



**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Applicazione di tecnologie di vibration energy harvesting al settore ciclistico

Relatore: prof. Alberto Doria

Bollini William

1105723

Anno Accademico 2018/2019

Parole chiave

Energy harvesting, piezoelettricità, bicicletta

Sommario

Questo elaborato si propone di raccogliere e commentare i risultati della ricerca scientifica nell'ambito dell'energy harvesting, in particolare piezoelettrico, applicato al campo della ciclistica. L'obiettivo è quello di fornire gli strumenti di base per future analisi. In fase preliminare, si è effettuata una ricerca bibliografica tesa a chiarire il concetto di "energy harvesting", indagando sul perché, negli ultimi anni, esso stia assumendo un ruolo non trascurabile nella ricerca scientifica (capitolo 1).

Nel capitolo successivo (capitolo 2) sono stati analizzati i principi di funzionamento delle diverse tipologie di harvester, riportando le equazioni che descrivono il comportamento elettromeccanico di tali strumenti, nell'intento di descrivere, con adeguate formule, la risposta degli strumenti alle vibrazioni applicate alla base. Si riportano anche alcuni accenni riguardanti l'harvesting elettromagnetico.

Nel capitolo 3 si è effettuato lo studio del comportamento vibratorio di varie tipologie di bicicletta, in particolare di modelli da città, attraverso una sintesi delle informazioni presenti in letteratura. Si è cercato di comprendere, studiando i risultati delle prove sia di laboratorio sia effettuati su strada, quali siano le principali cause della vibrazione nelle biciclette, quali siano le parti del mezzo soggette alle vibrazioni e quali siano i fattori che più influenzano il comportamento vibratorio.

Il capitolo 4 riporta un'analisi commentata dei risultati scientifici concernenti l'applicazione della tecnologia dell'harvesting alla ciclistica in senso generale, considerando risultati molto differenti tra di loro, al fine di comprendere e commentare i pro e i contro delle possibili soluzioni. In riferimento ai capitoli precedenti e ai dati raccolti dall'équipe dell'università di Padova, si è cercato di dimensionare (capitolo 5) un harvester piezoelettrico da applicare su una bicicletta da città, analizzando le condizioni ottimali di esercizio e accordando lo strumento alla frequenza desiderata.

Il capitolo conclusivo (capitolo 6) commenta i risultati precedentemente raccolti.

Indice

Capitolo 1 - L'energy harvesting	6
1.1 Evoluzione e stato dell'arte dell'Energy Harvesting	6
1.2 Piezoelettricità e materiali piezoelettrici	11
1.2.1 Struttura dei cristalli	12
1.2.2 Formulazione Matematica della piezoelettricità	13
1.2.3 Piezoelettricità lineare: equazioni costitutive	14
Capitolo 2 - Gli Energy Harvester	17
2.1 Harvester piezoelettrici	17
2.1.1 Modello a parametri concentrati (SDOF)	18
2.1.2 Vibrazioni trasversali per problema disaccoppiato	22
2.1.3 Vibrazioni longitudinali per problema disaccoppiato	26
2.1.4 Correzione quantitativa dei modelli per vibrazioni trasversali e longitudinali	28
2.1.5 Problema massa concentrata all'estremo libero	31
2.1.6 Accoppiamento elettromeccanico per SDOF del modello di duToit	33
2.1.7 Modello accoppiato a parametri distribuiti	34
2.1.8 Configurazione unimorfa	38
2.1.9 Configurazione bimorfa	41
2.1.10 Analisi single-mode	44
2.1.11 Analisi sperimentale esemplificativa	45
2.2 Harvesting elettromagnetico	49
2.2.1 Principi base	50
Capitolo 3 - Analisi vibratoria sulla bicicletta	52
3.1 Approccio al problema	52
3.2 Metodologie per lo studio vibratorio	53
3.3 Test sperimentali su strada e risultati	56
3.4 Fattori di influenza sul fenomeno vibratorio	62

3.4.1	Influenza del telaio sulle vibrazioni.....	62
3.4.2	Influenza della velocità sulle vibrazioni.....	64
3.4.3	Influenza della strada sulle vibrazioni della bicicletta.....	65
3.4.4	Influenza di ruote e copertoni sulle vibrazioni.....	67
3.4.5	Considerazioni riassuntive.....	71
Capitolo 4 - Energy Harvesting applicato al settore ciclistico.....		73
4.1	Harvesting piezoelettrico per uso ciclistico.....	73
4.2	Harvesting alimentato dal fenomeno del Weaving (Counterbalancing).....	78
4.3	Harvesting elettromagnetico con smorzatore dinamico.....	85
4.4	Energy Harvesting per rotazione della ruota.....	88
4.5	Considerazioni riassuntive.....	96
Capitolo 5 - Dimensionamento preliminare Harvester piezoelettrico.....		97
5.1	Analisi vibratoria	98
5.2	Dimensionamento Harvester Midé Technology Corporation.....	102
5.3	Dimensionamento Harvester Smart Materials.....	117
5.4	Considerazioni riassuntive.....	124
Capitolo 6 - Conclusioni.....		127
BIBLIOGRAFIA.....		129
APPENDICE 1		
APPENDICE 2		

Capitolo 1

L'energy Harvesting

Negli ultimi anni, l'evoluzione tecnologica in continuo sviluppo e la sempre maggiore necessità di perfezionare innovativi metodi di produzione di energia elettrica hanno stimolato la ricerca di tecnologie sempre nuove, atte a fornire all'uomo l'energia necessaria alla vita quotidiana. La necessità di assenza di cavi e l'esigenza di strumenti sempre più piccoli e leggeri hanno fornito un notevole input alla ricerca scientifica nel campo della produzione e dell'accumulo dell'energia; l'*energy harvesting* è uno dei tanti risultati di questa ricerca.

1.1 Evoluzione e stato dell'arte dell'Energy Harvesting

Per Energy Harvesting (letteralmente *energia racimolata*) si intende quel processo, o quell'insieme di processi, per i quali l'energia, proveniente da *fonti esterne*, è catturata e immagazzinata. Le *fonti esterne* sono anche definite *fonti alternative* poiché si discostano dalle fonti canoniche di energia, quali i combustibili fossili, che sono comunemente definite *fonti tradizionali*.

Da quanto enunciato, si denota il principale motivo di interesse per queste nuove tecnologie: le fonti energetiche alternative si presentano come facilmente reperibili e, potenzialmente, possono ritenersi inesauribili. Ciò ha dato una spinta alla ricerca in questo campo, anche perché la necessità di avere energia eco-friendly sta diventando, ormai, il core business della maggior parte delle aziende e start up del ventunesimo secolo.

Ma come si configura il processo di Harvesting energetico?

Come visibile dallo schema in Fig. 1.1, il processo, di per sé, consta di tre principali componenti:

1. Energy Harvester, il cui obiettivo è convertire l'energia racimolata dall'ambiente circostante in energia elettrica.
2. Power management/conditioning unit, che mira a convertire opportunamente

l'energia elett/rica per "adeguarla" alle necessità dell'utilizzatore, operando anche come sistema di controllo e conversione del voltaggio, al fine di rendere l'energia elettrica adeguata al carico.

3. Energy Storage, Batterie ricaricabili o capacitori, nei quali vengono stoccati gli eccessi di corrente per un futuro utilizzo nel caso di assenza della fonte energetica di alimentazione.

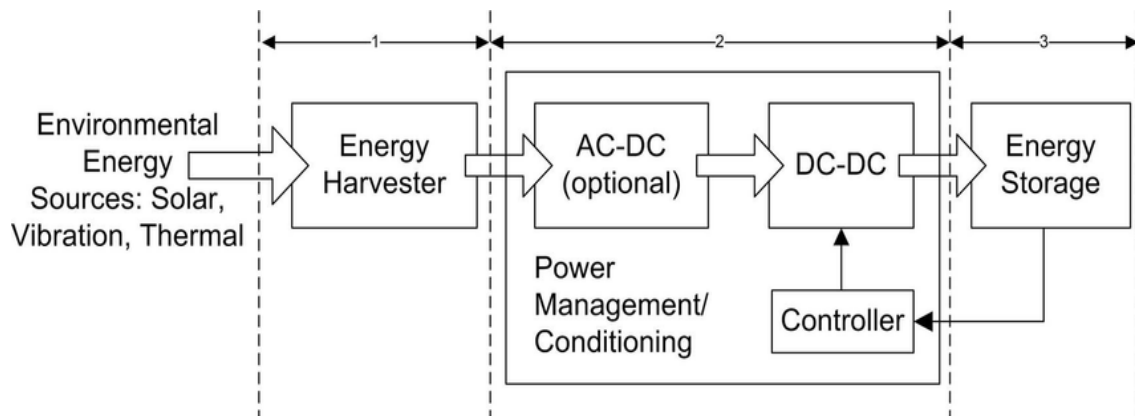


Fig. 1.1 - Schema di funzionamento del processo di energy harvesting [1]

Non è detto, infatti, che le fonti energetiche siano sempre presenti e, soprattutto, che abbiano una resa costante.

Tra le principali fonti energetiche alternative su cui si basa il processo di Harvesting si possono annoverare (Figg 1.2 e 1.3):

- la luce (in particolare quella solare, catturata tramite appositi pannelli), la fonte di energia alternativa su cui è stata effettuata la maggior parte degli studi e che ha trovato maggiore applicazione nell'attualità;
- l'energia termica (convertibile in energia elettrica, sfruttando il noto effetto Seebeck in un circuito costituito da conduttori metallici o semiconduttori: una differenza di temperatura genera, infatti, elettricità);
- le Onde Radio e i campi elettrici (presenti in grande abbondanza nell'ambiente, captati in una ampia finestra di spettro tramite antenne, per mezzo di convertitori RF-to-DC che ne consentono l'utilizzo come fonte energetica);

- le vibrazioni meccaniche (provenienti da macchinari industriali, elettrodomestici, mezzi di trasporto, oscillazione di edifici e ponti, onde sismiche);
- svariate altre fonti naturali (ad esempio, MFC = Michrobial Fuel Cells, cioè recupero di energia da processi depurativi, ancora sotto indagine e alle quali sono associate tecnologie all'avanguardia, ma ancora allo stato embrionale).

Energy-Harvesting Sources Today			
Energy Source	Characteristics	Efficiency	Harvested Power
Light	Outdoor Indoor	10~24%	100 mW/cm ² 100 μW/cm ²
Thermal	Human Industrial	~0.1% ~3%	60 μW/cm ² ~1-10 mW/cm ²
Vibration	~Hz-human ~kHz-machines	25~50%	~4 μW/cm ³ ~800 μW/cm ³
RF	GSM 900 MHz WiFi	~50%	0.1 μW/cm ² 0.001 μW/cm ²

Fig. 1.2 - Principali fonti di Energy Harvesting [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 μW/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 μW/cm ²	Handheld electronic devices or remote wireless actuators
RF energy from an antenna	100s of pW/cm ²	Remote wireless sensors

Fig. 1.3 - Tipiche applicazioni degli harvester [2]

Le tipologie di Harvester, come enunciato, sono varie e le tecnologie ad esse associate sono in continua evoluzione. È inconcepibile pensare alle varie fonti di energia come assolutamente indipendenti tra loro: la possibilità di sviluppare sistemi in grado di interagire con fonti differenti e di poterne usufruire per incrementare la produzione di corrente elettrica è il fine ultimo della ricerca moderna. Ogni tipologia di fonte energetica, però, porta con sé numerosi vantaggi, associati ad altrettanti e inevitabili svantaggi. Si prenda in esame, per esempio, l'harvesting fotovoltaico: è sicuramente molto noto e diffuso, grazie anche ai numerosi incentivi economici per l'acquisto e l'utilizzo di pannelli fotovoltaici, ma è utopistico pensare di avere a disposizione una quantità costante di energia luminosa per alimentare i pannelli, anche solo durante l'arco di una intera giornata.

Inoltre, come riportato in tabella, per quanto sia ampio lo spettro di densità coperto dai vari campi di harvesting, la densità di potenza in uscita è dell'ordine di poche centinaia di $\mu\text{W}/\text{cm}^2$.

Questo non è, però, un limite: si è alla continua ricerca di soluzioni per ovviare al problema di ingombro di cavi e batterie, che sono, in numerosi impieghi, limitanti a livello teorico e pratico. Se si considera il caso della sensoristica, poi, tale problema diventa radicale. Nella progettazione di sensori di controllo, la diminuzione dei pesi, la limitazione degli ingombri e la continuità di esercizio sono fondamentali per una corretta acquisizione dei dati e una retroazione efficace. E in questo campo anche densità di energia dell'ordine di *micro* o di *nano* possono tornare utili, come visibile dalla Fig.1.4.

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 μW
A/D conversion	1 μW
RF transmission	sub μW

Fig. 1.4 - Potenza di alimentazione dei device di ultima generazione

Le tecnologie per uso industriale e scientifico trovano, poi, applicazione nell'uso quotidiano, nell'ambito lavorativo e in quello sportivo. Nell'ultimo decennio numerosi sono stati, infatti, i brevetti depositati riguardanti prototipi di strumenti e tecniche capaci di sfruttare l'energy harvesting (2009_Inman_Energy_harvesting_Technology). L'esempio più esplicativo (E. Minazara¹, D. Vasic^{1,2} and F. Costa^{1,3},) su cui ci si concentrerà nel corso della trattazione, è quello dell'alimentazione di sistemi quali lampade led, accelerometri o cardiofrequenzimetri da utilizzarsi su biciclette, da passeggio o da corsa. Questi strumenti sono, in genere, alimentati tramite mezzi meccanici, quali la dinamo (Fig.1.5), o tramite batterie. Entrambi i sistemi, però, presentano alcuni degli svantaggi suddetti.

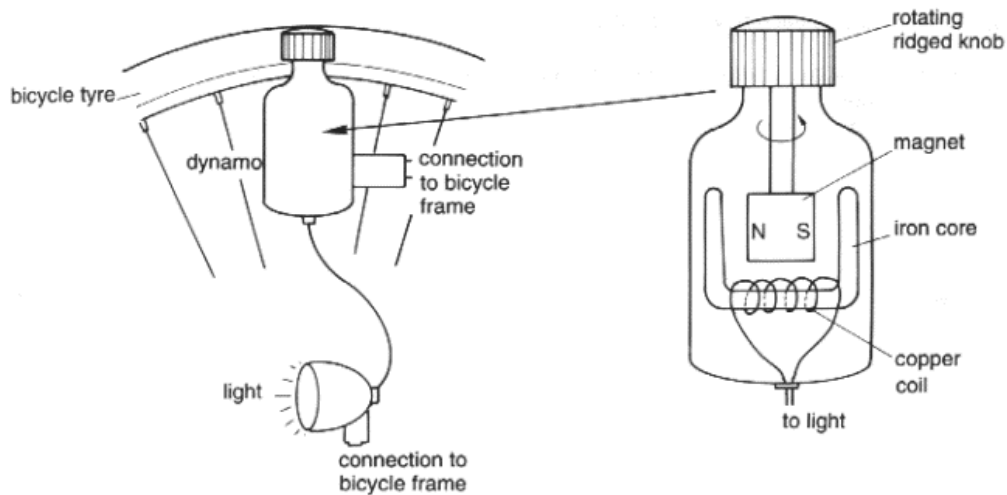


Fig. 1.5 - Schema di funzionamento di una classica dinamo

L'alimentazione tramite sforzo meccanico, come l'utilizzo della più comune dinamo, inficia le prestazioni del ciclista, costretto ad una fatica ulteriore, a parità di velocità: la frizione provocata dall'attrito tra cerchio della ruota e manopola girevole della dinamo comporta la necessità di uno sforzo maggiore per provvedere all'avanzamento del mezzo.

Allo stesso modo le batterie, come già anticipato, non garantendo un utilizzo costante dei dispositivi, sono da considerarsi limitanti. Inoltre, non hanno le caratteristiche eco-friendly richieste dal mercato.

Per alimentare la sensoristica ed estendere la vita utile delle batterie, si mira a sfruttare una fonte inesauribile di energia, come quella cinetica (vibratoria) che interessa la bicicletta durante il proprio moto di avanzamento.

Si prenderà in considerazione l'energy harvesting vibratorio, in particolare quello piezoelettrico.

1.2 Piezoelettricità e materiali piezoelettrici

La Piezoelettricità è il fenomeno per cui alcuni corpi cristallini, detti genericamente cristalli piezoelettrici, si polarizzano elettricamente in conseguenza di una deformazione meccanica di natura elastica (effetto piezoelettrico diretto) e, viceversa, si deformano elasticamente se sottoposti all'azione di un campo elettrico (effetto piezoelettrico inverso).

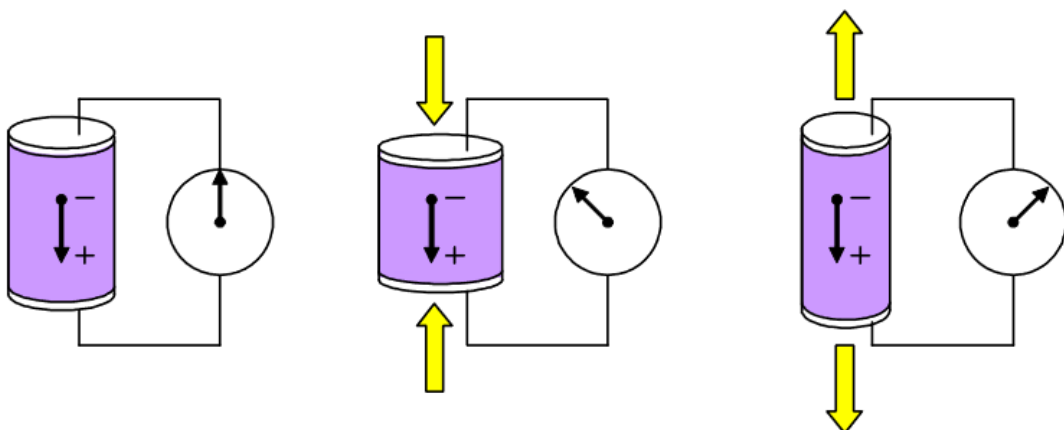


Fig. 1.6 - Schema base materiale piezoelettrico

Alcuni cristalli presentano queste proprietà già in natura, come il quarzo oppure la Tormalina, la cui analisi, già nell'800, aveva evidenziato i principi chimico-fisici che governano questo comportamento. Negli anni si sono sviluppate nuove soluzioni al problema della reperibilità di tali materiali, preferendovi cristalli artificiali, quali i Sali di Rochelle, o i materiali Piezoceramici, come il titanato di Bario o il PZT (titanato zirconato di piombo), opportunamente polarizzati, caratterizzati da costanti dielettriche pari a 100 volte quelle dei cristalli naturali.

1.2.1 Struttura dei cristalli

La struttura chimica è la caratteristica fondante delle proprietà piezoelettriche di un cristallo. Tali proprietà si riscontrano in quei cristalli che non sono caratterizzati dalla presenza di un centro di simmetria (21 classi cristallografiche), nei quali il momento di dipolo totale non è uguale a zero.

Infatti, se si agisce tramite un campo elettrico o per sollecitazione meccanica, l'atomo centrale, spostandosi dalla propria sede, dà origine ad uno squilibrio nelle cariche, generando un dipolo elettrico.

Nel caso di materiali piezoceramici, successivamente alla sinterizzazione dei cristalli, si incontra la necessità di effettuare una ri-orientazione dei domini del corpo ceramico: le aree formate da cellule elementari di direzione dipolare uniforme mostrano un orientamento del tutto arbitrario, statisticamente distribuito: a livello macroscopico ci troviamo in una situazione di isoentropia nel quale il corpo non possiede nessuna caratteristica di piezoelettricità.

In questa situazione, al fine di ottenere il comportamento voluto, si ha la necessità di effettuare un processo di polarizzazione (Fig. 1.7)

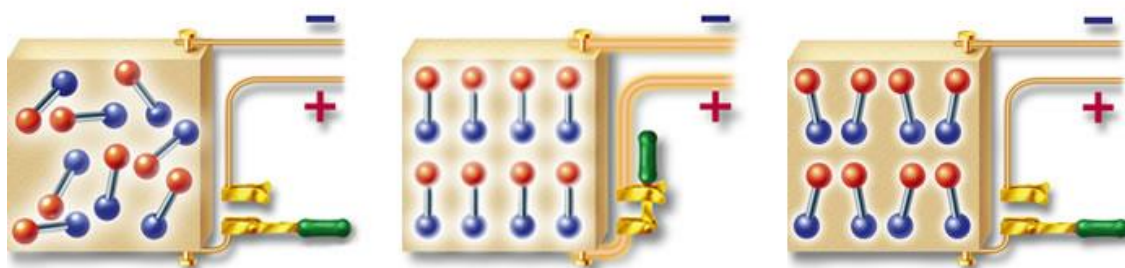


Fig. 1.7 - Schema processo di polarizzazione

Tale processo consiste nell'esposizione del materiale, una volta portato al di sopra di una specifica temperatura, prossima a quella di Curie, ad un intenso campo elettrico (1-4 kV/mm), al fine di allineare i domini di polarizzazione nella direzione del campo applicato. Con l'abbassamento della temperatura, si genera il "congelamento" di questa situazione, che permane anche a temperatura ambiente (Fig. 1.8).

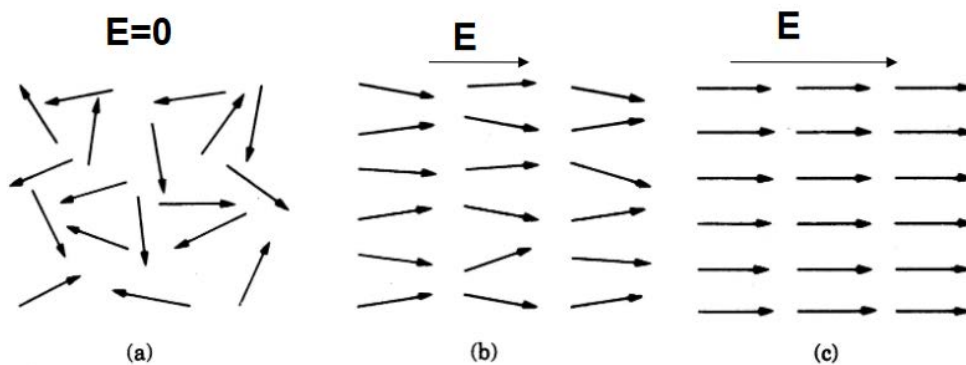


Fig. 1.8 - Congelamento piezoelettricità a temperatura ambiente

1.2.2 Formulazione Matematica della piezoelettricità

Il fenomeno piezoelettrico accoppia la risposta elastica del materiale all'applicazione di una corrente elettrica. La sua formulazione matematica è ottenuta considerando le equazioni governanti il problema elastico e quelle governanti il problema elettro-statico e, in seguito, modificando le relazioni costitutive caratterizzanti il comportamento del materiale.

Se si prende in analisi un solido caratterizzato da un volume V e da una superficie laterale S , sotto l'ipotesi di validità di piccoli spostamenti e piccole deformazioni, si può considerare l'equilibrio dinamico e la congruenza nel volume V e sulla superficie S come i fattori governanti la parte meccanica della risposta a forze volumetriche esterne F_i e a forze di superficie esterne f_i .

Se si esprime il concetto di equilibrio dinamico nella forma canonica della piezoelettricità:

$$\sigma_{ij,j} + F_i = \rho \ddot{s}_i \quad \text{in } V; \quad \text{condizione al contorno: } \sigma_{ij} n_j = f_i \quad \text{su } S_c \quad (1)$$

dove con $\sigma_{ij,j}$ si considera la componente del tensore generico degli sforzi, ρ è la densità del materiale in analisi, \ddot{s}_i è la componente del tensore di sforzo.

Le condizioni al contorno di staticità sulla superficie caricata S_c consentono di mettere in relazione la forza di superficie f_i con il vettore degli sforzi $\sigma_{ij} n_j$ che agisce sulla superficie esterna con versore n_j , normale alla superficie stessa.

Si esprima ora la legge che descrive la congruenza come:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\mathbf{u}_{i,j} + \mathbf{u}_{j,i}) \text{ in } V; \quad \text{condizione al contorno: } \mathbf{u}_i = \overline{\mathbf{u}}_i \text{ su } S_v \quad (2)$$

parte simmetrica del gradiente delle deformazioni.

Con $\overline{\mathbf{u}}_i$ si intendono le componenti del vettore degli spostamenti imposti sul contorno vincolato S_v .

Se si passa ad analizzare ciò che concerne le caratteristiche elettriche della risposta del nostro solido V , risulta evidente l'analogia con le equazioni meccaniche precedentemente presentate. Tali relazioni servono a descrivere in modo univoco l'equilibrio elettrostatico nel volume V e sulla superficie S_q e la compatibilità elettrostatica che si ha in V e su S_ϕ .

Per l'equilibrio elettrostatico vale:

$$\mathbf{D}_{i,i} - \rho_c = \mathbf{0} \text{ in } V; \quad \text{condizione al contorno: } \mathbf{D}_i \mathbf{n}_i = -q_c \text{ su } S_q \quad (3)$$

dove con $\mathbf{D}_{i,i}$ si vanno a definire le diverse componenti del vettore dello spostamento elettrico. ρ_c è utilizzato come simbolo per indicare la densità di carica elettrica riferita al volume. Questa equazione è l'equivalente elettrico dell'equilibrio dinamico meccanico.

L'equivalenza elettrica per la congruenza meccanica viene regolata dall'equazione:

$$E_i = -\Phi_{,i} \text{ in } V; \quad \text{condizioni al contorno: } \Phi_i = \overline{\Phi}_i \text{ su } S_\phi. \quad (4)$$

dove E_i sono le singole componenti del vettore del campo elettrico, espresse come gradiente scalare di potenziale elettrico. Le condizioni al contorno vengono imposte tramite uguaglianza con il gradiente di potenziale $\overline{\Phi}_i$ noto.

1.2.3 Piezoelettricità lineare: equazioni costitutive

Per completare la descrizione del comportamento piezoelettrico, è necessario definire le equazioni costitutive, tenendo conto dell'accoppiamento elettromeccanico generato dall'effetto piezoelettrico medesimo.

Ricordando le componenti principali della trattazione, riportati in rappresentazione vettoriale per darne una valutazione dimensionale nel caso tridimensionale:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} \text{ vettore delle tensioni;} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{12} \end{Bmatrix} \text{ vettore delle}$$

deformazioni;

$$\mathbf{D} = \begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{Bmatrix} \text{ vettore degli spostamenti elettrici;} \quad \mathbf{E} = \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \text{ vettore degli elementi di}$$

campo elettrico;

$$\mathbf{U} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} \text{ vettore degli elementi di spostamento;} \quad \Phi \text{ gradiente potenziale elettrico,}$$

si arriva a descrivere il comportamento elettromeccanico di un generico materiale piezoelettrico tramite equazioni costitutive lineari, definite per valori infinitesimi di $\boldsymbol{\varepsilon}$ e \mathbf{E} , derivando la funzione di energia potenziale $\varphi(\mathbf{E}, \boldsymbol{\varepsilon})$, quadratica in $\boldsymbol{\varepsilon}$ e \mathbf{E} .

L'equazione è:

$$\varphi(\mathbf{E}, \boldsymbol{\varepsilon}) = \frac{1}{2} \boldsymbol{\varepsilon}_{ij} \mathbb{C}_{ijkl} \boldsymbol{\varepsilon}_{kl} - \mathbf{E}_k \mathbb{h}_{kij} \boldsymbol{\varepsilon}_{ij} - \mathbf{E}_i \mathbb{e}^{\varepsilon}_{ij} \mathbf{E}_j \quad (5)$$

con:

\mathbb{C} : matrice 6x6, definita *Matrice Rigidezza Elastica*;

\mathbb{h} : matrice 3x6, definita *Matrice Piezoelettrica*;

\mathbb{e}^{ε} : matrice 3x3, definita *Matrice della permittività a ε costante*;

Il primo termine dell'equazione rappresenta l'energia di deformazione elastica, il secondo termine indica l'energia piezoelettrica, mentre il terzo elemento definisce l'energia elettrica immagazzinata all'interno del materiale dielettrico.

Derivando l'equazione (5) si arriva, infine, a definire le equazioni costitutive nella forma definita *e-form*:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbb{C}_{ijkl} \boldsymbol{\varepsilon}_{kl} - \mathbb{h}_{kij}^T \mathbf{E}_k; \quad (6 \text{ equazioni})$$

$$D = \mathbb{h}_{kij} \varepsilon_{ij} - \mathbb{e}_{ij}^{\varepsilon} E_j; \quad (3 \text{ equazioni})$$

Va, inoltre, evidenziata la caratteristica di isotropia 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.

Le Matrici precedentemente definite diventano:

$$\mathbb{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{11} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{13} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_{11}-c_{12}}{2} \end{bmatrix};$$

$$\mathbb{h} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & h_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & h_{15} & 0 & 0 \\ h_{31} & h_{31} & h_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbb{e}^{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \mathbb{e}_{11}^{\varepsilon} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbb{e}_{11}^{\varepsilon} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbb{e}_{33}^{\varepsilon} \end{bmatrix};$$

Capitolo 2

Gli Energy Harvester

Con il termine Energy Harvesting si intende quella serie di processi tramite i quali l'energia derivante da fonti alternative viene acquisita e sfruttata. In origine questa tecnologia è nata per fornire una soluzione alternativa ai canonici metodi di produzione di energia. Malgrado si riferisca spesso ad applicazioni per basse potenze, in un'accezione più estesa e generale si parla di energy harvesting ogni qual volta sia possibile estrarre energia da una sorgente sfruttabile. In particolare, la ricerca ha dedicato un interesse crescente riguardo all'energy harvesting basato sulle vibrazioni di sistemi meccanici. L'idea di sfruttare l'energia ambientale vibrazionale per attivare piccoli componenti elettronici è stata discussa da numerosi autori nell'arco degli ultimi 15 anni (Sodano et al., 2004; Beeby et al., 2006). L'obiettivo finale è quello di trovare metodologie per fornire potenza a piccoli device elettronici utilizzando l'energia ambientale, così da eliminare o almeno limitare la necessità di fonti di alimentazione esterna o continue sostituzioni di batterie.

William e Yates (1996) hanno sottolineato la presenza di tre principali metodi di conversione di energia vibrazionale in energia elettrica: elettromagnetica, elettrostatica e piezoelettrica. I dispositivi adatti a effettuare questi tipi di conversione sono stati studiati con attenzione nel corso degli ultimi anni, rivolgendo un sempre maggior interesse al campo dei trasduttori piezoelettrici.

2.1 Harvester piezoelettrici

Tradizionalmente un harvester piezoelettrico è rappresentabile tramite una trave incastrata con uno o due strati di materiale piezoceramico disposti sulle due facce, definiti PZT layers, che portano a distinguere le tipologie di trave in unimorfa o bimorfa (Fig. 2.1), meglio analizzate nel prosieguo.

Ingegneristicamente è noto che la parte fondamentale nella progettazione di strumenti accurati consiste nella corretta modellizzazione fisico-matematica dello strumento, in modo tale da fornire una quanto più rispondente

rappresentazione della realtà e permettere una buona previsione dell'andamento reale del componente in esercizio. Infatti, un modello matematico corretto, ripetibile e riproducibile permette di prevedere l'output di energia elettrica fornito da un determinato harvester posto in esercizio sottospecifiche condizioni e, pertanto, di ottimizzarne il funzionamento.

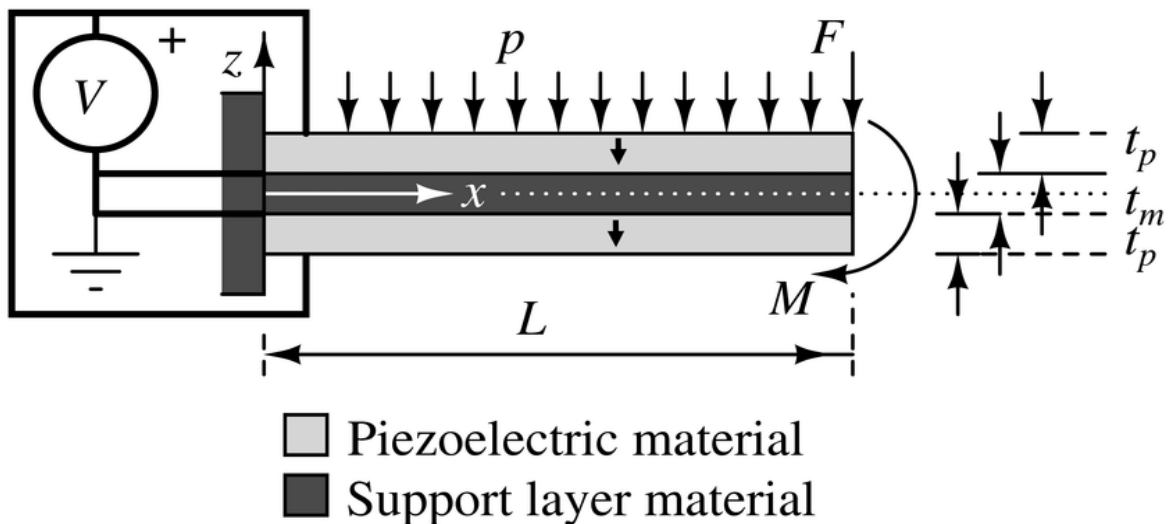


Fig. 2.1 - Esempio di Harvester bimorfo con layer piezoceramico [3]

Il problema si presenta come elettromeccanico. Sarà necessario analizzare il funzionamento accoppiato tra andamento vibratorio del cantilever beam e andamento tensoriale elettrico, dovendo prevedere anche il voltaggio, ai capi dei morsetti generato dal materiale piezoceramico che compone l'harvester, quando questo sarà in esercizio (eccitato alla base).

Come enunciato da Shashank Priya e Daniel J. Inman (2008), l'analisi del sistema di harvesting parte dalla corretta discretizzazione e modellizzazione del sistema fisico in esame tenendo conto, peraltro, che le caratteristiche fisiche del sistema sono uniche per ogni situazione. Si analizzeranno, quindi, le varie tipologie di modelli di trave eccitata alla base (modello a parametri concentrati, etc.), valutando le scelte degli autori e apportando, ove necessario, le eventuali correzioni.

2.1.1 Modello a parametri concentrati (SDOF)

Il primo e più semplice modello studiato è stato quello a parametri concentrati con SDOF, single-degree-of-freedom (Roundy et al., 2003, du Toit et al., 2005). Tale

approccio al problema della modellazione di harvester piezoelettrico trova spiegazione nel fatto che il comportamento elettrico è già di per sé descrivibile con parametri concentrati: mediante un condensatore, che descrive la capacità interna del materiale piezoceramico, e un resistore, che esprime la resistenza di carico esterna.

Il processo sviluppato dagli autori è stato quello di fornire un modello a parametri concentrati (lumped) in grado di descrivere il comportamento meccanico, così da poter accoppiare l'equazione di equilibrio meccanico alle equazioni di funzionamento elettrico, in modo da definire le relazioni costitutive del materiale piezoelettrico. Anche se la schematizzazione delle indicazioni di base sul problema fornita dal modello a parametri concentrati è valida, essa è però limitata ad un singolo modo di vibrare e trascura gran parte degli aspetti che un problema di accoppiamento elettromeccanico può comportare.

Erturk e Inman (2008) hanno provveduto a sottolineare come vi sia grande imprecisione nel modello in questione, per quanto riguarda sia vibrazioni longitudinali sia vibrazioni trasversali, dovute ai rapporti in gioco tra la massa sull'estremità della barra e la massa della barra stessa. Perciò sono stati sviluppati fattori di correzione da applicare alla modellizzazione precedente. Cominciamo a presentare il modello e a vederne i limiti.

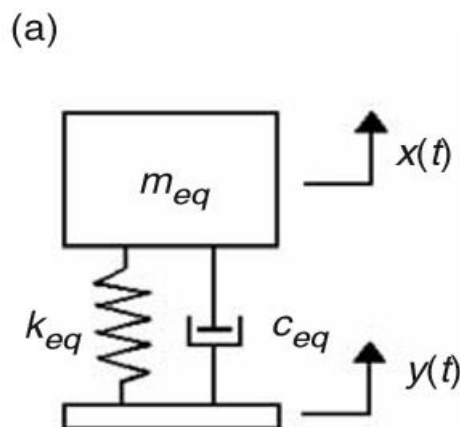


Fig. 2.2a - Rappresentazione comune modello dinamico eccitazione alla base [3]

Con questa rappresentazione fisica si intende descrivere l'andamento dinamico di un punto di interesse, solitamente l'estremo libero della trave, per mezzo di parametri

concentrati

L'equazione che governa il comportamento del modello in analisi può essere scritta come:

$$m_{eq}\ddot{z} + c_{eq}\dot{z} + k_{eq}z = -m_{eq}\ddot{y} \quad (6)$$

dove con il parametro “ m ” si esprime la massa equivalente della trave, con quello “ c ” il suo smorzamento equivalente e con quello “ k ” la rigidità equivalente. È utile sottolineare, al fine della trattazione, che tali parametri sono stati ottenuti sulla base di determinate assunzioni: la rigidità equivalente è la risultante di una deflessione statica per carico trasversale di punta all'estremo libero, mentre la massa equivalente è atta, invece, ad esprimere l'energia cinetica totale in termini di velocità all'estremo caricato puntualmente, con condizione di incastro alla base della trave. Queste ipotesi sono molto gravose, in quanto si trascura del tutto l'inerzia del moto rigido della trave.

Possiamo quindi descrivere i parametri dinamici del sistema in dipendenza dal tempo:

$y(t) = Y_0 e^{i\omega t}$ descrive l'andamento armonico dell'eccitazione alla base, mentre $x(t)$ è lo spostamento assoluto della massa. Lo spostamento relativo tra base e massa è quindi governato dall'equazione $z(t) = x(t) - y(t)$, che può essere sviluppata come:

$$z(t) = \frac{\omega^2 m_{eq}}{k_{eq} - \omega^2 m_{eq} + i\omega c_{eq}} Y_0 e^{i\omega t} \quad (7)$$

Nella trattazione di duToit et al. (2005) i valori caratteristici assunti dalle variabili sono $k_{eq} = EJ/L^3$ e $m_{eq} = 33/140mL + M_t$, con M_t che descrive la massa di punta, qualora presente. Infine, con $c_{eq} = 2\zeta\omega_n m_{eq}$ si indica lo smorzamento equivalente che agisce sul sistema.

Pare utile ricordare che la frequenza naturale di un sistema meccanico è definita dal rapporto tra la rigidità del sistema e la sua massa inerziale, cioè:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (8)$$

Il fattore di smorzamento, invece, può essere definito dal rapporto tra lo smorzamento in analisi e lo smorzamento critico, secondo l'equazione:

$$\zeta = \frac{c_{eq}}{c_{cr}} = \frac{c_{eq}}{2\sqrt{k_{eq}m_{eq}}} \quad (9)$$

Il calcolo del fattore di rigidezza K e la definizione di C forniscono indicazioni sufficienti per definire le condizioni operative. Da letteratura, inoltre, è facile reperire le equazioni che descrivono il comportamento di K in funzione delle sollecitazioni.

Una prima correzione al modello è attuabile considerando la differenziazione tra lo smorzamento del sistema meccanico stesso e quello del mezzo fluido in cui si muove il sistema (l'aria, nel nostro caso). Mentre lo smorzamento interno al sistema agisce sulla velocità relativa, quello del mezzo fluido agisce su quella assoluta. È pertanto più corretto riferirsi al modello di figura 2.2b di seguito riportato:

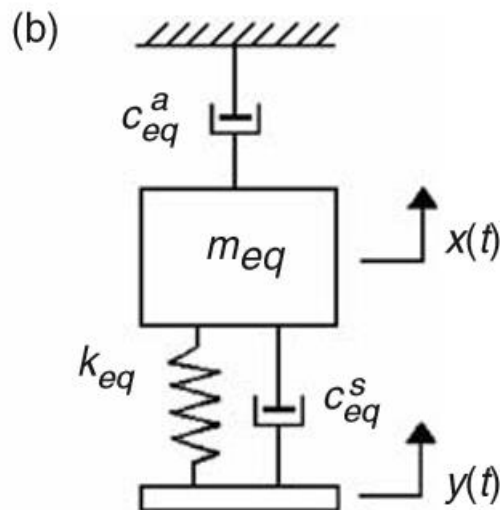


Fig. 2.2b - Rappresentazione modello dinamico con correzione smorzamento del fluido [3]

Questo modello SDOF considererà i singoli contributi di smorzamento strutturale e di smorzamento dell'aria. Il contributo dell'aria allo smorzamento c_{eq}^a sarà considerato totalmente legato alla velocità assoluta e proporzionale alla massa equivalente m_{eq} tramite la costante di proporzionalità a_0 , che li lega secondo la formula $c_{eq}^a = a_0 m_{eq}$.

Lo smorzamento strutturale c_{eq}^s , al contrario, sarà legato alla velocità relativa e proporzionale alla rigidezza equivalente k_{eq} tramite la costante di proporzionalità a_1 , che li lega secondo la formula $c_{eq}^s = a_1 m_{eq}$.

Ciò ci porta a definire la nuova $z(t)$:

$$z(t) = \frac{\omega^2 m_{eq} - i\omega c_{eq}^a}{k_{eq} - \omega^2 m_{eq} + i\omega c_{eq}} Y_0 e^{i\omega t} \quad (10)$$

dove $c_{eq}^a = 2\zeta^a \omega_n m_{eq}$ e $c_{eq} = c_{eq}^a + c_{eq}^s$, con ζ^a definito come il coefficiente di smorzamento viscoso dell'aria.

Da questa breve analisi è possibile, quindi, notare come il modello originale utilizzato da duToit presuma, implicitamente, che l'eccitazione di smorzamento del mezzo sia sufficientemente bassa se paragonata all'eccitazione inerziale. Questa assunzione, impegnativa a livello teorico, può essere considerata accettabile se il mezzo fluido in cui avviene l'analisi è l'aria. Infatti, a livello di peso, il contributo medio dell'aria per quanto riguarda lo smorzamento totale è circa del 5%. Tale assunzione sarà, quindi, mantenuta durante tutto il lavoro di tesi.

Già Williams e Yates, nel 1996, avevano fatto uso di una modellizzazione a parametri concentrati nella realizzazione del proprio modello di harvester piezoelettrico a bobina magnetica, utilizzando lo smorzamento magnetico all'interno del coefficiente di smorzamento generale c_{eq} . Senza dilungarsi nella trattazione, il largo utilizzo, in letteratura, di questo modello semplificativo già da più di 20 anni comporta la necessità di validarlo confrontandolo col più complesso e articolato modello a parametri distribuiti.

Pertanto, si passerà ad analizzare il modello disaccoppiato a parametri distribuiti per travi soggette a vibrazioni trasversali e longitudinali, al fine di apportare le opportune correzioni al modello di SDOF.

2.1.2 Vibrazioni trasversali per problema disaccoppiato

Si consideri valido il Modello Eulero-Bernoulli per trave uniforme, caratterizzato dalla assunzione che le sezioni piane perpendicolari all'asse della trave rimangano piane e perpendicolari all'asse durante la deformazione. Inoltre, assumendo che il piano x-y in analisi sia di simmetria totale, sia rispetto alla geometria sia rispetto ai carichi, è possibile limitare lo studio del problema al solo piano di simmetria.

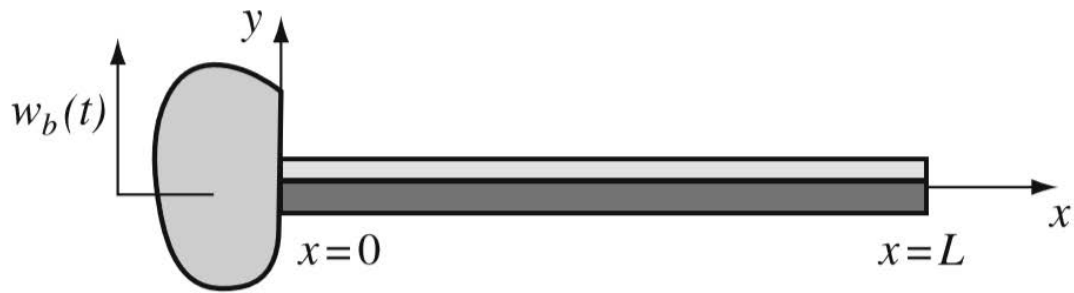


Fig. 2.3 - Trave a sbalzo eccitata alla base in senso trasversale [3]

Analizzando la trave a sbalzo in figura, l'andamento delle vibrazioni libere trasversali è governata dall'equazione:

$$EI \frac{\delta^4 w(x,t)}{\delta x^4} + c_s I \frac{\delta^5 w(x,t)}{\delta x^4 \delta t} + c_a \frac{\delta w(x,t)}{\delta t} + m \frac{\delta^2 w(x,t)}{\delta t^2} = 0 \quad (11)$$

dove EI rappresenta la rigidezza flessionale, $c_s I$ rappresenta lo smorzamento di Kelvin-Voight (smorzamento viscoso interno), c_a è il termine che indica lo smorzamento del mezzo esterno (solitamente aria o in generale del fluido in cui è immersa la trave), m è la massa per unità di lunghezza.

L'andamento dinamico della trave è governato dal termine $w(x,t)$ che fornisce la posizione del punto generico x , compreso tra 0 e L , al generico istante t .

Come per il modello a parametri concentrati, è utile scrivere l'equazione delle vibrazioni esplicitando la velocità relativa del sistema per sollecitazioni alla base. Per fare ciò si può ricorrere alla nota trattazione di Timoshenko et al. (1974) che permette di descrivere lo spostamento assoluto come somma di due componenti:

$$w(x,t) = w_b(t) + w_{rel}(x,t) \quad (12)$$

dove il primo componente $w_b(t)$ indica lo spostamento della base dell'asta, mentre il secondo componente, $w_{rel}(x,t)$, indica la risposta relativa dello spostamento trasversale.

Ciò ci permette, sostituendo la (11) nella (12), di pervenire ad una generica formulazione che tiene conto del moto relativo tra trave e base:

$$EI \frac{\delta^4 w_{rel}(x, t)}{\delta x^4} + c_s I \frac{\delta^5 w_{rel}(x, t)}{\delta x^4 \delta t} + c_a \frac{\delta w_{rel}(x, t)}{\delta t} + m \frac{\delta^2 w_{rel}(x, t)}{\delta t^2} = - \frac{\delta w_b(t)}{\delta t} - m \frac{\delta^2 w_b(t)}{\delta t^2} \quad (13)$$

L'equazione omogenea di partenza per il moto assoluto si è trasformata in una equazione forzata per il moto relativo.

Anche in questo caso, come già in precedenza, valgono le assunzioni fatte sulle componenti di smorzamento del contributo dell'aria, che può considerarsi trascurabile.

Utilizzando il classico metodo dell'espansione modale, si arriva a definire la $w_{rel}(x, t)$ come una serie finita e convergente di autofunzioni del tipo:

$$w_{rel}(x, t) = \sum_{r=1}^{+\infty} \varphi_r(x) \eta_r(t) \quad (14)$$

dove $\varphi_r(x)$ e $\eta_r(t)$ sono rispettivamente l'autofunzione normalizzata della massa e la risposta modale della trave libera per l'r-esimo modo di vibrare.

In assenza di una massa concentrata sulla trave, le autofunzioni normalizzate per la massa sono:

$$\varphi_r(x) = \sqrt{\frac{1}{mL}} \left[\cosh \frac{\lambda_r}{L} x - \cos \frac{\lambda_r}{L} x - \sigma_r \left(\sinh \frac{\lambda_r}{L} x - \sin \frac{\lambda_r}{L} x \right) \right] \quad (15)$$

dove con λ_r si indicano le generiche frequenze adimensionali ottenute dalla canonica equazione:

$$1 + \cos \lambda \cosh \lambda = 0 \quad (16)$$

e σ_r è espressa come:

$$\sigma_r = \frac{\sinh \lambda_r - \sin \lambda_r}{\cosh \lambda_r + \cos \lambda_r} \quad (17)$$

Avanzando nella trattazione, qualora si consideri armonico lo spostamento della base nella forma:

$$w_b(t) = Y_0 e^{i\omega t} \quad (18)$$

la risposta modale in stato stazionario può essere scritta come:

$$\eta_r(t) = \frac{m\omega^2 - i\omega c_a}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega} Y_0 e^{i\omega t} \int_0^L \varphi_r(x) dx \quad (19)$$

Sostituendo, quindi, i valori di $\varphi_r(x)$ e $d\eta_r(t)$ nella equazione (14) è possibile descrivere il comportamento della $w_{rel}(x, t)$ del generico punto del sistema. Nel caso in esame, siamo interessati alla velocità relativa dell'estremo dell'asta, per $x = L$, che diventa:

$$w_{rel}(L, t) = Y_0 e^{i\omega t} \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{2\sigma_r [\cosh\lambda_r - \cos\lambda_r - \sigma_r (\sinh\lambda_r - \sin\lambda_r)] (\omega^2 - 2i\zeta_r^a \omega_r \omega)}{\lambda_r (\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega)} \quad (20)$$

Per completezza, è necessario indicare che, con ω_r , si intende l' r -esima frequenza del sistema non smorzata:

$$\omega_r = \lambda_r^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^4}} \quad (21)$$

e con ζ_r si indica il fattore di smorzamento meccanico modale, rappresentato dalla equazione:

$$\zeta_r = \frac{c_s I \omega_r}{2EI} + \frac{c_a}{2m\omega_r} \quad (22)$$

La trattazione seguente è stata svolta sotto le ipotesi di assenza di massa concentrata all'estremo libero della trave. Una tip mass, infatti, provoca modifiche nel comportamento dinamico del sistema elettromeccanico.

2.1.3 Vibrazioni longitudinali per problema disaccoppiato

Per analogia di trattazione, è immediato definire il comportamento di eccitazione in senso longitudinale e così definire il modello a parametri distribuiti in questo secondo caso.



Fig. 2.4 - Trave a sbalzo eccitata alla base in senso longitudinale [3]

Analizzando la trave a sbalzo in figura, l'andamento delle vibrazioni libere longitudinali è governata dalla canonica equazione:

$$EA \frac{\delta^2 u(x,t)}{\delta x^2} + c_s A \frac{\delta^3 u(x,t)}{\delta x^2 \delta t} - c_a \frac{\delta u(x,t)}{\delta t} - m \frac{\delta^2 u(x,t)}{\delta t^2} = 0 \quad (23)$$

dove EA rappresenta la rigidezza assiale, $c_s A$ rappresenta lo smorzamento di Kelvin-Voight (smorzamento viscoso interno), c_a è il termine che indica lo smorzamento del mezzo esterno (solitamente aria o in generale del fluido in cui è immersa la trave), m è la massa per unità di lunghezza.

Come per le vibrazioni trasversali, l'andamento dinamico della trave è governato da un termine, in questo caso $u(x,t)$, che fornisce la posizione del punto generico x , compreso tra 0 e L , al generico istante t .

È possibile, ancora una volta, descrivere lo spostamento assoluto come somma di due componenti:

$$u(x,t) = u_b(t) + u_{rel}(x,t) \quad (24)$$

Avanzando nella trattazione in modo del tutto analogo e valendo le medesime considerazioni fatte in precedenza, qualora si consideri armonico lo spostamento della base nella forma:

$$u_b(t) = X_0 e^{i\omega t} \quad (25)$$

la risposta modale in stato stazionario dell'equazione (14) può essere scritta, per il punto per $x = L$ all'estremo della trave, come:

$$u_{rel}(L, t) = X_0 e^{i\omega t} \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{2 \sin \alpha_r (1 - \cos \alpha_r) (\omega^2 - 2i \zeta_r^a \omega_r \omega)}{\alpha_r (\omega_r^2 - \omega^2 + 2i \zeta_r \omega_r \omega)} \quad (26)$$

Per completezza, è necessario indicare che, con ω_r , si intende l'r-esima frequenza del sistema non smorzata:

$$\omega_r = \alpha_r \sqrt{\frac{EA}{mL^2}} \quad (27)$$

2.1.4 Correzione quantitativa dei modelli per vibrazioni trasversali e longitudinali

La trattazione precedente è stata fondamentale per definire i parametri base che entrano in gioco nella corretta modellizzazione del comportamento vibratorio completo di travi soggette a eccitazione della base. Operativamente ciò è servito a fornirci gli strumenti per effettuare correzioni quantitative da apportare al modello SDOF che, come già evidenziato, risulta troppo impreciso nel prevedere la totalità dello spettro di risposta del sistema. Partendo dall'analisi delle vibrazioni trasversali, la soluzione dell'equazione (19), per eccitazioni vicine a quella naturale (per esempio $\omega = \omega_1$), si riduce a:

$$w_{rel}(L, t) = Y_0 e^{i\omega t} \frac{\mu_1 \omega^2}{\omega_1^2 - \omega^2 + 2i \zeta_r \omega_r \omega} \quad (28)$$

formula del tutto simile a quella presentata per il modello a parametri concentrati (cfr. formula 2).

Ciò ci permette così di esprimere un fattore di correzione dell'ampiezza, μ_1 , per il modello a parametri concentrati nel caso di vibrazioni trasversali:

$$\mu_1 = \frac{2\sigma_1 [\cosh \lambda_1 - \cos \lambda_1 - \sigma_1 (\sinh \lambda_r - \sin \lambda_r)]}{\lambda_1} \quad (29)$$

dove con il pedice 1 si intende il primo modo di vibrare del sistema in analisi. La trattazione di Erturk and Inman (2005) ci porta a definire un valore sperimentale, in questo caso, pari a $\mu_1 = 1.566$.

Per poter fornire al lettore una comparazione grafica che faccia comprendere meglio l'errore di ampiezza tra i due modelli, è necessario esprimere le grandezze in gioco tramite la FRF (Funzione Risposta in Frequenza) per la trasmissibilità del moto relativo, indicata con:

$$T^{SDOF} = \frac{|z(t)|}{|y(t)|} \quad (30)$$

valida per il modello SDOF, e:

$$T^{EBM} = \frac{|w_{rel}(x,t)|}{|w_b(t)|} \quad (31)$$

per il modello Euler-Bernoulli, con $x=L$ nel caso in analisi.

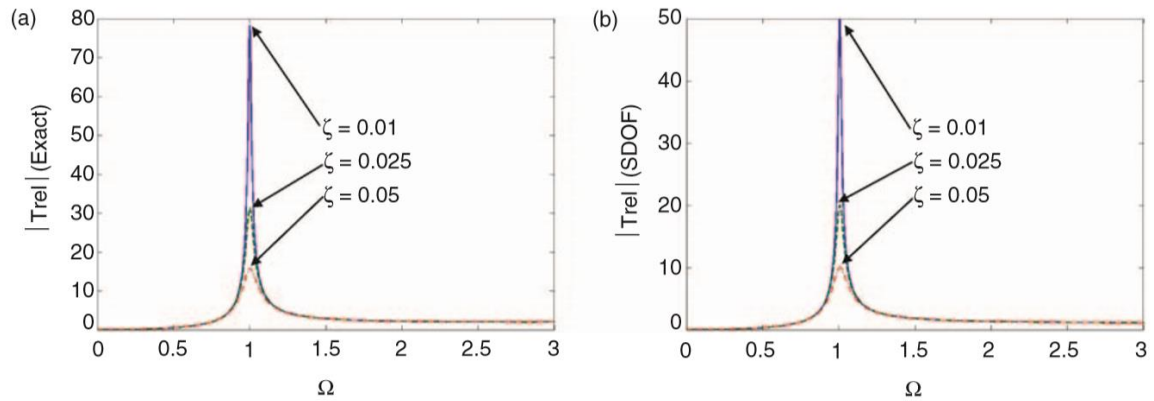


Fig. 2.5 - Effetto del coefficiente di smorzamento esatto (a) e nell'approssimazione SDOF (b) [5]

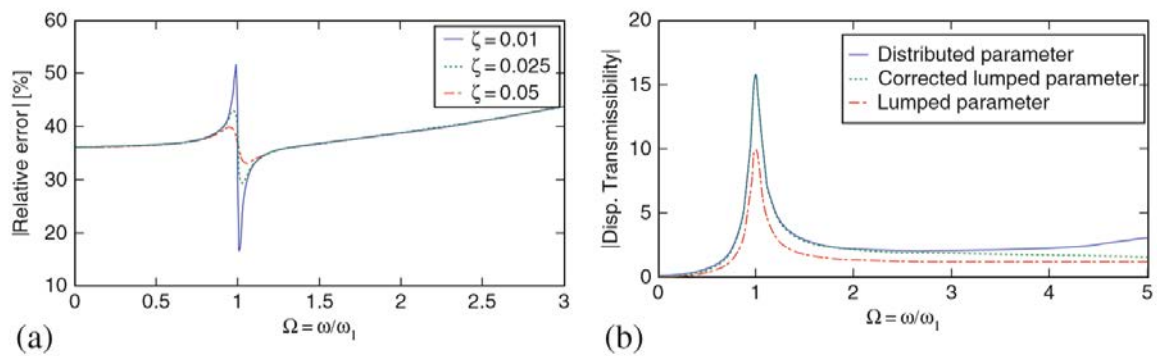


Fig. 2.6 – (a) Errore relativo nella FRF di spostamento nel modello a parametri concentrati (b) FRF di spostamento nei vari casi [5]

Dai grafici possiamo notare l'errore causato da una rappresentazione a parametri concentrati dell'estremo libero dell'asta, plottato rispetto al rapporto adimensionale tra le frequenze:

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_1} \quad (32)$$

Inoltre, è evidente come l'avvicinarsi alla risonanza ($\Omega = 1$) nel caso della prima frequenza naturale porti a discostamenti superiori al 35% tra i due modelli, qualsiasi sia il fattore di smorzamento in gioco. Tale errore diventa sempre maggiore a più alte frequenze, fino ad arrivare a errori drastici con l'avvicinarsi alla regione del secondo modo di vibrare, che il modello SDOF non riesce neppure a catturare. Si rappresenta, inoltre, l'equazione corretta tramite il parametro μ_1 .

La forma corretta dell'equazione (1) può, quindi, essere scritta come:

$$m_{eq}\ddot{z} + c_{eq}\dot{z} + k_{eq}z = -\mu_1 m_{eq}\ddot{y} \quad (33)$$

e, di conseguenza, l'equazione (2) diventa:

$$z(t) = \frac{\omega^2 m_{eq}}{k_{eq} - \omega^2 m_{eq} + i\omega c_{eq}} Y_0 e^{i\omega t} \quad (34)$$

Tale correzione sulle ampiezze serve a porre rimedio all'errore che, altrimenti, si riscontrerebbe e che porterebbe a sottostimare le ampiezze di vibrazione trasversale dell'estremo libero del cantilever di circa il 35%.

Allo stesso modo, possiamo ragionare per quanto riguarda il modello delle vibrazioni longitudinali: partendo dall'analisi precedente, la soluzione dell'equazione (26), per eccitazioni vicine a quella naturale (per esempio $\omega = \omega_1$) si riduce a:

$$u_{rel}(L, t) = X_0 e^{i\omega t} \frac{k_1 \omega^2}{\omega_1^2 - \omega^2 + 2i\zeta_1 \omega_1 \omega} \quad (35)$$

con il parametro correttivo, in questo caso k_1 , che è uguale a:

$$k_1 = \frac{2\sin\alpha_1(1-\cos\alpha_1)}{\alpha_1} = \frac{4}{\pi} = 1.273 \quad (36)$$

dove con il pedice 1 intendiamo il primo modo di vibrare.

Tale correzione sulle ampiezze serve a porre rimedio all'errore che, altrimenti, si riscontrerebbe e che porterebbe a sottostimare le ampiezze di vibrazione longitudinale dell'estremo libero del cantilever di circa il 21,4%.

2.1.5 Problema massa concentrata all'estremo libero

Come già evidenziato, fino a questo punto è stato discusso il caso di assenza di *tip mass*. Tale massa (o massa di prova) è, però, spesso usata nella calibrazione degli harvester, posizionandola all'estremità libera del cantilever al fine di "accordare" il sistema rispetto alla sua frequenza naturale.

La presenza della massa puntuale all'estremità libera modifica la funzione forzata per l'eccitazione alla base, così come le autofunzioni e gli autovalori associati al moto.

Di conseguenza, l'analisi può protrarsi con la definizione dei fattori di correzione μ_1 e k_1 nel caso vi sia una correlazione tra la massa puntuale M_t all'estremità libera e la massa per unità di lunghezza del cantilever mL . L'andamento numerico dei fattori di correzione è rappresentato nelle figg. 2.7 e 2.8.

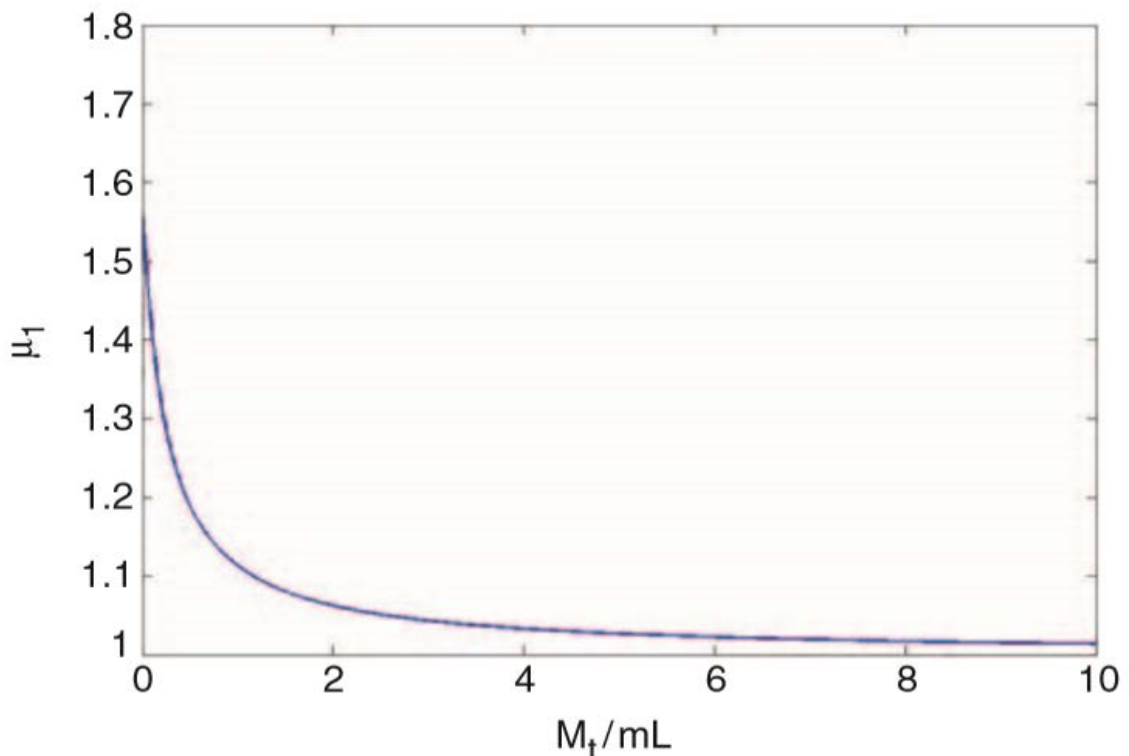


Fig. 2.7 - Andamento fattore di correzione trasversale rispetto a tipmass/body mass ratio

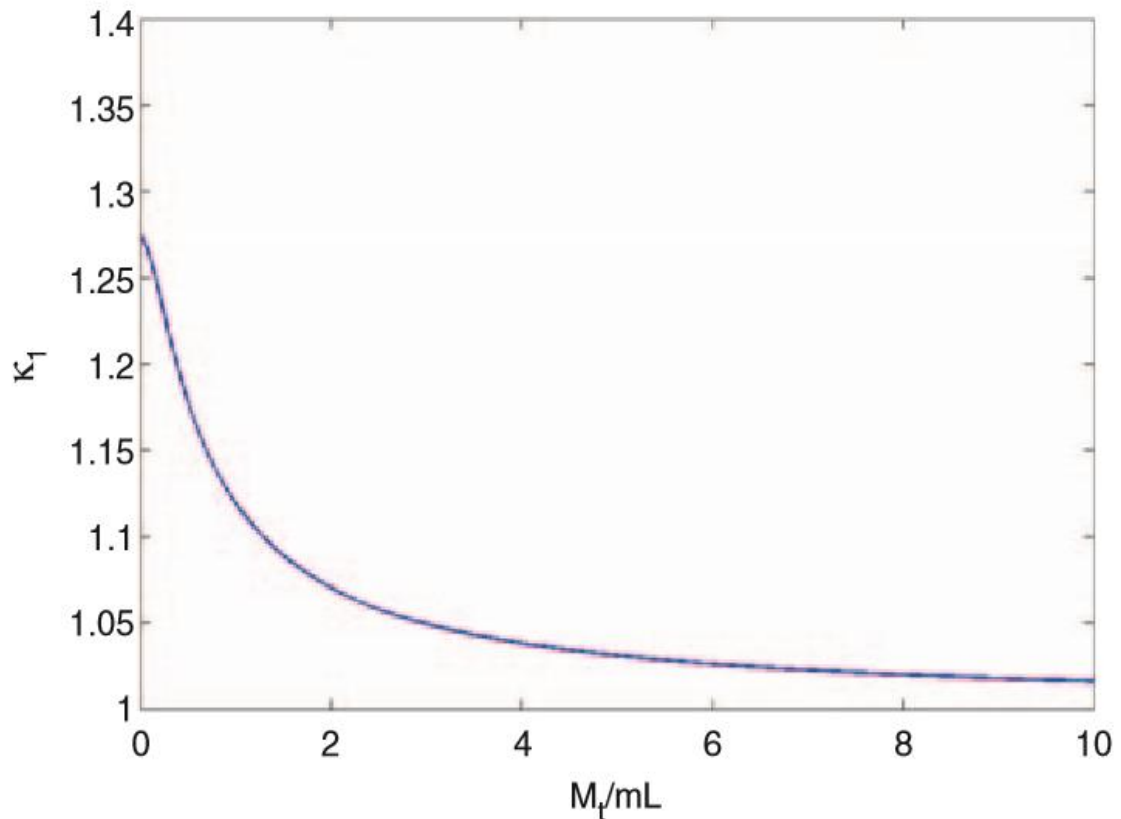


Fig. 2.8 - Andamento fattore di correzione longitudinale rispetto a tipmass/body mass ratio

I valori sono plottati secondo l'andamento numerico per prove effettuate da Erturk e Inman, dei quali sono riportati di seguito i valori.

$$\mu_1 = \frac{(M_t/mL)^2 + 0,603(M_t/mL) + 0,08955}{(M_t/mL)^2 + 0,4637(M_t/mL) + 0,05718} \quad (37)$$

e

$$k_1 = \frac{(M_t/mL)^2 + 0,7664(M_t/mL) + 0,2049}{(M_t/mL)^2 + 0,6005(M_t/mL) + 0,161} \quad (38)$$

In conclusione, è utile evidenziare la tendenza del fattore di correzione all'unità qualora la massa puntuale sia molto maggiore di quella della trave a sbalzo. Quindi, non c'è nessuna necessità di usare i suddetti fattori di correzione sul modello SDOF per valori di M_t molto elevati.

2.1.6 Accoppiamento elettromeccanico per SDOF del modello di duToit

I dati raccolti e analizzati consentono di esaminare l'effetto dei fattori di correzione emersi sul comportamento del modello a parametri concentrati di duToit (2005) per accoppiamento elettromeccanico.

Per descrivere il comportamento accoppiato del sistema, si deve fare riferimento ai principi di d'Alambert per il campo meccanico, alla teoria dei circuiti di Kirchoff per il campo elettrico e tenere in considerazione le relazioni costitutive che governano l'accoppiamento elettromeccanico in generale:

$$S = s^E T + dE \quad (39)$$

e

$$D = dT + \varepsilon^T E \quad (40)$$

dove S indica la deformazione, T lo sforzo, D è l'induzione elettrica, E è il campo elettrico, d è la costante piezoelettrica, s^E è la cedevolezza meccanica a campo elettrico costante, ε^T è la permittività elettrica.

Il modello generico 1-D di un harvester piezoelettrico vibrazionale può, quindi, essere rappresentato, facendo ancora riferimento alla trattazione di duToit e al. (2005), come in fig. 2.9, nella quale vengono riportate anche alcune misurazioni sperimentali atte a far comprendere l'ordine di grandezza degli elementi in gioco.

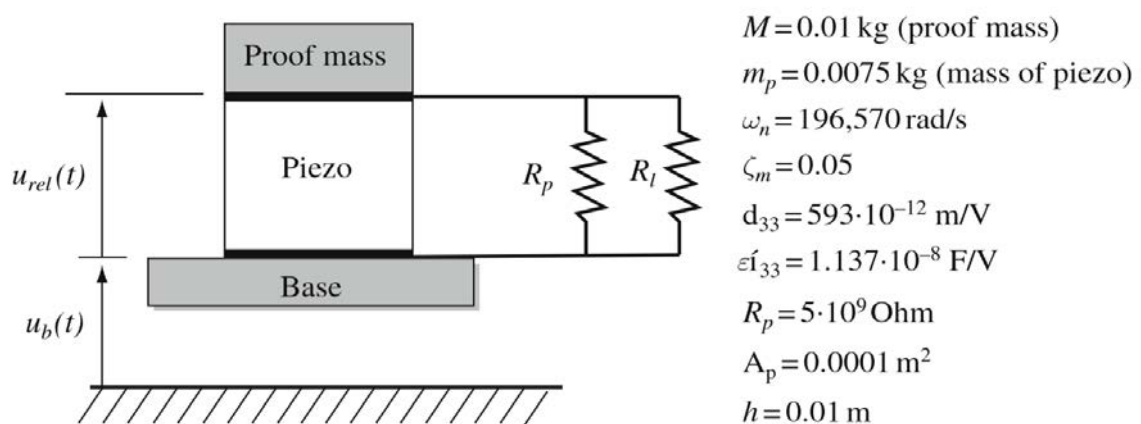


Fig. 2.9 - Modello 1-D harvester secondo formulazione di duToit [5]

La formulazione matematica alla base del comportamento del sistema in figura, rappresentativa dell'accoppiamento elettromeccanico, è:

$$\ddot{u}_{rel}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{u}_{rel}(t) + \omega_n^2 u_{rel}(t) - \omega_n^2 d_{33}v(t) = -\ddot{u}_b(t) \quad (41)$$

$$R_{eq}C_p\dot{v}(t) + v(t) + m_{eq}R_{eq}d_{33}\omega_n^2\dot{u}_{rel}(t) = 0 \quad (42)$$

dove m_{eq} è la massa equivalente della trave, ζ il fattore di smorzamento meccanico, ω_n la frequenza naturale del sistema, d_{33} la costante dielettrica del materiale, R_{eq} la resistenza elettrica equivalente, C_p la capacità interna del mezzo piezoceramico, $u_b(t)$ è l'andamento armonico della base, $u_{rel}(t)$ l'andamento della proof mass rispetto alla base e $v(t)$ la tensione in uscita.

Sicuramente, questo modello offre vantaggi rispetto a quelli utilizzati negli anni precedenti: l'accoppiamento piezoelettrico non viene più considerato, infatti, come smorzamento viscoso.

È necessario sottolineare, però, che le correzioni discusse in precedenza per il modello meccanico esemplificativo SDOF devono essere apportate anche al modello elettromeccanico di duToit: questo poiché il comportamento dinamico del sistema eccitato alla base si riferisce a quello dell'equazione (1).

Considerando i dati in figura, l'equazione può essere aggiustata per mezzo dei fattori di correzione, giungendo alla forma finale:

$$\ddot{u}_{rel}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{u}_{rel}(t) + \omega_n^2 u_{rel}(t) - \omega_n^2 d_{33}v(t) = -k_1\ddot{u}_b(t) \quad (43)$$

2.1.7 Modello accoppiato a parametri distribuiti

La ricerca ha portato ad evoluzioni nel campo degli energy harvester. Dopo aver analizzato e apportato correzioni al modello a parametri concentrati, si passa ora ad uno studio più analitico della rappresentazione fornita da Erturk e Inman (An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from base excitations, 2009).

Il modello in questione assume l'harvester piezoelettrico come una trave incastrata alla

base, intesa come sistema a parametri distribuiti, unimorfa, per la quale valgono le assunzioni della teoria della trave di Eulero-Bernoulli.

Si è giunti a definire il comportamento della tensione elettrica attraverso il carico resistivo per il problema accoppiato e la risposta vibrazionale accoppiata del sistema sotto le condizioni di eccitazione armonica alla base nella forma di traslazione con piccola rotazione.

Ciò ha comportato la disamina di un modello più complesso della trave, in questo caso bimorfo, con due layers piezoceramici applicati sulle facce opposte della trave, collegati tra di loro in serie e in parallelo. A seguito della successiva formulazione di soluzioni del tipo Multi-mode, si è giunti a ridurre il problema della risposta a relazioni single-mode. È stata, infatti, verificata l'efficacia di questa semplificazione per travi bimorfe nel caso di una analisi modale nell'intorno dello spettro di risonanza della trave a sbalzo bimorfa.

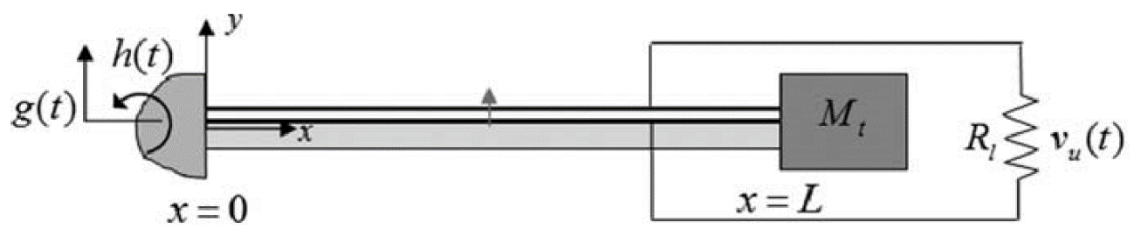


Fig. 2.10 - Modello di Energy Harvester come trave a sbalzo eccitata alla base in configurazione unimorfa [4]

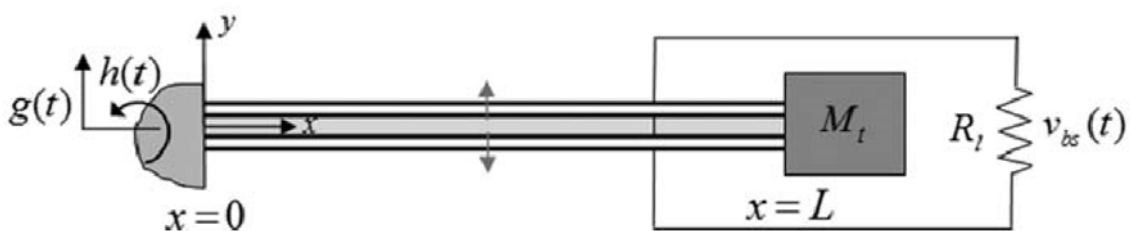


Fig. 2.11 - Modello di Energy Harvester come trave a sbalzo eccitata alla base in configurazione bimorfa con collegamento in serie dei Layers. [4]

I modelli di Energy Harvester presentati nelle figg. 2.10 e 2.11 rappresentano le configurazioni canoniche che saranno studiate durante il prosieguo del capitolo.

Le ipotesi di Eulero-Bernoulli sono da ritenersi valide. I materiali sono considerati elastici lineari e valgono le ipotesi di piccole oscillazioni. Si considerano l'uniformità degli strati piezoceramici e il loro perfetto incollaggio alla struttura. Inoltre, tali materiali sono definiti come perfettamente conduttivi, così da poter considerare l'indagine di una sola differenza di potenziale elettrico. I morsetti non inficiano lo spessore delle travi in analisi. Va inoltre ricordata la presenza di un carico resistivo R_I interno al circuito. Questa è una pratica comune nella modellizzazione degli harvester piezoelettrici e porta a considerare una eccitazione alla base continua e persistente, cosicché il sistema elettromeccanico fornisca un output elettrico continuo durante il corso dell'analisi.

Il comportamento di una trave incastrata soggetta ad eccitazione della base è già stato ampiamente discusso nei paragrafi precedenti. Le vibrazioni libere dei sistemi nelle figg. 2.10 e 2.11 sono descritte dall'equazione:

$$\frac{\delta^2 M(x,t)}{\delta x^2} + c_s I \frac{\delta^5 w(x,t)}{\delta x^4 \delta t} + c_a \frac{\delta w(x,t)}{\delta t} + m \frac{\delta^2 w(x,t)}{\delta t^2} = 0 \quad (44)$$

L'equazione (44) è del tutto simile all'equazione (11), che descriveva il comportamento vibrazionale trasversale del problema disaccoppiato.

Risulta evidente, però, la presenza del termine $M(x, t)$. Esso indica il momento flettente interno per il problema accoppiato e consta del primo termine dell'equazione (11), ossia $EI \frac{\delta^4 w(x,t)}{\delta x^4}$, e del termine che esprime la tensione indotta dal comportamento del materiale piezoceramico.

Per agevolare la comprensione, si sottolinea come, nell'accoppiamento elettromeccanico, la tensione assiale in gioco sia esprimibile tramite l'equazione:

$$T_1 = c_{11}^E S_1 - e_{31} E_3 \quad (45)$$

dove con T_1 si indica la tensione assiale, S_1 indica la deformazione assiale, c_{11}^E indica la rigidità elastica del materiale piezoceramico sotto le condizioni di campo elettrico costante ed E_3 è la componente che indica il campo elettrico. I pedici 1 e 3 indicano le direzioni principali di spostamento.

È bene evidenziare come la S_1 , ad una determinata altezza y rispetto all'asse polare della trave, sia proporzionale rispetto alla curvatura della trave stessa alla distanza x secondo la relazione:

$$S_1(x, y, t) = -y \frac{\delta^2 w_{rel}(x, t)}{\delta x^2} \quad (46)$$

Se, come già fatto in precedenza, si spezza il problema in moto assoluto e moto relativo, si può esprimere lo spostamento come:

$$w(x, t) = w_b(x, t) + w_{rel}(x, t) \quad (47)$$

del tutto simile all'equazione (12), ma con $w_b(x, t)$, spostamento della base, che in questo caso è uguale a:

$$w_b(x, t) = g(t) + xh(t) \quad (48)$$

che esprime le condizioni al contorno già precedentemente introdotte, con $g(t)$ che indica lo spostamento in direzione trasversale e $h(t)$ che indica la piccola rotazione imposta,

Sostituendo l'equazione trovata nella (44) ed espandendo il termine legato al momento, si ottiene:

$$EI \frac{\delta^4 w_{rel}(x, t)}{\delta x^4} + c_s I \frac{\delta^5 w_{rel}(x, t)}{\delta x^4 \delta t} + c_a \frac{\delta w_{rel}(x, t)}{\delta t} + m \frac{\delta^2 w_{rel}(x, t)}{\delta t^2} + \theta v(t) \left[\frac{d\delta(x)}{dx} - \frac{d\delta(x-L)}{dx} \right] = -[m + M_t \delta(x-L)] \frac{\delta^2 w_b(x, t)}{\delta t^2} \quad (49)$$

Si ricorda che si è trascurato lo smorzamento dovuto al mezzo fluido (aria), come già fatto nell'analisi dei modelli disaccoppiati. $\delta(x)$ 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 nella configurazione di trave a sbalzo.

Si evidenzia come nella formula completa sia stato inserito, per dovere di completezza, il valore di *tip mass*, anche riportata nelle rappresentazioni grafiche precedenti. Tale massa cambia le autofunzioni e l'andamento caratteristico del problema vibratorio.

2.1.8 Configurazione unimorfa

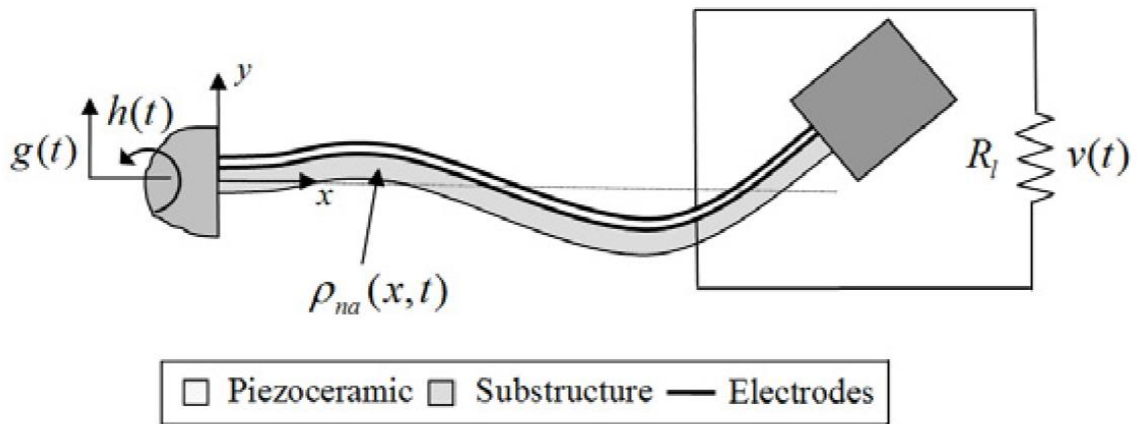


Fig. 2.12 - Comportamento elettromeccanico trave unimorfa [4]

Sulla base di quanto detto finora, si può definire il comportamento accoppiato nel caso specifico della configurazione unimorfa. L'equazione caratteristica, basata sulla trattazione delle vibrazioni libere e prese in considerazione le condizioni di ortogonalità del sistema, può essere scritta come:

$$\ddot{\eta}_r^u(t) + 2\zeta_r\omega_r\dot{\eta}_r^u + \omega_r^2\eta_r^u(t) + \chi_r^u v_u(t) = f_r(t) \quad (50)$$

dove $\eta_r^u(t)$ è la risposta modale meccanica per la trave unimorfa, $v_u(t)$ è la tensione attraverso il carico resistivo, come indicato in figura 2.12, e χ_r^u è il termine di accoppiamento modale retroattivo del tipo:

$$\chi_r^u = \vartheta_u \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_L \quad (51)$$

e ϑ_u è, come già detto, il membro di accoppiamento nell'equazione fisica:

$$\vartheta_u = \frac{e_{31}b}{2h_{pu}} (h_b^2 - h_c^2) \quad (52)$$

con b che indica lo spessore della trave, h_{pu} lo spessore dello strato (layer) piezoceramico nella configurazione unimorfa (come indicato dal pedice u), h_b e h_c indicano, rispettivamente, la posizione delle parti inferiore e superiore dello strato piezoceramico.

La f_r dell'equazione (50) indica la funzione forzata modale meccanica dovuta alla eccitazione alla base, del tipo:

$$f_r(t) = -m \left(\ddot{g}(t) \int_0^L \phi_r(x) dx + \dot{h}(t) \int_0^L x \phi_r(x) dx \right) - M_t \phi_r(L) \left(\ddot{g}(t) + L \dot{h}(t) \right) \quad (53)$$

Sapendo che, per un solo strato piezoceramico che lavora in un circuito con ammittanza $1/R_1$, l'equazione del circuito elettrico accoppiato è ricavata dalla seguente relazione, che non è altro che l'integrazione della legge di Gauss:

$$\frac{d}{dt} \left(\int_A \mathbf{D} \cdot \mathbf{n} dA \right) = \frac{v(t)}{R_1} \quad (54)$$

dove $v(t)$ è la tensione attraverso gli elettrodi del materiale piezoceramico e \mathbf{D} è il vettore dei componenti dello spostamento elettrico. La componente più rilevante all'interno del vettore \mathbf{D} è:

$$\mathbf{D}_3 = \varepsilon_{31} S_1 + \varepsilon_{33}^S E_3 \quad (55)$$

dove ε_{33}^S è la permittività elettrica a deformazione costante ed ε_{33}^S può anche essere espressa in termini di sforzo costante come $\varepsilon_{33}^S = \varepsilon_{33}^T - d_{31}^2 / s_{11}^E$.

Da questa ultima equazione è possibile definire l'equazione del circuito elettrico per la configurazione in studio:

$$\frac{\varepsilon_{33}^S b L}{h_{pu}} \dot{v}_u(t) + \frac{v_u(t)}{R_1} = \sum_{r=1}^{+\infty} \varphi_r^u \dot{\eta}_r^u(t) \quad (56)$$

dove φ_r^u , il *forward coupling term* per la configurazione unimorfa, come indicato da Erturk e Inman (2009), è uguale a:

$$\varphi_r^u = -e_{31} h_{pc}^u b \int_0^L \frac{d^2 \phi_r(x)}{dx^2} dx = -e_{31} h_{pc}^u b \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_L \quad (57)$$

ove h_{pc}^u è la distanza tra l'asse polare della trave e il centro dello strato piezoceramico.

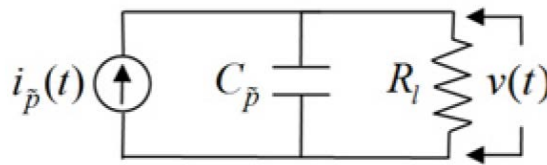


Fig. 2.13 - Circuito equivalente configurazione unimorfa [5]

L'equazione (56) rappresenta il comportamento di un circuito RC (n.d.r.: strumento del primo ordine composto da Resistenza e Condensatore) alimentato da una corrente esterna. Può, quindi, essere riscritta come:

$$c_{pu}\dot{v}_u(t) + \frac{v_u(t)}{R_1} = i_p^u(t) \quad (58)$$

con c_{pu} definita capacità interna, uguale a:

$$c_{pu} = \frac{\varepsilon_{33}^S bL}{h_{pu}} \quad (59)$$

e i_p^u corrente di alimentazione equivalente a

$$i_p^u = \sum_{r=1}^{+\infty} \varphi_r^u \dot{\eta}_r^u(t) \quad (60)$$

È stata completata la presentazione dell'accoppiamento elettromeccanico.

Se ora si assume che la traslazione e la rotazione alla base dell'harvester unimorfo abbiano un comportamento armonico nella forma di:

$$g(t) = Y_0 e^{i\omega t} \quad (61)$$

$$h(t) = \Theta_0 e^{i\omega t} \quad (62)$$

è possibile indicare la funzione forzata data dalla (48) come:

$$f_r(t) = F_r e^{i\omega t} \quad (63)$$

con l'ampiezza F_r :

$$F_r(t) = \omega^2 \left[m \left(Y_0 \int_0^L \phi_r(x) dx + \Theta_0 \int_0^L x \phi_r(x) dx \right) + M_t \phi_r(L) (Y_0 + L\Theta_0) \right] \quad (64)$$

Presupponendo che il sistema elettromeccanico sia lineare, e che quindi valga la sovrapposizione degli effetti, ne consegue che le risposte modali stazionarie, sia meccanica sia tensionale, siano armoniche alla stessa frequenza, con comportamento del tipo:

$$\eta_r(t) = H_r^u e^{i\omega t} \quad (65)$$

e

$$v_u(t) = V_u e^{i\omega t} \quad (66)$$

Sviluppando i calcoli e attuando le corrette sostituzioni, si può definire la risposta stazionaria della tensione come:

$$v_u(t) = \frac{\sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_1} + i\omega c_{pu} + \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u \chi_r^u}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}} e^{i\omega t} \quad (67)$$

e la risposta stazionaria meccanica della trave come:

$$\eta_r^u(t) = \left(F_r - \chi_r^u \frac{\sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_1} + i\omega c_{pu} + \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u \chi_r^u}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}} \right) \frac{e^{i\omega t}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega} \quad (68)$$

Riprendendo l'equazione (14) e sostituendo i valori trovati, ne deriva la risposta trasversale della trave unimorfa per moto relativo rispetto alla base:

$$w_{rel}^u(x, t) = \sum_{r=1}^{+\infty} \left(F_r - \chi_r^u \frac{\sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_1} + i\omega c_{pu} + \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\phi_r^u \chi_r^u}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}} \right) \frac{\phi_r(x) e^{i\omega t}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega} \quad (69)$$

2.1.9 Configurazione bimorfa

Le moderne tecnologie hanno portato a definire gli harvester piezoelettrici bimorfi, ossia con due strati di materiale piezoceramico sulle due facce del cantilever, come la più efficace modalità di acquisizione e conversione di energia vibratoria. Essi si comportano in modo del tutto analogo alla configurazione unimorfa appena presentata, ma si differenziano da essa per le tipologie di collegamento tra gli strati di materiale piezoceramico: in serie e in parallelo. Nonostante la configurazione fisica delle due tipologie sia del tutto simile, avendo stessa geometria e identici materiali, la differente modalità di collegamento porta non solo a definire una diversa tensione attraverso il carico resistivo, ma addirittura la risposta vibratoria per il modello accoppiato.

Nella trattazione ci si soffermerà sulla presentazione del modello di cantilever piezoelettrico con due strati di materiale piezoceramico collegati in serie, già rappresentato in fig. 2.11.

L'equazione caratteristica, basata sulla trattazione delle vibrazioni libere e prese in considerazione le condizioni di ortogonalità del sistema, può essere scritta come:

$$\ddot{\eta}_r^{bs}(t) + 2\zeta_r \omega_r \dot{\eta}_r^{bs} + \omega_r^2 \eta_r^{bs}(t) + \chi_r^{bs} v_{bs}(t) = f_r(t) \quad (70)$$

dove $\eta_r^{bs}(t)$ è la risposta modale meccanica per la trave bimorfa per collegamento in serie degli strati piezoceramici, $v_{bs}(t)$ è la tensione attraverso il carico resistivo, $f_r(t)$ è la funzione forzata modale in campo meccanico e χ_r^{bs} è il termine di accoppiamento modale retroattivo del tipo:

$$\chi_r^{bs} = \vartheta_{bs} \frac{d\phi_r(x)}{dx} \Big|_L \quad (71)$$

Con il pedice “ bs ” indichiamo la tipologia di trave Bimorfa in Serie. ϑ_{bs} è il membro di accoppiamento nell’equazione fisica e vale:

$$\vartheta_{bs} = \frac{e_{31}b}{2h_{pb}} \left[\frac{h_{sb}^2}{4} - \left(h_{pb} + \frac{h_{sb}}{2} \right)^2 \right] \quad (72)$$

ove con b indichiamo la larghezza della trave, h_{pb} e h_{sb} sono, rispettivamente, gli spessori dei layer piezoceramici e della trave di supporto, come indicato in fig. 2.14

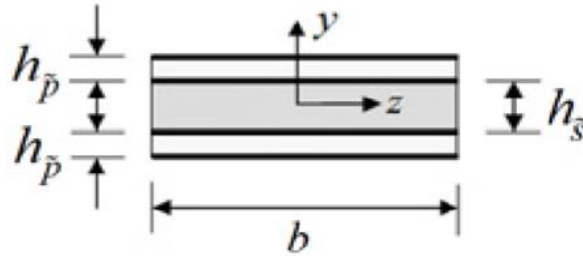


Fig. 2.14 - Configurazione strati trave bimorfa [3]

Il comportamento del circuito equivalente per la connessione in serie, visibile nella fig. 2.15, è del tipo:

$$\frac{c_{pb}}{2} \dot{v}_{bs}(t) + \frac{v_{bs}(t)}{R_1} = i_p^{bs}(t) \quad (73)$$

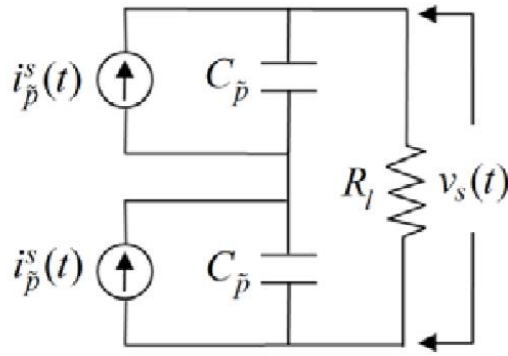


Fig. 2.15 - Circuito equivalente RCC in serie [5]

con c_{pb} , definita capacità interna, uguale a:

$$C_{pb} = \frac{\varepsilon_{33}^s bL}{h_{pb}} \quad (74)$$

e i_p^{bs} corrente di alimentazione equivalente a

$$i_p^{bs}(t) = \sum_{r=1}^{+\infty} \varphi_r^b \dot{\eta}_r^{bs}(t) \quad (75)$$

dove φ_r^b , il *forward coupling term* per la configurazione bimorfa, come indicato da Erturk e Inman (2009), è uguale a:

$$\varphi_r^b = -\frac{e_{31}(h_{pb}+h_{sb})b}{2} \int_0^L \frac{d^2 \phi_r(x)}{dx^2} dx = -\frac{e_{31}(h_{pb}+h_{sb})b}{2} \frac{d\phi_r(x)}{dx} \Big|_L \quad (76)$$

Assumendo il comportamento armonico alla base del tipo, come già fatto per la configurazione unimorfa (cfr. equazioni (61) (62)), la funzione forzata data dalla (53) può essere indicata come $f_r(t) = F_r e^{i\omega t}$, in modo del tutto analogo alla equazione (63).

Sviluppando i calcoli e attuando le corrette sostituzioni, si può definire la risposta stazionaria della tensione come:

$$v_{bs}(t) = \frac{\sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega \varphi_r^b F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega}}{\frac{1}{R_1} + i\omega \frac{C_{pb}}{2} + \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega \varphi_r^b \chi_r^{bs}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega}} e^{i\omega t} \quad (77)$$

Riprendendo l'equazione (14) e sostituendo, ancora una volta, i valori trovati, ne deriva

la risposta trasversale della trave bimorfa con collegamento in serie per moto relativo rispetto alla base:

$$w_{rel}^{bs}(x, t) = \sum_{r=1}^{+\infty} \left(F_r - \chi_r^{bs} \frac{\sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\varphi_r^b F_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}}{\frac{1}{R_1} + i\omega\frac{c_{pb}}{2} + \sum_{r=1}^{+\infty} \frac{i\omega\varphi_r^b \chi_r^{bs}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega}} \right) \frac{\phi_r(x)e^{i\omega t}}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega} \quad (78)$$

2.1.10 Analisi single-mode

La risposta tensionale in caso stazionario e quella vibrazionale analizzate fino ad ora sono valide, come sottolineato, nel caso di eccitazione armonica alla base per frequenze arbitrarie. Tali eccitazioni, con le rispettive risposte, forniscono il comportamento *multi-mode* del cantilever piezoelettrico, poiché descrivono l'intero spettro dei modi di vibrare per il modello in questione.

È tuttavia importante evidenziare come l'eccitazione per frequenze vicine a quella naturale del sistema, che non è altro che un caso specifico dello spettro multi-mode, è sia di grande interesse a livello sperimentale e ampiamente studiata nell'analisi comportamentale del Energy harvesting con cantilever piezoelettrico. Lo studio di questo intorno di frequenze ha infatti permesso di investigare le massime performance dell'harvester nella produzione dell'energia. Questa eccitazione modale è valida per $\omega = \omega_r$, con r che, nell'analisi single mode, indica eccitazioni molto vicine alla r -esima frequenza naturale. È doveroso sottolineare che, così come per i problemi meccanici, anche nel caso dell'energy harvesting la r -esima frequenza naturale più importante sia la frequenza naturale fondamentale, valida per $r = 1$.

Si descriverà ora la risposta single-mode per i casi analizzati di energy harvester unimorfo e bimorfo con collegamento in serie.

Per la configurazione unimorfa, eccitata per $\omega = \omega_r$, la risposta stazionaria tensionale fornita dall'equazione (67) diventa:

$$\widehat{v}_u(t) = \frac{i\omega R_1 \varphi_r^u F_r e^{i\omega t}}{(1 + i\omega R_1 c_{pu})(\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r\omega_r\omega) + i\omega R_1 \varphi_r^u \chi_r^u} \quad (79)$$

e la $w_{rel}^u(x, t)$ dell'equazione (69) si riduce a:

$$\widehat{w}_{rel}^u(x, t) = \frac{(1+i\omega R_1 C_{pu})F_r \phi_r(x) e^{i\omega t}}{(1+i\omega R_1 C_{pu})(\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega) + i\omega R_1 \varphi_r^u \chi_r^u} \quad (80)$$

con (^) che indica la riduzione da multi-mode a single mode.

Analogamente, per la configurazione bimorfa con collegamento in serie, $v_{bs}(t)$ è definibile come:

$$\widehat{v}_{bs}(t) = \frac{i2\omega R_1 \varphi_r^b F_r e^{i\omega t}}{(2+i\omega R_1 C_{pb})(\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega) + i2\omega R_1 \varphi_r^b \chi_r^{bs}} \quad (81)$$

e similmente $w_{rel}^{bs}(x, t)$ si riduce a:

$$\widehat{w}_{rel}^{bs}(x, t) = \frac{(2+i\omega R_1 C_{pb})F_r \phi_r(x) e^{i\omega t}}{(2+i\omega R_1 C_{pb})(\omega_r^2 - \omega^2 + 2i\zeta_r \omega_r \omega) + i2\omega R_1 \varphi_r^b \chi_r^{bs}} \quad (82)$$

2.1.11 Analisi sperimentale esemplificativa

Per meglio comprendere i principi di funzionamento di un harvester piezoelettrico, è utile analizzare i dati sperimentali ottenuti in laboratorio. A.Doria et al. (2017) analizzano il comportamento in esercizio di harvester piezoelettrici applicati alla ruota di uno scooter, al fine di ottimizzarne il funzionamento. Una conversione ottimale di energia meccanica in energia elettrica necessita innanzitutto, come già enunciato, della massimizzazione dell'eccitazione dell'harvester ad opera dell'evento impulsivo (nell'esempio, il contatto tra ruota e asperità dell'asfalto). In secondo luogo, è necessario ottimizzare il circuito di condizionamento elettrico: lo scopo del circuito di condizionamento, generalmente di dimensioni molto ridotte, è quello di fornire un sistema di raccolta che abbia la capacità di garantire una corrispondenza tra i diversi profili temporali della richiesta di potenza associati al carico. L'impedenza, oltre alla sorgente di eccitazione, è un fattore di condizionamento che determina le modalità operative del sistema. Mentre, in generale, la sorgente vibratoria non è controllabile, l'impedenza in ingresso costituisce, invece, il meccanismo di controllo principale. (<https://it.emcelettronica.com/circuiti-di-conditioning-per-lenergy-harvesting>)

Durante l'esperimento, l'harvester piezoelettrico bimorfo con collegamento in serie è stato collegato alla parte interna della ruota dello scooter. La tipologia di impulso causato dall'accelerazione radiale che l'harvester percepisce quando entra nell'area di contatto tra pneumatico e strada è del tipo raffigurato in fig.16.

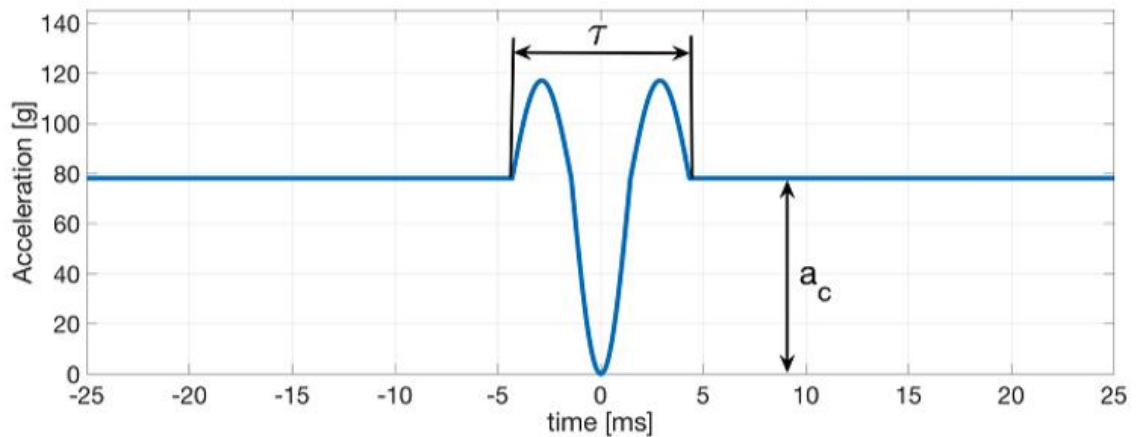


Fig. 2.16 - Impulso a 50 km/h [6]

L'harvester studiato è "caricato" dall'impulso proveniente dall'accelerazione centrifuga in regime stazionario, causata dalla rotazione della ruota:

$$a_c = \frac{v^2}{r} \quad (83)$$

in cui V è la velocità di avanzamento e r è il raggio della ruota.

La durata totale dell'impulso di accelerazione τ dipende dalla lunghezza dell'impronta della ruota $2a$:

$$\tau = \frac{2a}{v} \quad (84)$$

Si è notato, dopo diverse misurazioni, che la lunghezza tipica di impronta per uno scooter è di circa 0.1 metri; tramite questa informazione è stato possibile calcolare i valori della durata media dell'impulso. È necessario sottolineare che, qualora si prenda in considerazione l'intero spettro delle velocità che uno scooter può raggiungere, si possono notare grandi variazioni nella durata del fenomeno impulsivo e, di conseguenza, nel funzionamento dell'harvester.

L'intervallo tra i picchi di accelerazione è stato misurato come:

$$T = \frac{2\pi r}{V} \quad (85)$$

Dopo aver verificato sperimentalmente la possibilità di studiare il comportamento dell'harvester quando questo sia soggetto ad un singolo impulso, si è analizzato lo spettro di frequenze della sua risposta.

La quantità di energia che un cantilever piezoelettrico è in grado di misurare è legata alla tensione che si genera $v_b(t)$. Assumendo un funzionamento in condizioni single mode, otteniamo un andamento della tensione del tutto simile a quello presentato nell'equazione (81), in caso di trave bimorfa con funzionamento in serie. Lo spettro dell'impulso che agisce sul sistema è equivalente alla forzante modale $F_r(\omega)$ che dipende, a sua volta, dallo spettro dell'accelerazione alla base $A_{in}(\omega)$ secondo la correlazione:

$$F_r(\omega) = A_{in}(\omega)m \int_0^L \phi_r(x) dx \quad (86)$$

Se si considera un semplice impulso rettangolare con durata τ per l'accelerazione alla base, $F_r(\omega)$ diventa:

$$F_r(\omega) \frac{F_0}{\omega} 2 \sin\left(\frac{\omega\tau}{2}\right) \quad (87)$$

La condizione di massima eccitazione è raggiunta dall'harvester qualora la ω dell'equazione (87) sia posta uguale alla frequenza naturale ω_r dell'harvester stesso e si indaghi per quale durata di impulso τ si massimizzi $F_r(\omega_r)$, cioè:

$$\frac{\tau}{T_r} = \frac{1}{2}(2k + 1) \quad (88)$$

I risultati sperimentali sono presentati in fig. 2.17.

È stato sviluppato un modello 3D a elementi finiti di un harvester V22B per mezzo del software COMSOL, sul quale è stata svolta un'analisi modale accurata, atta a conoscere il comportamento modale e la risposta vibratoria del sistema. I risultati ottenuti, poi, sono stati validati sia nel dominio del tempo, sia nel dominio delle frequenze, tramite opportuni test di laboratorio.

Sotto le ipotesi di impulso rettangolare, sono state simulate velocità di avanzamento nel

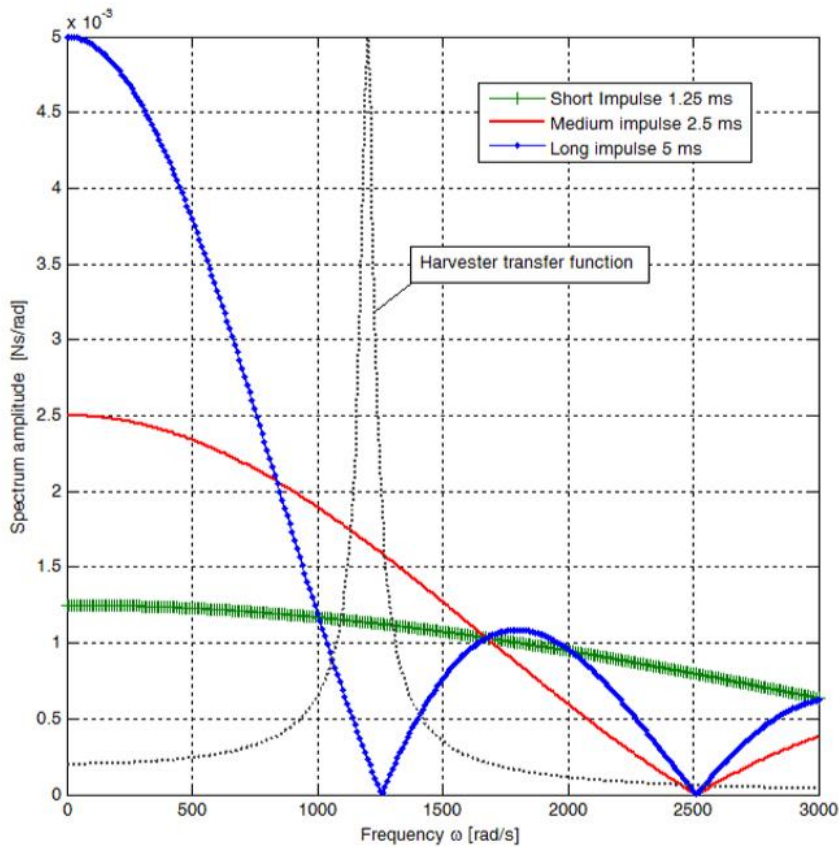


Fig. 2.17 - Spettro degli impulsi [6]

range tra 20 e 80 km/h; ad ogni velocità, si è poi provveduto a registrare tre differenti output dell'harvester:

1. la tensione a circuito aperto (cfr fig.2.15);
2. la tensione del circuito in presenza di un carico resistivo ($R1 = 140 \text{ k}\Omega$) che combaci con l'impedenza dell'harvester. Questo carico resistivo fornisce il massimo output di potenza:

$$Z = \frac{i}{i\omega_r c_{pb}} \quad (89)$$

3. la tensione del circuito in presenza di un carico resistivo ($R1 = 10 \text{ k}\Omega$);

La tensione in uscita è stata quantificata secondo due parametri:

1. la massima tensione picco-picco generata durante l'impulso: v_{ppi} ;
2. la massima tensione picco-picco generata successivamente all'impulso: v_{pp} (vibrazioni libere).

I risultati ottenuti sono riportati nelle figg. 2.18 e 2.19

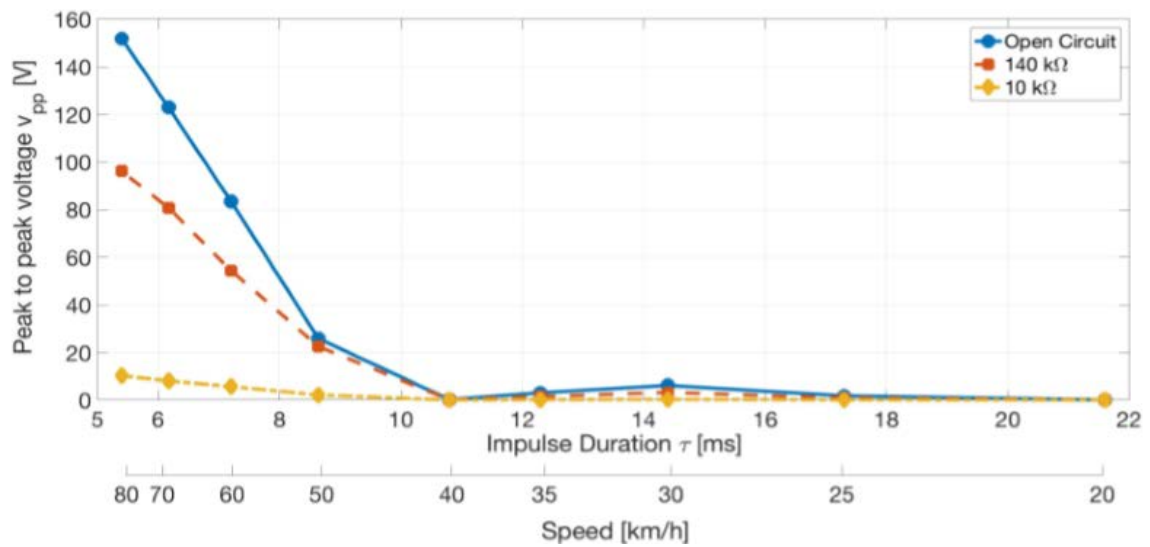


Fig. 2.18 - Effetto della durata dell'impulso per harvester rettangolare [6]

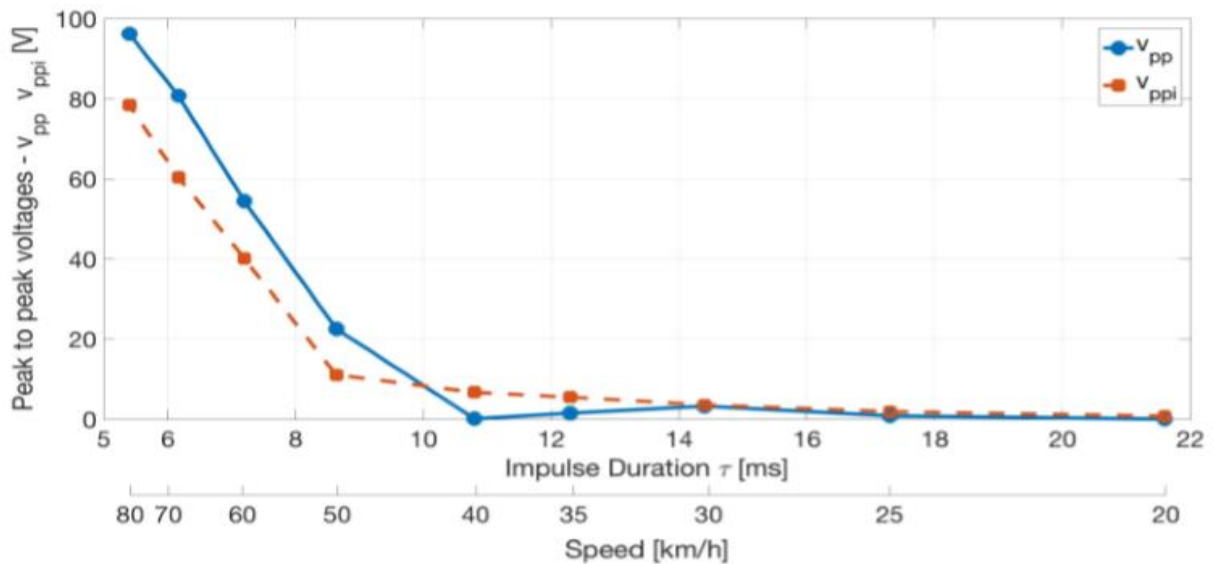


Fig. 2.19 - Effetto della durata dell'impulso sulle tensioni picco-picco v_{ppi} e v_{pp} per harvester rettangolare ($R1 = 140 \text{ k}\Omega$) [6]

2.2 Harvesting Elettromagnetico

Una alternativa valida all'Harvesting piezoelettrico è L'harvesting elettromagnetico, il quale si basa sulla teoria fondamentale dell'elettro-magnetismo.

É da almeno un secolo che l'elettro-magnetismo si utilizza come mezzo per generare elettricit . Ad oggi la maggior parte dei generatori di questo tipo basano il proprio funzionamento sulla rotazione e trovano impiego su larga scala. Essi possono essere utilizzati in modo efficace anche per catturare l'energia cinetica ambientale e convertirla

in energia elettrica, con livelli di potenza dell'ordine dei mW.

Esistono harvester elettromagnetici di tipo rotativo, di tipo lineare e non lineare, ma presentano dei limiti: la riduzione della dimensione degli strumenti, necessaria alla diminuzione degli ingombri, porta con sé un abbassamento notevole dell'efficienza.

Si riportano i principi basi di funzionamento.

2.2.1 Principi base

Tutta la tecnologia riguardante l'elettro-magnetismo parte dalla legge base di Faraday.

Il principio della legge di Faraday afferma che la tensione, o la forza elettromotrice indotta, generata da un campo magnetico all'interno di un circuito chiuso è pari all'opposto della variazione nell'unità di tempo del flusso magnetico del campo attraverso la superficie che ha il circuito come frontiera:

$$V = -\frac{d\phi}{dt} \quad (90)$$

dove V è la tensione o forza elettromotrice indotta e ϕ è il flusso magnetico.

Nella maggior parte dei casi, il circuito consiste in una bobina con diversi avvolgimenti e il campo magnetico è generato per mezzo di magneti permanenti.

In questo caso, la tensione indotta nella bobina con N avvolgimenti è data dalla formula:

$$V = -\frac{d\Phi}{dt} = -N \frac{d\phi}{dt} \quad (91)$$

Dove con Φ si indica il flusso magnetico totale per la bobina. ϕ si può considerare come il flusso magnetico medio per l'N-esimo avvolgimento.

In generale, vale la sovrapposizione degli effetti e il flusso totale può essere considerato come la somma dei singoli flussi di ogni avvolgimento, definendolo come:

$$\Phi = \sum_{i=1}^N \int_{A_i} B * dA \quad (92)$$

Dove B descrive il campo magnetico e dA è l'elemento dell'area attraverso il quale si calcola il flusso. Nel caso in cui il campo magnetico si possa considerare costante sull'area della bobina, l'integrale può essere ridotto al prodotto tra l'area della bobina,

il numero di avvolgimenti e la componente del campo magnetico normale all'area, del tipo:

$$\Phi = NBA \sin(\alpha) \quad (93)$$

dove α è l'angolo compreso tra l'area della bobina e la direzione del flusso magnetico.

Di conseguenza la tensione indotta diventa:

$$V = -NA \frac{dB}{dt} \sin(\alpha) \quad (94)$$

La Potenza si estrae dal generatore connettendo i capi della bobina ad una resistenza di carico e permettendo il passaggio della corrente attraverso la bobina.

Capitolo 3

Analisi vibratoria sulla bicicletta

La bicicletta è da sempre considerata un mezzo di trasporto utile ed economico, alla portata di chiunque. Tutti i modelli di bicicletta, da quelli da città a quelli per uso agonistico, sono accomunati dall'interazione tra bici e manto stradale. Tale interazione causa vibrazioni, più o meno fastidiose, che possono arrecare al ciclista affaticamento e veri e propri traumi, inficiandone il comfort, laddove per comfort si intende "l'insieme di sensazioni piacevoli derivanti da stimoli esterni o interni al corpo umano, che procurano una sensazione di benessere in una determinata situazione". L'analisi delle vibrazioni in ambito ciclistico è stata effettuata, negli ultimi anni, principalmente allo scopo di migliorare il comfort di guida: la capacità di telaio, ruote e sospensioni di ammortizzare o dissipare le vibrazioni e non trasmetterle al ciclista è uno dei mezzi con i quali si valuta la qualità costruttiva di una bicicletta. Di conseguenza, gli studi matematici e ingegneristici effettuati in tale ambito tornano utili per definire i principali fattori di vibrazione (misurate nei vari punti della bicicletta) con relative frequenze e ampiezze. Nella trattazione seguente, saranno presi in esame studi effettuati sulle biciclette (condotti sia con ciclista sia senza ciclista), indagando la sola componente vibratoria, che è di nostro interesse, al fine di definire quali siano i livelli di vibrazione principali, quali punti della bici siano più interessati da questo fenomeno e quali fattori esterni ne modifichino il comportamento vibratorio.

3.1 Approccio al problema

Nello studio per la progettazione o per la scelta di strumentazioni che sfruttino le vibrazioni del mezzo sul quale sono applicati per produrre energia, è necessario stimare l'energia meccanica disponibile misurando le frequenze e le ampiezze che interessano il mezzo, nel nostro caso la bicicletta, durante l'interazione col terreno.

È necessario fare delle premesse. L'infinita tipologia di fondi stradali e la varietà dei modelli di bici e di ne fa uso dimostrano la complessità di una modellizzazione universale e di ripetibilità degli esperimenti.

Le tipologie di test presentati in letteratura possono essere differenziate secondo le modalità con le quali sono state condotte le misurazioni. Compaiono, infatti, analisi svolte sul campo, con interazione diretta tra la bicicletta e il fondo stradale, e analisi svolte in laboratorio, nelle quali l'interazione bici-strada è stata solamente simulata o riprodotta.

Inoltre, si possono distinguere i test effettuati con uno stesso o differenti conducenti dai test effettuati senza la presenza del conducente.

Si presentano i risultati riscontrati in letteratura per le diverse tipologie di test.

3.2 Metodologie per lo studio vibratorio

La strada può essere vista, a livello ingegneristico, come una fonte vibratoria sinusoidale, quasi periodica. Partendo da questa assunzione, si è cercato negli anni di riprodurre in laboratorio l'interazione tra bici e manto stradale. Una corretta riproduzione di un fenomeno può facilitare lo studio di un problema ingegneristico e permette di fornire dati ripetibili dai quali partire per effettuare successivi test su strada.

Lepin et al., per ovviare al problema della ripetibilità dei risultati su strada, hanno optato per la riproduzione di un "road simulator, un apparato composto da due shaker idraulici, che simulano la sollecitazione verticale che la strada trasmette alla bicicletta.

La bici, infatti, viene posizionata con le ruote sopra gli shaker, con gomme gonfiate ad 8 bar, per simulare in modo fedele il comportamento stradale. La bicicletta è mantenuta in posizione verticale tramite l'ausilio di funi elastiche, per evitare contatto con altre superfici e attenuare o trasmettere le vibrazioni. L'apparato sperimentale è rappresentato in Fig.1.

I test con questa metodologia sono stati effettuati in presenza di ciclista, cercando di mantenere una costanza nella posizione del corpo (stessa postura) e dei punti di contatto tra bici e ciclista. La bicicletta è stata strumentata con accelerometri PCB 352C65 posizionati come indicato in fig. 3.2.

In seguito, per fornire un'idea del comportamento dinamico della struttura di una bici, si è condotta un'analisi modale sperimentale in laboratorio sotto diverse condizioni

operative (in presenza o assenza di ciclista, per esempio). Tale procedura consente di fornire dati sulle frequenze naturali e sulla risposta forzata di una bicicletta.

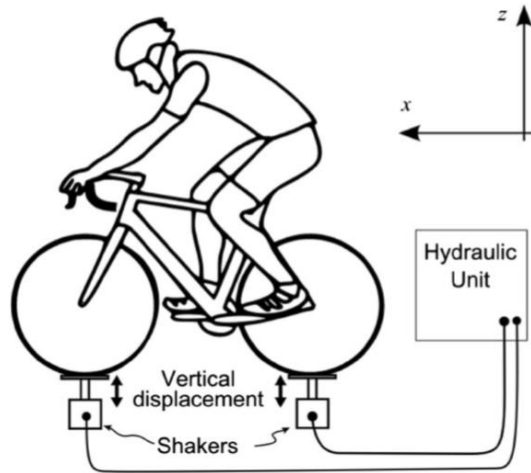


Fig. 3.1 Road simulator tramite utilizzo di shaker idraulici [7]

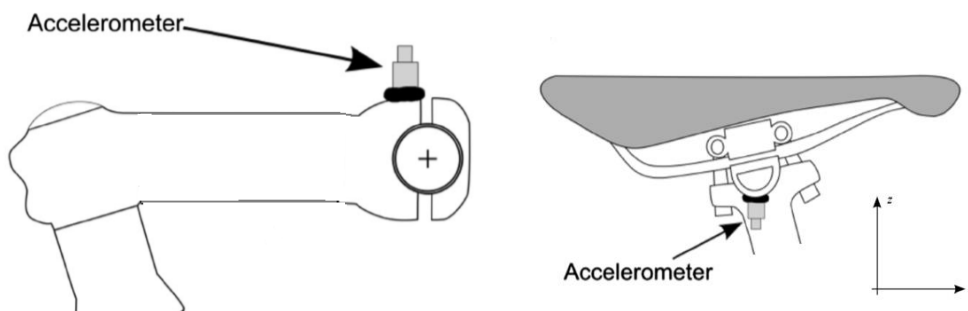


Fig. 3.2 Posizionamento accelerometri per indagine vibratoria [7]

Y.Champoux eLepin hanno condotto test di laboratorio con sistemi SIMO (single input multiple output), tramite l'utilizzo di un solo shaker o MIMO (multiple input multiple output)tramite l'uso di molteplici shaker, applicati non solo alle ruote della bicicletta, ma anche in punti specifici di essa (fig. 3.3), per verificare il comportamento del mezzo alle diverse sollecitazioni, valutando anche l'interferenza tra di esse: i risultati forniscono i diversi modi di vibrare della bicicletta.

Inoltre, è possibile arrivare a definire la funzione di risposta in Frequenza (FRF) del sistema in analisi, generando una eccitazione armonica.

Si riportano nelle tabelle seguenti (Tabella 3.1 e Tabella 3.2) i risultati ottenuti dalla



Fig. 3.3 Apparato sperimentale utilizzato (MIMO in figura) [8]

SIMO in assenza e presenza del ciclista. Ci si limita a presentare solo i primi due modi di vibrare perché più significativi.

Prove in assenza di ciclista

Modo	Frequenza del sistema in assenza di ciclista
1	24 Hz
2	27,2 Hz

Tabella 3.1

Prove in presenza di ciclista

Modo	Frequenza del sistema in assenza di ciclista
1	27,6 Hz
2	49,4 Hz

Tabella 3.2

Un'altra metodologia per indagare il comportamento di un mezzo a due ruote soggetto a sollecitazione impulsiva può essere quella da effettuare tramite martello strumentato, come già anticipato. Per una spiegazione più precisa ed evitare ripetizioni, si rimanda al

capitolo 5 di questo elaborato, dove sono presentati i dati acquisiti nei laboratori dell'Università.

3.3 Test sperimentali su strada e risultati

Un utile ed efficace strumento di verifica è quello dei test su strada. Anche se le condizioni di lavoro, influenzate da fattori aleatori (temperatura, fattori atmosferici, luce, ecc.) rendono difficile la ripetibilità dei test, le prove su strada possono fornire un utile strumento di valutazione.

Le fonti di vibrazione delle biciclette in movimento hanno origini multiple, ma derivano principalmente dalle irregolarità delle superfici su cui muove la bici.

Considerando lo studio effettuato da Vasic e Minazara, le misurazioni sono state svolte con bici accuratamente strumentata, con ciclista a bordo del peso di 60 kg e con prove sul campo. Sono state svolte misurazioni nei vari punti della bicicletta, per trovare quelli di maggiore interesse, ossia quelli più sollecitati e ideali per il posizionamento di un eventuale harvester. Questo procedimento, come già detto, è fondamentale per riuscire ad accordare l'harvester alla frequenza naturale del sistema (quella di maggior interesse è la frequenza prima), così da massimizzare la produzione energetica.

Lo schema della bicicletta in analisi, con il corrispondente posizionamento dei relativi accelerometri, è presentato in fig. 3.4. Essa è una semplice bici da strada con telaio a diamante.

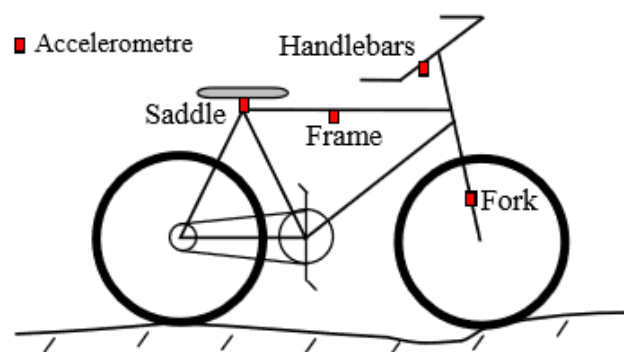


Fig. 3.4 - Schema bicicletta con posizionamento accelerometri [9]

La bicicletta è stata equipaggiata con un set di 4 accelerometri, collocati nei punti ipotizzati come maggiormente sollecitati a livello vibratorio, e un vibrometro portatile "SVAN 948", che è un misuratore e analizzatore di suono e vibrazioni completamente digitale, dotato di 4 canali di acquisizione, così da poter effettuare in tempo reale e, soprattutto, simultaneamente il comportamento delle accelerazioni di vibrazione nei punti in analisi in una banda da 0 KHz a 20 KHz (fig. 3.5).



Fig. 3.5 - Analizzatore di Rumore e Vibrazioni SVAN 948 [10]

I punti di applicazione degli accelerometri, ossia i punti di interesse del test, sono definiti fork (forcella), handlebars (manubrio), saddle (sella), frame (telaio). È importante evidenziare come l'accelerazione indagata tramite gli accelerometri durante le prove sperimentali sia quella verticale: per questo essi sono stati montati in modo da poter acquisire tale componente dell'accelerazione. Nelle figg. 3.6 e 3.7 sono rappresentati i grafici esemplificativi degli spettri delle vibrazioni simultanee nei 4 punti strumentati, nel dominio del tempo e della frequenza, a velocità differente e su terreno differente.

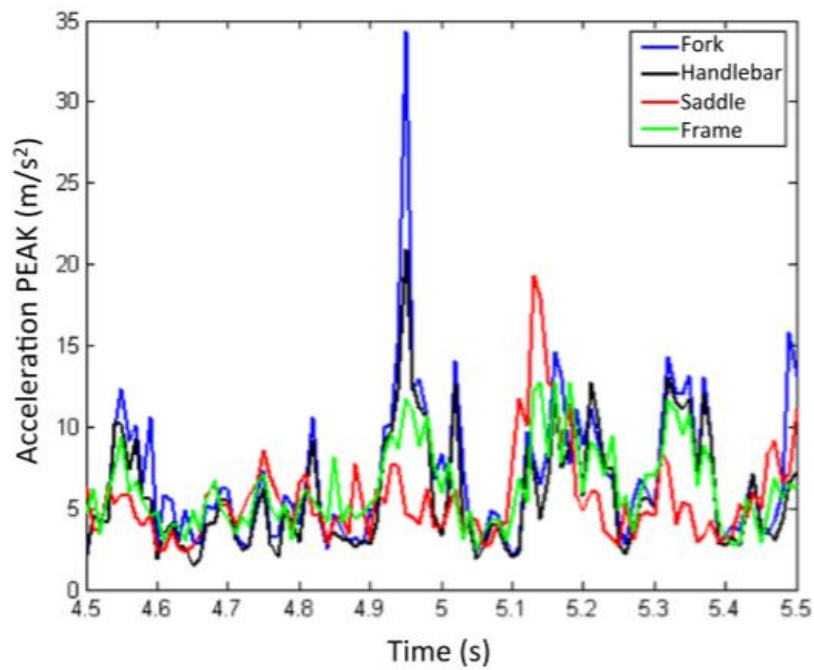


Fig. 3.6 - Misura accelerazione vibratoria nel caso di bicicletta in movimento su pista ciclabile a 21 km/h analizzata nel dominio del tempo [11]

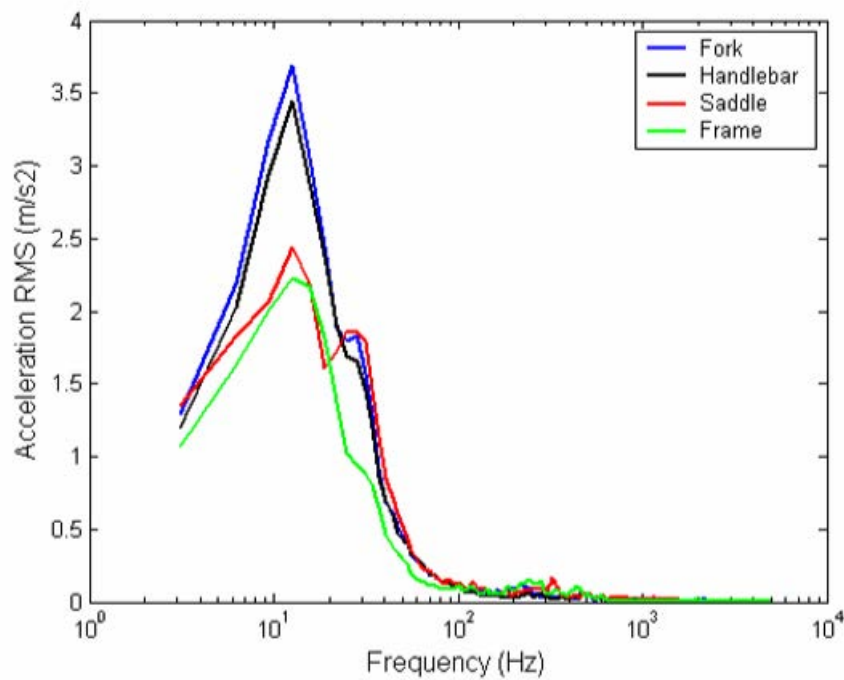


Fig. 3.7 - Misura accelerazione vibratoria nel caso di bicicletta in movimento su terreno irregolare a 8 km/h analizzata nel dominio della frequenza [9]

Durante le prove sperimentali sono state presi in considerazione, come visibile dal confronto tra le figg. 3.6 e 3.7, diversi fondi stradali percorsi a differenti velocità. Si sono studiati quattro principali categorie di fondo stradale, come indicato nella fig. 3.8.

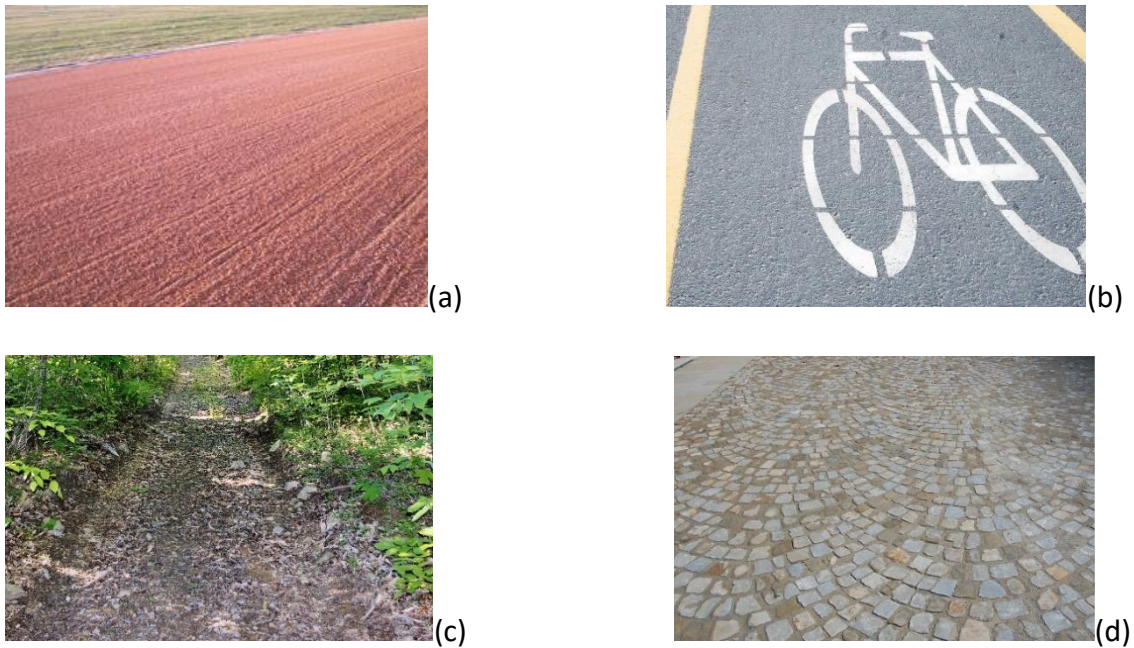


Fig. 3.8 - Diversi fondi di test: pista da corsa (a), pista ciclabile urbana (b), terreno sterrato (strada bianca) (c), pavé cittadino (d)

Come pronosticabile, le maggiori vibrazioni si riscontrano sulla forcella e sul manubrio. Avendo, poi, svolto le prove a differenti velocità, è conseguenza delle premesse fatte l'incremento delle vibrazioni in modo proporzionale all'aumento della velocità.

L'analisi sperimentale porta a notare come il primo picco del grafico in fig. 3.7 avvenga in corrispondenza della prima frequenza naturale del modello bici+ciclista. Nel caso in analisi, il picco si riscontra per una frequenza nell'intorno dei 12.5 Hz, per qualsiasi velocità di test e per ciascuno dei 4 fondi stradali che la bicicletta ha percorso durante le serie di test. Ampliando questo intorno e fornendo una banda di interesse per quanto riguarda l'energy harvesting, si può asserire che l'80% dell'energia vibrazionale meccanica si concentra tra i 10 Hz e i 30Hz, come visibile nei grafici successivi. figg. 3.8 e 3.9

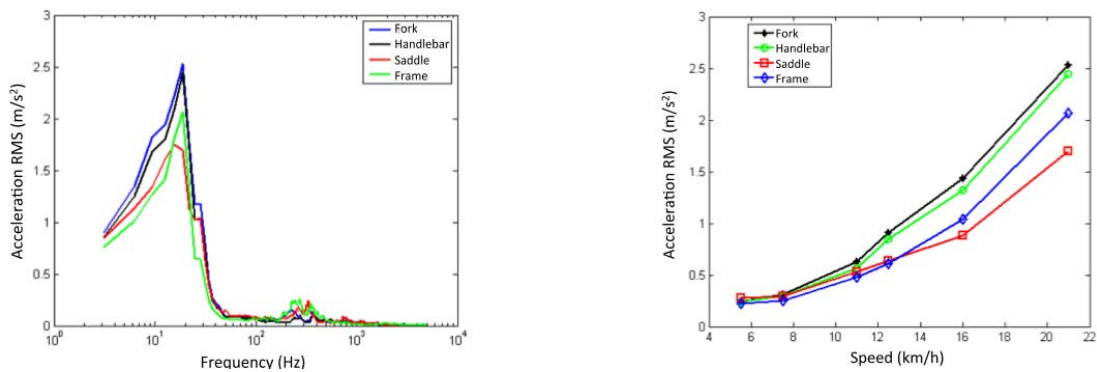


Fig. 3.8 - Spettro vibrazionale a 21km/h su pista da corsa e vibrazione massima in funzione della velocità nelle stesse condizioni [11]

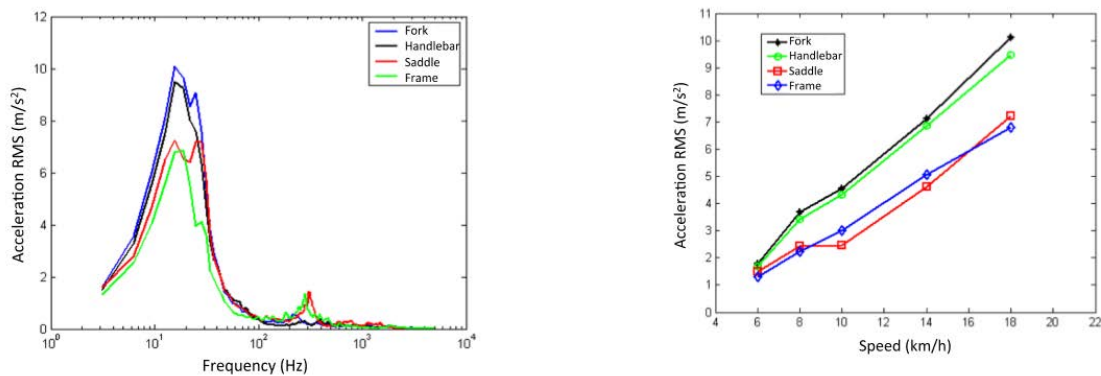


Fig. 3.9 - Spettro vibrazionale a 21km/h su tracciato in pavé e vibrazione massima in funzione della velocità nelle stesse condizioni [11]

I dati dei test forniscono una prima indicazione su quali siano i punti della bicicletta più interessati a livello vibratorio, il cui studio può tornare utile per la corretta scelta di un apparato di vibration energy harvesting.

Un'ulteriore indagine può essere svolta prendendo in considerazione i dati estrapolati dall'analisi vibratoria svolta sulle biciclette da corsa. Gli studi effettuati nell'ambito delle bici da corsa si focalizzano sulla trasmissibilità delle vibrazioni dalla bicicletta al ciclista, in quanto si è riscontrato un collegamento tra le vibrazioni del mezzo e alcune tipologie di infortuni che avvengono durante sessioni intensive di sforzo, quali quelle tipiche di competizioni agonistiche. Questi studi possono comunque tornare utili a definire i parametri che influenzano il fenomeno vibratorio che interessa le biciclette. Chimentin ha analizzato l'esposizione dei ciclisti alle vibrazioni delle bici da corsa nel caso di una

competizione svolta su pavé, come la Paris-Roubaix, della durata media di sole 2 ore. Durante questi studi sono stati evidenziati gli influssi della pressione delle gomme e della scelta dei componenti della bici, come forcella, ruote e telaio, sulla trasmissibilità delle vibrazioni al ciclista (J Van Walleghem et al., 2014).

Prendendo in considerazione sempre le biciclette da corsa, nell'analisi Condotta da Van Walleghem i sensori di forza e accelerazione sono progettati e installati nei punti di contatto tra ciclista e bicicletta, sul sellino e sul manubrio. Il sistema di acquisizione è stato in grado di acquisire i dati di 14 sensori contemporaneamente. I test sono stati condotti ancora una volta su terreno sconnesso, di tipo pavé, in presenza dello stesso ciclista.

Nel grafico presentato in fig.3.10, l'analisi dell'accelerazione mostra che l'ampiezza delle vibrazioni che interessano il sellino segue un trend crescente con l'aumentare della velocità.

Ancora più interessante è notare come il range di frequenze in gioco, tra i 20 Hz e i 40 Hz, si mantenga costante durante tutta la rilevazione e non risenta della velocità.

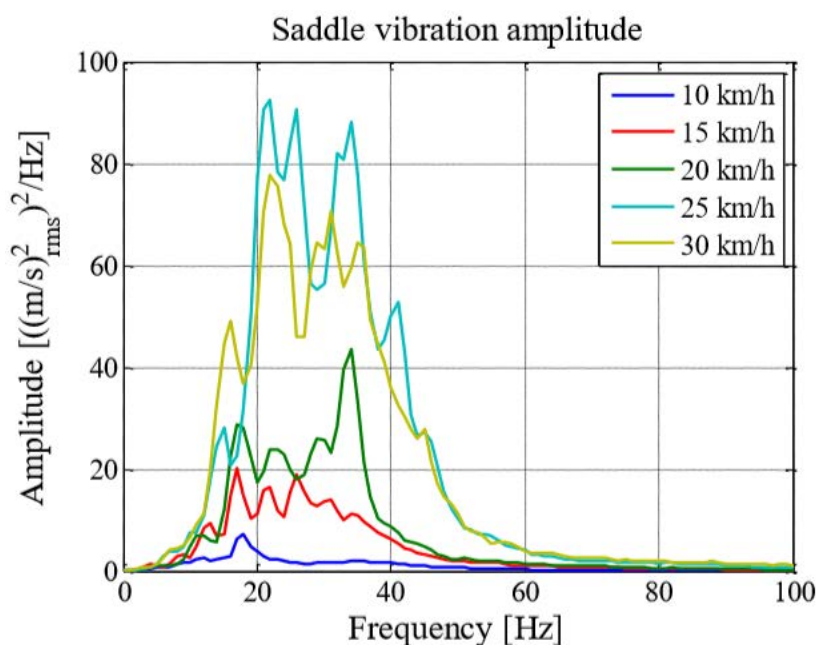


Fig. 3.10 - Spettro vibrazionale del sellino su pavé in funzione delle diverse velocità [13]

Il livello delle vibrazioni decresce in modo significativo quando si opera una comparazione tra l'ampiezza misurata sull'asse della ruota posteriore e quella misurata al sellino.

I dati presentati indicano che le parti più soggette a sollecitazione, a livello vibratorio, sono manubrio, attacco manubrio, sella, reggisella e forcella anteriore.

3.4 Fattori di influenza sul fenomeno vibratorio

Come suggerito, vi sono alcuni principali fattori che portano a significativi cambiamenti nei risultati delle acquisizioni: la velocità di avanzamento, materiale e design del telaio, la tipologia di fondo stradale, la dimensione e il gonfiaggio delle gomme.

Su questi fattori si è svolta negli ultimi anni un'indagine approfondita e la maggior parte dei dati sul comportamento vibratorio delle biciclette sono presentati e analizzati in funzione dei fattori sopra citati.

3.4.1 Influenza del telaio sulle vibrazioni

L'avanzamento della tecnologia e studi di sport engineering in campo ciclistico hanno evidenziato l'importanza della rigidità dei telai delle bici da corsa: tale rigidità garantisce una stabilità di guida in corsa maggiore e, soprattutto, una diminuzione dell'energia di pedalata "assorbita" e persa per deflessione del telaio. Di contro, l'aumento della rigidità porta ad una diminuzione della capacità di assorbimento delle vibrazioni da parte del telaio, la cui trasmissibilità vibratoria si avvicina all'unità. A questo proposito, torna utile l'analisi svolta da Bertucci et al. 2014 [14] che indaga la trasmissibilità dell'accelerazione dalle gomme al manubrio e al reggisella per differenti configurazioni di bici da corsa in andamento su pavé. Per completezza di trattazione, sono stati presi in considerazione anche modelli che presentano sistemi di smorzamento degli urti e delle vibrazioni, quali ammortizzatori specifici. Si sono effettuati test in laboratorio su 5 modelli di bici in carbonio (Tabella 3.3).

Le vibrazioni sono state imposte al mezzo tramite basi vibranti (pedane collegate tramite supporti su shaker), in un range che varia tra i 16 e i 57 Hz. I test sono stati condotti in

presenza dello stesso ciclista per una pressione di gonfiaggio delle gomme imposta e non variata di 7 bar.

Bike	Damping system in the frame/bike	Road cycling usage	Manufacturer
1	On the top tube	Classic race	A
2	In the fork, the seat tube and the seat stays	Classic race	B
3	At the junction between the top and seat tubes	Classic race	C
4	Without damping system	Mountain race	B
5	Without damping system	Mountain race	A

Tabella 3.3 - Modelli di bicicletta presi in analisi [14]

Tre accelerometri triassiali sono stati applicati sulle basi vibranti, al fine di avere una corretta valutazione del segnale di input, e sullo stelo del manubrio e sul reggisella, come mostrato in fig. 3.11, per una valutazione del segnale di output. Il rapporto tra output e input fornisce il grado di trasmissibilità.

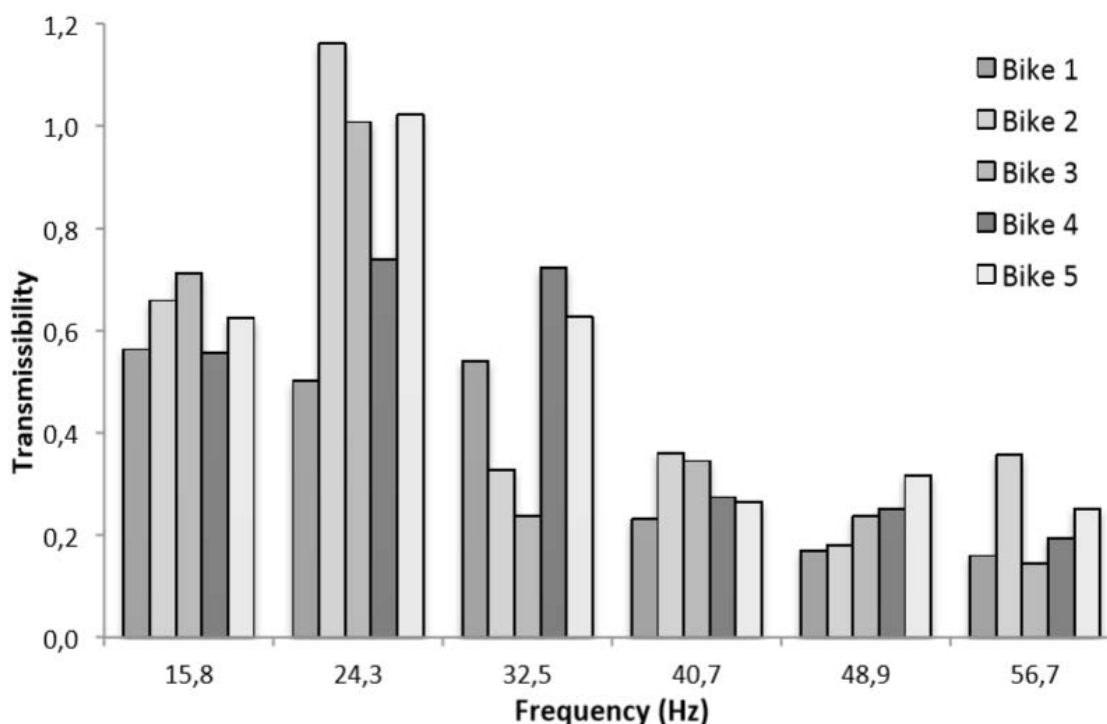


Fig. 3.11 - Trasmissibilità stelo/basi vibranti per i 5 modelli di bicicletta alle varie frequenze imposte [14]

I risultati dimostrano come biciclette simili abbiamo gradi di trasmissibilità molto differenti. È interessante sottolineare come la presenza di un ammortizzatore specifico non garantisca sempre livelli di trasmissibilità più bassi di quelli registrati in sua assenza, in particolare nel caso di basse frequenze, inferiori ai 30 Hz.

3.4.2 Influenza della velocità sulle vibrazioni

È stato analizzato come un incremento della velocità provochi, in generale, l'aumento dell'ampiezza delle vibrazioni che interessano la bici.

Per meglio comprendere l'influenza della velocità sulle vibrazioni della bicicletta, si prende in analisi il caso di bici da fuoristrada (mountainbike o MTB), studiate da Yusuf Ismail et al. 2015. Le misurazioni, condotte in laboratorio, sono svolte a 3 differenti velocità di avanzamento a 5,6,7 km/h per diverse tipologie di pneumatici e su diverse tipologie di fondo stradale. Queste due ultime condizioni saranno analizzate in seguito.

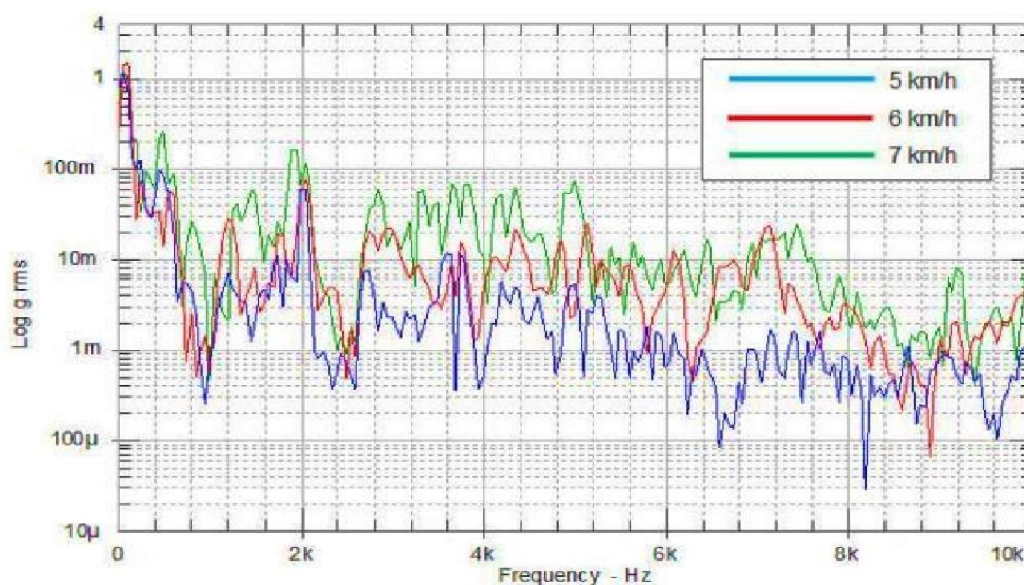


Fig. 3.12 - Effetto della velocità sulle vibrazioni di una MTB (ruote da 2 pollici su fondo in cemento) [16]

I dati, acquisiti tramite accelerometri posizionati sulla forcella anteriore e sul canotto reggisella, sono registrati per un intervallo di tempo di 3 secondi su un percorso di 6 metri, dopo che si è raggiunta una velocità stabile predefinita. La velocità deve essere

costante, poiché è necessario avere un andamento lineare di tale parametro, eliminando qualsiasi tipologia di rumore. Non si considera, nella trattazione, la aleatorietà legata alle differenze di peso e di postura del ciclista, ma solo il suo contributo sulle vibrazioni.

Nella fig. 3.12, i dati dell'accelerazione rilevati dai sensori, indicati con l'unità di misura della gravità g , sono plottati in scala logaritmica in funzione della Frequenza. Come già evidenziato, la vibrazione segue un trend, aumentando con la velocità di avanzamento del mezzo.

La forza di eccitazione si genera per contatto tra il copertone della bici (uno pneumatico da 2 pollici nell'esperimento) e il fondo stradale (in questo caso cemento).

Nella fig. 3.12, all'incremento della velocità, la forza di eccitazione aumenta e fornisce maggiori vibrazioni alla bici.

Si evidenzia un leggero rumore nella rappresentazione dei dati: esso è dovuto alla pedalata del ciclista che ha movimentato la bicicletta durante i test.

3.4.3 Influenza della strada sulle vibrazioni della bicicletta

Nell'analisi del comportamento vibratorio di un mezzo a due ruote, la tipologia di fondo stradale gioca un ruolo fondamentale, poiché è l'interazione tra fondo e ruota che, come detto, dà origine ad una serie di effetti vibratori che interessano i nostri studi: minime differenze del terreno comportano aumenti considerevoli delle vibrazioni che interessano bici da strada e da corsa. Infatti, come evidenziato da Doria et al (2017), la rugosità del manto stradale non può essere del tutto considerabile come un'ondulazione armonica, ma come un processo randomico, descrivibile per mezzo della densità dello spettro di potenza (in inglese PSD).

Emergono riscontri sull'influenza della strada in Holzel et.al (2014) e Ismail et al (2015). Questi studi sul comportamento vibratorio delle bici sono stati utili anche a definire il comfort di utilizzo delle bici medesime su diverse tipologie di fondo stradale.

Holzel si concentra sulla definizione della differente "rolling distance" (distanza percorsa durante il rotolamento) per un pendolo stradale ad un singolo grado di libertà (SDOF),

fatto rotolare su superfici a rugosità crescente. I risultati hanno riportato, come prevedibile, una predisposizione delle ruote a percorrere distanze maggiori su superfici più lisce e regolari. Ciò significa che l'energia assorbita da terreno rugoso (cioè l'energia sottratta al moto) è molto maggiore nel caso di fondo irregolare. I risultati sono stati successivamente confrontati con quelli rilevati da una bici strumentata con accelerometri, che ha percorso, in presenza di ciclista, le stesse superfici. È emersa una correlazione tra l'assorbimento dell'energia, l'aumento della vibrazione del sistema bici+ciclista e la fatica percepita dal ciclista stesso.

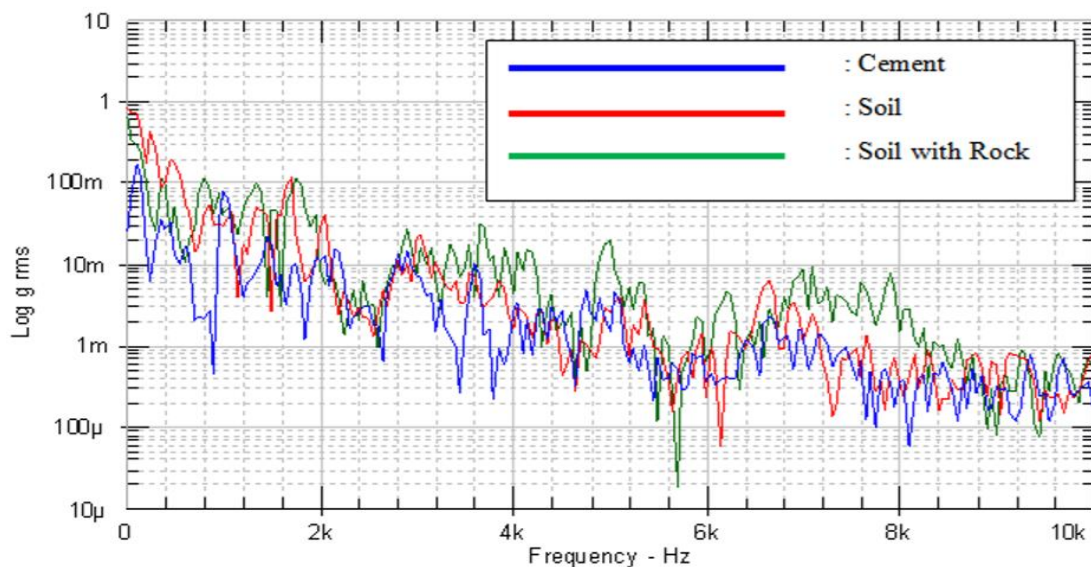


Fig. 3.13 - Effetto del fondo stradale sulle vibrazioni di una MTB (ruote da 2 pollici, stesso ciclista)
[16]

Ismail analizza gli effetti del fondo stradale sulle vibrazioni di MTB. Nonostante la differenza che intercorre tra le biciclette testate da Holzez, biciclette specifiche da corsa, e quelle da Mountain Biking qui analizzate, i risultati sono del tutto simili. Strade regolari apparentemente producono minori vibrazioni, quelle irregolari maggiori (fig. 3.13).

In termini di fenomeno vibratorio, le superfici rugose o irregolari impongono alla bicicletta forze di eccitazione superiori: la ghiaia e il pietrisco, che producono le eccitazioni maggiori, hanno anche la caratteristica di presentare una maggiore

randomicità di input di eccitazione, dovuta ad una forte presenza di irregolarità quali rocce, spuntoni o pietre.

Se si analizza questo fattore a livello di energy harvesting, esso può presentare un uno svantaggio a livello pratico. La presenza di irregolarità accentuate del terreno può danneggiare l'harvester piezoelettrico, inficiandone il funzionamento: stressare un cantilever potrebbe provocare rotture o malfunzionamenti dello strumento a causa di condizioni di lavoro inadeguate e difficilmente prevedibili in fase di progetto.

3.4.4 Influenza di ruote e copertoni sulle vibrazioni

Tra i componenti principali di una bici sono da annoverare le ruote, punto di contatto tra la strada e la bicicletta.; Una corretta analisi delle variabili legate alla scelta della ruota risulta pertanto essenziale per una efficace definizione del problema vibratorio. Quando si parla in generale di ruota, infatti, è d'obbligo operare una distinzione tra cerchione, copertone, battistrada con le variabili che portano con sé.

Durante la pedalata, i ciclisti sentono notevolmente le differenze tra diverse configurazioni di ruota e copertone.

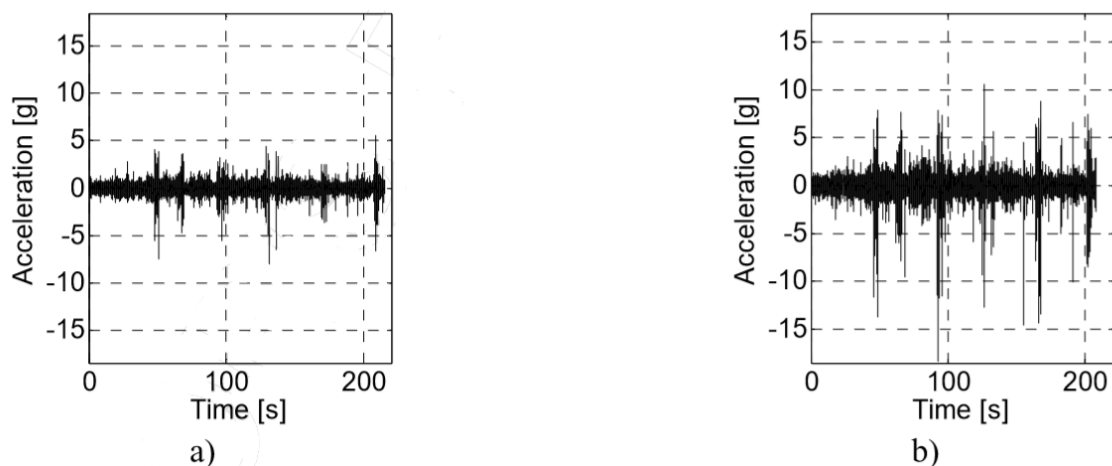


Fig 3.14 - Accelerazioni rilevate al sottosella per bici da corsa che procede a velocità nominale di 25 Km/h a) gonfiaggio a 3 bar b) gonfiaggio a 8 bar [18]

Si consideri il caso delle biciclette stradali. Solitamente questi modelli sono privi di ammortizzatori e la differente pressione di gonfiaggio delle gomme cambia notevolmente l'intensità delle vibrazioni che coinvolgono il mezzo.

Infatti, il comportamento isteretico della gomma, nel caso delle bici stradali caratterizzata da un battistrada liscio, associato all'effetto smorzante del cuscino d'aria della camera della gomma, smorza le sollecitazioni che la strada impone alla bici.

Come analizzato da Roa et al. (Procedia 2005), una pressione più alta delle gomme diminuisce la resistenza di rotolamento a svantaggio di una produzione più elevata di vibrazioni. Durante i test condotti, una bicicletta con ciclista, per un peso complessivo di 90 Kg, ha svolto diversi giri su un circuito predefinito, cercando di mantenere la velocità nominale di 25 Km/h. Durante lo svolgimento dei test, la pressione delle gomme è stata variata tra i 3 e gli 8 bar. I dati relativi alle accelerazioni verticali subite dalla bici sono stati misurati per mezzo di un accelerometro posizionato sotto il sellino, con una frequenza di campionamento di 500 Hz. Tralasciando l'analisi delle caratteristiche del percorso e sotto le condizioni prima riportate, vediamo, in fig. 3.14, il confronto tra le accelerazioni rilevate al sellino per le due modalità di gonfiaggio.

È interessante notare l'influenza di una diversa pressione di gonfiaggio delle gomme sul comportamento vibratorio di bici da corsa professionali, come si evince dagli studi di Van Wallegem et al., visibile nelle figg. 3.15 e 3.16.

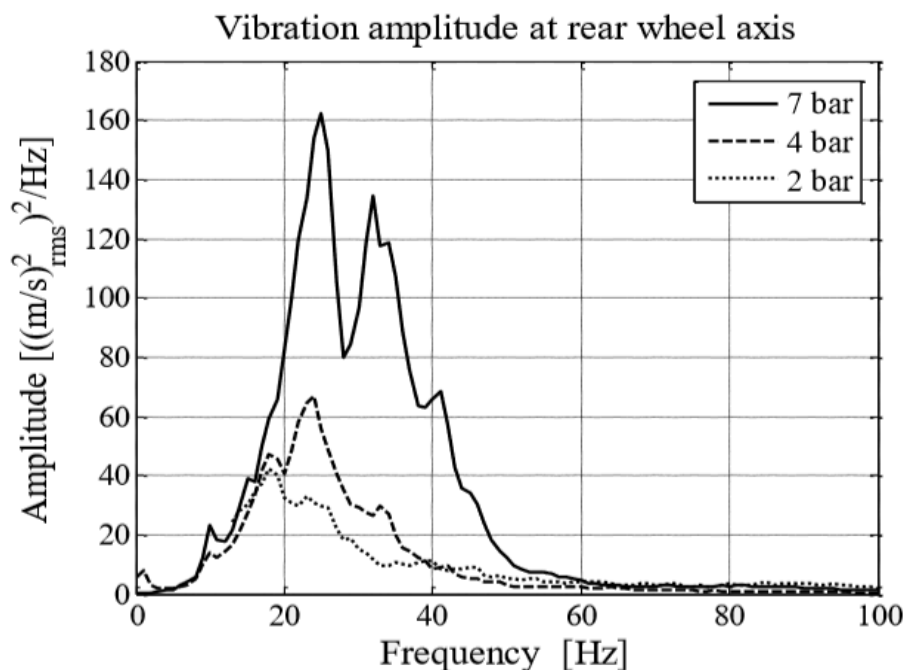


Fig. 3.15 - Spettro vibrazionale dell'asse posteriore su pavè in funzione delle diverse pressioni di gonfiaggio [13]

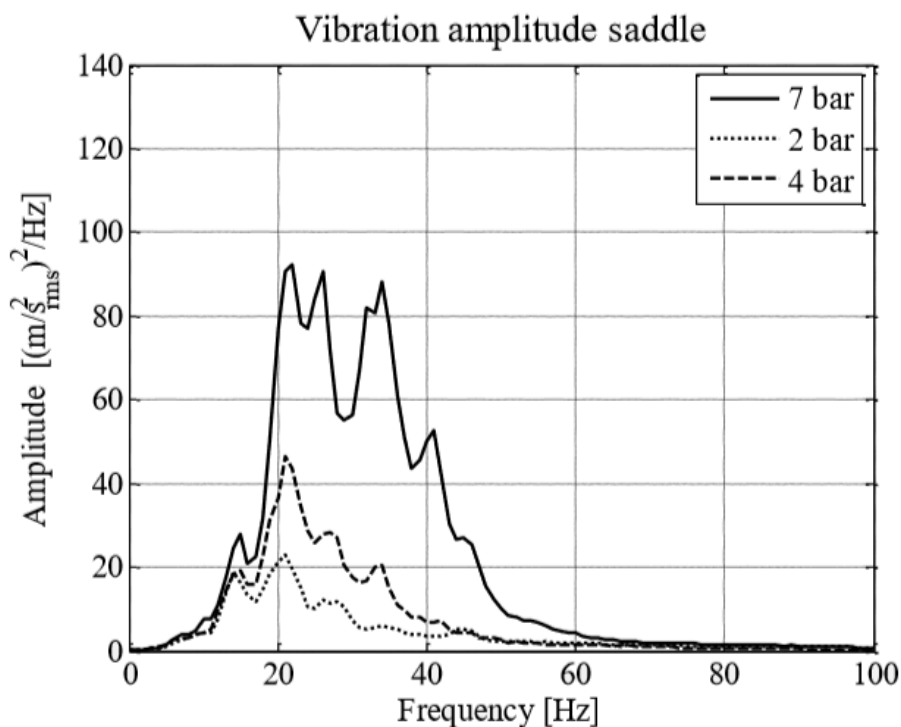


Fig. 3.16 - Spettro vibrazionale del sellino su pavè in funzione delle diverse pressioni di gonfiaggio [13]

Anche in questo caso, la tipologia di ruote e il gonfiaggio degli pneumatici hanno un contributo significativo nell'attenuare le vibrazioni causate dal pavè. I grafici mostrano uno shift delle frequenze e una diminuzione dell'ampiezza media misurata. Il segnale ha picchi dominanti nella fascia compresa tra i 20 e i 30 Hz. È buona norma ricordare che i test sono stati condotti in presenza di ciclista, la cui massa e postura, non meglio specificate, possono aver falsato i valori misurati. Sarebbe più corretto parlare di vibrazioni del sistema bici+ciclista.

L'influsso della dimensione del copertone della ruota sul fenomeno vibratorio trova riscontro anche nei test condotti su MTB da Ismail et. al.

Tre diverse tipologie di gomme da Mountain Bike sono state analizzate. Si riportano le specifiche in Tabella 3.4.

La dimensione del battistrada non è altro che un indice dell'area di contatto che intercorre tra la ruota e il fondo stradale. I dati dei test sono visibili in Fig. 3.17.

Brand	Maxxis Cross Mark	Michelin Wild Racer	Maxxis Larsen TT Exeption
Material	Natural Rubber	Natural Rubber	Natural Rubber
Width (in)	2.1	2.0	1.9
Diameter (in)	26	26	26

Tabella 3.4 - Specifiche dei copertoni utilizzati durante il test

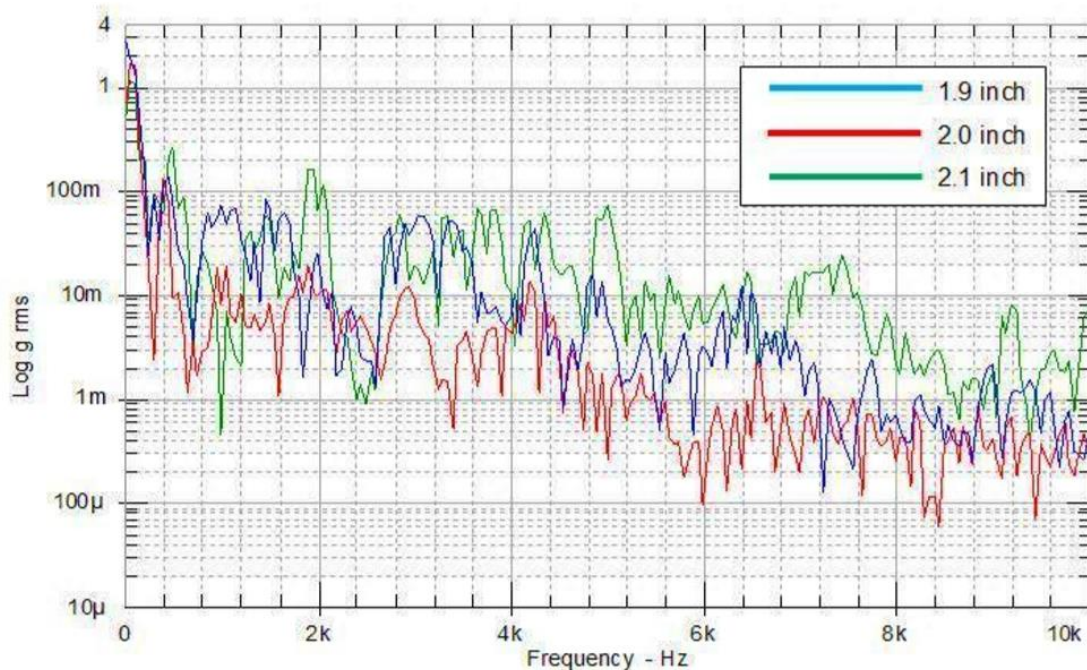


Fig. 3.17 - Effetto della dimensione del battistrada sulle vibrazioni percepite dalla bici (7 km/h, superficie di cemento) [16]

É chiaramente visibile l'effetto dell'aumento della dimensione del battistrada sull'ampiezza delle vibrazioni. Ciò dimostra, come indicato da Grudzinski et al. (2005), la stretta relazione tra la forza di attrito e le vibrazioni. Con l'avanzamento della ruota sul terreno, si produce una forza di attrito in micro-scala che influenza il comportamento vibratorio della bicicletta, come dimostrato dal trend presente in fig. 3.17: all'aumentare

della dimensione del battistrada, la forza di attrito aumenta e genera vibrazioni di maggiore entità.

Da questa analisi, è possibile notare come vi sia, ancora una volta, un'intima connessione tra velocità di avanzamento, tipologia di fondo stradale e tipologia di area di contatto (copertone).

Anche l'effetto della dimensione del cerchione modifica le sollecitazioni percepite dalla bicicletta, come analizzato da P. Macdermid et al. (2014). Sono stati considerati, infatti, i comportamenti delle biciclette di 8 partecipanti ad una gara di Cross Country, i quali hanno compiuto due diverse sessioni su un terreno accidentato con ruote da 26" e 29", considerando una velocità media di gara di 29 km/h.

Le bici sono state strumentate con accelerometri tri-assiali, posizionati sul manubrio e sul reggisella, con una uscita di 128 Hz per misurare le vibrazioni registrate durante un giro completo e su particolari tratti caratterizzati da forte pendenza.

Le vibrazioni sono state quantificate con le analisi RMS e Fourier.

In RMS si hanno una accelerazione complessiva e una sollecitazione maggiore nel caso delle ruote da 29" rispetto a quelle da 26". È inoltre risultato un gap maggiore tra le due tipologie nelle fasi di discesa, a velocità maggiore, rispetto alle fasi di salita: le frequenze misurate in salita erano generalmente basse e le due curve si schiacciavano. In discesa, al contrario, sono stati registrati alti valori di RMS, con frequenze molto maggiori.

3.4.5 Considerazioni riassuntive

Nel capitolo sono stati riportati i dati presenti in letteratura che meglio descrivono il fenomeno vibratorio della bicicletta, riportando frequenze e ampiezze in gioco. Sono stati presi in considerazione gli studi relativi ai vari fattori che possono modificare il comportamento vibratorio dei mezzi a due ruote.

Si è notato, sia per test in laboratorio, sia per test su strada, come i punti della bicicletta più soggetti a sollecitazioni siano il manubrio e il sellino.

Volendo concentrarsi sulle biciclette da strada, la banda di frequenze, che la letteratura riporta come più incidente su mezzi di questo tipo, è compresa tra i 10Hz e i 35 Hz.

Si cercherà, nel prosieguo della trattazione, di definire quali tecnologie possano essere utilizzate per raccogliere energia cinetica vibrazionale in questa fascia di frequenza, tenendo conto dei fattori che influenzano il fenomeno vibratorio che interessa la bicicletta.

Capitolo 4

Energy Harvesting applicato al settore ciclistico

La precedente descrizione dei modelli di harvester piezoelettrico ha costituito la base di partenza per comprendere al meglio il funzionamento di questa nuova tecnologia. La modellizzazione della bicicletta e la disamina della diversa interazione tra bicicletta, ciclista e fondo stradale hanno permesso di analizzare tutti i principali attori del comportamento vibratorio del mezzo, consentendo di portare alla luce le criticità dell'analisi.

Fatte queste premesse, si passa, ora, a presentare il funzionamento operativo dell'harvesting applicato al campo ciclistico.

L'evoluzione tecnologica della strumentazione e della sensoristica, che attualmente si utilizzano in ambito ciclistico, ha permesso di minimizzare la potenza di alimentazione degli strumenti medesimi, 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.

Le vibrazioni sono una componente fondamentale nel moto dei mezzi a due ruote. Trasduttori piezoelettrici di ultima generazione, opportunamente montati a bordo delle biciclette, permettono di generare non trascurabili quantità di energia elettrica che, grazie a convertitori statici, rendono disponibile tale energia al funzionamento di apparecchi come cardiofrequenzimetri, rilevatori gps o le più semplici luci.

4.1 Harvesting piezoelettrico per uso ciclistico

Il primo studio su questa tecnologia è stato effettuato, come già premesso nel capitolo precedente, da Minazara et al. in "Piezoelectric Generator Harvesting Bike Vibrations Energy to Supply Portable Devices": tale trattazione presenta lo sviluppo e l'applicazione di un generatore piezoelettrico, una soluzione energetica duratura e, soprattutto, pulita rispetto ai canonici strumenti di alimentazione. I generatori piezoelettrici utilizzati sfruttano materiali "attivi" (strutture piezoceramiche policristalline) che producono una carica elettrica se meccanicamente attivati.

La bicicletta, sollecitata permanentemente a livello vibratorio, è una fonte di energia meccanica ideale a tale scopo. L'analisi, come effettuata nel capitolo precedente, dell'interazione tra bici, ciclista e fondo stradale permette una corretta definizione, progettazione o scelta dell'harvester adeguato.

La banda operativa, trovata durante l'analisi vibratoria, fornisce un utile indizio sulla frequenza di risonanza che l'harvester piezoelettrico dovrà avere per massimizzare il proprio funzionamento; suggerisce, ad esempio, che trasduttori molto rigidi potrebbero avere problemi ad essere accordati a frequenze così basse.

La sperimentazione ha orientato la scelta verso un classico cantilever piezoelettrico unimorfo, consistente in una trave a sbalzo con un solo strato (layer) di materiale piezoelettrico di tipo MFC (Micro Fiber Composite), tale da garantire una vita a fatica di milioni di cicli. Questa tipologia di materiale si piega anche a frequenze molto basse, garantendo un funzionamento ideale nel caso della bicicletta: infatti, una maggiore deformazione del mezzo piezoelettrico garantisce una conseguente produzione di energia. Per raggiungere la frequenza naturale desiderata di 12.5 Hz, una tip mass è stata aggiunta all'estremità della barretta. La massa, del peso di 5.32 g, è anche utile per amplificare in modo meccanico la deformazione del materiale piezoelettrico. Il modello di strumento utilizzato è riportato in fig. 4.1.

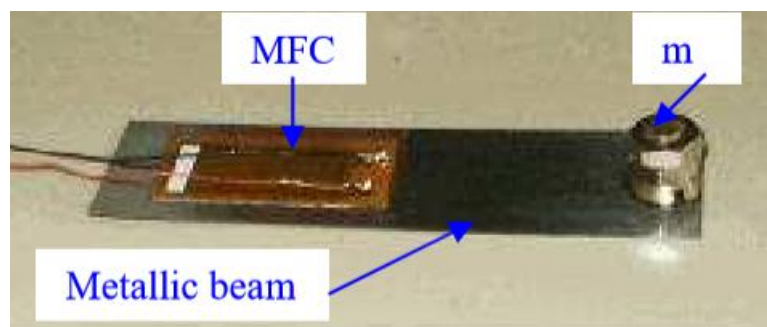


Fig. 4.1 - Modello di trasduttore piezoelettrico utilizzato da Minazara-Vasic [9]

Per i principi di funzionamento e gli approfondimenti a riguardo, si rimanda al capitolo 2.

Lo studio sul trasduttore è stato svolto in laboratorio, simulando l'andamento vibrazionale riscontrato durante l'analisi sul campo svolta sulla bicicletta. Ciò è stato fatto, come spesso accade e come già evidenziato in questo elaborato di tesi, al fine di massimizzare la praticità e la ripetibilità delle misurazioni, nonché dalla volontà di minimizzare i fattori aleatori, che misurazioni in ambiente aperto (sul campo) possono comportare.

Per ottenere tali risultati si è optato per l'utilizzo di shaker che simulassero la frequenza della bicicletta di 12.5 Hz, con andamento puramente sinusoidale. Il funzionamento meccanico del trasduttore è stato assimilato, in modo semplificato, a quello di una massa rigida M incastrata su una molla, con rigidità k equivalente alla rigidità della struttura (barretta + MFC), su uno smorzatore meccanico C , corrispondente allo smorzamento meccanico della struttura, e a un disco, che descrive il comportamento elettromeccanico del layer piezoelettrico applicato sulla barretta.

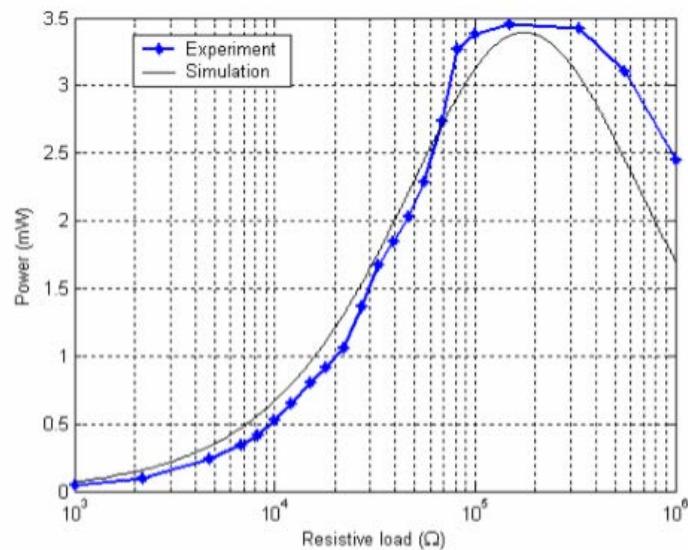


Fig. 4.2 - Produzione di potenza teorica e sperimentale rispetto ai carichi resistivi (frequenza 12,5Hz, $M = 7g$, $\alpha = 0.00047 \text{ N/V}$, $C = 0.0419 \text{ Nm}^{-1}\text{s}^{-1}$) [11]

Senza l'uso di convertitori, il carico resistivo è stato collegato direttamente ai morsetti del materiale attivo dell'harvester. In fig. 4.2 sono messi a confronto i livelli di potenza teorici e sperimentali.

La potenza fornita al carico resistivo R è data dall'equazione:

$$P = \frac{V_{eff}^2}{R} \quad (95)$$

dove V_{eff} è il valore quadratico medio della tensione misurata ai capi degli elettrodi del materiale piezoelettrico.

Si è così misurata la potenza elettrica che il generatore piezoelettrico in questione può fornire. A 12.5 Hz e 0.5 g, il sistema ha prodotto 3.5 mW per una resistenza ottimale di 100 kΩ, direttamente collegata all'output del generatore. Si è verificato che la potenza fornita è sufficiente a garantire alimentazione ad una lampada LED di uso comune in ambito ciclistico.

Passando alle prove su strada, si è montato il generatore piezoelettrico, precedentemente studiato in laboratorio, sul manubrio di una bicicletta standard, collegato a una lampada LED ad alta illuminazione tramite un circuito elettrico del tipo raffigurato in fig. 4.3, che permette lo switch tra funzionamento continuo e funzionamento ad intermittenza.

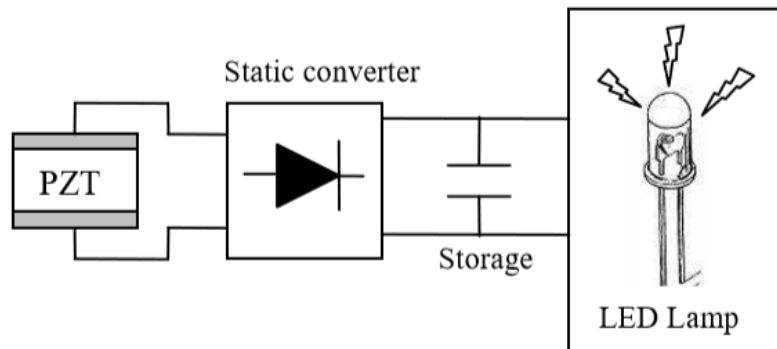


Fig. 4.3 - Schema circuito lampada LED

Come intuibile, un percorso poco accidentato, come quello di una pista ciclabile, permette di produrre un'illuminazione più flebile rispetto a quello che un percorso sul pavé permetterebbe di raggiungere. Infatti, le vibrazioni generate dal contatto battistrada-pavé sono le più alte riscontrate durante l'analisi vibrazionale del mezzo e quelle in cui registriamo il picco massimo nello spettro delle frequenze.

Si ponga a confronto, ora, la nuova tecnologia in analisi con la classica soluzione a dinamo presente sulle nostre biciclette.

La dinamo sottrae una parte dell'energia che il ciclista investe per movimentare il mezzo per convertirla in elettricità. Essa ha, da sempre, tentato di porre rimedio all'annoso inconveniente delle batterie, denotando, però, una scarsa affidabilità sui lunghi periodi, essendo soggetta a rotture frequenti.

Inoltre, la scarsa lubrificazione, l'usura e gli agenti atmosferici possono causare un irrigidimento del sistema, provocando un indurimento e, di conseguenza, la necessità di spendere maggiore energia per permetterne il funzionamento. Le dinamo standard presentano una bassa efficienza (20% circa).

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<

Tabella 4.1 - Confronto modelli dinamo e generatore piezoelettrico

La Tabella 4.1 mette a confronto i modelli di dinamo presenti sul mercato, confrontandoli a loro volta con il generatore piezoelettrico studiato.

É importante evidenziare, come enunciato anche da Minazara et al., che il generatore piezoelettrico presentato è da considerarsi un prototipo non pronto alla commercializzazione, in quanto poco performante e ancora in fase embrionale di

progettazione. Offre, però, uno spunto di riflessione interessante e la base da cui partire per futuri sviluppi tecnologici. I generatori piezoelettrici rappresentano il futuro: sono leggeri, se opportunamente protetti non sono sensibili alle intemperie e all'umidità, non richiedono sforzi fisici aggiuntivi per essere messi in funzione e garantiscono energia pulita, in quanto privi di batterie.

Queste prime ricerche hanno fornito l'input per tutti gli studi svolti negli anni successivi e, ancora oggi, sono oggetto di studio in numerosi istituti di ricerca.

4.2 Harvesting alimentato dal fenomeno del Weaving (Counterbalancing)

Una delle molte problematiche dell'Energy Harvesting Piezoelettrico è quella legata alla bassa frequenza media che interessa il mezzo. In particolare, come già discusso, le biciclette da strada di uso quotidiano affrontano percorsi mediamente poco accidentati e sono caratterizzate da fenomeni vibratorii a bassa frequenza. Ciò rende difficile la scelta e il corretto utilizzo di harvester piezoelettrici a causa della difficoltà di un'adeguata accordatura dello strumento con le frequenze della bicicletta. Per questi motivi, si analizzano, ora, altre tipologie di energy harvesting, differenti da quello piezoelettrico studiato finora, che trovano riscontro nella letteratura specialistica degli ultimi anni.

Yang, Yeo e Priya propongono di concentrarsi su un altro fattore vibratorio che interessa le biciclette, il Counterbalancing (o Weaving), un movimento oscillatorio tipico del ciclismo, che consiste in 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. 4.4). La traiettoria tracciata dal movimento si può definire assiale, piuttosto che planare come negli studi analizzati in precedenza. Tale movimento, generato spostando il peso e contemporaneamente aggiustando l'equilibrio del mezzo per non cadere, si effettua per sfruttare al meglio la forza fisica per la pedalata in condizioni particolari, quali sprint o salite.

Questo, agli occhi degli ingegneri, è un vantaggio aggiuntivo, in quanto si nota come la salita sia il momento nel quale la bici tocca le frequenze più basse e l'harvester

piezoelettrico esce dalla propria banda di funzionamento ottimale.

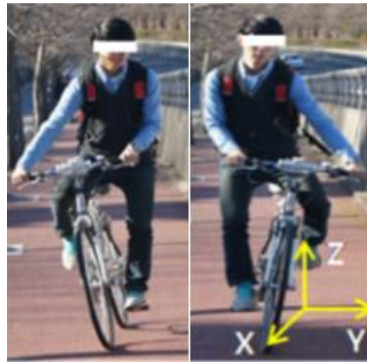


Fig. 4.4 - Andamento del moto di Weaving con sistema di riferimento [21]

La volontà dell'analisi sul fenomeno del weaving era anche quella di verificare, tramite test sul campo, i risultati ipotizzati preliminarmente.

Preso in analisi una bicicletta standard da città, con peso nominale di 14.5 Kg e ruote da 27 pollici, è stato equipaggiato il manubrio della bicicletta con un accelerometro MEMS triassiale, posto al centro di esso. L'accelerometro ha fornito una prima stima delle frequenze a ampiezze in gioco.

I test sono stati condotti con un ciclista non professionista di 175 cm di altezza e 62 Kg di peso. È importante esprimere anche questi dati, poiché l'oscillazione della bici è legata anche all'altezza del baricentro del modello bici+ciclista che si instaura.

Le prove sono state svolte in salita, su un percorso con pendenza del 19%. Tale pendenza, difficilmente riscontrabile in un percorso cittadino, è stata probabilmente scelta da parte degli autori per estremizzare il comportamento ondulatorio del weaving e, quindi, avere dati più probanti. Sono facilmente riconoscibili, tuttavia, le forzature di una tale scelta.

In fig. 4.5 sono riportate le acquisizioni in *time domain* delle accelerazioni picco-picco misurate durante i test. Per il sistema di riferimento utilizzato, occorre considerare quello presentato in fig. 4.4. Risulta evidente come le frequenze che interessano la bicicletta durante il movimento di weaving in salita siano molto più basse di quelle legate

alla vibrazione verticale dovuta all'interazione tra ruota e asfalto, mentre le ampiezze sono molto maggiori.

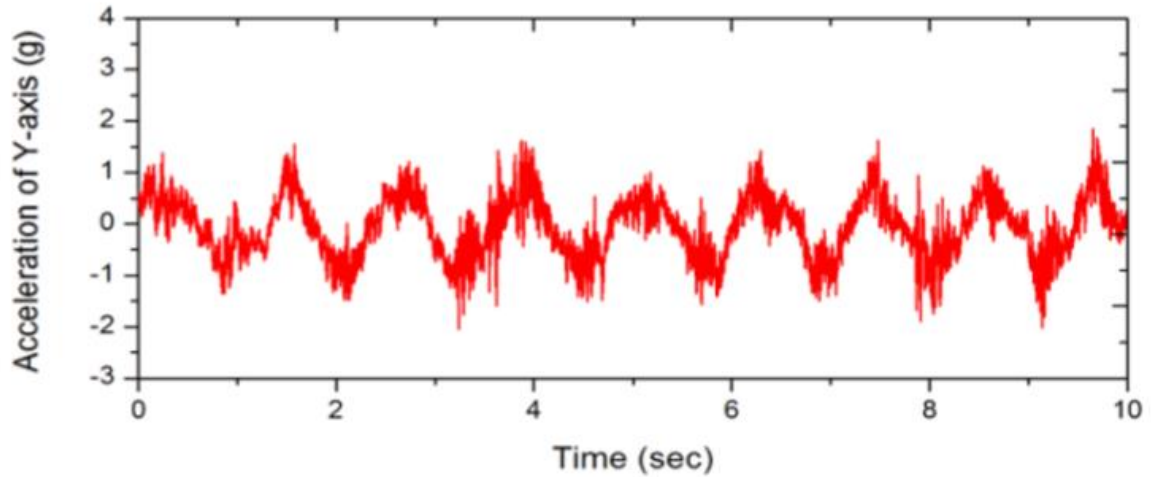


Fig. 4.5 - Accelerazione per rollio della bici [21]

L'accelerazione Peak-to-peak riscontrata è di 3 g, con una frequenza centrale di 1.2 Hz.

Solitamente gli harvester sono progettati, come evidenziato nel corso del capitolo 1, per produrre il massimo output di potenza elettrica, nel nostro caso nell'ordine dei mW, alla propria frequenza di risonanza. Ciò è logicamente molto difficile, in quanto, come già analizzato, la base di energia cinetica da convertire in elettrica, legata all'andamento vibratorio del mezzo, è suscettibile anche alla variabile umana. Nel caso la sollecitazione in ingresso cambi frequenza, le prestazioni decadono, poiché il sistema meccanico non lavora più in risonanza.

A questo scopo si è optato per lo sviluppo di 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, e una maggiore facilità di aggiustamento in fase d'opera, tramite modifica dei parametri fisici. Queste caratteristiche lo rendono ideale in un campo di utilizzo a basse frequenze suscettibile alla movimentazione uomo-bici.

Yang, Yeo e Priya hanno sviluppato e prototipato un harvester elettromagnetico, della tipologia presentata in fig. 4.6.

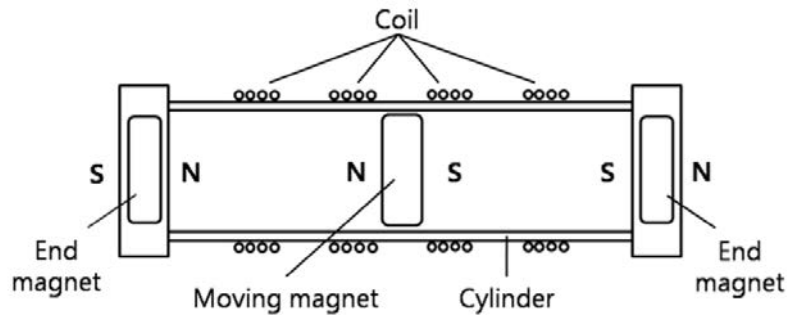


Fig. 4.6 - Struttura di un energy harvester magnetico non lineare [21]

Senza soffermarsi sulle specifiche tecniche, si fornisce una spiegazione del principio di funzionamento dell'harvesting elettromagnetico.

In un harvester elettromagnetico, come raffigurato nello schema in fig. 4.7, la trasduzione elettrica avviene ponendo un conduttore in un campo magnetico variabile nel tempo.

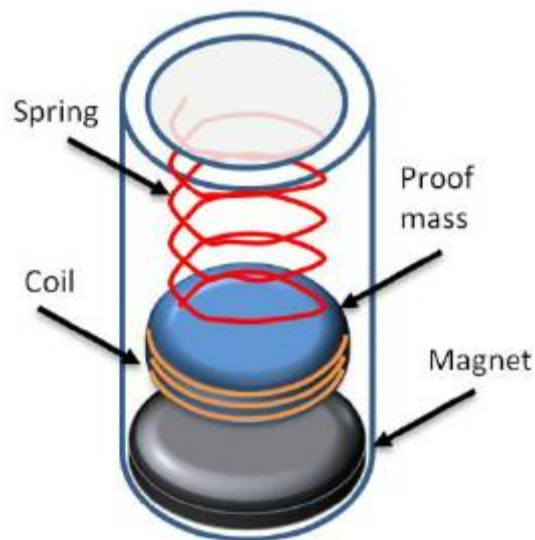


Fig. 4.7 - Schema di funzionamento di un generico harvester elettromagnetico [21]

Tale principio di funzionamento, come già presentato nel capitolo 1, si basa sulla legge di Faraday, la quale afferma che la forza elettromotrice generata da un campo magnetico, all'interno di una linea chiusa, è equivalente all'opposto della variazione del flusso magnetico del campo, attraverso la superficie che ha quella linea come frontiera, nell'unità di tempo presa in analisi. In simboli:

$$\varepsilon = -\frac{d\Phi}{dt} \quad (96)$$

Dove ϕ è il flusso.

Il campo magnetico è generato da un magnete permanente, mentre il conduttore consiste in una bobina: il moto relativo tra la bobina e il magnete comporta una variazione del flusso concatenato dalle spire e ai capi del conduttore si misura una tensione ε .

Se si utilizza un numero maggiore di magneti cilindrici, disposti in modo tale da avere direzione di magnetizzazione opposta, si ottengono linee di campo perpendicolari all'asse dei magneti la cui intensità, in corrispondenza degli avvolgimenti, è maggiore rispetto al caso di un singolo magnete.

A tale scopo, il prototipo finale ha la forma raffigurata in Fig.8

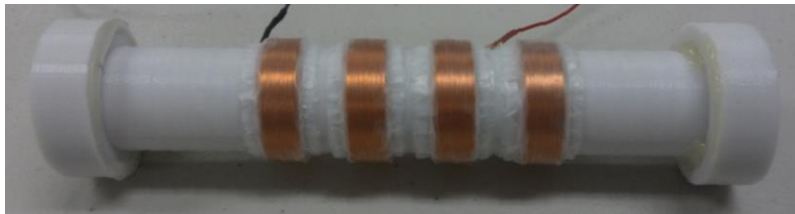


Fig. 4.8 - Energy harvester magnetico non lineare sviluppato da Yang, Yeo e Priya [21]

Tale prototipo segue le specifiche di funzionamento presentate, anche in letteratura, da Marin et al. (2012). Non ci si sofferma su tali principi poiché non funzionali alla trattazione.

La potenza generata dal movimento attraverso la bobina è data dall'equazione:

$$P = \left(\frac{Blz}{R_L + R_e} \right)^2 R_L \quad (97)$$

dove z indica lo spostamento relativo del magnete rispetto alla bobina, R_L il carico resistivo, B il campo magnetico, l la lunghezza della bobina e R_e la resistenza di quest'ultima.

Il modello prototipato è stato montato longitudinalmente sul manubrio della bici, opportunamente calibrato e collegato ad un carico resistivo esterno di 18 Ω .

Tipologia partecipante	Età	Altezza (cm)	Peso (Kg)	Potenza generata (mW)
Ciclista prestante	20	175	62	15,5
Ciclista poco prestante	22	170	51	6,6

Tabella 4.2 - Dati relativi al ciclista più performante e a quello meno performante del campione

Il test vero e proprio per la valutazione dell'energia generata per weaving è stato condotto utilizzando un pool ristretto di volontari. Riportiamo in Tabella 4.2 e nelle figg. 4.9 e 4.10 i dati e i risultati del migliore e del peggiore ciclista del pool che ha effettuato i test.

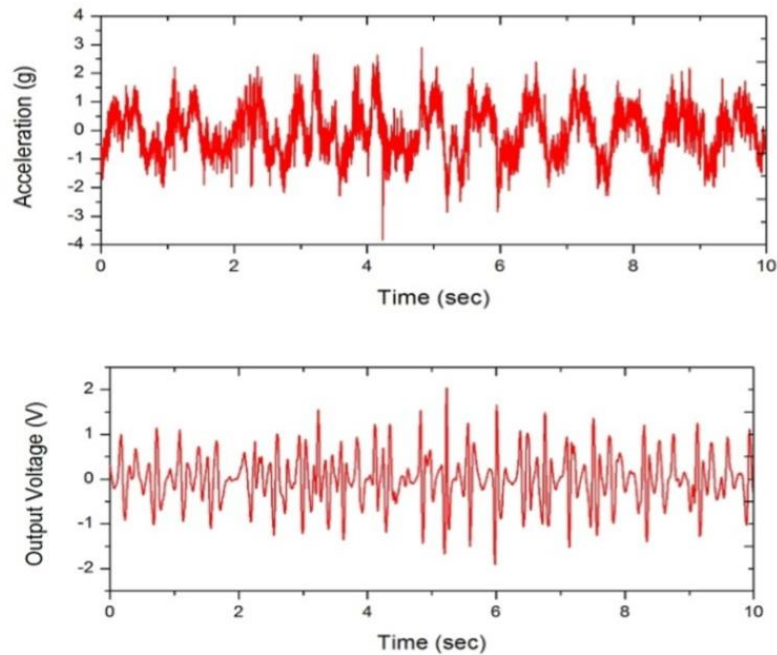


Fig. 4.9 - Accelerazione del weaving e produzione di energia del candidato più prestante [21]

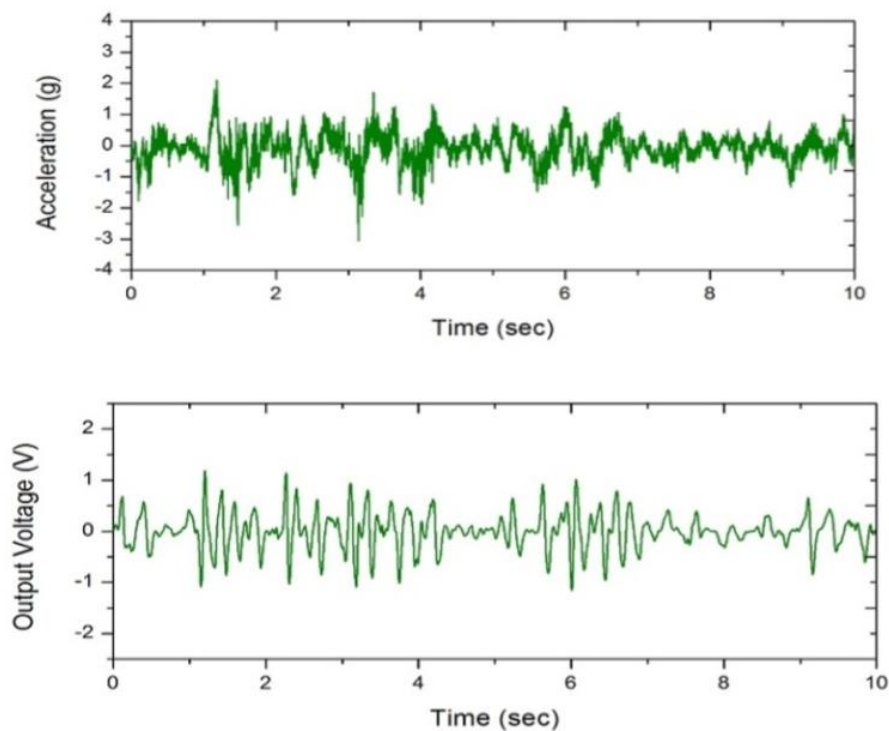


Fig. 4.10 - Accelerazione per weaving e produzione di energia del candidato più prestante [21]

In generale si nota, comunque, una difficoltà di conversione dell'energia cinetica in elettrica anche nel caso di harvester elettromagnetici, a causa del basso cambiamento nella densità del flusso magnetico a basse frequenze. Nonostante ciò, i risultati dei test condotti sul prototipo possono ritenersi significativi, e l'energia prodotta può essere sufficiente ad alimentare strumenti di rilevazione o sistemi di illuminazione di ultima generazione, che richiedono pochi mW per essere alimentati.

È necessario, però, evidenziare delle criticità. In primo luogo, l'ingombro di magneti e bobina non è così ridotto da poter essere considerato trascurabile. Il posizionamento sul manubrio può causare fastidi al conducente e inficiare l'aerodinamica del mezzo.

Inoltre, la tecnologia di harvesting elettromagnetico non lavora in modo compatibile con sistemi microelettromeccanici (MEMS), al contrario degli harvester piezoelettrici.

Ancora più critico è l'aspetto legato al weaving: è difficile riuscire a credere che un ciclista, soprattutto inesperto, riesca a mantenere tale andatura in modo costante, in sprint o scalata, per lunghe durate di tempo. Viene naturale porsi la domanda su quale sia il vantaggio nel preferire questa tecnologia alle solite batterie.

Di conseguenza, è necessario effettuare valutazioni su costi-benefici di tale tecnologia per applicazioni così specifiche.

È importante ricordare, ancora una volta, i limiti che l'harvesting piezoelettrico porta con sé: il problema di dispersione della carica elettrica e il cattivo effetto di accoppiamento degli elementi piezoelettrici portano ad una scarsa efficienza di conversione e ad una ridotta efficacia di generazione di energia elettrica. Inoltre, sono già stati precedentemente discussi i limiti di efficacia legati al funzionamento del cantilever.

4.3 Harvesting elettromagnetico con smorzatore dinamico

Una soluzione alternativa a questo problema è stata studiata da Chen et al. (2015), i quali hanno utilizzato un metodo FEM per analizzare il comportamento di uno smorzatore dinamico a molle magnetiche non lineari, inserito nel telaio della bicicletta come visibile in fig. 4.11, che assorbe l'energia di impatto. Inoltre, componenti piezoceramici sono stati utilizzati per generare energia elettrica sfruttando lo stress compressivo all'interno dello smorzatore. Lo smorzatore assorbe le vibrazioni che sarebbero trasmesse al sellino. Ne è stato realizzato e testato un prototipo, come sarà spiegato in seguito.

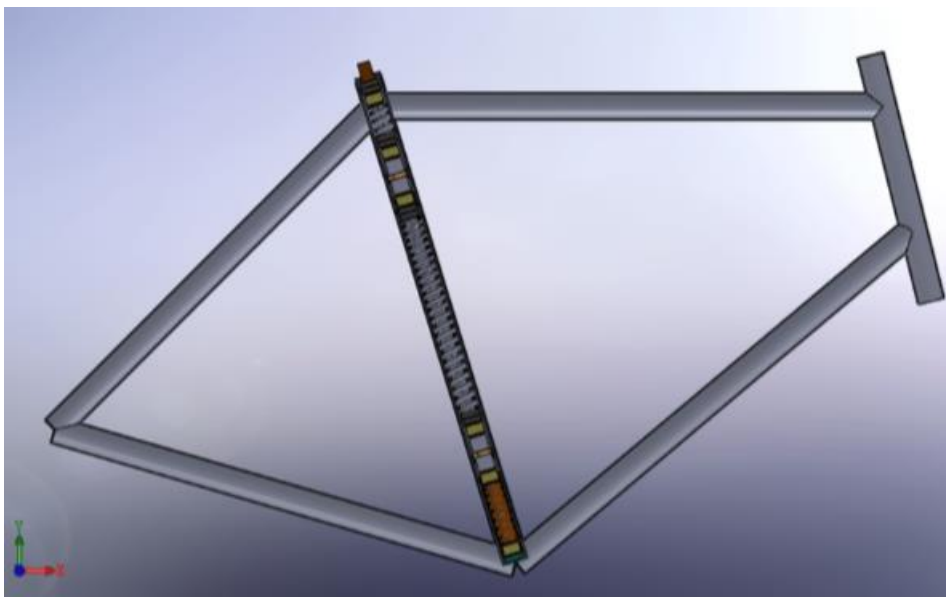


Fig. 4.11 - Modello harvester elettromagnetico ad assorbimento di impatto di Chen et al. [22]

I componenti piezoelettrici sono utilizzati per catturare l'energia elettrica data dall'effetto piezoelettrico, causato dallo sforzo a compressione.

L'indagine è proseguita tramite una analisi con metodo Tamaguchi, al fine di determinare le condizioni operative ottimali per i materiali piezoelettrici, cercando di catturare quanta più energia cinetica possibile.

Questa sperimentazione ha fornito un buono spunto ai progettisti di assorbitori dinamici e sospensioni, evidenziando possibili scenari futuri per l'interazione tra assorbitori dinamici e harvesting piezoelettrico. Il modello sperimentale è stato successivamente prototipato.

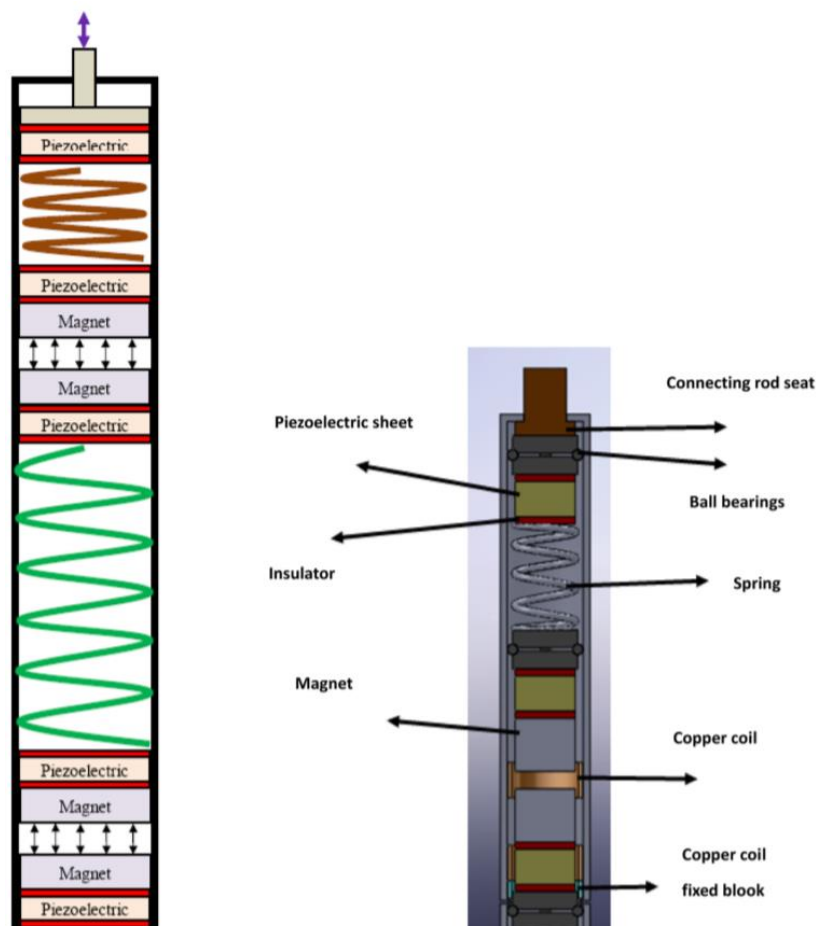


Fig. 4.12 - Design e modello di assorbitore dinamico di vibrazioni a molle elettromagnetiche non lineari con implementazione di materiali piezoceramici [22]

La fig. 4.12 mostra lo schema dell'assorbitore dinamico: esso consiste in due coppie di magneti repulsivi che funzionano in funzione di molle magnetiche non lineari; il tubo è avvolto esternamente da due bobine.

Il movimento vibratorio che interessa la bici, causato dall'andamento di essa su terreno sconnesso, provoca vibrazioni del telaio e un movimento sussultorio che interessa il sellino, il quale è smorzato dall'assorbitore: l'andamento ciclico verso l'alto e verso il basso delle molle a causa dell'azione elastica e il movimento relativo tra i magneti, dovuto all'effetto repulsivo che intercorre tra loro, che scorrono all'interno delle bobine esterne in modo alternativo, generano un effetto elettromagnetico che produce elettricità. Ad esso è associata la produzione di elettricità generata dagli strati piezoceramici, stressati a compressione durante questo processo.

Senza che ci si soffermi sulla trattazione della modellizzazione magnetica, si riportano le caratteristiche del materiale piezoelettrico prescelto (fig. 4.13) durante la prototipazione.


Item	D20S65B
	
Vibration frequency (kHz)	6.5 ± 0.5
Resonant impedance (Ω)max	400
Capacitance value (PF) ± 30%	14,000
Type	B
Dimension (mm) D	21.0
D	15.0
T	0.42
t	0.20 ± 0.03
Material of metal plate	Brass

Fig. 4.13 - Caratteristiche materiale piezoelettrico [22]

4.4 Energy Harvesting per rotazione della ruota

L'utilizzo di harvester piezoelettrici ha messo in mostra alcune problematiche a livello pratico, soprattutto per un utilizzo in campo ciclistico. L'eccessiva aleatorietà legata ad una corretta accordatura degli harvester piezoelettrici per bande di frequenza molto basse, caratterizzante anche da ampiezze e scostamenti suscettibili a fattori esterni quale clima, fondo stradale e ciclista, ha spinto alcuni studiosi verso altri metodi di accumulo e conversione dell'energia cinetica, quali l'utilizzo di harvester elettromagnetici che sfruttano il comportamento rotazionale della ruota.

Tali strumenti di accumulo e conversione di energia spesso sono stati studiati come vera e propria evoluzione della classica dinamo, la quale, per quanto ingegneristicamente arcaica, è stata per tanti anni la scelta più efficace per l'alimentazione degli strumenti di illuminazioni posti sulle biciclette.

Si deve evidenziare come, però, l'energia cinetica catturata dalla dinamo, al contrario di quella catturata dagli harvester vibrazionali, non sia energia che altrimenti andrebbe sprecata: l'energia cinetica per alimentare gli harvester elettromagnetici di questa concezione viene in molti casi sottratta al moto di rotazione della ruota, al contrario di quella cinetica vibratoria che, invece, andrebbe sprecata.

Essendo più facile prevedere la velocità media di avanzamento di una determinata tipologia di bicicletta, rispetto a prevederne il comportamento vibrazionale, si è cercato di trovare nuove soluzioni, meno invasive a livello di fatica per il ciclista, sfruttando proprio la rotazione delle ruote della bicicletta.

A tale scopo si è riscorsi all'utilizzo di generatori rotatori elettromeccanici, già molto utilizzati nel recupero di energia per rotazioni ad alta velocità, cercando di ridimensionare i modelli esistenti e di adattarli al funzionamento a velocità e frequenze che il corpo umano possa generare con la pedalata, nell'intento di limitare le perdite di efficienza che una diminuzione delle dimensioni degli elettromagneti comporta.

C.T. Pan et al. (2012) hanno cercato di rivedere e perfezionare il classico sistema di Hub dynamo, un sistema di recupero energetico sito all'interno del mozzo della ruota

anteriore, che utilizza la rotazione relativa tra ruota e perno passante come fonte di energia di alimentazione. (fig. 4.14)



Fig. 4.14 - Esempio classico di un modello di Hub Dynamo della Schmidt-Nabendynamo [23]

Lo studio si concentra su di un energy-harvester elettromagnetico planare, funzionante per basse velocità di rotazione e notevolmente ridotto in spessore e dimensioni.

Questo rivoluzionario sistema dinamo, infatti, consta di bobine planari multistrato e multipolo, un magnete “morbido”, e vari magneti permanenti multipolo. Il magnete “morbido” è utilizzato per migliorare l’efficienza dello strumento.

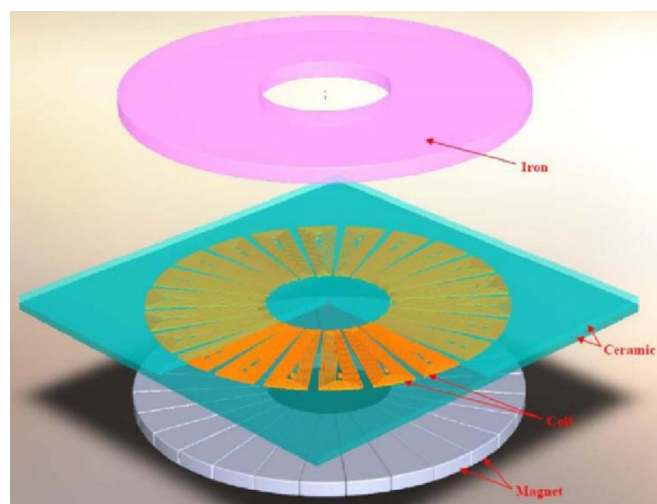


Fig. 4.15 - Design del singolo strato dell’harvester elettromagnetico rotativo [24]

È il magnete permanente l'elemento che crea il campo magnetico all'interno del generatore rotazionale elettromagnetico. In accordo con la legge di Faraday, quando il magnete ruota in modo relativo ai micro-avvolgimenti, all'interno di questi ultimi vengono indotti corrente elettrica e tensione.

Uno schema semplificato degli strati costitutivi è rappresentato in figura 4.15.

Si tralasciano gli studi relativi alla scelta e alla progettazione dei componenti elettronici e all'analisi dei campi magnetici, per i quali si rimanda al testo originale.

Più interessante, ai fini della trattazione, è riportare la variazione delle grandezze in gioco rispetto alla velocità di rotazione della ruota. Si ricorda, infatti, che il modello in questione è stato studiato e progettato per lavorare a basse velocità di rotazione.

Per comparare i dati degli esperimenti con quelli ottenuti durante le simulazioni, il sistema è stato fatto ruotare dai 37 fino ai 300 rpm, al fine di confrontare l'output di potenza delle diverse configurazioni a basse velocità.

Si riportano i dati di tensione e potenza nelle figg. 4.16 e 4.17.

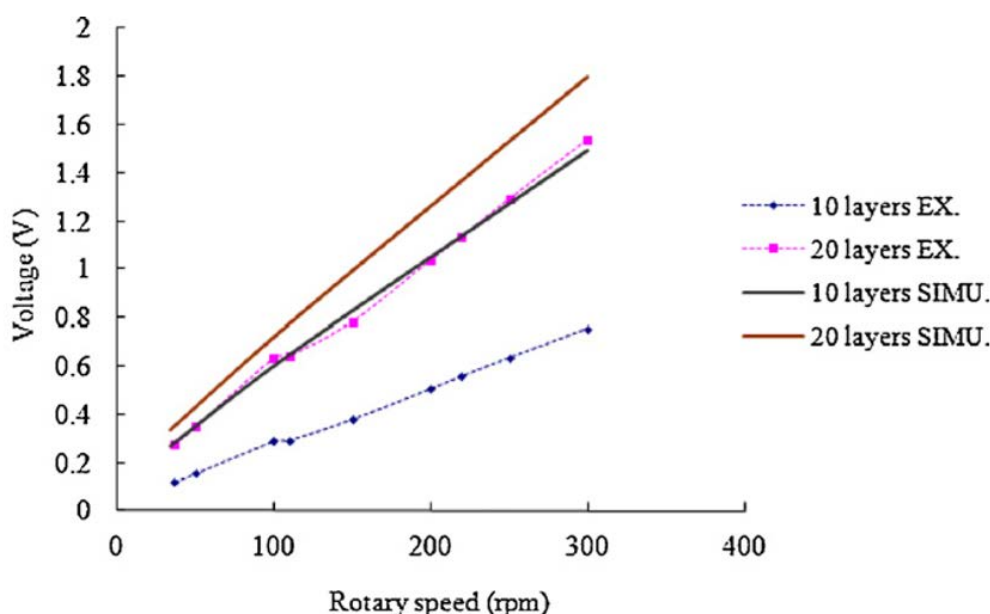


Fig. 4.16 - Effetto della velocità sull'output di tensione per diverse configurazioni dell'harvester [24]

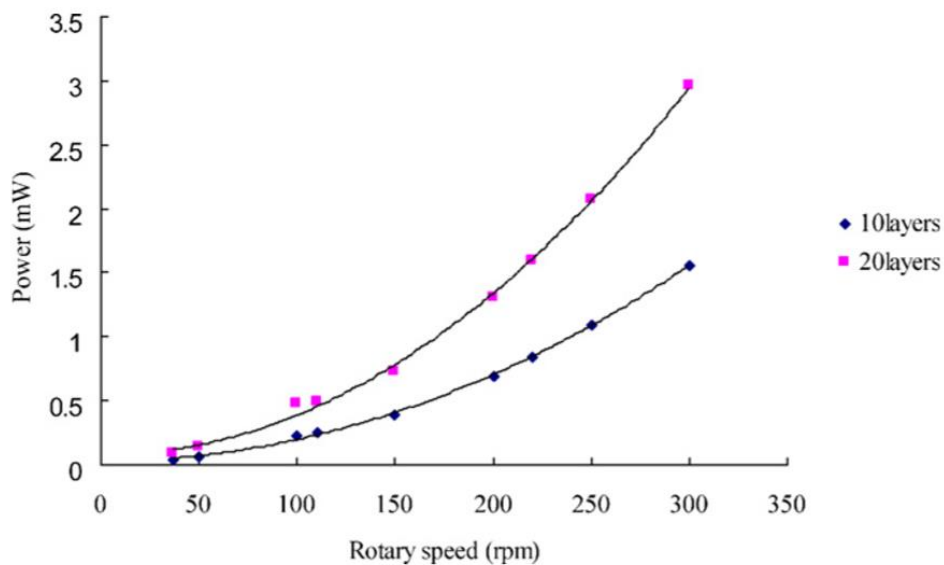


Fig. 4.17 - Effetto della velocità sull'output di potenza per diverse configurazioni dell'harvester [24]

I dati sperimentali indicano che un microgeneratore, con 10 o 20 layers, cioè 10 o 20 strati sovrapposti di bobine planari (schematizzati singolarmente in Fig 15), può generare una potenza in output tra 1.56 e 2.96 mW, per una rpm di 300, dati che dimostrano la possibilità del sistema di alimentare più di 200 led a basso consumo contemporaneamente.

Il vantaggio maggiore di questa applicazione, rispetto alle canoniche dinamo, trova riscontro nella diminuzione dell'attrito sulla ruota, che comporta una minore sottrazione di energia alla pedalata del ciclista. Il sistema, inoltre, non richiede condizioni specifiche troppo restrittive al proprio funzionamento, se non una andatura quanto più costante. Il settaggio dei parametri e la scelta della tipologia di harvester saranno poi soggetti a modifiche, in base alle esigenze e alle capacità del ciclista e, soprattutto, in base ai carichi resistivi applicati.

La soluzione di posizionare l'harvester al centro del mozzo della ruota anteriore presenta, però, alcune problematiche. La resistenza applicata dei magneti deve essere

vinta dal ciclista nell'atto di dare la prima pedalata, necessitando di uno sforzo fisico maggiore per vincere l'inerzia causata dai magneti stessi.

Inoltre, questo sistema di recupero di energia cinetica ha un peso non trascurabile, tale da modificare la distribuzione dei carichi sulla bici, con ovvie conseguenze.

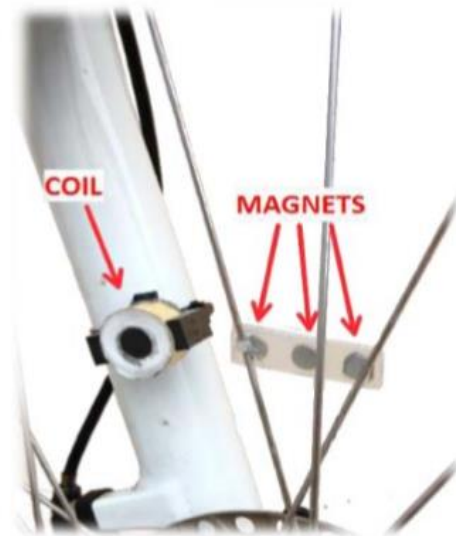


Fig. 4.18 - Immagine del prototipo studiato e sviluppato da Buccolini e Conti [25]

In “An Energy Harvester Interface for Self-Powered Wireless Speed Sensor” di Buccolini e Conti (2017), si evidenziano tali criticità. Inoltre, si cerca di porre rimedio a ciò con un energy harvester di nuova concezione, che presenta la novità di agire sia come harvester elettromagnetico quasi-lineare sia come sensore. Il prototipo di tale harvester è visivamente simile a numerosi sistemi di misura e acquisizione di velocità presenti in commercio (fig. 4.18).

Esso utilizza il moto rotazione della ruota per alimentarsi, sfruttando l'impulso magnetico che si genera tramite l'interazione tra le componenti dell'harvester elettromagnetico, misurando, in contemporanea, la velocità di rotazione della ruota.

Il sistema a blocchi, che rappresenta le componenti del sistema autoalimentato, è rappresentato in fig. 4.19

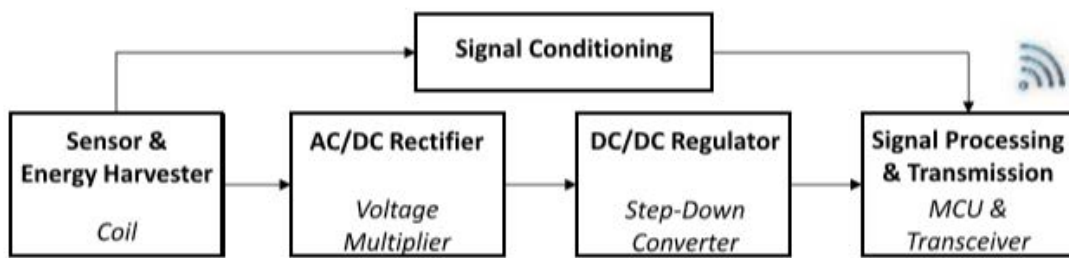


Fig. 4.19 - Schema a blocchi del sistema in analisi [25]

Si analizzano, ora, i principali componenti del circuito.

Il blocco più significativo è quello che consiste nel set di magneti e bobine, che fungono sia da Harvestor elettromagnetico sia da sensore di velocità o cadenza di pedalata.

Si è già evidenziato come l'energia raccolta sia proporzionale alla velocità di avanzamento della bicicletta (nel caso in esame una MTB ad uso stradale) composta da una sequenza di impulsi. Tali impulsi, acquisiti dal sistema, fungono da fonte energetica e, inoltre, la misura del tempo tra due impulsi successivi è funzionale alla definizione della velocità di avanzamento del mezzo.

Come pronosticabile dalla conoscenza dei sistemi dinamici, gli impulsi hanno ampiezza direttamente proporzionale e larghezza inversamente proporzionale alla velocità di rotazione della ruota. Il segnale in input è successivamente elaborato e reso consono alla strumentazione, correggendo la tensione e adeguandola alla necessità del trasmettitore. Ciò permette anche di misurare il periodo tra due impulsi successivi.

Dal periodo che intercorre tra i due segnali di input è facile calcolare la velocità che, ricordiamo, è relazionata al diametro della ruota, nel caso in esame pari a 26".

Gli impulsi sono generati ad ogni rotazione completa della ruota e il loro numero dipende dal valore soglia della tensione impostata.

A scopo d'esempio, con una soglia di 0.8 V si misura un solo impulso a 5 km/h e se ne registrano due a 50 km/h. In fig. 20 sono rappresentati i segnali di impulso registrati a differenti velocità.

È utile evidenziare, come considerazione, che l'energia raccolta dal piccolo harvester elettromagnetico deve soddisfare le esigenze di alimentazione di tutti i blocchi del sistema di fig. 4.20, in modo da permettere un corretto processamento del segnale e di poterlo trasferire, in modo wireless, allo smartphone.

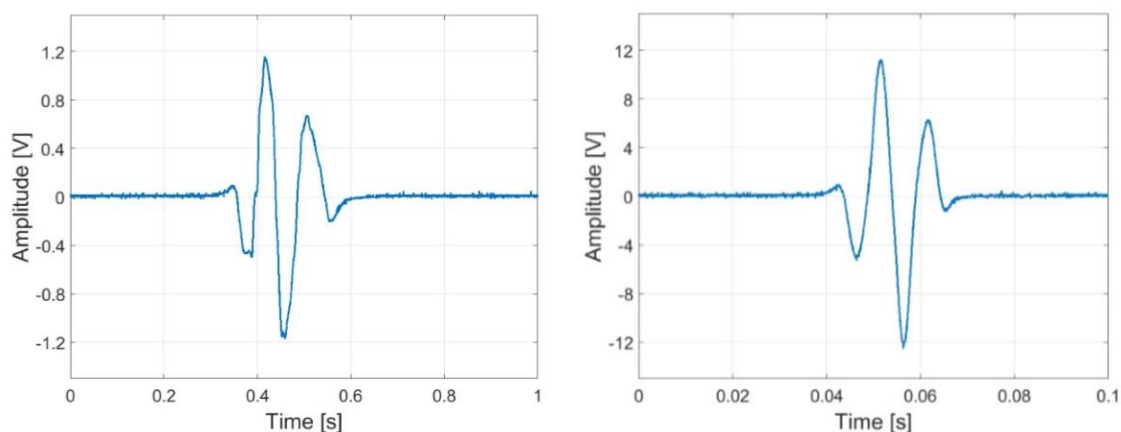


Fig. 4.20 - Impulso a 5 km/h e a 50 km/h [25]

L'energia richiesta da tutto il sistema è di 0.067 mJ. Alla velocità limite di 5 km/h, il periodo di impulso è 1.49 s e la massima energia acquisibile per impulso è di 0.336 mJ, sufficiente in condizioni ottimali ad alimentare il sistema.

È logicamente consigliabile mantenere una velocità di crociera media di almeno 7.7 km/h per avere una corretta alimentazione dei blocchi. Riportiamo i grafici delle acquisizioni nelle Figg. 4.21 e 4.22.

Questo ultimo esempio riportato è stato emblematico per definire un trend riscontrabile in letteratura negli ultimi anni: si sta abbandonando la ricerca di sistemi universali, in grado di fornire l'alimentazione energetica necessaria a qualsivoglia sensore, puntando piuttosto su sensoristica all-in-one, basata su sistemi autoalimentanti, bastevoli a sé stessi, facilmente installabili a discapito dell'efficienza.

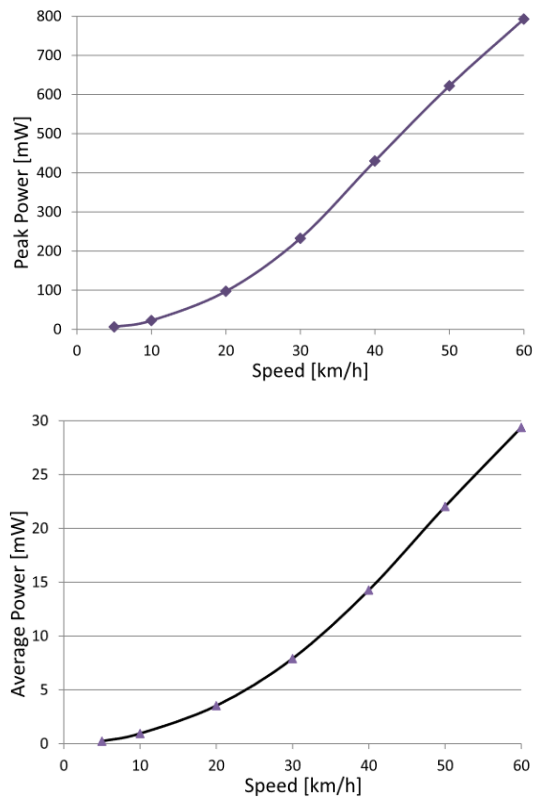


Fig.21 - Potenza massima e potenza media prodotte a varie velocità [25]

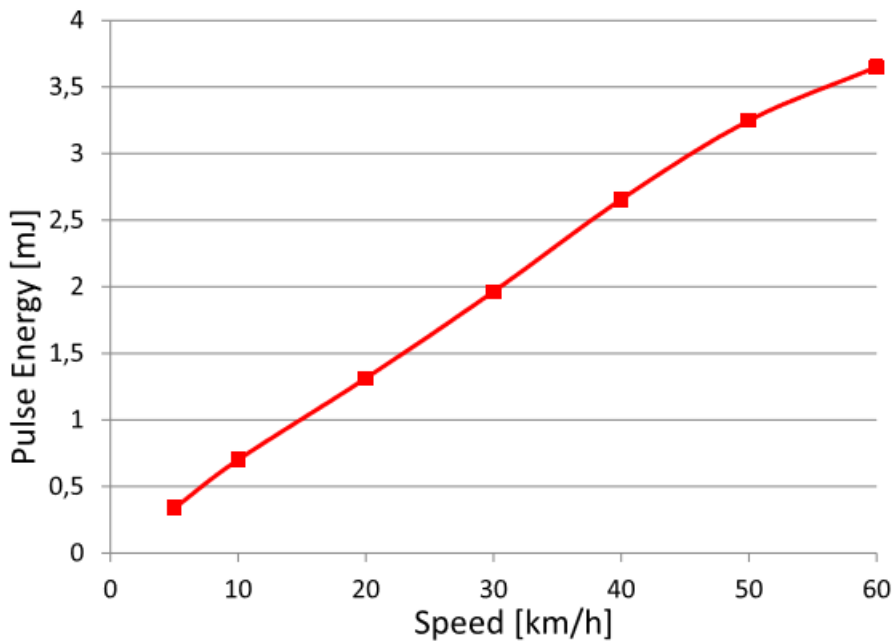


Fig. 22 - Energia di impulso per diverse velocità [25]

4.5 Considerazioni riassuntive

Sono state riportate le applicazioni più interessanti dell'energy harvesting applicato al settore ciclistico.

Si evince che lo sfruttamento delle vibrazioni per produrre energia elettrica può risultare efficace per le esigenze di alimentazione elettrica degli strumenti digitali (sensoristica, GPS, cellulari, ecc.) ad oggi presenti sul mercato. I limiti principali di questa tecnologia sono legati alla difficoltà di far lavorare in maniera efficace a basse vibrazioni gli strumenti di harvesting piezoelettrico prodotti principalmente per usi ad alte frequenze. Ciò ha spinto alcuni studiosi ad orientarsi verso altre tecnologie; ne sono stati riportati alcuni esempi.

Nel capitolo successivo si analizzeranno i dati raccolti dall'analisi vibratoria svolta su biciclette da città presso i laboratori di analisi modale di Padova. Si tenterà, quindi, di dimensionare un harvester piezoelettrico da montare su uno dei modelli, con proposta di un eventuale supporto.

Capitolo 5

Dimensionamento di un harvester piezoelettrico

Nei capitoli precedenti sono stati analizzati i principali modi di vibrare delle comuni biciclette da città e i principali fattori responsabili del comportamento vibratorio della bicicletta durante il suo moto. Sono stati, poi, esaminati i metodi di scelta delle varie tipologie di Energy Harvester (piezoelettrici e elettromagnetici), presentando le diverse tecnologie utilizzate per produrre energia durante il moto della bicicletta.

Si presenta, nel seguito, l'analisi vibratoria di due biciclette da città, svolta presso l'Università di Padova: essa ha permesso di indagare quali siano le principali frequenze e ampiezze del fenomeno vibratorio che interessa i due mezzi e, di conseguenza, di poter scegliere e dimensionare un opportuno harvester piezoelettrico. Si cercheranno, successivamente, su cataloghi specialistici, i prodotti presenti sul mercato che potrebbero lavorare al meglio nello spettro di ampiezze in gioco e si presenterà un tentativo di dimensionamento di uno strumento di harvesting piezoelettrico da applicare su una delle due biciclette.



Fig. 5.1 - Una delle due biciclette (modello Coventry) testate e il martello strumentato usato per i test

5.1 Analisi vibratoria

I test sui due mezzi sono stati svolti in laboratorio presso la facoltà di Ingegneria Meccanica dell'Università degli Studi di Padova, al fine di prevederne il comportamento vibratorio. Le batterie di test sono state condotte dal Prof. Alberto Doria e dal team del laboratorio di analisi modale dell'Università.

Le biciclette, opportunamente equipaggiate con un accelerometro, sono state soggette ad analisi impulsiva in laboratorio per misurare la Funzione di Risposta in Frequenza tra l'accelerazione di due punti sensibili (sellino e attacco-manubrio) e l'eccitazione delle ruote. I test sono stati effettuati in presenza di ciclista.

I risultati sono riportati nelle figg. 5.2 e 5.3. Riportiamo l'acquisizione limitata al range 0 Hz – 50 Hz.

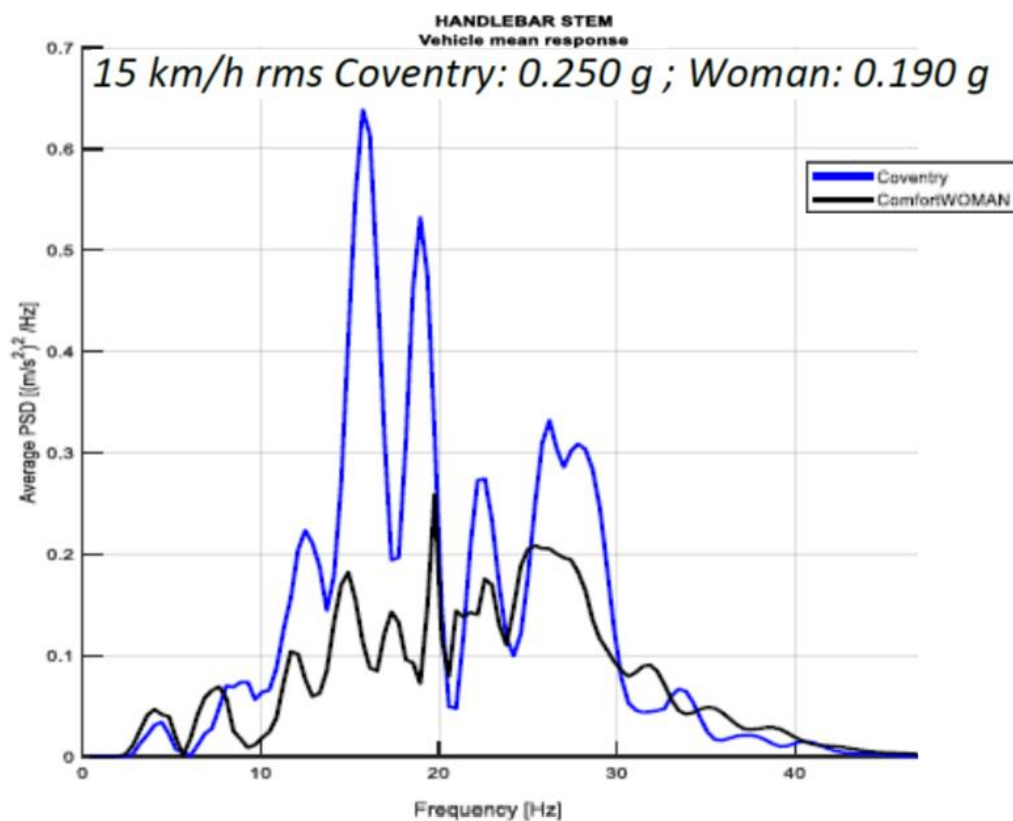


Fig. 5.2 - Previsione del comportamento vibratorio dell'attacco manubrio di due biciclette di differente fascia di prezzo

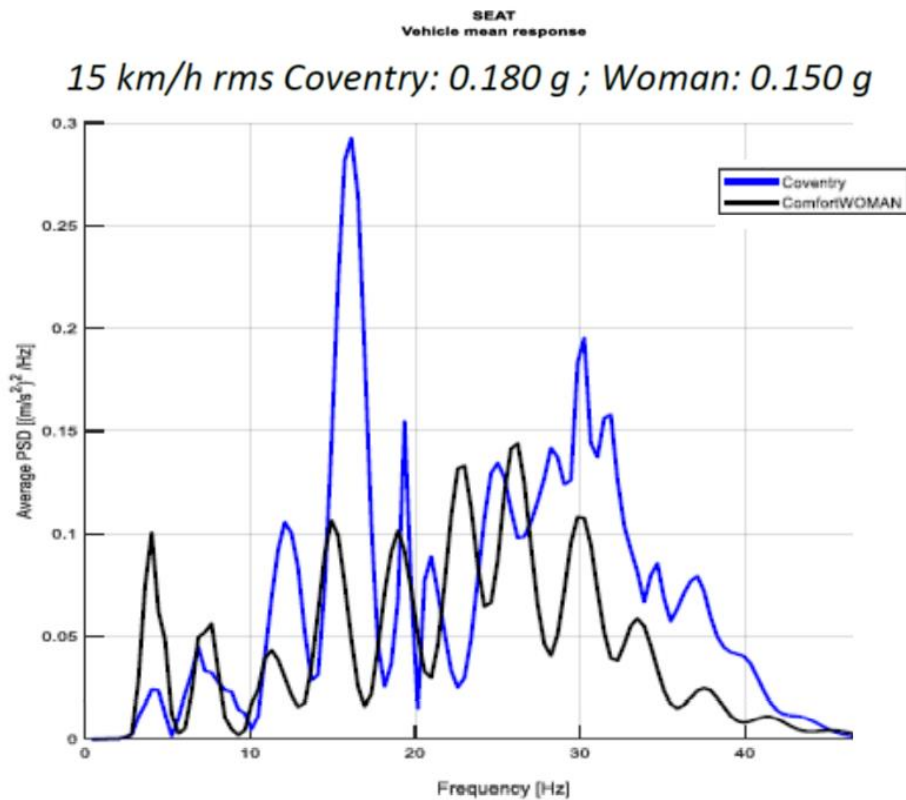


Fig. 5.3 - Previsione del comportamento vibratorio del sellino di due biciclette di differente fascia di prezzo

L'analisi impulsiva è stata svolta per mezzo di martello strumentato, come suggerito in fig. 5.1. Si è optato per questa scelta in quanto più pratica ed economica dell'utilizzo di shaker, molto utilizzati in applicazioni analoghe.

Per simulare l'interazione tra la strada e le diverse biciclette, esse sono state posizionate con entrambe le ruote appoggiate su due basi oscillanti (due lamine di metallo poste su supporti labili) equipaggiate con accelerometri. Le martellate sono state inferte alle basi, quanto più vicino possibile al punto di contatto tra la gomma e la lamina, cercando di riprodurre in modo efficace le vibrazioni verticali che interessano il mezzo durante l'avanzamento su una strada o un terreno sconnesso.

Per mantenere il sistema bici+ciclista in posizione non si è optato per funi o corde elastiche, ma, più semplicemente, il ciclista si è mantenuto in equilibrio appoggiando il gomito all'armadio posto accanto alla bici, come visibile in fig. 5.1.

Le due biciclette testate appartengono a due differenti fasce di prezzo: una è una bici da città di buona fattura (Woman), l'altra una bici entry-level (con diversi anni di utilizzo alle spalle); tale differenza è visibile dal confronto dell'andamento delle curve che descrivono il PSD. La linea blu indica la bicicletta più economica, di manifattura peggiore, che ha una maggiore trasmissibilità delle vibrazioni e che, si prevede, abbia un comportamento vibratorio più accentuato rispetto alla bici più moderna e di qualità superiore, rappresentata nei grafici dalla linea nera.

Questo comportamento può essere legato, come già analizzato nei capitoli precedenti, alla tipologia di materiale utilizzato nella costruzione e alla qualità di quest'ultimo. Inoltre, la bicicletta rappresentata dalla linea blu dimostra una maggiore trasmissibilità delle vibrazioni. È lecito pensare che l'età del mezzo e il logorio causato da un maggiore utilizzo possano essere fattori che incidono sul peggior assorbimento delle vibrazioni. Se, però, si analizza la banda di frequenza eccitata nel caso delle due biciclette, risulta evidente come i due modelli siano sovrapponibili.

Dall'analisi in laboratorio si possono trarre, quindi, alcune conclusioni.

Come prevedibile dalle informazioni che pervengono dalla letteratura, le maggiori eccitazioni interessano le zone del sellino e del manubrio, in particolare dello stelo che lo sostiene (attacco manubrio o *handlebar stem*). Per entrambe le biciclette la banda di frequenza più significativa è quella che varia dai 10 ai 40 Hz, con picchi intorno ai 20 Hz, come facilmente riscontrabile nel caso della bicicletta peggiore.

Per validare le previsioni di laboratorio sono stati, quindi, svolti sulla bicicletta entry-level (modello Coventry) alcuni test su strada. La bicicletta, equipaggiata con accelerometri opportunamente posizionati è stata testata per tre velocità differenti, rispettivamente di 10, 15 e 20 Km/h.

La velocità ha giocato un ruolo fondamentale per quanto riguarda le ampiezze dell'accelerazione registrate dagli accelerometri posti sul reggisella e sull'attacco manubrio, come riportato nelle figg. 5.4 e 5.5.

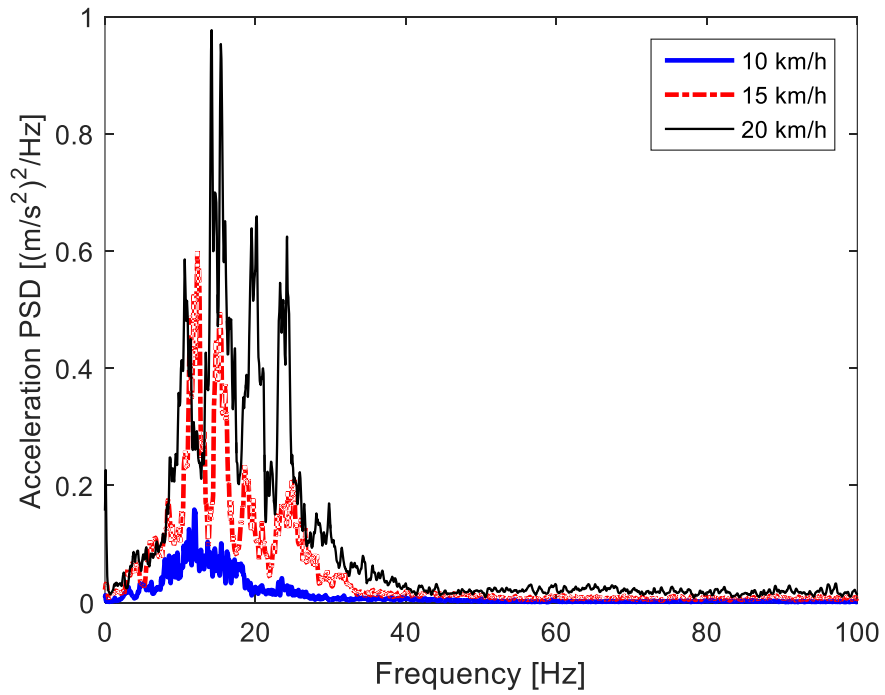


Fig. 5.4 - Spettro di Potenza dell'accelerazione dello stelo dell'attacco manubrio per test su strada

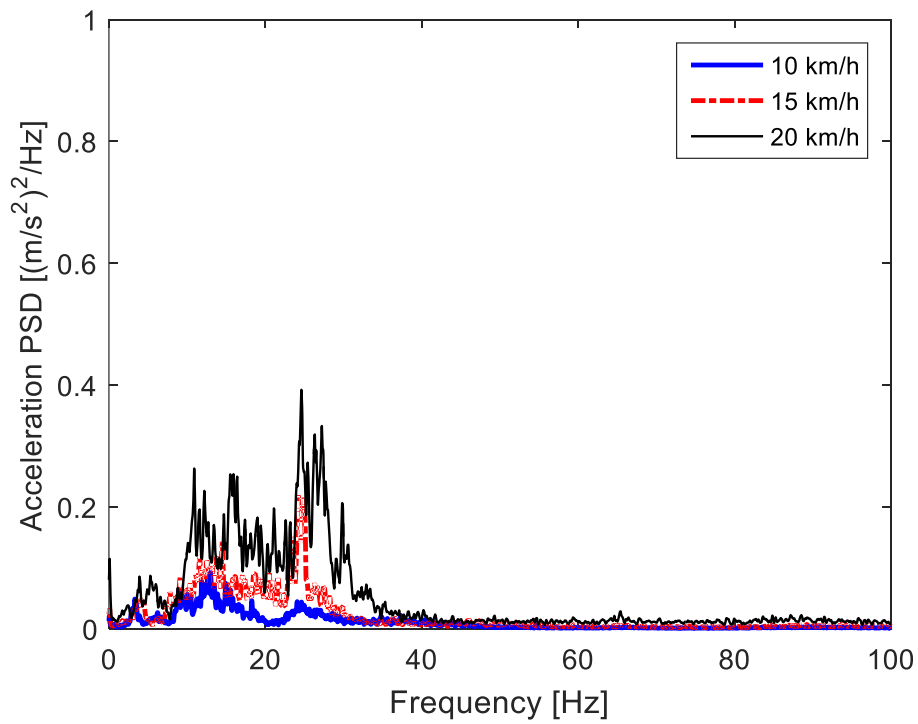


Fig. 5.5 - Spettro di Potenza dell'accelerazione del reggisella per test su strada

Anche dai test su strada, l'attacco manubrio si dimostra come la migliore fonte di vibrazioni da convertire in energia per mezzo di harvester piezoelettrici.

Si definisce, quindi, in modo accurato la banda di frequenze che si prenderà in analisi per dimensionare in modo efficace l'harvester piezoelettrico da posizionare nella zona del manubrio.

La banda di frequenze di maggiore interesse è quella tra i 10 Hz e i 35 Hz, con picchi intorno ai 20 Hz. Essa sarà la frequenza alla quale dovremo accordare il nostro Harvester.

5.2 Dimensionamento Harvester Midé Technology Corporation

Per dimensionare l'harvester piezoelettrico si prende in considerazione il catalogo di Harvester Piezoelettrici di Midé Technology Corporation. I prodotti di questa ditta sono caratterizzati da protezioni polimeriche applicate sui wafer piezoceramici, al fine di proteggerli e isolarli: per questo riportano la sigla PPA (Piezo Protection Advantage).

La problematica maggiore legata alla scelta di un harvester è data dal fatto che, per un ottimo funzionamento, è necessario accordarlo, cioè fare in modo che esso entri in risonanza con la frequenza propria del mezzo sul quale è montato. Ciò risulta difficoltoso, in quanto gli harvester piezoelettrici, rappresentabili come travi a sbalzo (*cantilever beam*), sono progettati per lavorare efficacemente ad alte frequenze.

Per ovviare a ciò, come anticipato nel capitolo 1, sarà necessario ricorrere a *tip mass*, delle masse di pochi grammi da applicare all'estremo della trave a sbalzo al fine di abbassare la frequenza di vibrazione del cantilever.

Per selezionare il modello più adeguato al nostro problema, ossia un harvester piezoelettrico che, in presenza di tip mass, abbia una frequenza di risonanza nell'intorno dei 10-35 Hz, riportiamo la tabella da catalogo che presenta la massima tip mass ammissibile per i vari modelli di Harvester, con la relativa frequenza minima di risonanza e il corrispettivo output di potenza elettrica, espresso in mW. (Fig. 5.6)

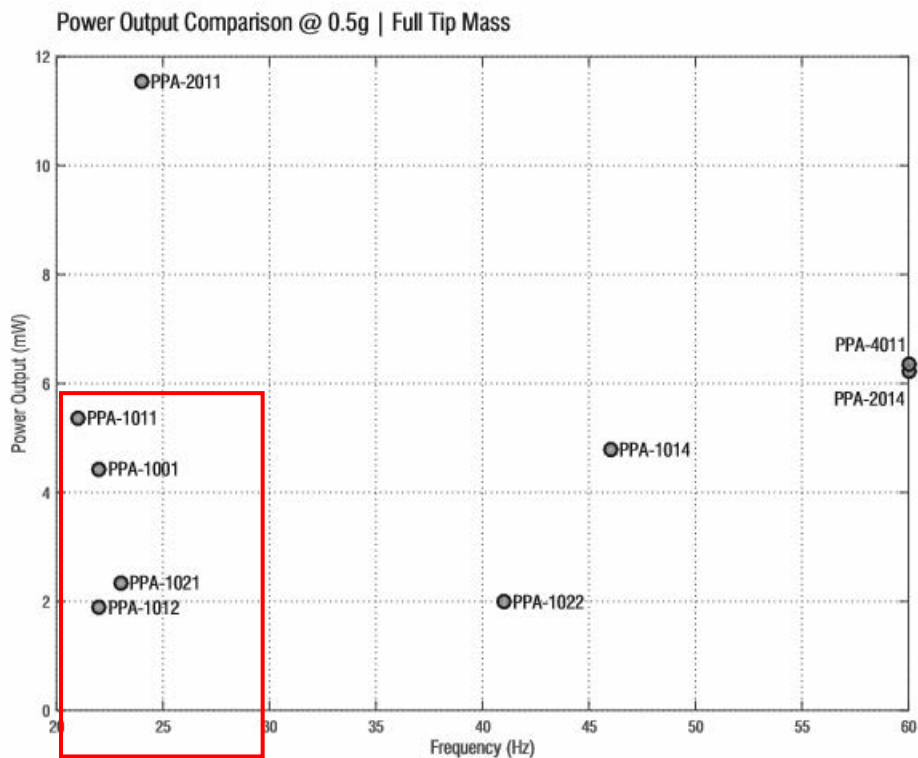


Fig. 5.6 - Frequenze minime di risonanza raggiungibili con massima tip mass ammissibile per i vari modelli, con corrispettivo output elettrico. [26]

Come da grafico, è presente una problematicità legata all'utilizzo dell'harvester come risonatore a basse frequenze. Ci si aspetta, a rigor di logica, la necessità di tip mass elevate, con le criticità legate ad un esercizio a fatica che una trave a sbalzo, caricata all'estremità, comporta.

La scelta si orienta verso i modelli PPA-1001 e PPA-1011, poiché, a parità di basse frequenze, forniscono un maggiore output di potenza rispetto ai modelli PPA-1012 e PPA-1021, come riscontrabile dalla fig. 5.6.

Entrambi i modelli scelti hanno un utilizzo ideale nel campo della sensoristica. Ci si concentra sul PPA-1001, caratterizzato da una maggiore semplicità di utilizzo e i cui risultati possono essere confrontati con altri già ottenuti da test.

Esso si presenta come un Harvester piezoelettrico monostrato (single layer energy harvester, cfr. capitolo 2), con dimensioni riportate in fig. 5.7.

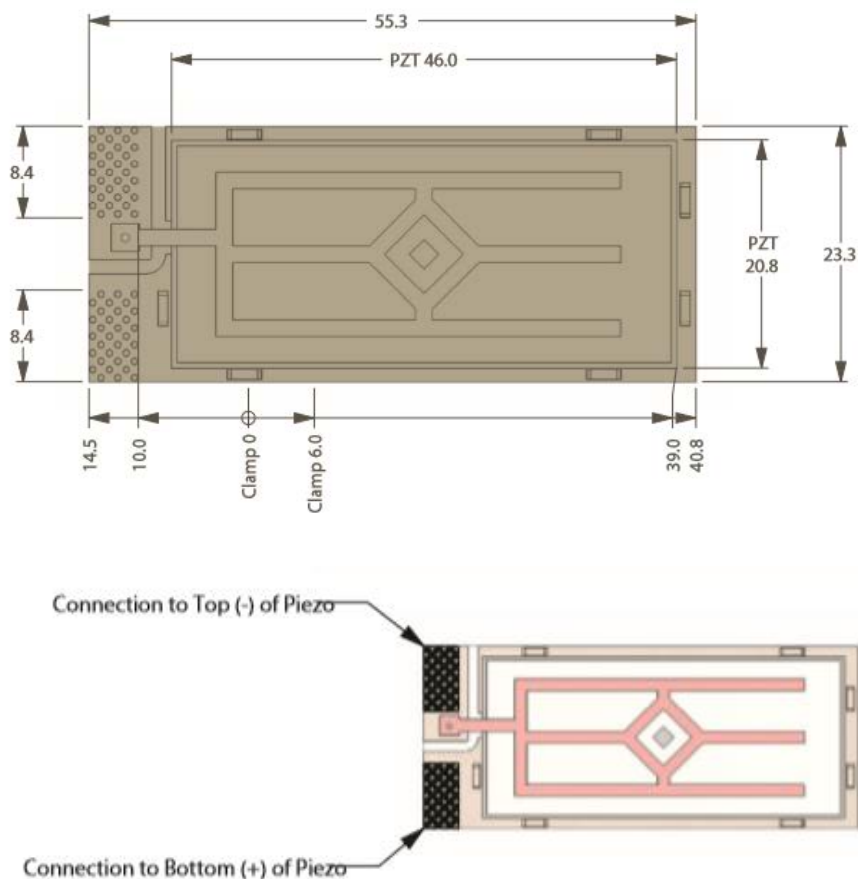


Fig. 5.7 - Dimensioni PPA-1001 e metodo di collegamento dei poli [26]

Le caratteristiche fondamentali del PPA-1001 compaiono nella seguente tabella (Tabella 5.1).

Caratteristiche	
Massa dello strumento	2.8 g
Spessore intero strumento	0.46 mm
Spessore materiale piezoelettrico	0.15 mm

Tabella 5.1 - Caratteristiche PPA-1001

Come più volte sottolineato, per garantire la massima efficienza di Harvesting è essenziale accordare la frequenza naturale della trave piezoelettrica a quella della fonte di vibrazioni, nel nostro caso quella dello stelo dell'attacco manubrio.

La possibilità di una corretta accordatura può essere effettuata per mezzo dell'aumento o diminuzione della lunghezza della parte libera oscillante della trave, cambiando la distanza di serraggio di quest'ultima, e aggiungendo una *tip mass* all'estremo libero.

Il PPA-1001, come indicato da catalogo, presenta solo due posizioni di serraggio: la clamp 0.0 e la clamp 6.0.

La stessa attenzione è riservata alla scelta della corretta massa da aggiungere per raggiungere l'accordatura del sistema.

Per determinare la posizione di serraggio adeguata e la tip mass necessaria, è possibile ricorrere alla rigidezza k e alla massa effettiva m riportate da catalogo per ciascuna configurazione di serraggio.

Si ricorre, pertanto, alla seguente formula, che fornisce una relazione tra la frequenza naturale f del risuonatore e la tip mass m_t , da aggiungere al sistema per raggiungere tale frequenza.

$$m_t = \frac{k}{(2\pi f)^2} - m \quad (98)$$

con le masse espresse in chilogrammi.

Quindi, sapendo che le specifiche per le nostre configurazioni sono quelle riportate in Tabella 5.2, possiamo cercare di definire la massa da aggiungere alla trave a sbalzo per accordarla alla frequenza di risonanza dello stelo dell'attacco manubrio.

parametro	Clamp -6.0	Clamp 0.0	Clamp 6.0
Rigidezza effettiva (N/m)	-	452	275.5
Massa effettiva (g)	-	0.918	0.714

Tabella 5.2 – Configurazioni PPA-1001 per differenti clamp position

Si ricorda che, per una maggiore correttezza, la frequenza naturale ottenuta deve essere valutata volta per volta, in quanto il sistema è soggetto alle variazioni causate dalla temperatura, dalle condizioni di serraggio, dall'errore dell'installatore o dal tipo di collegamento tra l'harvester e il carico alimentato.

Avendo uno spettro abbastanza costante di ampiezze nell'intervallo tra i 10 Hz e i 35 Hz, si definiscono le masse per le frequenze che fungono da estremi dell'intervallo, utilizzando la formula 98 e prendendo come riferimento la fig. 5.8 per valutare l'effettiva convenienza nella scelta della tip mass.

Si nota un'alta oscillazione tra i valori delle masse da aggiungere all'harvester al fine di arrivare alla frequenza desiderata.

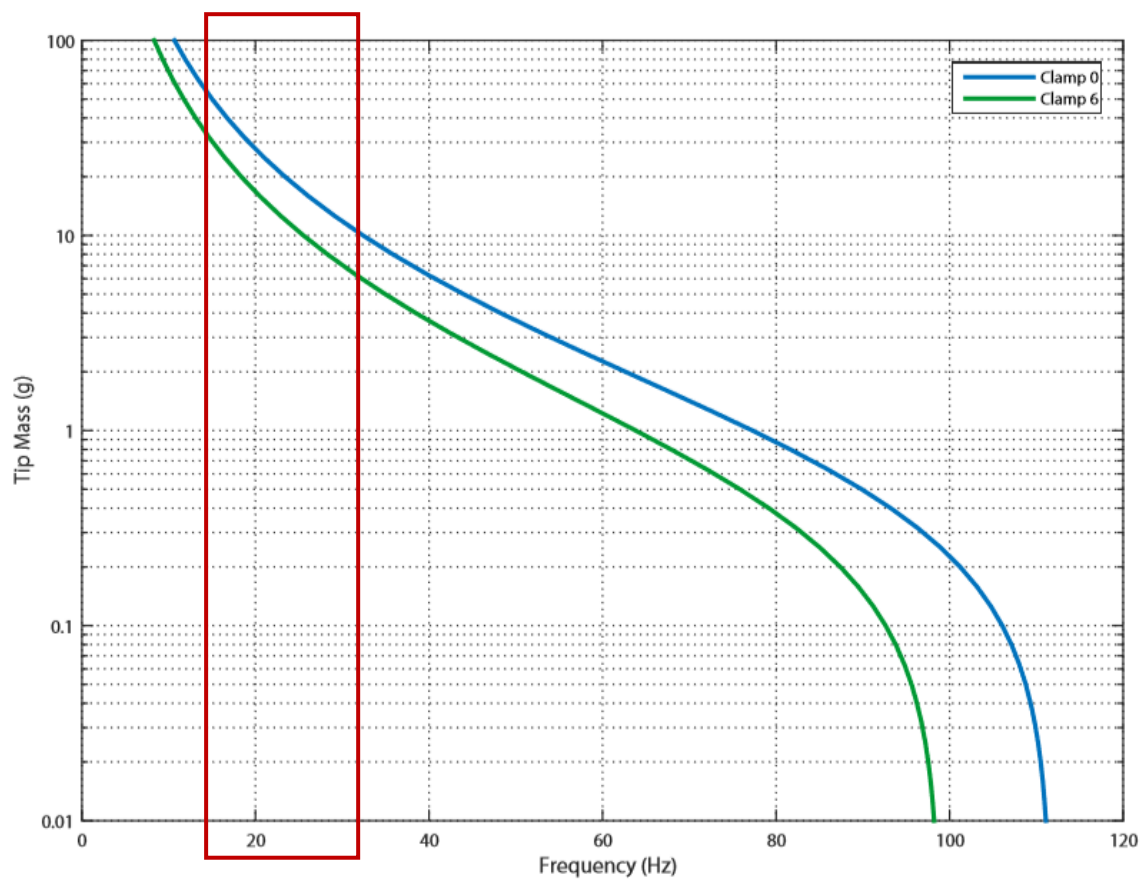


Fig. 5.8 - Frequenza di risonanza del PPA-1001 per diverse tip mass [26]

Si riportano i risultati in tabella 5.3.

Frequenza limite di accordatura	m_t per Clamp 0.0 [g]	m_t per Clamp 6.0 [g]
10 Hz	114	65
35Hz	8	5

Tabella 5.3 – Risultati limite per accordatura PPA-1001

A livello pratico, è poco sicuro aggiungere masse così superiori alla massa stessa dello strumento: ciò può portare a rotture in esercizio a causa dello stress eccessivo. Inoltre, si nota come la differente scelta della posizione di serraggio provochi cambiamenti importanti nella definizione della massa di accordatura.

Al variare della *clamp position*, si può arrivare a definire che, per una frequenza di accordatura di 20 Hz, il modello PPA-1001 necessita delle seguenti m_t (Tabella 5.4):

Frequenza accordatura	m_t per Clamp 0.0 [g]	m_t per Clamp 6.0 [g]
20 Hz	27	17

Tabella 5.4 – m_t necessarie per accordatura PPA-1001

Una massa di 17 g potrebbe avere effetti negativi dal punto di vista dello stress sulla mensola: si indaga, pertanto, la possibilità di ridimensionare la lunghezza del PPA-1001, mantenendo inalterati spessore e larghezza della trave. Questa analisi ha lo scopo di valutare il collegamento che intercorre tra i parametri di lunghezza L, larghezza B, Spessore H, e massa di accordatura (*tip mass*) che caratterizzano l'harvester, mettendoli in relazione con l'output di tensione V.

Per completezza vengono indicate le coordinate che si utilizzeranno nella trattazione. (fig. 5.10)

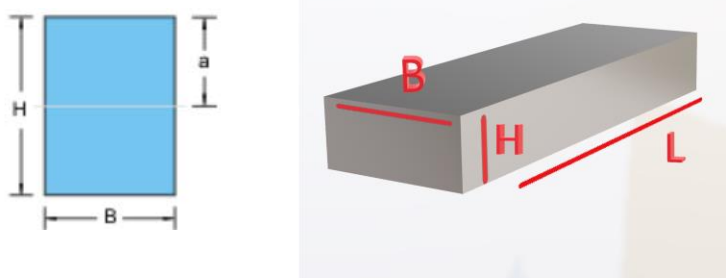


Fig.5.10 - Indicazioni dimensionali della trave a sbalzo

La formula da utilizzare per calcolare la L dell'ipotetico modello derivato dal PPA-1001, in assenza di tip-mass), è l'inversa della seguente:

$$f_n = \frac{K_n}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{L^4 \mu}} \quad (99)$$

con f_n frequenza naturale del sistema per vibrazioni trasversali (per modo 1 sarà f_1 , imposta uguale a 20Hz), K_n costante che si riferisce al modo di vibrare (per modo 1, di nostro interesse, $K_1 = 3,52$), E modulo elastico di Young, I momento di inerzia ($I = \frac{BH^3}{12}$), L lunghezza della mensola e μ densità lineare.

Volendo indagare l'influenza della tip mass M_t sulla lunghezza del cantilever, ci si riferisce alla formula:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI/L^3}{\left(\frac{33}{140}\right)L\mu + M_t}} \quad (100)$$

analogamente alla precedente, nella quale il $K_1 = 3,52$ dell'eq. (99) è stato ripartito tra numeratore e denominatore per esprimere la frequenza naturale in funzione anche della massa di accordatura indicata con M_t .

Imponendo un rapporto $EI = 5,2 * 10^{-3} Nm^2$, noto da catalogo per Harvester PPA-1001 di spessore $H = 0.46$ mm e larghezza $B = 23,3$ mm, e avendo una massa per unità di lunghezza $\mu = 5,06 * 10^{-2} \frac{Kg}{m}$, nell'ipotesi di clamp position 6.0, si è cercato di calcolare la lunghezza L necessaria a raggiungere la frequenza di risonanza pari a $f = 20$ Hz per diverse masse di accordatura. Si riportano i risultati nella tabella seguente (Tabella 5.5).

Massa di accordatura M_t [g]	Lunghezza L [mm]
0	95
5	56
10	45
17	39

Tabella 5.5 – risultati simulazione Excel per rapporto M_t, L PPA-1001

Per effettuare i calcoli si è ricorso ad un sistema iterativo di risoluzione tramite macro, utilizzando il programma excel (appendice 1).

Ipotesizzando, ora, di sollecitare le travi nelle diverse configurazioni con una accelerazione impulsiva imposta alla base pari a $P=1\text{ g} [=9,81\text{ m/s}^2]$ della durata $t_p=3 \cdot 10^{-3}\text{ s}$, tramite codice MATLAB, se ne definisce il comportamento elettro-meccanico.

Si analizzano i vari casi, riportando i grafici risultanti dalla simulazione.

- Tip mass $M_t=0\text{ g}$, Lunghezza $L=95\text{ mm}$ (fig. 5.11).

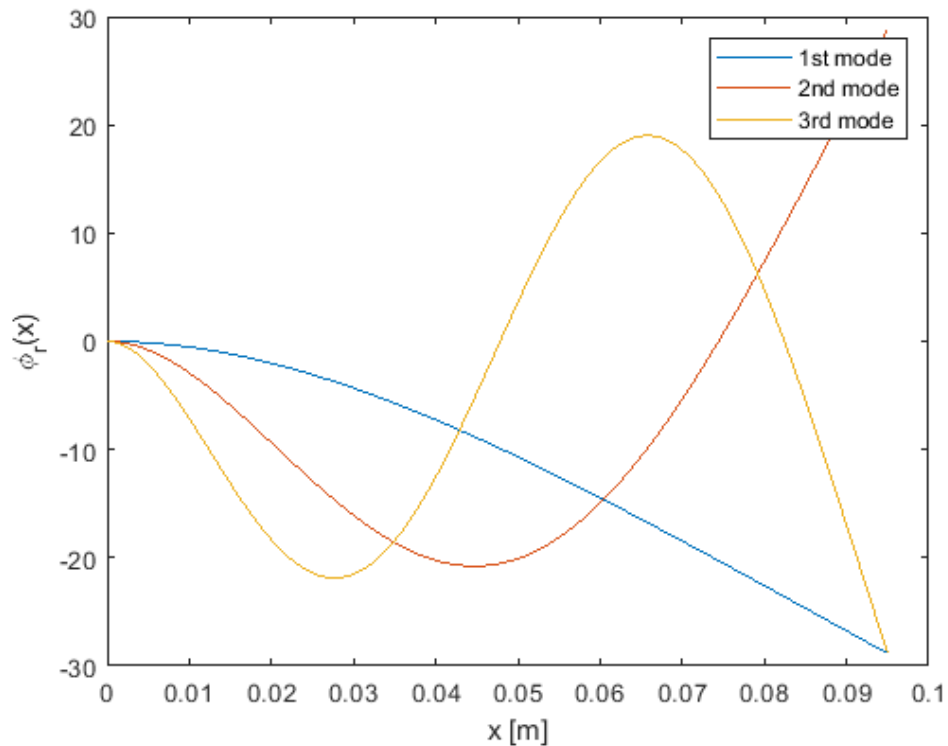


Fig. 5.11 (a) Deflessione cantilever beam per diversi modi di vibrare

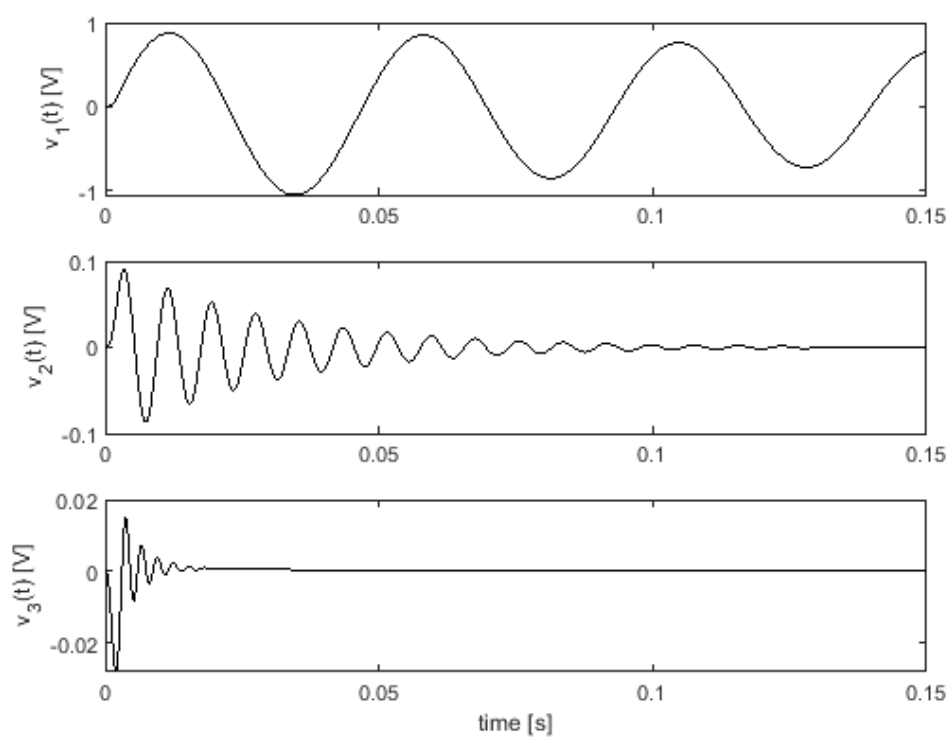


Fig. 5.11 (b) Tensioni generate dai diversi modi di vibrare

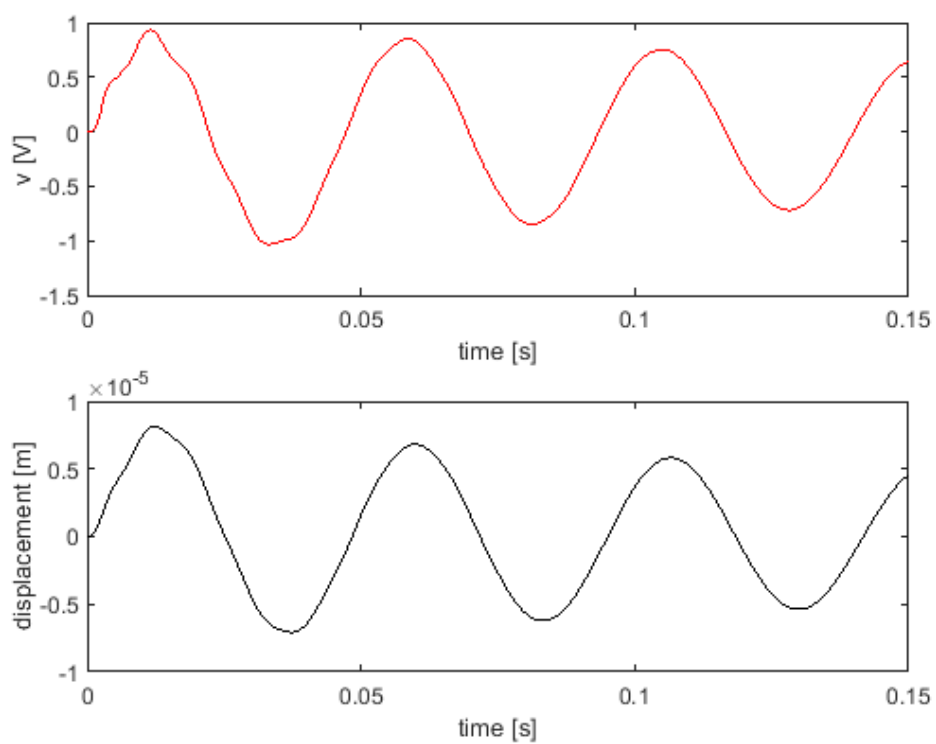


Fig. 5.11 (c) Tensione generale in output rispetto allo spostamento

- Tip mass $M_t=5$ g, Lunghezza $L=56$ mm (fig. 5.12)

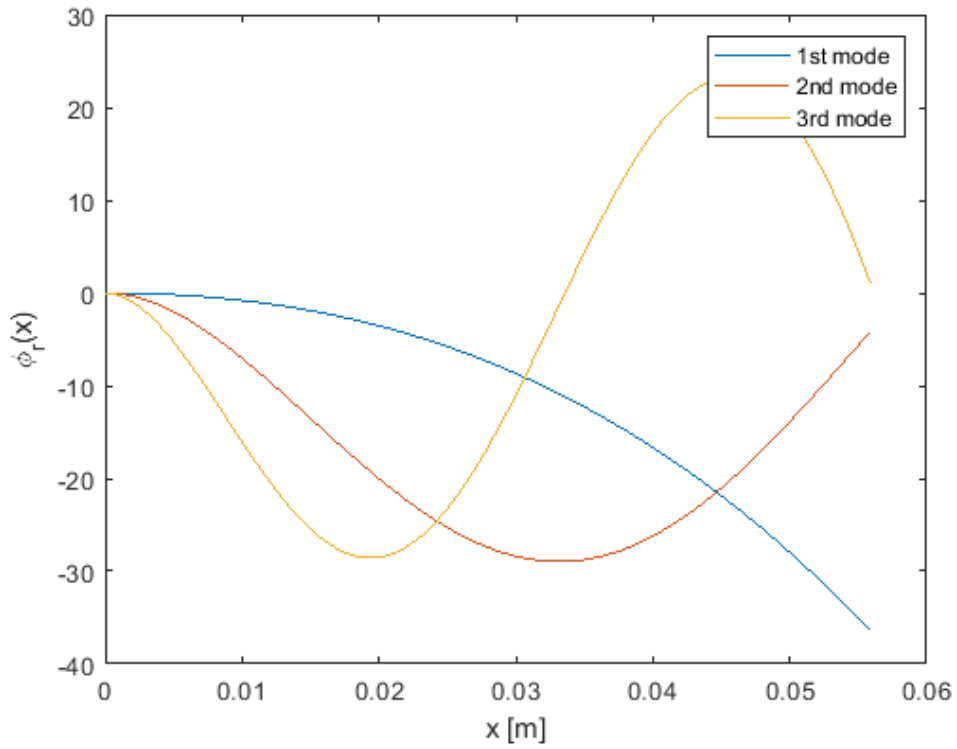


Fig. 5.12 (a) Deflessione cantilever beam per diversi modi di vibrare

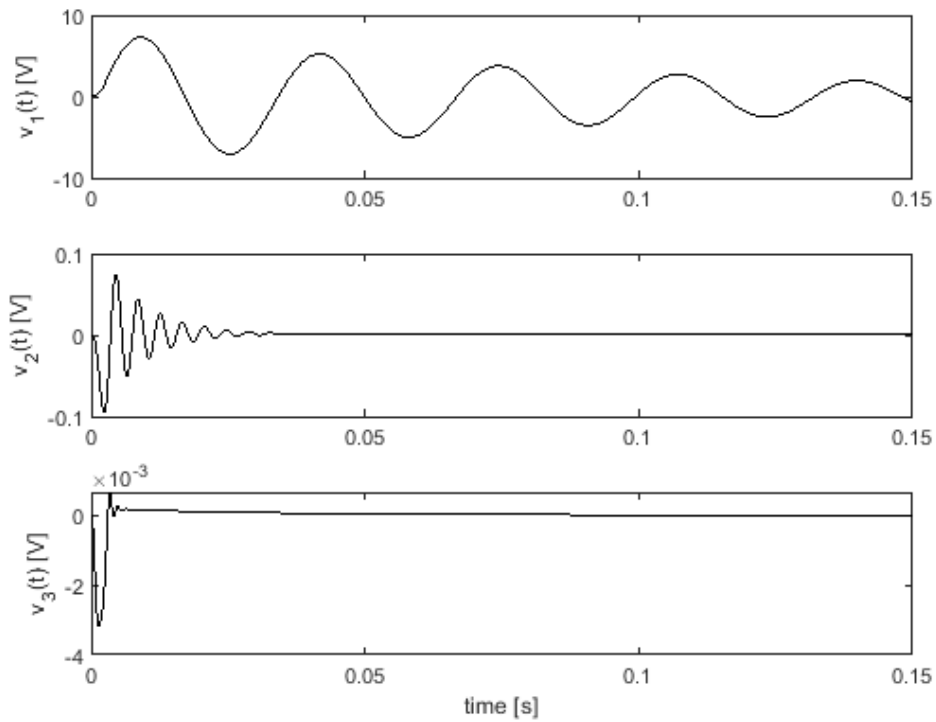


Fig. 5.12 (b) Tensioni generate dai diversi modi di vibrare

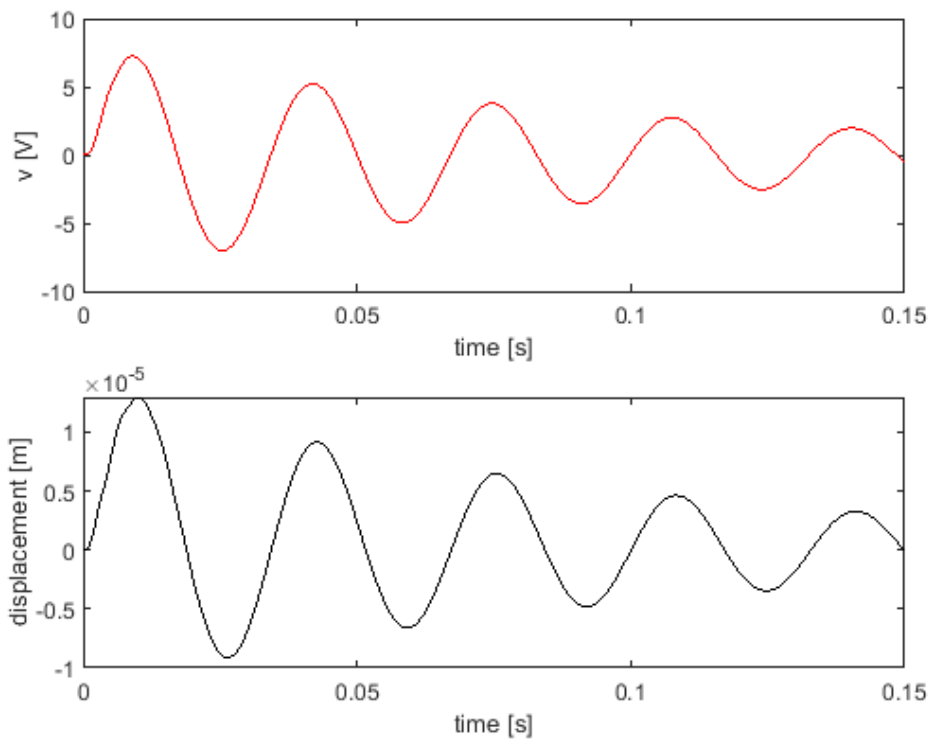


Fig. 5.12 (c) - Tensione generale in output rispetto allo spostamento

- Tip mass $M_t=10$ g, Lunghezza $L=45$ mm (Fig. 5.13)

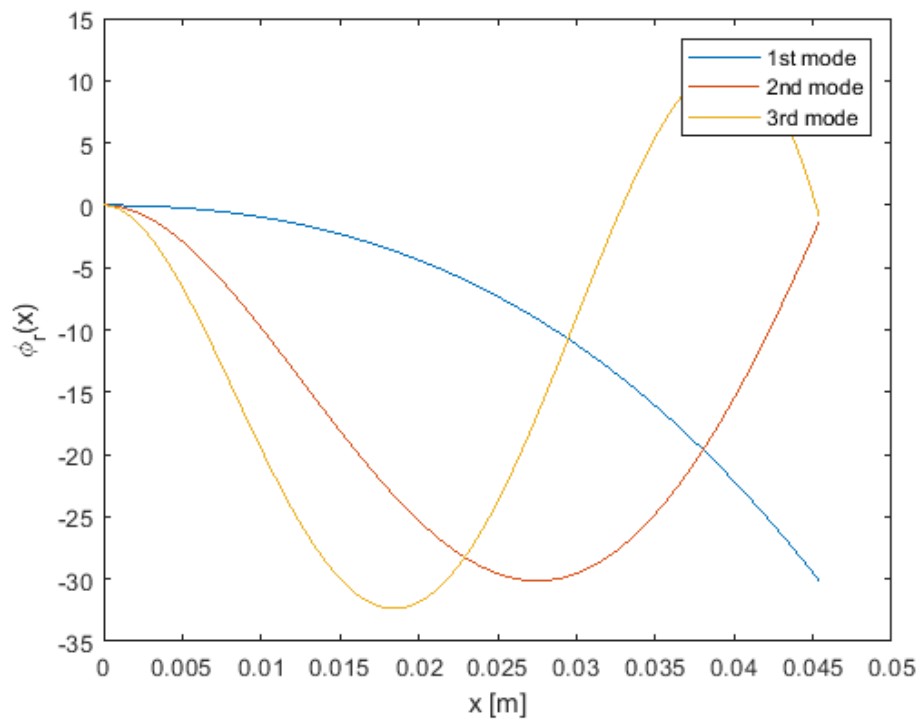


Fig. 5.13 (a) - Deflessione cantilever beam per diversi modi di vibrare

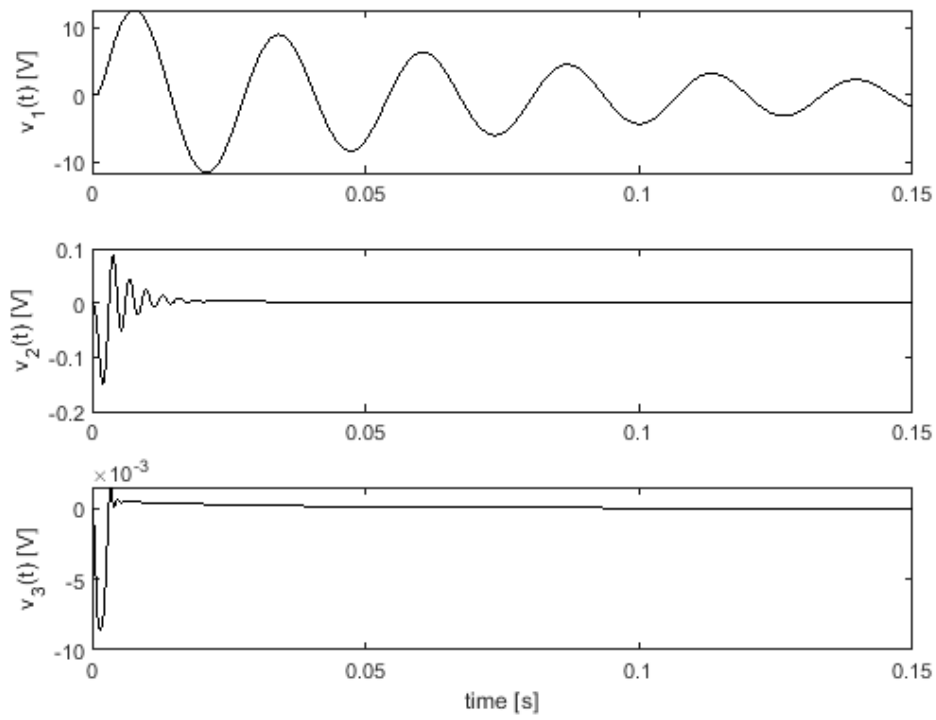


Fig.

5.13 (b) - Tensioni generate dai diversi modi di vibrare

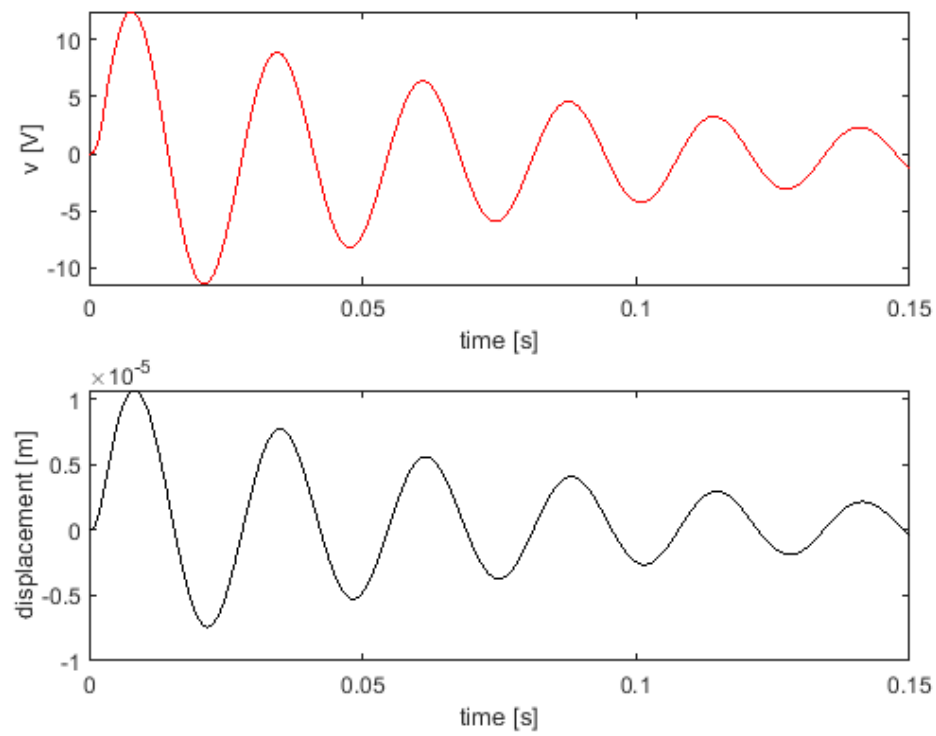


Fig.

5.13 (c) - Tensione generale in output rispetto allo spostamento

-Tip mass $M_t=17$ g, Lunghezza $L=39$ mm (Fig. 5.14)

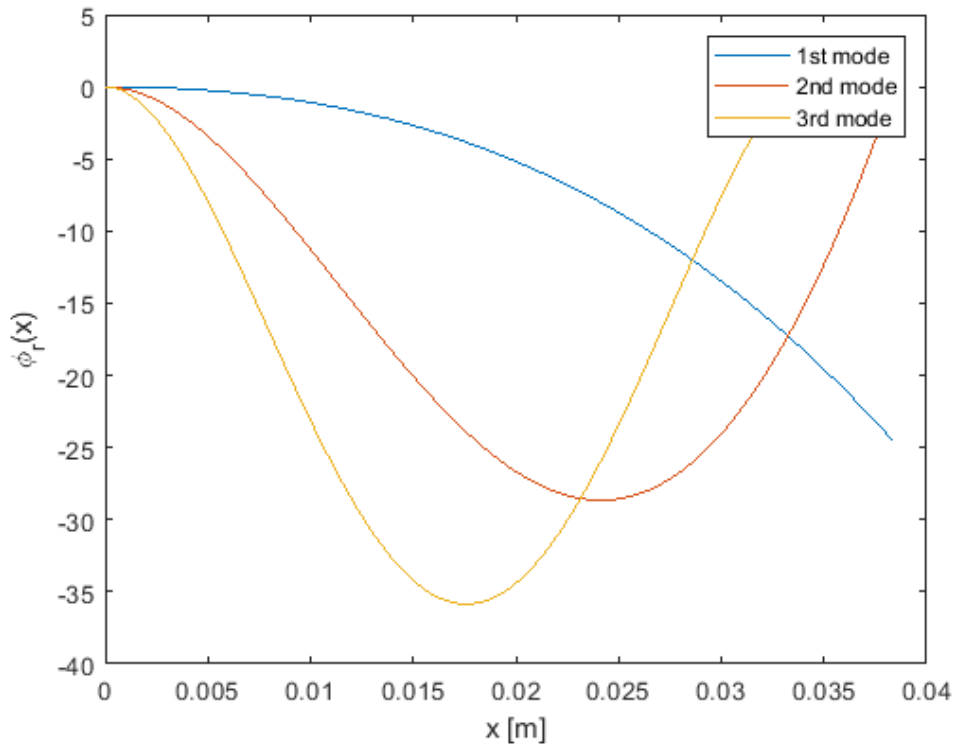


Fig. 5.14 (a) - Deflessione cantilever beam per diversi modi di vibrare

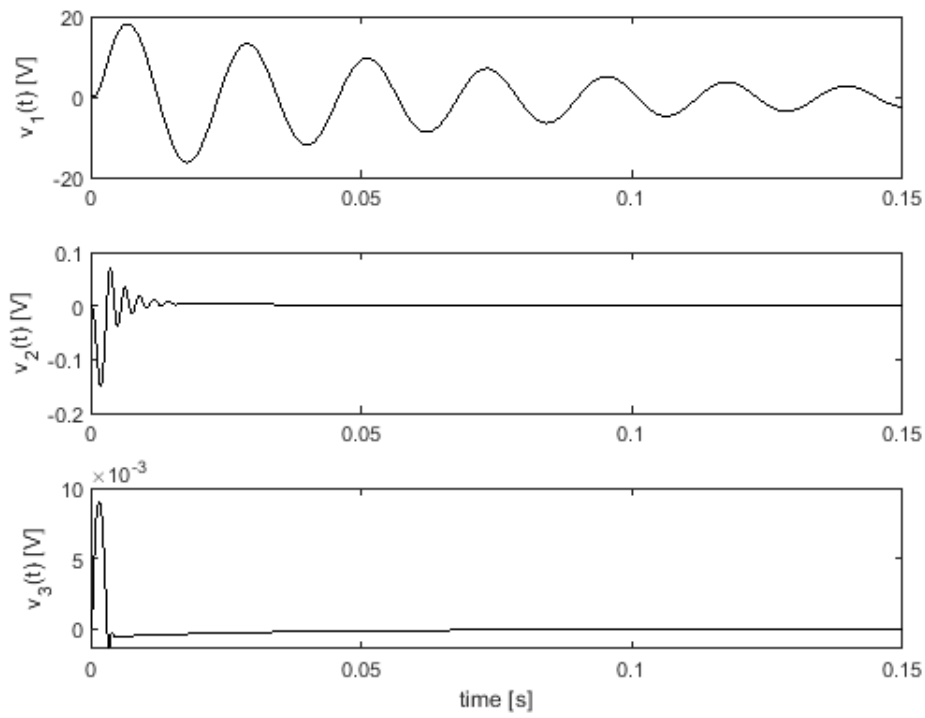


Fig. 5.14 (b) - Tensioni generate dai diversi modi di vibrare

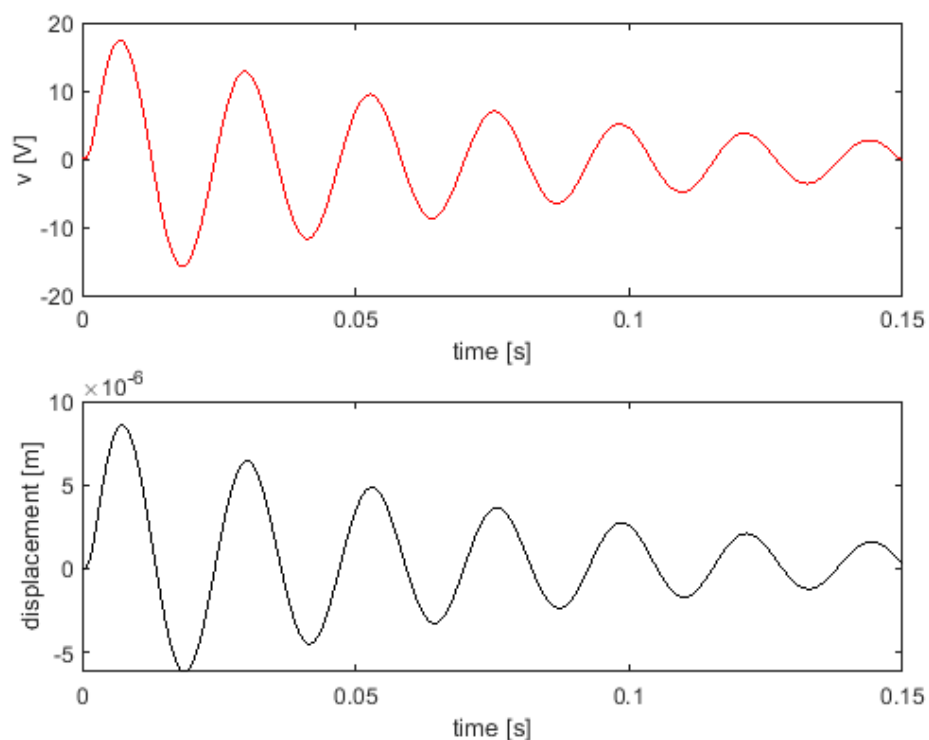


Fig.

5.14 (c) - Tensione generale in output rispetto allo spostamento

Dai grafici riportati si nota una l'influenza della tip mass sul comportamento vibratorio della mensola incastrata. In particolare, i modi di vibrare di ordine superiore al primo tendono a essere bloccati all'estremo libero dalla presenza della massa, come visibile nelle figure 5.12 (a), 5.13 (a), 5.14 (a).

Ciò si nota anche dall'andamento della tensione V , raffigurato in in fig. 5.11 c, in cui la tensione generata dai modi di vibrare successivi al primo in assenza di *tip mass* ha influenza sull'andamento della curva, effetto non riscontrato in presenza di *tip mass*.

Si nota, inoltre, una diminuzione sostanziale della lunghezza della mensola all'aumentare del peso della massa di accordatura. A ciò si associa un incremento della tensione generata in uscita dall'harvester. I risultati sono riportati in tabella 5.6.

Tali risultati mostrano che l'aggiunta di una $M_t=17g$ alla trave libera, oltre a consentire una diminuzione della lunghezza della stessa del 243 %, garantisce un incremento della tensione picco-picco V in uscita diciassette volte superiore.

Massa di accordatura M_t [g]	Lunghezza L [mm]	Peak-to-peak Voltage Output [V]
0	95	1,96 V
5	56	14,27 V
10	45	23,95 V
17	39	33,15 V

Tabella 5.6

Sarebbe logica conseguenza aumentare sempre più la massa, accorciando la mensola, per avere una tensione V in uscita sempre maggiore.

Ciò è da evitare, poiché, a livello pratico, lo stress eccessivo che si verrebbe a generare in esercizio porterebbe sicuramente alla rottura dell'harvester.

Trovando una condizione di ottimo in esercizio per una massa di accordatura $M_t=10$ g, lunghezza $L=45$ mm, che garantisce un peak-to-peak Voltage di quasi 24 V, si prova a rappresentare un ipotetico meccanismo di serraggio.

Ipotizzando di realizzare il supporto in ABS, si ipotizza di posizionarlo sull'attacco manubrio, punto di interesse delle vibrazioni alla frequenza di 20 Hz.

Si riporta un render in figg. 5.9 e 5.10.

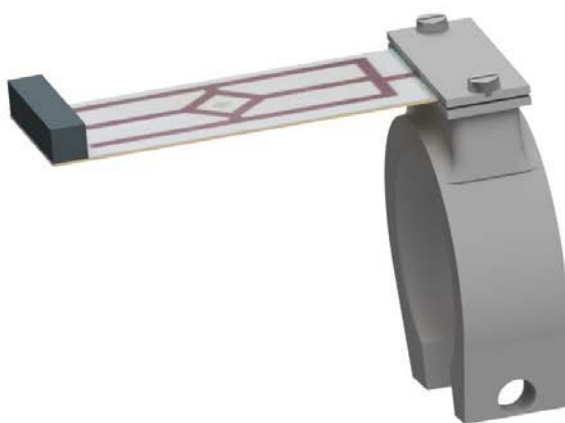


Fig. - 5.9 Render del supporto per Harvester Midè in presenza di $M_t=10$ g



Fig. 5.10 - Supporto installato sul reggimanubrio

Il render, realizzato a puro scopo indicativo, mostra una possibile soluzione all'installazione del sistema di accumulo e conversione su di una bicicletta da città. È interessante notare come gli ingombri siano molto limitati.

5.3 Dimensionamento Harvester Smart Materials

Si passa, ora, ad analizzare e studiare una differente tipologia di Harvester piezoelettrico.

Si studiano due tipologie differenti di harvester presenti nei laboratori dell'Università di Padova: si procederà a descriverne le caratteristiche, le dimensioni e le condizioni di utilizzo, tentando in seguito di dimensionarne un supporto.

I due Harvester sono prodotti dalla Smart Materials e sono commercializzati sotto il nome di MFC. Questa sigla, che sta per Micro Fiber Composite, indica la tecnologia che consente la produzione di attuatori in fibra perfettamente allineati che non sono più spessi di pochi decimi di millimetro.

L'MFC è costituito da barre piezoceramiche inserite tra strati di adesivo, elettrodi e un film poliammidico. Comportandosi come fogli sottili e conformabili alla superficie, questi

harvester possono essere applicati (normalmente incollati tramite resine bicomponenti) a vari tipi di supporti o incorporati in una struttura composita.

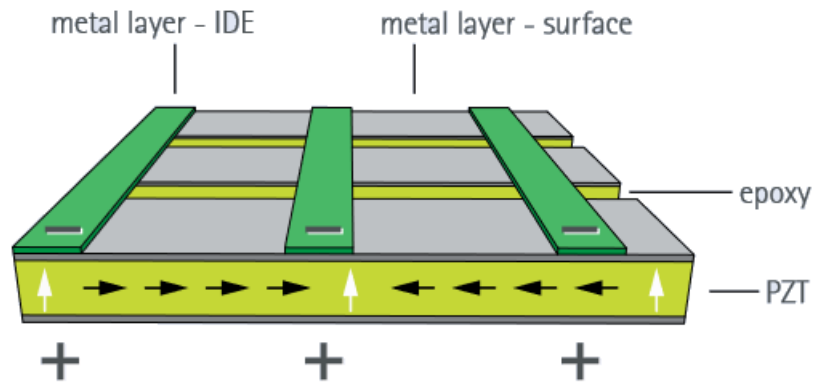


Fig. 5.11 - Schema di funzionamento della tipologia MFC-P2 [27]

La tipologia di strumenti selezionata è quella definita MFC- P2, harvester che si comportano come *contractors*, ideali per essere utilizzati come sensori a bassa impedenza o per generare energia dalla deformazione. Lo schema è rappresentato in fig. 5.11.

Le due configurazioni, scelte da catalogo, sono la M2814P2 e la M8514P2.

Si riportano, per chiarezza, i dati relativi alle dimensioni dei due strumenti (Tabella 5.7).

Modello	Lunghezza strato attivo [mm]	Larghezza strato attivo [mm]	Lunghezza complessiva [mm]	Larghezza complessiva [mm]
M-2814-P2	28	14	37	18
M-8514-P2	85	14	100	18

Tabella 5.7 – Dati di catalogo per i due modelli M-2814-P2 e M-8514-P2

Come visibile la tabella, i due Harvester piezoelettrici, benché simili per configurazione e larghezza, si differenziano a livello dimensionale per la lunghezza dello strato attivo e, di conseguenza, per lunghezza complessiva.

I due modelli, che hanno un prezzo di acquisto analogo, sono caratterizzati da una tensione operativa che varia da -60 V a 350 V.

Si passa alla progettazione del supporto sul quale applicare gli harvester piezoelettrici. Si premette che, durante il dimensionamento, se ne trascureranno massa e modulo di Young E . Inoltre, data la larghezza complessiva dei due modelli di MFC (18 mm per entrambi), si utilizzerà questa larghezza come dimensione imposta alla mensola di supporto, considerabile come larghezza minima di incollaggio. Si tenta di definire, quindi, le dimensioni e le caratteristiche della mensola, studiandone il comportamento a flessione: lo scopo è quello di trovare l'ottimo tra la lunghezza e lo spessore del cantilever, prendendo in considerazione diversi materiali, accordandolo ad una frequenza di risonanza (di primo modo) uguale a 20Hz. Questa specifica frequenza è da imporre in quanto frequenza di maggiore interesse a livello vibratorio per il supporto del manubrio della bicicletta precedentemente presentata, punto sul quale si immagina di applicare il cantilever piezoelettrico, in analogia al caso precedente. La trattazione parte dalla selezione dei materiali per la fabbricazione della mensola.

Si riporta, nella tabella 5.8, la selezione dei materiali prescelti con i corrispettivi moduli di Yang e pesi specifici.

<i>Materiale</i>	<i>Modulo di elasticità (Young) E [N/mm²]</i>	<i>Massa Volumica ρ [Kg/dm³]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	200000	7,9
Titanio Ti Gr2	196000	4,4
Alluminio laminato	70000	2,69
Polivinilcloruro	2600	1,4
Polipropilene	1100	0,93

Tabella 5.8 – selezione dei materiali prescelti con i corrispettivi Moduli di Yang e pesi specifici

Si studia ora il caso del modello **M-2814-P2**. Si stabilisce che la lunghezza minima di incollaggio sia pari a 37 mm, lunghezza della struttura dell'harvester. Si decide di aggiungere a questa dimensione uno scarto di 5 mm per serrare la struttura ad un

eventuale supporto. Ipotizzando una larghezza della mensola pari a quella minima necessaria ad un corretto incollaggio ($B=18\text{mm}$), come indicato da catalogo, si riportano i risultati della trattazione numerica nel caso si scelgano degli spessori della mensola (H) uguali a quelli dei lamierini presenti in commercio. Si sceglie un intervallo di valori che varia dagli $0,4\text{ mm}$ fino a 2 mm . Le dimensioni prescelte all'interno dell'intervallo sono: $0,4\text{ mm}$, $0,5\text{ mm}$, $0,6\text{ mm}$, $0,7\text{ mm}$, $0,8\text{ mm}$, $0,9\text{ mm}$, $1,0\text{ mm}$, $1,2\text{ mm}$, $1,5\text{ mm}$, 2 mm . Si correggeranno di volta in volta i valori del momento di inerzia. L'obiettivo è quello di trovare, per i vari materiali, la condizione di ottimo tra lunghezza, spessore ed eventuale massa di accordatura per un efficace montaggio sull'attacco-manubrio della bicicletta. Per effettuare i calcoli si è ricorso ad un sistema iterativo di risoluzione tramite macro, utilizzando il programma excel (appendice 1).

Si comincia imponendo una dimensione minima di spessore del cantilever pari a $0,4\text{ mm}$. Ciò è dovuto alla volontà di avere una mensola di supporto che possa essere utilizzata anche a livello pratico e non solo puramente teorico. Si evita, pertanto, l'utilizzo di lamiere con spessori che non garantirebbero un'adeguata resistenza durante l'utilizzo.

Fatte tali premesse, si riportano i dati dei risultati per uno spessore della trave $w = 0,4\text{ mm}$, una lunghezza $L \geq 37\text{ mm}$ e una tip mass $M_t = 0$, ad una frequenza imposta di 20 Hz (tabella 5.9).

<i>Materiale</i>	<i>Lunghezza [mm]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	126
Titanio Ti Gr2	146,8
Alluminio laminato	128,3
Polivinilcloruro	66,4
Polipropilene	57,2

Tabella 5.9

Si nota subito un grande divario tra le lunghezze in relazione al materiale prescelto. I materiali polimerici, grazie al proprio rapporto E/ρ , si prestano meglio per applicazioni sotto le condizioni imposte. Inoltre, come logicamente ipotizzabile, imponendo spessori via via sempre crescenti, la lunghezza cresce proporzionalmente.

Volendo aggiungere alle precedenti ipotesi quella di una lunghezza desiderata $L = 37$ mm, come prevedibile nessuno dei materiali soddisferebbe questa condizione alquanto vincolante. Ipotizzando l'aggiunta di una massa di accordatura (*tip mass* M_t), si deduce quanto debba essere pesante la massa da aggiungere all'estremo libero della trave per raggiungere l'obiettivo di $L = 37$ mm, confrontandola con la massa della trave stessa (Tabella 5.10).

<i>Materiale</i>	<i>M_t [g]</i>	<i>Massa trave [g]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	72	2,10
Titanio Ti Gr2	70	1,17
Alluminio laminato	25	0,72
Polivinilcloruro	-	0,37
Polipropilene	0,34	0,25

Tabella 5.10

Si nota, per i materiali metallici, la necessità dell'aggiunta di masse di notevole grandezza per raggiungere l'obiettivo, soprattutto se paragonate al peso della barra sulla quale andrebbero applicate. Per il PVC il risultato non è raggiungibile sotto le ipotesi fatte.

Si immagini di limitare l'utilizzo della massa M_t , imponendo che ricada nell'intervallo tra 1 g e 5 g e una massima lunghezza ammissibile circa doppia rispetto a quella dell'harvester piezoelettrico $L \approx 2 * L_{piezo} = 80$ mm, sempre con larghezza imposta pari a $B = 18$ mm. Lo spessore è lasciato libero di variare nell'intervallo compreso tra 0,4 mm e 2,0 mm (Tabella 5.11).

<i>Materiale</i>	<i>Spessore Trave [mm]</i>	<i>M_t [g]</i>	<i>Massa trave [g]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	0,4	5	4,5
Titanio Ti Gr2*	0,4	5	2,4
Alluminio laminato	0,5	4,6	2
Polivinilcloruro	1,2	1,5	2,3
Polipropilene	1,45	1,4	1,42

Tabella 5.11

*si è deciso di riportare i grafici anche se la soluzione massima verificabile è stata di 22 Hz.

Si procede, in modo analogo al precedente, allo studio del modello **M-8514-P2**. Si stabilisce che la lunghezza minima della mensola sia pari a 100 mm, lunghezza della struttura dell'harvester. Ipotizzando una larghezza della mensola pari alla lunghezza minima necessaria ad un corretto incollaggio ($B=18\text{mm}$), come indicato da catalogo, si riportano i risultati della trattazione numerica nel caso si scelgano degli spessori della mensola (H) uguali a quelli dei lamierini presenti in commercio. Si seleziona un intervallo di valori che varia dagli 0,4 mm fino a 2 mm. Le dimensioni prescelte all'interno dell'intervallo sono: 0,4 mm, 0,5 mm, 0,6 mm, 0,7 mm, 0,8 mm, 0,9 mm, 1,0 mm, 1,2 mm, 1,5 mm, 2 mm. Si correggeranno di volta in volta i valori del momento di inerzia. In questo caso, analizzando i dati per il modello analogo ma con lunghezza inferiore precedente, si procede in senso inverso, imponendo una lunghezza minima della mensola di 100 mm (uguale alla lunghezza dello strumento da incollare). L'obiettivo è quello di trovare, per i vari materiali, la condizione di ottimo tra lunghezza, spessore ed eventuale massa di accordatura per un efficace montaggio sull'attacco-manubrio della bicicletta. Per effettuare i calcoli si è ricorso, ancora una volta, ad un sistema iterativo di risoluzione tramite macro, utilizzando il programma excel (appendice 1).

Si comincia imponendo una dimensione minima di spessore del cantilever pari a 0,4 mm, agendo in modo analogo al procedimento precedente.

Si riportano i dati dei risultati per uno spessore della trave $w = 0,4$ mm, una lunghezza $L \geq 100$ mm e una tip mass $M_t = 0$, ad una frequenza imposta di 20 Hz (Tabella 5.12)

<i>Materiale</i>	<i>Lunghezza [mm]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	126
Titanio Ti Gr2	146,8
Alluminio laminato	128,3
Polivinilcloruro	-
Polipropilene	-

Tabella 5.12

Il PVC e il PP non superano la prova. Questi risultati erano già visibili da quelli presentati in tabella 5.7.

Volendo aggiungere alle precedenti ipotesi quella di una lunghezza desiderata $L=100$ mm, è palese che nessuno dei materiali soddisferebbe questa condizione alquanto vincolante.

<i>Materiale</i>	<i>Larghezza [mm]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	-
Titanio Ti Gr2	-
Alluminio laminato	-
Polivinilcloruro	0,9
Polipropilene	1,14

Tabella 13

Si imponga, ora, una lunghezza $L=100$ mm, sempre con larghezza $B=18$ mm, considerando ancora valido il vincolo sullo spessore, pari a $H \geq 0,4$ mm (Tabella 5.13). I materiali metallici non superano la prova, al contrario dei polimeri che forniscono risultati che potrebbero tornare utili a livello sperimentale.

Si ipotizzi di voler aggiungere una massa di accordatura (*tip mass* M_t). Si deduce quanto debba essere pesante la massa da aggiungere all'estremo libero della trave per raggiungere l'obiettivo di $L=100$ mm, con spessore imposto $H=0,4$ m e larghezza $B=18$ mm. Si confronta la M_t con la massa della trave (Tabella 5.14).

<i>Materiale</i>	<i>M_t [g]</i>	<i>Massa trave [g]</i>
Acciaio INOX AISI 430 X6 Cr 17	2,3	5,6
Titanio Ti Gr2	2,8	3,2
Alluminio laminato	8,2	1,9
Polivinilcloruro	-	1
Polipropilene	-	0,67

Tabella 5.14

Si nota, per i materiali metallici, la necessità dell'aggiunta di masse accettabili per la raggiunta dell'obiettivo, in particolare per Acciaio Inox e Titanio, che necessitano di tip mass ragionevoli se rapportate al peso della trave su cui andrebbero applicate. PVC e PP non raggiungono gli obiettivi sotto le condizioni imposte.

Sono stati tralasciati, nella trattazione precedente, l'analisi e il commento del comportamento elettrico degli harvester studiati.

Poiché la tip mass agisce sulle dimensioni come nel caso del modello PPA-1001, si immagina che anche il comportamento elettrico, in dipendenza dalla massa di accordatura, sia del tutto analogo al caso precedente. A parità di spessore, sarebbe meglio optare per l'harvester MP-8514-P2, avente uno strato piezoelettrico di dimensioni maggiori rispetto al modello MP-2814-P2. Considerando accettabile, al momento dell'installazione, una lunghezza $L=10$ cm per la trave a sbalzo, si potrebbe pensare di optare per una lamina in alluminio laminato per la sua realizzazione, anche per la presenza della tip mass di circa 8 grammi: si ricorda, infatti, che l'aggiunta di masse di accordatura superiori garantiscono una maggior produzione di tensione in uscita a parità di condizioni operative. Studi più approfonditi si rimandano a trattazioni future.

5.4 Considerazioni riassuntive

È stato presentato il processo di scelta e accordatura di un harvester piezoelettrico.

Si è partiti analizzando il comportamento vibratorio di due biciclette entry level, riportando i dati acquisiti in laboratorio e i grafici con i test su strada effettuati sul mezzo di qualità inferiore (modello Coventry), considerando la maggiore influenza che le vibrazioni hanno su di esso.

È stata analizzata la banda di frequenze nei punti considerati più soggetti alle vibrazioni della bicicletta, ovvero il reggisella e lo stelo dell'attacco manubrio.

Si è optato per un posizionamento dell'harvester sull'attacco manubrio, in quanto presentante picchi di ampiezza di entità maggiore.

Sono stati scelti da catalogo i due modelli di harvester più semplici e che meglio si adeguavano alle condizioni di esercizio definite.

Ci si è concentrati sul PPA-1001. Questa scelta è stata giustificata dal fatto che l'harvester in questione è già presente all'interno dei laboratori di ricerca dell'università e il suo comportamento è già stato studiato in altri elaborati di tesi. Inoltre, a livello economico, il prezzo unitario del PPA-1001 è di 36 € contro i 200 € del PPA-1011.

Durante la scelta della massa aggiuntiva per raggiungere la frequenza di accordatura, si sono riscontrate delle problematiche legate alla difficoltà di fare lavorare lo strumento a frequenze così basse.

Si è optato, infine, per un'accordatura intorno ai 20 Hz, che risultava la frequenza più significativa dai test effettuati sulla bicicletta.

Se si decidesse di optare per una clamp position 6.0, sarebbe necessario aggiungere una massa (tip mass) di circa 17g all'estremo dello strumento, al fine di raggiungere l'accordatura.

Nel tentativo di comprendere l'influenza della tip mass sulla lunghezza del PPA-1001 e sull'output della tensione V , si è simulato tramite matlab il comportamento in esercizio per diverse configurazioni. Si è notato come un aumento della tip mass provochi una diminuzione della lunghezza della trave incastrata e una maggiore tensione di uscita prodotta dal sistema, a scapito dell'intensificazione dello stress che interessa lo strumento durante l'esercizio. È stata presentata, infine, una possibile soluzione pratica per collegare lo strumento all'attacco manubrio di una classica bici da città.

Si è passati, successivamente, allo studio di due diversi modelli della medesima tipologia di Vibration Energy Harvester, prodotti dalla Smart Materials (M-8514-P2 e M-2814-P2).

È stato effettuato un tentativo di trovare per entrambi i modelli, che differiscono principalmente per lunghezza e capacità di produrre energia, la corretta dimensione (spessore, larghezza e lunghezza) della mensolina di supporto su cui andrebbero incollati.

Sono stati analizzati diversi materiali, per trovare la condizione di ottimo, valutando ingombri e dimensioni, facendo anche affidamento sulla possibilità di utilizzare delle piccole masse di accordatura.

Il comportamento dell'harvester può essere ritenuto analogo a quello del caso precedente.

Capitolo 6

Conclusioni

Il seguente elaborato di tesi è servito a raccogliere informazioni sull'applicazione della tecnologia di Vibration Energy Harvesting al settore ciclistico.

Dopo aver analizzato lo stato dell'arte di questa tecnologia, sono state fornite le formulazioni matematiche di base che meglio descrivono il comportamento dinamico ed elettromeccanico degli harvester piezoelettrici con configurazione a trave incastrata.

Si è visto, in seguito, come in letteratura vi sia una discreta quantità di informazioni sul comportamento vibratorio dei mezzi a due ruote, in particolare le biciclette, spesso riconducibili a studi effettuati riguardo al comfort di guida. Questi studi forniscono informazioni interessanti sui livelli di vibrazione della bici e sulle frequenze che interessano il mezzo, focalizzando l'attenzione sulle parti costitutive della bicicletta che subiscono maggiormente l'effetto dell'interazione tra ruote e fondo stradale.

I risultati indicano che il range di frequenze di maggiore interesse è quello compreso tra i 10 Hz e i 40 Hz. La zona più interessata a livello vibratorio è quella dell'attacco manubrio.

Ciò ha trovato riscontri nei test condotti nei laboratori dell'università di Padova. Durante tali test, effettuati tramite metodo impulsivo, si è definita pari a 20HZ la frequenza ottimale di accordatura di un ipotetico sistema di accumulo e conversione di energia (vibration energy harvester), da installare sull'attacco manubrio di una bici da città.

Partendo dal fenomeno vibratorio, si sono descritte, poi, le principali tecnologie ad oggi studiate che sfruttano le vibrazioni per la produzione di energia elettrica, ampliando l'insieme con la descrizione di ulteriori soluzioni tecnologiche, come l'harvesting bici: il fine ultimo è quello di riuscire a produrre energia elettrica così da alimentare la sensoristica presente sul mezzo.

Partendo dallo studio dei modelli di harvester presenti nei laboratori dell'Università, si è, infine, svolta una analisi tra due diverse tipologie di harvester piezoelettrici (Midè e Smart Materials) valutando la variazione degli ingombri e l'influenza delle masse di accordatura sul comportamento dinamico e vibratorio degli harvester stessi, modellizzandone il comportamento come quello di mensole incastrate con un estremo libero.

Si è notata la necessità di ricorrere a tip mass per raggiungere la frequenza di accordatura, pari a 20 Hz, cercando di limitare spessori e lunghezze degli strumenti.

La tip mass si è dimostrata molto utile, garantendo lunghezze ridotte degli harvester e incrementando la tensione V in uscita che raggiunge valori picco-picco di 33 Volt. Di contro, tali masse possono comportare un aumento dello stress che interessa lo strumento, riducendone la vita a fatica.

Per la versione Midè, a puro scopo esemplificativo, è stata proposto un ipotetico supporto da montare sull'attacco manubrio

BIBLIOGRAFIA

[1] Elettronica Open Source, sito internet:

< <https://it.emcelettronica.com/category/energy-harvesting>>.

[2]Microwaves And RF, Sito Internet:

<<https://www.mwrf.com/semiconductors/energy-harvesting-ready-big-time>>.

[3] S. Priya, D. J. Inman, "Energy Harvesting Technologies", Edizione Springer.

[4] A. Erturk ,D. J. Inmann,"An Experimentally Validated Bimorph Cantilever Model For Piezoelectric Energy Harvesting From Base Excitation", Pubblicato 13 Gennaio 2009.

[5] A. Erturk ,D. J. Inmann, "On Mechanical Modeling Of Cantilevered Piezoelectric Vibration Energy Harvesters, Pubblicato Novembre 2009.

[6] A. Doria, C. Medè, Et Al. , "Improvement Of Harvesters For Tires By Means Of Multi-Physics Simulation", Agosto 2017.

[7] J. le ´Pine, Y. Champoux, J. M. Drouet, "Road Bike Comfort: On The Measurement Of Vibrations Induced To Cyclist", Dicembre 2013.

[8] Y. Champoux, S. Richard And J.-M. Drouet, "Bicycle Structural Dynamics", 2017.

[9] S. Richard, Y. Champoux, "Evaluation Of Road Bike Comfort Using Classical And Operational Modal Analyses".

[9] E. Minazara, D. Vasic, F. Costa, "Piezoelectric Generator Harvesting Bike Vibrations Energy To Supply Portable Devices, Marzo 2008

[10] Immagine Da Catalogo,

[Http://www.testtaly.com/Svantek_948/Svantek_948.html](http://www.testtaly.com/Svantek_948/Svantek_948.html).

[11] D. Vasic, Yu-Yin Chen, F Costa"Self-Powered Piezoelectric Energy Harvester For Bicycle", Aprile 2013

- [12] J. Vanwalleghem, "Study Of The Damping And Vibration Behaviour Of flax-Carbon Composite Bicycle Racing Frames", 2009-2010.
- [13] J. Vanwalleghem, I. De Baere, M. Loccufier , W. Van Paepegem, "Field Tests With An Instrumented Bicycle For Comfort Measurements", Giugno 2014.
- [14] W. Bertucci, F. Puel, B. Jarlot, F. Grappe, S. Duc, "Evaluation Of Comfort: Acceleration Transmissibility Of Different Road Bikes", Luglio 2015
- [15] P. Macdermid, P. Fink, S. Stannard, "Quantification Of Vibrations During Mountain Biking", Giugno 2014
- [16] A. Y. Ismail, N. R. M. Nuri, M. A. Mansor, M. A. Shukri, "Study On The Road Transmitted Vibration Of A Mountain Bicycle", Settembre 2015.
- [17] S. Crequy, X. Chimentin, G. Kouroussis, "Analyse Modale Opérationnelle En Cyclisme", Novembre 2016.
- [18] S. Roa, L. Munoz, "An Experimental Methodology For Evaluating The Energy Cost And Comfort During Cycling: A Case Study For Analyzing Tire Pressure Influence", Settembre 2015.
- [19] C. Hölzel, F. Höchtla, V. Sennera "Cycling Comfort On Different Road Surfaces", Marzo 2012.
- [20] A. Doria, E. Marconi, "A Testing Method For The Prediction Of Comfort Of City Bicycles", Agosto 2018.
- [21] Y. Yang, J. Yeo, S. Priya "Harvesting Energy From The Counterbalancing (Weaving) Movement In Bicycle Riding", Luglio 2012.
- [22] D.C. Chen, S.H. Kao, C.K. Huang,"Study Of Piezoelectric Materials Combined With Electromagnetic Design For Bicycle Harvesting System" Aprile 2016.
- [23] Catalogo online, <https://nabendynamo.de/>
- [24] C.T.Pan, Y.J. Chen, C.H. Huang,, "Design And Fabrication Of Ltcc Electro-Magnetic Energy Harvester For Low Rotary Speed", 2013.

[25] L. Buccolini, M. Conti, “An Energy Harvester Interface For Self-Powered Wireless Speed Sensor”, Febbraio 2017.

[26] Catalogo Midè Technology, “ Piezo Protect Advantage”.

[27] Catalogo Smart Materials, “Macro Fiber Composite – Mfc”.

APPENDICE 1

Calcolatore Frequenza trave in diverse configurazioni,
con funzione di congruenza funzione delle variabili h,w,Mt

Modificare E, rho, e w a piacere

Inserire numeri in **GRASSETTO**, risultati in **ROSSO**. Conversioni in **CORSIVO**

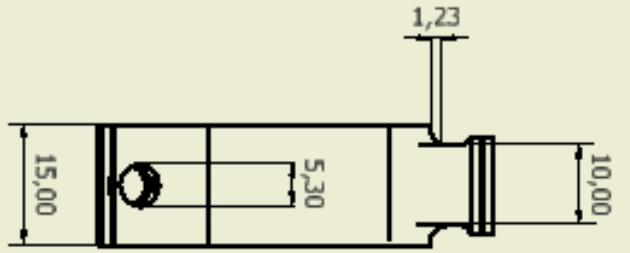
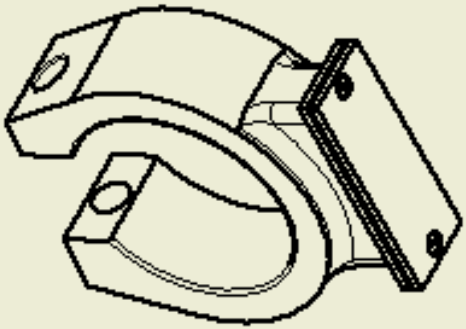
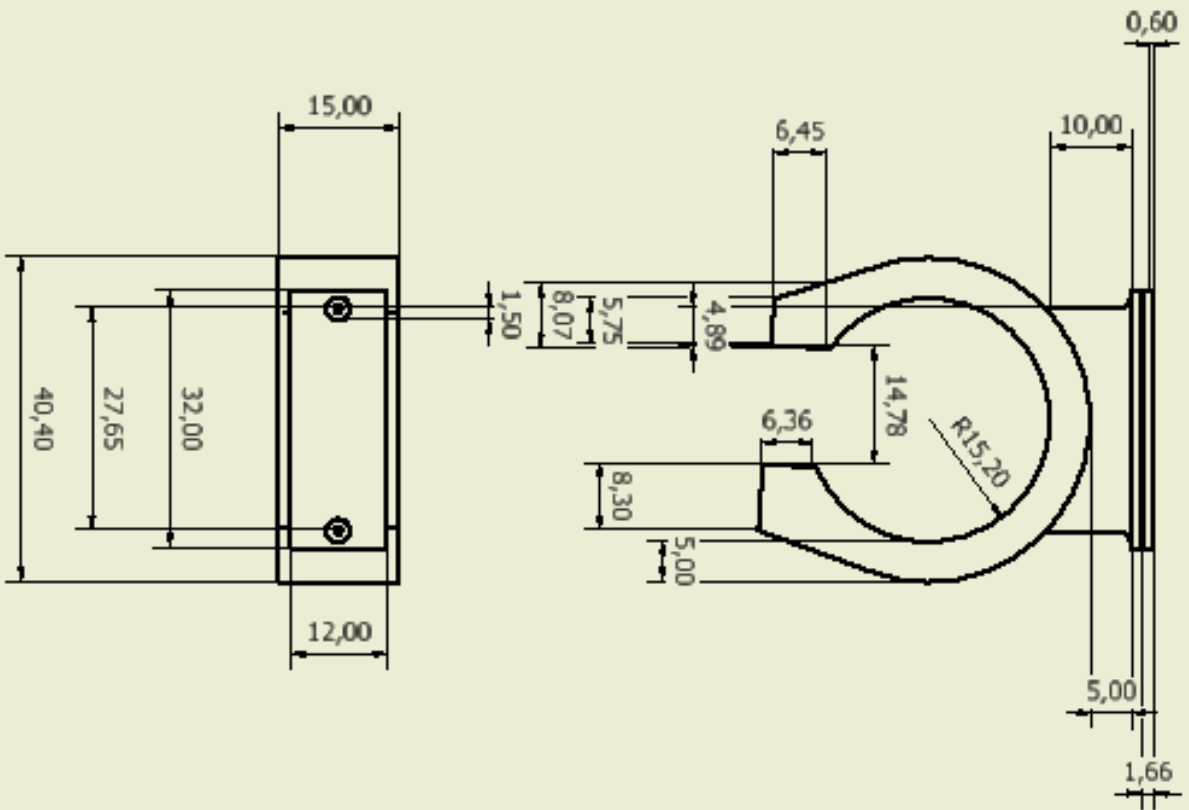
Lunghezza L (m, mm)	=C6/1000	100
Spessore h (m, mm)	=C7/1000	0,4
Larghezza w (m, mm)	=C8/1000	18
Densità rho (kg/m ³)	7900	
Modulo di Young E (N/m ² , MPa)	200000000000	=E*10 ⁻⁶
Area della sezione (m ² ,mm ²)	=w*h	=B11*10 ⁶
Momento di inerzia calcolato (m ⁴ ,mm ⁴)	=w*h ³ /12	=B12*10 ¹²
Area sezione (da immettere event.) (m ²)	0	Inserire 0 se non utilizzata
Momento di inerzia (da immettere) (m ⁴)	0	Inserire 0 se non utilizzata
Tip Mass (Kg) :	0,00230682137503078	Inserire 0 se impostata da risolutore

Frequenze Naturali e Carico di Punta	A Sbalzo
Carico di punta (N)	=2,47*E*/L ²
Prima frequenza (Hz)	=1,875 ² *RADQ(E*/(A*rho*L ⁴))*(1/(2*PI.GRECO()))
Seconda frequenza (Hz)	=4,694 ² *RADQ(E*/(A*rho*L ⁴))*(1/(2*PI.GRECO()))
Terza Frequenza (Hz)	=7,855 ² *RADQ(E*/(A*rho*L ⁴))*(1/(2*PI.GRECO()))
Quarta frequenza (Hz)	=10,996 ² *RADQ(E*/(A*rho*L ⁴))*(1/(2*PI.GRECO()))

Valori utili ai calcoli	
Area A (m ²)	=SE(B13=0; B11; B13)
Inerzia I (m ⁴)	=SE(B14=0; B12; B14)
Tip Mass Mt (g)	=Mt*10 ³
Funzione desiderata TIP MASS =	=RADQ((E*w*(h ³)*1/(4*L ³))/((33/140)*rho*w*h*(L+Mt)))*1

Frequenza desiderata NO TIP=	=1,875 ² *RADQ(E*/(A*rho*L ⁴))*(1/(2*PI.GRECO()))
------------------------------	--

APPENDICE 2



Progettato da: M. BOLLINI
 Verificato da: M. BOLLINI
 Approvato da: M. BOLLINI
 Data: 23.03.2019

Supporto Harvester
 Progettosupporto

Edizione: 1 / 1