



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ
NOMBRE DEL PROYECTO:

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN”

EMPRESA:

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

PRESENTA:

ÁNGEL CRUZ AGUIRRE

NÚMERO DE CONTROL:

11270151

INGENIERÍA MECÁNICA

ASESOR:

M.C.I.M. HERNÁN VALENCIA SÁNCHEZ

Contenido

1. INTRODUCCIÓN.	7
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.	7
1.2 JUSTIFICACIÓN.	7
1.3 OBJETIVO.	8
1.4 ANTECEDENTES.	8
1.4.1 Mesa antivibratoria Fabreeka:	8
1.4.2 Mesa antivibratoria TMC:	9
1.5 POLITICA.	12
1.5.1 Misión.	12
1.5.2 Visión	12
2. MARCO TEÓRICO.	12
2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS.	12
2.2 VIBRACIÓN ARMÓNICA.	14
2.3 VIBRACIÓN PERIÓDICA.	16
2.4 VIBRACIÓN ALEATORIA.	16
2.5 DESCRIPCIÓN DE LOS NIVELES DE VIBRACIÓN.	17
2.6 DOMINIOS DEL TIEMPO Y DE LA FRECUENCIA.	17
2.6.1 Análisis en el dominio del tiempo.	18
2.6.2 Análisis en el dominio de la frecuencia.	20
2.7 UNIDADES DE MEDICIÓN.	20
2.8 TRANSFORMADA DE FOURIER.	21
2.9 Elementos funcionales en un sistema de medición.	22
2.9.1 Definición de transductor.	22
2.9.2 Transductor acelerómetro piezoeléctrico.	23

2.9.3 Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico.	24
2.9.4 Fijación del acelerómetro piezoeléctrico.	24
2.9.4.1 Montaje con perno de acero.	25
2.9.4.2 Montaje con cera de abeja.	25
2.9.4.3 Montaje con dispositivo magnético.	26
2.9.4.4 Empleo del puntero.....	26
3. INTRODUCCIÓN AL DISEÑO.	27
3.1 DISEÑO DE MÁQUINAS.	27
3.2 PROCESO DE DISEÑO.	28
3.3. DATOS DE PARTIDA.	29
3.3.1 CARACTERISTICAS IMPORTANTES DEL PROYECTO.....	29
3.4. DESARROLLO DEL PROYECTO.	30
3.5 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	57
3.5.1 ESTRUCTURA DE LA MESA.	57
3.5.2 CERRAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.	57
3.5.3 CONJUNTO AMORTIGUACIÓN.....	58
3.5.4 SOPORTE DE LA TABLA.	59
3.5.5 TABLA.....	59
3.5.6 SENSOR.	60
3.6 CÁLCULOS.	60
3.6.1 FRECUENCIA DE RESONANCIA.	60
3.6.2 PESO DE LA TABLA.....	61
3.6.3 PESO SOBRE LA AMORTIGUACIÓN.....	61
3.6.4 PESO DE TRABAJO DEL AIRE.....	61
3.7 SIMULACIÓN.	62

3.7.1. INTRODUCCIÓN AL SIMULINK.....	62
3.7.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN Y GESTIÓN DE SIMULINK.....	64
3.7.3 DATOS REALES DEL PROBLEMA.....	68
3.7.4 SIMULACIÓN CON ANSYS.....	71
4. RESULTADOS.....	73
5. CONCLUSIONES.....	74
6. FUENTES DE INFORMACIÓN.....	74
ANEXO I: PRESUPUESTOS	76
CONJUNTO ESTRUCTURA.....	77
CONJUNTO SENSOR.....	78
TORNILLERÍA.....	78
ANEXO II: PLANOS	79

Índice de figuras

FIGURA 1: MESA FABREEKA.....	8
FIGURA 2: MESA TMC SERIE 63-600.....	9
FIGURA 3: MESA TMC SERIE 68-500.....	10
FIGURA 4: MESA TMC SERIE 64.....	11
FIGURA 5: MESA TMC SERIE 20.....	12
FIGURA 6: DIAGRAMA DE FRECUENCIAS EN HERTZ.....	13
FIGURA 7: VIBRACIÓN ARMÓNICA.....	15
FIGURA 8: VIBRACIÓN PERIÓDICA.....	16
FIGURA 9: VIBRACIÓN ALEATORIA.....	17
FIGURA 10: REGISTRO PRIMITIVO DE LAS VIBRACIONES EN UN SISTEMA MÁQUINA- SOPORTES.....	17
FIGURA 11: PARÁMETRO CARACTERÍSTICO.....	19
FIGURA 12: SEÑALES EN EL DOMINIO Y FRECUENCIA.....	22
FIGURA 13: SEÑAL DEL DOMINIO Y SU ESPECTRO.....	22

FIGURA 14: DIAGRAMA FUNCIONAL PARA LA OBTENCIÓN DE ESPECTROS DE VIBRACIONES.....	23
FIGURA 15: ACELERÓMETRO PIEZOELÉCTRICO.....	24
FIGURA 16: MONTAJE CON PERNO DE ACERO.	25
FIGURA 17: MONTAJE CON CERA DE ABEJA.....	25
FIGURA 18: MONTAJE CON DISPOSITIVO MAGNÉTICO.	26
FIGURA 19: EMPLEO DE PUNTERO O JINETE.	26
FIGURA 20: BOCETO #1 DE LA ESTRUCTURA.	31
FIGURA 21: BOCETO #2 DE LA ESTRUCTURA.	31
FIGURA 22: DIFERENTES TIPOS POSIBLES DE ESTRUCTURA.	32
FIGURA 23: RESULTADO #1.....	33
FIGURA 24: RESULTADO #2.....	34
FIGURA 25: RESULTADO #3.....	34
FIGURA 26: RESULTADO #4.....	35
FIGURA 27: RESULTADO #5.....	35
FIGURA 28: ESTRUCTURA DE LA MESA EN 3 DIMENSIONES.....	36
FIGURA 29: PLANO DE LA MESA.	38
FIGURA 30: ESTRUCTURA DE LA MESA.....	38
FIGURA 31: UNIÓN ESTÁNDAR.....	39
FIGURA 32: UNIÓN UNIVERSAL.....	39
FIGURA 33: UNIÓN AUTOMÁTICA.....	40
FIGURA 34: MONTAJE DE LAS PATAS.	40
FIGURA 35: PIEZAS DE LA PATA.	41
FIGURA 36: ESQUEMA DEL AMORTIGUADOR.	42
FIGURA 37: BOCETO DEL AMORTIGUADOR.	42
FIGURA 38: CÁMARA DE AMORTIGUACIÓN.....	43
FIGURA 39: CÁMARA DE AMORTIGUACIÓN CON MEMBRANA.	44
FIGURA 40: SUJECIÓN CON EL TORNILLO.....	45
FIGURA 41: MONTAJE DE UN AMORTIGUADOR.....	45
FIGURA 42: BOCETO DEL AMORTIGUADOR CON EL DEPÓSITO DE AIRE. ...	46
FIGURA 43: DEPÓSITO DE AIRE.....	47

FIGURA 44: BOCETO DE LA TABLA.....	47
FIGURA 45: DISEÑO DE LA TABLA CON RECINTOS.....	48
FIGURA 46: MONTAJE DE LAS PLANCHAS PARA LA TABLA.....	49
FIGURA 47: MONTAJE DE LA TABLA.....	49
FIGURA 48: BOCETO DE LA ESTRUCTURA DE APOYO.....	50
FIGURA 49: SOPORTE DE LA TABA.....	50
FIGURA 50: SOPORTE DE LA TABLA CON LA L.....	51
FIGURA 51: UNIÓN DE LA ESTRUCTURA CON EL SOPORTE.....	51
FIGURA 52: MONTAJE DEL AMORTIGUADOR CON EL SOPORTE DE LA TABLA.....	52
FIGURA 53: MONTAJE DEL AMORTIGUADOR CON EL SOPORTE DE LA TABLA.....	52
FIGURA 54: SENSOR DE DISTANCIA.....	53
FIGURA 55: MONTAJE DEL SENSOR CON EL PERFIL.....	53
FIGURA 56: MONTAJE DEL DEPÓSITO DE AIRE.....	54
FIGURA 57: MESA CON PANELES LATERALES.....	55
FIGURA 58: MESA CERRADA CON PANELES.....	56
FIGURA 59: BISAGRAS DE LOS PANELES.....	56
FIGURA 60: SIMULINK LIBRARY BROWSER.....	65
FIGURA 61: LIBRARY SOURCES.....	66
FIGURA 62: LIBRARY CONTINUOS.....	66
FIGURA 63: LIBRARY SIMULINK.....	67
FIGURA 64: DIAGRAMA DE BLOQUES.....	69
FIGURA 65: GRÁFICA DE MOVIMIENTO.....	70
FIGURA 66: DEFORMACIÓN TOTAL DE LA ESTRUCTURA.....	72
FIGURA 67: ESFUERZO DE LA ESTRUCTURA.....	73

Índice de tablas.

TABLA 1: UNIDADES DE MEDICIÓN.....	20
TABLA 2: 10 PASOS DEL PROCESO DE DISEÑO.....	28
TABLA 3: PRESUPUESTO CONJUNTO ESTRUCTURA.....	77

TABLA 4: PRESUPUESTO CONJUNTO SENSOR.....	78
TABLA 5: PRESUPUESTO TORNILLERÍA.....	79

1. INTRODUCCIÓN.

En este documento se presentan los datos y los resultados de la evaluación del diseño de una mesa absorbadora de vibraciones para instrumentos de medición.

Esta mesa amortigua las vibraciones y permite una medición más precisa y más rápida, además que es ideal sobre todo para las balanzas de análisis y de precisión.

El estudio incluye los diseños mecánico, neumático, estructural, control y de adquisición de datos. Inicialmente, se discute el funcionamiento y el proceso de diseño de las mesas absorbadoras de vibraciones, y se presentan los parámetros de diseño de la mesa absorbadora de vibraciones propuesta. La evaluación incluye el análisis de la durabilidad y efectividad de los elementos mecánicos, tales como rodamientos, placas, soportes y pernos.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Es importante saber que actualmente en el mercado no encontramos muchos tipos de mesas absorbadoras de vibraciones para instrumentos de medición, esto se debe a que este tipo de herramientas se utiliza en muy pocas situaciones.

Es por esto que se hizo la evaluación y el diagnóstico para diseñar una mesa que nos permita trabajar libremente de vibraciones en cualquier espacio cerrado o abierto, con cualquier instrumento de medición.

1.2 JUSTIFICACIÓN.

Actualmente es de vital importancia el factor tiempo, se considera que no es recuperable pues la vida gira en torno a este.

Es por ello que se necesita realizar el diseño de una mesa absorbadora de vibraciones con las características vistas anteriormente, para poder trabajar sobre

ello y llegar a una determinación más adelante si es posible o no hacer la construcción de la misma.

1.3 OBJETIVO.

El objetivo de este proyecto es el diseño y simulación de una mesa absorbadora de vibraciones para instrumentos de medición.

1.4 ANTECEDENTES.

En la actualidad se encuentran pocos tipos de mesas antivibraciones, no son muchos debido a que es un artículo que se utiliza en muy pocas situaciones. A continuación se citan las mesas que se pueden encontrar:

1.4.1 Mesa antivibratoria Fabreeka:

Las series Fabreeka proporcionan una superficie de trabajo self-leveling y un aislamiento de baja frecuencia en laboratorios, recintos limpios y las áreas de la inspección donde el paso y la vibración estructural pueden disminuir confiabilidad y exactitud del funcionamiento. Las tablas se diseñan para apoyar las cargas útiles de 170 kilogramos a 1100 kilogramos. Una gama de tamaños y de opciones de la superficie de trabajo está disponible. La superficie de trabajo es aislada con cuatro aisladores neumáticos.



Figura 1: Mesa Fabreeka.

1.4.2 Mesa antivibratoria TMC:

Esta empresa dispone de muchos tipos de mesas para los distintos usos que se puedan dar de ellas, a continuación los diferentes modelos:

➤ Serie 63-600:

La estación de trabajo completamente hecha de acero inoxidable TMC ClassOne™ es una mesa de aislamiento de vibraciones neumática de alto desempeño diseñada desde sus cimientos para una máxima compatibilidad con cuartos estériles. El aislamiento se da por el elemento Gimbal Piston™ que brinda desempeño sin igual a las mesas antivibratorias ópticas, microscopios electrónicos, balanzas de precisión, y microscopios de túnel.



Figura 2: Mesa TMC Serie 63-600.

➤ Serie 68-500:

Estas mesas de laboratorio se usan cuando se requiere aislamiento sobre 160Kg (350lbs) de carga neta. Son similares en diseño a las mesas series 63-500, con mayor capacidad en los aisladores y una placa superior de acero inoxidable de mayor masa.

Además de aplicaciones de carga alta, las mesas de las series 68-500 también son recomendadas para cargas con centros de gravedad inusualmente altos y equipo con platinas móviles. Estas aplicaciones se deben beneficiar del incremento de estabilidad en el diseño 68-500.

Con una placa superior más rígida y masiva, un aislante natural de frecuencias bajas, y patas y marco más rígidos, las mesas de las series 68-500 brindan un desempeño que es claramente superior a cualquier otra mesa pasiva en la industria.



Figura 3: Mesa TMC Serie 68-500.

➤ **Serie 64:**

Las superficies TableTop Series 64 con aisladores de cardán (Gimbal Piston) y pistón, aíslan efectivamente las vibraciones del suelo mientras que permite varias elecciones del tamaño y forma de la superficie de trabajo.

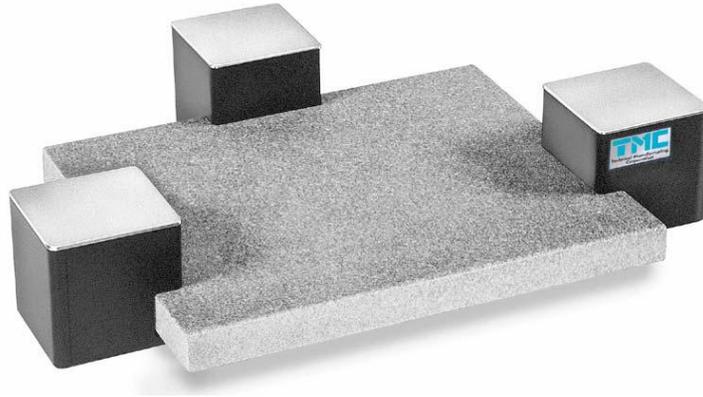


Figura 4: Mesa TMC Serie 64.

➤ **Serie 20:**

Mesa activa de aislamiento de vibraciones con aislamiento tecnológico de punta. Integrando el nuevo CSP (Sistema de Aislamiento Compacto Sub-Hertz de Péndulo) para la reducción de la vibración horizontal con PEPS-VX Humedecimiento Inercial para cancelación de vibración vertical, es creada una mesa superior ultra quieta en seis grados de libertad.

Esta avanzada tecnología de aislamiento se puede combinar con mesas ópticas TMC y otros productos TMC, así como diseñarse en equipos para aplicaciones OEM.

Con aislamiento vertical de 10dB y 20dB horizontales a 2Hz (una frecuencia en la que otras mesas amplifican la vibración), la mesa Activa de Aislamiento de Vibración es ideal para las aplicaciones/equipos más demandantes en ambientes con vibración severa. Esto incluye microscopios de fuerza atómica, microscopios de escaneo, interferómetros comerciales, grabación electrofisiológica y equipo de inspección de semiconductores.



Figura 5: Mesa TMC Serie 20.

1.5 POLITICA.

1.5.1 Misión

Formar de manera integral profesionales de excelencia en el campo de la ciencia y la tecnología con actitud emprendedora, respeto al medio ambiente y apego a los valores éticos.

1.5.2 Visión

Ser una institución de excelencia en la educación superior tecnológica del sureste, comprometida con el desarrollo socioeconómico sustentable de la región.

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS.

En términos muy simples una vibración es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud.

Es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio de referencia.

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

Lo anterior se conoce como ruido, y proviene de la tierra o de vibraciones sísmicas y existen en todos los ambientes del mundo. Este ruido tiene varias fuentes, de las olas rompiendo en las costas costeras, la rutina constante de las placas tectónicas, el viento sopla los árboles y edificios, de las fuentes artificiales, como maquinaria, sistemas de climatización, el tráfico de la calle, e incluso la gente que camina.

El ruido se divide en ruido periódico y ruido aleatorio, el primero suele ser producido por una rotación de algún componente mientras que el aleatorio puede ser producido de cualquier forma. Para clasificar los diferentes ambientes de ruido se utiliza la siguiente gráfica:

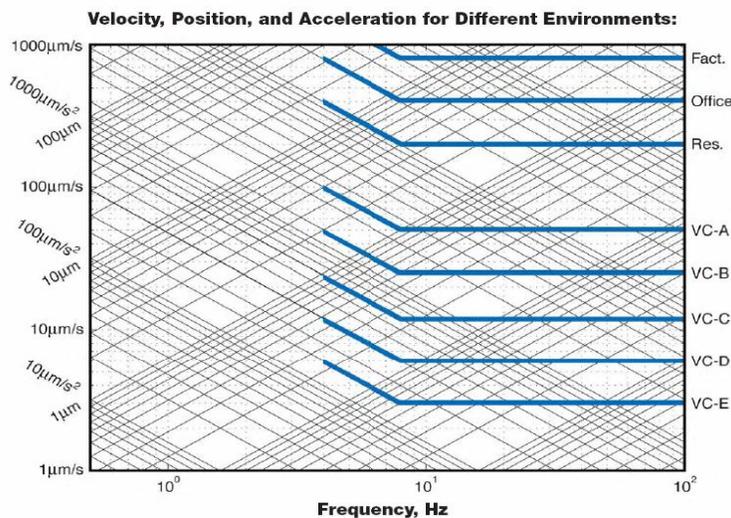


Figura 6: Diagrama de frecuencias en Hertz.

En general, las vibraciones en una máquina no son recomendadas; pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Pero al mismo tiempo las vibraciones son el mejor indicador de la

condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Las fallas catastróficas en una maquinaria muchas veces son precedidas, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración.

Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado un abajo nivel de vibraciones es un indicador de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento en el nivel de vibraciones, nos indica que la máquina se encamina hacia algún tipo de falla.

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una planta o instalación, es la medición y análisis de vibraciones, ya que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones.

No todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la operación de la maquinaria en sí misma, por lo que, una de las tareas del especialista es identificar aquellas que deben ser corregidas, como es el caso del desbalance de los equipos y determinar su nivel de vibraciones tolerable.

2.2 VIBRACIÓN ARMÓNICA.

Constituye la forma más simple de oscilación. Caracterizada por una onda sinusoidal, que puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en Hertz (Hz), a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en (rad/s). Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno según:

$$y_{(t)} = Y \text{sen}(\omega t + \varphi) = Y \text{sen}(2\pi f t + \varphi); \quad \omega = \frac{2\pi}{T}; \quad f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}$$

Donde T es el tiempo necesario para que ocurra una oscilación o se complete un ciclo, y φ la fase de vibración.

Donde fase φ es la vibración es un parámetro de comparación, que permite establecer relaciones entre un punto o parte de una pieza, respecto a otro punto de la misma u otra diferente, utilizando como medio de comparación las señales vibratorias medidas en dichos puntos. La fase normalmente se expresa en grados de 0° a 360° .

Estas expresiones avalan la definición de frecuencia que hace la norma ISO 2041.

Frecuencia es el recíproco del período fundamental (tiempo de repetición de un fenómeno periódico). Se expresa en Hertz (Hz), lo cual se corresponde con un ciclo por segundo.

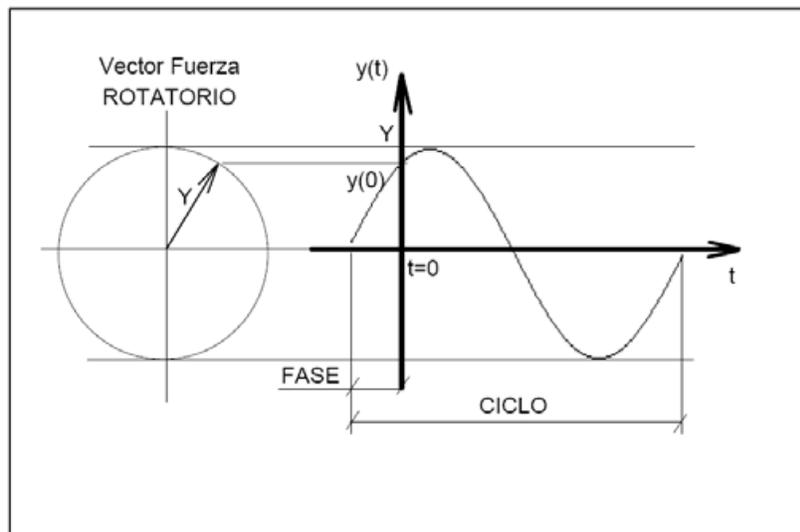


Figura 7: Vibración armónica.

2.3 VIBRACIÓN PERIÓDICA.

Es el movimiento que se repite periódicamente tal como se muestra en la figura 8. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica.

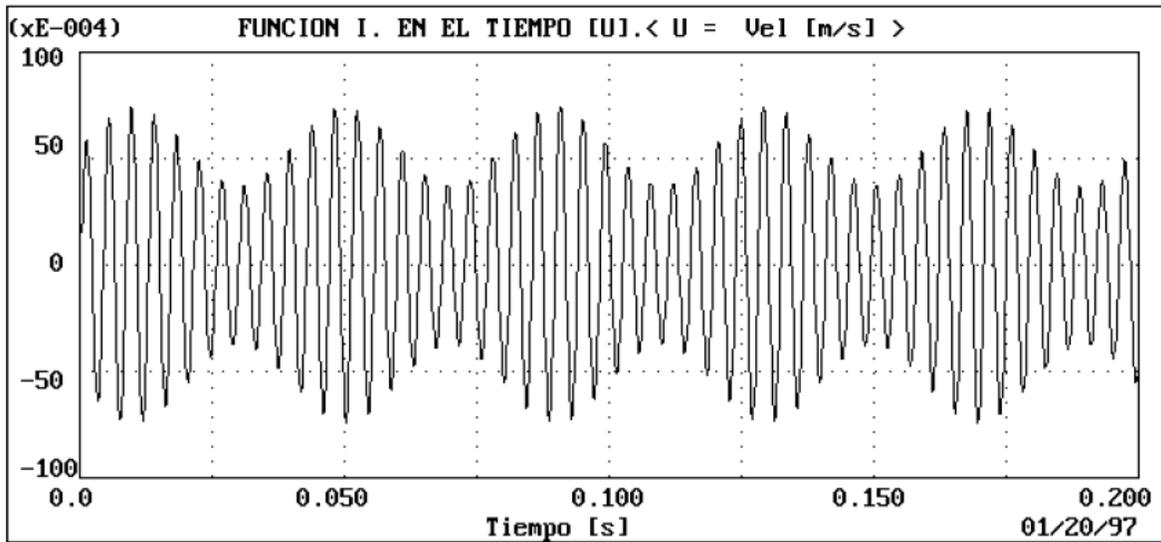
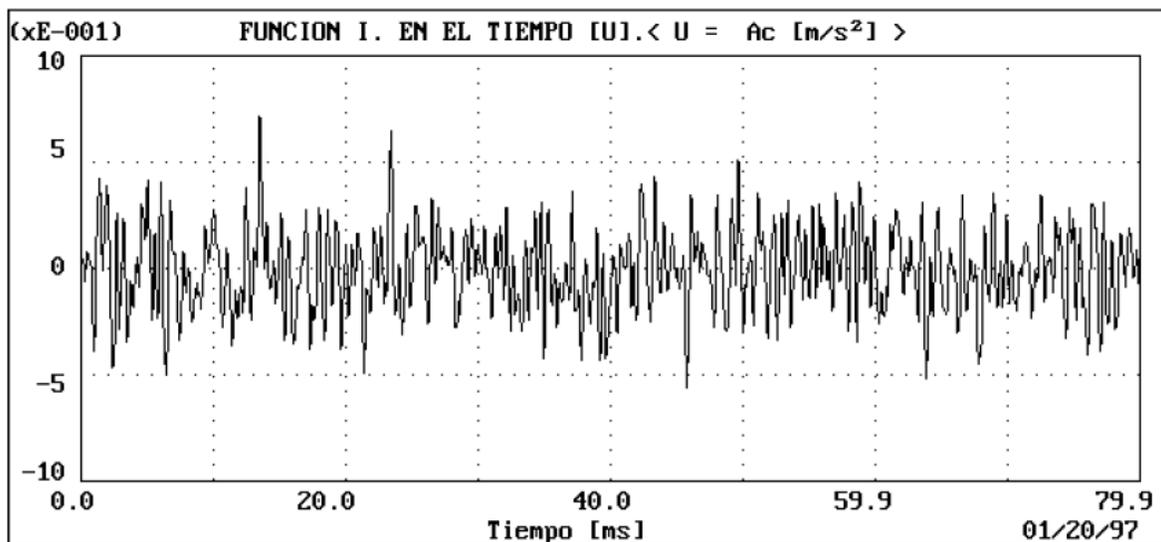


Figura 8: Vibración periódica.

2.4 VIBRACIÓN ALEATORIA.

Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o un espectro constituido por "infinitas" vibraciones armónicas,



cada una es caracterizada por una amplitud, frecuencia y fase respectivamente como se observa en la figura 9.

Figura 9: Vibración aleatoria.

2.5 DESCRIPCIÓN DE LOS NIVELES DE VIBRACIÓN.

Las vibraciones pueden ser observadas en el tiempo o en la frecuencia. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, que pueden ser, el desplazamiento, la velocidad y/o la aceleración.

2.6 DOMINIOS DEL TIEMPO Y DE LA FRECUENCIA.

Las vibraciones pueden ser observadas en dos dominios básicos: dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. Ambos presuponen una vinculación directa. La vibración es registrada en virtud de una señal eléctrica que es proporcional al fenómeno mecánico que se está cuantificando. Ésta se obtiene en forma primitiva en el dominio del tiempo, como se muestra en la siguiente figura:

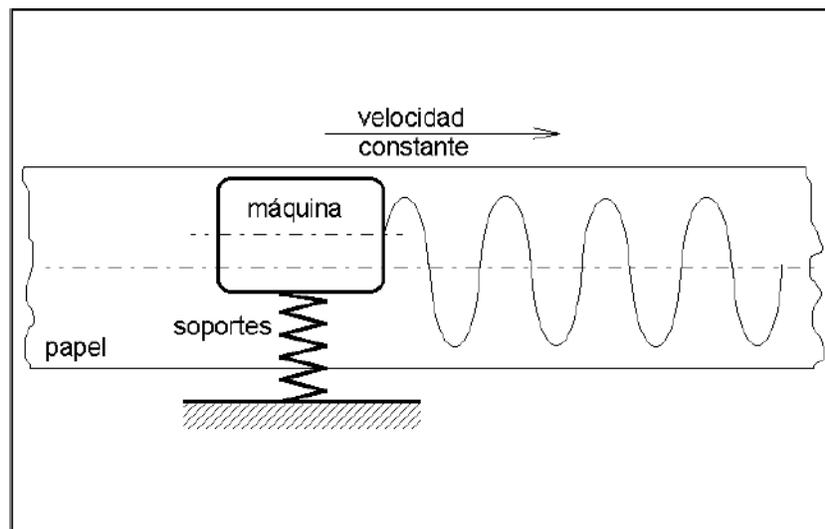


Figura 10: Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina- soportes.

Posteriormente, para obtener el llamado espectro de las vibraciones, es necesario hacer pasar la señal a través de un filtro de “barrido” que sucesivamente irá desentrañando cada una de las componentes de la vibración por frecuencias.

Actualmente, la evolución de la electrónica digital ha permitido incorporar la conocida transformada rápida de Fourier (FFT) en instrumentos de medición y en programas de computación. En cualquiera de estos casos, el espectro obtenido muestra la distribución de los niveles de vibraciones por frecuencias.

2.6.1 Análisis en el dominio del tiempo.

En la Figura 11, se observa la representación de una vibración en el dominio del tiempo a partir de la cual, en términos de nivel total se han indicado los valores PICO, PICO-PICO y RMS. De todos ellos; el más utilizado es el valor RMS o VALOR EFECTIVO que está asociado a la potencia de la vibración. Este último se determinan en forma discreta según:

Que en el caso particular de una vibración armónica será:

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots y_N^2}{N}}$$

$$Y_{RMS} = 0.707Y_{PICO}$$

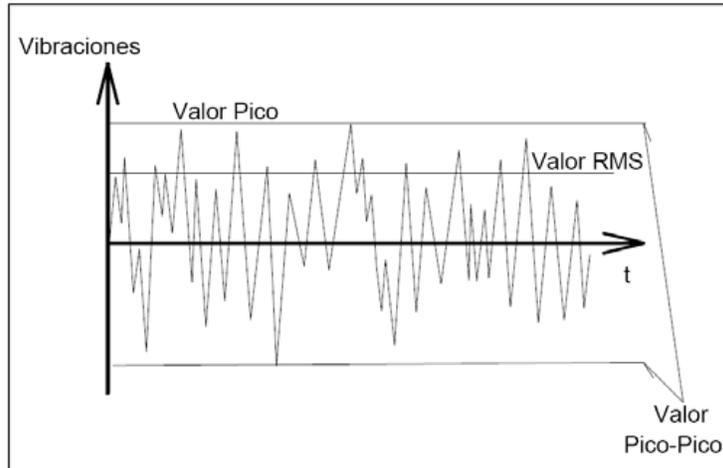


Figura 11: Parámetro característico.

Un factor de relativa importancia para el diagnóstico de maquinarias y estructuras es el llamado FACTOR DE CRESTA (CF), expresado según el cociente entre el valor Pico y el valor RMS.

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}}$$

La detección del valor PICO-PICO se emplea para las mediciones de desplazamiento. Los detectores de PICO y RMS se usan para las mediciones de velocidad y aceleración, pero el valor RMS es el que está más relacionado directamente con la potencia de la señal vibroacústica medida.

La norma ISO 2041 también contempla definiciones del valor PICO y del valor PICO-PICO, según se expresa a continuación:

El valor PICO es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.

El valor PICO-PICO (de un evento oscilatorio) es la diferencia algébrica entre los valores extremos de un magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo.

2.6.2 Análisis en el dominio de la frecuencia.

Cuando se procede a efectuar la medición de las vibraciones sobre la base de la descomposición de éstas en su contenido a diferentes frecuencias, es necesario decidir qué magnitud se medirá. La velocidad es la medida de cuán rápido la superficie vibrante alcanza sus posiciones extremas. El rango de frecuencias efectivo para transductores de velocidad es de entre 10 Hz. y 2000 Hz. aproximadamente, prefiriéndose la medición de velocidad por no estar relacionada con la frecuencia.

Por su parte, el desplazamiento es la medida de las posiciones extremas de la superficie que vibra. Está relacionado con la frecuencia por lo que cualquier medición de desplazamiento tendrá que ser realizada a una frecuencia específica. El rango de frecuencias efectivo aproximado para los transductores de proximidad es de entre 0 y 600 Hz. En el caso de los transductores para la medición de desplazamiento por contacto el rango de frecuencias efectivo es de entre 0 y 200 Hz. La aceleración expresa la razón de cambio de la velocidad desde la posición de equilibrio hasta extremos, teniéndose aceleraciones altas a altas frecuencias. Los transductores para la medición de la aceleración de las vibraciones con alta sensibilidad poseen un rango de frecuencias efectivo de entre 0.2 Hz. y 500 Hz. aproximadamente y los de más baja sensibilidad exhiben un rango de frecuencias de entre 5 Hz. y hasta 20000 Hz.

2.7 UNIDADES DE MEDICIÓN.

Según la norma ISO 1000 las unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes:

MAGNITUD	UNIDADES
Desplazamiento	m, mm
Velocidad	m/s, mm/s

Tabla 1: Unidades de medición.

2.8 TRANSFORMADA DE FOURIER.

Las vibraciones en el dominio del tiempo, son señales directas de la máquina, en estas señales se encuentran plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de amplitud vs frecuencia y es conocida con el nombre de espectro. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de maquinaria.

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

Lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones (figura 12) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). La figura 13 muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

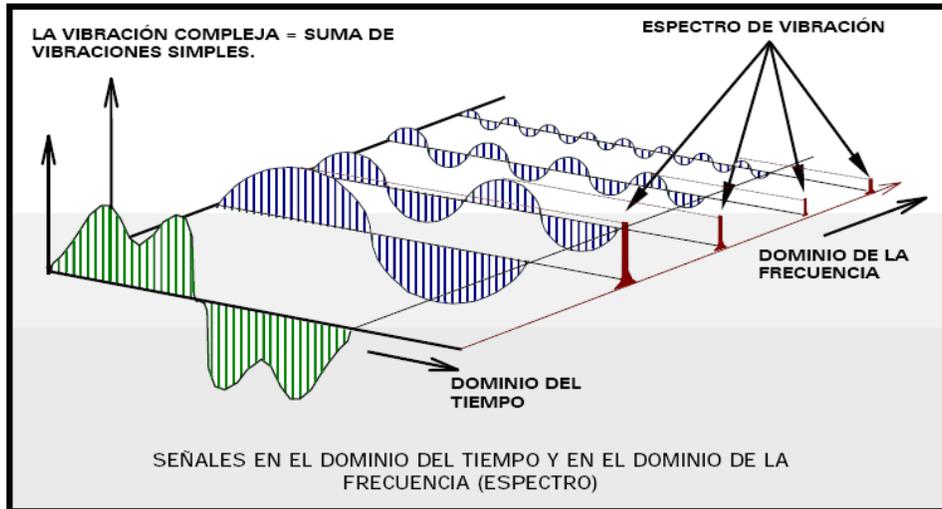


Figura 12: Señales en el dominio y frecuencia.

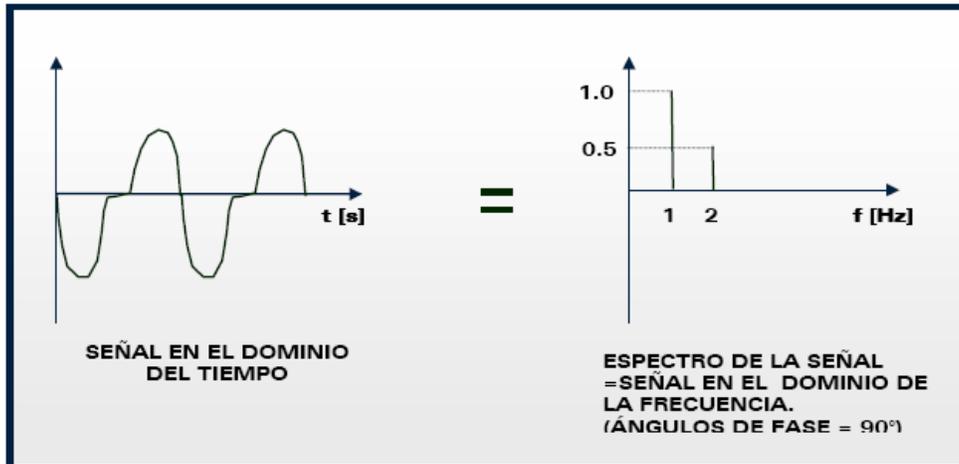


Figura 13: Señal del dominio y su espectro.

2.9 Elementos funcionales en un sistema de medición.

2.9.1 Definición de transductor.

Según la norma ISO 2041: un transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada.

Sin embargo, cuando se mide vibraciones con el objetivo de diagnosticar problemas en máquinas y estructuras, el análisis se debe efectuar en el dominio de las frecuencias para lo cual en forma funcional se emplea un sistema como el mostrado en la figura 14.

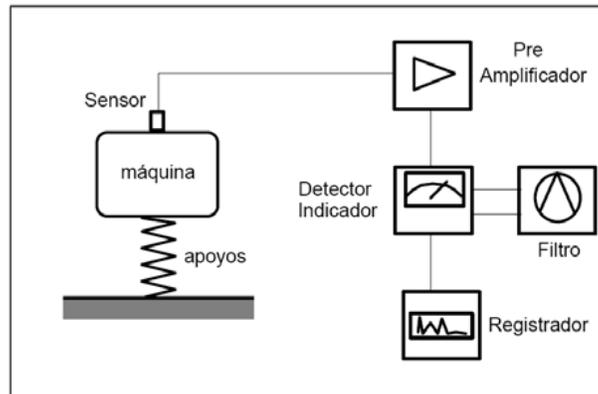


Figura 14: Diagrama funcional para la obtención de espectros de vibraciones.

2.9.2 Transductor acelerómetro piezoeléctrico.

Se encuentra compuesto por dos cristales piezoeléctricos que produce una cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de cierta fuerza. Esto hace que el comportamiento dinámico del transductor sea como se muestra en la figura 15. Se observa que mientras mayor sea la frecuencia de resonancia f_r más altas frecuencias podrán ser medidas, aunque se debe señalar que la sensibilidad del acelerómetro piezoeléctrico disminuye con el aumento de su frecuencia de resonancia. El diseño de este dispositivo posibilita obtener una señal eléctrica proporcional a la aceleración de la superficie donde haya sido fijado éste.

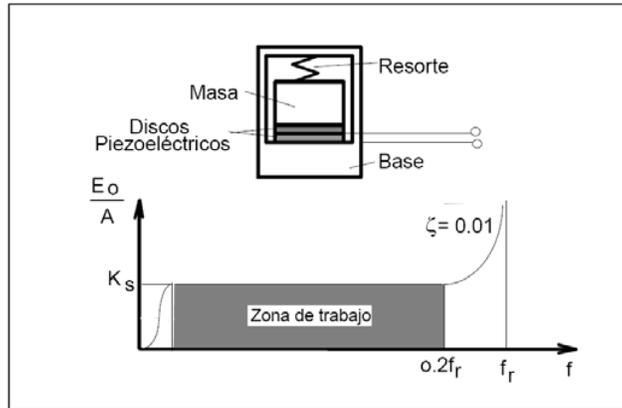


Figura 15: Acelerómetro piezoeléctrico.

2.9.3 Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico.

El elemento primario es el sensor como fuente de error en una medición, ya que éste es el vínculo entre lo que se desea medir y el instrumento de medición. Por ello, es de vital importancia lograr un montaje adecuado del acelerómetro.

En primera instancia, debe quedar bien claro que la máxima sensibilidad del acelerómetro estará dada en la vibración que lo excite en su dirección axial, lo que conduce a una sensibilidad del 100% sin embargo, cuando se excita transversalmente, la sensibilidad es menor del 4% aproximadamente, dependiendo del fabricante.

Por otro lado, es necesario tener en cuenta que la zona que mejor refleja las vibraciones de una maquinaria es aquella cercana a los apoyos de los elementos rotatorios o en su efecto, aquellos puntos donde la vía de transmisión de las vibraciones sea la más directa.

2.9.4 Fijación del acelerómetro piezoeléctrico.

El acelerómetro puede ser fijado a la superficie donde se desea efectuar la medición con el auxilio de diferentes elementos tales como: el perno de acero, la cera de abeja, el imán permanente, pegamentos y el conocido puntero.

En dependencia del elemento de fijación empleado se podrá contar con un mayor o menos aprovechamiento del rango de frecuencias del acelerómetro durante la medición.

2.9.4.1 Montaje con perno de acero.

Se emplea para medir vibraciones en una banda de altas frecuencias, para lo cual se requiere garantizar una frecuencia de resonancia alta. También se emplea para el monitoreo permanente de las vibraciones en maquinarias y estructuras.

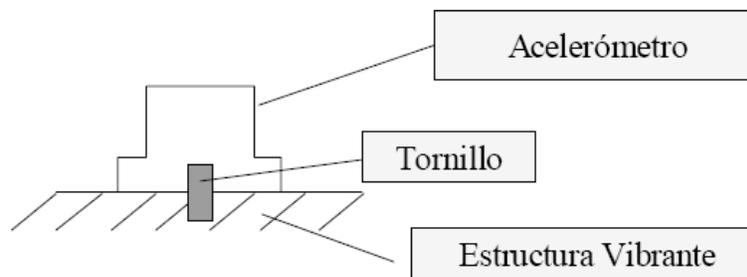


Figura 16: Montaje con perno de acero.

2.9.4.2 Montaje con cera de abeja.

Es un método de fijación muy empleado para realizar mediciones rápidas cuando no es posible taladrar la superficie de medición o cuando se utilizan acelerómetros que no poseen agujero roscado en su base.

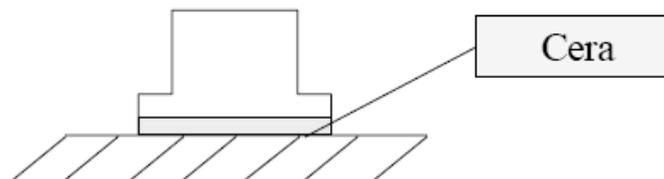


Figura 17: Montaje con cera de abeja.

2.9.4.3 Montaje con dispositivo magnético.

Este dispositivo exige de una limpieza total de la superficie de montaje así como del menor nivel de rugosidad posible. La rapidez del montaje hace de este método una vía ideal para la realización de mediciones preliminares durante la selección de los posibles puntos de medición. Puede medir niveles altos de aceleración aunque la frecuencia de resonancia resultante será aproximadamente sólo un 22% de la lograda con el uso del perno roscado.

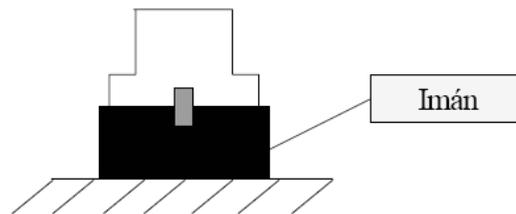


Figura 18: Montaje con dispositivo magnético.

2.9.4.4 Empleo del puntero.

Constituye el método de mayor facilidad y rapidez para las mediciones de vibraciones. Debe ser empleado solamente para chequeos rápidos del nivel total en un rango de hasta 500 Hz a lo sumo para un acelerómetro estándar.

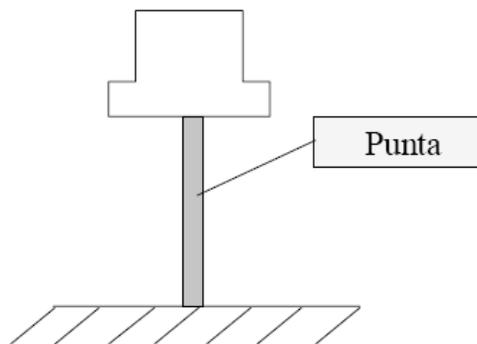


Figura 19: Empleo de puntero o jinete.

3. INTRODUCCIÓN AL DISEÑO.

3.1 DISEÑO DE MÁQUINAS.

Una máquina se define de diversas maneras. El diccionario Random House lista doce definiciones, entre las cuales se encuentran las siguientes dos:

1. Aparato que consiste en unidades interrelacionadas, o bien,
2. Dispositivo que modifica la fuerza o el movimiento.

A las piezas interrelacionadas mencionadas en la definición, algunas veces, también se les conoce como elementos de la máquina en este contexto. La noción de trabajo útil es fundamental para el funcionamiento de una máquina, ya que casi siempre involucra una transferencia de energía. La mención de fuerzas y movimiento también resulta fundamental en nuestro estudio para la conversión de una forma de energía en otra, pues las máquinas crean movimiento y desarrollan fuerzas. Es tarea del ingeniero definir y calcular tales movimientos, fuerzas y cambios de energía para determinar los tamaños, las formas y los materiales necesarios en cada una de las piezas interrelacionadas de la máquina. Ésta es la esencia del diseño de máquinas.

El objetivo final del diseño de máquinas consiste en obtener las dimensiones y la forma de las piezas (los elementos de máquina), así como en seleccionar los materiales y procesos de manufactura adecuados, de modo que la máquina resultante ejecute sin falla la función esperada. Lo anterior requiere que el ingeniero calcule y pronostique la manera y las condiciones de falla para cada elemento y, luego, lo diseñe para prevenir dicha falla. Esto a la vez, requiere que para cada pieza se realice un análisis de esfuerzo y deflexión. Puesto que los esfuerzos son una función de las cargas aplicadas e inerciales, así como de la geometría de la pieza, se debe llevar a cabo un análisis de fuerzas, momentos, torques y dinámica del sistema, antes de que los esfuerzos y las deflexiones estén totalmente calculados.

3.2 PROCESO DE DISEÑO.

En esencia, el proceso de diseño es un ejercicio de creatividad aplicada. Se han definido varios “procesos de diseño” para ayudar a organizar la solución a un “problema mal estructurado”, como aquel donde la definición del problema es vaga y para el cual hay muchas soluciones posibles. Algunas de tales definiciones del proceso de diseño contienen sólo unos cuantos pasos, en tanto que otras consideran una lista de 25 pasos. En la tabla siguiente se muestra una versión de un proceso de diseño integrado por diez pasos. El paso inicial, identificación de la necesidad, normalmente consiste en un planteamiento del problema vago y escueto. El desarrollo de la información de investigación preliminar (paso 2) se requiere para definir y entender por completo el problema, después de lo cual es posible redefinir la meta (paso 3), de un modo más realista y razonable que en el planteamiento original del problema.

El proceso de diseño
1.- Identificación de la necesidad.
2.- Investigación preliminar.
3.- Planteamiento del problema.
4.- Especificaciones del funcionamiento.
5.- Síntesis.
6.- Análisis.
7.- Selección de la solución.
8.- Diseño detallado.
9.- Prototipos y pruebas.
10.- Producción.

Tabla 2: 10 pasos del proceso de diseño.

El paso 4 requiere la creación de un conjunto detallado de especificaciones de funcionamiento, las cuales delimitan el problema y determinan su alcance. El paso 5 de síntesis es donde se trata de encontrar tantos enfoques de diseño alternativos como sea posible, por lo general sin que importe (en esta etapa) su valor o su

calidad. Algunas veces esto también se denomina el paso de ideación e invención aquí se genera el mayor número viable de soluciones creativas.

En el paso 6, se analizan las posibles soluciones del paso anterior y se aceptan, se rechazan o se modifican. La mayoría de las soluciones viables se seleccionan en el paso 7. Una vez que se elige un diseño aceptable; además, se puede realizar el diseño detallado (paso 8), en el cual se atan todos los cabos sueltos, se completan los dibujos de ingeniería, se identifica a los vendedores y se definen las especificaciones de manufactura, etcétera. La construcción real del trabajo de diseño se realiza primero como un prototipo en el paso 9 y, al final, su producción se realiza de forma masiva en el paso 10.

3.3. DATOS DE PARTIDA.

El principal dato de partida es el diseño de una mesa absorbidora de vibraciones para instrumentos de medición que nos permita tener una superficie de trabajo para poder realizar experimentos relacionados con la física. Son experimentos en los cuales la máquina no se puede ver afectada por ninguna perturbación debido a que si sucede esto, podría inducirnos a error. Por esta razón deberemos absorber todas las bajas frecuencias del suelo. En éste caso aislaremos las frecuencias superiores a 5 Hz. ya que se considera que por debajo de esa frecuencia las vibraciones pueden ser despreciadas.

Sobre la mesa irán colocados los instrumentos de medición, cuyo peso oscila entre 1 y 20 Kg. La mesa habrá que dimensionarla de acuerdo a que aguante este peso.

3.3.1 CARACTERISTICAS IMPORTANTES DEL PROYECTO.

1. La estructura de la mesa es la primera parte importante debido a que sobre ella se colocarán todos los elementos (amortiguadores, sensores, etc.) debe de aguantar el peso de la tabla de la mesa y del peso que se colocará sobre ella así como tener una gran rigidez con el objetivo de que todos los elementos que están sobre ella permanezcan en la misma posición relativa entre ellos, apoyados sobre una estructura que después no nos cause problemas y no nos genere más vibraciones.

2. El tablero de la mesa es otro aspecto importante en el diseño de la mesa, ya que debe tener la mínima flexión para tener una superficie de trabajo con la mayor planitud posible y que en los experimentos no se cree ningún error inducido por la mesa. Además debe tener la rigidez suficiente como para aguantar el peso de lo que se vaya a colocar encima, además de su propio peso, que también influirá.
3. El amortiguador es el sistema que se ocupará de absorber las vibraciones, por lo tanto es el elemento principal del proyecto. Habrá que calcular el volumen de aire necesario para poder eliminar las vibraciones.
4. El sistema de equilibrio automático se ocupará de que la mesa esté siempre equilibrada independientemente de donde se coloquen las cargas sobre la tabla. Se encargará de medir mediante sensores la posición de la tabla y en el caso de estar más arriba o más abajo, regularlo mediante un aumento o una disminución en el amortiguador.

3.4. DESARROLLO DEL PROYECTO.

El proyecto comenzó diseñando la estructura de la mesa absorbidora de vibraciones escogiendo varias posibilidades. La primera idea fue una estructura basada en unos tirantes de amortiguación con el objetivo de que estos absorbiesen la vibración. Los tirantes irían puestos de forma diagonal en las cuatro caras laterales de la mesa y la estructura de la mesa solo sería rígida en la parte inferior, teniendo un rectángulo inferior completamente rígido y unas barras que posteriormente sujetarían la tabla, perpendiculares a este rectángulo rígido.

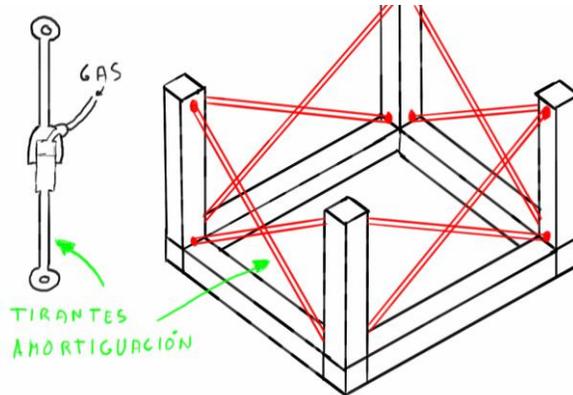


Figura 20: Boceto #1 de la estructura.

Los tirantes de amortiguación tendrían gas dentro e irían conectados a unos depósitos que se utilizarían para amortiguar las vibraciones. La ventaja principal es su sencillez. Pero por otro lado tiene diversas desventajas: la primera es que no se tendría acceso al interior de la mesa para colocar los diferentes elementos que irán en el interior, y la segunda desventaja es que a simple vista puede verse que absorberá bastante bien las vibraciones en el plano horizontal pero las vibraciones verticales no serían absorbidas. Por ello esta idea fue echada para atrás.

Otra opción de estructura era hacerla rígida basándonos en las 4 patas y convertirlas en una estructura completa poniendo barras horizontales que las mantengan verticales y consiguiendo la estructura. Según el boceto siguiente:

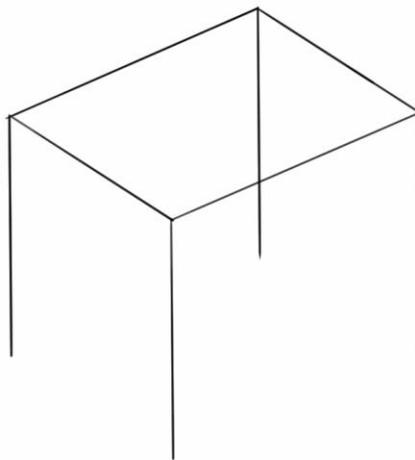


Figura 21: Boceto #2 de la estructura.

Dentro de este tipo de estructura se tienen las opciones de elegir dónde poner las barras que sustentan la estructura, puede ser en la parte superior, en el centro, en la parte inferior u otras combinaciones más rígidas colocando barras tanto arriba como abajo. Para el análisis de la estructura reduciremos el 3D a 2D escogiendo solo una. De esta forma podemos obtener las siguientes opciones donde elegir:

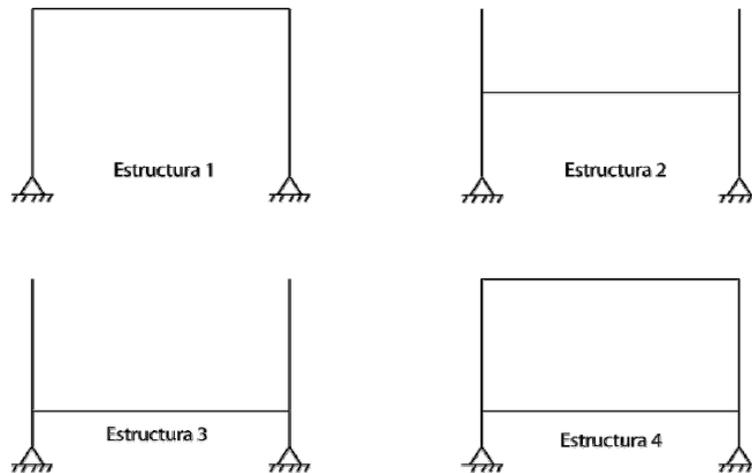


Figura 22: Diferentes tipos posibles de estructura.

Se hizo el análisis (utilizando el software μ Static) del desplazamiento que sufría cada estructura al ser sometida a una carga de 100 N en la parte superior izquierda, obteniendo los siguientes resultados:

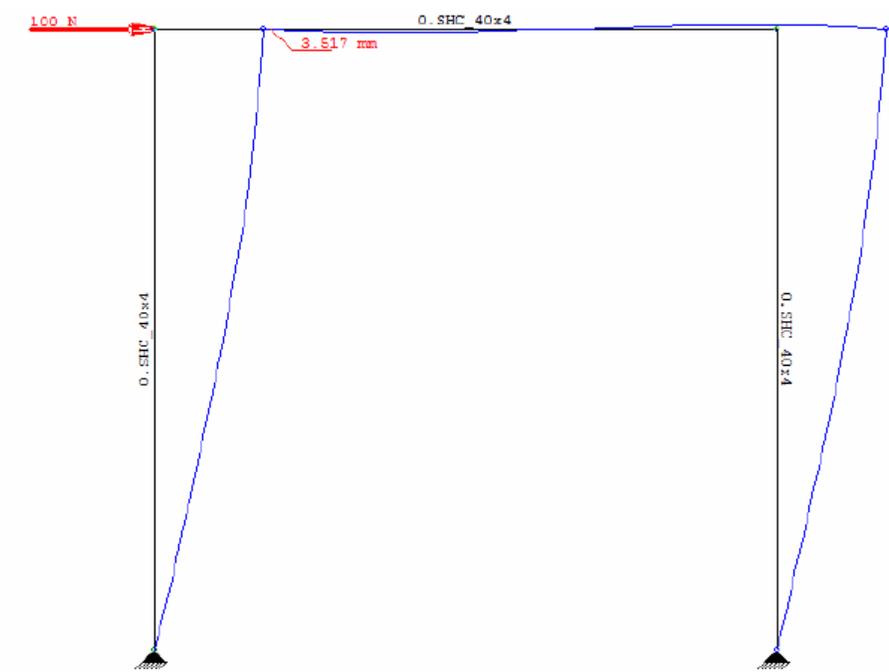


Figura 23: Resultado #1.

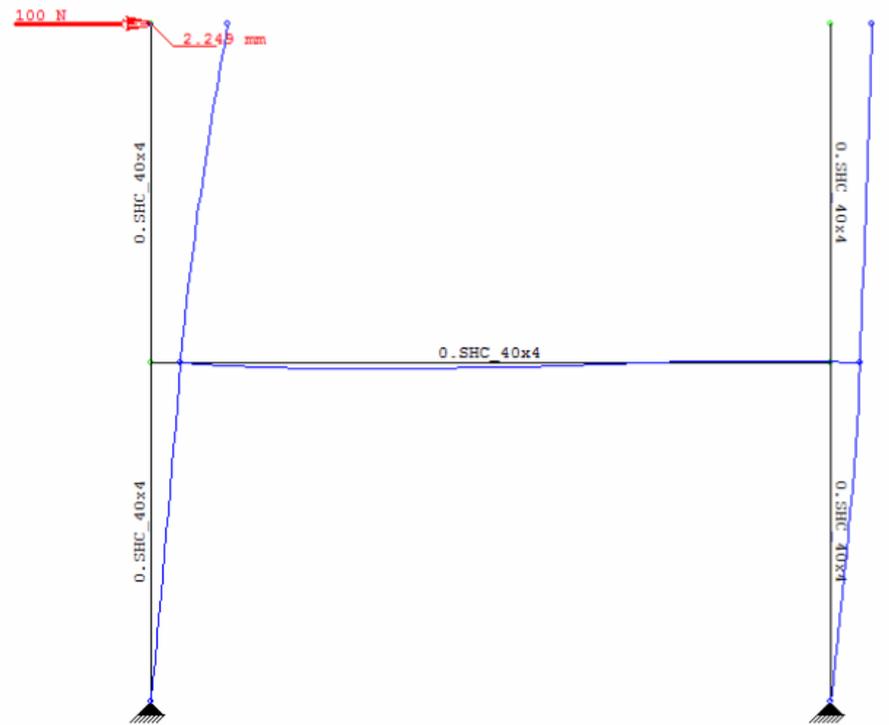


Figura 24: Resultado #2.

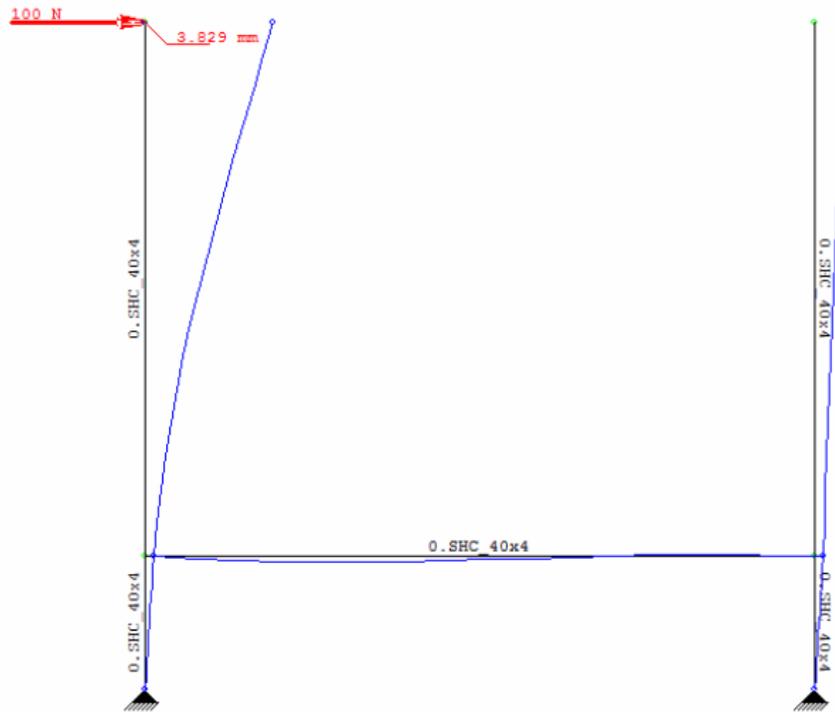


Figura 25: Resultado #3.

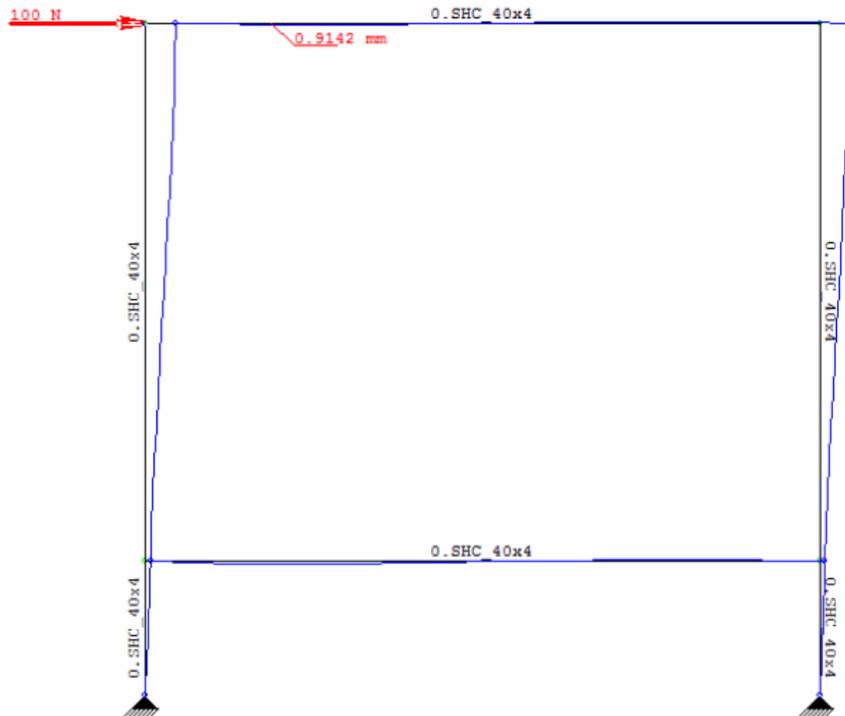


Figura 26: Resultado #4.

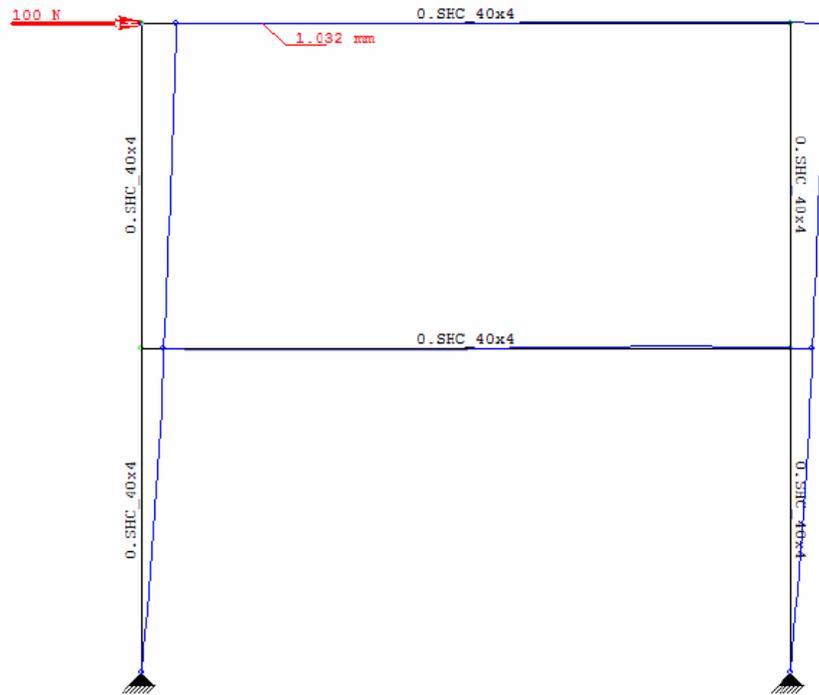


Figura 27: Resultado #5.

Como se puede ver, se obtienen los siguientes resultados, que nos indican la rigidez que tiene la estructura, para un mismo perfil de aluminio. Contra mayor es la flecha menor rigidez tiene la mesa. Los resultados obtenidos ordenados de menor a mayor rigidez son los siguientes:

- 3.829 mm (barras abajo)
- 3.517 mm (barras arriba)
- 2.249 mm (barras centro)
- 1.032 mm (barras arriba y centro)
- 0.9142 mm (barras arriba y abajo)

Según los resultados anteriormente citados, se debe tomar una decisión.

Hacer una mesa poco rígida podría absorber alguna vibración pero también generaría otros ruidos entre las diferentes piezas de la mesa, por esa razón es

preferible escoger la estructura más rígida. Eligiendo entre las configuraciones que se había planteado al final se decidió quedarse con la configuración de barras arriba y abajo. En el boceto siguiente se aprecia cómo quedaría la estructura de la mesa propuesta ampliada a las 3 dimensiones:

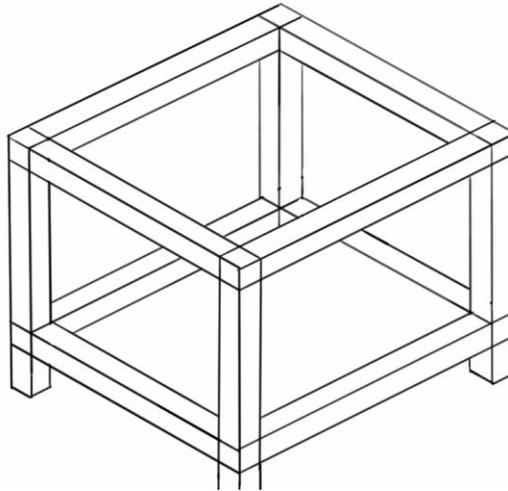


Figura 28: Estructura de la mesa en 3 dimensiones.

Lo siguiente a decidir una vez teniendo la estructura es el material, se puede elegir principalmente entre acero y aluminio. El acero tiene un módulo elástico mayor, así que la estructura será más rígida y producirá una flecha menor, sin embargo el acero es mucho más denso que el aluminio (densidad acero: 7850 kg/m^3 ; densidad aluminio: 2700 kg/m^3). El aluminio tiene la ventaja de ser un metal ligero, además en el mercado se puede encontrar muchos tipos de perfilería de aluminio. El acabado visual del aluminio es mucho más agradable que el acero. La única desventaja es la menor rigidez. Por todas estas razones, se escogió la estructura de la mesa de aluminio y no de acero.

Lo siguiente fue buscar los perfiles de aluminio, para ello se eligió la empresa ITEM. Los perfiles ITEM son perfiles en aluminio extrusionado provistos de ranuras que pueden utilizarse junto con los elementos de unión y también permiten realizar una amplia gama de funciones adicionales. La superficie de los perfiles ha sido tratada

para que sea resistente a arañazos y a la oxidación y están diseñados para optimizar al máximo la resistencia de los materiales.

Principalmente se pueden dividir todos los perfiles en 4 series diferentes dependiendo de la ranura:

- Profile5: Ancho de ranura 5 mm
- Profile6: Ancho de ranura 6 mm
- Profile8: Ancho de ranura 8 mm
- Profile12: Ancho de ranura 12 mm

Se decidió escoger el perfil de la serie 8 (Profile8) porque es una serie que contiene todo lo necesario y está intermedia de tamaño. Dentro de esta serie, si se tiene en cuenta el peso que iba a tener que soportar la mesa hubiese valido con un perfil de 40x40 mm que tiene una ranura a cada lado, sin embargo el perfil de 80x80 mm contiene 2 ranuras a cada lado, lo que permite una mayor rigidez a la hora de unir los perfiles entre si y una mejor colocación de las amortiguadores debido a que se podrán sujetar mediante 4 tornillos en lugar de uno. Además un perfil más grande le da a la mesa un aspecto visual mejor.

Lo siguiente fue el diseño de la estructura de la mesa con barras de ese perfil y con la forma acordada anteriormente. La mesa tendría que tener de superficie 1000x800 mm, por lo que las barras elegidas para que la mesa encajase con las dimensiones solicitadas serían de 840 mm ($1000-2*80=840$), 640 mm ($800-2*80=640$) y 900 mm (altura). Para ello se descargó las barras de la página oficial de ITEM y se

ensamblaron utilizando el software Solidworks. El resultado obtenido fue el siguiente:

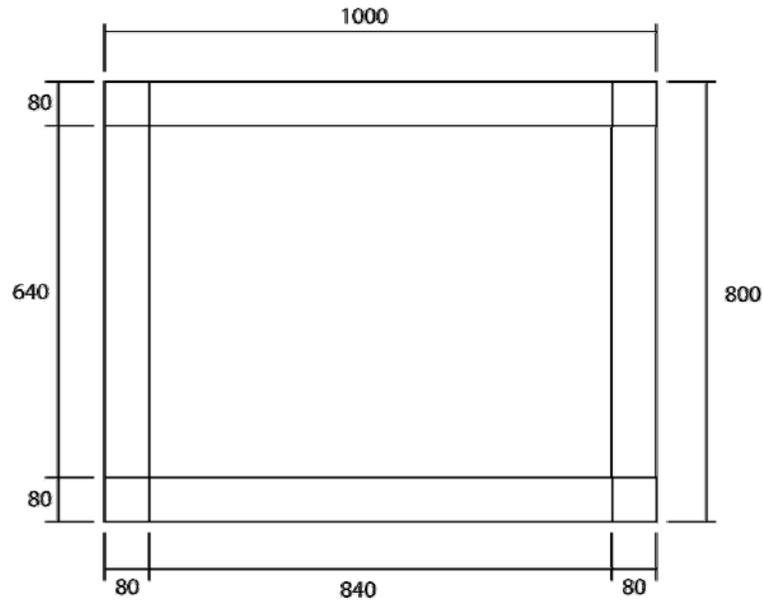


Figura 29: Plano de la mesa.

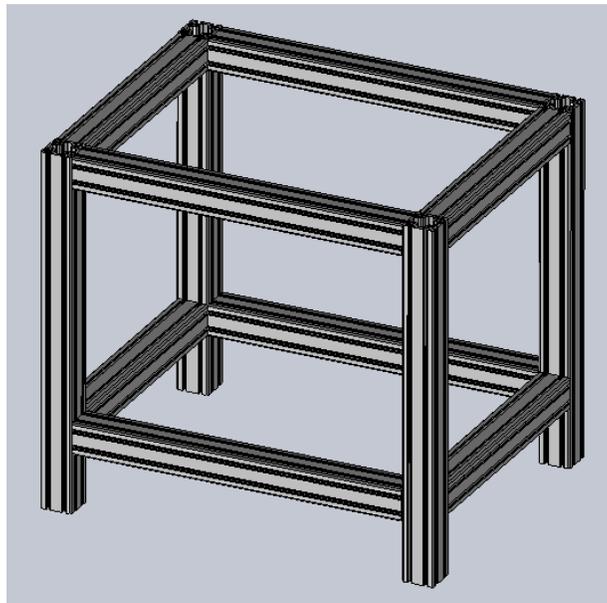


Figura 30: Estructura de la mesa.

En ITEM se encuentran 3 tipos distintos de uniones a 90 grados principalmente, aquí se comenta estos tres tipos con sus ventajas y sus desventajas:

- Unión estándar: Esta unión aguanta torsión y desplazamiento y para su colocación requiere de un roscado y de un taladro. La principal desventaja de este tipo de unión

es que en nuestro caso tendríamos que hacer muchísimos agujeros en perfiles de 80x80 casi de lado a lado.



Figura 31: Unión estándar.

- **Unión universal:** Esta unión, además de aguantar lo mismo que la anterior aguanta la flexión, y además solo requiere de un taladrado pero mayor que en la anterior. Suelen utilizarse para estructuras que van a ser modificadas más tarde debido a que se puede regular la unión una vez montado.



Figura 32: Unión universal.

- **Unión automática:** Esta unión resiste esfuerzos de todo tipo pero a diferencia que las anteriores no necesita ningún tipo de mecanizado.



Figura 33: Unión automática.

La elección definitiva de unión fue la automática debido a que no requiere mecanizado y aguanta los esfuerzos requeridos para la estructura.

Para los cuatro apoyos de la mesa se tomaron una serie de piezas de ITEM. La primera es una placa base para profile8 de 80x80 mm que hará de tapa de los extremos inferiores de las barras y permitirá la colocación del pie ajustable. El pie ajustable elegido fue del D80, M16x100 debido a que es el que encaja con las dimensiones de la mesa. Para este pie fue seleccionado la placa de Profile8 80x80 M16 para que encaje con el perfil de aluminio seleccionado y con el pie ajustable elegido. Además de esto también se eligió un amortiguador de goma que además evitará que la mesa patine. Para sujetar la placa son necesario además 4 tornillos de M8 de cabeza circular para cada placa y además habrá que roscar los perfiles en los agujeros interiores. En las siguientes imágenes se ve el montaje de una de las patas:

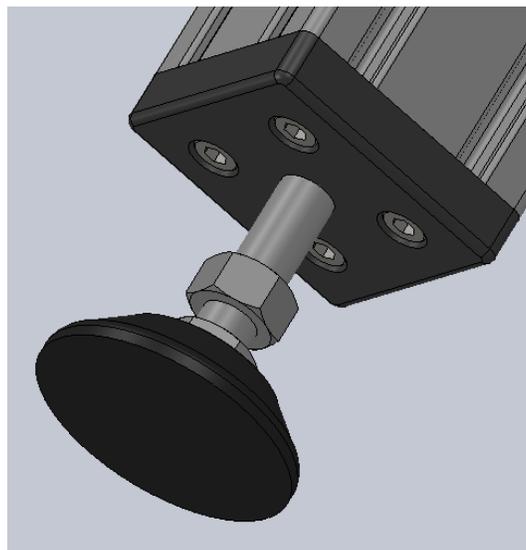


Figura 34: Montaje de las patas.

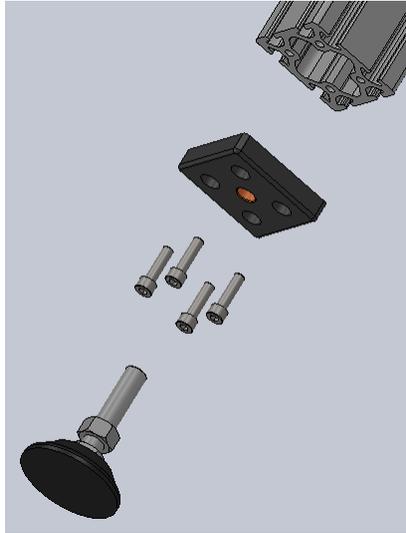


Figura 35: Piezas de la pata.

Una vez diseñada la estructura de la mesa, lo siguiente que se hizo fue el diseño de la amortiguación. Lo primero fue buscar amortiguadores comerciales que se pudiese utilizar en la mesa. Lo primero que se hizo es consultar una empresa comercial donde se encuentre una serie de suspensión elástica basada en el aislamiento de vibraciones mediante elementos de elastómero, adherida o no a una armadura metálica.

La segunda alternativa es el diseño completo de un amortiguador pasivo con aire comprimido. Este amortiguador se localizará en la parte superior de la mesa, colocando uno en cada esquina. Consistirá en crear una cámara de aire la cual se conectará a la tabla superior de la mesa mediante una membrana, para evitar rozamientos que produzcan unas futuras vibraciones. La idea fue plasmada en el siguiente esquema:

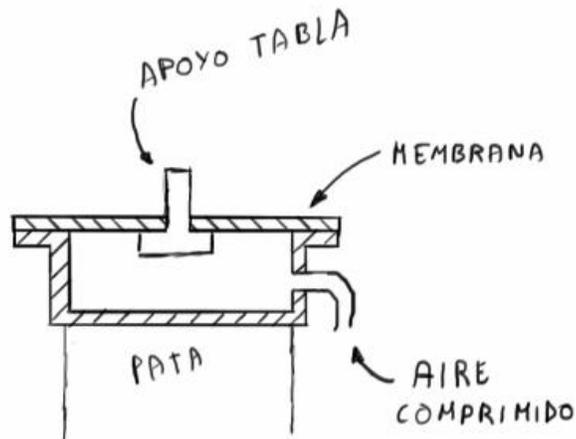


Figura 36: Esquema del amortiguador.

Para diseñar el amortiguador se tendrá en cuenta la frecuencia de resonancia del amortiguador que se calcula con la siguiente ecuación (solo depende de la geometría del tambor cilíndrico):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{nAg}{V}}$$

La intención inicial era crear la cámara de amortiguación con perfiles y chapas normalizadas de acero, por ello se tuvo la siguiente idea expresada en el siguiente boceto:

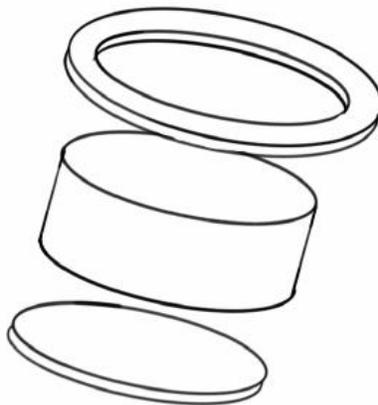


Figura 37: Boceto del amortiguador.

Según el boceto anterior, la cámara de amortiguación estaría compuesta por dos chapas cortadas en círculo y una arandela y un tubo normalizado de acero. Lo primero que se hizo fue elegir el tubo normalizado de acuerdo al tamaño del perfil de aluminio de la mesa elegido con anterioridad, por ello debido a que el perfil era de 80x80, en este caso se eligió un tubo normalizado de diámetro interior 80.9 mm y de espesor 4 mm. De acuerdo a esto la tapa inferior sería un círculo de diámetro 88.9 mm, que tendrá 4 agujeros para colocar unos tornillos de M8 y sujetar las amortiguaciones directamente en los perfiles de aluminio. La parte superior servirá para sujetar la membrana mediante tornillos, por eso se dimensionó con unos diámetros de 80.9 y 110.9 mm. También se diseñó la entrada del aire, que iría en un lateral. Pero colocando la toma directamente en el lateral provocaría el problema del juego debido a que es una superficie cilíndrica, por ello se ideó el poner un trozo de varilla de acero diámetro 10 mm soldada en el lateral de la cámara y posteriormente roscar sobre esa varilla el agujero necesario para la entrada de aire.

En la siguiente imagen puede verse el resultado de la cámara de amortiguación:

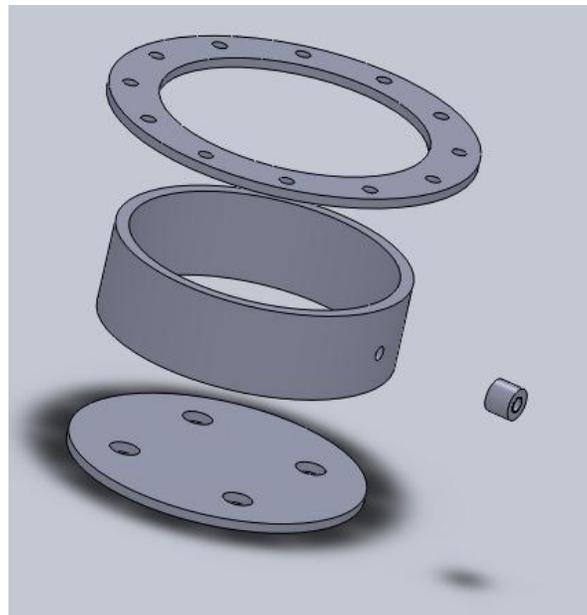


Figura 38: Cámara de amortiguación.

Una vez montada la cámara de amortiguación, se hizo la membrana. Para la membrana se eligió unas placas de elastómero silicona VHDS que se presentaba en diversos grosores. Fue elegido un grosor lo suficientemente fuerte como para aguantar el peso que próximamente tendría la mesa. Estas membranas serán circulares de diámetro 110.9 mm y tendrán taladrados los respectivos agujeros para agarrarla a la cámara. Para sujetar esta membrana a la cámara se utiliza una arandela de acero de diámetros 80.9 y 110.9 mm en la que se haría 12 agujeros radialmente cada 30° de M5 avellanados, para dar más limpieza a la amortiguación. Los tornillos atravesarán la arandela, la membrana y la cámara y se fijarán con unas tuercas hexagonales. En la siguiente imagen puede verse todo lo descrito en este apartado (Nota: la membrana se ve en transparencia):

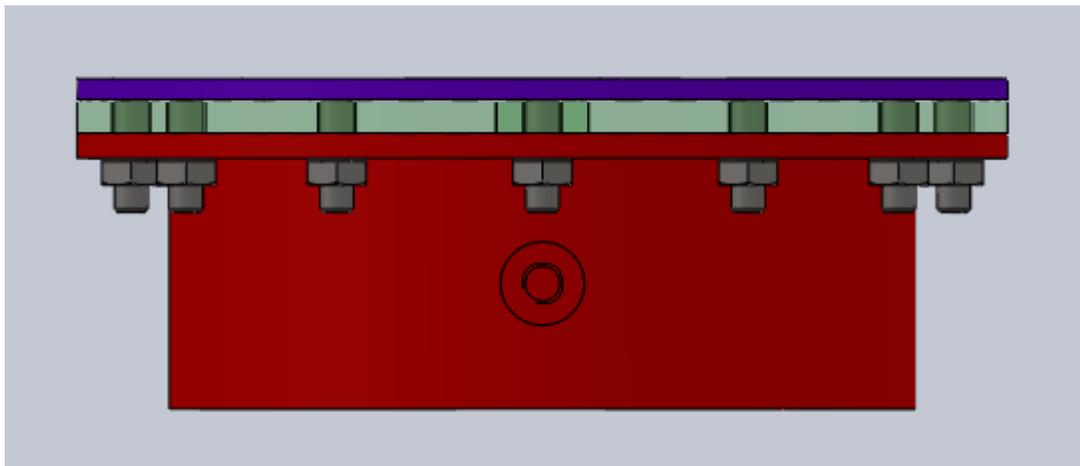


Figura 39: Cámara de amortiguación con membrana.

Para sujetar la membrana en el centro a la tabla que irá colocada encima, se colocó un tornillo de M10 con dos arandelas anchas de diámetro 30 mm para que la membrana no se desgarre y la tuerca correspondiente. El área de esta arandela será la que próximamente se utiliza para calcular la frecuencia de resonancia. El esquema de la sujeción con el tornillo se aprecia en la siguiente figura:

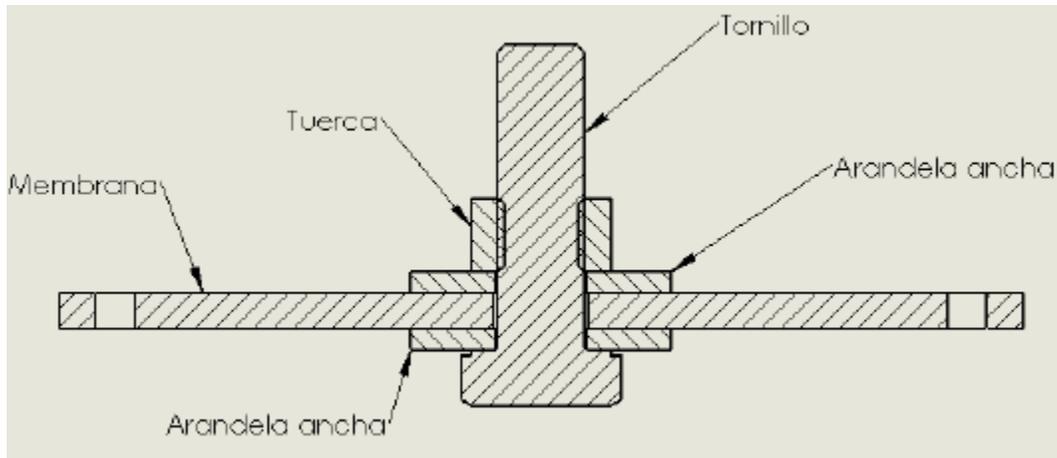


Figura 40: Sujeción con el tornillo.

La colocación completa de la suspensión se completa con unas gomas, arandelas y tornillos M8 que van colocadas en la parte interior de la suspensión atornillando éstas a los perfiles de aluminio. En la siguiente imagen se ve el montaje de uno de los amortiguadores sobre la mesa:

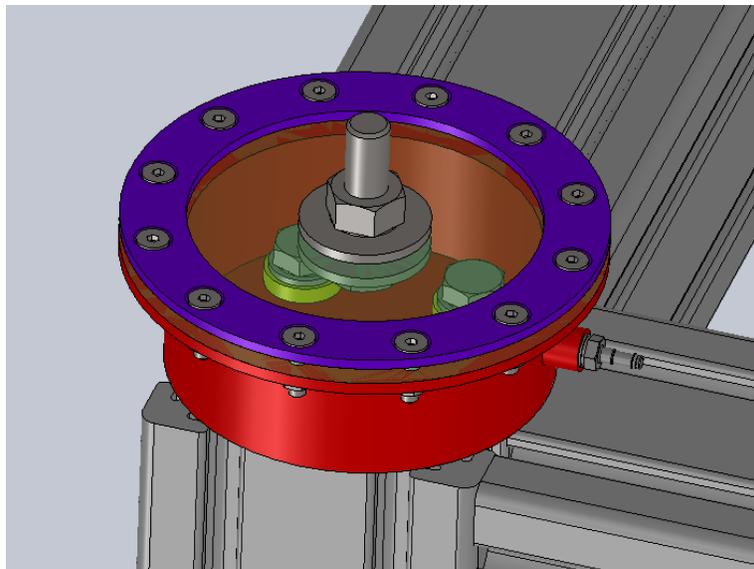


Figura 41: Montaje de un amortiguador.

Una vez que se sabe el área sobre la que se apoya el peso, ya se puede calcular cual debería ser la altura del amortiguador para que la resonancia fuese 3.5,

utilizando la ecuación vista anteriormente despejando el volumen. En este caso, la altura de la cámara debería de ser de 200 mm o mayor (dejando un coeficiente de seguridad). Con este dato el amortiguador quedaba demasiado grande de ese tamaño, así que se colocará un depósito justo al lado de este amortiguador conectados ambos por un tubo de aire, para así poder aumentar el volumen de aire. La idea está plasmada en el siguiente boceto:

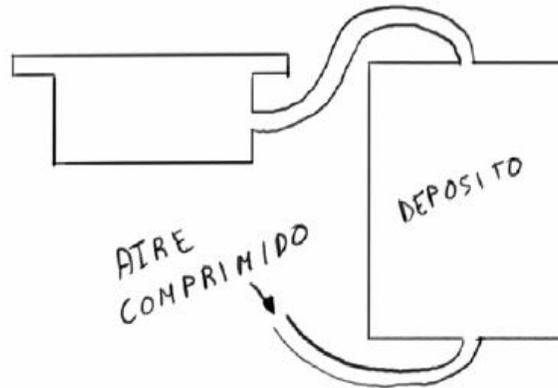


Figura 42: Boceto del amortiguador con el depósito de aire.

De esta forma se diseña también otro depósito con el mismo tubo que la cámara de amortiguación pero con una altura de 200 mm y la cámara de amortiguación en 27 mm. Este depósito llevaría dos tapas, una arriba y otra debajo de acero de espesor 3 mm para conseguir cerrarlo, lo único que para poder sujetarlo bien a los perfiles la tapa de arriba sería más grande con dos agujeros para M6 con sus respectivas tuercas de M6 para Profile8 y sus tornillos M6x16.

El depósito quedará de la siguiente manera:

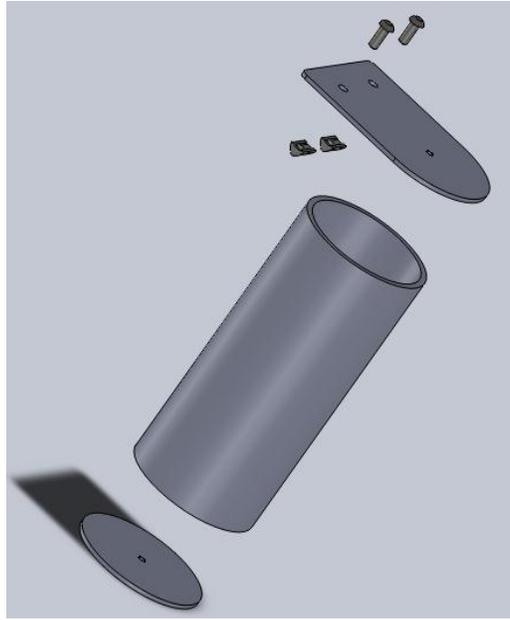


Figura 43: Depósito de aire.

Después de esto se diseñó la tabla superior de la mesa. La tabla debía de tener la inercia suficiente como para que su flecha máxima fuese lo suficientemente pequeña como para que no se note en su planitud. Para ello se propuso la idea de hacerla hueca y rellenarla de agua, con esto se conseguía que la inercia de la tabla fuese mucho mayor al estar el material más separado del centro y que el peso fuese menor. Ésta primera idea viene representada en el siguiente boceto:

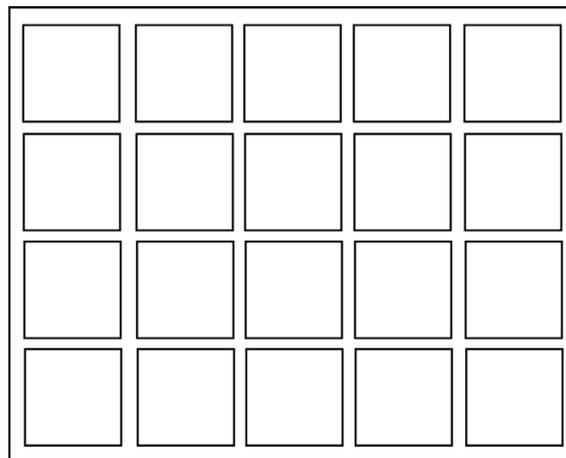


Figura 44: Boceto de la tabla.

Para calcular el tamaño de estos recintos se dieron unas medidas con un tamaño de 170x170 mm y 25 mm de altura. Se analizó la flecha que se produciría el volumen de agua correspondiente a un recinto sobre la superficie de una chapa de aluminio de ese mismo tamaño. Se pasó al caso de dos dimensiones como una barra de 170 mm que soporta el peso del agua que tiene encima y se obtuvo que la flecha era del orden de micras, por lo tanto se podía considerar despreciable. Estos recintos irán conectados por unos pequeños canales, para que de esta forma se puedan llenar por un único agujero.

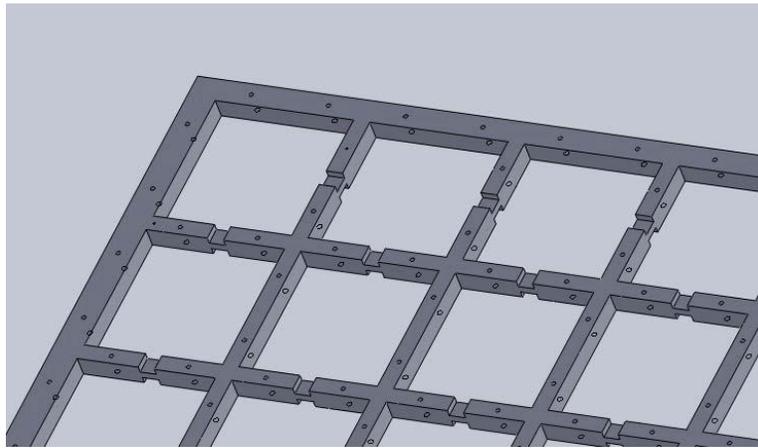


Figura 45: Diseño de la tabla con recintos.

Para la unión de esta tabla, se utilizarían dos planchas de aluminio de 5 mm para la parte superior y la inferior y una chapa de 25 mm para el interior. La chapa del interior sería cortada mediante láser o mecanizada haciendo así los recintos para el agua. Se decidió que la unión entre las chapas sería por medio de tornillos y para que los recintos fuesen estancos. A las chapas de 5 mm de espesor habría que hacerles una serie de agujeros avellanados para tornillos de M6. A la chapa de 25 mm de espesor se le practicarían unos agujeros roscados de M6 pasantes. El montaje quedará como en las siguientes imágenes:

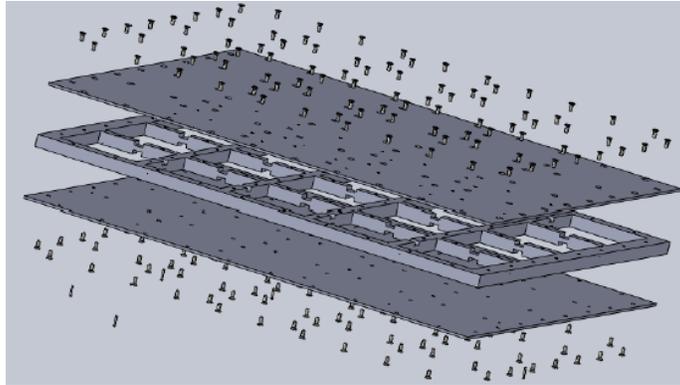


Figura 46: Montaje de las planchas para la tabla.

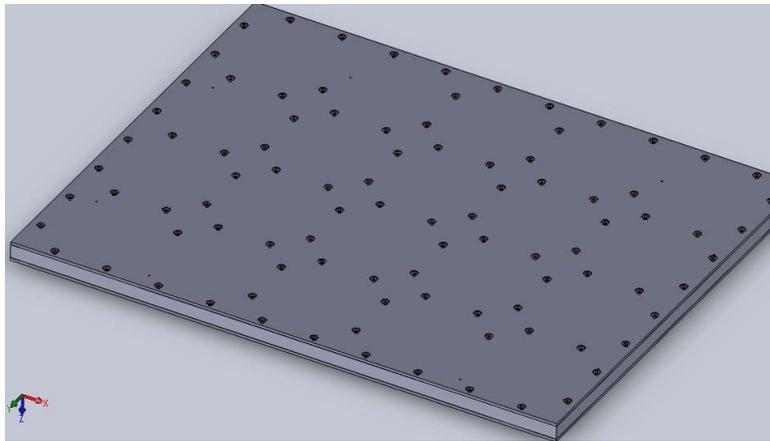


Figura 47: Montaje de la tabla.

Para el acoplamiento de esta tabla sobre las amortiguaciones se pensó en utilizar una estructura con perfiles de aluminio que sirviese como armadura para ésta. Dentro de los perfiles de ITEM, debido a que solo va a ser una estructura de apoyo, se decidió una estructura de Profile5 con unos perfiles de 20x20 mm. El boceto de la idea sería el siguiente:

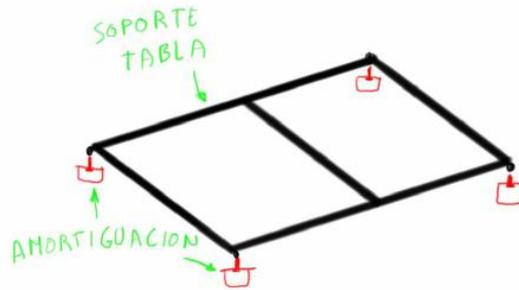


Figura 48: Boceto de la estructura de apoyo.

La tabla se diseñó con unas dimensiones determinadas por la distancia entre los tornillos de M10 de las amortiguaciones. Para su montaje se utilizan 2 barras de 900 mm, 2 barras de 680 mm y 1 barra de 640 mm. Todas estas irían unidas por el mismo tipo de elementos que se utiliza en la estructura de la mesa, es decir, las uniones universales pero para Profile5. Para unir esta estructura a las amortiguaciones se colocó en los extremos unas L de aluminio de dimensión 20x20x40 mm con un par de agujeros, uno para conectarlo a esta estructura y otro para el tornillo de la amortiguación, todo con sus correspondientes tornillos, arandelas y tuercas. El conjunto quedaría de la siguiente manera:



Figura 49: Soporte de la tabla.

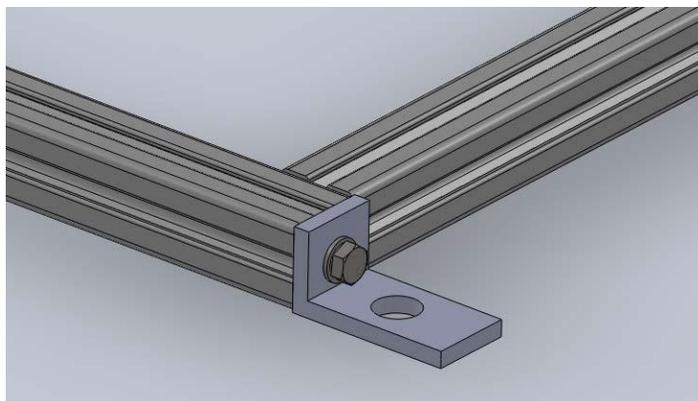


Figura 50: Soporte de la tabla con la L.

Para unir la estructura con la tabla se pensó que era mejor que solo encajase y no que estuviese atornillada. Para ello se colocan unos tornillos de cabeza circular de M2.5 en la parte inferior de la tabla, cuya cabeza encaja en la ranura de los perfiles de Profile5. En la siguiente imagen se ve el resultado final:

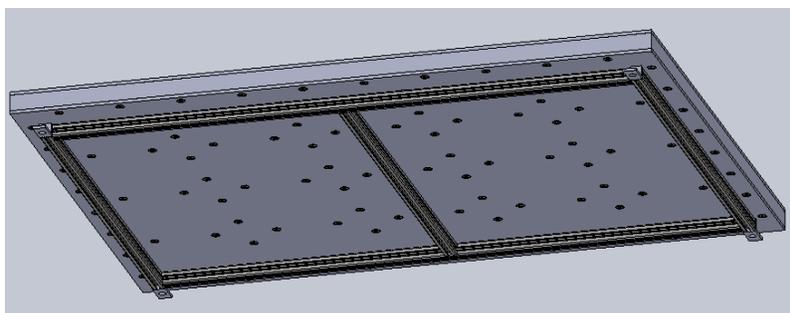


Figura 51: Unión de la estructura con el soporte.

La unión entre el soporte de la tabla y la amortiguación se hace con una arandela y una tuerca de M10.

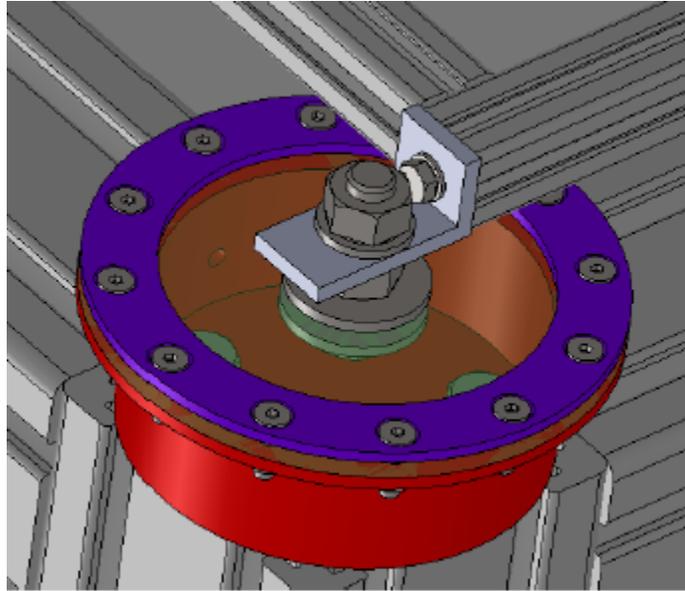


Figura 52: Montaje del amortiguador con el soporte de la tabla.

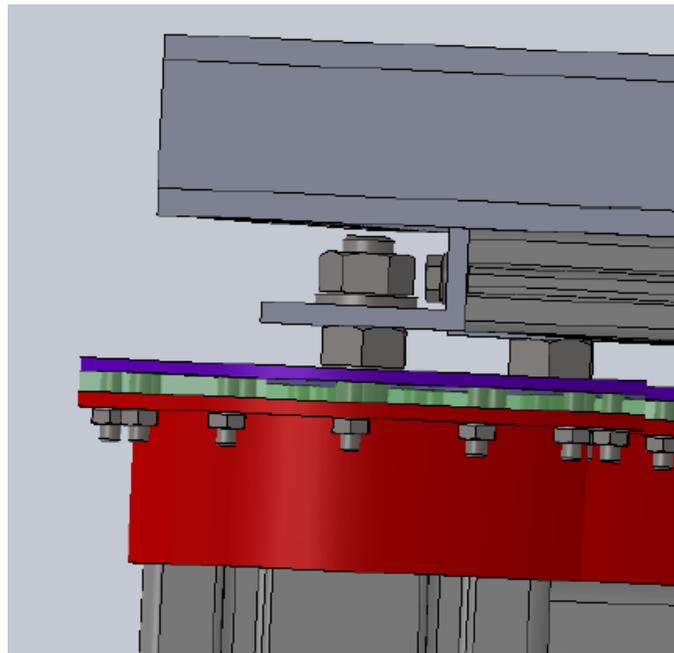


Figura 53: Montaje del amortiguador con el soporte de la tabla.

El siguiente paso es la elección de un sensor que irá colocado en las cuatro patas de la mesa, cerca de los amortiguadores. Se decidió un sensor de distancia láser programable SOEL-RTD-Q50-PP-S-7L.

Este dispositivo permite fijarle una distancia y este dará dos señales, una si se supera dicha distancia y otra si se reduce la distancia con una precisión de la décima de milímetro. De esta forma la mesa se autonivelaría para estar siempre recta independientemente de cómo esté distribuido el peso. Este sensor irá colocado mediante un soporte ideado para ello con una serie de tornillos y su correspondiente tuerca de M4 perteneciente a ITEM para poder colocarlo en el perfil. A continuación unas imágenes del montaje del sensor:

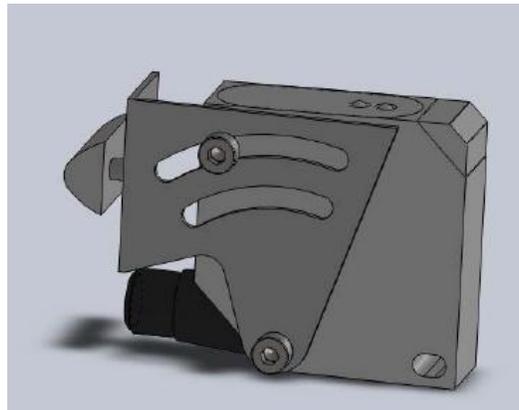


Figura 54: Sensor de distancia.

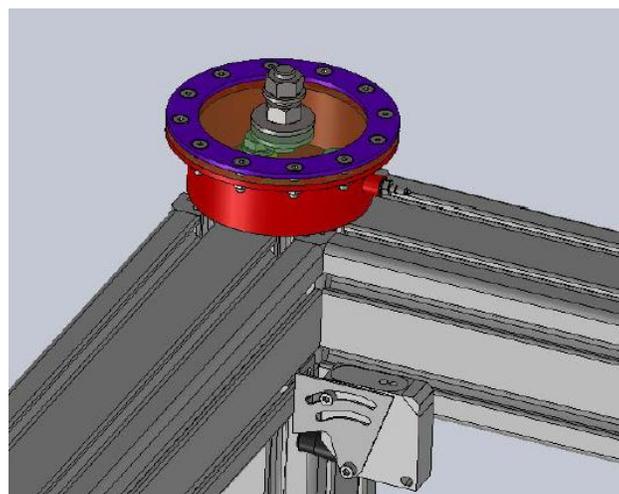


Figura 55: Montaje del sensor con el perfil.

Lo único neumático que hace falta es la entrada del aire que va en un tubo flexible de 3 mm a el depósito y al amortiguador. Esto se hará con 3 boquillas M5 para tubo de 3. Uno irá colocado en el amortiguador, mientras que los otros dos irán colocado como entrada y salida del aire del depósito adyacente al amortiguador. El sistema quedaría tal y como se ve en la siguiente imagen:

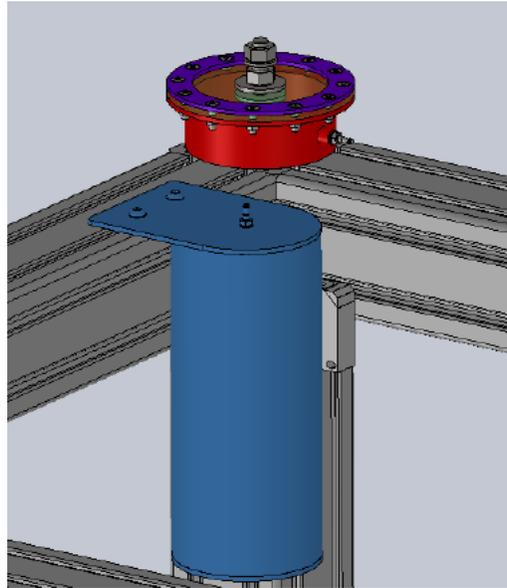


Figura 56: Montaje del depósito de aire.

Una vez decidido todo el sistema neumático, se decide cómo se colocarán las cosas en el interior. Después de pensar en varias ideas se decidió colocar puertas tanto delante como detrás de la mesa, de forma que en la parte de atrás estuviese solo el compresor de aire y en la parte delantera de la mesa todos los componentes neumáticos. Lo primero que había que hacer era cerrar la mesa mediante paneles de resina celulósica de espesor 4 mm. Se colocó 1 chapa de 660 x 860 mm para la parte inferior de la mesa y 2 chapas de 660 x 610 mm para los laterales de la mesa. Estas chapas se colocarán metidas en la ranura exterior del perfil de 80x80 mm. Para colocarlas se utilizará el cubre-ranuras correspondiente para ranura de 8. En la siguiente imagen se puede ver las chapas que se ha puesto en la mesa:

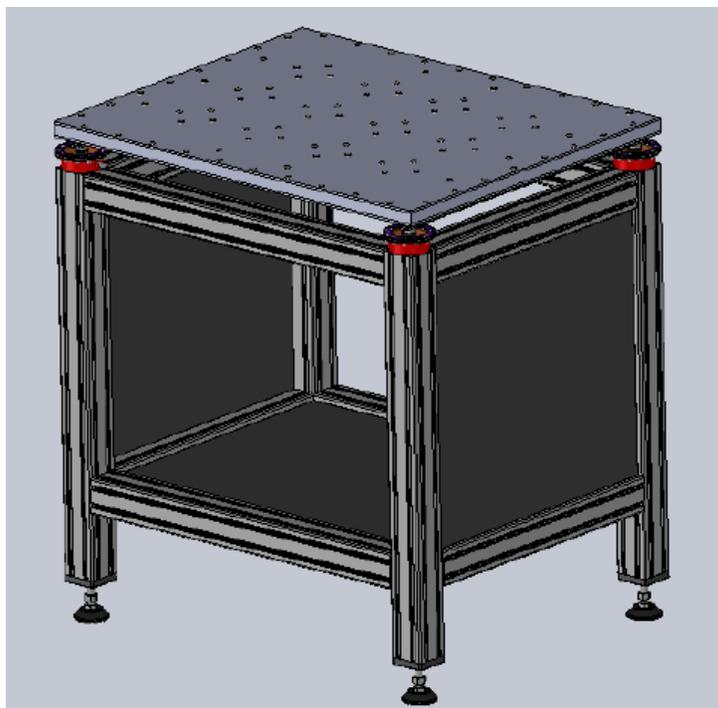


Figura 57: Mesa con paneles laterales.

Para el montaje de puertas en la parte delantera y trasera, se eligió poner 2 puertas a cada lado utilizando chapas de 590 x 420 mm de las mismas que se ha utilizado antes. Para articularlas se utiliza unas bisagras de ITEM para Profile8 con sus correspondientes tornillos avellanados y sus tuercas. Además se colocó en cada puerta una manilla para poder abrirlas. Además de unas sujeciones magnéticas para que las puertas estén sujetas cuando estén cerradas. La mesa quedará completamente cerrada con estas puertas, como se puede ver en las siguientes imágenes:

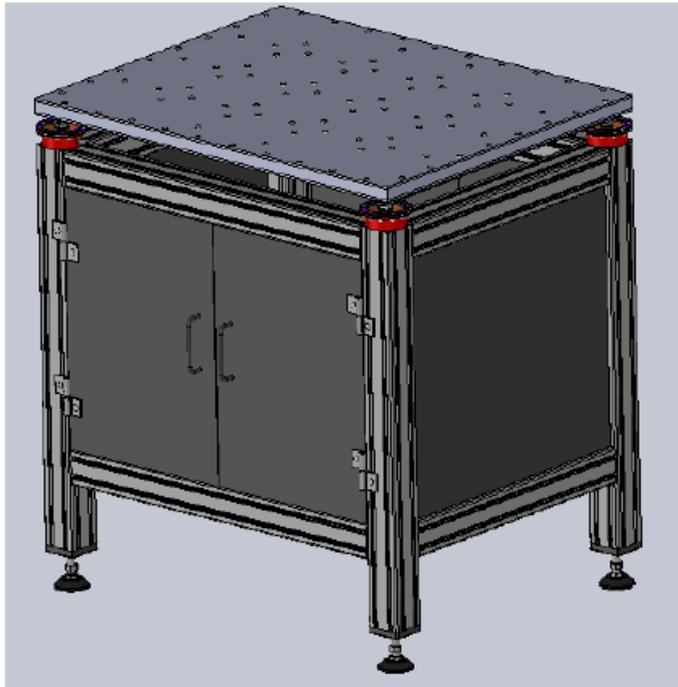


Figura 58: Mesa cerrada con paneles

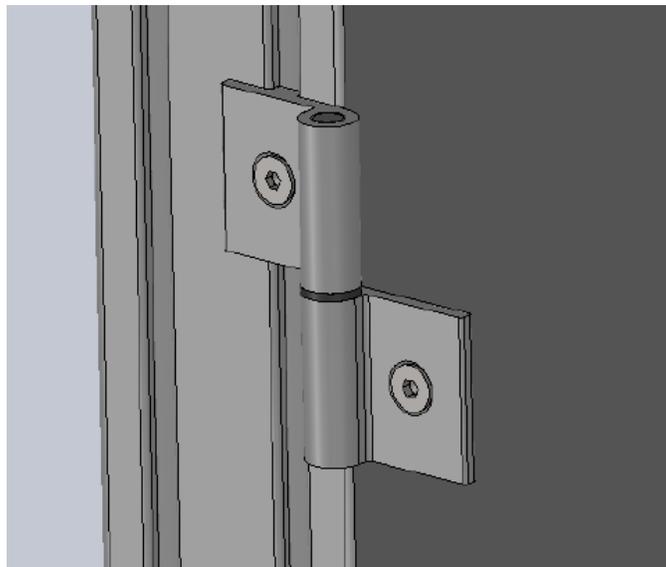


Figura 59: Bisagras de los paneles.

3.5 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

A continuación se exponen todas las partes del proyecto que se han desarrollado con una breve descripción de cada una.

3.5.1 ESTRUCTURA DE LA MESA.

Consiste en una unión de diversos perfiles de Aluminio de ITEM que formará el armazón de la mesa. Está formada por las barras de aluminio Profile8 de 80x80 mm y 40x40 mm, así como las uniones universales que sirven para unir dichas barras, y también los pies articulados con sus respectivos tornillos y placas para sujetarlos.

Aquí una lista de los elementos usados en esta parte:

- 4 x Profile8 80x80, longitud: 900 mm.
- 4 x Profile8 80x80, longitud: 840 mm.
- 4 x Profile8 80x80, longitud: 640 mm.
- 2 x Profile8 40x40, longitud: 590 mm.
- 2 x Profile8 40x40, longitud: 840 mm.
- 4 x Sujeción patas.
- 4 x Apoyo patas.
- 4 x Amortiguadores de goma.
- 80 x Unión automática profile8.
- 16 x ISO 4762 M8 x 30 – 30N (tornillo).

3.5.2 CERRAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.

Consiste en una serie de paneles que cerrarán los huecos abiertos de la estructura creando un sitio en el interior para colocar todo lo necesario para la mesa. Aquí se incluyen las puertas delanteras y traseras; así como los cerramientos de los dos laterales y el inferior. A continuación una lista de los materiales:

- 1 x Panel espesor 4 mm, dimensiones: 660x860 mm.
- 4 x Panel espesor 4 mm, dimensiones: 590x420 mm.

- 2 x Panel espesor 4 mm, dimensiones: 660x610 mm.
- 4 x Goma para panel, longitud: 610 mm.
- 6 x Goma para panel, longitud: 660 mm.
- 2 x Goma para panel, longitud: 860 mm.
- 4 x Manilla puerta.
- 8 x Articulación puerta.
- 8 x Sujeción magnética para puerta.
- 12 x ISO 7380 M6 x 16 – 16N (tornillo).
- 16 x ISO 10642 – M6 x 16 – 16N (tornillo).
- 8 x ISO 4032 M6 (tuerca).
- 8 x T-slot nut Profile8 M6.
- 8 x ISO 7380 M5 x 12 – 12N (tornillo).

3.5.3 CONJUNTO AMORTIGUACIÓN.

Compuesto por el amortiguador y el depósito, que sirven para absorber las vibraciones. Para su colocación se utilizan los siguientes materiales:

- 12 x Chapa de acero espesor 3 mm, dimensiones: 150x150 mm.
- 2m x Tubo de acero normalizado espesor 4 mm, diámetro int.: 80.9 mm.
- 1m x Barra de acero, diámetro: 10 mm.
- 4 x Membrana de elastómero espesor 4 mm, dimensiones: 150x150 mm.
- 16 x Gomas aislantes para tornillos M8.
- 8 x T-slot nut Profile8 M6.
- 12 x Boquilla M5–T3.
- 16 x ISO 4014 M8x40x40-N (tornillo).
- 8 x ISO 7093–10 (arandela).
- 4 x ISO 4017 M10x35-N (tornillo).
- 4 x ISO 4032 M10 W N (tuerca).

- 48 x ISO 10642 M4x16–16N (tornillo).
- 48 x ISO 4032 M4 W N (tuerca).
- 17 x ISO 7089 – 8 (arandela).

3.5.4 SOPORTE DE LA TABLA.

Consiste en una estructura de perfiles de aluminio ITEM Profile5 que sirve de apoyo a la tabla superior de la mesa, va colocada sobre las amortiguaciones. A continuación la lista de materiales:

- 2 x Profile5 20x20, longitud: 900 mm.
- 2 x Profile5 20x20, longitud: 680 mm.
- 1 x Profile5 20x20, longitud: 640 mm
- 12 x Unión automática Profile5.
- 1 x Perfil de aluminio L 20x40 mm.
- 4 x ISO 4017 M5x20N (tornillo)
- 4 x ISO 7089 – 5 (arandela).
- 4 x ISO 7089 – 10 (arandela).
- 4 x ISO 4032 M10 W N (tuerca).

3.5.5 TABLA.

Se trata de la superficie de la mesa, consiste en una tabla con recintos internos que posteriormente se llenarán de agua. Lista de materiales:

- 2 x Chapa de aluminio espesor 5 mm, dimensiones: 1000x800 mm.
- 1 x Chapa de aluminio espesor 25 mm, dimensiones: 1000x800 mm.
- 190 x ISO 10642–M6x16–16N (tornillo).
- 1 x ISO 4762 M8x16–16N (tornillo).
- 1 x ISO 7089–8 (arandela).
- 8 x ISO 4762 M2.5x20–20N (tornillo).

3.5.6 SENSOR.

El sensor de distancias junto con todos los elementos necesarios para su montaje:

- 4 x T-slot nut Profile8 M4.
- 4 x Sensor de distancia láser.
- 4 x Soporte sensor.
- 4 x Conexión eléctrica sensor.
- 8 x ISO 4032 M4 W N (tuerca).
- 8 x ISO 4762 M4x25-25N (tornillo).
- 4 x ISO 7380 M4x12-12N (tornillo).

3.6 CÁLCULOS.

3.6.1 FRECUENCIA DE RESONANCIA.

Primero se calcula la frecuencia de resonancia de la mesa, para ello se utiliza la siguiente ecuación con los datos necesarios:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{nAg}{V}}$$

Siendo:

n: Constante del aire (n=1.4)

g: Aceleración de la gravedad (g = 9.8 m/s)

A: Área del pistón de peso

V: Volumen del aire dentro de la suspensión

En nuestro caso:

$$A = 7.068 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = 1.167 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Sustituyendo valores:

$$\omega_0 = 2,88 \text{ Hz}$$

3.6.2 PESO DE LA TABLA.

$$\text{Volumen de aluminio} = 1.337 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$\text{Densidad del aluminio} = 2700 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Peso del aluminio} = 9.8 \text{ N/kg} * 1.337 \times 10^{-2} \text{ m}^3 * 2700 \text{ Kg/m}^3 = 353.89 \text{ N}$$

$$\text{Volumen de agua} = 0.025 * 0.17 * 0.17 * 20 = 1.445 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$\text{Densidad del agua} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Peso del agua} = 9.8 \text{ N/kg} * 1.445 \times 10^{-2} \text{ m}^3 * 1000 \text{ Kg/m}^3 = 141.61 \text{ N}$$

$$\text{Peso total tabla} = 353.89 \text{ N} + 141.61 \text{ N} = \mathbf{495.5 \text{ N}}$$

3.6.3 PESO SOBRE LA AMORTIGUACIÓN.

$$\text{Peso de trabajo} = 9.8 \text{ N/Kg} * 20 \text{ Kg} = 196 \text{ N}$$

$$\text{Peso tabla} = 500 \text{ N}$$

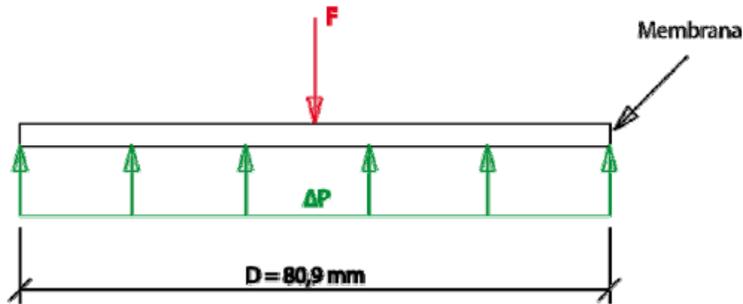
$$\text{Peso total} = 196 \text{ N} + 500 \text{ N} = 696 \text{ N}$$

$$\text{Peso unitario} = 696 / 4 = \mathbf{174 \text{ N}}$$

3.6.4 PESO DE TRABAJO DEL AIRE.

El incremento de presión es:

$$\Delta P = \frac{F}{A}$$



En nuestro caso:

$$F = 174 \text{ N}$$

$$A = (0.0809 \text{ m})^2 * \pi / 4 = 5.14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\Delta P = \frac{F}{A} = 33852 \text{ Pa} = 0.34 \text{ bar}$$

La presión absoluta será:

$$P = 1 \text{ bar} + 0.34 \text{ bar} = 1.34 \text{ bar}$$

3.7 SIMULACIÓN.

3.7.1. INTRODUCCIÓN AL SIMULINK.

Simulink es una herramienta que ofrece un editor gráfico, bibliotecas de bloques personalizables y un conjunto de solvers, para modelar y simular sistemas dinámicos. Está basado en un entorno de diagramas de bloque multidominio bajo un diseño basado en modelos. Simulink permite el diseño y la simulación a nivel de sistema, la generación automática de código, así como la prueba y verificación continua de los sistemas embebidos.

La capacidad de integración de Simulink con MATLAB, le permite incorporar algoritmos de este lenguaje dentro de los modelos Simulink, exportar los resultados de la simulación a MATLAB para así poder llevar a cabo más análisis.

Dentro del entorno MATLAB, Simulink es un toolbox que se diferencia de los otros, tanto por su interfaz especial como por la “técnica de programación”. El código fuente del Sistema Simulink no es abierto.

Los sistemas dinámicos pueden ser simulados utilizando Simulink. En la mayoría de casos, estos implican procesos lineales o no lineales dependientes del tiempo, que pueden ser descritos usando ecuaciones diferenciales (tiempo continuo) o ecuaciones en diferencia (tiempo discreto). Otra forma común de describir los sistemas dinámicos es mediante los diagramas de bloque.

Los diagramas de bloques es un intento de entender el comportamiento del sistema por medio de una representación gráfica, que esencialmente consiste de representaciones de los componentes individuales del sistema (bloques) junto con un flujo de señales entre estos componentes. Simulink se basa en esta forma de representación, para ello usa una interfaz gráfica para convertir un diagrama de bloques de esta clase (casi) directamente en un modelo Simulink y luego simular el funcionamiento del sistema. Hay que observar que un uso bien fundamentado de Simulink requiere ciertos conocimientos de tecnología de control y la teoría de sistemas, por lo que a nivel introductorio nos limitaremos a un tema central, la solución numérica de simples ecuaciones diferenciales.

Como se señaló anteriormente, los sistemas dinámicos (que son continuos en el tiempo) se describen por ecuaciones diferenciales. Por lo tanto, cuando se describe el sistema con un diagrama de bloques y se simula la reacción del sistema a una señal de entrada, esencialmente estamos buscando nada más que la solución de la ecuación diferencial en la que se basa el sistema.

También es posible convertir una ecuación diferencial en un diagrama de bloques y resolver numéricamente la ecuación diferencial con Simulink. Simulink es, por lo tanto, un solucionador numérico (solver) de ecuaciones diferenciales.

Las Características Principales de Simulink son:

- Editor gráfico para crear y gestionar diagramas de bloques jerárquicos.

- Bibliotecas de bloques predefinidos para modelar sistemas continuos y discretos.
- Motor de simulación con solvers de ecuaciones diferenciales ordinarias de paso fijo y paso variable.
- Scopes y data displays para ver los resultados de la simulación.
- Herramientas de gestión de proyectos y datos para administrar los archivos y los datos del modelo.
- Herramientas de análisis de modelos para perfeccionar la arquitectura del modelo y aumentar la velocidad de simulación.
- Bloque MATLAB Function para importar algoritmos de MATLAB en modelos.
- Legacy Code Tool para importar código C y C++ a los modelos.

3.7.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN Y GESTIÓN DE SIMULINK.

El programa se inicia desde la ventana de comandos de MATLAB. A continuación se muestra dos formas de iniciar Simulink.

1. Con el comando

```
>> simulink
```

aperturándose a continuación el Simulink Library Browser.

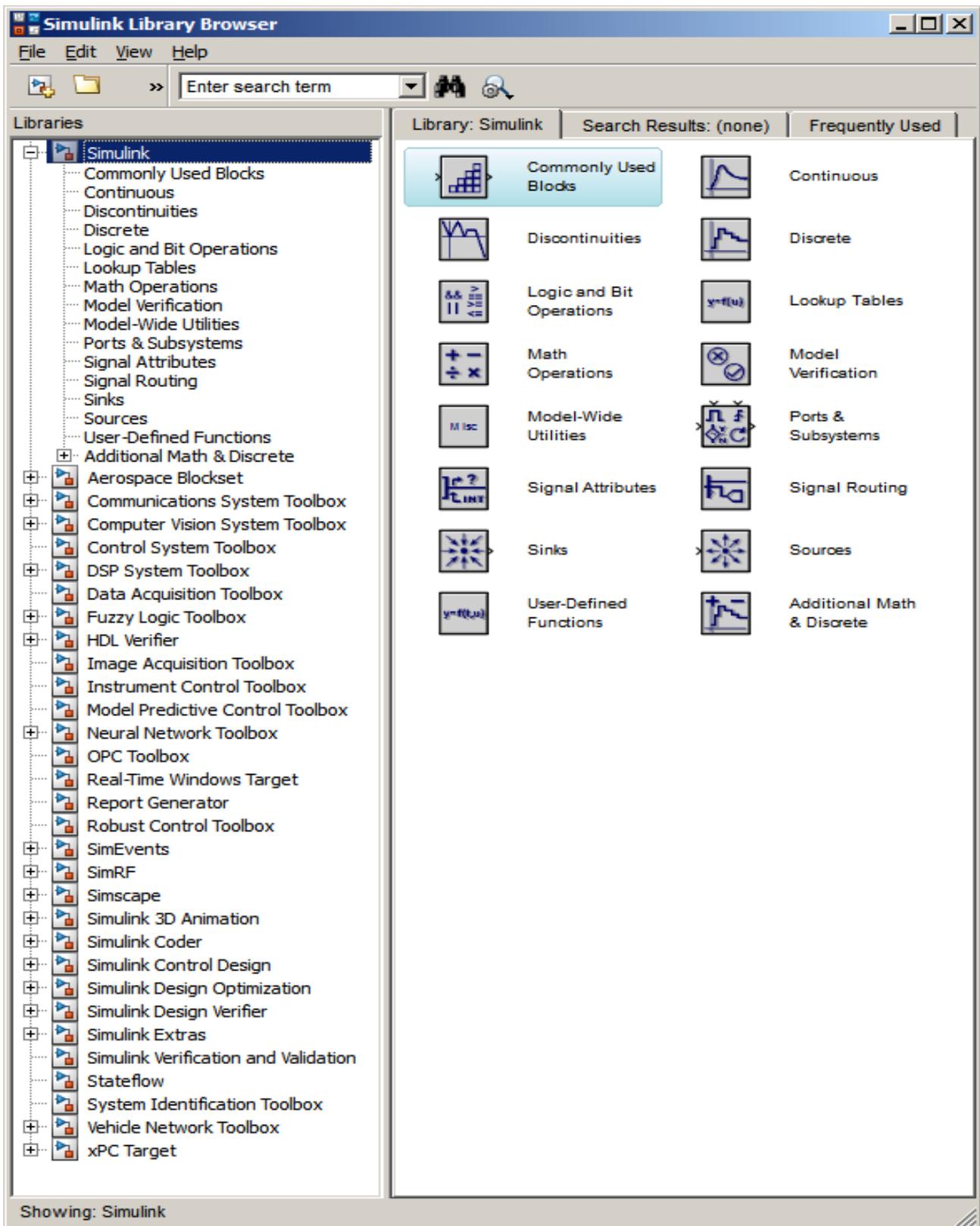


Figura 60: Simulink library browser.

El Simulink Library Browser (SLB) visualiza las bibliotecas de bloques disponibles (según la instalación) organizadas en grupos funcionales, los cuales a su vez pueden contener subgrupos.

Por defecto, el SLB se posiciona en la biblioteca Simulink, la cual contiene:

- La biblioteca Sources, conteniendo bloques para la producción de señales (funciones):

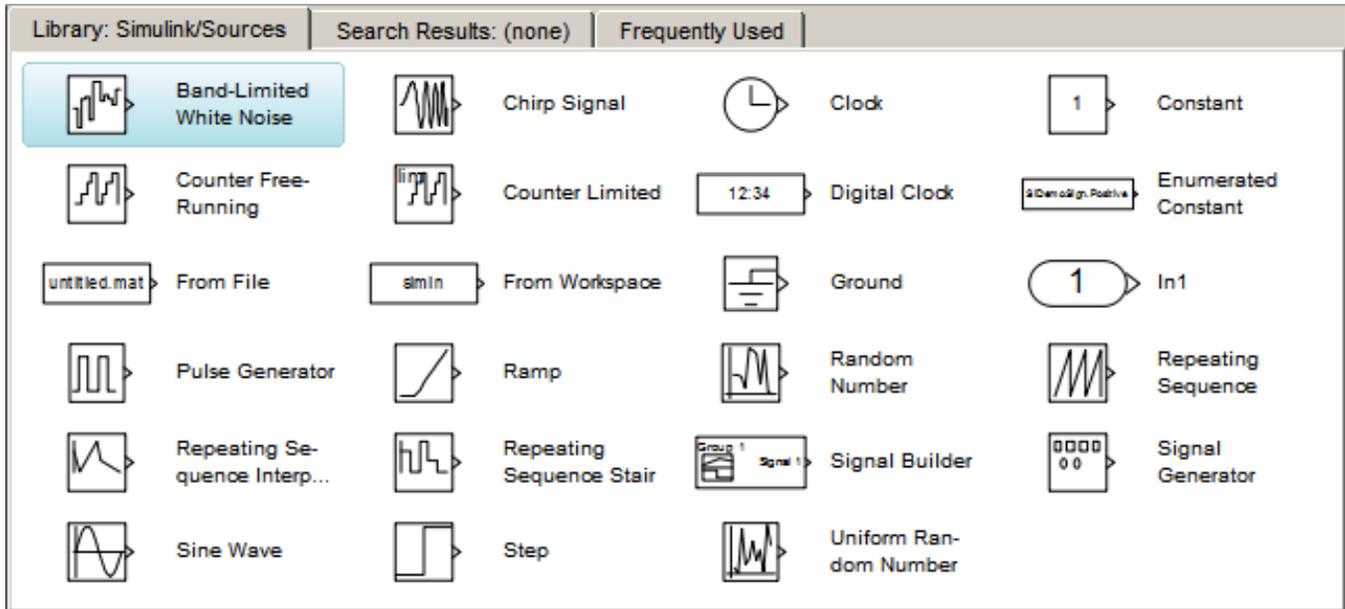


Figura 61: Library Sources.

- La biblioteca Continuous, conteniendo bloques básicos para el tratamiento de señales en tiempo continuo.

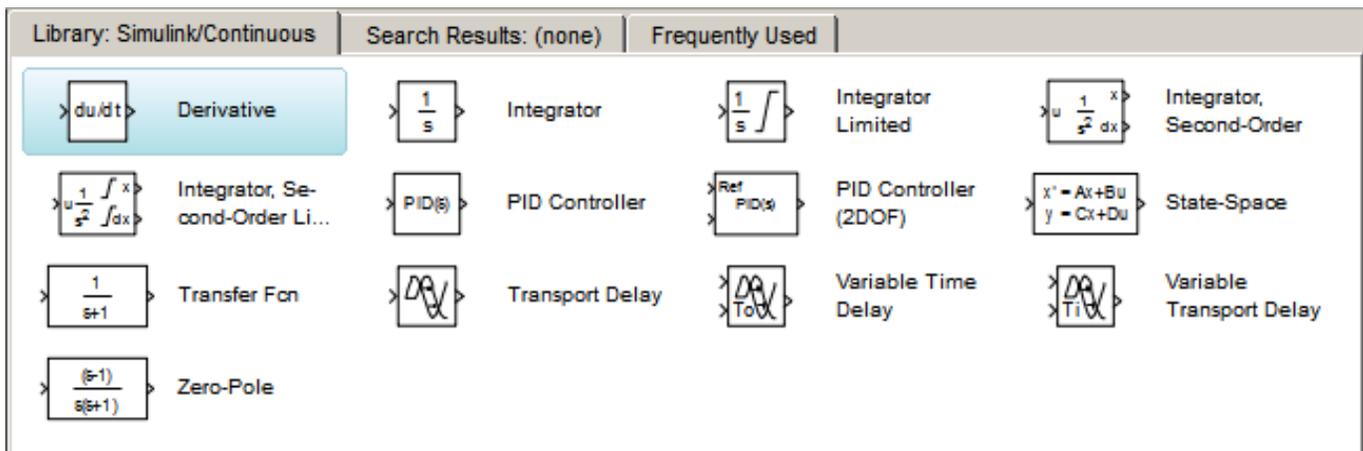


Figura 62: Library Continuous.

2. Si se desea solo trabajar con la biblioteca Simulink, usaremos el comando

```
>> open_system('simulink.mdl')
```

apareciendo una ventana en la cual los símbolos para las diferentes clases de bloques de funciones son solo visualizadas en forma de íconos.

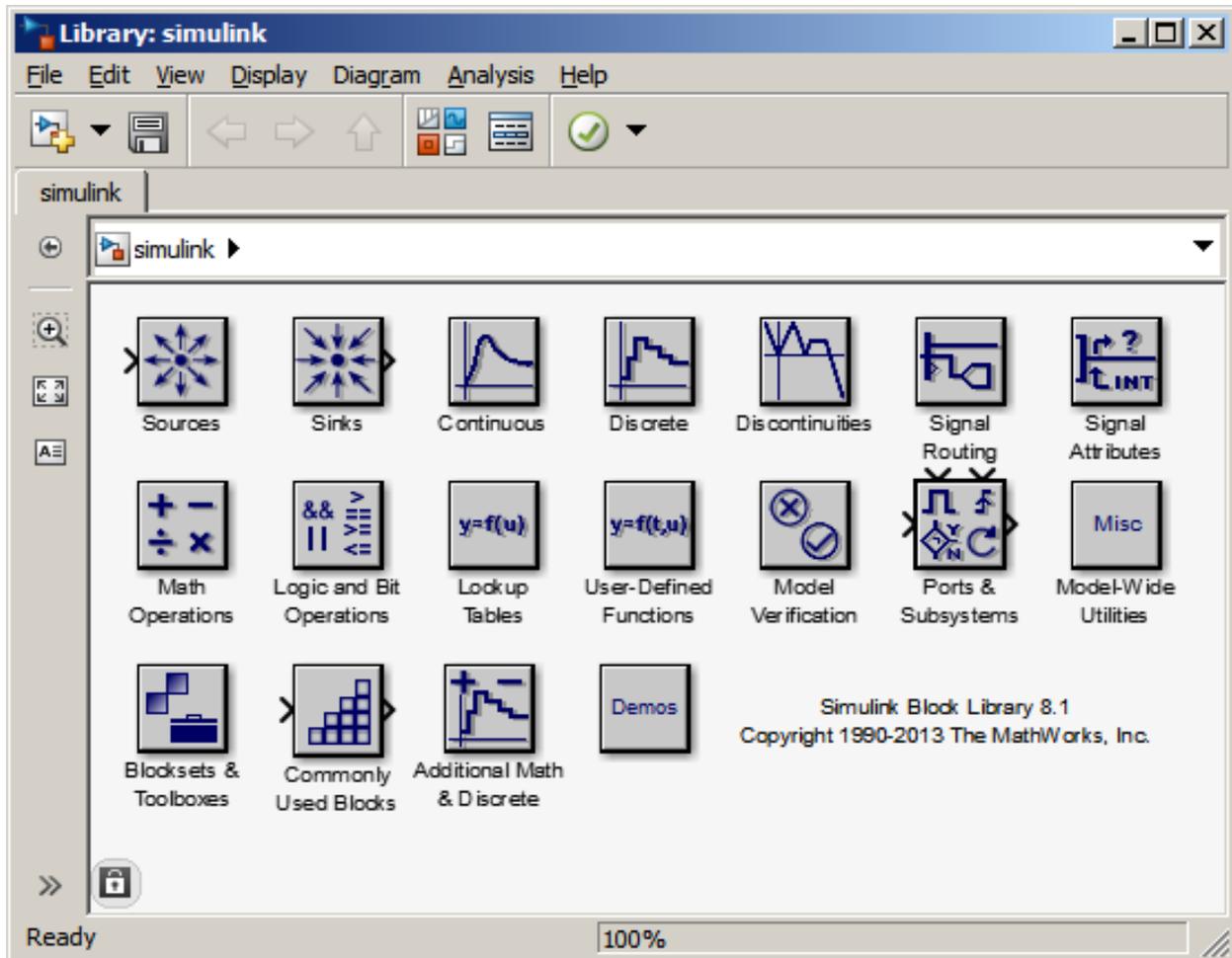
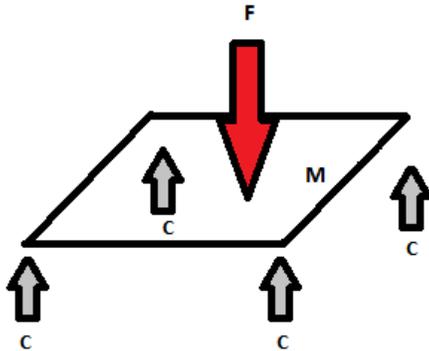


Figura 63: Library Simulink.

3.7.3 DATOS REALES DEL PROBLEMA.



El modelo matemático de la figura anterior es el siguiente:

$$\Sigma F=ma$$

$$-F+4c\ddot{x}=-m\ddot{x}$$

$$F(t) =m\ddot{x}+4c\dot{x}$$

$$F(t)=m\ddot{y}+4c\dot{y}$$

$$\ddot{y}=F(t)-4c\dot{y}/m$$

$$\frac{d^2}{dt} = \frac{F(t) - 4c \frac{dy}{dt}}{m}$$

*Datos:

Peso de instrumento de medición aproximado: 500g.

Suponiendo que se colocan los siguientes instrumentos sobre la tabla de la mesa:

1. Instrumento DETECT3-3MB=500g.
2. Instrumento PCE-VT2700=225g.
3. Instrumento TYP-63N=160g.

En total la masa de los instrumentos es=885g.

$$\Rightarrow 0.885 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 8.6818 \text{ N.}$$

El peso que recibe la tabla de la mesa es= 8.6818 N.

La masa de la tabla es= 36.100 kg.

El coeficiente de amortiguación C es= 2232.9589.

Los datos anteriores se insertan en el siguiente diagrama de bloques, utilizando el software Simulink.

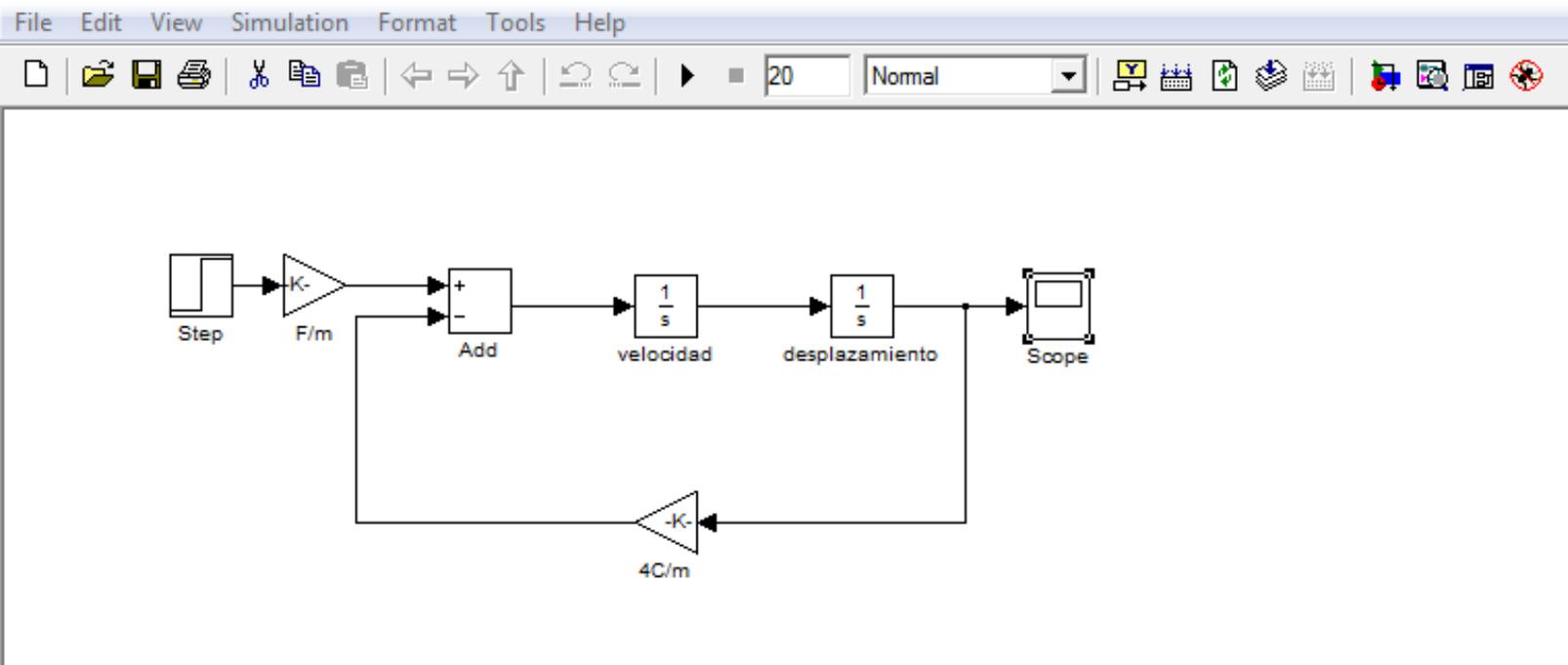


Figura 64: Diagrama de bloques.

La salida del sumador dentro del diagrama corresponderá al término de mayor grado dentro de la ecuación, la aceleración, dicho término pasa inicialmente por un integrador convirtiéndose en la velocidad del sistema y a continuación por otro bloque derivador para ser la posición respecto al tiempo. Se toma la posición de la partícula y se la multiplica por '4C/m'. Finalmente se hace uso de un bloque 'step' en representación de la aplicación de una fuerza, se le aplica una ganancia correspondiente a 'F/m' y se la adjunta por medio de un bloque 'sum' para completar el ciclo.

Para observar los resultados de la simulación se coloca un bloque 'scope' sobre la variable de interés, en este caso, la posición de la partícula respecto al tiempo.

Y la gráfica es la siguiente:

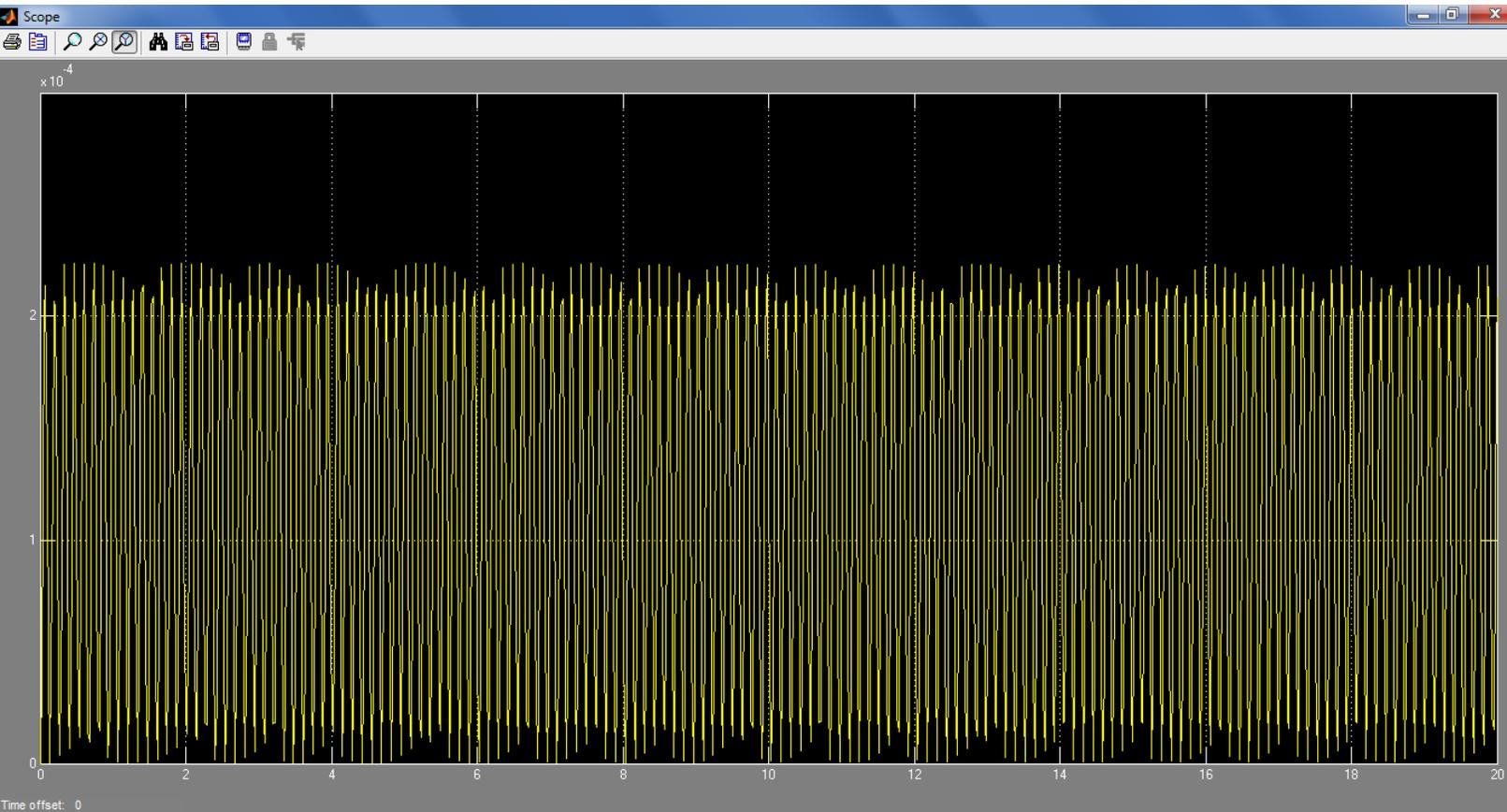


Figura 65: Gráfica de movimiento.

Cabe señalar que el desplazamiento es muy pequeño, sin embargo, nunca se estabiliza el sistema.

Por lo general un sistema de masa-resorte-amortiguador se llega a estabilizar después de un cierto tiempo, esto ocurre gracias a la constante del resorte.

En éste caso (mesa absorbidora de vibraciones) no se colocó resortes, se tuvo la idea de que con un amortiguador en cada pata sería suficiente para estabilizar el sistema, pero no fue así.

En el movimiento armónico simple un cuerpo oscila indefinidamente entre dos posiciones espaciales sin perder energía mecánica. Pero en los sistemas mecánicos reales, siempre encuentran presente fuerzas de rozamiento que disminuyen la energía mecánica a medida que transcurre el tiempo, en este caso se la conoce como amortiguada, mientras que, si se agrega una fuerza externa

impulsora de tal manera que la pérdida de energía se equilibre con la energía de entrada, el movimiento se llama oscilación forzada.

Se dice que una partícula que se mueve a lo largo del eje x realiza un movimiento armónico simple cuando su desplazamiento respecto a su posición de equilibrio varía con el tiempo.

3.7.4 SIMULACIÓN CON ANSYS.

También se realizó un análisis con elementos finitos de la estructura de la mesa para confirmar que aguanta el peso especificado, para ello se fijó la estructura a las patas de abajo y se colocaron cargas verticales en la parte superior teniendo en cuenta el peso de la tabla y el peso de uso. Como resultado se obtuvieron las siguientes imágenes utilizando el software ANSYS:

➤ Deformación total:

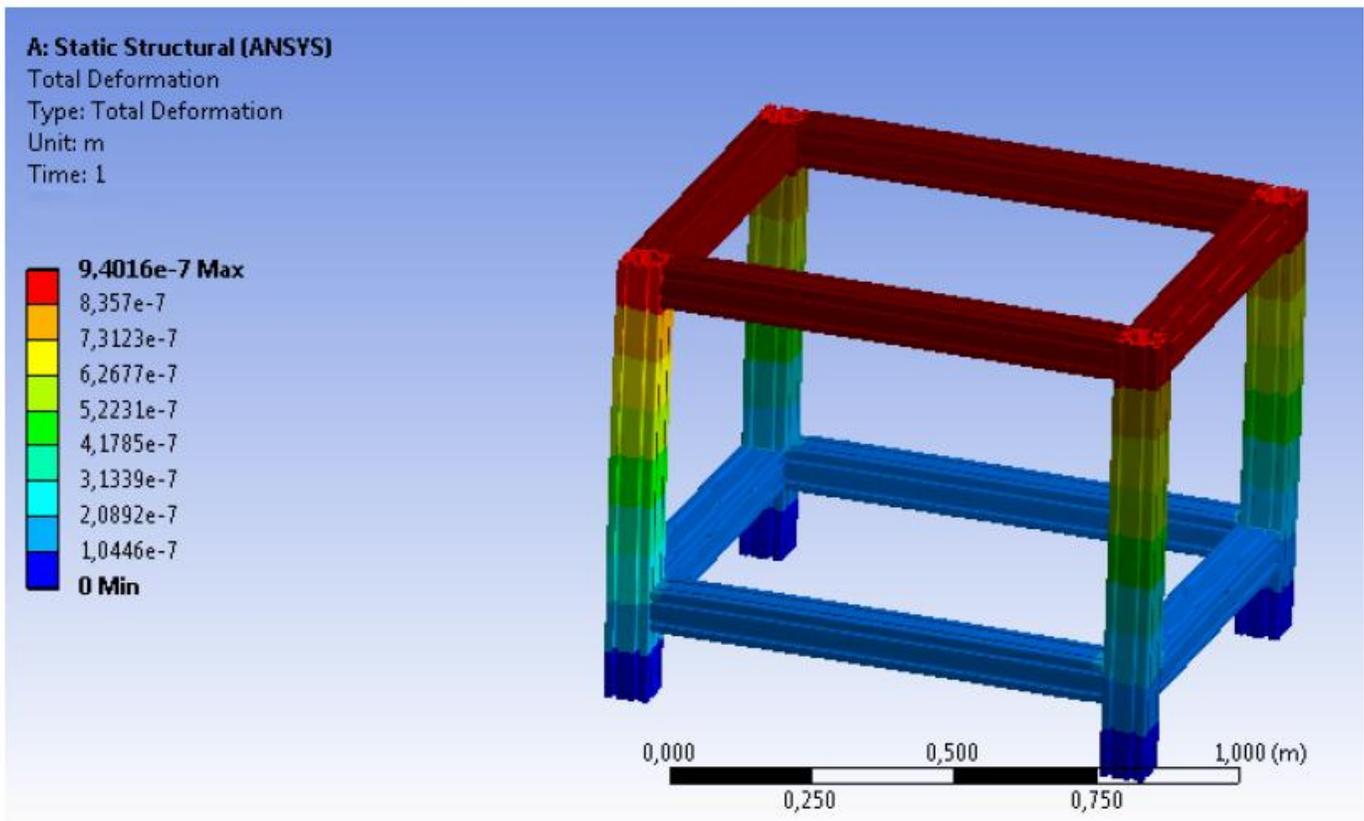


Figura 66: Deformación total de la estructura.

➤ Esfuerzo-Tensión:

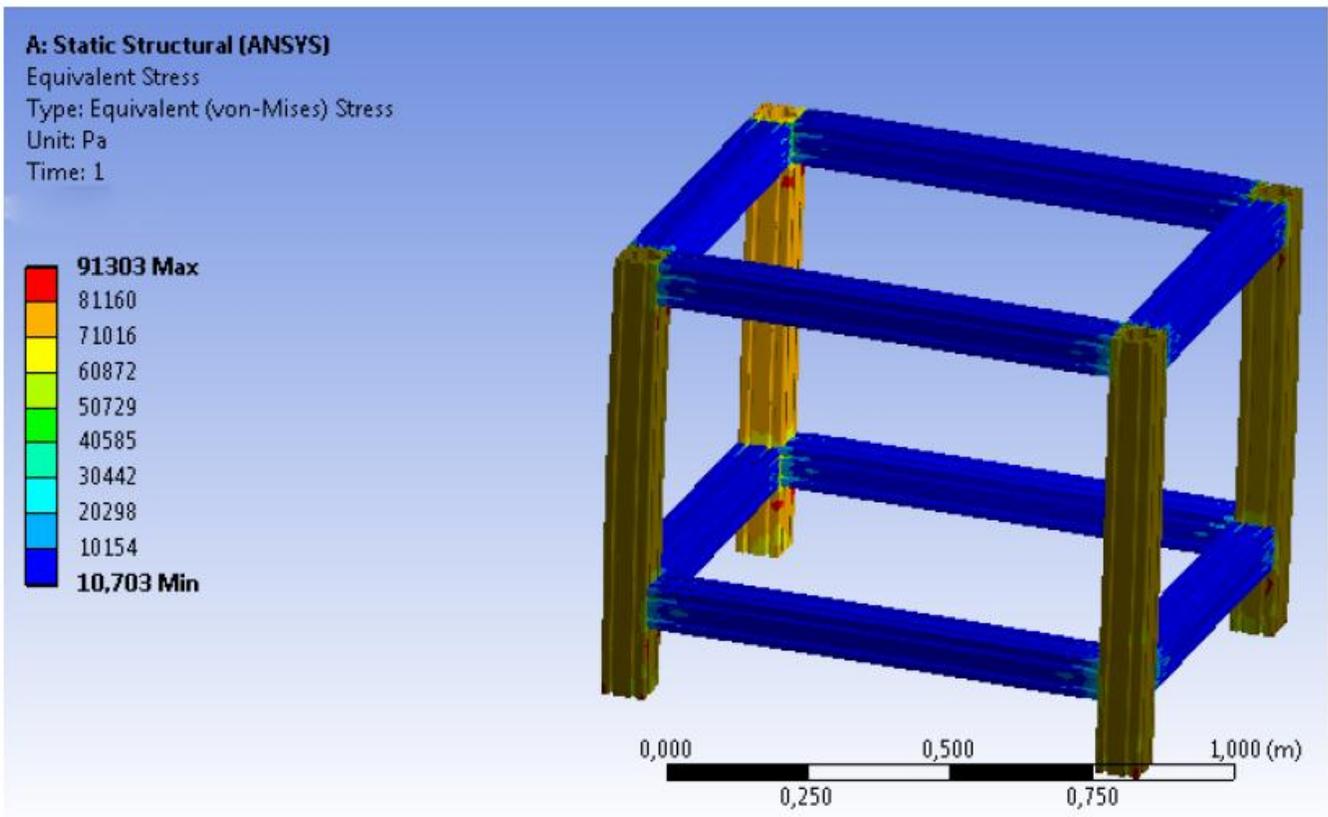


Figura 67: Esfuerzo de la estructura.

4. RESULTADOS.

Como se pudo ver anteriormente, en realidad los instrumentos de medición son muy ligeros y esto causa un peso muy pequeño sobre la mesa, y por lo consiguiente una fuerza con una magnitud pequeña.

En la gráfica que se aprecia en el scope se observa el movimiento de la mesa causada por la fuerza que ejerce los instrumentos de medición sobre ella.

El desplazamiento total de la mesa absorbadora de vibraciones que se observa en la gráfica del software Simulink es de 2×10^{-4} m. o 200 micras.

Se podría decir que el desplazamiento con esa magnitud es despreciable, ya que no afectaría al sistema.

5. CONCLUSIONES.

Al finalizar este trabajo se ha adquirido una apreciable información en el ámbito de vibraciones mecánicas, aplicada a una situación real que ocurre en la industria, como la absorción de vibraciones.

Se dieron a conocer los distintos tipos de vibraciones que existen, además de las normas de vibración.

Cabe destacar que, en análisis de vibraciones, es importante saber dónde ubicar los sensores de medición, ya que una incorrecta ubicación de éstos, puede arrojar valores y espectros erróneos.

La resonancia en los equipos se debe evitar, ya que puede causar daños estructurales a las partes y piezas componentes de la mesa.

Al finalizar este trabajo, se he adquirido una gran cantidad de conocimientos necesarios para desempeño laboral al cual estamos enfocados, como profesionales para dar soluciones eficientes y eficaces, además ha servido para poder mezclar la teórica aprendida en la universidad, con la práctica. Este tema ha abierto la mente y las ganas de seguir en la senda del conocimiento de nuestra área, la mecánica.

Por último, la mesa absorbadora de vibraciones para instrumentos de medición presentada anteriormente es funcional.

6. FUENTES DE INFORMACIÓN.

- “Medición y análisis de vibraciones”. Díaz, Sergio. Art. Laboratorio de dinámica de máquinas, Universidad Simón Bolívar, 2003.

- “Medición y análisis de vibraciones: una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias”. Kulichevsky, R; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, A.

- “Diseño de máquinas: un enfoque integrado”. Robert. L. Norton, cuarta edición.

- “Catálogo ITEM”

- “Catálogo FESTO”.

ANEXO I:

PRESUPUESTOS

En este apartado se muestran los presupuestos de cada uno de los conjuntos mencionados anteriormente.

CONJUNTO ESTRUCTURA.

REFERENCIA	CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO UNIDAD	TOTAL
ITEM 0.0.026.27	Profile 8 80x80, long.: 900 mm	4	42.05 €	168.2 €
ITEM 0.0.026.27	Profile 8 80x80, long.: 840 mm	4	39.44 €	157.76 €
ITEM 0.0.026.27	Profile 8 80x80, long.: 640 mm	4	30.73 €	122.92 €
ITEM 0.0.026.03	Profile 8 40x40, long.: 590 mm	2	11.1 €	22.2 €
ITEM 0.0.026.03	Profile 8 40x40, long.: 840 mm	2	15 €	30 €
ITEM 0.0.406.23	Sujeción patas M16	4	15.29 €	61.16 €
ITEM 0.0.265.29	Patas M16x100	4	15.42 €	61.68 €
ITEM 0.0.458.93	Amortiguadores de goma	4	25.23 €	100.92 €
ITEM 0.0.474.37	Panel 4 mm, dim: 2800 x 1800 mm	1	174.83 €	174.83 €
ITEM 0.0.422.26	Goma panel, long: 2000 mm	5	3.42 €	17.1 €
ITEM 0.0.488.92	Articulación puerta	8	8.79 €	70.32 €
ITEM 0.0.416.85	Manilla puerta	4	4.01 €	16.04 €
ITEM 0.0.196.48	Sujeción magnética para puerta	8	5.41 €	43.28 €
ITEM 0.0.440.58	Unión automática Profile 8	80	9.19 €	735.2 €
ITEM 0.0.388.51	T-slot nut Profile8 M6	20	2.73 €	54.6 €
ITEM 0.0.370.03	Profile 5 20x20, long.: 900 mm	2	8.28 €	16.56 €
ITEM 0.0.370.03	Profile 5 20x20, long.: 680 mm	2	6.75 €	13.5 €
ITEM 0.0.370.03	Profile 5 20x20, long: 640 mm	1	6.46 €	6.46 €
ITEM 0.0.437.46	Unión automática Profile 5	12	4.86 €	58.32 €
			Subtotal:	1934.05 €
			21% IVA	406.15 €
			Total	2340.2 €

Tabla 3: Presupuesto conjunto estructura.

CONJUNTO SENSOR.

REFERENCIA	CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO UNIDAD	TOTAL
FESTO 537823	Sensor de distancia laser	4	976.8 €	3907.2 €
FESTO 537786	Soporte sensor	4	9.45 €	37.8 €
FESTO 525616	Conexión eléctrica sensor	4	18.7 €	74.8 €
ITEM 0.0.428.54	T-slot nut Profile8 M4	4	2.73 €	10.92 €
ISO 4032 M4 W N	Tuerca	100	0.006 €	0.6 €
ISO 4762 M4x25 – 25N	Tornillo cabeza circular allen	100	0.029 €	2.9 €
ISO 7380 M4x12 – 12N	Tornillo cabeza semiesférica allen	100	0.038 €	1.9 €
			Subtotal:	4036.12 €
			21% IVA	847.58 €
			Total	4883.70 €

Tabla 4: Presupuesto conjunto sensor.

TORNILLERÍA.

REFERENCIA	CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO UNIDAD	TOTAL
ISO 4014 M8 x 40 x 40-N	Tornillo Hexagonal	200	019 €	38 €
ISO 7089 – 8	Arandela	100	0.029 €	2.9 €
ISO 4017 M10 x 35-N	Tornillo Hexagonal	50	0.12 €	6 €
ISO 7093 – 10	Arandela ancha	100	0.42 €	42 €
ISO 4032 M10 W N	Tuerca	50	0.035 €	1.75 €
ISO 7089 – 10	Arandela	100	0.29 €	2.9 €
ISO 10642 M4 x 16 – 16N	Tornillo avellanado allen	50	0.018 €	0.9 €
ISO 4032 M4 W N	Tuerca	100	0.006 €	0.6 €
ISO 4017 M5 x 20N	Tornillo hexagonal	500	0.024 €	12 €

ISO 7089 – 5	Arandela	100	0.007 €	0.7 €
ISO 4762 M2.5 x 20 – 20N	Tornillo cabeza circular allen	100	0.022 €	2.2 €
ISO 10642 – M6 x 16 – 16N	Tornillo avellanado allen	250	0.024 €	6 €
ISO 4762 M8 x 30 – 30N	Tornillo cabeza circular allen	100	0.19 €	19 €
ISO 7380 M6 x 16 – 16N	Tornillo cabeza semiesférica allen	50	0.059 €	2.95 €
ISO 4032 M6 W N	Tuerca	100	0.012 €	1.2 €
ISO 7380 M5 x 12 – 12N	Tornillo cabeza semiesférica allen	50	0.045 €	2.25 €
			Subtotal:	141.35 €
			21% IVA	29.68 €
			Total	171.03 €

Tabla 5: Presupuesto tornillería.

Conjunto estructura: 2340.2 €

Conjunto sensor: 4883.70 €

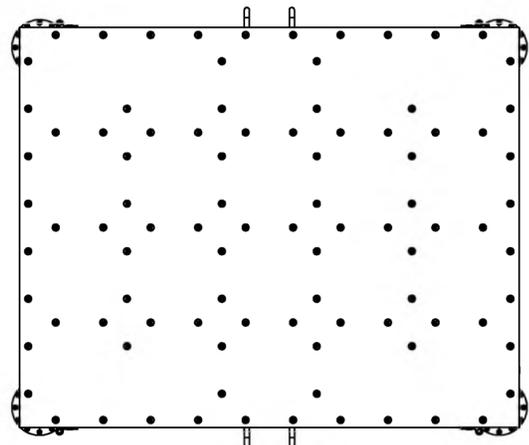
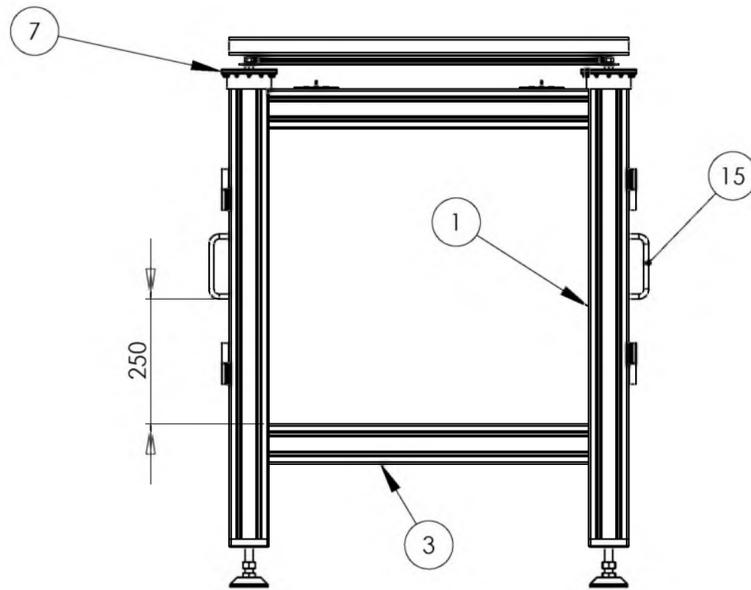
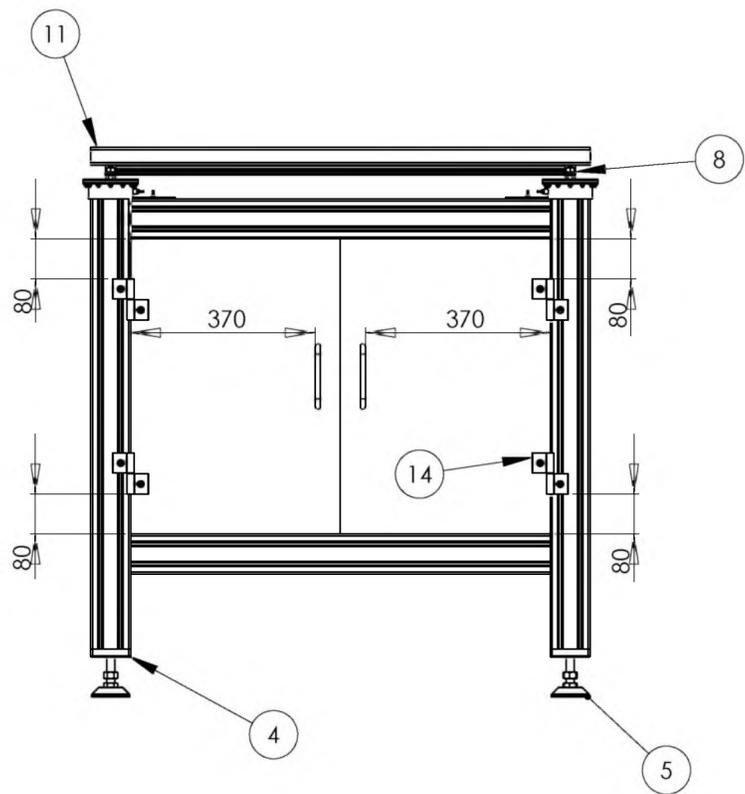
Tornillería: 171.03 €

Presupuesto total: 7394.93 €

El total del presupuesto asciende a la cantidad siete mil trescientos noventa y cuatro euros con noventa y tres centavos.

ANEXO II:

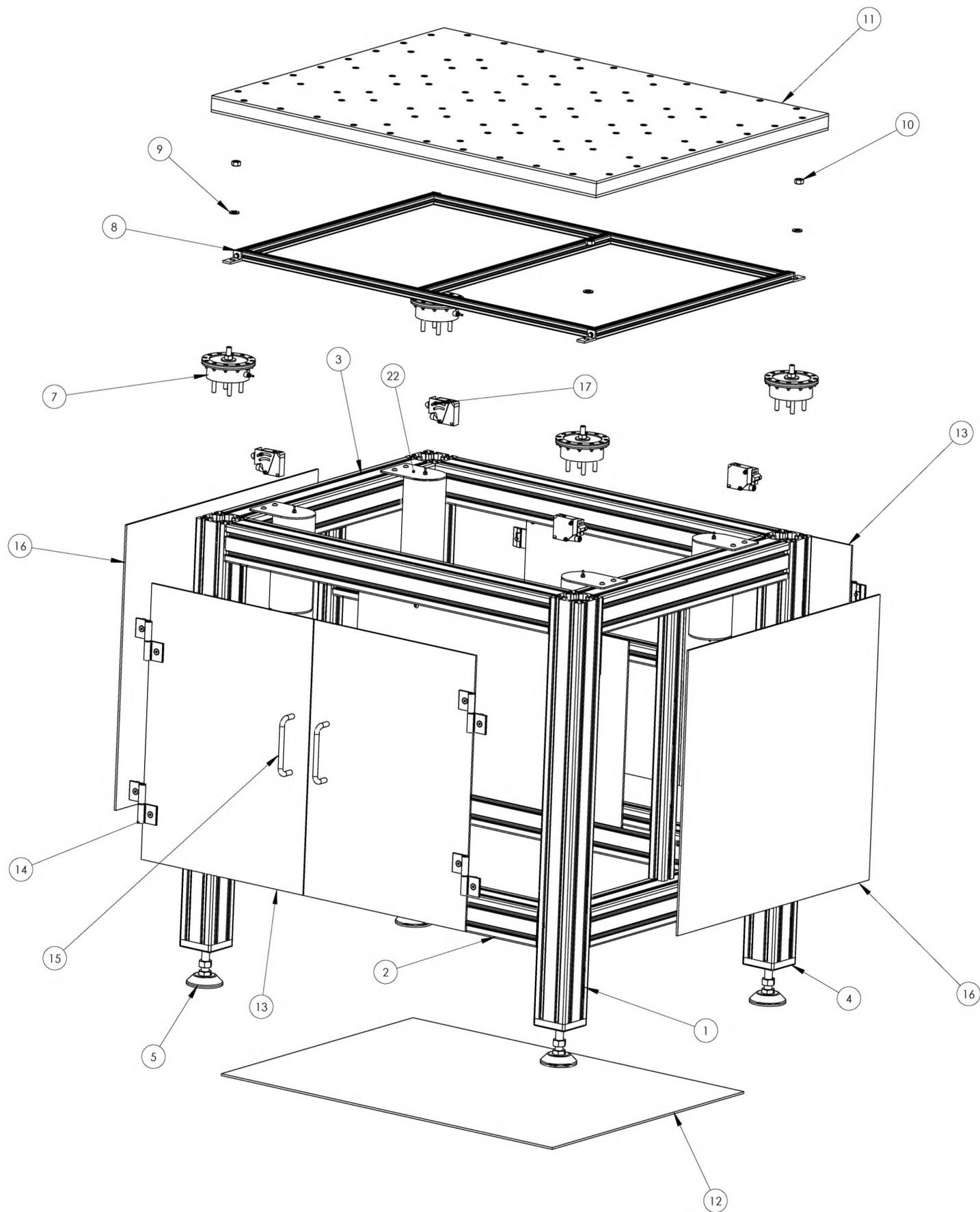
PLANOS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Predeterminado/CANTIDAD
1	Pro8-80x80-900	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 900 mm	4
2	Pro8-80x80-840	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 840 mm	4
3	Pro8-80x80-640	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 640 mm	4
4	Tapa suelo	Sujeción Patas (ITEM ref: 0.0.406.23)	4
5	Patas	Patas regulables (ITEM ref: 0.0.265.29)	4
6	ISO 4762 M8 x 30 --- 30N	Tornillo cabeza circular allen	16
7	Montaje suspension	Amortiguador aislador (Montaje suspension.sldrw)	4
8	Soporte tabla	Estructura de barras (Soporte tabla.sldrw)	1
9	ISO 7089 - 10	Arandela	4
10	ISO - 4032 - M10 - W - N	Tuerca hexagonal	4
11	Montaje tabla	Tabla de la mesa (Montaje tabla.sldrw)	1
12	Panel 660x860 suelo	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 660 x 860 mm	1
13	Panel 590x420	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 590 x 420 mm	4
14	puerta articulacion	ITEM ref: 0.0.488.92	8
15	Manilla puerta	ITEM ref: 0.0.416.85	4
16	Panel 660x610	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 660 x 610 mm	2
17	Montaje sensor	(Montaje sensor.sldrw)	4
18	Pro8-40x40-590	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 590 mm	2
19	Pro8-40x40-840	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 840 mm	2
20	Panel 700x400	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 700 x 400 mm	1
21	ISO 7380 - M6 x 16 --- 16N	Tornillo cabeza semiesférica	4
22	Ensamblaje deposito	Ensamblaje deposito.sldrw	4



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_01		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE FINAL		9/05/2016	1:10	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Conjunto/CANTIDAD
1	Pro8-80x80-900	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 900 mm	4
2	Pro8-80x80-840	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 840 mm	4
3	Pro8-80x80-640	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 640 mm	4
4	Tapa suelo	Sujeción Patas (ITEM ref: 0.0.406.23)	4
5	Patás	Patás regulables (ITEM ref: 0.0.265.29)	4
6	ISO 4762 M8 x 30 --- 30N	Tornillo cabeza circular allen	16
7	Montaje suspension	Amortiguador aislador (Montaje suspension.sldrw)	4
8	Soporte tabla	Estructura de barras (Soporte tabla.sldrw)	1
9	Washer ISO 7089 - 10	Arandela	4
10	ISO - 4032 - M10 - W - N	Tuerca hexagonal	4
11	Montaje tabla	Tabla de la mesa (Montaje tabla.sldrw)	1
12	Panel 660x860 suelo	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 660 x 860 mm	1
13	Panel 590x420	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 590 x 420 mm	4
14	puerfa articulacion	ITEM ref: 0.0.488.92	8
15	Manilla puerta	ITEM ref: 0.0.416.85	4
16	Panel 660x610	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 660 x 610 mm	2
17	Montaje sensor	(Montaje sensor.sldrw)	4
18	Pro8-40x40-590	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 590 mm	2
19	Pro8-40x40-840	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 840 mm	2
20	Panel 700x400	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 700 x 400 mm	1
21	ISO 7380 - M6 x 16 --- 16N	Tornillo cabeza semiesférica	4
22	Ensamblaje deposito	Ensamblaje deposito.sldrw	4

Nota: Los paneles laterales y el inferior van dentro de las ranuras de los perfiles de 80x80, para ajustarlos se utilizará una goma para profile 8 (ITEM ref: 0.0.422.27)
 Longitudes:
 4 x 610 mm
 6 x 660 mm
 2 x 860 mm

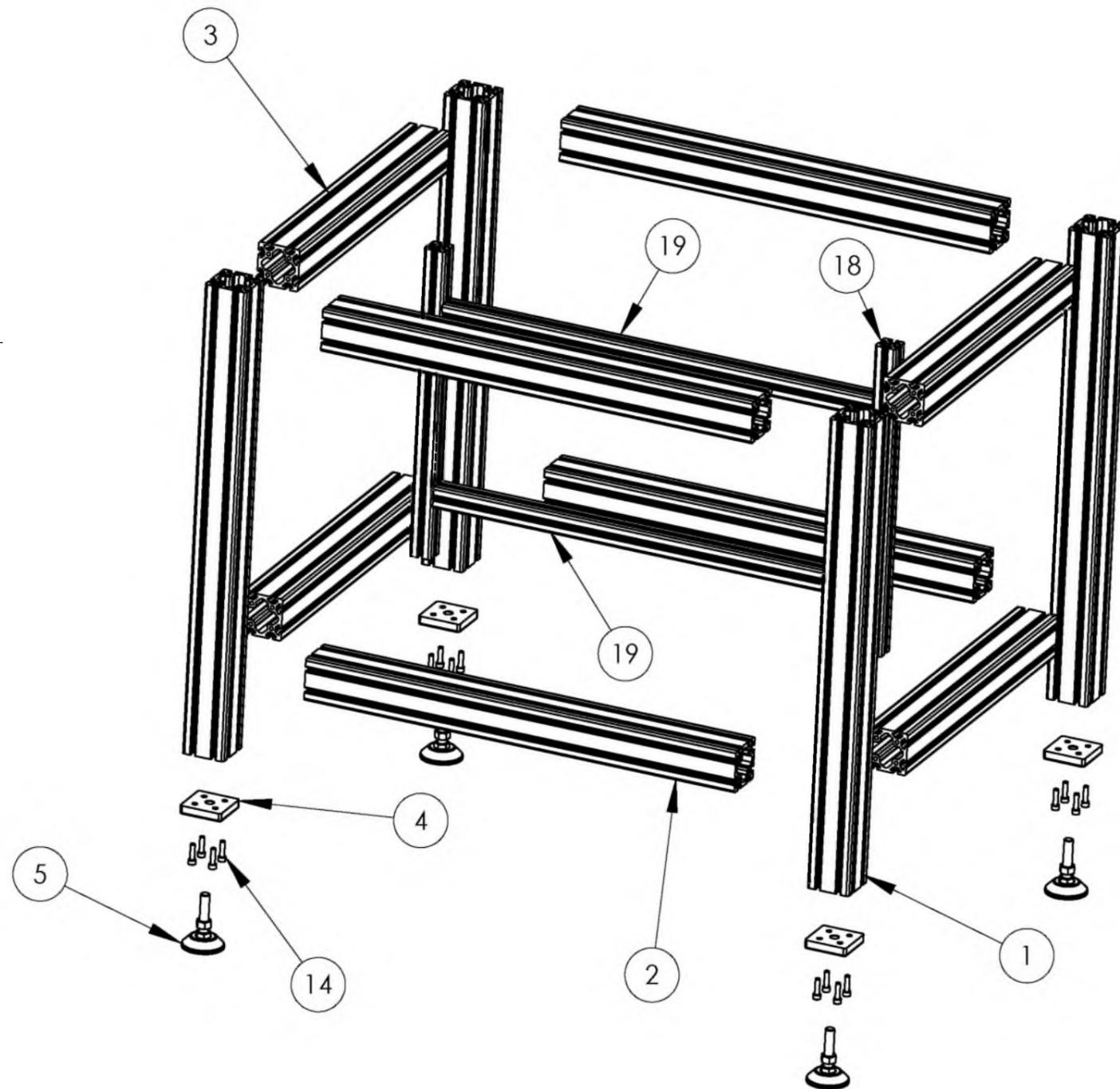
Para la colocación de las articulaciones de las puertas se utilizará para cada articulación
 2 Tornillo avellanado allen (ISO 10642 - M6 x 16 --- 16N)
 1-slot nut M6 (ITEM ref: 0.0.388.51)
 Tuerca hexagonal (ISO 4032 - M6 - W - N)

Para la sujeción de las manillas:
 8 Tornillo cabeza semiesférica allen (ISO 7380 - M5 x 12 --- 12N)



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
Plano:		No. de plano:		
MONTAJE FINAL EXPLOSION		MA_02		
Fecha:	Escala:	Material:		
9/05/2016	1:5			

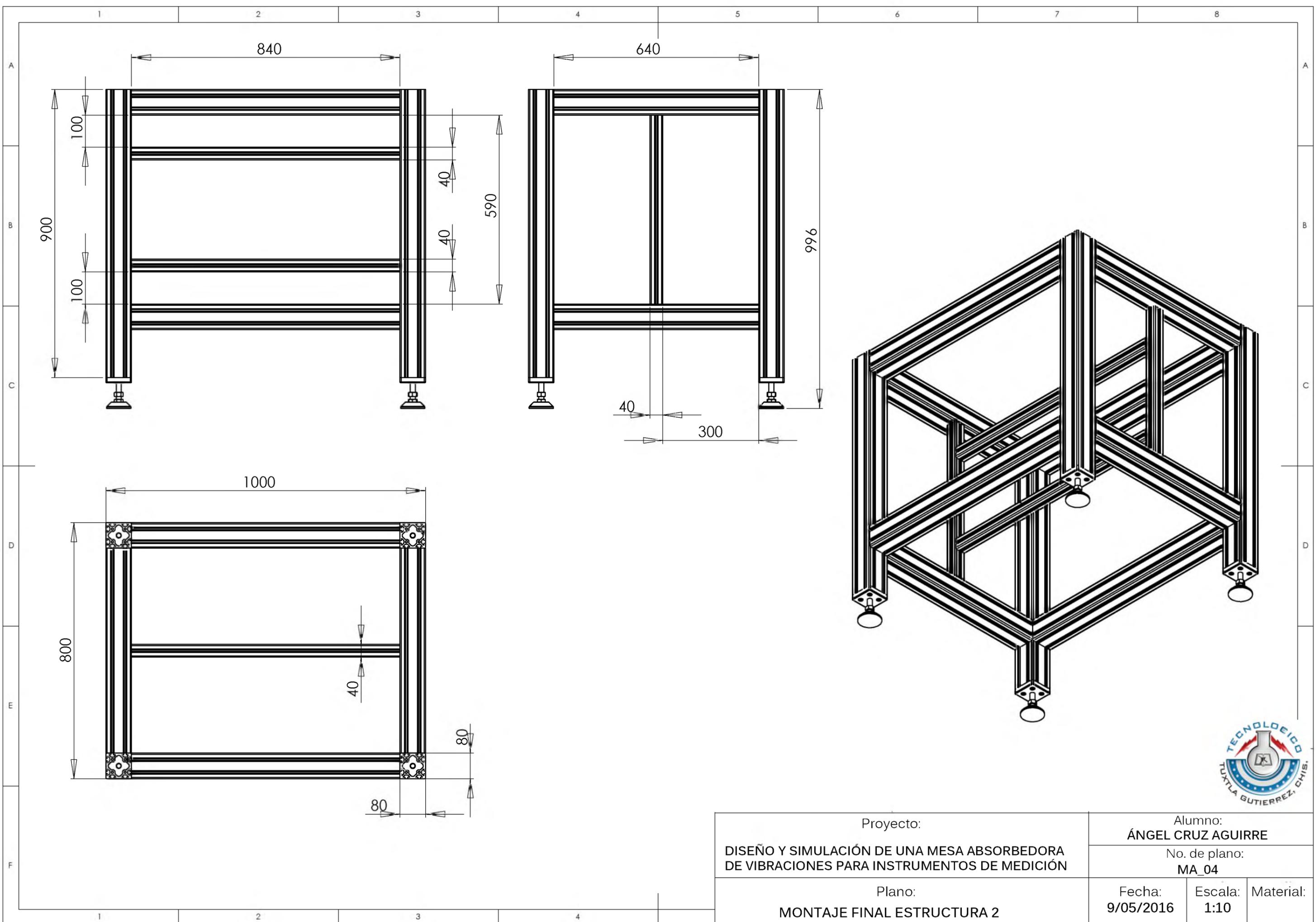
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Estructura /CANTIDAD
1	Pro8-80x80-900	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 900 mm	4
2	Pro8-80x80-840	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 840 mm	4
3	Pro8-80x80-640	ITEM ref: 0.0.026.27 Long: 640 mm	4
4	Tapa suelo	Sujeción Patas (ITEM ref: 0.0.406.23)	4
5	Patás	Patás regulables (ITEM ref: 0.0.265.29)	4
14	ISO 4762 M8 x 30 --- 30N	Tornillo cabeza circular allen	16
18	Pro8-40x40-590	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 590 mm	2
19	Pro8-40x40-840	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 840 mm	2



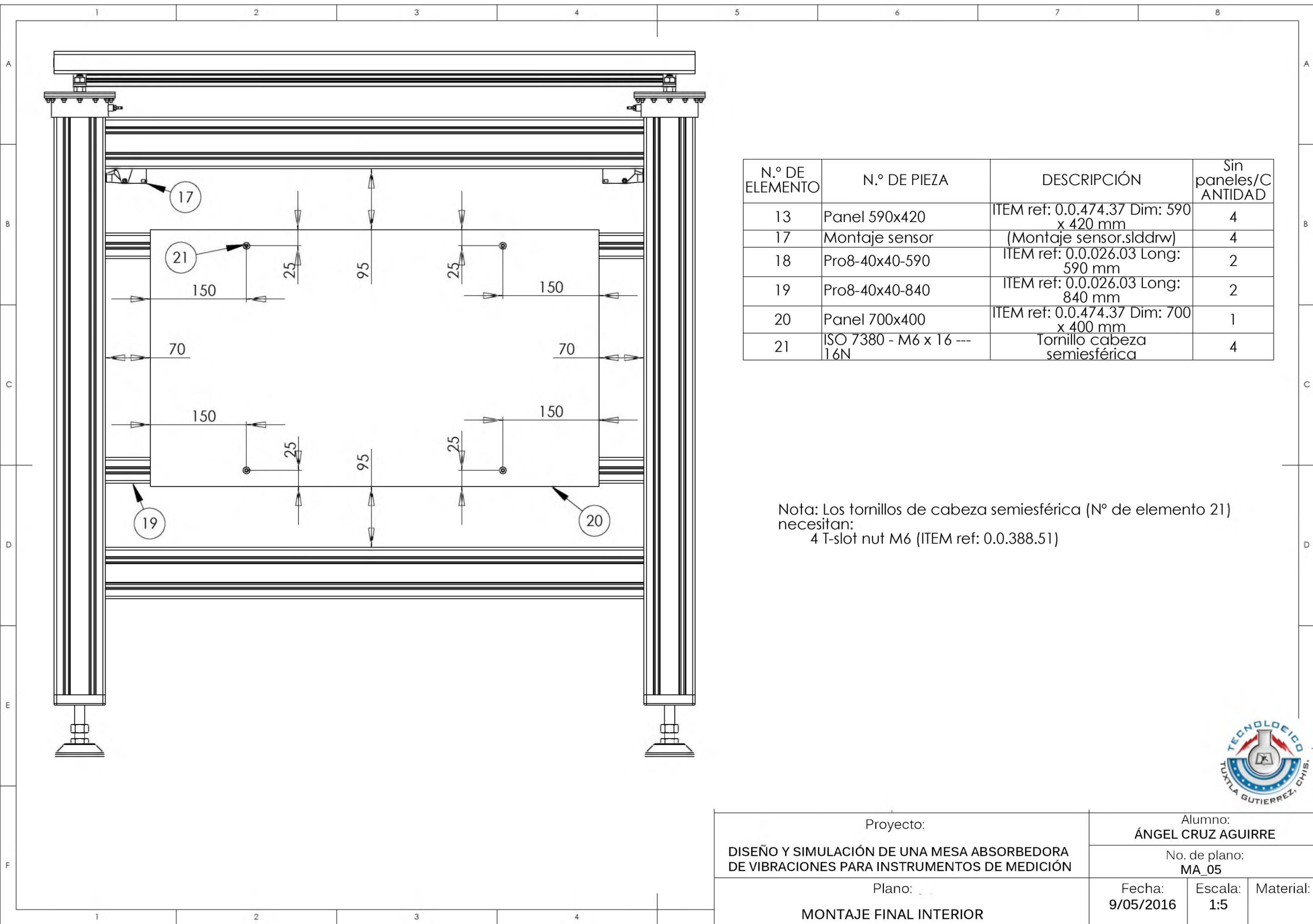
Elementos de unión:
Automatic Fastener Profile 8
ITEM ref: 0.0.440.58
Cantidad: 80



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_03		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE FINAL ESTRUCTURA		9/05/2016	1:10	



Proyecto:		Alumno:	
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE	
		No. de plano:	
Plano:		Fecha:	Escala:
MONTAJE FINAL ESTRUCTURA 2		9/05/2016	1:10
		Material:	

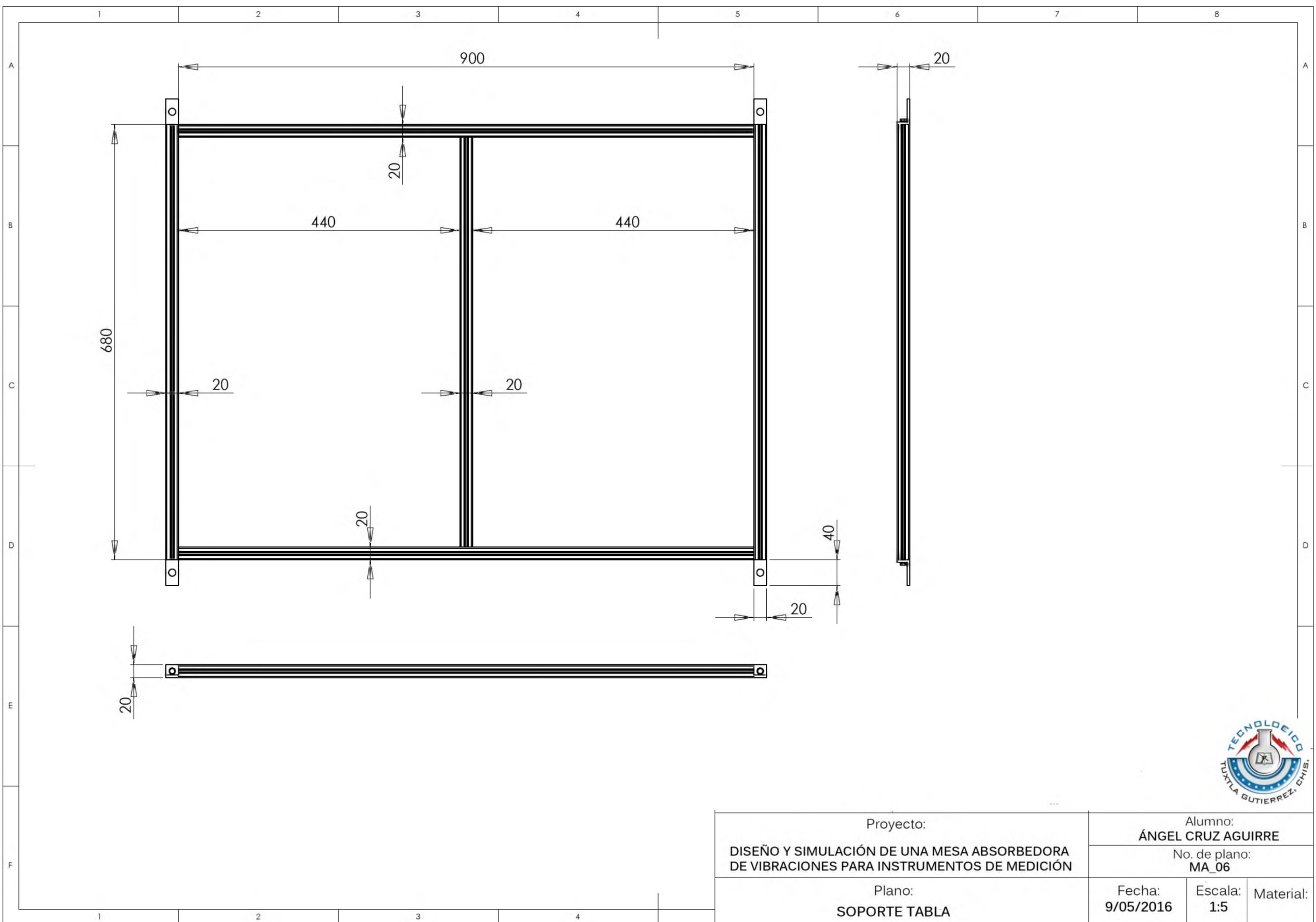


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Sin paneles/C ANTIDAD
13	Panel 590x420	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 590 x 420 mm	4
17	Montaje sensor	(Montaje sensor.slddrw)	4
18	Pro8-40x40-590	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 590 mm	2
19	Pro8-40x40-840	ITEM ref: 0.0.026.03 Long: 840 mm	2
20	Panel 700x400	ITEM ref: 0.0.474.37 Dim: 700 x 400 mm	1
21	ISO 7380 - M6 x 16 --- 16N	Tornillo cabeza semiesférica	4

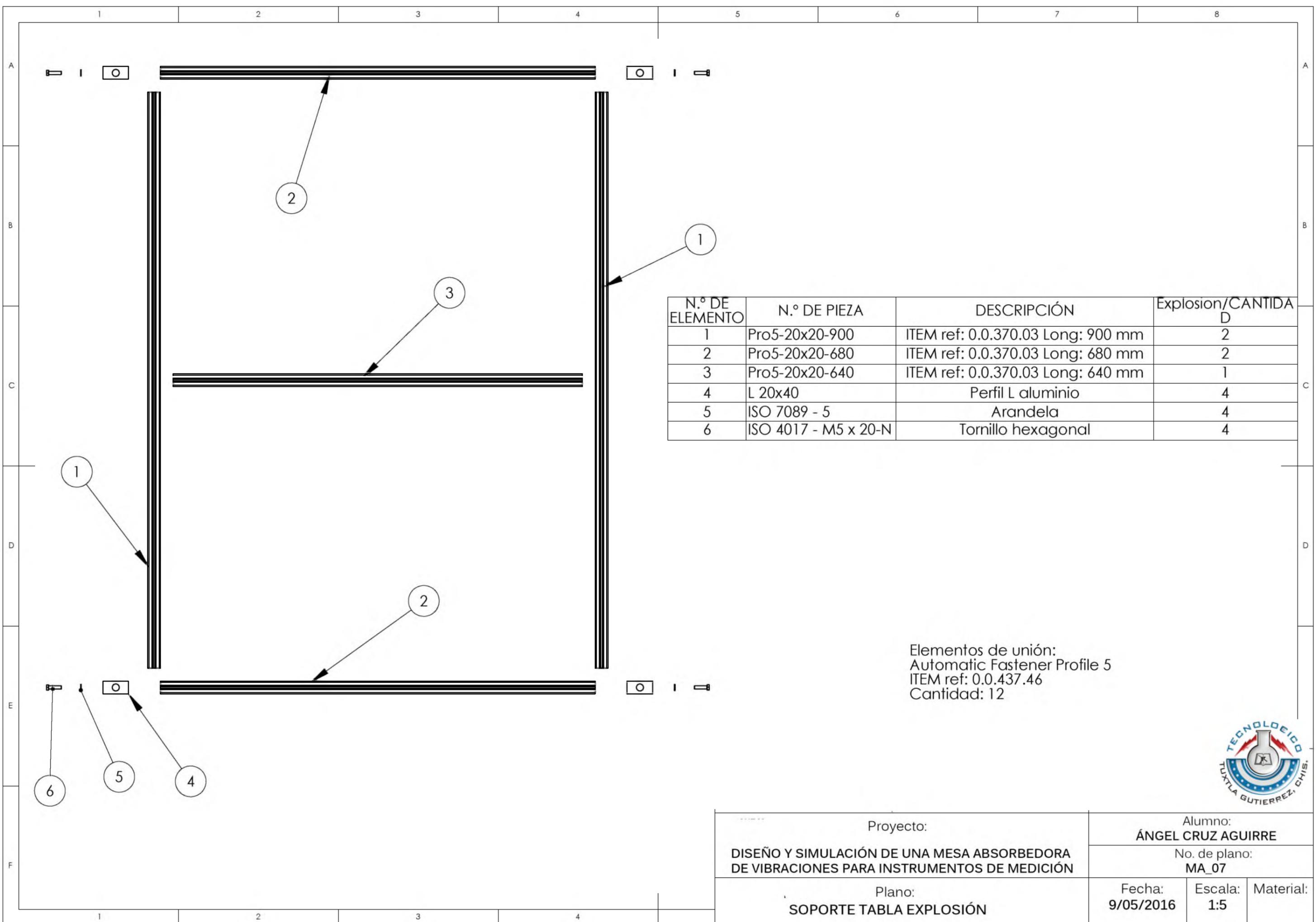
Nota: Los tornillos de cabeza semiesférica (Nº de elemento 21) necesitan:
4 T-slot nut M6 (ITEM ref: 0.0.388.51)



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_05		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE FINAL INTERIOR		9/05/2016	1:5	



Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE	
		No. de plano: MA_06	
Plano: SOPORTE TABLA		Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:5
		Material:	

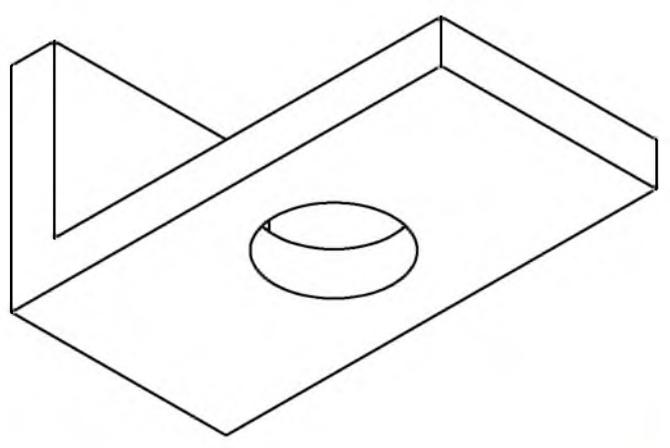
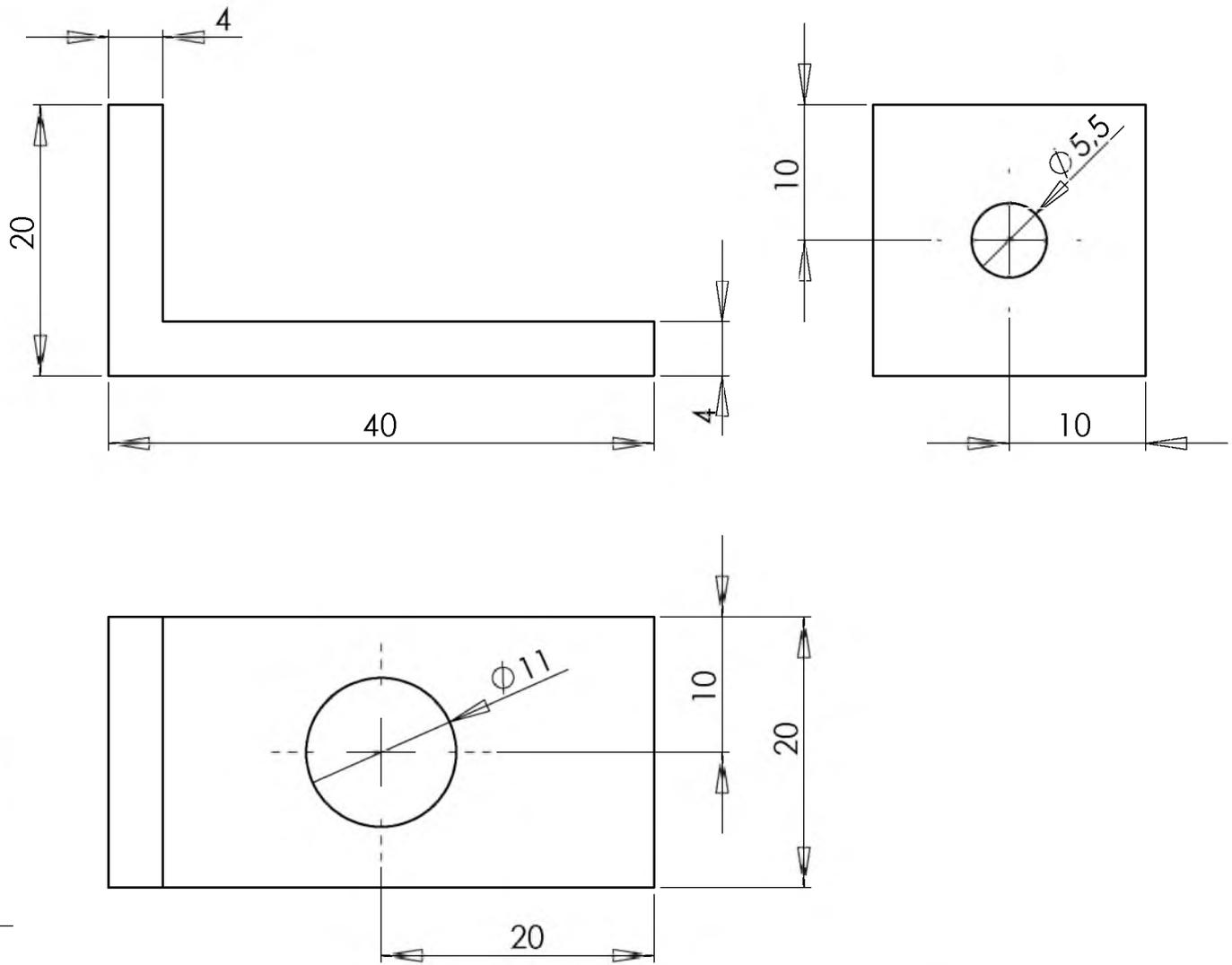


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Explosion/CANTIDAD
1	Pro5-20x20-900	ITEM ref: 0.0.370.03 Long: 900 mm	2
2	Pro5-20x20-680	ITEM ref: 0.0.370.03 Long: 680 mm	2
3	Pro5-20x20-640	ITEM ref: 0.0.370.03 Long: 640 mm	1
4	L 20x40	Perfil L aluminio	4
5	ISO 7089 - 5	Arandela	4
6	ISO 4017 - M5 x 20-N	Tornillo hexagonal	4

Elementos de unión:
Automatic Fastener Profile 5
ITEM ref: 0.0.437.46
Cantidad: 12

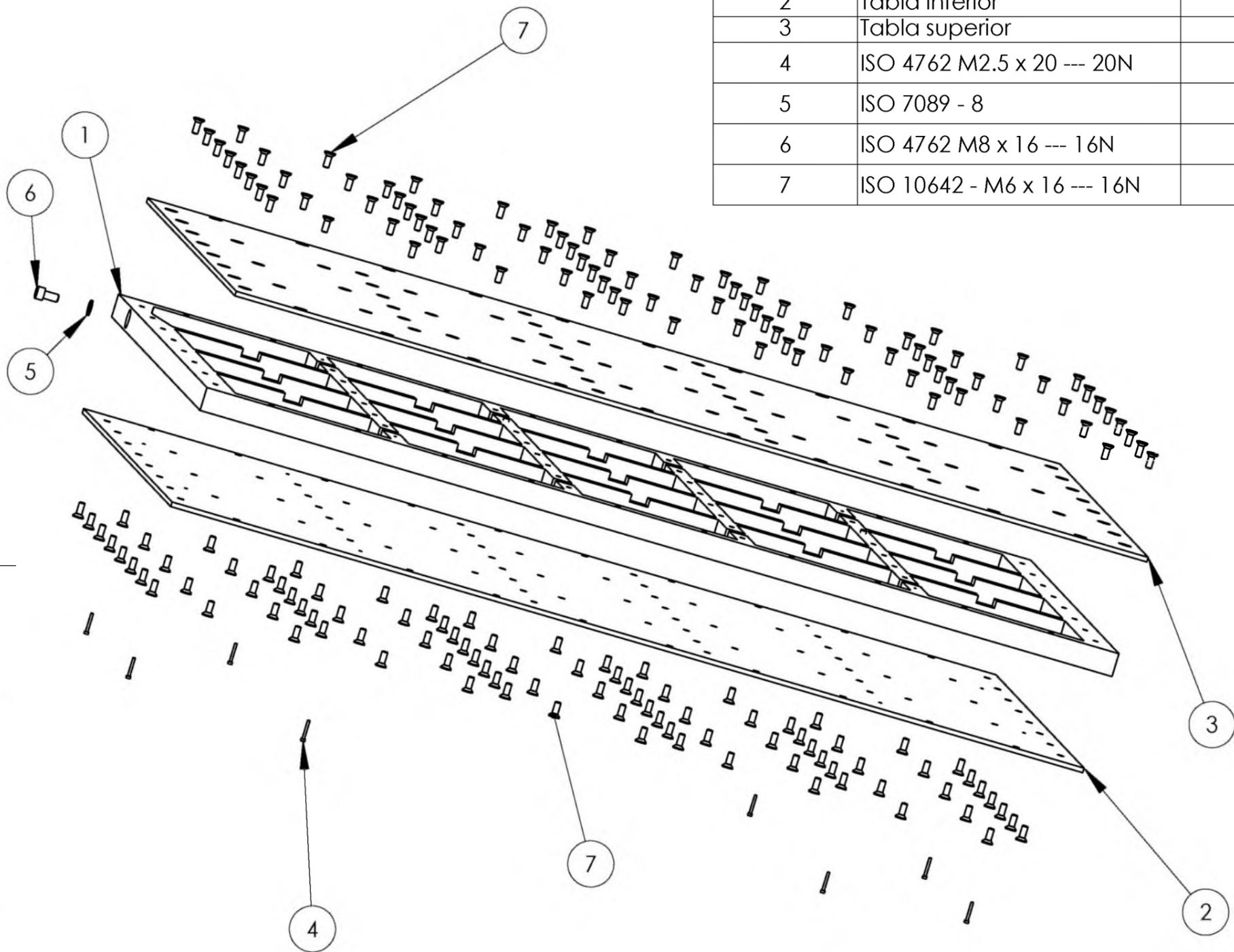


Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
	No. de plano: MA_07		
Plano: SOPORTE TABLA EXPLOSIÓN	Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:5	Material:

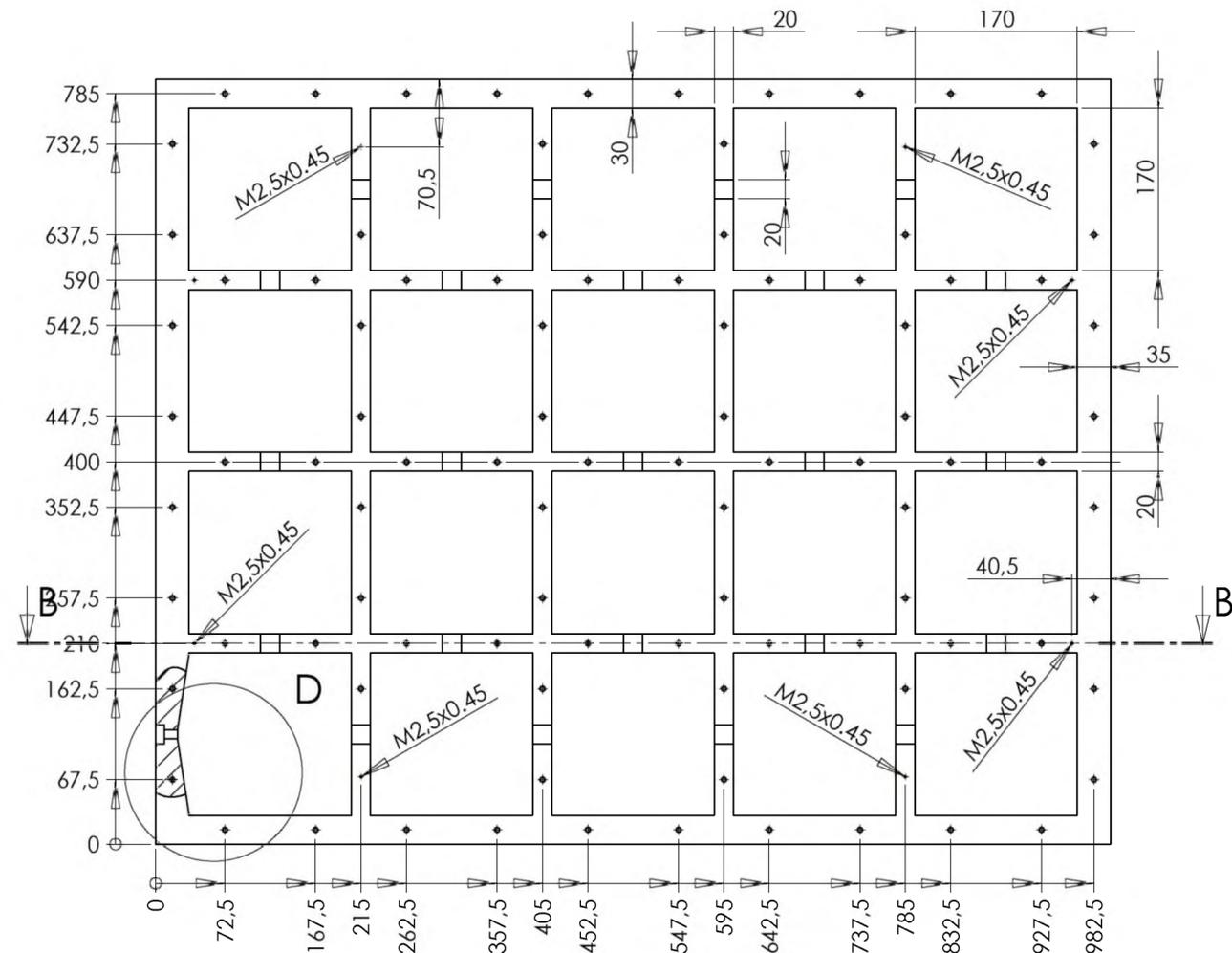


F	Proyecto:	Alumno:		
	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_08		
Plano: L 20X40	Fecha: 9/05/2016	Escala: 2:1	Material: ALUMINIO	

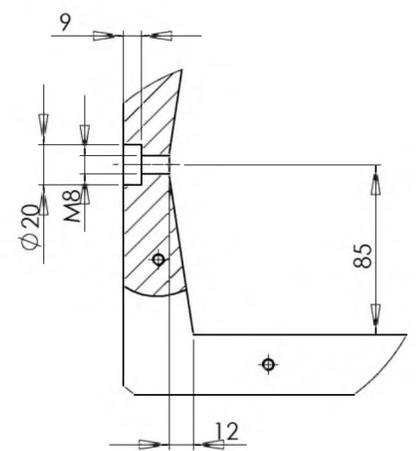
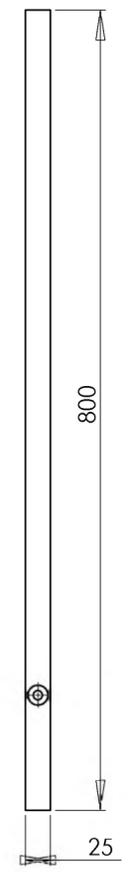
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Explosion/CA NTIDAD
1	Tabla interior	Chapa aluminio 25 mm	1
2	Tabla inferior	Chapa aluminio 5 mm	1
3	Tabla superior	Chapa aluminio 5 mm	1
4	ISO 4762 M2.5 x 20 --- 20N	Tornillo cabeza circular allen	8
5	ISO 7089 - 8	Arandela	1
6	ISO 4762 M8 x 16 --- 16N	Tornillo cabeza circular allen	1
7	ISO 10642 - M6 x 16 --- 16N	Tornillo avellanado allen	190



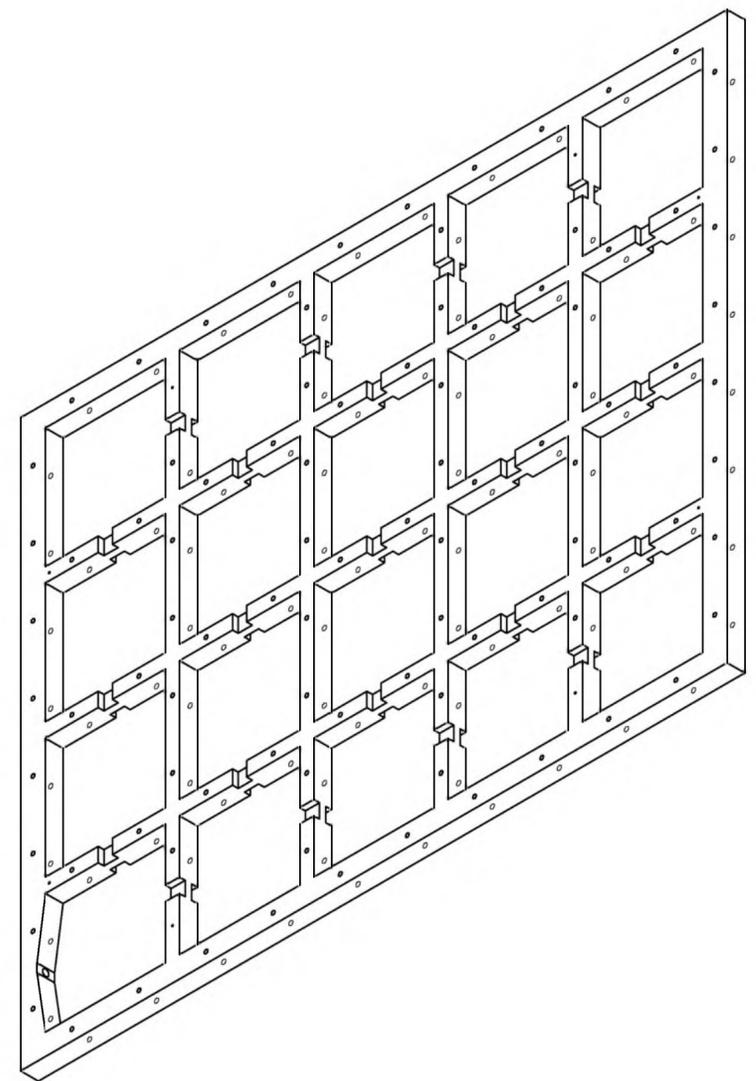
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_09		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE TABLA EXPLOSION		9/05/2016	1:5	



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5



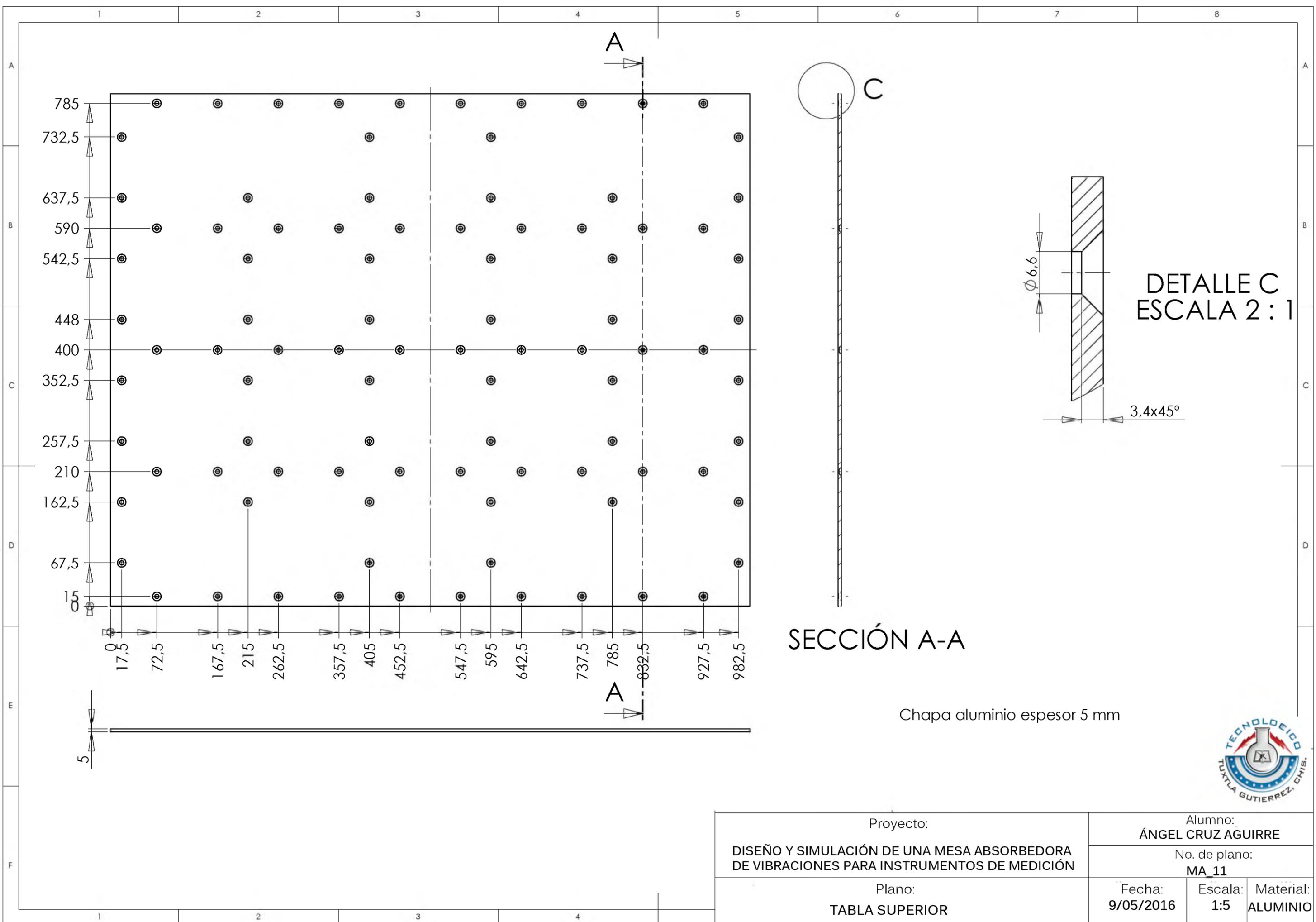
DETALLE D
ESCALA 2 : 5



Resto de agujeros M6
Chapa aluminio espesor 25 mm

Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
Plano: TABLA INTERIOR		No. de plano: MA_10		
		Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:5	Material: ALUMNIO





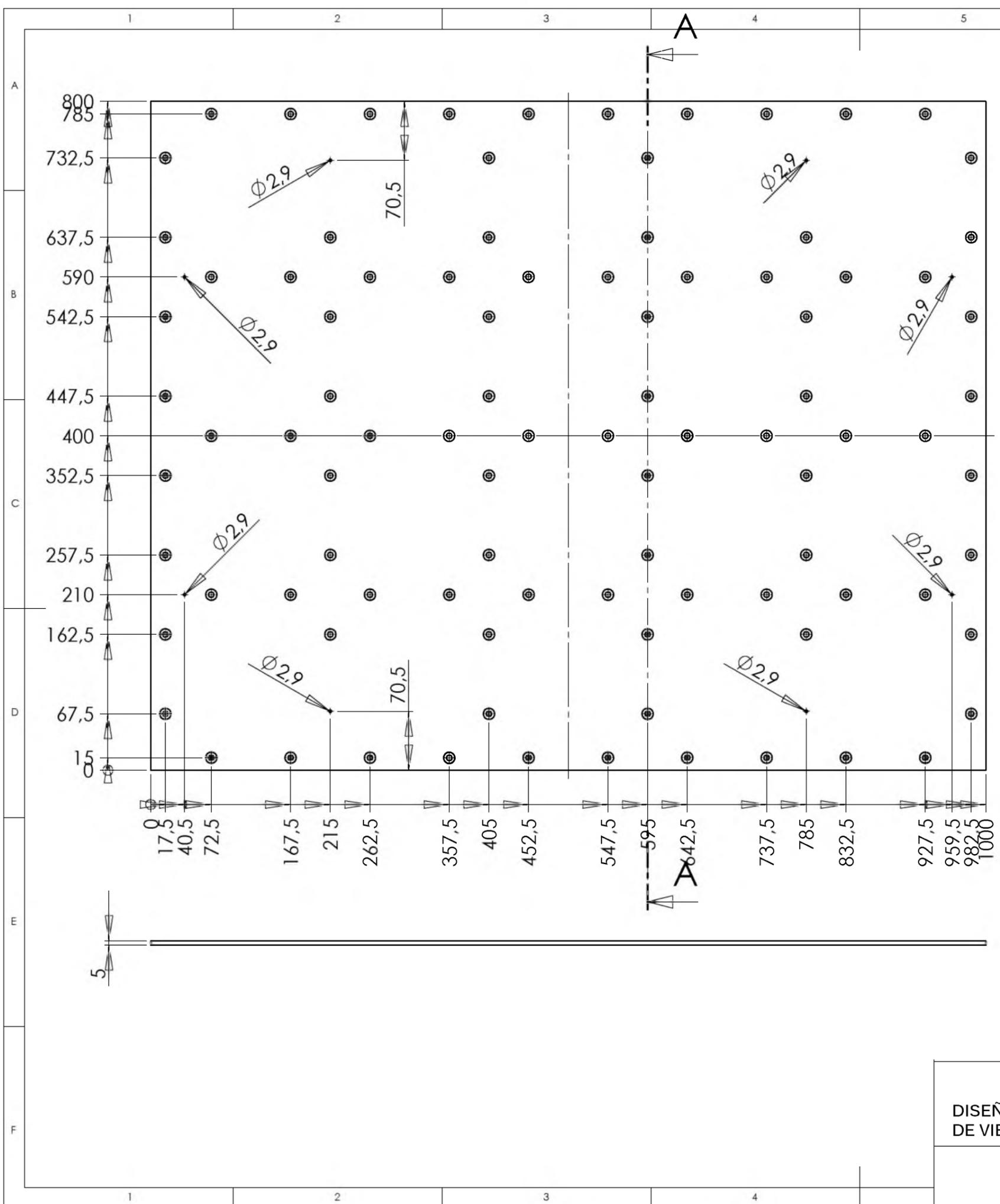
SECCIÓN A-A

Chapa aluminio espesor 5 mm

DETALLE C
ESCALA 2:1

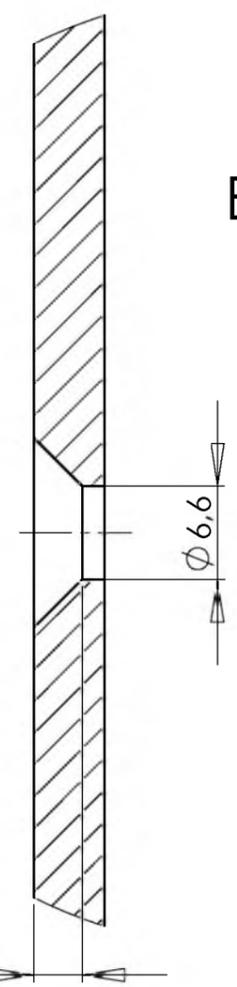


Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
	No. de plano: MA_11		
Plano: TABLA SUPERIOR	Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:5	Material: ALUMINIO



SECCIÓN A-A

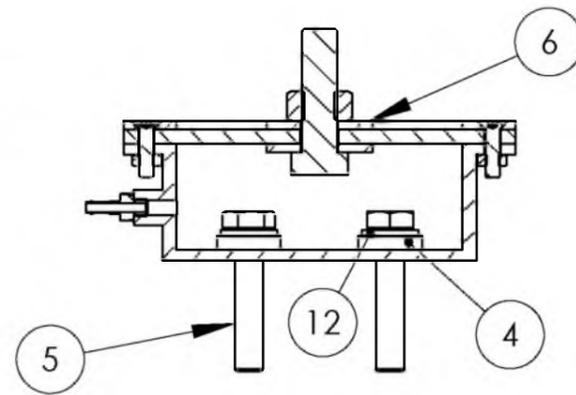
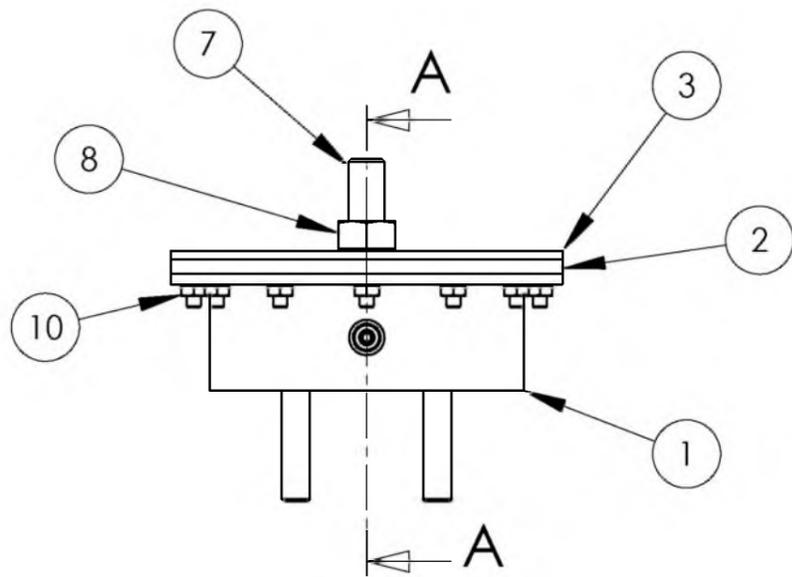
Chapa aluminio espesor 5 mm



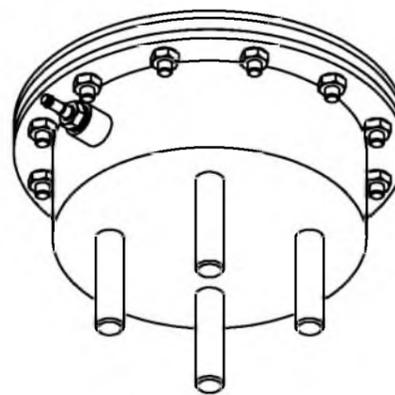
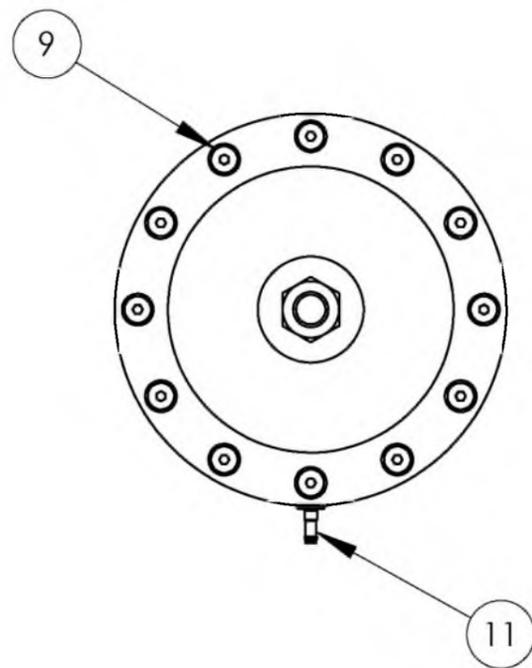
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
	No. de plano: MA_12		
Plano: TABLA INFERIOR	Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:5	Material: ALUMINIO



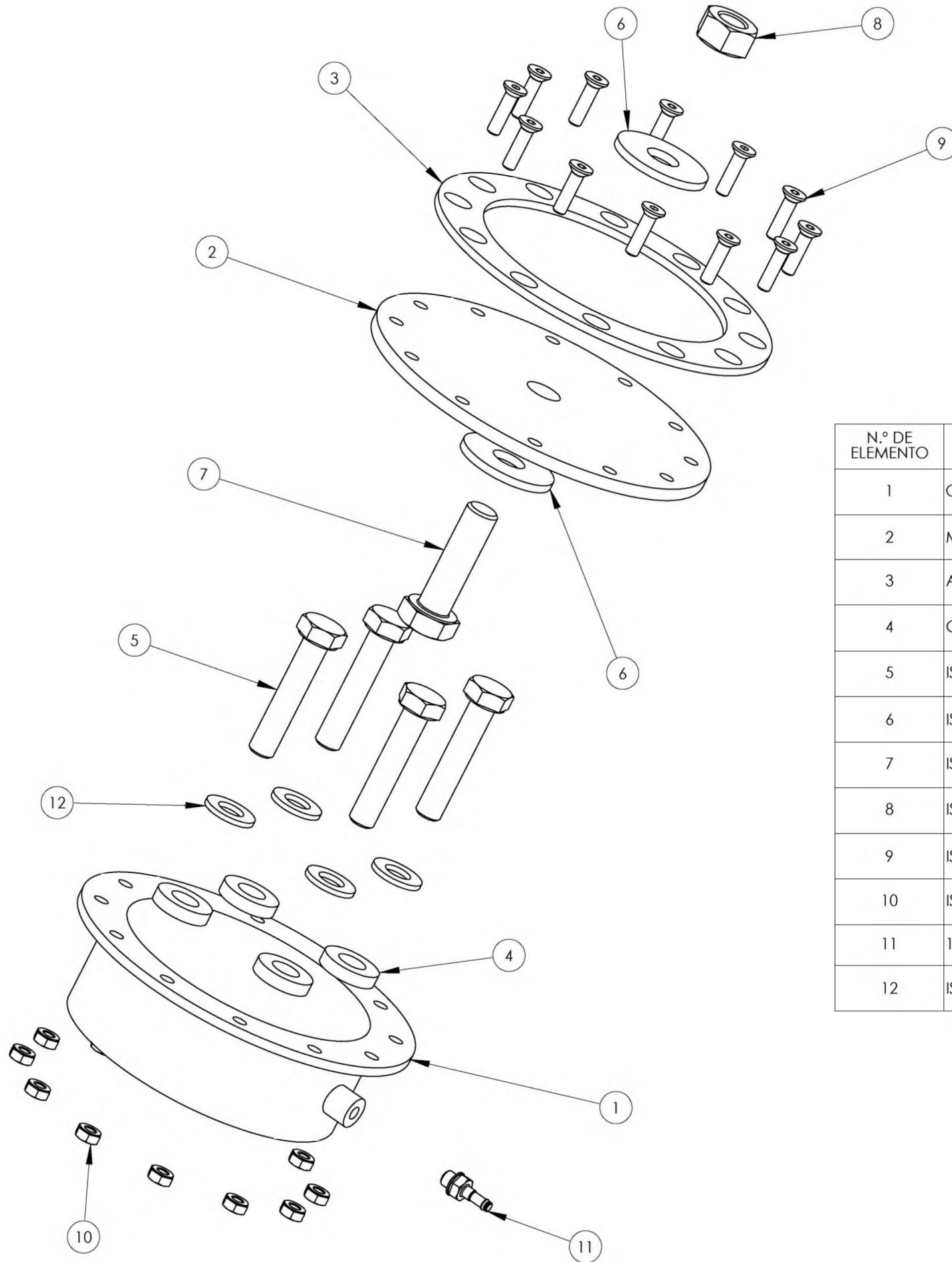
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Predeterminado/CANTIDAD
1	Camara suspension	Pieza soldada de acero (Ensamblaje camara.sldasm)	1
2	Membrana	Membrana de elastomero	1
3	Aro sujecion	Chapa de acero	1
4	Goma tornillo	Goma aislante para tornillos M8	4
5	ISO 4014 - M8 x 40 x 40-N	Tornillo hexagonal	4
6	ISO 7093 - 10	Arandela ancha	2
7	ISO 4017 - M10 x 35-N	Tornillo hexagonal	1
8	ISO - 4032 - M10 - W - N	Tuerca hexagonal	1
9	ISO 10642 - M4 x 16 --- 16N	Tornillo avellanado allen	12
10	ISO 4032 - M4 - W - N	Tuerca hexagonal	12
11	12255_CN_M5_PK_3	Boquilla M5 (FESTO ref: 12255)	1
12	ISO 7089 - 8	Arandela	4



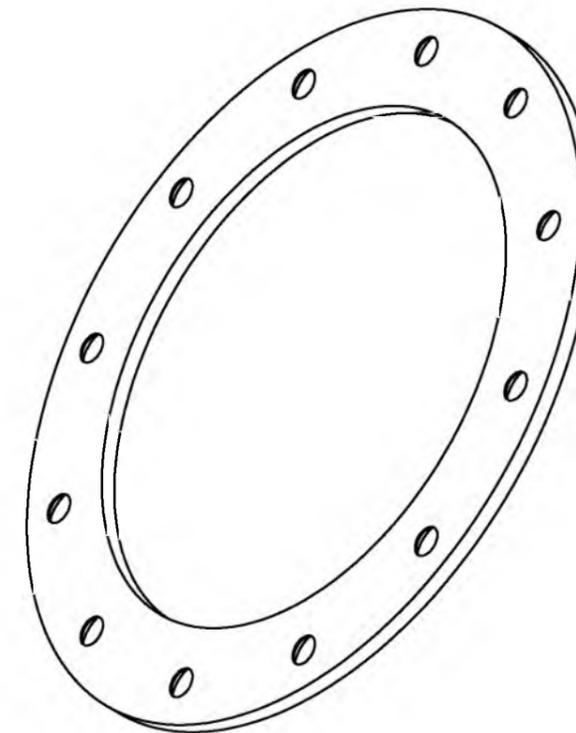
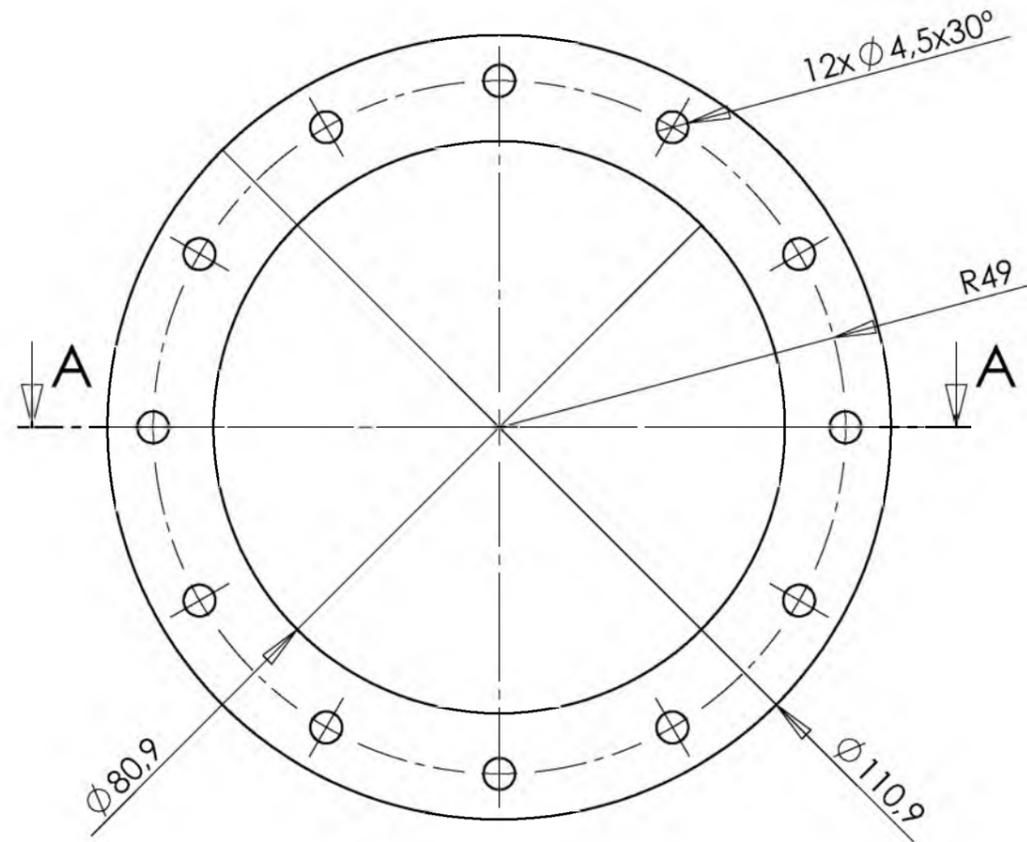
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_13		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE SUSPENSION		9/05/2016	1:2	



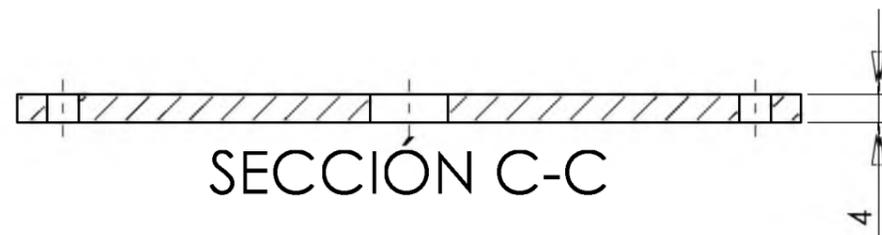
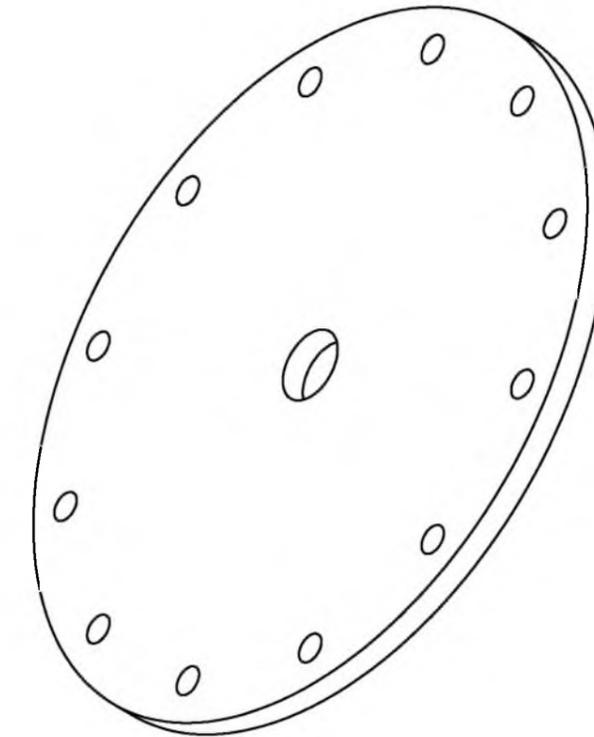
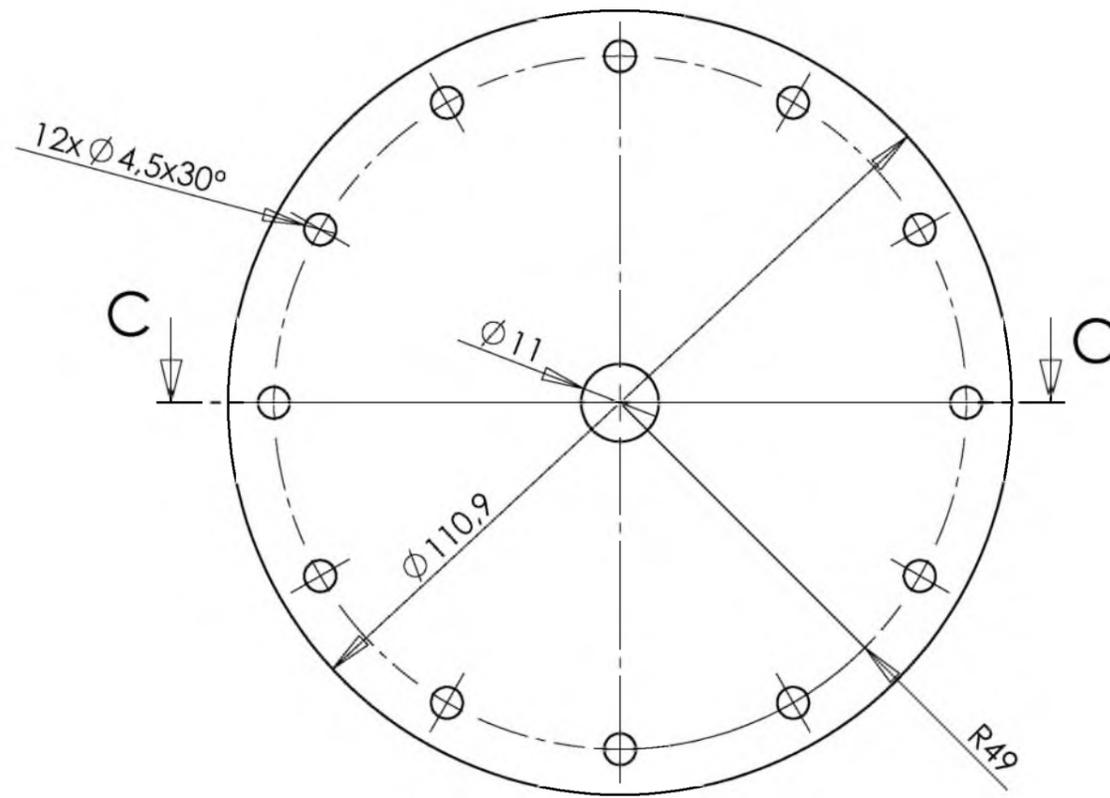
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Explosionado/CANTIDAD
1	Camara suspension	Pieza soldada de acero (Ensamblaje camara.sldasm)	1
2	Membrana	Membrana de elastomero	1
3	Aro sujecion	Chapa de acero	1
4	Goma tornillo	Goma aislante para tornillos M8	4
5	ISO 4014 - M8 x 40 x 40-N	Tornillo hexagonal	4
6	ISO 7093 - 10	Arandela ancha	2
7	ISO 4017 - M10 x 35-N	Tornillo hexagonal	1
8	ISO - 4032 - M10 - W - N	Tuerca hexagonal	1
9	ISO 10642 - M4 x 16 --- 16N	Tornillo avellanado allen	12
10	ISO 4032 - M4 - W - N	Tuerca hexagonal	12
11	12255_CN_M5_PK_3	Boquilla M5 (FESTO ref: 12255)	1
12	ISO 7089 - 8	Arandela	4

Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
Plano:		No. de plano:		
MONTAJE SUSPENSIÓN EXPLOSION		MA_14		
Fecha:	Escala:	Material:		
9/05/2016	1:1			





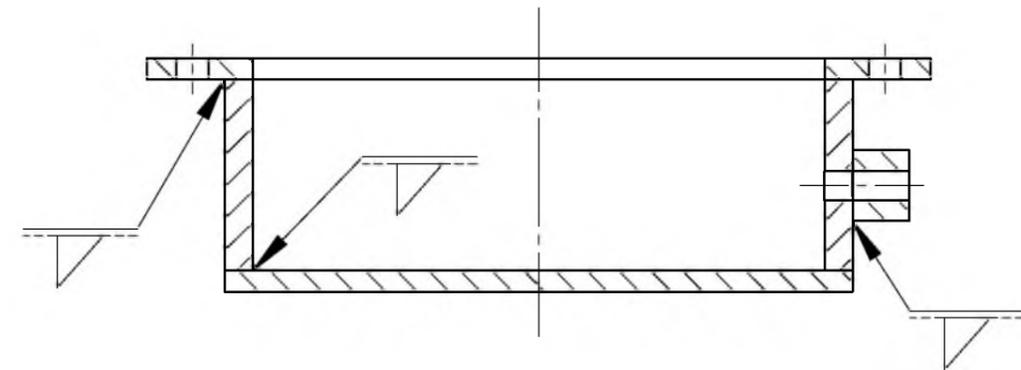
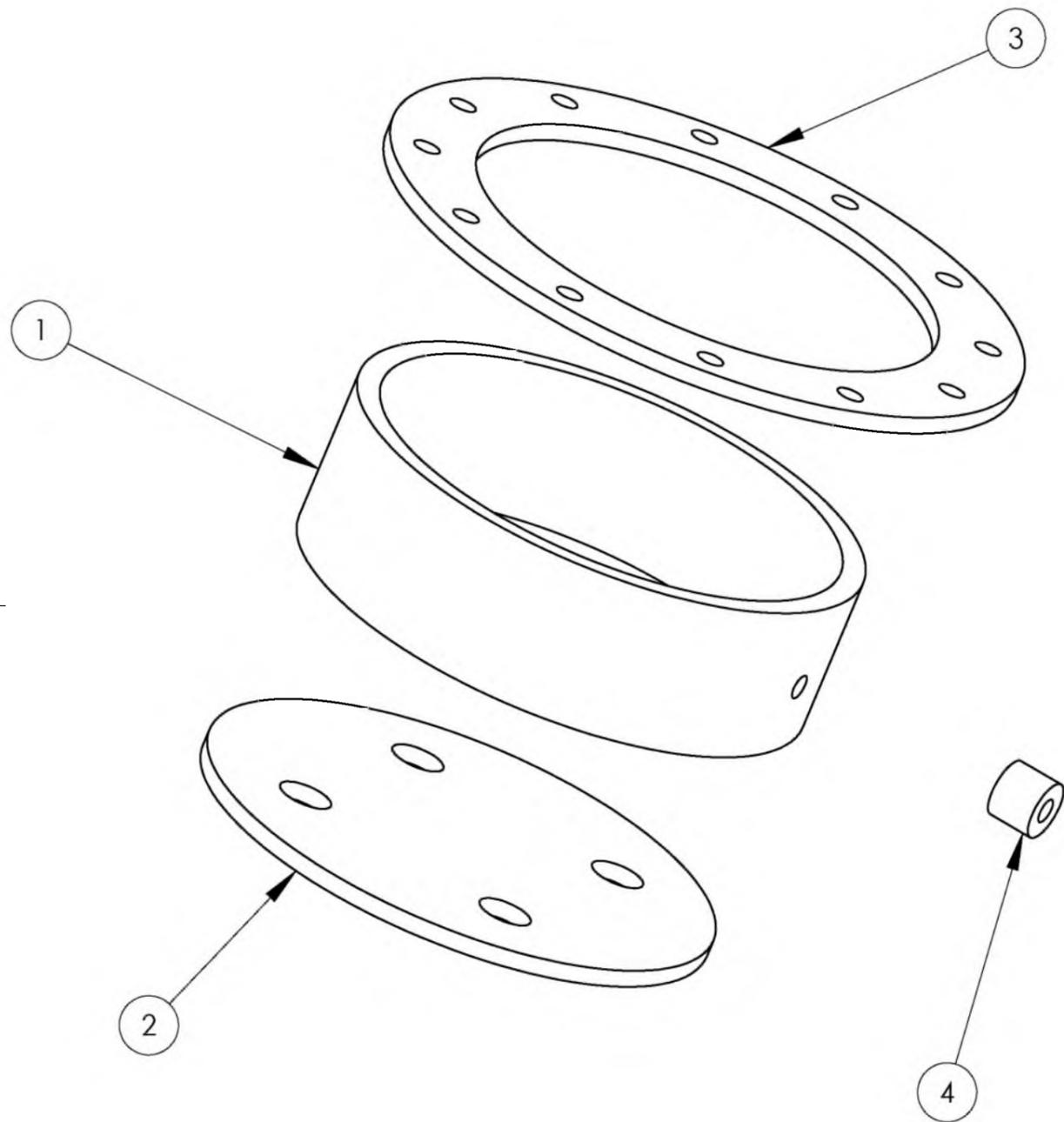
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano:		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
ARO SUJECIÓN		9/05/2016	1:1	ACERO



Recortar de chapa de elastomero VHDS
 espesor: 4 mm



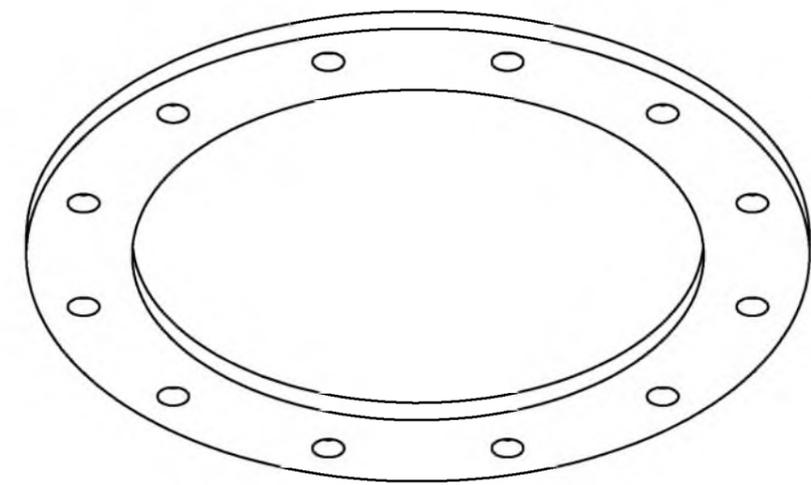
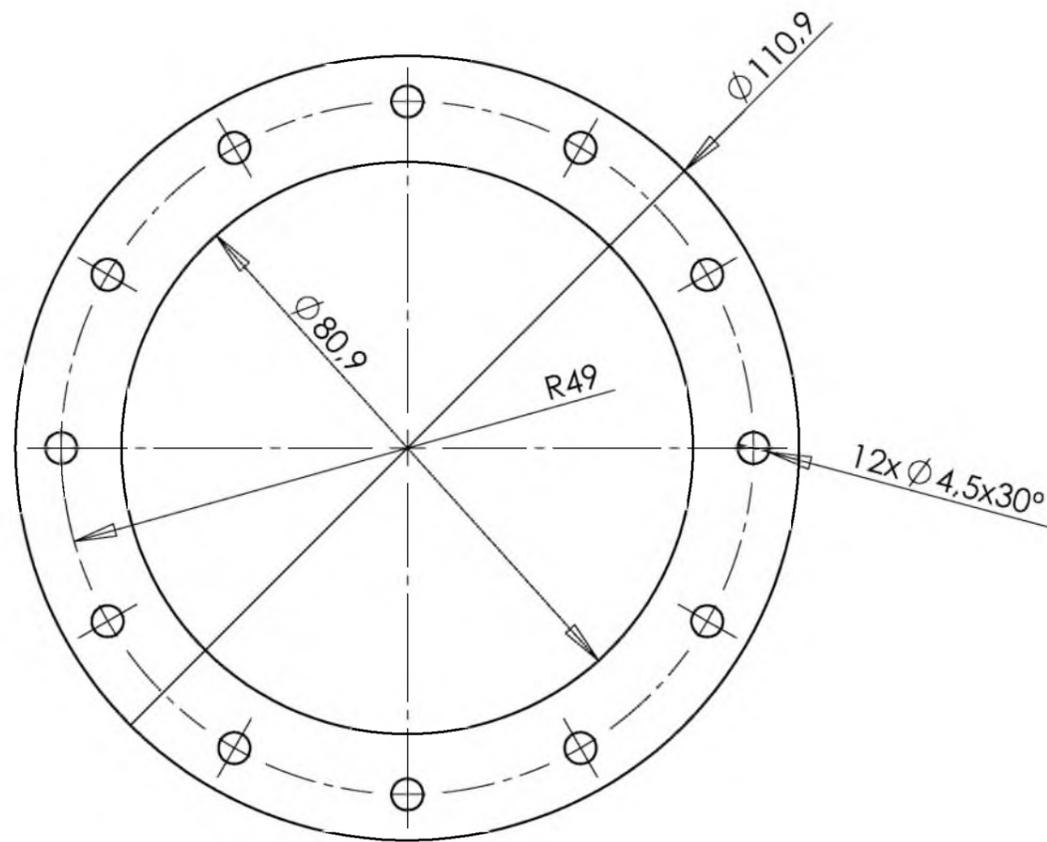
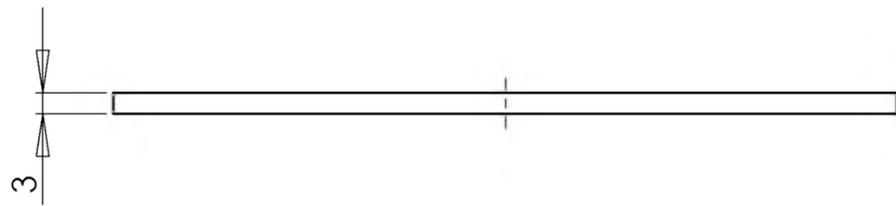
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_16		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MEMBRANA		9/05/2016	1:1	ELASTOMERO



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	explosion/CANTIDAD
1	Cilindro	Tubo normalizado ϕ 80,9 mm	1
2	Tapa 2	Chapa acero 3mm	1
3	Tapa 1	Chapa acero 4mm	1
4	Entrada aire	Tubo acero	1



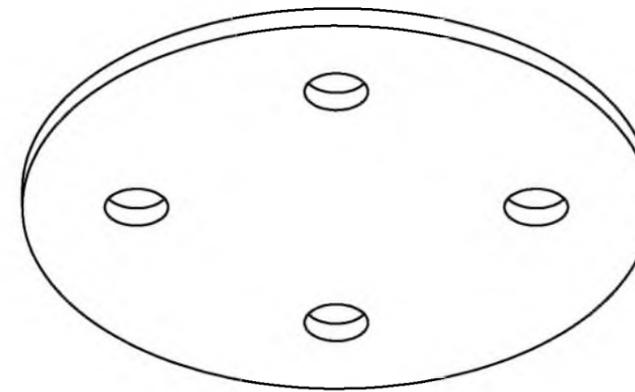
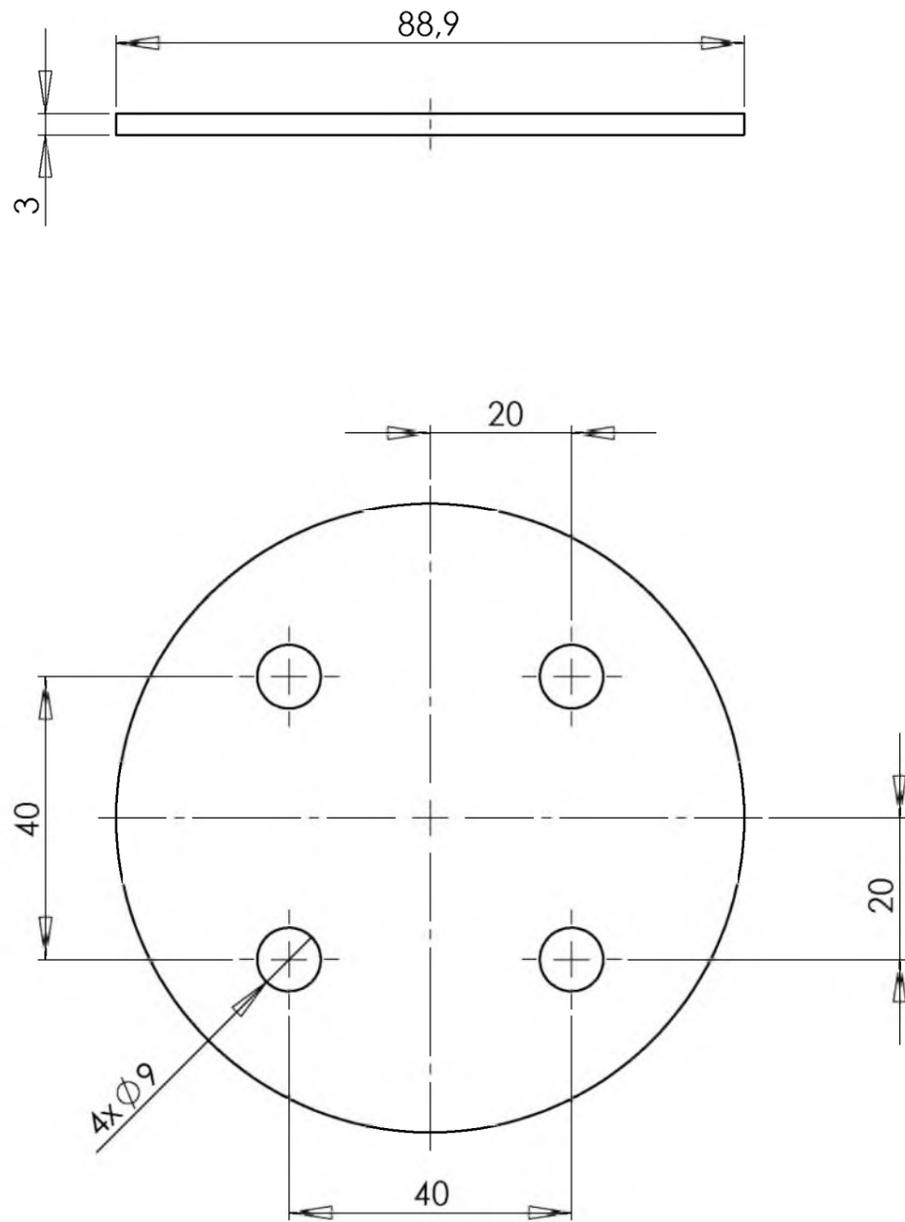
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano:		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
ENSAMBLAJE CAMARA		9/05/2016	1:1	



Chapa acero espesor 3 mm



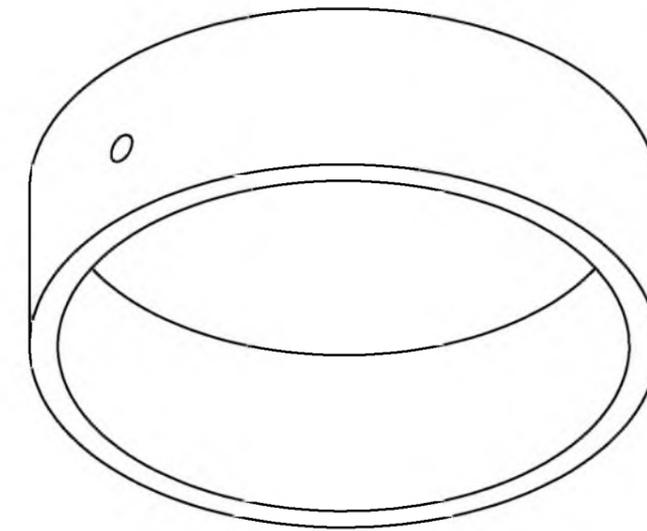
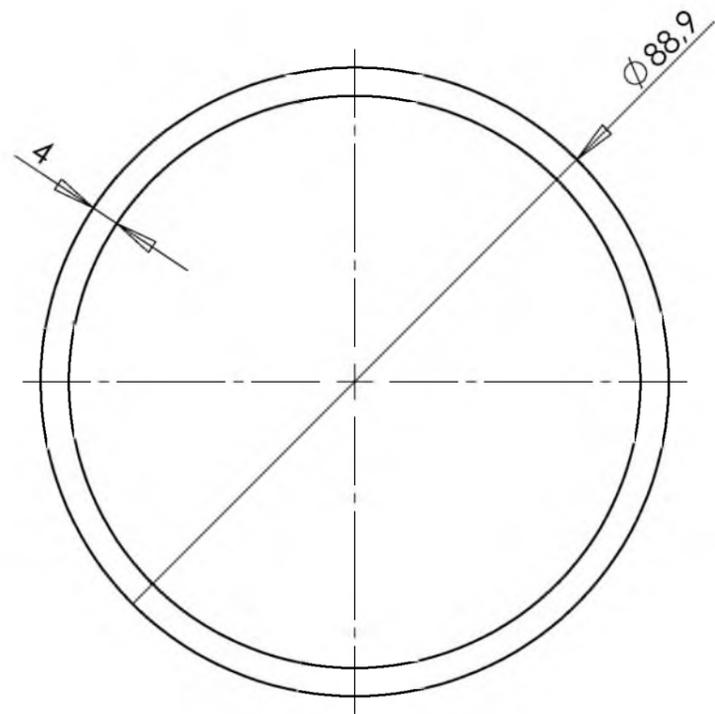
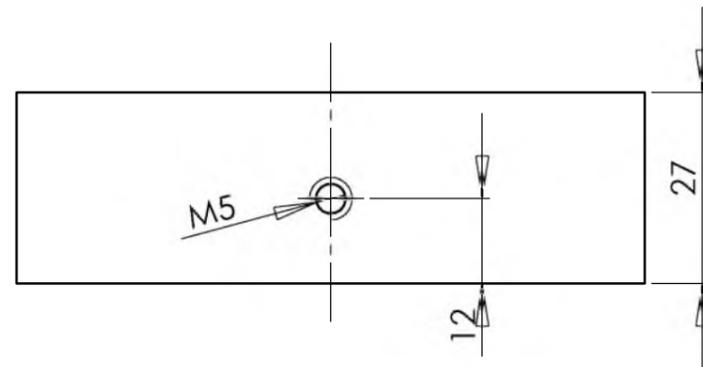
Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_18		
Plano:	Fecha:	Escala:	Material:	
TAPA 1	9/05/2016	1:1	ACERO	



Chapa acero espesor 3 mm



Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
	No. de plano: MA_19		
Plano: TAPA 2	Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:1	Material: ACERO



Tubo normalizado de acero
 \varnothing int: 80,9 mm
 espesor: 4 mm



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_20		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
CILINDRO		9/05/2016	1:1	ACERO

1

2

3

4

A

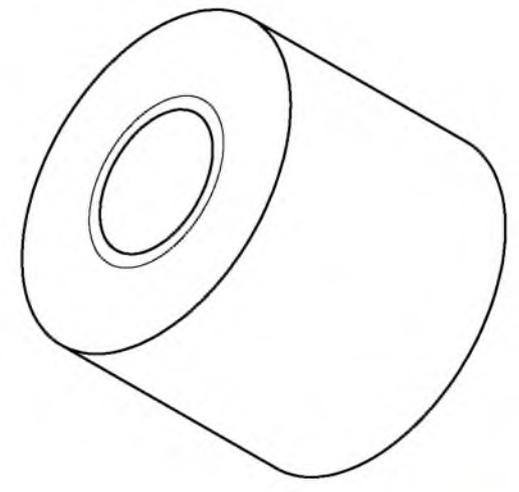
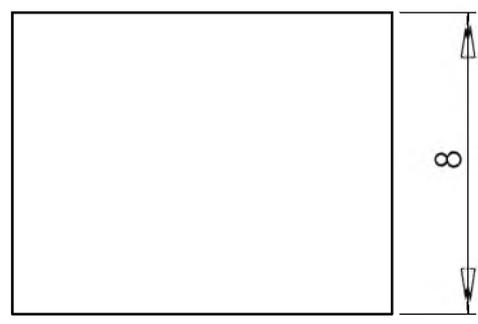
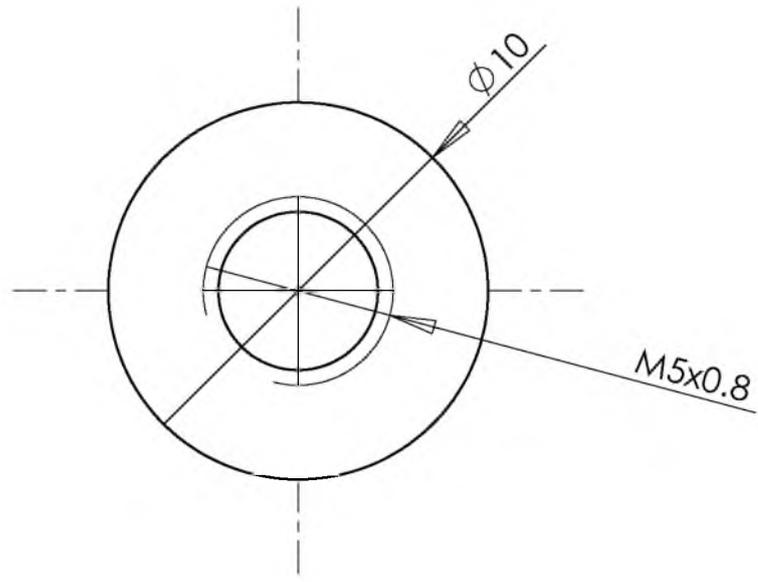
B

C

D

E

F



Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Plano:

ENTRADA AIRE

Alumno:

ÁNGEL CRUZ AGUIRRE

No. de plano:

MA_21

Fecha:

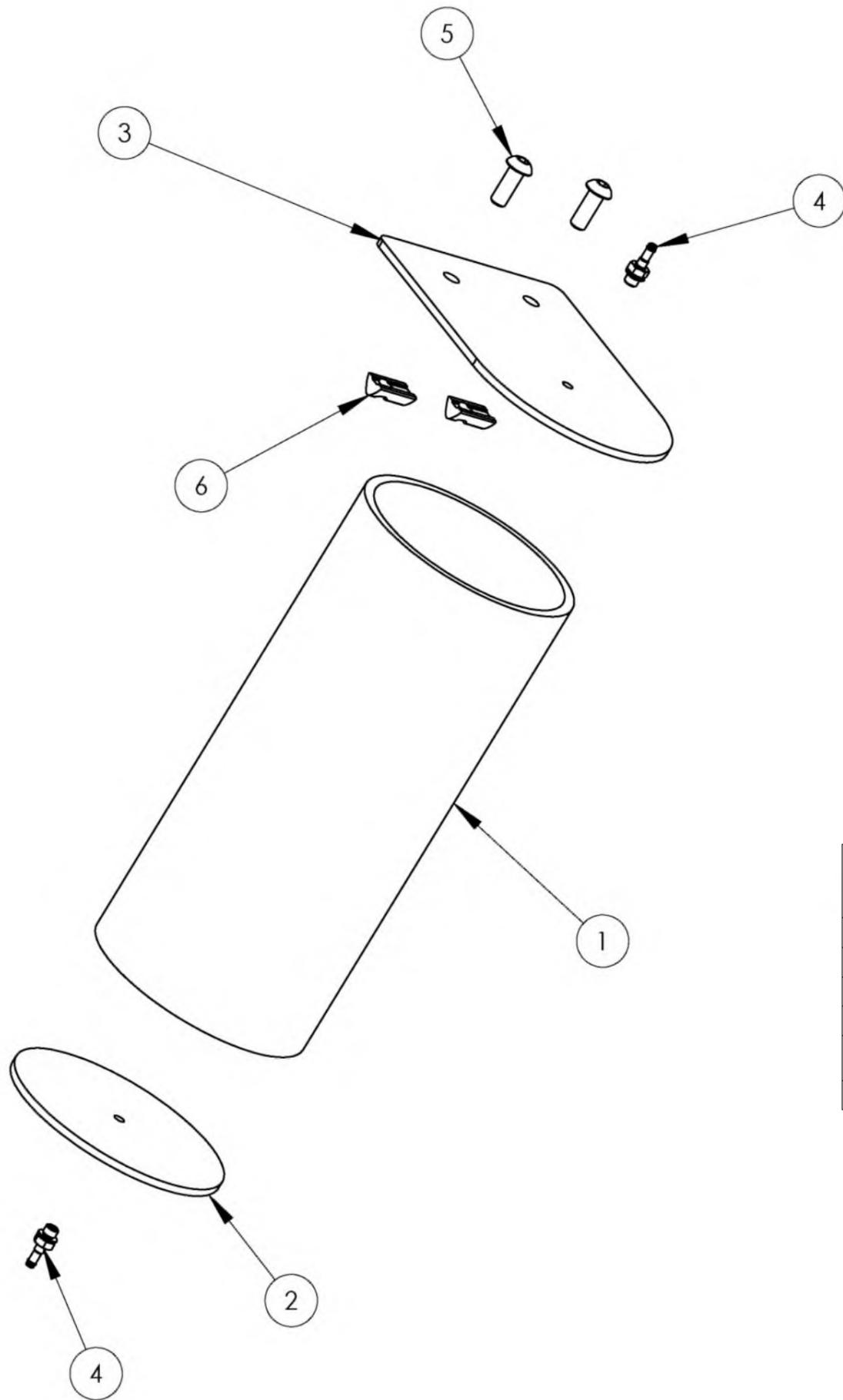
9/05/2016

Escala:

5:1

Material:

ACERO



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Explosion/CANTIDAD
1	Cilindro Deposito	Tubo normalizado ϕ 80,9 mm	1
2	Tapa deposito 1	Chapa acero 3mm	1
3	Tapa deposito 2	Chapa acero 3mm	1
4	12255_CN_M5_PK_3	Boquilla M5 (FESTO ref: 12255)	2
5	ISO 7380 - M6 x 16 --- 16N	Tomillo cabeza semiesférica	2
6	T nut M6	ITEM ref: 0.0.388.51	2



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano:		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
ENSAMBLAJE DEPOSITO		9/05/2016	1:2	

A

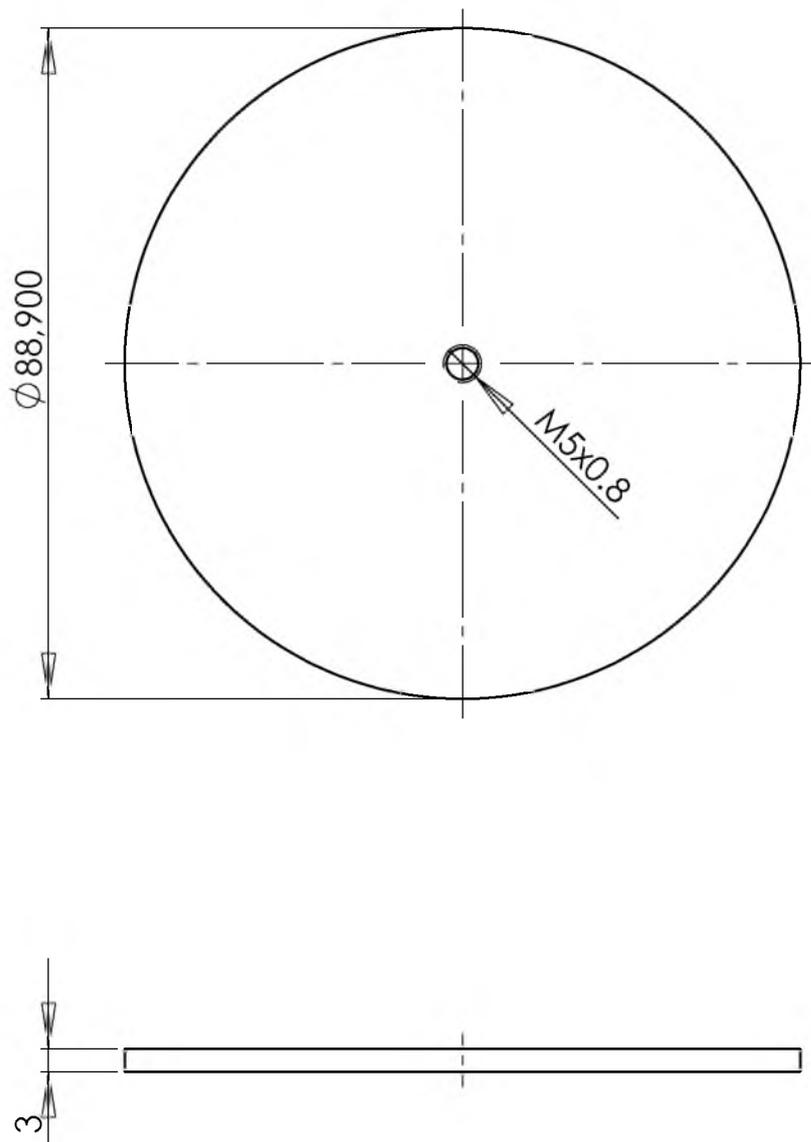
B

C

D

E

F



Chapa acero espesor 3 mm



Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Plano:

TAPA DEPOSITO 1

Alumno:

ÁNGEL CRUZ AGUIRRE

No. de plano:

MA_23

Fecha:

9/05/2016

Escala:

1:1

Material:

ACERO

1

2

3

4

A

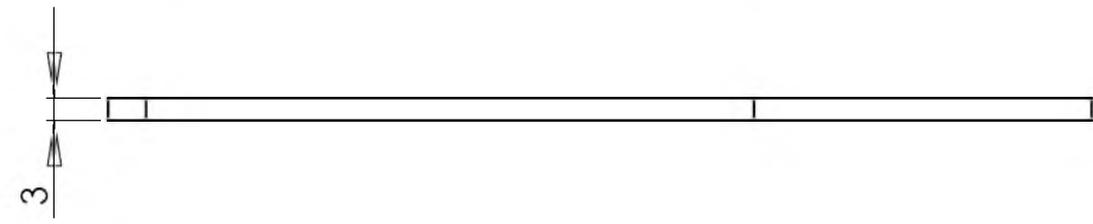
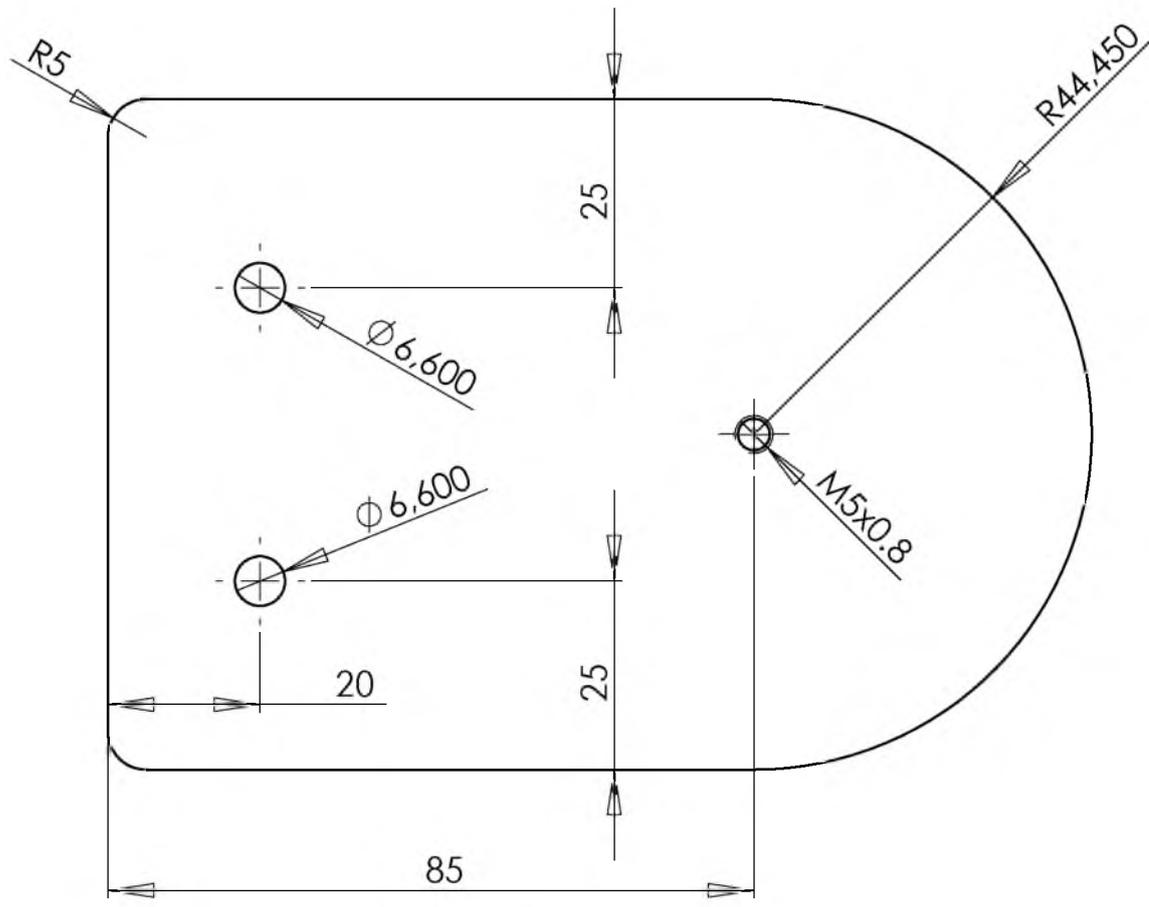
B

C

D

E

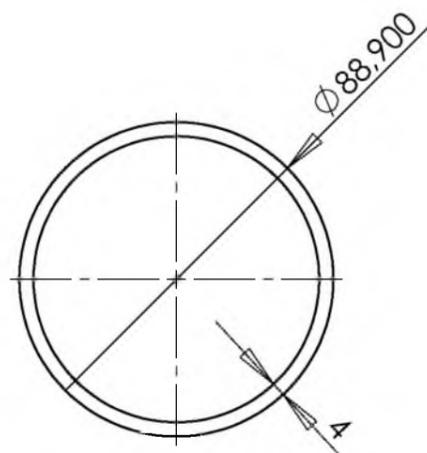
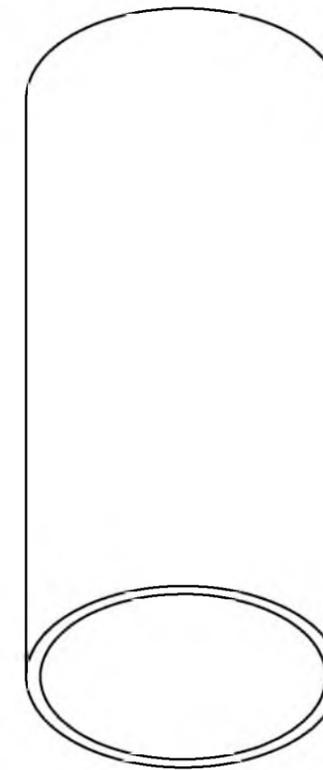
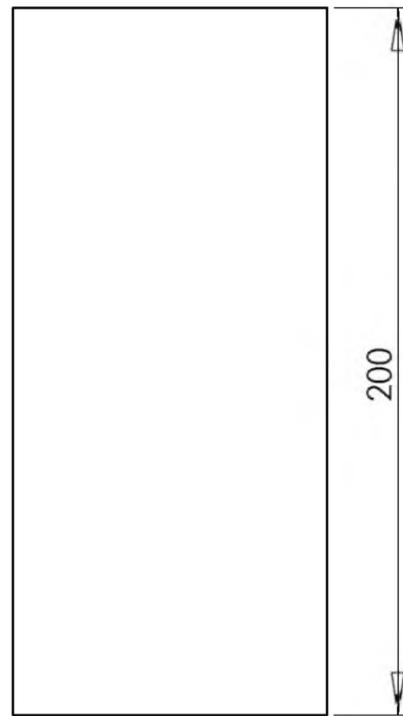
F



Chapa acero espesor 3 mm



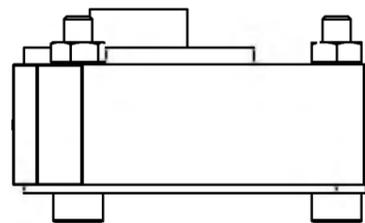
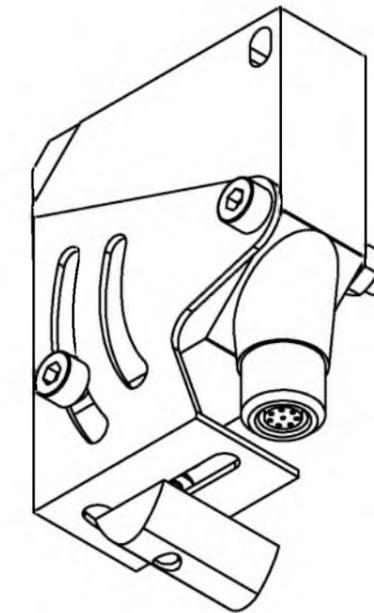
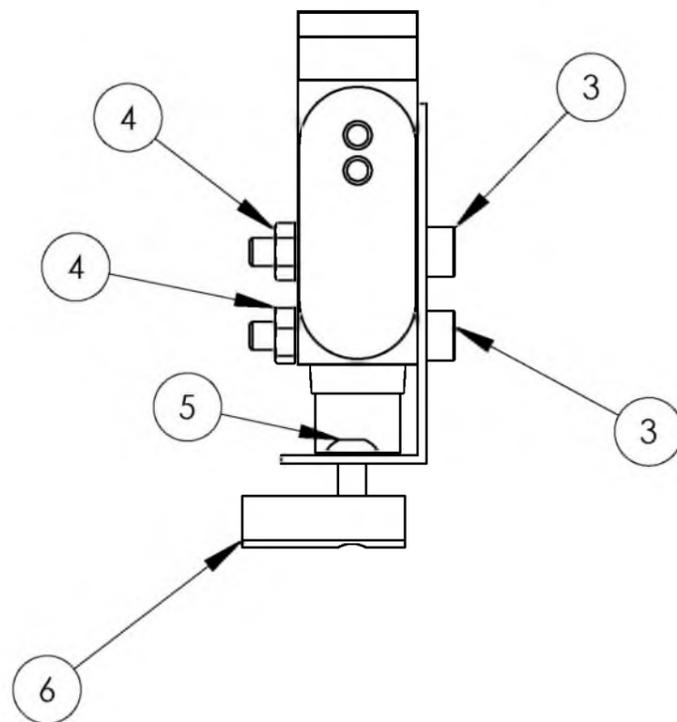
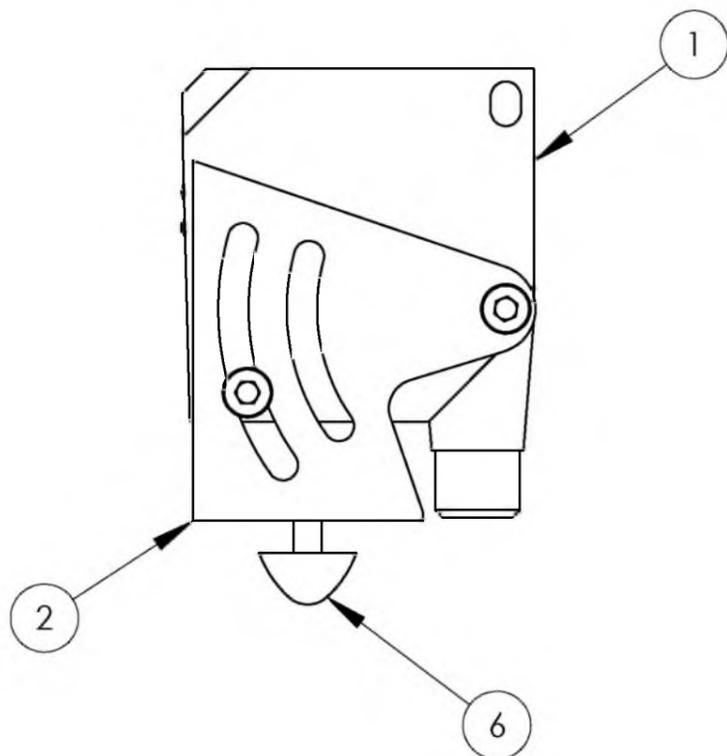
Proyecto: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Alumno: ÁNGEL CRUZ AGUIRRE	
	No. de plano: MA_24	
	Fecha: 9/05/2016	Escala: 1:1
Plano: TAPA DEPOSITO 2		



Tubo normalizado de acero
 $\text{Ø int: } 80.9 \text{ mm}$
 espesor: 4 mm



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_25		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE FINAL		9/05/2016	1:2	ACERO



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	Predeterminado/CANTIDAD
1	537823_SOEL_RTD_Q50_PP_S_7L	Sensor de distancia (FESTO ref: 537823)	1
2	537786_SOEZ_HW_Q50	Soporte sensor (FESTO ref: 537786)	1
3	ISO 4762 M4 x 25 --- 25N	Tornillo cabeza circular allen	2
4	ISO 4032 - M4 - W - N	Tuerca hexagonal	2
5	ISO 7380 - M4 x 12 --- 12N	Tornillo cabeza semiesférica allen	1
6	T-slot nut M4	ITEM ref: 0.0.428.54	1



Proyecto:		Alumno:		
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MESA ABSORBEDORA DE VIBRACIONES PARA INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN		ÁNGEL CRUZ AGUIRRE		
		No. de plano: MA_26		
Plano:		Fecha:	Escala:	Material:
MONTAJE SENSOR		9/05/2016	1:1	