di riferimento in ingresso  $y(t)$  e l'uscita  $y(t)$ ;
- $u(t)$  è l'ingresso di controllo.

La legge di controllo dei PID può essere scritta come:

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (5.1)$$

oppure:

$$u(t) = K_P \left( e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (5.2)$$

dove:

$$T_I = \frac{K_P}{K_I} \quad T_D = \frac{K_D}{K_P}$$

## 5.2 Formulazione modello matematico

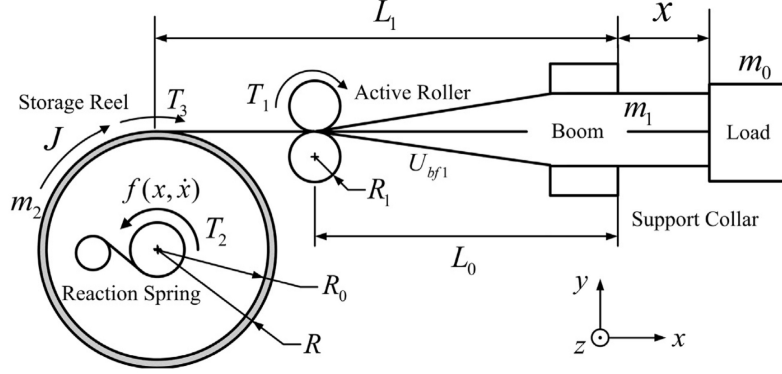


Figura 5.2: Modello del boom dispiegabile

Il modello del braccio dispiegabile è mostrato in 5.2, dove:

- il motore di azionamento fornisce il momento positivo dal rullo attivo,  $T_1$ ;
- la molla di reazione fornisce il momento di resistenza,  $T_2$ ;
- il braccio avvolto fornisce il momento flettente,  $T_3$ ;
- l'appiattito boom fornisce energia di deformazione per lunghezza lungo  $x$ ,  $U_{bf1}$ ;
- $f$  corrisponde agli attriti della bobina di stoccaggio.

Per determinare l'equazione dinamica, vengono fatte le seguenti ipotesi:

A1: Non c'è slittamento tra il rullo attivo e il braccio lenticolare.

A2: Il braccio è sempre ben arrotolato sulla bobina di stoccaggio.

Poiché  $x$  è l'unica variabile di stato nel sistema, l'energia cinetica dell'intero sistema,  $E$ , è costituita dall'energia cinetica traslazionale del carico e dalla energia cinetica rotazionale della bobina di stoccaggio, che può essere scritta come:

$$E = \frac{1}{2} M_o(x) \cdot \dot{x} \quad (5.3)$$

dove:

$$M_o(x) = m_o + \rho(L_1 + x) + \rho(L_b - L_1 - x) \left( \frac{R(x)^2 + R_0^2}{2R(x)^2} \right) + \frac{J - m_s s^2 x / (L_b - L_1)}{R(x)^2} \quad (5.4)$$

è l'equazione della massa generalizzata del sistema.

All'interno dell'equazione  $\rho$  è la densità lineare del boom;  $L_b$  è la lunghezza totale del boom;  $L_1$  è la lunghezza tra il supporto e la bobina di stoccaggio;  $m_2$  è la massa del boom della parte curva;  $R_0$  è il raggio della bobina di stoccaggio;  $t$  è lo spessore del boom;  $J$  è il momento di inerzia.

Nel capitolo precedente si è determinata l'equazione dell'energia potenziale:

$$U = \int_0^x \left[ \frac{T_2(x) - T_3(x)}{R(x)} - 2U_{bf1}(x) \right] dx \quad (5.5)$$

Assumendo  $L = E - U$ , l'equazione di Lagrange può essere scritta come:

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right] - \frac{\partial L}{\partial x} = Q \quad (5.6)$$

dove  $Q$  è la forza generalizzata ed è uguale alla forza agente sul boom dispiegabile lungo l' x-asse. Nel braccio dispiegabile proposto,  $Q$  è costituito dal momento di attrito del giunto nell'asse centrale della bobina di stoccaggio,  $f$ , e dal momento motore,  $T_1$ .

In generale, si assume che  $f$  sia una funzione di  $x$  e  $\dot{x}$ :

$$f(x, \dot{x}) = [f_c + f_s \exp(-f_\tau \dot{x}^2)] \text{sgn}(\dot{x}) + b\dot{x} + f_\Delta \quad (5.7)$$

dove  $f_c$  è il coefficiente della parte di Coulomb nell'attrito statico,  $f_s$  è il coefficiente della parte di Stribeck nell'attrito statico,  $f$  è il parametro positivo corrispondente all'effetto Stribeck,  $b$  è il coefficiente di attrito viscoso,  $\text{sgn}(\dot{x})$  è la funzione segno, e  $f_\Delta$  è l'incertezza nel modello.

Sulla base della formulazione Lagrangiana, l'equazione dinamica del boom dispiegabile può essere scritta come:

$$M_o(x)\ddot{x} + \frac{1}{2} \frac{\partial M_o(x)}{\partial x} \dot{x}^2 + \frac{T_2(x)}{R(x)} - \frac{T_3(x)}{R(x)} + \frac{f(x, \dot{x})}{R(x)} - 2U_{bf1}(x) = \frac{T_1}{R_1} \quad (5.8)$$

Sviluppando l'equazione della massa generalizzata e sostituendola all'interno dell'equazione 5.8 si trova l'equazione dinamica semplificata:

$$M_o^c(1 + \theta)\ddot{x} + \frac{T_2^c}{R_0} - \frac{T_3^c}{R_0} + \frac{f}{R_0} - 2U_{bf1}^c + \Delta = \frac{T_1}{R_1} \quad (5.9)$$

Una versione ancora più semplificata dell'equazione è caratterizzata dall'eliminazione della parte incerta:

$$M_o^c(1 + \theta)\ddot{x} + \frac{T_2^c}{R_0} - \frac{T_3^c}{R_0} + \frac{f}{R_0} - 2U_{bf1}^c = \frac{T_1}{R_1} \quad (5.10)$$

L'accelerazione del sistema quindi è:

$$\ddot{x} = \left( \frac{T_1}{R_1} - \frac{T_2^c}{R_0} + \frac{T_3^c}{R_0} + 2U_{bf1}^c \right) \cdot \frac{1}{M_o^c(1 + \theta)} \quad (5.11)$$

Gli elementi che la compongono possono essere scritti come:

$$T_2^c = k_1(x_l - x) + k_2(x_l - x)^2 \quad (5.12)$$

$$T_3^c = \frac{EI_z}{R_0} \quad (5.13)$$

$$\dot{K}_1 = -\frac{\mu_{k1}}{R_0}(x_l - x)r \quad (5.14)$$

$$\dot{K}_2 = -\frac{\mu_{k2}}{R_0}(x_l - x)^2r \quad (5.15)$$

con  $K_1$  e  $K_2$  sono costanti positive.

### 5.3 Strategia di controllo

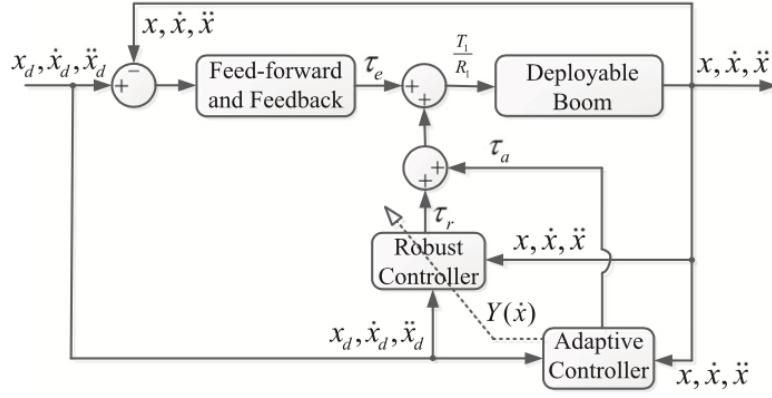


Figura 5.3: Schema di controllo

Questa sezione presenta il controller per il boom dispiegabile a guida attiva. L'obiettivo è fare in modo che il boom segua la traiettoria desiderata in modo accurato e raggiunga la lunghezza di dispiegamento corretta. La figura 5.3 mostra lo schema di controllo del sistema, dove la legge di controllo proposta include 3 parti: un controllore "Feed-forward e Feedback", un controller adattivo ed uno robusto.

#### 5.3.1 Controllore feed-forward e Feedback

Il sistema si compone di:

- errore:  $e = x - x_d$ ;
- velocità:  $r = \dot{e} + \lambda e$ ;
- accelerazione  $a = \ddot{x}_d - 2\lambda\dot{e} - \lambda^2 e$

dove  $x_d$  e  $\ddot{x}_d$  rappresentano rispettivamente la posizione e l'accelerazione desiderata, e  $\lambda$  è una costante positiva.

Il controller feed-forward e feedback è progettato per ridurre l'errore tra le traiettorie desiderate ed effettive. La parte feedback è progettata come controller di tipo PI con la seguente formulazione:

$$u_P = -K_P \int_0^t r(t)dt = -K_P[e + \lambda \int_0^t e(t)dt] \quad (5.16)$$

dove  $k$  è una costante definita positiva.

La parte feed-forward del controllore è progettata come:

$$u_F = M_o^c a - \frac{T_3^c}{R_0} - 2U_{bf1}^c \quad (5.17)$$

Combinando le due equazioni si compone la parte primaria:

$$\tau_e = u_P + u_F = M_o^c a - \frac{T_3^c}{R_0} - 2U_{bf1}^c + u_P \quad (5.18)$$

### 5.3.2 Controllo adattivo

Il controller adattivo è progettato per compensare la costante incertezza parametrica del modello dinamico. L'uscita del controllo adattativo  $\tau_a$  è progettata come:

$$\tau_a = \frac{1}{R_0} [T_2^c + f^c(\dot{x})] \quad (5.19)$$

con il parametro  $f^c$  definito come:

$$f^c(\dot{x}) = [f_c^c + f_s^c \exp(-f_\tau \dot{x}^2)] \text{sat}(\dot{x}, \epsilon_x) + b^c \dot{x} \quad (5.20)$$

### 5.3.3 Controllo robusto

Il controller robusto è usato per le variabili parametriche di incertezza. L'output del controller robusto è:

$$\tau_r = -(\rho_\Delta + M_0^c \rho_{ea}) \cdot \text{sat}(r, \epsilon_r) - M_0^c \rho_\theta \ddot{x}_d \cdot \text{sat}(r \ddot{x}_d, \epsilon_\theta) - \frac{1}{R_0} \sum_{j=1}^4 [\rho_{Fj} Y_j(\dot{x}) \cdot \text{sat}(r Y_j(\dot{x}), \epsilon_{Fj})] \quad (5.21)$$

dove  $Y_j(\dot{x})$  è il  $j$ -esimo elemento di  $Y(\dot{x})$ ,  $\epsilon_r$ ,  $\epsilon_\theta$  ed  $\epsilon_{Fj}$  sono parametri di controllo positivi. Questa parte è progettata per compensare le incertezze non parametriche  $\rho_\Delta$ ,  $\rho_{ea}$ ,  $\rho_\theta$  e  $\rho_{Fj}$ , che sono limiti costanti noti.

Combinando le equazioni scritte precedentemente, il momento di controllo del motore guida è definito come:

$$T_1 = R_1(\tau_e + \tau_a + \tau_r) \quad (5.22)$$



Tutti i controller cooperano tra loro per tracciare la traiettoria desiderata. Inoltre, il robusto controller adattivo non si basa sull'esatto modello dinamico e può eliminare quasi completamente le incertezze causate dai parametri del modello e dalle parti non parametriche.

I parametri utilizzati in questo capitolo sono schematizzati nella tabella seguente:

Parametri nominali		Limiti di incertezza		Altre costanti	
Simbolo	Valore	Simbolo	Valore	Simbolo	Valore
$M_0^c$	1.5 Kg	$\rho_\theta$	0.2	$\epsilon_x$	0.001
$R_0$	0.05 m	$\rho_{F1}$	0.02 Ns	$\eta_x$	0.0005
$R_1$	0.0225 m	$\rho_{F2}$	0.05 Nm	$\epsilon_r$	0.1
$L_0$	0.2 m	$\rho_{F3}$	0.04 Nm	$\epsilon_\theta$	0.1
$k$	0.092	$\rho_{F4}$	$50 \text{ s}^2/\text{m}^2$	$\epsilon_{F1}$	0.001
$\lambda$	1.9	$\rho_{ea}$	$0.01 \text{ m}/\text{s}^2$	$\epsilon_{F2}$	0.01
$k_1$	-0.08 N	$\rho_{Ubf1}$	0.5 J	$\epsilon_{F3}$	0.01
$k_2$	0.0039 N/m	$\rho_f$	0.59 Nm	$\epsilon_{F4}$	0.1
$x_m$	-0.2 m	$\rho_\Delta$	2.5 N	$\eta_{Fc}$	0.1
$x_l$	-1 m			$\eta_{k1}$	2.70
				$\eta_{k2}$	2.70

Tabella 5.1: Parametri sperimentali strategia di controllo

### 5.3.4 Risultati simulazione

Per dimostrare le prestazioni del controller proposto, sono state eseguite una serie di simulazioni numeriche sul modello in Simulink del braccio dispiegabile progettato. Nella simulazione numerica, si utilizza l'equazione dinamica integrata mostrata nell'eq. 5.10 come modello matematico.

Al fine di testare più sistemi di controllo, sono stati utilizzati due diversi modelli: il metodo PID (introdotto ad inizio capitolo) ed il metodo proposto. Il controller PID è la strategia di controllo classica e più semplice. Come mostrato nell'equazione 5.23,  $e(t)$  rappresenta l'errore del sistema (eq. 5.3.1) ed i parametri ottimali sono stati selezionati per tentativi ed errore:  $K_P = 136$ ,  $K_I = 5$ ,  $K_D = 0.2$ ,  $K_N = 20$  (con  $K_N$  coefficiente del filtro PID).

$$T_{1\_PID} = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (5.23)$$

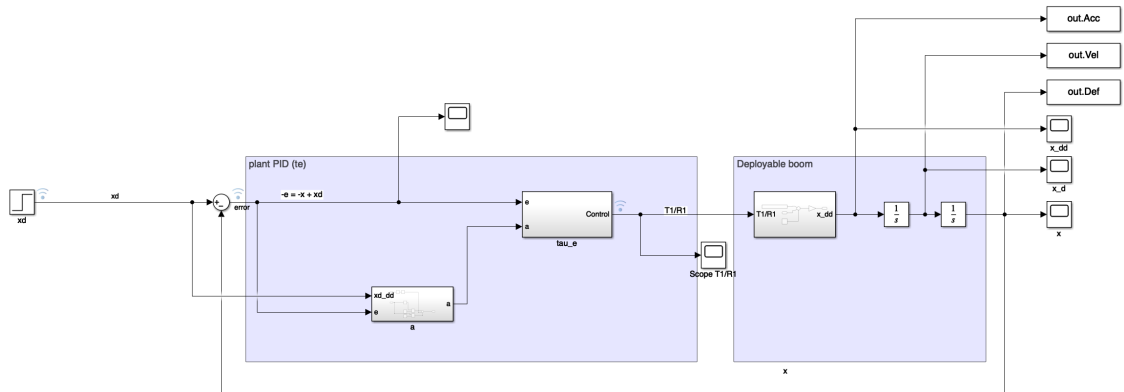


Figura 5.4: Controllore PID

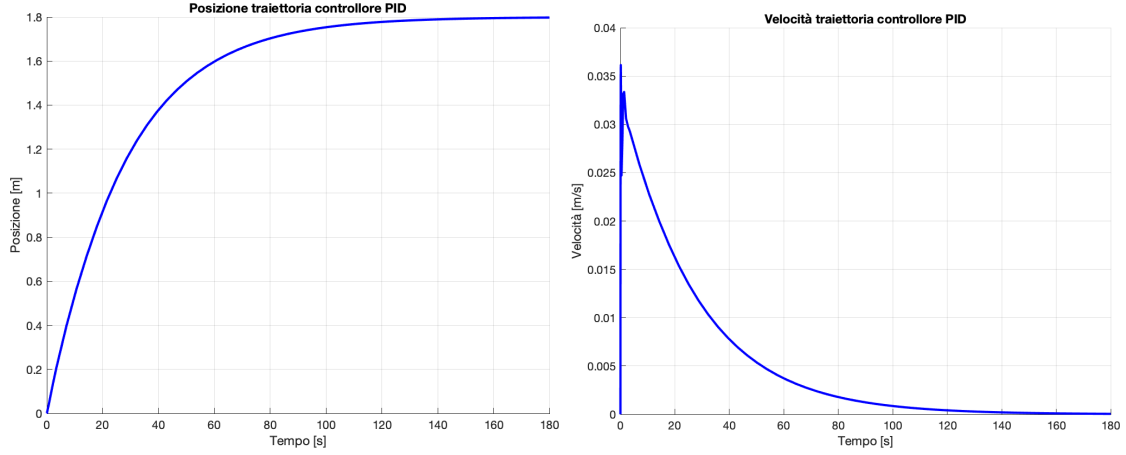


Figura 5.5: Posizione traiettoria e velocità modello PID

Il modello proposto, invece, utilizza il controllore Feed-forward e Feedback ed il controllore adattivo (non si implementa quello robusto per rendere il sistema più semplice) e, seguendo i parametri in tabella 5.1, l'equazione che lo rappresenta è:

$$T_{1\_Adaptive} = R_1(\tau_e + \tau_a) \quad (5.24)$$

dove  $\tau_e$  e  $\tau_a$  sono proposte rispettivamente nell'equazione 5.18 e 5.19.

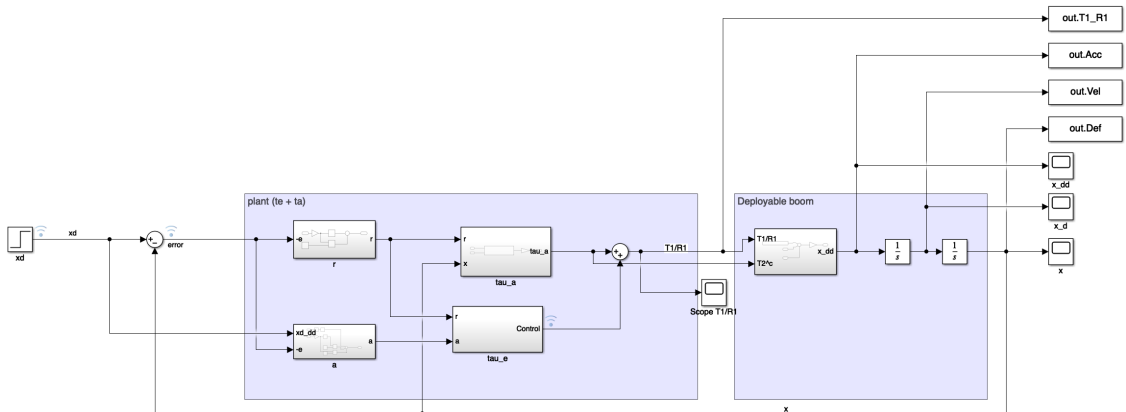


Figura 5.6: Controllore modello proposto

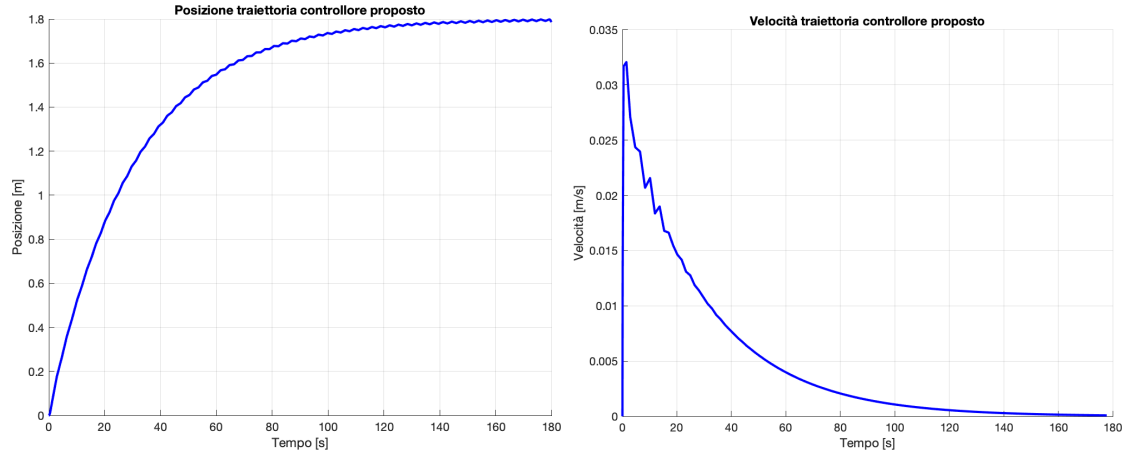


Figura 5.7: Posizione traiettoria e velocità modello proposto

Le figure 5.5 e 5.7 fanno riferimento, rispettivamente, alla traiettoria del boom del controllore PID e del modello proposto. Si può notare che, seppur entrambe raggiungono la posizione desiderata nell'arco di tempo desiderato (180 cm in 180 secondi), l'andamento è diverso: il controllore PID, più semplice, risulta essere più veloce nella fase iniziale rispetto al modello proposto. Entrambi i modelli, in ogni caso, risultano essere corretti in termini di velocità massima raggiungibile (come specificato nel capitolo 4.2): il modello PID raggiunge una velocità massima di  $3.7 \text{ cm/s}$  mentre nel modello proposto la velocità massima è di  $3.1 \text{ cm/s}$ .

Inoltre, l'andamento incerto del modello proposto (in posizione e velocità) è da ricercare nella semplificazione che è stata proposta precedentemente: il controllore robusto non implementato ha proprio lo scopo di ridurre le incertezze ed avere un andamento più continuo.

Questi modelli sono stati studiati per condurre una co-simulazione con il programma Adams.



## Capitolo 6

# Co-simulazione Adams - MATLAB

### 6.1 Introduzione ad Adams/Controls

Nel tipico processo di progettazione di un sistema meccanico con controlli, il progettista meccanico e il progettista dei controlli lavorano partendo dallo stesso concetto, ma utilizzano insiemi diversi di strumenti software. Il risultato è che ogni designer produce un modello per lo stesso problema. [\[22\]](#)

Ogni progetto è quindi soggetto a verifica e test. Se si verifica un problema durante l'interazione tra la progettazione dei controlli e la progettazione meccanica, gli ingegneri devono perfezionare la progettazione dei controlli, la progettazione meccanica o entrambi, quindi ripetere l'intero processo di verifica come mostrato nella figura [6.1](#).

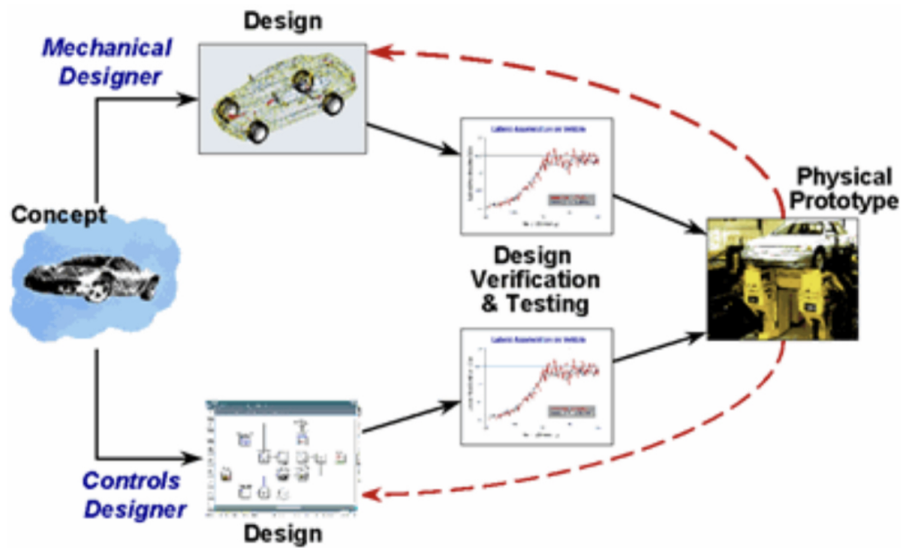


Figura 6.1: Design processo con Adams/Controls

Con Adams/Controls i due designer possono condividere lo stesso modello meccanico. Il processo di test fisico è così notevolmente semplificato e il rischio che la legge di controllo sia scarsamente adattata al sistema reale viene eliminato.

Il software offre la possibilità di simulare il sistema meccanico ed il controller combinati:

- Interamente all'interno dell'applicazione di controllo tramite Function Evaluation.
- Interamente all'interno di Adams tramite l'importazione del sistema di controllo.
- Risolvendo le equazioni dei controlli con il pacchetto di controllo e risolvendo le equazioni del sistema meccanico con Adams tramite la co-simulazione.

La figura 6.2 descrive i quattro step della combinazione tra i controlli con un sistema meccanico.

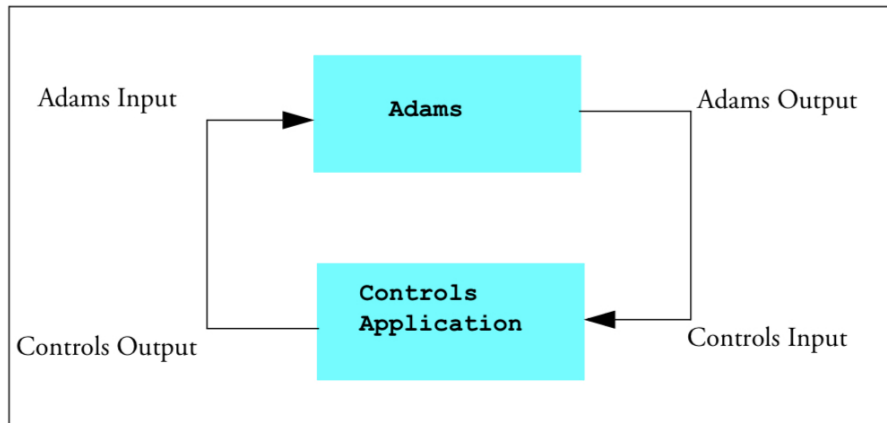


Figura 6.2: Step di processo

1. **Costruire il modello** - il primo step è costruire o importare il modello Adams. Questo deve essere completo e deve includere tutte le geometrie necessarie, i vincoli, le forze e le misure;
2. **Creare gli input e gli output** - Gli output descrivono le variabili che vanno nel controllo). Gli input descrivono le variabili che ritornano in Adams. Sia input che output devono essere impostati come variabili. Successivamente, si può esportare il Plant per l'utilizzo nel software di simulazione dei controlli;
3. **Costruire il diagramma a blocchi** - Si può costruire con Easy5 o Matlab/Simulink ed include il Plant;
4. **Simulazione del modello** - Si può ora simulare il modello combinato.



Adams/Controls offre due possibili metodi con i quali simulare il modello ed il controllore:

**Modo discreto** - Adams risolve le equazioni del sistema meccanico ed il controllore risolve le equazioni del sistema di controllo. Adams ed il controllore scambiano input ed output in intervalli di tempo prestabiliti (intervallo di co-simulazione).

**Modo continuo** - L'applicazione di controllo risolve le equazioni sia del sistema meccanico che di controllo.

Tipicamente le simulazioni di Adams implicano la risoluzione di un insieme di equazioni differenziali (equazioni del moto) e algebriche (vincolo e forza applicata), note come sistema DAE. Utilizzando il partizionamento delle coordinate, Adams può anche formulare le equazioni del moto sulla base di un insieme minimo indipendente di stati del sistema. Ciò si traduce in una formulazione compatta dell'equazione differenziale ordinaria (ODE) delle equazioni del moto. Tipicamente questo sistema di equazioni è più difficile da risolvere numericamente rispetto al metodo DAE.

Il vantaggio di questa formulazione ODE è che i valori di stato e le derivate temporali possono essere facilmente comunicati al pacchetto di controlli. Utilizzando queste informazioni, il pacchetto di controlli può formare un sistema ODE combinato che descrive i controlli e gli stati meccanici. Questo è il problema che il pacchetto di controlli risolve poi con le proprie tecniche di integrazione. Quando viene trovato un nuovo insieme di valori di stato nel pacchetto dei controlli, Adams è chiamato a trovare le derivate temporali di questi stati, sulla base della formulazione ODE che Adams ha creato per gli stati meccanici. Questo è il motivo per cui è nota come modalità di "valutazione della funzione". Adams imposta semplicemente le equazioni del moto e fornisce informazioni sulla derivata temporale per gli stati in questa modalità.

Infine, Adams/Controls permette la scelta di due modi animati:

**Modo Interattivo** - La simulazione viene fatta in Adams View e permette la visualizzazione a display dei risultati.

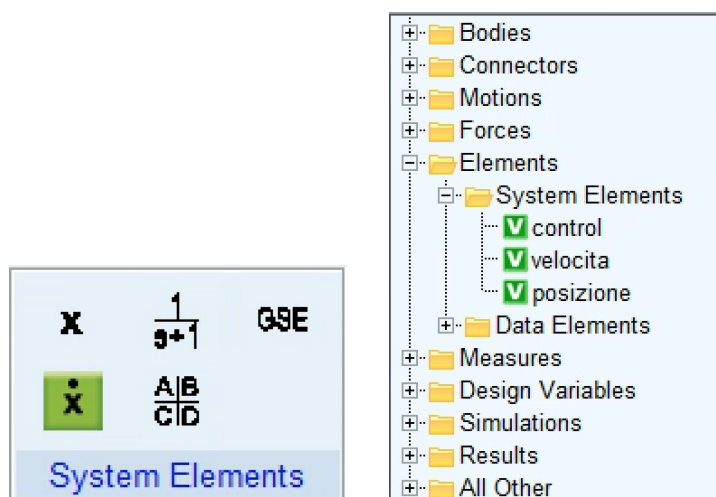
**Modo Batch** - La simulazione viene fatta in Adams Solver ed è il modo più semplice e rapido se si vuole rimandare il post-processing in un secondo momento. [23]

## 6.2 Modo di operare con Adams/Controls

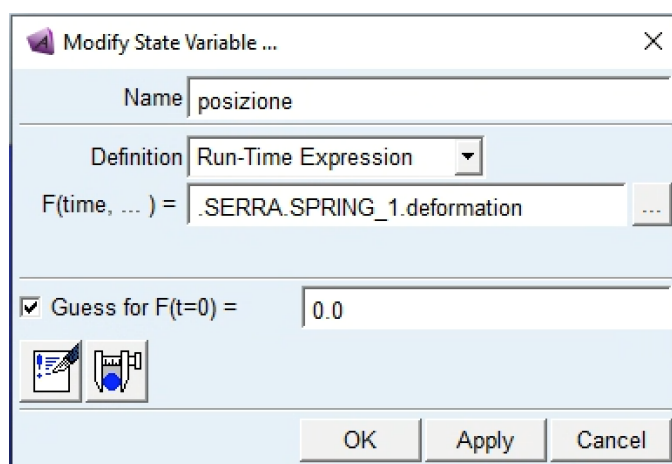
In questa sezione si mostra come operare e in che ordine con Adams.

Come mostrato nella sezione precedente, è necessario creare due variabili dal comando:

- *Tab Element* → *Sezione System Element* → *State Variable*



Le variabili identificate sono: *posizione*, *velocità* e *control*. Una volta create, è necessario identificare una *rutine function* di ogni variabile. In questo caso nelle prime due è stata inserita la misurazione di posizione e velocità come mostrato nella figura sottostante mentre nella terza la funzione ha valore iniziale 0.



Successivamente, si imposta il controllore con input ed output. Si è scelto come output *posizione* e *velocità* mentre come input *control*.

Adams Controls Plant Export

New Controls Plant: .SERRA.Controls\_Plant\_1

File Prefix: Controls\_Plant\_1

Initial Static Analysis: ☒ No ☐ Yes

☐ Initialization Command

Input Signal(s): From Pinput  
control

Output Signal(s): From Poutput  
posizione  
velocita

Re-order Adams Input Signal(s): none

Re-order Adams Output Signal(s): none

Target Software: MATLAB

Analysis Type: non\_linear

Adams Solver Choice: ☒ C++ ☐ FORTRAN

User Defined Library Name:

Adams Host Name: PCLVL144.LInfA.polito.it

OK Apply Cancel

Questo comando permette la creazione di un file MATLAB che contiene le informazioni sul modello e le equazioni da risolvere. Contemporaneamente, manipolando il file MATLAB, si crea un file Simulink con un blocchetto arancione denominato *Adams\_sub-system* che contiene quanto detto prima col file MATLAB.

Nel caso in studio si è voluto creare un modello PID per modellare la posizione e la velocità di dispiegamento della serra.

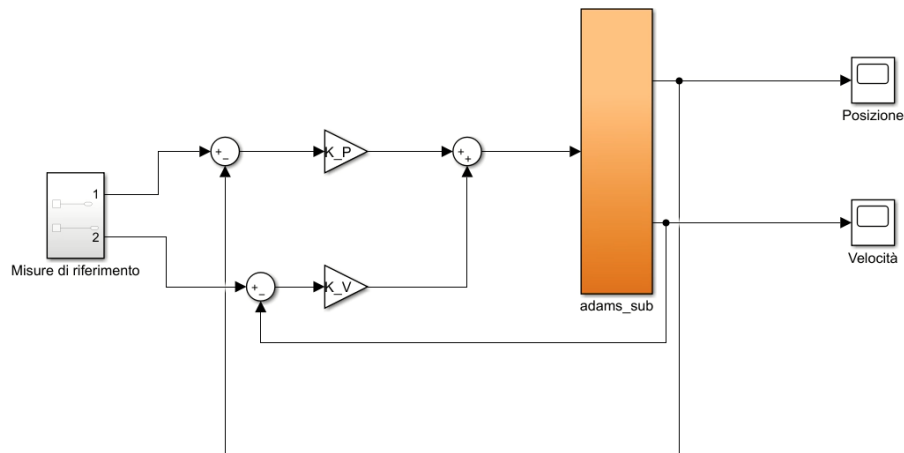


Figura 6.3: Modello co-simulazione Simulink

In questo modo Adams e Simulink lavoreranno congiuntamente per la realizzazione dei plot e dei valori di posizione e velocità mostrati nella figura 6.4. Il grafico relativo alla velocità risulta essere molto simile a quelli trovati in precedenza con l'utilizzo di Simulink ma è molto più lineare e perde la caratteristica discontinua. La velocità inoltre risulta essere inferiore rispetto al solo caso PID trattato in precedenza e quasi identica rispetto a quella simulata col controllore robusto.

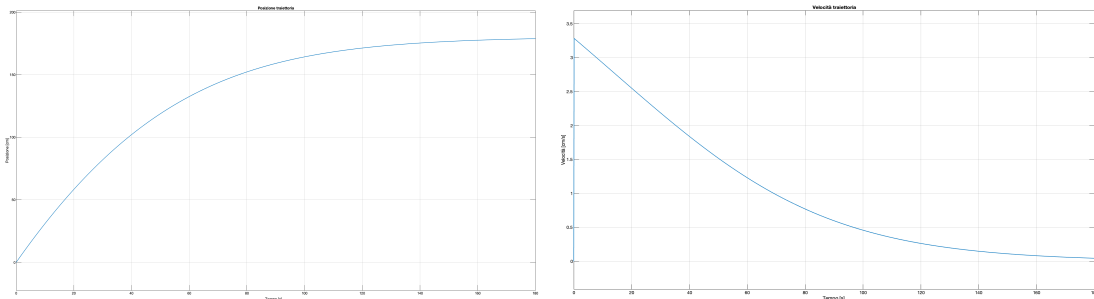


Figura 6.4: Posizione traiettoria e velocità modello co-simulato

Si preferisce usare questa tecnica per alleggerire il costo computazionale ed avere un collegamento diretto tra i due software, migliorando così la simulazione.



## Capitolo 7

# Simulazione del dispiegamento di strutture a guscio ultra-sottili

In questo capitolo sono analizzate le strutture in parete sottile diventate comuni nelle strutture spaziali dispiegabili grazie alla loro semplicità di progettazione e costruzione e grazie alle proprietà di piegatura uniche. Difatti la loro peculiarità è legata alla risposta meccanica come momento-curvatura, energia immagazzinata etc., fondamentale per garantire il corretto svolgimento del lavoro per il quale sono state progettate.

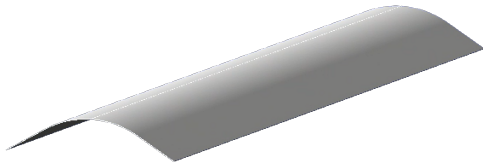
Di seguito sono analizzati due esempi, i Trac (Triangular Rollable and Collapsible) Boom e i Tape Spring. Al fine di sapere di più sulle proprietà di dispiegamento e distribuzione di forze è stato utilizzato, come nei capitoli precedenti, il software Adams, analizzando le soluzioni delle simulazioni e confrontandole con i risultati sperimentali e quelli tratti dalla Carrera Unified Formulation (CUF).

La CUF è una formulazione in grado di superare i limiti delle tecniche di modellazione classiche. Le teorie classiche, come i modelli di Eulero-Bernoulli e Timoshenko, si basano su un numero fisso di variabili, e questo numero è solitamente correlato al particolare problema che viene preso in considerazione [26]. La formulazione, inoltre, utilizza funzioni di espansione arbitrarie per valutare il campo di spostamento tridimensionale a partire dalle incognite valutate dalla FEM. In questo modo, la matrice di rigidezza e i relativi vettori FE possono essere scritti in forma unificata dai cosiddetti “nuclei fondamentali”. Tali nuclei rappresentano l’elemento costitutivo di base che può essere ampliato in base alle funzioni di espansione adottate. Di conseguenza, l’utente può scegliere a priori

la teoria strutturale da adottare per l'analisi. Inoltre, la CUF è stata impiegata per analisi geometriche non lineari, per l'analisi statica di travi isotrope e composite e, recentemente, per l'analisi di piastre e gusci, Trac Boom e Tape Spring [\[29\]](#).

## 7.1 Tape Spring

I Tape Spring (o molle a nastro) sono generalmente definiti come delle strisce elastiche in parete sottile, la cui sezione trasversale forma un arco di circonferenza con raggio di curvatura  $r$  e sottende un certo angolo  $\theta$  (figura 7.4). Il più semplice e comune esempio è mostrato in figura 7.1a. Inoltre, vengono solitamente associati ai comuni metri da carpentiere, come quello mostrato in figura 7.1b.



(a) Modello Tape Spring



(b) Tape Spring commerciale

La particolarità di questi dispositivi riguarda la proprietà di poter essere arrotolati elasticamente e dispiegati. Quando vengono arrotolati immagazzinano energia potenziale elastica che viene rilasciata quando si dispiegano. A seconda dell'entità di questa energia, essi possono essere definiti instabili, bistabili o neutralmente stabili. È importante tenere conto del fatto che quando queste strutture sono conservate nella configurazione ripiegata per molto tempo, generalmente si verifica un rilassamento viscoelastico che porta alla riduzione dell'energia elastica immagazzinata e quindi all'aumento della stabilità del sistema. Le molle a nastro sono continue, ovvero non contengono cerniere meccaniche o altri dispositivi di piegatura. Pertanto, la struttura ha diverse attrazioni principali per l'applicazione nello spazio che includono anche costi inferiori, leggerezza e insensibilità all'attrito; perciò, suscita numerosi interessi nelle strutture dispiegabili, come i radar ad apertura sintetica (SARS) o pannelli solari spaziali (Pellegrino 1995). Recentemente sono state proposte nuove applicazioni di molle a nastro sfruttando la semplicità strutturale e la loro robustezza come attuatori di dispiegamento di grandi strutture spaziali. Inoltre, sono utilizzati anche su satelliti grandi e CubeSat, come il Boom Cube-Sat SIMPLE progettato da Jeon



e Murphy, mostrato in figura 7.2.

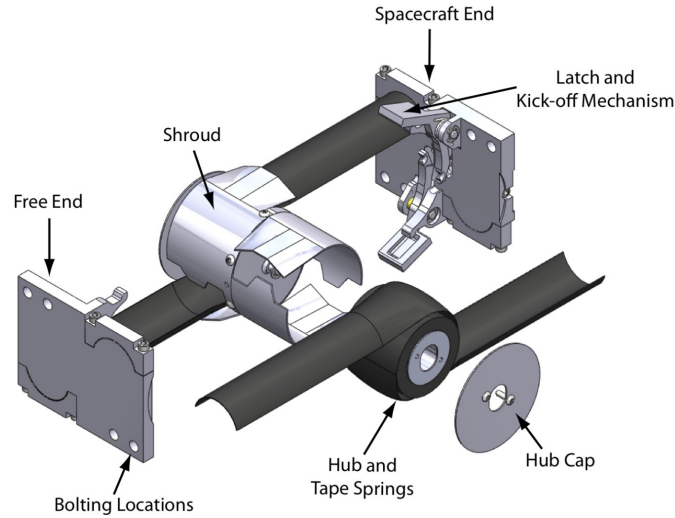
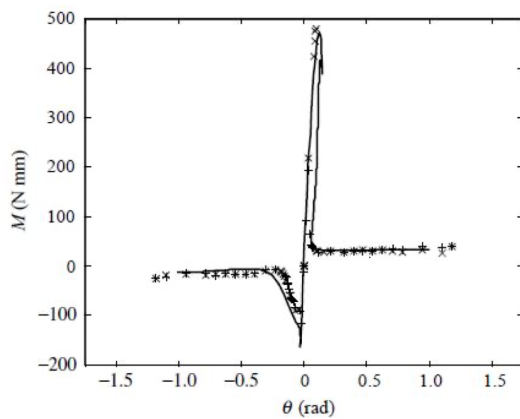
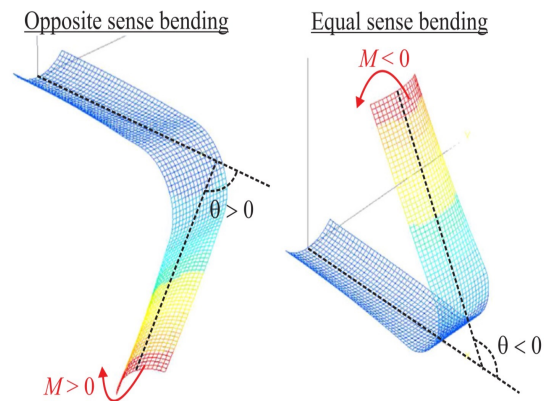


Figura 7.2: Sezione esplosa del Boom SIMPLE

I Tape Spring mostrano un comportamento altamente non lineare quando sono sollecitati con un momento flettente. L'effetto chiave è che un momento flettente gradualmente crescente, che induce tensione sui bordi e compressione al centro, provoca l'ovalizzazione della sezione trasversale. Tale andamento può essere messo in evidenza sia tramite prove sperimentali, che attraverso analisi numeriche (nella figura 7.3a la linea continua rappresenta le analisi numeriche, mentre i simboli  $\times$  e  $+$  si riferiscono alle misurazioni sperimentali, rispettivamente durante la fase di carico e scarico).



(a) Andamento momento - angolo deflessione  $M - \theta$



(b) Andamento momento - angolo deflessione  $M - \theta$

### 7.1.1 Geometria

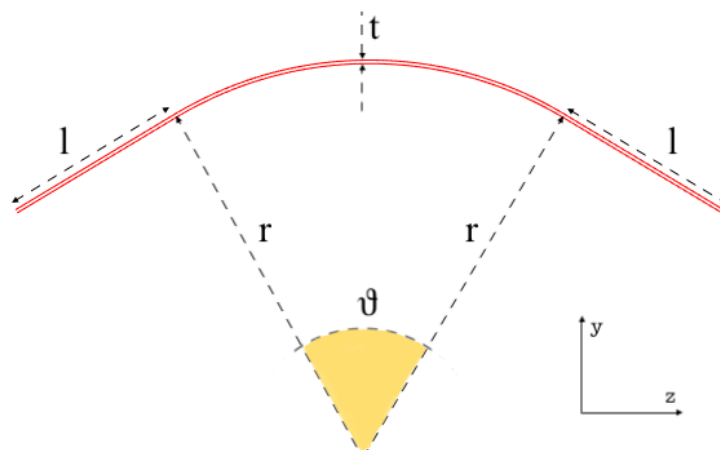


Figura 7.4: Geometria di un Tape Spring

Per le analisi sotto riportate si fa riferimento ad una tipica sezione delle molle a nastro riportata in figura 7.4. Inoltre, le caratteristiche geometriche del dispositivo sono:

- Spessore  $t = 80\mu m$ ;
- Raggio di curvatura  $r = 12.3\text{ mm}$ ;
- Angolo di curvatura  $\theta = 62^\circ$ ;
- Lunghezza flange  $l = 6.1\text{ mm}$ ;

Il materiale considerato è un acciaio isotropo con un modulo di Young  $E = 210,000\text{ MPa}$  e un modulo di Poisson  $\nu = 0.3$ .

### 7.1.2 Modello teorico

Il comportamento delle molle a nastro è altamente non lineare ed è meglio spiegato con riferimento al diagramma schematico mostrato nella figura 7.6. Per piccole rotazioni, inizialmente  $M$  varia linearmente con  $\theta$  mentre il nastro si piega in una curva regolare. Per grandi rotazioni il comportamento dipende dal segno di  $M$ .

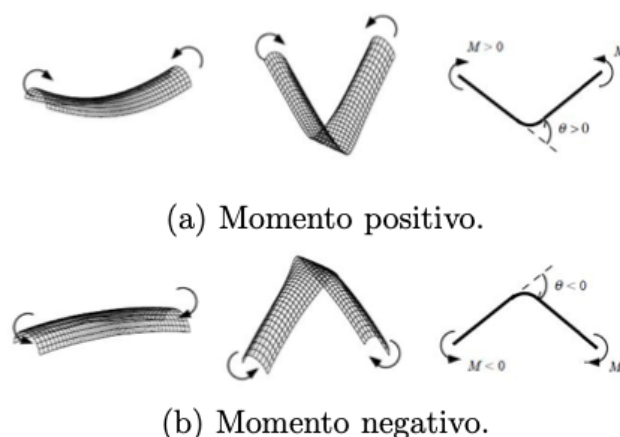


Figura 7.5: Convenzione dei segni per un Tape Spring.

Se viene applicato un momento positivo, all'aumentare di  $M$  la sezione inizia ad appiattirsi e questo effetto è più pronunciato al centro, cioè lontano dai blocchi di estremità. Poi, improvvisamente, la parte centrale del nastro collassa e la deformazione si localizza in una breve regione curva, mentre il momento diminuisce molto rapidamente (tratto A-B).

Al diminuire di  $M$ , il resto del nastro diventa approssimativamente dritto. Quindi, man mano che la rotazione relativa viene ulteriormente aumentata e i blocchi terminali si avvicinano, il momento rimane approssimativamente costante (tratto B-C); anche la curvatura nella piega centrale è costante, aumenta solo la lunghezza dell'arco della piega. Quando il senso di curvatura è invertito si segue lo stesso percorso. Tuttavia, quando si raggiunge il punto B il momento non salta fino al punto A, ma prosegue invece allo stesso livello costante fino al punto D e infine scatta al punto E, che corrisponde ad un valore di  $M$  molto inferiore a quello raggiunto al momento del carico. Infine, il percorso ritorna all'origine seguendo lo stesso percorso rettilineo al momento del caricamento.

Se viene applicato un momento negativo, il comportamento lineare termina molto prima. Nel punto F c'è una biforcazione improvvisa che si traduce in una

modalità di deformazione flessionale-torsionale con pieghe torsionali asimmetriche vicino ai blocchi di estremità. Quindi, all'aumentare gradualmente di  $\theta$ , queste pieghe torsionali crescono in ampiezza mentre si spostano verso la metà del nastro e mentre  $M$  diminuisce gradualmente. Infine, si fondono (punto G) in una piega simmetrica centrale che ha le stesse caratteristiche della piega descritta per  $M$  positivo. Da questo punto in poi  $M$  rimane costante nonostante  $\theta$  venga ulteriormente aumentato (punti da G a H). Al diminuire di  $\theta$ , il percorso di scarico coincide praticamente con il percorso di carico. [29]

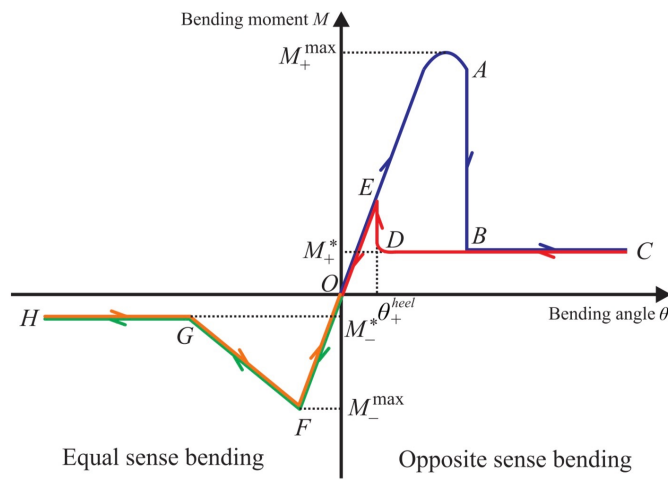


Figura 7.6: Tipico andamento del momento ( $M$ ) in funzione dell'angolo di deflessione ( $\theta$ ) per un Tape Spring

### 7.1.3 Simulazione numerica e sperimentale

Sulla base della teoria analizzata, si studia il comportamento del Tape spring sotto due punti di vista: un'analisi numerica attraverso formulazione CUF ed una sperimentale.

Il modello sperimentale prevede l'utilizzo di una Fischer Machine, la quale usa due piattaforme rotanti per applicare un momento agli estremi del provino. Un estremo è fissato e libero solo di ruotare mentre l'altro è libero di ruotare e traslare. La struttura è caricata con un momento negativo e positivo agli estremi a fine di simulare la rotazione.

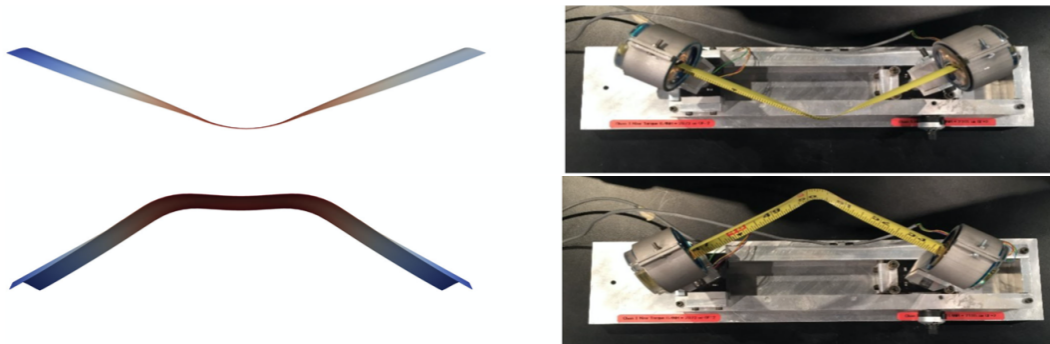


Figura 7.7: Soluzione numerica e soluzione sperimentale [29]

È possibile notare che il modello simulato con formulazione CUF sia fedele ai risultati ottenuti dalle misurazioni sperimentali con la Fisher Machine, ed entrambi riprendono in maniera molto vicina i risultati teorici formulati in figura 7.6. La formulazione CUF tende a sovrastimare il momento per angoli negativi per riprendere i risultati misurati per angoli sempre più negativi.

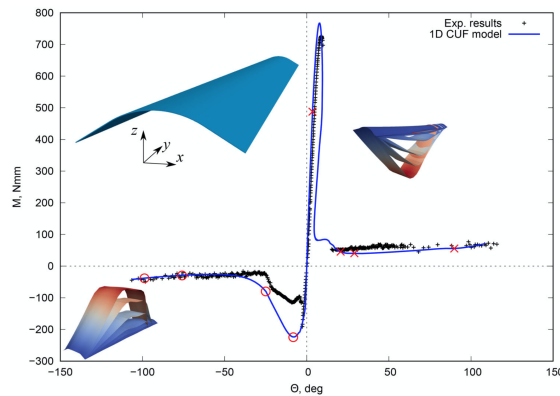


Figura 7.8: Soluzione non lineare statica di un Tape Spring isotropo [29]

### 7.1.4 Fe Part

Al fine di descrivere meglio la creazione dei modelli in parete sottile sul software Adams, è necessario richiamare la funzione attraverso la quale questi saranno creati: "*Fe Part*".

La "*Fe Part*" è un oggetto di modellazione interamente nativo di Adams con proprietà di inerzia ed è accurato per casi di spostamenti molto grandi (ovvero non linearità geometrica) di strutture simili a travi. Ha la capacità di rappresentare le grandi deformazioni che, con l'approccio delle modalità lineari, non possono essere rappresentate. Fa riferimento al fatto che la sua implementazione all'interno di Adams condivide il concetto di modellazione agli elementi finiti dei nodi. Inoltre, non supporta la non linearità materiale (plasticità, scorrimento, visco-plasticità/visco-elasticità).

La Fe Part utilizza una formulazione 2D o 3D e, nel caso specifico, si utilizza quest'ultima.

La formulazione 3D è una rappresentazione tridimensionale e geometricamente non lineare utile per strutture simili a travi e tiene conto di allungamento, taglio, flessione e torsione.

Le opzioni di formulazione 2D e 3D si basano su un adattamento autoriale di MSC di "*Absolute Nodal Coordinate Formulation (ANCF)*". L'implementazione della Fe Part di Adams differisce dall'ANCF puro in quanto è più simile a un ibrido tra ANCF e teoria della trave geometricamente esatta, ed è stata fatta per superare i limiti della formulazione ANCF convenzionale. In questo modo, la nuova formulazione non risente dei famigerati fenomeni di "shear lock".

Lo "shear lock" è un errore che si verifica nell'analisi degli elementi finiti a causa della natura lineare degli elementi quadrilateri (del primo ordine). Gli elementi lineari non modellano accuratamente la curvatura presente nel materiale reale sottoposto a flessione e viene introdotta una sollecitazione di taglio. Lo sforzo di taglio aggiuntivo nell'elemento (che non si verifica nella trave vera e propria) fa sì che l'elemento raggiunga l'equilibrio con spostamenti minori, ovvero fa sembrare l'elemento più rigido di quanto non sia in realtà e fornisce spostamenti di flessione inferiori a quanto dovrebbero essere.

### 7.1.5 ANCF [34]

Gli elementi strutturali sottili con uno spessore ridotto, grazie al loro rapporto peso/resistenza e al rapporto peso/rigidità considerevolmente bassi, hanno un'ampia gamma di applicazioni in diversi campi. Soprattutto nell'ingegneria meccanica e nell'industria aerospaziale, possono sopportare ampi movimenti complessivi e grandi deformazioni, come quelli della pala del rotore sull'elicottero, dei boom dispiegabili sui veicoli spaziali o nella simulazione del processo di dispiegamento di strutture spaziali dispiegabili. Per simulare tali comportamenti dinamici, l'ANCF, che è una sorta di metodo non incrementale agli elementi finiti, è una scelta saggia perché presenta vantaggi unici nell'affrontare problemi di dinamica dei sistemi multi-body flessibili.

Nell'ANCF, le derivate del vettore di posizione globale con le rispettive linee di coordinate dell'elemento locale (cioè i gradienti di posizione globale) sono introdotte come coordinate nodali, che quindi possono fornire la descrizione esatta di un movimento arbitrario di un corpo rigido e rimuovere le forze centrifughe e di inerzia di Coriolis nella matrice di massa.

Per la modellazione meccanica di un elemento sottile e lungo possono essere adottati gli elementi ANCF a trave e a guscio; tuttavia, per i primi si ha difficoltà nel fare previsioni accurate su deformazioni e sollecitazioni della sezione trasversale, e i secondi hanno un costo di calcolo molto elevato soprattutto nell'analisi dinamica.

Nell'ANCF c'è stato un grande interesse nello sviluppo di alcuni nuovi elementi trave attraverso l'introduzione di vari gradienti di posizione come coordinate nodali. Se si introducono vettori di pendenza rispetto a tutte le linee di coordinate in coordinate nodali, gli elementi trave ANCF sono di solito definiti come "completamente parametrizzati". Gli altri sono definiti come "elementi senza inclinazione" quando si considerano solo le inclinazioni di posizione rispetto alla direzione assiale della trave. Questi in realtà sono molto simili al classico modello di trave di Eulero-Bernoulli, il quale presuppone che la sezione trasversale sia rigida e rimanga perpendicolare alla superficie neutra durante le deformazioni (cioè, trascurando le deformazioni della sezione trasversale). Pertanto, entrambi non sono adatti nella modellazione meccanica di travi sottili con una grande distorsione della sezione trasversale. La distorsione della sezione trasversale può essere descritta utilizzando gli elementi trave ANCF completamente parametrizzati; tuttavia, quando si considerano solo i gradienti di posizione trasversale di ordine inferiore come coordinate nodali, le modalità di deformazione della sezione trasversale sarebbero molto semplici. Ad esempio, nell'elemento trave ANCF 24 DOF (gradi di libertà), le due coordinate trasversali del campo

di spostamento sono polinomi lineari, il che fa sì che i contorni della sezione trasversale siano sempre diritti durante le deformazioni. Tuttavia, introducendo i polinomi di ordine superiore nelle coordinate trasversali, questi elementi di trave ANCF di ordine superiore possono generare modalità di deformazione della sezione trasversale più diversificate (per esempio la deformazione di una trave rettangolare sotto carico torsionale può essere prevista con precisione utilizzando polinomi quartici).

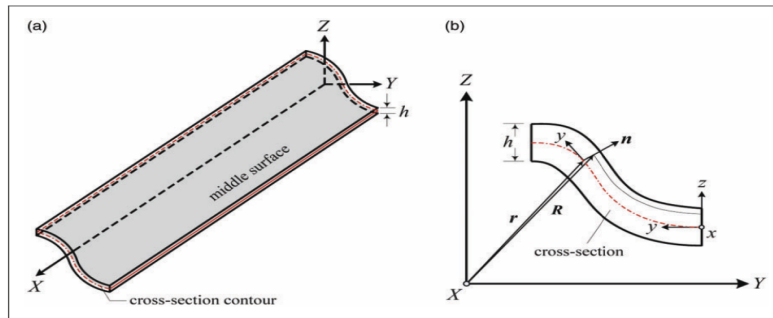


Figura 7.9: Geometria di una trave sottile con una sezione trasversale arbitraria: (a) superficie mediana, (b) sistema di coordinate associato al contorno della sezione trasversale.

La formulazione CUF citata precedentemente tiene conto invece della deformazione che la sezione trasversale può avere, portando così a risultati vicini a quelli del modello sperimentale.



### 7.1.6 Simulazione Adams e confronto

In questa sezione è proposta l'analisi del Tape Spring prima citato per mezzo di Adams al fine di trovare, come per i risultati teorici, una relazione che leghi il momento  $M$  con l'angolo  $\theta$ .

Su Adams si crea il modello tramite "*Fe Part*" importando la geometria schematizzata in 7.4.

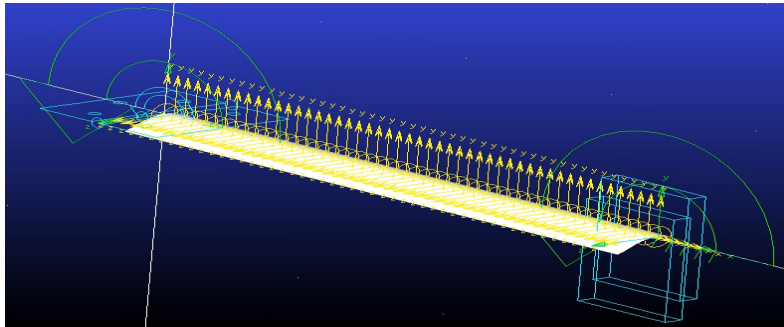


Figura 7.10: Modello Adams Tape Spring

Nel modello in Adams sono stati inseriti 50 punti che equivarranno a 50 nodi sviluppati tra il punto iniziale (0,0,0) ed il punto finale (170,0,0) mm.

Il modello simulato prevede l'utilizzo di un "rotational joint" all'estremo bloccato per permettere la rotazione della parte senza farla traslare. L'altro estremo è collegato ad un "planar joint", il quale permette alla struttura la rotazione e la traslazione lungo l'asse di appartenenza, come in figura 7.10.

Se viene applicato un momento positivo la struttura si curverà verso la regione centrale ma, al contrario di quanto visto nei risultati teorici, questa sezione non crollerà (la sezione trasversale non si deformerà). La deformazione così non sarà localizzata in un tratto breve ma in uno più ampio ed il momento diminuirà molto meno rapidamente rispetto al caso teorico. Questo comportamento era previsto ed annunciato quando si è trattata la definizione di "*Fe Part*".

Se viene applicato un momento negativo, inoltre, la struttura assumerà la stessa configurazione del caso con momento positivo, senza quindi creare torsioni nella parte centrale, tipica di questa configurazione.

Si propone un confronto tra i modelli simulati in Adams e quelli derivati da analisi numeriche.

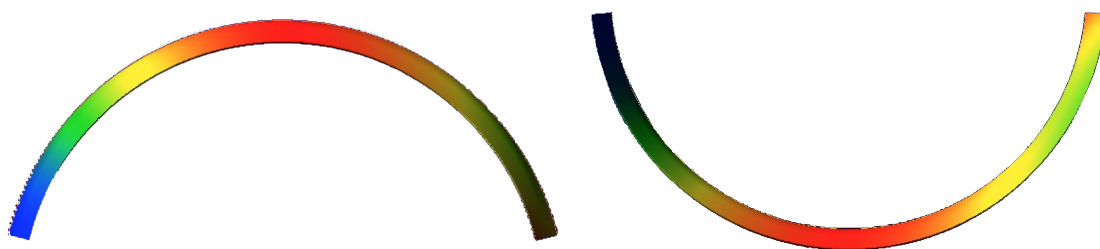


Figura 7.11: Rotazione con momento positivo e negativo Tape Spring Adams

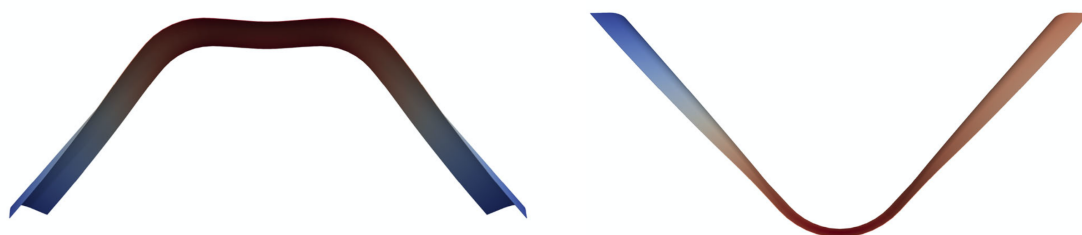


Figura 7.12: Rotazione con momento positivo e negativo Tape Spring analisi numerica

Di seguito, nella figura 7.13 si propone il diagramma  $M - \theta$  di un Tape Spring col quale è possibile confrontare i risultati sperimentali con quelli derivati dal modello Adams. È evidente che il comportamento della struttura del modello simulato è ben diverso da quello sperimentale o dal modello in CUF.

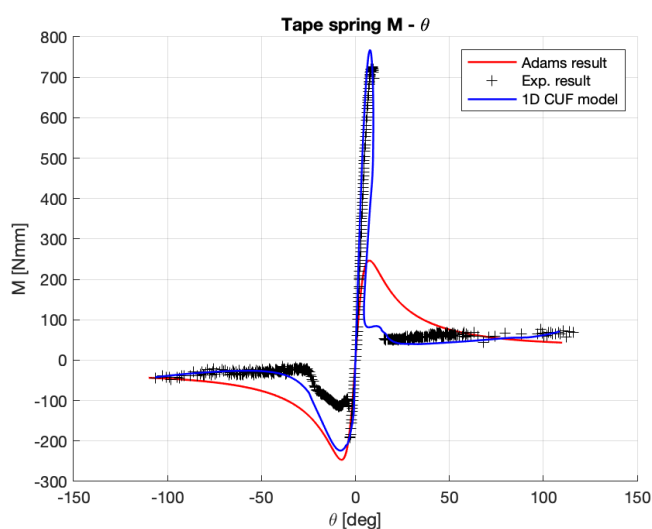


Figura 7.13: Soluzione non lineare statica di un Tape Spring con confronto

Il modello creato con Adams è rappresentato dalla curva di colore rosso. È da ribadire che il comportamento diverso della curva rispetto alle altre teorie è da attribuire al modo della creazione del modello, cioè il "Fe Part". Questa infatti, come riportato precedentemente, condivide il concetto di modellazione agli elementi finiti dei nodi e non riesce a catturare la deformazione della sezione. Difatti, il confronto tra i valori di  $M - \theta$  mostra chiaramente come questi siano pressoché identici in campo lineare e si discostano solo quando la deformazione della struttura si fa più importante, cioè quando la sezione trasversale comincia a deformarsi.

Per angoli sempre più negativi si trovano alcune differenze rispetto alla trattazione teorica. È presente la biforcazione evidenziata dal punto F in figura 7.6 che però, rispetto al modello teorico, avviene per valori di M più bassi e scompare la parte a M costante caratterizzata dai punti G – H. Quest'ultima, infatti, avrà valori di M decrescenti.

Per angoli sempre più positivi invece si riscontra la differenza più sostanziale: dato che la struttura non collassa (vedi confronto figure 7.11 e 7.12), i momenti sviluppati saranno molto minori rispetto al caso teorico e seguiranno quasi fedelmente la curva degli angoli negativi.

Facendo ancora riferimento alla figura 7.13 si analizza la curva blu, rappresentante la formulazione CUF. Questa soluzione corrisponde abbastanza bene alle soluzioni sperimentali. Infatti, può prevedere molto bene il carico critico soprattutto per angoli di deflessione negativi, mentre il momento flettente per angoli positivi è leggermente sopravvalutato. Inoltre, la forma della curva ottenuta con il modello CUF corrisponde molto bene alla teoria perché tiene conto delle deformazioni plastiche del materiale [26].

Di seguito si rappresenta il comportamento dal Tape Spring relativo alla rotazione degli estremi per più istanti di tempo.

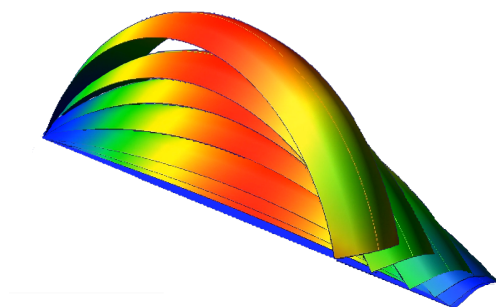
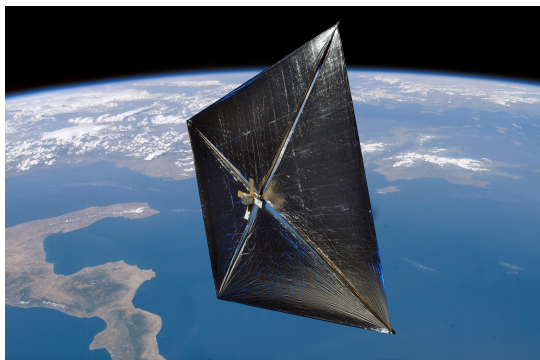


Figura 7.14: Evoluzione Tape Spring

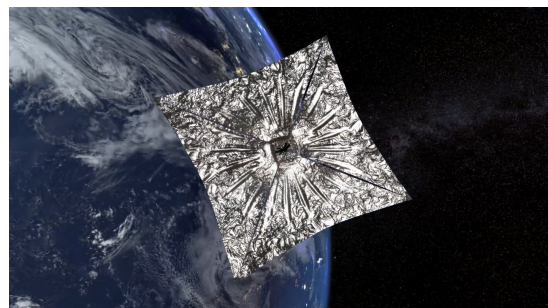
## 7.2 TRAC boom

Il Trac (Triangular Rollable and Collapsible) Boom fu inventato dai ricercatori dello US AirForce Research Laboratory più di dieci anni fa ed è caratterizzato da una sezione trasversale costituita da due flange curve collegate in corrispondenza del loro lembo superiore tramite un setto verticale in modo da generare una forma simile a quella di un triangolo (da cui deriva il nome del boom). Questa tipologia di boom è stata utilizzata in tre diverse missioni per effettuare dimostrazioni relative alle vele solari: NanoSail-D (figura 7.15a) [30], LightSail-1 [31] e LightSail-2 (figura 7.15b) [32].

Pur avendo una rigidezza torsionale piuttosto limitata, dovuta alla sezione aperta della struttura, i Trac Boom sono caratterizzati da una rigidezza flessionale molto più alta rispetto ad altri tipi di boom. Infatti, lo sforzo richiesto per appiattire le flange di un TRAC boom è inferiore rispetto a quello degli altri boom, consentendo l'utilizzo di materiali più spessi per la progettazione delle flange. Di conseguenza, la combinazione di materiali più spessi ed una sezione trasversale più ampia si traduce in un boom con una rigidezza flessionale superiore. Il materiale impiegato, il raggio di curvatura delle flange ed il loro spessore determinano lo sforzo necessario per appiattire la sezione trasversale. Un raggio di curvatura delle flange più piccolo, porta ad un boom più rigido ma, se troppo piccolo, il materiale rischia di arrivare a rottura nella configurazione ripiegata. Al contrario, un raggio molto grande corrisponde ad una più piccola rigidezza flessionale della struttura. Quindi molto spesso è necessario effettuare un trade-off in modo da trovare la miglior combinazione tra materiale, spessore e raggio delle flange che permetta di ottenere una rigidezza flessionale sufficientemente elevata ed, allo stesso tempo, di non oltrepassare il limite di rottura del materiale nella configurazione ripiegata [33].



(a) NanoSail-D



(b) LightSail-2

Molteplici studi sono stati condotti (sia da un punto di vista sperimentale che numerico) con la finalità di valutare il comportamento a flessione dei Trac Boom. Una sfida nello studio delle strutture realizzate con compositi ultrasottili è rappresentata dal fatto che le proprietà dei materiali e le prestazioni strutturali sono strettamente correlate al processo di produzione attraverso il quale esse sono costruite. Generalmente, quando il boom viene sollecitato a flessione, possono essere osservati due regimi. Il primo regime è caratterizzato da un andamento lineare di pre-buckling che persiste fino a quando il momento applicato non raggiunge un valore critico. In prossimità di questo valore si generano dei piccoli rigonfiamenti localizzati che riducono la rigidezza flessionale del boom. Successivamente, il secondo regime è caratterizzato da un comportamento stabile di post-buckling, che dura fino al collasso della struttura. È importante sottolineare che durante la fase di post-buckling la struttura è in grado di sopportare momenti fino a quattro volte più elevati rispetto a quello critico misurabile alla fine della fase di pre-buckling. Inoltre, si è osservato che il comportamento del boom è completamente reversibile, sia nel primo che nel secondo regime, prima del punto di buckling collapse (questa è una caratteristica particolarmente utile nel caso in cui si abbia intenzione di sottoporre il boom a carichi ciclici).

Sotto (figura 7.16) una rappresentazione del processo di arrotolamento di una membrana grazie a Trac Boom.

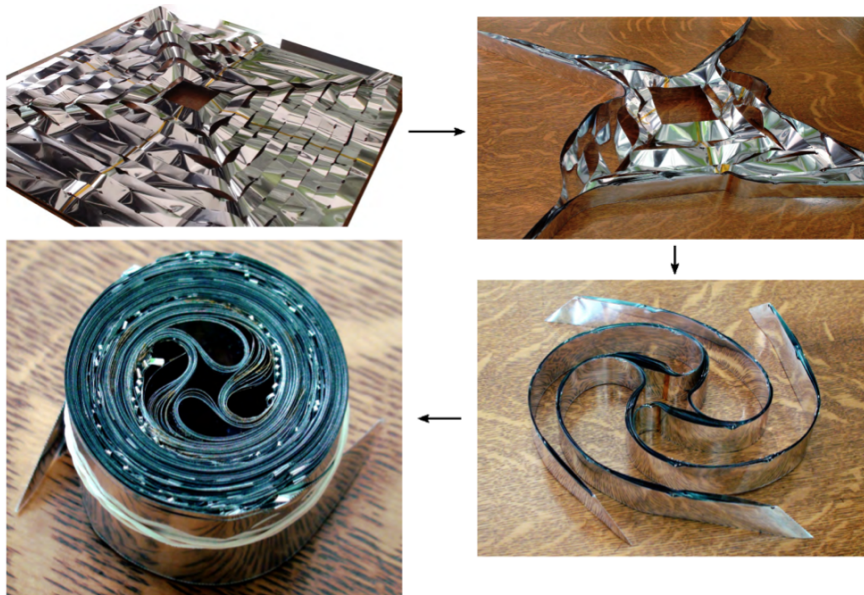
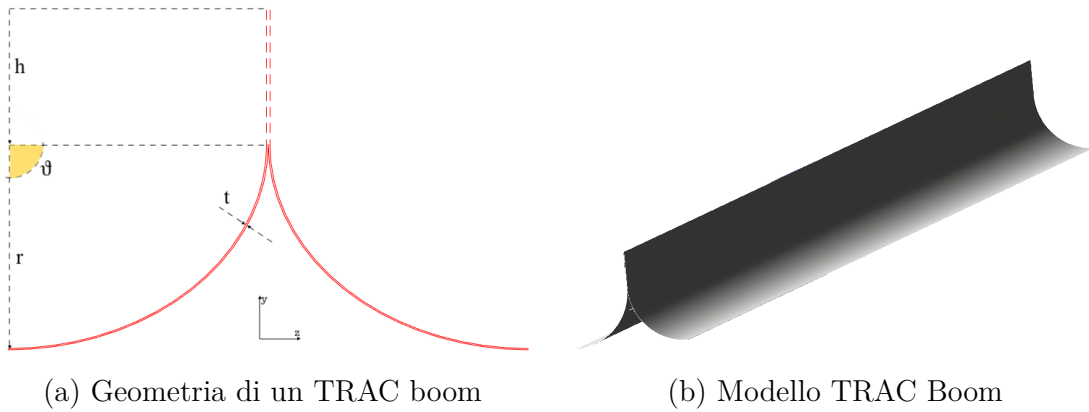


Figura 7.16: Processo arrotolamento di una membrana attraverso Trac Boom

### 7.2.1 Geometria

I Trac Boom, come anticipato precedentemente, sono creati da due Tape Spring elastici fissati lungo un bordo longitudinale comune detto *web*. Ogni Tape Spring è definito *flangia* caratterizzato da spessore  $t$ , raggio di curvatura  $r$ , angolo spazzato dalle flange  $\theta$  e lunghezza totale del Trac  $L$ . La tipica sezione di un Trac Boom è riportata in figura 7.17a, mentre un esempio comune è riportato in figura 7.17b.



Tutte le analisi sotto riportate fanno riferimento ad un Trac boom con le seguenti caratteristiche geometriche:

- Spessore  $t = 80\mu m$ ;
- Raggio di curvatura  $r = 12.7$  mm;
- Angolo spazzato dalle flange  $\theta = 90^\circ$ ;
- Altezza web  $w = 8$  mm;
- Lunghezza totale  $L = 570$  mm.

Il materiale considerato è un pre-preg in fibra di carbonio con resina epossidica.



### 7.2.2 Simulazione numerica - sperimentale

Si studia il comportamento del Trac Boom sotto i punti di vista sopra citati: un'analisi numerica attraverso formulazione CUF ed una sperimentale.

Per quanto riguarda lo studio sperimentale della struttura, si fa riferimento ad una configurazione che permette la rotazione delle sezioni alle estremità della struttura e la traslazione longitudinale di una delle due (come si può notare dalla figura 7.18)

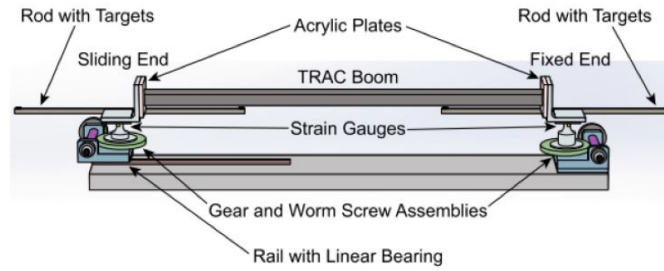


Figura 7.18: Setup sperimentale per prova a flessione

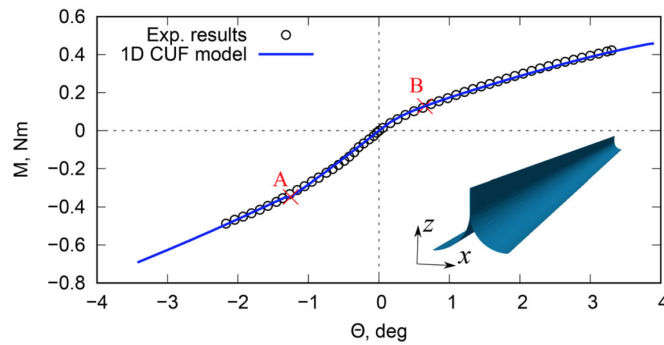


Figura 7.19: Soluzione non lineare statica di un Trac Boom [29]

È possibile notare in figura 7.19 come il modello simulato con formulazione CUF sia molto fedele ai risultati sperimentali misurati. Gli stati di equilibrio importanti della curva di equilibrio sono rappresentati da A e B rispettivamente per i momenti negativi e positivi. Questi stati di equilibrio corrispondono ai fenomeni di instabilità (localizzati o globali) che si verificano nella struttura. Sul punto A (momenti  $M$  negativi) si verificano fenomeni di instabilità da buckling localizzati, mentre sul punto B (momenti  $M$  positivi) si verificano fenomeni di post-buckling, dove si verificano ondulazioni del web.

Punto A e punto B sono rappresentate dalla figura 7.20



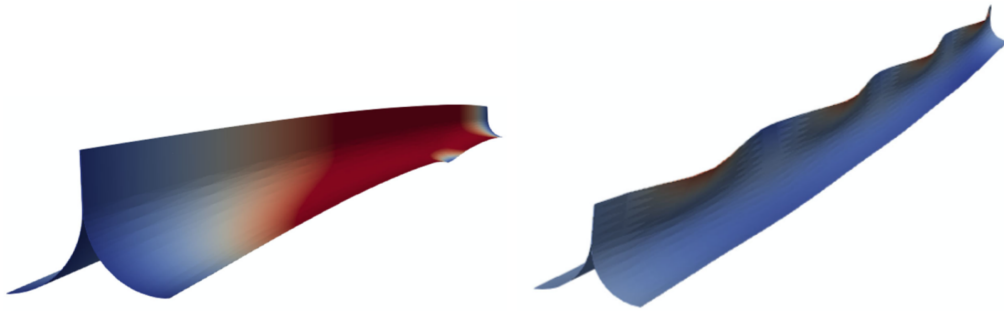


Figura 7.20: Stato di equilibrio non lineare corrispondente ai punti A e B

### 7.2.3 Simulazione Adams e confronto

In questa sezione è proposta l'analisi del Trac Boom sopra citato per mezzo di Adams al fine di trovare, come per i risultati numerici e reali, una relazione che legghi il momento  $M$  con l'angolo  $\theta$ .

Ancora una volta, il Trac Boom è costruito per mezzo di "Fe Part". Ci si aspetta quindi che il modello proposto si discosti da quello sperimentale e da quello con formulazione CUF mostrando deformazioni localizzate in aree più ampie e nessun collasso plastico della struttura dovuti al fatto che la sezione del piano rimane rigida.

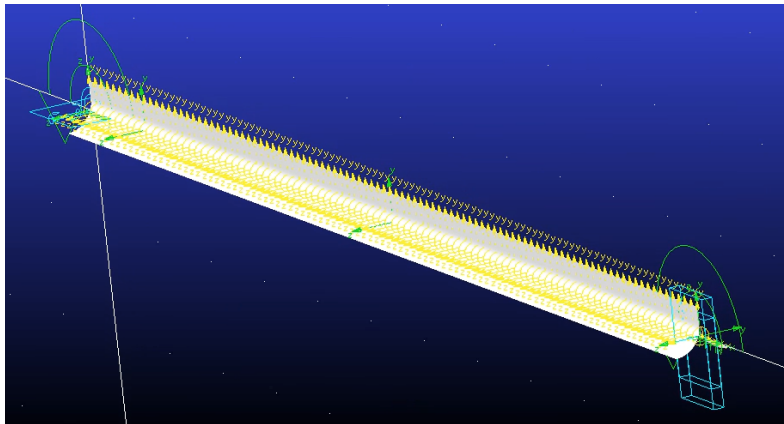


Figura 7.21: Modello Adams TRAC Boom

Nel modello sono stati inseriti 100 punti che equivarranno a 100 nodi sviluppati tra il punto iniziale (0,0,0) ed il punto finale (570,0,0) mm.

Il modello simulato prevede l'utilizzo di un "rotational joint" all'estremo bloccato per permettergli la rotazione senza farlo traslare. L'altro estremo è legato ad un "planar joint", il quale permette alla struttura la rotazione e la traslazione lungo l'asse di appartenenza, come in figura 7.21.

Si rappresenta in figura 7.22 la struttura deformata per momenti positivi e negativi.

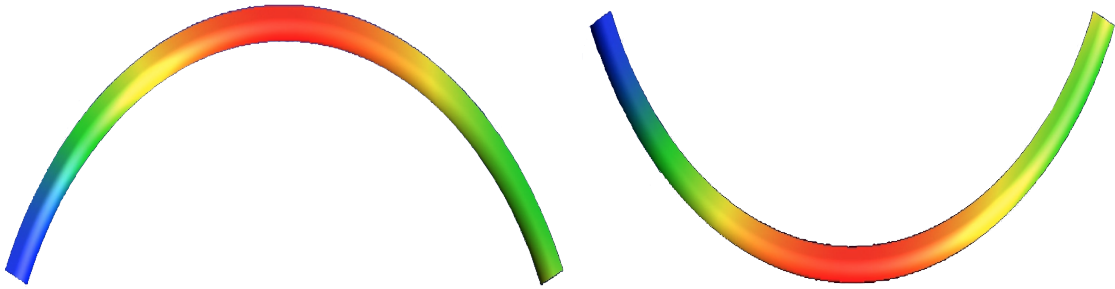


Figura 7.22: Rotazione con momento positivo e negativo Trac Boom

Di seguito, nella figura 7.23 si propone il diagramma  $M - \theta$  col quale è possibile confrontare i risultati sperimentali con quelli derivati dal modello Adams. È evidente, anche questa volta, che il comportamento della struttura del modello simulato è ben diverso da quello sperimentale o dal modello in CUF.

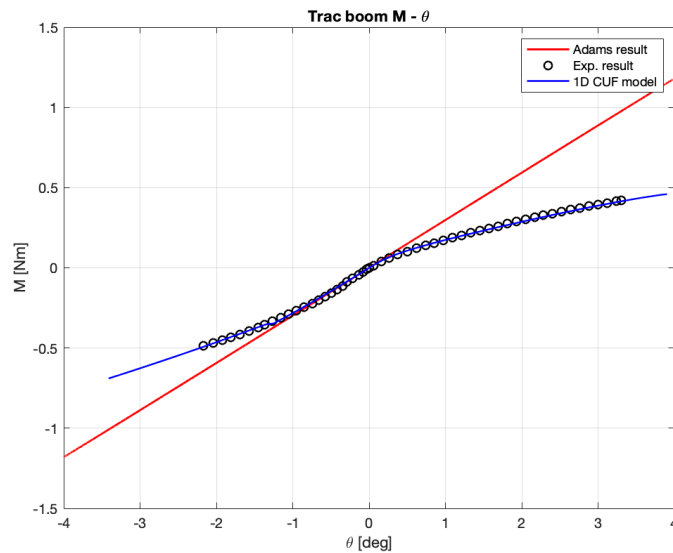


Figura 7.23: Soluzione non lineare statica di un Trac Boom con confronto

È visibile immediatamente che, dopo la parte lineare, l'andamento della curva del modello in Adams differisce da quello delle altre teorie. Questo, come spiegato nel Tape Spring, è dovuto al fatto che si è creato il modello come "Fe Part". Quindi, si approssima il comportamento della struttura ad una trave e nelle prime flessioni, lì dove la deformazione della sezione non assume un impatto importante, i valori di  $M - \theta$  sono gli stessi. Quando però le deformazioni cominciano a farsi sempre più pronunciate, la struttura sarà sempre più soggetta ad instabilità e a buckling, campi che la Fe Part (e quindi la ANCF) non può mettere in luce. Ci si aspetta infatti che il momento, per angoli crescenti, aumenti con una certa pendenza per poi diminuirla; per angoli sempre più negativi si riprende lo stesso concetto. Inoltre, è possibile verificare che, con l'analisi in Adams, la struttura risulta essere più rigida rispetto alle altre due teorie.

Si conclude quindi che sia per Tape Spring che per Trac Boom i risultati attraverso Adams sono molto promettenti, limitatamente però alla formulazione monodimensionale proposta.

## Capitolo 8

# Simulazione dispositivo in Tape Spring con Adams

Nel capitolo precedente si sono analizzate le strutture di tipo Tape Spring e, nello specifico, si è fatto riferimento ad alcune delle loro caratteristiche: la possibilità di alte deformazioni e la loro capacità di immagazzinare energia elastica potenziale; queste possono essere peculiarità da utilizzare. In particolare, si possono sfruttare per progettare un deployable boom in modo tale che questo possa, attraverso l'energia immagazzinata nel materiale, traslare una massa.

Questo concetto era già stato introdotto nel capitolo [4.2](#), all'interno del quale sono state create le pareti della serra dispiegabile. Inizialmente i deployable boom sono stati sostituiti da Spring – Dampers, cioè molle torsionali dotate di pre-carico e smorzamento che permettono di “spingere” una massa (le pareti della serra stessa).

Si può pensare di sostituire gli Spring – Dampers con i Tape Spring arrotolati creati appositamente con “Fe Part” discussa nel capitolo precedente. Questa tecnica fa riferimento alla ANFC, che prevede rigida la sezione trasversale nel piano.

Il funzionamento dei deployable boom è caratterizzato da due stati:

- stato arrotolato;
- stato dispiegato.

Durante lo stato arrotolato il Tape Spring è mantenuto nella posizione di arrotolamento per mezzo di freni o dispositivi passivi (come molle). Una volta

aperti i freni, si sfrutta l'energia potenziale elastica accumulata del materiale per dispiegare, lungo la direzione di allungamento, la molla a nastro; questo dispiegamento avverrà con una certa velocità e il boom potrà passare così nello stato dispiegato.

La velocità di allungamento del boom è stata oggetto di studio nel capitolo 5.1: si ha la necessità, infatti, di controllarla per restare nel campo di sicurezza del dispositivo e non sviluppare vibrazioni eccessive. Così, il controllore fungerà da freno per impostare una velocità massima ed un tempo di dispiegamento corretto.

Successivamente, si propone un possibile modo di operare con Adams per rappresentare la fase di transizione del Tape Spring da stato arrotolato a stato dispiegato senza però implementarlo.

La creazione del Tape Spring su Adams può avvenire in due steps:

- creare la struttura rettilinea come fatto nel capitolo precedente e arrotolarla. Questo permetterà di creare il pre-carico ed inserirlo successivamente;
- a partire da una configurazione curva, attraverso il pre-carico, simulare il dispiegamento.

## 8.1 Struttura rettilinea

Sul software Adams prima di tutto si può creare un cilindro: questo sarà il rocchetto attorno al quale il Tape Spring si arrotolerà.

Il Tape Spring sarà creato, come spiegato precedentemente, con “Fe Part”, inserendo 50 punti che corrisponderanno a 50 nodi sviluppati tra il punto iniziale (0,0,0) ed il punto finale (180,0,0) cm. La sezione di riferimento è raffigurata nella figura 7.4.

Sul centro di massa del rocchetto si può applicare un “rotational joint” che ne permetterà la rotazione e, per indirizzare il tip del Tape Spring lungo un asse specifico (asse x), si applica sul nodo finale un “translational joint”. Infine, si può collegare il nodo iniziale della molla a nastro con il rocchetto per mezzo di un “fixed joint”: grazie a questo, una volta che il cilindro ruota, la parte dritta ne seguirà la rotazione e si avvolgerà attorno ad esso.

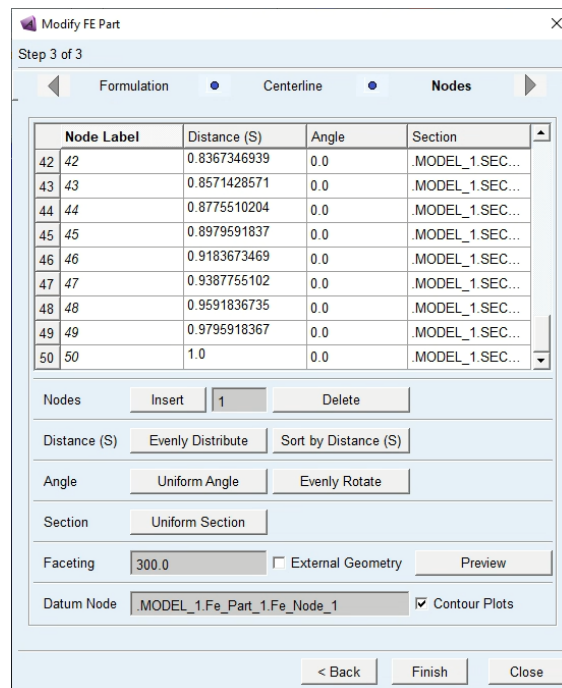


Figura 8.1: Create FE-Part

Una volta lanciata la simulazione la struttura assumerà la configurazione curva proposta.

Nelle simulazioni sperimentali, durante l’arrotolamento, la sezione trasversale si appiattisce. Nella simulazione in Adams, invece, si riscontra una sezione trasversale che, essendo rigida a causa dell’utilizzo della Fe Part, rimane curva, non modificando la geometria imposta all’inizio. Ci si aspetta quindi che il valore del

pre-carico, nei punti dove la sezione è curva, sia leggermente inferiore rispetto alle misurazioni che possono essere effettuate sperimentalmente. Questo potrà essere salvato sotto forma di file in formato “ADAMSMAT Data”, specifico delle matrici Adams.

In figura 8.2 si propone un tipico esempio di quanto trattato. Si nota infatti che, partendo da una configurazione rettilinea, il Tape Spring si avvolgerà attorno al rocchetto creando un avvolgimento circolare. La sezione, come previsto, rimarrà curva.

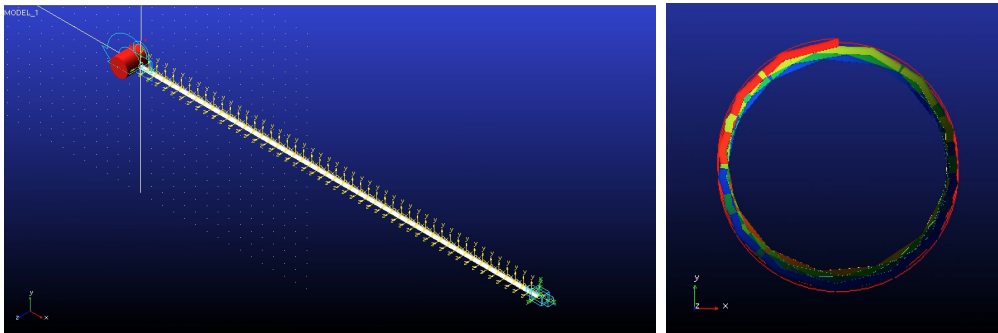


Figura 8.2: Configurazione iniziale e finale

## 8.2 Struttura arrotolata

A differenza di quanto fatto nella sezione precedente, il passo successivo sarà creare il Tape Spring già nella forma curva dotato però del pre-carico calcolato durante l'avvolgimento della struttura rettilinea attorno al rocchetto.

Questa volta la Fe Part non si svilupperà da un punto iniziale ad uno finale, ma da una curva definita tramite *Geometric Spline* o *BSPLINE*. Questa potrebbe essere una tipica spirale di Archimede composta da un raggio interno pari alla dimensione cilindro proposto e, all'estremità del raggio esterno, una sezione rettilinea  $l_0$ ; quest'ultima permetterebbe al boom di essere inizialmente indirizzato lungo un verso specifico, cioè quello di dispiegamento. Inoltre, la spirale dovrebbe essere creata in modo tale che la sua lunghezza raggiunga la condizione di totale dispiegamento, cioè 180 cm. Una possibile curva è rappresentata in figura 8.3.

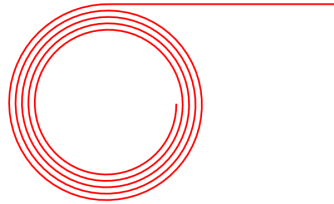


Figura 8.3: Sezione a spirale Boom

Una volta svolti tutti i passaggi è possibile pensare di sostituire i tre Spring - Dampers della sezione 4.2 con i deployable booms creati.

Un possibile concept di quanto descritto è mostrato in figura 8.4.

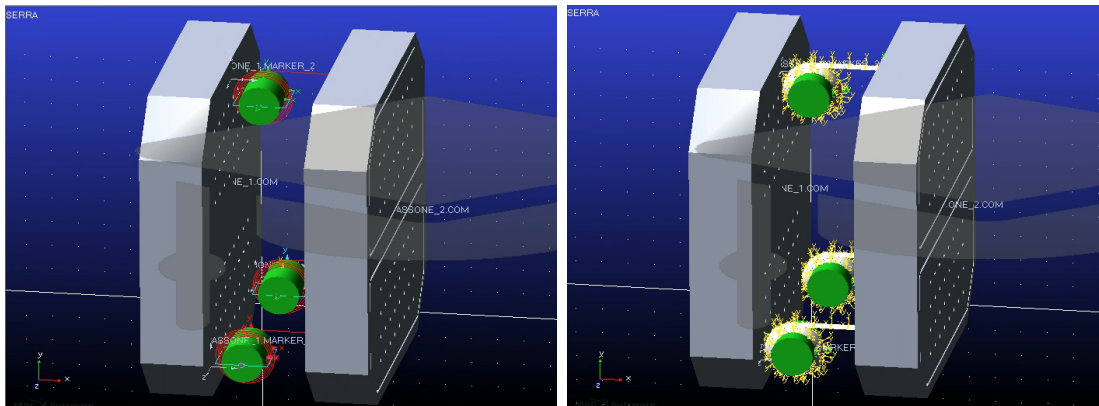


Figura 8.4: Configurazione iniziale e finale



Sulla base di questa possibile implementazione, si può pensare anche di affiancarsi ad un altro software: MSC Marc. Questo permetterà di andare oltre questo studio grazie alle sue capacità di simulazione non lineare avanzata ed avvicinarsi ai risultati visti con la CUF e risultati sperimentali.

# Conclusioni

Il presente lavoro di tesi si è occupato di descrivere, attraverso sistemi multibody e con il software di simulazione Adams, meccanismi di dispiegamento di strutture in parete sottile, fondamentali nel campo spaziale. In particolare, si è voluto impostare la progettazione e l'analisi di un dispositivo che possa dispiegare una struttura adibita alla coltivazione di specie vegetali collocata in appositi moduli spaziali come strutture abitabili "inflatable".

Si è da prima analizzato nel dettaglio la meccanica del dispiegamento di boom, identificando i parametri utili alla progettazione (spessore, sollecitazioni normali, tensioni, frequenze) e trovando le relazioni per descrivere la geometria e l'energia contenuta all'interno del sistema rispettivamente in un'analisi statica e in una dinamica. Si ricorda infatti che i dispositivi di questa categoria hanno due configurazioni: una arrotolata ed una dispiegata. Nella prima configurazione si immagazzina l'energia potenziale elastica che sarà rilasciata durante il dispiegamento per entrare nella seconda configurazione, cioè raggiungere la lunghezza e la forma desiderata. Si è studiato infatti che le energie di deformazione in gioco nel boom sono dovute a quella relativa della parte arrotolata e quella della parte appiattita  $U_{bf}$  e  $U_{bw}$ . Inoltre, è presente un momento torcente  $T_2$  che conferisce le proprietà particolari al boom.

L'analisi delle caratteristiche geometriche ha messo in luce una criticità da parte del boom "standard" nel traslare una massa che, in questo caso, è la parete della serra: la dimensione del meccanismo e, quindi, la quantità di energia "intrappolata" all'interno. Il dispositivo infatti, dispiegandosi, ha la funzione di allontanare le due pareti della serra facendo prendere la configurazione finale (una lunghezza di 180 cm) attraverso il "rilascio" dell'energia potenziale elastica. Si è quindi reso necessario aumentare la geometria del boom di un fattore  $k$ : il boom particolare, per riuscire a traslare una massa di circa  $24Kg$ , deve essere più grande di quello standard di 2.23 volte. Successivamente si è studiato che i dispositivi per lo scopo dovranno essere quindi tre, due dei quali necessari a svolgere la funzione per la quale sono stati progettati ed uno in ridondanza.

Un altro obiettivo è stato sviluppare un controllore che potesse determinare la posizione e velocità in ogni punto durante la traslazione e creare un controllo sulla velocità. Questa, infatti, dovrà essere impostata per far arrivare alla lunghezza finale di dispiegamento in circa 180 secondi. L'analisi è stata condotta sia su Simulink tramite controllori PID e dedicati, sia con co-simulazione Adams-Simulink. Quest'ultima ha permesso di mettere in stretta comunicazione il software di simulazione Adams e Simulink, accelerando il processo di elaborazione dati e, cosa più importante, di confrontare i due processi.

I boom, come riportato precedentemente, sono strutture in parete sottile e gli esempi di riferimento studiati sono stati "Trac Boom" e un tipico "Tape Spring". In particolare, l'elemento di studio è stato il diagramma di momento - angolo di deflessione  $M - \theta$ . Con Adams si è ricreato il modello Tape Spring con "Fe Part", creando una struttura non lineare geometricamente e che fa riferimento alla ANCF. Con questa teoria la sezione trasversale rimane rigida e non ne si riescono a catturare le deformazioni: questo sarà il punto di comparazione con altri metodi di analisi, una sperimentale ed una in CUF. Si è concluso che sia per Trac Boom che per Tape Spring la simulazione è fedele ai risultati teorici in campo lineare, mentre si discosta da essi quando le deformazioni della sezione trasversale diventano importanti.

Infine, è stato impostato il lavoro per ricreare il boom dispiegabile partendo dal profilo studiato precedentemente, cioè il Tape Spring. Questo dovrà essere prima creato in forma rettilinea per consentire l'arrotolamento attorno ad un cilindro e sviluppare il pre-carico; successivamente si dovrà creare il Tape-Spring in forma a spirale e, grazie al pre-carico, permettere il suo dispiegamento lungo una direzione stabilita. Il dispiegamento permetterà la traslazione della parete della serra, fine ultimo del lavoro di tesi.

# Bibliografia

- [1] J.B. McConville, J.F. McGrath, *Introduction to ADAMS Theory*
- [2] M. Petrolo, G. Governale, D. Calvi, E. Carrera, *Multibody models with flexible components for inflatable space structures*
- [3] G. Giacomelli, R. Furfaro, *La coltivazione idroponica e i progetti della Nasa*
- [4] Sierra Nevada Corporation, *Life Habitat*, <https://www.sncorp.com/what-we-do/space-exploration-gateway-moon-mars>
- [5] Z.Chu, Y. Lei *Design theory and dynamic analysis of a deployable boom*
- [6] F. Hakkak, S. Khoddam, *On calculation of preliminary design parameters for lenticular booms*, *Aerosp. Eng.* 221 (2006) 377–384.
- [7] W.C. Young, R.G. Budynas, *Roark's Formulas for Stress and Stress*, McGraw-Hill Companies Inc, New York, 2002.
- [8] V. Sangwan, S.K. Agrawal, *Differentially flat design of bipeds esuring limit cycles*, *IEEE/ACM Trans. Mechatron.* 14 (6) (2009) 647–657.
- [9] *Optimization Toolbox User's Guide*, Mathwork Inc., 2010
- [10] F. Rehnmark, M. Pryor, B. Homes, D. Schaechter, N. Pedreiro, *Development of a deployable nonmetallic boom for reconfigurable systems of small spacecraft*, *Proceeding of the 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structural Dynamics Materials Conference, Honolulu, Hawaii, April 23–26 2006*.
- [11] A. Schaffer, *Recent Advances in Numerical Integration Methods for Complex Multi-body Systems*, April 17 2008.
- [12] T. J. Wielenga, *WSTIFF - A New Stiff Integrator for ADAMS*.
- [13] T. J. Wielenga, *The effect of numerical stiffness on the simulation of mechanical system*.

- [14] D. Negrut, R. Rampalli, T. Sajdak, *On the implementation of the  $\alpha$ -method in MSC.ADAMS.*
- [15] M. F Steigerwald, *Strategies for selecting integrators and integrator parameters.*
- [16] H. Guoa, R. Liu, Z. Deng, J. Zhang *Dynamic Characteristic Analysis of Large Space Deployable Articulated Mast*
- [17] Z.Chu, Y. Lei, D. Li *Dynamics and robust adaptive control of a deployable boom for a space probe*
- [18] M. Mollo *Simulazione di antenne con membrana e ossatura flessibile*
- [19] Wikipedia *Sequential quadratic programming*
- [20] *Adams/Solver and MSS*
- [21] D. Catelani *La simulazione dinamica dei sistemi multibody*
- [22] *Welcome to Adams Controls*
- [23] K. West, MSC Technical Support *Integrating Control Systems from MATLAB and EASY5 in ADAMS*
- [24] MSC Technical Support, *Control System Integration with Adams using MATLAB or Easy5*
- [25] A. Pagani, R. Augello, E. Carrera, *Numerical simulation of deployable ultra-thin composite shell structures for space applications and comparison with experiments*
- [26] S. Ambrosino *Analysis of deployable structural elements for space application*
- [27] Thomas W. Murphey, Dana E. Turse, Larry G. Adams *TRACTM Boom Structural Mechanics*
- [28] S. J. I. Walker, G. S. Aglietti *A study of tape spring fold curvature for space deployable structures*
- [29] A. Seffen and S. Pellegrino *Deployment dynamics of tape springs*
- [30] Mark Whorton et al. *Nanosail-D: the first flight demonstration of solar sails for nano- satellites (2008)*

- [31] C. Bidy and T. Svitek *LightSail-1 solar sail design and qualification. In: Proceedings of the 41st Aerospace Mechanisms Symposium. Jet Propulsion Lab., National Aeronautics e Space Administration Pasadena, CA. 2012, pp. 451–463.*
- [32] J. Fernandez. *Advanced Deployable Shell-Based Composite Booms for Small Satellite Structural Applications Including Solar Sails (2017)*
- [33] T. W. Murphey and J. Banik *triangular rollable and collapsible boom. US Patent 7,895,795. Mar. 2011.*
- [34] Z. Shen, X. Xing and B. Li *A new thin beam element with cross-section distortion of the absolute nodal coordinate formulation - J Mechanical Engineering Science 2021, Vol. 235(24) 7456–7467*