

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II
FACOLTA' DI INGEGNERIA
DOTTORATO DI RICERCA
IN INGEGNERIA DEI MATERIALI E DELLE STRUTTURE
XX CICLO
COORDINATORE PROF. D. ACIERNO

TESI DI DOTTORATO

**LE TAVOLE VIBRANTI BIASSIALI DEL CRdC AMRA: PROCEDURE DI
CALIBRAZIONE E PROGETTO DI UN SISTEMA DI ISOLAMENTO**

ING. GIUSEPPE MADDALONI

TUTORS: PROF. E. COSENZA e PROF. G. MANFREDI

INDICE

CAPITOLO 1: INTRODUZIONE.....	1
1.1 PREMESSA.....	1
1.2 OBIETTIVI DELLA TESI.....	3
CAPITOLO 2: STORIA E DISTRIBUZIONE DELLE TAVOLE VIBRANTI NEL MONDO.....	5
2.1 INTRODUZIONE.....	5
2.2 LE TAVOLE VIBRANTI NEL MONDO	7
2.2.1 Le più importanti tavole vibranti in Italia	9
2.2.2 Le più importanti tavole vibranti in Europa	16
2.2.3 Le più importanti tavole vibranti negli USA.....	19
2.2.4 Le più importanti tavole vibranti in Giappone.....	21
CAPITOLO 3: LE TAVOLE VIBRANTI BIASSIALI DEL CRdC AMRA	23
3.1 INTRODUZIONE.....	23
3.2 LE PRINCIPALI COMPONENTI DEL SISTEMA	24
3.2.1 Le piastre scorrevoli e la base fissa	25
3.2.2 Il sistema di contrasto	29
3.2.2 Il sistema idraulico di pompaggio e i manifold	31
3.2.3 Le servovalvole e i servoattuatori idraulici	34
3.2.4 Il sistema di controllo.....	35
CAPITOLO 4: MODELLAZIONE ANALITICA DEL SISTEMA	38
4.1 INTRODUZIONE.....	38
4.2 MODELLO ANALITICO DEI SOTTOSISTEMI.....	40
4.2.1 Il sistema di controllo.....	40
4.2.2 La servovalvola a tre stadi.	45

4.2.3 L'attuatore.....	49
4.3 LA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA VIBRANTE	53
4.3.1 La funzione di trasferimento della servovalvola a tre stadi.....	53
4.3.2 Funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola e dall'attuatore.....	54
4.3.3 La funzione di trasferimento del sistema servo- idraulico.	54
4.3.4 Effetti della deformabilità della fondazione	56
4.3.5 Effetti della presenza di un carico di prova	59
CAPITOLO 5: CALIBRAZIONE DEL MODELLO: RISULTATI.....	68
5.1 INTRODUZIONE	68
5.2 IMPLEMENTAZIONE DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DEL SISTEMA SERVOIDRAULICO, $H(s)$	69
5.2.1 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta superiore	70
5.2.2 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta intermedia.....	71
5.3 IMPLEMENTAZIONE DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA, $T(s)$	74
5.3.1 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta superiore.	76
5.3.2 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta intermedia.....	78
5.4 SENSIBILITA' DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA, $T(s)$, AL VARIARE DEI GUADAGNI.....	82
5.4.1 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare guadagno proporzionale	83

5.4.2 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare del guadagno integrale.....	86
5.4.3 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare del guadagno di pressione differenziale.	89
CAPITOLO 6: PROGETTO DI UN SISTEMA DI ISOLAMENTO	92
6.1 INTRODUZIONE.....	92
6.2 STATO DI FATTO.....	94
6.3 STATO DI PROGETTO	96
6.5.1 Soluzione n°1- Blocco rigido di calcestruzzo.....	96
6.5.2 Soluzione n°2- Massa di reazione isolata.....	100
6.5.3 Soluzione finale adottata	103
CAPITOLO 7: CONCLUSIONI	107
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	111
APPENDICE A: LA TRASFORMATA DI LAPLACE.....	117
APPENDICE B: LAYOUT DEL SISTEMA DI ISOLAMENTO	120

CAPITOLO 1: INTRODUZIONE

1.1 PREMESSA

Il più moderni approcci alla sicurezza strutturale delle costruzioni si basano sulla capacità di garantire livelli prestazionali prefissati in relazione alle azioni ambientali connesse alla loro collocazione sul territorio e alle azioni antropiche dipendenti dalle funzioni in essa svolte.

Nell'ambito di questo importante tema, è chiamata a svolgere un ruolo centrale la ricerca sperimentale, che da un lato deve soddisfare le esigenze di ottimizzazione e semplificazione delle procedure e dei metodi di progettazione, dall'altro deve dare pronta risposta alle esigenze di rinnovamento dei materiali da impiegare nel mondo delle costruzioni.

Nel campo dell'ingegneria sismica, per raggiungere questi scopi, diventa essenziale una comprensione approfondita del comportamento delle strutture che sovente è possibile ottenere solo con l'utilizzo di prove in laboratorio che riproducano quanto più fedelmente possibile la realtà.

Inoltre, la necessità di effettuare test in laboratorio diventa spesso obbligatorio, tenuto conto che alcune strutture hanno il comune denominatore di essere difficilmente modellabili dal punto

di vista analitico e condizionate da una sperimentazione in sito gravosa economicamente e spesso difficile da realizzare.

Nel campo dell'ingegneria civile, le prove sperimentali possono essere essenzialmente:

- prova ciclica, usata soprattutto per validare il comportamento dei materiali e degli elementi sotto carichi ripetuti (fatica) ;
- prova pseudodinamica (PsD) utilizzata su provini in scala reale; è una metodologia ibrida sperimentale-numerica, il cui obiettivo consiste in una simulazione realistica della risposta di una struttura soggetta a carichi dinamici. Gli spostamenti ottenuti da una modellazione al calcolatore vengono imposti alla struttura tramite attuatori idraulici fissati ad un muro di reazione oppure ad un telaio di contrasto;
- prova dinamica su tavola vibrante; dal punto di vista sperimentale è il miglior modo per "riprodurre la realtà". Tuttavia, per testare strutture di grandi dimensioni è necessario disporre di attrezzature molto potenti e quindi di enormi risorse finanziarie, per questo motivo si utilizzano solitamente provini in scala ridotta (in rari casi in scala reale). Una prova dinamica su tavola vibrante, richiede un'elevata accuratezza principalmente per quanto concerne l'attrezzatura utilizzata per applicare i carichi (attuatori, solitamente servo-idraulici) e per il sistema di controllo che ha il compito di correggere in real-time l'andamento dei carichi.

1.2 OBIETTIVI DELLA TESI

Il 3 marzo del 2006 presso il laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Strutturale dell'Università Federico II di Napoli è stato installato un sistema di due tavole vibranti, servoidrauliche, biassiali, per simulare gli effetti asincroni indotti su modelli in scala. Esso rappresenta la principale infrastruttura sperimentale del CRdC (Centro Regionale di Competenza) "AMRA" (Analisi e Monitoraggio del Rischio Ambientale). Il sistema di tavole, a differenza degli altri presenti in Italia e nel mondo, ha la peculiarità di essere un "sistema chiuso", cioè con gli attuatori e le servovalvole interne alla piattaforma (o slitta) in movimento. Ciò per consentire un facile spostamento delle due tavole e permettere, quindi, il loro utilizzo anche per lo studio dinamico di strutture con grandi luci, come viadotti o telai di capannoni prefabbricati.

Nel presente lavoro di tesi, si focalizza l'attenzione su due aspetti fondamentali connessi al buon funzionamento del sistema di simulazione sismica del CRdC AMRA, quali calibrazione numerica e isolamento dalle vibrazioni.

Più in dettaglio, nella prima parte della tesi, dopo avere tracciato una panoramica sulla distribuzione dei simulatori sismici nel mondo e descritto il sistema delle tavole biassiali installate presso l'Università di Napoli "Federico II", è affrontato il problema della corretta riproduzione del segnale in input.

La riproduzione del segnale comandato alle tavole è soggetto ad un certo grado di distorsione che dipende da parametri di tipo meccanico come la compressibilità dell'olio contenuto nelle camere di attuazione, dalla perdita delle guarnizioni di tenuta, ma anche dalle caratteristiche dinamiche del sistema di contrasto quali massa, rigidità e fattore di smorzamento.

Al fine di determinare una taratura ottimale con la quale massimizzare l'accuratezza della riproduzione dei segnali è stato sviluppato un accurato modello analitico. Con tale modello si è quindi cercato di definire una funzione di trasferimento della tavola $T(s)$, calcolata tra lo spostamento desiderato x_d e lo spostamento reale x_{ta} .

Nell'ultima parte del lavoro si è infine affrontato il problema dell'isolamento del sistema di tavole mettendo in evidenza una serie di ipotesi di intervento.

Lo studio del problema è affrontato sia dal punto di vista dinamico e sia da quello della fattibilità tecnologica dell'intervento. Tra le scelte progettuali ipotizzate, si è valutata la doppia possibilità di realizzare un sistema di isolamento molto deformabile ottenuto poggiando la massa di contrasto su dei pneumatici ad aria compressa, oppure al contrario creare un blocco molto rigido (del peso di circa 2000 tonnellate) per amplificare al massimo il rapporto tra la massa inerziale di contrasto e quella in movimento e conseguentemente smorzare le accelerazioni trasmesse al terreno.

CAPITOLO 2: STORIA E DISTRIBUZIONE DELLE TAVOLE VIBRANTI NEL MONDO

2.1 INTRODUZIONE

Anche se i tentativi di applicare carichi da terremoto su strutture sono stati registrati fin dalla fine del secolo scorso, si è dovuto attendere gli anni 60-70 affinché si diffondessero le prime prove con sistemi vibranti. Ciò è stata diretta conseguenza della crescita tecnologica in ambito servo-idraulico, informatico e della strumentazione per il controllo e l'acquisizione dei dati.

Negli Stati Uniti d'America verso la fine gli anni sessanta, all'Università dell'Illinois in Urbana, sono stati messi a punto i primi test dinamici. Da allora le prove con tavole vibranti sono state ampiamente adottate in tutti gli istituti mondiali di ricerca antisismica essendo il metodo più autentico per riprodurre gli effetti dinamici che un terremoto induce sulle strutture.

Le prime prove strutturali su modelli eccitati in maniera dinamica risalgono agli inizi del secolo scorso. Nel 1906 il prof. William Rogers sviluppò all'Università di Stanford i primi strumenti per analizzare sperimentalmente gli effetti sul terreno del moto sismico. In quegli anni, egli analizzava la risposta dinamica dei terreni ai grandi spostamenti attraverso l'ausilio della prima tavola vibrante. Alla domanda dell'allora vice presidente dell'Università

egli rispose: *“gli esperimenti con la macchina vibrante sono stati intrapresi con lo scopo di proporre alcune spiegazioni, basate direttamente sulla sperimentazione, degli eventi sismici più distruttivi avvenuti nel nostro paese dove le fondazioni delle strutture poggiano su un terreno più o meno soffice rispetto ai luoghi in cui le fondazioni si attestano su solida roccia”*.

Nel 1925 il dr. Bailey Willis sempre all'Università di Stanford fece costruire, grazie a fondi pubblici un intero laboratorio per simulare le vibrazioni e una tavola vibrante ne era parte integrante (Figura 2.1).

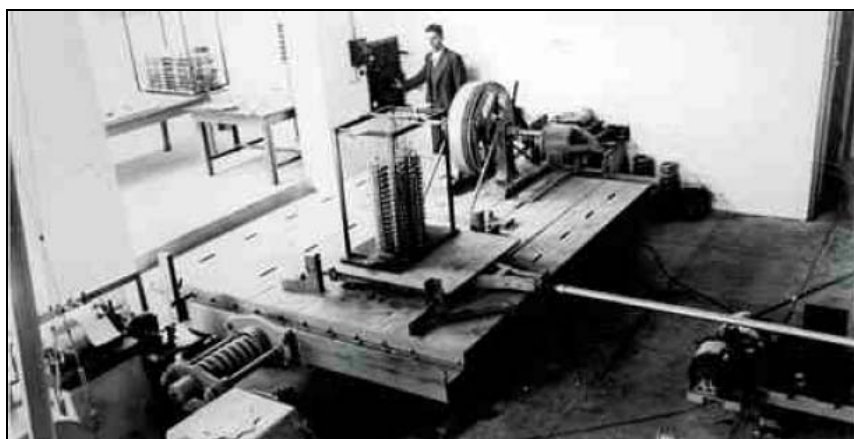


Figura 2.1. Foto storica della prima tavola vibrante costruita all'Università di Stanford

La tavola aveva una base di 10 x 12 piedi (304,8 x 365,7 cm) ed era costruita con profilati di acciaio di 8 inch (203,2 mm) a forma di H, bullonati e saldati insieme, per un peso complessivo di 6000 pounds (circa 3 ton). Le caratteristiche dinamiche della tavola erano state adattate ad un ampio campo di frequenze ed accelerazioni.

Come detto, dobbiamo però attendere, gli inizi degli anni '70 per vedere effettivamente prove con tavola vibrante e questo,

soprattutto grazie agli sviluppi delle servo-attrezzature elettro-idrauliche, al miglioramento degli hardware e degli strumenti per il controllo e l'acquisizione dei dati che si hanno in quegli anni.

Da quegli anni, una quantità considerevole di fondi è stata stanziata, in tutto il mondo, per la costruzione di tavole vibranti.

2.2 LE TAVOLE VIBRANTI NEL MONDO

Nel 2001, il Network Earthquake Engineering Simulation (NEES) ha pubblicato un elenco internazionale, ripreso ed ampliato, poi, nel 2004, dai prof. Cosenza e Fabbrocino dell'Università Federico II di Napoli. Questo elenco (Tabella 2.1) mette a confronto i maggiori laboratori per prove dinamiche nel mondo, in funzione del massimo carico di prova, dei gradi di libertà (DOF) e dell'ampiezza della piastra di base.

In sintesi, la tabella 2.1 mostra la seguente distribuzione di apparati per prove dinamiche nel mondo:

19 tavole vibranti in Giappone;

3 tavole vibranti in Asia;

8 tavole vibranti negli USA;

12 tavole vibranti in Europa (di cui sette in Italia);

Appare evidente, che il Giappone possiede da solo circa il 50% delle apparecchiature mondiali. Inoltre, il Giappone e gli USA, possiedono un grande numero di sistemi per la realizzazione di prove su edifici in full scale e cioè capaci di testare strutture in dimensioni reali fino al raggiungimento del collasso strutturale.

Tuttavia, è altresì importante evidenziare i progressi fatti dall'Italia negli ultimi anni nella costruzione di nuovi apparati per prove dinamiche. Infatti delle sette tavole vibranti distribuite sul territorio nazionale soltanto quelle dell'Ansaldo Meccanica Costruzioni e del CESI-ISMES sono antecedenti al 2000.

Con la Figura 2.2 è mostrato il peso internazionale che l'Italia ha assunto negli ultimi anni nella sperimentazione dinamica.

Tabella 2.1 Distribuzione delle tavole vibranti nel modo

	INSITUTION	Payload [tonnes]	Area [m ²]	DOF	
Giappone	1 NIED - Table 1 (Jappan)	1200,00	15,0x20,0	3	
	2 Nat. Resear. Intit. for Earth Scien. and Disastr. Prev. (Japan)	1088,00	6,0x6,0	3	
	3 NuclaearPower EngineeringCorporation(Japan)	907,18	15,0x15,0	2	
	4 NIED - Table 2 (Japan)	500,00	15,0x14,5	1	
	5 Public WorksResearchInstitute(Japan)	272,15	8,0x8,0	6	
	6 AichiInstitueofTecnology(Japan)	136,10	11,0x6,0	1	
	7 Sanryo HeavyIndustiesCirparation(Japan)	90,70	6,0x6,0	3	
	8 Hazama Corp. Ltd. (Japan)	80,00	6,0x4,0	3	
	9 Kumagai-Gumi Corp. Ltd(Japan)	63,50	5,0x5,0	6	
	10 KajjamaCorp.Ltd.(Japan)	45,50	5,0x5,0	6	
	11 NationalResearchInatitueof AgricultureEng. (Japan)	45,40	6,0x4,0	3	
	12 Obayashi-GumiCorporation(Japan)	45,35	5,0x5,0	3	
	13 FujitaCorporation(Japan)	25,00	4,0x4,0	1	
	14 ShinizuCorporation(Japan)	20,00	4,0x4,0	3	
	15 Tobishima Corp.Ltd(Japan)	20,00	4,0x4,0	3	
	16 Taisei Corp. Ltd(Japan)	20,00	4,0x4,0	2	
	17 HitachiEngineeringCorp.(Japan)	20,00	4,0x4,0	1	
	18 BuildingResearch Institue(Japan)	18,13	3,0x4,0	3	
	19 Kyoto University (Japan)	13,60	5,0x3,0	6	
Asia	20 KoreaInstituteofMachineryandMetals(Korea)	27,22	4,0x4,0	6	
	21 NationalCenterfor Res. In EarthquakeEng. (Taiwan)	27,21	5,0x5,0	6	
	22 Tonji University(China)	13,60	4,0x4,0	2	
USA	23 University of CaliforniaSan Diego (USA)	400,00	12,0x7,6	1	
	24 Univerisityat Buffalo(USA)	50,00	3,6x3,6	5	
	25 Universityof Californiaat Berkeley(USA)	45,36	6,1x6,1	6	
	26 University of Nevadaat Reno, 2 tables(USA)	45,36	4,3x4,5	2	
	27 U.S. Army CivilEngineeringResearch Lab(USA)	45,36	3,6x3,6	2	
	28 University at San Diego, 2 tables(USA)	32,66	3,0x4,9	1	
	29 WyleLaboratories(USA)	27,00	6,1x6,1	2	
	30 UniversityofIllinoisat Urbana-Champaign(USA)	4,50	3,7x3,7	1	
	Europa	31 CEA(France)	90,72	6,0x6,0	3
		32 EUCENT RE(Italy)	60,00	5,6x7,0	1
33 HydroprojectResearchInstitute(Russia)		45,36	6,0x6,0	3	
34 LaboratorioNacionaldeEnganhariaCivil(Portugal)		40,00	5,6x4,6	3	
35 University of St. CyrilandMethodius(Macedonia)		36,28	5,0x5,0	3	
36 CESI-ISMES(Italy)		30,00	4,0x4,0	6	
37 KFA Juelich (Germany)		22,70	5,0x5,0	3	
38 UnivresityofNaplesFedericoII,2 tables(Italy)		20,00	3,0x3,0	2	
39 Universit� dellaBasilicata(Italy)		15,00	4,0x2,5	1	
40 Enel Hydro S.p.A.; busines unit ISMES (Italy)		15,00	4,0x4,0	6	
41 NationalT echnicalUniversity (Athens,Greece)		10,00	4,0x4,0	6	
42 ENEA (Italy)		10,00	4,0x4,0	6	
43 AnsaldoMeccanicaNucleare(Italy)		6,30	3,5x3,5	3	

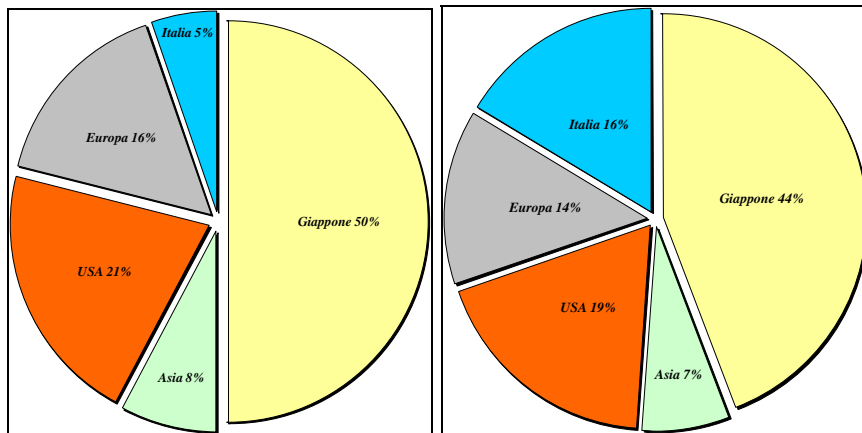


Figura 2.2 Distribuzione delle tavole vibranti nel mondo prima del 2000 e dopo il 2000

Se si analizzano le proprietà delle tavole vibranti si può osservare che la maggior parte di esse possiede dai tre ai sei gradi di libertà. Questo numero deriva spesso dalla necessità di assicurare l'equilibrio verticale e rotazionale durante i test e non tanto per applicare campi di sollecitazione più complessi, come quello torsionale. In relazione alle masse dei modelli è comune l'utilizzo di un carico massimo di prova di circa 20-30 tonnellate.

Di seguito si procede ad una breve descrizione dei principali sistemi per prove dinamiche presenti in Italia, in Europa, negli Usa e in Giappone.

2.2.1 Le più importanti tavole vibranti in Italia

a) CESI-ISMES, tavola vibrante Master

Nel 1984 il CESI (Centro Elettronico Sperimentale Italiano), all'interno del progetto contraddistinto dal marchio ISMES, commissiona la costruzione e l'installazione di tre tavole vibranti, la

più grande delle quali nota come tavola vibrante MASTER (Tavola Vibrante Multi-Assiale per Riproduzioni Sismiche) è mostrata in Figura 2.3.



Figura 2.3 Tavola vibrante Master del CESI-ISMES

È una tavola a sei gradi di libertà (due orizzontali ed uno verticale più tre rotazioni). La piattaforma in acciaio misura 4 m per 4 m e pesa 11 tonnellate. Può portare un carico di prova massimo di 30 tonnellate. Raggiunge come massimo valore di accelerazione, in condizione di tavola scarica, 3g. La massima velocità e spostamento è rispettivamente di 0,55 m/s e ± 100 mm. La piattaforma è mossa da quattro attuatori servo-idraulici verticali da 150 kN e da quattro attuatori servo-idraulici orizzontali da 250 kN disposti negli angoli del basamento. La disposizione degli attuatori è riportata in Figura 2.4

Il campo di frequenza di lavoro è 0÷120 Hz.

L'elevato range di frequenza, la rendono anche adeguata per la riproduzione di urti e vibrazioni nelle prove di trasporto su rotaie.

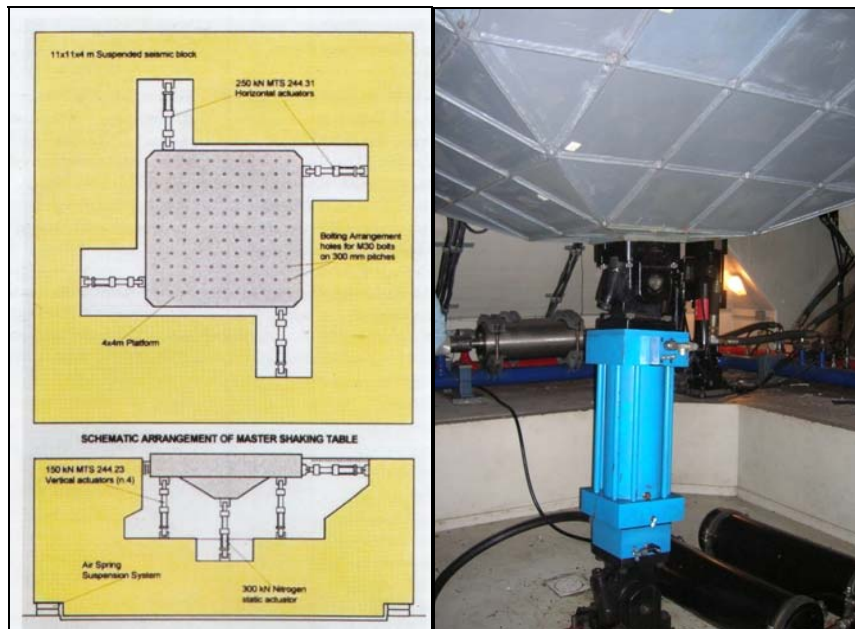


Figura 2.4 Disposizione schematica degli attuatori della tavola vibrante CESI-ISMES.

Questo impianto, oltre ad essere uno dei primi realizzati in Italia, ha una peculiarità nella scelta della tipologia di isolamento del piastrone di contrasto, che avviene tramite l'impiego di una serie di cuscinetti ad aria tenuti in pressione, a circa 7 atm (Figura 2.5), da un idoneo impianto di aria compressa e attraverso l'uso di ammortizzatori che limita gli spostamenti.



Figura 2.5 Particolare di un cuscinetto ad aria e degli smorzatori

b) ENEA, tavola vibrante Casaccia

Il laboratorio di ingegneria sismica dell'ENEA presso Casaccia in Roma possiede due tavole vibranti.

La prima (Figura 2.6) è caratterizzata da una piattaforma di ampiezza 4 m x 4 m, da un massimo carico di prova pari a 10 tonnellate, da una accelerazione di picco (in condizione di tavola scarica) pari a 3g, da una velocità di picco pari a 0,5 m/s e da uno spostamento massimo consentito di ± 125 mm; il campo di frequenza di lavoro è di 0÷50 Hz.

La seconda ha una piattaforma di ampiezza minore, pari a 2 m x 2 m, un carico di prova massimo pari a 1 tonnellata, una accelerazione di picco (in condizione di tavola scarica) pari a 5g, una velocità di picco pari a 0,3 m/s e uno spostamento massimo consentito di ± 150 mm; il campo di frequenza di lavoro è di 0÷100 Hz.

Entrambe le tavole vibranti hanno la possibilità di eseguire prove dinamiche con sei gradi di libertà simultaneamente controllati.



Figura 2.6 Tavola vibrante dell'ENEA- Casaccia (Roma)

Come per l'ISMES, il sistema di simulazione sismica è totalmente isolato dall'edificio ospitante, tramite l'impiego di una serie di cuscinetti d'aria tenuti in pressione, a circa 6 atm, da un idoneo impianto di aria compressa.

In Figura 2.7, si riporta, uno spaccato della massa di contrasto della tavola vibrante del peso di circa 10'000, realizzata in calcestruzzo armato.

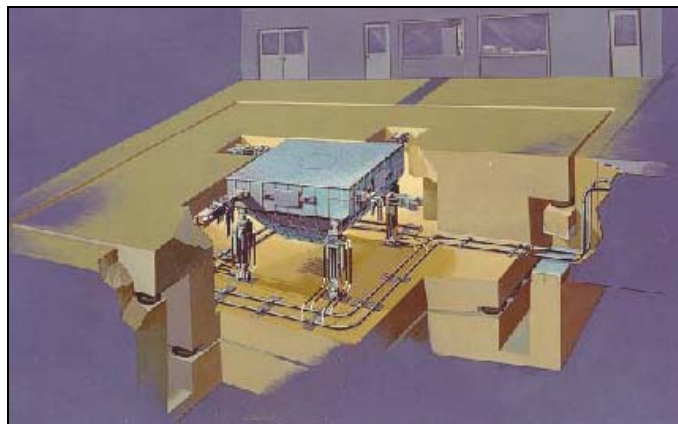


Figura 2.7 Schema 3D della tavola vibrante e della massa di contrasto

c) EUCENTRE, tavola vibrante TREES Lab

Il laboratorio sperimentale e numerico, realizzato a Pavia, denominato “TREES Lab” (Laboratory for Training And Research in Earthquake Engineering and Seismology), ospita al suo interno una tavola vibrante ad un grado di libertà (Figura 2.8).

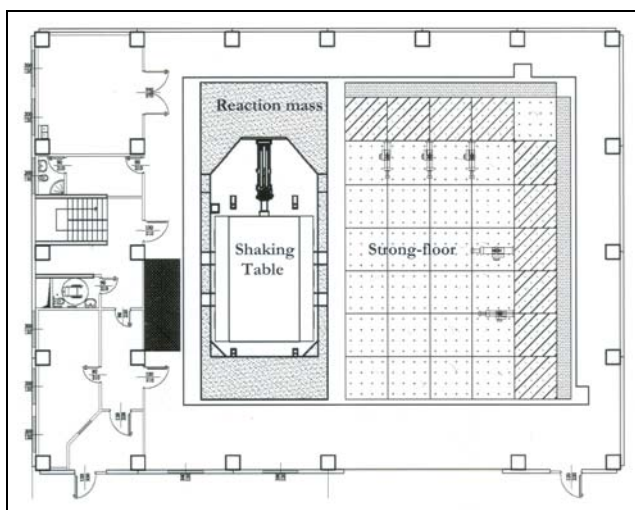


Figura 2.8 Pianta del laboratorio TREES Lab (Pavia).

Il sistema ha 1 DOF e in condizione di tavola scarica permette di raggiungere una accelerazione di picco pari ad 1.8 g, una massima velocità pari ad 1,5 m/s e massima corsa di ± 500 mm. La piattaforma misura in pianta 7,0 m per 5.6 m e può portare fino ad un massimo carico di prova di 60 tonnellate, caratteristica che la rende unica nel panorama europeo.

Il campo di frequenze di lavoro della tavola va da 0 Hz a 20 Hz.

La slitta scorrevole (Figura 2.9) è costituita da una struttura cellulare in acciaio per renderla il più rigido possibile (frequenza propria > 60 Hz) ma allo stesso tempo molto leggera (peso < 35 ton).

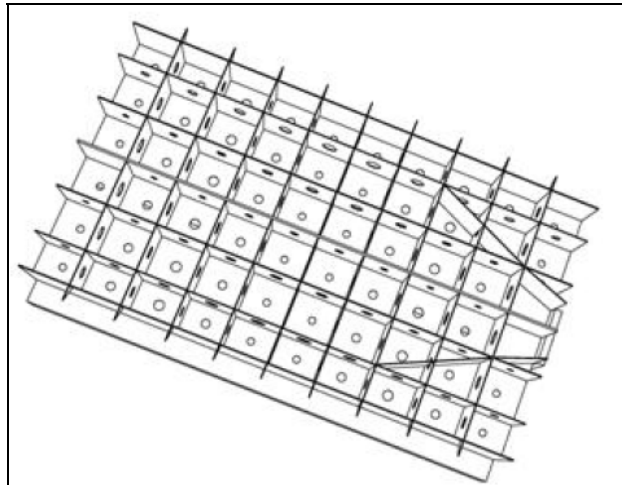


Figura 2.9 Struttura cellulare in acciaio della slitta scorrevole.

La tavola vibrante è vincolata da guide (Figura 2.10) che ne impediscono il movimento in direzione verticale (ribaltamento) nonché lo sbandamento al di fuori della direzione di movimentazione.

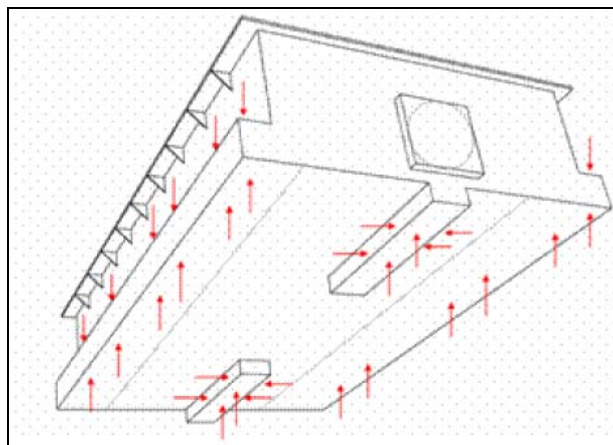


Figura 2.10 Particolare delle guide della slitta scorrevole

2.2.2 Le più importanti tavole vibranti in Europa

a) Portogallo, tavola vibrante 3D della LNEC

La tavola vibrante 3D della LNEC (Figura 2.11) è stata commissionata nel 1995 ed è a tre gradi di libertà traslazionali (due orizzontali ed uno verticale).



Figura 2.11 Tavola vibrante della LNEC (Portogallo)

Contrariamente ai casi precedentemente illustrati, i tre gradi di libertà rotazionali sono comunque presenti, ma ottenuti attraverso un sistema di tubi che applicano una coppia torcente, ognuno per ciascun grado di libertà. Ognuno di questi sistemi di coppie torcenti è composto da tubi con rigidità torsionale molto elevata che possono ruotare intorno al loro asse longitudinale.

La piattaforma di acciaio misura 5,6 m x 4,6 m e pesa 40 tonnellate. La tavola può portare un carico di prova massimo di 40 tonnellate. In termini di capacità, il sistema raggiunge un picco di accelerazione di 1,8 g (con carico di prova nullo), picco di velocità

di 0,2 m/s, e massimo spostamento di ± 175 mm. La piattaforma scorrevole è mossa da un attuttore servo-idraulico longitudinale da 1000 kN, da due attuatori laterali da 300 kN e da uno verticale posto al centro della tavola. La massima frequenza di lavoro è 20 Hz.

In Figura 2.12 si riporta un disegno assonometrico con il posizionamento degli attuatori.

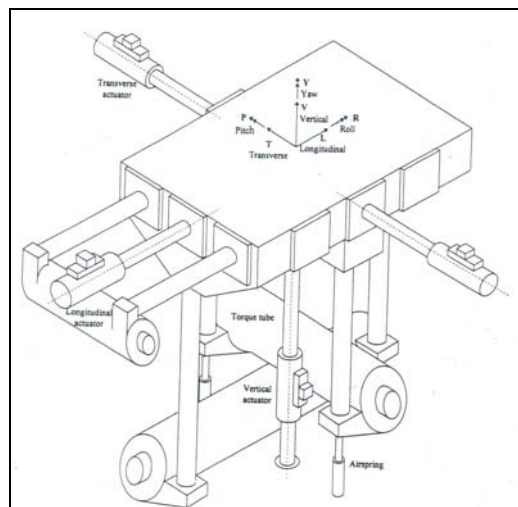


Figura 2.12 Disegno assonometrico della tavola vibrante della LNEC (Portogallo)

b) Università di Atene (Grecia) - tavola vibrante NTUA

La tavola vibrante della NTUA (Figura 2.13) è stata commissionata nel 1985. La tavola ha sei gradi di libertà; tre gradi di libertà traslazionali (due orizzontali ed uno verticale), a cui si associano i tre gradi di libertà rotazionali. La piattaforma scorrevole di acciaio misura 4,0 m per 4,0 m e pesa 10 tonnellate. Può portare un massimo carico di prova di 10 tonnellate. La massima accelerazione è 2 g in condizione di tavola scarica. Il picco in

velocità raggiunto è di 1 m/s e lo spostamento è pari a ± 100 mm. Ognuno degli otto attuatori servo-idraulici che muove la tavola è da 160 kN. Quattro attuatori lavorano in orizzontale e quattro in verticale posizionati negli angoli della tavola. Il sistema di controllo è stato progettato e realizzato dalla MTS. La massima frequenza di lavoro è 25 Hz.

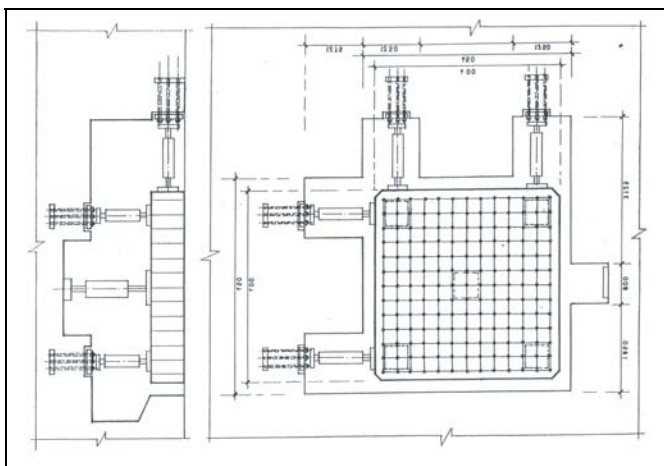


Figura 2.13 Pianta della tavola vibrante NTUA (Atene).

c) Università di Bristol (UK)- tavola vibrante EPSRC.

La tavola vibrante dell'Università di Bristol (Figura 2.14) è collocata presso il Centro di Ricerche in Ingegneria Sismica (EPSRC).

Possiede sei gradi di libertà. La piattaforma scorrevole in alluminio, misura in pianta 3 m x 3 m e pesa tre tonnellate. La piattaforma può portare un massimo carico di prova di 15 tonnellate. Il sistema può raggiungere, in condizione di tavola scarica, un picco di accelerazione di 4.5 g, una massima velocità pari a 0.7 m/s e uno spostamento limite di ± 150 mm.

La piattaforma è mossa da otto attuatori servo-idraulici da 50 kN. Quattro agiscono orizzontalmente e sono posizionati sul perimetro della piattaforma scorrevole. Altri quattro agiscono verticalmente agli spigoli della piattaforma. La massima frequenza di lavoro è 100 Hz.

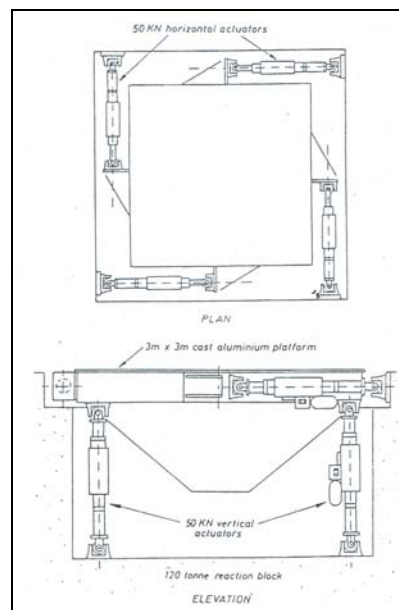


Figura 2.14 Tavola vibrante dell'Università di Bristol

2.2.3 Le più importanti tavole vibranti negli USA

a) *Università di San Diego, California, tavola vibrante esterna LHP.*

La tavola vibrante esterna LHP (Large High Performance) è stata costruita, in una località che dista 15 km dal campus dell'Università di San Diego (Figura 2.15).

La tavola è larga 7.6 m ed è lunga 12.2 m. Il sistema è ad un sol grado di libertà ma può essere sviluppato fino a raggiungere sei gradi di libertà. Il massimo carico di prova è pari ad 2000 tonnellate. Il sistema è in grado di raggiungere, in condizione di tavola scarica, un picco di accelerazione di 4.7 g, un picco orizzontale di velocità di 1.8 m/s ed un massimo spostamento pari ad ± 750 mm. Il range di frequenze di lavoro è 0÷20 Hz.

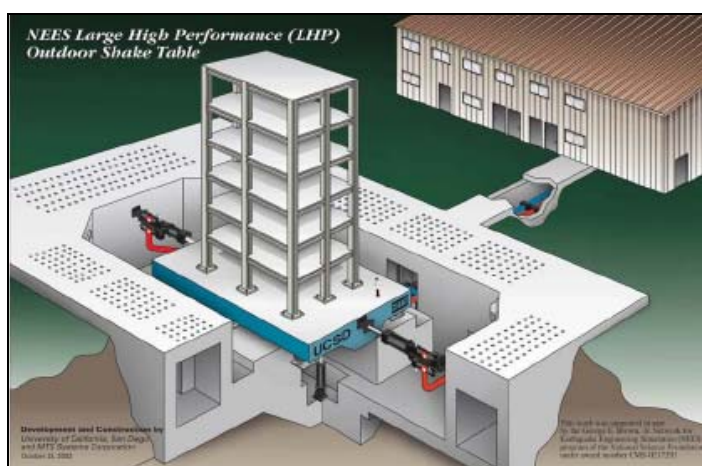


Figura 2.15 Tavola vibrante esterna LHP, San Diego (California)

Pur avendo dimensioni non comuni con le tavole vibranti italiane ed europee questa tavola non è la più grande e potente al mondo, ma le caratteristiche in termini di velocità, spostamenti, e campo di frequenze sono le migliori dopo la tavola di Miky-city in Giappone; comunque è la più grande tavola tra quelle assemblate all'esterno. Nelle intenzioni del Network for Earthquake Engineering Simulation (NEES) si prevede, un significativo ampliamento nelle dimensioni e nelle caratteristiche della tavola.

2.2.4 Le più importanti tavole vibranti in Giappone

a) *Tavola vibrante E-DEFENCE.*

La tavola più grande al mondo (Figura 2.16) si trova a Miki City in Giappone.

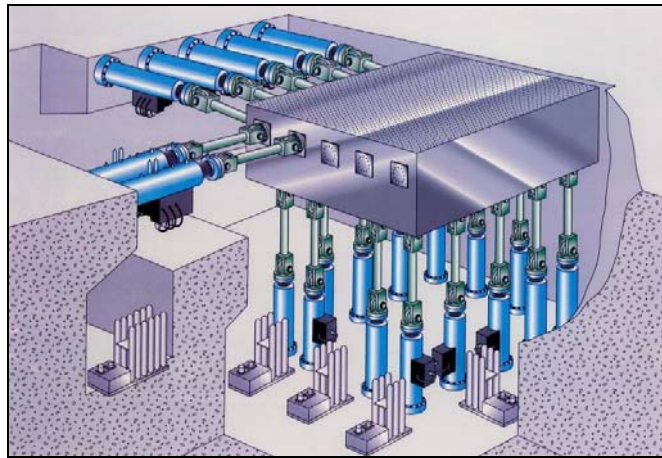


Figura 2.16 Tavola vibrante E-DEFENCE, Miki City (Giappone)

E' stata pensata e realizzata per provini in scala reale. La tavola misura 20 m x 15 m. il massimo carico di prova è di 12000 tonnellate. La massima accelerazione è 1,7 g in condizione di tavola scarica, il picco di velocità è di 2,0 m/s, mentre il massimo spostamento è ± 1000 mm. A Miki City sono stati costruiti edifici diversi in cui ospitare separatamente, la tavola, il sistema di misura e controllo, l'unità di olio idraulico e la preparazione dei prototipi. Un'attrezzatura servo-idraulica ad elevate caratteristiche è necessaria per muovere la grande massa della tavola e del prototipo. Le pompe sono capaci di fornire una portata di olio di 15000 l/min. Sono presenti tre servo-valvole per ognuno degli attuatori orizzontali ed una servo-valvola per gli attuatori verticali.

CAPITOLO 3: LE TAVOLE VIBRANTI BIASSIALI DEL CRdC AMRA

3.1 INTRODUZIONE

Il sistema di tavole vibranti biassiali, è installato presso il Dipartimento di Ingegneria Strutturale (DIST) della facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli Federico II (Figura 3.1). Esso è costituito da due tavole vibranti asincrone che rappresentano la principale infrastruttura sperimentale di AMRA (Analisi e Monitoraggio del Rischio Ambientale) scarl, struttura permanente di ricerca multidisciplinare per lo sviluppo di metodologie innovative applicate alla problematiche ambientali. È caratterizzato da due tavole a pianta quadrata con lato di 3 m; ogni tavola può essere definita come "un sistema chiuso", in quanto gli attuatori e le servovalvole sono contenuti all'interno della tavola stessa.

Ciò consente al sistema una trasportabilità, una espandibilità e modularità che rappresentano una più importante peculiarità all'interno del panorama mondiale dei sistemi per la simulazione sismica. La "spostabilità" fa sì che il sistema sia tra i pochi al mondo, capaci di simulare effetti di asincronismo dell'azione sismica per strutture di grandi luci. Il massimo carico di prova è di 20 tonnellate per tavola, con un campo di frequenza di 0÷50 Hz; il picco di accelerazione è di 1 g, quello di velocità è di 1,0 m/sec e lo

spostamento totale è di 500 mm (± 250 mm); la centrale di pompaggio a servizio del sistema è costituita da 12 motopompe per una capacità complessiva di 2500 l/min a regime e di 3000 l/min come picco. In Figura 3.2, si riporta una vista assonometrica del sistema.



Figura 3.1 Interno del laboratorio del DIST

3.2 LE PRINCIPALI COMPONENTI DEL SISTEMA

Il sistema di tavole vibranti biassiali è di tipo elettro-idraulico; il segnale elettrico controlla e regola il flusso idraulico ad elevata pressione, che assicura il movimento alle tavole.

I principali componenti del sistema possono essere individuati in:

- a) le piastre scorrevoli e la base fissa;
- b) la massa di contrasto;
- c) il sistema idraulico di pompaggio ed i manifold;

- d) le servovalvole e i servoattuatori idraulici;
- e) il sistema di controllo elettronico.

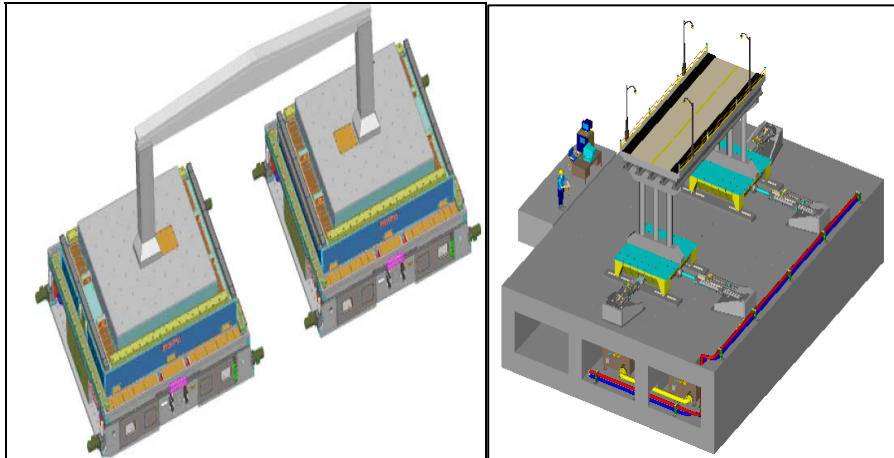


Figura 3.2 Sistema di tavole vibranti biassiali installate presso il DIST dell'Università Federico II di Napoli

3.2.1 Le piastre scorrevoli e la base fissa

Ognuna delle due tavole vibranti è caratterizzata da due gradi di libertà (2 DOF), nelle due direzioni ortogonali orizzontali ed è composta da una base fissa, una piastra intermedia scorrevole ed una piastra superiore anch'essa scorrevole sulla precedente (Figura 3.3 e 3.4).

Ogni tavola è composta da una robusta base fissa del peso di 27.5 tonnellate, realizzata in carpenteria elettrosaldata e contenente parte dell'impianto idraulico. In particolare, nella parte centrale della base è allocato un attuatore servoidraulico che consente di muovere la slitta intermedia. Analogamente nella slitta intermedia del peso di 23 tonnellate è allocato un attuatore necessario alla mobilità della slitta superiore del peso complessivo di 12.5 tonnellate.

Ogni slitta scorre su quella immediatamente inferiore grazie ad un sistema di sostentamento idraulico garantito da cinque pompe installate entro sagoma. Lo spessore massimo del meato dell'olio, in condizioni ideali di funzionamento, è di 0.5 mm, tale valore rappresenta il limite di spostamento delle tavole sotto la condizione di carico critico. La presenza di tre guide, denominate tecnicamente lardoni, consente ad ogni slitta di mantenere entro la sagoma della tavola il proprio movimento orizzontale.

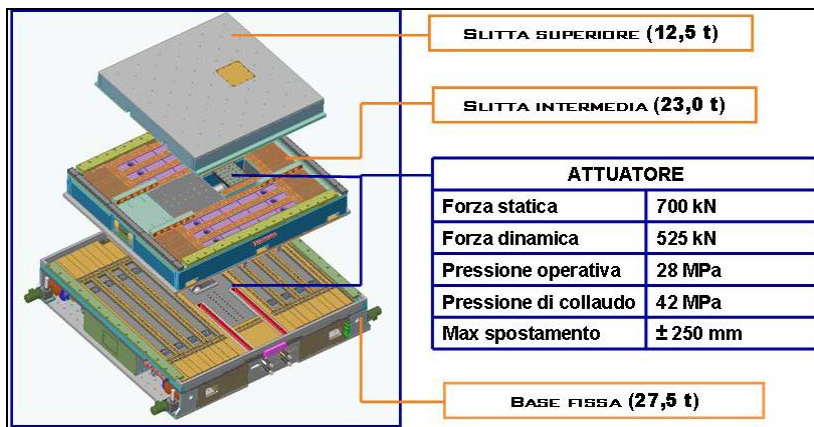


Figura 3.3 Schema strutturale della tavola vibrante

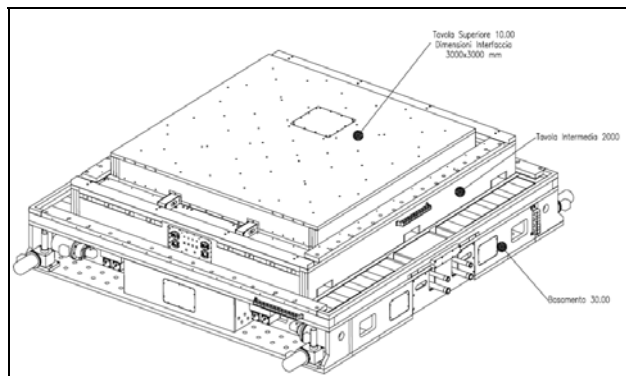


Figura 3.4 Schema strutturale della tavola vibrante

Analisi strutturali (Figura 3.5) e verifiche di campo hanno mostrato una frequenza fondamentale di 89 Hz per la slitta superiore, 73 Hz per la slitta intermedia ed una prima frequenza di 104 Hz per la base fissa (quindi fuori dal range operativo del sistema stesso), e che la deformazione elastica è tale da non compromettere la stabilità del meato, inficiando l'efficacia del sistema idrostatico.

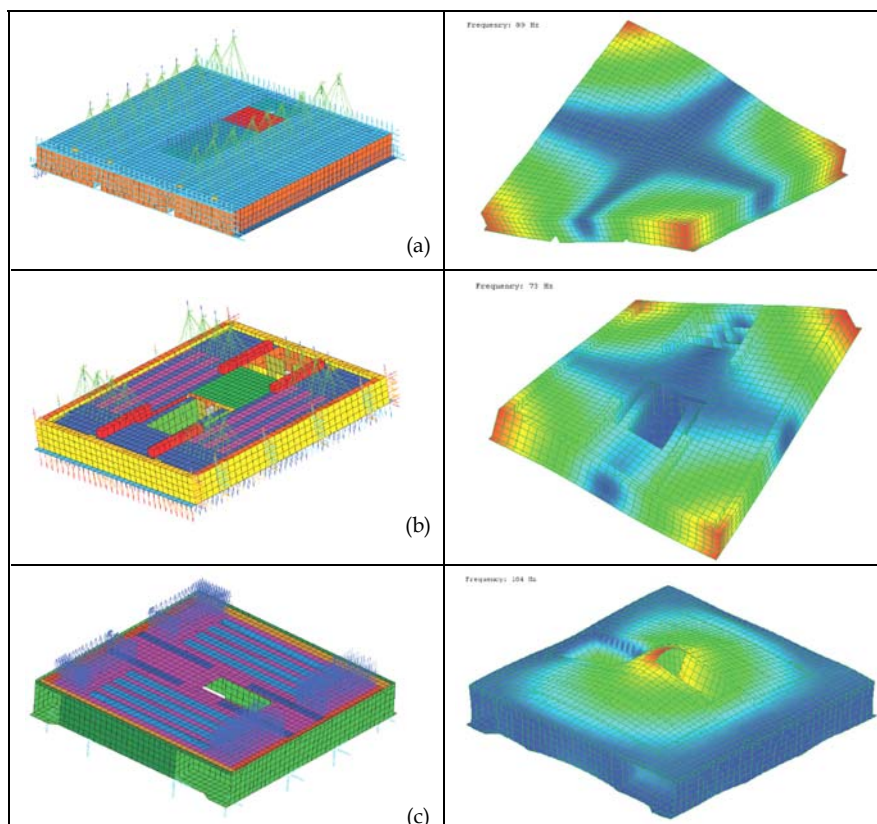


Figura 3.5: Modello FEM della tavola superiore (a), intermedia (b) e inferiore (c)

Ogni tavola ha una superficie utile in pianta di 3.0 m x 3.0 m, mentre l'ingombro è di 3.9 m x 4.1 m. L'altezza totale è di 1,15 m. Le tavole vibranti possono operare in modo indipendente o essere collegate meccanicamente per formare una singola tavola biassiale di 3.0 m x 6.0 m. Per la precisione, in quest'ultimo caso, la tavola complessiva risultante dall'unione delle due è comunque maggiore di 3,0 x 6,0 m (almeno 3,0 m x 7,0 m) in quanto l'ingombro del basamento (3,9 m x 4,1 m) non consente la completa contiguità tra le due piastre. La possibilità di movimentazione delle tavole (Figura 3.6) è assicurata da una serie di dispositivi meccanici di fissaggio, interconnessione ed allineamento disposti sulla piastra di base (Figura 3.7).

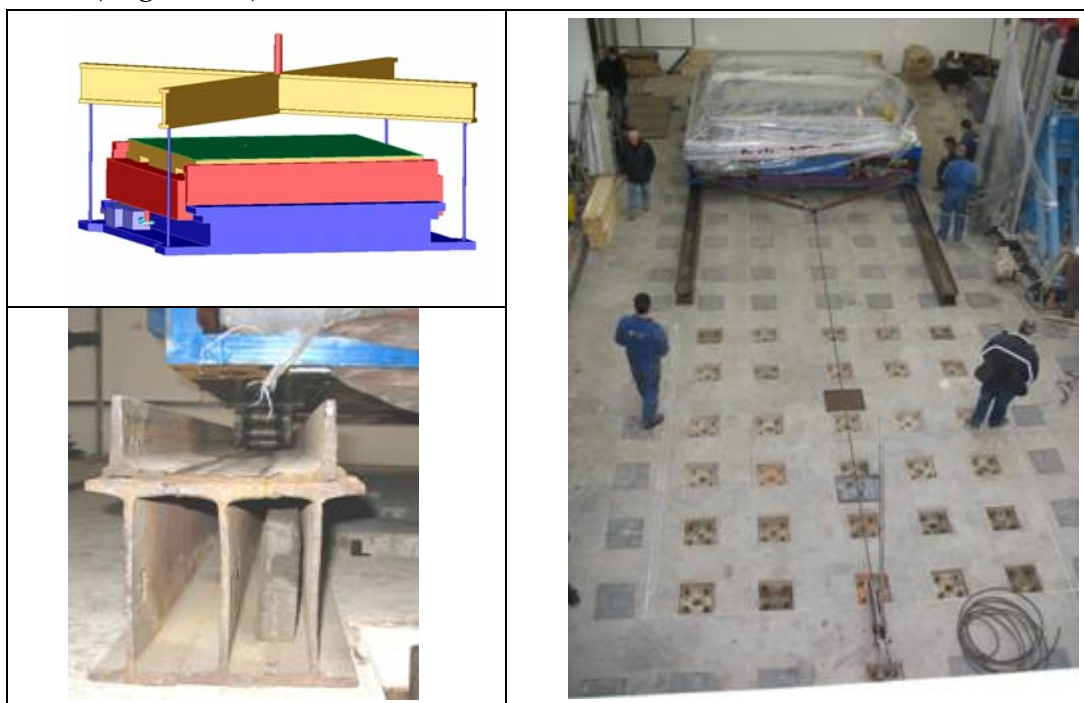


Figura 3.6 Possibilità di movimentazione delle tavole

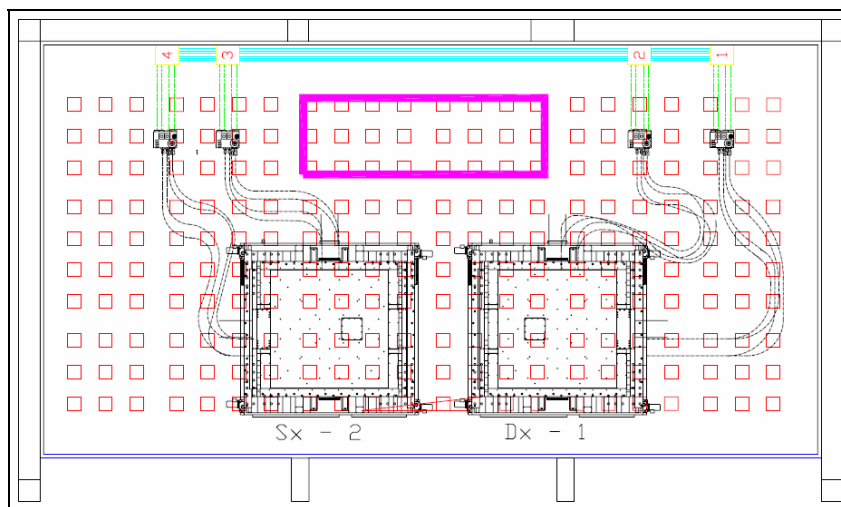


Figura 3.7 Pianta delle tavole e della piastra di base

3.2.2 Il sistema di contrasto

Il sistema di contrasto è costituito da un piastrone in cemento armato a pianta rettangolare di dimensioni 19.3 m per 10.0 m, con un'altezza di 1.05 m poggiante su dieci setti in cemento armato, di dimensioni 3.4 m per 2.55 m per 0.50 m, orientati in maniera da centrifugare il più possibile le rigidzze laterali. La distanza netta tra la l'estradosso della piastra di fondazione e l'intradosso del piastrone di sommità è di 2.55 m. Si riporta in Figura 3.8 lo schema della pianta e della sezione trasversale.

La massa totale del sistema di contrasto è costituita da 506 t della massa del piastrone e dalle 11 t della massa totale dei setti.

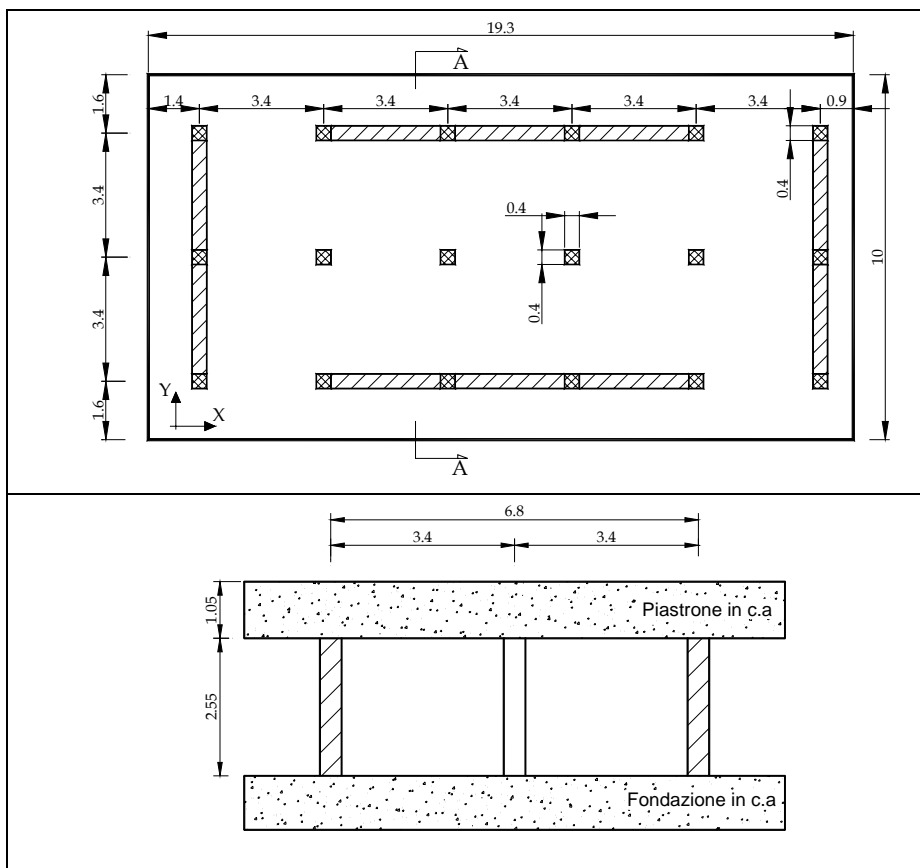


Figura 3.8 Pianta e sezione della massa di contrasto (misure in m)

Con un'analisi dinamica lineare, realizzata con l'ausilio di un programma agli elementi finiti (Figura 3.9), è stata calcolata la frequenza fondamentale della massa di contrasto, pari all'incirca a 12 Hz per entrambe le direzioni orizzontali.

Inoltre si è riscontrato che la variazione delle frequenze proprie del sistema è minima tra i seguenti casi:

- due tavole scariche;
- due tavole a pieno carico;
- una tavola a pieno carico ed una tavola scarica.

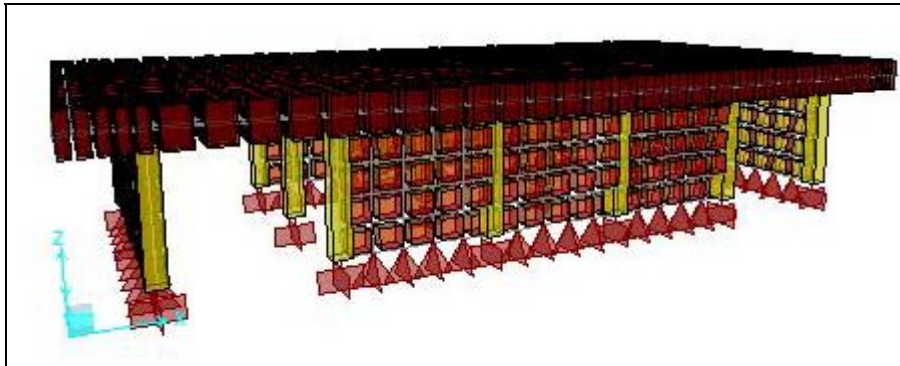


Figura 3.9 Modello FEM del piastrone di contrasto

3.2.2 Il sistema idraulico di pompaggio e i manifold

La centrale idraulica (Figura 3.10) è modulare ed è formata da sei gruppi motopompa ognuno dei quali eroga una portata di 400 lit/min, per un totale di 2400 lit/min continuativi, con pressione operativa di 28 MPa e una portata di picco di 3000 litri al minuto.

I gruppi sono posizionati su vasche di raccolta olio esausto e connessi a due serbatoi in acciaio inox contenenti ciascuno 5000 litri di olio (Figura 3.10).



Figura 3.10 Pompe (sx) e serbatoio (dx)

A regime il sistema assorbe un quantitativo di energia pari a 1500 kW.

Le tubazioni (piping) sono costituite interamente da tubi non saldati ma unicamente flangiati (Figura 3.11). Inoltre il sistema di tubazioni, è progettato e realizzato per consentire l'utilizzo della potenza idraulica non soltanto alle tavole (linea principale), ma anche ad altri macchinari presenti nel laboratorio collegati alla centrale di pompaggio attraverso una apposita linea secondaria (Figura 3.12).

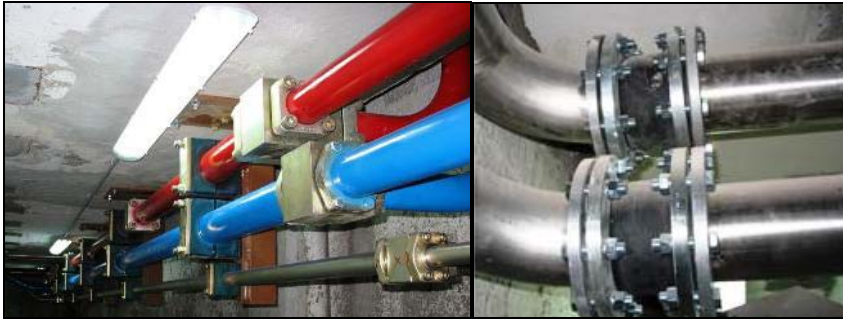


Figura 3.11 Particolare del piping

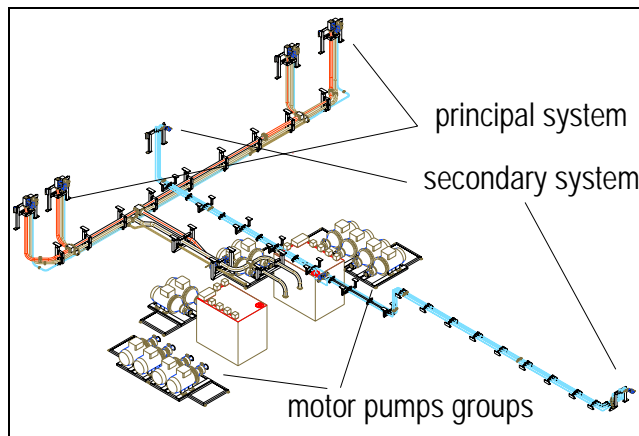


Figura 3.10 Schema funzionale del piping

I manifold, rappresentano l'elemento di confine del percorso dell'olio tra le camere degli attuatori e le pompe (Figura 3.11). L'olio pompato, prima di accedere negli attuatori passa attraverso questi dispositivi che gestiscono attraverso le loro valvole la pressione negli attuatori. Il sistema ne comprende quattro, due per ogni tavola. Il controllo è di tipo OFF-LOW-HIGH, cioè l'olio nelle camere degli attuatori arriva prima in condizione di bassa pressione (circa 140 bar) e poi successivamente in alta pressione (circa 280 bar). Ciascun manifold è controllato elettronicamente ed è in grado di gestire una portata di circa 1000 lit/min.

Per prevenire una riduzione di pressione dovute ad eventuali fluttuazioni sono installati 4 accumulatori da 25 litri sulla linea di mandata e 2 accumulatori da 25 litri sulla linea di ritorno (Figura 3.11).



Figura 3.11 Manifold con accumulatori

3.2.3 Le servovalvole e i servoattuatori idraulici

Sono presenti due servovalvole tecnicamente definite “a tre stadi”, per ogni attuatore (quindi in totale quattro servovalvole per ogni tavola). Attraverso la posizione di una unità scorrevole detta rocchetto presente all’interno della servovalvola misurata da un dispositivo elettromagnetico differenziale a variabile lineare (LVDT) si garantisce l’esatta trasformazione del segnale elettrico proveniente dal sistema di controllo delle tavole in segnale meccanico di apertura delle servovalvole, inviando la portata di fluido comandata alle camere dell’attuatore. La massima pressione di lavoro per ogni servovalvola è di 280 bar. Ognuna delle due tavole vibranti è equipaggiata con due attuatori (Figura 3.12) a doppio stelo simmetrico, che assicurano il movimento nelle due direzioni orizzontali.

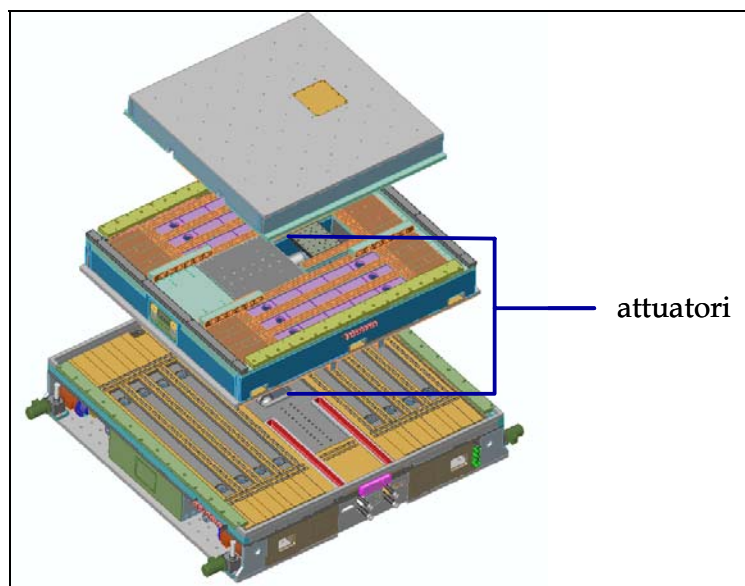


Figura 3.12 Localizzazione degli attuatori all’interno della tavola

Come, già detto, i due attuatori sono presenti all'interno della stessa tavola e in particolare, l'attuatore inferiore è montato sulla base fissa, mentre quello superiore nella slitta intermedia.

Gli attuatori, sono in grado di esplicare una forza statica, alla pressione di lavoro di 28 MPa, di 700 kN, mentre la forza dinamica è pari ad 525 kN. Il massimo spostamento è pari ad ± 250 mm.

Tutti i servoattuatori sono collegati ad un trasduttore di pressione per la misura del ΔP tra le camere dell'attuatore stesso.

3.2.4 Il sistema di controllo

Il sistema di controllo elettronico RT2-3V (Figura 3.13) è realizzato su piattaforma Real Time ed il software è sviluppato completamente in ambiente LabView. RT2 significa gestione digitale in "Real Time" di due sistemi, mentre 3V indica le tre variabili controllate (accelerazione, velocità e spostamento).

Sono presenti due controllori indipendenti RT2-3V che permettono di gestire autonomamente i due gradi di libertà di ciascuna tavola e nel caso di accoppiamento meccanico dei due sistemi di eccitazione possono operare in modalità sincronizzata, realizzando a tutti gli effetti un'unica tavola sismica di dimensioni doppie.

Con questa configurazione le due tavole possono anche essere impiegate in modo autonomo per l'esecuzione contemporanea di due prove distinte.

Questa architettura costituita da due sistemi identici e sincronizzabili permette inoltre di facilitare la diagnosi di eventuali malfunzionamenti mediante test comparativi e quindi di ridurre ulteriormente i tempi di fermo impianto, permettendo di scambiare

i componenti di ciascun sistema per garantire comunque il funzionamento di almeno una tavola.



Figura 3.13 Il sistema di controllo elettronico RT2-3V

Il sistema di controllo è gestito da un applicativo software Real Time che si interfaccia tramite link di rete ethernet con un normale PC dove risiede un ulteriore software sviluppato in ambiente Labview per la gestione del sistema, l'interfaccia utente ed il salvataggio delle configurazioni e dei dati acquisiti.

Inoltre, il sistema RT2-3V è in grado di gestire completamente l'esecuzione di test di simulazione sismica biassiale, a partire dalla fase di definizione degli oscillogrammi sino alla riproduzione degli accelerogrammi compensando la funzione di trasferimento dell'intero sistema di eccitazione, comprensivo dell'interazione del campione sottoposto a test.

Il controllo di ciascun grado di libertà è realizzato controeazionando simultaneamente, ed in tempo reale, i segnali di spostamento, velocità ed accelerazione e ottimizzando quindi, il

contributo di ciascuna grandezza nel significativo intervallo di frequenza.

I segnali di velocità sono ricavati derivando matematicamente i segnali forniti dai trasduttori di spostamento ed integrando i segnali accelerometrici.

Il loop di controllo in spostamento è attivo per il contenuto spettrale a bassa frequenza, quello di accelerazione ad alta frequenza mentre quello in velocità alle frequenze intermedie. I tre loop di controllo (a 2 kHz=2000 controlli al secondo) sono contemporaneamente attivi permettendo di ottenere un'elevata accuratezza e precisione su tutto il campo operativo di frequenze della tavola.

Le cause di instabilità dovute agli effetti di risonanza della colonna d'olio sono compensate grazie ai segnali di pressione differenziale forniti da specifici trasduttori installati su ciascun attuatore; l'algoritmo di controllo permette di definire il contributo di stabilizzazione ed il relativo range di frequenza.

Il sistema di controllo RT2-3V è in grado di misurare ed aggiornare la funzione di trasferimento dell'intero sistema di eccitazione e, mediante un processo di convoluzione, calcolare il segnale di comando da inviare alle servovalvole per riprodurre fedelmente i segnali desiderati.

Nel caso di accoppiamento meccanico delle due tavole, i due controllori RT2-2V sono configurati e sincronizzati in modo tale da costituire un unico controllore per la tavola risultante, mantenendo le metodologie di prova sopra illustrate.

CAPITOLO 4: MODELLAZIONE ANALITICA DEL SISTEMA

4.1 INTRODUZIONE

Per tutti i sistemi di simulazione sismica, l'obiettivo principale è quello di riprodurre quanto più fedelmente possibile lo spostamento desiderato, in modo da poter simulare gli effetti di un terremoto di riferimento su un modello in scala e non.

Tuttavia, la distorsione nella riproduzione del segnale dinamico è inevitabile e dipende da diversi fattori come fenomeni di tipo fisico (cedevolezza della fondazione, compressibilità dell'olio all'interno dell'attuatore, passaggio di olio attraverso le guarnizioni di tenuta dell'attuatore, tempo di ritardo della servo-valvola) e/o dal tipo di configurazione del sistema di controllo (algoritmo di controllo, regolazione dei guadagni).

Con l'obiettivo di simulare numericamente le cosiddette "funzioni di trasferimento della tavola", ossia il rapporto tra lo spostamento in entrata (desiderato) e quello in uscita (reale), è stato creato un modello analitico capace di riprodurre il reale comportamento dinamico del sistema di tavole vibranti.

In particolare, per facilitarne lo studio, il sistema è stato suddiviso in sottosistemi (Figura 4.1).

Un primo modello matematico è relativo al solo sistema di controllo. In altre parole, la modellazione analitica consente, dato un segnale desiderato x_d , di conoscere il valore dello spostamento in uscita dal sistema di controllo x_c .

Successivamente, un secondo modello matematico è stato creato per il solo sottoinsieme composto dalle servovalvole a tre stadi, ricavando così la funzione di trasferimento della servovalvola "S" e cioè il rapporto tra lo spostamento x_c in uscita al sistema di controllo e la portata comandata dalla servovalvola all'attuatore q_s .

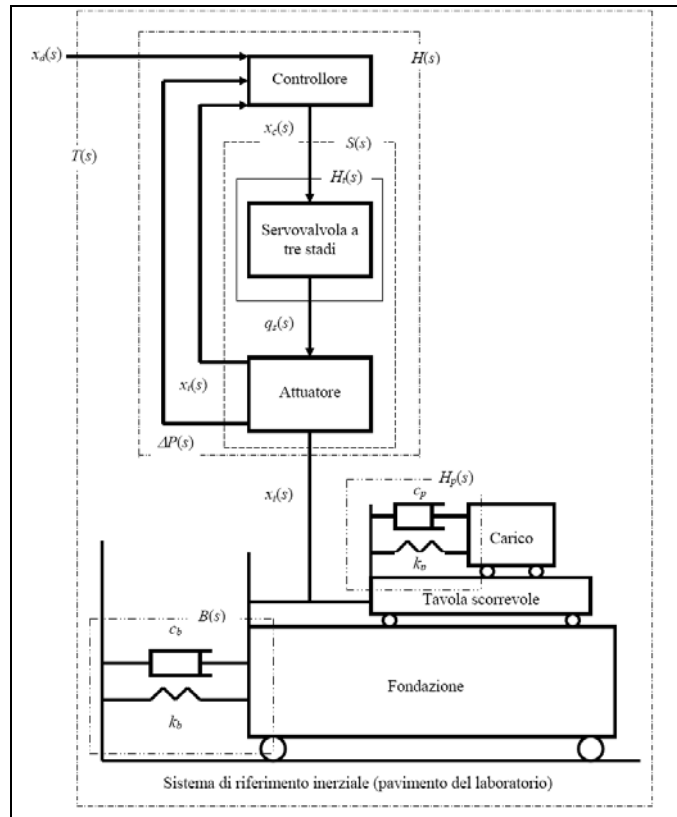


Figura 4.1 Divisione in sottosistemi per la modellazione analitica del sistema

Infine, la modellazione analitica di altri due sottoinsiemi, ha consentito di portare in conto l'effetto della flessibilità della massa di contrasto (funzione di trasferimento della base "B"), nonché gli effetti dinamici del carico di prova (funzione di trasferimento del carico di prova "H").

4.2 MODELLO ANALITICO DEI SOTTOSISTEMI

4.2.1 Il sistema di controllo

Il sistema di controllo trasforma la richiesta dell'operatore di movimentazione del sistema, in un segnale elettrico di comando alle servovalvole che con il loro movimento consentono all'olio in pressione di entrare o uscire dalle camere dell'attuatore e quindi in ultima battuta di far muovere la tavola. Tale segnale elettrico è ottenuto come somma di varie aliquote, come mostrato in Figura 4.2.

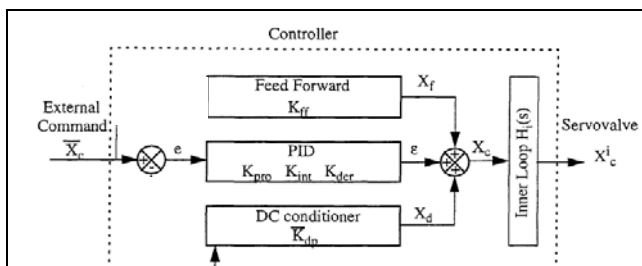


Figura 4.2 Modello analitico del sistema di controllo

In particolare, il segnale elettrico $x_c(t)$ comandato alle servovalvole, è ottenuto come somma di tre aliquote:

$$x_c(t) = \varepsilon(t) + x_{ff}(t) + x_{dp}(t) \quad [V] \quad (4.1)$$

dove:

$\varepsilon(t)$ è detta componente proporzionale-integrale-derivativa (PID) dell'errore;

$x_{ff}(t)$ è la componente feed-forward;

$x_{dp}(t)$ è la componente della pressione differenziale.

L'errore $e(t)$ rappresenta la differenza, misurata "real-time", tra lo spostamento imposto (set point) e quello misurato (feedback o spostamento di retroazione).

Per minimizzare l'errore, nel minor tempo possibile, il sistema di controllo si preoccupa di agire su opportuni parametri di guadagno che risultano essere proporzionali all'errore $e(t)$, ma anche derivati e integrali dell'errore stesso. Si parla sinteticamente di processo di guadagno "PID" cioè simultaneamente Proporzionale, Integrale e Derivato (Figura 4.3).

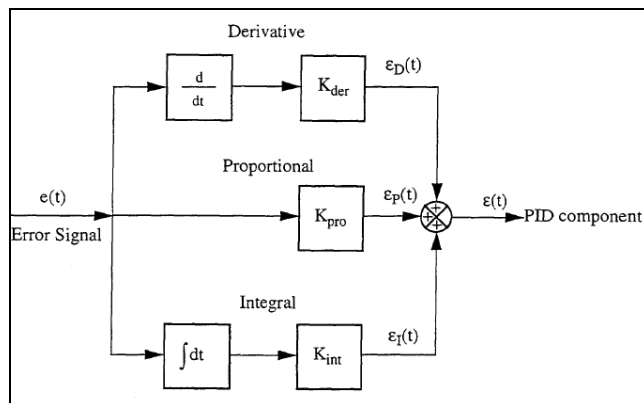


Figura 4.3 Schematizzazione del guadagno PID

La componente PID si ottiene come somma di tre contributi:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_P[e(t)] + \varepsilon_I[e(t)] + \varepsilon_D[e(t)] \quad (4.2)$$

dove $e(t)$, come già detto, è il segnale di errore, pari alla differenza, misurata istante per istante, fra lo spostamento desiderato $x_d(t)$ e quello reale $x_t(t)$:

$$e(t) = x_d(t) - x_t(t) \quad (4.3)$$

mentre ε_p , ε_I ed ε_D rappresentano rispettivamente la componente proporzionale, quella integrale e quella derivativa.

La componente di guadagno proporzionale è ottenuta moltiplicando l'errore per una costante di guadagno proporzionale k_{pro} :

$$\varepsilon_p[e(t)] = K_{pro} \cdot e(t) \quad (4.4)$$

La componente di guadagno integrale è ottenuta moltiplicando l'integrale dell'errore dopo il primo istante di tempo, o errore accumulato, per la costante di guadagno integrale k_{int} :

$$\varepsilon_I[e(t)] = K_{int} \cdot \int_0^t e(\xi) \cdot d\xi \quad (4.5)$$

La componente di guadagno derivata è ottenuta moltiplicando la derivata dell'errore, per la costante di guadagno derivata k_{der} , come espresso dalla seguente relazione:

$$\varepsilon_D[e(t)] = K_{der} \cdot \left[\frac{de(\xi)}{d\xi} \right]_{\xi=t} \quad (4.6)$$

Esplicitando le diverse componenti dell'errore nella (4.2) si ottiene:

$$\varepsilon(t) = K_{pro} \cdot e(t) + K_{int} \cdot \int_0^t e(\xi) \cdot d\xi + K_{der} \cdot \left[\frac{de(\xi)}{d\xi} \right]_{\xi=t} \quad (4.7)$$

Tenuto conto che la $\varepsilon(t)$ rappresenta un'aliquota del segnale elettrico comandato alla servovalvola (eq. 4.1) e come tale misurato in volt, le unità di misura delle costanti di guadagno saranno espresse come $[V/m]$, $[Hz \cdot V/m]$, $[sec \cdot V/m]$, per K_{pro} , K_{int} e K_{der} rispettivamente.

Al fine di semplificare l'espressione (eq. 4.7) si passa dal dominio del tempo al dominio di Laplace:

$$\varepsilon(s) = K_{pro} \cdot e(s) + \frac{K_{int}}{s} \cdot e(s) + s \cdot K_{der} \cdot e(s) \quad (4.8)$$

Così facendo, si è passati da una equazione integro-differenziale ad una equazione di tipo lineare.

La componente di guadagno feed-forward si ottiene moltiplicando la derivata del segnale elettrico di comando in input, $x_d(t)$, per una costante di guadagno feed-forward, K_{ff} :

$$x_{ff}(t) = K_{ff} \cdot \left[\frac{dx_d(\xi)}{d\xi} \right]_{\xi=t} \quad (4.9)$$

Dal punto di vista concettuale tale guadagno è come la componente derivata del PID ma diversamente da questo ultimo

non si ottiene da una valutazione del parametro di errore, ma direttamente dal comando in spostamento.

L'espressione (4.9) in notazione di Laplace, diventa:

$$x_{ff}(s) = s \cdot K_{ff} \cdot x_d(s) \quad (4.10)$$

La componente di guadagno della pressione differenziale è definibile come:

$$x_{dP}(t) = K_{dP} \cdot \Delta P(t) \quad (4.11)$$

dove:

K_{dP} è il guadagno della pressione differenziale misurato in $[m \cdot V / Pa]$ mentre $\Delta P(t)$ è la differenza di pressione fra le due camere dell'attuatore. Tale parametro di guadagno, viene usato come input alla servovalvola, solitamente quando occorre ridurre fenomeni di vibrazione della colonna d'olio nell'attuatore.

La pressione differenziale $\Delta P(t)$ è direttamente proporzionale alla forza applicata all'attuatore attraverso l'espressione: $\Delta P(t) = F_a(t) / A$ dove A è l'effettiva area del pistone ed $F_a(t)$ è la forza che si sviluppa nell'attuatore. Sostituendo quest'ultima espressione nell'equazione (4.8) ed esprimendo il tutto, in notazione di Laplace, si ottiene:

$$x_{dP}(s) = K_{dP} \cdot \frac{F_a(s)}{A} \quad (4.12)$$

Infine sostituendo le espressioni (4.8), (4.10) e (4.12) nella relazione (4.1), si ottiene:

$$x_c(s) = \underbrace{\left(K_{pro} + \frac{K_{int}}{s} + s \cdot K_{der} \right)}_{\varepsilon(t)} \cdot [x_d(s) - x_t(s)] + \underbrace{s \cdot K_{ff} \cdot x_d(s)}_{x_{ff}(t)} + \underbrace{\frac{K_{dP} \cdot F_a(s)}{A}}_{x_{dP}(t)} \quad (4.13)$$

Non è inusuale, che i guadagni K_{pro} , K_{int} , K_{der} , K_{ff} e K_{dP} non vengano impostati direttamente dall'operatore nella messa a punto del sistema di controllo ma che si intervenga piuttosto sulle grandezze P_{gain} [V/V], I_{gain} [Hz], D_{gain} [sec], FF_{gain} [sec] e dP_{gain} [V/V], anch'esse definite guadagni, legate alle prime attraverso le relazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{pro} = P_{gain} \cdot K_{x-cond} \\ K_{int} = I_{gain} \cdot K_{x-cond} \\ K_{der} = D_{gain} \cdot \frac{K_{x-cond}}{2} \\ K_{ff} = FF_{gain} \cdot \frac{K_{x-cond}}{2} \\ K_{dP} = P_{gain} \cdot K_{dP-cond} \end{array} \right. \quad (4.14)$$

4.2.2 La servovalvola a tre stadi.

Il funzionamento di una servovalvola a tre stadi è abbastanza articolato (Figura 4.4). In breve, il segnale elettrico in ingresso alla servovalvola, elaborato dal sistema di controllo e descritto analiticamente nel paragrafo precedente, è inviato all'avvolgimento elettrico nel primo stadio che regola la rotazione di una valvola a cerniera (flapper); da tale rotazione dipende la differenza di pressione ΔP_p generata nel secondo stadio e quindi la posizione del rocchetto (spool) nel secondo stadio stesso; la posizione di

quest'ultimo regola l'andamento del flusso di olio verso il terzo stadio e quindi la posizione del rocchetto $x_3(s)$; infine, la posizione del rocchetto del terzo stadio controlla la portata di olio $q_s(s)$ inviata nella camera dell'attuatore.

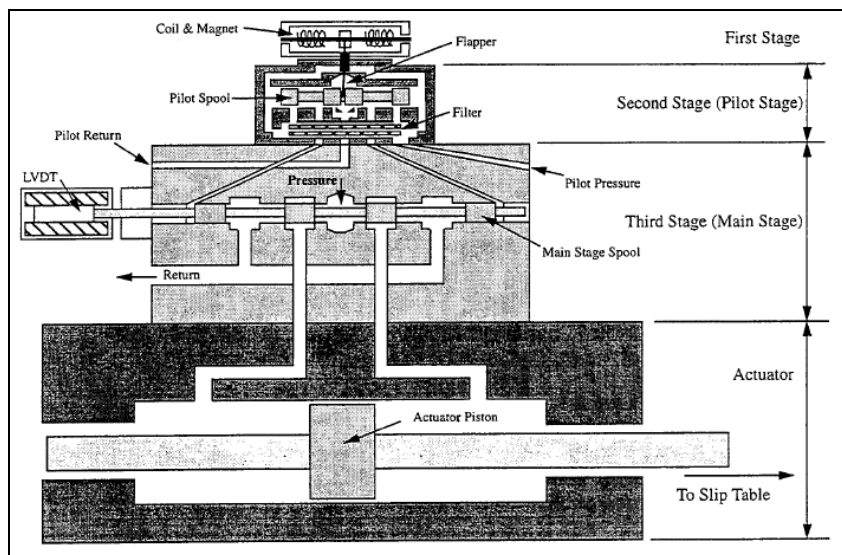


Figura 4.4 Sezione verticale della servovalvola a tre stadi

Dal momento che la distorsione del segnale in uscita della tavola vibrante provocata dal funzionamento della servovalvola è trascurabile rispetto a quella generata dalle restanti componenti della tavola vibrante, è lecito ignorare nella modellazione analitica il sistema di controllo interno alla servovalvola appena descritto.

Pertanto, la relazione tra lo spostamento comandato alla servovalvola, $x_c(s)$, e la differenza di pressione nello stadio pilota, ΔP_p , può essere assunta di tipo lineare ed espressa come:

$$\Delta P_p(s) = k_1 \cdot x_c(s) \quad (4.15)$$

dove:

k_1 è il guadagno del flapper;

$x_c(s)$ è il segnale elettrico comandato alle servovalvole in uscita dal sistema di controllo;

$\Delta P_p(s)$ è la differenza di pressione del rocchetto nel secondo stadio.

Una relazione di tipo lineare è assunta per rapportare la differenza di pressione nel secondo stadio con lo spostamento del rocchetto dello stadio principale (terzo stadio):

$$x_3(s) = k_2 \cdot \Delta P_p(s) \quad (4.16)$$

dove:

$x_3(s)$ è lo spostamento del terzo (principale) stadio del rocchetto;

$\Delta P_p(s)$ è la differenza di pressione del rocchetto nel secondo stadio;

K_2 è il fattore di guadagno del secondo stadio.

Infine, assumendo una relazione ancora di tipo lineare tra la posizione del rocchetto del terzo stadio e la portata di fluido dell'attuatore, si può scrivere la relazione:

$$q_s(s) = k_{xq} \cdot x_3(s) \quad (4.17)$$

dove:

k_{xq} è il coefficiente di guadagno della portata;

$q_s(s)$ è la portata idraulica del fluido in uscita dalla servovalvola e in entrata nella camera di attuazione.

Sostituendo l'espressione (4.15) nella (4.16) e successivamente la relazione così trovata nella (4.17), si ottiene la seguente espressione per la portata d'olio in entrata nell'attuatore:

$$q_s(s) = k_{xq} \cdot k_2 \cdot k_1 \cdot x_c(s) = k_t \cdot x_c(s) \quad (4.18)$$

dove k_t è definito, sinteticamente, come fattore di guadagno della tavola.

Un notevole miglioramento del modello analitico si ottiene introducendo un ritardo nella risposta della servovalvola, cioè ammettendo che intercorra un intervallo di tempo non trascurabile fra l'istante in cui il segnale elettrico $x_c(s)$ raggiunge il primo stadio e l'istante in cui il rocchetto del terzo stadio si dispone di conseguenza.

Questo ritardo, osservato sperimentalmente, coincide con il tempo necessario per superare l'inerzia dei componenti in movimento della servovalvola.

Nel dominio del tempo, ripetendo le considerazioni che hanno portato alla scrittura della relazione (4.18) ed introducendo il tempo di ritardo τ , è possibile scrivere la seguente espressione:

$$q_s(t) = k_t \cdot x_c(t - \tau) \quad (4.19)$$

mentre nel dominio di Laplace, per le proprietà di tale trasformazione, si ottiene:

$$q_s(s) = k_t \cdot x_c(s) \cdot e^{-s\tau} \quad (4.20)$$

4.2.3 L'attuatore

La portata del fluido ad alta pressione $q_s(t)$ uscente dalla servovalvola viene inviata nelle camere in pressione dell'attuatore e in particolare in uno dei due compartimenti separati dal pistone. Questo fluido in pressione deve compensare l'innalzamento di volume nella camera di attuazione causato dal movimento del pistone, le perdite che si generano attraverso le guarnizioni di tenuta e la compressibilità dell'olio.

E' possibile scrivere un'equazione di continuità idrodinamica tra le grandezze sopra esposte, ottenendo:

$$q_s(t) = q_{pm}(t) + q_{le}(t) + q_{comp}(t) \quad (4.21)$$

in cui:

$q_{pm}(t)$ è la portata in ingresso dovuta al movimento del pistone;

$q_{le}(t)$ è le portata di perdita;

$q_{comp}(t)$ è la portata di compressibilità.

L'equazione di continuità (4.21) è esprimibile anche in notazione di Laplace come:

$$q_s(s) = q_{pm}(s) + q_{le}(s) + q_{comp}(s) \quad (4.22)$$

La portata $q_{pm}(t)$ dipende dal movimento del pistone, in particolare coincide con la variazione, per unità di tempo, del volume del compartimento all'interno del quale viene immesso il fluido, come mostrato in Figura 4.5.

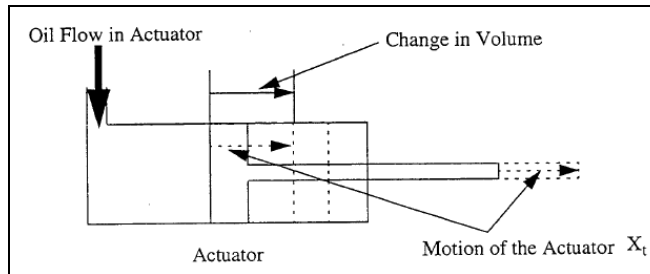


Figura 4.5 Portata di olio dovuta al movimento dell'attuatore

Se si indica con A l'area di base del pistone e con $\dot{x}_t(t)$ la velocità della tavola, si ottiene:

$$q_{pm}(t) = A \cdot \dot{x}_t(t) \quad (4.23)$$

o in notazione di Laplace:

$$q_{pm}(s) = A \cdot \dot{x}_t(s) \quad (4.24)$$

La grandezza $q_{le}(t)$, invece, corrisponde alla portata di fluido che attraversa il pistone in corrispondenza delle guarnizioni di tenuta.

Se si adotta una relazione lineare fra tale portata e la differenza di pressione $\Delta P(t)$ fra i due compartimenti dell'attuatore, si ottiene la relazione:

$$q_{le}(t) = k'_{le} \cdot \Delta P(t) = k'_{le} \cdot \frac{F_a(t)}{A} = k_{le} \cdot F_a(t) \quad (4.25)$$

dove:

k_{le} è il coefficiente di perdita;

$F_a(t)$ è la forza applicata alla piastra scorrevole dal movimento dell'attuatore.

La portata $q_{comp}(t)$ è uguale alla variazione di volume, per unità di tempo, dell'olio caratterizzato da una certa compressibilità.

La relazione fra la variazione di sforzo idrostatico e la variazione volumetrica specifica del fluido è data da:

$$\Delta P_{oil}(t) = \beta \cdot \frac{\Delta V_{oil}(t)}{V_{ref}} \quad (4.26)$$

ove:

$\Delta P_{oil}(t)$ è la variazione di pressione nel fluido rispetto allo sforzo idrostatico di riferimento;

β è il bulk modulus dell'olio o modulo di compressibilità volumetrica (ha le stesse unità di misura della pressione);

V_{ref} è il volume di riferimento del fluido sopra considerato.

Considerando come volume di riferimento la metà del volume V delle camere dell'attuatore e portando in conto la relazione $\Delta P_{oil}(t) \cdot A = F_a(t) / 2 \rightarrow \Delta P_{oil}(t) = F_a(t) / (2 \cdot A)$ si ottiene la seguente espressione della variazione volumetrica specifica:

$$\Delta V_{oil}(t) = \frac{V \cdot F_a(t)}{4 \cdot \beta \cdot A} \quad (4.27)$$

La portata necessaria per bilanciare la compressibilità del fluido è quindi definita dalla seguente espressione:

$$q_{comp}(t) = \frac{d}{dt} [\Delta V_{oil}(t)] = \frac{V \cdot \dot{F}_a(t)}{4 \cdot \beta \cdot A} \quad (4.28)$$

avendo assunto che il volume (V) dell'olio nell'attuatore è costante nel tempo.

Sostituendo le espressioni (4.23), (4.26) e (4.28) nell'equazione di continuità (4.21) si ottiene la relazione:

$$q_s(t) = A \cdot \dot{x}_t(t) + k_{le} \cdot F_a(t) + \frac{V \cdot \dot{F}_a(t)}{4 \cdot \beta \cdot A} \quad (4.29)$$

che nel dominio di Laplace, si scrive come:

$$q_s(s) = s \cdot A \cdot x_t(s) + k_{le} \cdot F_a(s) + s \cdot \frac{V \cdot F_a(s)}{4 \cdot \beta \cdot A} \quad (4.30)$$

Assumendo che non esista attrito tra le piastre scorrevoli e quella fissa della tavola, che la massa di contrasto sia infinitamente rigida e che la tavola non sia caricata con alcun prototipo, la forza sviluppata dall'attuatore può essere ottenuta come una funzione dell'accelerazione della tavola, ossia scrivendo:

$$F_a(t) = m_t \cdot \ddot{x}_t(t) \quad (4.31)$$

o in notazione di Laplace:

$$F_a(s) = s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \quad (4.32)$$

dove $\ddot{x}_t(t)$ rappresenta l'accelerazione della piastra scorrevole, mentre m_t è la massa della tavola.

4.3 LA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA VIBRANTE

L'obiettivo del modello analitico è la definizione matematica della relazione fra il segnale in entrata, cioè lo spostamento assoluto desiderato $x_d(t)$, ed il segnale in uscita, cioè lo spostamento assoluto reale della tavola $x_{ta}(t)$. Questa relazione viene ottenuta nel dominio di Laplace attraverso la funzione di trasferimento della tavola vibrante, definita come il rapporto fra lo spostamento reale $x_{ta}(t)$ e lo spostamento desiderato $x_d(t)$. A tale funzione si arriva, componendo diverse funzioni di trasferimento secondarie, associate a sottosistemi individuati all'interno dell'apparato della tavola vibrante come già mostrato nella Figura 4.1 e spiegato nel paragrafo 4.2.

4.3.1 La funzione di trasferimento della servovalvola a tre stadi.

La funzione di trasferimento della servovalvola a tre stadi è definita come il rapporto fra la portata d'olio $q(s)$, diretta all'attuatore, ed il segnale elettrico di comando $x_c(s)$ proveniente dal sistema di controllo:

$$H_t(s) = \frac{q(s)}{x_c(s)} \quad (4.33)$$

Se si trascura il ritardo fra il segnale in ingresso ed il corrispondente segnale in uscita l'espressione di $H_t(s)$, ottenuta dalla (4.18), risulta:

$$H_t(s) = k_t \quad (4.34)$$

Un modello analitico più preciso è quello che tiene conto anche del tempo di ritardo τ , in questo caso la funzione di trasferimento, ottenuta dalla (4.20), diventa:

$$H_t(s) = k_t \cdot e^{-s\tau} \quad (4.35)$$

4.3.2 Funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola e dall'attuatore.

A partire dalle relazioni (4.27) e (4.34) si ottiene la seguente espressione della funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola e dall'attuatore:

$$S(s) = \frac{x_t(s)}{x_c(s)} = \frac{q_s(s)}{x_c(s)} \cdot \frac{x_t(s)}{q_s(s)} = \frac{H_t(s)}{s \cdot A + k_{le} \cdot \frac{F_a(s)}{x_t(s)} + s \cdot \frac{V \cdot F_a(s)}{4 \cdot \beta \cdot A \cdot x_t(s)}} \quad (4.36)$$

in cui, esplicitando l'espressione di $F_a(s)$, così come espressa nella (4.32) è possibile eliminare mediante semplificazione il termine $x_t(s)$ che si trova a denominatore dell'ultimo membro:

$$S(s) = \frac{H_t(s)}{s \cdot A + k_{le} \cdot s^2 \cdot m_t + s \cdot \frac{V \cdot s^2 \cdot m_t}{4 \cdot \beta \cdot A}} \quad (4.37)$$

4.3.3 La funzione di trasferimento del sistema servo-idraulico.

Il sistema servo-idraulico è costituito dal sistema di controllo, dalla servovalvola a tre stadi e dall'attuatore (Figura 4.8). La

funzione di trasferimento del sottosistema servo-idraulico si ricava dalla (4.13) esprimendo la $x_c(s)$ attraverso la (4.36).

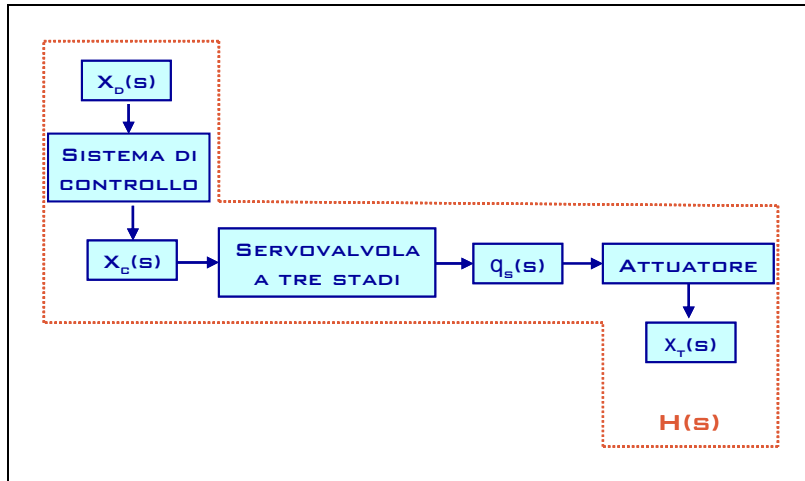


Figura 4.8 Sistema servoidraulico

$$H(s) = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} = \frac{S(s) \cdot \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot (K_{der} + K_{ff}) \right]}{1 + S(s) \cdot \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot K_{der} - \frac{K_{dP} \cdot F_a(s)}{A \cdot x_t(s)} \right]} \quad (4.38)$$

Se nella relazione (4.38) si sostituiscono ai guadagni le espressioni (4.14) si ottiene:

$$H(s) = \frac{S(s) \cdot \left[\left(\frac{I_{gain}}{s} + P_{gain} \right) \cdot K_{x-cond} + s \cdot (D_{gain} + FF_{gain}) \cdot \frac{K_{x-cond}}{2} \right]}{1 + S(s) \cdot \left[\left(\frac{I_{gain}}{s} + P_{gain} \right) \cdot K_{x-cond} + s \cdot D_{gain} \cdot \frac{K_{x-cond}}{2} - \frac{dP_{gain} \cdot K_{dP-cond} \cdot F_a(s)}{A \cdot x_t(s)} \right]} \quad (4.39)$$

Se la fondazione fosse infinitamente rigida, la funzione $H(s)$ coinciderebbe con la funzione di trasferimento della tavola vibrante

e la forza trasmessa dal braccio dell'attuatore alla tavola scorrevole, risulterebbe pari alla (4.32).

4.3.4 Effetti della deformabilità della fondazione

La massa di contrasto non è perfettamente in quiete rispetto al pavimento del laboratorio, che è assunto come sistema di riferimento inerziale, poiché presenta rigidità limitata rispetto alla forza trasmessa dall'attuatore.

Ricordando che $x_t(t)$ è lo spostamento relativo della piastra scorrevole rispetto alla massa di contrasto ed indicando con $x_b(t)$ lo spostamento della fondazione rispetto al riferimento inerziale (Figura 4.9) lo spostamento della piastra scorrevole rispetto al riferimento inerziale vale:

$$x_{ta}(t) = x_b(t) + x_t(t) \quad (4.40)$$

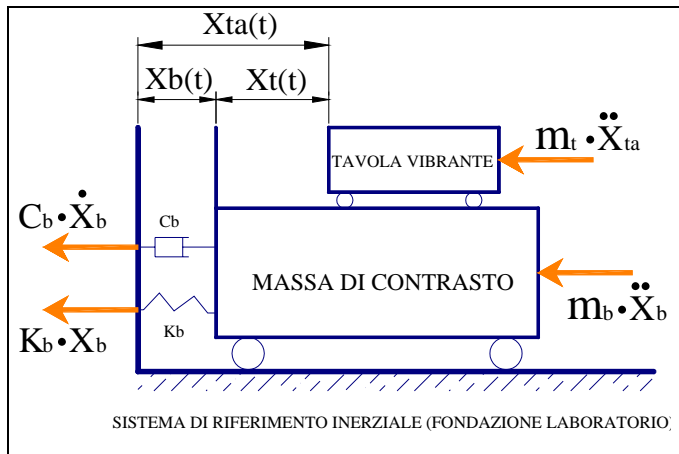


Figura 4.9 Sottosistema costituito dalla tavola vibrante con la massa di contrasto flessibile.

Se si indica con $B(s)$ la funzione di trasferimento della base, definita come rapporto fra $x_b(s)$ ed $x_t(s)$, l'espressione di questa si ottiene dall'equazione di equilibrio dinamico della massa di contrasto, modellata come un sistema ad un grado di libertà (Figura 4.9):

$$m_b \cdot \ddot{x}_b(t) + c_b \cdot \dot{x}_b(t) + k_b \cdot x_b(t) = \underbrace{-m_t \left(\ddot{x}_b(t) + \ddot{x}_t(t) \right)}_{=-F_a(t)} \quad (4.41)$$

in cui:

m_b è la massa della base;

m_t è la massa della tavola;

c_b rappresenta il coefficiente di smorzamento della base;

Riscrivendo i termini dell'equazione (4.41) si ottiene:

$$(m_t + m_b) \cdot \ddot{x}_b(t) + c_b \cdot \dot{x}_b(t) + k_b \cdot x_b(t) = -m_t \cdot \ddot{x}_t(t) \quad (4.42)$$

ed in notazione di Laplace:

$$s^2 \cdot (m_t + m_b) \cdot x_b(s) + s \cdot c_b \cdot x_b(s) + k_b \cdot x_b(s) = -s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \quad (4.43)$$

dalla quale è possibile ricavare la funzione di trasferimento della base:

$$B(s) = \frac{x_b(s)}{x_t(s)} = -\frac{m_t}{m_T} \cdot \frac{s^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta_b \cdot \omega_b + \omega_b^2} \quad (4.44)$$

dove:

$m_T = m_t + m_b$ è la massa totale del sistema;

m_t comprende la massa delle piastre scorrevoli;

m_b è la massa di reazione;

ω_b e ξ_b sono rispettivamente la frequenza circolare naturale (pulsazione angolare) ed il rapporto di smorzamento della base.

Tenendo conto della effettiva rigidezza della fondazione l'espressione della forza trasmessa dall'attuatore alla tavola risulta:

$$\begin{aligned} F_a(s) &= s^2 \cdot m_t \cdot x_{ta}(s) = s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \cdot \left[1 + \frac{x_b(s)}{x_t(s)} \right] = \\ &= s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \cdot [1 + B(s)] \end{aligned} \quad (4.45)$$

La funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola e dall'attuatore, se si sostituisce l'espressione (4.45) in (4.34), diventa:

$$S'(s) = \frac{x_t(s)}{x_c(s)} = \frac{H_t(s)}{s^3 \cdot \frac{V \cdot m_t}{4 \cdot \beta \cdot A} \cdot [1 + B(s)] + s^2 \cdot m_t \cdot k_{le} \cdot [1 + B(s)] + s \cdot A} \quad (4.46)$$

Eseguendo la stessa sostituzione in (4.39) l'espressione della funzione di trasferimento del sistema elettro-idraulico diventa:

$$H'(s) = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} = \frac{S'(s) \cdot \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot (K_{der} + K_{ff}) \right]}{1 + S'(s) \cdot \left\{ \frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot K_{der} - s^2 \frac{K_{dP} \cdot m_t}{A} [1 + B(s)] \right\}} \quad (4.47)$$

Ed infine, la funzione di trasferimento della tavola vibrante scarica, ottenuta come rapporto tra lo spostamento assoluto reale e

quello comandato, tenuto conto della cedevolezza della fondazione, assume quindi l'espressione:

$$T(s) = \frac{x_{ta}(s)}{x_d(s)} = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} \cdot \left[1 + \frac{x_b(s)}{x_t(s)} \right] = H'(s) \cdot [1 + B(s)] \quad (4.48)$$

4.3.5 Effetti della presenza di un carico di prova

Il comportamento dinamico del sistema viene modificato quando sulle piastre scorrevoli viene installato un carico di prova con massa m_p non trascurabile rispetto alla massa m_t della tavola. Gli effetti dinamici del carico di prova dipendono essenzialmente dal suo peso e dalla sua rigidezza.

Di seguito si calcolano le funzioni di trasferimento della tavola vibrante per tre diverse condizioni di carico:

- a) carico infinitamente rigido;
- b) carico ad un grado di libertà;
- c) carico ad N gradi di libertà.

a) Carico infinitamente rigido

Si considera un carico la cui rigidezza allo spostamento monoassiale della tavola è molto maggiore della rigidezza del piastrone di contrasto. Un carico di questo tipo influisce sul comportamento dinamico della tavola vibrante, semplicemente, incrementando la massa m_t di una quantità pari alla massa del carico m_p . La corrispondente funzione di trasferimento si ottiene quindi dalla (4.48) aggiornando, come suggerito, il parametro m_t .

b) Carico ad un grado di libertà

Un carico ad un grado di libertà (SDOF) influisce sulla funzione di trasferimento in maniera più complessa rispetto al caso precedente.

In particolare si tiene conto della presenza del carico nel valore dell'espressione della forza $F_a(s)$, che compare nell'equazioni (4.38) e (4.39) ed attraverso l'espressione della funzione di trasferimento della base che compare nell'equazione (4.48).

Si definisce (Figura 4.11) la funzione di trasferimento del carico il rapporto fra lo spostamento assoluto del carico $x_{pa}(s)$ e lo spostamento assoluto della tavola $x_{ta}(s)$.

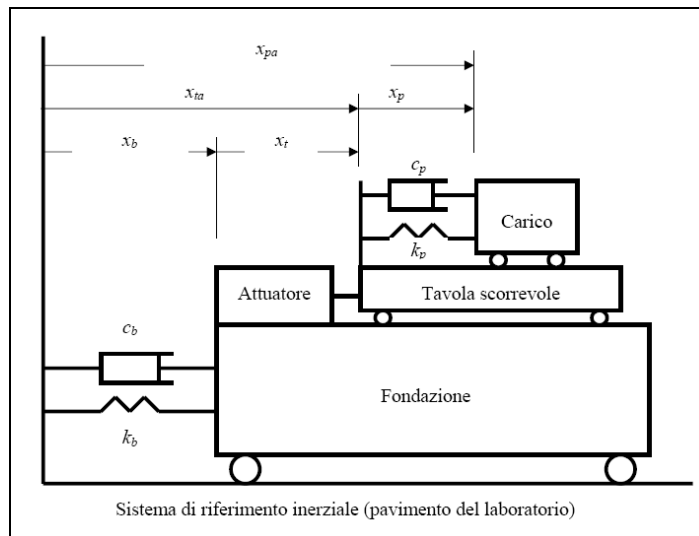


Figura 4.11 Tavola vibrante con piastra di contrasto flessibile e carico di prova SDOF: definizione degli spostamenti

Dall'equazione di equilibrio dinamico del carico (Figura 4.12), si ottiene:

$$H_p(s) = \frac{x_{pa}(s)}{x_{ta}(s)} = \frac{s \cdot 2 \cdot \xi_p \cdot \omega_p + \omega_p^2}{s^2 + s \cdot 2 \cdot \xi_p \cdot \omega_p + \omega_p^2} \quad (4.49)$$

dove:

ω_p e ξ_p sono rispettivamente la frequenza circolare naturale (pulsazione angolare) e il rapporto di smorzamento del carico.

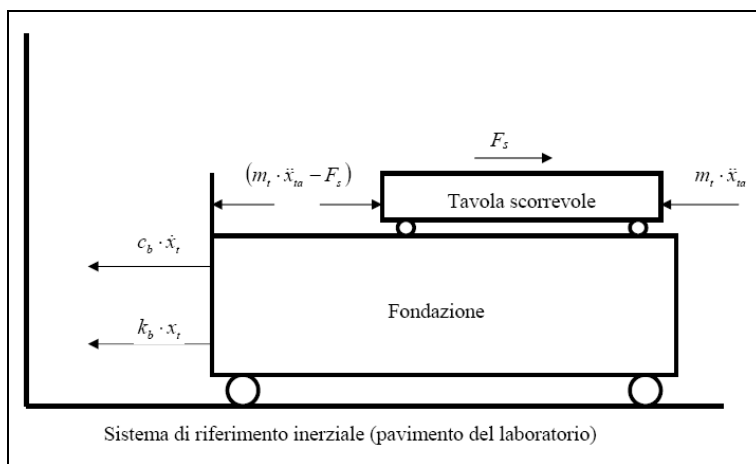


Figura 4.12 Tavola vibrante con piastra di contrasto flessibile e carico di prova SDOF: sistema di forze

La forza di taglio trasmessa dal carico alla tavola scorrevole coincide con la forza d'inerzia applicata al carico:

$$F_s(s) = -s^2 \cdot m_p \cdot x_{pa}(s) = -s^2 \cdot m_p \cdot H_p(s) \cdot x_{ta}(s) \quad (4.50)$$

Dall'equazione di equilibrio dinamico della massa di reazione (Figura 4.12) si determina la funzione di trasferimento della base:

$$B_{s dof}(s) = \frac{x_b(s)}{x_t(s)} = \frac{-s^2 \cdot \frac{m_t}{m_T} \cdot \left[1 + \frac{m_p}{m_T} \cdot H_p(s) \right]}{s^2 \cdot \left[1 + \frac{m_p}{m_T} \cdot H_p(s) \right] + s \cdot 2 \cdot \xi_b \cdot \omega_b + \omega_b^2} \quad (4.51)$$

La forza che l'attuatore trasmette alla tavola scorrevole è data dalla relazione:

$$F_a(s) = s^2 \cdot m_t \cdot x_{ta}(s) - F_s(s) \quad (4.52)$$

Sostituendo nell'equazione (4.52) l'espressione (4.50) e ricordando la definizione della funzione di trasferimento della base si ottiene:

$$\begin{aligned} F_a(s) &= s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \cdot \left[1 + B_{s dof}(s) \right] \cdot \left[1 + \frac{m_p}{m_t} \cdot H_p(s) \right] = \\ &= s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \cdot H_{F1}(s) \end{aligned} \quad (4.53)$$

dove la funzione $H_{F1}(s)$ è definita come segue:

$$H_{F1} = \left[1 + B_{s dof}(s) \right] \cdot \left[1 + \frac{m_p}{m_t} \cdot H_p(s) \right] \quad (4.54)$$

Sostituendo l'espressione (4.51) nella relazione (4.36) si ottiene la seguente funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola e dall'attuatore:

$$S'_{SDOF}(s) = \frac{x_t(s)}{x_c(s)} = \frac{H_t(s)}{s^3 \cdot \frac{V \cdot m_t}{4 \cdot \beta \cdot A} \cdot H_{F1} + s^2 \cdot m_t \cdot k_{le} \cdot H_{F1}(s) + s \cdot A} \quad (4.55)$$

Eseguendo la stessa sostituzione in (4.37) l'espressione della funzione di trasferimento del sistema servo-idraulico diventa:

$$H'_{SDOF}(s) = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} = \frac{S'_{SDOF}(s) \cdot \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s(K_{der} + K_{ff}) \right]}{1 + S'_{SDOF}(s) \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot K_{der} - s^2 \frac{K_{dp} \cdot m_t}{A} H_{F1}(s) \right]} \quad (4.56)$$

La funzione di trasferimento della tavola vibrante caricata da un sistema ad un grado di libertà (SDOF), tenendo anche conto della cedevolezza della fondazione, assume quindi la seguente espressione:

$$T_{sdof}(s) = \frac{x_{ta}(s)}{x_d(s)} = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} \cdot \left[1 + \frac{x_b(s)}{x_t(s)} \right] = H'_{sdof}(s) \cdot [1 + B_{sdof}(s)] \quad (4.57)$$

c) Carico ad un N di libertà

Per modellare gli effetti di un carico ad N gradi di libertà (MDOF) attraverso la funzione di trasferimento della tavola vibrante si deve aggiornare l'espressione della forza trasmessa dall'attuatore, che compare nelle relazioni (4.36) e (4.37) e l'espressione della funzione di trasferimento della base (4.57).

Come sistema MDOF, si considera un telaio multipiano bidimensionale con masse concentrate in corrispondenza di ogni impalcato, come indicato in Figura 4.13.

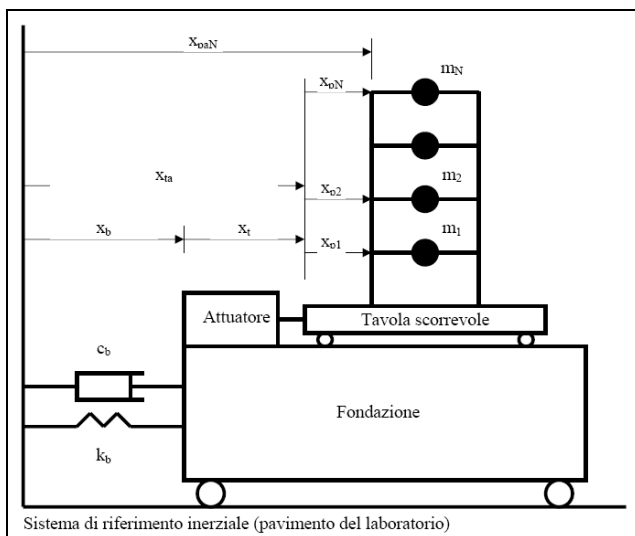


Figura 4.13 Tavola vibrante con piastra di contrasto flessibile e carico di prova MDOF: sistema di coordinate

I gradi di libertà del carico coincidono con gli spostamenti orizzontali di ciascuna massa di piano e le N equazioni del moto, in forma matriciale, risultano:

$$[m_p] \cdot \{\ddot{x}_p(t)\} + [c_p] \cdot \{\dot{x}_p(t)\} + [k_p] \cdot \{x_p(t)\} = -[m_p] \cdot \{1\} \cdot (\ddot{x}_b(t) + \ddot{x}_t(t)) \quad (4.58)$$

dove:

$[m_p]_{(N \times N)}$ è la matrice diagonale delle masse;

$[c_p]_{(N \times N)}$ è la matrice degli smorzamenti;

$[k_p]_{(N \times N)}$ è la matrice delle rigidità condensata;

$\{x_p(t)\}_{(N \times 1)}$ è il vettore degli spostamenti del carico, valutati rispetto alla piastra scorrevole;

$\{1\}_{(N \times 1)}$ è un vettore costituito da elementi unitari.

Per mezzo dell'analisi modale del carico ad N gradi di libertà, si introduce la funzione di trasferimento $\{H_{pm}(s)\}$, definita come il

rapporto fra il vettore degli spostamenti relativi del carico e lo spostamento assoluto del carico e caratterizzata dalla seguente espressione:

$$\{H_{pm}(s)\} = \frac{\{x_p(s)\}}{x_{ta}(s)} = -\sum_{n=1}^N \{\phi_n\} \cdot \frac{\{\phi_n\}^T \cdot [m_p] \cdot \{1\}}{M_n} \cdot \frac{s^2}{s^2 + s \cdot 2 \cdot \xi_n \cdot \omega_n + \omega_n^2} \quad (4.59)$$

dove:

$\{\phi_n\}$ è l' n -esima forma modale, ottenuta attraverso lo studio delle vibrazioni libere non smorzate;

$M_n = \{\phi_n\}^T \cdot [m_p] \cdot \{\phi_n\}$ è l' n -esima massa generalizzata;

ω_n e ξ_n sono rispettivamente la frequenza naturale generalizzata ed il rapporto di smorzamento generalizzato relativi all' n -esimo modo di vibrare.

La forza di taglio che il carico trasmette alla tavola si ottiene dalla somma delle forze d'inerzia applicate ad ogni piano:

$$\begin{aligned} F_s(s) &= -s^2 \cdot \sum_{n=1}^N m_n \cdot x_{pan}(s) = -s^2 \cdot \{1\}^T \cdot [m_p] \cdot \{x_{pa}(s)\} = \\ &= -s^2 \cdot \{1\}^T \cdot [m_p] \cdot (\{x_p(s)\} + \{1\} \cdot x_{ta}(s)) = \\ &= -s^2 \cdot \{1\}^T \cdot [m_p] \cdot (\{H_{pm}(s)\} + \{1\}) \cdot x_{ta}(s) \end{aligned} \quad (4.60)$$

L'espressione della forza di taglio si riscrive in maniera più compatta:

$$F_s(s) = -s^2 \cdot H_{pm1}(s) \cdot x_{ta}(s) \quad (4.61)$$

dove l'operatore scalare $H_{pm1}(s)$ è definito come segue:

$$H_{pm1}(s) = \{1\}^T \cdot [m_p] \cdot (\{H_{pm}(s)\} + \{1\}) \quad (4.62)$$

Sostituendo l'espressione (4.61) nell'equazione di equilibrio dinamico della massa di reazione si ottiene la seguente espressione della funzione di trasferimento della base:

$$B_{mdof}(s) = \frac{x_b(s)}{x_t(s)} = \frac{-s^2 \cdot \left(\frac{m_t}{m_T} + \frac{H_{pm1}(s)}{m_T} \right)}{s^2 \cdot \left(1 + \frac{H_{pm1}(s)}{m_T} \right) + s \cdot 2 \cdot \xi_b \cdot \omega_b + \omega_b^2} \quad (4.63)$$

Dall'equazione di equilibrio dinamico della tavola scorrevole si ottiene l'espressione della forza trasmessa dall'attuatore:

$$F_a(s) = s^2 \cdot m_t \cdot x_t(s) \cdot H_{F2}(s) \quad (4.64)$$

dove l'operatore scalare $H_{F2}(s)$ è definito come:

$$H_{F2}(s) = \left[1 + B_{mdof}(s) \right] \cdot \left[1 + \frac{H_{pm1}(s)}{m_t} \right] \quad (4.65)$$

Sostituendo l'espressione di $F_a(s)$ nelle relazioni (4.36) e (4.37) si ottengono rispettivamente la funzione di trasferimento del sottosistema costituito dalla servovalvola più l'attuatore e la funzione di trasferimento del sistema servo-idraulico:

$$S'_{MDOF}(s) = \frac{x_t(s)}{x_c(s)} = \frac{H_t(s)}{s^3 \cdot \frac{V \cdot m_t}{4 \cdot \beta \cdot A} \cdot H_{F2} + s^2 \cdot m_t \cdot k_{le} \cdot H_{F2}(s) + s \cdot A} \quad (4.66)$$

$$H'_{MDOF}(s) = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} = \frac{S'_{m dof}(s) \cdot \left[\frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot (K_{der} + K_{ff}) \right]}{1 + S'_{m dof}(s) \cdot \left\{ \frac{K_{int}}{s} + K_{pro} + s \cdot K_{der} - s^2 \cdot \frac{K_{dP} \cdot m_t}{A} \cdot H_{F2}(s) \right\}} \quad (4.67)$$

Infine la funzione di trasferimento della tavola vibrante con un carico ad N gradi di libertà (MDOF) è data da:

$$T_{MDOF}(s) = \frac{x_{ta}(s)}{x_d(s)} = \frac{x_t(s)}{x_d(s)} \cdot \left[1 + \frac{x_b(s)}{x_t(s)} \right] = H'_{MDOF}(s) \cdot [1 + B_{MDOF}(s)] \quad (4.68)$$

CAPITOLO 5: CALIBRAZIONE DEL MODELLO: RISULTATI

5.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo viene utilizzato il modello analitico sviluppato nel Capitolo 4 per implementare le funzioni di trasferimento del sistema servoidraulico e della tavola e per analizzarne la sensibilità alla variazione dei fattori di guadagno.

Si ricorda che le funzioni di trasferimento sono state calcolate nel dominio di Laplace e pertanto sono funzioni complesse nella variabile complessa e che si è scelto di utilizzare la trasformata di Laplace per poter passare da equazioni integro-differenziali nel dominio del tempo ad equazioni lineari nel dominio della frequenza.

Per i risultati si utilizzerà la rappresentazione grafica di Bode. Essa è costituita da due diagrammi:

un primo, rappresentativo dell'ampiezza del segnale considerato, che ha in ascissa la frequenza e in ordinata il valore dell'ampiezza;

un secondo, rappresentativo della fase del segnale stesso che ha in ascissa sempre la frequenza ed in ordinata la fase.

Il programma utilizzato per la risoluzione del problema è il LabVIEW 7.1 della National Instruments.

5.2 IMPLEMENTAZIONE DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DEL SISTEMA SERVOIDRAULICO, $H(s)$

In questo paragrafo viene implementata la funzione di trasferimento del sistema servoidraulico, ricavata nel Capitolo 4, con l'espressione riportata nella equazione (4.38).

Si ricorda che questa espressione, è stata ricavata nelle ipotesi semplificative di tavola scarica, sistema privo di attrito, sistema di contrasto supposto infinitamente rigido.

Per semplicità il tempo di ritardo ed il movimento della servovalvola sono stati posti ugual a zero, pertanto, la funzione di trasferimento del terzo stadio della servovalvola, $H_i(s)$, può essere assunta a valor costante e pari al fattore di guadagno della tavola, k_t , come espresso dall'equazione (4.34).

L'implementazione della funzione di trasferimento è stata eseguita utilizzando i seguenti valori dei parametri della tavola:

Valori dei parametri noti:

- a) fattore di guadagno della tavola k_t uguale ad 5407 $\text{cm}^3/\text{Volt}\cdot\text{sec}$;
- b) coefficiente di perdita delle guarnizioni k_{le} uguale ad $2,37\cdot 10^{-7}$ $\text{cm}^3/\text{N}\cdot\text{sec}$;
- c) bulk modulus dell'olio β uguale ad 100'000 N/cm^2 .
- d) area effettiva del pistone, A , (attuatore x) uguale ad 251 cm^2 ;
- e) area effettiva del pistone, A , (attuatore y) uguale ad 251 cm^2 ;

f) volume della camera di attuazione, V , (attuatore x) uguale ad 5100 cm^3 ;

g) volume della camera di attuazione, V , (attuatore y) uguale ad 5100 cm^3 ;

h) massa della slitta superiore, m_{tx} , uguale ad 1247 Kg_m ;

i) massa della slitta intermedia, m_{ty} , uguale ad 2345 Kg_m ;

f) massa della massa base fissa, m_t , uguale ad 2803 Kg_m .

Valori dei parametri di guadagno supposti:

a) guadagno proporzionale, $K_{pro}=1 \text{ V/V}$;

b) tutti gli altri guadagni sono stati posti a valor nullo.

5.2.1 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta superiore

La Figura 5.1 mostra l'ampiezza della funzione di trasferimento, $H(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore.

L'alto e stretto picco che si verifica alla frequenza di circa 99 Hz , evidenzia il comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione. In questo caso il picco della colonna di olio avviene ad una frequenza esterna all'intervallo di operatività della macchina ($0 \div 50 \text{ Hz}$).

La Figura 5.2 mostra, invece, la fase della funzione di trasferimento, $H(s)$.

Il comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione questa volta è evidenziato dal flesso del diagramma che si verifica sempre alla frequenza di circa 99 Hz .

5.2.2 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta intermedia.

La Figura 5.3 e 5.4 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $H(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della slitta intermedia.

In questo caso alla massa della slitta intermedia bisogna sommare anche quella della slitta superiore trasportata.

L'alto e stretto picco che si verifica alla frequenza di circa 59 Hz, evidenzia il comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione (Figura 5.3).

Il comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione è anche evidenziato dal flesso del diagramma che si verifica alla frequenza di 59 Hz (Figura 5.4).

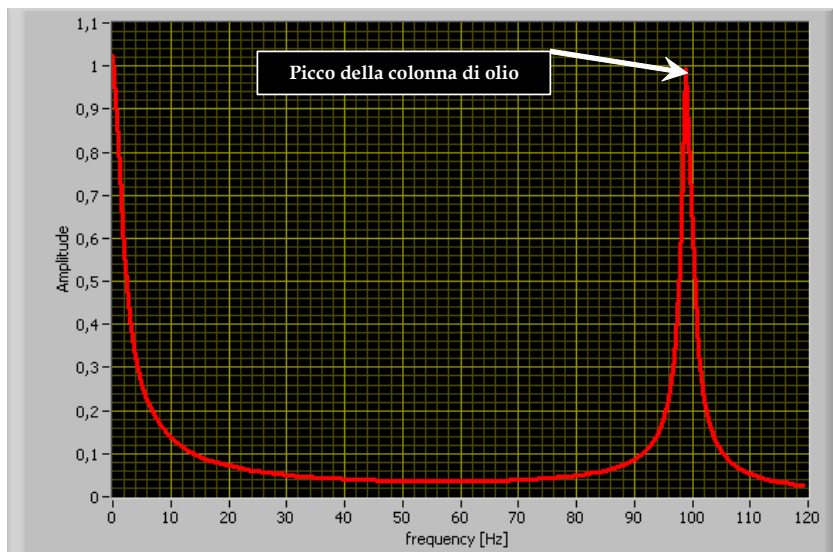


Figura 5.1 Ampiezza della funzione di trasferimento $H(s)$, slitta superiore

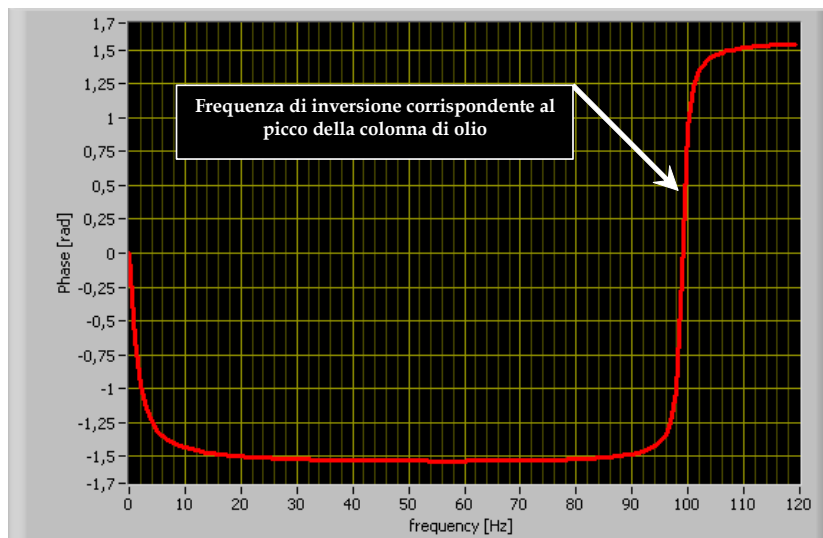


Figura 5.2 Fase della funzione di trasferimento $H(s)$, slitta superiore

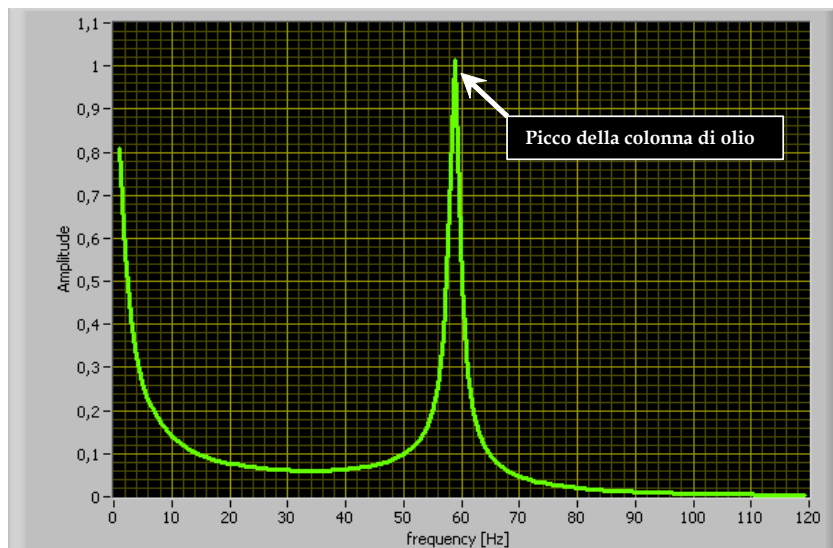


Figura 5.3 Ampiezza della funzione di trasferimento $H(s)$, slitta intermedia

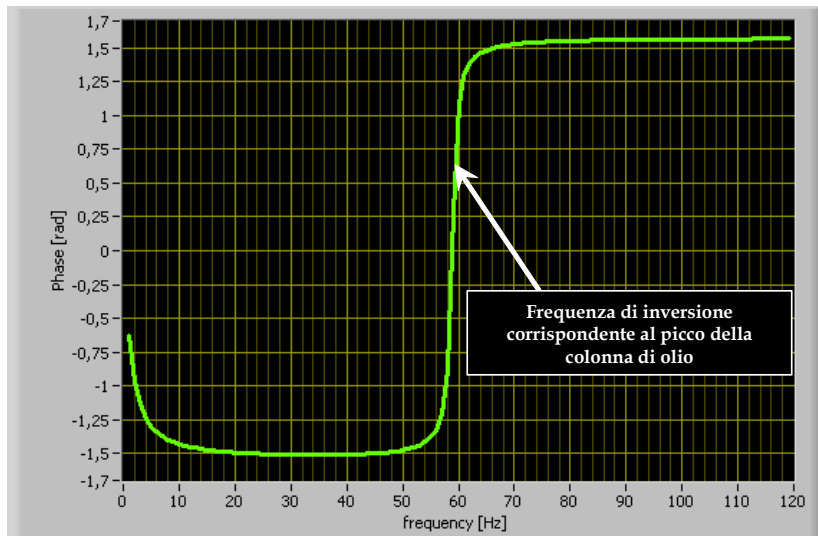


Figura 5.4 Fase della funzione di trasferimento $H(s)$, slitta intermedia.

Infine, come si nota dal confronto in Figura 5.5 e 5.6 l'aumento di massa delle parti mobili della tavola genera una importante riduzione della frequenza di risonanza della colonna di olio.

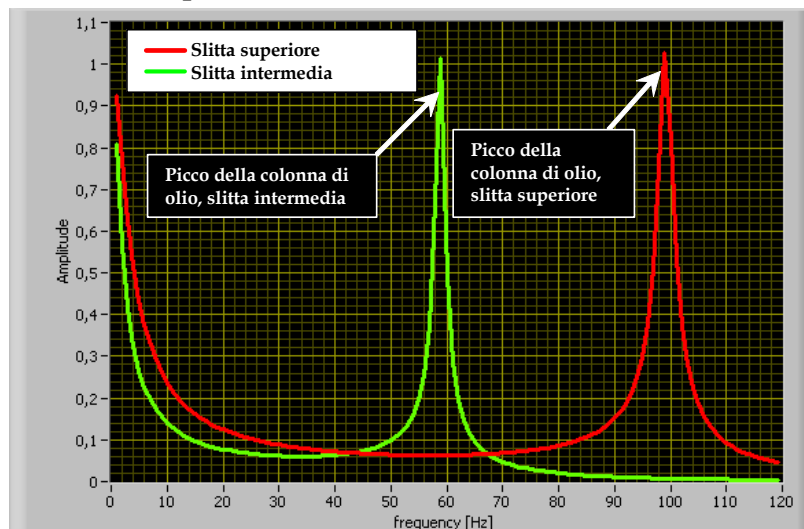


Figura 5.5 Confronto dell'ampiezza di $H(s)$ tra la slitta superiore e quella inferiore

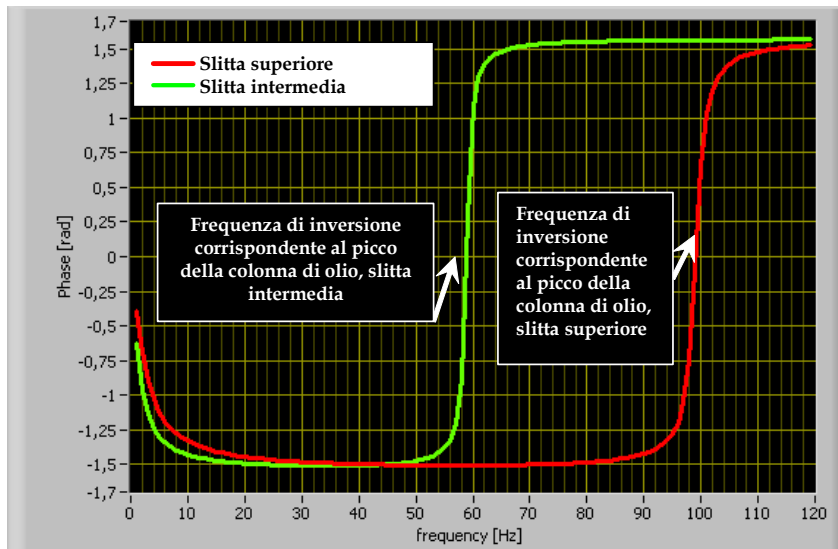


Figura 5.6 Confronto della fase di $H(s)$ tra la slitta superiore e quella intermedia

5.3 IMPLEMENTAZIONE DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA, $T(s)$

In questo paragrafo viene implementata la funzione di trasferimento della tavola, ricavata nel Capitolo 4 e rappresentata con la equazione (4.48).

Si ricorda che la (4.48) è stata ottenuta nelle ipotesi di tavola scarica, sistema privo di attrito e sistema di contrasto dotato, questa volta, di rigidità finita.

Anche in questo caso il tempo di ritardo ed il movimento della servovalvola sono stati posti ugual a zero, pertanto, la funzione di trasferimento del terzo stadio della servovalvola, $H_t(s)$, può essere assunta a valor costante e pari al fattore di guadagno della tavola, k_t , come espresso dall'equazione (4.34).

Sono stati considerati i seguenti valori dei parametri della tavola:

Valori dei parametri noti:

- a) fattore di guadagno della tavola k_t uguale ad 5407 $\text{cm}^3/\text{Volt}\cdot\text{sec}$;
- b) coefficiente di perdita delle guarnizioni k_{le} uguale ad $2,37\cdot 10^{-7}$ $\text{cm}^3/\text{N}\cdot\text{sec}$;
- c) bulk modulus dell'olio β uguale ad 100'000 N/cm^2 .
- d) area effettiva del pistone, A , (attuatore x) uguale ad 251 cm^2 ;
- e) area effettiva del pistone, A , (attuatore y) uguale ad 251 cm^2 ;
- volume della camera di attuazione, V , (attuatore x) uguale ad 5100 cm^3 ;
- f) volume della camera di attuazione, V , (attuatore y) uguale ad 5100 cm^3 ;
- g) massa della slitta superiore, m_{tx} , uguale ad 1247 Kg_m ;
- h) massa della slitta intermedia, m_{ty} , uguale ad 2345 Kg_m ;
- i) massa della massa base fissa, m_t , uguale ad 2803 Kg_m .
- l) frequenza fondamentale angolare del sistema di contrasto, ω_b , pari ad 75,4 rad/sec ($f_b=12$ Hz);
- m) fattore di smorzamento del sistema di contrasto, ξ_b , pari ad 3,5%
- n) massa sistema di contrasto, m_b , uguale ad 58035 Kg_m .

Valori dei parametri di guadagno fissati:

- a) guadagno proporzionale, $K_{pro}=1$ V/V ;
- b) tutti gli altri guadagni sono stati posti a valor nullo.

5.3.1 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta superiore.

La Figura 5.7 mostra l'ampiezza della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore dove è stata considerata la flessibilità della massa di contrasto.

Il picco identificativo del comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione si ha, questa volta, alla frequenza di circa 100.

La discontinuità del diagramma a 12 Hz coincide esattamente con la frequenza fondamentale del sistema di contrasto ed indica un aumento dell'ampiezza della funzione per valori prossimi a tale frequenza.

La Figura 5.8 mostra la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore dove è stata considerata la flessibilità della massa di contrasto.

Il flesso del diagramma identificativo del comportamento risonante dell'olio nella camera di attuazione si ha ancora alla frequenza di circa 100 Hz.

Anche in questo caso la discontinuità del diagramma a 12 Hz coincide esattamente con la frequenza fondamentale del sistema di contrasto ed indica un forte aumento della fase della funzione per valori prossimi a tale frequenza.

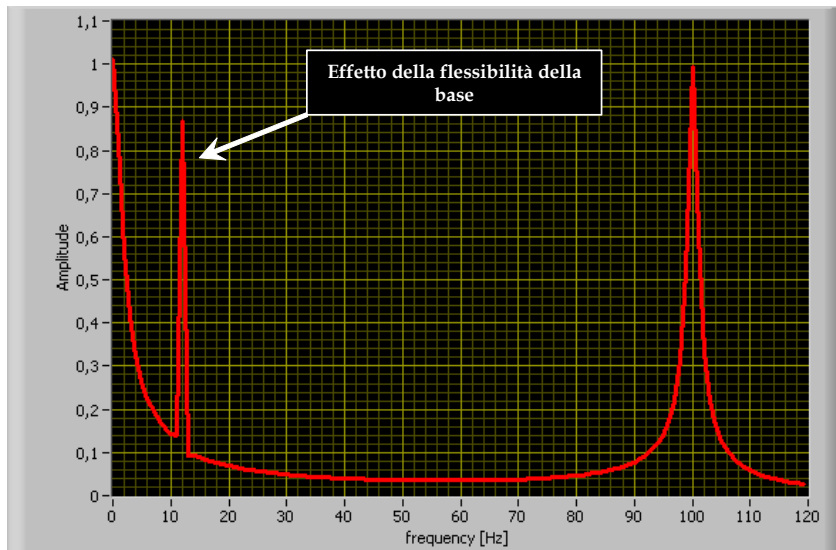


Figura 5.7 Ampiezza della funzione di trasferimento $T(s)$, slitta superiore

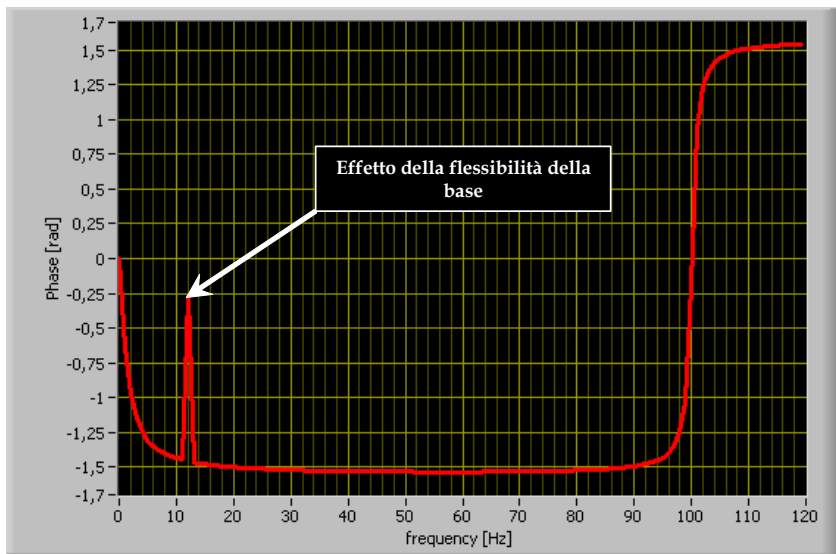


Figura 5.8 Fase della funzione di trasferimento $T(s)$, slitta superiore

5.3.2 Ampiezza e fase della funzione di trasferimento, movimento slitta intermedia

La Figura 5.9 e 5.10 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della slitta intermedia dove è stata considerata la flessibilità della massa di contrasto.

Il picco identificativo del comportamento risonante dell'olio contenuto nella camera di attuazione si ha alla frequenza di circa 61 Hz.

La discontinuità del diagramma a 12 Hz coincide esattamente con la frequenza fondamentale del sistema di contrasto ed indica un aumento dell'ampiezza della funzione per valori prossimi a tale frequenza.

La Figura 5.11 e la 5.12 mettono in relazione rispettivamente ampiezza e fase della funzione di trasferimento, $H(s)$, calcolata nell'ipotesi di base infinitamente rigida e della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata nell'ipotesi di base flessibile.

Dai diagrammi si evidenzia che la cedevolezza della massa di contrasto genera una variazione del picco di circa 1 Hz

I diagrammi di Figura 5.13 e Figura 5.14 evidenziano invece un aumento del picco della colonna di olio di circa 2 Hz.

La traslazione della frequenza di risonanza dell'olio contenuto nelle camere dell'attuatore è dovuta al diverso computo eseguito per la massa, delle parti mobili e di quelle di contrasto. Infatti, quando si muove la slitta intermedia, quella superiore viene considerata come parte mobile trascinata ed alla massa del piastrone di contrasto si somma solo la base fissa della tavola. Mentre nel caso di movimento della slitta superiore si considera come massa di contrasto da aggiungere al piastrone, base fissa e slitta intermedia.

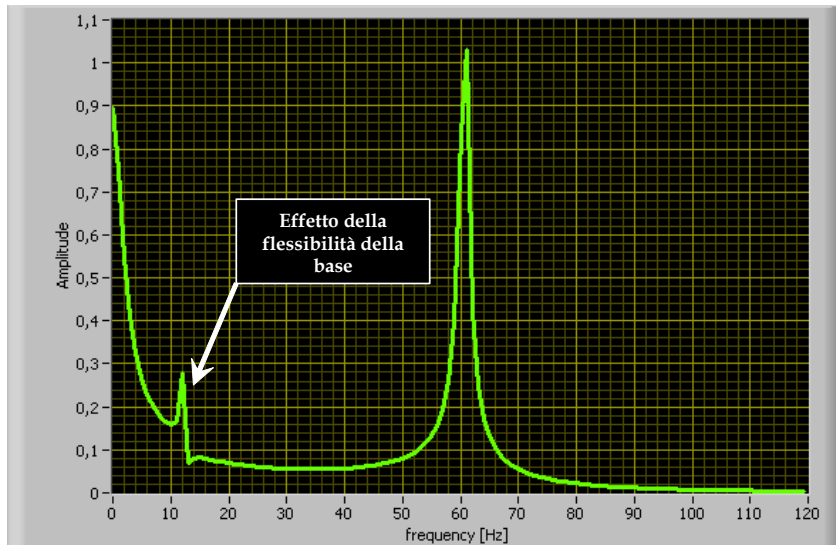


Figura 5.9 Ampiezza della funzione di trasferimento $T(s)$, slitta inferiore

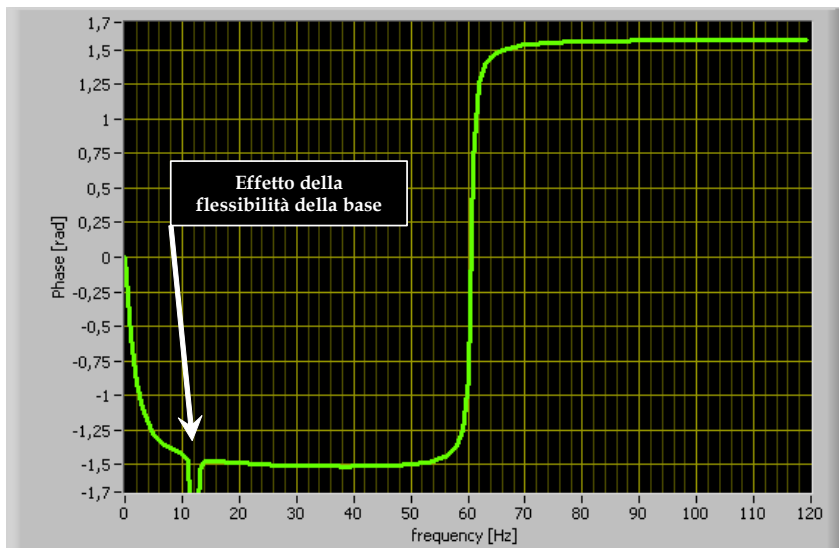


Figura 5.10 Fase della funzione di trasferimento $T(s)$, slitta superiore

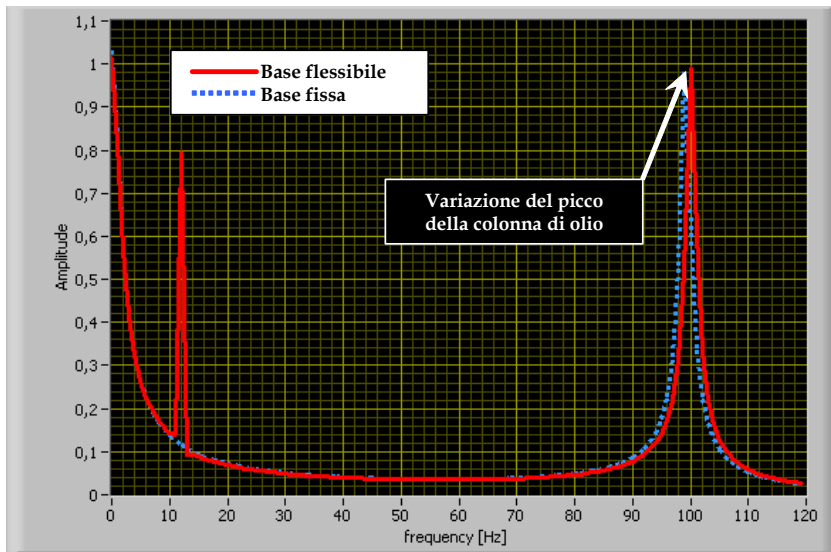


Figura 5.11 Confronto dell'ampiezza di $H(s)$ e di $T(s)$, slitta superiore

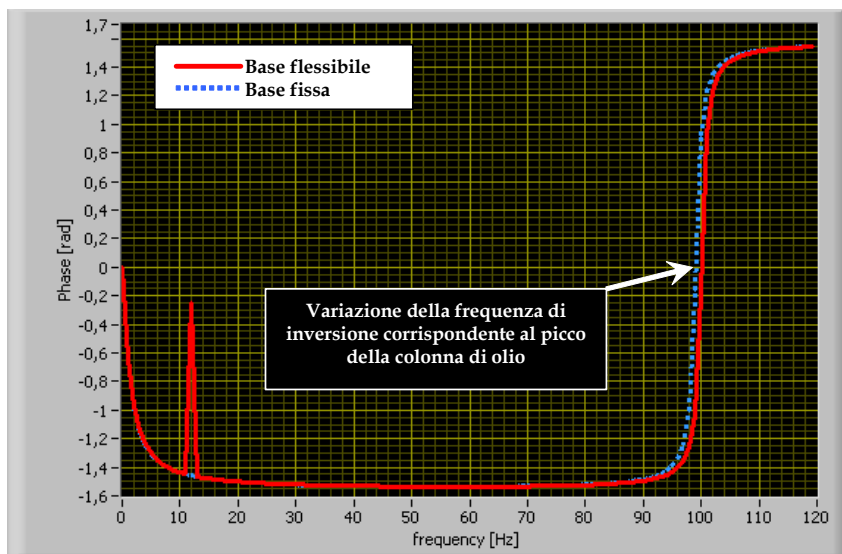


Figura 5.12 Confronto della fase di $H(s)$ e di $T(s)$, slitta superiore

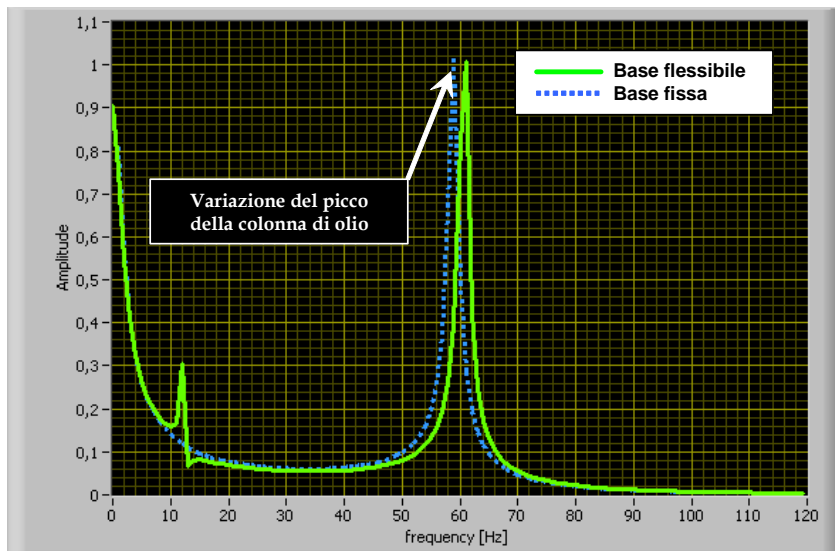


Figura 5.13 Confronto dell'ampiezza di $H(s)$ e di $T(s)$, slitta inferiore

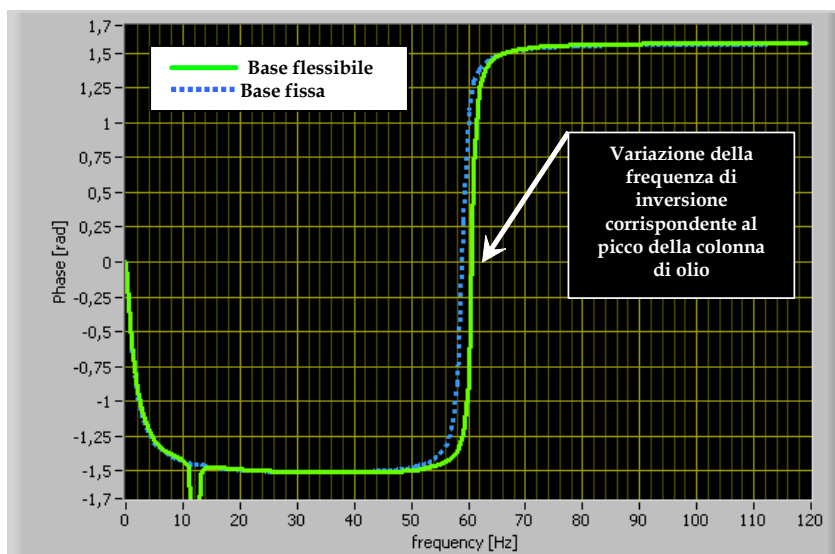


Figura 5.14 Confronto della fase di $H(s)$ e di $T(s)$, slitta inferiore

5.4 SENSIBILITA' DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELLA TAVOLA, $T(s)$, AL VARIARE DEI GUADAGNI

In questo paragrafo si analizza la risposta della tavola al variare dei parametri:

- a) guadagno proporzionale, K_{pro} ;
- b) guadagno integrale, K_{int} ;
- c) guadagno di pressione differenziale, K_{dP} .

La funzione di trasferimento a cui si fa riferimento è stata ricavata nel Capitolo 4, equazione (4.48) nella quale si è tenuto conto della flessibilità della fondazione e si è considerata la tavola scarica.

Come già detto, solitamente, i guadagni K_{pro} , K_{int} , e K_{dP} non vengono impostati direttamente dall'operatore nella messa a punto del sistema di controllo, pertanto il calcolo viene eseguito lavorando sulle grandezze P_{gain} [V/V], I_{gain} [rad/sec] e dP_{gain} [V/V], anch'esse definite guadagni e legate alle prime attraverso le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} K_{pro} = P_{gain} \cdot K_{x-cond} \\ K_{int} = I_{gain} \cdot K_{x-cond} \\ K_{dP} = dP_{gain} \cdot K_{dP-cond} \end{cases}$$

dove:

$$K_{x-cond} = 0,4 \text{ Volt/cm};$$

$$K_{dP-cond} = 1/1500 \text{ Volt/MPa}$$

5.4.1 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare guadagno proporzionale

Valori dei parametri di guadagno assegnati:

- a) guadagno proporzionale, $P_{gain}=1,2,3 \text{ V/V}$;
- b) tutti gli altri guadagni sono stati posti a valor nullo.

Le Figure 5.15 e 5.16 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore e considerando la variabilità del guadagno proporzionale, P_{gain} .

Il principale effetto osservato incrementando P_{gain} è un aumento dell'ampiezza e un miglioramento della fase nell'intervallo di frequenze di lavoro, tra 0 e 50 Hz. L'ampiezza e la frequenza del picco della colonna di olio non sono influenzate dall'aumento del guadagno proporzionale, mentre la discontinuità dovuta alla flessibilità della massa di contrasto aumenta sensibilmente il suo valore.

Le Figure 5.17 e 5.18 mostrano, invece, l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della slitta inferiore e considerando la variabilità del guadagno proporzionale, P_{gain} .

Anche questa volta, il principale effetto osservato incrementando P_{gain} è un aumento dell'ampiezza e un miglioramento della fase nell'intervallo di frequenze di lavoro, tra 0 e 50 Hz. L'ampiezza e la frequenza del picco della colonna di olio non sono influenzate dall'aumento del guadagno proporzionale, mentre la discontinuità dovuta alla flessibilità della massa di contrasto aumenta sensibilmente il suo valore.

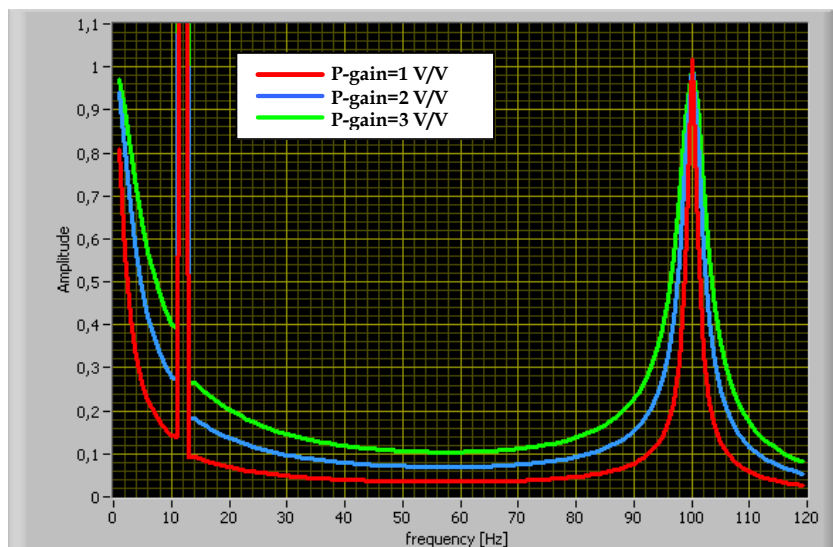


Figura 5.15 Ampiezza della funzione $T(s)$ al variare di P-gain, slitta superiore

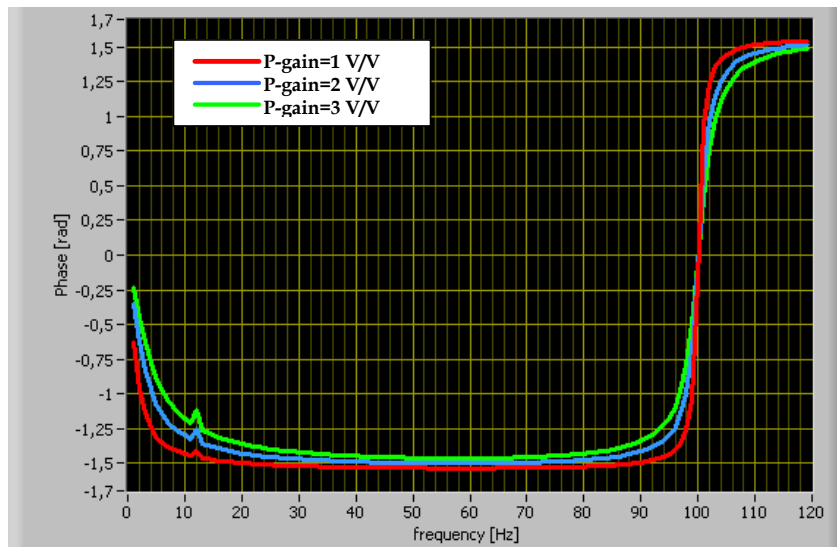


Figura 5.16 Fase della funzione $T(s)$ al variare di P-gain, slitta superiore

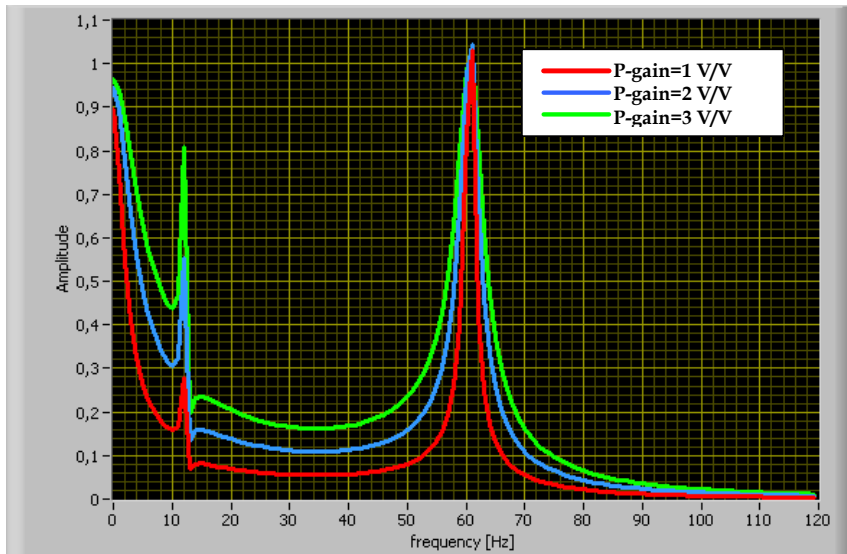


Figura 5.17 Ampiezza della funzione $T(s)$ al variare di P-gain, slitta inferiore

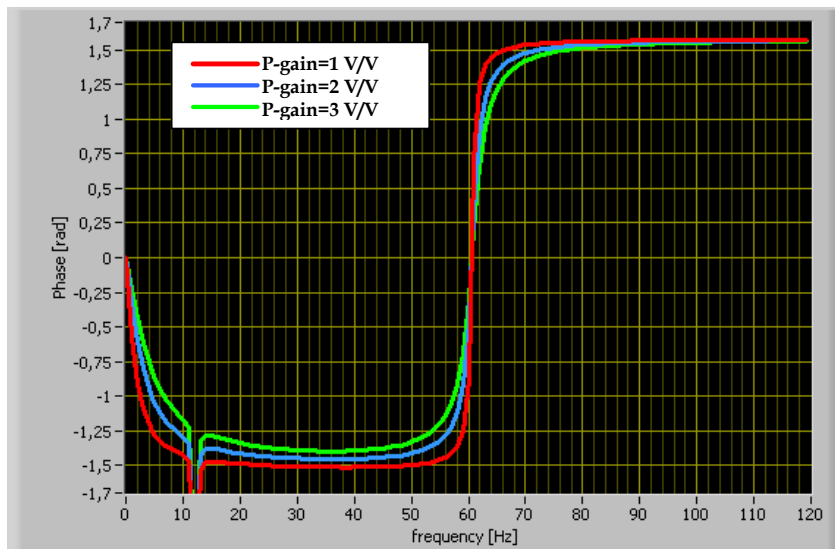


Figura 5.18 Fase della funzione $T(s)$ al variare di P-gain, slitta inferiore

5.4.2 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare del guadagno integrale.

Valori dei parametri di guadagno assegnati :

- a) guadagno proporzionale, $P_{gain} = 1 \text{ V/V}$;
- b) guadagno integrale, $I_{gain} = 0, 20, 40, 60 \text{ rad/sec}$.
- c) tutti gli altri guadagni sono stati posti a valor nullo.

Le Figure 5.19 e la 5.20 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore e considerando la variabilità del guadagno integrale, I_{gain} .

Il principale effetto osservato incrementando I_{gain} è un aumento dell'ampiezza in un intervallo di frequenze molto basso ($0 \div 10 \text{ Hz}$). Inoltre un incremento del guadagno integrale non genera variazioni del picco della colonna di olio.

Un aumento del guadagno integrale produce un miglioramento della fase della funzione di trasferimento nell'intervallo delle bassissime frequenze, ma riduce la fase nel campo di frequenze immediatamente successivo, peggiorando globalmente le prestazioni della tavola.

Le Figure 5.21 e 5.22 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della slitta inferiore e considerando la variabilità del guadagno integrale, I_{gain} .

Il principale effetto osservato incrementando I_{gain} è un aumento dell'ampiezza in un intervallo di frequenze molto basse e un miglioramento della fase della funzione di trasferimento in un intervallo di frequenze molto basso, ma nel contempo riduce la fase

nel campo di frequenze immediatamente successivo, peggiorando, anche in questo caso, le prestazioni della tavola.

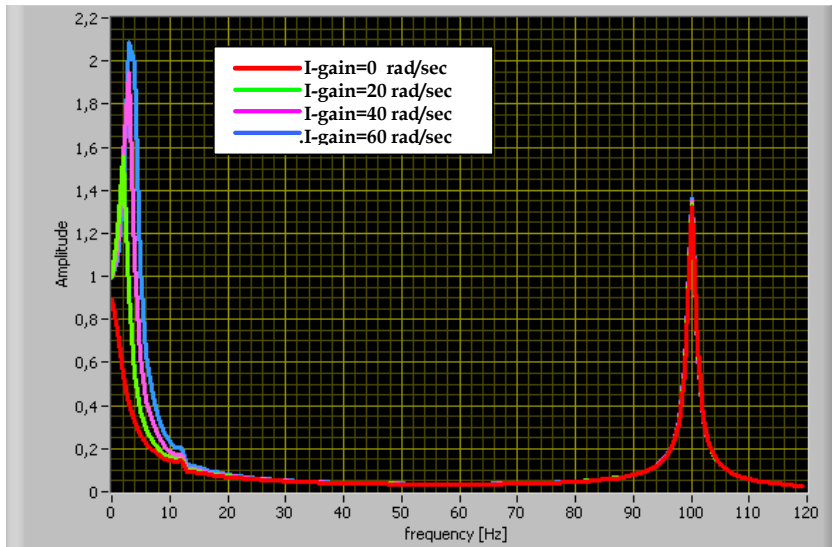


Figura 5.19 Ampiezza della funzione $T(s)$ al variare di I-gain, slitta superiore

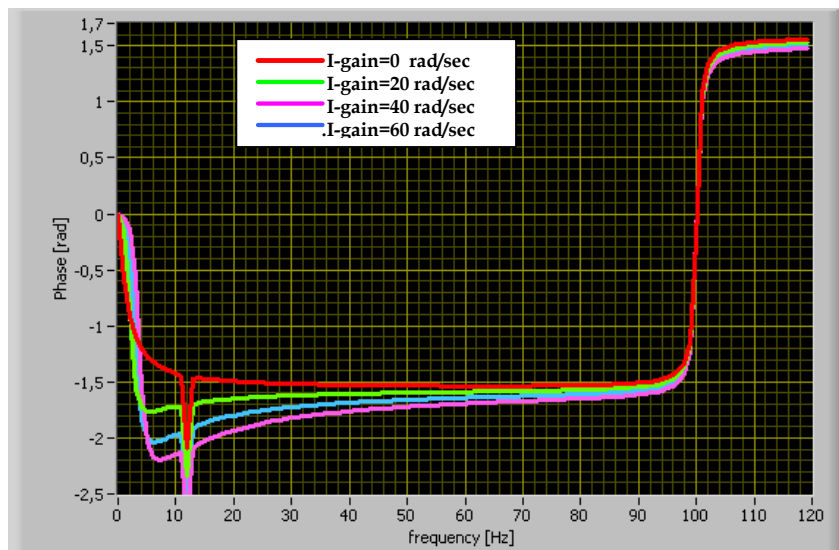


Figura 5.20 Fase della funzione $T(s)$ al variare di I-gain, slitta superiore

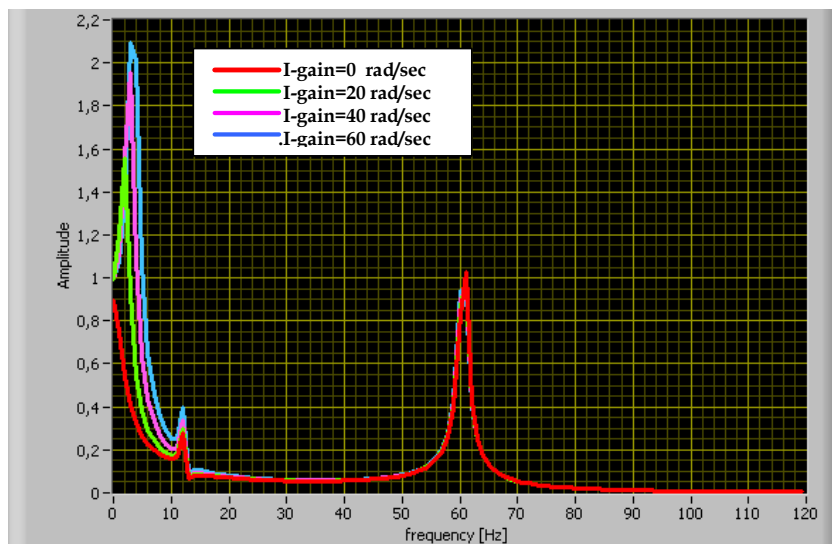


Figura 5.21 Ampiezza della funzione $T(s)$ al variare di I-gain, slitta inferiore

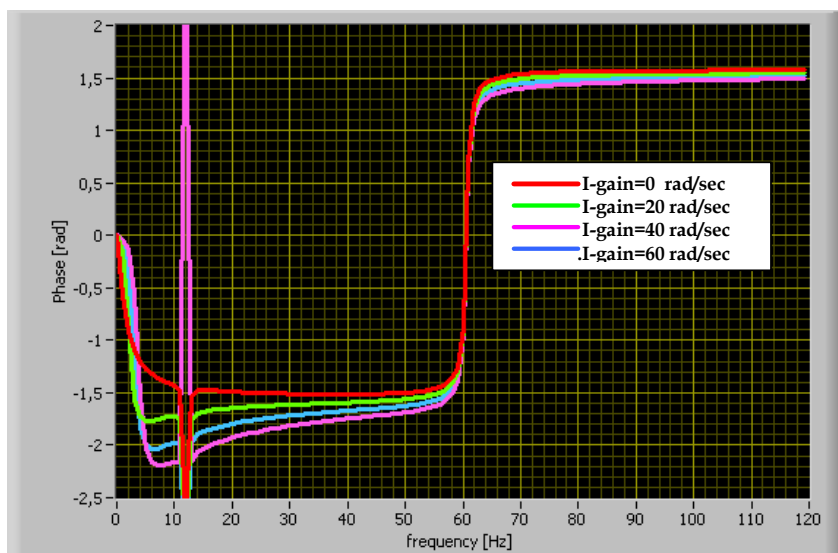


Figura 5.22 Fase della funzione $T(s)$ al variare di I-gain, slitta inferiore

5.4.3 Sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare del guadagno di pressione differenziale.

Valori dei parametri di guadagno:

- a) guadagno proporzionale, $P_{gain} = 1 \text{ V/V}$;
- b) guadagno di pressione differenziale, $dP_{gain} = 0, 1, 2, 3 \text{ rad/sec}$;
- c) tutti gli altri guadagni sono stati posti a valor nullo.

Le Figure 5.23 e 5.24 mostrano l'ampiezza e la fase della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della sola slitta superiore e considerando la variabilità del guadagno di pressione differenziale, dP_{gain} .

Il principale effetto osservato incrementando dP_{gain} è una riduzione dell'ampiezza del picco della colonna d'olio. Non si registrano, invece, variazioni della discontinuità dovuta alla flessibilità della base.

L'incremento del guadagno di pressione differenziale produce principalmente una variazione della fase peggiorando globalmente le prestazioni della tavola. Non si rileva invece alcuna variazione della frequenza di inversione della colonna di olio.

Le Figure 5.25 e 5.26 mostrano l'ampiezza della funzione di trasferimento, $T(s)$, calcolata ipotizzando il movimento della slitta inferiore, e considerando la variabilità del guadagno di pressione differenziale, dP_{gain} .

Il principale effetto osservato incrementando dP_{gain} è una riduzione dell'ampiezza del picco della colonna di olio. Non si registrano, invece, variazioni della discontinuità dovuta alla flessibilità della base.

L'incremento del guadagno di pressione differenziale produce principalmente una variazione della fase peggiorando globalmente

le prestazioni della tavola. Non si rileva invece alcuna variazione della frequenza di inversione della colonna di olio.

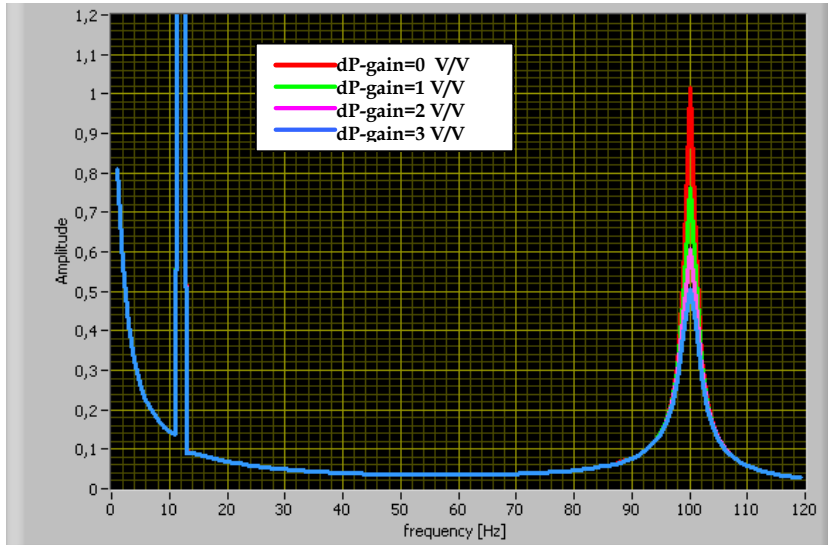


Figura 5.23 Ampiezza della funzione $T(s)$ al variare di dP-gain, slitta superiore

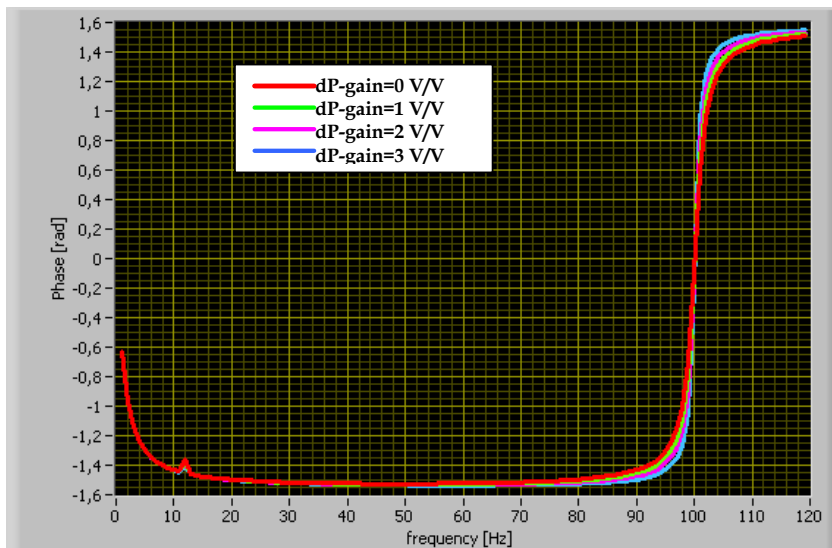


Figura 5.24 Fase della funzione $T(s)$ al variare di dP-gain, slitta superiore

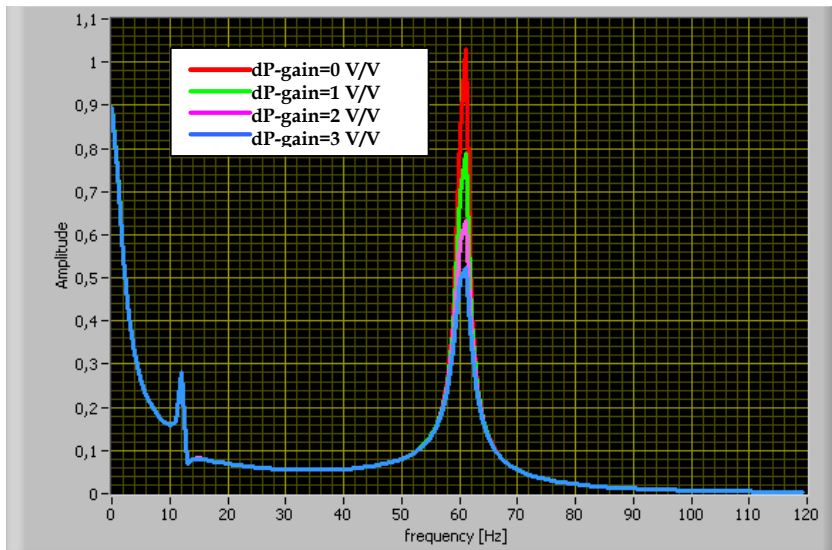


Figura 5.25 Ampiezza della funzione T(s) al variare di dP-gain, slitta inferiore

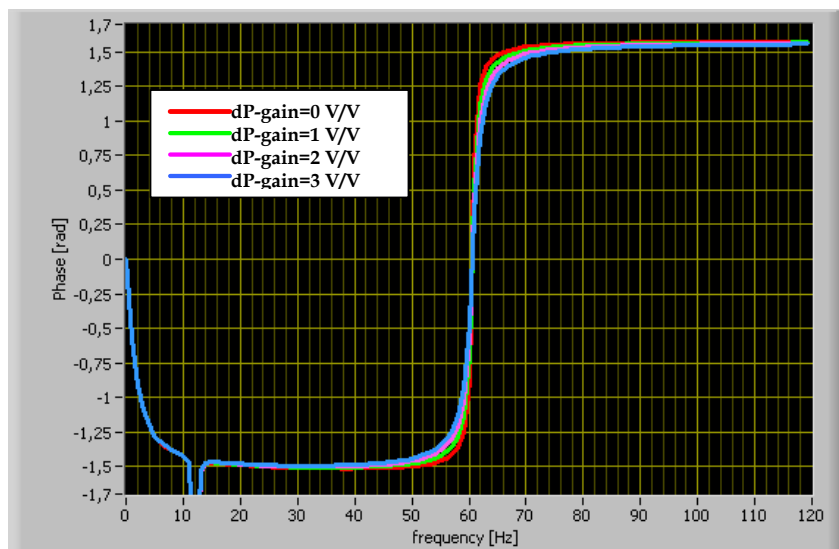


Figura 5.26 Fase della funzione T(s) al variare di dP-gain, slitta inferiore

CAPITOLO 6: PROGETTO DI UN SISTEMA DI ISOLAMENTO

6.1 INTRODUZIONE

Nel presente capitolo, sono affrontate le problematiche connesse al progetto di un sistema di isolamento che consenta di limitare al minimo la possibilità di propagazione delle onde sismiche prodotte dalle tavole e nel contempo lo sfruttamento delle stesse alle loro massime potenzialità.

Il 3 marzo del 2006, il sistema di tavole vibranti del CRdC "AMRA" è stato installato presso il laboratorio dell'allora Dipartimento di Analisi e Progettazione Strutturale (DAPS) dell'Università di Napoli "Federico II".

Dal 1° gennaio 2007 dalla fusione del Dipartimento di Analisi e Progettazione Strutturale e dell'attiguo Dipartimento di Scienza delle Costruzioni (DSdC) è nato, il Dipartimento di Ingegneria Strutturale (DIST). Sono state così raccolte, in un'unica struttura, tutte le attività didattiche e di ricerca afferenti alla Scienza ed alla Tecnica delle Costruzioni da sempre riferimento per la comunità scientifica, professionale ed imprenditoriale.

Alla nascita del nuovo dipartimento, ha fatto seguito, anche la nascita di un nuovo laboratorio, realizzato, accorpando in un'unica struttura tutte le attrezzature, ma soprattutto gli spazi, che fino al

31 dicembre 2006 afferivano esclusivamente all'uno o all'altro dipartimento.

In particolare, oggi la dotazione del DIST, oltre che da diversi macchinari di prove, è costituita da tre piastroni di contrasto di dimensioni 5.1 m x 12.5 m, 10.3 m x 19.7 m e 13.2 m x 15.2 m (Figura 6.1).

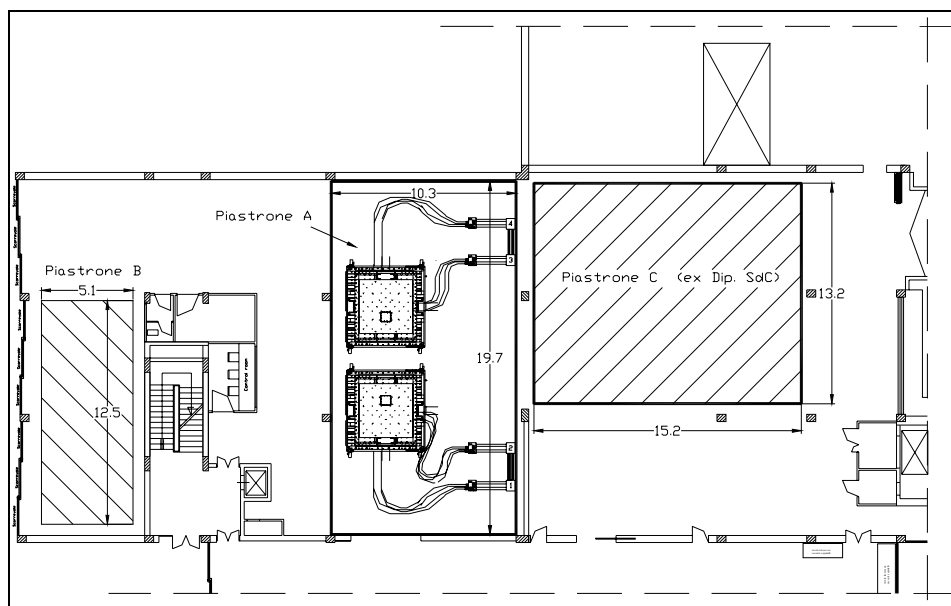


Figura 6.1 Pianta del piano terra del nuovo laboratorio del DIST

Come è evidente dalla Figura 6.1, le tavole attualmente sono posizionate sopra il piastrone A, mentre la centrale di pompaggio è allocata al di sotto dello stesso alla quota del piano interrato.

L'ipotesi progettuale presentata in questo capitolo, prevede per le sole tavole, lo spostamento dal piastrone A al piastrone C, e pertanto la necessità di isolare sismicamente lo stesso.

6.2 STATO DI FATTO

In Figura 6.2, si riportano pianta e sezioni, del piastrone C. Il piastrone ha uno spessore di 1.1 m e un'area totale di circa 200 mq. Lo scarico alle fondazioni avviene tramite 20 pilastri di dimensione 40x40 cm, disposti a formare una maglia rettangolare. La distanza netta tra i pilastri è di 2.7 m e 3.0 m nelle due direzioni ortogonali. I pilastri poggiano a loro volta su una fondazione a travi rovesce di spessore 60 cm. Il trasferimento dei carichi al terreno è infine assicurato dalla presenza di 20 pali di diametro 40 cm e lunghezza 10 m.

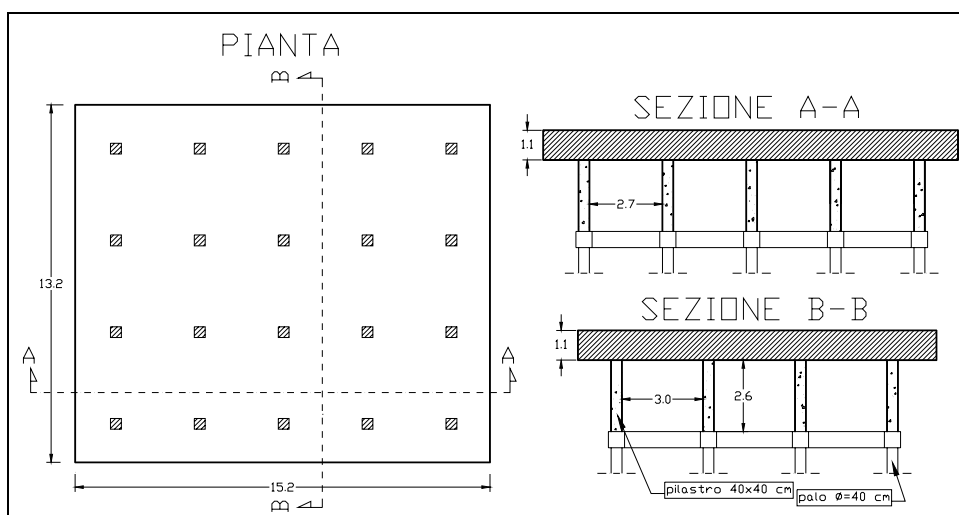


Figura 6.2 Pianta e sezioni del piastrone C (misure in m)

La struttura portante del piastrone di contrasto è separata da quella del laboratorio. Non sussiste cioè nessun elemento in comune quali pilastri, travi di fondazione o plinti tra le due strutture. Quanto detto non vale solo per il piastrone C, ma anche per quello A, dove attualmente sono posizionate le tavole e che è stato geometricamente descritto nel capitolo 4.

Malgrado ciò, tenuto conto delle grandi potenzialità di un sistema di generazione di azioni dinamiche come le tavole vibranti (range di frequenza 0-50 Hz, accelerazioni fino ad 1 g con un provino di 20 ton), una propagazione di onde sismiche agli edifici circostanti potrebbe essere comunque presente attraverso il terreno.

Per dare una giustificazione a queste supposizioni, sono state effettuate alcune prove sperimentali. Nel dettaglio, si è proceduto alla registrazione delle accelerazioni generate sull'edificio che ospita l'impianto, per effetto della movimentazione della sola slitta superiore di una tavola, con un segnale sinusoidale e in condizioni di payload nullo. Il monitoraggio dell'edificio è avvenuto con l'installazione di 10 accelerometri disposte al secondo e al terzo piano dell'edificio, a quota estradosso piastrone e a quota fondazione (tabella 6.1).

Tabella 6.1 RegISTRAZIONI accelerometriche sull'edificio del laboratorio

INPUT sulla tavola					RegISTRAZIONI sulla struttura			
f (Hz)	δ (mm)	V picco (cm/sec)	Acc. picco (g)	Acc. picco (m/s^2)	PIANO	Canali	m/s^2	Note
8	5	25	1.3	12.6	III	CH1	0.024	
						CH2	0.032	direzione input
						CH3	0.038	
					II	CH4	0.040	
						CH5	0.050	direzione input
						CH6	0.055	
					Fondazione piastrone	CH7	0.060	
						CH8	0.085	
					Piastrone	CH9	0.200	direzione input
						CH10	0.650	direzione input
22	1	14	1.9	19.1	III	CH1	0.070	
						CH2	0.084	direzione input
						CH3	0.030	
					II	CH4	0.060	
						CH5	0.070	direzione input
						CH6	0.060	
					Fondazione piastrone	CH7	0.100	
						CH8	0.120	
					Piastrone	CH9	0.300	direzione input
						CH10	0.750	direzione input

I risultati mostrano che sia nella direzione di movimentazione della tavola (direzione input) che nella direzione ortogonale, si registrano delle accelerazioni, di entità più rilevante alla base dell'

edificio (circa 1/20 dell'accelerazione del segnale di input) e più modeste al II e III piano laddove si attestano su valori pari circa ad 1/100 dell'accelerazione del segnale.

Sussiste effettivamente, attraverso il terreno, una propagazione verso l'edificio, delle accelerazioni generate dalle tavole.

E tale propagazione non è nemmeno di poco conto, se si considera che è stata ottenuta in condizioni propriamente cautelative, rispetto alle potenzialità del sistema (movimento della sola slitta superiore di una sola tavola, assenza di payload, frequenza del segnale di soli 22 Hz, ampiezza del segnale di pochi mm).

6.3 STATO DI PROGETTO

Al fine di evitare che le vibrazioni prodotte dalle tavole in movimento si propaghino al piastrone di contrasto e da esso alla struttura portante del laboratorio, due sono state le soluzioni progettuali perseguite.

6.5.1 Soluzione n°1- Blocco rigido di calcestruzzo

Una prima soluzione prevede il riempimento con un getto di calcestruzzo di tutto il volume locato inferiormente al piastrone: così facendo è possibile creare un'unica grande massa di reazione capace di attenuare le azioni vibranti prodotto dalle tavole, prima che queste si trasferiscano al terreno e da questo per propagazione al resto dell'edificio.

In questo modo è possibile ottenere una massa totale di reazione sismica di ben 2049 tonnellate, a fronte di una massima massa in movimento (ottenuta considerando, per ambedue le tavole, il peso delle due slitte in movimento e del max payload applicabile) pari a

111 tonnellate. Il rapporto tra massa di reazione e la massa in movimento è pari a circa 18.

Un modellazione agli elementi finiti a partire da elementi shell, successivamente estrusi, ha consentito di effettuare un approfondito studio dinamico del problema.

In una prima ipotesi, nel modello si è tenuto conto anche della presenza dei pali (Figura 6.3). Le condizioni di vincolo del sistema, sono state simulate assegnando al di sotto della piastra di fondazione delle “area spring” cioè delle molle a rigidità estensionale verticale distribuita e ai pali delle molle a rigidità estensionale orizzontale discretizzata (con un passo di 2 metri). Il risultato ottenuto è quello di un sistema molto rigido con periodo fondamentale di circa 80 Hz e quindi ben al di fuori del range di lavoro delle tavole pari a 0-50 Hz. Ciò esclude quindi un possibile problema di risonanza tra la forzante (cioè le tavole in movimento) e il sistema che oscilla (cioè la massa di reazione sismica).

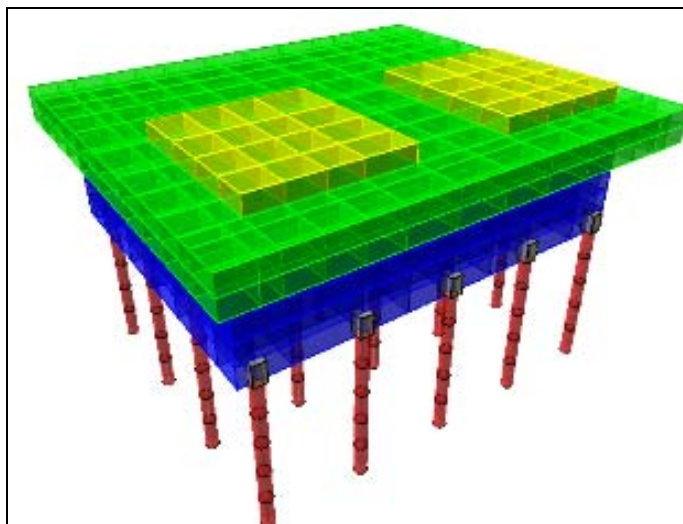


Figura 6.3 Modellazione FEM del blocco unico con i pali

Successivamente, il modello FEM è stato ulteriormente perfezionato, portando in conto anche il contributo dinamico del terreno al di sotto della fondazione per uno spessore di 1 metro (Figura 6.4). L'entità dello spessore di terreno da considerare come collaborante con il moto della massa di contrasto è stato valutato attraverso una back-analysis, eseguita sulla massa di reazione sulla quale sono attualmente posizionate le tavole. In sostanza, attraverso la registrazione degli accelerometri posizionati sul piastrone e sulla fondazione dello stesso, si è potuti risalire alla frequenza fondamentale del sistema e successivamente allo spessore di terreno da considerare come collaborante al moto, per ottenere, con un modello, quella stessa frequenza di vibrazione.

Il peso specifico del terreno è assunto pari a 1300 kg/m^3 , mentre il modulo di resistenza a taglio $G_0=2000 \text{ kg/cm}^2$. Per simulare un fenomeno di compattazione del terreno "sovraccaricato" da un peso di circa 2500 tonnellate e quindi tenere conto della bassa compressibilità verticale dello stesso, nel modello sono stati assegnati al di sotto del metro di terreno degli appoggi fissi, in modo da impedire la traslazione verticale.

Diversamente dai risultati della modellazione precedente, questa volta la frequenza fondamentale del sistema si attesta intorno ai 15 Hz e quindi pienamente all'interno del range di frequenze di lavoro del sistema (0-50 Hz).

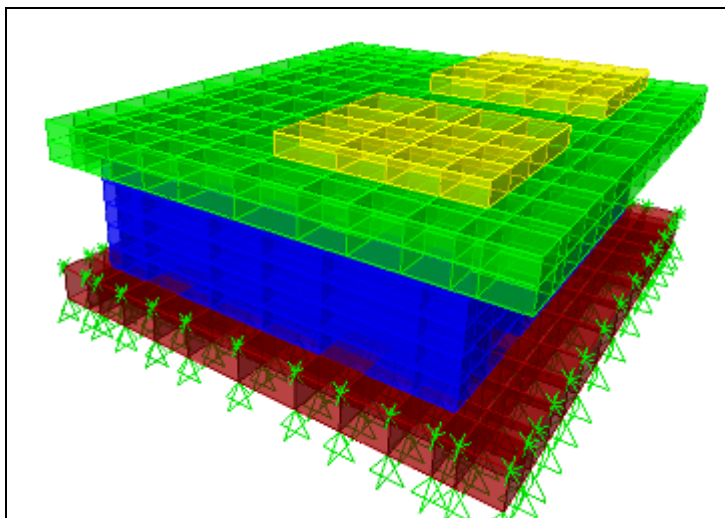


Figura 6.4 Modellazione FEM del blocco unico con il terreno

Alla luce di questi nuovi e importanti risultati, questa ipotesi progettuale è stata scartata. Infatti, anche se da un lato essa si presta ad una facile realizzazione e dall'altro consente di avere una riduzione sul terreno, di quasi un fattore 18 delle azioni dinamiche prodotte, bisogna portare in conto l'effetto dell'amplificazione dinamica delle azioni in condizione di risonanza. Questo significa che nel momento in cui le tavole fossero chiamate a simulare segnali con un'armonica fondamentale intorno ai 20 Hz, in condizioni dinamiche l'amplificazione potrebbe portare a ritrovare accelerazioni anche fino di 10 volte più grandi di quelle dell'input stesso (valori medi ottenuti supponendo per semplicità un sistema ad 1 DOF con smorzamento al 5%). Chiaramente, in dette condizioni, tali azioni, anche se smorzate dall'enorme massa di reazione sismica, arriverebbero, con una discreta intensità, a propagarsi alle fondazioni, al terreno e quindi alle strutture circostanti.

6.5.2 Soluzione n°2- Massa di reazione isolata

Una seconda soluzione è stata ipotizzata. Diversamente dalla prima, questa volta, si prevede la realizzazione di un massa di reazione "isolata" dalle fondazioni e quindi dal terreno sottostante, attraverso l'inserimento di una serie di molle ad aria (anche dette "air springs"). Con questa ipotesi, ci si pone in condizioni dinamiche opposte rispetto a quelle della prima soluzione, in quanto si passa da un blocco rigido vincolato al terreno e capace con la sua inerzia di smorzare accelerazioni indotti dalle tavole in movimento, ad un blocco sospeso, capace quindi di avere grossi spostamenti, ma nel contempo di trasferire al suolo accelerazioni più basse, in virtù della capacità di smorzamento assicurati dai pneumatici ad aria compressa.

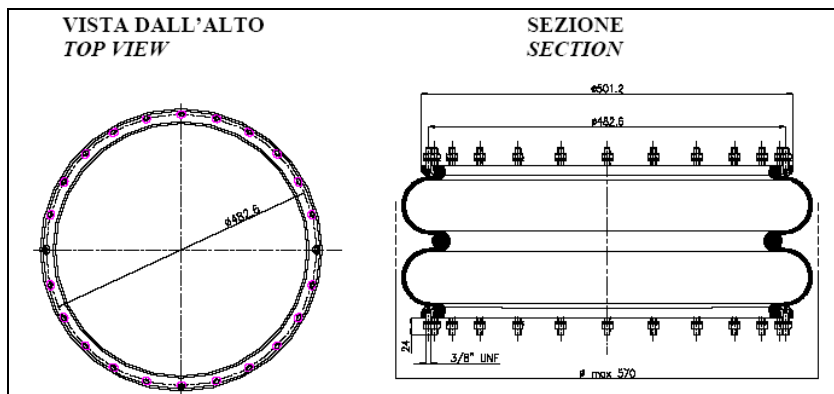


Figura 6.5 Pianta e sezione di air spring (rif. CF gomma, Milano)

Le particolarità dell'ipotesi progettuali, questa volta, non si riscontrano tanto nella complessità dello studio dinamico del problema e quindi nella modellazione del sistema, quanto piuttosto in difficoltà di natura tecnologica. Per separare la massa di reazione esistente, del peso di circa 500 tonnellate dalle fondazioni, si è dovuto studiare come prevedere il taglio dei 20 pilastri che

sorreggono il piastrone e come garantire il successivo appoggio sui dispositivi di isolamento ad aria sopraccitati. E quanto detto, badando nel contempo ad incrementare quanto più possibile l'entità della massa di reazione. Le due ipotesi tecnologiche considerate sono riportate nelle Figure 6.6 e 6.7.

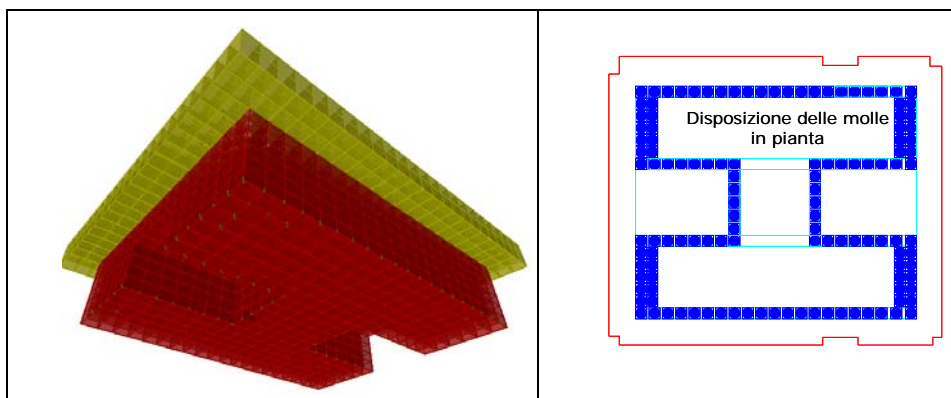


Figura 6.6 Disposizione delle molle ad aria, soluzione "ad H"

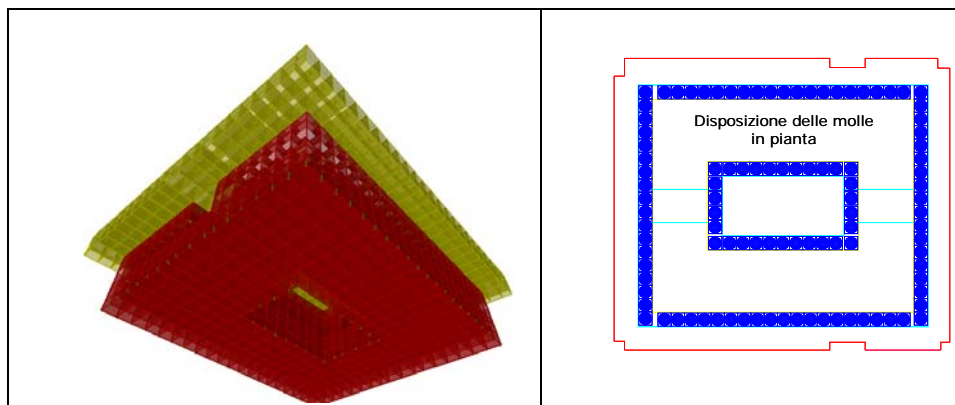


Figura 6.7 Disposizione delle molle ad aria, soluzione "toroidale"

Nella soluzione di Figura 6.6 per la fondazione si è ipotizzata una forma di una "H". La massa di reazione totale è di 1308 tonnellate (assumendo un $\gamma_{cls}=2500 \text{ kg/m}^3$) sostenuta da 108 molle

che lavorano ad una pressione di circa 7 bar. Il rapporto tra massa inerziale e massa in movimento è circa 12.

Nella soluzione di Figura 6.7 per la fondazione si è ipotizzata una forma "toroidale". La massa di reazione totale è di 1385 tonnellate (assumendo un $\gamma_{cls}=2500 \text{ kg/m}^3$) sostenuta con 98 molle che lavorano ad una pressione di circa 8 bar. Il rapporto tra massa inerziale e massa in movimento è pari a 12.6.

Dal punto di vista della fattibilità tecnologica, le due soluzioni presentano le stesse possibilità. Nel dettaglio, per entrambe è possibile prevedere un cassero sagomato secondo la forma del blocco, che permetta di realizzare un getto nella forma desiderata e nel contempo di prevedere gli alloggiamenti per la successiva installazione delle molle ad aria. Successivamente, a calcestruzzo maturo e dopo avere posizionato e messo in pressione le molle secondo le posizioni indicate in figura, è possibile procedere al taglio dei pilastri. A taglio avvenuto la massa di reazione sismica, passa dalla condizione di vincolo di incastro sui 20 pilastri a quella di semplice appoggio sulle molle ad aria.

Per una valutazione dinamica delle due soluzioni è stato costruito un modello FEM, considerando per le molle, una rigidità verticale e orizzontale rispettivamente di 654 kN/m e di 165 kN/m (CF Gomma, modello Torpress 29) e per il calcestruzzo una rigidità di 32000 N/mm² (Eurocodice 2, $f_{ck}=30 \text{ N/mm}^2$). Le due tavole vibranti, sono supposte posizione su due spigoli opposti del piastrone con il massimo payload di 20 tonnellate. Anche dal punto di vista dinamico le due soluzioni sono abbastanza simili, garantendo frequenze estremamente basse per quanto concerne i primi sei modi di vibrazione da corpo rigido (tabella 6.2).

Tabella 6.2 Frequenze dei primi 8 modi di vibrazione della massa di reazione isolata

modo	Soluzione "forma ad H"	Soluzione " forma toroidale"
	f (Hz)	f (Hz)
1	0.93	0.52
2	0.97	0.52
3	1.21	0.61
4	1.40	1.10
5	1.76	1.22
6	1.80	1.23
7	31.0	33.1
8	48.0	52.6

Le ultime due frequenze si riferiscono a modi locali del sistema, e pertanto caratterizzati da un massa partecipante praticamente irrilevante.

6.5.3 Soluzione finale adottata

Anche se dal punto di vista dinamico, le due soluzioni espone nel precedente paragrafo possono ritenersi equivalenti, si è scelto di perseguire come soluzione progettuale finale, quella del "blocco toroidale". Quest'ultima, consente di avere, una distribuzione in pianta delle molle ad aria più razionale. Infatti, permette di non alterare l'attuale schema statico (importante al momento del sollevamento della massa), consentendo nel contempo una maggiore distribuzione delle azioni sulla fondazione e di inserire le molle su tutto il perimetro esterno evitando la doppia fila prevista invece per l'altra soluzione. Inoltre il numero di molle da installare è leggermente inferiore. Dalla Figura 6.8 si evince che i primi due modi sono traslazionali lungo le due direzioni orizzontali e che la frequenza di oscillazione del sistema si attesta per entrambi i modi sul valore di 0.52 Hz. Il terzo modo è di rotazione intorno all'asse verticale con una frequenza propria di 0.61 Hz. Il quarto è di traslazione lungo la direzione verticale con una frequenza propria

di 1.10 Hz, mentre quinto e sesto modo di vibrazione sono di tipo rotazionale, rispetto ai due assi orizzontali con una frequenza simile di circa 1.23 Hz.

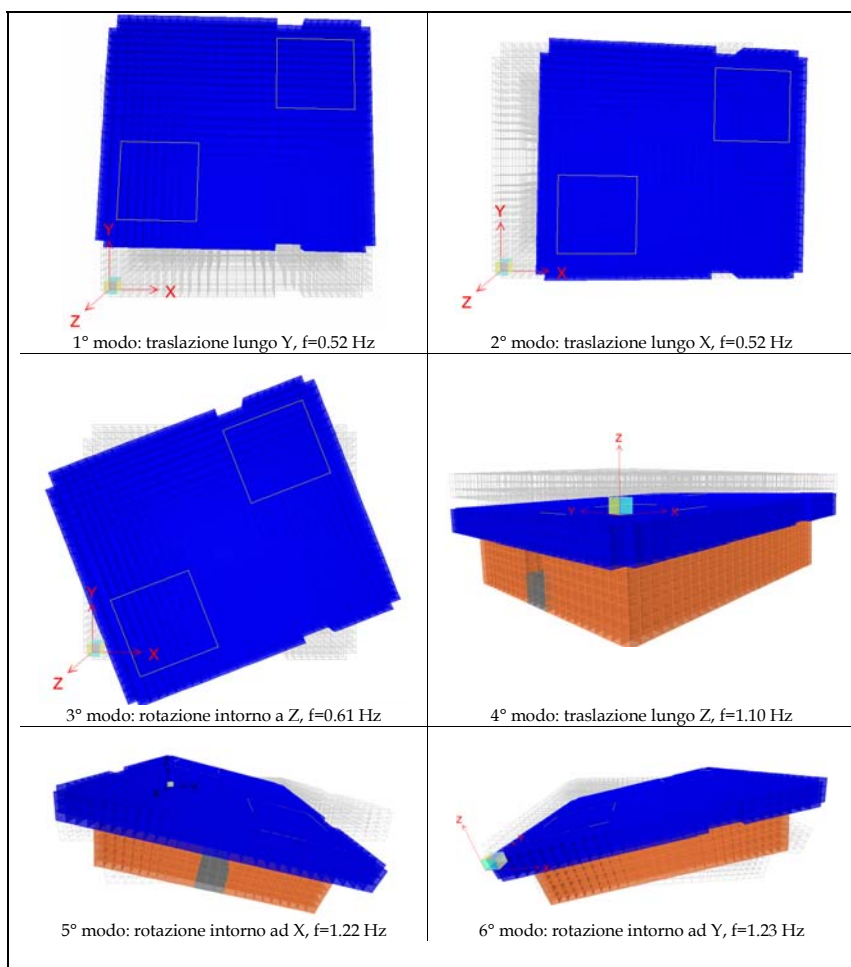


Figura 6.8 Primi 6 modi di vibrazione del sistema isolato

A partire da questi risultati dinamici e considerando le tavole sempre nella condizione di massime prestazioni di lavoro si è proceduto alla valutazione dei massimi spostamenti ottenibili.

È importante sottolineare, che per un sistema così deformabile come quello di una fondazione isolata, il problema non riguarda più l'entità delle accelerazioni trasferite al terreno, ma la valutazione della compatibilità tra gli spostamenti attesi e quelli consentiti dalle condizioni al contorno pari a 15 cm.

Al fine di valutare detta compatibilità sono stati calcolati gli spostamenti massimi ottenibili in condizione di applicazione dinamica della forza, considerando un fattore di amplificazione $N=3.33$, avendo assunto la possibilità di considerare uno smorzamento pari al 15% del valore critico (tabella 6.3).

Considerando la massima capacità prestazionale del sistema di tavole alla frequenza fondamentale dei due modi traslazionali orizzontali (0,52 Hz), si ottiene uno spostamento dinamico orizzontale massimo di 60 mm e un'accelerazione laterale massima della fondazione pari a $0,64 \text{ m/s}^2$.

Considerando le massime capacità del sistema alla frequenza fondamentale ($f=1.22 \text{ Hz}$) del quinto modo di vibrazione (rotazione intorno ad X) si ottiene uno spostamento verticale massimo, valutato in condizioni dinamiche pari a 48 mm e un'accelerazione verticale pari a $1,9 \text{ m/s}^2$.

Infine, considerando le massime capacità del sistema alla frequenza fondamentale ($f=1.23 \text{ Hz}$) del sesto modo di vibrazione (rotazione intorno ad Y) si ottiene uno spostamento verticale massimo, valutato in condizioni dinamiche pari a 43 mm e un'accelerazione verticale pari a $1,8 \text{ m/s}^2$.

Nessuna valutazione sugli spostamenti è stata fatta considerando le massime prestazioni della tavola alla frequenza fondamentale del 4 modo di vibrazione, in quanto manca una forzante verticale delle tavole.

Lo smorzamento è ottenuto predisponendo ai quattro angoli della massa di reazione sismica, 8 gruppi di smorzatori, due per spigolo, costituiti da 8 smorzatori per gruppo.

Tabella 6.3 Spostamenti e accelerazioni massime in risonanza

Modo di vibrazione	Spostamenti max(mm)		Accelerazioni max (m/s ²)	
	orizzontali	verticali	orizzontali	verticali
1°: f=0.52 Hz	60	-	0.63	-
2°: f=0.52 Hz	60	-	0.63	-
3°: f=0.61 Hz	46	-	0.13	-
4°: f=1.10 Hz	-	-	-	-
5°: f=1.22 Hz	-	48	-	1.90
6°: f=1.23 Hz	-	43	-	1.80

Con l'inserimento degli smorzatori è stato possibile pertanto ridurre gli spostamenti della massa di reazione ben al di sotto del limite fisico dei 15 cm.

A conclusione di questo paragrafo, è opportuno sottolineare, che la soluzione di isolamento adottata, non ha richiesto solo uno studio dinamico del problema, ma anche uno studio di fattibilità tecnologica altrettanto impegnativo. Le difficoltà tecnologiche del progetto sono insite nel fatto che la massa di reazione è già parzialmente esistente (Figura 6.2). A partire da questa configurazione esistente la progettazione si è dovuta quindi fare carico di diversi problemi, come la necessità di incrementare la massa di reazione sismica, di rinforzare le fondazioni per adeguarle a sopportare il nuovo carico maggiorato, di studiare il modo migliore per eseguire la delicata fase del taglio dei pilastri. Dettagli, con i layout delle fasi operative del lavoro sono riportati nell'appendice B.

CAPITOLO 7: CONCLUSIONI

Il 3 marzo del 2006 presso il laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Strutturale (DIST) dell'Università Federico II di Napoli è stato installato un sistema di tavole vibranti, servoidrauliche, biassiali, per simulare gli effetti asincroni indotti su modelli in scala. Il sistema di tavole, a differenza degli altri presenti in Italia e nel mondo, ha la peculiarità di essere un "sistema chiuso", cioè con gli attuatori e le servovalvole interne alle slitte in movimento. Ciò per consentire un facile spostamento delle due tavole e permettere, quindi, il loro utilizzo anche per lo studio dinamico di strutture con grandi luci, come viadotti o telai di capannoni prefabbricati.

Le slitte poggiano su un film di olio costantemente mantenuto in circolo da 5 motori per ciascuna tavola e scorrono su delle guide definite "lardon". Il movimento di ciascuna slitta è garantito da attuatori "spinti" da 6 gruppi motopompe capaci di erogare fino a 3000 l/min e che a pieno regime necessitano di una potenza elettrica pari a 1500 kW.

L'utilizzo di sistemi così complessi e potenti ha richiesto un lavoro preliminare di analisi delle caratteristiche meccaniche e dinamiche delle tavole stesse, in modo da poter riprodurre con accuratezza le "time histories" per specifiche prove su modelli.

Infatti la riproduzione del segnale dinamico comandato alle tavole vibranti è soggetto ad un certo grado di distorsione.

Il grado di distorsione del segnale dipende da parametri di tipo meccanico come la compressibilità dell'olio contenuto nelle camere di attuazione, dalla perdita delle guarnizioni di tenuta, ma anche dalle caratteristiche dinamiche del sistema di contrasto quali massa, rigidità e fattore di smorzamento.

Nel caso delle tavole vibranti del CRdC AMRA si è ritenuto non sufficiente un semplice studio sull'accuratezza della riproduzione del segnale attraverso accelerometri disposti sulla tavola, ma si è reso necessario condurre un'analisi completa sulla sensibilità delle tavole ai fattori di guadagno, per determinare la taratura ottimale che massimizza l'accuratezza delle "time histories".

Per questo motivo, è stato sviluppato un accurato modello analitico del sistema di tavole vibranti.

Si è proceduto quindi alla definizione di una funzione di trasferimento $H(s)$, del sottosistema servoidraulico, calcolata tra lo spostamento desiderato x_d e lo spostamento reale x_t (valutato rispetto alla base). Per la funzione si è ipotizzata in prima approssimazione la tavola scarica e la massa di contrasto infinitamente rigida.

Con una funzione di trasferimento della tavola $T(s)$, calcolata tra lo spostamento desiderato x_d e lo spostamento assoluto reale x_{ta} (valutato rispetto alla piastra di fondazione del laboratorio scelta come sistema di riferimento inerziale), si è tenuto conto, invece, della flessibilità della base.

Entrambe le funzioni sono state ricavate utilizzando un approccio di tipo modulare, ossia dividendo la tavola in sottosistemi e calcolando per ognuno di essi la relativa funzione di trasferimento.

Nel Capitolo 5 sono illustrati i risultati dell'analisi con il plottaggio delle funzioni di trasferimento, sia del sistema servo-

idraulico $H(s)$, che della tavola $T(s)$, valutate sia per il movimento della sola slitta superiore che per il movimento della slitta inferiore. Tali risultati hanno permesso di evidenziare che la frequenza di risonanza della colonna di olio nelle camere dell'attuatore, è circa pari a 99 Hz considerando il solo movimento della slitta superiore e a circa 59 Hz per il movimento della slitta inferiore, nonché una discontinuità dei diagrammi alla frequenza fondamentale (12 Hz) del sistema di contrasto (ipotesi di base flessibile).

Inoltre è stata analizzata la sensibilità della funzione di trasferimento della tavola, $T(s)$, al variare dei parametri di guadagno proporzionale P_{gain} , guadagno integrale I_{gain} , guadagno di pressione differenziale ΔP_{gain} .

Si è potuto constatare che la variazione del guadagno proporzionale produce un incremento (miglioramento) dell'ampiezza e della fase della funzione di trasferimento nel campo delle frequenze di lavoro della macchina (0÷50 Hz), senza alcuna variazione della risonanza della colonna di olio e della discontinuità dovuta alla flessibilità del sistema di contrasto, mentre la variazione del guadagno integrale genera fenomeni per cui si ha un sostanziale peggioramento delle prestazioni delle tavole.

Infine, la variazione del guadagno di pressione differenziale, induce un decremento dell'ampiezza del picco della colonna di olio ed una variazione della fase lasciando inalterata la discontinuità dovuta alla flessibilità della base.

Nell'ultima parte della tesi è stato affrontato il problema dell'isolamento del sistema di simulazione sismica, al fine di evitare che l'eccitazione sismica esercitata dalle tavole vibranti in movimento, possa estendersi anche alle strutture circostanti. Tre sono le ipotesi progettuali confrontate. Nella prima si è considerata

la possibilità di creare un unico grande blocco di calcestruzzo capace di garantire un rapporto con la massa in movimento circa pari a 20 e una frequenza fondamentale di vibrazione di circa 80 Hz. Tale soluzione, anche se tecnologicamente fattibile è stata successivamente scartata. Infatti, una valutazione dinamica più attenta ottenuta considerando anche la partecipazione del terreno dello spessore di 1 m, ha portato ad abbattere la frequenza fondamentale del sistema fino ai 20 Hz e quindi all'interno del range di lavoro delle tavole (0-50Hz). La seconda e terza soluzione sono dinamicamente equivalenti. In entrambe si è valutata la possibilità di appoggiare la massa di reazione su delle molle ad aria in maniera tale da consentire un isolamento del terreno dalle vibrazioni prodotte dalle tavole in movimento. Le due soluzioni, sono risultate dinamicamente opposte alla prima, cioè con una frequenza fondamentale che si attesta su un valore estremamente basso (inferiore ad 1 Hz). Gli spostamenti, chiaramente elevati per questo tipo di soluzioni, sono stati valutati considerando sempre le massime prestazioni delle tavole e poi confrontati con quelli ammissibili dettati dalle condizioni al contorno. Per limitare gli spostamenti è stato necessario prevedere l'utilizzo di smorzatori capaci di garantire al sistema uno smorzamento almeno pari al 15%.

La soluzione, già da se particolarmente ardua dal punto di vista tecnico, assume un aspetto ancora più importante tenuto conto che il tutto è progettato per essere realizzato non come struttura ex-novo, ma come adattamento di una situazione esistente.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- Abrams D.P. [1996] Effects of Scale and Loading Rate with Tests of Concrete and Masonry Structures, *Earthquake Spectra*, Vol. 12, No.1.
- Aristizabal-Ochoa J.D. and Clark A.J. [1980] *Large-Scale Earthquake Simulation Tables*, Proceedings of the 7th World Conference on Earthquake Engineering, Istanbul, Turkey, Vol.7, pp. 157-164.
- Blakeborough A., Severn R.T. and Taylor C.A. [1986] *The new UK six-axis shaking table*, Proceeding of the 8th European Conference on Earthquake Engineering, Lisbon, Portugal, Vol. 4, pp. 97-100.
- Calvi G.M. , Pavese A. , Ceresa P. , Dacarro T. , Lai C.G. , Beltrami C. , *Design of a large-scale dynamic and pseudo-dynamic testing facility*, Iuss Press, 2005.
- Cariolaro G. , Pierobon G. , Calcagno G. , *Segnali e Sistemi*, McGraw-Hill Companies, 2005.
- Carvalho E. [1998] *Seismic testing of structures*, Proceedings of the 11th European Conference on Earthquake Engineering, Paris, France, pp.53-64.
- Ceresa P. [2004] *Design of a dynamic and pseudo-dynamic testing facility*, MSc thesis, ROSE School, Pavia, Italy.
- Cf_Gomma [2001] *Attuatori Pneumatici*, Technical Flyer (in Italian), Milan, Italy.

- Chopra A.K. [2001] *Dynamics of structures*, Second Edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, United States of America.
- Clark A.J. [1992] *Dynamic characteristics of large multiple degree of freedom shaking tables*, Proceedings of the 10th World Conference on Earthquake Engineering, Madrid, Spain, pp.2823-2828.
- Clark A.J. and Burton G.W. [1978] *Design consideration for large shaking table systems*, Proceedings of the 6th European Conference on Earthquake Engineering, Dubrovnik, Yugoslavia.
- Computer and Structures, Inc. [1995] *SAP Nonlinear, 8.1.2 Structural Analysis Program*, Berkely, California, US.
- Crewe A.J. [1998] *The characterization and optimization of earthquake shaking table performance*, PhD thesis, University of Bristol, Bristol, UK.
- Donea J. and Jones P.M. [1991] *Experimental and Numerical Methods in Earthquake Engineering*, Kluwer academic Publishers, Netherlands.
- EUROCODE 2 [2004], *Design of concrete structures – Part 1-1: General rules and rules for buildings*, EN 1992-1-1, December.
- EUROCODE 8 [2003], *Design for structures for earthquakes resistance – Part 1 – General rules, seismic actions and rules for buildings*, Final Draft – prEN 1998-1, December.
- Ewius D. J. , *Modal testing: Theory and practice*, Research Studies Press LDT, 1999.
- Fabbrocino G. and Cosenza E. [2004] *Shaking Tables for Seismic Simulation overview of the CRdC-AMRA Project*, Proceedings of the Workshop on Multidisciplinary Approach to Seismic Risk Problem. Sant'Angelo dei Lombardi, September 22, 2003. Università degli studi di Napoli "Federico II", Italy.

- French C.W., Schultz A.E., Hajjar J.F., Shield C.K., Ernie D.W., Dexter R.J., Du D.H.-C. Olson S.A., Daugherty D.J., Wan C.P. [2004] *Multi-Axis Sub assemblage Testing (MAST) System: Description and Capabilities*, Proceedings of the 13th World Conference Earthquake Engineering, Vancouver, British Columbia, Canada, paper 2146.
- Joint Research Centre-ELSA [1999] *The European Laboratory for Structural Assessment*, Ispra, Italy. Available from the URL: <http://www.elsa.jrc.it/reactionwall/index.html>.
- Luise M., Vitetta G. M., *Teoria dei segnali*, McGraw- Hill Companies, 2003.
- Minowa C., Hayashida T., Abe I., Kida T. and Okada T. [1996] *A shaking table damage test of actual size RC frame*, Proceedings of the 11th World Conference on Earthquake Engineering, Acapulco, Mexico, paper 747.
- Molina F.J., Verzetti G., Magonette G., Buchet P. and Geradin M. [1999] *Bi-directional pseudo-dynamic test of a full-size three-storey building*, Earthquake Engineering & structural Dynamics, Vol.28, pp. 1541-1566.
- National Instruments, Inc. [2005] LabVIEW , Version 6.5.
- Ogawa N., Ohtani K., Katayama T. and Shibata H. [2001] *Construction of a three-dimensional large-scale shaking table and development of core technology*, Philosophical Transactions of the royal society: mathematical, physical and engineering sciences, Vol. 359, pp. 1725-1751.
- Otani S. and sozen M.A. [1972] *Behavior of Multistory Reinforced Concrete Frames during Earthquakes*, Research Report SRS-392, Structural Research Series, University of Illinois, Urbana, U.S.
- Pavese A., Lai C.G., Calvi G.M., Ceresa P. and Beltrami C. [2005] *Reaction mass and foundation of the high-performance, one-degree-of-*

freedom EUCENTRE shaking table, in Pavia, Italy, Proceedings of The First International conference on Advances in Experimental Structural Engineering, Nagoya, Japan.

Petrini L., Pinho R. e Calvi G.M. [2004], *Criteri di Progettazione Antisismica degli Edifici*, RELUIS, Collana di manuali di progettazione antisismica, Manuale 1, IUSS Press, Pavia.

Pinho R. and Elnashai A.S. [2000] *Dynamic collapse testing of a full-scale four storey RC frame*, ISET Journal of Earthquake Technology, Vol. 37, No. 4, pp. 143-164.

Rogers F.J. [1908] *Experiments with a shaking table*, Research Report, Vol.1, Part II, California State Earthquake Investigation Commission.

Shortreed J. S. , Seible F. , Benzoni G. , *Simulation issues a real-time, full-scale seismic testing system*, Journal of Earthquake Engineering Vol. Special Issue 1, 2002.

Sieffert J.-G., Schmid G. and Tosecky A. [2004] *Soil-Structure Interaction Foundations Vibrations*, Lecture for the Master Course Computational Engineering, Ruhr University Bochum, Germany.

Sozen M.A., Otani S., Gulkan P. and Nielsen N.N. [1969] *The University of Illinois Earthquake Simulator*, Proceedings of the 4th World Conference on Earthquake Engineering, Santiago, Chile, Vol.III.

Takanashi K. and Nakashima M. [1987] *Japanese activities on online testing*. Journal of Engineering Mechanics, Vol. 113, pp. 1014-1032.

Thewalt C.R. and Mahin S.A. [1995] *Non-planar pseudo-dynamic testing*. Earthquake Engineering & structural dynamics, Vol. 24, pp. 733-746.

- Trombetti T. , Conte J. P. , Duranni A. J. , *Analytical modeling of a shaking table system*, Department of Civil Engineering, Rice University, Huston, Texas, December 1997.
- Trombetti T. , Conte J. P. , Duranni A. J. , *Correlation analytical and experimental of a shaking table system* Department of Civil Engineering, Rice University, Huston, Texas, December 1997.
- Trombetti T. , Conte J. P. , *Linear dynamic modeling of a uni-axial servo-hydraulic shaking table system*, Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 2000
- Trombetti T. , Conte J. P. , *Shaking table dynamics: results from a test-analysis comparison study*, Journal of Earthquake Engineering Vol. 6 No. 4, 2002.
- University of Patras [2004] *Laboratory: Structures Laboratory (online)*, available from the URL: <http://www.civil.upatras.gr/>
- Van Den Einde L., Restrepo J., Conte J., Luco E., Seible F., Filiatrault A., Clark A., Johnson a., Gram M., Kusner D. and Thoen B. [2004] Development of the George E. Brown Jr. Network for earthquake Engineering Simulation (NEES) Large High Performance Outdoor Shaking Table at the University of California, San Diego, Proceedings of the 13th World Conference on Earthquake Engineering, Vancouver, British Columbia, Canada, paper 3281.

APPENDICE A: LA TRASFORMATATA DI LAPLACE

Al fine di dare una comprensione quanto più ampia possibile a concetti che non appartengono propriamente al campo dell'ingegneria strutturale, verranno illustrati ed esplicitati alcuni aspetti più volte chiamati in causa nel lavoro. In particolare, con questa appendice, senza volere scendere troppo nel dettaglio, si vuole dare qualche spiegazione sul significato del dominio di Laplace

In matematica e in particolare nell'analisi funzionale la trasformata di Laplace di una funzione del tempo $f(t)$ è la funzione $F(s)$:

$$F(s) = L[f(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-st} dt$$

dove $s = \sigma + i\omega = \sigma + i2\pi f$ è una variabile complessa, in cui ω rappresenta la pulsazione angolare mentre f è la frequenza naturale del sistema.

" s " prende anche il nome di frequenza complessa.

La trasformata di Laplace è una funzione lineare che permette di passare dallo studio di una variabile temporale (reale) allo studio di una variabile complessa, e viceversa.

Questa trasformata integrale ha numerose proprietà che la rendono utile per l'analisi dei sistemi dinamici lineari. Il vantaggio più significativo è che l'integrale e la derivata diventano una moltiplicazione e una divisione rispettivamente, analogamente al modo in cui i logaritmi cambiano la moltiplicazione di numeri nella loro addizione. Essa trasforma le equazioni integrali e le equazioni differenziali in equazioni polinomiali, che sono molto più facili da risolvere.

Esiste quindi una corrispondenza biunivoca tra le funzioni $f(t)$ trasformabili secondo Laplace e le loro trasformate $F(s)$.

Le regole fondamentali di trasformazione, utilizzate nelle applicazioni, sono le seguenti:

1) La trasformata di Laplace del prodotto di una costante K per la funzione $f(t)$ è data dal prodotto fra la costante stessa e la trasformata $F(s)$ della $f(t)$:

$$L [K \cdot f(t)] = K \cdot F(s)$$

2) La trasformata della derivata di una funzione $f(t)$ è data dalla trasformata $F(s)$ della funzione moltiplicata per s :

$$L \left[\frac{d}{dt} f(t) \right] = s \cdot F(s)$$

3) La trasformata dell'integrale di una funzione $f(t)$ corrisponde alla $F(s)$ divisa per s :

$$L \left[\int f(t) dt \right] = \frac{F(s)}{s}$$

4) La trasformata della somma di due funzioni $f_1(t)$ e $f_2(t)$ è data dalla somma delle trasformate delle due funzioni :

$$L [f_1 (t) + f_2 (t)] = F_1 (s) + F_2 (s)$$

5) Teorema della traslazione nel tempo:

$$L [f (t - \tau)] = e^{-s\tau} F (s)$$

ovvero una traslazione τ nel dominio del tempo corrisponde a moltiplicare per il termine $e^{-s\tau}$ nel dominio della s .

Il grande vantaggio di condurre uno studio nel dominio della frequenza complessa consiste, come detto, nel fatto che la trasformazione di Laplace consente di ricondurre operazioni con derivate ed integrali ad operazioni algebriche ovvero di ricondurre equazioni differenziali ad equazioni algebriche. Quindi, in linea del tutto generale, assegnata una qualsiasi equazione differenziale, purché siano rispettate le condizioni sopra richiamate, è possibile mediante la trasformata di Laplace passare dal dominio del tempo al dominio della frequenza complessa, risolvere algebricamente l'equazione in s così ottenuta, ed infine antitrasformare per avere la soluzione nel dominio del tempo.

APPENDICE B: LAYOUT DEL SISTEMA DI ISOLAMENTO

La scelta tecnologica di isolamento descritta nel capitolo 6 è in corso di realizzazione presso il Dipartimento di Ingegneria Strutturale dell'Università di Napoli Federico II. Per completezza, in questa appendice saranno descritte alcune delle fasi realizzative più delicate.

Come prima operazione si è proceduto a rinforzare la fondazione, passando dalla condizione di fondazione su travi a quella di fondazione su platea. Per il calcolo dell'armatura è stato creato un modello al Sap e sono state considerate tre distinte condizioni di carico (Figura B.1). La condizione n°1 e n°2, prevede un carico verticale di 20 tonnellate su ciascuna molla (valutato allo SLU) nella particolare condizione di lavoro in cui solo due file di molle risultano essere caricate (indicate in blu in figura). La n°3, simula la condizione per cui tutta la massa non poggia più sulle molle ad aria ma direttamente sulla fondazione (zona di carico indicata in blu in figura). Per tutte e tre le condizioni, la reazione del terreno è stata portata in conto adottando un criterio di fascia, cioè introducendo nel modello delle molle a rigidità verticale sia bassa ($k_v=2 \text{ kg/cm}^3$) che alta ($k_v=20 \text{ kg/cm}^3$). L'armatura risultante è una maglia quadra di ferri $\Phi 20/20''$ disposta superiormente e inferiormente nella piastra. Nelle zone al di sotto delle molle, al

solo lembo superiore, l'armatura è infittita ad un passo di 10 cm (Figura B.2).

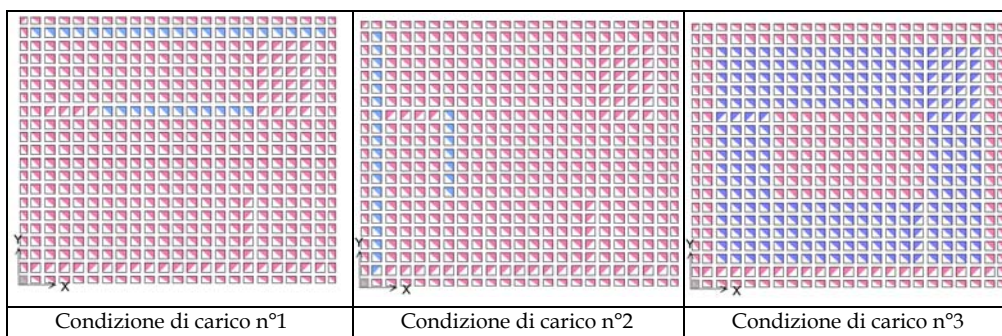


Figura B.1 Condizioni di carico della piastra di fondazione



Figura B.2 Armatura della fondazione e fasi di getto della stessa

Al fine di aumentare il rapporto tra massa di contrasto inerziale e massa in movimento si è reso necessario prevedere l'ispessimento dello spessore della piastra esistente. In alcune parti del piastrone si è così passati da uno spessore di 1.10 m a 3.60 m (Figure B.3, B.4, B.5). Per garantire l'unicità al blocco così realizzato si sono studiati

appositi sistemi di connessione. I ferri dell'armatura del blocco inferiore sono stati opportunamente saldati all'intradosso della piastra superiore (Figura B.6).

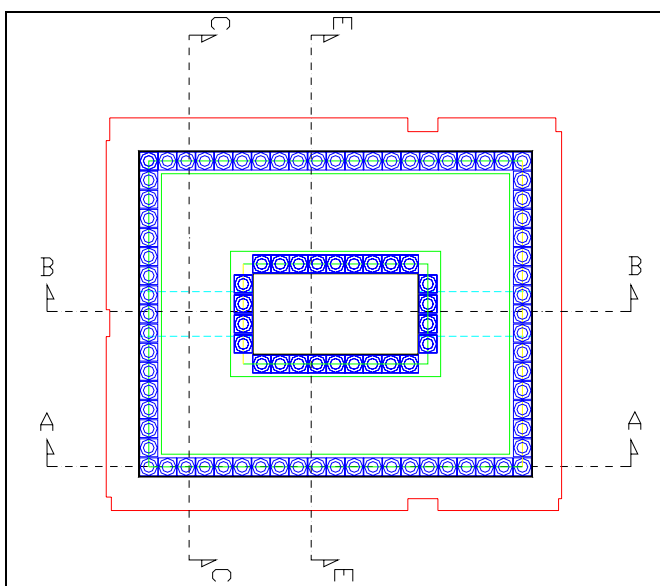


Figura B.3 Pianta della massa di reazione sismica

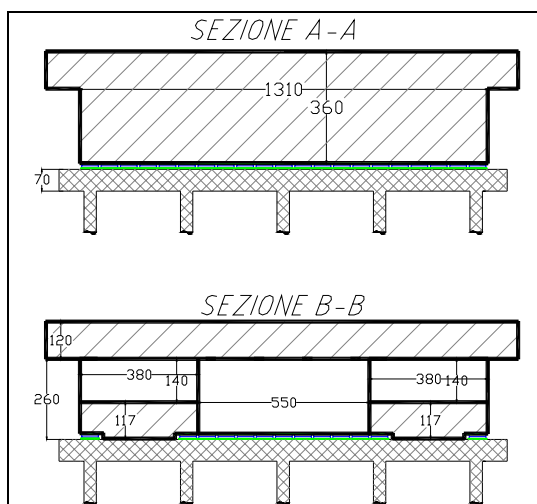


Figura B.4 Sezione A-A e B-B della massa di reazione (cm)

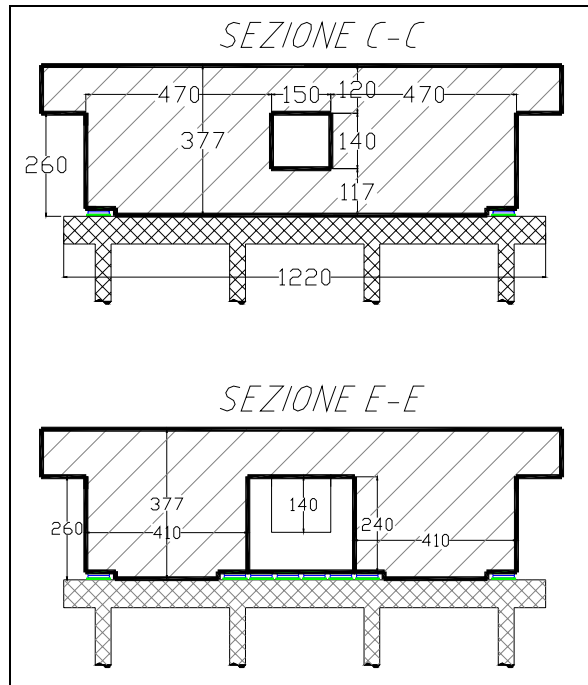


Figura B.5 Sezione C-C e E-E della massa di reazione (cm)



Figura B.6 Particolari dell'attacco dell'armatura al piastrone esistente

Altri particolari che mostrano l'opportuna sagomatura del cassero per l'alloggiamento delle molle ad aria, sono riportati nella figura B.7.

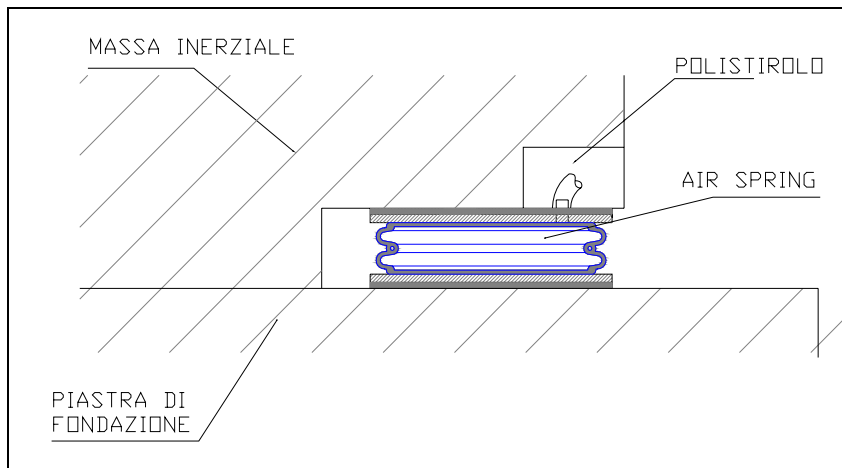


Figura B.7 Particolare della sagomatura del cassero per l'alloggiamento della molla ad aria