

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI DOTTORATO IN INGEGNERIA AEROSPAZIALE, NAVALE E

DELLA QUALITÀ – XXIII CICLO

TESI DI DOTTORATO

**SVILUPPO DI UN INNOVATIVO DISPOSITIVO DI
SMORZAMENTO SEMIATTIVO, BASATO SU TECNOLOGIA
PIEZOELETTRICA PER IL CONTROLLO STRUTTURALE
ANTISISMICO DI EDIFICI**

RELATORE:
CH.MO PROF. ING. LEONARDO LECCE

CANDIDATO:
ING. ROMEO DI LEO

INDICE

Ringraziamenti	1
Introduzione e motivazioni del lavoro di ricerca	3
CAPITOLO 1:	
STATO DELL'ARTE DEL CONTROLLO STRUTTURALE	
1.1 Il controllo strutturale	9
1.2 Principi base dei dispositivi di controllo strutturale	23
1.3 Sistemi passivi di controllo strutturale	26
1.3.1 Dispositivi di isolamento	26
1.3.2 Metallic yield dampers	27
1.3.3 Friction dampers	29
1.3.4 Viscoelastic dampers	30
1.3.5 Viscous fluid dampers	32
1.3.6 Tuned mass dampers	33

1.3.7 Tuned liquid dampers	34
1.4 Sistemi attivi ed ibridi di controllo strutturale	35
1.4.1 Active mass damper systems	37
1.4.2 Hybrid mass damper system	40
1.5 Sistemi semiattivi di controllo strutturale	42
Semi-active stiffness control device	44
1.5.2 Friction control devices	47
1.5.3 Electrorheological dampers	60
1.5.4 Magnetorheological dampers	68
1.5.5 Fluid viscous dampers	72

CAPITOLO 2

IDEA PER LO SVILUPPO DI UN UN NUOVO DISPOSITIVO DI CONTROLLO

2.1 Premessa	80
2.2 Scelta del telaio e dell'eccitante sismica	82
2.3 Ideazione dello schema per lo sviluppo di un nuovo dispositivo di controllo	87

CAPITOLO 3

ALGORITMO DI SIMULAZIONE SVILUPPATO IN SIMULINK ED INDIVIDUAZIONE DEI REQUISITI DI PROGETTO PER LO SMORZATORE

3.1 Premessa	98
3.2 Algoritmo di simulazione Earthsim	99
3.3 Andamenti temporali della risposta per il segnale di progetto scelto	104

3.4	Target progettuali ed individuazione delle caratteristiche degli smorzatori	113
3.5	Algoritmo di controllo	125
3.6	Conclusioni	126

CAPITOLO 4

DIMENSIONAMENTO, PROGETTAZIONE DELLO SMORZATORE E SCELTA DEI SUOI COMPONENTI

4.1	Premessa	127
4.2	Modifiche	127
4.3	Dimensionamento delle parti dello smorzatore	131
4.3.1	Asta di collegamento per il pistone	136
4.3.2	Cilindro esterno, fondo amovibile e tappo di chiusura	137
4.3.3	Pistone cavo	139
4.3.4	Base	141
4.3.5	Disco di spinta	142
4.3.6	Semisfera	143
4.3.7	Alloggio molla	143
4.3.8	Molla	144
4.3.9	Cuneo di spinta	144

4.3.10	Pattino	
	145
4.4	Scelta dei componenti:piezo, amplificatore, sensore di forza e molla di precarico	146
4.4.1	Piezoelettrico ed amplificatore	146
4.4.2	Caratterizzazione del sensore di forza	148
4.5	Scelta del materiale d'attrito e valutazione sperimentale della sua rigidità	150
4.6	Prestazioni tecniche previste per il dispositivo	153

CAPITOLO 5

REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO FISICO DEL DISPOSITIVO, CARATTERIZZAZIONE E PROVE SPERIMENTALI

5.1	Costruzione del prototipo fisico del dispositivo	157
5.2	Caratterizzazione sperimentale del piezoelettrico	159
5.3	Descrizione Set-up di prova dello smorzatore	164
5.4	Esecuzione delle prove e valutazione dei risultati	168

CAPITOLO 6

BILANCIO CONCLUSIVO DELL'ATTIVITÀ E SVILUPPI FUTURI

6.1	Bilancio conclusivo dell'attività e sviluppi futuri	176
------------	--	-----

BIBLIOGRAFIA	180
---------------------------	-----

Ringraziamenti

Sento il vivo desiderio di porgere i miei ringraziamenti a tutti coloro che hanno contribuito alla realizzazione di questo lavoro di tesi, in modo particolare:

al Chiarissimo Prof. Ing. Leonardo Lecce, per avermi accolto fra i suoi dottorandi, per la disponibilità, la cortesia e per i suoi preziosi consigli

ai membri del progetto Tellus Stabilita da cui questo lavoro muove i suoi passi

a tutti i membri del Dipartimento d'Ingegneria Aerospaziale per la loro cortese attenzione e disponibilità

al personale dell'azienda Tini s.r.l per la sua collaborativa gentilezza.

Introduzione e motivazioni del lavoro di ricerca

Il presente lavoro muove i suoi passi dalla collaborazione tra il Dipartimento d'Ingegneria Aerospaziale D.I.A.S., unitamente ad altri dipartimenti dell'Università degli Studi di Napoli Federico II, ed il Consorzio T.R.E., nell'attuazione del Progetto di Ricerca del M.I.U.R., denominato "Tellus Stabilita",

Il progetto è stato rivolto alla sperimentazione di prodotti e tecniche innovative ed allo sviluppo di nuove metodologie per la protezione dell'ambiente costruito civile dal danno legato a sollecitazioni dinamiche ambientali, in modo particolare di tipo sismico.

Il progetto si è articolato su due linee di ricerca.

La prima ha riguardato gli strumenti per l'analisi del territorio e dell'ambiente costruito. Relativamente a quest'area di indagine, nel progetto sono stati sperimentati strumenti, individuate ed applicate metodologie, che consentano una rappresentazione dell'ambiente costruito e che siano di supporto per una rapida individuazione delle aree o delle strutture a rischio per quanto riguarda le sollecitazioni dinamiche ambientali.

La seconda linea di ricerca, relativa alle metodologie e tecnologie per il controllo strutturale, ha avuto come obiettivo la riduzione del rischio, derivante da sollecitazioni ambientali di tipo dinamico sulle costruzioni, attraverso un'attività di studio, sperimentazione e validazione di metodologie innovative.

In questa seconda area di indagine si è inserita l'attività del Dipartimento d'Ingegneria Aerospaziale da cui parte, come ulteriore sviluppo, il lavoro, qui proposto.

Considerando tra le fonti di rischio da sollecitazioni ambientali, in modo particolare, quelle sismiche, dato il loro elevato costo in termini di vite umane e di danni economici alle strutture, ci si è posti l'obiettivo di cimentarsi nello studio di un dispositivo di smorzamento che abbia un carattere innovativo. Il dispositivo è stato pensato per un eventuale impiego, finalizzato al controllo delle vibrazioni di una struttura civile durante un sisma.

Per questo il lavoro, s'inquadra nell'ambito della tematica più generale del controllo delle vibrazioni di una struttura e più specificamente nell'ambito del settore dell'antisismica ed ancor in modo più ristretto nella disciplina del Controllo Strutturale, di cui si parlerà diffusamente nel primo capitolo.

L'iter, presentato al lettore, si sviluppa su un totale di sei capitoli.

Nel primo capitolo, si presenta uno stato dell'arte del controllo strutturale. si classificano i dispositivi di controllo strutturale secondo tre grandi famiglie, andando a descrivere di

ciascuna di esse le peculiarità, i vantaggi, gli svantaggi, i principali dispositivi e le principali applicazioni.

Questa prima sezione, relativa allo stato dell'arte, nasce dalla convinzione che possedere un quadro d'insieme completo delle metodologie di controllo strutturale, permetta di studiare e comprendere meglio i dispositivi di controllo semiattivo, su cui si è posta l'attenzione dell'attività di ricerca.

Nel secondo capitolo si presenta l'idea per uno schema originale per la realizzazione di uno smorzatore ad attrito e per l'implementazione in esso della tecnologia piezoelettrica.

Lo schema, adottato, è stato elaborato all'interno del dipartimento D.I.A.S. (Dipartimento d'Ingegnerai AeroSpaziale) dell'Università Federico II di Napoli e risulta originale poiché non rifacentesi ad alcuna configurazione preesistente.

Per definire le specifiche di progetto, richieste al dispositivo, da studiare e realizzare, ci si è riferiti ad una configurazione, costituita da un telaio di acciaio a due impalcati, sottoposto ad un'eccitante sismica.

Si riporta nel capitolo l'individuazione sia della struttura a telaio sia dell'eccitante sismica, definenti la configurazione di studio.

Partendo da questa configurazione, si procederà a valutare, mediante uno strumento di simulazione, la risposta attesa della struttura, sia in condizioni di assenza di controllo sia di attivazione della tecnologia di controllo, opportunamente modellata nell'algoritmo di simulazione.

Nel terzo capitolo, s'illustra l'algoritmo di simulazione, sviluppato in ambiente Matlab/Simulink e denominato EarthSim, finalizzato a valutare la risposta della struttura in condizioni di assenza e di presenza del sistema di controllo.

Nello stesso capitolo, utilizzando lo strumento di simulazione, appena citato, e fissato un target di riduzione della risposta, fornita dalla struttura, eccitata dal sisma scelto, si individuano i requisiti prestazionali, richiesti al dispositivo di controllo per conseguire il suddetto target.

Nella stessa sezione, si fornisce anche una breve descrizione dell'algoritmo di controllo, che è stato modellato insieme al dispositivo nel software di simulazione.

Nel quarto capitolo s'illustra la fase di progettazione, di dimensionamento geometrico e strutturale del dispositivo e l'esecuzione della scelta dei suoi componenti costitutivi.

La fase progettuale è qui presentata in sequenza ma essa ha costituito un ciclo progettuale, essendo le varie scelte fortemente intercorrelate.

Nel penultimo capitolo, si riporta la descrizione della fase sperimentale, a valle della costruzione del prototipo fisico. Si presenta il setup sperimentale, le prove eseguite sull'attuatore piezoelettrico e sull'intero smorzatore, riportando i risultati e le loro valutazioni.

Nel sesto ed ultimo capitolo, si riportano brevemente le conclusioni dell'attività svolta ed in particolare i suoi possibili sviluppi futuri, alla luce anche di quanto visto in precedenza.

Capitolo 1

Stato dell'arte del controllo strutturale

1.1 Il controllo strutturale

Una struttura, come un palazzo residenziale, un grattacielo, un ponte, un teatro, una chiesa o un ospedale, può essere soggetta a sollecitazioni dinamiche, che causano in essa delle vibrazioni.

Queste vibrazioni possono essere indotte da carichi dinamici di diversa natura ed intensità.

Sicuramente il fenomeno di sollecitazione dinamica più temuto, i cui effetti possono essere i più devastanti in termini di danni alle strutture e di vite umane perse, è quello sismico.

Sin dai tempi più remoti l'uomo è stato terrorizzato dagli eventi sismici a causa dell'imprevedibilità del fenomeno, dell'incapacità di comprenderne le cause, e soprattutto della paura di trovare la morte nel luogo normalmente ritenuto come il più sicuro ovvero la propria dimora.

I sismi, soprattutto quelli di natura tettonica, nel corso della storia hanno mietuto vite e portato devastazione in modo impressionante in Italia e nel resto del mondo, basti pensare a terremoti come quello del 17 d.c., che distrusse la città di Efeso, quelli del 476 d.c. e del 557 d.c., che rispettivamente distrussero in parte le città di Roma e Costantinopoli.

Nel 1556 a si assiste ad uno dei più grandi disastri naturali della storia, a Shaanxi in Cina, un sisma uccise 800.000 persone; nel 1693 in Sicilia le vittime furono 60.000 ed in Giappone 200.000 a causa del terremoto, che colpì Edo (la moderna Tokyo) nel XVIII secolo, secolo in cui fu colpita anche Lisbona con 60.000 vittime.

Nel secolo XX, tra i terremoti più drammatici si ricordano quello di Messina del 1908 in cui persero la vita 100.000 persone, quello di Gansu, Cina, con 200.000 vittime e quello di Tokyo del 1923 in cui le perdite furono 143.000 ed uno dei pochi edifici a rimanere in piedi fu l'Imperial Hotel, progettato dal celebre architetto americano Frank Lloyd Wright [1].

Il 17 gennaio 1995 si verificò il terremoto di Kobe, Giappone, di 7,2 gradi della scala Richter in cui persero la vita 4000 persone e 275.000 rimasero senza casa. Questo sisma ha costituito l'occasione per ingegneri ed architetti per raccogliere importanti informazioni sui progressi ed i limiti ancora presenti nella progettazione di edilizia antisismica, ottenendo una serie di dati interessanti anche sui dispositivi di controllo delle vibrazioni di edifici.

Per avere un quadro d'insieme di quale sia ad oggi il costo umano dei sismi, si riporta di seguito l'elenco dei terremoti che hanno provocato più di 50000 vittime e di cui si ha memoria storica.

ANNO	LUOGO	MAGNITUDINE	N. VITTIME
856	Damghan, Iran	-	200.000
893	Ardabil, Iran	-	150.000
1138	Aleppo, Siria	-	230.000
1268	Cilicia, Asia Minore	-	60.000
1290	Chihli, Cina	-	100.000
1556	Shanxi, Cina	~8	830.000
1667	Samaxi, Caucasia	-	80.000
1693	Catania, Italia	-	60.000
1727	Tabriz, Iran	-	77.000
1755	Lisbona, Portogallo	8,7	70.000
1783	Calabria, Italia	-	50.000
1976	Tangshan, Cina	7,5	255.000
1927	Qinghai, Cina	7,9	200.000
1908	Messina, Italia	7,2	70.000-100.000
1920	Gansu, Cina	8,6	200.000
1923	Tokyo e Yokohama, Giappone	7,9	143.000
1932	Gansu, Cina	7,6	70.000
1935	Quetta, Pakistan	7,5	30.000- 60.000
1948	Aşgabat, Turkmenistan (URSS)	7,3	110.000
1970	Perù settentrionale	7,9	66.000
1990	Iran nordoccidentale	7,7	50.000
2004	Oceano Indiano, al largo di Sumatra, Indonesia	9	275.950

Fonte: United States Geological Survey (USGS), National Earthquake Information Center.

Oggi l'uomo conosce le cause dei terremoti ma ancora non ha imparato a prevedere con certezza il suo verificarsi. In qualche caso è riuscito ad anticiparlo, infatti, i cinesi nel 1975 annunciarono il terremoto di Hanshan, di magnitudo 7.3, così da disporre l'evacuazione di 90.000 abitanti solo due giorni prima che il sisma distruggesse o danneggiasse il 90% degli edifici della città [1].

Nonostante questi passi in avanti i sismi sono ancora delle fonti di rischio rilevanti, soprattutto in un paese come l'Italia, soggetto a fenomeni abbastanza frequenti ed intensi e dotato in

ampia misura di un patrimonio edilizio di costruzione non recente, datato anche di parecchi secoli, parte del quale portatore di un notevole valore storico ed artistico.

Per questo motivo nel nostro paese è particolarmente sentita l'esigenza di sviluppare dispositivi di controllo delle vibrazioni, idonei sia all'impiego in interventi di nuova costruzione sia nel recupero e riabilitazione del patrimonio costruito esistente, civile e storico-monumentale. Inoltre per i dispositivi rivolti ad applicazioni sul patrimonio storico, un obiettivo aggiuntivo è l'ottenimento della conformità ai maggiori criteri della moderna cultura del restauro: minimo intervento, rispetto dell'autenticità, reversibilità, compatibilità e distinguibilità, principi chiave, sanciti nella "Carta di Venezia" per gli interventi su edifici di interesse storico-artistico [2].

Oltre i sismi, altre cause di sollecitazioni dinamiche di una struttura, di cui tener conto, sono l'azione del vento e del traffico veicolare.

L'azione del vento ha assunto un'importanza sempre maggiore con l'affermarsi di edifici sempre più alti, con strutture sempre più snelle e deformabili.

Ad esempio il grattacielo Citicorp Center a Manhattan, terminato nel 1978, alto 280 m (63 piani) e con un caratteristico tetto obliquo, oscillava sotto vento. Queste oscillazioni rispetto agli altri edifici erano percepite visivamente dalle persone, che lavoravano nel grattacielo, e ciò aveva portato ad un progressivo disinteresse al lavoro da parte del personale [3].

Le vibrazioni indotte dal traffico veicolare su gomma o su ferro, possono essere causa di danni architettonici o addirittura strutturali per edifici storici nei centri urbani.

Ad esempio nel 1989 la Torre Civica di Pavia crollò senza segni premonitori e senza una causa legata ad eventi naturali di alcun tipo [4].

Le vibrazioni, indotte in una struttura dalle sopraccitate cause, possono inficiare uno dei due aspetti della missione cui deve assolvere un edificio e cioè la sicurezza e l'utilizzabilità.

Infatti, le vibrazioni, come già detto, possono provocare un collasso strutturale, così facendo venir meno la sicurezza degli occupanti, possono indurre danni nella struttura, portandola in campo plastico, così da renderla inutilizzabile, ed ancora possono provocare oscillazioni in campo elastico, sufficienti a rendere inutilizzabili apparecchiature disposte all'interno od a generare una mancanza di confort per gli ospiti.

In alcuni grattacieli ospitanti alberghi extra-lusso, si sono adottati, come sarà detto nel seguito della relazione, dispositivi di attenuazione delle vibrazioni, indotte dal vento o da sismi deboli, così da risolvere il problema di un ottimale alloggiamento dei clienti [5].

Viste quali sono le cause delle sollecitazioni dinamiche di una struttura, bisogna chiedersi quali accorgimenti si adottano per ridurre gli effetti.

Già nel mondo antico i nostri antenati avevano concepito e messo in pratica tutta una serie di accorgimenti per contrastare gli effetti dannosi delle sollecitazioni dinamiche sulle strutture.

Plinio il Vecchio nella sua *Historia Naturalis* racconta che i costruttori greci avevano ideato un rimedio contro le sollecitazioni sismiche, in qualche modo precursore della moderna tecnica dell'isolamento alla base, infatti, il Tempio di Diana ad Efeso era scampato a violente scosse telluriche, poiché le sue fondamenta erano protette da “uno strato di frammenti di carbone e da un altro di velli di lana” [6].

Passeggiando per Pompei si può osservare come i vari blocchi, costituenti le colonne degli edifici del foro, prevedevano l'alloggiamento di ancore metalliche di collegamento, così da impedire il moto relativo delle varie parti nelle direzioni parallele al terreno sotto l'azione di sollecitazioni dinamiche.

Nel XX secolo a più di 2000 anni di distanza dagli esempi riportati, si è sviluppata ed affermata l'ingegneria antisismica come scienza complessa, connotata da un forte carattere interdisciplinare, cui contribuiscono la Scienza e la Tecnica delle Costruzioni, la Scienza dei Materiali, la Dinamica delle Strutture, la Sicurezza Strutturale, l'Analisi dei Segnali, la Teoria

dei Sistemi, il Controllo Automatico, la Teoria della Vulnerabilità, la Geofisica, la Geologia, la Storia, l'Economia e la Statistica [7].

La direzione, verso cui si è mossa fino ad oggi la disciplina antisismica, è stata quella di un approccio progettuale di tipo “strength based design”.

Lo strength based design pone la sicurezza al centro della progettazione, intesa come prevenzione del collasso strutturale, prevedendo per ciascun elemento strutturale una resistenza maggiore rispetto a quella richiesta durante l'applicazione dei massimi carichi preventivati anche di tipo dinamico.

In virtù di questa filosofia ed a causa dell'impossibilità di realizzare, almeno in termini economicamente accettabili, strutture antisismiche, che si mantengano in campo elastico in presenza di terremoti violenti, è necessario progettare il manufatto con notevoli risorse di duttilità, accettando che esso possa lavorare in campo plastico. La plasticizzazione è quindi usata come tecnica di protezione antisismica, infatti, la riduzione della rigidità, conseguente al campo plastico, e l'incremento d'energia sismica, dissipata in virtù di comportamenti isteretici, riducono le accelerazioni cui la struttura è sottoposta.

È necessario notare come il lavorare in campo plastico non sia privo di costi, poiché ciò, pur evitando il collasso, si risolve in un oneroso danneggiamento della struttura.

Oggi alcune nuove esigenze hanno limitato l'importanza del strength based design. Infatti, la tendenza a costruire strutture sempre più flessibili come grattacieli sempre più alti e ponti con luci sempre maggiori, comporta vibrazioni più ampie della struttura, anche sotto carichi di servizio come il vento. Per questo, ferma restando la priorità della sicurezza, è cresciuta l'esigenza progettuale di garantire l'utilizzabilità della struttura.

Inoltre l'esperienza di alcuni recenti terremoti ha mostrato che il costo per riparare il danno strutturale, dovuto alle deformazioni inelastiche, era notevolmente superiore a quello previsto.

Queste istanze hanno portato ad una nuova filosofia progettuale, definita “motion based structural design”, che ha conferito notevole importanza alla necessità di garantire l'utilizzabilità sotto l'azione di carichi dinamici come il vento o dopo un violento sisma. Per questo motivo l'approccio motion based structural design ha come obiettivo prioritario non solo la sicurezza ma anche il controllo delle vibrazioni attraverso il soddisfacimento di target progettuali in termini di spostamenti ed accelerazioni sotto i vari carichi dinamici.

La nuova filosofia progettuale non fa più affidamento alla deformazione inelastica come mezzo di protezione dai sismi ma tende a ridurre l'entrata in campo plastico della struttura, fino ad eliminarla, così da preservare l'utilizzabilità del manufatto [8].

Questi nuovi obiettivi vengono perseguiti non solo affidandosi alle prestazioni dei materiali costruttivi ma anche mediante il valido ausilio della tecnologia dei dispositivi di controllo strutturale.

La tecnologia del controllo strutturale prevede l'impiego di sistemi capaci di modificare la risposta della struttura sotto l'azione di sollecitazioni dinamiche, così riducendone le vibrazioni e rispondendo alle suddette richieste di sicurezza ed utilizzabilità del manufatto, senza la necessità di ricorrere a deformazioni plastiche.

I dispositivi di controllo strutturale sono generalmente catalogati in letteratura nelle tre grandi famiglie dei sistemi di controllo passivo, attivo e semiattivo.

Bisogna sottolineare come la catalogazione non sia univocamente definita ma si riscontrano difformità tra un autore e l'altro, per cui ad esempio mentre Symans e Constantinou annoverano l'isolamento alla base all'interno dei dispositivi passivi, altri come Soong e Spencer lo considerano come un'ulteriore famiglia a se stante.

Queste differenze sono dovute all'adozione di diversi criteri di catalogazione ed anche al periodo di redazione.

Qui sono riportate le classificazioni proposte da Symans e Constantinou, che appaiono globalmente come le più esaurienti.

Symans e Constantinou propongono la classica suddivisione tra dispositivi di controllo passivi, attivi e semiattivi, dando una definizione di ciascuna categoria.

Definizione di dispositivi passivi di Symans e Constantinou: sono i sistemi che per operare non richiedono una sorgente di energia esterna ed utilizzano il moto della struttura per produrre un movimento relativo tra le differenti parti del dispositivo, così da sviluppare le forze di controllo, che saranno una funzione dipendente dal solo moto della struttura.

I sistemi passivi sono capaci di sviluppare solo forze che si oppongono al moto del sistema strutturale, così non potendo ingenerare dei fenomeni di instabilità, dovuti al controllo, come può avvenire per i sistemi attivi.

Il controllo strutturale di tipo passivo abbraccia un ampio spettro di materiali e dispositivi, che hanno principalmente l'obiettivo di aumentare la capacità di dissipare energia.

Esempi di controlli passivi sono: gli smorzatori metallici isteretici (metallic yield dampers), gli smorzatori ad attrito (friction dampers), gli smorzatori viscoelastici (viscoelastic dampers), gli smorzatori viscosi (visous fluid dampers), gli smorzatori a massa (tuned mass dampers) e gli smorzatori a liquido (tuned liquid dampers) [9].

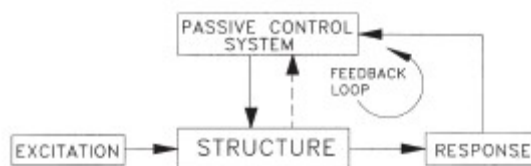


Figura 1.1: Diagramma a blocchi di un dispositivo di controllo di tipo passivo

Definizione di dispositivi attivi di Symans e Constantinou: sono i sistemi che per operare richiedono una grossa sorgente di potenza esterna, così da far funzionare attuatori elettroidraulici o elettromeccanici, che esplicano le forze di controllo sulla struttura [9].

Le forze di controllo sono generate dagli attuatori, comandati da un algoritmo di controllo, le cui decisioni si basano sul feedback, proveniente da sensori, che misurano la risposta della struttura, e/o sulle informazioni feedforward, provenienti dalla misura dell'eccitazione. I segnali di feedback possono essere misurati anche in punti lontani della struttura rispetto alla posizione del sistema di controllo attivo.

Le forze di controllo generate possono operare sia nella direzione opposta al moto della struttura sia nella stessa direzione.

Bisogna notare come questi dispositivi possono immettere energia meccanica nella struttura per cui bisogna progettare algoritmi di controllo robusti, capaci di prevenire i rischi di instabilità, in modo che non sia lo stesso sistema di controllo causa di crisi strutturale del manufatto.

Per iniziare ad inquadrare i dispositivi attivi bisogna ricordare che per funzionare richiedono potenze dell'ordine di decine di kilowatts nel caso di strutture di ridotte dimensioni e possono arrivare fino a parecchi megawatts per strutture ampie. Tra questi dispositivi si annoverano: gli smorzatori attivi a massa (active mass damper system) [10].

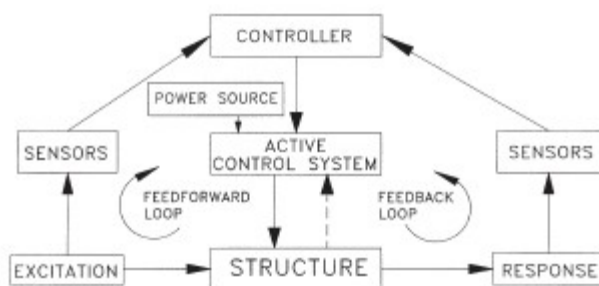


Figura 1.2: Diagramma a blocchi di un dispositivo di controllo di tipo attivo

Definizione di dispositivi semiattivi data da Symans e Constantinou: sono i sistemi, che richiedono per operare delle piccole sorgenti di potenza esterna ed utilizzano il moto della struttura per sviluppare le forze di controllo, la cui intensità può essere regolata variando alcuni parametri del sistema grazie alla sorgente di energia esterna [9].

Anche in questo caso, come per i sistemi attivi, le forze di controllo sono sviluppate in base al feedback proveniente da sensori, che misurano la risposta della struttura, e/o in base alle informazioni feedforward, provenienti dalla misura dell'eccitazione .

Analogamente al caso precedente la misura dei segnali di feedback può essere eseguita in punti della struttura lontani dall'alloggiamento del dispositivo semiattivo.

Un algoritmo di controllo utilizza le sopra citate informazioni per generare dei segnali di comando per il dispositivo semiattivo, così da variarne le caratteristiche meccaniche, ad esempio il grado d'apertura di una valvola attraverso cui passa un fluido, determinando la forza di controllo desiderata.

Per i sistemi semiattivi la forza di controllo è generata dal moto della struttura stessa in modo analogo ai sistemi passivi, ma a differenza di essi è funzione delle caratteristiche meccaniche del dispositivo, che possono variare.

Spesso un sistema di controllo semiattivo deriva da uno passivo, adeguatamente modificato per permettere una variazione delle proprie proprietà meccaniche.

Le potenze richieste per funzionare sono dell'ordine di qualche decina di watts.

Tra i dispositivi semiattivi ricordiamo: dispositivi a rigidità variabile (stiffness control devices), smorzatori elettroreologici e magnetoreologici (electrorheological and magnetorheological dampers), che insieme sono definiti come semiactive controllable fluid

dampers, smorzatori viscosi semiattivi (semiactive damper systems), gli smorzatori ad attrito variabile (variable friction devices) [10].

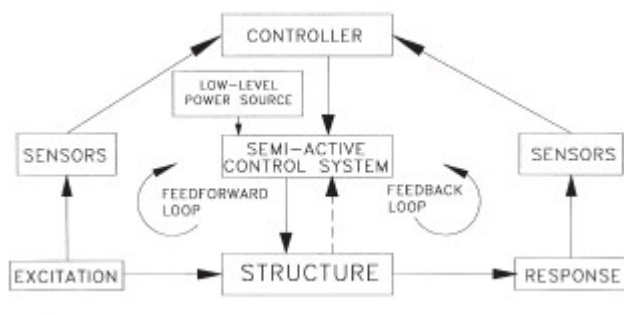


Figura 1.3: Diagramma a blocchi di un dispositivo di controllo di tipo semiattivo

Bisogna osservare come, in alcuni casi, l'uso dei dispositivi delle tre classi, sopra citate, è combinato a dar vita a dei sistemi, definiti in letteratura come dispositivi di controllo ibridi.

Ad esempio, l'isolamento alla base, combinato con smorzatori semiattivi, può essere catalogato come un sistema ibrido, anche se, a conferma di un certo grado di arbitrarietà della catalogazione, alcuni autori preferiscono classificare un siffatto dispositivo non come ibrido ma come semiattivo.

Dalle brevi definizioni e note fornite per le tre famiglie di dispositivi di controllo strutturale si rilevano le seguenti differenze:

1. i dispositivi passivi sono quelli più semplici, infatti a differenza dei dispositivi semiattivi ed attivi non prevedono un algoritmo di controllo, sensori ed attuatori di alcun tipo
2. i dispositivi passivi non richiedono alcuna energia esterna per funzionare, a fronte delle ridotte potenze esterne richieste dai semiattivi e delle ingenti potenze esterne necessarie agli attivi.

3. per i sistemi passivi e semiattivi, a differenza di quelli attivi, non si pone il problema della instabilità
4. i dispositivi passivi, a differenza di quelli attivi e semiattivi, non sono “flessibili”, cioè non sono capaci di adeguarsi a sollecitazioni dinamiche diverse e quindi le loro prestazioni sono ottimali solo per una dato carico dinamico.

La necessità di disporre di sorgenti esterne di elevata potenza per il funzionamento dei sistemi attivi, costituisce un loro notevole limite, poiché proprio durante sismi intensi le probabilità che la rete elettrica subisca un’avarìa sono elevate, con la conseguente inefficacia del dispositivo di controllo.

Questo limite è superato dai dispositivi di tipo semiattivo poiché, richiedendo potenze esterne ridotte, in caso di avarìa della rete elettrica possono funzionare benissimo alimentati da batterie tampone, così risultando affidabili [11].

Inoltre nell’improbabile caso di non funzionamento del dispositivo semiattivo, per avarìa delle batterie o del calcolatore, preposto a fungere da controllore, questi sistemi, a differenza di quelli attivi, offrono ancora un certo grado di protezione in virtù dei componenti passivi, che li costituiscono.

Per cui i sistemi semiattivi conciliano il vantaggio dei sistemi attivi di essere “flessibili” con l’affidabilità tipica dei sistemi passivi.

1.2 Principi base dei dispositivi di controllo strutturale

Presentata la problematica del controllo strutturale ed una classificazione dei dispositivi, si vogliono ora illustrare i principi di funzionamento dei sistemi passivi, semiattivi ed attivi, ricorrendo allo schema più semplice possibile ovvero un modello strutturale ad un solo grado di libertà (SDOF).

Si consideri un sistema SDOF costituito da una massa m , da una molla ad elasticità lineare e di rigidezza k e da uno smorzatore con coefficiente di smorzamento c .

Questo sistema SDOF viene sottoposto ad un carico sismico attraverso una accelerazione del

terreno data da \ddot{x}_g . Il modello eccitato, schematizzato in Figura 1.4, risponde con uno spostamento $x(t)$ rispetto al terreno, che soddisfa l'equazione del moto:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{x}_g \quad (.1)$$

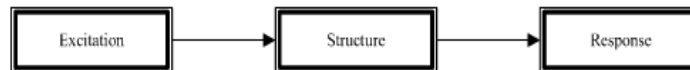


Figura 1.4: Schema della struttura eccitata da una sollecitazione sismica

Se ora si considera l'aggiunta di un generico sistema passivo di dissipazione d'energia (Passive Energy Dissipation) al sistema SDOF, l'equazione del moto diviene:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \Gamma x = -(m + \bar{m})\ddot{x}_g \quad (.2)$$

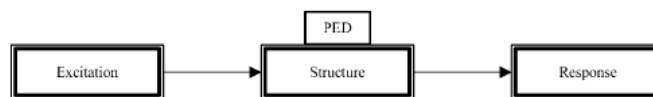


Figura 1.5: Schema della struttura con Passive Energy Dissipation

dove \bar{m} è la massa del PED (nei casi del controllo strutturale in genere $\bar{m} \ll m$) e la forza, esplicita dal dispositivo, è riportata come Γx , essendo Γ un generico operatore integrodifferenziale.

Il termine Γx nella precedente equazione modifica le proprietà strutturali del sistema, con l'obiettivo di ottenere una migliore risposta alle sollecitazioni dinamiche, prodotte dal

movimento del suolo; inoltre la specifica forma di Γx dipende dal tipo di dispositivo passivo di dissipazione adottato.

Nel caso di un dispositivo attivo la configurazione del sistema, schematizzata in figura 1.6, comprende sensori, attuatori ed un elaboratore munito di un algoritmo di controllo, che può essere di tipo feedback e/o feedforward. Si ha un controllo in feedback, quando sono misurate le sole grandezze della risposta strutturale e queste informazioni sono impiegate per eseguire correzioni sulle forze di controllo applicate, si ha invece un controllo feedforward quando le forze di controllo sono regolate solo in base alla misura della sollecitazione, che nel caso sismico si può rilevare mediante accelerometri disposti alla base della struttura.

L'uso di un sistema attivo porta a scrivere l'equazione della dinamica per un sistema SDOF nella seguente forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -mu(t) - m\ddot{x}_g \quad (.3)$$

dove $u(t)$ è la forza di controllo applicata.

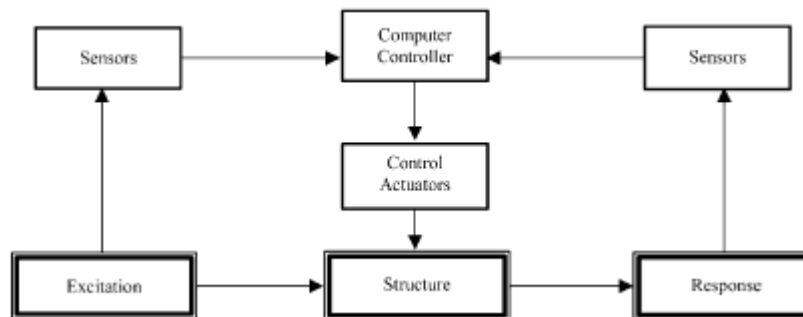


Figura 1.6: Schema della struttura con Controllo Attivo

Nel caso di dispositivi semiattivi (figura 1.7) il controllo può essere ancora di tipo feedback e/o feedforward ma ora l'algoritmo di controllo non comanda più degli attuatori, capaci di esplicare una forza come nel caso attivo, ma bensì attuatori, capaci di far variare le proprietà meccaniche del dispositivo. In questo caso l'equazione della dinamica si scrive come:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \Gamma x = -(m + \bar{m})\ddot{x}_g \quad (.4)$$

L'equazione è uguale a quella dei sistemi passivi, ora però la forma di Γx è governata dalla legge di controllo scelta, per cui può cambiare in funzione della sollecitazione [9].

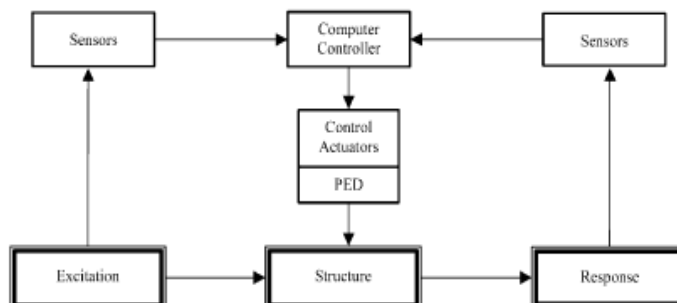


Figura 1.7: Schema della struttura con controllo semiattivo

La descrizione riportata è un classico della teoria del controllo. Questa disciplina pur essendo comune a vari settori del sapere come l'ingegneria elettrica, la meccanica, l'ingegneria aeronautica, aerospaziale e civile, presenta caratteristiche peculiari nel caso del controllo strutturale.

Infatti per quest'ultima disciplina si riscontrano alcune problematiche di implementazione del controllo, dovute alle incertezze nelle sollecitazioni e nelle proprietà fisiche della struttura, al numero limitato di sensori ed attuatori, alla complessa dinamica degli attuatori ed infine alla necessità di avere dei dispositivi fail-safe [12].

Molte delle considerazioni svolte in questo paragrafo e nel precedente, saranno ulteriormente chiarite nelle pagine successive, dove sono riprese ed approfondite, fornendo una panoramica dei dispositivi passivi, attivi, semiattivi e delle loro applicazioni, approfondendo con un maggior grado di dettaglio il discorso sui sistemi semiattivi.

1.3 Sistemi passivi di controllo strutturale

Come già indicato nel primo paragrafo il termine passivo, attribuito a questi dispositivi, sottolinea il fatto che riducono la risposta sismica della struttura attraverso un comportamento costante e predeterminato, dunque sono incapaci di correzioni contestuali al verificarsi del terremoto ovvero non sono capaci di adattarsi interattivamente ad esso.

Un ampio numero di dispositivi passivi di controllo strutturale è stato sviluppato ed installato in strutture civili, per migliorarne le prestazioni sotto l'azione di carichi sismici.

In Nord America questi dispositivi sono stati adottati in più di cento palazzi e in molti ponti, sia su costruzioni nuove sia come ammodernamento di strutture già esistenti [9].

Di seguito si riportano alcuni dei più comuni dispositivi, che hanno trovato applicazione.

Dispositivi di isolamento

Le tecniche di isolamento consistono nell'introdurre, lungo lo sviluppo verticale della struttura da isolare, una o più discontinuità, che separano la struttura in due o più parti e cioè la struttura, collegata alle fondazioni, e le sovrastrutture. Tra sottostruttura e sovrastruttura e fra due sovrastrutture successive vengono interposti degli "Isolatori", ossia elementi d'appoggio dotati di elevata rigidità per carichi verticali e limitata rigidità per carichi orizzontali. All'inserimento degli "Isolatori" consegue un sostanziale disaccoppiamento, o filtro, tra il moto della sottostruttura e quello della sovrastruttura, così da ridurre la trasmissione alla sovrastruttura o alle sovrastrutture dell'energia cinetica, che il sisma fornisce alla sottostruttura. L'isolamento si applica sia agli edifici sia ai ponti.

Una classificazione dei sistemi di isolamento può farsi sulla base del metodo utilizzato per conseguire la limitata rigidità per carichi orizzontali, necessaria a garantire il disaccoppiamento sopra illustrato; si individuano tre tipi principali di isolatori, corrispondenti a tre metodologie costruttive diverse[13]:



- Isolatori in materiale elastomerico ed acciaio
- Isolatori elasto-plastici
- Isolatori a scorrimento od a rotolamento

*Figura 1.8: Isolatore elastomerico***Metallic yield dampers**

Uno dei meccanismi, disponibili, più efficienti per dissipare l'energia trasmessa ad una struttura da un terremoto è la deformazione inelastica dei metalli.

Molti dei dispositivi, che impiegano questo meccanismo, sono costituiti da piatti di acciaio dolce con una forma triangolare oppure a X, così che lo stato di snervamento si raggiunga in modo quasi uniforme nel materiale [9].

Un tipico esempio di smorzatore con piatti conformati a X è quello denominato ADAS (Fig.1.9).

Per i Metallic Yield Dampers si è valutato anche l'impiego di altri materiali come ad esempio il piombo.

Questa classe di dispositivi passivi è caratterizzata da alcuni fattori positivi come un comportamento isteretico stabile, alta resistenza ai cicli di fatica, elevata affidabilità nel lungo periodo e ridotta sensibilità alle variazioni di temperatura ambiente. In passato per indagare e valutare questi aspetti in relazione ai singoli dispositivi, sono stati condotti vari studi analitici e sperimentali. Dopo aver acquisito fiducia grazie alle evidenze sperimentali, derivanti dagli studi condotti, i Metallic Yield Dampers sono stati implementati inizialmente su strutture situate in Giappone e Nuova Zelanda.

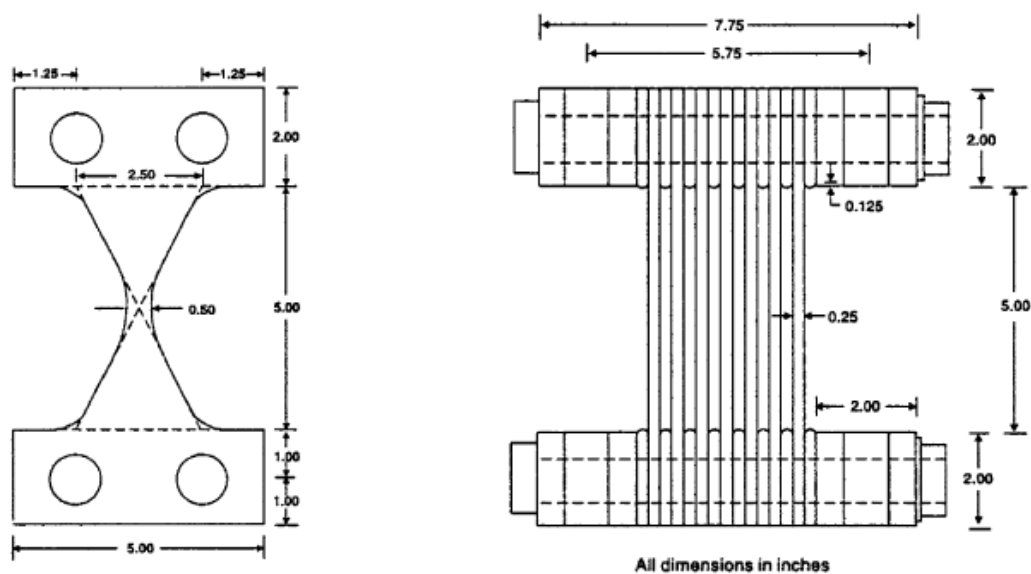


Figura 1.9: Dispositivo passivo ADAS

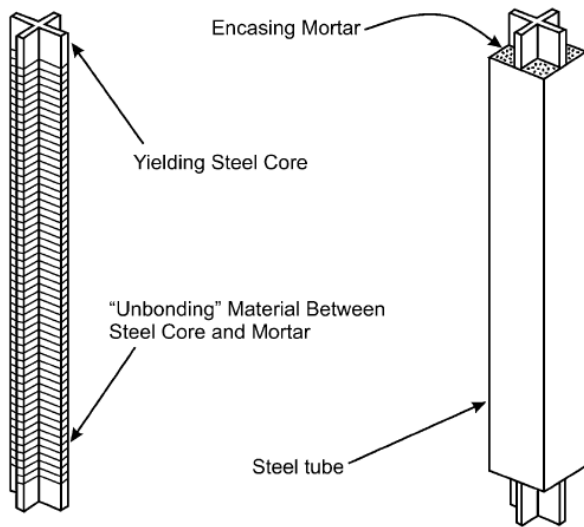
Le applicazioni più recenti, hanno riguardato l'impiego di dispositivi ADAS per l'aggiornamento (upgrade) sismico di edifici in Messico e Stati Uniti, potendosi questa tecnologia impiegare con successo anche al patrimonio edilizio esistente.

In particolare negli Stati Uniti si è proceduto, ad esempio, all'aggiornamento sismico dell'edificio della Wells Fargo Bank, situato a San Francisco, costruito nel 1967 e danneggiato nel terremoto di Loma Prieta del 1989 [14].

L'edificio è una costruzione su due piani in cemento armato, cui sono stati applicati sette smorzatori ADAS, ciascuno con una tensione di snervamento di 150 kips (1kip = 1000lbf=4448N).

Il tension/compression yielding brace, anche detto unbonded brace, costituisce una variazione del dispositivo, appena descritto, pur basandosi sempre sullo stesso principio dello snervamento dei metalli.

L'unbonded brace (figura 1.10) è un organo di collegamento, costituito da un cuore d'acciaio incassato in un tubo di acciaio riempito di calcestruzzo ed adotta un rivestimento speciale tra il calcestruzzo e l'insieme dei piatti d'acciaio per ridurre l'attrito tra essi.



Il nucleo d'acciaio dissipa energia attraverso lo snervamento del materiale ad opera di carichi assiali alternati, mentre il circostante tubo d'acciaio riempito di calcestruzzo garantisce resistenza contro l'instabilità da compressione [15].

Figura 1.10: Unbonded Brace

Friction dampers

I Friction Dampers (smorzatori ad attrito) si basano sul principio della generazione di una forza dissipativa di attrito tra due corpi, che strisciano l'uno rispetto all'altro sotto l'azione di una forza di chiusura normale alla superficie di contatto.

Con l'obiettivo di migliorare la risposta sismica delle strutture, si sono sviluppati vari dispositivi ad attrito come ad esempio quello riportato nella figura 1.11.

Generalmente questi dispositivi ad attrito generano dei cicli d'isteresi di forma rettangolare

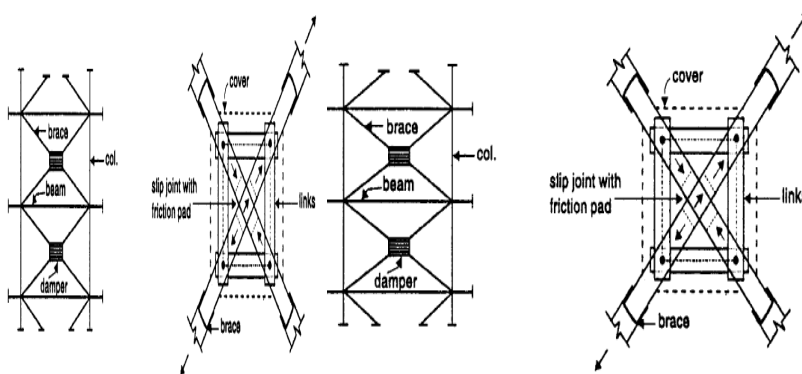


Figura 1.11: X-braced Friction Damper

simili a quelli caratteristici di un attrito di tipo Coulombiano.

Negli ultimi anni i dispositivi ad attrito sono stati impiegati in una serie di strutture sia nuove sia

già esistenti. In particolare gli smorzatori ad attrito di tipo Pall sono stati impiegati in Canada e Stati Uniti [9].

Ad esempio alla McConnel Library of Concordia University di Montreal sono stati applicati 143 smorzatori a valle di una serie di analisi non lineari mediante DRAIN-TABS, necessarie a determinare il carico di chiusura ottimale da applicare. Per analizzare il comportamento della struttura, sono stati generati dei segnali sismici artificiali con un ampio contenuto frequenziale e con un picco di accelerazione del terreno scalato a 0.18 g, per rappresentare un terremoto analogo a quelli attesi nell'area di Montreal. [9].

Inoltre per la McConnel Library of Concordia University, l'uso degli smorzatori si è tramutato in un risparmio dell'1,5% del costo totale dell'edificio [14].

Viscoelastic dampers

I materiali viscoelastici utilizzati nelle applicazioni strutturali sono generalmente polimeri o sostanze a base vetrosa, che dissipano energia attraverso la deformazione di taglio.

Un classico Viscoelastic Damper è costituito da strati di materiale viscoelastico compresi tra

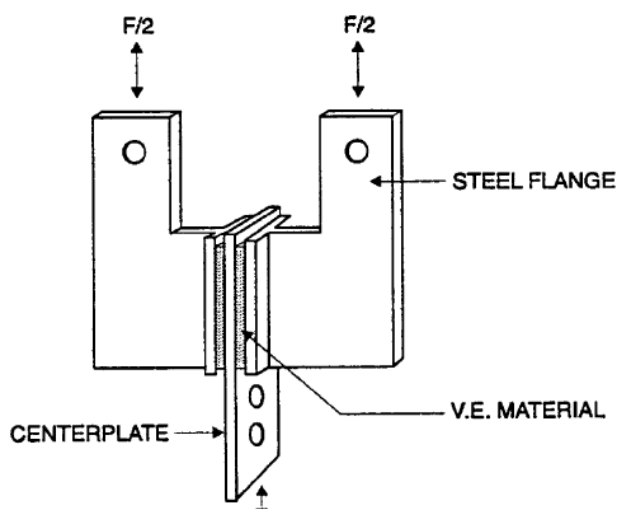


Figura 1.12: Viscoelastic Damper

piatti d'acciaio come mostrato nella figura a lato.

Quando nel dispositivo, installato in una struttura, si ha un moto relativo tra le flange esterne d'acciaio ed il pannello centrale allora si genera una deformazione di taglio con una conseguente dissipazione di energia [15].

Questi smorzatori sono stati impiegati nel 1993 per l'ammodernamento antisismico del Santa Clara County Building, un edificio di tredici piani costruito nel 1976 e situato a San Jose in California.

Prima dell'intervento lo smorzamento equivalente dell'edificio nel modo fondamentale era meno dell'1% di quello critico.

Poiché l'edificio era stato accuratamente strumentato, una serie di terremoti aveva fornito dati preziosissimi. Fu sviluppato il progetto per l'upgrade sismico dell'edificio, poiché i dati indicavano una risposta del manufatto troppo ampia e di lunga durata, comprensiva di un accoppiamento torsionale, anche sotto l'azione di sismi moderati.

Per ridurre questi effetti, il progetto ha previsto l'impiego di due smorzatori per facciata e per piano, che dovrebbe incrementare lo smorzamento nel modo fondamentale del 17% dello smorzamento critico [9].

Viscous fluid dampers

Questi dispositivi si dividono in pareti smorzanti e smorzatori. Le pareti smorzanti, sviluppate dalla Sumitomo Construction Company, consistono di un piatto, che si muove in una sottile cassa di acciaio, riempita di fluido ad alta viscosità [16].

Gli smorzatori viscosi, sono stati impiegati da molti anni nell'industria aerospaziale e nel settore militare e sono utilizzati solo da alcuni anni per il controllo strutturale nel settore dell'ingegneria civile.

Uno smorzatore viscoso è in genere costituito da un pistone, che scorre in un cilindro, riempito da silicone o da un altro tipo di olio. Il pistone prevede una serie di piccoli fori attraverso cui il fluido deve transitare per passare da un lato all'altro del pistone, così da dissipare energia.

Questi dispositivi sono stati incorporati in un ampio numero di strutture civili ed essi, in molte di queste applicazioni, sono usati in combinazione con l'isolamento sismico.

Per esempio nel 1995 gli smorzatori viscosi furono impiegati nel sistema di isolamento alla base, realizzato per cinque edifici del San Bernardino County Medical Center.

L'isolamento alla base dei cinque edifici richiese 233 smorzatori, ciascuno capace di esplicitare una forza di 320000 lb ($1000\text{lbf}=4448\text{N}$) e generare una dissipazione di energia pari al prodotto di 3000 CV per una velocità di 60 in/s [9].

Tuned mass dampers

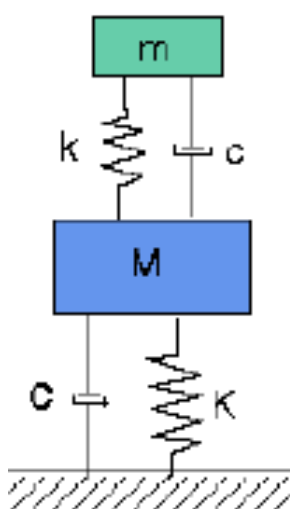


Figura 1.13: Schema di un dispositivo TMD applicato ad un edificio

Il Tuned Mass Dampers è un dispositivo costituito da una massa ausiliaria m , posizionata in genere in corrispondenza dell'estremo superiore dell'edificio e collegata alla struttura per mezzo di un sistema di molle e smorzatori, come illustrato schematicamente nella figura a lato [17].

Il dispositivo TMD trasmette una forza d'inerzia alla struttura dell'edificio per ridurre il moto vibrazionale; la sua efficacia dipende dalle caratteristiche dinamiche del dispositivo.

Le prime applicazioni dei Tuned Mass Dampers sono state rivolte ad attenuare le vibrazioni indotte dal vento, causa di mancanza di confort per gli utenti del manufatto, con conseguente pregiudizio della sua piena utilizzabilità.

Successivamente, però, sono stati condotti studi numerici e sperimentali per valutare l'efficacia di questi dispositivi nella riduzione della risposta sismica.

Si deve notare come un siffatto dispositivo può essere studiato e messo a punto per una sola frequenza naturale della struttura. Il sistema può ridurre ampiamente la risposta sismica ma questo beneficio va decrescendo, quando la frequenza della sollecitazione si allontana dalla frequenza naturale del sistema per cui il dispositivo Tuned Mass Damper è stato progettato [9].

Rana e Soong hanno anche studiato la possibilità di impiegare dei Multiple Tuned Mass Dampers (MTMD) all'interno di una struttura per controllare più di un solo modo di vibrare.

Si è però visto che l'aggiunta dei TMD per il secondo e terzo modo deterioravano le prestazioni relativamente alla risposta del primo modo, per cui l'impiego del sistema MTMD per il controllo di più modi di vibrare non è risultato essere efficace [18].

Tuned liquid dampers

I principi di base dei Tuned Liquid Dampers per ridurre la risposta dinamica delle strutture sono analoghi a quelli dei Tuned Mass Dampers. In effetti, una massa secondaria nella forma di una massa solida o di un liquido è introdotta nel sistema strutturale e messa a punto per agire come un assorbitore dinamico per le vibrazioni.

Il sistema massa-molla-smorzatore del Tuned Mass Dampers nel caso dei Tuned Liquid Dampers è sostituito da recipienti pieni di liquido.

I Tuned Liquid Dampers sono stati impiegati per sopprimere le vibrazioni indotte dal vento nei grattacieli o nelle torri di controllo degli aeroporti, soprattutto in Giappone.

I vantaggi nell'uso di questi dispositivi rispetto ai Tuned Liquid Mass consistono nei bassi costi iniziali, nella scarsa manutenzione richiesta e nella semplicità di variare la frequenza di progetto [9].

1.4 Sistemi attivi ed ibridi di controllo strutturale

Poiché il controllo attivo per l'ingegneria civile è frutto del contributo di numerose e diverse discipline, l'attività di ricerca, svolta fino ad oggi, da vari paesi consorziati, ha avuto l'obiettivo non solo di coordinare ricercatori di diversa nazionalità ma soprattutto di incentivare la collaborazione tra specialisti di settori molto diversi.

Attraverso quest'impegno d'indagine si sono potute realizzare ad oggi una serie di implementazioni dei dispositivi attivi, ibridi e semiattivi su strutture reali.

La maggior parte di queste applicazioni è già stata sottoposta a sollecitazioni dovute al vento ed ai sismi, fornendo preziosissime informazioni, in relazione alla validazione delle procedure analitiche e di simulazione per la previsione delle prestazioni del sistema reale, in relazione alla verifica in condizioni d'uso delle parti, costituenti i sistemi di controllo, in relazione alla verifica della capacità e dell'efficacia operativa globale di questi dispositivi.

Analizzando i dati reperibili in letteratura, si rileva come l'adozione dei dispositivi attivi, ibridi e semiattivi, su strutture reali, sia molto recente. La prima applicazione ha visto la luce, solo nel 1989 in Giappone, con l'adozione di un sistema Active Mass Damper sull'edificio, Kyobashi Seiwa Building, sito in Tokyo. Tale primato del Giappone è conseguenza della posizione di vertice, assunta dal paese nel settore, come testimoniano anche la realizzazione della maggior parte delle implementazioni, successive a quella del Kyobashi Seiwa Building.

Inoltre da un ulteriore esame si può concludere come la famiglia di dispositivi attivi più diffusa sia quella dei sistemi ibridi grazie agli HMD (Hydraulic Mass Damper), seguita dai dispositivi attivi e da quelli semiattivi.

Nell'ambito dei dispositivi attivi la tipologia più diffusa è costituita dagli AMD (Active Mass Damper), mentre per i semiattivi si è ad oggi assistito a poche implementazioni.

Bisogna sottolineare che i sistemi di controllo di tipo attivo ed ibrido sono impiegati nel caso di sollecitazioni come sismi deboli e venti forti mentre non sono idonei per sismi intensi, data

la difficoltà di ottenere, da questi dispositivi, forze di controllo sufficientemente intense, necessarie per il controllo delle vibrazioni di una struttura come un grattacielo. Per queste applicazioni risultano più efficaci i dispositivi passivi ed ogni giorno sempre di più anche i semiattivi [19].

Active mass damper systems

I dispositivi Active Mass Damper (AMD), sono la versione attiva del dispositivo passivo Tuned Mass Damper.

Sono costituiti da una massa oscillante ausiliaria, azionata da un attuatore, che esercita una forza sulla massa, facendola vibrare. La forza di controllo della struttura è data dalla forza d'inerzia della massa.

Il sistema AMD presenta il vantaggio, di poter ridurre la risposta della struttura in un campo di frequenze più ampio rispetto al dispositivo passivo da cui deriva.

La prima implementazione di un dispositivo di controllo attivo su un edificio è stata l'adozione di un sistema Active Mass Damper, progettato da Kōbōri, per il Kyobashi Seiwa Building di Tokyo [20].

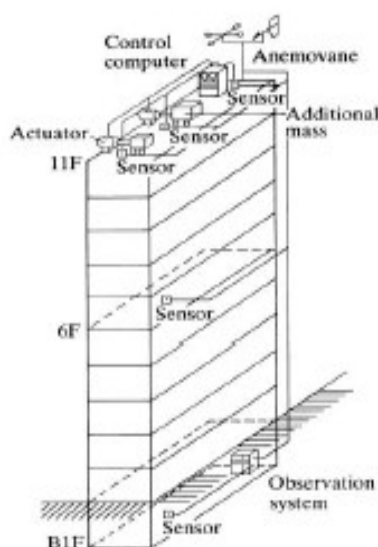


Figura 1.14:Kyobashi Seiwa Building

Questo edificio si presenta come una struttura particolare, infatti, si sviluppa su 11 piani ma ha una quadratura totale di soli 423 m². Il dispositivo è costituito da due masse attive, la prima di 4 tonnellate

è preposta a ridurre il moto trasversale dell'edificio, la seconda di 1 tonnellata per ridurre anche il moto torsionale.

La massa totale del sistema AMD, installato nel Seiwa Buiding, è quindi di 5 t, pari all'1.25% delle 400 t della massa dell'intero edificio.

Il controllo attivo del Seiwa Buiding ha come obiettivi la riduzione delle ingenti vibrazioni della struttura, caratterizzata da una notevole snellezza, sotto l'azione di forti venti e di terremoti moderati, così da migliorare il confort degli ospiti [20].

Il rapporto tra la massa AMD e quella dell'edificio è detto rapporto di massa. Un rapporto di massa più alto comporta un sistema di controllo strutturale potenzialmente più performante in presenza di sollecitazioni più intense.

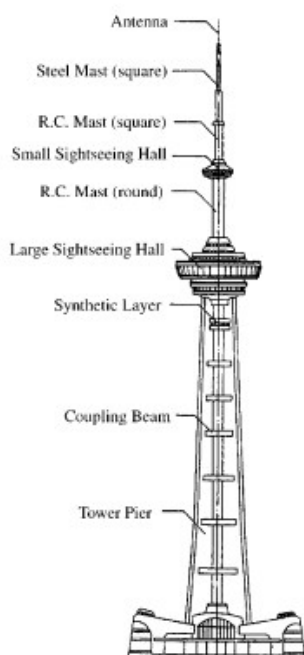
Infatti, la forza di controllo è data dalla forza d'inerzia, dovuta all'accelerazione prodotta sulle masse, per cui masse maggiori o accelerazioni più elevate producono forze d'inerzia maggiori e quindi, per quanto detto all'inizio del paragrafo, forze di controllo più intense [5].

La considerazione, appena riportata, vale anche per i sistemi ibridi HMD di cui si parlerà nel paragrafo seguente.

Con l'obiettivo di ottenere il rapporto di massa più elevato possibile, senza alcun aggravio di peso per la struttura, s'impiegano come masse per i dispositivi AMD ed HMD, alcuni impianti dell'edificio. Chiaramente le miglierie delle prestazioni di un dispositivo AMD non sono legate in modo esclusivo all'incremento del rapporto di massa, ma dipendono fortemente anche dalle capacità dell'algoritmo di controllo e degli attuatori impiegati.

Ad esempio l'Applause Tower building utilizza come massa AMD il suo eliporto di 480 t, mentre l'Herbis Osaka Building impiega recipienti termici, parimenti a quanto avviene nell'Intes Building, dove il sistema HMD gestisce due recipienti termici di massa totale 72 t [17].

Tra le più recenti applicazioni dei sistemi attivi si ricorda la Nanjing Communication Tower in Cina [21].



in Cina [21].

In questo caso nella progettazione degli AMD si è dovuto tener conto di alcuni vincoli dimensionali come il raggio interno di 3m ed esterno di 6.1m delle piattaforme della torre. Inoltre per



consentire il libero accesso all'intera piattaforma i sistemi AMD si sono dovuti disporre su dei supporti d'acciaio con cuscinetti in Teflon, così da essere sopraelevati rispetto al pavimento, come mostrato in figura 1.15.

Figura 1.15: Nanjing Communication Tower e dettaglio di una delle tre masse del sistema AMD

Il progetto finale del dispositivo ha previsto tre attuatori idraulici, disposti a 120° tra loro sulla piattaforma della torre, ciascuno capace di esplicare una forza massima di 50 kN con una corsa massima di ± 750 mm dalla posizione di riposo.

Un sistema AMD può fornire sia forze dipendenti dallo spostamento sia dipendenti dalla velocità di spostamento, secondo l'algoritmo di controllo implementato.

Allora, poiché la carenza di spazio in direzione radiale, rende impossibile l'impiego di molle meccaniche per fornire la forza di richiamo necessaria al sistema, essa è fornita dallo stesso sistema attivo.

I tre attuatori controllano tre gradi di libertà, uno relativo alla rotazione torsionale della struttura e due relativi al moto in due direzioni laterali e tra loro ortogonali.

Hybrid mass damper system

I dispositivi Hybrid Mass Damper (HMD) sono i sistemi non passivi più adottati per il controllo strutturale di edifici e sono il risultato della combinazione di un dispositivo passivo Tuned Mass Damper con un attuatore attivo.

Questa tipologia di sistemi ibridi riesce a ridurre la risposta strutturale, facendo affidamento principalmente al moto della massa ausiliaria ed alle conseguenti forze d'inerzia sviluppate.

Le forze generate dalla parte attiva del sistema sono impiegate per aumentare l'efficienza di intervento dell'HMD e per incrementare la robustezza del sistema al variare delle caratteristiche dinamiche della struttura.

Questi dispositivi rispetto ai sistemi attivi con prestazioni comparabili presentano i vantaggi di una minore richiesta di energia e della possibilità di impiegare attuatori, che esplicano forze di minore intensità [11].

Un'applicazione esemplificativa di questi dispositivi è stata l'impiego nel 1991 dell'HMD nel Sendagaya INTES building, sito in Tokyo.

Il dispositivo è stato installato all'undicesimo piano e prevede due masse, su cui agiscono degli attuatori idraulici, per il controllo del moto trasversale e di quello torsionale.

Nel Sendagaya INTES building si sono scelte come masse dell'HMD, due recipienti termicamente isolati per l'immagazzinamento del ghiaccio, così da non introdurre un aggravio di massa sulla struttura dell'edificio [12].

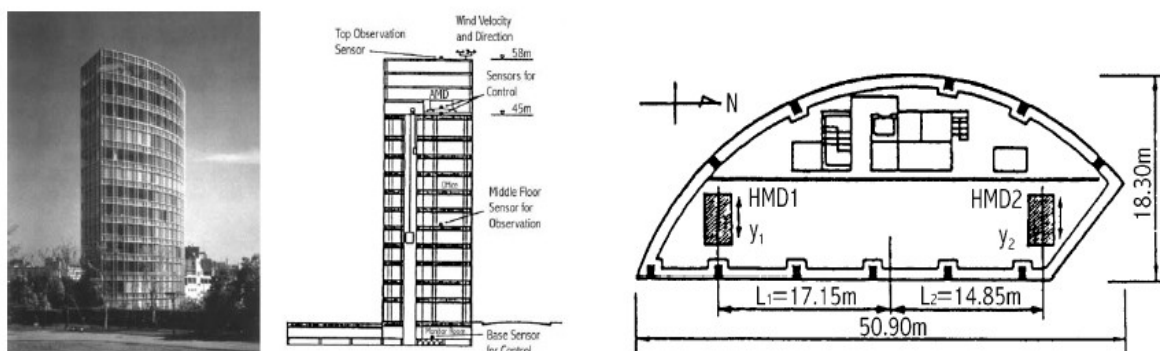


Figura 1.16: Foto, sezione del Sendagaya INTES Building e vista dall'alto della configurazione dell'HMD

Varianti, del dispositivo illustrato, sono costituite dal multi-step pendulum, installato nella TC Tower a Kaoshiung in Taiwan e nell'edificio più alto del Giappone ovvero la Yokohama Land Tower [22].

Un altro sistema del tipo HMD è il DOUX HMD costituito da un Tuned Mass Damper e da una massa controllata in modo attivo, come illustrato in figura 1.17. Un'installazione di quest'ultimo controllo ibrido si trova nell'Ando Nishikicho Building a Tokyo [17].

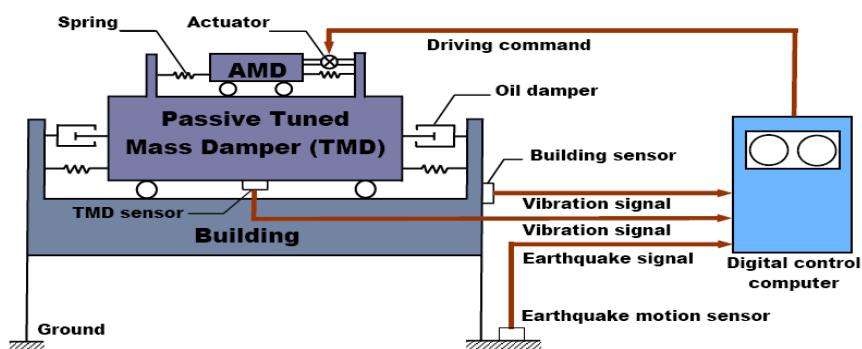


Figura 1.17: Schema di principio di un sistema DOUX

1.5 Sistemi semiattivi di controllo strutturale

Come già rilevato nelle pagine precedenti, la realizzazione di strutture sempre più flessibili, come grattacieli sempre più alti e ponti con luci sempre maggiori, ha posto al centro della missione progettuale l'obiettivo di raggiungere non solo la sicurezza del manufatto ma anche di incrementarne sempre di più l'utilizzabilità, sotto l'azione di carichi dinamici come i sismi od il vento.

Nell'ambito della nuova filosofia progettuale del "motion based structural control", cui si è fatto riferimento nel primo paragrafo, i suddetti obiettivi sono perseguiti affidandosi alle prestazioni dei materiali costruttivi ed anche al valido ausilio della tecnologia di controllo strutturale.

In campo civile i primi dispositivi di controllo strutturale impiegati sono stati i dispositivi passivi di cui si è fatto un breve excursus nel paragrafo 1.3.

I sistemi di tipo passivo sono quelli ad oggi meglio conosciuti ed accettati dai progettisti come strumento per controllare gli effetti delle sollecitazioni dinamiche. Il loro svantaggio è che non possono adeguarsi alle variazioni della sollecitazione.

Questo limite viene superato dai dispositivi attivi, presentati nel paragrafo 1.4, che integrano attuatori, sensori, algoritmi di controllo real-time in un unico sistema, capace di rispondere nel modo migliore al variare dei carichi dinamici entro certi intervalli.

In ogni modo per i sistemi attivi rimangono aperti alcuni punti critici, oggetto di discussione e ricerca scientifica come il problema della stabilità, il costo, l'affidabilità, la potenza richiesta per la loro alimentazione e l'intensità delle forze di controllo esplicabili.

Un'ulteriore alternativa è costituita dalla classe di dispositivi semiattivi, che sono capaci di variare dinamicamente le loro caratteristiche meccaniche così da adeguarsi in modo flessibile alla sollecitazione, cui è sottoposta la struttura.

Sono dispositivi caratterizzati da una ridotta richiesta di potenza esterna ed intrinsecamente stabili, poiché non immettono energia meccanica nella struttura.

I primi sistemi di controllo semiattivi furono proposti negli anni 20, quando furono rilasciati dei brevetti per ammortizzatori, che impiegavano una valvola a solenoide per dirigere il flusso del fluido.

Nell'ambito dell'ingegneria strutturale una prima proposta d'applicazione di dispositivi semiattivi di controllo strutturale è stata formulata da Hrovat nel 1983.

Solo nel 1990 in Giappone si assiste al primo impiego di un dispositivo semiattivo su un edificio.

In altri campi dell'ingegneria, come il controllo e l'isolamento dalle vibrazioni su autoveicoli, si è condotta già da lungo tempo un'ampia campagna di sperimentazione di questi dispositivi, giungendo anche ad alcune applicazioni, come gli ammortizzatori magnetoreologici utilizzati da alcune Cadillac negli USA [10].

Nell'ambito del controllo della risposta strutturale il forte sviluppo dell'attività di sperimentazione si è avuto solo negli ultimi dieci anni. Per questo i dispositivi semiattivi costituiscono un campo d'indagine giovane da dover ancora ampiamente esplorare, verso cui vi è grande interesse come indica anche l'andamento dei finanziamenti del governo statunitense al National Science Foundation (NSF) [23].

Nelle pagine seguenti si descriveranno i principali dispositivi, focalizzandosi sulla loro parte hardware, sui principi di funzionamento e sui risultati sperimentali di prove condotte durante alcune campagne di ricerca, riportando anche i riferimenti di studi analitici e numerici.

Semi-active stiffness control device

I dispositivi semiattivi a rigidità variabile sono impiegati per modificare la rigidità e quindi le frequenze naturali di vibrazione della struttura, su cui sono installati, così da creare delle condizioni di non risonanza durante un sisma [10].

La risposta di questi sistemi è stata indagata negli anni da vari studi condotti da Kobori, Nemir, Loh, Ma, Yamada e Nagarajaiah.

Un dispositivo semiattivo di questa tipologia è stato descritto da Kobori.

Lo schema del dispositivo a rigidità variabile, studiato da Kobori, nella sua configurazione con aste di collegamento disposte a freccia, è riportato nella figura seguente.

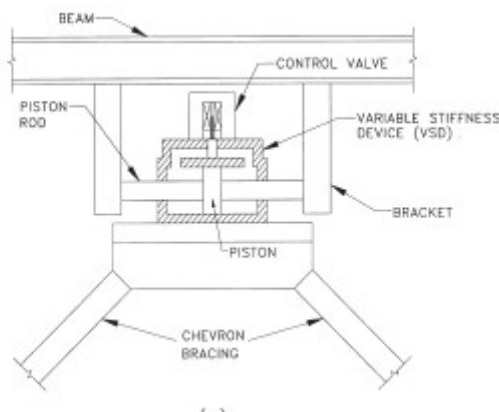


Figura 1.18: Dispositivo semiattivo a rigidità variabile testato da Kobori

Il sistema è costituito da un cilindro idraulico, in cui scorre un pistone a doppio stelo, e da una valvola a solenoide inserita nel tubo, che collega le due camere del cilindro.

La valvola a solenoide può essere on oppure off, così rispettivamente consentendo o interrompendo il flusso di fluido attraverso il tubo. Quando la valvola è chiusa, il fluido non può fluire e così la trave è bloccata all'asta di collegamento sottostante, al contrario se la valvola è aperta, il fluido fluisce liberamente e disattiva il collegamento tra l'asta e la trave.

Quindi il dispositivo può essere attivo o meno, così rispettivamente da includere o meno la rigidità del sistema di aste di collegamento, realizzato nella struttura.

Ciascun cilindro per funzionare richiede una potenza di circa 20 W.

Questo sistema può essere considerato come fail-safe, nel senso che l'eventuale interruzione di corrente produce l'automatico collegamento tra le travi e le aste, così aumentando la rigidezza della struttura [10].

Questo dispositivo è stato installato presso il Kajima Research Center, un edificio in acciaio di tre piani, situato a Tokyo [23].

Uno dei limiti del dispositivo a rigidezza variabile, presentato da Kobori consiste nella discontinuità della variazione della rigidezza, per questo Nagarajaiah ha successivamente presentato un dispositivo semiattivo a rigidezza e smorzamento variabile capace di modificare con continuità entrambe le grandezze. Il sistema è costituito da molle non lineari e da smorzatori viscosi. I test su tavola vibrante con un grado di libertà, condotti su un modello strutturale in scala ridotta, hanno dimostrato che il dispositivo è capace di mantenersi in condizioni di non risonanza anche per sollecitazioni del tipo sweep sinusoidali (sinusoidi a frequenza crescente), andando a modificare le proprietà di rigidezza e smorzamento tra due insiemi di valori così da minimizzare il fattore di amplificazione del sistema [10].

Ancora più tardi si è assistita ad un'ulteriore evoluzione nel settore dei dispositivi seminativi a rigidezza variabile. Infatti Nagarajaiah, insieme a Narasimhan, ha proposto in una sua pubblicazione lo studio di un nuovo dispositivo semiattivo a rigidezza variabile in modo continuo per un sistema di isolamento alla base di un edificio.

Nella tecnica dell'isolamento alla base, l'adozione dei dispositivi di controllo passivi, fatta per ridurre lo spostamento alla base, può comportare l'incremento delle accelerazioni del pavimento [24].

Un'efficace alternativa all'uso dei dispositivi passivi è costituita dai sistemi semiattivi, come viene messo ben in luce dall'articolo scritto da Nagarajaiah [25], in cui è presentato il dispositivo definito SemiActive Isolation Variable Stiffness (SAIVS) con un nuovo algoritmo di controllo, indicato come STFT.

Il dispositivo di rigidità variabile SAIVS è capace di fornire variazioni graduali di rigidità lungo x ed y secondo il suo orientamento.

Nello studio di Nagarajaiah e Narasimhan l'eccitazione dovuta al sisma, si sviluppa solo lungo x (caso monoassiale), quindi tale dispositivo è orientato in modo da fornire la rigidità variabile solo lungo x.

Il modello schematico di un dispositivo SAIVS è mostrato nella figura riportata di seguito.

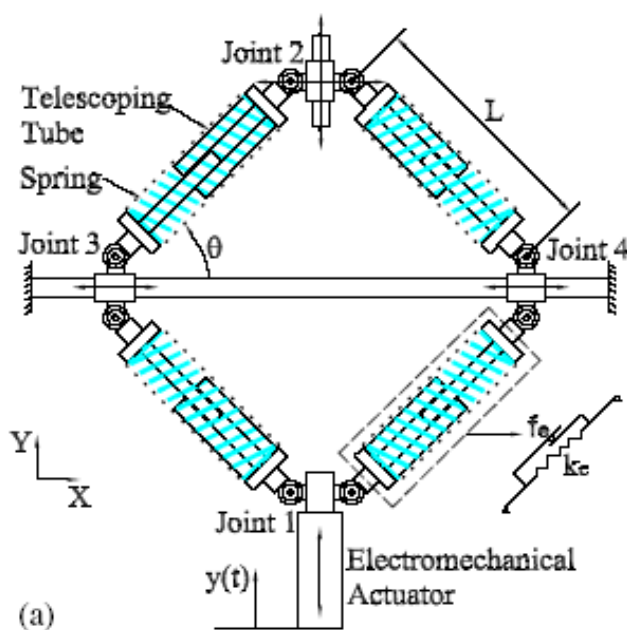


Figura 1.19: Rappresentazione schematica del dispositivo SAIVS

I tubi telescopici forniscono una forza d'attrito, che contribuisce alla dissipazione d'energia.

Le quattro molle sono collegate ai giunti 1-4 secondo le indicazioni di figura 1.19. Il giunto 1 è fisso lungo x ma può essere disposto in una qualsiasi desiderata posizione lungo y, così variando l'angolo θ , grazie ad un attuttore elettromeccanico lineare e ad un controllore. Il giunto 2 è libero di muoversi sia lungo x sia lungo y. I giunti 3 e 4 sono liberi di muoversi solo lungo x. Le estremità della guida lungo cui si muove il giunto 2, sono fissate alla lastra base. Mentre le estremità della guida lungo cui si muovono i giunti 3 e 4, sono fissate a terra. L'attuttore elettromeccanico è anch'esso fissato a terra ed opera lungo y, in modo che il giunto 1 assuma la posizione richiesta.

Il dispositivo consta di quattro molle disposte in una configurazione romboidale.

Ciascuna delle quattro molle del dispositivo forma un angolo θ con l'orizzontale. Inoltre ogni molla è avvolta intorno ad un tubo telescopico, che le consente di allungarsi ed accorciarsi e che la protegge dal buckling. I tubi

La forza che in qualunque momento il dispositivo sviluppa per ogni specifica posizione è data da una aliquota esplicata dalle molle f_{dx} ed una aliquota dovuta all'attrito $f_{attrito}$:

$$f_{TOT} = f_{attrito} + f_{dx} \quad (.1)$$

$$f_{dx}(t) = \{k_e \cos^2 \theta(t)\} y_{dx}(t) \quad (.2)$$

dove $y_{dx}(t)$ è lo spostamento relativo (tra la base e la terra) del giunto 2 lungo x; k_e è la rigidità di ogni singola molla; $\theta(t)$ è l'angolo, variabile nel tempo, che gli elementi della molla formano con l'orizzontale per le varie posizioni assunte dal dispositivo stesso.

L'angolo delle molle è funzione del comando, generato dal controllore ed inviato all'attuatore elettromeccanico lineare. Il dispositivo genera una certa forza f_{dx} per ogni angolo.

L'attuatore elettromeccanico per funzionare richiede una potenza massima di 104 W.

Friction control devices

I dispositivi semiattivi ad attrito sono utilizzati come dissipatori inseriti nelle controventature di un edificio o all'interno di sistemi di isolamento.

Nel campo della meccanica l'attrito è uno dei metodi più efficienti ed economici per frenare corpi in moto. Recentemente smorzatori passivi ad attrito sono stati sviluppati ed applicati con successo su strutture civili per il controllo delle vibrazioni sismiche.

L'impiego della tipologia di dissipatori ad attrito, rispetto ad altri dispositivi di controllo strutturale, comporta vantaggi legati all'utilizzo di materiali poco soggetti al degrado prodotto dal tempo e poco sensibili alle variazioni della temperatura ambientale, legati all'assenza di possibili perdite di fluido ed ancora alla ridotta manutenzione necessaria anche dopo sismi intensi.

Tra gli svantaggi di questi dispositivi si ricordano ad esempio gli spostamenti residui al termine dell'intervento, altri sono citati successivamente e contestualmente alle varie tappe della presentazione.

Uno smorzatore della tipologia, presa in esame, è costituito da un'interfaccia di scorrimento tra due parti, rivestite da materiale d'attrito, e da un meccanismo, che produce una forza di chiusura normale all'interfaccia.

Per il dispositivo di tipo passivo, la forza di chiusura è predeterminata ad un valore fisso e di conseguenza anche la forza di primo distacco. Per cui lo smorzatore si attiva solo quando la forza esterna supera quella di primo distacco, producendo il moto relativo.

Il sistema in esame dissipa energia solo se vi è moto relativo tra le parti, diversamente si comporta in modo analogo ad un normale controvento.

Durante un sisma, l'energia dissipata dallo smorzatore è proporzionale alla forza di scorrimento, esplicitata dal sistema, perciò nel caso essa sia impostata a valori troppo bassi, si consegue un risultato scarso. Di contro se la forza necessaria a produrre lo scorrimento relativo è impostata a valori molto alti, lo scorrimento può non aver luogo con conseguente assenza d'energia dissipata per attrito [26].

In base a queste ultime considerazioni si può subito intuire il vantaggio prodotto da un dispositivo ad attrito di tipo semiattivo, capace di regolare la forza di chiusura e quindi quella di scorrimento.

Uno smorzatore ad attrito può essere schematizzato impiegando un modello di attrito Coulombiano, in cui la forza F prodotta è data da

$$F = \mu * N * \text{sign}(\dot{x}) \quad (.1)$$

dove μ è il coefficiente di attrito, N è la forza normale alla superficie di attrito ed \dot{x} è la velocità del moto relativo tra le parti a contatto.

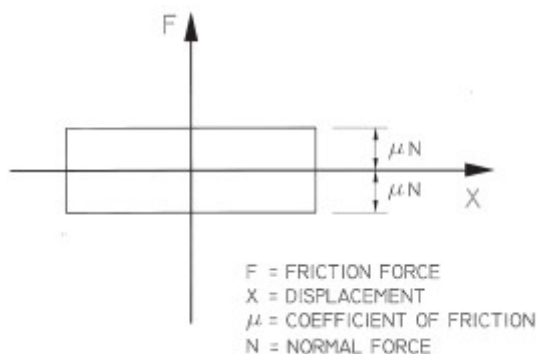


Figura 1.20: Ciclo di isteresi di uno smorzatore ideale ad attrito Coulombiano

Il ciclo, riportato nella figura 1.20, è quello di uno smorzatore, che presenta attrito ideale Coulombiano e sottoposto ad un moto armonico.

All'aumentare della forza normale, il ciclo di isteresi nel piano forza-spostamento, illustrato in figura 1.20, si allarga in direzione verticale, perciò aumenta la quantità di energia dissipata

per ogni ciclo dallo smorzatore [10].

I primi a pensare ad una possibile applicazione di dispositivi ad attrito di tipo semiattivo furono Ferri ed Heck nel 1992. Con i loro studi mostrarono che il dispositivo presenta, rispetto agli smorzatori viscosi, il grande vantaggio di generare forze di controllo elevate anche nel caso di piccole velocità di scorrimento relativo tra le parti.

Successivamente agli studi di Ferri ed Heck, lo sviluppo dei dispositivi è stato ostacolato da varie cause tra le quali il fenomeno dello “stick-slip” e la tecnologia degli attuatori.

Lo “stick-slip” costituisce una modalità di funzionamento indesiderata data dall'alternarsi di condizioni di impuntamento, cioè bloccaggio, e di scorrimento tra le parti in moto relativo

Questo comportamento è causato dal cambiamento del coefficiente d'attrito in funzione di variabili tra cui la temperatura, lo spostamento e la velocità relativa.

Per questo motivo il comportamento del dispositivo è non lineare e richiede quindi algoritmi di controllo di tipo non lineare [27].

Relativamente agli attuatori, nel 1995 Kannan impiega un dispositivo di tipo idraulico per variare la forza di chiusura normale.

Successivamente Pandaya descrive delle prove sperimentali, condotte su un edificio in scala ridotta di quattro piani, installato su una tavola vibrante monodirezionale e dotato di smorzatori ad attrito, disposti nelle controventature di ogni piano.

Gli smorzatori semiattivi, impiegati da Pandaya sono costituiti da un'interfaccia di attrito su cui agisce una forza di chiusura, generata da un attuatore pneumatico [10].

Il principale svantaggio degli attuatori, impiegati nei dispositivi di Kannan e Pandaya, è il ritardo con cui si genera la pressione richiesta, che rende impossibile una rapida modulazione della forza di controllo.

La tecnologia ad oggi più promettente è quella degli attuatori piezoelettrici, proposti nei primi studi realizzati da Chen nel 2000.

Gli attuatori piezoelettrici sono stati impiegati per sopprimere le vibrazioni meccaniche in alcune applicazioni aerospaziali.

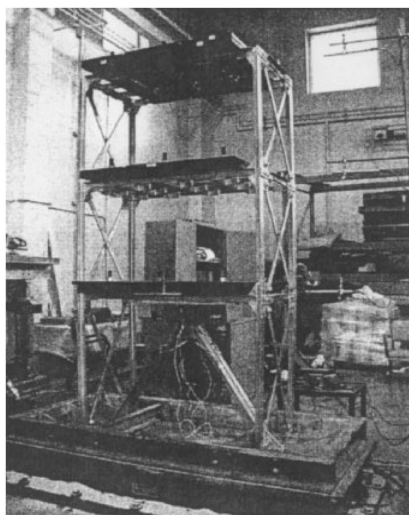


Figura 1.21: Modello di edificio disposto su tavola vibrante, utilizzato da Chen e Chen

Nel campo del controllo strutturale questi attuatori sono stati considerati degli ottimi candidati per l'impiego negli smorzatori ad attrito.

Uno degli ostacoli allo sviluppo di questa tecnologia è stata la massima deformazione riscontrata nell'attuatore, sottoposto ad un campo elettrico, che in assenza di carico era pari a solo lo 0,1%, per questo un attuatore di un pollice subiva una deformazione di 0,001 pollici, mentre quella sotto carico era nettamente minore [27].

Solo recentemente si è superato quest'ostacolo con le nuove generazioni di piezoelettrici, capaci di presentare una deformazione dell'ordine dell'1%.

Un interessante studio sperimentale e numerico sull'efficacia degli smorzatori ad attrito con attuatore piezoelettrico è stato pubblicato da Chen e Chen [28].

Gli autori hanno condotto delle prove su un modello di un edificio di tre piani in scala 1:4, installato su una tavola vibrante unidirezionale dell'Università del Missouri-Rolla.

Il modello, lungo 1.22 m, profondo 0.61 m ed alto 2.54 m, è costituito da una struttura di acciaio, rinforzata da controventi disposti ad X nella direzione trasversale.

Lo smorzatore è installato tra un supporto ed il primo piano dell'edificio come mostrato in figura 1.21.

Il dispositivo smorzante, sperimentato, ha dimensioni 0.254 x 0.152 x 0.102 m e prevede quattro attuatori piezoelettrici per generare la forza di chiusura.

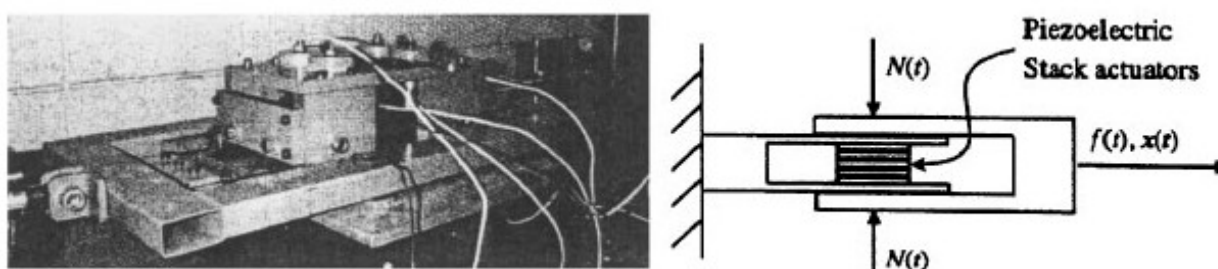


Figura 1.22: Smorzatore ad attrito con attuatori piezoelettrici e sua rappresentazione schematica

Lo smorzatore è stato sottoposto a delle prove di caratterizzazione mediante segnali armonici, rilevando i cicli di isteresi. In questa prova il precarico della forza di chiusura era di 1.78 kN ed i voltaggi forniti variavano da 0 a 1000 V.

Il legame tra forza di chiusura esercitata dal dispositivo ed il voltaggio applicato può essere rappresentato da una relazione lineare:

$$N(t) = N_{pre} + \frac{4EA d_{33} V(t)}{h} \quad (1.5.2.2)$$

dove $N(t)$ è la forza di chiusura, N_{pre} è il precarico, E il modulo di Young, A l'area trasversale di ciascun attuttore e d_{33} la costante di accoppiamento elettromeccanico.

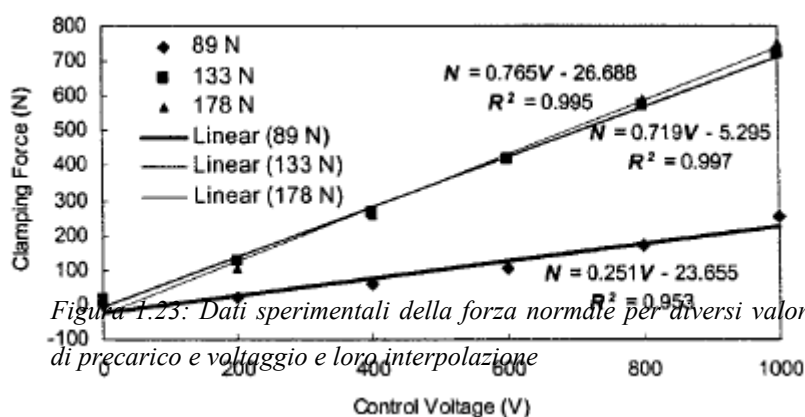


Figura 1.23: Dati sperimentali della forza normale per diversi valori di precarico e voltaggio e loro interpolazione

La possibilità di descrivere il legame forza di chiusura-voltaggio mediante una relazione del tipo 1.5.2.2 è

stata verificata sperimentalmente, applicando nel caso dei precarichi di 89, 133 e 178 N, i voltaggi di 200, 400, 600, 800, 1000 V, ottenendo i dati riportati nella figura a lato.

I risultati indicano che il comportamento dello smorzatore esaminato è indipendente dal precarico quando esso supera il valore di 133 N.

Gli autori hanno strumentato l'intero apparato sperimentale mediante quattro e tre LVDT (linear variable displacement transducer).

La misura della forza di chiusura esercitata da ciascun attuatore è stata affidata a quattro celle di carico, posizionate all'interno dello smorzatore.

Gli autori del lavoro hanno utilizzato come sollecitazioni sismiche per la tavola vibrante e per le simulazioni numeriche i segnali della componente N-S del sisma di El Centro del 1940, la componente S69E del sisma Taft del 1952, la componente N-S del sisma Northridge del 1994 e la componente N-S del sisma di Kobe del 1995. Per ciascun sisma sono stati previsti quattro livelli di PGA, indicati con numeri da 1 a 4.

Per i sismi di livello più alto, gli autori non hanno eseguito test sperimentali ma solo le simulazioni, in virtù del vincolo di spostamento massimo della tavola di ± 2.54 cm.

I dati relativi al caso non controllato sono confrontati con i dati riscontrati nel caso in cui gli smorzatori ad attrito sono presenti ma non alimentati, per cui funzionano da dispositivi passivi, e con quelli della situazione in cui sono attivati.

Dal confronto dei dati, si evince che il sistema di controllo, proposto da Chen e Chen, riduce sia lo spostamento relativo tra i piani sia la loro accelerazione.

Nel confronto con la risposta della struttura controllata passivamente, il sistema semiattivo riduce il valore massimo di spostamento dei piani del 36% e la massima accelerazione del 28% nel caso del sisma K4 (sisma Kobe livello PGA uguale a 4). È però importante notare come nel caso di sollecitazioni sismiche meno intense come la K1 (sisma Kobe livello PGA

uguale a 1), le differenze tra i casi della struttura controllata in modo passivo ed in modo semiattivo si riducono.

Inoltre le simulazioni, eseguite parallelamente preventivamente alle prove sperimentali, sono ben correlate con i dati delle prove di laboratorio ad indicare la bontà del modello analitico impiegato, come si può rilevare dal confronto dei dati riportati in [28].

Lo studio numerico e sperimentale, sopraccitato, ha mostrato che i sistemi semiattivi ad attrito costituiscono una classe di dispositivi promettenti per mitigare il rischio strutturale, prodotto dalle sollecitazioni sismiche.

Per scalare il dispositivo proposto, così da adottarlo su un grande edificio in scala 1:1, bisogna considerare la necessità di produrre una forza di controllo sufficientemente intensa. Per raggiungere quest'obiettivo, si potranno adottare materiali piezoelettrici con accoppiamento elettromeccanico più forte (ovvero d_{33} più grande) o anche smorzatori con superfici d'attrito multiple.

In uno studio per il controllo strutturale di un ponte a due campate, condotto presso l'Università di Girona in Spagna, sono stati utilizzati dei dispositivi semiattivi ad attrito variabile, azionati da gas in pressione, quindi non da piezoelettrici, ma capaci di esplicare una intensa forza di controllo pari a 2250 kN, ponendo questa classe di dispositivi ai vertici in termini di massima forza di controllo esplicabile.

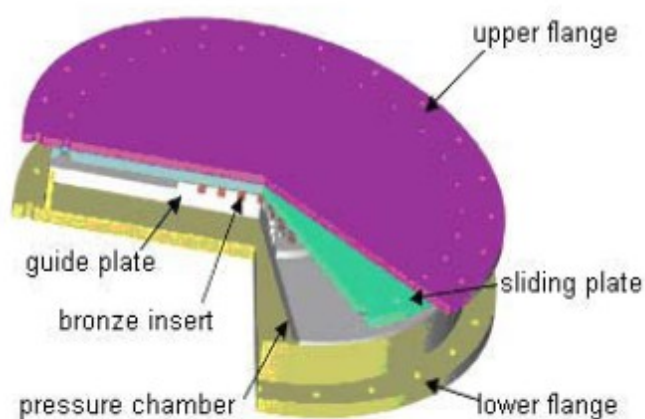


Figura 1.24: Dispositivo Uhide-fbr

Il dispositivo, impiegato all'Università di Girona è denominato Uhide-fbr (fig. 1.24) ed è composto da due piatti di acciaio e da un insieme di inserti in bronzo.

Uno dei piatti d'acciaio funge da guida per gli inserti di bronzo mentre l'altro

piatto presenta una faccia opportunamente lavorata ed in contatto con gli inserti, fornendo così la superficie di attrito.

La regolazione della forza di attrito avviene variando la pressione di un gas. Infatti, dietro uno dei piatti è situata una camera a tenuta e mediante il gas, contenuto in un serbatoio, si varia la pressione, quindi la forza normale sulla superficie di scorrimento e di conseguenza quella di attrito. La pressione del gas è gestita da un'unità di controllo. Poiché l'energia esterna non è impiegata per controllare la dinamica della struttura ma solo per variare la pressione del gas, questo dispositivo rientra in modo evidente nella categoria del controllo strutturale di tipo semiattivo [29].

Si può affermare che la comunità scientifica ha ancora bisogno di ulteriori studi e ricerche per giungere all'impiego commerciale degli smorzatori ad attrito per il controllo strutturale, infatti ad oggi nel mondo non si è assistito a nessuna implementazione di questa tipologia di dispositivi.

Electrorheological dampers

Gli smorzatori elettroeologici insieme a quelli magnetoreologici sono classificati come smorzatori a fluido controllabile, in quanto è possibile controllare le proprietà del fluido, contenuto all'interno del dispositivo.

Uno smorzatore elettroeologico (ER) è costituito da un sistema cilindro-pistone, riempito di un fluido in cui sono sospese particelle di materiale dielettrico. In presenza di un campo elettrico le particelle polarizzano e si allineano, così da incrementare la resistenza al flusso del fluido. Cambiando l'intensità del campo elettrico, viene modulato il comportamento dinamico dello smorzatore. Questa classe di dispositivi, impiegati come strumenti di controllo della risposta sismica, è stata studiata da ricercatori come Ehrgott e Masri, Gavin, Makris, Burton, Gordaninjead e McMahan.

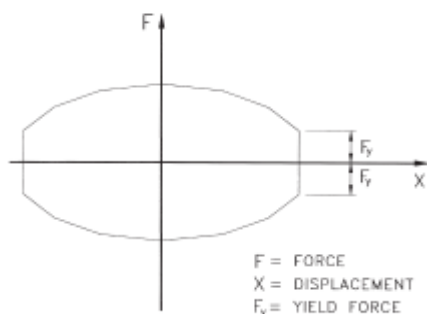
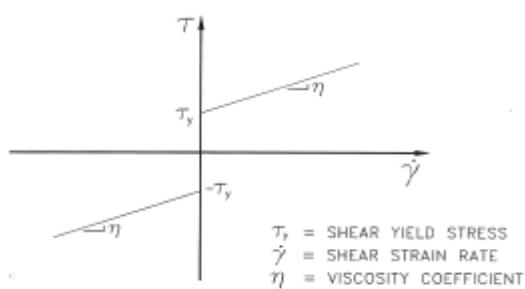
Quando il campo elettrico aumenta, il comportamento del fluido elettroreologico, contenuto nel cilindro, cambia e può passare da quello di un fluido viscoso a quello di un solido entro pochi millisecondi [10].

Più in dettaglio per un fluido elettroreologico, gli sforzi di taglio possono essere modellati come somma di una componente costante e di una componente Newtoniana, presentando un comportamento equivalente ad un modello fisico, costituito da un elemento, caratterizzato da attrito Coulmbiano, posto in parallelo con uno smorzatore a viscosità lineare. Un modello siffatto è denominato modello di Bingham [30,31,32] e la relazione tra tensione e deformazione è data da:

$$\tau = \tau_y \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma} \quad (.1)$$

dove τ è lo sforzo di taglio, τ_y è lo sforzo di taglio di snervamento, η è il coefficiente di viscosità, γ è la deformazione tangenziale e lo stesso simbolo sovrastato dal punto indica chiaramente la derivata della grandezza rispetto al tempo.

L'andamento definito dall'equazione (1.5.3.1) è riportato nell'immagine seguente, insieme al



ciclo d'isteresi realizzato da un materiale tipo Bingham, sottoposto ad una sollecitazione armonica.

Bisogna notare come per i fluidi ER il valore della tensione di snervamento τ_y aumenta all'aumentare del campo elettrico applicato mentre il coefficiente di viscosità η si può considerare come indipendente dal campo. Per

questo all'aumentare del campo elettrico il ciclo d'isteresi, dovuto ad una sollecitazione armonica e mostrato in figura 1.25 (b), si espande in direzione dell'asse delle ordinate a causa dell'aumento della forza necessaria allo snervamento.

Figura 1.25: Comportamento di un materiale alla Bingham (a) nel piano tensioni velocità di deformazione (b) nel piano forze spostamenti

I fluidi elettroreologici fino ad oggi disponibili presentano una tensione massima di snervamento dell'ordine di 5-10 Kpa.

Uno studio, condotto da Gavin, ha dimostrato come il modello di Bingham, descritto dall'equazione (1.5.3.1), riproduca in modo preciso il comportamento del fluido in condizioni di flusso stazionario, mentre nel caso di flusso non stazionario, come quello degli smorzatori ER, usati per il controllo di strutture sottoposte a sismi, si riscontra una maggiore approssimazione nella descrizione della risposta, ma comunque accettabile anche per finalità

di progetto [10].

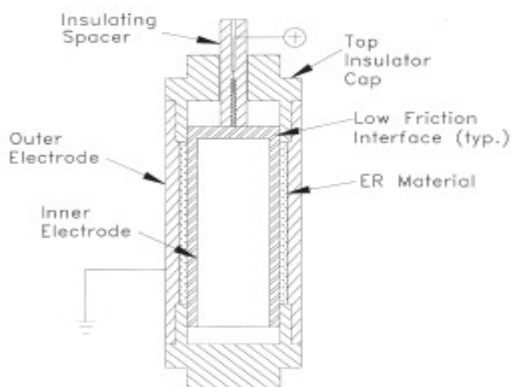


Figura 1.26: Dispositivo sperimentale usato da Ehrgott

Il comportamento, dinamico a taglio, dei fluidi ER è stato sperimentato anche da Ehrgott e Matri [33], usando il dispositivo sperimentale di figura 1.26, in cui il fluido è contenuto tra due cilindri coassiali, uno dei quali è elettricamente messo a terra ed all'altro è applicato un voltaggio.

Quando il cilindro interno si sposta rispetto a quello esterno, il fluido è sottoposto a sollecitazioni di taglio. Lo spostamento massimo del cilindro interno può essere di ± 2.5 cm.

I dati sperimentali di Ehrgott e Matri mostrano che all'aumentare del campo elettrico, l'aumento di energia dissipata dal fluido non è lineare, ma aumenta secondo potenze di ordine maggiore.

Per caratterizzare il comportamento non lineare dello smorzatore è stato impiegato un algoritmo d'interpolazione, ottenendo una funzione scalare della forza generata dallo smorzatore in dipendenza dello stato del sistema.

Altri studi sperimentali sono stati realizzati da Gavin [34] su uno smorzatore ER in scala ridotta.

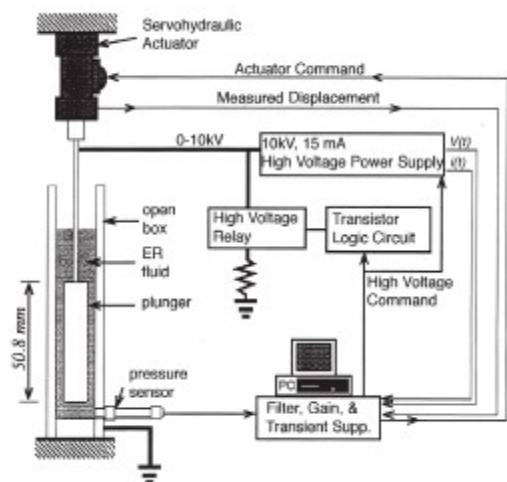


Figura 1.27: Smorzatore a fluido ER testato da Gavin

Il dispositivo sperimentale di Gavin è costituito da un attuttore, capace di determinare il moto di un pistone immerso in un fluido ER contenuto all'interno di un recipiente (fig. 1.27).

Il campo elettrico è generato caricando il pistone e collegando a terra il recipiente.

Il campo elettrico può variare tra 0 e 3.2 kV/mm.

Il fluido elettroreologico è composto da olio minerale contenente particelle di alluminio e silicio

da 100 μm.

Con questi studi si è evidenziato come la tensione di snervamento, presente nell'equazione (1.5.3.1) del modello di Bingham, vari secondo una legge

$$\tau_y = k * E^p \quad (.2)$$

con K, che è una costante, E, che è l'intensità del campo elettrico e p un esponente variabile tra 1.2 e 2.5 a seconda del materiale elettroreologico utilizzato [30].

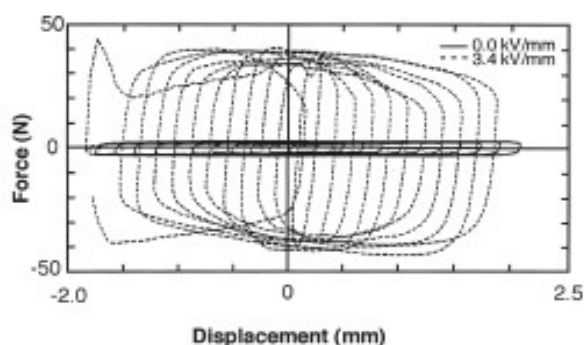


Figura 1.28: Cicli di isteresi per lo smorzatore studiato da Gavin

Durante le prove si sono rilevati dei cicli di isteresi come quelli mostrati al lato, in cui si è imposta una funzione di spostamento sinusoidale con frequenza di 0.83 Hz ed un'ampiezza crescente. La forma dei cicli è

consistente con il comportamento ideale previsto dal modello di Bingham, mostrato in figura 1.25 b.

Per azionare lo smorzatore era richiesta una potenza di soli 5W ma la forza di picco, sviluppata durante la prova, era stata di soli circa 40N.

Gavin ha eseguito degli ulteriori test [34] su un dispositivo ER di dimensioni maggiori, costituito da un contenitore chiuso in cui erano disposti nove piatti rettangolari interconnessi ed un fluido ER.

Il movimento dei piatti obbligava il fluido a passare attraverso gli interspazi dei piatti elettricamente carichi.

Per questo dispositivo sperimentale il fluido ER è costituito da una base di cherosene contenente particelle in alluminio e silicio delle dimensioni di qualche micron, presenta un coefficiente di viscosità di $0.5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ e la tensione di snervamento varia in accordo alla legge (1.5.3.2), prima riportata.

Il confronto tra i cicli di snervamento forza-spostamento, analitici e sperimentali, ha rivelato che l'uso del modello di Bingham per descrivere il comportamento del fluido era sufficientemente accurato per le esigenze progettuali ma non riproduceva i dettagli del comportamento isteretico.

Con l'obiettivo di sviluppare un modello più accurato del comportamento dello smorzatore ER, Gavin [34] ha utilizzato un metodo di interpolazione, analogo a quello impiegato da Ehrgott e Matri nel loro studio. In questo modo la forza esercitata era espressa in funzione dello spostamento, della velocità, e del campo elettrico.

Le predizioni analitiche ottenute dal nuovo modello di Gavin riproducono in modo migliore dati sperimentali.

Gavin va ricordato anche per aver descritto uno smorzatore elettroreologico a parete in piccola scala [34]. Il dispositivo è costituito da un piatto metallico, rigidamente collegato al

soffitto ed immerso in un recipiente di profondità ridotta, contenente materiale elettroreologico e rigidamente collegato al pavimento.

La geometria di questi dispositivi sembra molto adatta a delle applicazioni mediante l'uso di fluidi ER, infatti la ridotta velocità di deformazione di taglio si traduce in un'ampia possibilità di controllo della forza esplicata dal dispositivo. Nel caso di velocità di deformazione di taglio elevate, le forze prodotte dal sistema ER sono dominate dall'aliquota viscosa, che non è controllabile, poiché il coefficiente di viscosità è praticamente indipendente dal campo elettrico.

Al contrario nel caso di piccole velocità di deformazione di taglio, le forze sono dominate dalla tensione di snervamento, che è controllata dalla modulazione del campo elettrico, per questo gli smorzatori ER devono operare in condizioni di ridotta velocità di deformazione di taglio, così da aver un buon intervallo di forza controllabile mediante un algoritmo.

Per lo smorzatore a parete di tipo ER, la forza esplicata può essere semplicemente determinata come il prodotto della superficie bagnata del piatto metallico e la tensione di taglio espressa dalla relazione (1.5.3.1).

Gli studi sperimentali su questo dispositivo sono stati condotti, installandolo al primo piano di un edificio in scala ridotta, che si sviluppa su tre livelli, disposto su una tavola vibrante e procedendo in seguito allo sviluppo ed impiego di un algoritmo di controllo di tipo bang-bang.

Nel caso di smorzamento passivo, quando non è applicato alcun campo elettrico, la risposta in termini di accelerazione è comunque ridotta rispetto alla struttura nuda. In genere l'applicazione di una differenza di potenziale allo smorzatore ER, comporta un'ulteriore riduzione del 10-20% a seconda dell'algoritmo bang-bang utilizzato.

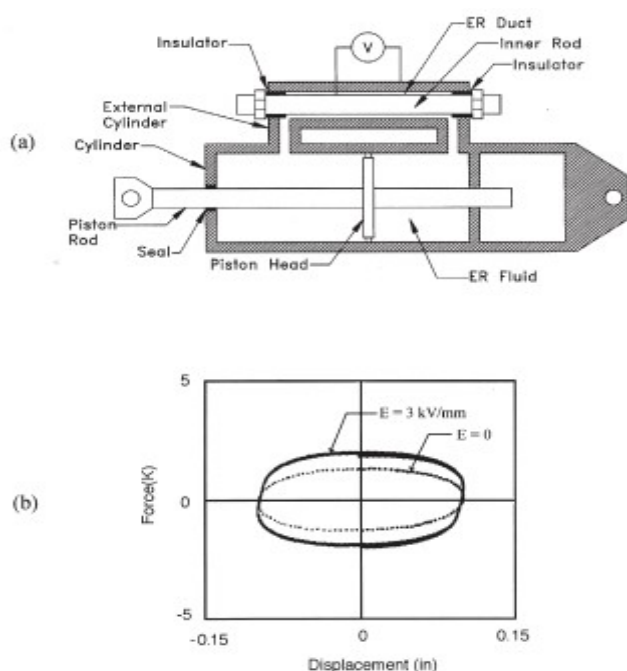


Figura 1.29: Smorzatore elettoreologico testato da Makris.
 (a) schema del dispositivo sperimentale (b) cicli di isteresi

Poiché le forze di controllo, necessarie per una edificio sollecitato sismicamente, sono molto intense, uno smorzatore ER, che sviluppa le forze solo sul principio della deformazione a taglio del fluido, dovrebbe avere dimensioni eccessive per un suo impiego agevole in una struttura.

Per questo motivo Makris [35] ha sviluppato uno smorzatore ER, costituito da un cilindro, contenente un

pistone a doppio stelo, che forza il fluido attraverso un condotto esterno, in cui vi è un cilindro interno ad esso coassiale, che riduce la sezione di passaggio (figura 1.29 a).

Le forze di controllo sono sviluppate dal sistema come risultato sia della deformazione a taglio sia delle perdite di carico del fluido attraverso il passaggio per un foro.

I risultati sperimentali mostrano come all'aumentare della velocità di flusso, le forze dovute a perdite viscose diventano dominanti rispetto all'aliquota dovuta alla tensione di snervamento e di conseguenza si riduce la possibilità di controllare lo smorzatore.

In accordo con questa considerazione Makris conclude sostenendo che in alcuni casi è necessario ridurre la velocità nel condotto di bypass o aumentandone il numero o la sezione.

Un vantaggio nello scegliere la soluzione con un maggior numero di condotti di bypass deriva dal minore aumento di temperatura dovuto al calore prodotto dalla resistenza viscosa.

Uno smorzatore per strutture di grandi dimensioni è stato sviluppato da McMahaas insieme a Makris [10]. Il loro dispositivo è capace di esplicare una forza di controllo di 445 kN ed è

strutturato in modo analogo a quello riportato in figura 1.29 a, con la sola differenza di presentare più bypass.

Il fluido è costituito da zeoliti in un olio siliconico, che presenta una viscosità cinematica di 10 Stokes. Se non si applica un campo elettrico il dispositivo si comporta come uno smorzatore linearmente viscoso, con un coefficiente di smorzamento di circa $3260 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$ nel caso di tre condotti di bypass.

I dati sperimentali, rilevati per uno smorzatore con tre bypass, ed un moto armonico di frequenza 0.2 Hz ed ampiezza 2.5 cm, sono presentati nella figura 1.29 b.

Si può notare come la forma ellittica del ciclo di isteresi per il caso di campo elettrico nullo, indica un comportamento da smorzatore linearmente viscoso in simili condizioni operative, mentre nelle altre condizioni la forma dei cicli risulta ancora una volta consistente con il modello di Bingham.

Makris ha sviluppato anche un modello per contemplare gli effetti dell'elasticità dei fluidi ER, ma si è rilevato come questo fattore sia del tutto trascurabile per il comportamento macroscopico dello smorzatore, così confermando ulteriormente come la semplice legge costitutiva monodimensionale del modello di Bingham sia sufficiente a predire la risposta di uno smorzatore elettroreologico.

In base al materiale reperibile in letteratura appare plausibile affermare che negli ultimissimi anni la ricerca ha focalizzato la sua attenzione in misura maggiore sugli smorzatori magnetoreologici rispetto agli elettroreologici, probabilmente alla luce dei vantaggi, illustrati nel prossimo paragrafo, che i primi dimostrano sui secondi.

Una spia di questa tendenza è l'assenza nel mondo, ad oggi, di implementazioni di smorzatori elettroreologici contro quelle già realizzate di dispositivi magnetoreologici.

Magnetorheological dampers

Gli smorzatori magnetoreologici (MR) sono l'equivalente magnetico di quelli elettroreologici, infatti presentano un comportamento molto simile ad eccezione della condizione che il controllo è governato dall'applicazione di un campo magnetico.

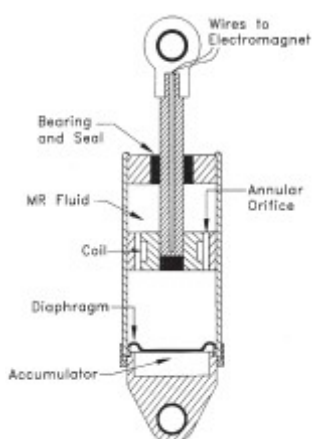


Figura 1.30: Schema dello smorzatore magnetoreologico testato da Spencer

I dispositivi MR sono tipicamente costituiti da un cilindro idraulico, contenente delle particelle magneticamente polarizzabili di dimensioni dell'ordine del micron, sospese in un fluido, generalmente un olio [10].

In assenza di campo magnetico il fluido MR fluisce liberamente, comportandosi come un fluido Newtoniano, mentre in presenza

di un campo si presenta come un semisolido. I materiali MR presentano delle tensioni di snervamento massime di 50-100 kPa, quindi di un ordine di grandezza maggiore rispetto agli smorzatori ER [30]. Inoltre rispetto a quest'ultimi, i dispositivi

magnetoreologici, a parità di prestazioni, presentano ingombri minori e sono anche scarsamente sensibili alle impurità, potenzialmente presenti durante il processo di costruzione o durante l'uso (ad esempio acqua) [11]. Gli smorzatori MR richiedono scarse potenze di alimentazione (in genere <50W) come i colleghi ER, ma rispetto ad essi sono alimentati da corrente in bassa tensione (12-24V) con tutti i vantaggi che ne conseguono [22].

Come gli smorzatori elettroreologici anche i magnetoreologici presentano, rispetto ai dispositivi viscosi di tipo semiattivo, una maggiore semplicità meccanica, data dall'assenza di parti meccaniche in movimento come una valvola, così riducendo manutenzione e quindi costi.

Dyke e Spencer [36] hanno presentato un prototipo di smorzatore magnetoreologico, con una corsa di ± 2.5 cm, capace di produrre una forza di 3 kN e dotato di pistone con un sol stelo (fig. 1.30).

Un'elettrocalamita situata all'interno della testa del pistone è impiegata per generare il campo magnetico.

La potenza di picco necessaria al funzionamento del dispositivo è inferiore a 10W.

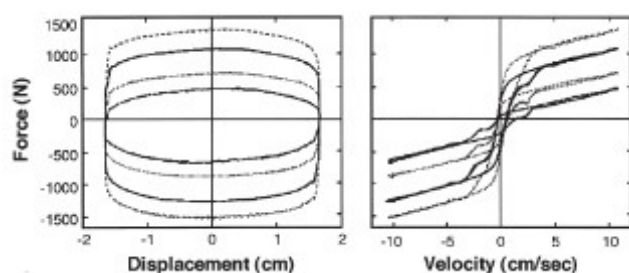


Figura 1.31: Risposte dinamiche dello smorzatore per quattro diverse intensità del campo magnetico

Per uno spostamento imposto di ampiezza 1.5 cm e frequenza 2.5 Hz in corrispondenza di diversi livelli di tensione elettrica applicata (0V, 0.75V, 1.5V e 2.25V) si hanno le risposte di figura 1.31.

A 0V il comportamento dello smorzatore è analogo a quello di uno smorzatore viscoso lineare, mentre per i livelli compresi tra 0 e 2.25V, lo smorzatore mostra un comportamento analogo a quello di un dispositivo costituito da un elemento caratterizzato da attrito colombiano, disposto in parallelo con uno smorzatore viscoso lineare.

Si è notato come nell'intervallo 0-2.25V, la forza varia in modo lineare con la tensione, mentre per valori maggiori di 2.25V si ha una saturazione.

Come per gli smorzatori elettroreologici anche in questo caso il comportamento può essere descritto dal modello di Bingham, come si può desumere anche raffrontando il diagramma a sinistra di figura 1.31 con quello di figura 1.25 b.

Dai diagrammi riportati nella pagina precedente si desume come il comportamento del sistema è di tipo fail-safe, infatti nell'eventualità di una interruzione della potenza di

alimentazione lo smorzatore funziona come un dispositivo passivo con una ridotta forza di snervamento.

Spencer e Carlson [37] hanno sviluppato uno smorzatore per applicazioni ad edifici civili in scala 1:1, eseguendo una serie di test presso l'università di Notre Dame.

Lo smorzatore presenta una geometria semplice (figura 1.33) in cui la parete del cilindro fa parte del circuito magnetico e la sezione di passaggio attraverso la valvola magnetica è costituita dall'intera area, compresa tra il diametro esterno del pistone e quello interno del cilindro.

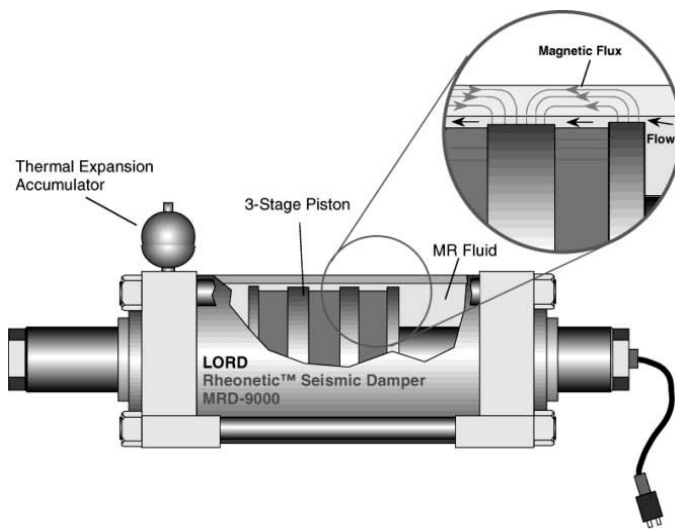


Figura 1.32: Schema dello smorzatore da 200 kN di Spencer e Carlson

Al contrario dello smorzatore per applicazioni in scala ridotta rappresentato in figura 1.30, questo smorzatore presenta un pistone a doppio stelo, così non richiedendo la presenza di un accumulatore per assorbire le variazioni di volume prodotte dal moto del singolo stelo del pistone.

Comunque, bisogna notare, come pure nel dispositivo a doppio stelo è presente un accumulatore per assorbire l'espansione termica del fluido.

La corsa massima è di $\pm 8\text{cm}$, la forza di controllo massima è di 200 kN a fronte di una potenza richiesta di 22W.

Stroke	± 8 cm
F_{\max} / F_{\min}	10.1 @ 10 cm/s
Cylinder Bore (ID)	20.32 cm
Max. Input Power	< 50 watts
Max. Force (nominal)	200,000 N
Effective Axial Pole Length	8.4 cm
Coils	3×1050 turns
Fluid $\eta_p / \tau_{y(\text{field})}^2$	2×10^{-10} s/Pa
Fluid η_p	1 Pa-s
Fluid $\tau_{y(\text{field})}$ max	70 kPa
Gap	2 mm
Active Fluid Volume	~ 90 cm ³
Wire	16 gauge
Inductance (L)	6.6 henries
Coil Resistance (R)	3×7.3 ohms

Figura 1.33: Dati di progetto dello smorzatore di Spencer e Carlson

Lo smorzatore inoltre presenta un coefficiente di viscosità di $0.6 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, una tensione massima di snervamento di 50 kPa , risulta lungo 1 m e pesa circa 2.5 kN .

L'avvolgimento è suddiviso su tre sezioni del pistone, così ottenendo quattro regioni, funzionanti da valvole.

Nel dispositivo sono contenuti circa 5 litri di fluido magnetoreologico, ma in un dato istante del tempo solo 90 cm^3 sono sottoposti al campo magnetico.

La comunità scientifica dopo le esperienze, condotte da Spencer e Carlson sullo smorzatore da 200 kN , ha assistito nel 2001 alla prima implementazione di uno smorzatore magnetoreologico su un edificio. Infatti due smorzatori da 300 kN sono stati installati tra il terzo ed il quinto piano del Tokyo Natural Museum of Engineering Science and Innovation Building. I due smorzatori sono stati realizzati dalla Sanwa Tekki Corporation, impiegando fluido MR della Lord Corporation [38]. Successivamente in Cina si è avuta un'altra realizzazione con smorzatori magnetoreologici; in un progetto di miglioria del ponte sul lago Dongting vengono installati due smorzatori MR per ciascun cavo del ponte, con l'obiettivo di ridurre le vibrazioni dei cavi indotte dalla pioggia e dal vento [39].

Altre applicazioni degne di nota, si sono realizzate in Giappone con l'installazione di uno smorzatore MR da 40 t su un edificio residenziale, congiunto all'adozione di cuscinetti laminati in gomma, a smorzatori in piombo ed a smorzatori viscosi passivi, per cui questa applicazione, che impiega uno smorzatore semiattivo va più correttamente classificata nell'ambito delle soluzioni di controllo strutturale di tipo ibrido.

FLUID VISCOUS DAMPERS

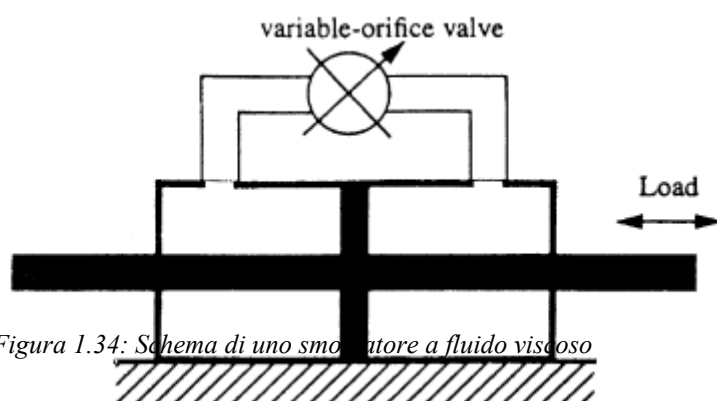


Figura 1.34: Schema di uno smorzatore a fluido viscoso

Gli smorzatori semiattivi a fluido viscoso sono in genere costituiti

da un cilindro idraulico, contenente un pistone, che separa il cilindro in due camere. Quando il pistone si muove, il fluido all'interno dello smorzatore è forzato a passare attraverso dei fori. La differenza di pressione tra le due camere e quindi la forza esplicata dallo smorzatore è regolata da una valvola di controllo esterna, che connette le due parti del cilindro. La valvola può essere costituita da una valvola a solenoide per un controllo di tipo on-off oppure da una servovalvola per un controllo di tipo continuo [10].

Nell'ambito delle ricerche per realizzare un controllo strutturale per i ponti di una highway americana, Kawashima ha compiuto uno studio analitico e sperimentale sulla classe di dispositivi esaminati nel presente paragrafo[12].

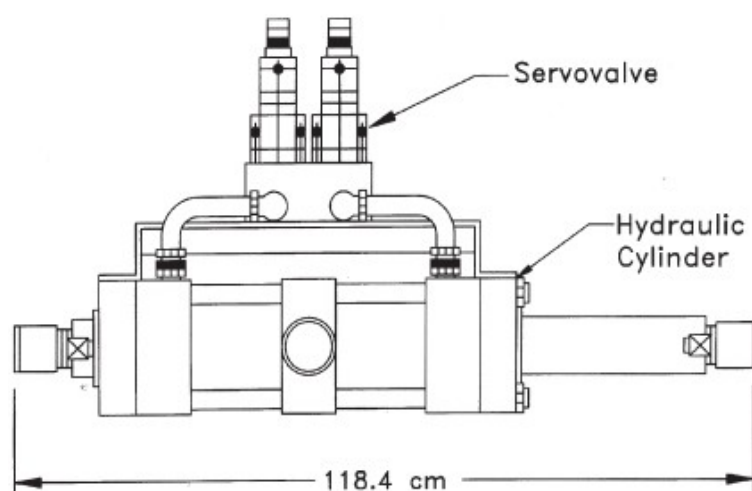


Figura 1.35: Schema del dispositivo testato da Kawashima.

Il dispositivo è costituito da uno smorzatore con un condotto di bypass esterno, dotato di due servovalvole, che funzionavano anche da valvole di sicurezza, poiché si aprono se la differenza di pressione eccede un limite prefissato. La forza massima esplicabile è di 200 kN, la corsa

massima di ± 13 cm, l'ingombro assiale di 1.2 m e la potenza necessaria alla servovalvola di 50 W (fig. 1.35).

Nel caso di un'interruzione della potenza di alimentazione (tensione di comando 0V) il dispositivo di Kawashima manifesta una dissipazione esigua di energia per ciclo per cui non può essere ritenuto fail-safe.

Kwashima insieme ad Unjoh [12], hanno svolto dei test sperimentali sul modello in scala di un ponte con una sola luce, dotato di un dispositivo di isolamento sismico. Il modello del

ponte ha piloni alti 1.6 m, una dimensione del piano stradale di 7.6m x 2m, pesa 390 kN e poggia su quattro cuscinetti in gomma.

Smorzatori semiattivi, come quelli prima descritti, sono stati installati tra il piano stradale e ciascun pilone.

La struttura è stata sottoposta ad una accelerazione di tipo sismico e si è osservata una riduzione della risposta della struttura con gli smorzatori semiattivi rispetto al caso con smorzatori non installati, conseguendo una riduzione del 46% dell'accelerazione del piano stradale e dell' 86% del suo spostamento.

Patten ha presentato un proprio studio sperimentale su smorzatori semiattivi a fluido viscoso. Il suo dispositivo è composto di un cilindro con pistone a doppio stelo e di una valvola di controllo esterna, in cui la luce di passaggio del fluido è regolata da un motore elettrico. Il tempo necessario alla valvola per passare dalla posizione luce tutta aperta a quella tutta chiusa è di circa 10 ms.

Impiegando i principi della meccanica dei fluidi Patten ha elaborato un modello per descrivere il comportamento dello smorzatore, considerando anche la compressibilità del fluido.

Dal lato sperimentale l'autore ha eseguito prove su una struttura d'acciaio di tre piani in scala 1:12, disposta su una tavola vibrante monoassiale per simulare una sollecitazione di tipo sismico. Le prove mettono in luce i benefici arrecati dai suddetti dispositivi nel controllo della risposta sismica di un edificio, confrontando le risposte nel caso di struttura controllata e non controllata (valvola tutta aperta).

Patten, oltre a condurre le prove sopra descritte, ha applicato smorzatori semiattivi a fluido viscoso ad un ponte della highway I-35, passante per Oklahoma, per controllare le vibrazioni, indotte dal traffico. Quest'esperienza ha costituito il primo caso di applicazione di un sistema di controllo semiattivo su una struttura in uso, situata negli Stati Uniti [22].

Studi successivi a quelli di Patten sono stati compiuti da Symans [40] su due differenti smorzatori semiattivi a fluido viscoso, entrambi composti di un cilindro riempito di olio a base siliconica, di un pistone con asta in acciaio inossidabile e testa in bronzo e di un accumulatore. Il sistema prevedeva, inoltre, un condotto di bypass esterno contenente una valvola di controllo (fig. 1.36).

I due smorzatori provati si differenziano poiché uno è dotato di una valvola a solenoide, l'altro impiega una servovalvola, azionata da un motore elettrico e prevede un sistema di feedback per la posizione valvola.

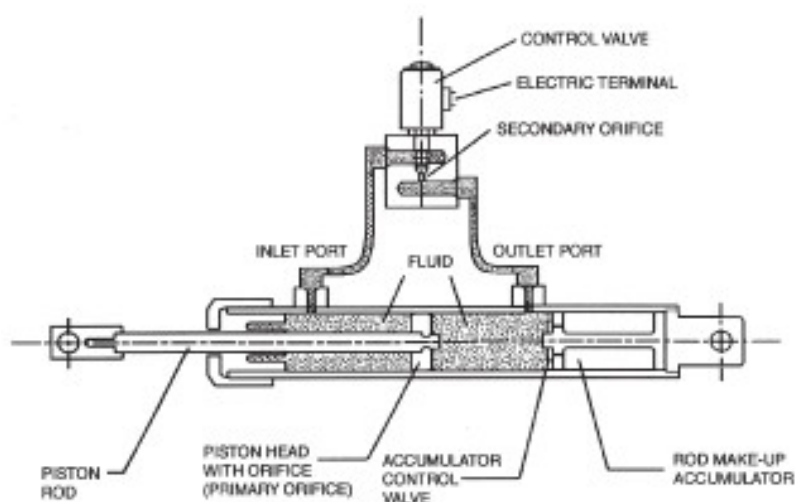


Figura 1.36: Schema dello smorzatore semiattivi sperimentato da Symans

Le

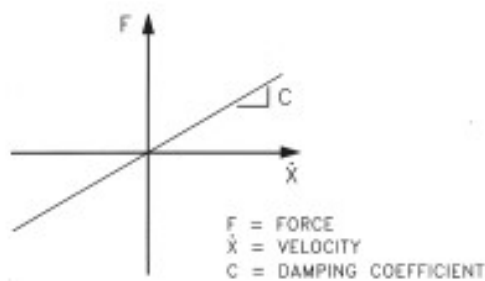
caratteristiche fisiche dei due smorzatori sono una lunghezza di 190 mm, una corsa di ± 76 mm, una forza massima esplicita di 8900 N ed una potenza d'alimentazione di 5.5 W e 3.5 W rispettivamente per il sistema con valvola a solenoide e quello con servovalvola.

Un semplice modello che descrive il comportamento dinamico del sistema sull'intervallo di frequenze d'interesse per le applicazioni del controllo strutturale è costituito da uno smorzatore linearmente viscoso con un coefficiente di smorzamento dipendente dalla tensione elettrica applicata, ovvero

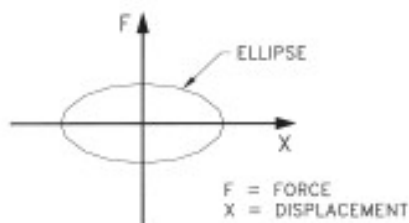
$$F = C(V) * \dot{x} \quad (.1)$$

dove \dot{x} è la velocità della testa del pistone rispetto al cilindro e V è la tensione di comando della valvola. Il comportamento, descritto da questo modello, è illustrato nei diagrammi forza-

velocità e forza-spostamento, riportati in figura 1.37, nel caso di un moto armonico.



(a)



(b)

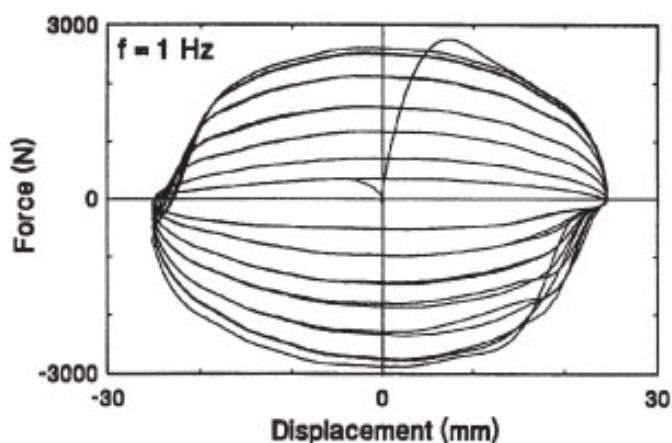
Figura 1.37: Comportamento di uno smorzatore linearmente viscoso (a) nel piano forza-velocità (b) nel piano forza-spostamento

Bisogna notare come il coefficiente di smorzamento della (1.5.5.1) aumenti al diminuire della tensione di comando, per cui per un moto armonico e per una tensione decrescente, i cicli ideali forza-spostamento, riportati in figura 1.37, si allargano in direzione verticale, comportando un aumento dell'energia dissipata per ciclo.

Nel caso dello smorzatore con servovalvola, il coefficiente di smorzamento C della (1.5.5.1) può variare in modo continuo tra un valore massimo ed

uno minimo, invece per lo smorzatore con solenoide la grandezza C può assumere solo il valore massimo o quello minimo.

In riferimento allo smorzatore con servovalvola, in figura 1.38 sono riportati i cicli forza-spostamento nel caso di pistone soggetto ad un moto con legge sinusoidale e di sette differenti livelli della tensione di comando (0, 0.75, 1, 1.25, 2 e 3V).



Si può notare come la forma dei cicli di isteresi è simile a quella ellittica del modello ideale di uno smorzatore

Figura 1.38: Cicli di isteresi dello smorzatore sperimentato da Kawashima per un moto armonico imposto e diverse tensioni di comando della valvola

viscoso lineare, ad indicare che il modello matematico dato dall'equazione (1.5.5.1) è accettabile per le frequenze del test.

Utilizzando le informazioni sperimentali contenute nei cicli di isteresi, appena citati, si ha che il coefficiente di smorzamento è di circa 2.5 N*s/mm per tensione di comando di 0V e 17 N*s/mm per tensione di comando di 3V e varia linearmente tra 0.75V e 2V . Il tempo necessario a modificare la valvola dalla posizione richiesta per lo smorzamento massimo a quella per lo smorzamento minimo è minore di 30ms .

Sempre dagli stessi cicli d'isteresi si nota come l'energia, dissipata per ciascun ciclo, è elevata per tensione di comando nulla, per questo il dispositivo è di tipo fail-safe.

Kurata descrive dei test sperimentali [10] su uno smorzatore semiattivo, costituito da un cilindro idraulico con un pistone a doppio stelo, un bypass esterno contenente la valvola di controllo. La corsa dello smorzatore è di $\pm 50 \text{ mm}$ e può esplicare una forza massima di 20 kN , richiedendo una potenza di 30W per azionare la valvola di controllo.

Per il test l'autore ha installato cinque smorzatori nelle controventature a freccia di una struttura di tre piani in scala ridotta, disposta su una tavola vibrante monoassiale.

Il confronto delle risposte, della struttura controllata e non, mostrano che il picco delle accelerazioni e degli spostamenti in corrispondenza del pavimento del terzo piano si riduce di circa il $30\text{-}50\%$.

Nella configurazione non controllata i dispositivi sono collegati alla struttura ma le valvole di controllo sono aperte, così da produrre forza nulla.

Kurata ha anche compiuto esperimenti su un dispositivo analogo a quello di Symans ma con una corsa massima di $\pm 10\text{cm}$ e una forza massima di circa 6 kN .

I cicli rilevati mostrano che lo smorzatore si comporta essenzialmente come uno smorzatore linearmente viscoso per ridotte ampiezze del moto. Quando l'ampiezza cresce i cicli di

isteresi mostrano un ritardo tra il picco della velocità e della forza, suggerendo che il modello dello smorzatore lineare non è più valido.

In uno studio pubblicato nel 2006 [41], lo stesso Symans ha ripreso il suo smorzatore da 8900 N con servovalvola, azionata da un motore elettrico. Utilizzando i dati sperimentali del dispositivo da 8900 N, opportunamente scalati, ed utilizzando la logica neuro fuzzy, ha creato un modello analitico per la simulazione della dinamica di un ipotetico smorzatore da 3000 kN. Il modello fuzzy dello smorzatore è stato implementato all'interno del modello numerico di un edificio isolato alla base mediante 92 cuscinetti elastomerici. In questo modo Symans si è proposto di testare mediante simulazioni Simulink le prestazioni di isolamento fornite dall'impiego di un dispositivo di 3000 kN e di un algoritmo di controllo, proposto dall'autore e denominato SuperVisory Fuzzy Logic Control (SVFLC).

Ad oggi nel mondo si registrano due implementazioni di smorzatori viscosi semiattivi su edifici reali; la prima, già citata nel paragrafo, è il caso della Highway I-35, la seconda è il Kajima Shizuoka Building. Nel Kajima Shizuoka Building sono stati installati degli smorzatori, capaci di esplicare l'intensità massima di forza di controllo pari a 1 MN.

Kobori e Niwa hanno anche realizzato una versione da 2 MN della stessa classe di smorzatori, eseguendo prove analoghe a quelle del caso da 1 MN. Lo smorzatore da 2 MN rappresenta lo smorzatore viscoso semiattivo con la massima forza di controllo costruito al momento.

Si conclude il presente rapido excursus sulle diverse famiglie di tecnologia di controllo strutturale semiattivo con una tabella riepilogativa e di confronto.

Tipologia di dispositivi semiattivi	Massima forza esplicabile	Potenza di alimentazione	Possibili Tipologie di Impiego		Applicazioni su edifici
			Controventi	Isolamento alla base	
Semiactive Variable Stiffness	350 kN	104 W	Sì	Sì	Kajima Research Center
Friction Control Devices	2250 kN	Potenza nominale	Sì	Sì	Nessuna
Electrorheological Dampers	445 kN	50 W	Sì	Sì	Nessuna
Magnetorheological Dampers	400 kN	50 W	Sì	Sì	1 Tokyo Natural Museum of Engineering Science and Innovation Building. 2 Ponte sul lago Dongting
Fluid Viscous Dampers	1 o 2 MN *	70 W	Sì	Sì	3 Highway I-35 Bridge 4 Kajima Shizuoka Building

*1 MN Fluid Viscous Dampers installati nel Kajima Shizuoka Building

2 MN Fluid Viscous Dampers testato in laboratorio

Capitolo 2

Idea per lo sviluppo di un nuovo dispositivo di controllo

1.6 Premessa

Dopo aver presentato nel capitolo precedente una rassegna delle tecnologie di controllo strutturale, attualmente presenti in letteratura, ed averne evidenziato pregi e difetti, riferendosi ai lavori di diversi autori, si è deciso di focalizzare la propria attenzione sulla famiglia dei sistemi di controllo semiattivo.

La scelta si è basata sul rilievo di come tale tecnologia sia potenzialmente capace di riassumere in sé i vantaggi sia del controllo passivo sia di quello attivo, stemperandone i rispettivi limiti, conciliando la “flessibilità” con “l’affidabilità” come evidenziato nelle prime pagine di questo lavoro.

A valle della presentazione svolta delle singole classi di controllo semiattivo (par 1.5), è emerso un interesse particolare per i “*Friction control devices con attuazione piezoelettrica*”.

L’impiego della tipologia di dissipatori ad attrito, rispetto ad altri dispositivi di controllo strutturale, comporta vantaggi legati all’utilizzo di materiali poco soggetti al degrado, prodotto dal tempo, e poco sensibili alle variazioni della temperatura ambientale, vantaggi legati all’assenza di possibili perdite di fluido ed ancora legati alla ridotta manutenzione necessaria anche dopo sismi intensi.

L’uso della tecnologia piezoelettrica, per rendere il dispositivo ad attrito di tipo semiattivo, a differenza, ad esempio, di fluidi in pressione, dovrebbe presentare il vantaggio di un’implementazione rapida ed affidabile, senza richiedere l’impiego d’impianti complessi, con maggiore onore manutentivo.

Inoltre i piezoelettrici, rispetto ai già menzionati fluidi in pressione, presentano una notevole velocità di risposta alle richieste del controllo.

Infine dalla letteratura si è rilevato come il settore di ricerca sia giovane e quindi avvincente per un'attività di studio. Infatti, ad oggi, non si riscontra alcun dispositivo, implementato su strutture civili in uso ed in letteratura si recuperano solo pochi lavori relativi ad uno stadio di sperimentazione in laboratorio.

Per queste ragioni si è deciso di svolgere uno studio sullo sviluppo di uno smorzatore ad attrito di tipo semiattivo, basato su tecnologia piezoelettrica per un eventuale controllo delle vibrazioni di una struttura civile durante un sisma.

La prima fase dell'attività è stata quella di sviluppare un'idea originale per uno schema di realizzazione dello smorzatore ad attrito e d'implementazione in esso della tecnologia piezoelettrica.

Lo schema, adottato, è stato elaborato all'interno del dipartimento D.I.A.S. (Dipartimento d'Ingegnerai AeroSpaziale) dell'Università Federico II di Napoli e risulta originale poiché non rifacentesi ad alcuna configurazione preesistente.

Per definire le specifiche di progetto richieste al dispositivo, ci si è riferiti ad una configurazione, costituita da un telaio di acciaio a due impalcati, sottoposto ad un'eccitante sismica.

Si è proceduto a valutare mediante uno strumento di simulazione la risposta della struttura attesa sia in condizioni di assenza di controllo sia di attivazione della tecnologia di controllo, opportunamente modellata nell'algorithm di simulazione.

Nel presente capitolo s'illustra la scelta della struttura e del sisma di riferimento e dello schema di dispositivo concepito.

1.7 Scelta del telaio e dell'eccitante sismica

Nella definizione delle specifiche di progetto per il dimensionamento del dispositivo di tipo semiattivo, in oggetto, ci si è riferiti ad un telaio (Figura 2.1), che riproduce in scala 1:2 una struttura reale di riferimento [43].

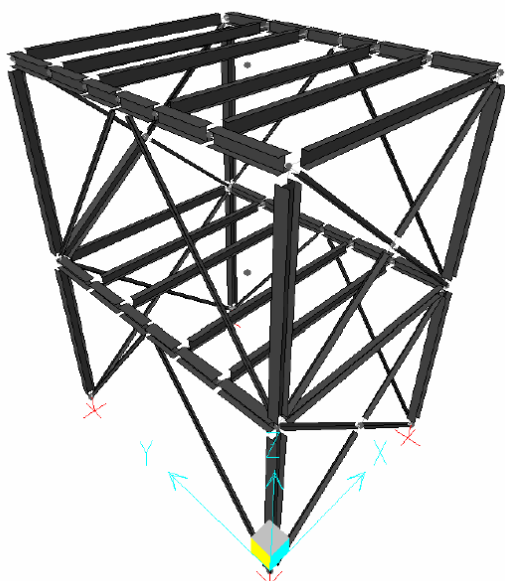


Figura 2.4: Modello geometrico del telaio

Il telaio è in acciaio FE430, costituito da pilastri HEA100, travi di piano HEA100, UPN100 e IPE100 oltre a controventi verticali a X realizzati mediante angolari L30x50 x 5 mm. Presenta dimensioni in pianta di 2.4m x 3m e due impalcati, ciascuno di altezza pari a 2m. I controventi a X sono localizzati in corrispondenza delle pareti

verticali a superficie minore. Il telaio è sito presso il centro Casaccia dell'Enea. Nelle figure sottostanti si riportano i prospetti A e B della struttura; le quote sono da intendersi espresse in millimetri.

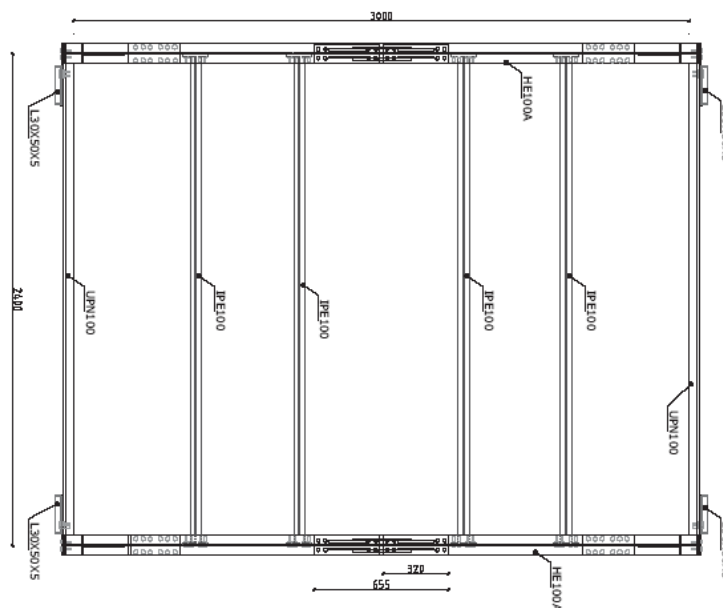


Figura 2.2: Carpenteria pianta tipo

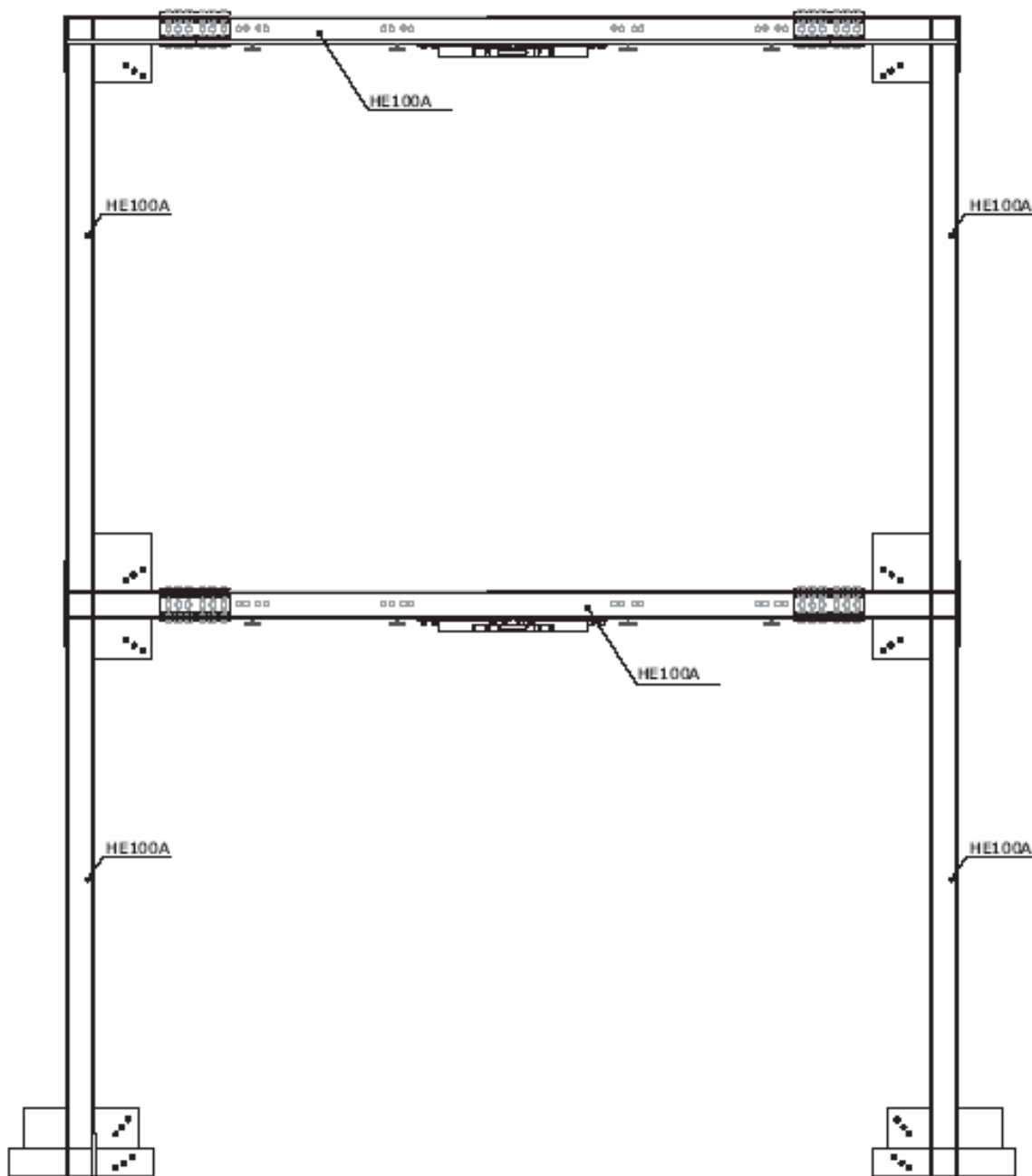


Figura 2.3: Prospetto del telaio (il lato rappresentato è quello corrispondente alla dimensione in pianta di 3m)

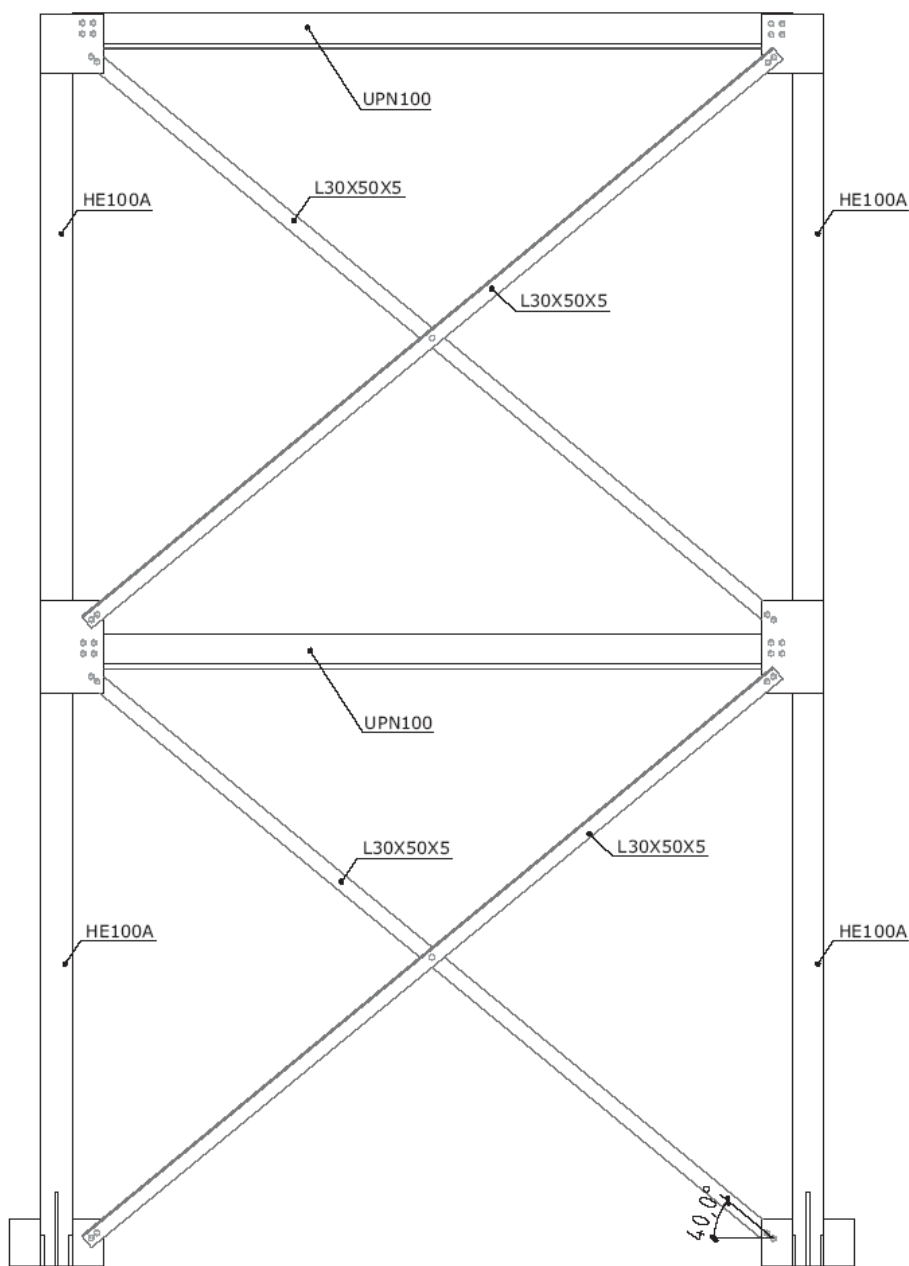


Figura 2.4 Prospetto del telaio (il lato rappresentato è quello corrispondente alla dimensione in pianta di 2.4m)

Ciascun solaio è costituito da una lamiera grecata collaborante (in acciaio) con soletta di completamento in c.a. ed è sormontato da blocchi in calcestruzzo utili al conseguimento delle seguenti caratteristiche inerziali globali

	MASSA	MOMENTO DI INERZIA POLARE
	M [Kg]	I_p [Kg·m²]
<i>Solaio primo impalcato</i>	5032	6190
<i>Solaio di copertura</i>	4993	6151

La forzante sismica considerata è di tipo mono-direzionale e agente esclusivamente lungo la direzione X (fig. 2.6), relativa alla dimensione del telaio, che presenta lunghezza di 3m.

La risposta della struttura a tale tipologia di forzanti è stata ottenuta mediante il codice di calcolo *EarthSim*, sviluppato in ambiente MATLAB/Simulink, di cui si parlerà diffusamente nel prossimo capitolo.

L'accelerogramma di riferimento, preso in considerazione per la valutazione della risposta della struttura, è stato scelto tra quelli reperibili nel Rif. [43] in corrispondenza dei seguenti parametri:

ZONA SISMICA	1
TIPO DI SUOLO	A
PGA	Compresa fra 2.4 m/s ² e 3.4 m/s ² (ovvero fra 0.25g e 0.35g)

Si è pertanto selezionato l'accelerogramma con identificativo *A182_1* e dall'andamento temporale diagrammato in Figura 2.5.

Il terzo campo dell'identificativo dell'accelerogramma considerato, è stato modificato sostituendo alla dicitura X del Rif. [43] il carattere 1; tale sostituzione è stata effettuata al fine di evitare l'insorgere di possibili confusioni giacché, indipendentemente dalla direzione di registrazione X o Y definita nel Rif. [43], l'accelerogramma è stato sempre considerato agente alla base della struttura e lungo la direzione X del sistema di riferimento, rappresentato in figura 2.6.

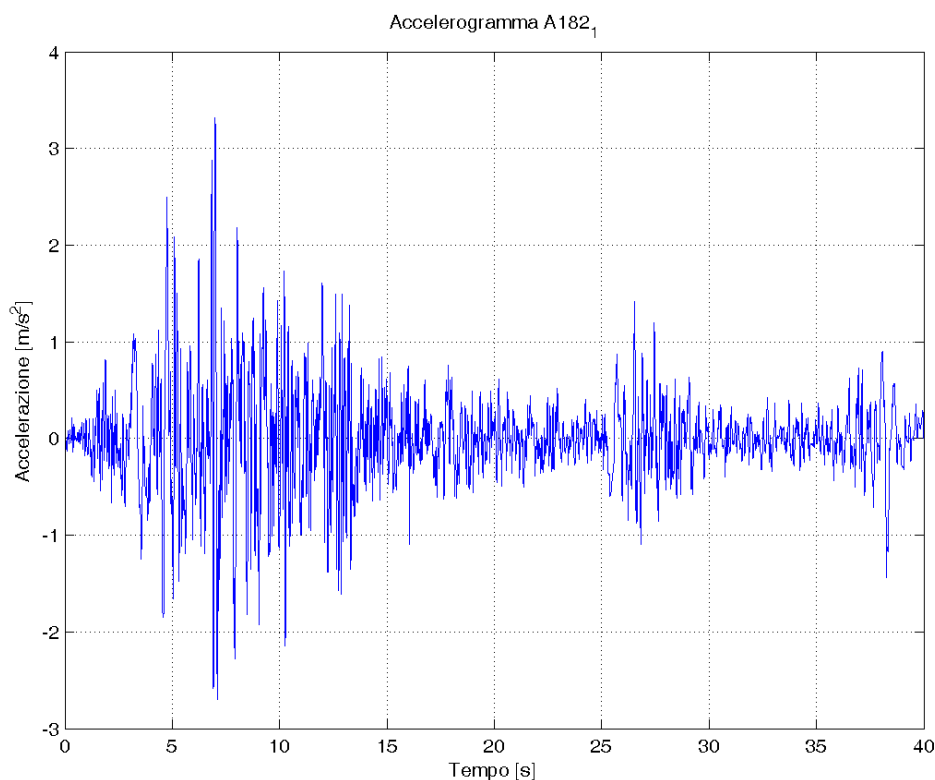


Figura 2.5: Accelerogramma A_182_1

Al fine di adeguare gli accelerogrammi alla struttura del telaio di prova, essi sono stati opportunamente scalati, moltiplicando per $1/\sqrt{\lambda}$ i valori dei tempi, essendo λ il fattore di scala geometrico utilizzato per il telaio ($\lambda=2$, v. Rif. [42]).

Il segnale di progetto si identifica quindi con questo accelerogramma *A182_1* opportunamente scalato.

Il telaio è stato modellato nel software EarthSim con quattro nodi per ciascun livello, disposti ai vertici del piano, per un totale di dodici. nodi.

I primi quattro nodi, situati alla base del telaio sono considerati incastrati mentre i rimanenti otto, sono dotati ciascuno di sei gradi di libertà, perciò il telaio è modellato con quarantotto DOF complessivi.

I nodi sono stati numerati secondo quanto illustrato in figura 2.6.

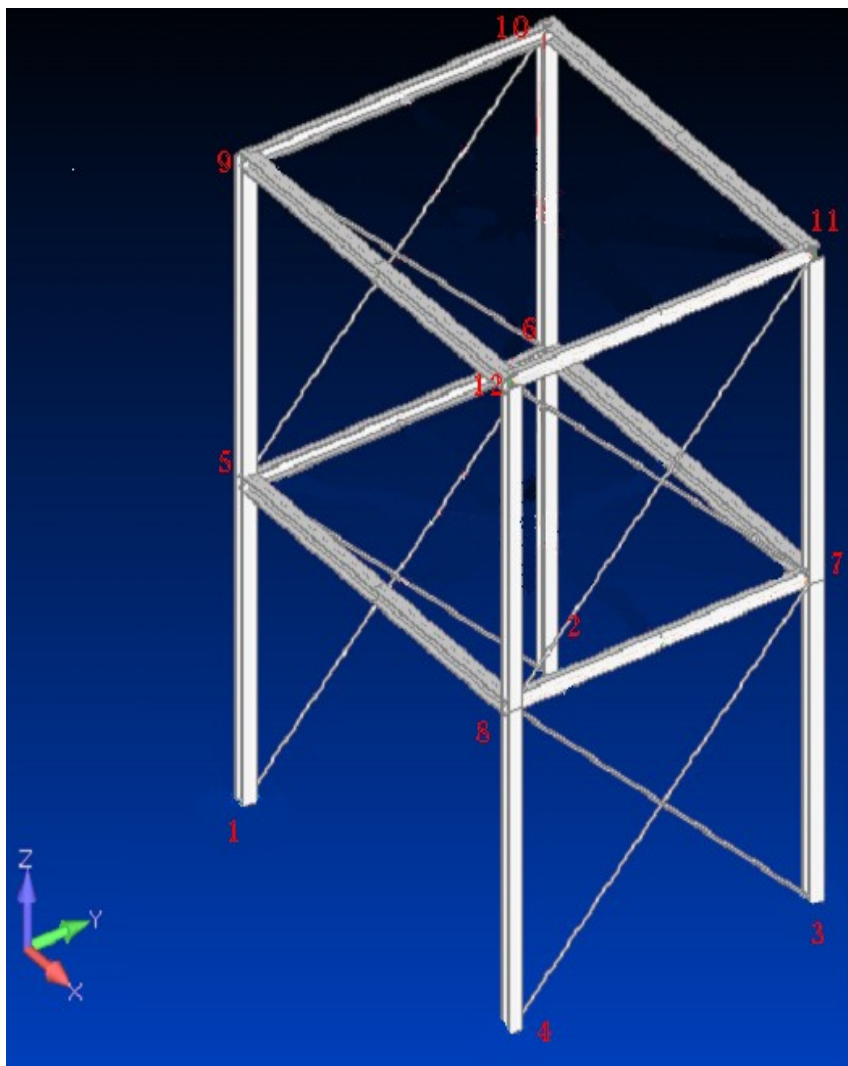


Figura 2.6: Telaio a due impalcati modellato in EarthSim con 12 nodi di cui i primi quattro incastrati

1.8 Ideazione dello schema per lo sviluppo di un nuovo dispositivo di controllo

Lo schema del prototipo di smorzatore ad attrito, qui proposto, genera una forza di controllo mediante l'attrito tra superfici in moto relativo. All'esterno il dispositivo è costituito da un cilindro (elemento rosso di figura 2.7) al cui interno scorre un pistone (elemento blu di figura 2.8), guidato da due aste (elementi azzurri di figura 2.7). Le due aste sono rese solidali al pistone mediante collegamenti filettati (visibili in figura 2.9).

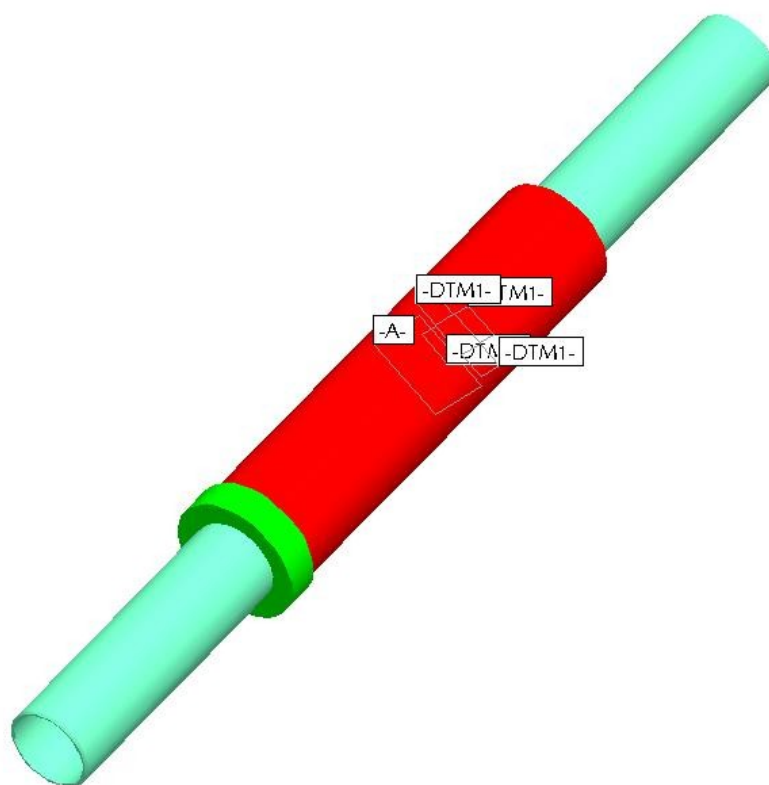


Figura 2.7: Vista d'insieme del modello digitale dello smorzatore

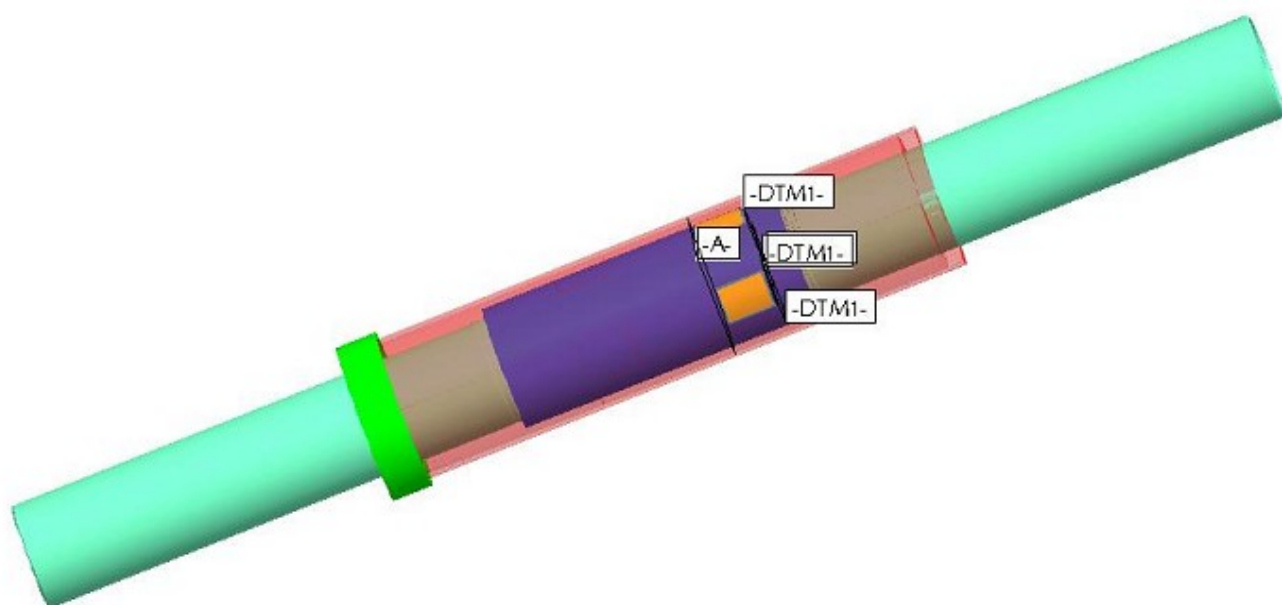


Figura 2.8: Vista d'insieme del modello digitale dello smorzatore (Cilindro in trasparenza)

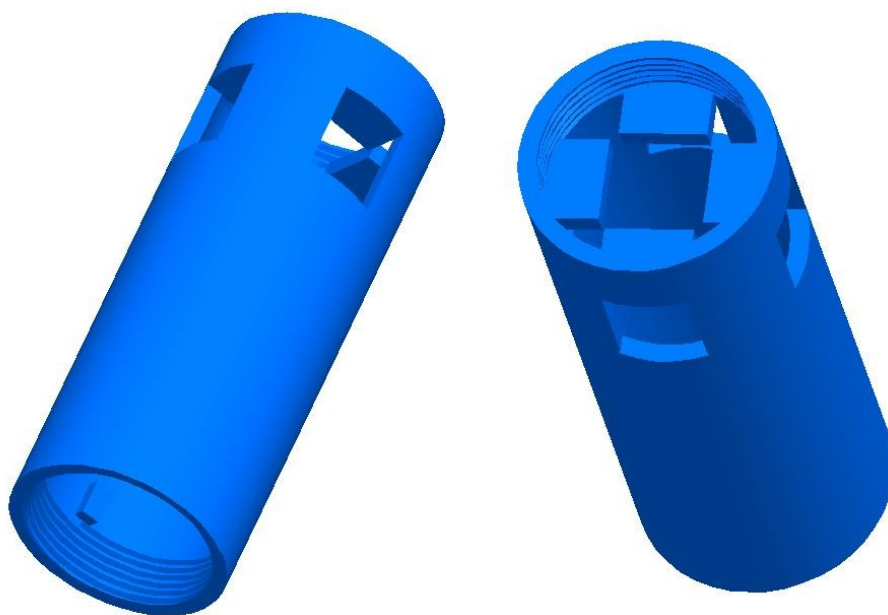


Figura 2.9: Modello digitale del Pistone

L'aspetto peculiare del pistone è che esso è cavo all'interno e presenta sul suo mantello laterale quattro feritoie passanti lo spessore. Le quattro luci, sono state pensate, per permettere a quattro pastiche di materiale ad elevato attrito (elementi in giallo di figura 2.8) di affacciarsi, dall'interno del pistone, sulla superficie interna del cilindro esterno.

Le pastiche (figura 2.14 e 2.15) sono alloggiare in dei pattini (figura 2.13 e 2.15), che hanno una superficie (quella giustapposta alla superficie in battuta con il materiale d'attrito) inclinata e rivolta all'interno del lume della cavità del pistone.

Il pistone è pensato cavo per alloggiarvi all'interno l'attuatore piezoelettrico ed una molla di precarico.

Le pastiche generano la forza d'attrito, poiché si affacciano dalle quattro feritoie del pistone e sono in battuta con la superficie interna del cilindro, sotto l'azione di una forza di chiusura.

La molla di precarico e l'attuatore piezoelettrico, contenuti all'interno del pistone, generano la forza di chiusura, che sarà trasmessa mediante una piramide tronca a base quadrata (figura 2.12, elemento verde di figura 2.16) alle quattro pastiche e quindi al materiale d'attrito, che sarà tenuto in battuta contro la superficie interna del mantello del cilindro esterno.

Quindi lo smorzatore è costituito da un cilindro cavo, al cui interno scorre un pistone pur'esso cavo. Nel vano interno del pistone è alloggiata una serie di pezzi:

- Base di appoggio del piezoelettrico (figura 2.10)
- Piezoelettrico (elemento colore acqua di figura 2.16)
- Disco di spinta con calotta sferica (figura 2.11)
- Sfera (elemento in verde di figura 2.16)
- Cuneo (figura 2.12)
- Pattini di supporto per il materiale di attrito (figura 2.13)
- Pasticche di materiale di attrito (figura 2.14)

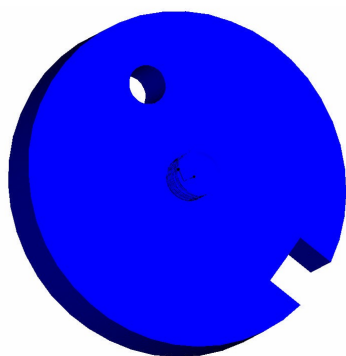


Figura 2.11: Disco di spinta

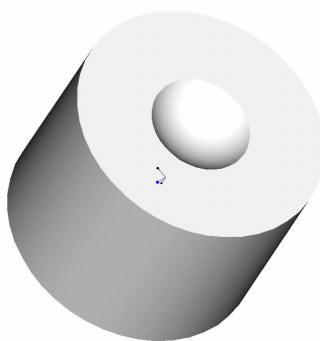


Figura 2.12: Cuneo

Figura 2.10 :Base di appoggio

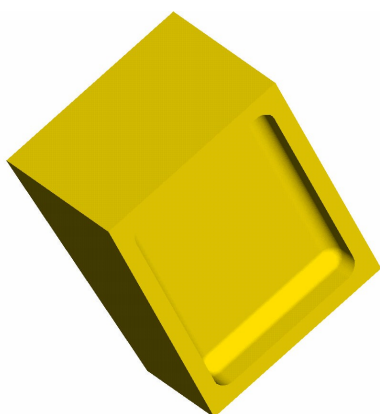
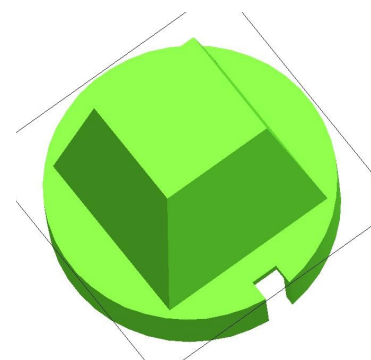


Figura 2.13: Pattino
Pattino

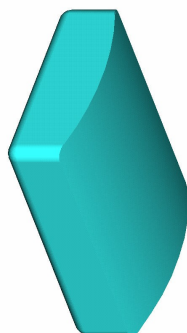


Figura 2.14: Pasticca

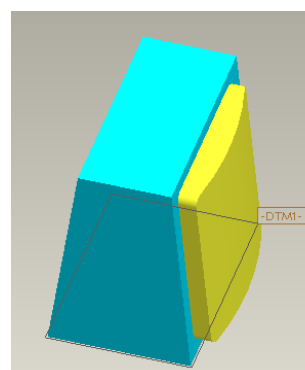


Figura 2.15: Pasticca +
Pattino

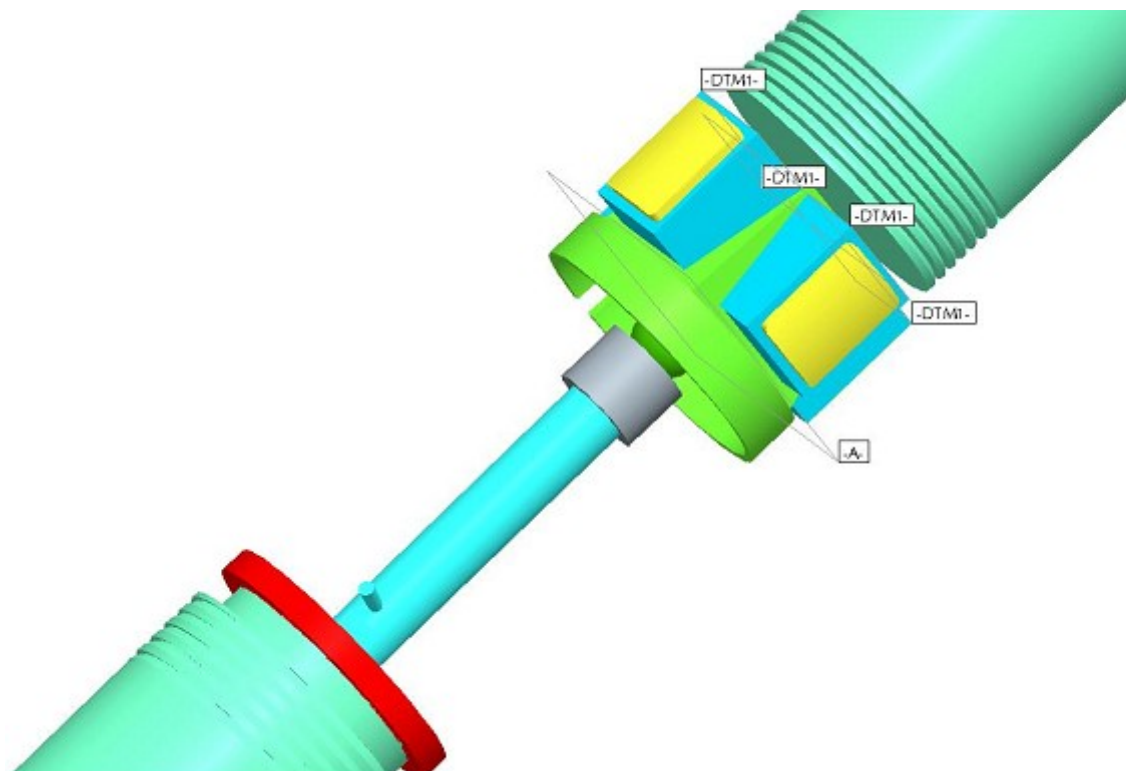


Figura 2.16: Insieme dei pezzi contenuti all'interno del pistone (qui trasparente)

La faccia superiore del piezoelettrico (elemento colore acqua di figura 2.16) è avvitato alla faccia inferiore del disco di spinta (figura 2.11 ed elemento grigio di figura 2.16), che presenta sull'altra faccia un vano a forma di calotta sferica (figura 2.11).

La faccia inferiore del piezoelettrico è avvitata alla faccia superiore della base di appoggio (elemento rosso di figura 2.16). La faccia inferiore della base è appoggiata all'estremità dell'asta azzurra in basso a sinistra in figura 2.16.

Quest'asta è filettata, così da avvitarsi nella corrispondente estremità del pistone e chiudere dal basso l'insieme di pezzi di figura 2.16.

In fase di montaggio avvitando la suddetta asta, si spinge verso l'alto la base di appoggio, che è libera di scorrere assialmente, permettendo di mandare in battuta la catena costituita dal piezoelettrico, dal disco di spinta e dalla sfera contro il cuneo, ed il cuneo in battuta contro il raggruppamento pattini e pasticche ed infine quest'ultimo raggruppamento in battuta contro la superficie interna del cilindro.

Quando il piezoelettrico è alimentato con una tensione, esso fornisce una forza, come se fosse una molla. Questa forza è equilibrata in corrispondenza della faccia inferiore dell'attuatore, dalla reazione verso l'alto dell'asta e della base di appoggio e quindi in ultim'istanza dalla filettatura di collegamento tra asta e pistone. Alla faccia superiore l'equilibrio è garantito dalla reazione elastica del disco di spinta, della sfera, del cuneo, dei pattini e del materiale di attrito, che non possono muoversi in quanto vincolati radialmente dalla superficie interna del cilindro, che in ultim'istanza è la causa della reazione equilibrante.

La seconda asta, rappresentata anch'essa in colore azzurro e situata in alto a destra in figura 2.16, è dotata, come la prima, di una filettatura sul suo mantello laterale, che s'impegna nella madrevite ricavata in corrispondenza della seconda estremità del pistone.

Entrambe le aste, vincolate ciascuna ad un lato del pistone, scorrono in delle apposite sedi ricavate in una delle due estremità del cilindro e nel suo tappo (elemento verde di figura 2.7 e 2.8). Il tappo ha la funzione di chiudere il cilindro mediante un collegamento filettato.

Come è visibile in Figura 2.10, la base è munita di una cavità rettangolare, che si impegna in un corrispondente fermo, disposto sulla superficie laterale interna della cavità del pistone, dal lato del fondo forato (figura 2.17).



Figura 2.17: Estremità del pistone con filettatura per aggancio dell'asta e fermo per la base del piezoelettrico

Questo fermo è stato appositamente inserito al fine di impedire la rotazione della base di appoggio, quando, al termine della fase di assemblaggio, l'asta è avvitata nel pistone. L'asta viene avvitata nel pistone così che essa spinga assialmente la base di appoggio, che è libera di scorrere, permettendo così di recuperare i giochi nella catena di trasmissione, dovuti a tolleranze e montaggio. In questo modo si manda il materiale d'attrito in battuta contro la superficie interna del mantello del cilindro e lo si precarica anche parzialmente. Quindi il precarico non è dovuto solo all'azione della molla ma anche a quella della compressione della suddetta catena di trasmissione da parte dell'avvitamento dell'asta filettata.

Il fermo, svolge l'importante e meritevole funzione, lavorando come spallamento, di assorbire, durante l'avvitamento dell'asta nell'operazione prima descritta, la coppia torcente, trasmessa dall'asta alla base di appoggio.

Diversamente in assenza di tale spallamento la coppia si trasmetterebbe al piezoelettrico, sensibile a questa tipologia di sollecitazione, provocandone la rottura.

Il principio di funzionamento del dispositivo, descritto nelle precedenti righe, è sintetizzato nello schema del contatto cuneo-pattino (figura 2.18) e nelle equazioni riportate.

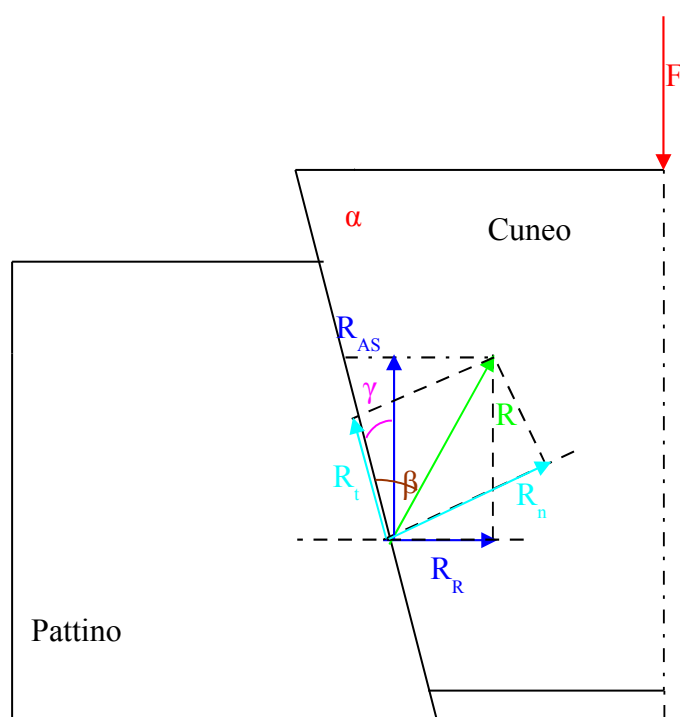


Figura 2.18: Schema delle forze scambiate tra Piezoelettrico e Molla con i Pattini

F = Forza in direzione assiale generata dal piezoelettrico e dal precarico;

R = Forza di reazione del Pattino sul Cuneo;

R_{AS} = Componente in direzione assiale della Forza di reazione R ;

R_R = Componente in direzione radiale della Forza di reazione R ;

R_t = Componente della Forza di reazione R lungo la direzione della superficie di contatto tra Pattino e Cuneo;

R_n = Componente della Forza di reazione R lungo la normale alla superficie di contatto tra Pattino e Cuneo;

α = Angolo di inclinazione del cuneo;

β = Angolo formato dalla Forza di reazione R con alla superficie di contatto tra Pattino e Cuneo;

Guardando la figura precedente e tenendo conto di semplici considerazioni geometriche e fisiche si ha:

$$1. \quad \gamma = \frac{\pi}{2} - \alpha$$

$$2. \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{R_n}{R_t} = \frac{R_n}{f \times R_n} = \frac{1}{f} \quad \text{quindi} \quad \beta = \operatorname{arc} \operatorname{cot}(f)$$

con f coefficiente di attrito Cuneo e Pasticca

$$3. \quad R_{AS} = F$$

Dalla trigonometria risulta:

$$4. \quad R_{AS} = R \times \cos\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right)$$

e

$$5. \quad R_R = R \times \sin\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right)$$

Ricavando dalla 5, R in funzione di R_R e sostituendo nella 4 si ha:

$$R_{AS} = R_R \times \cot g\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right)$$

ovvero

$$R_R = R_{AS} \times \operatorname{tg}\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right)$$

e considerando la relazione 3 si ha:

$$6. \quad R_R = F \times \operatorname{tg}\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right)$$

La relazione 6 evidenzia il legame esistente tra la forza risultante F, esplicitata assialmente dalla molla e dal precarico, e la forza totale radiale R_R , agente sulle quattro pastiche.

La forza radiale, moltiplicata per il coefficiente di attrito tra pastiche e camicia del cilindro $f_{\text{Pas-Cilin}}$, fornisce il valore della forza di controllo prevista per lo smorzatore.

$$7. \quad F_{\text{Controllo}} = R_R \times f_{\text{Pas-Cilin}}$$

Utilizzando le relazioni 6 e 7, si diagramma la forza di controllo attesa dal dispositivo in funzione dell'angolo fissato per il pezzo, denominato "Cuneo", in corrispondenza di una Forza F assiale (piezoelettrico + precarico) costante = 900N, ad una $f=0,2$ e ad una $f_{\text{Pas-Cilin}}=0,4$.

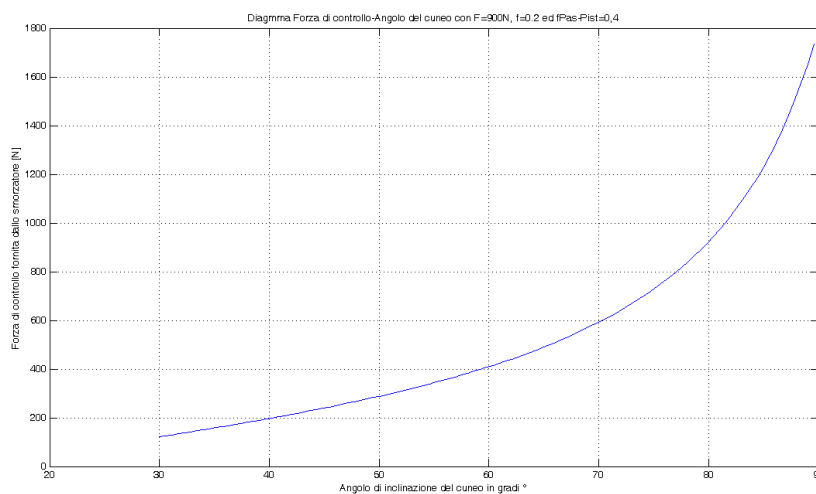


Figura 2.19: Relazione Forza di Controllo angolo cuneo per una prefissata terna di valori di F, f ed $f_{\text{Pas-Pist}}$

Guardando il grafico di figura 2.19, si potrebbe pensare che per il dispositivo di controllo convenga costruire il cuneo con un valore di α il più possibile prossimo a 90° ma bisogna considerare che il grafico è ottenuto per una F costante mentre in realtà essa dipende proprio da α .

F infatti è la somma della forza assiale di precarico $F_{\text{Precarico}}$, data dalla molla di precarico e dall'avvitamento dell'asta, che è costante, e dalla forza assiale F_{Piezo} , generata dal piezoelettrico, che fissata una tensione di alimentazione dipende da α .

Infatti come è ben noto dalla tipica curva caratteristica di un attuatore piezoelettrico, per una sua fissata tensione di alimentazione, la forza, generata, dipende in modo inversamente proporzionale dal suo allungamento cioè dalla cedevolezza della struttura nella quale è inserito l'attuatore piezo.

Per la geometria a cuneo, illustrata in figura 2.18, a parità di deformata radiale dei pattini e del materiale d'attrito si riscontra uno spostamento assiale del disco di spinta, della sfera, del cuneo di spinta e quindi un allungamento del piezoelettrico, che dipende dall'angolo α .

Più precisamente all'aumentare di α , una deformata radiale Def_{rad} si tramuta in un maggiore spostamento assiale del piezo $Spost_{\text{assiale}}$, secondo la relazione 8:

$$8 \quad Spost_{\text{Assiale}} = Def_{\text{rad}} \times \tan(\alpha).$$

e quindi in una sua minore capacità di forza a parità di tensione di alimentazione.

In definitiva, considerando che da un lato l'aumento di α , comporta una maggiore forza radiale a parità di forza assiale e che dall'altro ciò produce, a parità di deformata radiale, un maggiore allungamento assiale del piezo con diminuzione della sua capacità di forza,

bisognerà svolgere una serie ciclica di simulazione per addivenire al valore di α ottimale in cui si consegue la massima forza radiale.

Questo lavoro di ottimizzazione è riportato nel capitolo 4 insieme alla descrizione progettuale dei singoli pezzi, costituenti il dispositivo, ed al loro dimensionamento.

Capitolo 3

Algoritmo di simulazione sviluppato in Simulink ed individuazione dei requisiti di progetto per lo smorzatore

1.9 Premessa

In ambiente Matlab-Simulink è stato sviluppato un modello di simulazione, denominato EarthSim, al fine di definire le caratteristiche progettuali del dispositivo di controllo.

Lo strumento EarthSim permette di simulare la risposta di una struttura, sottoposta a sollecitazione sismica e dotata di un dispositivo di controllo strutturale di tipo semiattivo.

Mediante l'impiego del programma suddetto è possibile raffrontare diverse soluzioni di controllo strutturale, determinare le richieste di prestazioni per il dispositivo e di contribuire ad una possibile ottimizzazione dei parametri della logica di controllo.

Inoltre nel caso di strutture con un congruo numero di piani, l'algoritmo di simulazione può essere utilizzato per la valutazione preventiva del migliore posizionamento del dispositivo o dei dispositivi nella struttura.

In definitiva l'obiettivo finale della creazione del modello è di poter disporre di uno strumento utile alla valutazione preventiva delle possibili prestazioni di controllo strutturale, fornite dall'accoppiamento di logica di controllo ed attuatore semiattivo.

1.10 Algoritmo di simulazione Earthsim

Si è inizialmente proceduto, sviluppando un modello di simulazione fortemente semplificato. In una prima fase ciascun piano di una struttura è stato rappresentato mediante un solo nodo con un solo grado di libertà di tipo traslazionale.

È stato quindi elaborato un modello a parametri concentrati, riferendosi al caso di una struttura, che si sviluppa su tre piani, per un totale di tre gradi di libertà. Si può pensare la struttura alloggiata sulla tavola vibrante di un laboratorio ed eccitata con una forzante sismica.

Il modello realizzato nel file “Modello_a_tre_gradi_di_libertà.mdl” si compone di vari blocchi, corrispondenti alle diverse unità dell’insieme struttura-sistema di controllo da simulare.

In riferimento alla figura 3.1 i blocchi sono:

- 1 Blocco verde in alto a sinistra: “Eccitazione del sistema”. Contiene i moduli da cui proviene il segnale di sollecitazione sismica della struttura.
- 2 Blocco azzurro in basso a sinistra: “Condizioni iniziali”. Contiene i moduli attraverso cui si assegna le condizioni iniziali di spostamento e velocità relative al grado di libertà di ciascuno dei tre nodi della struttura.
- 3 Blocco azzurro centrale: “Sistema a tre gradi di libertà”. Contiene tre moduli in cui è riportata la seconda equazione della dinamica relativamente a ciascun grado di libertà. Le tre equazioni risultano ovviamente dipendenti l’una dall’altra perciò, in realtà, nel blocco in esame si addiviene alla soluzione numerica di un sistema di tre equazioni differenziali:

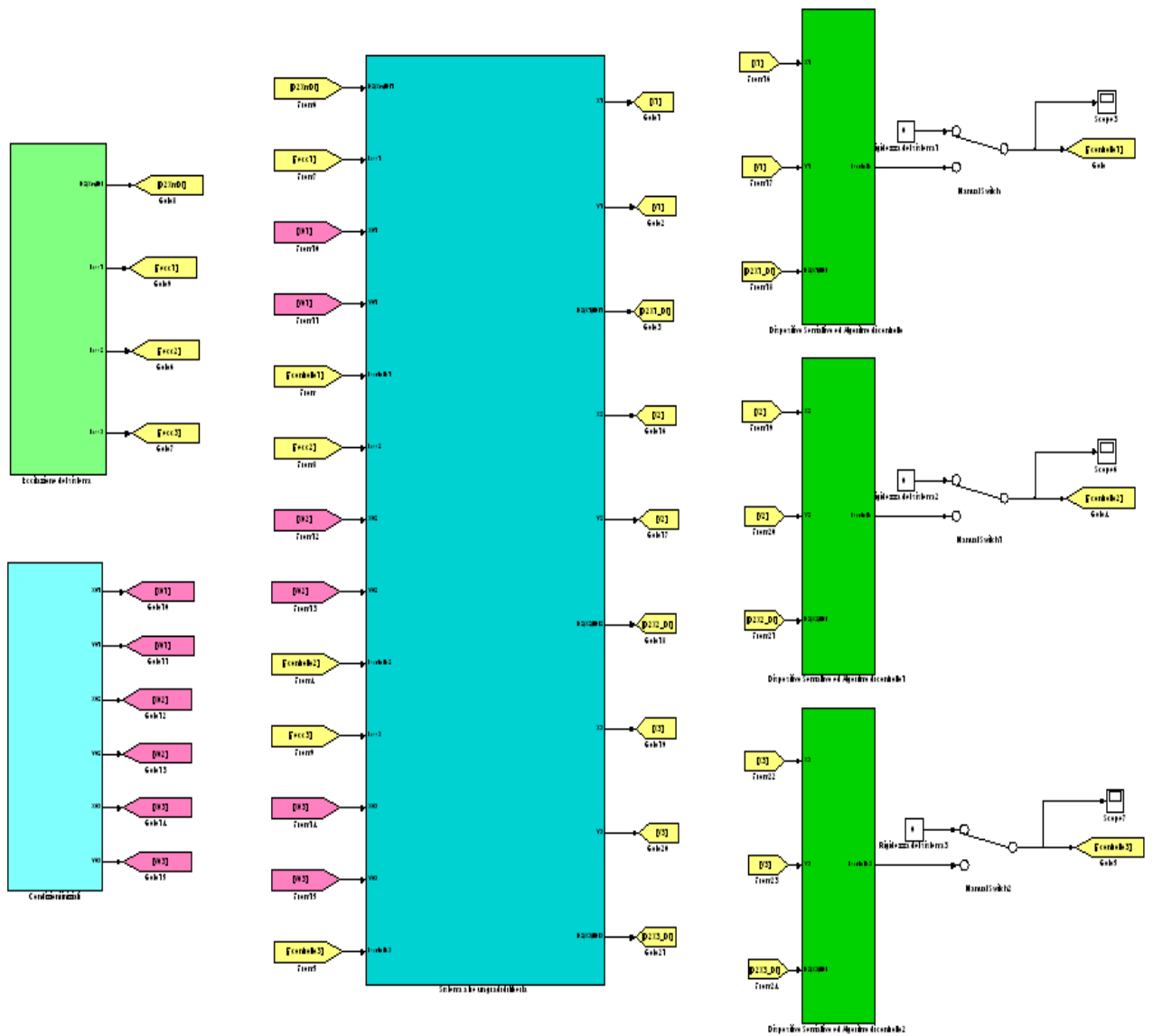


Figura 3.1: Blocchi Simulink del Modello a tre gradi di libertà e dell'algoritmo EarthSim

$$\begin{cases}
 m_3 \ddot{y}_3 = -k_3(y_3 - y_2) - \sigma_3 \left(\dot{y}_3 - \dot{y}_2 \right) - m_3 \ddot{x}_M + F_{SC1} \\
 m_2 \ddot{y}_2 = -k_3(y_2 - y_3) - \sigma_3 \left(\dot{y}_2 - \dot{y}_3 \right) - k_2(y_2 - y_1) - \sigma_2 \left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 \right) - m_2 \ddot{x}_M + F_{SC2} \\
 m_1 \ddot{y}_1 = -k_2(y_1 - y_2) - \sigma_2 \left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 \right) - k_1 y_1 - \sigma_1 \dot{y}_1 - m_1 \ddot{x}_M + F_{SC3}
 \end{cases} \quad (1)$$

con

y_1 = Ascissa di traslazione del nodo del primo piano nel Sistema di riferimento relativo (ovvero solidale alla Tavola Vibrante)

y_2 = Ascissa di traslazione del nodo del secondo piano nel Sistema di riferimento relativo (ovvero solidale alla Tavola Vibrante)

y_3 = Ascissa di traslazione del nodo del terzo piano nel Sistema di riferimento relativo (ovvero solidale alla Tavola Vibrante)

inoltre

$$y_1 = x_1 - x_M$$

$$y_2 = x_2 - x_M$$

$$y_3 = x_3 - x_M$$

con x_1 , x_2 , x_3 ascisse di traslazione dei tre nodi nel sistema di riferimento assoluto (cioè solidale al laboratorio) e x_M spostamento della tavola vibrante nel sistema di riferimento assoluto.

F_{SC1} , F_{SC2} , F_{SC3} sono le forze di controllo dovute rispettivamente al dispositivo del primo, secondo e terzo piano.

4 Tre blocchi verdi a destra: “Dispositivo semiattivo ed algoritmo di controllo”.

Contiene due moduli, uno in cui si riporta la modellazione dell’algoritmo di controllo e l’altro contenente il modello di simulazione dell’attuatore semiattivo.

Ciascuno dei tre blocchi simula un dispositivo da applicare su un diverso piano della struttura.

La possibilità di considerare funzionante o meno il dispositivo di controllo in corrispondenza di ciascun piano, è garantita nel modello dalla presenza di tre switch, visibili in Figura 3.1.

- 5 Blocco di visualizzazione (non riportato in figura 3.1): permette di generare i diagrammi di spostamento, velocità, accelerazione di ciascun piano rispetto ad un sistema di riferimento solidale al terreno e di visualizzare gli spostamenti tra i piani.

In tutto il modello si sono utilizzate le unità di misura del S.I.

Il modello nelle sue varie parti (struttura, logica di controllo attuatore, sollecitazione sismica) è completamente parametrizzato da un file d'inizializzazione, denominato "Parametri_Tre_DOE_Prova.m". Il file d'inizializzazione è richiamato in modo automatizzato mediante la maschera del blocco iniziale, che contiene i cinque moduli prima citati.

Il modello, così realizzato, è stato testato, andando a parametrizzarlo con la matrice di massa, di rigidità e di smorzamento di un telaio in acciaio, proposto nell'articolo "Predictive control of seismic structures with semi-active friction dampers" di Lyan Ywan Lu, pubblicato online da Jhon Wiley and Sons nell'ottobre 2003 [26].

Si è riscontrata la coincidenza tra la risposta senza dispositivi ottenuta con il modello realizzato in Simulink e quella della simulazione riportata nell'articolo.

Dopo una serie di simulazioni e dopo un primo caso-studio, in cui si è ricercata la configurazione migliore in termini di numero dei dispositivi e del loro posizionamento per un telaio (diverso da quello scelto al cap.2), si è passati ad un'estensione del modello.

Da un sistema a tre nodi e tre gradi di libertà (o meglio ad un nodo ed un grado di libertà per piano) si è realizzato un modello di simulazione, denominato EarthSim, che prevede un numero libero di nodi, con anche sei gradi di libertà per ciascun nodo, così da poter conseguire un sistema, i cui gradi di libertà sono solo limitati dalle capacità numeriche di calcolo dell'elaboratore.

Per fare ciò, si è proceduto, riportando la seconda equazione della dinamica in notazione matriciale, andando, per questo, a riscrivere nuovamente il contenuto del blocco “Sistema a tre gradi di libertà”, che appare completamente differente da quello del precedente modello a tre gradi di libertà.

Nel nuovo blocco è stato implementato il sistema di equazioni differenziali:

$$[m]\left\{\ddot{y}\right\} + [\sigma]\left\{\dot{y}\right\} + [k]\left\{y\right\} = -[m]\left\{\ddot{x}_M\right\} + \{F_{SC}\} \quad (2)$$

Anche il blocco relativo al dispositivo e all’algoritmo di controllo è stato completamente riscritto per permettere di simulare la presenza d’attuatori in corrispondenza dei gradi di libertà traslazionali di qualsiasi nodo della struttura.

Nel modello EarthSim, come in quello precedente con un nodo per ciascun piano, si è utilizzato un solutore Runge-Kutta “Fixed Step” con passo di 0,001 s.

Nell’ultima versione realizzata del modello Simulink, è possibile cambiare il numero d’attuatori, che interviene, e la loro posizione, semplicemente variando un vettore numerico denominato “PosSmorz”, presente nel file dei parametri iniziali.

Allo stesso modo è possibile cambiare le condizioni d’eccitazione sismica, potendosi simulare una sollecitazione unidirezionale, bidirezionale o nelle tre direzioni, variando i vettori numerici “GradiDiLiberEccDaSismaX”, “GradiDiLiberEccDaSismaY” e “GradiDiLiberEccDaSismaZ”, presenti nel file dei parametri iniziali.

Chiaramente la possibilità di realizzare lo schema della struttura non più bidimensionale ma tridimensionale, permette di osservare il comportamento della struttura fuori del piano.

Anche per questo modello, ampliato rispetto a quello iniziale, avente un grado di libertà per piano, si sono utilizzate le unità di misura del S.I.

1.11 Andamenti temporali della risposta per il segnale di progetto scelto

Il segnale di progetto si identifica con l'accelerogramma *A182_1* opportunamente scalato in base a quanto detto nel capitolo 2

Il telaio è stato modellato nel software EarthSim con quattro nodi per ciascun livello, disposti ai vertici del piano, per un totale di dodici nodi.

I primi quattro nodi, situati alla base del telaio sono considerati incastrati mentre i rimanenti otto, sono dotati ciascuno di sei gradi di libertà, perciò il telaio è modellato con quarantotto DOF complessivi.

I nodi sono stati numerati secondo quanto illustrato in figura 2.16 e riportata di seguito per comodità.

Si sono forniti i dati, richiesti dall'equazione matriciale (2), che è alla base del software di simulazione, in accordo alle informazioni presenti nel Rif [44].

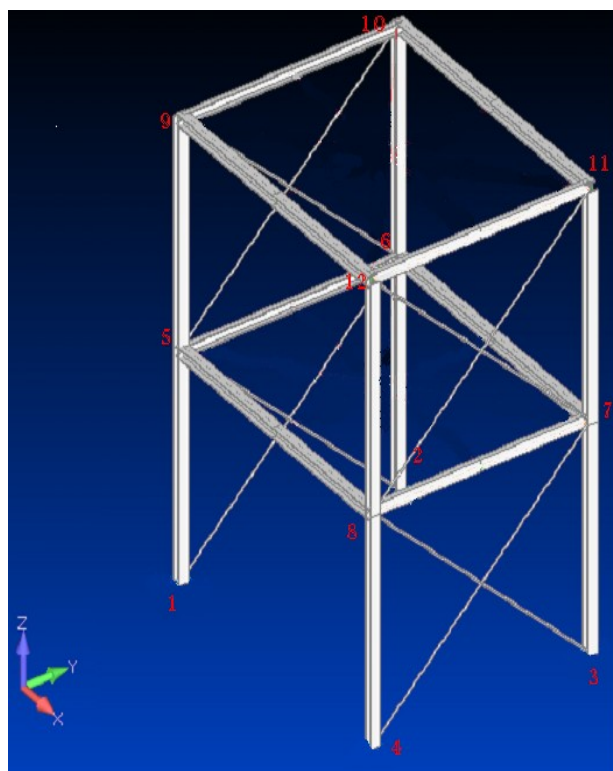


Figura 3.2: Telaio a due impalcati modellato in EarthSim con 12 nodi di cui i primi quattro incastrati

A valle della simulazione in EarthSim si è ottenuta la risposta libera, cioè senza alcun dispositivo di controllo attivo, all'azione sismica selezionata.

Nella prossima Tabella si riportano i valori massimi e minimi nel tempo d'alcune grandezze ritenute maggiormente significative per la descrizione della risposta della struttura al segnale di progetto. Più precisamente sono indicati:

- i valori minimi e massimi (a_{min}, a_{max}), (V_{min}, V_{max}), (S_{min}, S_{max}) rispettivamente delle accelerazioni, velocità e spostamento esibiti dai nodi di piano nel riferimento solidale alla tavola vibrante;
- i valori minimi e massimi ($\Delta a_{min}, \Delta a_{max}$) delle *accelerazioni di interpiano*, ovvero, valori minimi e massimi della funzione $\Delta a(t) = a_{II}(t) - a_I(t)$ con $a_{II}(t)$ ed $a_I(t)$ *accelerazioni medie* di piano delimitanti l'impalcato;
- valori minimi e massimi ($\Delta S_{min}, \Delta S_{max}$) degli *spostamenti di interpiano*, ovvero, valori minimi e massimi della funzione $\Delta S(t) = S_{II}(t) - S_I(t)$ con $S_{II}(t)$ e $S_I(t)$ *spostamenti medi* di piano delimitanti l'impalcato;

Le grandezze si riferiscono alla direzione X di applicazione dell'eccitazione sismica.

	I Impalcato		II Impalcato	
	Valore	N° Nodo	Valore	N° Nodo
a_{MIN} [m/s ²]	-6,1	da 5 a 8	-3,9	da 9 a 12
a_{MAX} [m/s ²]	5,2	da 5 a 8	4,0	da 9 a 12
V_{MIN} [m/s]	-0,19	da 5 a 8	0,24	da 9 a 12
V_{MAX} [m/s]	0,24	da 5 a 8	-0,26	da 9 a 12

S_{MIN} [m]	-0,018	da 5 a 8	-0,033	da 9 a 12
S_{MAX} [m]	0,018	da 5 a 8	0,040	da 9 a 12
	Spostamento di interpiano ΔS_{MIN} tra I Impalcato e II Impalcato [m]			
Valore [m]	-0,026			
	Spostamento di interpiano ΔS_{MAX} tra I Impalcato e II Impalcato [m]			
Valore [m]	0,028			
	Accelerazione di interpiano ΔS_{MIN} tra I Impalcato e II Impalcato [m/s ²]			
Valore [m]	-5,1			
	Accelerazione di interpiano ΔS_{MAX} tra I Impalcato e II Impalcato [m/s ²]			
Valore [m]	6,1			

In questo paragrafo si riportano, per completezza di trattazione, gli andamenti temporali degli spostamenti relativi a tutti e sei i gradi di libertà di tutti i nodi oltre che le velocità e le accelerazioni per i soli gradi di libertà traslazionale (Figure 3.3-3.16).

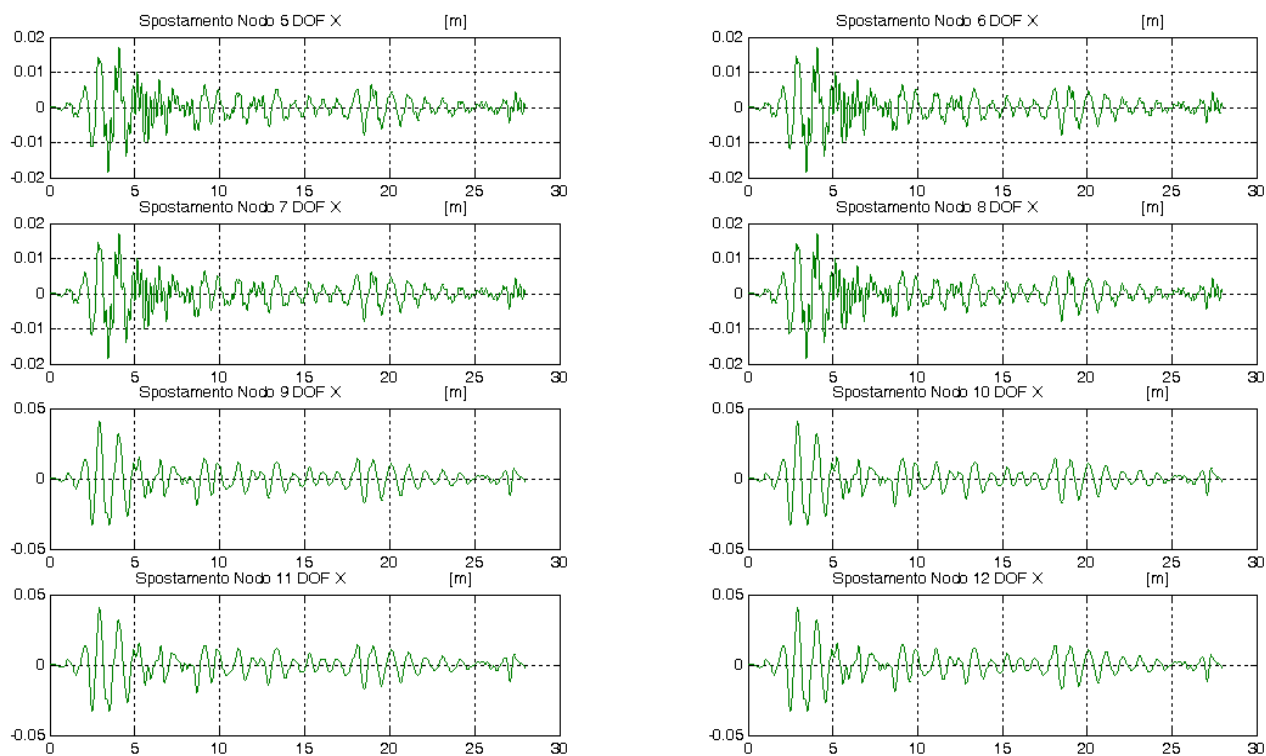


Figura 3.3: Spostamenti lungo X degli otto nodi non incastrati

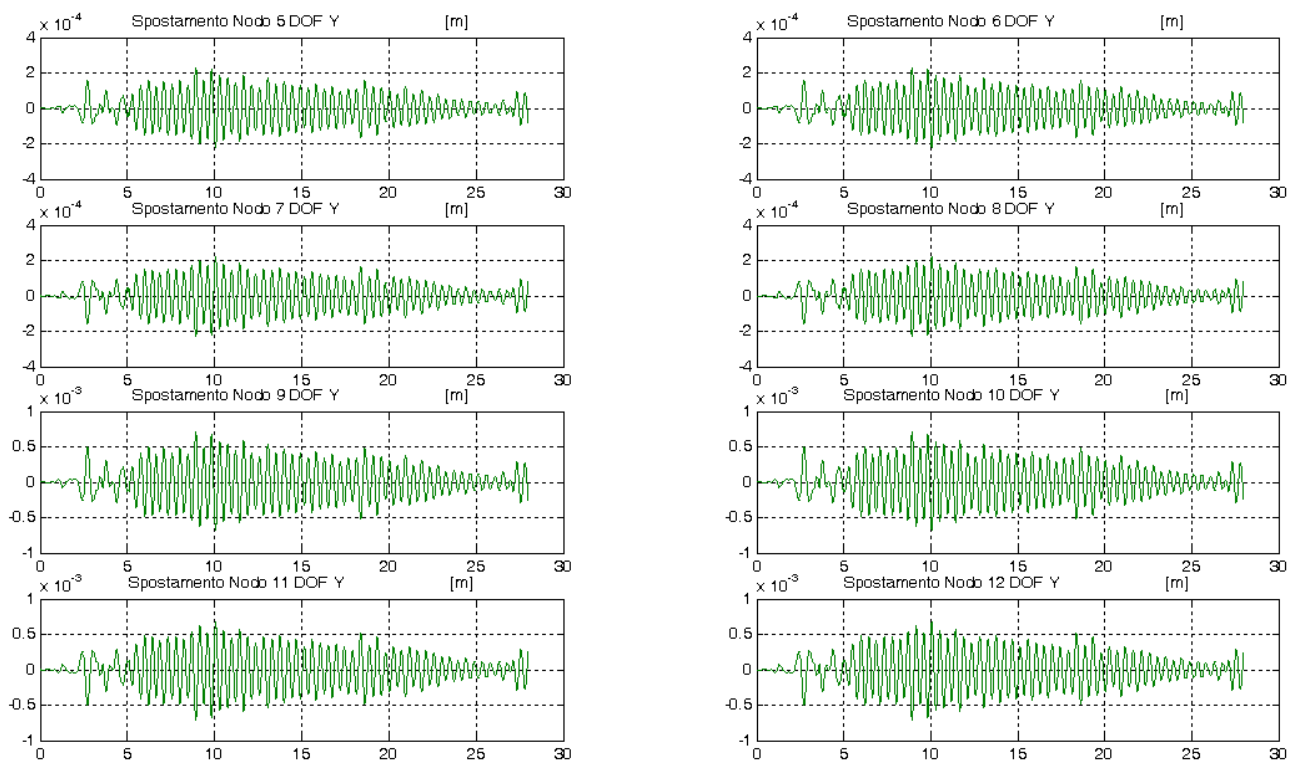


Figura 3.4: Spostamenti lungo Y degli otto nodi non incastrati

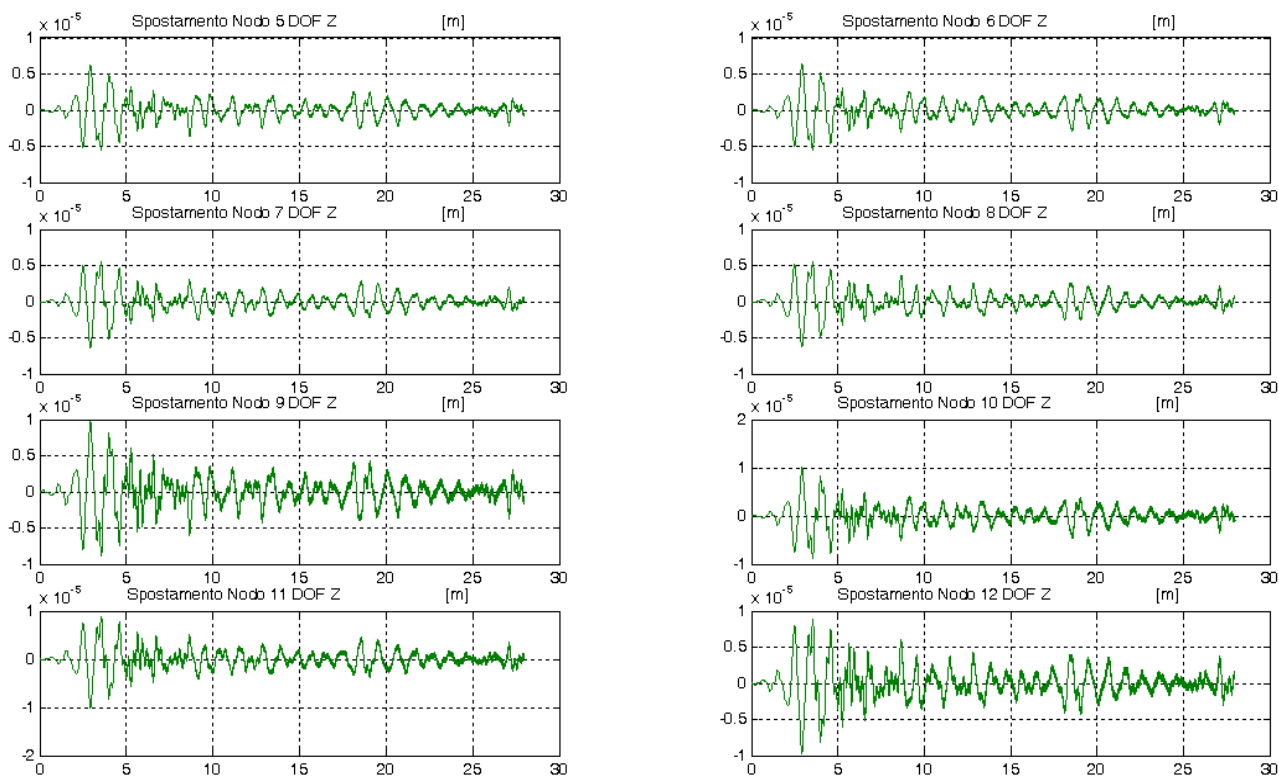


Figura 3.5: Spostamenti lungo Z degli otto nodi non incastrati

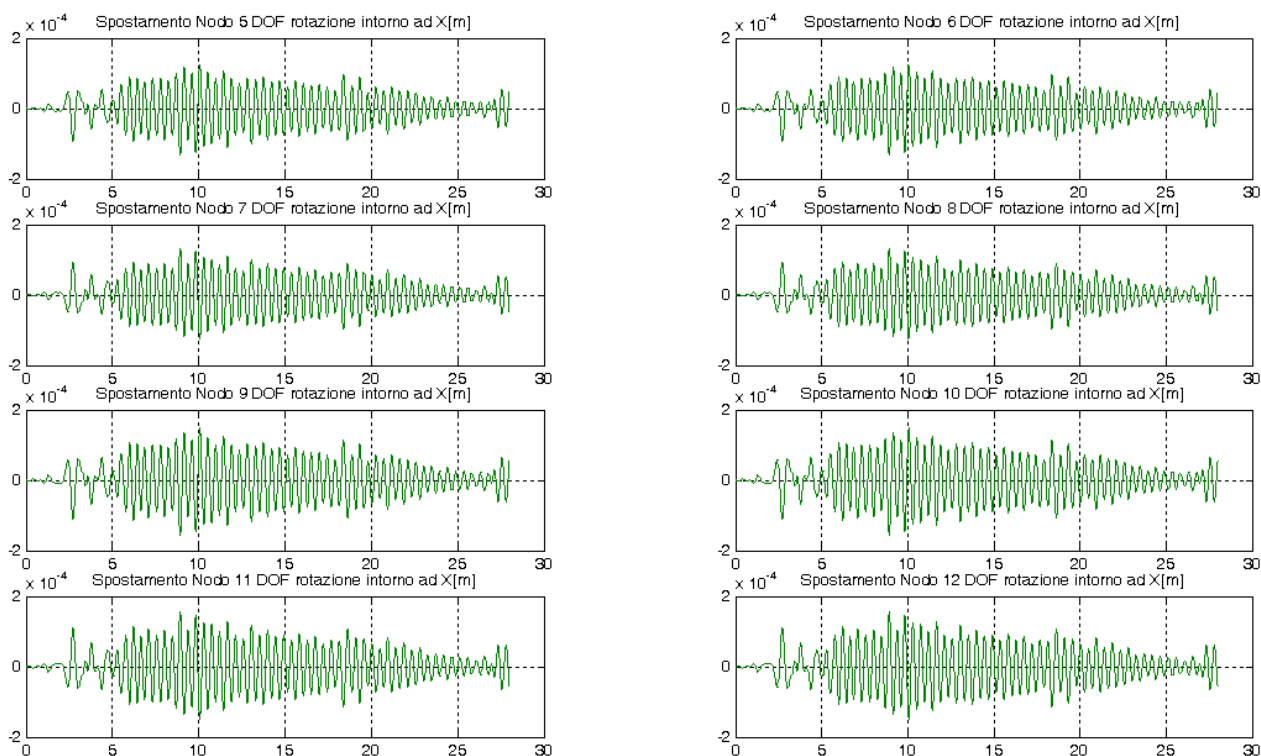


Figura 3.6: Rotazione intorno ad X degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

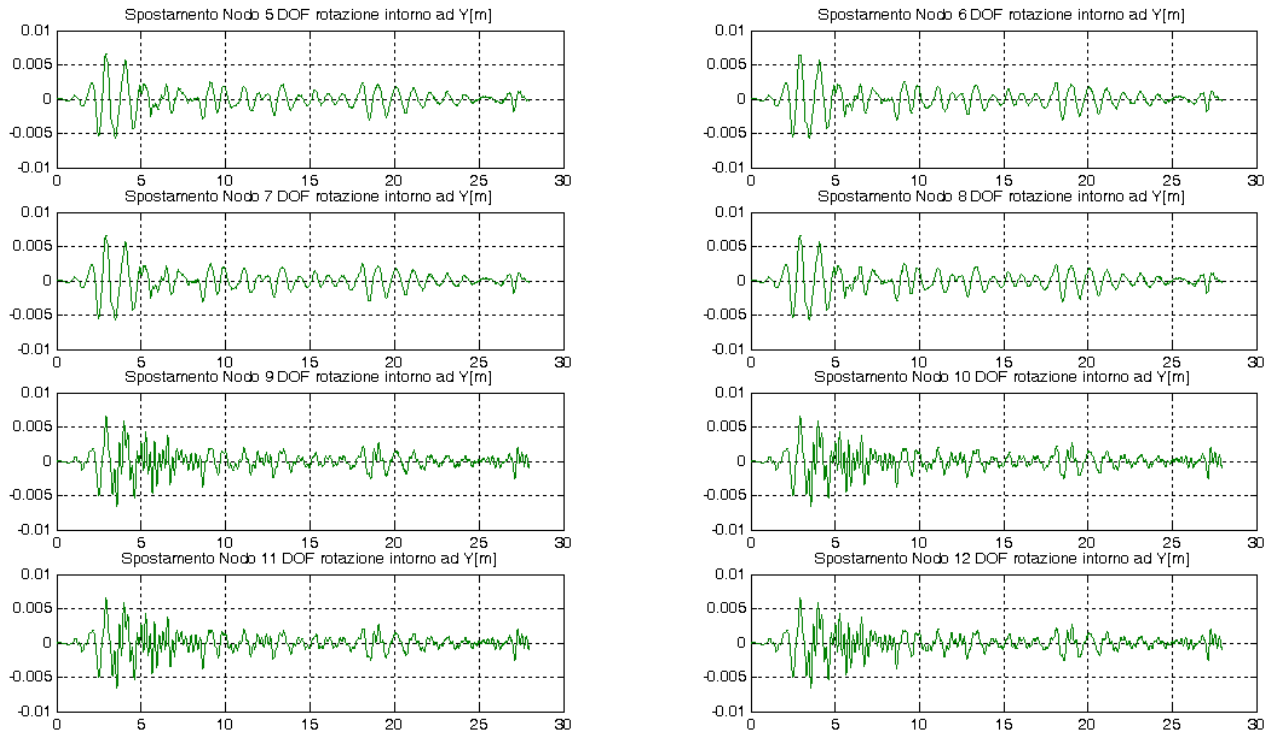


Figura 3.7: Rotazione intorno ad Y degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

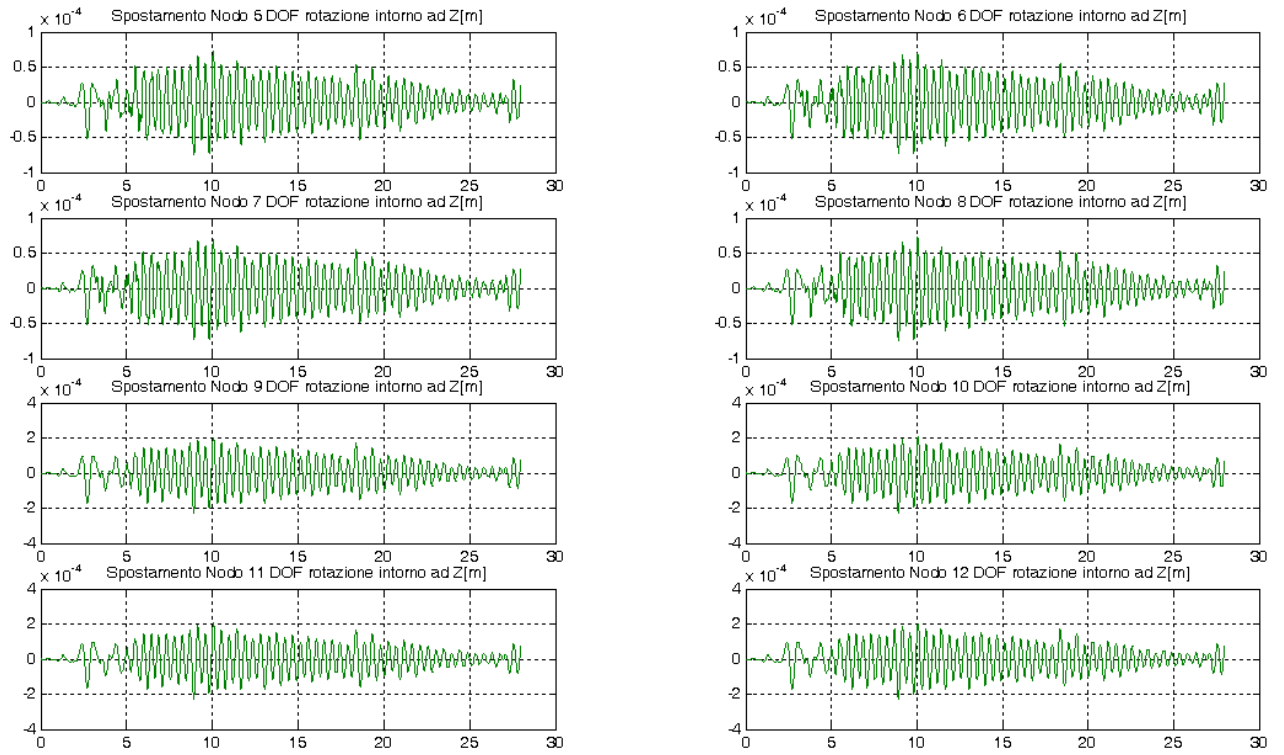


Figura 3.8: Rotazione intorno a Z degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

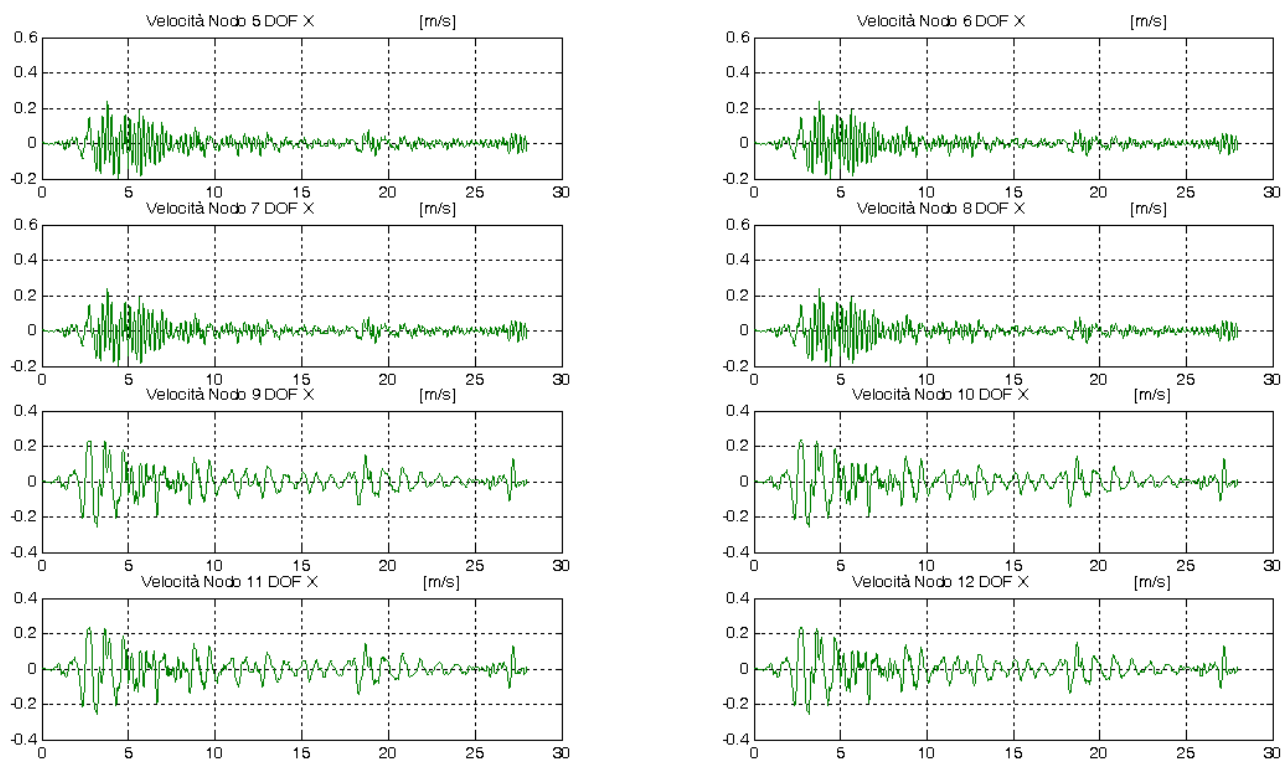


Figura 3.9: Velocità lungo X degli otto nodi non incastrati

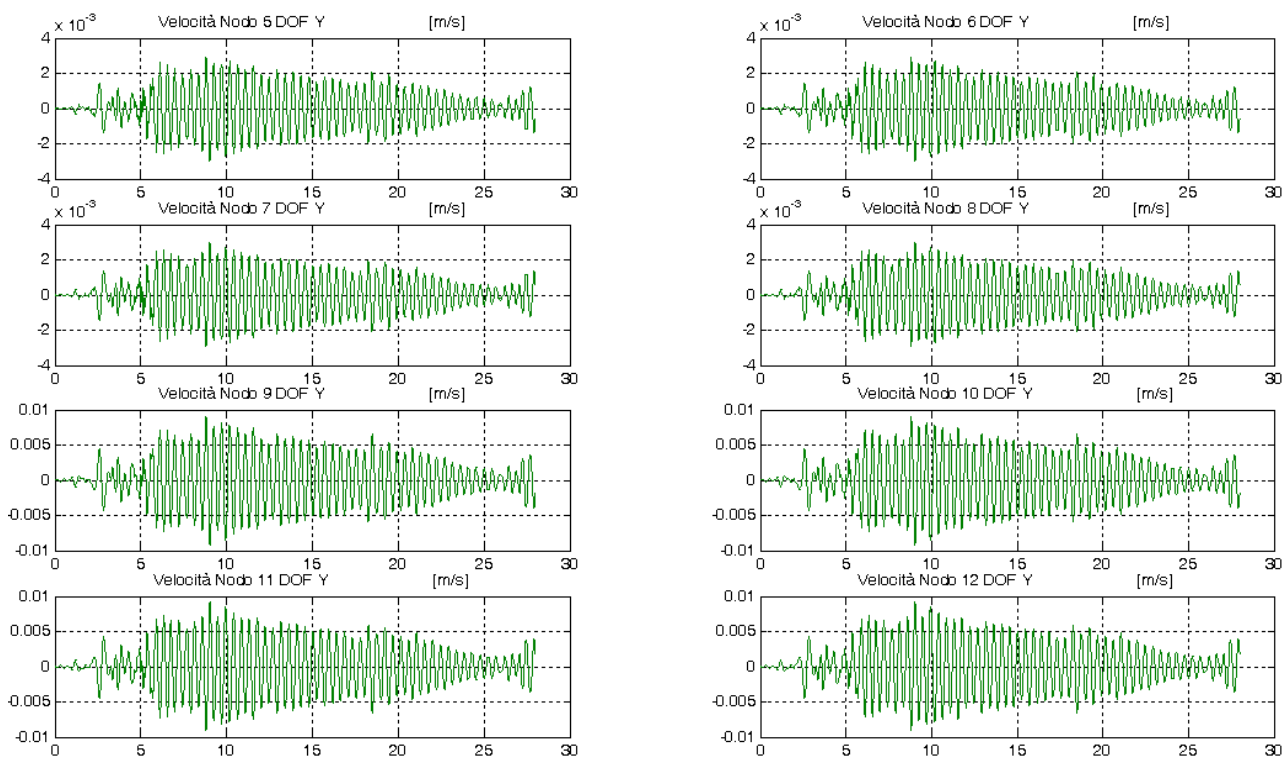


Figura 3.10: Velocità lungo Y degli otto nodi non incastrati

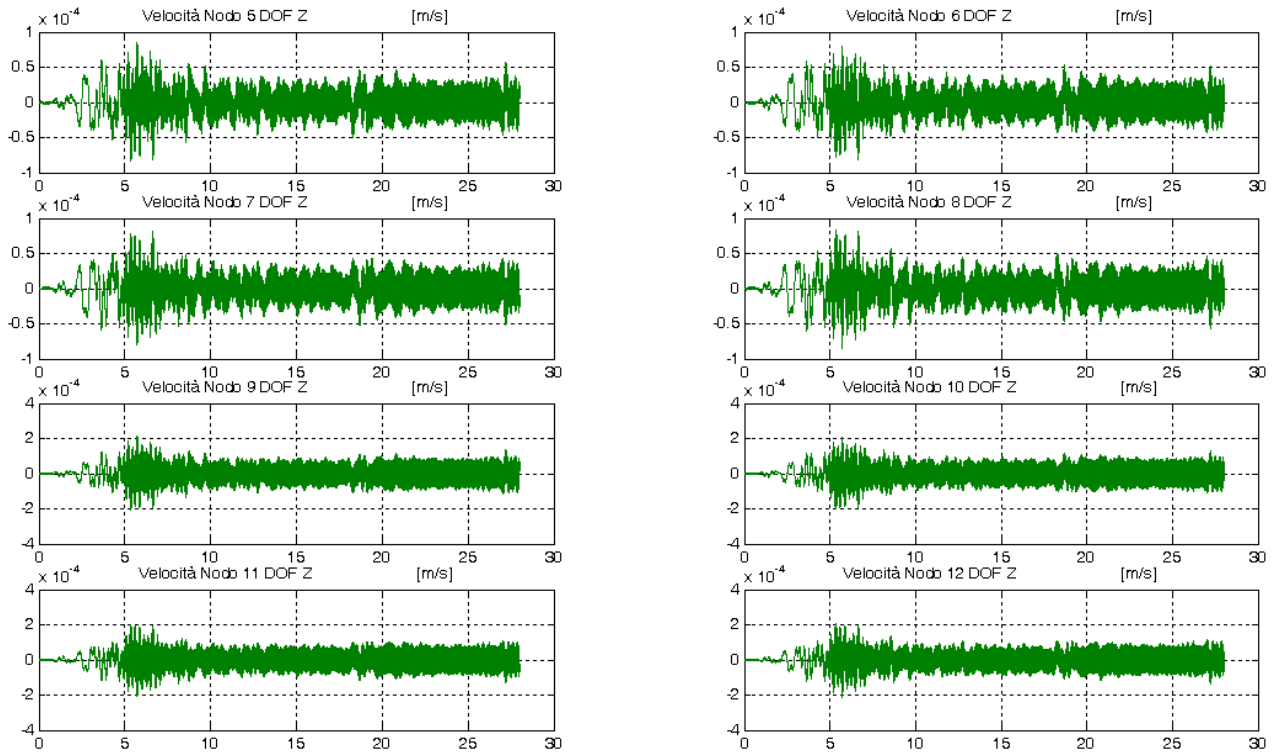


Figura 3.11: Velocità lungo Z degli otto nodi non incastrati

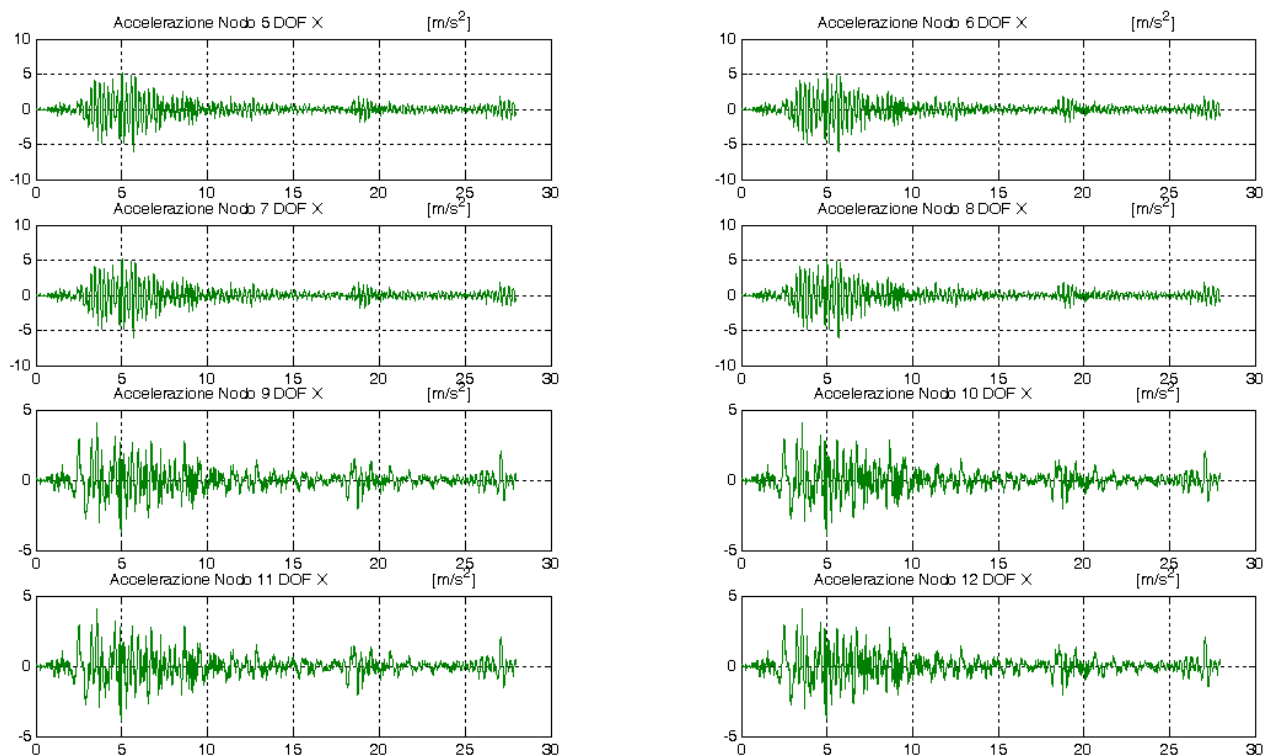


Figura 3.12: Accelerazione lungo X degli otto nodi non incastrati

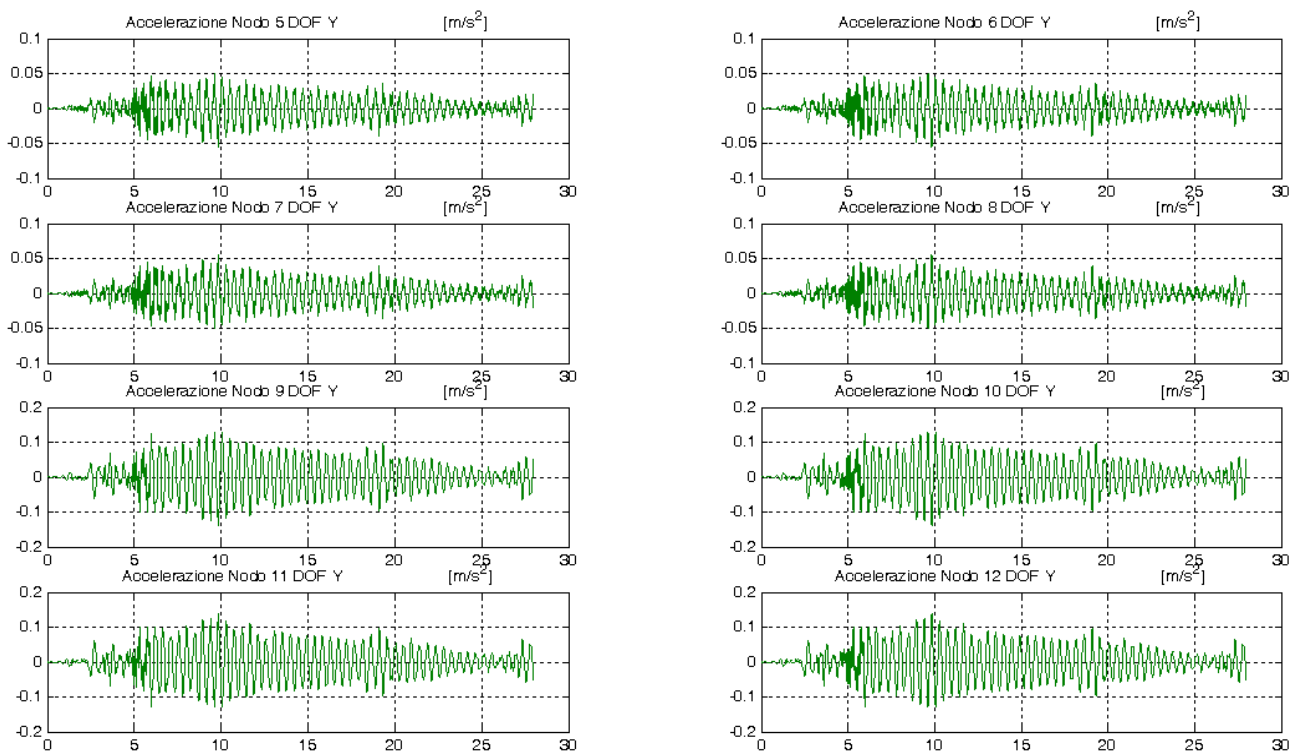


Figura 3.13: Accelerazione lungo Y degli otto nodi non incastrati

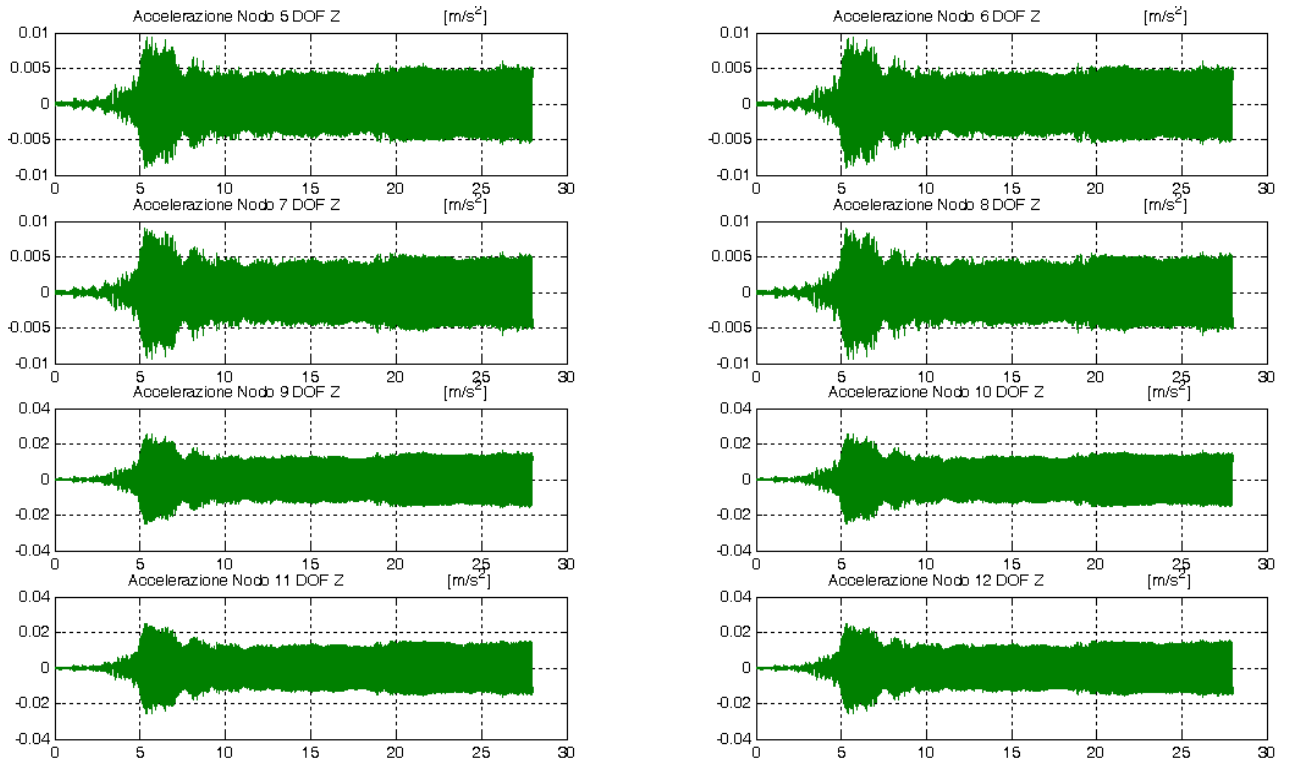


Figura 3.14: Accelerazione lungo Z degli otto nodi non incastrati

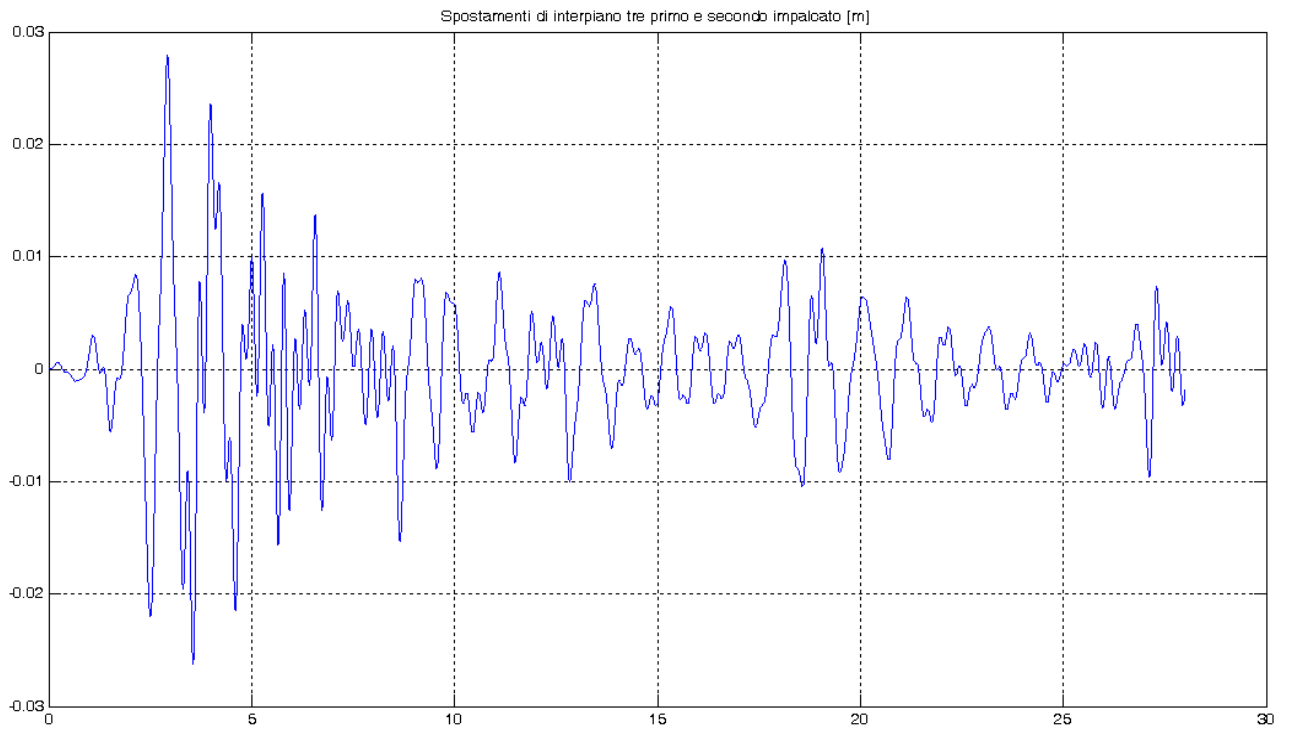


Figura 3.15: Spostamento di Interpiano tra il Primo ed il Secondo Impalcato

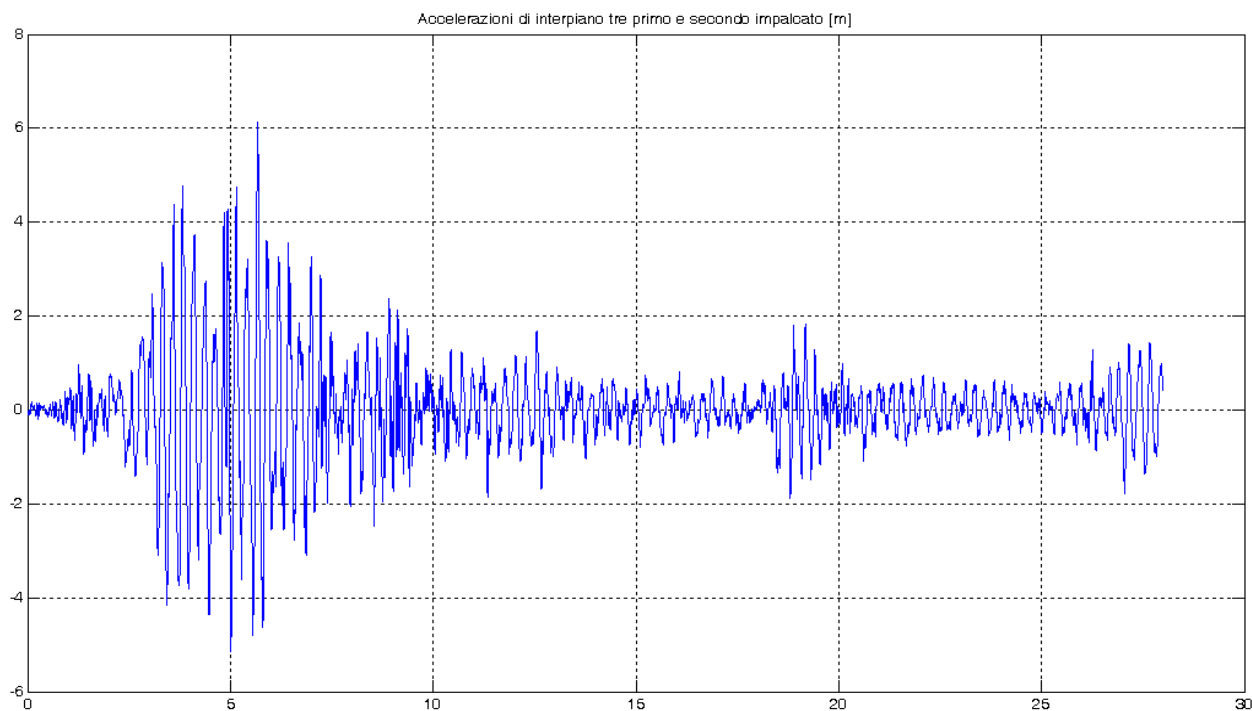


Figura 3.16: Accelerazione di Interpiano tra il Primo ed il Secondo Impalcato

Osservando i dati riportati nell'ultima tabella e le Figure 3.3-3.16, si può concludere che:

- a causa dell'elevata rigidezza di piano della struttura la risposta dinamica dei quattro nodi, disposti sullo stesso livello, risulta essere coincidente
- la risposta dinamica della struttura al di fuori della direzione d'applicazione dell'eccitazione sismica risulta essere trascurabile

1.12 Target progettuali ed individuazione delle caratteristiche degli smorzatori

Una volta nota la risposta della struttura alla forzante sismica di riferimento (v. paragrafo 3.3), si è fissato come target progettuale del sistema di controllo delle vibrazioni, *un abbattimento medio superiore*

del 20% per le accelerazioni dei nodi di un singolo piano (riferite alla base della struttura).

Al fine di conseguire tale target, si è deciso di incrementare la capacità della struttura di dissipare energia sismica mediante l'attivazione di un sistema di smorzatori ad attrito con attuazione piezoelettrica, integrati nel telaio mediante un sistema di controventi. (*PFD: Piezoelectric Friction Dampers*).

Nel paragrafo 3.3 si è sottolineato che la struttura risponde al segnale di riferimento prevalentemente con flessioni in direzione X. Si sceglierà per questo di disporre due dispositivi, uno per ciascun impalcato, nella direzione X, coincidente con quella d'applicazione del segnale sismico e di risposta dinamica della struttura.

Di seguito è riportata un'immagine indicativa di quale sarà il lay-out del dispositivo all'interno del telaio. (N.B nella figura è stata rappresentata una sola faccia del telaio, quella di luce 3 m, ed un solo dispositivo ma un altro in modo analogo si è pensato di disporlo sul secondo impalcato).

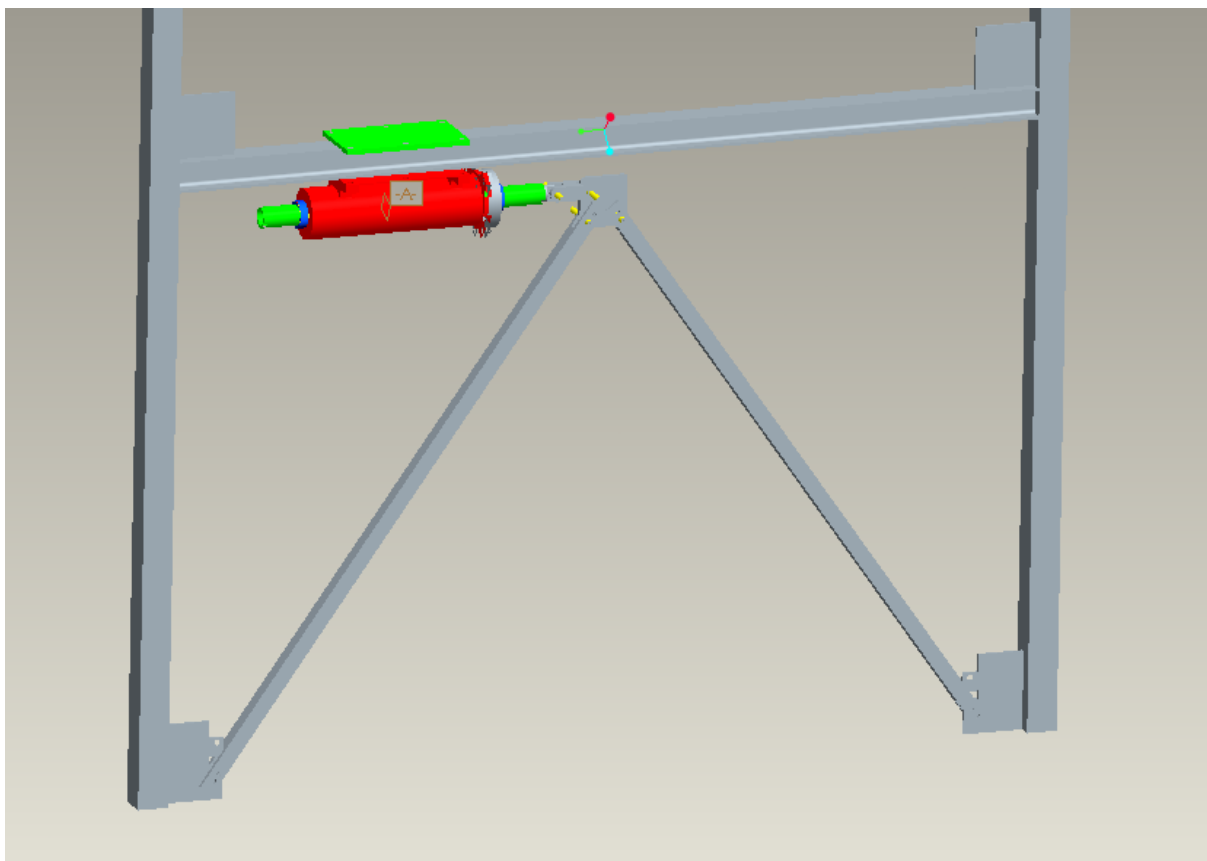


Figura 3.17: Lay-out del dispositivo relativamente al primo impalcato del telaio

Si è dunque proceduto ad una serie di simulazione mediante il programma EarthSim, andando a variare una serie di parametri del modello.

Si è iniziato con la realizzazione di un’analisi di sensibilità, che è stata tesa alla determinazione dell’andamento delle accelerazioni dei nodi di piano al variare della frequenza di funzionamento dell’algoritmo di controllo (illustrato al par. 4.5) degli smorzatori ad attuazione piezoelettrica. I valori sono riportati nella successiva tabella:

Frequenza [Hz]	Nodi 5 ed 8 [m/s ²]	Nodi 6 e 7 [m/s ²]	Nodi 9 e 12 [m/s ²]	Nodi 10 e 11 [m/s ²]	I impalcato [m/s ²]	II impalcato [m/s ²]
10	a _{MIN} = -6	a _{MIN} = -4,5	a _{MIN} = -4,5	a _{MIN} = -4,8	a _{Medio} =5,25	a _{Medio} =5,15
	a _{MAX} =5	a _{MAX} =6	a _{MAX} =5,5	a _{MAX} =5,8		
15	a _{MIN} = -4,2	a _{MIN} = -4,2	a _{MIN} = -2,8	a _{MIN} = -3,8	a _{Medio} =4,55	a _{Medio} =3,90
	a _{MAX} =4	a _{MAX} =5,8	a _{MAX} =3,5	a _{MAX} =5,5		

25	$a_{\text{MIN}} = -4,0$	$a_{\text{MIN}} = -4,2$	$a_{\text{MIN}} = -2,7$	$a_{\text{MIN}} = -3,7$	$a_{\text{Medio}} = 4,48$	$a_{\text{Medio}} = 3,82$
	$a_{\text{MAX}} = 3,9$	$a_{\text{MAX}} = 5,8$	$a_{\text{MAX}} = 3,5$	$a_{\text{MAX}} = 5,4$		
50	$a_{\text{MIN}} = -3,8$	$a_{\text{MIN}} = -4,2$	$a_{\text{MIN}} = -2,4$	$a_{\text{MIN}} = -3,8$	$a_{\text{Medio}} = 4,27$	$a_{\text{Medio}} = 3,82$
	$a_{\text{MAX}} = 3,3$	$a_{\text{MAX}} = 5,8$	$a_{\text{MAX}} = 3,7$	$a_{\text{MAX}} = 5,4$		
100	$a_{\text{MIN}} = -3,5$	$a_{\text{MIN}} = -4,2$	$a_{\text{MIN}} = -2,4$	$a_{\text{MIN}} = -3,8$	$a_{\text{Medio}} = 4,12$	$a_{\text{Medio}} = 3,57$
	$a_{\text{MAX}} = 3$	$a_{\text{MAX}} = 5,8$	$a_{\text{MAX}} = 2,7$	$a_{\text{MAX}} = 5,4$		
<i>Prove eseguite con Forza Massima Dispositivo = 6000N e Precarico = 3500 N</i>						

a_{Medio} del I o del II impalcato è calcolata sommando i valori assoluti delle accelerazioni dei nodi del piano

Dalla tabella si può desumere come le accelerazioni medie dei nodi dei due impalcati diminuiscono con l'aumento della frequenza dell'algoritmo di controllo, adottato per governare la tensione da inviare ai piezoelettrici.

Inoltre si nota che il decremento in termini d'accelerazioni va man mano diminuendo in maniera non lineare.

In virtù di queste considerazioni, la prima specifica, da richiedere al sistema di controllo, è che sia capace di lavorare ad una frequenza di 15 Hz.

Non si richiedono valori di frequenza superiori non solo perché il maggiore beneficio conseguente sarebbe marginale ma anche per non addivenire ad elevate richieste di potenza elettrica da somministrare ai piezoelettrici.

L'esigenza di contenere la potenza d'alimentazione dei dispositivi di controllo strutturale di tipo semiattivo deriva dalla possibilità di un'avaria della rete elettrica durante un sisma e dalla conseguente necessità di commutare su un'alimentazione a batterie, ove prevista. [45].

Inoltre un valore di frequenza e quindi di potenza più elevato comporterebbe anche un maggiore costo degli amplificatori necessari per alimentare gli attuatori.

Fissata la frequenza di lavoro a 15 Hz, si è proceduto ad una serie di simulazioni in cui si è variato il valore di forza dovuto alla molla di precarico, da installare nello smorzatore.

L'impiego di un precarico per uno smorzatore ad attrito di tipo semiattivo è generalmente previsto, per garantire un'aliquota di funzionalità del dispositivo anche, nel caso in cui,

l'alimentazione elettrica di rete ed a batteria, se presente, vengano meno a causa di un malfunzionamento.

In quest'evenienza il dispositivo funziona con capacità ridotte come uno smorzatore passivo.

Nelle applicazioni su strutture civili reali, questa scelta è fatta per garantire un livello minimo di protezione sismica anche in situazioni di guasti e quindi per rispondere in ultim'analisi ad un'esigenza di sicurezza [45].

Inoltre si è proceduto ad un'ottimizzazione del valore di forza di controllo totale esplicabile dallo smorzatore. La forza totale è somma del contributo afferente al precarico ed a quello riconducibile al piezoelettrico. Le prestazioni del sistema di controllo sono il risultato del lavoro integrato del dispositivo semiattivo, che si progetta, costruisce ed installa nel sito di prova e dell'algoritmo di controllo, che lo governa.

In virtù di questa considerazione anche i parametri "e" e "g" dell'algoritmo descritto al par.3.5, sono stati variati per individuare i valori, che garantissero le migliori prestazioni al sistema.

A valle dell'attività di simulazioni è stata individuata una configurazione ottimale data da:

Frequenza di lavoro dell'algoritmo di controllo = 15 Hz

Forza di controllo da precarico dello smorzatore = 8800 N

Forza di controllo totale massima dello smorzatore = 13000 N

Parametro adimensionale "e" dell'algoritmo di controllo = $7 \cdot 10000$

Parametro adimensionale "g" dell'algoritmo di controllo = $7 \cdot 1000$

In questa configurazione, come per tutte quelle esaminate in simulazione, gli smorzatori sono stati modellati disposti nella direzione X e sullo stesso lato del telaio. Dai risultati delle

simulazioni, come prevedibile, si nota che ciò comporta una risposta del telaio in pratica non solo nella direzione X ma nel piano XY come si rileva dalla figura 3.18.

Si è anche modellata la configurazione con i dispositivi di controllo, disposti ciascuno su un diverso lato del telaio ma il contributo di spostamento nella direzione Y è rimasto della stessa entità.

Nelle figure 3.18-3.28 si riportano le time histories della risposta del telaio, controllato da un dispositivo per impalcato nella configurazione ottimale individuata

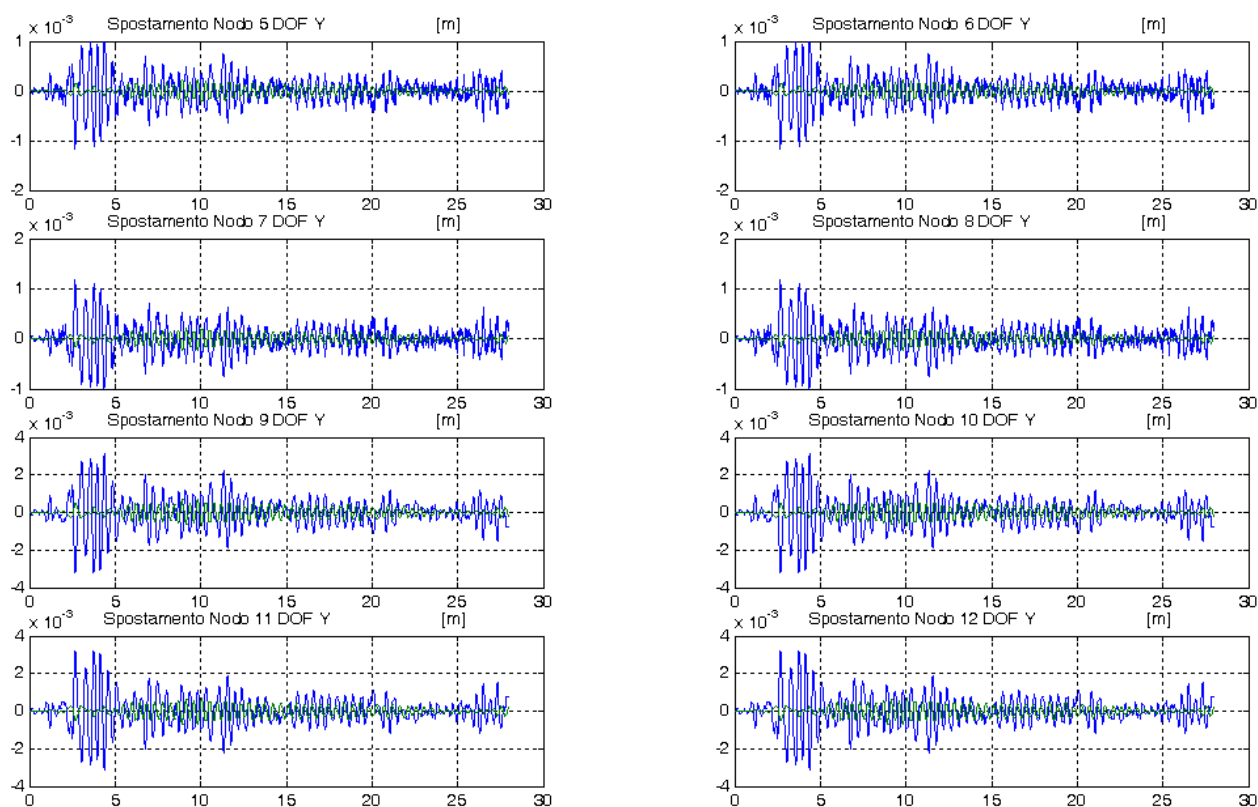


Figura 3.18: Spostamenti lungo Y degli otto nodi non incastrati

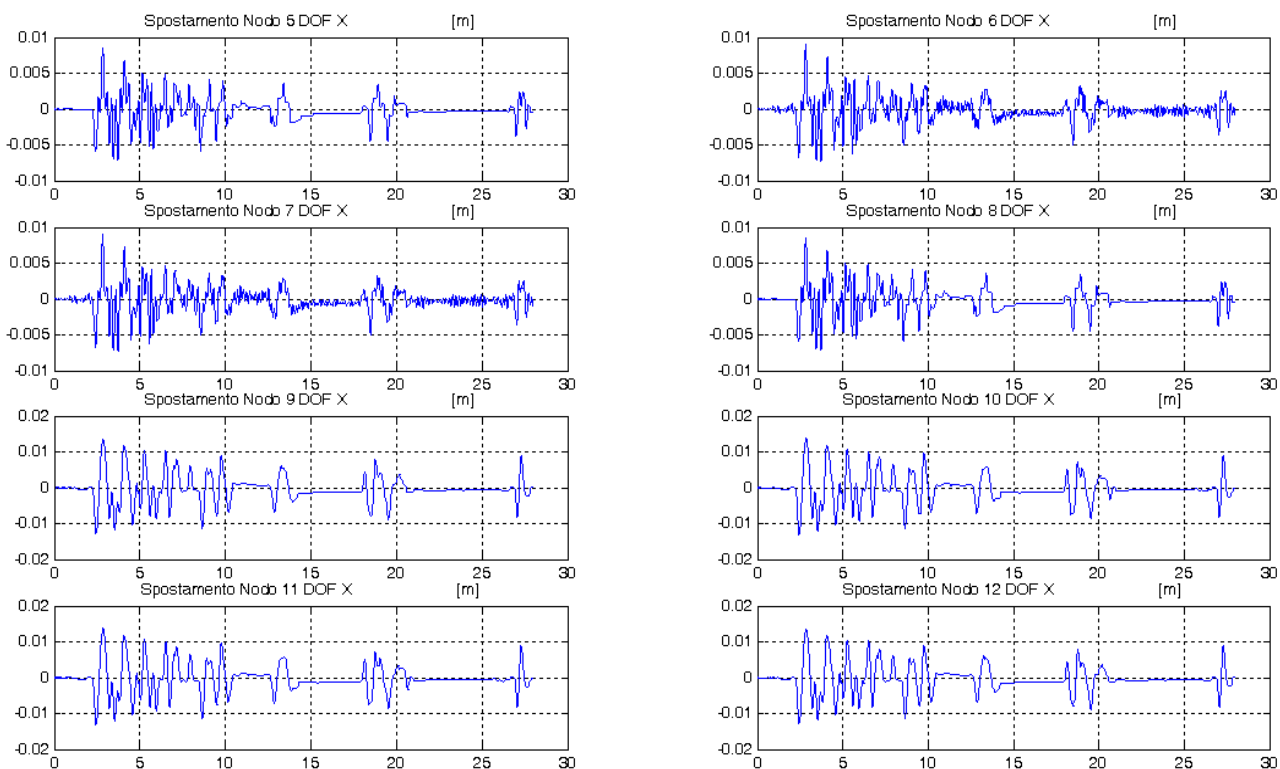


Figura 3.19: Spostamenti lungo X degli otto nodi non incastrati

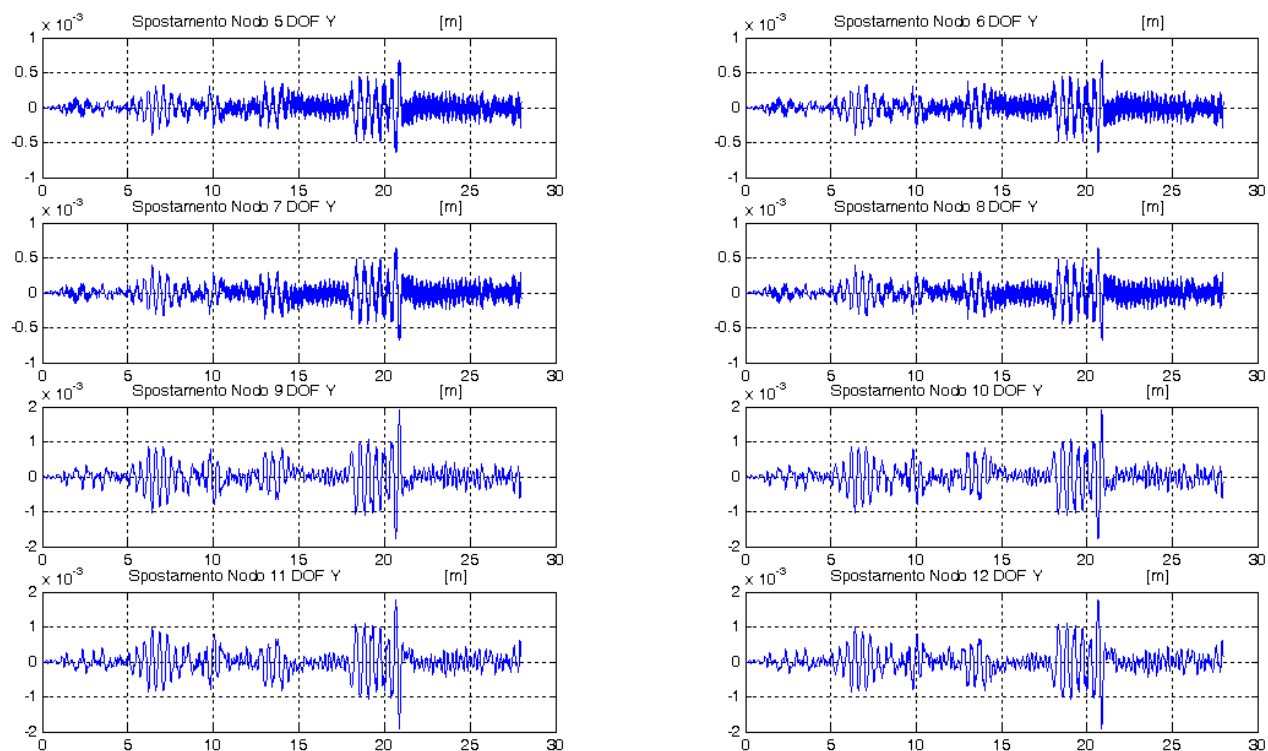


Figura 3.20: Spostamenti lungo Y degli otto nodi non incastrati

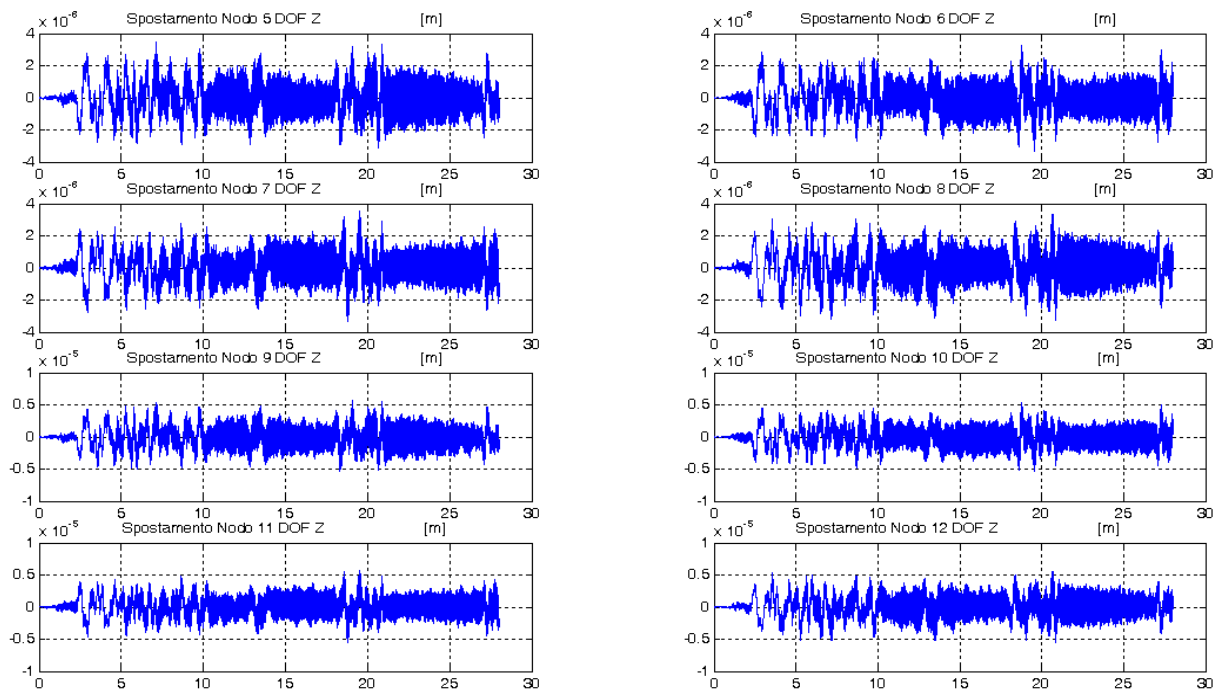


Figura 3.21: Spostamenti lungo Z degli otto nodi non incastrati

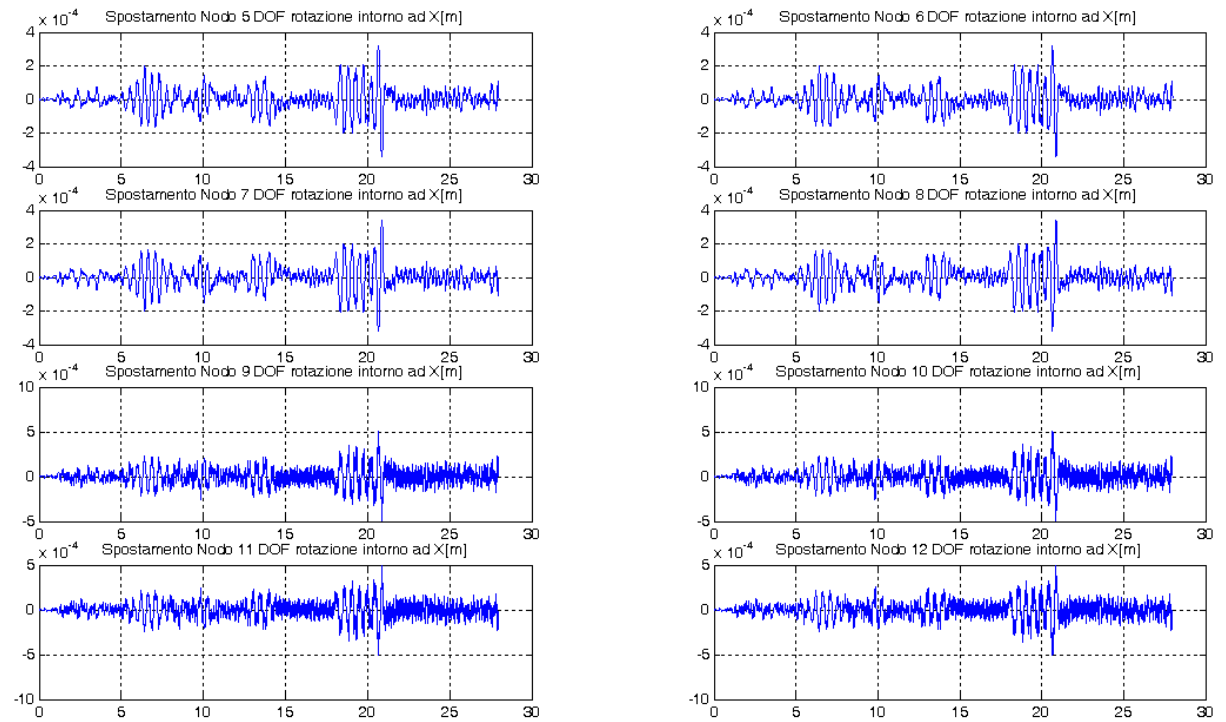


Figura 3.22: Rotazioni intorno ad X degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

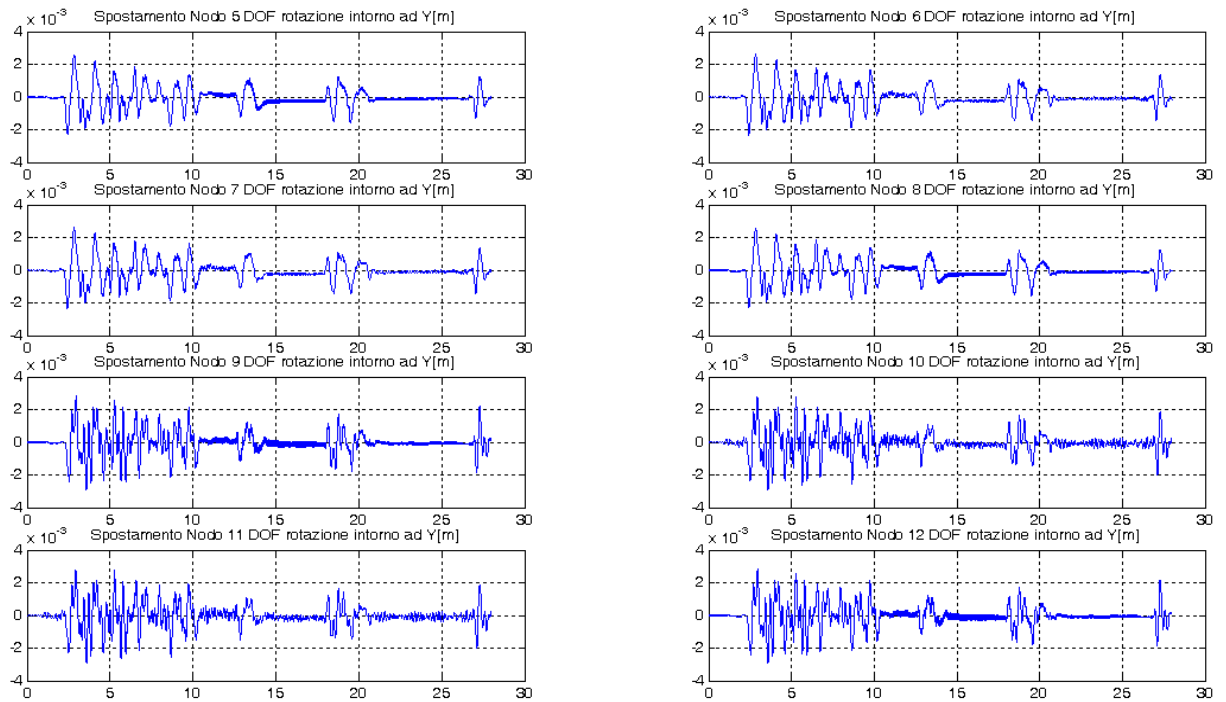


Figura 3.23: Rotazioni intorno ad Y degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

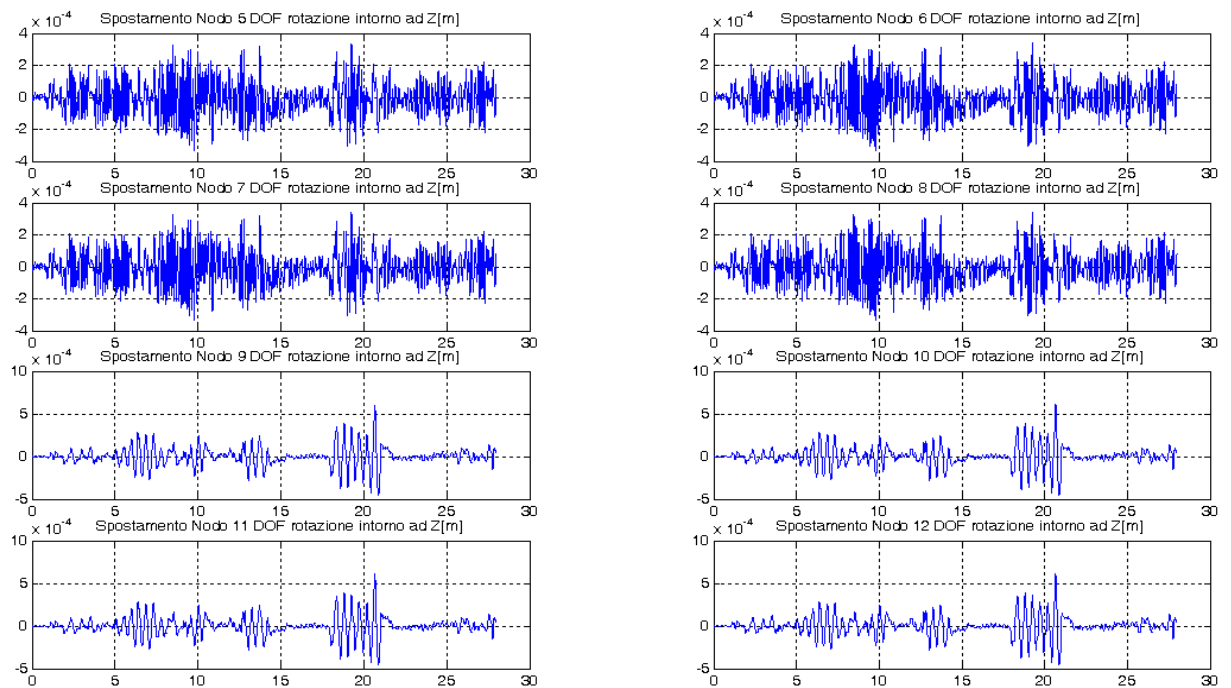


Figura 3.24: Rotazioni intorno a Z degli otto nodi non incastrati espressa in radianti

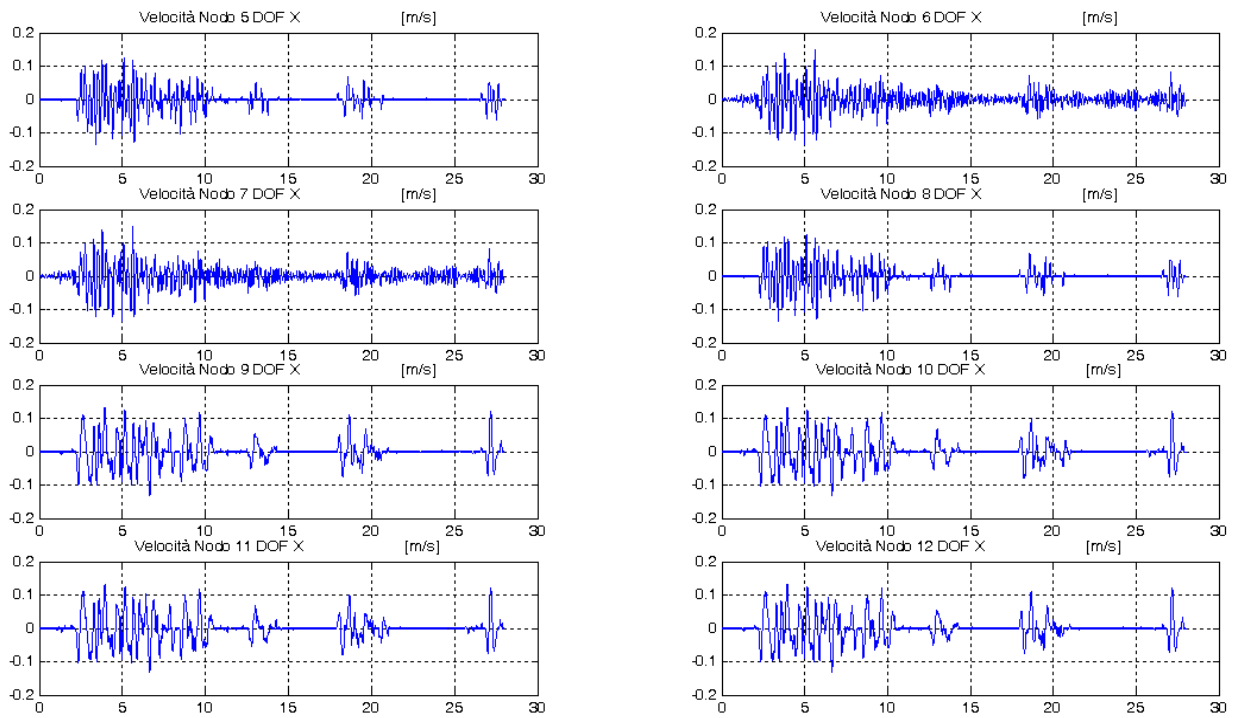


Figura 3.25: Velocità lungo X degli otto nodi non incastrati

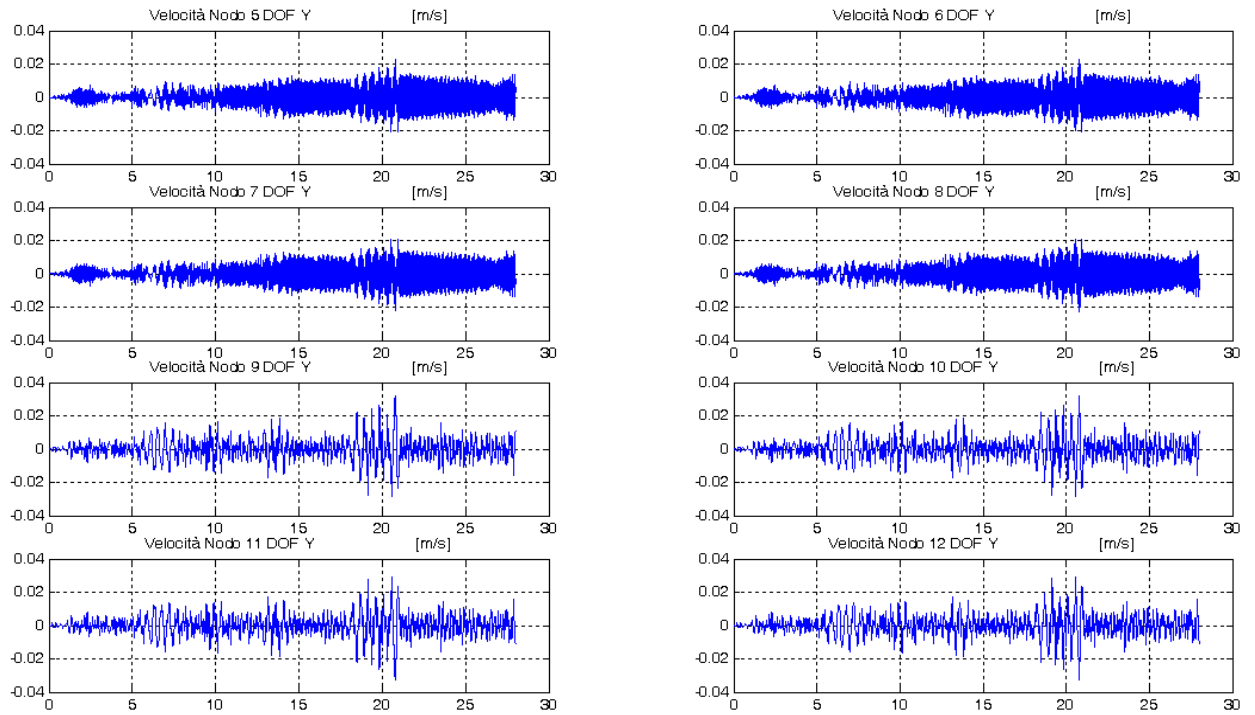


Figura 3.26: Velocità lungo Y degli otto nodi non incastrati

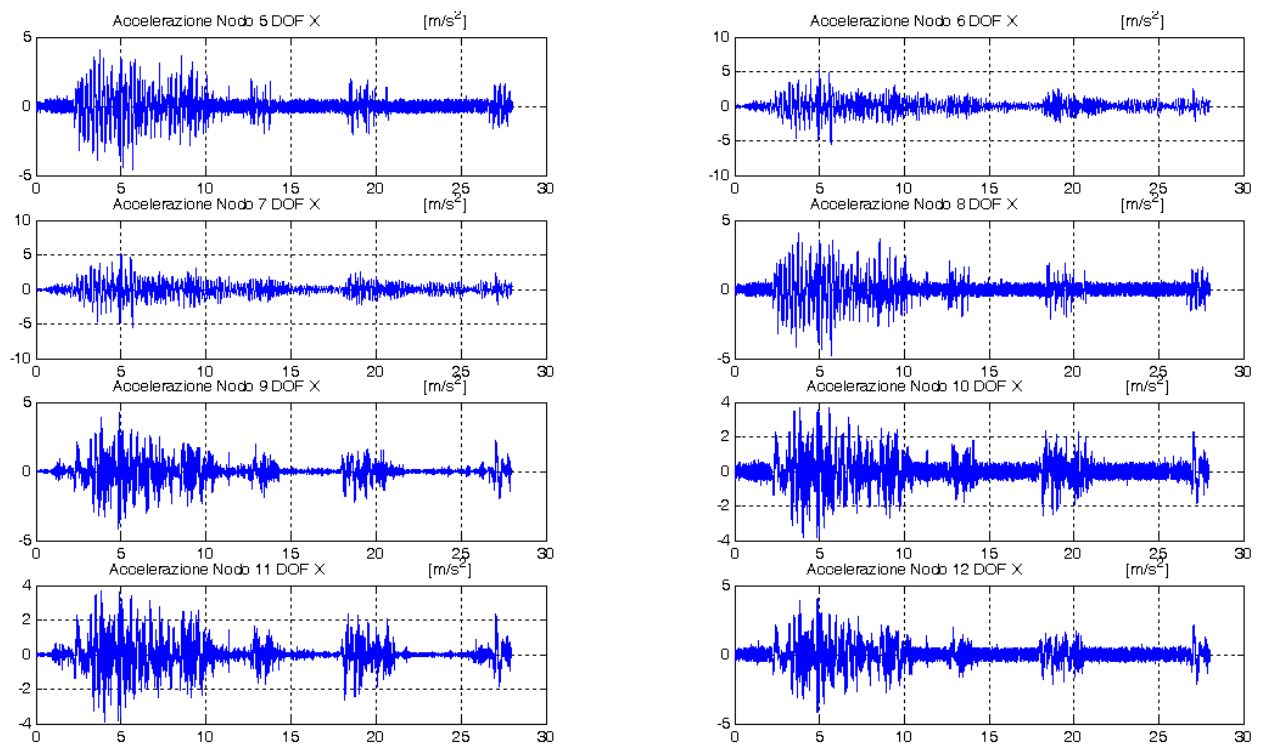


Figura 3.27: Accelerazione lungo X degli otto nodi non incastrati

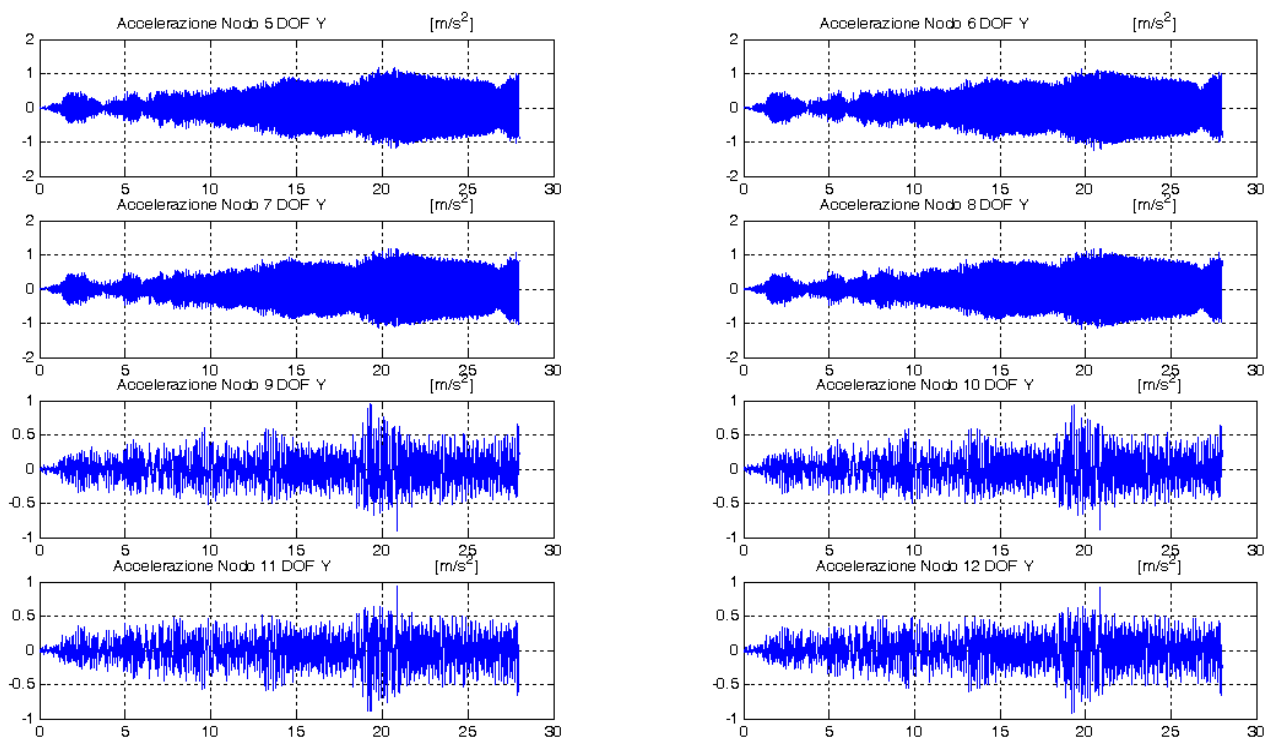


Figura 3.28 Accelerazione lungo Y degli otto nodi non incastrati

Mentre nella risposta libera i quattro nodi di piano presentano diagrammi analoghi, nel caso della presenza dei dispositivi di controllo, come si può osservare dalle figure 3.18-3.28, si nota che i due nodi attigui allo smorzatore hanno tra loro comportamento analogo ma dissimile da quello degli altri due nodi di piano, lontani dal dispositivo.

Nella tabella successiva si riassumono i principali dati d'accelerazione e spostamento dei nodi dei due impalcati e, confrontandoli con i dati della risposta libera (senza smorzatori), si desumono i valori delle riduzione percentuali sugli spostamenti e sulle accelerazioni dei nodi di piano, generati dalla presenza del sistema di controllo strutturale.

Nodi 5 ed 8	Nodi 6 e 7	Nodi 9 e 12	Nodi 10 e 11	I impalcato	II impalcato
[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]
a _{MIN} = -4,3	a _{MIN} = -5,0	a _{MIN} = -2,9	a _{MIN} = -3,2	a _{Medio} =4,37	a _{Medio} =3,07
a _{MAX} =3,9	a _{MAX} =4,3	a _{MAX} =2,9	a _{MAX} =3,3		
Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di a _{Medio} =23%	Riduz % di a _{Medio} =22%
a _{MIN} = 30%	a _{MIN} = 30%	a _{MIN} = 26%	a _{MIN} = 26%		
Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di		
a _{MAX} =25%	a _{MAX} =25%	a _{MAX} =27%	a _{MAX} =27%		
Nodi 5 ed 8	Nodi 6 e 7	Nodi 9 e 12	Nodi 10 e 11	I impalcato	II impalcato
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
S _{MIN} = -0,007	S _{MIN} = -0,007	S _{MIN} = -0,013	S _{MIN} = -0,013	S _{Medio} =4,37	S _{Medio} =3,07
S _{MAX} =0,009	S _{MAX} =0,009	S _{MAX} =0,014	S _{MAX} =0,014		
Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di S _{Medio} =55%	Riduz % di S _{Medio} =63%
S _{MIN} = 60%	S _{MIN} = 60%	S _{MIN} = 61%	S _{MIN} = 61%		
Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di	Riduz % di		
S _{MAX} =50%	S _{MAX} =50%	S _{MAX} =65%	S _{MAX} =65%		
<i>Prove eseguite con Forza Massima Dispositivo = 13000N e Precarico= 8800 N</i>					

Dalla tabella risulta che gli spostamenti dei nodi di piano in simulazione si sono ridotti con un valore medio dell'abbattimento pari a circa il 60%.

Lo stesso prospetto evidenzia come il target prefissato, di conseguire *un abbattimento medio superiore del 20% per le accelerazioni dei nodi di un singolo piano (riferite alla base della struttura)*, è stato raggiunto mediante la configurazione definita per il sistema di controllo.

1.13 Algoritmo di controllo

La strategia di controllo, scelta per governare i piezoelettrici dell'applicazione strutturale in esame ed implementata nel blocco "Dispositivo semiattivo ed algoritmo di controllo" del software EarthSim, si basa sull'incremento della forza di controllo, che si richiede al dispositivo, al crescere sia della deformazione strutturale sia della sua derivata.

Matematicamente ciò è espresso dalla seguente relazione [28]:

$$N(t) = \begin{cases} N_{Pr\ ecarico} & \text{se } e \times |x(t)| + g \times \left| \dot{x}(t) \right| \leq N_{Pr\ ecarico} & 3.1 \\ e \times |x(t)| + g \times \left| \dot{x}(t) \right| & \text{se } e \times |x(t)| + g \times \left| \dot{x}(t) \right| > N_{Pr\ ecarico} & 3.2 \end{cases} \quad (3)$$

che lega la forza assiale totale $N(t)$, richiesta, allo spostamento di piano $x(t)$ ed alla sua

derivata $\dot{x}(t)$.

$N_{Pr\ ecarico}$ è il valore di forza di precarico fornito dalla molla e dall'avvitamento dell'asta mentre e ed g sono due fattori di guadagno positivi.

Quest'algoritmo prevede, quindi, un funzionamento passivo del dispositivo, garantito dal valore costante di forza di precarico $N_{Pr\ ecarico}$, quando la somma dei prodotti

$e \times |x(t)| + g \times \left| \dot{x}(t) \right|$ è inferiore ad $N_{Pr\ ecarico}$.

1.14 CONCLUSIONI

In questo capitolo si è quindi realizzato il *dimensionamento del sistema di controllo*, inteso come la determinazione del lay-out configurazionale, delle caratteristiche fondamentali dei dissipatori e dell'algoritmo di controllo da impiegare nella struttura, al fine di conseguire i prefissati target progettuali.

Si è fissato come target progettuale del sistema di controllo delle vibrazioni, un abbattimento medio superiore del 20% per le accelerazioni dei nodi di un singolo piano (riferite alla base della struttura) dal segnale di progetto.

A valle d'analisi numeriche preliminari si sono determinati i valori globali di Forza Massima e del Precarico del dispositivo oltre che la frequenza di funzionamento dell'algoritmo di controllo ed i valori dei suoi parametri, richiesti per il conseguimento dei target progettuali. Le simulazioni numeriche della risposta della struttura (con e senza smorzatori) al segnale di progetto sono state effettuate mediante un codice, denominato EarhSim, sviluppato in ambiente MATLAB/Simulink.

Capitolo 4

Dimensionamento, progettazione dello smorzatore e scelta dei suoi componenti

1.15 Premessa

In questo capitolo si presenta la fase di dimensionamento dello smorzatore ad attrito con attuazione piezoelettrica, iniziando con l'illustrare le modifiche apportate, rispetto all'idea realizzativa, presentata nel paragrafo 2.3. Si proseguirà con la descrizione della progettazione geometrica e strutturale, in cui ci si è avvalsi delle metodologie C.A.D. 3D e di analisi strutturale numerica di tipo F.E.M, analizzando anche le tolleranze geometriche e dimensionali, richieste.

Si illustra infine la scelta dei componenti, adottati per lo smorzatore ed il suo controllo, che è stata realizzata simultaneamente al dimensionamento geometrico/strutturale, essendo le due fasi mutuamente dipendenti ed indivisibili.

1.16 Modifiche

Per esigenze emerse nel corso della fase progettuale, si sono apportate delle variazioni rispetto allo schema di funzionamento precedentemente descritto nel capitolo 2.

Il tappo di chiusura del cilindro esterno non è stato più munito di filettatura ma di alette, necessarie a fermarlo con quattro bulloni (figura 4.1 e 4.2), così da renderlo più semplice e resistente. Al fine di garantire un movimento ottimale alle due aste di guida del pistone, si sono impiegati dei cuscinetti a basso attrito di materiale polimerico della Iglidur.

Nel coperchio di chiusura del Cilindro esterno è stato ricavato un vano cilindrico per alloggiarvi uno dei due cuscinetti in materiale polimerico.

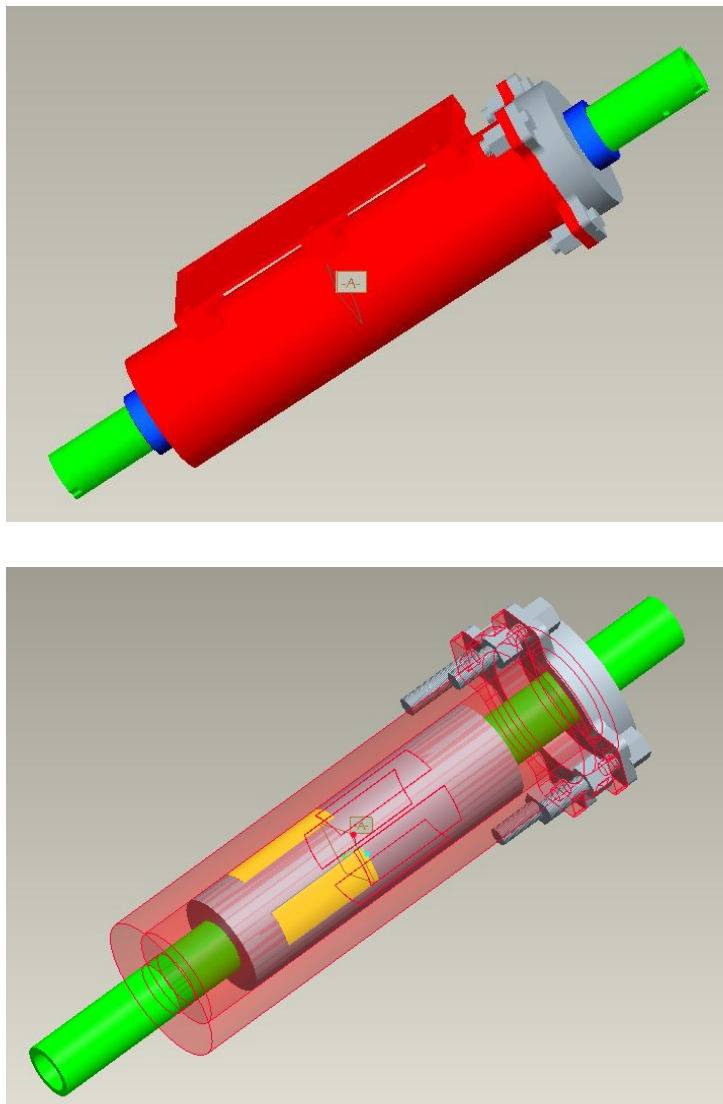


Figura 4.1: Digital

mockup dello smorzatore

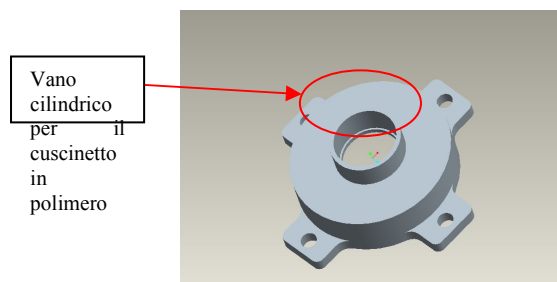


Figura 4.2: Digital mockup del coperchio di chiusura del Cilindro Esterno

Il cuscinetto è chiuso nella sua sede da un piccolo tappo filettato (figura 4.3), che sia avvita sulla filettatura ricavata sulla faccia esterna del coperchio di chiusura del cilindro (figura 4.1 e 4.4)

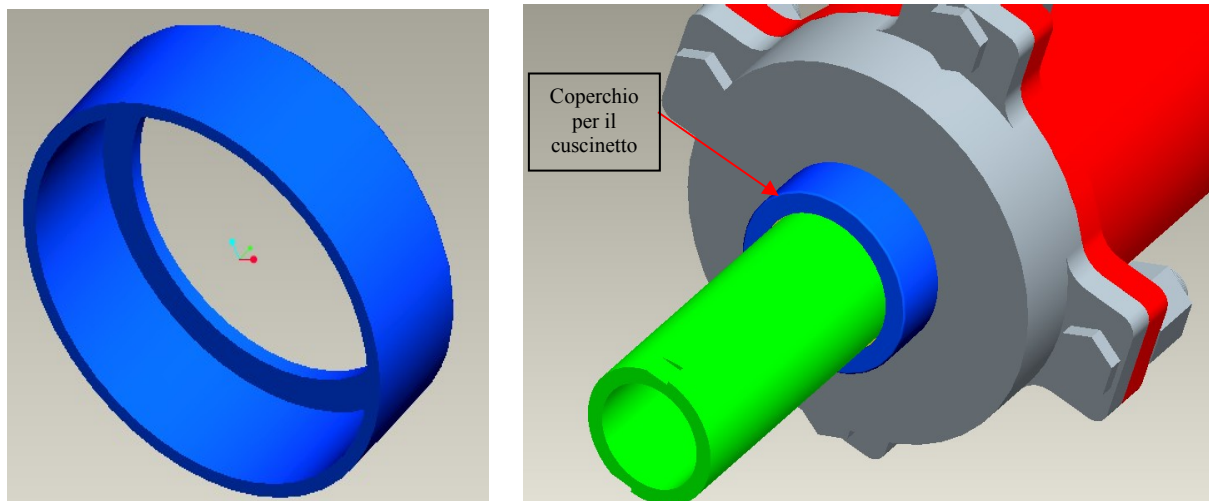


Figura 4.3: Coperchio di chiusura del cuscinetto. Dettaglio della smorzatore

Si è deciso di variare la forma del

pezzo interposto tra il cuneo ed il disco di spinta, andando a sostituire la sfera con una semisfera.

Questa scelta è stata dettata dall'esigenza di dimezzare il contatto sfera-calotta sferica, che insistendo su un'area ridotta, è particolarmente gravoso in termini di deformata quando la forza assiale in gioco è dell'ordine dei 13000 N.

Utilizzando una semisfera, uno dei due contatti si è ricondotto ad una superficie piana, continuando, però, a garantire la protezione del piezoelettrico dalle coppie flettenti, provenienti dal lato del cuneo.

Si è anche modificata la geometria del disco di spinta, sostituendo alla cavità a forma di semisfera, una a forma di cono, con l'obiettivo di avere un contatto tra il disco di spinta e la semisfera non di tipo puntuale ma esteso su una corona circolare.

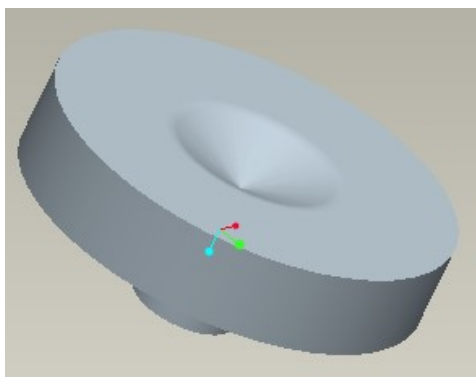


Figura 4.5: Disco di Spinta con slot conico

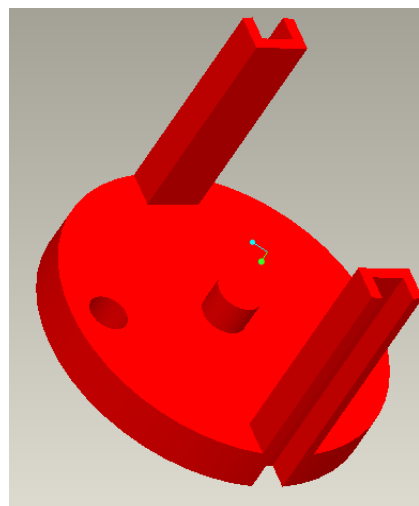


Figura 4.6: Basetta

Sulla faccia interna del mantello laterale del Pistone si sono previsti due spallamenti invece di uno solo come inizialmente previsto (figura 2.17), così da avere due guide, su cui scorrono gli slots, ricavati sui due bracci della basetta su cui si avvita il piezoelettrico (figura 4.6)

All'interno del pistone i pezzi sono disposti come rappresentato in figura 4.7.

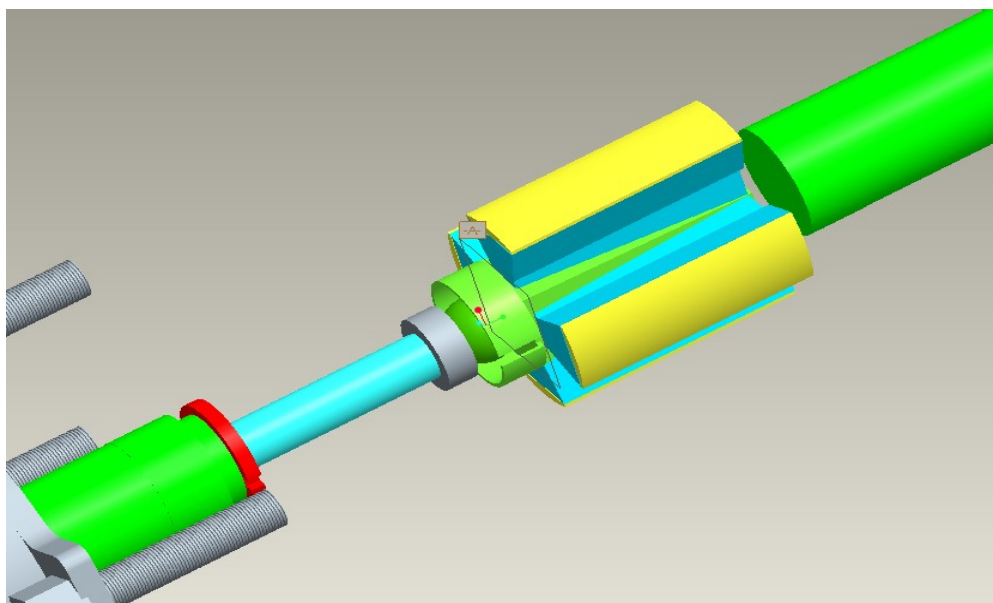


Figura 4.7: Vista dei dispositivi con il Cilindro Esterno, il Pistone, l'Alloggiomolla e la Molla resi trasparenti.

Nelle pagine seguenti si riporta la descrizione progettuale dei singoli pezzi, costituenti il nuovo dispositivo ed il loro dimensionamento.

1.17 Dimensionamento delle parti dello smorzatore

Lo smorzatore è costituito da un totale di 20 pezzi.

Il materiale assunto come riferimento per il dimensionamento dei pezzi è un acciaio con

modulo di Young pari a $2 \cdot 10^{11} Pa$, che presenta una $\sigma_s = 32 \frac{kg}{mm^2}$ ed una $\sigma_R = 60 \frac{kg}{mm^2}$. È

stato quindi necessario impiegare un acciaio di prestazioni uguali o superiori per la realizzazione del dispositivo.

Fissato un angolo del cuneo, si è realizzato un primo dimensionamento del dispositivo, che fosse orientativamente rispondente alle specifiche di progetto, richieste dal capitolo 3, si è, quindi, proceduto ad un lavoro di ottimizzazione.

Da questo primo dimensionamento si è desunto che per conseguire la forza di controllo massima desiderata (nella sola aliquota variabile), di 4200 N, è necessario impiegare un piezoelettrico di capacità di forza di dell'ordine di 12000-16000 N e rigidezze dell'ordine di $50-90 N/\mu m$.

Usando un software agli elementi finiti si sono ripetute tutte le simulazioni necessarie a calcolare le deformate dei singoli pezzi, al variare dell'angolo di inclinazione α del cuneo, come annunciato a conclusione del paragrafo 2.3.

Nelle simulazioni di ottimizzazione si è considerato l'uso di un piezoelettrico di capacità di forza massima pari a 10000 N, rigidezza $90 N/\mu m$, e corsa massima $150 \mu m$, considerando $f=0,2$ e ad una $f_{Pas-Cilin}=0,4$, ed impiegando le relazioni 6, 7 e 8 del paragrafo 2.3, si ricavano i valori riportati nella tabella successiva. È evidente che alcuni valori di deformate, riportati nella tabella precedente, hanno solo un valore indicativo, essendo citati con una precisione

superiore alle reali capacità di discernimento dello strumento di calcolo impiegato e quindi individuano solo un trend, che manifesta un massimo di forza di controllo intorno agli 81°.

Angolo Cuneo	Fattore Di amplificazione Forza assiale In Forza Radiale	Fattore Di amplificazione Deformate radiale In Deformate assiale	Def. Cilindro Esterno μm	Def. Pattino μm	Def. Pasticca Attrito μm	Def. Cuneo μm	Def. Semisfera μm	Def. Disco di spinta μm	Def. Base μm	Def. pistone Interno μm	Def. Totale Longitudinale μm	Forza di controllo Prevista (Solo Aliquota variabile da Piezo) N
79°	2,43	5,1	Rad=1,3 Assiale=6,9	Rad=1,1 Assiale=5,6	Rad=0,6 Assiale=3,2	3,6	10	5	1	11,1	46,3	5470
80°	2,56	5,67	Rad=1,4 Assiale=8,1	Rad=1,15 Assiale=6,5	Rad=0,67 Assiale=3,8	3,6	10	5	1	11,4	49,4	5490
81°	2,70	6,31	Rad=1,5 Assiale=9,5	Rad=1,2 Assiale=7,6	Rad=0,7 Assiale=4,4	3,6	10	5	1	11,7	53,8	5570
82°	2,85	7,1	Rad=1,6 Assiale=12	Rad=1,25 Assiale=9	Rad=0,74 Assiale=5,3	3,6	10	5	1	12	57,4	5510
83°	3,02	8,1	Rad=1,7 Assiale=13,9	Rad=1,3 Assiale=10,8	Rad=0,79 Assiale=6,4	3,6	10	5	1	12,2	62,9	5240
84°	3,20	9,5	Rad=1,8 Assiale=17,3	Rad=1,4 Assiale=13,5	Rad=0,84 Assiale=8,0	3,6	10	5	1	12,6	71	4620
85°	3,41	11,4	Rad=1,9 Assiale=22	Rad=1,5 Assiale=17,3	Rad=0,89 Assiale=10,2	3,6	10	5	1	13	82	3580
86°	3,65	14,3	Rad=2,1 Assiale=29,6	Rad=1,6 Assiale=23	Rad=1 Assiale=14,3	3,6	10	5	1	13,5	102	1200

Si riporta di seguito il dimensionamento finale dello smorzatore costruito intorno ad un sistema di forza assiale (precarico+piezoelettrico), capace di un valore di 13000 N e con un angolo del cono di 82°.

Si è scelto il valore di 82°, nonostante il massimo di forza risulti ad 81° per non ottenere un cono troppo “appuntito” con una base minore eccessivamente ridotta.

4.3.1 Asta di collegamento per il pistone

Per un carico di 20000 N (superiore ai 13000 N attesi) si legge una deformata assiale totale di $27\mu m$

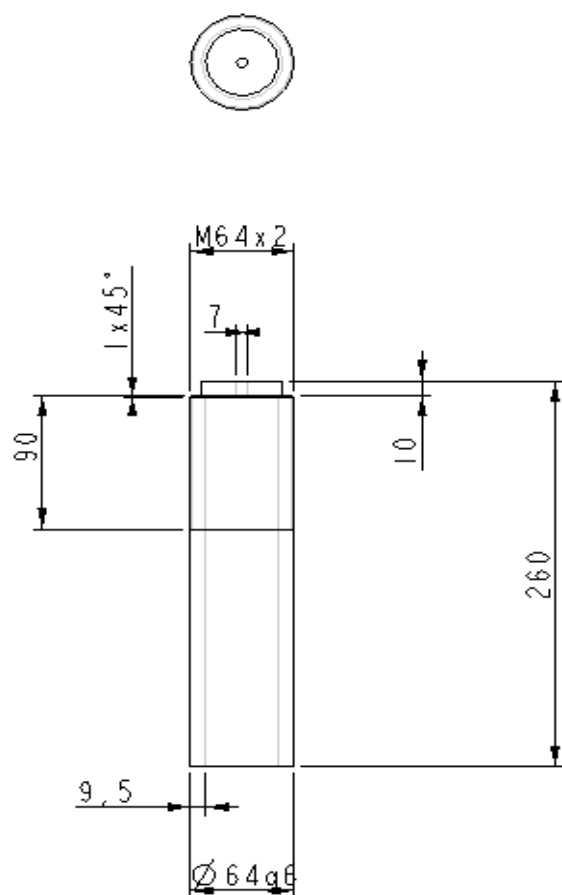


Figura 4.8: Tavola 2D dell'asta.

Della deformata totale di $27\mu m$, solo una piccola parte influisce sulle prestazioni del dispositivo e precisamente, quella relativa alla zona di asta compresa tra la filettatura di attacco al pistone M64x2 e la faccia superiore del risalto. Dalla simulazione, questa aliquota risulta trascurabile, fornendo un valore dell'ordine di $1\mu m$.

L'asta deve essere filettata per una lunghezza di 90 mm in corrispondenza dell'estremità, dove è posizionato il risalto.

La filettatura scelta è una M64x2.

Non è richiesta una tolleranza particolarmente stretta sulla dimensione assiale di 260 mm dell'asta, in quanto una variazione su tale lunghezza non ha alcuna influenza funzionale sul dispositivo, per cui per il pezzo si assume la classe di tolleranza generale, indicata dalla UNI come c.

Per il diametro esterno si impone una tolleranza h7, che è quella richiesta dal cuscinetto polimerico, alloggiato nel coperchio del cilindro esterno.

Quando si avvita l'asta, il risalto di altezza 10 mm spinge verso l'alto la base, su cui è installato il piezoelettrico, così da recuperare i giochi.

Il foro centrale di diametro 7 mm, passante per tutto lo spessore del risalto e del fondo di chiusura dell'asta, è impiegato per il passaggio del filo d'alimentazione dell'attuatore piezoelettrico.

L'asta collegata all'altra estremità del cilindro è analoga con la sola differenza dell'assenza del risalto di altezza 10 mm

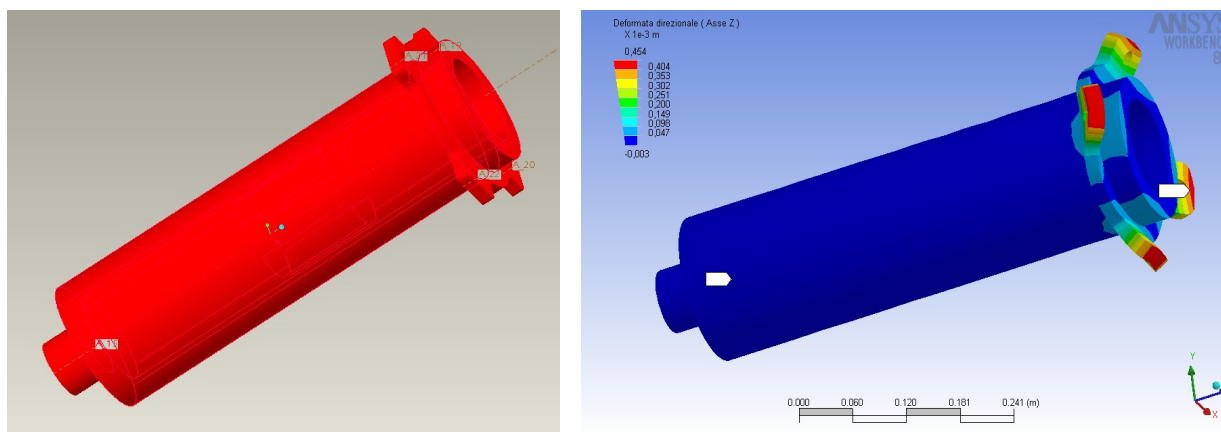
La massa del pezzo è circa 3,5 kg.

4.3.2 Cilindro esterno, fondo amovibile e tappo di chiusura

Il cilindro esterno è stato verificato nel caso di un carico assiale pari a 200000 N, ottenendo

una tensione assiale di circa $40 \frac{kg}{mm^2}$ in corrispondenza delle alette d'attacco del tappo

mediante i quattro bulloni.



Per garantire un corretto funzionamento del dispositivo è necessario contenere il più possibile la deformazione radiale del cilindro, infatti, questa comporta uno spostamento radiale dei pattini ed un corrispondente spostamento assiale del cuneo e del disco, amplificato da un fattore dipendente dall'angolo del cuneo.

Figura 4.9: Digital Mockup, modello Ansys e tavola 2D del cilindro esterno

Ciò implica una diminuzione della forza generata dall'attuatore piezoelettrico (come è ben noto dalla caratteristica di un su ciascuna superficie impegnata dai pattini.

Dalla simulazione agli elementi finiti si riscontra una deformata radiale massima in corrispondenza di ciascuno dei quattro punti di contatto con il materiale di attrito di circa $1,6\mu\text{m}$, pari a circa $12\mu\text{m}$ ($\cong 1,6 \times 7,1$) assiale.

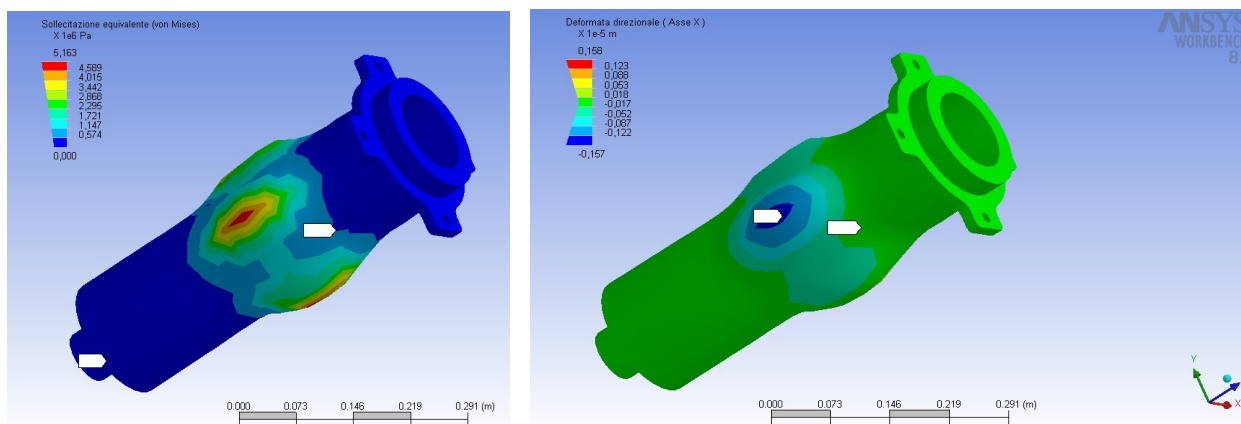


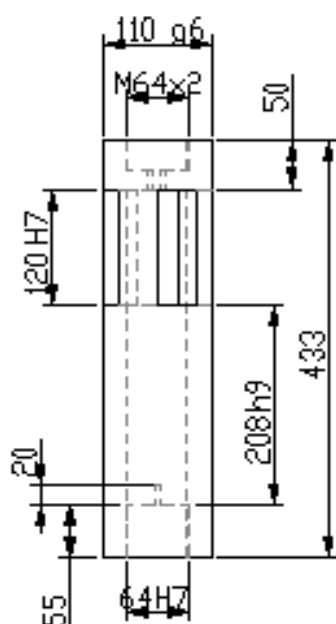
Figura 4.10: Modello Ansys diagrammi di tensione equivalente (Von Mises) a sx e deformata radiale a dx

Per il diametro esterno non è richiesta alcuna tolleranza particolarmente stretta, in quanto una variazione su tale dimensione non ha influenza funzionale sul dispositivo.

Per il pezzo si assume la classe di tolleranza generale, indicata dalla UNI come c.

Sul diametro interno è richiesta una tolleranza, che insieme con quella sul diametro esterno del pistone garantisca un accoppiamento con gioco di tipo libero normale. La tolleranza scelta per il diametro interno di 110 mm è H7.

Massa cilindro circa 48,5 kg



4.3.3 Pistone cavo

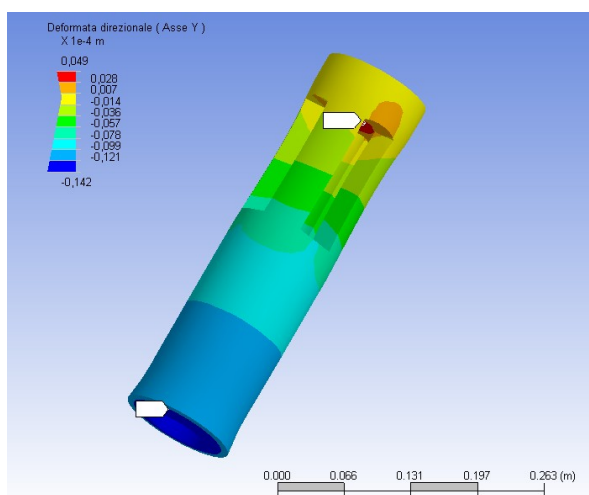
Il pistone cavo presenta una lunghezza di 433 mm. Le feritoie sono alte 120 mm e presentano un'apertura radiale di 45° ed hanno una distanza angolare l'una dall'altra di 90° .

Il pistone in direzione assiale è sottoposto ad una forza, data dalla somma del contributo del precarico, del piezoelettrico ed in più alla forza di attrito tra i pattini e la parete interna del pistone.

Figura 4.11: Una vista tavola 2D del Pistone Questa forza d'attrito si esercita sul blocco pattino+pasticca ed è equilibrata dalla feritoia del cilindro.

L'allungamento assiale del cilindro, deve essere stimato poiché si tramuta in uno spostamento assiale del piezo e quindi in una diminuzione della sua capacità di forza.

Il pistone è stato verificato, applicando una forza di circa 29000N (pari al doppio della forza di controllo, che è prevista per una forza assiale totale di 13000 N) in corrispondenza della



filettatura interna M64x2 ed un identico valore di forza sulle superfici superiori delle feritoie.

La deformata assiale totale è di circa $12\mu\text{m}$.

La tolleranza sul diametro esterno è g6 per realizzare un accoppiamento con gioco di tipo libero stretto con il diametro interno del cilindro.

Sul diametro interno vi è una tolleranza H7,

per assicurare un accoppiamento di tipo libero stretto con il diametro della base.

Figura 4.12: Deformata assiale (direzione x) del cilindro

Sulla superficie cilindrica interna in corrispondenza di ciascun'estremità sono

praticate due filettature M64x2 per collegare le due aste, che chiudono superiormente ed inferiormente il pistone.

Sul mantello laterale del pistone sono praticate quattro feritoie, dove s'inseriscono i pattini.

Le tolleranze sono H7 ed H10 rispettivamente per la dimensione assiale e la larghezza della feritoia. La tolleranza H7 è stata selezionata con l'obiettivo di realizzare un accoppiamento

libero stretto con il pattino. Questa scelta è giustificata dall'esigenza di far funzionare la feritoia come guida del pattino.

In corrispondenza del bordo superiore di ciascuna feritoia, vi è una mensola dello spessore di 20mm. In questo modo si evita che il pattino lavori a flessione.

La tolleranza generale da applicare al pistone è la UNI c.

Come già detto il pistone presenta due denti 6x4x20, sulla superficie cilindrica interna. Il denti si impegnano in una corrispondente cavità, ricavata nella "basetta", con la funzione di assorbire il momento torcente, trasmesso dall'asta durante la regolazione iniziale del dispositivo per il recupero dei giochi.

In questa fase l'asta è ruotata e di conseguenza avanza, e grazie al suo risalto spinge in alto la base e le trasmette un momento torcente, che la farebbe ruotare se non ci fossero i due fermi. Impedire la rotazione della "base" intorno al proprio asse mediante i fermi dovrebbe permettere di non trasmettere coppie torcenti, dannose per il piezoelettrico.

La massa totale del cilindro è di circa 20 kg.

4.3.4 Base

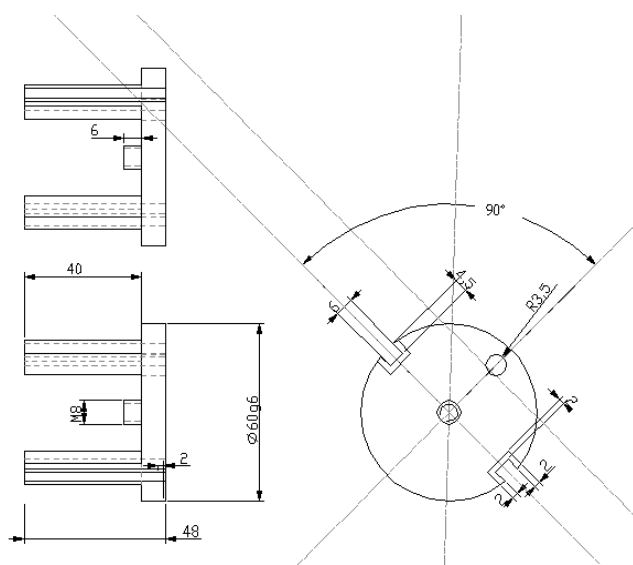


Figura 4.13: Tavola 2D della Base

La base ha uno spessore di 8 mm, un diametro di 60 mm e presenta un foro di 7mm per il passaggio del filo di alimentazione.

Su una delle due facce vi è un perno alto 6 mm, che presenta su tutta la sua lunghezza una filettatura M8 per il collegamento del piezoelettrico.

La tolleranza sul diametro esterno è g6, così da realizzare un accoppiamento libero stretto con la parete interna del cilindro, che funzionerà da guida nel moto verso l'alto della base durante

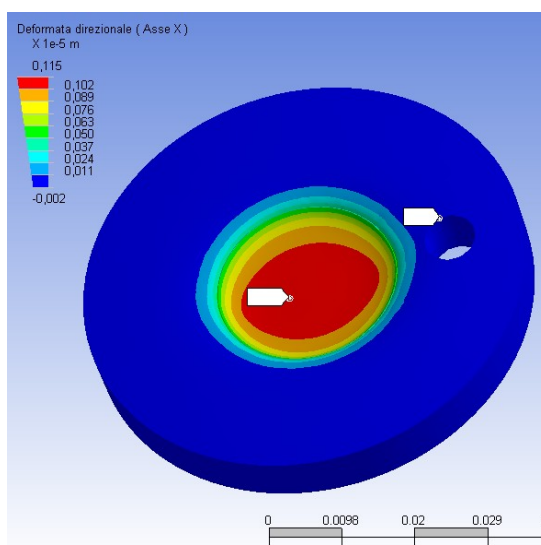


Figura 4.14: Deformata direzionale assiale calcolata per la Base

la regolazione iniziale del meccanismo di recupero giochi.

La tolleranza generale da applicare al pezzo è la UNI c.

La parte è chiaramente sovradimensionata per lo snervamento. La deformata, che si ottiene in simulazione, applicando il carico assiale massimo atteso di 13000 N ed imponendo un vincolo di incastro sulla faccia inferiore è trascurabile come è possibile vedere dalla figura 4.14, essendo

dell'ordine del μm .

La massa è di circa 0,15 kg.

4.3.5 Disco di spinta

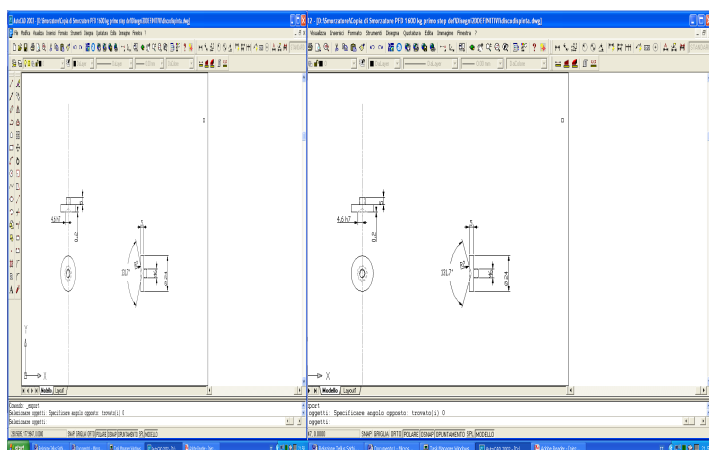


Figura 4.15: Tavola 2D del Disco di spinta

Il disco di spinta ha uno spessore di 5 mm, un raggio di 12 mm, e su una delle due facce presenta un perno filettato M6 per il collegamento al piezoelettrico.

L'altra faccia non è completamente piana ma presenta un incavo a forma

di cono su cui poggia una semisfera

d'acciaio. Dalla simulazione si riscontra una deformata assiale massima di circa $5\mu m$. La massa è di circa 0,15 kg

4.3.6 SEMISFERA

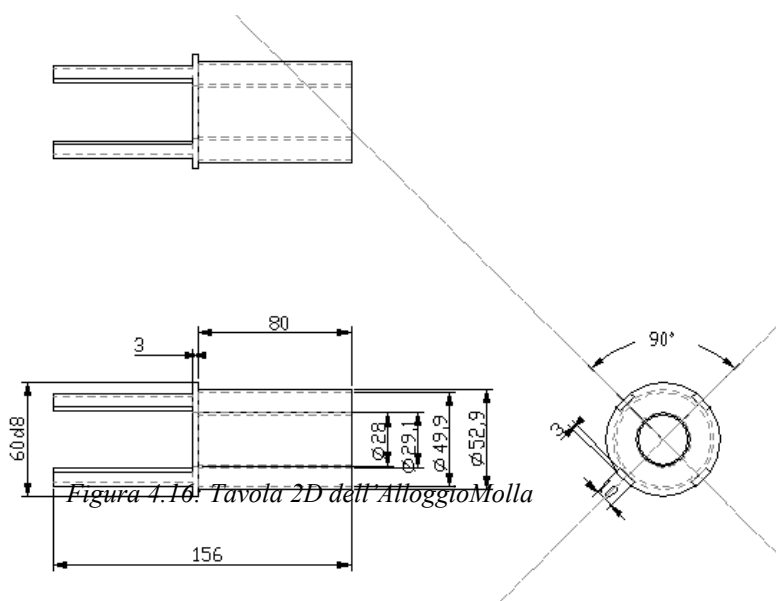
Si impiega una semisfera in acciaio di raggio 11mm.

Dalla simulazione si riscontra una deformata assiale massima di circa $10\mu m$.

Massa circa 0,15 kg

4.3.7 Aloggio molla

Questo pezzo è realizzato per alloggiare la molla di precarico. È costituito da due cilindri



coassiali tra cui si posiziona la molla.

I piedini si appoggiano alla faccia superiore della “basetta”.

Non sono richieste tolleranze particolarmente strette per le varie

dimensioni del pezzo poiché esse non soffrono di alcuna influenza funzionale sul dispositivo e si adotta come tolleranza generale quella grossolana

L'unica tolleranza, da imporre, è sul diametro del disco da 60 mm, che è pari a $d8$ per assicurare il centraggio del pezzo in fase di montaggio.

4.3.8 Molla

Si sono dimensionate le molle di precarico definendone le seguenti specifiche:

- D_i (Diametro Interno) = $30 \pm 0,5$ mm
- D_e (Diametro Esterno) = $49 \pm 0,5$ mm
- L_o (lunghezza libera) = 100 mm
- N_t (numero di spire totale) = 8
- N (numero di spire attive) = 7
- D (diametro del filo) = 9,5 mm
- F_1 (Carico a deflessione $s_1=10$ mm) = circa 1920 N
- R (rigidezza) = circa 192 N/mm
- Materiale = filo per molle DIN 17 223/1-c
- Spire chiuse e rettificate
- Senso d'avvolgimento a destra

La molla genera un valore di precarico pari a 1920 N, corrispondente ad una deflessione di 10 mm. Essa è stata fatta appositamente realizzare a causa delle esigenze di spazio particolari per il suo alloggiamento nel dispositivo dal Mollificio Campano.

4.3.9 Cuneo di spinta

Il cuneo di spinta ha la forma di un tronco di piramide. Nella parte inferiore il tronco presenta un disco di diametro pari a quello interno del cilindro, che ha la funzione di garantire un certo grado di centraggio del pezzo in fase di montaggio e di assorbire eventuali coppie flettenti dovute alla reazione dei pattini.

La base maggiore ha lato di 60 mm, l'altezza del tronco di piramide è di 147 mm.

L'angolo d'inclinazione delle facce del tronco rispetto alla base maggiore è di 82° .

Sul bordo del cuneo sono praticati due vani per consentire l'introduzione del pezzo dal lato inferiore del pistone, dove sono presenti i due denti, che impediscono la rotazione della base.

È fondamentale garantire una tolleranza geometrica d'inclinazione molto stretta per

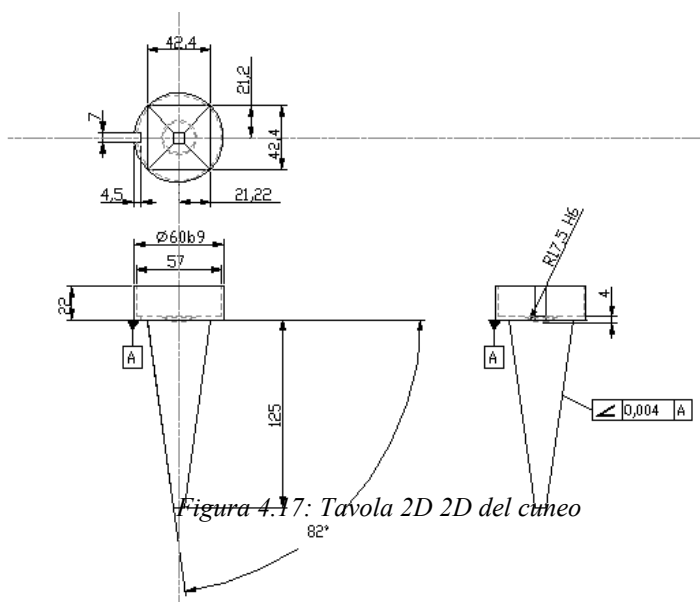


Figura 4.17: Tavola 2D 2D del cuneo

permettere un buon contatto del pezzo con i pattini. Questa tolleranza è stata scelta pari a 0,004 mm e costituisce, per sua natura, anche un utile controllo sulla planarità della superficie.

La tolleranza generale scelta per il cuneo di spinta è la UNIC.

La deformazione assiale totale è di

circa $4\mu\text{m}$ mentre la massa prevista è di circa 0,8 kg.

4.3.10 Pattino

Si sono adottate delle tolleranze ristrette sulle dimensioni di profondità radiale del pezzo.

Questa scelta tende a garantire la massima uguaglianza radiale tra i pattini, in modo da evitare, che si crei una situazione di contatto del cuneo con solo alcuni di essi.

La tolleranza scelta per l'altezza di 120 mm del pattino, pari a g6, realizza con quella sulla corrispondente dimensione della feritoia un accoppiamento libero stretto.

La tolleranza generale scelta per il pattino è la UNIC. La massa del pattino prevista è di circa

0,85 kg mentre la deformazione radiale attesa è dell'ordine di $1\mu\text{m}$ e, che considerando il

fattore di amplificazione diviene circa $10\mu\text{m}$ in direzione assiale.

1.18 Scelta dei componenti: piezo, amplificatore, sensore di forza e molla di precarico

Simultaneamente al dimensionamento geometrico/strutturale si è proceduto alla scelta di alcuni componenti necessari alla realizzazione del sistema di controllo:

- del Piezoelettrico
- dell'amplificatore di segnale
- del sensore di forza
- dell'amplificatore di carica per il sensore di forza
- della molla di precarico
- del materiale di attrito
- dei cuscinetti di supporto delle due aste

con l'obiettivo di perseguire le specifiche di progetto precedentemente definite nel capitolo 3:

$$N_{\text{controllo da precarico (molla+avvitamento)}} \cong 8800\text{N}; N_{\text{controllo da piezo}} \cong 420\text{N} \quad N_{\text{di controllo totale}} \cong 13000\text{N}$$

4.4.1 Piezoelettrico

Il piezoelettrico scelto per la realizzazione di questo primo dispositivo di prova è il Pst/1000/16/150 VS25, prodotto dalla Piezomechanik GmbH. La stessa casa ha fornito l'amplificatore PVR 1000/1 per il suo comando.

I principali dati tecnici di questo attuatore sono:

- Corsa massima $150\mu\text{m}$
- Rigidezza $90 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \pm 20\%$
- Capacità di forza (compressione/trazione) 12000 N
- Capacità elettrica $1,4\mu\text{F}$

- Frequenza di risonanza $7kHz$
- Lunghezza $L = 147mm$.
- Massima tensione di comando $1000 V$

Rispetto ai valori dichiarati, appena riportati, bisogna considerare che la forza massima esplicabile nel caso in esame non è $12000 N$ ma circa $10500 N$, avendo scelto l'opzione, proposta dal costruttore, di impiegare una parte dello stack piezoelettrico come sensore di forza (par. 4.4.2)

Di seguito si riportano degli estratti del catalogo Piezomechanik GmbH relativi all'attuatore, preso in esame, ed il disegno del piezoelettrico con le relative quote in mm.

Dall'analisi delle caratteristiche tecniche dell'attuatore piezoelettrico emergono le seguenti criticità di cui tener conto nella realizzazione dello smorzatore:

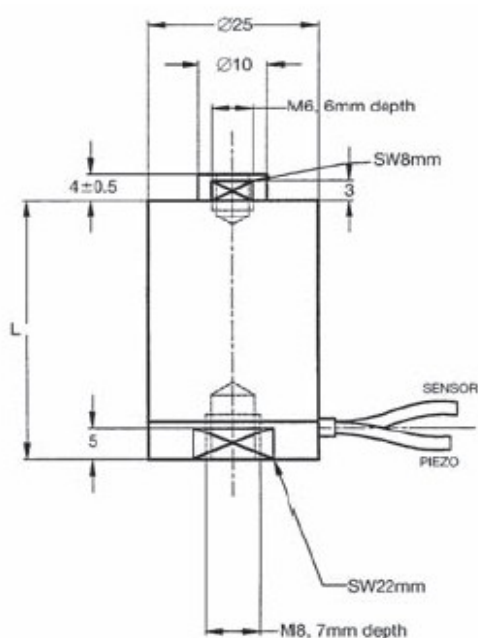


Figura 4.18: Disegno 2D e foto del piezoelettrico

- Il piezoelettrico non deve essere sottoposto ad un carico di trazione superiore ai 3000 N. Per com'è ideato lo smorzatore, il piezoelettrico non è mai sottoposto a trazione.

- Il piezoelettrico non deve essere sottoposto ad una coppia flettente in testa.

Per soddisfare questa specifica si adotta l'accorgimento di interporre una semisfera tra il disco di spinta ed il cuneo tronco conico, così che quest'ultimo non sia vincolato alle rotazioni intorno ad un asse giacente nel piano della faccia superiore del disco dal contatto con il disco stesso e quindi libero di ruotare non trasmetta coppie flettenti.

- Il piezoelettrico non deve essere sottoposto a torsione. Per soddisfare questo requisito, il pezzo, denominato "base" s'impegna su due fermi, solidali al pistone, che assorbono il momento torcente trasmesso dall'asta in fase di regolazione del meccanismo di recupero giochi, citato precedentemente in questo scritto.

4.4.2 Sensore di forza e sua caratterizzazione

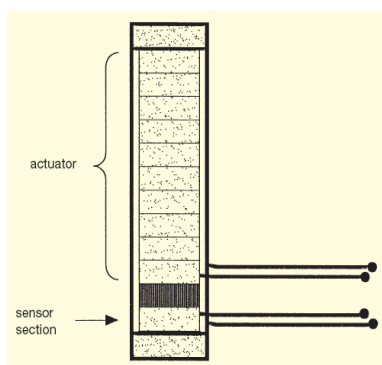


Figura 4.19: Sensore di forza incorporato nello stack attuativo

Anche il sensore di forza è stato fornito dalla Piezomechanik GmbH.

Il sensore è integrato nell'attuatore di forza. ed è ottenuto, separando elettricamente una piccola parte dello stack ceramico della parte, che funziona da attuatore.

Il sensore di forza fornito dalla Piezomechanik GmbH, per essere utilizzato, richiedeva la determinazione sperimentale della propria caratteristica.

Bisognava determinare la relazione tra la grandezza in ingresso da misurare e la grandezza elettrica in uscita, in cui essa era tradotta.

La grandezza in uscita dal sensore e proporzionale alla forza, è una quantità di carica (pC).

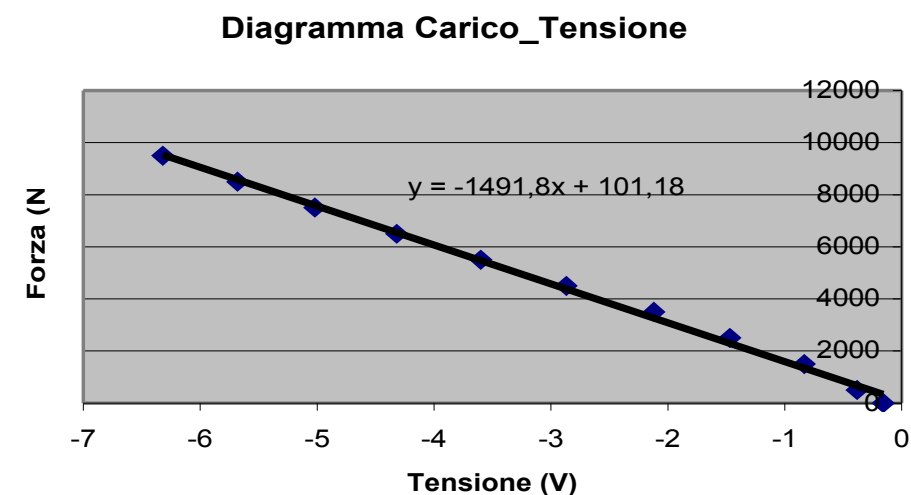
In corrispondenza del valore massimo di forza esplicabile dal piezo, pari a 12000 N, il sensore generava un carica elettrica di 9200000 pC.

Per questo si è proceduto alla costruzione, con la Megaris s.r.l, di un amplificatore di carica dedicato, che converta in modo direttamente proporzionale la quantità di carica in una tensione, compresa nell'intervallo 0-10 V e quindi semplicemente registrabile con un acquisitore.

Per ottenere la suddetta curva caratteristica, a valle della realizzazione dell'amplificatore di carica, l'attuatore piezoelettrico con il sensore di forza, in esso incluso, è stato posto nella macchina di prova Metrocom, presente presso il D.I.A.S. e caricato con valori di forza crescenti e noti, rilevando la tensione in uscita a valle dell'amplificatore.

I dati rilevati, sono riportati nella tabella e nel grafico seguenti.

Forza (N)	Tensione (V)
0	-0,158
500	-0,381
1500	-0,832
2500	-1,47
3500	-2,12
4500	-2,87
5500	-3,6
6500	-4,32
7500	-5,02
8500	-5,68
9500	-6,32



Dai dati rilevati si ottiene una relazione lineare tra forza letta dal

sensore e tensione

Figura 4.20: Tabella e grafico dei dati rilevato con la macchina Metrocom

generata a valle dell'amplificatore di carica, che può essere descritta dalla funzione Forza-Tensione:

$$F=1491*V+101 \quad \text{con } F \text{ in Newton e } V \text{ in Volts}$$

4.4.3 Scelta del materiale d'attrito e valutazione sperimentale della sua rigidezza

Si è ricercato un materiale di attrito, che presentasse le migliori caratteristiche in termini di: coefficiente di attrito dinamico e rigidezza del materiale.

Dopo accurata ricerca si è scelta una fornitura di materiale della ItalianBrakes s.r.l., azienda produttrice di materiale d'attrito per freni ferroviari.

L'azienda dichiarava un coefficiente d'attrito dinamico contro superficie d'acciaio di circa 0.4.

Poiché l'Italianbrakes non disponeva di dati sulla rigidezza, si è proceduti alla determinazione sperimentale del modulo di Young del materiale in fase di compressione, utilizzando campioni, forniti dall'azienda, e la macchina di prova Galdabini, presente presso il Dipartimento D.I.A.S.

Nelle prove è stato utilizzato un estensimetro per rilevare la deformazione del provino.

Sono state provate due tipologie di materiale, indicate con le sigle BFSSH1 ed VST02.

A causa della riservatezza industriale non si conosce la composizione della miscela dei due materiali suddetti ma solo che sono degli aggregati in cui è presenta anche una aliquota di materiale organico.

Sono state eseguite varie prove sui campioni forniti.

Provino Rosso a Sezione circolare (h=60mm, R=15mm).

Sigla Materiale: VST02

Prova con Fondo scala Macchina = 2000 kg

Forza applicata (kg _{Forza})	Tensione Estensometro (mV)	Sigma= (Forza*9,81)/(3,14*R^2)	Epsilon=- V*0.0012	Deformata (mm)	Note
0	-0,82	0,00	0,000984	0,0246	Apertura Forchetta Estensometro L ₀ =25mm
100	-0,81	1,39	0,000972	0,0243	Dato di misura Estensometro 2mm*(2mv/V)
700	-0,85	9,72	0,00102	0,0255	Alimentazione Estensometro=33,3V
1000	-0,87	13,89	0,001044	0,0261	DeltaL=2mm*DeltaV/((2mV/V)*33,3V)
1200	-0,895	16,66	0,001074	0,02685	Epsilon=DeltaL/25mm
1400	-0,92	19,44	0,001104	0,0276	
1600	-0,94	22,22	0,001128	0,0282	
1800	-0,97	24,99	0,001164	0,0291	
2000	-1	27,77	0,0012	0,03	

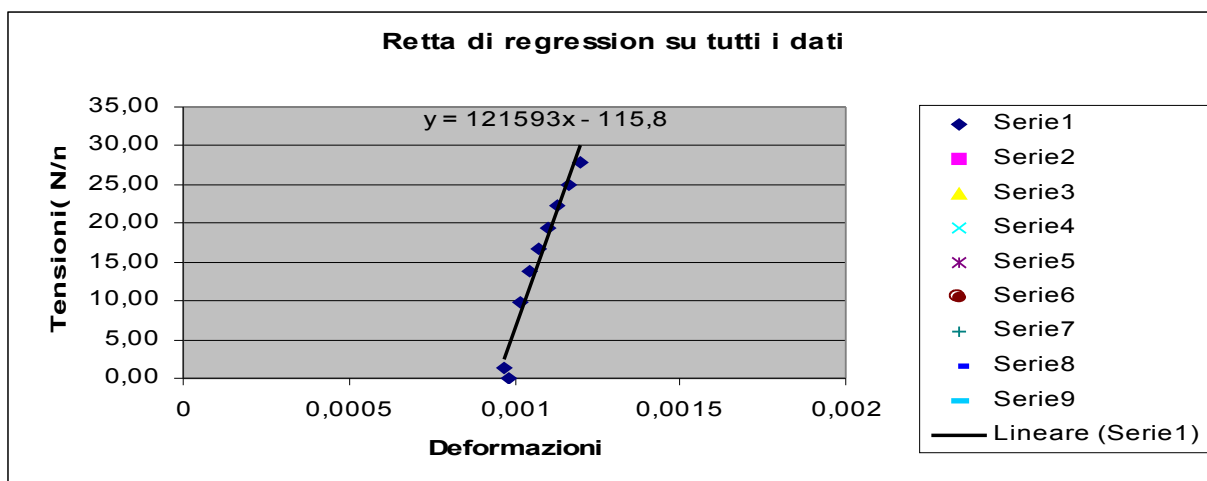


Figura 4.21: Tabella e grafico dei dati rilevato nella prova sul materiale VST02

Provino Bianco a Sezione circolare (h=60mm, R=15mm).

Sigla Materiale:BFSSH1

Prova con Fondo scala Macchina = 2000 kg

Forza applicata (kg _{Forza})	Tensione Estensometro (mV)	Sigma= (Forza*9,81)/(3,14*R^2)	Epsilon= -V*0.0012	Deformata (mm)	Note
0	-0,62	0	0,000744	0,0186	Apertura Forchetta Estensometro L ₀ =25mm Dato di misura Estensometro 2mm*(2mv/V)
300	-0,62	4,1656051	0,000744	0,0186	Alimentazione Estensometro=33,3V
400	-0,63	5,55414013	0,000756	0,0189	DeltaL=2mm*DeltaV/((2mV/V)*33,3V)
600	-0,64	8,33121019	0,000768	0,0192	Epsilon=DeltaL/25mm
1000	-0,67	13,8853503	0,000804	0,0201	
1200	-0,7	16,6624204	0,00084	0,021	
1600	-0,73	22,2165605	0,000876	0,0219	
1800	-0,76	24,9936306	0,000912	0,0228	
2000	-0,78	27,7707006	0,000936	0,0234	

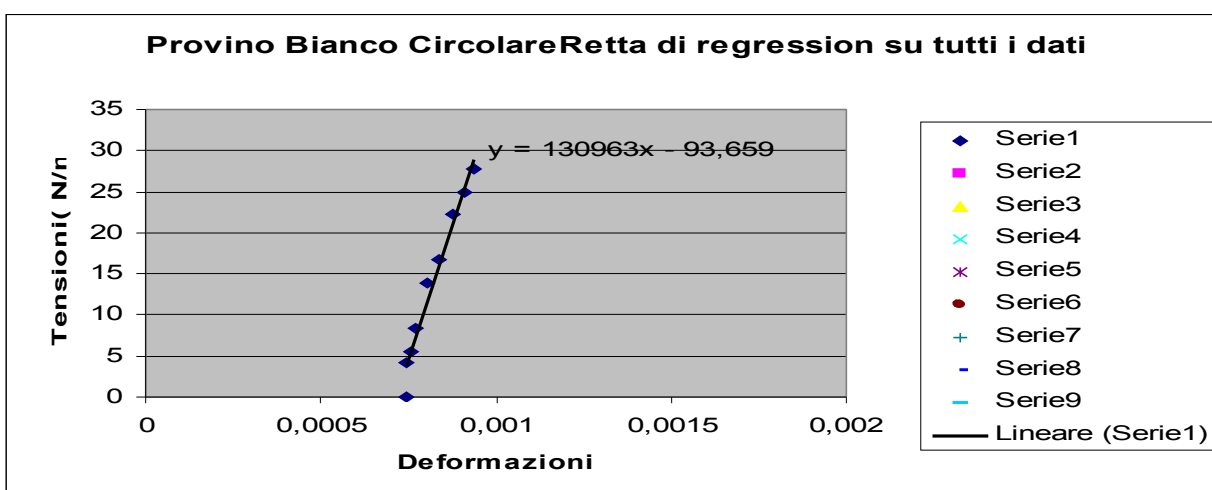


Figura 4.22: Tabella e grafico dei dati rilevato nella prova sul materiale BFSSH1

I due materiali presentano rigidezze equivalenti di 120000-130000 N/mm²

Tra i due è stato scelto il materiale di sigla BFSH1, presentando un valore di Modulo di Young leggermente più elevato rispetto all'altro disponibile, e per esso si è anche rilevato un valore di σ_R misurata in compressione pari a 98 N/mm²

Assumendo come modulo di Young del materiale di attrito un valore di $1,2 \cdot 10^{11} Pa$, in fase di simulazione, ed applicando una forza radiale di 13000 N, si è ottenuta una deformata massima radiale dell'ordine di $1 \mu m$.

La deformata radiale si tramuta in uno spostamento assiale della catena piezoelettrico-cuneo di spinta. Tenendo conto dell'angolo di inclinazione della faccia del pattino si ha uno spostamento assiale di circa $7 \mu m$.

La massa preventivata per la pasticca di attrito è circa 0,3 kg.

1.19 Prestazioni tecniche previste per il dispositivo

A valle della fase di progettazione le caratteristiche e prestazioni attese per lo smorzatore sono:

- Corsa del pistone ± 65 mm
- Massa dello smorzatore $\cong 85kg$
- Deformata assiale massima attesa per la catena di trasmissione della forza $\leq 60 \mu m$.

Questa deformata è la somma dei contributi di deformazione assiale del Disco di spinta, della Sfera, del Cuneo, e dell'aliquota di deformazione assiale dovuta alle deformazioni radiali dei Pattini e delle Pasticche di Attrito. I valori di deformata sono stati stimati con un software agli elementi finiti ed in corrispondenza dell'angolo

cuneo di 82° . Questi valori di deformata sono stati riportati nella tabella presentata a pagina 121.

- Forza di controllo massima attesa (nella parte variabile, dovuta solo al Piezo)= 5244 N

Per ottenere questa stima si parte considerando il valore di deformata massima di $60\mu m$, riportato al punto precedente, e considerando che l'allungamento del piezoelettrico legato alla deformata di $60\mu m$, comporta una riduzione della sua capacità di esplicare la forza massima.

In presenza di un allungamento la massima forza fornita dall'attuatore è pari a quella in assenza di allungamenti diminuita di un'aliquota, uguale al prodotto della rigidità del piezoelettrico per l'allungamento in μm .

Per cui si ha

$$F_{MaxReale} = F_{MaxAllungamentoZero} - (Rigidità \times Allungamento) = 10000N - (90 \frac{N}{\mu m} \times 60\mu m) = 4600N$$

Utilizzando le relazioni 6 e 7 del paragrafo 2.3 e ponendo $F = F_{MaxReale} = 4600N$, $f = 0.2$,

$f_{Pas_Pist} = 0.4$ ed $\alpha = 82^\circ$ si ottiene che la forza di controllo nella sua aliquota variabile dovuta all'attuatore piezoelettrico è

$$R_R = F \times \operatorname{tg}(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha) = 4600 \times 2,85 = 13110N$$

$$F_{Controllo} = R_R \times f_{Pas-Cilind} = 13110 \times 0,4 = 5244N$$

A questo valore bisogna sommare la forza di controllo dato dal precarico della molla pari a circa 1920 N e dal precarico di avvitamento pari a circa 6500 N.

$$F_{Controllo\ da\ precarico\ Molla + Avvitamento} = (1920 + 6500) \times \operatorname{tg}\left(\beta - \frac{\pi}{2} + \alpha\right) \times f_{Pas-Cilin} = 8420 \times 2,85 \times 0,4 \cong 9600\,N$$

$$F_{Controllo\ Totale} \cong 14840\,N.$$

Si consegue quindi una previsione di un valore di $F_{Controllo}$ superiore al valore di target di 13000, definito come specifica progettuale nel capitolo 3. In questo modo ci si riserva una riserva di capacità di forza di controllo da usare durante le prove, ove se ne presentasse l'esigenza. Ci si può comunque ricondurre all'obiettivo prefissato semplicemente riducendo il precarico di avvitamento di circa 1580N.

Si conclude questo paragrafo, riportando una tabella riassuntiva delle masse e delle dimensioni assiali dei singoli pezzi ed inoltre una rappresentazione bidimensionale d'insieme dello smorzatore.

PART	BULK (kg)	LENGTH (mm)
Piston	20	433
Cylinder	52,5	618
Basement	0,15	7
Disc	0,15	15
Hemisphere	0,2	35
Chock	0,8	147
Support	0,85	120
Friction Pad	0,3	120
Rod 1 far windows	3,5	260
Rod 2 near windows	3,5	280
TOTALE	85,4	

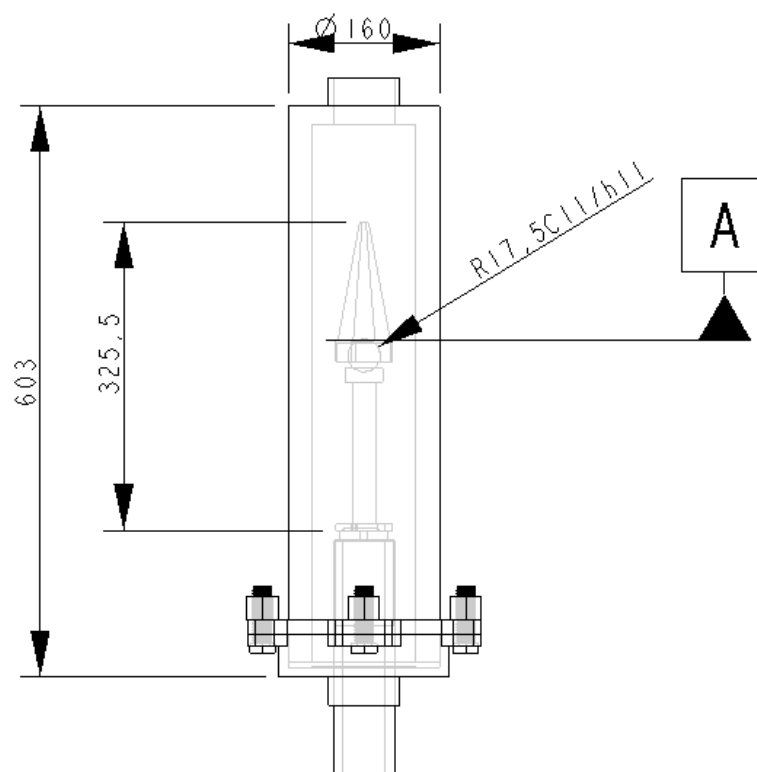


Figura 4.23: Rappresentazione 2D dell'assieme del dispositivo

Capitolo 5

Realizzazione del prototipo fisico del dispositivo, caratterizzazione e prove sperimentali

5.1 Costruzione del prototipo fisico del dispositivo

Lo smorzatore ad attrito è stato costruito presso l'azienda di lavorazioni meccaniche Tini s.r.l in conformità ai disegni, alle tolleranze geometriche e dimensionali ed alle specifiche, definiti nella precedente fase di progettazione, descritta al capitolo 4

Il materiale utilizzato è stato un acciaio non legato C45 con modulo di Young pari a



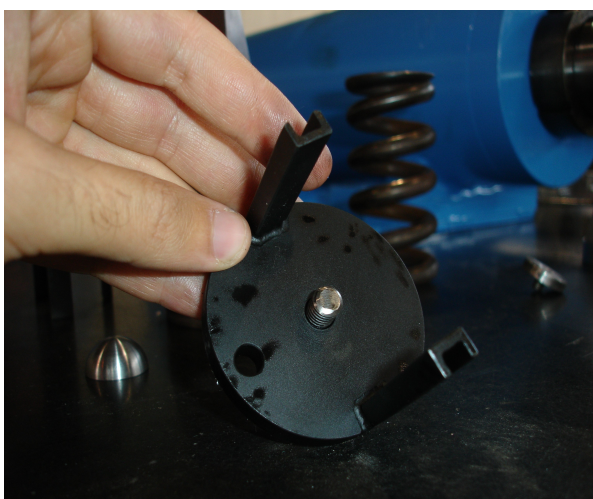
Figura 5.1: immagini del prototipo fisico

$2,2 \cdot 10^{11} Pa$ ed una $\sigma_R = 68 \frac{kg}{mm^2}$. In questo modo ci si è posti in corrispondenza di

caratteristiche meccaniche di rigidezza e resistenza del materiale superiori rispetto a quelle previste nella fase di dimensionamento.

*Figura 5.2: In alto a sx → Vista d'insieme di alcune parti; In alto a dx → emisfera, e, disco di spinta
In basso a sx → basetta per il piezo; In basso a dx → vista dell'estremità con coperchio dello smorzatore*

Durante la fase di costruzione non sono state registrate particolari criticità degne di nota



5.2 Caratterizzazione sperimentale del piezoelettrico

Il primo step della fase sperimentale sul prototipo ha avuto l'obiettivo di verificare le capacità del piezoelettrico di esplicitare la forza assiale.

Assemblato il prototipo secondo l'opportuna sequenza di montaggio predeterminata, il piezoelettrico si trova nella sua sede tra la bassetta ed il cuneo. Più precisamente tra la testa del piezo ed il cuneo vi è l'interposizione del dischetto e dell'emisfera.

Prima di caratterizzare sperimentalmente la forza esercitata dall'attuatore, si è proceduto ad avvitare l'asta, che spinge la bassetta, il piezoelettrico, il dischetto, l'emisfera, il cuneo ed i

pattini con il materiale di attrito, in battuta contro la faccia interna del cilindro. In questo modo si determina il recupero dei giochi ed inoltre si esercita un precarico indipendente da quello della molla.

L'asta è avvitata con una chiave dinamometrica ed il valore di precarico è rilevato mediante il sensore di forza, inglobato nello stack attuativo (par.4.4.2).

È proprio in questa condizione che si è andata a rilevare la capacità di forza assiale esplicita, coscienti che essa sarà più piccola della massima dichiarata dal costruttore, a causa delle cedevolezza della catena di pezzi tra cui l'attuatore è inserito.

Infatti, in virtù della deformata dei pezzi, il piezoelettrico si allunga, diminuendo, secondo la sua caratteristica Forza-Allungamento, la forza fornita ad una data tensione.

L'entità di questa diminuzione è data dal prodotto tra l'allungamento e la rigidità dell'attuatore, che nel caso in esame è pari a $90 \text{ N}/\mu\text{m}$.

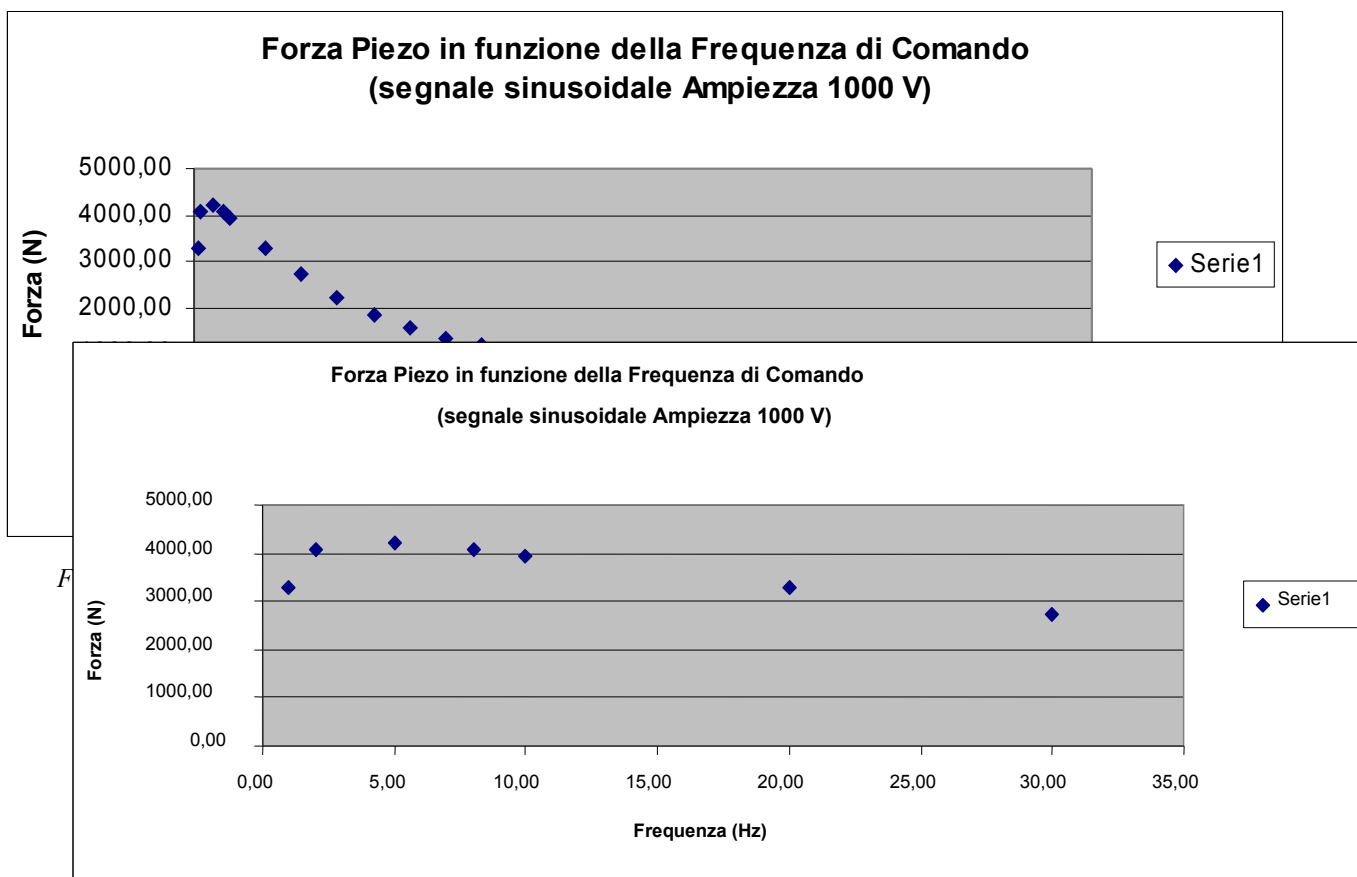
Il piezoelettrico è stato comandato con una sinusoide di Ampiezza = 1000V e frequenza variabile, rilevando con il sensore inglobato nel piezo la forza massima, fornita in questi cicli.

Le prove oltre ad essere condotte per frequenze variabili del segnale di comando, si sono svolte anche in corrispondenza di diversi valori di precarico.

Di seguito, si riportano i dati ed il diagramma Forza Assiale Piezo (N)–Frequenza di comando (Hz), sotto un precarico esercitato dall'avvitamento dell'asta di 6700 N (in tutti i casi oltre a questo ci sarà sempre da considerare anche il precarico costante della molla di circa 2000 N).

Fprecarico (kgf)	Frequenza			Frequenza letta dal sensore (Hz)	Forza Letta dal sensore (N)
	Imposta al segnale di comando (Hz)	Max tensione Sensore (V)	Min tensione Sensore (V)		
670,0	1,00	2,2	-2,23	1,00	3307,8
670,0	2,00	2,7	-2,74	2,00	4062,2
670,0	5,00	2,8	-2,81	5,00	4192,7
670,0	8,00	2,7	-2,78	8,00	4071,9
670,0	10,00	2,6	-2,68	12,00	3932,5
670,0	20,00	2,2	-2,28	15,00	3307,8
670,0	30,00	1,8	-1,87	30,00	2736,0

670,0	40,00	1,4	-1,53	40,00	2208,2
670,0	50,00	1,2	-1,28	50,00	1845,1
670,0	60,00	1,0	-1,08	60,00	1565,5
670,0	70,00	0,9	-0,94	70,00	1355,3
670,0	80,00	0,8	-0,83	80,00	1197,3
670,0	90,00	0,7	-0,72	90,00	1037,7
670,0	100,00	0,6	-0,65	100,00	943,1
670,0	150,00	0,4	-0,43	150,00	629,2
670,0	200,00	0,3	-0,32	200,00	471,2



Dal grafico si nota come la forza assiale del piezoelettrico varia con la frequenza, avendo prima un andamento crescente e poi decrescente, presentando un massimo intorno ai 5 Hz, come visibile nella seguente figura 5.4, rappresentante un ingrandimento della 5.3 nella zona delle frequenze 0-35 Hz.

La forza massima assiale generata dal piezoelettrico varia anche con il precarico cui è sottoposto lo stesso piezoelettrico. Per questo prove analoghe alle precedenti, cioè a frequenza

variabile, sono state ripetute in corrispondenza di diversi valori di precarico totale (molla + precarico da avvvitamento).

Di seguito sono posti in tabella e diagrammati i dati di forza massima, registrati alla frequenza di 8 Hz, in corrispondenza della quale si aveva sempre il valore massimo, in funzione del precarico.

Dalla figura 5.5 si osserva una regione di minima pendenza per precarichi tra i 3000 ed i 6700 N.

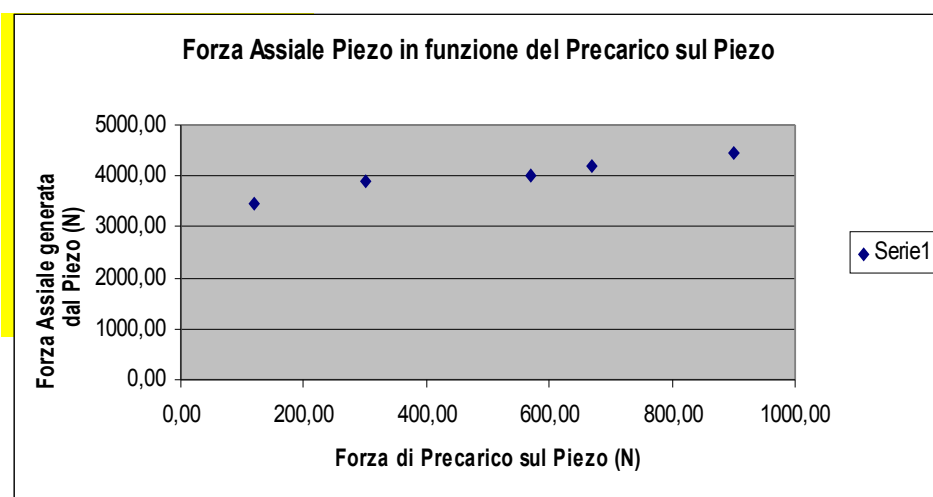


Figura 5.5: Forza generata dal piezo a frequenza di comando 8 Hz per diversi valori di precarico

Tensione costante di comando (V)	Tensione rilevata dal Sensore di Forza (V)	Forza rilevata dal sensore
1000	2,78	4071,9

Si è conclusa la fase di caratterizzazione dell'attuatore, eseguendo un rilievo

Forza Assiale Piezo in funzione dell'intensità del segnale costante di alimentazione del Piezo (Condizione di Precarico del Piezo 6700 N)

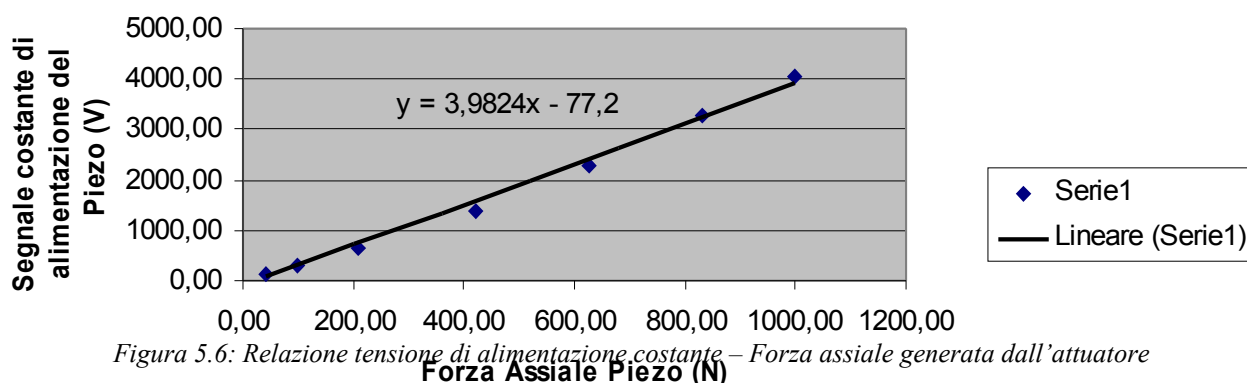


Figura 5.6: Relazione tensione di alimentazione costante – Forza assiale generata dall'attuatore

statico, cioè una misura della forza dell'attuatore quando è alimentato con diversi valori di tensione costante, riportando a lato i dati rilevati.

Si rileva come la forza, generata dall'attuatore piezoelettrico, presenta un andamento di tipo lineare in funzione del segnale di tensione costante con cui è alimentato.

Dalla tabella si evidenzia che per il precarico totale dell'attuatore di 6700 N, che si adotterà per la caratterizzazione dello smorzatore, e per una tensione di 1000 V, si consegue un valore massimo di forza del piezoelettrico di 4070 N.

Quindi si può concludere che il contributo dell'attuatore piezoelettrico alla forza di chiusura delle superfici d'attrito è evidente ed in linea con quanto previsto nel paragrafo, risultando pari ad un massimo di 4070 N contro un valore stimato in fase di progettazione di 4600 N.

La ridotta differenza del 12% sul valore atteso è imputabile al fisiologico errore di valutazione in fase progettuale della deformata dei pezzi e alla normale tolleranza di produzione del dispositivo piezoelettrico.

5.3 Descrizione Set-up di prova dello smorzatore

Per testare lo smorzatore e verificarne l'aderenza delle prestazioni a quanto previsto in fase di dimensionamento e progettazione, si è eseguita una campagna di testing, utilizzando la macchina di prova presente nel Dipartimento d'Ingegneria di Strutture e Tecnica delle Costruzioni D.I.S.T. dell'Università Federico II di Napoli.



Figura 5.7: Vista di insieme della macchina di prova idraulica nel laboratorio di prova del D.I.S.T

La macchina prevede:

- Un attuatore idraulico (figura 5.10)
- Una cella di carico Metior 100 kN
- Un sensore LVDT (figura 5.10)
- Una postazione di controllo

- Un sistema di 4 barre filettate per l'ancoraggio dell'attuatore idraulico e del dispositivo da testare

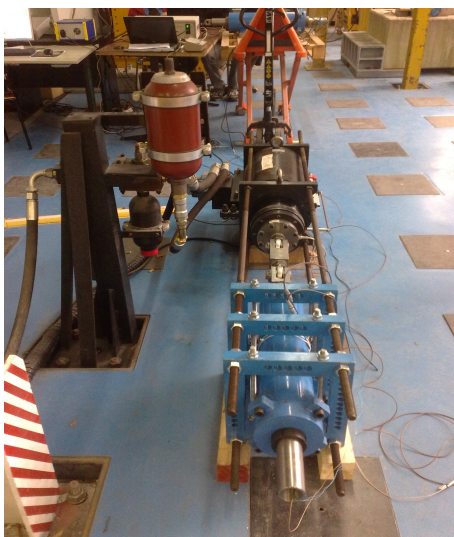
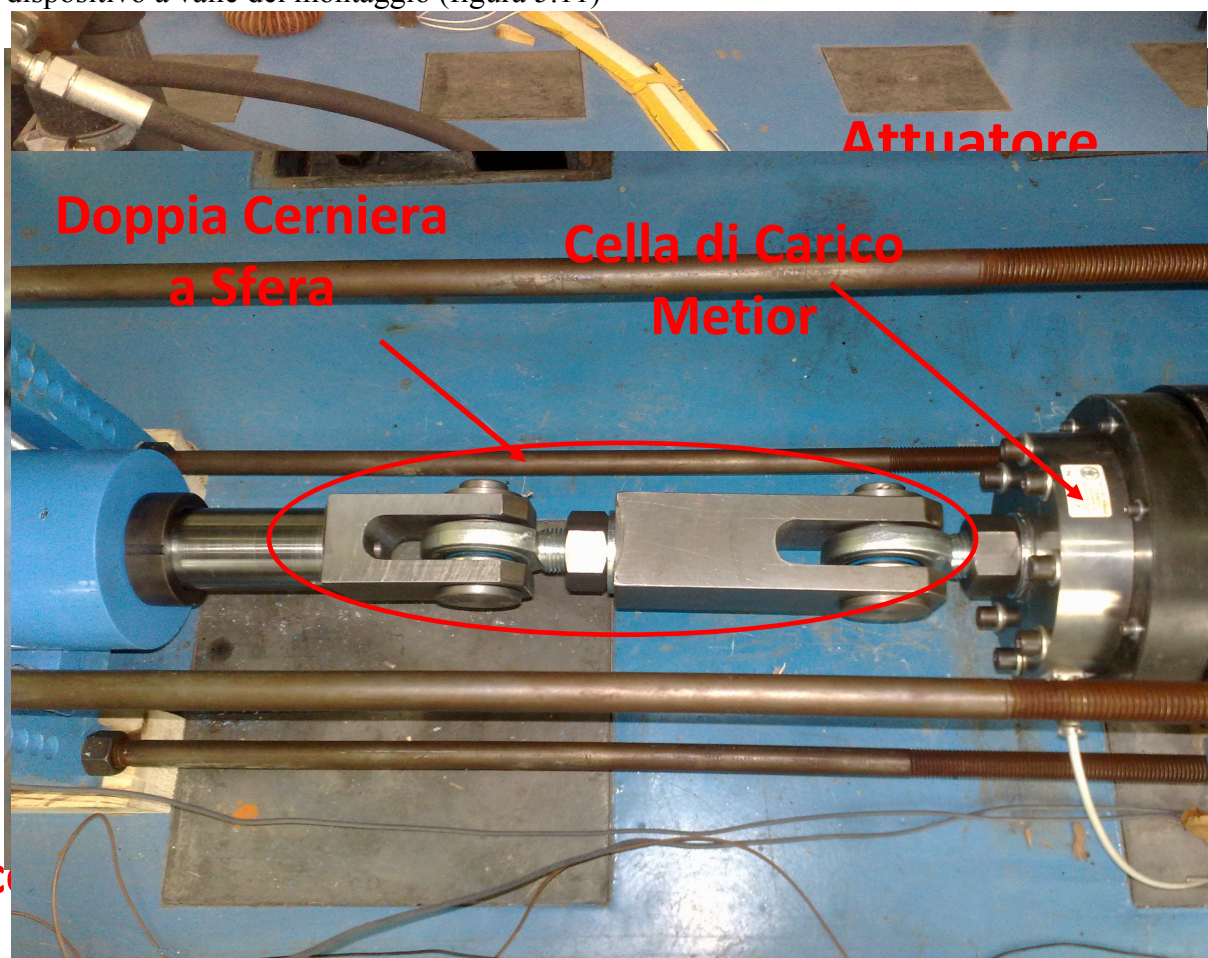


Figura 5.8: Vista dello smorzatore collegato alla macchina di prova

Lo parte dello smorzatore fissa rispetto ad un riferimento solidale al laboratorio, costituita dal cilindro esterno, è collegata alla parte fissa dell'attuatore idraulico mediante le quattro barre filettate. Più in dettaglio il dispositivo è reso solidale alle barre mediante tre piastre, fissate con un collegamento amovibile (figura 5.9).

Il cilindro dello smorzatore, cioè la sua parte mobile, è collegato all'attuatore idraulico della macchina di prova mediante una doppia cerniera sferica, interposta tra una

delle due aste del dispositivo e la cella di carico della macchina. La presenza della doppia cerniera sferica consente il recupero di, eventuali e ridotti, non allineamenti tra macchina e dispositivo a valle del montaggio (figura 5.11)



Nel sistema di collegamento adottato si è purtroppo riscontrato la presenza di un gioco di circa 1 mm.

Oltre alla macchina di prova, situata presso il Dist, il setup di prova ha anche previsto l'impiego di

- un generatore di segnale Helwett Packard. Produce un segnale di comando in tensione per l'attuatore piezoelettrico.
- un amplificatore di tensione della Phiezomeckanic Gmbh interposto tra il generatore HP e l'attuatore piezoelettrico. Amplifica il segnale in ingresso, proveniente dal generatore Helwett Packard e l'uscita è inviata all'attuatore piezoelettrico come segnale di comando.
- amplificatore di carica. Converte il segnale in carica del sensore di forza, inglobato nell'attuatore piezoelettrico, in un segnale in tensione
- acquisitore ad 8 canali analogici, che riceveva:
 1. Segnale dall'amplificatore di carica
 2. Segnale di comando del piezo
 3. Segnale del sensore di spostamento LVDT
 4. Segnale delle sonde termiche
 5. Segnale della cella di carico della macchina idraulica

5.4 Esecuzione delle prove e valutazione dei risultati

Utilizzando il setup di prova prima descritto, si è eseguita una campagna sperimentale.

Nelle prove si è imposto, all'attuatore idraulico della macchina di prova, un ciclo sinusoidale di spostamento e si è rilevata la forza di controllo del dispositivo mediante la cella di carico Metior.

In queste prove il piezoelettrico è stato alimentato con segnali costanti con valori di tensione $V = 0$ volts (funzionamento passivo), $V = 500$ volts e $V = 1000$ volts.

Combinando diversi valori di ampiezza e frequenza del segnale di spostamento imposto e le diverse condizioni di alimentazione del piezoelettrico si sono eseguita la serie di prove, riportate nel successivo prospetto.

Prova n°	Ampiezza sinusoidale (mm)	Frequenza sinusoidale (Hz)	Tensione di alimentazione del Piezo (V)
1	±2,5	0,5	0
2	±2,5	1,0	0
3	±2,5	2,0	0
4	±2,5	3,0	0
5	±2,5	0,5	500
6	±2,5	0,5	1000
7	±2,5	1,0	500
8	±2,5	1,0	1000
9	±2,5	2,0	500
10	±2,5	2,0	1000
11	±2,5	3,0	500
12	±2,5	3,0	1000
13	±5	0,5	0
14	±5	1,0	0
15	±5	2,0	0
16	±5	3,0	0
17	±5	0,5	500
18	±5	0,5	1000
19	±5	1,0	500
20	±5	1,0	1000
21	±5	2,0	500
22	±5	2,0	1000
23	±5	3,0	500
24	±5	3,0	1000
25	±7,5	0,5	0
26	±7,5	1,0	0
27	±7,5	2,0	0
28	±7,5	3,0	0
29	±7,5	0,5	500
30	±7,5	0,5	1000
31	±7,5	1,0	500
32	±7,5	1,0	1000
33	±7,5	2,0	500
34	±7,5	2,0	1000
35	±7,5	3,0	500
36	±7,5	3,0	1000
37	±10	0,5	0
38	±10	1,0	0
39	±10	2,0	0
40	±10	3,0	0
41	±10	0,5	500
42	±10	0,5	1000
43	±10	1,0	500
44	±10	1,0	1000
45	±10	2,0	500
46	±10	2,0	1000
47	±10	3,0	500
48	±10	3,0	1000

Figura 5.12: Prospetto delle prove eseguite

Le suddette prove sono state svolte per una configurazione dell'attuatore con

- Precarico della molla circa 1920 N
- Precarico da avvvitamento dell'asta circa 6700 N
- Numero di cicli per prova = 30

Le prove hanno generato delle curve Forza di controllo (N)-Spostamento (mm).

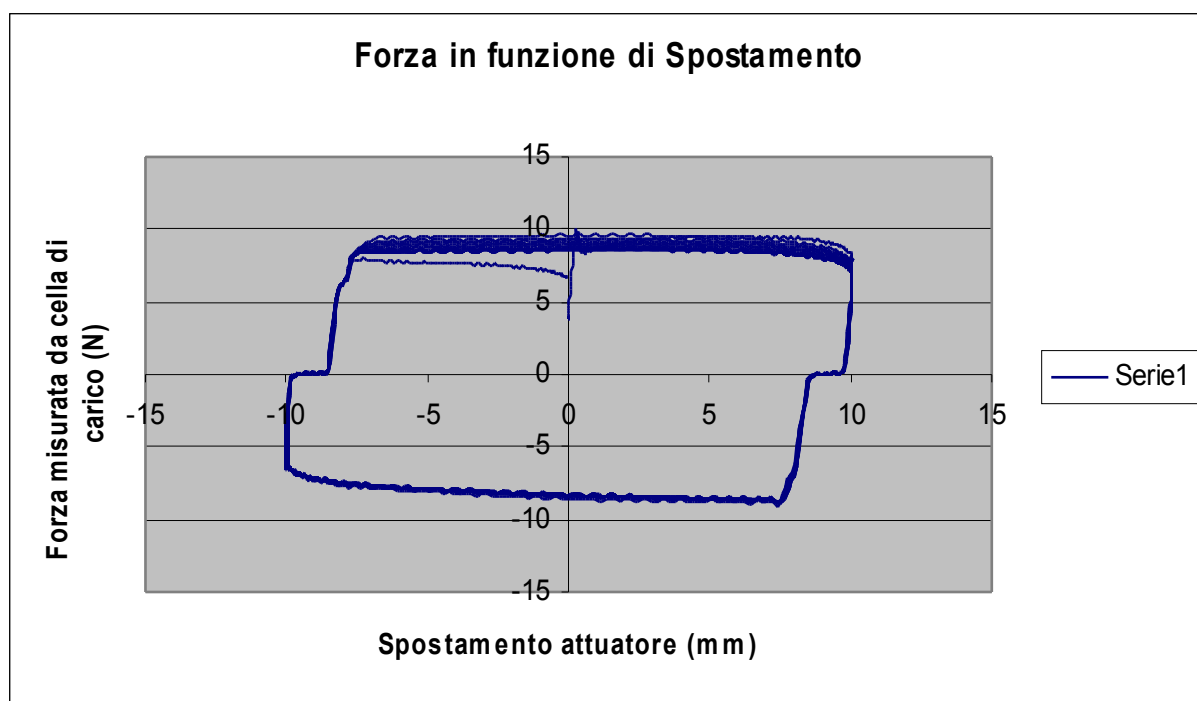
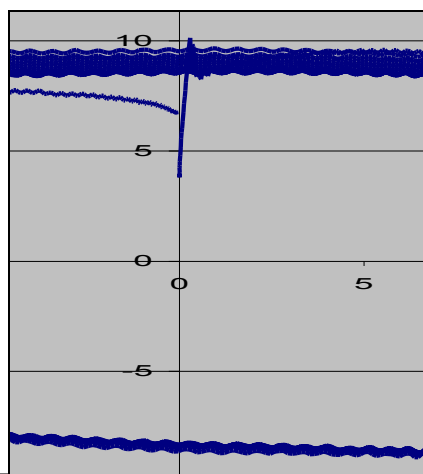


Figura 5.13: Curva Forza di controllo -Spostamento nel caso di Frequenza 1 Hz, Corsa ± 10 mm e $V=0$



A lato è riportato un dettaglio della figura 5.13, relativo alla zona di spostamento prossima al valore nullo.

Nell'immagine si rileva la fase di avvio della prova con la presenza dell'attrito di primo distacco e la fase di terminazione della prova.

Figura 5.14: dettaglio della figura 5.13, relativo alla zona di spostamento prossima al valore nullo

Dalla figura 5.13 si rileva la presenza del gioco precedentemente annunciato ed inoltre si evidenzia un buon comportamento di dissipazione di energia, avvicinandosi la curva all'andamento ideale di forma rettangolare, cui corrisponde la massima energia teoricamente dissipabile a fronte di un dato valore di forza di controllo massima, conseguito.

L'energia dissipata dalla prova, riportata figura 5.13, è pari a 9120 J, per un valore medio di 310 J per singolo ciclo.

L'energia teoricamente dissipabile per un ciclo perfettamente rettangolare e per la forza massima di controllo di 9650 N, registrata durante la prova, per la corsa effettiva di $\pm 8,8$ mm e per 30 cicli è 10706 J, corrispondente ad un valore medio per ciclo di 339 J.

In virtù di ciò, la capacità di dissipazione energetica del dispositivo presenta un rendimento del 91,5%.

I dati raccolti nella sperimentazione sono presentati nelle tabelle e nei grafici seguenti e sono aggregati per tipologia di prove.

I dati si riferiscono alle prove passive, cioè con tensione nulla di alimentazione del piezoelettrico.

Nel funzionamento passivo, la forza di controllo passiva, prevista in fase progettuale di circa 9600 N, è conseguita per $f=1$ Hz e corsa = ± 10 mm

Frequenza Hz	Forza (kgf) a corsa totale $\pm 2,5$ mm	Forza (kgf) a corsa totale ± 5 mm	Forza (kgf) a corsa totale $\pm 7,5$ mm	Forza (kgf) a corsa totale ± 10 mm
0,5	520,0	700,0	760,0	860,0
1,0	650,0	800,0	930,0	965,0
2,0	720,0	860,0	1030,0	1000,0
3,0	800,0	960,0	1150,0	1070,0

Figura 5.15: Tabella forza massima di controllo per prove con smorzatore in funzionamento passivo

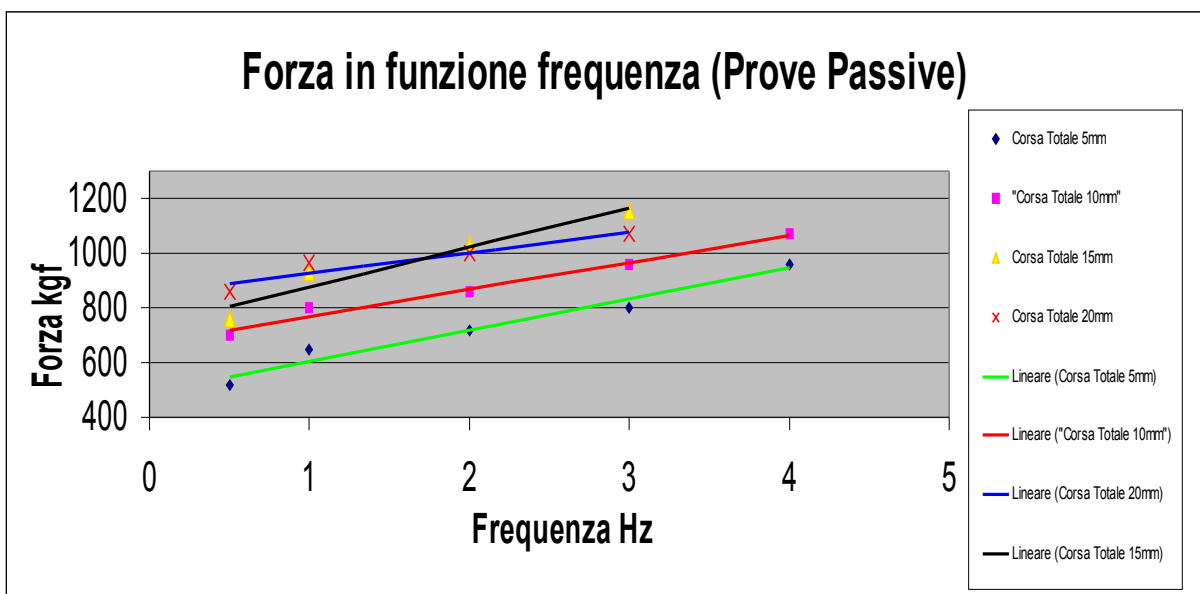


Figura 5.16: Tabella e Grafico forza massima di controllo per prove con smorzatore in funzionamento passivo
Linea Verde \rightarrow Corsa $\pm 2,5$ mm; Linea Rossa \rightarrow Corsa ± 5 mm; Linea Nera \rightarrow $\pm 7,5$ mm; Linea Blu \rightarrow ± 10

Di seguito si riportano i dati relativi alle prove eseguite per un'ampiezza costante e per diversi valori di frequenza del segnale sinusoidale di spostamento imposto ed in corrispondenza delle tensioni di alimentazione del piezoelettrico $V=0$ volts, $V=500$ volts e $V=1000$ volts.

Nelle ultime due colonne delle tabelle si evidenzia il contributo di forza del piezoelettrico rispetto al corrispondente caso passivo.

Frequenza Hz	Forza (kgf) a corsa totale 5mm	Forza (kgf) a corsa totale 5mm e V=500	Forza (kgf) a corsa totale 5mm e V=1000	Contributo Forza Piezo a 500 V	Contributo Forza Piezo tra 500 V e 1000 V	Contributo Totale forza Piezo a 1000V
0,5	524,0	716,0	940,0	192,0	224,0	416,0
1,0	650,0	852,0	1080,0	202,0	228,0	430,0
2,0	722,0	918,0	1112,0	196,0	194,0	390,0
3,0	804,0	992,0	1204,0	188,0	212,0	400,0
4,0	968,0	1179,0	1417,0	211,0	238,0	449,0
			Valore Medio	197,8	219,2	417,0

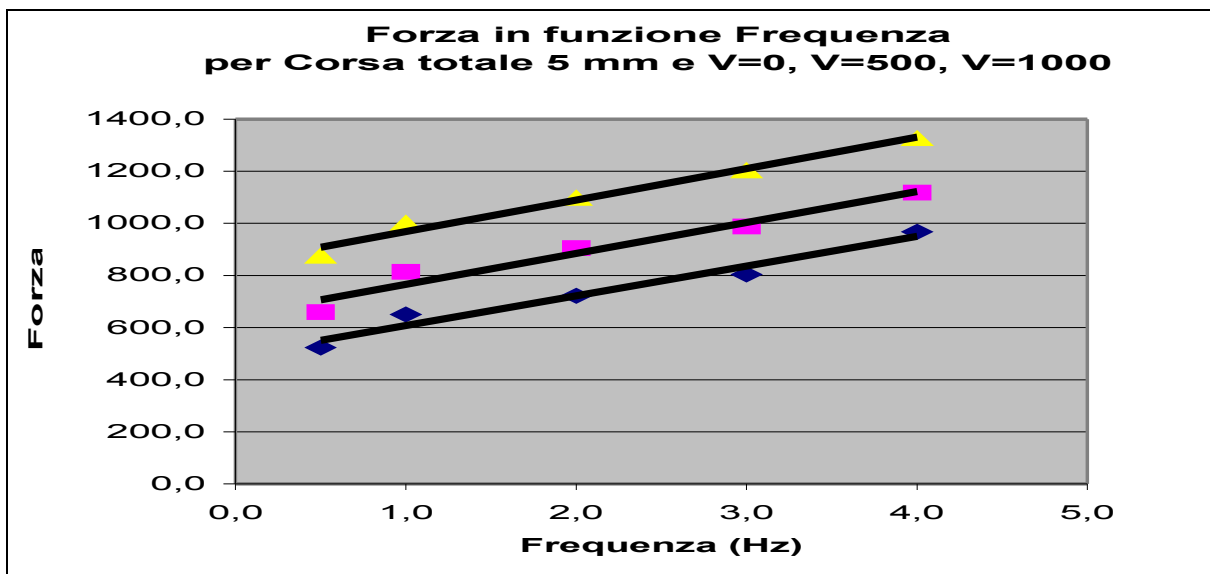


Figura 5.18: Grafico forza massima di controllo per prove con corsa $\pm 2,5$ mm e tension $V=0, 500, 1000$ volts

Figura 5.24: Grafico forza massima di controllo per prove con corsa $\pm 7,5$ mm e tension $V=0, 500, 1000$ volts
Punti Blu $\rightarrow V=0$ volts; Punti Magenta $\rightarrow V=500$ volts; Punti Gialli $\rightarrow V=1000$ volts;
Punti Blu $\rightarrow V=0$ volts; Punti Magenta $\rightarrow V=500$ volts; Punti Gialli $\rightarrow V=1000$ volts;

Frequenza Hz	Forza (kgf) a corsa totale 10mm	Forza (kgf) a corsa totale 10mm e V=500	Forza (kgf) a corsa totale 10mm e V=1000	Contributo Forza Piezo a 500 V	Contributo Forza Piezo tra 500 V e 1000 V	Contributo Totale forza Piezo a 1000V
0,5	704,0	892,0	1112,0	188,0	220,0	408,0
1,0	806,0	996,0	1203,0	190,0	207,0	397,0
2,0	862,0	1050,0	1267,0	188,0	217,0	405,0
3,0	961,0	1162,0	1405,0	201,0	243,0	444,0
4,0	1071,0	1262,0	1493,0	191,0	231,0	422,0
			Valore Medio	191,6	223,6	415,2

Figura 5.19: Tabella forza massima di controllo per prove con corsa ± 5 mm e tensione $V=0, 500, 1000$ volts

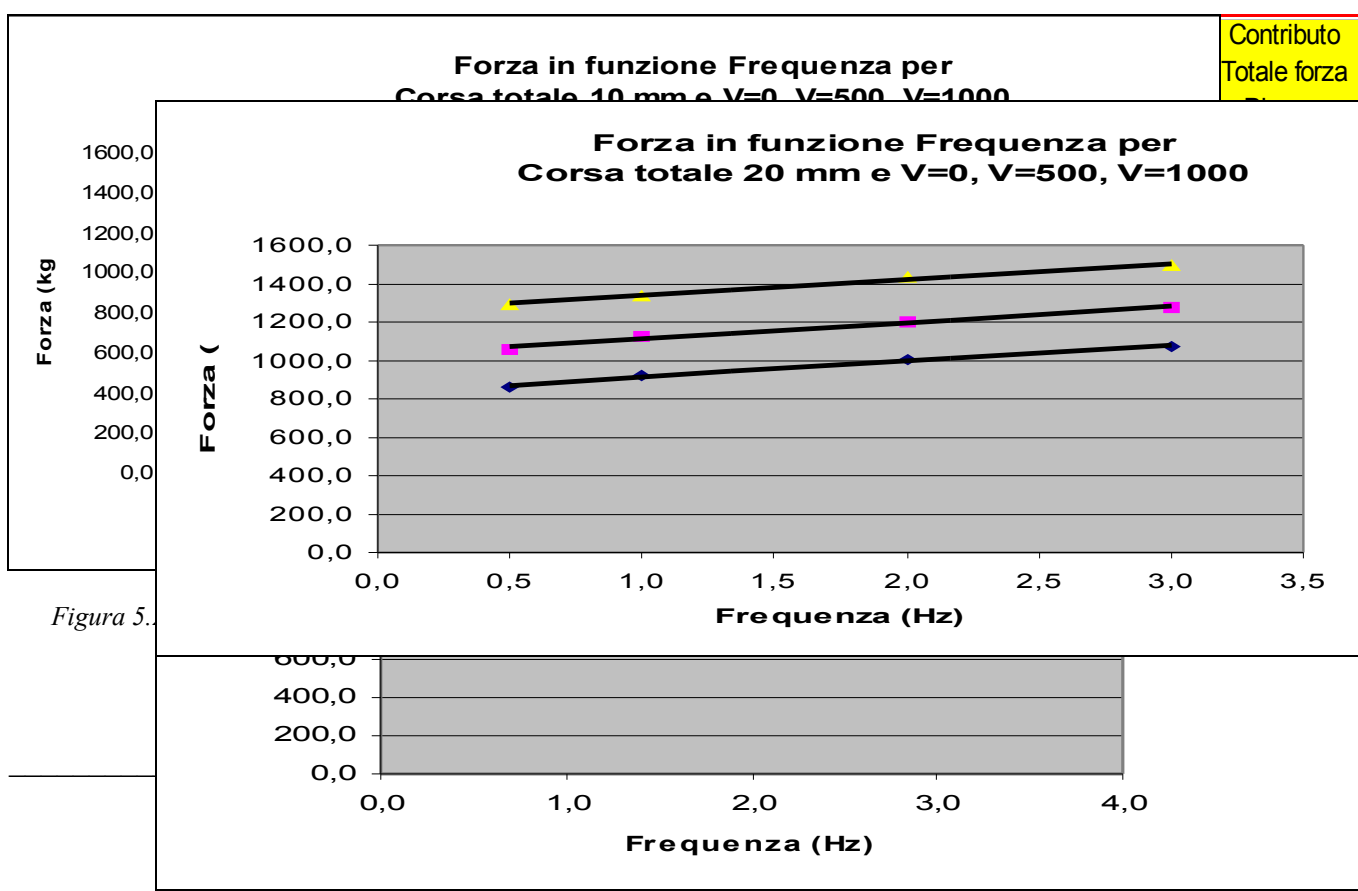


Figura 5.

Dai dati, risultanti dalla sperimentazione, si può rilevare che lo smorzatore nel funzionamento passivo fornisce prestazioni, in termini di energia dissipata, ad elevato rendimento.

La forza di controllo passiva, prevista in fase di progettazione, di circa 9600 N si consegue per la combinazione di $f=1$ Hz e di corsa $=\pm 10$ mm. Per le altre combinazioni della coppia frequenza e corsa, si riscontrano sia valori inferiori, con un minimo di 5200 N ($f=0,5$ Hz e corsa $= \pm 2,5$ mm), sia valori superiori, con un massimo di 11750 N ($f=3$ Hz e corsa $= \pm 10$ mm).

Questa differenza è presumibilmente dovuta alla variazione del comportamento del materiale di attrito, al cambiare delle condizioni imposte per la prova, aspetto che non era stato modellato in fase di definizione delle specifiche del dispositivo nel software Earthsim e non era stato appositamente considerato in fase di previsione delle sue prestazioni a valle della progettazione.

Dai diagrammi inoltre si evince un evidente contributo dell'attuatore piezoelettrico all'aliquota regolabile della forza di controllo totale.

Dall'osservazione dei dati, la forza esplicita dall'attuatore piezoelettrico risulta, fissata una tensione d'alimentazione, pressoché indipendente dalla frequenza e dalla corsa della singola prova in esame mentre ha un comportamento proporzionale come ordine di grandezza alla tensione di alimentazione, presentando però valori d'incremento sempre leggermente inferiori nell'intervallo 0-500volts, rispetto a quelli riscontrati nell'intervallo 500-1000 volts.

Si conclude il presente capitolo, considerando come il contributo fornito dall'attuatore piezoelettrico nel confronto con le corrispettive prove passive, sia in linea con quanto rilevato nel paragrafo 5.2, dove si è rilevata una differenza tra la forza massima data dal piezo in condizioni reali di 4070N e quella prevista di 4600N. Questa differenza si riporta anche nella forza di controllo, attribuibile con buona approssimazione all'attuatore piezoelettrico (si fa il la differenza tra i valori di controllo a $V=0$, $V=500$ e $V=1000$ volts), risultando pari ad un

massimo di 4240 N contro un valore stimato in fase di progettazione di 5244 N. Anche se il valore di forza di controllo, attribuibile alla parte semiattiva, è inferiore a quanto previsto in fase di progettazione di circa il 19%, raggiunge comunque pienamente l'obiettivo di 4200N, che ci si era posti in fase di determinazione delle specifiche progettuali, conseguite nel capitolo 3.

Capitolo 6

i Bilancio conclusivo dell'attività e sviluppi futuri

6.1 Bilancio conclusivo dell'attività e sviluppi futuri

Si conclude il presente lavoro rilevando che lo schema originale, qui concepito e proposto, per la realizzazione di uno smorzatore con tecnologia piezoelettrica, fornisce un buon riscontro alle richieste prestazionali inizialmente prefissate.

È tuttavia necessario rilevare che permangono spunti interessanti per futuri eventuali approfondimenti ed evoluzione dell'attività di ricerca.

Si potrebbe eseguire uno studio di dettaglio sul comportamento del materiale di attrito (attrito ed usura in funzione di velocità, carico, temperatura), così da raccogliere maggiori informazioni su questo punto di particolare rilievo per il funzionamento del dispositivo

La fase sperimentale potrebbe proseguire con l'installazione del dispositivo su telaio fisico, assunto come riferimento nel capitolo 2, e presente al centro ENEA della Casaccia. Sarebbe così possibile la sperimentazione mediante tavola vibrante delle capacità del sistema di controllo strutturale, a valle dell'implementazione dell'algoritmo di controllo su una piattaforma real time della tipologia, ad esempio, Dspace.

Lo studio qui condotto è per la realizzazione e l'analisi di un prototipo ma in fase successiva si potrebbe svolgere su di esso una ottimizzazione sia meccanica sia dei costi.

Infine, se le condizioni lo rendessero possibile, si potrebbe valutare l'evenienza della richiesta di brevetto della configurazione proposta e di una sua possibile produzione in collaborazione con operatori del settore produttivo del controllo strutturale.

Bibliografia

1. AA.VV., Enciclopedia Multimediale Encarta 2006, Microsoft
2. Sito internet della Strago S.r.l.

Indirizzo: www.strago.it/sito_strago/pagine_esperienze/articoli/feb/12-02-02.htm

3. *Attilio Carotti, Maria Veronica Latella, "Tecniche innovative in ingegneria antisismica e del vento", Pitagora Editrice Bologna, 2000*

4. Luigia Binda e Antonella Saisi, *“Il ruolo delle indagini nella diagnostica strutturale”*, DIS - Dipartimento di Ingegneria Strutturale Politecnico di Milano
5. Akira Nishitani, Yutaka Inoue, *“Overview of the application of active-semiactive control to building structures in Japan”*, *Earthquake Engng Struct. Dyn.* 2001; 30:1565–1574
6. Rocco Covucci, *“Sistemi di dissipazione dell’energia per applicazioni civili basati sui fluidi magneto-reologici”*, Tesi di laurea presso l’Università Federico II di Napoli
7. *Sito internet del Dipartimento di Scienza delle Costruzioni della Facoltà d’Ingegneria dell’Università Federico II di Napoli.*
Indirizzo: <http://www.disco.unina.it/informaz.htm>
8. J. Condor, *“Introduction to structural motion control”*, Prentice Hall
9. T.T. Soong, B.F. Spencer Jr, *“Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the practice”*, *Engineering Structures* 24 (2002) 243–259
10. Michael D. Symans, Michael C. Constantinou, *“Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review”*, *Engineering Structures* 21 (1999) 469–487
11. B.F. Spencer Jr., Michael K. Sain, *“Controlling Buildings: A New Frontier in Feedback”*, Special Issue of the IEEE Control Systems Magazine on Emerging Technology Vol. 17, No. 6, pp. 19–35, December 1997.
12. Soong TT, B.F. Spencer Jr., *“New applications and development of active, semi-active and hybrid control techniques for seismic and non-seismic vibration in the USA”*, *Proceedings of International Post-SMiRT Conference Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation and Active Control of Vibration of Structures, Cheju, Korea, August 23-25, 1999*

-
13. Ing. Ivana Agnolin, “*Breve introduzione all’isolamento sismico*”, Dipartimento di Ingegneria Civile, Università degli Studi di Udine.
 14. P Towashiraporn, J Park, B J Goodno and J I Craig, “*Passive control methods for seismic response modification*”, Prog. Struct. Engng Mater. 2002, 4, 74–86
 15. Luigino Dezi, Francesca Bartera, Roberto Giacchetti, “*Advanced design and system performance control of steel concrete composite frames in earthquake-prone areas*”, Istituto di scienza e tecnica delle costruzioni, Facoltà d’ingegneria, Università delle Marche
 16. A.M. Reinhorn, M.C. Constantinou and C. Li, “*Use of supplemental damping devices for seismic strengthening of lightly reinforced concrete frames*”, NIST Workshop 1995
 17. Ahsan Kareem, Tracy Kijewski, Yukio Tamura, “*Mitigation of Motions of Tall Buildings with Specific Examples of Recent Applications*”
 18. T.T. Soong, Rahul Rana, “*Parametric study and simplified design of tuned mass dampers*”, Engineering Structures, Vol. 20, No. 3, pp. 193-204, 1998
 19. Kazuto Seto, “*The active control of vibrations on civil buildings*”, Congresso ACTIVE 04 2004 September 20-22, Williamsburg, Virginia
 20. Yoshiki Ikeda, Katsuyasu Sasaki, Mitsuo Sakamoto and Takuji Kobori, “*Active mass driver system as the first application of active structural control*”, Earthquake Engng Struct. Dyn. 2001, 30, 1575–1595
 21. H. Cao, A.M. Reinhorn, T.T. Soong, “*Design of an active mass damper for a tall TV tower in Nanjing*”, China, Engineering Structures, Vol. 20, No. 3, pp. 134-143, 1998
 22. S.Y. Chu, T. T. Soong, A.M. Reinhorn, “*Active, Hybrid, and Semi-active Structural Control: A Design and Implementation Handbook*”, Wiley publishers, June 2005

23. Jerome Peter Lynch, “*Active Structural Control Research at Kajima Corporation*”, Department of Civil and Environmental Engineering, Stanford University, September 17, 1998
24. P. Y. Lin, P. N. Roschke, C. H. Loh, “*Hybrid base-isolation with magnetorheological damper and fuzzy control*”, Struct. Control Health Monit. (in press) Published online in Wiley InterScience January 2006
25. Sriram Narasimhana, Satish Nagarajaiah, “*A STFT semiactive controller for base isolated buildings with variable stiffness isolation systems*”, Engineering Structures 27 (2005) 514–523
26. Lyan-Ywan Lu, “*Predictive control of seismic structures with semi-active friction dampers*”, Earthquake Engng Struct. Dyn. 2004; 33:647–668
27. Mement Unsal, “*Force control of new semi-active piezoelectric-based friction damper*”, University of Florida, August 2002
28. Chaoqiang Chen, Genda Chen, “*Shake table tests of a quarter-scale three-storey building model with piezoelectric friction dampers*”, Struct. Control Health Monit. 2004; 11:239–257
29. Rodolfo Villamizar Mejia, “*Robust control of systems subjected to uncertain disturbances and actuator dynamics*”, Universitat de Girona, Spain, March 2005
30. Butz T., Von Stryk O., “*Modelling and Simulation of Electro and Magnetorheological Fluid Dampers*”, Z. Angew. Math. Mech. 82 (2002) 1, 3—20
31. A. Occhiuzzi, M. Spizzuoco and G. Serino, “*Experimental analysis of magnetorheological dampers for structural control*”, Smart Mater. Struct. 12 (2003) 703–711

-
32. N. Harris McClamroch, Henri P. Gavin, “*Electrorheological Dampers and Semi-Active Structural Control*”, Proceedings of the 34th Conference on Decision & Control, New Orleans, LA - December 1995
 33. Ehr Gott RC, Masri SF. “*Modeling the oscillatory dynamic behavior of electrorheological materials*” in shear. Smart Materials and Structures 1992; 1(4):275–85
 34. Gavin HP, Hanson RD, Filisko FE, “*Electrorheological dampers, part II: testing and modeling*”, Journal of Applied Mechanics 1996,63, 676–82.
 35. Makris N, Burton SA, Hill D, Jordan M., “*Analysis and design of ER damper for seismic protection of structures.*” Journal of Engineering Mechanics 1996;122 (10):1003–11.
 36. S.J. Dyke, B.F. Spencer Jr., M.K. Sain and J.D. Carlson, “*Modeling and Control of Magnetorheological Dampers for Seismic Response Reduction*”
 37. G. Yang, B.F. Spencer Jr., J.D. Carlson, M.K. Sain, “*Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance Considerations*”, Engineering Structures 24 (2002) 309–323
 38. Shih-Chi Liu, Masayoshi Tomizuka and Galip Ulsoy, “*Strategic issues in sensors and smart structures*”, Published online in Wiley InterScience, May 2005
 39. “US-Japan Cooperative Structural Testing Research Program on Smart Structural Systems”, UJNR Panel on wind and seismic effects, Volume 1, Number 5, February 2004
 40. Michael D. Symans and Michael C. Constantinou, “*Seismic testing of a building structure with a semi-active fluid damper control system*”, Earthquake engineering and structural dynamics, Vol. 26, 759-777 (1997)

41. Damon G. Reigles and Michael D. Symans, “*Supervisory fuzzy control of a base-isolated benchmark building utilizing a neuro-fuzzy model of controllable fluid viscous dampers*”, *Struct. Control Health Monit.* 2006; 13:724–747
42. S. De Vivo, M.Acanfora, “*Rapporto tecnico A3.5.1.: Progettazione e realizzazione dei modelli in scala rappresentativi-Telaio a 2 impalcati*”, *Progetto Tellus Stabilita*, www.tellusstabilita.it, 04/05/2008
43. www.reluis.it → *Gruppi di accelerogrammi compatibili con gli spettri dell'Eurocodice 8, Zona sismica 3, suolo di tipo A*
44. R. Pecora, F. Franco, L. Lecce, “*Rapporto tecnico A3.5.2.: Telai in acciaio: modelli dinamici numerici e correlazione numerico/sperimentale*”, *Progetto Tellus Stabilita*, www.tellusstabilita.it, 30/3/2008
45. L. Lecce, F. Franco, R. Di Leo, “*Attività A3.1: Rapporto tecnico sullo stato dell’arte dei dispositivi semi-attivi*”, *Progetto Tellus Stabilita*, www.tellusstabilita.it, 31/09/2008