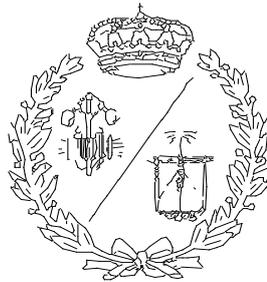


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



*Proyecto / Trabajo Fin de Carrera*

**CARACTERIZACIÓN  
DE ELIMINADORES DE VIBRACIÓN  
CON UN BANCO EXPERIMENTAL**

(Characterization of Vibration Eliminators with  
experimental Bank)

Para acceder al Título de

**INGENIERO INDUSTRIAL**

Autor: Jorge Gutiérrez Martín  
Enero -2014



## Índice

1. Introducción.....	1
2. Generalidades.....	2
3. Vías de transmisión.....	4
4. Objetivos, Problemática.....	5
5. Mediciones en el CETIAT.....	8
6. Cálculos Teóricos.....	13
7. Programas informáticos.	
7.1    OROS.....	36
7.2    MATLAB.....	38
8. Resultados e Interpretaciones.....	47
9. Bibliografía.....	80



# 1. INTRODUCCIÓN

---

Mi proyecto final de carrera se realizó en colaboración con la universidad INSA de Lyon y con el Centro Técnico de Industrias aerodinámicas y térmicas (Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques, CETIAT), una institución de utilidad pública financiada por las empresas aerodinámicas y térmicas.

Preocupados por los problemas de ruido y para hacer frente a las normas cada vez más restrictivas en relación con el ruido en los equipos industriales, la industria de climatización trata de producir equipos de climatización cada vez más silenciosos.

El trabajo que se desarrolla en este proyecto es el estudio y medición de los eliminadores de ruido que las diferentes empresas del sector de climatización desean comercializar, y para ello piden al CETIAT un estudio completo de las características de sus productos.

El estudio principal se centra en las características de funcionamiento, cada eliminador tendrá una mejor eficiencia dependiendo de las condiciones de trabajo, obteniendo el mejor resultado cuanto mayor energía vibratoria se elimine.

## 2. GENERALIDADES

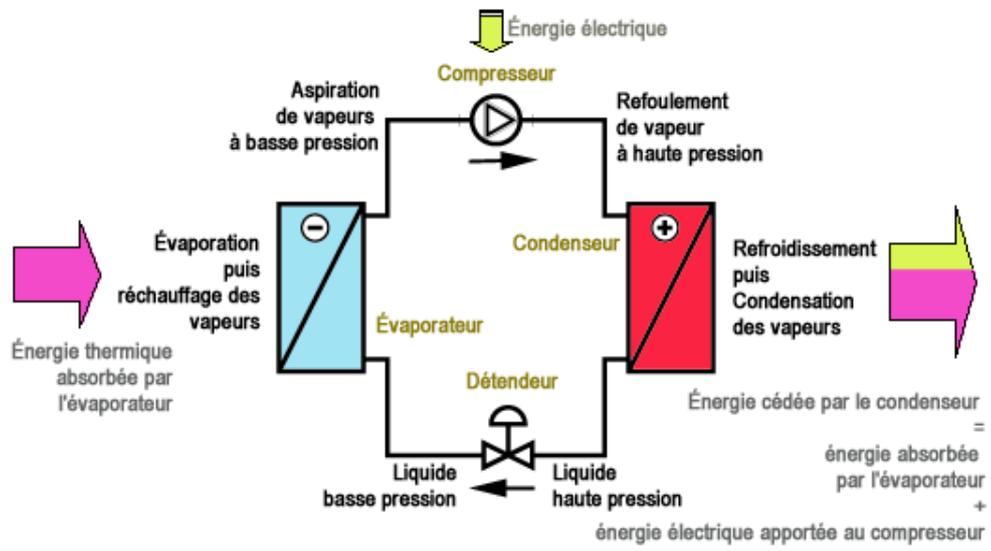
---

Un climatizador es un sistema de aire acondicionado. Este sistema se encarga principalmente de mantener la temperatura de un lugar. Este sistema dispone de tres subsistemas principalmente.

- Compresor.
- Ventilador.
- Intercambiador (condensador y evaporador)

El circuito de agua caliente que enfría el condensador, el circuito de agua fría que se enfría al nivel del evaporador. El circuito del fluido frigorífico está compuesto de un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

Estos subsistemas están conectados entre sí mediante tubos frigoríficos. Por esos tubos circula el líquido frigorífico, que será el principal responsable del transporte de la energía calorífica por el climatizador.



### **3. VÍAS DE TRANSMISIÓN**

---

En este sistema de aire acondicionado, el climatizador va a producir una serie de vibraciones, de las cuales las principales son las debidas al compresor.

El ruido emitido y transmitido por el compresor tiene tres vías principales de transmisión vibratoria, es decir, los 4 puntos de apoyo de la base del compresor, el aire de alrededor y el tubo de salida del compresor

Para nuestro estudio la principal vía de transmisión será la del tubo de salida del compresor.

A lo largo de la longitud del tubo, las vibraciones son transmitidas de múltiples maneras. Por una parte tenemos el movimiento global del propio cuerpo del condensador que transmite vibraciones a lo largo del tubo, y por otra parte debida a su concepción, el compresor envía pulsaciones de presión al fluido, pulsaciones que van a hacer vibrar al tubo. Nosotros nos vamos a concentrar en las vibraciones transmitidas por la estructura metálica del tubo.

## 4. OBJETIVOS, PROBLEMÁTICA

---

Como ya se ha explicado hasta ahora, este trabajo va a considerar el estudio de las vibraciones que transmite el tubo de salida o eliminador, es decir, las vibraciones que se transmiten o que por el contrario no son transmitidas. Para ello vamos a utilizar diferentes tipos de eliminadores, con materiales diferentes, fabricantes diferentes y de formas variadas, para estudiar cuales son los mejores, con cuales se transmiten menores vibraciones, cual absorbe más, etc.

Para ello vamos a utilizar 5 eliminadores diferentes.

La mayoría de los eliminadores están constituidos de un tubo interior metálico, y cubiertos de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

A continuación podemos ver los eliminadores a estudio así como sus características.



Carly Souple



Astroflex

Por contra el eliminador que llamamos transfer oil tiene el mismo principio que los otros, salvo que el interior no es metálico y que la cubrición interior esta constituida por un trenzado metálico. Una malla no metálica permite igualmente mantener la longitud del producto.

En las imágenes siguientes se puede apreciar el Transfer Oil y su interior,



Vista General



Detalle del extremo



Detalle del interior

Lo visto hasta ahora son los tipos de eliminadores que van a ser estudiados, pero también vamos a estudiar el comportamiento vibratorio del sistema, y con el mismo tubo frigorífico y de diferentes maneras como se aprecia en la figura:

En dos dimensiones Looping y Lyre :



Looping



Lyre

En tres dimensiones



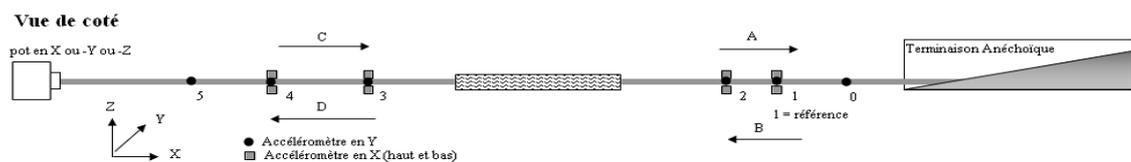
Forma tridimensional

## 5. MEDICIONES EN EL CETIAT

---

Como hemos dicho ya, las mediciones de las vibraciones son efectuadas en el CETIAT, donde hemos construido el banco de pruebas que nos permite trabajar en las condiciones adecuadas para el conocimiento de los eliminadores.

Para ello construimos un banco de pruebas como el siguiente:



Se compone de:

1. Punto vibrante.
2. Tubo
3. Eliminador
4. Captor
5. Caja de arena
6. Fijación

## 1. Punto vibrante

El punto vibrante es el sistema que produce las vibraciones en la estructura del tubo, este sistema produce una función de excitación, es decir, según varía las frecuencias.

Una vez puesto en marcha el punto vibrante, podemos producir vibraciones en el tubo frigorífico, en direcciones diferentes, según los 3 ejes coordenados X,Y,Z.

El punto vibrante está fijado de manera que ningún esfuerzo parásito pueda perturbar su funcionamiento, de manera que los esfuerzos puedan ser aplicados lo más puro posible, con el mínimo momento parásito.



Como indica en la figura está excitando en Y.

## 2. Tubo frigorífico

Este tubo es el que nos sirve de soporte para la propagación de las vibraciones hasta nuestro eliminador, así como para la toma de mediciones, y se encuentra antes y después del eliminador.

Las características del material del cobre son:

- Cuivre de 99.9%
- Module d'Young: 115 GPa
- Module de cizallamiento: 44GPa

## 3. Eliminador

El eliminador es el sistema de estudio de nuestro proyecto, y tiene como principal función la de transportar el líquido refrigerante en el climatizador. Le colocaremos entre el tubo frigorífico.

## 4. Captores

Los captosres son el primer sistema de medida de nuestro proyecto, y representan la toma de mediciones de las vibraciones, que son transmitidas a nuestro ordenador para ser analizadas y tratadas.

Nuestros captosres solo pueden hacer medidas en una sola dirección, y nosotros vamos a necesitar en las tres dimensiones del espacio euclideo, a saber X,Y, Z, por lo que va a ser necesario cambiar para obtener las medidas en cada dirección.

Vamos a colocar unos captorees en la direccióon Y y otros en la direccióon X, como se puede ver en la figura, sabiendo que aquellas vibraciones que se producen en la direccióon X, son las vibraciones longitudinales.

Vamos a utilizar dos captorees en cada punto a medir, tomando siempre el captor 1 como referencia.

Las característicass de los captorees son:

Sensibilité mV/g	Sensibilité mV/m/s <sup>2</sup>	Sensibilité V/m/s <sup>2</sup>	g
105,9	10,80	0,01080	9,810

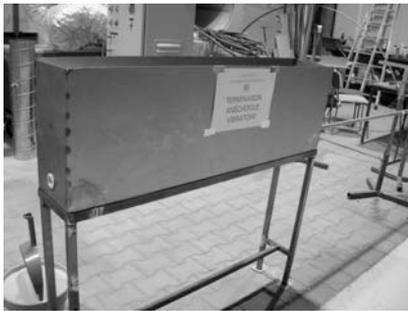


Colocacióon de los captorees

## 5) Caja de arena

La caja de arena tiene una función anecoica, en ella introducimos una parte del tubo, lo que va a permitir que absorba las vibraciones, para que no se produzca la reflexión.

Terminación anecoica: Es una terminación sin reflexión, perfectamente absorbente.



Caja de arena o Terminación Anechoica

## 6) Fijación

Vamos a sostener el tubo frigorífico y el punto vibrante con un elástico.

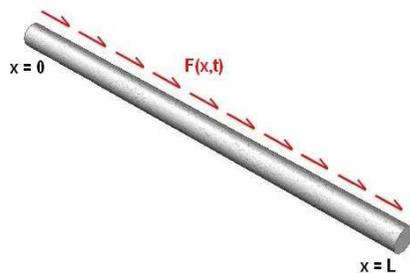
## 6. CÁLCULOS TEÓRICOS

---

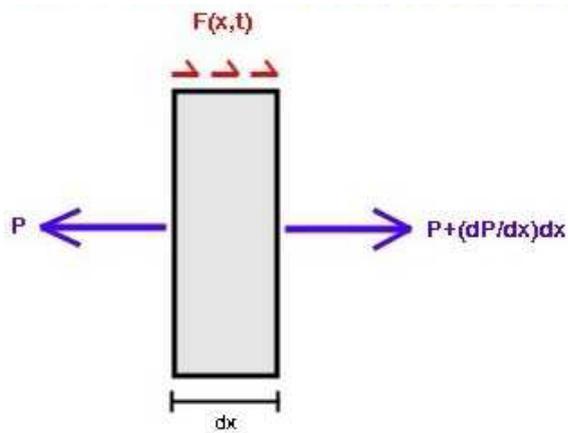
Este proyecto se basa en cálculos teóricos que serán el germen inicial de futuros procesos de resolución, como el MATLAB, y que contendrán una respuesta a nuestra principal pregunta, ¿cuál es el comportamiento de los Eliminadores ante diferentes vibraciones, a diferentes presiones, etc ?

### 6.1 Vibraciones longitudinales libres

En esta sección se estudiarán las vibraciones longitudinales libres en barras de longitud  $L$ , área  $A$ , módulo de elasticidad  $E$  y densidad  $\rho$ . Dicha barra estará sujeta a una fuerza distribuida  $F(x, t)$  por unidad de longitud.



En la siguiente figura se muestran las fuerzas que actúan en un volumen infinitesimal de longitud  $dx$ , siendo  $P$  la fuerza axial resultante de las vibraciones de la barra. El centro geométrico de este elemento infinitesimal está situado a una distancia  $x + dx/2$  desde el extremo inicial de la varilla.



Aplicando la 2ª ley de Newton (equilibrio dinámico del volumen infinitesimal):

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx = P + \frac{\partial P}{\partial x} dx - P + F(x,t) dx$$

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx = \frac{\partial P}{\partial x} dx + F(x,t) dx$$

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial P}{\partial x} + F(x,t)$$

La fuerza  $P$  puede escribirse en términos de la tensión axial como

$$P = \sigma A$$

A su vez, la tensión axial  $\sigma$  puede definirse en términos de la deformación axial mediante el uso de la ley de Hooke como

$$\sigma = E\varepsilon$$

mientras que la relación entre deformación y desplazamiento se encuentra definida por

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x}$$

Por lo tanto, se puede definir la fuerza o esfuerzo axial resultante de las vibraciones longitudinales de la barra, P, como

$$P = EA \frac{\partial u}{\partial x}$$

De esta última expresión se deduce que la fuerza P es función del desplazamiento longitudinal u.

Finalmente, la expresión del equilibrio dinámico en el volumen infinitesimal definido para la barra se puede escribir como

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( EA \frac{\partial u}{\partial x} \right) + F(x, t)$$

Esta ecuación es la ecuación diferencial en derivadas parciales que gobierna las vibraciones longitudinales forzadas de la barra.

Se asume que la función u(x, t) es lo suficientemente suave como para que existan todas las derivadas apropiadas.

La ecuación diferencial para las vibraciones libres se obtiene imponiendo la condición F(x,t) = 0, y resultando así la expresión

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( EA \frac{\partial u}{\partial x} \right)$$

Si asumimos que tanto el módulo de elasticidad, E, como el área transversal de la barra, A, son constantes, se obtiene

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

Que es la ecuación en derivadas parciales que gobierna las vibraciones longitudinales libres en la barra, donde  $c$  es una constante que recibe el nombre de velocidad de onda, que depende del material de la barra y que viene definida por

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

### 6.1.1 Separación de variables

La solución general a la ecuación anterior puede ser obtenida mediante el método de separación de variables, según el cual, se puede asumir una solución de la forma

$$u(x,t) = \emptyset(x)q(t)$$

donde  $\emptyset$  es una función dependiente del espacio y  $q$  una función dependiente del tiempo. A partir de la expresión anterior, se obtienen las siguientes derivadas

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \emptyset(x)\ddot{q}(t)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \emptyset''(x)q(t)$$

donde el símbolo  $(\cdot)$  significa diferenciación respecto al tiempo, y el símbolo  $(')$  diferenciación respecto al espacio.

Sustituyendo estas derivadas resulta la expresión

$$c^2 \frac{\emptyset''}{\emptyset} = \ddot{q}$$

Como el lado izquierdo de la ecuación depende únicamente de la coordenada espacial  $x$ , y el lado derecho sólo del tiempo  $t$ , se puede concluir que esta igualdad sólo se satisface si ambos términos se igualan a una constante

$$c^2 \frac{\emptyset''}{\emptyset} = \frac{\ddot{q}}{q} = -\omega^2$$

Obsérvese que ha sido elegida una constante negativa  $-\omega$ . Esta elección nos conduce al movimiento oscilatorio. La elección de cero o una constante positiva no conduce a soluciones de tipo vibratorio, y por lo tanto deben ser rechazadas. Por ejemplo, si la constante seleccionada es cero, la solución crece linealmente con el tiempo, mientras que si se elige una constante positiva, la solución contiene dos términos: una función exponencialmente creciente, y otra exponencialmente decreciente, lo cual conduce a una solución inestable que no representa el movimiento oscilatorio.

La constante  $\omega$  se define como la frecuencia natural de vibración del sistema.

Con lo que tenemos dos nuevas expresiones

$$\emptyset'' + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \emptyset = 0$$

$$\ddot{q} + \omega^2 q = 0$$

que son ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo orden. La solución a estas ecuaciones está dada respectivamente por

$$\emptyset(x) = A_1 \sin\left(\frac{\omega}{c}x\right) + A_2 \cos\frac{\omega}{c}x$$

$$q(t) = B_1 \sin(\omega t) + B_2 \cos(\omega t)$$

El desplazamiento longitudinal puede escribirse como

$$u(x,t) = \left[ A_1 \sin\left(\frac{\omega}{c}x\right) + A_2 \cos\frac{\omega}{c}x \right] [B_1 \sin(\omega t) + B_2 \cos(\omega t)]$$

donde  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  y  $\omega$  son constantes que se determinarán mediante condiciones iniciales y de contorno.

### 6.1.2 Ondas elásticas

La ecuación anterior puede ser escrita de la siguiente forma alternativa

$$u(x,t) = A \sin\left(\frac{\omega}{c}x + \phi_1\right) \sin(\omega t + \phi_2)$$

donde  $A$ ,  $\phi_1$  y  $\phi_2$  son constantes que pueden ser expresadas en términos de  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $B_1$  y  $B_2$ ; y  $\omega$  como se comentó antes, es la frecuencia natural de vibración del sistema.

Usando la identidad trigonométrica

$$\sin A \sin B = \frac{1}{2} [\cos(A - B) - \cos(A + B)]$$

podemos escribir la ecuación como

$$u(x,t) = \frac{A}{2} \cos\left(\frac{\omega}{c}x - \omega t + \phi_1 - \phi_2\right) - \frac{A}{2} \cos\left(\frac{\omega}{c}x + \omega t + \phi_1 + \phi_2\right)$$

que a su vez puede reescribirse en la forma

$$u(x,t) = f_1(kx - \omega t + \phi_m) + f_2(kx + \omega t + \phi_p)$$

Donde

$$\phi_m = \phi_1 - \phi_2$$

$$\phi_p = \phi_1 + \phi_2$$

$$k = \frac{\omega}{c}$$

$$f_1(kx - \omega t + \phi_m) = \frac{A}{s} \cos(kx - \omega t + \phi_m)$$

$$f_2(kx + \omega t + \phi_p) = \frac{-A}{s} \cos(kx + \omega t + \phi_p)$$

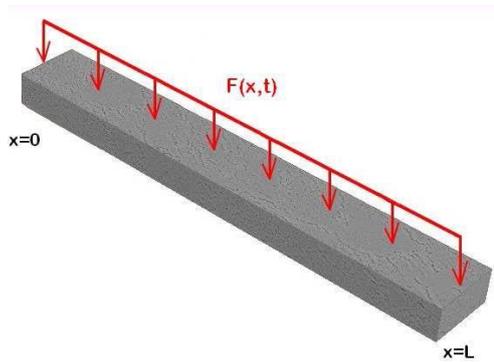
La función  $f_1$  representa una onda armónica elástica viajando en la dirección de las  $x$  positivas con una velocidad de onda  $c = \omega/k$  mientras que la función  $f_2$  representa igualmente una onda armónica elástica, pero viajando en sentido contrario (el de las  $x$  negativas) con la misma velocidad de onda  $c$ .

Se puede observar, como ya se dijo, que la velocidad de la onda,  $c$ , es constante y depende únicamente de las propiedades del material de la barra.

La constante  $k$ , que relaciona la velocidad de onda  $c$  con la frecuencia del armónico (o frecuencia de oscilación)  $\omega$  se denomina número de ondas.

## 6.2 Vibraciones de flexión

A continuación se va a llevar a cabo el estudio de las vibraciones en vigas elásticas, como la representada en la figura, definidas por su longitud  $L$  y su área transversal  $A$ , y constituidas por un material de módulo de elasticidad  $E$  y densidad  $\rho$ .



En la teoría elemental de vigas, todas las tensiones se consideran cero, excepto la tensión normal  $\sigma$ , que se considera que varía linealmente, a lo largo de la sección transversal, con la coordenada  $y$ .

La tensión normal  $\sigma$  se puede escribir, por lo tanto, como

$$\sigma = ky$$

donde  $k$  es constante, y la coordenada  $y = 0$  contiene el eje neutro a lo largo del cual la tensión normal  $\sigma$  es nula.

La suposición de que el resto de tensiones son nulas requiere que la resultante de los esfuerzos internos a lo largo de toda la superficie transversal  $A$  de la viga sea cero, y que los momentos generados por dichos esfuerzos en torno al eje neutro igualen al momento flector interno  $M$ ; esto es

$$\int_A \sigma dA = 0$$

$$\int_A y\sigma dA = -M$$

lo que equivale a

$$k \int_A y dA = 0$$

$$k \int_A y^2 dA = -M$$

Dado que  $k$  es una constante distinta de cero, implica que el eje neutro y el eje geométrico de la sección transversal coinciden. Luego se puede usar para definir el valor de  $k$  como

$$k = -\frac{M}{I_z}$$

donde  $I_z$  es el momento de inercia de la sección transversal respecto al eje  $z$

$$I_z = \int_A y^2 dA$$

por lo tanto

$$\sigma = -\frac{My}{I_z}$$

Usando la ley de Hooke

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\varepsilon = -\frac{My}{EI_z}$$

Para pequeñas deformaciones  $\left(\frac{dv}{dx} \ll 1\right)$  se cumple que

$$\frac{1}{2} \frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{\varepsilon}{y} = \frac{M}{EI_z}$$

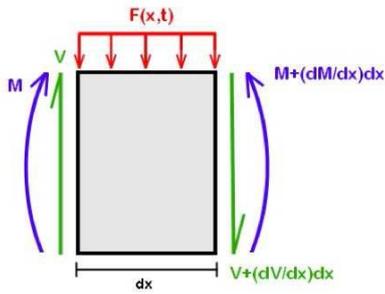
$$M = EI_z v''$$

donde  $v(x,t)$  es el desplazamiento transversal de la viga, y  $r$  el radio de curvatura de la misma.

A la ecuación se la conoce como Ley de Euler-Bernoulli

### 6.2.1 Ecuación del movimiento

Se considerará un volumen infinitesimal  $dx$  a una distancia  $x$  del final de la viga como el mostrado donde  $V$  y  $M$  son respectivamente el esfuerzo cortante y el momento flector; y  $F(x; t)$  la carga por unidad de longitud de la viga.



Aplicando equilibrio de momentos en el extremo izquierdo del elemento diferencial se tiene

$$M + \frac{\partial M}{\partial x} dx - M - V dx - \frac{\partial V}{\partial x} dx^2 - F(x,t) \frac{dx^2}{2} = 0$$

y tomando el límite cuando  $dx \rightarrow 0$

$$V = \frac{\partial M}{\partial x}$$

La condición de equilibrio dinámico para las vibraciones transversales de la viga, se obtiene aplicando la 2a Ley de Newton

$$\rho A dx \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -V - \frac{\partial V}{\partial x} dx + V + F(x,t) dx$$

Sustituyendo el esfuerzo cortante y el momento flector según la ecuación de Euler-Bernoulli, da lugar a

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( E I_z \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) + F(x,t)$$

y considerando además E e  $I_z$  como constantes, se obtiene finalmente

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = - \left( EI_z \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \right) + F(x, t)$$

Del mismo modo que para el caso de vibraciones longitudinales en barras, la función  $v(x, t)$  se asume lo suficientemente suave como para que las derivadas apropiadas existan.

Para el caso de vibraciones libres,  $F(x; t) = 0$ , se tiene

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( EI_z \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)$$

y con E e  $I_z$  constantes

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -c^2 \frac{\partial^4 v}{\partial x^4}$$

donde c es una constante definida como

$$c = \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}}$$

### 6.2.2 Separación de variable

La ecuación que gobierna las vibraciones transversales libres de la viga es una ecuación diferencial en derivadas parciales de cuarto orden, cuya solución puede ser obtenida mediante el método de separación de variables.

La solución  $v(x; t)$  se puede escribir como el producto de dos funciones, una dependiente de la coordenada espacial  $x$ , y la otra dependiente del tiempo  $t$

$$v(x, t) = \emptyset(x)q(t)$$

Por lo tanto

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \emptyset(x) \frac{d^2 q(t)}{dt^2} = \emptyset(x) \ddot{q}(t)$$

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} = \frac{d^4 \emptyset(x)}{dx^4} q(t) = \emptyset''''(x) q(t)$$

Sustituyendo estas expresiones en la ecuación diferencial se obtiene

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = -c^2 \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} \implies \emptyset(x) \ddot{q} = -c^2 \emptyset''''(x) q(t)$$

$$\frac{\ddot{q}(t)}{q(t)} = -c^2 \frac{\emptyset''''(x)}{\emptyset(x)}$$

como se vio en el caso de las vibraciones longitudinales de una barra prismática, la única forma de que esta igualdad se pueda cumplir es que ambos términos se igualen a una constante de valor  $-\omega^2$

$$\frac{\ddot{q}(t)}{q(t)} = -c^2 \frac{\emptyset''''(x)}{\emptyset(x)} = -\omega^2$$

siendo  $-\omega$  la frecuencia natural de vibración del sistema.

Esto nos lleva a las dos ecuaciones siguientes

$$\ddot{q}(t) + \omega^2 q(t) = 0$$

$$\emptyset''''(x) - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \emptyset(x) = 0$$

que son ecuaciones diferenciales ordinarias, de segundo y de cuarto orden respectivamente.

La solución viene dada por

$$q(t) = B_1 \sin(\omega t) + B_2 \cos(\omega t)$$

mientras que para el cálculo de  $\emptyset(x)$ , se asumirá una solución de la forma

$$\emptyset(x) = A \exp(\lambda x)$$

que sustituida da lugar a

$$\left[ \lambda^4 - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \right] A \exp(\lambda x) = 0$$

$$\left[ \lambda^4 - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \right] = 0$$

$$\lambda^4 - \eta^4 = 0$$

Donde

$$\eta = \sqrt{\frac{\omega}{c}}$$

Las raíces de la ecuación son

$$\lambda_1 = \eta$$

$$\lambda_2 = -\eta$$

$$\lambda_3 = i\eta$$

$$\lambda_4 = -i\eta$$

por lo tanto, la solución general se puede escribir como

$$\phi(x) = A_1 \exp(\eta x) + A_2 \exp(-\eta x) + A_3 \exp(i\eta x) + A_4 \exp(-i\eta x)$$

que puede ser reescrita de la siguiente manera

$$\phi(x) = A_5 \frac{\exp(\eta x) - \exp(-\eta x)}{2} + A_6 \frac{\exp(\eta x) + \exp(-\eta x)}{2} + A_7 (-i) \frac{\exp(i\eta x) - \exp(-i\eta x)}{2} + A_8 \frac{\exp(i\eta x) + \exp(-i\eta x)}{2}$$

y que mediante el uso de la fórmula de Euler de variables complejas, toma la forma

$$\phi(x) = A_5 \sinh(\eta x) + A_6 \cosh(\eta x) + A_7 \sin(\eta x) + A_8 \cos(\eta x)$$

Por lo tanto, la solución resulta

$$v(x, t) = [A_5 \sinh(\eta x) + A_6 \cosh(\eta x) + A_7 \sin(\eta x) + A_8 \cos(\eta x)][B_1 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t)]$$

Siendo

$$A_1 = \frac{A_5 + A_6}{2}$$

$$A_2 = \frac{A_6 - A_5}{2}$$

$$A_3 = \frac{A_8 - iA_7}{2}$$

$$A_4 = \frac{A_8 + iA_7}{2}$$

y donde, la frecuencia natural de vibración,  $\omega$ , viene definida por

$$\omega = c\eta^2$$

Las constantes  $A_i$  y  $B_i$  así como el valor de la constante  $\eta$  y con él, el de la frecuencia natural de vibración  $\omega$ , se determinarán mediante condiciones iniciales y de contorno.

### 6.2.3. Ortogonalidad de las autofunciones

En este capítulo se estudiará en detalle la importante propiedad de ortogonalidad de las autofunciones de los sistemas continuos. Esta propiedad puede usarse para obtener, a partir de una ecuación diferencial en derivadas parciales, un número infinito de ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo orden desacopladas, cuya solución puede presentarse en una forma simple y cerrada.

Este desarrollo justifica el uso de técnicas de aproximación para la obtención de un modelo de dimensión finita que represente, con cierto grado de exactitud, las vibraciones de sistemas continuos. Además, el uso de la ortogonalidad de las autofunciones da lugar a importantes definiciones como las de masa modal, rigidez modal o coeficientes de fuerza modales, para sistemas continuos.

Concretamente se estudiará la ortogonalidad de las autofunciones para el caso de vibraciones transversales en vigas, pudiéndose resolver para el caso de vibraciones longitudinales de barras de forma análoga.

Anteriormente se demostró que la ecuación diferencial en derivadas parciales que gobierna las vibraciones transversales libres de vigas viene dada por

$$\rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = - \frac{\delta^2}{\delta x^2} \left( EI_z \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)$$

donde, siguiendo la misma nomenclatura que en secciones anteriores,  $v(x, t)$  es el desplazamiento transversal.

Como ya se explicó, la solución a esta ecuación se puede obtener mediante el método de separación de variables como

$$v(x, t) = \phi(x)q(t)$$

Donde

$$q(t) = B_1 \sin(\omega t) + B_2 \cos(\omega t)$$

Por lo tanto, sustituyendo estas últimas expresiones se tiene

$$\omega^2 \rho A \phi(x) q(t) = (EI_z \phi''(x))'' q(t)$$

$$\omega^2 \rho A \phi(x) = (EI_z \phi''(x))''$$

siendo, para la j-ésima frecuencia natural  $\omega_j$

$$(EI_z \phi_j''(x))'' = \omega_j^2 \rho A \phi_j(x)$$

$$\int_0^L (EI_z \phi_j''(x))'' \phi_k(x) dx = \omega_j^2 \int_0^L \rho A \phi_j(x) \phi_k(x) dx$$

y, resolviendo por partes la integral del lado izquierdo de la igualdad, resulta finalmente

$$\begin{aligned} (EI_z \phi_j''(x))' \phi_k(x) \Big|_0^L - EI_z \phi_j''(x) \phi_k'(x) \Big|_0^L + \int_0^L EI_z \phi_j''(x) \phi_k''(x) dx \\ = \omega_j^2 \int_0^L \rho A \phi_j(x) \phi_k(x) dx \end{aligned}$$

La ecuación resultante es una expresión general para la condición de ortogonalidad de las autofunciones de las vibraciones transversales en vigas.

Se puede comprobar, que si se tienen condiciones de contorno simples, como extremos libres, biempotrados o biapoyados, la ecuación anterior se reduce a

$$\int_0^L EI_z \phi_j''(x) \phi_k''(x) dx = \omega_j^2 \int_0^L \rho A \phi_j(x) \phi_k(x) dx$$

De manera similar, para la frecuencia natural k-ésima,  $\omega_k$ , se tiene

$$\int_0^L EI_z \phi_k''(x) \phi_j''(x) dx = \omega_j^2 \int_0^L \rho A \phi_k(x) \phi_j(x) dx$$

Si se restan ambas expresiones, se obtienen las siguientes relaciones para condiciones de contorno simples

Si  $j \neq k$

$$\int_0^L \rho A \phi_j(x) \phi_k(x) dx = 0$$

$$\int_0^L EI_z \phi_j''(x) \phi_k''(x) dx$$

Si  $j = k$

$$\int_0^L \rho A \phi_j^2 dx = m_j$$

$$\int_0^L EI_z \phi_j''^2(x) dx = k_j$$

donde  $m_j$  y  $k_j$  son respectivamente, los coeficientes de masa modal y rigidez modal, los cuales se relacionan mediante la expresión

$$\omega_j^2 = \frac{k_j}{m_j}$$

Observar que si las condiciones de contorno no son simples, se debe usar la expresión general para la ortogonalidad de las autofunciones de las vibraciones transversales de vigas, para el cálculo de los coeficientes  $m_j$  y  $k_j$

Una vez hecho estudiado el desarrollo teórico y puesto las bases de las vibraciones a lo largo de un tubo, aplicamos este desarrollo teórico a nuestro proyecto.

Como resumen de lo expuesto anteriormente tenemos lo siguiente:

Ecuación de movimiento de las Vibraciones longitudinales:

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( EA \frac{\partial u}{\partial x} \right)$$

Y la solución de esta ecuación de movimiento es:

$$U(x) = A_1 e^{-jkx} + B_1 e^{jkx}$$

En nuestro banco experimental tenemos los 4 captores, cada uno de esos captores estarán colocados a una distancia  $x$ , y tendrán una vibración  $u(x,t)$ .

Para los primeros dos captores:

Captor 1:

Desplazamiento debido a la vibración:  $u_{11}(x,t)$

Posición:  $x_{11}$

Captor 2:

Desplazamiento debido a la vibración:  $u_{12}(x,t)$

Posición:  $x_{12}$

Tenemos que trabajar con estos datos conocidos, y con la resolución de la ecuación de movimiento, obteniendo el siguiente sistema de ecuaciones:

$$U_{11}(x_{11}) = A_1 e^{-jkx_{11}} + B_1 e^{jkx_{11}}$$

$$U_{12}(x_{12}) = A_1 e^{-jkx_{12}} + B_1 e^{jkx_{12}}$$

Donde

$$k = \frac{\omega}{c}; c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

De este sistema conocemos  $U_{11}(x_{11})$ ,  $U_{12}(x_{12})$ ,  $x_{11}$ ,  $x_{12}$ , y por el contrario nuestras incógnitas son  $A_1$  y  $B_1$ .

Por lo que al tener dos ecuaciones con dos incógnitas, podemos resolver y obtener  $A_1$  y  $B_1$ , con lo que acabamos de caracterizar la parte primera que incluye los dos primeros captosres.

Para la parte 2, que incluye los captosres 3 y 4,

Captor 3:

Desplazamiento debido a la vibración:  $u_{21}(x, t)$

Posición:  $x_{21}$

Captor 4:

Desplazamiento debido a la vibración:  $u_{22}(x, t)$

Posición:  $x_{22}$

Tenemos que trabajar con estos datos conocidos, y con la resolución de la ecuación de movimiento, obteniendo el siguiente sistema de ecuaciones:

$$U_{21}(x_{21}) = A_2 e^{-jkx_{21}} + B_2 e^{jkx_{21}}$$

$$U_{22}(x_{22}) = A_2 e^{-jkx_{22}} + B_2 e^{jkx_{22}}$$

Donde

$$k = \frac{\omega}{c}; c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

En esta parte 2 hacemos lo mismo que en la primera, resolvemos el sistema obteniendo A2 y B2, con lo que hemos caracterizado cualquier punto de la parte 2.

Entre la Parte 1 y la parte 2 de nuestro banco experimental, hemos colocado nuestro eliminador, que es realmente aquel que queremos estudiar.

Con los cálculos realizados hasta ahora, hemos estudiado el comportamiento antes y después de las vibraciones, con lo que si lo comparamos, podemos saber el comportamiento del eliminador.

Para saber el comportamiento del eliminador, vamos a estudiar los coeficientes de transmisión, de reflexión y el Transmission Loss.

$\tau$  = Coeficiente de transmisión

$\rho$  = Coeficiente de reflexión

$$A_2 = A_1 \tau + \rho B_2$$

$$B_1 = A_1 \rho + \tau B_2$$

Como ya conocemos A1, A2, B1, B2, nuestras incógnitas son:  $\tau$  y  $\rho$ .

De estas fórmulas obtenemos el coeficiente de transmisión, de reflexión y el transmission Loss. Estos cálculos nos sirven de base, ya que a la hora de

resolver y comprender matemáticamente debemos utilizar algún otro sistema o proceso para poder entender los resultados, para ello utilizamos MATLAB, que nos va a permitir manejar una gran cantidad de valores y mediciones, así como poder trabajar con varios eliminadores, y de compararlos, que si no fuera por un programa de cálculo sería imposible de efectuar debido a las gran cantidad de entradas y salidas.

## 7. PROGRAMAS INFORMÁTICOS

---

### 1. OROS

OROS es el programa informático que nos va a permitir obtener las mediciones.

Programamos OROS de tal manera que recoja el autospectro de cada uno de los puntos (los captore), así como el desfase de los canales 2,3 y 4 respecto al 1 que es el punto que tomamos como referencia, es decir, decimos que tienes un desfase nulo.

El sistema OROS nos da como salida un archive de lectura fácil del tipo .txt, con los valores de las mediciones que deseamos, que van a ser:

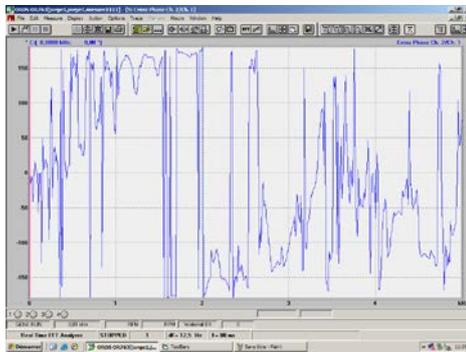
-Frecuencia, spectrum, fase y coherencia.

Se han realizado 1601 recolección de datos, uno por cada frecuencia que varía de 0 a 10000 hz, con un incremento de 6.5 Hz.

Para cada frecuencia, nosotros vamos a tener el spectrum y la cross phase, y de cada uno de los puntos donde están situados los captore, que serán los puntos estratégicos que queremos medir.

Los archivos con las medidas son archivos de inicio para el Matlab, que se encargará de efectuar los cálculos que nos permitirán el estudio de una manera fácil, y sobretodo visual, es decir, mediante gráficas, el comportamiento del eliminador de vibraciones.

A continuación podemos ver de una manera gráfica como son los valores de salida en OROS:



Gráfica de la cross phase del captor 2.

## 2. MATLAB

Vamos a estudiar como hemos utilizado el Matlab en varias partes, para una fácil comprensión del mismo.

1. En esta primera parte, vamos a elegir aquellos archivos que queremos estudiar, de tal manera que Matlab se encargue de leerlos y de asignarles una variable, que en nuestro caso va a ser A, la matriz A, que corresponde con todos los archivos. En esta matriz A, vamos a llamar cada una de las columnas de forma diferentes, para poder trabajar con ellas, ya que en estas columnas es donde está la información esencial para el estudio.

`freq=A(:,1)`— La primera columna de la matriz A, es la columna de las frecuencias, y la llamaremos `freq`.

`phas2b=A(:,13)` – llamamos a la columna 13 : `phas2b`, que nos indica la fase del captor 2 situado abajo.

Y así hacemos con todas las columnas.

```
[x,y] = uigetfile('All Files', ' Choisissez le projet désiré')
paso = strcat(y,x)
A = importdata(paso);
format long
freq=A(:,1);

spec1h=A(:,2);
spec1b=A(:,3);
spec2h=A(:,6);
spec2b=A(:,12);
spec3h=A(:,15);
spec3b=A(:,21);
spec4h=A(:,24);
spec4b=A(:,30);
```

```

phas1b=A(:,4);
phas2h=A(:,7);
phas2b=A(:,13);
phas3h=A(:,16);
phas3b=A(:,22);
phas4h=A(:,25);
phas4b=A(:,31);

specy1=A(:,39);
specy2=A(:,40);
specy3=A(:,49);
specy4=A(:,58);
phasy2=A(:,44);
phasy3=A(:,53);
phasy4=A(:,62);

```

2. En la segunda parte una vez obtenidos los valores de la matriz, empezamos a trabajar con ellos para obtener los coeficientes de transmisión, de reflexión y los más importantes, los de Transmission Loss (TL), según queramos estudiar las vibraciones longitudinales o de Flexión. Al final obtendremos dos vectores, que son todos los vectores acumulativos con todos los valores de TL, que serán los de vibraciones longitudinales y de Flexión.

```

for i=1:m;

    %longitudinal(x)

```

$k=2*\pi*\text{freq}(i)/\text{celerite};$

$r1=\text{spec2h}(i);$

$r2=\text{spec2b}(i);$

$\text{phi1}=(\text{phas2h}(i)*\pi)/180;$

$\text{phi2}=(\text{phas2b}(i)*\pi)/180;$

$U2=(r1*\cos(\text{phi1})+r2*\cos(\text{phi2}))/2+j*(r1*\sin(\text{phi1})+r2*\sin(\text{phi2}))/2;$

$r1=\text{spec3h}(i);$

$r2=\text{spec3b}(i);$

$\text{phi1}=(\text{phas3h}(i)*\pi)/180;$

$\text{phi2}=(\text{phas3b}(i)*\pi)/180;$

$U3=(r1*\cos(\text{phi1})+r2*\cos(\text{phi2}))/2+j*(r1*\sin(\text{phi1})+r2*\sin(\text{phi2}))/2;$

$r1=\text{spec4h}(i);$

$r2=\text{spec4b}(i);$

$\text{phi1}=(\text{phas4h}(i)*\pi)/180;$

$\text{phi2}=(\text{phas4b}(i)*\pi)/180;$

$U4=(r1*\cos(\text{phi1})+r2*\cos(\text{phi2}))/2+j*(r1*\sin(\text{phi1})+r2*\sin(\text{phi2}))/2;$

$r1=\text{spec1h}(i);$

$r2=\text{spec1b}(i);$

$\text{phi1}=0;$

$\text{phi2}=(\text{phas1b}(i)*\pi)/180;$

$U1=(r1*\cos(\text{phi1})+r2*\cos(\text{phi2}))/2+j*(r1*\sin(\text{phi1})+r2*\sin(\text{phi2}))/2;$

$u1=[U1;U2];$

$u2=[U3;U4];$

$M1x=[\exp(-j*k*x11) \exp(j*k*x11); \exp(-j*k*x12) \exp(j*k*x12)];$

$M2x=[\exp(-j*k*x23) \exp(j*k*x23); \exp(-j*k*x24) \exp(j*k*x24)];$

$C1=\text{inv}(M1x)*u1;$

$C2=\text{inv}(M2x)*u2;$

$c11=C1(1);$

$c12=C1(2);$

$c21=C2(1);$

$c22=C2(2);$

$J=[c11;c22];$

$G=[c21 \ c12;c12 \ c21];$

$F=\text{inv}(G)*J;$

```

P1=F(1,1);
P2=F(2,1);
r1 = abs(P1);
theta1 = atan2(imag(P1),real(P1));
r2 = abs(P2);
theta2 = atan2(imag(P2),real(P2));
%module transmission loss longitudinal(x) part 2, a coté
%pot vibrant

TL1=10*log(1/r1);

v1(i)=TL1;
%module coeficiente reflexion longitudinal(x) part 2, a coté
%pot vibrant

v3(i)=r2;

%flexion (y)

ky=((((density*sectiony)/(youngy*inerciey))*(2*pi*freq(i))^2)^(1/4);

ry=specy2(i);
phiy=(phasy2(i)*pi)/180;
U2y=ry*exp(phiy*j);
ry=specy3(i);
phiy=(phasy3(i)*pi)/180;
U3y=ry*exp(phiy*j);
ry=specy4(i);
phiy=(phasy4(i)*pi)/180;
U4y=ry*exp(phiy*j);
U1y=specy1(i);
u1y=[U1y;U2y];
u2y=[U3y;U4y];

M1y=[exp(-j*ky*x11) exp(j*ky*x11);exp(-j*ky*x12) exp(j*ky*x12)];
M2y=[exp(-j*ky*x23) exp(j*ky*x23);exp(-j*ky*x24) exp(j*ky*x24)];
Cy1=inv(M1y)*u1y;

```

```

Cy2=inv(M2y)*u2y;
cy11=Cy1(1);
cy12=Cy1(2);
cy21=Cy2(1);
cy22=Cy2(2);
Jy=[cy11;cy22];
Gy=[cy21 cy12;cy12 cy21];
Fy=inv(Gy)*Jy;
Py1=Fy(1,1);
Py2=Fy(2,1);
ry1 = abs(Py1);
thetay1 = atan2(imag(Py1),real(Py1));
ry2 = abs(Py2);
thetay2 = atan2(imag(Py2),real(Py2));
% modulo transmission loss flexion (y) parte 2ª a coté
% pot vibrant

TL2=10*log(1/ry1);

vy1(i)=TL2;

% module coeficiente reflexion flexion(y) parte 2, a coté
% point vibrant

vy3(i)=ry2;

% PART 1

ry11 = abs(cy11);
ry21 = abs(cy12);

reflexiony=ry1/ry2;

% module coeficiente de reflexion(y) de la parte1,a coté sable
vta(i)=reflexiony;

```

```
r11 = abs(c11);
r21 = abs(c12);

reflexionx=r11/r21;

%module coeficiente de reflexion(x) de la parte1, a coté sable
v4(i)=reflexionx;

end
```

3. Una vez que tenemos los valores de TL, es necesario que los estudiemos, por lo que vamos a pasarlas a 1/3 de octava. Vamos a cambiar la escala para obtener una información mas visible.

```
% 1/3 octave
type=0;
y=v1;
```

```

    [fcent,ytier] =
tierdoct(freq,y,type);

%fcnt= fréquences.
%ytier=valeurs que on veut
% transmission loss=transmission loss/1
%vecteurs de 1
unos=ones(1,m);
y=unos;

[fcent1,unos1]=tierdoct(freq,y,type);

[b,e] = size(fcent);
% la division

for i=1:e

    valu=20*log(ytier(i)/unos1(i));

    value(i)=valu;

end
%final de 1/3 octave

% transmission loss, para la de flexion
type=0;
y=vy1;

[fcenty,ytiery] = tierdoct(freq,y,type);

%fcnt= fréquences.
%ytier= valeurs que on veut
% transmission loss=transmission loss/1

% la division

for i=1:e

    valuy=20*log(ytiery(i)/unos1(i));

```

```
valuey(i)=valuy;
```

```
end
```

4. La última parte es la mas importantes, y es la exportación de los valores para un mejor estudio. Obtendremos de forma gráfica ciertos valores como pueden ser los TL.

```
% enregistrar
```

```
load export1.xls -ascii  
export1=[export1,fcent.', value.'];
```

```
save export1.xls export1 -ascii
```

```
%final enregistrar
```

```
figure  
plot (fcent,value)  
title ( 'TL')  
figure  
plot (freq,v3)  
title ( 'modulo coeficiente reflexion longitudinal(x) parte 2')  
figure  
plot (freq,vy1)  
title ( 'modulo transmission loss flexion (y) parte 2')  
figure  
plot (freq,vy3)  
title ( 'modulo coeficiente reflexion flexion(y) parte 2')
```

```
%dibujamos los coeficientes de reflexion de la parte 1, la cercana al sable
```

```
figure  
plot (freq,vta)  
title ( 'modulo coeficiente de reflexion(y) de la parte1')
```

```
figure
plot
(freq,v4)
title ( 'modulo coeficiente de reflexion(x) de la parte1')
```

## 8. RESULTADOS E INTERPRETACIONES

---

Como conclusión del proyecto, a continuación vamos a mostrar una exposición de los resultados obtenidos, así como de las conclusiones e interpretaciones.

La característica más importante en nuestro proyecto, es lo que hemos llamado TL (Transmission Loss), que nos va a indicar la efectividad de nuestro sistema de estudio, el Eliminador de vibraciones o silenciador.

En primer lugar los resultados obtenidos se van a mostrar en gráficas, donde se puede apreciar el comportamiento de cada uno de los eliminadores de vibraciones.

Los eliminadores de vibraciones van a estar sometidos a diferentes presiones, por lo que vamos a tener resultados distintos para presiones de:

- 0 bars
- 10 bars
- 20 bars
- 30 bars

Al introducir la variable Presión en nuestro estudio, garantizamos que este estudio pueda ser utilizado para cualquier sistema que vaya a utilizar estos eliminadores de vibraciones, en cualquier régimen de presión que se quiera.

La elección de estas presiones vienen dadas por los fabricantes, tras una petición expresa de las que ellos entendían deberían trabajar los eliminadores de vibraciones, así como también por parte del Departamento de Genie Mecanique en cuanto los posibles usos que se puedan dar a este estudio.

Por tanto a cada uno de los eliminadores de vibraciones se les va a estudiar con diferentes presiones como acabamos de indicar, y además se les va a solicitar o excitar con vibraciones en dos direcciones:

- Dirección X
- Dirección Y

A parte, tenemos que hacer el estudio de cada uno de ellos, observando las vibraciones longitudinales y las vibraciones de flexión que se producen.

Como ya hemos visto, hemos caracterizado el eliminador de vibraciones en dos puntos básicamente, uno anterior y otro posterior, pero lo que nosotros queremos y nos va a servir en el estudio de este proyecto es ver cuanta « vibración » se ha eliminado, para ello vamos a estudiar la TL (Transmission Loss) en vez de estudiar qué ocurre antes y después.

A continuación vamos a regir las conclusiones bajo este índice, de acuerdo al tipo de Eliminador de Vibraciones:

- Eliminador Carly Normal.
- Eliminador Carly Souple.
- Transfer Oil.
- Packless.
- Astroflex

## 1. Carly Normal

El Carly Normal es un eliminador de vibraciones de los más avanzados, está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión. En este eliminador de Vibraciones participó en su diseño miembros del Departamento y del propio CETIAT.

En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones longitudinales que se producen, tanto a un lado del eliminador Carly Normal, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Carly Normal
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:

**Carly Normal Longitudinal**



En esta gráfica podemos apreciar:

A pequeñas frecuencias, el eliminador de Vibraciones trabaja muy bien, tanto para excitaciones en X como en Y.

Se agrava el comportamiento a medida que la frecuencia de la excitación aumenta, teniendo un peor comportamiento en la excitación en X.

A medida que la frecuencia va aumentando, el comportamiento del eliminador empeora, siendo peor con la excitación en X.

Si hacemos un estudio por menorizado, llegamos a un rango de frecuencias medias, donde el comportamiento del eliminador mejora, y mucho con las excitaciones en X, obteniendo una mejora sustancial, que se acaba perdiendo cuando alcanzamos el rango de frecuencias altas.

EL comportamiento del eliminador es el mismo independientemente de la Presión en la que se trabaje, en cambio, si es importante en el caso de comparar sin Presión o con Presión.

## 2. Carly Normal

El Carly Normal es un eliminador de vibraciones de los más avanzados, está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión. En este eliminador de Vibraciones participó en su diseño miembros del Departamento y del propio CETIAT.

En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones de Flexión que se producen, tanto a un lado del eliminador Carly Normal, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

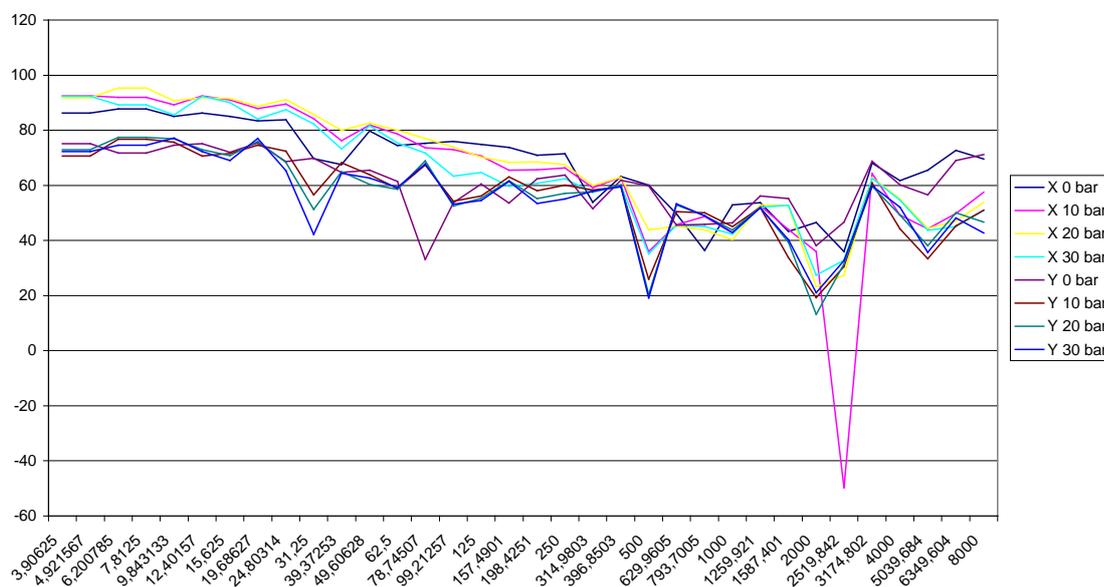
Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

Y además, la excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Carly Normal
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Flexión

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:

### Carly Normal Flexion

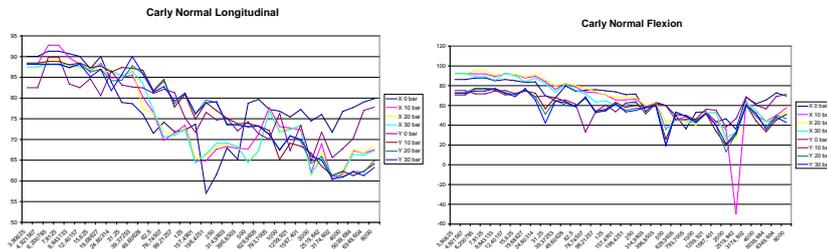


En el caso del eliminador de Vibraciones Carly normal cuando hacemos el estudio de su comportamiento mediante las vibraciones de flexión, observamos:

-A bajas frecuencias tenemos un buen comportamiento de este eliminador, y que el comportamiento se agrava a medida que se aumentan las frecuencias, habiendo un pequeño repunte en las altas frecuencias.

-No hay apenas diferencia entre el comportamiento a Flexión en la excitación en X o la excitación en Y, aunque si podemos decir que el comportamiento del eliminador de vibraciones es mejor a bajas frecuencias bajo la sollicitación en X.

### 3. Comparativa del Carly Normal entre estudio a Flexión o Longitudinal.



1. Tenemos comportamientos diferentes cuando el eliminador de vibraciones trabaja sin presión que cuando trabaja con presión.
2. Hay una gran diferencia cuando se excita en dirección X, donde a frecuencias medias es donde peor trabajara el eliminador, y por contra, a frecuencias bajas y altas es donde trabajará mejor el eliminador de vibraciones.
3. Cuando estudiamos la excitación Y y sin Presión, es prácticamente el mismo comportamiento que con presión, excepto para las frecuencias muy altas, donde hay un pequeño mejoramiento del comportamiento.
4. El eliminador de Vibraciones a bajas frecuencias trabaja bien, independientemente del estudio Longitudinal o Flexión.
5. Se observa un mejor comportamiento en el estudio de las vibraciones longitudinales en general, para todo tipo de frecuencias.

#### 4. Carly Souple

El Carly Souple es un eliminador de vibraciones muy parecido al Carly Normal, está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones Longitudinales que se producen, tanto a un lado del eliminador Carly Souple, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

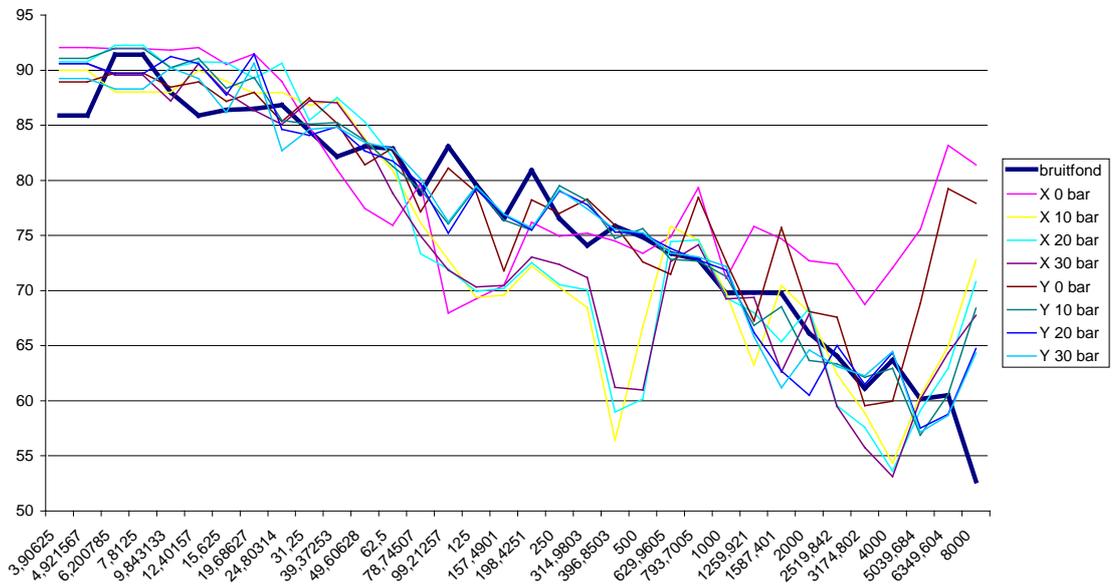
Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Carly Souple
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente

### Carly Souple Longitudinal



En el estudio del eliminador de Vibraciones Carly souple, en el caso de vibraciones longitudinales, observamos un comportamiento semejante al del Carly normal, donde vemos que el comportamiento varía mucho entre el sistema sin Presión, y el sistema con Presión, ya sea de 10 bars, 20 bars o 30 bars.

Aquí sí que cabe destacar los dos puntos donde hay una gran caída del comportamiento del eliminador, que en este caso es mucho más marcada que en el caso anterior con el Carly Normal.

## 5. Carly Souple

El Carly Souple es un eliminador de vibraciones de los más avanzados, está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones Flexión que se producen, tanto a un lado del eliminador Carly Souple, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

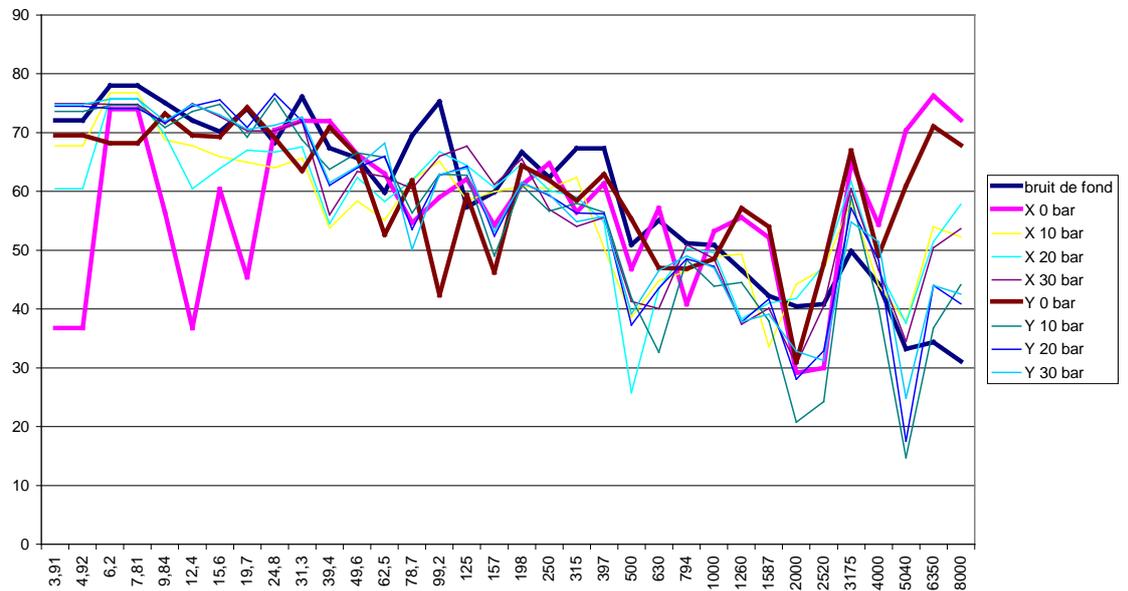
Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Carly Souple
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Flexión

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:

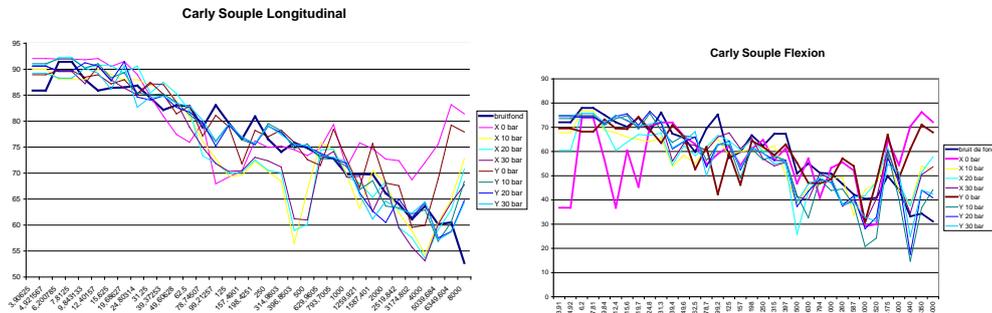
### Carly Souple Flexion



En esta gráfica podemos apreciar que apenas hay diferencia entre una excitación en X o una excitación en Y.

Además se observa que a altas frecuencias, para más de 4000 Hz, se mejora el comportamiento con una excitación en X , y mejor sin presión, ya que en el momento que haya presión su comportamiento se agrava.

## 6. Comparativa del Carly Souple entre estudio a Flexión o Longitudinal.



1. Tenemos comportamientos diferentes cuando el eliminador de vibraciones trabaja sin presión que cuando trabaja con presión.
2. Hay una gran diferencia cuando se excita en dirección X, donde a frecuencias medias es donde peor trabajara el eliminador, y por contra, a frecuencias bajas y altas es donde trabajará mejor el eliminador de vibraciones.
3. El eliminador de Vibraciones a bajas frecuencias trabaja bien, independientemente del estudio Longitudinal o Flexión, trabajando mejor en el estudio Longitudinal.
4. Se observa un mejor comportamiento en el estudio de las vibraciones longitudinales en general, para todo tipo de frecuencias.
5. A frecuencias medias y altas, el Eliminador de Vibraciones trabaja mejor en el estudio a Flexión.

## 7. Transfer Oil

El Transfer Oil es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Astroflex y el Packless, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

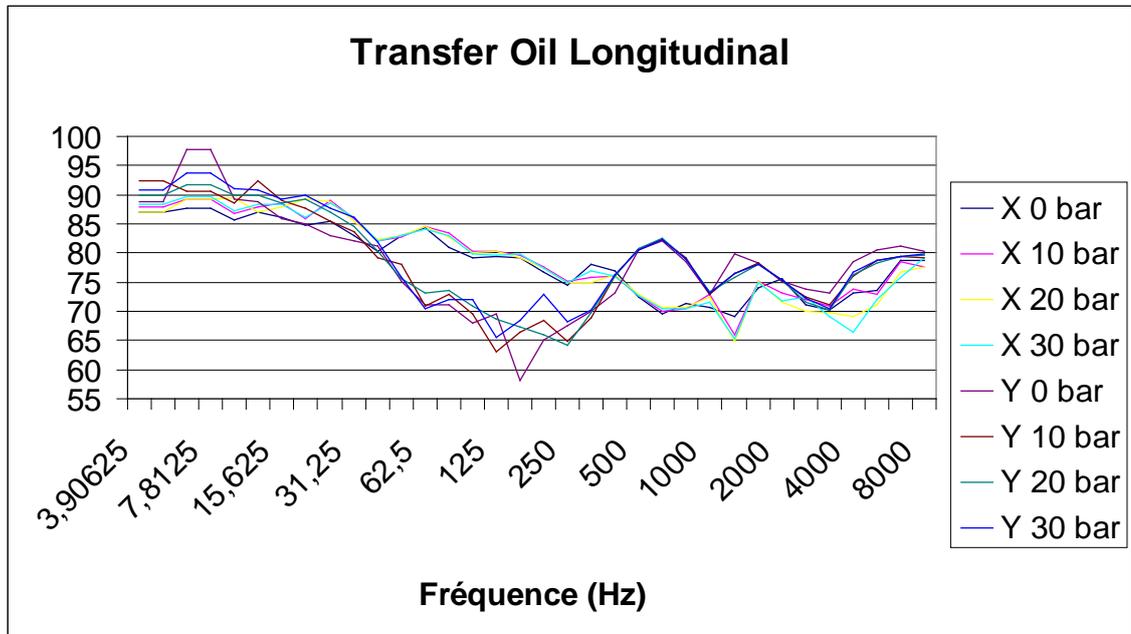
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones longitudinales que se producen, tanto a un lado del eliminador Transfer Oil, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Transfer Oil
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:



En este caso, con el eliminador de Vibraciones Transfer Oil, sí que vamos a obtener una gran diferencia, en cuanto sea excitado o solicitado en dirección X o Y.

Se observa un peor comportamiento en Dirección Y, además de no existir apenas diferencia de comportamiento entre que el tubo tenga presión o no.

La excitación en X produce un empeoramiento progresivo del comportamiento del eliminador de vibraciones a medida que se aumenta las frecuencias, siendo este empeoramiento mas continuo y progresivo que cuando se excita en dirección Y.

Se puede observar claramente un punto de muy mal comportamiento que es cercano a los 200 Hz.

## 8. Transfer Oil

El Transfer Oil es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Astroflex y el Packless, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

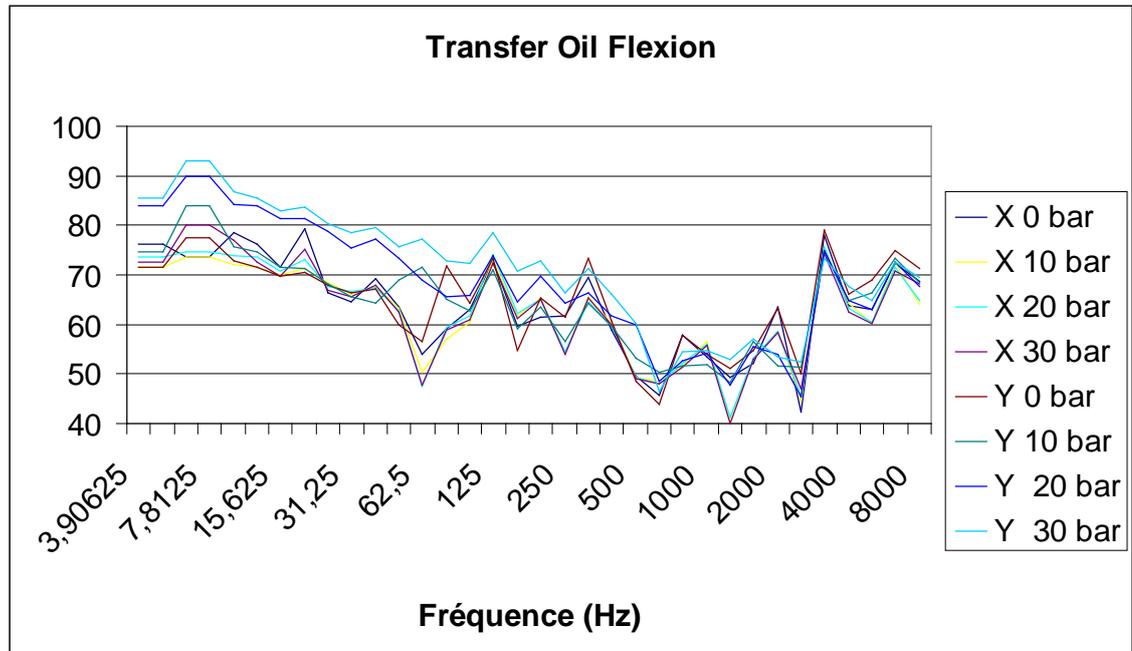
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captore, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones de Flexión que se producen, tanto a un lado del eliminador Transfer Oil, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Transfer Oil
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Flexión

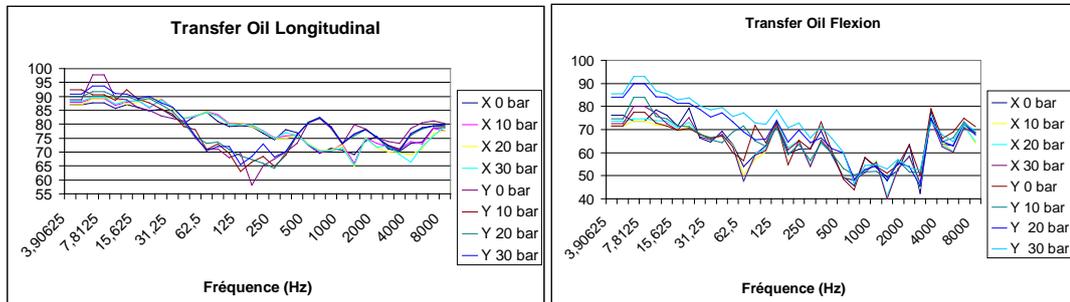
El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:



Cuando estudiamos el comportamiento de este eliminador de vibraciones en el caso de flexión obtenemos algo que no nos había ocurrido hasta ahora, en que el mejor comportamiento ya sea con una excitación en X o en Y es para altas frecuencias, con o sin Presión.

Para bajas frecuencias el mejor comportamiento es para sollicitaciones en Y con presiones altas.

## 9. Comparativa del Transfer Oil entre estudio a Flexión o Longitudinal.



1. Tenemos comportamientos diferentes cuando el eliminador de vibraciones trabaja sin presión que cuando trabaja con presión.
2. Hay una gran diferencia cuando se excita en dirección X, donde a frecuencias medias es donde peor trabajara el eliminador, y por contra, a frecuencias bajas y altas es donde trabajará mejor el eliminador de vibraciones.
3. El eliminador de Vibraciones a bajas frecuencias trabaja bien, independientemente del estudio Longitudinal o Flexión, trabajando mejor en el estudio Longitudinal.
4. Se observa un mejor comportamiento en el estudio de las vibraciones longitudinales en general, para todo tipo de frecuencias.
5. A frecuencias medias y altas, el Eliminador de Vibraciones trabaja mejor en el estudio a Flexión.

## 10.Packless

El Packless es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Astroflex y el Transfer Oil, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

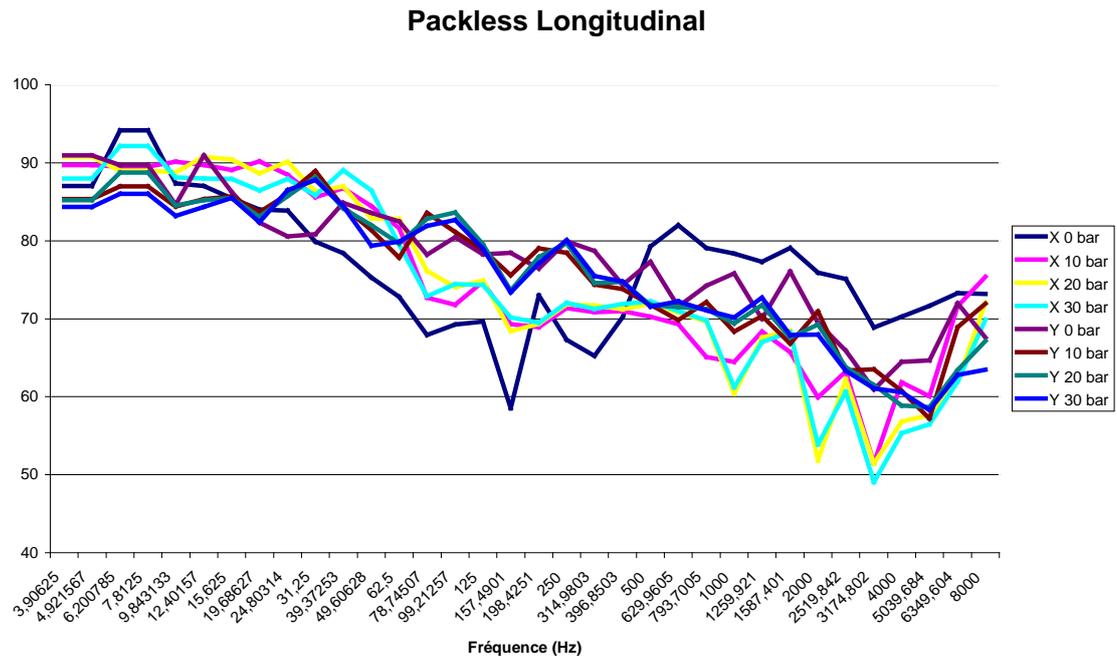
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captore, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones longitudinales que se producen, tanto a un lado del eliminador Packless, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Packless
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:



Observamos que el eliminador de vibraciones a bajas frecuencias trabaja un poco mejor cuando es excitado en la dirección X, y a medida que vamos aumentando la frecuencia por regla general se trabaja mejor en excitaciones en Y, aunque la diferencia no es apreciable.

En cambio observamos un comportamiento diferente cuando ante la excitación X, el eliminador está sin presión o con presión.

A bajas frecuencias sin Presión tiene un peor comportamiento, en cambio para frecuencias medias o altas, el comportamiento mejora.

## 11.Packless

El Packless es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Astroflex y el Transfer Oil, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

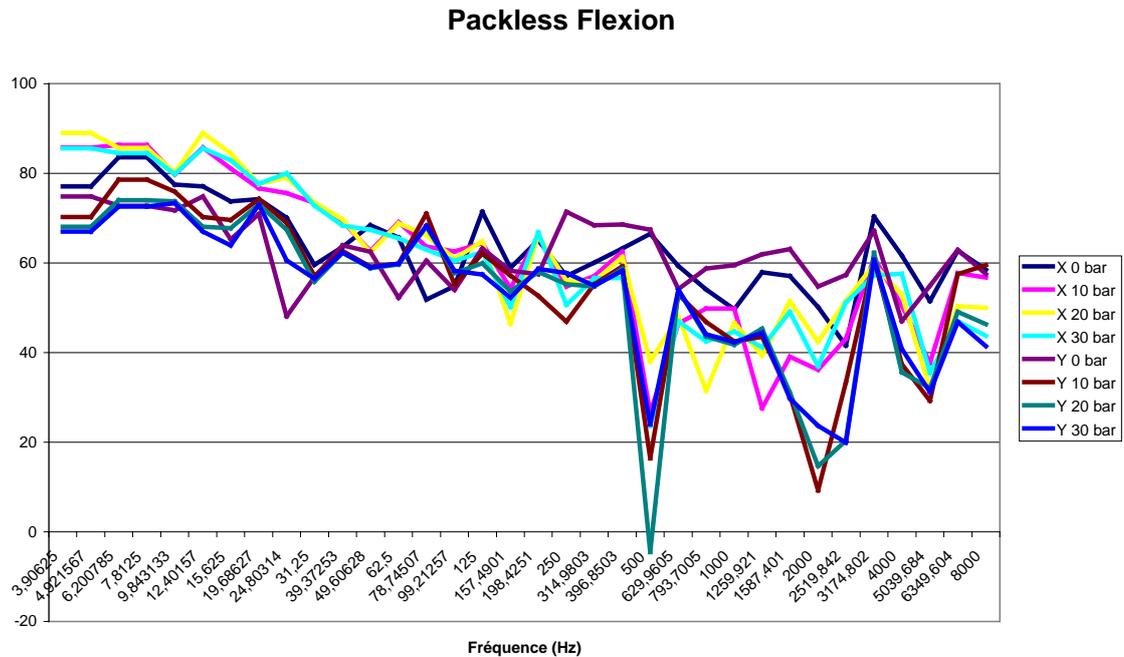
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captores, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones de Flexión que se producen, tanto a un lado del eliminador Packless, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Packless
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:

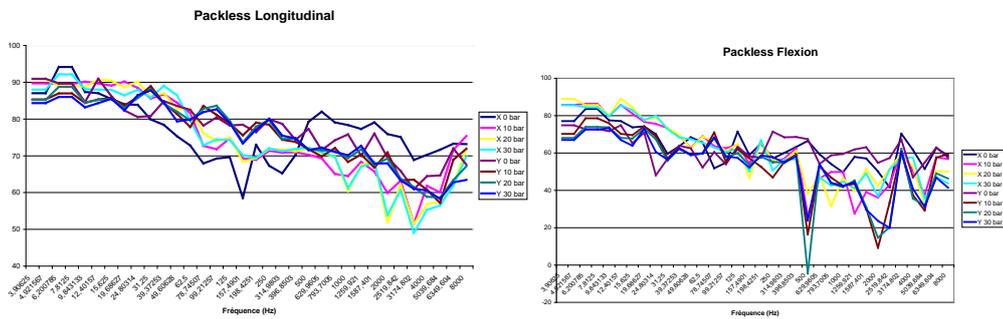


Podemos advertir que hay diferencias entre que el eliminador de vibraciones este solicitado o excitado en dirección X o Y.

Tenemos un mejor comportamiento del eliminador a bajas frecuencias si lo excitamos en X, pero a medida que aumentamos las frecuencias, el comportamiento mejor es para las solicitudes según Y.

Para las altas frecuencias el comportamiento del eliminador es mejor sin presión.

## 12. Comparativa del Packless entre estudio a Flexión o Longitudinal.



1. Tenemos comportamientos diferentes cuando el eliminador de vibraciones trabaja sin presión que cuando trabaja con presión.
2. El eliminador Packless trabaja igual de bien a frecuencias bajas, tanto en estudio Longitudinal como en Flexión, y a medida que las frecuencias aumentan, el comportamiento empeora, habiendo un pequeño repunte del comportamiento, siendo más acentuado este repunte en el estudio de Flexión
3. En este caso, ante un estudio en Flexión a las frecuencias altas, el eliminador trabaja mejor con solicitaciones en Y.
4. El eliminador de Vibraciones a bajas frecuencias trabaja bien, independientemente del estudio Longitudinal o Flexión, trabajando mejor en el estudio Longitudinal.
5. Se observa un mejor comportamiento en el estudio de las vibraciones longitudinales en general, para todo tipo de frecuencias.

### 13.Astroflex

El Astroflex es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Packless y el Transfer Oil, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

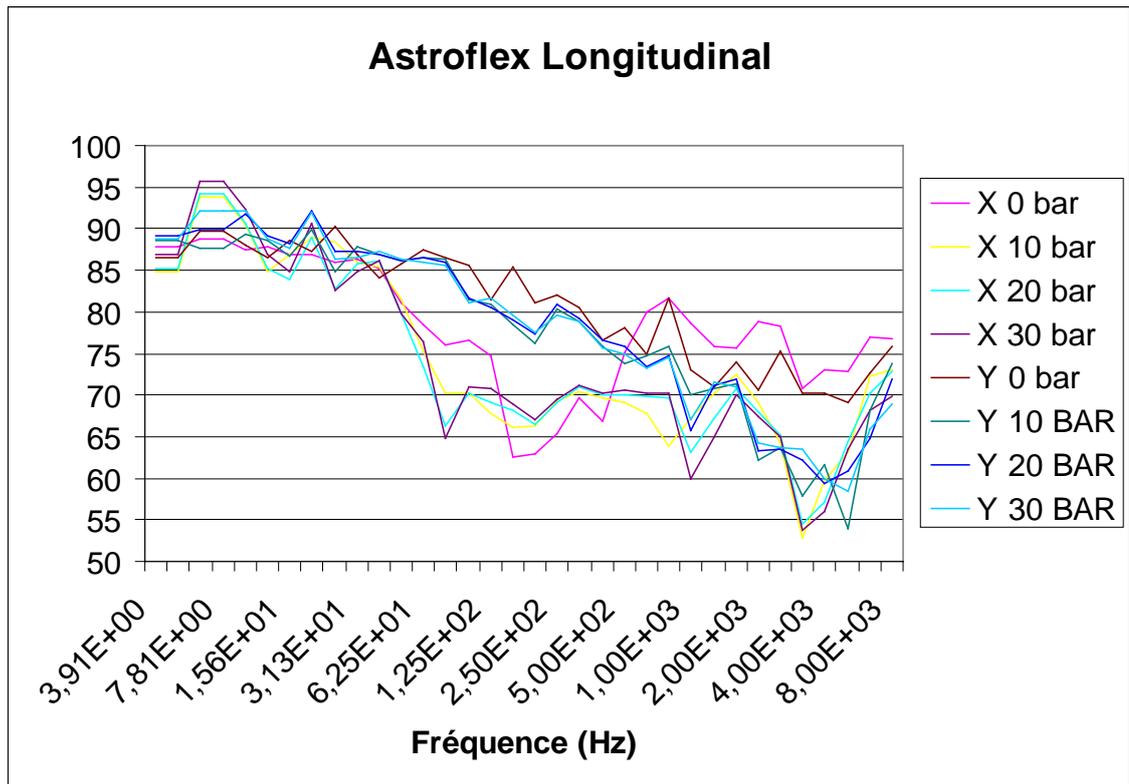
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones longitudinales que se producen, tanto a un lado del eliminador Astroflex, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Astroflex
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Longitudinal

El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:



Este eliminador de vibraciones es bastante parecido al Transfer Oil.

Observamos que a bajas frecuencias trabaja mejor cuando le excitamos según la dirección X, y cuando las frecuencias van a aumentando, el eliminador trabaja mejor con excitaciones en Y.

Hay un comportamiento diferente cuando el eliminador se encuentra con Presión y sin Presión sobre todo para altas frecuencias.

A medias frecuencias tenemos un mejor comportamiento cuando se solicita en Y, y a altas frecuencias el comportamiento es mejor cuando se solicita en X.

## 14. Astroflex

El Astroflex es un eliminador de vibraciones de los más novedosos en el mercado, junto con el Packless y el Transfer Oil, que está constituido de un tubo interior metálico, y cubierto de una malla metálica para evitar el alargamiento bajo presión.

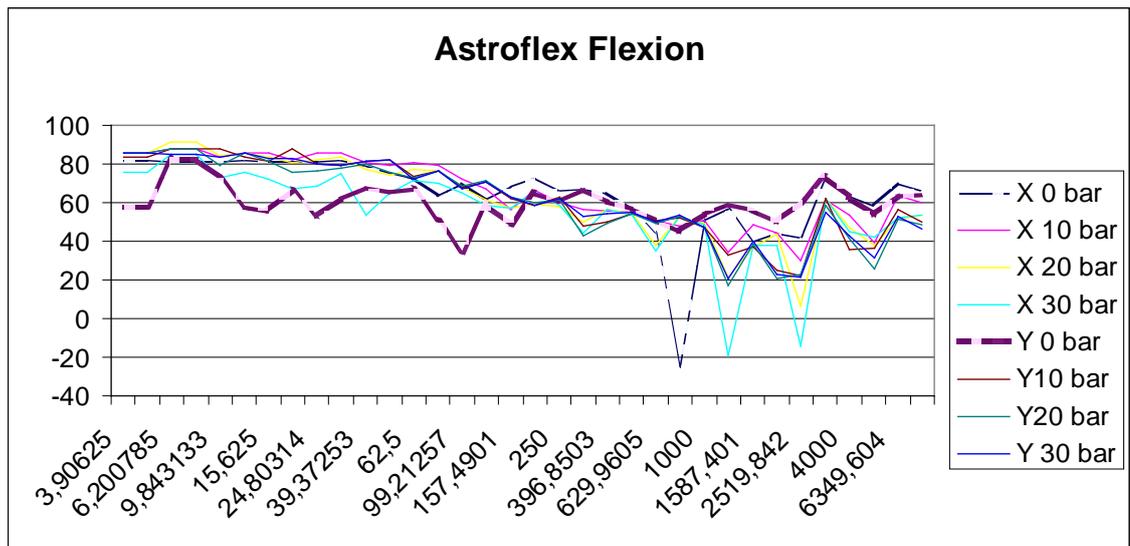
En el banco de pruebas, situaremos este eliminador de vibraciones, no más de 30 cm, los sujetaremos al tubo de cobre en posición horizontal, le colocaremos los captosres, y aplicaremos una excitación en X y en Y, y analizaremos en este caso las vibraciones de Flexión que se producen, tanto a un lado del eliminador Astroflex, como en el otro lado, y así mismo, podremos calcular la TL (Transmission Loss), que nos indica el comportamiento del eliminador, es decir, si ha sido capaz de eliminar parte de esta vibración que nosotros hemos aplicado.

Además, en nuestro ensayo vamos aplicar diferentes presiones, desde 0 Bars, hasta 30 bars, pasando por 10 bars y 20 bars, para poder estudiar el comportamiento del eliminador de vibraciones a diferentes presiones.

La excitación que vamos a producir, la haremos con frecuencias varias.

Nombre Eliminador de Vibraciones:	Astroflex
Presión de Trabajo (bars):	0-10-20-30
Situación:	Horizontal
Excitación:	X e Y
Estudio de Vibraciones:	Flexión

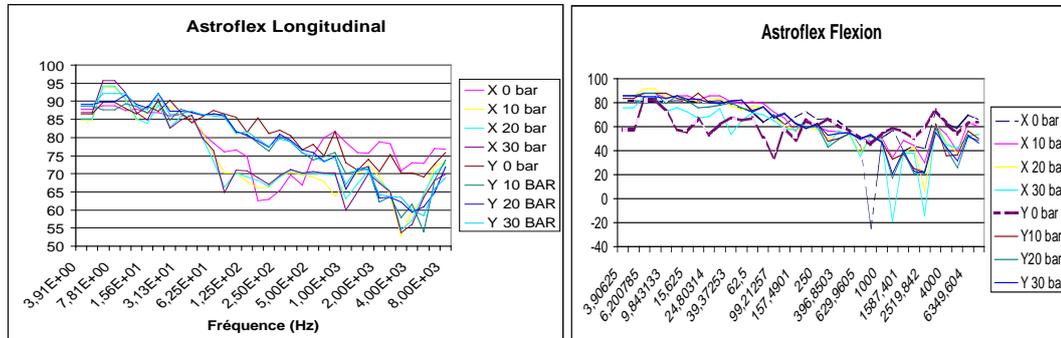
El resumen en gráfica del comportamiento de este Eliminador de Vibraciones lo vemos en la gráfica siguiente:



En este caso, y bajo el estudio de Flexión, apenas hay diferencias entre el comportamiento entre la excitación en X y en Y.

Observamos para bajas y medias frecuencias, a medida que aumentamos la frecuencia, el comportamiento del eliminador disminuye, hasta que llegamos a altas frecuencias, donde el comportamiento mejora.

## 15. Comparativa del Astroflex entre estudio a Flexión o Longitudinal.



1. El eliminador Astroflex trabaja mejor en el estudio de Longitudinal que en el de Flexión.
2. El eliminador Astroflex trabaja igual de bien a frecuencias bajas, tanto en estudio Longitudinal como en Flexión, y a medida que las frecuencias aumentan, el comportamiento empeora, habiendo un pequeño repunte del comportamiento, siendo más acentuado este repunte en el estudio de Flexión
3. En este caso, ante un estudio en Flexión a las frecuencias altas, el eliminador trabaja mejor con solicitaciones en Y.
4. El eliminador de Vibraciones a bajas frecuencias trabaja bien, independientemente del estudio Longitudinal o Flexión.
5. Se observa un mejor comportamiento en el estudio de las vibraciones longitudinales en general, para todo tipo de frecuencias.

- ✓ **Régimen de trabajo ideal de cada uno de los Eliminadores de Vibraciones para que el comportamiento de cada uno de ellos sea el óptimo.**

A continuación, haremos unas recomendaciones de uso de cada uno de los Eliminadores de Vibraciones.

Es decir, las condiciones óptimas y de mejor rendimiento que deben producirse en el sistema para que el Eliminador de vibraciones seleccionado sea el adecuado, atendiendo al estudio de vibraciones desarrollado con anterioridad.

- Carly Normal.
  1. El sistema debe trabajar en frecuencias bajas para obtener un mejor comportamiento de este Eliminador de Vibraciones. A mayores frecuencias del sistema, peor comportamiento. Se recomienda el uso de este eliminador de Vibraciones en sistemas con frecuencias muy bajas, pudiendo excepcionalmente trabajar a Altas frecuencias.
  2. Si las vibraciones que más nos preocupan son las longitudinales, el sistema debe estar excitado principalmente en sentido Y, pues es donde se obtiene un mejor comportamiento del Eliminador Carly Normal.
  3. Si las vibraciones que más nos preocupan son las de Flexión, el sistema debe estar excitado principalmente en sentido X, pues es donde se obtiene un mejor comportamiento del Eliminador Carly Normal.
  4. A mayores Presiones de trabajo, el comportamiento del Eliminador de Vibraciones empeora, por lo que se recomienda un ambiente de trabajo con las menores presiones posibles.
- Carly Souple
  1. El sistema debe trabajar en frecuencias bajas para obtener un mejor comportamiento del Carly Souple. A mayores frecuencias del sistema, peor comportamiento. Se recomienda el uso de este eliminador de Vibraciones en sistemas con frecuencias muy bajas.
  2. Si las vibraciones que más nos preocupan son las longitudinales, el sistema debe estar excitado principalmente

en sentido X si estamos en frecuencias bajas, y en sentido Y si estamos en Frecuencias altas, pues es donde se obtiene un mejor comportamiento, teniendo un punto de muy mal comportamiento para 500 hz.

3. Si las vibraciones que más nos preocupan son las de Flexión, el sistema ya sea excitado en sentido X o en sentido Y, tienen comportamientos muy similares, teniendo un mejor comportamiento a su vez que en el estudio Longitudinal.
4. En este caso, el aumento o disminución de la Presión de trabajo no influye notablemente en el comportamiento del Eliminador.

- Transfer Oil

1. El sistema debe trabajar en frecuencias bajas para obtener un mejor comportamiento del Transfer Oil. En este caso si que tenemos una mejora del comportamiento del Transfer Oil para altas frecuencias, especialmente cuando hacemos el estudio de Flexión.
2. Si las vibraciones que más nos preocupan son las longitudinales, el sistema debe estar excitado principalmente en sentido X, siempre y cuando las frecuencias sean menores de 500 hz, puesto que a frecuencias mayores, obtenemos un mejor comportamiento del Transfer Oil para excitaciones en Y.
3. Si las vibraciones que más nos preocupan son las de Flexión, el sistema ya sea excitado en sentido X o en sentido Y, tienen comportamientos muy similares, teniendo el peor comportamiento para frecuencias entre 500 hz y 4000 hz, porque a partir de estos 4000 Hz observamos una mejora del comportamiento.
4. En este caso, el aumento o disminución de la Presión de trabajo no influye notablemente en el comportamiento del Eliminador.

- Packless

1. El sistema debe trabajar en frecuencias bajas para obtener un mejor comportamiento del Packless. También observamos una mejora del comportamiento para altas frecuencias, especialmente cuando hacemos el estudio de Flexión.
2. Si las vibraciones que más nos preocupan son las longitudinales, el sistema debe estar excitado principalmente en sentido X, hasta alcanzar una frecuencia de 100 Hz, ya que después el Elimador Packless tiene un mejor comportamiento con excitaciones en Y.
3. Si las vibraciones que más nos preocupan son las de Flexión, el sistema ya sea excitado en sentido X o en sentido Y, tienen comportamientos muy similares, teniendo el peor comportamiento para la frecuencia de 500 hz y una mejora sustancial para 4000 hz.
4. En este caso, el aumento o disminución de la Presión de trabajo no influye notablemente en el comportamiento del Elimador.

- Astroflex

1. El sistema debe trabajar en frecuencias bajas para obtener un mejor comportamiento del Packless. También observamos una mejora del comportamiento para altas frecuencias, alrededor de 6000 hz, especialmente cuando hacemos el estudio de Flexión.
2. Si las vibraciones que más nos preocupan son las longitudinales, el sistema debe estar excitado principalmente en sentido Y.
3. Si las vibraciones que más nos preocupan son las de Flexión, el sistema ya sea excitado en sentido X o en sentido Y, tienen comportamientos muy similares, teniendo para 400 hz un punto importante en cuanto a la mejora del comportamiento.

4. En este caso, el aumento o disminución de la Presión de trabajo no influye notablemente en el comportamiento del Eliminador.

✓ **Atendiendo a cada uno de las variables de trabajo de cada sistema, vemos que Eliminador de Vibraciones es el óptimo.**

A continuación analizaremos individualmente y por separado cada una de las variables que hemos estudiado para cada Eliminador de Vibraciones y atendiendo a esa variable y solo a esa, indicaremos cual es el Eliminador de Vibraciones que mejor se ajusta para obtener un buen comportamiento.

	Frecuencias		
	Bajas Frecuencias	Medias Frecuencias	Altas Frecuencias
Carly Normal	✘		
Carly Souple	✘		
Transfer Oil	✘	✘	
Packless	✘		✘
Astroflex	✘		✘

	Estudio Longitudinal		Estudio Flexión	
	Excitación X	Excitación Y	Excitación X	Excitación Y
Carly Normal		✘		✘
Carly Souple		✘	✘	
Transfer Oil	✘		✘	
Packless	✘		✘	✘
Astroflex		✘	✘	✘

Como conclusión general del estudio de los diferentes eliminadores de vibraciones, podemos decir lo siguiente:

1-La diferencia entre el comportamiento entre una excitación en X o en Y, es solo apreciable en el estudio Longitudinal, ya que en el estudio de Flexión es la misma.

2-Dentro del rango de las bajas y medias frecuencias, a medida que aumentamos estas, se empeora el comportamiento del eliminador de vibraciones, mientras que para las altas frecuencias el eliminador tiene un buen comportamiento.

## 9. BIBLIOGRAFÍA

---

- BALACHANDRAN, Balakumar. Vibraciones. México, Thomson, 2005.
- KELLY, Graham. Theory and Problems of Mechanical Vibrations.
- TONGUE, Benson H. Principles of Vibration. New York, OUP, 2002.