



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN MONTAJE EXPERIMENTAL
PARA EL ENSAYO DE SISTEMAS CON
VARIOS GRADOS DE LIBERTAD

AUTOR:

ADRIÁN VISIER MARTÍN

TUTOR:

ANDRÉS ROVIRA CARDETE

COTUTOR:

FRANCISCO J. FUENMAYOR FERNÁNDEZ

VALENCIA, SEPTIEMBRE 2018



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero dar las gracias por la ayuda e implicación en este trabajo fin de grado (TFG) de mi tutor, Andrés Rovira Cardete, por haber aceptado realizarlo conmigo independientemente de la disponibilidad que tuviese, por haberme ayudado en todas las dudas que he tenido y además ofrecerme su experiencia en este ámbito.

En segundo lugar, a otros profesores que han colaborado y/o me han prestado ayuda en diferentes momentos, en cuestiones más específicas, como, por ejemplo, mi cotutor Francisco Fuenmayor y, también a, Carlos Rubió Sanvalero.

En tercer lugar, a mis amigos y compañeros de trabajo, que me han ayudado en algunos aspectos del proyecto y me han ofrecido sus puntos de vista de cómo mejorarlo.

Y, por último, y no menos importante, a mi familia y amigos por haberme ayudado en aquellos momentos que más bloqueado estaba, por haberme aguantado durante todos estos meses y por haberse preocupado en todo momento, y así haber podido obtener el resultado final de este proyecto.

ÍNDICE

1 RESUMEN EJECUTIVO	5
2 MEMORIA	6
2.1 Objetivo.....	6
2.2 Antecedentes	6
2.3 Motivación	9
2.4 Planteamiento del problema	11
2.5 Formulación del problema de vibraciones	12
2.5.1 Ecuación del movimiento del sistema.....	13
2.5.2 Cálculo de las frecuencias naturales y modos de vibración.....	15
2.6 Variables del problema	17
2.6.1 Variables geométricas	17
2.6.2 Propiedades del material	17
2.7 Análisis exploratorio a partir del modelo actual.....	18
2.7.1 Análisis de los datos	20
2.8 Datos	22
2.8.1 Datos de los materiales	22
2.8.2 Datos comerciales	23
2.9 Método numérico de optimización	24
2.9.1 Función objetivo.....	24
2.9.2 Restricciones del problema.....	25
2.9.3 Resultados de la optimización.....	30
2.9.4 Solución	32
2.10 Método analítico.....	33
2.10.1 Solución	35

2.11 Absorber dinámico de vibraciones.....	36
2.11.1 Dimensionamiento del absorber	38
2.12 Solución: dimensiones de fabricación	41
3 PLANOS	43
3.1.1 Planos de fabricación	57
4 PLIEGO DE CONDICIONES	64
4.1 Definición y alcance	64
4.2 Especificaciones técnicas	64
4.3 Condiciones económicas.....	68
5 PRESUPUESTO.....	70
5.1 Subcontratación de corte láser	70
5.1.1 Coste de materiales.....	72
5.1.2 Coste de maquinaria	74
5.1.3 Coste de montaje y mano de obra	75
5.1.4 Coste de amortización.....	76
5.1.5 Coste total	77
6 BIBLIOGRAFÍA	78

1 RESUMEN EJECUTIVO

El objetivo del presente trabajo es el diseño de un modelo experimental para el ensayo de sistemas de varios grados de libertad. Este modelo servirá, entre otras cosas, para ilustrar las prácticas de laboratorio de vibraciones. Además, se debe diseñar un absorbente dinámico de vibraciones con el fin de minimizar el movimiento de uno de los grados de libertad. El diseño debe definir las dimensiones y los materiales de cada uno de los cuerpos que componen el sistema, así como las del absorbente dinámico de vibraciones.

Para ello, se ha utilizado dos métodos de análisis para poder definir las dimensiones del sistema: el primero mediante la utilización del Matlab y el segundo mediante el programa Mathcad. Posteriormente, del mismo modo que para el análisis del sistema, se ha diseñado las dimensiones del absorbente dinámico utilizando el segundo método de análisis.

Finalmente, no se ha podido fabricar a tiempo, ya que las empresas proveedoras no han garantizado la fabricación antes de la fecha de entrega de este proyecto. Por lo que, posteriormente a la presentación se fabricará con el fin, como ya se ha comentado anteriormente, de utilizarlo para las prácticas de laboratorio de vibraciones.

2 MEMORIA

A continuación, se describen los diferentes puntos de la memoria del proyecto en el que se encuentra: la intención, así como los antecedentes, los métodos utilizados y la solución para la posterior fabricación.

2.1 Objetivo

El objetivo de este trabajo fin de grado es el diseño de un sistema experimental para el ensayo de vibraciones.

2.2 Antecedentes

Se toma como referencia un montaje existente en el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales que se utiliza en las distintas asignaturas relacionadas con las vibraciones mecánicas.

Este montaje se utiliza para ilustrar el comportamiento de sistemas de varios grados de libertad. Permite observar los distintos *modos de vibración* del sistema, así como tomar medidas experimentales de la respuesta del sistema (respuesta del sistema en condiciones libres o en condiciones forzadas).

Las medidas experimentales se pueden comparar con resultados calculados matemáticamente con el ordenador. Estos resultados se obtienen a partir de un modelo discreto (modelo de parámetros concentrados) de cuatro grados de libertad. El montaje de referencia se puede observar en las siguientes imágenes:



Figura 1: Montaje actual

El montaje pretende representar la estructura un edificio de cuatro plantas. Así, la práctica podría servir para estudiar el comportamiento de edificios frente a terremotos, por ejemplo.

Uno de los mejores ejemplos donde se encuentra un absorber dinámico, que se adecúa mucho al ejemplo de este proyecto, es el edificio Taipei 101. Este edificio se encuentra en Taiwan, y está constituido por 101 pisos (aproximadamente 508 metros de altura desde el suelo).

Para poder evitar, tanto las vibraciones de las ráfagas de aire como la de los terremotos, se tuvo que diseñar un absorber. Este absorber consta de una bola de acero de unas 660 toneladas que sirve como amortiguador de la masa del edificio (ver *Figura 2*). Este se encuentra suspendido desde el piso 92 al 87, el péndulo se balancea para contrarrestar los movimientos en el edificio causados por fuertes ráfagas. De esta manera consigue reducir los movimientos del edificio a una cierta frecuencia para que el movimiento de este sea mínimo.



Figura 2: Taipei 101, detalle absorber dinámico. Extraído de [2].

2.3 Motivación

El montaje actual presenta diferentes problemas en el diseño de los pilares:

1. El material con el que se han fabricado, aluminio, no es adecuado ya que cuando se realiza varias veces la práctica, es decir, que los pilares están sometidos a diferentes frecuencias y por lo tanto un movimiento repetitivo, al final el pilar rompe por fatiga.
2. Otro problema que presenta es la unión para conseguir el empotramiento. Los agujeros en los forjados están hechos a posteriori y además que es difícil encajarlos a la perfección, lo agujeros para posicionar el tornillo es posible que pueda romper al ejercer tensiones (se puede observar en la *Figura 3*). Además del poco espacio que existe entre el borde del agujero y el borde del pilar, por lo que puede romper a fatiga con mayor facilidad.
3. Y, por último, si hay que cambiar alguno de los pilares, existen complicaciones, ya que cada pilar tiene el agujero descentrado, por lo que, si tiene el agujero en una posición diferente, no sirve cualquier pilar para cualquier posición. Esto supone una mayor dificultad a la hora de tener que reponer alguna pieza.



Figura 3: Detalle del edificio actual (izquierda). Pilar desmontado del edificio actual (derecha).

Existe, además, una limitación del tamaño, ya que el tamaño del montaje actual tiene unos 50 cm aproximadamente. Al estar a ras de suelo, para evitar desplazamiento cuando se ejercita a las diferentes frecuencias, cuando se realiza la práctica con un número aproximadamente de 20 alumnos, por lo que generaba un par de filas, el poder observar las diferentes respuestas que ofrece el sistema es complicado debido a la altura.

Por tanto, se plantea la posibilidad de diseñar un nuevo sistema, basado en éste que solucione estos problemas. Además, se calcularía un sistema tipo absorbente de vibraciones.

Con el nuevo diseño se pretende mejorar y diseñar un absorbente dinámico de vibraciones, con una mejor visibilidad para las cuatro primeras frecuencias naturales.

2.4 Planteamiento del problema

Para hacer un análisis del problema, en primer lugar, se ha de definir toda la formulación necesaria para realizar el problema de vibraciones. Cualquier fórmula como pueda ser el momento de inercia, la masa, etc. Se debe definir en este apartado.

A continuación, se define el modelo discreto del montaje, es decir, la ecuación del movimiento del sistema de vibraciones. De esta manera, se resuelve de forma metódica el sistema del cual realizamos el proyecto.

En tercer lugar, se definen las variables del problema. Estas variables son necesarias para la fabricación del sistema, así como la optimización del problema. Es importante tener en cuenta si en alguna de las variables está limitada por algún caso (longitud máxima de material, longitud mínima de material, espesores comerciales, etc.).

En cuarto lugar, se desarrollan los dos métodos utilizados hasta llegar a definir el modelo del sistema de vibraciones. Primeramente, el modelo numérico, donde se ha utilizado el programa Matlab, para obtener la optimización del sistema. Posteriormente, se desarrolla el modelo analítico, con ayuda del programa Mathcad.

Para obtener la solución al problema de diseño del nuevo montaje, se utiliza una técnica de optimización. Según ésta, se debe definir una función objetivo y una serie de restricciones que definan aquellos aspectos que se quieran conseguir con el nuevo modelo. Las variables del problema de optimización son aquellas dimensiones que tendrá el diseño conseguido.

Con la optimización de este diseño se busca una solución factible, es decir, que se pueda realizar o fabricar. Para ello, ha de cumplir las restricciones, que son las restricciones de diseño. Estas restricciones se escriben de forma matemática.

Por último, una vez obtenido los resultados de las variables para la fabricación del sistema optimizado, se desarrolla un absorbente dinámico de vibraciones para el sistema.

2.5 Formulación del problema de vibraciones

Para llegar a obtener las frecuencias naturales, es necesario, junto con las restricciones descritas posteriormente, las variables geométricas y las propiedades del material, una serie de fórmulas para realizar los cálculos (que se describen en el punto posterior de la memoria). Correlativamente se necesitan las siguientes fórmulas:

1. Las constantes de la matriz de masa, m , al ser los cuatro forjados (los mecanizados de mayor volumen) de las mismas dimensiones y características, las constantes son iguales. Estas constantes dependen de la expresión:

$$m = \rho \cdot h_m \cdot b_m \cdot l_m \quad (1)$$

Los datos h_p, b_p, l_p son variables que dependen de cada forjado.

2. El momento de inercia se calcula como:

$$I = \frac{h_p^3 \cdot b_p}{12} \quad (2)$$

3. La variable k , las constantes de la matriz de rigidez, al ser las cuatro chapas de las mismas características, las constantes son iguales y dependen de la longitud del pilar:

$$k = \frac{12 \cdot E \cdot I}{l_p^3} \quad (3)$$

4. La frecuencia natural f_n es un valor variable, ya que depende de los valores propios ω_n , un vector cuyas componentes son de las matrices m y k que en este caso coincide con las frecuencias naturales del sistema. Además, la frecuencia natural depende del valor de k y de f_n , por lo tanto, es una variable que depende de los datos de los pilares:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2 \cdot \pi} \quad (4)$$

2.5.1 Ecuación del movimiento del sistema

La ecuación del movimiento se obtiene según la ecuación de Lagrange [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dx_i} \right) - \frac{dT}{dx_i} + \frac{dV}{dx_i} + \frac{dR}{dx_i} = Q_i \tag{5}$$

Para este sistema en concreto, se reduce a resolver:

$$M \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = F(t) \tag{6}$$

Asumiendo que el movimiento del sistema se da en el plano transversal, se puede asimilar el montaje a un sistema de cuatro grados de libertad (*Figura 4*).

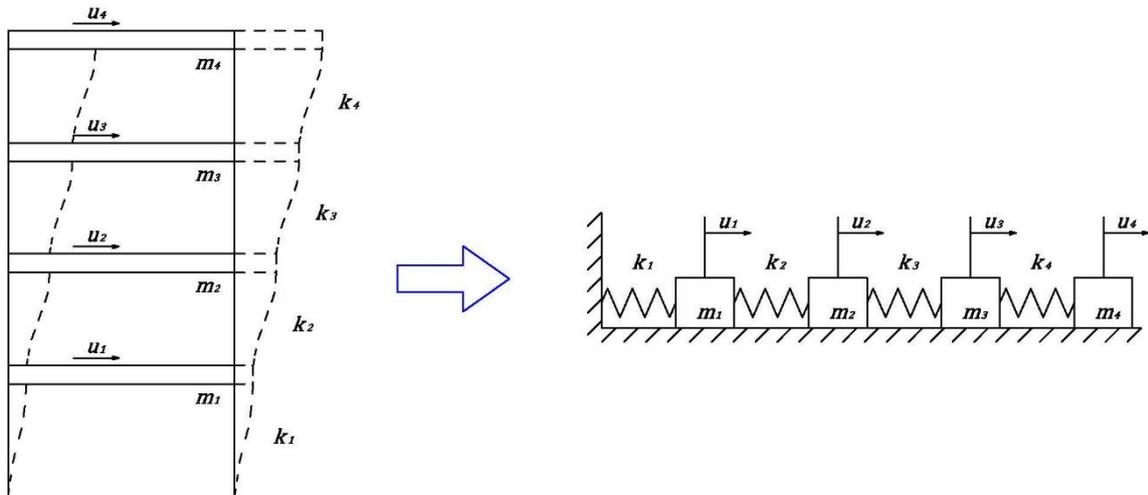


Figura 4: Modelo de cuatro grados de libertad del edificio.

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{u}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{u}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{u}_3^2 + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{u}_4^2 \tag{7}$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot u_1^2 + \frac{1}{2} \cdot k_2 \cdot (u_2 - u_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot k_3 \cdot (u_3 - u_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot k_4 \cdot (u_4 - u_3)^2 \tag{8}$$

La matriz de masas se obtiene a partir de los términos asociados a la energía cinética, derivando según Lagrange. Esta matriz de masas obtenida es diagonal.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Para formar la matriz de rigidez, se utiliza la fórmula de la energía potencial, V , de la siguiente forma:

$$\frac{dV}{du_1} = k_1 \cdot u_1 - k_2 \cdot (u_2 - u_1) = (k_1 + k_2) \cdot u_1 - k_2 \cdot u_2$$

$$\frac{dV}{du_2} = k_2 \cdot (u_2 - u_1) - k_3 \cdot (u_3 - u_2) = -k_2 \cdot u_1 + (k_2 + k_3) \cdot u_2 - k_3 \cdot u_3$$

$$\frac{dV}{du_3} = k_3 \cdot (u_3 - u_2) - k_4 \cdot (u_4 - u_3) = -k_3 \cdot u_2 + (k_3 + k_4) \cdot u_3 - k_4 \cdot u_4$$

$$\frac{dV}{du_4} = -k_4 \cdot u_3 + k_4 \cdot u_4$$

Se compone la matriz de rigidez de la siguiente forma:

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \quad (10)$$

La ecuación del movimiento, ya que no existe ninguna fuerza externa ni ningún coeficiente de amortiguamiento en este sistema, se reduce a:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \\ \ddot{u}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = 0 \quad (11)$$

La versión compacta de la ecuación del sistema es:

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = 0 \quad (12)$$

2.5.2 Cálculo de las frecuencias naturales y modos de vibración

Para calcular las frecuencias naturales del sistema, todo se reduce a calcular el siguiente determinante:

$$\det(\omega_n^2 \cdot [M] + [K]) = 0 \quad (13)$$

$$\det(\omega_n^2 \cdot \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix}) = 0$$

$$\det \begin{bmatrix} m_1 \omega_n^2 + k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & m_2 \cdot \omega_n^2 + k_2 + k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & m_3 \cdot \omega_n^2 + k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & m_4 \cdot \omega_n^2 + k_4 \end{bmatrix} = 0$$

Al resolver este determinante, se obtienen una ecuación de cuarto grado, en la que como solución obtenemos las cuatro frecuencias naturales de nuestro sistema de vibraciones.

Para resolver los modos de vibración del sistema, se trata de resolver la siguiente ecuación:

$$(-\omega_n^2 \cdot [M] + [K]) \cdot \{u\} = 0 \quad (14)$$

Para poder obtener los modos de vibración “u” se han tiene que dar valores a la frecuencia natural de esta ecuación que hemos de resolver. Estos valores de frecuencia natural son los valores que se han obtenido de este apartado.

Así pues, el desarrollo para el primer modo de vibración sería el siguiente:

$$(k_{11} - \omega_n^2 \cdot m_{11}) \cdot u_1 + (k_{12} - \omega_n^2 \cdot m_{12}) \cdot u_2 + (k_{13} - \omega_n^2 \cdot m_{13}) \cdot u_3 + (k_{14} - \omega_n^2 \cdot m_{14}) \cdot u_4 = 0 \quad (15)$$

El desarrollo para el segundo modo de vibración sería el siguiente:

$$(k_{21} - \omega_n^2 \cdot m_{21}) \cdot u_1 + (k_{22} - \omega_n^2 \cdot m_{22}) \cdot u_2 + (k_{23} - \omega_n^2 \cdot m_{23}) \cdot u_3 + (k_{24} - \omega_n^2 \cdot m_{24}) \cdot u_4 = 0 \quad (16)$$

El desarrollo para el tercer modo de vibración sería el siguiente:

$$(k_{31} - \omega_n^2 \cdot m_{31}) \cdot u_1 + (k_{32} - \omega_n^2 \cdot m_{32}) \cdot u_2 + (k_{33} - \omega_n^2 \cdot m_{33}) \cdot u_3 + (k_{34} - \omega_n^2 \cdot m_{34}) \cdot u_4 = 0 \quad (17)$$

El desarrollo para el cuarto modo de vibración sería el siguiente:

$$(k_{41} - \omega_n^2 \cdot m_{41}) \cdot u_1 + (k_{42} - \omega_n^2 \cdot m_{42}) \cdot u_2 + (k_{43} - \omega_n^2 \cdot m_{43}) \cdot u_3 + (k_{44} - \omega_n^2 \cdot m_{44}) \cdot u_4 = 0 \quad (18)$$

Al resolver estas ecuaciones, se obtiene un vector para cada modo de vibración de u , el que sirve para poder interpretar de manera gráfica la respuesta del sistema de vibraciones.

2.6 Variables del problema

Existen 6 tipos de variables que a continuación se describen. Se definen mediante un vector de variables de 1 fila y 6 columnas, con la siguiente forma:

$$\mathbf{x}_o^T = [l_p \ b_p \ h_p \ l_m \ b_m \ h_m]$$

2.6.1 Variables geométricas

Las variables geométricas del problema son:

- l_p es la longitud del pilar [m].
- b_p es la anchura del pilar [m].
- h_p es el espesor de la chapa del pilar [m]. Esta variable toma valores discretos en función de la disponibilidad de material.
- l_m es la longitud del bloque de cada piso [m].
- b_m es la anchura del bloque de cada piso [m].
- h_m es la altura del bloque de cada piso [m]. Esta variable toma valores discretos en función de la disponibilidad de material.

2.6.2 Propiedades del material

Las propiedades de los materiales en los que se va a construir el montaje son:

- E_p es el módulo de Young del material del pilar [N/m²]. Esta variable puede tomar valores discretos en función del material que se emplee.
- ρ_m es la densidad del material del bloque de cada piso [kg/m³]. Esta variable puede tomar valores discretos en función del material que se emplee.

2.7 Análisis exploratorio a partir del modelo actual

Como resultado de haber cursado la asignatura, y también de haber resuelto en el programa Matlab este ejercicio, según los datos de la práctica de la asignatura de “Vibraciones Mecánicas”, se puede saber que existen cuatro frecuencias naturales y cuatro modos de vibración (que se muestran a continuación) en la *Tabla 1*.

Suponiendo los datos utilizados en la práctica:

Tabla 1.- Datos iniciales

Datos	Valor
E	2,1e11 [Pa]
Longitud total	0,148 [m]
Espesor piso	0,08 [m]
Altura piso	0,02 [m]
Longitud pilar	0,24 [m]
Espesor pilar	0,015 [m]
Altura pilar	0,002 [m]

Los cálculos se detallan en el apartado cálculos. Los resultados de las frecuencias naturales se muestran en la *Tabla 2*. Los modos de vibración se representan en la *Figura 5*.

Tabla 2.- Valores de las frecuencias naturales

Frecuencia natural	Valor [Hz]
f_{n1}	5,90
f_{n2}	17,00
f_{n3}	26,04
f_{n4}	31,94

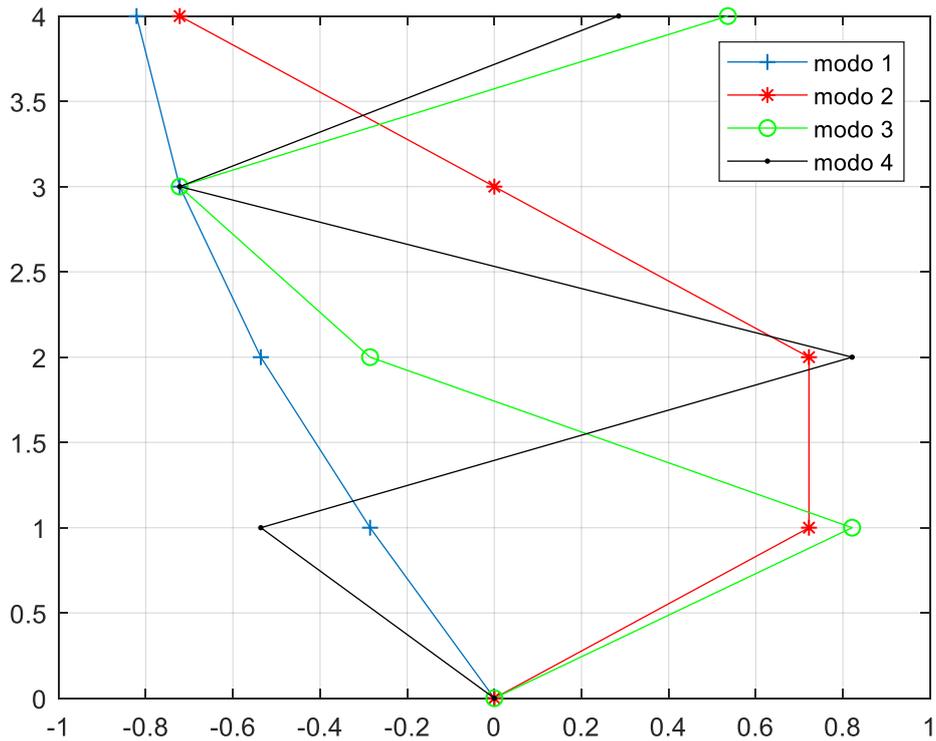


Figura 5: Modos de vibración inicial

Como se puede observar en los resultados de las frecuencias naturales y en la gráfica de los modos de vibración, se cumple las dos propuestas descritas:

- El valor de las cuatro frecuencias naturales está por debajo de 60 Hz.
- Uno de los modos de vibración tiene un punto en el eje de coordenadas.

Se hace un análisis preliminar de las variables que influyen en el problema, para observar cuáles son las más influyentes en el modelo existente.

2.7.1 Análisis de los datos

Para comprobar la influencia de cada dato en el sistema, en primer lugar, se ha de analizar los datos variables por separado. Para ello, se hace de cada dato un barrido de 0,5 a 2 veces cada dato (Figura 6).

a Influencia de longitud del pilar con la frecuencia natural

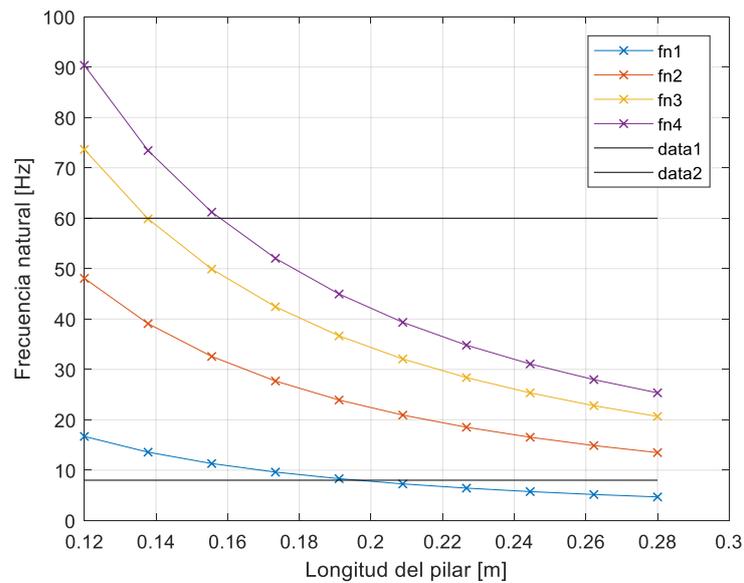


Figura 6: Influencia longitud del pilar

En esta gráfica se puede ver la influencia de la longitud del pilar con las frecuencias naturales del sistema. Se ha marcado una horizontal a una frecuencia de 60 Hz, ya que esta es una imposición para que el sistema sea válido. Por lo tanto, el rango en el que sería válido el sistema es siendo la longitud del pilar entre 0,16 y 0,28 m, ya que todas las frecuencias naturales se encuentran por debajo de 60 Hz.

Es importante ver, que, si la longitud del pilar se va haciendo pequeña, la influencia con la frecuencia natural es muy grande, ya que es una gráfica exponencial que crece según va disminuyendo esta longitud.

b Influencia de longitud del pilar con la frecuencia natural

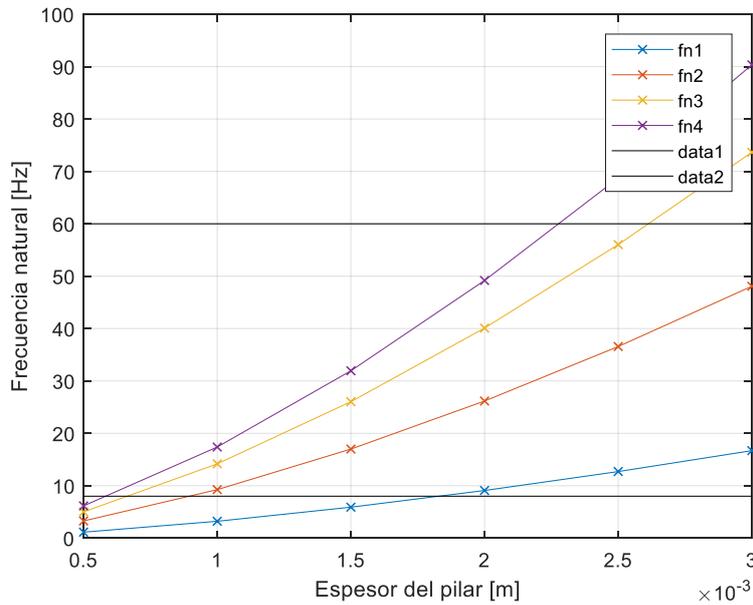


Figura 7: Influencia esesor del pilar

En la *Figura 7* se muestra la influencia que tiene el esesor del pilar sobre las frecuencias naturales del sistema. Se marcan los valores de referencia, la horizontal a 60 Hz por la misma razón que en el análisis anterior. Además, se marca una horizontal a 8 Hz, para que pueda ser significativa la diferencia entre los modos de vibración.

Así pues, se puede observar que sería aceptable para espesores entre 1,75 y 2,25 mm. Pero hay que tener en cuenta que no todos los espesores que caben en este rango son espesores comerciales, por lo que el esesor que va a tener que escogerse es el de 2 mm, ya que este si es un esesor comercial.

2.8 Datos

Para realizar el análisis hay unos datos que no se comportan como variables, estos son aquellos que dependen del material y siempre va a ser el mismo valor, por lo tanto, no es un factor que dependa para la optimización.

El espesor de la chapa y la altura de forjado, son variables con valores discretos. Ya que los valores que se obtienen de la optimización seguramente no vayan a ser valores comerciales, por lo que se va a realizar la optimización con las restricciones oportunas, se ajustará a los espesores comerciales y posteriormente se ajustarán el resto de las variables. Para ello es necesario conocer los espesores y alturas comerciales.

2.8.1 Datos de los materiales

El módulo de Young, ya que se trata de acero inoxidable, siempre va a ser el mismo, puesto que tiene una buena resistencia a fatiga. Por lo que, se trata de un dato fijo restrictivo cuyo valor es de 210 GPa.

Lo mismo ocurre con la densidad, así pues, la densidad del aluminio y su valor restrictivo para todas las iteraciones es de 2 700 kg/m³.

2.8.2 Datos comerciales

Después de haber consultado a la empresa Sapemi, ubicada en l'Alcúdia, los espesores normalizados de acero inoxidable que existen. También se ha consultado a la empresa Broncesval, para saber las alturas que pueden tener comercialmente los forjados de nuestro sistema. Estos valores se recogen en la siguiente *Tabla 3*:

Tabla 3.- Datos comerciales

Sapemi	Broncesval
1,00 mm	10,00 mm
1,20 mm	15,00 mm
1,50 mm	20,00 mm
2,00 mm	25,00 mm
2,50 mm	30,00 mm

Existen espesores mayores, pero observando las gráficas, para que cumpla condición de que la cuarta frecuencia natural sea menor de 60 Hz, no sería necesario espesores de chapa más grandes de 2,00 mm, ni altura para el forjado más grandes de 30,00 mm.

2.9 Método numérico de optimización

A continuación, se define el método numérico empleado de optimización, utilizando el programa Matlab, en la que se ha de definir correctamente la función objetivo y las restricciones del problema para obtener la solución de optimización de forma adecuada y así poder analizar los datos obtenidos.

2.9.1 Función objetivo

El objetivo de definir como función objetivo la masa total del sistema, se debe a restringir el sistema de alguna forma. Es por esto, que la manejabilidad para el montaje del sistema se vuelve importante. Además, también cabe decir que, el peso se restringe por el material y cuanto mayor sea el material del sistema, mayor será el presupuesto final del proyecto.

Para que el análisis del proyecto se parezca a la realidad lo máximo posible, en la unión de cada pilar con el forjado, se ha de poner una chapa de las dimensiones:

- Mismo ancho del pilar
- Misma altura del bloque de masa
- Espesor 1 mm.

El espesor debe ser cuanto menos mejor, ya que lo que se quiere conseguir con la colocación de esta chapa es que exista una unión perfecta de empotramiento y que cuando se produzcan las vibraciones, se efectúe una deformación de la chapa y se llegue a conseguir en análisis según lo teórico.

Por lo tanto, la función objetivo de todo el sistema es:

$$M_t = l_p \cdot b_p \cdot h_p \cdot \rho_p \cdot 16 + l_m \cdot b_m \cdot h_m \cdot \rho_m \cdot 4 + l_c \cdot b_c \cdot h_c \cdot \rho_c \cdot 16 \quad (19)$$

2.9.2 Restricciones del problema

Para empezar a resolver de forma iterativa la optimización de las variables cumpliendo una serie de requisitos, descritos con anterioridad, se han de definir una serie de restricciones, definidas según el reglamento del programa para resolver la optimización, Matlab, se desarrollan a continuación:

En el problema de optimización, se definen cuatro tipos de restricciones:

- Restricciones de inecuaciones lineales (*linear inequalities*)
- Restricciones de igualdad (*equalities*)
- Restricciones de cota (*lower and upper bounds*)
- Restricciones no lineales (*nonlinear constraints*)

a Restricciones de inecuaciones lineales

Este tipo de restricciones se define a partir de la relación:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} \leq \mathbf{b} \quad (20)$$

Para este tipo de iteración, no se aplica este tipo de restricciones para hallar la solución final.

b Restricciones no lineales

Este tipo de restricciones se define según la relación:

$$\mathbf{c}(x) \leq \mathbf{0} \quad (21)$$

siendo $\mathbf{c}(x)$ un vector de ecuaciones no lineales.

- La primera frecuencia natural debe estar dentro de un rango. Debe ser mayor que un valor $f_{n_1}^{min}$ con el fin de no causar un daño excesivo al excitador (altavoz), y menor que un valor $f_{n_1}^{max}$ para que sea fácilmente observable.
- La cuarta frecuencia natural será inferior a un valor máximo $f_{n_4}^{max}$.

Así, las tres ecuaciones de restricción no lineales serían:

$$\mathbf{c}(x) = \begin{cases} f_{n_1}^{min} - f_{n_1}(x) \\ f_{n_1}(x) - f_{n_1}^{max} \\ f_{n_4}(x) - f_{n_4}^{max} \end{cases} \leq \mathbf{0} \quad (22)$$

donde los valores de las frecuencias naturales $f_{n_1}(x)$ y $f_{n_4}(x)$ se calculan a partir de las relaciones no lineales definidas en (4).

- El espesor del pilar debe tener un valor mínimo. Debe ser mayor que este valor que se ha especificado según los antecedentes del sistema original.
- El ancho de la masa, b_m debe tener también un valor mínimo para que la iteración se realice conforme con la función objetivo correctamente.

Así, las tres ecuaciones de restricción no lineales serían:

$$\mathbf{c}(x) = \begin{cases} b_p^{min} - b_p \\ b_m^{min} - b_m \end{cases} \leq \mathbf{0} \quad (23)$$

donde los valores, tanto del pilar como de la masa, b_p y b_m se obtienen a partir de la iteración del sistema. Después de realizar la iteración, habrá que comprobar si existe el espesor comercial del pilar y posteriormente ajustar el resto de los valores.

La altura, espesor, del forjado debe tener un valor mínimo. Este valor se ha decidido por dos motivos: el primero porque es la altura del bloque del ensayo que ya se utiliza, y porque se necesita un espesor característico para evitar los modos de vibración de los forjados.

Así, la ecuación de restricción no lineal será:

$$\mathbf{c}(x) = \{h_m^{min} - h_m\} \leq \mathbf{0} \quad (24)$$

donde el valor de espesor de la masa, o altura, se obtiene a partir de la iteración del sistema. Hay que comprobar si existe el espesor comercial de la masa y posteriormente ajustar el resto de los valores.

La altura del pilar debe tener un valor máximo para que la altura total del sistema no supere el 10% de la altura total planteada, es decir, 1 metro.

Así, la ecuación de restricción no lineal será:

$$\mathbf{c}(x) = \{h_p^{min} - h_p\} \leq \mathbf{0} \quad (25)$$

Donde el valor de la altura del pilar vendrá dado por la iteración del problema del sistema.

c Restricciones de cota

La restricción de la primera frecuencia natural debe ser menor que 10 Hz, la esta frecuencia además debe ser mayor de 8 Hz y por último la cuarta frecuencia natural debe ser menor que 60 Hz. Expresándose de la siguiente forma:

$$8 - f_{n_1} < 0 \quad (26)$$

$$f_{n_1} - 10 < 0 \quad (27)$$

$$f_{n_4} - 60 < 0 \quad (28)$$

La siguiente restricción que se añadió fue darle un valor mínimo al bloque de cada forjado, siendo este de valor 20 mm. Este valor se ha decidido por dos motivos: el primero porque es la altura del bloque del ensayo que ya se utiliza, y porque se necesita un espesor característico para evitar los modos de vibración de los forjados. Se define de la siguiente manera:

$$0,02 - h_m < 0 \quad (29)$$

También se ha definido la restricción de la anchura del bloque del piso, porque al iterar sin esta restricción salían valores que no se pueden adoptar. Por lo tanto, se

ha escogido como valor mínimo de 80 mm, definiendo la restricción de la siguiente forma:

$$0,08 - b_m < 0 \quad (30)$$

Era necesario definir el espesor de la chapa de acero inoxidable, que viendo el valor mínimo en la gráfica de se necesitaba para el rango de frecuencias en la que hemos de trabajar, se ha otorgado un espesor mínimo de 1 mm, definiéndolo de la siguiente manera:

$$0,001 - h_p < 0 \quad (31)$$

Por último, en cuanto a restricciones de valores mínimos para conseguir una optimización correcta, se ha definido un valor mínimo del ancho de los pilares. Ya que no estaba definida y valores infinitos cercanos a 0 no se pueden fabricar. Por lo que, el valor mínimo que se ha dado es de 15 mm. Definido de la siguiente forma:

$$0,015 - b_p < 0 \quad (32)$$

Para restringir todavía más el problema de optimización, sabiendo que la altura tiene que estar dentro del rango de 0,9 y 1,1 metros, se ha restringido que la longitud máxima entre cada planta sea de 300 mm. Esta restricción se define de la siguiente manera:

$$0,3 - l_m < 0 \quad (33)$$

La altura total del sistema se trata de una restricción de cota, ya que este tipo de restricciones sirve para que un valor de longitud tenga un valor en concreto. Esto ocurre con la altura total del sistema, ya que se quiere obtener que la altura se encuentre dentro del siguiente rango $L = [0,9 \ 1,1] m$.

Esta altura vendrá definida por la suma de las alturas libres de los pisos y la altura de los forjados:

$$L_T = \sum_{i=1}^4 l_{p_i} + \sum_{i=1}^5 h_{m_i} \quad (34)$$

2.9.3 Resultados de la optimización

Después de realizar diferentes iteraciones y observar que era necesario definir más restricciones, como se ha comentado anteriormente. Los resultados que se han ido obteniendo hasta encontrar la solución óptima tras 24 iteraciones, donde se muestran a continuación, en la *Tabla 4*.

En la parte izquierda de la tabla se muestra el número de iteraciones que se han realizado hasta llegar a encontrar la solución final. En la primera línea, existe una iteración 0. En esta iteración se realizan los cálculos con los valores impuestos como referencia. En las siguientes iteraciones, teniendo en cuenta las restricciones, se va convergiendo hasta encontrar la solución idónea. En la columna del medio, se encuentra la función objetivo (aquella que se va convergiendo) y en la de la derecha se encuentra el término de “*feasibility*”, es decir, es un valor de credibilidad del valor de la función objetivo. Cuando este número es distinto de 0, quiere decir que el valor obtenido en la función objetivo no cumple todos los requisitos que se han definido. Por lo tanto, para que el dato de la función objetivo sea correcto, en esta casilla es valor debe ser igual a 0.

Tabla 4.- Iteración solución óptima

Iter.	Función objetivo: Masa [kg]	Feasibility
0	1,787980e+03	6,141e+00
1	1,458043e+02	6,310e-02
2	1,382759e+02	0,000e+00
3	1,268468e+02	2,591e-02
4	3,502825e+01	2,168e-02
5	3,234227e+01	2,336e-02
6	2,529601e+01	1,769e-02
7	1,647112e+01	1,182e-02
8	1,109405e+01	7,719e-03
9	4,035644e+00	2,091e-01

10	2,391952e+00	1,070e+00
11	2,456961e+00	6,593e-01
12	2,716194e+00	0,000e+00
13	2,747356e+00	0,000e+00
14	2,633967e+00	0,000e+00
15	2,634617e+00	0,000e+00
16	2,671316e+00	0,000e+00
17	2,266715e+00	0,000e+00
18	2,181822e+00	0,000e+00
19	2,176216e+00	0,000e+00
20	2,176515e+00	0,000e+00
21	2,175558e+00	0,000e+00
22	2,175555e+00	0,000e+00
23	2,175318e+00	0,000e+00
24	2,175318e+00	0,000e+00

2.9.4 Solución

Analizando los valores obtenidos, se puede observar dos cosas:

- A partir de la iteración 12, se pueden escoger como adecuados los datos de iteración, ya que la fiabilidad es de valor 0.
- A partir de la iteración 17 el cambio es susceptible, ya que la masa varía 0,1 kg. Por ello, se podría escoger cualquiera de las soluciones de las iteraciones posteriores.

Sin embargo, se escoge la última iteración donde finaliza el programa.

Se puede observar que la masa total del sistema de vibraciones optimizado y con las restricciones específicas es de 2,17 Kg.

La solución de las variables definidas anteriormente, quedan resueltas en la *Tabla 5*, que se muestra a continuación:

Tabla 5.- Resultados optimización

Variable	[m]
l_p	0,240
h_p	0,002
b_p	0,015
l_m	0,020
h_m	0,080
b_m	0,148

2.10 Método analítico

Al realizar la optimización mediante el método numérico y observar que la diferencia de masa es insignificante y además las variables cambian mínimamente. Se ha decidido realizar la optimización mediante un cálculo analítico.

Para realizar este método, se ha utilizado el programa Mathcad, donde se han utilizado unos datos de entrada que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.- Resultados optimización

Datos	
E_p	2,1 e11 [Pa]
ρ_m	2700 [kg/m ³]
l_p	0,250 [m]
h_p	0,002 [m]
b_p	0,030 [m]

Con estos datos de entrada, se obtiene la siguiente k :

$$k = \frac{12 \cdot E \cdot I}{l_p^3} = \frac{12 \cdot E \cdot b_p \cdot h_p^3}{l_p^3 \cdot 12} \quad (35)$$

$$k = 3,226 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Se restringe para la f_{n1} un valor de 10 Hz, por lo tanto, se obtiene el valor de masa de la masa, donde X_1 es la componente 1 del vector X:

$$\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot X_1 \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} = 10 \quad (36)$$

$$m = \frac{X_1^2 \cdot k}{4 \cdot 100 \cdot \pi^2} \quad (37)$$

$$m = 0,099 \text{ kg}$$

Una vez obtenido el valor de masa, ya se puede obtener las dimensiones del forjado de aluminio, dándole valores a dos de los parámetros (que serán aquellos más restrictivos como la altura de la masa a mecanizar).

Para realizar esta operación, el valor de masa calculado anteriormente se ha de multiplicar por 7, ya que de esta manera se ajusta al valor actual de masa:

$$m_m = 7 \cdot m \quad (38)$$

$$m_m = 0,69 \text{ kg}$$

$$m = \rho \cdot h_m \cdot b_m \cdot l_m \quad (39)$$

$$0,69 = 2700 \cdot 0,020 \cdot 0,080 \cdot l_m$$

$$l_m = 0,159 \text{ m}$$

Además, se puede comprobar el resultado de las frecuencias naturales, utilizando el desarrollo de la fórmula para el cálculo de las frecuencias naturales citado anteriormente:

$$\det (\omega_n^2 \cdot [M] + [K]) = 0 \quad (40)$$

Los resultados de la operación se muestran en la siguiente *Tabla 7*:

Tabla 7.- Resultados optimización

Datos	[Hz]
ω_{n1}	10,00
ω_{n2}	28,79
ω_{n3}	44,11
ω_{n4}	54,11

2.10.1 Solución

Una vez resuelto el problema por el método numérico mediante el programa Matlab, y posteriormente un mejor proceso analítico se ha llegado a la conclusión de que las medidas de fabricación se reúnen en la siguiente tabla, además de un esquema significativo:

Tabla 8.- Resultados método analítico

Datos	Dimensión [m]
l_p	0,250
h_p	0,002
b_p	0,030
l_m	0,159
h_m	0,020
b_m	0,080

Como se ha comentado anteriormente, se necesita también realizar un perfecto empotramiento, para ello también es necesario fabricar unas chapas que se colocan en la unión del forjado y el pilar. Las dimensiones que ha de tener son:

Tabla 9.- Dimensiones chapa empotramiento

Datos	Dimensión [m]
l_p	0,030
h_p	0,001
b_p	0,020

2.11 Absorsor dinámico de vibraciones

Se diseña un absorsor dinámico de vibraciones con el fin de conseguir minimizar la amplitud de vibración para una fuerza de excitación igual a lo que era la primera frecuencia natural. Para ello se añade un grado de libertad adicional (compuesto por una masa y un muelle unidos al último piso del edificio).

Todo se reduce a resolver el siguiente esquema:

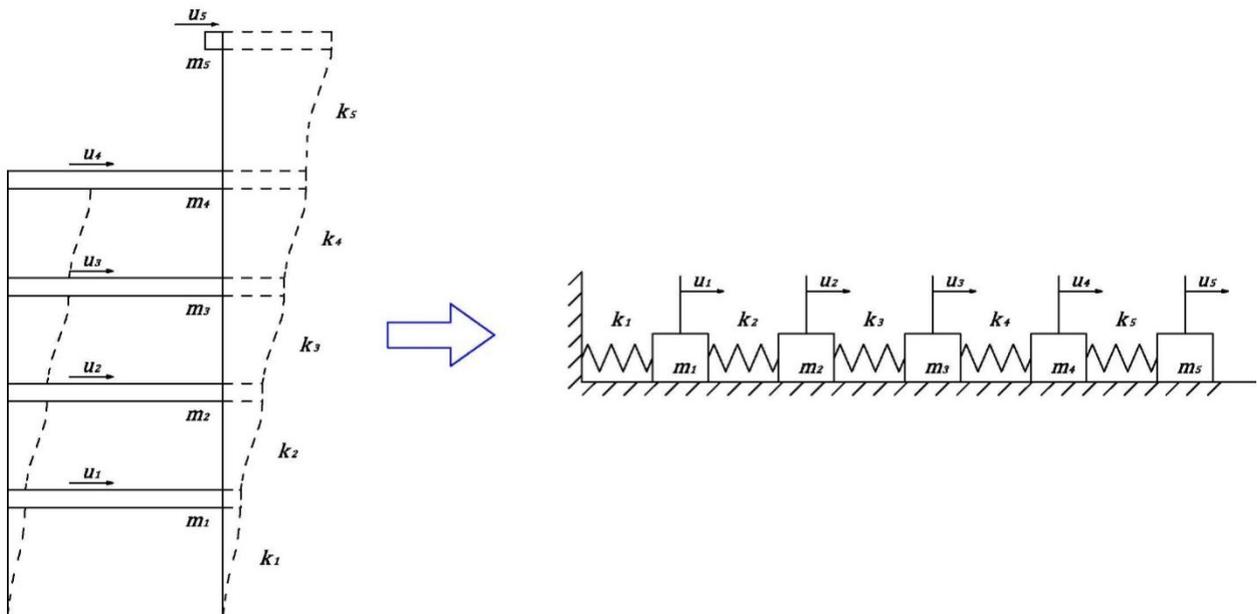


Figura 8: Esquema absorsor

Para hacer este cálculo, el sistema se excita a través de una fuerza armónica, sobre el primer forjado (ver Figura 9).



Figura 9: Excitación del sistema en el primer forjado

En este esquema existen cinco fuerzas, ya que se ha añadido un grado de libertad debido al absorber, todas las fuerzas son igual a 0 excepto la primera fuerza, ya que solo existe una fuerza de excitación que está colocada en el primer piso de forjado y es la que transmite el excitador de frecuencia. Por lo tanto, al no haber ninguna ubicada en el resto de los forjados, las demás fuerzas son de valor nulo.

El sistema se compone por la siguiente matriz:

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{Bmatrix}$$

Queremos diseñar un absorber dinámico para la primera frecuencia natural y así poder evitar la máxima amplitud cuando entre en resonancia en la primera frecuencia. Por lo tanto, se reduce a resolver la siguiente formula de la amplitud:

$$U_1 = a_{11} \cdot F_1 + a_{12} \cdot F_2 + a_{13} \cdot F_3 + a_{14} \cdot F_4 + a_{15} \cdot F_5 \quad (41)$$

Pero como hemos comentado anteriormente, no existe ninguna fuerza que no sea la primera fuerza, ya que el resto son nulas. Por lo que se reduce a:

$$U_1 = a_{11} \cdot F_1$$

siendo por ejemplo:

$$a_{11} = k_2 - \omega^2 \cdot m_2 = 0$$

$k_2 =$ constante de rigidez del absorber

$m_2 =$ masa del absorber

Al aplicar el absorber dinámico en nuestro sistema, se consigue reducir el pico de la amplitud de la primera frecuencia natural como muestra la siguiente imagen en función logarítmica:

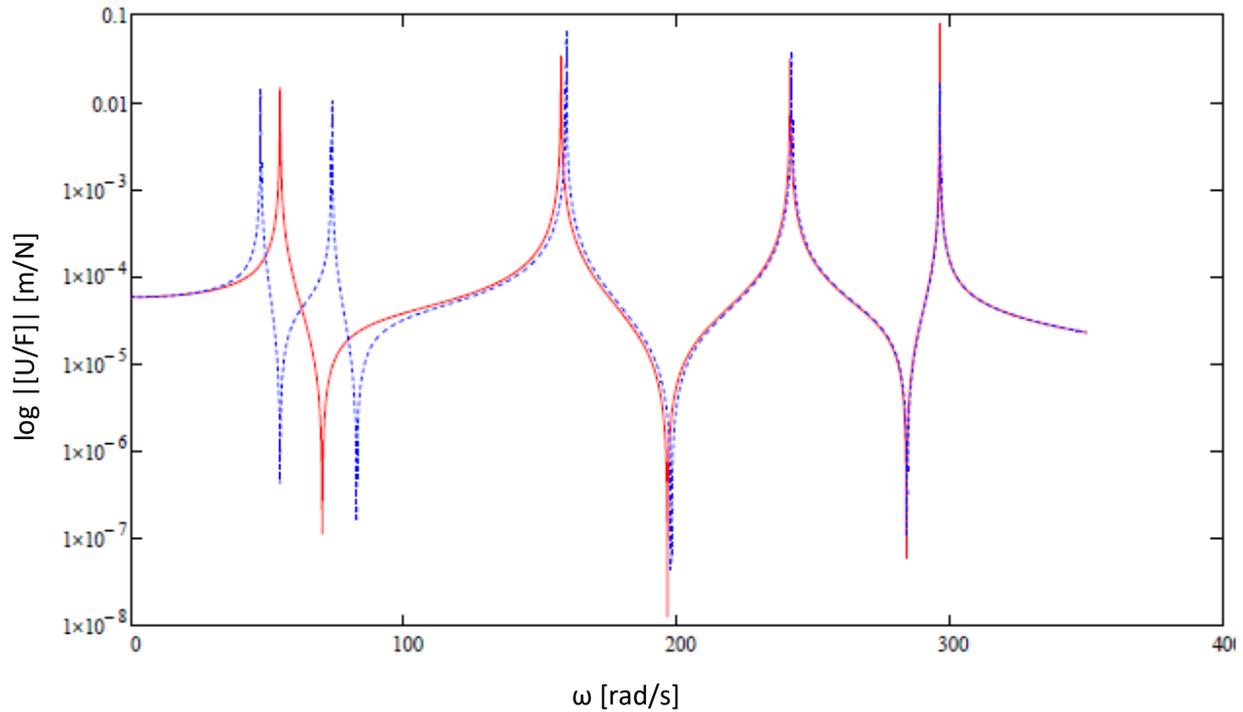


Figura 10: Función de respuesta en frecuencia para el edificio original (- rojo) y para el sistema con absorber (- - azul)

Las líneas rojas muestran el sistema de vibraciones sin el absorber dinámico por lo que se puede comprobar que existen cuatro picos que corresponden con las cuatro frecuencias naturales. Sin embargo, las líneas azules corresponden cuando el sistema se le coloca el absorber dinámico, de esta manera se puede ver que hay cinco picos (que corresponde al colocarle el absorber que aumenta en un grado de libertad) y a su vez se puede ver que el pico de resonancia de la primera frecuencia natural del sistema original pasa a ser una antirresonancia en el sistema modificado. El resto de las frecuencias naturales del sistema original apenas quedan afectadas.

2.11.1 Dimensionamiento del absorsor

Existe una ecuación con dos incógnitas, k_2 y m_2 , por lo que para sacar el dimensionamiento del absorsor dinámico lo obtenemos de la siguiente forma, partiendo de que el siguiente dato es conocido:

$$\sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = \omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (42)$$

$$\frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2} \quad (43)$$

Para poder resolver la igualdad anterior, se ha de suponer el valor de m_2 , que es el valor de la masa del absorsor. Por lo que, se supone, que la masa es:

$$m_2 = \frac{m_1}{3} = \frac{0,69}{3} = 0,23 \text{ kg}$$

De esta forma se puede calcular la constante de rigidez del absorsor:

$$k_2 = \frac{k_1 \cdot m_2}{m_1} = \frac{3,226 \cdot 10^3 \cdot 0,23}{0,69} = 1,075 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Una vez obtenido el valor de rigidez necesario para el absorsor dinámico, se pueden obtener también las medidas de fabricación utilizando el desarrollo de la fórmula de la rigidez planteada en los puntos anteriores:

$$k_2 = \frac{12 \cdot E \cdot h_{pa}^3 \cdot b_{pa}}{12 \cdot l_{pa}^3}$$

Existen tres incógnitas en esta ecuación, por lo que hemos de suponer dos valores. En primer lugar, $h_a = 0,002 \text{ m}$, ya que el resto de los pilares del sistema de vibraciones tiene este espesor, y es la forma de economizar en el material y también de que siga la misma estructura. El segundo valor que se supone es el de $b_a = 0,020 \text{ m}$. Se ha intentado que el ancho fuera el mismo de los pilares, pero era una

longitud del pilar del absorber de 36 cm, por lo que se ha decidido reducir el ancho.

De esta forma, ya solo queda una incógnita en la ecuación y se obtiene el valor:

$$l_{pa}^3 = \frac{12 \cdot E \cdot h_{pa}^3 \cdot b_{pa}}{12 \cdot k_2} = \frac{12 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,002^3 \cdot 0,020}{12 \cdot 1,075 \cdot 10^3} = 0,03125 \text{ m}^3$$

$$l_{pa} = \sqrt[3]{l_{pa}^3} = \sqrt[3]{0,03125} = 0,314 \text{ m}$$

De esta forma, ya están dimensionados los pilares del absorber. De la misma forma que el proceso anterior, se ha de dimensionar la masa del absorber. Se ha decidido que las tres dimensiones de la masa del absorber sean iguales, y por lo tanto sea un cubo:

$$m = \rho \cdot h_{ma} \cdot b_{ma} \cdot l_{ma} = 0,23 \text{ kg}$$

$$h_{ma} = b_{ma} = l_{ma} = a$$

$$a^3 = \frac{0,23}{2700} = 0,0000851$$

$$a = \sqrt[3]{a^3} = \sqrt[3]{0,0000851} = 0,044 \text{ m}$$

$$h_{ma} = b_{ma} = l_{ma} = 0,044 \text{ m}$$

2.12 Solución: dimensiones de fabricación

Ya se ha podido comprobar que las soluciones, incluso con el absorber, son adecuadas según lo previsto. Sin embargo, las dimensiones de fabricación tienen alguna modificación.

Principalmente, el único cambio que se realiza es la longitud de los pilares. Se ha realizado una altura por bloque de forjado de 25 cm, sin embargo, a la hora de fabricar, puesto que el pilar del primer forjado y del segundo están en la misma posición y orientación, y consecutivamente hasta el cuarto forjado, se va a realizar un único pilar que tenga de longitud cuatro veces un forjado, es decir, que sea de longitud 1 m.

Por lo tanto, en los siguientes esquemas se especifican las variables que corresponden a cada una de las piezas a fabricar; pilares, forjados, chapa de empotramiento y absorber:

Tabla 10.- Resultados método analítico

Datos	Dimensión [m]
l_p	1,000
h_p	0,002
b_p	0,030
l_m	0,159
h_m	0,020
b_m	0,080
l_c	0,030
h_c	0,001
b_c	0,020
l_{pa}	0,314
h_{pa}	0,002
b_{pa}	0,020
l_{ma}	0,044
h_{ma}	0,044
b_{ma}	0,044

En la *Figura 11*, se muestra un esquema representativo del significado de cada variable según los resultados del método analítico, tanto de la parte del sistema de vibraciones como del absorber:

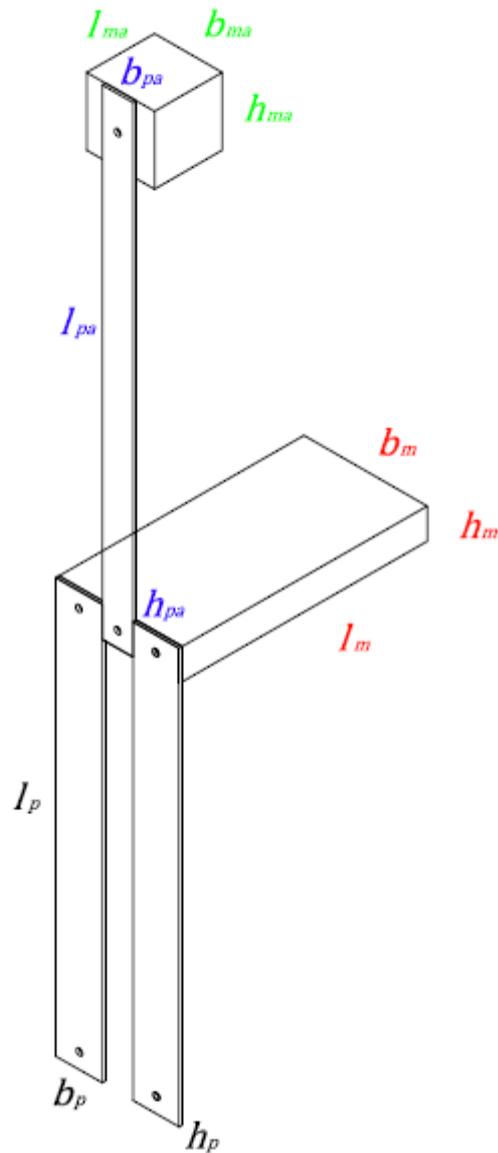
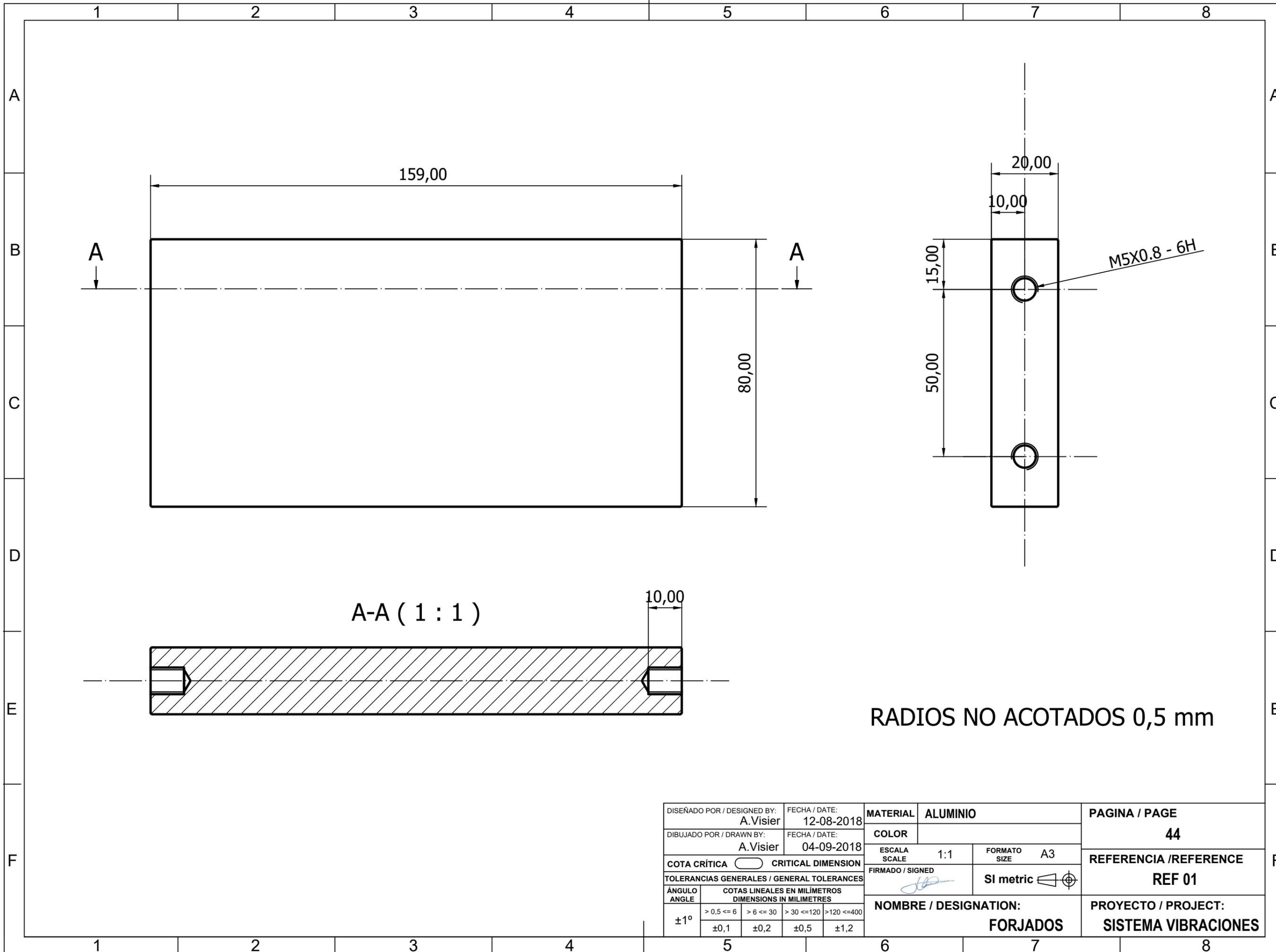


Figura 11: Significado de cada variable del sistema de vibraciones con absorber

3 PLANOS

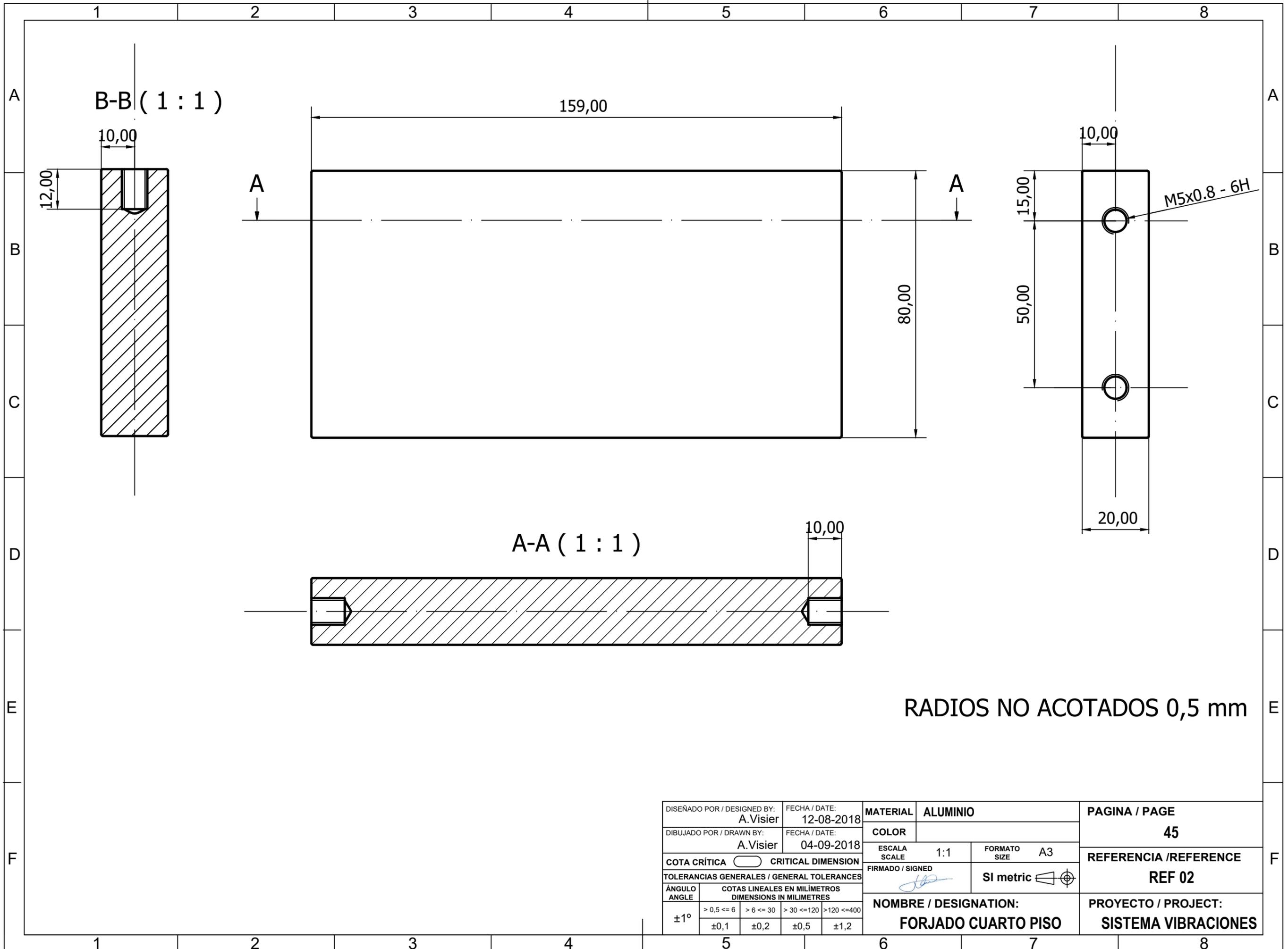
A continuación, se detallan los planos de fabricación del proyecto para un sistema de vibraciones según se ha detallado en los puntos anteriores. Las medidas se acotan en milímetros y todos los cantos de las piezas de aluminio se deben pulir para evitar aristas vivas y al excitarse a diferentes frecuencias muy rápidamente, evitar el contacto de la arista viva con el resto de las piezas.

Existen dos tipos de materiales: acero inoxidable (en calidad A2) y aluminio 6082. El aluminio se utiliza para los forjados y para la masa del absorbente. Para el resto de los pilares, la base, la base de anclaje del excitador, etc. Se utiliza como material el acero inoxidable.



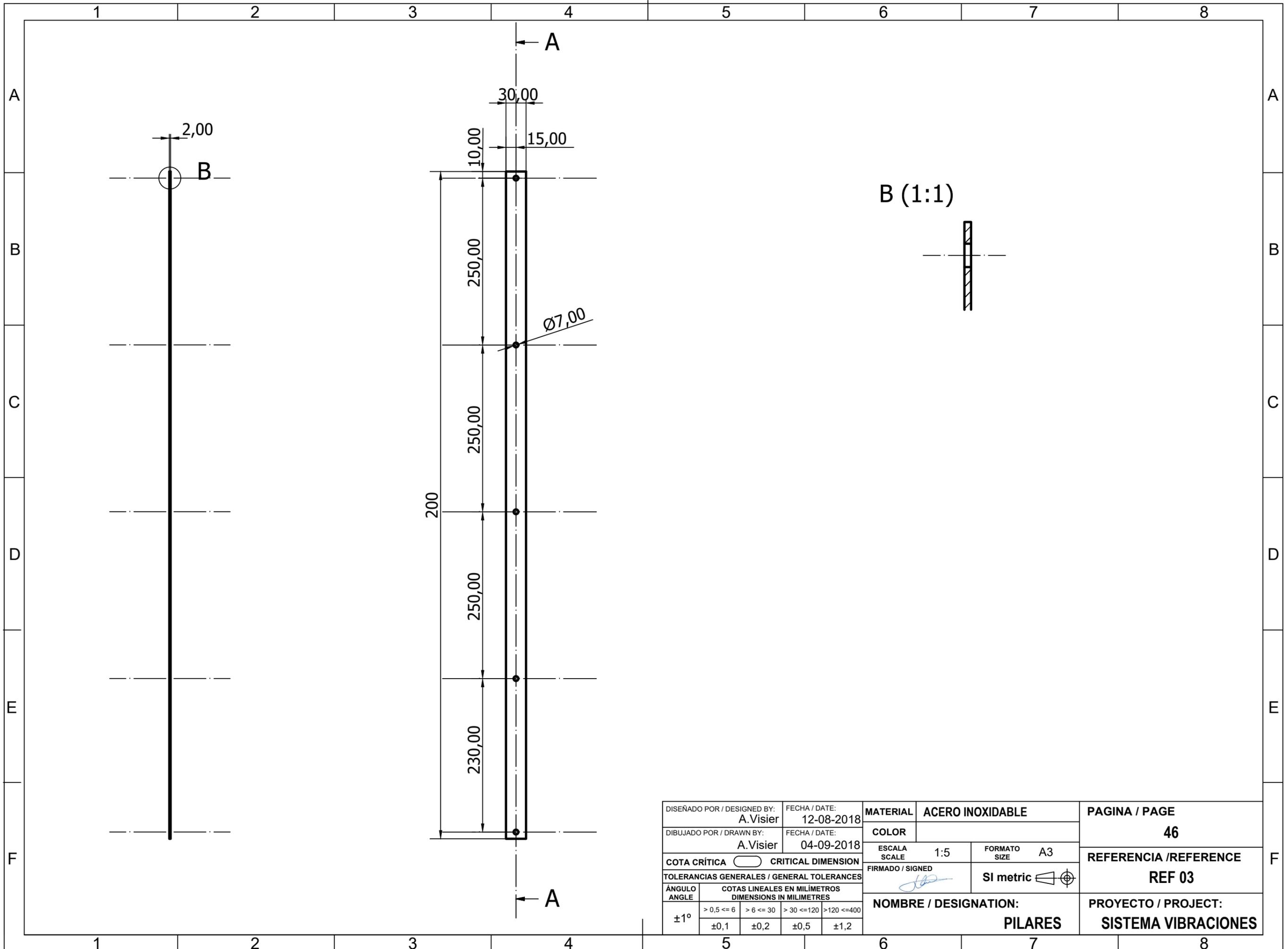
RADIOS NO ACOTADOS 0,5 mm

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ALUMINIO		PAGINA / PAGE 44	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 01	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:1		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: FORJADOS	
±1°		> 0,5 <= 6		> 6 <= 30		PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1		±0,2			
				±0,5			
				±1,2			

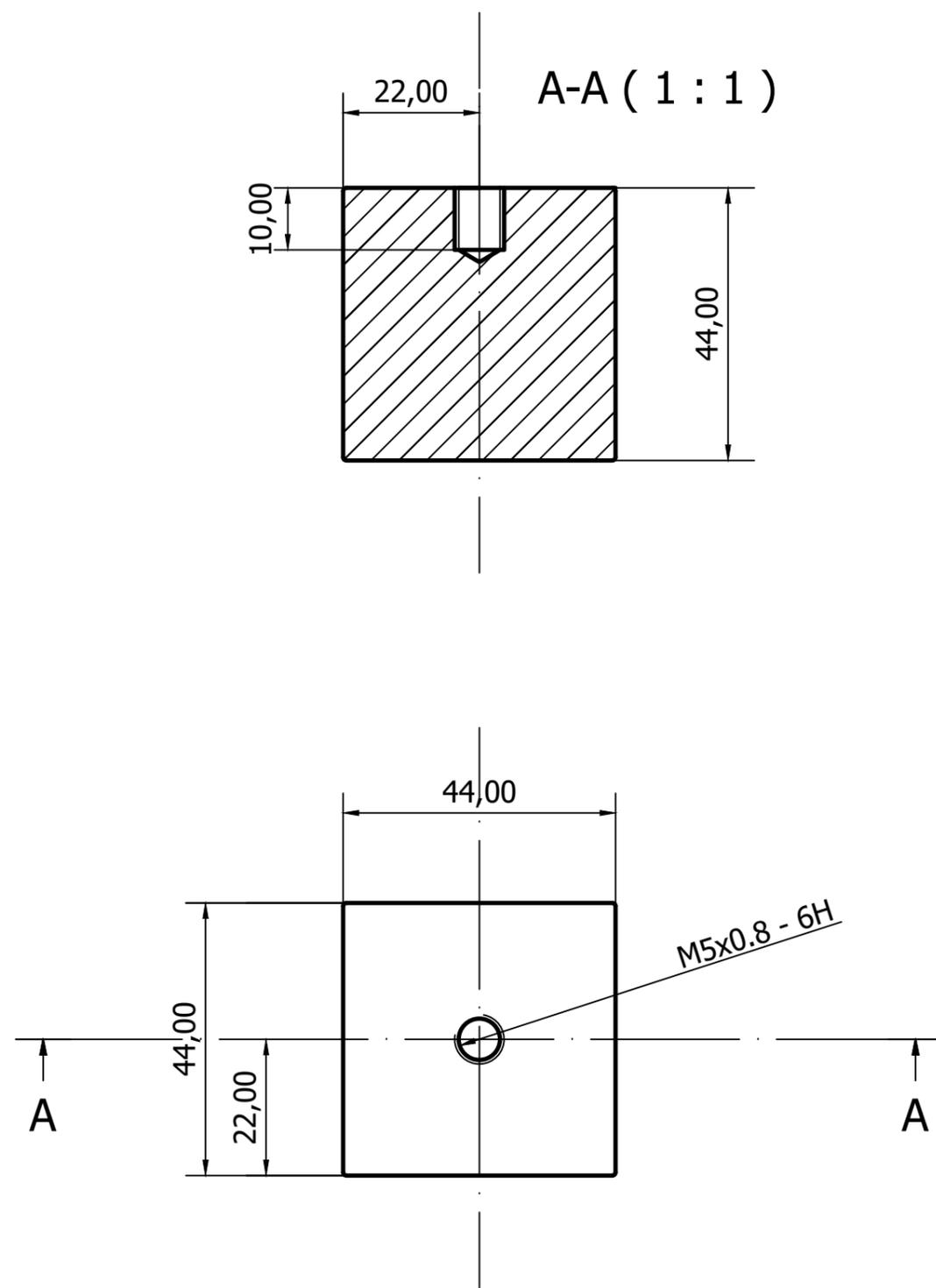


RADIOS NO ACOTADOS 0,5 mm

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ALUMINIO		PAGINA / PAGE 45	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		FORMATO SIZE A3	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA SCALE 1:1		FIRMACION / SIGNED 	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES							
ÁNGULO ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES					
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400		
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		
				NOMBRE / DESIGNATION: FORJADO CUARTO PISO		PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
				FIRMACION / SIGNED 		SI metric	
						REFERENCIA / REFERENCE REF 02	



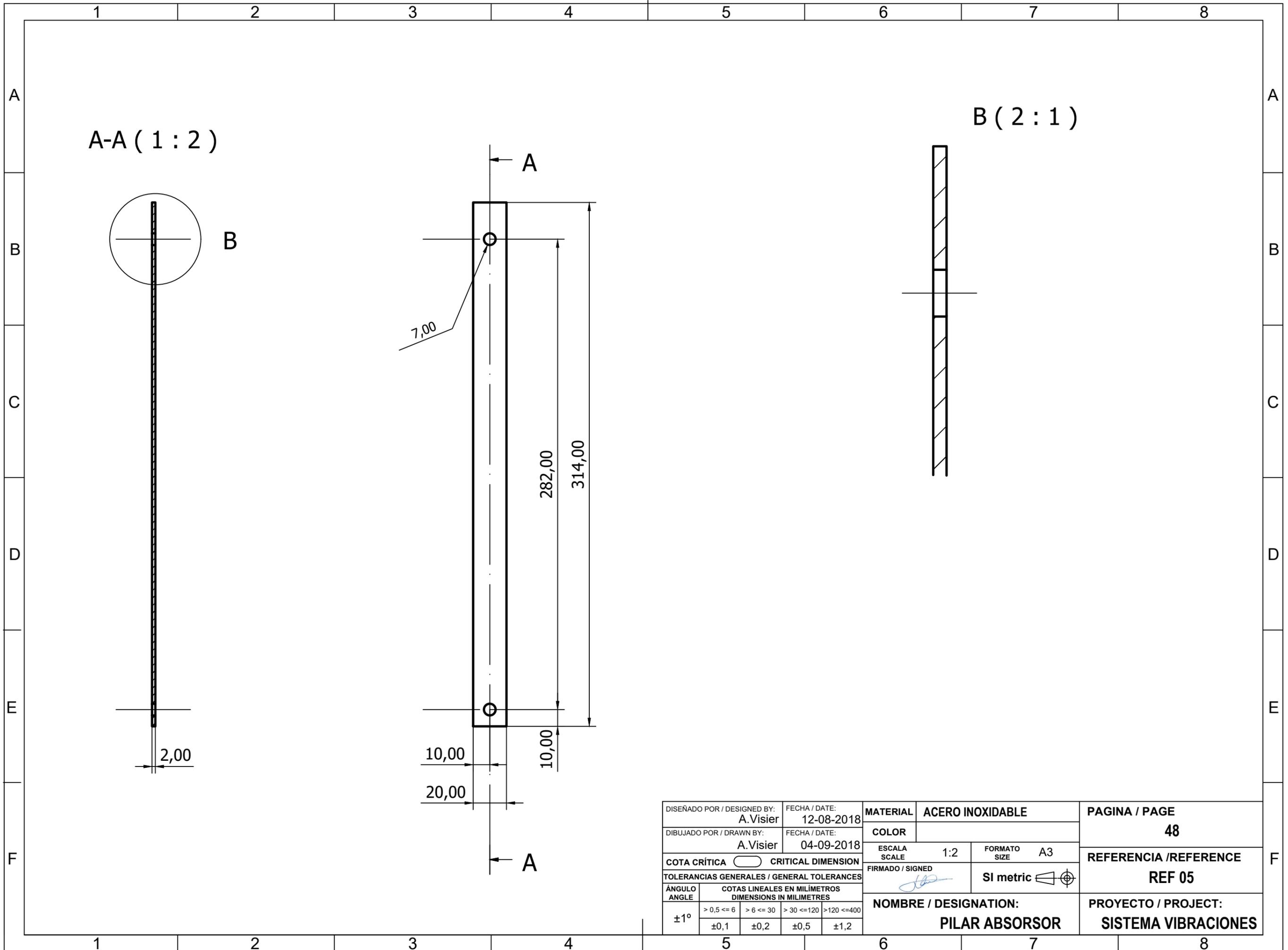
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 46	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 03	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:5		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: PILARES	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



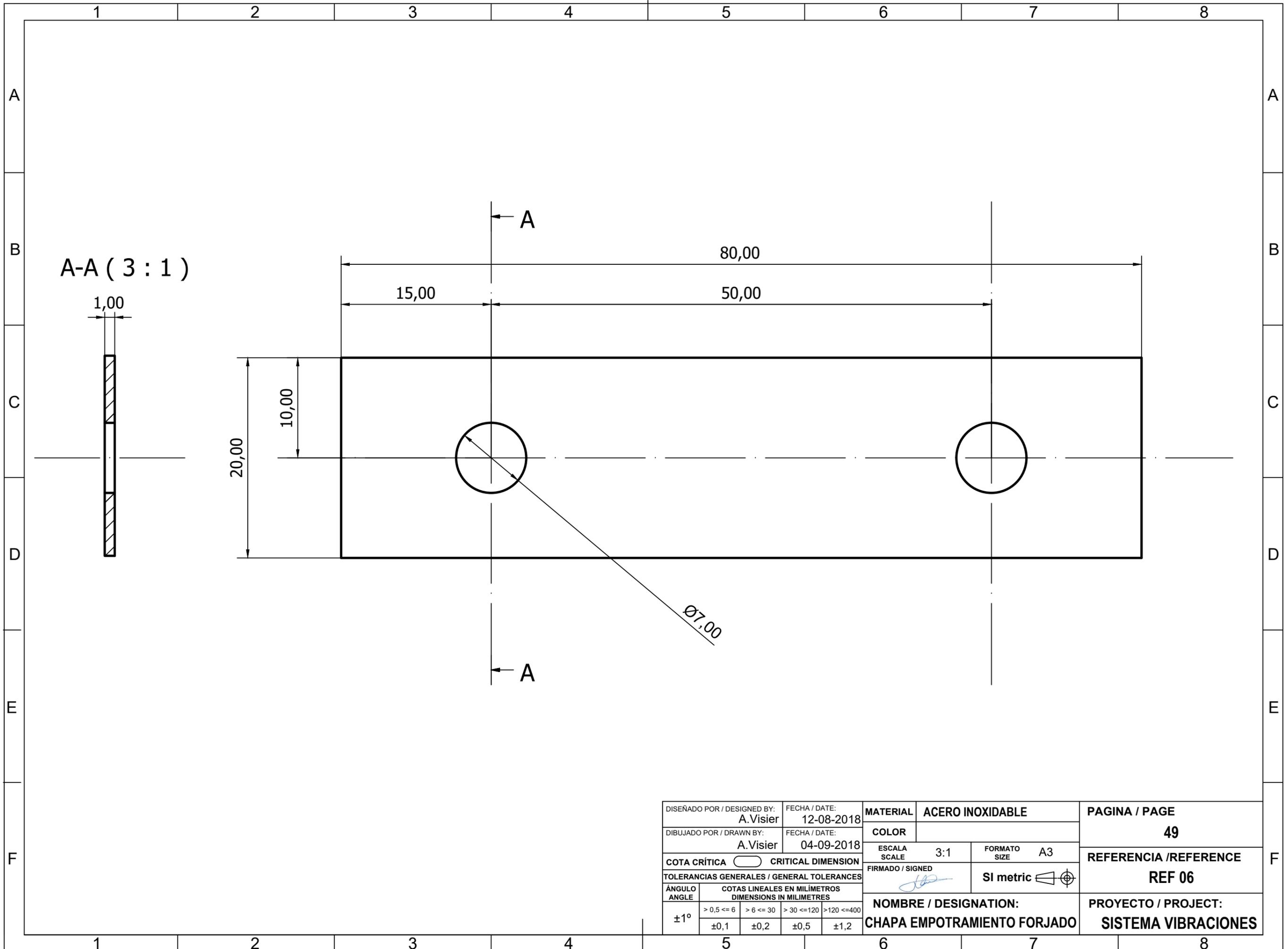
M5x0.8 - 6H

RADIOS NO ACOTADOS 0,5 mm

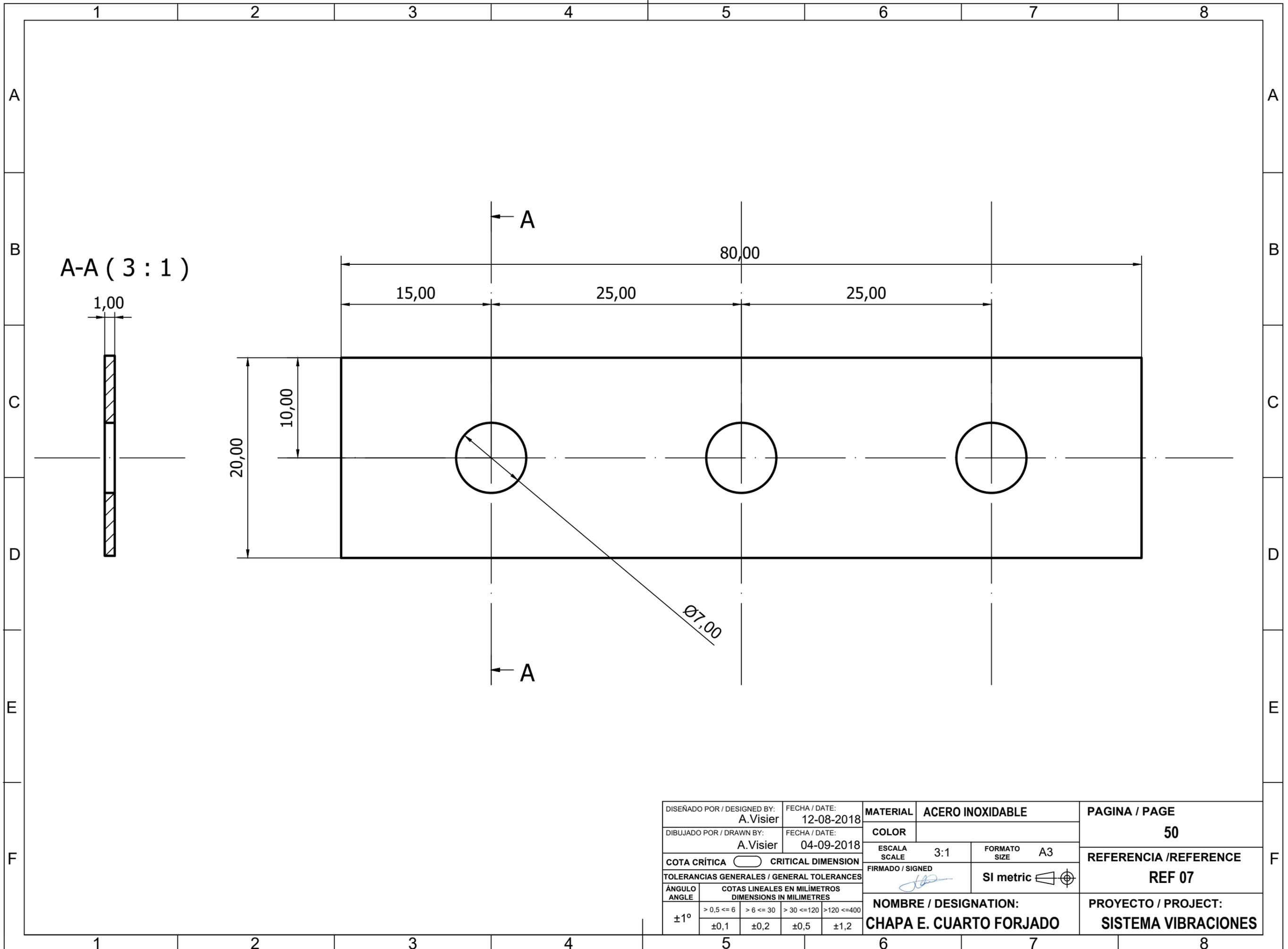
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ALUMINIO		PAGINA / PAGE 47	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 04	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:1		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES					
±1°		> 0,5 <= 6		> 6 <= 30		> 30 <= 120	
		±0,1		±0,2		±0,5	
						±1,2	
NOMBRE / DESIGNATION: MASA ABSORSOR						PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	



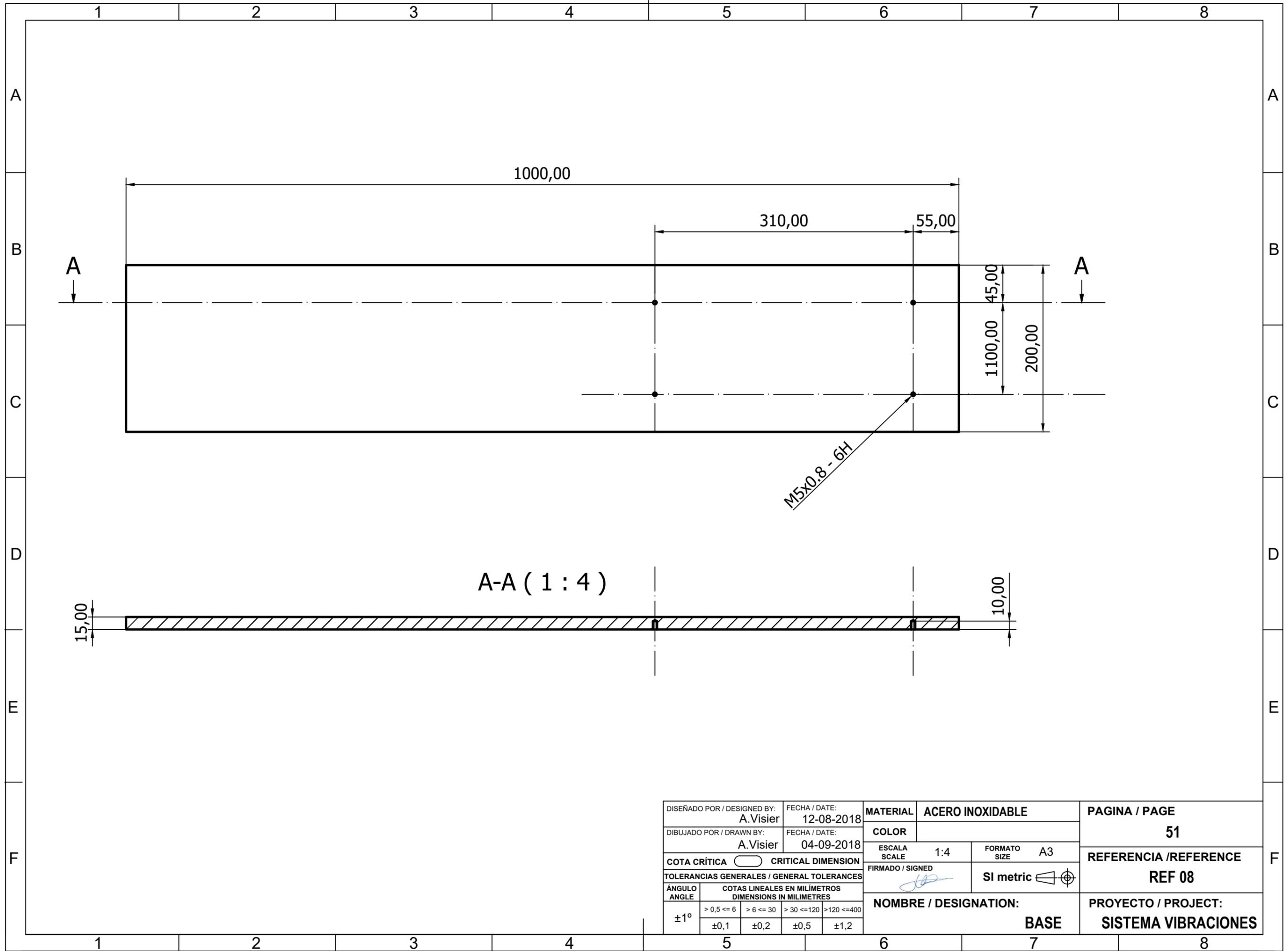
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 48	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 05	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:2		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE ±1°		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: PILAR ABSORSOR	
		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



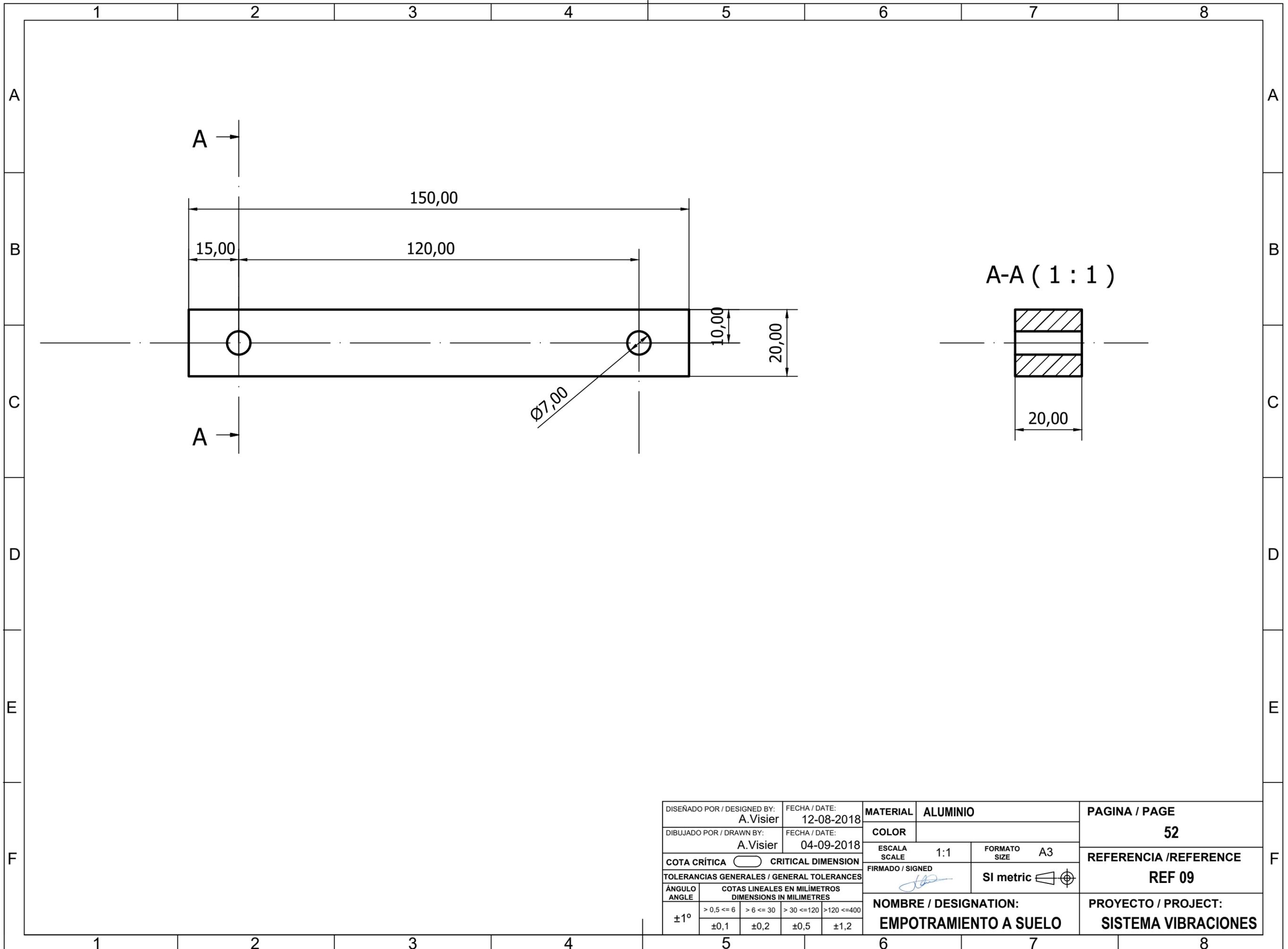
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 49	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		FORMATO SIZE A3	
COTA CRÍTICA  CRITICAL DIMENSION				ESCALA SCALE 3:1		FIRMACIÓN / SIGNED 	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES							
ÁNGULO ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES					
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400		REFERENCIA / REFERENCE REF 06
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES
NOMBRE / DESIGNATION: CHAPA EMPOTRAMIENTO FORJADO				SI metric 			



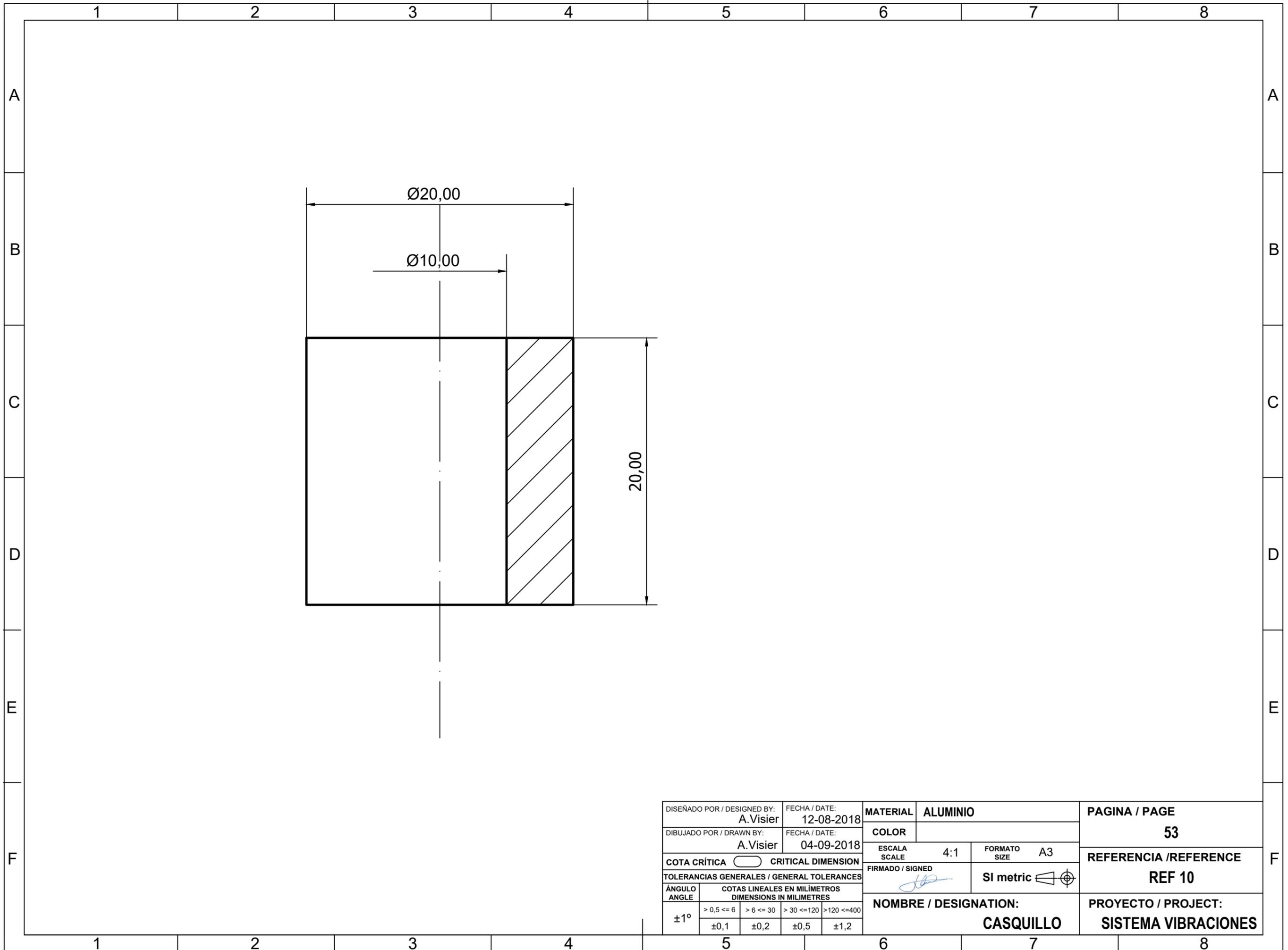
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 50	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		FORMATO SIZE A3	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA SCALE 3:1		FIRMADO / SIGNED 	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES							
ÁNGULO ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES					
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400		REFERENCIA / REFERENCE REF 07
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES
NOMBRE / DESIGNATION: CHAPA E. CUARTO FORJADO				SI metric			



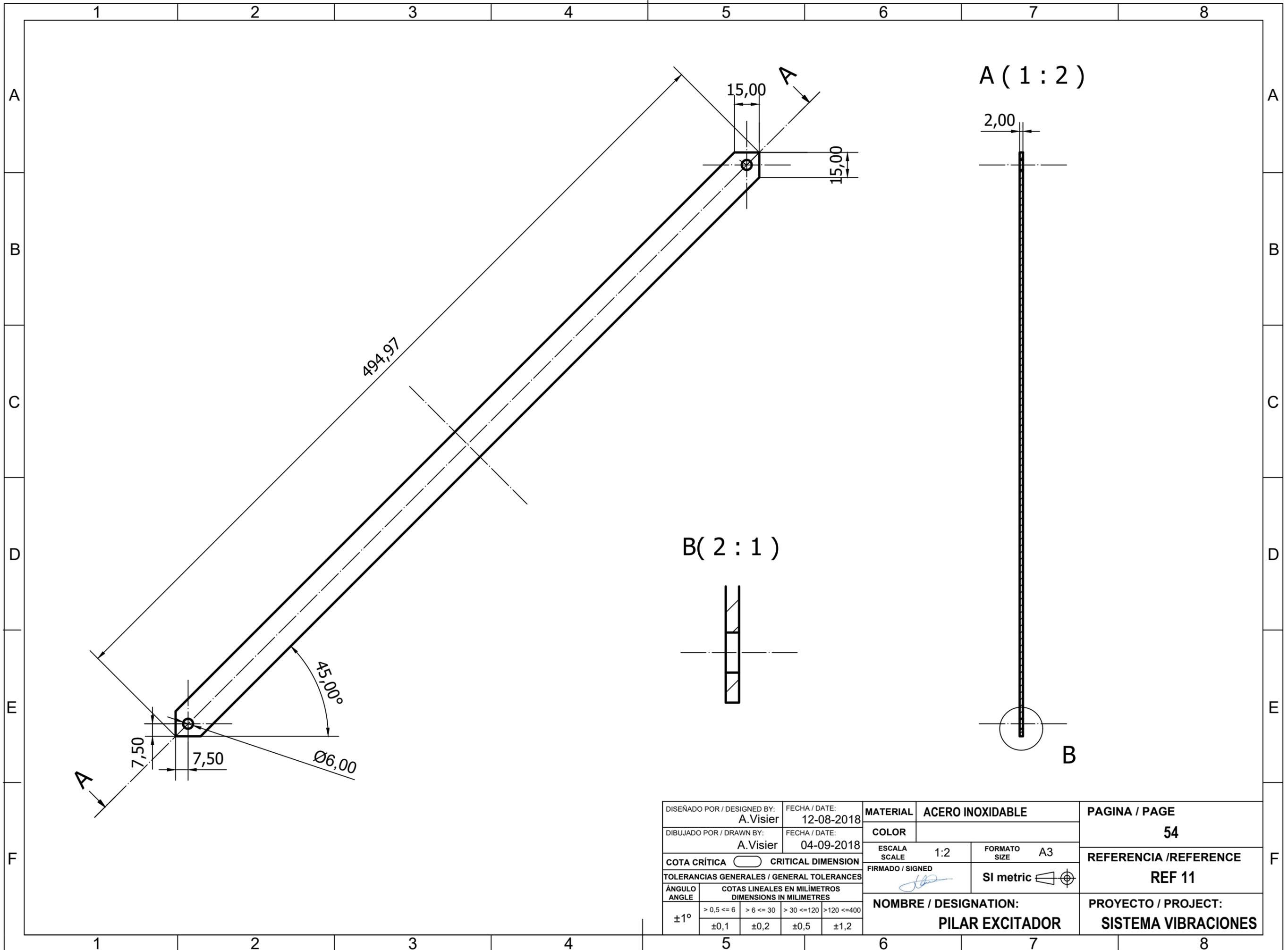
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 51	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 08	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:4		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE ±1°		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: BASE	
		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



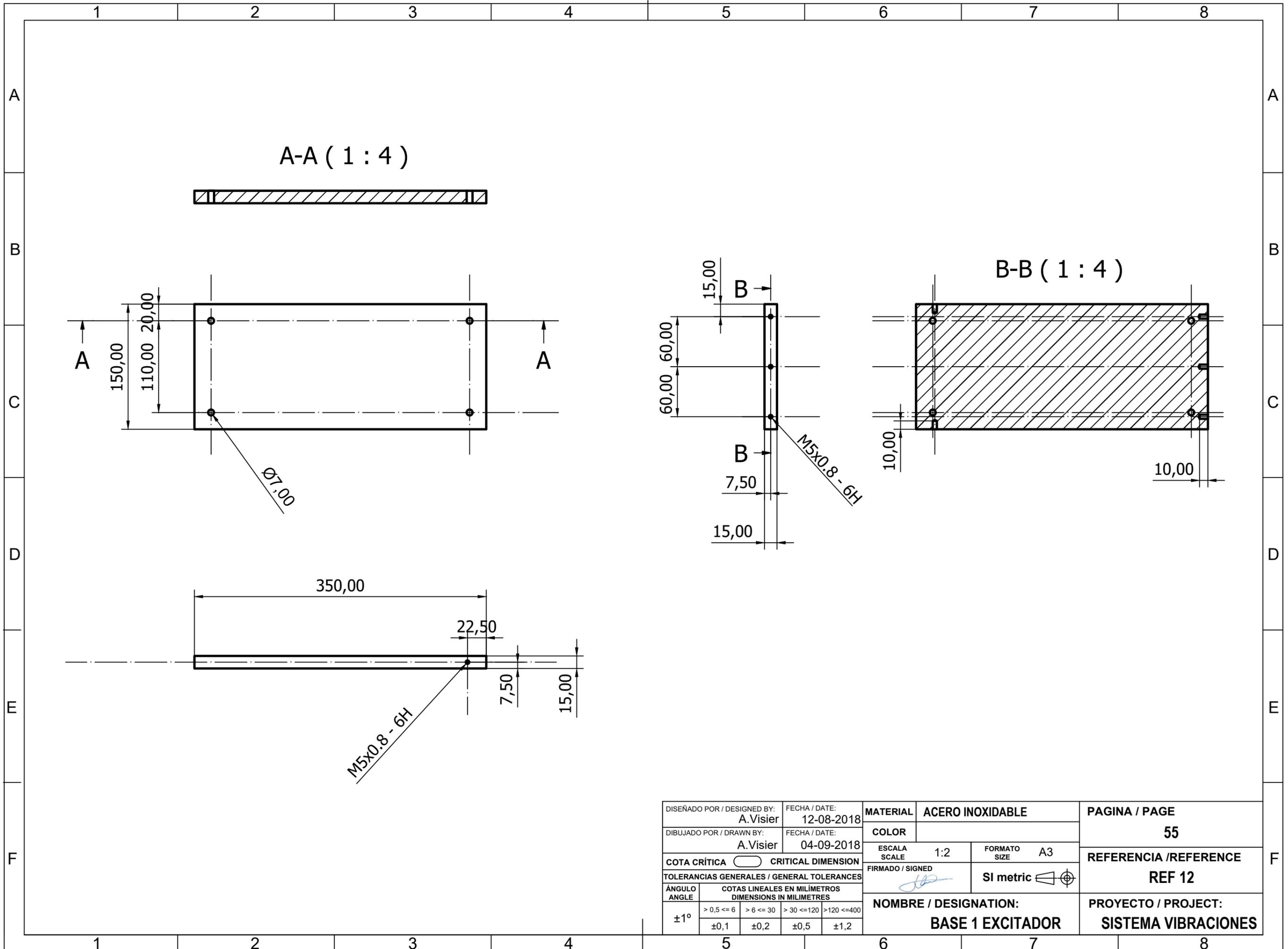
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ALUMINIO		PAGINA / PAGE 52	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 09	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:1		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: EMPOTRAMIENTO A SUELO	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



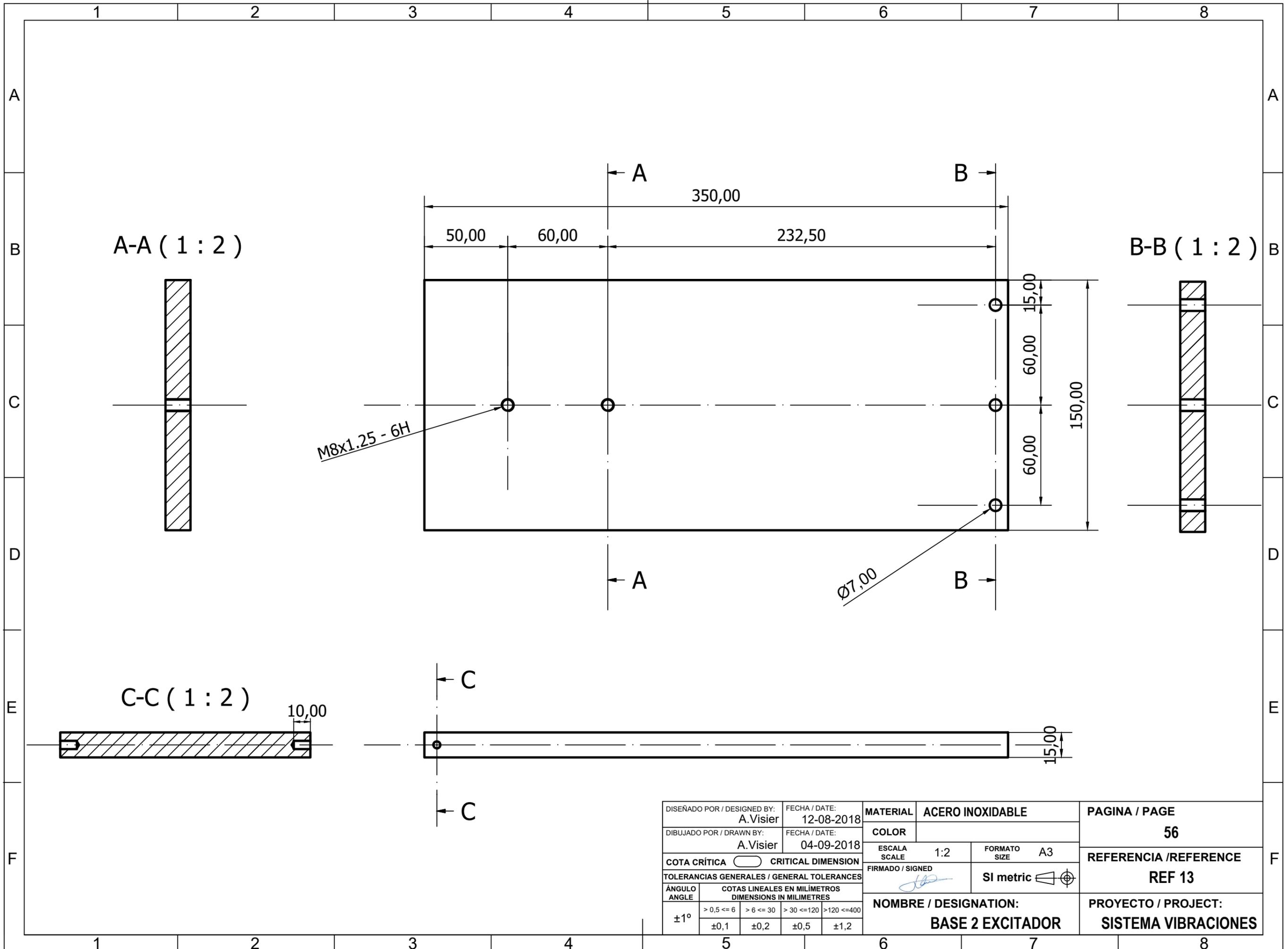
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ALUMINIO		PAGINA / PAGE 53	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 10	
COTA CRÍTICA  CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 4:1		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric 	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: CASQUILLO	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		54	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:2		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		REFERENCIA / REFERENCE REF 11	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: PILAR EXCITADOR	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		



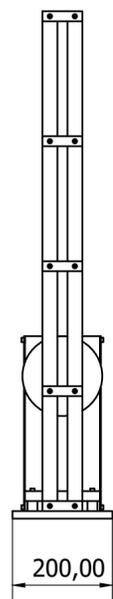
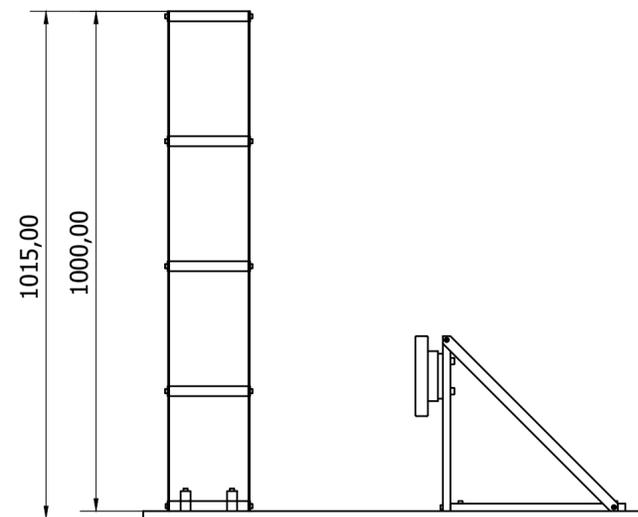
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 55	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		FORMATO SIZE A3	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA SCALE 1:2		FIRMADO / SIGNED 	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES							
ÁNGULO ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES					
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	NOMBRE / DESIGNATION: BASE 1 EXCITADOR	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
				REFERENCIA / REFERENCE REF 12			



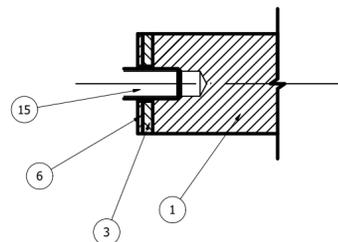
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL ACERO INOXIDABLE		PAGINA / PAGE 56	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 13	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE 1:2		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED 		SI metric	
ÁNGULO / ANGLE ±1°		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				NOMBRE / DESIGNATION: BASE 2 EXCITADOR	
		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2		

3.1 Planos de fabricación

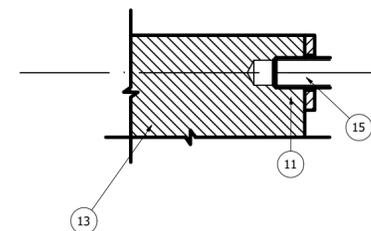
A continuación, se detallan los planos con las dimensiones generales, en la que se encuentran las secciones con detalle de cada unión de montaje. Además, se muestran también diferentes planos de explosionado para poder clarificar el montaje del sistema de vibraciones sin absorber o con absorber.



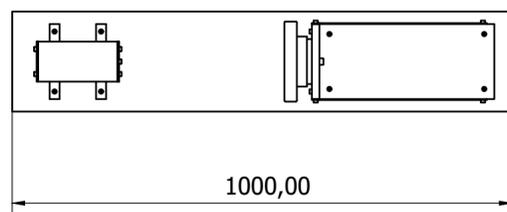
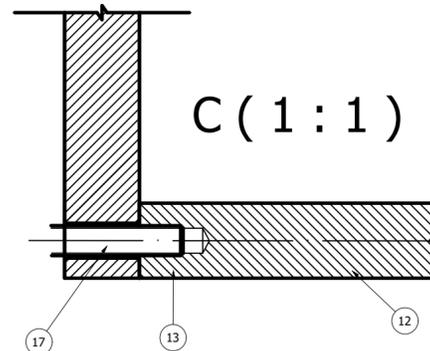
A (1:1)



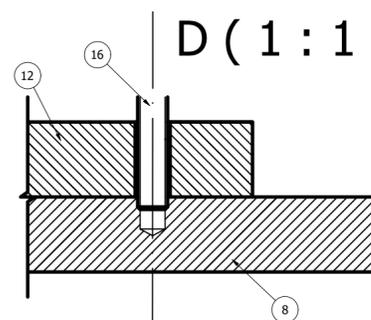
B (1:1)



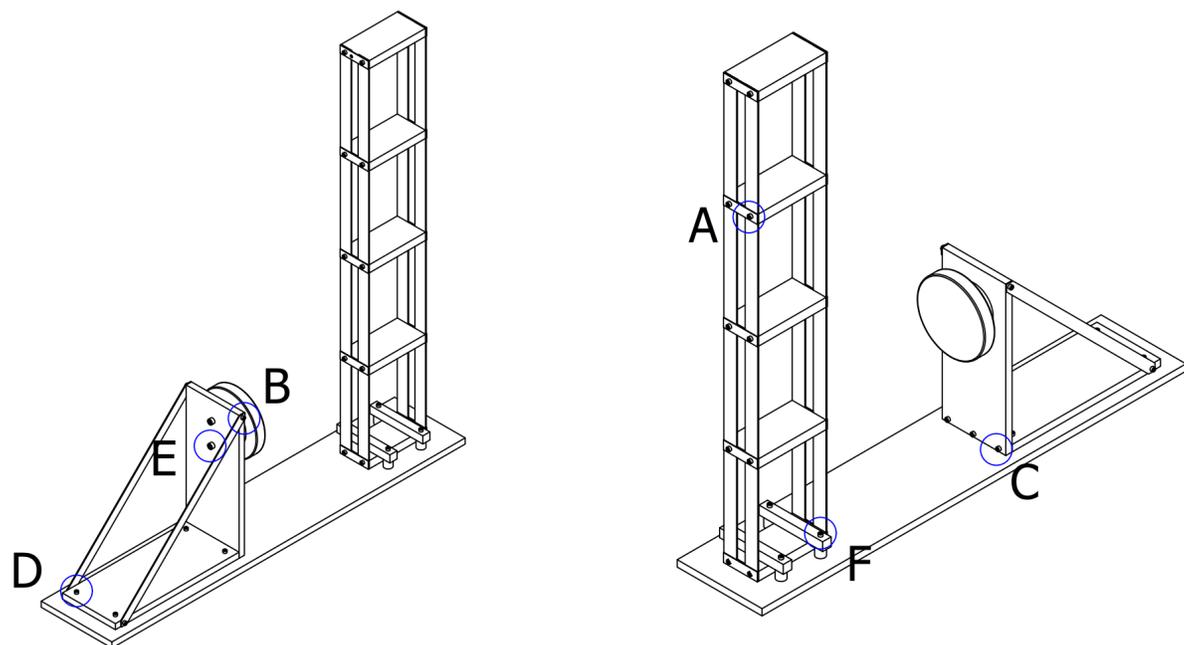
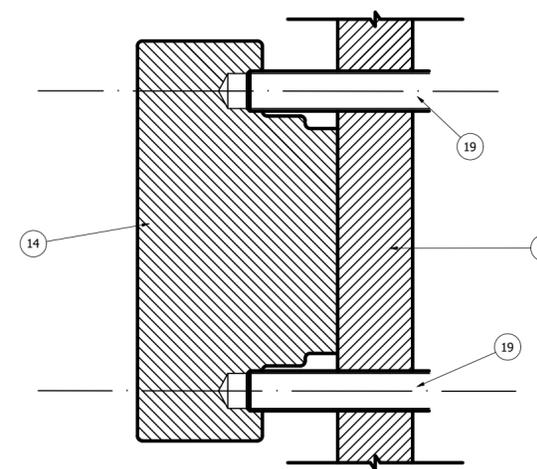
C (1:1)



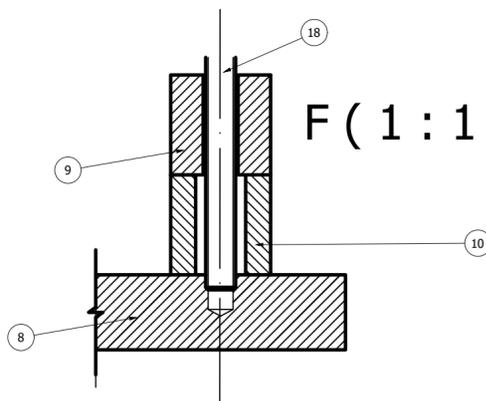
D (1:1)



E (1:1)

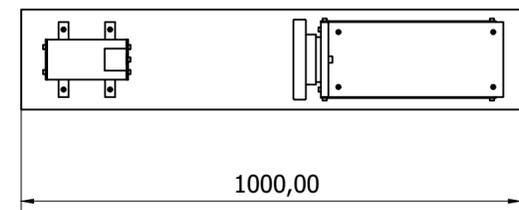
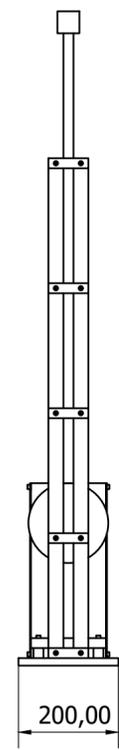
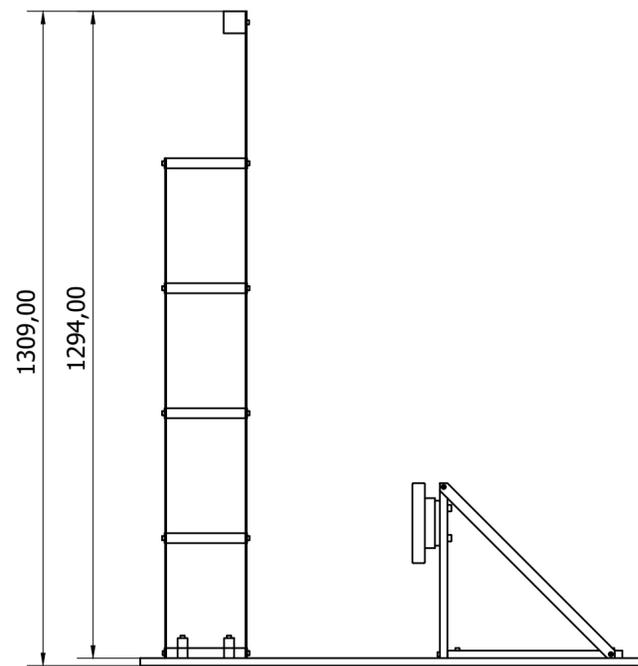


F (1:1)

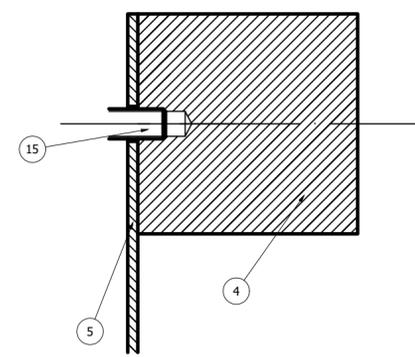


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1		Forjado	
2		Forjado cuarto piso	
3		Pilares	
6		Chapa empotramiento forjado	
7		Chapa e. cuarto forjado	
8		Base	
9		Empotramiento a suelo	
10		Casquillo	
11		Pilar Excitador	
12		Base 1 Excitador	
13		Base 2 Excitador	
14		Excitador	
15		DIN 912 - M5 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica
16		DIN 912 - M5 x 25	Tornillo de cabeza cilíndrica
17		DIN 912 - M5 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica
18		DIN 912 - M5 x 50	Tornillo de cabeza cilíndrica
19		DIN 912 - M8 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica

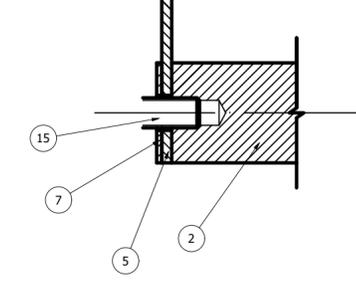
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL		PAGINA / PAGE 58	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		REFERENCIA / REFERENCE REF 14	
COTA CRÍTICA		CRITICAL DIMENSION		ESCALA / SCALE SI metric		FORMATO / SIZE A2	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES		COTAS LINEALES EN MILIMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES		FIRMADO / SIGNED		PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
ÁNGULO / ANGLE				NOMBRE / DESIGNATION:			
±1°	> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	DIMENSIONES GENERALES SIN ABSORSOR		
	±0,1	±0,2	±0,5	±1,2			



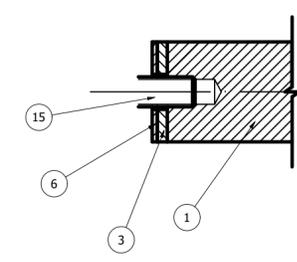
A (1:1)



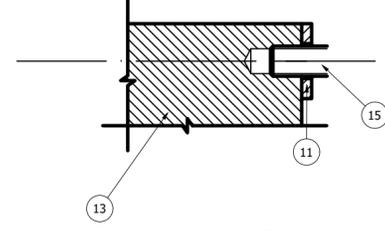
B (1:1)



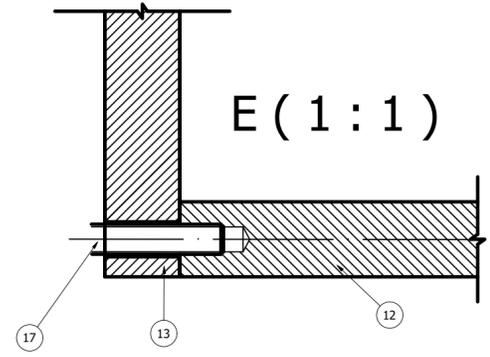
C (1:1)



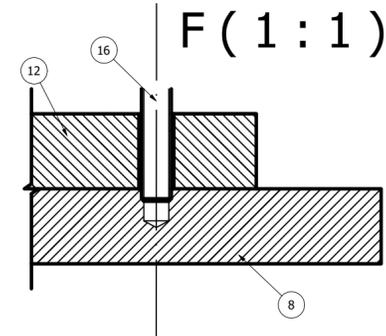
D (1:1)



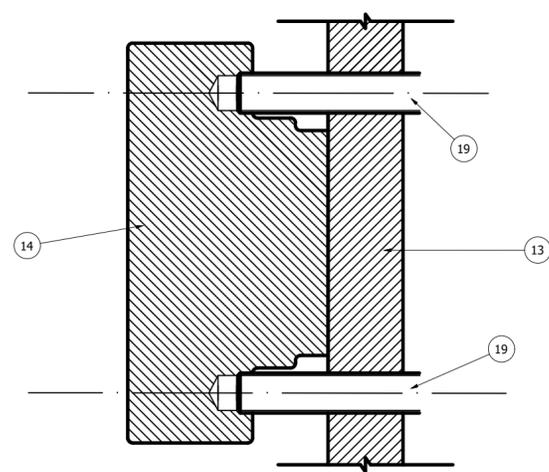
E (1:1)



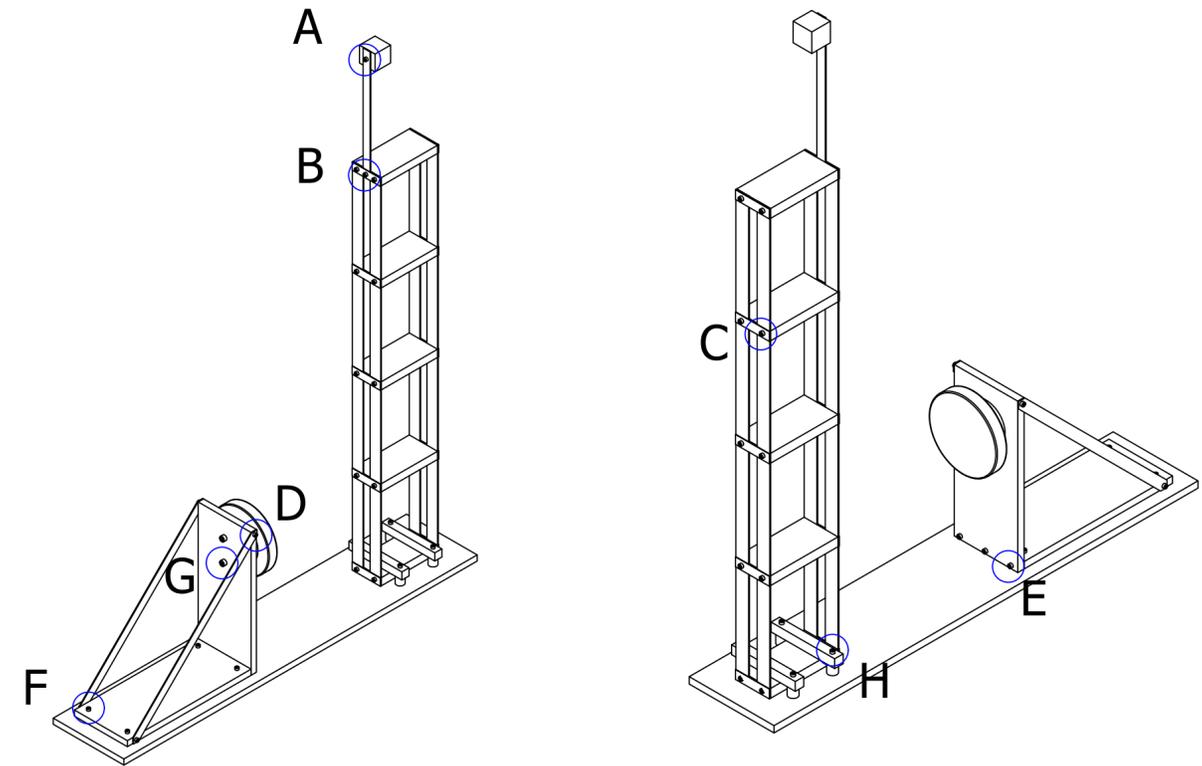
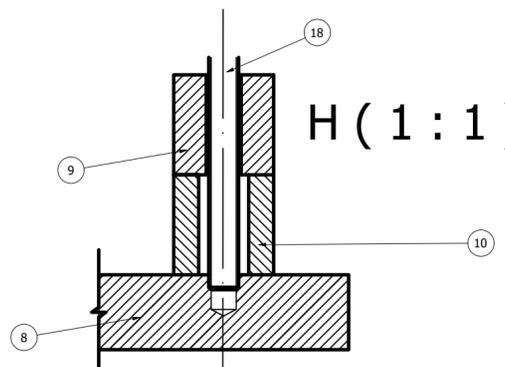
F (1:1)



G (1:1)

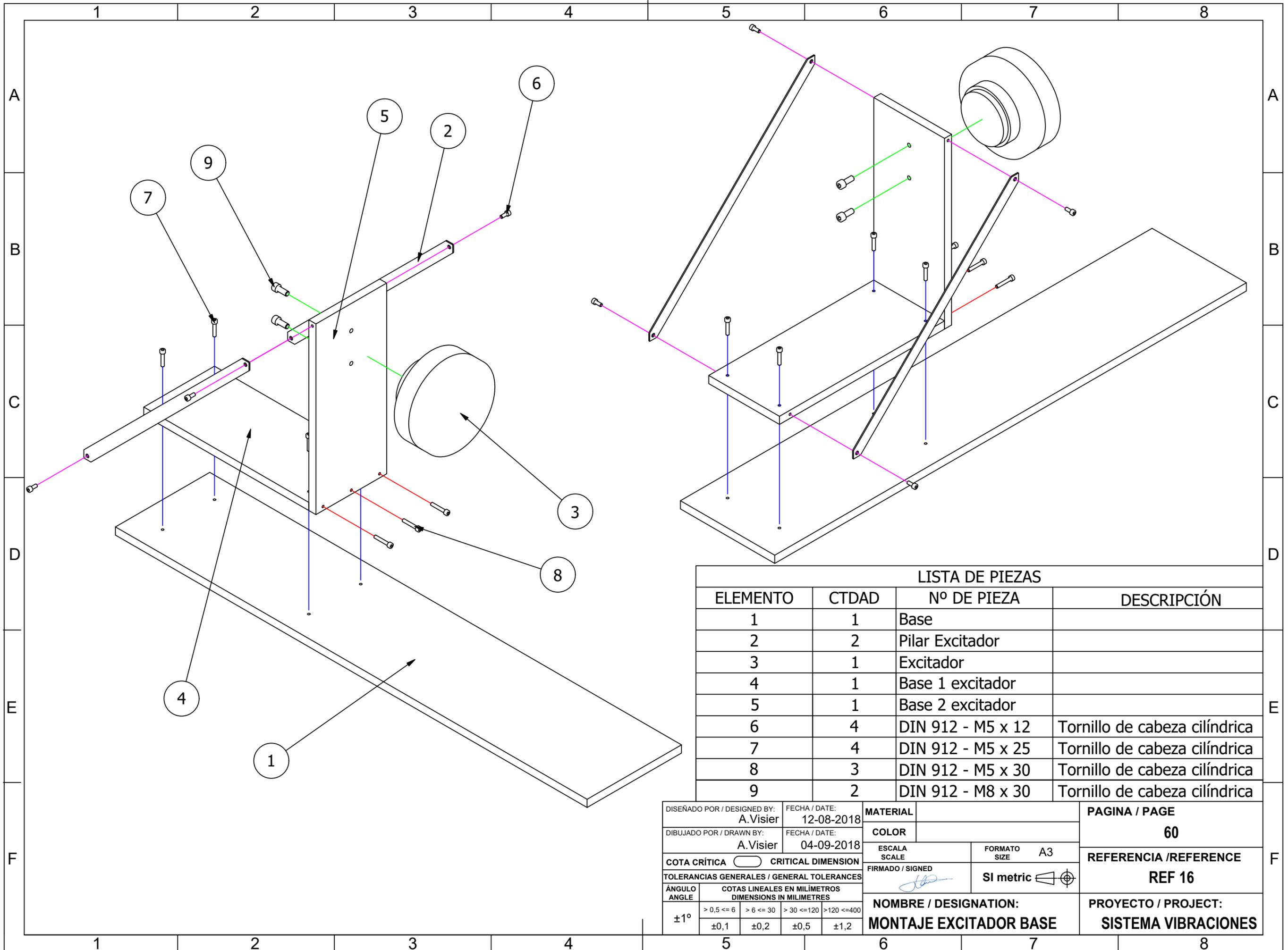


H (1:1)



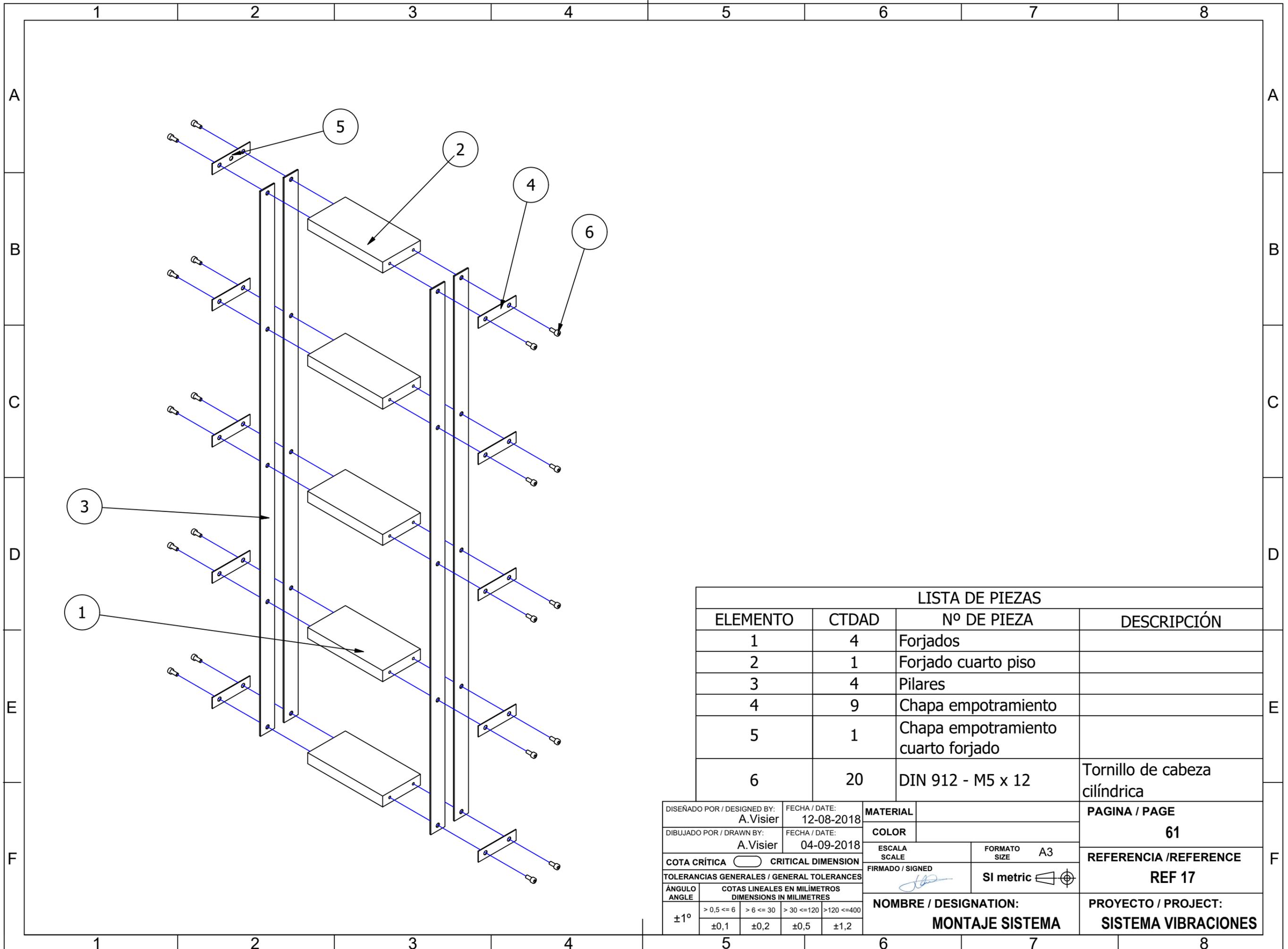
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1		Forjado	
2		Forjado cuarto piso	
3		Pilares	
4		Masa Absoror	
5		Pilar Absoror	
6		Chapa empotramiento forjado	
7		Chapa e. cuarto forjado	
8		Base	
9		Empotramiento a suelo	
10		Casquillo	
11		Pilar Excitador	
12		Base 1 Excitador	
13		Base 2 Excitador	
14		Excitador	
15		DIN 912 - M5 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica
16		DIN 912 - M5 x 25	Tornillo de cabeza cilíndrica
17		DIN 912 - M5 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica
18		DIN 912 - M5 x 50	Tornillo de cabeza cilíndrica
19		DIN 912 - M8 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier	FECHA / DATE: 12-08-2018	MATERIAL	PAGINA / PAGE 59
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier	FECHA / DATE: 04-09-2018	COLOR	REFERENCIA / REFERENCE REF 15
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION		ESCALA / SCALE	FORMATO / SIZE A2
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES		FIRMADO / SIGNED	SI metric
ANGULO / ANGLE ±1°	COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES > 0,5 <= 6 > 6 <= 30 > 30 <= 120 > 120 <= 400 ±0,1 ±0,2 ±0,5 ±1,2	NOMBRE / DESIGNATION: DIMENSIONES GENERALES ABSORSOR	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES



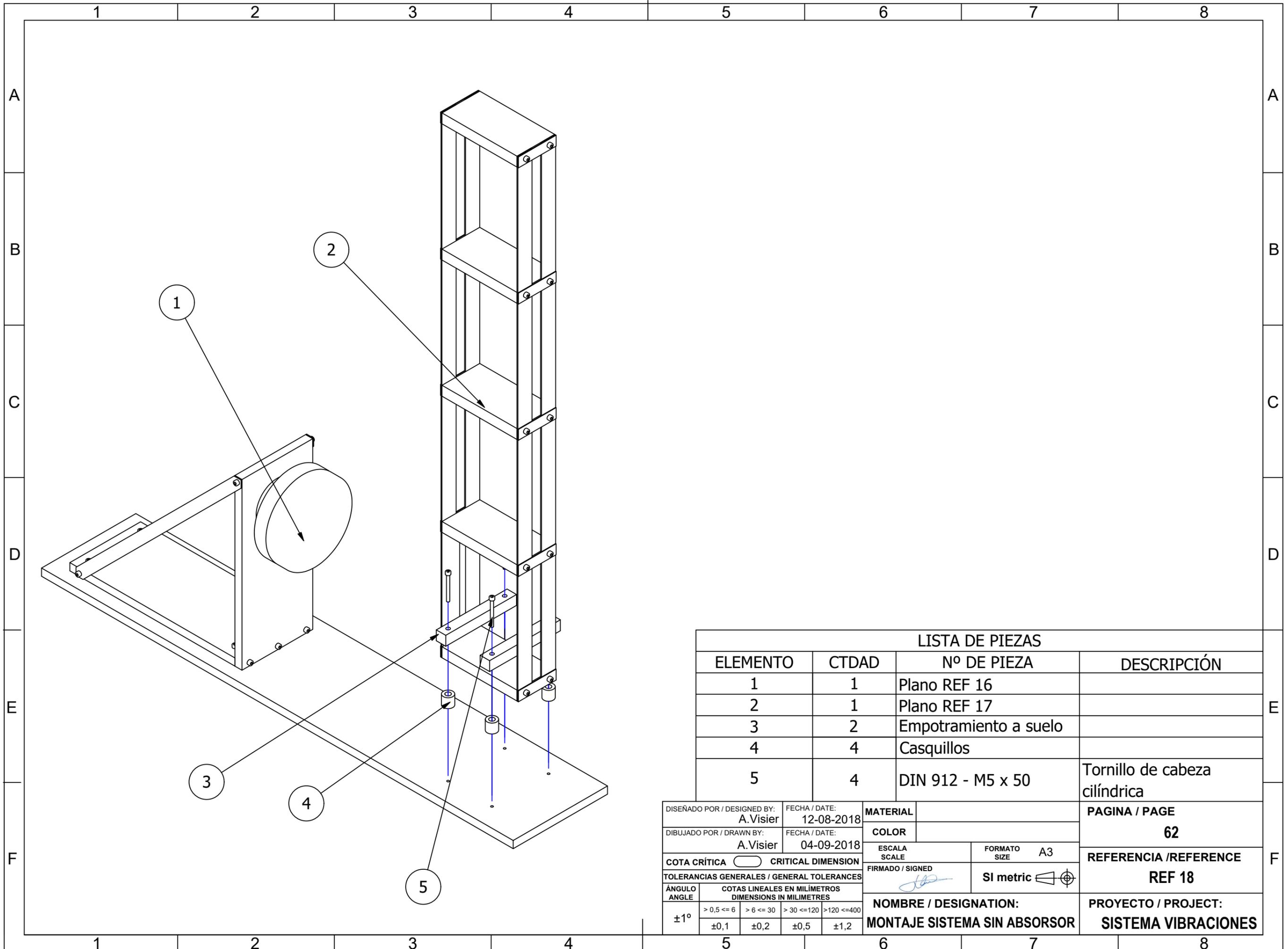
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base	
2	2	Pilar Excitador	
3	1	Excitador	
4	1	Base 1 excitador	
5	1	Base 2 excitador	
6	4	DIN 912 - M5 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica
7	4	DIN 912 - M5 x 25	Tornillo de cabeza cilíndrica
8	3	DIN 912 - M5 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica
9	2	DIN 912 - M8 x 30	Tornillo de cabeza cilíndrica

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL		PAGINA / PAGE	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		60	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED		REFERENCIA / REFERENCE	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				SI metric	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	REF 16	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
NOMBRE / DESIGNATION: MONTAJE EXCITADOR BASE							



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	4	Forjados	
2	1	Forjado cuarto piso	
3	4	Pilares	
4	9	Chapa empotramiento	
5	1	Chapa empotramiento cuarto forjado	
6	20	DIN 912 - M5 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica

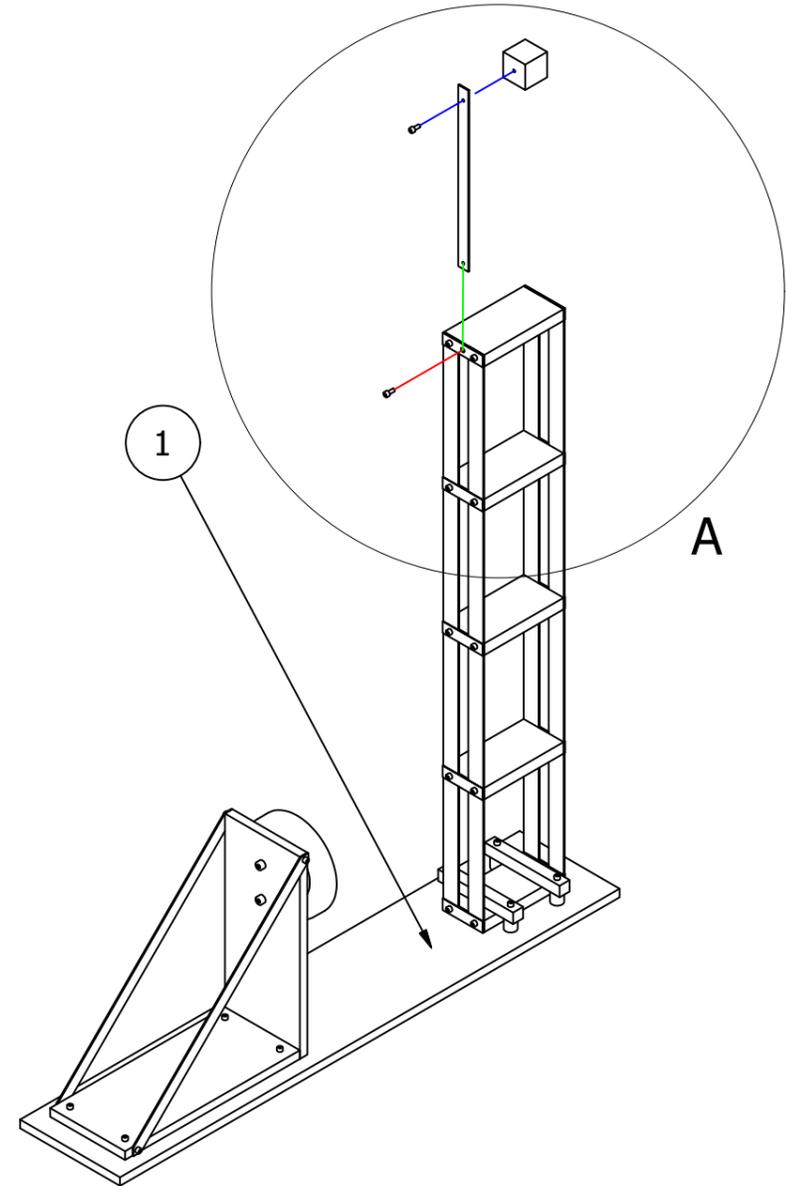
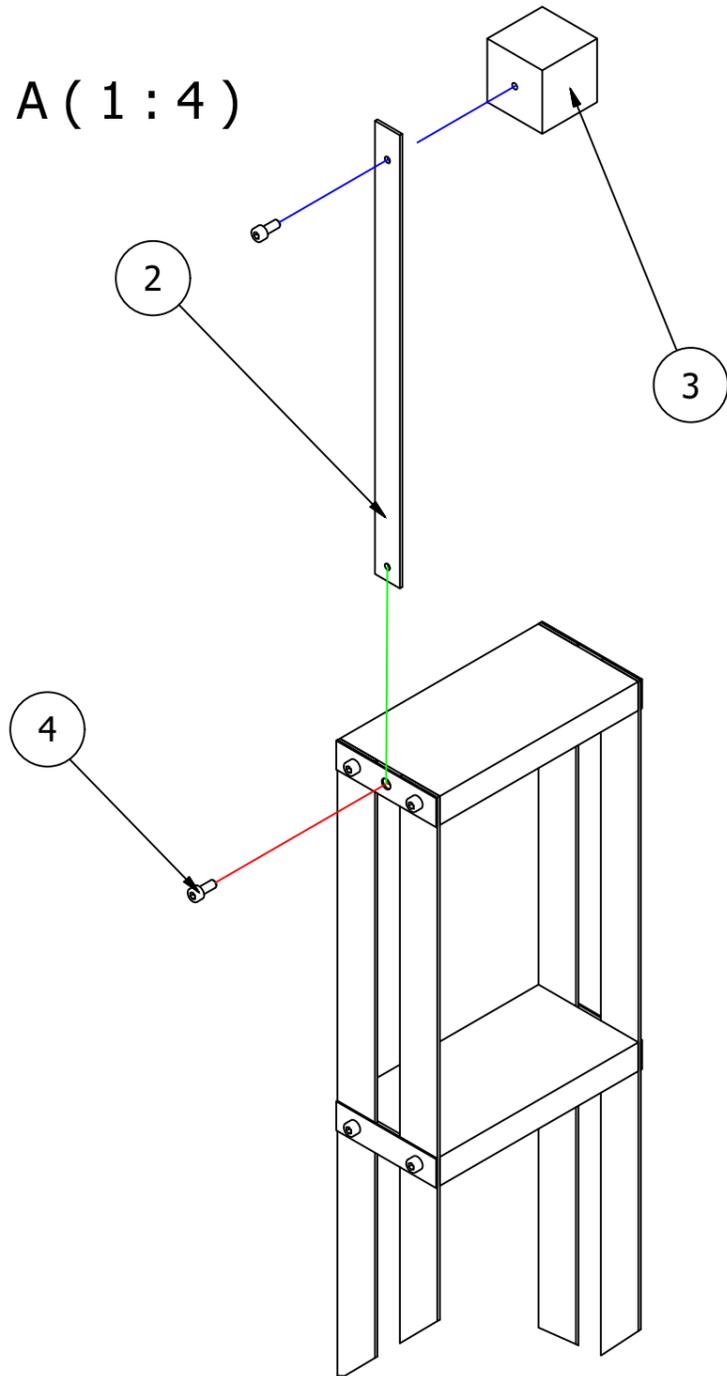
DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL		PAGINA / PAGE	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		61	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED		REFERENCIA / REFERENCE	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				SI metric	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	REF 17	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
NOMBRE / DESIGNATION: MONTAJE SISTEMA							



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Plano REF 16	
2	1	Plano REF 17	
3	2	Empotramiento a suelo	
4	4	Casquillos	
5	4	DIN 912 - M5 x 50	Tornillo de cabeza cilíndrica

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL		PAGINA / PAGE	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		62	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED		REFERENCIA / REFERENCE	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILIMETRES				SI metric	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	REF 18	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
NOMBRE / DESIGNATION: MONTAJE SISTEMA SIN ABSORSOR							

A (1:4)



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Plano REF 18	
2	1	Pilar absorsor	
3	1	Masa absorsor	
4	2	DIN 912 - M5 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica

DISEÑADO POR / DESIGNED BY: A. Visier		FECHA / DATE: 12-08-2018		MATERIAL		PAGINA / PAGE	
DIBUJADO POR / DRAWN BY: A. Visier		FECHA / DATE: 04-09-2018		COLOR		63	
COTA CRÍTICA CRITICAL DIMENSION				ESCALA / SCALE		FORMATO / SIZE A3	
TOLERANCIAS GENERALES / GENERAL TOLERANCES				FIRMADO / SIGNED		REFERENCIA / REFERENCE	
ÁNGULO / ANGLE		COTAS LINEALES EN MILÍMETROS / DIMENSIONS IN MILLIMETRES				SI metric	
±1°		> 0,5 <= 6	> 6 <= 30	> 30 <= 120	> 120 <= 400	REF 19	
		±0,1	±0,2	±0,5	±1,2	PROYECTO / PROJECT: SISTEMA VIBRACIONES	
NOMBRE / DESIGNATION: MONTAJE SISTEMA ABSORSOR							

4 PLIEGO DE CONDICIONES

4.1 Definición y alcance

El objeto de este pliego de condiciones es la definición de las condiciones técnicas y económicas para la fabricación un sistema de vibraciones.

4.2 Especificaciones técnicas

Para poder realizar este sistema, aunque el análisis va separado por pisos, es decir, que la longitud de los pilares va desde la altura de un forjado hasta la altura del forjado consecutivo, a la hora de fabricación es diferente. Esto surge debido a que, al unificar el pilar en toda una pieza, se adecua al comportamiento de la teoría de vibraciones mecánicas. Es por ello, que la dimensión total de los pilares será de 1000x30x2 mm (altoxanchoxesor) referencia de plano REF 03.

El material del que se debe realizar para un correcto funcionamiento es de acero inoxidable, de calidad A2 (AISI 304). Se ha decidido este material, en primer lugar, porque es el mismo del que está fabricado el sistema de referencia existente, y en segundo lugar, porque tiene un módulo de elasticidad elevado, 1,93 GPa, con lo que tiene alta resistencia mecánica (va a tener movimientos repetitivos constantemente) con lo que tiene alta durabilidad y, además, es resistente a la corrosión.

En cuanto a los forjados mecanizados, se deben realizar según las dimensiones que se especifican en los planos 159x80x20mm (largoxanchoxalto) referencia de plano REF 01 y REF 02. El material en el que se debe realizar este mecanizado es el aluminio 6082, ya que es mucho más ligero que cualquier otro material y además tiene una relación de resistencia-peso muy elevada.

La masa del absorber, también se ha de realizar, al igual que los forjados mecanizados, con aluminio 6082, según las dimensiones que se especifica el plano 44x44x44mm (largoxanchoxalto) referencia de plano REF 04.

El pilar del absorber se debe realizar de acero inoxidable de calidad A2 (AISI 304). Se ha de fabricar según las dimensiones que especifica el plano 214x20x2mm (largoxanchoxespesor) según el plano de referencia REF 05.

Las chapas para conseguir el empotramiento entre forjados, se tiene que fabricar en acero inoxidable, de calidad A2 (AISI 304). Según las dimensiones que especifica el plano 80x20x1mm (largoxanchoxespesor) según los planos de referencia REF 06 y REF 07.

La base donde se ancla el sistema de vibraciones tiene que fabricarse de acero inoxidable, ya que es muy resistente, y además con el espesor que indican en los planos. Debe garantizar la perfecta sujeción del sistema para evitar el deslizamiento. Por ello, debe seguir las dimensiones que se especifica en el plano 1000x200x15 (largoxanchoxespesor) según el plano de referencia REF 08.

Las piezas que se utilizan para conseguir el empotramiento del sistema de vibraciones y unirlo a la base, así como los casquillos (que únicamente actúan de embellecedor) deben realizarse con aluminio 6082. Deben seguir las dimensiones según los planos de referencia correspondientes, REF 09 y REF 10.

Tanto la base donde va a ir sujeta el excitador y los pilares de la base del excitador, se han de fabricar de acero inoxidable. Es importante que estos elementos tengan buena resistencia a las vibraciones, y, por lo tanto, es importante que la sujeción sea fuerte. Para ello, se deben seguir las dimensiones según los planos de referencia correspondientes, REF 11, REF 12 y REF 13.

Además, el montaje, que se indica en los planos con referencia REF 14, REF 15, REF 16, REF 17, REF 18 y REF 19, deberá seguirse meticulosamente para poder garantizar un correcto funcionamiento y que se adecue a la teoría de la asignatura. Por ello es importante colocar la chapa que empotra el pilar con el forjado para que se produzca un empotramiento perfecto y no se produzca un punto de tensiones donde

se coloque el tornillo y también evite daños por los movimientos repetitivos.

Para unir los pilares y las masas se utilizarán 4 tornillos por cada bloque de forjado del DIN 912 colocando también la chapa según los planos de montaje, excepto cuando se monte el absorber, que, en el último forjado, la unión del absorber con el último forjado será necesario utilizar un tornillo más del DIN 912 (ver plano de montaje REF 17)

Para el excitador de frecuencia, se utiliza un altavoz ya que los excitadores son muy caros y se comporta igual que un altavoz en bajas frecuencias. El altavoz por tanto debe ser de la marca Beyma 10BR60 con bobina de cobre de 2", con un cono curvilíneo unido a suspensión de goma sintética. El peso del conjunto es de aproximadamente 2,75 kg y tiene una sensibilidad de 92 dB.

En caso de que se comercialice este sistema de vibraciones, el envío se deberá realizar en un único bulto en una caja de cartón de 1100x50x20 mm (largoxanchoxalto). En esta caja, el producto irá debidamente embalado y con cantoneras en los pilares para evitar el roce entre las piezas y que se pueda producir un desgaste o grieta en el transporte. El interior de la caja deberá contener el siguiente material:

- 4 masas de forjado (REF 01)
- 1 masa de forjado (REF 02)
- 4 pilares de acero inoxidable (REF 03)
- 1 masa de absorber de aluminio (REF 04)
- 1 pilar de absorber de acero inoxidable (REF 05)
- 9 chapas de empotramiento de acero inoxidable (REF 06)
- 1 chapa de empotramiento de acero inoxidable (REF 07)
- 1 base de acero inoxidable (REF 08)
- 2 piezas para empotrar el sistema de aluminio (REF 09)

- 4 casquillos de aluminio (REF 10)
- 2 pilares para el excitador (REF 11)
- 1 base para el excitador (REF 12)
- 1 base para el excitador (REF 13)
- 1 altavoz Beyma 10BR60
- 26 tornillos de DIN 7991 de M5x12
- 3 tornillos de DIN 7991 de M5x25
- 2 tornillos de DIN 7991 de M5x20
- 4 tornillos de DIN 7991 de M5x50
- 4 tornillos de DIN 7991 de M8x30

Se considerará que el producto está entregado cuando llegue al almacén de la empresa que realiza la compra o a la casa del particular. El transporte corre a cargo de la empresa proveedora. En caso de la anulación del pedido, los gastos ocasionados correrán a cargo de la empresa o cliente que realiza la compra.

El pedido deberá efectuarse con dos semanas de antelación, en caso de que la empresa o cliente que compra requiera que su pedido llegue en un plazo menor, se le suministrará de igual manera el pedido a condición de que el transporte corra a su cargo, siendo como condición indispensable un mínimo de una semana laborable para la realización del pedido.

En caso de llegar el pedido a la empresa del cliente en días posteriores al acuerdo, se comprobará si ha sido error de la propia empresa o de la empresa de transportes, en caso de ser de este último, dicha empresa se encargará de los costes del transporte en su totalidad.

4.3 Condiciones económicas

Cuando esté el producto en el almacén de la empresa o cliente que compra, la empresa proveedora ofrece 2 años de garantía por daños ambientales, en el cual, si el producto se rompe, se deteriora o cualquier anomalía producida por el material y no por un mal uso del mismo, se hará cargo la empresa proveedora de los problemas ocasionados. Para ello, el cliente deberá devolver el producto dañado a la empresa proveedora para su evaluación y análisis de las anomalías ocasionadas, y una vez certificado que el producto no está en condiciones óptimas para su uso o venta por causas ambientales, se le suministrará a la empresa que compra un nuevo ejemplar del mismo.

En ambos casos, de reparación o de suministro de nuevo producto, el transporte corre a cargo de la empresa proveedora, siempre y cuando el objeto cumpla con las condiciones de daño ya citadas anteriormente. En caso contrario, el transporte será pagado en su totalidad por la empresa o cliente que compra.

Si el pedido llegase dañado al almacén de la empresa o cliente que ha realizado el pedido, la empresa de transporte se hará cargo de los costes del viaje en su totalidad.

En cuanto a las formas de pago, en primer lugar, habrá que pagar un 25% de la cantidad total al realizar el pedido, y cuando llegue al almacén de la empresa o cliente comprador el 75% restante. Si la empresa o cliente quisiera aportar más de un 25% se permite, descontándolo posteriormente del precio total del pedido. Si la empresa compradora, una vez realizado el pedido, quisiera ampliar el pedido, las condiciones de pago será la misma que al realizar el pedido, un 25% mínimo de la nueva cantidad del lote.

Si la empresa compradora o el cliente que ha realizado la compra decidiese que quiere el pedido en menos de dos semanas, tiempo mínimo citado anteriormente para el pedido, se deberá abonar el 50% del pedido al realizarlo, y cuando llegue al almacén de la empresa compradora o del cliente, el otro 50% restante. Si se quisiera aportar

más de un 50% se permite, descontándolo posteriormente del precio total del pedido. Si la empresa compradora, una vez realizado el pedido, quisiera ampliar el pedido con las mismas condiciones de menor tiempo de entrega que dos semanas, las condiciones de pago será la misma que al realizar el pedido, un 50% mínimo de la nueva cantidad del pedido.

5 PRESUPUESTO

5.1 Subcontratación de corte láser

Para realizar el presupuesto se ha tenido en cuenta las medidas de fabricación según lo que se ha desarrollado en la parte de la memoria y planos.

Se ha de tener en cuenta que la masa del sistema de vibraciones es de aluminio, mientras que los pilares son de acero inoxidable. El precio unitario por metro cuadrado de estos dos materiales se ha obtenido por las empresas “Sapemi”, ubicada en Alcudia de Crespins y Broncesval, ubicada en la Fuente del Jarro, ambas empresas proveedoras de la empresa en la que trabajo actualmente.

La tornillería utilizada para unir las piezas de fabricación (pilares, forjados, chapas para el empotramiento, masa de absorsor, pilar de absorsor, base, bases del excitador, etc.), se ha utilizado un DIN 912. Se han utilizado tornillo de métrica 5 y 8 (según qué piezas de unión) y también diferentes longitudes (según las piezas de unión). Este tornillo es de acero inoxidable AISI 304. El acero de calidad A2 es menos resistente a la corrosión que de calidad A4, pero como se va a ubicar el sistema en un aula de laboratorio cerrada, no es necesaria una mayor calidad y por lo tanto un mayor precio. Este precio se ha obtenido de la empresa “Inox Ibérica” ubicada un Chiva, empresas proveedoras de la empresa en la que trabajo actualmente.

En cuanto a la mano de obra, el diseño y desarrollo del sistema de vibraciones, es el tiempo que he hecho yo mismo para llegar a la solución final, las horas empleadas. Para poder poner un precio unitario estimado, se ha recurrido a un asesoramiento de un especialista en este ámbito, ya que, debido a mi inexperiencia, no sabía qué precio estimar.

Posteriormente, para el tiempo de montaje de este conjunto, se ha procedido al montaje por una persona que tiene título de oficial de primera, por lo que el precio se adecua al honorario estipulado.

Por último, es importante comentar que para las máquinas que se han utilizado para llevar a cabo este proyecto (excitador y destornillador) hemos tenido en cuenta un periodo de amortización de 5 años, ya que, al no tratarse de máquinas industriales, el periodo de amortización es más corto. A continuación, se muestra, en una tabla resumen, el precio de estos utensilios:

TIPO DE MÁQUINA	PRECIO
DESTORNILLADOR	4,25 €
EXCITADOR	54,99 €

El ordenador que se ha utilizado para realizar el proyecto fue comprado antes de la realización del proyecto, por lo que únicamente se tendrá en cuenta su amortización. El ordenador se compró por 1304,45 €, con una vida útil de 8 años. El proyecto ha durado 8 meses, por lo que la amortización será:

$$a = \text{periodo uso} \cdot \frac{\text{precio de compra}}{\text{vida útil}}$$

$$a_{\text{ordenador}} = 0,67 \cdot \frac{1304,45}{8} = 108,70 \text{ €}$$

Además, se ha de tener en cuenta que el IVA en la actualidad es de un 21% que habrá que incrementar en todas las partidas.

En las siguientes tablas se detallan cada una de las partes en las que se divide el presupuesto y se especifica el coste total del proyecto.

5.1.1 Coste de materiales

MATERIA PRIMA					
Ref.	Denominación	Ud.	Cant.	Pre. Unitario	Pre. Parcial
11P	Chapa acero inoxidable pilares	kg	1,9788	1,50	2,9682
12P	Chapa acero inoxidable empotramiento	kg	0,1186	1,50	0,1780
12P	Chapa acero inoxidable empotramiento 4º forjado	kg	0,0131	1,50	0,0198
13P	Chapa acero inoxidable pilar del absorsor	kg	0,1035	1,50	0,1553
14P	Chapa acero inoxidable Base	kg	24,72	1,50	37,0800
15P	Chapa acero inoxidable pilar excitador	kg	0,2308	1,50	0,3463
16P	Chapa acero inoxidable base excitador 1	kg	5,6238	1,50	8,4357
17P	Chapa acero inoxidable base excitador 2	kg	5,6238	1,50	8,4357
11M	Mecanizados de aluminio para los forjados	kg	2,76	6,92	4,7748
12M	Mecanizados de aluminio para forjado 4	kg	0,69	6,92	1,1937
13M	Mecanizado de aluminio para el absorsor	kg	0,23	16,56	3,8088
14M	Mecanizado de aluminio empotramientos sistema	kg	0,324	6,92	2,2421

15M	Mecanizados de aluminio casquillos	kg	0,04	3,26	0,1304
11T	Tornillería DIN 912 M5x12	ud	26	0,0441	1,1466
12T	Tornillería DIN 912 M5x20	ud	3	0,0471	0,1414
13T	Tornillería DIN 912 M5x25	ud	2	0,0512	0,1026
14T	Tornillería DIN 912 M5x50	ud	4	0,0564	0,2258
15T	Tornillería DIN 912 M8x30	ud	4	0,0705	0,2821
TOTAL					70,4734 €

El precio unitario de los mecanizados de aluminio son diferentes debido a que las dimensiones del cubo no son estándares, por lo que deben rectificar la pieza y no es únicamente corte, por lo que conlleva un precio adicional.

5.1.2 Coste de maquinaria

MAQUINARIA					
Ref.	Denominación	Ud.	Cant.	Pre. Unitario	Pre. Parcial
01M1	Destornillador	Ud	1	4,25	4,25
02M1	Excitador	Ud	1	59,99	59,99
TOTAL					64,24 €

5.1.3 Coste de montaje y mano de obra

MONTAJE					
Ref.	Denominación	Ud.	Cant.	Pre. Unitario	Pre. Parcial
01OF1	Oficial de primera	h	2	18,00	36,00
TOTAL					36,00 €

MANO DE OBRA					
Ref.	Denominación	Ud.	Cant.	Pre. Unitario	Pre. Parcial
01IM1	Ingeniero mecánico	h	300	25,00	7500,00
TOTAL					7500,00 €

5.1.4 Coste de amortización

AMORTIZACIÓN					
Ref.	Denominación	Ud.	Cant.	Pre. Unitario	Pre. Parcial
01A1	Ordenador	meses	8	13,5875	108,70
TOTAL					108,70 €

5.1.5 Coste total

TOTAL COSTE MATERIALES	70,47 €
TOTAL COSTE EQUIPOS/MAQUINARIA	64,24 €
TOTAL COSTE MANO OBRA	7 536,00 €
TOTAL COSTE AMORTIZACIÓN	108,70 €
TOTAL NETO	7 779,41 €
IVA 21%	1 633,67 €
PRECIO FINAL	9 413,08 €

6 BIBLIOGRAFÍA

Para realizar la bibliografía de este proyecto, se ha utilizado las siguientes referencias:

[1] Rao, S.S. and Yap, F.F., 2011. Mechanical vibrations (Vol. 4). Upper Saddle River: Prentice Hall.

La información se ha obtenido tanto del libro citado, RAO, como de los apuntes de la asignatura cursada. Cabe destacar que para obtener la información de los antecedentes del Taipei se ha buscado en

[2] Wikipedia (2018). Tapei 101. En: Wikipedia.com Disponible en: https://en.wikipedia.org/wiki/Taipei_101 (Consultada: 05/08/2018)