

How to *select* isolators

# How to select isolators

Using linear elastic indentation hardness, a relation between the ASTM D2240 hardness and the Young's modulus for elastomers has been derived by Gent and by Mix and Giacomini. Gent's relation has the form

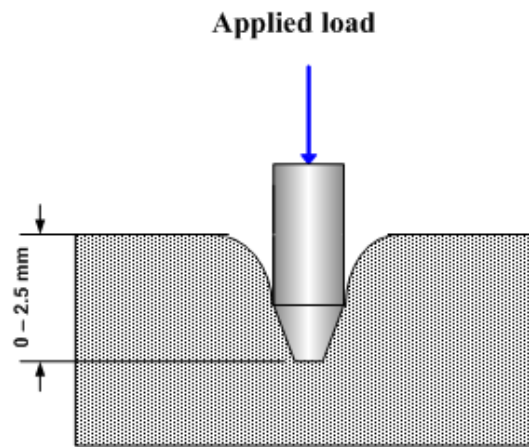
$$E = \frac{0.0981(56 + 7.62336S)}{0.137505(254 - 2.54S)}$$

$E$  Young's modulus in MPa

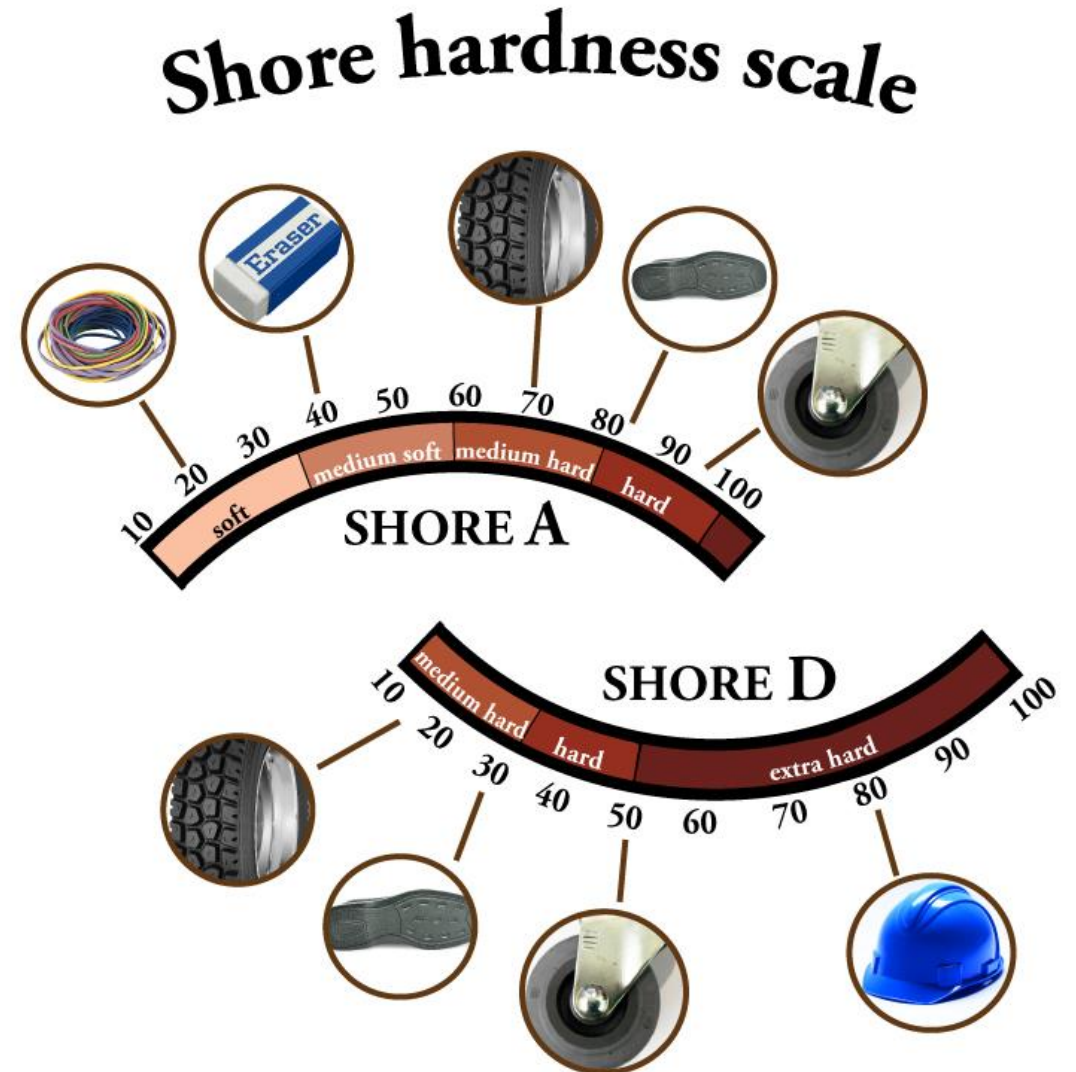
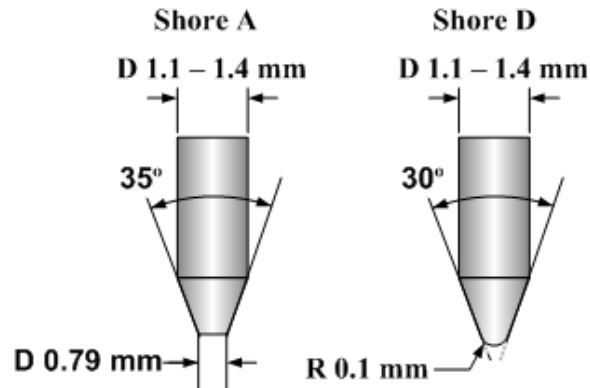
$S$  ASTM D2240 type A hardness

This relation gives an infinite value for  $E$  at  $S=100$ , but departs from experimental data  $S < 40$

## Durometer hardness test



## Durometer indenters



# How to select isolators

Chi ha il compito di programmare l'installazione di un impianto con isolamento dalle vibrazioni dovrebbe conoscere le diverse caratteristiche degli attuali sistemi oscillatori.

In linea di massima per la realizzazione dei sistemi oscillatori sono disponibili i seguenti materiali:

- elastomeri
- poliuretano (cellulare)
- materiali termoplastici
- metalli (acciaio)
- gas (aria)
- liquidi (olio)<sup>①</sup>

<sup>①</sup> solo in combinazione con elementi a molla

I gruppi adatti ai sistemi oscillanti sono composti da diversi elementi.

Esistono inoltre anche altri sistemi oscillatori con elementi sagomati realizzati in materiale termoplastico e combinazioni di elementi elastici con ammortizzatori idraulici.

## Sistemi oscillanti

### Elementi/Elements

puffer o tamponi/buffers
barre/bars
molle/springs
zoccoli/machine mountings
lastre/plates
supporti/supports
coni/cones
materassini sotto ballast/mattresses under ballast
elementi a molle (supporti chiusi)/ elastic elements (closed supports)
elementi con cavo d'acciaio/elements with steel cables
elementi a molla, in acciaio/elements with steel springs
sospensioni pneumatiche/pneumatic suspensions
molle pneumatiche/pneumatic springs
stabilizzatori/stabilizer

## Oscillatory systems

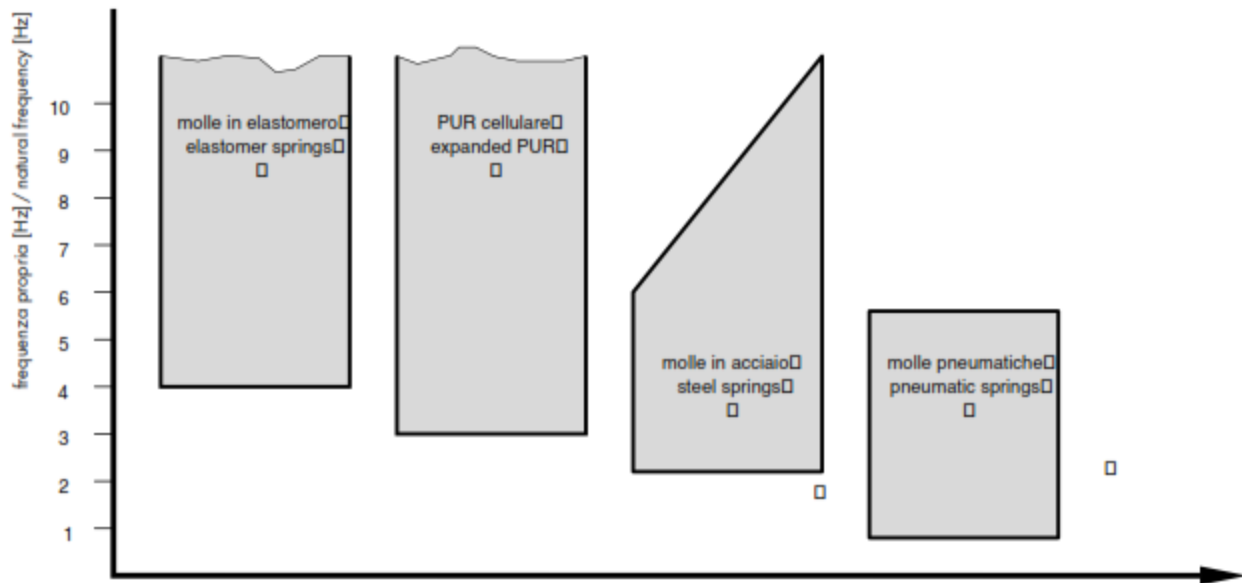
### Gruppo/Unit

Elastomeri (gomma) Elastomers (rubber)	PUR (espanso) PUR (expanded)	Acciaio Steel	Aria Air
•	•		
•			
•	•		
•			
•	•		
•			
•			
	•		
		•	
		•	
		•	
			•
			•
			•

# How to select isolators

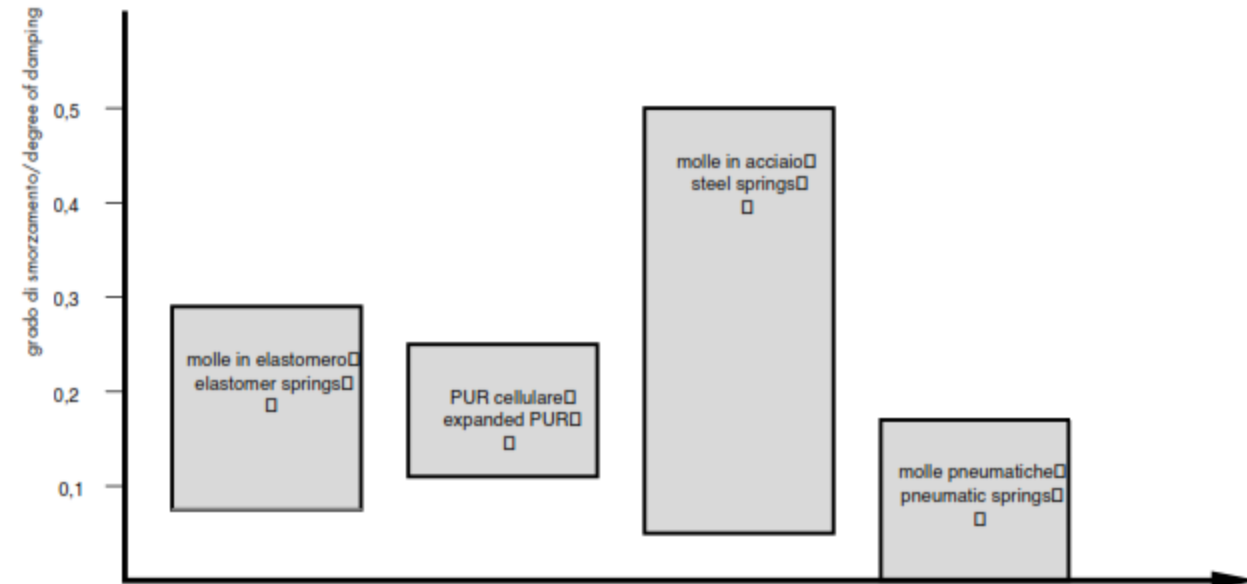
## Frequenza propria

Normalmente vengono indicate la frequenza dell'eccitatore e la massa di un impianto, per cui come variabili vengono prese in considerazione solo la frequenza propria e lo smorzamento del sistema.



## Grado di smorzamento

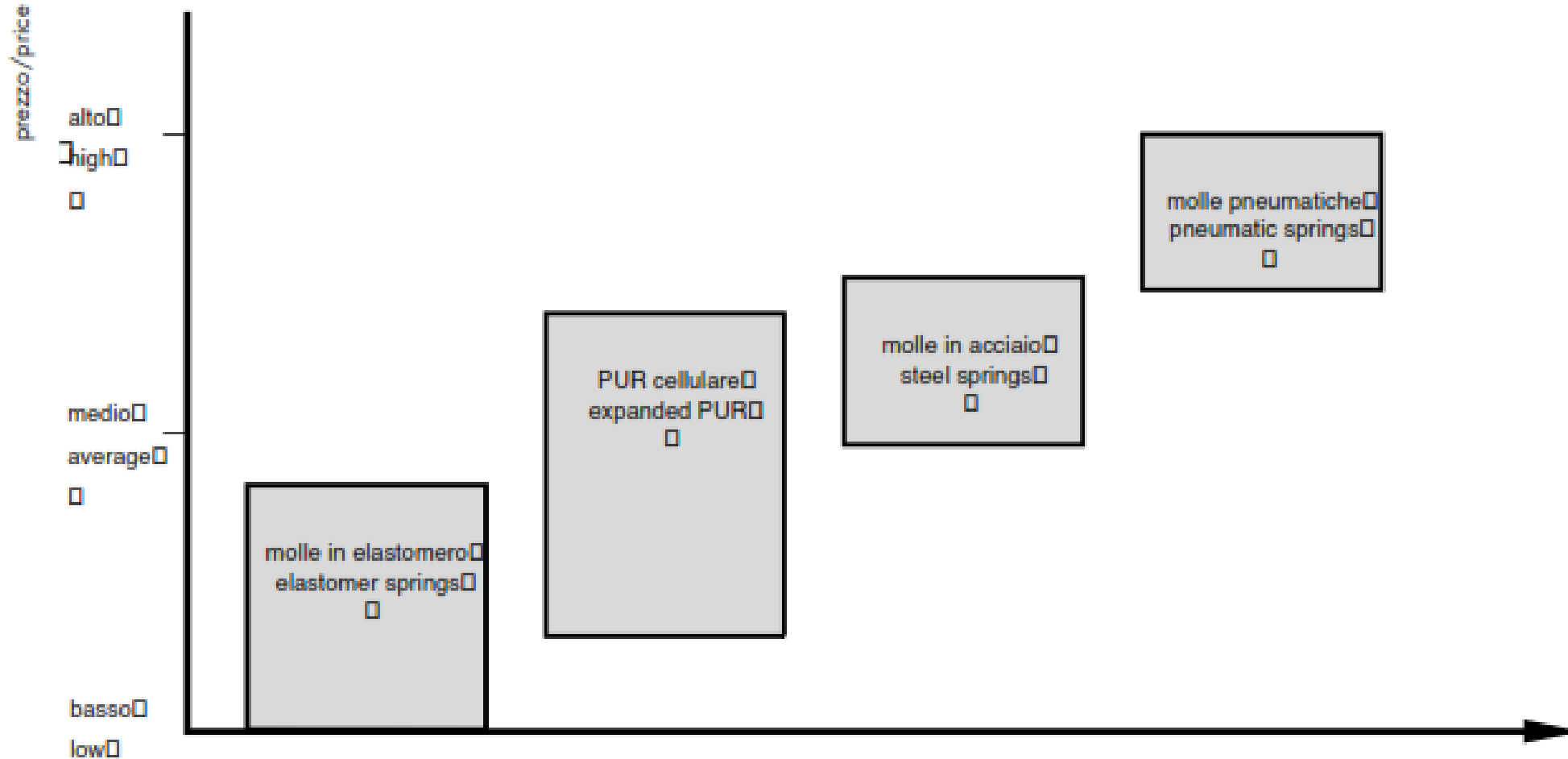
La premessa per un sistema oscillatorio è che nella zona di risonanza non si sviluppi alcun movimento inammissibile. Cioè, gli elementi di supporto devono presentare uno smorzamento sufficiente.



La sospensione è efficace per  $r^2$  maggiore di 2

# How to select isolators

## Prezzo/Price



# How to select isolators

## Elementi in elastomero



Gli elementi vengono utilizzati nelle seguenti forme:

- piastre
- molle in elastomero
- particolari in gomma/metallo
- tamponi (puffer)
- supporti stratificati, ecc.

I componenti in elastomero sono particolarmente adatti nei casi in cui sono importanti i seguenti criteri:

- elevata elasticità
- altezze di montaggio limitate

# How to select isolators

**Elementi in PUR** Poliuretano reticolato



Le caratteristiche principali del PUR sono:

- elevata comprimibilità volumetrica
- elevato cedimento elastico dinamico, fino all'80% dell'altezza originale
- resistenza ai prodotti chimici
- elevata resistenza allo strappo

I principali settori di impiego sono:

- fondazioni e pavimenti flottanti
- supporti per binari (materassini sotto ballast)
- ammortizzatori per gru
- molle nell'industria automobilistica

# How to select isolators

## Elementi in acciaio



Caratteristiche principali delle molle d'acciaio:

- con le molle d'acciaio è possibile ottenere quasi tutti i tipi di sospensione elastica per tutti i tipi di carico presenti
- il cedimento elastico delle molle è proporzionale al carico
- le molle in acciaio possono essere calcolate in modo molto preciso

Le molle in acciaio presentano uno smorzamento del materiale limitato. Questo viene spesso considerato uno svantaggio. Oggi esistono però molle d'acciaio con smorzamento con **SORDINO** (smorzamento per attrito) o smorzamento con **VISCO**, che superano lo smorzamento proprio degli elastomeri.



# How to select isolators

## Elementi ad aria



La sospensione è efficace per  $r^2$  maggiore di 2

Gli elementi pneumatici presentano la frequenza propria più bassa di tutti gli elementi. Possono essere utilizzati nei casi in cui è possibile un controllo periodico regolare.

Caratteristiche principali delle molle pneumatiche:

- basse frequenze proprie da 0,4 a 4 Hz
- frequenze proprie indipendenti dal carico, quasi costanti
- possibilità di ottenere uno smorzamento con uno strozzatore d'aria
- possibilità di ottenere una regolazione di livello variando la pressione dell'aria

# How to select isolators – Angst+Pfister

Gli elementi isolanti sono prodotti di lunga durata. Premessa a questo proposito è tuttavia una corretta selezione degli elementi.

Nel caso di elementi in gomma si deve tenere presente che, a parità di forza, la deformazione risulterà diversa in base al tipo di sollecitazione. La maggior parte degli elementi possono essere utilizzati sia in compressione, sia in taglio che in torsione. Sono ammessi carichi di trazione di breve durata derivanti dagli effetti di urto. Non è ammesso alcun carico di trazione continuo.

Esempio di tabella contenente caratteristiche tipiche di antivibranti

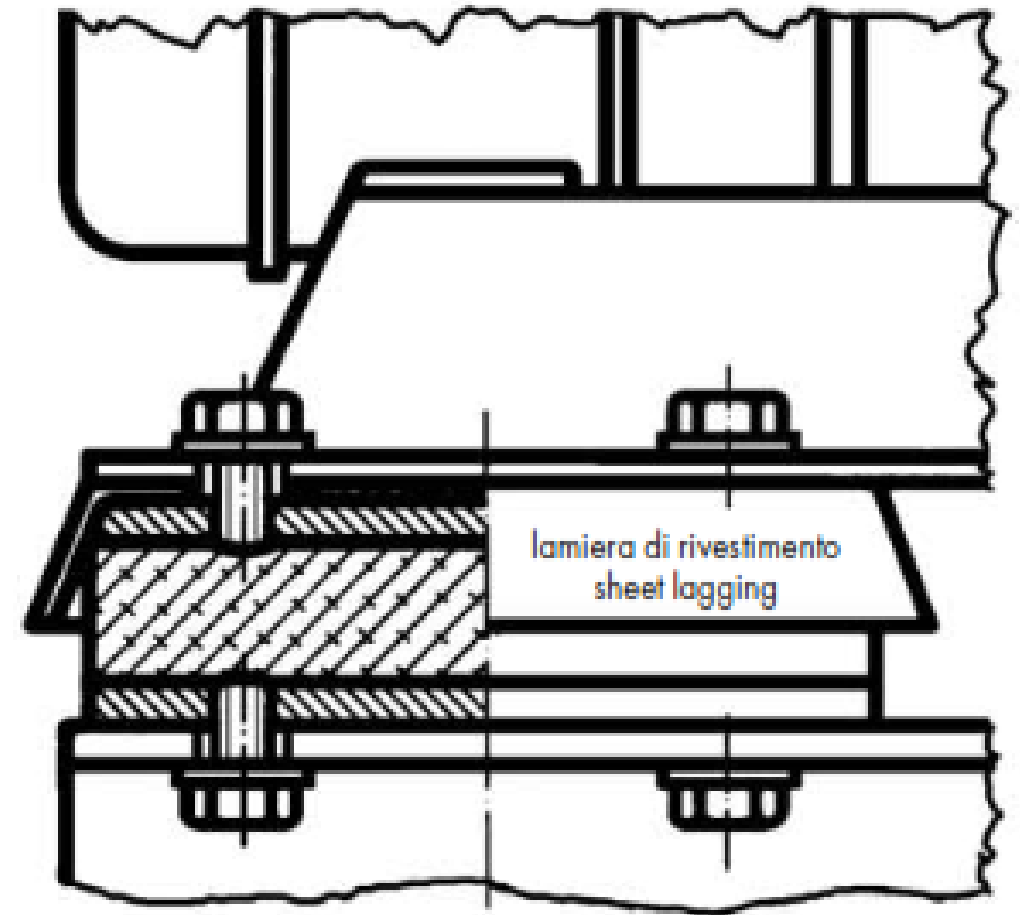
## Valori indicativi di carico

## Approximate load values

Tipo di carico/Type of load	Carico ammissibile/Acceptable static		Urto/Shock
	statico/load	dinamico/dynamic	
	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>
compressione/pressure	0,5	± 0,125	2,0
taglio/shear	0,2	± 0,05	0,6
trazione/traction	–	–	1,5
torsione/torsion	0,3	± 0,075	0,9
compressione/taglio (45°) pressure/shear (45°)	0,5	± 0,125	2,0

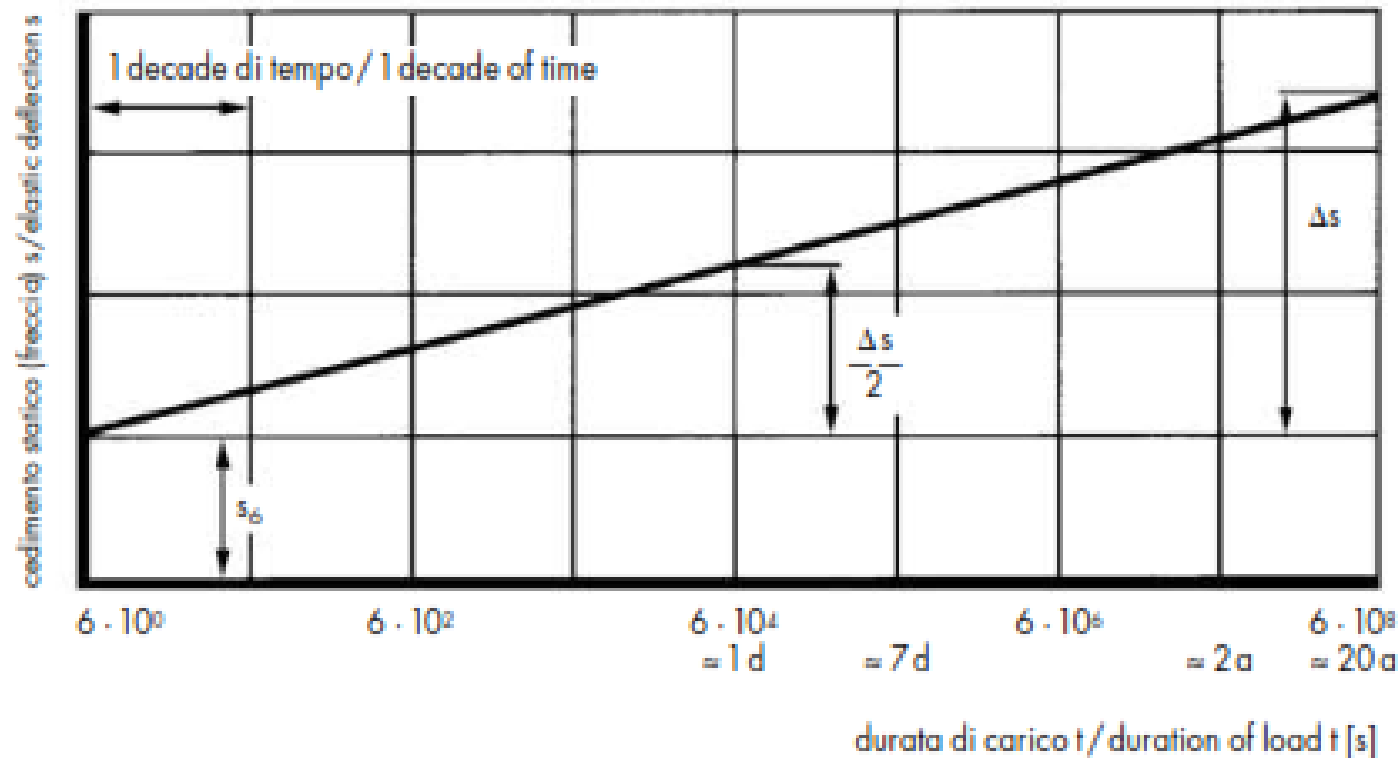
# How to select isolators – Angst+Pfister

Gli elementi ammortizzanti a base di gomma naturale (NR) non sono resistenti alle azioni di olio, grasso, carburanti o altri prodotti chimici. Si consiglia di proteggere questi elementi con delle coperture.



# How to select isolators – Angst+Pfister

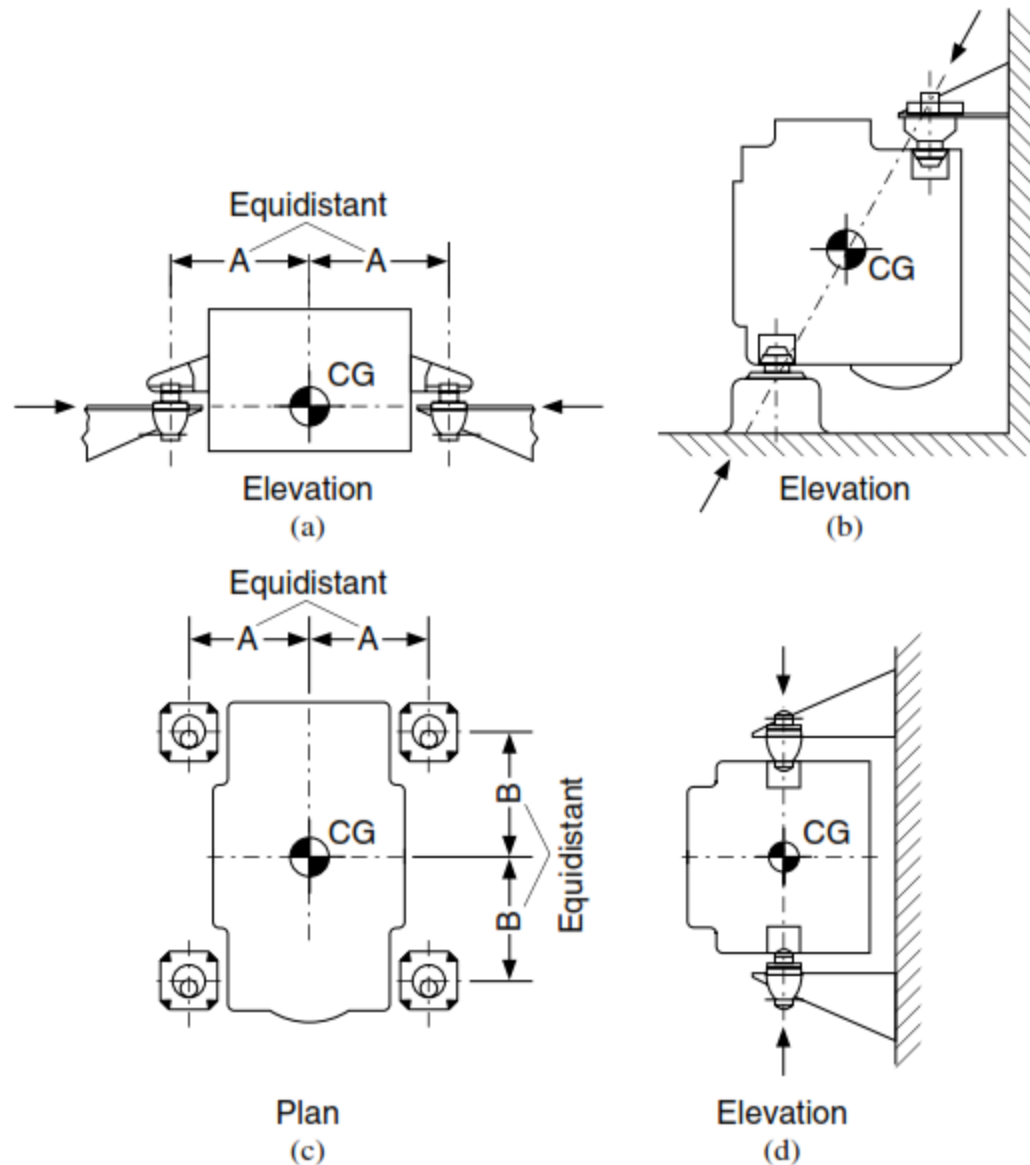
Gli elementi in elastomero presentano la particolarità dello «scorrimento», cioè una deformazione, causata dall'effetto di un carico, non ritorna più completamente nella posizione originale. Nella pratica, l'aumento di cedimento statico (freccia) causato dallo «scorrimento», in elementi isolanti, nella maggior parte dei casi, può essere trascurato.



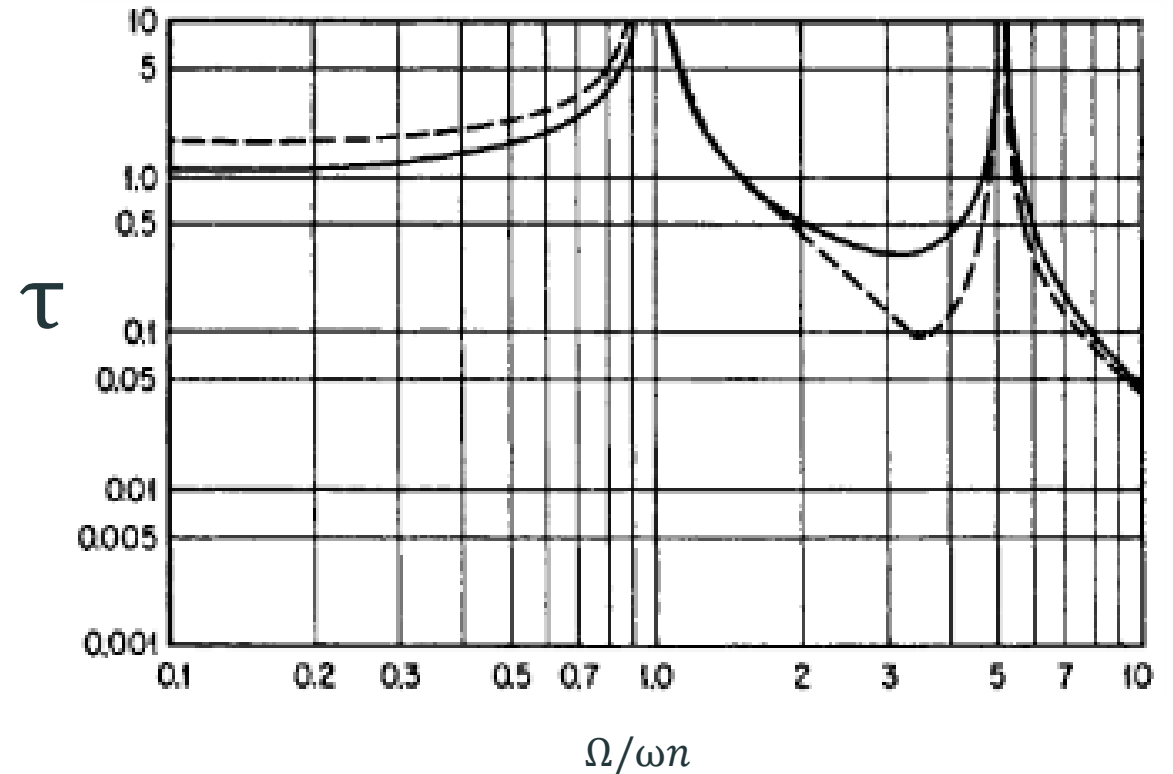
$s_6$  = cedimento statico dopo 6 secondi  
 $t$  = durata di carico [s] o (decadi)

$s_6$  = elastic deflection after 6 seconds  
 $t$  = duration of load [s] or (decades)

# How to select isolators



When the equipment and the isolator system have several degrees-of-freedom and the isolators are located in such a manner that several natural modes of vibration are **coupled**, it becomes necessary to consider the contribution of the several modes in determining the motion transmitted from the support to the mounted equipment or the force transmitted from the equipment to the foundation.



# How to select isolators

**Step 1. Required isolation efficiency.** First, indicate the percentage of isolation efficiency that is desired. In general, an efficiency of 70 to 90 percent is desirable and is usually possible to attain.

**Step 2. Transmissibility.** Determine the maximum transmissibility  $T$  of the system at which the required vibration isolation efficiency of Step 1 will be provided (from chart or formula)

**Step 3. Forcing frequency.** Determine the value of the lowest forcing frequency, i.e., (the frequency of vibration excitation). The lowest forcing frequency is used because this is the worst condition. If a satisfactory value of isolation efficiency is attained at this frequency, the vibration reduction at higher frequencies will be even greater

**Step 4. Natural frequency.** Find the natural frequency of the isolated system (from chart or formula) required to provide a transmissibility determined in Step 2 for a forcing frequency determined in Step 3

**Step 5. Static deflection.** Determine the static deflection (from chart or formula) required to provide a natural frequency of Step 4

**Step 6. Stiffness of isolation system.** Calculate the stiffness  $k$  required to provide a natural frequency determined in Step 4

**Step 7. Stiffness of the individual vibration isolators.** Determine the stiffness of each of the  $n$  isolator depending on whether the vibration isolators are in parallel or in series

**Step 8. Load on individual vibration isolators.** Now calculate the load on each individual isolator

**Step 9. Isolator selection.** From a manufacturer's catalogue select a vibration isolator which meets the stiffness requirement determined in Step 7 and which has a load-carrying capacity equal to the value obtained in Step 8

# Design formula consideration

The level of isolation is defined as  $1-T$ . It was noted that in the isolation region ( $r^2 > 2$ ) the transmissibility decreases (hence, the level of isolation increases) as the damping ratio  $\zeta$  decreases.

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta \omega / \omega_n)^2}}$$

For small  $\zeta$

$$T = \left| \frac{1}{1 - \omega^2 / \omega_n^2} \right|$$

Stiffness's isolator

$$\omega^2 / \omega_n^2 = \omega^2 m / k$$

For small  $\zeta$

$$k = \frac{\omega^2 m T}{(1 + T)}$$

Static deflection of the isolator

$$\delta_s = \frac{mg}{k}$$

For small  $\zeta$

$$\delta_s = (1 + T) \frac{g}{\omega^2 T}$$

Con queste equazioni semplificate, si calcola facilmente  $k$  e la freccia statica di un antivibrante poiché dipendono solo da  $T$  (dato di progetto che voglio ottenere),  $\omega$  (freq di eccitazione) e la massa del macchinario che vogliamo sospendere

# How to select isolators – Angst+Pfister

## Elementi isolanti

Il calcolo degli elementi isolanti nella pratica si dimostra molto problematico, poiché, nella maggior parte dei casi, mancano i necessarie dati basilari riguardanti le forze di squilibrio, la posizione del baricentro, la rigidità della macchina e la velocità di oscillazione ammissibile. Inoltre questi influssi possono variare notevolmente anche in macchine con la stessa struttura.

Per una migliore comprensione delle relazioni, i seguenti calcoli si riferiscono ad una massa unica oscillante con forza di eccitazione armonica e posizione di appoggio estremamente rigida (situazione che non si verifica mai nella realtà). Per molti impianti questa semplificazione si dimostra però ammissibile.

Determinante per l'efficacia di un supporto isolante in presenza di vibrazioni è sempre la frequenza dell'eccitatore  $f_{err}$  dell'oggetto supportato. La frequenza propria necessaria  $f_0$  degli elementi isolanti può essere calcolata dal grado di efficacia dell'isolamento  $i$  indicato o rilevato.

Per la determinazione del grado di efficacia dell'isolamento si deve tenere presente che non è possibile un isolamento al cento per cento. Il limite economico rientra tra l'80 e il 95%. Isolamenti migliori sono possibili in applicazioni mirate con fondazioni supplementari, supporti pneumatici e altro.

Theory

$$T = \frac{1}{1 - \omega^2 / \omega_n^2} \quad i = 100(1 - T)$$



# Esempio di antivibrante

## Zoccolo A+P

## A + P machine mounting

Cod. art. Art. no.	Modello Model	Durezza Hardness	Portata Load capacity	Forza di taglio Shear force	Cedimento statico Elastic deflection	Cedimento statico Elastic deflection
		Sh A	$F_z$ kg	$F_{x,y}$ N	$s_z$ mm	$s_{x,y}$ mm
85221101	110	45 ±5	760	8 500	3,5	3,0
85221102	110	60 ±5	1 480	14 450	3,5	3,0
85221103	110	70 ±5	2 100	20 250	3,5	3,0

### Materiali:

- elemento in elastomero: NR, nero
- corpo metallico: acciaio fosfatato (leggermente lubrificato)
- parti metalliche di collegamento: acciaio fosfatato (leggermente lubrificato)

**Esecuzione:** con regolazione d'altezza

### Applicazioni:

Elementi di impiego universale per il supporto antivibrante di macchine ed apparecchi di tutti i tipi.

### Attenzione:

La rigidità al taglio degli elementi è maggiore della rigidità verticale.

### Materials:

- elastomer element: NR, black
- metal body: galvanised steel (slightly lubricated)
- metal connecting parts: galvanised steel (slightly lubricated)

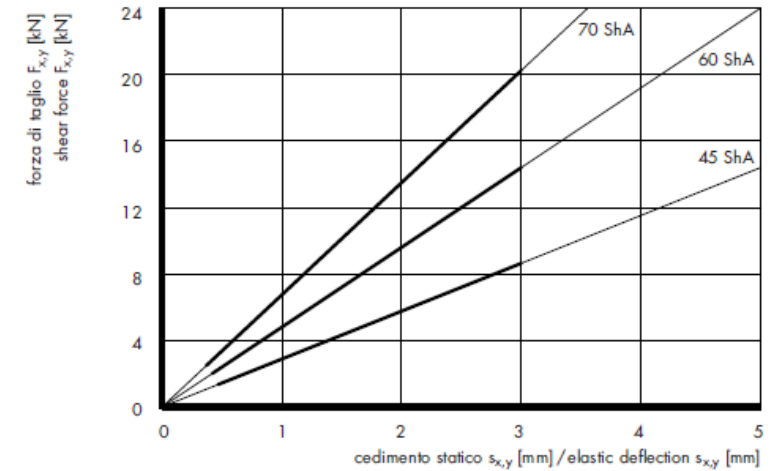
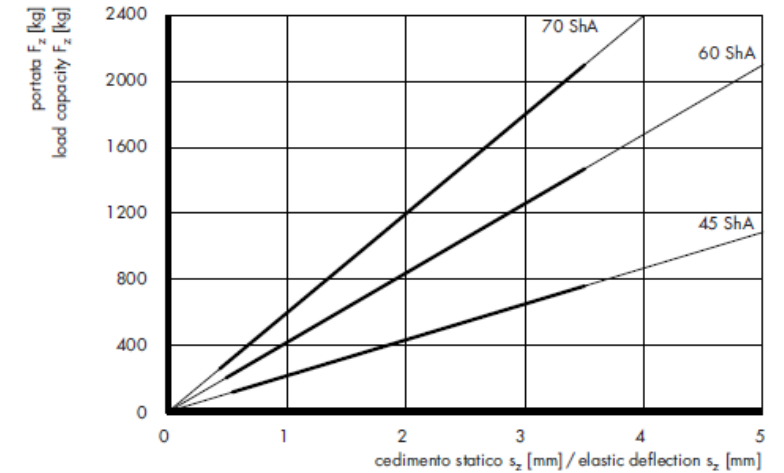
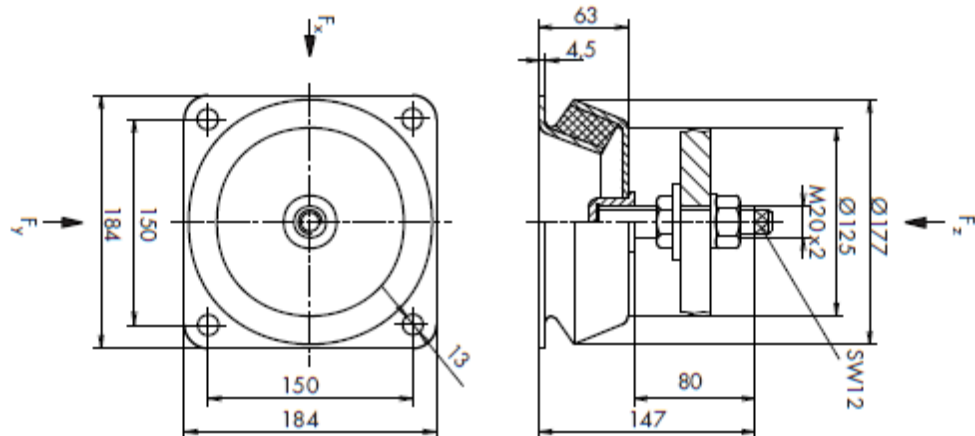
**Execution:** with height adjustment

### Applications:

Universally used elements for the vibration-proof support of machines and apparatus of all types.

### Attention:

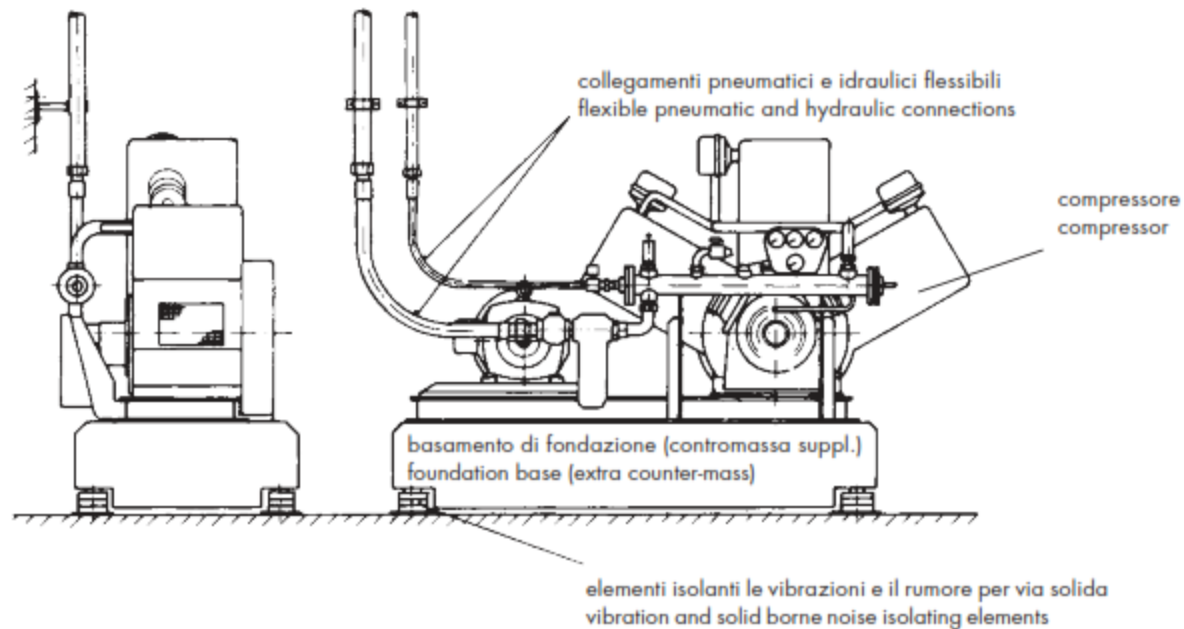
The shearing strength of the elements is higher than the vertical strength.



# How to select isolators – Angst+Pfister

## Elementi di supporto

Un compressore a 3 cilindri deve essere appoggiato su elementi di supporto come da schizzo riportato qui di seguito:



Dati:

- peso del motore elettrico con accessori  $m_1 = 20 \text{ kg}$
- peso del compressore  $m_2 = 400 \text{ kg}$
- numero dei giri del compressore  $n_2 = 900 \text{ min}^{-1}$
- numero dei giri del motore  $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$
- numero degli elementi antivibranti 6
- grado d'isolamento 90%

Da ricercare:

- contromassa richiesta come basamento di fondazione
- baricentro dell'impianto
- disposizione degli elementi antivibranti
- tipo degli elementi
- misure per evitare una trasmissione di vibrazioni attraverso le condutture di raffreddamento e dell'aria compressa.

# How to select isolators – Angst+Pfister

## Determinazione della contromassa supplementare

L'ampiezza di oscillazione di un impianto supportato elasticamente viene ridotta grazie ad una contromassa supplementare. In particolare, nel caso di compressori a rotazione lenta, sarà necessario un basamento di fondazione pari a tre-cinque volte il peso del compressore.

Dati prescelti:

fondazione in calcestruzzo con le seguenti misure:

lunghezza  $l = 2200\text{mm}$

larghezza  $b = 1100\text{mm}$

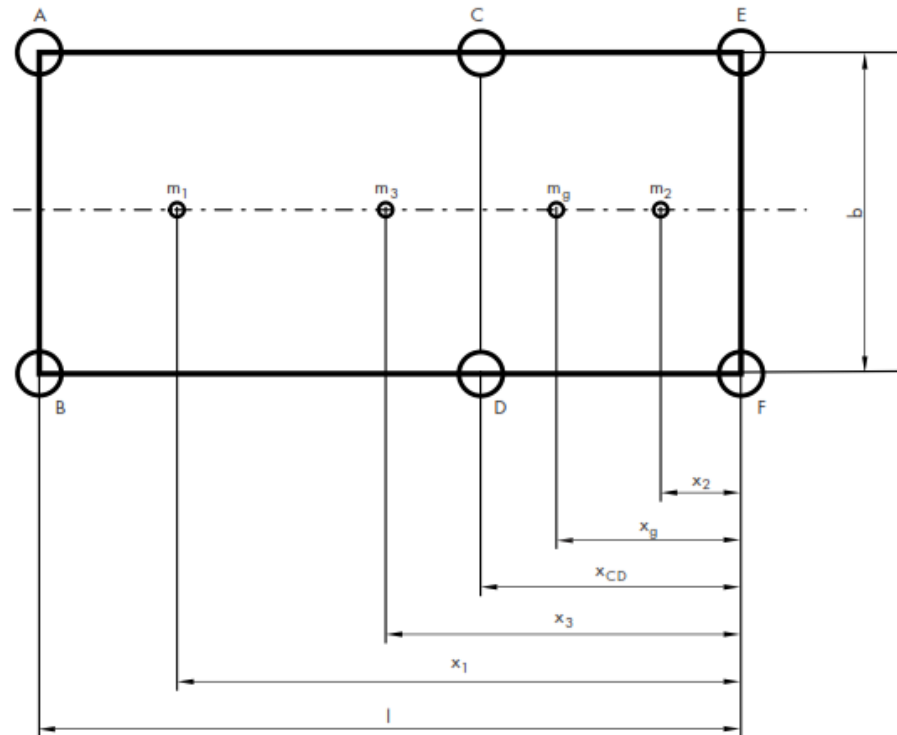
spessore  $h = 300\text{mm}$

densità del cemento armato  $\rho = 2,3\text{ kg/dm}^3$

si avrà una massa della fondazione  $m_3$

$$m_3 = l \cdot b \cdot h \cdot \rho$$

$$m_3 = 22 \cdot 11 \cdot 3 \cdot 2,3 = 1669,8\text{ kg}$$



## Individuazione della disposizione degli elementi di supporto

Calcolo della posizione del baricentro generale:

$x_1 =$  distanza del baricentro per  $m_1 = 1600\text{ mm}$

$x_2 =$  distanza del baricentro per  $m_2 = 200\text{ mm}$

$x_3 =$  distanza del baricentro per  $m_3 = 1100\text{ mm}$

Peso dell'impianto:

$$m_g = m_1 + m_2 + m_3$$

$$m_g = 20 + 400 + 1669,8 = 2089,8\text{ kg}$$

Posizione del baricentro:

$$x_g = \frac{(x_1 \cdot m_1) + (x_2 \cdot m_2) + (x_3 \cdot m_3)}{m_g}$$

Equilibrio delle forze rispetto al piano EF

$$x_g = \frac{(1600 \cdot 20) + (400 \cdot 200) + (1100 \cdot 1669,8)}{2089,8} = 932,5\text{ mm}$$

# How to select isolators – Angst+Pfister

## Disposizione degli elementi oscillanti

In base ai dati del problema l'impianto deve essere appoggiato su 6 elementi; la loro disposizione deve permettere una distribuzione uniforme del carico su ognuno di essi.

Carico per ogni elemento, in presenza di 6 elementi:

$$m_E = \frac{m_g}{6} = \frac{2089,8}{6} = 348,3 \text{ kg}$$

$$\sum M_{FE} = 0 = 2 \cdot m_E \cdot l - m_g \cdot x_g + 2 \cdot m_E \cdot x_{CD}$$

Equilibrio dei momenti rispetto alla retta FE (mA e mB a distanza l, 2 masse a distanza CD incognita, 2 masse in corrispondenza di FE che non danno contributo e la massa baricentrica)

$$x_{CD} = \frac{-2 \cdot m_E \cdot l + m_g \cdot x_g}{2 \cdot m_E} = \frac{-2 \cdot 348,3 \cdot 2200 + 2089,8 \cdot 932,5}{2 \cdot 348,3} = 597,5 \text{ mm}$$

Considerado  $i=90\%$ , si ottiene una trasmissibilità di 0,1  $\rightarrow i = 100(1-T)$

Considerando una trasmissibilità di 0,1 e una frequenza di eccitazione pari a quella del compressore (la minore delle due e quindi più critica), si ottiene che la frequenza naturale della massa di 348kg appoggiata all'antivibrante deve essere di 5Hz  $\rightarrow T = \frac{1}{1 - \omega^2/\omega_n^2}$

# How to select isolators – Angst+Pfister

## Elemento a molle GERB® S3Q, con Sordino

## Springs element GERB® S3Q, with Sordino

Cod. art.	Modello	Altezza libera Height without load $H_u$	Altezza sotto $F_z$ Height below $F_z$ $H_z$	Portata Load capacity $F_z$	Costante elastica verticale Vertical elastic constant $c_v$	Costante elastica orizzontale Horizontal elastic constant $c_h$	Pre- compressione Pre- compression	Peso Weight
Art. no.	Model	mm	mm	kg	N/mm	N/mm	mm	kg
12.2155.0321	S3Q-241 S	66	51	280	140	210	5	2,8
.0322	S3Q-242 S	66	51	310	160	250	4	2,9
.0323	S3Q-243 S	66	51	340	190	280	2	2,9
.0324	S3Q-244 S	66	51	400	240	340	2	2,8
.0325	S3Q-245 S	66	53	420	280	420	2	3,1
.0326	S3Q-246 S	66	54	500	350	530	2	3,1
.0327	S3Q-247 S	66	54	580	410	580	2	3,1
.0328	S3Q-248 S	66	53	690	490	720	1	3,1



E' stato scelto:  
elemento a molla GERB®,  
modello S3Q-244S,  
cod. art. 12.2155.0324

Utilizzando l'equazione dei sistemi SDOF per la stima della frequenza naturale ( $\omega_n = \sqrt{k/m}$ ), si ricava la rigidità che deve avere l'antivibrante per sostenere una massa di 348kg con frequenza naturale di 5Hz. Risulta l'antivibrante .0324. se facciamo i conti con l'equazione dei SDOF risulta 343N/mm

# How to select isolators – Angst+Pfister

## Elementi isolanti

Un apparecchio elettronico di comando deve essere montato su un impianto di trasporto. Per evitare inconvenienti all'elettronica è necessario un isolamento.

Dati conosciuti:

- peso dell'apparecchio di comando  $m = 60$  kg
- numero dei punti di fissaggio: 4
- frequenza dell'eccitatore dell'impianto di trasporto  
 $f_{\text{err}} = 1450 \text{ min}^{-1}$
- effetto isolante desiderato, molto buono ( $> 80\%$ )

Da ricercare:

elemento isolante per il fissaggio a parete

## Soluzione

In questo caso si tratta di un isolamento passivo, in grado di proteggere l'apparecchio elettronico da eventuali disturbi esterni.

Un fissaggio a parete significa che gli elementi da isolare devono essere scelti in base al taglio.

## Definizione del carico per ogni elemento di fissaggio

$$F = m \cdot g = 60 \cdot 9,81 \approx 600 \text{ N}$$

$$F_{1.4} = \frac{F}{4} = \frac{600}{4} = 150 \text{ N}$$

La formula per il grado d'isolamento risolta in funzione di  $f_0$  darà il valore di frequenza propria necessario per un isolamento dell'80%:

$$i = 100(1 - T) \quad T = \frac{1}{1 - \omega^2/\omega_n^2}$$

Da cui risulta che la frequenza naturale del sistema deve essere di 12Hz circa.

Il cedimento statico sarà di circa 1,72mm  $\Rightarrow \omega_n = \sqrt{g/\delta_{st}}$

# How to select isolators – Angst+Pfister

E' stato scelto:  
 puffer cilindrico esecuzione A  
 Cod. art. 12.2001.6903  
 durezza: 57 Shore A  
 dimensioni diam.: Ø 30 x 20 mm  
 perni filettati: M8 x 20 mm

I puffer cilindrici prescelti, in base alla loro caratteristica elastica a taglio, con un carico di 150 N, daranno origine ad un cedimento statico  $s_s$  di 3,58 m.

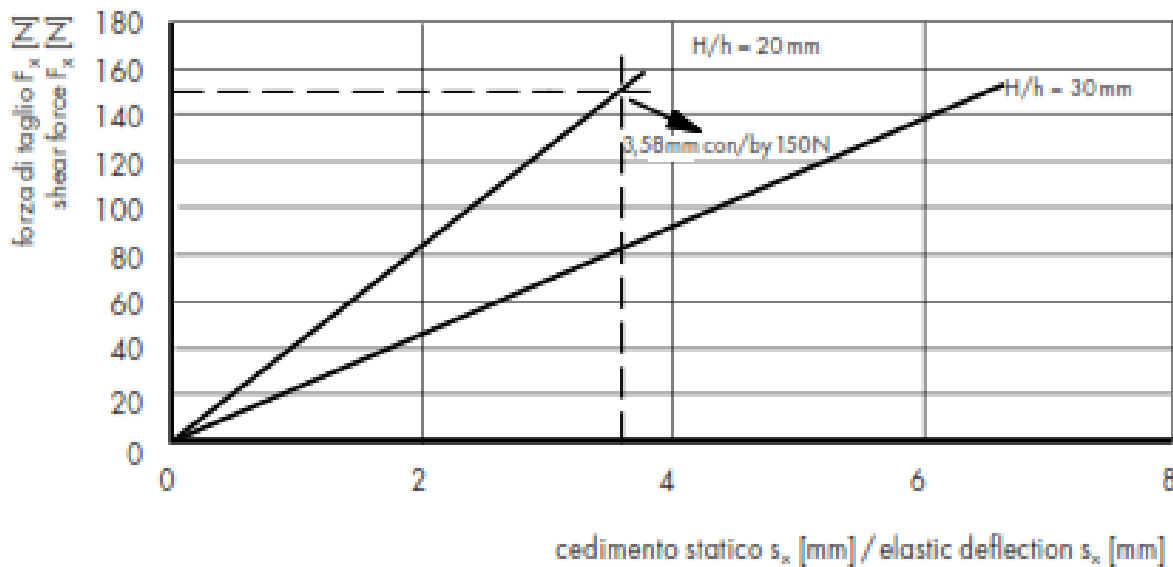
La scelta di antivibranti determina una nuova pulsazione naturale

$$\omega_n = \sqrt{g / \delta_{st}}$$

e una nuova trasmissibilità e un nuovo grado di isolamento pari al 87% circa, Quindi maggiore di quello richiesto

$$T = \frac{1}{1 - \omega^2 / \omega_n^2}$$

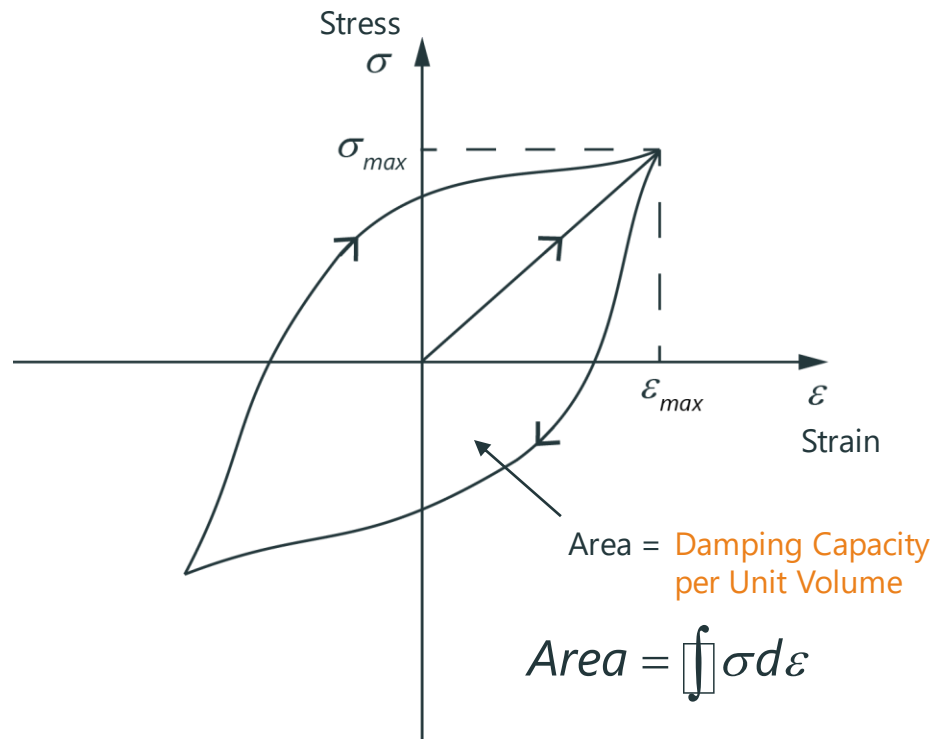
$$i = 100(1 - T)$$



Vibration isolators – experimental characterization



# Damping in viscoelastic materials



Internal damping of materials originates from the energy dissipation associated with microstructure defects, such as grain boundaries and impurities; thermoelastic effect caused by local temperature gradients resulting from nonuniform stresses. No single model can satisfactorily represent the internal damping characteristics of all materials. Nevertheless, two general types of internal damping can be identified: viscoelastic damping and hysteretic damping.

For a linear viscoelastic material, the stress-strain relationship is given by a linear differential equation with respect to time, having constant coefficients. The **Kelvin-Voigt** model is often used for modelling viscoelastic material:

$$\sigma = E' \epsilon + E'' \frac{d\epsilon}{dt}$$

$E'$  is the Young's modulus

$E''$  is the complex modulus representing the viscoelastic material damping properties that is assumed to be time independent

The frequency-dependent complex modulus model is an approach which allows the complex modulus to vary as a function of the excitation frequency

# Experimental characterization of viscoelastic material

The complex dynamic modulus of the material is defined as:

$$E^* = E' + jE'' \begin{cases} E' = \frac{\sigma}{\varepsilon} = k \frac{h}{A} \\ E'' = c\omega \frac{h}{A} \end{cases} \longrightarrow \begin{array}{l} \text{Loss factor which} \\ \text{represents the} \\ \text{damping capacity of the} \\ \text{material} \end{array} \quad \eta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)}$$

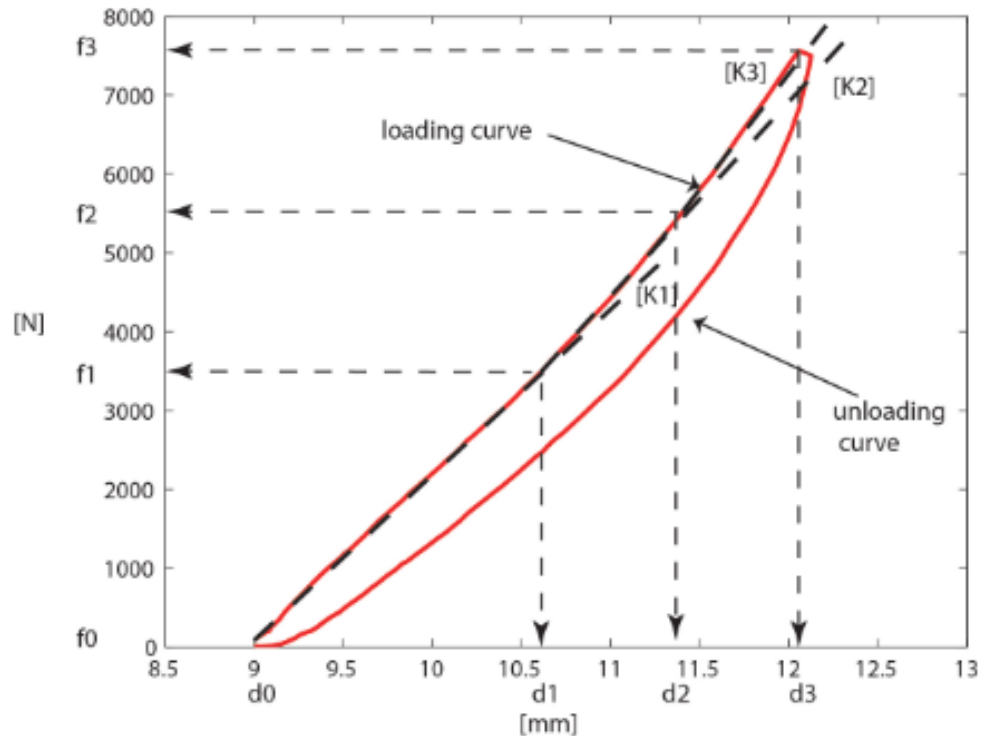
Generally, the experimental accelerometer signal is used as the response. As a consequence the complex stiffness and the complex modulus are obtained through the frequency response function as

$$E'(\omega) + jE''(\omega) = \frac{h\omega^2}{A} \left( \begin{array}{c} 1 \\ \frac{\ddot{x}(\omega)}{F(\omega)} \end{array} \right)$$

# Experimental characterization of viscoelastic material – Example

Test on polyurethane material for heavy-duty wheel

Cylindric sample 9mm height and 20mm diameter.



Stage 1. Static analysis.

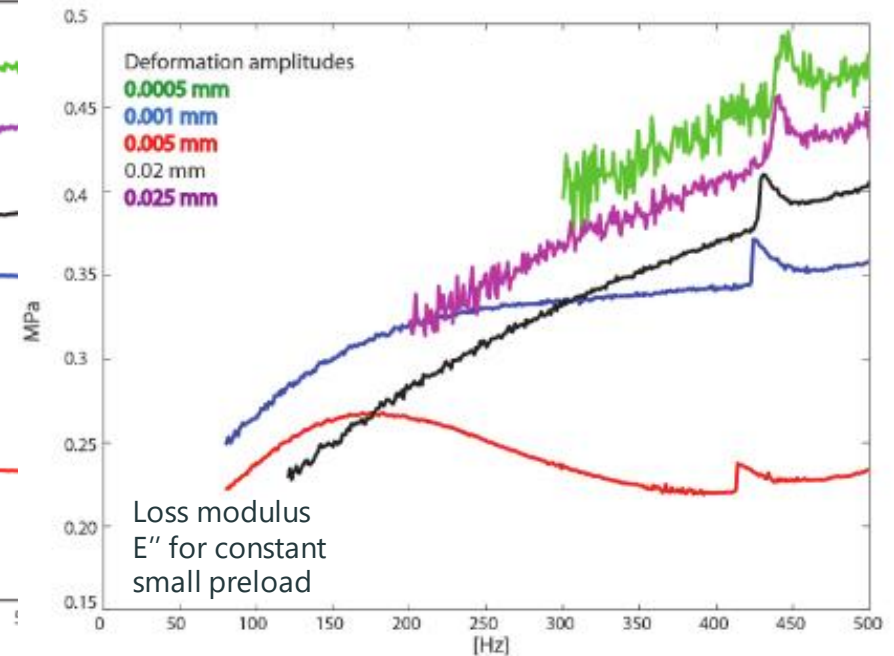
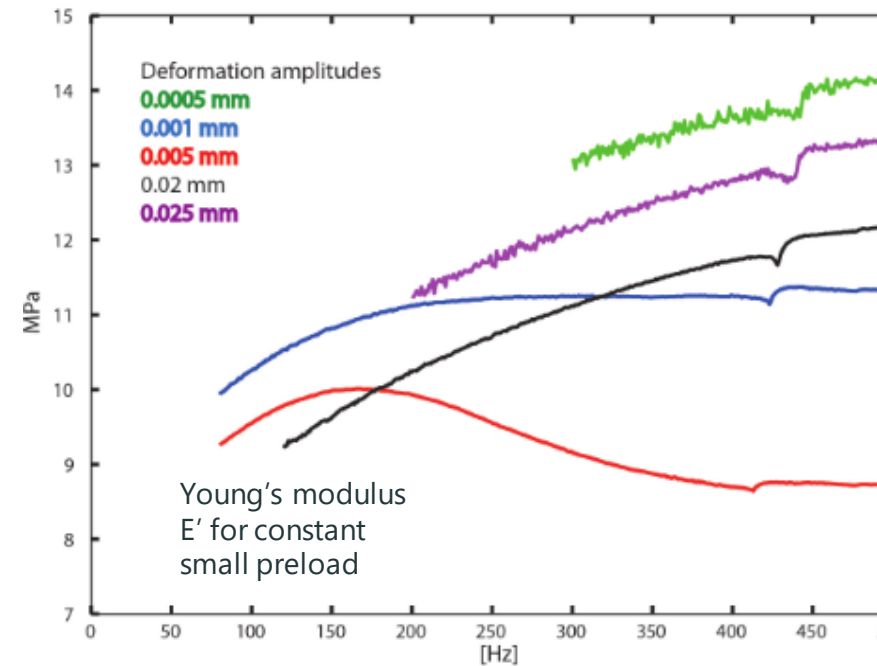
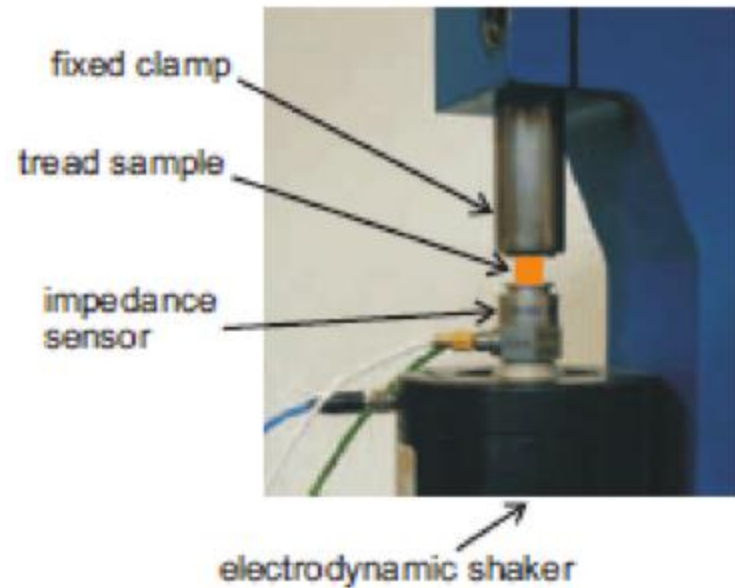
$n$	$\delta n$ (mm)	$\delta f$ (N)	$K$ (N/mm)	$E$ (MPa)
1	1.6	3500	2187	8.57
2	0.75	2000	2631	10.31
3	0.69	2000	2898	11.36

Ottengo diversi valori di rigidità statica in funzione del carico applicato

# Experimental characterization of viscoelastic material – Example

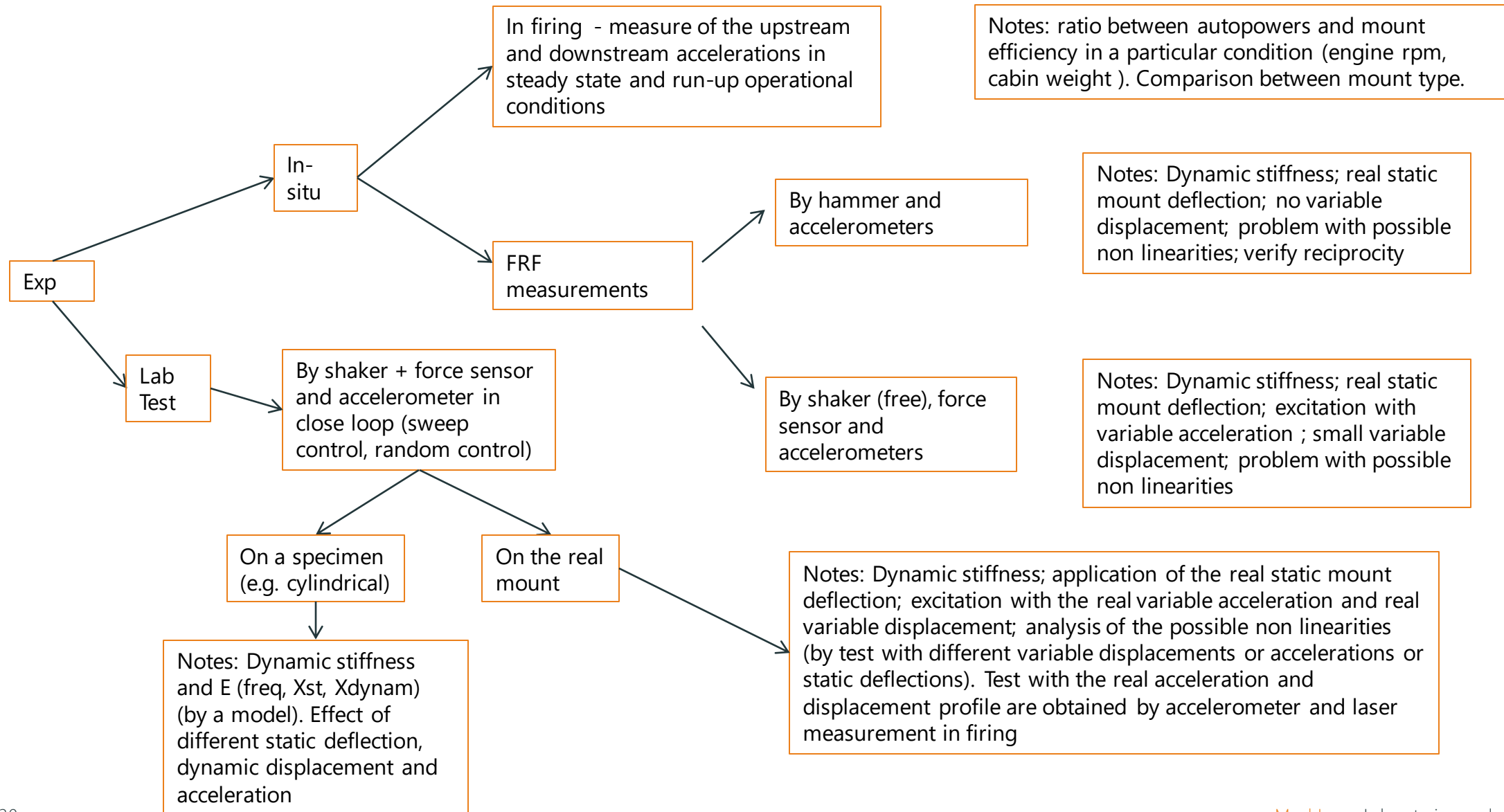
## Test on polyurethane material for heavy-duty wheel

The measure curves do not cover the same frequency range. The upper frequency for each excitation level is constrained due to the limited power of the shaker. The higher the vibration amplitude, the more power is needed at the same frequency. The lower frequency limit is related to the sensitivity of the impedance sensor. There is a lower limit for the acceleration and force measurement below which the signal to noise ratio becomes too low.

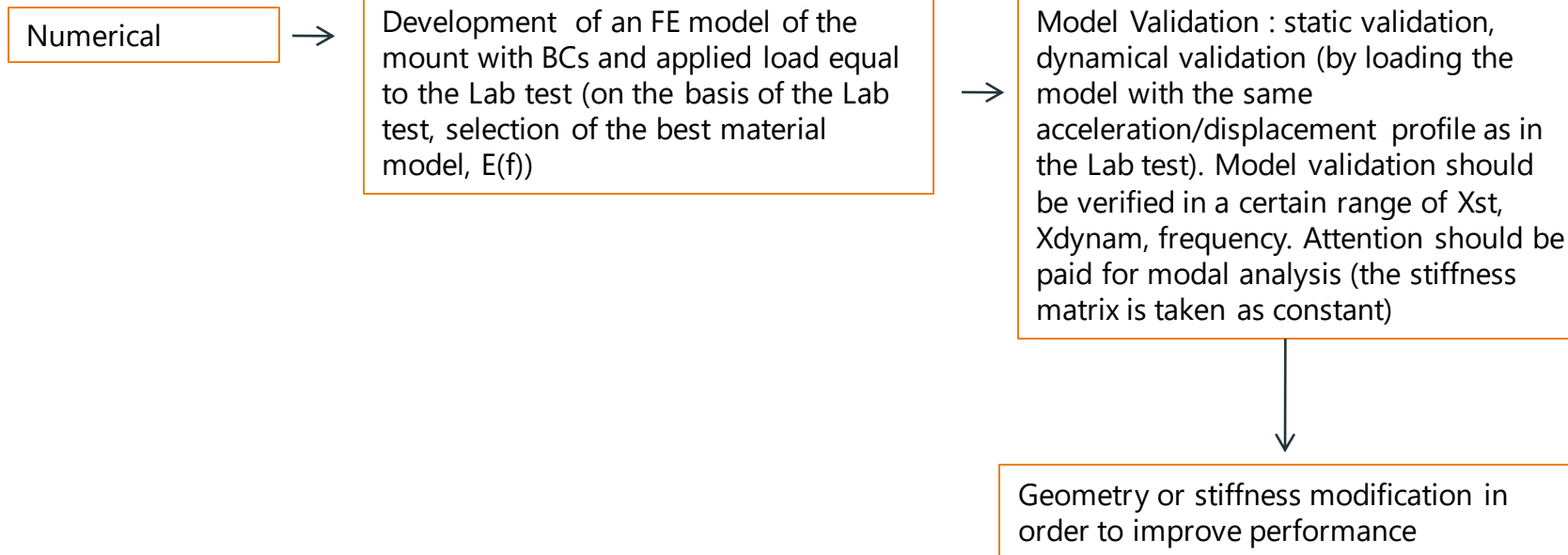


- Nei cataloghi, si presenta la scelta degli antivibranti mediante un procedimento statico basato su “schiacciamento statico”, rigidezza statica”, shore.
- Questo non è quasi mai sufficiente poiché:
  - Il sistema reale non è quasi mai riconducibile ad un sistema ad 1GDL (dopo la prima risonanza nella funzione Trasmissibilità ci sono sempre altri picchi)
  - La rigidezza dipende dalla frequenza (rigidezza dinamica)
  - La rigidezza dipende dal precarico (schiacciamento statico)
  - La rigidezza dipende dal carico dinamico (peak-peak)
- La scelta mediante procedimento statico è condizione necessaria, ma non sufficiente.
- Sono necessari test sperimentali dinamici e relative verifiche

# MOUNT characterization (1)



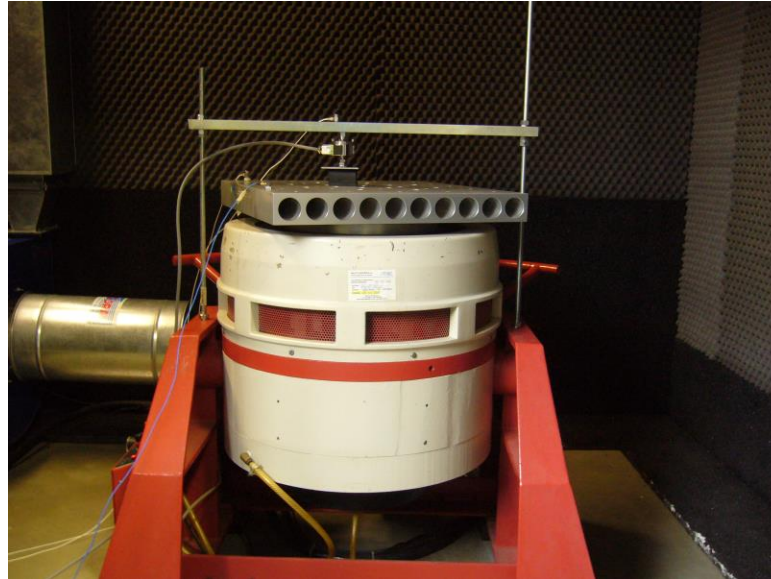
# MOUNT characterization (2)



# Case study 1 - MOUNT characterization – Direct Method

Model for E determination  
(correction for BCs)

Setup for DS measurements in Lab test (Direct Method, i.e. direct measurement of acceleration and Force)



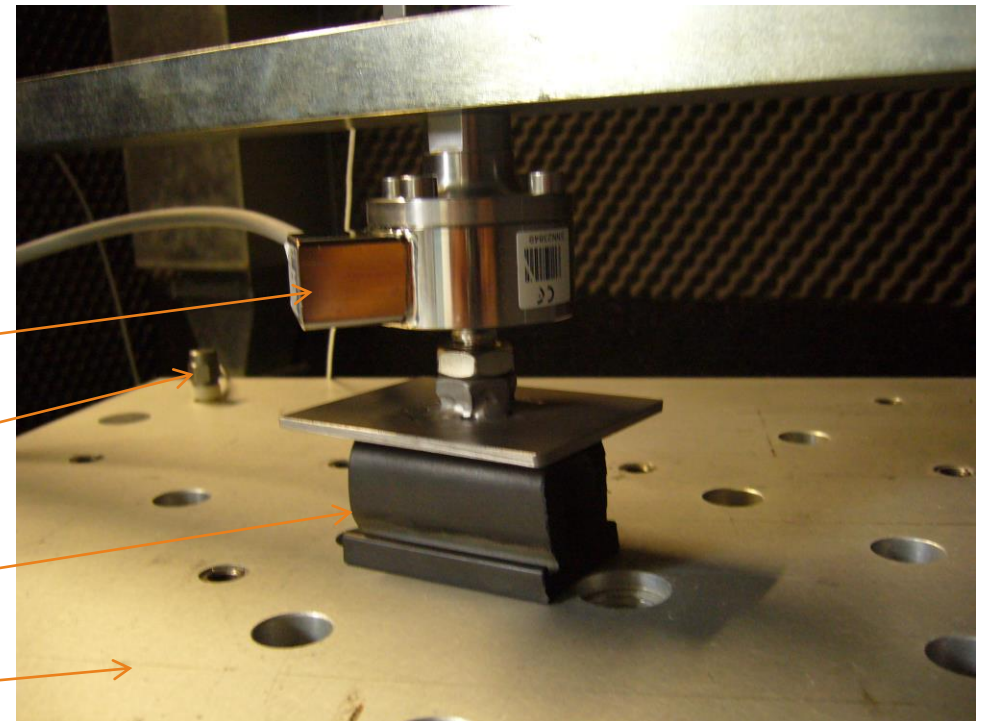
$$E'(\omega) + jE''(\omega) = \frac{L\omega^2}{A} \left( \frac{1}{\ddot{x}/F} \right)$$

Force sensor

Control accelerometer

specimen

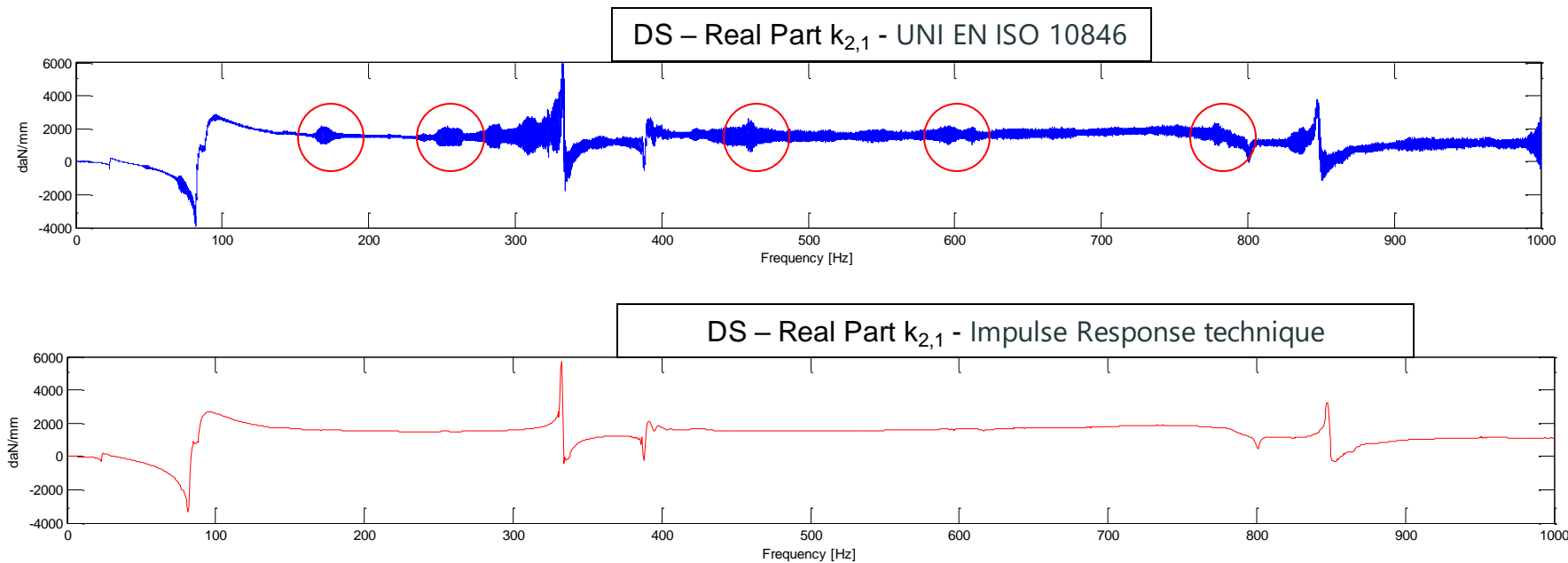
Shaker fixture





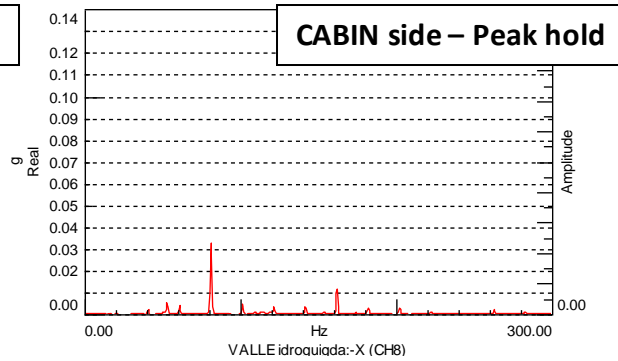
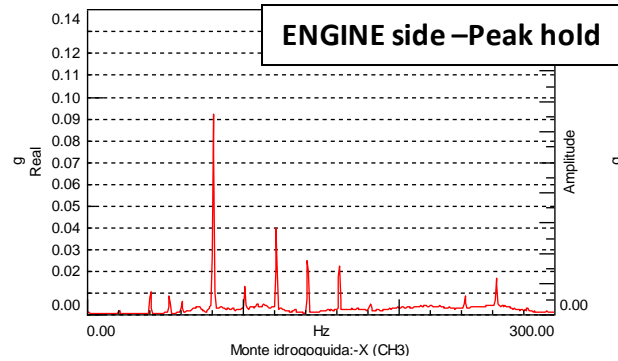
# Case study 1 – Dynamic Stiffness Lab measurements

- Difference between 2 type of algorithm for DS calculation
- Attention to system resonances (due to the supporting structure)

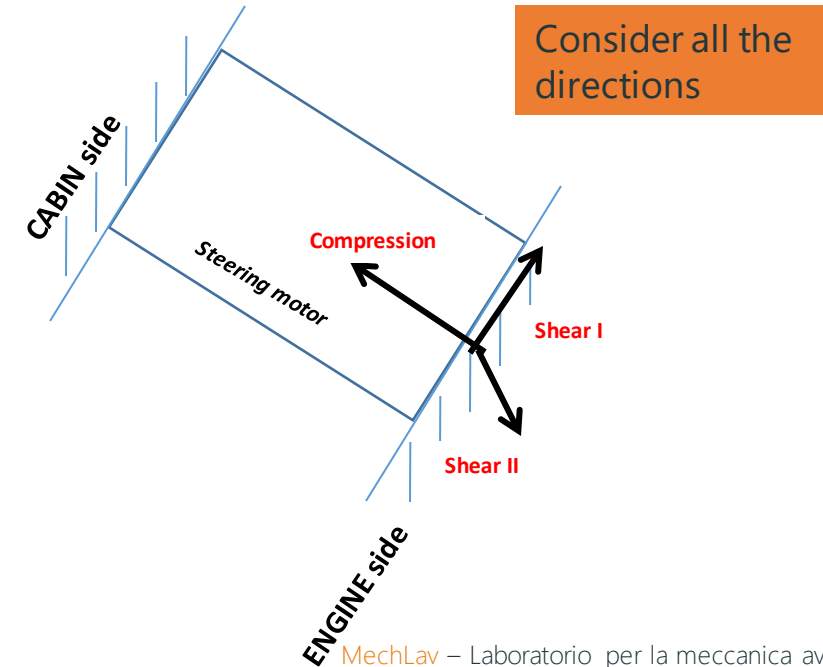
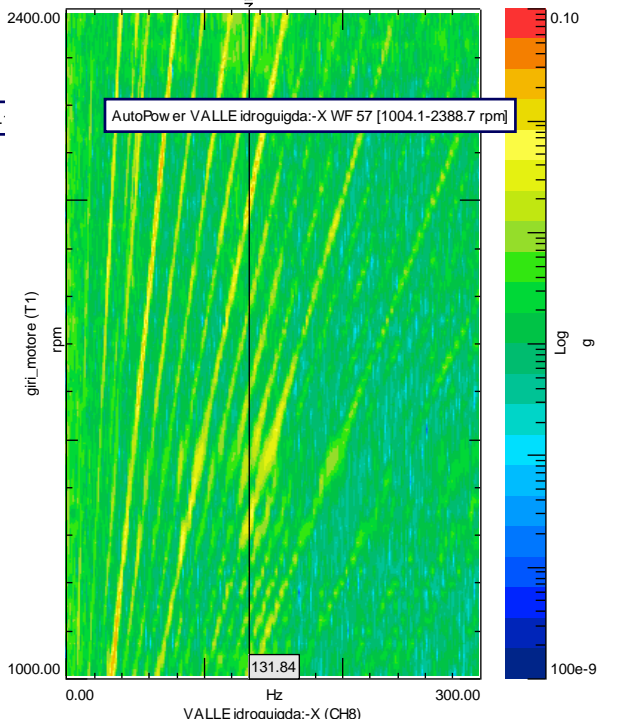
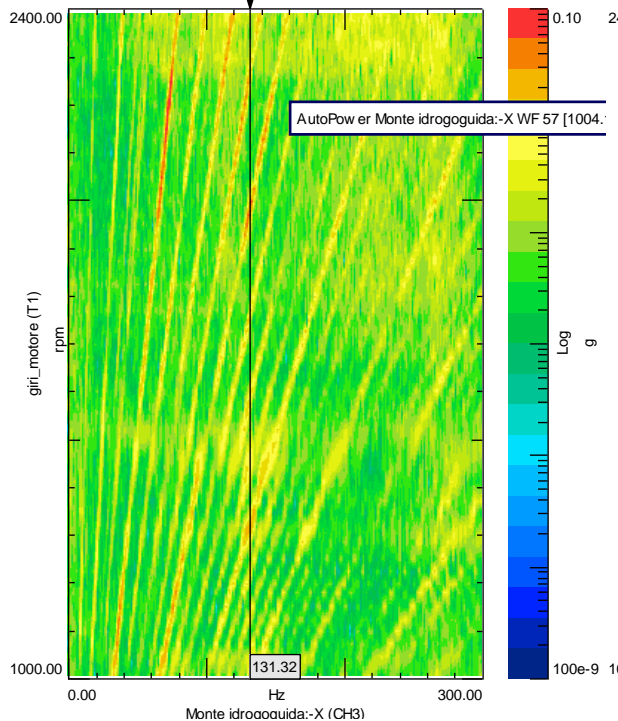


# Case study 2 – MOUNT characterization

**Transmissibility – COMPRESSION direction**

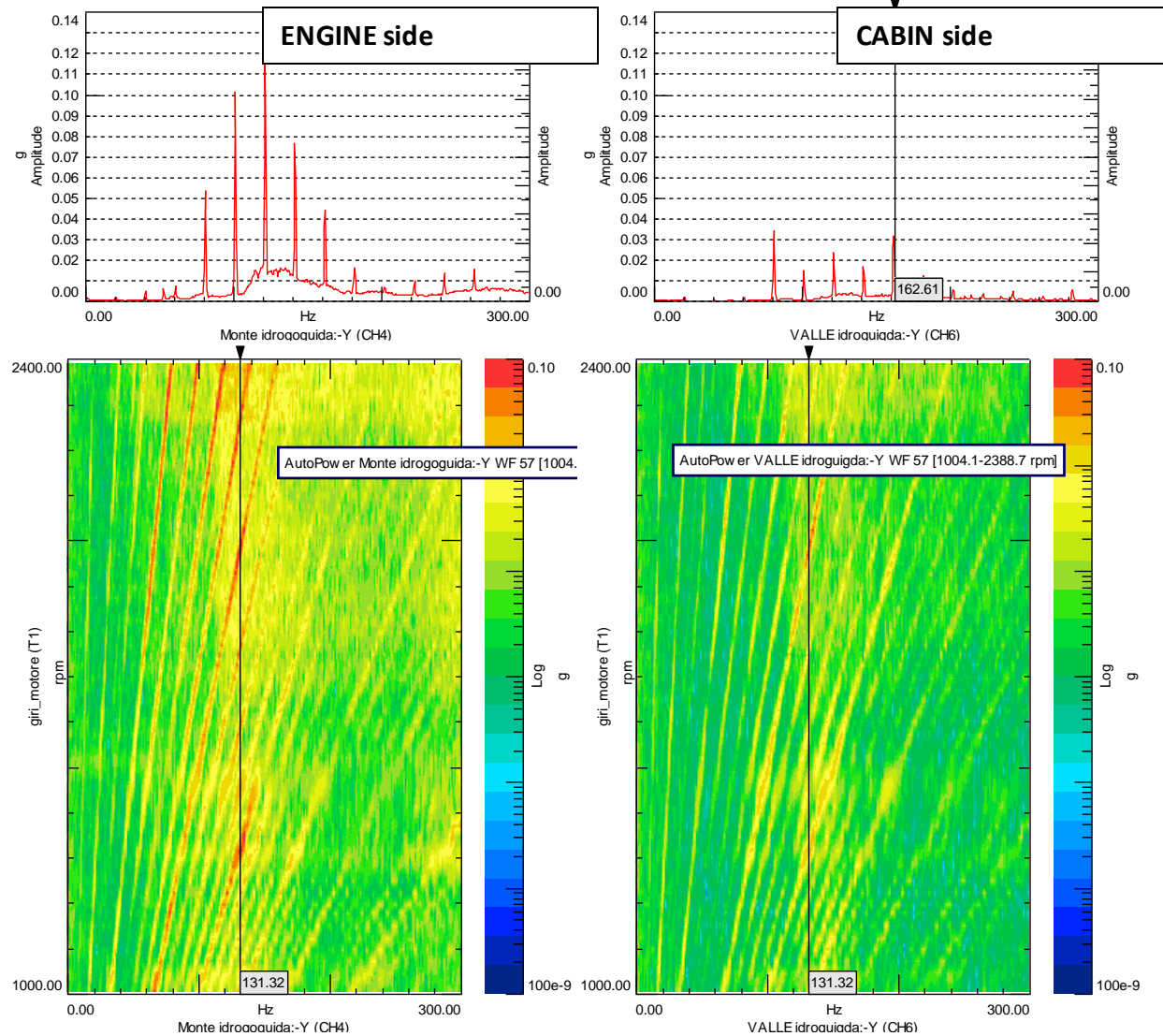


- ↓ 10 dB from engine to cabin side.



# Case study 2 – MOUNT characterization

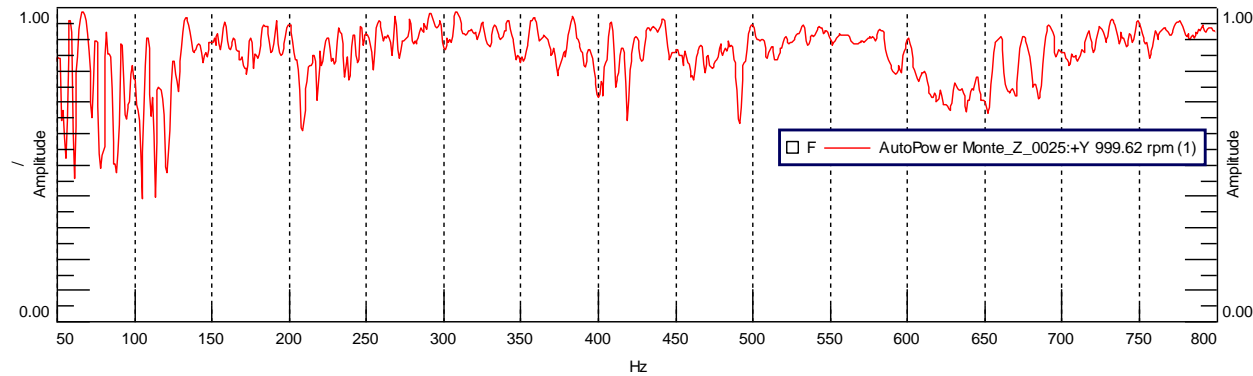
**Transmissibility – SHEAR direction I**



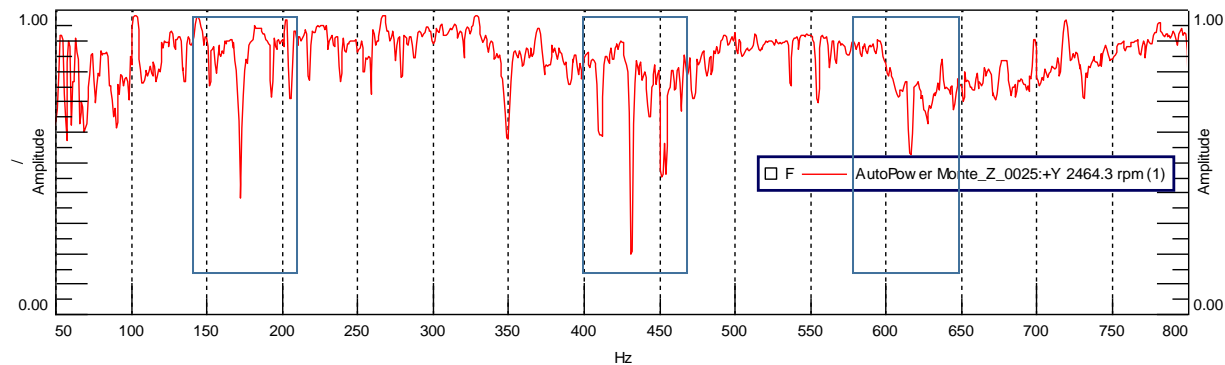
- ↓ 15 dB from engine to cabin side;  
- RESONANCE firewall/cabin at 131 Hz.

# Case study 2 –MOUNT characterization

**Transmissibility– in firing - Different speeds**

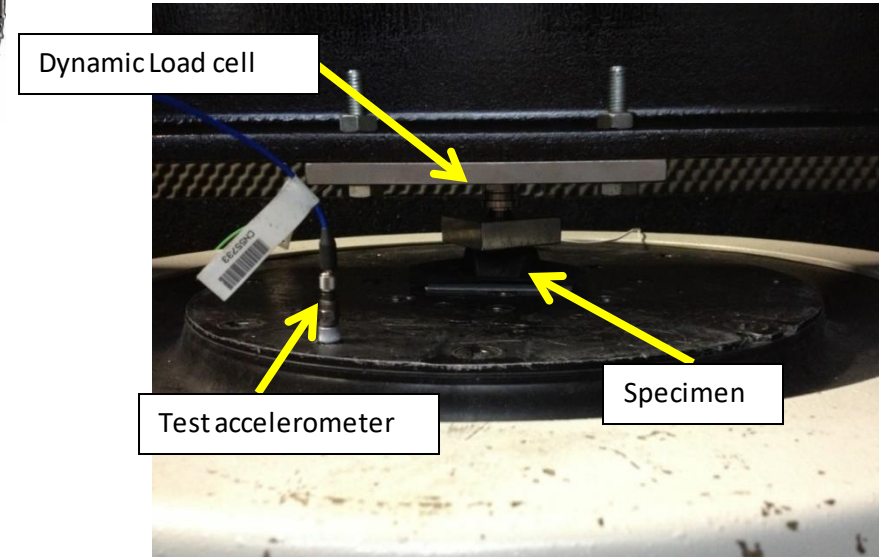
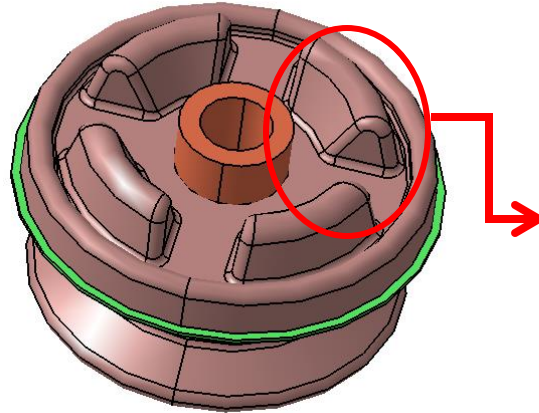


1000 rpm

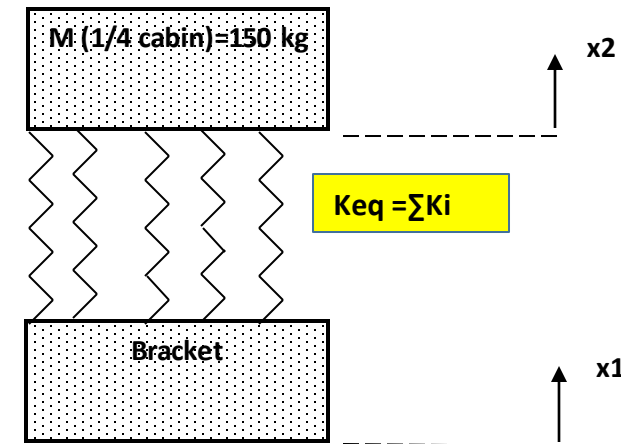


2400 rpm – Best behaviour  
at high speed

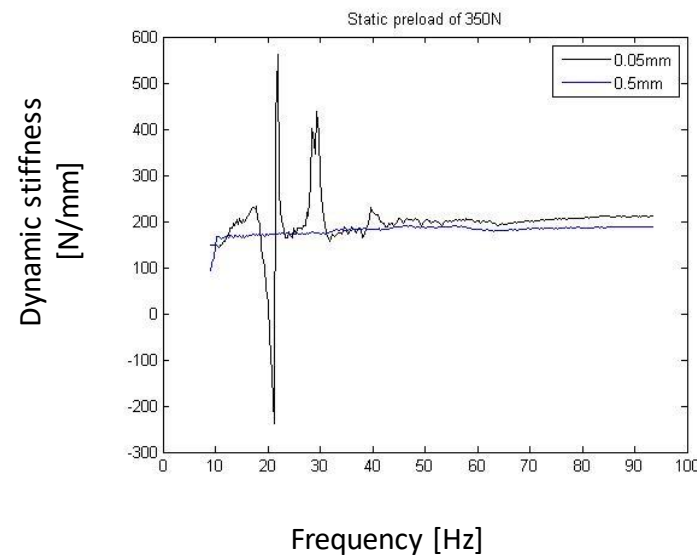
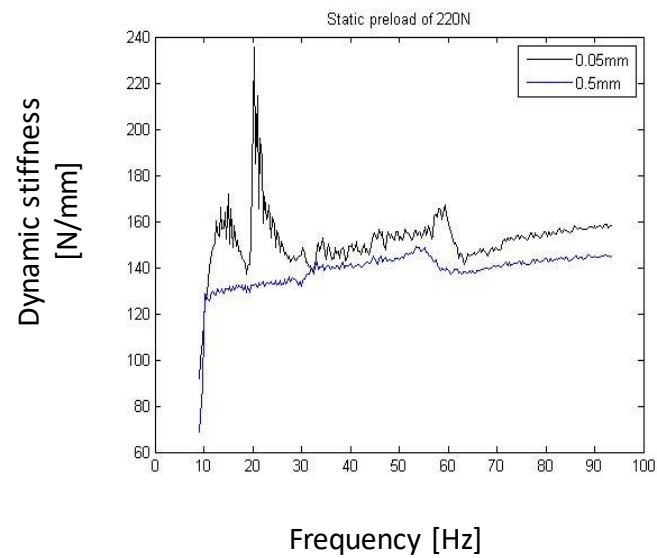
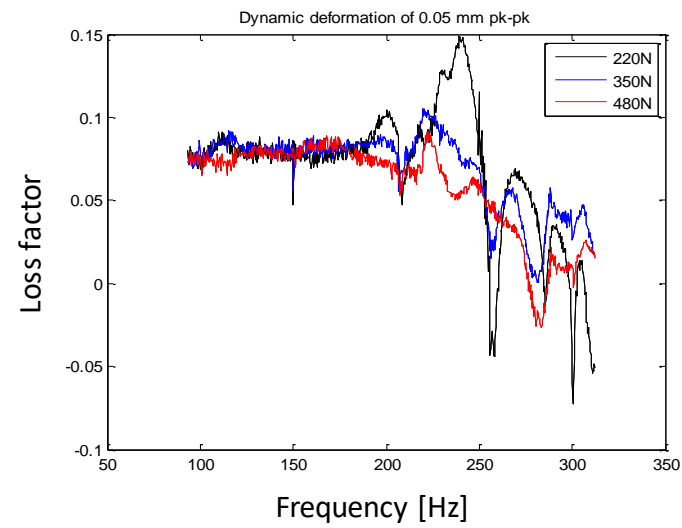
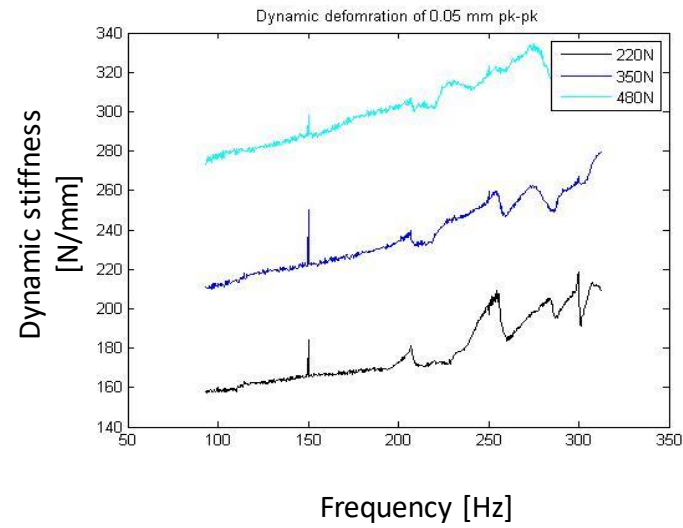
# Case study 3 – silent block



- Tested preloads: 220N, 350N, 480N;
- Tested dynamic displacements: 0.5 mm, 0.05 mm;
- Operational preload:  
6000N / 4(mounts)= 1500N (load for each mount)  
1500 N / 5 =300N (load for each equivalent spring)

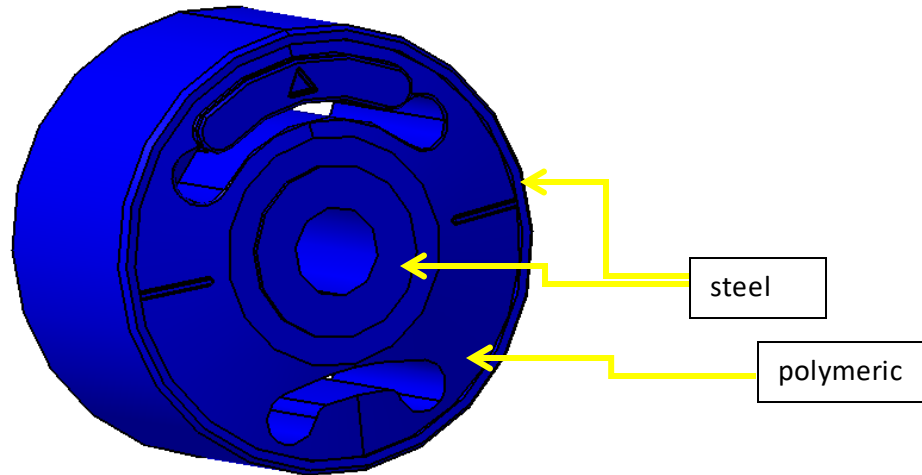


# Case study 3 – Vibration absorber,

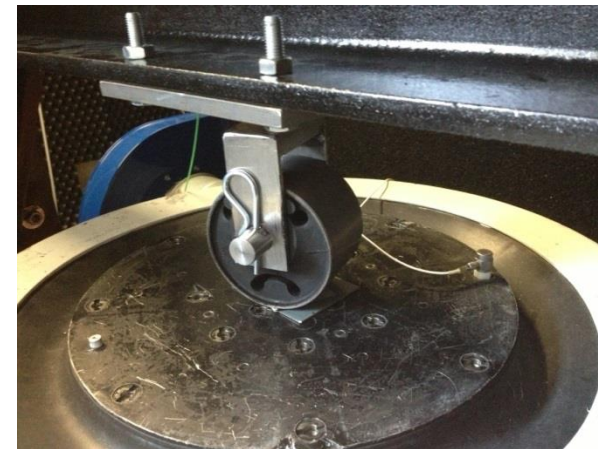




## Case study 4 – silent block

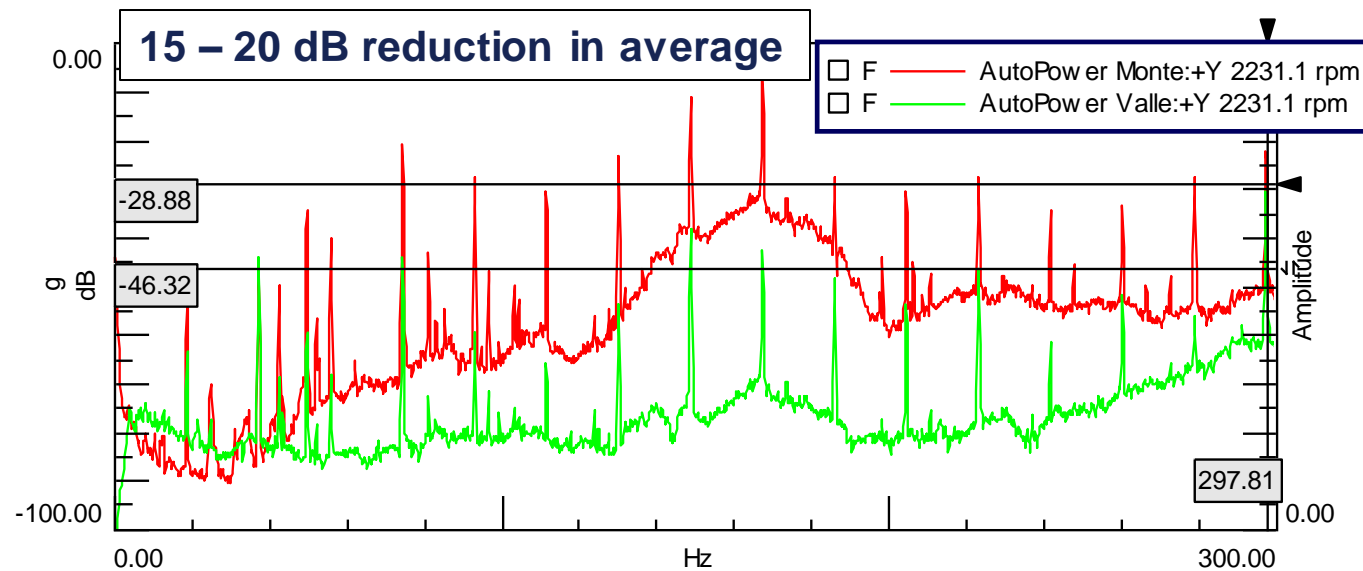


- Tested preloads: 250N, 500N;
- Tested dynamic displacements: 0.5 mm, 0.05 mm, 1mm;
- Operational preload: 1800N.



# Case study 4 – silent block for tractor cabin

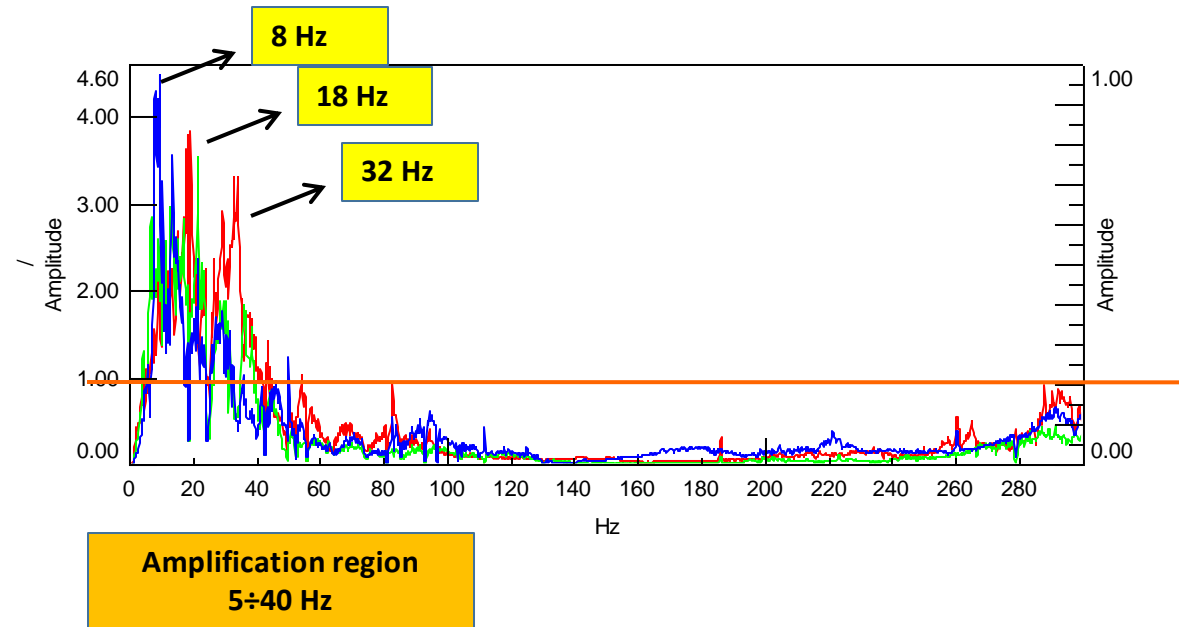
Operational measurements – In-firing tests  
Upstream/Downstream @2400 rpm





# Case study 4 – silent block for tractor cabin

Trasmissibilità

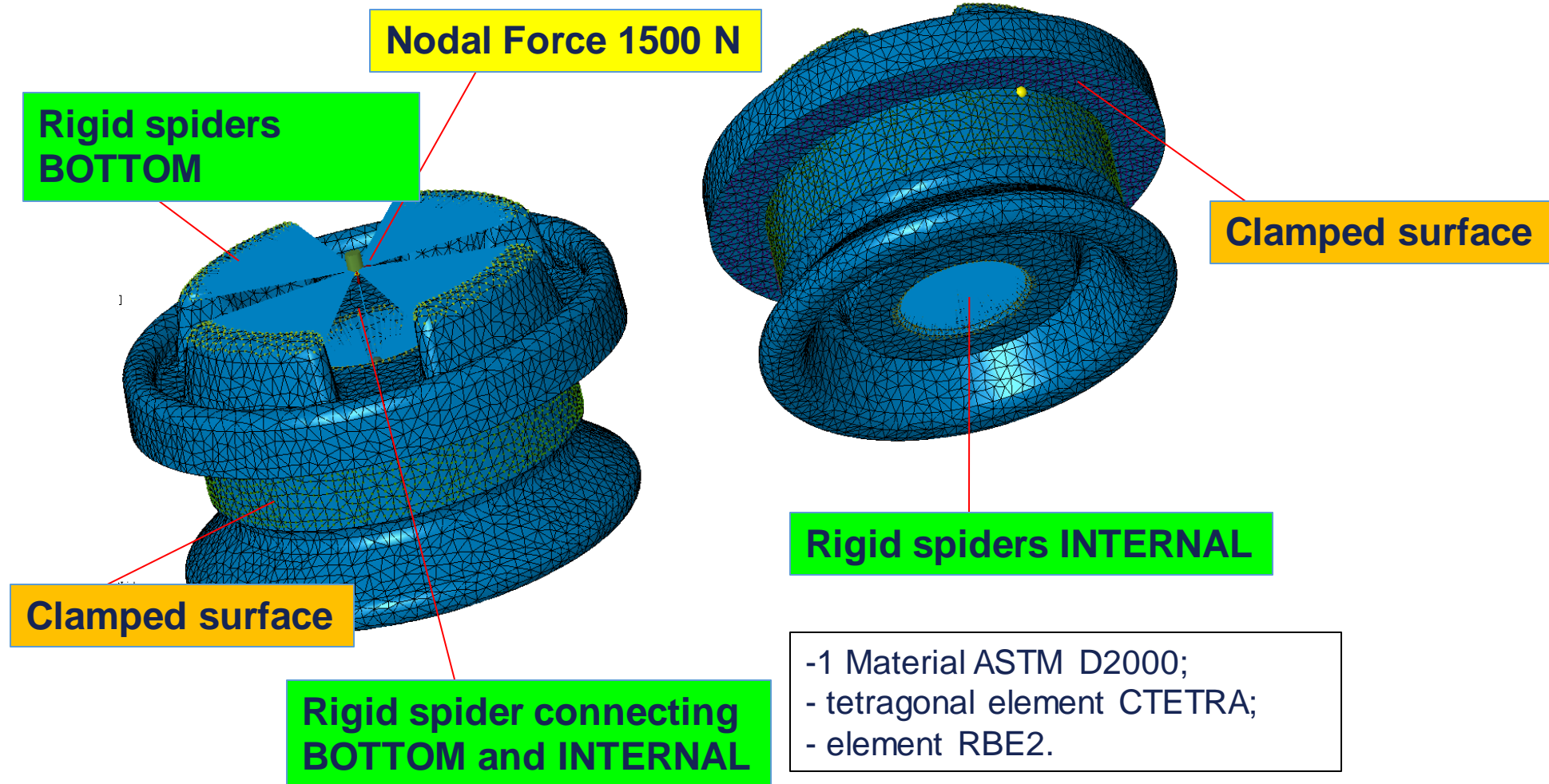


The amplification region is due to the low frequency modes in the range 0-30Hz. In particular, it depends on the mounts stiffness (X-Y-Z direction) and mass and inertia moments.

The amplification region is NOT due to an unsatisfactory behaviour of the mounts, but to the low frequency modes which occur in this region.

# Case study 5 – silent block

FE model Nastran STATIC Case

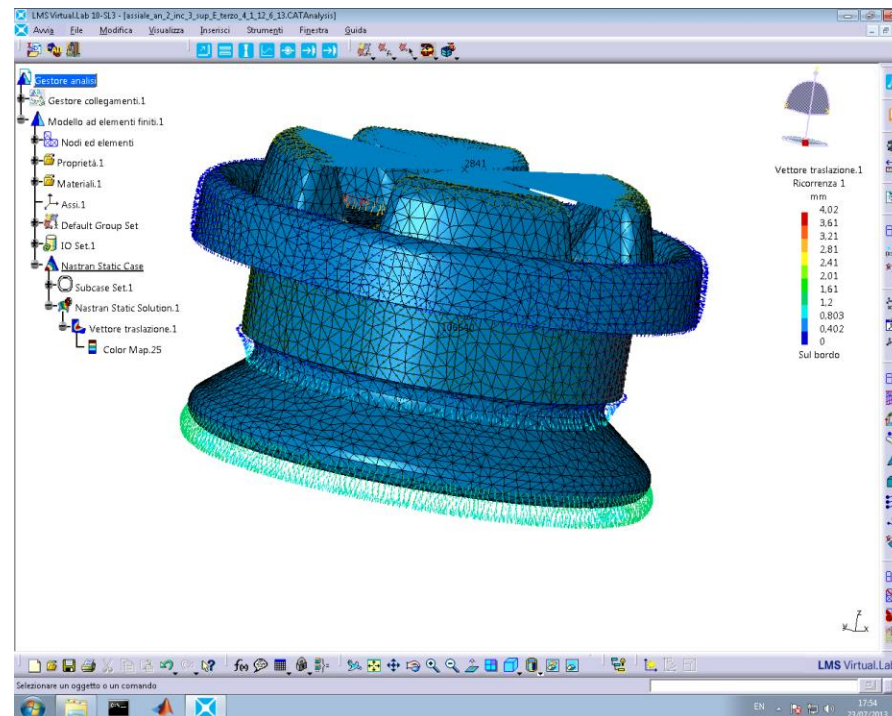


# Case study 5 – silent block

Starting from the E modulus of the literature ( $E=2,8\text{N/mm}^2$ ), I try to obtain a static stiffness of  $375\text{N/mm}$  (experimentally obtained) performing static analysis on the real component

FE model Nastran STATIC  
Case – finding E Modulus

-1<sup>st</sup> trial:  $E_1=2,8\text{N/mm}^2 \rightarrow$  static analysis  $\rightarrow$  deformation of  $3,44\text{ mm} \rightarrow K_0=436\text{N/mm}$   
-2<sup>nd</sup> trial:  $E_2=2,5\text{N/mm}^2 \rightarrow$  static analysis  $\rightarrow$  deformation of  $3,86\text{ mm} \rightarrow K_0=388\text{N/mm}$   
-3<sup>rd</sup> trial:  **$E_3=2,4\text{N/mm}^2 \rightarrow$  static analysis  $\rightarrow$  deformation of  $4,02\text{ mm} \rightarrow K_0=373\text{N/mm}$**



This methodology is simpler and more precise, since in this case I have the static stiffness of the component.

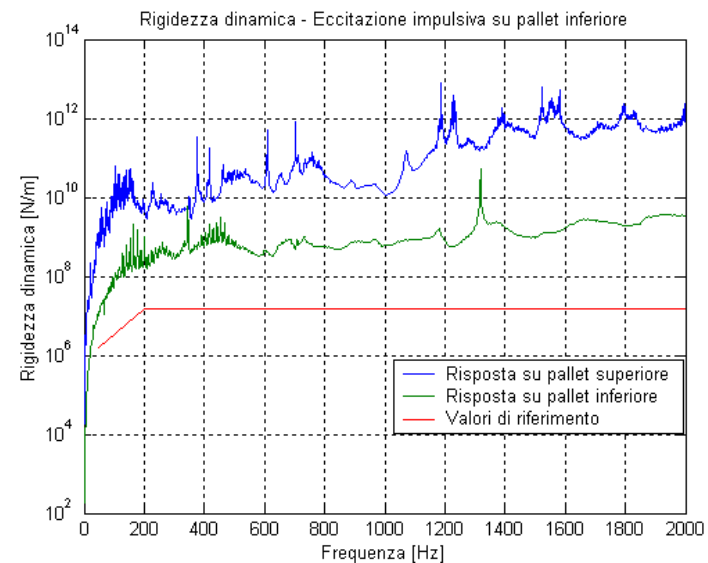
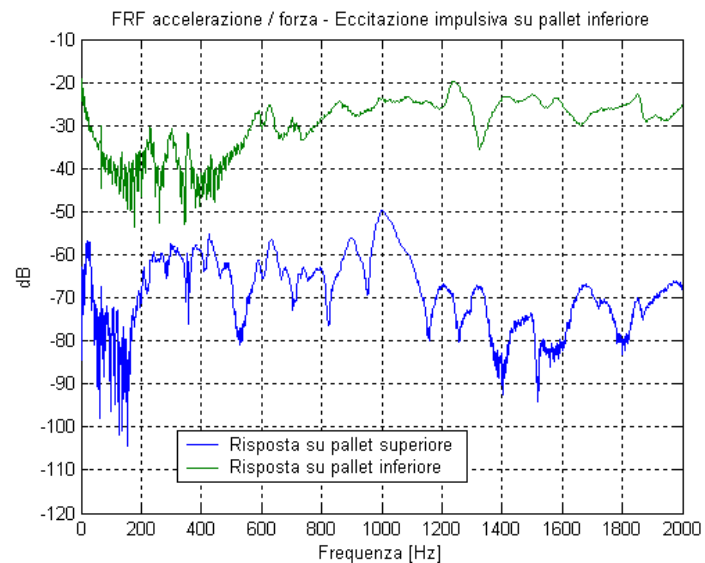
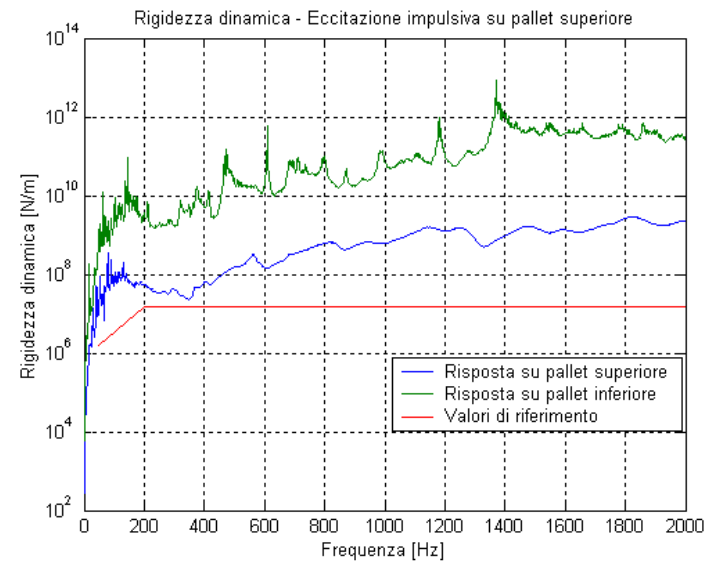
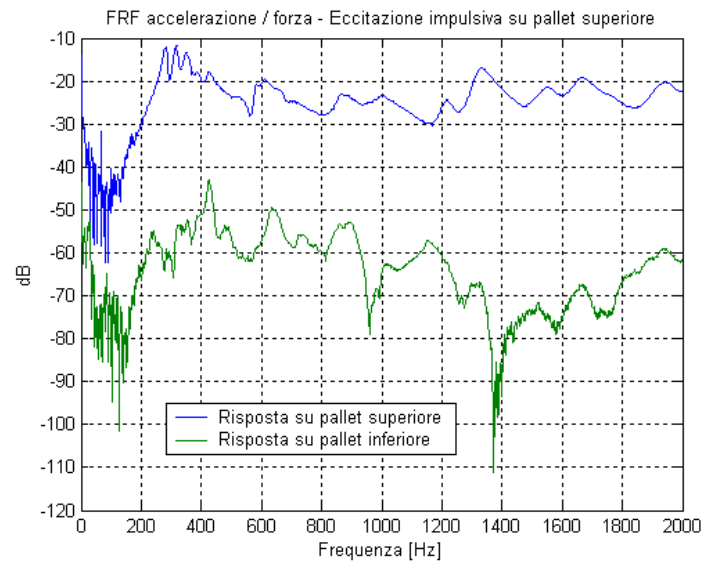
# Case study 7 – antivibranti banco prova motore

Rilievi sperimentali di vibrazione su un banco prova motori diesel.

1. Determinazione della rigidità dinamica (funzione di trasferimento forza/spostamento) dei punti di ancoraggio del motore sul pallet del banco prova, mediante misure con eccitazione impulsiva con martello strumentato e rilievo della risposta accelerometrica
2. Determinazione dei livelli di filtraggio indotti dagli antivibranti (rapporto tra gli autospettri di accelerazione misurati sul pallet superiore e sul pallet inferiore), in condizioni di motore in funzionamento a cinque diversi regimi stazionari
3. Determinazione dei livelli di filtraggio indotti dagli antivibranti (rapporto tra gli autospettri di accelerazione misurati sul pallet superiore e sul pallet inferiore), in condizioni di motore in funzionamento durante una rampa di velocità

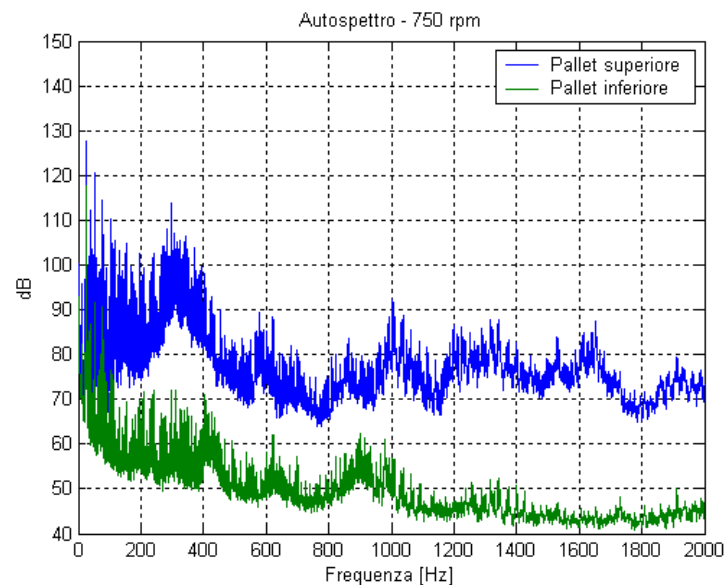
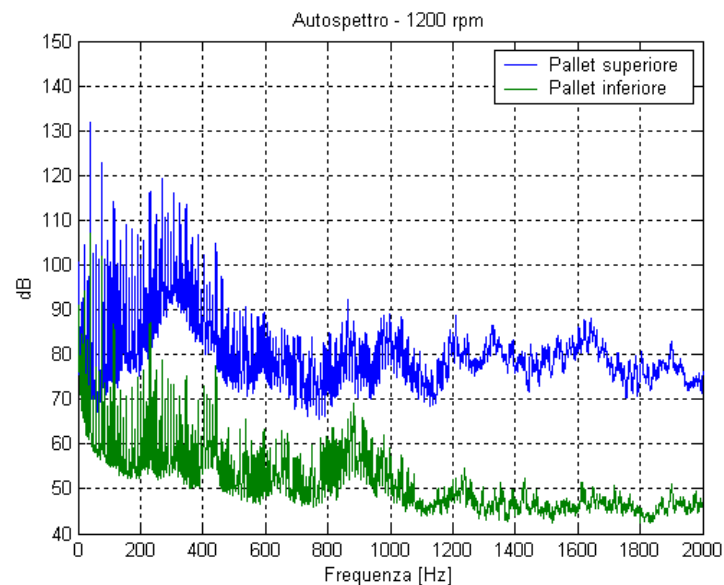
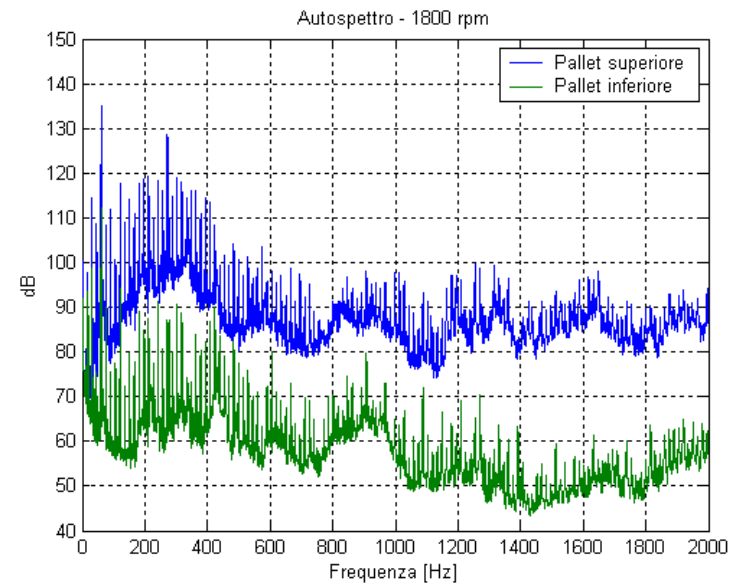
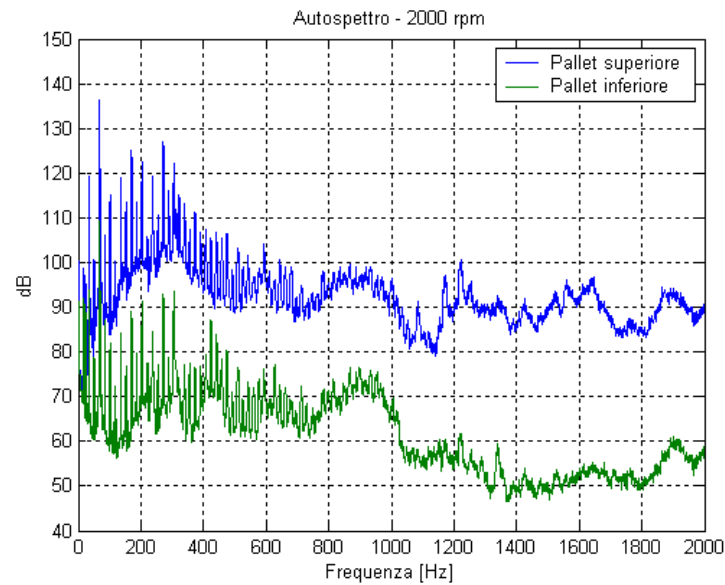
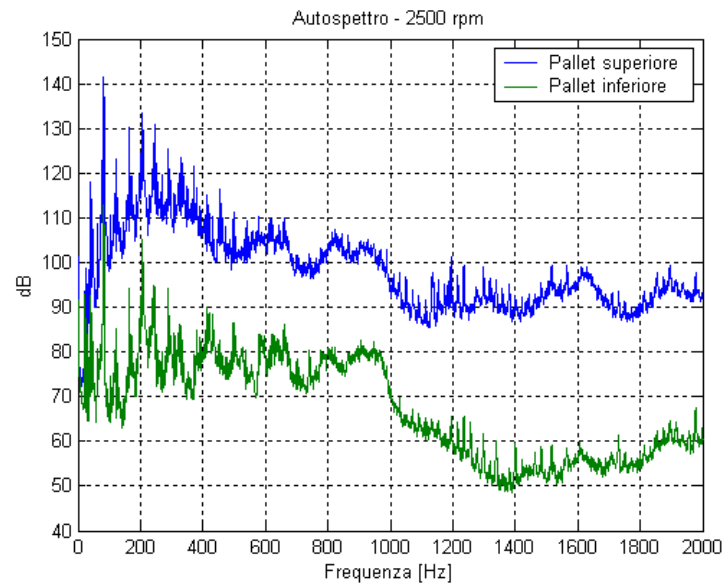


# Case study 7 – antivibranti banco prova motore





# Case study 7 – antivibranti banco prova motore



# Case study 7 – antivibranti banco prova motore

Per ottenere una caratterizzazione globale dell'attrezzatura, sono stati mediati gli autospettri relativi ai due punti sul pallet superiore ( $G_1, G_3$ ) e quelli relativi ai due punti sul pallet inferiore ( $G_2, G_4$ ).  $L_s$  sono i livelli concernenti il pallet superiore, mentre  $L_i$  sono i livelli concernenti il pallet inferiore

$$L_s = 10 \cdot \log_{10} \frac{\frac{1}{2} \left( \sum_{banda} G_1 + \sum_{banda} G_3 \right)}{10^{-12} \left[ \frac{m^2}{s^4} \right]}$$

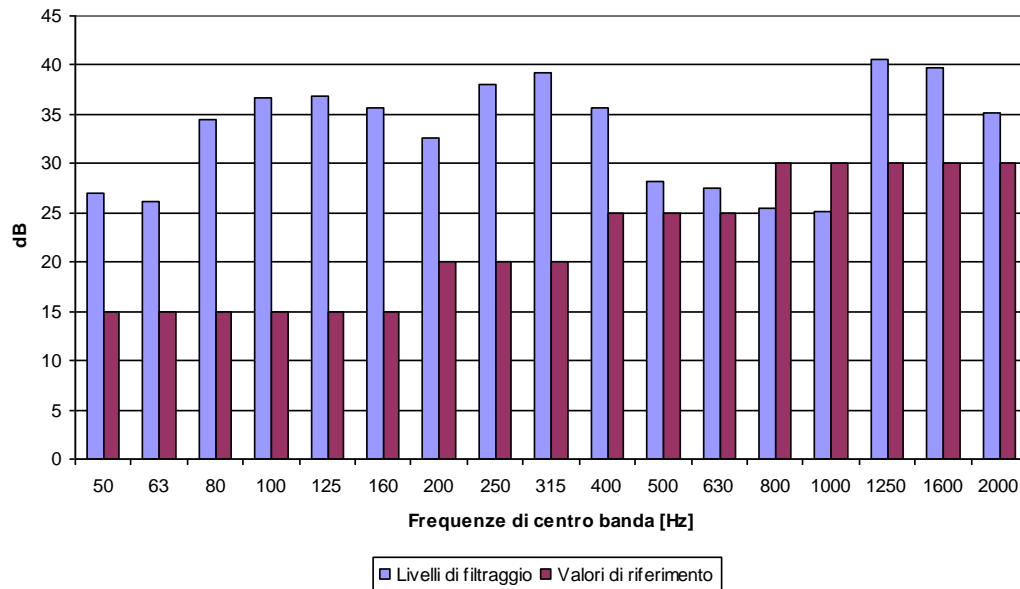
$$L_i = 10 \cdot \log_{10} \frac{\frac{1}{2} \left( \sum_{banda} G_2 + \sum_{banda} G_4 \right)}{10^{-12} \left[ \frac{m^2}{s^4} \right]}$$

Livelli di filtraggio in terzi di ottava

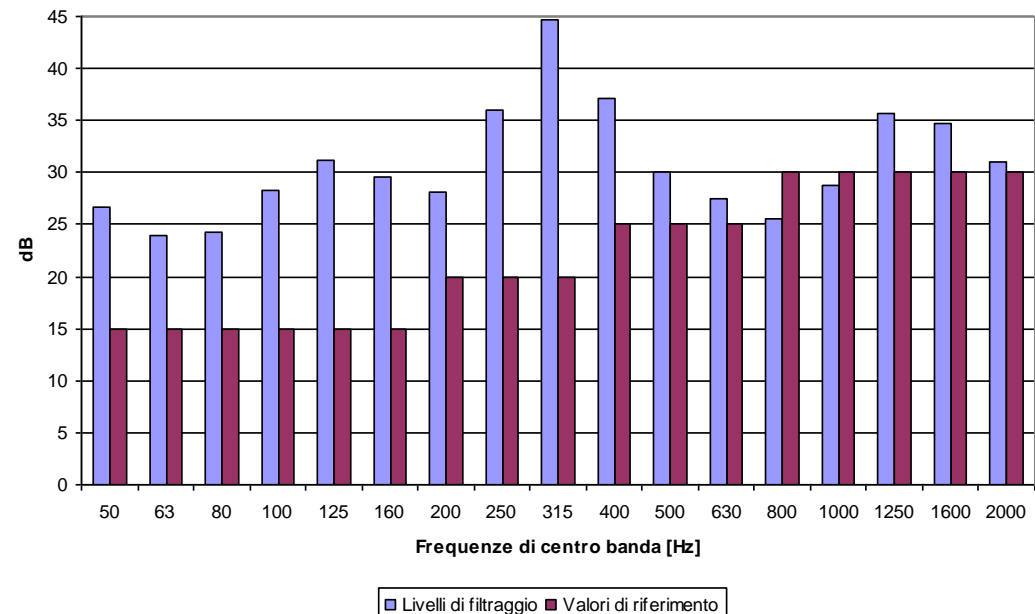
$$L_F = 10 \times \log_{10} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{1}{N_{CB}} \sum_{banda} \frac{G_1}{G_2} + \frac{1}{N_{CB}} \sum_{banda} \frac{G_3}{G_4} \right) \right]$$

dove le sommatorie sono effettuate sulle componenti contenute in ciascuna banda in terzi d'ottava ed  $N_{CB}$  è il numero di tali componenti. I livelli di filtraggio esprimono in dB il rapporto tra l'energia vibratoria (in termini di accelerazione) sul pallet superiore e su quello inferiore

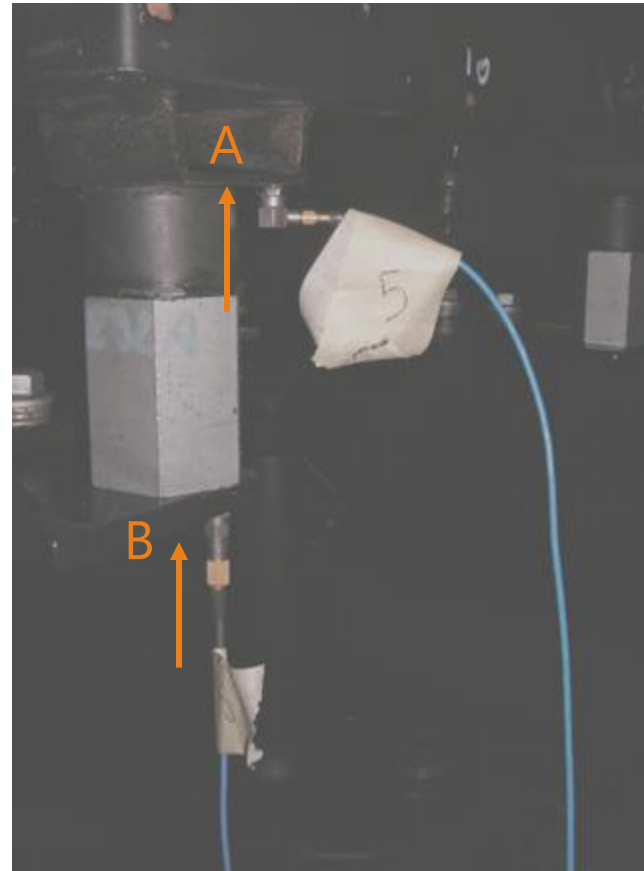
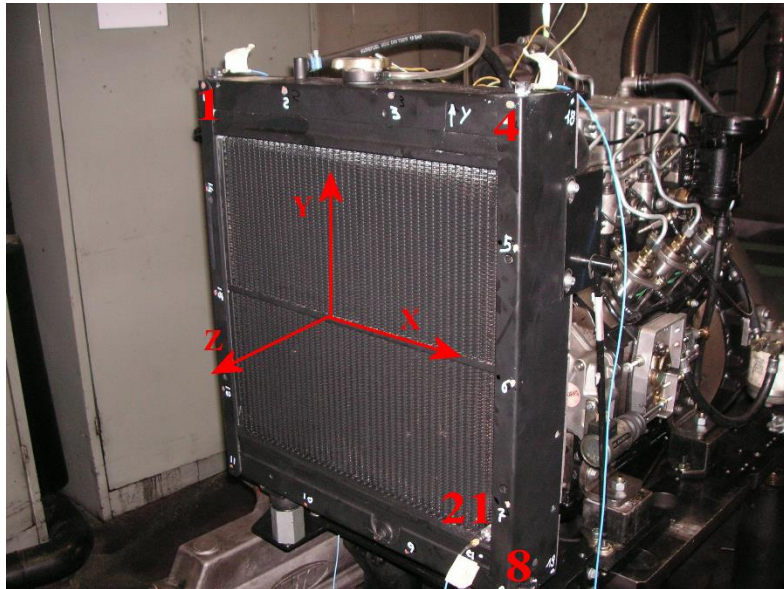
Livelli di filtraggio - 2500 rpm  
Terzi di ottava



Livelli di filtraggio - 1200 rpm  
Terzi di ottava



# Case study 8 – antivibranti supporto radiatore



1. Determinazione della rigidità dinamica (funzione di trasferimento forza/spostamento), mediante misure con eccitazione impulsiva con martello strumentato e rilievo della risposta accelerometrica

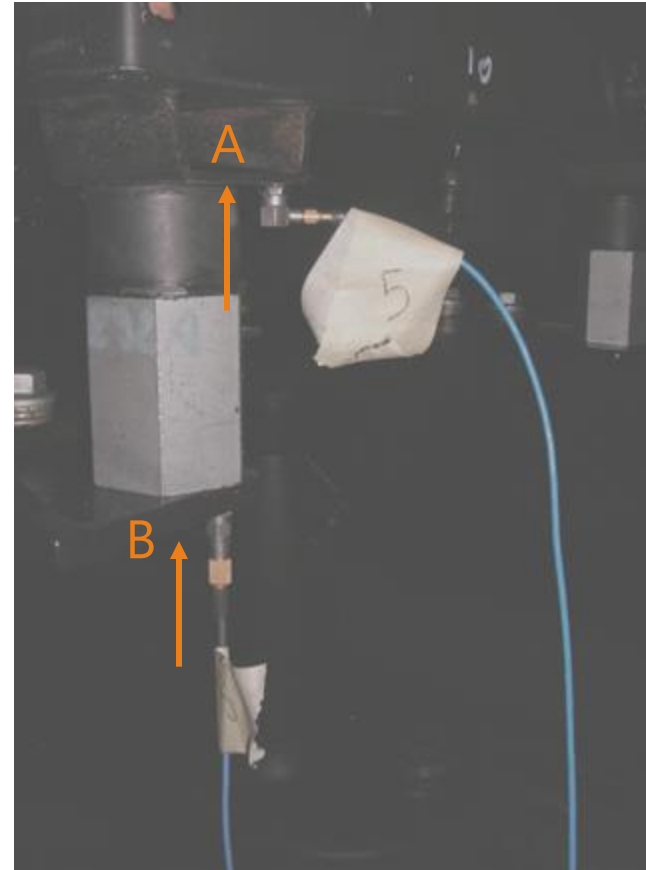
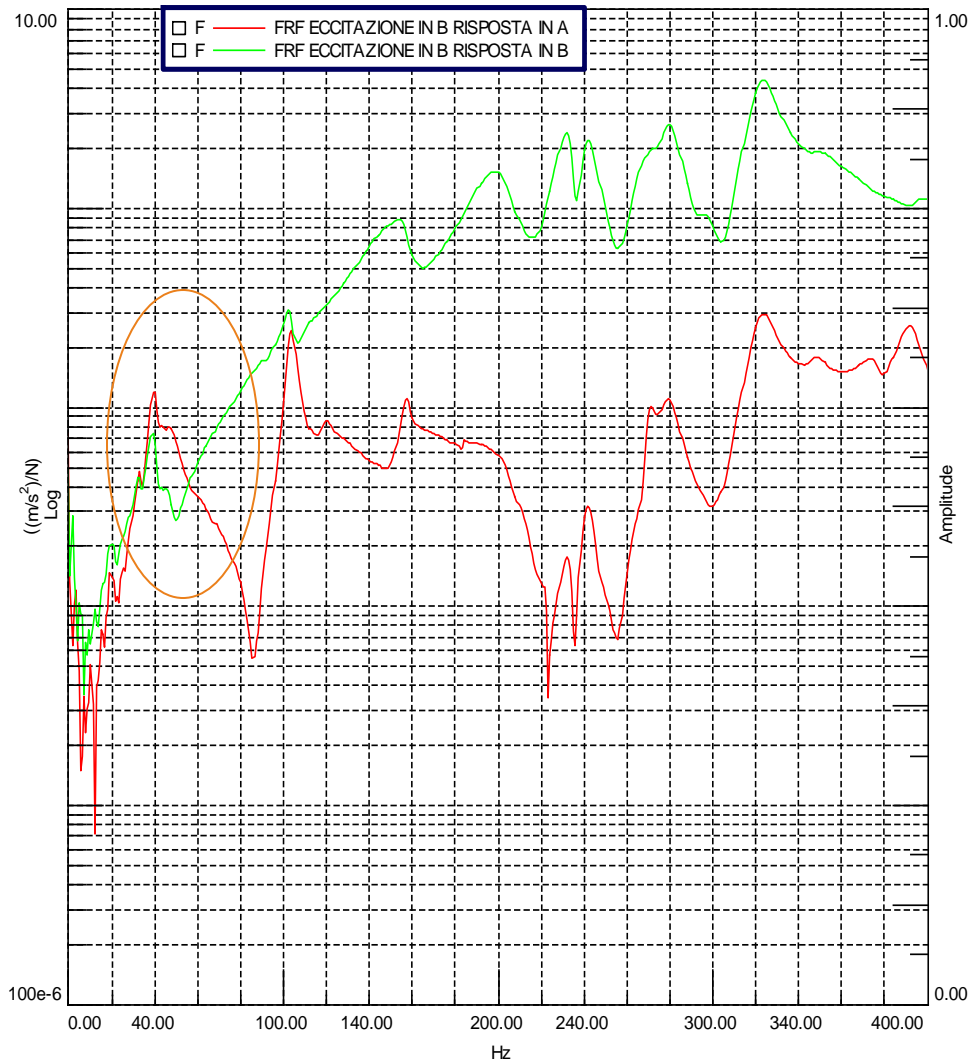
2. Determinazione dei livelli di filtraggio indotti dagli antivibranti in condizioni operative

A lato radiatore  
B lato motore



# Case study 8 – antivibranti supporto radiatore

Eccitazione in B (lato motore)

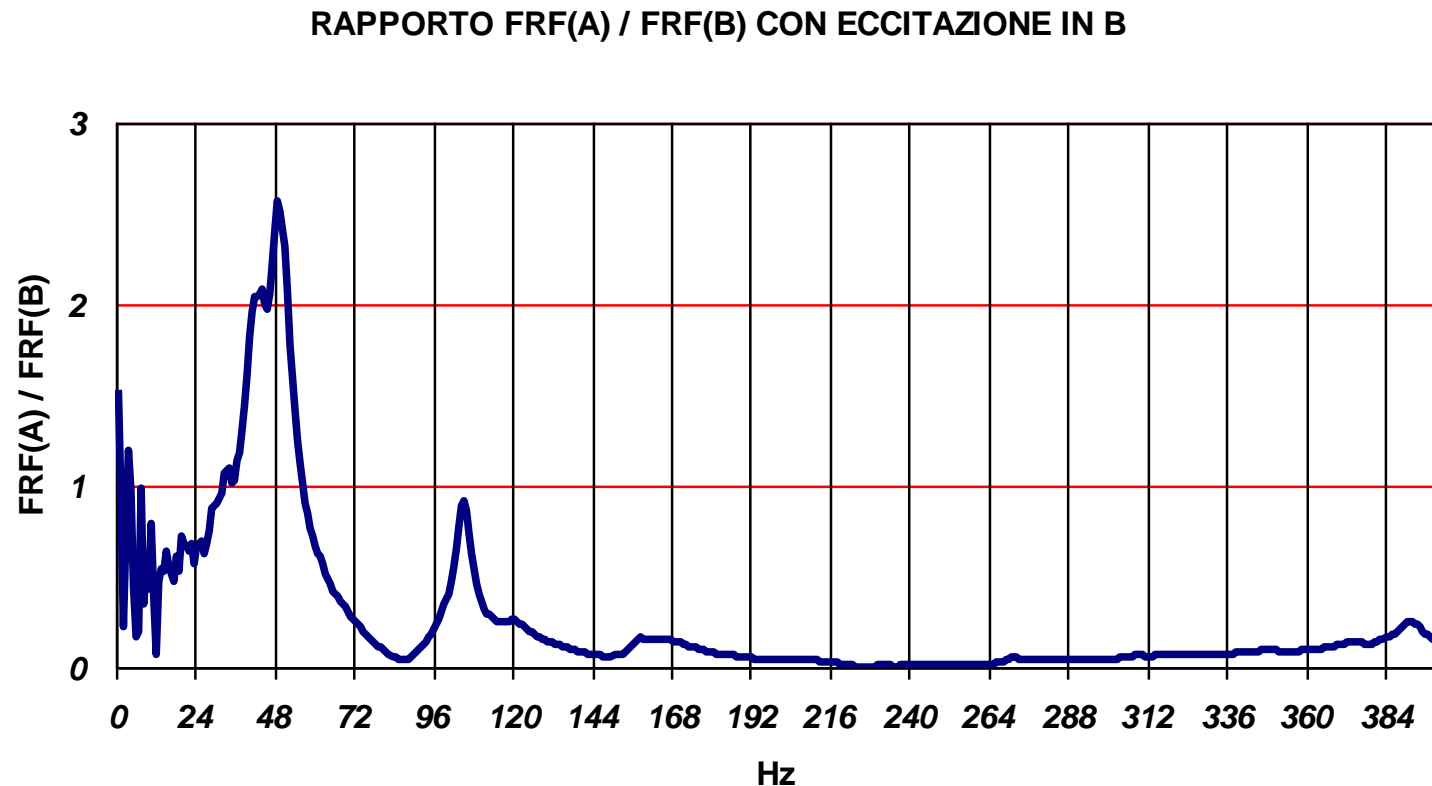


Il livello di filtraggio in seguito ad un'eccitazione impulsiva nel punto B è scadente per valori di frequenza inferiori a 120 Hz. In particolar modo si osserva che nell'intervallo 30-60 Hz la FRF misurata nel punto A è maggiore di quella misurata nel punto B. Questo significa che, in questo caso la vibrazione non viene smorzata ma viene amplificata.

Il sistema composto dal dado e dall'antivibrante ha una risonanza a 40 Hz e a 100 Hz circa, dove entrambe le FRF mostrano dei picchi piuttosto acuti.

# Case study 8 – antivibranti supporto radiatore

Eccitazione in B (lato motore)



Dal rapporto fra le FRF si ottiene nell'intervallo 0-400 Hz si osserva che l'antivibrante non funziona bene fra 32 e 56 Hz poiché il rapporto è maggiore di 1. Nella parte iniziale del grafico, si osserva fino a 20 Hz che **l'indice di efficienza** presenta delle oscillazioni. Queste sono dovute al fatto che la coerenza fra risposta ed eccitazione si è mostrata  $< 0,75$  fino a 20 Hz e quindi i risultati non sono attendibili in tale intervallo.

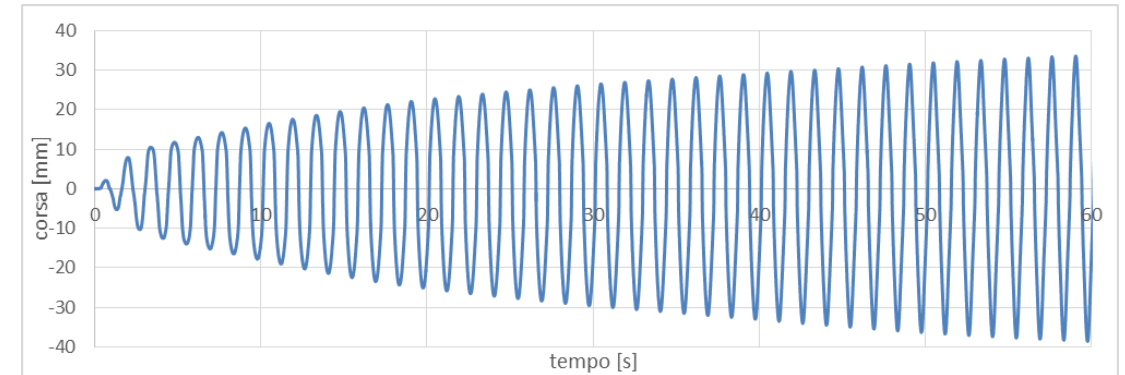
# Case study 9 – Dissipatori elastici per la protezione sismica di fabbricati industriali



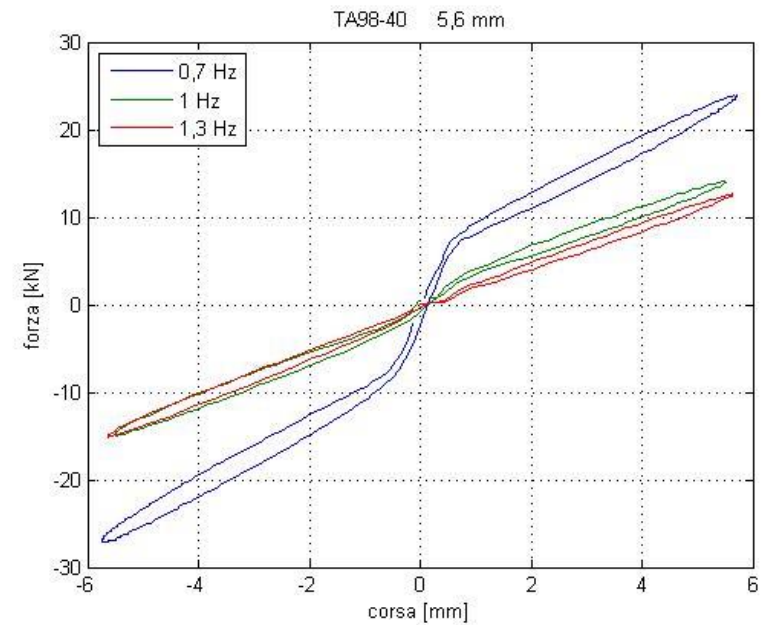
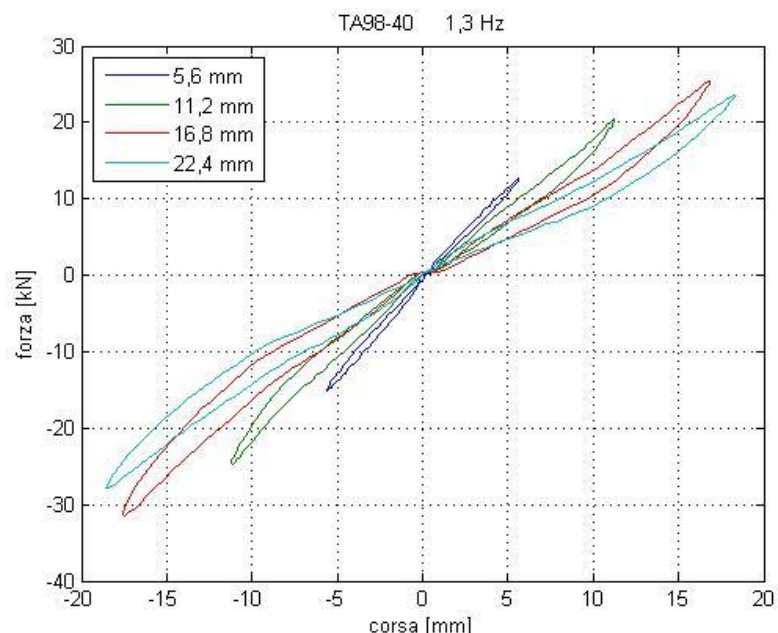
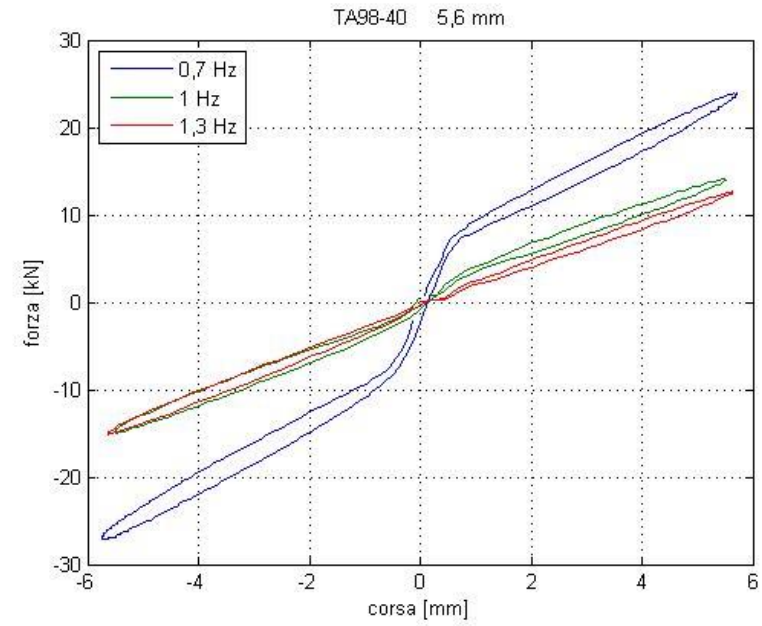
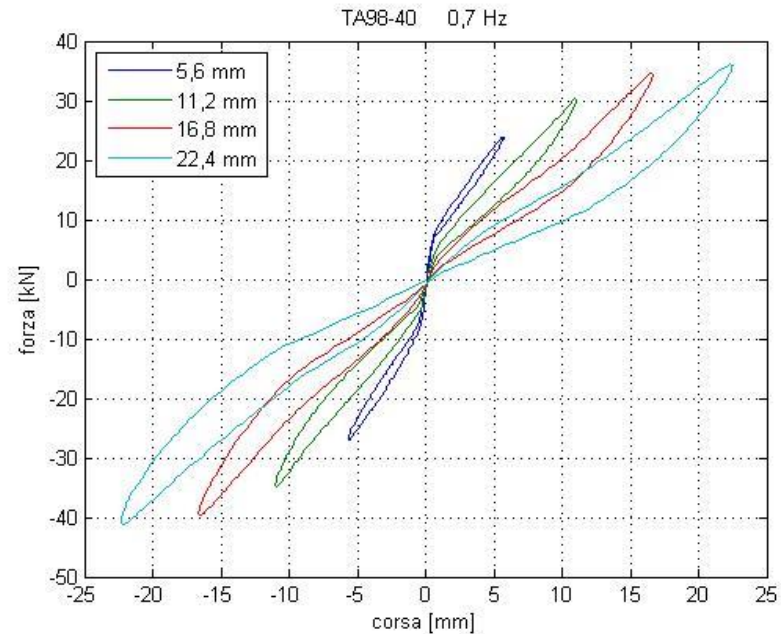
Prove sperimentali:

Al 80,40,20,60% della corsa massima (18mm per il TA 62-25 e 28mm per il TA 98-40)

Ad una frequenza di 0.7, 1, 1.3 Hz



# Case study 9 – Dissipatori elastici per la protezione sismica di fabbricati industriali



# Case study 9 – Dissipatori elastici per la protezione sismica di fabbricati industriali

I cicli di isteresi riportati nella sezione 5, sono stati utilizzati per stimare le proprietà caratteristiche in termini di rigidità e smorzamento dei dissipatori. In particolare, per ognuno dei cicli di isteresi è stata calcolata la parte reale ( $k'$ ) e complessa ( $k''$ ) della rigidità dinamica  $k(\omega)$ :

$$k = k' + ik'' = k'(1 + i\eta) = k' + ic\omega \quad (1)$$

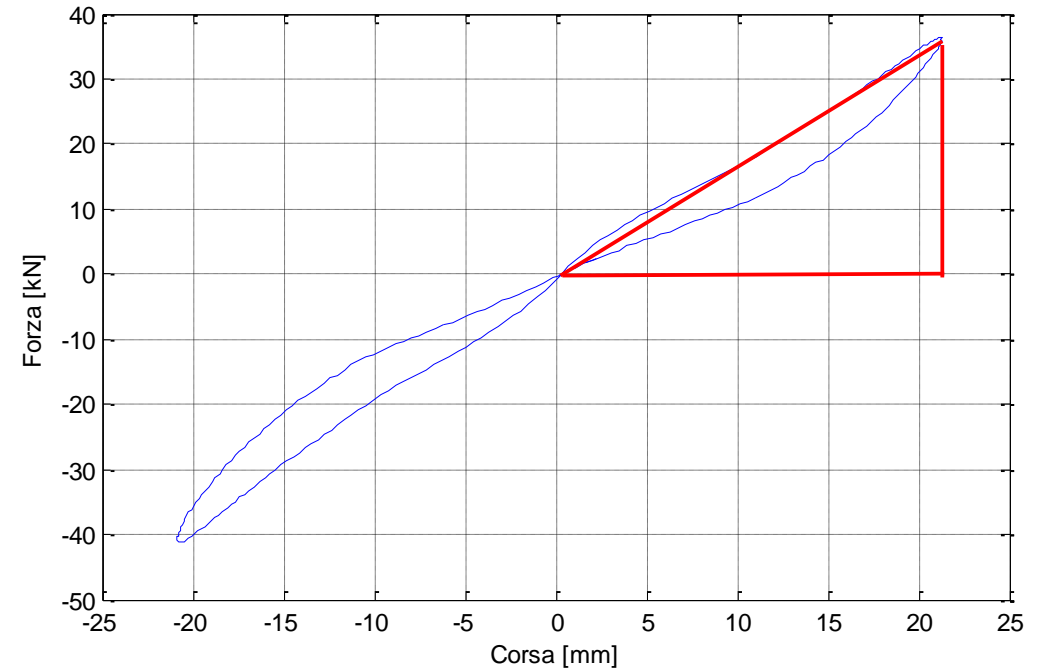
dove  $\eta$  rappresenta il *loss factor* e  $c$  la *costante di smorzamento viscoso*.

La metodologia utilizzata per la stima di  $k'$ ,  $k''$  e  $c$  è la seguente:

- Si calcola l'area del ciclo di isteresi,  $\Delta U$ , che corrisponde all'energia dissipata in un ciclo (energy dissipated). Si tratta dell'area all'interno della curva blu di Figura 8.
- Si calcola l'energia elastica immagazzinata in corrispondenza della corsa massima del ciclo di isteresi,  $U_{\max}$ . Si tratta dell'area del triangolo rosso di Figura 8.
- La rigidità  $k'$  si ottiene dall'espressione  $k' = \frac{2U_{\max}}{x_{\max}^2}$ , dove  $x_{\max}$  è la corsa massima del ciclo di isteresi.
- La rigidità  $k''$  si ottiene una volta calcolato il loss factor  $\eta$ . In particolare, una volta stimato  $\eta$  dall'espressione  $\eta = \frac{\Delta U}{2\pi U_{\max}}$ ,  $k''$  si calcola mediante l'espressione  $k'' = \eta k'$ .

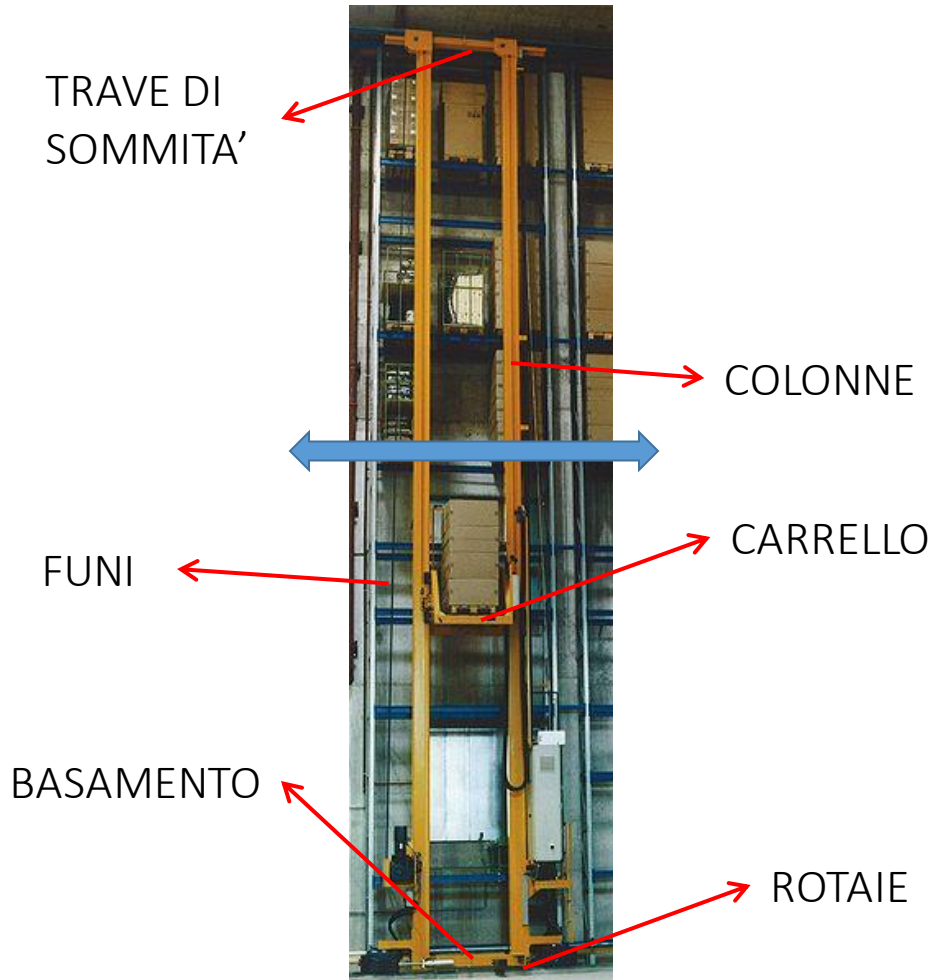
La *costante di smorzamento viscoso*  $c$  si stima mediante l'energia dissipata nel ciclo:  $c = \frac{\Delta U}{\pi x_{\max}^2 \omega}$

, dove  $\omega$  è la pulsazione a cui viene applicato il carico sinusoidale legata alla frequenza  $f$  di applicazione del carico mediante la nota espressione  $\omega = 2\pi f$ .

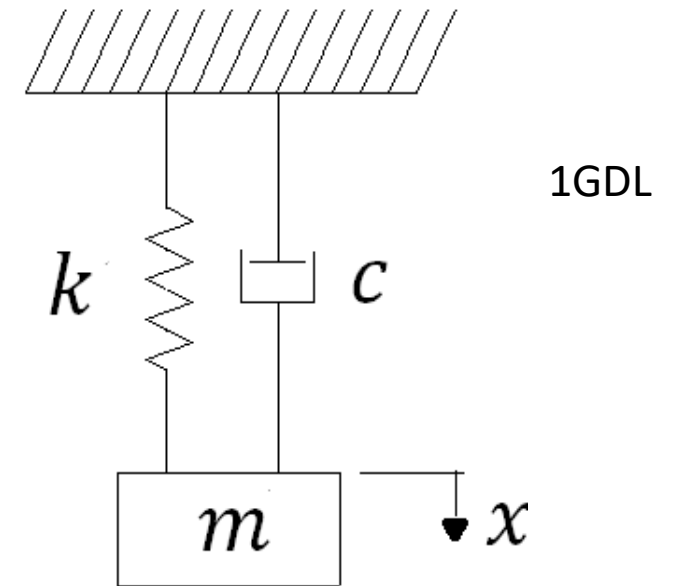




# IL TRASLOELEVATORE



STRUTTURA , PER LO STOCCAGGIO DEL  
PALLET, SOGGETTA A FORTI VIBRAZIONI  
TRASVERSALI



$K$ : rigidezza flessionale delle travi verticali  
considerate con vincoli di appoggio-appoggio  
 $X$ : coordinata flessionale orizzontale del  
trasloelevatore

Eq. moto

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = 0 \\ x(0) = 0 \\ \dot{x}(0) = 0,005 \end{cases}$$

Soluzione

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} [D \cos(\omega_s t) \pm E \sin(\omega_s t)]$$

Costanti calcolate in base alle condizioni la contorno

$$\begin{cases} D = 0 \\ E = 0,001 \end{cases}$$

$$|H(\omega)| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

FRF

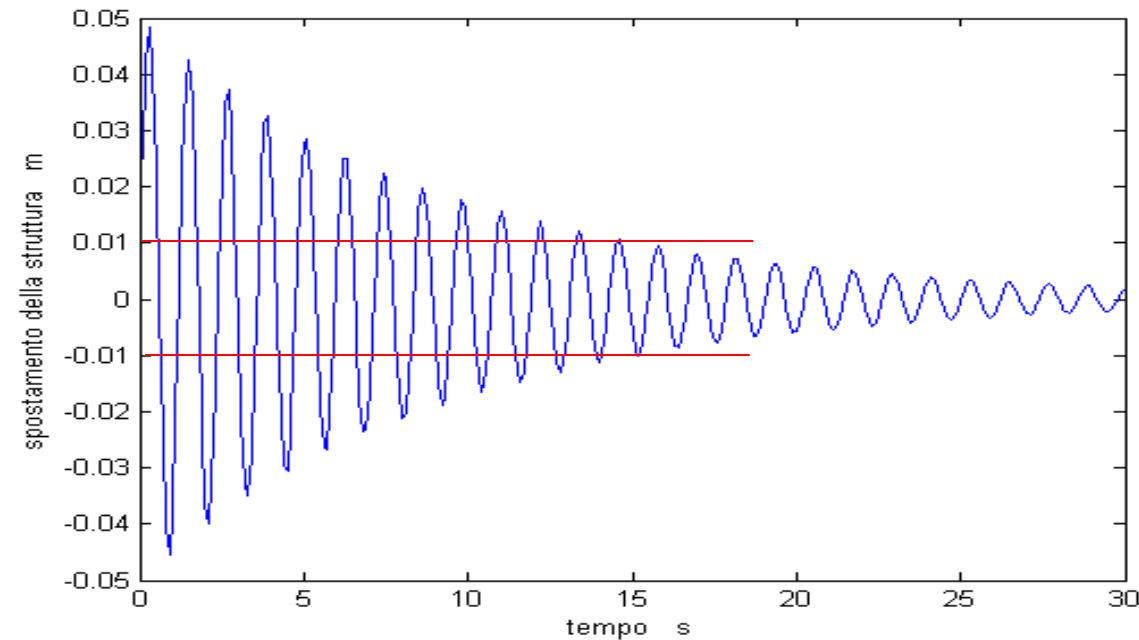
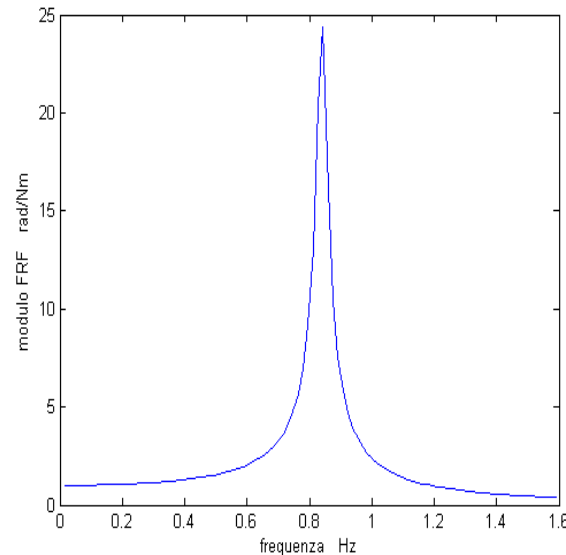
$$x(t) = e^{-0,02 \cdot 5,278 \cdot t} (0,001 \sin(5,277 \cdot t))$$

Soluzione nel tempo

$$m = 6534 \text{ kg}$$

$$c = 1379,36 \text{ Ns/m}$$

$$k = 182020 \text{ N/m}$$



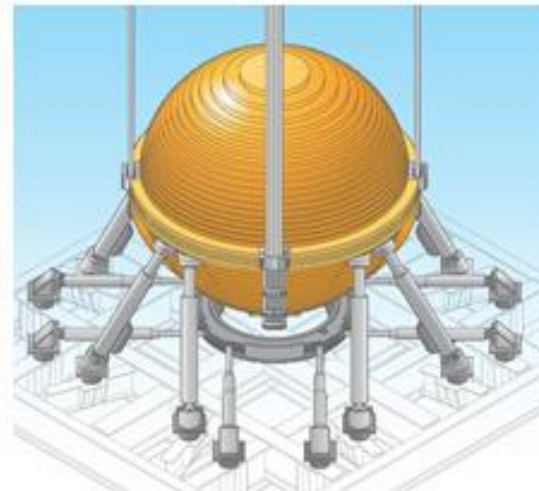
# DISPOSITIVI ANTIVIBRANTI

---



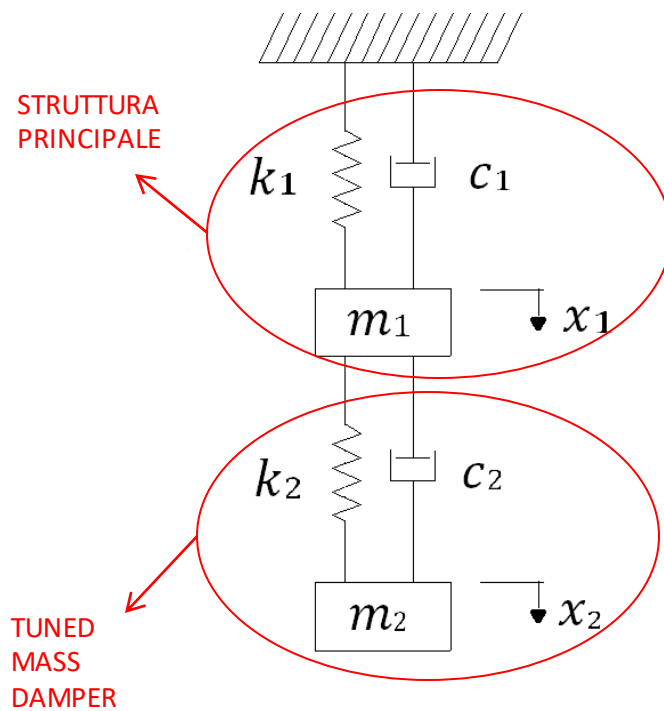
Tra i vari dispositivi in commercio, per motivi di funzionamento dei dispositivi stessi e per motivi dimensionali, ne risulta utilizzabile uno solo:

**Tuned Mass Damper**

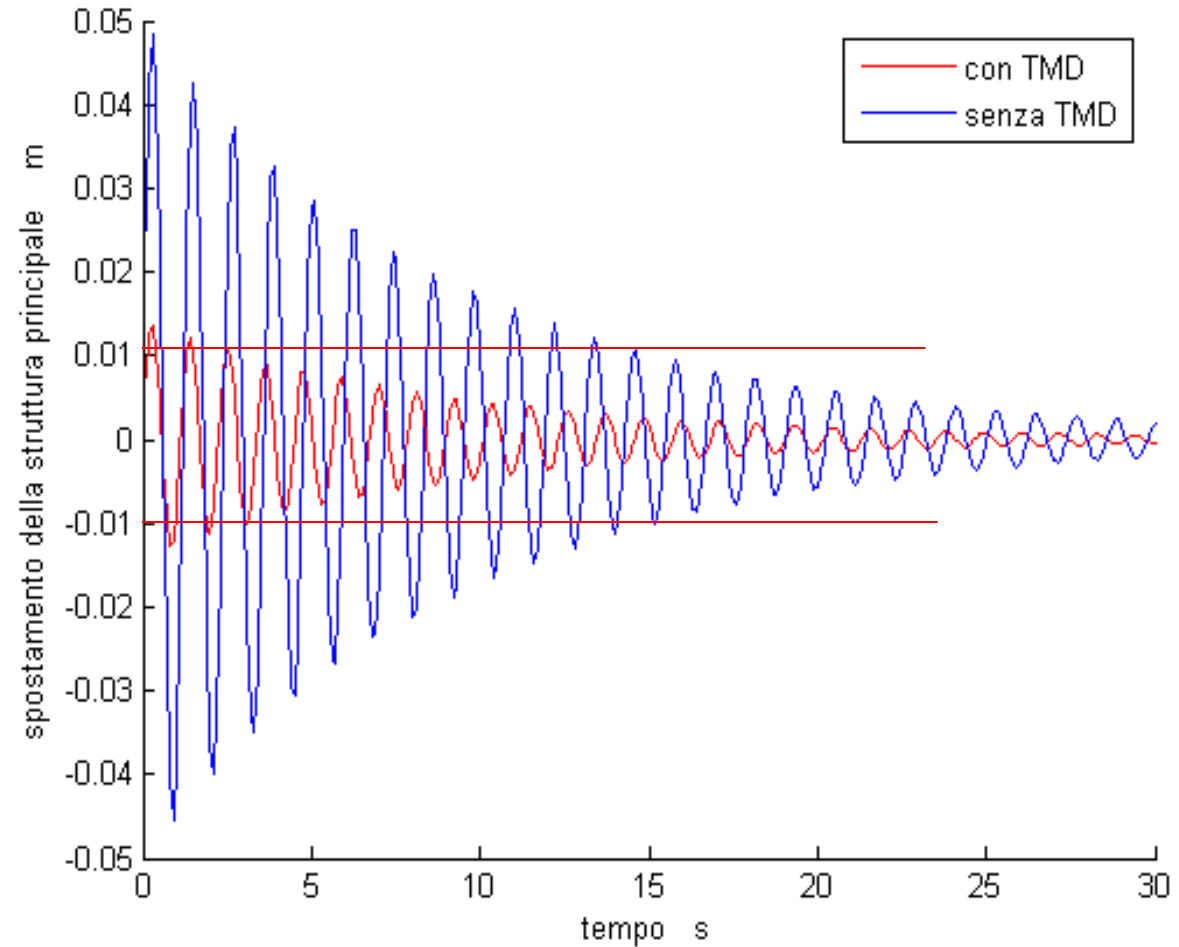




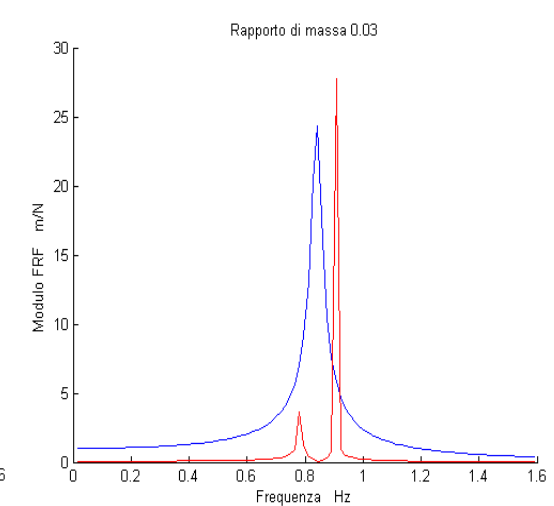
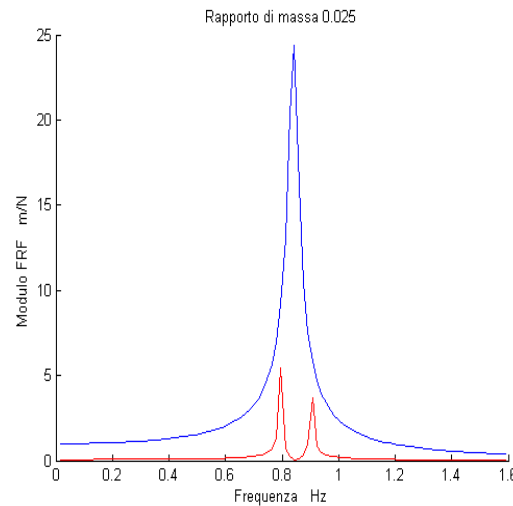
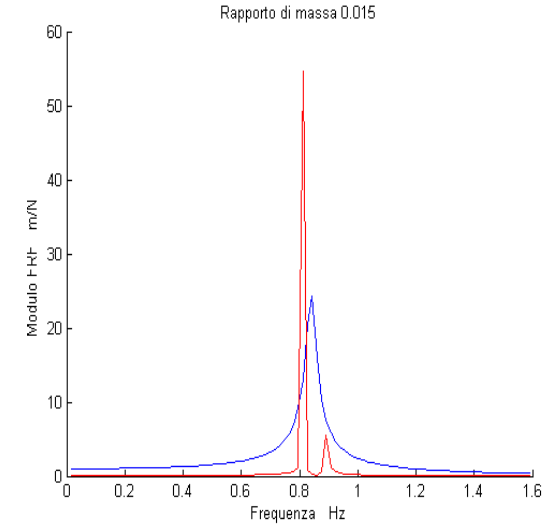
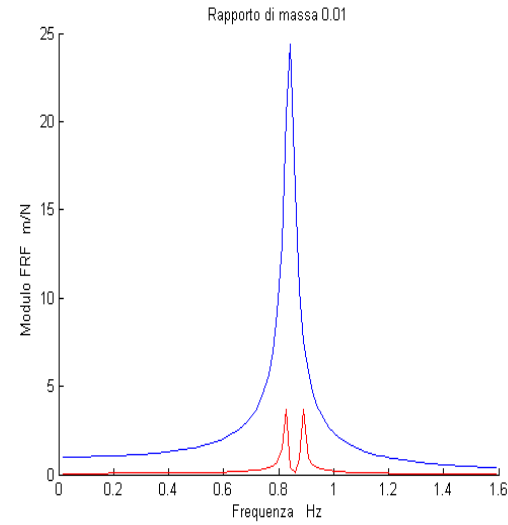
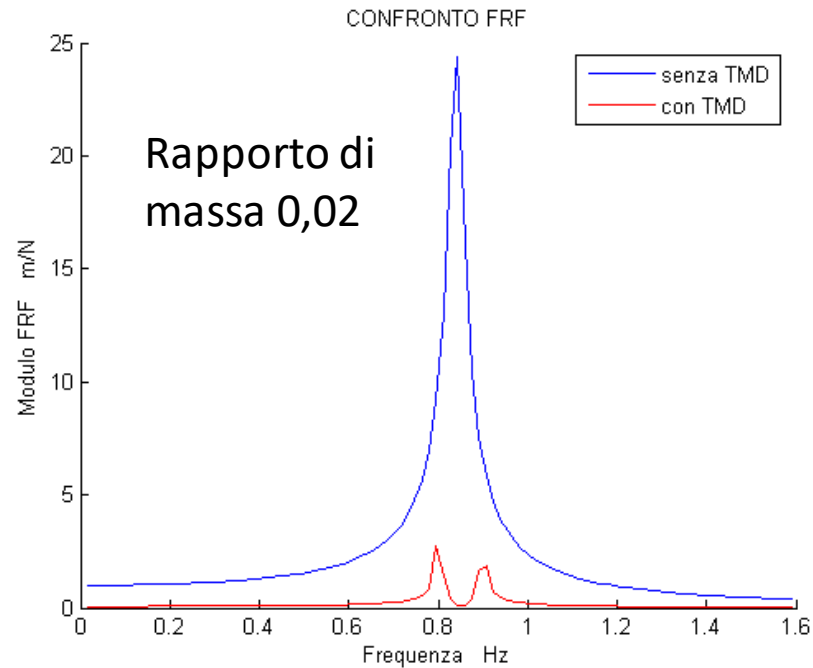
# MODELLO A PARAMETRI CONCENTRATI A 2 G.D.L.



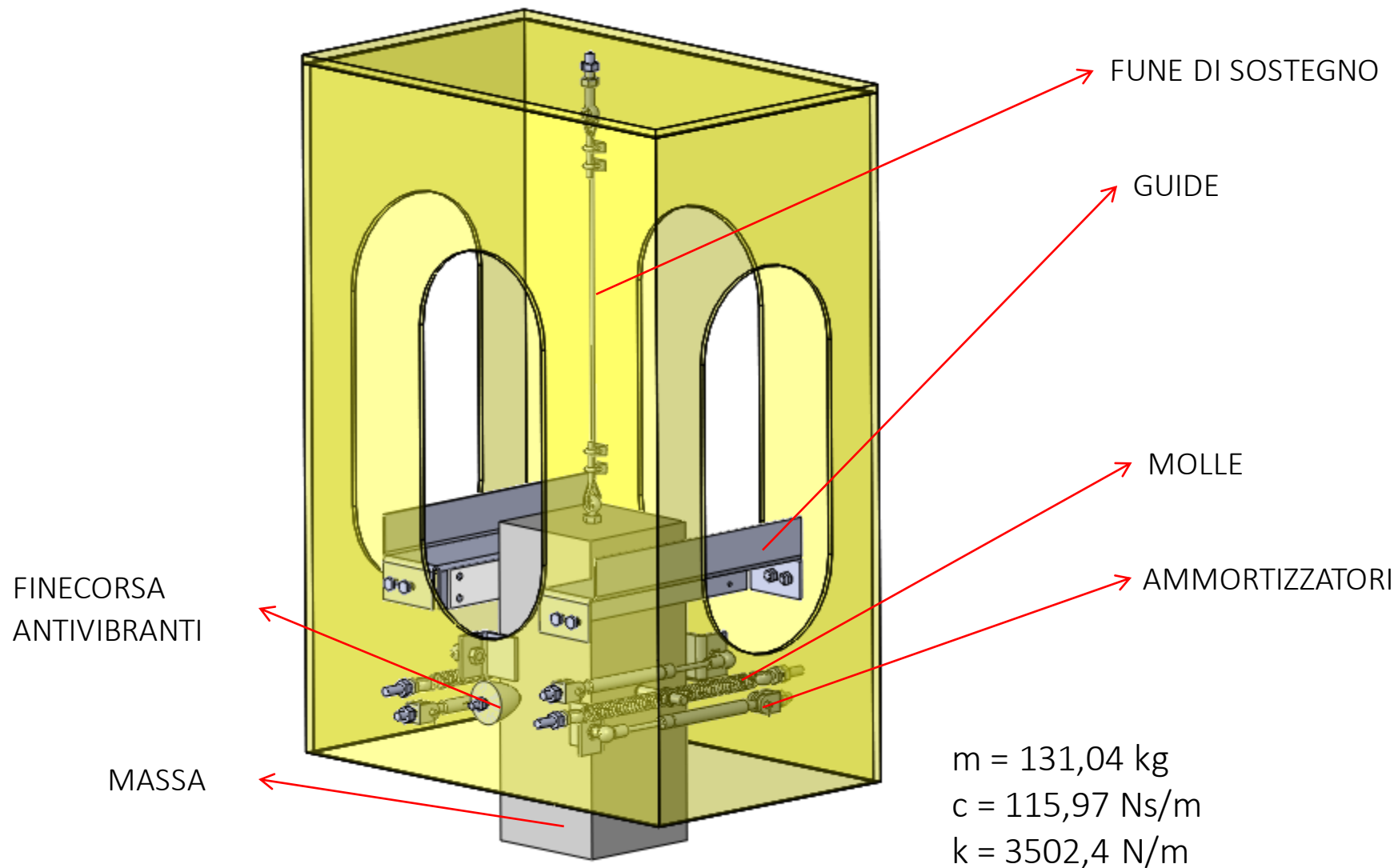
L' AMPIEZZA DELLA RISPOSTA DEL TRASLOELEVATORE SI RIDUCE DI PIU' DELLA META'



# FUNZIONE DI RISPOSTA IN FREQUENZA



# DISPOSITIVO



# Esercitazione sperimentale “livelli di filtraggio”

- Con riferimento al banco prova riduttori, si valuti il livello di filtraggio fra tre posizioni del banco:

- pavimento e telaio
- Telaio e guida

per alcune condizioni operative (velocità, coppia resistente) .Si mostrino gli spettri monte/valle. Si commenti l'efficacia della sospensione.

- Per il test posizionare un accelerometro triassiale sul pavimento, uno sul telaio e uno sulla guida.

Con la stessa posizione dei sensori, stimare le FRF monte/valle e le rigidzze dinamiche.

