



# **UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCATRONICA

---

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**RIDUZIONE DELLE OSCILLAZIONI DI CARICHI SOSPESI TRASLANTI ,  
MEDIANTE PIANIFICAZIONE OTTIMA DEL MOTO**

*Relatore:* Ch.mo Prof. Dario Richiedi

*Laureando:* Dominique Sandross  
NGUEYEP

Matricola: \_1056231,IMC

*ANNO ACCADEMICO 2014-2015*

## **RINGRAZIAMENTI**

---

Desidero ricordare tutti coloro che mi hanno aiutato nella stesura della tesi con suggerimenti, critiche ed osservazioni: a loro va la mia gratitudine, anche se a me spetta la responsabilità per ogni errore contenuto in questa tesi.

Ringrazio anzitutto il professore Dario Richiedei, il mio relatore per la sua grande disponibilità, *per la sua preziosa supervisione* e la sua guida sapiente senza la quale questa tesi non esisterebbe.

Un ringraziamento particolare va alla mia famiglia, al mio fratello Romeo, la mia fidanzata Mireille Nkoma, ai colleghi, agli amici che mi hanno incoraggiato e al dottorando Roberto che ha speso parte del proprio tempo per leggere e discutere con me le bozze del lavoro.

Vorrei infine ringraziare le persone a me più care: i miei amici Bernard, Marco, Raphael, Pris-Parfait e Shahadat e tutte le persone non citate qui e chi hanno contribuito a questo esito, *incoraggiandomi e trasmettendomi serenità e gioia in ogni momento.*

# INDICE

SOMMARIO .....	1
1 Introduzione .....	2
2 Modello del sistema carro ponte a due gradi di libertà .....	5
3 Analisi teorica delle traiettorie .....	8
3.1 Traiettorie tipiche in automazione .....	9
3.1.1 Traiettoria polinomiale.....	9
3.1.2 Traiettorie trigonometriche.....	9
3.1.3 Traiettorie per sviluppo in serie di Fourier.....	14
3.2 Freudenstein 1-3-5 modificata.....	15
3.2.1 Traiettorie composte .....	16
3.3 Traiettorie sviluppati “ad hoc” per i carriponte .....	18
3.3.1 Legge Lee.....	18
3.3.2 Legge ricorsiva .....	19
3.4 Caratterizzazione dei profili di moto in relazione ai valori di picco ed efficaci .....	24
4 Analisi teorica delle tecniche d’input shaping <sup>[1]</sup> .....	26
4.1 Vincoli di progettazione degli shapers.....	27
4.1.1 Vincoli sulle vibrazioni residue.....	27
4.1.2 I vincoli sulle ampiezze di impulso .....	27
4.1.3 Vincoli di robustezza. ....	28

4.1.4	Zero vibration Shaper o Simple Zero Vibration shaper .....	29
4.2	Utilizzo delle sequenze di impulsi dello ZV shaper per generare comandi a Zero- vibrazione.....	31
4.3	Robustezza a errori di modellazione sulla frequenza di oscillazione .....	32
4.4	Shaper robusti derivativi.....	34
4.4.1	Lo ZVD .....	34
4.4.2	Lo ZVDD .....	34
4.4.3	Lo ZVDDD.....	35
4.5	Shapers robusti a vibrazione tollerabile .....	36
4.6	Shaper MIS (Modified Input-Shaping) .....	38
4.7	Robustezza a errori di modellazione sul coefficiente di smorzamento.....	39
4.8	Negative Input Shapers [8].....	41
5	Altre tecniche .....	43
5.1	Metodo con il feedforward WBC.....	43
5.2	Metodo con i filtri.....	44
6	Risultati simulazioni .....	46
6.1	Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto .....	47
6.2	Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge + metodo di shaping .....	53
6.2.1	Con lo ZV shaper .....	54
6.2.2	Con lo ZVD .....	56
6.2.3	Con la Extra Insensitive (EI) .....	57
6.2.4	Con lo ZVDD, TWO HUMP EXTRA INSENSITIVE , THREE HUMP EXTRA INSENSITIVE .....	59

6.2.5	Con ZV Negativo e El negativo .....	60
6.2.6	Con il MISZV tre impulsi e MISZV cinque impulsi .....	63
6.2.7	Con la WBC in feedforward .....	65
6.2.8	Con i filtri .....	66
6.3	Risposta dell'angolo del carico a tecniche di modifica con incertezza di 5% sulla frequenza di oscillazione .....	67
7	Analisi sperimentale .....	69
7.1	Setup sperimentale.....	69
7.2	Spazio di lavoro e problema di visione .....	72
7.3	Risultati sperimentali.....	74
7.3.1	Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto.....	74
7.3.2	Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge + metodo di shaping.....	79
7.3.3	Risposta all'incertezza sulla la frequenza .....	87
7.4	Risposta del sistema per dinamiche elevate.....	88
7.4.1	Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto.....	88
7.4.2	Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + ZV shaping .....	89
7.4.3	Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + NZV shaping.....	90
7.4.4	Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + WBC in feedforward	91
8	CONCLUSIONI .....	92
9	Bibliografia.....	94



## SOMMARIO

Una tematica rilevante nell'ambito del controllo delle vibrazioni in sistemi meccanici è il controllo dei carichi sospesi traslanti, come ad esempio i carri-ponte utilizzati per il trasporto di oggetti. Oltre alle tecniche di controllo in retroazione (feedback), sono sempre maggiormente utilizzate in ambito industriale le tecniche in catena aperta (feedforward), in cui il controllo non è basato sulla misura della variabile controllata bensì sulla progettazione di leggi di moto ottimizzate. In particolare tali leggi di moto sono tipicamente generate dalla modifica di leggi di moto standard tramite metodi di "shaping" oppure di filtraggio (filtri notch, filtri passa basso) tale da annullare l'effetto di uno o più modi di vibrare critici del sistema stesso. In alternativa, talvolta si ricorre alla progettazione di leggi di moto "ad hoc" basate sul modello dinamico del carro ponte.

Obiettivo della tesi è quello di analizzare e confrontare tra loro i risultati ottenuti applicando diversi metodi a un sistema carro ponte composto da un carrello traslante lungo una sola direzione e a cui è collegata una massa sospesa tramite una fune. Nel confronto si valuteranno l'ampiezza della massima oscillazione in transitorio e residua, e la robustezza dei metodi all'incertezza. Al fine di garantire un confronto proprio, si testeranno i diversi metodi nell'esecuzione del medesimo tempo di azionamento, identificando anche i limiti operativi di alcuni metodi che non sono idonei a tempi di ciclo eccessivamente brevi rispetto alla frequenza di oscillazione del carico.

La valutazione dapprima sarà di natura teorica e simulativa, e successivamente anche sperimentale tramite un carico sospeso ad una piattaforma traslante, realizzata tramite un robot parallelo Adept 4, il cui moto è limitato per riprodurre il caso del carro ponte.

I risultati ottenuti forniscono un significativo strumento per scegliere la migliore modalità di pianificazione in relazione alle specifiche poste al movimento ed alle caratteristiche del carro ponte, e presentano interesse sia teorico e accademico che industriale, essendovi molti ambiti nei quali le tecniche studiate potrebbero essere implementate ad un ridotto costo realizzativo.

# 1 Introduzione

Una problematica molto diffusa nella movimentazione delle macchine avente parte flessibili e dinamiche oscillante è il controllo della movimentazione. Infatti durante uno generico spostamento dell'intero sistema, la sua parte flessibile è soggetta a delle vibrazioni che ne altera le prestazioni sia dinamiche (alterazione della traiettoria di riferimento) che di sicurezza (eventuali incidenti dovuti ad oscillazioni grandi). Da questi fenomeni ovviamente indesiderati, si capisce quanto sia importante interessarsi alla tematica. Un ambito in cui è rilevante questa problematica è quello del trasporto dei carichi sospesi, il carro ponte è un ottimo caso di studio per questa problematica. Solitamente viene utilizzato per il trasporto di carichi pesanti. L'utilizzo del carro ponte è molto diffuso soprattutto nelle aree industriali, portuari, aziende automotive e nel campo edile. L'efficacia e la produttività di un carro ponte dipende della velocità di trasporto e la sua capacità di minimizzare (al più possibile) le oscillazioni durante e a termine di ogni operazione. Un angolo di oscillazione grande del carico può danneggiare il carro ponte (la fune), causare danni ad altre attrezzature infrastrutture, oppure può essere pericoloso per le persone che sono all'intorno. La movimentazione di un carro ponte può essere divisa in tre fasi, nominati :

1. Sollevamento del carico utile,
2. spostamento orizzontale,
3. abbassamento del carico utile.

La seconda fase presenta la sfida più difficile. Perciò, il carrello e il carico utile devono raggiungere la posizione desiderata nel tempo desiderato, garantendo nel frattempo angolo di oscillazione del carico più piccolo possibile (idealmente nullo). Due approcci principali possono essere applicati per soddisfare questi requisiti : La progettazione di controllori antiswing (anti oscillazione) tramite un controllo in catena chiusa (feedback control) e/o la progettazione di una ragionevole traiettoria del carrello che di fatto è un controllo incatena aperta.

Il primo approccio ha suscitato l'interesse di diverse campi di studio. Vari algoritmi di controllo sono stati sviluppati per il carro ponte. L'approccio più semplice è quello della progettazione d'un controllore lineare basato sul modello linearizzato attorno del punto di lavoro, assumendo piccoli oscillazioni del carico durante l'operazione. Questa tecnica può



essere abbinato ad esempio a un controllo ottimo o pole-placement. Per migliorare le performance, diverse strategie di controllo non lineare e avanzato sono state anche sperimentate. Ad esempio "sliding mode control" o un controllo adattativo. La maggior parte dei controllori sono progettati per la regolazione di posizione. Questi controllori possono essere difficili da attuare quando il carrello deve percorrere una grande distanza a causa della limitazione della forza di azionamento. Un altro problema è che questi controllori richiedono un sensore per misurare il movimento del carrello e un altro per misurare l'angolo di oscillazione. Questo requisito aumenta il costo del sistema di carrello e può essere difficile da implementare.

Nel secondo approccio in catena aperta (feedforward), l'oscillazione del pendolo (carico) viene diminuita disegnando una traiettoria (legge di moto) ragionevole per il carrello sulla base dei requisiti principali di movimentazione intermini di tempo e di oscillazione. Questo ci porterà a fare una investigazione delle leggi già esistenti, sviluppate in letteratura e che per certi di loro sono spesso utilizzate in ambito industriale (e.s.: la legge trapezoidale in velocità, legge armonica,...). Inoltre saranno analizzate delle leggi ad hoc sulla base della conoscenza della dinamica del carico, sia migliorando le leggi esistenti rendendole più dolci in altri termini togliendo le discontinuità sull'accelerazione. La parte successiva della tesi, dopo aver verificato con una simulazione Matlab/Simulink che il moto del carrosponte rispetta la traiettoria pianificata, sarà quello di introdurre un input-shaping oppure un filtro dopo la legge di moto e il sistema meccanico che come si può intuire è non lineare. La tecnica basata sull'introduzione di un input shaping è quella della generazione di una sequenza di impulsi che, una volta convoluta con la legge di moto di riferimento, con l'obiettivo sempre di rispettare i requisiti di minore vibrazione massima e residua. L'aspetto positivo di tale tecnica è la facilità e il costo di implementazione. L'inconveniente principale è dato dalla natura della catena aperta che, infatti, necessita di una modellazione molto accurata del sistema. Qualora ci fossero incertezze sul modello, o agissero disturbi esterni sul sistema, o vi siano condizioni iniziali diverse da zero, questa tecnica risulterebbe inefficace. Valuteremo in seguito la robustezza delle tecniche di modifica del segnale di ingresso a fronte di un errore noto sulla dinamica del pendolo cioè sulla sua pulsazione naturale e sullo smorzamento. Dopo valuteremo l'uso dei filtri al posto degli shapers usando tecniche Wave Based Control interpretata in feedforward, filtri passa basso e filtri notch. Presenteremo inoltre leggi di moto ad hoc che saranno

sintonizzati sulla base della conoscenza della dinamica del sistema.

Infine, verranno applicati i controlli implementati in simulazione ad un manipolatore parallelo Adept Quattro presente in laboratorio per prove sperimentali.

## 2 Modello del sistema carro ponte a due gradi di libertà

Per la pianificazione della traiettoria di un carro ponte durante la fase di trasporto orizzontale è necessario un modello matematico della sua dinamica. Rispetto ai requisiti sperimentale e di simulazione saranno fatte delle ipotesi per la costruzione del modello.

La corda ha una lunghezza costante, e il sistema considerato nel nostro caso di studio ha due gradi di libertà.



*Figura 2.1 immagine di un carro ponte industriale*

Per ottenere il modello dinamico del sistema, sono stabilite le seguenti ipotesi:

- ✓ il carico utile è considerato un punto materiale;
- ✓ la massa e la rigidità della fune di sollevamento sono ignorate;
- ✓ gli effetti dei disturbi del vento vengono ignorati.

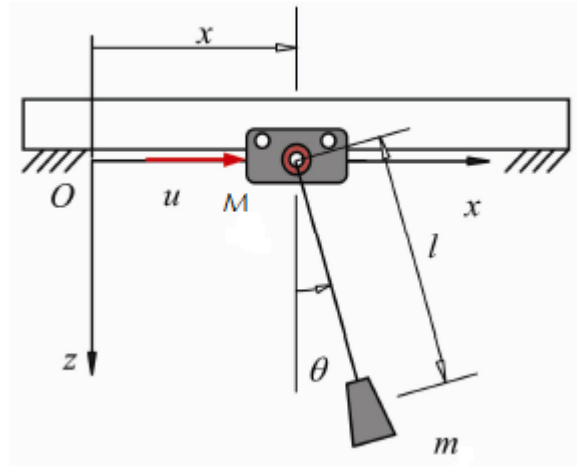


Figura 2.2: modello bidimensionale di un carroponete

Sulla base della formulazione di Lagrange, il modello dinamico di un sistema carroponete bidimensionale in cui lo schema rappresentativo in *figura 2.2*, è espresso come segue:

$$(M + m)\ddot{x} + ml\ddot{\theta}\cos(\theta) - ml\dot{\theta}^2\sin(\theta) + c\dot{x} = u \quad (2.1)$$

$$ml\cos(\theta)\ddot{x} + ml^2\ddot{\theta} + mgl\sin(\theta) = 0 \quad (2.2)$$

Dove

- $x(t)$  indica lo spostamento del carrello,
- $\theta(t)$  indica l'angolo di oscillazione carico (Figura. 2),
- $u$  è la forza che agisce sul carrello
- $M$  e  $m$  rappresentano la massa del carrello e la massa del carico ,rispettivamente;
- $l$  è la lunghezza della corda;
- $g$  è l'accelerazione di gravità;
- $c$  è il coefficiente di smorzamento sul carrello.

Le dinamiche del carroponete comprendono una parte azionato descritto dall'equazione (2.1) e una parte non attuato descritto dall'equazione (2.2). La seconda equazione cattura il comportamento cinematico accoppiamento fra l'accelerazione del carrello  $\ddot{x}(t)$  e l'angolo di oscillazione carico  $\theta(t)$ . Questo accoppiamento cinematico si ricava andando a semplificare (2.2) del fattore  $ml$  . Si ottiene :

$$l\ddot{\theta} + g\sin(\theta) = -\cos(\theta)\ddot{x} \quad (2.3)$$

Nel caso di piccoli angoli di oscillazione del carico come avviene in pratica, Si può applicare seguenti approssimazioni:  $\sin\theta \cong \theta$  e  $\cos\theta \cong 1$ . Quindi, la (2.3) può essere riscritta come

$$\ddot{\theta} + w_n^2 \theta = - \left( w_n^2 / g \right) \ddot{x} \quad (2.4)$$

dove  $w_n = \sqrt{g/l}$  è la frequenza naturale del carico modellato dal pendolo. L'Equazione (2.4) mostra chiaramente che l'accelerazione del carrello influenza direttamente l'oscillazione del carico. Pertanto, un metodo di pianificazione della traiettoria corretta per il carrello influenza in modo significativo la riduzione o eliminazione dell'oscillazione del carico .

Il sistema di studio considerato è non lineare; allora l'equazione (2.4) rappresentando la dinamica del carico (pendolo) a fronte di un ingresso dovuto all'accoppiamento cinematica tra carrello e carico lineare, ne è una linearizzazione. Applicando alla (2.4) una trasformata di Laplace si ha il modello matematico seguente:

$$\theta(S) = - \frac{1}{\left( \frac{S}{\omega_n} \right)^2 + 1} \frac{\ddot{x}}{g} \quad (2.5)$$

### 3 Analisi teorica delle traiettorie

I segnali di riferimento tipicamente utilizzati nel campo dei controlli sono quelli caratterizzati da trasformate di Laplace elementari

- riferimento a gradino, a rampa, a parabola, ...,
- riferimento di tipo sinusoidale.

Nella pratica industriale tali segnali non possono essere utilizzati, e i riferimenti da inseguire devono essere scelti in maniera opportuna al fine di:

- evitare il raggiungimento di saturazioni nel sistema di attuazione,
- evitare di sollecitare in maniera eccessiva la struttura (impianto, carico, ecc.).

Nel Pianificare una traiettoria si intende scegliere il modo con cui un sistema si sposta da un punto iniziale ad un punto finale, oppure con quale profilo di accelerazione, velocità e/o di posizione deve avvenire.

Può accadere che le traiettorie generate non rispettino i vincoli dinamici, ad esempio richiedano coppie maggiori di quelle fornite dagli attuatori. Questo può essere verificato solo dopo il calcolo della dinamica inversa. In tal caso si procede scalando la traiettoria generata nel tempo (allungando opportunamente i tempi).

Nel sistema del carro ponte come tutte macchine automatiche a scopo di movimentazione dei carichi. La corretta pianificazione è una problematica essenziale per una serie dei motivi:

- richieste di prestazioni sempre più elevate (massime velocità e accelerazioni, minimo tempo di azionamento),
- macchinari e dispositivi sempre più leggeri (flessibilità ed elasticità strutturali),
- disponibilità di dispositivi di supervisione e controllo dotati di capacità di calcolo elevate.

Sulla base del funzionamento pratico del carro ponte, alcuni dei precedenti requisiti devono essere attentamente considerati attraverso la pianificazione della traiettoria per la specifica progettazione del carrello.

### 3.1 Traiettorie tipiche in automazione

#### 3.1.1 Traiettoria polinomiale

Si tratta di traiettorie definite da polinomi di grado opportuno:

$$q(t) = a_0 + a_1(t - t_0) + a_2(t - t_0)^2 + \dots + a_n(t - t_0)^n, \quad (3.1)$$

I coefficienti sono scelti in modo da imporre determinate condizioni al contorno (valori iniziali e finali di posizione, velocità, accelerazione, ecc.), o vincoli sulla durata. Il grado  $n$  dipende dal numero di condizioni al contorno che si desidera soddisfare e dal grado di "dolcezza" che si intende ottenere. Il grado minimo che possa assicurarsi continuità nella velocità è  $n = 3$ . Sono traiettorie piuttosto semplici, sia dal punto di vista del calcolo dei coefficienti che da quello della valutazione puntuale nei vari istanti di tempo. Oltre a condizioni iniziali e finali sulla traiettoria, potrebbero essere specificate condizioni sui valori delle derivate (velocità, accelerazioni, jerk, ...).

#### 3.1.2 Traiettorie trigonometriche

Si tratta di traiettorie basate su funzioni trigonometriche tra questi si può citare la la traiettoria armonica, cicloidale, sinusoidale e ellittica. Tutte le traiettorie trigonometriche sono derivate infinite volte, benché siano possibili discontinuità nei punti iniziale e finale.

##### 3.1.2.1 Traiettoria armonica

La traiettoria armonica generalizza l'equazione del moto armonico nel quale l'accelerazione è proporzionale allo spostamento, ma di segno opposto. Essa presenta derivate continue in tutti i punti interni all'intervallo temporale  $(t_0, t_f)$ , per qualsiasi ordine di derivazione. Le equazioni che descrivono la traiettoria e le sue derivate sono:

$$\begin{cases} q(t) = \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) + q_0 \\ \dot{q}(t) = \frac{h\pi}{T^2} \sin \left( \frac{\pi(t-t_0)}{T} \right) \\ \ddot{q}(t) = \frac{h\pi^2}{T^2} \cos \left( \frac{\pi(t-t_0)}{T} \right) \\ \dddot{q}(t) = -\frac{h\pi^3}{T^3} \sin \left( \frac{\pi(t-t_0)}{T} \right) \end{cases} \quad (3.2)$$

con  $h$  distanza della traiettoria,  $t_0$  istante iniziale,  $t_f$  istante finale e  $T = t_f - t_0$  durata della traiettoria. La traiettoria armonica presenta discontinuità nell'accelerazione negli istanti iniziale e finale e quindi valori infiniti di jerk.

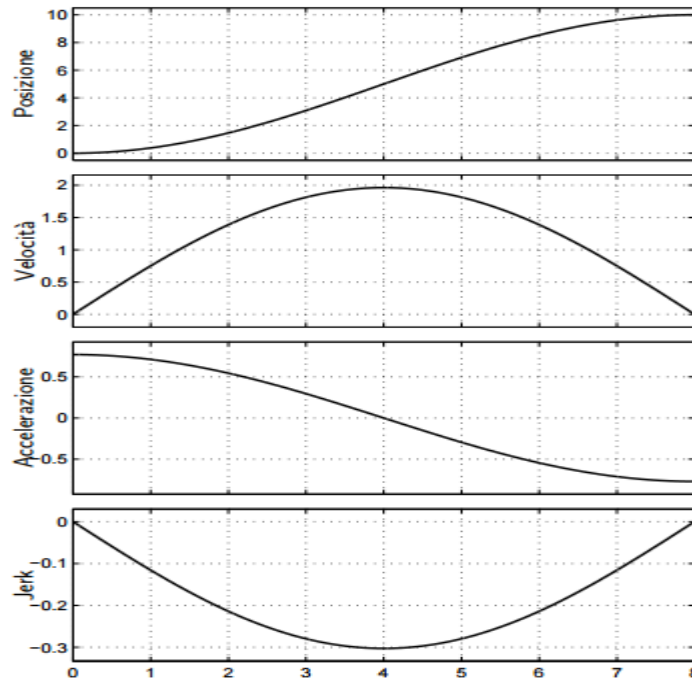


figura 3.2 traiettorie ottenute per una legge armonica con condizioni  $t_0 = 0, t_f = 8, q_0 = 0, h = 10$

### 3.1.2.2 Traiettoria cicloidale

Traiettoria cicloidale presenta continuità anche nell'accelerazione. Le equazioni della traiettoria e delle sue derivate sono:

$$\begin{cases} q(t) = \frac{h}{2} \left( \frac{t-t_0}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) + q_0 \\ \dot{q}(t) = \frac{h}{T} \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) \\ \ddot{q}(t) = \frac{h}{T^2} 2\pi \sin \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) \\ \ddot{\ddot{q}}(t) = 4 \frac{h}{T^3} \pi^2 \cos \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) \end{cases} \quad (3.3)$$



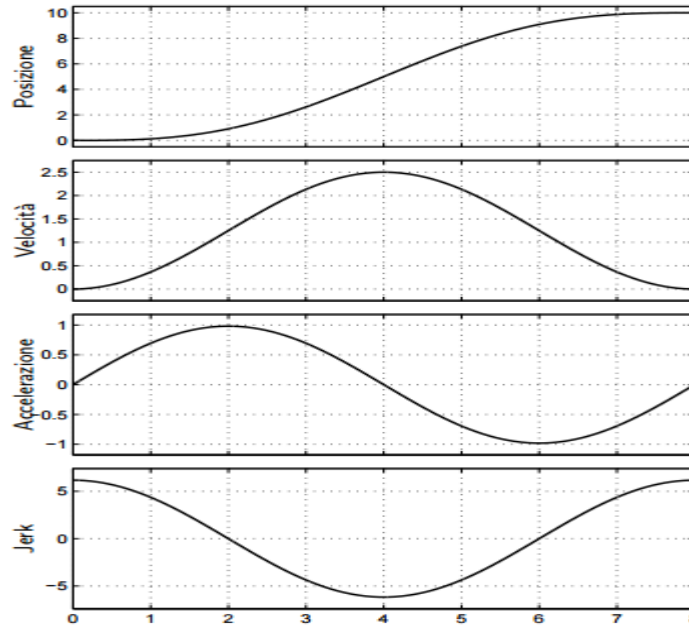


Figura 3.3 traiettorie ottenute per una legge cicloidale con condizioni  $t_0 = 0$ ,  $t_f = 8$ ,  $q_0 = 0$ ,  $h = 10$

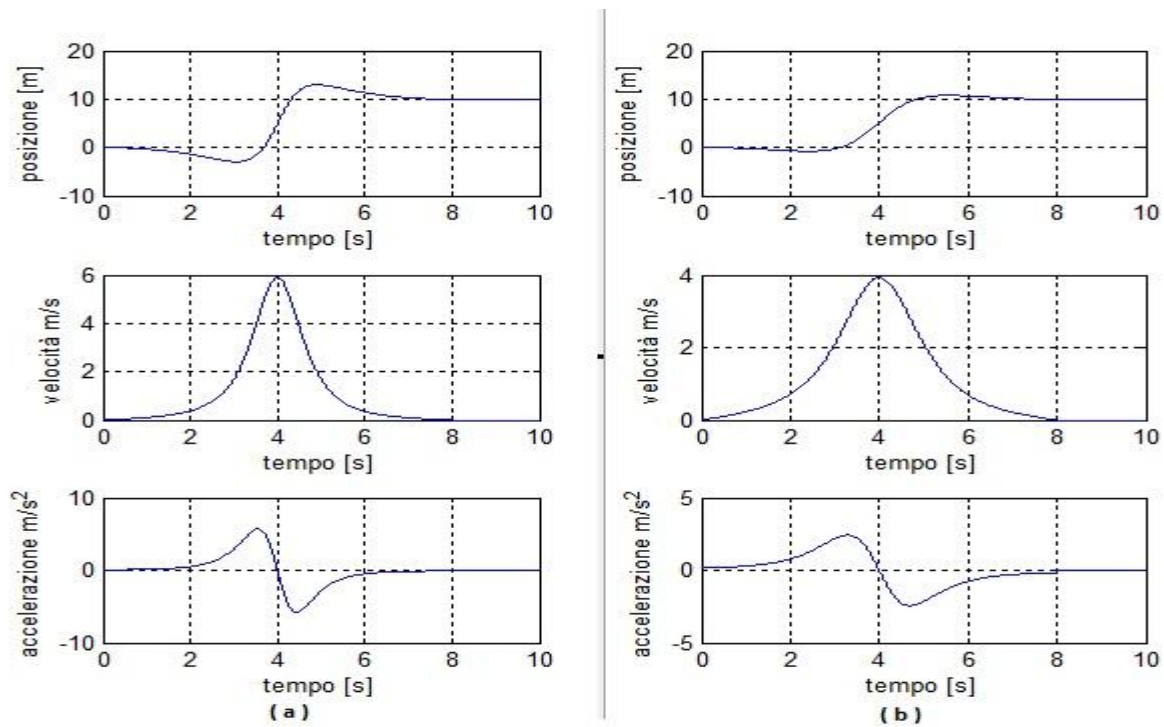
Essa ha la particolarità di avere il profilo di accelerazione continuo nel tempo e quindi risulta abbastanza dolce. Tuttavia i valori di accelerazione e velocità massimi risultano più elevati. Tale legge è nata per soddisfare esclusivamente profili rest – to – rest, è molto simile alla polinomiale del 5° grado ma con un contenuto armonico che la rende più dolce.

### 3.1.2.3 Traiettoria ellittica

$$\left\{ \begin{array}{l} q(t) = \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{\cos\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)}{1 - a \sin\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)} \right) + q_0 \\ \dot{q}(t) = \frac{h \pi}{T^2} \frac{\sin\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)}{n^2 \sqrt{\left(1 - a \sin\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)\right)^3}} \\ \ddot{q}(t) = \frac{h \pi^2}{T^2} \frac{\cos\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right) \left(1 + 2a \times \sin\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)\right)^2}{n^2 \sqrt{\left(1 - a \sin\left(\frac{\pi(t-t_0)}{T}\right)\right)^5}} \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Con  $a = \frac{n^2-1}{n^2}$ ,  $n$  numero intero non nullo. Come si può notare per  $n=1$  questa legge è uguale alla legge armonica, al crescere di  $n$  aumenta il valore di accelerazione come si può

vedere in figura 3.4. Essa si presenta come un segnale dolce visto le continuità in accelerazione.



*Figura 3.4 traiettorie ottenute per una legge ellittica con condizioni  $t_0 = 0$ ,  $t_f = 10$ ,  $q_0 = 0$ ,  $h = 10$   $n = 3$  (a)  $n = 2$  (b)*

### 3.1.2.4 Traiettoria sinusoidale modificata.

E' composta di tre tratti, essa possiede una accelerazione continua e quindi considerato come una legge dolce il suo difetto però è quello di avere velocità e accelerazione assolute elevate. A differenza della naturale legge di moto sinusoidale, nella quale il profilo di accelerazione è dato da un unico seno e perciò con possibilità di modifica ridotte, qui si hanno tre sinusoidi raccordate, con la conseguente possibilità di modificarne le rispettive frequenze, variando perciò i tempi di accelerazione e decelerazione a proprio piacimento, riuscendo a contenere i parametri  $C_v$  e  $C_a$  ( che definiremo nel seguito) ed al tempo stesso mantenendo la dolcezza caratterizzante la legge cicloidale.

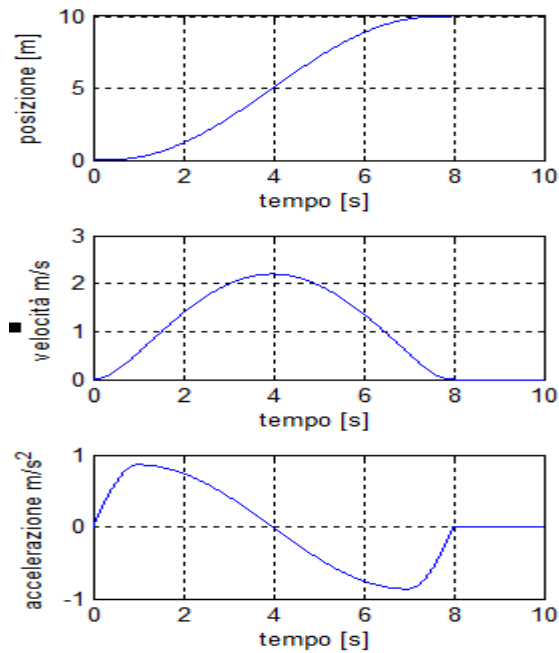
$$\text{primo tratto } t \in \left[0, \frac{T}{8}\right] \begin{cases} q(t) = \frac{\pi t}{(4 + \pi)} - \frac{\sin(4\pi t)}{4(4 + \pi)} + q_0 \\ \dot{q}(t) = \frac{\pi}{(4 + \pi)} - \frac{\pi \cos(4\pi t)}{(4 + \pi)} \\ \ddot{q}(t) = -\frac{4\pi^2 \sin(4\pi t)}{(4 + \pi)} \end{cases} \quad (3.5)$$

*secondo tratto*

$$t \in \left[\frac{T}{8}, \frac{7T}{8}\right] \begin{cases} q(t) = \frac{2}{(4 + \pi)} + \frac{\pi t}{(4 + \pi)} - \frac{9}{4(4 + \pi)} \frac{\sin(4\pi t)}{3(3 + \pi)} \\ \dot{q}(t) = \frac{\pi}{(4 + \pi)} - \frac{9\pi}{(4 + \pi)} \frac{\cos(4\pi t)}{3(3 + \pi)} \\ \ddot{q}(t) = -\frac{36\pi^2 \sin(4\pi t)}{(4 + \pi)} \end{cases} \quad (3.6)$$

*terzo tratto;*

$$t \in \left[\frac{7T}{8}, T\right] \begin{cases} q(t) = \frac{4}{(4 + \pi)} + \frac{\pi t}{(4 + \pi)} - \frac{\sin(4\pi t)}{4(4 + \pi)} \\ \dot{q}(t) = \frac{\pi}{(4 + \pi)} - \frac{\pi \cos(4\pi t)}{(4 + \pi)} \\ \ddot{q}(t) = -\frac{\pi^2 \sin(4\pi t)}{(4 + \pi)} \end{cases} \quad (3.7)$$



*Figura 3.4 traiettorie ottenute per una legge sinusoidale modificata con le condizioni  $t_0 = 0, t_f = 10, q_0 = 0, h = 10$*

### 3.1.3 Traiettorie per sviluppo in serie di Fourier

Questi leggi ottimizzate sono un buon compromesso tra traiettorie paraboliche e trigonometriche. Essi hanno lo vantaggio di avere minore armoniche e sono infinitamente derivabile. Si ricavano nello sviluppo in serie di Fourier espressioni di traiettorie elementari e considerando un numero finito di componenti ( limitate in frequenza ), al fine di ottenere spettri frequenziali opportuni. Loro hanno lo svantaggio di avere coefficienti di velocità maggiori. Si può distinguere :

#### 3.1.3.1 La legge di Gutman 1-3

Viene considerato solo la prima e la terza armonica della sua scomposizione in serie di Fourier:

$$q(t) = h \left( \frac{t - t_0}{T} - \frac{15}{32\pi} \sin \left( \frac{2\pi(t - t_0)}{T} \right) - \frac{1}{96\pi} \sin \left( \frac{6\pi(t - t_0)}{T} \right) \right) + q_0 \quad (3.8)$$

### 3.1.3.2 la Freudenstein 1-3

Viene considerato solo la prima e la terza armonica della sua scomposizione in serie di Fourier:

$$q(t) = h \left( \frac{t-t_0}{T} - \frac{27}{56\pi} \sin \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) - \frac{1}{168\pi} \sin \left( \frac{6\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) + q_0 \quad (3.9)$$

### 3.1.3.3 Freudenstein 1-3-5

Analoga alla precedente, Viene considerato solo la prima, la terza e la quinta armonica della sua scomposizione in serie di Fourier:

$$q(t) = h \left[ \frac{t-t_0}{T} - \frac{0.9438}{2\pi} \left( \sin \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) + \frac{1}{54} \sin \left( \frac{6\pi(t-t_0)}{T} \right) + \frac{1}{1250} \sin \left( \frac{10\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) \right] + q_0 \quad (3.10)$$

## 3.2 Freudenstein 1-3-5 modificata

$$q(t) = h \left[ \frac{t-t_0}{T} - \frac{0.9438}{2\pi} \left( \sin \left( \frac{2\pi(t-t_0)}{T} \right) + \frac{1}{54} \sin \left( \frac{6\pi(t-t_0)}{T} \right) + \frac{1}{1250} \sin \left( \frac{10\pi(t-t_0)}{T} \right) \right) \right] + \ddot{q}(t)/\omega_n^2 \quad (3.10')$$

In figura 3.5 e in figura 3.5' sono riportate le traiettorie ottenute per sviluppo in serie di Fourier

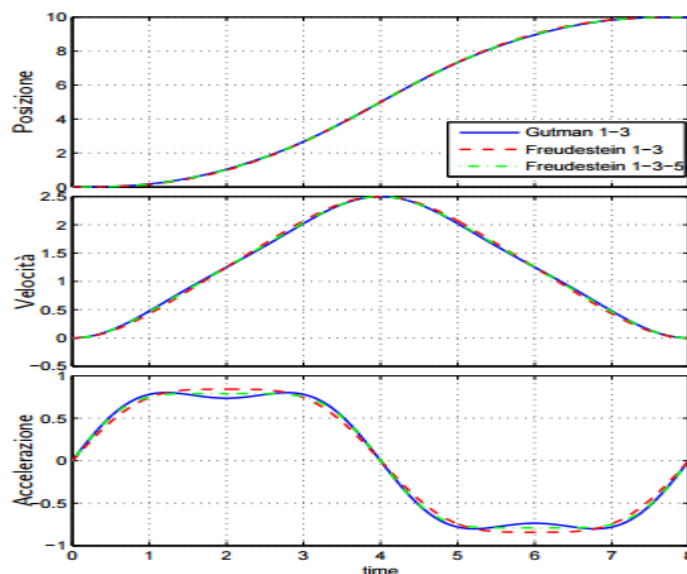
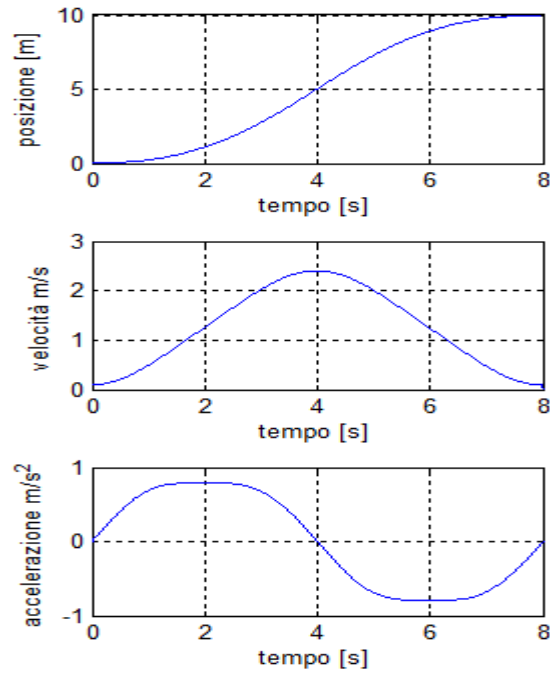


Figura 3.5: traiettorie ottenute per sviluppo in serie di Fourier ottenute con le condizioni  $t_0 = 0$ ,  $t_f = 8$ ,

$$q_0 = 0, h = 10$$



*Figura 3.5' : traiettoria ottenuta per la legge Freudstein 1 – 3 – 5 modificata  $t_0 = 0$ ,  $t_f = 8$ ,  $q_0 = 0$ ,  $h = 10$*

### 3.2.1 Traiettorie composte

Si tratta di traiettorie ottenute componendo traiettorie elementari (polinomiale trigonometriche, ecc.) al fine di rispondere alle più molteplici esigenze e specifiche. Sono scomponibili in “tratti”, ciascuno caratterizzato da una specifica espressione. Si garantisce quantomeno la continuità in posizione e in velocità. La traiettoria più comune e nota appartenente a questa categoria è sicuramente la traiettoria trapezoidale.

#### 3.2.1.1 Traiettorie trapezoidale in velocità

Come è noto, un modo molto usato nella robotica e in ambito industriale per pianificare la traiettoria consiste nel generare un profilo di posizione lineare raccordato all’inizio e alla fine della traiettoria con tratti parabolici. Il profilo di velocità che ne risulta ha il tipico andamento trapezoidale. La traiettoria è quindi divisa in tre parti:

1. Accelerazione costante, velocità a rampa, posizione a parabola;
2. Accelerazione nulla, velocità costante, posizione lineare;
3. Decelerazione costante, velocità a rampa, posizione a parabola.

Se la durata  $t_a$  della fase di accelerazione (fase 1) è posta uguale alla durata della fase di decelerazione (fase 3) si ottiene una traiettoria simmetrica rispetto all'istante medio tra quelli iniziale e finale. Naturalmente deve essere  $t_a \leq t_f / 2$ .

Nella traiettoria a profilo di velocità trapezoidale l'accelerazione ha un andamento discontinuo. Ne consegue che il jerk assume valori infiniti. Questo provoca forti sollecitazioni sul sistema meccanico, che possono indurre vibrazioni.

Fase 1 di accelerazione,  $t \in [0, t_a]$ . La posizione, la velocità e l'accelerazione sono date rispettivamente da:

$$\begin{cases} q(t) = a_0 + a_1 t + \frac{1}{2} a_2 t^2 \\ \dot{q}(t) = a_2 t + a_1 \\ \ddot{q}(t) = a_2 \end{cases}$$

I tre parametri  $a_2$ ,  $a_0$  e  $a_1$  sono definiti dai vincoli sulla posizione  $q_0$  e velocità  $v_0$  iniziale, e sulla velocità costante  $v_{max}$  che si desidera alla fine della fase di accelerazione. Ponendo  $v_0 = 0$  si ottiene:

$$\begin{cases} a_0 = q_0 \\ a_1 = 0 \\ a_2 = \frac{v_{max}}{t_a} \end{cases}$$

In questa fase, l'accelerazione è costante e il suo valore è  $\frac{v_{max}}{t_a}$ .

Fase 2 a velocità costante,  $t \in [t_a, t_f - t_a]$ . Posizione, velocità e accelerazione sono ora definite da :

$$\begin{cases} q = b_0 + b_1 t \\ \dot{q}(t) = b_1 \\ \ddot{q}(t) = 0 \end{cases}$$

dove, per ragioni di continuità sulla velocità,  $b_1 = v_{max}$  e  $b_0 = q_0 - \frac{v_{max} t_a}{2}$ .

Fase 3 di decelerazione,  $t \in [t_f - t_a, t_f]$ . Posizione, velocità e accelerazione sono :

$$\begin{cases} q(t) = c_0 + c_1 t + \frac{1}{2} c_2 t^2 \\ \dot{q}(t) = c_2 t + c_1 \\ \ddot{q}(t) = c_2 \end{cases}$$

I parametri sono ora definiti dai vincoli sulla posizione  $h$  e velocità  $v_f$  finale, e sulla velocità  $v_{max}$  che si desidera all'inizio del periodo di decelerazione.

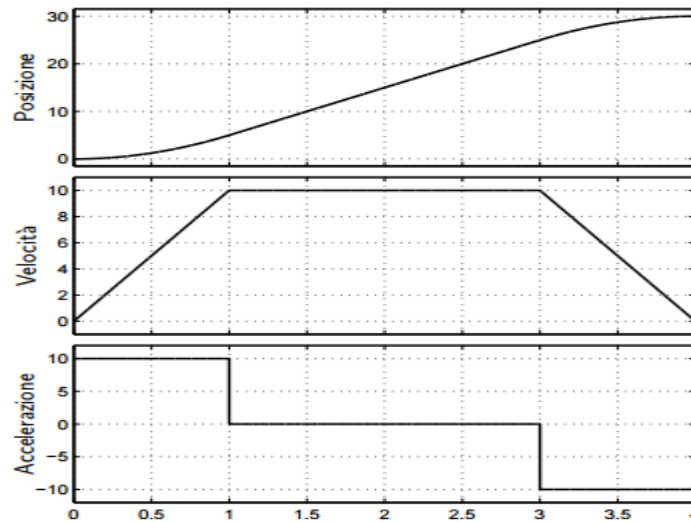


Figura 3.6: traiettorie trapezoidale con le condizioni  $t_0 = 0, t_f = 4, t_u = 1, q_0 = 0, q_1 = 30$

### 3.3 Traiettorie sviluppati “ad hoc” per i carriponte

Si tratta delle leggi progettati per la movimentazione specifica di un sistema a carichi pendenti . Essi prendono in conto la dinamica del carico . Sono dei modelli di pianificazione basato su legge di controllo anti oscillazione.

#### 3.3.1 Legge Lee

Essa prende il nome dal suo ideatore Ho-Hoon Lee nell’articolo [4]. Nella generazione dei profili di accelerazione e di velocità sarà preso in conto i requisiti di anti-oscillazione individuando come nel caso della legge trapezoidale tre fase di movimentazione :

- Prima fase di accelerazione con angolo del carico nullo in cui i profili sono definiti da:

$$\begin{cases} \dot{q}(t) = \frac{v_{max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{t_a} t \right) \\ \ddot{q}(t) = \frac{\pi v_{max}}{2 t_a} \sin \frac{\pi}{t_a} t \end{cases} \quad (3.11)$$

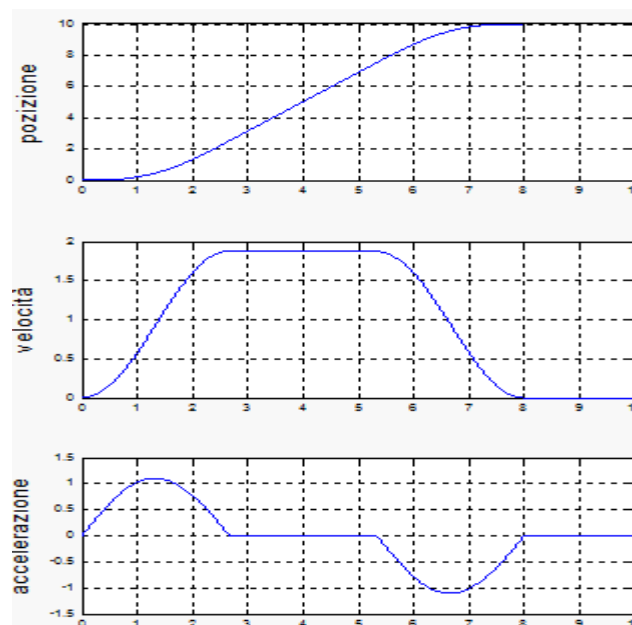
Con  $t_a$  durata della fase di accelerazione,  $v_{max}$  velocità massima.



- Seconda fase a velocità costante con angolo di oscillazione nullo in questa fase di durata  $t_c$ .
- Terza fase di decelerazione,

$$\begin{cases} \dot{q}(t) = \frac{v_{max}}{2} \left[ 1 + \cos \frac{\pi}{t_d} (t - t_a - t_c) \right] \\ \ddot{q}(t) = -\frac{\pi v_{max}}{2t_d} \sin \frac{\pi}{t_d} (t - t_a - t_c) \end{cases} \quad (3.12)$$

La traiettoria di Lee figura 3.7 ha un profilo di velocità trapezoidale e di accelerazione continuo. Ne consegue che il jerk assume valori finiti. Questo lo definisce come una legge dolce e idoneo alla riduzione delle vibrazione rispetto ad una trapezoidale tradizionale.



*Figura 3.7 traiettoria ottenuta per una legge Lee simmetrica con condizioni  $t_0 = 0, t_1 = 10, q_0 = 0,$*

$$\underline{h = 10, t_a = t_d = 1/3}$$

### 3.3.2 Legge ricorsiva

Questa legge si propone in [2], per le movimentazioni di carriponti. Essa deve prendere in considerazione i requisiti seguenti:

R1. Il carrello raggiunge la posizione di finale  $h$  entro un tempo  $t_f$  finita; cioè,

$$x(t) = h, \quad \forall t \geq t_f \quad (3.13)$$

R2. Durante il movimento, la velocità e l'accelerazione del carrello deve essere inferiore ai valori massimi

$$|\dot{x}(t)| \leq v_{max}, \quad |\ddot{x}(t)| \leq a_{max} \quad (3.14)$$

Dove  $v_{max}$ ,  $a_{max}$ , sono rispettivamente una velocità e accelerazione massima consentita,

R3. L'oscillazione massimo del carico deve essere mantenuto entro un dominio accettabili.

$$|\theta(t)| \leq \theta_a \quad (3.15)$$

R4. Nessuna oscillazione dovrebbe verificarsi durante la fase a velocità costante, e quando il carrello si ferma a fine corsa .

$$\theta(t) = 0, \quad \text{quando } \ddot{x}(t) = 0 \quad \text{e } \theta(t) = 0 \quad \text{per } \forall t \geq t_f \quad (3.16)$$

Pertanto, la traiettoria  $x(t)$  del carrello deve essere progettato in modo che le seguenti condizioni siano soddisfatte:

$$\begin{aligned} x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad \theta(0) = 0, \quad \dot{\theta}(0) = 0 \\ x(t_f) = h, \quad \dot{x}(t_f) = 0, \quad \theta(t_f) = 0, \quad \dot{\theta}(t_f) = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

#### Profilo di accelerazione della forma a scala

Il profilo di accelerazione di questa legge è basato sull'idea dell'input shaping come vedremo in seguito. Essa utilizza la forma a scala invece del profilo rettangolare per eliminare gli oscillazione residue . Assumendo che si può, possiamo eliminare oscillazione nel sistema dopo  $N+1$  tempo di ritardo, allora l'accelerazione del carrello è dato da :

$$\ddot{x}(t) = \sum_{i=0}^N a_i \sigma(t - \tau_i), \quad \tau_0 = 0 < \tau_1 < \tau_2 < \dots < \tau_N \quad (3.18)$$

dove  $N$  è il numero di tratti a accelerazione costante,  $a_i = \text{costante}$  deve essere determinato,  $\tau_N$  è la durata di accelerazione, e la funzione di fase viene definita come segue:

$$\sigma(t - \tau_i) = \begin{cases} 1, & t < \tau_i \\ 0, & t \geq \tau_i \end{cases} \quad (3.19)$$

Sostituendo Eq. (3.18) in Eq. (2.4), la seguente equazione può essere ottenuta:

$$\theta(t) = \frac{1}{g} \sum_{i=0}^N a_i [\cos \omega_n(t - \tau_i) - 1] \sigma(t - \tau_i), \quad (3.20)$$

Dall'Eq. (3.20) la vibrazione residua della velocità costante è dato da:

$$\theta(t) = \frac{1}{g} \sum_{i=0}^N a_i [\cos \omega_n (t - \tau_i) - 1] \sigma(t - \tau_i) \quad t \geq \tau_N \quad (3.21)$$

$$= \frac{1}{g} \left\{ \begin{array}{l} -(a_0 + a_1 + \dots + a_N) + \\ (a_0 \cos \omega_n \tau_0 + a_1 \cos \omega_n \tau_1 + \dots + a_N \cos \omega_n \tau_N) \cos \omega_n t \\ + (a_0 \sin \omega_n \tau_0 + a_1 \sin \omega_n \tau_1 + \dots + a_N \sin \omega_n \tau_N) \sin \omega_n t \end{array} \right\} \quad (3.22)$$

Così, l'ampiezza dell'oscillazione residua è derivato dall'eq. (3.22) da:

$$V(\omega_n) = \sqrt{V_c^2 + V_s^2}, \quad (3.23)$$

$$\text{con } V_c = \sum_{i=0}^N a_i \cos \omega_n \tau_i, \quad V_s = \sum_{i=0}^N a_i \sin \omega_n \tau_i \quad (3.24) \quad ,$$

Eq. (3.22) dimostra che i seguenti vincoli devono essere soddisfatti per eliminare l'oscillazione residua:

$$\sum_{i=0}^N a_i = 0 \quad (3.25)$$

$$\sum_{i=0}^N a_i \cos \omega_n \tau_i = 0, \quad \sum_{i=0}^N a_i \sin \omega_n \tau_i = 0 \quad (3.26)$$

Inoltre, il carrello raggiunge la sua velocità massima dopo l'N-esimo tratto di accelerazione. Quindi,

$$\sum_{i=0}^N a_i (\tau_N - \tau_i) = v_{max}, \quad (3.27)$$

Le equazioni da (3.25) a (3.27) formano una serie di quattro equazioni lineari per determinare le accelerazione di ogni fase del carrello. Con questo profilo di accelerazione, l'oscillazione residuo viene eliminato nelle fasi di accelerazione nulla. Equazioni (3.25) e (3.27) sono indicati come vedremo nel capitolo 4, condizioni di zero vibrazione (ZV). Vari casi per il numero di scale N sono presentati qui di seguito.

### Caso 1. N = 1

In questo caso, due incognite devono essere determinati da quattro equazioni di vincolo

$$\begin{aligned} a_0 + a_1 &= 0, & a_0 + a_1 \cos \omega_n \tau_1 &= 0 \\ a_0 \tau_1 &= v_{max}, & a_1 \sin \omega_n \tau_1 &= 0 \end{aligned}$$

Per cui,  $a_1 = -a_0 = -\frac{v_{max}}{\tau_1} = -\frac{w_n}{2\pi} v_{max}$ .

In particolare, il caso di  $N = 1$  e il caso di profilo rettangolare sono identici (legge trapezoidale in velocità), l'unica differenza è che i valori di accelerazione nel caso di studio dipendono della dinamica del sistema.

### Caso 2. $N = 2$

Da eq. (3.25) a (3.27), i vincoli sono come segue:

$$\begin{cases} a_0 + a_1 + a_2 = 0 \\ a_0 + a_1 \cos \omega_n \tau_1 + a_2 \cos \omega_n \tau_2 = 0 \\ a_1 \sin \omega_n \tau_1 + a_2 \sin \omega_n \tau_2 = 0 \\ a_0(\tau_2 - 0) + a_1(\tau_2 - \tau_1) = v_{max} \end{cases} \quad (3.28)$$

I due tempi di ritardo  $\tau_1, \tau_2$  ( $0 < \tau_1 < \tau_2$ ) devono essere scelto per risolvere Eq. (3.28). Scegliendo  $\tau_1 = 2k\pi/w_n$ ,  $2\tau_2 = \tau_1$ , si ottiene la seguente:

$$\begin{cases} a_0 + a_1 + a_2 = 0 \\ a_0\tau_2 + a_1(\tau_2 - \tau_1) = v_{max} \end{cases} \quad (3.29)$$

Queste equazioni possono essere espressi in forma matriciale come segue:  $\Phi \mathbf{u} = \mathbf{d}$ , con;

$$\Phi = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \tau_2 & \tau_2 - \tau_1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{d} = \begin{bmatrix} 0 \\ v_{max} \end{bmatrix}$$

Applicando la pseudo-inversa, si ottiene la soluzione :

$$\mathbf{a} = \Phi^T(\Phi\Phi^T)^{-1}\mathbf{d}$$

In particolare, i tempi  $\tau_1, \tau_2$ , nei casi  $N = 1$  e  $N = 2$  viene scelta in base alla frequenza del pendolo.

### Caso 3. $N \geq 3$

In questo caso, vincolo eq. (19) e (21) sono determinate dopo aver scelto un arbitraria,  $\tau_i$ ,

( $i = 1, 2, \dots, N$ ) che soddisfa  $0 = \tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_i < \dots < \tau_N$ . Il tempo  $\tau_N$  dovrebbe essere superiore al periodo del pendolo del carico ; quindi,  $T = 2\pi/w_n$ .

### Determinazione del tempo per la fase a velocità costante

La durata  $t_c$  della fase a velocità costante deve essere determinata accertandosi che il carrello raggiunge la posizione desiderata  $h$ .

Il tempo per la fase a velocità costante viene espressa come segue:

$$t_c = [h - 2x(\tau_N)]/v_{max} \geq 0$$

La durata  $t_c$  deve essere non negativo. Quando questa condizione non è soddisfatta, la velocità massima  $v_{max}$  può essere ridotto.

La riduzione di  $v_{max}$  porta alla riduzione dell'accelerazione  $a_i$ ; pertanto, la distanza di viaggio della durata accelerazione  $x(\tau_N)$  viene anche diminuita.

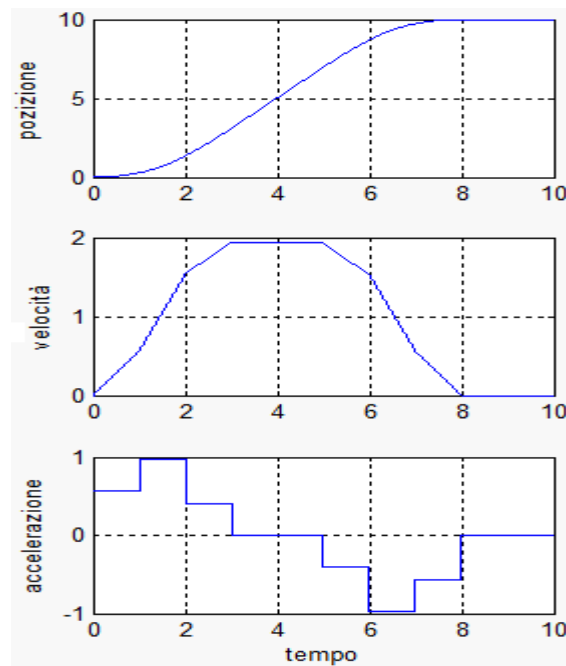


Figura 3.8 traiettoria ottenuta per una legge ricorsiva con condizioni  $t_0 = 0$ ,  $t_f = 10$ ,  $q_0 = 0$ ,  $h = 10$ ,  $v_{max} = 4$

La pianificazione di questa traiettoria è ricorsiva; non è quindi possibile imporre un tempo di azionamento a priori; tuttavia essa deve verificare.

$$t_{fmin} = 2\tau_N \quad \text{quando } t_c = 0 \quad \text{e} \quad t_{fmin} = 2\tau_N + t_c$$

Un altro svantaggio di questa legge sta nella discontinuità nell'accelerazione che consegue dei jerk infiniti cioè richiesta di coppia importante da parte degli attuatori.

Per ovviare il problema di discontinuità nel profilo di accelerazione nei differenti leggi presentate sopra, si può modificare la pianificazione della traiettoria, dando continuità al profilo di accelerazione, che assume andamento trapezoidale nelle due fasi di accelerazione iniziale e decelerazione finale, oppure definire una funzione polinomiale o trigonometrica sui raccordi di discontinuità a scapito di un tempo di azionamento più lungo. La traiettoria è quindi divisa in tre parti principali:

1. Fase di accelerazione (l'accelerazione viene portata linearmente o tramite una funzione continua al valore massimo, mantenuta al valore massimo e riportata linearmente a zero);
2. Fase di velocità costante
3. Fase di decelerazione (si decelera in modo speculare rispetto alla fase 1).

### 3.4 Caratterizzazione dei profili di moto in relazione ai valori di picco ed efficaci

La conoscenza dei valori di picco ed efficaci dei profili di velocità e accelerazione di una determinata traiettoria risulta di fondamentale importanza per il dimensionamento del sistema di attuazione o viceversa per la scelta della legge di moto più adatta, dato un certo motore. A questo scopo è conveniente definire alcuni coefficienti adimensionali, che non dipendono dallo spostamento  $h$  o dalla durata  $T_a$  del azionamento, ma solo dalla "forma" della traiettoria. Se si indica con:

$$\dot{q}_{max} = \max\{\dot{q}(t)\} \quad e \quad \ddot{q}_{max} = \max\{\ddot{q}(t)\} \quad 0 \leq t \leq T_a$$

rispettivamente massima velocità e massima accelerazione dei profili di velocità e di accelerazione di una determinata traiettoria, è possibile definire:

$$\text{Coefficiente di velocità :} \quad C_v = \frac{\dot{q}_{max}}{h/T_a} \Rightarrow \dot{q}_{max} = C_v \frac{h}{T_a}$$

$$\text{Coefficiente di accelerazione } C_a = \frac{\ddot{q}_{max}}{h/T_a^2} \Rightarrow \ddot{q}_{max} = C_a \frac{h}{T_a^2}.$$

Poiché la velocità massima non può essere inferiore alla velocità media  $h/T_a$  allora  $C_v > 1$ , mentre è possibile dimostrare che  $C_a \geq 4$ . Dalla definizione segue che i coefficienti  $C_v$  e

$C_a$  sono i valori massimi di velocità e accelerazione delle corrispondenti traiettorie normalizzate.

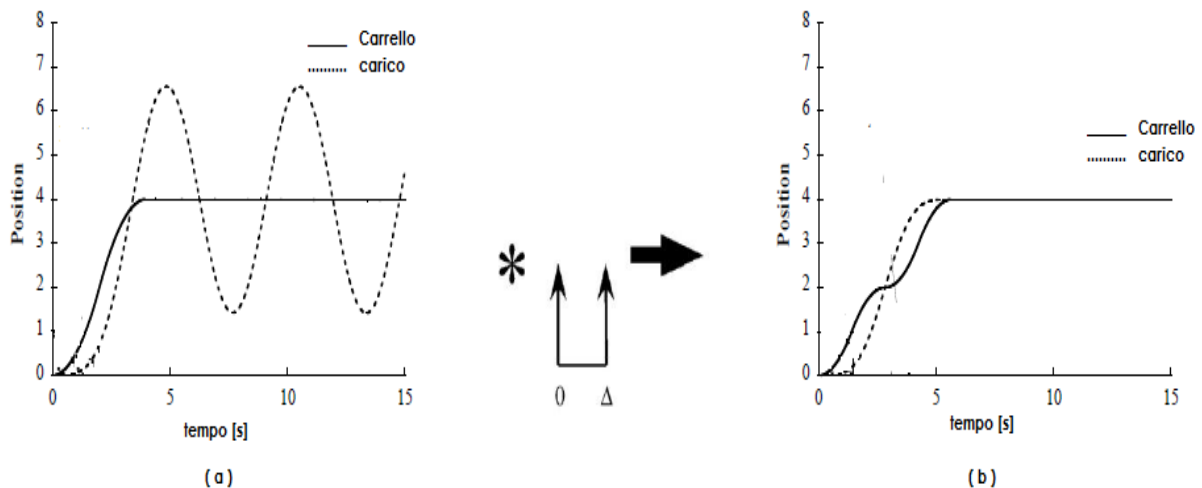
La seguente tabella mostra i valori numerici di  $C_v$  e  $C_a$  di alcune delle principali traiettorie.

Traiettoria	$C_v$	$C_a$
Trapezoidale	2	4
Armonica	1.5708	4.9348
Cicloidale	2	6.2832
Polinomiale grado 3	1.5	6
Polinomiale grado 5	1.875	5.7733
Polinomiale grado 7	2.1875	7.5107
Trapezoidale modificata	2	4.8881
Sinusoidale modificata	1.7593	5.5279
Gutman 1-3	2	5.1296
Freudenstein 1-3	2	5.3856
Freudenstein 1-3-5	2	5.0603

Al fine di evitare un sovraccarico degli attuatori e l'applicazione di sollecitazioni eccessive ai componenti meccanici del sistema e al carico, i coefficienti sopra menzionati dovrebbero essere minimizzati. In generale, è necessario cercare un compromesso, poiché quando minimizzando un coefficiente l'altro generalmente cresce.

## 4 Analisi teorica delle tecniche d'input shaping [1]

L'input shaping è una tecnica di controllo in feedforward che permette di eliminare o ridurre le vibrazioni indotte in una macchina dal segnale di comando originale per la presenza di dinamiche oscillanti. Il metodo funziona creando un segnale di comando che annulla una sua vibrazione. Cioè, le vibrazioni causate dalla prima parte del segnale di comando viene annullato dalla vibrazione causata dalla seconda parte del comando. Questa tecnica si basa sulla generazione di una sequenza di impulsi che, una volta convoluta con la legge di moto di riferimento, permetta al sistema di ottenere idealmente un andamento del carico con vibrazione residua nulla, se gli impulsi sono scelti correttamente. Le ampiezze e tempi posizioni degli impulsi sono funzioni della dinamica della parte flessibile del sistema cioè della sua frequenza naturale e il suo coefficiente di smorzamento. La caratterizzazione della sequenza degli impulsi con cui viene convoluto il comando prende il nome di "Input Shaper" o, semplicemente, "Shaper". Shaping può essere fatto molto robusto agli errori nei parametri di sistema.



**figura 4.1: Processo di input shaping applicato a un carro ponte : (a) risposta al segnale di comando senza shaping (b) risposta al segnale di comando modificato con un input shaping**

Dalla figura 4.1, si osservi come lo shaper introduca un ritardo nella risposta del carrello pari alla distanza temporale tra il primo e l'ultimo impulso. A questo è necessario capire come si fa a progettare l'ampiezza degli shapers e i tempi in cui vengono applicati al segnale del comando originale. La metodologia di progettazione di queste coppie di valori ( ampiezza – locazione temporale) caratterizzante un shaper è basata su l'assunzione di condizioni iniziali



nulle per le oscillazioni. Scostamenti rispetto a tali vincoli diminuiranno l'efficacia dell'input shaping.

#### 4.1 Vincoli di progettazione degli shapers

Al fine di determinare le ampiezze degli impulsi e le relative locazioni temporali, è necessario garantire alcune condizioni di vincolo che possono essere classificati come segue.

- Vincoli sulle vibrazioni residue.
- Vincoli sulle ampiezze di impulso.
- Vincoli di robustezza.
- Requisiti di tempo ottimale.

##### 4.1.1 Vincoli sulle vibrazioni residue.

Il vincolo sulla ampiezza di vibrazione residua è spesso espressa come rapporto tra ampiezza della vibrazione residua con shaping e quella senza shaping. L'ampiezza della vibrazione risultante da un input shaping è semplicemente la somma delle ampiezze risultanti dai singoli impulsi che compongono lo shaper.

Disponendo di una ragionevole stima della frequenza naturale di oscillazione  $\omega_n$  e del fattore di smorzamento  $\xi$ , l'ampiezza della vibrazione residua percentuale risultante dalla risposta ad una sequenza di  $N$  impulsi può essere descritta da:

$$V(\omega_n, \xi) = e^{-\xi\omega_n t_n} \sqrt{C(\omega_n, \xi)^2 + S(\omega_n, \xi)^2} \quad (4.1)$$

Dove

$$C(\omega_n, \xi) = \sum_{i=1}^N A_i e^{\xi\omega_n t_i} \cos(\omega_d t_i) \quad (4.2)$$

$$S(\omega_n, \xi) = \sum_{i=1}^N A_i e^{\xi\omega_n t_i} \sin(\omega_d t_i) \quad (4.3)$$

Con  $A_i$  e  $t_i$  rispettivamente ampiezza e locazione temporale dell' $i$ -esimo impulso e  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$  Il vincolo fondamentale è rappresentato dall'annullarsi dell'equazione (4.1), ovvero dall'annullamento contemporaneo delle equazioni (4.2) e (4.3).

##### 4.1.2 I vincoli sulle ampiezze di impulso

Risolviendo il sistema

$$\begin{cases} C(\omega_n, \xi) = 0 \\ S(\omega_n, \xi) = 0 \end{cases}$$

otteniamo infinite soluzioni di ampiezze e locazioni temporali che se non sono vincolati, possono assumere valori positivi e negativi e di grandezze infinite. Questi valori sono matematicamente accettabili, ma ingegneristicamente prive di senso. Esiste quindi due soluzioni a questo problema:

- richiedere che tutti gli impulsi assumono valori positivi:

$$A_i > 0 \text{ per ogni } 1 \leq N \quad (4.4)$$

L'equazione (4.4) impedisce di fatto la nascita di impulsi negativi. Esistono tuttavia metodi di shaping che non rispettano quest'ultimo vincolo detti "Negative Input shaping" e per cui devono essere fatte considerazioni speciali per tutelare gli attuatori che poi andranno ad eseguire tali impulsi; perché saranno maggiormente sollecitati con richiesta di inversione di coppia.

- limitare l'ampiezza degli impulsi

$$\sum_{i=1}^N A_i = 1 \quad (4.5)$$

L'equazione (4.5) permette di normalizzare gli impulsi, ovvero fare in modo di avere un guadagno in continua unitario. Questo secondo vincolo sulle ampiezze deve essere eseguita per permettere che il segnale convoluto col shaper raggiunge lo stesso valore di riferimento del segnale senza shaping.

Per una sequenza di  $N$  impulsi le incognite saranno dunque  $2N$  cioè  $N$  ampiezze ed  $N$  locazioni temporali. Senza perdita di generalità, si può imporre la locazione del primo impulso all'istante zero, così da avere  $t_1 = 0$ . Le incognite sono in definitiva  $2N - 1$  e verranno di volta in volta indicate in una matrice  $2 \times N$  in funzione dello shaper. Daremo tutti i passaggi della risoluzione nel caso dello shaper semplice. Negli altri casi commenteremo solo i risultati ottenuti e presenti in letteratura.

#### 4.1.3 Vincoli di robustezza.

Perché vogliamo controllare la vibrazione residua in funzione di parametri della dinamica del sistema, avremo bisogno di porre vincoli alla derivata della vibrazione residua in corrispondenza di errori su  $\omega_n$  oppure su  $\xi$ . Inserendo vincoli sulla derivata della vibrazione, possiamo costringerlo ad assumere una forma desiderata. Applicandoli un vincolo derivativo dato da:

$$\frac{\partial^n V(\omega, \xi)}{\partial \omega^n} = 0 \quad (4.6)$$

Cioè la sua derivata sarà impostato uguale a zero a certe frequenze chiave. Si noti che quando la derivata è uguale a zero, (4.6) genera due ulteriori equazioni di vincolo perché la somma del coseno e la sommatoria sinusoidale sono entrambi al quadrato. Pertanto, devono essere entrambi a zero indipendentemente se (4.1) deve essere uguale a zero .

#### 4.1.4 Zero vibration Shaper o Simple Zero Vibration shaper

Lo “Zero-Vibration” shaper (ZV shaper) è il più semplice shaper finalizzato ad annullare l’oscillazione residua data dall’equazione (4.1), tenendo conto delle (4.4) e (4.5), costituito da una sequenza di 2 impulsi per cui abbiamo quattro incognite  $A_1$  e  $t_1$  che sono rispettivamente ampiezze e tempo di applicazione del primo impulso analogamente  $A_2$  e  $t_2$  per il secondo impulso. Infine di annullare la (4.1) essi devono annullare contemporaneamente la (4.2) e la (4.3). Come detto prima, si può assumere che  $t_1 = 0$  il problema è quindi ridotto a tre incognite  $A_1$ ,  $A_2$ , e  $t_2$  che devono soddisfare i seguenti equazioni.

$$A_1 + A_2 e^{\xi \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2) = 0 \quad (4.6)$$

$$A_2 e^{\xi \omega_n t_2} \sin(\omega_d t_2) = 0 \quad (4.7)$$

La (4.7) può essere risolta in modo non banale, quando il termine con il seno si annulla infatti,

$$\sin(\omega_d t_2) = 0 \rightarrow \omega_d t_2 = n\pi \quad (n \text{ intero positivo poiché } \omega_d t_2 > 0)$$

questo implica che,

$$t_2 = \frac{n\pi}{\omega_d} = \frac{nT_d}{2}, \quad n = 1, 2, \dots, \quad (4.8)$$

Dove  $T_d$  è il periodo di oscillazione smorzato del pendolo. Questo risultato ci dice che esiste infinita collocazione temporale per il secondo impulso, che sono multipli del metà del periodo di oscillazione smorzato. La convoluzione dal segnale d’ingresso con la sequenza di impulsi incrementa il tempo di risposta. Essa aggiunge alla dinamica del sistema un ritardo uguale al tempo di applicazione dell’ultimo impulso. Per minimizzare questo ritardo la scelta

ragionevole sarebbe quella di scegliere la più breve tra gli infiniti locazione temporale del secondo impulso cioè per  $n = 1$  cioè  $t_2 = \frac{T_d}{2}$  (4.8).

Dopo avere trovato i tempi, rimane trovare i valori delle ampiezze che oltre a verificare la (4.6) devono rispettare la condizione di normalizzazione (4.5) sia:

$$A_1 + A_2 = 1 \rightarrow A_2 = 1 - A_1 \quad (4.9)$$

Sostituendo gli espressioni della (4.8) e della (4.9) in (4.6) si ha:

$$A_1 + (1 - A_1) \exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right) = 0 \quad (4.10)$$

Da cui si ricava il valore di  $A_1$  risolvendo la (4.10) :

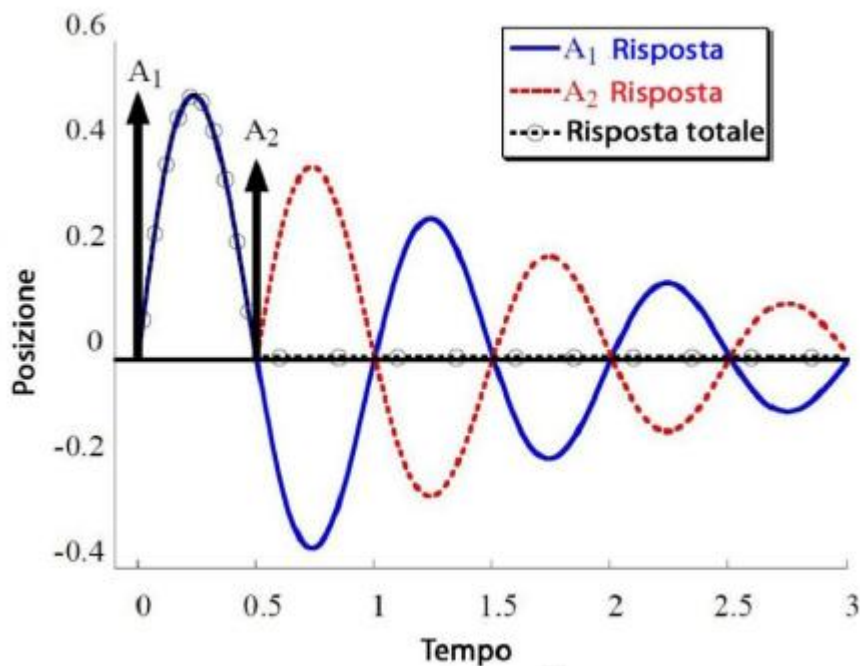
$$A_1 = \frac{\exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)}{1 + \exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)} \quad (4.11)$$

Definendo un parametro  $K = \exp\left(\frac{-\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)$  (4.12) ;

La sequenza dei due impulsi che porta a zero vibrazione residua può ora essere riassunta come segue :

$$ZV = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_d}{2} \\ \frac{K}{1 + K} & \frac{1}{1 + K} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

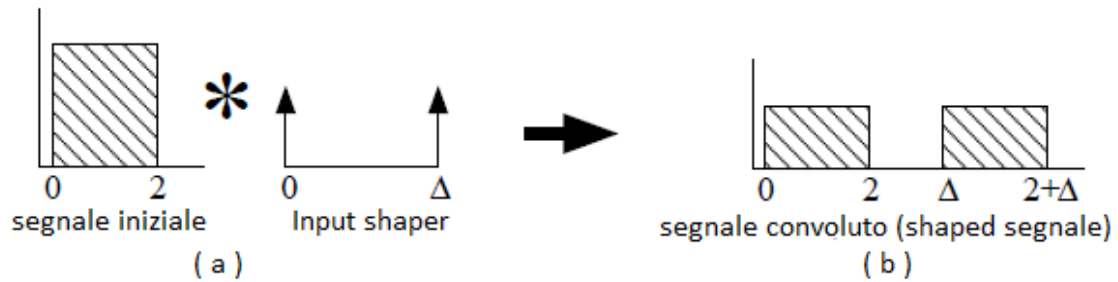
La risposta del sistema in seguito all'applicazione dello shaper è riportata in figura 4.2.



*Figura 4.2. Risposta del sistema applicando due impulsi di ampiezza e sfasamento opportuni*

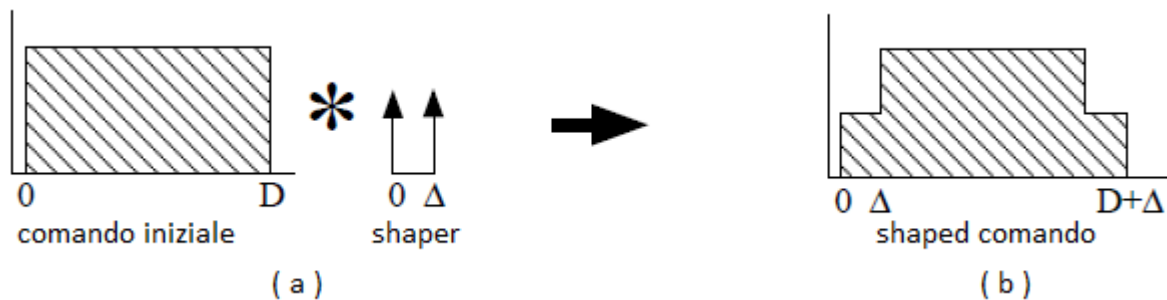
#### 4.2 Utilizzo delle sequenze di impulsi dello ZV shaper per generare comandi a Zero-vibrazione

I sistemi reali non possono essere spostati con impulsi, quindi abbiamo bisogno di convertire le proprietà della sequenza impulso dato a (4.13) in un comando utilizzabile. Questo può essere fatto in un modo molto semplice. La sequenza di impulsi è convoluta con qualsiasi segnale di comando desiderato. Il prodotto di convoluzione viene quindi utilizzato come il comando al sistema. Se la sequenza di impulso provoca vibrazione nulla, allora il prodotto di convoluzione causerà anche essa una vibrazione nulla. Questo processo di generazione di comando, detto input shaping, viene mostrato in figura 4.3. Dato un comando iniziale come una funzione di impulso e due impulsi shapers input. Si noti che il segnale convoluto in questo caso è un segnale composto da due impulsi simile con il secondo impulso ritardo di  $\Delta$  rispetto al segnale di origine.



*Figura 4.3. Shaping di una funzione a impulsi*

Nella maggior parte dei casi la sequenza di impulsi sarà molto più breve rispetto al profilo di comando. Quando si verifica ciò, i componenti del comando convoluto che nascono dall'applicazione delle singole impulsi si propagano insieme come mostrato in figura 4.4.



*figura 4.4. Shaping di una funzione continua*

### 4.3 Robustezza a errori di modellazione sulla frequenza di oscillazione

Ampezze e localizzazioni temporali come si è visto degli impulsi dipendono dalla dinamica del sistema cioè dello smorzamento e della frequenza di oscillazione ( $\xi, \omega_n$ ). Se vi sono errori in tali valori (e ci sono sempre), allora la sequenza di impulso non provocherà vibrazioni nulli. Infatti, per i due impulsi sequenziali discusso in precedenza, ci può essere un sacco (un aumento) di vibrazioni per un piccolo errore di modellazione. Questa mancanza di robustezza è stato un grosso ostacolo per la formulazione originale della tecnica di input shaping che è stato sviluppato nel 1950. Questo problema può essere visualizzato tracciando una curva di sensibilità che mostra l'ampiezza della vibrazione residua in funzione dei parametri di sistema. Una curva di sensibilità rivela quanto vibrazione residua esiste quando vi è un errore nella stima della frequenza del sistema. Una tale curva di sensibilità è mostrato in figura 4.5 con la frequenza normalizzata sull'asse orizzontale e la vibrazione residua  $V(\omega_n, \xi)$  in percentuale sull'asse verticale denominata PRV.

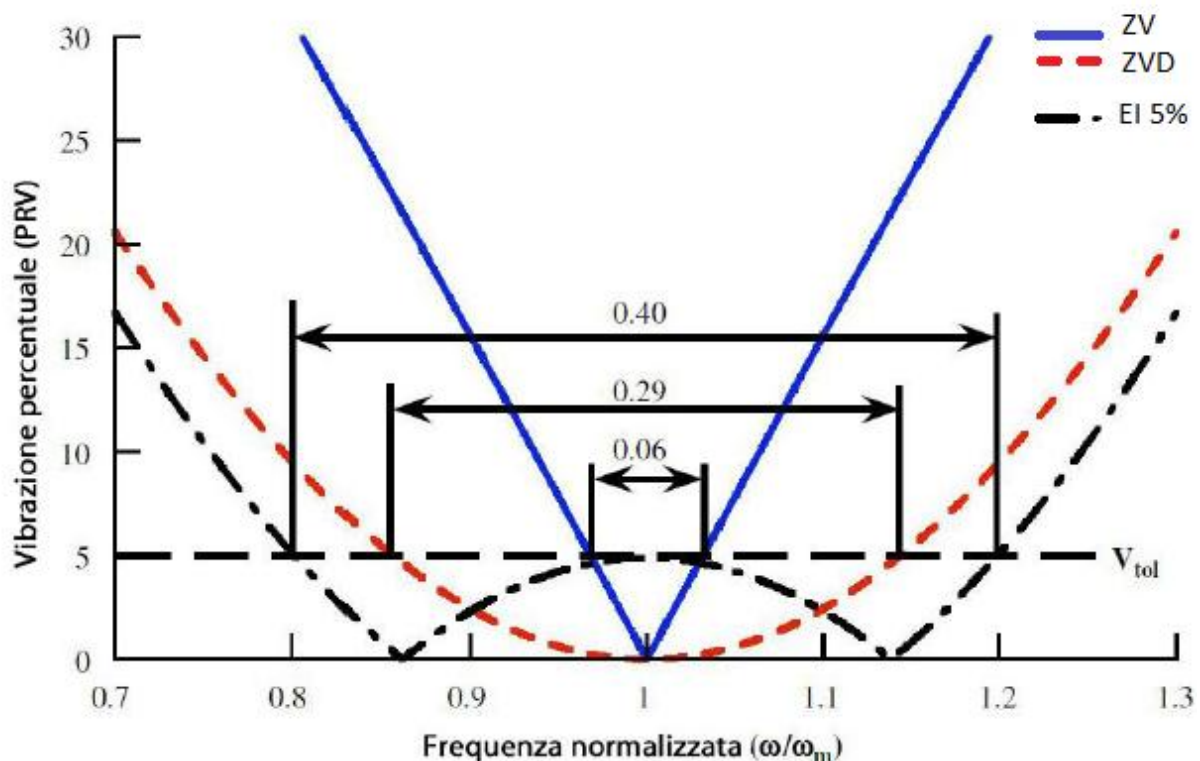


Figura 4.5 Esempi di curve di sensibilità: ZV, --- ZVD, - . - EI

Si noti come quando la frequenza effettiva  $\omega$  devia dalla frequenza di modellazione  $\omega_m$ , la quantità di vibrazione aumenta rapidamente. La robustezza può essere misurata quantitativamente misurando la larghezza della curva ad un livello basso tollerabile di vibrazioni  $V_{tol}$ . Questa misura di robustezza adimensionale è chiamato insensibilità  $I$  dello shaper. Per esempio, in figura 4.5, per lo ZV shaper, si nota come l'insensibilità per  $V_{tol} = 5\%$  sia pari a 0.06. Maggiore sarà il valore dell'insensibilità maggiormente robusto risulterà lo shaper. Per aumentare la robustezza del processo dell'input shaping, lo shaper deve soddisfare ulteriori vincoli. Una più diffusa di questi vincoli è tale che la derivata n-esima della vibrazione residua rispetto alla frequenza di oscillazione è uguale a zero come imposto in (4.6).

Gli shapers che derivano dall'applicazione del vincolo (4.6) sulle derivate sono chiamati shapers derivativi. Tutti gli shapers robusti dovranno però essere progettati in modo tale da ottenere un giusto compromesso tra la robustezza (insensibilità) e la loro durata. Di seguito si riportano i principali metodi per irrobustire lo shaper.

## 4.4 Shaper robusti derivativi

### 4.4.1 Lo ZVD

Lo ZVD detto zero vibrazione derivative verifica ambedue condizioni (4.6) per  $n = 1$  e di zero vibration verificato dallo shaper ZV cioè che si annulla (4.1). Essa è composto di tre impulsi descritti da:

$$ZVD = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_d}{2} & T_d \\ 1 & 2K & K^2 \\ 1 + 2K + K^2 & 1 + 2K + K^2 & 1 + 2K + K^2 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

dove  $K$  assume la medesima forma di prima (4.12). Da notare come il tempo di applicazione dell'ultimo impulso dello ZVD shaper, ossia il ritardo rispetto al segnale originale, sia aumenta di  $\frac{T_d}{2}$  rispetto a quella dello ZV shaper. Si osserva come si "appiattisca" la curva di sensibilità rispetto a questo vincolo supplementare e, di conseguenza, come il range di insensibilità aumenta e vale 0.29 a 5%. Si può concludere che lo shaper ZVD è significativamente più robusto agli errori di modellizzazione rispetto allo shaper ZV.

È possibile procedere ulteriormente in questa direzione apportando nuove equazioni di vincolo ottenute dall'annullare le derivate di ordine maggiore dell'equazione di partenza.

### 4.4.2 Lo ZVDD

Lo ZVDD zero vibration double derivative verifica oltre gli stessi condizioni dello ZVD, che la derivata seconda della vibrazione residua sia nullo. Cioè  $n = 2$  nel vincolo imposto in (4.6):

Essa è descritto dai seguenti quattro impulsi:

$$ZVDD = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_d}{2} & T_d & \frac{3T_d}{2} \\ 1 & 3K & 3K^2 & K^3 \\ \frac{1}{D1} & \frac{3K}{D1} & \frac{3K^2}{D1} & \frac{K^3}{D1} \end{bmatrix}$$

$$D1 = 1 + 3K + 3K^2 + K^3$$



#### 4.4.3 Lo ZVDDD

Lo zero vibrazione triplo derivativo come le precedente è tale che sia verificata la (4.6) per  $n = 3$ .

Essa è descritto dai seguenti cinque impulsi:

$$ZVDDD = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_d}{2} & T_d & \frac{3T_d}{2} & 2T_d \\ \frac{1}{D^2} & \frac{4K}{D^2} & \frac{6K^2}{D^2} & \frac{4K^3}{D^2} & \frac{K^4}{D^2} \end{bmatrix}$$

Con

$$D^2 = 1 + 3K + 3K^2 + K^3 + K^4$$

Le curve di sensibilità di questi shapers sono riportate in figura (4.6). E' facile accorgersi di quanto detto in 4.4.2 riguardo l'aumento dell'insensibilità in corrispondenza di un ulteriore vincolo su derivata di ordine maggiore. Si osservi come gli shapers robusti siano validi anche per sistemi con frequenze di vibrazione blandamente variabile in un intervallo.

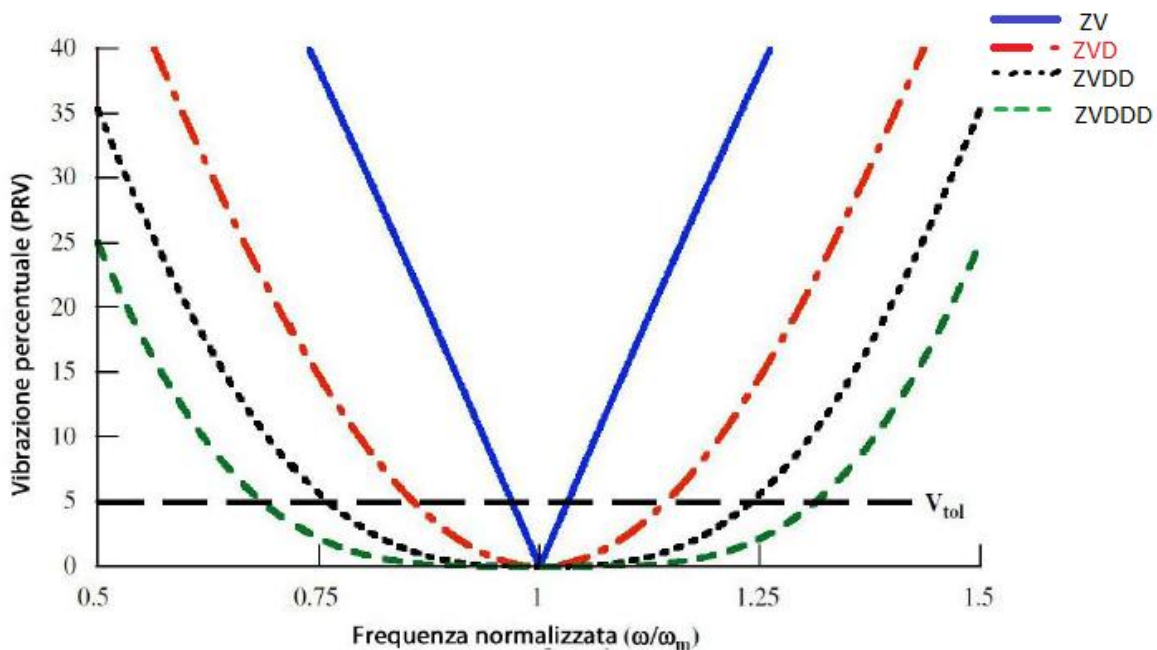


Figura 4.6 Esempi di curve di sensibilità: ZV, --- ZVD, ....ZVDD, -.-.-ZVDDD

#### 4.5 Shapers robusti a vibrazione tollerabile

I metodi di shaping discussi fino ad ora sono stati progettati ponendo a zero la vibrazione residua alla frequenza stimata. Talvolta però sono presenti significativi errori sulla frequenza naturale di oscillazione. Da questo fatto è nata l'idea di svincolare la richiesta di annullare l'oscillazione ad una frequenza specifica e di imporre la vibrazione residua, alla frequenza stimata, ad un valore tollerabile  $V_{tol}$  che può essere scelto in funzione di vincoli esterni. Il primo shaper utilizzante questa tecnica fu denominato "Extra Insensitive" (EI) shaper la cui curva di sensibilità è riportata in figura 4.5. La durata dell'EI shaper è la medesima dello ZVD ma differisce per l'istante del secondo impulso e per le ampiezze di tutti e tre. La configurazione degli stessi per sistemi smorzati è la seguente:

$$EI = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & t_2 & T_d \\ A_1 & 1 - (A_1 + A_3) & A_3 \end{bmatrix}$$

In cui

$$A_1 = 0.24968 + 0.24962V_{tol} + 0.80008\xi + 1.23328V_{tol}\xi + 0.49599\xi^2 + 3.17316V_{tol}\xi^2$$

$$A_3 = 0.25149 + 0.21474V_{tol} + 0.83249\xi + 1.41498V_{tol}\xi + 0.85181\xi^2 - 4.90094V_{tol}\xi^2$$

$$t_2 = T_d(0.49990 + 0.46159V_{tol}\xi + 4.26169V_{tol}\xi^2 + 1.75601V_{tol}\xi^3 + 8.57843V_{tol}^2\xi - 108.644V_{tol}^2\xi^2 + 336.989V_{tol}^2\xi^3)$$

Successivamente si sono introdotti altri shapers che estesero l'idea di base aumentando il numero di "gobbe" (*hump*) della curva di sensibilità. Per questo vengono denominati multi-hump EI shaper. In figura 4.7. sono riportate le curve di sensibilità degli "Two-hump Extra Insensitive" e "Three-hump Extra Insensitive" shaper i quali sono contraddistinti da una durata equivalente allo ZVDD e ZVDDD shaper rispettivamente. Sempre per sistemi smorzati, le ampiezze e le locazioni temporali degli impulsi possono essere calcolate nel modo seguente:

$$A_i = M_0 + M_1\xi + M_2\xi^2 + M_3\xi^3$$

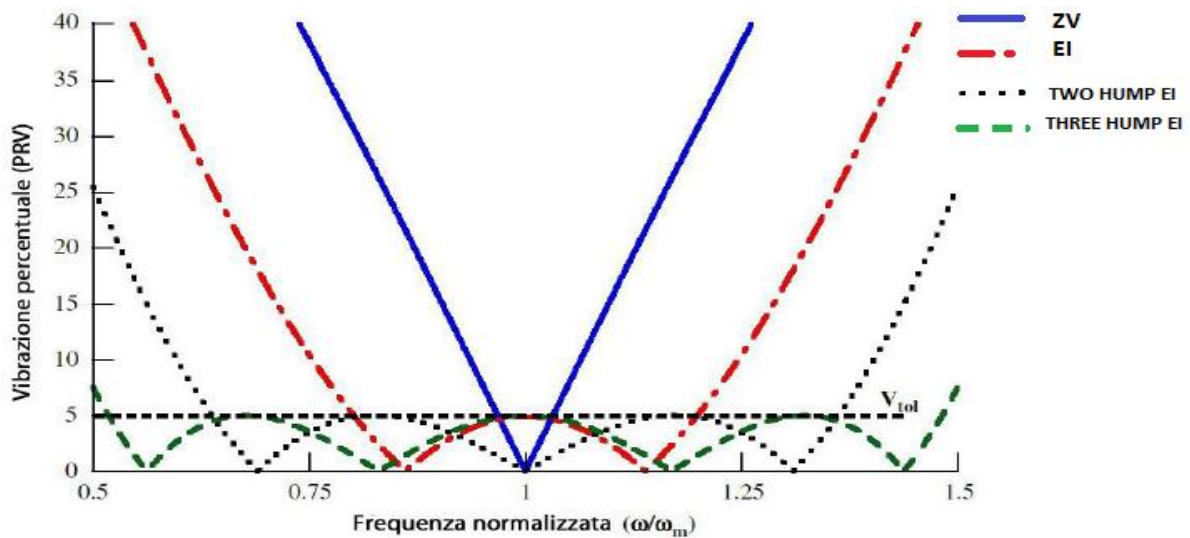
$$t_i = \tau(M_0 + M_1\xi + M_2\xi^2 + M_3\xi^3)$$

In cui è il periodo di oscillazione del sistema equivalente non smorzato, ovvero  $\tau = 2\pi/\omega n$ .  
 In tabella 4.1 si riportano i coefficienti  $M_i$  per ottenere una vibrazione residua con tolleranza a 5 %.

Per i sistemi non smorzati esistono tuttavia formulazioni analitiche più semplici per determinare la configurazione degli impulsi e per qualsiasi valore di vibrazione residua  $V_{tol}$ .

Shaper		$M_0$	$M_1$	$M_2$	$M_3$
Two-hump El	$A_1$	0.16054	0.76699	2.26660	-1.22750
	$A_2$	0.33911	0.45081	-2.58080	1.73650
	$A_3$	0.34089	-0.61533	-0.68765	0.42261
	$A_4$	0.15997	-0.60246	1.00280	-0.93145
	$t_1$	0	0	0	0
	$t_2$	0.49890	0.16270	-0.54262	6.16180
	$t_3$	0.99748	0.18382	-1.58270	8.17120
	$t_4$	1.49920	-0.09297	-0.28338	1.85710
Three-humEl	$A_1$	0.11275	0.76632	3.29160	-1.44380
	$A_2$	0.23698	0.61164	-2.57850	4.85220
	$A_3$	0.30008	-0.19062	-2.14560	0.13744
	$A_4$	0.23775	-0.73297	0.46885	-2.08650
	$A_5$	0.11244	-0.45439	0.96382	-1.46000
	$t_1$	0	0	0	0
	$t_2$	0.49974	0.23834	0.44559	12.4720
	$t_3$	0.99849	0.29808	-2.36460	23.3990
	$t_4$	1.49870	0.10306	-2.01390	17.0320
$t_5$	1.99960	-0.28231	0.61536	5.40450	

*Tabella 4.1 : Coefficienti per il calcolo dei multi-hump El shaper, per  $V_{tol} = 5\%$*



**Figura 4.7. Curve di sensibilità per gli extra insensitive shaper:**

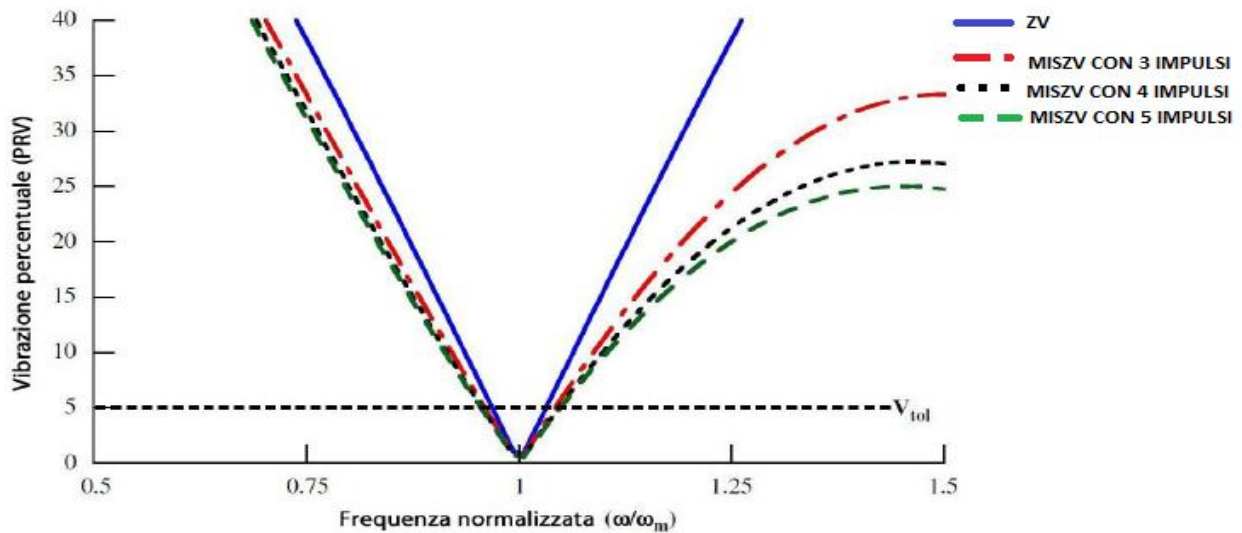
#### 4.6 Shaper MIS (Modified Input-Shaping)

I metodi MIS (*Modified Input-Shaping*) si sono proposti di eliminare il vincolo di ottenere la modifica dell'input con il numero minimo di impulsi. Questa tecnica ha permesso di costruire il detto MISZV shaper che prevede l'annullamento della vibrazione alla frequenza stimata, ma che ha un numero maggiore di impulsi, e quindi una maggiore durata, rispetto al semplice ZV (a meno di voler limitare a due il numero di impulsi del MISZV shaper). Gli N impulsi del MISZV sono così descritti:

$$MISZV = \begin{bmatrix} t_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{T_d}{N} & \dots & \frac{(i-1)T_d}{N} & \frac{(N-1)T_d}{N} \\ \frac{1}{1+M} & \frac{K_m}{1+M} & \dots & \frac{K_m^{i-1}}{1+M} & \frac{K_m^{N-1}}{1+M} \end{bmatrix}$$

Dove

$$K_m = \exp\left(\frac{2\pi\xi}{N\sqrt{1-\xi^2}}\right); \quad e \quad M = K_m + \dots + K_m^{i-1} + \dots + K_m^{N-1}$$



*figura 4.8.: Curve di sensibilità per N-impulsi MISZV*

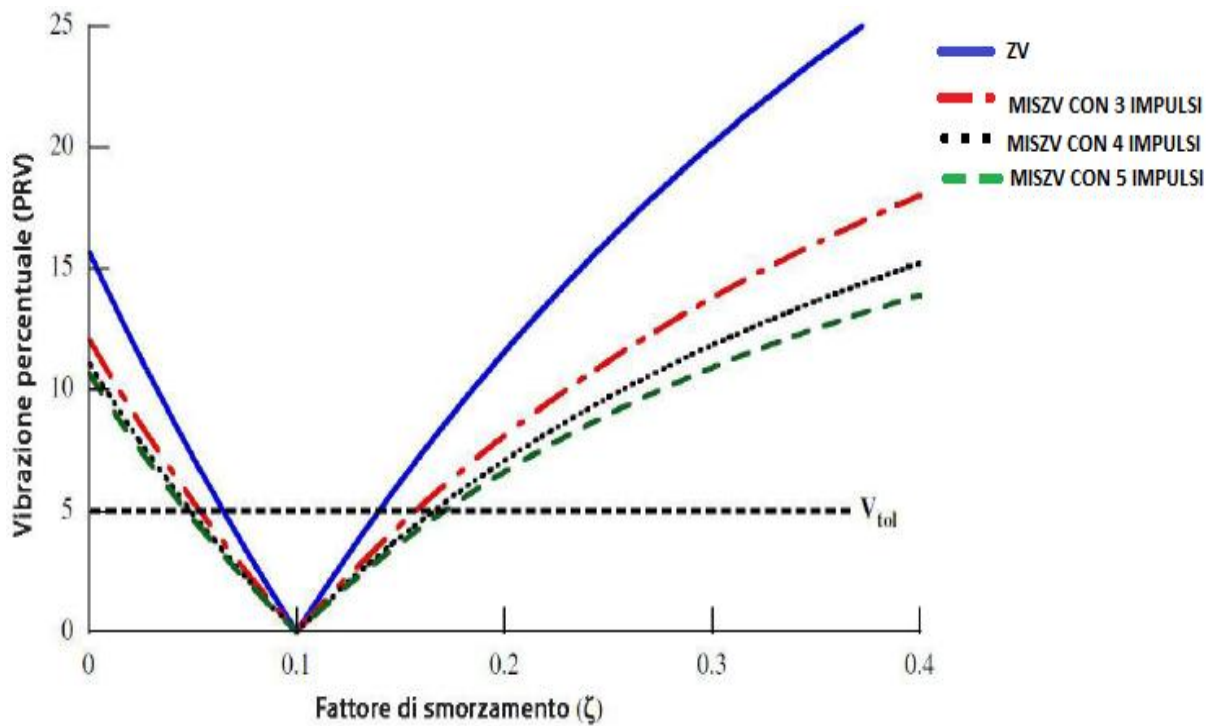
Si noti che il parametro  $K_m$  è diverso dal parametro  $K$  descritto in (4.6). In figura 4.8. sono riportate le curve di sensibilità per i metodi MISZV con un numero di impulsi compreso tra due (che corrisponde al metodo ZV) e cinque. È facile notare che all'aumentare del numero di impulsi l'insensibilità del metodo non cresce molto a fronte però di un aumento sensibile della durata della modifica dell'input. La sensibilità è, inoltre, asimmetrica.

#### 4.7 Robustezza a errori di modellazione sul coefficiente di smorzamento

A questo punto, la sensibilità alla presenza di errori sulla frequenza di oscillazione è stata discussa esaurientemente. È possibile, in modo analogo, trattare degli effetti degli errori sul fattore di smorzamento. I risultati che si ottengono, riportati ancora mediante delle curve di sensibilità allo smorzamento, sono del tutto simili a quelli rilevati per errori sulla frequenza di modellamento. Unica differenza nel raffigurare i risultati tra i due tipi di curve di sensibilità, risiede nel riportare direttamente il fattore di smorzamento  $\xi$  nell'asse delle ascisse invece di riportarne il valore normalizzato  $\xi/\xi_m$ . Questo perché, quando il fattore di smorzamento è vicino a zero, una piccola variazione nello smorzamento stimato comporta elevate variazioni nel relativo valore normalizzato.

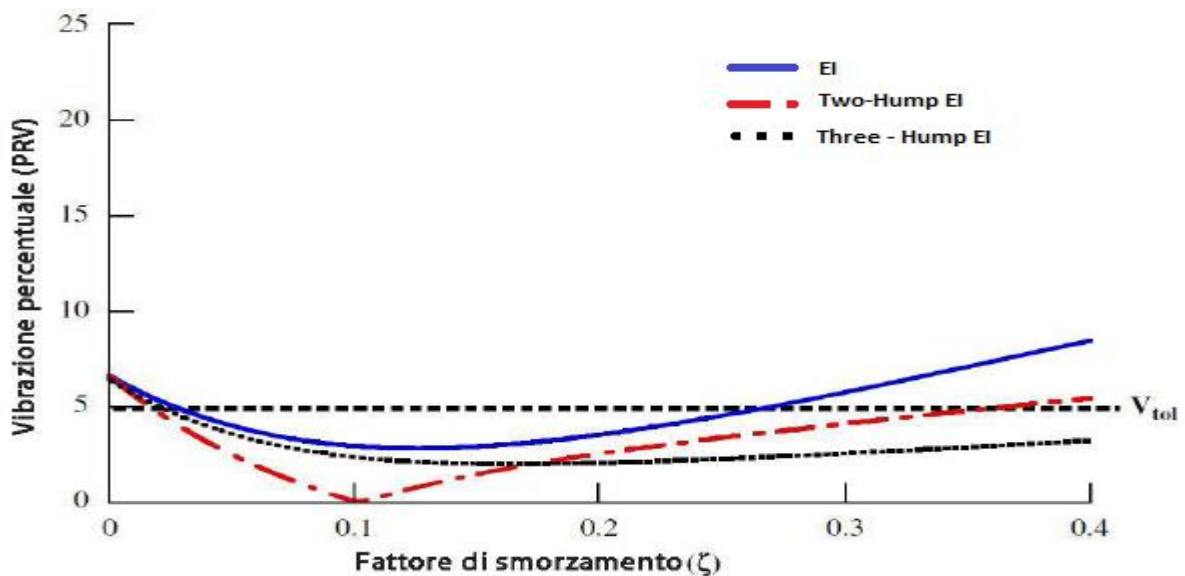
Le curve di sensibilità allo smorzamento relative agli shapers ZV e MISZV, modellati sulla base di un fattore  $\xi_m = 0.1$ , sono riportate in figura 4.9. Si può osservare come questi shapers, risultati poco robusti alla variazione sulla frequenza di oscillazione, risultano oltremodo poco insensibili anche agli errori sullo smorzamento. Questo trend continua ad

essere valido anche per tutti gli altri metodi. Perciò, lo studio della robustezza di uno shaper riguardo lo smorzamento è analogo a quello riguardo la frequenza naturale .



*Figura 4.9 Curve di sensibilità allo smorzamento per i metodi MIS*

Sono riportati in figura 4.10, a titolo di esempio, anche l'andamento della sensibilità allo smorzamento per i metodi "extra insensitive".



*figura 4.10. Curve di sensibilità allo smorzamento per i metodi a vibrazione tollerabile ( $\zeta_m = 0.1$ )*

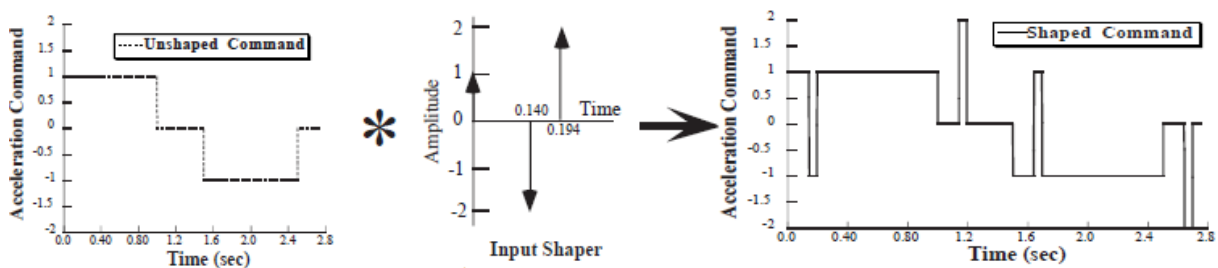
#### 4.8 Negative Input Shapers [8]

Diversamente dallo shaper con solo impulsi positivi, gli shapers negativi possono portare a profili di comando di shaper che superano l'ampiezza del comando senza shaping per brevi periodi di tempo. Questi piccoli periodi di sovracorrente richiesta all'attuatore sono un problema per la maggior parte delle applicazioni, perché gli amplificatori e i motori non sono sempre in grado di sopportare presentando picchi di corrente ( di coppia ) molto più grandi rispetto ai valori continuativi.

Possiamo controllare la quantità di sovracorrente limitando le somme parziali della sequenza impulso al di sotto di un livello,  $P$ . Ad esempio, uno shaper negativo con ampiezze di impulso di  $A_1$ ,  $A_2$  e  $A_3$  può essere limitata dai vincoli:

$$A_1 \leq |P|, \quad A_1 + A_2 \leq |P|, \quad A_1 + A_2 + A_3 \leq |P| \quad (4.8.1)$$

Quando i vincoli (4.8.1) sono applicate, quasi l'intero segnale convoluto sarà entro  $\pm P \times Max$ , dove  $Max$  è il livello massimo di segnale di origine . Ci sarà, comunque, ancora brevi periodi in cui l'ingresso convoluto supera  $P * Max$ . La figura 4.11 illustra questo risultato con un tipico shaper negativo progettato con  $P = 1$ , cioè, le ampiezze sono  $A_i = [1, -2, 1]$ . Il segnale unshaped è l'accelerazione associata ad un profilo di velocità trapezoidale.



*figura 4.11. Negative input shaping applicato ad un segnale di accelerazione associata ad un profilo di velocità trapezoidale*

La quantità di tempo che richiede il segnale modificato per la sovracorrente è funzione del limite di accelerazione, limite di velocità, distanza di movimento, frequenza del sistema, e l'input shaper.

Uno shaper negativo progettato con  $P = 1$  muove il sistema molto più veloce di uno shaper positivo e con tempo di ritardo minore. Si presenta nella tabella sotto i diversi locazione temporali e ampiezze relative ad un shaper negativo.

Input shaping negativi/ampiezze	Locazioni temporali degli input shaping negativi		
	P=1	P=2	P=3
NZV $A_i = [P, -2P, P+1]$	$t_1=0$ $t_2 = (0.20963 + 0.22433\xi)T_d$ $t_3 = (0.29027 + 0.08865\xi + 0.02646\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.12929 + 0.09393\xi - 0.06204\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.20975 + 0.02418\xi - 0.07474\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.10089 + 0.05976\xi - 0.05376\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.17420 + 0.01145\xi - 0.07317\xi^2)T_d$
NZVD $A_i = [P, -2P, 2P, -2P, P+1]$	$t_1=0$ $t_2 = (0.15236 + 0.23230\xi + 0.09745\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.27750 + 0.10237\xi - 0.00612\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.63139 + 0.33716\xi - 0.07724\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.67903 + 0.18179\xi - 0.06008\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.11700 + 0.15424\xi + 0.03449\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.26041 + 0.11899\xi - 0.05910\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.49378 + 0.15092\xi - 0.25380\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.56273 + 0.04255\xi - 0.19898\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.10022 + 0.11695\xi - 0.00246\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.24352 + 0.10877\xi - 0.08790\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.44109 + 0.11059\xi - 0.23127\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.51155 + 0.02121\xi - 0.20054\xi^2)T_d$
NEI a 5% $A_i = [P, -2P, 2P, -2P, P+1]$	$t_1=0$ $t_2 = (0.15687 + 0.24004\xi + 0.20367\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.28151 + 0.10650\xi + 0.09280\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.63431 + 0.33886\xi - 0.12776\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.68414 + 0.18236\xi - 0.00839\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.11955 + 0.16127\xi + 0.05206\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.26356 + 0.12551\xi - 0.03963\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.49804 + 0.15508\xi - 0.24101\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.56866 + 0.04558\xi - 0.18732\xi^2)T_d$	$t_1=0$ $t_2 = (0.10219 + 0.12192\xi - 0.01197\xi^2)T_d$ $t_3 = (0.24639 + 0.11404\xi - 0.07655\xi^2)T_d$ $t_4 = (0.44526 + 0.11468\xi - 0.22230\xi^2)T_d$ $t_5 = (0.51719 + 0.02439\xi - 0.19225\xi^2)T_d$



## 5 Altre tecniche

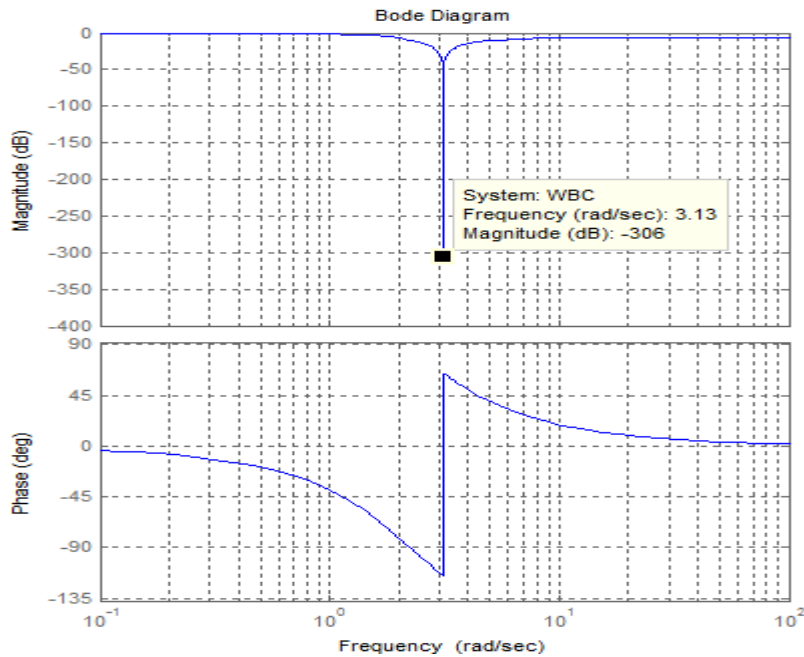
Altre tecniche che permettono la riduzione delle vibrazioni in un sistema meccanico con parte vibrante in catena aperta, sono l'utilizzo dei filtri sia analogico che digitale oppure metodo di pre-processamento del segnale di riferimento attraverso il WBC ( Wave- Based Control )

### 5.1 Metodo con il feedforward WBC

Il WBC (Wave-Based Control) [5] è una strategia di controllo basata su un'analisi delle onde. Qualsiasi spostamento di un sistema flessibile può essere separato in due componenti, un'onda di uscita e una di ritorno. Imponendo un'onda di lancio pari a metà della posizione di target e compensando l'onda di ritorno all'attuatore si garantisce un corretto posizionamento del carico e una soppressione attiva delle vibrazioni.

Questo metodo inserisce un ritardo nel riferimento di un controllo Wave-based. Questo ritardo viene calcolato sulla base dell'errore tra la traiettoria di riferimento e quella reale del carrello . Per ovviare alle problematiche dovute all'introduzione del ritardo da parte del WBC. Si è deciso, quindi, di applicare il ritardo (o anticipo) non più sul riferimento del carico ma sul riferimento del pattino in uscita dal WBC sfruttato come controllore in feedforward. Questa idea prende spunto dalla tecnica Input Shaping, ovvero, si vuole modificare il riferimento in modo tale da compensare in avanti le oscillazioni del carico. Questo pre-processamento non viene effettuato attraverso una logica di Input Shaping, ovvero, non viene fatta la convoluzione di una sequenza di impulsi in modo tale da compensare le frequenze naturali di oscillazione, ma il segnale viene filtrato dalla funzione di trasferimento del sistema più il controllo Wave-Based raffigurato in figura 5.1 seguente.

$$\frac{X_p^{rif}}{X_L^{rif}} = \frac{s^2 + \omega_n^2}{\sqrt{a}s^2 + 2 * \varepsilon_D * \frac{\omega_n}{\sqrt{a}} * s + \omega_n^2}$$



*figura 5.1: Diagramma di Bode  $X_p^{rif} / X_L^{rif}$ .*

Con  $a = 3,84$ ,  $\varepsilon_D = 1$ .

Il metodo funziona come un filtro Notch, per cui introduce un taglio alla frequenza di interesse abbassando il contributo di questa frequenza nella dinamica del sistema. L'incremento del fattore  $\varepsilon_D$ , aumenta ritardo nella risposta del sistema; ritardo che quindi verrà compensato a scapito di un aumento di accelerazione.

Analizzando il diagramma di Bode ( figura 5.1), si identifica un difetto dovuto ad una rapida transizione delle fasi nell'intorno della frequenza eliminata. Si osservi come la selettività del filtro nell'intorno della frequenza di 3.13 Hz =  $\omega_n$  ( frequenza di oscillazione del pendolo) sia molto buona. Altrettanto però non si può dire in termini di fase: una decade prima e una decade dopo  $\omega_n$  la variazione di fase non può essere trascurata. Questo rappresenta il grosso limite del metodo WBC in feedforward e del filtro Notch. Non si può infatti garantire che segnali ad una distanza minore di una decade dall'antirisonanza del filtro attraversino il filtro mantenendo la propria fasatura. Tale risonanza è inoltre molto sensibile all'incertezza

## 5.2 Metodo con i filtri

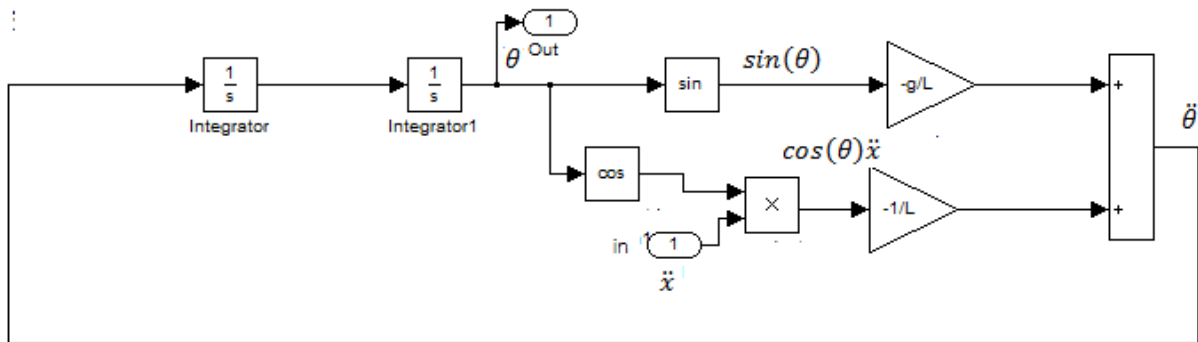
Un altro metodo di controllo feedforward delle vibrazione dei carichi pendenti può avvenire tramite l'uso dei filtri. Il filtraggio in frequenza può essere effettuato sia con filtri analogici (in cui il segnale in ingresso è continuo) sia con filtri digitali posti a valle del convertitore A/D.

L'operazione di filtraggio in frequenza sul segnale in ingresso consente il passaggio solo di specifiche armoniche nel segnale in uscita. Un filtro passa-basso, ad esempio, permette il passaggio solo delle componenti a frequenza inferiore ad un valore imposto (frequenza di taglio del filtro). Un filtro notch (elimina banda) consente di eliminare una banda di armoniche con una selettività molto alta è in grado di attenuare frequenze in un intervallo molto ristretto. Per il nostro caso di studio ci interesserà eliminare la gamma di frequenza posto a 80% della frequenza naturale del carico fino 120% del suo valore.

Come nel caso del metodo WBC l'uso di un filtro sia passa basso che elimina banda introduce un ritardo nel risposta del sistema. Le considerazioni fatte in alto per compensare questo ritardo rimangono le stesse. Inoltre aumentando l'ordine di un filtro per rendere più accurato si aumenta anche il ritardo . Perciò La scelta del 'ordine a la quale va sintonizzato il filtro è importante.

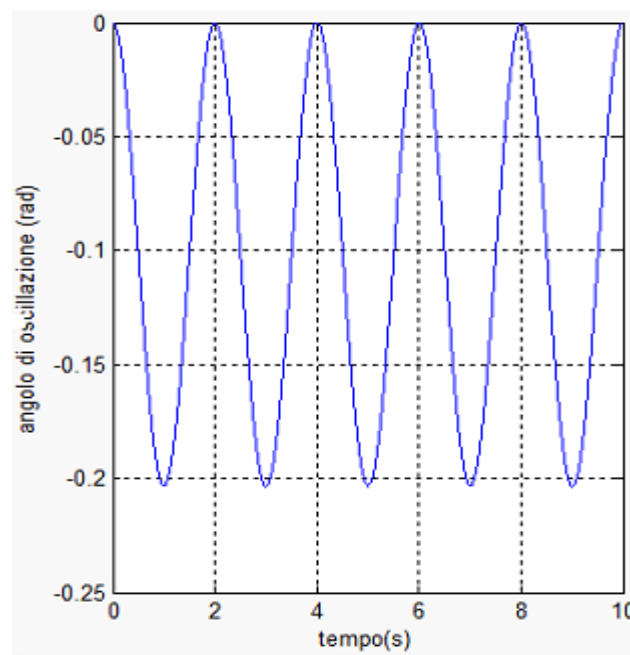
## 6 Risultati simulazioni

Per le prove di simulazione è stato considerato il sistema non lineare descritto dall'equazione (2.3). Una rappresentazione di questo sistema rappresentante la dinamica del carico (pendolo) è stata simulata tramite blocchi Simulink in figura 6.1.



*figura 6.1: modello simulink del pendolo*

Come si può vedere sul modello simulink in figura 6.1 in Ingresso al sistema c'è il profilo di accelerazione del carrello che rappresenta la forzante (segnale di ingresso) della dinamica del carico. In uscita si ha l'angolo di oscillazione del carico. Per verificare la legittimità di questo modello, si dà come segnale di ingresso al sistema un gradino e si verifica un andamento sinusoidale della risposta come si può vedere nella figura 6.2.



*figura 6.2: risposta del pendolo a un gradino*

In questo paragrafo analizzeremo i risultati ottenuti in simulazione della risposta del carico a fronte di un profilo di accelerazione governato dalla pianificazione di una traiettoria (tra quelle citate in 3) e dalla combinazione di leggi con tecnica di shaping, filtri e WBC. Il confronto dei risultati sarà basato sulla valutazione dell'angolo massimo di oscillazione nel transitorio e l'angolo di oscillazione residua.

Senza criteri particolari si è deciso di analizzare le leggi di moto presentate nel punto 3. La scelta di analizzare queste leggi è per la maggiore parte di loro dovuta alla loro diffusione in ambiente industriale e didattica.

I dati della simulazione sono :

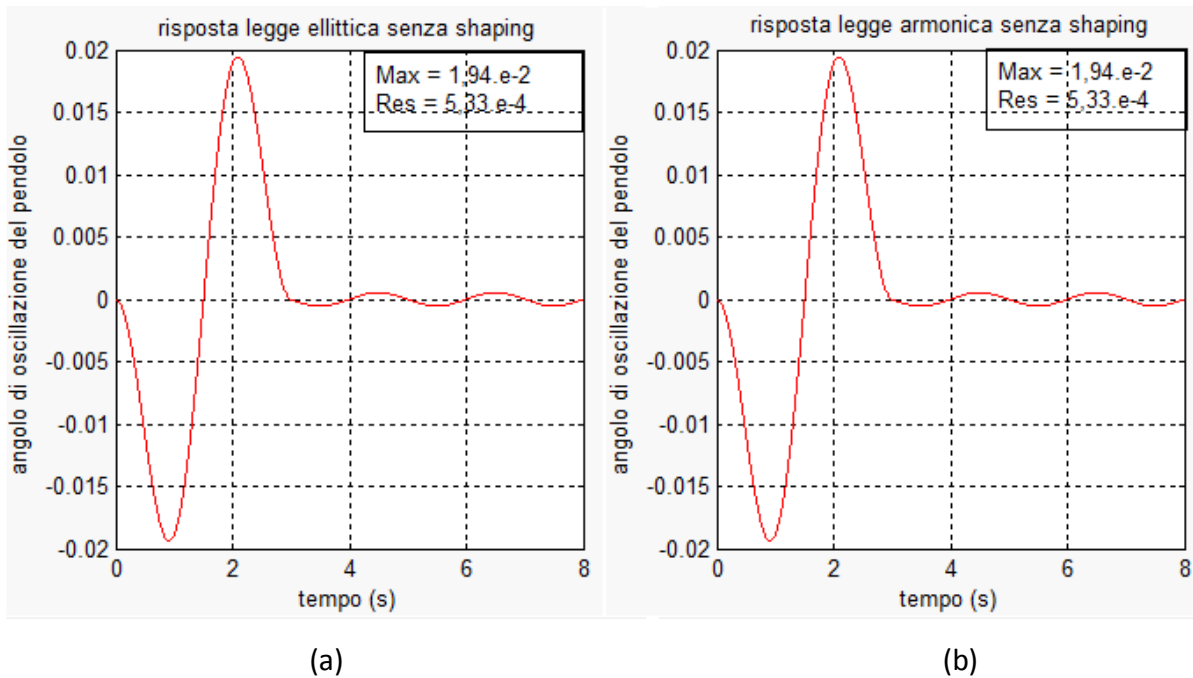
- $h = 0.2$  m corsa del carrello
- $L = 1$  m lunghezza della fune
- $g = 9.81$  costante di gravità
- $\omega_n = \sqrt{g/L} = 3,13 \text{ rad. s}^{-1}$  pulsazione naturale del carico sospeso.

Per una prima parte di analisi si considera un tempo di azionamento  $T_r = 3$  s, poi si valuterà il comportamento a fronte di un errore di 10% sulla stima della frequenza naturale di oscillazione. Tutte le prove di simulazione saranno effettuate considerando nullo il fattore di smorzamento.

### 6.1 Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto

Dalle risposte dell'angolo di oscillazione del carico in corrispondenza delle leggi presenti nel punto 3 e rappresentate dalla figura 6.3 alla figura 6.11, si noti come l'angolo di oscillazione massimo varia tra 0,0194 rad (per la legge ellittica e la legge armonica figura 6.3) e 0,052 rad (per la legge polinomiale di grado 7 in figura 6.4). L'angolo di oscillazione residuo è dello stesso ordine di grandezza per la maggiore parte delle leggi.

## Legge ellittica n=1, legge armonica



*Figura 6.3: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge ellittica (a), armonica (b).*

In figura 6.3 si può notare una risposta abbastanza rilevante in termini di riduzione di oscillazione sia nel transitorio che nell'oscillazione residua. Le leggi ellittica e armonica hanno la caratteristica di avere una accelerazione continua cioè un jerk finito. Nella simulazione il carrello ammette per entrambe una accelerazione massima di  $0,1096 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Richiamando l'equazione (2.5) e analizzando le risposte ottenute, si aspetterebbe che l'angolo di oscillazione massimo dipendesse intrinsecamente della massima accelerazione. Questa affermazione non è tanto giusto perché farebbe intuire una proporzionalità diretta fra angolo di oscillazione massimo e l'accelerazione massima. In effetti considerando la figura 6.6, l'angolo di oscillazione relativa ad una traiettoria di Gutman 1-3 e una traiettoria di Freudenstein modificata è rispettivamente  $0,037 \text{ rad}$  e  $0,0277 \text{ rad}$  per accelerazione massima di carrello a  $0,113 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  per la Gutman 1-3 e  $0,1132 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  per la Freudenstein modificata. Questo ci permette di concludere che non è solo l'accelerazione massima a contribuire sul valore dell'oscillazione ma anche l'accelerazione media. Però non abbiamo verificato come ciascuno pesa nella massima oscillazione.

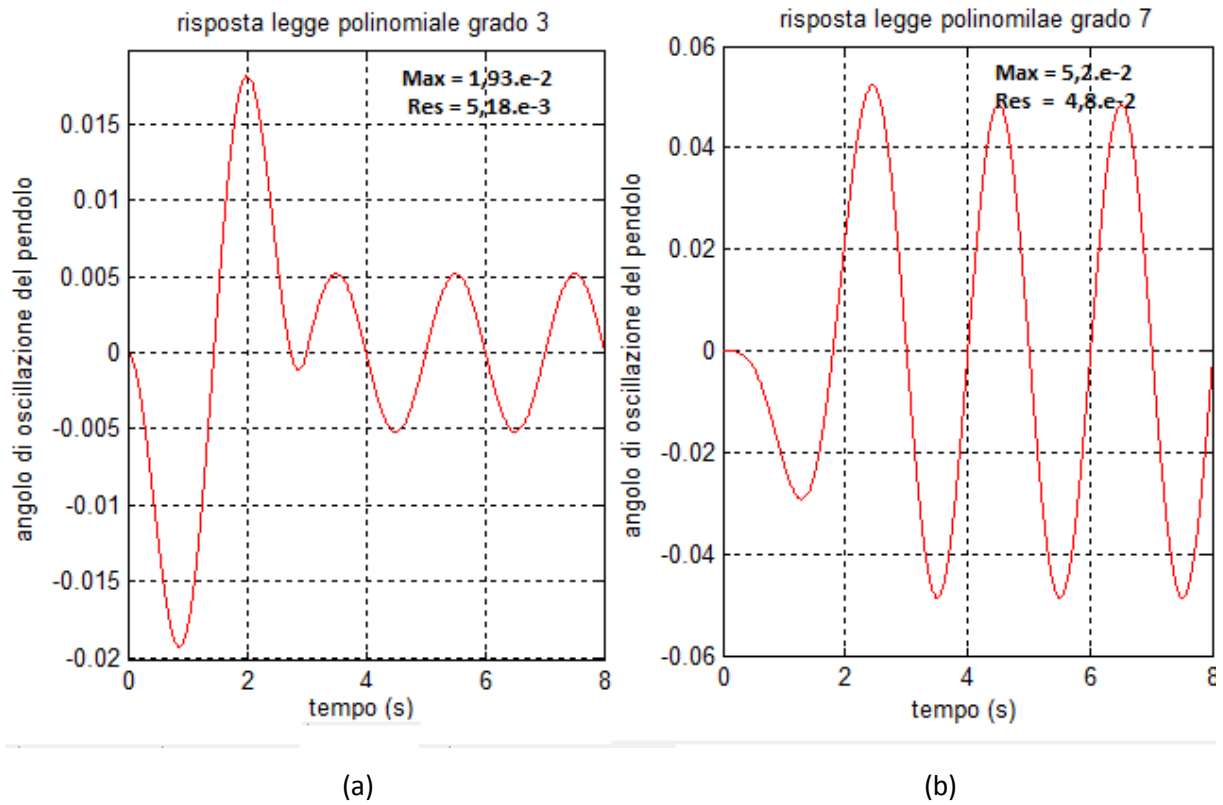


Figura 6.4: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge polinomiale 3 (a), legge polinomiale 7 (b)

Legge Freudenstein 1-3, Legge Freudenstein 1-3-5

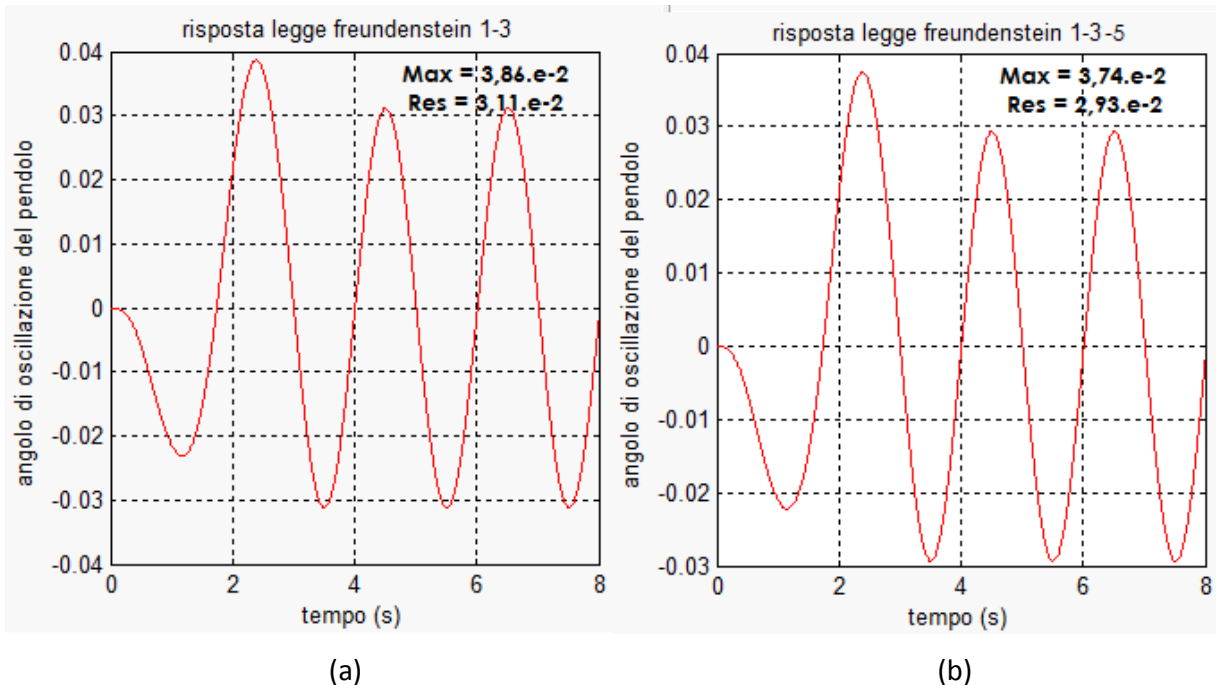
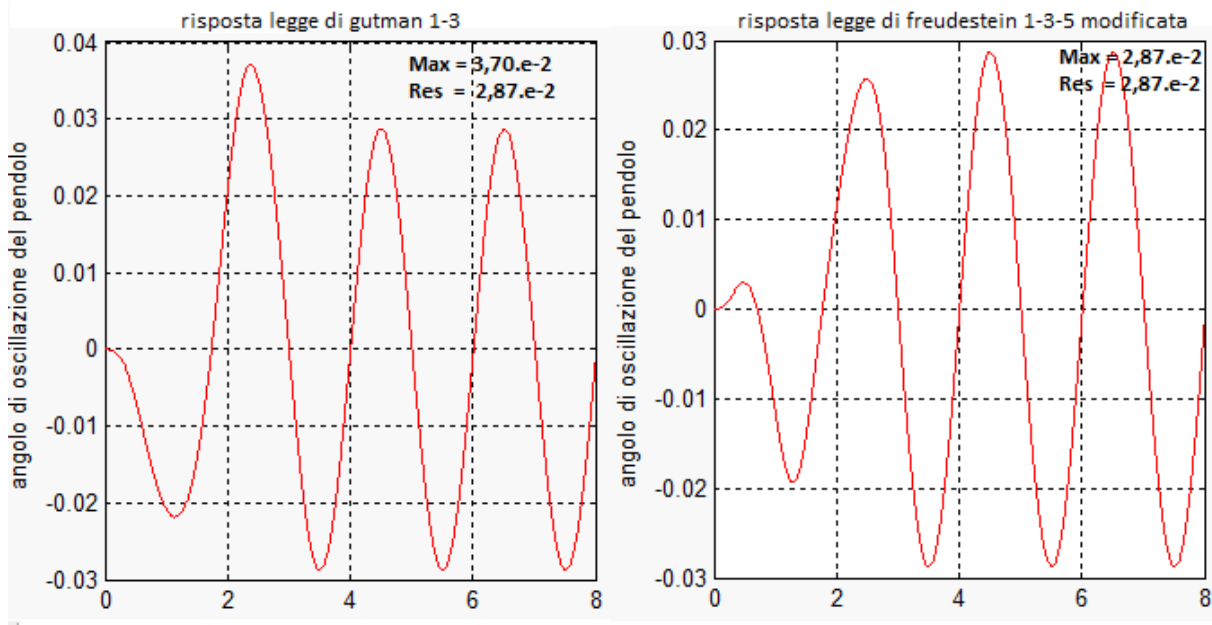


Figura 6.5: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge Freudenstein 1-3(a), freudenstein 1-3-5 (b)

**Legge di Gutman 1-3, legge di Freudenstein modificata**



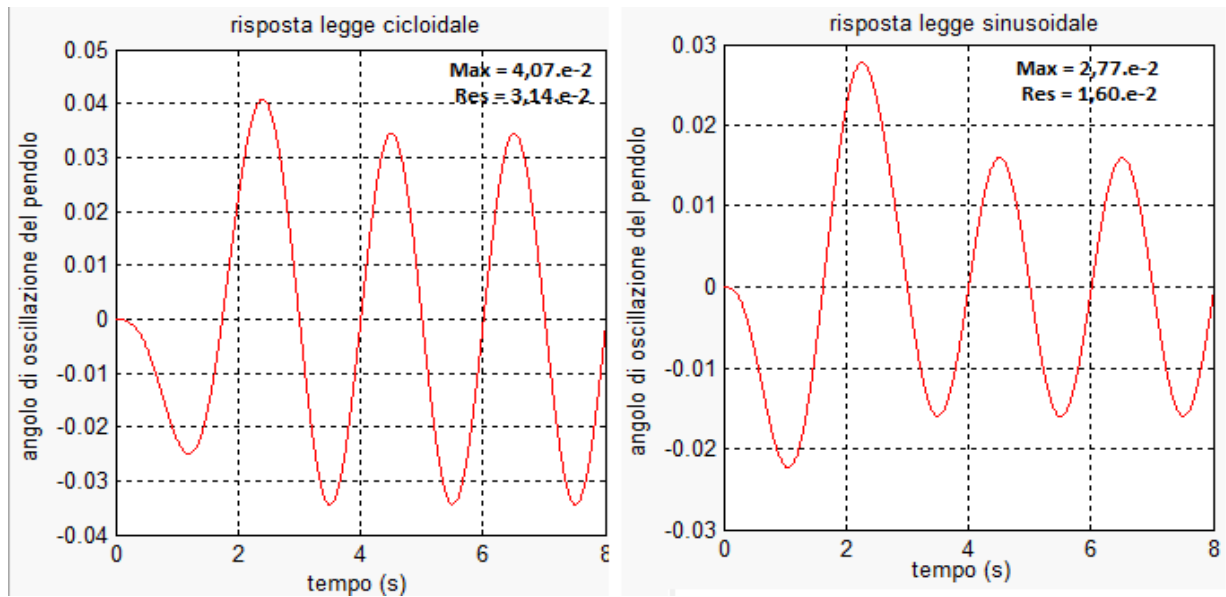
(a)

(b)

Figura 6.6: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge gutman 1-3 (a), Freudenstein 1-3-5 modificata

(b)

**Legge cicloidale , Legge sinusoidale**



(a)

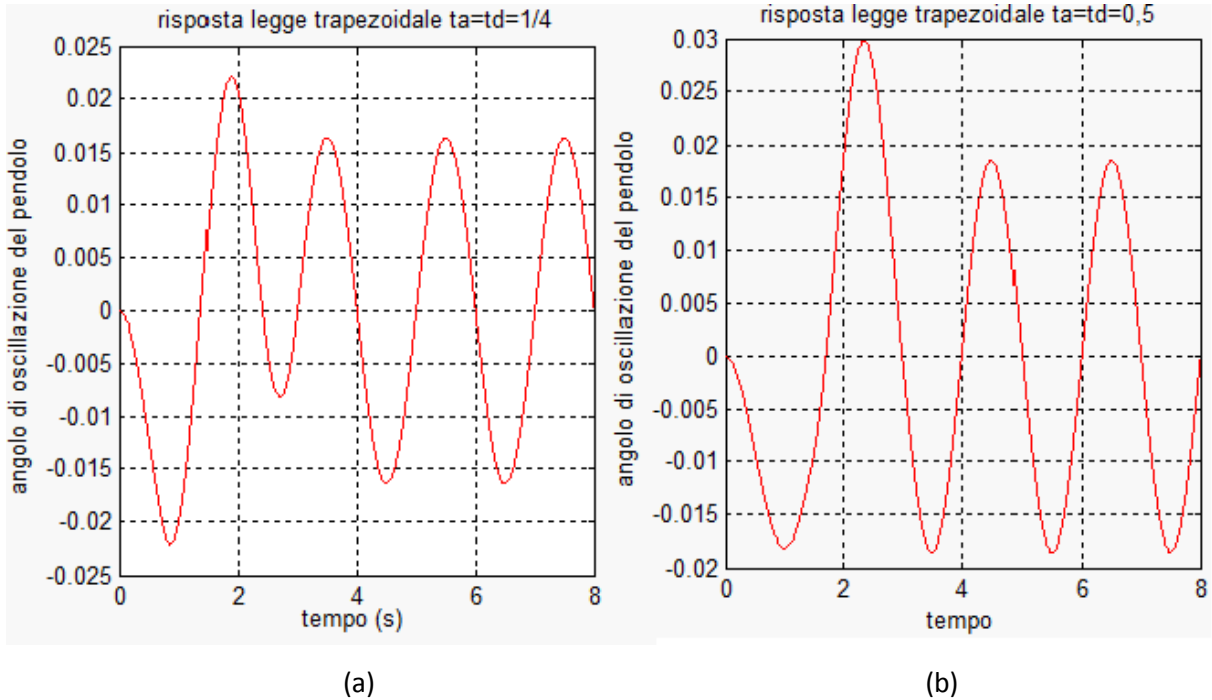
(b)

Figura 6.6: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge cicloidale (a), sinusoidale modificata (b)



Le leggi trapezoidale di velocità e di accelerazione costante a tratti (trapezoidale modificata) hanno profilo di velocità simile con pendenze meno rigide nella legge a tratti. La media ponderata dell'accelerazione dei due leggi è uguale. La risposta delle oscillazioni in corrispondenza di queste due leggi ha degli andamenti diversi secondo la durata delle fase di accelerazione ( $t_a$ ) e di decelerazione ( $t_d$ ). Per semplicità si sono considerate queste leggi simmetriche cioè  $t_a=t_d$ . Dalla teoria si sa che al diminuire della durata  $t_a$  della fase di accelerazione, cresce l'accelerazione massima. Per  $t_a= 1/3$  per entrambe leggi, si ha una riduzione notevole delle oscillazioni residue figure 6.10; questo risultato benché interessante si propone come un caso casuale. Perché non si verifica per tempi di azionamento non multiplo di tre. In questa situazione, il sistema si comporta come sottoposto ad una forzante che eccita un modo di vibrare alla frequenza di interesse. Abbiamo gli stessi risultati per la legge Lee che a  $t_a= 1/3$ , ha  $\theta_{Max} = 0,024 \text{ rad}$  e  $\theta_{residuo} = 4,65 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$ .

**Legge trapezoidale  $t_a = t_d = 1/4$  e  $t_a = t_d = 1/2$**



*Figura 6.8: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge trapezoidale in velocità  $t_a=1/4$*

*(a), una legge trapezoidale in velocità  $t_a=1/2$  (b)*

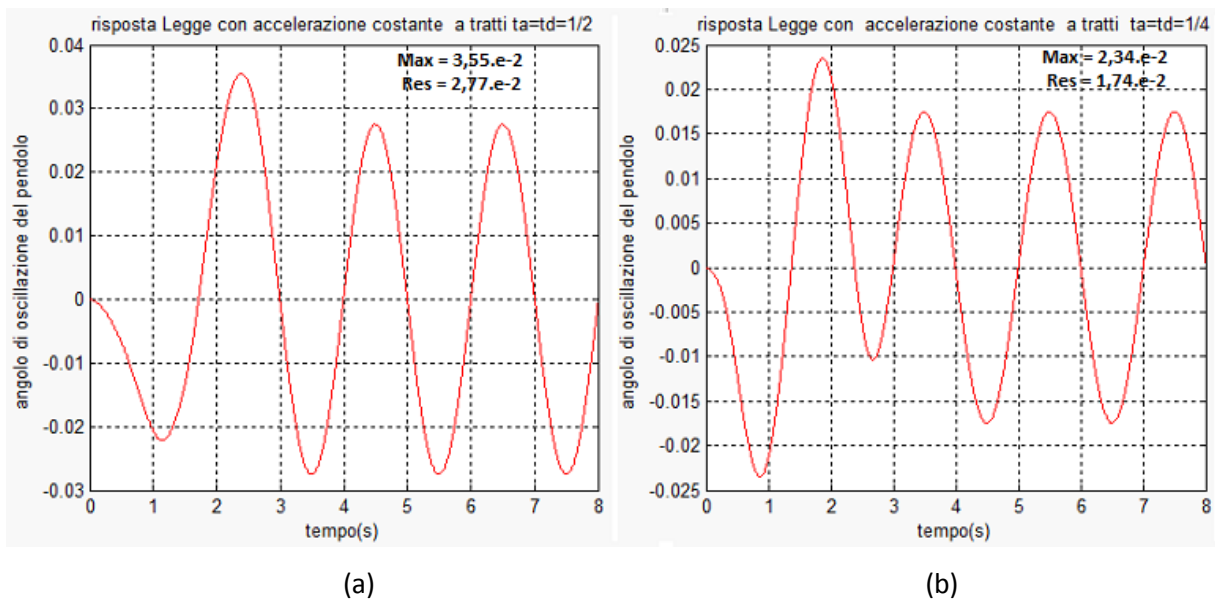


Figura 6.9: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge ad accelerazione a tratti  $t_a=1/2$  (a), legge accelerazione a tratti  $t_a=1/4$  (b)

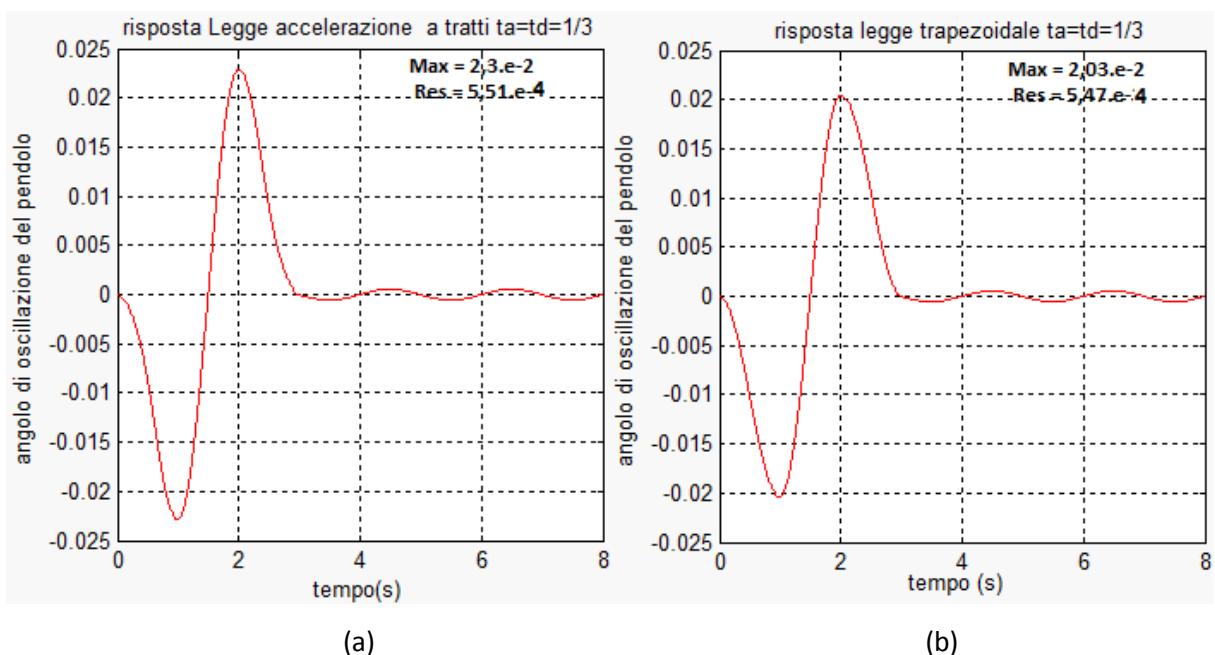


Figura 6.10: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge ad accelerazione a tratti  $t_a=1/3$  (a), legge trapezoidale  $t_a=1/3$  (b)

La legge ricorsiva figura 6.10 progettata per la movimentazione del carroponete, ha lo svantaggio di essere valido solo per un tempo di azionamento superiore o uguale al doppio del periodo del carico che in questo caso è 4.0121 secondi. Per questi tempi di azionamento essa presenta una riduzione rilevante delle oscillazioni quasi nulla sia nel transitorio che a regime. Si può notare dai risultati in simulazione, per tempo di azionamento 5 secondi figura 6.10 (b), si ha:

$$\theta_{Max} = 0,0037 \text{ rad e } \theta_{residuo} = 5,13 \cdot 10^{-6} \text{ rad.}$$

e a 4 secondi figura 6.10 (a) ,

$$\theta_{Max} = 0,0075 \text{ rad e } \theta_{residuo} = 3,78 \cdot 10^{-3} \text{ rad.}$$

### Legge ricorsiva

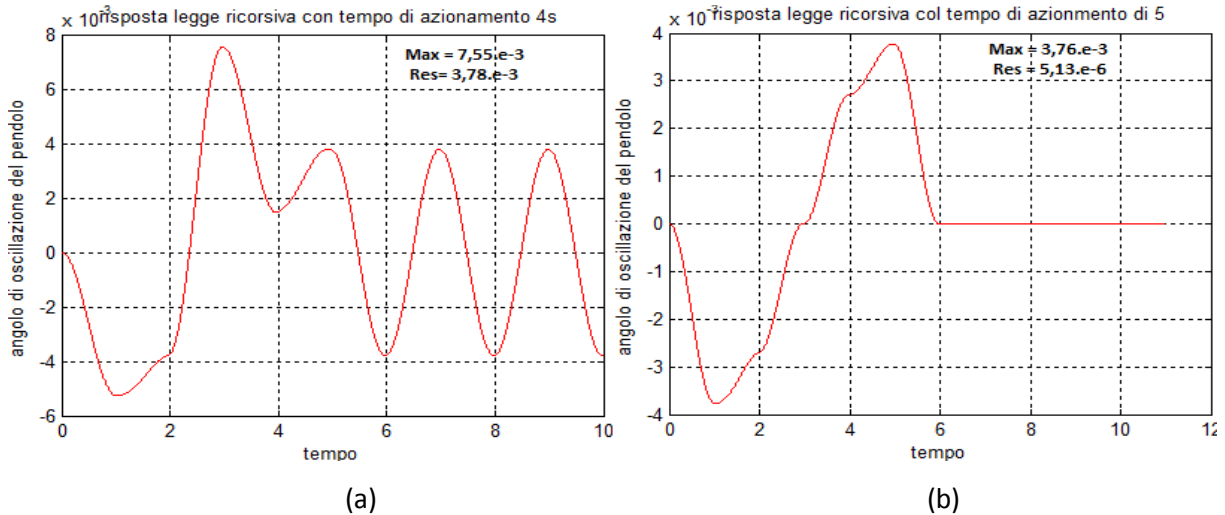


Figura 6.10: angolo di oscillazione in corrispondenza di una legge ricorsiva con tempo di azionamento 4s (a),  
legge ricorsiva con tempo di azionamento 5s (b)

## 6.2 Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge + metodo di shaping

In questa sezione si presenterà come la convoluzione di una legge con uno shaper migliora le oscillazioni. Nell'analisi teorica degli shapers si è visto che ad ogni shaper equivale un tempo di ritardo nella risposta del sistema. Per rispettare il tempo di azionamento richiesto, si deve fare una compensazione anticipata del ritardo introdotto dallo shaper e ne consegue effetti seguenti.

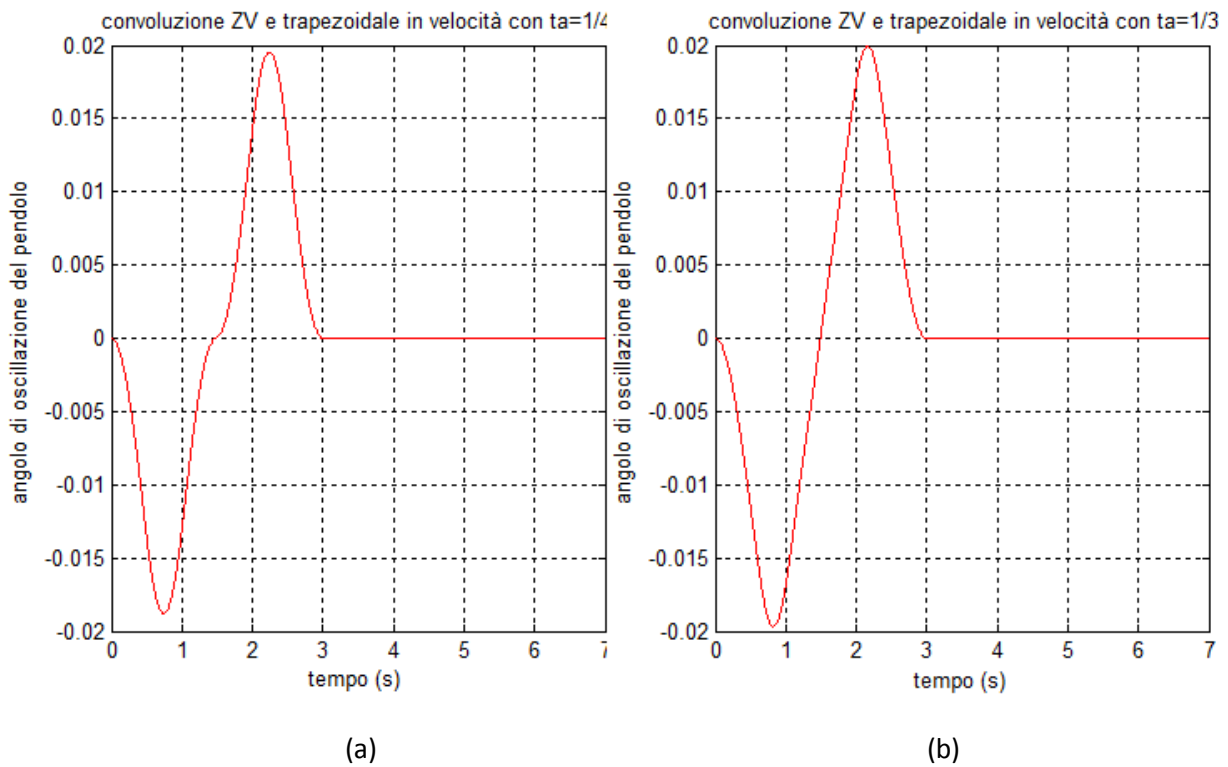
- riduzione del tempo reale di pianificazione della traiettoria,
- aumento dei valori di accelerazione,
- maggiore coppia richiesta agli attuatori.

L'accelerazione massima del profilo modificato è prodotto di un fattore  $\alpha = \left(\frac{T_a}{T_a - T_{ritardo}}\right)^2$  e della massima accelerazione del profilo (non modificato) senza shaping.  $T_a$  tempo di azionamento,  $T_{ritardo}$  ritardo dello shaper.

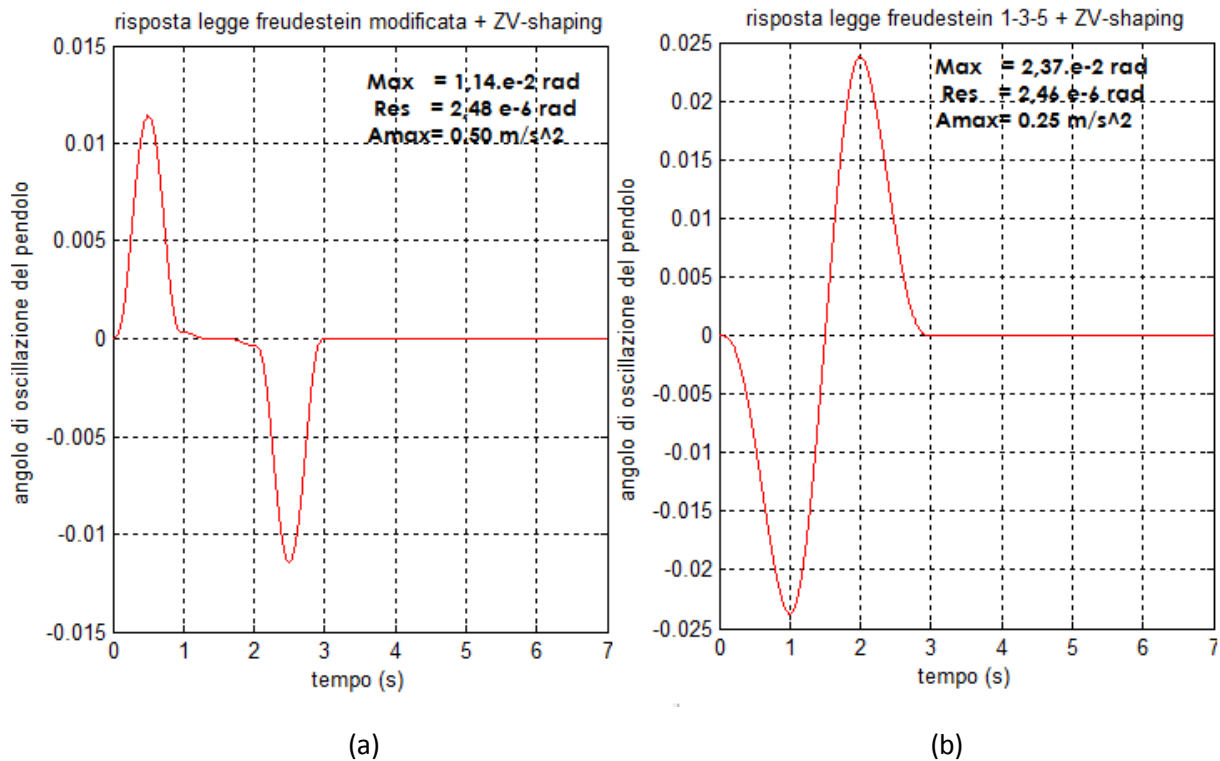
### 6.2.1 Con lo ZV shaper

Nel caso dello “zero\_vibration shaping” si ha un tempo di ritardo uguale a mezzo periodo di oscillazione.

- $T_{ritardo} = 1.0030$  s sia un tempo di pianificazione di 1.9970 s.
- $\alpha = 2,2568$



*Figura 6.11: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge trapezoidale in velocità  $t_a=1/4 + ZV$ -shaping (a), legge trapezoidale in velocità  $t_a=1/3 + ZV$ -shaping 5s (b)*



*Figura 6.11: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge Freudenstein 1-3-5 modificata + ZV-shaping (a), legge Freudenstein 1-3-5 + ZV-shaping 5s (b)*

I risultati delle simulazioni ci garantiscono una vibrazione residua dell'ordine di  $10^{-6}$  rad per tutte le leggi. Questo valore è così piccolo che va approssimato a zero cioè vibrazione residua nulla per tutte le leggi. Nel caso di riduzione dell'oscillazione massima, la più bassa oscillazione è in corrispondenza della legge Freudenstein 1-3-5 modificata (figura 6.11) con un valore di 0,0114 rad per una accelerazione massima di  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ; questa accelerazione è più alta rispetto a tutte le altre leggi consegue una richiesta di coppia maggiore. In seguito come miglioramento dell'oscillazione massima si ha in corrispondenza alla legge armonica e la legge ellittica 0,018 rad per una accelerazione massima di  $0,247 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Questo ultimo risultato conferma ancora quanto detto prima, che non è solo l'accelerazione massima che contribuisce all'oscillazione massima del carico ma sicuramente anche l'accelerazione media. La Freudenstein modificata in questo caso appare come la soluzione migliore; ma a causa del suo profilo di accelerazione che continuamente passa tra valori positivi e negativi in un breve istante di tempo, potrebbe essere dannoso per il sistema di azionamento che richiederebbe continuamente inversione di coppia agli attuatori.

Peraltro si noti in figura 6.10 (a) che la legge trapezoidale  $t_a = \frac{1}{4}$  come tutte le altre leggi non rappresentate, quando viene convoluto con lo ZV oltre all'azzeramento dell'oscillazione residua c'è anche una piccola riduzione dell'oscillazione massima.

## 6.2.2 Con lo ZVD

Nel caso dello "zero\_vibration shaping" derivativo si ha un tempo di ritardo uguale a mezzo periodo di oscillazione.

- $T_{ritardo} = 2.0060$  s spe un tempo di pianificazione di  $0.9939$ s.
- $\alpha = 9,11$

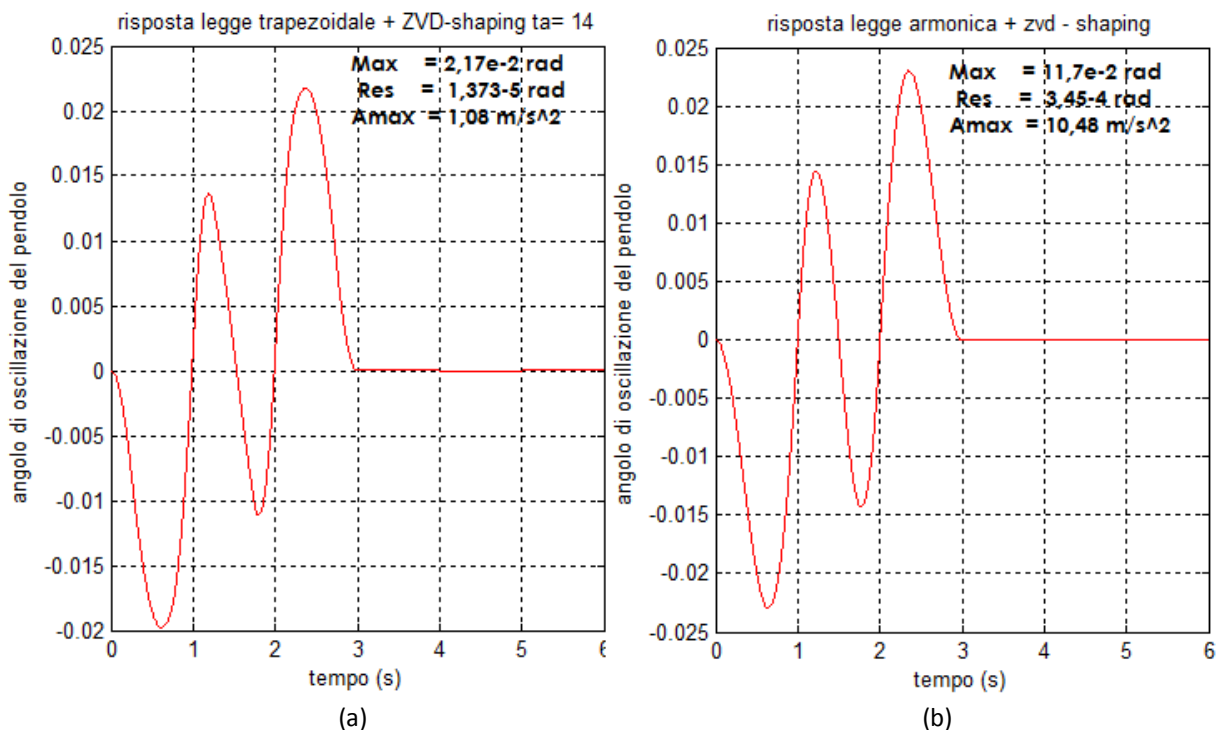
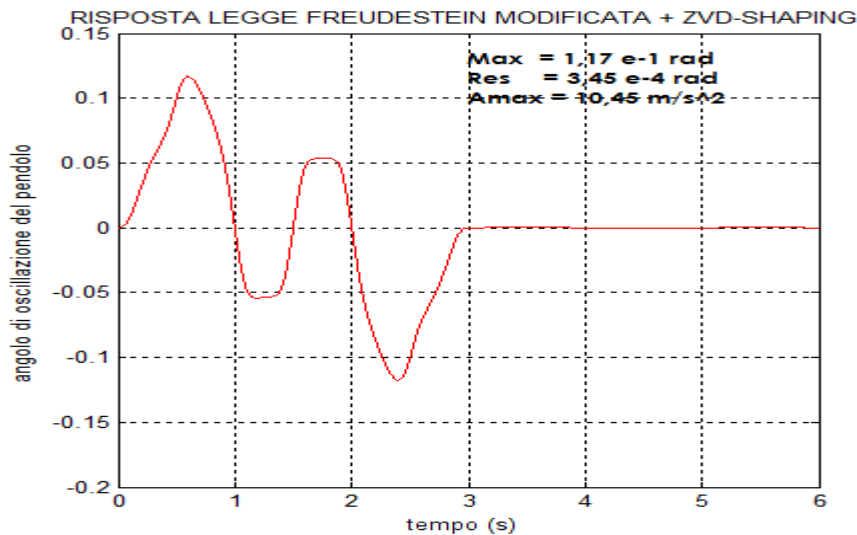


Figura 6.12: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge trapezoidale in velocità  $t_a = \frac{1}{4}$  + ZVD-shaping (a), legge armonica + ZVD-shaping (b)

Come si può vedere l'andamento della risposta nella figura 6.12 (a) e figura 6.12 (b) è la stessa, Esse differiscono solo dai valori assunti. Questo fatto è analogo per la convoluzione dello ZVD con tutti gli altri leggi. Non è però dovuto alla convoluzione, ma alla compensazione dei ritardi che riduce il tempo di pianificazione a  $0.9$  s. Ne consegue accelerazione dieci volte più elevata e quindi una richiesta di coppie altissime all'attuatore. Il tempo è così piccolo che la pianificazione del moto in tutti i casi assomiglia a una legge con accelerazione impulsiva. In ogni caso si verifica una oscillazione residua nulla e un aumento

delle oscillazioni massime per tutte le leggi. Tuttavia si ha una oscillazione massima minore per leggi trapezoidale in velocità, legge Lee, leggi ad accelerazione a tratti costante con  $t_a=1/4$  e polinomiale del terzo grado che hanno rispettivamente 0.0217 rad, 0.021 rad, 0.0221 rad e 0.0222 rad, il caso peggiore è la legge Freudenstein modificata figura 6.13 che giunge ad un'accelerazione di  $10,48 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  per 0,117 rad di oscillazione massima.



*Figura 6.13: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge Freudenstein modificata+ ZVD-shaping*

### 6.2.3 Con la Extra Insensitive (EI)

Come per la ZVD si ha un tempo di ritardo nella risposta del sistema alla convoluzione del segnale di comando con la EI, uguale a un periodo di oscillazione. Dalle figure 6.14 e 6.15, si può notare che questo accoppiamento non risulta efficace per la riduzione delle oscillazione nel transitorio: In effetti a causa della compensazione del ritardo, cioè la riduzione del tempo di pianificazione della legge, si maggiore oscillazione nel transitorio. Aumentando il tempo di azionamento da 3 a 5 secondi come si nota per in figura 6.14' si una oscillazione più controllata nel transitorio.

Per l'oscillazione residua, essa verifica la condizione di tolleranza di 5% dell'oscillazione. Quindi si verifica una oscillazione residua piccola sotto la soglia di 5% di oscillazione che si avrebbe senza la convoluzione del segnale.

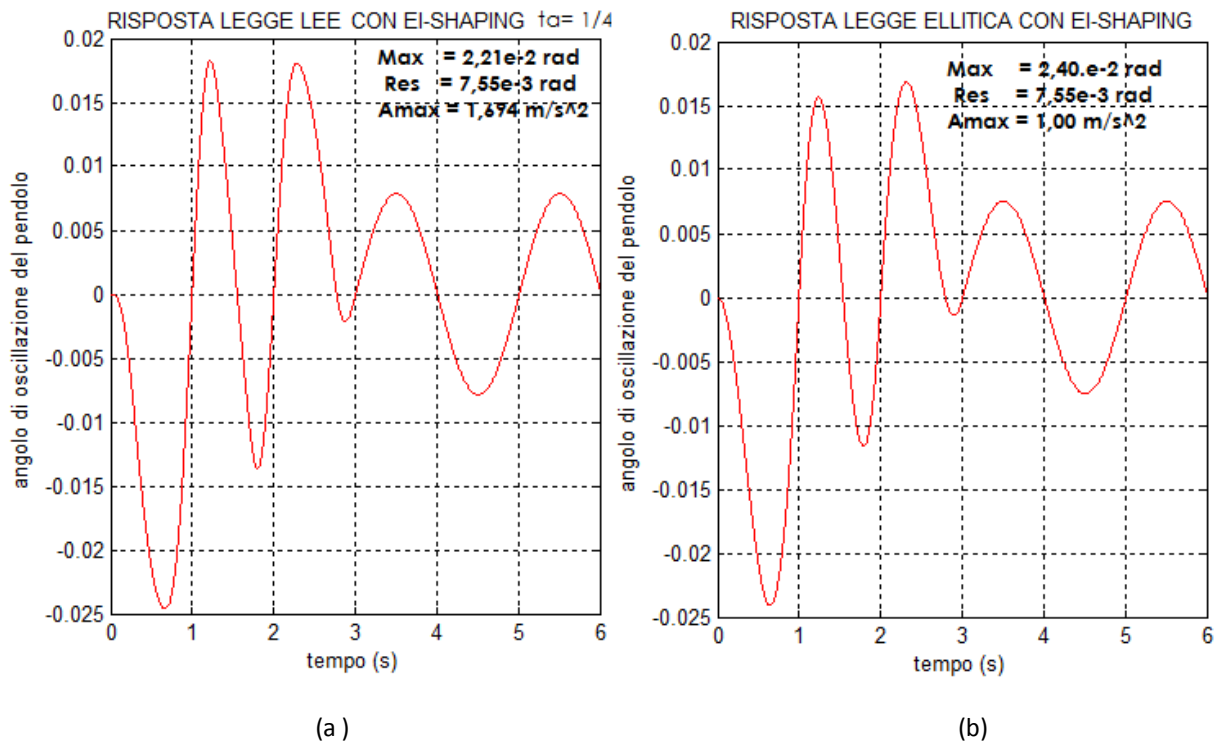


Figura 6.14: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge Lee + EI-shaping (a) legge ellittica+ EI-shaping (b)

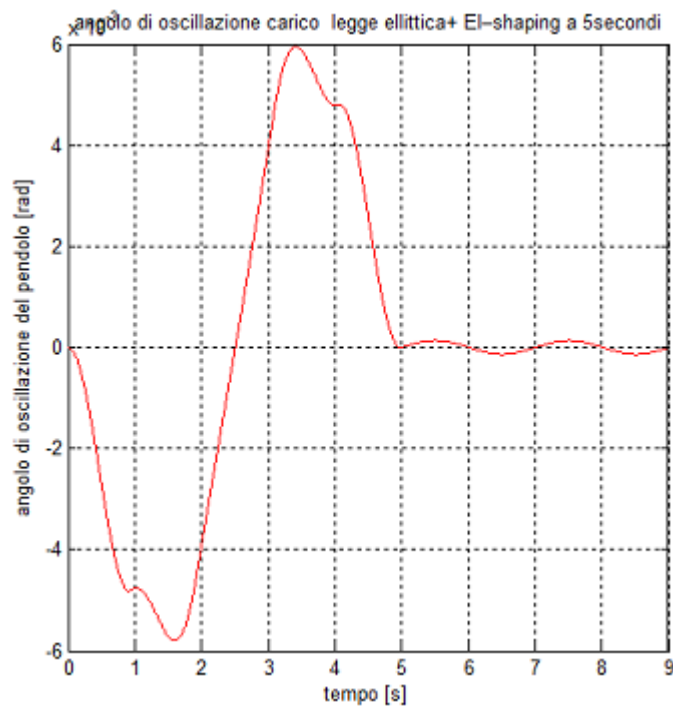
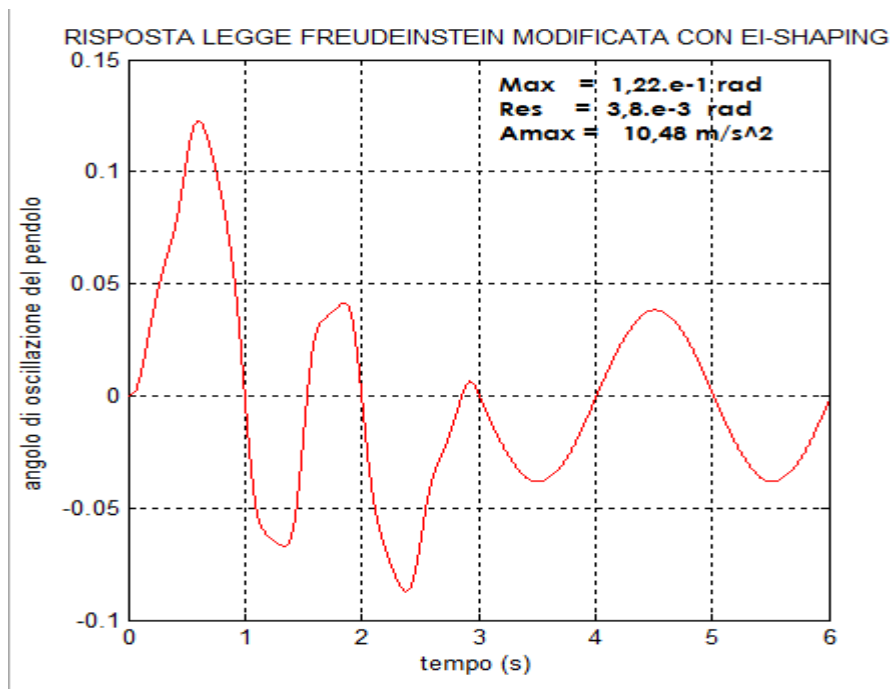


Figura 6.14': angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione della legge ellittica+ EI-shaping a  $T_a =$

5s



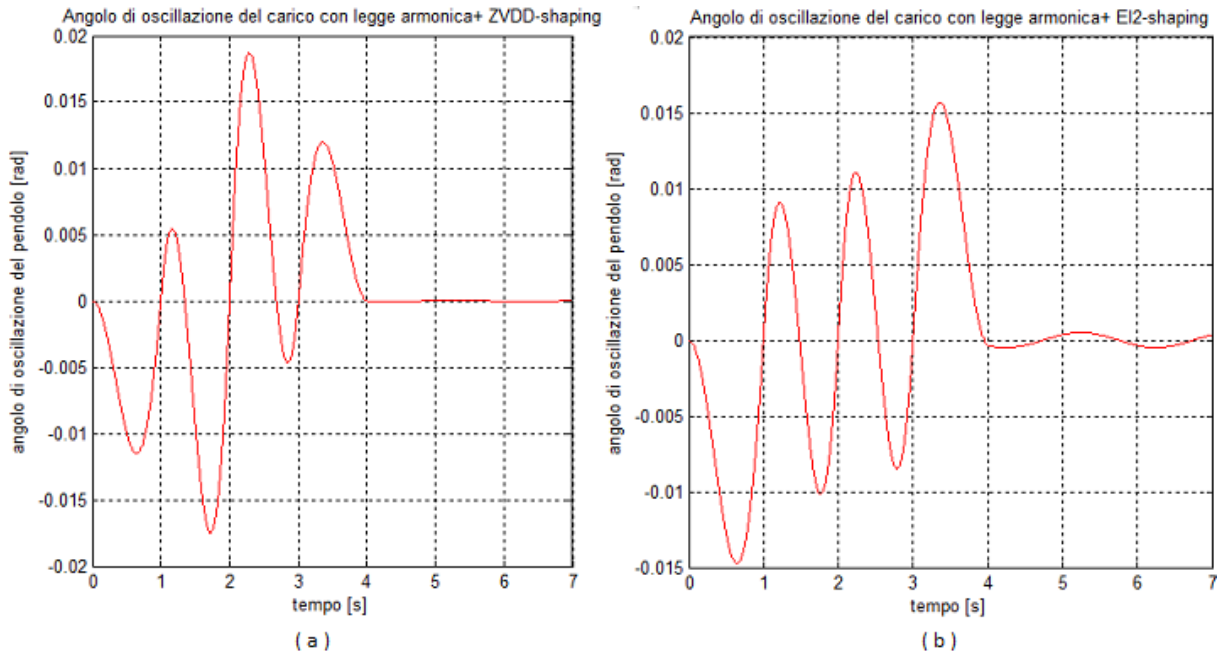


*Figura 6.15: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge Freudenstein modificata + EI-shaping (a)*

#### 6.2.4 Con lo ZVDD, TWO HUMP EXTRA INSENSITIVE , THREE HUMP EXTRA INSENSITIVE

Per un azionamento di 3 secondi, i metodi di shaping ZVDD, two hump extra insensitive, three hump extra in sensitive, non sono stati presi in conto in quanto introducono un ritardo al sistema superiore al tempo di azionamento. Visto che la procedura richiede una compensazione in anticipo di questo ritardo, allora eseguendo questa compensazione avremo un tempo di azionamento negativo. Questo non ha nessun significato fisico.

Pertanto per potere valutare l'efficacia di questi metodi è stato fatto simulazione per tempo di azionamento maggiore (4 secondi). In figura 15' c'è l'esempio della risposta delle oscillazioni alla convoluzione della legge armonica con lo shaper ZVDD (a) e con lo shaper two hump EI. Si è verificato confrontando la risposta di queste tecniche con la risposta alla convoluzione con gli shapers meno robusti (della stessa famiglia degli shapers), un leggero aumento delle oscillazioni massime per quasi tutte le leggi dovuto naturalmente all'aumento del contributo di accelerazione massima. Tuttavia rimane valido la condizione di "zero – vibration" per lo ZVDD e quella di vibrazione residua minore alla soglia di vibrazione tollerabile ( a 2% oppure a 5%) per il two hump EI e il three hump EI.



*Figura 6.15' Angolo di oscillazione del carico con legge armonica+ ZVDD-shaping (a), Angolo di oscillazione del carico con legge armonica+ two hump EI-shaping (b): con  $T_a = 4s$*

### 6.2.5 Con ZV Negativo e EI negativo

Si nota un miglioramento rilevante sia dell'oscillazione massima che dell'oscillazione residua per tutte le leggi convolute col ZV negativo. Si ritiene pertanto più significativa la convoluzione NZV con legge trapezoidale " $t_a=0.3$ " e  $t_a = 0.5$ , legge Freudenstein modificata e legge armonica (figura 6.16; figura 6.17).

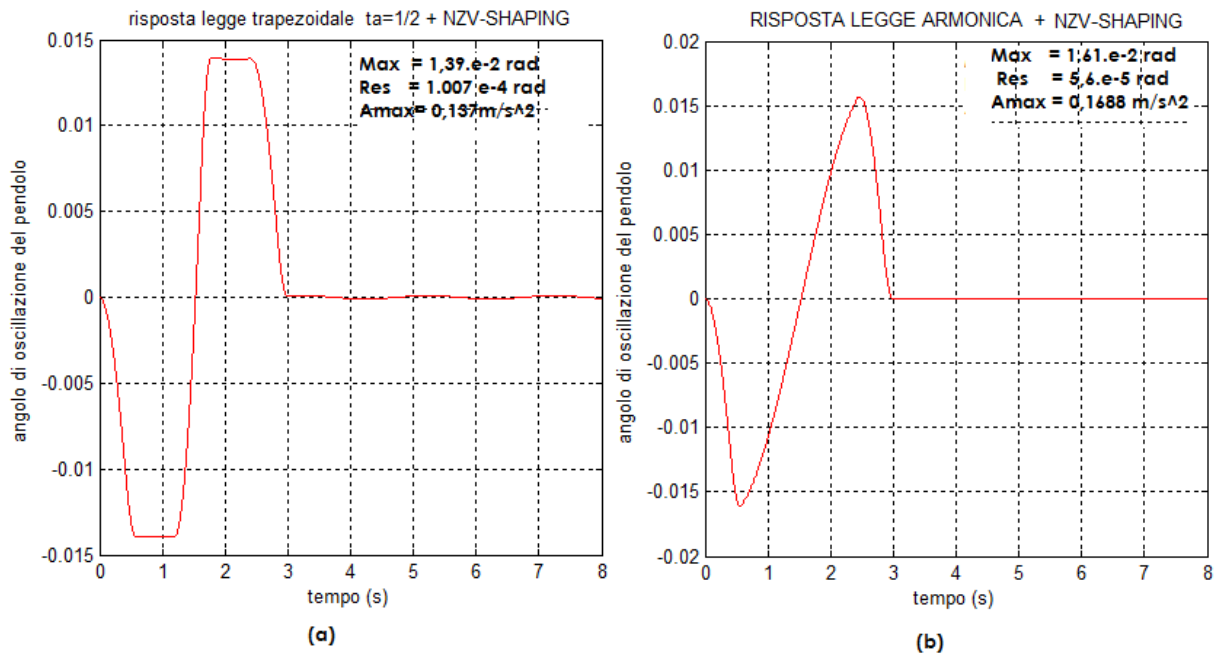


Figura 6.16: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge trapezoidale  $ta= 0.5$  + NZV-shaping (a), legge armonica + NZV-shaping (b)

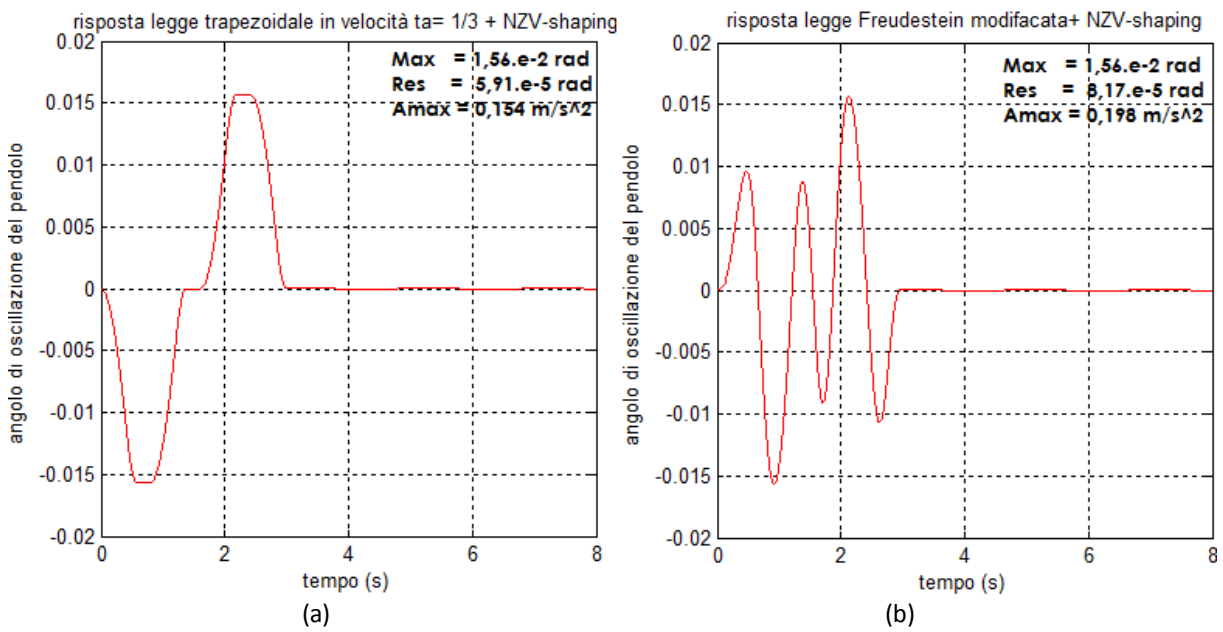


Figura 6.17: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge trapezoidale  $ta= 0.5$  + NZV-shaping (a), legge armonica + NZV-shaping (b)

Le convoluzioni NZV con la legge polinomiale di grado 7 e la Freudenstein 1-3 (figura 6.18) risultano meno vantaggiose per l'oscillazione massima rispetto a tutte le altre.

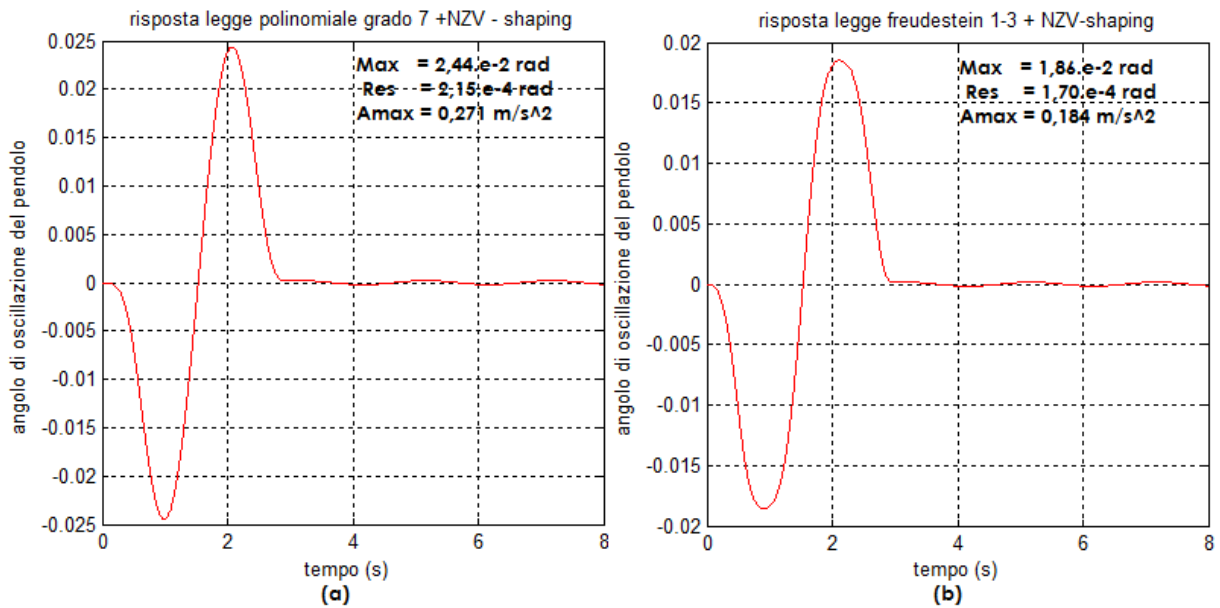


Figura 6.18: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge polinomiale grado 7  $t_a = 0.5$  + NZV-shaping (a), legge Freudenstein 1-3+ NZV-shaping (b)

La convoluzione con gli shapers extra insensitive negativo sembra non portare vantaggi particolari rispetto alla extra in sensitive semplice.

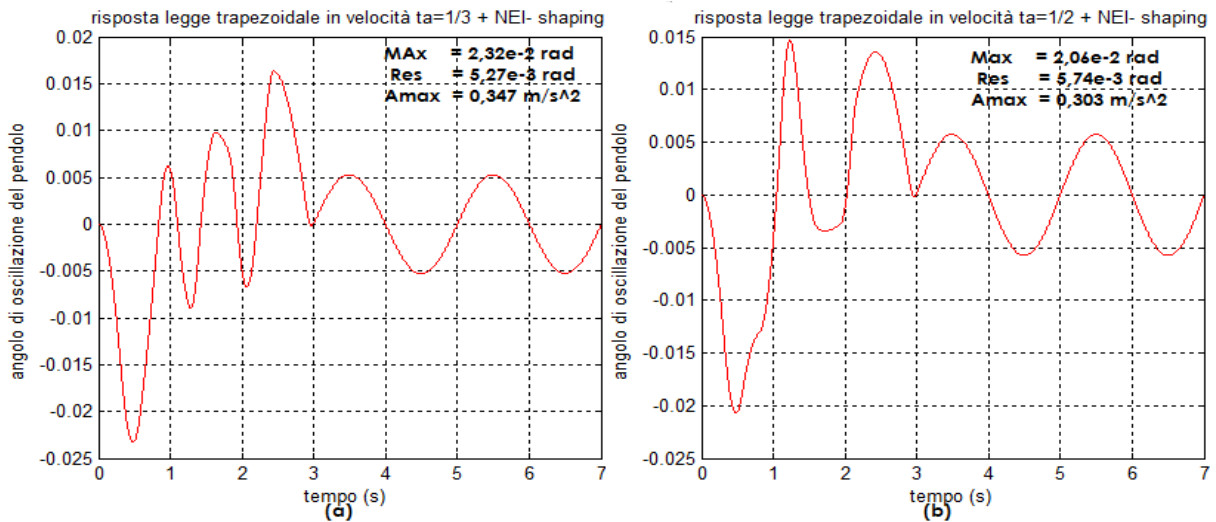
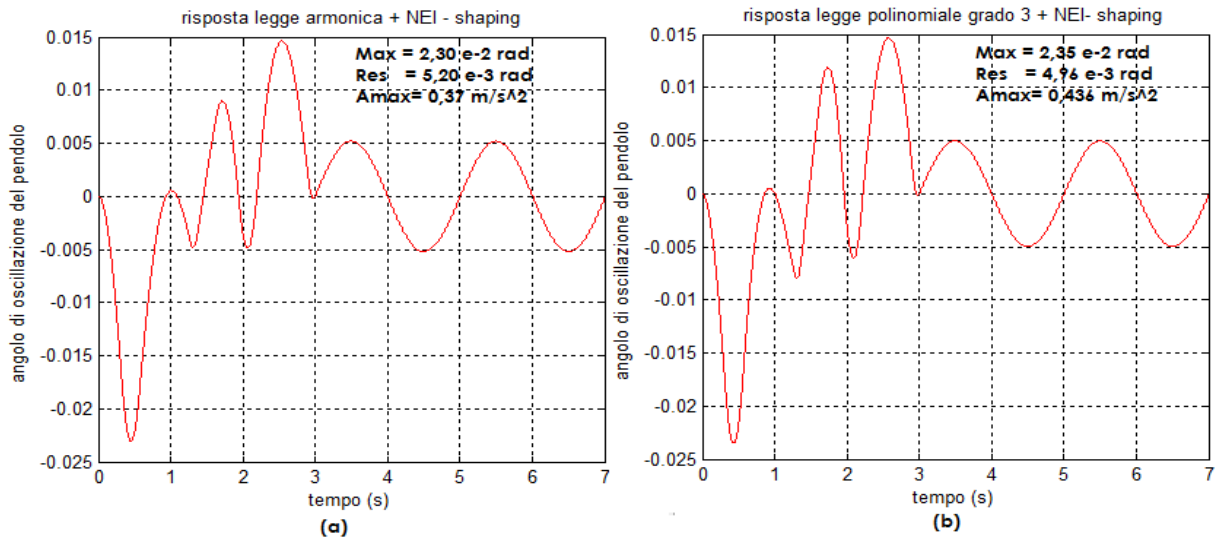


Figura 6.19: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge trapezoidale  $t_a = 0.3$  + NEI-shaping (a), legge trapezoidale  $t_a = 0.5$  + NEI-shaping (b)



*Figura 6.20: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge armonica + NEI-shaping (a), legge polinomiale grado 3 + NEI-shaping (b)*

La NZV appare come il migliore strumento nell'ottimizzazione della traiettoria per i seguenti motivi:

- minore ritardo rispetto agli altri shapers,
- migliore riduzione delle oscillazioni transitorie,
- vibrazione residua nulla.

svantaggio :

- richiesta di coppia elevata non sempre erogabile, a causa del passaggio da valore negativi di accelerazione a valore positivi.

### 6.2.6 Con il MISZV tre impulsi e MISZV cinque impulsi

Nel caso del "Modified Input Shaping tre impulsi (MISZV3)" si ha un tempo di ritardo 1.2158 s per un fattore  $\alpha = 2,8272$ . Perciò si può supporre che la convoluzione di una legge di moto generica con un metodo MISZV3 ammette valori di accelerazione più grande rispetto al caso dello ZV shaping che come si ricorda a un fattore  $\alpha = 2,2568$ . Detto ciò, ci si aspetterebbe che il valore dell'oscillazione massima per la convoluzione di una legge con il MISZV3 shaper sia maggiore a quello ottenuto dalla convoluzione della medesima legge con lo ZV shaper. Questo non è il caso. Si verifica una riduzione delle oscillazioni in transitorio per la maggiore parte delle leggi convolute colla MISZV3, è inoltre verificato la condizione di vibrazione residua nulla.

Si è ritenuto interessante dal punto di vista delle oscillazioni in transitorio tutte le leggi che hanno un profilo in velocità trapezoidale legge lee, legge trapezoidale in velocità, legge ad

accelerazione a tratti (vedi figura 6.21). Questa tecnica risulta ottima per processi per cui è tollerato un certo margine di oscillazioni nel transitorio.

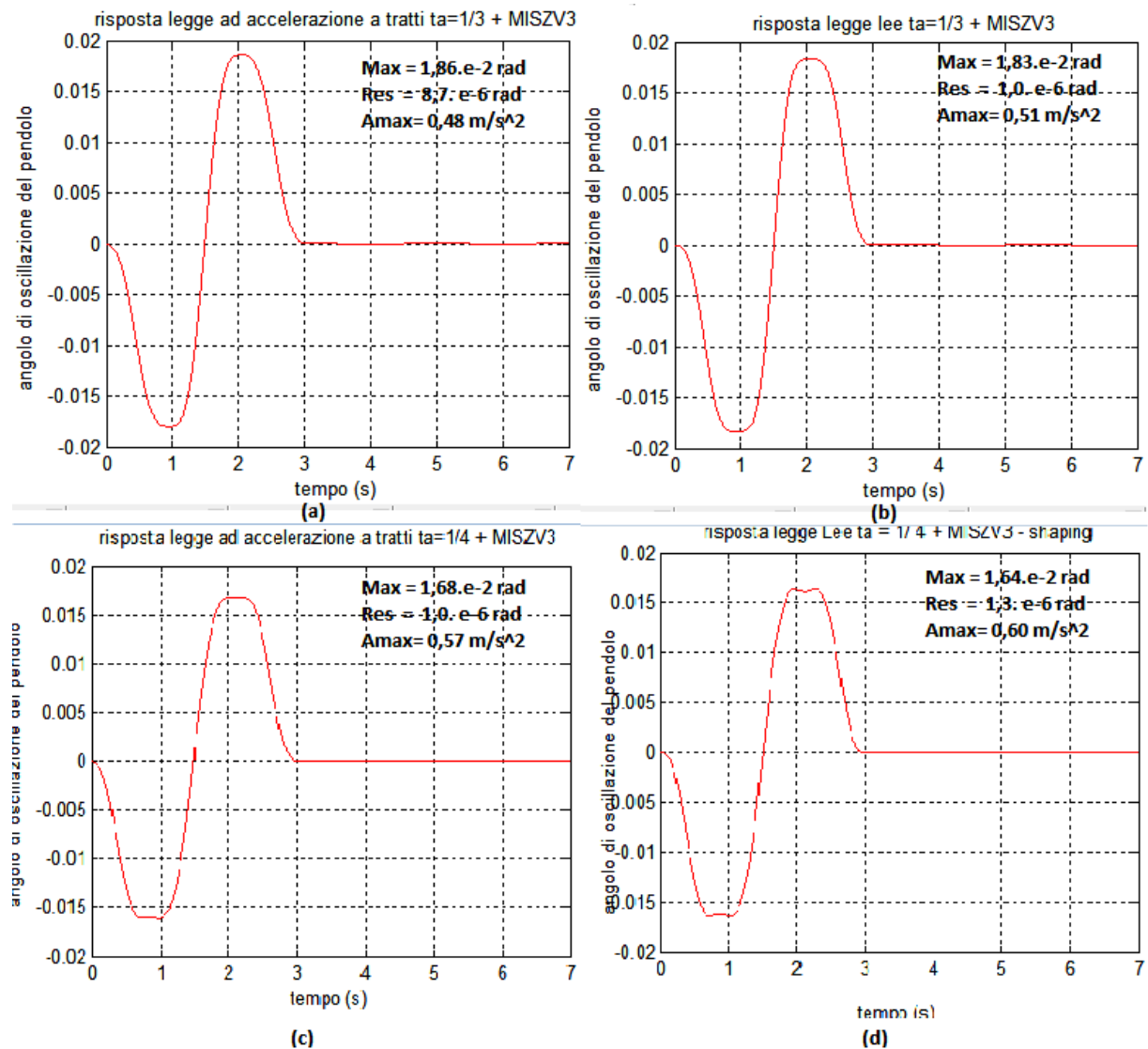
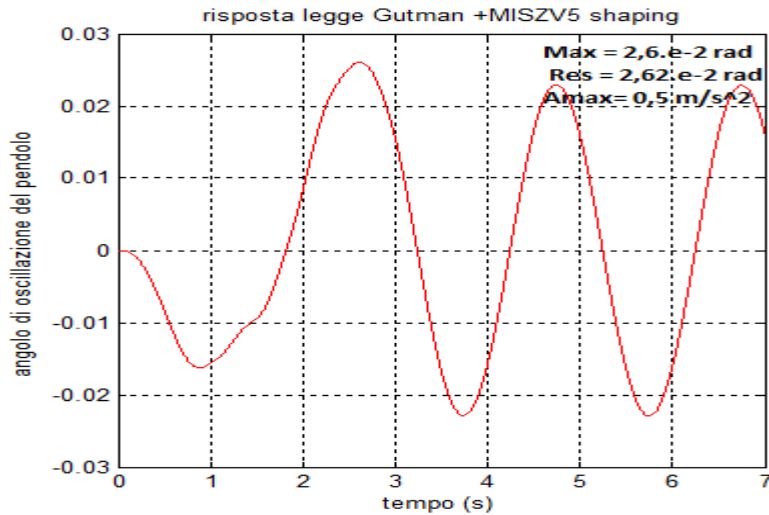


Figura 6.21: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione dello shaper MISZV3 con legge trapezoidale modificata  $t_a=1/3$  (a), con legge Lee  $t_a=1/3$ , legge trapezoidale modificata  $t_a=1/4$  (c), con legge Lee  $t_a=1/4$  (d)

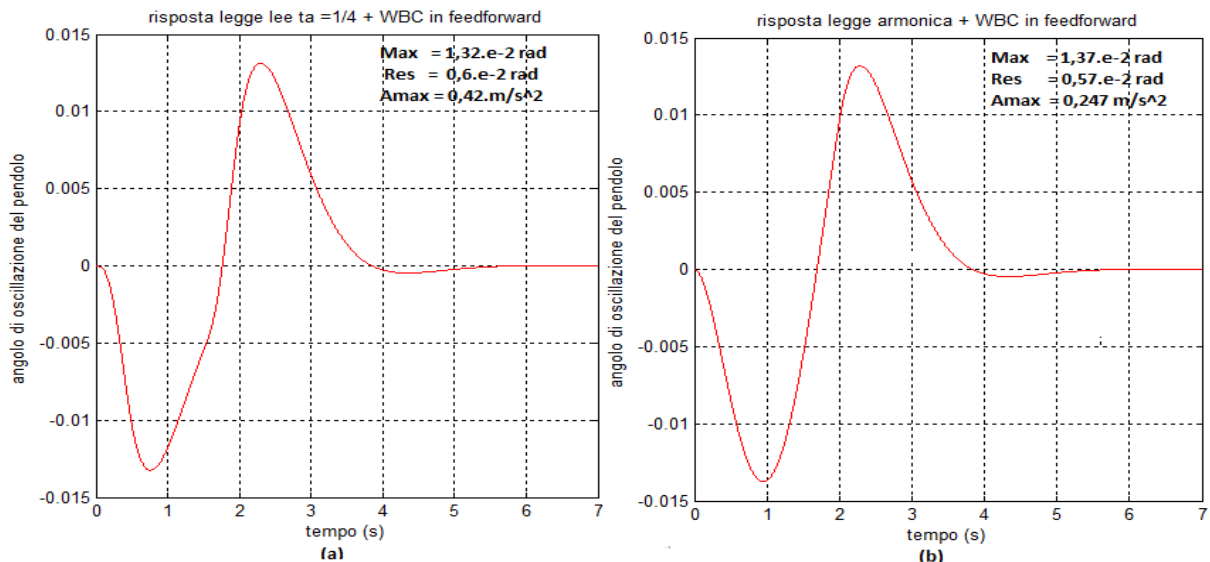
La convoluzione con lo shaper MISZV5 impulsi non risulta soddisfare la condizione di "zero vibration" per nessuna legge. Le vibrazioni sembrano incontrollate. Non rispetta gli accertamenti della teoria. Un esempio è rappresentato in figura 6.22 la risposta alla convoluzione della legge di Gutman con il MISZV5.



*Figura 6.22: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione dello shaper MISZV3 con legge di Gutman 1-3*

### 6.2.7 Con la WBC in feedforward

I risultati in simulazione dimostrano che la convoluzione di una legge con la WBC risulta ottima nella riduzione delle oscillazioni nel transitorio. Mentre nella residua esiste una oscillazione anche se è piccola. Valori rilevanti si hanno in corrispondenza delle leggi trapezoidali in velocità e della legge armonica (vedi figura 6.23). Questa tecnica è ottima per processi per cui è tollerata piccola oscillazione residua.



*Figura 6.22: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione dello shaper MISZV3 con legge di Gutman 1-3*

## 6.2.8 Con i filtri

I filtri utilizzati per le simulazioni e gli esperimenti sono :

- filtro FIR (Finite impulse Reponse ) passa basso che abbiamo parametrizzato in modo che la banda passante sia di ampiezza 85% del valore de la frequenza di oscillazione,
- filtro FIR notch per cui la banda di taglio è da  $0,85w_n$  a  $1,15w_n$ ,
- filtro Butterworth passa basso ,
- filtro Butterworth notch.

I due primi filtri sono stati progettati a partire del blocco simulink “Digital Filter Design” del pacchetto Signal Processing Blockset. E i due ultimi a partire del blocco Analog filter design dello stesso pacchetto simulink.

I risultati in figura 6.23 mostrano che le tecniche di modifica che utilizzano i filtri sono efficaci per la riduzione dell’oscillazione massima; e come per il metodo WBC in feedforward, esse riducono le oscillazioni residue che comunque persistono. Ma nel caso del filtro passo basso Butterworth la riduzione delle oscillazione residue è più accentuata.

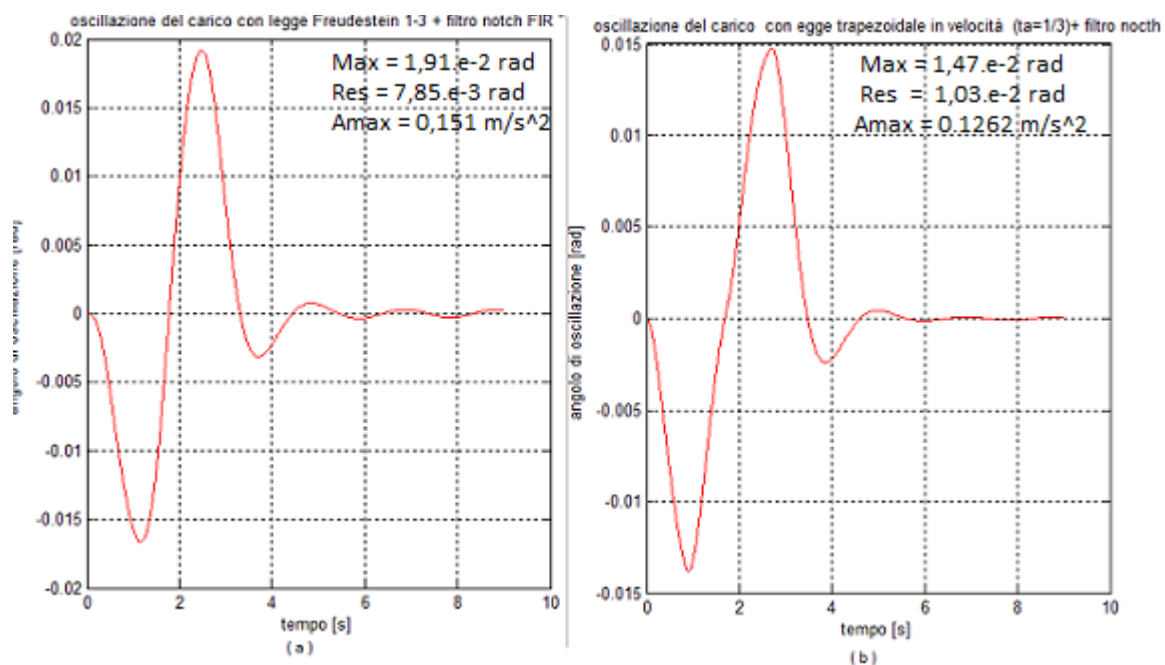


Figura 6.23: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di un filtro notch colla legge di Freudstein 1-3 (a), colla legge trapezoidale in velocità  $t_a= 1/3$  (b)



### 6.3 Risposta dell'angolo del carico a tecniche di modifica con incertezza di 5% sulla frequenza di oscillazione

Dalla figura 6.25 si vede come a causa dell'errore di stima della frequenza di oscillazione del carico viene alterata la condizione di vibrazione residua nulla per convoluzione con ZV, NZV e MISZV oppure piccole per convoluzione con WBC e filtri. Questo impone la necessità di avvalersi di una buona stima dei parametri dinamici (pulsazione naturale e smorzamento). Se no per sicurezza bisogna usare gli shapers robusti a scapito di un aumento delle oscillazioni nel transitorio.

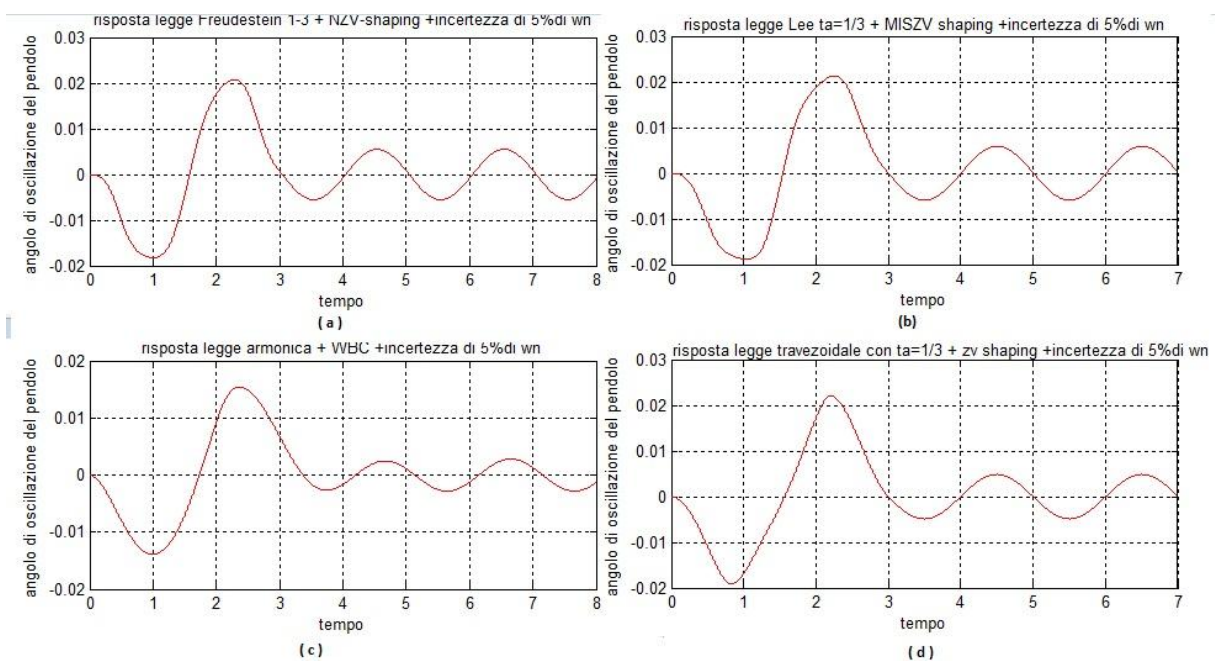
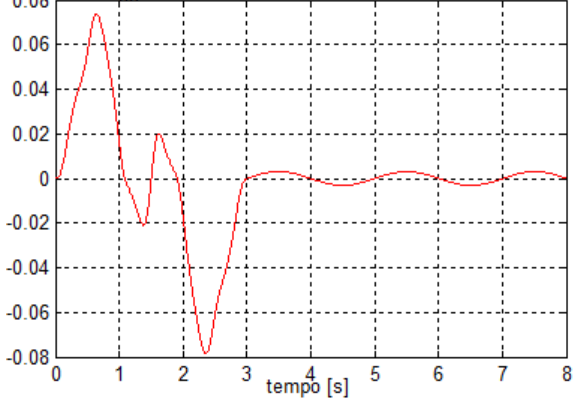


Figura 6.25: angolo di oscillazione in corrispondenza ad una incertezza di 5% di  $\omega_n$ , NZV (a), MISZV3 (b), WBC (c), ZV (d)

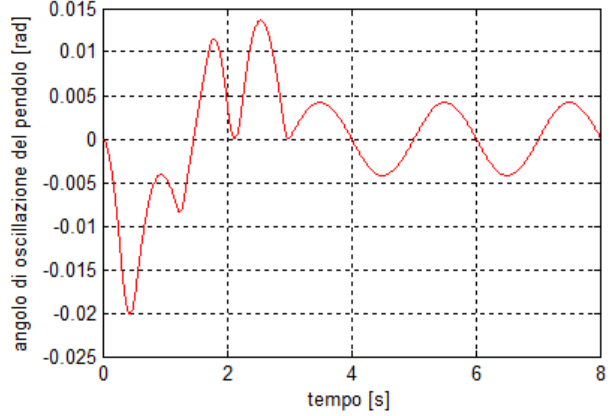
Come si nota guardando la figura 6.26 e confrontandola con le figure 6.19, 6.14, e 6.12 che non c'è scostamento significativo nell'utilizzo degli shapers robusti anche a fronte di piccoli errori sulla stima dei parametri dinamici.

Risposta legge Freudestein modificata +zvd +incertezza 5% su  $w_n$



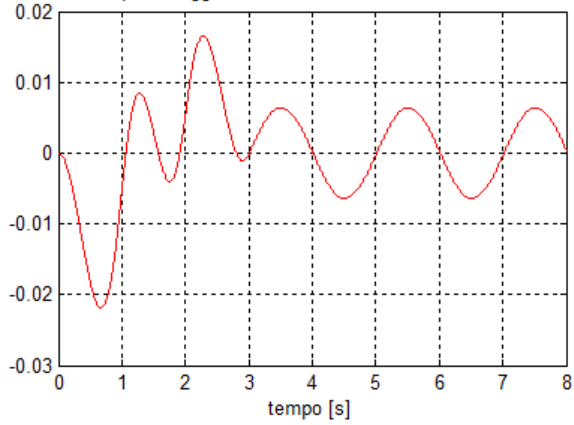
(a)

Risposta legge armonica + NEI +incertezza 5% su  $w_n$



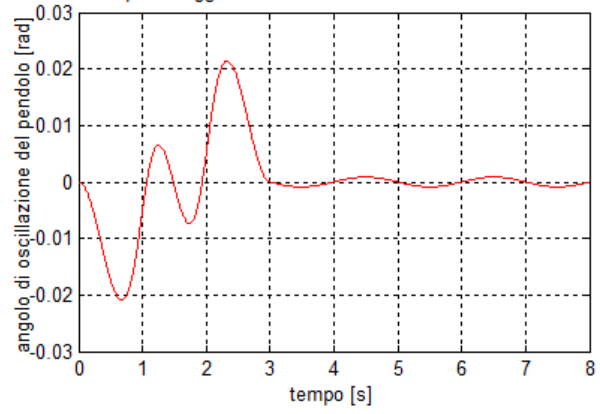
(b)

Risposta legge ellittica + EI+ incertezza 5% su  $w_n$



(c)

Risposta legge armonica + zvd + incertezza 5% su  $w_n$



(d)

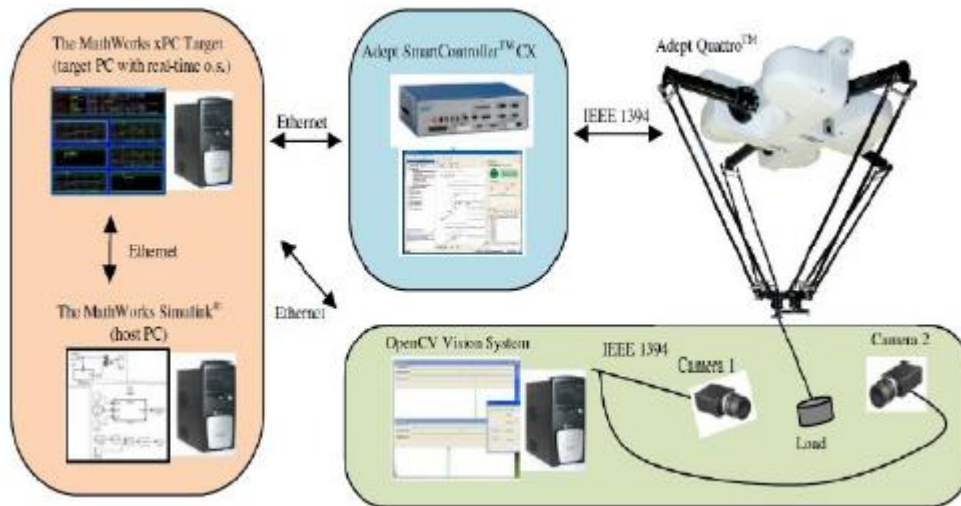
Figura 6.26: angolo di oscillazione in corrispondenza ad una incertezza di 5% di  $w_n$ , ZVD(a), NEI (b), EI(c), ZVD

(d)

## 7 Analisi sperimentale

### 7.1 Setup sperimentale

L'applicazione della teoria vista fino ad ora è stata possibile mediante l'installazione del setup illustrato in figura 7.1. Tale configurazione è costituita da quattro elementi principali:



*figura 7.1 Componenti principali del setup sperimentale*

- Un robot *Adept Quattro™ s650H*: è un robot industriale parallelo (o “delta robot”) specificatamente progettato per applicazioni di elevata velocità in impacchettamento, assemblaggio, produzione e spostamento materiale (pick and place). La comunicazione con l'esterno del robot è gestita con il relativo controller real-time *Adept SmartController™ CX*. Si osservi come questo componente (che è un controllore PID + feedforward modificato) non è modificabile per introdurre azioni di controllo delle oscillazioni. Al robot sarà poi collegato un carico cilindrico di massa nota mediante un cavo in nylon (di lunghezza 100 cm). La limitazione del carico massimo è pari a 6 Kg.
- Un *target PC* con un sistema operativo real-time xPC che ha il compito di far comunicare tra loro tutti i componenti della configurazione sperimentale;
- Un sistema di visione (VS = Vision System) composto da una videocamera ed un software dedicato per la visualizzazione ed il calcolo degli angoli di deviazione del filo. Questo sistema si basa sulla libreria open source di computer vision chiamata *OpenCV*.

- Un PC host in cui viene eseguito il programma Matlab permette la gestione e la programmazione del moto che dovrà essere seguita dal robot. In questo terminale è inoltre installato il software di controllo dell'Adept Quattro.

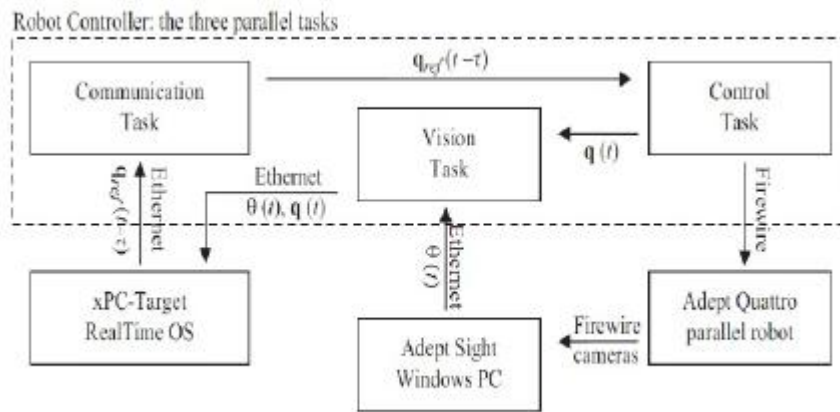
La comunicazione tra tutti i componenti è gestita tramite una connessione ethernet. In prima battuta la creazione del programma di moto del robot è gestita interamente nel PC host in cui viene eseguito un programma Matlab per la creazione dei dati che poi andranno ad interagire con il simulatore in Simulink, in cui sono implementati gli algoritmi per la comunicazione e gestione dei flussi di dati in ingresso ed in uscita.

Il moto del robot sarà limitato nella direzione XY. In questa sperimentazione verrà limitato a sole movimentazioni lungo la direzione XX' per simulare l'andamento della corsa del carroponete.

L'angolo di oscillazione del carico è ottenuto attraverso il sistema di visione che misura la componente dell'angolo osservando il filo e non direttamente la massa sospesa. Per effettuare questo la telecamera è fissata al telaio del robot ortogonalmente rispetto a l'asse XX'. Con tale disposizione è possibile misurare l'angolo  $\theta_{x-z,x}$ , ovvero la proiezione del filo nel piano XZ. L'angolo di oscillazione lungo la direzione x si deduce come segue:  $\theta_x = \theta_{x-z,x}$ . Per migliorare la lettura della telecamera si è cercato di aumentare il più possibile il contrasto tra il filo e lo sfondo. Per fare ciò è stato disposto come sfondo un monitor che proietta un'immagine monocolora rossa a luminosità costante e, inoltre, è stato colorato il filo in nylon di nero. Queste modifiche permettono di ottenere buoni risultati ma chiaramente sono condizioni ideali.

Per gestire contemporaneamente il moto del robot, la visione della telecamera e la generazione del riferimento da applicare al manipolatore vi sono i seguenti tre task real-time eseguiti contemporaneamente nello Smart – ControllerCXTM:

- ✓ communication task
- ✓ control task
- ✓ vision task

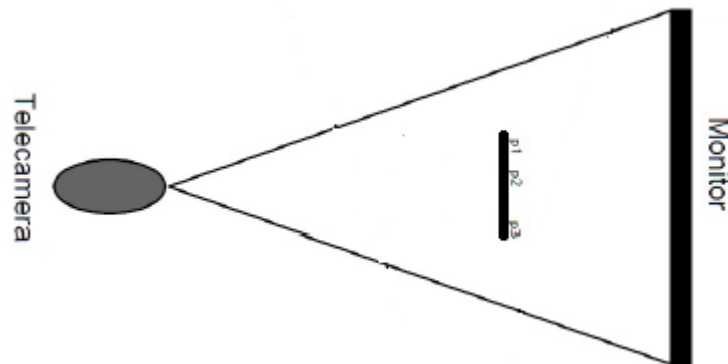


*figura 7.2:Rappresentazione delle interazioni tra i tre task real-time*

La loro interazione è descritta in figura 7.2. Il task con la priorità maggiore è quello relativo alla comunicazione. Questo task ha il compito di gestire le comunicazioni del PC target. Mentre è attivo tale task, il robot è pronto ad accettare l'ultimo riferimento di posizione generato dal target PC. Tali comunicazioni sono basate su un protocollo UDP settato per acquisire 500 pacchetti di dati al secondo. Il ritardo introdotto da questa attività sarà, quindi, pari a circa 2ms. Un ulteriore task a priorità leggermente inferiore è quello relativo al controllo (control task). La sua funzione è quella di interpolare i riferimenti di posizione provenienti dal communication task e comandare i vari attuatori del robot. In tale processo si introduce un ritardo pari a circa 30 ms. Nel caso in esame, il controller del robot riceve la posizione di riferimento da un dispositivo remoto che lavora a una frequenza predefinita e costante. L'informazione più aggiornata messa a disposizione del task di controllo è la posizione corrente. Pertanto possono insorgere problematiche sull'interpolazione della traiettoria che possono portare ad un moto discontinuo nel caso in cui venga raggiunta la posizione prima che la prossima posizione da inseguire sia stata ricevuta. Per ovviare a questo è stata impostata una durata del moto pari al periodo di trasmissione del riferimento di posizione. Infine, vi è il task relativo alla visione; esso presenta la priorità più bassa. I valori degli angoli acquisiti dalle due telecamere ed elaborati dal software di gestione ed elaborazione immagine (testDLL) vengono trasmessi al xPC target per mezzo di pacchetti UDP. L'intero processo, includendo anche l'acquisizione, l'elaborazione e la trasmissione dei dati, introduce un ritardo complessivo di circa 35ms.

## 7.2 Spazio di lavoro e problema di visione

Come già accennato precedentemente, la misura del angolo nella direzioni x viene effettuata attraverso una misura sul filo utilizzando una telecamera CCD firewire disposta ortogonalmente rispetto all'asse . Si è visto come, per migliorare la precisione della misura, è stato inserito nello sfondo un monitor che proiettava un'immagine a tinta unica color rosso. Questa condizione limita fortemente lo spazio di lavoro del sistema carroponete, come mostrato in figura 7.3.



*Figura 7.3 : rappresentazione dello spazio delle misure*

Questo spazio di lavoro, già molto ristretto, è stato ulteriormente limitato da un'altra problematica della telecamera. Attraverso delle prove sperimentali si è notato come, per spostamenti in profondità del filo, l'immagine proveniente dalla telecamera risulti sfuocata peggiorando drasticamente i risultati. Per ovviare a questa problematica si è deciso di limitare il campo di lavoro che ci permette di fare misure per una corsa di 20cm. Inoltre, i dati provenienti dalla telecamera presentano ulteriori problemi:

1. il primo problema è legato alla presenza di un offset nella misura della telecamera per posizioni diverse da quella di home.
2. il secondo, invece, consiste nella presenza di rumori nella misura generata essenzialmente dalle vibrazioni del cavo.

### 10.2.1 Depurazione degli offset nella misura angolare

Per un corretto funzionamento delle telecamere ogni volta che vengono accese bisogna effettuare una calibrazione con il carico fermo in corrispondenza alla posizione di home, al centro della corsa prevista e a fine corsa . Questo procedimento risulta essenziale in quanto

si definiscono nulle le componenti angolari nel caso in cui il cavo sia perfettamente verticale. In linea teorica, in qualsiasi altra posizione dello spazio di lavoro, ogni misura con cavo perfettamente verticale dovrebbe essere nulla. Si nota, tuttavia, che tale misura risulta diversa da zero. Infatti, da suddette misure si evince la presenza di un offset crescente all'aumentare della distanza dal punto di home. Questi offset risultano essere molto dannosi al fine di una corretta misura. Una misura della componente angolare sbagliata comporta una stima errata della posizione reale del carico che conseguentemente distorce il contributo dell'onda di ritorno B0 e, nel caso in cui venga utilizzato, il contributo del termine aggiuntivo. Risulta necessario, quindi, conoscendo la posizione del filo, depurare il segnale misurato da tale offset. Per evitare di dover misurare l'offset da sottrarre in ogni punto dello spazio di lavoro si può ricorrere ad una look-up-table per ogni componente angolare. Tale strumento richiede in ingresso dei punti, ovvero valori dell'offset in diverse posizioni, e genera un'interpolazione che consente di ottenere automaticamente il valore dell'offset in ogni punto del piano di lavoro. In figura 7.3 viene riportata la disposizione dei punti necessari per misurare l'offset da inserire poi nelle due look-up-table. Il punto di home, nel quale è stata svolta la calibrazione delle telecamere, al centro e a fine corsa. Nella tabella 3 vengono riportati, a titolo di esempio, dei valori degli offset misurati nei vari punti da inserire successivamente nella Look-up-Table. Una volta inseriti tali valori nella Look-Up-Table, è possibile notare come, posizionando il carico fermo in qualsiasi punto del piano di lavoro, l'angolo misurato dalla telecamera risulti approssimativamente nullo. Gli offset calcolati precedentemente non rimangono costanti ma variano al mutare della luce, quindi, risulta necessario ai fini di ottenere buoni risultati rimisurare tali offset non appena la quantità di luce varia significativamente rispetto a quella precedente.

posizione	offset
Home P1	0.007
Centro p2	-0.0016
Fine corsa p3	-0.0035

*Tabella 4: esempio di compensazioni*

### 7.3 Risultati sperimentali

Diversamente della simulazione, si è considerato una pulsazione naturale del pendolo pari a  $3.16 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ; questo è stato stimato dopo avere applicato manualmente una forza al pendolo alterando così le condizioni di quiete. La stima è stata fatta andando a misurare il periodo di oscillazione sul grafico delle oscillazioni ottenuto a partire dal sistema di visione e di misura definite in alto.

La frequenza essendo diversa da quella utilizzata per le prove in simulazione allora i tempi di applicazione dei impulsi degli shapers saranno anche loro diversi. I risultati delle misure sono anche influenzati dalle condizioni ambientali, e dalle condizioni di origine del carico. Per la simulazione le condizioni di origine sono nulli per la velocità e lo spostamento del carico. Questo raramente avviene negli esperimenti. Perciò per confrontare simulazione e esperimenti faremo degli accorgimenti opportuni in corrispondenza al sistema di visione, condizioni iniziali e condizioni ambientali.

Inoltre si ha un ritardo pari a un secondo nel processamento dei risultati. Perciò va considerato la risposta del sistema solo dopo 1 secondo. Cioè da 1 a 4 secondi per un azionamento di 3 secondi.

#### 7.3.1 Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto

Dalla figura 7.1 alla figura 7.6 sono rappresentate le posizioni del carrello e del carico in corrispondenza di qualche legge di moto. Si può da queste figure come per le figure successive fare delle osservazioni :

- Non c'è maggiore discrepanze tra risultati in simulazioni e risultati sperimentali
- La condizione di "zero vibration" è verificata per valori bassi di oscillazione sia  $\approx 1 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
- Nel set up sperimentale la raccolta dei valori di posizione del carico è moltiplicato di un fattore -1. Questo non ha un effetto grave sull'analisi dei risultati in quanto i valori che ci interessano sono valori assoluti.



Nei grafici sono illustrati i valori seguenti:

- $A_{max}$  dell'accelerazione massima del carrello,
- Max oscillazione massima durante il transitorio,
- Res oscillazione residua massima a regime.

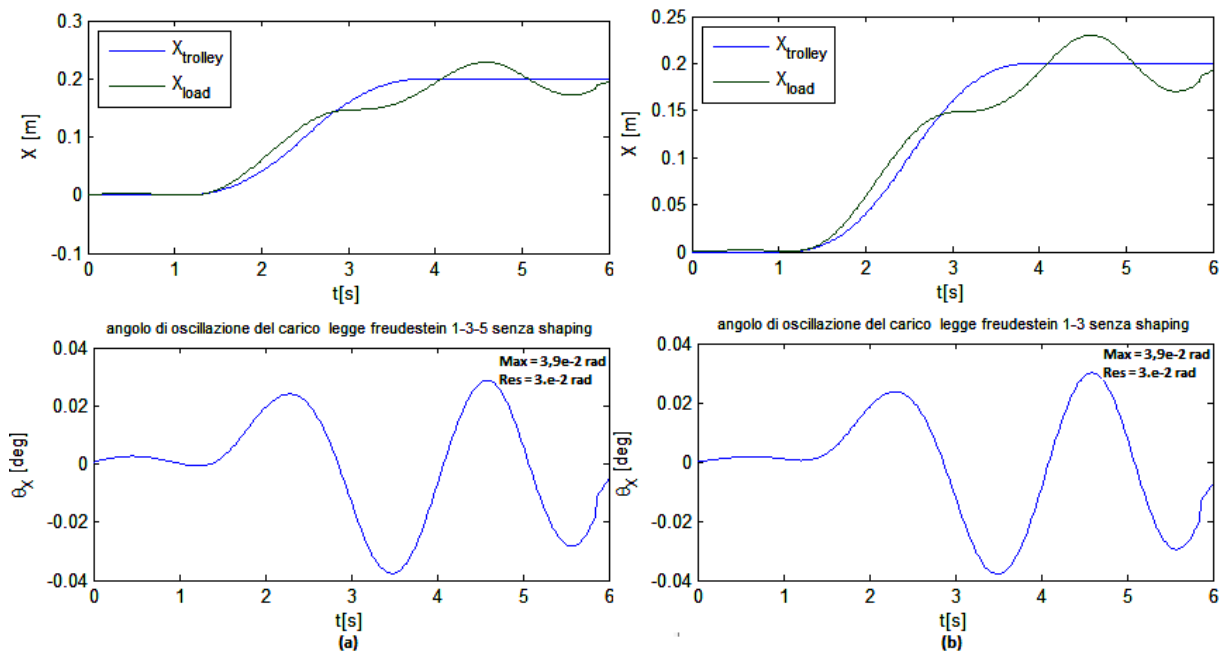


Figura 7.1 risposta del sistema alla legge Freudenstein 1-3-5 senza shaping (a) e alla legge Freudenstein 1-3 (b)

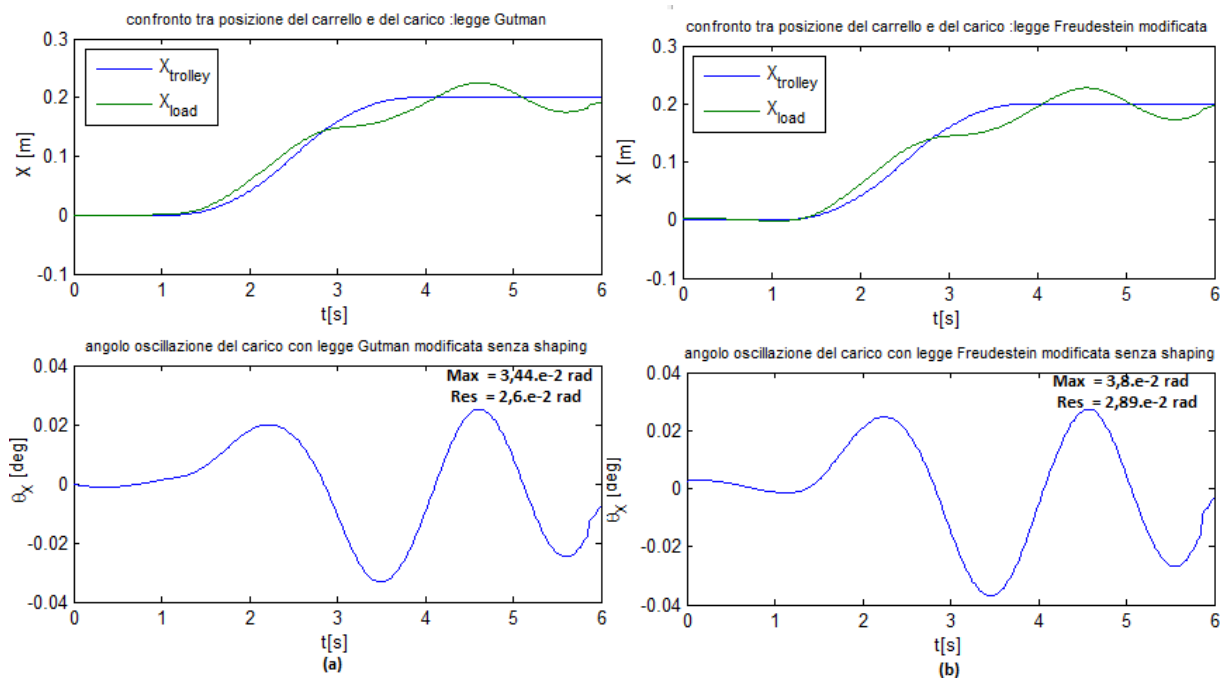


Figura 7.2 risposta del sistema alla legge Gutman senza shaping (a) e alla legge Freudenstein modificata (b)

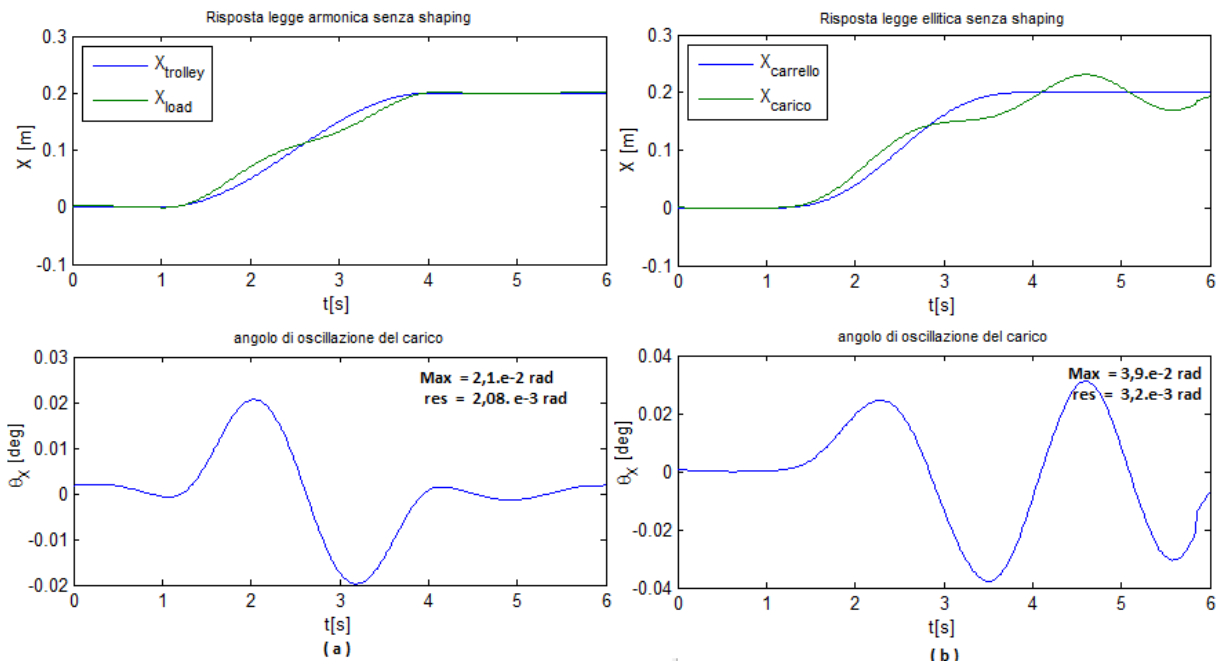


Figura 7.3 risposta del sistema alla legge armonica senza shaping (a) e alla legge ellittica ( b )

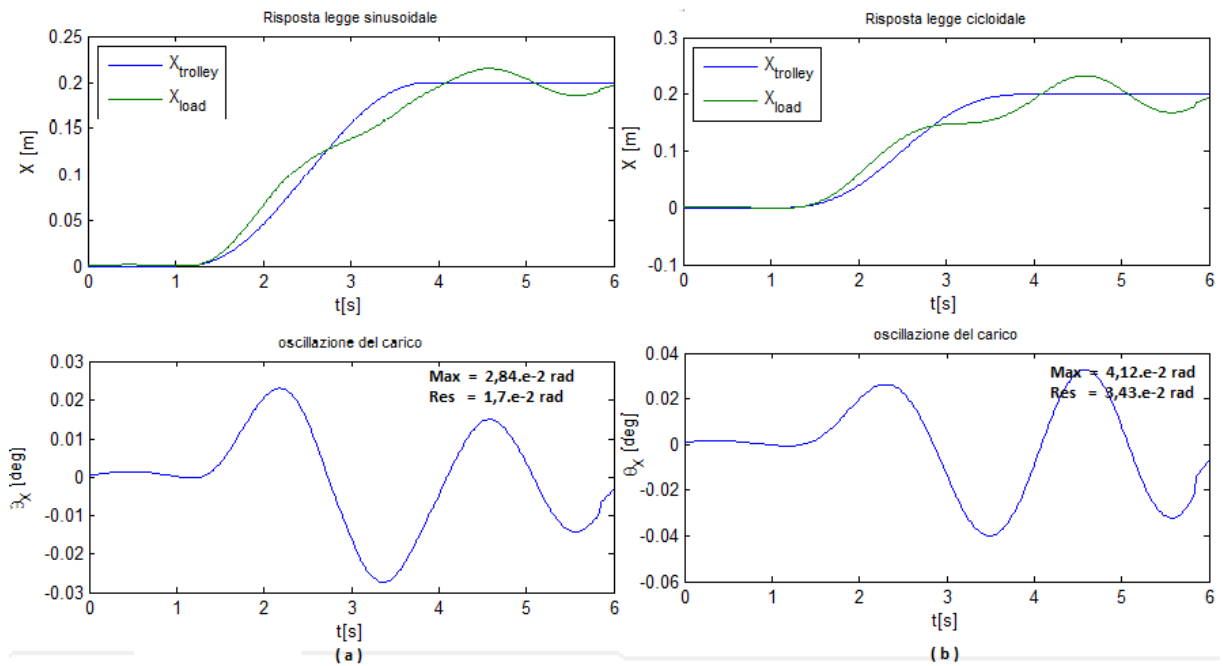


Figura 7.4 risposta del sistema alla legge sinusoidale senza shaping (a) e alla legge cicloidale senza shaping ( b )

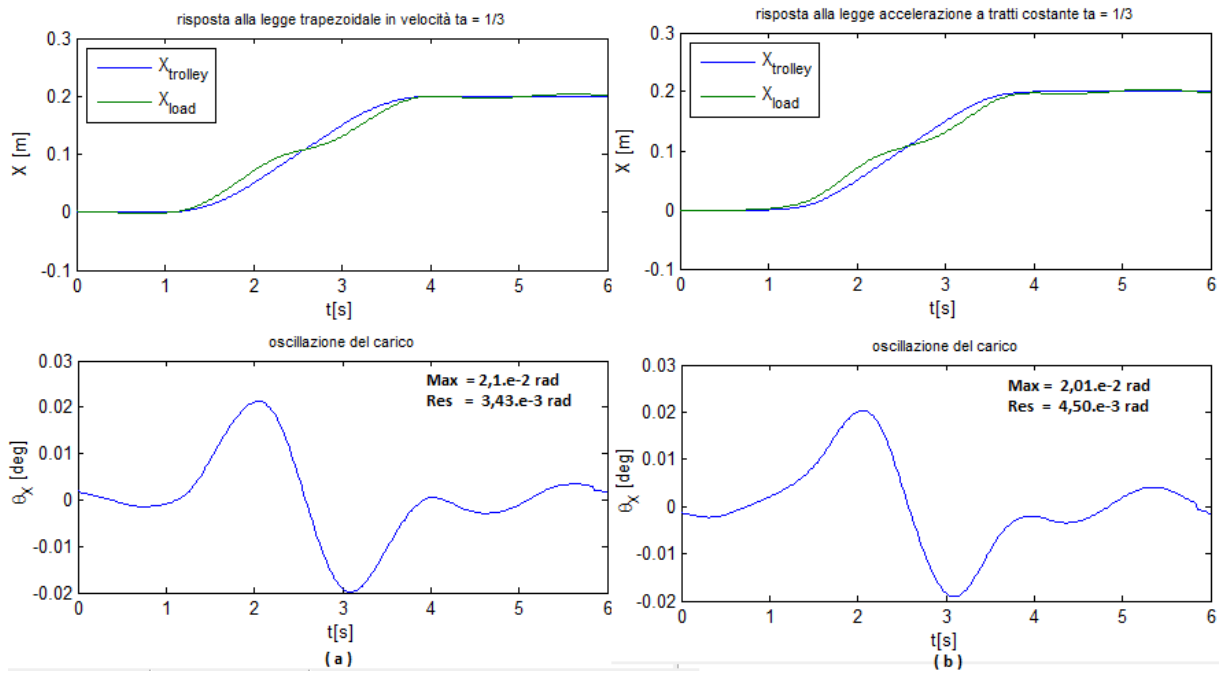


Figura 7.5 risposta del sistema alla legge trapezoidale  $t_a=1/3$  senza shaping(a) e alla legge accelerazione a tratti costante senza shaping( b)

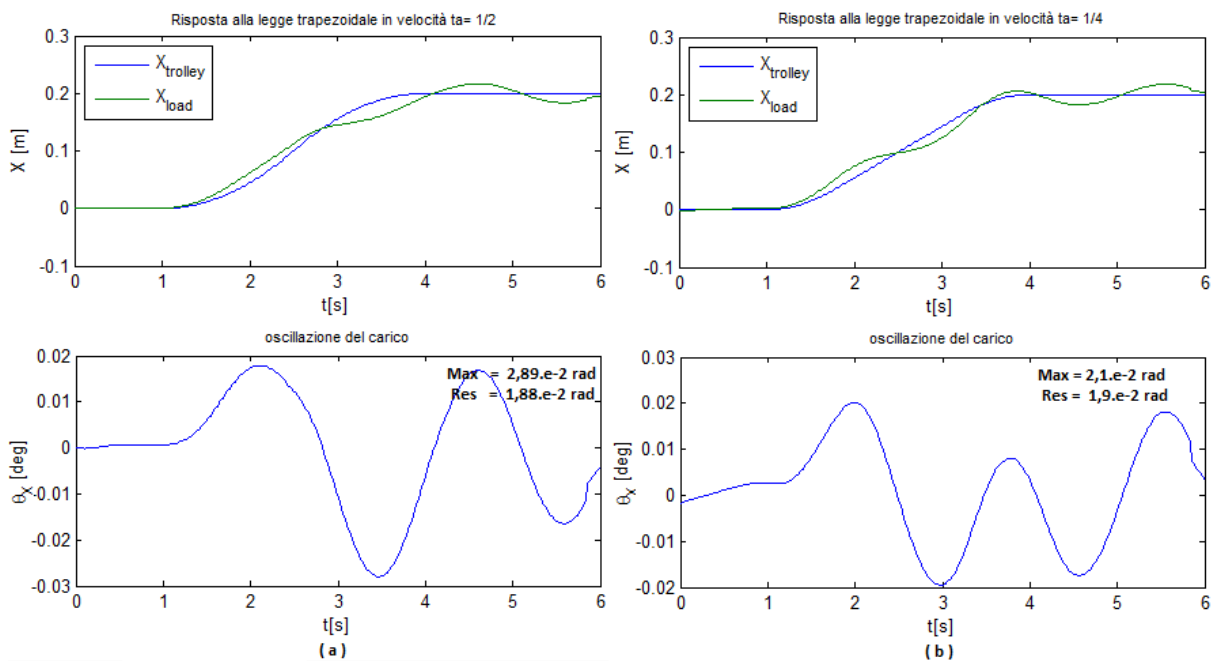
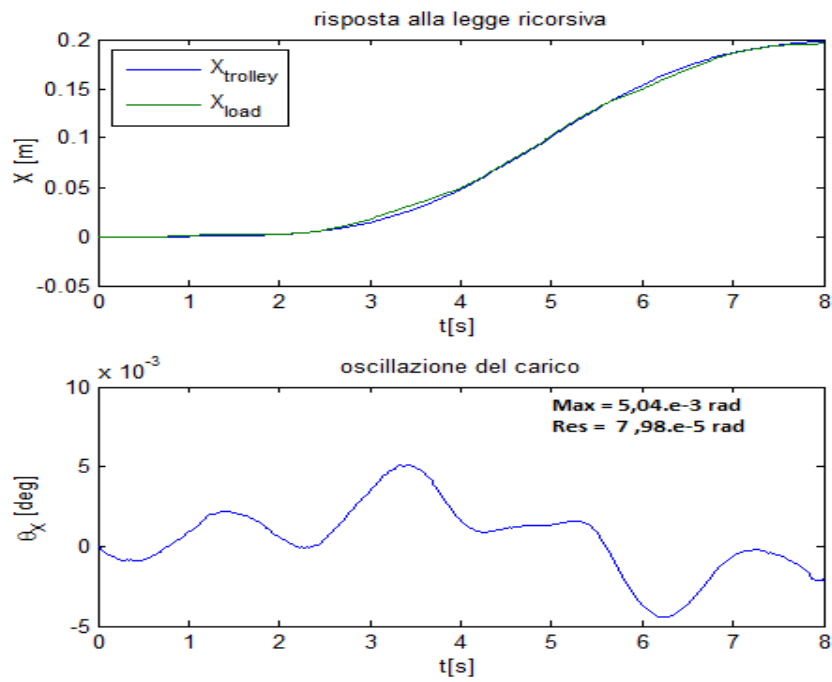


Figura 7.6 risposta del sistema alla legge trapezoidale  $t_a=1/2$  senza shaping(a) e alla alla legge trapezoidale  $t_a=1/4$  senza shaping( b)

Dalle figure 7.3 (a) e 7.4 come è si visto in simulazione, a fronte della legge armonica, trapezoidale in velocità ( $t_a=1/3$ ), Lee ( $t_a=1/3$ ), accelerazione a tratti ( $t_a = 1/3$ ) si ha una riduzione notevole delle oscillazione residue. Mentre per la legge ellittica figura 7.3 non è verificato il risultato della simulazione.

## Legge ricorsiva



*Figura 7.7 risposta del sistema alla legge ricorsiva*

Si noti per la legge ricorsiva un andamento perfetto del carico con angolo di oscillazione piccolissimo in transitorio e nullo a regime. Questo però non è affatto interessante dal punto di vista del azionamento perché richiede un tempo molto grande.

## 7.3.2 Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge + metodo di shaping

### 7.3.2.1 Con lo ZV

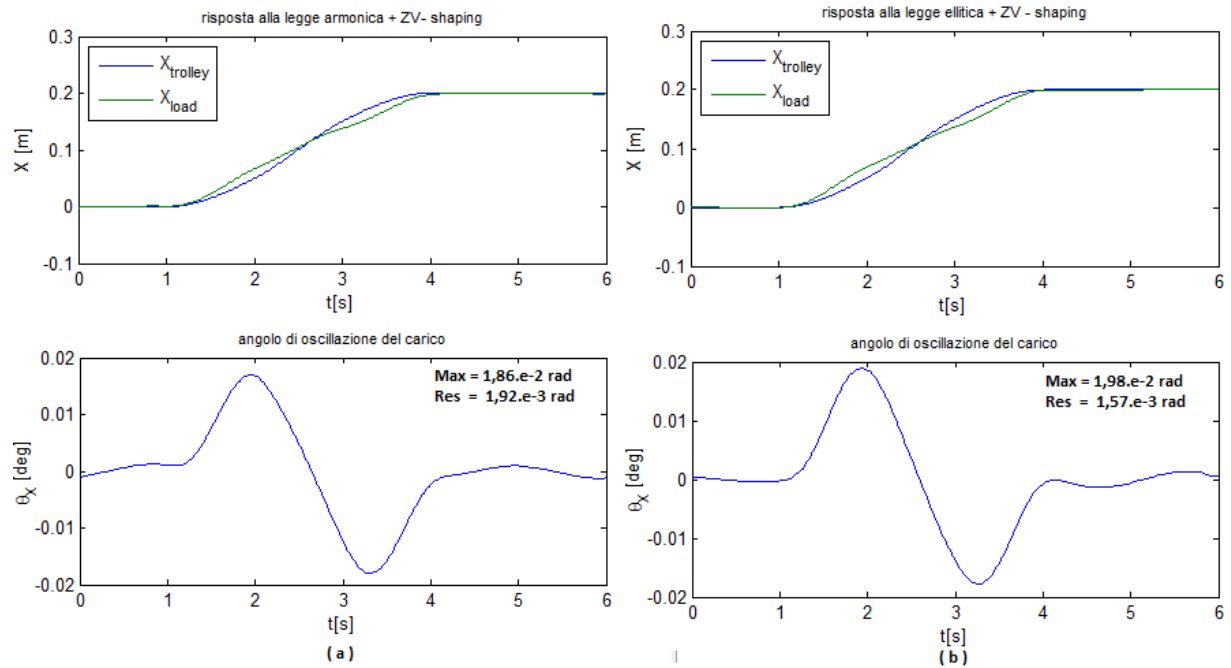


Figura 7.8 risposta del sistema alla legge armonica + ZV shaping (a) e alla legge ellittica + ZV shaping (b)

La figura 7.8 mostra un miglioramento delle oscillazione sia in transitorio che in residua, per la legge armonica (a) e la legge ellittica (b). Esse e la legge di Freudenstein modificata e Freudenstein 1-3- 5 figura 7.9 confermano i risultati di simulazione. La Freudenstein modificata migliora soprattutto l'oscillazione nel transitorio.

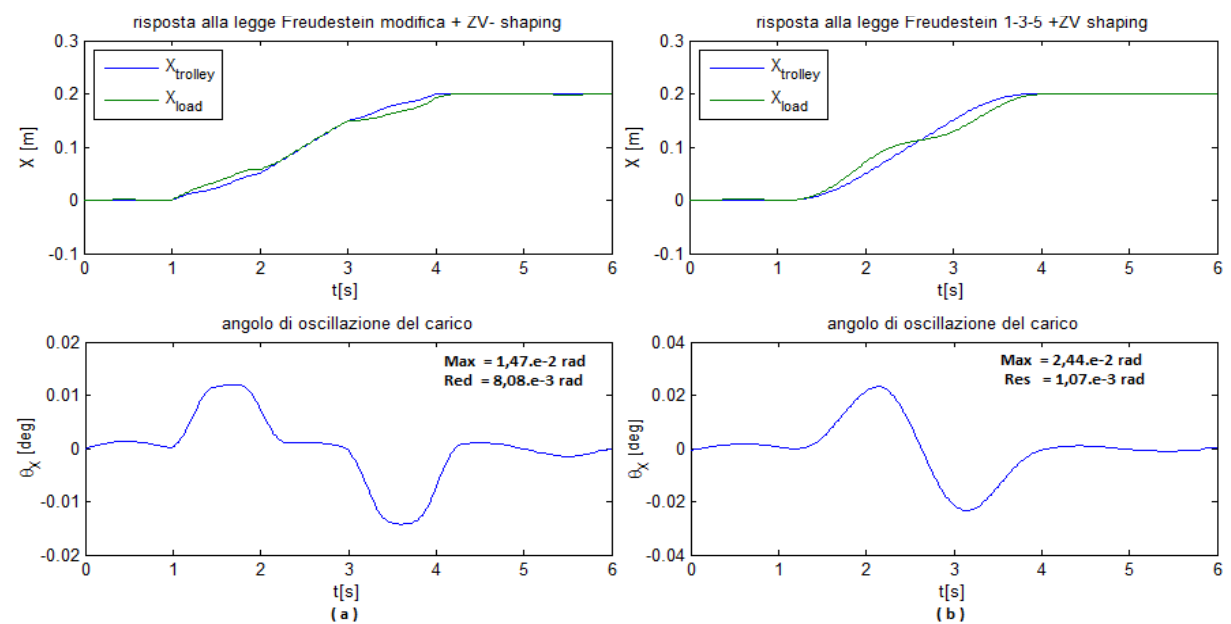


Figura 7.9 risposta del sistema alla legge Freudenstein modificata + ZV shaping (a) e alla legge Freudenstein 1-3-5 + ZV shaping (b)

### 7.3.2.2 Con lo ZVD

A causa della compensazione dei ritardi si ha un tempo di pianificazione appena superiore a 1 secondo. Questa compensazione provoca l'aumento dell'accelerazione e quindi delle oscillazione massime. Si può osservare una stabilità della condizione "di zero vibration".

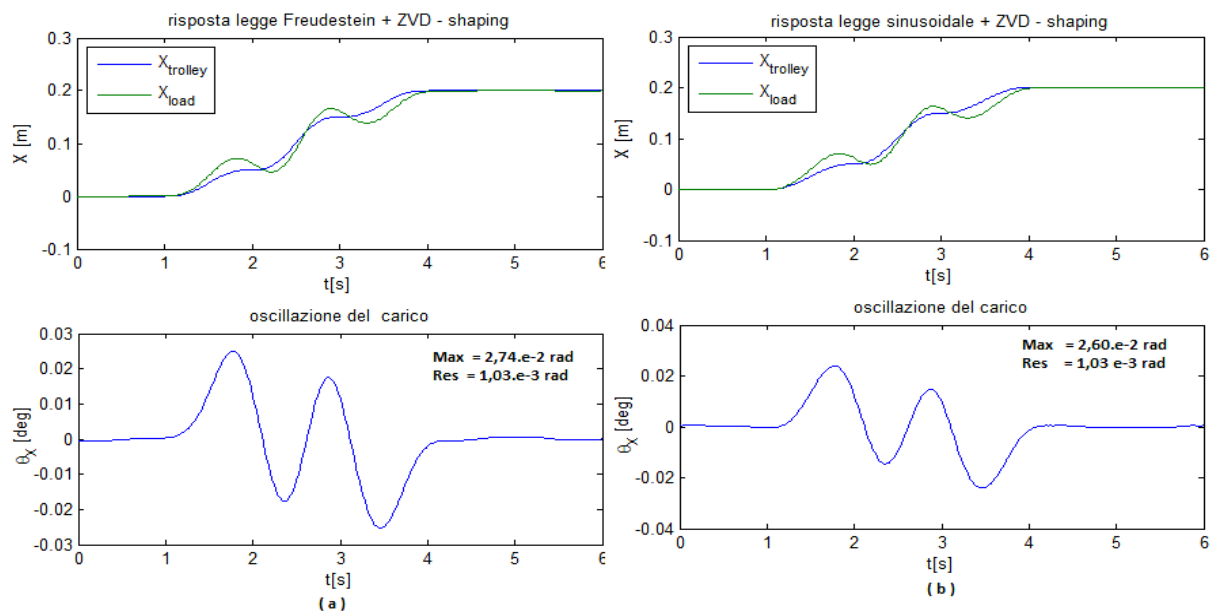


Figura 7.10 risposta del sistema alla legge Freudenstein 1-3 ZVD shaping (a) e alla legge sinusoidale ZVD shaping (b)

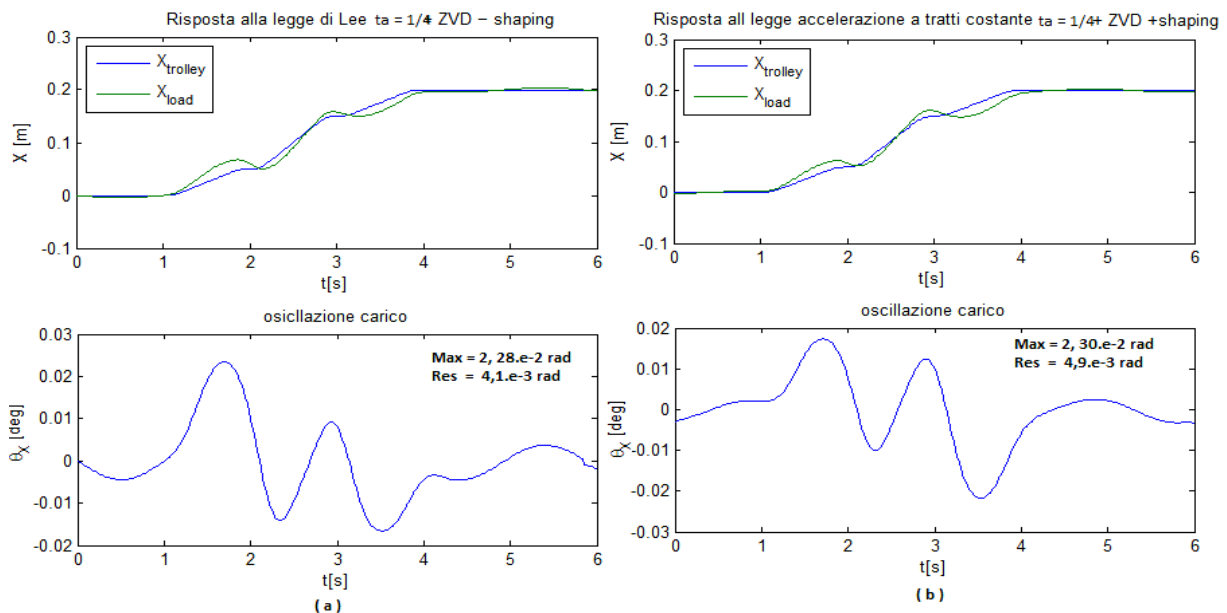


Figura 7.11 risposta del sistema alla legge Lee  $\frac{1}{4}$  + ZVD shaping (a) e alla legge accelerazione a tratti + ZVD shaping (b)

### 7.3.2.3 Con la Extra Insensitive

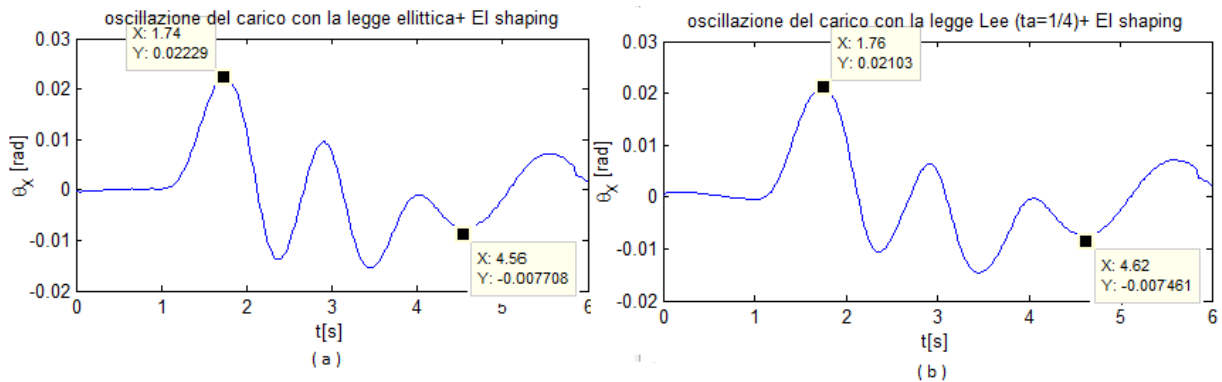


Figura 7.12: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge ellittica+ EI-shaping (a) legge Lee+ EI-shaping (b)

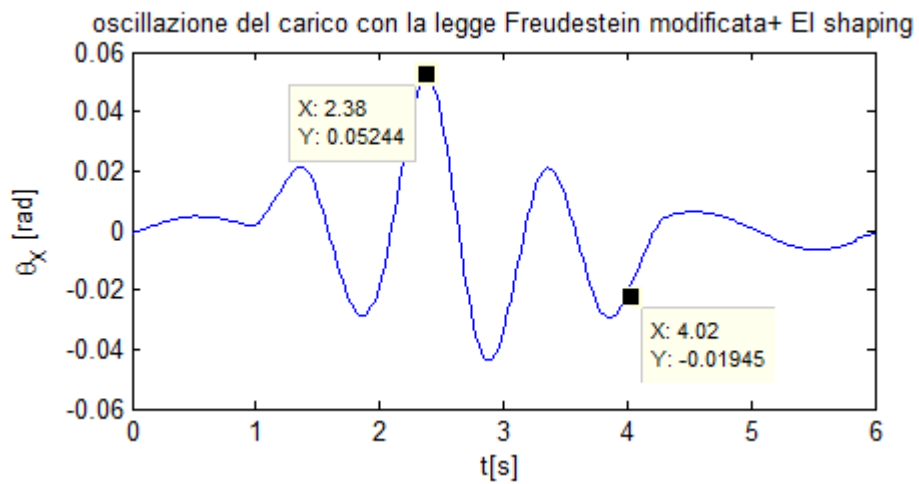


Figura 7.13: angolo di oscillazione in corrispondenza alla convoluzione di una legge Freudstein modificata + EI-shaping

### 7.3.2.4 Con lo ZVDD, TWO HUMP EXTRA INSENSITIVE, THREE HUMP EXTRA INSENSITIVE

Per lo ZVDD e il Two Hump extra insensitive, il tempo di pianificazione dopo compensazione è di 0.0175 s, i profili di accelerazione non sono più rispettati per qualsiasi legge. L'accelerazione in corrispondenza di questo tempo presenta un profilo impulsivo di ampiezza che varia bruscamente tra valori negativi e positivi troppo grande. Ne consegue una richiesta maggiore di coppia agli attuatori che non sempre può essere erogata. Per il nostro caso come si vede in figura 7.13 e 7.14 il sistema di attuazione non riesce a rispettare la traiettoria pianificata, imponendo uno spostamento a scatti del robot. I valori delle oscillazioni in questo caso sono alti e soprattutto non accettabili sia in transitorio che a regime.

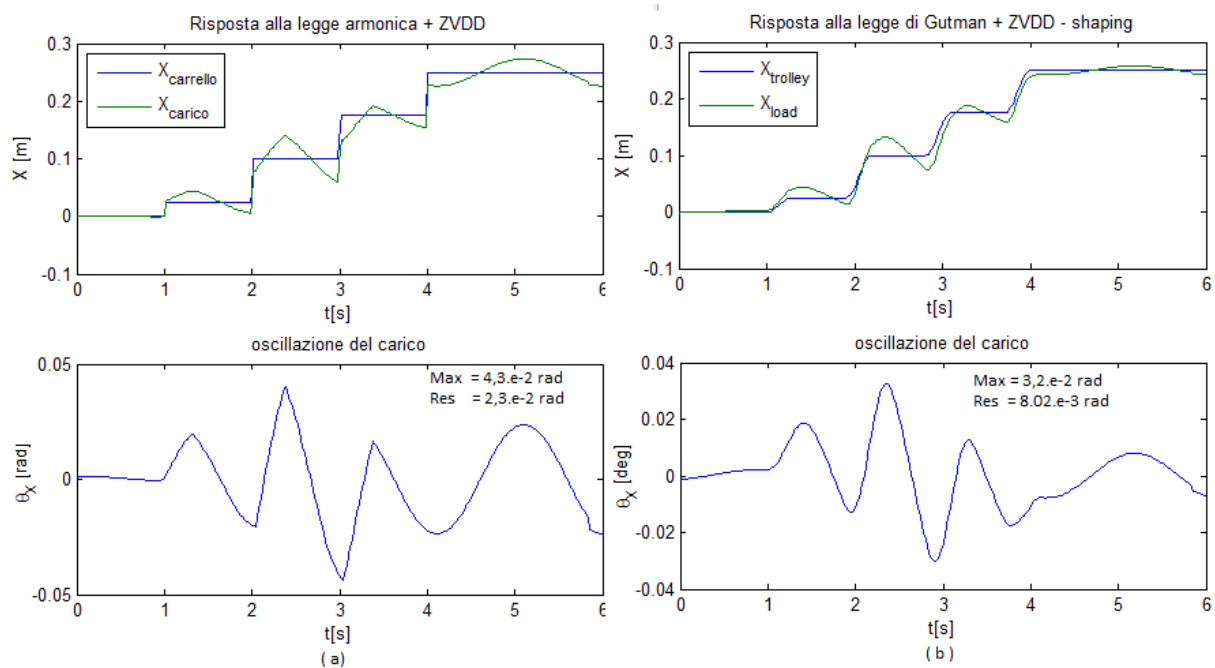


Figura 7.13 risposta del sistema alla legge armonica  $\frac{1}{4}$  + ZVDD shaping (a) e alla legge Gutman + ZVDD shaping (b)



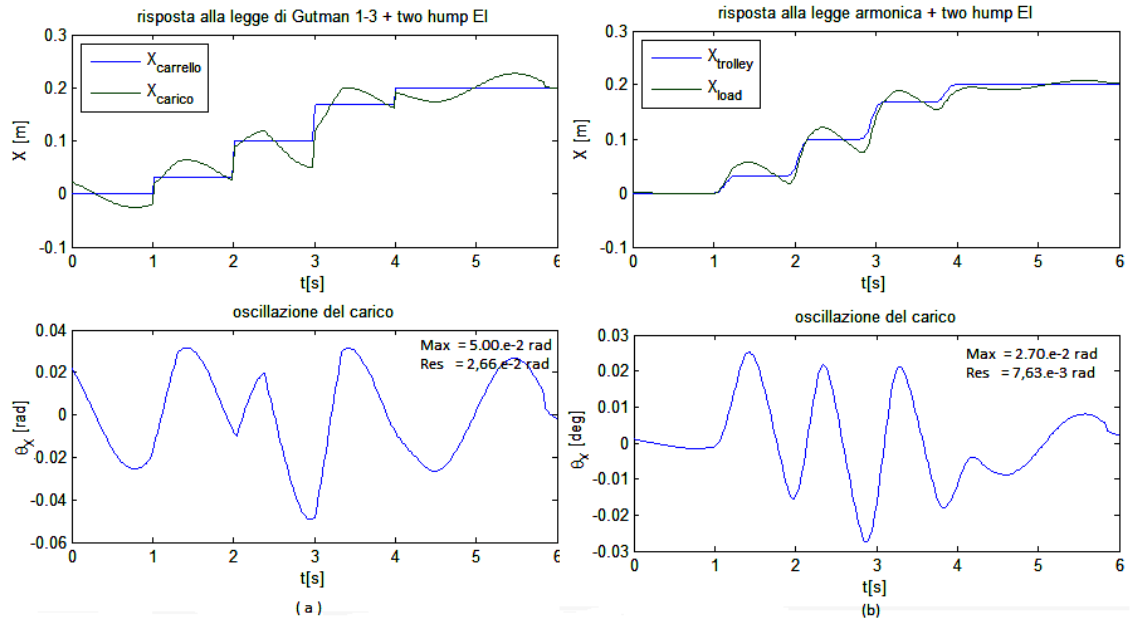


Figura 7.14 risposta del sistema alla legge Gutman + two Hump EI shaping (a) e alla legge armonica + two Hump EI shaping (b)

### 7.3.2.5 Con ZV Negativo e EI negativo

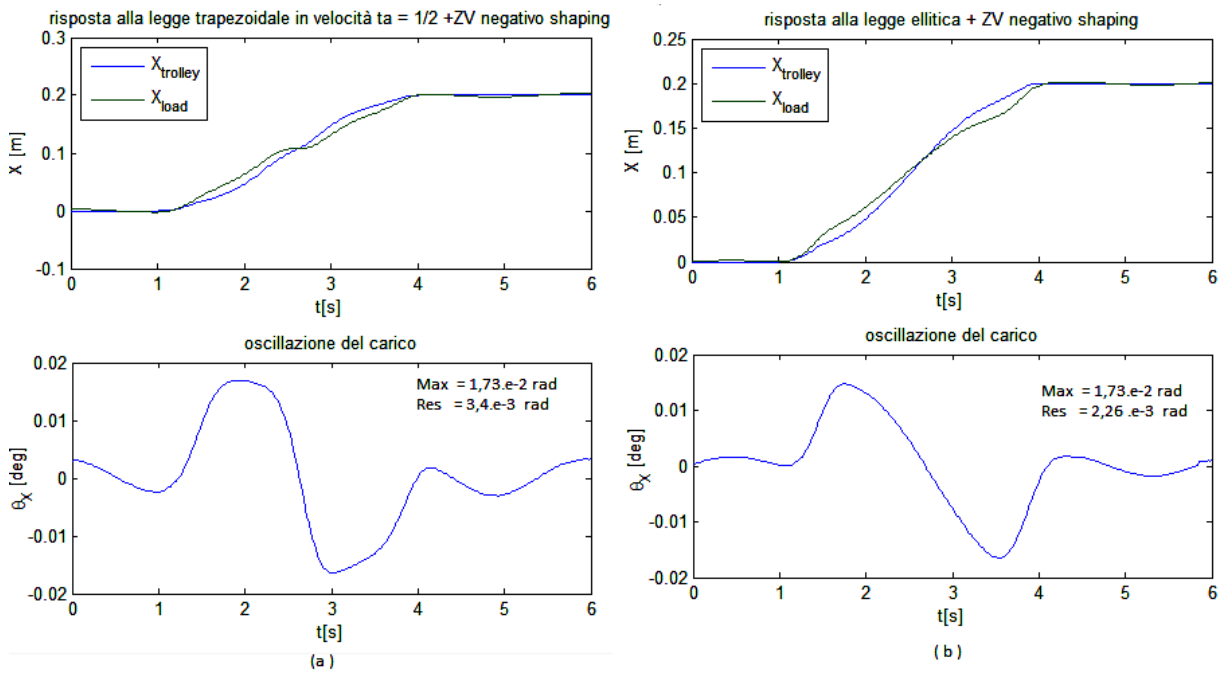


Figura 7.15 risposta del sistema alla legge trapezoidale in velocità  $1/2$  + NZV shaping (a) e alla legge armonica + NZV shaping (b)

### 7.3.2.6 Con il MISZV tre impulsi e MISZV cinque impulsi

Il risultati ottenuti confermano quanto detto in simulazione. Si osserva una buona riduzione delle oscillazioni nel transitorio. Questa tecnica risulta ottima per processi per cui è tollerato un certo margine di oscillazioni nel transitorio.

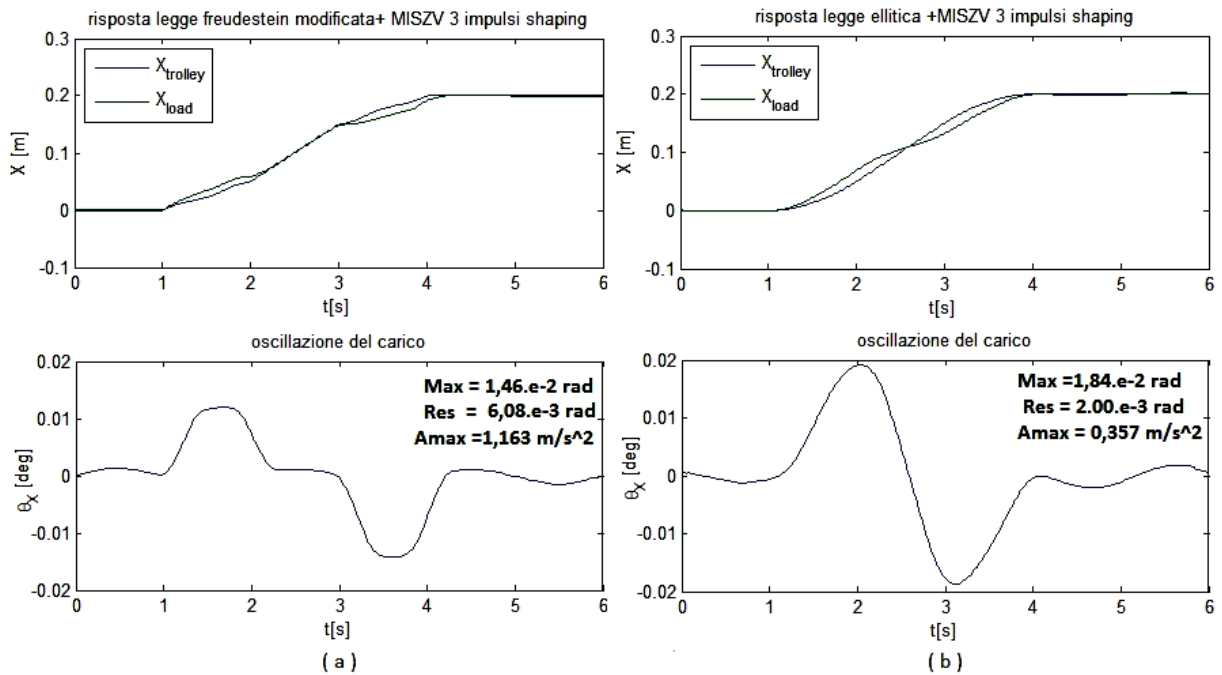


Figura 7.15 risposta del sistema alla legge Freudenstein modificata + MISZV tre impulsi shaping (a) e alla legge ellittica+ MISZV tre impulsi shaping (b)

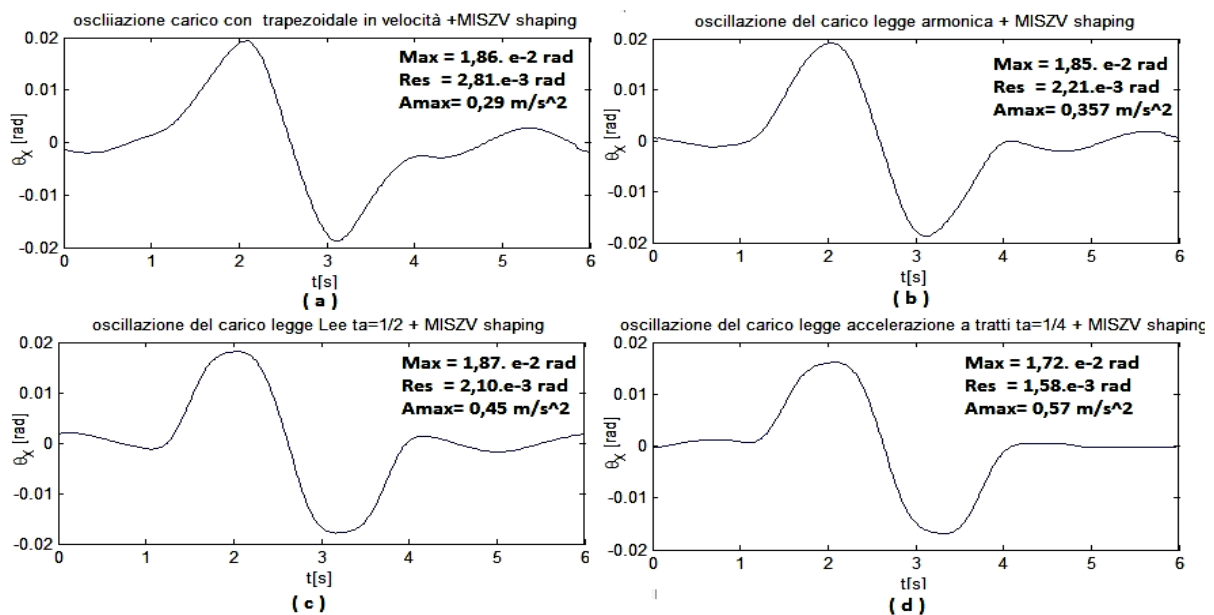
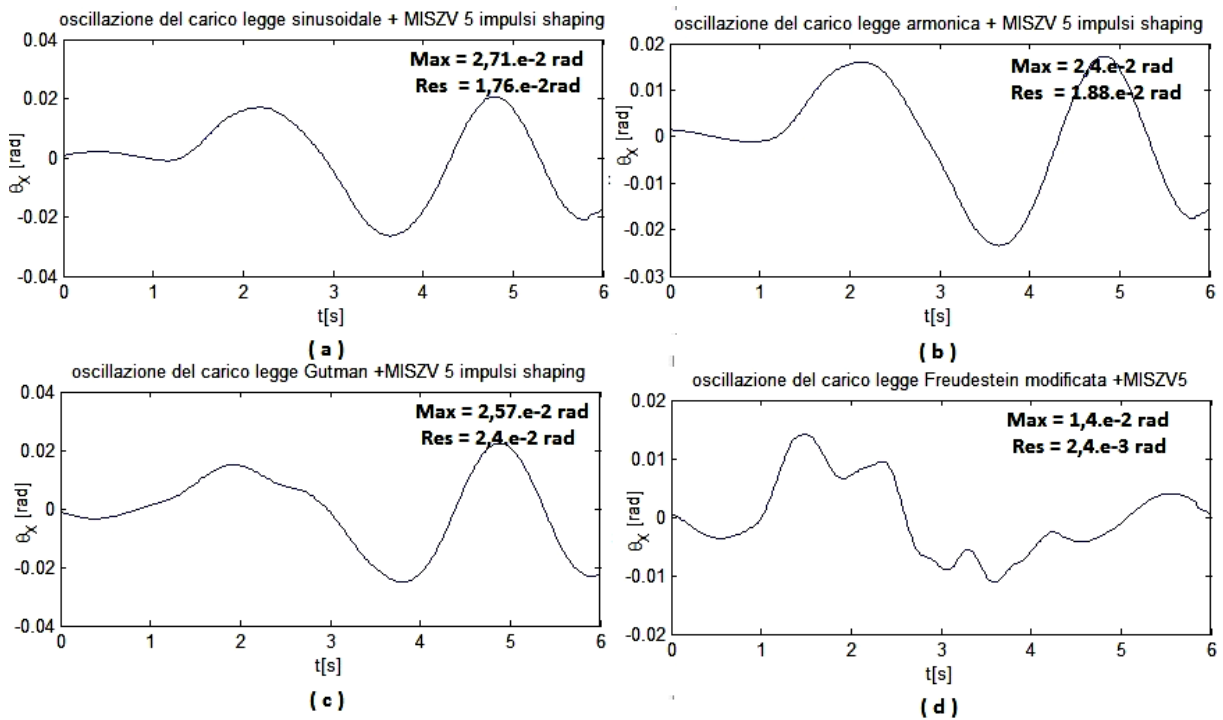


Figura 7.16 risposta del sistema alla legge trapezoidale in velocità + MISZV 3 impulsi shaping (a) e alla legge armonica + MISZV 3 impulsi shaping (b), legge Lee + MISZV 3 impulsi shaping (c) legge accelerazione a tratti  $\tau_a = 1/4$  + MISZV 3 impulsi shaping (d)

### 7.3.2.7 Con MISZV 5 impulsi

Come nella simulazione risultati non sono di grande interesse.



*Figura 7.17 risposta del sistema alla legge sinusoidale + MISZV 5 impulsi shaping (a) e alla legge armonica + MISZV 5 impulsi shaping (b), legge Gutman + MISZV 5 impulsi shaping (c) legge Freudenstein + MISZV 5 impulsi shaping (d)*

### 7.3.2.8 Con la WBC in feedforward

Il carico risente minore oscillazione nel transitorio in corrispondenza a tutte le leggi. Ma si ritengono un buon compromesso in termini di accelerazione massima, di oscillazione residue e di oscillazione massima, le legge armonica, ellittica e accelerazione a tratti.

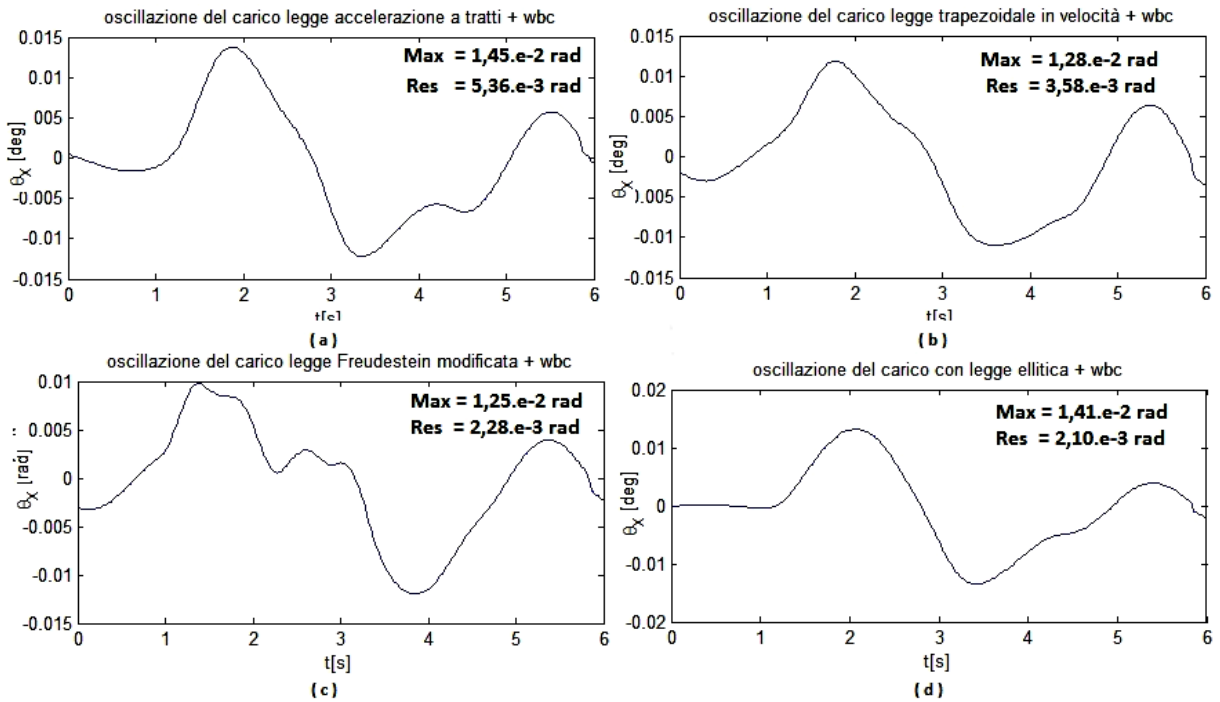


Figura 7.17 risposta del sistema alla legge accelerazione a tratti + WBC feedforward (a) e alla legge armonica + WBC feedforward (b), legge Gutman + WBC feedforward (c) legge Freudstein + WBC feedforward (d)

### 7.3.2.9 Con i filtri

I risultati sperimentali ottenuti come si può vedere in figura 7.18 e 7.19 confermano le affermazioni fatte in simulazione (vedi figura 6.23).  $C'$  è minimo scostamento tra i valori ottenuti in simulazione e nella sperimentazione. Questo è dovuto solo alle condizioni ambientali di sperimentazione.

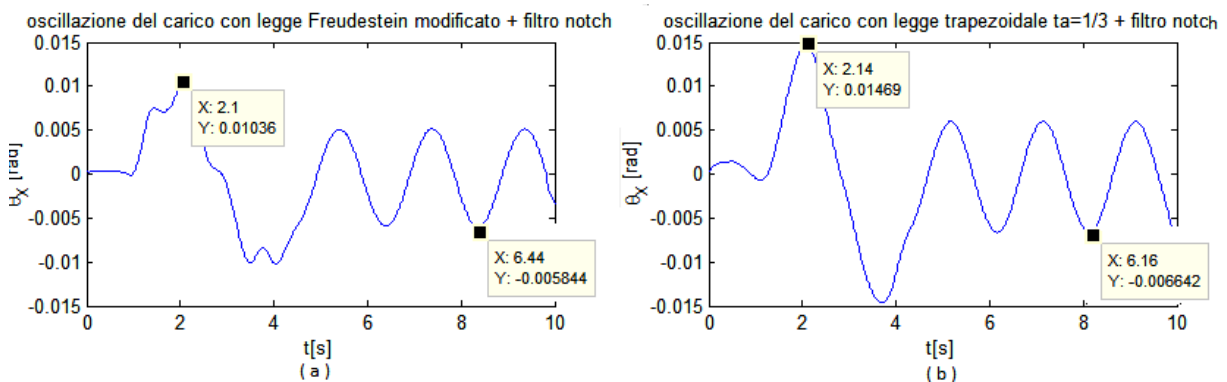
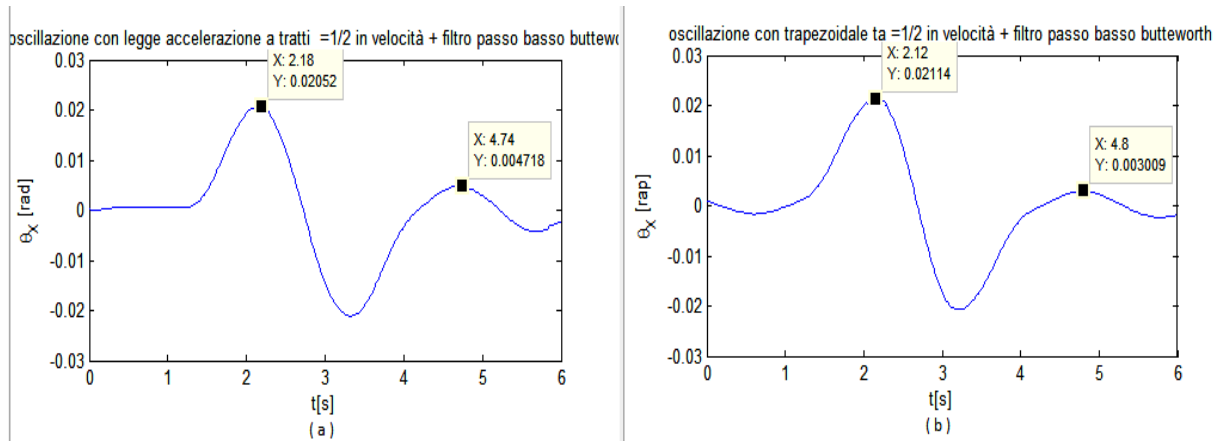


Figura 7.18 risposta del sistema alla legge Freudstein modificata + filtro notch (a) e alla legge trapezoidale  $t_a=1/3$  + filtro notch (b)

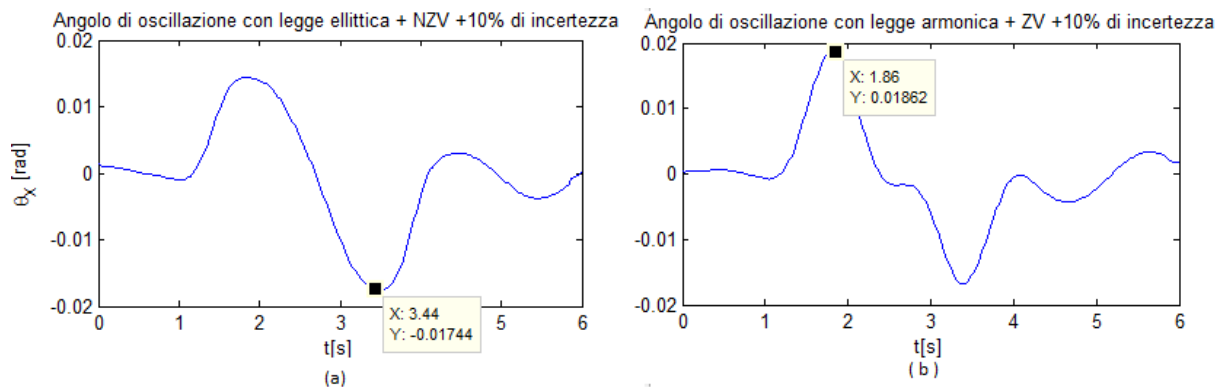


*Figura 7.19 risposta del sistema alla legge accelerazione a tratti  $t_a = 1/2 +$  filtro passo basso butterworth (a) e alla legge trapezoidale  $t_a = 1/2 +$  filtro passo basso butterworth (b)*

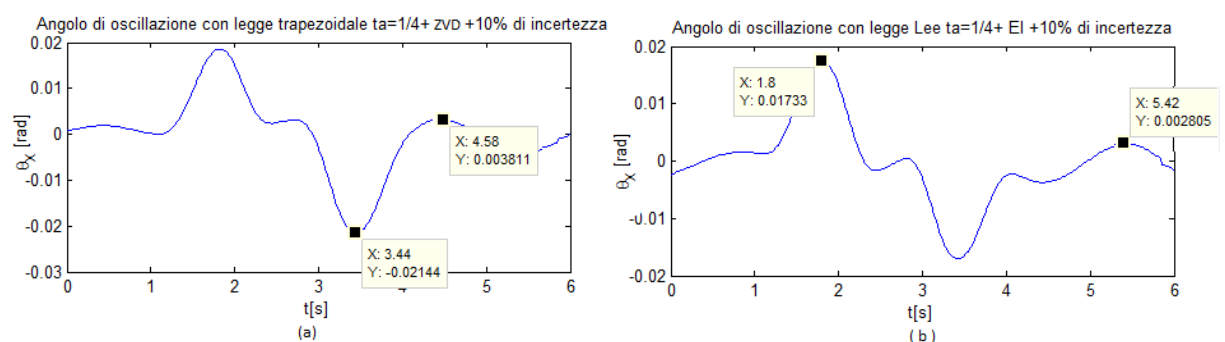
### 7.3.3 Risposta all'incertezza sulla la frequenza

Per valutare l'efficacia dei metodi robusti, abbiamo introdotto una incertezza di 10% nella pulsazione del carico. Si può verificare come confrontando i risultati nelle figure 7.19, 7.8 e 7.15 che la condizione di "zero vibration" in corrispondenza dello ZV shaper e lo ZV shaper negativo è violata. Si osserva un aumento considerevole delle oscillazione residue, mentre si ha una stabilità nelle oscillazioni massime.

Per quanto riguarda gli shapers robusti oppure a oscillazione tollerabile, si noti una stabilità delle condizioni relative a l'oscillazione residua. In effetti confrontando i risultati della figura 7.20 con quelli delle figure 7.11 e 7.12 del sistema senza incertezza, si noti una omogeneità tra le grandezze dell'oscillazione residua in entrambi casi. Meglio si noti un per certi casi un miglioramento, questo fatto però non è rilevante perché dipende delle condizione di misura che possono affettare i risultati.



*Figura 7.19 Risposta del carico con incertezza di 10% sul valore de la frequenza di oscillazione per legge ellittica + NZV (a), legge armonica + ZV*



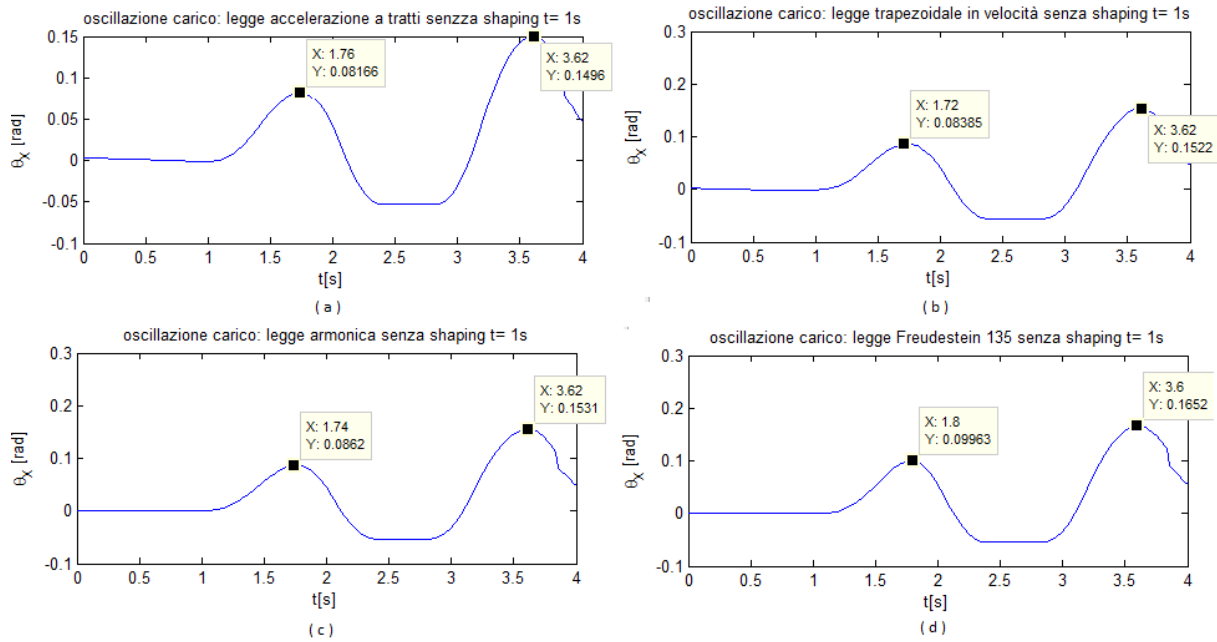
*Figura 7.20 Risposta del carico con incertezza di 10% sul valore de la frequenza di oscillazione per legge trapezoidale in velocità  $ta = \frac{1}{4} + ZVD$  (a), legge Lee + EI*

## 7.4 Risposta del sistema per dinamiche elevate

A causa delle richieste industriali dei sistemi a dinamiche elevate, ci si è proposta di valutare gli accorgimenti fatti nel punto 7.3 per un tempo di azionamento di 3s, in una pianificazione a tempo più breve di un secondo. Ovviamente come si può aspettare, un tempo breve di azionamento limita l'uso degli shapers con durata temporale superiore al tempo di azionamento. Perciò in questa parte ci limiteremo alla valutazione delle convoluzioni di leggi con la ZV shaping la NZV shaping e con il feedforward.

### 7.4.1 Risposta dell'angolo del carico ad una legge di moto

Come ci fa notare la la figura 7.21 con dinamiche elevate si ha un aumento delle oscillazione sia nel transitorio che nell'oscillazione residua. Però le oscillazioni residue risultano ancora molto aumentate rispetto a transitorio in effetti sono superiore a l'oscillazione massima in transitorio. Indipendentemente della legge il profilo delle oscillazioni è lo stesso i valori differiscono di poco.



*Figura.7.21 Oscillazione del carico senza shaping  $T=1s$  con legge accelerazione a tratti  $ta=1/4$  (a), trapezoidale in velocità  $ta=1/4$  (b), legge armonica (c) e legge Freudenstein 1-3-5(d)*

## 7.4.2 Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + ZV shaping

Nella convoluzione di una legge di moto e lo shaper ZV si ha esattamente gli stessi risultati qualitativi analoghi del caso a tempo di azionamento di 3 secondi. Una riduzione quasi nulla delle vibrazione residue e una stabilità dei valori di oscillazioni massimi in corrispondenza ad una determinata legge.

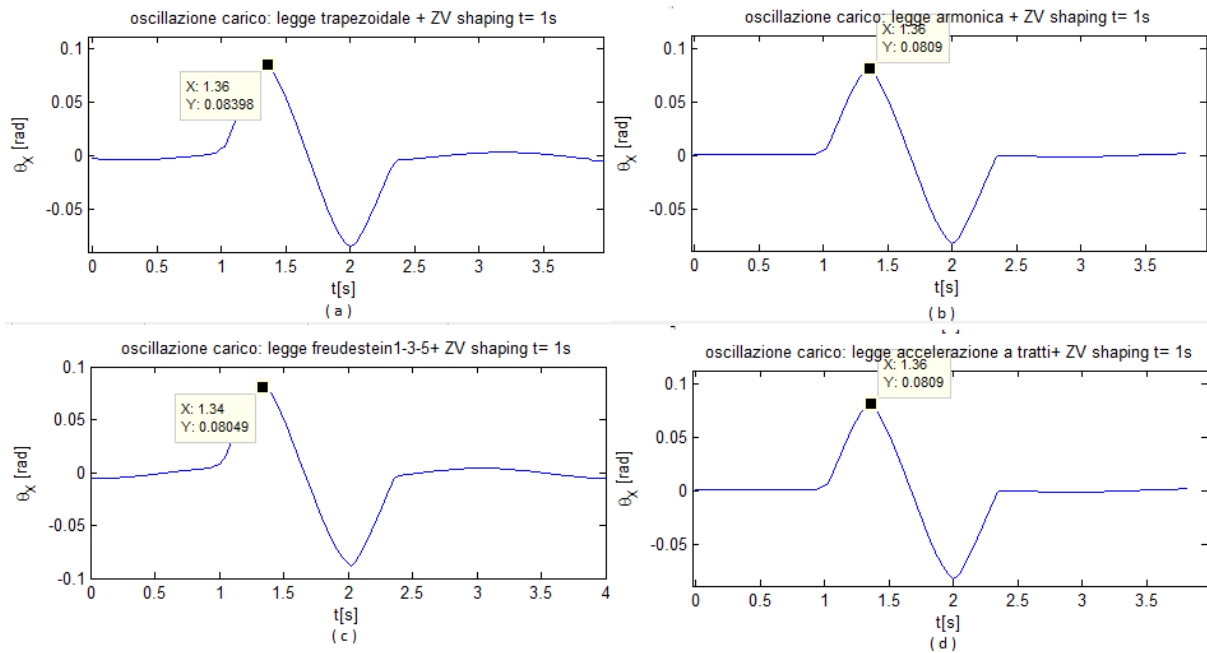


Figura.7.22 Oscillazione del carico con ZV shaping  $T=1s$  con legge trapezoidale in velocità  $ta=1/4$  (a), legge armonica (b), legge Freudenstein 1-3-5 (c) e legge accelerazione a tratti  $ta=1/4$  (d)

### 7.4.3 Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + NZV shaping

Risultati qualitativi analoghi al caso col tempo di azionamento 3 secondi.

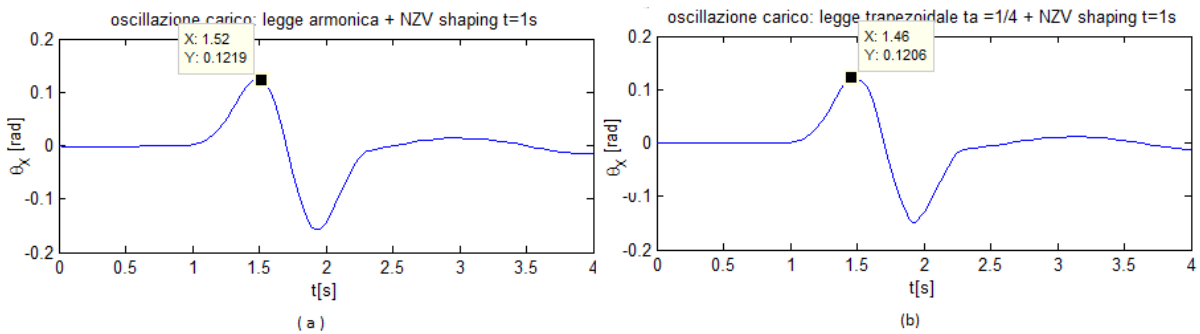
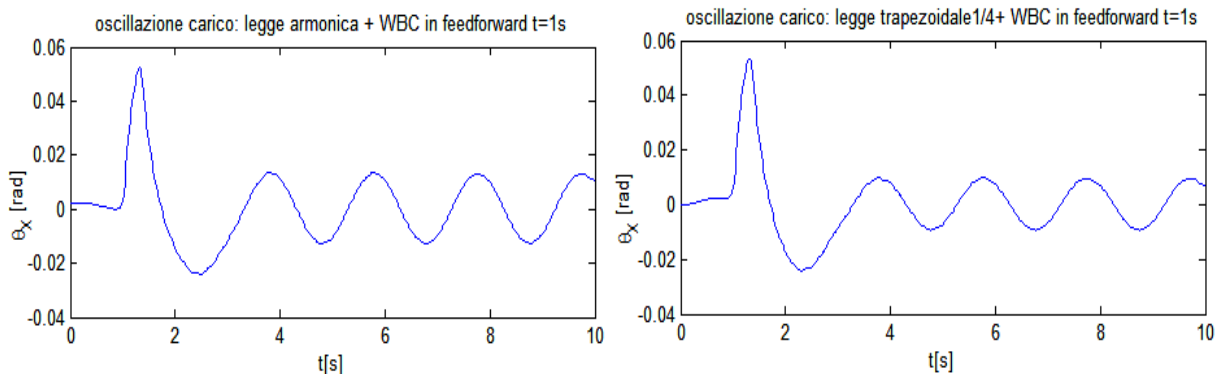


Figura.7.23 Oscillazione del carico con NZV shaping  $T=1s$  con legge armonica  $ta=1/4$  (a), legge trapezoidale  $1/4$  (b).



#### 7.4.4 Risposta dell'angolo del carico ad una convoluzione legge di moto + WBC in feedforward

Risultati qualitativi analoghi al caso col tempo di azionamento 3 secondi.



*Figura.7.24 Oscillazione del carico con WBC in feedforward  $T=1s$  con legge armonica  $t_a=1/4$  (a), legge trapezoidale 1/4 (b).*

## 8 CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi si è proposto di studiare ed analizzare in simulazione e sperimentalmente la possibilità di ridurre le oscillazioni del carico durante il trasporto dei carichi sospesi mediante una pianificazione ottima della traiettoria del sistema di trasporto. Il caso di studio è stato quello del controllo della dinamica oscillatoria di un sistema carro ponte a due gradi di libertà.

Nella prima parte, dopo aver definito il modello dinamico del sistema, si è proposta di fare una analisi teorica e simulativa di un insieme di leggi di moto dedicate all'automazione e presenti in letteratura, in seguito è stata sviluppata una legge dedicato alla movimentazione del carro ponte. I primi accorgimenti dimostrano grandi oscillazioni per la quasi totalità delle traiettorie dedicate all'automazione. Alcuni come la legge armonica, ellittica, trapezoidale in velocità ( $t_a=1/3$ ) e accelerazione a tratti costante ( $t_a=1/3$ ) hanno una risposta interessante dal punto di vista delle oscillazione a regime. In effetti hanno a regime oscillazioni residue non nulli ma molte basse rispetto ad altre leggi. Le leggi sviluppati per il carro ponte sono progettati sulla base della conoscenza della dinamica, esse presentano lo svantaggio di avere un tempo di azionamento superiore o uguale al doppio del periodo di oscillazione e quindi non possono essere utilizzate per azionamenti a tempo breve.

Nell'idea di ottimizzare la scelta di una traiettoria, per contrastare le oscillazioni, sono stati introdotti diversi metodi di modifica della traiettoria di riferimento mediante tecniche di input shaping, Wave-Based Control (WBC) e filtri.

La seconda parte che riguarda la modifica (l'ottimizzazione delle traiettorie). Tramite l'uso degli shapers e altre tecniche citati sopra, si propone di ottimizzare la risposta della dinamica oscillatoria del carico. I risultati in simulazioni e sperimentali concordano e dimostrano un miglioramento considerevole nella riduzione dell'oscillazione residua per i metodi di shaping (ZV, ZVD, ZVDD, EI) e dell'oscillazione massima nel transitorio (ZV negativo, EI negativo, MISZV tre impulsi. WBC, filtri). Inoltre i metodi di ottimizzazione (ZV, ZV negativo, MISZV, WBC e filtri) sintonizzati sulla dinamica del sistema, sono alterati a fronte di errore sui parametri della dinamica del sistema. Per i metodi ZVD, ZVDD, EI e Two hump EI, il sistema è più robusto a fronte di piccoli errori sui parametri del sistema. Tuttavia per i tempi di azionamento brevissimi, l'introduzione di metodi a robustezza elevata rende più difficile l'azionamento, a causa di un aumento e variazione dell'accelerazione a scapito di un

aumento delle vibrazioni in transitorio. Questo è dovuto alla compensazione dei ritardi introdotti dagli shapers e rende difficile l'attuazione a causa di una richiesta non sempre erogabile di coppie alte.

I risultati ottenuti dimostrano che una combinazione legge + shaping opportuna permette di soddisfare questi requisiti di oscillazione in transitorio e residua bassa. Perché la risposta oscillatoria da questa combinazione differisce secondo la legge e lo shaper. Una legge ottima in combinazione ad uno shaper non lo è in corrispondenza di un altro shaper.

Una prospettiva sarebbe quello di concentrarsi sul miglioramento delle leggi ad hoc per movimentazione dei carichi sospesi a tempo di azionamento breve e sintonizzati sulla dinamica oscillatoria del sistema.

## 9 Bibliografia

- [1]. T. Singh and W. Singhose, "Tutorial on Input Shaping/Time Delay Control of Maneuvering Flexible Structures," presented at American Control Conference, Anchorage, AK, 2002.
- [2]. Soon-Geul Lee, Nguyen Quang Hoang, Hyung Kim, Sang-Chan Moon, "Trajectory planning for overhead crane by trolley acceleration shaping", *Journal of Mechanical Science and Technology* 28 (7) 2014 1 -10
- [3]. W. Singhose, N. Singer, and W. Seering, "Comparison of Command Shaping Methods For Reducing Residual Vibration," in *Third European Control Conf.*, Rome, Italy, 1995, pp. 1126-1131
- [4]. Ho-Hoon Lee, "Motion Planning for Three-Dimensional Overhead Cranes with High-Speed Load Hoisting," *International Journal of Control*, Vol. 78, No. 12, pp. 875-886, 2005.
- [5]. Stefano Draganti, "Nuovi sviluppi nel controllo della traiettoria di un carico sospeso mediante tecniche Wave\_Based", tesi di laurea magistrale ingegneria meccatronica , università degli studi di Padova , pp 70 – 90, 2014
- [6]. Roberto Meneghello, " Pianificazione del moto con tecniche di input shaping ", tesi di laurea, università degli studi di Padova, pp 1-11, 2011
- [7]. Dario Richiedei e Alberto Trevisani. \_Delayed Reference Anti Swing Control of Overhead Crane Systems\_. In: *multibody dynamics 2* (2011).
- [8]. W. Singhose, N. Singer, and W. Seering, "Design and Implementation of Time-Optimal Negative Input Shapers," in *International Mechanical Engineering Congress and Exposition, DSC 55-1*, Chicago, IL, 1994, pp. 151-7
- [9]. "<http://www.dii.unimore.it/~lbiagiotti/MaterialeDidattico0809/CA-09-PianificazioneTraiettorieDispensa.pdf>" ultima consultazione 05/07/2015