

CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DI “ENERGY SCAVENGERS” PIEZOELETTRICI OTTIMIZZATI

L. Moro^a, D. Benasciutti^a, E. Brusa^b, S. Zelenika^{a,c}

^a Università di Udine, Dipartimento di Ingegneria Elettrica Gestionale Meccanica, via delle Scienze, 208 – 33100 Udine, e-mail: moro.luciano@gmail.com, denis.benasciutti@uniud.it

^b Politecnico di Torino, Dipartimento di Meccanica, Laboratorio di Microsistemi Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino, e-mail: eugenio.brusa@polito.it

^c Università di Rijeka, Facoltà di Ingegneria, Dipartimento di Progettazione Meccanica, Vukovarska 58, 51000 Rijeka, Croazia, e-mail: sasa.zelenika@riteh.hr

Sommario

L'utilizzo di sistemi ad accoppiamento elettromeccanico per la conversione dell'energia da vibrazioni è alla base delle più recenti tecnologie di “energy scavenging”. In precedenti lavori si è indagata la possibilità di realizzare convertitori di energia di tipo trapeziforme, equipaggiati con trasduttori piezoelettrici ottimizzati dal punto di vista elettromeccanico e da quello strutturale. A fronte di una soluzione convenzionale consistente in una trave incastrata a pianta rettangolare con massa applicata all'estremo libero, si propongono geometrie a pianta trapezoidale. In questo lavoro si discutono i risultati delle prove sperimentali effettuate. Dopo una prima caratterizzazione elettrica, che ha confermato la natura capacitiva dei trasduttori impiegati, sono state effettuate prove dinamiche per la valutazione della potenza elettrica ottenibile e la validazione dei modelli sviluppati. Sono pertanto state confermate le migliori prestazioni delle geometrie ottimizzate proposte.

Abstract

In recently proposed energy scavenging technologies, electromechanical coupled systems are widely used to harvest vibration energy. In previous papers the possibility to build up energy scavengers by employing beam structures coated with piezoelectric transducers was evaluated. These were optimized both from the electromechanical and from the structural point of view. Contrary to conventional solutions consisting of a rectangular cross section cantilever loaded at the free end with a proof mass, optimized energy scavengers of trapezoidal shapes were thus proposed. In this work are critically evaluated the obtained experimental results. Electrical characterisation demonstrated that the transducers behave as pure capacitors. Subsequent dynamic tests allowed assessing the available powers while validating the models developed to predict the behaviour of the proposed layouts. The improved performances of the proposed optimized scavenger shapes have thus been confirmed.

Parole chiave: conversione dell'energia, elementi finiti, trasduttori piezoelettrici.

1. INTRODUZIONE

Nella progettazione di dispositivi per la conversione dell'energia usualmente dispersa nell'ambiente, denominati “energy scavengers”, l'obiettivo è quello di assicurare la massima efficienza di conversione compatibilmente con i vincoli dovuti al volume disponibile. Per quanto riguarda il recupero di energia da sorgenti vibranti, la configurazione di riferimento comunemente utilizzata [1, 2] è descritta in Figura 1 ed è costituita da una trave bimorfa a profilo rettangolare composta da due strati di materiale piezoelettrico, indicati con il numero 1, solidali ad un supporto metallico, indicato con il

numero 2. La trave viene incastrata e sollecitata ad un'estremità, mentre all'estremo libero è applicata una massa che ha lo scopo di amplificare l'ampiezza degli spostamenti nonché di consentire una sintonizzazione della frequenza propria del dispositivo.

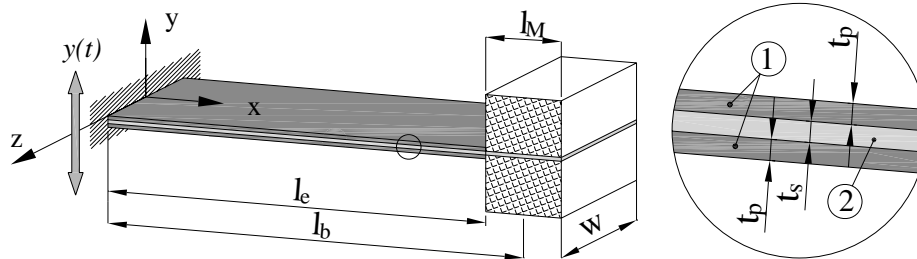


Figura 1: Modello di “energy scavenger” piezoelettrico. Viene indicata con l_e la lunghezza dell'elettrodo e con l_M la lunghezza della massa.

Per effetto delle forze d'inerzia indotte dalle vibrazioni applicate all'incastro, la trave è sottoposta ad una deformazione meccanica e gli strati piezoelettrici, grazie all'accoppiamento elettromeccanico [3], convertono l'energia da meccanica in elettrica, realizzando pertanto una distribuzione di carica e generando un campo elettrico tra gli elettrodi posti sulla superficie. Nella trattazione si farà sempre riferimento a connessione di tipo *serie* tra gli elettrodi, poiché tale configurazione consente di ottenere la massima differenza di potenziale elettrico tra i trasduttori incollati rispettivamente sull'intradosso e sull'estradosso. È in questo modo possibile, tramite un circuito elettrico, alimentare un dispositivo di accumulo di energia come per esempio un condensatore, oppure una resistenza, al fine di valutare la potenza elettrica estraibile.

Tabella 1: Parametri di riferimento per convertitore a pianta rettangolare

Parametro	Valore
Lunghezza massa	$l_M = 10$ mm
Lunghezza elettrodo	$l_e = 25$ mm
Larghezza trave	$w = 14$ mm
Spessore supporto metallico	$t_s = 0,1$ mm
Spessore di uno strato piezoelettrico	$t_p = 0,2$ mm
Densità piezoelettrico	$\rho_p = 7,8$ g/cm ³
Modulo elastico piezoelettrico	$Y_p = 6,6 \cdot 10^4$ MPa
Modulo elastico supporto metallico	$Y_s = 20,6 \cdot 10^4$ MPa
Costante dielettrica relativa (a tensione costante)	$\epsilon^T = 1800$

Nel seguito verranno presentati i modelli proposti in letteratura che descrivono il comportamento elettromeccanico dei dispositivi considerati. Risulta fin d'ora evidente come, per un funzionamento ottimale, sia necessario sintonizzare i dispositivi sulla frequenza caratteristica delle vibrazioni in ingresso, in quanto, in questo modo, per effetto della risonanza meccanica, si ottengono le maggiori deformazioni della struttura. I parametri tipici del dispositivo di riferimento a pianta rettangolare sono riportati in Tabella 1 [4].

2. MODELLAZIONE A PARAMETRI CONCENTRATI

Un modello analitico per la descrizione del comportamento del dispositivo di Figura 1 in prossimità della prima frequenza di risonanza flessionale è stato sviluppato da Roundy e Wright [5]. Indicando con $l_b = l_e + l_M/2$ la lunghezza della trave, la tensione media nello strato piezoelettrico in una generica sezione alla distanza x dall'incastro può essere scritta come:

$$\sigma(x) = \frac{M(x)b}{I} = \frac{F(l_b - x)(t_s + t_p)/2}{2 \left[\frac{wt_p^3}{12} + wt_p b^2 \right] + \eta \frac{wt_s^3}{12}} \quad (1)$$

dove $M(x)$ è il momento flettente applicato dalla forza d'inerzia F della massa d'estremità. Nel calcolo del momento d'inerzia equivalente I della struttura, $\eta = Y_s/Y_p$ rappresenta il rapporto tra i moduli elastici, dove l'indice s indica il substrato metallico mentre l'indice p indica il materiale piezoelettrico. Per descrivere il funzionamento del dispositivo si fa riferimento al circuito di Figura 2. Il trasduttore trasforma l'energia di vibrazioni in energia elettrica; in [5] si descrive quindi l'accoppiamento elettromeccanico operato tramite un trasformatore. Per mezzo dell'analogia elettromeccanica i parametri meccanici della trave vengono trasformati in componenti elettrici equivalenti. La tensione meccanica in equazione (1) è rappresentata pertanto da un generatore di tensione $G(t)$, mentre i bipoli L , C e R rappresentano rispettivamente l'inerzia, lo smorzamento e la rigidezza. C_p rappresenta la capacità del piezoelettrico, mentre R_L indica la resistenza esterna applicata.

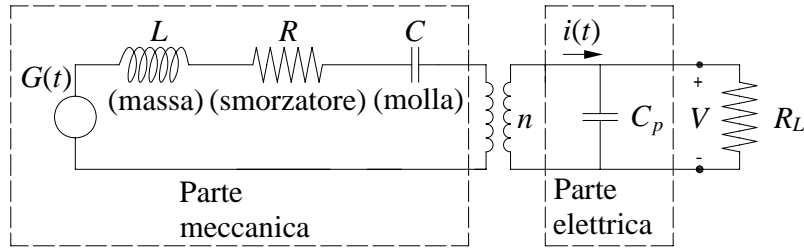


Figura 2: Circuito elettrico equivalente del dispositivo piezoelettrico

Le equazioni che governano il sistema sono dunque [5]:

$$G(t) = L\ddot{S}(t) + R\dot{S}(t) + \frac{S(t)}{C} + nV(t), \quad i(t) = C_p\dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_L} \quad (2)$$

in cui S rappresenta la deformazione meccanica e n rappresenta il rapporto di trasformazione.

Nella configurazione di riferimento di Figura 1 il materiale viene sollecitato flessionalmente, secondo quello che viene comunemente denominato "modo 31". Il potenziale elettrico attraverso gli strati attivi può essere determinato a partire dalla deformazione meccanica attraverso la costante piezoelettrica d_{31} :

$$\sigma = -d_{31} \frac{Y_p}{2t_p} V \quad (3)$$

Se la base vincolata viene sollecitata da uno spostamento sinusoidale $y(t)$ ad una frequenza caratteristica ω , il potenziale elettrico può venire espresso [5] come:

$$V = \left[j\omega \frac{2Y_p d_{31} t_p}{\epsilon^s} \frac{A_m}{k_2} \right] \left\{ \left[\frac{\omega_r^2}{R_L C_p} - \left(\frac{1}{R_L C_p} + 2\zeta\omega_r \right) \omega^2 \right] + j\omega \left[\omega_r^2 (1 + k_{31}^2) + \frac{2\zeta\omega_r}{R_L C_p} - \omega^2 \right] \right\}^{-1} \quad (4)$$

da cui si nota la diretta dipendenza del potenziale dalla resistenza esterna R_L applicata. Nella relazione (4) A_m rappresenta l'ampiezza dell'accelerazione in ingresso, ζ è lo smorzamento meccanico relativo,

ϵ^s è la permittività elettrica a deformazione costante mentre j è l'unità immaginaria. Il simbolo k_2 è un parametro legato alla geometria della trave, mentre k_{31} è il parametro di accoppiamento elettromeccanico dipendente da d_{31} e assunto, per tutti i modelli proposti, pari a 0,35.

L'equazione (4) consente di ricavare la funzione di risposta in frequenza (FRF) che lega il potenziale elettrico alla sollecitazione in ingresso e permette inoltre di valutare la potenza elettrica su un carico puramente resistivo secondo la nota formulazione:

$$P = \frac{|V|^2}{2R_L} \quad (5)$$

I risultati ottenuti per questo tipo di modello sono presentati nel seguito e sono confrontati con quelli relativi alle altre metodologie utilizzate.

3. MODELLAZIONE A PARAMETRI DISTRIBUITI

Il modello a parametri concentrati illustrato rappresenta senza dubbio uno dei modelli più accurati per la descrizione del comportamento elettromeccanico di travi bimorfe dotate di massa d'estremità. Tale modello però, come peraltro tutti quelli a parametri concentrati [6, 7], manifesta alcuni limiti. In esso si assume innanzitutto che la massa d'estremità sia dominante rispetto a quella della trave. Questa ipotesi risulta quasi sempre verificata nei casi pratici, ma in [8] si propongono opportune correzioni nel caso in cui il rapporto tra massa d'estremità e massa della trave non sia sufficientemente elevato. Un ulteriore limite consiste nel fatto che il modello illustrato nel precedente paragrafo calcola la tensione elettrica a partire dalla deformazione statica della trave. In un recente lavoro [9], invece, si considerano gli spostamenti generati dalla deformazione dinamica della trave e, affinando ulteriormente la formulazione già proposta in [10], s'incluse nell'equazione del moto anche il termine elettrico. La dinamica del sistema a parametri continui risulta pertanto descrivibile da un'equazione differenziale alle derivate parziali riferita allo spostamento relativo w_{rel} di un punto della trave alla quota x e al tempo t , con l'inclusione di termini dissipativi (c_a e c_s) [9]:

$$Y_p I \frac{\partial^4 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4} + c_s I \frac{\partial^5 w_{rel}(x,t)}{\partial x^4 \partial t} + c_a \frac{\partial w_{rel}(x,t)}{\partial t} + m \frac{\partial^2 w_{rel}(x,t)}{\partial t^2} + \mathcal{G} V(t) \left[\frac{d\delta(x)}{dx} \right] = -[m + M \delta(x - l_b)] \frac{\partial^2 w_b(x,t)}{\partial t^2} \quad (6)$$

Con $\delta(x)$ viene indicata qui la funzione delta di Dirac, \mathcal{G} rappresenta il termine di accoppiamento, M la massa all'estremità e m la massa per unità di lunghezza della trave. Esprimendo lo spostamento trasversale relativo come:

$$w_{rel}(x,t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) \eta_r(t) \quad (7)$$

in cui $\eta_r(x)$ è la r -esima coordinata modale e $\phi_r(x)$ rappresenta la forma modale, la dinamica del sistema viene descritta dalla coppia di equazioni:

$$\begin{cases} \ddot{\eta}_r(t) + 2\zeta_r \omega_r \dot{\eta}_r(t) + \omega_r^2 \eta_r(t) + \chi_r V(t) = f_r(t) \\ \frac{C_p}{2} \dot{V}(t) + \frac{V(t)}{R_L} = i(t) \end{cases} \quad (8)$$

in cui χ_r è il coefficiente modale di accoppiamento elettromeccanico correlato alla forma modale $\phi_r(x)$, ω_r è la r -esima pulsazione di risonanza e $f_r(t)$ è il carico modale d'inerzia. La prima delle eq. (8) è l'equazione meccanica del moto in coordinate modali, mentre la seconda descrive il comportamento elettrico. Anche questo tipo di modellazione consente una determinazione in forma chiusa del potenziale elettrico ai capi della resistenza applicata. Per una sollecitazione puramente sinusoidale avente frequenza ω prossima a quella di risonanza ω_r , la formulazione del potenziale risulta essere [9]:

$$V = \frac{j2\omega R_L \kappa_r F_r}{(2 + j\omega R_L C_p)(\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega) + j2\omega R_L \kappa_r \chi_r} \quad (9)$$

dove F_r rappresenta l'ampiezza della forza modale e κ_r il coefficiente di accoppiamento modale proporzionale alla forma modale $\phi_r(x)$. I rispettivi andamenti di potenziale e potenza, stimati mediante la (5), saranno presentati nel seguente paragrafo.

4. MODELLAZIONE AD ELEMENTI FINITI

Per validare i modelli analitici descritti, sono stati sviluppati modelli numerici agli elementi finiti, ai quali si fa riferimento in Figura 3. Il modello include una resistenza elettrica connessa agli strati piezoelettrici mentre la massa d'estremità non è a contatto con il materiale piezoelettrico per non dar luogo a corto circuito.

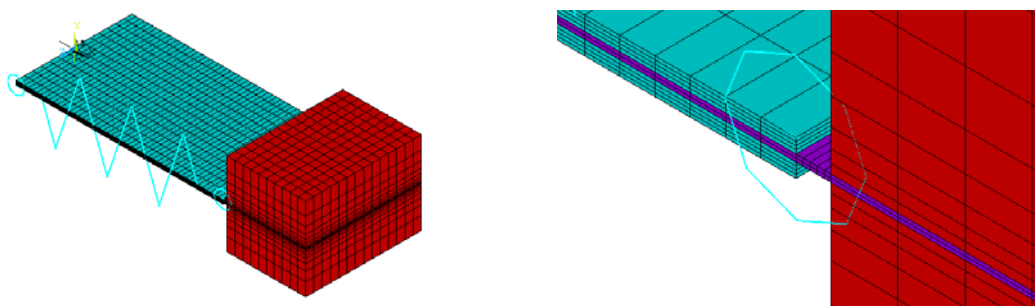


Figura 3: Modello agli elementi finiti, con particolare della zona di attacco della massa

Mediante analisi armonica e impostando lo spostamento verticale dei nodi all'estremo vincolato, è possibile eccitare la struttura per la gamma di frequenze considerata. In questo modo si ottengono sia le funzioni di risposta in frequenza (FRF) che legano la tensione elettrica allo spostamento in ingresso, sia la potenza elettrica ottenuta al variare della resistenza applicata. Nelle seguenti figure tali andamenti sono confrontati con quelli ottenibili dai modelli analitici descritti in precedenza; in tutti i casi è stato considerato solamente il primo modo di vibrare del dispositivo.

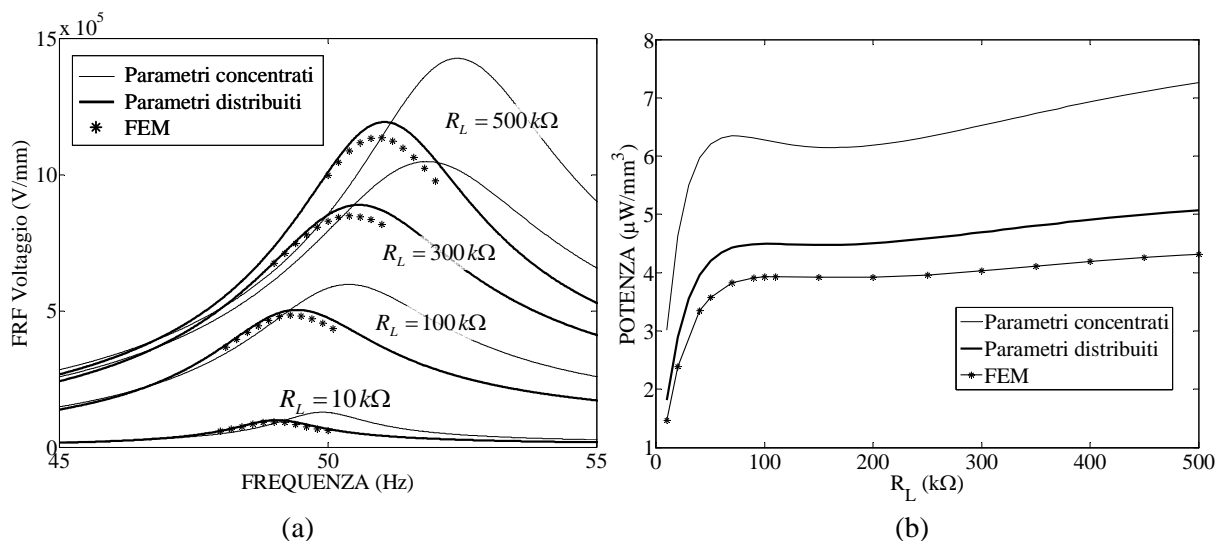


Figura 4: FRF del potenziale (a) e andamenti di potenza (b) al variare del carico R_L per geometria rettangolare di riferimento analizzata tramite tre modellazioni

Dalla Figura 4a si può notare come in tutti i modelli resistenze esterne maggiori comportano un aumento della frequenza di risonanza del sistema. È poi evidente che il modello analitico a parametri distribuiti fornisce soluzioni in buon accordo con quanto previsto dalle simulazioni agli elementi finiti. Il modello a parametri discreti risente, inevitabilmente, delle approssimazioni evidenziate: la risonanza si manifesta a frequenze leggermente maggiori in quanto non si considera il peso proprio della trave; inoltre, il picco di potenziale è più elevato in quanto la deformata statica prevede una maggior deflessione della trave rispetto a quella dinamica. Tutto ciò comporta una stima di potenza maggiore nel caso del modello a parametri concentrati, come risulta in Figura 4b.

5. OTTIMIZZAZIONE

La geometria usualmente proposta per “scavengers” piezoelettrici basati sulla conversione di energia da vibrazioni prevede una pianta rettangolare. Per massimizzare le prestazioni e quindi la potenza elettrica estraibile, sono state studiate geometrie differenti a pianta trapezoidale [11, 12]. In trasduttori convenzionali a forma rettangolare la massima tensione meccanica, come il momento flettente, ha un andamento che decresce linearmente dall’incastro fino all’estremo libero. Configurazioni trapezoidali consentono invece di sfruttare il materiale in modo più omogeneo e, al limite (configurazione triangolare), di ottenere una tensione meccanica costante lungo tutta la trave. Tale principio è largamente utilizzato nella progettazione di molle a flessione [13].

Dall’equazione (3) si evince chiaramente che ad un aumento della tensione meccanica corrisponde un incremento lineare del potenziale elettrico generato. La tensione può essere incrementata anche riducendo la dimensione del bordo vincolato, ottenendo così una configurazione sempre trapezoidale, ma rovesciata. In questo caso le prestazioni dovrebbero migliorare, a fronte di una maggior concentrazione di tensione all’incastro [11, 12].

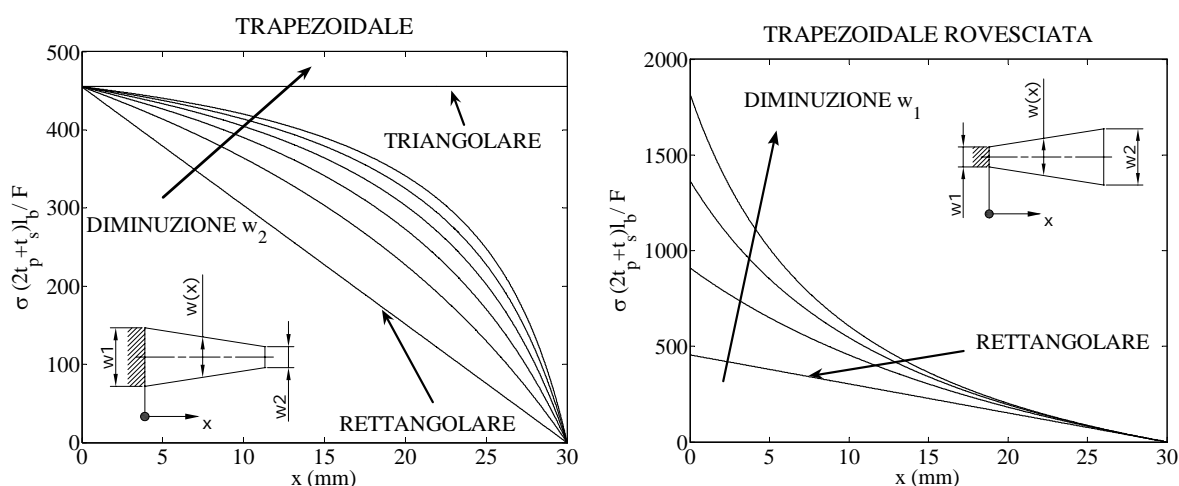


Figura 5: Andamenti della distribuzione di tensione meccanica lungo travi a pianta trapezoidale

In Figura 5 viene rappresentato l’andamento della tensione meccanica adimensionale per le due differenti geometrie trapezoidali, mentre la Figura 6, dove vengono rappresentati i risultati ottenuti mediante elementi finiti, mostra chiaramente come anche la distribuzione di potenziale elettrico sulla superficie segua l’andamento teorico della tensione meccanica.

6. CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE

Per la valutazione dei modelli studiati e delle ottimizzazioni proposte è stata effettuata una campagna sperimentale su provini costituiti da due strati di piezoelettrico PZT PSI-5A4E solidali ad un supporto in acciaio (prodotti da Piezo Systems® - Figura 7a).

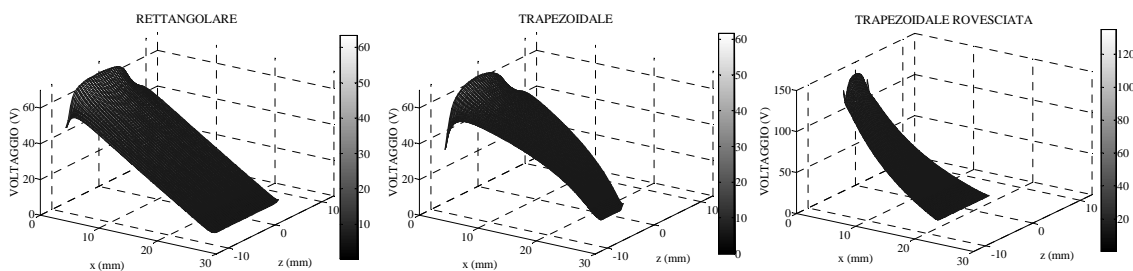


Figura 6: Distribuzioni di potenziale elettrico in travi con geometria a pianta differente

6.1. Caratterizzazione elettrica

Le caratteristiche elettriche dei piezoelettrici sono state valutate mediante capacimetro Hewlett-Packard 4284. I dispositivi analizzati possono essere associati ad un condensatore, come rilevato in [14]. Particolare attenzione va di conseguenza posta alla definizione della capacità equivalente. Il comportamento elettrico, infatti, non dipende esclusivamente dalla composizione del materiale, ma varia a seconda delle condizioni di utilizzo.

Se si considera uno singolo strato piezoelettrico di superficie A e spessore t_p , la capacità è data da:

$$C_p = \frac{\varepsilon^T A}{t_p} \quad (10)$$

dove si è indicata con ε^T la costante dielettrica del materiale libero da vincoli, valutata a tensione costante. Quando, invece, gli strati piezoelettrici sono meccanicamente vincolati, come in questo caso a causa dell' incollaggio sullo strato metallico di supporto, la capacità equivalente diminuisce. L'efficienza nella generazione e nella mobilità delle cariche elettriche, infatti, decresce e la costante dielettrica effettiva diventa minore [15]. Per adeguare l'equazione (10) alla condizione di utilizzo considerata, la letteratura propone di usare come riferimento la costante dielettrica valutata a deformazione costante, calcolabile come [16]:

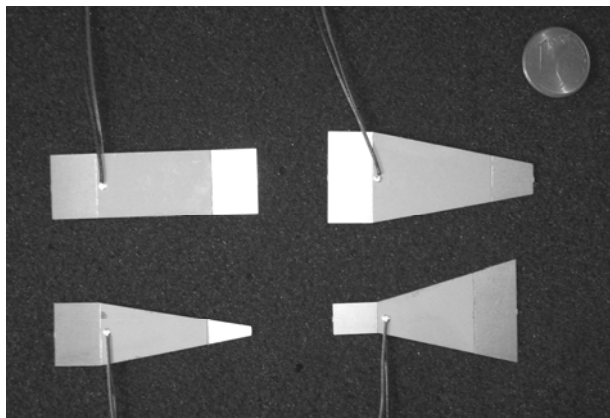
$$\varepsilon^S = \varepsilon^T (1 - k_{31}^2) \quad (11)$$

Il calcolo potrebbe essere ulteriormente affinato, come proposto in [17], prendendo in considerazione anche alcuni parametri di tipo geometrico, adeguando così la capacità equivalente in base alla configurazione reale d'uso. In Tabella 2 vengono riportati i valori di capacità calcolati (con i dati di catalogo) e misurati per ciascun provino di Figura 7a. Essa evidenzia la necessità di far riferimento al parametro espresso in equazione (11).

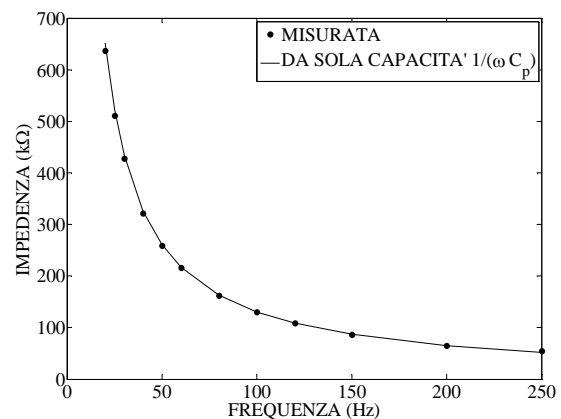
Tabella 2: Confronto tra i valori di capacità

Provino	Valori di capacità (nF)		
	Misurata	Calcolata con ε^T	Calcolata con ε^S
Rettangolare	12,3	13,95	12,23
Trapezoidale (grande)	14,1	16,16	14,18
Trapezoidale (piccola)	7,9	9,06	7,95
Trapezoidale rovesciata	9,8	11,14	9,77

In Figura 7b si riporta, inoltre, la variazione di impedenza misurata al variare della frequenza di eccitazione del capacimetro. Essa conferma che il comportamento elettrico del trasduttore piezoelettrico è quello caratteristico di un condensatore.



(a)



(b)

Figura 7: Provini utilizzati (a) e impedenza del provino rettangolare (b)

6.2. Caratterizzazione dinamica

L'analisi dinamica è stata condotta eccitando i provini provvisti di massa d'estremità di 6 grammi con lo shaker PM25 MB Dynamics all'interno di un dato intervallo di frequenze. La prova può essere effettuata mantenendo costante l'accelerazione o lo spostamento in ingresso. Entrambi sono misurati attraverso un accelerometro (4375 Brüel & Kjaer) solidale alla base vincolata della trave. Lo spostamento verticale della massa è monitorato tramite il sistema di misurazione laser OptoNCDT 1605, mentre la resistenza esterna viene regolata mediante potenziometro. La Figura 8 illustra la strumentazione sperimentale utilizzata. Le misure sono state condotte inizialmente individuando per ciascuna geometria la frequenza caratteristica del primo modo di vibrare a circuito aperto; successivamente i provini sono stati sollecitati per un intervallo di frequenze ampio a sufficienza da riuscire ad eccitare la risonanza, con varie resistenze di carico (da 31 a 650 k Ω). Infatti, come si evince dai diagrammi di Figura 4, non esiste una frequenza naturale unica del dispositivo, in quanto il comportamento meccanico è influenzato dal carico applicato. Non si è quindi ritenuta valida la prassi generalmente proposta [5] di porsi ad una sola determinata frequenza e valutare la potenza dissipata dalla resistenza, ma si è preferito utilizzare un segnale a frequenza pilotata (*sine sweep*) per ogni valore di resistenza R_L .

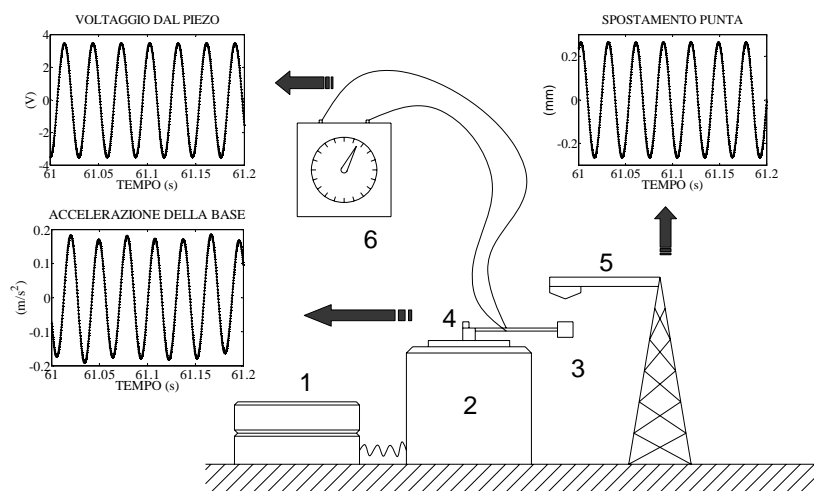


Figura 8: Schema del set-up sperimentale: (1) generatore di segnale, (2) shaker, (3) provino con massa d'estremità, (4) accelerometro, (5) laser, (6) resistenza variabile.

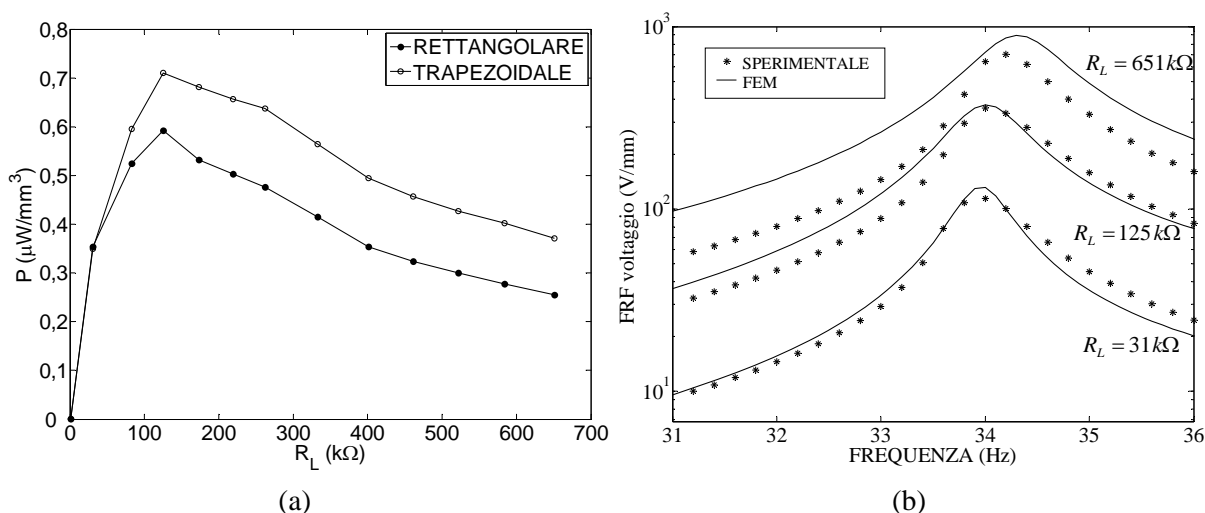


Figura 9: Confronto sperimentale tra due diverse geometrie (a) e confronto tra i dati sperimentali e il modello FEM (b).

Poiché il PZT è fondamentalmente un materiale ceramico fragile, è stata effettuata inizialmente una campagna di prove sperimentali che prevedevano il bloccaggio del solo strato di supporto metallico. Tuttavia, la discontinuità di sezione resistente al bordo d’incastro fa sì che i modelli analitici descritti non possano essere applicati per prevedere il valore esatto di potenza fornita. Le misure consentono, comunque, di valutare se dalle geometrie trapezoidali si ottiene un incremento della potenza generata per unità di volume, come mostrato in Figura 9a. Mantenendo costante il livello di accelerazione in ingresso, si ottiene un livello di potenza specifica maggiore dalla geometria a pianta trapezoidale.

Un confronto è, invece, possibile mediante la modellazione agli elementi finiti, nella quale si può vincolare il layer metallico alla distanza dal bordo dello strato piezoelettrico impiegata sperimentalmente. I risultati in termini di FRF della tensione in funzione dello spostamento in ingresso per la geometria rettangolare sono riportati in Figura 9b.

Dalla Figura 9b si comprende come il modello FEM interpreti piuttosto bene il reale comportamento del dispositivo. Vincolando solamente il supporto in acciaio, si rilevano piccole variazioni della frequenza di risonanza al variare della resistenza. Si osserva, pertanto, che la classica equazione (12):

$$k_{31}^2 = \frac{\omega_{oc}^2 - \omega_{sc}^2}{\omega_{oc}^2} \quad (12)$$

usata per la determinazione del coefficiente di accoppiamento, non può venir utilizzata con vincolo di questo tipo. La piccola differenza tra i valori di pulsazione a circuito aperto (*oc*) e chiuso (*sc*) comporta un valore misurabile di $k_{31} = 0,14$, a fronte di $k_{31} = 0,35$ fornito da catalogo.

Sono state successivamente condotte alcune misure in cui l’incastro è stato realizzato afferrando anche il piezoelettrico, che non è apparso danneggiato né alterato. Gli andamenti ottenuti per la trave a profilo rettangolare sono diagrammati in Figura 10. Con questo tipo di afferraggio la variazione di frequenza tra le configurazioni a circuito aperto e chiuso (si veda l’equazione (12)) porta ad una misura sperimentale di $k_{31} = 0,3$, in linea con il dato di catalogo (0,35). L’accoppiamento risulta, quindi, maggiore con tale vincolo.

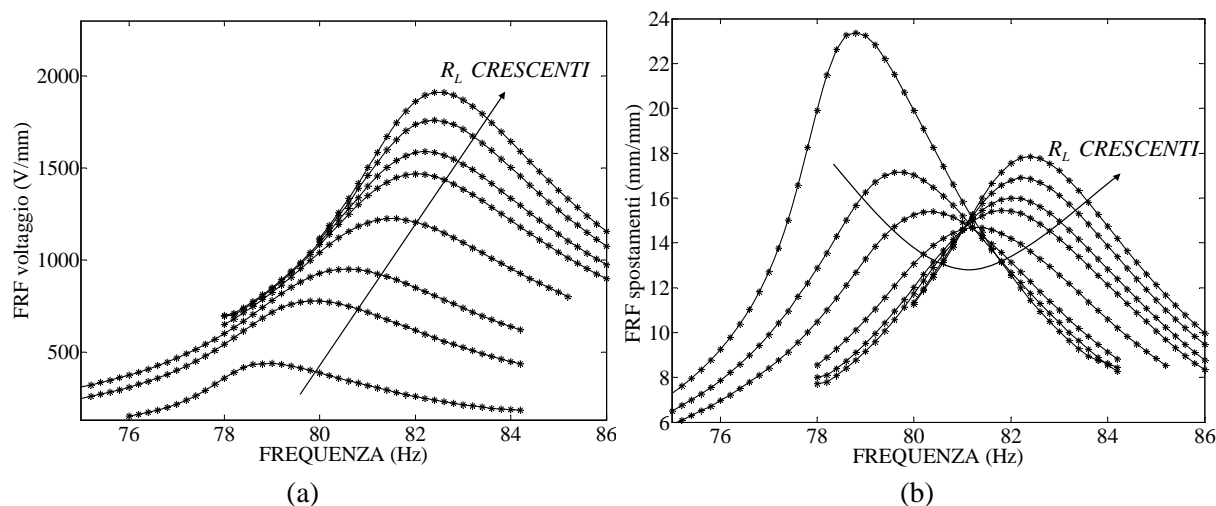


Figura 10: FRF sperimentali di potenziale (a) e spostamento della punta (b) al variare del carico R_L per provino rettangolare vincolato su tutta la sezione

La sperimentazione evidenzia la complessa interazione elettromeccanica presente nei dispositivi piezoelettrici studiati, in cui la variazione del carico elettrico connesso comporta differenze sostanziali nella dinamica della trave. In particolare, si rilevano in Figura 10b una variazione di frequenza di risonanza e un cambiamento del valore di smorzamento apprezzabili. Tali andamenti risultano perfettamente in linea con quanto previsto dai modelli implementati.

7. CONCLUSIONI

In questo lavoro è stato analizzato il comportamento di dispositivi per “energy scavenging” dell’energia da vibrazioni in materiale piezoelettrico. È stato inizialmente operato un confronto tra i modelli analitici più accurati presenti in letteratura e il modello ad elementi finiti sviluppato. Prove sperimentali hanno permesso di appurare la correttezza, entro certi limiti, dei modelli teorici. In particolare è stata verificata la complessa interazione elettromeccanica che si manifesta in variazioni di frequenza naturale e di smorzamento. A fronte della classica geometria comunemente utilizzata, sono stati proposti differenti profili a pianta trapezoidale che permettono un incremento della potenza in uscite a parità di volume di materiale del trasduttore. Sviluppi futuri porteranno all’adeguamento del modello a parametri discreti e all’implementazione di un modello a parametri continui che tenga in considerazione la variazione di sezione in travi trapezoidali. Dal punto di vista sperimentale sono già in atto studi riguardanti sollecitazioni esterne impulsive e di tipo random.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. A. Paradiso, T. Starner, “Energy Scavenging for Mobile and Wireless Electronics”, *IEEE Perv Comp*, 4(1), 18-27, 2005.
- [2] S. R. Anton, H. A. Sodano, “A review of power harvesting using piezoelectric materials (2003 – 2006)”, *Smart Mat & Struct*, 16, R1-R21, 2007.
- [3] D. J. Inman, H. H. Cudney, *Structural and Machine Design Using Piezoceramic Materials*, report NASA, 2000.
- [4] Piezo Systems Inc., URL: www.piezo.com.
- [5] S. Roundy, P. K. Wright, “A piezoelectric vibration based generator for wireless electronics”, *Smart Mat & Struct*, 13, 1131-1142, 2004.
- [6] D. Guyomar, A. Badel, E. Lefeuvre, C. Richard, “Toward Energy Harvesting Using Active Materials and Conversion Improvement by Nonlinear Processing”, *IEEE Trans Ultras Ferr & Freq Cont*, 52(4), 584-595, 2005.
- [7] J. Ajitsaria, S. Y. Choe, D. Shen, D. J. Kim, “Modeling and analysis of a bimorph piezoelectric cantilever beam for voltage generation”, *Smart Mat & Struct*, 16, 447-454, 2007.
- [8] A. Erturk, D. J. Inman, “On mechanical modeling of cantilevered piezoelectric vibration energy harvesters”, *J Intell Mater Syst Struct*, 19, 1311-1325, 2008.
- [9] A. Erturk, D. J. Inman, “An experimentally validated bimorph cantilever model for piezoelectric energy harvesting from base excitation”, *Smart Mat & Struct*, 18(2), 025009, 2009.
- [10] T. Eggborn, *Analytical Models to Predict Power Harvesting with Piezoelectric Materials*, PhD Thesis, Virginia, 2003.
- [11] D. Benasciutti, E. Brusa, L. Moro, S. Zelenika, “Ottimizzazione di dispositivi piezoelettrici per accumulo di energia”, *Atti del XXXVII Conv. Naz. AIAS*, 2008.
- [12] E. Brusa, S. Zelenika, L. Moro, D. Benasciutti, “Analytical characterization and experimental validation of performances of piezoelectric vibration energy scavengers”, *Proc. SPIE*, Vol. 7362 – Smart Sensors, Actuators and MEMS IV, 7362 04, 2009.
- [13] J. Carson, “Springs design handbook”, *Dekker*, 1978.
- [14] H. H. Law, P. L. Rossiter, G. P. Simon, L. L. Koss, “Characterization of mechanical vibration damping by piezoelectric materials”, *J Sound & Vibr*, 197(4), 378-402, 1996.
- [15] J. G. Smits et al. “The constituent equations of piezoelectric bimorphs”, *Sens & Act*, 28, 41-61, 1991.
- [16] IEEE – Standard on piezoelectricity, n. 176-1987.
- [17] S. Hall, E. Crawley, “Dynamics of controlled structures”, *Lectures of Massachusetts Inst. of Technology, MIT Space Centre*, 1991.