



SAPIENZA
UNIVERSITÀ DI ROMA

Facoltà di Ingegneria Civile e Industriale

Dipartimento di Ingegneria Strutturale e Geotecnica

Tesi di Dottorato in Ingegneria Strutturale

XXXII Ciclo

Studio di un Assorbitore Isteretico per la Mitigazione delle
Vibrazioni Strutturali

Dottoranda

Laura Morelli

Relatore

Prof. Fabrizio Vestroni

Roma, Febbraio 2020

Sommario

La mitigazione delle vibrazioni rappresenta uno dei problemi di principale interesse nel campo dell'ingegneria civile e meccanica. Dopo il contributo di Den Hartog, sui tuned mass dampers viscoelastici, negli ultimi anni sono state proposte differenti soluzioni, in particolare l'impiego di un collegamento nonlineare tra il sistema principale e la massa aggiunta. Questa nonlinearietà, che si manifesta con la rigidità e lo smorzamento dipendenti dall'ampiezza dell'oscillazione, può essere realizzata, ad esempio, mediante isteresi della forza di richiamo del dispositivo. Come recentemente mostrato da diversi autori, l'isteresi può favorire l'insorgere di particolari fenomeni nonlineari, che producono effetti vantaggiosi nel campo della mitigazione delle vibrazioni. Focalizzando l'attenzione su tale aspetto, nella Tesi ci si propone di indagare, attraverso indagini numeriche e sperimentali, l'efficacia di un assorbitore isteretico di vibrazioni (Hysteretic Vibration Absorber - HVA) ottimizzato per mitigare le vibrazioni delle barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità. Queste strutture, soggette a problemi di fatica, causati dal continuo transito ferroviario, potrebbero, dunque, beneficiare di un intervento di mitigazione.

La strategia proposta prevede l'impiego di un assorbitore isteretico, in condizioni di risonanza interna (1:1), modellato attraverso il legame di Bouc-Wen. I parametri ottimali impiegati nella progettazione sono quelli di un assorbitore viscoelastico (VTMD) determinati attraverso la metodologia di Den Hartog. A causa della natura nonlineare del collegamento, la progettazione ha tenuto conto del livello di intensità della forzante, calibrando i parametri al fine di garantire il raggiungimento di prestazioni ottimali nel campo di spostamenti atteso sotto la forzante del treno. La realizzazione dell'assorbitore ha previsto l'impiego di diverse tipologie di dispositivi isteretici (gomma o cavi), caratterizzati attraverso test di laboratorio; sulla base dei dati sperimentali si identificano i parametri ottimali del modello di Bouc-Wen. L'efficacia del dispositivo realizzato è valutata attraverso analisi numeriche e sperimentali su un prototipo, rappresentativo della barriera, con la forzante del treno e le oscillazioni libere.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare tutte le persone che mi sono state accanto durante questo ciclo di studi e a cui dedico la mia tesi di Dottorato.

Ringrazio, innanzitutto, il prof. Fabrizio Vestroni, relatore della tesi, per la fiducia in me riposta e per le energie che mi ha costantemente dedicato durante questo percorso. I suoi insegnamenti sono stati un prezioso stimolo ad approfondire le molteplici tematiche oggetto di studio e mi hanno spinto e condizionato a fare sempre di meglio e a proseguire negli anni a venire.

Un ringraziamento va al prof. Paolo Casini, per il suo supporto professionale e l'attenzione rivolta alle mie ricerche.

Un sentito ringraziamento va alla "M.&M. CAR S.R.L.S.", che si è occupata della realizzazione dell'assorbitore isteretico, e ai tecnici del Laboratorio del DISG de "La Sapienza", che mi hanno supportato durante la sperimentazione.

Vorrei ringraziare anche i dottorandi e i ricercatori che ho incontrato e con i quali ho avuto la fortuna di condividere questa esperienza. Ringrazio in particolare, Marco, Michela, Antonio, Biagio e Andrea, per aver condiviso con me le loro conoscenze e aver reso le giornate di lavoro più spensierate.

Ringrazio i miei amici, Gabriele, Giada, Arianna e, soprattutto, Valeria, con la quale non avrò il piacere di condividere questo traguardo. Sono stati una presenza costante e positiva in questi anni.

L'ultimo e più importante ringraziamento va alla mia famiglia. Ai miei genitori, Lina e Marco, e a mia sorella, Silvia, per l'amore e la forza con cui mi hanno sempre spinto a reagire nei momenti di sconforto. A Giorgio, che condivide con me le mie ansie e le mie gioie e mi incoraggia ogni giorno a credere di più in me stessa.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Motivazioni e obiettivi.....	1
1.2	Organizzazione della tesi.....	3
2	L'oscillatore elementare isteretico di Bouc-Wen	5
2.1	Formulazione del modello e analisi di sensibilità.....	5
2.1.1	I parametri β e γ	8
2.1.2	Il parametro n	8
2.1.3	Il parametro δ	9
2.2	Calibrazione dei parametri di legame dell'oscillatore isteretico	10
2.3	Caratterizzazione dinamica dell'oscillatore isteretico	12
3	Mitigazione delle vibrazioni con l'assorbitore isteretico (Hysteretic Vibration Absorber - HVA)	15
3.1	Metodologia di progettazione dell'assorbitore	15
3.2	Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF	16
3.3	Problema del detuning.....	25
4	Il caso di studio: le barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità.....	27
4.1	Descrizione e modellazione dinamica del problema.....	27
4.1.1	La forzante treno	28
4.1.2	La struttura principale: il modello SDOF della barriera.....	30
4.2	L'assorbitore isteretico e il sistema 2DOF: ottimizzazione dell'HVA per la forzante treno	32
4.3	Analisi numeriche con la forzante treno: confronto tra la performance del legame isteretico e viscoelastico.....	36
5	Oscillazioni Libere.....	39
6	Sperimentazione.....	47
6.1	Progettazione del prototipo sperimentale: il telaio.....	48
6.1.1	Identificazione delle caratteristiche sperimentali del telaio.....	49
6.2	Progettazione dell'assorbitore isteretico.....	54
6.2.1	Dispositivi isteretici: identificazione del legame costitutivo.....	54
6.2.2	Legame costitutivo di elementi in elastomero	55
6.2.3	Legame costitutivo di cavi in acciaio	62
7	L'assorbitore isteretico con i cavi (HVA-WRF, Hysteretic Vibration Absorber by Flexural Wire Ropes).....	71
7.1	Caratterizzazione dinamica dell'assorbitore isteretico.....	71

7.1.1	Prove numeriche.....	73
7.1.2	Prove sperimentali.....	74
7.2	Analisi numeriche sul prototipo sperimentale 2DOF.....	81
7.2.1	Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF.....	81
7.2.2	Forzante treno.....	84
7.2.3	Oscillazioni libere	87
7.3	Prove di rilascio sperimentali sul sistema 2DOF.....	90
7.3.1	Analisi dei risultati e confronto con la risposta numerica del sistema con HVA (LCDYN)	90
8	Conclusioni	97
	Bibliografia.....	100
	Appendice - L'assorbitore isteretico con le gomme (HVA-R, Hysteretic Vibration Absorber - Rubber).....	105
A.1	Caratterizzazione dinamica dell'assorbitore isteretico.....	107
A.1.1	Prove numeriche	107
A.2	Analisi numeriche sul prototipo sperimentale 2DOF.....	108
A.2.1	Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF	109
A.2.2	Forzante treno	111
A.2.3	Oscillazioni libere	113

Indice delle tabelle

tab. 3. 1	caratteristiche dei modelli - a) lc3; b) lc1.5.....	17
tab. 4. 1	caratteristiche dinamiche del sistema generalizzato sdof.....	31
tab. 4. 2	caratteristiche costitutive dei modelli isteretici.....	34
tab. 4. 3	ampiezze ottimali dei modelli isteretici.....	35
tab. 4. 4	confronto tra le performance dei modelli isteretici e del vtmd sotto la forzante treno.....	36
tab.5. 1	caratteristiche dinamiche del sistema sdof.....	40
tab.5. 2	caratteristiche dell'hva lc1.5d.....	41
tab.5. 3	confronto tra le performance dell'hva e del vtmd per le oscillazioni libere.....	42
tab. 6. 1	caratteristiche dinamiche del telaio.....	48
tab. 6. 2	caratteristiche del sistema principale.....	52
tab. 6. 3	parametri ottimali dell'assorbitore viscoelastico.....	54
tab. 6. 4	caratteristiche geometriche dell'ormant mm 30/15.....	56
tab. 6. 5	prova ad ampiezza a=2.4 mm - a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	57
tab. 6. 6	prova ad ampiezza a=4.8 mm - a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	58
tab. 6. 7	valori del parametro β identificati sui cicli ad ampiezza variabile.....	58
tab. 6. 8	a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	59
tab. 6. 9	caratteristiche del cavo wrf 7x19, d=5 mm.....	62
tab. 6. 10	caratteristiche meccaniche del cavo wrf 7x19 - d5.....	63
tab. 6. 11	prova ad ampiezza a=2.5 mm - a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	64
tab. 6. 12	prova ad ampiezza a=5 mm - a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	64
tab. 6. 13	prova ad ampiezza a=5 mm - a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	65
tab. 6. 14	caratteristiche del modello - cavo d5/170.....	67
tab. 6. 15	a) set dei parametri identificati; b) caratteristiche del legame identificato.....	69
tab. 7. 1	set dei parametri identificati ad ogni ampiezza dalla prova dinamica.....	78
tab. 7. 2	parametri del modello lcdyn.....	78
tab. 7. 3	caratteristiche dell'hva lcdyn.....	80
tab. 7. 4	caratteristiche dinamiche del sistema sperimentale sdof.....	82
tab. 7. 5	caratteristiche dinamiche dell'hva lcdyn.....	82
tab. 7. 6	confronto tra la performance dell'assorbitore isteretico e viscoelastico sotto la forzante treno.....	85
tab. 7. 7	confronto tra le performance dell'hva e del vtmd al variare delle condizioni iniziali.....	88
tab. 7. 8	performance sperimentali dell'hva per le ampiezze di prova.....	91
tab. 7. 9	performance numeriche dell'hva per le ampiezze di prova.....	93
tab. 9. 1	caratteristiche del legame identificato di quattro antivibranti.....	105
tab. 9. 2	caratteristiche dell'hva-r.....	106
tab. 9. 3	caratteristiche dei sistemi bilineari a e b.....	108
tab. 9. 4	confronto tra la performance dell'assorbitore isteretico e viscoelastico sotto la forzante del treno.....	112
tab. 9. 5	confronto tra le performance dell'hva e del vtmd al variare delle condizioni iniziali.....	114

Indice delle figure

Figura 2. 1 Il modello di Bouc-Wen - a) l'elemento reologico; b) l'oscillatore elementare	6
Figura 2. 2 Legame costitutivo monotono- a) forza di richiamo; b) componente isteretica.....	7
Figura 2. 3 Cicli di isteresi al variare di γ/β ($n=1$) - a) forza di richiamo, $\delta=0.15$; b) forza isteretica.....	8
Figura 2. 4 Cicli di isteresi al variare di n ($\beta=\gamma=0.5$) - a) forza di richiamo, $\delta=0.15$; b) forza isteretica ..	9
Figura 2. 5 Influenza dell'incrudimento - a) sui cicli di isteresi ($\beta=\gamma=0.5$, $n=1$); b) sullo smorzamento equivalente ($\beta=\gamma=0.5$, $n=1$).....	10
Figura 2. 6 a) Variazione di β in funzione di n ; b) Cicli di isteresi per valori differenti di n , β	11
Figura 2. 7 Curve di risposta in frequenza dell'oscillatore isteretico per ampiezze crescenti	12
Figura 2. 8 Variazione delle caratteristiche dinamiche dell'oscillatore nonlineare con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente	13
Figura 3. 1 Il sistema 2DOF soggetto ad un'accelerazione armonica alla base a) isteretico e b) viscoelastico	17
Figura 3. 2 Cicli di isteresi dei modelli - a) LC3; b) LC1.5.....	17
Figura 3. 3 Sistemi lineari - a) Sistema A; b) Sistema B.....	18
Figura 3. 4 Variazione delle caratteristiche dinamiche di LC3 con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente	19
Figura 3. 5 Curve di risposta in frequenza del sistema 2DOF con LC3 per intensità crescenti - a) spostamento principale; b) spostamento dell'HVA; c) Particolare della biforcazione del I modo; d) variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza.....	20
Figura 3. 6 Confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF	20
Figura 3. 7 a) Confronto tra le curve di risposta in frequenza del 2DOF con HVA e VTMD per $ag =$ $0.72g$; b) Forme modali nel piano delle configurazioni del 2DOF viscoelastico.....	21
Figura 3. 8 Particolare della biforcazione del I modo per $ag = 0.72g$	22
Figura 3. 9 Forme modali nel piano delle configurazioni del 2DOF isteretico - a) primo picco della biforcazione; b) secondo picco della biforcazione.....	22
Figura 3. 10 Variazione delle caratteristiche dinamiche di LC1.5 con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente.....	24
Figura 3. 11 Curve di risposta in frequenza del sistema 2DOF con LC1.5 per intensità crescenti - a) spostamento principale; b) spostamento dell'HVA; c) variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza; d) confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF	24
Figura 3. 12 Detuning della risposta ottimale del 2DOF isteretico - a) +30% ampiezza ottimale; b) -30% ampiezza ottimale.....	26
Figura 3. 13 Detuning della risposta ottimale del 2DOF viscoelastico - a) alterazione del rapporto di frequenze ottimale; b) alterazione dello smorzamento ottimale	26
Figura 4. 1 Forzante del treno ($v=350$ km/h) - a) Pressione aerodinamica lungo l'altezza della barriera; b) Time-History della forzante; c) FFT della forzante treno	29

Figura 4. 2 a) Il sistema generalizzato SDOF della barriera; b) TH dello spostamento della barriera al passaggio del treno ($v=350$ km/h)	31
Figura 4. 3 Il sistema 2DOF eccitato dalla forzante del treno - a) con HVA; b) con VTMD	33
Figura 4. 4 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD alla forzante del treno - a) TH dello spostamento principale e b) del VTMD	33
Figura 4. 5 Confronto tra i legami isteretici LC1.5B, LC1.5C, LC1.5D - a) cicli di isteresi; b) rigidezza secante e c) smorzamento equivalente al variare dell'ampiezza	35
Figura 4. 6 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5B) e VTMD alla forzante del treno - a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore	37
Figura 4. 7 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5C) e VTMD alla forzante del treno - a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore	37
Figura 4. 8 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5D) e VTMD alla forzante del treno - a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore	38
Figura 5. 1 TH dello spostamento della barriera al passaggio del treno ($v=350$ km/h)	40
Figura 5. 2 Caratteristiche del legame LC1.5D - a) ciclo di isteresi; b) rigidezza secante e b) smorzamento equivalente al variare dell'ampiezza.....	41
Figura 5. 3 Il sistema 2DOF isteretico	42
Figura 5. 4 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA - a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) ciclo di isteresi dell'HVA	44
Figura 5. 5 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore.....	45
Figura 5. 6 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA e VTMD - a) particolare della TH dello spostamento principale; b) FFT dello spostamento principale del sistema con HVA, VTMD e SDOF	45
Figura 6. 1 Il prototipo sperimentale - a) progetto; b) immagine della struttura	48
Figura 6. 2 Setup di prova di caratterizzazione statica	49
Figura 6. 3 Risposta sperimentale del telaio.....	50
Figura 6. 4 Setup della prova di rilascio	51
Figura 6. 5 Time-History dello spostamento della massa principale per le condizioni iniziali assegnate - a) $x_0 = 0.13$ mm; b) $x_0 = 0.25$ mm; c) $x_0 = 0.29$ mm; d) FFT dello spostamento della massa per $x_0 = 0.13$ mm	52
Figura 6. 6 Confronto tra la risposta numerica (curva blu) e sperimentale (curva rossa) - a) TH dello spostamento; b) particolare della TH dello spostamento; c) FFT della TH dello spostamento.....	53
Figura 6. 7 Dispositivi elastomerici.....	56
Figura 6. 8 Elemento Ormant MM30/15.....	56
Figura 6. 9 a) cicli forza spostamento sperimentali; b) Setup della prova sperimentale su l'elemento Ormant; c) l'elemento Ormant nella configurazione deformata	57
Figura 6. 10 Confronto tra il ciclo di isteresi numerico (curva blu) e sperimentale (curva rossa) per le ampiezze di prova - a) $A=2.4$ mm; b) $A=4.8$ mm	58
Figura 6. 11 Confronto tra risposta numerica (curva blu) e sperimentale (curva rossa).....	60

Figura 6. 12	Variazione a) rigidità secante k_e e b) smorzamento equivalente ξ_e con l'ampiezza normalizzata dell'elemento Ormant MM30/15.....	61
Figura 6. 13	a) cicli forza spostamento sperimentali; b) Setup della prova sperimentale su l'elemento Ormant; c) l'elemento Ormant nella configurazione deformata	64
Figura 6. 14	Confronto tra il ciclo di isteresi numerico (curva blu) e sperimentale (curva rossa) per le ampiezze di prova - a) $A=2.5$ mm; b) $A=5$ mm	65
Figura 6. 15	Confronto tra curve numeriche (curva blu) e sperimentali (curva rossa).....	66
Figura 6. 16	Variazione a) rigidità secante k_e e b) smorzamento equivalente ζ_e con l'ampiezza normalizzata del cavo D5/L50.....	66
Figura 6. 17	Legame del modello - cavo D5/L70 - a) curva di primo carico; b) ciclo di isteresi	68
Figura 6. 18	Confronto tra il modello D5/L50 e D5/L70 - a) curva monotona; b) cicli di isteresi.....	68
Figura 6. 19	a) Cicli sperimentali ad ampiezze crescenti - cavo D5/L70; b) confronto tra legame numerico, sperimentale e previsto - cavo D5/L70.....	69
Figura 6. 20	Variazione a) rigidità secante k_e e b) smorzamento equivalente ζ_e con l'ampiezza normalizzata del cavo D5/L70.....	69
Figura 7. 1	L'assorbitore isteretico HVA	72
Figura 7. 2	Sistema di ancoraggio	73
Figura 7. 3	Risposta dell'assorbitore isteretico per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza	74
Figura 7. 4	Setup della prova sperimentale - L'HVA sullo shaker dinamico a) vista laterale; b) vista dall'alto	75
Figura 7. 5	Risposta sperimentale dell'assorbitore isteretico per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza	75
Figura 7. 6	Confronto tra la risposta sperimentale e numerica (curve blu) per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza.....	76
Figura 7. 7	Confronto tra i cicli di isteresi sperimentali (curve colorate) e numerici (curve blu) con LCDYN per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$	79
Figura 7. 8	Confronto tra la risposta sperimentale e numerica (LCDYN) per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza.....	80
Figura 7. 9	Proprietà dell'HVA con LCDYN al variare dell'ampiezza - a) Rigidità secante; b) Smorzamento equivalente	80
Figura 7. 10	Il sistema sperimentale 2DOF - a) con HVA-WRF; b) con VTMD	81
Figura 7. 11	Risposta in frequenza del sistema isteretico 2DOF (LCDYN) a) Curve di risposta in frequenza dello spostamento principale e b) dello spostamento dell'HVA per ampiezze costanti dell'eccitazione, $a_g = 0.01g$; c) Variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza (2DOF LCDYN); d) Confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF.....	83
Figura 7. 12	Confronto tra la forzante del treno reale e sperimentale - a) TH del segnale; b) FFT del segnale	84
Figura 7. 13	Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD alla forzante del treno a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore.....	86
Figura 7. 14	Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LCDYN) alla forzante del treno a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore.....	86
Figura 7. 15	Il sistema 2DOF isteretico	87

Figura 7. 16 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.15 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	89
Figura 7. 17 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.30 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	89
Figura 7. 18 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.45 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	89
Figura 7. 19 Setup sperimentale della prova di rilascio	90
Figura 7. 20 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.12 \times 10^{-3} m$ - a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento	92
Figura 7. 21 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.25 \times 10^{-3} m$ - a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento	92
Figura 7. 22 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.29 \times 10^{-3} m$ - a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento	92
Figura 7. 23 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{01} = 0.12 mm$ - a) TH dello spostamento principale; b) TH dell'HVA; c) FFT dello spostamento principale.....	94
Figura 7. 24 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{01} = 0.25 mm$ - a) TH dello spostamento principale; b) TH dell'HVA; c) FFT dello spostamento principale.....	94
Figura 7. 25 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{01} = 0.29 mm$ - a) TH dello spostamento principale; b) TH dell'HVA; c) FFT dello spostamento principale.....	95
Figura 9. 1 Hysteretic Vibration Absorber - Rubber (HVA-R)	105
Figura 9. 2 Variazione a) rigidità secante ke e b) smorzamento equivalente ξe con l'ampiezza di quattro elementi Ormant MM30/15	106
Figura 9. 3 a) Curve di risposta in Frequenza per intensità crescente della forzante; b) legami costitutivi in corrispondenza della risonanza	107
Figura 9. 4 Il sistema sperimentale 2DOF - a) con HVA-R; b) con VTMD.....	108
Figura 9. 5 Curve di risposta Ampiezza-Frequenza al variare dell'intensità-a) massa principale; b) HVA	110
Figura 9. 6 Risposta costitutiva dell'HVA in corrispondenza del primo picco di risonanza.....	110
Figura 9. 7 a) Variazione del rapporto di frequenze $r\alpha$ con l'ampiezza (HVA, curva blu - VTMD, curva rossa); b) confronto tra la risposta del sistema SDOF, del VTMD e dell'HVA ottimale.....	111
Figura 9. 8 Confronto tra le a) TH della forzante reale e sperimentale; b) le FFT del segnale sperimentale e reale	112

Figura 9. 9 Confronto tra le TH dello spostamento a) della massa principale NC (linea rosa), con VTMD (linea rossa) e con HVA (linea blu); b) dello spostamento del VTMD (linea rossa) e dell'HVA (linea blu)	113
Figura 9. 10 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.75 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	115
Figura 9. 11 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 1.7 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	116
Figura 9. 12 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 3.3 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale	117

1 Introduzione

1.1 Motivazioni e obiettivi

Gli smorzatori a massa accordata o tuned mass damper (TMD) si collocano tra le più diffuse strategie di controllo passivo delle vibrazioni. Costituiti, essenzialmente, da una massa e da un elemento dotato di rigidità e smorzamento, svolgono, con opportune caratteristiche dinamiche, la funzione di assorbire e dissipare l'energia vibrazionale della struttura cui sono collegati, riducendone così le oscillazioni. Affinché la dissipazione energetica avvenga, sono accordati con una frequenza propria prossima a quella del sistema da mitigare e un adeguato smorzamento.

Diverse sono le tipologie proposte in letteratura. Il primo ad introdurre il concetto di assorbitore fu Frahm nel 1909 (Housner et al., 1997), il quale brevettò il dispositivo per ridurre le oscillazioni verticali delle barche. Nel 1952, Den Hartog attraverso la Teoria dei punti fissi, fornì le soluzioni analitiche per determinare i parametri ottimali per accordare l'assorbitore ad una struttura eccitata da un segnale armonico, (Den Hartog, 1952). Qualche anno dopo, McNamara dimostrò l'efficacia dei TMD nel ridurre le vibrazioni strutturali indotte dal vento (McNamara, 1977). Warburton e Ayorinde ricavarono un'espressione in forma chiusa per accordare l'assorbitore ad un sistema eccitato da rumore bianco, (Warburton e Ayorinde, 1980). Tsai e Lin svilupparono una procedura numerica per determinare i parametri per accordare il TMD su un sistema smorzato eccitato alla base da forzanti stazionarie, (Tsai and Lin 1993). Differenti proposte si sono susseguite (Bakre e Jangid, 2007; Chung et al., 2013; Nishihara, O. & Asami, T., 2002; Tubino, F. & Piccardo, G., 2015). Altri lavori proposti in letteratura, studiano l'efficacia di questi dispositivi lineari, introducendo metodologie progettuali alternative (Reggio e De Angelis, 2014; Pietrosanti et al., 2017; Vittozzi et al., 2017).

Negli ultimi decenni lo studio di una nuova tipologia di assorbitori, basati sull'impiego di un elemento nonlineare nel collegamento tra le due masse, sta suscitando grande interesse nella comunità scientifica. I primi studi degli effetti della nonlinearietà sulla risposta strutturale furono condotti da (Roberson, 1952; Hunt, 1982), che dimostrarono la possibilità di ottenere riduzioni significative delle vibrazioni anche con masse inferiori rispetto a quelle richieste dai tradizionali

dispositivi lineari. Le nonlinearità possono essere realizzate, ad esempio, sottoforma di isteresi della forza di richiamo del collegamento. Gli effetti vantaggiosi della dissipazione isteretica di un TMD nonlineare furono indagati da diversi ricercatori (Gatti, 2018; Casalotti et al., 2018). In (Inaudi e Kelly 1995; Lu et al., 2018) è mostrata l'efficacia di un assorbitore isteretico, che permette di ottenere performance comparabili a quelle di un tradizionale TMD lineare, e la dipendenza delle sue caratteristiche ottimali dal livello di eccitazione atteso.

Nel 2002 l'impiego di un assorbitore isteretico, descritto attraverso il modello di Bouc-Wen, fu proposto in (Lacarbonara e Vestroni, 2002), dove è stata mostrata l'efficacia nel mitigare le vibrazioni sismiche di edifici di pochi piani. Dopo gli studi teorici iniziali, furono indagate diverse soluzioni per realizzare il collegamento tra la massa ausiliaria e la struttura principale (Carpineto et al., 2011). Soluzioni progettali basate sull'impiego di funi in acciaio, furono proposte da (Carpineto et al., 2014; Gerges and Vickery, 2005a, 2005b; Carboni et al., 2015).

Come recentemente dimostrato in (Casini e Vestroni, 2018), l'isteresi della forza di richiamo può favorire l'insorgere di particolari fenomeni nonlineari, che producono effetti vantaggiosi per la mitigazione delle vibrazioni.

Focalizzando l'attenzione su tale aspetto, nella tesi ci si propone di indagare l'efficacia di un assorbitore isteretico di vibrazioni (Hysteretic Vibration Absorber - HVA), ottimizzato per mitigare le vibrazioni delle barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità, e verificarne la fattibilità attraverso indagini numeriche e sperimentali. Le barriere antirumore sono strutture snelle, essenzialmente costituite da montanti e pannelli, che, a causa del continuo transito ferroviario, soffrono di problemi di fatica e potrebbero, dunque, beneficiare di un intervento di mitigazione. La strategia proposta prevede l'impiego di un assorbitore isteretico, in condizioni di risonanza interna (1:1), modellato attraverso il legame di Bouc-Wen. L'attivazione del dispositivo avviene attraverso lo spostamento indotto dalla barriera stessa. I parametri ottimali impiegati nella progettazione sono quelli di un TMD viscoelastico (VTMD) determinati attraverso la metodologia di Den Hartog. A causa della natura nonlineare del dissipatore isteretico, la progettazione ha tenuto conto del livello di intensità della forzante, calibrando i parametri al fine di raggiungere i valori ottimali nel campo di spostamenti atteso. L'efficacia del dispositivo, valutata per mezzo di un indice prestazionale, è confrontata con quella del VTMD. Per la realizzazione dell'assorbitore sono state considerate diverse tipologie di dispositivi isteretici (gomma o cavi), che offrono il vantaggio di racchiudere in un unico elemento, la

componente elastica e dissipativa. La caratterizzazione di tali elementi è avvenuta attraverso test ciclici di laboratorio, identificati mediante il modello di Bouc-Wen. La validazione della metodologia di progettazione impiegata e la fattibilità del dispositivo realizzato sono valutate eseguendo analisi numeriche e sperimentali su un prototipo, rappresentativo della barriera, con la forzante del treno e le oscillazioni libere.

1.2 Organizzazione della tesi

La tesi è organizzata come segue:

- Il **Capitolo 2** introduce le caratteristiche dell'oscillatore isteretico di Bouc-Wen: attraverso le analisi di sensibilità si mostra l'influenza dei parametri costitutivi sulla risposta e si descrive la formulazione impiegata per modellare il comportamento isteretico softening dell'oscillatore. Infine, si descrivono gli effetti della non linearità sulle sue proprietà dinamiche.
- Il **Capitolo 3** descrive la metodologia di progettazione impiegata per accordare l'assorbitore isteretico alla struttura principale e la caratterizzazione della risposta dinamica del sistema 2DOF con HVA. Attraverso le analisi nel dominio della frequenza, si analizzano gli effetti prodotti dall'isteresi sulla risposta del sistema e le condizioni per cui si realizza la condizione ottimale. Nell'ultima parte del capitolo, si analizzano le problematiche del detuning rispetto alla condizione ottimale dipendente dall'ampiezza della forzante.
- Il **Capitolo 4** introduce il caso di studio delle barriere antirumore: si presentano i risultati delle analisi effettuate con diversi modelli isteretici e l'ottimizzazione del legame per la forzante treno. Per valutare l'efficacia del dispositivo nell'ambito di un fenomeno non stazionario, viene definito un indice prestazionale in termini di RMS dello spostamento della struttura principale.
- Il **Capitolo 5** riporta i risultati delle prove di oscillazione libera condotte per valutare l'efficacia dell'HVA. Le azioni impulsive, infatti, consentono di rappresentare in modo semplificato gli effetti indotti dalla forzante treno e sono, inoltre, facilmente riproducibili in laboratorio.

- . Il **Capitolo 6** introduce il prototipo, rappresentativo della barriera, impiegato per le successive analisi sperimentali con l'HVA. Si caratterizzano gli elementi isteretici (gomme o cavi) da impiegare nella realizzazione dell'HVA, attraverso una campagna di prove sperimentali, e si descrive la procedura impiegata per identificare il legame costitutivo degli elementi. La scelta degli elementi isteretici da impiegare nel progetto è effettuata rispetto alla similitudine con il modello costitutivo di riferimento.
- . Il **Capitolo 7** illustra i dettagli costruttivi e la caratterizzazione dinamica dell'assorbitore isteretico con i cavi (HVA-WRF), mediante analisi numeriche e sperimentali. L'efficacia del dispositivo è indagata attraverso indagini numeriche e dinamiche sul sistema 2DOF, eccitato dalla forzante treno e durante le oscillazioni libere.
- . Il **Capitolo 8** riassume e fornisce le conclusioni del lavoro svolto nella tesi.
- . In **Appendice** si descrive il progetto dell'assorbitore isteretico realizzato con elementi elastomerici (HVA-R), caratterizzati da un comportamento sperimentale, illustrato nel Capitolo 6, distante dalle caratteristiche del legame isteretico di riferimento. Attraverso le analisi numeriche condotte sul prototipo, si vuole mostrare che la modesta efficacia del dispositivo è giustificata dalla lontananza delle caratteristiche dal campo di ottimizzazione del progetto.

2 L'oscillatore elementare isteretico di Bouc-Wen

La forza di richiamo dell'oscillatore isteretico è descritta attraverso il legame differenziale nonlineare di Bouc-Wen. Il modello, originariamente proposto da Bouc (1967) e successivamente generalizzato da Wen (1976), consente di rappresentare diverse tipologie di comportamento isteretico (softening, hardening, quasilineare (Ni et al., 1998)), attraverso una calibrazione dei parametri che lo governano. La formulazione classica del legame, dipendente da soli cinque parametri, è stata arricchita, nel caso generalizzato, da ulteriori costanti di legame, per cogliere comportamenti legati al degrado di rigidità, alla riduzione di resistenza, al pinching dovuto al comportamento nonlineare della struttura, ecc.

In questo lavoro la formulazione classica del modello è impiegata per descrivere un comportamento isteretico softening, che caratterizza la risposta costitutiva di molti materiali sotto l'effetto di azioni cicliche.

Il capitolo è organizzato introducendo, nel primo paragrafo, le grandezze che caratterizzano il legame isteretico (forza di snervamento, spostamento di snervamento, incrudimento, ecc.) e mostrando, attraverso analisi di sensibilità, l'influenza dei parametri sulla risposta costitutiva; nel secondo paragrafo si illustra la formulazione del modello impiegato per riprodurre la risposta isteretica softening dell'oscillatore; infine, nel terzo paragrafo, si caratterizza la risposta dinamica dell'oscillatore, descrivendo le sue proprietà fortemente nonlineari.

2.1 Formulazione del modello e analisi di sensibilità

La forza di richiamo dell'oscillatore isteretico è descritta come somma di una componente elastica ed una isteretica:

$$f(x) = k_{el}x + z(x) \quad (2.1)$$

dove x è lo spostamento dell'oscillatore.

La componente isteretica $z(x)$ è governata dall'equazione differenziale di Bouc-Wen:

$$\frac{dz}{dx} = k_D - [(\gamma + \beta \text{sign}(\dot{x}z))] |z|^n \quad (2.2)$$

con k_D , γ , β ed n , parametri che controllano la risposta costitutiva del modello. L'elemento che collega la massa dell'oscillatore al suolo è rappresentato da una molla elastica e un elemento isteretico disposti in parallelo, Figura 2. 1.

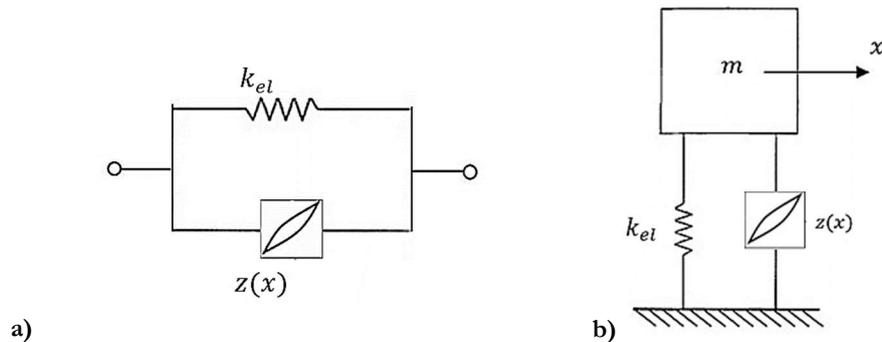


Figura 2. 1 Il modello di Bouc-Wen – a) l'elemento reologico; b) l'oscillatore elementare

In Figura 2. 1 a) - b), sono rappresentati, rispettivamente, il comportamento monotono della forza di richiamo e della componente isteretica. Per valori nulli di $\frac{dz}{dt}$, la forza isteretica raggiunge il valore massimo:

$$z_o = n \sqrt{\frac{k_D}{\gamma + \beta}} \quad (2. 3)$$

La forza al limite elastico, f_y , e lo spostamento al limite elastico, x_y , sono definiti dalle relazioni:

$$f_y = \frac{k_t}{k_D} z_o \quad x_y = \frac{f_y}{k_t} = \frac{z_o}{k_D} \quad (2. 4)$$

dove $k_t = k_{el} + k_D$, rappresenta la rigidezza iniziale, somma della rigidezza post elastica, k_{el} , ed isteretica, k_d , dell'elemento.

Il rapporto tra la rigidezza post elastica e la rigidezza iniziale descrive l'incrudimento del legame:

$$\delta = \frac{k_{el}}{k_t} \quad (2. 5)$$

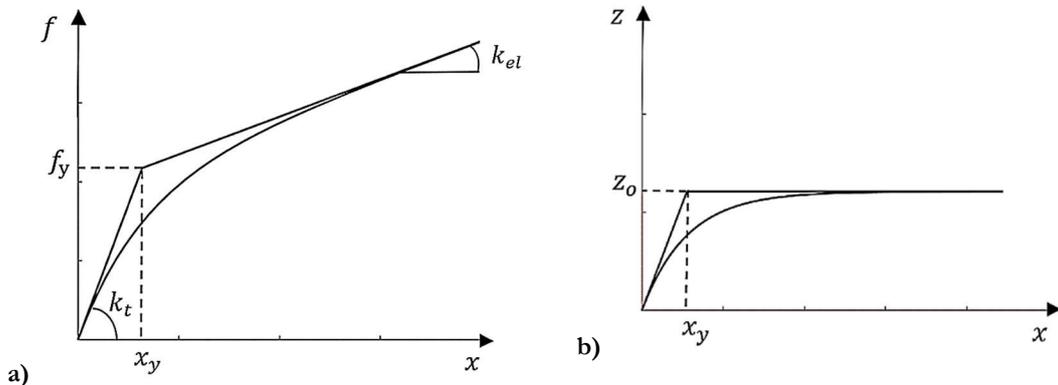


Figura 2. 2 Legame costitutivo monotono– a) forza di richiamo; b) componente isteretica

L'influenza dei parametri del modello sulla risposta costitutiva dell'oscillatore, è indagata attraverso le analisi di sensibilità. A tal proposito, le equazioni di legame (2. 1)-(2. 2) sono riscritte in forma adimensionale, introducendo le quantità:

$$\tilde{t} = t\omega \quad \text{e} \quad \tilde{x} = \frac{x}{x_y}, \quad \text{con} \quad \omega = \sqrt{\frac{k_t}{m}} \quad (2. 6)$$

dove \tilde{t} è il tempo adimensionale, espresso in funzione della frequenza propria dell'oscillatore, ω ; e \tilde{x} è lo spostamento adimensionale. Richiamando le grandezze z_0 , f_y e x_y , si ottengono le equazioni di legame adimensionalizzate:

$$\begin{cases} \tilde{f}(\tilde{x}) = \delta\tilde{x} + (1 - \delta)\tilde{z} & (2. 7) \\ \tilde{z} = 1 - [(\tilde{\gamma} + \tilde{\beta}\text{sign}(\tilde{x}\tilde{z}))|\tilde{z}|^n] & (2. 8) \end{cases}$$

dove:

$$\tilde{f}(\tilde{x}) = \frac{f(x)}{f_y}, \quad \delta = \frac{k_e}{k_t}, \quad (2. 9)$$

$$\tilde{z} = \frac{z}{z_0}, \quad \tilde{\gamma} = \gamma x_y z_0^{n-1}, \quad \tilde{\beta} = \beta x_y z_0^{n-1} \quad (2. 10)$$

Per semplificare la notazione, il segno tilde sarà omesso d'ora in avanti.

2.1.1 I parametri β e γ

I parametri β e γ controllano la forma e l'area del ciclo di isteresi. La loro combinazione consente di rappresentare diverse tipologie di comportamenti isteretici (softening, hardening, quasilineare), come descritto in (Wong, Ni, e Lau, 1994). In questo lavoro l'attenzione è limitata ad un comportamento isteretico di tipo softening, ottenuto imponendo la condizione $\beta + \gamma > 0$. In Figura 2. 3 è mostrata l'influenza del rapporto $\frac{\gamma}{\beta}$ sulla forma del ciclo della forza di richiamo e della componente isteretica. Quando $\frac{\gamma}{\beta} = 1$, il ciclo di isteresi è caratterizzato dalla massima dissipazione energetica. Sotto tale condizione, la differenza di pendenza tra ramo di scarico, k_t , e ramo postelastico, k_{el} , risulta $2\beta|z|^n$, Figura 2. 3 a). Dunque, β controlla la variazione di pendenza nel punto di inversione della velocità, \dot{x} . Quando $\frac{\gamma}{\beta} > 1$, i cicli di isteresi si restringono progressivamente fino a degenerare, per $\frac{\gamma}{\beta} = \infty$, nella “*skeleton curve*”.

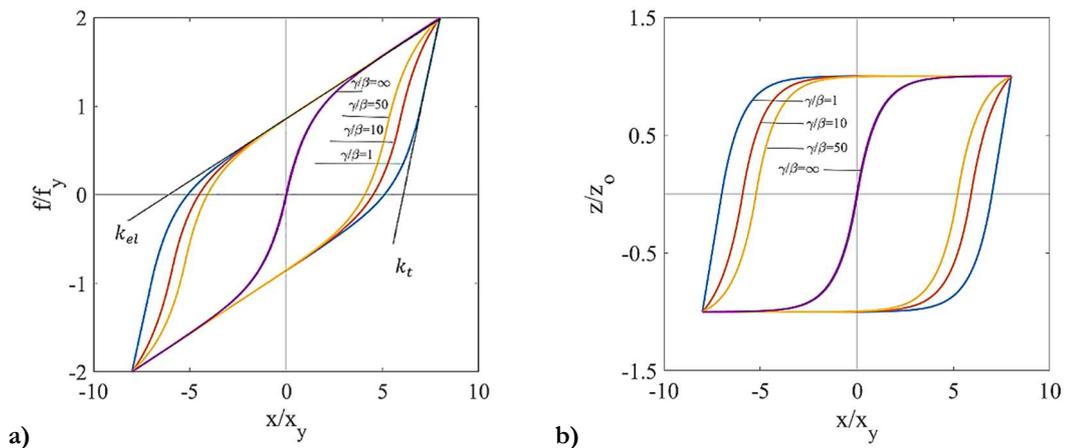


Figura 2. 3 Cicli di isteresi al variare di γ/β ($n=1$) - a) forza di richiamo, $\delta=0.15$; b) forza isteretica

2.1.2 Il parametro n

Nel piano adimensionale il parametro n controlla la regolarità della transizione dal ramo tangente all'origine a quello post-elastico. In Figura 2. 4 è mostrata l'influenza del parametro sul ciclo di isteresi della forza di richiamo e della componente isteretica. Per valori di $n > 1$, si

verifica l'avvicinamento della curva di primo carico alla curva bilineare; il modello tende a un legame costitutivo elastoplastico incrudente per valori elevati del parametro, come $n = 10$.

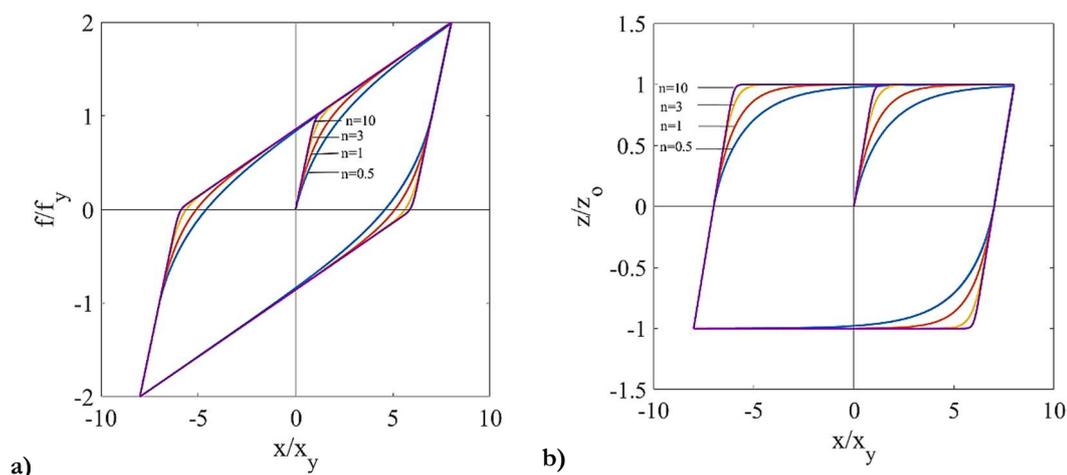


Figura 2. 4 Cicli di isteresi al variare di n ($\beta=\gamma=0.5$) - a) forza di richiamo, $\delta=0.15$; b) forza isteretica

2.1.3 Il parametro δ

L'incrudimento δ , definito come il rapporto tra la rigidità postelastica e la rigidità allo stato iniziale, regola l'area del ciclo di isteresi. In Figura 2. 5 a) – b) è mostrato, rispettivamente, l'effetto della variazione del parametro sui cicli di isteresi e sullo smorzamento equivalente, che, come verrà descritto in seguito, caratterizza le capacità dissipative dell'elemento isteretico. Per $\delta = 0$, la forza elastica si annulla e la forza di richiamo eguaglia la componente isteretica, producendo un ciclo di isteresi di area massima. All'aumentare dell'ampiezza, lo smorzamento equivalente si stabilizza su un valore massimo, circa 60 %. Per $\delta > 0$, la forza elastica aumenta e il legame isteretico tende ad un modello elastico lineare, riducendo progressivamente l'area del ciclo e le capacità dissipative dell'oscillatore.

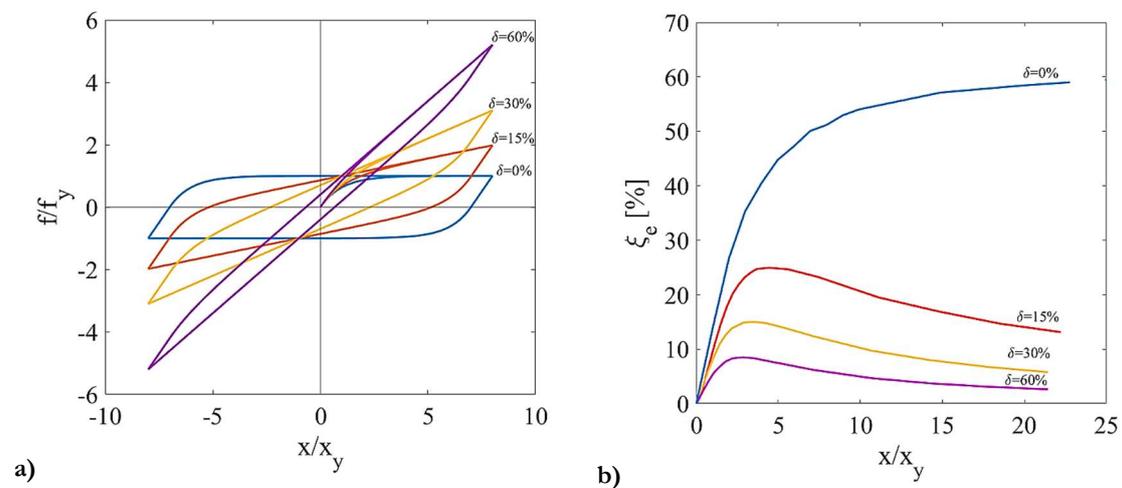
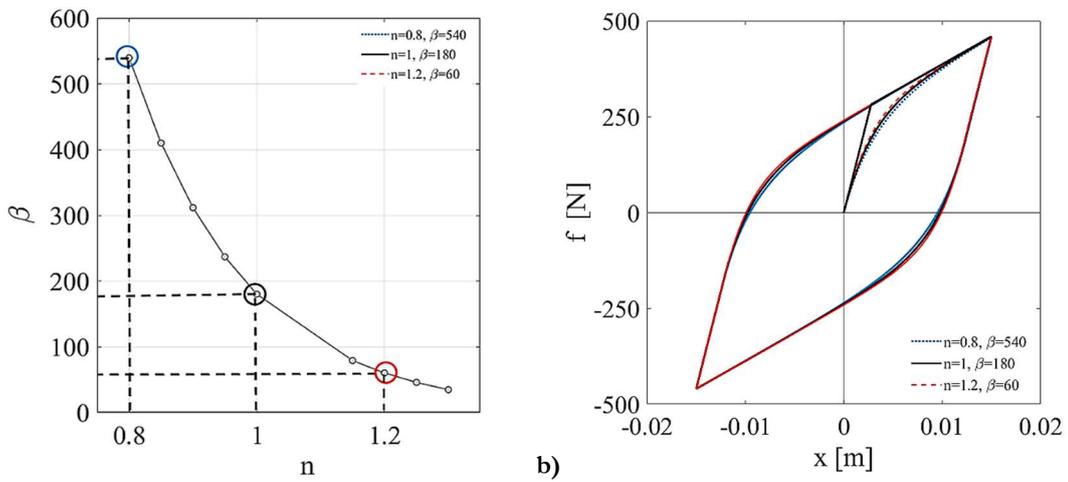


Figura 2. 5 Influenza dell'incrudimento - a) sui cicli di isteresi ($\beta=\gamma=0.5$, $n=1$); b) sullo smorzamento equivalente ($\beta=\gamma=0.5$, $n=1$)

2.2 Calibrazione dei parametri di legame dell'oscillatore isteretico

In alcuni casi particolari, utilizzando diverse combinazioni dei parametri del modello, è possibile ottenere cicli di isteresi equivalenti. Impiegando l'espressione della (2. 1) nella forma non adimensionalizzata, in Figura 2. 6 si rappresentano i valori di β e di n , ottenuti mediante la (2. 4), mantenendo costante la forza di snervamento f_y , le rigidezze k_D e k_t , e imponendo la condizione $\beta = \gamma$ (massima dissipazione isteretica). In Figura 2. 6 b) sono rappresentati i cicli di isteresi ottenuti per alcuni valori della coppia β, n , in corrispondenza dei punti evidenziati. I tre legami isteretici non esibiscono differenze significative nella forma, producendo cicli sovrapponibili tra loro.



a) **Figura 2. 6 a) Variazione di β in funzione di n ; b) Cicli di isteresi per valori differenti di n, β ($f_y = \text{cost}, k_t = \text{cost}, k_d = \text{cost}$)**

Sulla base del risultato ottenuto, si assume il parametro $n=1$, riducendo il numero delle costanti di legame da quattro a tre: $\{k_{el}, k_D, \beta\}$. Sotto tali condizioni, la (2. 4) si semplifica ulteriormente:

$$f_y = \frac{k_t}{2\beta} \quad (2. 11)$$

e i parametri $\beta = \gamma$ assumono le dimensioni fisiche di $[L^{-1}]$.

Le condizioni, $n = 1, \beta + \gamma > 0, \gamma = \beta$, sono assunte, d'ora in avanti, per descrivere il comportamento isteretico softening dell'oscillatore.

2.3 Caratterizzazione dinamica dell'oscillatore isteretico

La caratterizzazione dinamica dell'oscillatore, in Figura 2. 1 b), avviene attraverso le curve di risposta in frequenza, ottenute imponendo un segnale armonico alla base di intensità crescente, Figura 2. 7.

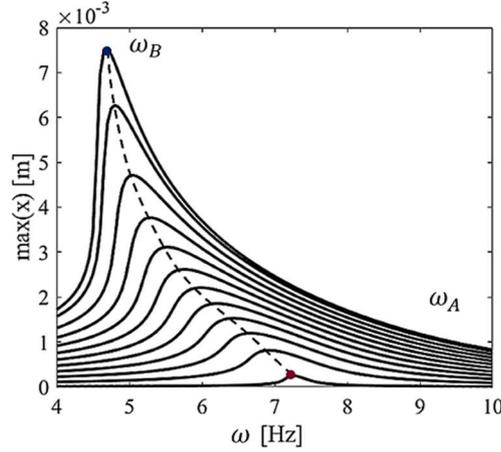


Figura 2. 7 Curve di risposta in frequenza dell'oscillatore isteretico per ampiezze crescenti

L'equazione che descrive la dinamica del sistema soggetto ad un'accelerazione armonica alla base è:

$$m\ddot{x}(t) + f(x) = -ma_g \sin(\Omega t) \quad (2. 12)$$

dove $f(x)$ è descritta dalla (2. 1), a_g è l'ampiezza dell'accelerazione alla base e Ω è la sua frequenza. Per ogni intensità, le curve di risposta in frequenza dell'oscillatore nonlineare sono determinate per integrazione numerica della (2. 12). In Figura 2. 7 sono rappresentate le curve di risposta in frequenza dell'oscillatore isteretico per ampiezze crescenti della forzante. La frequenza di risonanza del sistema si riduce con l'ampiezza, spostandosi, da destra verso sinistra, dal valore ω_A , per piccole ampiezze, al valore ω_B , per grandi ampiezze. Le frequenze, ω_A e ω_B , rappresentano, rispettivamente, le risonanze di due sistemi lineari, il sistema A ($\omega_A = \sqrt{\frac{k_{el}+k_d}{m}}$)

e il sistema B ($\omega_B = \sqrt{\frac{k_{el}}{m}}$), che influenzano la risposta forzata dell'oscillatore nonlineare (Casini e Vestroni, 2018). La variazione di frequenza dipende dalla natura softening del sistema, la cui rigidità si riduce con l'ampiezza, Figura 2. 8 a). Questo fenomeno si manifesta attraverso curve di risposta con picchi di risonanza che si spostano verso sinistra. È ben noto che le curve,

ottenute con un legame isteretico caratterizzato dalla massima dissipazione energetica, per $\frac{\gamma}{\beta} = 1$ (curva blu in Figura 2. 3), sono sempre stabili e non presentano soluzioni coesistenti, esibendo curve di risposta multivalore, che si verificano nel caso di isteresi ridotta, per $\frac{\gamma}{\beta} > 1$ (curve rosse e gialle in Figura 2. 3), (Capecchi e Vestroni, 1990). Le capacità dissipative dell'oscillatore isteretico sono caratterizzate valutando lo smorzamento equivalente in funzione dell'ampiezza dell'oscillazione, x . Imponendo l'equivalenza tra l'energia isteretica, rappresentata dall'area del ciclo W_{BW} , e quella di un oscillatore viscoelastico, di rigidezza pari a quella secante del sistema nonlineare, k_e , in un ciclo di ampiezza x , lo smorzamento equivalente è valutato attraverso la relazione, (Chopra,1995):

$$\xi_e = \frac{W_{BW}}{2\pi x^2 k_e} \quad (2. 13)$$

In Figura 2. 8 b) è mostrato l'andamento dello smorzamento equivalente con l'ampiezza. La curva esibisce un picco massimo seguito da un ramo discendente.

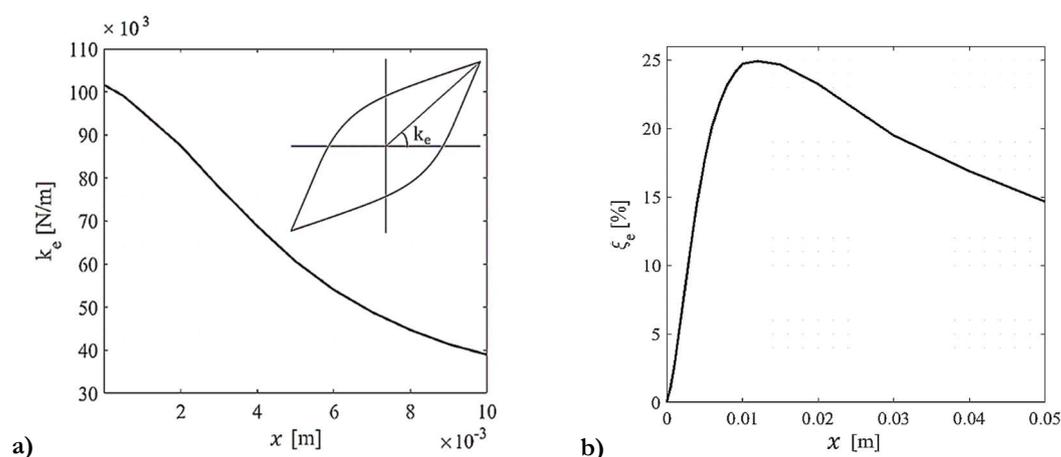


Figura 2. 8 Variazione delle caratteristiche dinamiche dell'oscillatore nonlineare con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente

Le proprietà fortemente nonlineari dell'oscillatore, rendono necessaria un'analisi preliminare del campo di ampiezze in cui lavora sotto una generica forzante dinamica. Attraverso la calibrazione dei parametri che ne regolano la risposta costitutiva, è possibile raggiungere rigidezze e smorzamenti ottimali nel campo di spostamenti di interesse. Questo aspetto è illustrato nel capitolo successivo, presentando la metodologia impiegata per progettare l'assorbitore isteretico.

3 Mitigazione delle vibrazioni con l'assorbitore isteretico (Hysteretic Vibration Absorber - HVA)

Nei sistemi a più gradi di libertà, la presenza di isteresi della forza di richiamo favorisce l'insorgere di diversi fenomeni nonlineari, quali variazione delle caratteristiche modali con l'ampiezza delle oscillazioni, interazione modale, biforcazioni, modi sovrabbondanti, ecc., che si differenziano a seconda delle condizioni di risonanza interna del sistema, (Casini e Vestroni, 2018). Questi fenomeni, che possono risultare vantaggiosi nella mitigazione della risposta strutturale, sono indagati in un sistema 2DOF isteretico in condizioni di risonanza interna (1:1). Nei primi paragrafi del capitolo è descritta la metodologia progettuale impiegata per accordare l'assorbitore isteretico alla struttura principale e la caratterizzazione della risposta dinamica del sistema 2DOF con HVA. Attraverso le analisi nel dominio della frequenza, si analizzano gli effetti dell'isteresi sulla risposta del sistema e le condizioni per cui si realizza la condizione ottimale. Nell'ultima parte del capitolo, si analizzano le problematiche del detuning delle caratteristiche ottimali dell'HVA, legate alla nonlinearietà del sistema.

3.1 Metodologia di progettazione dell'assorbitore

La progettazione ottimale dell'assorbitore avviene impiegando la metodologia di Den Hartog, o *Equal Peak Method* (Den Hartog, 1952), secondo la quale la condizione ottimale si raggiunge quando i picchi di risonanza di un sistema eccitato da un segnale armonico, sono allineati sulla stessa retta orizzontale. Altri criteri proposti in letteratura tengono conto dello smorzamento della struttura principale o di diverse sorgenti di eccitazione del sistema (Tsai e Lin, 1993, Bakre e Jangid, 2007, Nishihara, O. & Asami, T., 2002), ma non introducono particolari differenze, importanti in questo lavoro. Fissando il rapporto di massa, $\mu = \frac{m_2}{m_1}$, i parametri ottimali, la rigidità, k_o , e lo smorzamento, ξ_o , sono ricavati attraverso le relazioni di letteratura:

$$k_o = \omega_o^2 m_2, \quad \text{con } \omega_o = \omega_1 \alpha_o \text{ e } \alpha_o = \frac{1}{1+\mu} \sqrt{1 - \frac{\mu}{2}} \quad (3.1)$$

$$\xi_o = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)(1-\frac{\mu}{2})}} \quad (3.2)$$

con ω_1 frequenza del sistema principale.

A causa della natura nonlineare dell'assorbitore, che ha una rigidità e uno smorzamento dipendenti dall'ampiezza dell'oscillazione, la progettazione deve tener conto della forzante, garantendo il raggiungimento della rigidità e dello smorzamento ottimali per il campo di ampiezze atteso. Indicando con x_o lo spostamento atteso dell'oscillazione, significativo per l'evento dinamico, il modello isteretico è calibrato con una rigidità iniziale proporzionale al valore ottimale, $k_t \propto k_o$, ed una forza di richiamo massima pari al prodotto tra la rigidità ottimale e lo spostamento atteso: $f_{rmax} = k_o x_o$, con $f_{rmax} = k_{el} x_o + \sqrt[n]{\frac{k_d}{\beta+\gamma}}$.

Si ottiene, in questo modo, una prima stima dei parametri ottimali, k_{el} , k_d , β , che può essere successivamente migliorata, minimizzando la risposta strutturale entro il campo di ampiezze di progetto. In questo lavoro, il campo di indagine è limitato a legami isteretici con incrudimento $\delta < 15\%$.

3.2 Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF

L'assorbitore isteretico è accordato ad un sistema principale, con massa $m_1 = 1220.7$ kg, rigidità $k_1 = 1.5326 \cdot 10^6$ N/m, frequenza propria $\omega_1 = 5.65$ Hz e smorzamento strutturale $\xi_1 = 0.02$, Figura 3. 1 a). Questi dati sono quelli della struttura considerata come illustrato nel Capitolo 4.

Fissando il rapporto di massa $\mu = 5\%$, si assumono come parametri ottimali quelli di un TMD viscoelastico (VTMD), in Figura 3. 1 b), con rigidità $k_o = 67768$ N/m e smorzamento $\xi_o = 0.14$, determinati secondo le relazioni (3. 1)-(3. 2).

L'HVA è progettato in modo da raggiungere i parametri ottimali entro un campo di ampiezze, assunto pari a 10 mm. Per determinare le caratteristiche ottimali dell'assorbitore, si indagano due diversi legami isteretici, caratterizzati dallo stesso incrudimento, δ , e dalla stessa forza massima, f_{rmax} , in corrispondenza dell'ampiezza di 10 mm, ma con rigidità iniziale $k_t = f(k_{el}, k_d)$, e forza di snervamento, $f_y = f(\beta)$, differenti.

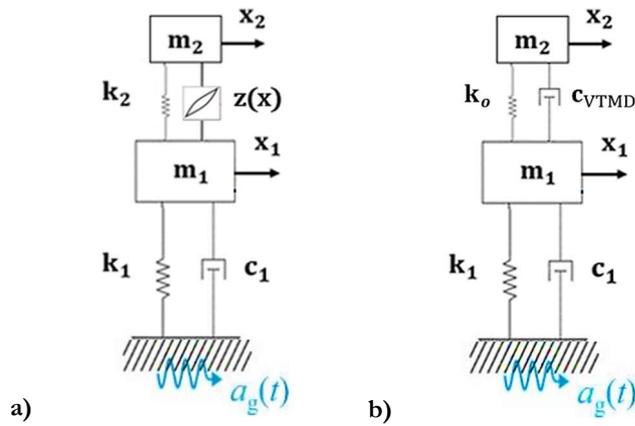


Figura 3. 1 Il sistema 2DOF soggetto ad un'accelerazione armonica alla base a) isteretico e b) viscoelastico

Le caratteristiche dei due modelli e i loro legami costitutivi sono riportati, rispettivamente, in Figura 3. 2 a) – b). Il ciclo di isteresi (curva blu) è confrontato con il legame ottimale (linea rossa).

k_t	f_y	x_y	δ	$\beta = \gamma$	k_t	f_y	x_y	δ	$\beta = \gamma$
[N/m]	[N]	[m]	[%]		[N/m]	[N]	[m]	[%]	
$3k_o$	451.8	0.0021	14	225	$1.5k_o$	621.2	0.0061	14	82

Tab. 3. 1 Caratteristiche dei modelli - a) LC3; b) LC1.5

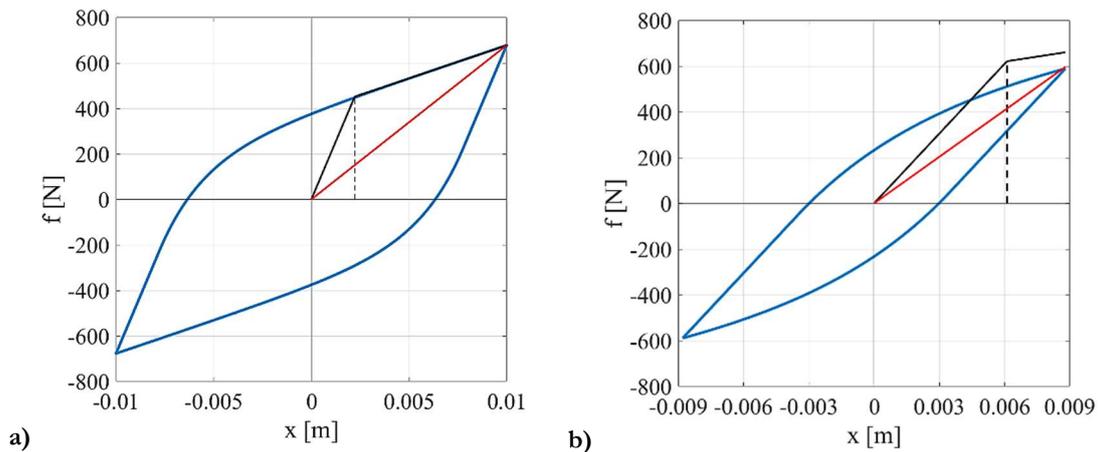


Figura 3. 2 Cicli di isteresi dei modelli – a) LC3; b) LC1.5

La caratterizzazione della risposta dinamica del sistema 2DOF avviene attraverso le curve di risposta in frequenza, ottenute eccitando il sistema con un'accelerazione armonica alla base $a_g(t) = a_g \sin(\Omega t)$, di ampiezza a_g crescente e frequenza Ω variabile nel range di interesse. Le equazioni dinamiche del sistema 2DOF sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = -m_1 a_g(t) \quad (3.3)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = -m_2 a_g(t) \quad (3.4)$$

dove $x = x_2 - x_1$, è lo spostamento dell'assorbitore, $f(x)$ è la forza di richiamo espletata dal collegamento tra le due masse:

$$f(x) = k_2 x + z(x) \quad (3.5)$$

e $z(x)$ è la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (3.6)$$

Come nel caso 1DOF, le caratteristiche dinamiche dipendono dall'ampiezza dell'oscillazione e la risposta forzata del sistema dipende dalle caratteristiche modali di due sistemi lineari: il sistema A, in cui il secondo elemento è una molla di rigidezza $k_{A2} = k_2 + k_d$, rappresenta la risposta del sistema isteretico per piccole ampiezze; il sistema B, in cui il secondo elemento è una molla di rigidezza $k_{B2} = k_2$, rappresenta la risposta del sistema isteretico per grandi ampiezze. I due sistemi lineari sono rappresentati in Figura 3. 3.

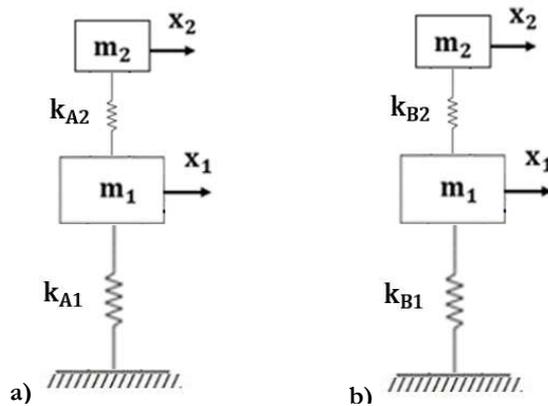


Figura 3. 3 Sistemi lineari – a) Sistema A; b) Sistema B

In Figura 3. 4 è rappresentata la variazione delle caratteristiche dinamiche del legame LC3 con l'ampiezza. La rigidezza secante dell'elemento, che diminuisce con l'ampiezza, raggiunge il valore ottimale ad un'ampiezza $x_o \cong 10$ mm, vedi Figura 3. 4 a), e uno smorzamento equivalente $\xi_e \cong 25\%$, vedi Figura 3. 4 b). In Figura 3. 5 a) - b) sono rappresentate le curve di risposta in

frequenza della massa principale e dello spostamento relativo del sistema con LC3. Per piccole ampiezze, il sistema esibisce due picchi di risonanza e le frequenze sono prossime a quelle del sistema lineare A, ($\omega_{1A} = 5.43 \text{ Hz}$, $\omega_{2A} = 9.53 \text{ Hz}$). In questo campo la rigidezza k_e dell'elemento isteretico risulta maggiore del valore ottimale, come risulta evidente dal rapporto di frequenze, della biforcazione intorno al primo modo, lontano dal valore viscoelastico (linea rossa), in Figura 3. 5 d). All'aumentare dell'intensità della forzante, il primo picco si amplifica fortemente, mentre il secondo si riduce. Per l'ampiezza $a_g = 0.72g$, sul primo modo si verifica una biforcazione, Figura 3. 5 c). Quando l'assorbitore raggiunge la rigidezza ottimale (curva rossa in Figura 3. 5 b)), il secondo modo tende a scomparire e ad esso si sostituisce il nuovo ramo della biforcazione (curva rossa in Figura 3. 5 a)). Per tali ampiezze, il rapporto di frequenze scende al di sotto del valore viscoelastico, risalendo poi per spostamenti maggiori. Nonostante l'assorbitore isteretico abbia raggiunto la rigidezza ottimale, la riduzione di risposta è maggiore nel sistema con VTMD, Figura 3. 6. Questo risultato è giustificato dall'elevato smorzamento equivalente con il quale lavora l'HVA rispetto al valore ottimale, $\xi_e = +50\% \xi_o$.

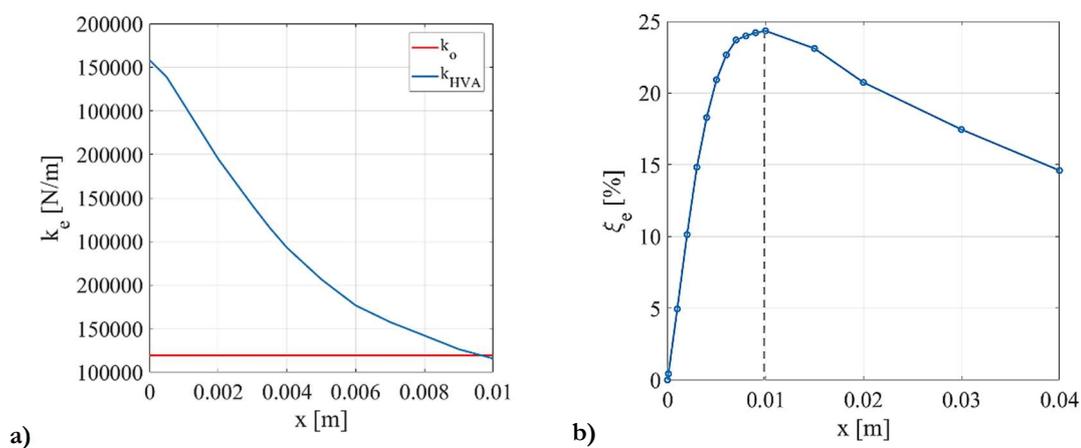


Figura 3. 4 Variazione delle caratteristiche dinamiche di LC3 con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente

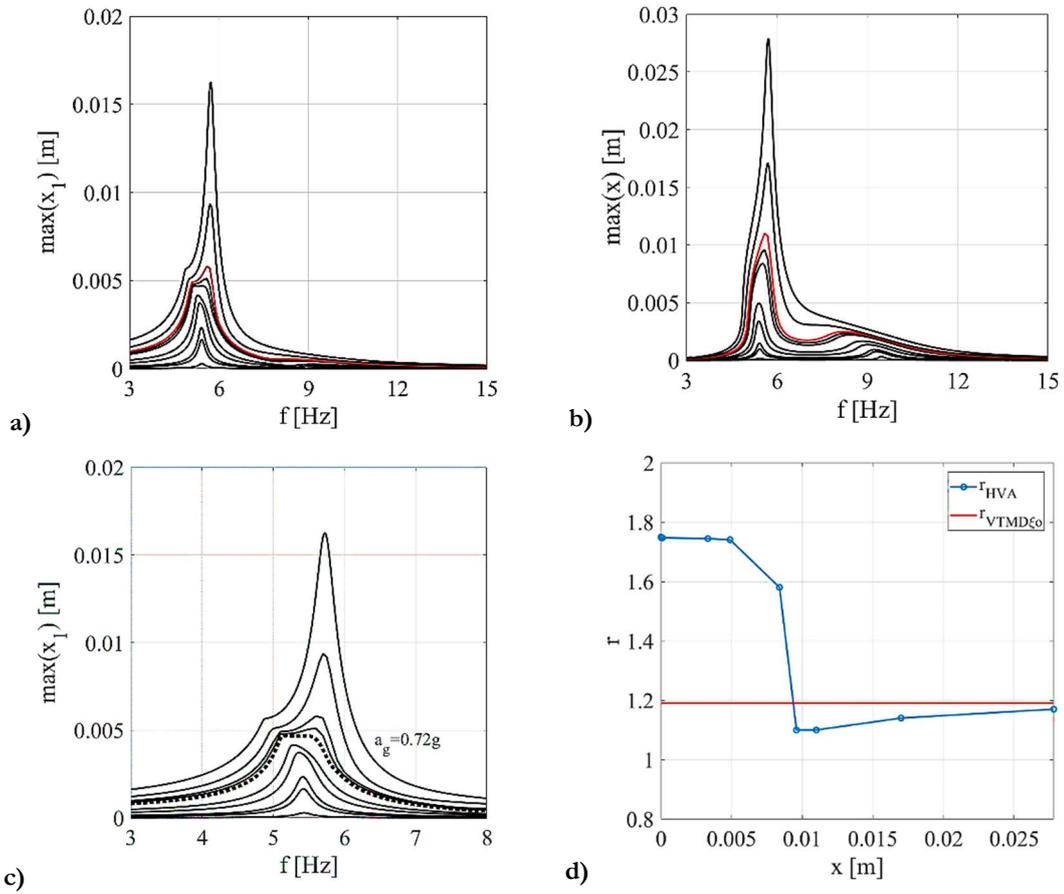


Figura 3. 5 Curve di risposta in frequenza del sistema 2DOF con LC3 per intensità crescenti - a) spostamento principale; b) spostamento dell'HVA; c) Particolare della biforcazione del I modo; d) variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza

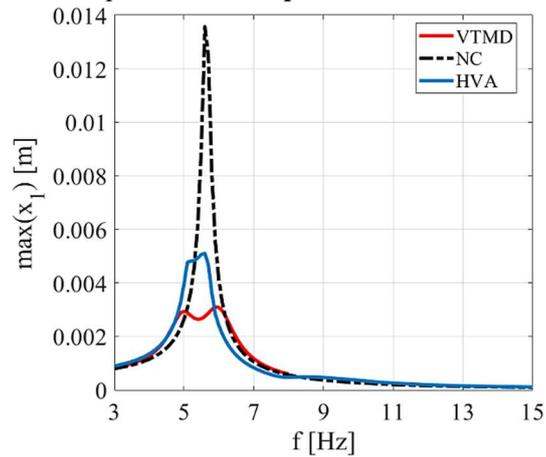


Figura 3. 6 Confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF

A sostegno di questa osservazione, in Figura 3. 7 a) è mostrato il confronto tra la risposta del sistema 2DOF isteretico e quella di un sistema viscoelastico con smorzamento maggiore del valore ottimale, $\xi \cong 25\%$, (curva rossa), per $a_g = 0.72g$. A causa del detuning dello smorzamento rispetto a quello ottimale, il sistema viscoelastico si comporta come un sistema 1DOF, esibendo un solo picco di risonanza. Nel sistema isteretico, il nuovo ramo della biforcazione coincide con il picco del sistema viscoelastico, Figura 3. 7 a).

In Figura 3. 7 b) sono rappresentate le traiettorie modali nel piano delle configurazioni del sistema 2DOF viscoelastico con smorzamento non ottimale. Come accade per i sistemi non classicamente smorzati, le forme modali variano nel tempo. In Figura 3. 9 a) – b), sono rappresentate le traiettorie modali nel piano delle configurazioni dei due rami della biforcazione del sistema 2DOF isteretico, Figura 3. 8. Nel nuovo ramo della biforcazione, le forme modali variano come nel sistema viscoelastico, Figura 3. 9 b).

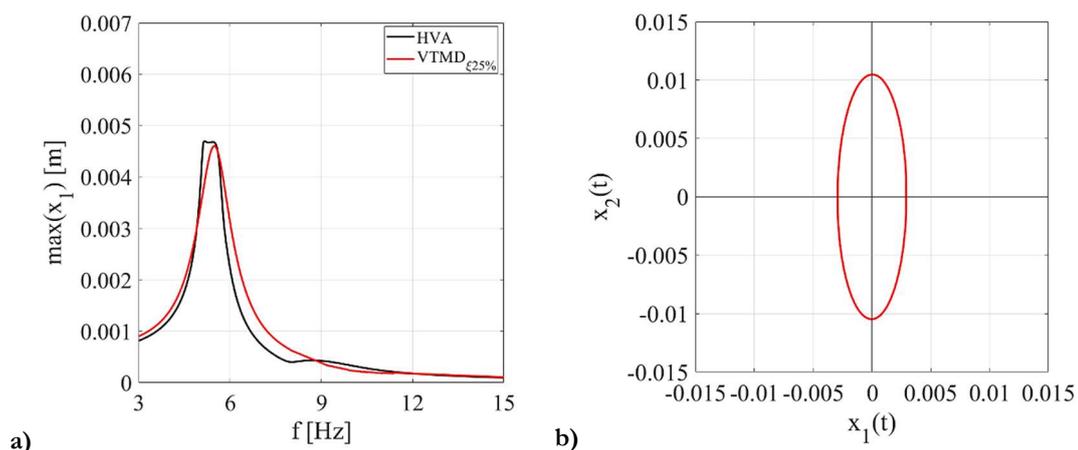


Figura 3. 7 a) Confronto tra le curve di risposta in frequenza del 2DOF con HVA e VTMD per $a_g = 0.72g$; b) Forme modali nel piano delle configurazioni del 2DOF viscoelastico

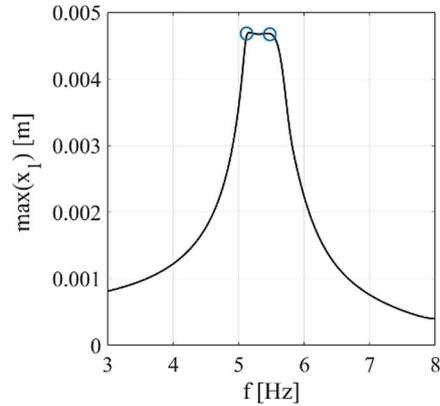


Figura 3. 8 Particolare della biforcazione del I modo per $\alpha_g = 0.72g$

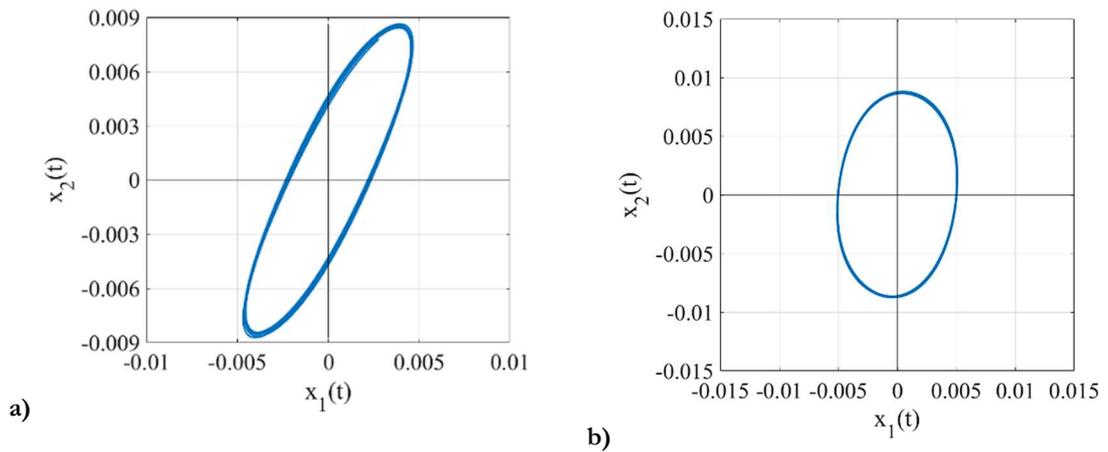


Figura 3. 9 Forme modali nel piano delle configurazioni del 2DOF isteretico – a) primo picco della biforcazione; b) secondo picco della biforcazione

In Figura 3. 10 è rappresentata la variazione delle caratteristiche dinamiche del legame LC1.5 con l'ampiezza dell'oscillazione. La rigidezza secante dell'elemento raggiunge il valore ottimale k_o ad un'ampiezza dell'oscillazione $x_o \cong 9$ mm, vedi Figura 3. 10 a), con uno smorzamento equivalente $\xi_e \cong 14\%$, vedi Figura 3. 10 b). In Figura 3. 11 a) - b) sono rappresentate le curve di risposta in frequenza della massa principale e dello spostamento relativo del sistema con LC1.5. Per piccole ampiezze, le frequenze del sistema 2DOF sono vicine a quelle del sistema A, ($\omega_{1A} = 5.27$ Hz, $\omega_{2A} = 6.95$ Hz) e le curve esibiscono il primo modo amplificato rispetto al secondo, poiché la rigidezza k_e dell'assorbitore è maggiore di k_o ; per grandi ampiezze, le

frequenze tendono a quelle del sistema B, ($\omega_{1B} = 2.44 \text{ Hz}$, $\omega_{2B} = 5.67 \text{ Hz}$) e la rigidezza k_e è inferiore al valore ottimale, esibendo curve con il secondo picco amplificato rispetto al primo. Per l'ampiezza $a_g = 0.26g$, i picchi di risonanza si allineano tra loro (curva rossa in Figura 3. 11 a)) e la rigidezza del dispositivo raggiunge il valore ottimale all'ampiezza $x \cong 9 \text{ mm}$ (curva rossa in Figura 3. 11 b)). L'assorbitore ottimizza la risposta del sistema principale entro questo campo di ampiezze poiché, oltre ad aver raggiunto la rigidezza k_o , lavora con uno smorzamento equivalente prossimo al valore ottimale, $\xi_e \cong \xi_o$. In Figura 3. 11 c), la variazione del rapporto di frequenze con lo spostamento mostra che il sistema raggiunge il rapporto del TMD viscoelastico in corrispondenza dell'ampiezza ottimale. Confrontando la risposta ottimale del sistema principale isteretico (HVA) (curva rossa in Figura 3. 11 a)) con quella del sistema viscoelastico (VTMD), ottenute per $a_g = 0.26g$, si riscontra una sensibile vicinanza tra le due curve, Figura 3. 11 d).

L'efficacia dell'assorbitore isteretico è valutata attraverso un indice prestazionale, i_p , definito in termini di rapporto tra la risposta massima del sistema con e senza controllo:

$$i_p = \left(1 - \frac{x_{1C}}{x_{1NC}}\right) [\%] \quad (3.7)$$

La performance ottenuta, $i_p = 77\%$, è ragionevolmente vicina a quella del VTMD, 80%.

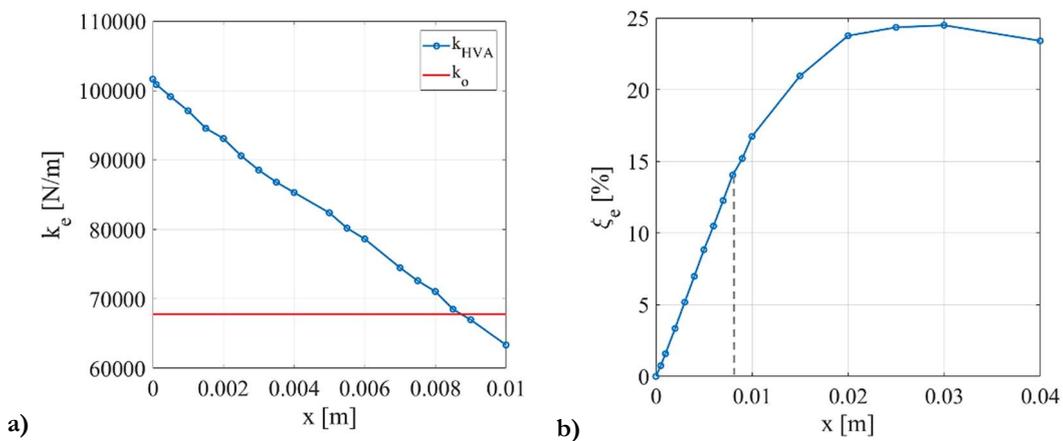


Figura 3.10 Variazione delle caratteristiche dinamiche di LC1.5 con l'ampiezza - a) rigidezza secante; b) smorzamento equivalente

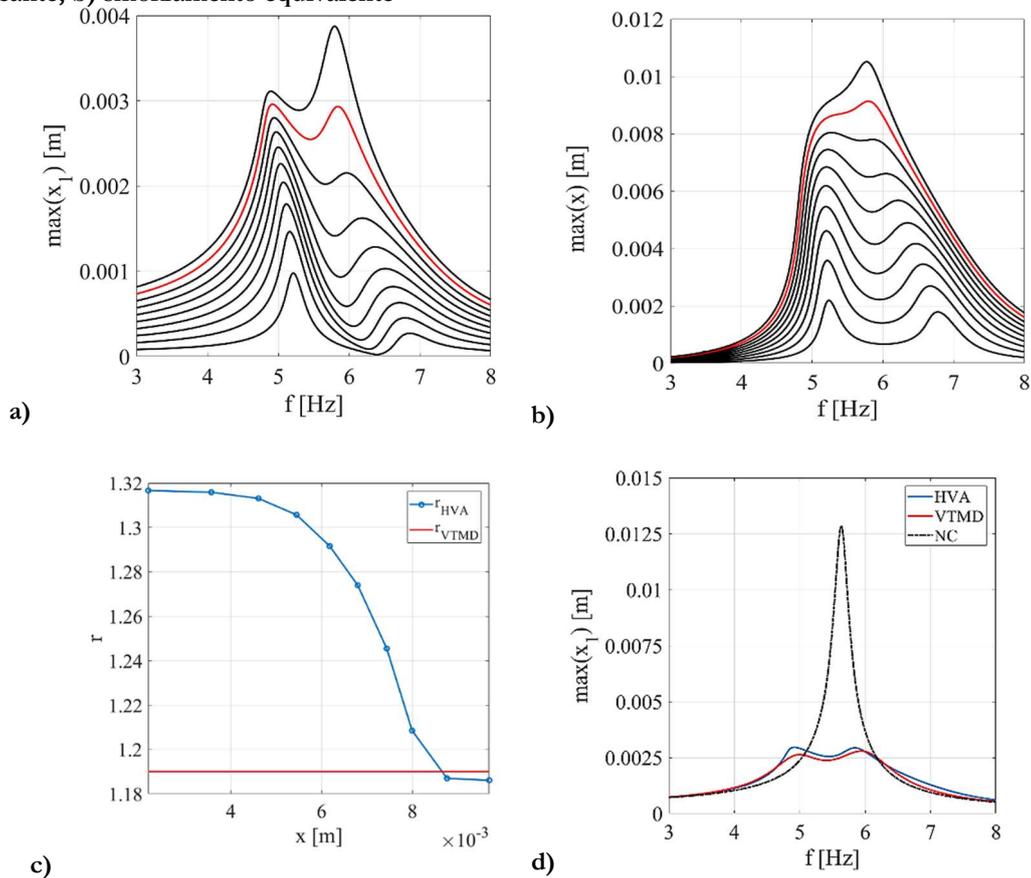


Figura 3.11 Curve di risposta in frequenza del sistema 2DOF con LC1.5 per intensità crescenti - a) spostamento principale; b) spostamento dell'HVA; c) variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza; d) confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF

3.3 Problema del detuning

Rispetto al sistema viscoelastico, la cui risposta ottimale non dipende dall'eccitazione, nel sistema isteretico possono verificarsi problemi di detuning legati all'intensità dell'eccitazione attesa. Per ampiezze minori di quella ottimale, A_o , la rigidità dell'assorbitore è maggiore del valore ottimale e lo smorzamento equivalente risulta inferiore di ξ_o . Questa alterazione produce un'amplificazione del primo modo e lo spostamento del secondo verso frequenze più alte, Figura 3. 12 a). Un effetto analogo si riscontra nel sistema viscoelastico per valori del rapporto di frequenze, α_D , maggiori di quello ottimale (curva +10% α_D , Figura 3. 13 a)). Ad ampiezze maggiori di quella ottimale, la rigidità secante dell'HVA scende al di sotto di k_o e lo smorzamento equivalente supera il valore ottimale, ξ_o . In questo caso, il secondo modo si amplifica, mentre il primo si sposta verso frequenze più basse, Figura 3. 12 b). Coerentemente nel sistema viscoelastico si verifica un disallineamento tra i due picchi, con un'amplificazione della seconda risonanza, per valori inferiori del rapporto di frequenze ottimale (curva -10% α_D , Figura 3. 13 b)). In Figura 3. 13 b) è mostrato il detuning della risposta ottimale nel sistema viscoelastico per alterazioni dello smorzamento ottimale, ξ_o .

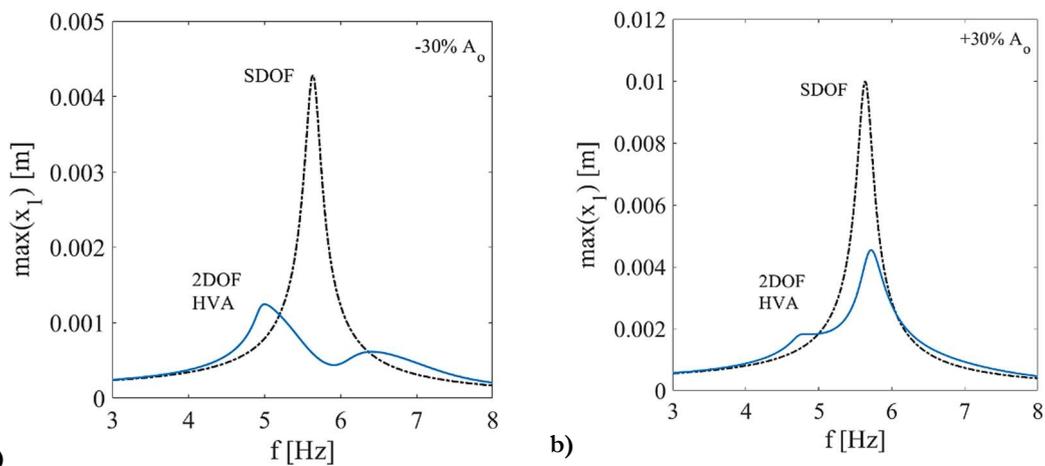


Figura 3.12 Detuning della risposta ottimale del 2DOF isteretico - a) +30% ampiezza ottimale; b) -30% ampiezza ottimale

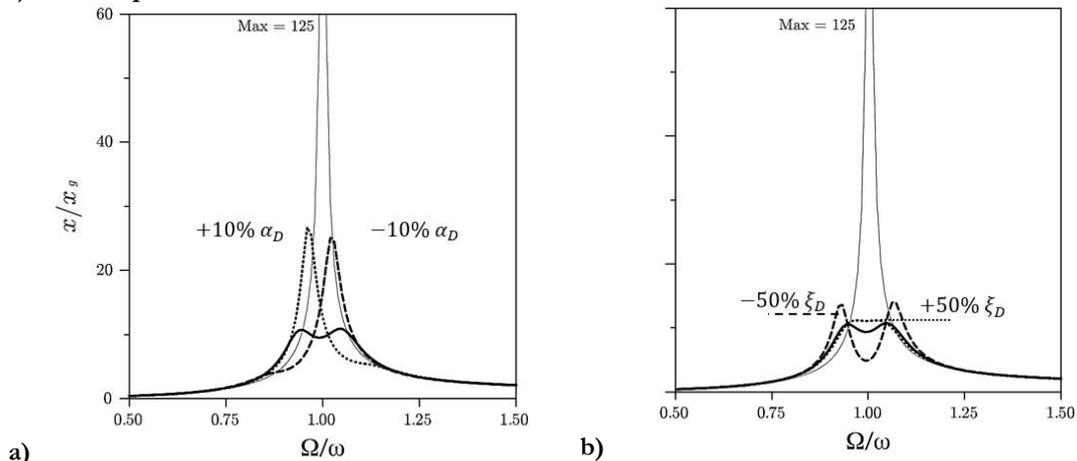


Figura 3.13 Detuning della risposta ottimale del 2DOF viscoelastico - a) alterazione del rapporto di frequenze ottimale; b) alterazione dello smorzamento ottimale

Rispetto al sistema viscoelastico, che mostra una maggiore sensibilità ad alterazioni del rapporto di frequenza ottimale ($\pm 10\%$), nel sistema isteretico effetti simili sono apprezzabili per variazioni maggiori dell'ampiezza ottimale, A_o , $\pm 30\%$. Ai fini di una progettazione ottimale, è necessario comprendere il campo di ampiezze di lavoro dell'assorbitore isteretico. Infatti, accordando l'HVA ad un livello di eccitazione atteso, tale da garantire il raggiungimento della rigidità e dello smorzamento ottimali, è possibile superare gli effetti del detuning e raggiungere livelli di performance confrontabili con quelli di un VTMD.

4 Il caso di studio: le barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità

Le barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità sono strutture snelle, realizzate con montanti in acciaio e pannellature di diversa tipologia di materiale. Le numerose campagne sperimentali condotte su tali opere hanno evidenziato una forte interazione dinamica, tra la pressione generata dal transito del convoglio e la risposta della barriera. Rispetto all'input dinamico, infatti, la risposta strutturale è caratterizzata da un elevato numero di cicli ad ampiezze considerevoli, che inducono evidenti problematiche, quali fenomeni di fatica.

Con l'obiettivo di ridurre le vibrazioni della barriera, si studia l'efficacia di un assorbitore isteretico, progettato secondo la metodologia descritta nel Capitolo 3, i cui parametri sono ottimizzati per la forzante del treno. Per illustrare meglio la procedura di ottimizzazione impiegata, nel Capitolo si presentano i risultati delle analisi effettuate con tre diversi legami isteretici, che, oltre a mostrare il ben noto problema del detuning, evidenziano l'importanza di accordare i parametri dell'assorbitore in funzione di uno spostamento significativo, dipendente dal tipo di forzante dinamica in gioco. L'efficacia del dispositivo è valutata attraverso un indice prestazionale, definito in termini di RMS dello spostamento della struttura principale, ed è confrontata con quella ottenuta nel caso di impiego di un VTMD.

4.1 Descrizione e modellazione dinamica del problema

Le barriere antirumore sono opere realizzate con profilati metallici, distanziati, generalmente, con un interasse di 3 m, e pannelli in materiale leggero (alluminio, acciaio galvanizzato, plastica o PMMA) o pesante (calcestruzzo). Le campagne sperimentali condotte sulle barriere hanno evidenziato una risposta dinamica significativa, dovuta alla pressione generata dal transito del convoglio e alla sua velocità, che causa evidenti problemi di fatica. Nel lavoro si fa riferimento ad una velocità del treno di 350 km/h.

4.1.1 La forzante treno

La forzante dinamica è descritta dalla distribuzione di pressioni aereodinamiche lungo l'altezza della barriera dovuta al passaggio del treno, Figura 4. 1 a), e da una time-history, Figura 4. 1 b). In Figura 4. 1 a) l'andamento non lineare delle pressioni ha un massimo al piede della barriera e decresce verso un valore minimo all'altezza di 4 m, oltre il quale si assume costante. La distribuzione è determinata attraverso un'espressione polinomiale, funzione della velocità del treno, dell'interasse e della distanza tra la barriera e il binario del treno (Evangelista L. et al., 2009). La time-history della forzante dinamica è costituita da due impulsi asimmetrici, corrispondenti, rispettivamente, all'ingresso e all'uscita del treno, connessi da oscillazioni di ampiezza minore, dipendenti dal numero dei vagoni, Figura 4. 1 b). In Figura 4. 1 c) è rappresentata la trasformata di Fourier del segnale, che evidenzia un massimo dello spettro in corrispondenza di una frequenza di circa 3 Hz.

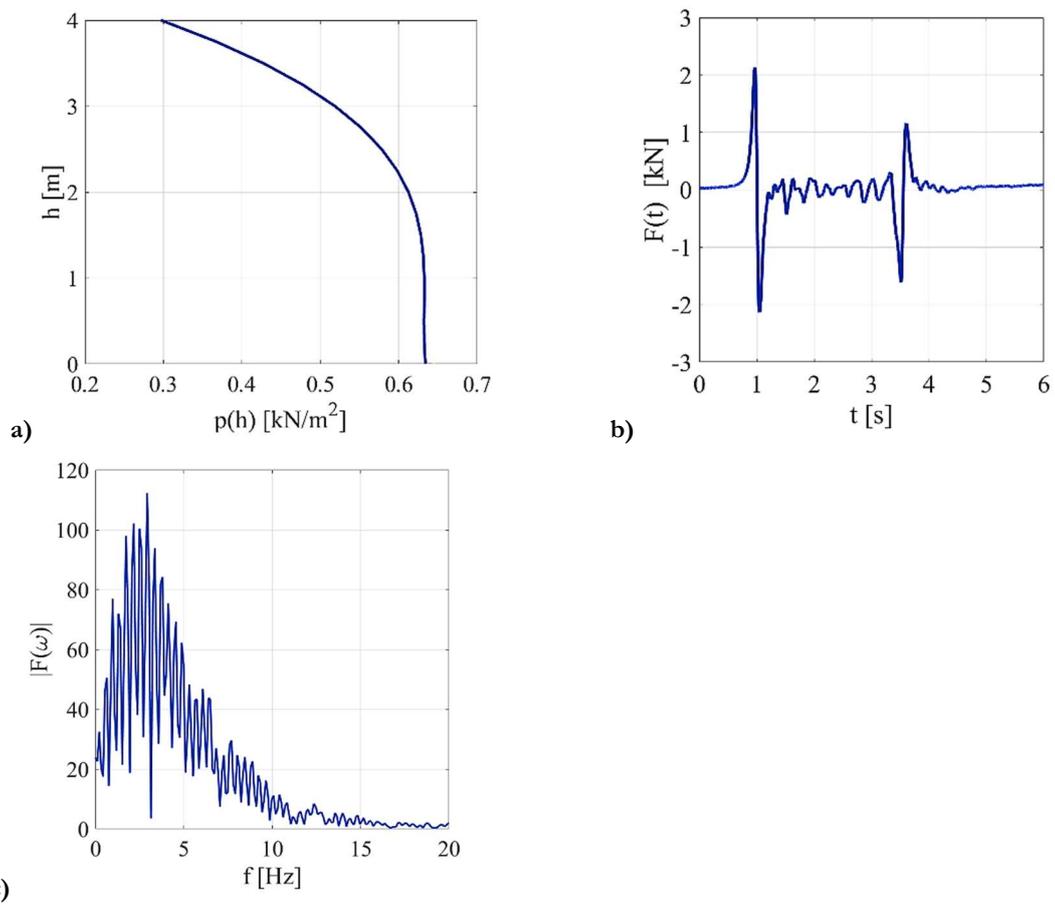


Figura 4. 1 Forzante del treno ($v=350$ km/h) - a) Pressione aerodinamica lungo l'altezza della barriera; b) Time-History della forzante; c) FFT della forzante treno

4.1.2 La struttura principale: il modello SDOF della barriera

I test sperimentali e le analisi agli elementi finiti condotte sulle barriere (Tokunaga et al., 2016, (Vittozzi et al., 2017) hanno mostrato che, pur essendo sistemi ad elasticità e massa distribuite, il primo modo di vibrare è sufficientemente distante dagli altri modi e ogni colonna si deforma indipendentemente dalle altre. Pertanto, il singolo montante e la relativa parte di pannellatura sono modellati come un sistema generalizzato ad un grado di libertà, Figura 4. 2 a). Nonostante la semplificazione del problema, il sistema è adeguato a studiare l'interazione dinamica tra il treno e la barriera, (Vittozzi et al., 2017). Il campo di spostamenti della barriera $v(x, t)$ è descritto attraverso la funzione di forma $\psi(x)$, che ne esprime la deformata modale principale, e la coordinata generalizzata, $x_1(t)$, che definisce lo spostamento in un punto qualsiasi della colonna:

$$v(x, t) = \psi(x)x_1(t) \quad (4. 1)$$

La funzione di forma scelta nel rispetto delle condizioni al contorno del problema in esame è:

$$\psi(x) = 1 - \cos\left(\frac{\pi x}{2H}\right) \quad (4. 2)$$

dove H è l'altezza della barriera. L'equazione del moto del sistema SDOF è:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = F(t) \quad (4. 3)$$

dove m_1, k_1 e $F(t)$ sono rispettivamente la massa, la rigidità e la forzante generalizzate definite attraverso le relazioni:

$$m_1 = \int_0^H m(x)[\psi(x)]^2 dx \quad (4. 4)$$

$$k_1 = \int_0^H EI(x)[\psi''(x)]^2 dx \quad (4. 5)$$

$$F(t) = g(t) \int_0^H q(x) \psi(x) dx \quad (4. 6)$$

dove $g(t)$ è la time-history del segnale normalizzata rispetto al carico massimo; $q(x)$ è il carico distribuito per unità di lunghezza lungo il montante. Esso è definito come il prodotto tra la pressione indotta dal passaggio del treno e l'interasse tra i montanti, $q(x) = p(x) * i$. La frequenza naturale e il coefficiente di smorzamento viscoso del sistema SDOF sono definiti, rispettivamente, come $\omega_1 = (k_1/m_1)^{1/2}$ e $c_1 = 2\xi_1 m_1 \omega_1$. Il caso di studio trattato fa riferimento a barriere antirumore di altezza 4 m, realizzate con pannellatura pesante in calcestruzzo. Le caratteristiche sono determinate considerando una porzione di struttura

costituita da un montante e una pannellatura di area pari all'interasse tra le due colonne. La massa totale del sistema, m_1 , è calcolata considerando sia il contributo del montante e che della pannellatura; mentre l'effetto dissipativo dovuto ai pannelli è contemplato attraverso un fattore di smorzamento ξ_1 del 2%, determinato sperimentalmente. Le caratteristiche meccaniche e inerziali del sistema sono determinate attraverso le (4. 4)-(4. 6) e riportate in Tab. 4. 1. Nonostante la barriera non sia nella zona di massima amplificazione della forzante treno, intorno a 3 Hz, vedi Figura 4. 1 c), la struttura è soggetta a numerosi cicli di ampiezza considerevole, Figura 4. 2 c). Questo non è soddisfacente ai fini della sicurezza nei confronti della fatica.

m_1	k_1	c_1	ω_1	ξ_1
[kg]	[N/m]	[Nsec/m]	[Hz]	[Hz]
1220.7	$1.5326 \cdot 10^6$	1730.1	5.65	2

Tab. 4. 1 Caratteristiche dinamiche del sistema generalizzato SDOF

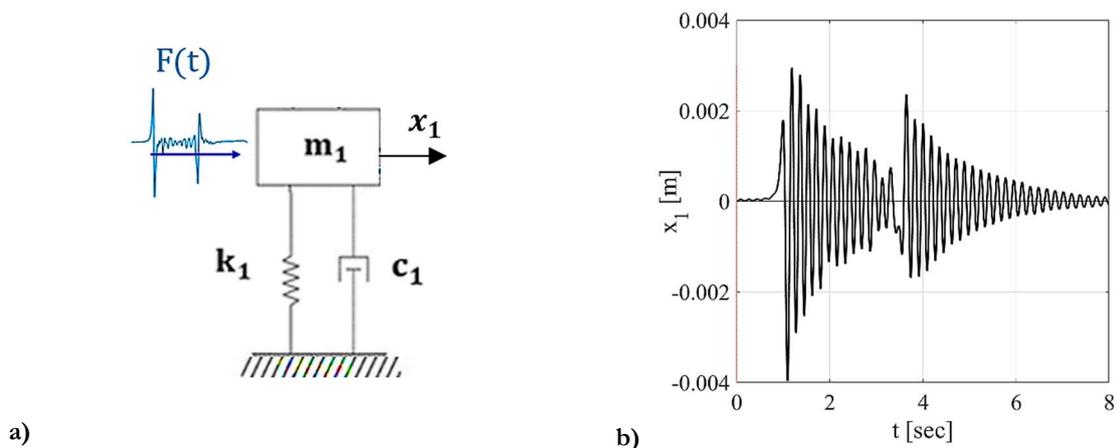


Figura 4. 2 a) Il sistema generalizzato SDOF della barriera; b) TH dello spostamento della barriera al passaggio del treno ($v=350$ km/h)

4.2 L'assorbitore isteretico e il sistema 2DOF: ottimizzazione dell'HVA per la forzante treno

La massa dell'assorbitore, m_2 , è collegata alla struttura principale attraverso un elemento isteretico modellato attraverso il legame di Bouc-Wen. Il sistema a due gradi di libertà eccitato dalla forzante del treno è rappresentato in Figura 4. 3 a). Le equazioni dinamiche del sistema sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = F(t) \quad (4.7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (4.8)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2 x + z(x) \quad (4.9)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \operatorname{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (4.10)$$

La formulazione costitutiva adottata è descritta nel § 2.2. della Tesi.

Seguendo la metodologia illustrata nel §3.1., l'assorbitore è accordato alla struttura principale fissando il rapporto di massa $\mu = 5\%$ e prendendo a riferimento i parametri ottimali del TMD viscoelastico (VTMD), vedi Figura 4. 3 b), la rigidezza $k_o = 67768 \text{ N/m}$ e lo smorzamento $\xi_o = 0.14$, determinati attraverso le relazioni di Den Hartog, (3.1)-(3.2).

In Figura 4. 4 a) è rappresentato il confronto tra la risposta del sistema principale alla forzante del treno a 350 km/h con e senza VTMD. La time-history mostra due picchi corrispondenti all'ingresso e all'uscita del treno, con il primo picco di ampiezza $x_1 = 3.8 \text{ mm}$, maggiore rispetto al secondo. In Figura 4. 4 b) è rappresentata la risposta del VTMD al passaggio del treno, costituita, anch'essa da due impulsi di ampiezza rispettivamente $x \cong 7 \text{ mm}$ e $x \cong 3 \text{ mm}$. La progettazione dell'assorbitore isteretico è basata sulla risposta del VTMD. Assunto l'incrudimento $\delta=14\%$, i parametri, k_e, k_d, β , sono calibrati fissando la rigidezza iniziale proporzionale al valore ottimale, $k_t \propto k_o$, ed eguagliando la forza di richiamo massima al prodotto: $f_{rmax} = k_o x_o$. Come spostamento di target, x_o , si assume lo spostamento relativo medio prodotto dal passaggio del treno nel TMD viscoelastico, $x_o \cong 5 \text{ mm}$, Figura 4. 4 b). Rispetto ad un segnale armonico, la forzante del treno produce una risposta del sistema di natura

non stazionaria. Pertanto, si sceglie una grandezza, come lo spostamento relativo medio, che consenta all'assorbitore isteretico di lavorare nel campo di ampiezze ottimale.

Per illustrare meglio questo aspetto, le analisi numeriche sono effettuate con tre modelli isteretici diversi, calibrati per minimizzare la risposta della barriera, rispettivamente, all'ampiezza massima, $x \cong 7 \text{ mm}$, minima, $x \cong 3 \text{ mm}$, e media, $x \cong 5 \text{ mm}$, del VTMD. I tre assorbitori, indicati con la sigla "LC1.5", sono caratterizzati dalla stessa rigidezza iniziale, $k_t = 1.5k_o$, lo stesso incrudimento, $\delta = 14\%$, ma valori diversi del parametro β . Le caratteristiche costitutive dei modelli LC1.5- sono riportate in Tab. 4. 2.

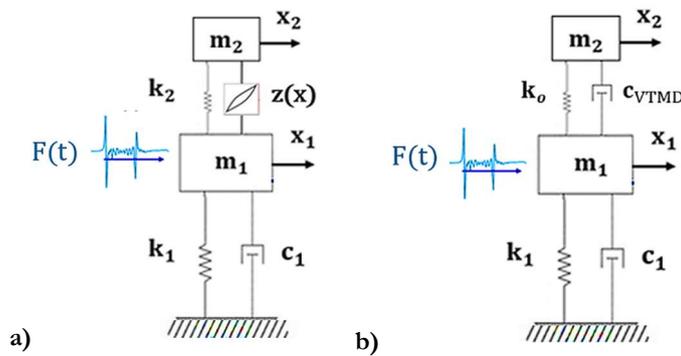


Figura 4. 3 Il sistema 2DOF eccitato dalla forzante del treno – a) con HVA; b) con VTMD

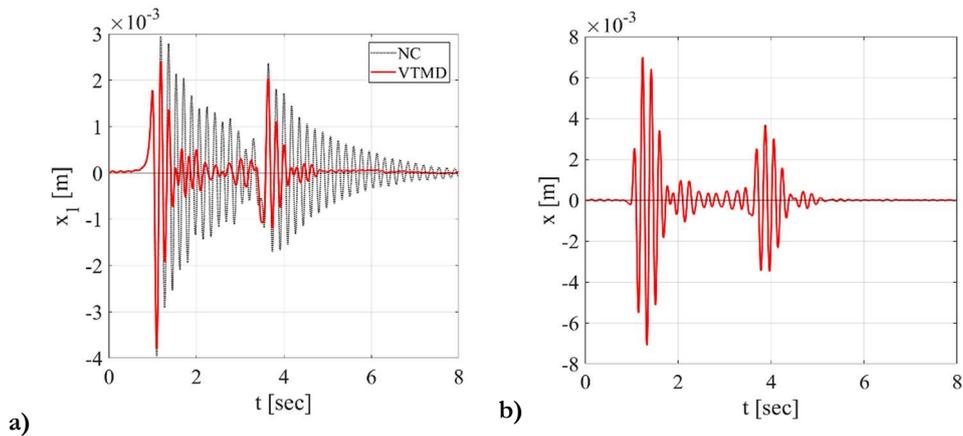
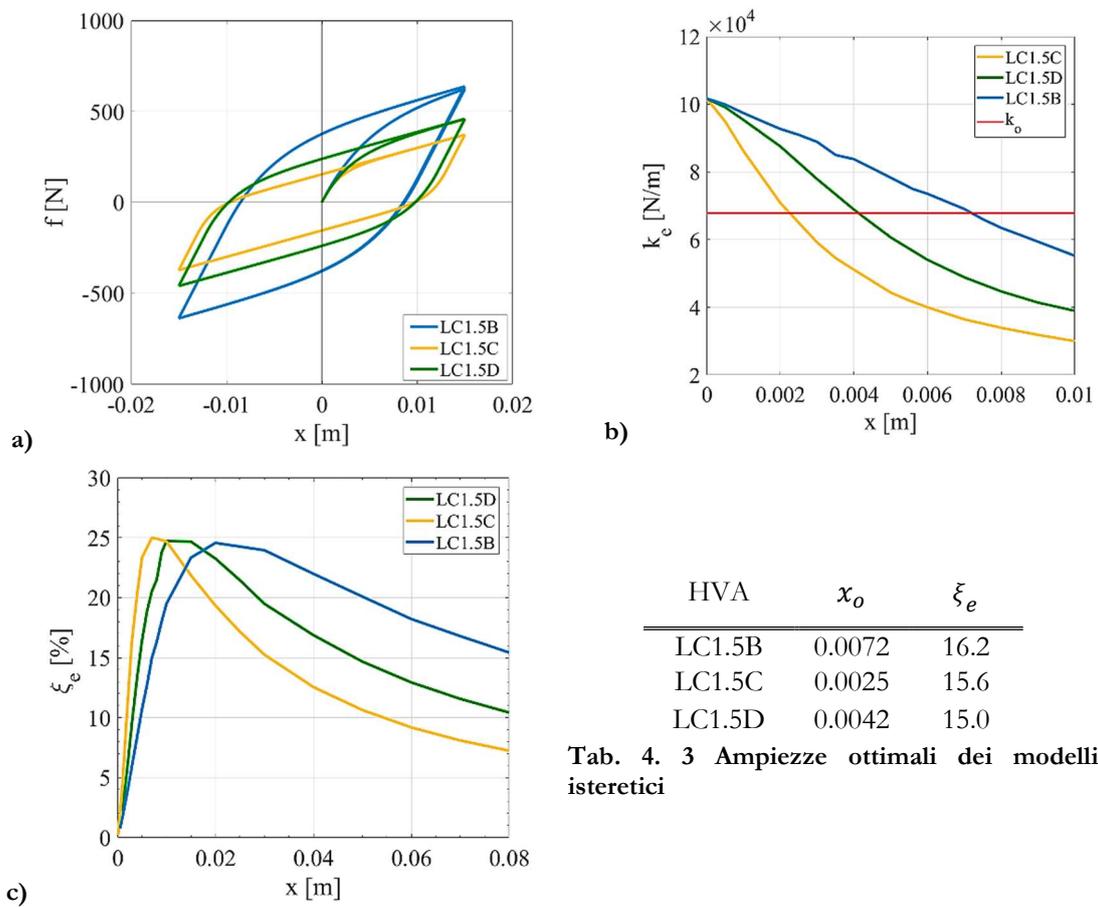


Figura 4. 4 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD alla forzante del treno – a) TH dello spostamento principale e b) del VTMD

In Figura 4. 5 è mostrato il confronto tra i tre modelli costitutivi in termini di cicli di isteresi, rigidezza secante e smorzamento equivalente con l'ampiezza. In Tab. 4. 3 è riportato il confronto tra le ampiezze ottimali, x_o , e gli smorzamenti equivalenti, $\tilde{\xi}_e$, dei tre modelli isteretici, dove con x_o si indica l'ampiezza alla quale la rigidezza secante raggiunge il valore ottimale, vedi Figura 4. 5 b), e con $\tilde{\xi}_e$ il valore dello smorzamento equivalente in corrispondenza di tale spostamento, vedi Figura 4. 5 c). Confrontando l'ampiezza ottimale dei tre legami, Tab. 4. 3, con il corrispondente spostamento al limite elastico, x_y , Tab. 4. 2, risulta che $x_o = 1.5x_y$. Inoltre, come conseguenza di un incrudimento assunto costante nei tre legami, i picchi della curva, in Figura 4. 5 c), sono allineati sulla stessa retta orizzontale.

HVA	f_y [N]	x_y [m]	$\beta = \gamma$
LC1.5B	491.5	0.0048	112
LC1.5C	180.2	0.0017	282
LC1.5D	282.4	0.0028	180

Tab. 4. 2 Caratteristiche costitutive dei modelli isteretici



HVA	x_o	ξ_e
LC1.5B	0.0072	16.2
LC1.5C	0.0025	15.6
LC1.5D	0.0042	15.0

Tab. 4. 3 Ampiezze ottimali dei modelli isteretici

Figura 4. 5 Confronto tra i legami isteretici LC1.5B, LC1.5C, LC1.5D – a) cicli di isteresi; b) rigidezza secante e c) smorzamento equivalente al variare dell'ampiezza

4.3 Analisi numeriche con la forzante treno: confronto tra la performance del legame isteretico e viscoelastico

L'efficacia dell'assorbitore è stata valutata mediante un indice prestazionale definito in funzione del rapporto RMS (*Root Mean Square*) della risposta:

$$i_P = \left(1 - \frac{\text{RMS}_{(x_{1C})}}{\text{RMS}_{(x_{1NC})}} \right) \% \quad (4.11)$$

dove x_{1C} e x_{1NC} sono, rispettivamente, la risposta del sistema principale con e senza assorbitore. I risultati delle analisi dinamiche effettuate con i tre diversi assorbitori mostrano che la performance migliore si ottiene con il modello LC1.5D, che raggiunge la rigidezza k_0 ad un'ampiezza prossima a quella relativa media del VTMD. Le performance ottenute con i tre assorbitori HVA e il VTMD sono riportate in Tab. 4. 4.

Si vuole far notare che rispetto al caso di forzante armonica, esaminato nel precedente Capitolo, dove le prestazioni del VTMD raggiungono circa il 79 %, nel caso di forzante del treno, in cui il sistema non è in risonanza, la performance raggiunge livelli inferiori, circa il 40%.

Assorbitore	$rms_{x_{1C}}$ [mm]	$rms_{x_{1NC}}$ [mm]	i_P [%]
LC1.5B	0.50		37
LC1.5C	0.53		34
LC1.5D	0.49	0.80	38
VTMD	0.47		40

Tab. 4. 4 Confronto tra le performance dei modelli isteretici e del VTMD sotto la forzante treno

In Figura 4. 6, Figura 4. 7, Figura 4. 8 sono rappresentate le risposte del sistema 2DOF ottenute con i tre modelli **LC1.5-**. In Figura 4. 8 a), il confronto tra la risposta principale del sistema 2DOF con HVA (LC1.5D) e VTMD, mostra che le due time-history sono ragionevolmente vicine tra loro. Differenze maggiori si riscontrano quando l'HVA lavora ad ampiezze maggiori o minori di quella ottimale, dove è maggiormente apprezzabile l'effetto del detuning, Figura 4. 6 a) e Figura 4. 7 a).

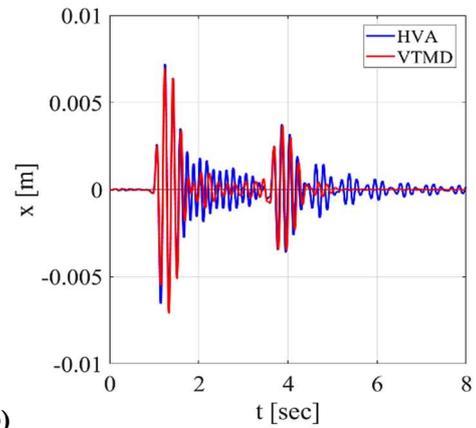
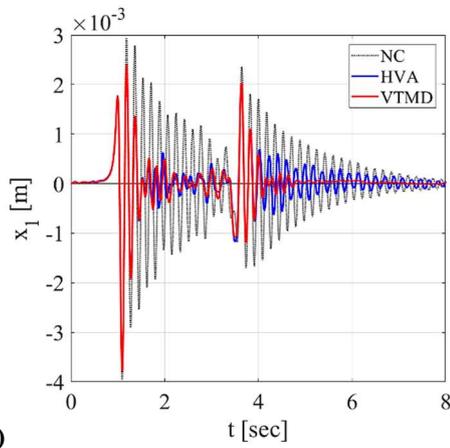


Figura 4. 6 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5B) e VTMD alla forzante del treno – a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

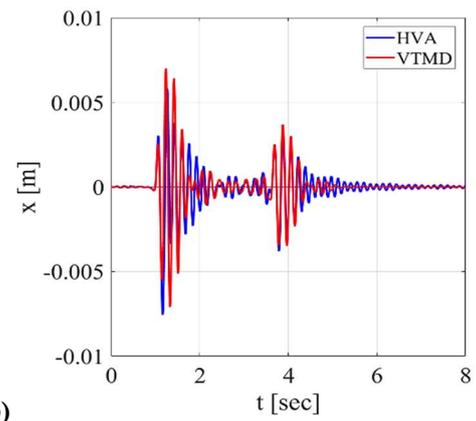
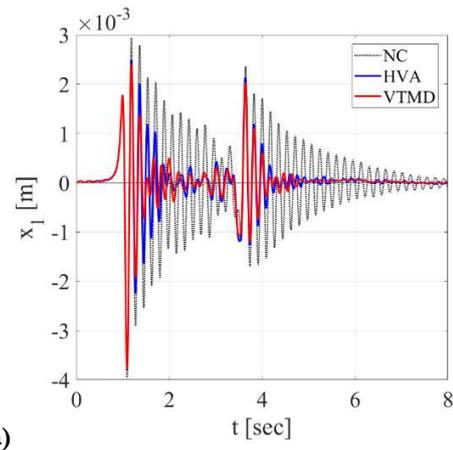


Figura 4. 7 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5C) e VTMD alla forzante del treno – a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

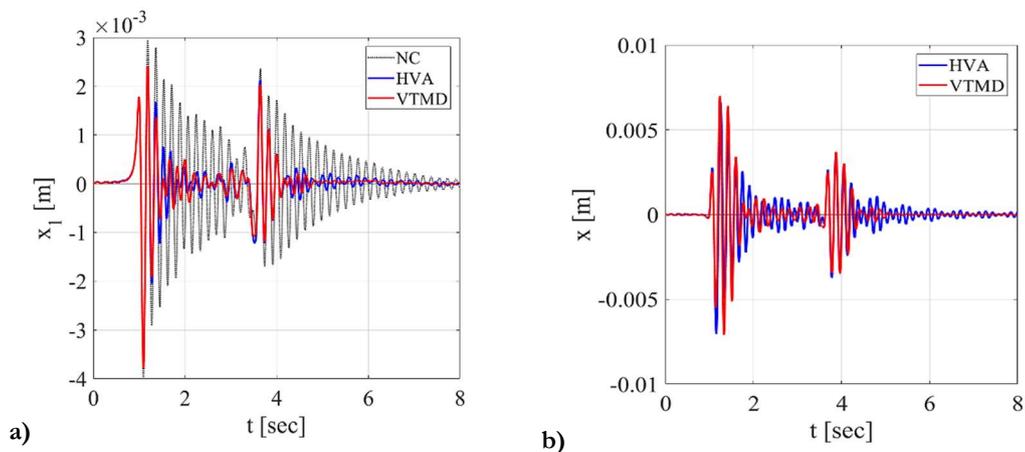


Figura 4. 8 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LC1.5D) e VTMD alla forzante del treno – a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

I risultati delle analisi dinamiche ottenute con i tre modelli isteretici hanno mostrato l'importanza dello spostamento di target, x_0 , al quale accordare i parametri dell'HVA per garantire il raggiungimento della rigidezza e dello smorzamento ottimali.

La scelta dell'ampiezza ottimale dipende, infatti, dalla natura della forzante. Nel caso di segnali stazionari, che producono una risposta ciclica del sistema, si seleziona l'ampiezza del ciclo, che è costante; mentre nel caso di forzanti non stazionarie, come quella del treno, la scelta ricade su grandezze come lo spostamento medio del dispositivo, in corrispondenza del quale si progetta l'assorbitore. Determinando opportunamente le caratteristiche del dispositivo, è possibile ottenere ancora una volta livelli di performance confrontabili con quelli dell'assorbitore viscoelastico. Una volta chiarito il problema, è conveniente ricercare numericamente le caratteristiche ottimali dell'assorbitore isteretico, restando nell'intorno di quelle ottenute inizialmente con la procedura illustrata.

5 Oscillazioni Libere

L'efficacia dell'assorbitore isteretico LC1.5D sulla barriera antirumore è indagata anche attraverso prove di oscillazione libera. Le azioni impulsive, infatti, consentono di rappresentare in modo semplificato gli effetti indotti dalla forzante del treno e sono, inoltre, facilmente riproducibili in laboratorio (Tokunaga et al., 2016).

Le analisi sono effettuate assegnando una condizione iniziale in termini di spostamento alla massa principale e a quella dell'HVA del sistema 2DOF, in Figura 5. 3.

Lo spostamento assegnato è pari al valore medio tra le ampiezze dei primi due picchi consecutivi (indicati in rosso in Figura 5. 1) sulla time-history della barriera al passaggio del treno a $v=350$ km/h, $x_{01} = 2.8$ mm. Le equazioni che descrivono la dinamica del sistema sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = 0 \quad (5.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (5.2)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2 x + z(x) \quad (5.3)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (5.4)$$

con le condizioni iniziali:

$$x_{01} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{01} = 0 \quad (5.5)$$

$$x_{02} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{02} = 0 \quad (5.6)$$

$$\dot{z}_0 = 0 \quad (5.7)$$

In Tab.5. 1 e Tab.5. 2 sono richiamate, rispettivamente, le caratteristiche del sistema generalizzato SDOF per la barriera e quelle dell'assorbitore HVA LC1.5D. In Figura 5. 2 sono rappresentate le caratteristiche del legame LC1.5D in termini di ciclo di isteresi, rigidezza secante e smorzamento equivalente del modello al variare dell'ampiezza.

m_1	k_1	c_1	ω_1	ξ_1
[kg]	[N/m]	[Nsec]	[Hz]	[%]
1220.7	$1.5326 \cdot 10^6$	1730.1	5.65	2

Tab.5. 1 Caratteristiche dinamiche del sistema SDOF

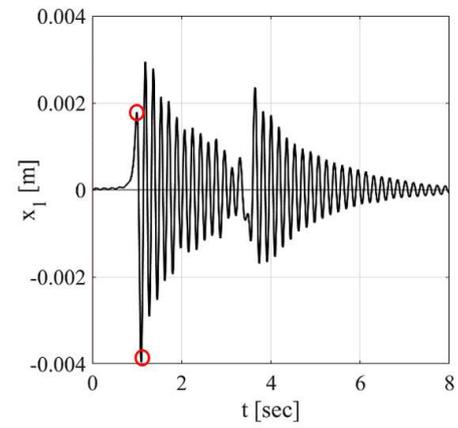
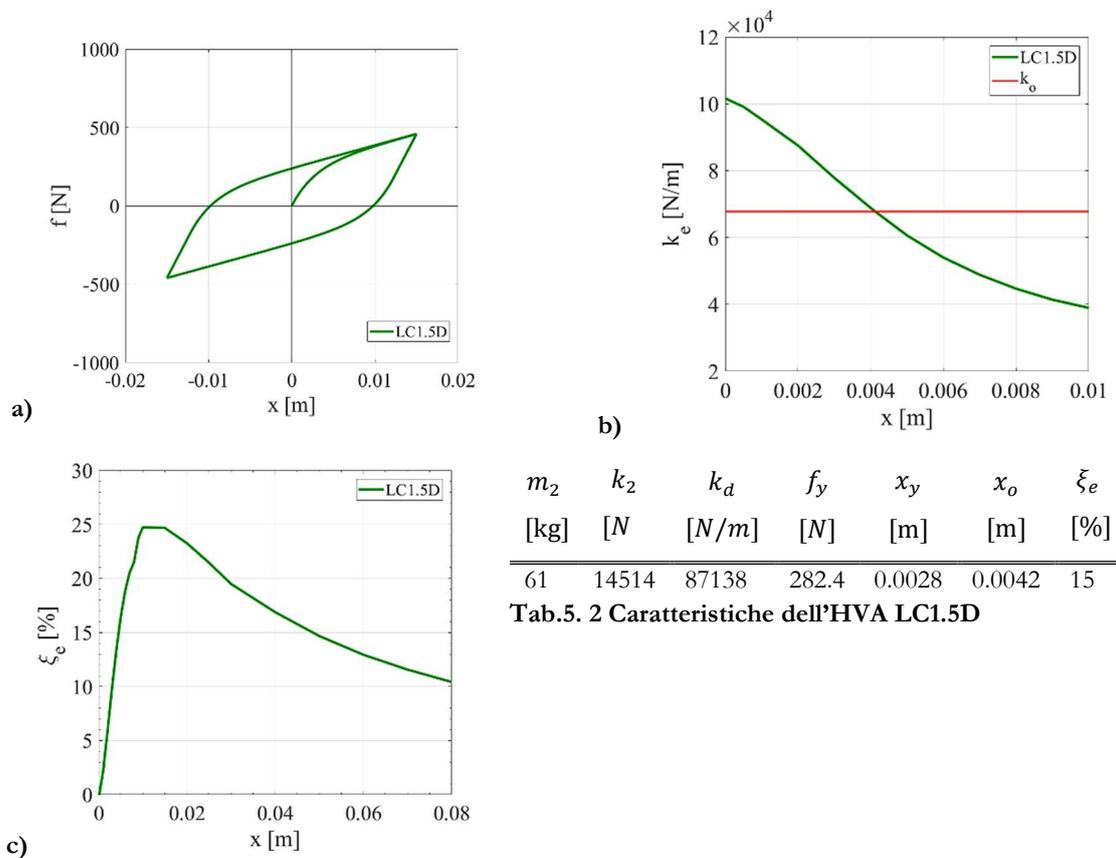


Figura 5. 1 TH dello spostamento della barriera al passaggio del treno ($v=350$ km/h)



Tab.5. 2 Caratteristiche dell'HVA LC1.5D

Figura 5. 2 Caratteristiche del legame LC1.5D – a) ciclo di isteresi; b) rigidezza secante e b) smorzamento equivalente al variare dell'ampiezza

Per valutare l'efficacia dell'assorbitore si impiega l'indice di prestazione, adottato precedentemente nelle analisi con la forzante del treno. L'indice è definito in termini di rapporto RMS (*Root Mean Square*) della risposta, come definito nel Capitolo 4. Le performance sono confrontate con quelle del VTMD progettato secondo il criterio di ottimo di Den Hartog, con la rigidezza, $k_o = 67768 \text{ N/m}$, e lo smorzamento, $\xi_o = 0.14$, ottimali.

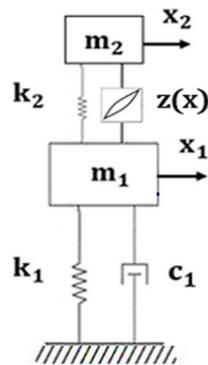


Figura 5. 3 Il sistema 2DOF isteretico

In Tab.5. 3 sono riportati gli indici di performance dell'HVA e del VTMD ottenuti per le oscillazioni libere con $\bar{x} = 2.8 \text{ mm}$.

Assorbitore	rms_{x1C} [mm]	rms_{xNC} [mm]	i_p [%]
LC1.5D	0.315	0.574	45
VTMD	0.311		46

Tab.5. 3 Confronto tra le performance dell'HVA e del VTMD per le oscillazioni libere

In Figura 5. 4 è mostrata la risposta del sistema 2DOF con HVA in oscillazioni libere. In Figura 5. 4 a), il confronto tra lo spostamento del sistema principale con e senza HVA evidenzia l'efficacia del dispositivo. Infatti, la time-history del sistema controllato mostra un rapido decadimento, accompagnato da una progressiva riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni. In Figura 5. 4 c) i cicli di isteresi della forza di richiamo risultano simmetrici e mostrano che il dispositivo lavora intorno ad ampiezze $x \cong 5 \text{ mm}$, prossime al valore ottimale (vedi Figura 5. 2 b)) e funzionali al raggiungimento della rigidezza k_o . L'indice di performance i_p in questo caso raggiunge il valore del 45%, assai prossimo a quello raggiunto dal VTMD, $i_p = 46\%$.

In Figura 5. 5 è mostrata la risposta del sistema 2DOF con VTMD. In Figura 5. 6 a) il confronto tra la risposta del sistema principale con HVA e VTMD mostra la sensibile vicinanza tra le due time-history. Rispetto al caso della forzante treno, esaminato nel capitolo precedente, l'assorbitore lineare fornisce una performance leggermente migliore. Questo risultato può essere giustificato per diverse ragioni. In oscillazioni libere il sistema eccitato è in risonanza, per cui l'assorbitore opera con una frequenza vicina a quella del sistema cui è accordato.

Un'altra ragione per cui si ottengono performance differenti è legata al modo in cui è calcolato l'indice prestazionale. Infatti, sfruttando la (5.9):

$$i_p = \left(1 - \frac{x_{1C}}{x_{1NC}}\right) [\%] \quad (5.8)$$

dove x_{1C} e x_{1NC} sono, rispettivamente, la risposta massima del sistema principale con e senza assorbitore, si ottiene un $i_p = 79 \%$, coerente con quello ottenuto con il segnale armonico. In Figura 5. 6 b) è mostrato il confronto tra la trasformata di Fourier (FFT) dello spostamento principale del sistema con HVA, VTMD e SDOF. Si vuole far notare che la trasformata dello spostamento principale del sistema con VTMD (curva rossa) è analoga, in termini di forma, alla curva di risposta in frequenza ottenuta con la forzante armonica, vedi Capitolo 3. L'indice prestazionale dell'HVA valutato attraverso la (5.9) è del 73 %, nettamente superiore a quello stimato in termini di rapporto RMS con la (5.8).

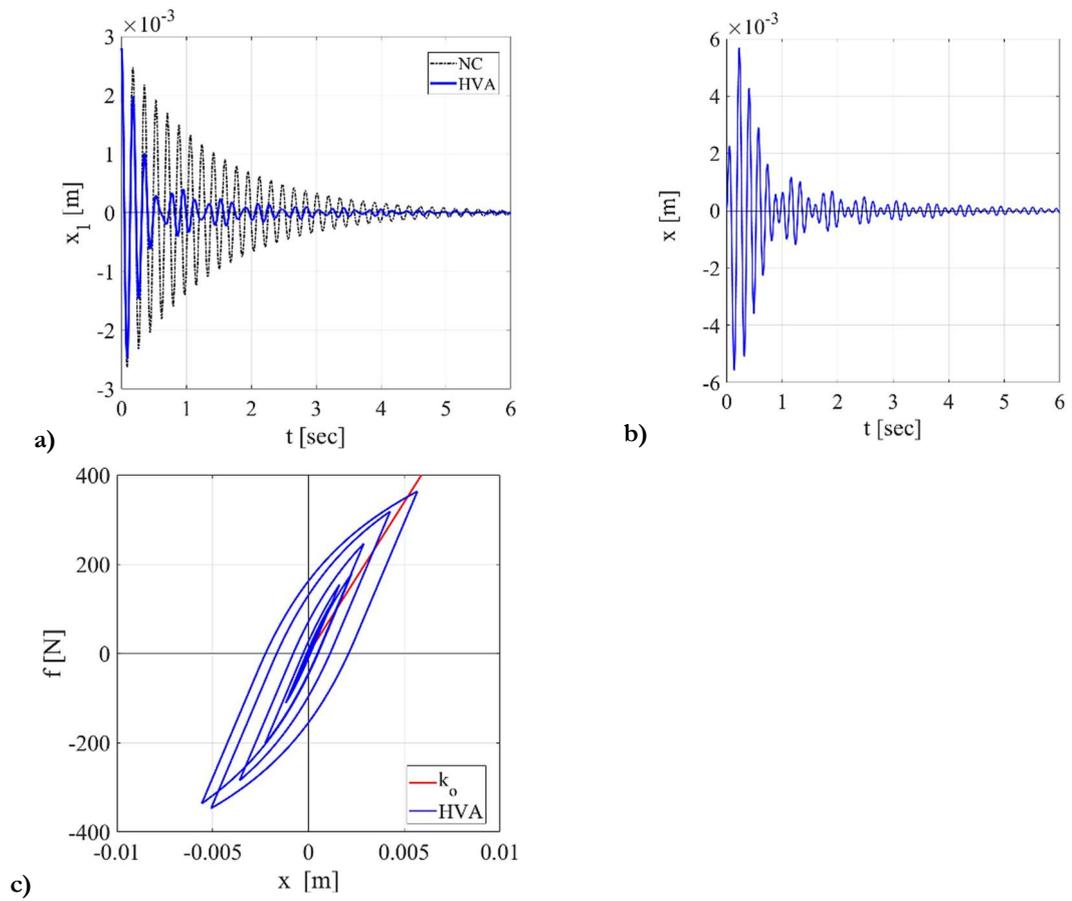


Figura 5. 4 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA - a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) ciclo di isteresi dell'HVA

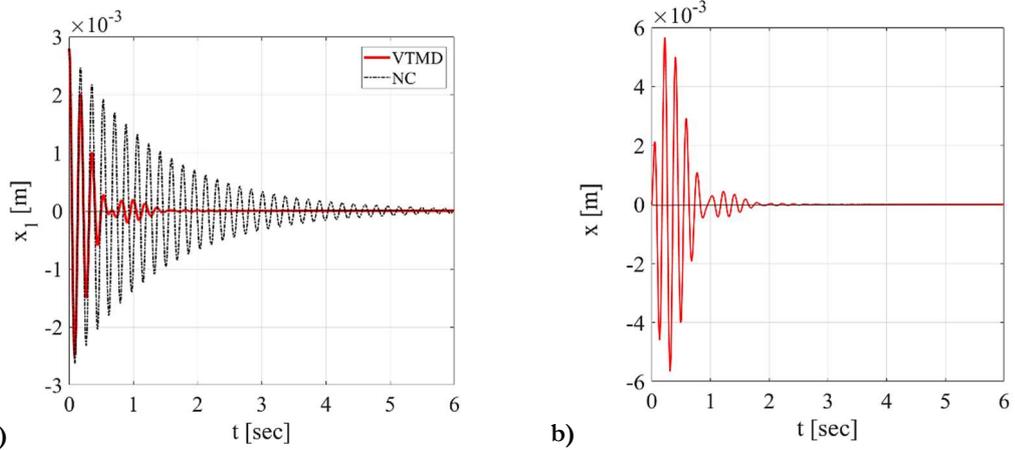


Figura 5. 5 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

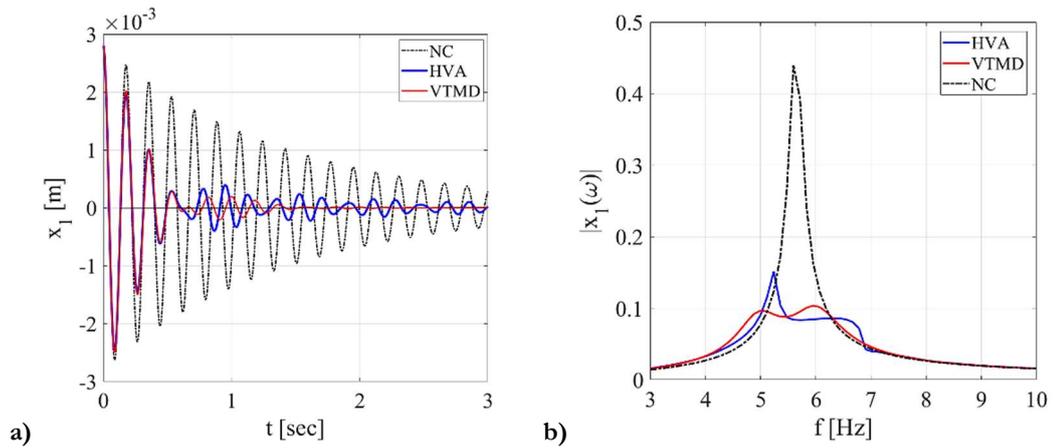


Figura 5. 6 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA e VTMD – a) particolare della TH dello spostamento principale; b) FFT dello spostamento principale del sistema con HVA, VTMD e SDOF

6 Sperimentazione

Per validare i risultati delle analisi numeriche effettuate sul sistema 2DOF HVA, si conduce una campagna di prove sperimentali su un modello in scala, prototipo della barriera antirumore. Volendo analizzare solo il primo modo di vibrare, quello di interesse per il caso studio, il sistema principale è rappresentato con un telaio metallico di tipo shear-type.

La scelta di tale tipologia strutturale facilita, inoltre, l'interpretazione dei risultati delle prove dinamiche sperimentali, studiando un sistema a massa concentrata, piuttosto che a massa distribuita.

La progettazione del telaio ha tenuto conto della rigidità degli elementi isteretici disponibili sul mercato, quali bumper in gomma e cavi, da impiegare per la realizzazione dell'assorbitore. Rispetto ai cavi, che offrono una maggiore flessibilità progettuale, l'impossibilità di realizzare elementi in elastomero con caratteristiche meccaniche ad hoc per la struttura sperimentale, ha vincolato il progetto all'uso di antivibranti commerciali in gomma, con rigidità elevate rispetto al target cercato.

Pertanto, dovendo rispettare il rapporto, $\frac{k_2}{k_1} \cong \mu$, e per non ricorrere, al contempo, ad una struttura sperimentale eccessivamente massiva, si adotta una frequenza della struttura principale più elevata rispetto a quella del sistema reale. L'incremento di frequenza è avvenuto anche in previsione di eseguire dei test sperimentali su uno shaker dinamico, la cui frequenza propria è prossima al valore reale della barriera.

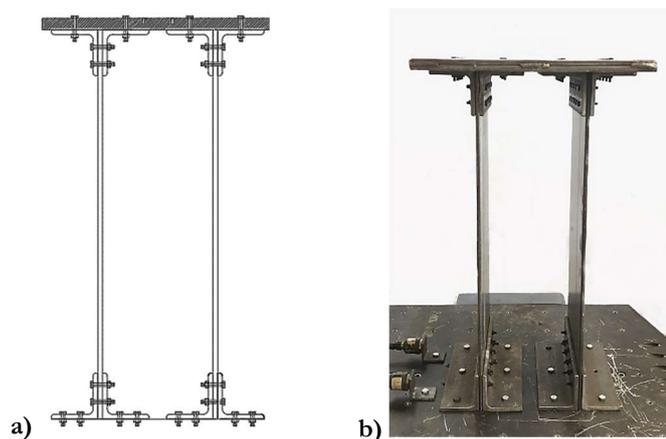
6.1 Progettazione del prototipo sperimentale: il telaio

La struttura in acciaio si compone di due montanti, di sezione 250x8 mm, disposti con un interasse di 190 mm, sui quali è posizionata una piastra quadrata di dimensioni 400x20 mm, vedi Figura 6. 1. I giunti sono realizzati con doppi angolari a ‘L’ 80x80x8, bullonati con 5 bulloni M6 disposti su due file, su entrambe le ali dell’angolare.

Una volta fissate la frequenza, ω_1 , e la massa del traverso, m_1 , l’altezza delle colonne, H, è ricavata dalla relazione seguente:

$$H = \sqrt[3]{\frac{12 El_{tot}}{k}} = 0.64 \text{ m} \quad (6.1)$$

con $I_{tot} = 2.13 \times 10^{-8} m^4$ inerzia dei due montanti ed $E = 2100 \times 10^8 N/m^2$ modulo di Young dell’acciaio. Prevedendo di realizzare il collegamento alla base con doppi angolari, tale valore viene maggiorato di una quantità pari alla semi-lunghezza dell’angolare stesso, che ridurrebbe la lunghezza libera di inflessione del telaio, irrigidendolo. In seguito al dimensionamento delle colonne, la frequenza del sistema viene ricalcolata tenendo conto anche della massa generalizzata dei due piedritti, $\tilde{m}_p \cong 6.32 \text{ kg}$, e di quella dei quattro angolari che realizzano il collegamento superiore tra i montanti e il traverso, $m_a \cong 10 \text{ kg}$. In Tab. 6. 1 sono riassunte le caratteristiche dinamiche del telaio.



m_1	k_1	ω_1
[Kg]	[N/m]	[Hz]
41.3	233280	12

Tab. 6. 1 Caratteristiche dinamiche del telaio

Figura 6. 1 Il prototipo sperimentale - a) progetto; b) immagine della struttura

6.1.1 Identificazione delle caratteristiche sperimentali del telaio

La rigidità flessionale del telaio è caratterizzata sperimentalmente, attraverso una prova di carico statica, eseguita applicando uno spostamento orizzontale monotonamente crescente. L'applicazione e la regolazione del carico è avvenuta tramite un sistema di tiro, ancorato ad un contrasto rigido, costituito da:

- un tenditore a vite, agganciato alla struttura mediante un filo metallico;
- una cella di carico, che acquisisce la forza orizzontale impressa alla struttura.

Gli spostamenti della struttura sono misurati mediante un sensore laser posizionato su un supporto fisso come mostrato nel setup di prova illustrato in Figura 6. 2. In Figura 6. 3 sono rappresentate la forza orizzontale e lo spostamento della massa principale acquisiti durante la prova.

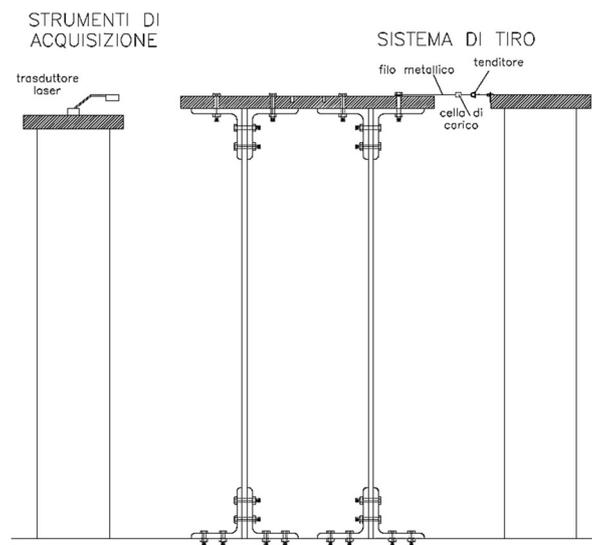


Figura 6. 2 Setup di prova di caratterizzazione statica

La rigidità del telaio, k_1 , rappresentata dalla pendenza della retta in Figura 6. 3, risulta pari a $k_1 = 263374 \frac{N}{m}$. Rispetto al valore stimato analiticamente, vi è una differenza dell'11%, probabilmente dovuta all'irrigidimento introdotto dal vincolo e dai collegamenti.

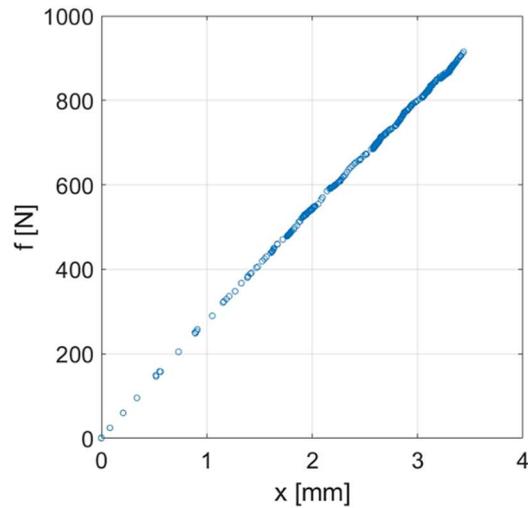


Figura 6. 3 Risposta sperimentale del telaio

La caratterizzazione dinamica del sistema è avvenuta attraverso le prove di oscillazione libera. Dopo aver identificato la rigidità sperimentale della struttura, k_1 , la massa dinamica partecipante è ottenuta mediante la relazione: $m_1 = \frac{k_1}{(2\pi\omega_1)^2}$, una volta determinata sperimentalmente la frequenza propria.

Lo smorzamento strutturale, ξ , è valutato come decremento logaritmico della risposta in spostamento del telaio, mediante la relazione:

$$\xi = \frac{1}{2\pi j} \ln \frac{x_i}{x_{i+j}} \quad (6.2)$$

dove x_i e x_{i+1} sono le ampiezze dell'oscillazione, rispettivamente, all'istante 'i' e, dopo un numero di cicli 'j', all'istante 'i+j'. In particolare, il fattore è determinato considerando i primi 50 picchi. Al fine di effettuare un successivo confronto tra la risposta del telaio libero con quella del sistema controllato dall'assorbitore, le prove di rilascio sono avvenute imponendo tre condizioni iniziali di spostamento:

- $x_o = 0.13 \text{ mm}$
- $x_o = 0.25 \text{ mm}$
- $x_o = 0.29 \text{ mm}$

Lo spostamento è impresso alla piastra superiore del telaio attraverso un tenditore a vite agganciato alla struttura mediante un filo metallico, che viene trinciato in fase di rilascio. Il setup della prova sperimentale è illustrato in Figura 6. 4.

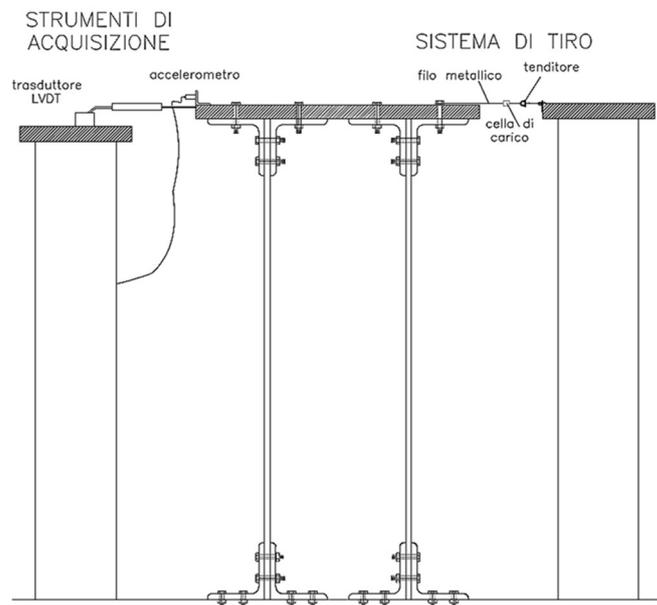


Figura 6. 4 Setup della prova di rilascio

Durante le oscillazioni libere, sono stati acquisiti gli spostamenti e le accelerazioni della massa, rispettivamente, attraverso un trasduttore LVDT e un accelerometro.

L'LVDT è posizionato su una struttura di riferimento, opportunamente vincolata alla base, in modo da non subire vibrazioni durante la prova; mentre l'accelerometro è fissato sulla piastra superiore del telaio. In Figura 6. 5 a)-c) sono rappresentate le time history sperimentali dello spostamento della massa ottenute per le tre ampiezze di prova. In Figura 6. 5 d) è rappresentata la Trasformata di Fourier (FFT) dello spostamento, attraverso la quale si determina la frequenza principale del sistema, che risulta $\omega_1 = 13.18 \text{ Hz}$.

In Tab. 6. 2 sono riportate le caratteristiche dinamiche del prototipo sperimentale, identificate dalle prove sperimentali, che sono implementate nel modello numerico SDOF per confrontarne la risposta con il risultato sperimentale, vedi Figura 6. 6.

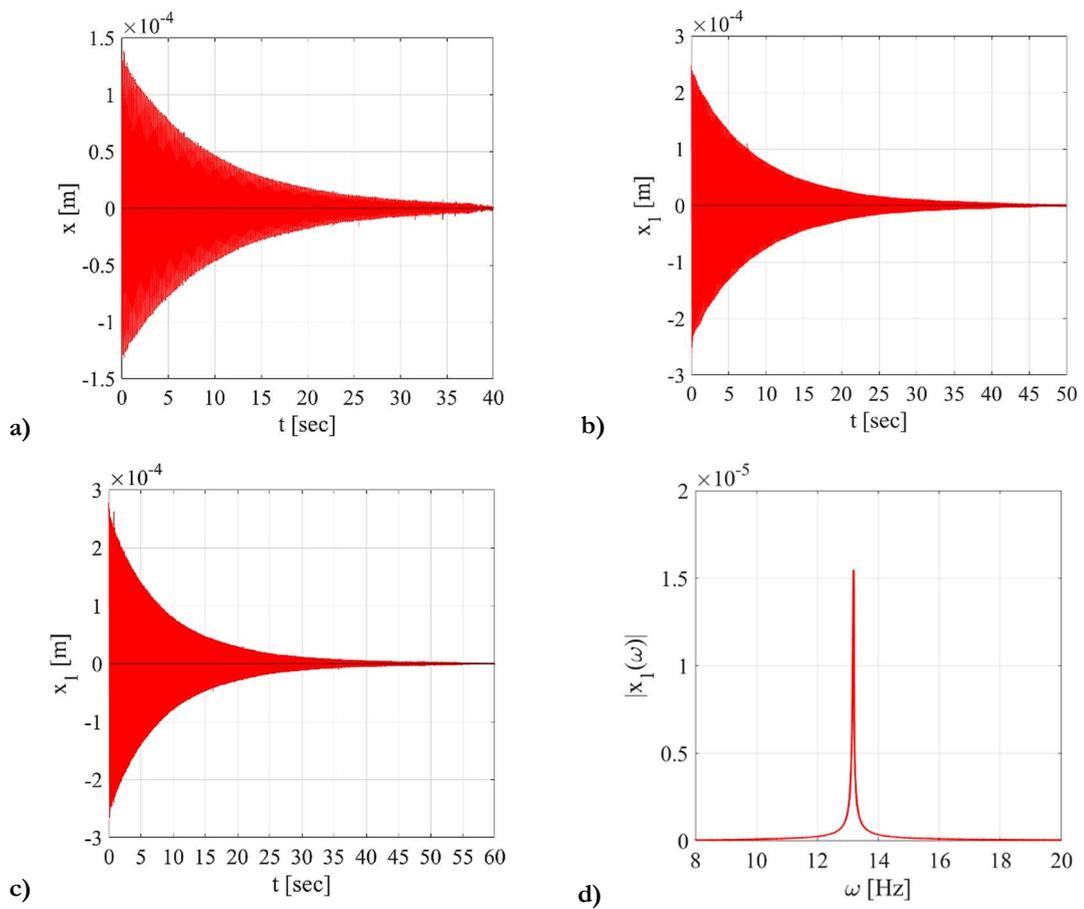


Figura 6. 5 Time-History dello spostamento della massa principale per le condizioni iniziali assegnate – a) $x_0 = 0.13$ mm; b) $x_0 = 0.25$ mm; c) $x_0 = 0.29$ mm; d) FFT dello spostamento della massa per $x_0 = 0.13$ mm

m_1	k_1	ω_1	ζ_1
[Kg]	[N/m]	[Hz]	[%]
38.4	263374	13.18	0.14

Tab. 6. 2 Caratteristiche del sistema principale

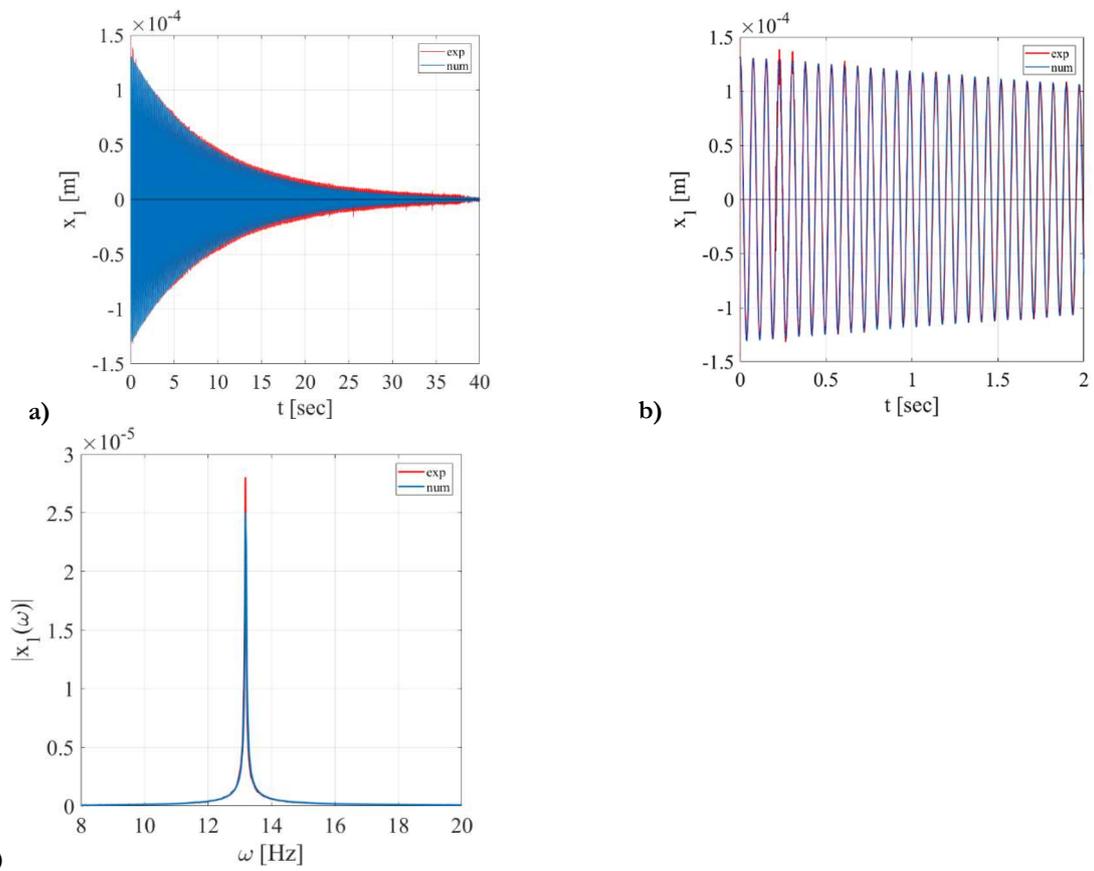


Figura 6. 6 Confronto tra la risposta numerica (curva blu) e sperimentale (curva rossa) – a) TH dello spostamento; b) particolare della TH dello spostamento; c) FFT della TH dello spostamento

Il risultato ottenuto conferma la validità del modello numerico e pertanto, esso verrà impiegato per simulare le analisi sul prototipo sperimentale.

6.2 Progettazione dell'assorbitore isteretico

L'assorbitore isteretico è progettato con i parametri ottimali, k_o , e ξ_o , dell'oscillatore viscoelastico di Den Hartog, determinati fissando il rapporto di massa $\mu = 5\%$, vedi Tab. 6. 3. Per la realizzazione del collegamento tra la massa dell'assorbitore e quella del sistema principale, è previsto l'impiego di elementi con comportamento isteretico di tipo softening. In particolare, si selezionano elementi con caratteristiche costitutive, in termini di rigidità iniziale k_t , incrudimento δ e smorzamento equivalente massimo ξ_e , coerenti con quelle del modello numerico impiegato nelle analisi sul sistema reale, "LC1.5D". A tal fine, si esegue una campagna di prove sperimentali su diverse tipologie di elementi isteretici, elementi elastomerici o cavi, caratterizzati da diverso rapporto D/L (diametro/lunghezza).

m_2	k_o	ω_o	ζ_o
[Kg]	[N/m]	[Hz]	[%]
2	11646	12.38	0.14

Tab. 6. 3 Parametri ottimali dell'assorbitore viscoelastico

6.2.1 Dispositivi isteretici: identificazione del legame costitutivo

I parametri costitutivi dei dispositivi isteretici sono stati identificati sui cicli forza spostamento, ottenuti dai test ciclici statici eseguiti con la macchina Zwick presso il Laboratorio del DISG dell'Università di Roma "La Sapienza". Ogni prova è avvenuta imponendo al provino tre cicli di spostamento di identica ampiezza massima.

I legami forza-spostamento sono descritti attraverso il modello costitutivo di Bouc-Wen.

La tecnica applicata, Least Square Minimization, prevede la minimizzazione di una funzione obiettivo, espressione della differenza tra la forza numerica e sperimentale:

$$g(\underline{c}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{f_i(\underline{c}) - \tilde{f}_i}{\tilde{f}_a} \right)^2 \quad (6. 3)$$

dove:

\underline{c} è il vettore dei parametri costitutivi; N è il numero di istanti temporali t_i ai quali è imposto lo spostamento, \tilde{d}_i , ed è acquisita la forza di richiamo sperimentale, \tilde{f}_i ; \tilde{f}_a è il valore medio della

forza sperimentale. Lo spostamento sperimentale \tilde{d}_i è impiegato per riprodurre numericamente la forza di richiamo:

$$f_i = k_2 d_i + z_i \quad (6.4)$$

dove z_i è la componente isteretica, determinata attraverso il metodo delle differenze finite:

$$\frac{z_{i+1} - z_i}{d_{i+1} - d_i} = k_d - [\gamma + \beta \text{sign}(v_i z_i)] |z_i|^n \quad (6.5)$$

con $z_{i=0} = 0$ e $v_i = \frac{d_{i+1} - d_i}{\Delta t}$.

Il processo di ottimizzazione è avvenuto assumendo le condizioni: $\gamma = \beta$ ed $n = 1$, per evitare problemi di convergenza della soluzione (Charalampakis 2015; Y. Q. Ni, Ko, e Wong, 1998).

Il vettore dei parametri da identificare diventa $\underline{c} = \{k_2, k_d, \beta\}$. Partendo da un vettore iniziale $\underline{c}_0 = \{k_{20}, k_{d0}, \beta_0\}$, ogni parametro è fatto variare in un range di valori di cui sono fissati gli estremi. Al termine del processo, la bontà della soluzione ottenuta è stimata valutando l'errore medio tra la forza numerica e quella sperimentale, definito come:

$$e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|f_i(\underline{c}) - \tilde{f}_i|}{\tilde{f}_a} \quad (6.6)$$

dove: \underline{c} è il vettore dei parametri costitutivi; N è il numero di valori dello spostamento d_i e della corrispondente forza di richiamo sperimentale, \tilde{f}_i ; \tilde{f}_a è il valore medio della forza sperimentale; $f_i(\underline{c})$ è la forza di richiamo numerica calcolata con la (6.4) e (6.5).

6.2.2 Legame costitutivo di elementi in elastomero

Sono stati analizzati diversi dispositivi in elastomero con mescola e caratteristiche geometriche differenti, al fine di individuare l'elemento con un legame costitutivo confrontabile con il modello numerico di target, Figura 6. 7. In questo capitolo si riportano i risultati dell'identificazione condotta su una delle tipologie di dispositivi elastomerici esaminati.



Figura 6. 7 Dispositivi elastomerici

Non potendo realizzare elementi in elastomero con caratteristiche geometriche e meccaniche ad hoc, tali da poter essere impiegati per la sperimentazione sul prototipo, sono stati adottati dispositivi antivibranti disponibili sul mercato. L'antivibrante *Ormant MM30/15*, è realizzato con un nucleo in elastomero e delle piastre di acciaio con viti filettate, vulcanizzate alle estremità, Figura 6. 8. In Tab. 6. 4 sono riportate le caratteristiche geometriche dell'elemento.

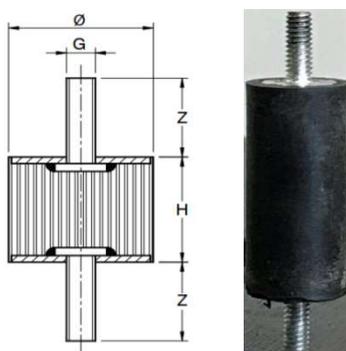


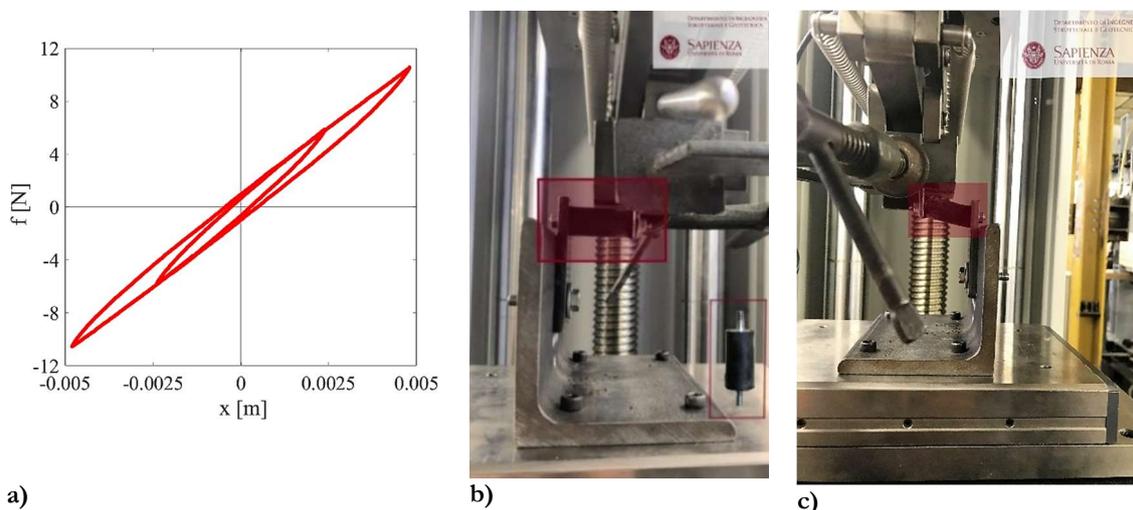
Figura 6. 8 Elemento Ormant MM30/15

Area [mm ²]	H [mm]	φ [mm]	Z [mm]
176.7	30	15	10

Tab. 6. 4 Caratteristiche geometriche dell'Ormant MM 30/15

L'identificazione dei parametri è avvenuta sui cicli sperimentali forza spostamento ottenuti per differenti ampiezze di spostamento, Figura 6. 9 a). Durante la prova, uno degli estremi dell'antivibrante è fissato alla macchina mediante una barra di acciaio, attraverso la quale è assegnato lo spostamento; mentre l'estremo opposto è collegato ad una slitta scorrevole, posizionata nella parte inferiore dell'attuatore idraulico, in modo da rendere il provino solidale

allo spostamento impresso, annullando eventuali elongazioni. La forza di richiamo è misurata mediante una cella di carico. In Figura 6. 9 b)-c) è illustrato il setup della prova statica.



a) **Figure 6. 9 a) cicli forza spostamento sperimentali; b) Setup della prova sperimentale su l'elemento Ormant; c) l'elemento Ormant nella configurazione deformata**

In Tab. 6. 5 e Tab. 6. 6 si riportano i parametri costitutivi identificati alle ampiezze di prova e il relativo confronto tra ciclo numerico e sperimentale, vedi Figura 6. 10.

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
2205.1	1208	940	3413.1	1.8	0.53	65

a) **Tab. 6. 5 Prova ad ampiezza A=2.4 mm – a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato**

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
2027	1134	620	3161.1	2.55	0.81	64

a)

b)

Tab. 6. 6 Prova ad ampiezza A=4.8 mm – a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato

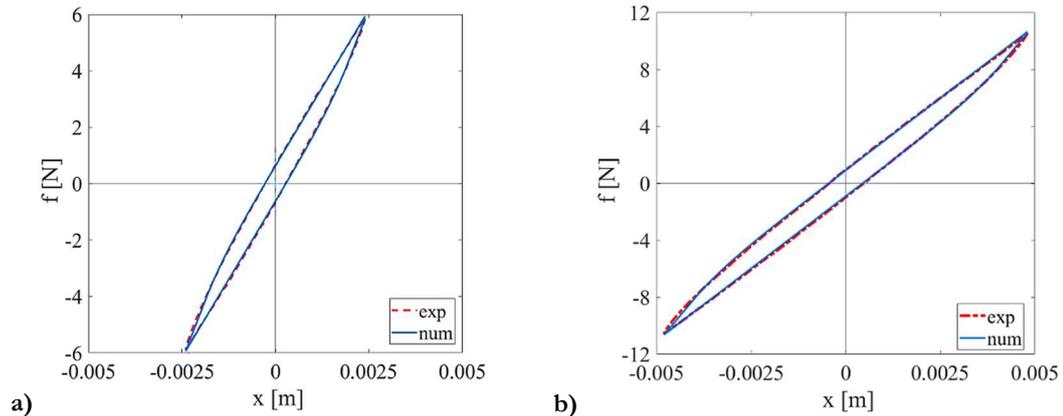


Figura 6. 10 Confronto tra il ciclo di isteresi numerico (curva blu) e sperimentale (curva rossa) per le ampiezze di prova – a) A=2.4 mm; b) A=4.8 mm

Dai risultati ottenuti, si evince una certa variazione di β con l'ampiezza, che, rispetto agli altri parametri, si riduce del 30%. Essendo un parametro che non ha un diretto significato fisico, si identifica β , sui cicli sperimentali della risposta totale e del solo ciclo stabile fissando i valori delle due rigidezze. In particolare, la rigidezza k_d è determinata assumendo che la rigidezza iniziale, k_t , sia pari al valore medio tra quelli precedentemente identificati per le due ampiezze; mentre la rigidezza post-elastica, k_2 , è determinata sul ciclo di ampiezza maggiore.

$k_d = 1171$ [N/m]	$k_2 = 2030.3$ [N/m]
A=2.4 mm – risposta totale	$\beta = 623$
A=2.4 mm – ciclo stabile	$\beta = 648$
A=4.8 mm – risposta totale	$\beta = 636$
A=4.8 mm – ciclo stabile	$\beta = 644$

Tab. 6. 7 Valori del parametro β identificati sui cicli ad ampiezza variabile

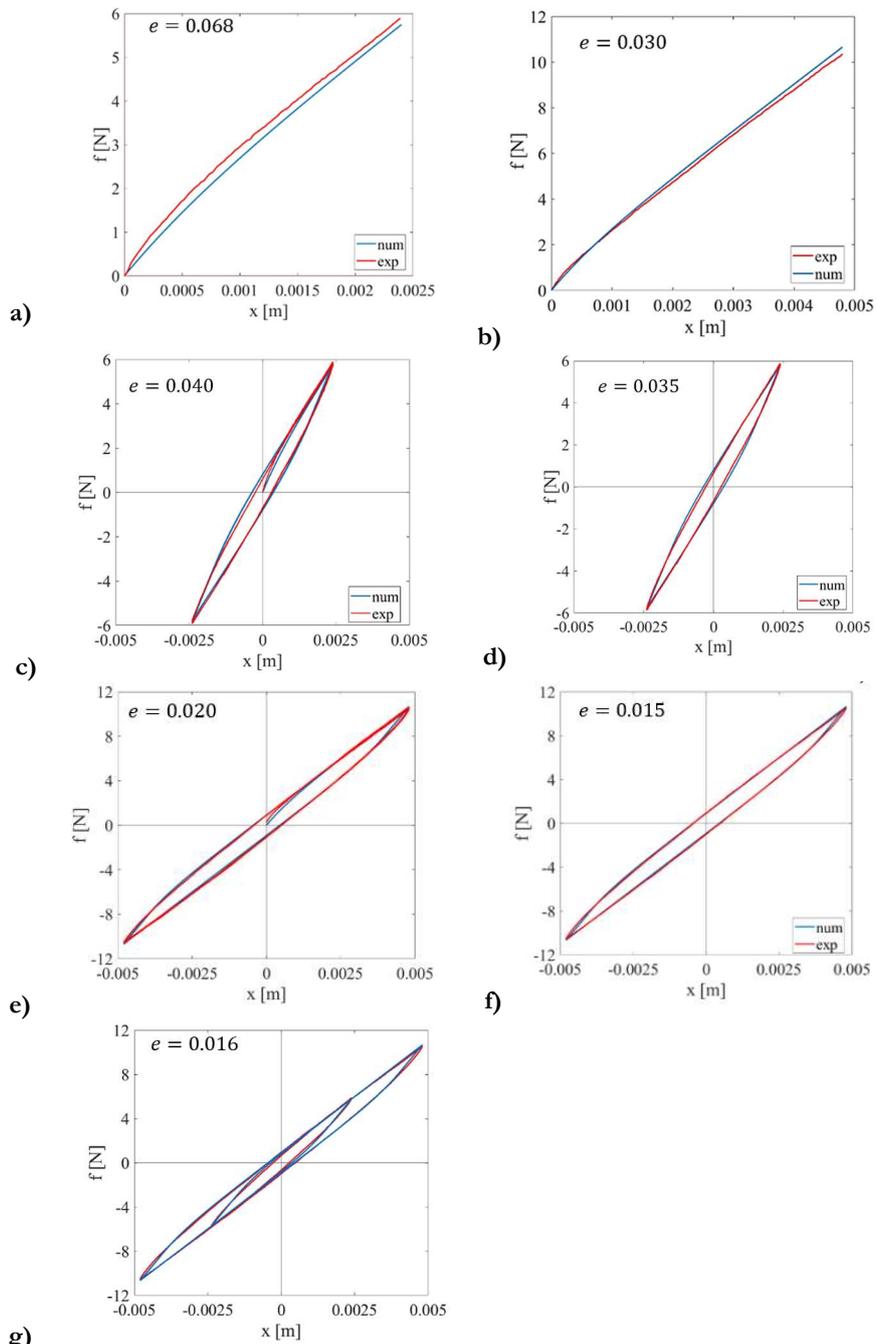
Assumendo un valore medio del parametro $\bar{\beta}=638$, il modello numerico è idoneo a riprodurre in modo soddisfacente la risposta sperimentale per le diverse ampiezze, Figura 6. 11. Inoltre, l'errore stimato tra forza numerica e sperimentale, e , mostra un buon livello di accuratezza dell'identificazione.

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
2030.3	1171	638	3201.3	2.51	0.78	63

a)

b)

Tab. 6. 8 a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato



g) **Figura 6. 11 Confronto tra risposta numerica (curva blu) e sperimentale (curva rossa)**

In Figura 6. 12 è mostrata la dipendenza della rigidezza secante, a), e dello smorzamento equivalente, b), dall'ampiezza del ciclo. A causa dell'elevato incrudimento, δ , la rigidezza iniziale risulta prossima al valore ottimale, $k_t \cong 1.2k_o$, ma eguaglia k_o in corrispondenza di uno spostamento 15 volte lo spostamento al limite elastico, superiore al campo di spostamenti di lavoro dell'HVA. In Figura 6. 12 b) è mostrato l'andamento dello smorzamento equivalente con l'ampiezza. Il fattore di smorzamento è calcolato attraverso la relazione:

$$\xi_e[\%] = \frac{E_{BW}}{2\pi k_e x^2} \quad (6.7)$$

imponendo l'equivalenza tra l'energia dissipata dall'elemento isteretico in un ciclo, E_{BW} , e quella di un elemento elastoviscoso con rigidezza pari al valore secante dell'elemento nonlineare, k_e , in un ciclo di ampiezza dell'oscillazione x . La curva mostra l'andamento tipico con un massimo, in corrispondenza di un certo spostamento, cui segue il ramo discendente. Lo smorzamento massimo, $\xi_e = 5.5\%$, è raggiunto in corrispondenza di uno spostamento pari 4 volte lo spostamento al limite elastico. Le scarse capacità dissipative del dispositivo sono giustificate dall'elevato incrudimento, $\delta \cong 63\%$, che implica cicli di isteresi molto stretti.

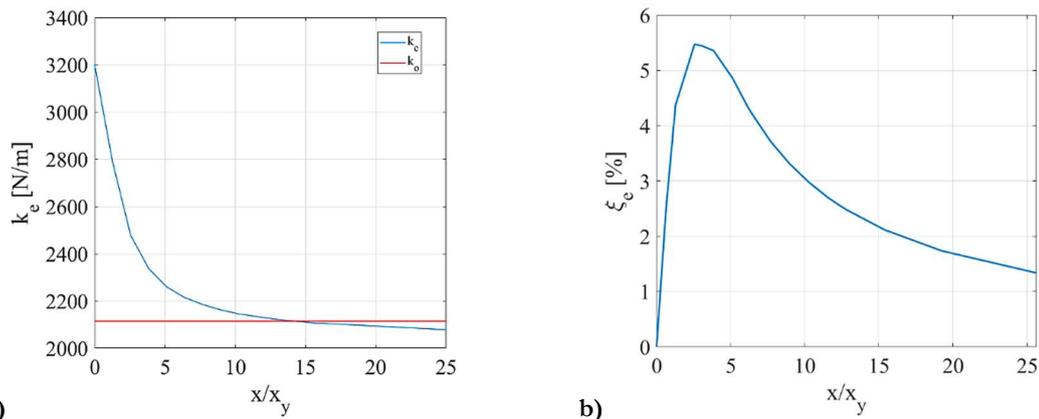


Figura 6. 12 Variazione a) rigidezza secante k_e e b) smorzamento equivalente ξ_e con l'ampiezza normalizzata dell'elemento Ormant MM30/15

L'elemento Ormant presenta un incrudimento elevato $\delta \cong 63\%$ e basse capacità dissipative $\xi_e = 5.5\%$, risultando distante dalle caratteristiche del legame target "LC15D", impiegato per le analisi numeriche sul sistema 2DOF. Il dispositivo raggiunge la condizione ottimale in un range di spostamenti superiore a quello di lavoro dell'HVA e con smorzamenti di circa il 3%. Le successive analisi, riportate in Appendice, saranno soltanto utili a mostrare che la scarsa

efficacia del dispositivo dipende dalle caratteristiche lontane dal campo di ottimizzazione del progetto.

6.2.3 Legame costitutivo di cavi in acciaio

Durante la fase di progettazione dell'assorbitore, sono state testate funi multi-trefolo in acciaio zincato di diametro pari a 10-6-5 mm. La tipologia esaminata, WRF 7x19, è costituita da sette trefoli, di cui uno centrale e sei esterni avvolti attorno ad esso (1+6), ciascuno costituito da 19 fili metallici. In Figura 16 è illustrata la sezione trasversale del cavo WRF 7x19.

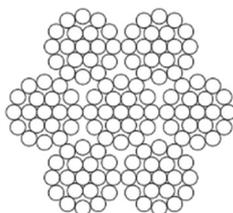


Figura 6.1- Sezione trasversale del cavo WRF 7x19

Individuando nella fune di diametro 5 mm (D5) caratteristiche coerenti con il legame target, si effettua l'identificazione costitutiva del cavo di tale diametro, considerando diversi rapporti geometrici D/L. In Tab. 6. 9 sono descritte le caratteristiche geometriche del cavo D5.

d_{fj}	A_{fj}	I_{fj}
[mm]	[mm ²]	[mm ⁴]
0.32	0.084	0.00503

Tab. 6. 9 Caratteristiche del cavo WRF 7x19, d=5 mm

dove d_{fj} , A_{fj} e I_{fj} , rappresentano, rispettivamente, il diametro, l'area e l'inerzia del singolo filo metallico. Al fine di avere una previsione iniziale della rigidezza del cavo, k , viene stimata assumendo il modello di trave di Eulero-Bernoulli:

$$k = \frac{12EI}{L^3} \quad (6.8)$$

dove L è la lunghezza del cavo, E il modulo di Young dell'acciaio zincato ed I è il momento di Inerzia, pensando ad un modello di comportamento shear-type.

L'inerzia del cavo varia tra un valore massimo ed un minimo, a seconda della natura forte o debole dell'interazione tra i fili che lo compongono. Il valore minimo è espresso come somma dell'inerzia dei singoli fili (I_i), "limite inferiore"; mentre il massimo è ottenuto come l'inerzia minima più l'aggiunta del trasporto (I_s), "limite superiore". In Tab. 6. 10 sono riportate le caratteristiche meccaniche del cavo D5 e lunghezza L=50 mm (D/L=0.1) e i valori delle rigidezze iniziali.

I_i	I_s	E	k_i	k_s
[mm ⁴]	[mm ⁴]	[$\frac{N}{mm^2}$]	[$\frac{N}{m}$]	[$\frac{N}{m}$]
0.668	12.194	120000	7695.4	140475

Tab. 6. 10 Caratteristiche meccaniche del cavo WRF 7x19 - D5

L'identificazione dei parametri è avvenuta sui cicli sperimentali forza spostamento ottenuti ad ampiezze di spostamento crescenti, Figura 6. 13 a). Il setup di prova è costituito da una coppia di funi vincolata, mediante morsetti, a due elementi di acciaio. Il sistema di ancoraggio prevede il serraggio del cavo tra un ferro piatto sagomato e un profilato di acciaio tra loro bullonati. Una delle due barre metalliche è collegata ad una slitta scorrevole, che consente all'estremità del cavo di traslare liberamente in direzione orizzontale, garantendo sollecitazioni puramente flessionali; mentre la barra opposta è collegata all'attuatore idraulico della Zwick, che assegna lo spostamento verticale e acquisisce la forza di richiamo mediante una cella di carico. In Figura 6. 13 sono mostrati il setup della prova statica sui cavi nella configurazione b) indeformata e c) deformata.

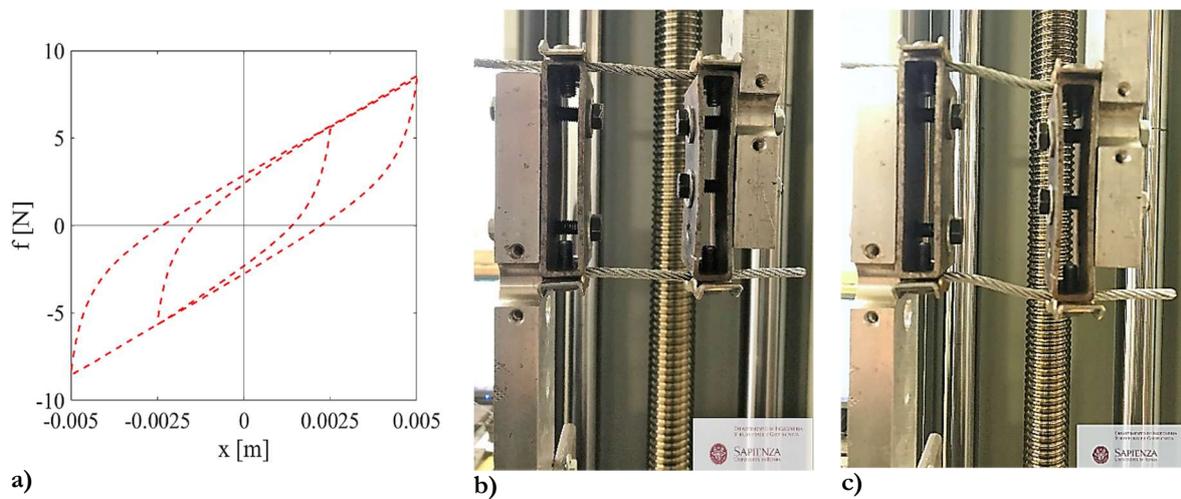


Figura 6. 13 a) cicli forza spostamento sperimentali; b) Setup della prova sperimentale su l'elemento Ormant; c) l'elemento Ormant nella configurazione deformata

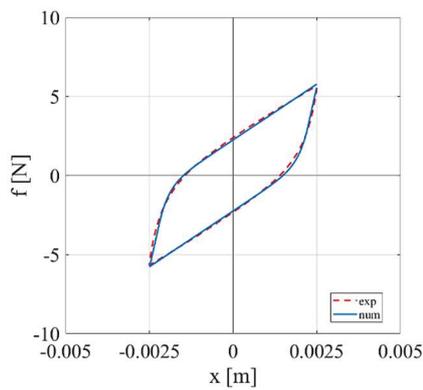
Nelle tabelle a seguire si riportano i parametri costitutivi identificati alle diverse ampiezze di prova e il relativo confronto tra ciclo numerico e sperimentale.

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
1410.5	8038.3	1788	9448.8	2.64	0.28	15

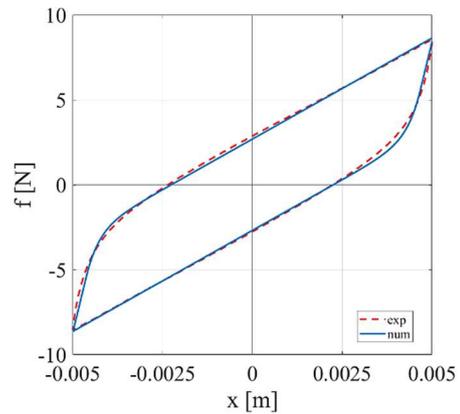
a) b)
Tab. 6. 11 Prova ad ampiezza $A=2.5$ mm – a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
1190.5	7517	1400	8707.1	3.11	0.36	14

a) b)
Tab. 6. 12 Prova ad ampiezza $A=5$ mm – a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato



a)



b)

Figura 6. 14 Confronto tra il ciclo di isteresi numerico (curva blu) e sperimentale (curva rossa) per le ampiezze di prova – a) A=2.5 mm; b) A=5 mm

Data la variabilità dei parametri costitutivi con l'ampiezza, le caratteristiche sono identificate in modo da ottenere un modello rappresentativo del comportamento del cavo per qualsiasi ampiezza di spostamento. Fissando la rigidezza post elastica, k_2 , al valore determinato sulla curva sperimentale di ampiezza maggiore, la rigidezza iniziale, $k_t = k_2 + k_D$, e il parametro β sono identificati considerando entrambi i cicli sperimentali alle due ampiezze di prova.

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
1260	8122	1601	9382	2.93	0.31	14

a)

b)

Tab. 6. 13 Prova ad ampiezza A=5 mm – a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato

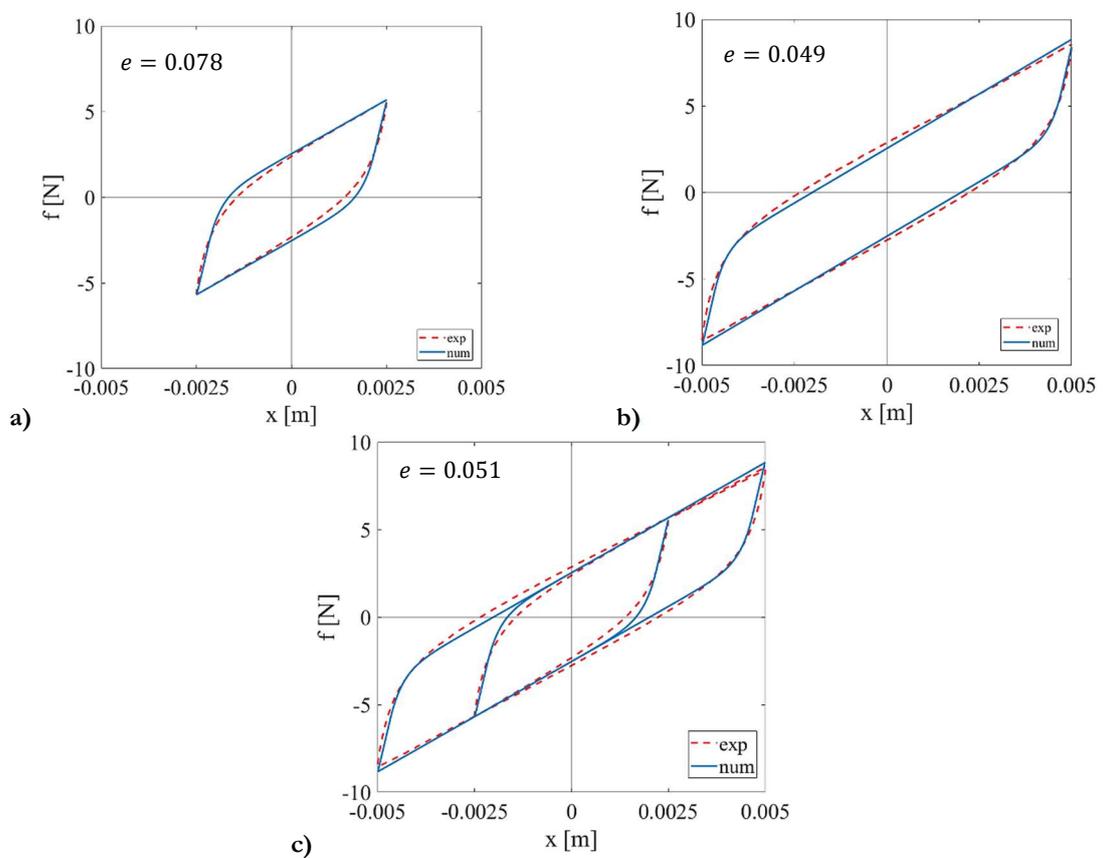


Figura 6. 15 Confronto tra curve numeriche (curva blu) e sperimentali (curva rossa)

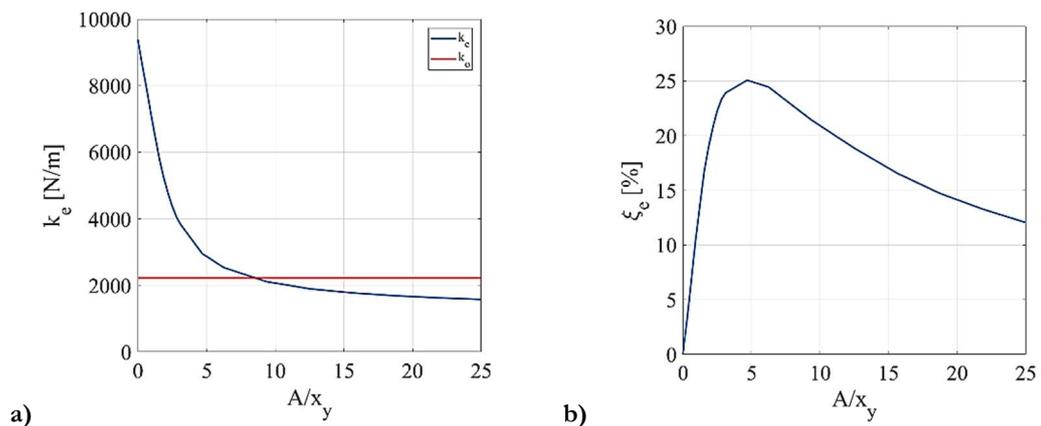


Figura 6. 16 Variazione a) rigidità secante k_e e b) smorzamento equivalente ζ_e con l'ampiezza normalizzata del cavo D5/L50

Il risultato dell'identificazione mostra che il cavo D5 presenta caratteristiche ragionevolmente vicine al legame di target, sia in termini di incrudimento che di smorzamento equivalente massimo. Per rispettare la proporzionalità tra rigidità iniziale e rigidità ottimale del legame "LC1.5D", si dimensiona opportunamente la lunghezza del cavo in modo che risulti:

$$\frac{k_t}{k_o} = 1.5 \quad (6.9)$$

La rigidità identificata dai cicli sperimentali risulta di $\cong 15$ volte inferiore al valore massimo k_s , determinato mediante la relazione analitica (6.8), in cui si è trascurato l'effetto dello scorrimento tra la superficie di contatto interna del cavo che ne riduce l'inerzia massima, come è discusso in (Foti e Martinelli, 2016). Tale differenza è stata riscontrata anche dai risultati dell'identificazione dei cicli sperimentali ottenuti con i cavi di diametro 10 e 6 mm.

Nel lavoro (Foti e Martinelli, 2018), gli autori propongono di contemplare tali effetti applicando un fattore riduttivo di rigidità. Pertanto, sfruttando la relazione (6.8) e applicando un fattore riduttivo $\eta = 0.067$, la lunghezza del cavo è determinata fissando la rigidità iniziale $k_t = 1.5k_{o1} = 3358.5 \text{ N/m}$, con $k_{o1} = \frac{k_o}{4} = 2239 \text{ N/m}$, rigidità ottimale del singolo cavo:

$$L = \sqrt[3]{0.067 \left(\frac{12 EI}{k_t} \right)} = 72 \text{ mm} \quad (6.10)$$

Il cavo è dimensionato con una lunghezza $L = 70 \text{ mm}$, cui corrisponde una rigidità iniziale $k_t = 3413 \text{ N/m}$. Sulla base dell'identificazione costitutiva del cavo D5/L50, si determina un modello previsionale interpretativo della risposta del cavo di lunghezza $L=70 \text{ mm}$, fissando l'incrudimento $\delta = 14\%$, vedi Tab. 6. 14.

k_t	k_2	k_d	β	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]	[N/m]		[N]	[mm]	[%]
3413	477.8	2935.2	1570	1.07	0.31	14

Tab. 6. 14 Caratteristiche del modello – cavo D5/L70

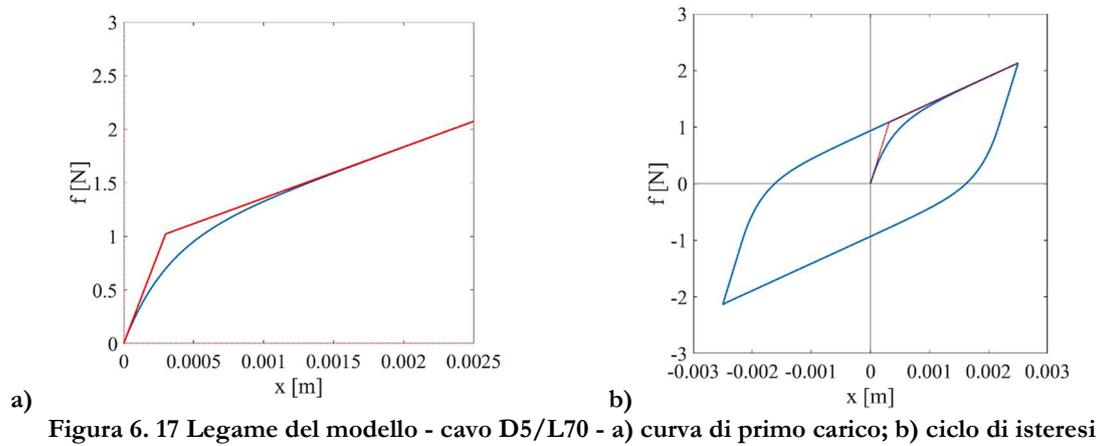


Figura 6. 17 Legame del modello - cavo D5/L70 - a) curva di primo carico; b) ciclo di isteresi

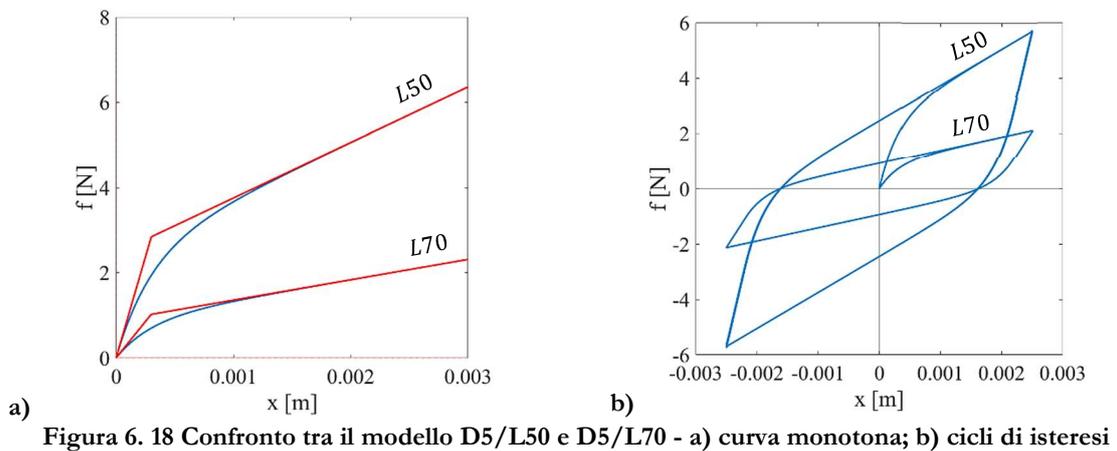


Figura 6. 18 Confronto tra il modello D5/L50 e D5/L70 - a) curva monotona; b) cicli di isteresi

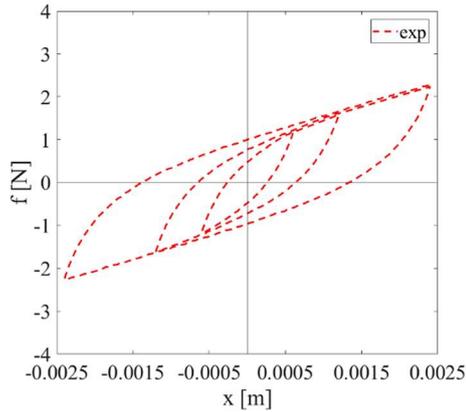
Per valutare la validità della previsione effettuata, la risposta ciclica ottenuta con il modello previsionale è confrontata con quella del modello identificato e con quella sperimentale. L'identificazione è condotta su cicli sperimentali ottenuti ad ampiezze crescenti, nell'intorno dello spostamento x_y , previsto per il cavo, pari a 0.31 mm, vedi Figura 6. 19 a). I parametri costitutivi sono identificati in modo da ottenere un modello rappresentativo del comportamento del cavo per qualsiasi ampiezza, vedi Tab. 6. 15. Il confronto in Figura 6. 19 b) conferma la capacità del modello previsionale di cogliere il comportamento sperimentale del cavo in maniera accettabile.

k_2	k_d	β	k_t	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]		[N/m]	[N]	[mm]	[%]
490	2990	1525	3480	1.14	0.32	14

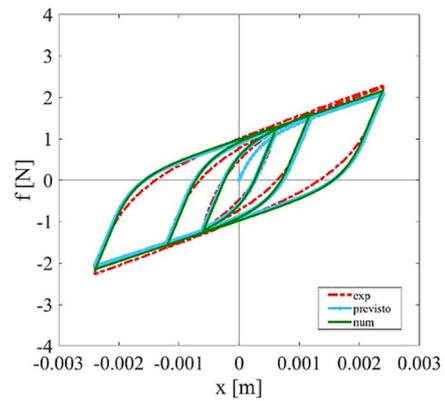
a)

b)

Tab. 6. 15 a) Set dei parametri identificati; b) Caratteristiche del legame identificato

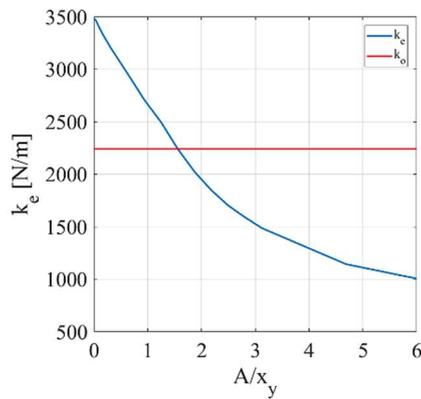


a)

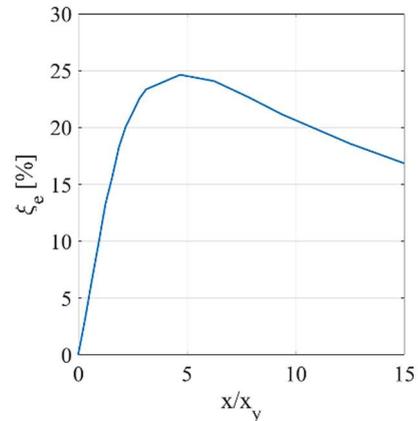


b)

Figura 6. 19 a) Cicli sperimentali ad ampiezze crescenti – cavo D5/L70; b) confronto tra legame numerico, sperimentale e previsto – cavo D5/L70



a)



b)

Figura 6. 20 Variazione a) rigidezza secante k_e e b) smorzamento equivalente ζ_e con l'ampiezza normalizzata del cavo D5/L70

Il cavo D5 opportunamente dimensionato, con una lunghezza $L=70$ mm, presenta caratteristiche costitutive coerenti con il legame target. Pertanto, viene impiegato per la realizzazione del prototipo sperimentale di HVA.

7 L'assorbitore isteretico con i cavi (HVA-WRF, Hysteretic Vibration Absorber by Flexural Wire Ropes)

Si presentano i risultati della analisi dinamiche, numeriche e sperimentali, effettuate sul prototipo per verificare l'efficacia dell'assorbitore con i cavi. Nel paragrafo iniziale si illustrano i dettagli costruttivi del progetto e la caratterizzazione dinamica del dispositivo attraverso analisi numeriche e sperimentali.

In particolare, i risultati della sperimentazione dinamica condotta sull'assorbitore hanno evidenziato i limiti del modello, identificato dalle prove statiche, nel riprodurre correttamente la risposta dinamica. Pertanto, una ulteriore identificazione basata sulle prove dinamiche ha permesso di definire un nuovo legame costitutivo che verrà impiegato nelle analisi numeriche sul sistema sperimentale 2DOF.

Nel secondo paragrafo, si analizza l'efficacia dell'assorbitore nel ridurre le vibrazioni del prototipo attraverso analisi numeriche con la forzante armonica, del treno e le oscillazioni libere. Le prestazioni ottenute sono confrontate con quelle del VTMD accordato con i parametri ottimali di Den Hartog.

Nel paragrafo finale, i risultati delle prove sperimentali di rilascio effettuate sul prototipo controllato dall'HVA saranno confrontati con quelli numerici per validare il modello numerico impiegato.

7.1 Caratterizzazione dinamica dell'assorbitore isteretico

L'assorbitore isteretico è accordato alla struttura sperimentale con un rapporto di massa $\mu \cong 5\%$. I parametri di progetto ottimali sono la rigidità $k_o = 11646 \text{ N/m}$ e lo smorzamento $\xi_o = 0.14$ di un VTMD progettato secondo la metodologia di Den Hartog. Il dispositivo si compone di una massa oscillante, m_2 , sorretta da un telaio solidale con la struttura principale, che funge da collegamento tra l'assorbitore e la struttura stessa, Figura 7. 1. La massa aggiunta, del peso di circa 2 kg, è somma del contributo della massa sospesa e del sistema di ancoraggio massa/cavo. In particolare, la massa sospesa, rappresentata da una piastra di acciaio rettangolare,

70x130 mm e spessore 20 mm, è sorretta dal telaio esterno per mezzo di quattro cavi a trefoli metallici, posizionati in corrispondenza dei quattro spigoli, al fine di garantirne il movimento nella sola direzione orizzontale. La scelta della tipologia, della lunghezza e del numero di cavi è finalizzata ad ottenere un legame costitutivo con caratteristiche simili al modello di riferimento, LC1.5D. L'ancoraggio delle estremità del cavo è realizzato con quadrelli metallici, 10x10x70 mm, disposti parallelamente al lato corto della piastra, a filo esterno del telaio, e bullonati, ciascuno, con quattro viti filettate M3, Figura 7. 2. Questa tipologia si avvicina al sistema di ancoraggio impiegato nella prova ciclica statica, la cui configurazione vedeva le estremità del cavo bloccate tra un ferro piatto sagomato e un elemento di acciaio tra loro bullonati. Inoltre, la possibilità di regolare la lunghezza libera del cavo, lo rendono un sistema flessibile ad eventuali modifiche progettuali.

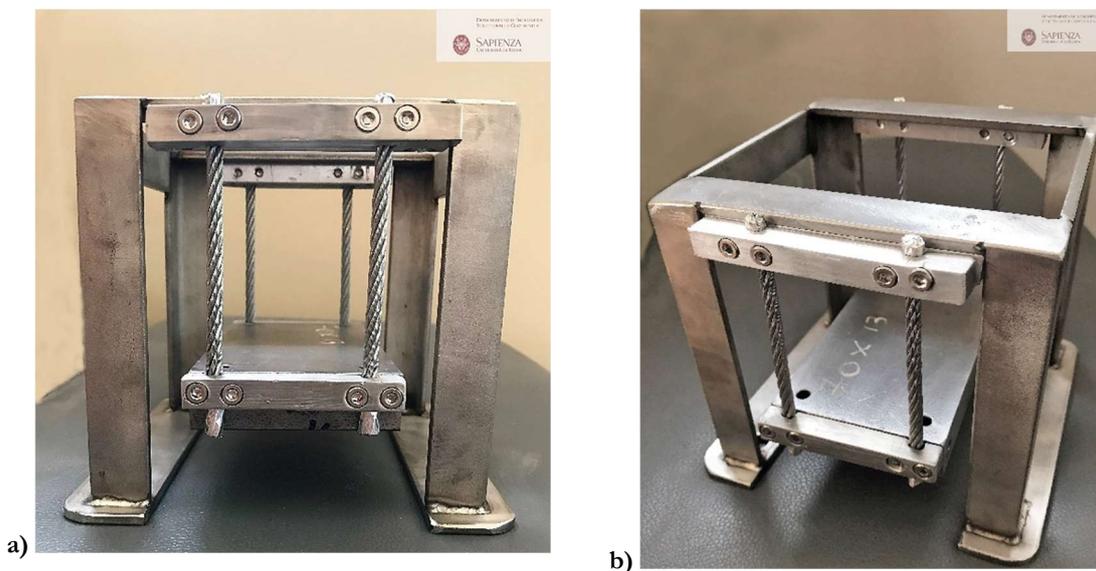


Figura 7. 1 L'assorbitore isteretico HVA

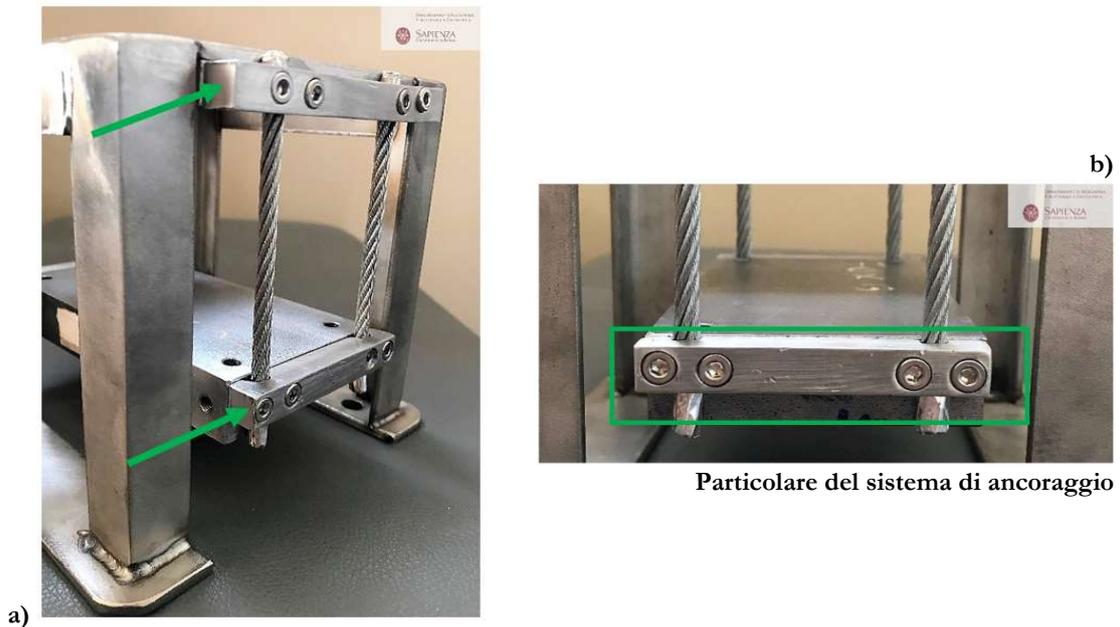


Figura 7. 2 Sistema di ancoraggio

7.1.1 Prove numeriche

Il comportamento dinamico dell'oscillatore nonlineare è stato investigato attraverso le curve di risposta in frequenza del modello numerico ottenuto dall'identificazione della forza di richiamo $f(x)$ con prove statiche cicliche. L'equazione dinamica del sistema è:

$$m\ddot{x} + f(x) = -ma_g(t) \quad (7.1)$$

dove m è la massa dell'HVA ($m = 2$ kg), $a_g(t) = a_g \sin(\Omega t)$ è la forzante ed $f(x)$ è la forza di richiamo espletata dall'elemento isteretico:

$$f(x) = k_{el}x + z(x) \quad (7.2)$$

somma di una componente elastica e una componente espressa dalla:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\}\dot{x} \quad (7.3)$$

In Figura 7. 3 a)-b), è rappresentata la risposta numerica dell'assorbitore in termini di curve di risposta in frequenza e cicli di isteresi alla risonanza.

Le curve, in Figura 7. 3 a), sono determinate per integrazione numerica della (7. 1), imponendo un segnale sine-sweep alla base di ampiezze $a_g=0.05 - 0.1 - 0.15 - 0.2 - 0.25 g$ e

frequenza incrementata “a blocchi” nel campo di interesse. All’aumentare dell’intensità della forzante, i picchi di risonanza sulle curve si spostano verso sinistra, tipico del comportamento softening.

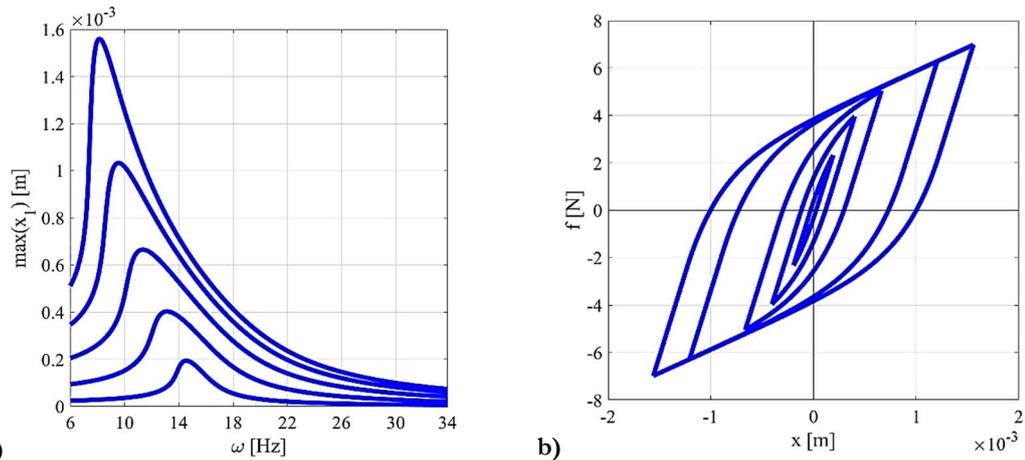


Figura 7. 3 Risposta dell’assorbitore isteretico per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza

7.1.2 Prove sperimentali

Le curve di risposta in frequenza dell’assorbitore isterico sono determinate attraverso i test sperimentali eseguiti su uno shaker dinamico presso il Laboratorio del DISG dell’Università di Roma “La Sapienza”, vedi Figura 7. 4. Durante la prova il telaio esterno dell’assorbitore è fissato alla piattaforma della tavola vibrante per mezzo di due coppie di bulloni M8, vedi Figura 7. 4 a)- b). I segnali acquisiti sono:

- l’accelerazione assoluta della massa dell’oscillatore, $a_t(t)$ e il suo spostamento assoluto, $x_t(t)$;
- l’accelerazione della tavola, $a_g(t)$, e lo spostamento impresso al supporto, $x_g(t)$.

Al supporto è stato assegnato un segnale sine-sweep, $a_g(t) = a_g \sin(\Omega t)$, di ampiezze crescenti, $a_g=0.05 - 0.1 - 0.15 - 0.2 - 0.25 g$, e frequenza variabile linearmente nell’intervallo di interesse, $\Omega = [6 - 35] Hz$. Gli sweep di frequenza sono eseguiti per incrementi di 0.1 Hz, in senso crescente e decrescente.

In Figura 7. 5 a) - b), è rappresentata la risposta sperimentale dell’assorbitore in termini di curve di risposta in frequenza e cicli di isteresi alla risonanza. Le curve di risposta in frequenza

sperimentali sono costruite rappresentando il valore assoluto dello spostamento relativo per ogni frequenza di sweep. Come nel caso numerico, esse esibiscono un comportamento di tipo softening, con frequenze di risonanza che si spostano verso sinistra per ampiezze crescenti della forzante, Figura 7. 5 a).



Figura 7. 4 Setup della prova sperimentale – L'HVA sullo shaker dinamico a) vista laterale; b) vista dall'alto

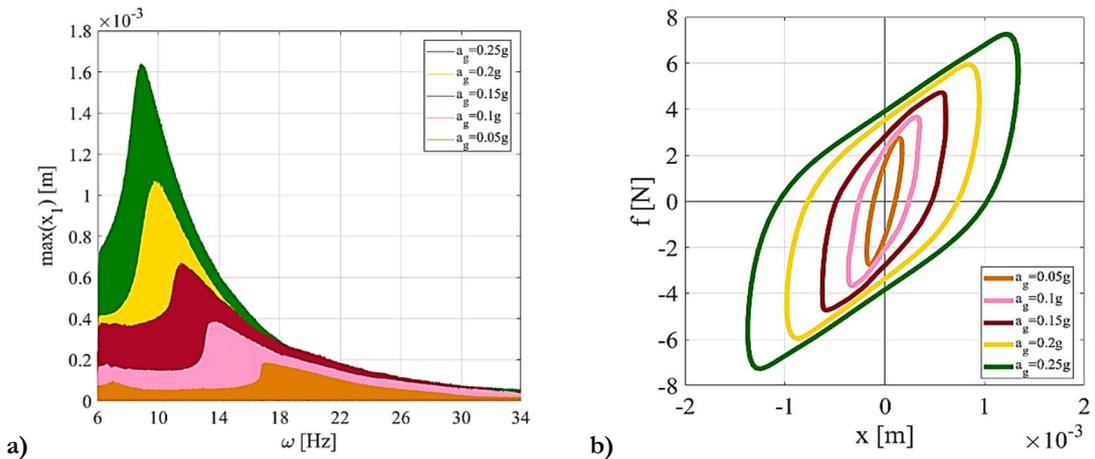


Figura 7. 5 Risposta sperimentale dell'assorbitore isteretico per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza

In Figura 7. 6 a) - b) è riportato il confronto tra la risposta numerica e sperimentale dell'assorbitore ottenuta alle diverse ampiezze del segnale. Dal confronto emerge che il modello identificato dalle prove statiche non riproduce correttamente la risposta dell'assorbitore alle diverse ampiezze di prova.

I legami sperimentali presentano un incrudimento e un'area maggiore, oltre che una forma del ciclo differente da quella del modello, Figura 7. 6 b). Discordanze nella forma si riscontrano anche sulle curve di risposta in frequenza, specialmente per le prime due ampiezze di prova, Figura 7. 6 a). Tuttavia, ad eccezione dell'ampiezza $a_g=0.05g$ per la quale il legame sperimentale risulta più rigido, le risposte risultano confrontabili in termini di frequenze di risonanza e di ampiezza massima della risposta. Il risultato ottenuto è giustificabile per diverse ragioni. Le curve numeriche sono determinate con un modello identificato da prove statiche avvenute con un sistema di ancoraggio, seppur simile, non perfettamente identico a quello impiegato nella prova dinamica. Inoltre, la presenza della massa sospesa, pur facendo lavorare i cavi a percentuali molto basse (0.01%) di resistenza a trazione, introduce ulteriori differenze rispetto alla prova statica. Un altro aspetto riguarda la dissipazione viscosa intrinseca del materiale, che non si manifesta durante la prova statica a causa della velocità di deformazione nulla. Un'ultima considerazione riguarda il set di parametri costitutivi del modello numerico, in particolare le rigidità k_2 e k_d , identificate ad una sola ampiezza di spostamento, come descritto nel § 6.2.3.

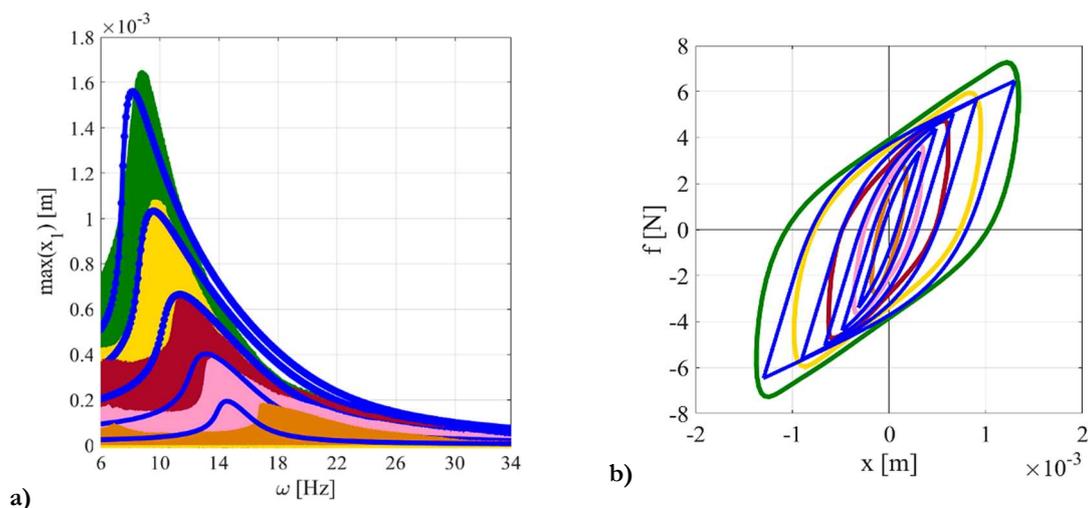


Figura 7. 6 Confronto tra la risposta sperimentale e numerica (curve blu) per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza

Per riprodurre la risposta dinamica dell'assorbitore si esegue un'ulteriore identificazione del legame costitutivo. La funzione obiettivo minimizzata è rappresentata dalla differenza tra la forza numerica e sperimentale:

$$g(\underline{c}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{f_i(\underline{c}) - \tilde{f}_i}{\tilde{f}_a} \right)^2 \quad (7.4)$$

dove \underline{c} è il vettore dei parametri costitutivi; N è il numero di istanti temporali t_i ai quali è imposto lo spostamento, \tilde{d}_i , ed è acquisita la forza di richiamo sperimentale, \tilde{f}_i ; \tilde{f}_a è il valore medio della forza di richiamo. Il set di parametri dell'HVA è identificato sui cicli forza spostamento, descritti attraverso il modello costitutivo di Bouc-Wen.

La forza di richiamo è determinata in funzione dell'accelerazione assoluta dell'HVA, a_{ti} , mediante la relazione:

$$-f_i = ma_{ti} \quad (7.5)$$

Lo spostamento sperimentale d_i e la velocità v_i sono impiegati per riprodurre numericamente la forza di richiamo:

$$f_i = k_2 d_i + z_i + 2\xi \omega_A m v_i \quad (7.6)$$

espressa come somma, rispettivamente, di una componente elastica, una isteretica e una viscosa lineare. In particolare, il termine ξ indica il fattore di smorzamento, mentre ω_A è la frequenza di risonanza valutata in funzione della rigidità iniziale. La componente isteretica z_i è determinata attraverso il metodo delle differenze finite:

$$\frac{z_{i+1} - z_i}{d_{i+1} - d_i} = k_d - [\gamma + \beta \text{sign}(v_i z_i)] |z_i|^n \quad (7.7)$$

con $z_i = \tilde{f}_i - k_2 d_i - 2\xi \omega_A m v_i$ e $v_i = \frac{d_{i+1} - d_i}{\Delta t}$. Il processo di ottimizzazione è avvenuto assumendo le condizioni: $\gamma = \beta$; $n = 1$, per evitare problemi di convergenza della soluzione (Y. Q. Q. Ni et al. 1998; Charalampakis, 2010). Il vettore dei parametri da identificare diventa $\underline{c} = \{k_2, k_d, \beta, \xi\}$. Partendo da un vettore iniziale $\underline{c}_0 = \{k_{20}, k_{d0}, \beta_0, \xi_0\}$, ogni parametro è fatto variare in un range di valori di cui sono fissati gli estremi. Al termine del processo, la bontà della soluzione ottenuta è stimata valutando l'errore medio tra la forza numerica e quella sperimentale, definito come:

$$e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|f_i(\underline{c}) - \tilde{f}_i|}{\tilde{f}_a} \quad (7.8)$$

dove \underline{c} è il vettore dei parametri costitutivi; N è il numero di istanti temporali t_i ai quali è imposto lo spostamento, \tilde{d}_i , ed è acquisita la forza di richiamo sperimentale, \tilde{f}_i ; \tilde{f}_a è il valore medio della forza sperimentale; $f_i(\underline{c})$ è la forza di richiamo numerica. In Tab. 7. 1 si riportano i parametri costitutivi identificati sui cicli forza spostamento dinamici ottenuti per ogni ampiezza di prova. I parametri del legame identificato dalle prove dinamiche, indicato come LCDYN, sono scelti in modo da rappresentare il comportamento dell'assorbitore per ogni ampiezza, vedi Tab. 7. 2.

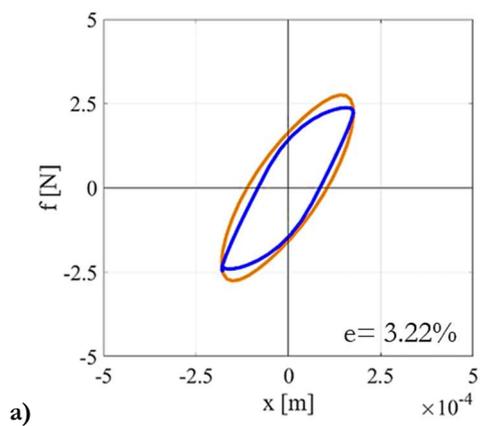
In Figura 7. 7 a)-e) è mostrato il confronto tra i cicli sperimentali e la risposta numerica ottenuta con il modello LCDYN alle diverse ampiezze di prova e il relativo errore medio.

a_g	k_2	k_d	β	n	ξ	δ	e
[g]	[N/m]	[N/m]			[%]	[%]	[%]
0.05	6001	22526	7961	1	3	22	1.45
0.1	4827	16408	5530	1	3	22	1.42
0.15	3354	14937	4137	1	3	18	2.14
0.2	2844	14735	3625	1	3	16	1.94
0.25	2859	14535	3207	1	3	16	1.41

Tab. 7. 1 Set dei parametri identificati ad ogni ampiezza dalla prova dinamica

k_2	k_d	β	n	ξ	δ
3977	14553	2597	1	3	19

Tab. 7. 2 Parametri del modello LCDYN



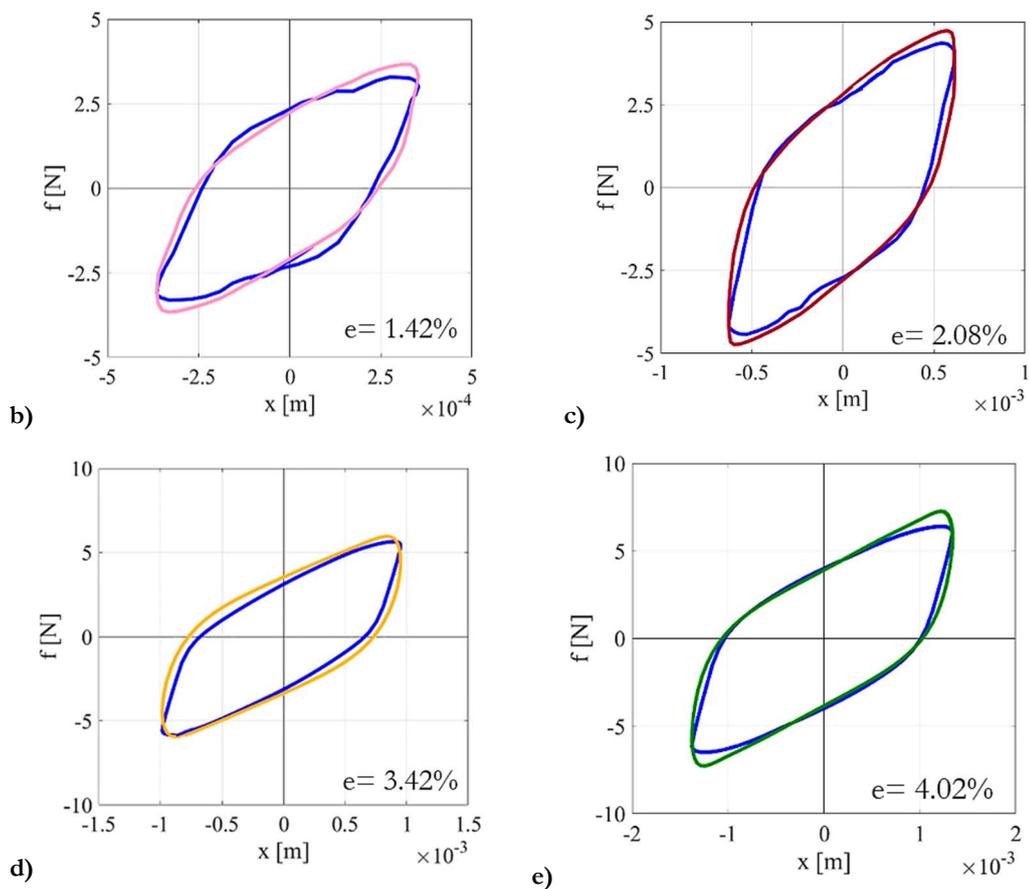


Figura 7. 7 Confronto tra i cicli di isteresi sperimentali (curve colorate) e numerici (curve blu) con LCDYN per $a_g=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$

In Figura 7. 8 a)-b) si riporta il confronto tra le curve di risposta in frequenza sperimentali e numeriche ottenute con LCDYN. Rispetto al precedente modello identificato dai test ciclici statici, il nuovo legame riproduce il comportamento sperimentale dell'HVA in modo soddisfacente. Presenta un incrudimento maggiore, probabilmente giustificato dal differente sistema di ancoraggio impiegato nella prova statica, che ha comportato una sottostima della rigidità post-elastica e della frequenza iniziale dell'assorbitore, vedi Tab. 7. 3. Inoltre, emerge anche la presenza di una componente viscosa, non riscontrata durante le prove statiche, che viene contemplata nel modello per riprodurre fedelmente la risposta dinamica del dispositivo. In Figura 7. 9 a) è rappresentata la rigidità secante dell'assorbitore al variare dell'ampiezza. Il dispositivo raggiunge la rigidità ottimale, k_o , ad un'ampiezza di circa 0.35 mm e con uno smorzamento equivalente di circa il 13.5%, vedi Figura 7. 9 b), equivalente a quello del VTMD.

Nonostante la presenza di smorzamento viscoso, la dissipazione di natura isteretica risulta predominante.

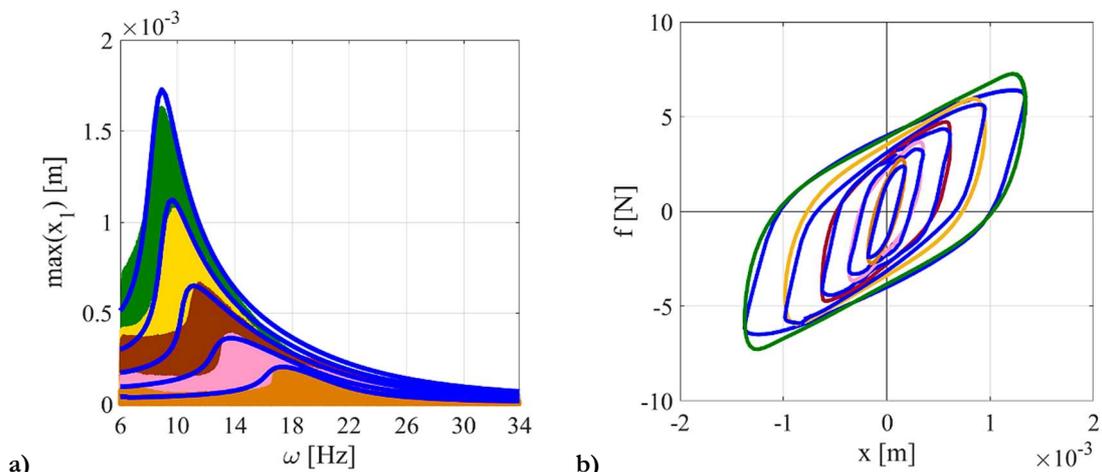


Figura 7. 8 Confronto tra la risposta sperimentale e numerica (LCDYN) per $ag=0.05-0.1-0.15-0.2-0.25g$ - a) Curve di risposta in frequenza; b) Cicli di isteresi alla risonanza

k_t	ξ	f_y	x_y	δ
[N/m]	[%]	[N]	[m]	[%]
18530	3	3.56	0.0002	19

Tab. 7. 3 Caratteristiche dell'HVA LCDYN

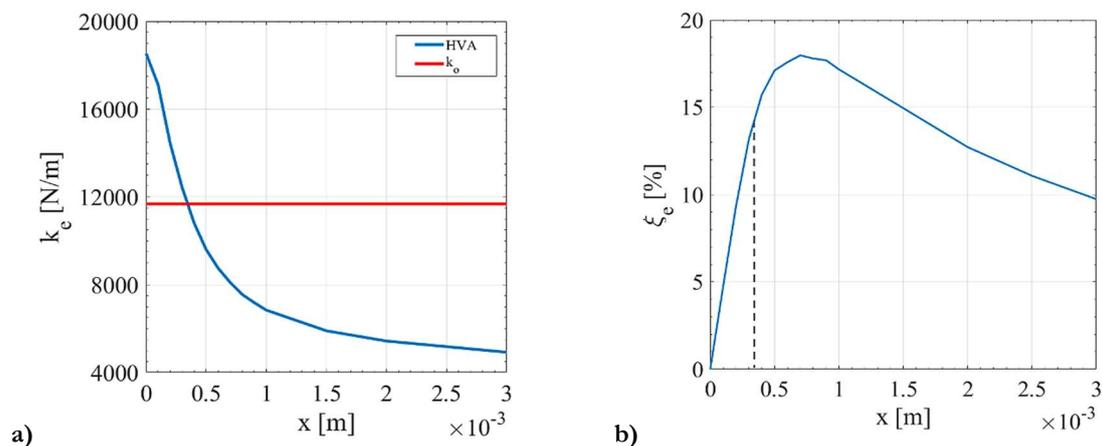


Figura 7. 9 Proprietà dell'HVA con LCDYN al variare dell'ampiezza - a) Rigidezza secante; b) Smorzamento equivalente

Il modello LCDYN è impiegato per simulare numericamente le prove sul sistema sperimentale 2DOF.

7.2 Analisi numeriche sul prototipo sperimentale 2DOF

7.2.1 Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF

La caratterizzazione dinamica del sistema sperimentale 2DOF, in Figura 7. 10 a), avviene attraverso le curve di risposta in frequenza, ottenute applicando un segnale armonico alla base $a_g(t) = a_g \sin(\Omega t)$ di ampiezza a_g crescente e frequenza Ω variabile nel campo di interesse. I parametri di progetto ottimali sono la rigidezza $k_o = 11646 \text{ N/m}$ e lo smorzamento $\xi_o = 0.14$, del TMD viscoelastico (VTMD) progettato mediante la metodologia di Den Hartog con $\mu = 5\%$, in Figura 7. 10 b). Le equazioni dinamiche del sistema 2DOF isteretico sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = -m_1 a_g(t) \quad (7.9)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = -m_2 a_g(t) \quad (7.10)$$

dove $x = x_2 - x_1$ è lo spostamento dell'assorbitore, $f(x)$ è la forza di richiamo espletata dal collegamento tra le due masse:

$$f(x) = k_2 x + z(x) + 2\xi \omega_{2A} m_2 \dot{x} \quad (7.11)$$

somma di una componente elastica, una componente isteretica e una viscosa lineare.

La componente isteretica $z(x)$ è espressa dalla:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})] |z|^n\} \dot{x} \quad (7.12)$$

In Tab. 7. 4 e Tab. 7. 5 sono richiamate, rispettivamente, le caratteristiche del sistema sperimentale SDOF e quelle dell'HVA con il legame LCDYN.

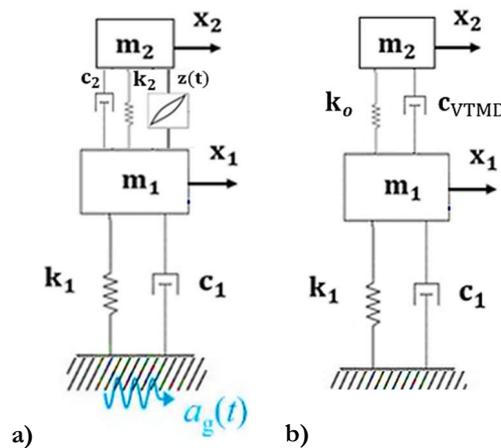


Figura 7. 10 Il sistema sperimentale 2DOF – a) con HVA-WRF; b) con VTMD

m_1	k_1	c_1	ω_1
[kg]	[N/m]	[Nsec/m]	[Hz]
39.9	263374	14.6	12.93

Tab. 7. 4 Caratteristiche dinamiche del sistema sperimentale SDOF

m_2	k_t	f_y	x_y	δ
[kg]	[N/m]	[N]	[m]	[%]
2	$1.5k_o$	3.56	0.0002	19

Tab. 7. 5 Caratteristiche dinamiche dell'HVA LCDYN

In

Figura 7. 11 a) - b) sono rappresentate le curve di risposta in frequenza della massa principale e dello spostamento relativo del sistema con LCDYN.

Per piccole ampiezze, le frequenze del sistema 2DOF sono vicine a quelle del sistema lineare A, ($\omega_{1A} = 12.14 \text{ Hz}$, $\omega_{2A} = 16.32 \text{ Hz}$) e le curve esibiscono il primo modo amplificato rispetto al secondo, poiché la rigidezza k_e dell'assorbitore è maggiore di k_o ; per grandi ampiezze, le frequenze tendono a quelle del sistema B, ($\omega_{1B} = 7.02 \text{ Hz}$, $\omega_{2B} = 13.07 \text{ Hz}$) e la rigidezza k_e supera il valore ottimale, esibendo curve con il secondo picco amplificato rispetto al primo. Per l'ampiezza $a_g = 0.107g$, i picchi di risonanza si allineano tra loro (curva rossa in

Figura 7. 11 a)) poiché l'assorbitore raggiunge il valore ottimale in corrispondenza dello spostamento $x \cong 0.35 \text{ mm}$ (curva rossa in

Figura 7. 11 b)), con uno smorzamento equivalente paragonabile a quello dell'assorbitore viscoelastico, $\xi_e \cong \xi_o$. Contemporaneamente, il rapporto di frequenze, in

Figura 7. 11 c), raggiunge il valore che si realizza nel sistema viscoelastico, risalendo poi per ampiezze più elevate.

Dal confronto tra la risposta ottimale del sistema principale isteretico (HVA) (curva rossa in Figura 7. 11 a)) e quella del sistema viscoelastico (VTMD), ottenute per l'ampiezza $a_g = 0.107g$, risulta che le curve sono abbastanza vicine tra loro, vedi

Figura 7. 11 d)). Infatti, l'efficacia dell'assorbitore isteretico, valutata attraverso l'indice prestazionale, i_p , definito nel Capitolo 3 dalla relazione (3.7), è equivalente a quella del VTMD, pari al 97%. Questo risultato può essere giustificato dal fatto che l'assorbitore, in corrispondenza dell'ampiezza ottimale, raggiunge sia la rigidezza che lo smorzamento di progetto, a differenza del caso esaminato con l'HVA LC1.5, il cui smorzamento equivalente superava il valore ottimale. Inoltre, si vuole far notare che le prestazioni degli assorbitori, sia isteretico che viscoelastico, dipendendo dalle capacità dissipative della struttura principale, risultano maggiori

nel caso del prototipo sperimentale, a causa del basso smorzamento del prototipo stesso, $\xi_1 = 0.14\%$ (vedi Tab. 6. 2 del Capitolo 6).

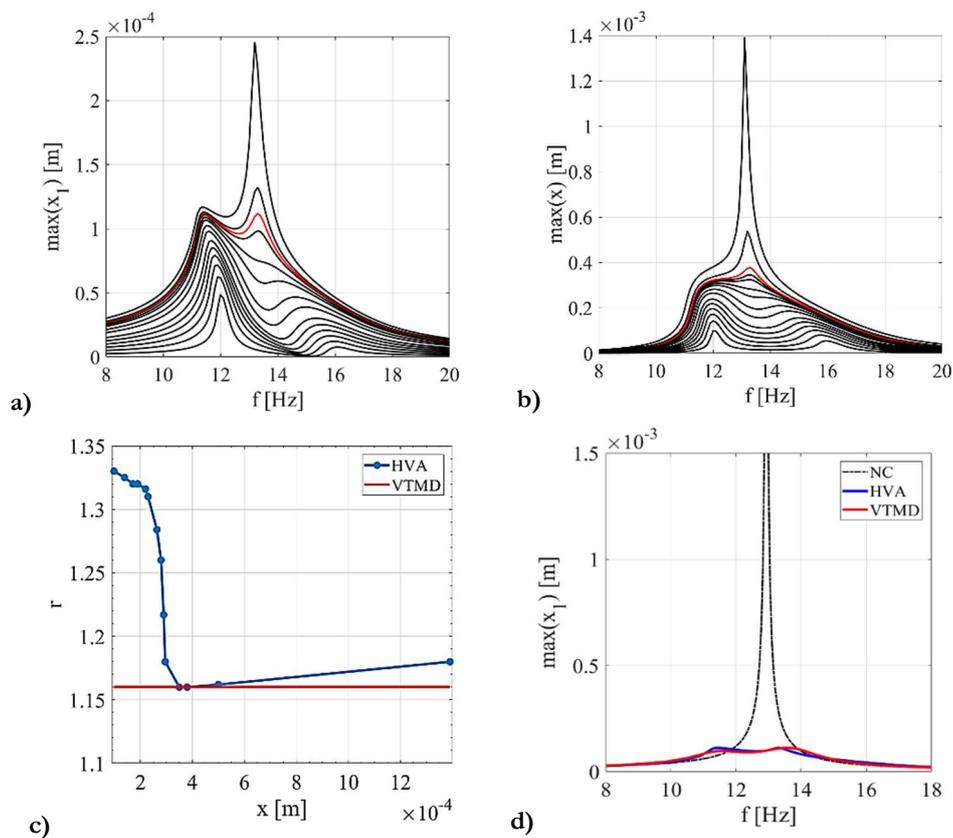


Figura 7. 11 Risposta in frequenza del sistema isteretico 2DOF (LCDYN) a) Curve di risposta in frequenza dello spostamento principale e b) dello spostamento dell'HVA per ampiezze costanti dell'eccitazione, $a_g = 0.01g$; c) Variazione del rapporto di frequenze con l'ampiezza (2DOF LCDYN); d) Confronto tra la risposta ottimale del sistema 2DOF isteretico e viscoelastico con quella del sistema 1DOF

7.2.2 Forzante treno

Le analisi sono state effettuate riducendo il passo di campionamento del segnale, dt , in modo da avvicinare il picco spettrale della forzante alla risonanza del prototipo, con la stessa proporzione che si realizza nel caso reale. La modifica introdotta sposta il picco massimo della trasformata FFT del segnale verso frequenze maggiori, come illustrato in vedi Figura 7. 12 b), riducendo la durata temporale del fenomeno, vedi Figura 7. 12 a).

Per garantire l'equivalenza tra gli spostamenti della barriera e quelli del prototipo, il carico è stato opportunamente scalato in funzione del rapporto tra le rigidzze del sistema sperimentale e reale. L'efficacia dell'assorbitore isteretico è confrontata con quella del sistema viscoelastico (Figura 7. 10 b). Le equazioni dinamiche del sistema 2DOF, Figura 7. 10 a), eccitato dalla forzante del treno sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = F(t) \quad (7.13)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (7.14)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2 x + z(x) + 2\xi \omega_{2A} m_2 \dot{x} \quad (7.15)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (7.16)$$

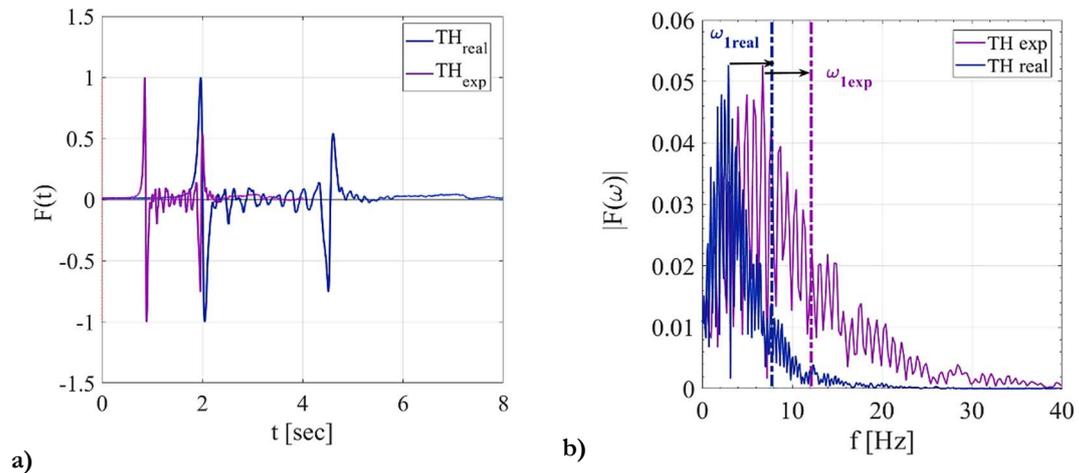


Figura 7. 12 Confronto tra la forzante del treno reale e sperimentale – a) TH del segnale; b) FFT del segnale

In Figura 7. 13 a) è rappresentato il confronto tra lo spostamento della massa principale al passaggio del treno a 350 km/h con e senza VTMD. La time-history mostra due picchi corrispondenti all'ingresso e all'uscita del treno, con il primo picco di ampiezza maggiore rispetto al secondo. In Figura 7. 13 b) è rappresentata la risposta del VTMD costituita anch'essa da due impulsi di ampiezza rispettivamente $x \cong 0.5 \text{ mm}$ e $x \cong 0.2 \text{ mm}$. In Figura 7. 14 è rappresentata la risposta del sistema con l'HVA LCDYN. Il confronto tra la time-history dello spostamento della massa principale con e senza HVA, mostra l'efficacia del dispositivo nel ridurre l'ampiezza e il numero di cicli entro i primi secondi della risposta. L'assorbitore, lavorando con spostamenti prossimi al valore ottimale, $x_m \cong 0.35 \text{ mm}$, offre prestazioni confrontabili a quelle del VTMD, vedi Tab. 7. 6. Gli indici di performance, i_p , sono valutati in termini di rapporto RMS, sfruttando la relazione (4.11), introdotta nel Capitolo 4.

Assorbitore	x_m [mm]	rms_{x1A} [mm]	rms_{xNC} [mm]	i_p [%]
LCDYN	0.37	0.037	0.121	69
VTMD	0.39	0.034		72

Tab. 7. 6 Confronto tra la performance dell'assorbitore isteretico e viscoelastico sotto la forzante treno

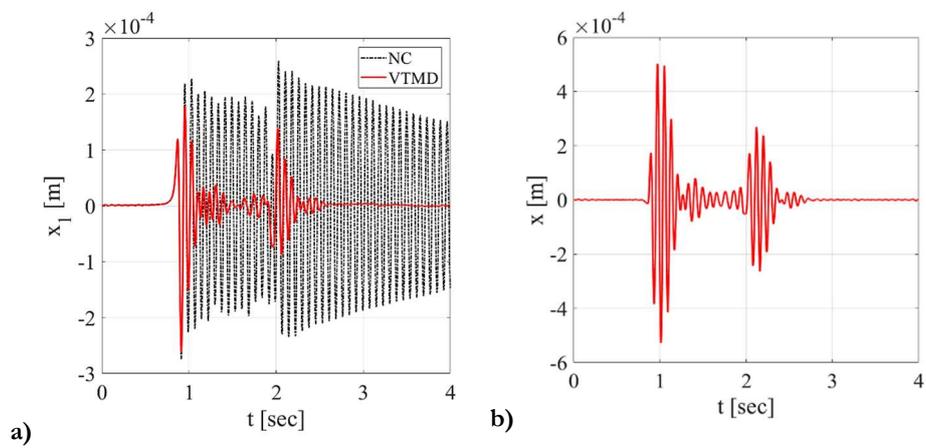


Figura 7. 13 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con VTMD alla forzante del treno a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

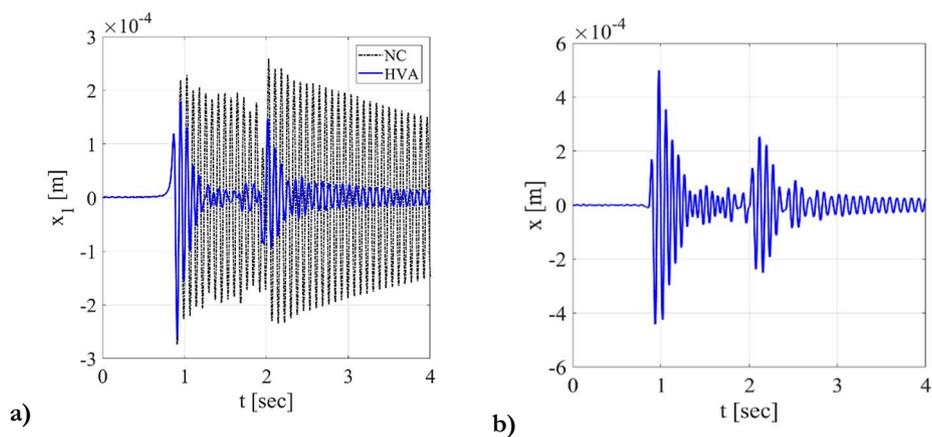


Figura 7. 14 Confronto tra la risposta del sistema SDOF e 2DOF con HVA(LCDYN) alla forzante del treno a) TH dello spostamento principale; b) TH dello spostamento dell'assorbitore

7.2.3 Oscillazioni libere

L'efficacia dell'HVA è valutata attraverso prove di oscillazione libera, assegnando una condizione iniziale in termini di spostamento alla massa principale del sistema 2DOF e a quella dell'HVA, in Figura 7. 15. Le ampiezze assegnate sono tali da far lavorare l'HVA con spostamenti prossimi al campo ottimale. Per verificare l'effetto del detuning e la variazione della performance con l'ampiezza della forzante, si assegnano tre diverse condizioni iniziali di spostamento. Le equazioni dinamiche del sistema sono:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 - f(x) = 0 \quad (7.17)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (7.18)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2x + z(x) + 2\xi\omega_{2A}m_2\dot{x} \quad (7.19)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta\text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\}\dot{x} \quad (7.20)$$

con le condizioni iniziali:

$$x_{01} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{01} = 0 \quad (7.21)$$

$$x_{02} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{02} = 0 \quad (7.22)$$

$$\dot{z}_0 = 0 \quad (7.23)$$

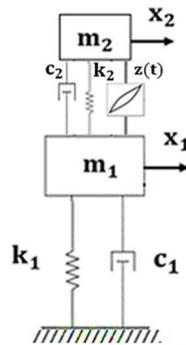


Figura 7.15 Il sistema 2DOF isteretico

La risposta del sistema isteretico e la performance, valutate in termini di rapporto RMS, sono confrontate con quelle del sistema con VTMD, in Figura 7. 10 b). L'efficacia dell'assorbitore varia con l'ampiezza, raggiungendo livelli confrontabili con quelli del VTMD, in corrispondenza dello spostamento ottimale dell'HVA, $x_r \cong 0.35 \text{ mm}$. In Tab. 7. 7 sono riportati gli indici prestazionali dell'HVA e del VTMD ottenuti per le tre condizioni iniziali assegnate.

In Figura 7. 16, Figura 7. 17, Figura 7. 18 sono rappresentate le risposte del sistema 2DOF con HVA per le tre condizioni iniziali.

Il confronto tra lo spostamento della massa principale con e senza HVA evidenzia, nei tre casi, l'efficacia del dispositivo nel ridurre l'ampiezza delle oscillazioni, dopo il primo ciclo.

La situazione ottimale si verifica per $x_{01} = 0.30 \text{ mm}$, quando gli estremi dei cicli di isteresi raggiungono il legame k_o , vedi in Figura 7. 17 c), a differenza degli altri casi, in cui risultano, rispettivamente, al di sopra o al di sotto della retta k_o , vedi Figura 7. 16 c) e Figura 7. 18 c).

x_{01} [mm]	i_p [%]		RMS [mm]			x_m [mm]	
	HVA	VTMD	HVA	VTMD	NC	HVA	VTMD
0.15	74		0.010	0.0082	0.04	0.16	0.17
0.30	76	80	0.019	0.016	0.08	0.36	0.34
0.45	74		0.030	0.024	0.12	0.39	0.51

Tab. 7. 7 Confronto tra le performance dell'HVA e del VTMD al variare delle condizioni iniziali

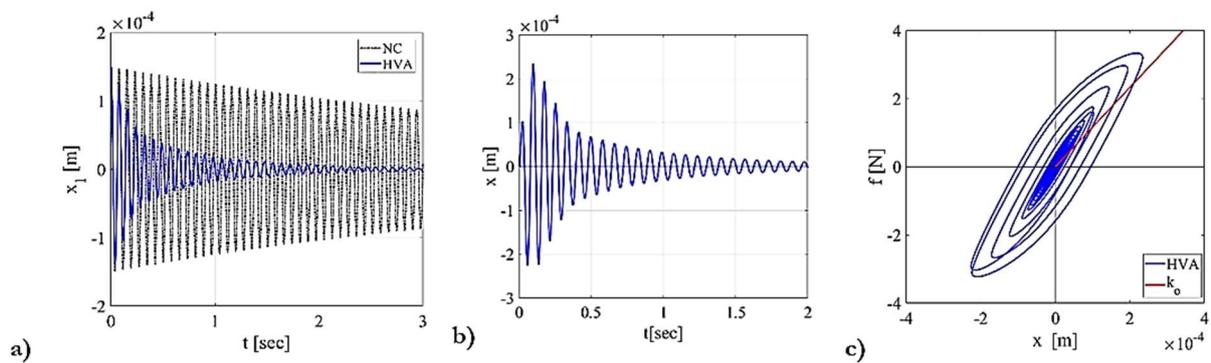


Figura 7. 16 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.15 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

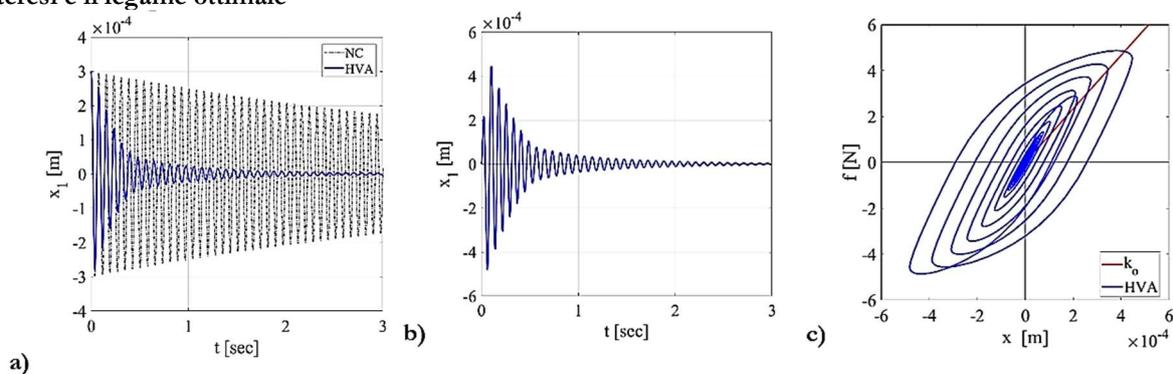


Figura 7. 17 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.30 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

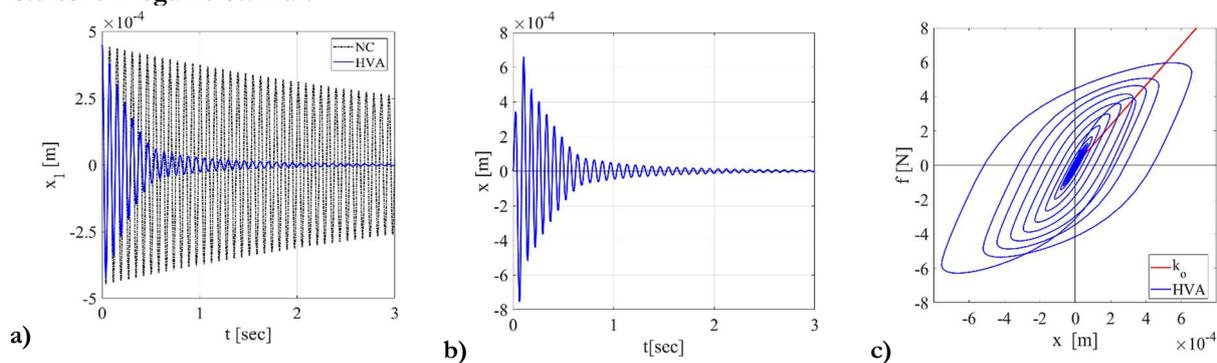


Figura 7. 18 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.45 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

7.3 Prove di rilascio sperimentali sul sistema 2DOF

7.3.1 Analisi dei risultati e confronto con la risposta numerica del sistema con HVA (LCDYN)

Sul prototipo controllato dall'assorbitore con i cavi sono state effettuate prove di oscillazione libera imponendo spostamenti iniziali prossimi a quelli assegnati nella prova numerica. Lo spostamento è impresso alla piastra superiore del telaio attraverso un filo metallico, collegato ad una cella di carico e ad un tenditore a vite. Una volta regolata l'ampiezza di prova, mediante gli strumenti suddetti, il rilascio avviene trinciando il filo con un frullino elettrico.

Le grandezze acquisite durante la prova sono le accelerazioni della massa del telaio, m_1 , della massa dell'assorbitore, m_2 , e i rispettivi spostamenti, x_1 e x_2 . Le accelerazioni sperimentali sono state misurate mediante due accelerometri installati, rispettivamente, sulla piastra del telaio principale e sulla massa dell'assorbitore; mentre gli spostamenti sono acquisiti mediante due LVDT disposti su supporti rigidi distinti. Il setup della prova sperimentale è illustrato in Figura 7. 19.

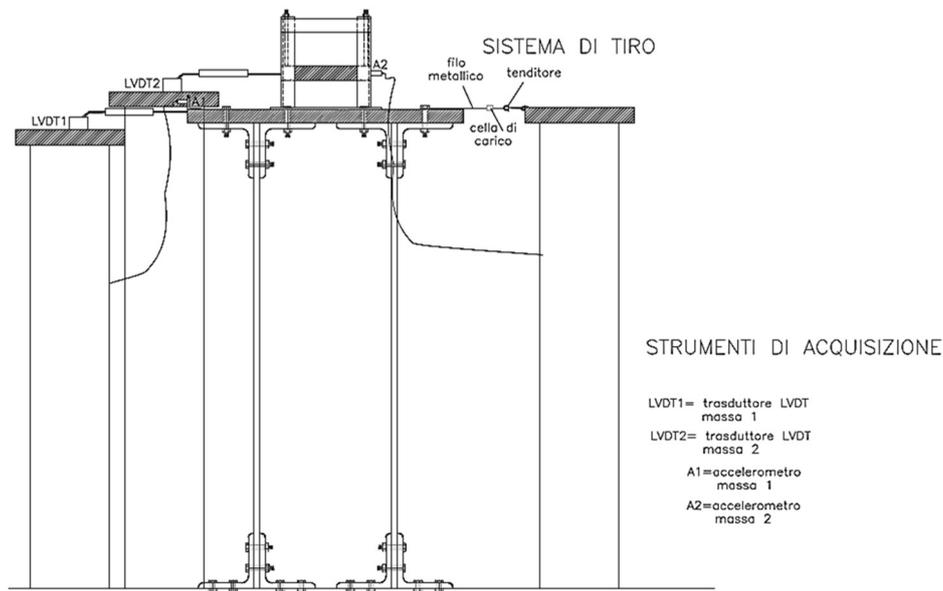


Figura 7. 19 Setup sperimentale della prova di rilascio

L'efficacia dell'assorbitore è valutata mediante i_p , definito in termini di rapporto RMS, sfruttando la relazione (4.11), introdotta nel Capitolo 4.

In Tab. 7. 8 sono riportati gli indici dell'HVA valutati per le tre condizioni iniziali assegnate. Analizzando i risultati delle prove emerge che l'efficacia dell'assorbitore aumenta quando lavora con ampiezze prossime al suo valore ottimale, $x_m \cong 0.35 \text{ mm}$. Durante i test di laboratorio, non è stato possibile esaminare il comportamento del dispositivo assegnando condizioni di ampiezza maggiore. Tuttavia, le prove sperimentali confermano gli stessi trend ottenuti con le analisi numeriche.

x_{o1}	x_m	RMS		i_p
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
	HVA	HVA	NC	HVA
0.12	0.16	0.005	0.027	81
0.25	0.18	0.006	0.041	85
0.29	0.22	0.007	0.045	85

Tab. 7. 8 Performance sperimentali dell'HVA per le ampiezze di prova

In Figura 7. 20, Figura 7. 21 e Figura 7. 22 è rappresentato il confronto tra lo spostamento della massa del telaio con e senza HVA. Le time-history, relative alle tre condizioni iniziali, esibiscono una brusca riduzione della durata temporale e un decadimento dell'ampiezza e del numero di cicli fin dalle prime oscillazioni, mostrando la buona performance dell'assorbitore.

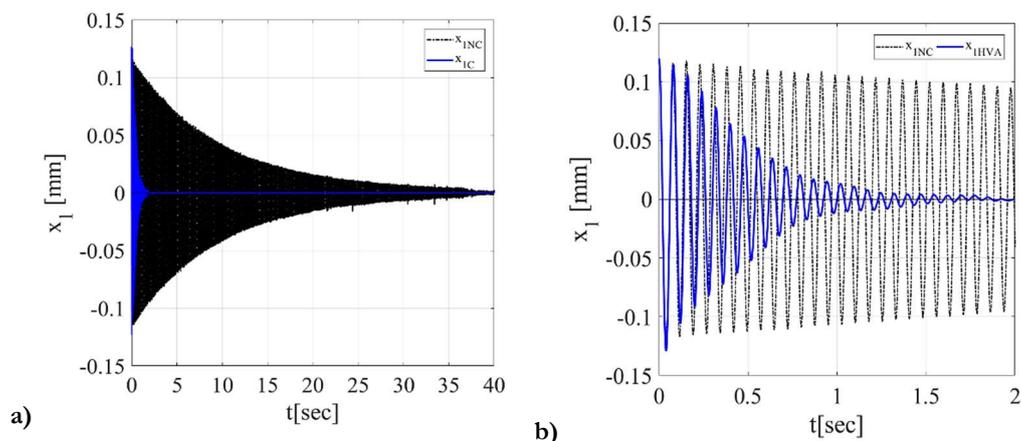


Figura 7. 20 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.12 \times 10^{-3} m$ – a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento

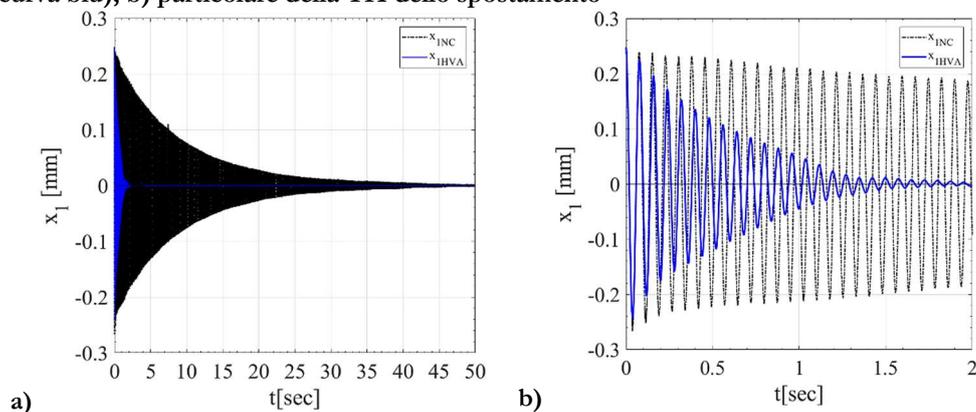


Figura 7. 21 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.25 \times 10^{-3} m$ – a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento

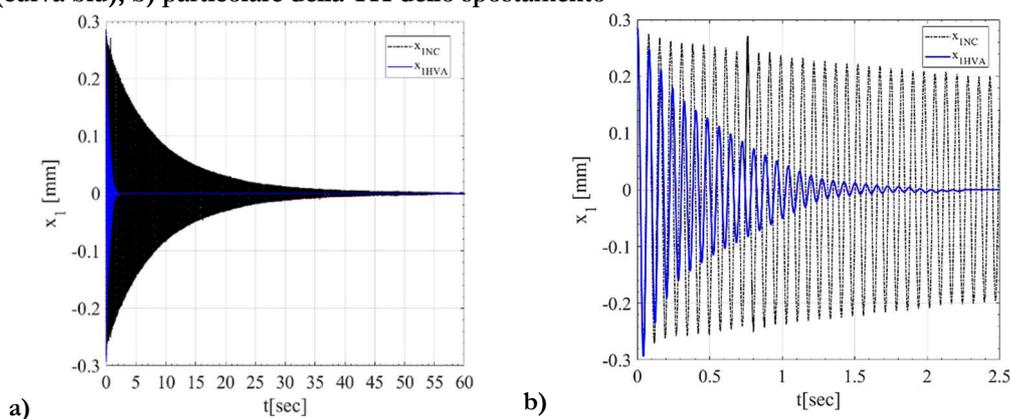


Figura 7. 22 Risposta sperimentale del sistema 2DOF per $x_{01} = 0.29 \times 10^{-3} m$ – a) Confronto tra la TH dello spostamento del sistema non controllata (curva nera) e con HVA (curva blu); b) particolare della TH dello spostamento

Per verificare la validità del modello numerico impiegato, i risultati sperimentali sono confrontati con quelli ottenuti dalle analisi numeriche sul sistema 2DOF con HVA LCDYN per le tre condizioni iniziali assegnate, vedi Figura 7. 23, Figura 7. 24, Figura 7. 25. Il modello riproduce abbastanza bene l'ampiezza dei primi cicli di spostamento dell'HVA, ma è meno accurato nel simulare la risposta della massa principale, vedi Figura 7. 23 a) -b), Figura 7. 24 a)-b), Figura 7. 25 a)-b). Inoltre, rispetto la risposta sperimentale, le time-history numeriche decadono più lentamente. Il confronto tra le trasformate di Fourier dello spostamento x_1 , vedi Figura 7. 23 c), Figura 7. 24 c), Figura 7. 25 c), mostra curve sensibilmente vicine tra loro sia in termini di forma che di frequenza. Inoltre, si vuole far notare che l'assenza del secondo picco sulla FFT dello spostamento del telaio con HVA, è giustificata dalla presenza di smorzamento viscoso sulla seconda massa, contemplato nel modello LCDYN. Come ulteriore confronto, si valutano le performance ottenute con il modello numerico per le tre condizioni iniziali, Tab. 7. 9. Le prestazioni numeriche risultano più basse di quelle sperimentali. Questo risultato è probabilmente causato dal basso smorzamento dell'HVA numerico, che produce, di conseguenza, spostamenti RMS maggiori di quelli sperimentali. Tuttavia, il trend della performance è lo stesso riscontrato in Tab. 7. 8

x_o	x_m	RMS		i_p
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[%]
	HVA	HVA	NC	HVA
0.12	0.107	0.009	0.032	71
0.25	0.286	0.016	0.067	76
0.29	0.332	0.019	0.077	76

Tab. 7. 9 Performance numeriche dell'HVA per le ampiezze di prova

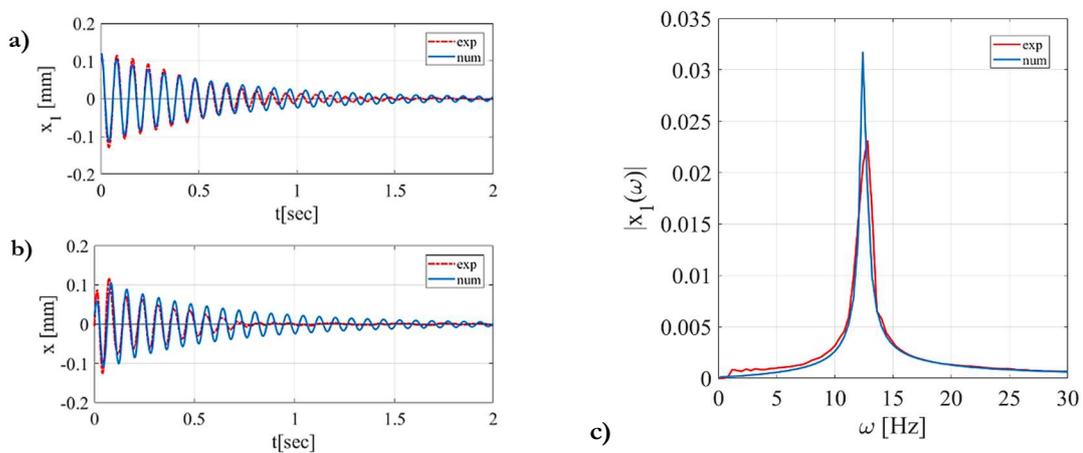


Figura 7.23 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{01} = 0.12 \text{ mm}$ – a) TH dello spostamento principale; b) TH dell’HVA; c) FFT dello spostamento principale

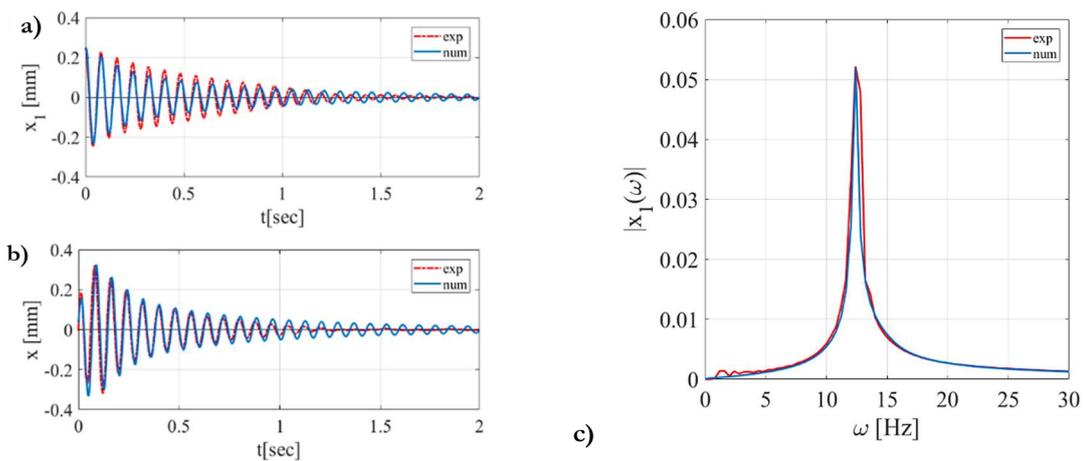


Figura 7.24 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{01} = 0.25 \text{ mm}$ – a) TH dello spostamento principale; b) TH dell’HVA; c) FFT dello spostamento principale

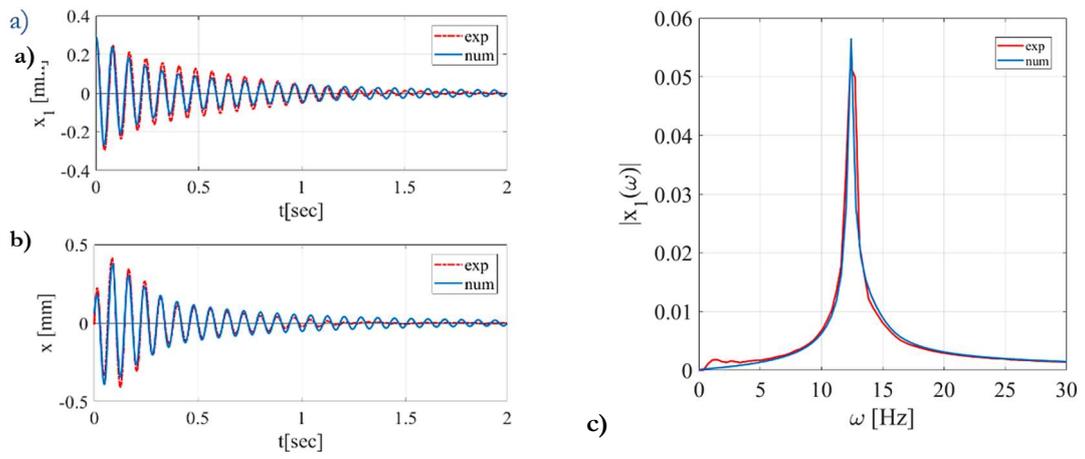


Figura 7. 25 Confronto tra la risposta sperimentale (curva rossa) e numerica (curva blu) per $x_{o1} = 0.29 \text{ mm}$ – a) TH dello spostamento principale; b) TH dell’HVA; c) FFT dello spostamento principale

8 Conclusioni

In questo lavoro è stato studiato un assorbitore isteretico ottimizzato per mitigare le vibrazioni delle barriere antirumore su linee ferroviarie dell'alta velocità. Il dispositivo, modellato attraverso il legame di Bouc-Wen, è stato progettato con i parametri ottimali di un assorbitore viscoelastico (VTMD), ottenuti impiegando la metodologia di Den Hartog. A causa della forte non linearità del collegamento, i parametri costitutivi sono stati calibrati in funzione di uno spostamento significativo per l'evento dinamico considerato, al fine di raggiungere i valori ottimali entro il campo di ampiezze prodotto dalla forzante. Nel caso esaminato, trattandosi di un segnale non stazionario, si è scelto lo spostamento medio del VTMD prodotto dal passaggio del treno. Le caratteristiche ottimali dell'assorbitore sono state, dunque, determinate minimizzando la risposta del sistema principale ottenuta con diversi legami isteretici entro il campo di ampiezze progettuali.

Le curve di risposta in frequenza del sistema 2DOF con l'HVA, hanno mostrato che l'isteresi del collegamento produce una variazione delle caratteristiche modali del sistema con l'ampiezza. La condizione ottimale, che si manifesta con l'allineamento dei due picchi di risonanza, si realizza quando sia la rigidità che lo smorzamento dell'HVA raggiungono i valori di progetto. In questo caso, la risposta e le performance dell'assorbitore sono equivalenti a quelle del viscoelastico. In caso contrario, quando i parametri sono lontani dai valori ottimali, i due picchi di risonanza possono essere disallineati o, ad esempio, per smorzamenti troppo elevati ($+50\% \xi_0$), possono manifestarsi fenomeni di biforcazione.

Per la realizzazione dell'HVA sono stati impiegati elementi isteretici, in gomma o cavi, che offrono il vantaggio di rappresentare direttamente entrambe le componenti elastica e dissipativa. La caratterizzazione di tali elementi è avvenuta attraverso test ciclici statici, identificati mediante il modello di Bouc-Wen. I risultati dell'identificazione hanno mostrato che, rispetto alle gomme, i cavi offrono proprietà isteretiche in linea con il modello di riferimento, oltre che una buona flessibilità progettuale. Pertanto, vengono impiegati per la realizzazione dell'assorbitore, HVA-WRF.

Le prove sperimentali di caratterizzazione dinamica dell'HVA WRF hanno mostrato che il dispositivo ha proprietà nonlineari coerenti con il modello di riferimento, nonostante la presenza trascurabile di una componente viscosa, non riscontrata durante le prove statiche.

L'efficacia della strategia di mitigazione proposta è stata indagata attraverso analisi numeriche e sperimentali su un prototipo, rappresentativo della barriera, eccitato dalla forzante del treno e con le vibrazioni libere.

I risultati ottenuti mostrano che, nonostante la condizione di tuning dipenda dall'ampiezza dell'oscillazione, l'assorbitore offre prestazioni soddisfacenti nel campo di spostamenti atteso. Inoltre, il confronto con la risposta sperimentale ha validato il modello numerico, che riproduce il comportamento sperimentale in modo accettabile.

Le ulteriori analisi numeriche condotte sull'assorbitore isteretico con le gomme, HVA-R, hanno dimostrato che la scarsa efficacia del dispositivo è giustificata da caratteristiche ottimali lontane dal campo progettuale.

I risultati finora ottenuti, oltre a validare la metodologia progettuale impiegata, basata sul criterio di ottimo di Den Hartog, hanno mostrato la possibilità di ottenere riduzioni significative delle vibrazioni strutturali, attraverso una massa di piccole dimensioni e dei dispositivi isteretici. La semplicità di realizzazione del dispositivo ne confermano, dunque, la fattibilità progettuale e rappresentano una soluzione economicamente vantaggiosa.

Bibliografia

- Abe M., Igusa T., "Tuned mass dampers for structures with closely spaced natural frequencies," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 24 (1995) 247–261.
- Arnold F., "Steady state behaviour of systems provided with nonlinear dynamic vibration absorber", *Journal of Applied Mechanics* 22 (1955) 487–492.
- Bakre S. V., Jangid R. S., "Optimum Parameters of Tuned Mass Damper for Damped Main System." *Structural Control and Health Monitoring* 14 (2007) 448–70.
- Basili M., De Angelis M., Pietrosanti D., "ScienceDirect Dynamic Response of a Viscously Damped Two Adjacent Degree of Freedom System Linked by Inerter Subjected to Base Harmonic Excitation" 00(2017)1–6
- Bouc R., *Modele mathematique d'hysteresis*, *Acustica* 24 (1) (1971) 16–25.
- Capecchi D., Vestroni F., *Steady-state dynamic analysis of hysteretic systems*, *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 111 (1985) 1515–1531.
- Capecchi D., Vestroni F., "Periodic Response of a Class of Hysteretic Oscillators." *International Journal of Non-Linear Mechanics* 25 (2–3)(1990): 309–17.
- Carboni B., Lacarbonara W., Auricchio F., "Hysteresis of Multiconfiguration Assemblies of Nitinol and Steel Strands: Experiments and Phenomenological Identification." *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 141(2015): 1–16.
- Carpineto N., Lacarbonara W., Vestroni F., "Hysteretic Tuned Mass Dampers for Structural Vibration Mitigation." *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014): 1302–18.
- Carpineto N., Lacarbonara W., Vestroni F., "Vibration Mitigation by Means of Hysteretic Tuned Mass Dampers." *Proceedings of the 8th International Conference on Structural Dynamics, EURODDYN 2011*, no. July(2011): 1792–99.
- Casalotti A., Arena A., Lacarbonara W.: "Mitigation of post-flutter oscillations in suspension bridges by hysteretic tuned mass dampers". *Eng. Struct.* 69, 62–71 (2014)

- Casini P., Vestroni F., “Nonlinear Resonances of Hysteretic Oscillators.” *Acta Mechaica* 229 (2018)
- Charalampakis A.E., “The Response and Dissipated Energy of Bouc–Wen Hysteretic Model Revisited.” *Archive of Applied Mechanics* 85 (2015) (9–10): 1209–23.
- Charalampakis A. E, Campus Z., “Parameters of Bouc-Wen Hysteretic Model Revisited.” *Proceedings of the Ninth HSTAM International Congress on Mechanics*, no. 3 (2010): 12–14.
- Chopra AK, *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall (1995)
- Chung L.L., Wu L.Y., Yang C.S.W., Lien K.H., Lin M.C., Huang H.H., "Optimal design formulas for viscous tuned mass dampers in wind-excited structures", *Structural Control and Health Monitoring*, 20(2013), 320-336.
- Clough R.W., Penzien J. (1993) "Dynamics of structures", 2nd ed. McGraw-Hill
- Den Hartog, *Mechanical Vibrations*. Nature. Vol. 169.(1952)
- Erlicher S., Bursi O.S.: Bouc–Wen type models with stiffness degradation: thermodynamic analysis and applications, *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 134(10), 843–855 (2008)
- Evangelista L, Vittozzi A and Silvestri G 2009 Theoretical-experimental evaluation of the noise barriers behavior on high speed lines *Ing. Ferrovi.* (in Italian).
- Foti F., Martinelli L., “An Analytical Approach to Model the Hysteretic Bending Behavior of Spiral Strands.” *Applied Mathematical Modelling* 40(13–14)(2016):6451–67.
- Foti F., Martinelli L., “A Unified Analytical Model for the Self-Damping of Stranded Cables under Aeolian Vibrations.” *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 176 (2018): 225–38.
- Gatti G., "Fundamental insight on the performance of a nonlinear tuned mass damper", *Meccanica* (2018) 53:111–123
- Gerges R. R., Vickery B.J., “Design of Tuned Mass Dampers Incorporating Wire Rope Springs: Part I: Dynamic Representation of Wire Rope Springs.” *Engineering Structures* 27 (2005a): 653–61.

- Gerges R. R., Vickery B.J., "Design of Tuned Mass Dampers Incorporating Wire Rope Springs: Part II: Simple Design Method." *Engineering Structures* 27 (2005b.): 662–74.
- Housner G., Bergman L., Caughey T., et al., "Structural control: past, present, and future". *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 123(1997): 897–971.
- Ikeda T., "Nonlinear responses of dual-pendulum dynamic absorbers", *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 6 (2011) 011012 1–11.
- Inaudi J. A., Kelly J. M., "Mass Damper Using Friction-Dissipating Devices." *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 121 (1995): 142–49. 0733-9399(1995)121:1(142).
- Ismail M., Ikhouane F., Rodellar J.: The Hysteresis Bouc-Wen model, a Survey. *Arch. Comput. Methods Eng.* 16, 161–188 (2009)
- Lacarbonara W., Vestroni F., "Feasibility of a vibration absorber based on hysteresis", *Proceedings of the Third World Congress on Structural Control*, Como, Italy, April 2002
- Lacarbonara W., Vestroni F., "Nonlinear phenomena in hysteretic systems", *IUTAM Bookseries*, in: T. Hikiyama (Ed.), *Proceedings of IUTAM Symposium on 50 Years of Chaos: Applied and Theoretical*, Kyoto, 2011, Springer, 2012.
- Lacarbonara W., Vestroni F., "Nonclassical responses of oscillators with hysteresis", *Nonlinear Dynamics* 32 (2003) 235–258.
- Li X., Zhao Q., Zhang X., Yang D., "Field test and analysis of noise reduction performance of high-speed railway semi-closed sound barriers" *J. Southwest Jiaotong Univ.* 54(2018) 661-69.
- Lu Z., Wang Z., Zhou Y., Lu X., "Nonlinear Dissipative Devices in Structural Vibration Control: A Review." *Journal of Sound and Vibration* 423 (2018): 18–49.
- Masri S.F., "Forced vibration of the damped bilinear hysteretic oscillator", *Journal of the Acoustical Society of America* 57 (1975) 106–111.
- Masri S.F., "Forced vibration of a class of non-linear two-degree-of-freedom oscillators", *International Journal of Non-Linear Mechanics* 7 (6)(1972) 663–674.

- Ni Y.Q., Ko J.M., Wong C.W., "Identification of Non-Linear Hysteretic Isolators From Periodic Vibration Tests." *Journal of Sound and Vibration* 217 (1995): 737–56.
- Ni Y.Q. Q., Ko J.M. M., Wong CW C.W. M., Wong CW C.W. M., "Identification of Non-Linear Hysteretic Isolators from Periodic Vibration Tests." *Journal of Sound and Vibration* 217 (1998): 737–56.
- Nishihara, O. & Asami, T., "Closed-form solutions to the exact optimizations of dynamic vibration absorbers (minimizations of the maximum amplitude magnification factors)". *Journal of vibration and acoustics*, 124(2002), pp. 576-582.
- Ormondroyd J., Hartog J.P.D., The theory of the dynamic vibration absorber, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* 50 (1928) A9–A22.
- Pipes L., Analysis of a nonlinear dynamic vibration absorber, *Journal of Applied Mechanics* 20 (1953)515–518.
- Reggio A., De Angelis M., "Optimization of a Non-Conventional TMD Implemented via Inter-Storey Isolation." *Proceedings of the International Conference on Structural Dynamic , EUROODYN 2014-Janua (July): 1713–20.*
- Rudinger F., Tuned mass damper with nonlinear viscous damping, *Journal of Sound and Vibration* 300 (2007) 932–948.
- Spencer B.F., Nagarajaiah S., State of the art of structural control, *Journal of Structural Engineering* 129 (7)(2003)845–856.
- Tang B., Brennan M.J., Gatti G., Ferguson N.S., Experimental characterization of a nonlinear vibration absorber using free vibration *J. Sound and Vibr.* 367 (2016) 159-69.
- Tokunaga M., Masamichi S., Tetsuo S., Kiyoshi O., "Dynamic Response Evaluation of Tall Noise Barrier on High Speed Railway Structures." *Journal of Sound and Vibration* 366 (2016): 293–308.
- Tsai H.-C., Lin G.C., "Optimum Tuned-mass Dampers for Minimizing Steady-state Response of Support-excited and Damped Systems." *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 22 (1993): 957–73.
- Tubino, F. & Piccardo, G., "Tuned Mass Damper optimization for the mitigation of human-induced vibrations of pedestrian bridges". *Meccanica*, 50(2015), p. 809–824

- Tsai, Hsiang-Chuan -C, and Guan-Cheng -C Lin. 1993. "Optimum Tuned-mass Dampers for Minimizing Steady-state Response of Support-excited and Damped Systems." *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 22 (11): 957–73.
- Vakakis A.F. 2017 Intentional utilization of strong nonlinearity in structural dynamics *Proc. Eng.* 199 70-7.
- Vestroni F., Noori M.: Hysteresis in mechanical systems: modeling and dynamic response. *Int. J. of Non-Linear Mechanics*, 37(8), 1261-1262 (2002)
- Vittozzi A., Silvestri G., Genca L., Basili M., "Fluid Dynamic Interaction between Train and Noise Barriers on High-Speed-Lines." *Procedia Engineering* 199(2017): 290–95.
- Wang H.-X., Gong X.-S., Pan F., Dang X.-J., "Experimental investigations on the dynamic behaviour of O-type wire-cable vibration isolators," *Shock and Vibration*, vol. 2015, Article ID 869325, 12 pages, 2015.
- Warburton G. B., Ayorinde E. O., "Optimum Absorber Parameters for Simple Systems." *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 8 (1980): 197–217.
- Wen YK 1976 Method of random vibration of hysteretic systems *ASCE J. Eng. Mech.* 102(2) 249-63.
- Wong C. Y Ni, Lau S., "Steady-State Oscillation of Hysteretic Differential Model. I: Response Analysis." *ASCE Journal of Engineering Mechanics*. 0733-9399(1994)120:11(2271).
- Xiong XH, Li AH, Liang XF and Zhang J., "Field study on high-speed train induced fluctuating pressure on a bridge noise barrier" *J. Wind Eng. and Indust. Aerodyn.* 177 157-66.

Appendice - L'assorbitore isteretico con le gomme (HVA-R, Hysteretic Vibration Absorber - Rubber)

L'assorbitore isteretico è realizzato attraverso una piastra di acciaio di dimensioni 135x135x10 mm, del peso di 1.35 Kg, posizionata su quattro elementi antivibranti in gomma, Ormant MM30/15, figura 1. Per distinguerlo dal dispositivo realizzato con i cavi (HVA-WRF), tale HVA è indicato con la sigla HVA-R, Hysteretic Vibration Absorber-Rubber. I quattro elementi, che fungono da collegamento tra l'HVA-R e il telaio, sono stati caratterizzati attraverso prove cicliche statiche. L'identificazione dei cicli sperimentali è descritta al § 6.2.2 della Tesi. In Tab. 9. 1 si richiamano le caratteristiche del legame identificato dei quattro isolatori, e, in Figura 9. 2, le curve della rigidezza secante e dello smorzamento equivalente al variare dello spostamento dell'HVA.



Figura 9. 1 Hysteretic Vibration Absorber – Rubber (HVA-R)

k_t	k_{el}	k_d	f_y	x_y	δ
[N/m]	[N/m]	[N/m]	[N]	[mm]	[%]
12805.2	8121.2	4684	10.04	0.78	63

Tab. 9. 1 Caratteristiche del legame identificato di quattro antivibranti

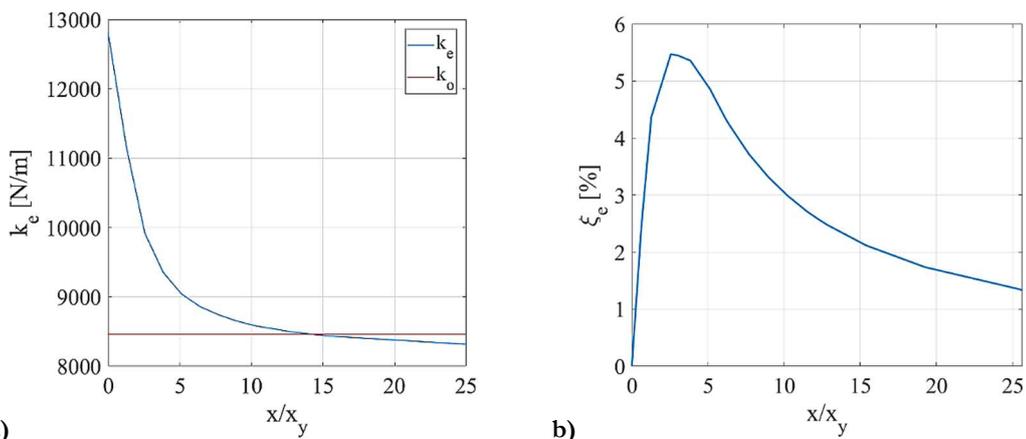


Figura 9. 2 Variazione a) rigidezza secante k_e e b) smorzamento equivalente ξ_e con l'ampiezza di quattro elementi Ormant MM30/15

A causa della dipendenza della rigidezza dall'ampiezza, per lo studio della risposta dinamica dell'HVA è utile definire due oscillatori lineari:

- sistema A, che corrisponde ad un oscillatore con rigidezza pari al valore iniziale, k_t ;
- sistema B, che corrisponde ad un oscillatore con rigidezza pari al valore post-elastico k_{el} .

Pertanto, la risonanza dell'oscillatore isteretico varia in un range di valori compreso tra le frequenze di tali sistemi, ω_A e ω_B . La risposta dinamica dell'oscillatore nonlineare è caratterizzata all'interno di tale dominio. In Tab. 9. 2 si riportano le caratteristiche dinamiche di tale sistema.

m_2	k_t	k_{el}	ω_A	ω_B
[Kg]	[N/m]	[N/m]	[Hz]	[Hz]
1.35	12805.2	8121.2	15.47	12.3

Tab. 9. 2 Caratteristiche dell'HVA-R

A.1 Caratterizzazione dinamica dell'assorbitore isteretico

A.1.1 Prove numeriche

La caratterizzazione dinamica dell'HVA è avvenuta attraverso le curve di risposta in frequenza del modello identificato dalle prove cicliche.

L'equazione che descrive la dinamica del sistema è:

$$m\ddot{x} + f(x) = -ma_g(t) \quad (9.1)$$

dove m è la massa dell'oscillatore ($m = 1.35$ kg) ed $f(x)$ è la forza di richiamo descritta dal legame di Bouc-Wen definito dai parametri in Tab. 9. 1.

Le curve sono ottenute per integrazione numerica della (9. 1), assegnando un segnale sine-sweep con frequenza incrementata "a blocchi" nel range di interesse, $a_g(t) = a_g \sin(2\pi\omega t)$.

In particolare, la curva è costruita come insieme delle soluzioni stazionarie del sistema, ottenute come risposta ad una forzante armonica di frequenza costante in un intervallo temporale Δt , sufficiente per il sistema a raggiungere la stazionarietà. Le ampiezze assegnate sono $a_g = [0.01 - 0.05 - 0.1 - 0.15 - 0.2 - 0.3] g$.

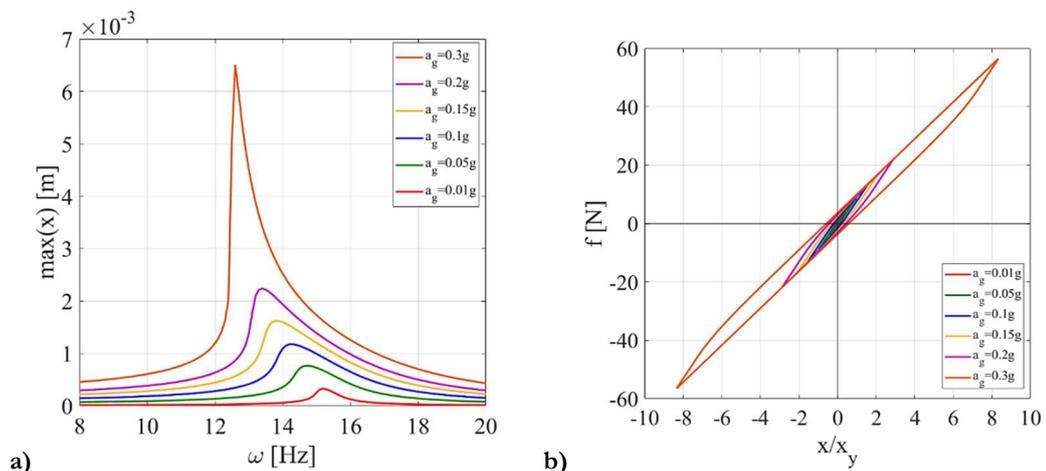


Figura 9. 3 a) Curve di risposta in Frequenza per intensità crescente della forzante; b) legami costitutivi in corrispondenza della risonanza

A.2 Analisi numeriche sul prototipo sperimentale 2DOF

Sulla struttura sperimentale, rappresentata dal telaio controllato con l'HVA-R, si effettuano le simulazioni numeriche con diverse forzanti dinamiche, vedi Figura 9. 4 a). L'obiettivo è valutare la performance ottenuta con il legame isteretico degli Ormant MM30/15, con caratteristiche distanti dal modello target, LC1.5D, impiegato nelle analisi numeriche sul sistema 2DOF reale. I parametri di progetto ottimali sono la rigidezza $k_o = 11646 \text{ N/m}$ e lo smorzamento $\xi_o = 0.14$, del TMD viscoelastico (VTMD) progettato applicando la metodologia di Den Hartog per $\mu = 5\%$, in Figura 9. 4 b).

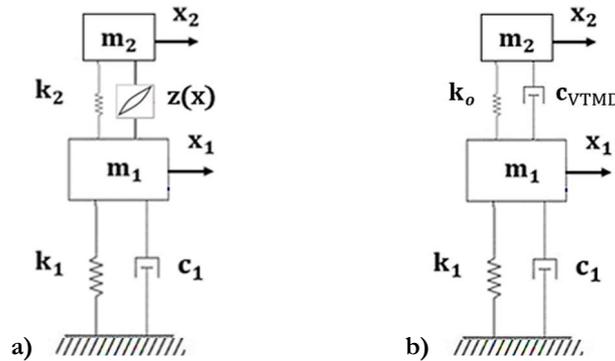


Figura 9. 4 Il sistema sperimentale 2DOF – a) con HVA-R; b) con VTMD

Come per l'oscillatore elementare, la risposta dinamica del sistema a due gradi di libertà è studiata in funzione di due sottosistemi bilineari:

- sistema A, che corrisponde ad un sistema 2DOF, in cui la molla di collegamento tra le due masse ha rigidezza pari al valore iniziale, k_t ;
- sistema B, che corrisponde ad un sistema 2DOF, in cui la molla di collegamento tra le due masse ha rigidezza pari al valore post-elastico, k_2 .

In Tab. 9. 3 si riportano le frequenze proprie dei due sottosistemi A e B e il rapporto di frequenze $r_\alpha = \frac{\omega_2}{\omega_1}$.

ω_{1A}	ω_{2A}	r_α	ω_{1B}	ω_{2B}	r_α
[Hz]	[Hz]		[Hz]	[Hz]	
12.51	16.23	1.30	11.55	14.0	1.21

Tab. 9. 3 Caratteristiche dei sistemi bilineari A e B

A.2.1 Caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF

La caratterizzazione dinamica del sistema 2DOF avviene attraverso le curve di risposta in frequenza, dello spostamento principale e relativo. Le curve sono ottenute integrando numericamente le equazioni (9. 2)-(9. 3), applicando un'accelerazione armonica alla base, $a(t) = a_g \sin(\Omega t)$, di ampiezza costante a_g e frequenza Ω variabile linearmente.

Le equazioni del moto del sistema a due gradi di libertà sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = -m_1 a(t) \quad (9. 2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = -m_2 a(t) \quad (9. 3)$$

In Figura 9. 5 sono riportate le curve di risposta in frequenza dello spostamento principale e relativo ottenute per intensità crescenti della forzante. La condizione ottimale, evidenziata con la curva rossa, si manifesta con l'allineamento dei due picchi sulla risposta della massa principale, Figura 9. 5 a), per un'ampiezza della forzante $a_g = 0.065g$. La curva di risposta ottimale dell'assorbitore, Figura 9. 5 b), esibisce una prevalenza del primo picco sul secondo, ad un'ampiezza $x \cong 12.5 \text{ mm}$. Come precedentemente osservato sul grafico che mostra la variazione della rigidità secante con l'ampiezza, in Figura 9. 2 a), tale spostamento è necessario per l'assorbitore a raggiungere la rigidità ottimale. Tale ipotesi è, inoltre, confermata rappresentando il legame costitutivo in corrispondenza del primo picco della curva ottimale dell'HVA, Figura 9. 6.

In Figura 9. 7 a) è mostrato il confronto tra il rapporto di frequenze nel sistema viscoelastico (linea rossa) con quello isteretico (curva blu) al variare dell'ampiezza. La curva r_α esibisce un ramo decrescente nel tratto iniziale compreso entro lo spostamento di 12 mm, oltre il quale il rapporto si mantiene costante, senza mai raggiungere il valore del VTMD. Questo andamento è giustificato dall'elevato incrudimento del legame costitutivo che comporta una forte variazione di rigidità nel range di spostamenti compreso entro l'ampiezza ottimale. Superato tale spostamento, l'elemento nonlineare, raggiungendo la rigidità ottimale, il cui valore è confrontabile con quella post elastica, si stabilizza su una rigidità costante.

In Figura 9. 7 b) è mostrato il confronto tra la risposta ottimale del sistema principale isteretico (HVA) (curva rossa in Figura 9. 5 a)) e quella del sistema viscoelastico (VTMD), ottenute per l'ampiezza $a_g = 0.065g$.

La curva del sistema con HVA esibisce picchi di ampiezza maggiore rispetto a quelli del sistema con VTMD. Infatti, l'efficacia dell'assorbitore isteretico, valutata attraverso l'indice prestazionale, i_p , definito nel Capitolo 3 dalla relazione (3.7), risulta pari all'89%, rispetto a quella del VTMD, pari al 96%. Questo risultato può essere giustificato dalle scarse capacità dissipative dell'assorbitore isteretico che, in tale campo di ampiezza, lavora con smorzamenti equivalenti inferiori al 3%.

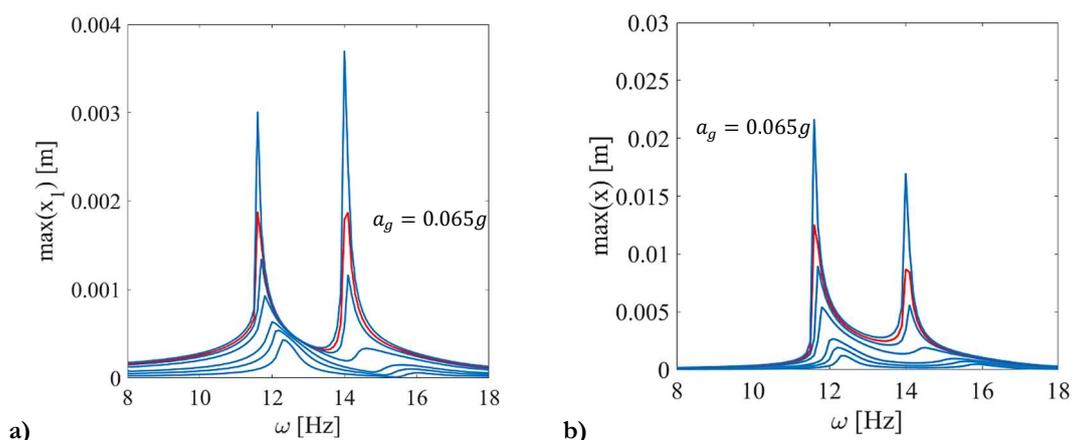


Figura 9. 5 Curve di risposta Ampiezza-Frequenza al variare dell'intensità-a) massa principale; b) HVA

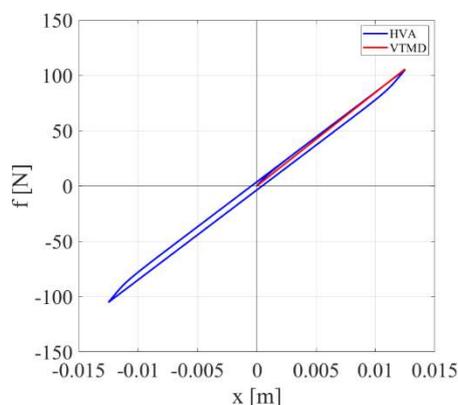


Figura 9. 6 Risposta costitutiva dell'HVA in corrispondenza del primo picco di risonanza

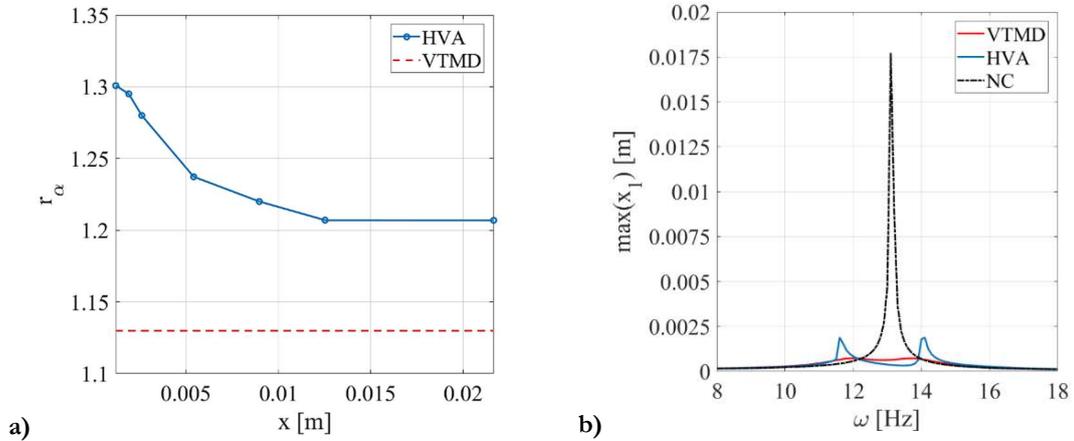


Figura 9.7 a) Variazione del rapporto di frequenze r_α con l'ampiezza (HVA, curva blu - VTMD, curva rossa); b) confronto tra la risposta del sistema SDOF, del VTMD e dell'HVA ottimale

A.2.2 Forzante treno

Le analisi sono state effettuate riducendo il passo di campionamento del segnale, dt , in modo da avvicinare il picco spettrale della forzante alla risonanza del prototipo, con la stessa proporzione che si realizza nel caso reale. La modifica introdotta sposta il picco massimo della trasformata FFT del segnale verso frequenze maggiori, come illustrato in vedi Figura 9. 8 b), riducendo la durata temporale del fenomeno, vedi Figura 9. 8 a). Per garantire l'equivalenza tra gli spostamenti della barriera e quelli del prototipo, il carico è stato opportunamente scalato in funzione del rapporto tra le rigidzze del sistema sperimentale e reale. L'efficacia dell'assorbitore isteretico è confrontata con quella del sistema viscoelastico, in Figura 9. 4 b). Le equazioni dinamiche del sistema 2DOF, Figura 9. 4 a), eccitato dalla forzante del treno sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = F(t) \quad (9.4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (9.5)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2 x + z(x) \quad (9.6)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (9.7)$$

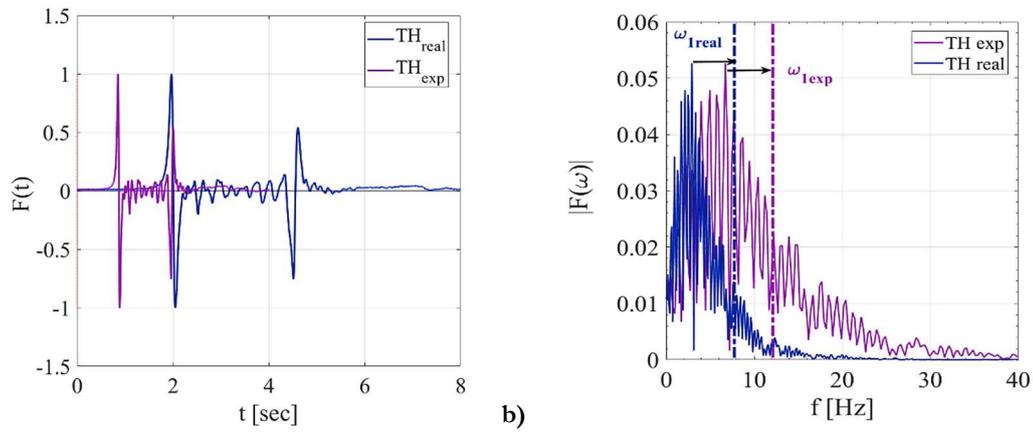


Figura 9. 8 Confronto tra le a) TH della forzante reale e sperimentale; b) le FFT del segnale sperimentale e reale

In Figura 9. 9 a) è rappresentato lo spostamento della massa principale al passaggio del treno a 350 km/h con HVA, VTMD e senza assorbitore. La time-history mostra due picchi corrispondenti all'ingresso e all'uscita del treno, con il primo picco di ampiezza maggiore rispetto al secondo. Nonostante la risposta del sistema controllato da HVA sia meno smorzata di quella con il VTMD, come è evidenziato dalla presenza di battimenti in seguito al primo e al secondo impulso, le percentuali di performance ottenute con il sistema nonlineare sono confrontabili con quelle del viscoelastico, vedi Tab. 9. 4. Gli indici di performance, i_p , sono valutata in termini di rapporto RMS, sfruttando la relazione (4.11), introdotta nel Capitolo 4.

In Figura 9. 9 b) è rappresentata la risposta dei due assorbitori, HVA e VTMD. Rispetto al VTMD, la risposta dell'HVA esibisce, oltre la presenza di forti battimenti, oscillazioni di ampiezza maggiore.

Assorbitore	x_m [mm]	rms_{x1A} [mm]	rms_{xNC} [mm]	i_p [%]
HVA	4.04	0.267		73
VTMD	2.53	0.230	1.00	77

Tab. 9. 4 Confronto tra la performance dell'assorbitore isteretico e viscoelastico sotto la forzante del treno

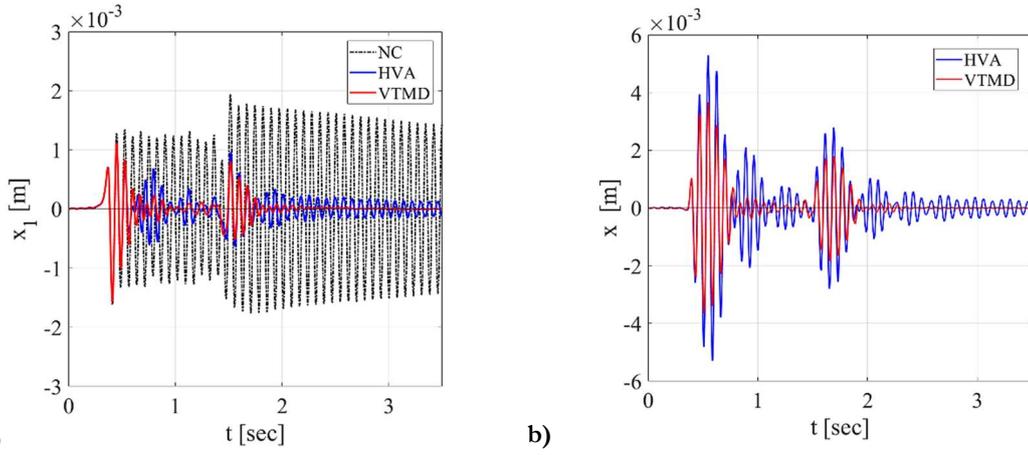


Figura 9.9 Confronto tra le TH dello spostamento a) della massa principale NC (linea rosa), con VTMD (linea rossa) e con HVA (linea blu); b) dello spostamento del VTMD (linea rossa) e dell'HVA (linea blu)

A.2.3 Oscillazioni libere

L'efficacia dell'HVA è valutata anche attraverso prove di oscillazione libera, assegnando una condizione iniziale in termini di spostamento alla massa principale del sistema 2DOF e a quella dell'HVA, in Figura 9.4 a) Figura 7.15. Le ampiezze assegnate sono tali da far lavorare l'HVA con spostamenti prossimi al campo ottimale. Per verificare l'effetto del detuning e la variazione della performance con l'ampiezza della forzante, si assegnano tre diverse condizioni iniziali di spostamento. Le equazioni dinamiche del sistema sono:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - f(x) = 0 \quad (9.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + f(x) = 0 \quad (9.9)$$

dove la forza di richiamo dell'elemento isteretico è:

$$f(x) = k_2 x + z(x) \quad (9.10)$$

essendo $x = x_2 - x_1$ e $z(x)$ la componente isteretica:

$$\dot{z} = \{k_d - [\gamma + \beta \text{sgn}(z\dot{x})]|z|^n\} \dot{x} \quad (9.11)$$

con le condizioni iniziali:

$$x_{01} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{01} = 0 \quad (9.12)$$

$$x_{02} = \bar{x}, \quad \dot{x}_{02} = 0 \quad (9.13)$$

$$\dot{z}_0 = 0 \quad (9.14)$$

La risposta del sistema isteretico e le performance, valutate in termini di rapporto RMS, sono confrontate con quelle del VTMD, in Figura 9. 4 b). In Tab. 9. 5 sono riportati gli indici prestazionali dell'HVA e del VTMD ottenuti per le tre condizioni iniziali assegnate.

In Figura 9. 10, Figura 9. 11 e Figura 9. 12 sono rappresentate le risposte del sistema 2DOF con HVA per le tre condizioni iniziali. Il confronto tra lo spostamento della massa principale con e senza HVA evidenzia, nei tre casi, l'efficacia del dispositivo nel ridurre l'ampiezza delle oscillazioni, dopo il primo ciclo. La situazione ottimale si verifica per $x_{o1} = 1.75 \text{ mm}$, quando gli estremi dei cicli di isteresi raggiungono il legame k_o , vedi in Figura 9. 11 c), a differenza degli altri casi, in cui risultano, rispettivamente, al di sopra o leggermente al di sotto della retta k_o , vedi Figura 9. 10c) e Figura 9. 12 Figura 7. 18 c). Nonostante lavori in un campo di ampiezze lontano dal valore ottimale, $x_o \cong 10 \text{ mm}$, in corrispondenza dello spostamento medio $x_m \cong 4.17 \text{ mm}$, lo smorzamento equivalente del dispositivo raggiunge il valore massimo, $\xi_e \cong 5.5\%$. Mentre, per spostamenti medi superiori, $x_m \cong 10 \text{ mm}$, le prestazioni del sistema si riducono al 75% a causa del basso smorzamento equivalente pari circa al 3%.

x_{o1} [mm]	i_p [%]		RMS [mm]			x_m [mm]
	HVA	VTMD	HVA	VTMD	NC	HVA
0.75	72	82	0.053	0.033	0.187	2.96
1.7	79		0.101	0.083	0.472	4.17
3.3	76		0.216	0.156	0.896	10.31

Tab. 9. 5 Confronto tra le performance dell'HVA e del VTMD al variare delle condizioni iniziali

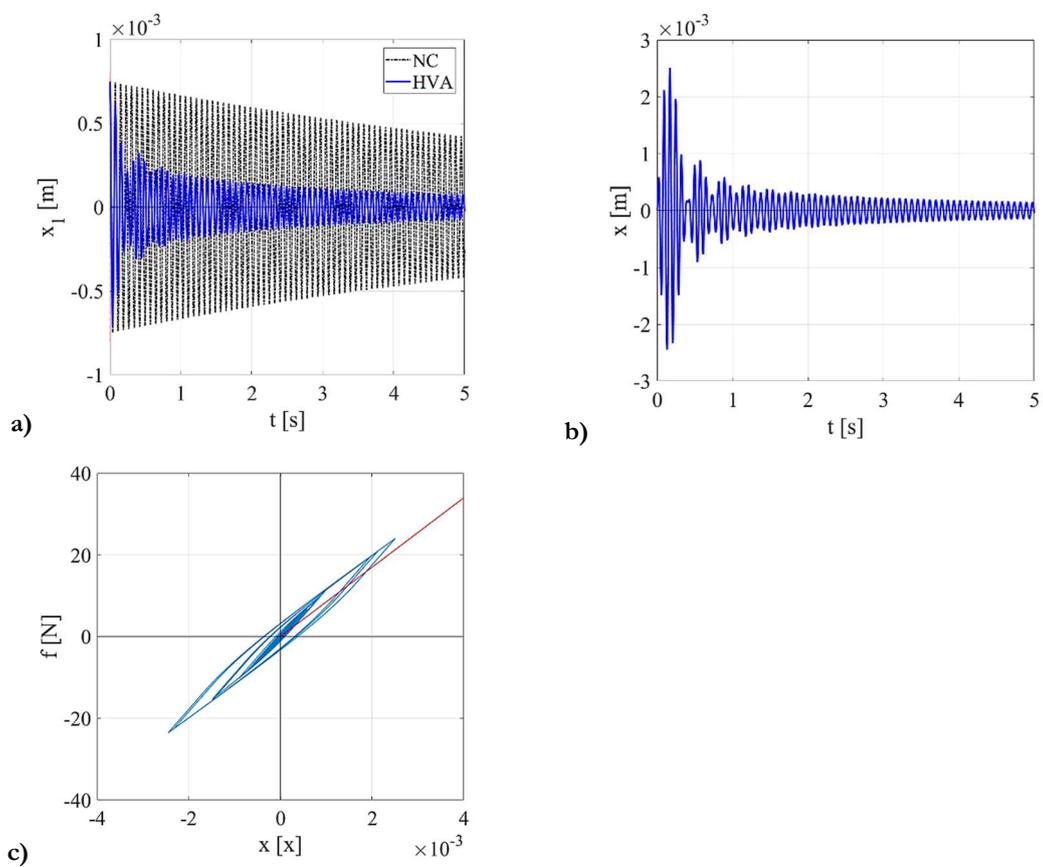


Figura 9. 10 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 0.75 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

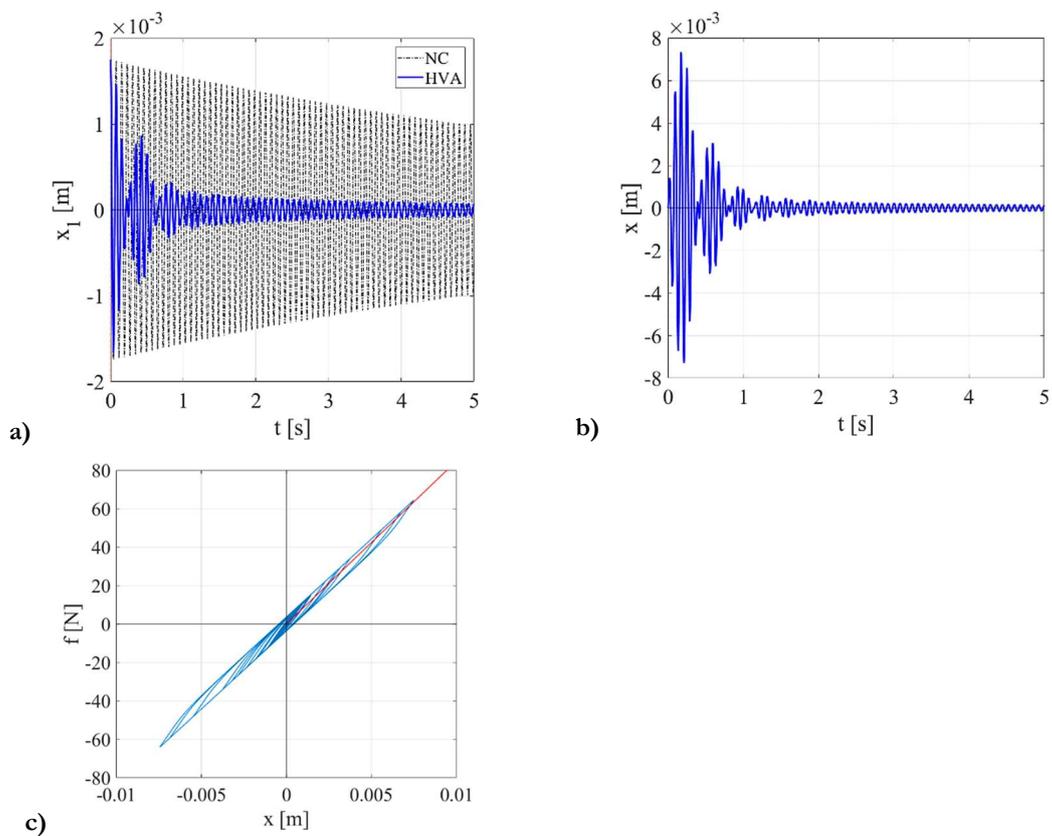


Figura 9. 11 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 1.7 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

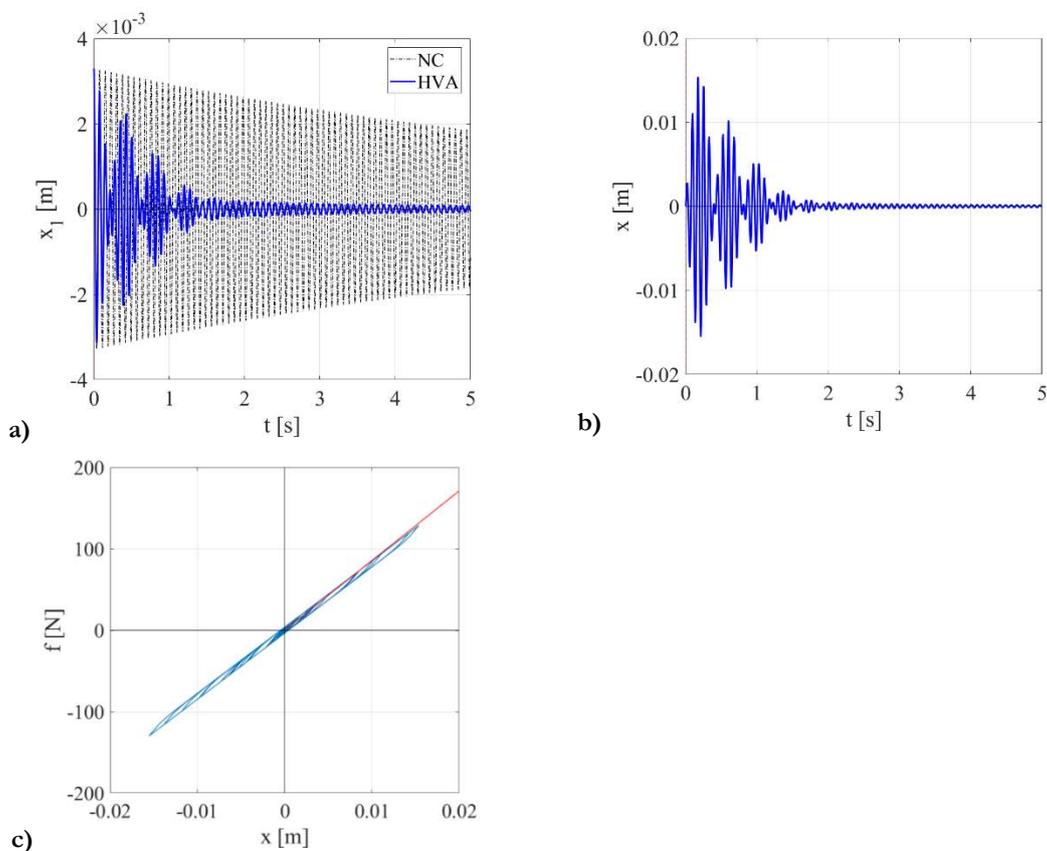


Figura 9. 12 Risposta del sistema isteretico 2DOF per $x_{01} = 3.3 \times 10^{-3} m$ - a) TH dello spostamento principale del sistema SDOF e 2DOF; b) TH dello spostamento dell'assorbitore; c) confronto tra il ciclo di isteresi e il legame ottimale

I risultati ottenuti dalle precedenti analisi mostrano come, per forzanti non stazionarie, come quella del treno o le oscillazioni libere, il miglioramento della performance sia legato allo smorzamento equivalente del dispositivo, risultando indipendente dal raggiungimento della rigidezza ottimale. Contrariamente, per forzanti stazionarie, la condizione ottimale si realizza al raggiungimento della rigidezza ottimale di progetto.