



UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Progettazione esecutiva di un dispositivo semplificato per la simulazione di eventi sismici**

**Executive design of a simplified device for simulating seismic events**

Candidato:  
**Iacobucci Filippo**

Relatore:  
**Prof. Luca Carbonari**

Anno Accademico 2023-2024





UNIVERSITÀ  
POLITECNICA  
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Progettazione esecutiva di un dispositivo semplificato per la simulazione di eventi sismici**

**Executive design of a simplified device for simulating seismic events**

Candidato:  
**Iacobucci Filippo**

Relatore:  
**Prof. Luca Carbonari**

Anno Accademico 2023-2024

---

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA  
Via Brezze Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy

# Sommario

L'obbiettivo di questo studio è quello di determinare quale sarà il migliore accoppiamento tra motore e utilizzatore in grado di riprodurre una legge di moto nota che simuli un movimento sismico. Nel contesto del documento, sono delineate le diverse fasi che hanno permesso la progettazione della tavola monoasse, riportando inoltre le motivazioni delle scelte operate. Al fine di garantire una migliore comprensione del progetto, si è offerta una panoramica comparativa tra vari tipologie di attuatori e accoppiamenti. La capacità di simulare un evento sismico non solo potenzia la comprensione riguardo il comportamento dinamico delle strutture, ma permette di testare teorie comportamentali e ridurre il rischio durante le progettazioni. Nonostante questa tecnologia sia alla base di metodi significativamente più efficaci e complessi, resta comunque molto valida in quanto si possono simulare fenomeni che hanno potenze anche molto elevate. Al termine della tesi, oltre a un'analisi conclusiva attinente ai risultati conseguiti, vengono prospettate considerazioni relative a potenziali sviluppi futuri.



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	Stato dell'arte . . . . .	1
1.2	Scalatura dinamica di eventi sismici . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Aspetti teorici</b>	<b>5</b>
2.1	Introduzione al problema . . . . .	5
2.2	Modello dinamico della tavola monoassiale . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Tavola vibrante monoasse</b>	<b>9</b>
3.1	Specifiche . . . . .	9
3.2	Scelta dell'attuatore . . . . .	10
3.2.1	Strumenti utilizzati . . . . .	10
3.2.2	Attuatori selezionati . . . . .	14
3.3	Scheda tecnica e caratteristiche . . . . .	17
3.3.1	Motore sincrono . . . . .	17
3.3.2	Coppie motrici . . . . .	18
<b>4</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>25</b>
	<b>Appendice - Tavole tecniche</b>	<b>29</b>
1	Tavole vibranti monoasse . . . . .	29
2	Servomotori . . . . .	33





## Elenco delle figure

1.1	Sismometro . . . . .	3
2.1	Accoppiamento motore-utilizzatore . . . . .	6
2.2	Punto di funzionamento a regime. . . . .	7
3.1	Massa traslante . . . . .	11
3.2	Profilo di moto . . . . .	11
3.3	Storia di carico . . . . .	12
3.4	Grafico della storia di carico . . . . .	12
3.5	Attuatori MKK CKK MKR . . . . .	14
3.6	Accoppiamento del modulo MKK con servomoore MS2N05-C0BTN	18
3.7	Riduttore . . . . .	19
3.8	Accelerogramma . . . . .	21
3.9	Coppia motrice del modulo MKK . . . . .	21
3.10	Accoppiamento del modulo MKR con servomotore MS2N05-C0BRN	22
3.11	Accelerogramma . . . . .	24
3.12	Coppia motrice del modulo MKR . . . . .	24
1	Montaggio del modulo MKK . . . . .	29
2	Montaggio del modulo MKR . . . . .	30
3	Dimensioni del modulo MKR . . . . .	31
4	Dimensioni del modulo MKK . . . . .	31
5	Azionamento del modulo CKK . . . . .	32
6	Dimensioni dei servomotori . . . . .	33
7	Specifiche tecniche dei motori . . . . .	33



## Elenco delle tabelle

3.1	Specifiche di progetto. . . . .	9
3.2	Scelte di montaggio dell'attuatore. . . . .	10
3.3	Scelte delle condizioni di funzionamento. . . . .	13
3.4	Attuatori selezionati . . . . .	15
3.5	Configurazione degli attuatori . . . . .	16
3.6	Preventivi . . . . .	16
3.7	Servomotori . . . . .	18



# Capitolo 1

## Introduzione

### 1.1 Stato dell'arte

Gli effetti e i pericoli che i terremoti comportano hanno da sempre afflitto l'ingegneria, specialmente gli ingegneri sismici che si trovano quotidianamente a dover affrontare problemi che sono di natura imprevedibile e volatile. Nel corso degli anni, si sono sviluppate tecniche per studiare e mitigare gli effetti dei terremoti sulle strutture. Prima dell'emergere delle strutture di prova sperimentali, gli ingegneri si affidavano alla ricognizione post-terremoto che richiedeva lo studio degli edifici meno danneggiati rispetto quelli che erano completamente crollati. Solo dopo un evento sismico gli ingegneri e costruttori erano in grado di valutare l'affidabilità del loro progetto. Si può da subito notare come questo approccio per tentativi ed errori non sia così vantaggioso, e neanche così sicuro, sia per i progettisti ma soprattutto per coloro che abitavano gli edifici. Agli inizi del 1900 con l'avvento delle nuove tecnologie ci fu una vera e propria svolta in questo settore. I primi tentativi di ricreare moti sismici in laboratorio sono datati 1906, ma la mancanza di strutture sperimentali e tecniche analitiche ha fatto sì che non ci siano stati molti progressi fino a qualche cinquantennio più tardi. Alla fine degli anni '60 ci furono migliorie significative nelle tecniche di servocontrollo e nella strumentazione dinamica, che permisero la sperimentazione del comportamento dinamico delle strutture. Questi progressi tecnologici sono stati implementati in delle strutture di prova già preesistenti dette tavole vibranti, le quali riescono a riprodurre in scala gli effetti catastrofici di un terremoto. L'avvento di queste strutture di simulazione cambiò il panorama della progettazione e dell'ingegneria sismica, gli sviluppi e le migliorie di queste strutture nel corso degli anni hanno permesso agli ingegneri di poter testare le loro teorie comportamentali strutturali in ambienti controllati e sicuri, così da poter confermare e migliorare i propri progetti prima della costruzione. I test su tavola vibrante continuano tutt'oggi ad essere l'approccio più affidabile e frequentemente utilizzato, nonostante si siano sviluppate le tecniche di analisi agli elementi finiti (FEA). Attualmente, i modelli FEA sono utilizzati solo per valutare contesti difficili da replicare in laboratorio in cui gli effetti del terremoto si combinano con altre sollecitazioni. Tuttavia, anche in questi scenari, viene sempre effettuato un test di laboratorio per convalidare e calibrare il modello, e generalmente sono sempre preferiti alle simulazioni.

## 1.2 Scalatura dinamica di eventi sismici

Per un ingegnere, è fondamentale riuscire a modellare dinamicamente un evento sismico così da ottenere un prototipo che sia in grado di studiare e utilizzare per progettazioni future. Il processo di progettazione di una tavola vibrante da tavolo è presentato in questo documento, a partire dalla base dei problemi di scala:

Una ricerca mostra il confronto tra due leggi di similitudine, la legge di Cauchy che si basa sul numero di Cauchy, che deve sempre essere uguale sia per il modello che per la struttura reale:

$$C_N = \frac{\rho v^2}{E} \quad (1.1)$$

- $\rho$  densità
- $v$  velocità
- $E$  modulo di elasticità

Il secondo metodo di scalatura detto legge di Froude, che si basa appunto sul numero di Froude  $C_F$ , deve essere lo stesso sia per il modello che per la struttura reale, come visto in precedenza con il numero di Cauchy:

$$C_F = \frac{v^2}{Lg} \quad (1.2)$$

- $v$  velocità
- $L$  lunghezza di riferimento
- $g$  accelerazioni gravitazionale

Queste due leggi sono ampiamente utilizzate per i test su tavola vibrante. Viene preferita la legge di Froude perchè nella legge di Cauchy l'accelerazione dei test è diversa da quella reale, quindi anche la gravità dovrebbe essere scalata per effettuare correttamente il test, considerando che risulta impossibile controllare la gravità. Mentre risulta molto più semplice dover scalare la densità del campione come nella legge di Froude.

Dopo aver analizzato come scalare correttamente un fenomeno sismico è necessario capire anche come si possono ottenere i parametri necessari per riprodurlo.

Il primo passo fondamentale è quello di acquisire un segnale sismico. Per fare ciò si possono utilizzare dei dati provenienti da movimenti sismici passati oppure generare dei segnali attraverso modelli matematici e software di simulazione. La misurazione di un terremoto avviene tramite un sismometro 1.1, il quale permette di ottenere un sismogramma che da informazioni sulla variazione nel tempo di accelerazione, velocità e spostamento.

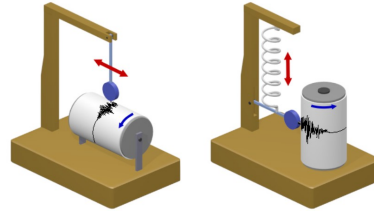


Figura 1.1: Sismometro

Dopo aver campionato i vari dati è necessario ricorrere ad un'analisi del segnale sismico andando a valutare la frequenza e l'ampiezza di quest'ultimo, così da ottenere una misurazione dell'intensità delle onde sismiche. Definendo il bilancio energetico di un terremoto come:

$$E_s = E_E + E_H + E_D \quad (1.3)$$

- $E_E$  Energia sotto forma di onde elastiche
- $E_H$  Calore
- $E_D$  Energia di deformazione

E' possibile concludere che la valutazione delle onde sismiche è estremamente importante in quanto gran parte dell'energia liberata dal sisma si propaga sotto forma di onda, che produce il moto che viene avvertito dall'uomo e dalle strutture. Attraverso lo studio del sismogramma di un terremoto è possibile anche risalire all'intensità del sisma, tramite il magnitudo che esprime una stima dell'energia liberata dal terremoto. E' possibile mettere in relazione queste due grandezze tramite le relazioni empiriche fornite da Gutenberg e Richter;

$$\log E = 11.8 + 1.5M \quad (1.4)$$

Nella relazione 1.4 con  $M$  si indica proprio il magnitudo il quale è funzione dell'ampiezza del sisma:

$$M = \log A - \log A_0 \quad (1.5)$$

- $A$  ampiezza di picco ad una data distanza
- $A_0$  ampiezza corrispondente al terremoto "zero" alla stessa distanza, calcolabile tramite dei coefficienti empirici e la distanza epicentrale.





# Capitolo 2

## Aspetti teorici

### 2.1 Introduzione al problema

A seguito di un evento sismico si determinano il fattore di scala e le specifiche di progetto. Questo passaggio è cruciale per garantire che gli attuatori possano rispondere adeguatamente alle sollecitazioni sismiche rilevate. Le specifiche includono la valutazione della capacità di movimento, la resistenza meccanica e la compatibilità con i sistemi di controllo esistenti. Esistono vari modi per progettare una piattaforma vibrante, con la scelta che dipende dal numero di assi controllati. Ad oggi la più grande tavola vibrante multi-asse (MAST) risiede a Miki city, in Giappone. E' composta da 24 attuatori elettroidraulici per una capacità di carico di 1200 tonnellate, ed è principalmente utilizzata per test su larga scala. Su un modello di questo tipo l'aggiunta di attuatori permette di distribuire il carico in maniera più uniforme, mantenendo comunque i 6 gradi di libertà, ma aumentando in maniera drastica la difficoltà nel controllo e il costo operativo della macchina. Di certo questa è la soluzione più efficiente sotto il punto di vista della simulazione ma esistono anche altre opzioni per progettare una piattaforma vibrante. La scelta del tipo di modello viene effettuato tenendo conto di due aspetti fondamentali il budget e le specifiche di progetto che si vogliono replicare. Quando prevale questo secondo aspetto, come nel caso di questa tesi, si fa ricorso all'utilizzo di macchine per la simulazione più semplici ma più efficaci. In questi casi si utilizzano tavole di test a due assi o ad un solo asse, così da avere una macchina economica e semplice da gestire rinunciando però alle sollecitazioni multi-assiali e alle rotazioni.

## 2.2 Modello dinamico della tavola monoassiale

Nei sistemi ad un solo grado di libertà, il moto e la dinamica stessa del sistema possono essere descritti in funzione di una sola coordinata libera. Queste strutture possono essere anche molto complesse dal punto di vista meccanico, ma una schematizzazione funzionale li vede composti da:

- Un motore, necessario per sviluppare forze e coppie motrici che introducono potenza meccanica nel sistema.
- Una trasmissione, che ha il compito di trasferire la potenza motrice al carico.
- Un utilizzatore, il quale sviluppa forze e coppie resistenti.

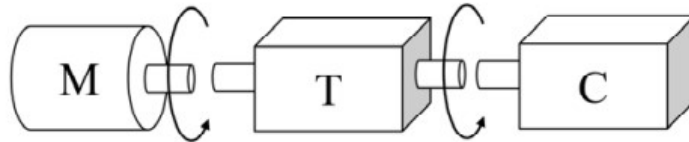


Figura 2.1: Accoppiamento motore-utilizzatore

Al giorno d'oggi sono disponibili varie soluzioni che permettono di effettuare un accoppiamento diretto tra il motore e il carico. Nonostante ciò è ancora molto frequente l'utilizzo di una trasmissione che consenta un adattamento del carico al motore utilizzato. Tuttavia se il sistema presenta un solo grado di libertà è sempre possibile ricondurre lo studio al caso più semplice di un accoppiamento diretto tra il motore e l'utilizzatore. Si consideri la situazione più generale possibile in cui un motore trascina in rotazione un carico tramite un riduttore, con rapporto di trasmissione  $\tau$ , e rendimento  $\eta$ . Definendo,  $M_m$  ed  $w_m$ , come la coppia e la velocità angolare del motore,  $M_r$  ed  $w_r$ , come quelle resistenti,  $J_m$  ed  $J_r$ , rispettivamente come il momento d'inerzia del motore e del carico, dal bilancio di potenze si ottiene:

$$\eta M_m w_m - M_r w_r = \eta \frac{d}{dt} \left( \frac{J_m w_m^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} \left( \frac{J_r w_r^2}{2} \right) \quad (2.1)$$

Ovviamente la presenza della trasmissione permette di legare tra loro le velocità angolari del motore e del carico ( $\tau = w_r / w_m$ ). Per cui è possibile riscrivere la precedente relazione in funzione di una sola velocità angolare. Sostituendo  $w_r$  con  $\tau w_m$  si ottiene l'equazione di moto ridotta al motore.

$$M_m - \frac{\tau}{\eta} M_r = \left( J_m + \frac{\tau^2}{\eta} J_r \right) \dot{w}_m \quad (2.2)$$

In Alcuni casi è possibile collegare direttamente il motore all'utilizzatore, allora la condizione di funzionamento della macchina a regime può essere ottenuta andando a riportare sullo stesso grafico sia le caratteristiche del motore che del carico.

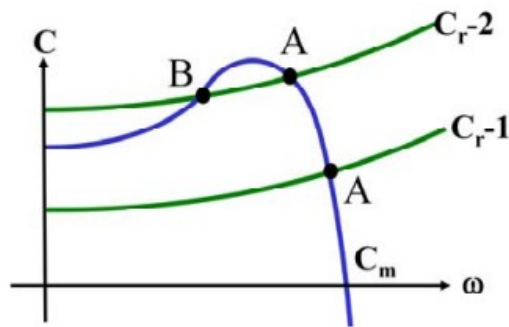


Figura 2.2: Punto di funzionamento a regime.

A regime la coppia resistente deve essere uguale a quella motrice, quindi le coordinate del punto d'intersezione tra le 2 curve sono proprio i valori di coppia e velocità cercati. Analizzando la figura 2.2 è possibile fare una distinzione delle due coppie resistenti:

- La coppia resistente 2 ha il punto di funzionamento B, classificabile come instabile, in quanto la pendenza della curva resistente è maggiore rispetto alla pendenza della curva motore. Questo vuol dire che partendo dalle condizioni di regime se si dovesse verificare un improvviso aumento del carico, diminuisce la coppia motore facendo decelerare tutto il sistema. Inoltre in un accoppiamento tra motore e utilizzatore è fondamentale assicurarsi che la coppia resistente sia minore rispetto alla coppia di spunto del motore, situazione per nulla verificata con questo accoppiamento. Ciò vuol dire che la coppia resistente alla spunto sarà superiore di quella motrice e quindi il sistema non è in grado di avviarsi in maniera autonoma, ma deve necessariamente essere avviato da dispositivi ausiliari.
- La coppia resistente 1 ha un unico punto di funzionamento, classificabile come stabile. Inoltre è anche verificato il corretto avviamento del motore in quanto la curva resistente è minore rispetto alla coppia motore di spunto.

Nel caso in cui sia presente una trasmissione, è possibile ripetere ancora le considerazioni precedenti a patto di aver ridotto tutte le azioni, motrici e resistenti, allo stesso asse. In fase di progettazione si presenta spesso il problema di scegliere un motore ed un riduttore che siano in grado di azionare la macchina secondo un profilo di velocità desiderato, assegnata la caratteristica statica del carico. In generale è possibile eseguire una distinzione in base al tipo di carico; se i carichi sono statici, la scelta del gruppo motore-riduttore viene operata in modo che il campo operativo del motore ricopra quello del carico. Mentre quando i carichi sono dinamici, ovvero le coppie d'inerzia sono significative rispetto a quelle resistenti, il motore oltre a vincere le azioni resistenti deve anche erogare una coppia sufficiente a garantire le accelerazioni richieste dal moto assegnato.



# Capitolo 3

## Tavola vibrante monoasse

### 3.1 Specifiche

Come già illustrato nel capitolo 2.1 sebbene i terremoti siano di natura multi-direzionale, molte istituzioni simulano il sisma con una tavola vibrante ad unico asse. Questo perchè i costi di costruzione e funzionamento sono relativamente bassi rispetto ad una tavola vibrante multiasse, quindi è possibile concentrare gran parte del budget sull'aumento di dimensioni e della potenza.

Quando si deve progettare una tavola vibrante è imperativo determinare le capacità desiderate. Se si vuole ideare oppure, come nel caso di questo studio, se si vuole acquistare un adeguato attuatore è necessario definire i seguenti aspetti principali:

- corsa dell'attuatore
- massima potenza erogabile
- accelerazioni massime
- gradi di libertà

Chiaramente queste decisioni sono fortemente influenzate dall'utilizzo che se ne vuole fare e dal budget consentito. Seguendo la logica appena citata, in questa ricerca è stata privilegiata la scelta di una tavola vibrante monoasse, così da concentrare il capitale a disposizione sull'acquisto di un attuatore in grado di fornire ottime prestazioni. Si è voluti partire dalla ricostruzione del fenomeno sismico più disastroso degli ultimi 15 anni, il terremoto di Fukushima. Secondo le varie fonti, tra cui quella qui citata[4], quel movimento sismico ha raggiunto valori di magnitudo di 9,0 sulla scala Richter e accelerazioni di picco, misurate secondo la scala PGA, di 1 g. Definite le intensità di quell'evento catastrofico si è deciso di riprodurlo tramite l'utilizzo di un attuatore lineare, le cui specifiche di partenza sono state:

Tabella 3.1: Specifiche di progetto.

Accelerazione [ $m/s^2$ ]	corsa massima [ $mm$ ]	massa traslante [ $kg$ ]
10	500	30

## 3.2 Scelta dell'attuatore

Definite le specifiche di progetto è stato necessario condurre uno studio del mercato per ricercare i vari attuatori presenti in commercio, così da individuare il profilo più adeguato. Sono state analizzate varie realtà che operano nel settore dell'automazione, focalizzando principalmente l'attenzione su due diversi fornitori:

1. Bosch
2. Duplomatic

Entrambi hanno fornito varie proposte, ma per poter individuare quale fosse quella più ideale è stato necessario eseguire un dimensionamento preliminare. Quando si vuole riprodurre un movimento sismico, non è possibile da prima conoscere la storia di carico a cui sarà soggetto l'attuatore, in quanto le simulazioni vogliono essere eseguite tramite una legge oraria impartita dall'operatore a seconda delle varie esigenze. Per poter risolvere la seguente problematica, tramite un software specializzato, è stato necessario ipotizzare una storia di carico nettamente più gravosa rispetto quella a cui realmente sarà soggetta la slitta.

### 3.2.1 Strumenti utilizzati

La simulazione del movimento è stata realizzata tramite lo strumento Lineselect, gentilmente fornito dalla Bosch. Il software permette di progettare rapidamente l'attuatore lineare, in combinazione con motore e drive, fornendo come risultato finale una serie di modelli conformi con le proprie esigenze. Aprendo un nuovo progetto, il dimensionamento è guidato tramite 3 diverse sezioni:

#### 1. Costruzione

in questa prima fase è necessario esplicitare l'orientamento, l'attacco motore e le tipologie di montaggio. Dovendo riprodurre delle simulazioni sismiche in laboratorio, non si hanno problemi di montaggio o problematiche dovute agli ingombri. Pertanto le scelte, sotto riportate, sono state meno vincolanti possibili.

Tabella 3.2: Scelte di montaggio dell'attuatore.

orientamento	attacco motore	tipologie di montaggio
montaggio orizzontale	assiale/prallele/lateralmente	tavola in movimento

## 2. Processo

Questa seconda fase permette di risolvere il problema legato all'individuazione della storia di carico. Come prima cosa si deve necessariamente imporre il valore della massa traslante (vedere la figura 3.1). Inoltre si devono aggiungere, dove presenti, eventuali forze esterne agenti sulla slitta. Definite queste grandezze il software permette la simulazione della storia di carico, modellando il movimento tramite dei profili di moto esplicitati.

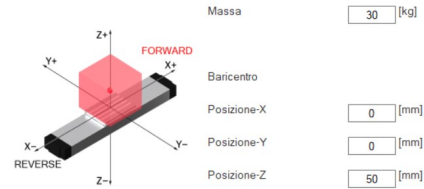


Figura 3.1: Massa traslante

I profili disponibili con cui è possibile ricreare il movimento sono:

- Trapezoidale
- Trapezoidale 1/6 (come l'esempio riportato nella figura 3.2)
- Triangolare
- Triangolare 1/2
- Pausa

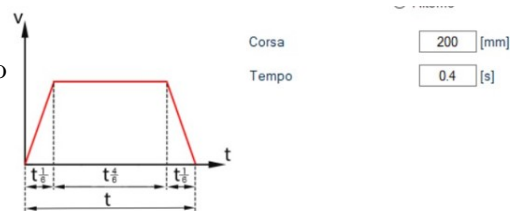


Figura 3.2: Profilo di moto

Appreso il funzionamento di questa area del software, si è cercato di modellare quanto più possibile il movimento oscillatorio prodotto da un terremoto. Si è voluto far compiere alla slitta tutta la corsa possibile suddividendo i movimenti in 7 diverse zone, come riportato nella figura 3.3. La prima fase, che insieme all'ultima sono le uniche con un'accelerazione ridotta e con tempi di movimento lunghi, serve solamente per portare il piattello in posizione centrale. Arrivati nel baricentro dell'attuatore seguono le fasi 2,3,4,5 che sono i veri e propri spostamenti atti a simulare un movimento sismico. Si è cercato di tenere la simulazione quanto più gravosa possibile, andando a sollecitare la slitta continuamente con la massima accelerazione richiesta da progetto e con tempi di spostamento quanto più brevi possibili. L'ultimo vero movimento, ovvero la fase 6, è necessario per riportare la slitta in posizione centrale come se si volesse simulare un'ultima scossa sismica. In fine si trova la fase 7, che al contrario della prima fase, muove la slitta per farla tornare nella posizione di partenza.

### Capitolo 3 Tavola vibrante monoasse

**Processo** Modalità display

Corsa residua s  [mm] Eff. Corsa s eff.: 450 [mm] Velocità massima v max.: 2 [m/s] Tempo di ciclo totale t 5.63 [s]  
 Corsa massima s max.: 500 [mm] Accelerazione massima a max.: 10.20 [m/s<sup>2</sup>] Limite di Jerk: 25 [%]

Passo	Nome	Tipo di fase	Corsa[mm]	Tempo[s]	Accelerazione[m/s <sup>2</sup> ]	Velocità iniziale[m/s]	Velocità finale[m/s]	Massa
1	Accelerazione	24.999999999999996	0.33333333333333331	0.45	0	0	0.15	30
1	Costante	199.99999999999997	1.3333333333333333	0	0	0.15	0.15	30
1	Decelerazione	24.999999999999996	0.33333333333333331	-0.45	0	0.15	0	30
2	Accelerazione	50.000000000000007	0.1	10	0	0	1	30
2	Decelerazione	50.000000000000007	0.1	-10	1	0	0	30
3	Accelerazione	-100	0.14	-10.204081632653061	0	0	-1.4285714285714286	30
3	Decelerazione	-100	0.14	10.204081632653061	-1.4285714285714286	0	0	30
4	Accelerazione	150	0.175	9.795918367346939	0	0	1.7142857142857142	30
4	Decelerazione	150	0.175	-9.795918367346939	1.7142857142857142	0	0	30
5	Accelerazione	-200.00000000000003	0.2	-10	0	0	-2	30
5	Decelerazione	-200.00000000000003	0.2	10	-2	0	0	30
6	Accelerazione	20.000000000000004	0.06666666666666666	9.0000000000000018	0	0	0.6000000000000009	30
6	Costante	160.00000000000003	0.26666666666666666	0	0.6000000000000009	0.6000000000000009	0.6000000000000009	30
6	Decelerazione	20.000000000000004	0.06666666666666666	-9.0000000000000018	0.6000000000000009	0	0	30
7	Accelerazione	-24.999999999999996	0.33333333333333331	-0.45	0	0	-0.15	30
7	Costante	-199.99999999999997	1.3333333333333333	0	-0.15	-0.15	-0.15	30
7	Decelerazione	-24.999999999999996	0.33333333333333331	0.45	-0.15	0	0	30

Figura 3.3: Storia di carico

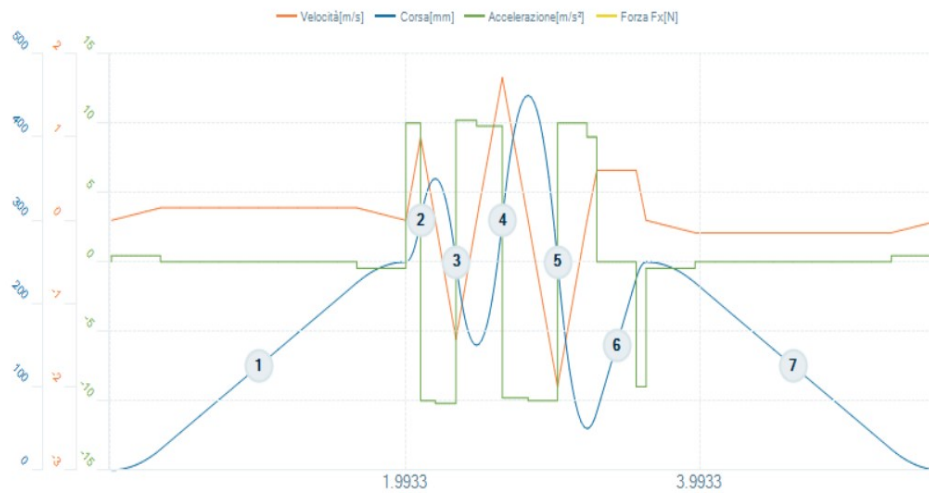


Figura 3.4: Grafico della storia di carico



### 3. Sistema

Questa terza ed ultima fase è indispensabile per determinare ripetibilità, precisione nel posizionamento, chilometraggio e lubrificazione. Quando si vuole progettare un qualsiasi organo in movimento è necessario tenere in considerazione la durata della vita dei componenti che maggiormente si logorano come cuscinetti, vite a sfera e guide. Per quanto riguarda i cuscinetti è possibile ricavare il valore  $L_{10}$ , numero di milioni di cicli che dovrà sopportare, come segue:

$$L_{10} = \frac{60n \cdot L_{10h}}{10^6} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.1)$$

- $n$  velocità di rotazione
- $L_{10h}$  durata prevista in ore
- $C$  coefficiente di carico minimo
- $P$  Carico dinamico
- $p$  coefficiente dipendente dal tipo di cuscinetto

Si può notare che anche nella presente situazione si hanno molte incognite nella progettazione dove l'unica cosa nota sarebbe  $p$ . Tuttavia, in questa circostanza la risoluzione della problematica è piuttosto semplice in quanto non è stato necessario ricorrere alle formule della meccanica, ma inserendo le sole ore di funzionamento il sistema simula in automatico il numero di milioni di cicli che il cuscinetto sopporterà. Anche in questo caso il chilometraggio a cui sarà soggetta la slitta è stato largamente sovradimensionato, così da assicurarsi un'ottima esecuzione da parte di tutti gli organi di movimento. Avendo eseguito fino ad ora delle approssimazioni molto più gravose rispetto a quelle che poi saranno le reali condizioni di funzionamento, gli ultimi tre parametri necessari per terminare il progetto tramite il software Lineselect sono stati scelti in maniera meno conservativa.

Tabella 3.3: Scelte delle condizioni di funzionamento.

ripetibilità [mm]	precisione [mm/m]	chilometraggio [ore/giorno]	Lubrificazione
±0,05	±1	2	Normale

### 3.2.2 Attuatori selezionati

Terminata la progettazione preliminare, il software propone una prima selezione degli attuatori disponibili. Non si è voluto soffermarsi sulla scelta vincolante di una sola slitta, ma si è preferito analizzare separatamente tre diverse tipologie, cercando di definire la soluzione più ideale sia in termini economici che di prestazioni. I modelli selezionati, riportati in figura 3.5 sono rispettivamente da sinistra verso destra: il modulo MKK, il modulo CKK e il modulo MKR.



Figura 3.5: Attuatori MKK CKK MKR

I primi due moduli sono azionati a vite con guide a sfera, ciò vuol dire che il moto rotazionale, generato dal motore, viene convertito in un moto traslatorio grazie ad una vite a ricircolo di sfere. Possiamo considerare questa tecnologia come un perfezionamento del sistema vite-madrevite, presentando diversi miglioramenti come: più alto rendimento, resistenza all'usura più elevata, notevole riduzione dell'attrito tra le parti in contatto. Questo garantisce ai primi due modelli maggior ripetibilità e maggiore precisione. Nel terzo attuatore invece l'azionamento avviene tramite una cinghia, sempre con guide a sfera, garantendo così una trasmissione meccanica in modo leggermente elastico. Viene preferito l'uso di una cinghia dentata, questo perché rispetto ad una trapezoidale la dentatura permette una maggiore precisione e sincronizzazione nella trasmissione della potenza. Inoltre queste tipologie di cinghie sono più adatte per gestire carichi elevati garantendo una migliore efficienza di trasmissione poiché non hanno problemi di slittamento e non richiedono un tensionamento periodico come potrebbe invece accadere per le altre tipologie. Nonostante i numerosi vantaggi durante l'utilizzo delle cinghie dentate può verificarsi una problematica non indifferente detta, salto del dente. È una condizione che può presentarsi quando i carichi sono eccessivi, i denti sono usurati, la tensione è insufficiente o l'allineamento è errato. Per tale motivo quando si vuole utilizzare una cinghia di questo tipo è fondamentale tenere in considerazione questa problematica andando a prevenirla e mitigarla con una corretta progettazione. Nonostante l'utilizzo della cinghia dentata il terzo attuatore, il modulo MKR, rispetto agli altri due moduli è leggermente meno preciso e ripetibile, ma in compenso risulta essere anche il più economico.

A seguito di questa illustrazione qualitativa delle tre tavole è necessario definire quali saranno i loro codici prodotto così da poterle ricercare nello store della Bosch. Come si può vedere nella tabella 3.4 le slitte che sono state selezionate sono quelle che hanno i migliori punti percentuali in termini di utilizzo del drive e del motore.

Tabella 3.4: Attuatori selezionati

Codice prodotto	Utilizzo motore	Utilizzo drive
MKK-080-NN-3	27%	55%
MKR-080-NN-3	22%	44%
CKK-145-NN-1	22%	45%

Una volta definiti quali saranno i tre attuatori da confrontare ancor prima di vedere più nel dettaglio le varie specifiche tecniche di ogni singola slitta si è voluto procedere con la valutazione dei prezzi, poichè ogni singola analisi tecnica deve essere sempre affiancata da una valutazione di tipo economico. Prima di procedere con i preventivi contattando direttamente il fornitore occorre concludere la configurazione dei vari moduli. Parte della struttura viene automaticamente compilata tramite la progettazione preliminare come:

- Tipo di prodotto
- Grandezza
- corsa massima
- lunghezza totale
- lubrificazione

Questo non è chiaramente sufficiente per ottenere un preventivo completo ma è necessario ultimare la configurazione andando a definire ulteriori specifiche. Nella tabella 3.5 viene riportata la struttura finale.

Tabella 3.5: Configurazione degli attuatori

	MKK	MKR	CKK
Grandezza	80 [mm]	80 [mm]	145 [mm]
Corsa massima	500 [mm]	500 [mm]	500 [mm]
Lunghezza totale	869 [mm]	777 [mm]	710 [mm]
Lubrificazione	standard	standard	standard
Posizione del connettore	180°	180°	90°
Lunghezza della tavola	260 [mm]	260[mm]	149[mm]
Servomotore	MS2N05-C0BTN	MS2N05-D0BRN	MS2N05-D0BRN
Freno di stazionamento	no	no	no
Cavo motore	10 [m]	10 [m]	10 [m]
Drive	ctrlX	ctrlX	ctrlX
Riduzione	1	5	1

Prima di proseguire con la richiesta di preventivo è bene specificare che la scelta del motore è stata eseguita tra quelli proposti in accoppiamento dal software di calcolo. Nonostante ciò, nel corso di questa tesi, nel capitolo 3.3.2, si procederà con la verifica delle coppie motrici così da determinare se sono sufficientemente elevate per sopportare il movimento che verrà richiesto alla slitta. Terminata la configurazione degli attuatori è possibile procedere con la domanda di preventivo. E' stato quindi necessario contattare direttamente la Bosch che dopo aver preso in carico la richiesta a preferito reindirizzarla verso un loro rivenditore ufficiale, Sotek, così da facilitare le operazioni di comunicazione. A questo punto è stato possibile mettersi direttamente in contatto con un loro commerciale, il quale ci ha gentilmente fornito i preventivi degli attuatori selezionati.

Tabella 3.6: Preventivi

Attuatori	Importo
modulo MKK	7490€
modulo CKK	7380€
modulo MKR	6850€

## 3.3 Scheda tecnica e caratteristiche

### 3.3.1 Motore sincrono

Gli attuatori precedentemente elencati sono tutti accoppiati con un motore sincrono, dove la rotazione del rotore è sincronizzata con la frequenza della corrente alternata che alimenta il motore. Questo vuol dire che il rotore, ovvero la parte mobile del motore, ruota con una velocità costante che è direttamente proporzionale alla frequenza fornita. I motori sincroni sono i più ideali per questo tipo di applicazione in quanto presentano dei vantaggi notevoli:

- Hanno la capacità di mantenere la velocità costante indipendentemente dal carico applicato, purchè non superi il carico massimo che il motore può gestire.
- Hanno un'altissima efficienza rispetto ai motori asincroni, specialmente a pieno carico.
- possono essere progettati per operare con fattori di potenza variabili, portando ad un miglioramento di potenza del sistema elettrico.

Per avere una panoramica più generale è bene riportare, come in tutti gli elementi meccanici, anche gli svantaggi dei motori sincroni:

- Necessitano di un sistema di avviamento ausiliario per portare il rotore alla velocità di sincronismo.
- Sono generalmente più costosi rispetto ai motori asincroni.
- Un improvviso cambiamento di carico potrebbe far perdere la sincronizzazione al motore, causando problemi di funzionamento.

Volendo fare delle prime considerazioni è ovvio intuire come per il tipo di impiego richiesto un motore sincrono sia il più idoneo. Dovendo garantire un movimento preciso risulta essere di cruciale importanza l'utilizzo di un motore sincrono in quanto una sincronizzazione precisa tra velocità del motore e il comando di controllo permette di ottenere un movimento lineare e ripetibile. I motori sincroni sono compatibili con sistemi di controllo avanzati, permettendo così una gestione del movimento, della velocità e della posizione nettamente più precisa. Volendo aggiungere un'ultima nota positiva si può dire che la loro rotazione uniforme garantisce meno produzione di vibrazioni e del rumore. Inoltre è bene specificare che dovendo realizzare un banco prova il carico impartito al motore è sempre noto e non è mai di natura variabile permettendo così di evitare i problemi di perdita di sincronizzazione. Di seguito nella tabella 3.7 sono riportati i motori selezionati.

Tabella 3.7: Servomotori

	MS2N05-C0BTN	MS2N05-C0BRN
Tipo di motore	Senza freno di arresto	Senza freno di arresto
Coppia massima	22.6 [Nm]	34 [Nm]
Coppia continua	7.15 [Nm]	9.35 [Nm]
Numero di giri massimo	6000 [rpm]	6000 [rpm]
Tipo di raffreddamento	Raffreddamento automatico	Raffreddamento automatico
Albero	Liscio, con guarnizione	Liscio, con guarnizione
Foro di montaggio	M8	M8
Inerzia del rotore [Kg/m <sup>2</sup> ]	0.00029	0.00040
Peso	5.9 [kg]	7.3 [kg]

### 3.3.2 Coppie motrici

Dopo aver identificato quali sono le massime coppie motrici che i 2 motori riescono ad erogare è fondamentale procedere con un'operazione di controllo, al fine di garantire che durante l'accoppiamento il motore sia in grado di erogare la giusta potenza alla trasmissione.

#### Modulo MKK



Figura 3.6: Accoppiamento del modulo MKK con servomoore MS2N05-C0BTN

### 3.3 Scheda tecnica e caratteristiche

Per verificare le coppie motrici si è partiti da un equilibrio delle potenze, indicando con il pedice  $m$  tutte le componenti del motore e con il pedice  $r$  tutte le azioni resistenti.

$$\eta(C_m w_m - J_m \dot{w}_m w_m) = F_r v_r + J_r \dot{w}_r w_r \quad (3.2)$$

$$C_m w_m = J_m \dot{w}_m w_m + \frac{F_r v_r}{\eta} + \frac{J_r \dot{w}_r w_r}{\eta} \quad (3.3)$$

$$C_m = J_m \dot{w}_m + \frac{F_r v_r}{\eta w_m} + \frac{J_r \dot{w}_r w_r}{\eta w_m} \quad (3.4)$$

Arrivati a questo punto, facendo riferimento alla figura 3.7, è possibile mettere in relazione le velocità angolari:

1. Alloggiamento della puleggia
2. Cuscinetto
3. Attuatore
4. Trasmissione a cinghia
5. Servomotore

Tra l'attuatore e il motore è interposto un riduttore a cinghia, questo ci consente di mettere in relazione la velocità erogata dal motore con la velocità che effettivamente arriva all'attuatore tramite il rapporto di riduzione  $i = w_r/w_m$ . Come si può notare nella tabella 3.5 questo rapporto è proprio pari ad 1 quindi è possibile semplificare l'equazione come segue:

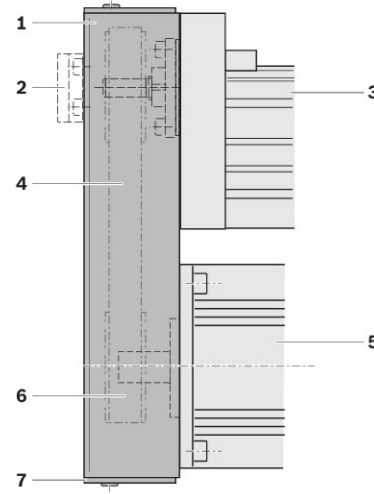


Figura 3.7: Riduttore

$$C_m = J_m \dot{w}_m + \frac{F_r v_r}{\eta w_m} + \frac{J_r \dot{w}_r}{\eta} \quad (3.5)$$

Ricordando che il modulo MKK è azionato mediante una vite, è possibile ricorrere ad un'ulteriore semplificazione. Quando si ha una vite che trasla a causa di una rotazione, è possibile esprimere la velocità  $v$  lungo il proprio asse in maniera direttamente proporzionale alla velocità angolare  $w$  e al passo della vite  $P$ .

$$v_r = P w_r \quad (3.6)$$

Sfruttando la relazione che lega le due velocità angolari l'equazione 3.6 può essere riscritta.

$$v_r = P w_r = P i w_m \Rightarrow v_r/w_m = P i \quad (3.7)$$

Aggiungendo queste ulteriori considerazioni l'equazione 3.5 ora è riscrivibile nella forma seguente:

$$C_m = J_m \dot{w}_m + \frac{F_r P}{\eta} + \frac{J_r \dot{w}_r}{\eta} \quad (3.8)$$

Proseguendo

- se  $w_r/w_m = 1$  allora anche  $\dot{w}_r/\dot{w}_m = 1$ , ma quindi si può concludere che  $\dot{w}_r = \dot{w}_m$
- Il passo della vite è definito come la distanza che la vite compie lungo il suo asse in una singola rotazione completa, se  $\theta$  rappresenta l'angolo in radianti attraverso il quale la vite si è rotata, allora è possibile esprimere lo spostamento lineare della vite come  $d = P\theta$

Dalla seconda considerazione è possibile mettere in relazione l'accelerazione angolare, che è un'incognita, con l'accelerazione lineare che come si può notare nella tabella 3.1 è una grandezza definita essendo una specifica di progetto.

$$\theta = d/P \Rightarrow \ddot{\theta} = \ddot{d}/P \quad (3.9)$$

$$\ddot{\theta} = \dot{w} = \ddot{d}/P = a/P \quad (3.10)$$

Aggiungendo le due relazioni all'equazione 3.8 ne segue che:

$$C_m = \frac{F_r P}{\eta} + \left( J_m + \frac{J_r}{\eta} \right) \dot{w}_m \quad (3.11)$$

$$C_m = \frac{F_r P}{\eta} + \left( J_m + \frac{J_r}{\eta} \right) a/P \quad (3.12)$$

$$C_m = \frac{maP}{\eta} + \left( J_m + \frac{J_r}{\eta} \right) a/P \quad (3.13)$$

$$C_m = \left( \frac{mP}{\eta} + \frac{J_m}{P} + \frac{J_r}{\eta P} \right) a \quad (3.14)$$

Chiamando con  $K$  il contenuto della parentesi si ottiene che la coppia motrice ha una relazione di tipo lineare con l'accelerazione.

$$C_m = Ka \quad (3.15)$$

E' stato necessario riscrivere la coppia motrice in funzione di sole variabile note, ovvero tutti quei parametri che sono stati assegnati da progetto o che si possono ottenere tramite le varie schede tecniche. L'unico fattore incognito nella formula 3.15 è l'inerzia resistente della vite che si è stimata grazie allo strumento di disegno Solid Edge tramite una riproduzione di quest'ultima. Per risolvere l'equazione si è utilizzato il software Matlab ottenendo così risultati riportati di seguito:



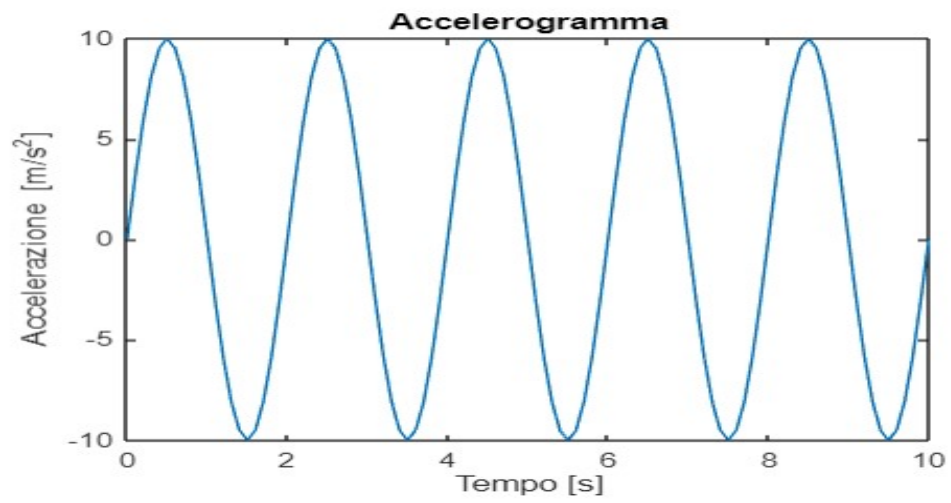


Figura 3.8: Accelerogramma

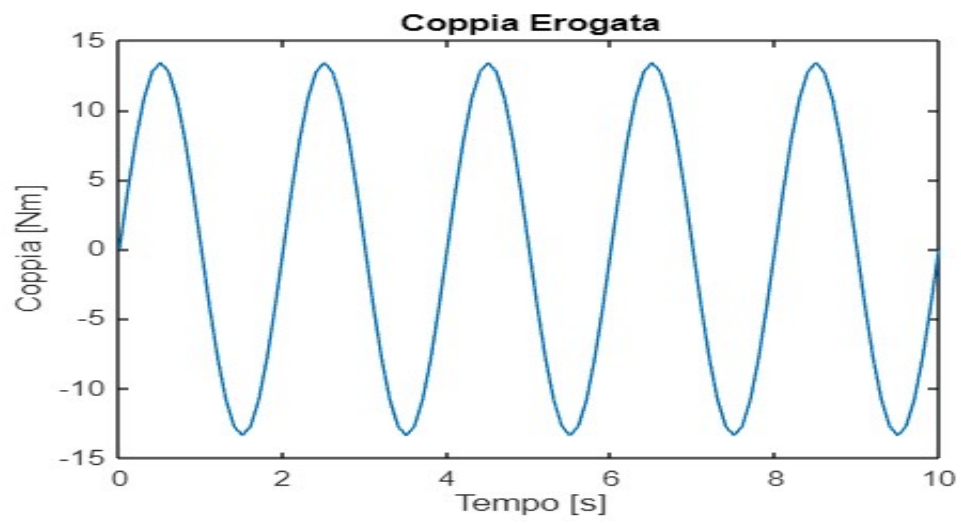


Figura 3.9: Coppia motrice del modulo MKK

### Modulo CKK

Essendo anche esso un attuatore azionato a vite sia la verifica che le considerazioni sono del tutto analoghe a quelle viste per il modulo MKK. La differenza sta nel tipo di accoppiamento con il motore di fatti il modulo CKK, come si nota nella tabella 3.5, è accoppiato con un motore diverso da quello visto in precedenza. Si può comunque concludere che, anche in questo caso, la verifica dell'accoppiamento è soddisfatta in quanto lo era già precedentemente con un motore che era in grado di fornire una massima coppia motrice inferiore.

### Modulo MKR



Figura 3.10: Accoppiamento del modulo MKR con servomotore MS2N05-C0BRN

### 3.3 Scheda tecnica e caratteristiche

Anche in questo caso per studiare il problema si è partiti dall' equilibrio delle potenze.

$$\eta(C_m w_m - J_m \dot{w}_m w_m) = F_r v_r + J_r \dot{w}_r w_r \quad (3.16)$$

Il processo operativo per la risoluzione è del tutto analogo a quello già elencato per il modulo MKK. La differenza sostanziale è che questo modulo è azionato a cinghia quindi bisogna rivedere alcune considerazioni fatte in precedenza:

- In questo caso il rapporto di riduzione, sempre espresso come il rapporto tra la velocità angolare resistente e quella motrice, è diverso da uno come visto nel caso precedente e quindi non può più essere omesso dalla formulazione. Ritornando nella tabella 3.5 si ha che  $i = w_r/w_m = 5$
- la velocità  $v$  lungo il proprio asse è direttamente proporzionale alla velocità angolare  $w$  e al raggio della puleggia  $r$ .

$$v_r = w_r r \quad (3.17)$$

E' bene specificare che il raggio della puleggia è un valore noto in quanto presente nel catalogo generale degli attuatori, come si può vedere nella figura 3 presente nell'appendice.

Riscrivendo l'equazione seguendo questi passi logici si ottiene sempre una relazione lineare tra la coppia motrice e l'accelerazione:

$$C_m = \left( \frac{i r m}{\eta} + \frac{J_m}{\eta} + \frac{i^2 J_r}{r \eta} \right) a = K a \quad (3.18)$$

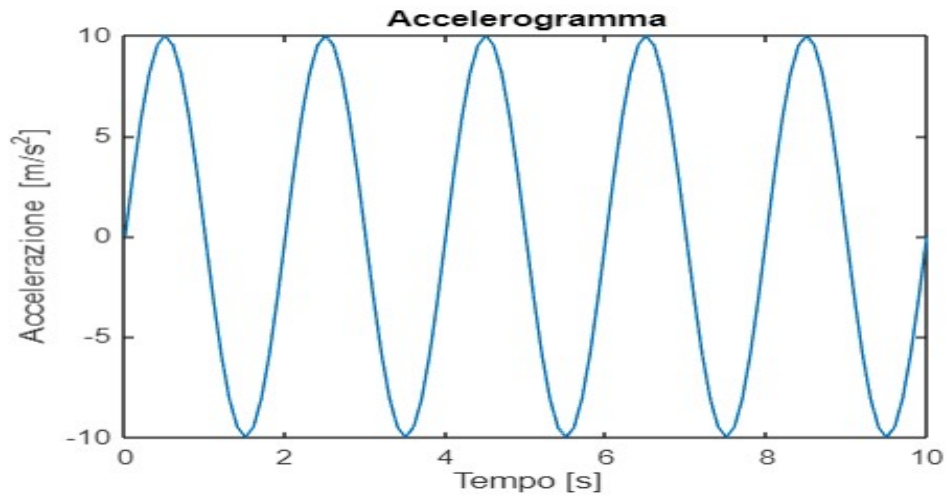


Figura 3.11: Accelerogramma

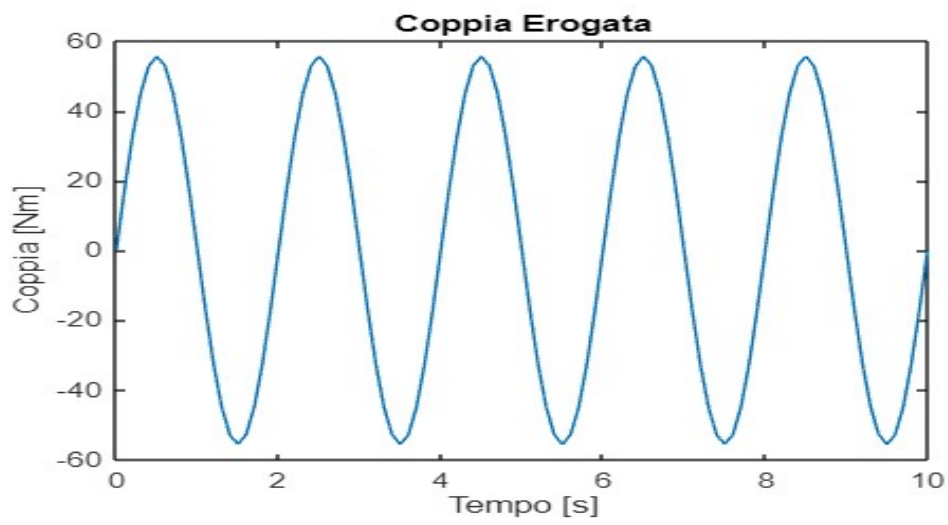


Figura 3.12: Coppia motrice del modulo MKR

# Capitolo 4

## Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi viene descritto un processo che ha permesso di progettare un sistema vibrante ad unico asse, prendendo come specifiche di riferimento dei valori ottenuti mediante scalatura dinamica di uno dei fenomeni sismici più disastrosi in assoluto, il terremoto di Fukushima. L'uso di una tavola sismica monoassiale è particolarmente efficace per studiare le risposte dinamiche delle strutture, consentendo di identificare vulnerabilità critiche e di testare soluzioni di rinforzo strutturale. Analizzando i risultati ottenuti è possibile concludere che il modulo MKR è del tutto inefficace per il lavoro al quale lo si vuole sottoporre. Di fatti si può notare come dalle simulazione numeriche 3.12 la coppia massima richiesta da questo modulo è pari a circa  $50Nm$ , ma il motore in accoppiamento riesce ad erogare al massimo  $34Nm$ . Inoltre l'utilizzo di una trasmissione elastica, come la cinghia, rispetto ad una trasmissione rigida ha meno efficienza, precisione, durabilità e resistenza a carichi elevati. Dunque è possibile affermare che i moduli più adatti per questo tipo di simulazione sono i moduli MKK e CKK. La scelta tra i due è del tutto analoga, ma il primo attuatore risulta essere leggermente più efficiente del secondo. Vista la poca differenza economica tra i due si può concludere che per questo tipo di applicazione la scelta migliore è proprio quella di utilizzare il modulo MKK. Guardando al futuro, è essenziale continuare a sviluppare e perfezionare queste tecnologie, integrando nuovi materiali intelligenti e avanzati sistemi di monitoraggio per ottenere simulazioni sempre più realistiche. La collaborazione tra ingegneri, ricercatori e professionisti del settore è cruciale per trasformare le conoscenze acquisite attraverso queste simulazioni in applicazioni pratiche che possano salvare vite e ridurre i danni materiali in caso di terremoti. In definitiva, l'investimento nella progettazione e nell'uso di tavole monoassiali per simulazioni sismiche non è solo una questione tecnica, ma rappresenta un impegno verso la costruzione di un futuro più sicuro e resiliente per le nostre comunità.



## Bibliografia

- [1] M. Aiello M.Leone S. Marseglia. Costruzioni in zona sismica. 2012-2013.
- [2] M.Callegari P.Fanghella F.Pellicano. *Meccanica applicata alle macchine*. città studi, 2022.
- [3] Karlel Isaac. Design of a single-axis shake table and development of its computational simulation. 2021.
- [4] G. Buongiovanni P. Clemente M. Forni A. Martelli F. Saitta. Terremoto di tohoku dell'11.03.2011: Comportamento degli impianti nucleari di fukushima.
- [5] L. Caligaris S.Fava C. Tomasello. *Manuale di meccanica*. Hoepli, 2016.





# Appendice - Tavole tecniche

## 1 Tavole vibranti monoasse

Posizione	Componente
1	Tavola con pattini
2	Rinvii
2a	Dispositivo di rinvio per protezione a lamina
2b	Bloccaggio nastro per protezione a lamina
3	Protezione a lamina (di. -065: Nastro di copertura in plastica; di. -080/-110 nastro di copertura in acciaio resistente alla corrosione)
4	Vite a sfere di precisione (KGT)
4a	Dado BASA
4b	Anello filettato
5	Cuscinetto fisso
5a	Cuscinetto radiale rigido a sfere
5b	Testata cuscinetto fisso
6	Cuscinetto flottante
6a	Cuscinetto radiale rigido a sfere
6b	Testata cuscinetto flottante
7	Profilato di base con rotaia di guida
8	Profilato del magnete per nastro di copertura in acciaio

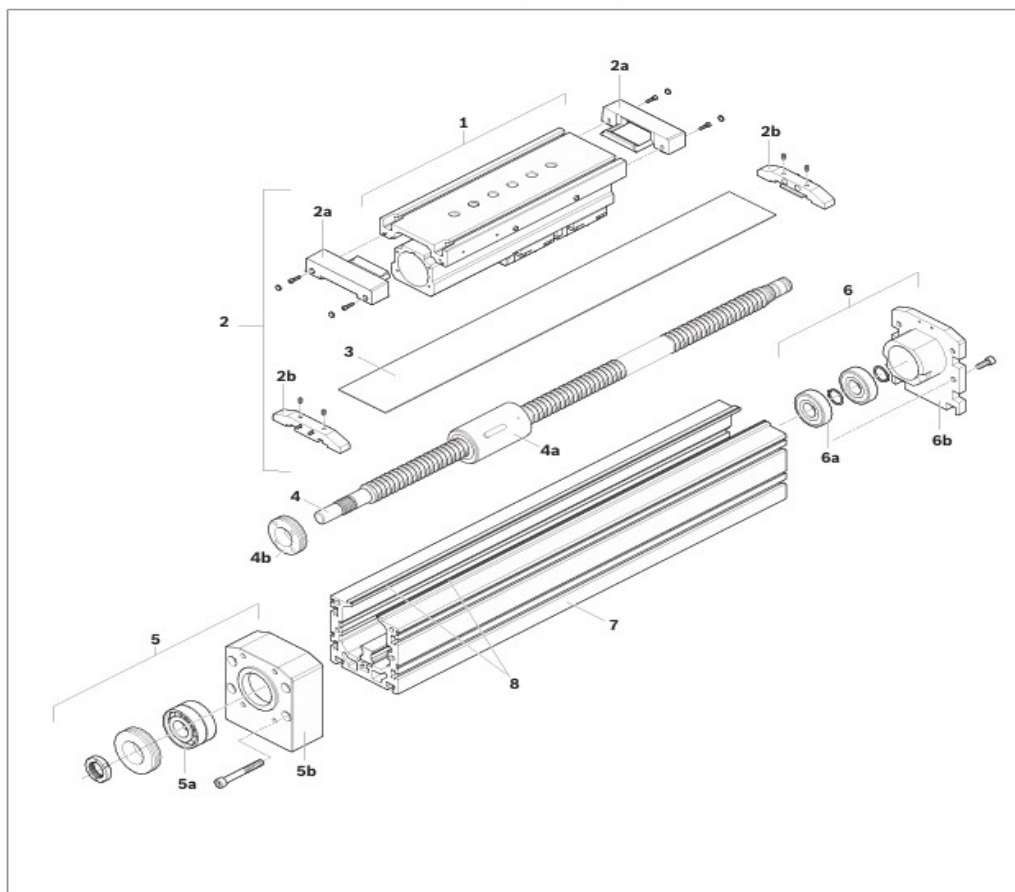


Figura 1: Montaggio del modulo MKK

Posizione	Componente
1	Tavola con pattini
2	Listelli di tenuta
3	Rinvii
4	Protezione a lamina (di. -065: Nastro di copertura in plastica; di. -080/-110/-140 nastro di copertura in acciaio resistente alla corrosione)
5	Cinghia dentata
6	Testata di rinvio, lato azionamento
7	Testata di rinvio lato tensionamento
8	Profilato di base con rotaia di guida

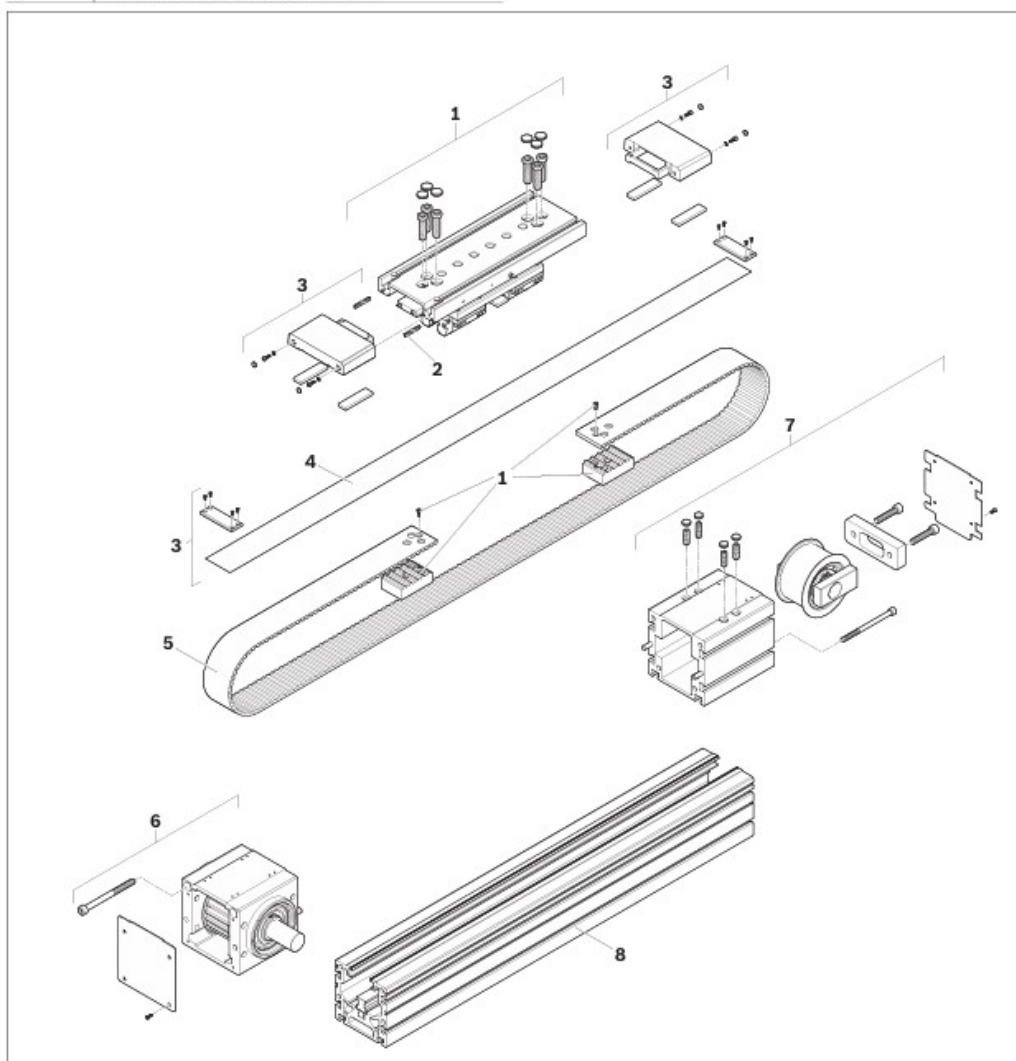


Figura 2: Montaggio del modulo MKR



Linearmoduli Compact	Tipo	Guida	Azionamento
	CKK	 Guida a sfere su rotaia	 Vite a sfere

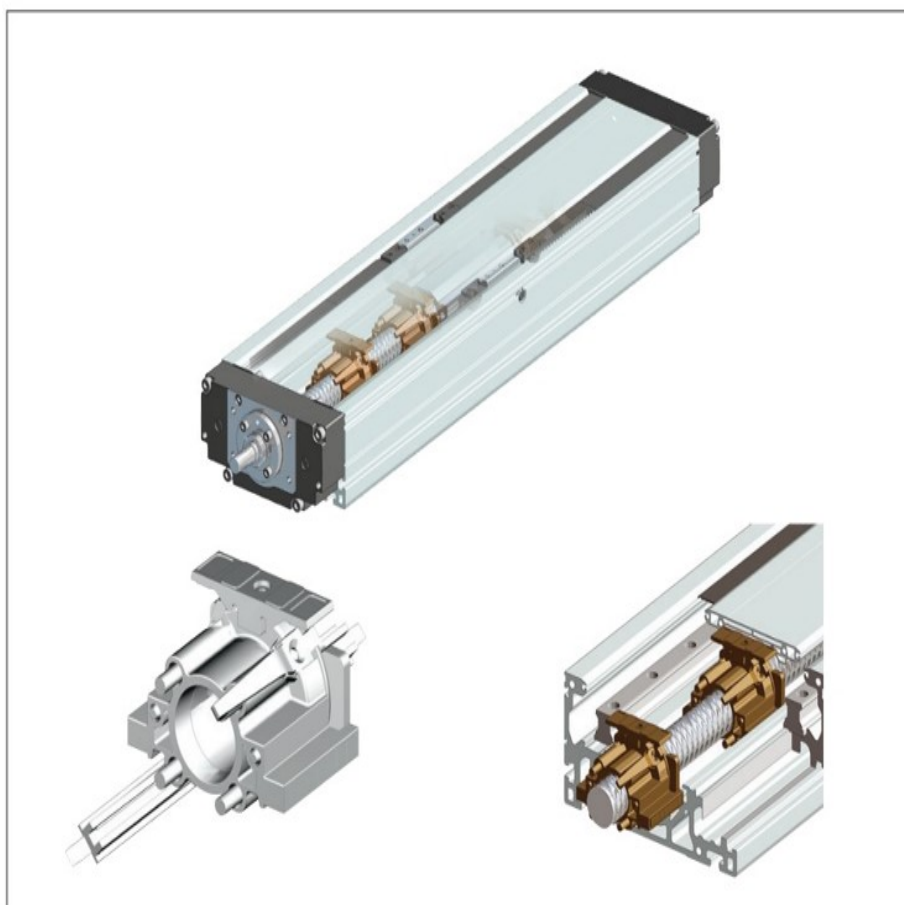
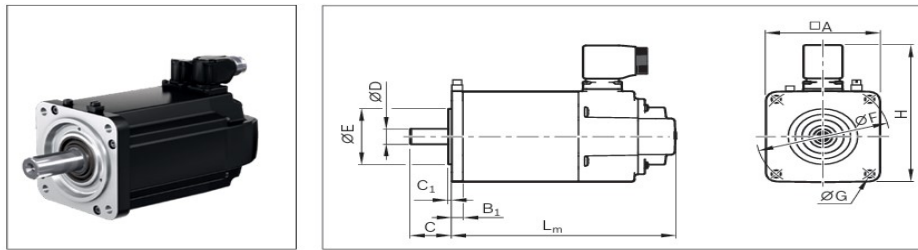


Figura 5: Azionamento del modulo CKK

## 2 Servomotori



Motor schematic

### Dimensions / motor data

Motor code	Dimensions (mm)		C	C <sub>1</sub>	Ø D <sub>kg</sub>	Ø E <sub>17</sub>	Ø F	Ø G	Cables		H	Brake		L <sub>m</sub>
	A	B <sub>1</sub>							2	1		without	with	
MS2N03-B0BYN	58	7.5	20	2.5	9	40	63	4.5	84	99	163	192		
MS2N03-D0BYN	58	7.5	23	2.5	11	40	63	4.5	84	99	203	232		
MS2N04-B0BTN	82	8	30	2.5	14	50	95	6.6	108	123	162	194.5		
MS2N04-C0BTN	82	8	30	2.5	14	50	95	6.6	108	123	194	226.5		
MS2N04-D0BQN	82	8	30	2.5	14	50	95	6.6	108	123	226	258.5		
MS2N05-B0BTN	98	9	40	3	19	95	115	9	124	139	188	218		
MS2N05-C0BTN	98	9	40	3	19	95	115	9	124	139	224	254		
MS2N05-D0BRN	98	9	40	3	19	95	115	9	124	139	260	290		

Figura 6: Dimensioni dei servomotori

Motor data										Type code		Material number
n <sub>max</sub> (rpm)	M <sub>0</sub> (Nm)	M <sub>max</sub> (Nm)	M <sub>br</sub> (Nm)	J <sub>m</sub> (kg/m <sup>2</sup> )	J <sub>br</sub> (kg/m <sup>2</sup> )	m <sub>a</sub> (kg)	m <sub>br</sub> (kg)	Motor connection	Brake			
9,000	0.73	3.46	1.8	0.000023	0.000007	1.4	0.4	1	N	MS2N03-B0BYN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384767	
								1	Y	MS2N03-B0BYN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384769	
9,000	1.15	6.8	1.8	0.000037	0.000007	2.0	0.4	1	N	MS2N03-D0BYN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384772	
								1	Y	MS2N03-D0BYN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384773	
6,000	1.75	5.9	5.0	0.000070	0.000040	2.7	0.7	1	N	MS2N04-B0BTN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384527	
								1	Y	MS2N04-B0BTN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384528	
6,000	2.80	12.0	5.0	0.000110	0.000050	3.7	0.7	1	N	MS2N04-C0BTN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384531	
								1	Y	MS2N04-C0BTN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384532	
6,000	3.85	18.1	5.0	0.000160	0.000040	4.7	0.7	1	N	MS2N04-D0BQN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384535	
								1	Y	MS2N04-D0BQN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384536	
6,000	3.75	10.6	10.0	0.000170	0.000110	4.0	1.1	1	N	MS2N05-B0BTN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384542	
								1	Y	MS2N05-B0BTN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384543	
6,000	6.10	20.8	10.0	0.000290	0.000110	5.9	1.1	1	N	MS2N05-C0BTN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384546	
								1	Y	MS2N05-C0BTN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384547	
6,000	7.90	31.3	10.0	0.000400	0.000110	7.3	1.1	1	N	MS2N05-D0BRN-CMSH0-NNNNE-NN	R911384550	
								1	Y	MS2N05-D0BRN-CMSH1-NNNNE-NN	R911384551	

Figura 7: Specifiche tecniche dei motori



# Ringraziamenti

A conclusione di questo lavoro accademico, mi è doveroso ringraziare tutti coloro che hanno avuto un ruolo significativo in questi tre anni, dentro e fuori il contesto universitario. Innanzitutto, vorrei ringraziare il Prof. Luca Carbonari per avermi dato la possibilità di lavorare a questo progetto e per avermi supportato durante tutta la fase di studio del presente lavoro. Ringrazio inoltre il Dott. Sergio Pacioni per tutto il sostegno e l'empatia dimostrata durante il percorso di ricerca e progettazione.

Ringrazio tutti i miei colleghi, in particolar modo: Nicola, Nicolas, Antonio, Riccardo e Tommaso senza i quali probabilmente non sarei mai arrivato a questo piccolo traguardo. Nel corso di questi tre anni siamo diventati una buona squadra, che prima di essere semplici compagni di corso sono buoni amici. Vi ringrazio per essermi stati sempre accanto in questo percorso alternando il poco studio alle tante risate. Inoltre desidero ringraziare tutti i miei amici, chi mi sopporta da sempre e chi invece si è aggiunto più tardi diventando comunque una parte fondamentale. Grazie a tutti voi per quei momenti indimenticabili trascorsi insieme che resteranno per sempre nei miei ricordi.

Dedico questa tesi a tutta la mia famiglia, per il sostegno, l'affetto, gli sforzi e i sacrifici che da sempre fanno. Li ringrazio per avermi insegnato disciplina e valori che cerco di portare sia fuori che dentro il contesto universitario.

In fine, l'ultimo ringraziamento è per me stesso per averci sempre creduto e per aver fatto più di un sacrificio per arrivare fin qui, sperando che possa essere solo un piccolissimo traguardo in vista di progetti futuri.

*Ancona, Giugno 2024*

Iacobucci Filippo