

Università di Pisa



DIS – Dipartimento di
Ingegneria Strutturale

ASSOCIAZIONE NAZIONALE ITALIANA DI
INGEGNERIA SISMICA



Italian National Association of Earthquake Engineering

REGIONE
TOSCANA



XII Convegno ANIDIS

L'INGEGNERIA SISMICA IN ITALIA

SOMMARI
RELAZIONI AD INVITO
ATTI SU DVD

A cura di Franco Braga e Walter Salvatore
con la collaborazione di Elisabetta Alderighi, Aurelio Braconi, Luca Nardini

Pisa, Polo Carmignani
10-14 Giugno 2007

Convegno nazionale L'ingegneria sismica in Italia, 12., Pisa, 2007

L'ingegneria sismica in Italia : 12. convegno ANIDIS, Pisa, Polo Carmignani, 10-14 giugno 2007 : sommari, relazioni ad invito, atti su dvd / a cura di Franco Braga e Walter Salvatore ; con la collaborazione di Elisabetta Alderighi, Aurelio Braconi, Luca Nardini

In testa al front.: Università di Pisa DIS - Dipartimento di ingegneria strutturale, Associazione nazionale italiana di ingegneria sismica ANIDIS, Regione Toscana

624.1762 (21.)

I. Ingegneria sismica - Congressi - Pisa - 2007 I. Braga, Franco II. Salvatore, Walter III. Alderighi, Elisabetta IV. Braconi, Aurelio V. Nardini, Luca VI. Associazione nazionale italiana di ingegneria sismica

CIP a cura del Sistema bibliotecario dell'Università di Pisa

EDIZIONI
plūs
pisa university
press

© Copyright 2007 by Edizioni Plus - Pisa University Press
Lungarno Pacinotti, 43
56126 Pisa
Tel. 050 2212056 - Fax 050 2212945
info-plus@edizioniplus.it
www.edizioniplus.it

In copertina: foto tratta da "Pisa e il suo territorio tra cartografia e vedutismo dal XV al XIX secolo.
La raccolta di Valentino Cai", Ed. Plus, Pisa

Fotocopie per uso personale del lettore possono essere effettuate nei limiti del 15% di ciascun volume/fascicolo di periodico dietro pagamento alla SIAE del compenso previsto dall'art. 68, comma 4, della legge 22 aprile 1941 n. 633 ovvero dall'accordo stipulato tra SIAE, AIE, SNS e CNA, CONFARTIGIANATO, CASA, CLAAI, CONFCOMMERCIO, CONFESERCENTI il 18 dicembre 2000.

Le riproduzioni per uso differente da quello personale sopracitato potranno avvenire solo a seguito di specifica autorizzazione rilasciata dagli aventi diritto/dall'editore.

371 Paolo Martinelli, Maria Gabriella Mulas
L'effetto della modellazione nella predizione della risposta sismica della parete a taglio CAMUS I

450 Angelo D'Ambrisi, Marco Mezzi
Valutazione probabilistica dei parametri di risposta sismica massimi e residui di telai in c.a.

451 Angelo D'Ambrisi, Mario De Stefano, Marco Tanganelli
Analisi prestazionale di telai in c.a. con modellazione per sotto-elementi

460 Michele Rizzato, Nerio Tullini, Ferdinando Laudiero
Analisi di pareti in c.a. soggette a sismi violenti

474 Manaf Al Hashemi, Massimo De Sanctis, Walter Salvatore, Renzo Valentini
Effect of corrosion induced damages on tensile and fatigue properties of concrete reinforcing bars

Costruzioni in acciaio e in struttura mista

17 Aurelio Braconi, Walter Salvatore, Robert Tremblay
Partial strength beam-to-column composite joints for seismic applications: behavior, modeling and parametric analysis

26 Daniele Lucchesi, Walter Salvatore
High-ductile partial-strength composite beam-to-column joints: experimental analyses and comparisons

46 Alberto Drei, Carlo A. Castiglioni, Luis Calado, Ioannis Vayas
Experimental tests on the seismic behaviour of steel braced frames with ductile INERD™ connections
Costruzioni in acciaio e struttura composta acciaio-calcestruzzo

53 G. Vasdravellis, M. Valente, C.A. Castiglioni
Cyclic tests and finite element analyses of exterior semi-rigid composite beam-to-column sub-assemblages

54 G. Vasdravellis, M. Valente, C.A. Castiglioni
Influence of partial-strength joints and partial interaction on the seismic behavior of a composite frame: experimental tests and numerical analyses

89 Lello Pernice, Carmine Ricciolino
La protezione attiva contro la corrosione dell'acciaio offerta dalla zincatura a caldo

96 A. Longo, M. T. Giugliano, Roberto Montuori, Vincenzo Piluso
Affidabilità sismica di controventi con RSS (Reduced Section Solution)

98 Claudio Amadio, Maurizio Bella, Isaia Clemente, Lorenzo Macorini
Cyclic modelling of partial restrained bare steel and steel-concrete composite frames

99 Claudio Amadio, Maurizio Bella, Lorenzo Macorini
Seismic behaviour of composite frames coupled with viscoelastic dissipative bracings

138 Luigino Dezi, Roberto Giacchetti, Laura Ragni, Luisa Zito, Andrea Dall'Asta, Graziano Leoni
Application of HDR Devices for the Seismic Protection of Steel Concrete Composite Frames: Experimental Results

205 Oreste S. Bursi, Li Gu, Alireza Savadkoohi, Riccardo Zandonini
Design and analysis of partial strength beam-to-column composite joints subjected to Earthquake and Post-Earthquake fire

238 Luigi Di Sarno, Marisa Pecce
Legami di aderenza in strutture composte acciaio calcestruzzo

- 85 Alessandro Baratta, Ileana Corbi, Ottavia Corbi
Progettazione di un Sistema Ibrido di Isolamento alla Base
- 88 Alessandro Baratta, Ottavia Corbi
Strategie di controllo dinamico in presenza di non linearità meccaniche o geometriche
- 140 Ragni Laura, Dall'Asta Andrea
Sistemi di dissipazione basati su gomme ad alto smorzamento: descrizione mediante modelli lineari equivalenti
- 141 Basili Michela, De Angelis Maurizio
Sperimentazione Dinamica su Tavola Vibrante di Strutture Controllate mediante Dispositivi Magnetoreologici
- 144 Stefano Sorace, Gloria Terenzi
Martellamento sismico tra edifici adiacenti. Analisi e mitigazione mediante tecniche di protezione passiva
- 145 Stefano Sorace, Gloria Terenzi, Fabio Fadi
Adeguamento sismico di edifici in cemento armato mediante il sistema a cavi smorzanti
- 149 Renato Giannini, Fabrizio Paolacci, Maurizio De Angelis, Mariano Ciucci
Prove sperimentali su tavola vibrante di un serbatoio isolato alla base con dispositivi elastoplastici
- 188 Marco Mezzi
Morfologia e Configurazione Strutturale nell'Impiego di Sistemi Antisismici Innovativi
- 192 Antonio Occhiuzzi
L'efficacia degli algoritmi nei sistemi di controllo semiattivo
- 199 Tommaso Albanesi, Alessandro Vittorio Bergami, Camillo Nuti
Protezione sismica di telai in c.a. mediante controventi dissipativi
- 218 Fabio Mazza, Alfonso Vulcano
Risposta dinamica non lineare di strutture intelaiate in c.a. isolate alla base soggette a terremoti "near-fault"
- 236 Edoardo Cosenza, Biagio De Risi, Luigi Di Sarno, Carmine Mascolo, Marisa Pecce
Isolamento sismico di una struttura ospedaliera
- 250 Stefano Ferri, Pier Paolo Diotallevi, Luca Landi
Sui criteri di progetto di dissipatori fluido-viscosi per l'adeguamento sismico di strutture in cemento armato: modellazioni numeriche ed applicazioni
- 261 Giorgio Serino, Mariacristina Spizzuoco, Maria Rosaria Marsico
Isolamento sismico del santuario "Madonna delle Lacrime" in Siracusa
- 303 Maurizio Ferrini, Valerio Marangolo, Alberto Parducci, Mauro Dolce
L'Isolamento sismico in Toscana
- 321 Cimellaro Gian Paolo, Diego Lopez-Garcia
Seismic response of adjacent structures connected by nonlinear viscous dampers
- 333 Donatello Cardone, Mauro Dolce, Annalisa Lorenzo
Dissipazione viscosa nei sistemi di isolamento ricentranti
- 342 Felice Carlo Ponzo, Mauro Dolce, Giuseppe Vigoriti, Giuseppe Arleo, Antonio Di Cesare
Progettazione di controventi dissipativi a comportamento dipendente dagli spostamenti
- 354 Felice Carlo Ponzo, Giuseppe Vigoriti, Donato Sileo, Mauro Dolce
Progettazione di controventi dissipativi a comportamento visco-elastico

Sistemi di dissipazione basati su gomme ad alto smorzamento: descrizione mediante modelli lineari equivalenti

Laura Ragni

D.A.C.S., Università Politecnica delle Marche, Ancona

Andrea Dall'Asta

Dip. ProCAM, Università di Camerino, Ascoli Piceno

Keywords: isolamento, dispositivi di dissipazione, gomma ad alto smorzamento, effetto Mullins.

ABSTRACT:

Le gomme ad alto smorzamento presentano un comportamento dinamico complesso dipendente dall'ampiezza e dalla velocità di deformazione. Presentano inoltre una dipendenza dalla storia di carico per effetto del danneggiamento della microstruttura interna (scragging o effetto Mullins). Esistono in letteratura diversi modelli in grado di descrivere più o meno accuratamente il comportamento di tale materiale tramite approcci molto diversi tra loro. Nel presente lavoro viene brevemente illustrato un modello in grado di descrivere i principali fenomeni che caratterizzano il comportamento dinamico della gomma ad alto smorzamento in condizione di taglio puro, sia nella fase transitoria che in quella in stabile della risposta. Sulla base di tale modello è stata proposta una procedura per l'individuazione di modelli lineari equivalenti della gomma da utilizzare nella progettazione, considerando sia il comportamento stabile che quello transitorio. L'obiettivo del lavoro è quello di valutare l'affidabilità dei modelli lineari proposti, nella previsione della risposta sismica di sistemi dotati di dispositivi in gomma ad alto smorzamento, utilizzando modelli semplici ad un grado di libertà.

1 INTRODUZIONE

Le gomme ad alta dissipazione sono da tempo impiegate nella realizzazione di isolatori sismici e di dispositivi di dissipazione. Nel primo caso è possibile ottenere appoggi deformabili, con elevata capacità dissipativa e totalmente ricentranti. Nel secondo caso è possibile migliorare le caratteristiche di rigidità e di dissipazione di strutture intelaiate (nuove o esistenti) o pendolari (nel caso di strutture in acciaio) mediante la disposizione di controventi dissipativi (Fuller et al. 2000, Choi et al. 2003, Bartera-Giacchetti 2004, Dall'Asta et al. 2006).

La gomma ad alto smorzamento si ottiene aggiungendo del filler alla mescola della gomma naturale, con lo scopo di migliorarne alcune proprietà meccaniche come la capacità di dissipare energia e la stabilità nei confronti delle variazioni di temperatura. Allo stesso tempo la presenza di filler rende più complesso, e quindi di difficile modellazione, il comportamento sotto carichi ciclici, introducendo delle forti non linearità. In particolare, l'introduzione di filler determina l'insorgere di un comportamento transitorio in cui avviene una progressiva perdita di

rigidezza a causa del danneggiamento della microstruttura interna. In una prova ciclica ad ampiezza costante il fenomeno interessa i primi cicli di carico e progredisce fino alla stabilizzazione del danno, (effetto noto come "scragging"). Più in generale, il danneggiamento comporta una forte dipendenza della risposta del materiale dalla storia di carico e, in particolare, dalla massima deformazione subita lungo il percorso. Tale fenomeno è noto anche come effetto Mullins (Govinndjee-Simo 1991, Govinndjee-Simo 1992 a-b).

La gomma ad alto smorzamento eredita inoltre le caratteristiche viscoelastiche della gomma naturale per cui la risposta è anche significativamente influenzata dalla velocità di deformazione (quindi dalla frequenza di applicazione del carico).

In letteratura sono stati proposti numerosi lavori dedicati allo studio delle gomme ad alto smorzamento, da tempo utilizzate in vari campi dell'industria, orientati allo studio dei principali fenomeni che ne caratterizzano il comportamento. Tali lavori tuttavia considerano principalmente storie di carico e scarico quasi-statiche e sollecitazioni di tipo assiale (Lion 1997, Haupt 2001, Dorfmann-Ogden 2003).

Negli ultimi anni, il loro utilizzo nella realizzazione di dissipatori sismici e di isolatori ha orientato

la ricerca verso la definizione di legami costitutivi appropriati per la descrizione della risposta nel caso di sollecitazioni cicliche di taglio in presenza o meno di compressione. I modelli sviluppati si basano su legami costitutivi semplici modificati per tener conto dei fenomeni non lineari e dipendenti dalla velocità che si manifestano sul comportamento stabile. Solo in alcuni casi viene presa in esame la dipendenza del comportamento della gomma dalla storia di carico. Si cita, a titolo di esempio, il lavoro di Kikuci-Aiken 1997 basato su modelli elastoplastici indipendenti dalla velocità, modificati per tener conto della dipendenza dall'ampiezza di deformazione, a cui viene aggiunto un incremento di rigidità elastico solo nella risposta del primo ciclo. Nel lavoro di Tsai et al 2003 gli autori utilizzano una versione modificata del modello Bouc-Wen per tener conto della dipendenza dall'ampiezza di deformazione, aggiungendo un contributo viscoso lineare. I parametri del modello sono stati determinati considerando diverse entità del carico assiale. In entrambi i modelli viene tuttavia trascurata la dipendenza del comportamento della gomma dalla storia di carico. Un tentativo di descrivere tale comportamento è stato sviluppato in Hwang et al. 2002. Il modello si basa sull'identificazione di diversi parametri a frequenza e temperatura fissata. Fornisce inoltre risultati soddisfacenti solo per assegnate storie di carico sinusoidali (Grant et al. 2005). Infine nel lavoro di Yoshida et al. 2004 viene introdotto un parametro di danno per simulare il degrado della sola parte elastica mentre il contributo dissipativo risulta indipendente dalla velocità (elastoplastico). Recentemente è stato sviluppato un modello reologico, termodinamicamente compatibile, in cui il danneggiamento e le caratteristiche dissipative sono state descritte mediante variabili interne (Dall'Asta -Ragni 2006). Il confronto con un'ampia campagna di prove sperimentali ha confermato la capacità del modello di descrivere i diversi fenomeni non lineari, legati all'ampiezza e alla velocità, che si manifestano nella risposta del materiale.

In generale, questi modelli risultano di difficile applicazione nella pratica progettuale e sarebbe auspicabile disporre di modelli semplificati in grado di fornire informazioni sufficientemente accurate per la valutazione della risposta sismica di strutture dotate di dispositivi di dissipazione. Alcune indicazioni in tal senso sono suggerite da diverse norme tecniche. In alcuni casi tali indicazioni si basano sull'utilizzo di modelli lineari spring-dashpot, introducendo i concetti di rigidità equivalente e smorzamento equivalente (OPCM 3431, PrEN 1998-1, FEMA 356). In altri casi si propongono, in alternativa, modelli elastoplastici (FEMA 356) che richiedono un'analisi non lineare senza assicurare una descrizione più accurata del comportamento strutturale. L'influenza dell'ampiezza della deformazione viene spesso presa in considerazione mediante l'utilizzo di procedure

iterative dove i parametri del modello lineare vengono aggiornati fino a convergenza degli spostamenti. Le normative suggeriscono inoltre di prendere i valori più sfavorevoli di tali parametri tenendo conto anche dell'influenza della dipendenza dalla frequenza (in un intervallo attorno al periodo di progetto), della dipendenza dalla temperatura e dell'invecchiamento. In merito al comportamento transitorio della gomma, sostanzialmente diverso dal comportamento stabile, non vengono fornite indicazioni precise. In particolare l'OPCM 3431 suggerisce di determinare i parametri lineari equivalenti considerando il terzo ciclo e quindi trascurando sostanzialmente il comportamento transitorio. Diversamente, nelle FEMA 356 viene fatto riferimento al fenomeno dello "scragging" e viene suggerito di condurre due analisi limite, con parametri dei modelli equivalenti ricavati sul primo ciclo e su quello stabile, in modo da ottenere una stima dell'intervallo di risposta prevedibile. Non vengono tuttavia fornite indicazioni precise sulle procedure per ottenere i due modelli equivalenti.

Non esistono inoltre indicazioni consolidate sull'ordine di grandezza dell'errore che si compie utilizzando modelli lineari. Alcuni studi su questo aspetto del problema sono stati condotti in Hwang-Ku 1997 e Hwang-Wang 1998 trascurando totalmente il comportamento transitorio. A tal proposito, è utile osservare che tale comportamento che determina variazioni importanti della rigidità e delle capacità dissipative, influenza sempre la risposta sismica dato che il danneggiamento ad esso correlato viene recuperato in tempi piuttosto brevi (Grant et al 2005, Dall'Asta -Ragni 2006).

L'obiettivo del presente lavoro è quello di proporre, tra i tanti possibili, un criterio per la definizione di sistemi lineari equivalenti al sistema dinamico non lineare con forza di richiamo prodotta da gomme ad alto smorzamento sottoposte a taglio. Viene proposto un criterio di equivalenza applicabile a situazioni (moti) diverse e si procede alla definizione dei parametri del modello lineare in due situazioni di riferimento. La prima relativa al comportamento periodico in risonanza che si osserva nel caso di forzante sinusoidale, una volta esaurito il transitorio, con l'obiettivo di fornire una descrizione lineare del comportamento stabile del materiale. La seconda riferita alla risposta iniziale del sistema sottoposto ad un impulso con l'obiettivo di descrivere la parte di risposta fortemente influenzata dall'effetto Mullins.

Il criterio è stato applicato a tre sistemi con caratteristiche dinamiche diverse, in cui la risposta massima si osserva per periodi che variano nel campo 0.5s-2.0s, analizzando deformazioni massime a taglio fino al 200%. I campi di frequenze e ampiezze studiati sono stati scelti in base ai valori solitamente osservati nelle applicazioni strutturali. I risultati numerici riportati si riferiscono alla miscela testata in (Dall'Asta -Ragni 2006) che presenta ca-

ratteristiche dissipative e di rigidità intermedie.

Per i tre oscillatori si è poi proceduto a valutare il livello di approssimazione che può essere ottenuto con i modelli lineari nel caso di sistemi sottoposti ad azioni sismiche, valutando la capacità dei due modelli di individuare valori limite per le grandezze di maggior interesse nel progetto: spostamenti e forze.

2 SISTEMA DINAMICO NON LINEARE

Si consideri un sistema ad un grado di libertà costituito dalla massa m vincolata a terra da un dispositivo in gomma soggetto a deformazioni di taglio puro, che fornisce la forza di richiamo f_d . Si descrive il comportamento costitutivo della gomma ad alta dissipazione sottoposta a taglio mediante il legame costitutivo proposto in (Dall'Asta –Ragni 2006).

Lo stato (γ, ξ_i) del materiale è descritto dalla deformazione a taglio γ e da un insieme di variabili interne ξ_i , che descrivono il comportamento anelastico dipendente dalla velocità di deformazione ed il danneggiamento che si manifesta nella risposta transitoria. La determinazione del legame costitutivo della gomma richiede la definizione della relazione che intercorre tra la tensione tangenziale τ_d , lo stato del materiale (γ, ξ_i) ed il processo η , costituito dalla velocità di deformazione, oltre alla definizione delle leggi evolutive delle variabili interne

$$\tau_d = \tau_d(\gamma, \xi_i; \eta) \quad (1)$$

$$\dot{\xi}_i = g_i(\gamma, \xi_i; \eta) \quad (2)$$

Si assume che la forza di richiamo sia prodotta da una porzione di gomme di area A e spessore h , per cui f_d può essere correlata alla tensione tangenziale mediante l'espressione

$$f_d = \beta \frac{A}{m} \tau_d \quad (3)$$

dove β è un parametro di natura geometrica legato alle modalità costruttive e di montaggio del dispositivo.

La deformazione a taglio $\gamma = u/h$ e la velocità di deformazione $\eta = v/h$, sono grandezze che possono essere espresse mediante relazioni lineari in funzione dello spostamento u e la velocità v della massa m . E' possibile quindi esplicitare la relazione che intercorre tra la forza di richiamo del sistema ad un grado di libertà e le grandezze che descrivono il moto

$$f_d(u, v; \xi_i) = \beta \frac{A}{m} \tau_d\left(\frac{u}{h}, \frac{v}{h}; \xi_i\right) \quad (4)$$

Di conseguenza lo stato del sistema sarà descritto dal vettore $\mathbf{x} = [u, v; \xi_i]$ e la legge di evoluzione dello stato è data da

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{\xi}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v \\ -f_d(u, v; \xi_i) + f_e \\ \hat{g}_i(u, v; \xi_i) \end{bmatrix} \quad (5)$$

dove f_e è la forza esterna per unità di massa e \hat{g} sono le funzioni che descrivono l'evoluzione delle variabili interne in funzione di \mathbf{x} . Per maggiori dettagli si rimanda al lavoro (Dall'Asta-Ragni 2006).

3 SISTEMA DINAMICO LINEARE EQUIVALENTE

3.1 Sistema lineare

Lo scopo di questo paragrafo è quello valutare la possibilità di descrivere sistemi dinamici basati su gomme ad alto smorzamento mediante una modellazione lineare.

Il sistema lineare equivalente che si intende individuare è costituito dalla stessa massa m del sistema non lineare e dalla forza di richiamo prodotta da una molla elastica e da uno smorzatore viscoso disposti in parallelo. Il sistema risulta quindi completamente descritto una volta assegnati due parametri k e c che indicano rispettivamente la rigidità della molla per unità di massa e la costante viscosa dello stantuffo, sempre per unità di massa. La capacità dissipativa del sistema lineare può essere anche espressa per mezzo del coefficiente di smorzamento viscoso ξ , definito come

$$\xi = \frac{c}{2\omega} \quad (6)$$

dove ω è la pulsazione naturale del sistema lineare non smorzato, data da

$$\omega = \sqrt{k} \quad (7)$$

La forza di richiamo per unità di massa del sistema lineare è di conseguenza pari a

$$f_d^L = k u + 2\xi\omega v \quad (8)$$

Lo stato del sistema dinamico lineare ad un grado di libertà è pertanto descritto unicamente dallo spostamento u e dalla velocità v , ossia dal vettore $\mathbf{x}^L = [u, v]$ e la legge di evoluzione dello stato è data da

$$\dot{\mathbf{x}}^L = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v \\ -f_d^L(u, v) + f_e \end{bmatrix} \quad (9)$$

La definizione di un sistema lineare “equivalente” ad un sistema dinamico non lineare richiede la definizione chiara della “situazione” dinamica o, più precisamente, del moto, rispetto al quale si richiede che siano soddisfatte delle condizioni di uguaglianza tra i sistemi. Sia la scelta del moto che le condizioni di equivalenza sono arbitrarie mentre il loro numero è evidentemente legato ai parametri che descrivono il sistema lineare, in questo caso due. Nel presente lavoro si vuol tener conto del danneggiamento e delle conseguenti variazioni di comportamento del materiale durante la storia di deformazione, proponendo due diverse caratterizzazioni lineari: una riferibile al comportamento stabilizzato e l'altra riferibile al comportamento iniziale. Nel primo caso, si è scelto come moto di riferimento la risposta ciclica che si osserva per il sistema sottoposto ad una forzante sinusoidale, una volta esaurito il transitorio. Nel secondo caso, si è scelto come moto di riferimento la risposta libera del sistema sottoposto ad un impulso iniziale, e si è preso in considerazione il primo tratto del moto in cui lo spostamento parte da zero e raggiunge il valore massimo.

Va sottolineato che la definizione di un'equivalenza lineare può essere fatta secondo diversi criteri e che quindi in entrambe le situazioni è necessario stabilire delle precise condizioni di equivalenza tra il sistema non lineare e quello lineare. In tale scelta si è cercato di adottare un criterio applicabile ad entrambe le situazioni ed in grado di fornire risultati soddisfacenti nella descrizione complessiva del sistema dinamico originale. Nel seguito verranno illustrate le procedure seguite in entrambe le situazioni e verranno riportati i risultati ottenuti.

3.2 Analisi con forzante armonica

In questa sezione è stata studiata la risposta non lineare del sistema soggetto ad una forzante esterna di tipo sinusoidale con diverse ampiezze e diverse frequenze, data da

$$f_e(t) = f_0 \sin(2\pi t / T) \quad (10)$$

dove f_0 è l'ampiezza della forzante per unità di massa e T è il suo periodo. Con lo scopo di studiare sistemi con caratteristiche diverse, sono stati considerati tre casi, indicati con a , b e c , assumendo una massa m pari a $100t$ e dispositivi in gomma con differenti caratteristiche geometriche. In particolare, in questa fase di caratterizzazione del comportamento della gomma, è stata considerata in tutti i casi un'altezza di riferimento dei dispositivi pari a $h=10mm$, e si è adottata un'area totale della gomma differente in modo da ottenere sistemi con caratteristiche dinamiche diverse. Nel caso intermedio (caso b) è stata considerata un'area di riferimento pari a

$A=78200mm^2$, per la quale è stata osservata una risposta massima per periodi di circa un secondo. Nel caso a è stata considerata un'area quattro volte più grande e nel caso c un'area pari ad un quarto, in modo tale da avere una risposta massima intorno a periodi di circa $T=0.5s$ e $T=2s$ rispettivamente.

In tutti e tre i casi la massima forza esterna applicata è stata calibrata in modo da ottenere una risposta massima in termini di deformazione della gomma pari a $\gamma=2.0$. Sono stati inoltre applicati livelli di forza inferiori in modo tale da ottenere deformazioni massime della gomma pari a $\gamma=1.5$ e $\gamma=1.0$, in quanto valori tipici di progetto per la deformazione massima della gomma. Nei casi esaminati si è assunto $\beta=1$.

Si intende individuare un sistema equivalente in base al moto periodico che si instaura una volta esaurito il transitorio. E' opportuno osservare che la risposta della gomma dipende dal processo e quindi il moto in esame risente delle condizioni iniziali scelte. In questo caso, avendo come obiettivo quello di caratterizzare il comportamento della gomma partendo da una situazione di riposo e di danno nullo, tutte le variabili di stato sono state poste uguali a zero ($\mathbf{x}(0)=\mathbf{0}$).

Il criterio seguito per la determinazione di tali sistemi è stato il seguente.

- i. La rigidità del sistema lineare equivalente è stata ottenuta dal rapporto tra la forza osservata in corrispondenza dello spostamento massimo e lo spostamento massimo del sistema non lineare

$$k_s^L = \frac{f_d(T_m)}{u(T_m)} \quad (11)$$

dove T_m è il periodo della forzante in corrispondenza del quale si verifica lo spostamento massimo. Dalla rigidità del sistema lineare equivalente è possibile ottenere la rigidità equivalente della gomma (G_s^L) tramite l'espressione

$$G_s^L = \frac{h}{A} k_s^L \quad (12)$$

- ii. Il coefficiente di smorzamento del sistema lineare è stato ricavato in modo da ottenere l'uguaglianza delle energie dissipate dai due sistemi (W_d e W_d^L), in corrispondenza delle rispettive frequenze a cui si verifica lo spostamento massimo

$$W_d^L(T_m^L) = W_d(T_m) \quad (13)$$

dove T_m^L è il periodo della forzante in corrispondenza del quale si ha lo spostamento massimo nel sistema lineare equivalente. Essendo l'energia dissipata da un sistema lineare in risonanza pari a $W_d^L(T_m^L) = 2\pi\xi_s^L k u_m^2$, il coefficiente di smorzamento equivalente del sistema lineare è dato dalla relazione

$$\xi_s^L = \frac{W_d(T_m)}{2\pi k u_m^2} \quad (14)$$

Le curve di risposta in termini di spostamento massimo e forza di richiamo massima osservati nei tre casi sono riportati nelle Figure 1, 2 e 3. I diagrammi sono in forma adimensionale e sono stati ottenuti dividendo, in ogni caso analizzato, gli spostamenti e le forze per valori di riferimento pari al valore massimo ottenuto per lo spostamento u_m e alla massima forza sul dispositivo f_{dm} . Anche il periodo è stato diviso per un valore di riferimento (T_{ref}) assunto pari a $T_{ref}=0.5s$, $T_{ref}=1.0s$ e $T_{ref}=2.0s$, per il caso a , b e c rispettivamente. In tutti i casi sono stati considerati periodi della forzante variabili tra $0.3 T_{ref}$ e $4 T_{ref}$. Nelle stesse figure è riportato il confronto con la risposta dei sistemi lineari equivalenti ottenuti per i tre casi e per i diversi livelli della forzante.

Dai diagrammi si può osservare che in tutti i casi il modello lineare coglie bene i valori massimi di spostamento e forza, soprattutto a bassi livelli di deformazione. Per tali livelli di deformazione ($\gamma=1.0$) coincidono anche i periodi ai quali si verificano tali massimi e la risposta è simile anche per tutti gli altri periodi.

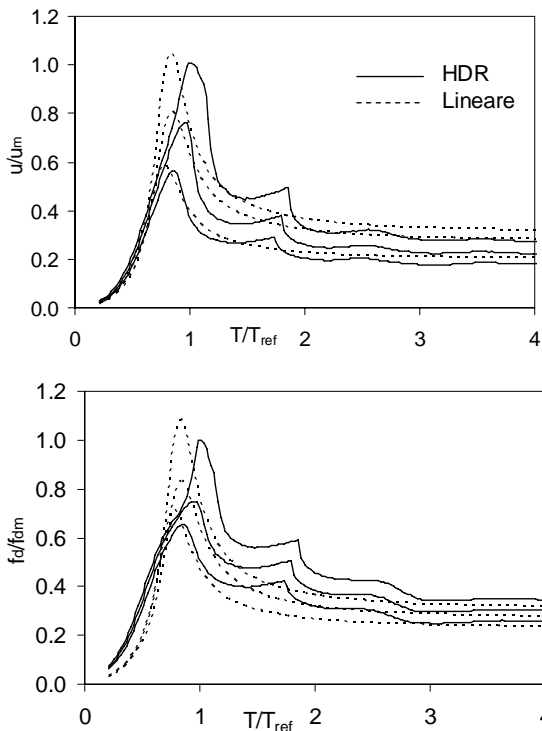


Figura 1. Analisi armonica – caso a .

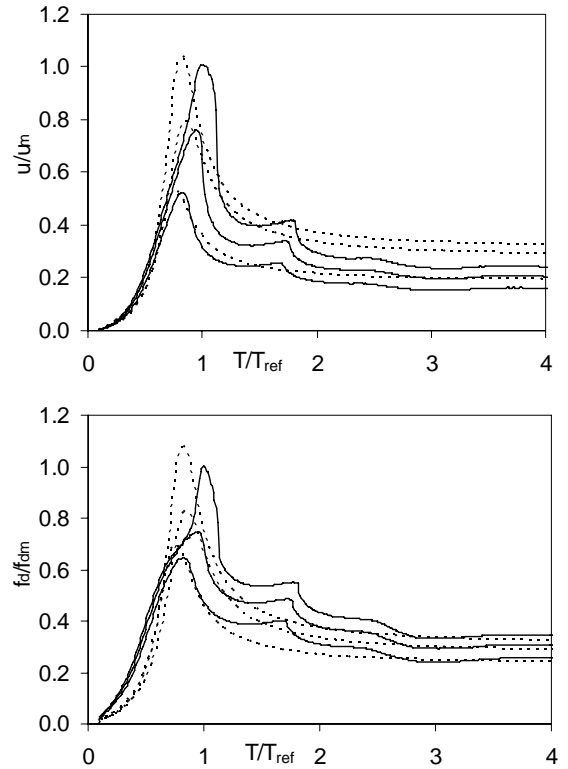


Figura 2. Analisi armonica – caso b .

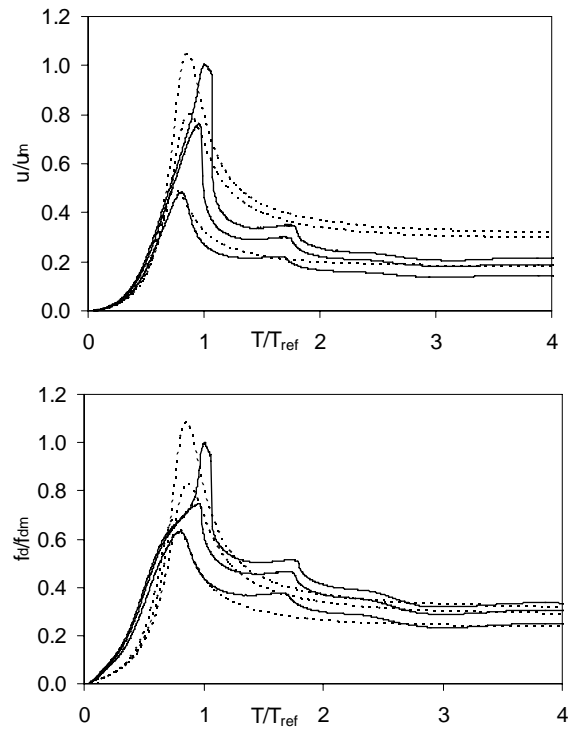


Figura 3. Analisi armonica – caso c .

All'aumentare della deformazione ($\gamma=1.5$ e $\gamma=2.0$) i periodi ai quali si verificano i massimi tendono a diversificarsi e tali differenze crescono al diminuire del periodo di riferimento. Per gli altri valori di periodo gli spostamenti tendono ad essere sovrastimati, in maniera tanto più marcata quanto maggiore è il periodo di riferimento, e le forze sottostimate, in maniera tanto più marcata quanto minore è il periodo di riferimento.

Non è inoltre possibile con i sistemi lineari cogliere il picco secondario, caratteristico della risposta delle gomme, che si ha per un periodo pari a circa $1.8 T_{ref}$ in tutti i casi analizzati, con maggiore importanza per periodi di riferimento bassi ($T_{ref} = 0.5s$). I risultati numerici della caratterizzazione dei sistemi lineari equivalenti sono riportati in Tabella 1.

Dai risultati numerici si osserva che la rigidezza della risposta, a parità di deformazione massima, diminuisce passando da sistemi che vibrano più velocemente (caso *a*) a sistemi che vibrano più lentamente (caso *c*) mentre il coefficiente di smorzamento rimane pressoché costante. La rigidezza equivalente cambia anche al variare della deformazione massima. I sistemi risultano più rigidi al diminuire della massima deformazione raggiunta ed anche più dissipativi.

Tabella 1. Parametri sistema lineare

	$\gamma=2$		$\gamma=1.5$		$\gamma=1$	
	G_s^L (N/mm^2)	ξ_s^L	G_s^L (N/mm^2)	ξ_s^L	G_s^L (N/mm^2)	ξ_s^L
Caso <i>a</i>	0.866	0.147	0.857	0.175	1.010	0.172
Caso <i>b</i>	0.753	0.152	0.746	0.183	0.939	0.178
Caso <i>c</i>	0.672	0.147	0.660	0.183	0.883	0.178

3.3 Risposta con forzante impulsiva

Al fine di studiare la risposta transitoria, fortemente influenzata dall'effetto Mullins, il sistema è stato sottoposto ad un impulso, assegnando una velocità iniziale v_0 , a cui è associata una energia cinetica $W_0 = \frac{1}{2}mv_0^2$. Anche in questo caso, si è studiata la risposta dei tre diversi sistemi introdotti nel paragrafo precedente, sottoposti a 3 velocità diverse, calibrate in modo da ottenere deformazioni massime della gomma pari a $\gamma=2.0$ $\gamma=1.5$ e $\gamma=1.0$. Per la determinazione dei parametri del sistema lineare equivalente si è proceduto in maniera analoga a quanto fatto per la risposta stabile, prendendo in considerazione solo il primo tratto della risposta fino al raggiungimento dello spostamento massimo. In particolare, il criterio seguito è il seguente.

- i. La rigidezza del sistema lineare equivalente è stata ottenuta dal rapporto tra la forza osservata in corrispondenza dello spostamento massimo e lo spostamento massimo del sistema non lineare:

$$k_t^L = \frac{f_d(t_1)}{u(t_1)} = \frac{f_{dm}}{u_m} \quad (15)$$

dove t_1 è l'istante in corrispondenza del quale si verifica lo spostamento massimo. Dalla rigidezza del sistema lineare equivalente è possibile ottenere la rigidezza equivalente della gomma (G_t^L) tramite l'espressione

$$G_t^L = \frac{h}{A}k_t^L \quad (16)$$

- ii. Il coefficiente di smorzamento del sistema lineare è stato ricavato in modo da ottenere l'uguaglianza delle energie dissipate dai due sistemi in corrispondenza dei rispettivi istanti in cui si verifica lo spostamento massimo

$$W_d^L(t_1^L) = W_d(t_1) \quad (17)$$

dove t_1^L è l'istante in corrispondenza del quale si verifica lo spostamento massimo nel sistema lineare equivalente. L'energia dissipata da un sistema lineare soggetto ad una velocità iniziale v_0 , a tale istante è pari a

$$W_d^L(t_1^L) = W_0 - W_e^L(t_1^L) \quad (18)$$

dove

$$W_e^L(t_1^L) = \frac{1}{2}\omega^2 u^2(t_1^L) \quad (19)$$

Di conseguenza, dall'uguaglianza (17) è possibile ricavare il coefficiente ξ_t^L , una volta sostituita in tale relazione l'espressione nota dello spostamento di un sistema lineare soggetto ad una velocità iniziale v_0

$$u(t) = \frac{v_0}{\omega_s} e^{-\xi\omega t} \sin \omega_s t \quad (20)$$

dove $\omega_s = \omega\sqrt{1-\xi^2}$.

Nelle Figure 4, 5 e 6 sono riportate le storie degli spostamenti e delle forze di richiamo dei dispositivi di appoggio nei 3 casi analizzati, confrontate con quelle ottenute con i modelli lineari equivalenti. Anche in questo caso i grafici sono in forma adimensionale seguendo lo stesso criterio descritto nel paragrafo precedente.

E' possibile osservare che in tutti i casi il modello lineare coglie bene i valori massimi di spostamento e forza per bassi livelli di deformazione ($\gamma=1$). Per livelli di deformazione crescenti sia gli spostamenti che le forze massime tendono ad essere sempre più sottostimati. In generale i sistemi lineari ottenuti risultano più rigidi (periodo di oscillazione minore) rispetto al modello non lineare e, come prevedibile,

sono totalmente inadeguati per descrivere la risposta della gomma dopo il primo quarto di ciclo.

I risultati numerici della caratterizzazione dei sistemi lineari equivalenti relativa al comportamento transitorio sono riportati in Tabella 2.

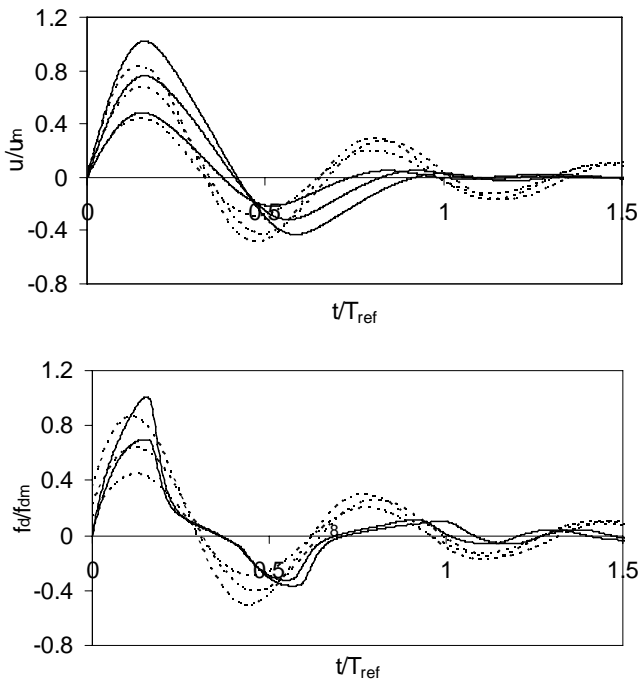


Figura 4. Risposta transitoria – caso *a*.

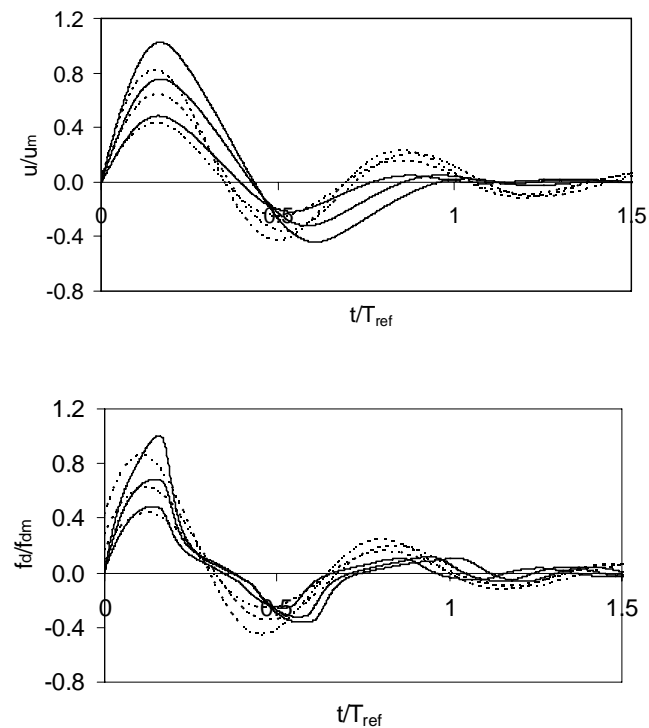


Figura 5. Risposta transitoria – caso *b*.

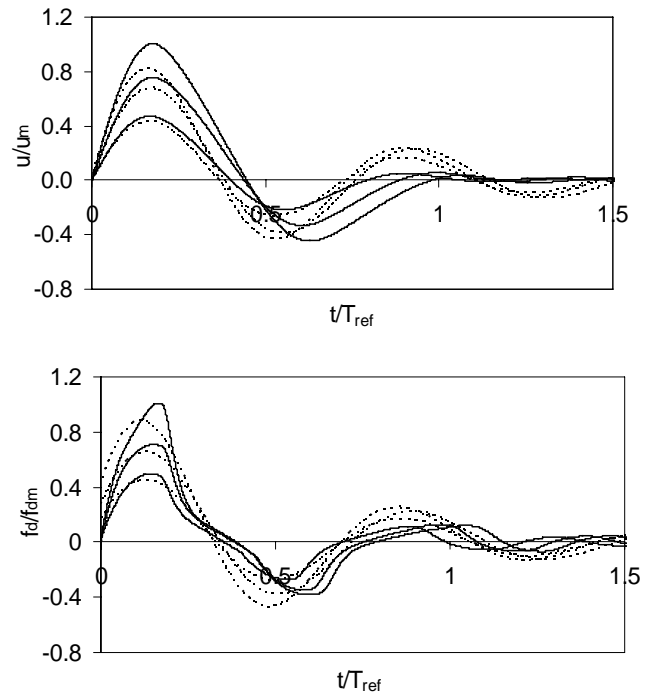


Figura 6. Risposta transitoria – caso *c*.

Tabella 2. Parametri sistema lineare

	$\gamma=2$		$\gamma=1.5$		$\gamma=1$	
	G_t^L (N/mm^2)	ξ_t^L	G_t^L (N/mm^2)	ξ_t^L	G_t^L (N/mm^2)	ξ_t^L
Caso <i>a</i>	1.202	0.167	1.119	0.144	1.170	0.128
Caso <i>b</i>	1.087	0.199	1.005	0.174	1.074	0.156
Caso <i>c</i>	0.972	0.197	0.895	0.171	0.972	0.155

Dall'analisi di tali parametri si nota che il comportamento della gomma nel transitorio è significativamente diverso da quello stabile. In particolare, le rigidezze mostrano valori molto più elevati, che aumentano sensibilmente all'aumentare della deformazione e al diminuire del periodo, a causa dell'importanza crescente dell'effetto Mullins, dipendente sia dall'ampiezza che dalla velocità di deformazione. Diversamente, il coefficiente di smorzamento diminuisce sensibilmente al diminuire della deformazione ed al diminuire del periodo di riferimento.

4 RISPOSTA SISMICA

Si vuole analizzare in questo paragrafo la risposta sismica dei 3 sistemi dinamici studiati in precedenza, confrontando le previsioni fornite dal modello non lineare con le previsioni fornite dai due sistemi lineari equivalenti. A tale scopo sono state condotte delle analisi dinamiche nel dominio del tempo, prendendo come input sette accelerogrammi, spettrocompatibili in media con lo spettro elastico fornito dalla normativa OPCM 3431 per la zona 1 e le categorie di suolo B-C-E. In particolare è stato

considerato uno spettro con periodo $T_D=2.5$ s in modo da rendere lo spettro utilizzabile anche per strutture isolate. Lo spettro da normativa e la media degli spettri dei sette accelerogrammi in termini di pseudo-velocità sono riportati in Figura 7.

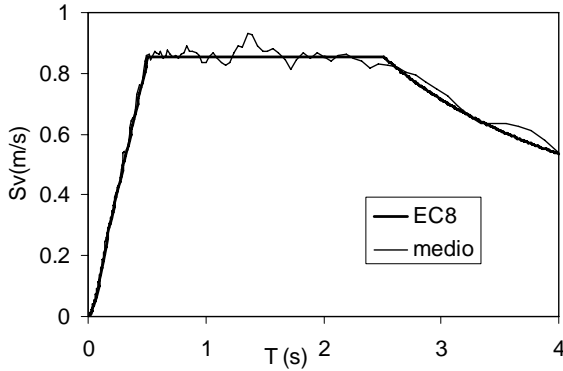


Figura 7. Spettro medio in pseudo-velocità

Gli spostamenti e le forze osservate nel sistema non lineare sono state confrontate con quelle ottenute utilizzando i modelli lineari equivalenti.

Per rendere confrontabili i risultati si sono esaminate situazioni in cui il valore medio delle deformazioni massime è lo stesso nei diversi casi e vale $\gamma_d = 1.5$. È opportuno osservare che le caratteristiche dinamiche dei tre sistemi non cambiano se si conserva costante il rapporto A/hm tra le grandezze geometriche della gomma sottoposta a taglio e la massa. Nei tre casi analizzati l'area A^* e lo spessore h^* sono quindi stati assegnati, conservandone costante il rapporto, in modo da ottenere la deformazione $\gamma_d = 1.5$ in corrispondenza del valore di intensità sismica preso in esame. Nelle tabelle 3 e 4 sono riportati i valori di A^* e h^* dei dispositivi ed i corrispondenti valori di rigidità e di smorzamento viscoso dei 2 sistemi lineari equivalenti, corrispondenti alla risposta stabile (k_s, ξ_s) e alla risposta transitoria (k_t, ξ_t). Si è anche presa in esame la risposta relativa ad un sistema lineare con caratteristiche di rigidità e dissipazione intermedie (k_m, ξ_m). Tali valori sono stati determinati come segue

$$k_s = \frac{A^*}{h^*} G_s^L(T_d, \gamma_d) \quad (21a)$$

$$\xi_s = \xi_s^L \quad (21b)$$

analogamente

$$k_t = \frac{A^*}{h^*} G_t^L(T_d, \gamma_d) \quad (22a)$$

$$\xi_t = \xi_t^L \quad (22b)$$

mentre

$$k_m = \frac{k_s + k_t}{2} \quad (23a)$$

$$\xi_m = \frac{\xi_s + \xi_t}{2} \quad (23b)$$

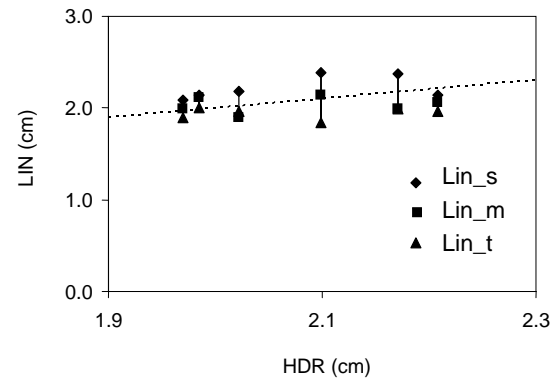
Tabella 3. Caratteristiche geometriche dei dispositivi in gomma

	h^* (mm)	A^* (mm ²)
Caso a	14	437920
Caso b	40	312800
Caso c	85	166180

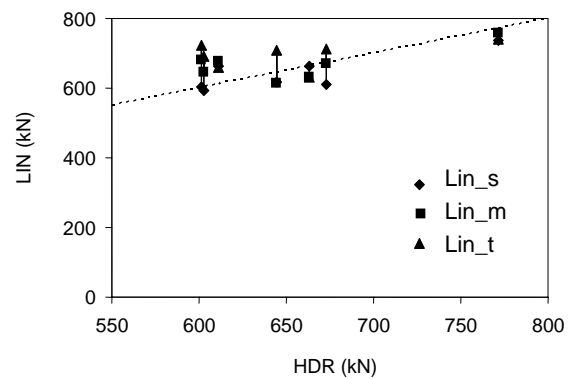
Tabella 4. Parametri dei sistemi lineari equivalenti

	Lin_s		Lin_t		Lin_m	
	k_s (N/mm)	ξ_s	k_t (N/mm)	ξ_t	k_m (N/mm)	ξ_m
Caso a	26800	0.175	35000	0.144	30900	0.1595
Caso b	5830	0.183	7860	0.174	6850	0.1785
Caso c	1290	0.183	1750	0.171	1520	0.177

Una rappresentazione significativa dei risultati delle diverse analisi è riportata nelle Figure 8, 9 e 10. Per ogni singolo accelerogramma si riportano in ascissa i valori di spostamento e di forza massimi prodotti dall'analisi non lineare ed in ordinata i corrispondenti valori di spostamento e forza prodotti dalle 3 analisi lineari. La linea tratteggiata indica la bisettrice degli assi in corrispondenza della quale gli spostamenti corrispondono con quelli dell'analisi non lineare di riferimento.

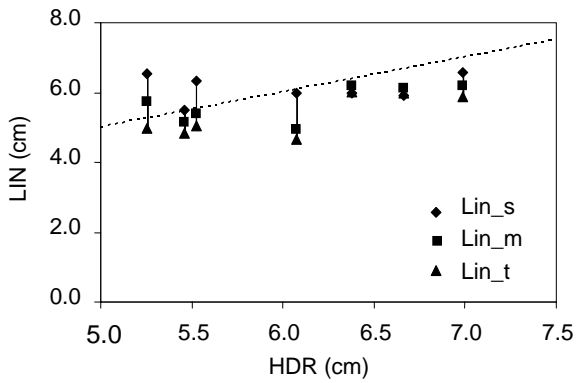


(a)

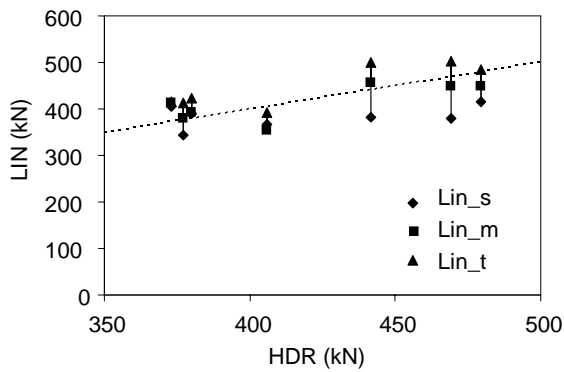


(b)

Figura 8. Valori massimi spostamenti (a) e forze (b) per i sette accelerogrammi (caso a)

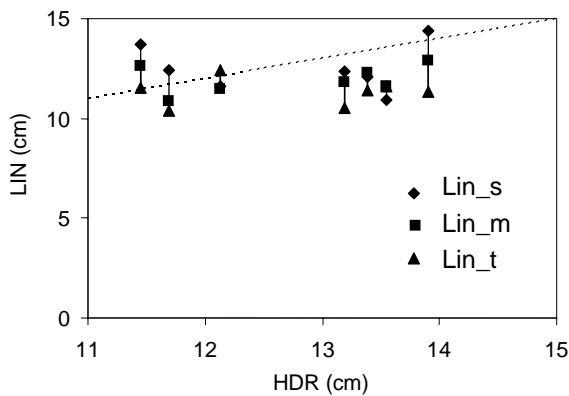


(a)

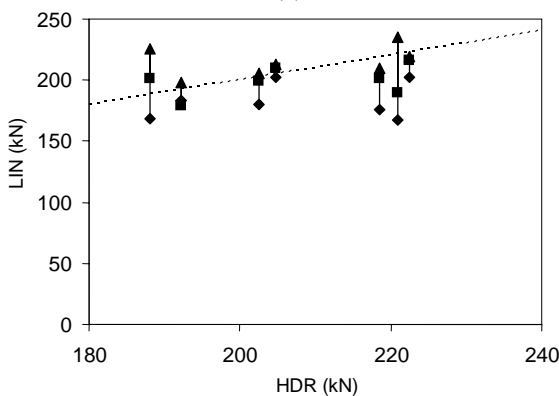


(b)

Figura 9. Valori massimi spostamenti (a) e forze (b) per i sette accelerogrammi (caso b)



(a)



(b)

Figura 10. Valori massimi spostamenti (a) e forze (b) per i sette accelerogrammi (caso c)

Si osserva che il modello riferito al comportamento stabile fornisce tendenzialmente una sovrastima degli spostamenti ed una sottostima delle forze mentre

il modello relativo al comportamento transitorio fornisce previsioni opposte, così come confermato dai risultati mediati sui sette accelerogrammi, riportati nelle Tabelle 5 e 6. Le applicazioni ottenute mostrano che i due modelli lineari, definiti in base ai criteri proposti, sono effettivamente in grado di fornire valori limite per le forze e per gli spostamenti. I valori ottenuti generalmente non si discostano di più del 10% dai valori deducibili dall'analisi non lineare.

Tabella 5. Risultati medi del modello non lineare

	Non Lineare	
	sp. medio (cm)	f. media (kN)
Caso a	2.14	652
Caso b	6.05	418
Caso c	12.75	207

Tabella 6. Risultati medi dei modelli lineari equivalenti

	Lin s		Lin t		Lin m	
	sp.medio (cm)	f.media (kN)	sp.medio (cm)	f.media (kN)	sp.medio (cm)	f.media (kN)
Caso a	2.27	641	1.96	695	2.08	668
Caso b	6.12	383	5.34	446	5.67	413
Caso c	12.49	182	11.31	215	11.95	199

E' importante inoltre osservare che i modelli lineari utilizzati forniscono una buona stima dei valori estremi di forza e spostamento ma sono del tutto inadeguati per la descrizione della risposta per valori più piccoli di deformazione, differenti da quelli considerati per la loro definizione. A titolo di esempio, in Figura 11 sono riportate le storie di spostamento e di forza relative ad un accelerogramma applicato al caso b.

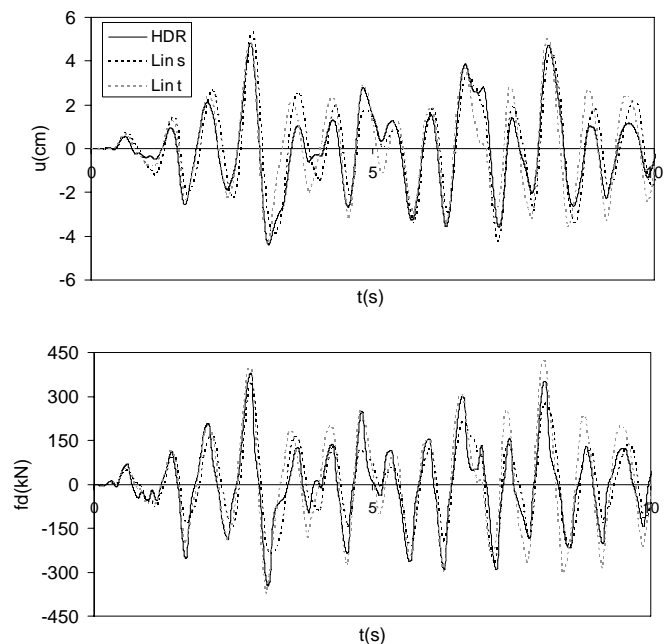


Figura 11. Storia degli spostamenti e delle forze relative ad un accelerogramma (caso b)

5 CONCLUSIONI

Le attuali normative suggeriscono l'utilizzo di modelli lineari equivalenti per la modellazione delle gomme ad alto smorzamento. Tali modelli sono tarati sul comportamento stabile delle gomme, trascurando generalmente il comportamento transitorio, che invece influenza notevolmente il comportamento sismico delle strutture dotate di dispositivi in gomma, visto che durante l'evento sismico i valori estremi di velocità e ampiezza vengono raggiunti solo poche volte.

In questo lavoro si propone un metodo per l'individuazione di due modelli lineari equivalenti della gomma, sulla base del comportamento stabile e di quello transitorio, fortemente diversi tra loro. L'affidabilità dei modelli lineari proposti nella previsione della risposta sismica è stata testata conducendo analisi su modelli ad un grado di libertà nel campo di deformazioni e frequenze di interesse nella progettazione.

I risultati ottenuti mostrano che i due modelli lineari, definiti in base ai criteri proposti, sono in grado di fornire valori limite per le forze e per gli spostamenti con livelli di approssimazione accettabili.

RIFERIMENTI

- Bartera F. and Giachetti R., 2004. Steel dissipating braces for upgrading existing building frames. *J. Constructional Steel Research*, 60(3), 751-769.
- Choi, H., Kim W.B., Lee S.J., 2003. A method of calculating the non-linear seismic response of a building braced with viscoelastic dampers. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 32 (11), 1715-1728.
- Dall'Asta A., Dezi L., Giachetti R., Leoni G. and Ragni L., 2006. Application of HDR devices for the seismic protection of steel concrete composite frames: experimental results - *Proceedings of STESSA 2006 – 5th International Conference on the Behaviour of Steel Structures in Seismic Areas*, Yokohama, Japan, 587-592.
- Dall'Asta A. and Ragni L., 2006. Experimental tests and analytical model of High Damping Rubber dissipating devices. *Engineering Structures*, 28, 1874-1884.
- Dorfmann A. and Ogden R.W., 2004. A constitutive model for the Mullins effect with permanent set in particle-reinforced rubber. *Int. J. Solids Struct.*, 41, 1855-1878.
- Fuller K., Ahmadi H., Goodchild I., Magonette G., Taucer F. and Dumoulin C., 2000. Rubber-based energy dissipators for earthquake protection of structures. *Proceedings of the 12th WCEE*, New Zealand.
- Govindjee S. and Simo J.C., 1991. A micro-mechanically based continuum damage model for carbon black filled-rubber incorporating the Mullins effect. *J.Mech. Phys. Solids*, 39, 87-112.
- Govindjee S. and Simo J.C., 1992-a. Transition from micro-mechanics to computationally efficient phenomenology: carbon black filled rubbers incorporating Mullins effect. *J.Mech. Phys. Solids*, 40, 213-233.
- Govindjee S. and Simo J.C., 1992-b. Mullins effect and the strain amplitude dependence of the storage modulus. *Int. J. Solids Struct.*, 29, 1737-1751.
- Grant D.N., Fenves G.L. and Auricchio F., 2005. *Modelling and Analysis of High-damping Rubber Bearings for the Seismic Protection of Bridges*, Iuss Press, Pavia.
- Haupt P. e Sedlan H., 2001. Viscoplasticity of elastomeric materials: experimental facts and constitutive modelling. *Arch. Appl. Mech.*, 71: 89-109.
- Hwang, J.S. and Ku S.W., 1997. Analytical modeling of high damping rubber bearings. *Journal of Structural Engineering*, 123 (8), pp. 1029-1036
- Hwang, J.S. and Wang, J.C., 1998. Seismic response prediction of HDR bearings using fractional derivative Maxwell model. *Engineering Structures*, 20 (9), pp. 849-856.
- Hwang J.S., Wu J.D., Pan T.C. and Yang, G., 2002. A mathematical hysteretic model for elastomeric isolation bearings. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 31 (4), pp. 771-789.
- Kikuchi M. and Aiken I.D., 1997. An analytical hysteresis model for elastomeric seismic isolation bearings. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 26 (2), pp. 215-231.
- Lion A., 1997. A physically based method to represent the thermomechanical behaviour of elastomers. *Acta Mech.*, 123: 1-25.
- PrEN 1998-1, 2002. *Eurocode 8: design of structures for earthquake resistance. Part 1: general rules, seismic actions and rules for buildings*. CECN, European Committee for standardization, Brussels, Belgium.
- FEMA 356, 2000. *Prestandard and commentary for the seismic rehabilitation of buildings*. Federal Emergency Management Agency – Washington D.C.
- OPCM 3431, 2005. *Norme tecniche per il progetto, la valutazione e l'adeguamento sismico degli edifici*. PCM, Roma, Italy.
- Tsai, C.S., Chiang T.C., Chen B.J. and Lin S.B., 2003. An advanced analytical model for high damping rubber bearings. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 32 (9), 1373-1387
- Yoshida, J., Abe M., Fujino Y. and Watanabe H., 2004. Three-dimensional finite-element analysis of high damping rubber bearings. *Journal of Engineering Mechanics*, 130 (5), 607-620.