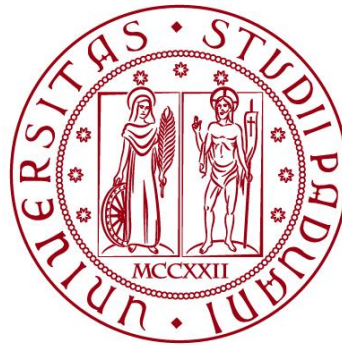


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
Department of Industrial Engineering

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



TESI DI LAUREA

**RECUPERO DI ENERGIA DALLE VIBRAZIONI DELLE
BICICLETTE, CON PARTICOLARE RIFERIMENTO
ALL'ACCORDATURA DELL' HARVESTER**

Relatore: Chiar.mo Prof. Ing. ALBERTO DORIA

Laureando: ALBERTO PAVAN
Matricola: 1176424

ANNO ACCADEMICO 2019-2020

Sommario

L'obiettivo del presente elaborato è quello di sviluppare diversi metodi di accordatura, o *tuning*, di un harvester piezoelettrico che recupera energia dalle vibrazioni della bicicletta. Questa tesi coniuga i risultati ottenuti dall'analisi vibratoria della bicicletta con quelli ricavati dagli studi sul recupero di energia con harvester piezoelettrico, entrambi filoni di ricerca condotti presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università di Padova. Dopo aver illustrato lo stato dell'arte delle tecnologie attualmente in uso per quanto concerne l'harvesting piezoelettrico, si espongono i risultati precedentemente ottenuti sul recupero di energia dalle vibrazioni delle biciclette, con particolare riguardo verso le criticità che contraddistinguono l'efficace utilizzo degli harvester in questo settore. A seguire, viene affrontata l'analisi vibratoria del veicolo a due ruote che pone le basi per il successivo studio sperimentale, e permette di comprendere le peculiarità del sistema di interazione uomo-bicicletta-strada su cui focalizzare l'intera indagine. L'obiettivo è quello di sfruttare al meglio le vibrazioni che interessano tale sistema come fonte di energia. Le prove sperimentali seguenti mettono a confronto diversi sistemi di tuning dell'harvester, che si dividono principalmente in metodi lineari con massa rigida e sistemi non lineari con massa liquida. Il confronto è significativo poiché si verifica una debole non linearità del sistema con acqua. Lo studio viene adeguatamente affinato tramite il modello numerico-sperimentale implementato con codice Matlab, che mette in luce le notevoli differenze tra i diversi sistemi di accordatura e permette una stima approssimata delle potenze messe in gioco.

Abstract

This work aims to develop different tuning systems of a piezoelectric harvester, which harvests energy from bicycle vibrations. The thesis combines the results obtained from the vibratory analysis of the bicycle with those gained from the studies on energy recovery with piezoelectric harvesters, both lines of research conducted at the Mechanical Engineering Department of the University of Padua. The state of art of the technologies currently in use regarding piezoelectric harvesting is initially illustrated, and then the results previously obtained on the recovery of energy from bicycle vibrations are shown, with particular regard to the critical issues that distinguish the effective use of harvesters in this sector. After explaining the peculiarities of the man-bicycle-road interaction system, a specific experimental setup is developed to study different harvesters tuning methods, mainly divided into linear methods with rigid mass and non-linear systems with liquid mass. As regards the present study, the comparison between the methods is significant given the weak non-linearity of the systems with water. The numerical-experimental model implemented allows to deepen the characteristics of the different tuning systems, and it allows to estimate the power during the operation of the harvesters applied to the bicycle.

Indice

Introduzione.....	9
Capitolo 1: Energy harvesting per micro dispositivi	13
1.1 Stato dell'arte.....	13
1.2 Harvesting Piezoelettrico.....	18
1.2.1 Proprietà dei materiali piezoelettrici	18
1.2.2 Relazioni costitutive.....	20
Capitolo 2: Modello elettromeccanico dell'harvester piezoelettrico	23
2.1 Schema meccanico	23
2.2 Schema elettromeccanico.....	27
Capitolo 3: Energy harvesting applicato alla bicicletta, stato dell'arte.....	31
3.1 Harvesting piezoelettrico applicato alle biciclette	32
3.1.2 Harvester piezoelettrico per alimentare dispositivi LED.....	32
3.1.3 Harvester auto-regolante per aumentare la potenza estratta	39
3.2 Harvesting elettromagnetico, fenomeno del Weaving (Counterbalancing)	45
Capitolo 4: Analisi delle vibrazioni sulla bicicletta.....	51
4.1 Risultati ottenuti presso l'Università di Padova.....	51
Capitolo 5. Simulazione preliminare di harvester applicato alla bicicletta..	59
5.1 Strumentazione.....	59
5.2 Calcolo delle PSD delle accelerazioni misurate.....	60
5.3 Accordatura dell'harvester tramite TipMass.....	62
5.4 Considerazioni sulla simulazione con modello analitico	68
Capitolo 6: Sistemi di accordatura: stato dell'arte	71

6.1 Metodo con magneti variabili.....	71
6.2 Metodo del pre-carico del cantilever.....	72
6.3 Metodo dei cantilever multipli.....	74
6.4 Metodo degli assorbitori dinamici.....	75
6.5 Accordatura non lineare tramite massa d'acqua	76
6.5.1 L'effetto Sloshing dell'acqua.....	77
6.5.2 Effetti di una massa liquida d'estremità su un harvester piezoelettrico	78
6.5.3 Casi sperimentali.....	83
6.5.4 Effetto dell'accelerazione	84
6.5.5 effetto della percentuale di volume d'acqua.....	85
6.6 Considerazioni sul tuning con massa d'acqua	87
.....	88
Capitolo 7: Apparato sperimentale	89
7.1 Catena di acquisizione.....	89
7.2 Dispositivi di accordatura	97
Capitolo 8. Risultati sperimentali e confronto con il modello analitico.....	105
8.1 Harvester PPA1001	105
8.2 Harvester con massa 4 grammi	106
8.3 Harvester con massa 17 grammi	110
8.4 Analisi sulla linearità dei sistemi di accordatura.....	113
8.4.1 Test con diversa intensità di eccitazione	113
8.5 FRF dei diversi dispositivi con massa liquida.....	118
8.5.1 Recipiente in ottone	118
8.6 Recipiente in polietilene.....	120

8.6.1 Configurazione con incollaggio diretto.....	120
8.6.2 Configurazione con lamina d'acciaio	124
8.6.3 Configurazione con incollaggio rigido	127
8.7 Confronto tra i diversi sistemi di accordatura.....	129
Capitolo 9. Applicazione degli harvester accordati alla bicicletta e calcolo della tensione generata a circuito aperto	133
9.1 Harvester con massa di piombo.....	134
9.2.1 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 1	137
9.2.2 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 2	139
9.2.3 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 3	140
9.3 Confronto tra i risultati.....	142
10. Prove sperimentali con carico resistivo ottimale e calcolo della potenza prodotta.....	145
10.1 Apparato sperimentale.....	145
10.1.1 Harvester con massa di piombo e carico ottimale	147
10.1.2 Harvester con recipiente d'acqua e carico ottimale, configurazione 1	148
10.1.3 Harvester con recipiente d'acqua e carico ottimale, configurazione 2	149
10.1.4 Harvester con recipiente d'acqua carico ottimale, configurazione 3	150
10.2 Confronto tra le FRF sperimentali con e senza carico.....	151
10.3 Calcolo della potenza prodotta.....	152
10.3.1 Potenze medie	153
10.3.2 Potenze massime	155
10.4 Utilizzo di dispositivi elettronici per bicicletta	156

11. Conclusioni e sviluppi futuri.....	163
Bibliografia	165

Introduzione

Le vibrazioni meccaniche sono un fenomeno naturale presente nella vita di tutti i giorni, siano esse prodotte da agenti atmosferici, piuttosto che indotte da macchinari o veicoli in movimento. Per l'essere umano, le vibrazioni costituiscono solitamente una fonte di disturbo o pericolo nell'ambiente che lo circonda, tanto che si è da sempre cercato di limitarle in favore di un maggior comfort o per prevenire eventi disastrosi.

Viceversa, negli ultimi decenni, molti scienziati stanno cercando di sfruttare proficuamente le vibrazioni: l'obiettivo è recuperare l'energia che queste possiedono e convertirla in energia utilizzabile. In questo modo, dunque, si utilizza a proprio beneficio un fenomeno considerato puramente sgradevole, rendendolo una potenziale fonte inesauribile di energia "pulita".

Uno dei vantaggi principali, che ha suscitato interesse da parte di molti ricercatori, è che le vibrazioni (intese come possibile fonte di energia) si manifestano ovunque: su un'auto, su una bicicletta, su un aereo, su una lavatrice, sul rotore di un generatore eolico, su un ponte, sui macchinari industriali... e quindi sono facilmente 'reperibili'. Il moto oscillatorio è la fonte di energia ma, essendo le vibrazioni difficilmente controllabili, il processo di estrazione di quest'ultima è molto complesso e richiede conoscenze multi-settoriali.

La branca di ricerca è quella comunemente denominata *Vibration Energy Harvesting* (lett. Recupero di energia dalle vibrazioni), la quale si distingue dalle altre tecniche di *Energy Harvesting* che si utilizzano per estrarre energia proveniente da diverse fonti (solare, termica, onde radio, termoelettrica). Ciascuna delle varie tecnologie di Energy Harvesting sfrutta un

diverso dispositivo o meccanismo di acquisizione, denominato appunto Harvester, grazie al quale avviene il recupero di energia.

Gli studi degli ultimi anni, ai quali questa tesi si propone di dare un piccolo contributo, mirano principalmente ad incrementare le prestazioni dei suddetti harvester, aumentando la loro capacità di conversione di energia. Ad esempio, si cerca di ottimizzarne la geometria o il materiale, si studiano metodi innovativi di tuning (accordatura), o si sfruttano diversi fenomeni elettro-meccanici per migliorare il loro funzionamento.

In particolare, in questo elaborato, si cerca di analizzare le prestazioni di un Harvester di tipo piezoelettrico che recupera l'energia prodotta dalle vibrazioni di una bicicletta, sperimentando nuovi sistemi non-lineari di accordatura tra la fonte esterna vibratoria e l'elemento trasduttore.

La tematica affrontata, motivo che ha condotto alla stesura dell'elaborato, è quanto mai attuale poiché si propone di abbinare l'efficienza di un veicolo "eco-friendly" come la bicicletta con le promettenti potenzialità dell'Energy Harvesting Piezoelettrico. L'obiettivo futuro è quello di sfruttare le vibrazioni stradali per alimentare dei dispositivi elettronici comunemente usati nella bici (luci, LED, ciclo-computer, GPS) senza l'utilizzo di batterie o dinamo. L'evoluzione tecnologica della strumentazione e della sensoristica, che attualmente si utilizzano in ambito ciclistico, ha permesso di minimizzare la potenza richiesta di alimentazione, riducendola a poche decine di mW. Per tali motivi, l'applicazione dell'harvesting energetico e, in particolare, di quello piezoelettrico, ha raggiunto nuovi livelli di interesse.

Dopo aver introdotto il tema dell'energy harvesting, la prima parte di questa tesi illustra le proprietà dei materiali piezoelettrici e il modello elettromeccanico che definisce il loro funzionamento.

I capitoli seguenti pongono le basi del presente lavoro, ossia trattano l'analisi vibratoria sul veicolo della bicicletta, evidenziando le criticità e i parametri di maggior interesse riscontrati nei lavori precedenti.

A seguire, tramite il metodo numerico-sperimentale implementato e le prove eseguite in laboratorio, si studiano diversi sistemi di accordatura dell'harvester per migliorare il recupero di energia dalle vibrazioni stradali.

Nel capitolo finale, vengono calcolate le potenze messe in gioco dai vari sistemi testati e si confrontano con le potenze assorbite da tipici dispositivi elettronici per biciclette.

Capitolo 1: Energy harvesting per micro dispositivi

1.1 Stato dell'arte

La richiesta continua di *smart sensors* ha aperto le porte a nuove attività di ricerca che mirano a superare i limiti dei convenzionali sistemi alimentati a batteria, ovvero la capacità limitata di energia di cui essi dispongono. Nonostante la disponibilità di sistemi sempre più ottimizzati dal punto di vista energetico, il problema della durata della batteria rimane uno dei principali ostacoli alla diffusione di sistemi wireless e dell'*Internet of Things* (IoT). [1]

Le tecnologie di Energy Harvesting (EH, noto anche come *Energy Scavenging*) cercano di ovviare a queste problematiche; si tratta dell'insieme di tecniche di conversione di energia presente nell'ambiente da utilizzare per l'alimentazione di dispositivi elettronici. Esistono numerose fonti naturali di energia, che possono essere suddivise in tre macro tipologie: meccaniche, elettromagnetiche, termiche (figura 1.1):

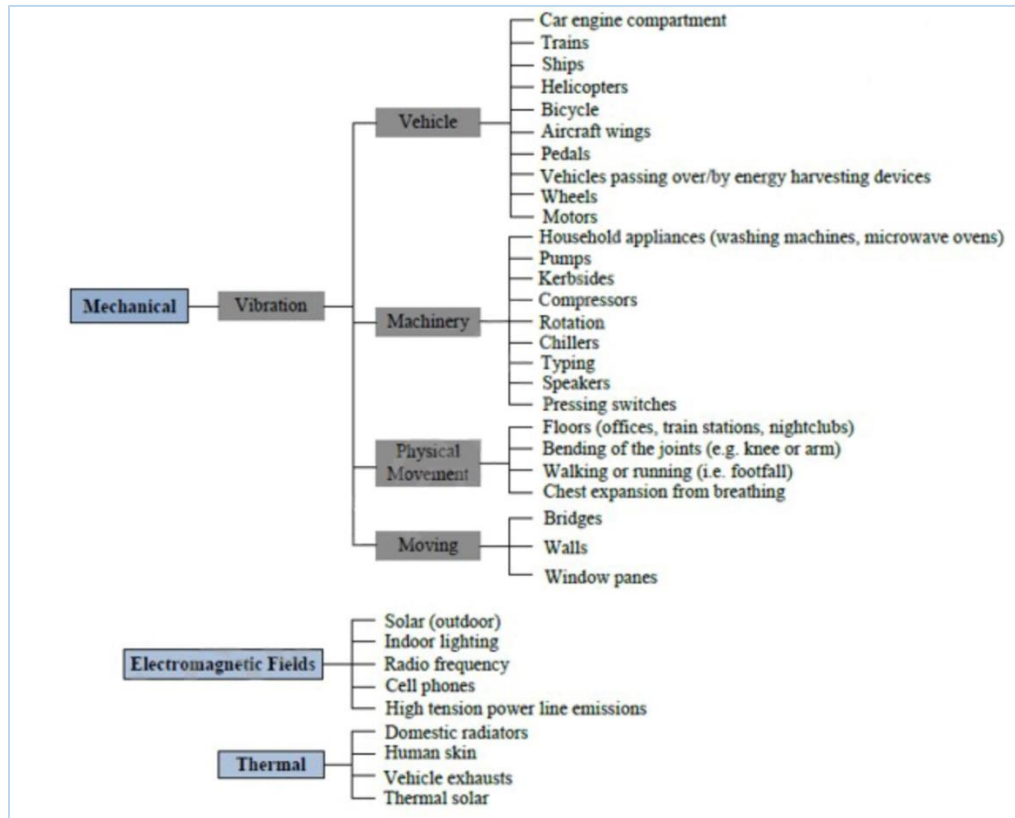


Figura 1.1: Fonti di energia presenti nell'ambiente [2]

Il recupero di energia da fonti ambientali ha ricevuto un'enorme attenzione a causa dell'aumento della popolazione e il suo impatto sulla domanda di energia, oltre che dal crescente aumento dell'inquinamento terrestre con conseguenti problematiche ambientali. In questa sede, ci si riferirà a sistemi di recupero di energia per l'utilizzo di dispositivi di piccola scala, come apparecchi elettronici a basso consumo. Alcune applicazioni sono riassunte in figura 1.2:

ENERGY SOURCES AND THE ENERGY THEY CAN GENERATE		
ENERGY SOURCE	TYPICAL ENERGY LEVEL GENERATED	TYPICAL APPLICATION
Small solar panels	100s of mW/cm ² (Direct or indirect sunlight)	Handheld electronic devices
Seebeck devices (which convert heat energy into electrical energy)	10s of μ W/cm ² (From body heat)	Remote wireless sensors
	10s of mW/cm ² (From furnace exhaust stack)	Remote wireless actuators
Piezoelectric devices (which produce energy by either compression or deflection of the device)	100s of μ W/cm ²	Handheld electronic devices or remote wireless actuators
RF energy from an antenna	100s of pW/cm ²	Remote wireless sensors

Figura 1.2: Alcune applicazioni di Energy Harvesting [2]

Tra tutte, l'EH solare è una tecnologia ampiamente consolidata e sempre più diffusa; tuttavia, l'alimentazione tramite energia solare rimane limitata per ambienti interni, poiché l'intensità di luce risente molto delle condizioni meteorologiche, e potrebbero essere richieste superfici relativamente vaste in dipendenza della potenza richiesta dai dispositivi elettronici. [2]

L'Energy harvesting termoelettrico richiede grandi gradienti di calore per generare grandi quantità di energia elettrica. [3]

Viceversa, il recupero di energia che ha come fonte le vibrazioni meccaniche si rivela essere adatto per molteplici applicazioni rispetto alle altre fonti, poiché le vibrazioni possono manifestarsi praticamente ovunque; veicoli, strade, motori, edifici. Non solo: da pochi anni, si sfruttano anche movimenti umani come la camminata, il respiro o i battiti cardiaci come possibili risorse di energia [4]. Uno degli aspetti più complessi è il controllo delle vibrazioni, trattandosi di un fenomeno poco prevedibile e regolare.

Una tematica interessante riguarda l'alimentazione di micro dispositivi a bassissimo consumo, sempre più utilizzati per il controllo ed il monitoraggio di particolari aree.

Generalmente, i micro dispositivi (come i noti Wireless Sensor Networks, WSN), necessitano di batterie elettrochimiche per funzionare. Una rete di sensori (sensor network) è costituita da un insieme di sensori disposti in prossimità oppure all'interno del fenomeno da osservare. Questi piccoli dispositivi sono prodotti e distribuiti in massa, hanno un costo di produzione trascurabile e sono caratterizzati da dimensioni e pesi molto ridotti. Ogni sensore ha una riserva d'energia limitata e non rinnovabile e, una volta messo in opera, deve lavorare autonomamente; per questo motivo, tali dispositivi devono mantenere costantemente i consumi molto bassi, in modo da avere un maggior ciclo di vita. Per ottenere la maggior quantità possibile di dati occorre effettuare una massiccia distribuzione di sensori (nell'ordine delle migliaia o decine di migliaia) in modo da avere un'alta densità (fino a 20 nodi/m³) e far sì che i nodi siano tutti vicini tra loro, condizione necessaria affinché possano comunicare. Una delle più comuni applicazioni in cui è possibile far uso di una rete di sensori consiste nel monitoraggio di ambienti fisici come il traffico in una grande città oppure dati rilevati da un'area disastrosa da un terremoto.

Per avere un'idea del consumo di alcuni micro sensori tipicamente utilizzati, si consideri la figura 1.3:

No	Devices	Power
1	32kHz quartz oscillator	100nW
2	Electronic watch or calculator	1 μ W
3	RFID Tag / Implanted medical device	10 μ W
4	Hearing aid	100 μ W
5	Short range (~30mm) proximity sensor, model SFH 7741 (OSRAM)	270 μ W
6	Hearing aid	1mW
7	Automotive light sensor, model SFH 5711 supplied from 2.5V (OSRAM)	1.03mW
8	The Sunflower miniature computing system	1.75mW
9	An ultra-wide-band (UWB) transmitter developed in 0.18 m CMOS for body area networks	2mW
10	Accelerometer, model ADXL103 supplied from 5V (Analog Devices)	3.35mW
11	A transmitter (model RFM HX1003) working at 418MHz with a range of 50ft	7.5mW
12	Potential needs of a WSN working Zigbee circuits	10mW
13	A custom-designed radio operating at 1.9GHz with a range of 10m	12mW
14	A bulk acoustic wave-based transceiver for a tyre pressure observing sensor node	18.6mW
15	Autonomous sensor module	20mW
16	Berkeley's Telos Mote	36mW
17	Bluetooth Transceiver	45mW
18	PALM, MP3	100mW

Figura 1.3: Potenze assorbite da micro-sensori [2]

Le batterie, come noto, possiedono una durata limitata, perciò necessitano di essere sostituite costantemente, con un costo che lievita; ciò risulta poco sostenibile se si pensa di voler alimentare centinaia di migliaia di sensori wireless. Oltretutto, in alcuni casi, i WSN sono installati in aree isolate, quindi risulta poco pratico andare a sostituire le batterie continuamente. In questo caso, il recupero di energia da fonti naturali, che andrebbe altrimenti sprecata, può rivelarsi un'alternativa virtualmente inesauribile. Per queste ragioni, l'EH ha recentemente guadagnato notevole interesse da parte ricercatori e sviluppatori per azionare dispositivi a bassissima potenza, e le vibrazioni esterne in particolare potrebbero dare un contributo all'accumulo di energia. Per raccogliere l'energia a livello di micro Watt dalle vibrazioni ambientali, ad esempio, possono essere utilizzati materiali piezoelettrici che convertono le vibrazioni in elettricità, la quale viene immagazzinata per alimentare non uno, ma vari dispositivi contemporaneamente.

1.2 Harvesting Piezoelettrico

Tra le tecniche citate, l'harvesting piezoelettrico è sicuramente una delle più promettenti per quanto concerne il recupero di energia dalle vibrazioni; il funzionamento degli harvester si basa sulle proprietà dei materiali piezoelettrici, che vengono qui brevemente riassunte.

1.2.1 Proprietà dei materiali piezoelettrici

L'effetto piezoelettrico, ossia la capacità di un materiale di fornire una differenza di potenziale quando sollecitato meccanicamente o, viceversa, di deformarsi se sottoposto ad un campo elettrico, è un fenomeno inducibile artificialmente in materiali ceramici come il titanato di bario BaTiO_3 o i molto diffusi PLZT1 (Piezo Lead Zirconate Titanate); il fenomeno si presenta in natura all'interno di alcuni quarzi ed è spiegabile a livello cristallografico con distorsioni del reticolo cristallino. Si parla di effetto piezoelettrico diretto quando l'applicazione di una forza o una vibrazione produce una tensione elettrica in uscita. (*Effetto piezogeneratore*). È invece l'effetto piezoelettrico inverso quando l'applicazione di una tensione elettrica produce in uscita una vibrazione o uno spostamento (*Effetto piezomotore*).

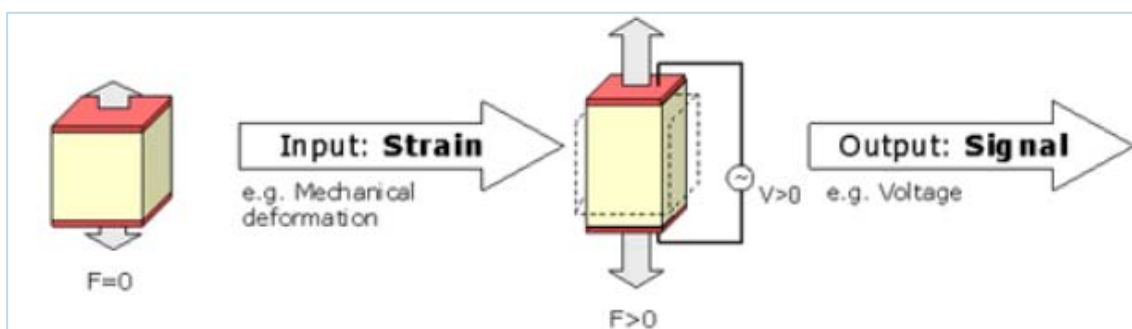


Figura 1.4: effetto piezoelettrico diretto, sensori

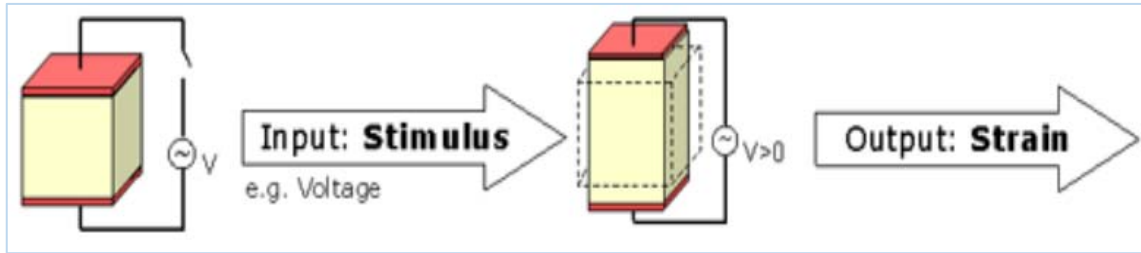


Figura 1.5: effetto piezoelettrico inverso, attuatori

Per comprendere il fenomeno dal punto di vista atomico, è utile rappresentare la configurazione tipica dei cristalli piezoelettrici (fig. 1.6):

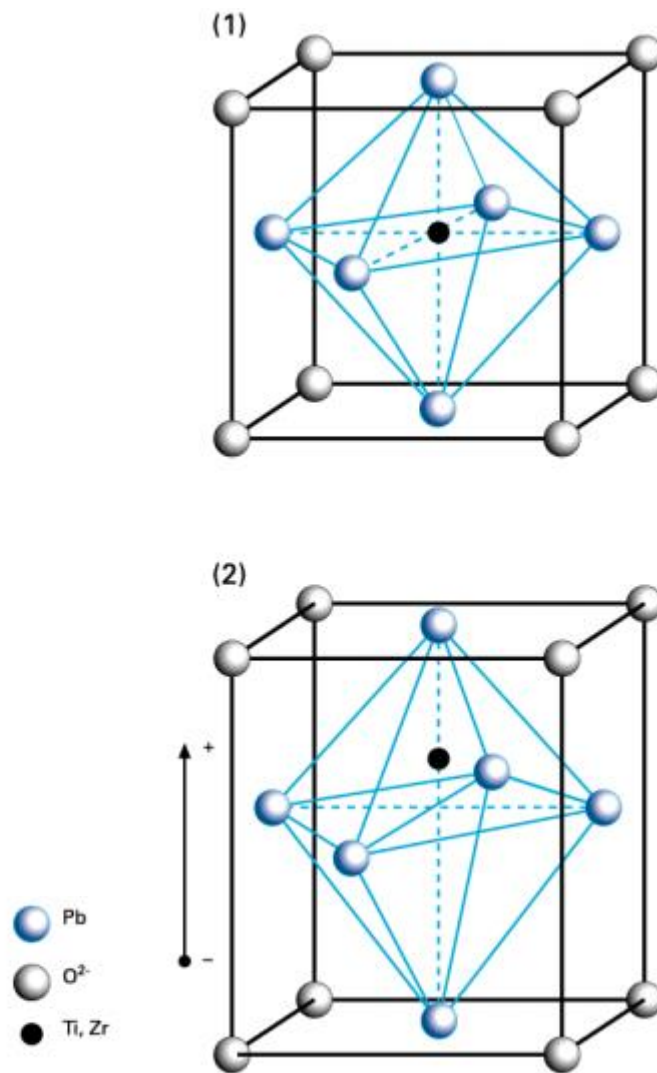


Figura 1.6: Struttura atomica dei materiali piezoelettrici [5]

Il reticolo dei cristalli piezoelettrici è un CFC con ai vertici atomi metallici, al centro delle facce gli atomi di ossigeno e nel centro un atomo più pesante confinato in uno spazio angusto con sopra e sotto degli spazi ottaedrici, posizioni di minore energia, ma nei quali non può spostarsi senza distorcere il reticolo (Figura 1.6,1). Si tratta dunque di una struttura metastabile. Se sottoposto a deformazione, sotto l'azione del campo elettrico, l'atomo centrale supera la soglia di potenziale e si sposta in uno dei due spazi ottaedrici (Figura 1.6,2) realizzando una configurazione di energia minore ma causando uno squilibrio nelle cariche che si estrinseca nella formazione di un dipolo elettrico. [5]

1.2.2 Relazioni costitutive

La proprietà dei piezoelettrici di poter creare un dipolo elettrico sotto l'azione meccanica è ciò che interessa in questo lavoro, poiché l'obiettivo è quello di produrre energia elettrica sollecitando un piccolo cantilever piezoceramico; ipotizzando piccole deformazioni del materiale piezoelettrico e piccoli campi elettrici, il comportamento costitutivo del materiale è descritto da relazioni lineari.

Le grandezze di interesse sono l'induzione elettrica D (carica per unità di area espressa in C/m^2), la sollecitazione meccanica T in (N/m^2) , il campo elettrico E in (V/C) e la deformazione S . In questo caso si sta considerando l'attuatore come composto da materiale piezoelettrico uni-dimensionale e per le equazioni si usa la notazione dell'IEEE *Standard on Piezoelectricity* [1]. Si consideri lo schema della lamina piezoelettrica rappresentata in figura:

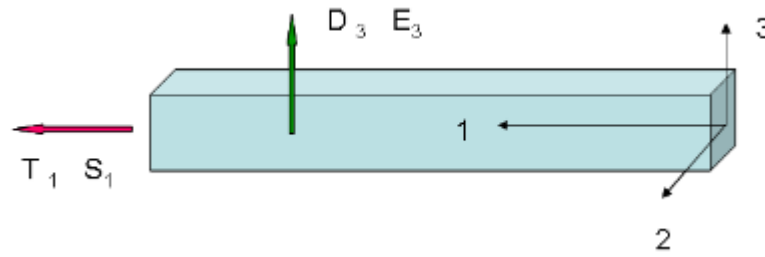


Figura 1.7: Schema di riferimento della lamina piezoelettrica

Le equazioni costitutive si presentano quindi in questa forma:

$$T_1 = c_{11}^E S_1 - e_{31} E_3 \quad 1.1$$

$$D_3 = e_{31} S_1 + \varepsilon_{33}^S E_3 \quad 1.2$$

dove:

ε_{33} è la permittività dielettrica sottoposta a sforzo costante espressa in F/m;
 c_{11} è l'inverso del modulo di Young del materiale quando il campo elettrico è costante si esprime in m^2/N ;

e_{31} è la costante piezoelettrica di accoppiamento, espressa in m/V o C/N^3 ;

T_1 è lo stress assiale;

S_1 è la deformazione assiale;

D_3 è lo spostamento elettrico in direzione ortogonale;

E_3 è il campo elettrico in direzione ortogonale;

Si noti che lo sforzo assiale non dipende solamente dalla deformazione meccanica, come noto, ma anche dall'intensità del campo elettrico in direzione ortogonale; analogamente, lo spostamento elettrico in direzione ortogonale dipende sia dal campo elettrico nella medesima direzione, sia dalla deformazione in direzione assiale. Dalle equazioni costitutive precedenti si ricava un parametro fondamentale per descrivere l'efficacia di un trasduttore piezoelettrico:

$$k^2 = \frac{e_{31}^2}{\varepsilon_{33}^S c_{11}^E + e_{31}^2} \quad 1.3$$

K è chiamato fattore di accoppiamento elettromeccanico del materiale e misura l'efficienza della conversione in energia meccanica dell'energia elettrica o viceversa. Dalla relazione precedente si nota che $\varepsilon (1 - k^2)$ è la costante dielettrica con deformazione nulla.

Va inoltre evidenziata la caratteristica di anisotropia trasversale dei materiali piezoelettrici. Ciò è di grande importanza poiché essi presentano comportamento elettromeccanico differente se sollecitati in direzione parallela a quella di polarizzazione o trasversale ad essa. Gli harvester piezoelettrici generano tensioni elevate e basse correnti: questa caratteristica facilita la rettificazione della corrente attraverso il ponte a diodi. [6] Inoltre, questo tipo di trasduzione non necessita di un'alimentazione elettrica per funzionare risultando adatto per applicazioni "stand alone"; tuttavia, il materiale di cui è costituita la lamina è fragile e per questo motivo devono essere previsti limitatori meccanici per impedire elevate deformazioni.

Capitolo 2: Modello elettromeccanico dell'harvester piezoelettrico

Il modello matematico qui presentato è fondamentale per comprendere il funzionamento di un harvester piezoelettrico soggetto a vibrazioni. Una volta implementato, il modello analitico permetterà di simulare l'attività del trasduttore e prevederne il comportamento in esercizio. In questa sede, vengono descritti i passi fondamentali per ricavare le equazioni meccaniche ed elettriche di interesse, cioè quelle valide per un cantilever piezoelettrico unimorfo. Per una trattazione più esauriente, si rimanda agli studi completi [7].

2.1 Schema meccanico

Lo schema meccanico di partenza per modellizzare il sistema è quello di trave a mensola, in cui uno strato attivo di materiale piezoceramico è posto su un layer strutturale di materiale metallico elastico, come in figura 2.1:

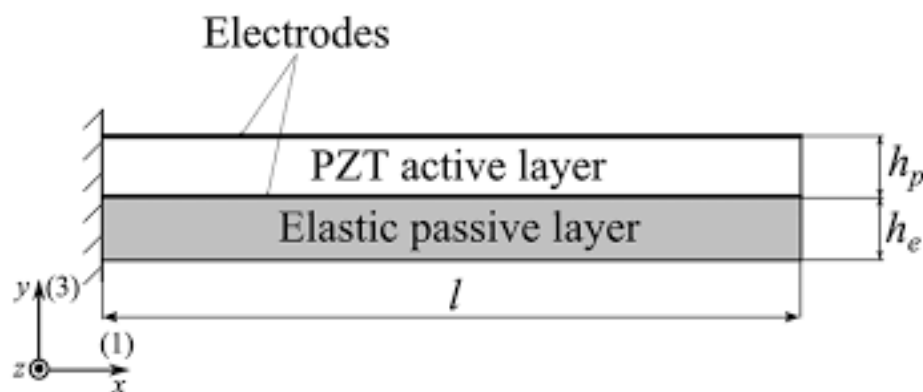


Figura 2.1: Schema meccanico di cantilever unimorfo [7]

Quando all'incastro viene applicata un'accelerazione, la lamina viene deformata, e così i cristalli al suo interno. Di conseguenza, si crea una differenza di potenziale alternata tra gli elettrodi posti sulle facce del materiale piezoelettrico della mensola. È proprio la tensione elettrica generata il segnale di uscita che si vuole ricavare.

Se la mensola così costituita è libera di vibrare, cioè non vengono considerati inizialmente forzanti e smorzamenti, l'equazione del moto della trave si può ottenere imponendo le condizioni al contorno nell'equazione che ne descrive lo spostamento trasversale (la teoria delle travi di Timoshenko), ottenendo un'equazione differenziale alle derivate parziali:

$$YI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = -m \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \quad 2.1$$

Dove:

YI è la rigidezza flessionale della trave;

m la sua massa lineare;

w è lo spostamento della trave che dipende dalle variabili spaziale e temporale.

Per il caso in esame, all'estremo libero della trave viene applicata una massa (Tip Mass) che modifica il sistema nel modo seguente:

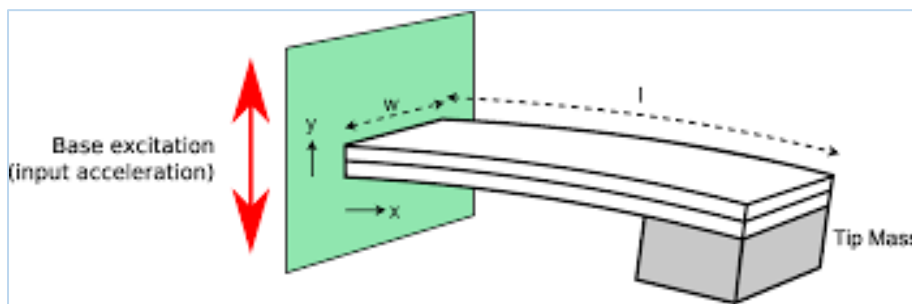


Figura 2.2: Schema tridimensionale di cantilever con Tip Mass [8]

L'imposizione delle condizioni al contorno all'estremità con massa Mt e momento d'inerzia baricentrico It , conduce alle seguenti equazioni aggiuntive [7]:

$$w(0, t) = \frac{\partial^1 w(0, t)}{\delta x^1} = 0; YI \frac{\partial^2 w(L, t)}{\delta x^2} + I \frac{\partial^3 w(L, t)}{\delta x^1 \delta t^2} = 0; YI \frac{\partial^3 w(L, t)}{\delta x^3} - Mt \frac{\partial^2 w(L, t)}{\delta t^2} = 0 \quad 2.2$$

Si ponga come soluzione al problema della trave un'equazione del moto $w(x, t)$ dipendente dallo spazio e dal tempo nella forma:

$$w(x, t) = \varphi(x)\eta(t) \quad 2.3$$

In questa maniera, si scinde il problema in due sotto casi disgiunti, la cui variabile è unicamente spaziale e temporale, come mostrano le seguenti equazioni:

$$\frac{d^4 \varphi(x)}{dx^4} - \gamma \frac{m}{YI} \varphi(x) = 0; \quad 2.4$$

$$\frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} + \eta(t)\gamma = 0; \quad 2.5$$

E le cui soluzioni sono esprimibili come somme di funzioni armoniche:

$$\varphi(x) = A \cos\left(\frac{\lambda}{L} x\right) + B \cosh\left(\frac{\lambda}{L} x\right) + C \sin\left(\frac{\lambda}{L} x\right) + D \sinh\left(\frac{\lambda}{L} x\right); \quad 2.6$$

$$\eta(t) = E \cos(\omega t) + F(\sin(\omega t)); \quad 2.7$$

Per ricavare le costanti incognite, risolvendo il problema agli autovalori, dopo alcuni passaggi si giunge alla forma caratteristica:

$$1 + \cos \lambda \cosh \lambda + \lambda \frac{Mt}{mL} (\cos \lambda \sinh \lambda - \sin \lambda \cosh \lambda) - \frac{\lambda^3 It}{mL^3} (\cosh \lambda \sin \lambda + \sinh \lambda \cos \lambda) + \frac{\lambda^4 It Mt}{mL^4} (1 - \cos \lambda \cosh \lambda) = 0 \quad 2.8$$

Che viene implementata nel codice Matlab per determinare le frequenze naturali del sistema.

Ad esempio, nel caso con Tip Mass posta nulla, l'equazione 2.8 Si riduce a:

$$1 + \cos \lambda \cosh \lambda = 0; \quad 2.9$$

Risalendo all' autovalore λ_r , la frequenza naturale r-esima si esprime come:

$$\omega_r = \lambda_r^2 \sqrt{\frac{YI}{mL^4}} \quad 2.10$$

In generale, la forma delle equazioni distinte nello spazio e nel tempo diventa:

$$\varphi_r(x) = \sqrt{\frac{1}{mL}} \left[\cosh \frac{\lambda_r}{L} x - \cos \frac{\lambda_r}{L} x - \sigma_r \left(+ \sinh \frac{\lambda_r}{L} x - \sin \frac{\lambda_r}{L} x \right) \right]$$

$$\frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} + 2\zeta \omega \frac{d\eta(t)}{dt} + \omega^2 \eta(t) = f_r(t); \quad 2.11$$

In cui:

- $\sigma_r = \frac{\sinh \lambda_r - \sin \lambda_r}{\cosh \lambda_r + \cos \lambda_r}$;
- $f_r(t)$ è la forzante;

Si consideri ora il modello a parametri distribuiti con forzante alla base [9] e, tenendo presente che l'effetto degli smorzamenti del sistema non sono trascurabili, l'equazione del moto diventa nella forma:

$$YI \frac{\partial^4 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4} + c_s I \frac{\partial^5 w_{rel}(x,t)}{\partial^4 x \partial t} + c_a \frac{\partial w_{rel}(x,t)}{\partial t} + YI \frac{\partial^2 w_{rel}(x,t)}{\partial t^2}$$

$$= -[m+M_t \delta(x-L)] \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2} \quad 2.12$$

Dove:

- w_{rel} è lo spostamento relativo alla base;
- w_b è lo spostamento assoluto della base;
- C_s e c_a sono gli smorzamenti interno alla trave e viscoso dell'aria;
- δ è la funzione di Dirac;

E la forzante nel dominio del tempo, cioè il membro di destra, si ricava essere:

$$f_r(t) = -m \left(\frac{d^2 g(t)}{dt^2} \int_0^L \phi(x) dx + \frac{d^2 h(t)}{dt^2} \int_0^L x \phi(x) dx \right) - M_t \phi(L) \left(\frac{d^2 g(t)}{dt^2} + L \frac{d^2 h(t)}{dt^2} \right) \quad 2.13$$

2.2 Schema elettromeccanico

Il comportamento elettrico dell'harvester dipende dal numero di layer piezoelettrici presenti nella mensola e da come essi sono disposti. I materiali sono considerati elastico-lineari e valgono le ipotesi di piccole oscillazioni. Si considerano l'uniformità degli strati piezoceramici e il loro perfetto incollaggio alla struttura. Inoltre, lo schema elettrico comprende il circuito più semplice costituito da un carico resistivo R . Nel caso di struttura unimorfa con massa applicata, lo schema elettromeccanico è il seguente:

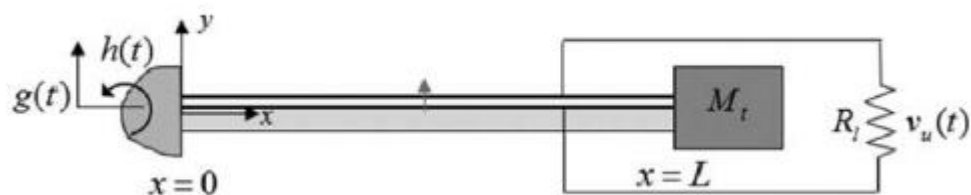


Figura 2.3: Schema elettromeccanico finale di cantilever con Tip Mass [9]

L'obiettivo è quello di ricavare le funzioni di trasferimento che legano il segnale di ingresso, cioè le accelerazioni della base, con gli output della tensione elettrica e dello spostamento relativo della trave. L'accoppiamento elettromeccanico parte dall'equazione delle vibrazioni libere della trave, scritta in funzione del momento flettente $M_{fl}(x, t)$ interno alla trave (relativo agli spostamenti trasversali della stessa):

$$\frac{\partial^2 M(x,t)}{\partial x^2} + c_s I \frac{\partial^5 w(x,t)}{\partial^4 x \partial t^1} + c_a \frac{\partial^1 w(x,t)}{\partial t} + m \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad 2.14$$

Si considera una soluzione della forma:

$$w(x, t) = w_b(x, t) + w_{rel}(x, t) \quad 2.15$$

In cui si evidenziano il moto assoluto della base W_b e lo spostamento ad essa relativo W_{rel} .

Sostituendo questa soluzione nell'eq. (2.15) precedente, si ottiene la seguente formula:

$$EI \frac{\partial^4 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4} + c_s I \frac{\partial^5 w_{rel}(x,t)}{\partial^4 x \partial t^1} + c_a \frac{\partial^1 w_{rel}(x,t)}{\partial t} + m \frac{\partial^2 w_{rel}(x,t)}{\partial t^2} + \theta v(t) \frac{d}{dx} [\delta(x) - \delta(x-L)] = - [m + M_t \delta(x-L)] \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2}; \quad 2.16$$

In cui sono stati esplicitati i termini relativi al momento flettente. In particolare, $\delta(x)$ è la funzione delta di Dirac, θ è il termine di accoppiamento piezoelettrico e $v(t)$ è il termine che esprime la tensione attraverso il carico resistivo R nella configurazione di trave a mensola.

Ricordando che si tratta di configurazione unimorfa, l'equazione del singolo modo di vibrare diviene:

$$\ddot{\eta}(t) + 2\zeta\omega\dot{\eta}(t) + \omega^2\eta(t) + \chi v(t) = f_r(t); \quad 2.17$$

Dove:

$$\chi_r = \vartheta \left. \frac{d\phi(x)}{dx} \right|_L;$$

$$\vartheta = e_{31}b (h_b^2 - h_c^2) / 2h_{pc};$$

L'equazione del circuito elettrico è invece:

$$\frac{e_{33}^s}{h_{pc}} bL \dot{v}(t) + \frac{v(t)}{R} = \sum_{r=1}^{\infty} \varphi \dot{\eta}(t) \quad 2.18$$

che è l'equazione di un circuito RC equivalente, in cui:

$$\varphi = -e_{31}bh_{pc} \int_0^L \frac{d^2\phi(x)}{dx^2} dx = -e_{31}h_{pc}b \left. \frac{d\phi(x)}{dx} \right|_L \quad 2.19$$

Supponendo ora delle soluzioni di tipo armonico, così come le forzanti del sistema, il sistema lineare è tale per cui anche le risposte modali meccanica ed elettrica della configurazione unimorfa siano armoniche, cioè del tipo:

$$\eta_r(t) = H_r e^{i\omega t}; \quad 2.20$$

$$v(t) = v_u e^{i\omega t}; \quad 2.21$$

Inserendo questo tipo di soluzioni nelle equazioni (2.17), (2.18), si ottengono degli andamenti delle risposte nella forma:

$$\eta_r(t) = \left(F_r - \chi_r \frac{\sum_{r=1}^{\infty} \frac{j\omega\kappa_r F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_l} + j\omega \frac{C_p}{2} + \sum_{r=1}^{\infty} \frac{j\omega\kappa_r \chi_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega}} \right) \frac{e^{j\omega t}}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega} \quad 2.22$$

$$v(t) = \frac{\sum_{r=1}^{\infty} \frac{-j\omega\kappa_r F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_l} + j\omega \frac{C_p}{2} + \sum_{r=1}^{\infty} \frac{j\omega\kappa_r \chi_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega}} e^{j\omega t} \quad 2.23$$

Se, come tipicamente accade, si considera la prima frequenza naturale del sistema come dominante nella combinazione lineare dei modi di vibrare (analisi *Single Mode*), si può ottenere la funzione di trasferimento della tensione elettrica (a carico) da implementare nel modello analitico:

$$v(t) = \frac{-j\omega R\theta F e^{i\omega t}}{(1+j\omega RC_p)(\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta\omega\omega_r) + j\omega R\theta_1^2} \quad 2.24$$

Ed anche quella dello spostamento relativo:

$$w_{rel}(t) = \frac{(1+j\omega RC_p)F\phi(x)e^{i\omega t}}{(1+j\omega RC_p)(\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta\omega\omega_r) + j\omega R\theta_1^2} \quad 2.25$$

Tale trattazione non vuole essere una spiegazione esaustiva del modello matematico degli harvester piezoelettrici, ma solo un sunto delle equazioni ricavate per simulare il funzionamento dell'harvester unimorfo tramite codice Matlab. Per ogni dettaglio, si rimanda il lettore a [10].

Capitolo 3: Energy harvesting applicato alla bicicletta, stato dell'arte

I numerosi studi sulle possibili applicazioni di Energy Harvesting hanno condotto a sviluppare l'idea di sfruttare le vibrazioni di una comune bicicletta su strada per ricavarne energia elettrica. L'idea è quella di utilizzare le vibrazioni che subisce il telaio del veicolo per sollecitare una lamina piezoelettrica, in modo che questa generi un potenziale, e dunque produca corrente elettrica. Ne consegue un utilizzo di una parte di energia che si produce per natura, "gratuita", che andrebbe altresì totalmente dissipata.

In letteratura, sono presenti alcune applicazioni di *Bike Energy Harvesting* (piezoelettrico, elettromagnetico), il cui obiettivo è utilizzare l'energia elettrica sviluppata dagli Harvester per alimentare dispositivi elettronici a bassa potenza (luci al LED, ciclocomputer di bordo, sensori...). Si tratta di una sfida molto interessante: tutti gli apparecchi in commercio si accendono tramite batterie, le quali hanno durata limitata e sono comunque una fonte di energia non ecologica; per quanto sia difficile immaginare uno scenario in cui le batterie siano totalmente sostituite, data la loro praticità e convenienza, anche una loro piccola riduzione nel mercato sarebbe un enorme passo in avanti, soprattutto in favore di tecnologie più "pulite" verso l'ambiente come l'harvesting piezoelettrico. Inoltre, sarebbe una soluzione energetica praticamente inesauribile.

In questo capitolo, si presenta una panoramica di diverse tipologie di *Bike Energy Harvesting* già proposte in studi precedenti.

3.1 Harvesting piezoelettrico applicato alle biciclette

Gli studi su questa tematica sono molto recenti e poco numerosi. Per affrontare il problema dell'harvester piezoelettrico applicato alla bicicletta, è imprescindibile una corretta analisi vibratoria del veicolo, presentata nel capitolo seguente. Ad ogni modo, le considerazioni presentate nei prossimi paragrafi sono essenziali per inquadrare le problematiche che saranno poi riprese nello studio sperimentale sull'accordatura degli harvester piezoelettrici.

3.1.2 Harvester piezoelettrico per alimentare dispositivi LED

Minazara, Vasic e Costa [11] hanno indagato sulla possibilità di sostituire le classiche dinamo o batterie con un harvester piezoelettrico; la trattazione inizia con l'analisi delle vibrazioni che agiscono sulla bicicletta e identifica quali siano le parti del veicolo maggiormente interessate.

Sono stati posizionati gli accelerometri su una comune bicicletta cittadina, come mostrato in Figura 3.1:



Figura 3.1: Posizionamento accelerometri sulla bicicletta [11]

Durante l'esercizio della bicicletta su diversi tracciati, si sono rilevate le accelerazioni dovute a vibrazioni prodotte rispettivamente su forcella, manubrio, sella e telaio. Gli accelerometri rilevano solamente la componente verticale delle accelerazioni. Tuttavia, nulla vieta di considerare le accelerazioni in tutte le direzioni dello spazio che interessano il veicolo. Le misurazioni hanno espresso la forte dipendenza dei risultati dal tipo di pavimentazione in cui si effettuano le prove, e, in particolare, dalla velocità (figure 3.2 e 3.3):

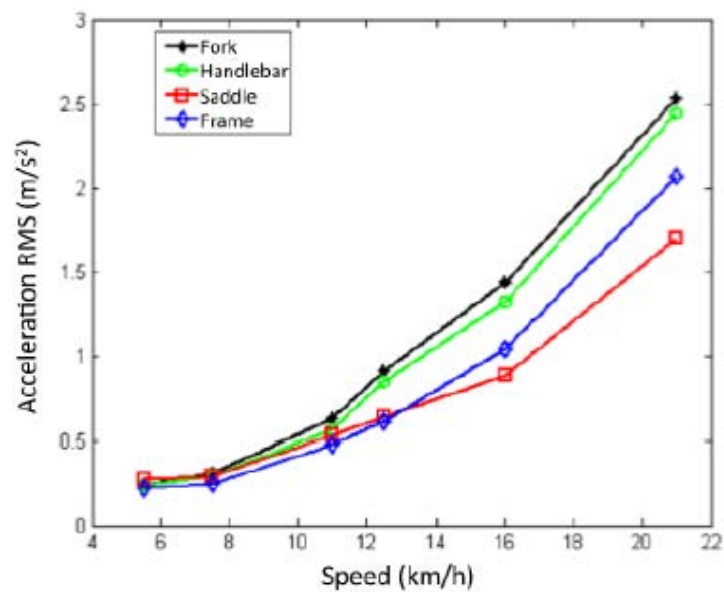


Figura 3.2: Accelerazioni misurate su pista da corsa al variare della velocità [11]

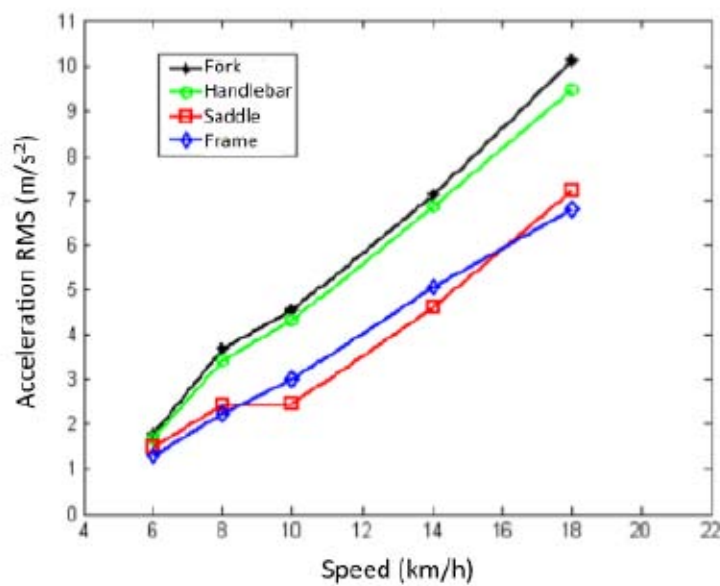


Figura 3.3: Accelerazioni misurate su percorso urbano al variare della velocità [11]

Indipendentemente dalla parte del veicolo, dalla velocità e dal tipo di tracciato, le frequenze di interesse sono molto basse, dell'ordine delle decine di Hertz. Le figure 3.4 e 3.5 illustrano gli spettri di accelerazione misurata:

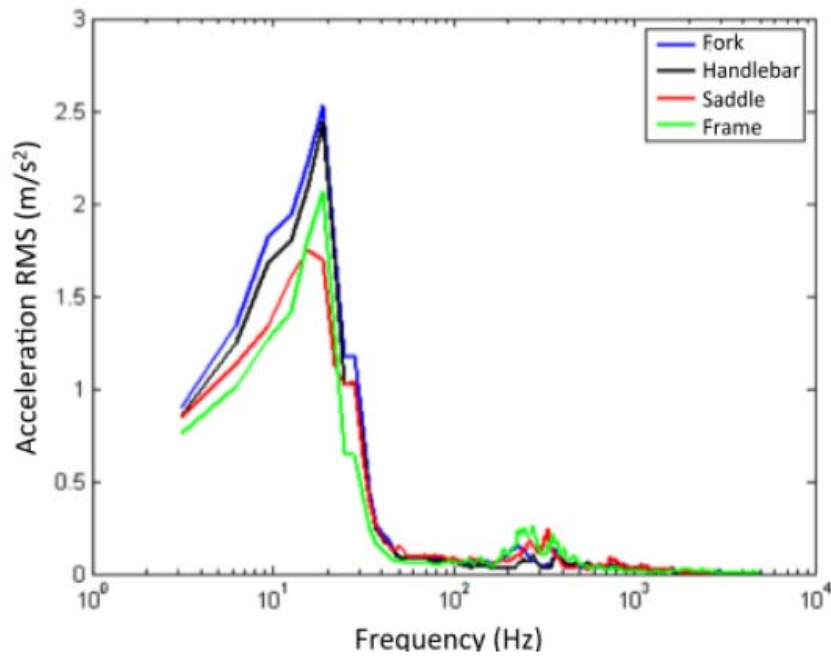


Figura 3.4: Spettro in frequenza delle accelerazioni su pista [11]

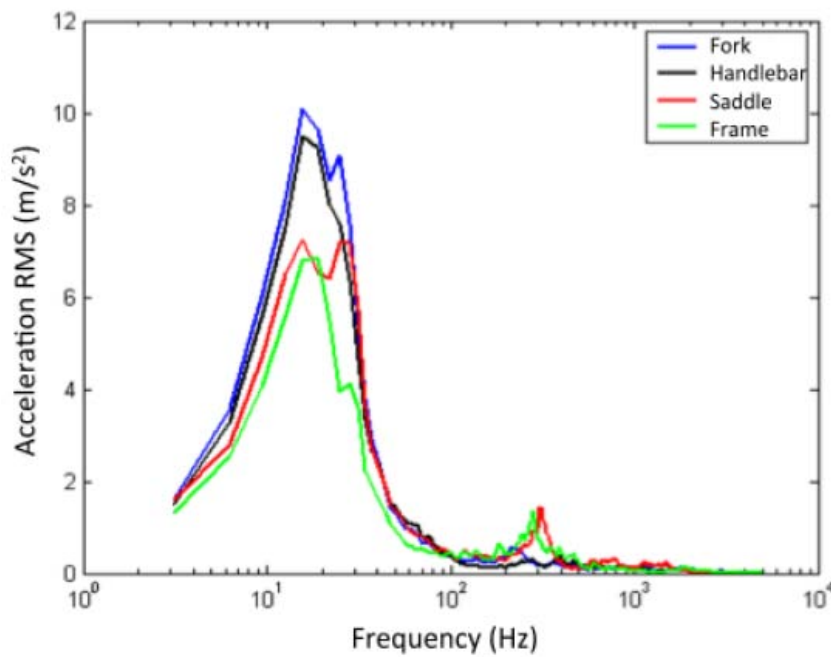


Figura 3.5: Spettro in frequenza delle accelerazioni su percorso urbano [11]

Questi spettri di accelerazione misurata su strada sono il punto di partenza per le successive considerazioni su come sfruttare al meglio l'harvester piezoelettrico. Infatti, la maggior parte dell'energia potenzialmente estraibile

si concentra nell'intervallo tra i 10 e i 30 Hz, frequenze alle quali deve essere accordato il trasduttore. In particolare, il picco di accelerazione misurata corrisponde ad una frequenza attorno ai 12,5 Hz. Gli autori hanno dunque provveduto a realizzare un harvester piezoelettrico che lavorasse a tale frequenza in risonanza.

L'harvester piezoelettrico è costituito da una lamina di MFC (Micro Fiber Composite), uno strato di metallo strutturale e una massa di accordatura all'estremità, come mostrato in figura 3.6:

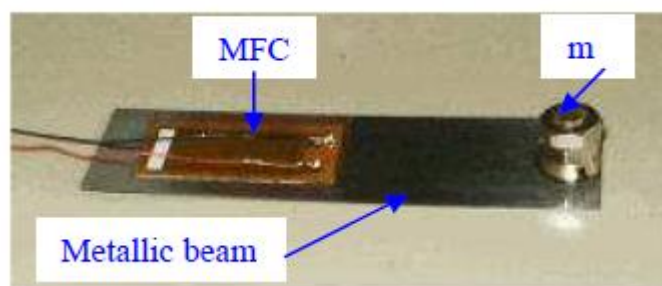


Figura 3.6: Harvester progettato da Minazara, Vasic, Costa [11]

La massa di accordatura è di 5.32 g, ed è utilizzata proprio per abbassare la frequenza naturale del sistema attorno ai 12 Hz.

La simulazione del funzionamento dell'harvester è effettuata in laboratorio tramite shaker (figura 3.7):



Figura 3.7: Shaker meccanico per l'eccitazione dell'harvester [11]

Lo shaker serve ad eccitare, in maniera costante con onda sinusoidale, il trasduttore alla frequenza desiderata; ciò non rispecchia la reale situazione vibratoria dell'harvester in esercizio su strada, poiché le oscillazioni non sono costanti, ma serve ad avere un'idea delle potenze messe in gioco.

Il confronto tra risultati sperimentali e analitici, al variare del carico resistivo applicato, è mostrato in Figura 3.8.

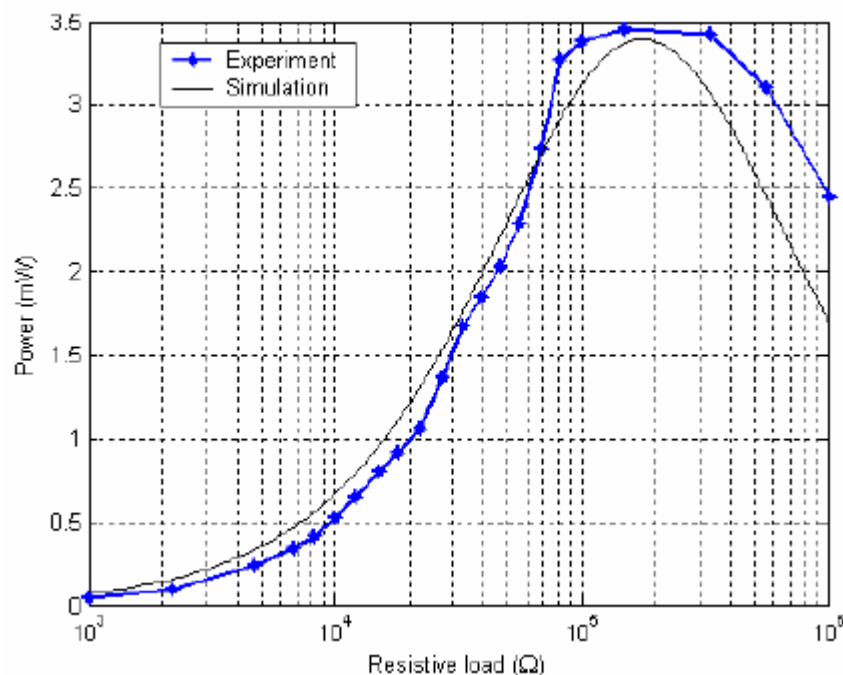


Figura 3.8: Confronto tra potenza teorica e sperimentale ottenuta in laboratorio [11]

La potenza massima prodotta dal sistema si attesta attorno ai 3.5 mW, ottenuta alle condizioni di carico di 100 k Ω ; l'accelerazione in ingresso di 0.5 g ed eccita l'harvester a 12.5 Hz, cioè la frequenza alla quale l'ampiezza delle oscillazioni è massima su strada.

Si è poi montato l'harvester sul manubrio di una bicicletta da città, collegato a una lampada LED ad alta illuminazione tramite un circuito elettrico raffigurato in fig. 3.9:

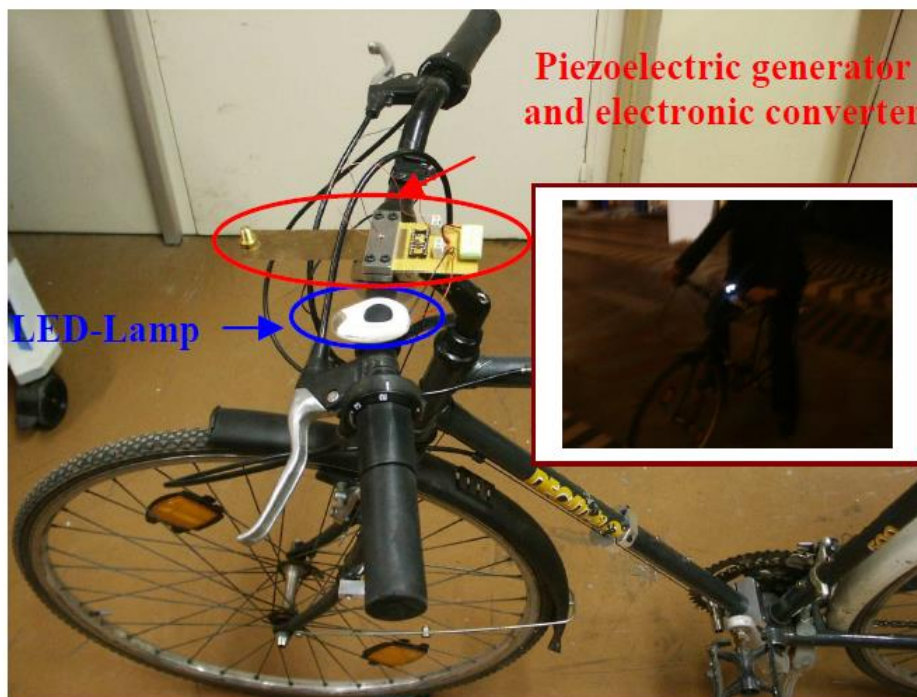


Figura 3.9: Montaggio dell'harvester e del LED sulla bicicletta [11]

Le prove su strada hanno dimostrato che, sotto opportune condizioni, un harvester piezoelettrico è capace di convertire una quantità sufficiente ad accendere un semplice LED da illuminazione stradale; tuttavia, la dipendenza dal tipo di manto stradale penalizza molto l'efficacia del trasduttore, che non si accende in modo costante.

Per sottolineare i limiti della tecnologia sperimentata, gli autori hanno evidenziato le differenze tra le comuni dinamo utilizzate nelle biciclette e l'harvester progettato:

Type	Bottle dynamo	Hub dynamo	Roller dynamo	Piezoelectric
Model	B & M Dymotec 6	Shimano DH-3N71	Union-Basta 8601	MFC 2814P2 based
Efficiency	40%	53%	<30%	<10%
Price approx.	36€	60€	50€	Not Assigned
Speed average	10km/h	10km/h	10km/h	10km/h
Voltage	6V	6V	6V	6V
Power	3W	3W	3W	<3.5mW
Weight	180g	680g	215g	50g>
Drag estimated	7.5W	5.6W	10W<	35mW<

Figura 3.10: Confronto tra le prestazioni dell'harvester e le comuni dinamo [11]

In figura 3.10 è evidente la grande differenza di efficienza e potenza prodotta nei due casi; ad ogni modo, il continuo sviluppo degli harvester ed una loro ottimizzazione futura promettono un miglioramento nei risultati. I vantaggi sono molteplici: un peso e un'usura inferiori rispetto a quelli della dinamo, uno sforzo fisico inferiore da parte del ciclista, una garanzia di energia pulita.

3.1.3 Harvester auto-regolante per aumentare la potenza estratta

Il naturale proseguimento dello studio precedente è stato condotto da Vasic, Chen e Costa [12] che hanno sviluppato un metodo più complesso per auto-regolare l'harvester piezoelettrico. L'obiettivo degli autori è stato quello di migliorare la conversione di energia elettrica tramite un sofisticato dispositivo elettronico.

L'elemento piezoelettrico è alloggiato su una struttura che lo collega ad un circuito elettronico. Quest'ultimo converte l'energia di vibrazione della struttura in energia elettrica, quindi l'energia elettrica generata viene immagazzinata in un condensatore. Poiché l'elemento piezoelettrico ha un'elevata capacità intrinseca, è necessario un circuito di adattamento e

sincronizzazione dell'impedenza atta a massimizzare la potenza generata senza che questa venga dissipata. Lo schema del dispositivo è mostrato in figura 3.11:

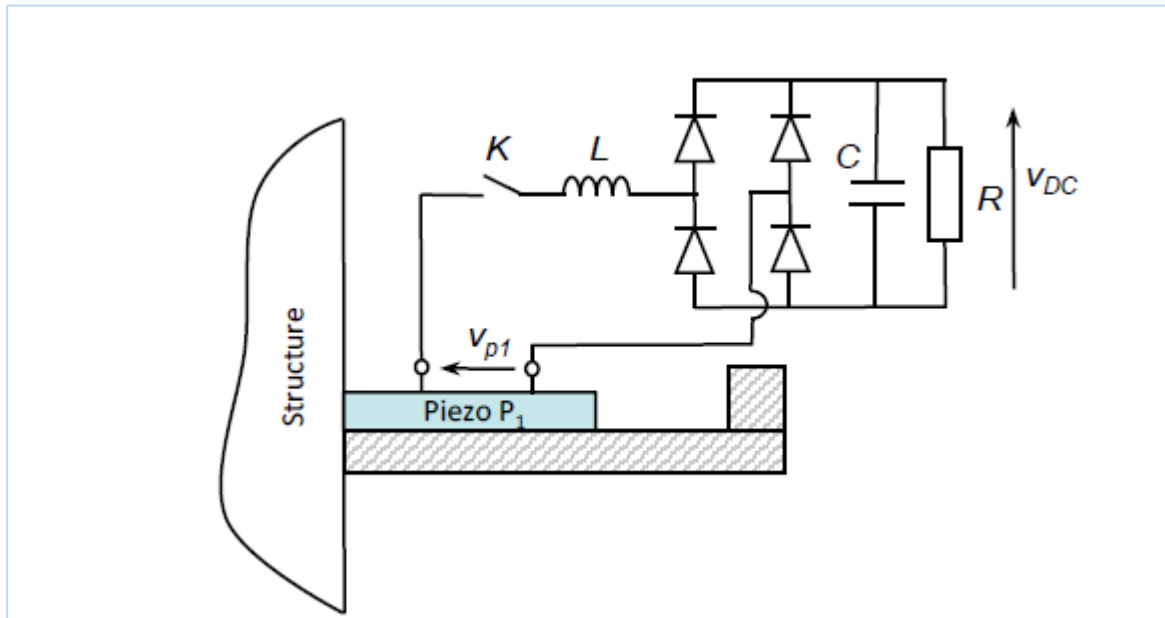


Figura 3.11: Schema del circuito elettrico collegato all'harvester [12]

In questi circuiti di conversione di energia, gli interruttori si attivano in modo sincronizzato con la frequenza di oscillazione della lamina piezoelettrica al fine di ottimizzare il flusso di potenza. Queste tecniche sono sicuramente in grado di aumentare la potenza in uscita, ma necessitano di energia per essere azionate.

La più comune tecnica è chiamata SSHI (*Synchronized switch harvesting on inductor*) [13], che agisce cambiando la forma d'onda del voltaggio in uscita dall'elemento piezoelettrico. Al fine di ottimizzare il flusso di energia, lo switching consiste proprio nel porre l'onda del voltaggio V_p in fase con la velocità della struttura du/dt , come in Figura 3.12:

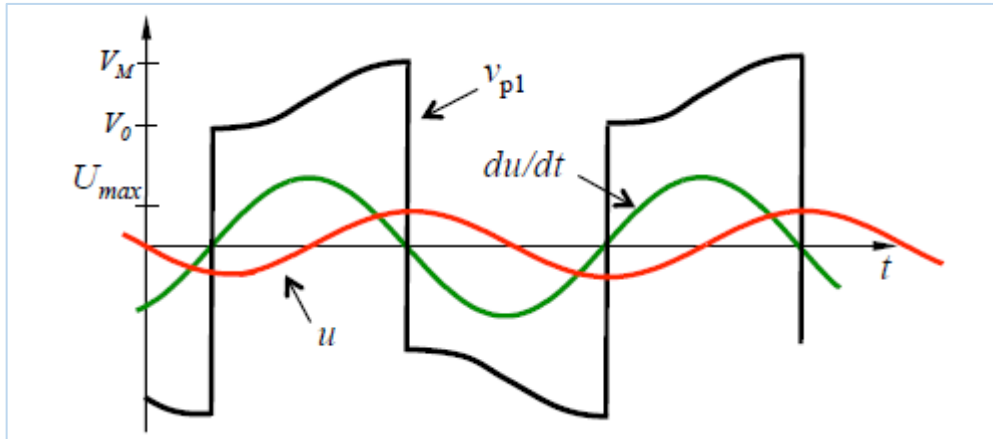


Figura 3.12: Sincronizzazione tra la velocità e tensione generata dall'harvester [13]

Il sistema di interruttori del circuito SSHI, ogni qual volta le due fasi si invertono, si aziona e ripone il verso della tensione di uscita concorde (in fase) con quella della velocità di vibrazione della lamina piezoelettrica.

L'idea degli autori è stata quella di alimentare il suddetto circuito tramite l'utilizzo di parte dell'energia prodotta dalla stessa lamina piezoelettrica, in modo da ottenere un sistema auto-regolante che non necessiti di fonti esterne di alimentazione. Da qui, hanno sviluppato un'interfaccia elettrica tale da ottimizzare la sincronizzazione trasduttore-circuito. Lo schema del dispositivo è il seguente:

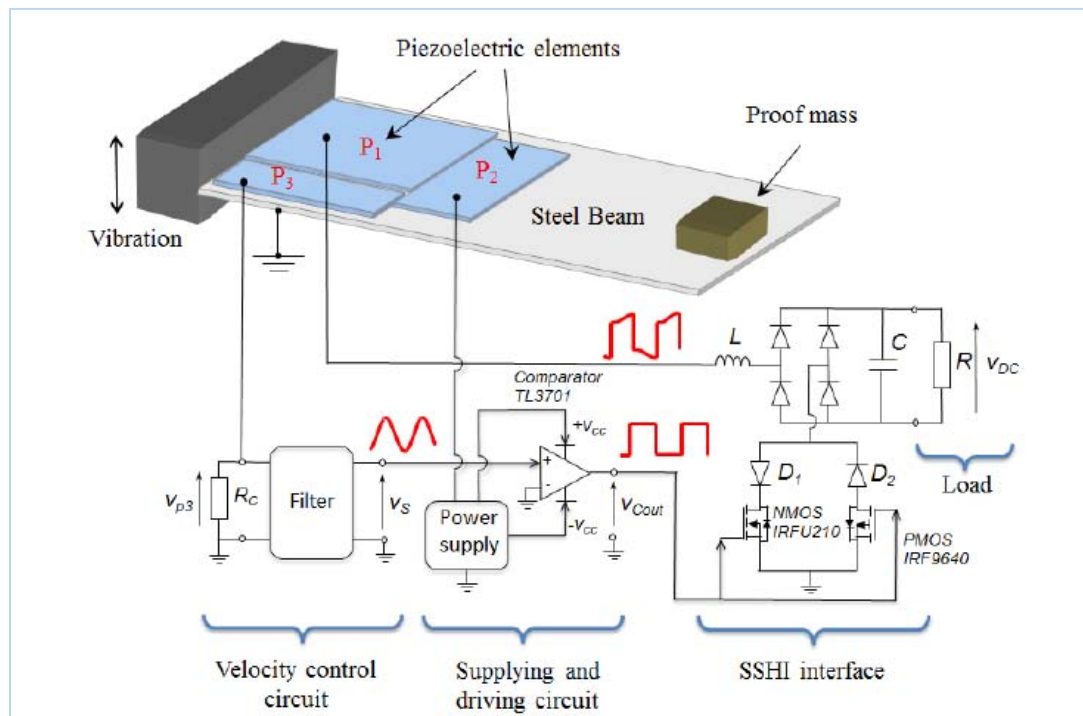


Figura 3.13: Schema di funzionamento dell'harvester auto-regolante [12]

La lamina piezoelettrica è stata suddivisa in tre parti, come nello schema in Figura 3.13. La parte di lamina più grande, chiamata P1, si comporta come l'elemento piezoelettrico convenzionale utilizzato per la principale raccolta di energia. Il secondo elemento, chiamato P2, è una porzione più piccola e funziona come dispositivo alimentante l'intero circuito. Il terzo elemento piezoelettrico, chiamato P3, è progettato per rilevare la velocità di vibrazione del sistema, e funge da driver per controllare e azionare gli interruttori al momento ottimale. Senza entrare nel dettaglio della componentistica elettronica utilizzata in questo studio, la soluzione è brillante proprio perché sfrutta il medesimo meccanismo piezoelettrico per azionare ed auto-regolare il sistema. Per migliorare il processo di estrazione di energia, in questo caso, si è posta l'attenzione su un sistema di *power conditioning*.

Tuttavia, gli autori pongono attenzione al fatto che, per quanto lo *switching* migliori la sincronizzazione tra voltaggio e moto del cantilever

piezoelettrico, non è facile evitare la dispersione della carica elettrica; inoltre, il basso fattore di accoppiamento degli elementi piezoelettrici porta ad una scarsa efficienza di conversione e ad una ridotta efficacia di generazione di energia elettrica rispetto alle previsioni teoriche.

Come nei precedenti test, si sono effettuate le prove tramite shaker in laboratorio per simulare le vibrazioni indotte dal manto stradale, a cui è stato connesso il nuovo circuito elettrico:



Figura 3.14: Shaker meccanico connesso al sistema di switching [12]

In Figura 3.14 si evidenziano i 3 diversi strati di materiale piezoelettrico (questa volta il materiale è PZT), ed è presente la stessa massa d'estremità applicata all'harvester utilizzata nel precedente studio ($m=5,32$ g), la cui funzione è quella di accordare il dispositivo ad una frequenza di risonanza (teorica) di 18,5 Hz. In questo caso, è stata scelta questa frequenza per massimizzare l'energia per una velocità di 21Km/h. La Figura 3.15 mostra la potenza di uscita rispetto alla resistenza di carico per due ampiezze di accelerazione, 2 m/s^2 e 5 m/s^2 . Può essere chiaramente visto che il carico ottimale è di circa $200 \text{ k}\Omega$. La figura 3.16 mostra che la potenza di uscita è funzione del quadrato dell'accelerazione. La potenza massima in uscita è di circa 9 mW per un'accelerazione di 8 m/s^2 . Questa

quantità di energia è sufficiente per alimentare un piccolo ciclocomputer o per un'illuminazione flash della bici. I risultati sono fortemente dipendenti dalle condizioni stradali.

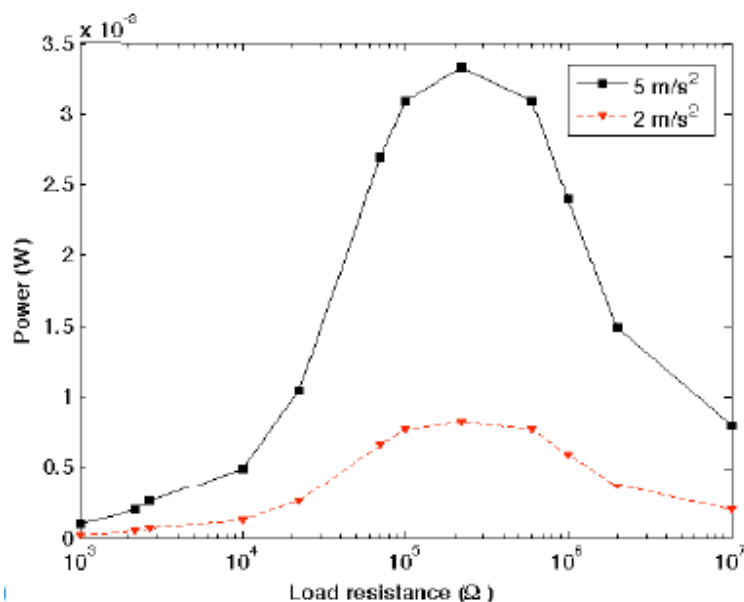


Figura 3.15: Potenza calcolata al variare del carico resistivo, $V=21\text{Km/h}$ [12]

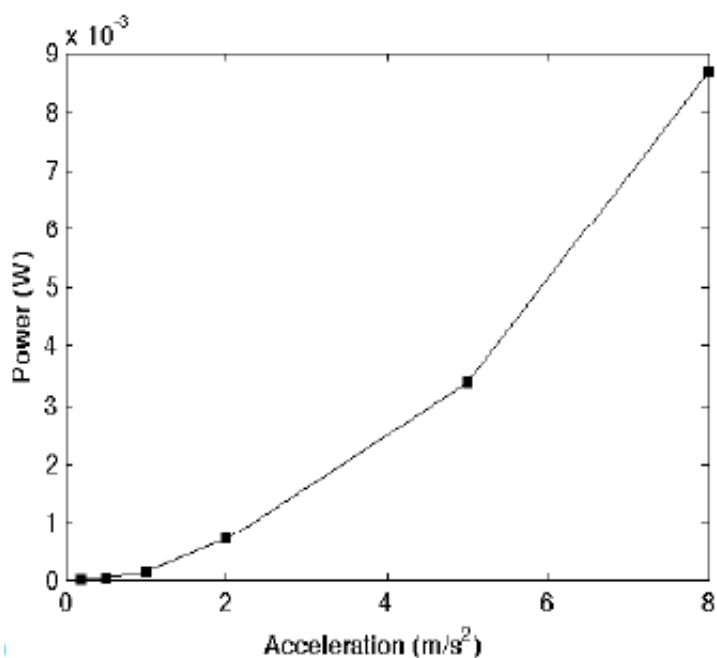


Figura 3.16: Relazione tra potenza prodotta in funzione dell'accelerazione in ingresso [12]

I risultati in figura 3.15 mostrano che, per una velocità della bicicletta

misurata pari a 21 km/h su strada asfaltata, la potenza massima raggiunta con carico elettrico ottimale è di 3,4 mW, non diversa da quella calcolata precedentemente. Inoltre, per basse velocità della bicicletta, la potenza raccolta è inferiore a causa dello spostamento della frequenza fondamentale. Per questo motivo, la potenza media sviluppata nel tempo è molto bassa e, nel funzionamento durante la corsa, non permette un'alimentazione costante.

Dagli studi presentati, si intuiscono alcune problematiche che caratterizzano varie applicazioni degli Harvester piezoelettrici. Su tutte, si nota che questi harvester possiedono frequenze di risonanza molto alte rispetto alle frequenze che si manifestano a causa del manto stradale, qualunque esso sia. È necessario perciò applicare masse aggiuntive o un altro sistema di accordatura per un efficace utilizzo del piezoelettrico. Inoltre, come dimostrano gli spettri tipici delle loro funzioni di trasferimento, i piezoelettrici funzionano ottimamente solo nello stretto intorno della risonanza, con una banda stretta, senza sfruttare l'intero campo di frequenze (basse) che interessa le vibrazioni stradali. Anche in questo settore, come in tutti quelli che utilizzano gli Harvester piezoelettrici, l'obiettivo è quello di ampliare la banda di funzionamento del trasduttore.

Nel seguito, vengono discussi altri dispositivi di harvesting applicati alla bicicletta, diversi da quello piezoelettrico, che mirano a superare queste problematiche.

3.2 Harvesting elettromagnetico, fenomeno del Weaving (Counterbalancing)

Un'altra tecnica interessante per convertire l'energia da vibrazioni delle biciclette è stata proposta da Yang, Yeo e Priya [14]. Nel loro studio, essi

cercano di sfruttare il Counterbalancing (o Weaving), cioè una oscillazione laterale del telaio della bici causata dal ciclista che sposta il proprio baricentro e il proprio peso a destra e a sinistra, al fine di aumentare la forza di pedalata (fig. 3.17). Si tratta della classica pedalata dei ciclisti che, nello sprint finale in volata, accelerano sollevandosi dal sellino, oppure della posizione in cui ci si mette per affrontare le salite.

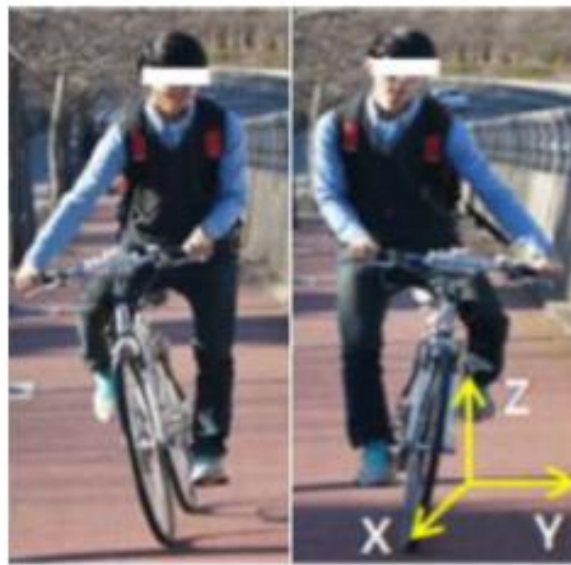


Figura 3.17: Movimento di Weaving e sistema di riferimento [14]

Un accelerometro DAQ triassiale è stato posto sul manubrio di una bicicletta da città:



Figura 3.18: Posizionamento degli strumenti di misura sulla bicicletta [14]

In fig. 3.19 sono riportate le accelerazioni tipiche misurate durante i test, nella direzione verticale interessata dalle accelerazioni di maggiore ampiezza.

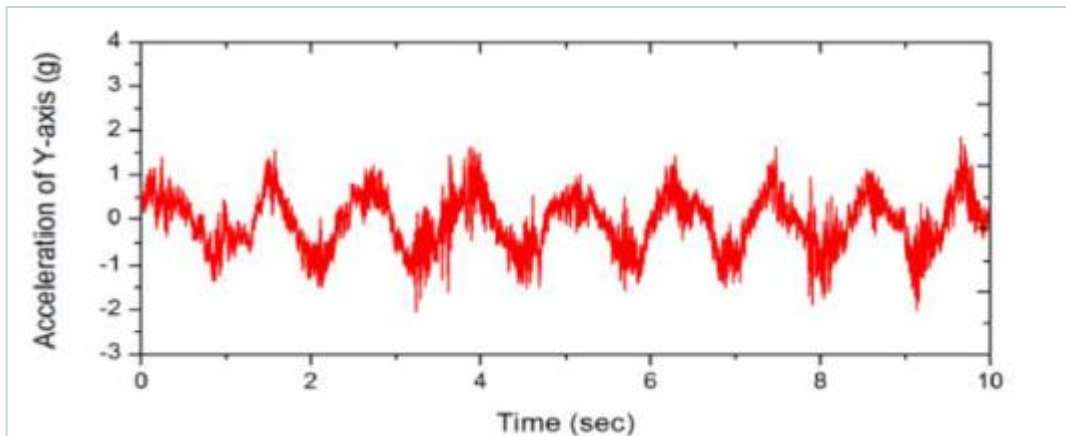


Figura 3.19: spettro di accelerazione misurata lungo l'asse verticale [14]

Per ovviare alle criticità degli harvester piezoelettrici, che lavorano bene solo nello stretto intorno della risonanza, gli autori hanno progettato un *harvester elettromagnetico non lineare*: tale tipologia di Harvester, contrariamente a quello del cantilever piezoelettrico, ha il vantaggio di avere maggiore elasticità di funzionamento su un più ampio spettro di frequenze, anche esterne alla frequenza propria.

Gli autori hanno progettato un harvester elettromagnetico, della tipologia presentata in fig. 3.20.

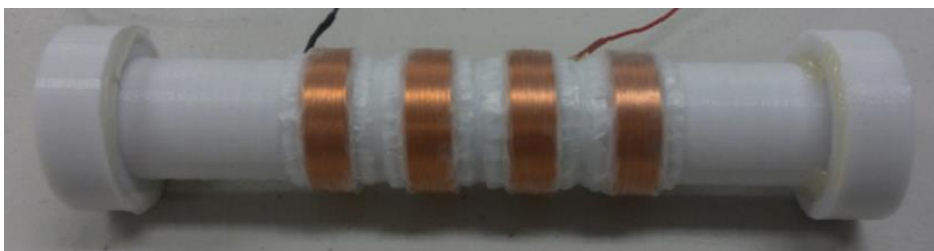


Figura 3.20: Harvester elettromagnetico ideato da Yang et al[14]

Che può essere così schematizzato:

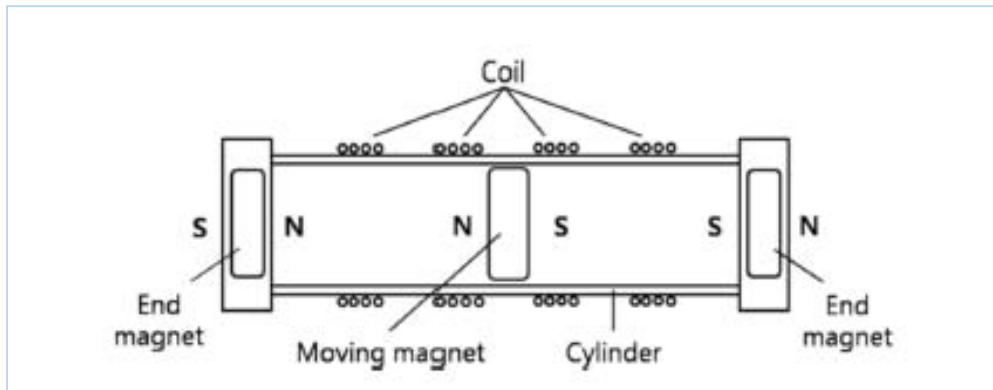


Figura 3.21: Schema esplicativo di harvester elettromagnetico [14]

La trasduzione elettrica avviene ponendo un conduttore in un campo magnetico variabile nel tempo ed è governata dalla legge di Faraday:

$$\varepsilon = -\frac{d\phi}{dt} \quad 3.1$$

Dove Φ è il flusso magnetico concatenato, che continua a variare a causa del moto relativo tra il magnete e la bobina, generando una tensione elettrica (o forza elettromotrice). [15]

L'output della tensione elettrica misurata in esercizio è mostrato in figura 3.22:

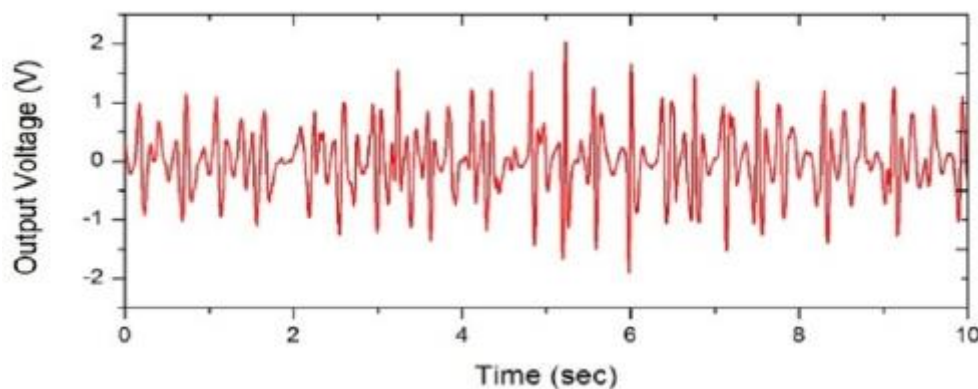


Figura 3.22: Tensione elettrica generata con harvester elettromagnetico [14]

In generale, le vibrazioni a bassa frequenza sono difficili da convertire in energia elettrica utilizzando un trasduttore di energia elettromagnetico poiché il tasso di variazione della densità del flusso magnetico è molto basso. Tuttavia, l'harvester non lineare progettato per il movimento di *weaving* ha mostrato una quantità sostanzialmente grande di energia elettrica. Ciò può essere attribuito alle componenti di frequenza armonica contenute nel movimento di *weaving*. La Figura 3.23 mostra la stima della densità spettrale di potenza (PSD) delle forme d'onda mostrate nella Figura 3.22, che conferma l'esistenza e il contributo delle componenti armoniche. Ad esempio, si possono vedere molti picchi nell'intervallo di frequenza 0 ~ 20 Hz che rivela una frequenza fondamentale di circa 1,2 Hz.

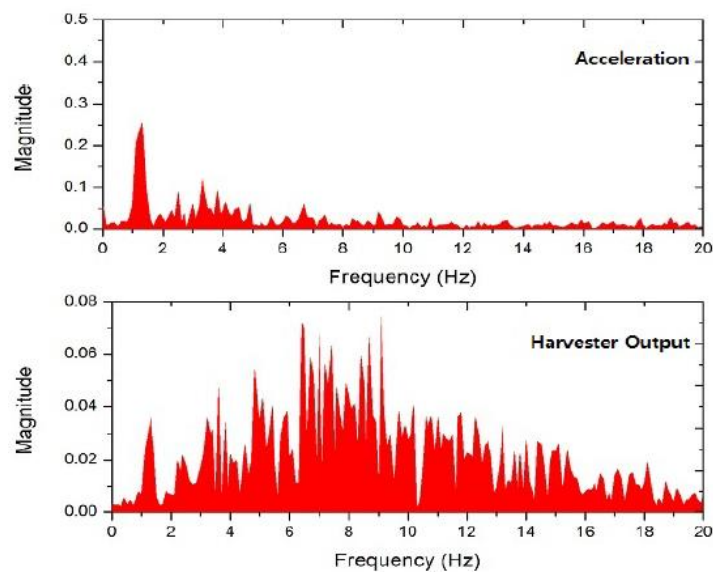


Figura 3.23: Spettro di potenza di accelerazione e tensione generata [14]

L'harvester non lineare ha una risposta maggiore nella regione di frequenze superiore alla frequenza fondamentale di *weaving*. Ciò consente al trasduttore non lineare di raccogliere componenti a frequenza più elevata rispetto a quello di una lineare.

Tale tipologia non lineare di Harvester sembra essere più efficace poiché permette il funzionamento su uno spettro più ampio di frequenze. Tuttavia, l'energia massima recuperata è ancora dell'ordine di qualche mW, ed il sistema elettromagnetico qui adottato è molto più ingombrante rispetto a quello costituito da harvester piezoelettrico con circuito integrato.



Figura 3.24: Posizionamento dell'harvester sulla bicicletta [14]

In figura 3.24, è evidente che l'harvester può disturbare la pedalata del ciclista, soprattutto considerando che il movimento di weaving deve essere costante affinché il trasduttore elettromagnetico sia efficace; ciò può rivelarsi poco agevole in un normale percorso cittadino, mentre si presta bene per ciclisti più esperti o in circuiti da gara.

Capitolo 4: Analisi delle vibrazioni sulla bicicletta

Per sviluppare nuovi sistemi di accordatura di un harvester piezoelettrico, obiettivo di questa tesi, è prima necessario approfondire l'analisi vibratoria che interessa la bicicletta. Per questo, viene illustrata l'analisi svolta presso il dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'Università di Padova.

4.1 Risultati ottenuti presso l'Università di Padova

Doria et al [16] hanno testato alcune biciclette per analizzarne il comportamento vibrazionale; le prove sono state inizialmente svolte presso il laboratorio di analisi modale, simulando il comportamento del ciclista su strada, per capire i parametri che influenzano maggiormente il fenomeno.

Si sono simulate le interazioni tra strada e bicicletta ponendo due basi oscillanti sotto le ruote delle bici, come illustrato in figura 4.1:

Le vibrazioni verticali che interessano il veicolo durante l'avanzamento su una strada sono state riprodotte tramite impulsi nel punto di contatto ruota – lamina oscillante.



Figura 4.1: Bicicletta testata in laboratorio di Analisi Modale [16]

Gli accelerometri piezoelettrici sono stati posizionati su due punti: sul manubrio e sotto la sella della bicicletta. I test sono stati effettuati in presenza di ciclista. (Fig 4.1).

Gli impulsi, che simulano il comportamento su strada, sono creati tramite martello strumentato (Figura 4.2).



Figura 4.2: Martello strumentato per imprimere gli impulsi sulla ruota [16]

Sono state testate due diverse biciclette: la prima, *comfortWoman*, è un modello più recente e di prezzo più elevato; la seconda, *Coventry*, è una bici più datata e meno costosa, oltre che maggiormente utilizzata.

Lo spettro di potenza di accelerazione (PSD) è molto utile per comprendere il range che maggiormente interessa le frequenze eccitate dalle vibrazioni. La Figura 4.3 mostra il PSD calcolato per quanto riguarda il caso di accelerometro montato sull'attacco manubrio.

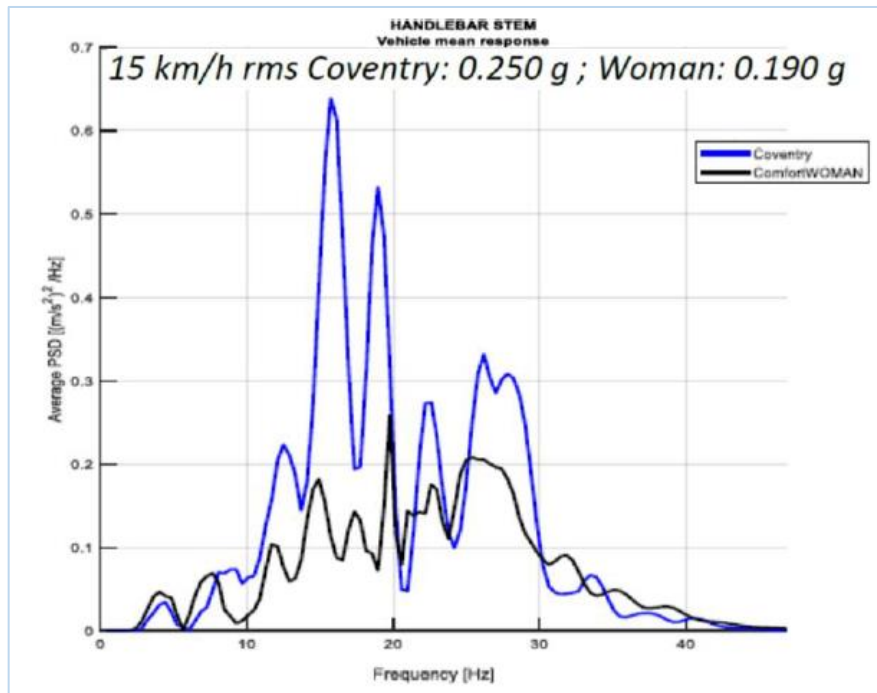


Figura 4.3: PSD delle accelerazioni calcolati per le due biciclette testate, lato manubrio [16]

Dallo spettro di figura 4.3 si apprezza la maggior trasmissibilità delle vibrazioni della bicicletta Coventry, più usurata e dunque meno prestante per quanto riguarda gli ammortizzatori. I picchi di accelerazione raggiungono quasi 0.7 m/s^2 . La bicicletta più moderna e costosa, al contrario, presenta picchi di accelerazione molto più contenuti (0.27 m/s^2).

Le stesse considerazioni si possono trarre dallo spettro di potenza delle accelerazioni misurate posizionando l'accelerometro sotto il sellino (seat) delle due biciclette (Fig. 4.4):

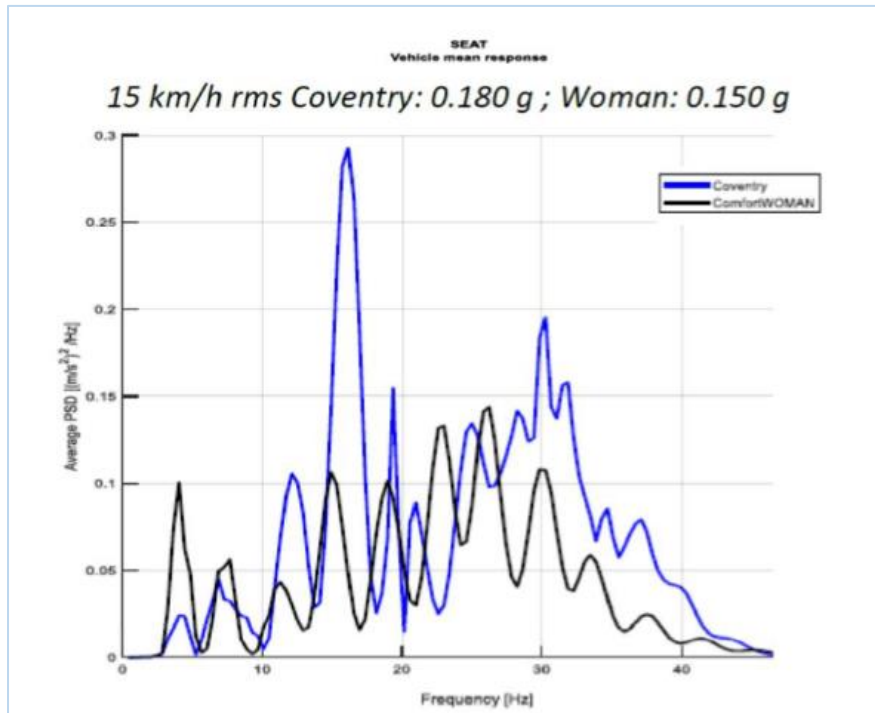


Figura 4.4: PSD delle accelerazioni calcolati per le due biciclette testate, lato sella [16]

Per entrambe le biciclette, la banda di frequenza più significativa è quella che varia dai 10 ai 35 Hz, con picchi nell'intorno dei 20 Hz. In particolare, le maggiori sollecitazioni si verificano tra i 15 e i 20 Hz nell'attacco manubrio della bicicletta più datata. Come più volte sottolineato, le vibrazioni stradali si manifestano in maniera randomica, a differenza delle vibrazioni in ambito industriale che presentano spesso delle periodicità. Sfruttare un qualsiasi dispositivo per recuperare energia da questo genere di vibrazioni è un'operazione complessa proprio perché complessa è l'accordatura (o *tuning*) dell'harvester all'interno del campo di frequenze utili.

La seconda parte dell'analisi vibratoria ha previsto i test su strada della bicicletta; è stata utilizzata la bicicletta Coventry in un comune percorso cittadino, con manto stradale asfaltato abbastanza recentemente. Le prove sono state svolte variando la velocità di esercizio, per comprenderne

l'influenza sui risultati. Le velocità testate sono rispettivamente di 10, 15 e 20 Km/h.

Le accelerazioni sono state misurate tramite accelerometro triassiale (Midè SlamStick LOG-003-16G-8GB-PC), montato su manubrio e sella della bicicletta come illustrato in Figura 4.5:



Figura 4.5: Accelerometro posizionato sotto il manubrio (a) e sotto la sella (b) della bicicletta su strada [16]

Il calcolo dei PSD [17] delle accelerazioni rispettivamente agenti su manubrio e sella, al variare delle velocità di crociera, è illustrato nelle figure 4.6 e 4.7.

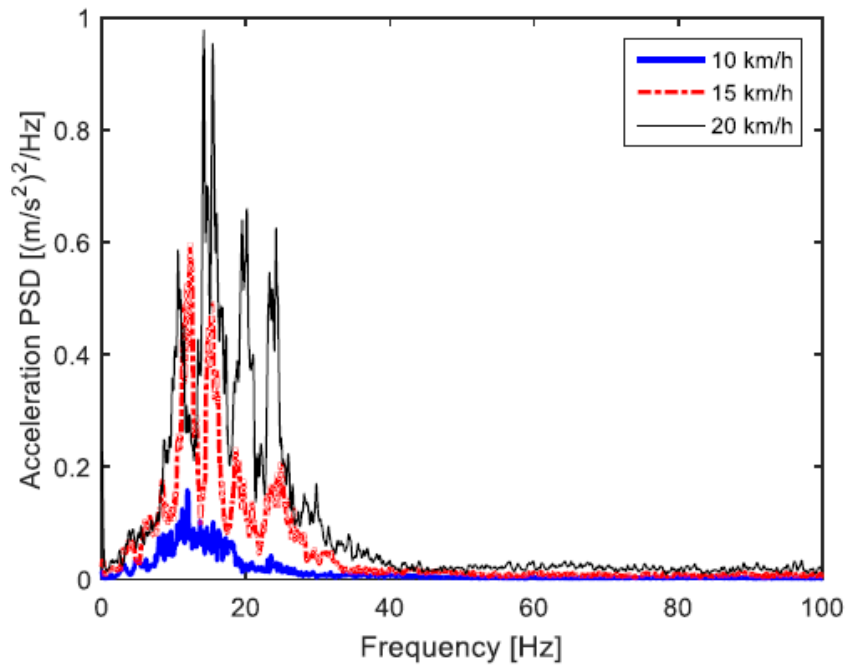


Figura 4.6: Calcolo dei PSD delle accelerazioni misurate lato manubrio al variare della velocità [16]

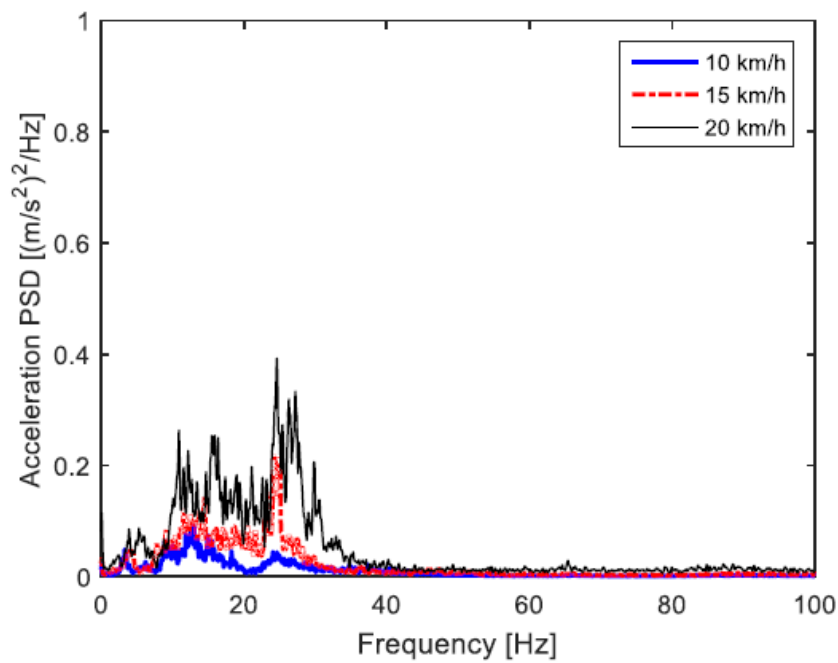


Figura 4.7: Calcolo dei PSD delle accelerazioni misurate lato sella al variare della velocità [16]

In generale, indipendentemente dal fatto che si tratti del manubrio o della sella, le accelerazioni registrate si attestano tutte alle basse frequenze, tra i 5 e i 40 Hz.

Si nota come, all'incrementare della velocità, le accelerazioni agenti sulla bicicletta aumentino di conseguenza. In particolare, alla velocità di 20 km/h, le accelerazioni sul manubrio sono molto considerevoli e occupano un range ampio tra i 10 e i 30 Hz.

Queste analisi hanno posto le prime basi per lo studio di un harvester atto a raccogliere e tradurre le vibrazioni stradali in energia. Il prossimo capitolo illustrerà una prima simulazione preliminare di harvester piezoelettrico applicato alla bicicletta.

Capitolo 5. Simulazione preliminare di harvester applicato alla bicicletta

La prima applicazione prevede di utilizzare le prove su strada per simulare il funzionamento di un Harvester posto sulla bicicletta e sollecitato alle stesse condizioni. La risposta dell'harvester applicato al manubrio della bicicletta è calcolata analiticamente tramite il modello elettromeccanico illustrato nel Capitolo 2, sviluppato con il codice Matlab. Nello stesso codice, viene calcolata l'energia teoricamente recuperata dalle vibrazioni in termini di tensione elettrica generata dall'harvester. [17]

5.1 Strumentazione

L'harvester piezoelettrico considerato è un Midè PPA1001 con configurazione unimorfa. Questo modello di harvester sarà ampiamente discusso al capitolo 7, quando si descriverà meglio l'apparato sperimentale. L'harvester è costituito da uno strato (layer) piezoceramico PZT, le cui deformazioni sono convertite in carica elettrica, e da uno strato d'acciaio che ha funzione strutturale e di supporto del wafer. Le caratteristiche elettriche del materiale sono state prese da data sheet, e poi validate tramite il software di simulazione multifisica Comsol. [18]

I risultati seguenti sulle accelerazioni fanno riferimento alle prove su strada illustrate nel capitolo precedente. In particolare, si riferiscono alle prove

svolte mantenendo la velocità costante pari a 15km/h, velocità non troppo sostenuta per un percorso cittadino.

5.2 Calcolo delle PSD delle accelerazioni misurate

Per il funzionamento dell'harvester, si sono considerate le componenti di accelerazione lungo tutte le direzioni, poiché non è noto a priori lungo quale direzione si possa recuperare la maggior quantità di energia. Si prendano come esempio le accelerazioni misurate nel tempo lungo le direzioni longitudinale (a_x), laterale (a_y) e verticale (a_z) per quanto concerne il manubrio (figura 5.1).

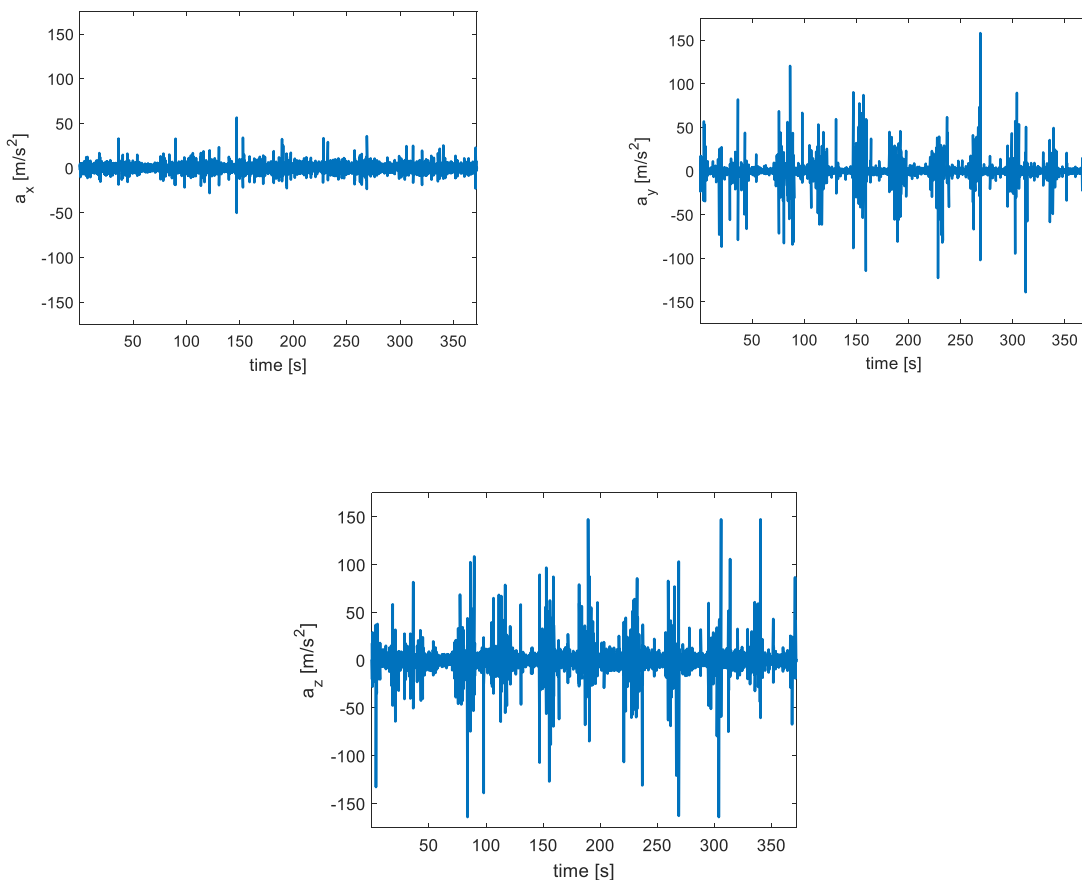


Figura 5.1: Accelerazioni misurate nelle 3 direzioni del moto [17]

Data la loro natura randomica, non è semplice intuire quale sia la direzione maggiormente sollecitata nel dominio del tempo. Per questo motivo, per analizzare la distribuzione dell'energia data dalle vibrazioni nel dominio della frequenza, vengono calcolati gli spettri di densità di potenza (PSD) delle accelerazioni tramite codice Matlab; la fig.5.2 illustra i risultati dei PSD corrispondenti ai grafici nel dominio del tempo.

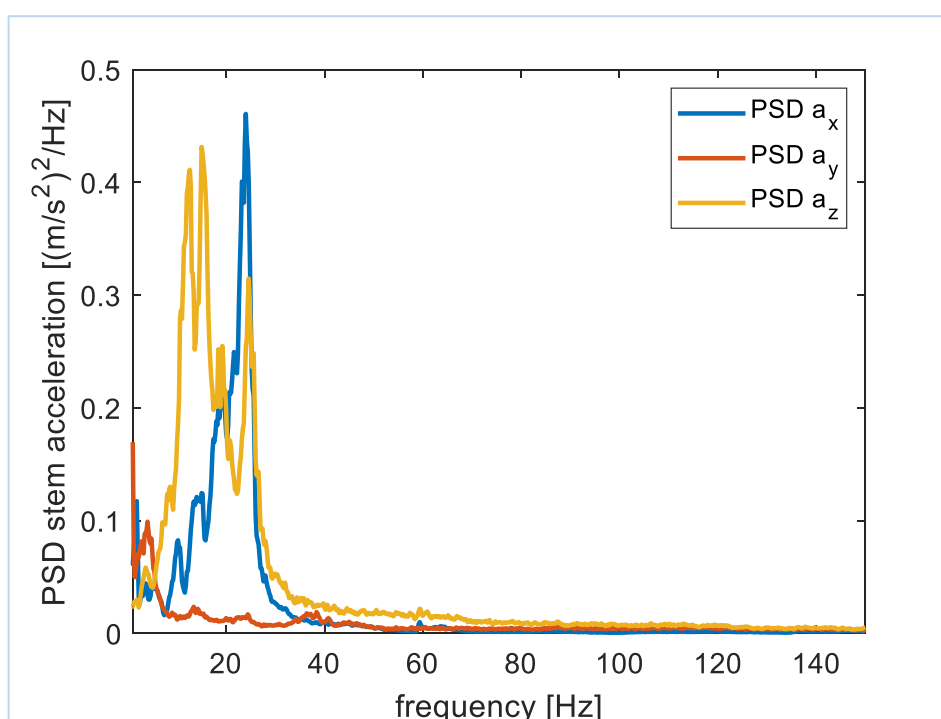


Figura 5.2: PSD delle accelerazioni calcolate per le tre direzioni [17]

Dalla figura precedente si nota subito che le vibrazioni si concentrano (come già riscontrato in precedenza) nel range tra gli 0 e i 30 Hz. In particolare, i picchi di accelerazione di maggior interesse si manifestano lungo le direzioni longitudinale e verticale, entrambe attorno ai 20 Hz. E' utile constatare che, mentre l'accelerazione longitudinale presenta il maggior contributo energetico dopo i 20 Hz, (picchi massimi attorno ai 23 Hz), l'accelerazione verticale si concentra prima dei 20 Hz, con picchi multipli tra gli 11 e i 18

Hz. Queste considerazioni sono importanti per quanto concerne il tuning del dispositivo trasduttore, infatti, l'harvester dovrà essere accordato in modo tale da massimizzare la quantità di energia estraibile, cioè collocando la sua frequenza naturale proprio dove le vibrazioni si concentrano maggiormente.

5.3 Accordatura dell'harvester tramite TipMass

Il tuning dell'harvester è, come più volte evidenziato, l'aspetto più critico per far sì che il sistema funzioni in maniera efficace. Si consideri la funzione di trasferimento del modulo della tensione dell'harvester PPA1001 utilizzato; questo possiede una frequenza naturale di 120 Hz, (Fig. 5.3), dunque è necessario abbassare la frequenza affinché le vibrazioni stradali sollecitino il dispositivo in modo ottimale. Si nota poi che il picco di tensione raggiunto dal solo harvester è piuttosto modesto.

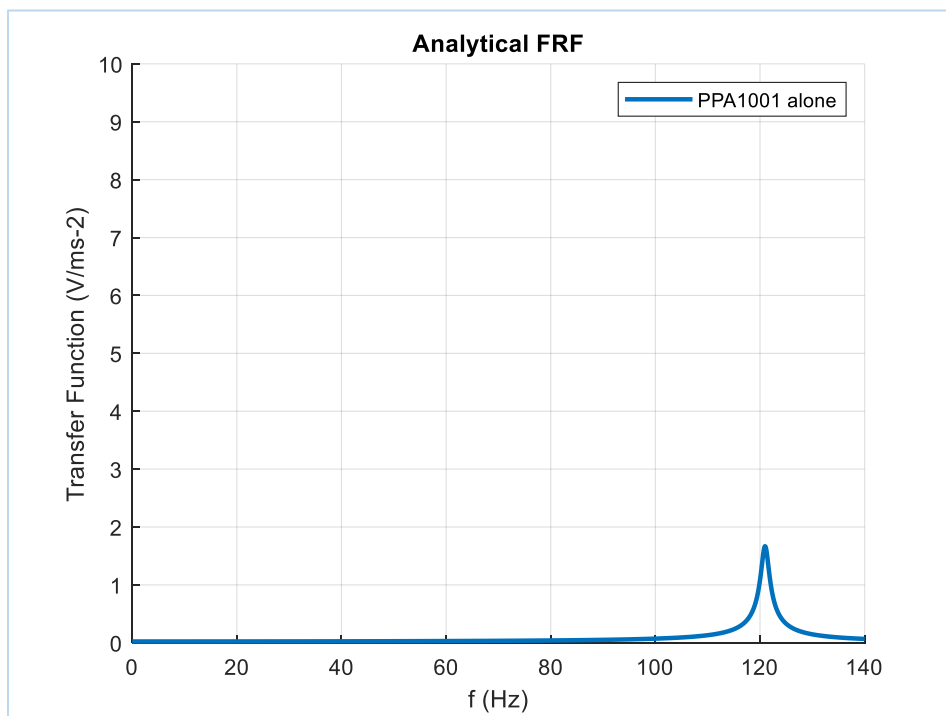


Figura 5.3: FRF analitica del PPA1001

Per abbassare la frequenza di risonanza, il sistema più semplice (già visto nei precedenti studi in letteratura) prevede l'utilizzo di una massa concentrata posta all'estremità della lamina piezoelettrica (*TipMass*); tramite il modello elettromeccanico derivato da Inman e Erturk [7], si implementa in Matlab la risposta dell'harvester al variare della massa concentrata ideale posta all'estremità. Il modello matematico che descrive la risposta dell'harvester con massa concentrata (tip Mass) corrisponde a quello descritto nel Capitolo 2. Le masse di accordatura utilizzate sono di 4 grammi e 17 grammi.

In particolare, si illustrano le equazioni implementate per quanto concerne la tensione elettrica a vuoto generata ai capi del piezoelettrico, considerando il modello di trave incastrata con massa d'estremità:

```
%calcolo e plot di eta, calcolo tensioni a vuoto

for i_p=1:5
for kk=1:size(f,2)
Fh=-
(2*pi*f(kk))^2+2*zeta*om_n*(2*pi*f(kk))*1i+om_n^2+chi*phir_b/Cpb
;
Numo=-m*phiint-Mt*phiL;
Deno= Fh;
etao=Numo/Deno;
vo(i_p,kk)=phir_b*etao*9.81/Cpb; %Unimorph
end
end
```

Uno dei parametri più complicati da stimare è lo smorzamento ζ (*zeta*) del sistema. L'identificazione analitica dello smorzamento è complessa, perciò il valore è stato ricavato da studi precedenti e posto inizialmente pari a 0.007. [19]. Le prove sperimentali sul sistema, descritte nei prossimi capitoli, permetteranno di calcolare lo smorzamento in modo più preciso.

Come primo caso, si ponga una massa puntiforme ideale d'estremità pari a 4 grammi, con momento d'inerzia supposto inizialmente trascurabile. La

risposta in frequenza dell'harvester mostra che la frequenza di risonanza del sistema si abbassa a 40 Hz, dunque si colloca appena prima del range di interesse (Figura 5.4):

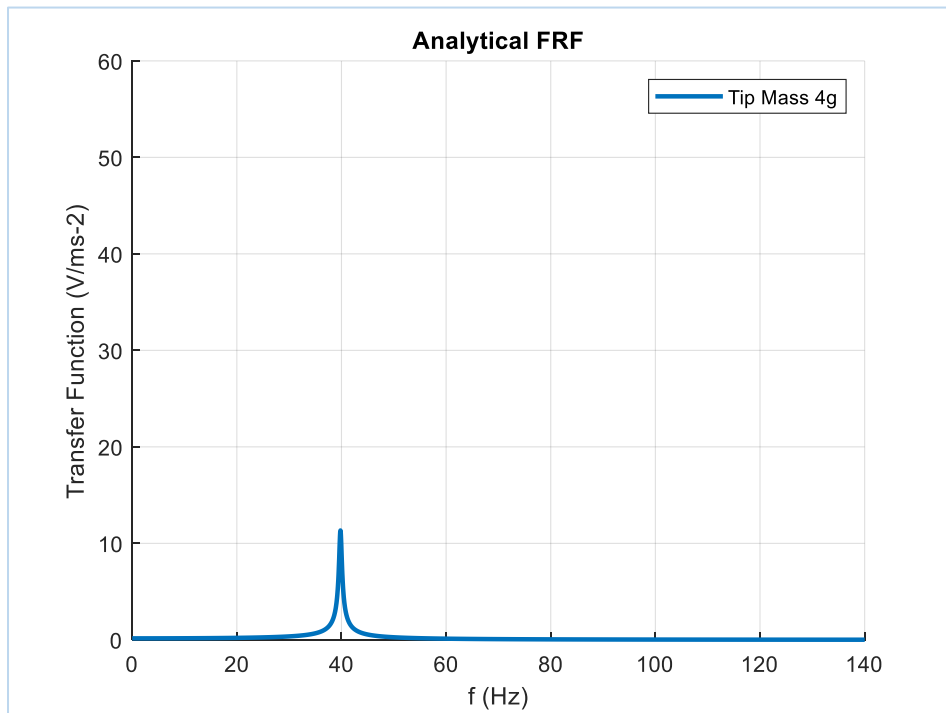


Figura 5.4: FRF analitica con Tip Mass 4 grammi

Se si confronta la FRF ottenuta con la Tip Mass di 4 grammi con le PSD delle accelerazioni sperimentali, si intuisce che è necessario abbassare ancora la frequenza di risonanza aumentando la massa di accordatura, per estrarre più energia. Dal grafico, si nota poi che, un'aggiunta di massa all'estremità della lamina, aumenta considerevolmente anche il picco di tensione generata in corrispondenza della risonanza. Il picco (teorico) raggiunge il valore di 12 V/ms⁻².

Per abbassare ancor più la frequenza, si pone dunque una massa puntiforme pari a 17 grammi, con momento d'inerzia trascurabile; tale massa, come mostra la Fig. 5.5, colloca la frequenza di risonanza esattamente a 20 Hz,

valore attorno al quale si concentrano tutti gli spettri di potenza delle accelerazioni.

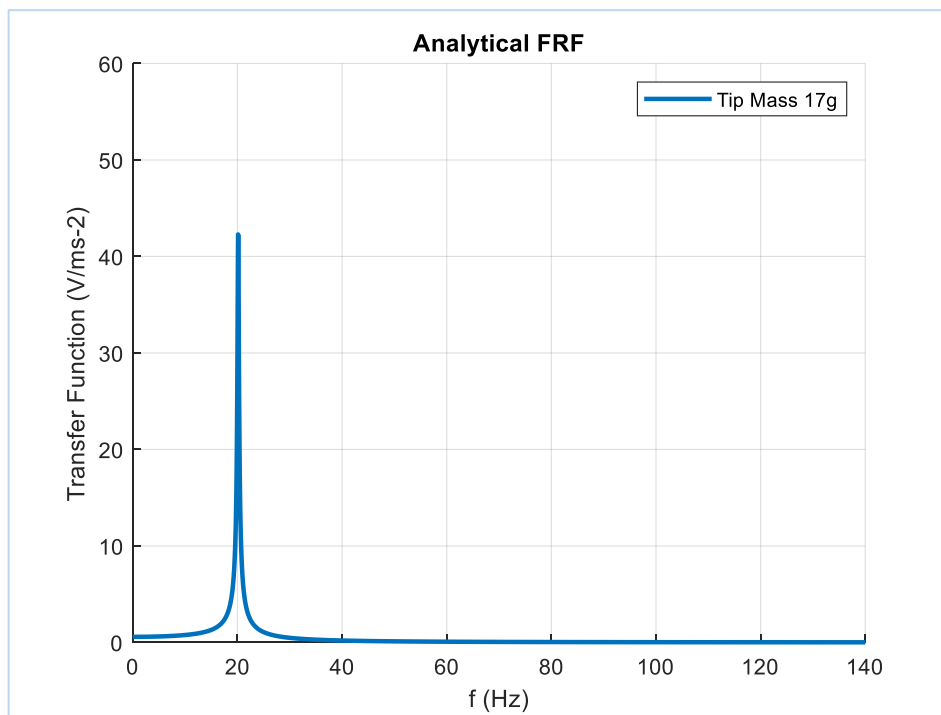


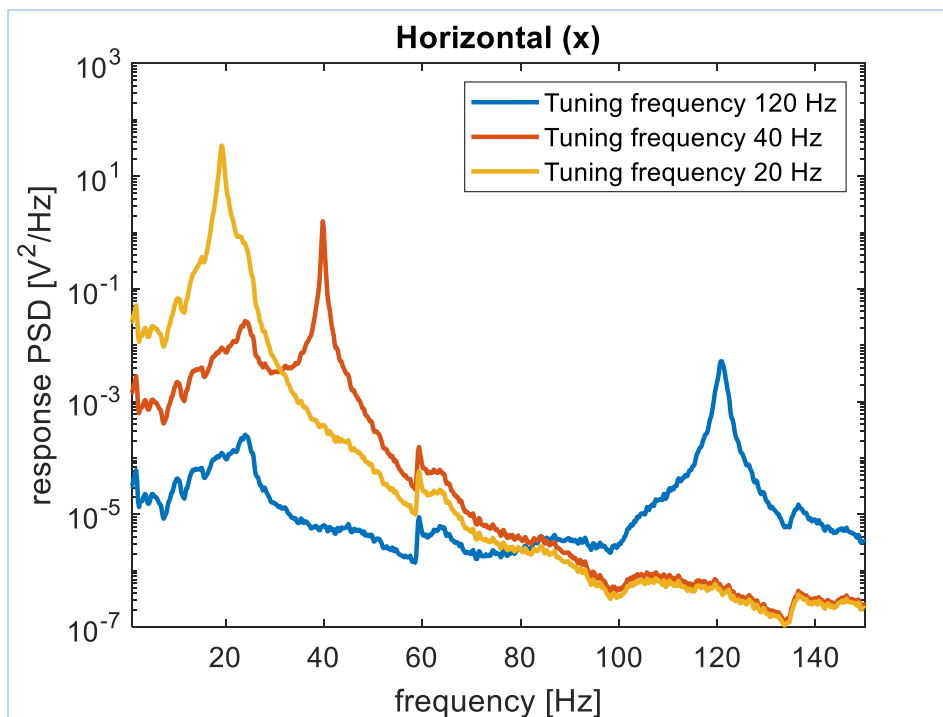
Figura 5.5: FRF analitica con Tip Mass 17 grammi

L'incremento di tensione generata è notevole, poiché si raggiungono i 40 V/ms⁻². Teoricamente, dunque, il modello indica che è necessaria una massa molto elevata (circa 8 volte la massa dell'harvester stesso, la cui massa è 2,8 grammi) per accordare il dispositivo in maniera ottimale. La banda efficace dell'harvester, come previsto, è molto limitata all'intorno della frequenza di risonanza. Questa rimane una criticità tipica degli harvester piezoelettrici. Per capire quale sia l'effetto delle masse aggiunte in termini di aumento di energia elettrica estratta dalle vibrazioni stradali, è utile calcolare anche gli spettri di potenza del voltaggio. Questi sono calcolati ed implementati tramite la formula seguente:

$$PSD(v) = |FRF(v)|^2 \times PSD(acc_i) \quad 5.1$$

La formula 5.1 mostra che, per ottenere il PSD del voltaggio in una determinata direzione dello spazio, si moltiplica il quadrato del modulo della FRF della tensione ottenuta dal modello analitico per il PSD dell'accelerazione corrispondente alla direzione considerata.

A titolo di esempio, si considerino gli spettri di potenza del voltaggio calcolati in tutte le direzioni per i tre casi studiati, cioè con harvester da solo, e con Tip Mass di 4 e 17 grammi (Fig. 5.6):



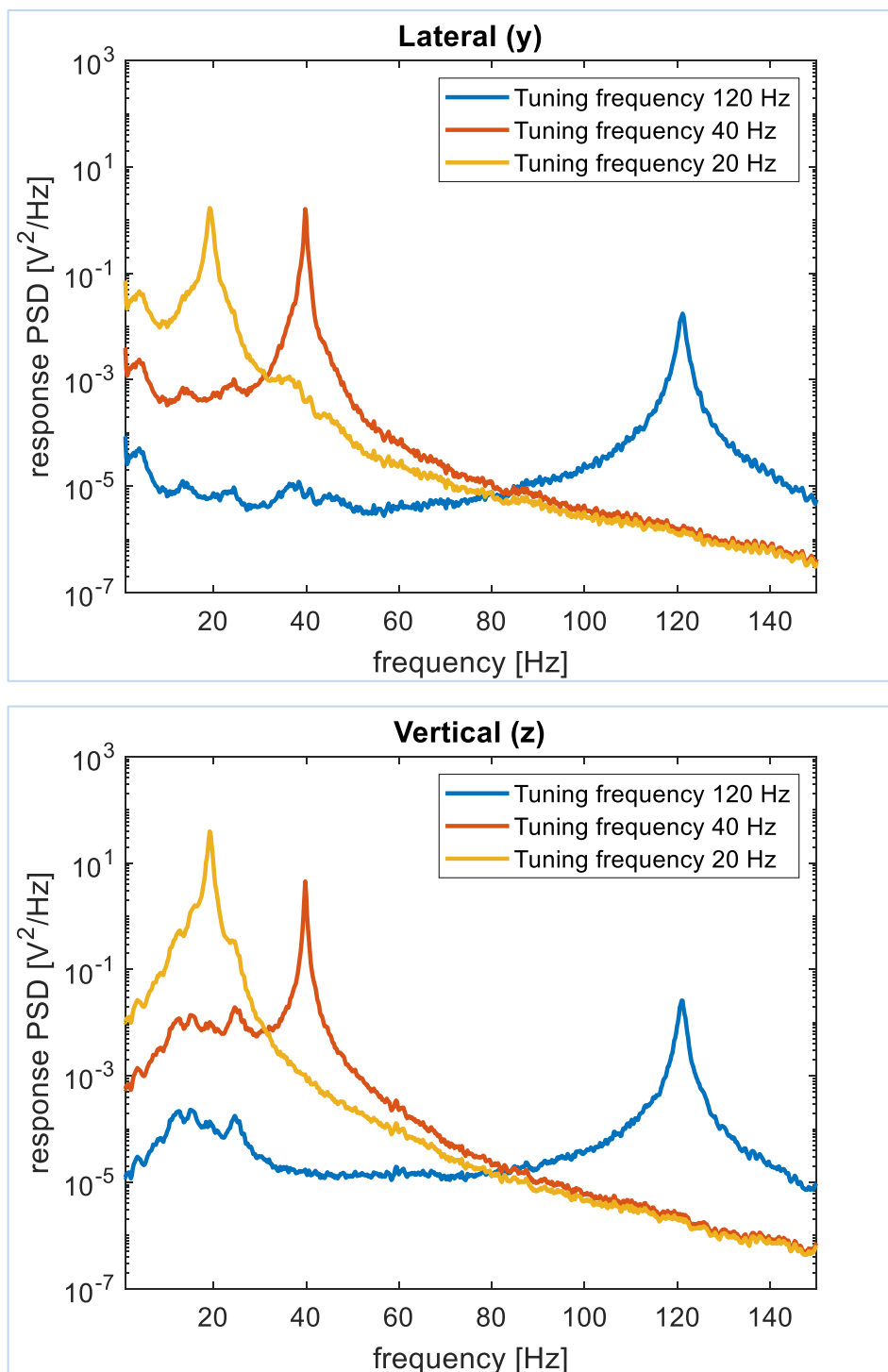


Figura 5.6: PSD calcolate al variare della massa di accordatura e della direzione del moto

Si nota che, come previsto, il contributo energetico in direzione verticale e longitudinale (=orizzontale) è molto maggiore rispetto a quello in direzione laterale. Ciò è ancor più chiaro se, per ciascun PSD, si calcolano i rispettivi

RMS (*Root Mean Square*), che esprimono il valore medio efficace di energia estratta in termini di tensione elettrica generata:

$$RMS = \sqrt{\int_{f_1}^{f_2} \frac{1}{\Delta f} |PSD(f)|^2 df} \quad 5.2$$

La tabella 1 riassume i valori di RMS calcolati per i tre casi rispettivamente di PPA1001 senza massa aggiunta, con tipmass di 4 grammi e tipmass di 17 grammi:

	RMS x (V)	RMS y (V)	RMS z (V)
PPA1001	0.12	0.19	0.24
PPA1001 + 4g	1.15	1.16	1.8
PPA1001 + 17g	11.9	1.79	12

Tabella 1

I risultati degli RMS calcolati evidenziano che la tensione elettrica efficace generata cresce in modo consistente se si aumenta la massa di accordatura; ciò è soprattutto dovuto all'evidente incremento del picco massimo della FRF dell'harvester.

5.4 Considerazioni sulla simulazione con modello analitico

La simulazione svolta con il modello analitico ha delineato alcune caratteristiche fondamentali del sistema: per accordare efficacemente l'harvester, affinché questo sfrutti le vibrazioni stradali per estrarre energia, è richiesta una massa concentrata all'estremità attorno ai 17 grammi. Nella realtà, una tale massa non si può ritenere puntiforme, né tantomeno si può trascurare il suo momento d'inerzia. Inoltre, si tratta di una massa che,

durante il funzionamento a regime dell'harvester, potrebbe stressare il componente in modo eccessivo in termini di sforzi tensionali all'incastro della lamina, e ridurre la durata fino a portarlo a rottura.

I risultati mostrano che, all'aumentare della massa applicata, aumenta anche l'energia estratta in termini di picchi di tensione elettrica. I valori più alti si riscontrano con la massa di 17 grammi, per la quale si raggiunge un valore massimo RMS di circa 11,9 V nella direzione verticale delle accelerazioni (a_z). Tuttavia, i risultati dipendono fortemente dallo smorzamento del sistema, dunque è necessario affinarne il calcolo tramite prove sperimentali. Considerando tutte le FRF calcolate, a prescindere dalla massa applicata all'estremità, si nota come la banda di frequenze utili dell'harvester così accordato sia limitata al solo intorno della frequenza di risonanza, in corrispondenza dell'unico picco, per poi calare bruscamente in tutto lo spettro di frequenze circostanti. Come riscontrato in letteratura, dunque, anche nel modello presentato si evidenziano le problematiche connesse al tuning ed alla limitata larghezza di banda.

Nei prossimi capitoli si indagheranno dei sistemi innovativi di accordatura dell'harvester che tengano in considerazione le criticità finora riscontrate.

Capitolo 6: Sistemi di accordatura: stato dell'arte

L'utilizzo di una massa d'estremità per accordare l'harvester alle frequenze di interesse è uno dei sistemi più semplici, da tempo noto in letteratura; oltre a questo, esistono numerosissime tecniche lineari come la variazione delle dimensioni e materiale dei layer, la variazione della rigidità equivalente della trave, la rimozione o aggiunta di massa in punti particolari ecc. In questo capitolo, vengono illustrati alcuni metodi innovativi per modificare la banda di funzionamento del piezoelettrico, lineari e non lineari.

Tali metodi utilizzano principi fisici differenti, come l'effetto magnetico, così come altri sistemi meccanici (pre-carico assiale, assorbitore dinamico).

6.1 Metodo con magneti variabili

Challa et al [20] hanno sviluppato un sistema di accordatura variabile tramite magneti posti all'estremità del cantilever:

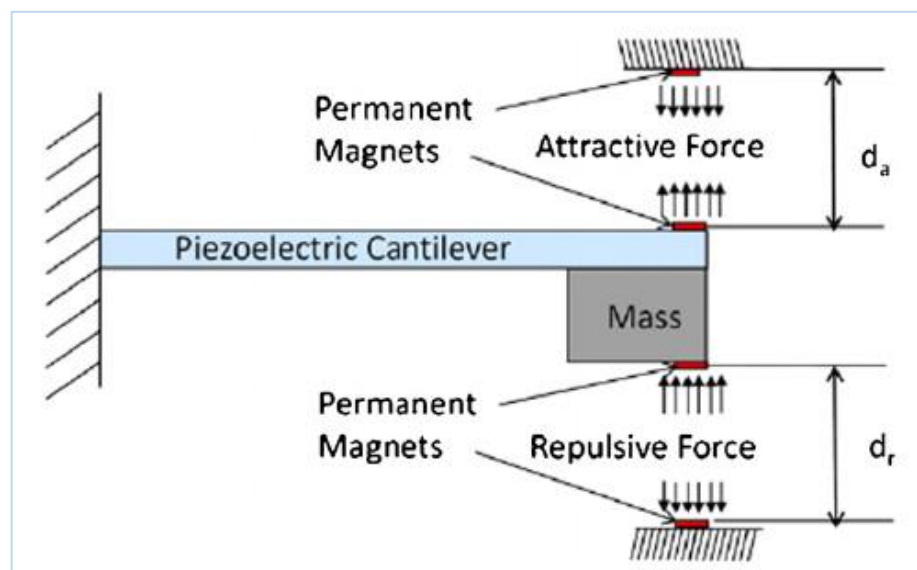


Figura 6.1: Tuning con magneti mobili [20]

La forza magnetica è ortogonale alla lamina e, variando la posizione relativa tra i magneti, la frequenza di risonanza shifta continuamente. Il range di frequenze ottenuto è tra 22 e 32 Hz, dunque un'ampia banda; tuttavia, l'effetto indesiderato dei magneti è quello di variare continuamente lo smorzamento del sistema in modo incontrollato, dunque difficilmente definibile a livello matematico (fig. 6.2). Inoltre, la massa totale del sistema ideato è molto alta, attorno ai 46 grammi.

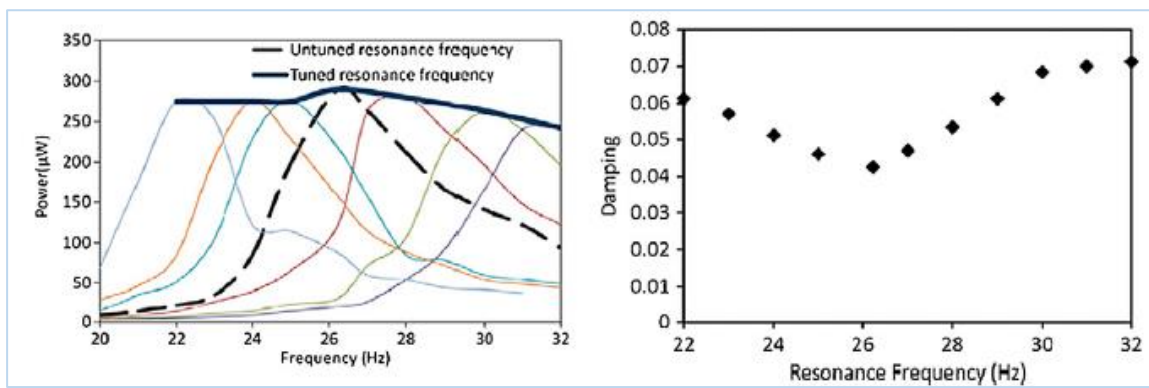


Figura 6.2: FRF e smorzamento variabili al variare della posizione dei magneti [20]

6.2 Metodo del pre-carico del cantilever

La frequenza di risonanza dell'harvester può essere modificata pre-caricando il cantilever, cioè applicando un carico assiale (figure 6.3):



Figura 6.3: Pre-carico del cantilever con forze concentrate [21]

Una formula per determinare rapidamente la frequenza di risonanza della lamina caricata assialmente è la seguente [21]:

$$f' = f_{ri} \sqrt{1 + \frac{F}{F_b} \times \frac{\lambda_1^2}{\lambda_2^2}} \quad 6.1$$

In cui f_{ri} è la frequenza naturale dell'harvester non caricato, F è il carico applicato e F_b è il carico limite euleriano dell'asta, che bloccherebbe le vibrazioni del sistema.

λ_i sono parametri che dipendono dal tipo di vincoli applicati (figura 6.3a, incastro singolo, o fig 6.3b, doppio incastro).

L'andamento della frequenza naturale del sistema in dipendenza al carico applicato è mostrato in figura 6.4:

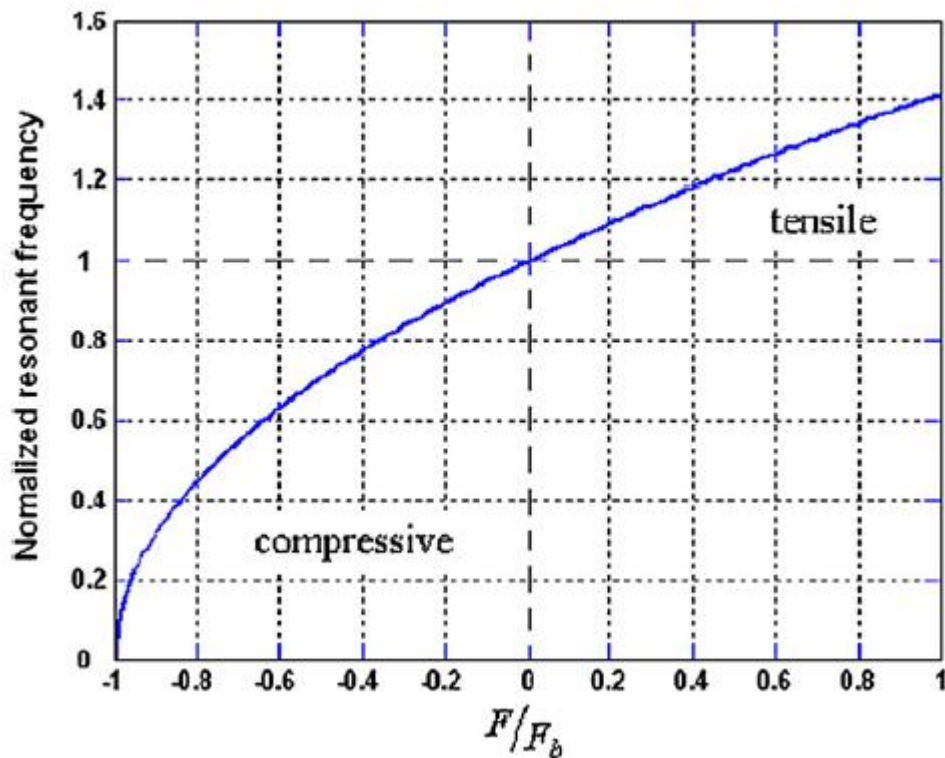


Figura 6.4: Frequenza di risonanza in dipendenza dal carico applicato [21]

In particolare, si nota che il carico di compressione è più efficace poiché sposta maggiormente il campo di frequenze rispetto alla trazione, per cui si arriva più rapidamente ad instabilità.

6.3 Metodo dei cantilever multipli

Xue e altri [22] hanno sfruttato diversi harvester piezoelettrici in serie (Figura 6.5), indagando la banda risultante;

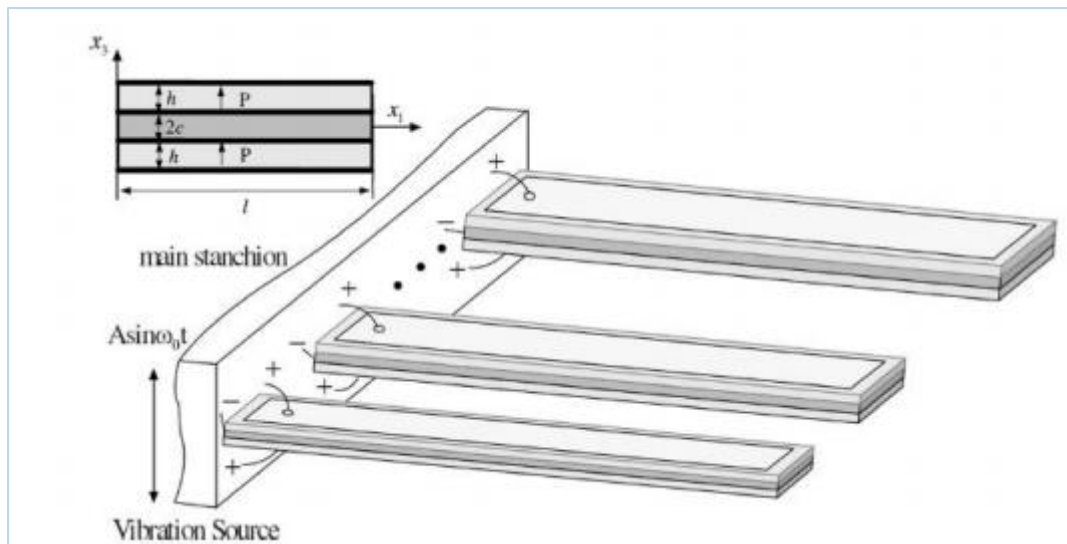


Figura 6.5: Schema di cantilever multipli [22]

La FRF risultante data dalla serie di 10 harvester è stata confrontata con quella di un singolo trasduttore, come mostra la figura 6.6:

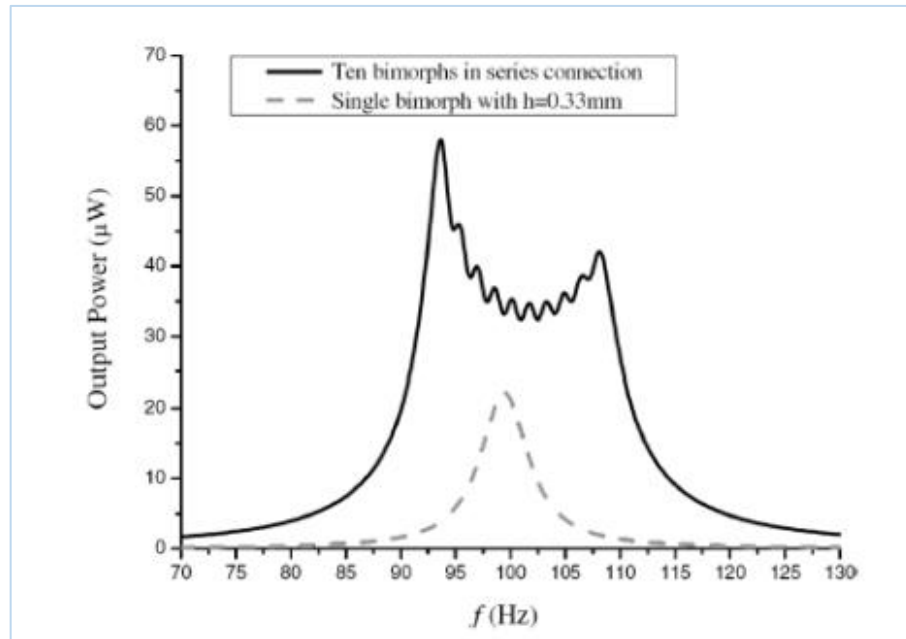


Figura 6.6: Confronto tra harvester singolo e harvester multipli [22]

L'allargamento della banda del nuovo sistema è notevole, così come il recupero di energia; tuttavia, il dispositivo appare molto più complesso ed ingombrante.

6.4 Metodo degli assorbitori dinamici

Doria e altri [23] hanno sviluppato un sistema di tuning innovativo, applicando un'appendice che funge da assorbitore dinamico (DVA). L'assorbitore è considerato matematicamente come una trave a sbalzo, alla cui estremità è posta una massa m_a (figura 6.7).

Questa applicazione si rivela ottimale per campi di applicazioni che manifestano vibrazioni con periodicità [23].

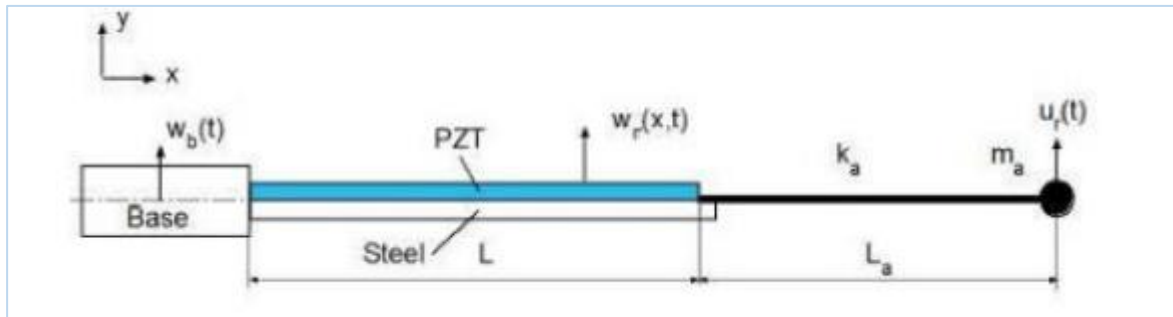


Figura 6.7: Schema del cantilever con assorbitore dinamico applicato [23]

Le FRF risultanti sono mostrate in figura 6.8, in cui si nota l'interessante effetto di "duplicazione" dei picchi di tensione:

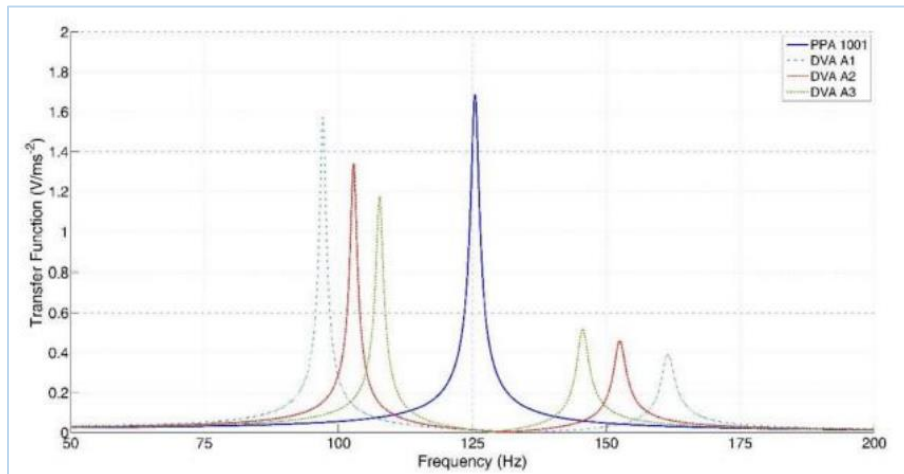


Figura 6.8: Effetto di sdoppiamento degli assorbitori sulle FRF [23]

6.5 Accordatura non lineare tramite massa d'acqua

L'idea di sfruttare una massa fluida per il tuning dell'harvester piezoelettrico prende spunto dalle ricerche condotte dal team del professor Doria [24], che ha studiato l'effetto prodotto dalle gocce di pioggia nella risposta degli harvester. In particolare, tali ricerche indagano l'effetto delle gocce nell'impatto con la lamina piezoelettrica e hanno evidenziato un effetto "caotico" dell'acqua nella risposta del trasduttore in termini di tensione elettrica prodotta.

Il presente capitolo illustra la base teorica di riferimento da cui ha preso inizio la sperimentazione di un nuovo dispositivo di accordatura non lineare dell'harvester piezoelettrico.

6.5.1 L'effetto *Sloshing* dell'acqua

Lo *sloshing* è un fenomeno che attira l'attenzione di scienziati e ricercatori fin dagli anni '50, ed è definito come *l'agitazione di un fluido nel suo recipiente non completamente riempito, causato da un'eccitazione vibratoria del recipiente stesso* [25]. La dinamica di sloshing interessa principalmente navi, veicoli e velivoli di grande potenza, che stivano a bordo masse di liquido o propellente dell'ordine di grandezza del sistema stesso, portandolo ad instabilità durante le fasi di manovra. Si tratta di una tematica ampiamente studiata in fluidodinamica nella teoria dei serbatoi (fig. 6.9):

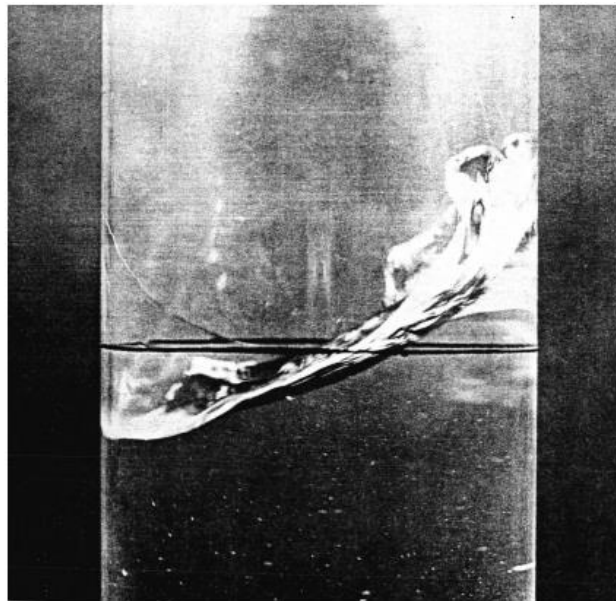


Figura 6.9: *sloshing* su serbatoio di grandi dimensioni [25]

Per quanto concerne la piccola scala, alcuni autori hanno studiato l'effetto di sloshing prodotto in un recipiente contenente vari liquidi e causato da piccole vibrazioni meccaniche. In questa sede, come nelle applicazioni seguenti, l'obiettivo non è tanto quello di descrivere in maniera analitica le equazioni fluidodinamiche che governano il fenomeno, bensì quello di sperimentare gli effetti che una massa fluida ha rispetto alla consueta massa solida concentrata; ai fini del recupero di energia da Harvester piezoelettrici, ciò che interessa è comprendere come il liquido interagisce con il sistema, ed identificare i parametri che influiscono sui risultati.

6.5.2 Effetti di una massa liquida d'estremità su un harvester piezoelettrico

Jackson et al [26] hanno sperimentato per primi l'interazione tra il moto di una massa liquida oscillante e la risposta di un classico harvester piezoelettrico. In particolare, l'idea proposta è quella di posizionare un recipiente contenente acqua all'estremità della lamina, a sua volta collegata ad uno shaker elettromagnetico (Fig. 6.10). Lo shaker permette di imprimere l'accelerazione desiderata alla base della lamina piezoelettrica, misurata tramite accelerometro.

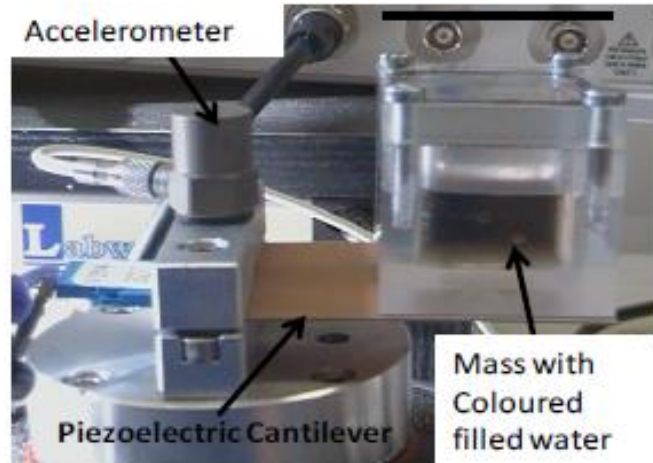


Figura 6.10: Apparato sperimentale con massa liquida utilizzata da Jackson et al [26]

Il recipiente utilizzato è in Perspex, incollato all'harvester tramite cera di massa trascurabile. L'harvester piezoelettrico è un commerciale Voltre V25W della Mide'.

Lo schema meccanico equivalente è quello di trave incastrata, (fig.6.11), mantenendo così coerenza con lo schema utilizzato nei capitoli precedenti:

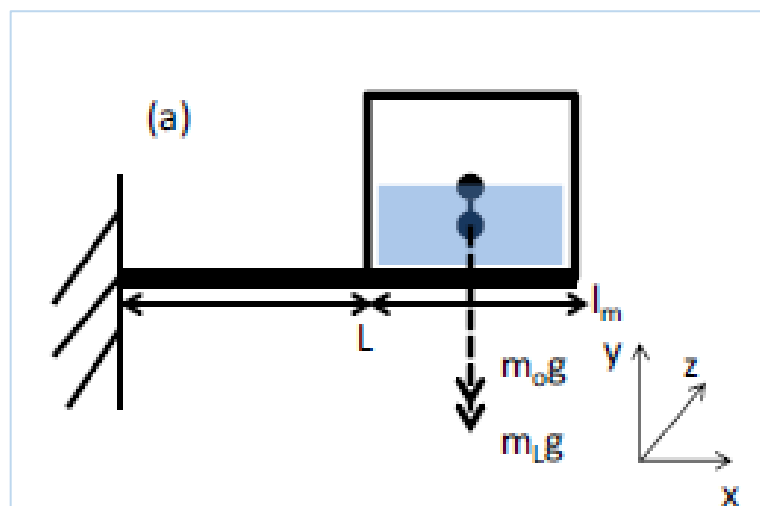


Figura 6.11: Schema di harvester con massa liquida all'estremità [26]

Dove:

- m_o è la massa del recipiente;

- m_L è la massa dell'acqua;
- L è la lunghezza totale della lamina;
- l_m è la lunghezza di base del recipiente;

In particolare, la frequenza di risonanza riferita al primo modo di vibrare è calcolabile

con:

$$f = \left(\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{4m}} \right) \sqrt{\frac{wt^3}{L^3}} \quad 6.2$$

Dove E è il modulo elastico della trave, m è la massa d'estremità applicata, L è la lunghezza totale della lamina mentre W e t sono la larghezza e lo spessore. In figura 6.11, l'acqua è da supporre ferma poiché non agisce alcuna vibrazione alla base e, per la geometria del sistema, il centro di massa del contenitore + acqua corrisponde al centro di massa del corpo liquido.

Se, però, la massa liquida è libera di oscillare, ciò fa sì che il centro di massa del sistema vari continuamente nel tempo, e produca effetti sulla frequenza di risonanza dell'harvester.

Quando infatti il sistema è posto in vibrazione, la massa liquida si muove e la configurazione diventa quella rappresentata in figura 6.12:

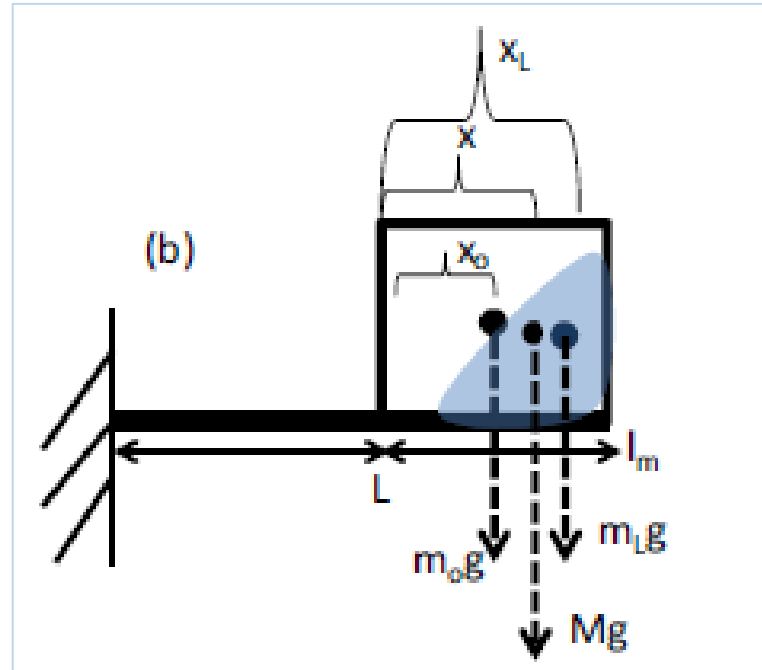


Figura 6.12: Schema con harvester vibrante e acqua in movimento [26]

Dove:

- X è la posizione del centro di massa globale del sistema;
- X_0 è la posizione del centro di massa del recipiente;
- X_L è la posizione del centro di massa della massa d'acqua;
- M è la massa globale recipiente + acqua

Trascurando la massa della lamina, e considerando il moto agente esclusivamente lungo l'asse longitudinale della trave, il centro di massa del sistema oscilla continuamente lungo il medesimo asse tra la posizione X_L del centro di massa mobile del liquido e il centro di massa X_0 del recipiente. Si suppone che l'asse x longitudinale sia quello che influenza maggiormente la posizione del centro di massa del sistema e, conseguentemente, la sua frequenza di risonanza.

L'equazione lineare iniziale non è più valida, poiché ora la frequenza naturale è dipendente dal tempo e il sistema non è più stazionario. Sotto queste ipotesi, il centro di massa globale è calcolabile come:

$$x(t) = \frac{m_o x_o + m_L x_{L,t}}{m_o + m_L} \quad 6.3$$

Semplificando il sistema come una trave a mensola con carico statico F_y applicato all'estremità della trave, e momento d'inerzia I_z , l'equazione della trave deformata in un determinato tempo t diventa:

$$D(t) = \begin{cases} \frac{F_y x^2}{2EI_z} \left(l_c - \frac{x}{3} \right) & 0 \leq x \leq L \\ \frac{F_y L^2}{2EI_z} \left(\frac{2}{3}L + x \right) + \left(\frac{F_y L^2}{2EI_z} + \frac{F_y x L}{EI_z} \right) (x - L) & L < x \leq L + l_m \end{cases} \quad 6.4$$

Se si assume che il sistema obbedisca alla legge di conservazione di energia, applicando il principio di Rayleigh [27] si ottiene la nuova equazione per il calcolo della frequenza di risonanza dell'harvester, dipendente dalla posizione del centro di massa globale:

$$f' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ewt^3}{12mL^3} \times \frac{r^2 + 6r + 2}{8r^4 + 14r^3 + 10.5r^2 + 4r + \frac{2}{3}}} \quad 6.5$$

Dove:

$$r = \Delta x / (L + l_m)$$

Ponendo lo spostamento del centro di massa Δx uguale a 0, come nel caso di massa liquida ferma (o massa concentrata), l'equazione precedente si

semplifica in quella iniziale; l'effetto della massa in movimento produce quindi una continua traslazione della frequenza naturale del sistema. Questo risultato è notevole perché allarga il campo di frequenze utili di funzionamento dell'harvester, trovando una semplice soluzione al problema della banda ristretta di tali dispositivi.

6.5.3 Casi sperimentali

Per validare il modello descritto, e comprenderne i parametri fondamentali, Jackson et al [27] hanno effettuato vari esperimenti in diverse condizioni; le prove sono state condotte utilizzando acqua distillata come liquido, riempiendo il recipiente per il 50% del suo volume. Ciò corrisponde ad una massa d'acqua di circa 4 grammi, sui 40 totali. Si sono fatte variare le accelerazioni della base tramite shaker (fig.6.10), da 1g a 4 g, per indagare la dipendenza dell'allargamento di banda dall'ampiezza delle vibrazioni in ingresso. Si sono dunque confrontati i risultati tra il caso di recipiente vuoto e quello con massa d'acqua, a parità di accelerazione della base:

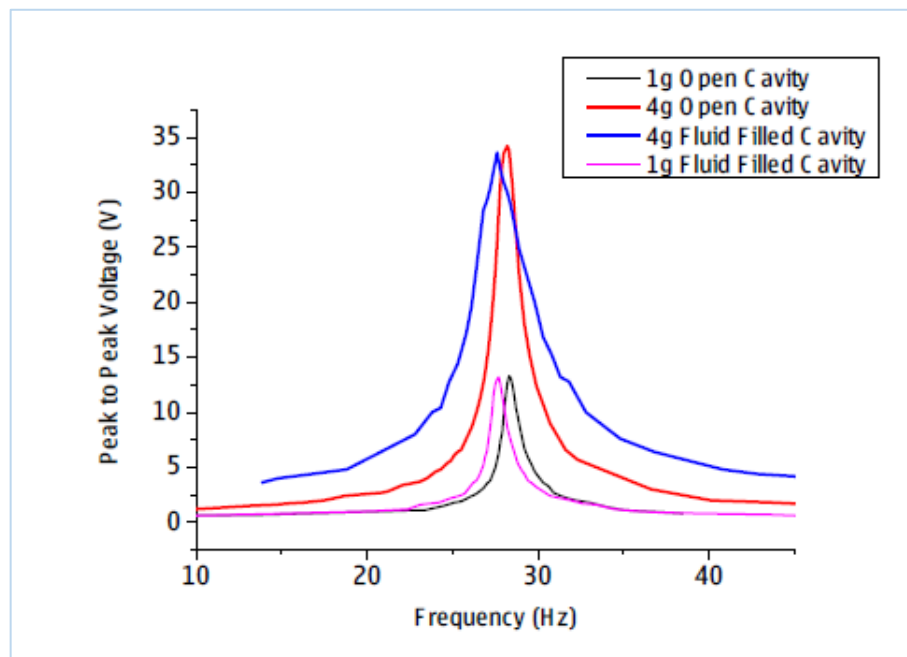


Figura 6.13: Peak to Peak con massa d'acqua 50% e recipiente vuoto [26]

Come mostrano le *Peak to Peak* sperimentali del Voltaggio in fig. 6.13, quando l'accelerazione applicata alla base è di 1g, non si evidenzia un particolare effetto dell'acqua per quanto riguarda l'allargamento di banda, che aumenta leggermente da 1.6 Hz a 1.62 Hz. Quando, invece, l'accelerazione aumenta a 4g, l'allargamento di banda prodotto dallo *sloshing* è evidente (si confrontino la curva rossa corrispondente al caso di recipiente vuoto con la curva blu, nettamente più allargata, che rappresenta il recipiente riempito d'acqua). La banda passa da un valore di 1.8 Hz del caso con recipiente vuoto, ad un'ampiezza di 4.45 Hz del caso recipiente + acqua, senza che vi sia un brusco calo nel picco di tensione (il valore di picco scende da 35 a 34,6 Volt).

6.5.4 Effetto dell'accelerazione

Per comprendere ancor meglio la dipendenza della larghezza di banda dall'accelerazione impressa alla base, la stessa massa d'acqua è stata fatta vibrare variando l'accelerazione tra 1g, 4g e 6g, e il risultato è illustrato in Fig. 6.14:

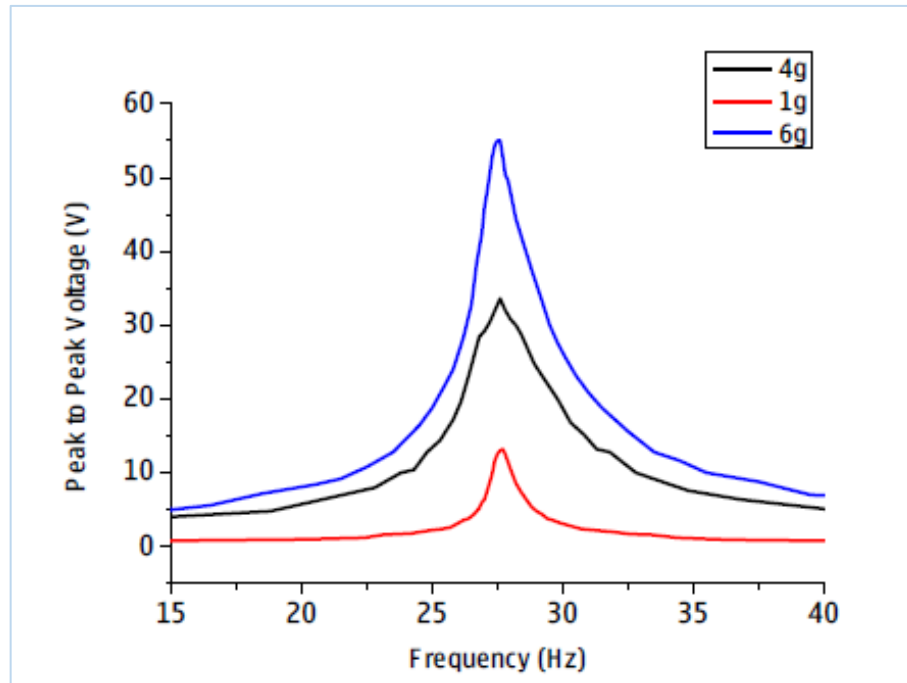


Figura 6.14: Peak to Peak (acqua 50%) misurate al variare dell'accelerazione in ingresso [26]

Si nota che, come prima, l'accelerazione di 1g non è sufficiente a causare un moto consistente dell'acqua, per cui la banda rimane ristretta. Anche l'accelerazione massima di 6g sembra ridurre l'ampiezza di banda rispetto al caso di 4g. Questo fatto è probabilmente dovuto al moto dell'acqua: mentre nel caso di 4g l'acqua si muove ancora ordinatamente e scivola in modo oscillatorio ordinato tra le pareti del contenitore, quando l'accelerazione impressa è di 6g la massa liquida sbatte e si disgrega in goccioline, il moto è caotico all'interno del recipiente e non crea un continuo shift del centro di massa del sistema. Vibrazioni troppo alte, dunque, non sembrano favorire il tuning dell'harvester.

6.5.5 effetto della percentuale di volume d'acqua

Il secondo parametro che può influenzare l'effetto di sloshing è il volume d'acqua utilizzato. Non è banale trovare quale sia lo spazio ottimale che l'acqua necessita per muoversi efficacemente. Per questo motivo,

mantenendo costante il valore dell'accelerazione applicata alla base, sono state svolte le prove con un volume d'acqua rispettivamente pari al 37,5 %, 50%, 75% e 100% del volume totale del recipiente. Le varie casistiche sono rappresentate in fig. 6.15:

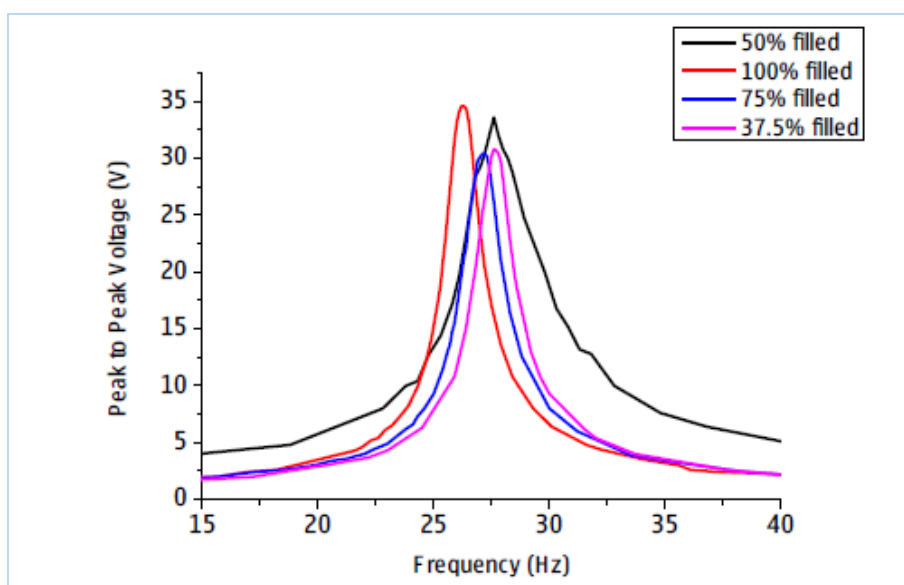


Figura 6.15: Andamento della tensione al variare del volume d'acqua utilizzato [26]

La curva rossa, corrispondente al caso di recipiente totalmente riempito (100% del volume), mostra che non vi è alcun significativo allargamento di banda. Ciò avviene perché l'acqua, in questo caso, non ha nessuno spazio dove poter muoversi e spostare il suo centro di massa; il caso corrisponde a quello di massa solida applicata all'estremità. Il leggero effetto positivo di alzare il picco di tensione è giustificato dal fatto che, come noto nel caso di masse solide concentrate, vi è un consistente aumento di massa quando l'acqua riempie totalmente il contenitore. Tuttavia, non è questo il principale obiettivo dello studio in esame.

Quando, invece, l'acqua riempie il contenitore al 37,5% o al 75% del suo volume, la banda aumenta leggermente da 2.46 Hz a 2.54 Hz, valori contenuti rispetto al caso con acqua al 50%. Nel caso di una massa d'acqua

troppo piccola, il sistema sembra non percepire efficacemente l'effetto di sloshing. Viceversa, quando la massa liquida è eccessiva e ha poco spazio per muoversi all'interno del recipiente, il sistema torna ad essere quello con la classica Tip Mass applicata all'estremità, ed ha dunque lo stesso effetto di una massa ferma che non muta il suo centro di massa durante le oscillazioni della lamina.

6.6 Considerazioni sul tuning con massa d'acqua

Il precedente studio sulla massa di accordatura liquida ha permesso di ricavare alcune informazioni utili per le seguenti prove sperimentali. Grazie ad essi, è stato possibile capire su quali parametri concentrarsi per ottimizzare un dispositivo di tuning che utilizzi l'acqua come massa di accordatura e sia funzionale al recupero di energia dalle vibrazioni della bicicletta. Si ricordi che, a prescindere dal metodo di accordatura utilizzato, l'obiettivo principale è quello di sfruttare al meglio le vibrazioni stradali, posizionando la frequenza di risonanza attorno ai 20 Hz.

I parametri riscontrati di maggior interesse, che saranno considerati nei prossimi capitoli, sono i seguenti:

- La scelta del materiale del recipiente, il suo peso e la sua geometria;
- Il volume di liquido utilizzato;
- L'ampiezza delle accelerazioni in ingresso che eccitano l'harvester;
- La larghezza di banda prodotta dall'effetto sloshing;
- L'ampiezza dei picchi della funzione di trasferimento del voltaggio.

Il tuning con massa d'acqua è un metodo non lineare. Ciò implica che, nei seguenti capitoli, saranno essenziali alcune considerazioni per l'interpretazione dei risultati.

Capitolo 7: Apparato sperimentale

L'apparato sperimentale qui descritto è stato allestito presso il laboratorio di analisi modale del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. L'obiettivo delle prove sperimentali è quello di analizzare diversi sistemi di accordatura dell'harvester piezoelettrico tramite vari tipi di massa applicata all'estremità. Lo scopo delle misurazioni è quello di determinare la funzione di trasferimento tra l'accelerazione applicata alla base dell'harvester e la tensione in uscita dall'elemento piezoelettrico, confrontando i risultati con il modello analitico.

La prima parte delle prove sperimentali riguarda l'accordatura dell'harvester tramite massa solida concentrata all'estremità (Tip Mass); in questo modo, si cerca di validare il modello analitico preliminare presentato nel capitolo 5. La seconda parte prevede la sperimentazione di nuovi sistemi di tuning non lineare tramite l'utilizzo di una massa liquida, posta in diverse configurazioni.

7.1 Catena di acquisizione

La catena di misura è composta dai seguenti strumenti, che verranno descritti in dettaglio:

- Harvester Piezoelettrico PPA1001, Midè
- Supporto metallico
- Barra di alluminio
- Vincolo ad incastro della lamina piezoelettrica
- Martello strumentato PCB

- Cavo elettrico collegato ai poli della lamina piezoelettrica per rilevare il voltaggio
- Accelerometro PCB
- Sistema di acquisizione National Instrument NI 9234
- Software Labview Signal Express per l'elaborazione dati

Harvester PPA-1001

Per confrontare i risultati sperimentali con quelli analitici, viene utilizzato lo stesso Harvester piezoelettrico descritto nel capitolo 5, già disponibile in laboratorio (Fig. 8.1):

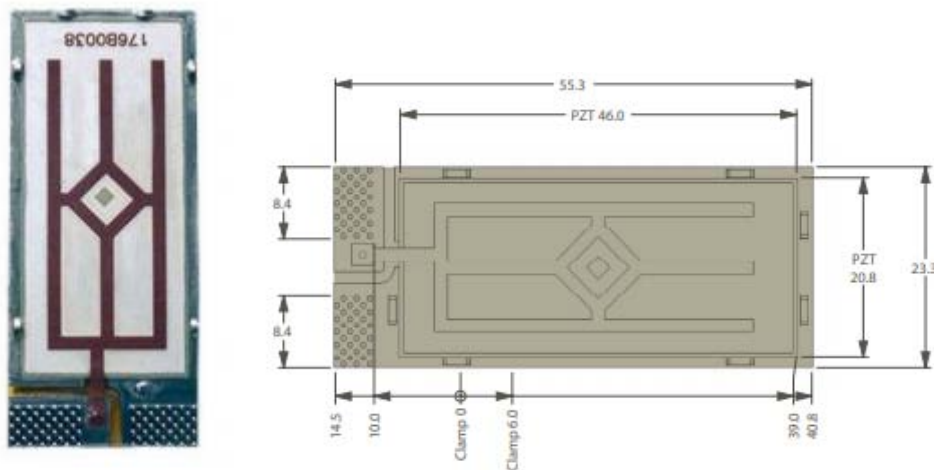


Figura 7.1: Harvester PPA1001

Le sue caratteristiche/proprietà elettriche e geometriche sono fornite nel data sheet [28]; si tratta di un harvester commerciale tra i più semplici, unimorfo, costituito essenzialmente da un wafer strutturale di acciaio e uno piezoceramico (gli altri layer sono trascurabili in questa applicazione). I parametri più significativi per questo caso studio sono la massa e la

frequenza naturale: la massa è di 2,80 grammi, mentre la frequenza di risonanza nominale, data dal costruttore, è di 120 Hz.

Barra di alluminio e supporto metallico

La barra di alluminio ha il compito di sorreggere l'harvester, tenendolo sospeso mentre viene sollecitato. A sua volta, la barra è vincolata tramite funi ad un supporto metallico (di colore rosso in figura 7.2), in modo tale che la direzione del moto (parallela a quella dell'accelerazione impressa) sia solo quella longitudinale.



Figura 7.2: Supporto metallico della barra

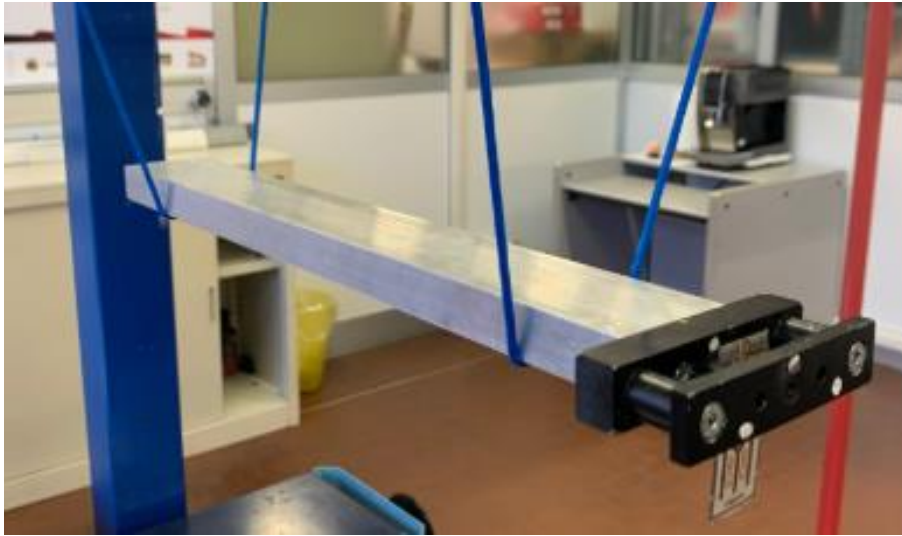


Figura 7.3: Barra in alluminio sospesa da funi

La barra di alluminio (400mm x 50mm x 20mm, fig.7.3) è stata impiegata come supporto per il sistema di presa dell'harvester. La sua prima frequenza di risonanza è pari a 625 Hz, molto superiore alle frequenze di interesse, così da non inficiare nelle misure. In essa sono stati praticati dei fori per inserire il sistema di presa dell'harvester.

Cavo elettrico



Figura 7.4: Cavo per la misura della tensione generata dall'harvester

I morsetti sono collegati ai due poli dell'harvester, e il cavo che misura la tensione è posizionato all'ingresso numero 2 del modulo di acquisizione Signal Express.

Vincolo ad incastro della lamina piezoelettrica

Per approssimare quanto più il sistema di presa dell'harvester ad un incastro ideale, che permetta solo la flessione trasversale della lamina, viene utilizzato il sistema raffigurato in fig. 7.5:

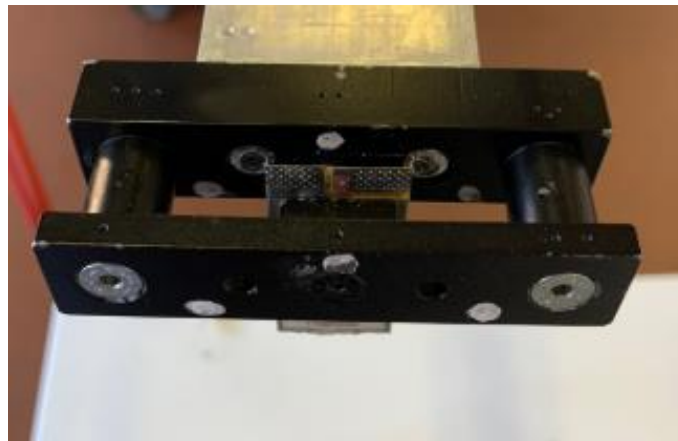


Figura 7.5: Sistema di presa ad incastro

Il serraggio con la barra di alluminio è ottenuto con le due viti laterali, mentre la morsa centrale blocca l'harvester e vincola la base della lamina a rotazioni e traslazioni. Nel sistema di presa viene applicato l'accelerometro piezoelettrico, in posizione quanto più coincidente con la direzione longitudinale degli impulsi dati con il martello strumentato.

Martello strumentato

Il martello strumentato PCB viene utilizzato per sollecitare l'harvester in modo impulsivo. L'impulso viene dato ad un'estremità della barra, e trasmesso al sistema di presa che costituisce il vincolo ad incastro della

lamina piezoelettrica. L'impulso è misurato tramite sensore di forza sulla punta del martello, la quale è stata scelta morbida per favorire l'impatto con la superficie della barra. Si vuole imprimere un impulso di Dirac, con durata infinitesima, di accelerazione costante di circa 10 m/s^2 .



Figura 7.6: Martello strumentato per esercitare l'accelerazione impulsiva alla barra

Il martello strumentato è inserito nell'ingresso numero 0 del modulo di acquisizione Signal Express.

Accelerometro PCB

Per misurare l'accelerazione alla base dell'Harvester è stato usato un accelerometro piezoelettrico mono assiale PCB. L'accelerometro viene applicato sulla parte superiore dell'incastro, incollandolo in modo saldo con un leggero strato di cera. La posizione dell'accelerometro deve essere quanto più coincidente con la direzione longitudinale degli impulsi dati con il martello strumentato.

L'accelerometro ha una massa trascurabile (0.5g), sensibilità 10.48 mV/g , e misura in un range di frequenza $1 \div 10000 \text{ Hz}$. L'accelerometro è inserito nel canale numero 1 del modulo di acquisizione.

Il sistema finale è rappresentato in figura 7.7:

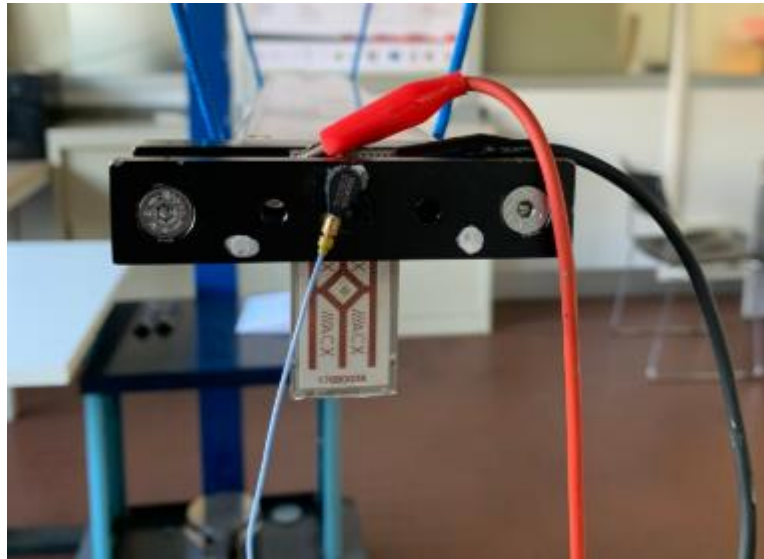


Figura 7.7: Posizionamento accelerometro e voltmetro

Modulo di acquisizione dati

Il modulo di acquisizione utilizzato è NI 9234 della *National Instruments*, possiede sensori di IEPE (Integrated Electronic Piezoelectric) che garantiscono elevata precisione di misura:



Figura 7.8: Modulo di acquisizione NI 9234

Vengono utilizzati 3 dei 4 canali disponibili (vedi figura 7.9):

- CANALE 0: Collegato al martello strumentato, in modo da misurare l'accelerazione della martellata;
- CANALE 1: Collegato all'accelerometro, in modo da misurare l'accelerazione alla base dell'harvester;
- CANALE 2: Collegato al Voltmetro, in modo da misurare la tensione prodotta dall'harvester



Figura 7.9: Posizione dei cavi nel modulo di acquisizione

Signal Express

Il software utilizzato per elaborare i dati è Lab View Signal Express, installato nel pc del laboratorio è molto comodo perché non necessita di programmazione per l'elaborazione ed il plottaggio dei dati. È impostato ad una frequenza di campionamento di $f_c = 4kHz$, ed un numero di campioni $n_c = 12000$ per ogni misura, che corrispondono ad un tempo di acquisizione $T_c = 3,0s$. La risoluzione spettrale, ovvero la distanza tra due punti nel dominio delle frequenze, è pari a 0.33 Hz.

L'interfaccia del software è presentata in figura 7.10:

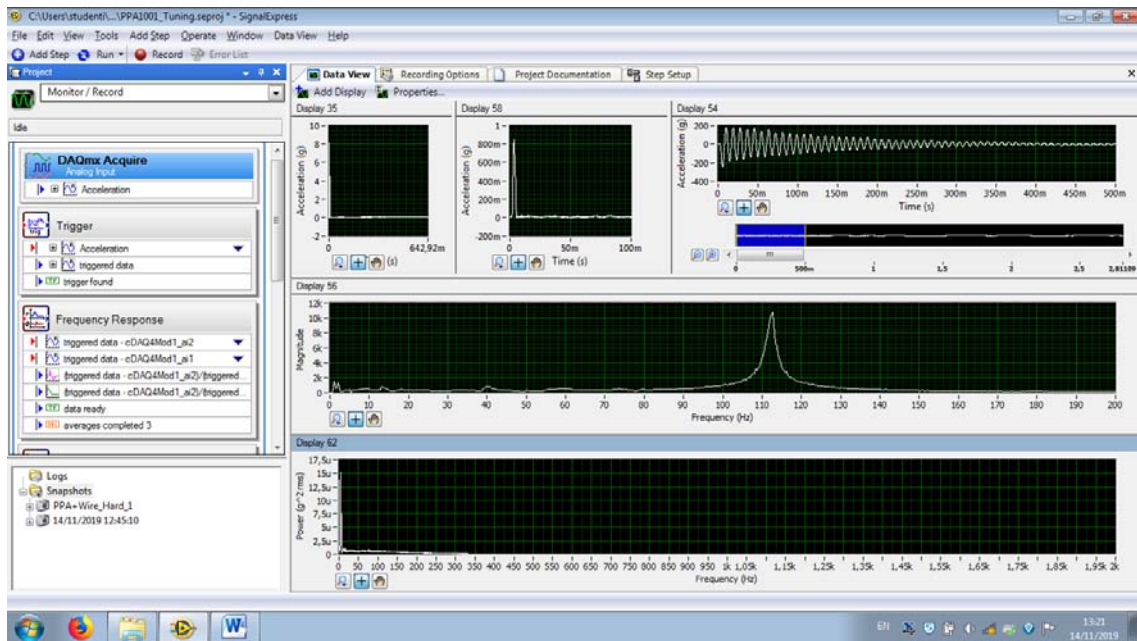


Figura 7.10: Interfaccia del software SignalExpress

La schermata è impostata per visualizzare l'andamento dell'accelerazione misurata alla base dell'harvester, oltre che la tensione generata nel dominio del tempo. Il segnale di output di maggior interesse è la FRF della tensione elettrica generata dal trasduttore nel dominio della frequenza.

7.2 Dispositivi di accordatura

Nel seguente paragrafo vengono descritti i diversi sistemi testati per l'accordatura dell'harvester. L'obiettivo comune, per ciascun dispositivo utilizzato, è quello di abbassare la frequenza di risonanza e migliorare il tuning del piezoelettrico associato alle vibrazioni della bicicletta. Per mantenere coerenza con il modello analitico ed avere un criterio comune per poter confrontare i risultati, i dispositivi di maggior interesse possiedono una massa totale di 17 grammi. Una massa non casuale poiché, come visto, abbassa la frequenza al campo delle frequenze delle vibrazioni stradali.

Masse solide

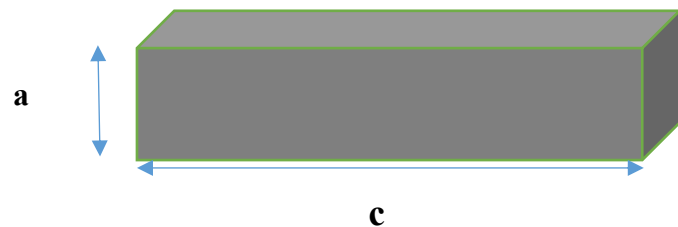
Per validare il modello analitico, il primo sistema di accordatura consiste nell'applicazione di semplici masse concentrate all'estremità. Sono state utilizzate le medesime masse applicate nel capitolo 5: 17 e 4 grammi; la figura 7.11 schematizza i due pesi utilizzati.

- massa 17g:

$$a = 5\text{mm}$$

$$b = 12\text{mm}$$

$$c = 26\text{mm}$$



- massa 4g:

$$a = 5\text{mm}$$

$$b = 5\text{mm}$$

$$c = 15\text{mm}$$

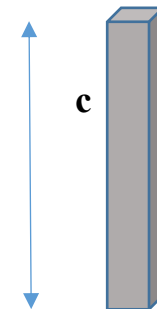


Figura 7.11: Schema delle masse in piombo utilizzate

Il momento d'inerzia baricentrico del parallelepipedo rispetto all'asse ortogonale al piano del foglio è:

$$I = \frac{a^2 + c^2}{12} M; \quad 7.1$$

Le masse sono di piombo (densità 11,33 g/cm³), il cui elevato peso specifico permette di ridurre le dimensioni e approssimare il caso ideale di masse concentrate previste dal modello analitico di Inman e Erturk [8], le cosiddette Tip Mass. Oltretutto, l'obiettivo è quello di non inserire masse troppo

ingombranti che possano disturbare il funzionamento dell'harvester. Naturalmente, per quanto ridotte, tali masse possiedono un momento d'inerzia che non deve essere trascurato nel modello.

Le masse sono applicate sul retro dell'estremità libera dell'harvester come mostrato in figura 7.12, ponendo un leggero strato di cera di massa trascurabile.

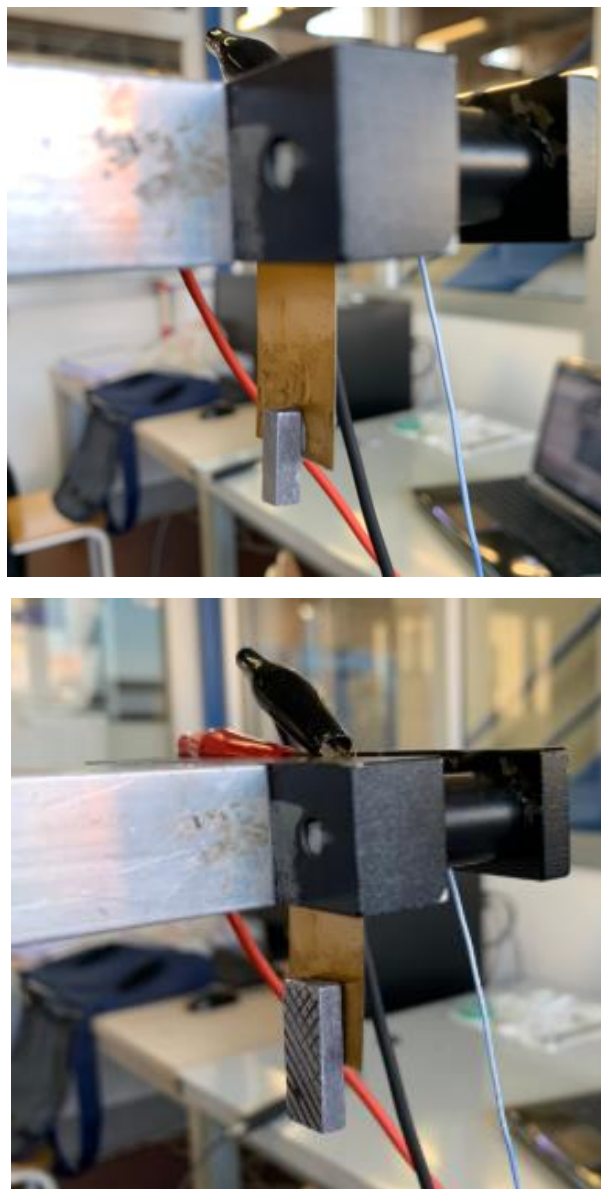


Figura 7.12: Posizionamento masse di 4 e 17 grammi

Masse liquide

Recipiente cilindrico di ottone e alluminio

Il secondo gruppo di test di tuning è stato svolto con vari recipienti per contenere l'acqua. Il primo recipiente è stato costruito in laboratorio in materiale metallico. È stato scelto l'ottone con alta densità ($8,73 \text{ g/cm}^3$) per aumentare la massa riducendo le dimensioni del contenitore e favorire la quantità di liquido, con un coperchio di alluminio per la tenuta dell'acqua. La forma è approssimabile ad un cilindro cavo (Fig. 7.13).



Figura 7.13: Recipiente in ottone con coperchio in alluminio

La massa totale del recipiente così costituito è di 12,40 grammi. La massa d'acqua in esso contenuta è di 4,60 grammi. Il recipiente è riempito per il 78 % del volume totale. La configurazione del sistema è rappresentata in fig. 7.14.

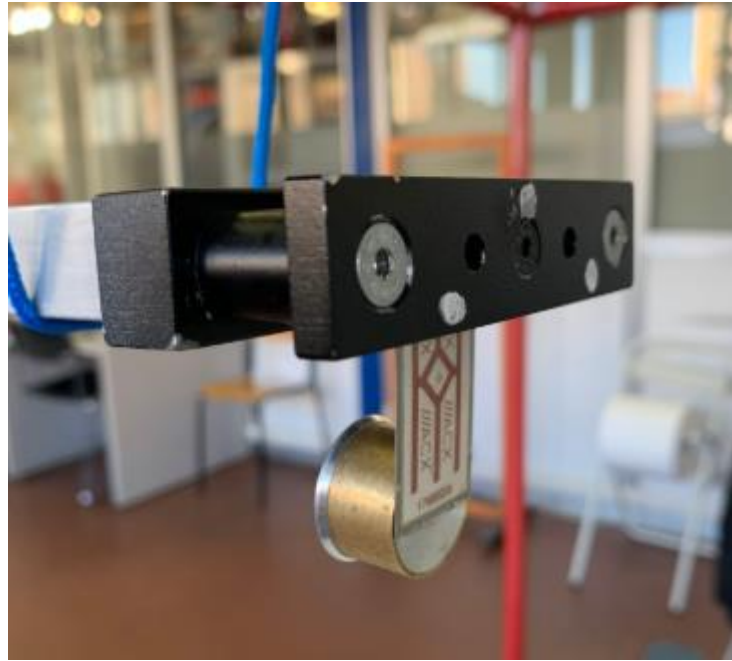


Figura 7.14: Posizionamento recipiente in ottone

Recipiente in Polietilene

Il secondo tipo di recipiente utilizzato è in PE (densità=0,9 g/cm³), materiale molto meno denso rispetto all'ottone per diminuire la massa del recipiente in favore di un notevole incremento della massa d'acqua contenuta. (Fig. 7.15)

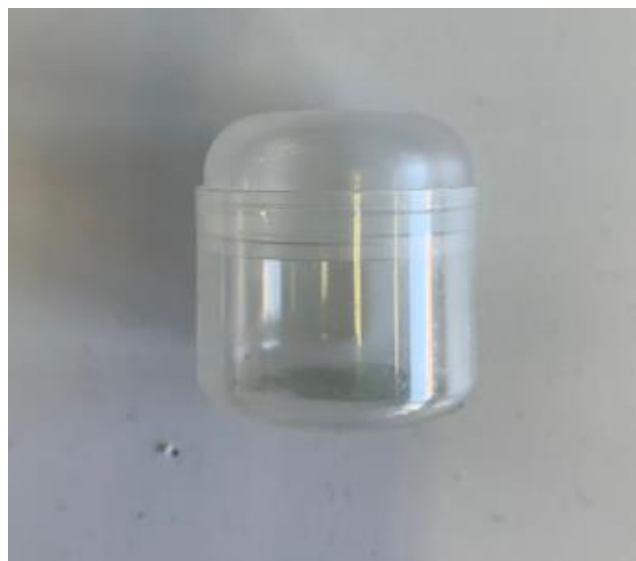
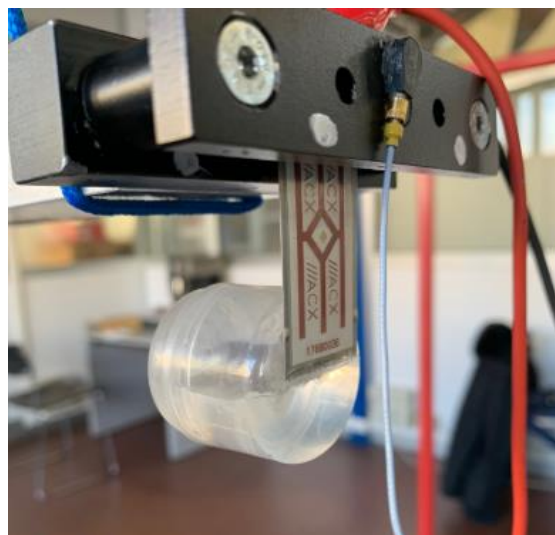


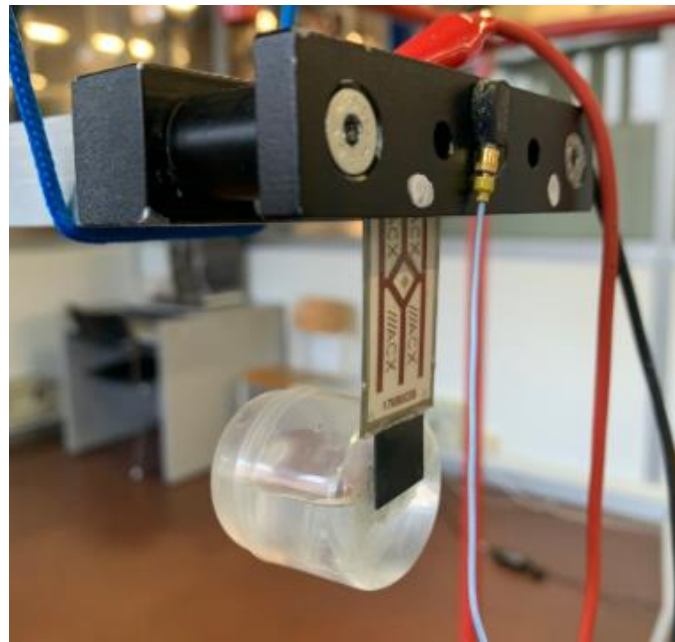
Figura 7.15: Recipiente in polietilene

La massa del recipiente è di appena 2,99 grammi, e può arrivare a contenere fino a 25 grammi d'acqua. Ciò perché si vuole studiare l'effetto di una notevole quantità d'acqua rispetto al caso precedente di contenitore più pesante. Inoltre, si noti che la forma del recipiente in plastica è molto più irregolare e diversa da quella del recipiente in ottone: gli spigoli sono più smussati e permettono uno scorrimento migliore dell'acqua al suo interno, con quest'ultima che ha più spazio per muoversi senza sbattere immediatamente nelle pareti. Tutto ciò è stato realizzato per favorire gli effetti della massa fluida descritti nel capitolo 6.

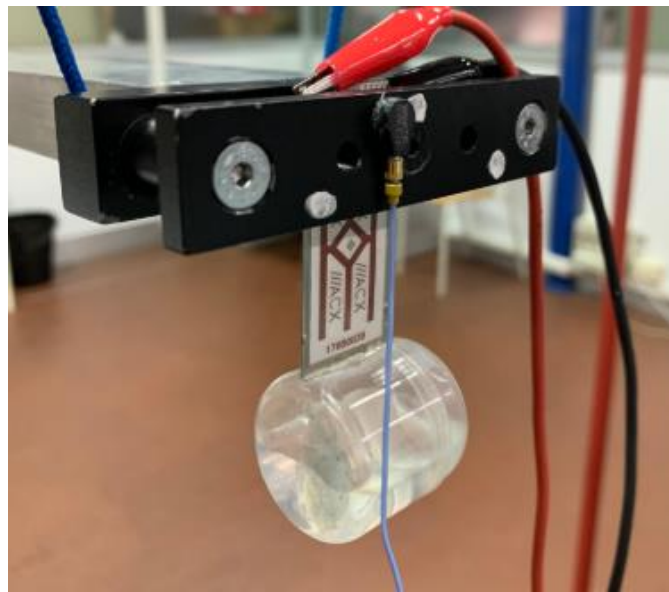
L'applicazione del recipiente all'harvester è effettuata in tre differenti configurazioni: nel primo caso (fig. 7.16a), il recipiente è stato posto sul retro dell'harvester tramite uno strato di cera; nel secondo caso (fig. 7.16b), una lamina metallica di 1,40 grammi è frapposta tra il piezoelettrico e il recipiente d'acqua (la massa d'acqua è perciò inferiore per rispettare il vincolo di massa totale uguale a 17 grammi); nel terzo caso (fig. 7.16c), il recipiente è stato applicato con una diversa orientazione per mezzo di uno strato sottile di ciano acrilato con massa trascurabile, ma che meglio approssima il vincolo ideale di cerniera.



(a)



(b)



(c)

Figura 7.16: Posizionamento del recipiente in polietilene nelle tre diverse configurazioni

Capitolo 8. Risultati sperimentali e confronto con il modello analitico

Le prove sperimentali sono state svolte inizialmente a circuito aperto. Ciascuna prova consiste nell'effettuare 10 misurazioni, ognuna delle quali è la media di tre misurazioni elaborata automaticamente dal software Signal Express. Perciò, per garantire la ripetibilità di ogni caso testato, sono state effettuate complessivamente 30 misurazioni. Le prime prove sono state svolte con massa rigida, dunque il sistema è lineare.

8.1 Harvester PPA1001

Le prime prove sono state svolte per il solo PPA1001, allo scopo di ottenere dei valori di riferimento di harvester non accordato. Il modulo della FRF della tensione acquisita è il seguente:

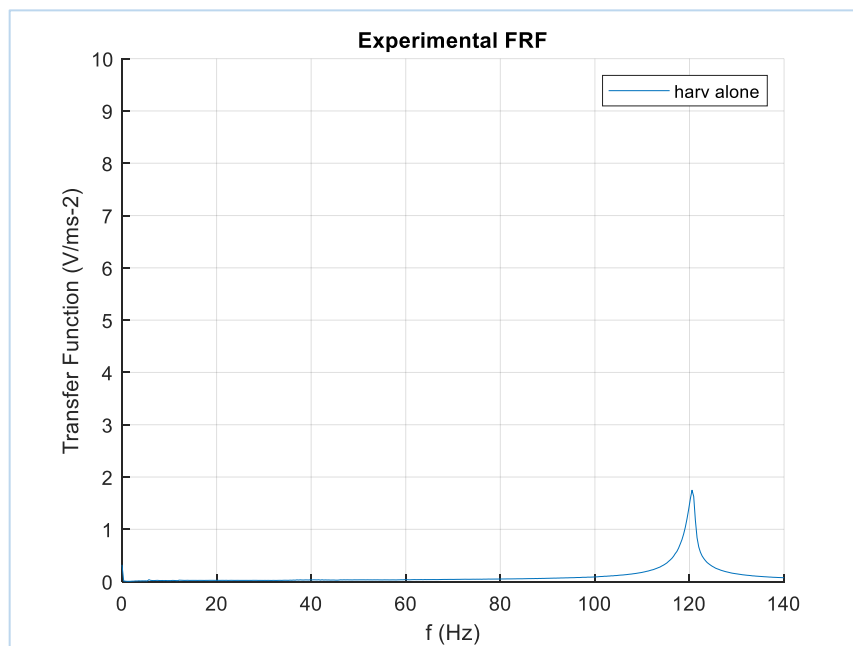


Figura 8.1: FRF sperimentale harvester PPA1001

Si confrontino ora la FRF sperimentale e quella ottenuta dal modello analitico (Fig. 8.2); lo smorzamento è mantenuto uguale a 0.007, sfruttando i risultati di lavori precedenti.

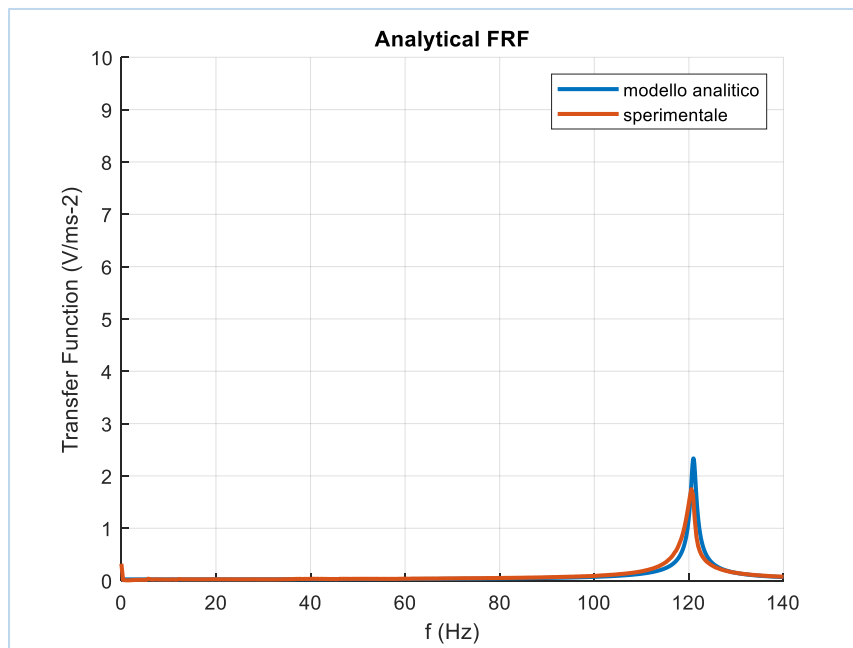


Figura 8.2: Confronto tra FRF analitica e sperimentale

La frequenza di risonanza sperimentale si discosta leggermente da quella analitica. Il picco di tensione è pari a 1.8 V/ms^{-2} della funzione sperimentale, contro i 2.3 di quella analitica. I risultati sono certamente in buon accordo.

8.2 Harvester con massa 4 grammi

La seconda prova consiste nell'applicazione della massa di 4 grammi. La FRF sperimentale è la seguente:

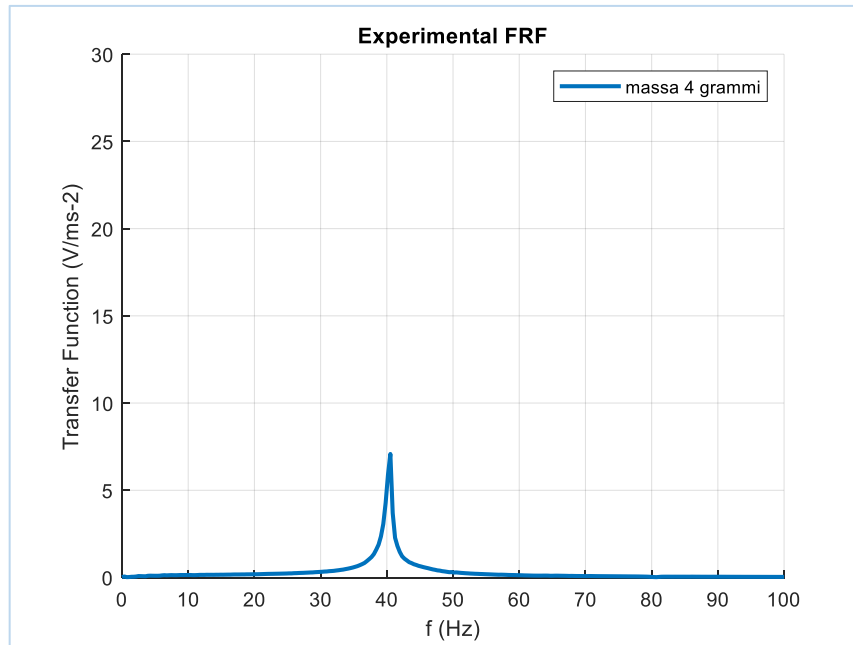


Figura 8.3: FRF sperimentale con massa 4 grammi

La frequenza naturale è di 40,5 Hz. Il picco di tensione raggiunto è 7V/ms^{-2} . Tramite il metodo della larghezza di banda o *half power bandwidth* [29], si procede con il calcolo più preciso dello smorzamento del sistema (Fig. 8.4).

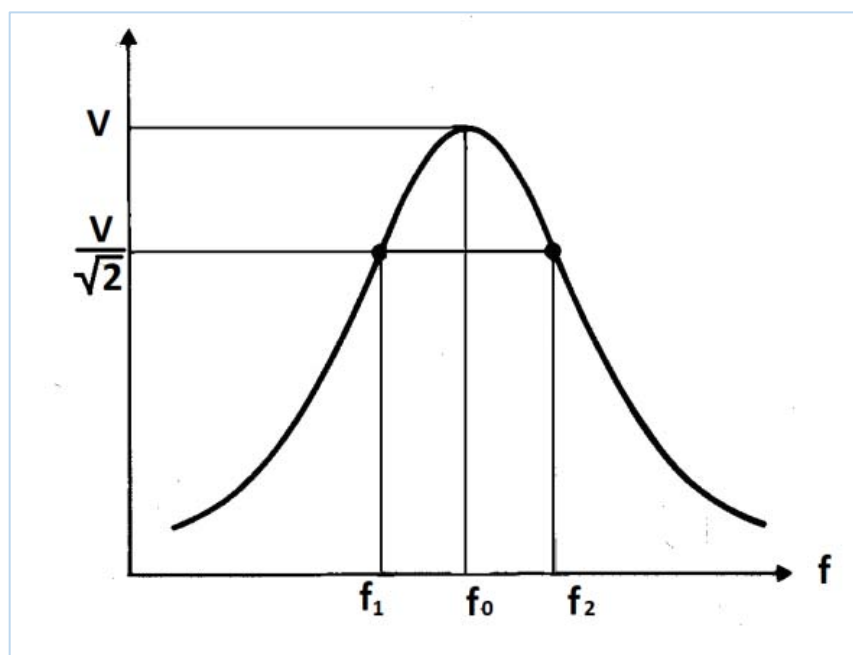


Figura 8.4: Metodo della larghezza di banda

Il metodo è il seguente:

- Si calcola il valore di tensione $V_{\text{peak}} / \sqrt{2}$ della funzione sperimentale. Questa tensione è definita tensione efficace.
- Tramite interpolazione della funzione, si calcola la larghezza di banda delle frequenze corrispondenti a f_1 e f_2
- Detta f_0 la frequenza di risonanza misurata, lo smorzamento ζ è dato dalla seguente formula:

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2f_0} = 0.011 \quad 8.1$$

In questo modo è possibile aggiornare il valore dello smorzamento nel modello teorico.

Il momento d'inerzia della massa aggiunta è diverso da zero, quindi si è proceduto calcolando il momento d'inerzia baricentrico:

$$I_{4g} = 8,3 \cdot 10^{-8} \text{ Kg m}^2$$

Lo smorzamento e il momento d'inerzia appena ricavati sono stati inseriti nel modello analitico, e si sono poi confrontate le FRF sperimentale e teorica:

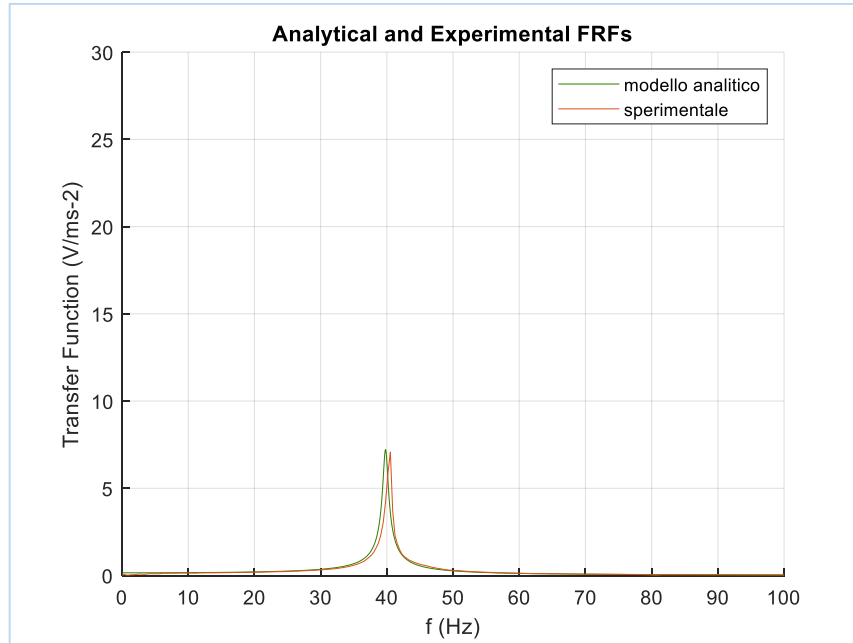


Figura 8.5: Confronto reattiva FRF analitica e sperimentale con massa 4 grammi

Nella tabella 2 sono riassunti i valori analitici e sperimentali:

Massa 4 grammi	Frequ. Naturale (Hz)	V_{peak} (V/ms^{-2})	Larghezza di banda (Hz)
Sperimentale	40.6	7.4	0.85
Teorico $I_z=0$	40.1	7.9	0.88

Tabella 2

Si denota un buon comportamento del modello analitico rispetto a quello reale. Per valutare l'influenza del momento d'inerzia sui risultati, si confrontano la FRF sperimentale e quelle risultanti dal modello con e senza momento d'inerzia nella tabella 3:

Massa grammi	4	Frequ. Naturale (Hz)	V_{peak} (V/ms^{-2})	Larghezza di banda (Hz)
Sperimentale		40.6	7.4	0.85
Teorico		39.7	8.8	0.9
Teorico $I_z=0$		40.1	7.9	0.88

Tabella 3

Si nota che, ponendo il momento d'inerzia diverso da zero nel modello analitico, i risultati si discostano maggiormente da quelli sperimentali. Questo esito, apparentemente poco realistico, è probabilmente dovuto al fatto che l'incollaggio della massa di piombo all'harvester non è tale da impedire le rotazioni, dunque rende quasi nullo l'apporto dell'inerzia.

8.3 Harvester con massa 17 grammi

Lo stesso procedimento è stato eseguito per la massa di 17 grammi; è importante sottolineare che il sistema di incollaggio e l'orientazione della massa rispetto all'harvester seguono quelli adottati con la massa minore, in modo da garantire coerenza nelle procedure.

La FRF sperimentale della tensione è la seguente:

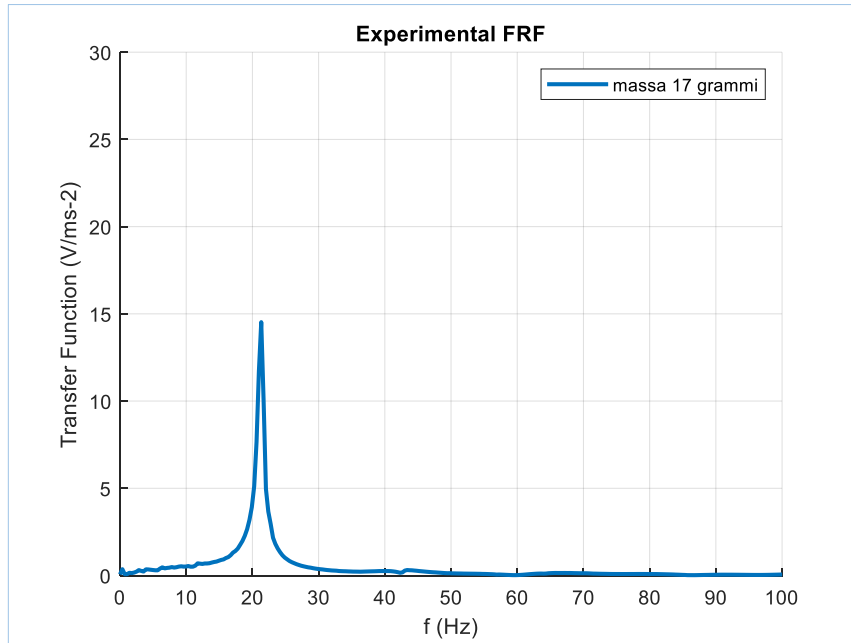


Figura 8.6: FRF sperimentale con massa 17 grammi

La frequenza naturale è 21.333 Hz, il picco di tensione raggiunta è di 14.9 V/ms⁻². La banda di funzionamento attorno alla risonanza è molto stretta (0.84 Hz).

Come nel caso precedente, sono stati calcolati lo smorzamento e il momento d'inerzia relativi alla massa di 17 grammi:

$$\frac{f_2 - f_1}{2f_0} = \zeta = 0,02 \quad 8.2$$

$$I_{17g} = 9,93 \cdot 10^{-7} \quad \text{Kg m}^2$$

In figura 8.7 si possono confrontare la FRF sperimentale con la FRF analitica:

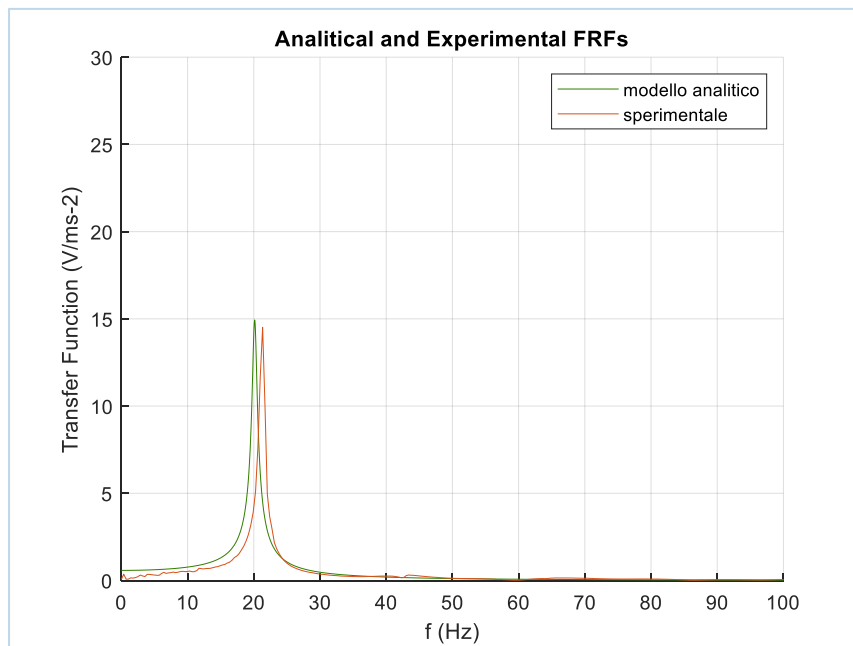


Figura 8.7: Confronto tra FRF analitica e sperimentale con massa 17 grammi

I risultati dimostrano una buona corrispondenza tra il modello analitico e i risultati sperimentali.

Anche qui, l'influenza del momento d'inerzia è di difficile valutazione, ma può essere dovuta al non perfetto incollaggio della massa sulla lamina. I risultati sono riassunti nella tabella 4:

	Frequ.	V_{peak}	Larghezza di banda
17 grammi	Naturale (Hz)	(V/ms^{-2})	(Hz)
Sperimentale	21.33	14.7	0.8
Teorico	19.3	17	0.8
Teorico $I_z=0$	20.8	14.9	0.8

Tabella 4

Calcolando lo smorzamento in maniera più accurata, tramite le FRF sperimentali, il modello analitico è stato migliorato rispetto a quello preliminare presentato nel capitolo 5.

È importante notare che nel caso di masse di piombo, come predetto dal modello, la banda di funzionamento è molto limitata in corrispondenza della frequenza di risonanza. Tuttavia, l'accordatura dell'harvester è efficace (in risonanza) perché il picco di tensione è molto alto e ciò favorisce il recupero di energia; al contempo, lo stress tensionale cresce e può essere dannoso. Il computo energetico in termini di tensione elettrica prodotta sarà esaminato nel prossimo capitolo.

8.4 Analisi sulla linearità dei sistemi di accordatura

Lo strumento di confronto tra i diversi metodi di accordatura è la Funzione di Trasferimento misurata sperimentalmente, che serve a caratterizzare i sistemi dinamici lineari. Si tratta di sistemi la cui evoluzione è governata da un'equazione lineare tra ingresso e uscita, che quindi soddisfa il principio di sovrapposizione degli effetti. Se per quanto riguarda la risposta con massa di accordatura rigida vi sono pochi dubbi sulla linearità del comportamento del sistema, lo stesso non può dirsi a priori per un sistema con massa d'acqua. Come descritto in letteratura [26] [27], il tuning con massa liquida è intrinsecamente non lineare, a causa del moto di sloshing del liquido sotto l'effetto delle oscillazioni. Per questo motivo, per rendere significativo il confronto tra tutti i dispositivi di tuning (con massa rigida e massa liquida, rispettivamente), è stato necessario approfondire il grado di non linearità dei sistemi con massa liquida, studiandone il comportamento nel dominio del tempo sotto diverse condizioni di eccitazione.

8.4.1 Test con diversa intensità di eccitazione

Si considerino due diverse configurazioni con massa d'acqua, le più significative tra quelle testate; la prima è quella con lamina metallica, la

seconda con incollaggio sulla generatrice (configurazioni “2” e “3” in figura 8.8)

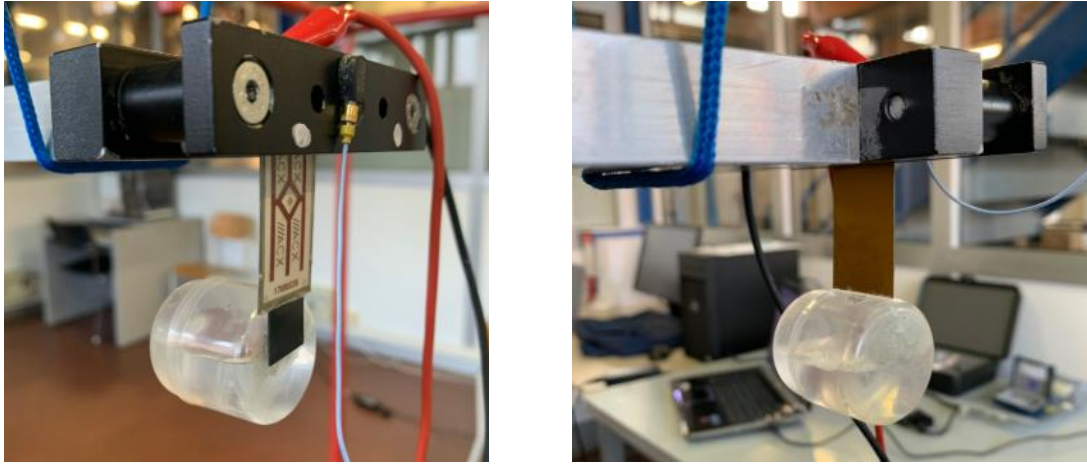


Figura 8.8: configurazioni testate per l'analisi di linearità dei sistemi con massa liquida

L'analisi sul grado di linearità dei sistemi con acqua consiste nell'effettuare prove con diversa intensità dell'impulso in ingresso. Per questo, sotto le medesime condizioni precedenti e con lo stesso apparato sperimentale, si utilizza il martello strumentato e si imprime un impulso alla barra metallica con intensità via via crescente: lieve, media ed alta. Per ciascuna delle tre intensità testate, vengono effettuate nove prove al fine di verificarne la ripetibilità.

Per comprendere il comportamento dei due sistemi nel dominio del tempo, vengono plottate l'accelerazione della base (m/s^2) e la tensione elettrica generata a vuoto (V), al variare dell'intensità della martellata; le prime prove sono state svolte per la configurazione con lamina (fig. 8.9):

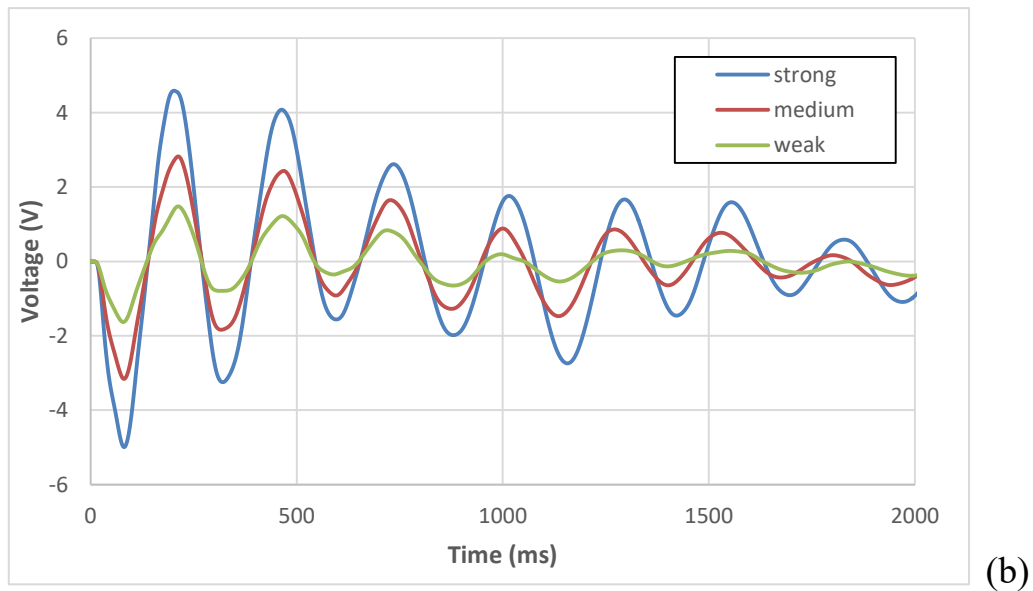
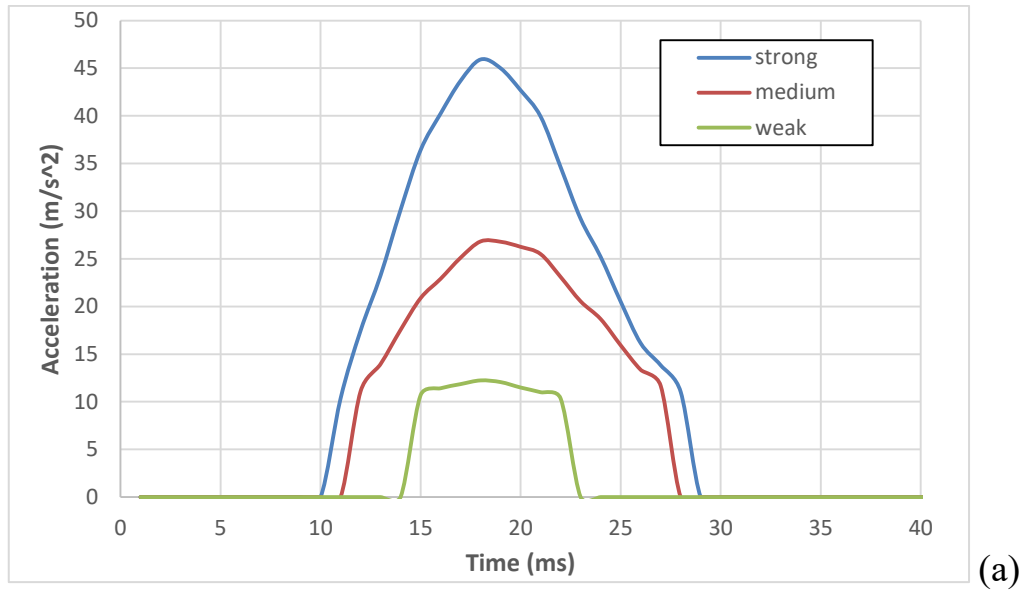


Figura 8.9: andamento delle accelerazioni (a) e delle tensioni elettriche generate (b) al variare dell'intensità della martellata, configurazione con recipiente d'acqua e lamina

A seguire, sono state svolte le stesse prove per la configurazione con recipiente tangente al cantilever piezoelettrico (fig. 8.10):

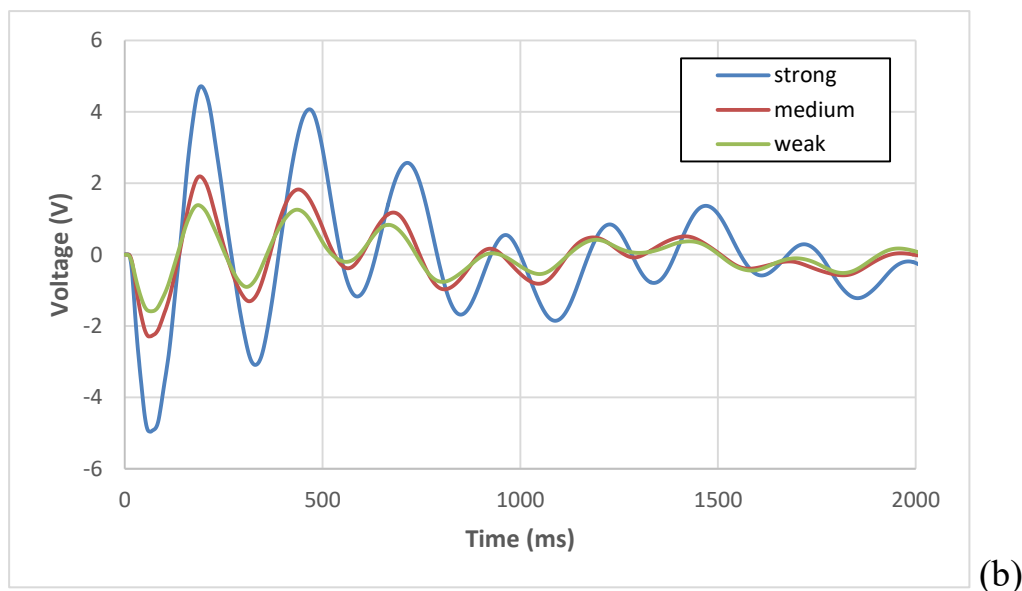
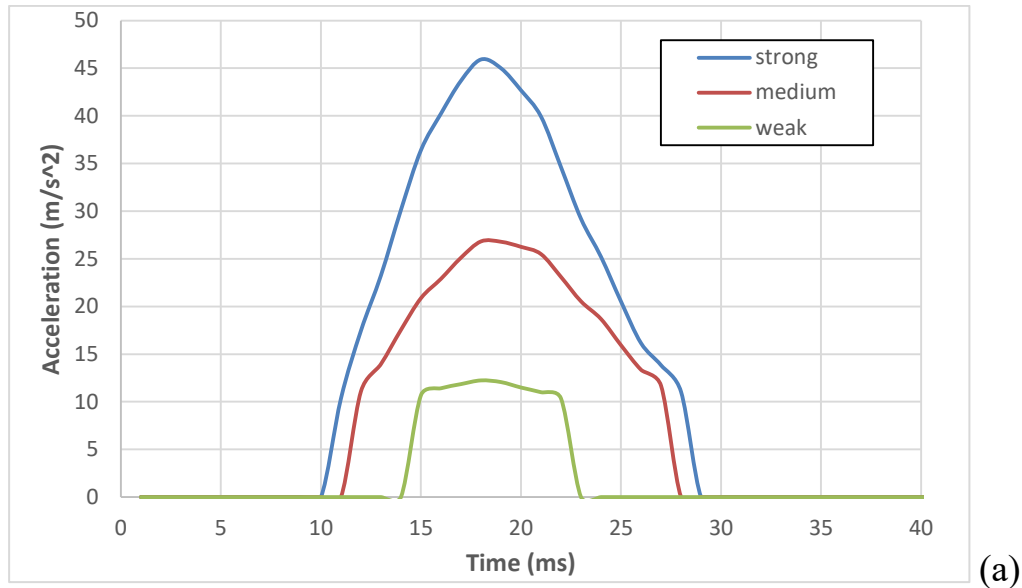


Figura 8.10: andamento delle accelerazioni (a) e delle tensioni elettriche generate (b) al variare dell'intensità della martellata, configurazione con recipiente d'acqua tangente al piezoelettrico

In entrambe le configurazioni testate, l'intensità della martellata modifica l'ampiezza della risposta in termini di accelerazione e tensione generata, tuttavia, la forma della risposta non sembra manifestare grosse differenze. In particolare, al variare dell'intensità dell'impulso, il periodo di oscillazione della funzione della tensione generata dal sistema rimane pressoché costante.

È dunque significativo il calcolo delle FRF dei sistemi, poiché si è verificato che il grado di non linearità è debole, dunque la funzione di trasferimento può approssimativamente rappresentare il comportamento dinamico del sistema. Per questo, la stessa procedura è stata eseguita per valutare le FRF:

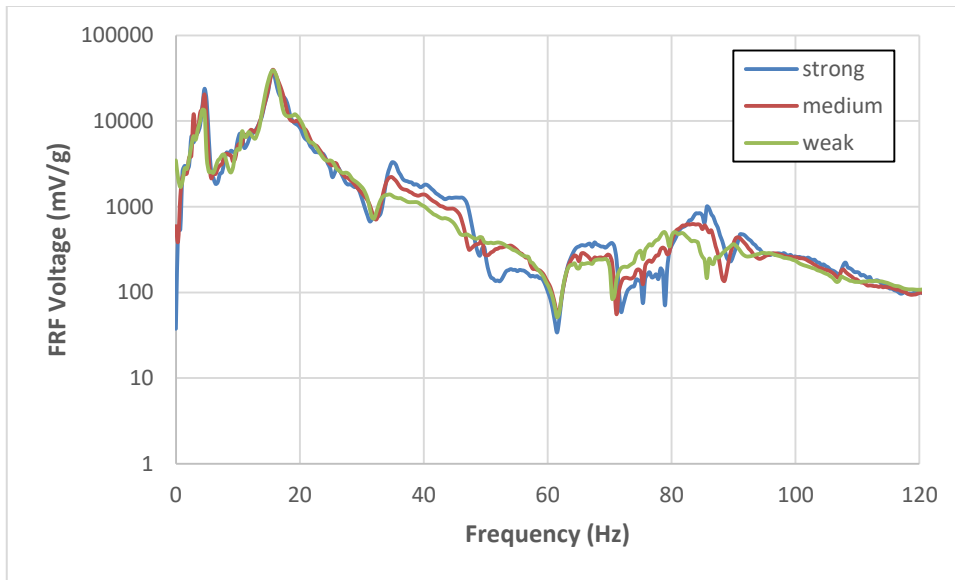


Figura 8.11: Funzioni di trasferimento al variare dell'intensità delle martellate, configurazione con recipiente d'acqua e lamina

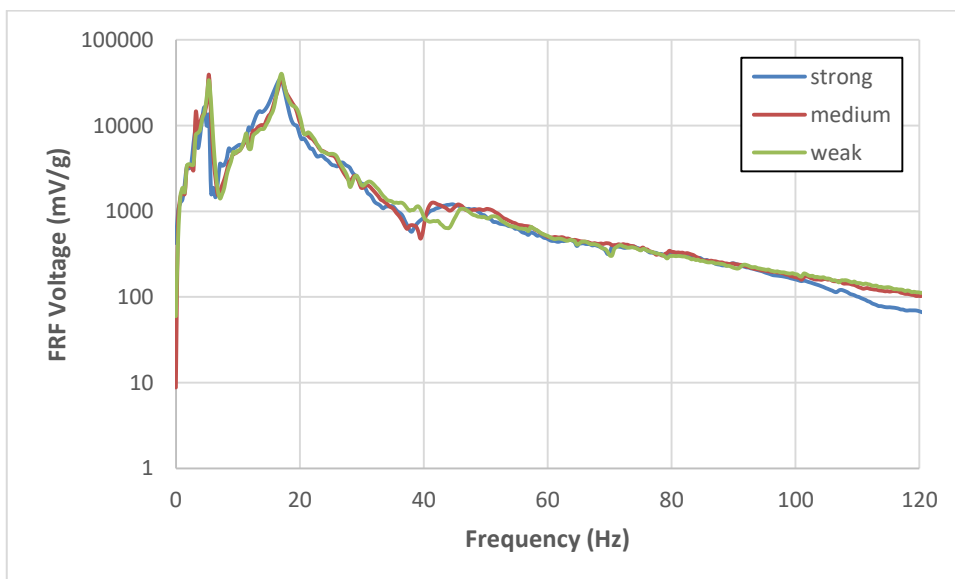


Figura 8.12: Funzioni di trasferimento al variare dell'intensità delle martellate, configurazione con recipiente d'acqua tangente al piezoelettrico

Le FRF rappresentate (fig. 8.11, 8.12) mostrano che, nel range dei 5 – 40 Hz cioè il campo di interesse per questo studio, anche i sistemi con acqua (per ciò che concerne il presente studio) possono considerarsi approssimativamente lineari, dunque è altrettanto significativo il confronto tra le FRF con massa rigida e quelle con massa liquida. Le applicazioni seguenti, ad ogni modo, devono ritenersi delle approssimazioni del comportamento dinamico reale dei sistemi, proprio perché viene adottato un modello lineare per descrivere dei fenomeni anche non lineari.

8.5 FRF dei diversi dispositivi con massa liquida

8.5.1 *Recipiente in ottone*

Uno degli obiettivi di questo elaborato è l'indagine dell'effetto di una massa liquida sul tuning dell'harvester piezoelettrico durante il suo funzionamento. La prima analisi sperimentale è stata svolta con il contenitore di ottone (con chiusura in alluminio). Si ricorda che la massa del recipiente d'ottone è pari a 12,40 grammi. La massa d'acqua aggiunta per raggiungere i 17 grammi è quindi pari a 4,60 grammi, e riempie il contenitore per il 90% del suo volume. A tal proposito, si sono dapprima effettuate le prove con il recipiente vuoto, e poi con recipiente riempito d'acqua. Le FRF risultanti nei due casi sono illustrate in figura 8.13:

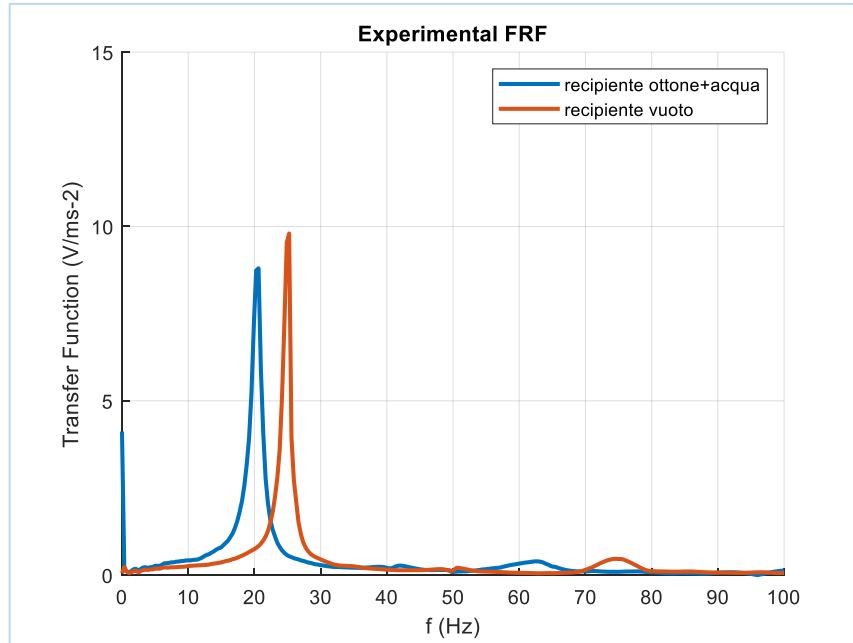


Figura 8.13: Confronto tra FRF con recipiente in ottone

La massa d'acqua aggiunta ha l'effetto di abbassare la frequenza di risonanza, come previsto, e abbassa anche il picco di tensione in corrispondenza della risonanza stessa. Non sembrano esserci evidenti effetti sull'allargamento di banda: questa passa dal valore di 0.9Hz nel caso di recipiente vuoto agli 1.2Hz con l'aggiunta d'acqua. I valori notevoli sono riassunti nella tabella 5:

	Freq. Naturale (Hz)	V_{peak} (V/g)	Largh. di banda (Hz)
Recipiente vuoto	26	9.86	0.9
Recipiente + acqua	20.5	8.81	1.2

Tabella 5

Il motivo è principalmente dovuto all'assenza di spazio per il moto del liquido, che occupa praticamente tutto il volume a disposizione e non ha

modo di muoversi liberamente all'interno del recipiente. Il sistema di tuning assume quindi le caratteristiche di massa statica, che non varia la posizione del centro di massa lungo l'asse longitudinale dell'harvester. Inoltre, la massa d'acqua è relativamente poca rispetto a quella del recipiente stesso, per cui il sistema risente poco dell'influenza della massa liquida.

8.6 Recipiente in polietilene

Per apprezzare l'effetto sloshing, il terzo caso prevede l'utilizzo di un recipiente più leggero (massa 2,99 grammi) e voluminoso, che permetta la predominanza della massa liquida nel sistema di accordatura. Una massa liquida con più spazio a disposizione, che ha lo scopo di far spostare il centro di massa del sistema in modo continuo, come illustrato nel capitolo 7. Sono presentati i risultati delle FRF ottenute nelle tre configurazioni testate con recipiente in polietilene.

8.6.1 Configurazione con incollaggio diretto

La prima configurazione è illustrata in fig. 8.14. La massa d'acqua contenuta è di 14 grammi, e riempie il recipiente per il 68% del volume disponibile. L'incollaggio avviene tramite un piccolo strato di cera di massa trascurabile.

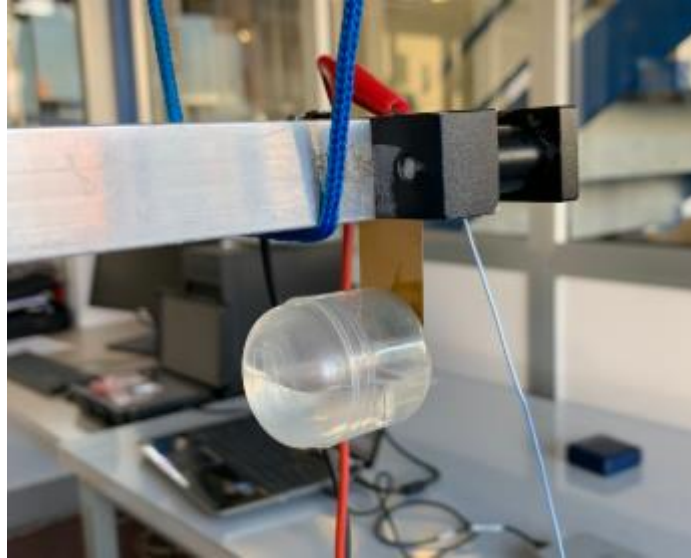


Figura 8.14: Posizionamento recipiente in configurazione 1

La funzione di trasferimento sperimentale è la seguente:

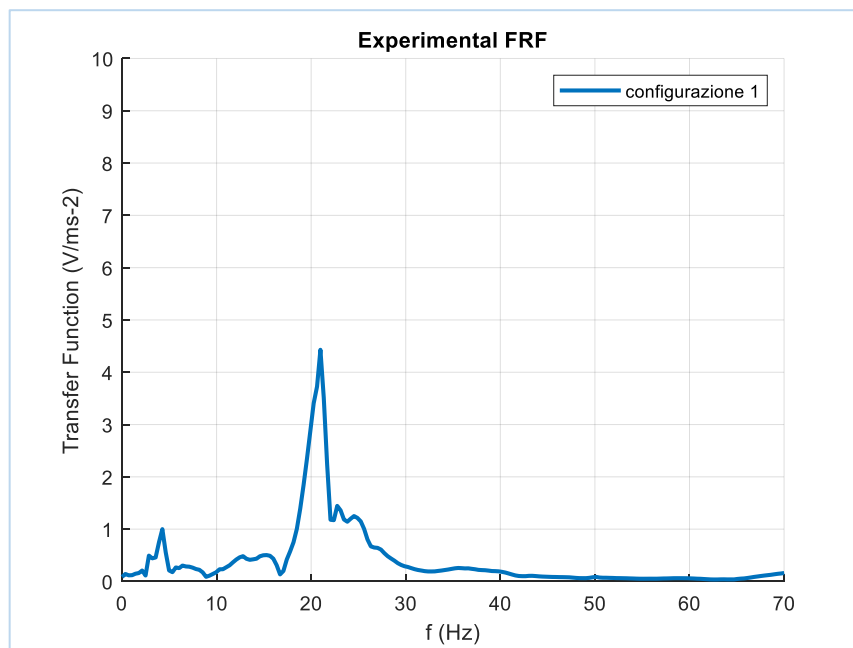


Figura 8.15: FRF sperimentale con configurazione 1

La FRF è evidentemente influenzata dall'effetto sloshing delle particelle d'acqua, l'andamento è più irregolare e si amplia la larghezza di banda nell'intorno della risonanza. Inoltre, l'influenza del moto "ondoso" del

liquido si manifesta anche alle bassissime frequenze, come evidente tra i 5 e i 12 Hz. In questa configurazione, non è semplice valutare l'effettivo shift del centro di massa del sistema, poiché questo non varia principalmente lungo l'asse longitudinale dell'harvester (cfr capitolo 6). Il moto, per come è costruito il sistema, è molto caotico in tutte le direzioni, e risulta complessa l'analisi unidirezionale del centro di massa; tuttavia, l'effetto del movimento del liquido è evidente nel confronto tra FRF con recipiente vuoto e recipiente riempito d'acqua: (Fig. 8.16)

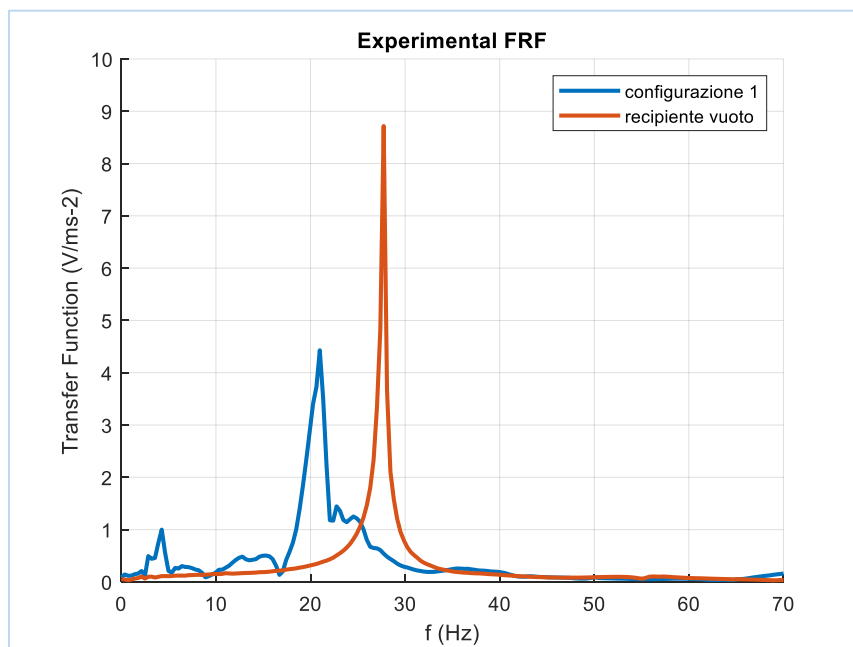


Figura 8.16: Confronto tra FRF sperimentali con e senza acqua, configurazione 1

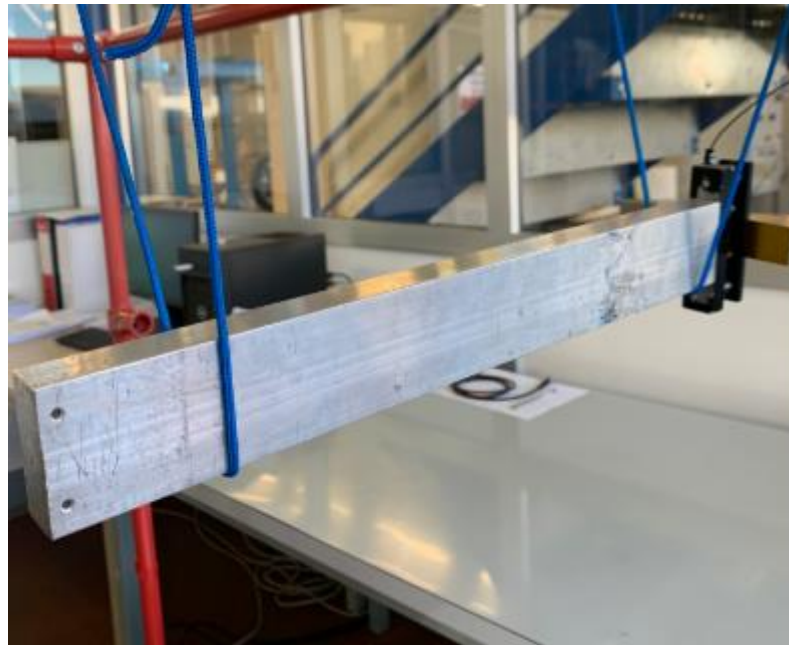
Si apprezza chiaramente l'influenza del fluido in tutto il campo di frequenze dai 5 ai 30 Hz, contraddistinto da una curva più irregolare. Il picco massimo rimane nell'intorno dei 20Hz in corrispondenza della risonanza.

È dunque meno semplice valutare l'effettivo ampliamento della banda in termini analitici. I valori di interesse sono riassunti in tabella 6:

	Freq. Naturale (Hz)	V_{peak} (V/g)	Largh. di banda (Hz)
Recip. PE vuoto	28	8.9	0.8
Recipiente + acqua	22	4.7	2.6

Tabella 6

Per valutare meglio l'effettivo contributo dello sloshing lungo l'asse longitudinale dell'harvester, si consideri il caso di barra posta in verticale, come in figura 8.17.

*Figura 8.17: Posizionamento con barra verticale*

In questa configurazione, l'acqua all'interno del contenitore ha modo di oscillare in maniera più regolare e, durante il moto, sposta il suo centro di massa prevalentemente in direzione longitudinale rispetto alle altre direzioni dello spazio. In fig. 8.18 si apprezza maggiormente l'effetto dell'acqua,

confrontando la FRF ottenuta con contenitore vuoto (linea rossa) rispetto al caso con acqua (linea blu).

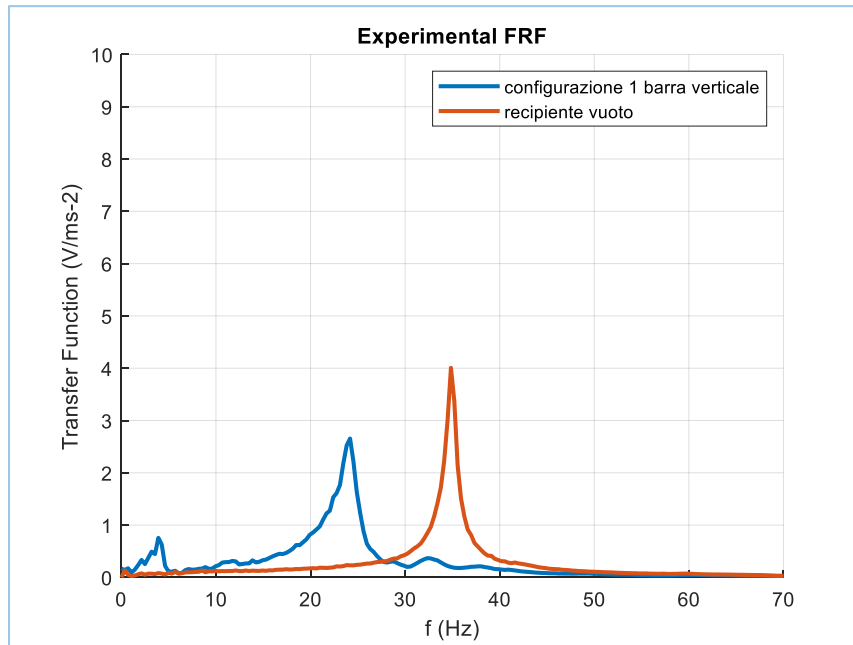


Figura 8.18: FRF ottenute con barra verticale, configurazione 1

Il moto del fluido allarga nettamente la banda, e lo fa in modo più uniforme rispetto al caso con barra disposta orizzontalmente. Questo fatto è dovuto essenzialmente all'orientazione del recipiente d'acqua durante il moto creato dall'impulso esterno. In presenza dell'acqua, la banda è ben visibile e si allarga di 2,8 Hz, 3 volte di più rispetto al caso senza acqua (0,9 Hz); al contempo, in questa configurazione, il picco di tensione cala in modo consistente. I picchi massimi, in entrambi i casi, rimangono contenuti rispetto ai casi precedenti con massa rigida. Per il prosieguo della trattazione in esame, è stato scelto di porre la barra metallica in posizione orizzontale, dando così più stabilità al sistema durante il moto vibratorio.

8.6.2 Configurazione con lamina d'acciaio

La lamina d'acciaio, con massa 1,30 grammi, funge da assorbitore dinamico [28]. In questa configurazione (fig. 8.19), il sistema di accordatura acquisisce rigidità rispetto al caso precedente. In questo caso, dato il contributo della lamina, la massa d'acqua è pari a 12,5 grammi, e riempie il recipiente per il 60% del volume.

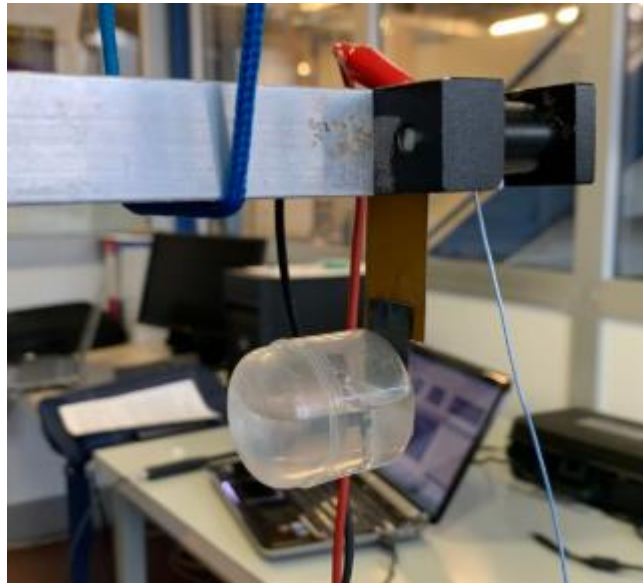


Figura 8.19: Posizionamento recipiente con lamina, configurazione 2

Inoltre, la presenza della lamina abbassa ancor più la frequenza naturale del sistema, come mostra la FRF in figura 8.20:

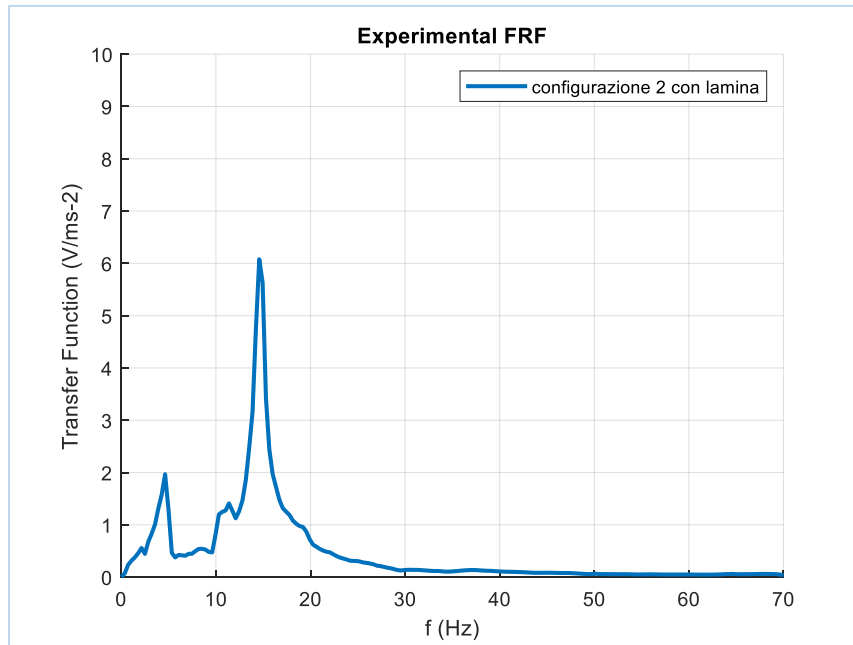


Figura 8.20: FRF sperimentale con configurazione 2

Anche in questo caso, l'allargamento di banda è più evidente se si confrontano le FRF ottenute con e senza massa d'acqua:

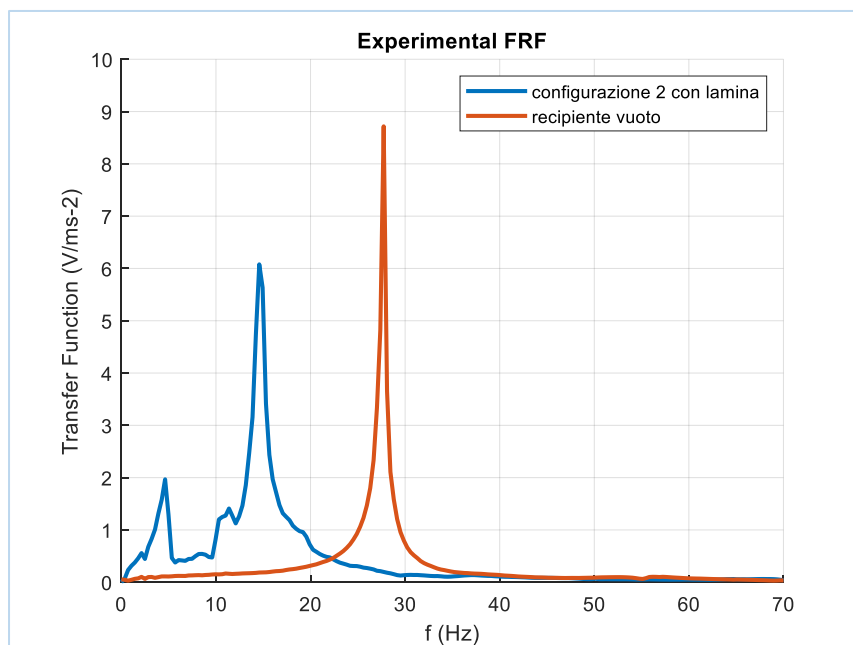


Figura 8.21: Confronto tra FRF sperimentali con e senza acqua, configurazione 2

Si notano anche delle eccitazioni alle bassissime frequenze, intorno ai 5 Hz. I valori di interesse sono riassunti in tabella 7:

	Freq. Naturale	V_{peak}	Largh. di banda
Recipiente vuoto	27	8.8	0.8
Recipiente + acqua	14.57	6.2	2.1

Tabella 7

8.6.3 Configurazione con incollaggio rigido

La terza configurazione utilizza un incollaggio differente, il ciano acrilato. Questo permette di fissare il recipiente con un'orientazione diversa dai casi precedenti, dunque sfruttarne la forma. (fig. 8.22)

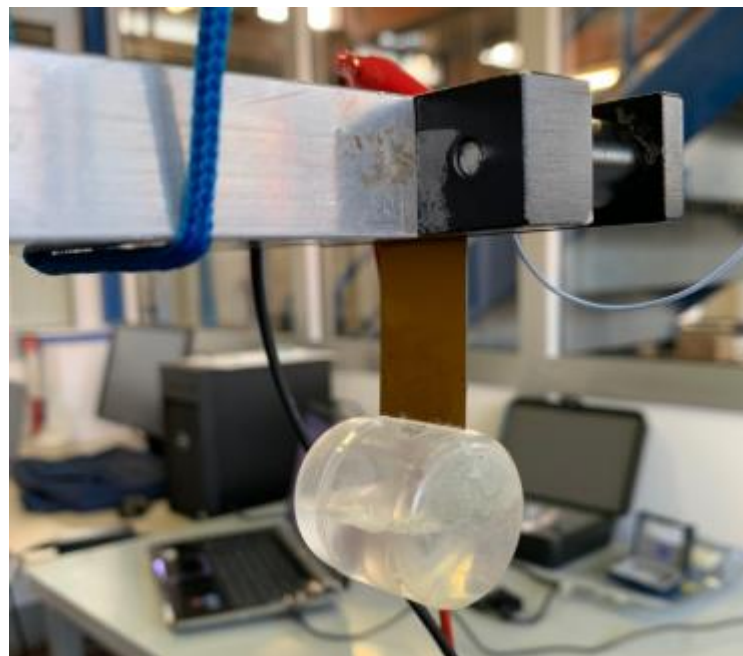


Figura 8.22: Posizionamento recipiente tangente alla lamina, configurazione 3

La funzione di trasferimento risultante è la seguente:

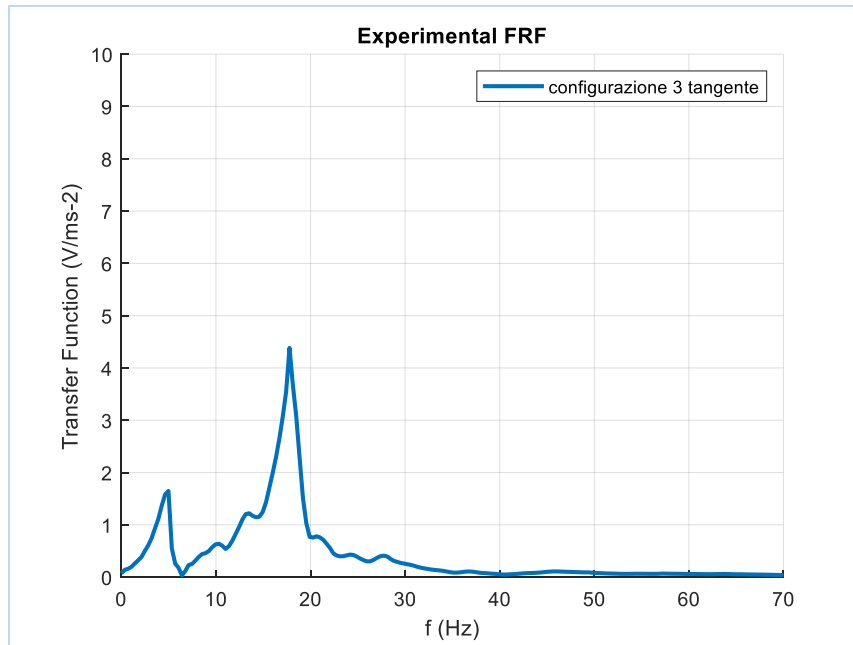


Figura 8.23: FRF con recipiente e configurazione 3

Mentre il confronto tra recipiente vuoto e riempito d'acqua è mostrato in figura 8.24:

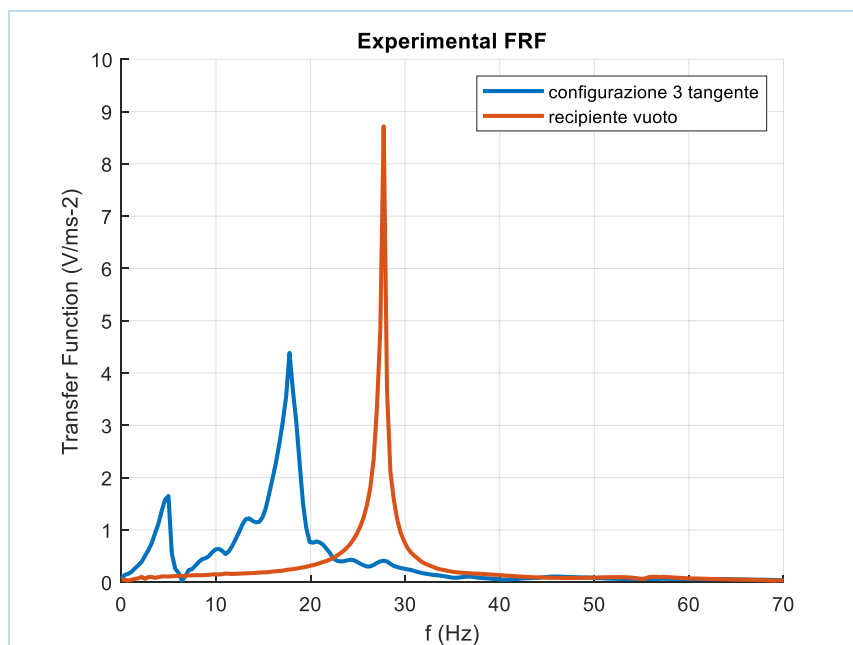


Figura 8.24: Confronto tra FRF con e senza acqua, configurazione 3

I valori notevoli sono indicati in tabella 8:

	Freq. Naturale	V_{peak}	Largh. di banda
Recipiente vuoto	27	8	0.85
Recipiente + acqua	17.7	4.4	3

Tabella 8

8.7 Confronto tra i diversi sistemi di accordatura

La figura 8.25 illustra alcune delle FRF ottenute con massa solida di 17 grammi, massa liquida con lamina (config.2) e massa con recipiente tangente alla lamina (config.3):

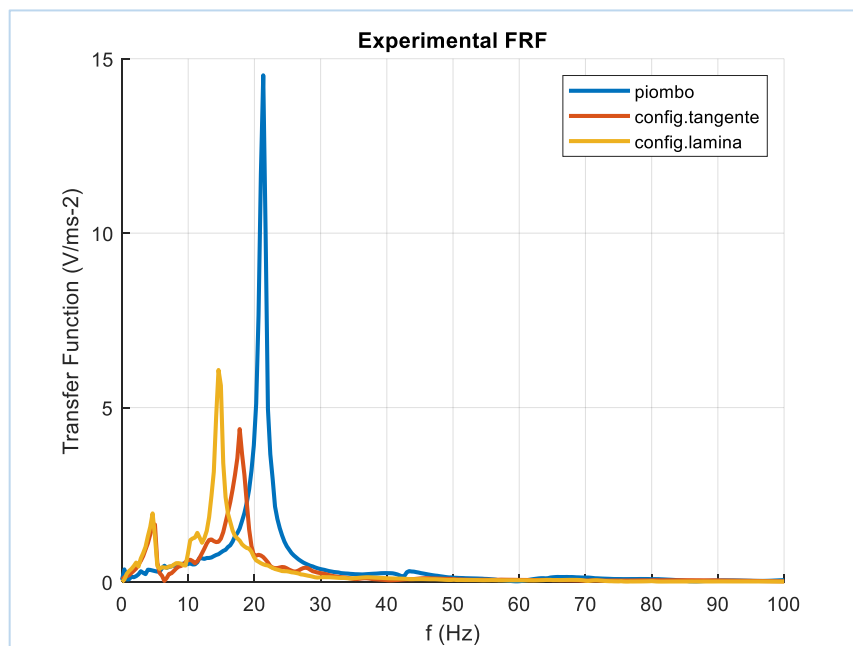


Figura 8.25: Confronto tra i sistemi di accordatura di maggior interesse

I risultati delle prove sperimentali dei vari sistemi di accordatura sono riassunti in tabella 9:

	Freq. Naturale	V_{peak}	Largh. di banda
Massa di piombo	21.33	14.7	0.8
Ottone + acqua	20.5	8.81	1.2
Configurazione 1	22	4.7	2.6
Configurazione 2	14.57	6.2	2.1
Configurazione 3	17.7	4.4	3.2

Tabella 9

Dal confronto dei diversi casi si possono trarre immediatamente delle utili considerazioni:

- Un fattore che influenza l'effetto dell'acqua è il tipo di recipiente utilizzato. In particolare, come previsto, per un allargamento di banda efficace è necessario che l'acqua abbia sufficiente volume libero per oscillare, e la massa liquida sia molto significativa rispetto a quella del contenitore;
- L'effetto sloshing dell'acqua si manifesta in maniera evidente in tutti i casi con recipiente voluminoso e leggero, non solo allargando la banda in risonanza, ma anche eccitando il dispositivo in tutto il range delle basse frequenze; la larghezza di banda nei casi con massa d'acqua è raddoppiata od ancor più triplicata rispetto al caso con massa di piombo. Si tratta di un tuning più complesso che non coinvolge esclusivamente la frequenza naturale del sistema. Questo risultato è positivo se si pensa che le vibrazioni stradali sono random in tutto lo spettro dai 5 ai 30 Hz.
- Il picco di tensione che si ottiene con massa concentrata è nettamente superiore a tutti i casi con il recipiente d'acqua. Questo è quasi il triplo

rispetto al valore massimo ottenuto usando l'acqua. È evidente che, l'aggiunta di una consistente massa liquida abbassa i picchi di tensione e, un picco di tensione alto, corrisponde ad un incremento notevole di energia recuperata. Tuttavia, una tensione di picco molto alta si traduce anche in uno stress molto intenso sul componente piezoelettrico, con pericolo di danneggiamento dopo un prolungato utilizzo.

- La massa totale di riferimento per il tuning dell'harvester è stata scelta pari a 17 grammi, a ragion del modello preliminare descritto nel capitolo 5 che accordava il dispositivo a 20Hz. Tuttavia, è importante notare che nei vari casi testati l'output elettrico generato è differente: la massa di piombo presenta il picco di tensione (dunque la massima potenza estraibile) poco sopra i 20 Hz, così come il caso con recipiente posto sotto al piezoelettrico (caso 1). Gli altri casi mostrano il maggior contributo elettrico al di sotto dei 20 Hz. Ciò è interessante perché le accelerazioni stradali si manifestano in modo diverso nelle tre direzioni dello spazio, anch'esse con PSD collocate poco prima e dopo i 20 Hz.

Queste considerazioni sono utili per analizzare i prossimi risultati ottenuti nel calcolo dell'energia effettivamente sviluppata da un harvester accordato ed applicato alla bicicletta.

Capitolo 9. Applicazione degli harvester accordati alla bicicletta e calcolo della tensione generata a circuito aperto

Dopo aver studiato i possibili sistemi di accordatura di un harvester applicato alla bicicletta, in questo capitolo si procede simulando il funzionamento del dispositivo accordato sulla strada e calcolando l'energia elettrica prodotta a vuoto (cioè a circuito aperto). La procedura utilizzata è la stessa descritta nella simulazione del capitolo 5. Ciò consente di capire se il tuning dell'harvester è efficace, e quali parametri influenzano maggiormente il recupero di energia dalle vibrazioni del veicolo.

Il codice Matlab implementato permette di utilizzare le funzioni di trasferimento sperimentali ricavate nel capitolo precedente e di associarle alle PSD delle accelerazioni su strada. Il calcolo delle PSD della tensione elettrica generata, per ciascuna delle tre direzioni dello spazio, utilizza la consueta formula:

$$PSD(v) = |FRF(v)|^2 \times PSD(acc_i) \quad 9.1$$

In particolare, poiché il software Signal Express acquisisce i dati delle FRF in modo discreto, è importante interpolare i punti campionati affinché la funzione continua sia moltiplicata correttamente sullo spettro di frequenze

dei PSD dell'accelerazione. In queste applicazioni, si valuta il recupero energetico nel caso di harvester posto sul manubrio (Stem), il cui spettro di densità di potenza (PSD) delle accelerazioni è rappresentato in figura 9.1:

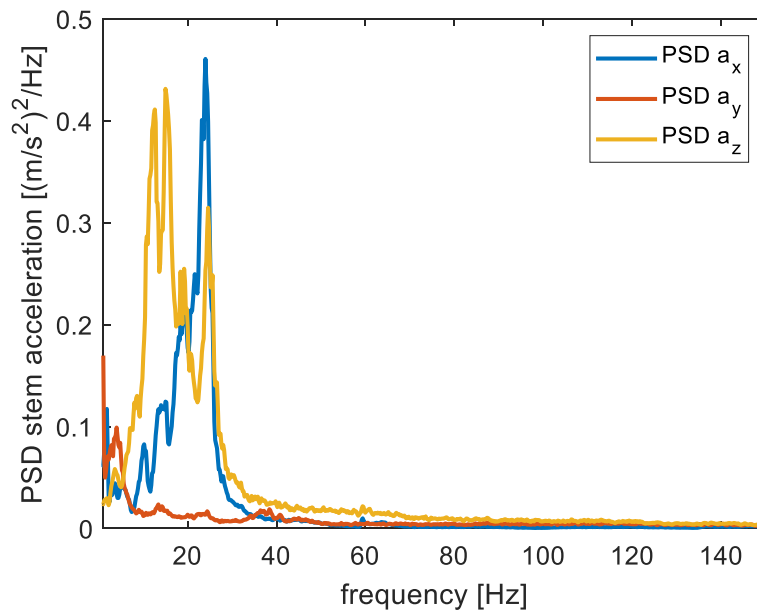


Figura 9.1: PDS delle accelerazioni misurate su strada, lato manubrio

In figura 9.1 si fa nuovamente notare che il contributo energetico maggiore si manifesta in direzione orizzontale (a_x) e verticale (a_z), in minor modo in quello laterale (a_y) alle bassissime frequenze.

9.1 Harvester con massa di piombo

Il calcolo delle PSD della tensione elettrica per ciascuna direzione, nel caso con massa di piombo fornisce i seguenti risultati:

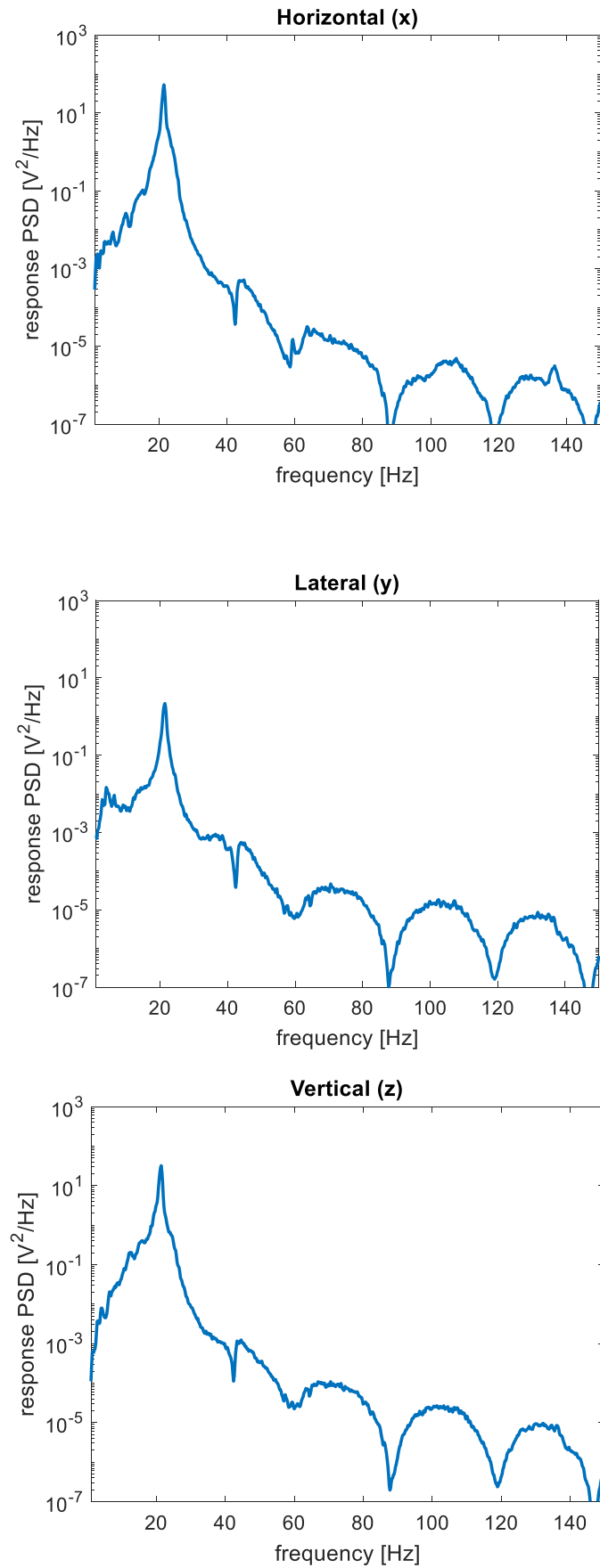


Figura 2.2: Calcolo dei PSD, massa di piombo

Il contributo più importante si manifesta per quanto riguarda le direzioni orizzontale (fig. 9.2a) e verticale (fig. 9.2c); il valore di picco è raggiunto (come prevedibile) in corrispondenza della risonanza. Un picco di tensione di quasi 19 Volt è molto alto, e può avere conseguenze sulla durata dell'harvester a fatica. Tuttavia, ciò che è più significativo per il caso in esame è la valutazione di un valore medio efficace della tensione, perciò, per ciascuna direzione, viene calcolato il Root Mean Square (RMS):

$$RMS = \sqrt{\int_{f_1}^{f_2} \frac{1}{\Delta f} |PSD(f)|^2 df} \quad 9.2$$

Nel codice implementato, il valore efficace viene calcolato con integrazione numerica, utilizzando la formula dei trapezi.

I valori degli RMS sperimentali, calcolati con Matlab, sono in ottimo accordo con quelli che risultano utilizzando la FRF del modello analitico, come mostra la tabella 10:

	Orizzontale (x)	Laterale (y)	Verticale (z)
RMS analitico (V)	7.0000	1.7900	7.3677
RMS sperimentale (V)	7.553	1.748	6.2918

Tabella 10

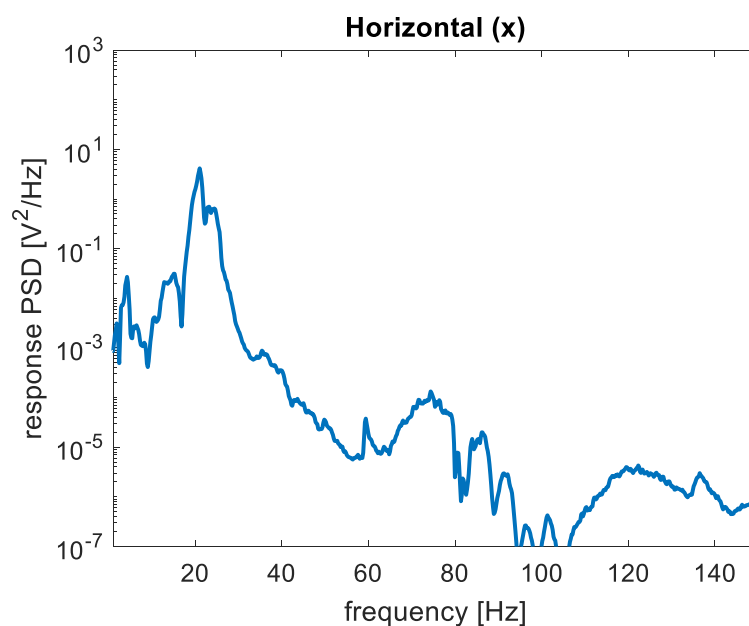
Le discrepanze sono dovute alle leggere differenze tra le FRF calcolate nel capitolo precedente: mentre la FRF analitica ha la frequenza di risonanza attorno ai 19 Hz, dunque sfrutta maggiormente le accelerazioni lungo la direzione verticale (az), la FRF sperimentale ha la risonanza a 21,3 Hz,

perciò è corretto che la tensione prodotta aumenti lungo la direzione orizzontale (ax). Questo risultato è significativo, poiché dimostra ancora una volta l'importanza del tuning dell'harvester.

Questo significa che, mediamente, il dispositivo produce una tensione elettrica di 7,5 Volt a circuito aperto in un normale percorso cittadino, molto inferiore al valore di picco che è più del doppio.

9.2.1 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 1

Il calcolo delle PSD della tensione elettrica per ciascuna direzione, che si ricordi essere un'approssimazione del comportamento reale non lineare nel caso con recipiente d'acqua posto sotto il piezoelettrico, fornisce i seguenti risultati:



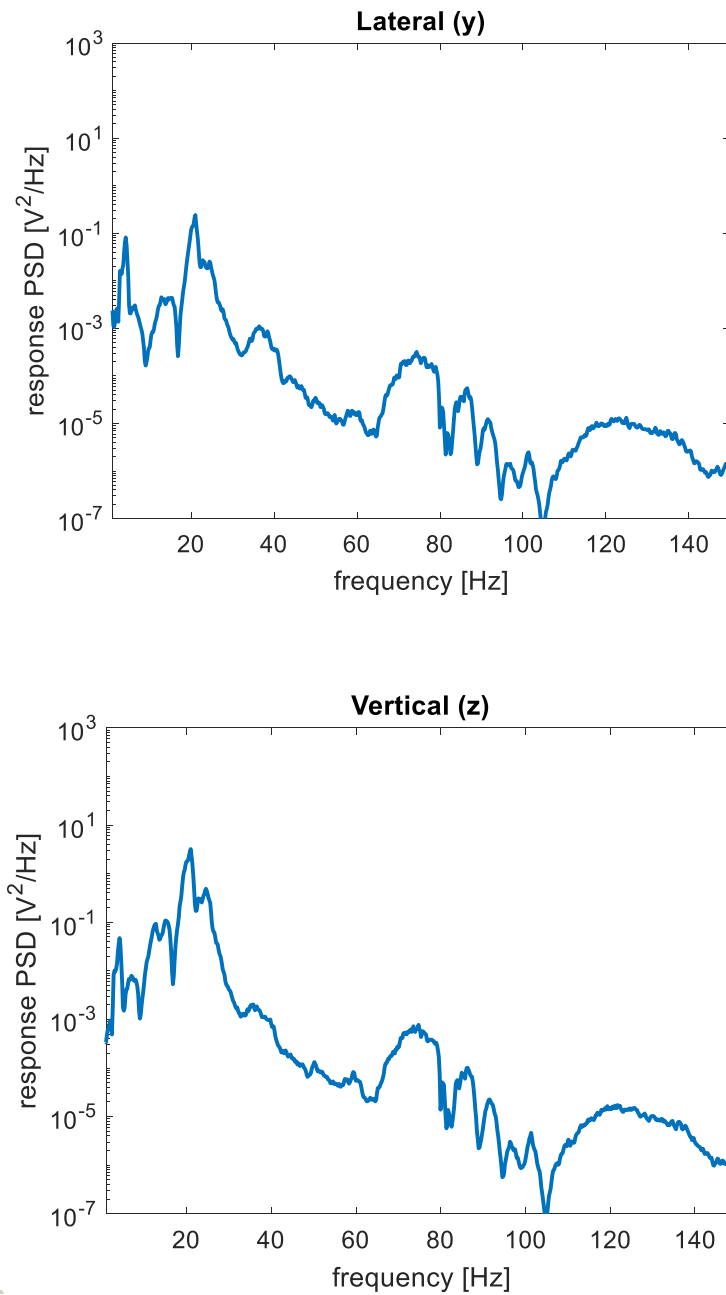


Figura 9.3: Calcolo dei PSD, configurazione 1

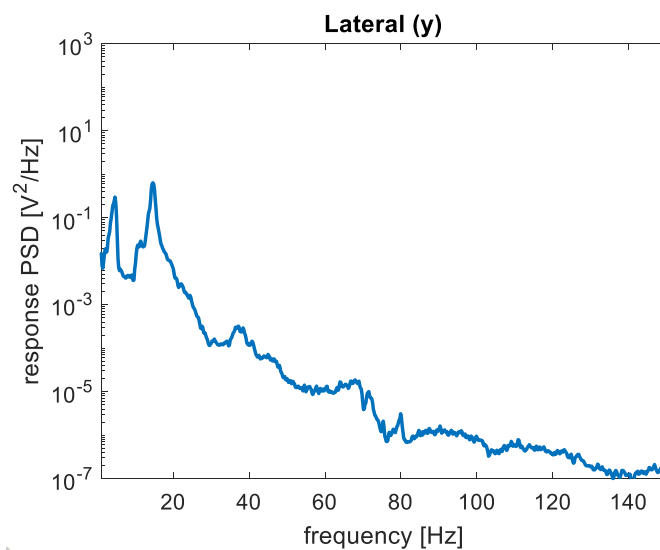
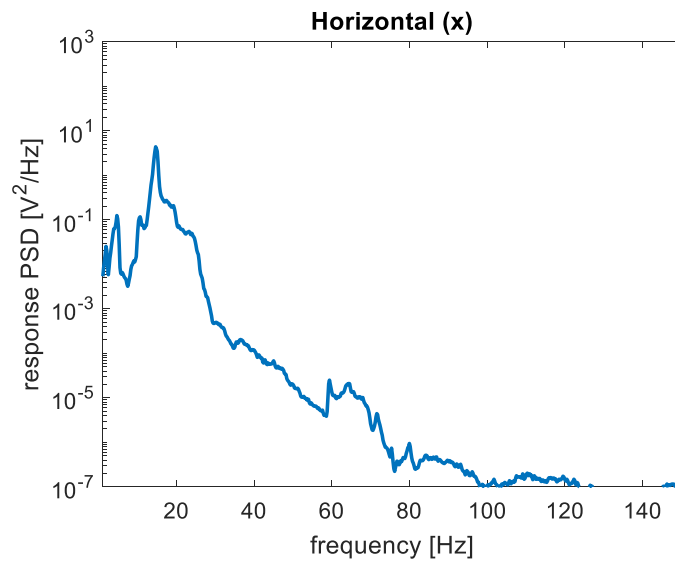
Si nota il contributo dell'acqua in corrispondenza delle frequenze dai 5 ai 20 Hz, come previsto, mentre i picchi sono più bassi in risonanza rispetto al caso con massa di piombo. Il calcolo dei RMS restituisce i risultati espressi in tab.11:

Configurazione 1	Orizzontale (x)	Laterale (y)	Verticale (z)
RMS (V)	2.8856	0.74174	2.6312

Tabella 11

9.2.2 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 2

Il calcolo delle PSD della tensione elettrica per ciascuna direzione, nel caso con recipiente d'acqua e lamina metallica, fornisce i seguenti risultati:



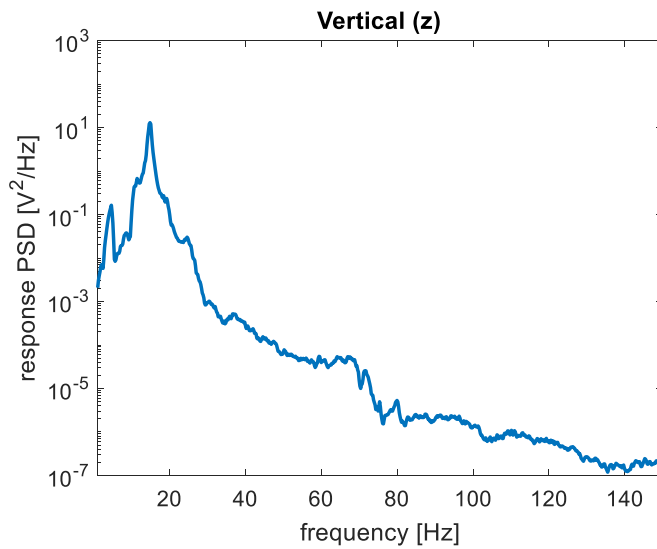


Figura 9.4: Calcolo dei PSD, configurazione 2

È interessante notare come il caso con lamina presenti dei picchi più alti e maggior regolarità rispetto al caso precedente. L'effetto alle bassissime frequenze è ancora più marcato. Il calcolo dei RMS fornisce i risultati espressi in tabella 12:

Configurazione 2	Orizzontale (x)	Laterale (y)	Verticale (z)
RMS (V)	2.6506	1.1877	4.4205

Tabella 12

9.2.3 Harvester con recipiente d'acqua, configurazione 3

Il calcolo delle PSD della tensione elettrica per ciascuna direzione, nel caso con recipiente d'acqua e in diversa orientazione, fornisce i seguenti risultati:

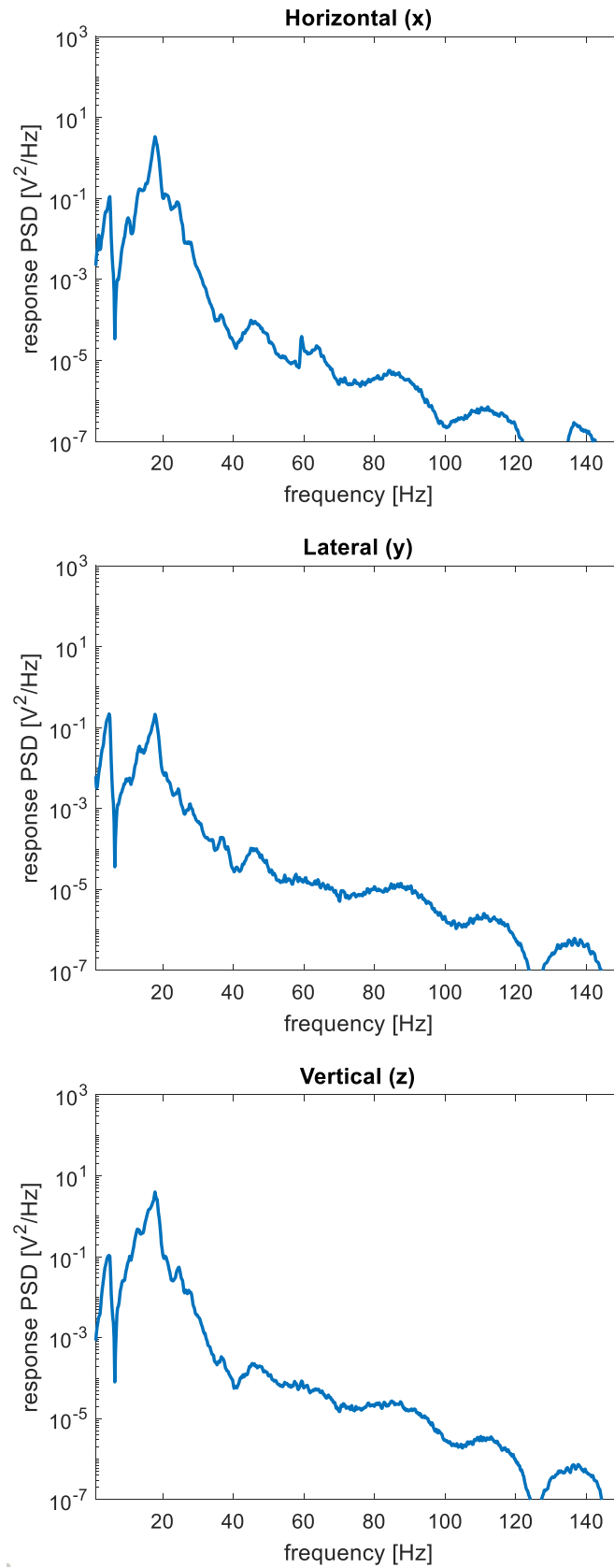


Figura 9.5: Calcolo dei PSD, configurazione 3

Il calcolo dei RMS fornisce i risultati espressi in tabella 13:

Configurazione 3	Orizzontale (x)	Laterale (y)	Verticale (z)
RMS (V)	2.5598	0.9152	3.1766

Tabella 13

9.3 Confronto tra i risultati

In tutti i casi in cui è presente l'acqua, l'effetto "banda larga" si manifesta alle bassissime frequenze, con picchi di energia che, seppur di modesto valore, sono più evidenti rispetto al caso con massa di piombo. Tuttavia, l'acqua porta l'evidente risultato di abbassare i picchi di tensione in risonanza, come evidenzia il confronto tra PSD in direzione orizzontale mostrato in figura 9.6:

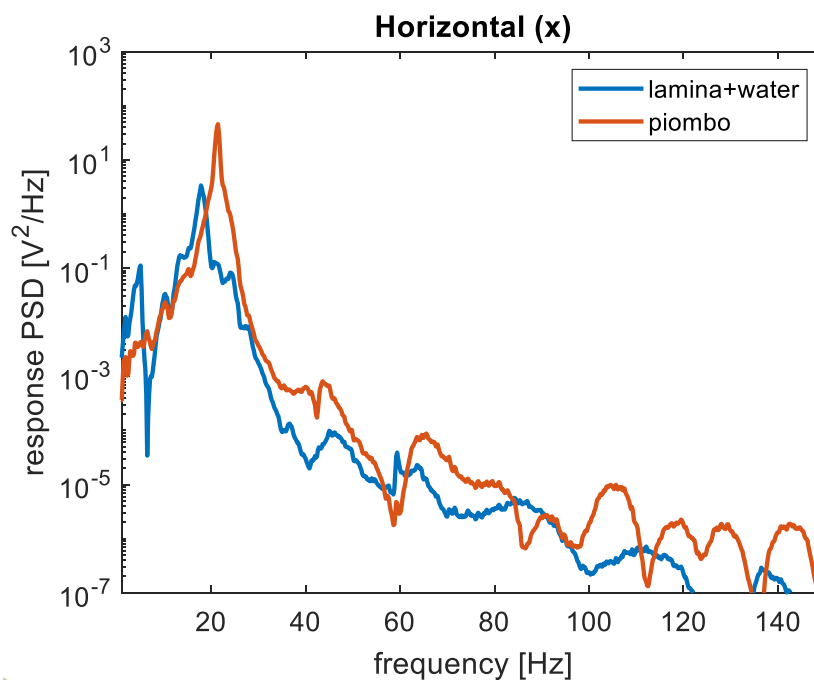


Figura 9.6: Confronto tra PSD, tuning con massa solida e liquida

Dove si nota la forma più irregolare della configurazione con acqua.

Ai fini del computo di tensione generata a circuito aperto, si confrontino i risultati riassunti in tabella 14:

<i>Calcolo RMS</i>	Orizzontale (x)	Laterale (y)	Verticale (z)
Massa di piombo	7.553	1.748	6.2918
Configurazione 1	2.8856	0.74174	2.6312
Configurazione 2	2.6506	1.1877	4.4205
Configurazione 3	2.5598	0.9152	3.1766

Tabella 14

Appare chiaro che, il parametro che influenza maggiormente la produzione elettrica generata, è il picco massimo di tensione raggiunta; il caso 2, cioè la configurazione con lamina, presenta un ottimo risultato poiché produce una tensione di **4.42** Volt contro i **7.55** Volt del caso con massa di piombo. In generale, l'acqua allarga nettamente la banda di funzionamento, e il suo effetto si manifesta in tutto il range di frequenze utili; tuttavia, con una massa fluida dominante, i picchi di tensione si abbassano in modo considerevole, la curva del PSD si appiattisce e la banda larga non sopperisce a questo decremento repentino. È dunque necessario ottimizzare la massa d'acqua in modo che l'allargamento di banda non abbassi troppo la tensione di picco, favorendo così il recupero di energia. Ad ogni modo, come più volte ribadito, uno stress tensionale troppo elevato può rivelarsi dannoso per l'elemento piezoelettrico, soprattutto considerando gli stress all'incastro dovuti alla flessione della lamina. Un tuning ideale sarebbe l'esatto compromesso tra i due casi limite studiati.

10. Prove sperimentali con carico resistivo ottimale e calcolo della potenza prodotta

10.1 Apparato sperimentale

Nel capitolo precedente si sono simulate le tensioni elettriche prodotte a vuoto con harvester diversamente accordato e posto sul manubrio della bicicletta. Il passo successivo, presentato in questo capitolo, consiste nell'applicazione di un carico resistivo per simulare la presenza di un dispositivo elettronico, e nel calcolare le potenze sviluppate dal sistema. Per questo, sono state nuovamente effettuate le prove sperimentali con l'aggiunta di un piccolo circuito elettrico, rappresentato in figura 10.1:

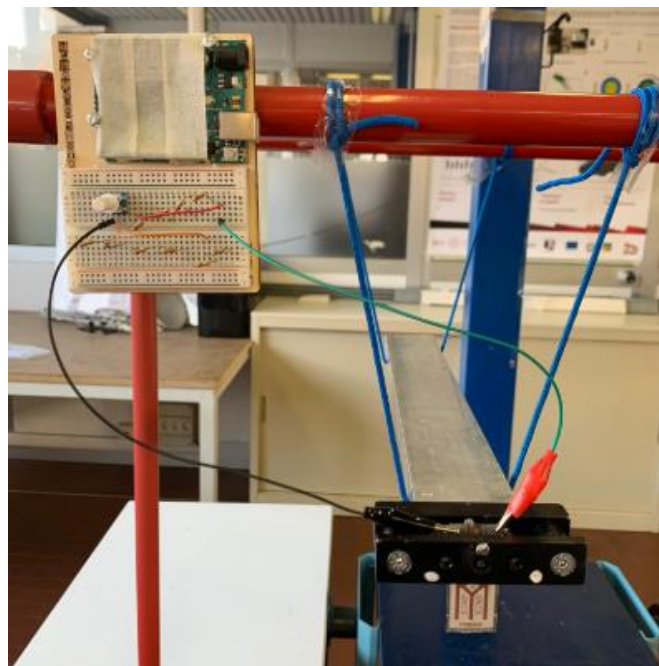


Figura 3.1: Harvester collegato a circuito resistivo

Il carico totale ottenuto con i resistori posti in serie e parallelo è misurato tramite tester (figura 10.2);

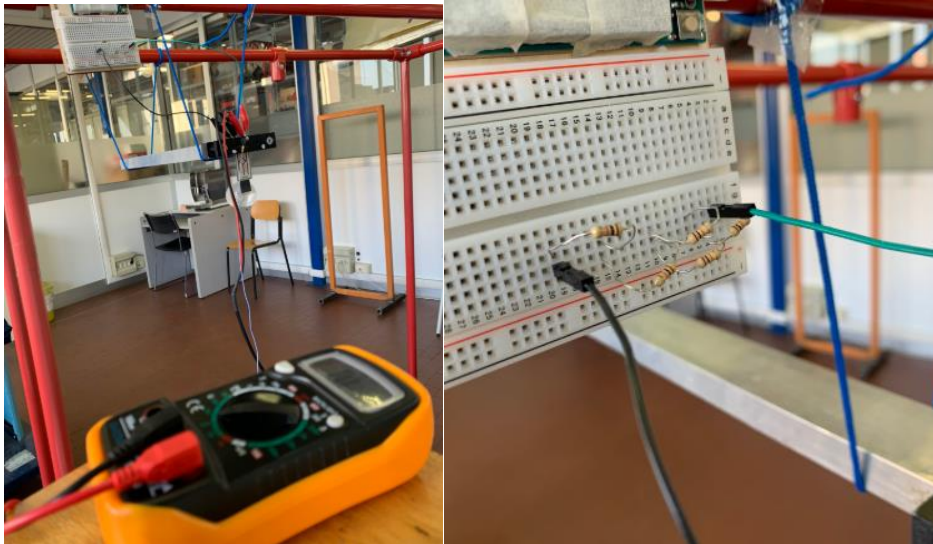


Figura 10.2: Tester per la misura della resistenza del circuito

Dalla letteratura [30] è noto che il carico resistivo ottimale, per il quale la potenza prodotta dal sistema è massima, si calcola nel modo seguente:

$$R_{\text{ottimo}} = \frac{1}{2\pi f C} \quad 10.1$$

In cui:

- f è la frequenza di risonanza del sistema a circuito aperto;
- C è la capacità elettrica dell'elemento piezoelettrico, in questo caso nota da data sheet e pari a 1×10^{-7} F;

Per ogni caso in esame, è stata dunque calcolata la Resistenza ottimale, ed è stato allestito il circuito grazie al set di resistori presenti in laboratorio:

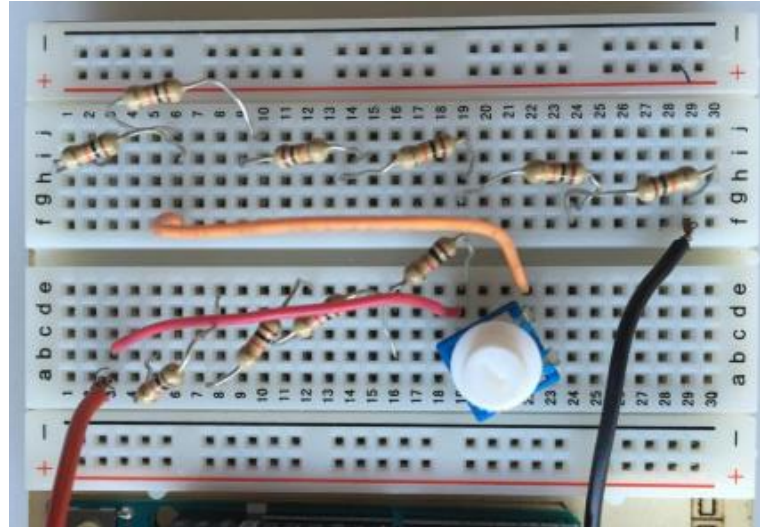


Figura 10.3: Set di resistori presenti in laboratorio di Analisi Modale

Poiché anche il modulo di acquisizione Signal Express possiede una resistenza non infinita (nota e pari a 307000Ω), il sistema è idealmente costituito da due resistenze in parallelo, dunque il calcolo utilizzato per la corretta resistenza da posizionare nel circuito è il seguente:

$$\frac{1}{R_{\text{circuito}}} = \frac{1}{R_{\text{ottima}}} - \frac{1}{R_{\text{acquisizione}}} \quad 10.2$$

L'applicazione del circuito ha un duplice obiettivo:

- Analizzare sperimentalmente il comportamento di un harvester a carico, in tutte le configurazioni testate, notando se vi siano similitudini ed effetti significativi;
- Simulare il funzionamento dell'harvester sul manubrio e capire se le potenze in gioco possano effettivamente alimentare alcuni dispositivi tipicamente utilizzati nelle biciclette (luci, sensori, fanalini).

10.1.1 Harvester con massa di piombo e carico ottimale

La resistenza ottimale corrispondente al caso con massa di piombo è pari a:

$$R_{\text{piombo}} = \frac{1}{2\pi \times 21.33 \times C} \approx 74000 \Omega \quad 10.3$$

In questo modo, si calcola la Resistenza da porre nel circuito tramite la formula precedente e si misura la FRF sperimentale a carico. In figura 10.4 sono rappresentate le FRF misurate a vuoto e a carico:

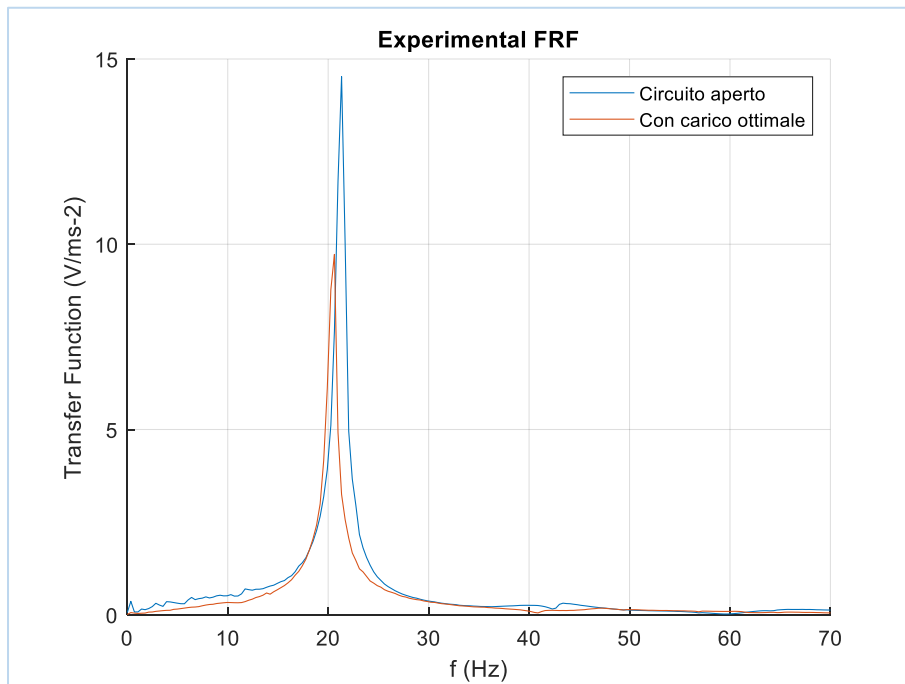


Figura 10.4: Confronto tra FRF a vuoto e a carico, massa di piombo

Si osserva che la presenza del carico abbassa la frequenza di risonanza e abbassa anche il picco di tensione in corrispondenza di essa.

10.1.2 Harvester con recipiente d'acqua e carico ottimale, configurazione 1

La resistenza ottimale corrispondente alla prima configurazione con massa d'acqua è pari a:

$$R_{\text{conf.1}} = \frac{1}{2\pi \times 20.97 \times C} \approx 71000 \Omega \quad 10.4$$

Come prima, si calcola la resistenza da porre nel circuito e si misura la FRF sperimentale a carico. In fig. 10.5 si confrontano la FRF a vuoto con quella a carico:

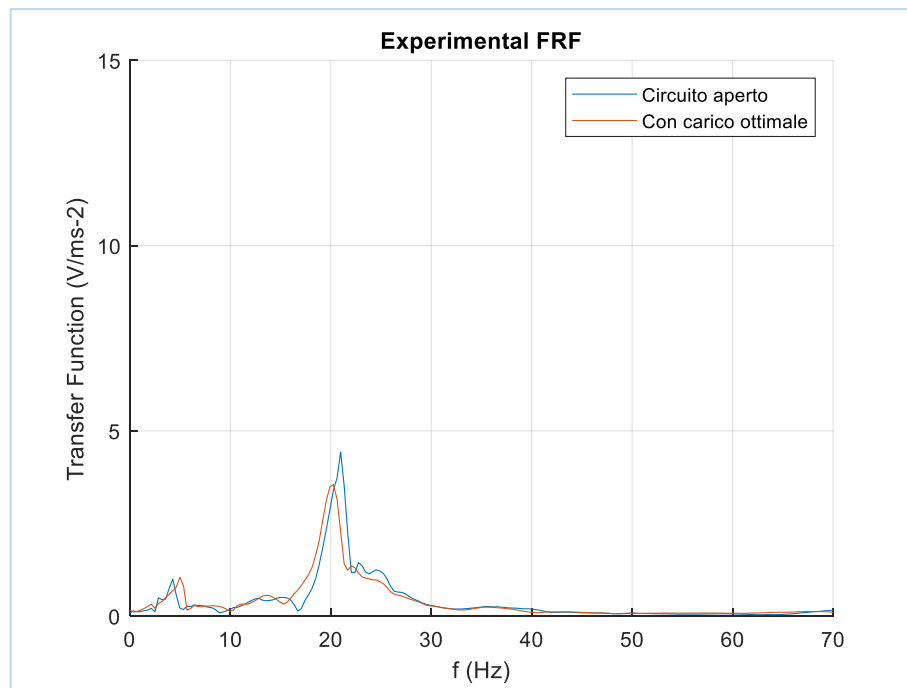


Figura 10.5: Confronto tra FRF a vuoto e a carico, configurazione 1

Nuovamente, la FRF a carico presenta la frequenza di risonanza leggermente inferiore, così come il picco di tensione. Si confrontino i risultati con quelli presenti in letteratura. [7]

10.1.3 Harvester con recipiente d'acqua e carico ottimale, configurazione 2

La resistenza ottimale corrispondente alla seconda configurazione con massa d'acqua e lamina è pari a:

$$R_{\text{conf.2}} = \frac{1}{2\pi \times 14.57 \times C} \approx 109000 \Omega \quad 10.5$$

Il confronto tra le FRF a vuoto e a carico è rappresentato in fig. 10.6:

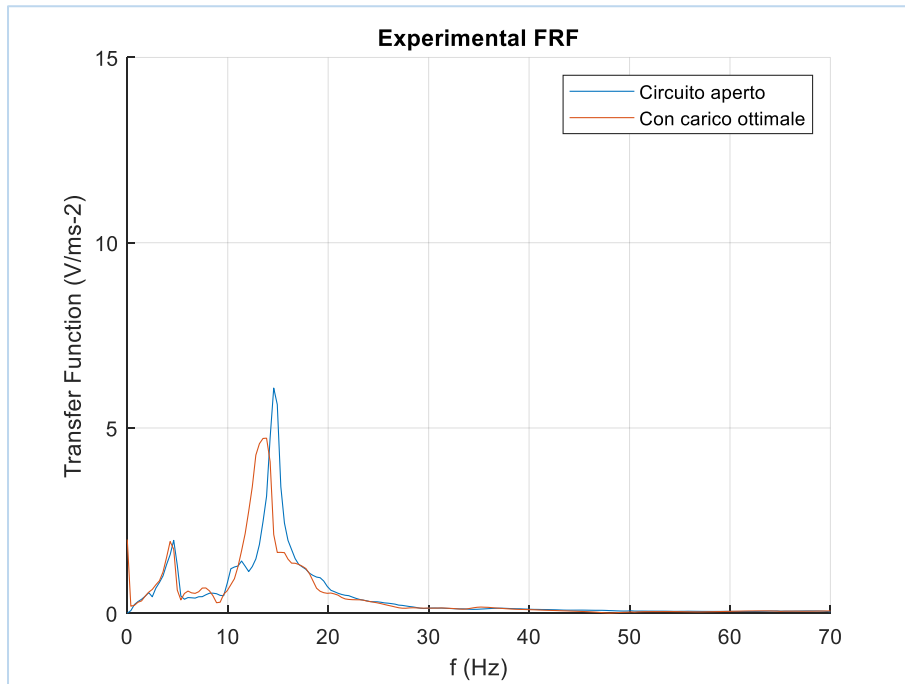


Figura 10.6: Confronto tra FRF a vuoto e a carico, configurazione 2

L'andamento rispecchia il trend precedente. Si noti un picco che si abbassa ma in modo contenuto.

10.1.4 Harvester con recipiente d'acqua carico ottimale, configurazione 3

La resistenza ottimale corrispondente alla terza configurazione con massa d'acqua e diversa orientazione del recipiente è pari a:

$$R_{\text{conf.3}} = \frac{1}{2\pi \times 17.78 \times C} \approx 88000 \Omega \quad 10.6$$

Il confronto tra le FRF a vuoto e a carico è rappresentato in fig. 10.7:

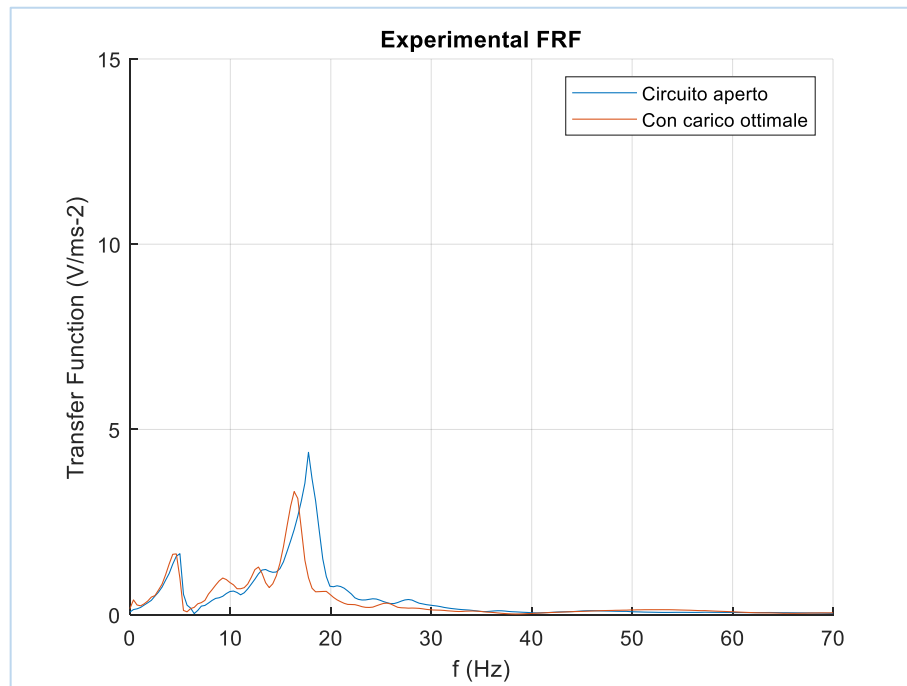


Figura 10.7: Confronto tra FRF a vuoto e a carico, configurazione 3

L'esito è coerente con i precedenti risultati. L'applicazione del carico non modifica sostanzialmente la forma delle FRF, la banda rimane più larga nei casi con acqua rispetto al caso con massa di piombo. Rimane l'influenza della massa liquida in tutto il range di frequenze tra i 5 e i 20 Hz.

10.2 Confronto tra le FRF sperimentali con e senza carico

L'aggiunta del carico resistivo ottimale in ciascun sistema di accordatura evidenzia alcune caratteristiche comuni. La tabella 15 riassume il confronto tra le FRF a vuoto ed a carico:

FRF sperimentali	<i>A VUOTO</i>		<i>A CARICO</i>	
	f risonanza (Hz)	V_{peak} (V/ms⁻²)	f risonanza (Hz)	V_{peak} (V/ms⁻²)
Massa di piombo	21.33	14.52	20.62	9.73
Configurazione 1	20.97	4.43	19.9	3.49
Configurazione 2	14.57	6.08	13.8	4.72
Configurazione 3	17.78	4.38	16.35	3,32

Tabella 15

In presenza del carico ottimale, la frequenza di risonanza di ciascun sistema diminuisce lievemente, e si abbassano i picchi di tensione. Questo risultato è in accordo con i risultati presenti in letteratura [30,31]. Ciò significa che il sistema di accordatura, sia esso lineare o più complesso come la massa d'acqua, non influenza l'andamento tipicamente riscontrato delle FRF a carico.

10.3 Calcolo della potenza prodotta

Il procedimento utilizzato per il calcolo della potenza effettivamente sviluppata in ciascun caso testato ricalca quello visto nel capitolo precedente:

- Si calcolano i PSD della tensione, stavolta utilizzando le FRF a carico, moltiplicando quest'ultime per i PSD delle accelerazioni in ciascuna direzione; in formule:

$$PSD(Vload) = |FRF(Vload)|^2 \times PSD(acc_i) \quad 10.7$$

- Noti i PSD, si risale al valore medio di tensione prodotta tramite il calcolo dei RMS per ciascuna direzione spaziale;
- Noti i RMS in ogni direzione, la potenza media risulta dunque:

$$P = \frac{\langle RMS(V) \rangle^2}{R_{opt}} \quad 10.8$$

A titolo indicativo, vengono calcolate anche le potenze massime prodotte in ciascuno dei casi, cioè il valore prodotto in risonanza. Il calcolo è presente in letteratura, ma ritenuto poco significativo in questa sede. La potenza massima viene calcolata con la seguente formula:

$$P_{max} = \frac{\langle PSD(f_0) \rangle^2}{R_{opt}} \quad 10.9$$

Dove f_0 è la frequenza di risonanza del sistema. In pratica, si considera la tensione massima prodotta in corrispondenza della risonanza anziché calcolare quella mediata in tutto il campo di frequenze d'interesse. Si intuisce che tale valore è relativamente significativo, poiché il dispositivo non lavora costantemente in risonanza durante un percorso in bicicletta, non trattandosi di applicazione a banda stretta. Tuttavia, come detto, è un valore riscontrato in letteratura.

10.3.1 Potenze medie

Tramite codice Matlab, vengono calcolati i PSD della tensione sviluppata a carico per ciascuna delle direzioni del moto (X: *Orizzontale*, Y: *Laterale*, Z: *Verticale*). Si ribadisce che si tratta di un calcolo approssimato per i sistemi non lineari. Dopodiché, vengono calcolate tensione e potenza medie per ciascun caso testato; i risultati sono riassunti nella tabella 16:

	RMS (V)			Potenza (mW)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Piombo	4.7419	1.1693	4.5016	0.3014	0.01830	0.2716
Config. 1	2.5863	0.7139	2.5244	0.0900	0.00680	0.0854
Config. 2	2.5759	1.4036	4.2722	0.0614	0.01824	0.1700
Config. 3	1.6852	0.84627	2.7191	0.0322	0.0082	0.0841

Tabella 16

I risultati offrono spunti interessanti:

- Con la massa di piombo si produce il valore maggiore di tensione media lungo la direzione orizzontale; come logica conseguenza, la potenza media sviluppata lungo questa direzione è la più alta ($P=0.3$ mW).
- La configurazione con acqua e lamina metallica produce risultati notevoli: il RMS in direzione verticale raggiunge quasi quello orizzontale con massa di piombo, e lo uguaglia lungo la direzione laterale. Ciò è dovuto all'allargamento della banda utile a dispetto di un calo notevole (ma non eccessivo) della tensione di picco (CFR figure nel capitolo 10).
- Tra le configurazioni di tuning con acqua, la più promettente in termini di potenza media sviluppata è la configurazione con lamina ($P=0.17$ mW). Ciò è diretta conseguenza dei risultati descritti al punto precedente. La potenza prodotta lungo la direzione verticale è più della metà di quella con massa di piombo in direzione orizzontale. Lungo

la direzione laterale, per quanto il valore assoluto sia molto limitato, i due casi presentano il medesimo risultato ($P=0.018$ mW).

- Le configurazioni 1 e 3 presentano risultati piuttosto simili; le potenze sviluppate si attestano attorno ai 0.09 mW, con la configurazione 1 che dà risultati migliori lungo due direzioni. Tuttavia, i valori sono nettamente più contenuti rispetto alla configurazione 2. Questo fatto dimostra che una FRF troppo piatta, per quanto larga sia la banda, non produce risultati soddisfacenti. Inoltre, se si considerano le FRF del capitolo precedente, si noterà che quelle delle configurazioni 1 e 3 non sono accordate in maniera ottimale con gli spettri di potenza delle accelerazioni, dunque l'energia non viene sfruttata totalmente. Ciò dimostra l'importanza di un corretto tuning in queste applicazioni.

10.3.2 Potenze massime

La potenza massima di ciascun caso si calcola considerando la tensione massima prodotta in corrispondenza della frequenza di risonanza; i risultati in tabella 17 si riferiscono alla direzione con massima produzione di energia:

	Tensione max (V)	Potenza max (mW)
Piombo	19.8	5.3
Config. 1	3	0.12
Config. 2	7.2	0.6
Config. 3	3.2	0.13

Tabella 17

Si nota come, mentre nei casi con acqua le tensioni massime raggiunte siano prossime a quelle medie precedentemente calcolate (CFR tabella 16), la tensione massima nel caso con massa di piombo è molto alta. Ciò comporta

un notevole aumento della potenza limite raggiungibile, che supera i 5 mW. È ancor più evidente il diverso comportamento tra i casi con massa solida, in cui il picco di tensione è molto alto, e le configurazioni con acqua che 'appiattiscono' i risultati. Ciononostante, come precisato, i valori massimi delle potenze sono da considerarsi puramente indicativi per il caso in esame, poiché, per alimentare un dispositivo elettronico, interessa valutare una potenza media continua e non quella massima istantanea. Si ricordi, comunque, che si tratta di una approssimazione per quanto riguarda i sistemi non lineari.

10.4 Utilizzo di dispositivi elettronici per bicicletta

Il calcolo approssimato delle potenze permette di comprendere meglio quali dispositivi elettronici si potrebbero alimentare con un harvester piezoelettrico. Occorre precisare che i risultati dipendono dal modello di harvester utilizzato; in questa sede è stato usato il PPA1001 Midè, piuttosto economico, ma esistono numerosi tipi di harvester piezoelettrici (decisamente più costosi) progettati per recuperare maggiori quantità di energia. Ciò significa che, dati alla mano, ci sono grandi margini di miglioramento poiché si è studiato solamente un prototipo di Harvester, che può essere ancor più perfezionato. Ad ogni modo, gli output di tensione elettrica e potenza calcolati sono in accordo con quelli dichiarati dal costruttore nel datasheet del componente.

Note le potenze sviluppate da un harvester accordato, si sono dunque ricercate le potenze che richiedono alcuni dei più comuni dispositivi in commercio applicati alla bicicletta, e sono qui riassunti nella tabella 18:

Dispositivo	Caratteristiche Funzionali	Potenza assorbita (mW)
Luce LED anteriore	Ampia visibilità notturna, raggio d'azione 20 m, luce fissa bianca (2 ore)	100÷300
Luce LED posteriore		20÷50
Fanalino posteriore rosso	Luci di posizione, Laser rosso per essere visibili	0.4÷1
Antifurto GPS, standby	//	0.05
GPS in funzione	Traccia posizione veicolo	20
Ciclocomputer base	Sensore di velocità o distanza percorsa	0.1÷0.6
Ciclocomputer avanzato	Sensore di velocità, potenza, frequenza cardiaca, altimetria	0.5÷3
Diodi emettitori di luce	Luce rossa a bassissima potenza	0.1÷0.5

Tabella 18 [32]

Si tratta di dispositivi regolarmente alimentati da batterie, le quali hanno durata limitata. Per questo, in futuro, l'harvester potrebbe sostituire il ruolo della batteria, ricaricarla, o ancora essere di supporto per i componenti di bassissimo consumo (i.e. per sensori di apparecchi più grandi).

Ad esempio, i consumi di alcuni sensori tipicamente utilizzati nelle biciclette sono mostrati nella figura 10.8:

Electronics	Required Power
GPS receiver chip	15 mW
Cell phone (standby)	8.1 mW
PPG sensor	1.47 mW
Humidity	1 mW
Pressure	0.5 mW
3D accelerometer	0.32 mW
Temperature	27 μ W
A/D conversion	1 μ W
RF transmission	sub μ W

Figura 10.8: Consumi richiesti da alcuni sensori per bicicletta [14]

Con riferimento alla tabella 18, si intuisce che alimentare una luce LED come fanale anteriore è ancora fuori dalla portata del nostro dispositivo. Al contrario, vi sono apparecchi di bassissimo consumo che richiedono potenze dell'ordine di alcuni decimi di mW, più adatti a questo caso studio; ad esempio, le luci posteriori laser di segnalazione sono adatte a chi viaggia in notturna (Fig. 10.9a e b):





Figura 10.9: Laser rosso per illuminazione posteriore [2]

La luce rossa dei laser richiede tipicamente da 0.4 a 1 mW, dunque, una serie di due o tre harvester accordati correttamente può soddisfare al suo funzionamento senza l'utilizzo di batterie aggiuntive.

Un altro strumento interessante ed idoneo al caso in esame è il ciclocomputer (o computer di bordo) modello base, rappresentato in figura 10.10:



Figura 10.10: Ciclocomputer modello base

Tipicamente montato sul manubrio della bici, un ciclocomputer modello base rileva la distanza o la velocità media di percorrenza tramite sensori wireless a bassissimo consumo, mostrato in fig.10.11.



Figura 10.11: Sensore di cadenza e velocità

Sensori di cadenza come questo consumano $0.1 \div 0.4$ mW, e sono ad oggi alimentati tramite comuni batterie al litio di durata limitata. Con un harvester adeguatamente accordato, si potrebbero alimentare questi dispositivi senza necessità di utilizzare batterie. Anche ciclocomputer più sofisticati, come quello in fig. 10.12, non sono fuori dalla portata degli harvester piezoelettrici studiati:



Figura 10.12: Ciclocomputer modello avanzato

Naturalmente, maggiori sono le funzionalità del dispositivo, maggiore è la potenza richiesta. Questi ciclocomputer rilevano contemporaneamente velocità, distanza percorsa, altitudine, temperatura, tramite una serie di sensori a basso consumo. Ad esempio, quello mostrato in fig. 10.12 richiede una potenza di qualche unità di mW ($2 \div 3$ mW).

Un ulteriore utilizzo interessante dei dispositivi presentati è costituito dai PMU (*Power Management Units*): [33]

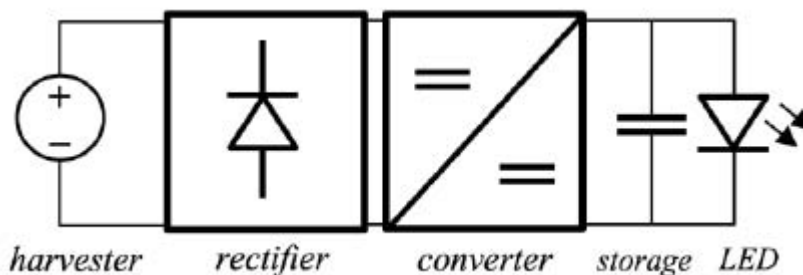


Figura 10.13: Schema di circuito di harvester collegato ad un LED tramite PMU [33]

In Figura 10.13, la tensione variabile generata dall'harvester viene trasformata in continua tramite raddrizzatore (*rectifier*), ed alimenta un convertitore di potenza (*converter*), che collega la tensione in ingresso con

quella in uscita desiderata. L'energia recuperata e convertita viene accumulata in una batteria ricaricabile (*storage*), che può alimentare all'occorrenza il dispositivo elettronico collegato (un LED, ad esempio, montato sulla bicicletta). Ciò significa che, durante la giornata, l'energia recuperata con l'harvester piezoelettrico in esercizio può essere immagazzinata, ed essere poi utilizzata quando vi è necessità di alimentare un dispositivo elettronico.

Gli esempi illustrati testimoniano che, utilizzando harvester piezoelettrici opportunamente accordati e montati su una bicicletta, è teoricamente possibile alimentare alcuni apparecchi di basso consumo energetico sfruttando solamente le vibrazioni prodotte sul veicolo come fonte di energia.

11. Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo principale di questa tesi era quello di sviluppare diversi sistemi di accordatura di un harvester piezoelettrico commerciale, che ottimizzino il recupero energia dalle vibrazioni di una bicicletta. Dopo aver analizzato le vibrazioni tipiche nel veicolo su strada, sono stati proposti diversi sistemi di tuning per migliorare il processo di estrazione di energia con diversi tipi di masse, sia rigide, sia con recipienti contenenti dei liquidi. Il tuning con massa liquida è un metodo intrinsecamente non lineare, tuttavia, per confrontare i diversi sistemi di accordatura tramite studio delle rispettive FRF, si è dimostrata una debole non linearità e si è approssimato il sistema come lineare per lo studio in esame. In particolare, si è riscontrato che una massa di accordatura liquida allarga la banda di frequenze di funzionamento dell'harvester, ma abbassa in modo considerevole la tensione in corrispondenza della risonanza rispetto ad una massa equivalente in piombo. Per valutare i diversi sistemi di tuning, è stato messo a punto un metodo numerico-sperimentale basato sulle accelerazioni rilevate su strada e le FRF misurate sperimentalmente in laboratorio. Questo metodo, seppur approssimato, permette di stimare la potenza generata dall'harvester nelle varie configurazioni.

Le potenze prodotte con harvester accordato sono, ad ogni modo, dell'ordine dei $0,2 \div 0,3$ mW, e questa energia può essere sufficiente ad alimentare alcuni dispositivi elettronici montati sulla bicicletta come semplici ciclocomputer, luci di posizione posteriori o convertitori di potenza (*PMU*); la soluzione proposta in questa tesi è solamente un prototipo, tuttavia, la continua evoluzione di dispositivi elettronici a basso consumo permetterà di abbassare notevolmente la potenza di alimentazione richiesta per il loro

funzionamento. Ciò significa che, in futuro, l'harvesting piezoelettrico potrà essere una vera alternativa alle comuni batterie come fonte di energia per apparecchi montati sulla bicicletta.

Il naturale proseguimento di questo studio prevede i seguenti sviluppi:

- Calcolare gli stress agenti sugli harvester accordati, ai fini di trovare il giusto compromesso tra la tensione elettrica prodotta e la tenuta strutturale del dispositivo;
- Ottimizzare il tuning dell'harvester con sistemi non lineari; ad esempio, modificare forma del recipiente e massa d'acqua, per ampliare ancor più lo spettro di frequenze utili;
- Sviluppare un modello matematico che preveda il comportamento elettromeccanico al variare della massa d'acqua;
- Studiare un circuito di *power conditioning* che incrementi l'estrazione di energia e, una volta ottimizzato, studiare un sistema di montaggio sul manubrio della bicicletta;
- Applicare l'harvester direttamente alla bicicletta per studiarne il funzionamento in esercizio.

Bibliografia

- [1] Mahdi H. Miraz, M. Ali, P. Excell, “A review on Internet of Things (IoT), Internet of Everything (IoE) and Internet of Nano Things (IoNT)”, Conference: Internet Technologies and Applications (ITA), 2015. <http://dx.doi.org/10.1109/ITechA.2015.7317398>, IEEE
- [2] R. Sarker, S. Julai, “Review of piezoelectric energy harvesting system and application of optimization techniques to enhance the performance of the harvesting system”, Sensors and Actuators, Vol. 300, 1 December 2019, 111634, <https://doi.org/10.1016/j.sna.2019.111634>.
- [3] J. Leicht, P. Heilmann, T. Hehn, “Thermoelectric energy harvesting system for demonstrating autonomous operation of a wireless sensor node enabled by a multipurpose interface”, Journal of Physics: Conference Series, Power MEMS, 2013, J. Phys.: Conf. Ser. 476 012022
- [4] V. Leonov, “Thermoelectric Energy Harvesting of Human Body Heat for Wearable Sensors”, IEEE Sensors Journal, pag.2284 – 2291, DOI: 10.1109/JSEN.2013.2252526, 2013
- [5] L. Li, Z.J. Chew, “Microactuators: design and technology”, Smart Sensors and Mems, 2014, Pages 305-348, <https://doi.org/10.1533/9780857099297.2.305>

[6] R. Calìò, U. B. Rongala, D. Camboni, M. Milazzo, C. Stefanini, G. De Petris e C. M. Oddo, "Piezoelectric Energy Harvesting Solutions" *Sensors*, n. 14, pp. 4755-4799, 2014.

[7] S. Priya and D. J. Inman, "Energy Harvesting Technologies". New York (NY), USA: Springer, 2009. ISBN 978-0-387-76463-4

[8] A. Erturk, D.J. Inman, "On Mechanical Modeling of Cantilevered Piezoelectric Vibration Energy Harvesters", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol 19, Issue 11, 2008, <https://doi.org/10.1177/1045389X07085639>

[9] Erturk, A. and Inman, D.J. "A Distributed Parameter Electromechanical Model for Cantilevered Piezoelectric Energy Harvesters," *Journal of Vibration and Acoustics*, 130(4) 2008. DOI: 10.1115/1.2890402

[10] A. Erturk and D. J. Inman, "An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from base excitations," *Smart Materials Structures*, vol. 18, no. 2, 2009

[11] E. Minazara, D. Vasic, and F. Costa, "Piezoelectric generator harvesting bike vibrations energy to supply portable devices," *RE&PQJ*, vol. 1, no. 6, March 2008. DOI: 10.24084/repqj06.344

[12] D. Vasic, Y. Y. Chen, and F. Costa, "Self-powered piezoelectric energy harvester for bicycle," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 7, pp. 2501-2510, 2014. DOI: 10.1007/s12206-014-0407-9

[13] Zhang, Liu, Wang, “Synchronized Switch Harvesting on Inductor Interface to Promote Piezoelectric Stack Energy Harvesting From Human Walking”, SMASIS2016-9297, V002T07A016; 8 pages, <https://doi.org/10.1115/SMASIS2016-9297> ASME, 2016.

[14] Y. Yang, J. Yeo, and S. Priya, “Harvesting energy from the counterbalancing (weaving) movement in bicycle riding”, *Sensors*, vol. 12, pp. 10248-10258, 2012. DOI: 10.3390/s120810248

[15] Y. N. Chang, H. L. Cheng, S. Y. Chan, and L. H. Huang, “Electromagnetic Energy Harvester and Energy Storage System for Bike Lighting Applications,” *Sensors and Materials*, vol. 30, no. 6, pp. 1341-1347, 2018. DOI: 10.18494/SAM.2018.1782

[16] A. Doria, E. Marconi, “A Testing Method for the Prediction Of Comfort Of City Bicycles”, Conference: ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DOI: 10.1115/DETC2018-85128, August 2018

[17] A. Polanco, E. Marconi, L. Muñoz, D. Suarez, and A. Doria, “Effect of rider posture on bicycle comfort,” in Proc. ASME 2019 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (IDETC2019), Anaheim (CA), USA, August 18-21, 2019. DOI: 10.1115/DETC2019-97763

[18] A. Doria, C. Medè, D. Desideri, A. Maschio, and F. Moro, “Improvement of harvesters for tires by means of multi-physics simulation,” in Proc. ASME 2017 International Design Engineering Technical

Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC2017), Cleveland (OH), USA, August 6-9, 2017. DOI: 10.1115/DETC2017-67301

[19] C. Medè, “Simulazione FEM e validazione sperimentale di cantilever piezoelettrici ad uso di harvester ed attuatori”, Università di Padova, 2016

[20] Challa, Prasad, Fisher, “A coupled electromagnetic energy harvesting technique for achieving increased power output through damping match”, September 2009, Smart Materials and Structures 18(9):95029-11. DOI: 10.1088/0964-1726/18/9/095029

[21] A.Elvin, “Effects of Axial Forces on Cantilever Piezoelectric Resonators for Structural Energy Harvesting”, June 2010, Strain 47(s2):153 - 157 IEEE, DOI: 10.1111/j.1475-1305.2010.00751.x.

[22] Lee, Wu, “Multi-cantilever piezoelectric MEMS generator in energy harvesting”, Conference: Ultrasonics Symposium (IUS), 2009 IEEE International. DOI: 10.1109/ULTSYM.2009.5441451

[23] Doria, A.; Medè, C.; Fanti, G.; Desideri, D.; Maschio, A.; Moro, F. “Development of Piezoelectric Harvesters with Integrated Trimming Devices”, April 2018, Applied Sciences 8(4):557. DOI: 10.3390/app8040557.

[24] A. Doria, G. Fanti, G. Filipi, and F. Moro, “Development of a Novel Piezoelectric Harvester Excited by Raindrops,” Sensors, vol. 19, no. 17, 2019. DOI: 10.3390/s19173653

- [25] J. Dai, M. Han, “On the sloshing effect in half-filled freight trains during braking”, January 2018, MATEC Web of Conferences 211:11001 DOI: 10.1051/mateconf/201821111001, 2018
- [26] N. Jackson, F. Stam, O.Z. Olszewski, “Broadening the bandwidth of piezoelectric energy harvesters using liquid filled mass”, *Procedia Engineering* 120 (2015) 328 – 332, Eurosenors 2015
- [27] M. D. Dhone, P. G. Gawatre, and S. S. Balpande, “Frequency band widening technique for cantilever-based vibration energy harvesters through dynamics of fluid motion,” *Materials Science for Energy Technologies*, vol. 1, no. 1, pp. 84-90, 2018. DOI: 10.1016/j.mset.2018.06.002
- [28] Doria, A.; Medè, C.; Fanti, G.; Desideri, D.; Maschio, A.; Moro, F. “Development of Piezoelectric Harvesters with Integrated Trimming Devices”, April 2018, *Applied Sciences* 8(4):557. DOI: 10.3390/app8040557.
- [29] B. S. Wu, “A correction of the half-power bandwidth method for estimating damping”, February 2014, *Archive of Applied Mechanics* 85(2):315-320. DOI: 10.1007/s00419-014-0908-0. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [30] J. Dicken, P. Mitcheson, “Power-extraction circuits for piezoelectric energy harvesters in miniature and low-power applications. *IEEE Trans. Power Electron.* 2012, 27, 4514–4529.2012

- [31] Liao, Y., & Liang, J. (2018). “Maximum power, optimal load, and impedance analysis of piezoelectric vibration energy harvesters”. *Smart Materials and Structures*, 27(7), [075053]. <https://doi.org/10.1088/1361-665X/aaca56>.
- [32] J. Bruni, “Studio di un energy scavenger specifico per il recupero dell'energia vibrazionale di una bicicletta”, Tesi di laurea magistrale, etd-02132017-103553, Università di Pisa, 2017.
- [33] A. Doria, E. Marconi, F. Moro, “Energy harvesting from bicycle vibrations”, Fifteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), 2020.