

The image features a decorative background with a network of green and yellow circles connected by thin green lines. The ANIT logo is prominently displayed on the left side.

# ANIT

**21 e 28 settembre 2020**

## **IL CONTROLLO DELLE VIBRAZIONI NEGLI EDIFICI E NEI LORO IMPIANTI**

*Normativa di riferimento e tecniche di misura in opera.*

**Ing. Marco Gamarra**

Diritti d'autore: la presentazione è proprietà intellettuale dell'autore e/o della società da esso rappresentata.  
Nessuna parte può essere riprodotta senza l'autorizzazione dell'autore.

*Legge di Brooke:*

*Quando un sistema arriva ad essere completamente definito, qualche maledetto idiota scopre qualcosa che lo rende irriconoscibile...*

*da Arthur Bloch - La Legge di Murphy*



# PROGRAMMA

1. Analisi dei segnali: una sintesi orientata al “problema” vibrazioni
2. Dinamica dei sistemi vibranti semplici: il sistema massa-molla
3. Rumore indotto per via solida
4. Trasduttori e sensori per la misura delle vibrazioni
5. Norme UNI 9614 e UNI 9916 (disturbo da vibrazioni e danni agli edifici)
6. Progettazione di sistemi antivibranti (con un caso di studio)
7. Casi di studio
8. Esercitazione di calcolo
9. Test finale

## Parte 1

Analisi dei segnali: una sintesi utile per l'approccio  
al problema "vibrazioni"

## Vibrazioni - grandezze di riferimento

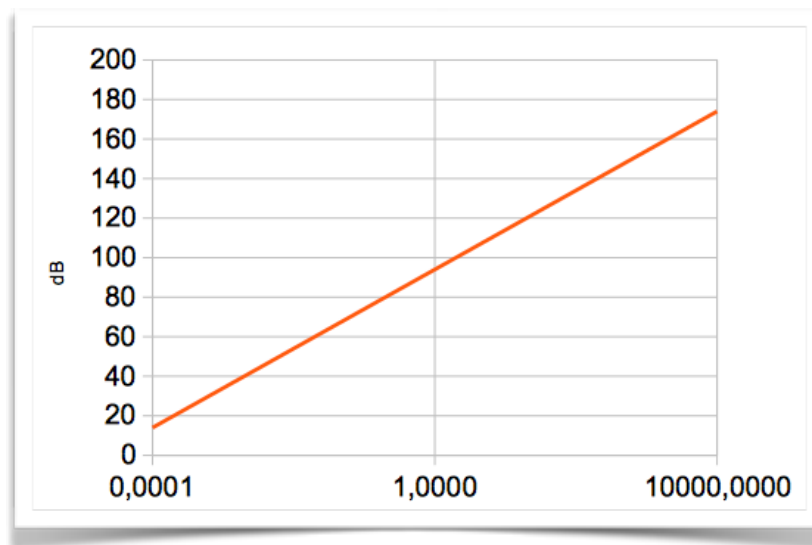
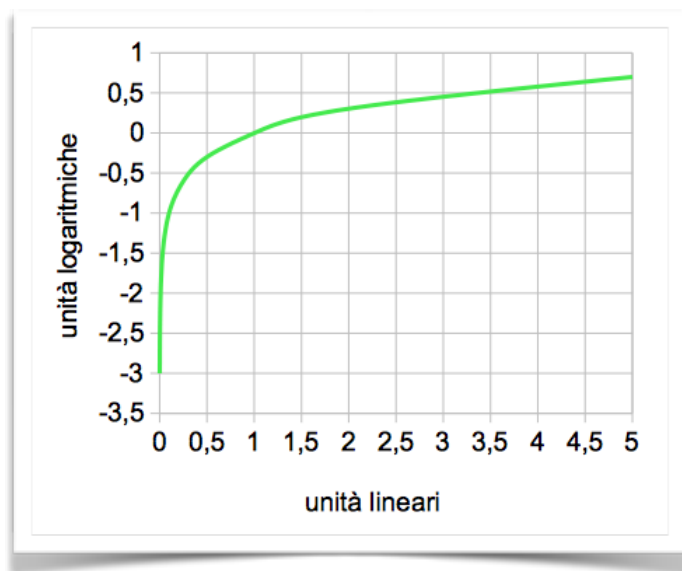
- Le vibrazioni possono essere quantificate in termini di velocità e di accelerazione.
- Le unità di misura sono (ovviamente) m/s e m/s<sup>2</sup>
- Il Livello di accelerazione in dB si definisce come:

$$L = 20 \log_{10} \left[ \frac{a}{a_0} \right] \qquad a_0 = 10^{-6} m / s^2$$

- "a" rappresenta il valore efficace dell'accelerazione

## Richiamo...perché i decibel?

Il logaritmo comprime la dinamica di variazione della grandezza. Se si devono analizzare grandezze che subiscono amplissime variazioni si possono così trattare numeri più "comodi"...



## Richiamo... piccole operazioni con i decibel

Per sommare, sottrarre moltiplicare, dividere, etc... grandezze logaritmiche occorre sempre agire in tre passaggi:

1. Ricavare dal valore in dB il valore nelle **unità lineari**
2. **Eseguire l'operazione** desiderata sui valori delle unità lineari
3. Ricavare dal risultato nelle unità lineari il **risultato in dB**.

Esempio: 47dB - 43dB = ...?

$$10^{47/10} = 50118.7233...$$

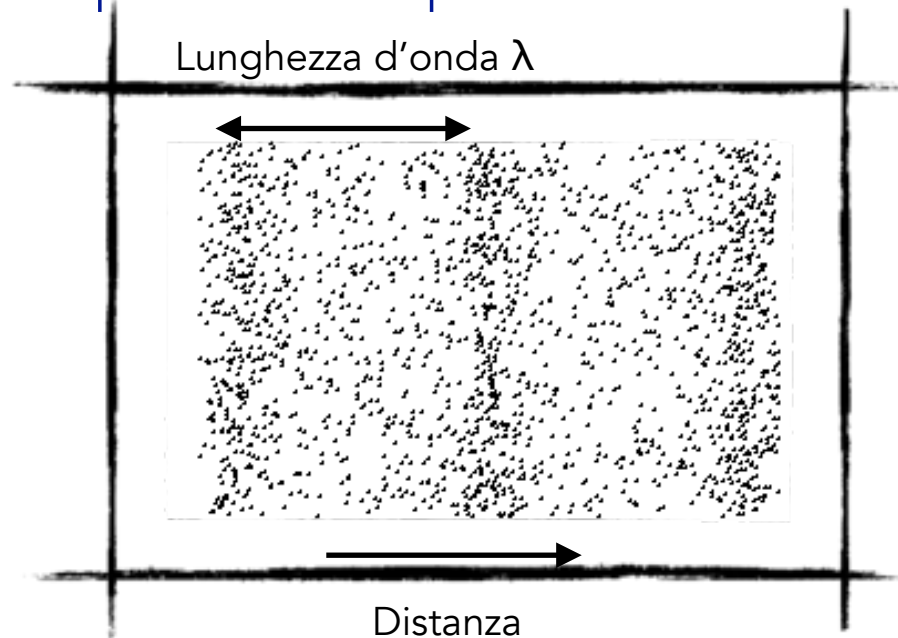
$$10^{43/10} = 19952.6231...$$

$$50118.7233 - 19952.6231 = 30166.1$$


$$10 \log_{10} (30166.1) = 44.8$$

# Ampiezza e frequenza

L'ampiezza di un'onda in un mezzo rappresenta lo spostamento che le particelle del mezzo di propagazione subiscono rispetto alla loro posizione di riposo.



Il periodo "p" di un'onda [s] è il tempo corrispondente alla lunghezza d'onda " $\lambda$ " [m]

La frequenza "f" di un'onda rappresenta il numero di spostamenti che vengono effettuati nell'unità di tempo. [1/s]

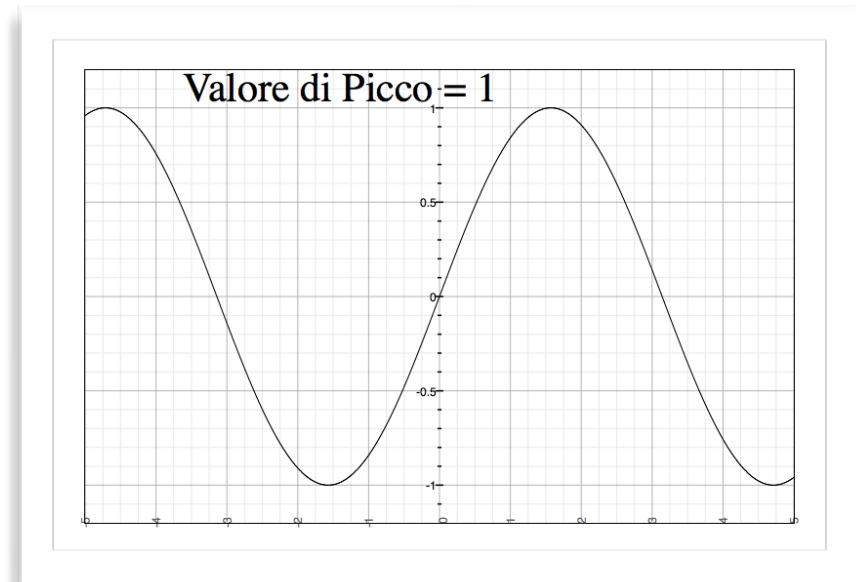
Ne consegue per la velocità di propagazione "c" dell'onda:

$$\lambda f = c$$

# Valore di picco e valore efficace

- Il **valore di picco** è il modulo del massimo valore che la grandezza assume nel corso del tempo

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt}$$



- Il **valore efficace** è il valore costante nel tempo avente il medesimo contenuto energetico della funzione variabile
- Il rapporto tra valore di picco e valore efficace è denominato "**fattore di cresta**".

# La relazione di Eulero



$$e^{j\omega t} = \cos(\omega t) + j \sin(\omega t)$$

Un esponenziale complesso equivale ad una somma di funzioni trigonometriche.



# La trasformata di Fourier

È una trasformazione che associa ad una funzione di variabile reale  $u(t)$  una funzione di variabile reale  $U(\omega)$ . La nuova variabile è detta pulsazione.

$$F(\omega) = \int_{\Re} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad \omega = 2\pi f \quad f = \text{frequenza}$$

Nella pratica, applicando la relazione di Eulero, il segnale funzione del tempo viene trasformato nel dominio della frequenza applicando uno **sviluppo in serie come somma di seni e coseni**, con opportuni coefficienti.

$$F(\omega) = a_0 + \sum_{k=1}^n [a_k \cos(k\omega) + b_k \sin(k\omega)]$$

I coefficienti **sono rapidamente calcolabili** con un algoritmo noto come "FFT" e la strumentazione elettronica può eseguire il calcolo in tempo reale.

## Difficoltà con la trasformata di Fourier...

La trasformata di Fourier non è direttamente implementabile negli elaboratori elettronici: si estende all'infinito e richiede segnali continui.

Nella pratica, occorre quindi **campionare** nel tempo il segnale, **troncarlo** e **discretizzare** l'asse delle frequenze.

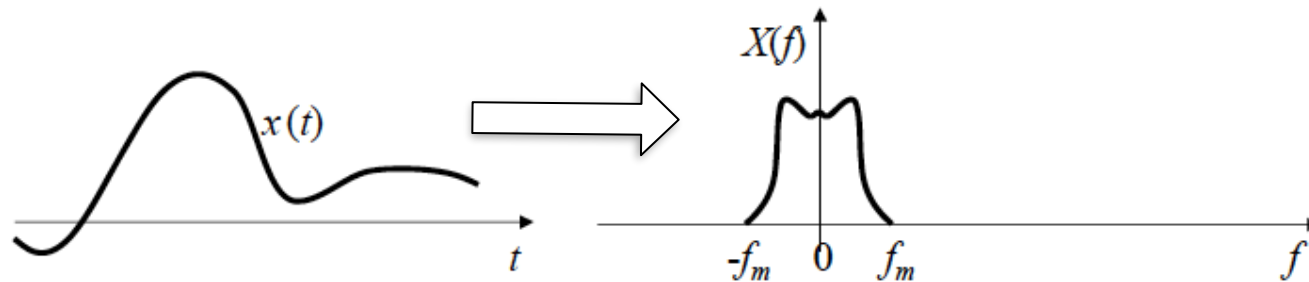
Ognuna di queste operazioni può portare a delle modificazioni del risultato finale, che dipende quindi da come queste operazioni vengono eseguite...

Inoltre **per avere sufficienti informazioni sul segnale occorre osservarlo per un certo tempo....** Idealmente per un tempo infinito...

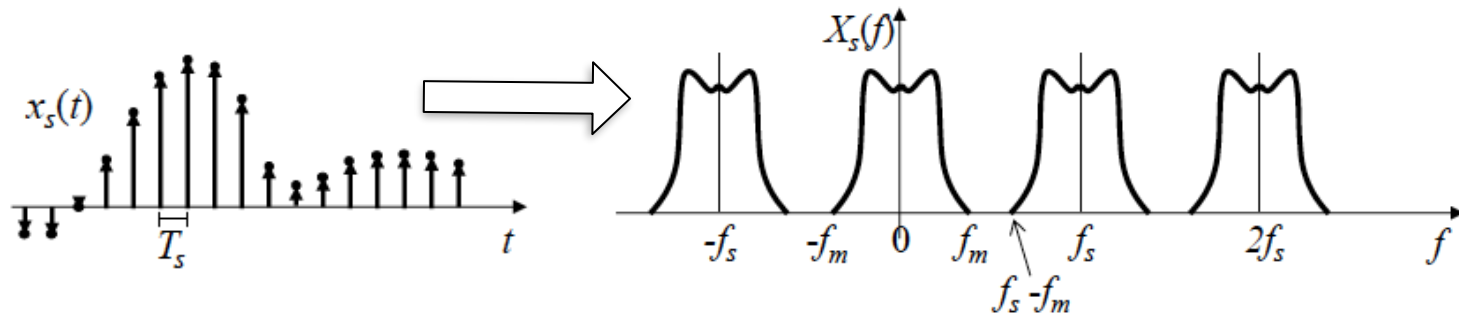
# Effetti del campionamento



Segnale continuo nel tempo



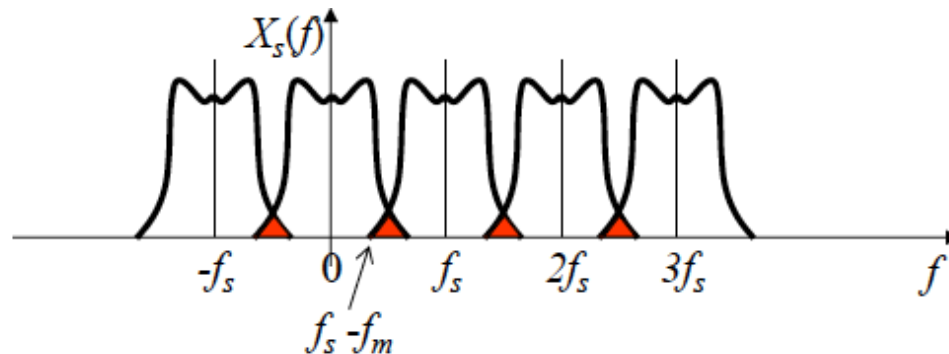
Segnale campionato



Ahi ahi ahi... Non ho più la stessa funzione nel dominio di  $f$ ... ne ho infinite repliche!

# Effetti del campionamento

*E' dunque importante che sia verificata la condizione di  $f_s \geq 2f_m$  altrimenti le repliche del segnale spettrale si sovrappongono e si perdono preziose informazioni.*



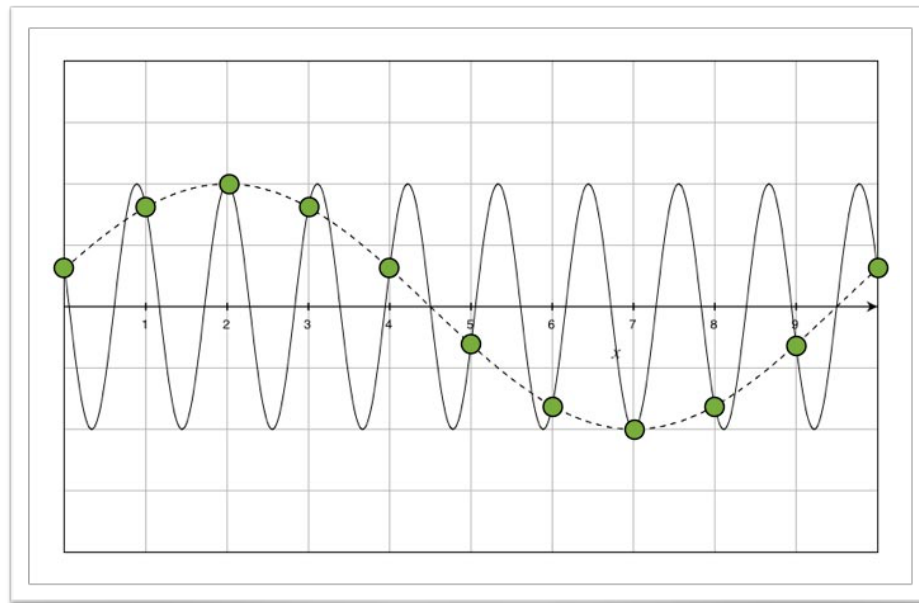
La relazione  $f_s \geq 2f_m$  è conosciuta universalmente con il nome di "Teorema del Campionamento"

Ovviamente  $f_m$  non deve essere infinito e quindi per poter eseguire correttamente la trasformata di Fourier del segnale campionato esso deve essere a banda limitata.



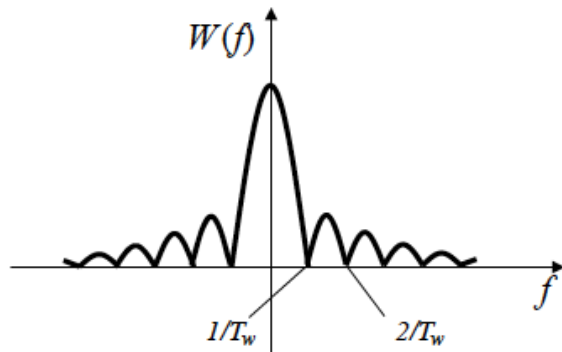
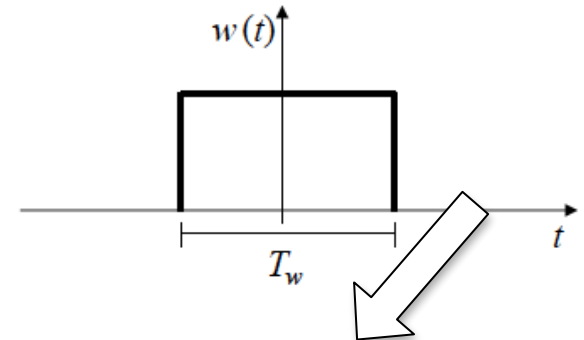
# Effetti del campionamento osservati nel dominio del tempo: il rischio dell'aliasing

Se il campionamento del segnale è troppo lento si può manifestare un fenomeno di "aliasing" che consiste nello scambiare un segnale per un 'altro (da cui il nome) nel momento in cui vado a ricostruirlo a partire dai soli campioni acquisiti.



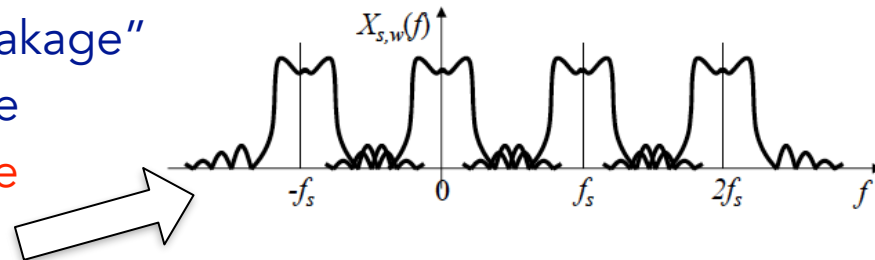
# Effetti del troncamento

La trasformata si applica a segnali infiniti nel tempo.  
La realtà pratica è diversa: abbiamo solo segnali finiti.  
È quindi come se stessimo moltiplicando il segnale  
nel tempo per una funzione così fatta:



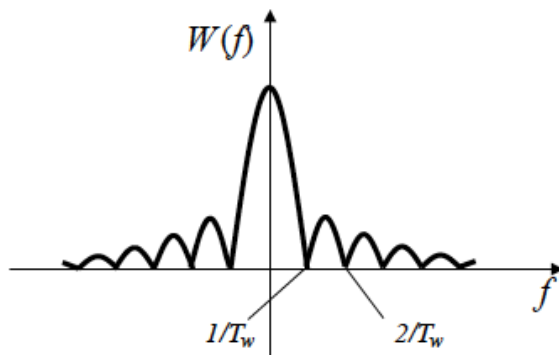
Questo corrisponde ad applicare allo spettro della funzione che stiamo studiando la trasformata di Fourier della finestra temporale sopra riportata:

Il risultato è una distorsione o "leakage" dello spettro del segnale originale (spettro del segnale campionato e troncato):

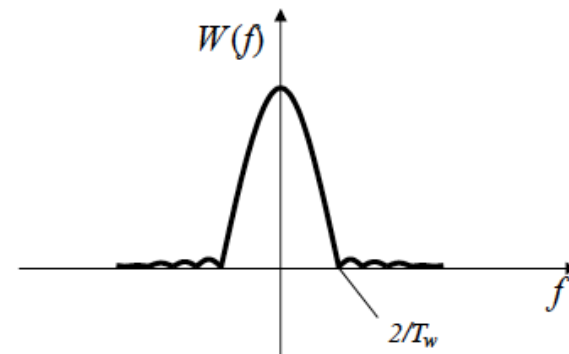


# Soluzione per rendere indipendente l'analisi di Fourier dal problema del troncamento

Si provvede ad applicare al segnale da analizzare una finestra di troncamento che non abbia nella sua trasformata lobi così marcati come una finestra di troncamento "rettangolare". Quando si provvederà così ad operare l'effettivo troncamento questo avrà meno effetti distorsivi.



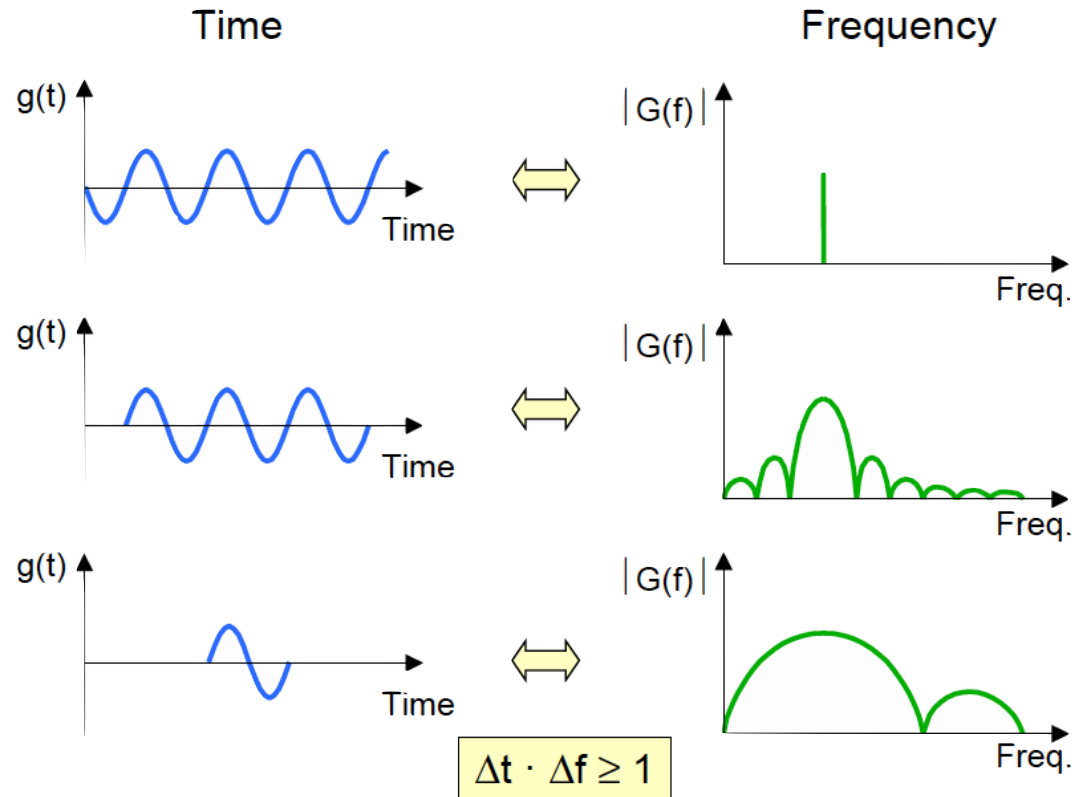
Finestra rettangolare



Finestra "di Hanning" o  
finestre a "coseno rialzato"

# Il principio di indeterminazione

- $\Delta t$  = intervallo di tempo in cui osservo il segnale
- $\Delta f$  = larghezza di banda del "filtro" che posso ottenere dall'analisi in frequenza. Essa ha un limite dato dalla relazione  $\Delta f \geq 1/\Delta t$



In sintesi: se voglio avere una elevata risoluzione in frequenza devo campionare il segnale per un periodo lungo



# Il principio di indeterminazione nel caso della FFT



Nel caso della FFT la relazione del principio di indeterminazione si configura come una uguaglianza:  $\Delta f = 1/T$

# Conseguenze del teorema del campionamento e del principio di indeterminazione

I due limiti fisici precedentemente analizzati ci indicano la strada da percorrere per analizzare adeguatamente i segnali:

Campionare il segnale con una **elevata frequenza di acquisizione** dei dati per ampliare il campo di frequenze che è possibile analizzare

Campionare il segnale **per un tempo sufficiente ad avere una adeguata risoluzione.**

# Relazioni tra due segnali: La funzione di correlazione

Esprime quanto due segnali siano simili a meno di un ritardo temporale.

E' possibile interpretare graficamente la correlazione come l'operazione di far scivolare un segnale sull'altro, tenendo fisso il primo e muovendo il secondo di un fattore  $T$  rispetto all'origine dei tempi.

Per ogni  $T$ , si computa l'area del prodotto dei due segnali (calcolo dell'integrale), il risultato è proprio la correlazione che è funzione del ritardo.

E' espressa dalla seguente formula:

$$R_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)y(t - \tau)dt$$

Se  $x=y$  si parla di autocorrelazione, altrimenti di cross-correlazione

# La funzione di correlazione

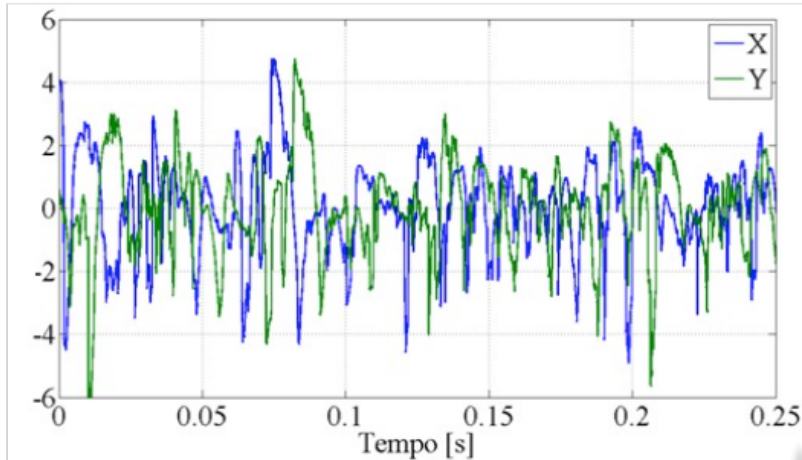
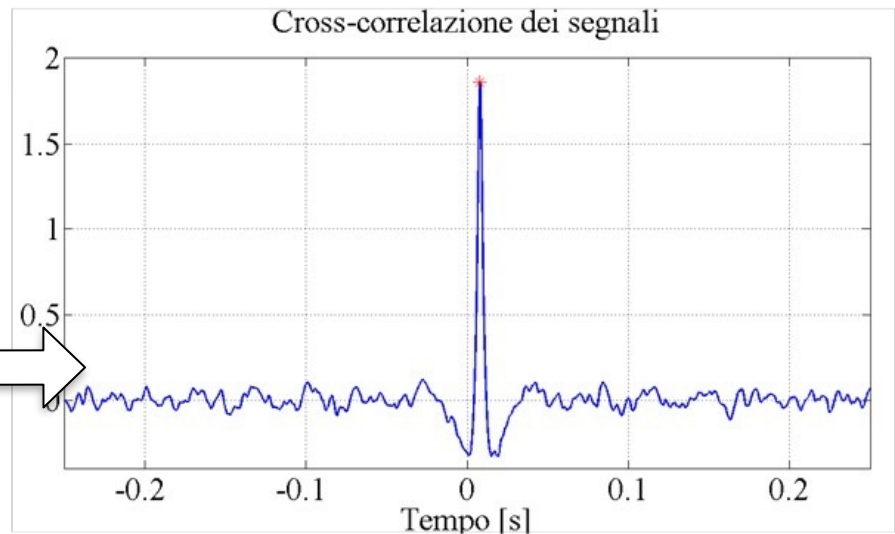


Grafico di due segnali nel dominio del tempo. I tracciati derivano da due sensori posti a differenti distanze da una sorgente.

Applicando l'algoritmo della correlazione (un segnale fermo ed un scorrevole + computo area del prodotto tra i due si ottiene...



## Lo spettro istantaneo

E' la base di ogni analisi spettrale. (È una funzione complessa)

$$S_a = F[A(t)] = |S_a| \cos \phi_a + j |S_a| \sin \phi_a$$

## Lo spettro di potenza

E' la media dei moduli quadri di un certo numero di spettri istantanei successivi l'uno all'altro. (È una funzione reale)

$$G_{aa} = \overline{S_a S_a^*} = \overline{S_a}^2$$

E' una grandezza quadratica e pertanto il "dB" sarà  $10 \log_{10}[G_{aa}]$

E lo spettro rms:  $rms = \sqrt{G_{aa}}$

## Il Cross-spettro (funzione complessa)

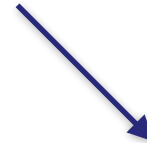
È la base di tutte le funzioni di analisi multicanale: esso è così definito:

$$G_{ab} = \overline{S_b} x S_a^* = |\overline{S_a}| |\overline{S_b}| \cos(\overline{\phi_b} - \phi_a) + j |\overline{S_a}| |\overline{S_b}| \sin(\overline{\phi_b} - \phi_a) =$$

$$= |G_{ab}| \cos(\overline{\phi_b} - \phi_a) + j |G_{ab}| \sin(\overline{\phi_b} - \phi_a)$$



Parte reale



Parte immaginaria

# La funzione di trasferimento (funzione complessa)

È forse la funzione di maggiore interesse per la progettazione: fornisce informazioni sull'uscita del sistema in rapporto al segnale d'ingresso.

$$H_{ab} = \frac{\overline{G_{ab}}}{\overline{G_{aa}}} = \frac{\overline{S_b x S_a^*}}{\overline{S_a x S_a^*}} = \frac{\overline{S_b}}{\overline{S_a}} = \frac{\text{output}}{\text{input}}$$

Essa è quindi il rapporto (in campo complesso) tra lo spettro in uscita del sistema dinamico e lo spettro in ingresso del sistema stesso.



# La funzione di coerenza

E' considerabile un po' come l'analogo della correlazione nel dominio delle frequenze. Essa **fornisce informazioni sulla relazione che intercorre tra due segnali in funzione della frequenza.**

E' indice della linearità del sistema tra ingresso ed uscita e dunque di quanto il sistema trasferisca in uscita il segnale in ingresso senza particolari distorsioni o modificazioni.

La funzione di coerenza ha valore compreso tra 0 e 1 per ogni frequenza dello spettro:

- 0 significa segnali scorrelati
- 1 significa segnali correlati

$$Coh(f) = \frac{\overline{G_{ab}xG_{ab}^*}}{\overline{G_{aa}xG_{bb}}} = \frac{F^2[R_{xy}(\tau)]}{F[R_{xx}(\tau)]F[R_{yy}(\tau)]}$$



# La funzione di coerenza

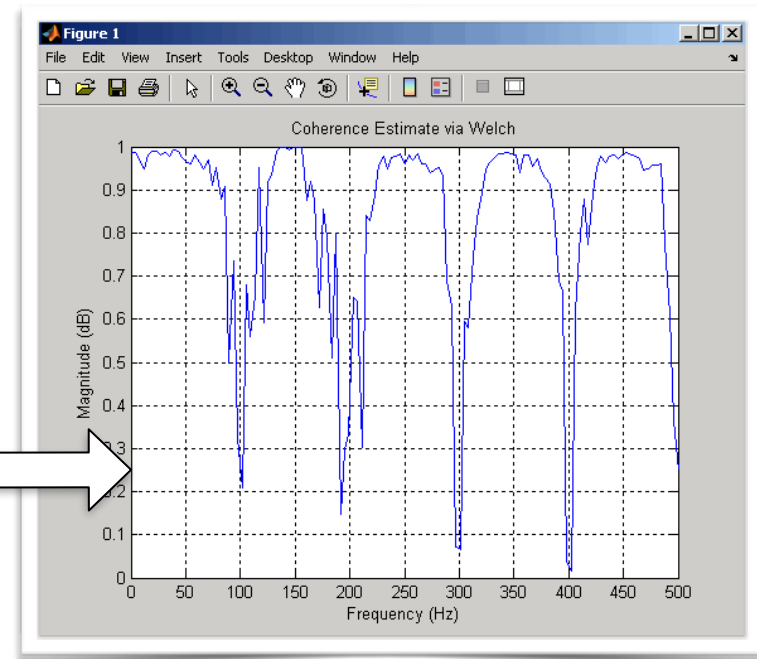
E' utile per rispondere alle domande:

"Quali frequenze in ingresso si trasmettono effettivamente all'uscita in maniera "importante" e con una dipendenza lineare rispetto al segnale d'ingresso?"

"Quali derivano invece da altre fonti magari esterne al sistema e dunque non sono correlate a quanto immetto in ingresso?"

Oppure: quanto i due segnali misurati  
Dipendono da una medesima fonte?

Il risultato che si ottiene è del  
tipo rappresentato in figura



# Lo spettro di potenza coerente

E' spesso il risultato finale dell'analisi strumentale di un sistema dinamico.

Rappresenta:

- La porzione di energia presente nello spettro nel segnale di uscita [B] che è stata causata dal segnale in ingresso [A],

oppure...

- La porzione di energia presente nello spettro nel segnale di uscita [B] che è stata causata dal medesimo segnale che ha causato [A] (qualora il segnale [A] non corrispondesse all'input del sistema ma, ad esempio, ad un altro output.

$$COP(f) = Coh(f) \times G_{bb}$$

*COP = Coherent Output Power*

## Parte 2

# Dinamica dei sistemi vibranti semplici: il sistema massa-molla

# Risposta di un sistema dinamico ad una sollecitazione

Un qualsiasi sistema dinamico risponde a sollecitazioni esterne in base a:

- 1) le proprie caratteristiche fisiche e costruttive (massa, vincoli, rigidità, etc...).
- 2) lo stimolo esterno a cui è sottoposto - stimolo di una determinata ampiezza la cui principale caratteristica è la frequenza "f" o la pulsazione " $\omega$ ". [ $\omega = 2\pi f$ ]

Le proprietà costruttive del sistema (punto 1) possono essere descritte con una funzione che è una proprietà del solo sistema dinamico studiato. Tale funzione ha come variabile indipendente la pulsazione e si scrive  $F(j\omega)$ .

$$F(j\omega)$$

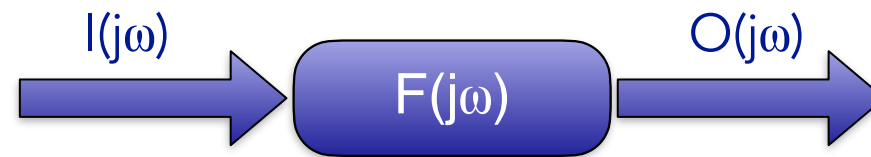
# Risposta di un sistema dinamico ad una sollecitazione

Ad un Input generico il sistema risponderà quindi con un Output che dipende dall'Input stesso e dalle caratteristiche sue interne.

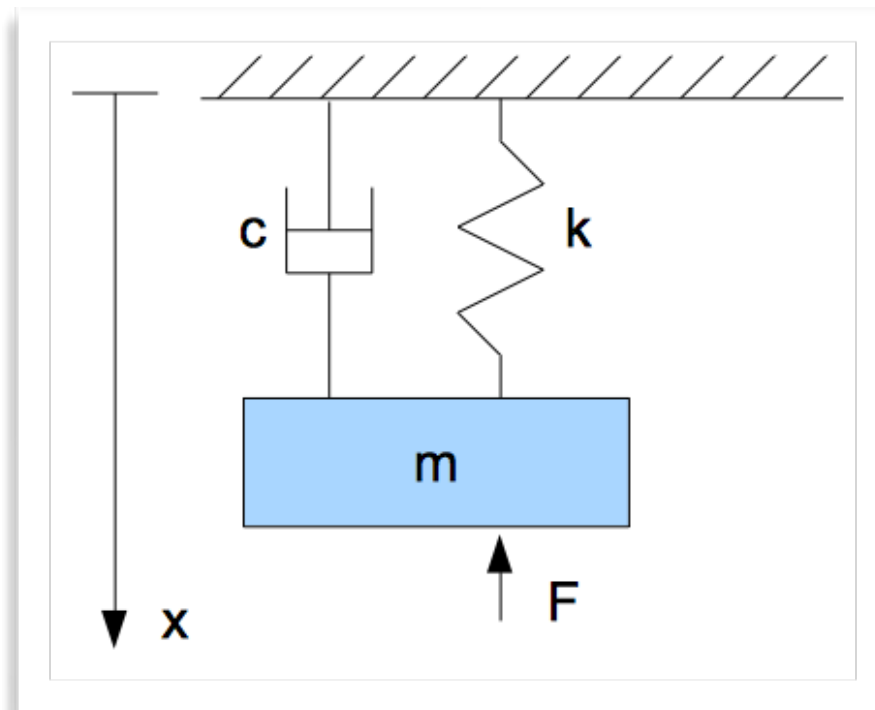


La  $F(j\omega)$  che permette di "trasferire" la sollecitazione in ingresso verso l'uscita del sistema è detta "Funzione di Risposta in Frequenza" o anche "Funzione di Trasferimento".

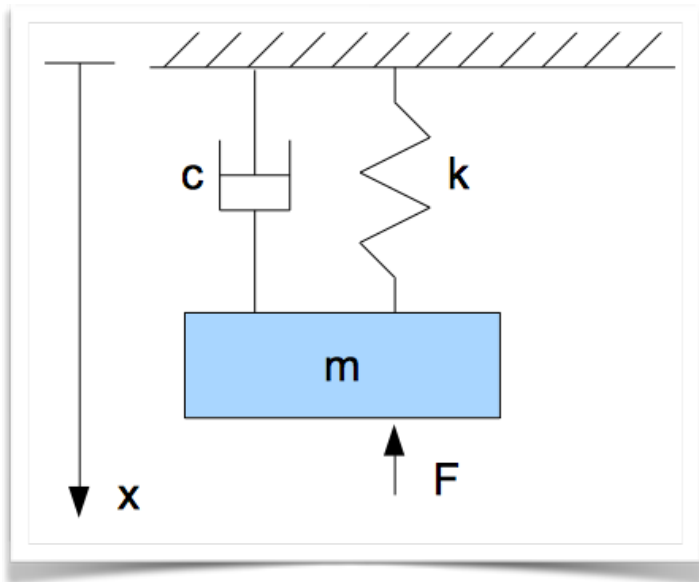
# Risposta di un sistema dinamico massa-molla ad una sollecitazione



$$F = m \ddot{x} + c \dot{x} + kx$$



# Risposta di un sistema dinamico massa-molla-massa ad una sollecitazione



$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$$

Soluzione della eq. differenziale  
per il moto libero:

dove  $r_1$  ed  $r_2$  sono le radici della  
equazione associata:  $mr^2 + cr + k = 0$

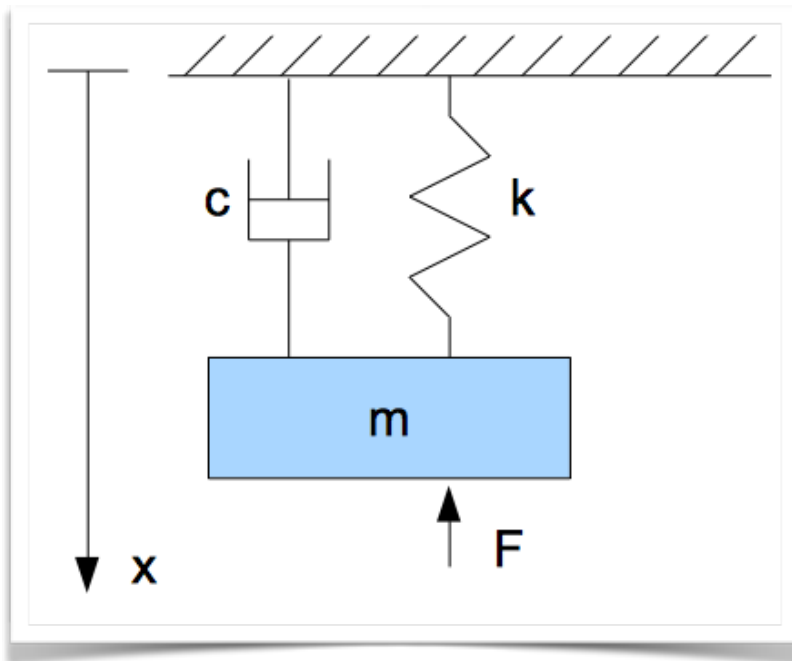
$$r_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m}$$

Ma ricordando che:  $\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{k/m}$

Si può definire lo smorzamento (utile per  
operare un cambio di variabile):  $\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$

$$r_{1,2} = \omega_0 \left( -\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$$

# Risposta di un sistema dinamico massa-molla-massa ad una sollecitazione



$$r_{1,2} = \omega_0 \left( -\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$$

Si presentano 3 casi possibili:

1. smorzamento  $> 1$ : radici reali e distinte
2. smorzamento  $= 1$ : radici reali e coincidenti
3. smorzamento  $< 1$ : radici complesse coniugate

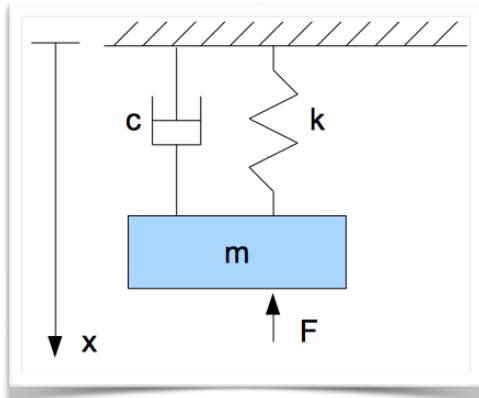


# Risposta di un sistema dinamico massa-molla-massa ad una sollecitazione

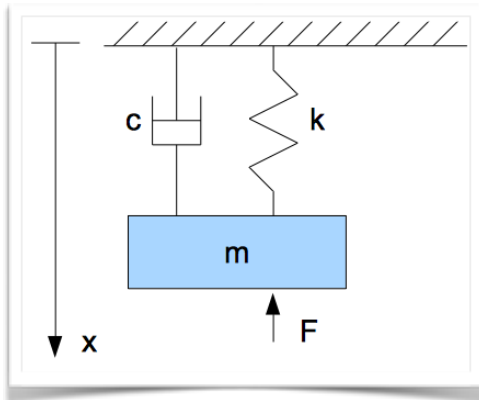
Smorzamento  $> 1$ : radici reali e distinte

$$x = Ae^{r_1 t} + Be^{r_2 t} \qquad r_{1,2} = \omega_n \left( -\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$$

La soluzione della equazione del moto presenta esponenziali rapidamente decrescenti. Il moto libero si attenua in breve tempo e non è oscillatorio



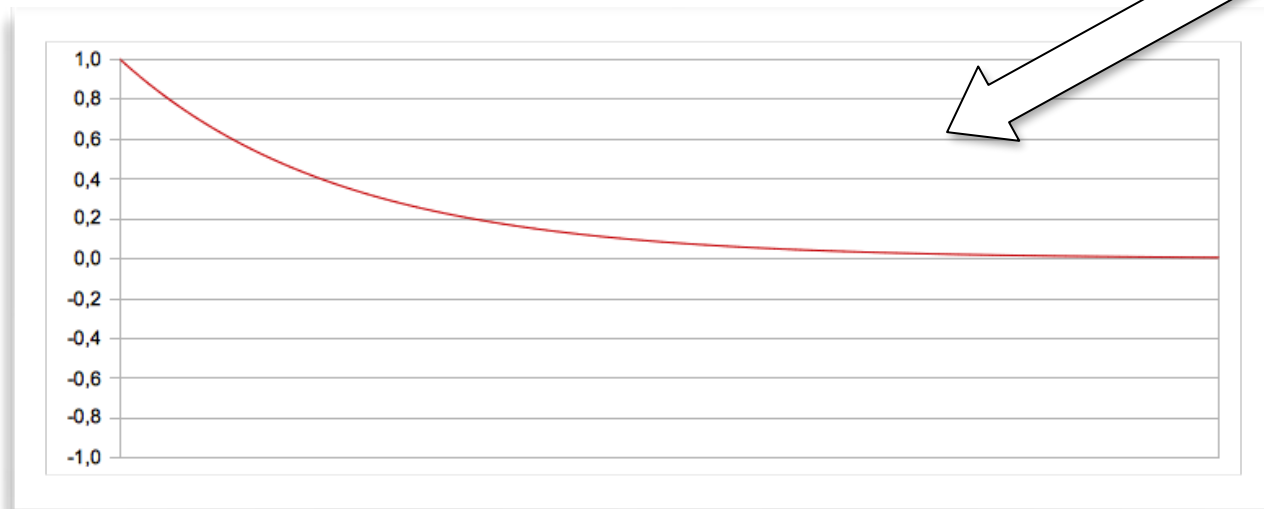
# Risposta di un sistema dinamico massa-molla-massa ad una sollecitazione



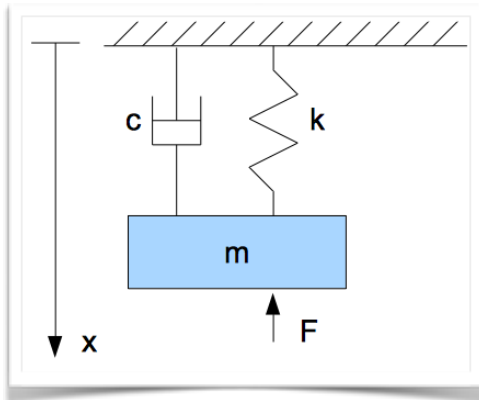
Smorzamento = 1: radici reali e coincidenti

$$x = Ae^{r_1 t} + Be^{r_2 t} \qquad r_{1,2} = \omega_n \left( -\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$$

La soluzione della equazione del moto presenta esponenziali lentamente decrescenti. Il moto libero si attenua in tempo indefinito e non è oscillatorio



# Risposta di un sistema dinamico massa-molla-massa ad una sollecitazione



Smorzamento  $< 1$ : radici complesse coniugate

$$x = Ae^{r_1 t} + Be^{r_2 t} \qquad r_{1,2} = \omega_n \left( -\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$$

La soluzione della equazione del moto presenta **esponenziali complessi** e, pertanto, esprimibili in termini di seni e coseni grazie alle formule di Eulero.

Il moto libero è quindi oscillatorio.  $e^{jt} = \cos(t) + j \sin(t)$



# Dal dominio del tempo al dominio della frequenza

Se applico il cambiamento di variabile precedentemente visto (Fourier) alla equazione del moto per il sistema massa-molla ottengo una nuova funzione **avente come variabile indipendente la frequenza** e che sarà anch'essa parametrizzata dallo smorzamento a creare una "famiglia di funzioni" così come accadeva nel dominio del tempo e che può essere rappresentata, in modulo e fase, grazie a specifici diagrammi.

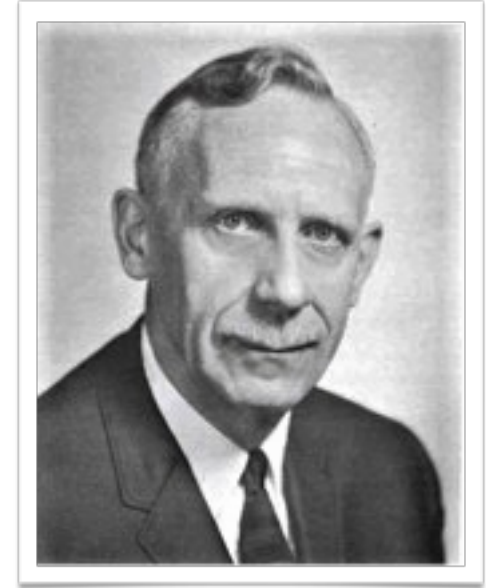
Questa funzione è così esprimibile in modulo e fase (la dimostrazione esula da questa presentazione):

$$|F(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2]^2 + (2\xi\frac{\omega}{\omega_0})^2}}$$

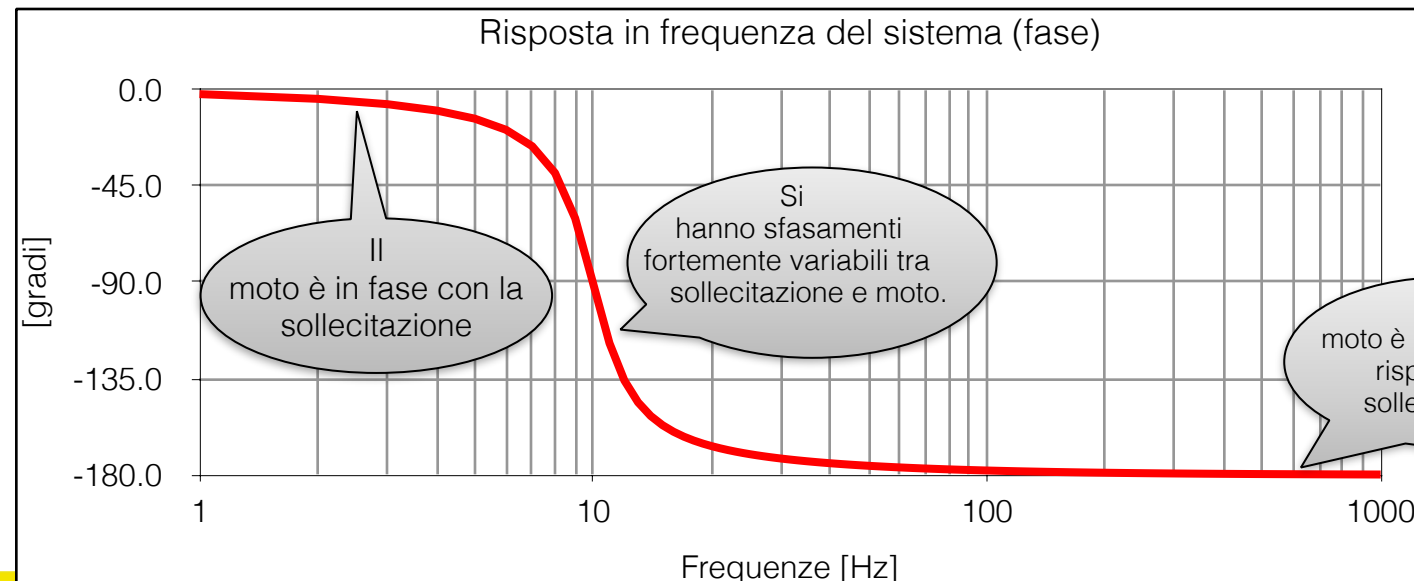
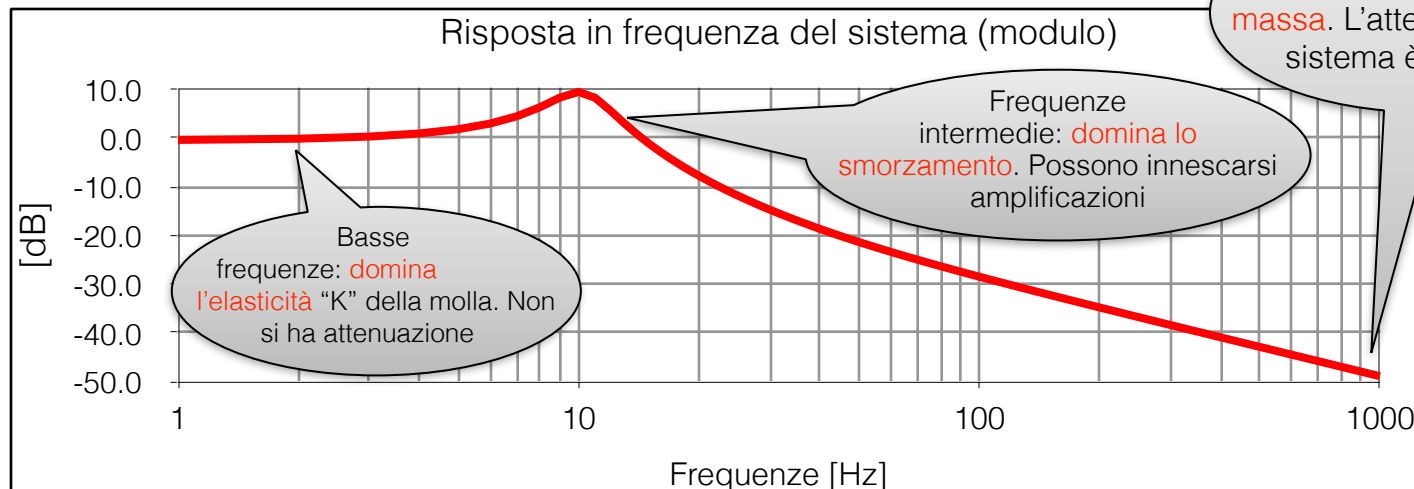
$$\phi[F(j\omega)] = \operatorname{atan} \frac{2\xi\frac{\omega}{\omega_0}}{1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2}$$

# Sistemi oscillanti smorzati analizzati con i diagrammi di Bode

È possibile tracciare una famiglia di curve (in funzione dello smorzamento) sia per il modulo che per la fase. Tali diagrammi sono detti "diagrammi di Bode" poiché inventati dall'ing. Hendrik Wade Bode.

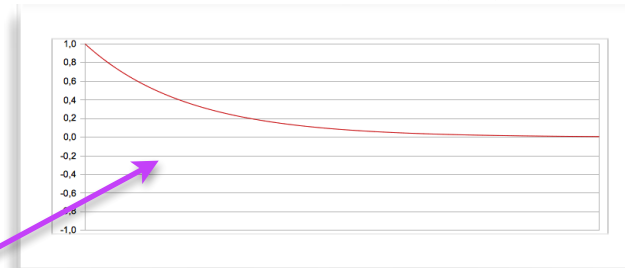
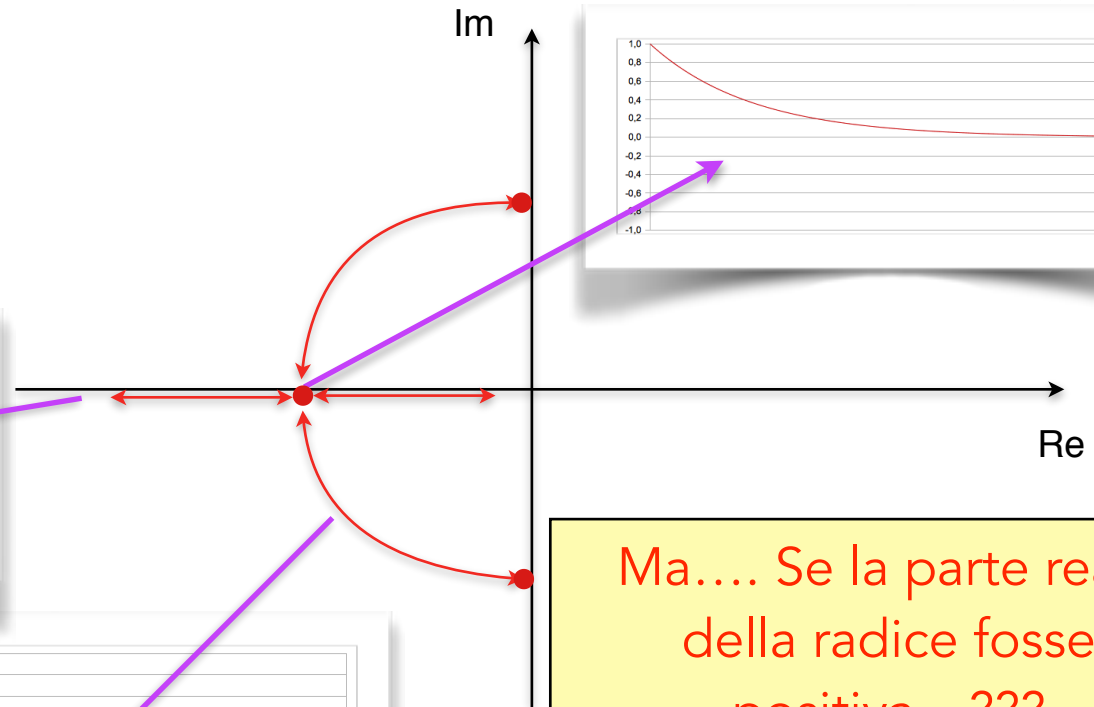
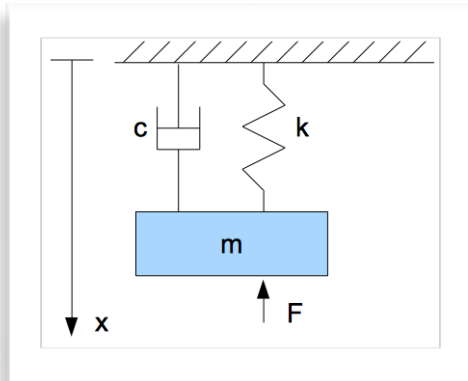


# In particolare: sistemi oscillanti smorzati analizzati con i diagrammi di Bode



# Corrispondenza rispetto al "luogo delle radici"

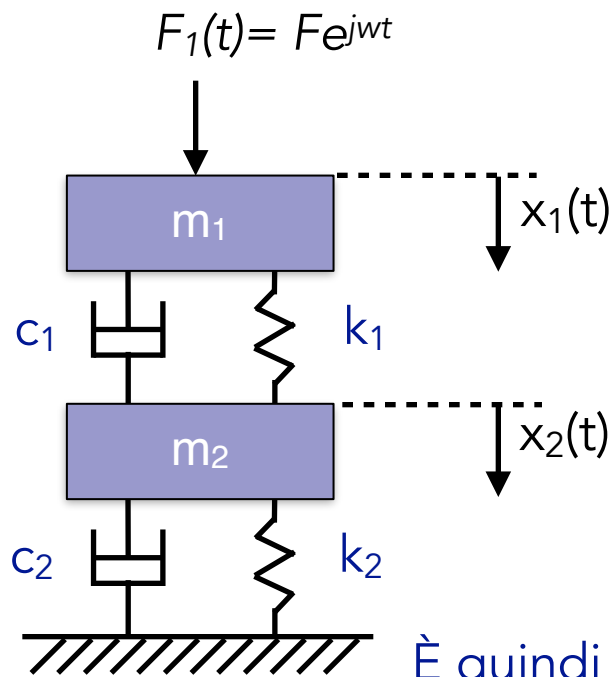
In sintesi: spostamento delle radici dell'equazione del moto sul piano complesso e correlazione con il moto armonico del sistema dinamico in funzione dello smorzamento ★



Ma.... Se la parte reale della radice fosse positiva...???

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$$

# Sempre più difficile... Sistemi a due gradi di libertà



L'analisi delle equazioni del moto (d'Alembert) porta a:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Matrice  
delle masse

Matrice  
degli  
smorzamenti

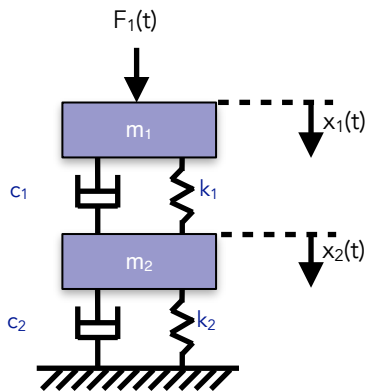
Matrice  
delle  
rigidezze

È quindi un caso particolare di un sistema dinamico che ha equazioni del tipo:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}$$



# Sistemi a due gradi di libertà



$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}$$

La risoluzione analitica delle equazioni del moto consente di ricavare il comportamento del sistema dinamico generale da cui estrapolare di volta in volta i casi particolari .

Considerando le forzanti:

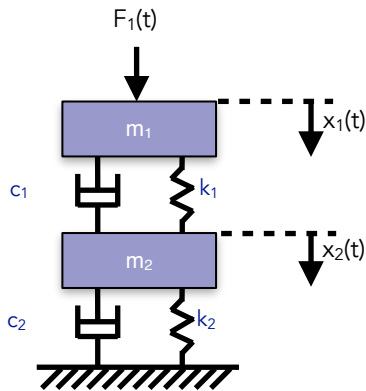
$$F_j(t) = F_{j0}e^{i\omega t} \quad j = 1, 2$$

Le soluzioni a regime sono del tipo:

$$y_j(t) = Y_j e^{i\omega t} \quad j = 1, 2$$

In cui  $y_j(t)$  è una funzione in generale complessa ed  $x_j(t)$  è la parte reale della soluzione

# Sistemi a due gradi di libertà



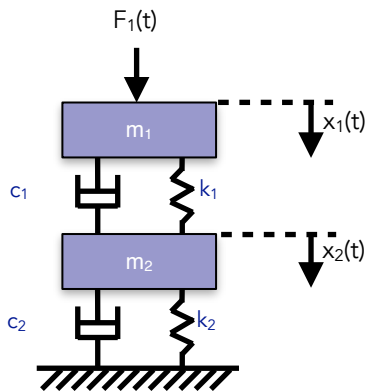
$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}$$

Sostituendo le soluzioni nelle equazioni del moto (e ricordando le regole di derivazione delle funzioni esponenziali) si ottiene:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_{11} + i\omega c_{11} + k_{11} & -\omega^2 m_{12} + i\omega c_{12} + k_{12} \\ -\omega^2 m_{21} + i\omega c_{21} + k_{21} & -\omega^2 m_{22} + i\omega c_{22} + k_{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{10} \\ F_{20} \end{Bmatrix}$$

Si può osservare la particolare simmetria della struttura della  
"matrice delle impedenze"

# Sistemi a due gradi di libertà



$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_{11} + i\omega c_{11} + k_{11} & -\omega^2 m_{12} + i\omega c_{12} + k_{12} \\ -\omega^2 m_{21} + i\omega c_{21} + k_{21} & -\omega^2 m_{22} + i\omega c_{22} + k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{10} \\ F_{20} \end{Bmatrix}$$

Se scriviamo più sinteticamente...

$$[Z(i\omega)] = \begin{bmatrix} Z_{11}(i\omega) & Z_{12}(i\omega) \\ Z_{21}(i\omega) & Z_{22}(i\omega) \end{bmatrix}; \quad \{Y\} = \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix}; \quad \{F_0\} = \begin{Bmatrix} F_{10} \\ F_{20} \end{Bmatrix}.$$

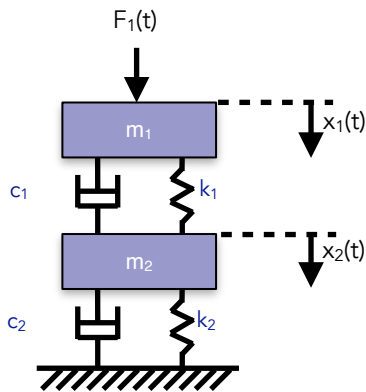
Allora la soluzione delle equazioni del moto diventa

$$\{Y\} = [Z(i\omega)]^{-1} \{F_0\}$$

E ricordando le regole di inversione di una matrice quadrata...

$$[Z(i\omega)]^{-1} = \frac{1}{Z_{11}(i\omega)Z_{22}(i\omega) - Z_{12}(i\omega)Z_{21}(i\omega)} \begin{bmatrix} Z_{22}(i\omega) & -Z_{12}(i\omega) \\ -Z_{21}(i\omega) & Z_{11}(i\omega) \end{bmatrix}$$

# Sistemi a due gradi di libertà



$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m_{11} + i\omega c_{11} + k_{11} & -\omega^2 m_{12} + i\omega c_{12} + k_{12} \\ -\omega^2 m_{21} + i\omega c_{21} + k_{21} & -\omega^2 m_{22} + i\omega c_{22} + k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{10} \\ F_{20} \end{Bmatrix}$$

Da cui le soluzioni:

$$\{Y\} = [Z(i\omega)]^{-1} \{F_0\}$$

$$Y_1(i\omega) = \frac{Z_{22}(i\omega)F_{10} - Z_{12}(i\omega)F_{20}}{Z_{11}(i\omega)Z_{22}(i\omega) - Z_{12}(i\omega)Z_{21}(i\omega)}$$

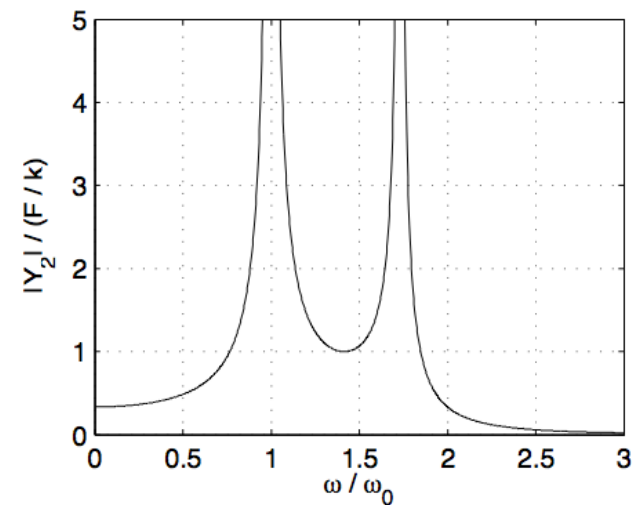
$$Y_2(i\omega) = \frac{-Z_{21}(i\omega)F_{10} + Z_{11}(i\omega)F_{20}}{Z_{11}(i\omega)Z_{22}(i\omega) - Z_{12}(i\omega)Z_{21}(i\omega)}$$

Ma che “forma” hanno queste soluzioni?

In generale si comportano così...

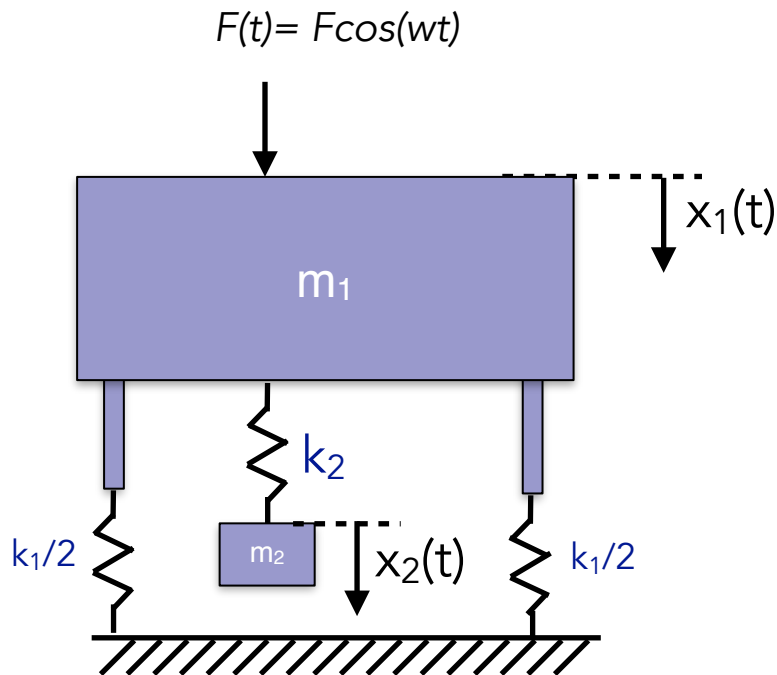
Due gradi di libertà = due picchi di risonanza = due potenziali problemi...

AHI AHI AHI....!



# Sistemi a due gradi di libertà

## il caso utile ed efficace: lo smorzatore dinamico

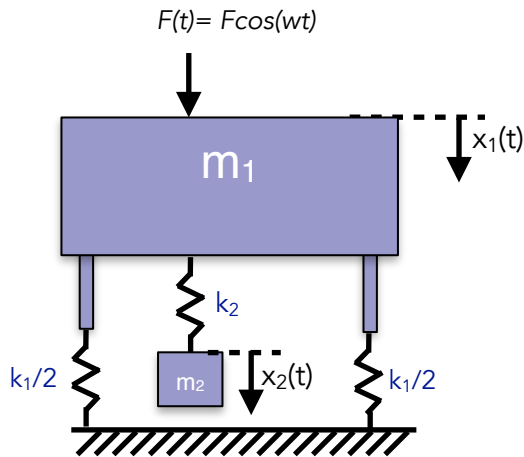


Ricordando che c'è sempre del buono in ogni cosa, i sistemi a due gradi di libertà si applicano per risolvere problematiche legate a forti oscillazioni di macchinari che sono **sollecitati da forze periodiche che sono prossime o addirittura corrispondenti a loro frequenze proprie di risonanza** (in questo caso particolare gli smorzamenti sono pertanto pressoché trascurabili).

Tali sollecitazioni possono provenire anche dal loro interno (ad esempio elementi rotanti con eccentrici, etc...

# Sistemi a due gradi di libertà

## il caso utile ed efficace: lo smorzatore dinamico



Nel caso in esame le equazioni del moto si possono scrivere così:

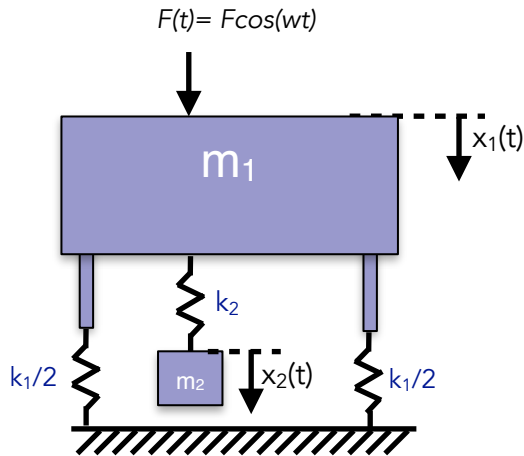
$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \cos \omega t \\ 0 \end{Bmatrix}$$

E visto che la sollecitazione è prossima alla frequenza di risonanza di  $m_1$  possiamo scrivere:  $\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ ,

In analogia con il caso generale visto in precedenza le soluzioni saranno del tipo:  $x_j(t) = X_j \cos \omega t \quad j = 1, 2$

# Sistemi a due gradi di libertà

## il caso utile ed efficace: lo smorzatore dinamico



I componenti della matrice delle impedenze saranno pertanto:

$$Z_{11}(\omega) = -m_1\omega^2 + (k_1 + k_2);$$

$$Z_{22}(\omega) = -m_2\omega^2 + k_2;$$

$$Z_{12}(\omega) = Z_{21}(\omega) = -k_2.$$

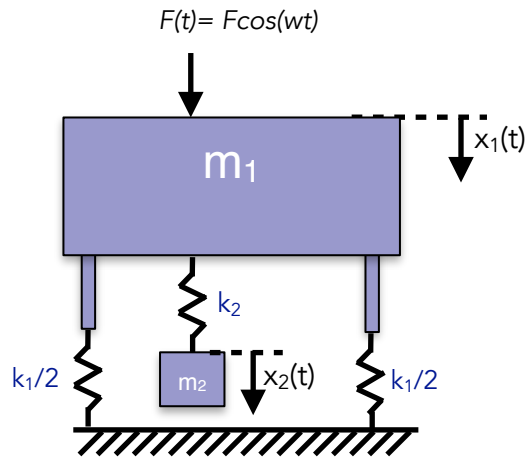
E le soluzioni delle equazioni del moto:

$$X_1(\omega) = \frac{(-m_2\omega^2 + k_2)F}{(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2\omega^2 + k_2) - k_2^2}$$

$$X_2(\omega) = \frac{k_2 F}{(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2\omega^2 + k_2) - k_2^2}$$

# Sistemi a due gradi di libertà

## il caso utile ed efficace: lo smorzatore dinamico



Ma... ricordando che  $\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ ,

nel caso particolarissimo in cui:  $\omega^2 = \frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2}$

Si ottiene:

È fermo!

$$X_1(j\omega) = \frac{(-m_2 \frac{k_2}{m_2} + k_2)F}{(-m_1 \frac{k_1}{m_1} + k_1 + k_2)(-m_2 \frac{k_2}{m_2} + k_2) - k_2^2} = \frac{0 F}{-k_2^2}$$

$$X_1(\omega) = \frac{(-m_2 \omega^2 + k_2)F}{(-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2 \omega^2 + k_2) - k_2^2}$$

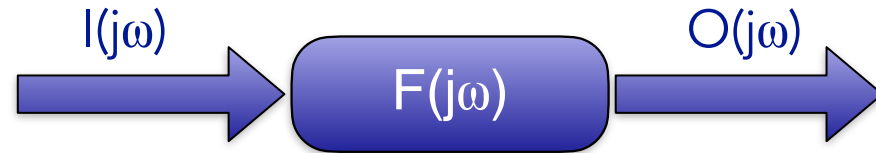
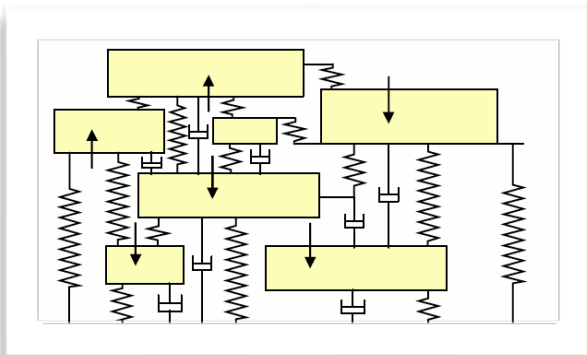
$$X_2(\omega) = \frac{k_2 F}{(-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2 \omega^2 + k_2) - k_2^2}$$

$$X_2(j\omega) = \frac{k_2 F}{(-m_1 \frac{k_1}{m_1} + k_1 + k_2)(-m_2 \frac{k_2}{m_2} + k_2) - k_2^2} = -\frac{F}{k_2}$$

Oscilla in controfase rispetto alla forzante!!



## Nella pratica: ricavare la F.R.F. di un sistema reale



Nel caso di un sistema fisico reale la funzione  $F(j\omega)$  NON è nota né calcolabile analiticamente salvo casi particolari.

Occorre ricavare  $F(j\omega)$  inserendo nel sistema delle sollecitazioni  $I(j\omega)$  e studiandone le risposte  $O(j\omega)$  per poi applicare la relazione inversa al fine di ricavare o almeno “stimare” il comportamento del sistema

Questa metodologia viene anche denominata “**analisi modale**” quando applicata sistematicamente ai differenti gradi di libertà del sistema.

## Nella pratica: ricavare la F.R.F. di un sistema reale

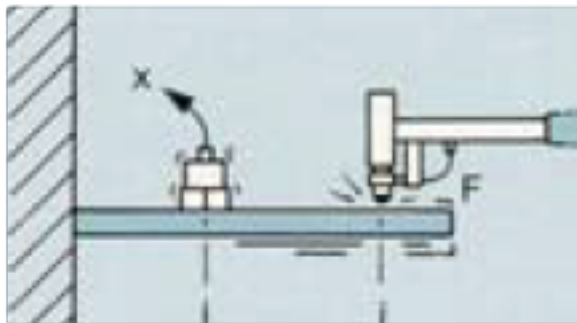
$$F(j\omega) = \frac{O(j\omega)}{I(j\omega)}$$

Per applicare questa formula qual'è  
la sollecitazione  $I(j\omega)$  più utile?

$$I(j\omega) = 1 (!!)$$

Se la sollecitazione in ingresso è tale per cui tutte le frequenze sono ugualmente sollecitate allora l'uscita dipenderà solo dalle caratteristiche del sistema e sarà più facilmente conoscibile

Questa funzione esiste e si chiama "Delta di Dirac": un impulso infinitamente breve di ampiezza unitaria...una "martellata"!



La F.R.F. è dunque la trasformata della "risposta all'impulso" del sistema dinamico studiato.

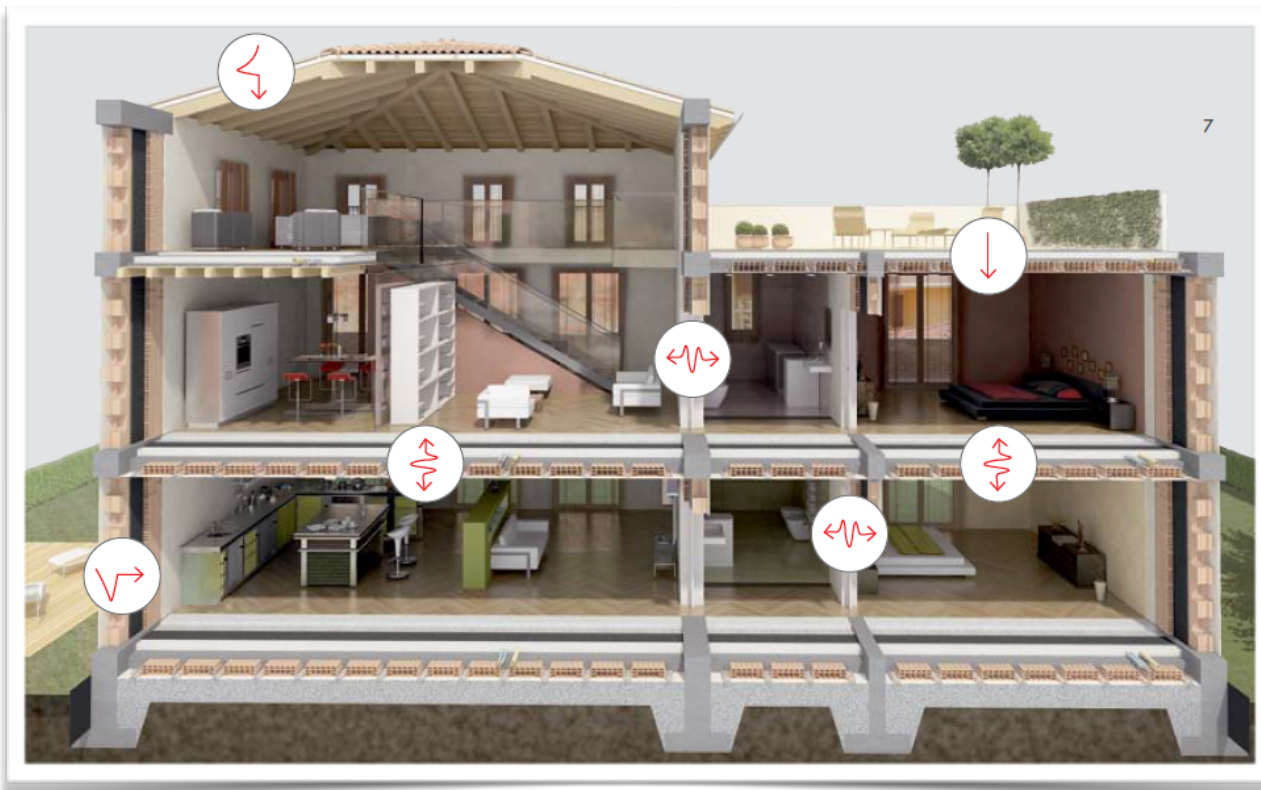
# Parte 3

## Rumore indotto per via solida

# Trasmissione del suono per via solida

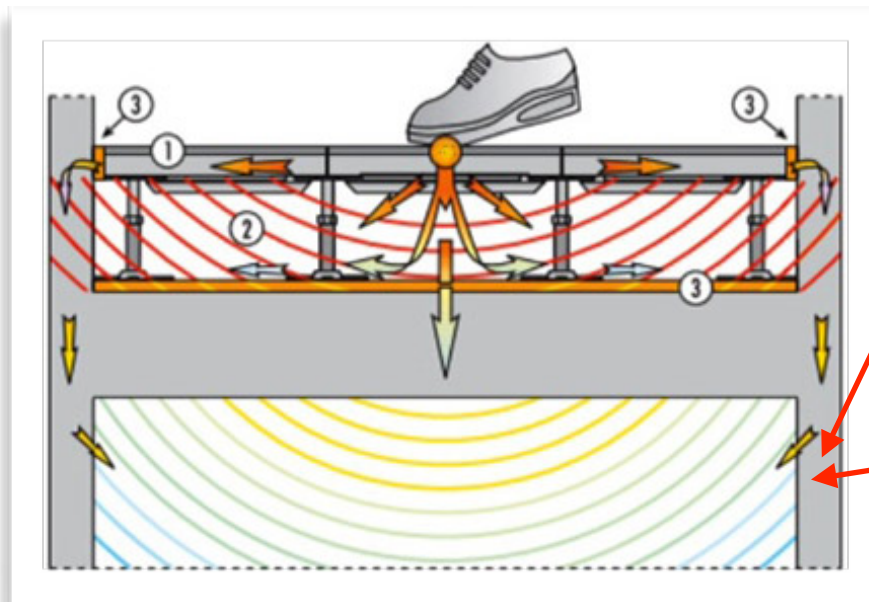
Le strutture murarie costituiscono una "guida d'onda" ovvero un percorso preferenziale per la propagazione di vibrazioni.

Le vibrazioni si re-irradiano dagli elementi edilizi in atmosfera: si genera pertanto un campo acustico indotto dalle vibrazioni.



# Trasmissione del suono per via solida

Una parete o un qualsiasi elemento edilizio che vibra costituisce, di fatto, l'equivalente della **membrana di un altoparlante**.



# Trasmissione del suono per via solida

Dal rumore indotto per via solida non c'è efficace difesa: le sorgenti del campo acustico sono le pareti stesse della stanza ove si lamenta il disturbo...

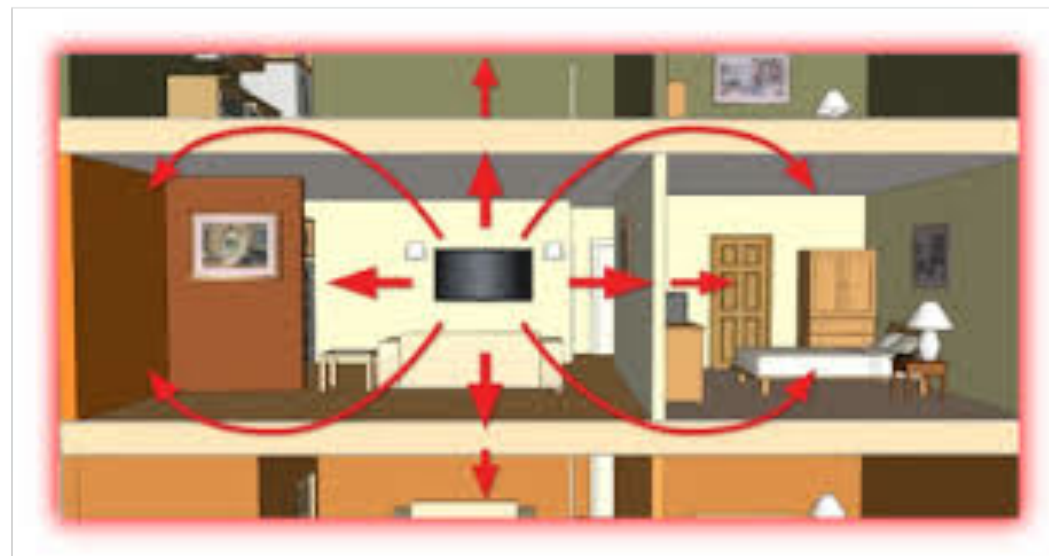
Miglior soluzione: **non innescare vibrazioni nelle strutture edili** e non fornire quindi energia meccanica alle pareti ed ai solai.



Da qui la ricerca sulle soluzioni per contrastare il rumore cosiddetto "da calpestio", ma non solo da calpestio...

# Trasmissione del suono per via solida

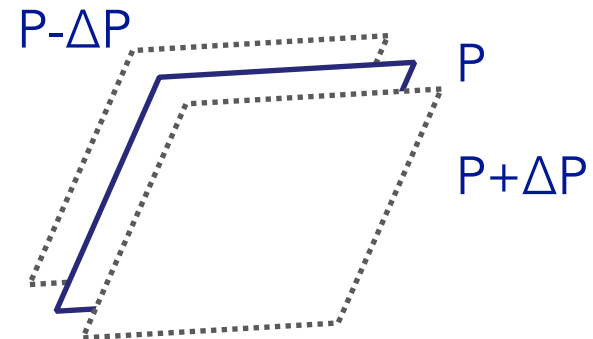
Ambienti efficacemente isolati per il rumore trasmesso per via aerea possono vedere grandemente compromessa la loro qualità (e l'investimento economico) a causa della propagazione per via solida. Essa può risultare in molti casi l'elemento principale di induzione di rumore in ambiente abitativo.



Esempio: una bella sala "Home Theatre" con TV e casse appese direttamente alle pareti...!

# Modalità di trasmissione del suono per via solida

La parete idealmente oscilla tra una postazione  $P-\Delta P$  e  $P+\Delta P$  attorno alla posizione di equilibrio  $P$ .



La quantità di energia sonora irradiata da una membrana vibrante è data da:

$W_i$  = Potenza acustica irradiata dalla superficie  $S_v$  [W]

$\rho$  = Densità specifica dell'aria [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$c$  = velocità di propagazione dell'energia in aria [m/s]

$v_{medio}$  = Componente normale ad  $S_v$  della velocità media di vibrazione

$S_v$  = Superficie per la quale la velocità media di vibrazione è pari a  $v$  [ $\text{m}^2$ ]

$\sigma$  = Efficienza di radiazione della parete - adimensionato [0;1]

$$W_i = \rho c v^2 S_v \sigma$$

*Nota:  $[\rho c = 400 \text{ Kg}/(\text{m}^2 \text{ s})] = \text{impedenza acustica dell'aria}$*



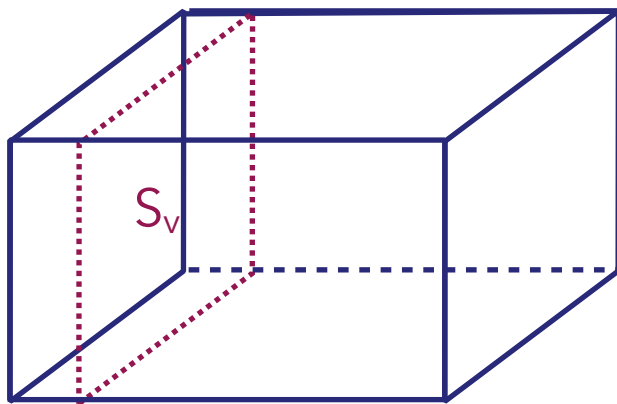
# Modalità di trasmissione del suono per via solida

Il livello di potenza sonora sarà pertanto:

$$LW(S_v) = 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c v^{-2} S_v \sigma}{W_0} \right]$$

E poiché siamo in un ambiente confinato in cui il flusso di energia emesso è contenuto tra pareti laterali, pavimento e soffitto (no attenuazione per divergenza), si può ricavare il livello di pressione sonora nell'ipotesi di potenza costante per unità di superficie:

$$LP(S_v) = 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c v^{-2} S_v \sigma}{W_0} \right] - 10 \log_{10} [S_v]$$



Si osserva che l'unica variabile non nota dalla geometria dell'ambiente è la **velocità** media di vibrazione... Ed è dunque proprio quella che andremo a misurare per poi stimare il livello sonoro

# Modalità di trasmissione del suono per via solida

Se normalizziamo per  $\sigma=1$  e  $S_v=1\text{m}^2$  infine l'unica variabile indipendente rimasta è la velocità di vibrazione (misurabile direttamente!):

Esempio: se  $v=1\text{mm/s}$  si ottiene:

$$LP(S_v) = 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c v^{-2}}{W_0} \right] = 10 \log_{10} \left[ \frac{400 * 0.001^2}{1E-12} \right] \cong 86 \text{dB}$$



$$LP(S_v) = 10 \log_{10} \left[ \frac{\rho c v^{-2}}{W_0} \right]$$

Ricordando le proprietà dei logaritmi:

$$LP(S_v) \cong 86 \text{dB} + 20 \log_{10} [\bar{v}]$$

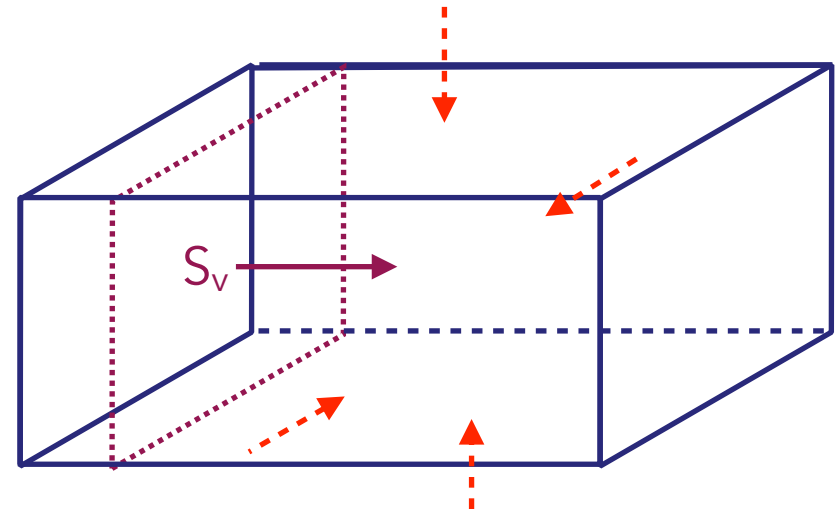
Valgono pertanto i valori nel prospetto in tabella (ricordando che occorre applicare anche la curva di ponderazione "A") per ricavare il dB(A):

Velocità [mm/s]	LP( $S_v$ ) [dB]
1.0	86
0.1	66
0.01	46
0.001	26

# Considerazioni sull'assorbimento acustico nell'ambiente ricevente

Su pareti parallele alla direzione di propagazione, attriti frizionali (basse freq.) e assorbimento acustico (alte freq.) possono determinare una attenuazione fino a 2dB tra vicinanza parete e centro stanza in normali ambienti residenziali.

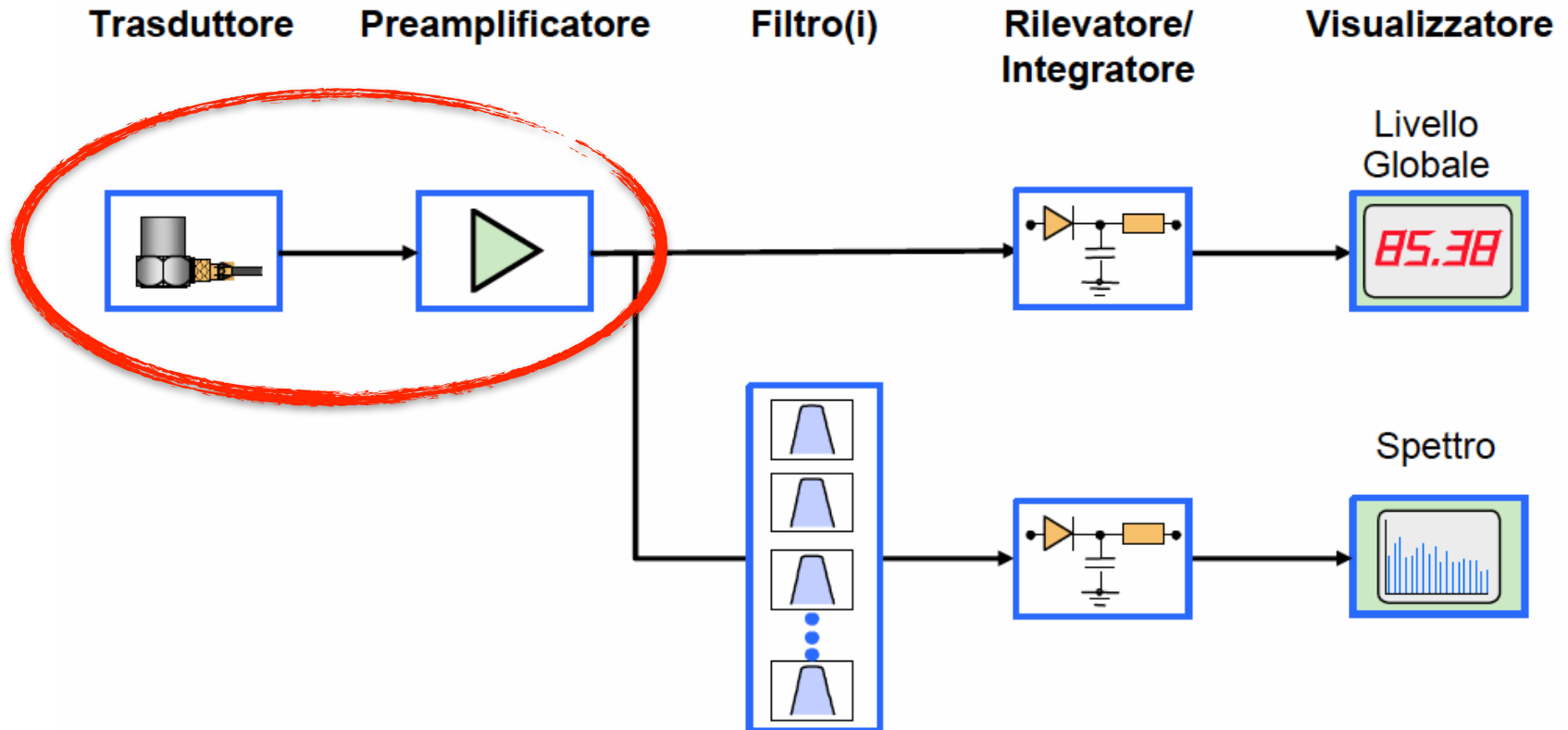
Occorre pertanto avere informazioni sulle vibrazioni meccaniche degli elementi edilizi che re-irradiano rumore negli ambienti confinati... Esse vengono ricavate direttamente da misurazioni sul campo (se possibile)



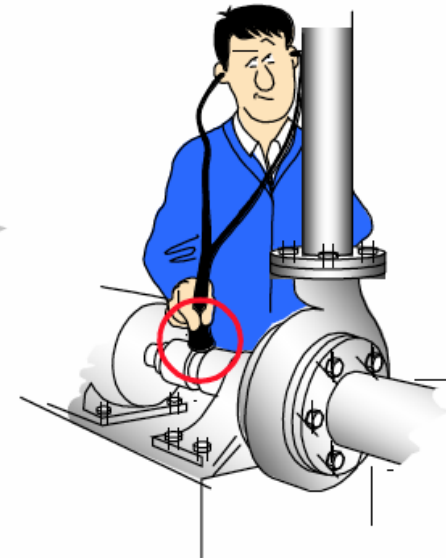
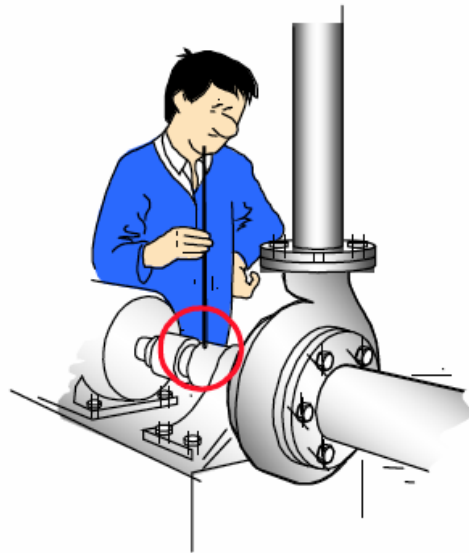
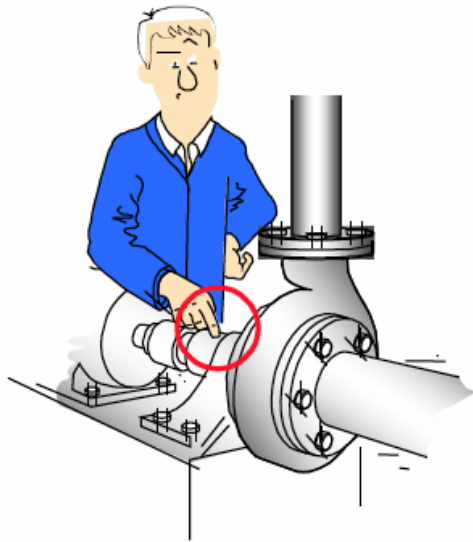
## Parte 4

# Trasduttori e sensori per la misura delle vibrazioni

# La catena di misura



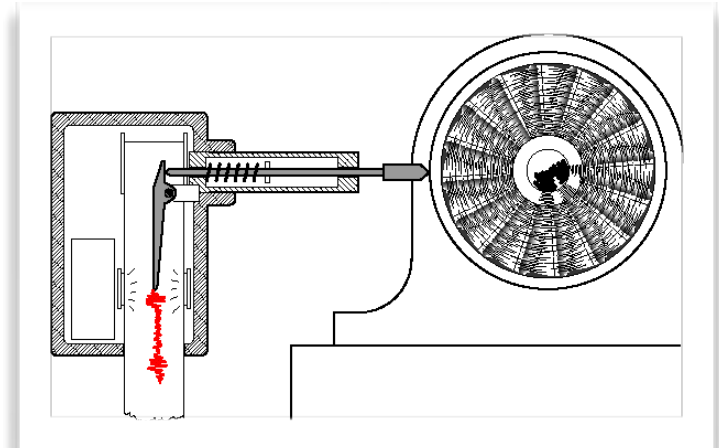
## Metodi di "misura" delle vibrazioni (!)



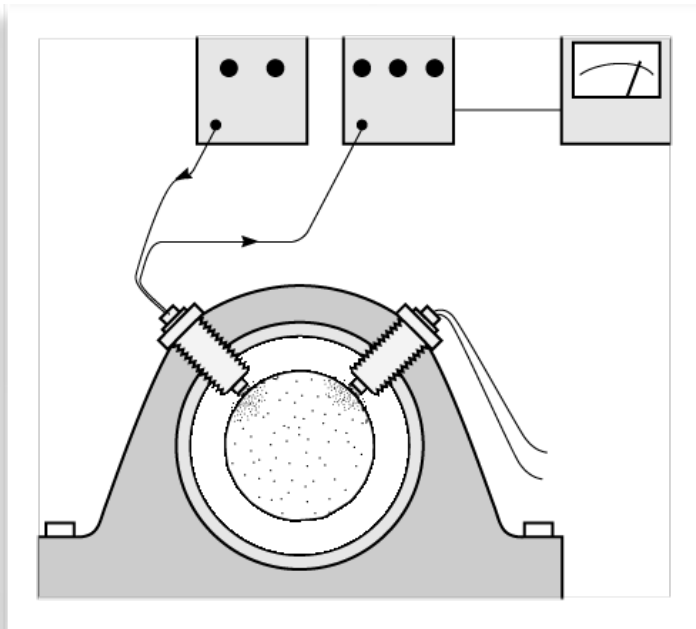
I tempi "eroici"... indicazioni qualitative  
fornivano comunque delle informazioni...

# Metodi elettro/meccanici di misura delle vibrazioni: trasduttori "di prossimità"

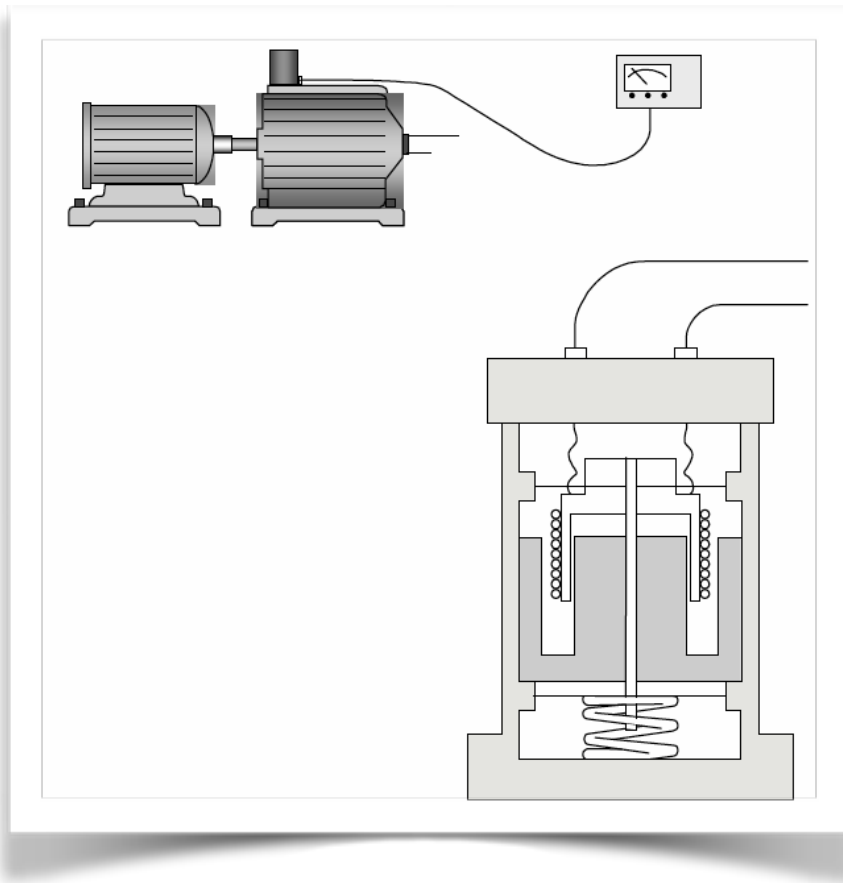
- **Leva meccanica**, da un puntale si riporta traccia delle oscillazioni su un nastro di carta ad avanzamento costante



- **Trasduttore a corrente parassita**, impiegati per verificare l'eccentricità di alberi rotanti, spessori di film d'olio, etc...



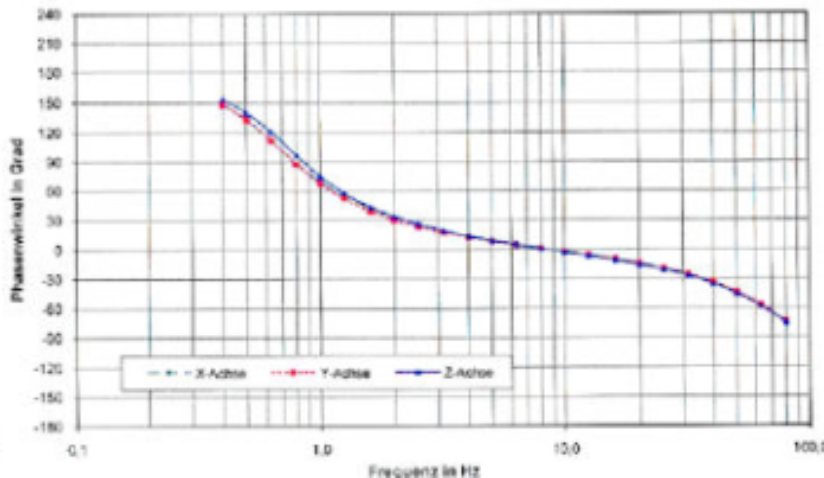
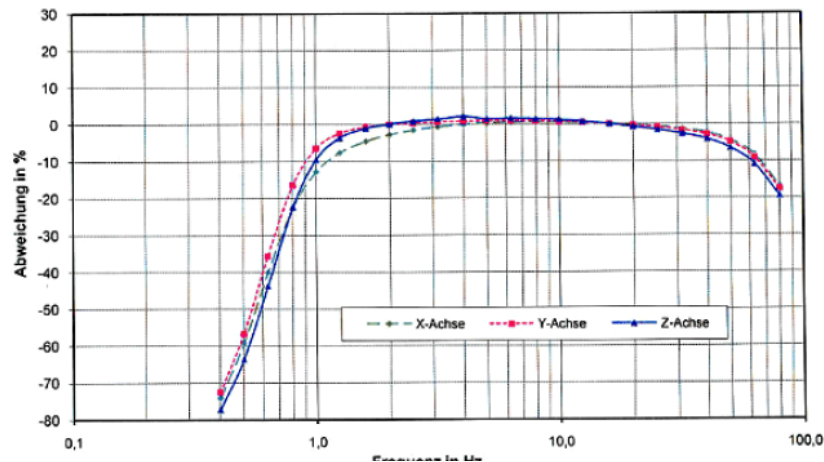
# Il velocimetro a bobina



- Si tratta di un **trasduttore a bobina**. In essa viene indotta una corrente dalla massa oscillante che ne costituisce il traferro.
- Il campo di frequenze è limitato sia verso il basso [attorno ai 10Hz o meno] che verso l'alto [attorno ai 1000Hz].
- Il campo di frequenze può essere esteso da un controllo elettronico che compensa le non-linearità



# Il velocimetro a bobina

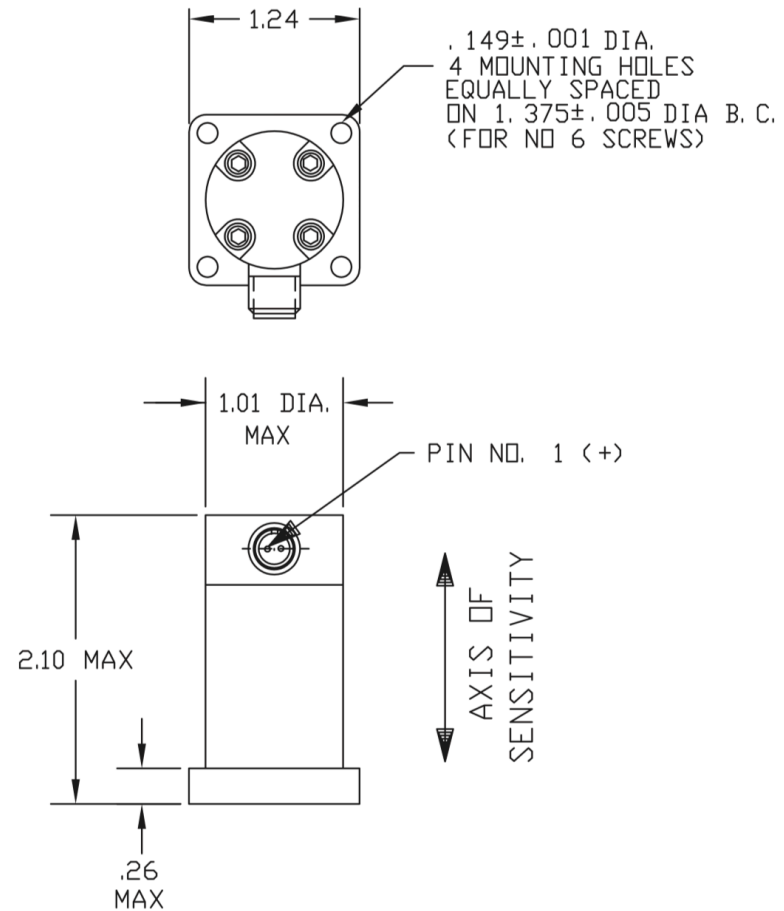


- Diagramma di Bode della risposta di un Velocimetro alle sollecitazioni
- Tipica risposta in frequenza: circa [1-100Hz] ma può arrivare anche attorno ai 1000Hz.
- Si può riscontrare una differenza non trascurabile nella rotazione di fase tra le differenti frequenze ma essa è comunque conforme alle specifiche richieste dalle norme.

# Scheda tecnica di un velocimetro per usi industriali

## Performance Specifications

<b>Sensitivity:</b>	135 $\pm$ 2 mV/in/sec at 100 Hz, +77°F(+25°C) into a 10,000 $\Omega$ resistive load impedance
<b>Dynamic Range</b>	
<b>Frequency:</b>	45 Hz to 2000 Hz
<b>Amplitude:</b>	0.15 inch peak-to-peak max
<b>Acceleration:</b>	0.5 g to 50 g
<b>Frequency Response:</b>	$\pm$ 8% of the mean sensitivity 45 to 2000 Hz throughout the operating temperature range
<b>Transverse Response:</b>	Less than 2%
<b>Linearity:</b>	$\pm$ 3% within dynamic range
<b>Temperature Range:</b>	-40°F to +500°F (-40°C to +260°C)
<b>Thermal Coefficient of Sensitivity:</b>	$\pm$ 0.03%/°F
<b>Sensitivity Shift with Position:</b>	$\pm$ 6% of the mean sensitivity between vertical and horizontal
<b>Damped Resonant Frequency:</b>	18 Hz
<b>Excitation:</b>	Self-generating
<b>Coil Resistance:</b>	435 ohms $\pm$ 15% at 77°F
<b>Insulation Resistance:</b>	1 meg ohm, minimum
<b>Polarity:</b>	Pin 1 is positive when the case is moved upward
<b>Maximum Static Acceleration:</b>	6 g's in sensitive axis produces full travel of moving mass
<b>Shock:</b>	50 g's maximum in any direction
<b>Weight:</b>	4.5 oz nominal (121 grams)



# In sintesi: vantaggi e svantaggi dei velocimetri

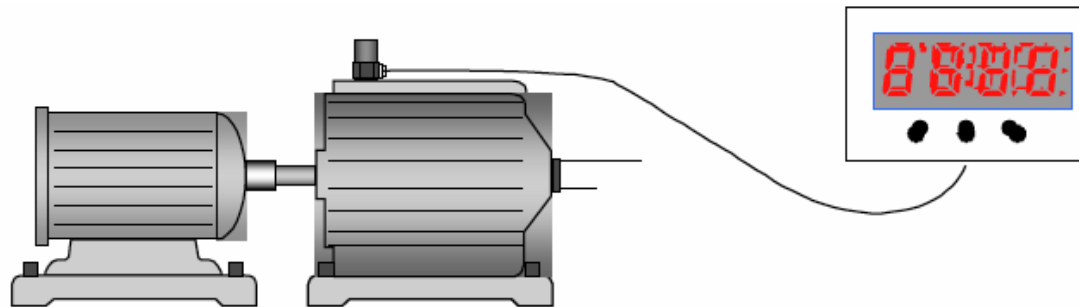
## Pro:

- Range di temperature di funzionamento molto ampio (alcuni fino a oltre 400°C.)
- Ridotta deriva in funzione della temperatura
- Segnale in uscita già discretamente "robusto" ed a bassa impedenza, nella catena di misura non è necessario un amplificatore immediatamente a valle del sensore

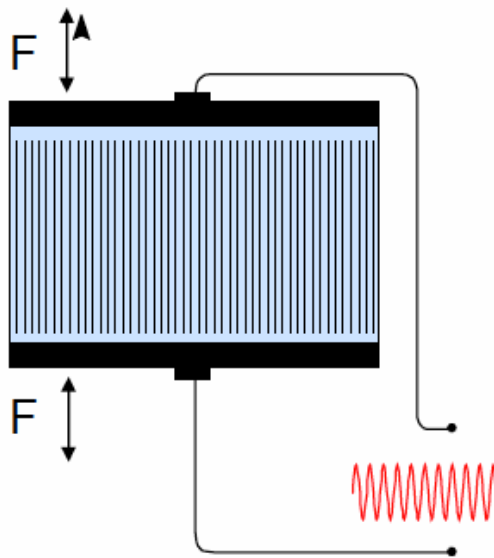
## Contro:

- Massa elevata
- Risonanza a bassa frequenza
- Range di frequenze ridotto anche ad alta frequenza

# L'accelerometro piezoelettrico

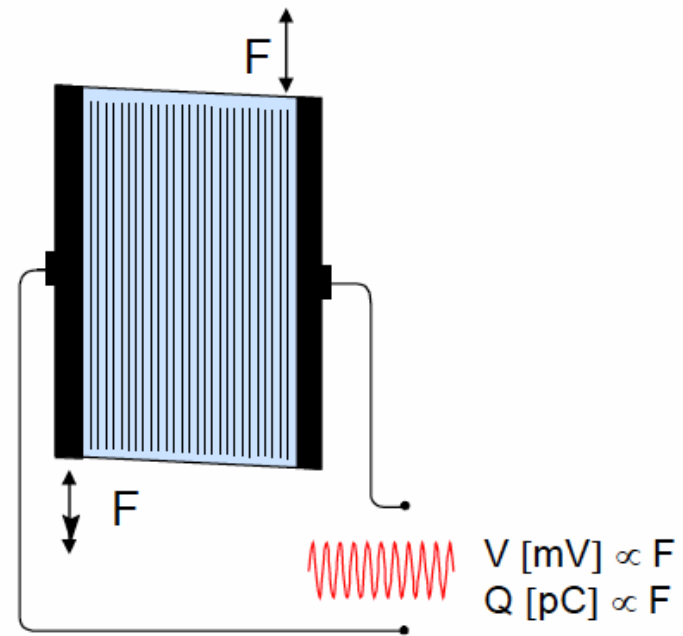


Principio di Lavoro



$$V [\text{mV}] \propto F$$

$$Q [\text{pC}] \propto F$$

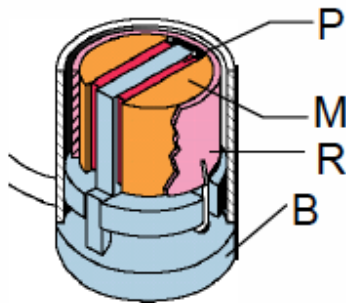


$$V [\text{mV}] \propto F$$

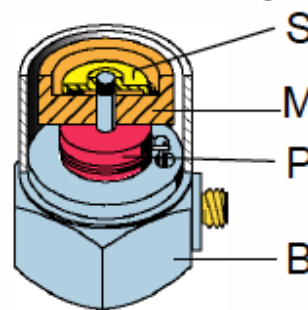
$$Q [\text{pC}] \propto F$$

# Tipologie costruttive di accelerometri piezoelettrici

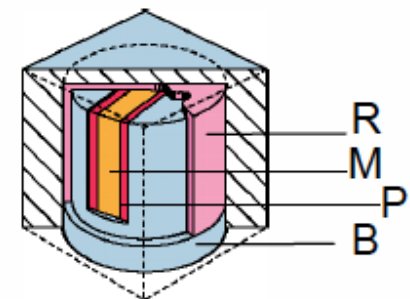
**Planar Shear**



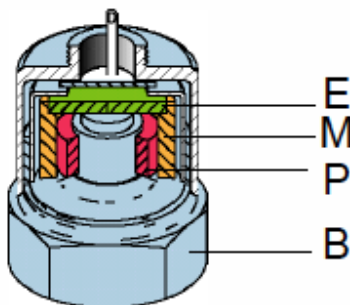
**Centre-mounted Compression**



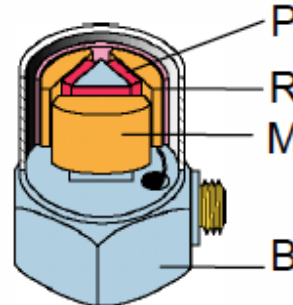
**ThetaShear®**



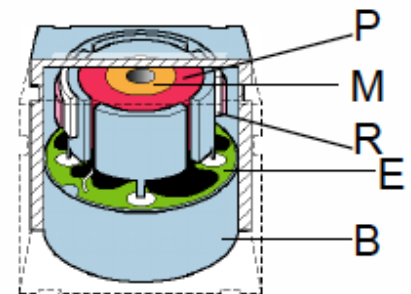
**Annular Shear**



**Delta Shear®**



**OrthoShear®**



- P = elemento piezoelettrico - S = molla - M = massa sismica
- E = circuiti elettronici - B = base - R = anello di serraggio

## Altre tipologie di accelerometri: sensori elastomerici/piezoresistivi



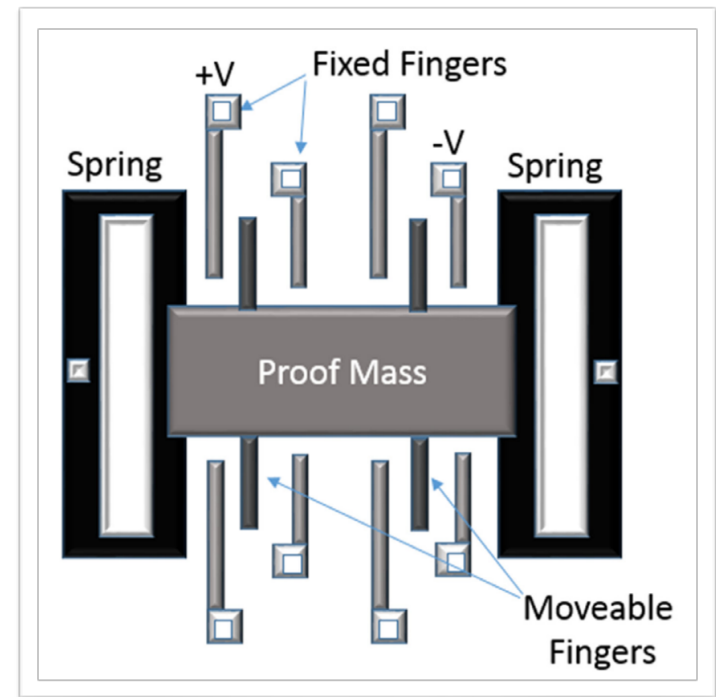
Questi accelerometri si basano sulla **variazione di resistenza elettrica di un estensimetro o di un sensore piezoresistivo** (in analogia a alle celle di carico per la misura della forza). Una massa è sospesa su lamierini connessi meccanicamente ai sensori, le vibrazioni provocano un movimento dei lamierini e quindi dei sensori che cambiano la loro resistenza elettrica. Attenzione: sono sensibili alla temperatura (difetto parzialmente compensabile elettronicamente).

- Possono misurare accelerazioni statiche
- Possono subire anche forti shock



# Altre tipologie di accelerometri: sensori a condensatore (capacitivi) o con tecnologia MEMS

Si sfrutta, come principio per la rilevazione dello spostamento della massa, la **variazione della capacità elettrica di un condensatore al variare della distanza tra le sue armature**. Il condensatore è costituito da una massa montata su molle (realizzata ovviamente con materiale atto a condurre elettricità) e la carcassa del trasduttore. Ultimamente vengono realizzati con tecnologia MEMS dove le singole armature sono a pettine per ottenere valori di capacità elettrica più elevati.



# Dettagli da un catalogo di accelerometri

In questo caso specifico si tratta di accelerometri piezoelettrici con uscita in carica (solo sensore no circuito di pre-amplificazione)



Type No.		4374	4517-C	4517-C-003	4517-C-001	4385-C	4375*
Weight	gram (oz)	0.75 (0.026)	0.6 (0.021)	0.85 (0.03)	1 (0.035)	1.9 (0.067)	2.4 (0.085)
Charge Sensitivity at 159.2 Hz	pC/ms <sup>-2</sup> (pC/g)	0.15 (1.5)	0.18 (1.8)	0.18 (1.8)	0.18 (1.8)	0.005 (0.05)	0.316 (3.1)
Frequency Range ( $\pm 10\%$ ) <sup>†</sup>	Hz	1 to 26000	1 to 10000	1 to 9000	1 to 20000	1 to 50000	0.1 to 16500
Mounted Resonance Frequency	kHz	85	80	>30	75	150000	55
Operating Temperature Range	°C	-74 to +250	-51 to +177	-51 to +177	-51 to +177	-74 to +180	-74 to +250
	°F	-101 to +482	-60 to +350	-60 to +350	-60 to +350	-101 to +356	-101 to +482
Measuring Range (peak)	g	5000	1000	1000	1000	12000	5000
Maximum Non-destructive Shock ( $\pm$ peak)	g	25000	5000	5000	5000	12000	25000
Connector		10-32 UNF	3-56 UNF	3-56 UNF	3-56 UNF	M3	10-32 UNF
Mounting		Adhesive	Adhesive	Adhesive	Adhesive	M5 Stud	M3 Stud

\* Uni-Gain with  $\pm 2\%$  sensitivity tolerance, V-type with  $\pm 15\%$  sensitivity tolerance

† Lower frequency limit is determined by the amplifier used



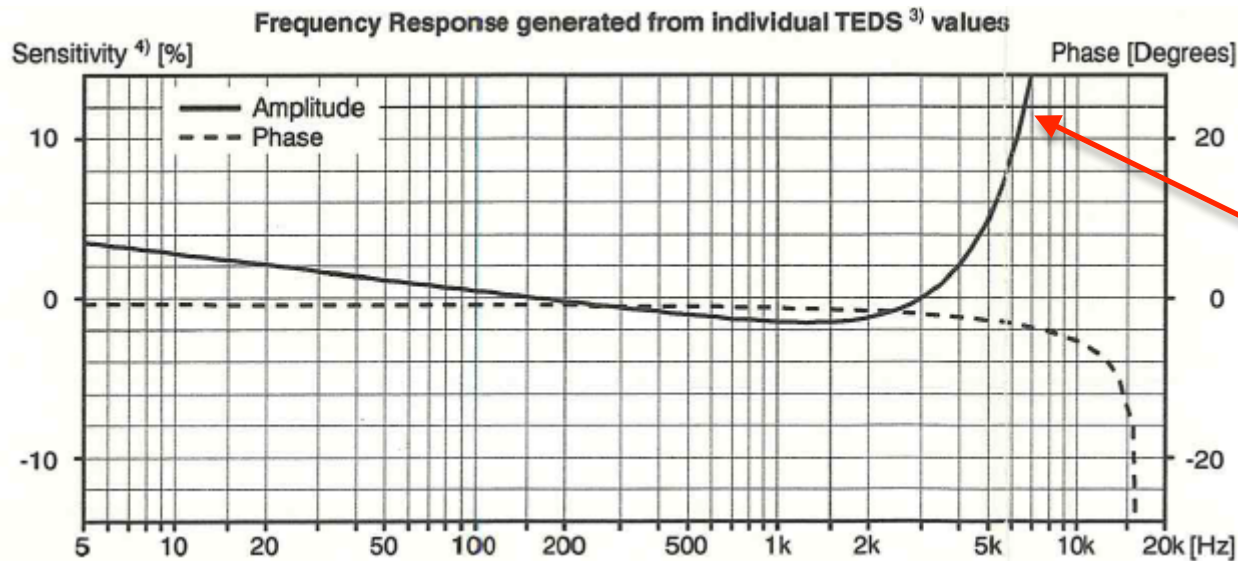
# Dettagli da un catalogo di accelerometri

In questo caso specifico si tratta di accelerometri piezoelettrici con uscita in tensione (sensore + circuito di condizionamento e pre-amplificaizone)

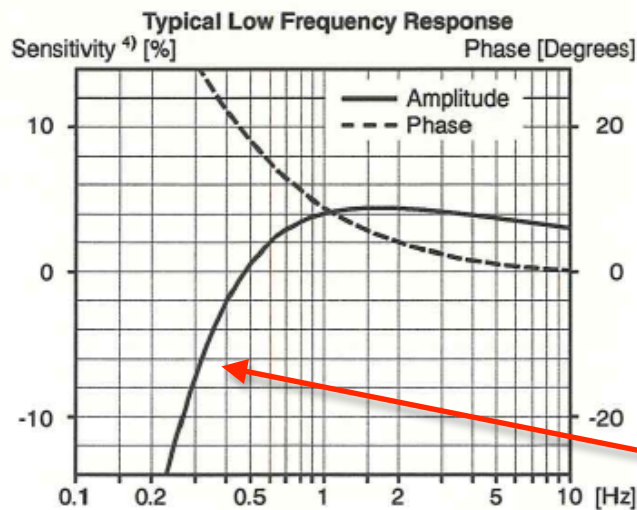


Type No.		4507-001	4507-002	4507-B	4507-B-001	4507-B-002	4507-B-003
Weight	gram (oz)	4.8 (0.17)	4.8 (0.17)	4.8 (0.17)	4.8 (0.17)	4.8 (0.17)	4.8 (0.17)
Sensitivity at 159.2 Hz	mV/ms <sup>-2</sup> (mV/g)	1 (9.8)	100 (980)	10 (98)	1 (9.8)	100 (980)	10 (98)
Frequency Range (±10%)	Hz	0.1 to 6000	0.4 to 6000	0.3 to 6000	0.1 to 6000	0.4 to 6000	0.3 to 6000
Mounted Resonance Frequency	kHz	18	18	18	18	18	18
Operating Temperature Range	°C °F	-54 to +121 -65 to +250	-54 to +100 -65 to +212	-54 to +121 -65 to +250	-54 to +121 -65 to +250	-54 to +100 -65 to +212	-54 to +121 -65 to +250
Measuring Range (± peak)	g	700	7	70	700	7	70
Residual Noise Level*	μg	800	150	350	800	150	350
Maximum Non-destructive Shock (± peak)	g	5000	5000	5000	5000	5000	5000
Connector		10-32 UNF	10-32 UNF	10-32 UNF	10-32 UNF	10-32 UNF	10-32 UNF
Mounting		Clip/Adhesive	Clip/Adhesive	Clip/Adhesive	Clip/Adhesive	Clip/Adhesive	Adhesive

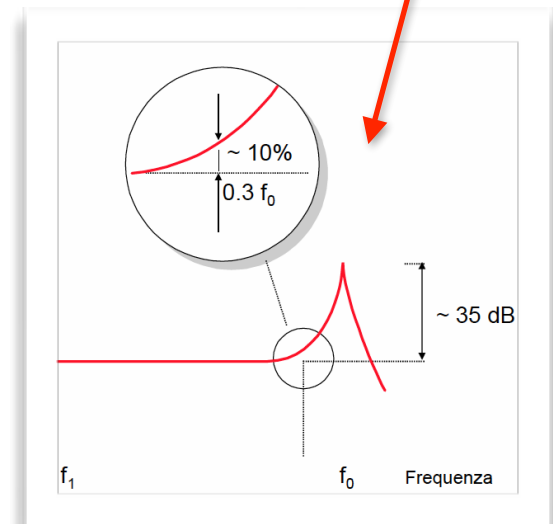
# Campo di frequenze utile per il lavoro



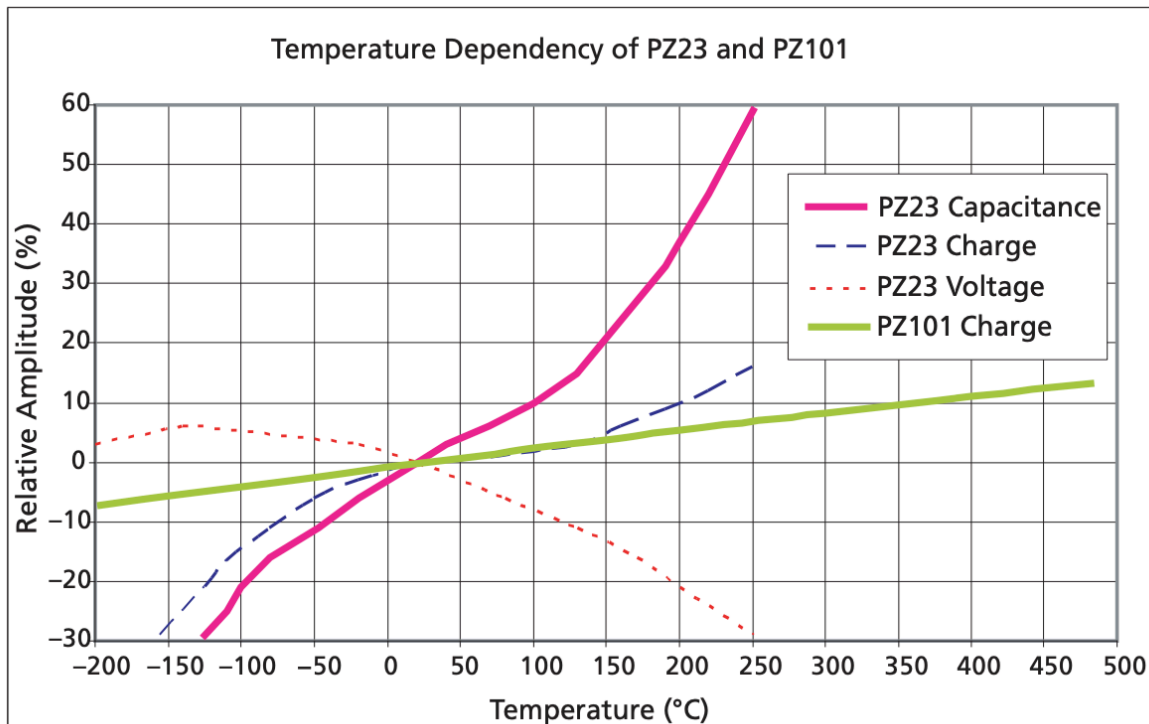
Ad alta frequenza il dispositivo ha la sua frequenza di risonanza (è anch'esso assimilabile ad un sistema massa molla...!) che ne limita la banda di utilizzo.



Il cristallo piezoelettrico NON consente di misurare accelerazioni statiche o quasi-statiche. La differenza di potenziale elettrico che si sviluppa ai suoi capi tende ad esaurirsi nel tempo.



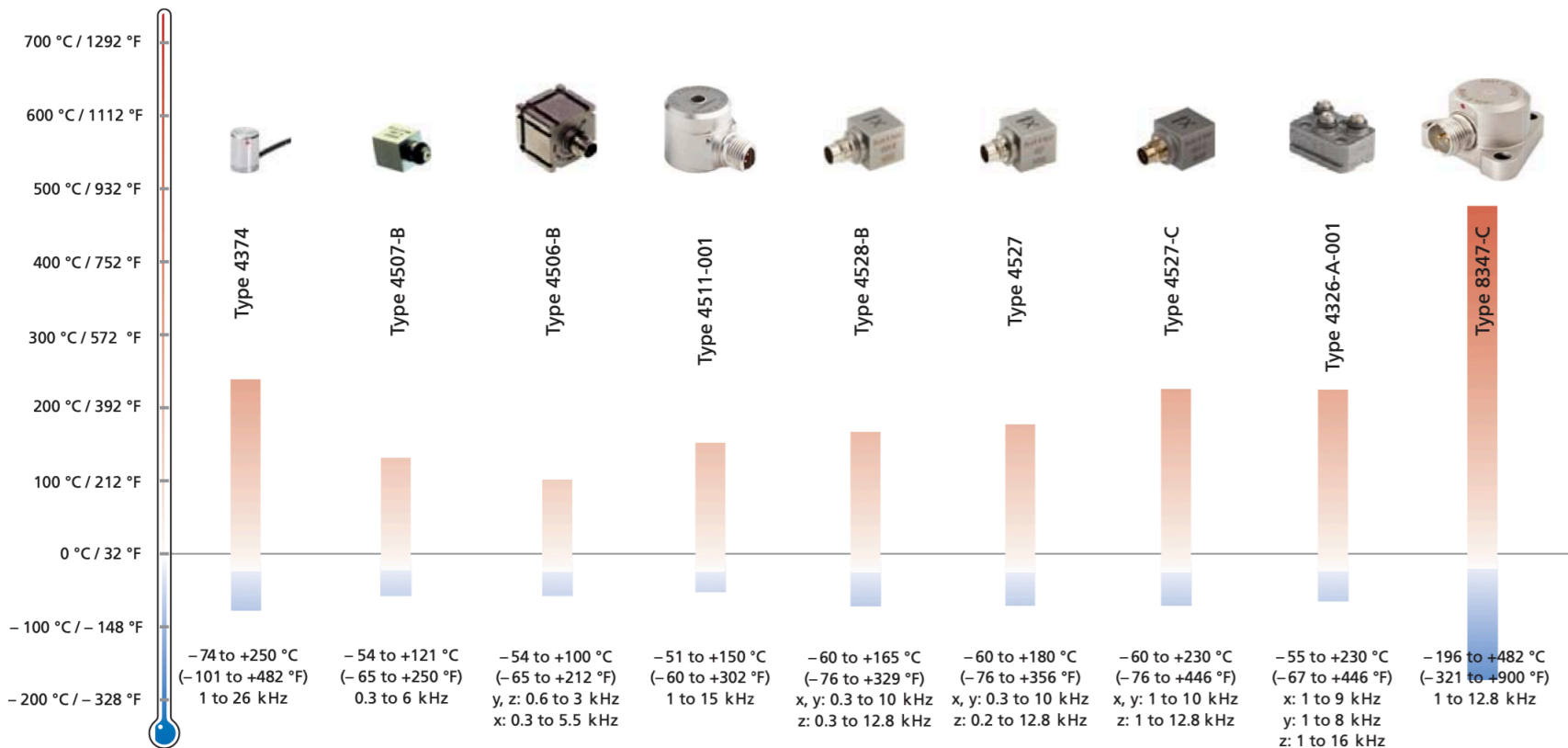
## Cosa succede con la temperatura?



Variazioni di capacità e di conseguenza dell'output del cristallo piezoelettrico in funzione della temperatura.

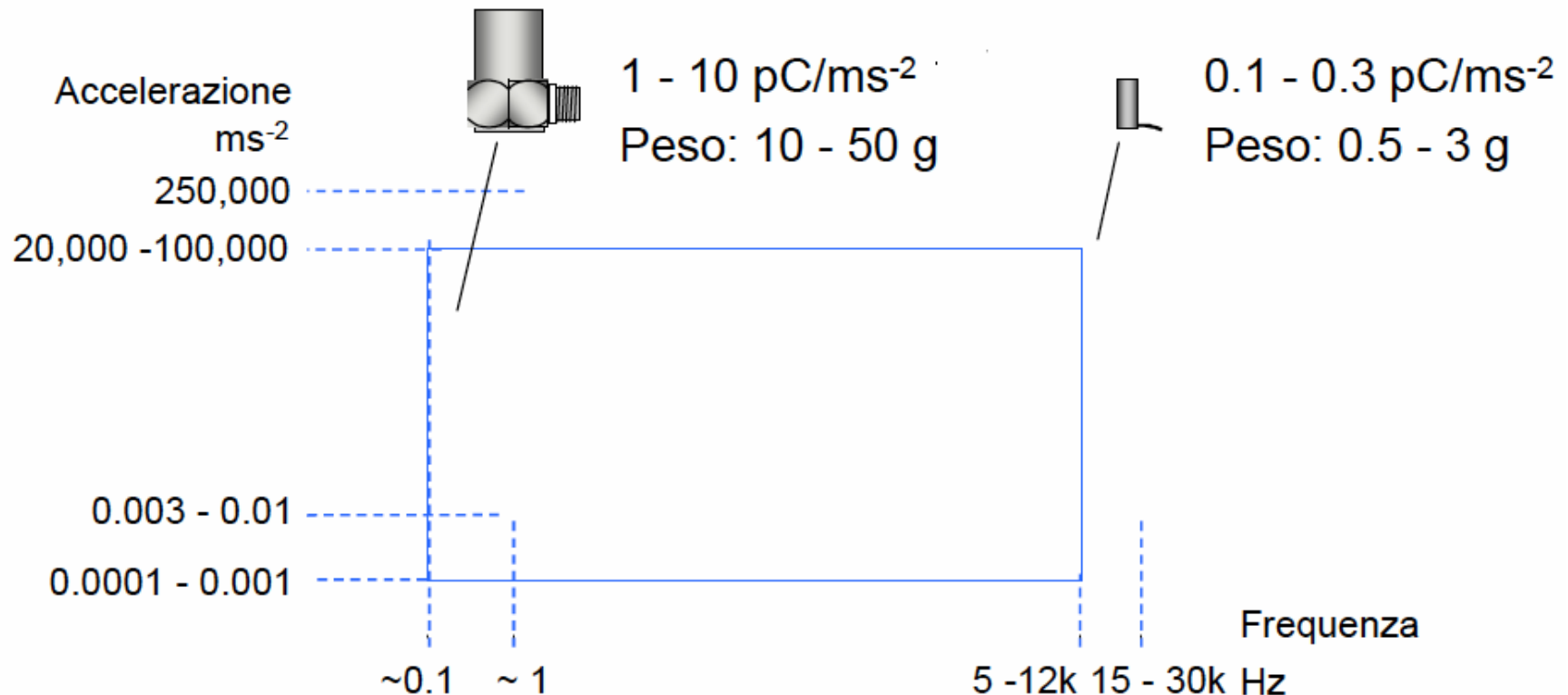
L'elettronica consente di compensare in parte le deviazioni derivanti dalle variazioni di temperatura.

# Cosa succede con la temperatura?



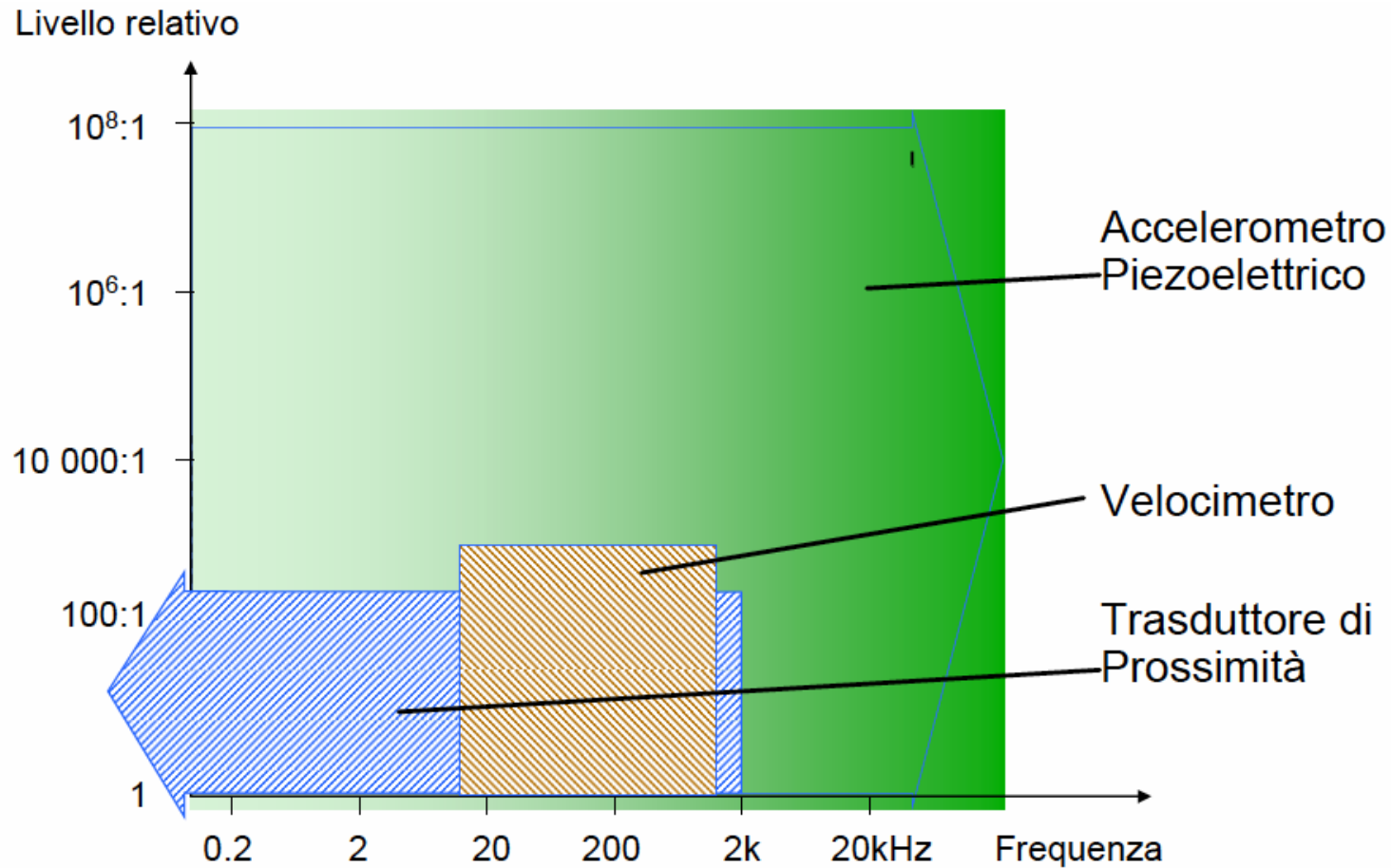
Nonostante la variabilità della sensibilità degli accelerometri in funzione della temperatura è possibile utilizzare specifici modelli anche a temperature... estreme!

# Tavola comparativa del campo di utilizzo tra differenti accelerometri



- Generico "all purpose" con peso e sensibilità medi
- Piccolo, leggero e utile per misure anche ad alta frequenza

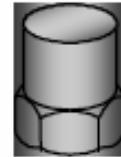
# Tavola comparativa del campo di utilizzo



# La calibrazione



- La prima calibrazione è necessaria per trovare la vera sensibilità in funzione della frequenza e non fare solo riferimento alla sensibilità "nominale". Viene eseguita dal produttore e riportata nella "carta di calibrazione".
- Le successive calibrazioni vengono eseguite con un segnale campione per verificare la stabilità nel tempo della risposta del trasduttore e della catena di misura nel suo complesso.

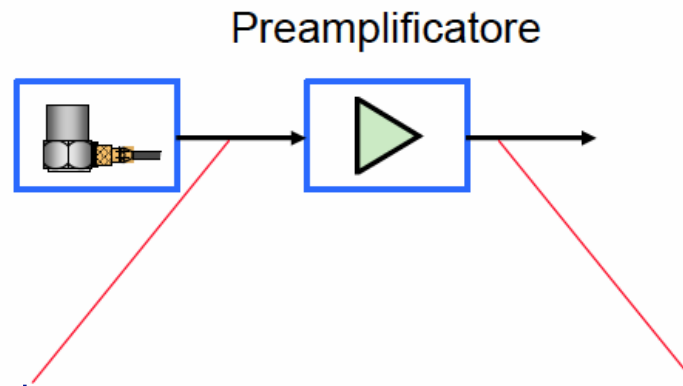


Frequenza = 159.2 Hz  
 $\omega = 1000 \text{ rad/sec}$

Accelerazione =  $10 \text{ ms}^{-2}$

# Il condizionamento del segnale

Si intende per condizionamento del segnale l'insieme di operazioni che vengono su di esso eseguite tra il trasduttore e l'ingresso dello strumento di misura. Si tratta di amplificazioni, attenuazioni, filtraggi, etc...

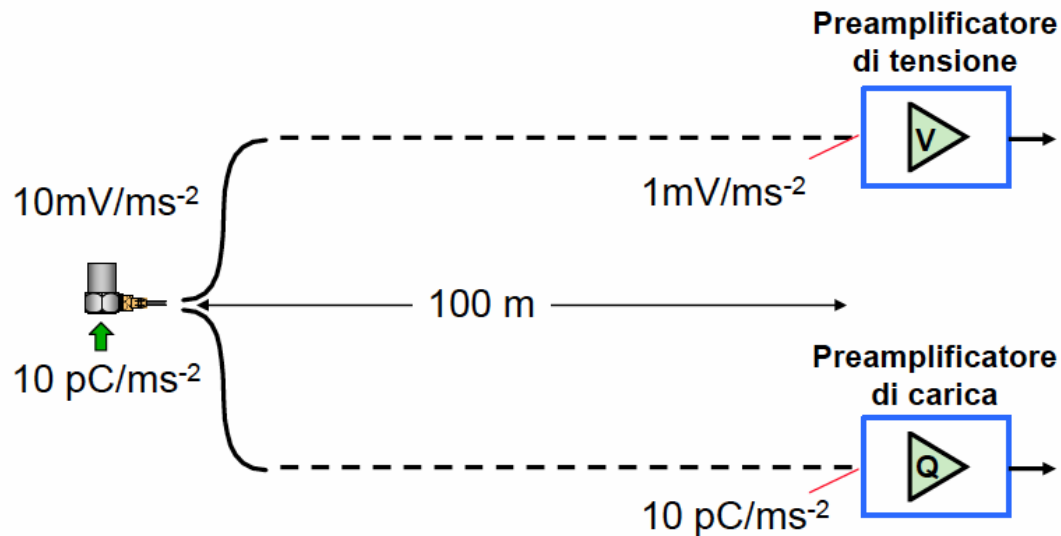


Uscita accelerometro:  
segnale molto basso ed  
impedenza elevata.

Uscita condizionata: Segnale elevato,  
filtrato da eventuali componenti  
"spurie" e bassa impedenza.



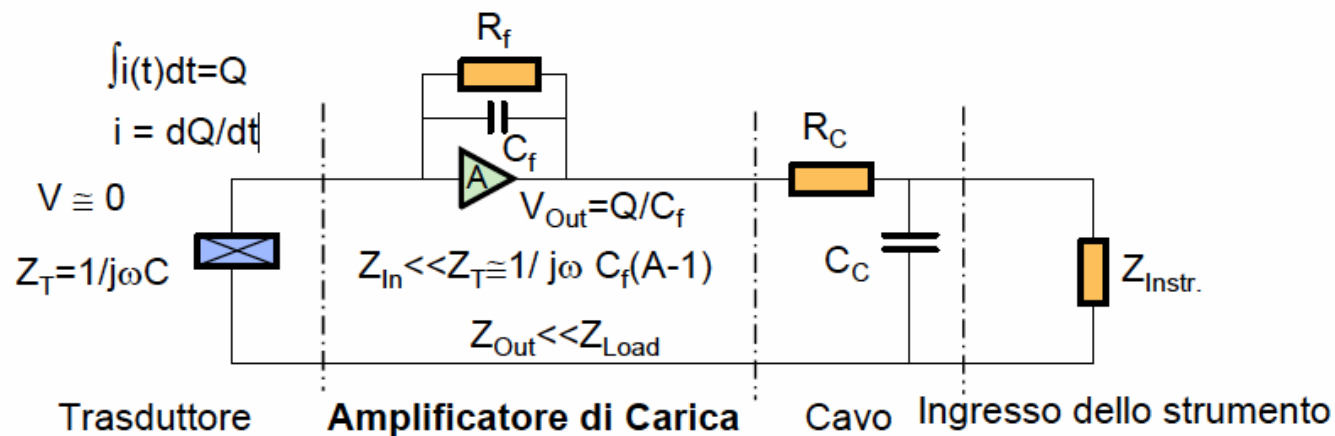
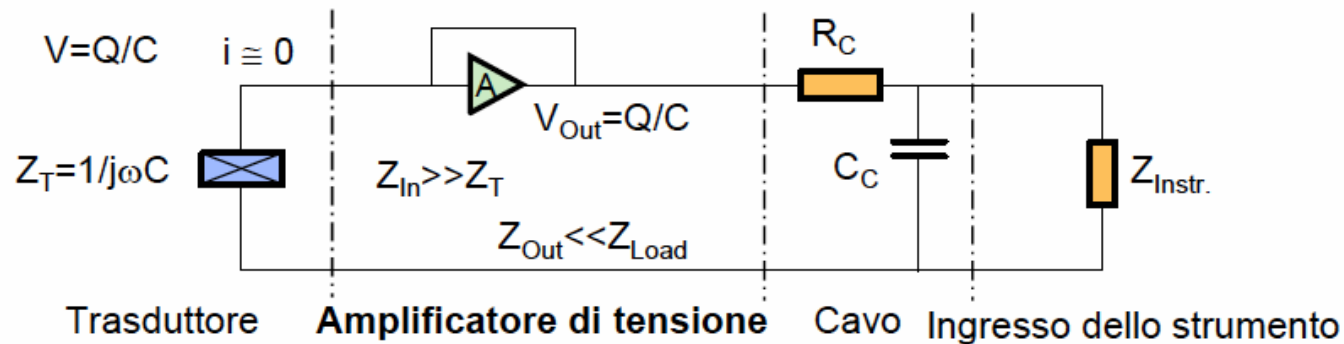
# Il preamplificatore



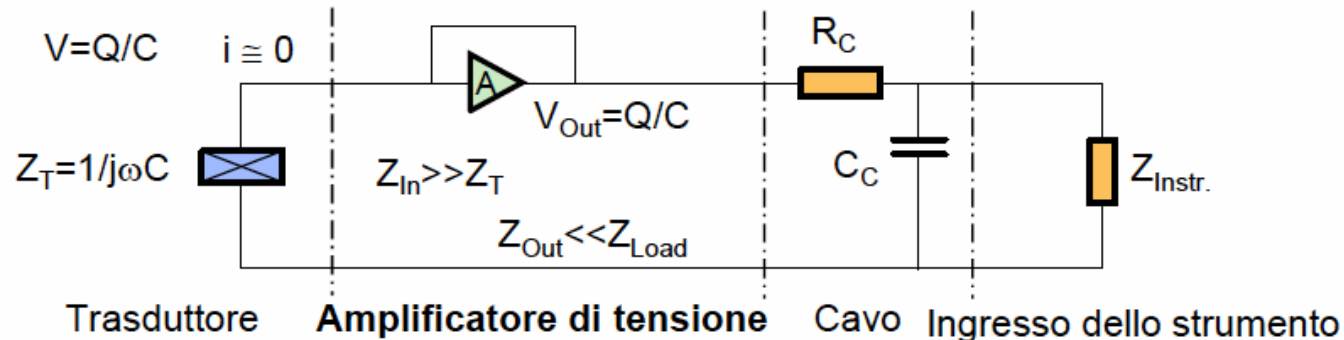
Lungo i cavi di collegamento si può verificare un progressivo "deterioramento" del segnale...! Occorre pertanto scegliere l'amplificatore più adatto alle differenti esigenze.

Gli accelerometri di ultima generazione dispongono di pre-amplificatori integrati nel loro "case" così da evitare al più possibile il problema del deterioramento del segnale che viene fin da subito "irrobustito".

# Il preamplificatore di tensione e di carica



# Il preamplificatore di tensione



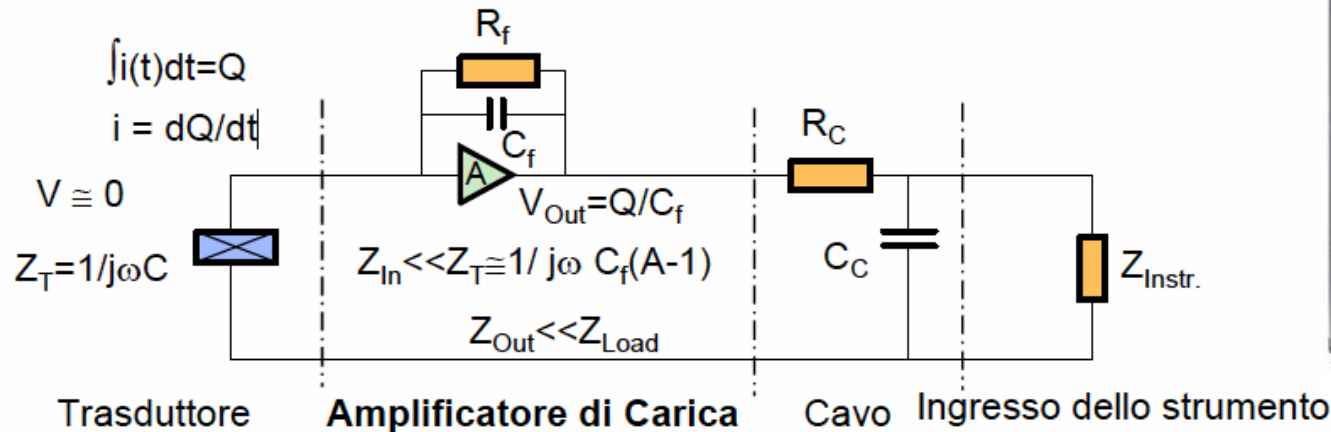
Il pre di tensione amplifica normalmente 1. Esso è comunemente detto **"voltage follower"** - inseguitore di tensione.

Esso evita il sovraccarico del primo circuito (il sensore) che potrebbe modificarne il funzionamento.

Al contempo mantiene inalterata la  $V_{out}$  del primo circuito e la "irrobustisce" evitando ad esempio che essa si attenui lungo il cavo fino allo strumento di misura.



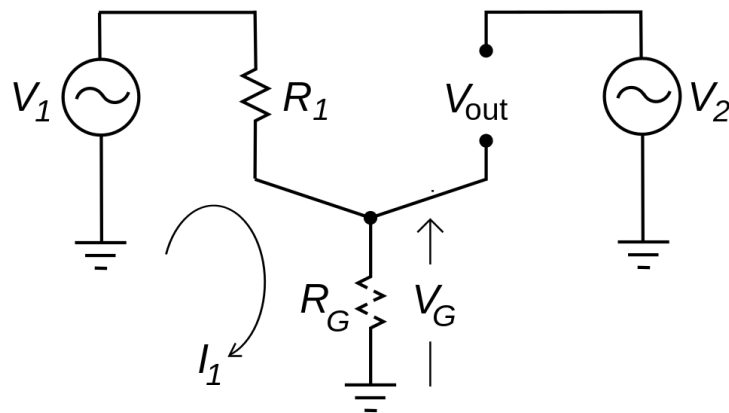
# Il preamplificatore di carica



Il pre di carica amplifica in modo tale che  $V_{out} = Q/C_f$  e  $V_{out}$  indipendente dalla capacità  $C$  del trasduttore - che potrebbe derivare nel tempo (temperatura, umidità, etc...). Esso permette di integrare un segnale in corrente (è in effetti un circuito integratore con un amp.operazionale) **fornendo in uscita un segnale in tensione con ampiezza proporzionale alla carica posta in ingresso.**

A valle dei pre-amplificatori si trova lo strumento di misura che campiona il segnale ed è programmato di volta in volta per eseguire l'analisi desiderata

# Appendice: Il problema degli “anelli di corrente”



$V_2$  è un trasduttore fissato ad un dispositivo vibrante. Esso è connesso alla carcassa ma sul dispositivo (ad esempio un motore) vi sono altri generatori di tensione.

Se  $R_G=0$  tutto è OK perché non vi è caduta di tensione tra il punto comune e massa.

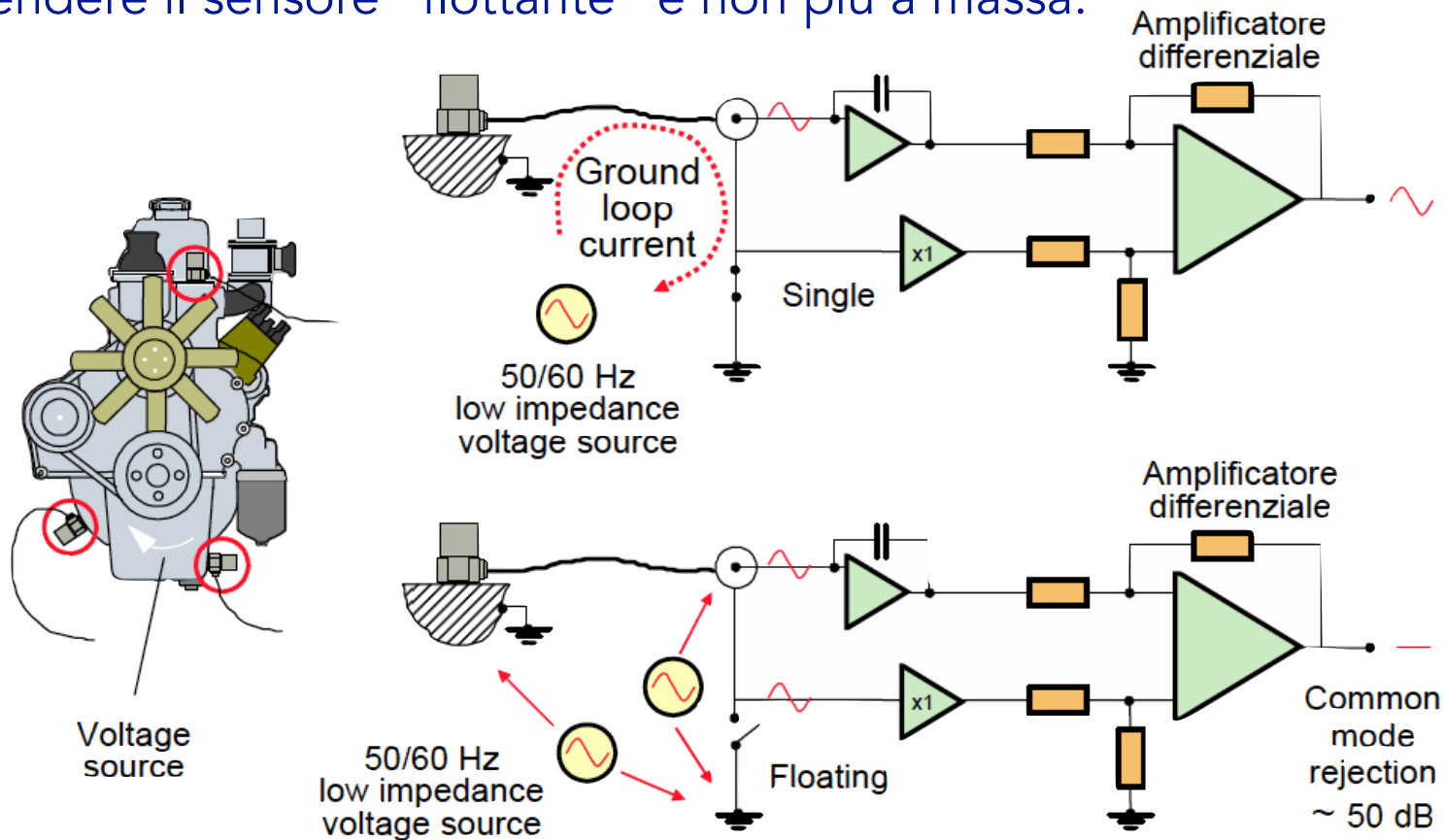
Ma se  $R_G$  è diverso da 0 allora si ha caduta di tensione  $V_G$ .  $V_{out}$  non è più uguale a  $V_2$ .

Si è generata una interferenza da  $V_1$  a  $V_2$ .

$$V_{out} = V_2 - V_G = V_2 - \frac{R_G}{R_G + R_1} V_1.$$

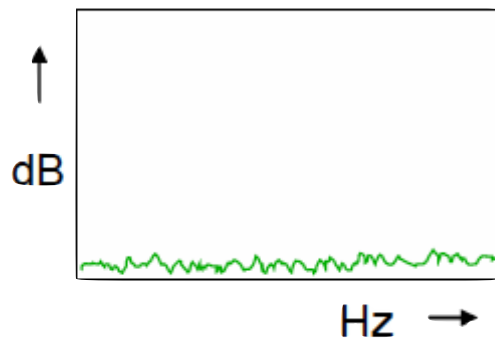
# Floating or not floating?

La soluzione consiste nell'interrompere l'anello di corrente, ovvero rendere il sensore "flottante" e non più a massa.

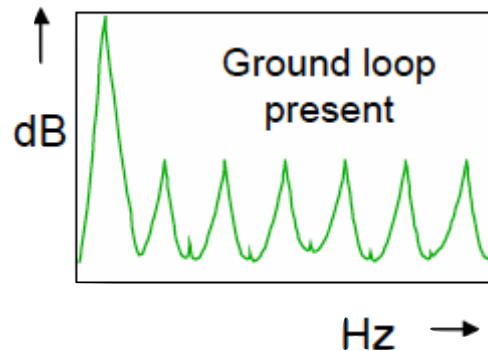


# Effetto benefico dell'apertura del "ground loop"

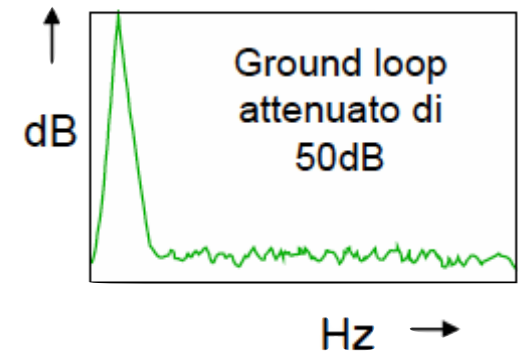
- Rumore intrinseco del sistema



- Segnale presente
- Macchina in funzione



- Segnale presente
- Macchina in funzione
- Infresso su "FLOATING"



Interrompendo l'anello di corrente si ritrova nello strumento di misura solo il segnale effettivamente utile e non quello derivante dall'interferenza.

## Parte 5

Norme tecniche UNI 9614 ed UNI 9916

Disturbo da vibrazioni e potenziali danni agli edifici



# Norme tecniche UNI 9614 ed UNI 9916

## Disturbo da vibrazioni e potenziali danni agli edifici

- In Italia **non esiste un "corpus" normativo** che tratti il tema delle vibrazioni così come per l'acustica, il risparmio energetico, etc...
- Sono presenti **norme di buona tecnica** che sono state spesso richiamate anche in sentenze giudiziarie ed hanno assunto quindi un **valore di riferimento** seppur in maniera indiretta.
- La quantificazione del fenomeno ed ancor più la valutazione delle sue conseguenze presentano problematiche connesse con **l'ingegneria elettronica, strutturale e meccanica**... Si tratta pertanto di perseguire un approccio multidisciplinare.

# Norma UNI 9614 - disturbo alle persone

Norma originaria è del 1990 ma recentemente aggiornata (2017) e profondamente modificata.

- Tratta di metodi di misura e tiene conto della sensibilità del corpo umano per mezzo di una curva di ponderazione [ $W_m$ ]
- Descrive le caratteristiche della strumentazione di misura ed indicazioni operative per le indagini sul campo
- Unifica la metodologia di misura e valutazione per vibrazioni di livello costante, variabile ed impulsivo
- Fornisce valori limite per le differenti categorie con riferimento anche al periodo diurno e notturno

Viene quasi a costituire un corpus normativo a sè stante in mancanza di una legge sulla materia

# Norma UNI 9614 - disturbo alle persone

La norma originaria del 1990 è da considerarsi abrogata?

La nuova norma del 2017 nel frontespizio riporta questa nota:

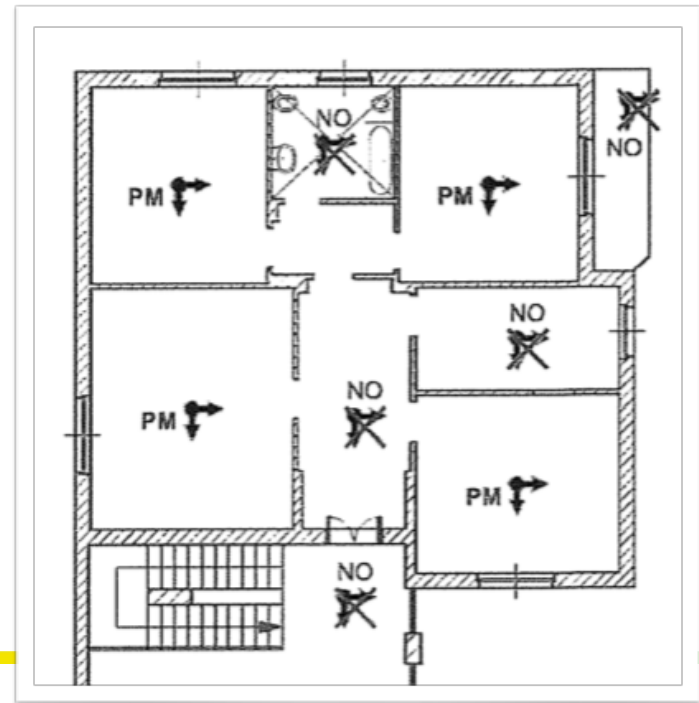
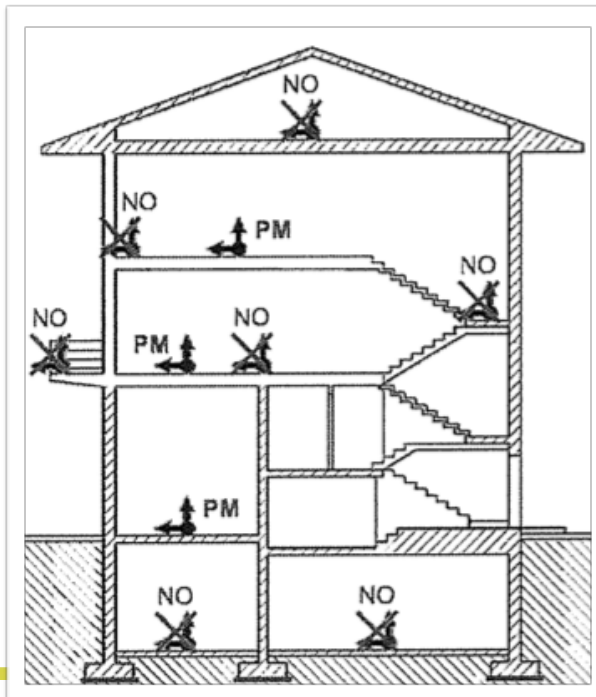
*“La presente norma, i valori limite e i metodi in essa indicati **NON** si applicano per i casi in cui la data di pubblicazione è posteriore a:*

- L’inizio dell’attività della sorgente di vibrazioni*
- L’autorizzazione alla costruzione di sorgenti di vibrazioni*
- La data di modifica di destinazione d’uso degli edifici e delle opere dove si trova la sorgente di vibrazioni”*

Insomma: la nuova norma **NON** si applica a tutte le sorgenti già esistenti...  
quindi per un bel po’ di anni la vecchia norma resta il vero riferimento!

# Norma UNI 9614 - misurazioni sul campo

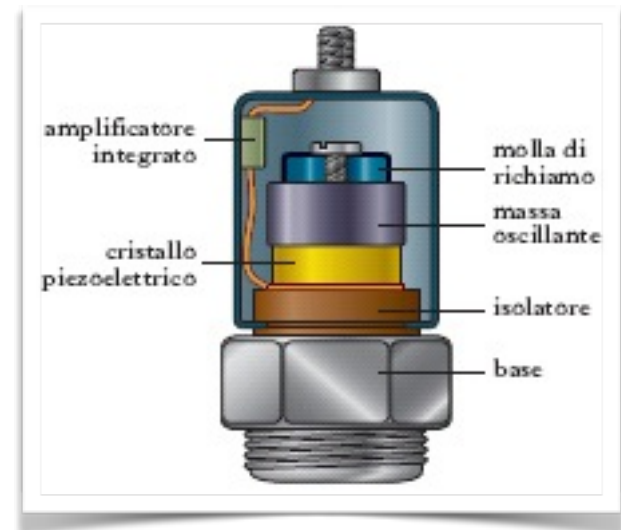
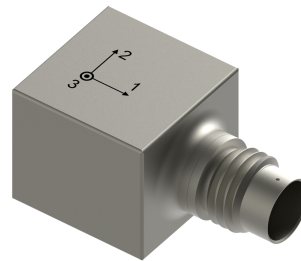
- Devono essere eseguite su **elementi strutturali su cui appoggiano le persone** (pavimenti) con riferimento ai punti di maggiore possibile oscillazione (centri volta, etc...)
- Devono essere eseguite in **ambienti effettivamente abitativi**.
- Il segnale è misurato sui **3 assi** coordinati x,y e z. (spesso solo z è significativo)



# Norma UNI 9614 - strumentazione e suo uso

La grandezza di riferimento è l'accelerazione, pertanto i sensori da usare sono gli... accelerometri!

La norma specifica:

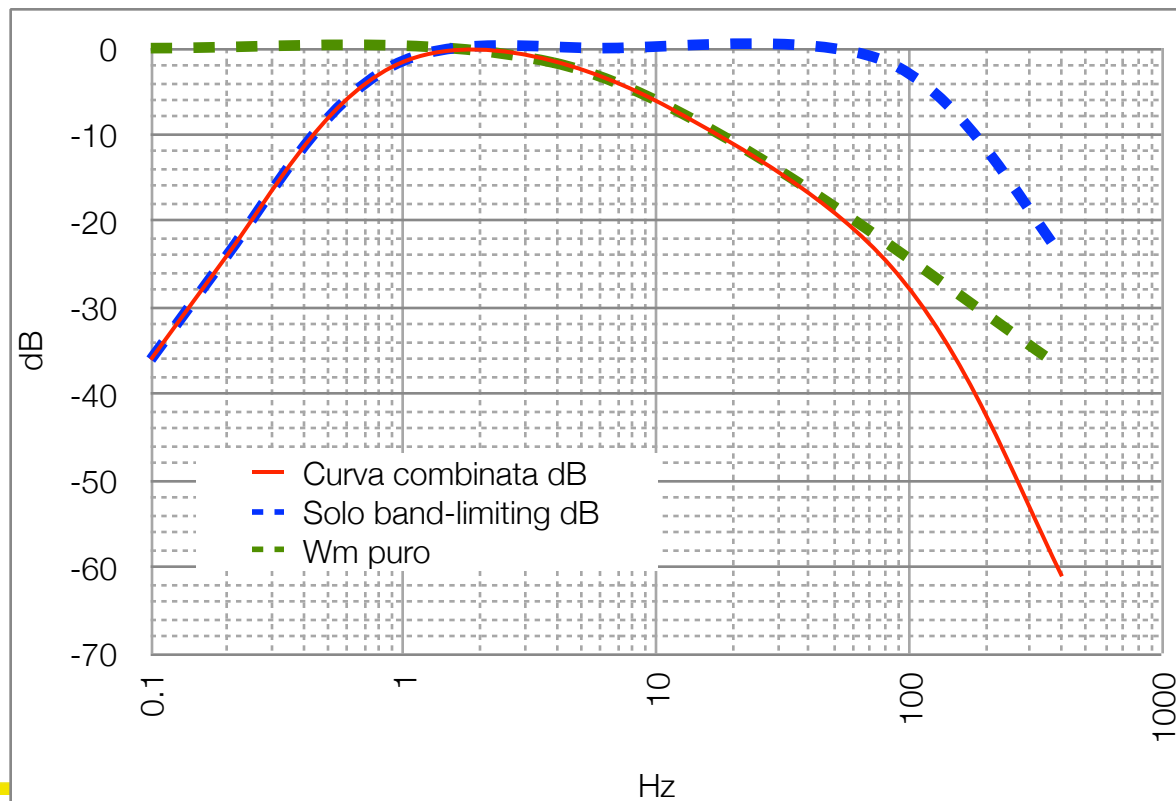


- le **caratteristiche generali della catena di misura** (sensibilità nominale, risposta in frequenza, modalità minime di campionamento del segnale, etc...)
- le modalità di **fissaggio degli accelerometri** (incollaggi, magneti, tassellature, etc...)
- La necessità della **calibrazione** (in analogia con la fonometria)
- La periodicità della **taratura** (ogni 3 anni)

# Norma UNI 9614 - strumentazione e suo uso

La norma specifica inoltre:

- le funzioni di trasferimento dei filtri di "band-limiting" (1-80Hz)
- la funzione di trasferimento del filtro di ponderazione  $W_m$  (rif. ISO2631-3)



# Norma UNI 9614 - eventi e parametri descrittivi

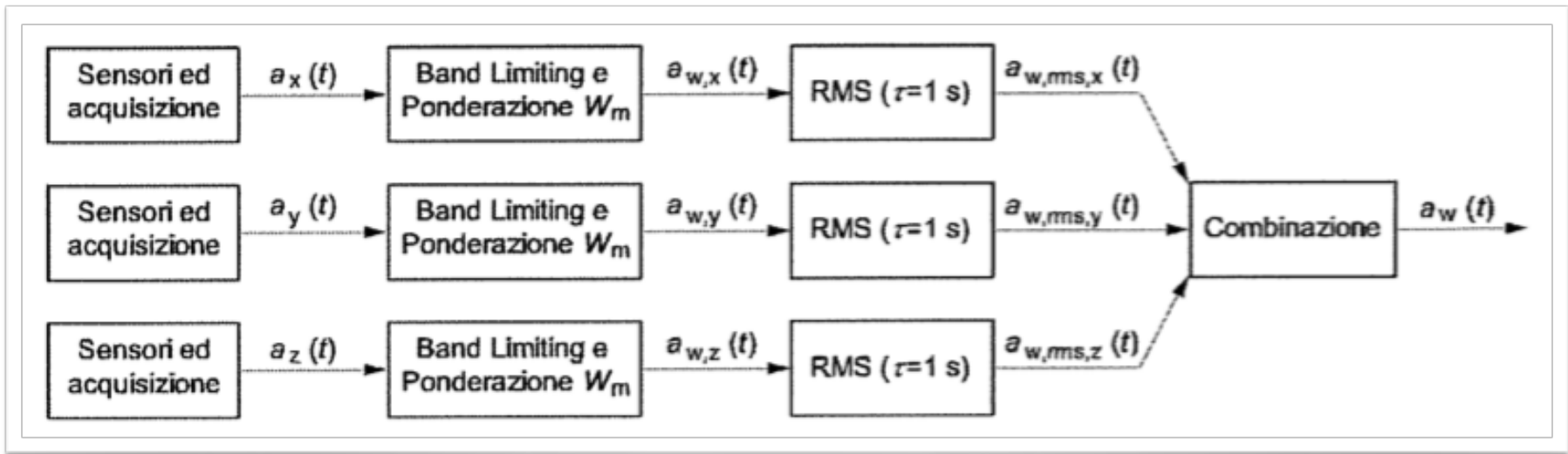
L'analisi parte dall'elemento fondamentale del fenomeno vibratorio costituito dall'**EVENTO**: "elemento minimo del fenomeno vibratorio" al quale viene associata la **massima accelerazione ponderata** (grandezza usata dalla norma come parametro descrittore e quantificatore del fenomeno vibratorio).

La norma spiega nell'appendice A come effettuare l'individuazione degli eventi per differenti fenomeni vibratorii:

- traffico ferrotranviario
- traffico stradale
- cantieri
- fabbriche
- attività umane
- vibrazioni stazionarie (!!)- [ebbene sì, anche per quelle...]

# Norma UNI 9614 - analisi dati strumentali

La norma stabilisce uno schema per l'analisi dei dati che porta a definire dapprima un tracciato temporale di livello di vibrazione per ogni evento e per ogni asse e poi opera la **combinazione vettoriale delle 3 componenti assiali** per ricavare il **tracciato temporale (istante per istante) del modulo del vettore accelerazione**. ★





## Norma UNI 9614 - analisi dati strumentali

Si procede poi prendendo la massima accelerazione ponderata per ognuno degli eventi oggetto di misura. Si avranno pertanto N valori di accelerazione massima ponderata.

$$a_{w,max,j} = \max[a_w(t)]$$

Ed infine si ricava dagli N campioni la massima accelerazione statistica

$$a_{w,95} = \overline{a_{w,max}} + 1,8\sigma$$

Dove  $\sigma$  è lo scarto tipo della distribuzione delle massime accelerazioni ponderate

# Norma UNI 9614 - analisi dati strumentali

Il calcolo deve essere ripetuto due volte:


- per gli **eventi derivanti dal fenomeno da studiare**
- Per la **vibrazione "residua"** ovvero in assenza degli eventi legati al fenomeno da studiare

Sottraendo (in maniera "*quadratica*") la vibrazione residua da quella ambientale (o di immissione come dice la norma) si ricava l'aliquota di accelerazione attribuibile alla sola sorgente specifica oggetto di studio.

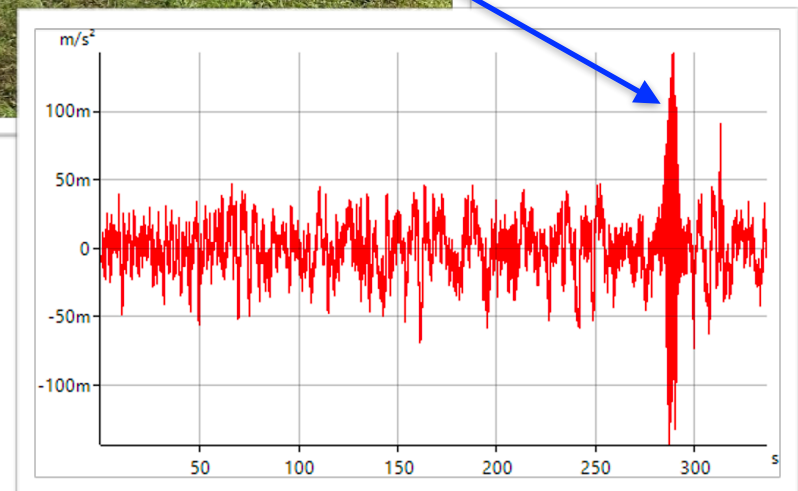
Per descrivere questa ultima operazione la norma "simpaticamente" cambia simboli utilizzando la lettera "V" per "Vibrazione"

$$V_{sorgente} = \sqrt{V_{immissione}^2 - V_{residua}^2}$$

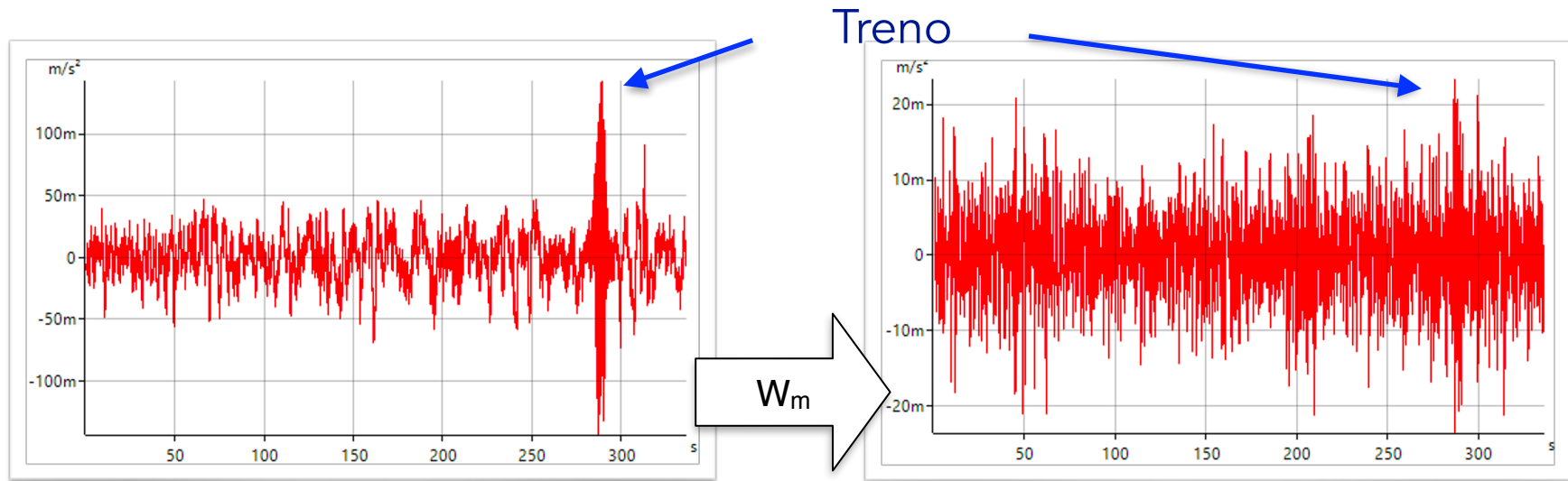
$V_{immissione} = a_{w,95,immissione}$        $V_{residua} = a_{w,95,residua}$



# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario



# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario

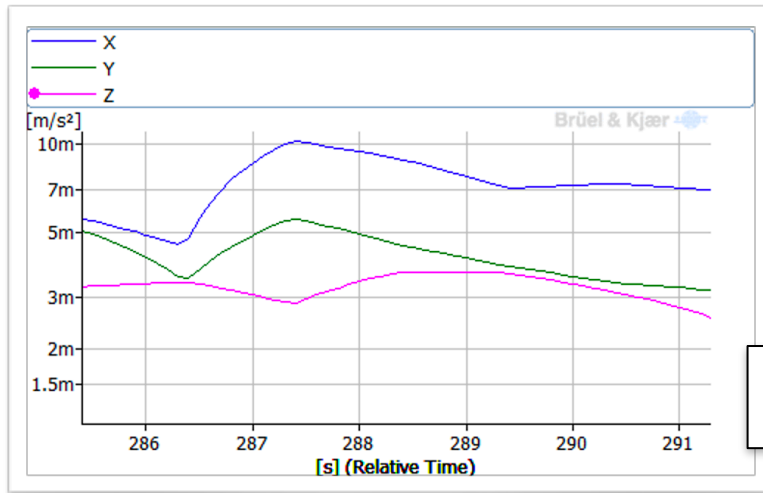


Segnale registrato a  
larga banda (3.2KHz)

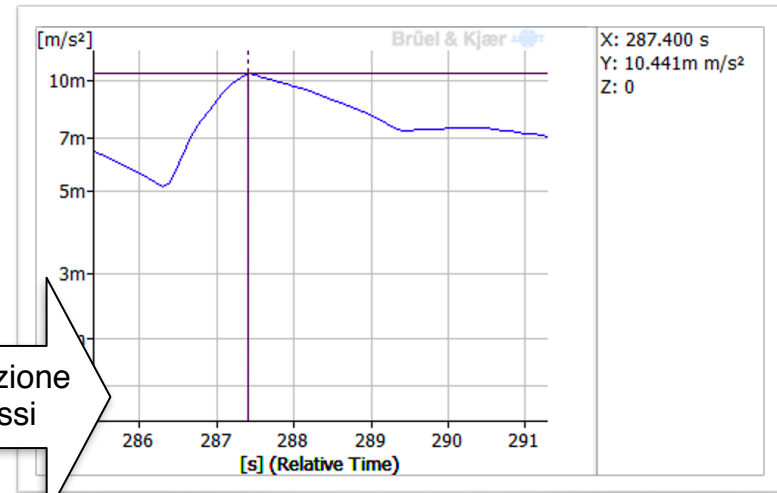
Segnale filtrato con  
curva  $W_m$

Si osserva come nel caso studiato la vibrazione generata dal transito ferroviario - se filtrata  $W_m$  - appare prossima alla vibrazione residua

# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario



Combinazione  
dei 3 assi



Tracciato temporale del  
valore efficace per ogni asse

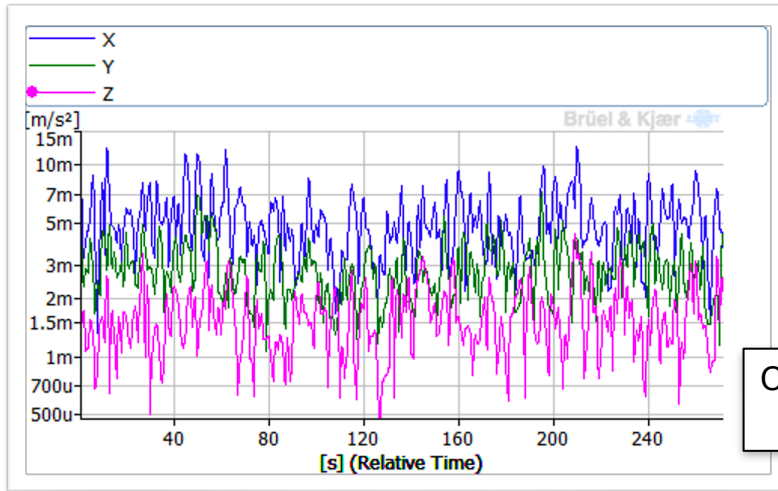
Tracciato temporale del  
valore efficace combinato

Si ricava un valore massimo per l'evento pari a 10,441  $\text{mm/s}^2$

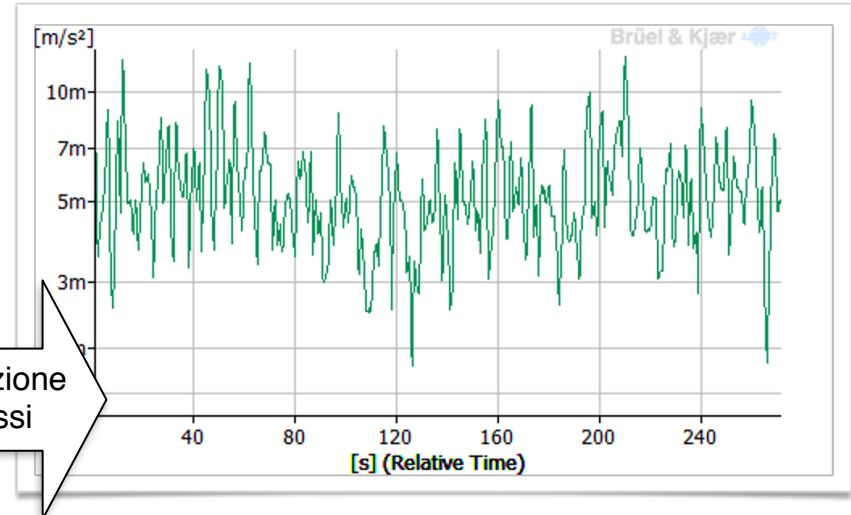
Su 15 eventi misurati si ottiene un valore di  $a_{w,95}$  pari a 12,75  $\text{mm/s}^2$

# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario

Si ripete successivamente l'analisi per la vibrazione residua



Combinazione  
dei 3 assi



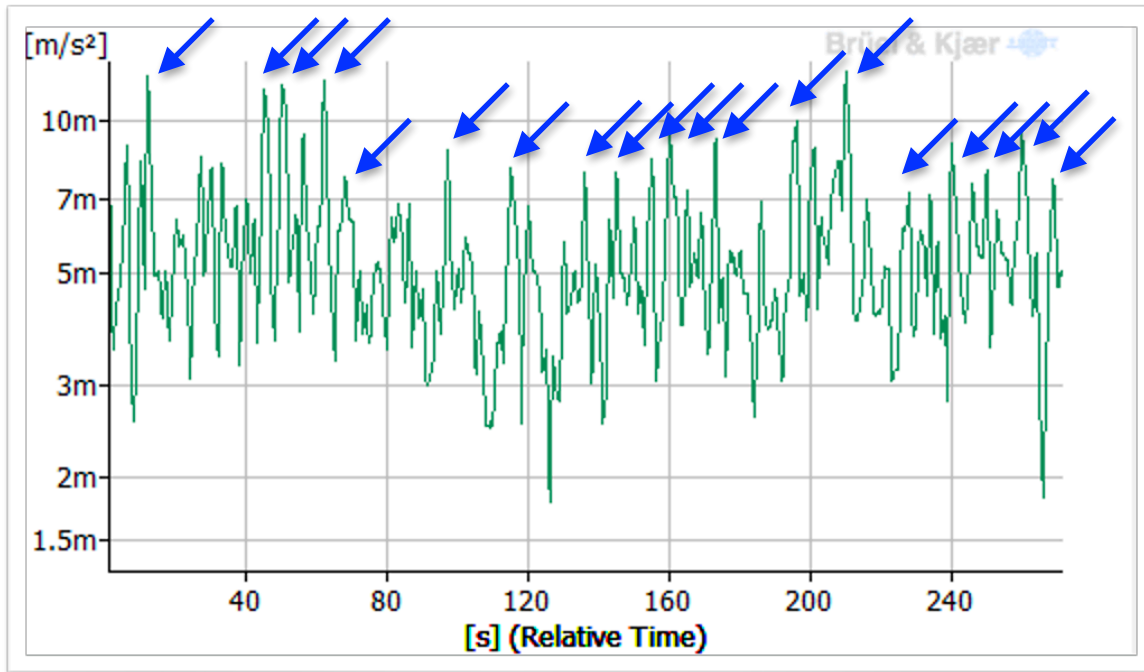
Tracciato temporale del  
valore efficace per ogni asse

Tracciato temporale del  
valore efficace combinato

In questo caso, in assenza di un evento, la norma richiede l'individuazione dei massimi relativi per poi ricavare la media tra questi valori ed infine la massima accelerazione statistica

# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario

In questo caso, in assenza di un evento, la norma richiede l'individuazione dei massimi relativi per poi ricavare la media tra questi valori ed infine la massima accelerazione statistica



Si è ottenuto (in mm/s<sup>2</sup>):

Media: 9,25

Scarto tipo: 1,52

$$A_{w,95} = 9,25 + 1,8 \times 1,52 = 11,99$$



# Norma UNI 9614 - esempio: evento di transito ferroviario

Risultato finale dell'analisi

$$V_{sorgente} = \sqrt{V_{immissione}^2 - V_{residua}^2}$$

$$V_{immissione} = a_{w,95,immissione}$$

$$V_{residua} = a_{w,95,residua}$$

12,75 mm/s<sup>2</sup>

11,99 mm/s<sup>2</sup>

$$V_{sorgente} = 4,34 \text{ mm/s}^2$$



## Norma UNI 9614 - limiti

Una volta ricavato il valore di  $V_{\text{sorgente}}$  la norma indica dei **limiti** ad esso relativi in base alle **differenti destinazioni d'uso** dei locali studiati ed al **periodo del giorno** considerando per le abitazioni anche il caso delle **giornate festive**.

Ad esempio per le abitazioni si ha:

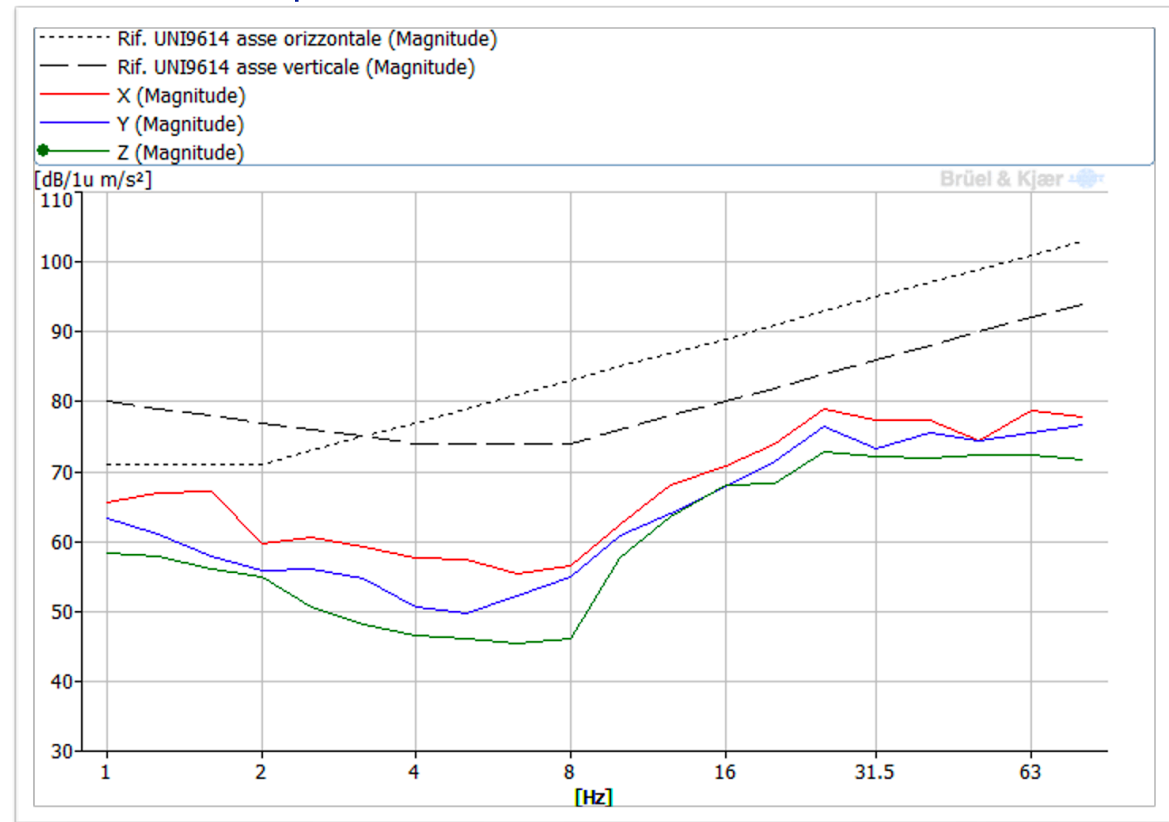
- periodo diurno:  $V_{\text{sorgente}} \text{ massima} = 7,2 \text{ mm/s}^2$
- periodo notturno:  $V_{\text{sorgente}} \text{ massima} = 3,6 \text{ mm/s}^2$
- periodo diurno giornate festive:  $V_{\text{sorgente}} \text{ massima} = 5,4 \text{ mm/s}^2$

L'esempio in oggetto presenta una situazione di conformità diurna ma non notturna con i limiti indicati dalla norma

# Nota sulla vecchia Norma UNI 9614 (1990)

Come si sarebbe proceduto con la precedente versione della norma?

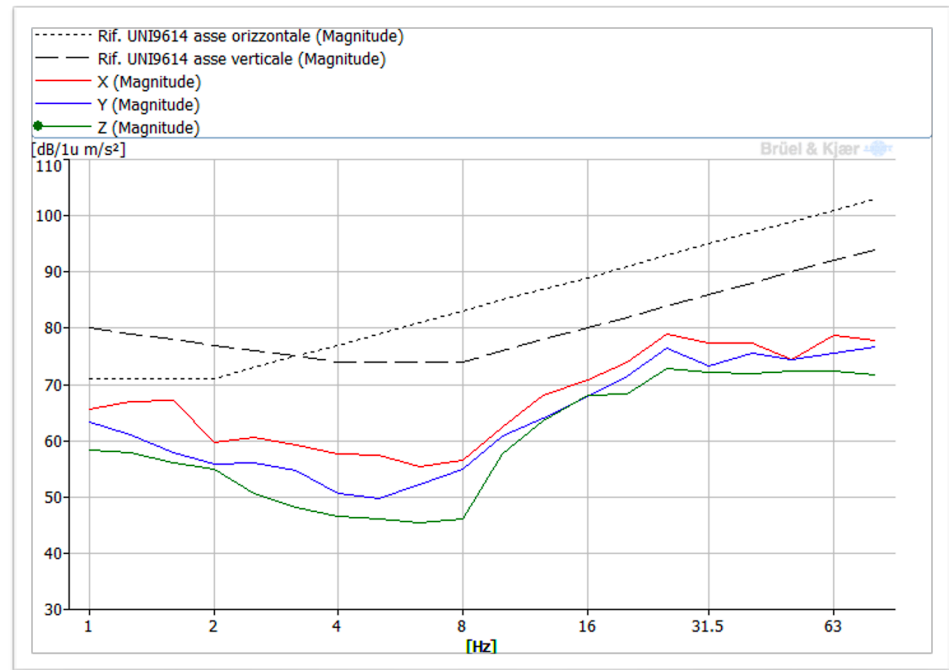
Ecco lo spettro equivalente di accelerazione del transito maggiormente "energetico" espresso per 1/3 d'ottava e valutato sul tempo di transito del convoglio di fronte alla postazione.



Si osserva come gli spettri di accelerazione si mantengano al di sotto delle curve indicate dalla norma come "soglie di sensibilità umana"

# Nota sulla vecchia Norma UNI 9614 (1990)

Applicando i filtri di pesatura agli spettri per 1/3 d'ottava e sottraendo logicamente lo spettro della vibrazione "residua" da quello del transito ferroviario si ricavano valori inferiori a tutti i limiti indicati dalla norma stessa per le abitazioni (giorno e notte) per le varie posture



In conclusione:

la nuova metodologia appare - dall'esempio considerato - più "severa" della precedente.

# Norma UNI 9916 — 2014 valutazione degli effetti delle vibrazioni sugli edifici

Si occupa della **risposta strutturale ed integrità architettonica**, in relazione a vibrazioni di “modesta entità”... il ch  vuol dire “NO terremoti”. ★

Si occupa di edifici abitativi, industriali, monumentali... ma non di strutture particolari quali ciminiere, ponti, gallerie, etc...

Ha come scopo quello di indicare **criteri e metodologie per valutare la potenzialit  a causare danni “architettonici”** delle vibrazioni.

Fornisce valori indicativi di riferimento

Ha pi  un approccio di “buona tecnica” invece che di “riferimento normativo” diversamente da quanto visto per la norma UNI9614 anche se riporta in appendice valori di riferimento per la valutazione dei danni.

## Norma UNI 9916 — categorie di danni

Danno “architettonico” o di soglia:  
formazione di **fessure sulle superfici dei muri**  
o accrescimento di fessure già esistenti.  
Formazione di **fessure filiformi nei giunti a  
malta** delle costruzioni in mattoni e  
calcestruzzo.



Danno maggiore: Formazione di  
**fessure più aperte, distacco o caduta  
di gesso o di pezzi di intonaco di muri  
a secco.** Formazione di fessure in  
blocchi di mattoni o calcestruzzo.



# Norma UNI 9916 categorie di sollecitazioni

Trasferimento di energia dal terreno:

traffico, esplosioni, macchinari, etc....

Nella foto: evento di detonazione in una cava di granito per provocare il distacco controllato di un blocco lapideo.

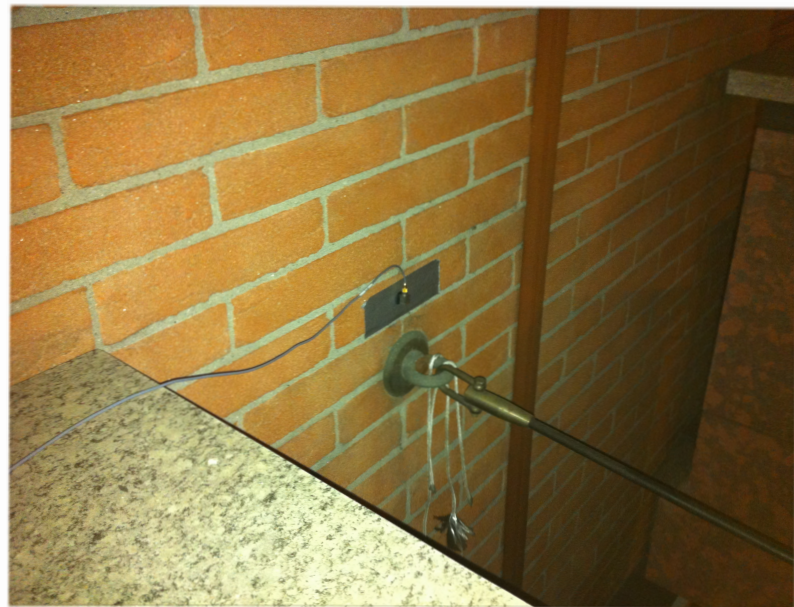
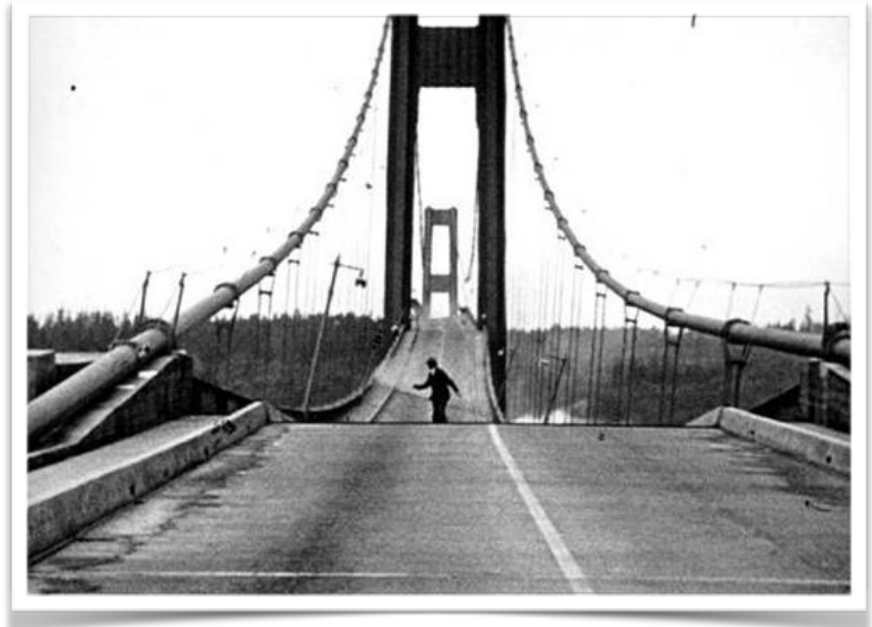




# Norma UNI 9916 categorie di sollecitazioni

Applicazione diretta di una forza:

Nelle foto: immagine del ponte di Tacoma (1940) crollato a causa del vento.



Tirante di sostegno di un cavo elettrico di alimentazione della rete tranviaria

# Norma UNI 9916 durata del fenomeno vibratorio

La norma distingue tra:

- fenomeni di lunga durata o **persistenti** (ex. impianti industriali)
- fenomeni di breve durata o **transienti** (ex. traffico ferroviario ma anche presse, esplosioni, etc...)

La distinzione ha tuttavia senso se si vuole analizzare anche un fenomeno di "fatica" dei materiali

Questa analisi, peraltro, NON è trattata nella norma.



# Norma UNI 9916 caratteristiche degli edifici

La norma ricorda ai tecnici di considerare:

- Le **caratteristiche costruttive** dell'edificio in esame (costruzioni industriali, residenziali o altra tipologia + monumentali)
- Lo **stato di conservazione** dell'edificio stesso
- Le **tipologie di fondazioni** e la loro interazione con il terreno

In particolare si specifica come **lo stato di conservazione** non influisca in modo sostanziale sulla risposta dinamica (le frequenze proprie di oscillazione dei componenti edilizi non variano di molto) ma **possa invece essere determinante sugli effetti delle vibrazioni**.

Per le **interazioni terreno-fondazione** la norma indica di procedere sempre a **misure dirette sul campo** (laddove possibile) in considerazione della complessità del fenomeno e della conseguente impossibilità di eseguire valutazioni previsionali o modellistiche precise.

# Norma UNI 9916 propagazione nel terreno ed interazione con le fondazioni

L'energia meccanica immessa nel terreno genera onde che vengono:

- **Filtrate** e pertanto modificate in frequenza dal terreno stesso
- **Attenuate** per divergenza geometrica, per assorbimento dissipativo, etc...
- **Talvolta amplificate o convogliate** a causa di possibili risonanze o percorsi preferenziali di propagazione (ad esempio: sottoservizi).

Se le **dimensioni delle fondazioni sono maggiori della lunghezza d'onda** della vibrazione incidente (alte frequenze) si possono verificare notevoli differenze nella vibrazione a seconda del punto considerato. Occorre pertanto infittire l'eventuale indagine strumentale

Per costruzioni su terreni scadenti le vibrazioni possono innescare o velocizzare un **fenomeno di compattazione del terreno** che può portare indirettamente a lesioni anche significative degli elementi edilizi.

# Norma UNI 9916 grandezze di riferimento

**Velocità:** è la grandezza generalmente utilizzata per definire parametri per la valutazione dei danni.

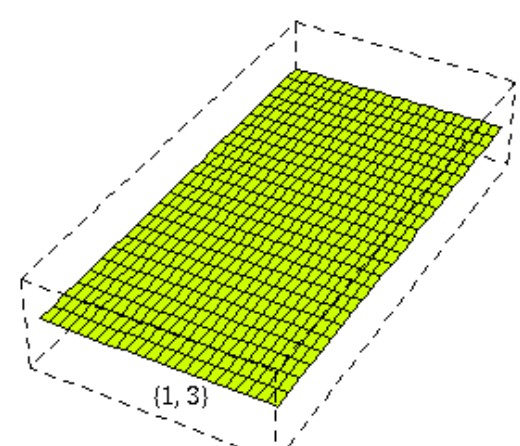
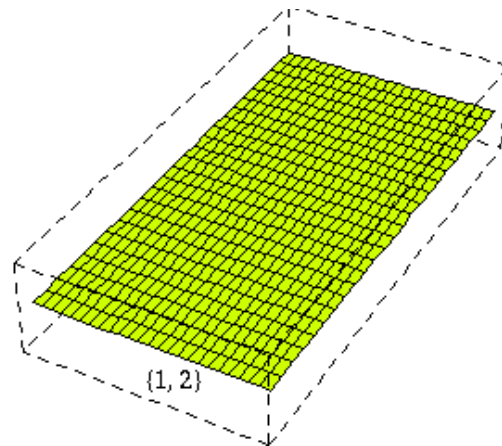
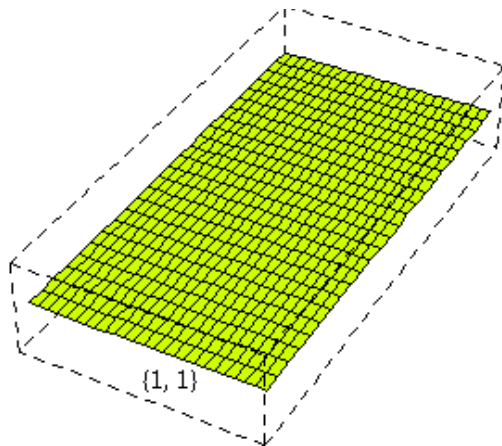
**Peak particle velocity (p.p.v.):** velocità di picco puntuale è il massimo del modulo del vettore velocità in un dato punto (3D) *[Ovviamente non è la velocità del fronte d'onda - (velocità di fase) né la velocità di una sua eventuale modulazione (velocità di gruppo)].*

**Peak component particle velocity (p.c.p.v.):** velocità di picco di una componente puntuale è il massimo del modulo di una delle 3 componenti del vettore velocità (x, y o oppure z) in un dato punto (1D)

La velocità si può misurare direttamente (**velocimetri**) oppure ricavare per integrazione (**accelerometri**).

# Norma UNI 9916 scelta delle postazioni di misura in base alle caratteristiche del misurando

Occorre comprendere la dinamica degli oggetti su cui si misura e collocare le sonde nei punti notevoli di maggiore interesse, anche con riguardo agli scopi della misurazione.



# Norma UNI 9916 valutazione dei dati

Non esistono criteri validi in assoluto

Non esistono riferimenti bibliografici e di letteratura utili per arrivare a definire valori certi di riferimento

Esistono viceversa norme internazionali (rif. DIN 4150) sull'argomento che presentano alcuni prospetti con valori di riferimento in base al campo di frequenze di interesse per p.p.v. oppure per p.c.p.v. *"al di sotto dei quali si ritiene che non si abbiano danni..."*



Dipendono dalla natura della sollecitazione, dalle frequenze interessate e dalla diversa tipologia e stato di conservazione dell'edificio



Non sono definiti in modo univoco e differiscono da norma a norma anche in modo sostanziale...

# Norma UNI 9916 valutazione dei dati

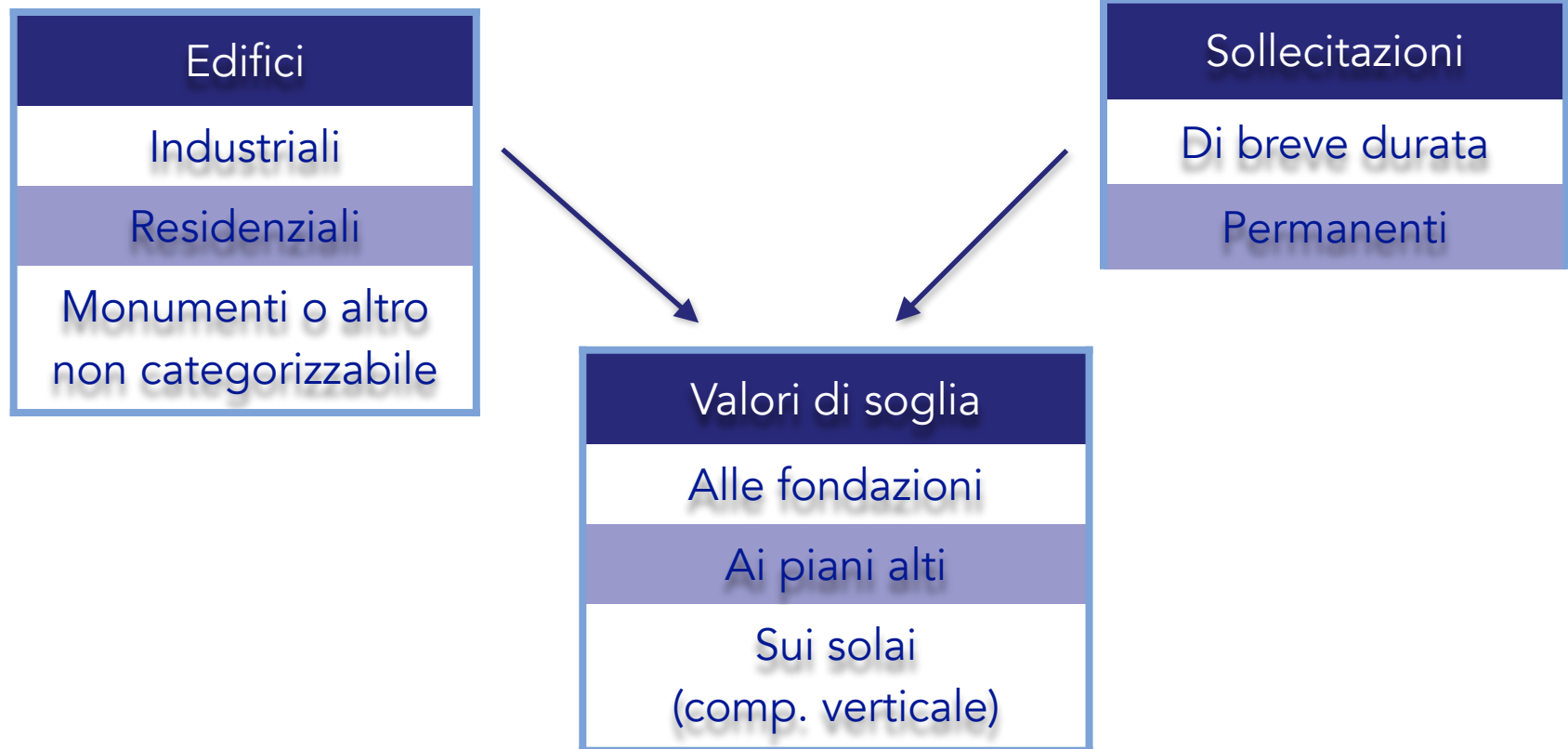
Si ricorre spesso a confronti di valori con osservazioni passate (**monitoraggio vibrazioni**) per verificarne il progredire o l'intensificarsi

Si cercano **correlazioni con altre tipologie di sollecitazioni** (ad esempio con cedimenti, compressioni, etc...) ovvero di situazioni che possono essere aggravate dalla presenza di vibrazioni (accelerazione dei fenomeni di fessurazione o superamento dei valori di resistenza limite)

Si utilizzano in generale e nei casi di assenza di altre tipologie di informazioni i limiti di riferimento indicati dalla **DIN 4150 -** completamente richiamata nell'appendice D alla norma UNI 9916.

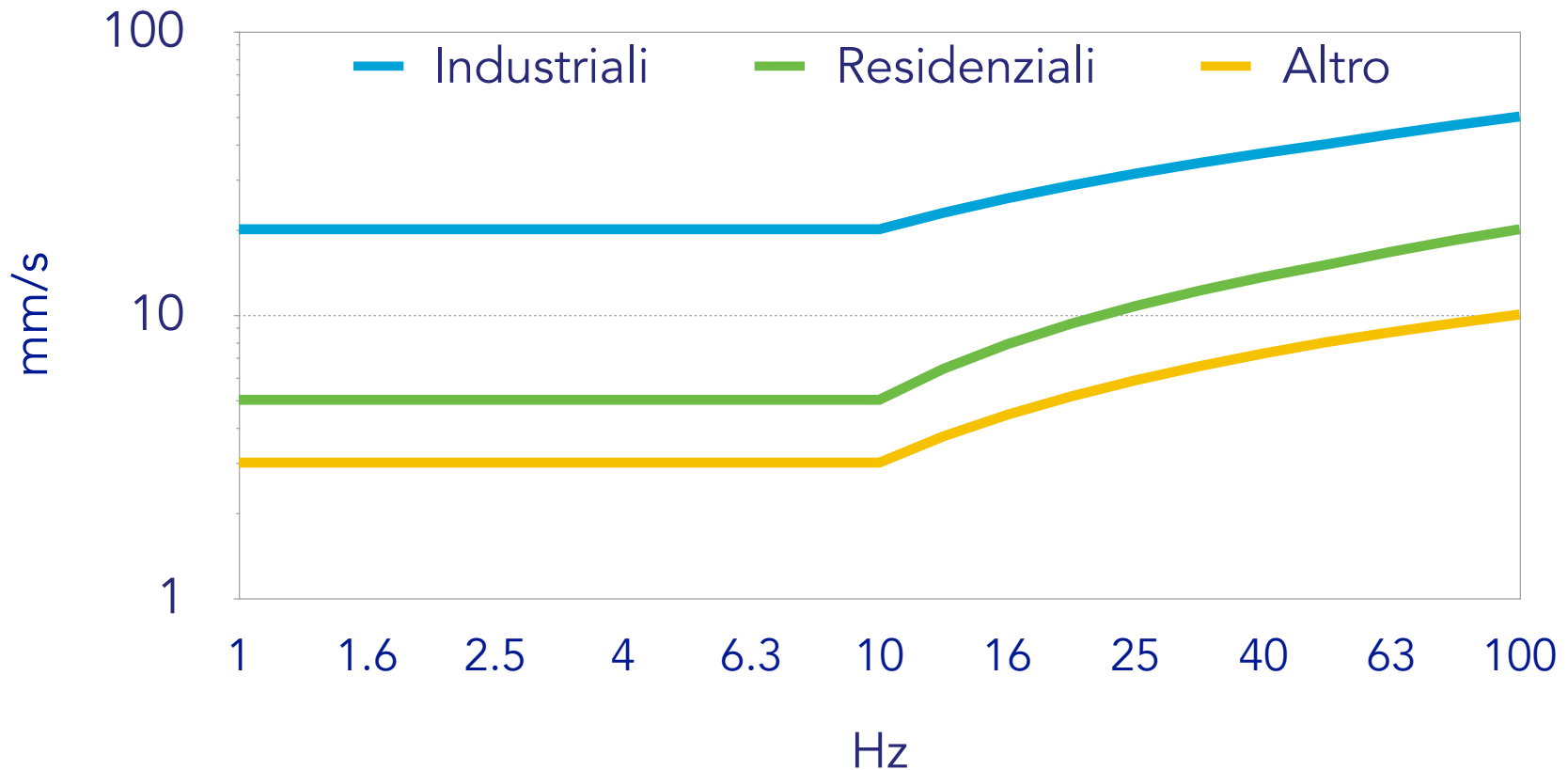
# Norma ISO-EN-UNI 9916 valutazione dei dati

DIN 4150: solo effetto diretto delle vibrazioni - riferimento è il p.c.p.v.



# Norma ISO-EN-UNI 9916 valutazione dei dati

Esempio: curve riferimento alle fondazioni



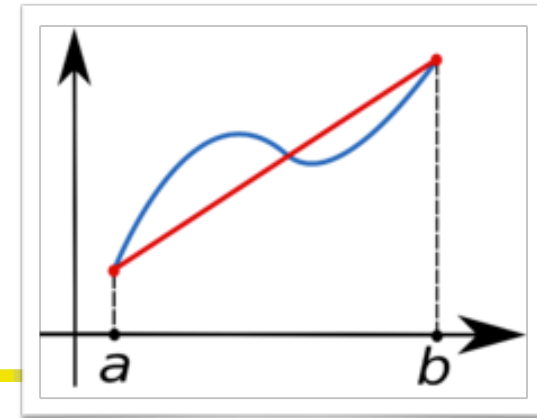


# Misurare la p.c.p.v. secondo la DIN4150

Nella maggior parte dei casi si utilizzano sensori accelerometrici. Per prima cosa occorre pertanto ricavare la velocità per integrazione in funzione del tempo.

La norma raccomanda di eseguire l'integrazione:

- 1) provvedendo a filtrare il segnale con un filtro passa-alto opportuno (tipica freq. di taglio è 1Hz) per evitare gli artefatti a bassa frequenza
- 2) provvedendo ad integrare realmente in funzione del tempo e non con metodi di integrazione nel dominio della frequenza eseguibile per mezzo dell'analisi di Fourier. È raccomandato il cosiddetto metodo "dei trapezi" o integrazione "discretizzata".

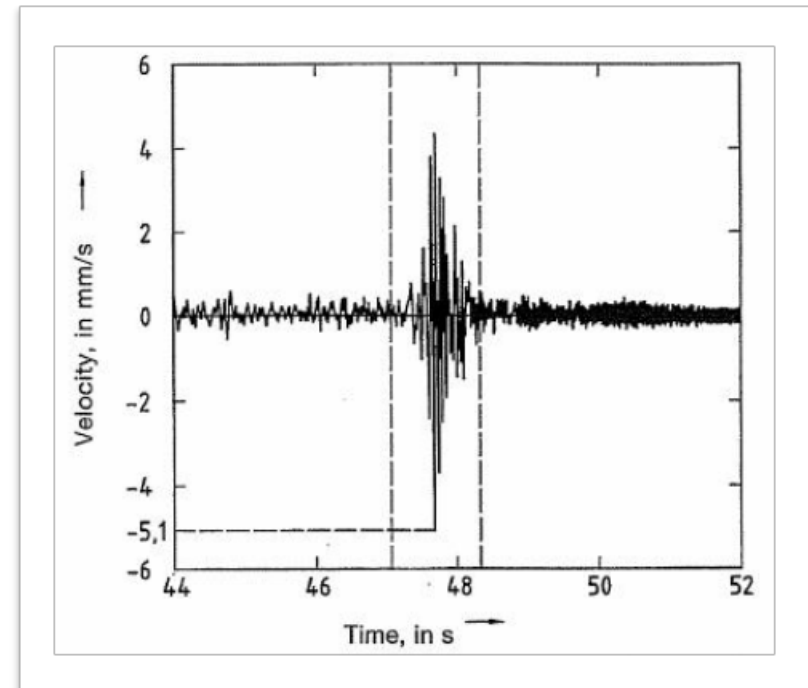


# Misurare la p.c.p.v. secondo la DIN4150

Le curve limite servono per confrontare con esse valori misurati secondo la seguente metodologia:

- 1) **Trovare il massimo valore della velocità in funzione del tempo.**  
Non valori pesati o integrati ma il valore di picco individuabile, ad esempio, dal tracciato temporale del segnale misurato (il cosiddetto oscillogramma).

In questo caso il valore è pari a 5.1mm/s.

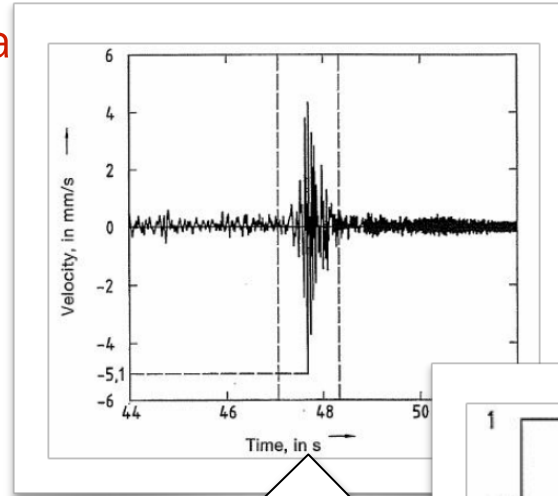


# Misurare la p.c.p.v. secondo la DIN4150

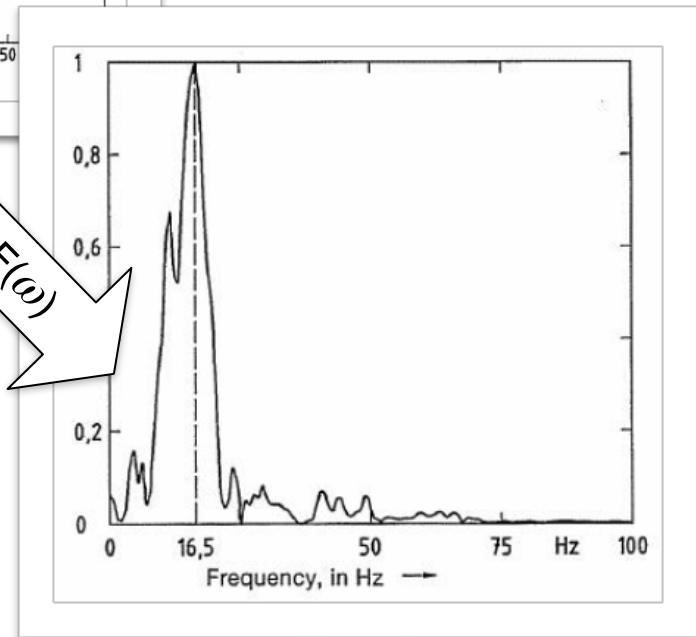
- 2) Determinare la frequenza a cui si ha maggiore energia nell'ambito dell'evento precedentemente trovato.

(Analisi di Fourier con finestra di "Hanning"\*)

In questo caso la frequenza è pari a 16,5Hz



$f(t) \rightarrow F(\omega)$

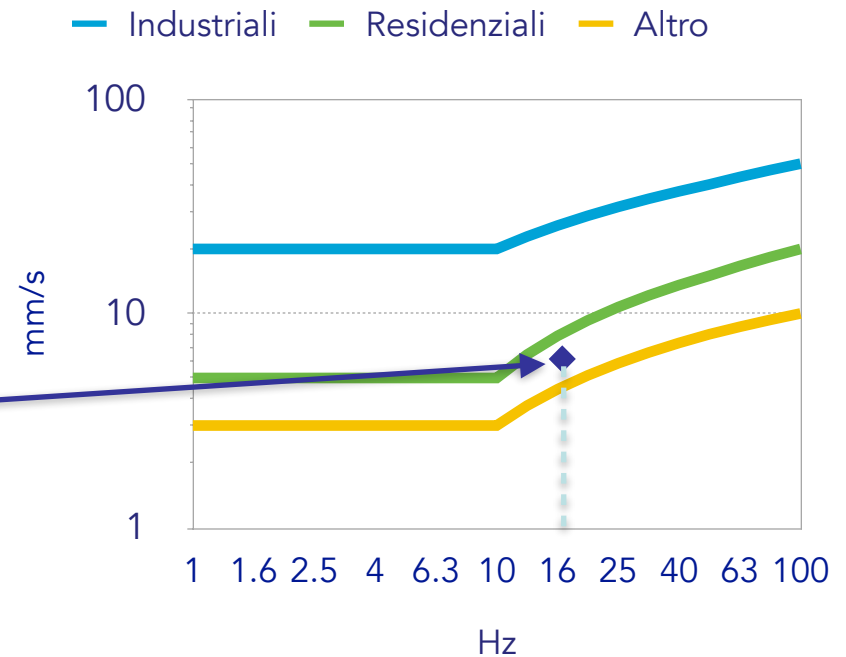


\* curiosità: Hanning è la fusione dei due cognomi di Julius Von Hann e Richard Hamming che proposero questa specifico "coseno rialzato"

# Misurare la p.c.p.v. secondo la DIN4150

- 3) Comparare il valore massimo di cui al punto 1 con il limite dato dalle curve per la frequenza di cui al punto 2.

*Misurato = 5.1 mm/s*



# Parte 6

## Progettazione di sistemi antivibranti

# Le fasi della progettazione

- **Identificazione** del sistema reale con il modello.
- **Quantificazione dei parametri**: masse in gioco, eventuali limiti o vincoli esterni al sistema ma che lo condizionano.
- **Individuazione dei punti notevoli** per l'indagine strumentale ed esecuzione delle misurazioni
- **Analisi dei dati** ed individuazione delle frequenze disturbanti e delle eventuali frequenze proprie di oscillazione
- Individuazione della **soluzione progettuale** (tipologia supporti antivibranti: puntuali, in lastre, etc...).
- **Calcolo** per la scelta del supporto ottimizzato.

# Categorie di casi progettuali

## 1. Studio previsionale di impatto da vibrazioni.

**Sistema ancora in fase di progetto** (fonte di vibrazioni o ricettore): tutto il lavoro è sulla carta, non posso misurare il sistema ma al massimo mi posso rifare a casi simili già studiati in passato. (Importanza della letteratura tecnica adeguatamente circostanziata e soprattutto dell'archivio storico di ogni professionista!).

Si può indagare strumentalmente solo il sito di futura realizzazione (ad esempio il basamento di un pavimento industriale su cui si prevede di installare una nuova macchina a fianco di altre).

# Categorie di casi progettuali

2. Sistema senza supporti elastici già esistente (fonte di vibrazioni o ricettore).

Si può studiare la sollecitazione forzante (se fonte è già presente e sto progettando il ricettore) ed indagare le modalità di propagazione delle vibrazioni dalla fonte fino al ricettore.

L'indagine della modalità di propagazione delle vibrazioni può essere eseguita per mezzo della "risposta all'impulso"...



## Categorie di casi progettuali

3. Sistema CON supporti elastici già esistente (fonte di vibrazioni o ricettore). Capita quando **l'isolamento è ritenuto insufficiente**.
- Si può studiare la **sollecitazione forzante** (se fonte è già presente e sto progettando il ricettore) ed **indagare le modalità di propagazione** delle vibrazioni dalla fonte fino al ricettore.
  - Si può anche **indagare il sistema elastico esistente e quantificarne le prestazioni** (ad esempio misurando sulla fonte ed immediatamente all'esterno del suo supporto).
  - L'indagine può essere eseguita per mezzo dello studio della "risposta all'impulso"...

# Identificazione del sistema reale con il modello

- Occorre rispondere alla domanda: **posso simulare il sistema reale con il modello?**
- Eventualmente è possibile separare certe parti del sistema e trattarle separatamente? (Anche i latini dicevano "Dividi et impera" ...)

*NOTA: Si ricorda che si presuppone di cercare sempre di isolare una intera sorgente di vibrazioni oppure un intero ricettore che, nel loro complesso possono quindi essere intesi come una massa unitaria da sospendere su uno o più elementi elastici.*

# Quantificazione dei parametri

- Occorre rispondere alla domanda: **quanto pesa l'oggetto che devo isolare?**  
Quale è dunque il carico specifico statico? E quello dinamico?
- Elementi di attenzione: la **distribuzione delle masse** e la posizione del baricentro. Su grandi strutture può nascere l'esigenza di differenziare i supporti elastici in funzione dei differenti carichi sulle varie parti del sistema.
- Caso tipico: le presse - hanno carichi elevati e potenzialmente un baricentro non perfettamente corrispondente con il centro geometrico del sistema.



*Nota: trattandosi di vibrazioni si presuppone sempre di avere un sistema con piccole oscillazioni attorno ad un punto di lavoro "di equilibrio". Se gli spostamenti sono tali da modificare il sistema si va al di fuori del campo di validità del modello.*

# Identificazione dei punti notevoli di indagine

- Occorre rispondere alla domanda: **quali sono i punti di interesse** dai quali posso evincere le caratteristiche del sistema o capire da dove si propagano le vibrazioni?
- Nel caso degli edifici si può fare riferimento alla norma 9916.
- Nel caso dei macchinari è importante individuare gli elementi rotanti, gli eventuali supporti che scaricano gli sforzi al suolo, etc...

*Nota pratica: le indagini in campo costituiscono la porzione più delicata e più onerosa del lavoro: il principio guida è: "un numero di misure limitato nei punti giusti, per evitare di avere un numero di dati eccessivo e ridondante".*

# Individuazione di un tipo di supporto

## - supporti puntali -

- Supporti puntali: applicati abitualmente a macchine utensili, impianti di medie dimensioni (UTA, Gruppi frigoriferi, etc...)
- Elementi in gomma sono normalmente impiegati per attenuare gli effetti acustici delle vibrazioni o per attenuare comunque frequenze non "bassissime" ... (macchine con elementi rotanti, etc...)
- Elementi con molle elicoidali o elementi pneumatici possono raggiungere efficacemente anche frequenze molto basse (pochi Hz).



## Esempio: molle elicoidali

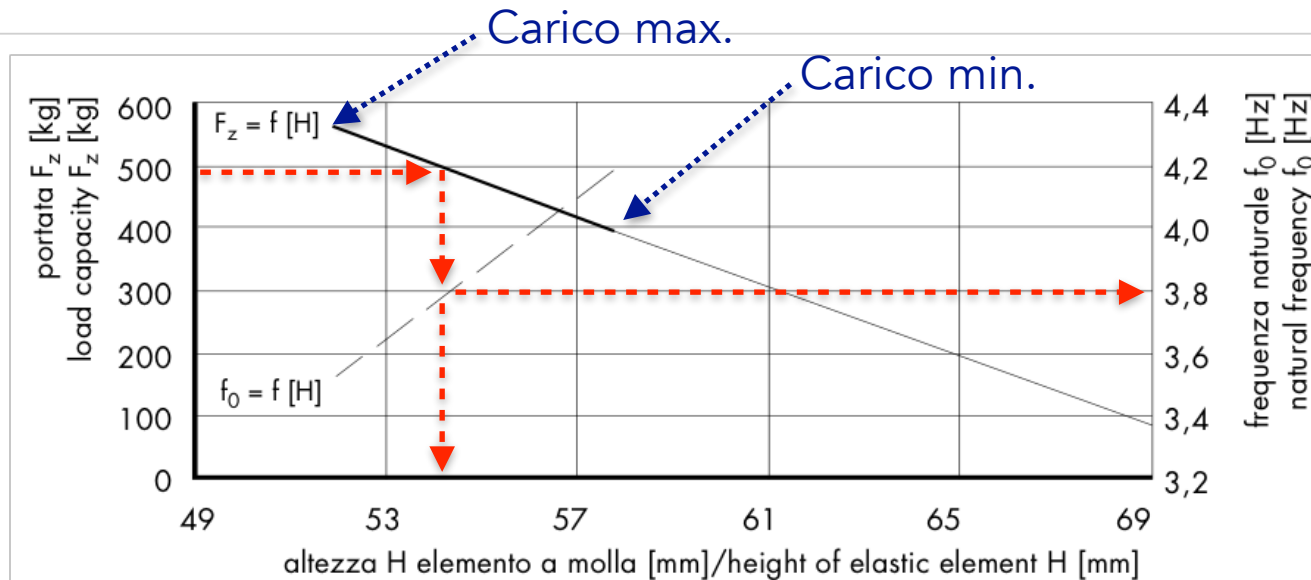
I fabbricanti di supporti puntuali a molla forniscono un intervallo di carico statico massimo ammissibile ed una conseguente curva di risposta del sistema massa-molla sulla base di un intervallo di carichi utili.



Altezza libera Height without load $H_u$ mm	Altezza sotto $F_z$ Height below $F_z$ $H_z$ mm	Portata Load capacity $F_z$ kg	Costante elastica verticale Vertical elastic constant $c_v$ N/mm	Costante elastica orizzontale Horizontal elastic constant $c_h$ N/mm	Pre-compressione Pre-compression mm	Peso Weight kg
69	52	560	280	410	3	6,3



## Esempio: molle elicoidali



Carico: 500Kg  
Altezza: 54.5mm  
Abbass: 14.5mm  
(69-54.5)mm

Risultato:  $f_0 = 3,8\text{Hz}$

Altezza libera Height without load $H_u$ mm	Altezza sotto $F_z$ Height below $F_z$ $H_z$ mm	Portata Load capacity $F_z$ kg	Costante elastica verticale Vertical elastic constant $c_v$ N/mm	Costante elastica orizzontale Horizontal elastic constant $c_h$ N/mm	Pre-compressione Pre-compression mm	Peso Weight kg
69	52	560	280	410	3	6,3

# Individuazione di un tipo di supporto

## - supporti in lastre -

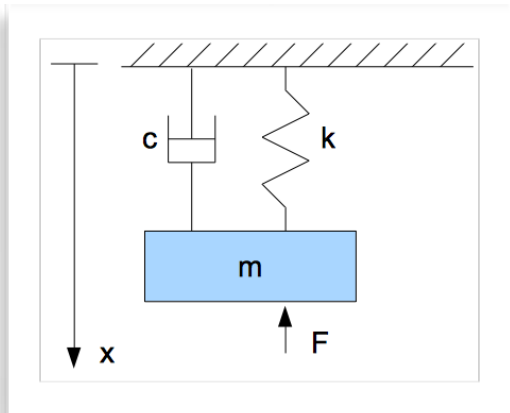


- Vengono applicati ad **ogni tipo di sistema**, sono utili per la loro **versatilità e ridottissimo spessore**. Si applicano dalle fondazioni di grandi edifici fino al supporto di piccoli impianti.
- **Consentono calcoli specifici** grazie alla documentazione resa disponibile dai produttori che forniscono schede tecniche con limiti di carico e risposte in frequenza (generalmente a frequenze superiori rispetto alle molle elicoidali).
- **Possibilità di sovrapporre più strati** per un "tuning" della risposta in frequenza
- Porre estrema attenzione agli errori di posa.





# Caratteristiche dei supporti in lastre: la rigidità dinamica



I supporti in lastre di qualità “base” presentano talvolta schede tecniche con informazioni incomplete... Spesso è citato come unico parametro la costante elastica della molla “k”.

La costante elastica della molla, “k”, si esprime in  $[N/m]$ ; nel caso di supporti superficiali è una proprietà che si esprime in  $[(N/m)/m^2]$  ovvero  $[N/m^3]$ . Essa prende il nome di **rigidità dinamica** del materiale. Più essa è ridotta più il materiale è “morbido”.

## Caratteristiche dei supporti in lastre: la rigidità dinamica

Si determina isolamento dalle vibrazioni se il supporto elastico è parzialmente schiacciato [si dice "abbassamento statico"] dal peso della massa soprastante. (fino al suo punto di lavoro ottimale). Se è troppo schiacciato - o se non lo è affatto - l'effetto isolante è compromesso. Ho speso i soldi ed il tempo per nulla.

La rigidità dinamica citata nelle schede tecniche è intesa in quale momento dello specifico schiacciamento del materiale? Sicuramente nel punto di ottimo. Essa non mi dice però i limiti minimi e massimi di carico che posso fornire al materassino per poter ottenere in opera la prestazione "promessa"...

Questo solo parametro non è sufficiente per circostanziare completamente la prestazione del supporto elastico... Eppure è la sola cosa che viene comunicata per i materiali "di qualità base".

## Caratteristiche dei supporti in lastre: la rigidità dinamica

Le schede tecniche spesso non riportano il valore della rigidità dinamica ( $s'$ ) ma quello della rigidità dinamica apparente ( $st'$ ).

$s' = st' + sa'$        $sa'$  = rigidità dinamica legata all'aria nei pori del materiale

se il materiale NON è poroso allora OK:  $s' = st'$  e non ho problemi

Per materiali porosi (feltri, etc..), invece,  $sa'$  non è trascurabile...

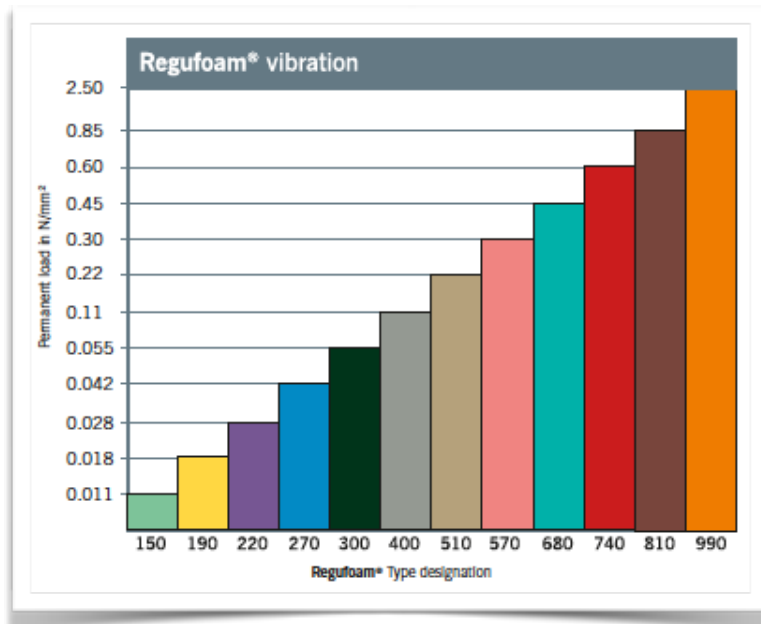
Esempio: un feltro di  $sp.=5mm$  può avere  $sa'=20MN/m^3$

Se in scheda tecnica è citata rigidità dinamica apparente =  $15MN/m^3$ ,  
quella reale in opera sarà  $s'=15+20 = 35MN/m^3$ .

E cambia tutto!

# Caratteristiche dei supporti in lastre "ben circostanziate"

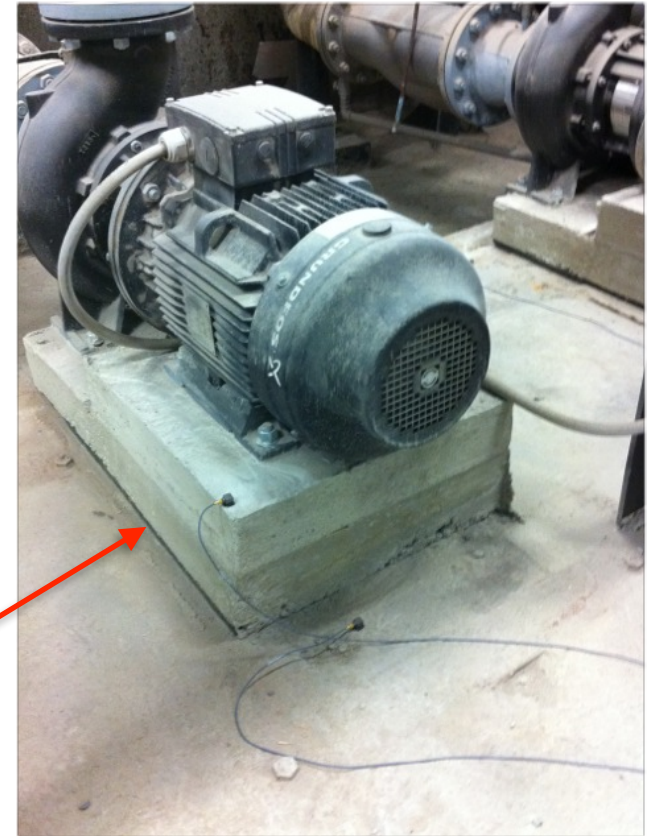
Sono disponibili prospetti grafici per la selezione del supporto adatto alla applicazione prescelta in base al carico statico che il sistema applicherà su di essi e curve di risposta alle sollecitazioni in luogo della sola rigidità dinamica



È pertanto più sicuro sotto il profilo progettuale utilizzare - se possibile - materiali o tipologie di supporti dotati di queste ulteriori informazioni.

## Esempio di impianti interni ad un edificio che determinano rumore per via strutturale

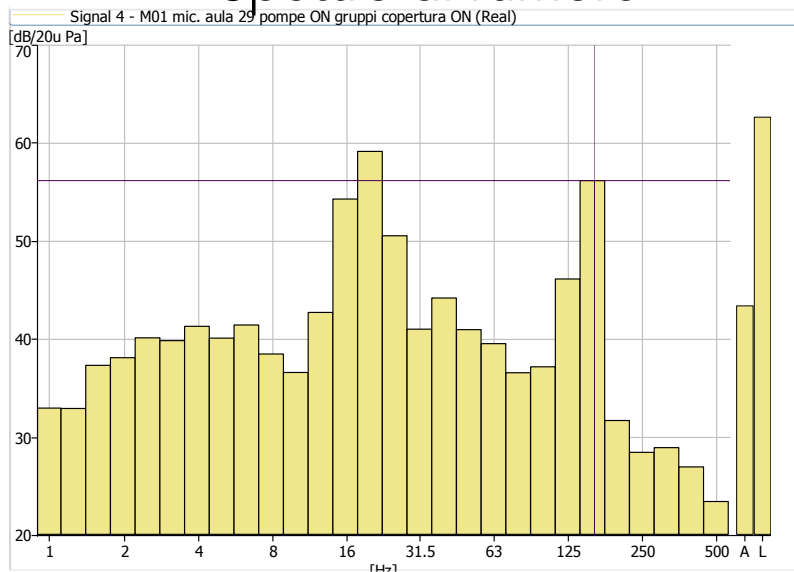
- Problema: disturbo in un'aula scolastica. Rumore a bassa frequenza.
- Indagini combinate rumore+vibrazioni indicano una elevata componente di trasmissione per via solida: frequenza disturbante misurata è 148Hz (osservata con analisi FFT - banda di 160Hz in terzi d'ottava).
- Si individuano le responsabili: sono pompe di ricircolo nel locale interrato.
- ...E sono già isolate...!



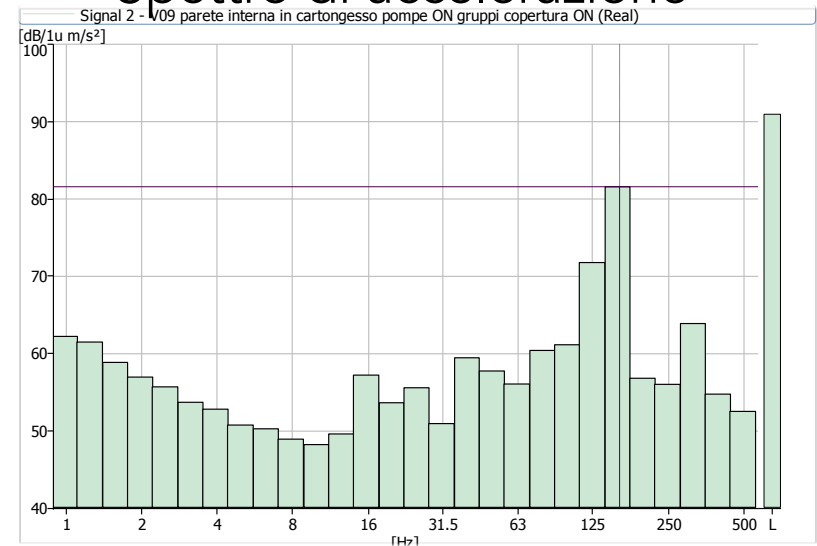
# Esempio di impianti interni ad un edificio che determinano rumore per via strutturale

- Sintesi dei risultati delle misurazioni:
- Isolamento per via aerea del solaio interpiano: >65dB
- Leq locale pompe: 90dB(A); Leq in aula: circa 45dB(A)
- In figura lo spettro di rumore e di accelerazione (su controparete interna in cartongesso) CPB1/3 di ottava in aula

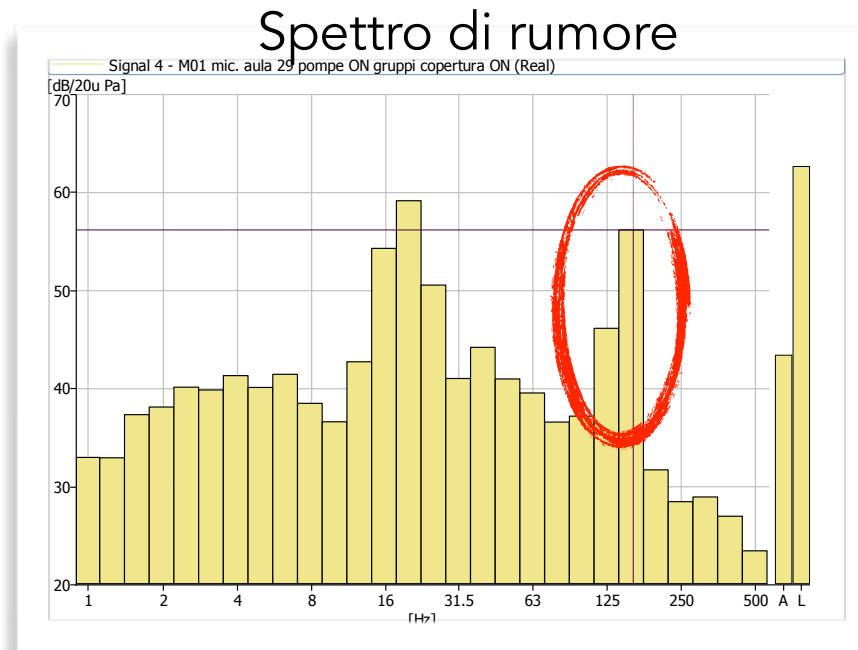
## Spettro di rumore



## Spettro di accelerazione



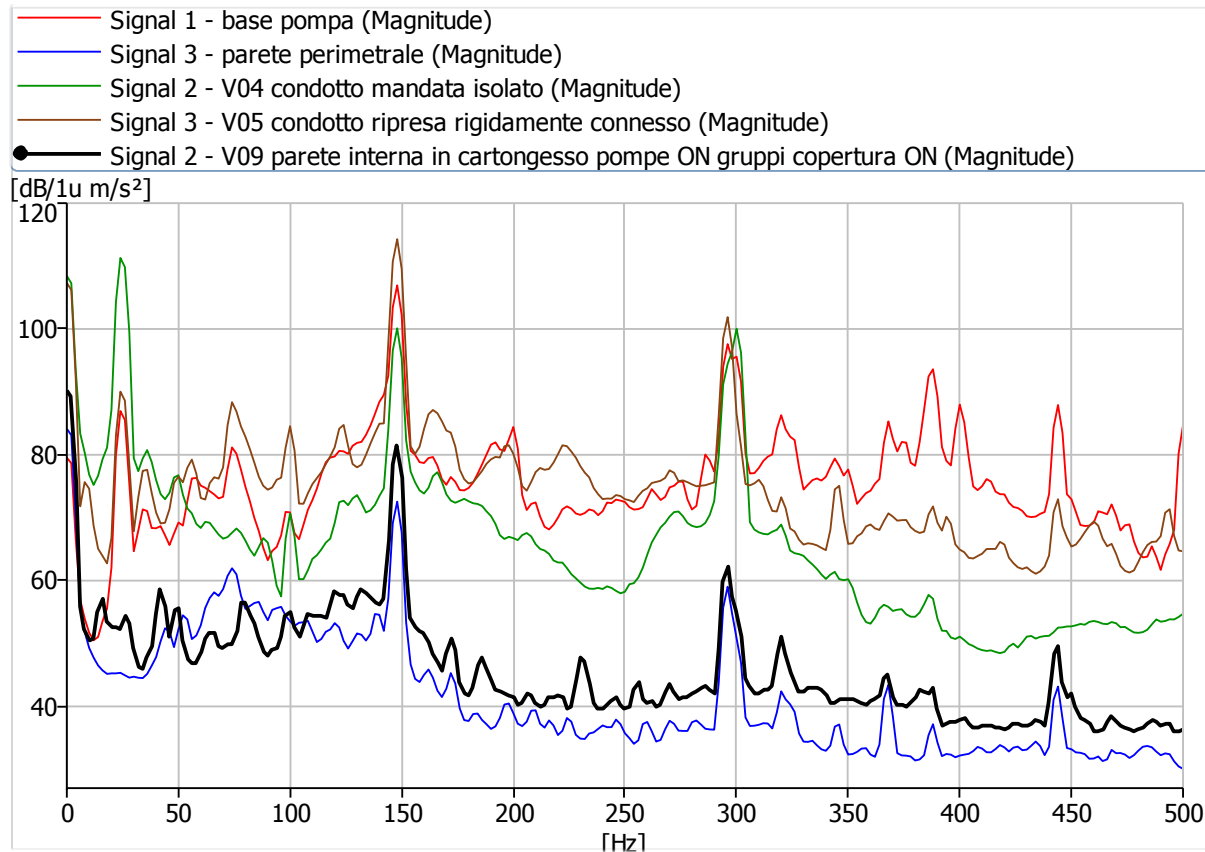
# Obiettivo acustico di bonifica degli impianti



OBIETTIVO ACUSTICO: RIDURRE DI ALMENO 15dB  
IL CONTRIBUTO DELLE POMPE IN AULA PER  
ELIMINARE LA TONALE DISTURBANTE

# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

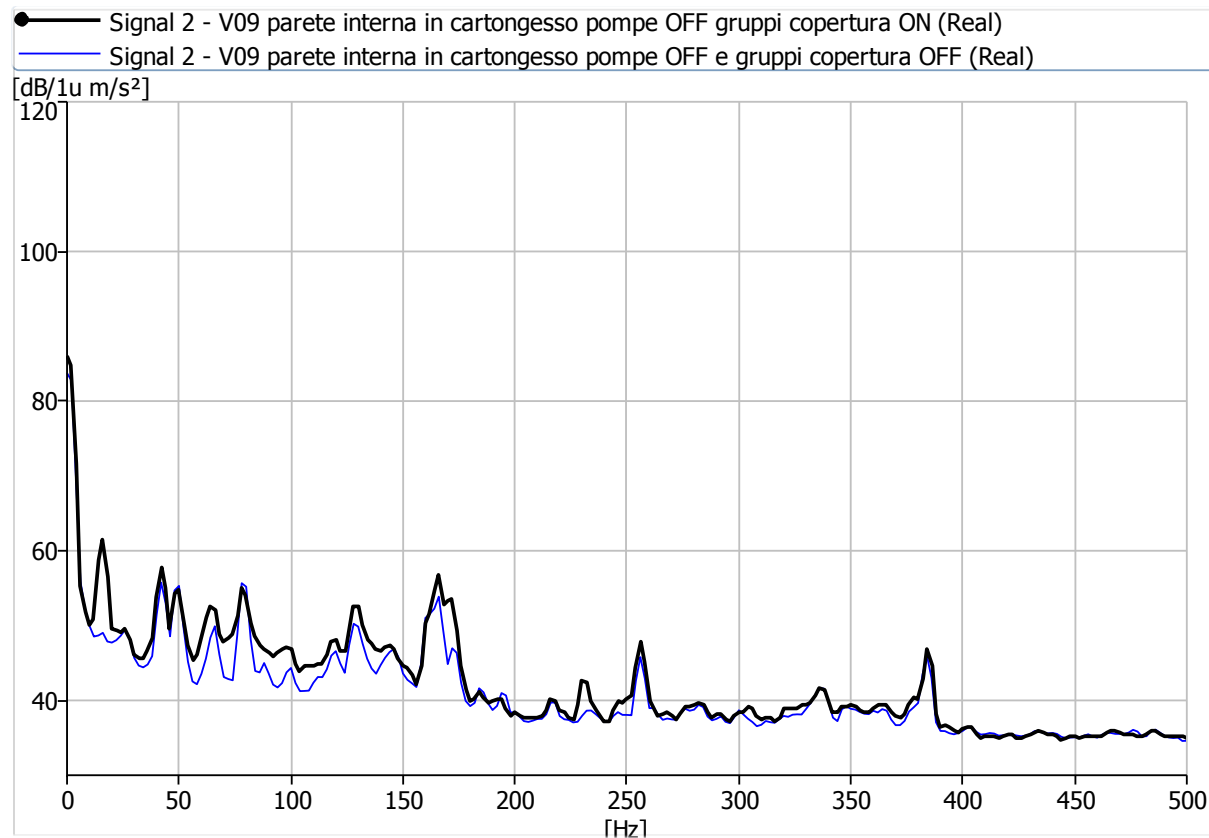
Confronto spettri misurati su impianto e su pareti in muratura e  
cartongesso in aula





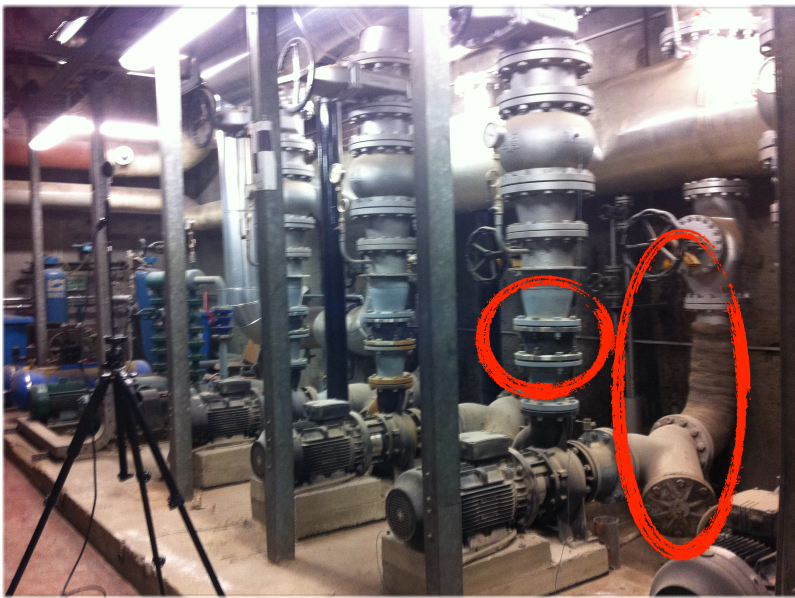
# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

Allo spegnimento delle pompe scompare dallo spettro in aula la "riga" a 148Hz. E' dunque ulteriormente confermata la sorgente.



## Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

- Ulteriori misurazioni a ridosso delle pompe indicano che il supporto delle pompe sta in parte funzionando, ma altri appoggi del sistema sono ancora rigidamente connessi alle strutture edili dell'edificio.
- Si decide quindi di tagliare i contatti rigidi ancora presenti preservando il supporto delle pompe appena posato.



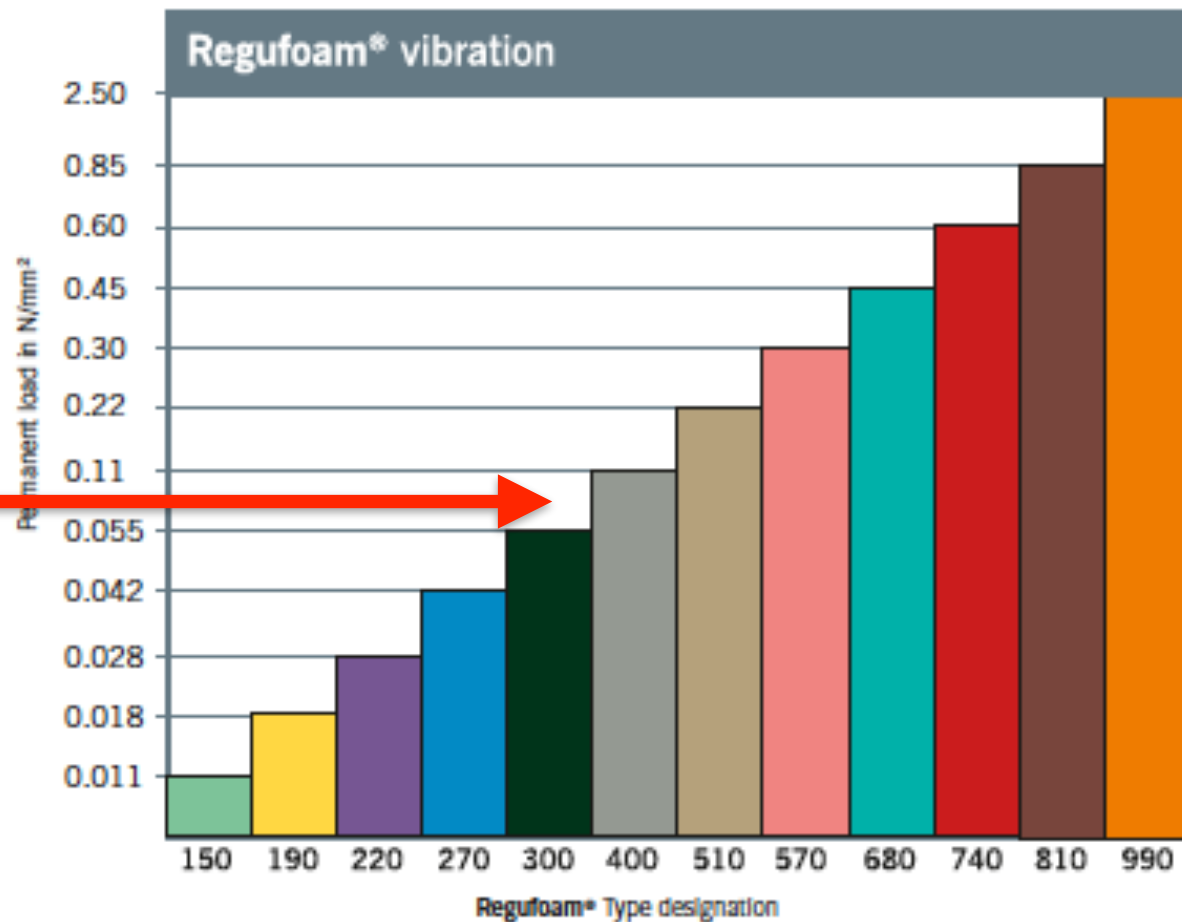
## Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

- I progettisti degli impianti indicano il carico statico del sistema (fluidi compresi...!) nella ipotesi di porre un giunto elastico lungo il condotto di mandata (ora assente).
- **Carico sul supporto elastico delle pompe** (Pompe + porzioni di impianto sulla loro verticale): 2560Kg.
- **Carico sugli appoggi retrostanti** (Condotti): 2080Kg.
- Si concentra l'attenzione sul supporto retrostante: si propone quindi un basamento di mm 500x450 sotto il quale posare una lastra in materiale resiliente. (225000mm<sup>2</sup>).
- $\text{Newton} = 2080 \times 9.81 = 20405$
- $\text{Newton/mm}^2 = 20405 / 300000 = 0.09$

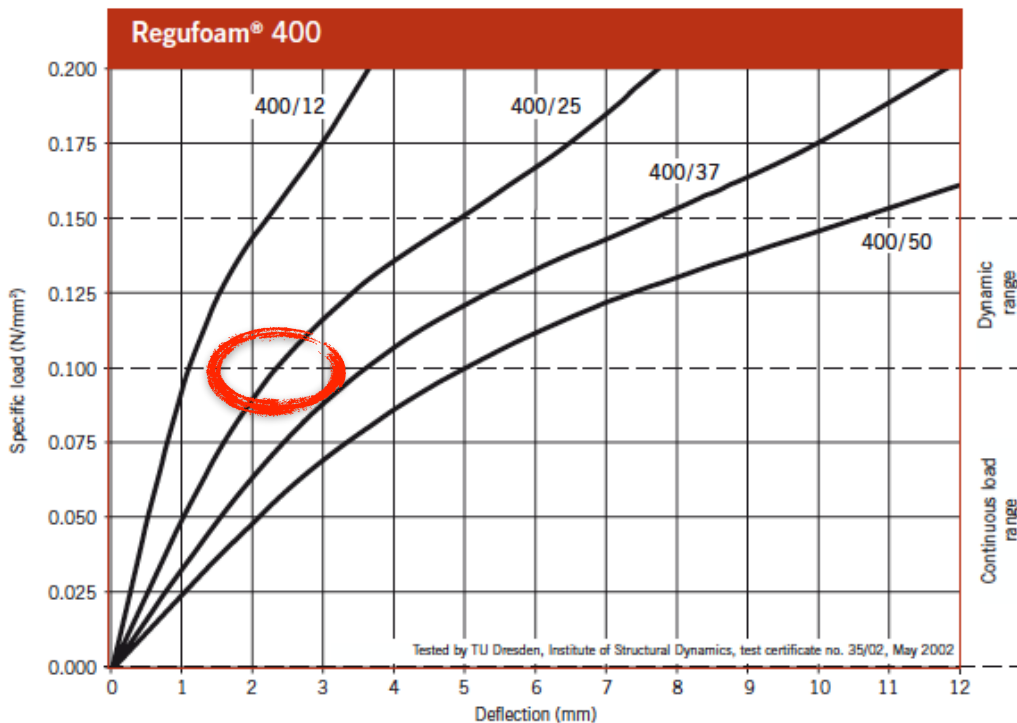


# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

- Carico specifico di  $0.09 \text{ N/mm}^2$  corrisponde a questo materiale

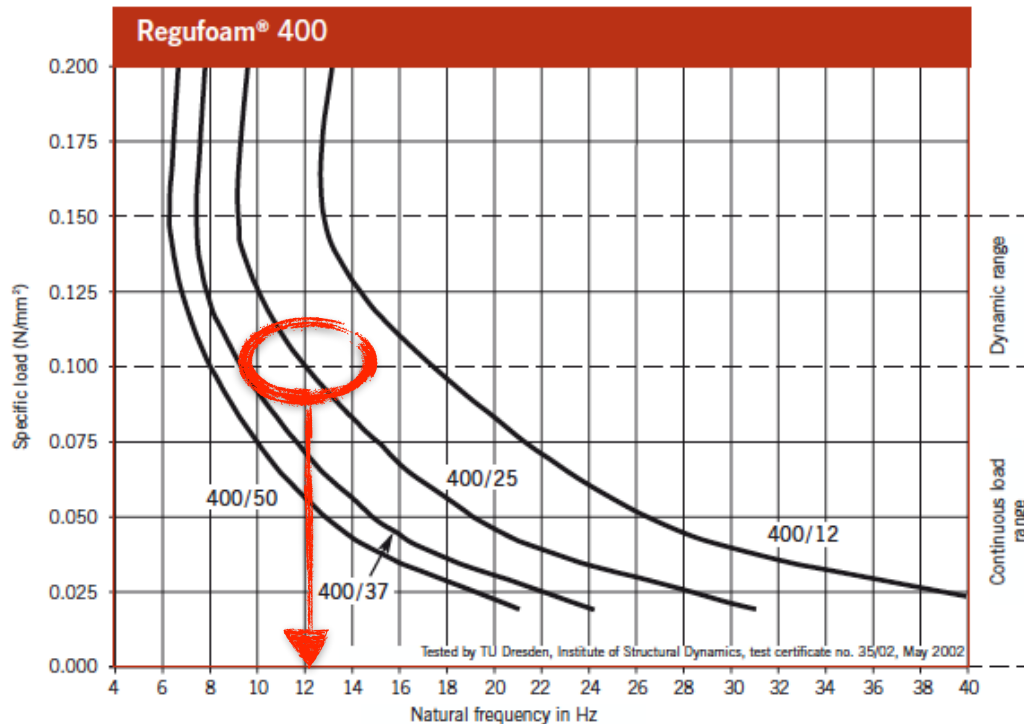


# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre



- Ipotizzando di scegliere uno spessore di 25mm stiamo lavorando nel punto indicato sul grafico.
- Siamo ai margini superiori dell'area di carico statico, quindi correttamente impostati per gestire anche carichi dinamici senza oltrepassare il massimo valore indicato dal diagramma.

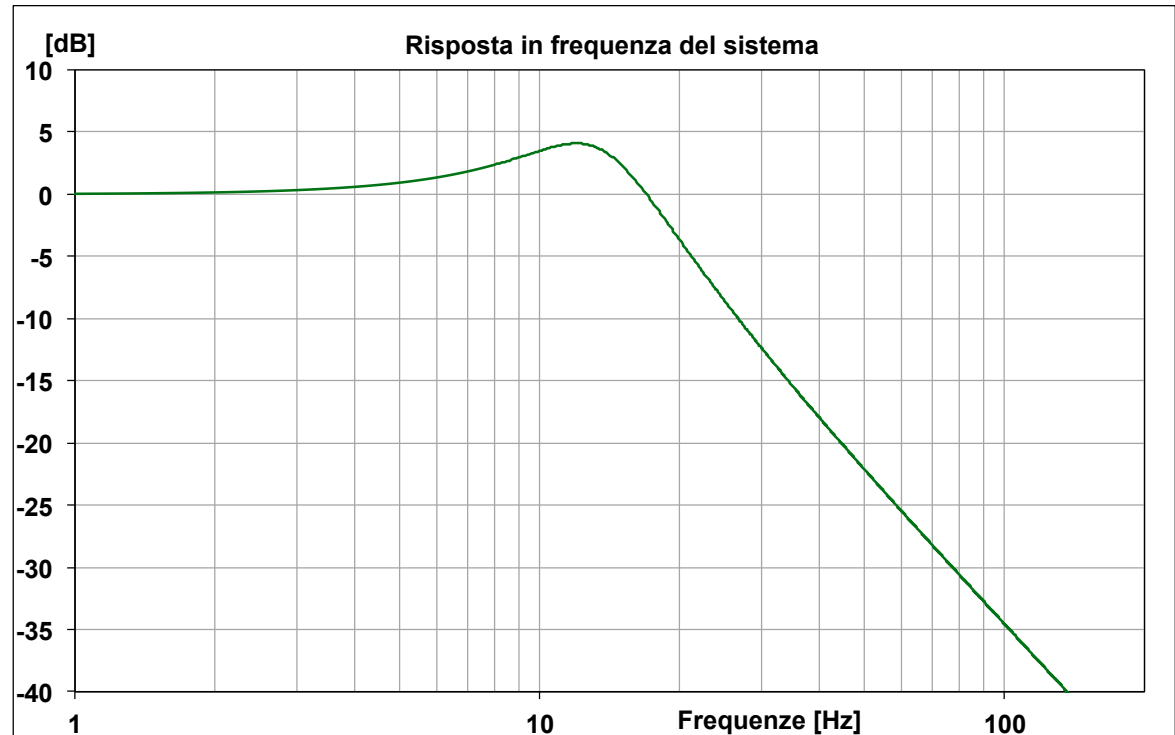
# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre



- Sulla base della selezione del supporto e del suo spessore (25mm) i diagrammi prestazionali della lastra indicano una frequenza naturale di 12Hz circa.
- Si ricorda che la frequenza maggiormente disturbante era 148Hz.

# Esempio di un calcolo progettuale con supporto in lastre

- Il grafico della risposta in frequenza (diagramma di Bode) indica che a 148Hz l'attenuazione a progetto può giungere fino a 40dB rispetto al sistema non isolato.



Non siamo troppo ottimisti...! Nell'impianto vi sono altri contatti rigidi di minori proporzioni, quindi potrebbero esservi contributi che portano a ridurre la prestazione prevista a calcolo!

# Parte 7

## Casi di studio



# Misurazione di transiti di convogli ferroviari secondo UNI 9916 - DIN 4150



# Metodo di fissaggio degli accelerometri

Si tratta di uno studio previsionale (ante-operam) per la realizzazione di nuovi edifici residenziali. NON sono presenti né gli edifici né le fondazioni. Solo terreno ad uso agricolo.... Come fisso gli accelerometri?

Picchetti a testa piatta di lunghezza adeguata (almeno 50cm o più) per essere solidali con il terreno. Conficcati con una mazza e poi ri-estratti a fine lavoro. Sulla testa piatta fisso gli accelerometri.





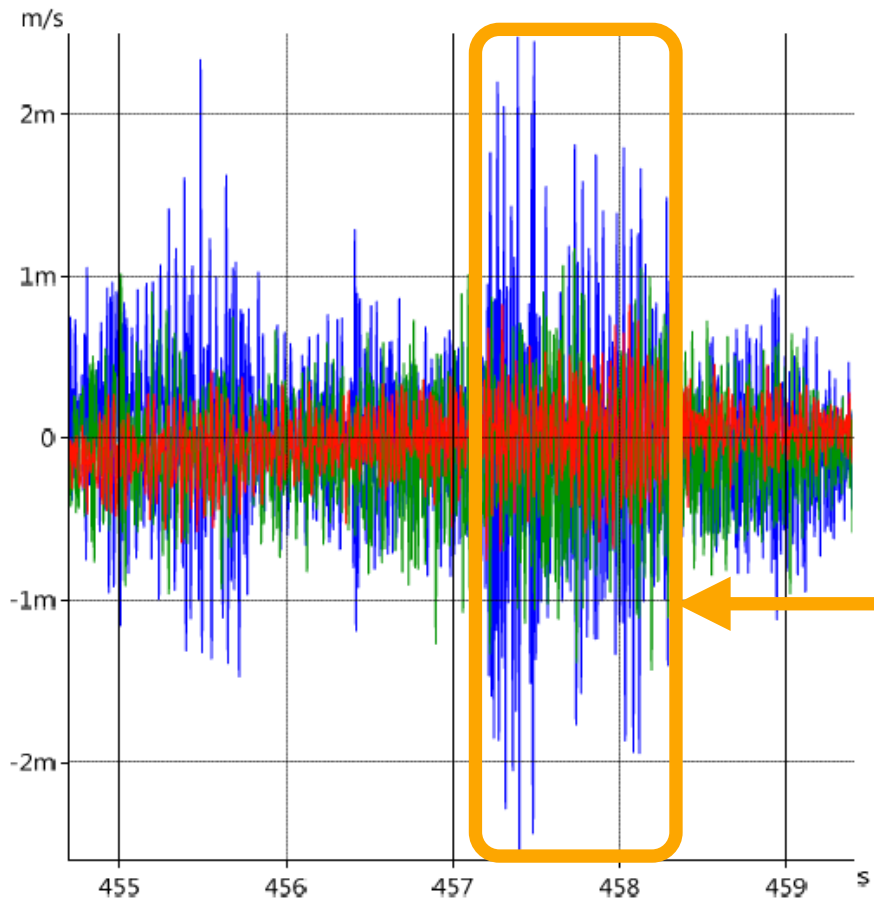
# Strumentazione per acquisizione dati

Acquisizione dati su sistema multicanale per registrazione digitale e successivo post-processing ai sensi della norma UNI 9916 - DIN 4150



# Analisi del transito dei convogli

## Fase 1: Analisi nel dominio del tempo



LEGENDA:

Asse verticale

Asse trasversale

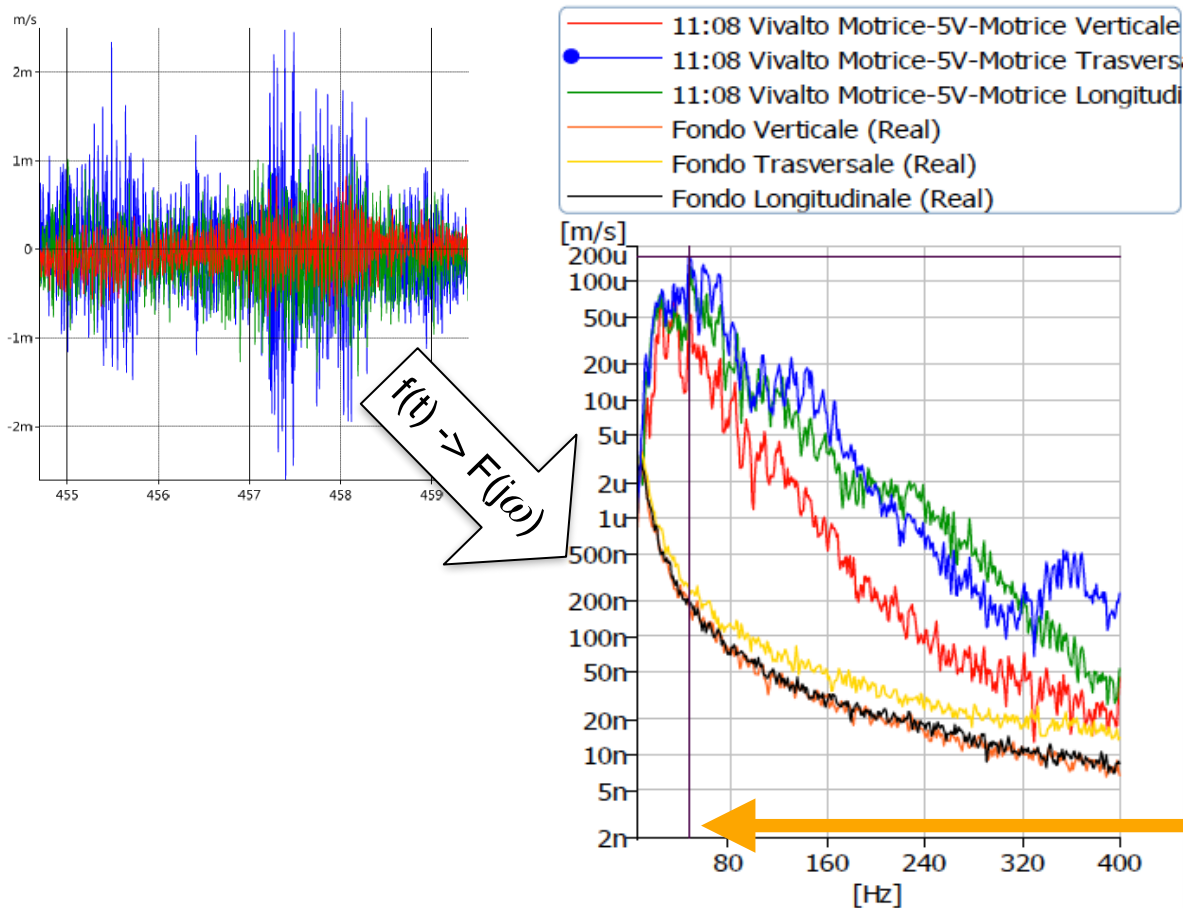
Asse longitudinale

PORZIONE DI SEGNALE DI  
INTERESSE PER LA VALUTAZIONE

VALORE MASSIMO DI 2.62mm/s

# Analisi del transito dei convogli

## Fase 2: Analisi nel dominio della frequenza



LEGENDA:

Asse verticale

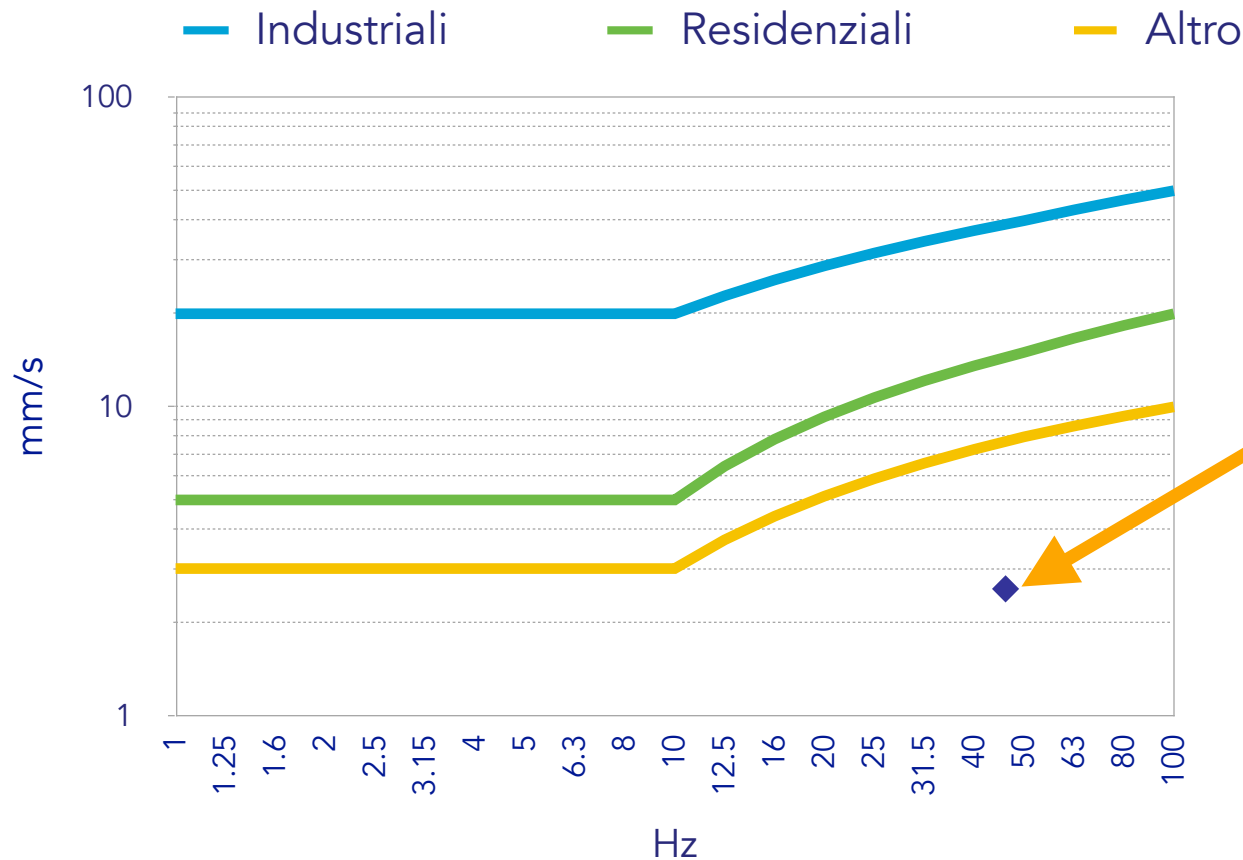
Asse trasversale

Asse longitudinale

SI RITROVA UNA  
FREQUENZA DI  
RIFERIMENTO PARI A  
47Hz

# Analisi del transito dei convogli

Fase 3: Confronto con i limiti indicati dalla UNI 9916 per le fondazioni



PUNTO DI RIFERIMENTO:  
2.62 mm/s @ 47Hz

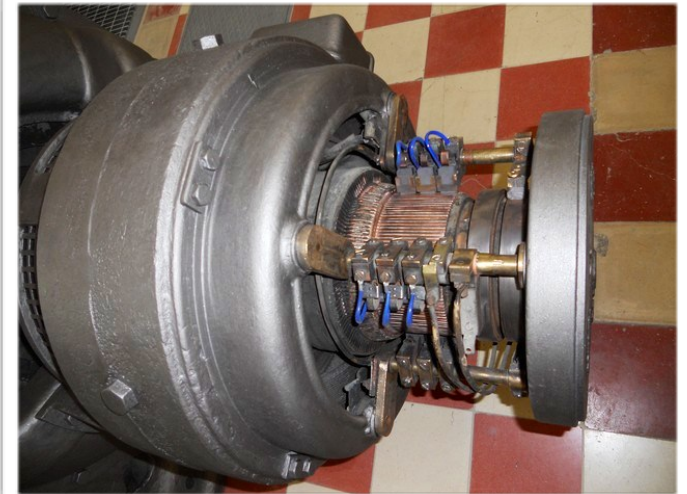
Conclusione:  
vibrazione inferiore alle  
soglie di riferimento

Confronto tra vibrazioni indotte da **impianto idroelettrico** dotato di supporti antivibranti ed impianto analogo che ne è privo





# Intervento di "revamping" di un generatore del primo '900

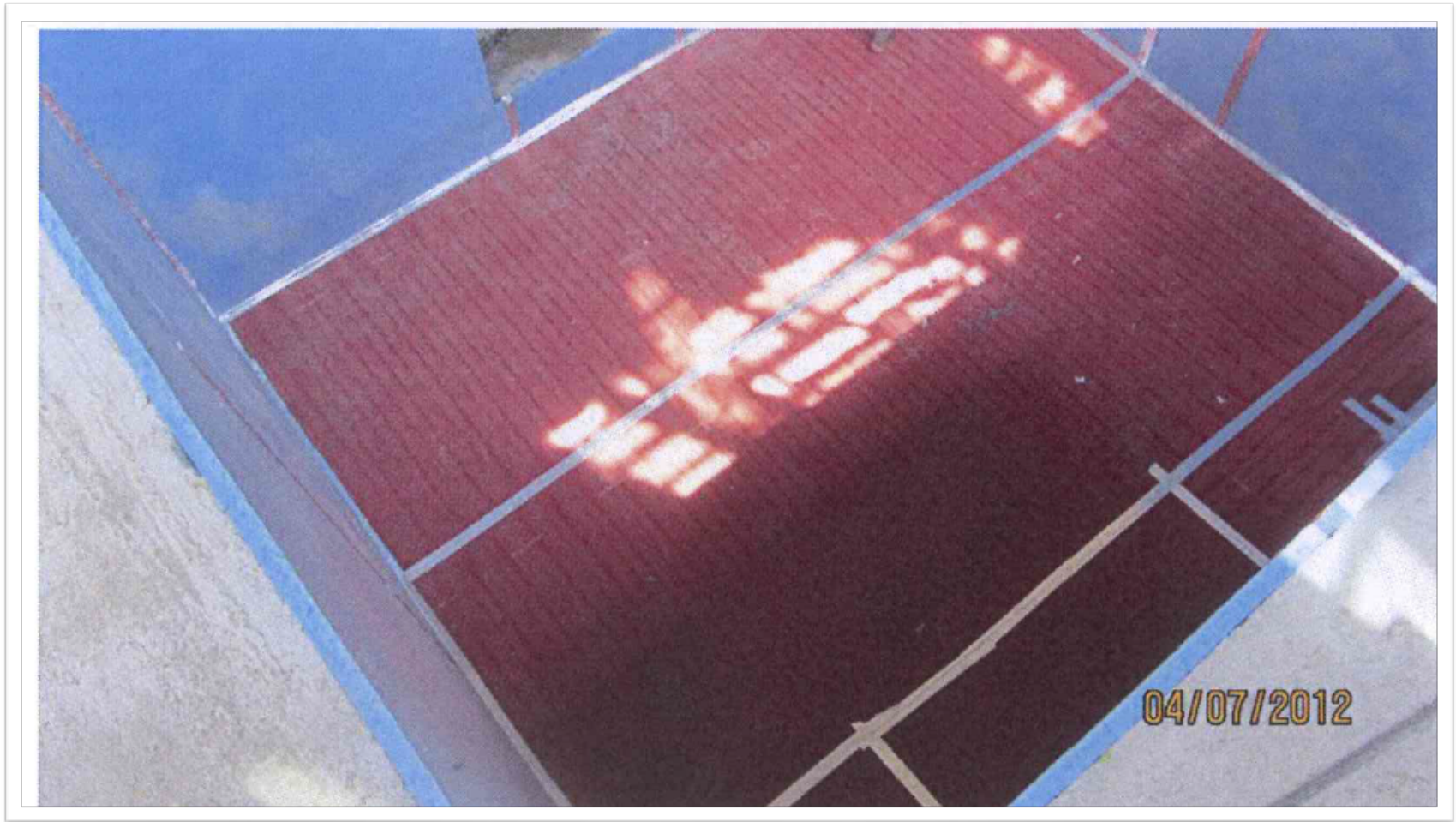




Con un nuovo generatore (anno 2012)



# Supporti elastici in lastre a completa separazione dell'impianto dal vascone di contenimento





## Risultato finale dell'installazione del basamento

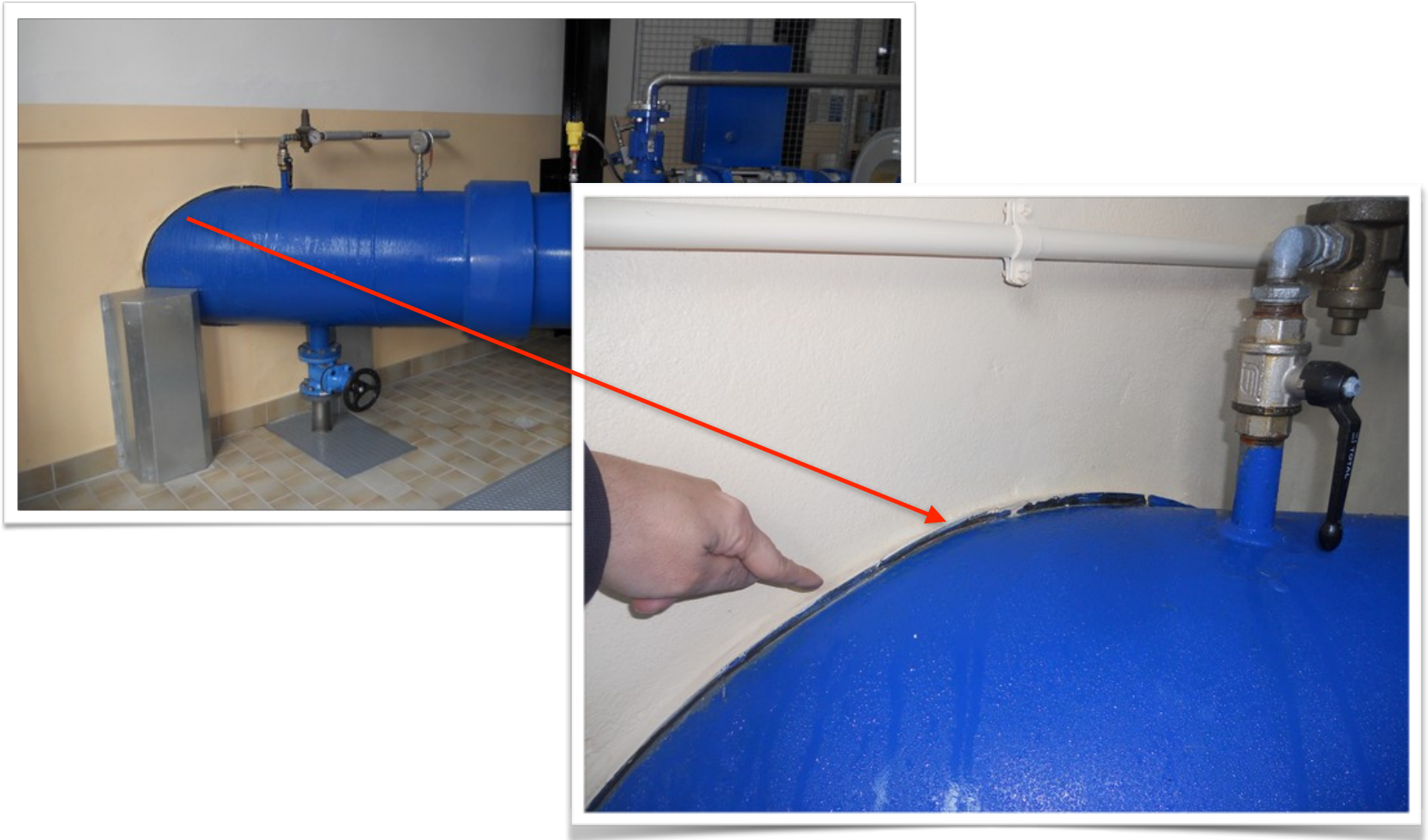


# Accorgimenti di isolamento della condotta forzata





# Accorgimenti di isolamento della condotta forzata



## Misurazioni di vibrazioni



Corpo  
generatore

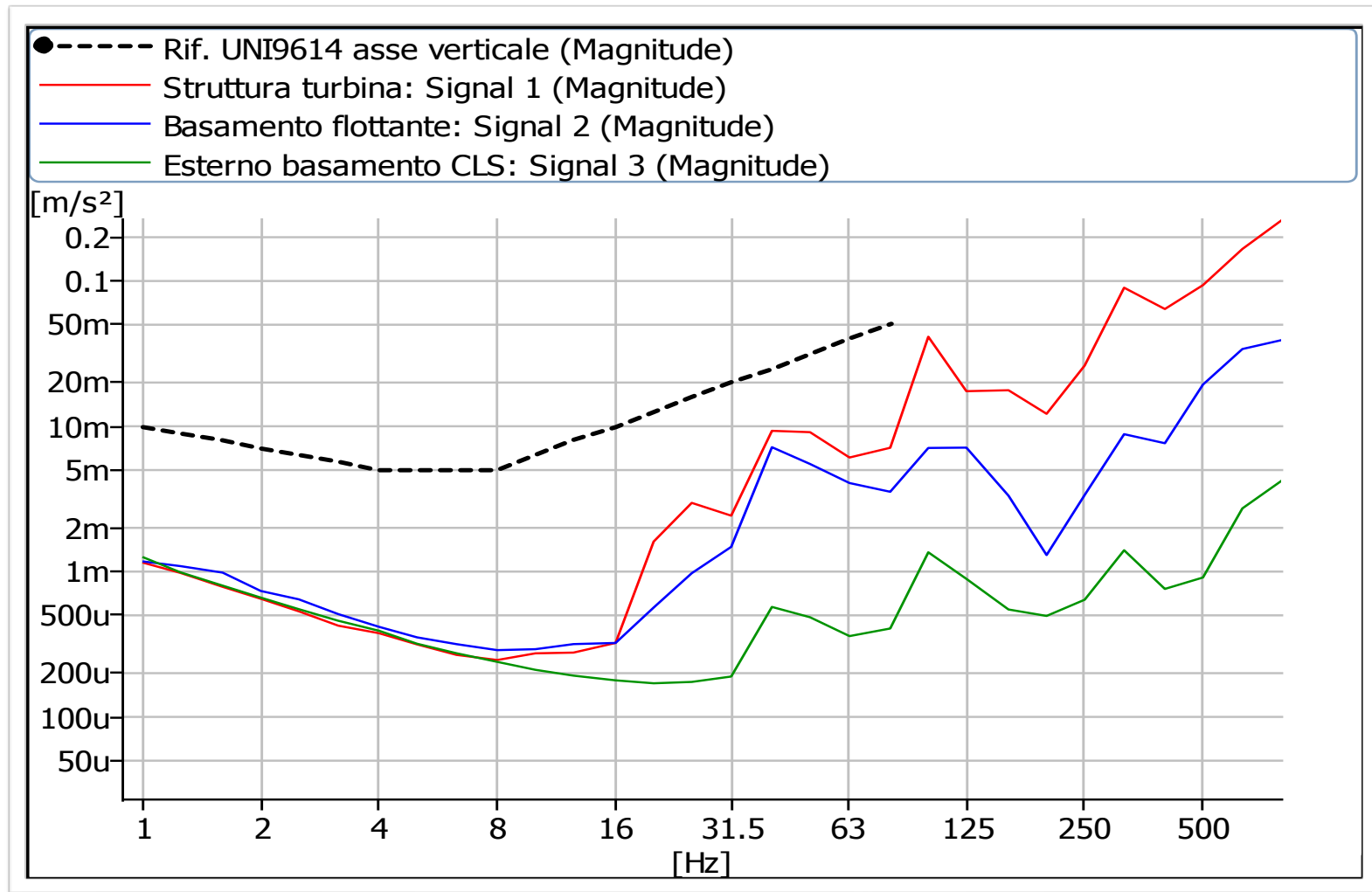


Basamento  
generatore



Esterno  
basamento  
generatore

# Risultati delle misurazioni



## Misurazioni su generatore analogo ma privo di basamento antivibrante

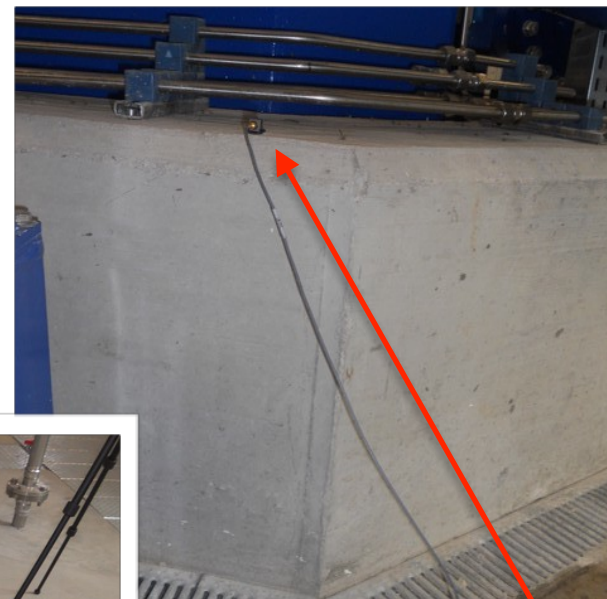




# Ripetizione delle misurazioni di vibrazioni



Corpo  
generatore

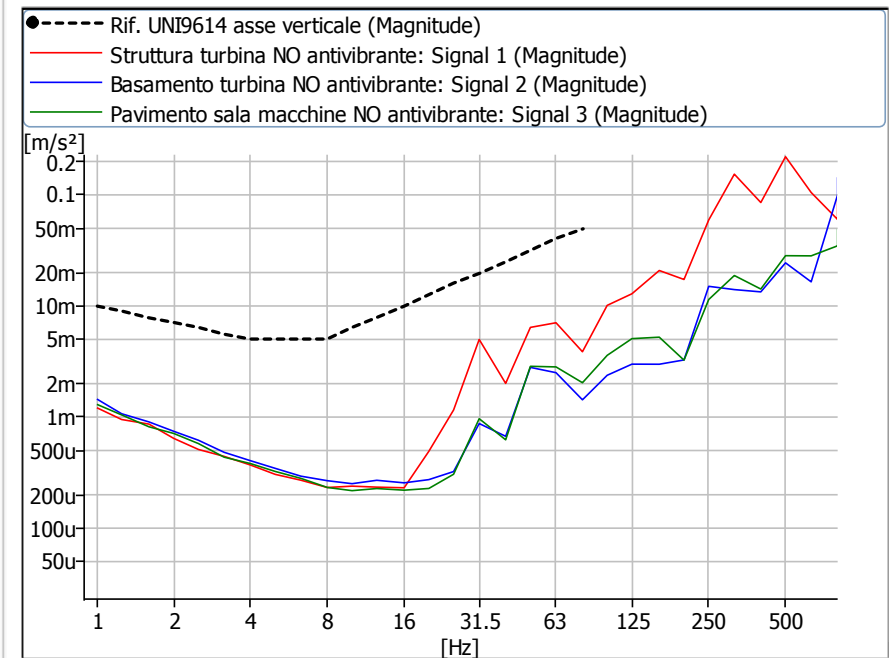
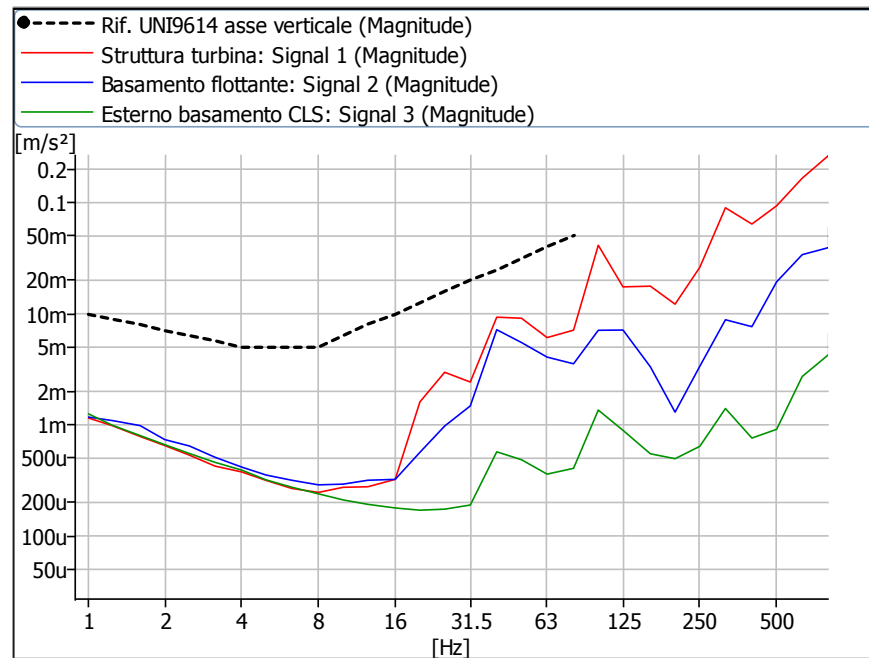


Basamento  
generatore



Esterno  
basamento  
generatore

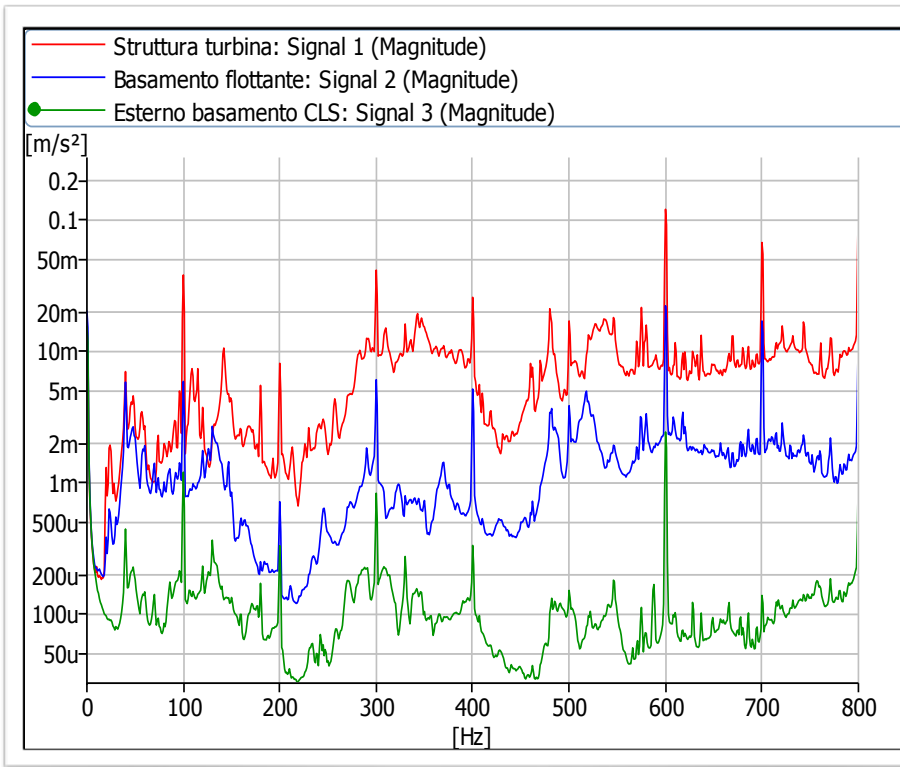
# Analisi comparativa dei risultati (1/3 oct.)



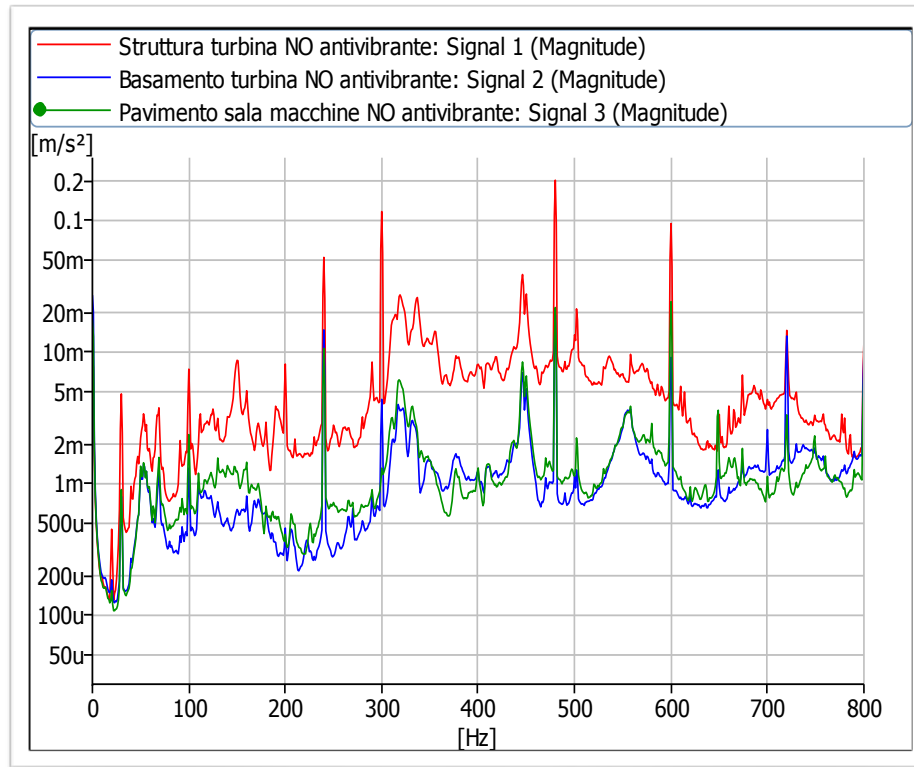
Con supporto antivibrante

Senza supporto antivibrante

# Analisi comparativa dei risultati (FFT)



Con supporto antivibrante



Senza supporto antivibrante

# Studio di crepe e fessurazioni in un edificio d'epoca





## Il problema segnalato

A seguito di lavori stradali sulla via retrostante, il proprietario lamenta fessurazioni e distacchi di intonaci causati, a sua detta, dal transito dei mezzi pesanti sulle disconnessioni del manto stradale a seguito di lavori.

Purtroppo però si giunge ad eseguire misurazioni di vibrazioni quando ormai il manto stradale è stato ripristinato in maniera pressoché completa.

## Approccio al caso di studio

Si decide allora di procedere con una **analisi della risposta dell'edificio alle vibrazioni da eseguire per mezzo di una sorgente di tipo impulsivo** (per ricavare la FRF).

Alle funzioni di risposta in frequenza tra piano stradale ed elementi edilizi interni (pareti e solai) si potrà poi applicare a calcolo un input  $I(j\omega)$  ricavato da dati di letteratura relativi a macchinari di cantiere.

Se lo spettro risultante in uscita risulterà superiore ai limiti indicati dalla norma, allora potrà essere ipotizzata una correlazione diretta tra vibrazioni e fessurazioni. (Rif. UNI 9916)



## La metodologia d'indagine

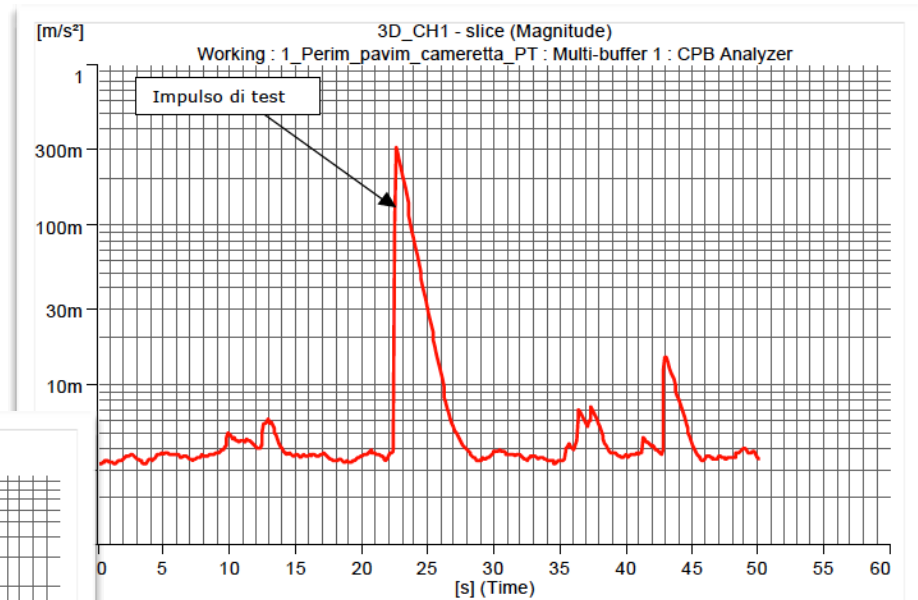
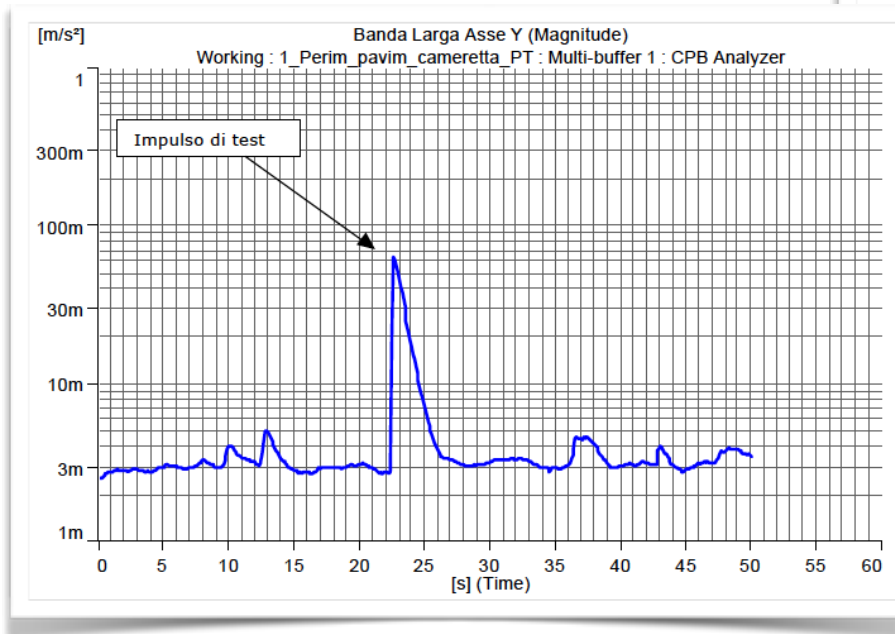
Gli eventi di cui si era lamentata la presenza non sono più ripetibili: i lavori sono stati terminati ed il selciato è stato ripristinato.

Si installa pertanto alla base dell'edificio una **sorgente di vibrazioni** costituita da una fusione in **piombo di circa 30Kg** che viene sollevata con una carrucola a 1,5m da terra e poi lasciata in caduta libera per generare un impulso vibratorio.



# Risultati delle misurazioni eseguite in contemporanea alla base dell'edificio e sui solai

Impulso rilevato alla base dell'edificio.



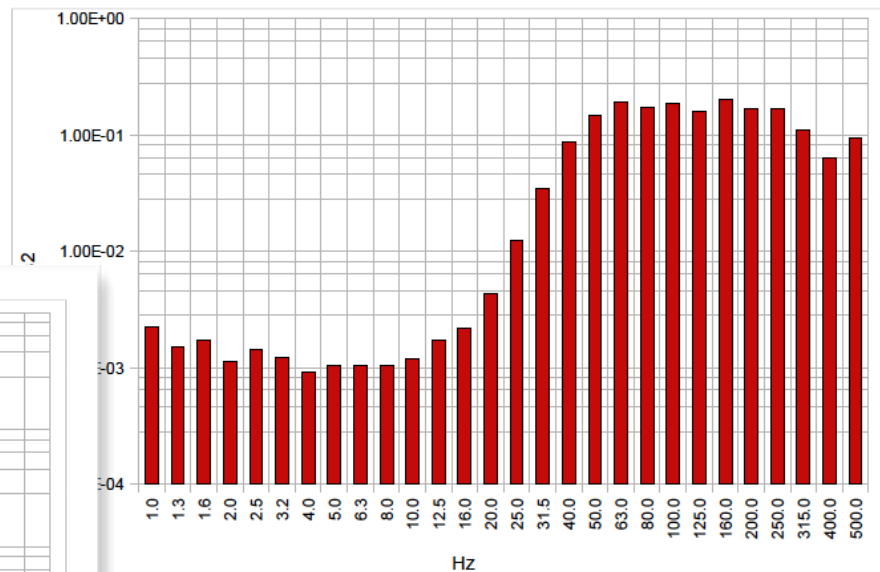
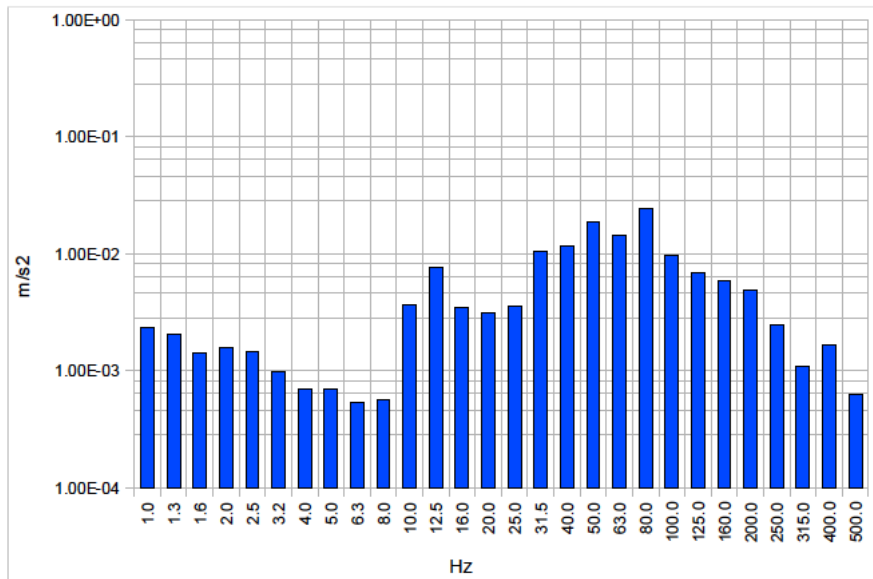
Impulso rilevato al primo piano - centro solaio.



# Risultati delle misurazioni eseguite in contemporanea alla base dell'edificio e sui solai

Gli spettri per bande di 1/3 di ottava dei sue segnali sono i seguenti:

Impulso rilevato alla base dell'edificio.

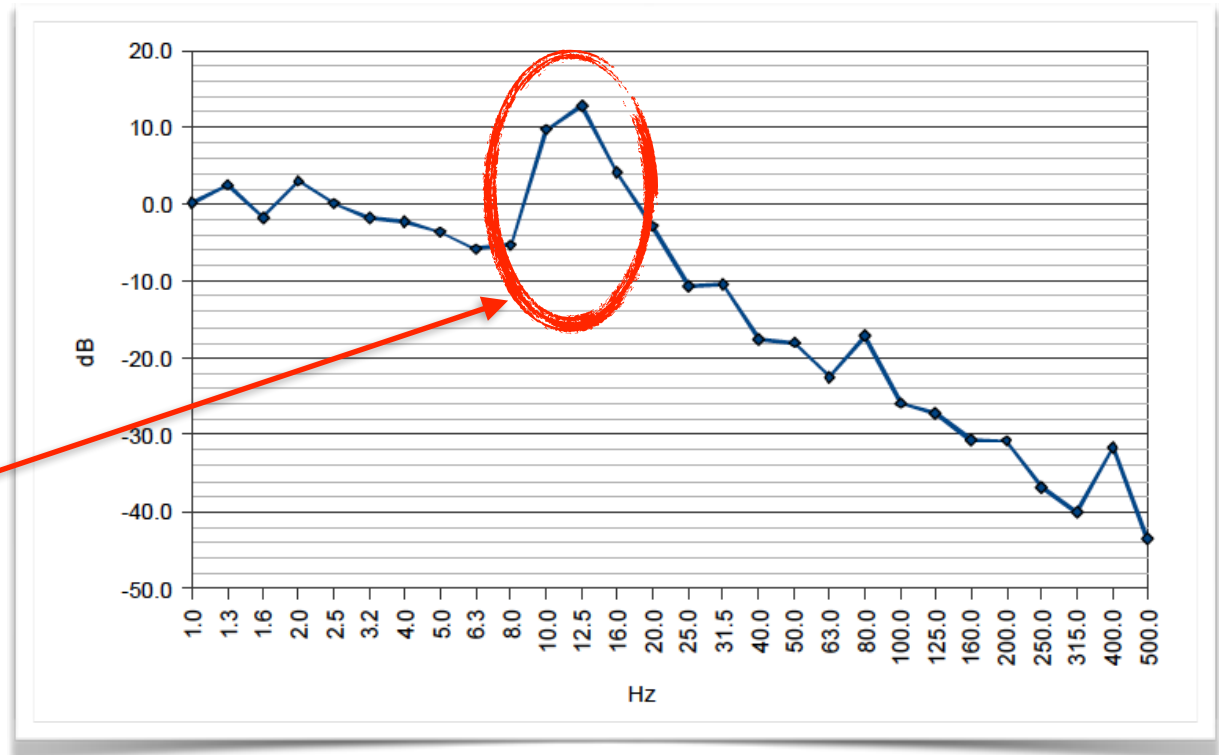


Impulso rilevato al primo piano - centro solaio.

# Confronto risultati tra fondazioni e solaio primo piano

Se osservata nel dominio della frequenza, la differenza tra i due segnali è rappresentativa della funzione di risposta in frequenza tra base edificio e primo piano - centro pavimento.

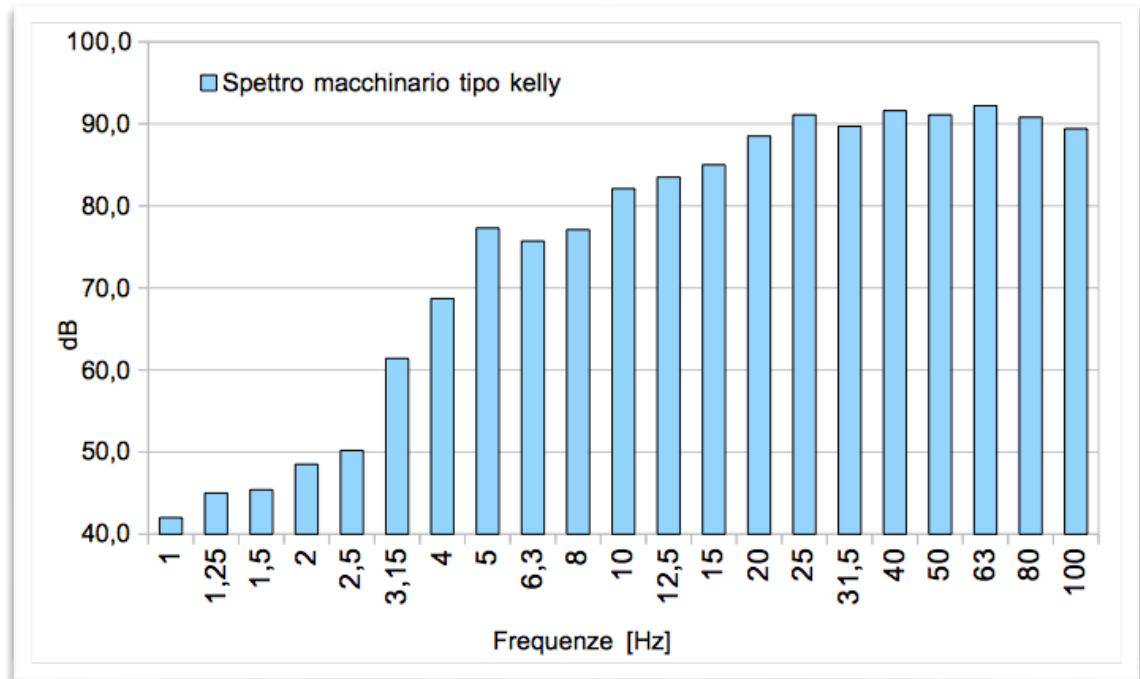
Si osserva in particolare una risonanza attorno alle frequenze di 10-16Hz in cui si ha addirittura una significativa **amplificazione** del segnale...



# L'applicazione dello spettro della sorgente "ipotizzata" alla F.R.F. ricavata sperimentalmente

Al fine di verificare la possibilità di un superamento dei limiti della norma UNI 9916 si applica alla funzione di trasferimento sperimentalmente ricavata lo spettro di accelerazione rilevato ad alcuni metri di distanza da macchinari di cantiere in operatività.

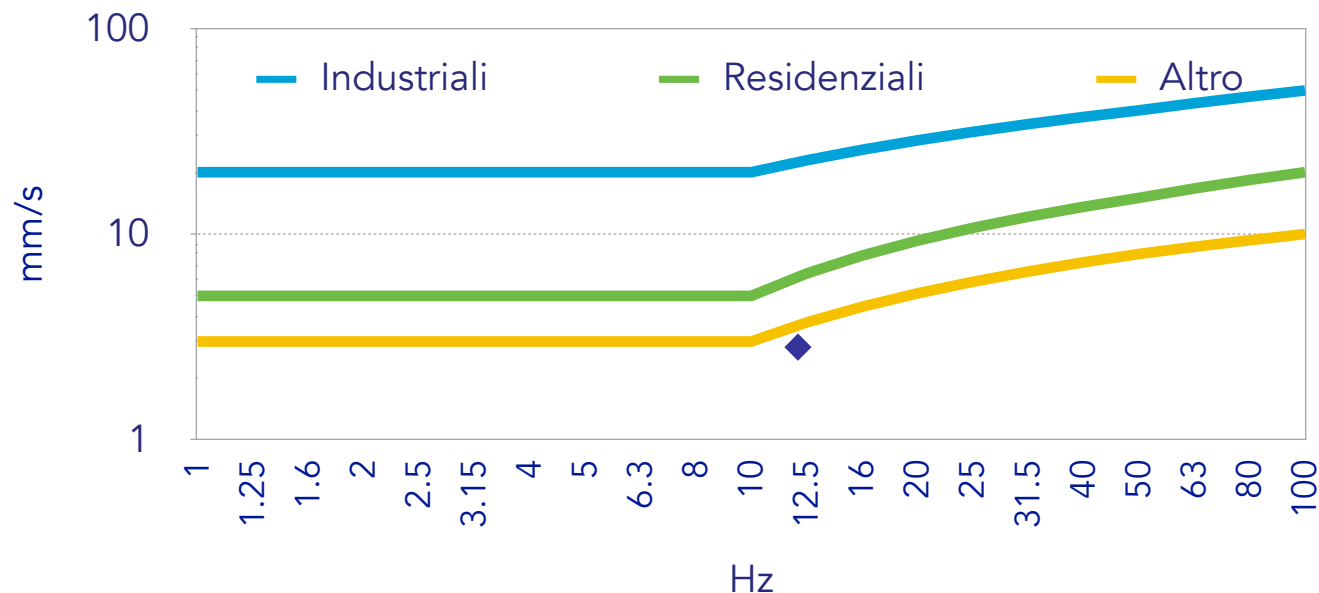
Nota: Questa scelta vuole rappresentare un "caso peggiore" giacché le vibrazioni di un macchinario tipo "Kelly" sono normalmente più elevate di quelle generate dal transito di mezzi su gomma



# Applicazione dello spettro della sorgente "ipotizzata" alla F.R.F. ricavata sperimentalmente

Il risultato del calcolo indica che l'entità delle vibrazioni stimate applicando alla F.R.F. sperimentale lo spettro di accelerazione del macchinario non è tale da superare i limiti indicati dalla DIN4150 (ISO-EN-UNI9916).

Risultato della stima (cautelativamente confrontato con i limiti al piano terra anche se stimato sul solaio del primo piano \*)



\* La norma UNI 9916 indica per un "piano alto" un limite di 15mm/s.

Considerando che si è al primo piano si è preferito usare il limite relativo al piano terra.

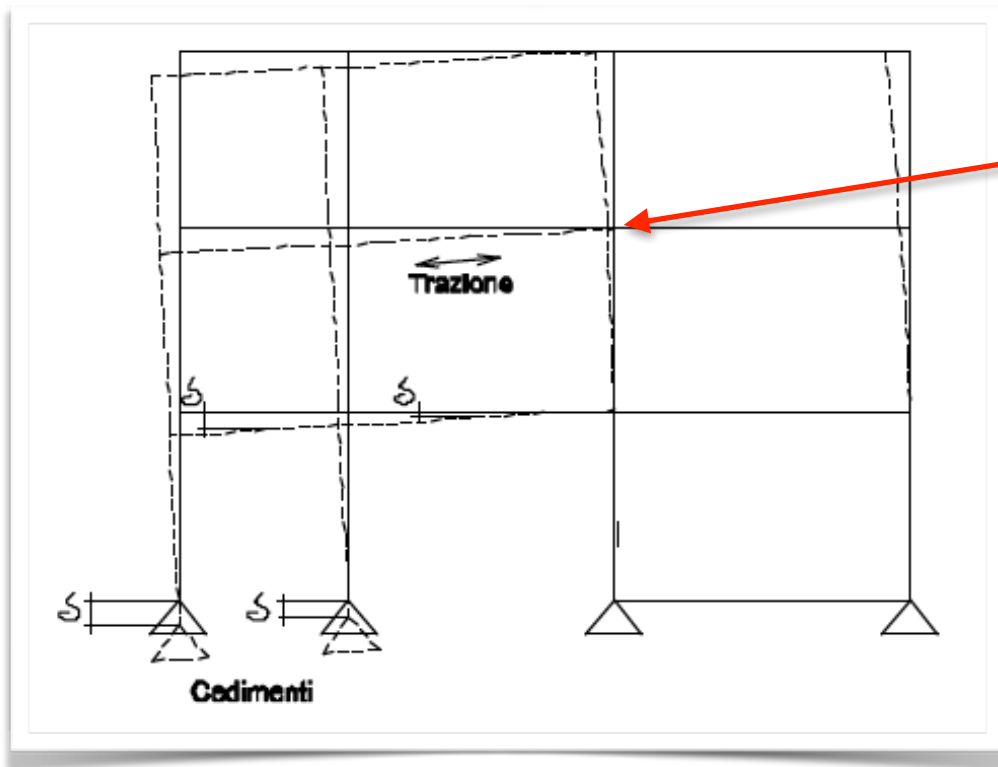
# Considerazioni aggiuntive sulla natura delle fessurazioni osservate

A corredo delle indagini vibrazioni sono state effettuate da ingegneri specializzati in strutture osservazioni sulle crepe e fessurazioni presenti sull'edificio anche in relazione ai dati strumentali.



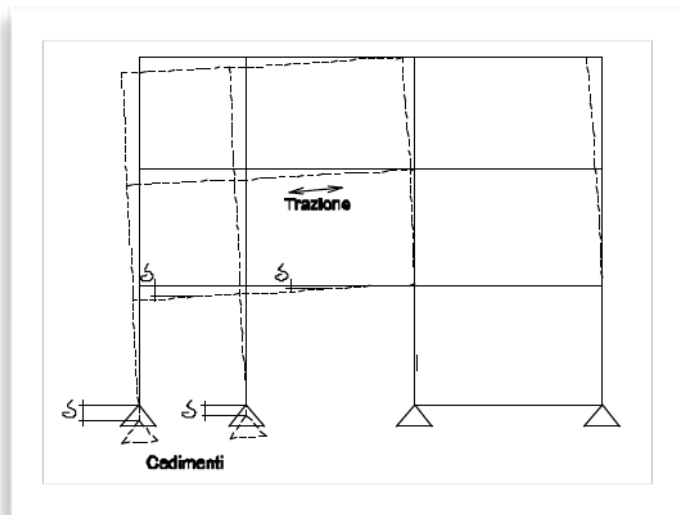
# Considerazioni aggiuntive sulla natura delle fessurazioni osservate

È emersa una interpretazione dei dati e delle osservazioni che indica un possibile cedimento della fondazione dalla parte del vano scale.





# Considerazioni aggiuntive sulla natura delle fessurazioni osservate



L'ipotesi dei possibili cedimenti è supportata dai dati strumentali che indicano sul solaio del vano scala (di ridotte dimensioni) spostamenti più elevati a quelli misurati a centro solaio delle camere (di dimensioni 4 volte maggiori) mentre ci si aspetterebbe il contrario.

I risultati ottenuti - inferiori ai limiti della UNI 9916 e le considerazioni degli ingg. strutturisti sulle fessurazioni portano a concludere che le vibrazioni non possono essere indicate come causa diretta delle fessurazioni ma potrebbero aver accelerato un processo di cedimento già in corso da tempo.

# Disturbo da vibrazioni in abitazione attribuibile a linea presse per stampaggio a freddo





# Disturbo da vibrazioni in abitazione attribuibile a linea presse per stampaggio a freddo

Problema: stretta contiguità sul territorio...

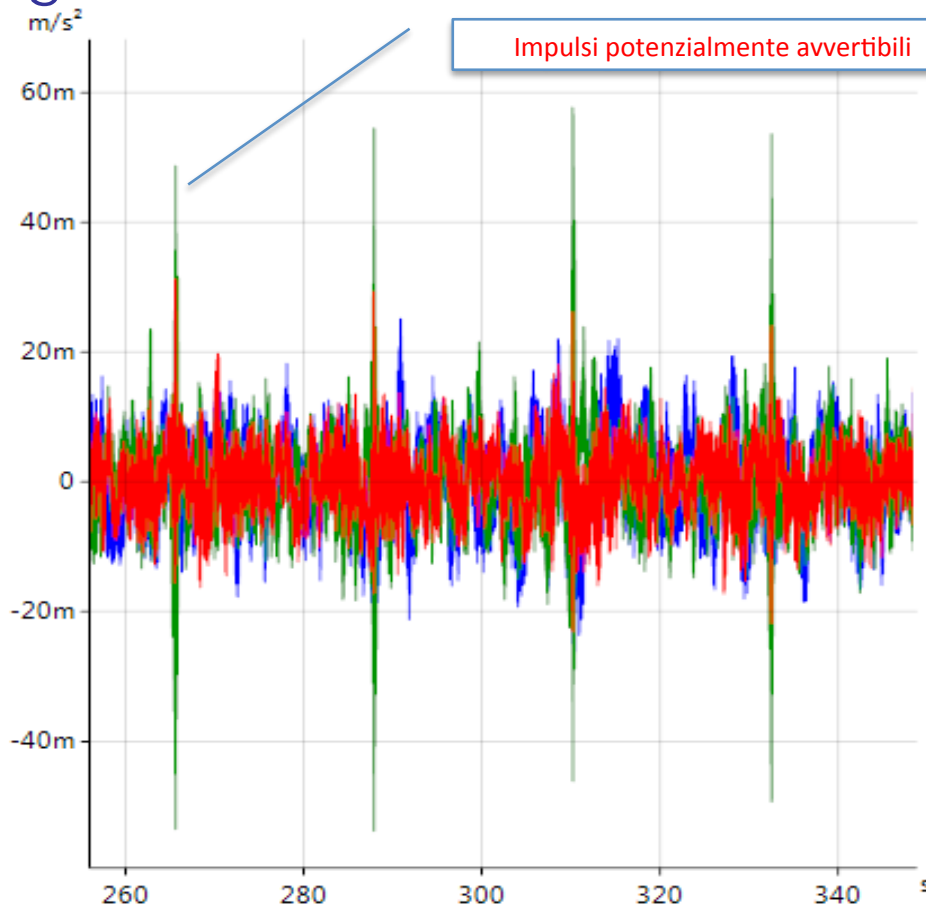
Proprio per questo motivo i gestori degli impianti fanno installare una nuova linea presse su supporti elastici antivibranti...

Altre linee sono viceversa prive di supporti elastici



# Disturbo da vibrazioni in abitazione attribuibile a linea presse per stampaggio a freddo

Monitoraggio di vibrazioni eseguito in abitazione durante una intera giornata di lavoro



MISURE CENTRO PAVIMENTO

LEGENDA:

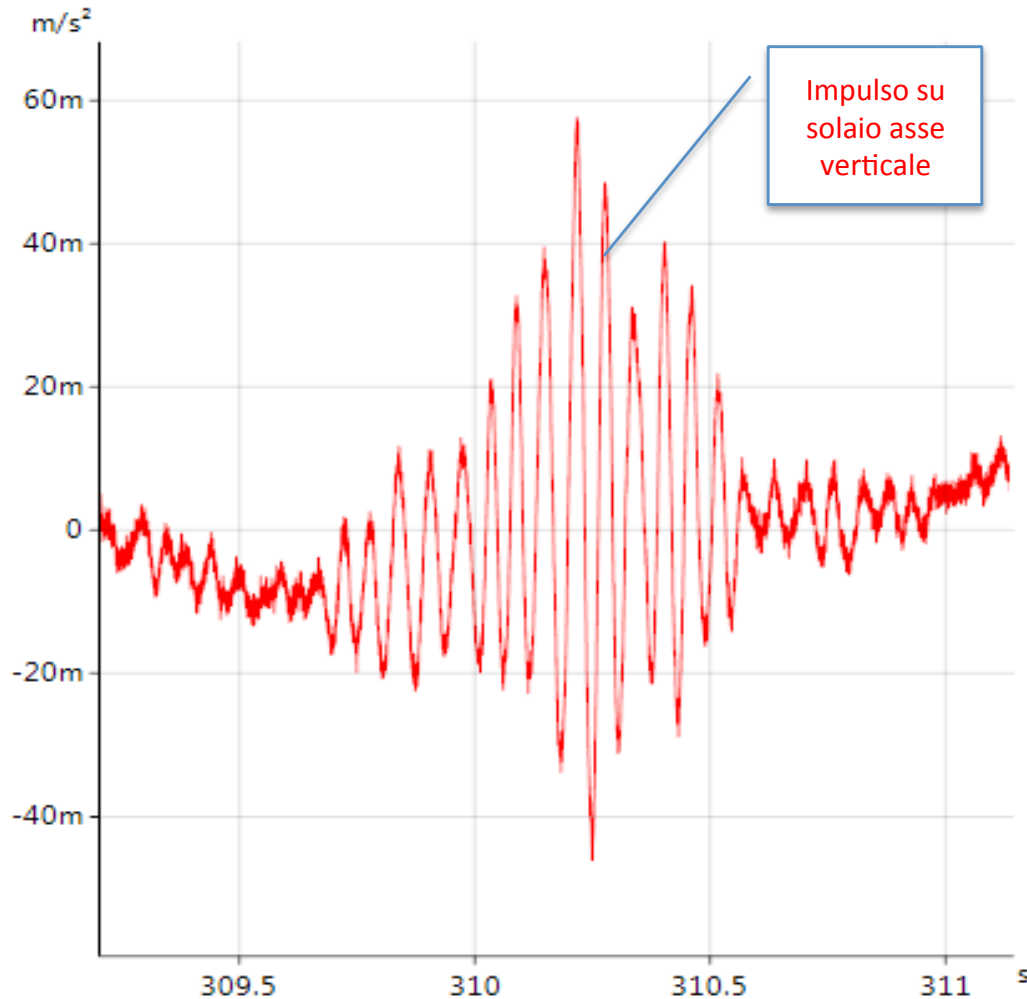
Asse longitudinale

Asse trasversale

Asse verticale

CONTEGGIATI  
492 IMPULSI (!! ) NELLA  
GIORNATA LAVORATIVA

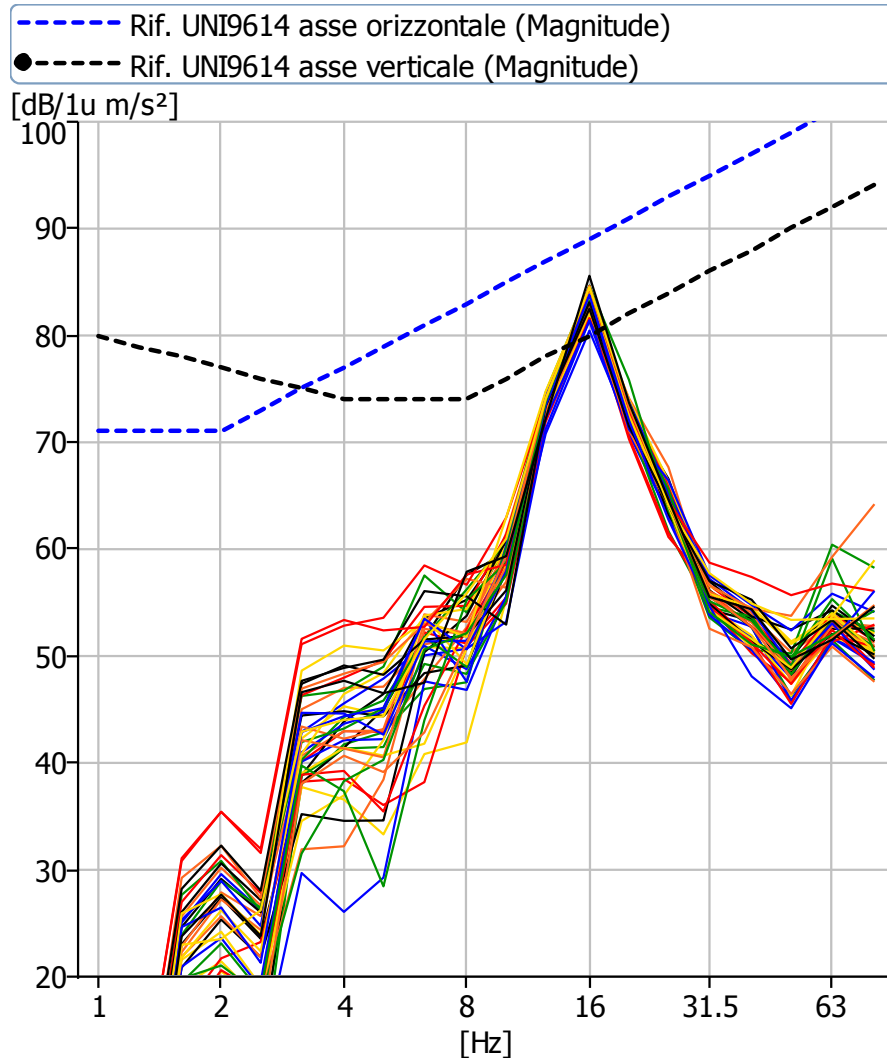
# Disturbo da vibrazioni in abitazione attribuibile a linea presse per stampaggio a freddo



"ZOOM" SU UN  
SOLO IMPULSO

ATTENZIONE!  
ASSE VERTICALE  
ANCHE SE IL COLORE È  
ROSSO.  
NELLA PRECEDENTE  
IMMAGINE  
ERA VERDE.

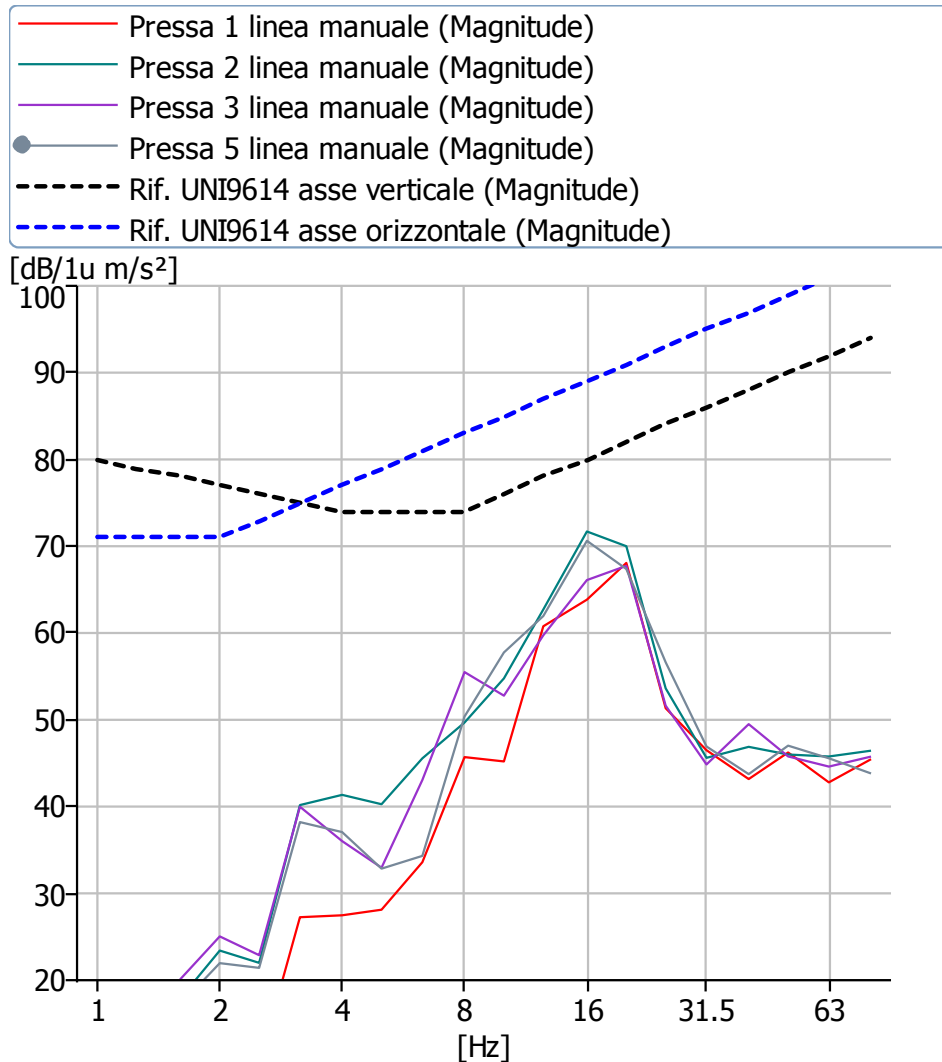
# Disturbo da vibrazioni in abitazione attribuibile a linea presse per stampaggio a freddo



I 40 IMPULSI  
MAGGIORMENTE  
ENERGETICI

SI EVIDENZIA UNO  
SPETTRO IN CUI SPICCA  
LA BANDA DI  
FREQUENZA A 16HZ,  
SICURAMENTE  
CORRISPONDENTE ALLA  
FREQUENZA DI  
RISONANZA DEL SOLAIO

# Misure eseguite durante la lavorazione della linea priva di supporti elastici

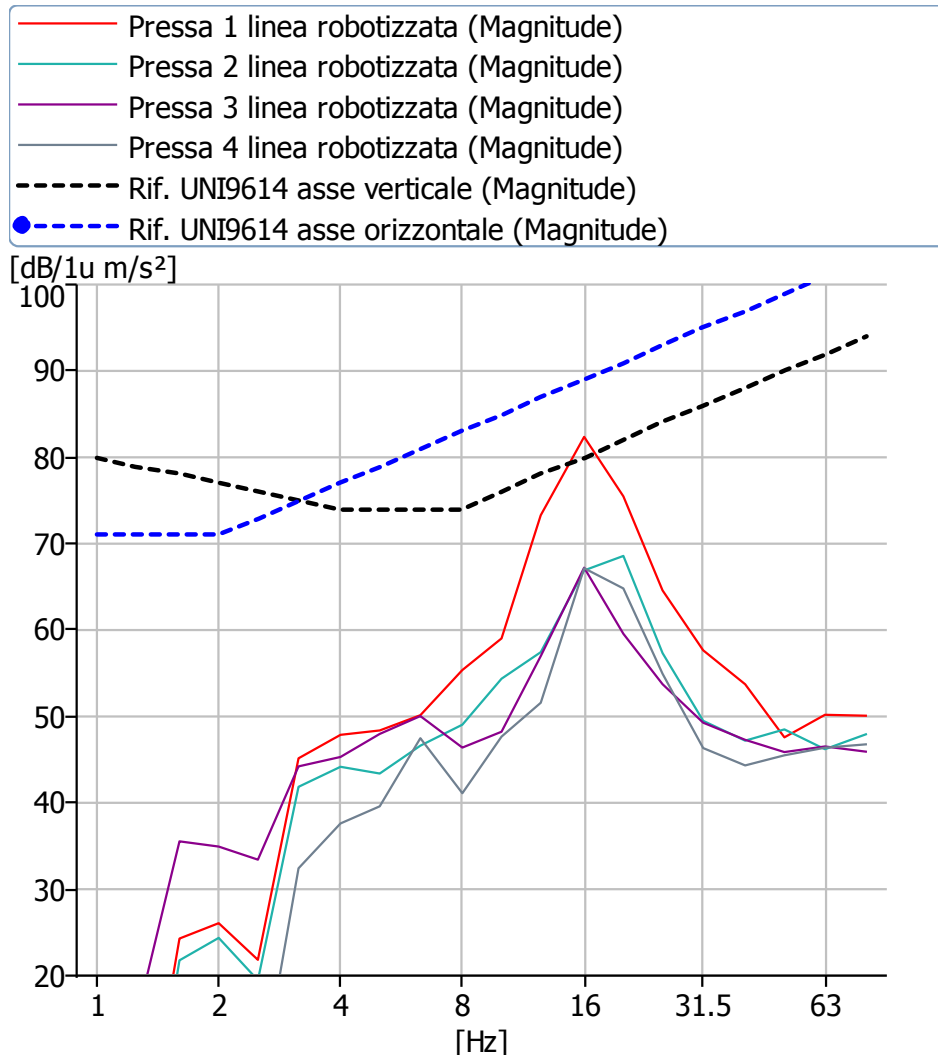


MISURE PRESIDATE CON  
COMUNICAZIONE TRA  
STABILIMENTO ED  
APPARTAMENTO:

NESSUNO TRA GLI IMPULSI  
IDENTIFICATI COME  
PROVENIENTI DALLA LINEA  
PRESSE PRIVA DI SUPPORTI  
ANTIVIBRANTI SUPERA LE  
SOGLIE DI SENSIBILITÀ...

(UN BRUTTO PRESAGIO...!)

# Misure eseguite durante la lavorazione della linea nuova dotata di supporti elastici



MISURE PRESIDIAE CON  
COMUNICAZIONE TRA  
STABILIMENTO ED  
APPARTAMENTO:

GLI IMPULSI DELLA PRESSA  
N.1 DELLA LINEA NUOVA,  
AUTOMATICA E DOTATA DI  
SUPPORTI ELASTICI,  
SUPERANO LA SOGLIA DI  
SENSIBILITÀ E RISULTANO  
QUINDI POTENZIALMENTE  
AVVERTIBILI IN  
APPARTAMENTO DALLE  
PERSONE PRESENTI





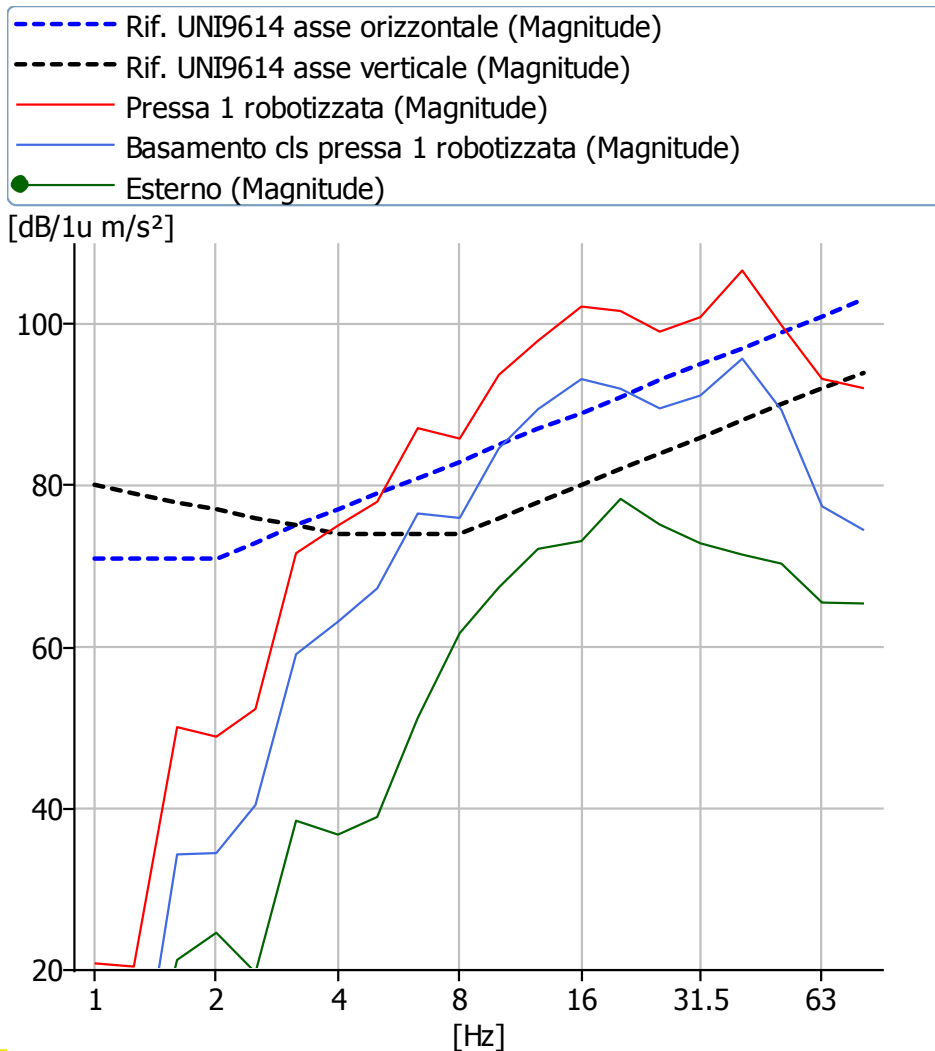
SONDA 1: PIEDE PRESSA  
SONDA 2: ESTERNO SUPPORTO ELASTICO  
SONDA 3: CONFINE STABILIMENTO VERSO ABITAZIONE



SONDE 1 E 2

ANALISI IN VICINANZA DELLE PRESSE...

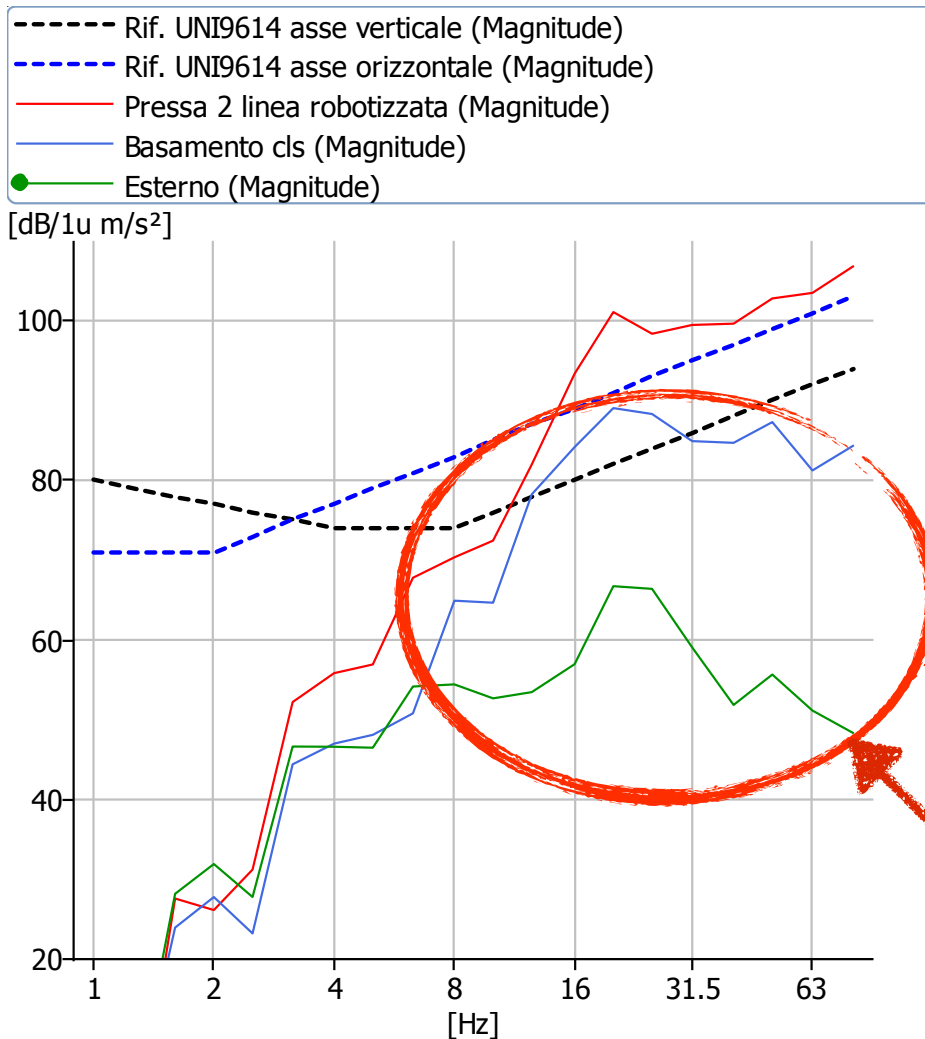
# Analisi dei dati relativi alla pressa "incriminata" dotata di supporti elastici



I DATI ACQUISITI SULLA PRESSA N.1 INDICANO CHE AL CONFINE DELLO STABILIMENTO IL LIVELLO DI VIBRAZIONE È ANCOR PROSSIMO ALLA SOGLIA DI SENSIBILITÀ PROPRIO ALLE FREQUENZE DI 16-25HZ. CONSIDERANDO LA MAGGIORE ELASTICITÀ DEL SOLAIO SI CONFERMA LA POSSIBILE ATTRIBUZIONE DEL DISTURBO A QUESTA PRESSA.



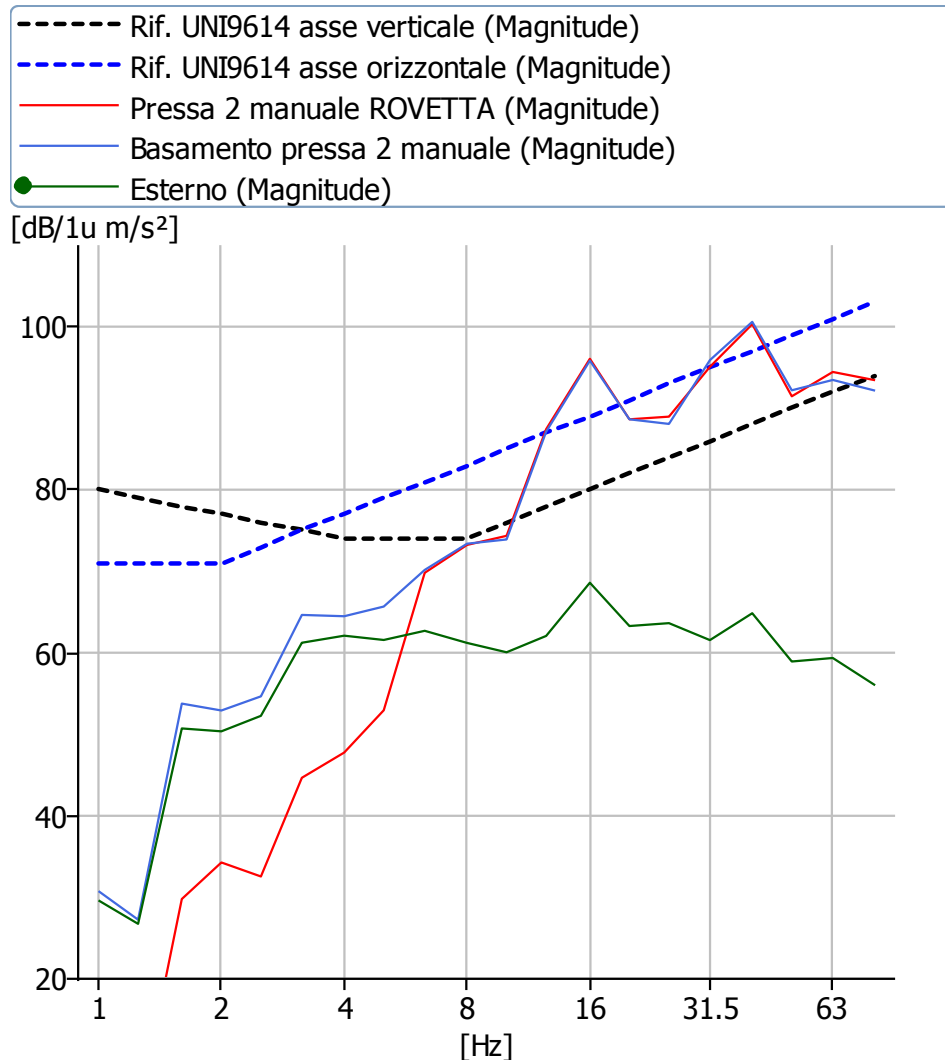
# Analisi dei dati relativi alla pressa n.2 della linea dotata di supporti elastici



I DATI ACQUISITI IN CONCOMITANZA DEL FUNZIONAMENTO DELLA PRESSA N.2 INDICANO VICEVERSA CHE AL CONFINE DELLO STABILIMENTO IL LIVELLO DI VIBRAZIONE È AMPIAMENTE AL DI SOTTO DELLA SOGLIA DI SENSIBILITÀ. INOLTRE SI OSSERVA L'EFFETTO DEL SUPPORTO ANTIVIBBRANTE

# Analisi dei dati relativi alla linea 2

## NON dotata di supporti elastici



I DATI ACQUISITI IN CONCOMITANZA DEL FUNZIONAMENTO DELLA PRESSA N.2 EVIDENZIANO CHE NONOSTANTE L'ASSENZA DI SUPPORTI ELASTICI AL CONFINE DELLO STABILIMENTO IL LIVELLO DI VIBRAZIONE È AMPIAMENTE AL DI SOTTO DELLA SOGLIA DI SENSIBILITÀ.

# Conclusioni per le vibrazioni impulsive ai sensi della norma UNI9614:1990

Valori di picco [m/s <sup>2</sup> ] misurati su un campione di 40 tra i più energetici:				Calcolo del limite secondo norma UNI9614			
N.	m/s <sup>2</sup>	N.	m/s <sup>2</sup>				
1	0.0110	21	0.01229	0.71	Fattore correttivo per stima r.m.s. da valore di picco		
2	0.0172	22	0.01378	0.00962	Valore r.m.s. medio stimato		
3	0.0311	23	0.0083	0.0221	Valore r.m.s. massimo stimato		
4	0.0112	24	0.0093				
5	0.0179	25	0.01498	500	Numero di eventi tra i più energetici in una giornata (misurati 492 eventi durante il monitoraggio)		
6	0.0108	26	0.0129	< 1s	Durata eventi		
7	0.0287	27	0.00756				
8	0.0156	28	0.01061	0.22	Limite base per vibrazioni impulsive in abitazioni durante il periodo diurno [m/s <sup>2</sup> ]		
9	0.0132	29	0.00718				
10	0.0160	30	0.00906	0.07603	Fattore correttivo per il numero di eventi da capitolo A.3 della UNI9614: formula $1.7N^{-0.5}$		
11	0.0191	31	0.01146	0.01673	Limite corretto sulla base del numero di eventi		
12	0.0117	32	0.01029				
13	0.0221	33	0.00899				
14	0.0147	34	0.01442				
15	0.0137	35	0.01314	I VALORI MEDI MISURATI SECONDO LA NORMA UNI9614 E CONFRONTATI CON I LIMITI INDICATI DALLA NORMA STESSA PER LE VIBRAZIONI DI TIPO IMPULSIVO RISULTANO INFERIORI AL VALORE LIMITE VALIDO PER 500 EVENTI/GIORNO CON RIFERIMENTO AGLI ASSI X E Y. ALCUNI EVENTI SINGOLI PRESENTANO VIBRAZIONI SUPERIORI AL LIMITE.			
16	0.0093	36	0.01178				
17	0.0155	37	0.0089				
18	0.0107	38	0.02044				
19	0.0092	39	0.00985				
20	0.0131	40	0.01506				
Valore medio			0.0136				
Valore massimo			0.0311				

# Disturbo da rumore a bassa frequenza derivante da impianto industriale



# Disturbo da rumore a bassa frequenza derivante da impianto industriale

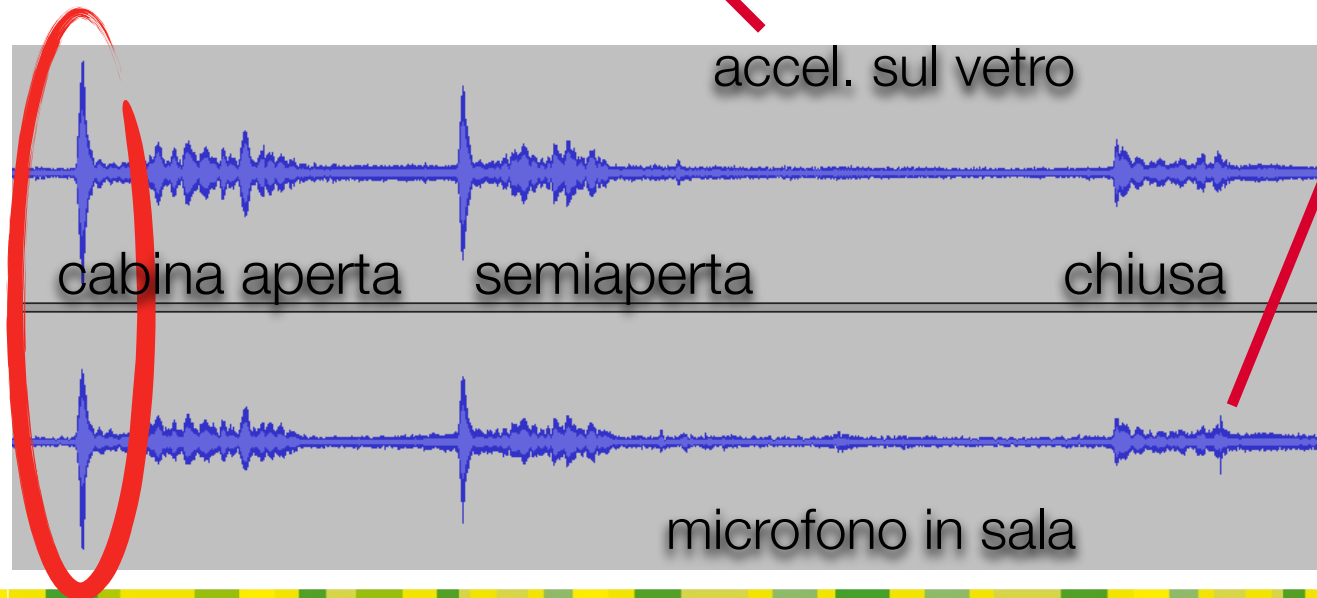
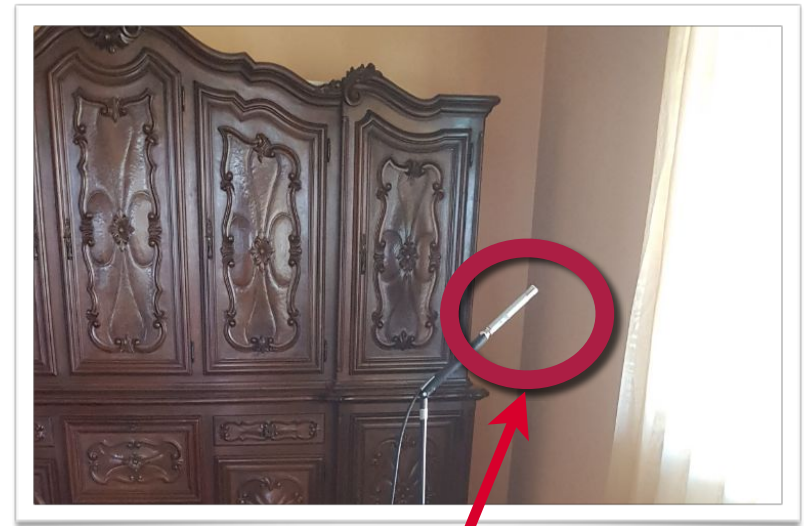




# Disturbo da rumore a bassa frequenza derivante da impianto industriale

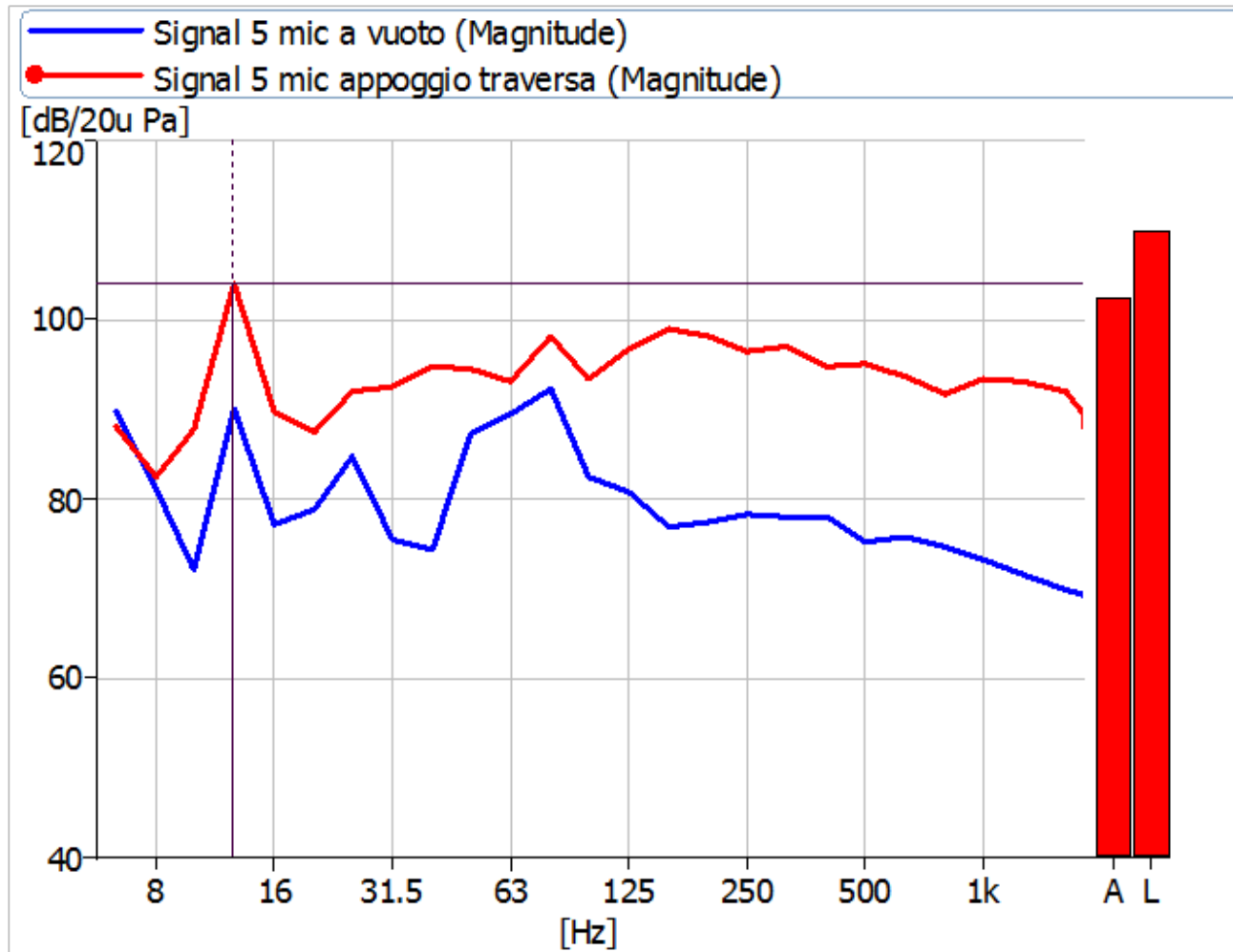


## Le indagini strumentali al ricettore



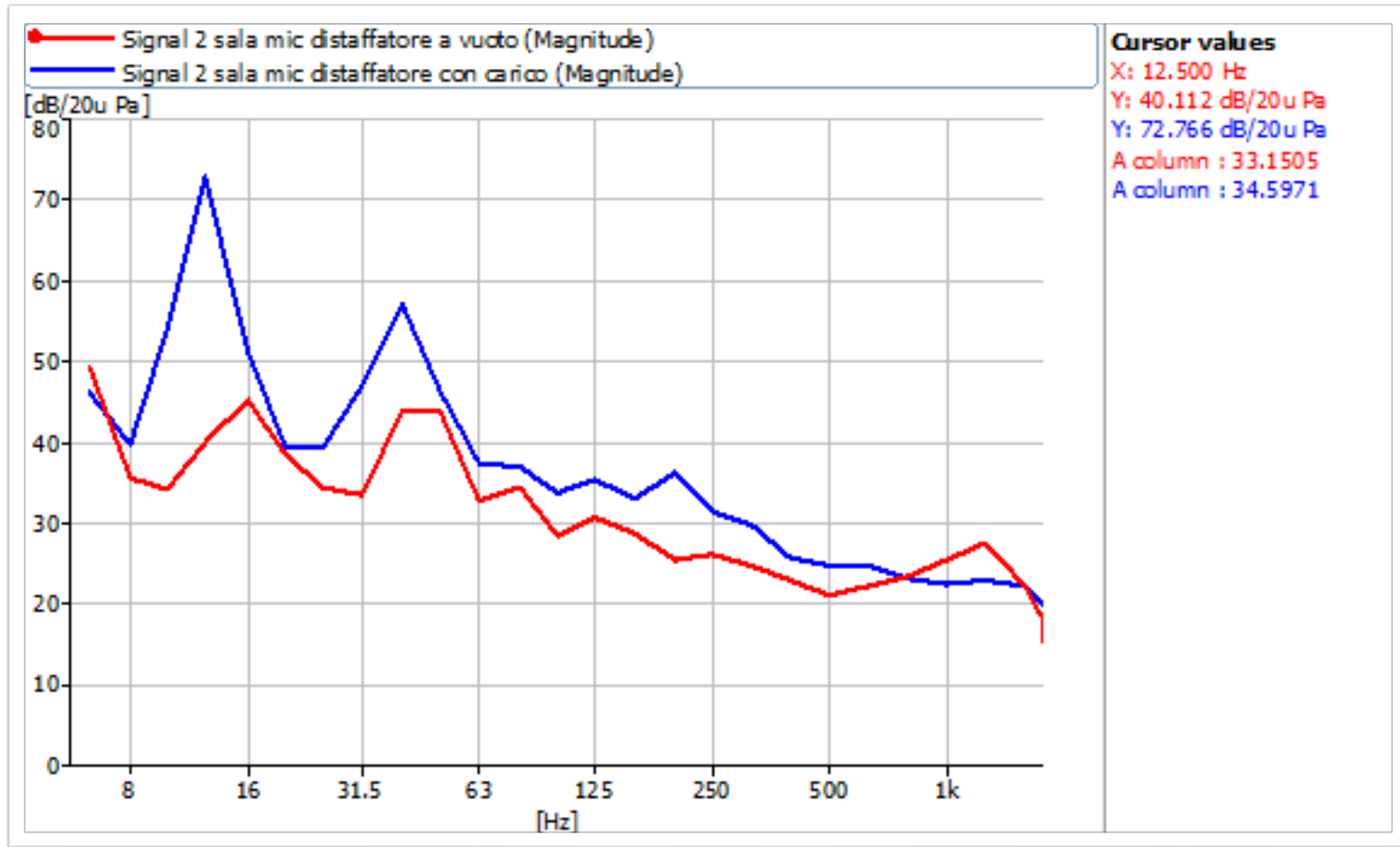
Cosa ne deduciamo?

# Spettro sonoro in reparto

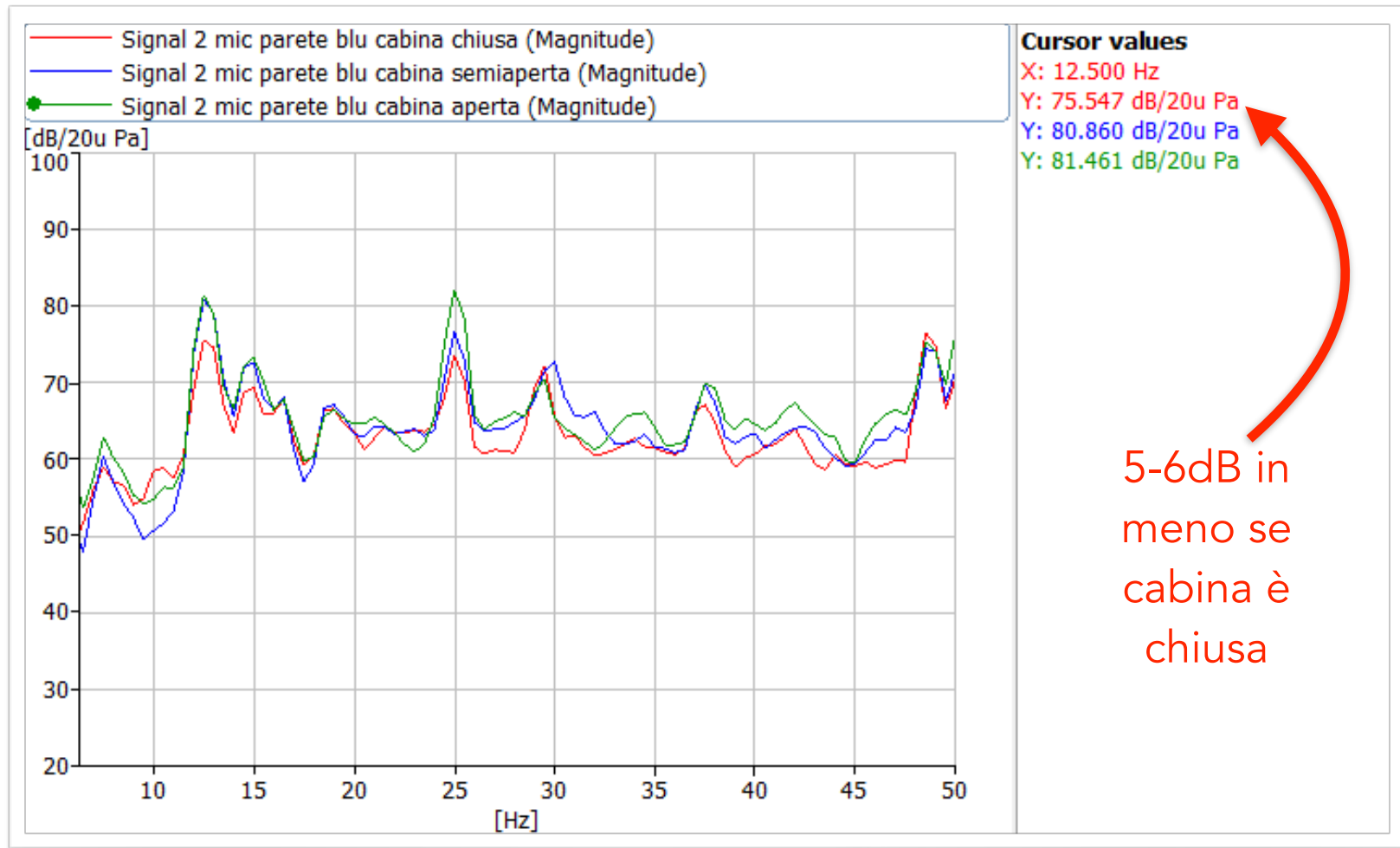




# Spettro sonoro in abitazione

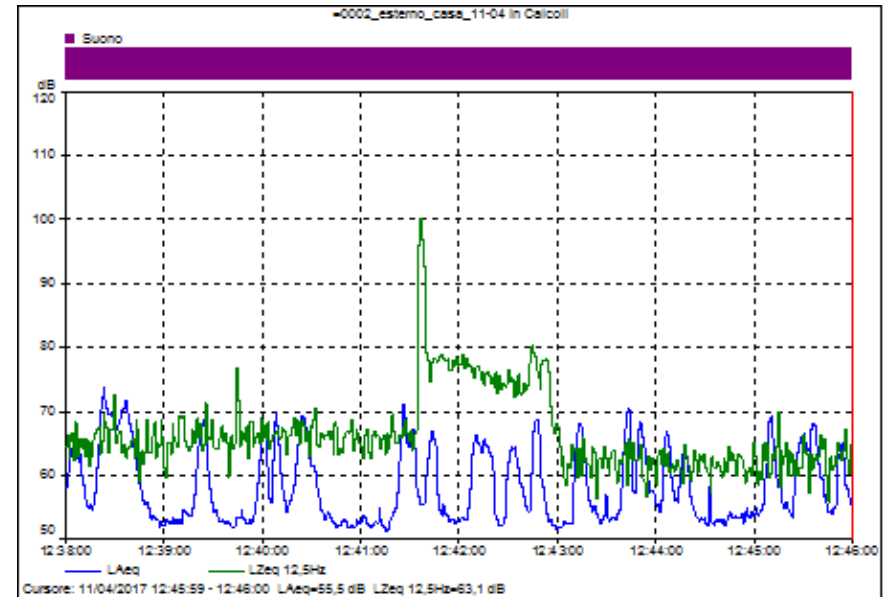
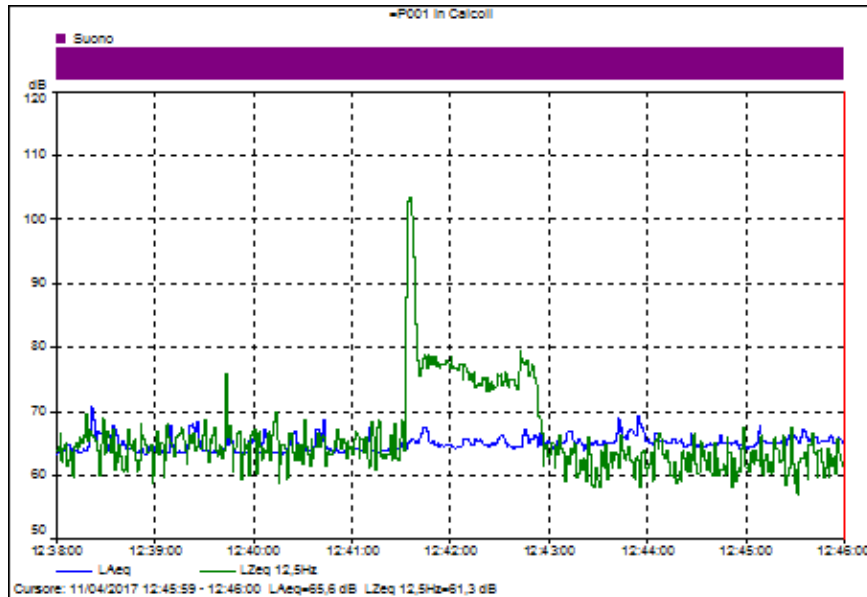


# Spettro sonoro immediatamente fuori dalle pareti del reparto



# Tracciati temporali di livello sonoro

## Cortile stabilimento e facciata abitazione (in esterno)



Tracciato verde = solo 1/3 oct. @ 12.5Hz

Tracciato blu = Leq [dB(A)] 20Hz-20KHz

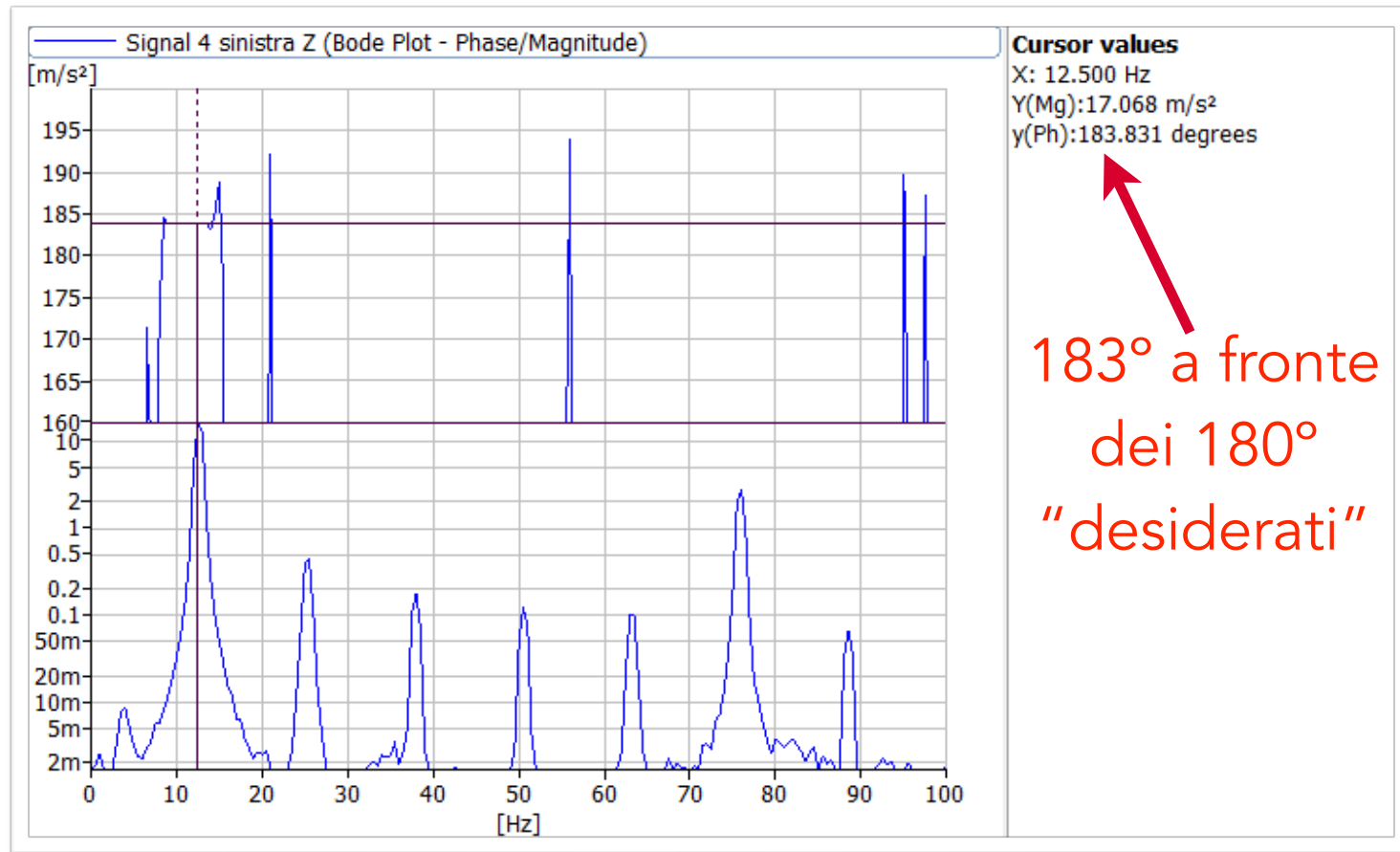
Si osserva che non ho quasi differenza tra livello di segnale a 12.5Hz nel cortile dello stabilimento e di fronte al ricettore!

## Confronto livelli sonori in esterno

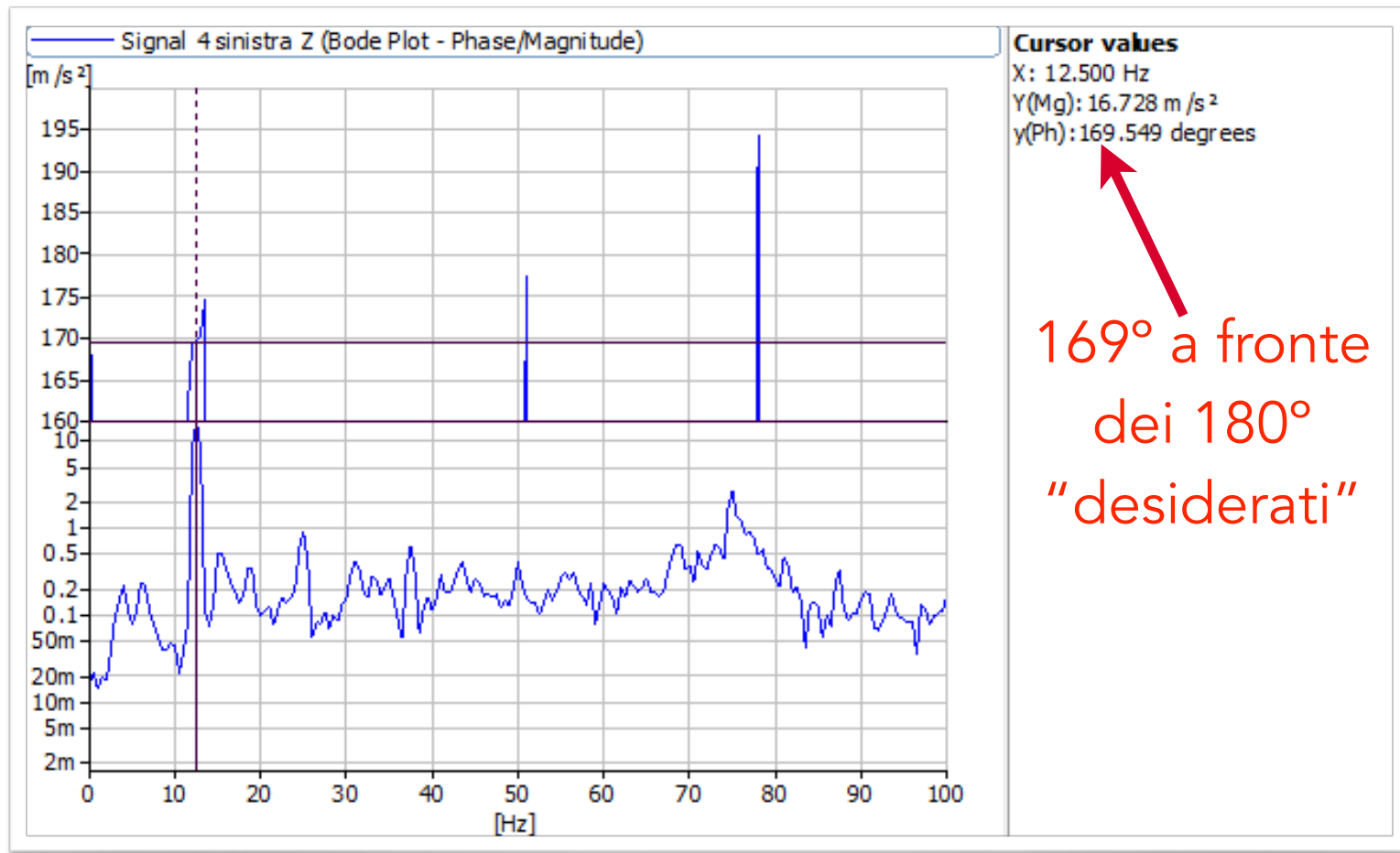
Ora evento	Leq@12.5Hz a ridosso della facciata	Leq@12.5Hz nel cortile	Leq@12.5Hz alla casa
	dB	dB	dB
14:53	86 (tetto)	89	86
15:01	82 (pannelli blu)	92	87
15:13	85 (Uglass)	91	87

Il confronto dei livelli sonori in occasione dei picchi di emissione a bassa frequenza conferma quanto osservato dai tracciati temporali di livello sonoro

# Controllo della fase con macchina "a vuoto"



# Controllo della fase con macchina "sotto carico"

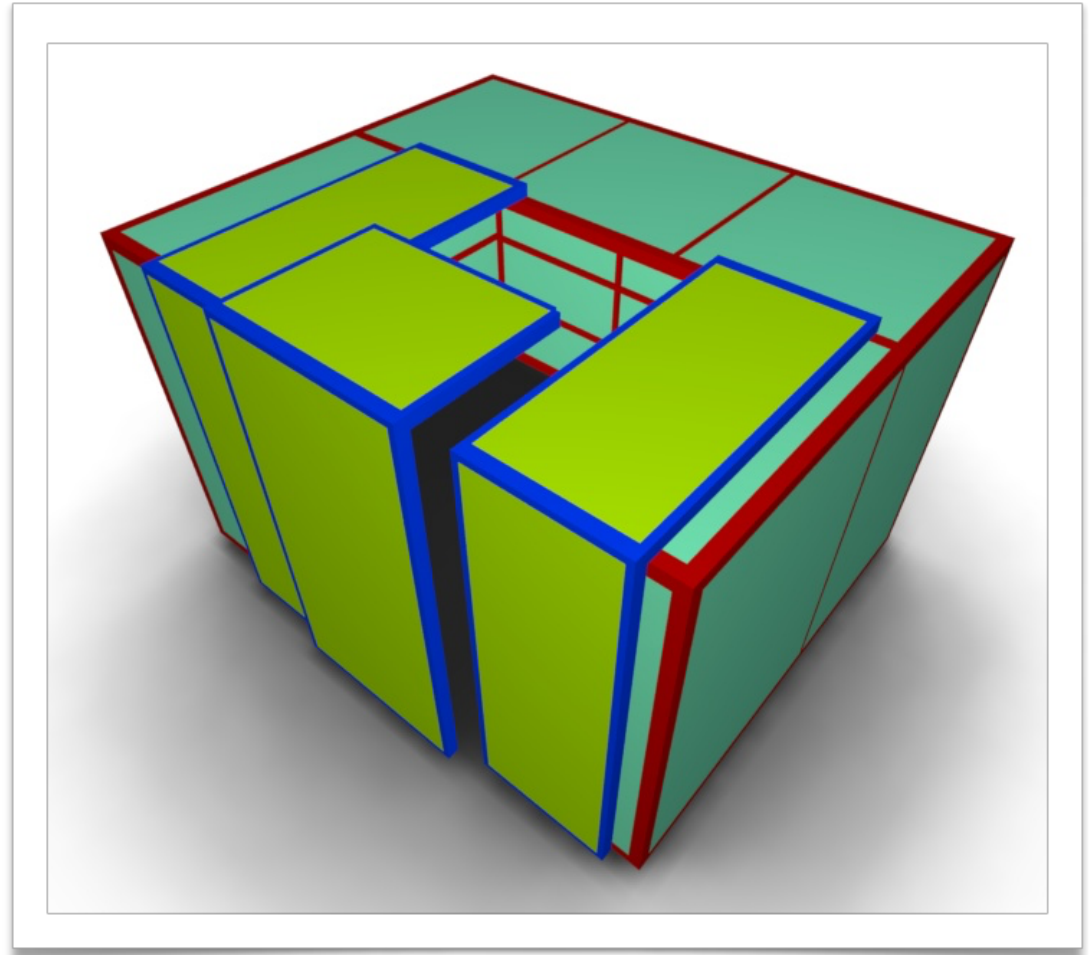


## Proposte di possibili interventi

- Mettere l'impianto in condizioni di poter lavorare a cabina chiusa (sembra ovvio no?)
- Migliorare **controllo di fase** sotto carico (da impresa fornitrice)
- Incrementare isolamento alla **banda infrasonora critica** (cabina o addirittura capannone). Già... mica facile però...
- Extrema ratio...intervento sul ricevitore

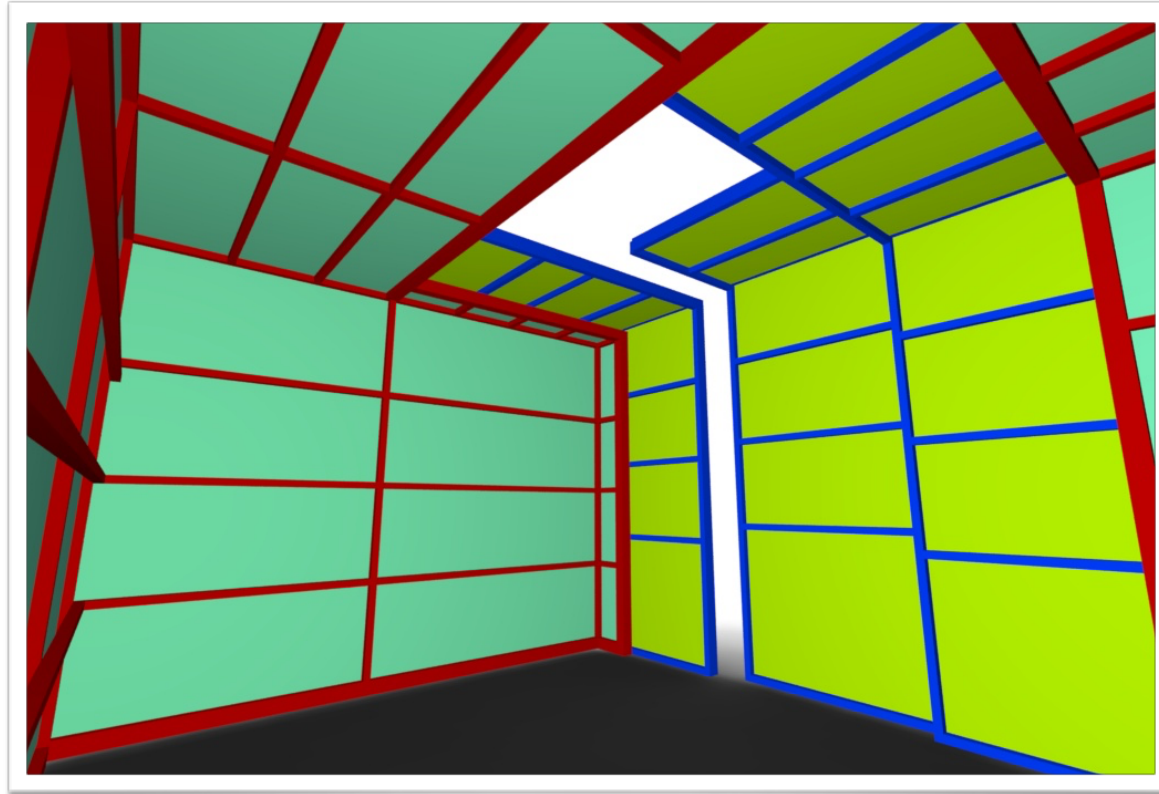
## Viste 3D delle modificazioni alla cabina

- Fase 1: apertura in alto per lavorare a cabina "pressoché chiusa.



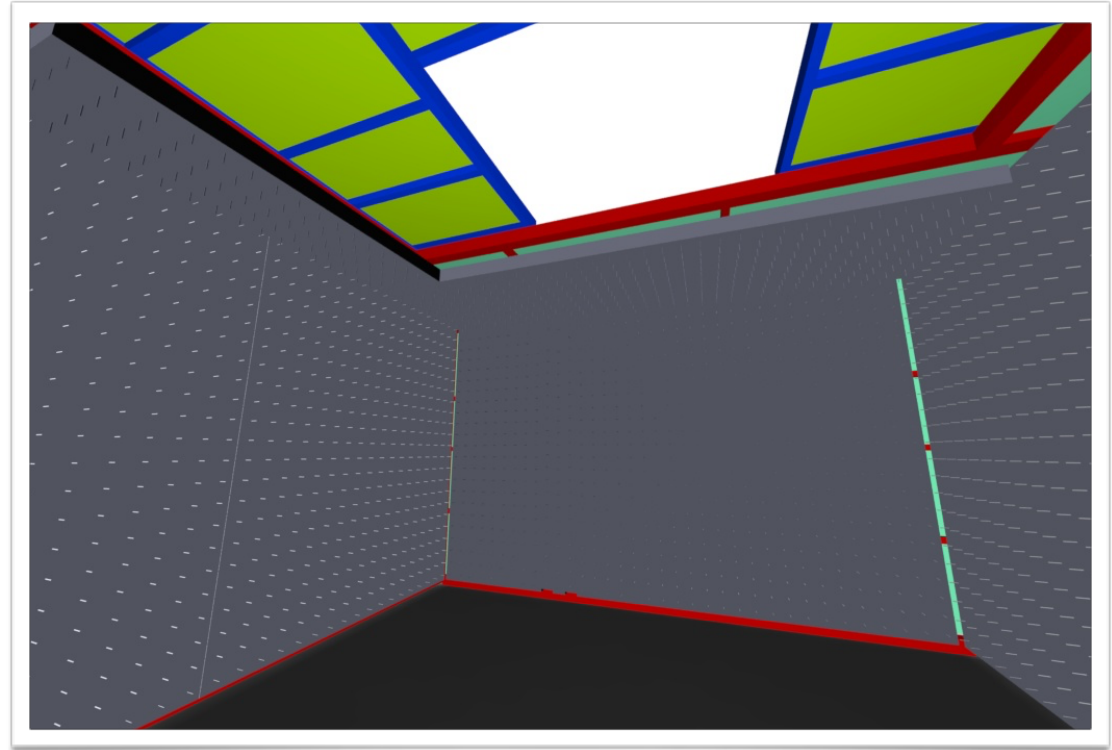
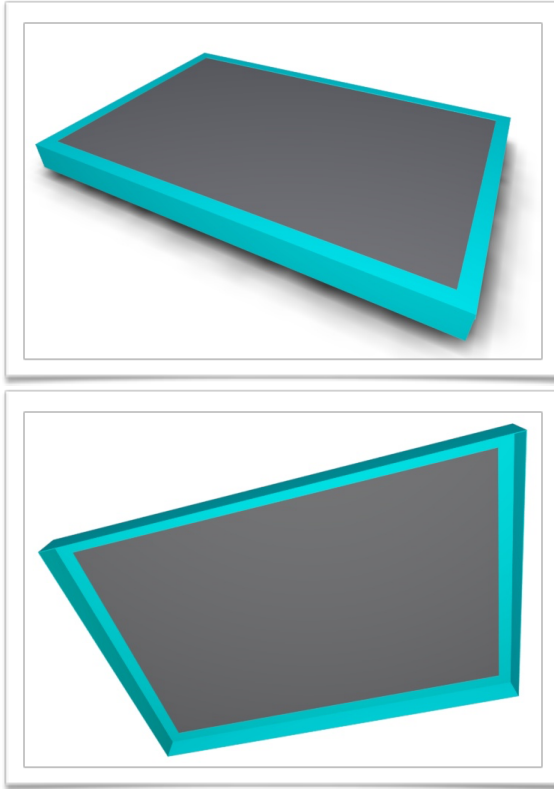


## Viste 3D delle modificazioni alla cabina



- Fase 2: Irrigidimento della struttura portante (telaio metallico) per installare risonatori a membrana accordati a 12.5Hz.

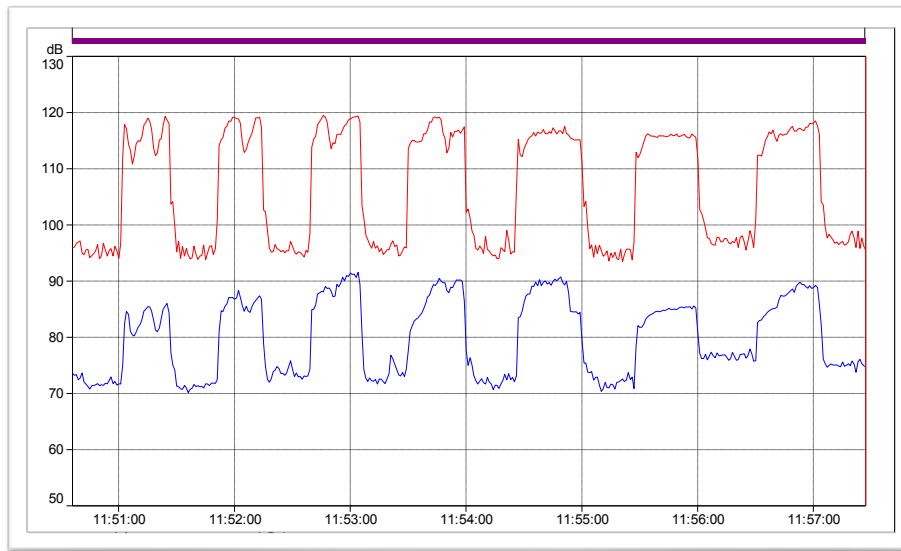
## Viste 3D delle modificazioni alla cabina



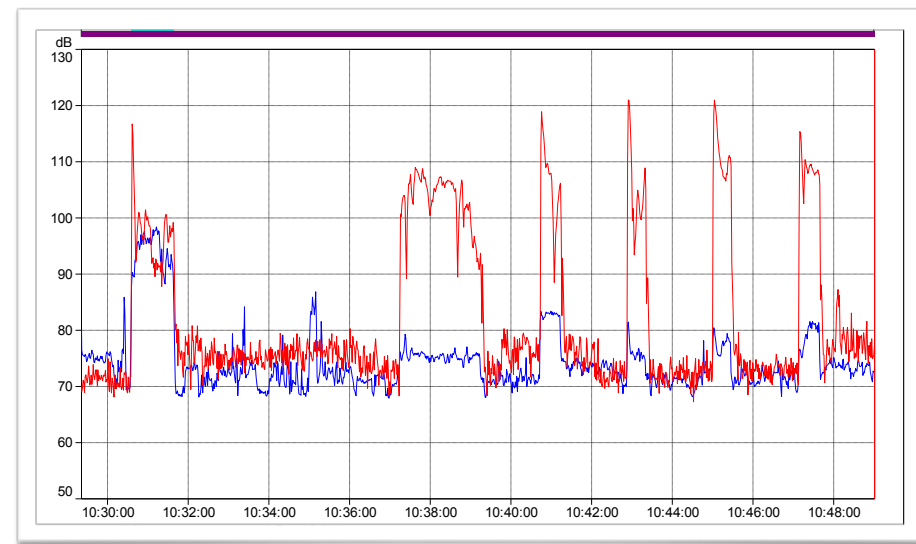
- Fase 3: Posa risonatori a membrana. Di fatto sono stati installati solo sulla parte scorrevole del portone: intervento di minima troppo ridotto in superficie per poter risultare efficace...

# Indagini strumentali post-intervento

Sono comunque state eseguite misurazioni di verifica post-intervento (seppur parziale). Non però al ricettore che NON ha più concesso il permesso di effettuare rilevazioni (ahi ahi ahi gli avvocati...)



Ante interventi c/o cabina



Post interventi c/o cabina

Il tempo in cui si ha un elevato livello sonoro a 12.5Hz si è ridotto pressoché alla sola fase di transitorio di avvio...

# ESERCITAZIONE

# Bibliografia e Ringraziamenti

Millman & Grabel: Microelectronics - 2nd ed.

J.P.Den Hartog: Mechanical Vibrations

S. Goldman: Vibration spectrum analysis

Leo Beranek: Noise and vibration control

B.Abrami: Dispense sul rumore da vibrazioni in ambienti chiusi

C. Sujatha: Vibration and Acoustics

W. Seto: Mechanical Vibrations

C. Colleferro: Costruzione di macchine e calcolo automatico

A.Rivola: Dinamica delle macchine e dei sistemi meccanici

*Si ringrazia infine Bruel & Kjaer Italia  
per aver concesso l'uso di alcune  
delle illustrazioni della serie illustrata.*

*Ing. Marco Gamarra - Studio MRG  
via Borgaro 105 - 10149 Torino  
+390115692863  
marco.gamarra@studiomrg.it*